

2 단계
연구보고서

차세대 초전도 핵융합 연구장치 개발사업

Korea Superconducting Tokamak Advanced
Research Project

토카막 구조 및 진공계통 개발

Development of Tokamak Structure
and Vacuum Systems

한국기초과학지원연구원

과 학 기 술 부

제 출 문

과학기술부 장관 귀하

본 보고서를 “차세대 초전도 핵융합 연구장치 개발” 사업중 “토카막 구조 및 진공계통 개발” 과제의 제 2 단계 최종 보고서로 제출합니다.

2002 년 6 월 7 일

주관연구기관명 : 한국기초과학지원연구원
주관연구책임자 : 박 주 식
공동연구기관명 : 한국표준과학연구원
한국원자력연구소
삼성전자(주) 기반기술연구소
공동연구책임자 : 정광화, 인상렬, 김용진
위탁연구기관명 : 한국과학기술원
위탁연구책임자 : 조규성
연 구 원 : 권 먼, 금명철, 김건희, 김근홍
김남규, 김동락, 김병철, 김양수
김웅채, 김진용, 김진춘, 김학근
김형섭, 김효식, 도철진, 류기현
박명규, 박영민, 박종학, 박지영
사정우, 양장규, 양형렬, 오영국
유광일, 유기현, 유병주, 유인근
윤수병, 이경수, 이덕교, 이봉주
이상곤, 이영주, 이정민, 이형철
임기학, 정영수, 조광운, 조승연
최재훈, 최정완, 최창호, 하태형
한정훈, 허남일, 홍권희, 홍재식

외 부 연 구 원 : 강경호, 김기만, 김경민, 김명규
김용진, 김홍택, 박성일, 방성근
송우섭, 송웅섭, 신용현, 우삼용
윤병주, 윤천석, 이상일, 이재용
인상렬, 임인태, 임종연, 정광화
정승호, 진승보, 최현정, 홍봉근
홍승수

보고서 초록

| | | | | | |
|--|-------------|--|---|----------------|--|
| 과제관리번호 | 17-2-1 | 해당단계 연구기간 | 1998. 9. 8 - 2002. 6. 7 | 단계 구분 | 2 / 3 |
| 연구사업명 | 중 사업명 | 선도기술개발사업 | | | |
| | 세부사업명 | 차세대 초전도 핵융합 연구장치 개발 사업 | | | |
| 연구과제명 | 중 과제명 | 차세대 초전도 토카막 주장치 개발 | | | |
| | 세부(단위)과제명 | 토카막 구조 및 진공계통 개발·제작 | | | |
| 연구책임자 | 박 주 식 | 해당 단계 참여연구원수 | 총 : 69.5 명 내부 : 62.6 명 외부 : 6.9 명 | 해당단계 연구비 | 정부: 20,454,089 천원 기업: 3,110,000 천원 계 : 23,564,089 천원 |
| 연구기관명 및 소속부서명 | 한국기초과학지원연구원 | | 참여기업명 | (주)현대중공업 외 2개사 | |
| 국제공동연구 | 상대국명 : | | 상대국연구기관명 : | | |
| 위탁 연구 | 위탁연구기관명 : | | 연구책임자 : | | |
| 요약(연구결과를 중심으로 개조식 500자 이내) | | | | | 보고서 면 수 |
| <p>『국가 핵융합 연구개발 기본계획』에 따라 선도기술 개발사업 (G7)의 일환으로 1995년 말 착수한 『차세대 초전도 핵융합 연구장치 (KSTAR)』 개발사업은 1998년 8월 장치의 개념설계, 기본설계와 기반기술 R&D 목표를 성공적으로 달성하였다. 1998년 9월부터 시작된 제2단계 사업에서는 토카막 장치의 제작을 위한 공학설계를 2002년 6월까지 완성하고 이와 병행하여 주장치의 핵심부분인 진공용기 (Vacuum Vessel)와 저온용기 (Cryostat)의 제작에 착수하는데 까지 과제를 수행하였다. 주요 연구개발 대상품은 진공용기, 저온용기, 초전도자석 구조물, 진공 배기계, 플라즈마 대향부품, 열 차폐체, 그리고 In-vessel Control Coil등을 들 수 있다.</p> <p>진공용기, 저온용기 구조물 개발은 본 과제에서 차지하는 비중이 가장 크며, 본 과제를 통해 제작성을 고려한 상세설계도, 제작사양서, 각종 제작절차서를 완성하였고, ASME Code기준에 따른 구조해석을 통하여 토카막 자중, 진공압력, 플라즈마 이상거동하중, 지진하중 등의 정적/동적하중에 대한 구조물의 안정성을 검증하였다. 그리고 62도 섹터의 실규모 선행품 생산을 통해 기술적 난제를 해결, 제작기법을 확립하였다.</p> <p>초전도자석 구조물 개발에서는 구조물의 구조적, 열적, 전기적 요구조건을 만족하는 상세한 공학설계와 열·구조해석을 완료하여 공학설계도면, 제작사양서, 제작절차서, 및 조립절차서 등이 완성하였다. 위의 결과는 ITER 초전도시스템 설계팀으로 workshop을 통해 검증을 받았고, TF 코일 구조물에 대한 선행생산품 제작을 수행하여 본제품 제작을 위한 만전의 준비를 완료하였다.</p> <p>PFC 부품 관련 연구는 제작설계를 뒷받침하는 해석이 완료되었고 Inboard Limiter에 대한 상세도 작성, 설계 사양서 작성 및 Fluent 코드를 이용한 열수력학 계산을 수행하였다. 열 차폐체에 대한 연구결과는 기 확립된 개념 설계를 바탕으로 외부 전문기관인 프랑스 Air Liquide사에서 공학설계를 진행하고 있으며, 조립의 수월성을 감안하여 국내 제작을 위한 타당성 검토가 진행중에 있다. 제어 코일은 과제 초기에 설계된 기존 제어코일이 제작상의 문제, 용기내 다른 부품들 간의 간섭문제, 구조적 취약성으로 인한 냉각수 유출 등의 중대사고의 위험성, 그리고 유지·보수가 거의 불가능한 단점이 지속적으로 제기되어 2001년 6월 이후에는 세그먼트 형 코일 시스템으로 설계 개념을 전환하였다. 이와 같이 변경된 개념에 대하여 국내·외 전문가들로부터 그 타당성을 검증 받은 바 있으며 현재까지 구조적인 안정성을 확보하고 효과적인 코일 시스템을 제작하기 위한 개념설계 및 기본 공학설계가 진행되고 있다.</p> | | | | | |
| 색인어 | 한글 | 차세대 초전도 핵융합 연구장치, 공학설계, 진공용기, 저온용기, 자석구조물 | | | |
| | 영어 | KSTAR, Engineering Design, Vacuum Vessel, Cryostat, Magnet Structure | | | |

요 약 문

I. 제 목

토카막 구조 및 진공 계통 개발·제작

II. 연구개발의 필요성

1. 에너지 소요량이 기하급수적으로 증가할 21세기를 대비해 안전하면서도 환경문제가 없는 미래의 청정에너지원으로서의 핵융합 발전기술 개발이 절실히 필요하다. 기존의 JT-60, JET등 토카막 장치들이 핵융합 기술의 과학적 타당성을 입증하는 단계에까지 이르렀으나, 곧 연구 장치로서의 수명이 끝나며, 다음 단계 장치인 ITER 장치의 완성은 2015년으로 예정되어 있어, 21세기초에는 전 세계적인 핵융합 연구의 공백 상태가 예상된다.

이 시점에 우리나라에서 핵융합 개발 사업을 수행함으로써, 핵융합 연구의 후발 국가이면서도 당당히 핵융합 연구의 본류에 진입할 수 있는 절호의 기회를 갖게 되었다. 특히, 본 과제의 주제인 『구조 및 진공계통』의 개발에는 수많은 극한 요소 기술들이 통합적으로 요구되므로, 초전도 토카막 핵융합 장치 제작 기술의 확보는 관련 산업기술의 향상을 가져옴으로써, 국내 미래산업의 선진화를 주도할 수 있으리라 사료된다.

2. 『국가 핵융합 연구개발 기본계획』에 따라 선도기술 개발사업 (G7)의 일환으로 1995년말 착수한 『차세대 초전도 핵융합 연구장치 (KSTAR)』 개발사업은 1998년 8월 장치의 개념설계, 기본설계와 기반기술 R&D 목표를 성공적으로 달성하였다. 1998년 9월부터 시작된 제2단계 사업에서는 토카막 장치의 제작을 위한 공학설계를 2002년 6월까지 완성하고 이와 병행하여 주장치의 핵심부분인 진공용기 (Vacuum Vessel)와 저온용기(Cryostat)의 제작에 착수하였다. 제3단계 사업을 통해 KSTAR 장치는 건설이 완료된 핵융합 특수실험동에 완성되어 세계 일류의 초전도핵융합 실험장치로 운전될 것이다.

III. 연구개발의 목표 및 내용

본 과제 of 최종목표는 KSTAR 토카막의 주장치인 진공용기, 플라즈마 대향부품, in-vessel control coil, 열차폐판, 초전도자석 구조물, 및 저온용기를 제작하는 것이다. 기존에 수행된 대부분 주장치의 공학설계와 몇몇 주장치의 선행생산품 제작을 통하여 제작성과 조립성을 검증하였다.

아래에 본과제의 목표와 내용을 열거하였다.

목 표

- 진공도 10^{-8} torr 영역의 진공용기 공학설계 완료 및 제작 착수
- 진공도 10^{-5} torr 영역의 저온용기 공학설계 완료 및 제작 착수
- 진공배기계통 공학설계 완료 및 제작 착수
- 진공용기 선행생산품 제작 완료
- 초전도자석 구조물 공학설계 완성
- 초전도자석 구조물 선행생산품 제작 착수
- PFC 상세 설계를 위한 구조해석 및 제작사양서 작성
- 열 차폐체 상세 설계를 위한 구조해석 및 제작사양서 작성
- In-vessel control coil 개념설계 완료 및 상세 설계 진행
- KSTAR 주요 sub-system별 상세 설계의 시스템 레벨 통합
- KSTAR 시스템 설비 및 주장치, 부대장치 인터페이스 설계 통합
- KSTAR 장치조립 절차서 개발

주요 연구내용

- 진공용기 공학설계 (상세 설계도, 구조·내진·열 해석, 제작사양서 완성)
- 저온용기 공학설계 (상세 설계도, 구조·내진·열 해석, 제작사양서 완성)
- 대용량 극저온 진공배기계 공학설계 (상세 설계도, 구조·내진·열 해석, 제작사양서 완성)
- 진공용기 선행생산품 제작 (제작 및 검사기법 개발)
- 토카막 지지구조물 공학설계 (상세 설계도, 구조·내진·열 해석)
- 진공용기 내벽 형태에 관한 공학 설계
- PFC 부품 공학설계 (상세 설계도, 구조·내진·열 해석, 제작사양서)
- 연료 주입계 및 내벽 처리계 공학 설계

- 초전도자석 구조물 공학설계 (상세 설계도, 구조해석, 열 및 수력학적 해석, 제작사양서, 제작절차서 완성)
- 초전도자석 구조물 선행생산품 제작 (제작 및 조립기법 개발)
- 열 차폐체 상세 설계
- In-vessel control coil 상세 설계 (구조해석 착수, 간섭사항 확인)
- KSTAR 설계 통합 및 장치조립 개념설계(정밀측량 진행 및 조립 치구류 설계)

IV. 연구개발 결과

1. PFC : 2단계 1, 2차년도에는 1단계에서 수행한 기본설계 내용들을 바탕으로 상세 개념 설계를 통하여, PFC 각 구성 부분들에 대한 기능 및 성능에 대한 정밀 검토, 베이킹 온도 변경으로 인한 PFC 구조물의 영향 검토, 냉각 및 베이킹 요구조건 정밀 산정 등의 업무를 수행하였다. 3차년도에는 KSTAR의 첫 번째 플라즈마 실험 후에 설치될 PFC 부품인 inboard limiter에 대한 상세도 작성, 설계 사양서 작성 및 Fluent 코드를 이용한 열수력학 계산을 수행하였다. 4차년도에는 그 동안 수행한 개념설계 및 상세 설계를 바탕으로 제작설계에 착수하였으며, 이에는 2개의 중소기업, 즉, 제작도, 제작사양서, 제작절차서 및 조립절차서 작성은 원신코포레순(주)가 담당하고, 제작설계를 뒷받침하는 해석은 프리즘(주)가 담당하여 2002년 9월 PFC 제작 설계 완성을 목표로 진행하고 있다.

2. 진공용기 설계 및 해석 : 1, 2차년도에는 1단계에서 수행한 기본설계 내용들을 바탕으로 상세 개념들을 정립하던 시기로, 진공용기 베이킹 scheme 결정 및 온도 변경으로 인한 진공용기 구조물의 영향 검토, 냉각 및 베이킹 요구조건 정밀 산정 등의 업무를 수행하였고, 진공용기 다지관 설계를 용역업체에 의뢰하여 수행하였다. 또한 현대중공업이 진공용기 공학설계를 착수하였으며 이를 위해 진공용기 설계조건을 완성하였다. 3차년도에는 현대중공업의 공학설계가 진행됨에 따라 전자기력 계산 및 열 하중 계산 등 필요한 해석과 지지구조물 구조형상 변경 등에 따른 설계 및 해석 등을 통해 공학설계를 완성하였다. 4차년도에는 그 동안 수행한 개념설계 및 상세 설계를 바탕으로 제작사양서, 제작절차서 및 조립절차서, 조립도면 등을 완성하여 본제품 제작에 만전의 준비를 완료하였다. 그리고 62도 섹터의 실규모 선행품 생산을 통해 난해한 여러 종류의 제작 기법을 숙지하였다.

3. 초전도자석 구조물 개발 : 1단계에 수행한 기본 설계를 바탕으로 1차년도에는 초전도자석 구조물에 인가되는 전자기부하 계산, 열부하 계산, 및 주변 장치와의 간섭 검토 등을 수행하였다. 2차년도에 TF, CS 및 PF 코일 구조물 개념설계 보완과 기초해석이 수행되고 그 결과를 국제 공동 workshop을 통해 국내외 전문가의 검증을 받았다. 또한 초전도자석과의 조립성을 검토하여 설계에 반영하고 운전을 위한 기본 토대도 구축하였다. 3차년도에 초전도자석 구조물의 구조적, 열적, 전기적 요구조건을 만족하는 상세한 공학설계와 열·구조해석을 수행하였다. 공학설계를 통해 공학설계 도면, 제작사양서, 제작절차서, 및 조립절차서 등이 완성되었다. 수행된 공학설계에는 구조물의 제작성, 조립성, 및 운전안정성 등이 검토되었으며, 해석을 위해 기본 시나리오, plasma 붕괴, 지진 안전성, 및 최대 하중 조건 등을 고려하였다. 기본 설계 개념으로는 TF 코일 구조물은 16 개로 구성되고 wedge형으로 설계되었고, CS 코일 구조물은 반발력을 견딜 수 있는 pre-compression 인가가 가능하게 설계하였다. PF 코일 구조물은 반경방향의 변위를 허용, 흡수할 수 있는 hinge형으로 설계하였다. 공학설계의 결과를 ITER 초전도시스템 설계팀과의 workshop을 통해 검증을 받았다. 4차년도에는 TF 코일 구조물 1 set, PF5U 코일 구조물 1 set, 최종 용접특성 평가용 dummy 구조물 1 set, 및 조립성 평가를 위한 코일 연결구조물 2 set를 선행생산품으로 제작중이다. 또한 TF 코일과 구조물의 조립시 필요한 최종 진공함침용 지지구조물과 시험용 치구류를 설계·제작하였다.

4. 저온용기 설계 및 해석 : KSTAR 핵융합실험장치의 저온용기는 초전도자석의 열손실을 줄이기 위하여 초전도자석구조물 주위에 진공벽을 형성하는 구조물로서, lid, cylinder, base의 저온용기 본체와 진공용기 포트 관통부의 bellows를 포함한다. 2단계 1차년도에는 저온용기 내부설치 구조물(진공용기 및 초전도자석구조물)의 기능, 구조 역학적 거동, 유지보수 등을 고려한 저온용기 본체 치수와 진공용기 포트 관통부 bellows에 대한 기본설계가 수행되었다. 2, 3차년도에는 현대중공업(주)과의 공학설계 용역을 통하여 저온용기 본체에 대한 제작성을 고려한 상세 설계도, 제작 사양서, 각종 제작절차서를 완성하였고, ASME code기준에 따른 구조해석을 통하여 토카막 자중, 진공압력, 플라즈마 이상거동하중, 지진하중 등의 정적/동적하중에 대한 구조물의 안정성을 검증하였다. 그리고 대형 bellows 제작경험이 있는 국내외 전문업체와 함께 진공용기 구조해석 결과(포트 변위량)에 근거한 용접 bellows 설계를 완료하였다. 4차년도에는 저온용기 본체의 제작을 위하여 상세 설계도 및 제작 사양서에 대한 보완과 제작발주를 위한 원가산정 업무를 진행하였으며, 국내 대기

업 및 중소기업의 기술제안서에 근거한 제작업체 사전평가와 KSTAR 조정위원회 심의를 통하여 결정된 현대중공업(주)과 본제품 계약을 체결하였고, 제작에 착수하였다. 또한 KSTAR 장치의 조립일정을 고려하여 저온용기 지지구조물에 대한 제작 및 설치를 4차년도에 완료하였다.

5. 열 차폐체 공학설계 : 2단계 1, 2차 연도에는 열 차폐체를 구성하기 위한 시작단계로 기본 설계 요소들을 정의하였다. 특히 cryopanel의 형태 및 지지구조물의 위치에 대한 사례 연구가 진행되었으며, 이에 따라 열 차폐체에 인가되는 열부하에 대한 기본 계산이 수행되었다. 3차년도에는 2차년도에 정립된 개념을 구체화하는 연구가 진행되었다. 각각의 부속 부품에 대한 개념 설계가 진행되었고 한국기술교육대학에서 serpentine type의 cryopanel에 GFRP 재질의 지지봉을 설치한 경우에 대해 열 유체 해석이 수행되어 정상상태의 온도분포를 비교적 균일하게 얻을 수 있는 냉각 유로의 배열 및 냉각재의 유량 등에 관한 결과를 획득하였다. 4차년도에는 진공용기 열 차폐체에 관한 공학설계가 일부 진행되었고, cryopanel의 제작성이 일부 자세히 검토되었다. 이러한 결과들을 바탕으로 열 차폐체에 대한 설계 개념을 확립하였다. 확립된 설계 개념에 의거하여 외부 전문기관인 프랑스 Air Liquide사에서 공학설계를 진행하고 있으며 국내에서의 제작을 위한 제작 타당성 검토가 진행중에 있다.

6. IVCC : KSTAR 사업의 2단계 1차년도인 1998년부터 2001년 5월까지 KSTAR 진공용기 내에서의 최적의 플라즈마 제어를 기대할 수 있는 위치를 확정하였으며 이에 따라 2 개의 수직 플라즈마 위치제어 코일과, 2 개의 방사 플라즈마 위치제어 코일, 그리고 총 12 개의 자장 오차 보상용 코일이 각각 독립적으로 설계되었다. 그리고 수직·방사 플라즈마 위치 제어 코일은 총 4-turn으로 이루어져 있었으며 KSTAR 진공용기의 축에 대하여 대칭인 원형 코일의 형태였다. 그리고 자장보상용 코일은 비 축대칭의 형상으로 1 개의 turn으로 설계되었으며 플라즈마 위치 제어 코일의 외부, 그리고 진공용기 내부의 최 외곽에 위치하였다. 그러나, 이와 같이 설계된 제어 코일은 제작 상의 문제, 용기내 다른 부품들과의 간섭문제, 구조적 취약성으로 인한 냉각수 유출 등과 같은 중대사고의 위험성, 그리고 유지·보수가 거의 불가능한 단점이 지속적으로 제기되어 2001년 6 월 이후에는 세그먼트형 코일 시스템으로 설계 개념을 전환하였다. 이와 같이 변경된 개념에 대하여 국내·외 전문가들로부터 그 타당성을 검증 받은 바 있으며 현재까지 구조적인 안정성을 확보하고

효과적인 코일 시스템을 제작하기 위한 개념설계 및 기본 공학설계가 진행되고 있다.

7. 진공 배기계, 연료 주입계 및 내벽 처리계 설계 : 1단계에서 수행된 개념 설계를 바탕으로 1차년도부터 진공용기 및 저온용기용 진공배기관과 배기관 지지구조물의 상세 설계가 시작되었다. 이와 더불어 내벽처리를 위한 글로우 방전 세정 모사 실험 장치를 완성하고, 스테인레스 스틸에 대한 방전 세정 효과 등을 관찰하기 위한 실험이 이루어졌다. 또한 초기에 두 개의 진공용기용 배기관을 설치할 계획을 수정하여 하나의 진공배기관을 사용하기로 함에 따라 진공배기 펌프 용량, 펌프 수량 등에 대한 조정 작업이 이루어졌다. 2차년도에는 전년도의 수정사항을 토대로 진공 배기관의 공학설계도면 작성, 배기관의 구조 해석등을 시작하여 3차년도에 배기관의 공학설계 작업이 마무리되었다. 4차년도에는 배기관 제작 업체의 선정을 마치고 제작이 진행되고 있고 roughing, backing, exhaust line의 공학설계가 마무리되어 제작, 설치 작업이 시작될 예정이다.

IV. 연구개발 결과의 활용 계획

본 과제를 통해 습득된 기술들은 주로 극한 상황의 기반 기술들로서 현 시점에서 그 형태 그대로 당장 활용 및 상업화가 가능한 분야는 아니지만, 본 연구 과제를 수행하면서 도출된 기반 기술을 바탕으로 장기간에 걸쳐 국내 기술의 저변 확대 및 능력을 향상시키는 역할을 할 것으로 사료된다. 본 과제에서 요구되는 각종 극한기술들은 현재의 기술 환경 진화속도를 고려해 볼 때, 멀지 않은 장래에 고부가가치 첨단기술로 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

극저온 지지구조물 설계기술은 복합재료응용이나 항공우주구조물 구조설계기반 기술로 활용이 기대되며, 저온용기 설계 및 제작기술은 유사한 저온 진공구조물 제작에 응용될 수 있으며, 특히 대형 액화기용 용기 설계 제작에 활용될 수 있을 것이다. 그리고 bellows 설계 및 제작기술은 대형 구조물의 유연구조 연결부품이나, 고진공 반도체 장비의 bellows 설계 및 제작에 이용될 수 있을 것이다. 초전도 구조물 설계 기술은 고자장을 요구하는 초전도 가속기의 초전도자석 구조물, 초전도 MRI용 지지구조물, 초전도 NMR용 지지구조물, 초전도 송전선 지지구조물, 초전도 변압기 등 초전도 응용 분야에 활용될 뿐만 아니라, 저온 액화 연료인 LNG와 LPG

의 저장 및 수송 산업, 위성체 발사용 액화 연료 산업, 액체 질소 생산 설비, 및 액체 헬륨 생산 설비 등의 발전에 기여할 것이다. 효율적 보관 및 수송을 위해 저온 장치 산업의 발전은 최근 급속도로 이루어지고 있으며, 앞으로 그 응용범위는 더욱 넓어질 것으로 예상된다.

대용량 초고진공 기술이 요구되는 극저온 펌프 및 터보분자펌프 응용기술 분야는 국내의 반도체 산업체나 여타 진공 환경을 필요로 하는 산업의 규모를 보면 초고진공 펌프의 국산화가 요구되는 상황이기 때문에 KSTAR를 통해 축적된 극저온 펌프 설계 및 제작 기술이 활용될 수 있는 적기로 판단된다. 특히, KSTAR의 운전 중에 진공 용기 본체 및 부대 장치에서의 진공 누설 및 누설 위치를 측정해야 하는 시스템은 KSTAR의 진공용기 구성의 복잡성 때문에 아직도 해결해야 할 문제가 있지만 성공적인 시스템 구축이 이루어지면 향후 다른 대형 장치에도 활발히 사용될 수 있다. 초정밀 측량 및 정렬 기술은 항공 우주, 발전 산업, 국방 과학, 철강 제지산업, 자동차 산업, 철도 차량, 조선 해양, 기타 대형 기계장치의 형상 정밀측정 및 미세 정렬분야에 활용이 가능하다.

SUMMARY

I. Title

Development of Tokamak Structure and Vacuum Systems
(for the Korea Superconducting Tokamak Advanced Research(KSTAR))

II. Needs for the Project

1. In 21st century, humankind will great need to develop clean and inexhaustible fusion energy in order to be equal to increase by geometrical progression of energy consumption. JET in Europe, JT-60U in Japan, and TFTR in USA that used normal conductor for magnet contribute to prove scientific valid of fusion in earth, but next generation tokamak should be used superconducting magnet for applying to the electrical power industry. International Thermonuclear Energy Research (ITER) project that will be finish in 2015 is going on for developing superconducting tokamak research device through international collaboration.

Though Korea started later for fusion research than advanced countries, we can be included in international main steam of fusion research at once by KSTAR project. In addition, because development of tokamak structure and vacuum systems for KSTAR project need a lot of high technology, the developed technology will strengthen basic technology and lead advanced industry of Korea.

2. In phase I (from end of 1995 to Aug. 1998), the conceptual design and basic R&D of KSTAR device had successfully performed. In phase II (from Sep. 1998 to May 2002) the engineering design for main structure has been finished and vacuum vessel and cryostat fabrication is in process. KSTAR device construction will be finish in phase III (from Jun. 2002 to middle of 2005).

III. Objectives and Scope of the Project

Final goal of this project is fabrication and assembly of vacuum vessel, plasma facing component, in-vessel control coil, magnet structure, thermal shield, and cryostat, etc. Several prototype structure were fabricated for developing fabrication technique and assembly skill.

Objectives and work scope of this project are described as followings.

Objectives

- Complete engineering design and start fabrication of vacuum vessel with vacuum capacity of 10^{-8} torr
- Complete engineering design and start fabrication of cryostat with vacuum capacity of 10^{-5} torr
- Complete engineering design and start fabrication of vacuum exhaust system
- Complete vacuum vessel prototype fabrication
- Complete engineering design of magnet structure
- Start magnet structure prototype fabrication
- Complete engineering design of plasma facing components
- Complete conceptual design and start engineering design of in-vessel control coil
- Combine of sub-system design
- Interfacing of main system, auxiliary system, and utility
- Developing assembly procedure

Results

- Completion of vacuum vessel engineering design
- Completion of cryostat engineering design
- Completion of vacuum exhaust system engineering design
- Completion of vacuum vessel prototype fabrication
- Completion of tokamak supporting structure engineering design
- Completion of plasma facing components engineering design

- Completion of fuel injection system engineering design
- Completion of magnet structure engineering design
- Completion of magnet structure prototype fabrication
- Completion of thermal shield conceptual design
- Completion of in-vessel control coil conceptual design
- Development of assembly procedure

IV. Result of Research and Developmen

1. PFC : The detailed PFC concept was established, in the 1st and 2nd project year, based on the basic design concepts carried out in the 1st stage of KSTAR project. The following activities were done in this period : the detailed review on the functions of the PFC components, calculations on the cooling and baking requirements, review on the thermal stresses applied on the PFC structures due to changed baking temperature, and so on. In the 3rd project year, the detailed drawings and design specification were created for the inboard limiter, which is the only PFC component to be installed on the 1st-day of KSTAR, and thermo-hydraulic simulations were carried out for the PFC thermo-hydraulic components using the commercial FLUENT code. In the last project year, the detailed engineering design has been done based on the concept design and the detailed definition done so far. The shop drawings and documents for fabrication specification, fabrication procedure, and installation procedure will be prepared by the September of 2002. To back up the engineering design, the thermal and mechanical analyses has also been done using ANSYS code.

2. Vacuum vessel : Based on the results performed during the 1st stage of the KSTAR project, detail concepts were established in the first 2 years of the 2nd stage. During this period the baking scheme of the vacuum vessel was determined and the effect of change of baking temperature on the structure rigidity was investigated. Also the requirement of baking and cooling were defined and the manifold design for the baking and cooling medium flow was performed. Hyundai Heavy Industry (HHI) started to work on the engineering

design of the vacuum vessel based on the design requirements prepared by KBSI. During the 3rd year, HHI finished the engineering design by performing the thermal and structural analyses on the structure main body and supports based on the design loads including electromagnetic and thermal loads. During the final 4th year of the 2nd stage, a fabrication specification, a fabrication procedure, and an assembly procedure were completed. These outcome would be applied to the fabrication of the main body of the vacuum vessel. A 1:1 scale 62.5 degree mock-up was fabricated in order to establish the fabrication method of real scale vacuum vessel.

3. Development of superconducting magnet structure : We have performed calculation of electro-magnetic and thermal loads on the magnet structure and interfacing issues with surrounding components in the 1st year. In the 2nd year, we have performed conceptual design modification and basic analysis of TF, CS, and PF magnet structure that were reviewed by domestic and international experts through workshop. We have also considered assembly between coil and structure in the design. A detail engineering design and analysis satisfying mechanical, thermal, and electrical requirements have been performed in the 3rd year. The detail engineering design results are engineering drawings, a fabrication specification, a fabrication procedure, and an assembly procedure. We have also considered fabricability, assembly, and reliability in the design. A reference scenario, plasma disruption, seism, and worst electro-magnetic loads were considered. Basic design concepts are a wedge-type for the TF coil structure, a pre-compression type for the CS coil structure, and a hinge-type for the PF coil structure. The design results were also reviewed by superconducting system team of ITER. Prototype magnet structures that consist of one TF coil structure, one PF5U coil structure, one dummy structure for fabricability test, and two connection plates for assembly test are on fabrication. A test system for assembly between TF coil and structure has been fabricated.

4. Structural design and analysis of cryostat : The KSTAR cryostat provides the necessary thermal barrier between the ambient temperature test cell and the

superconducting magnet system base pressure of the cryostat is 1×10^{-5} torr. Electrical and mechanical penetration elements, thermal radiation shielding, and attachments for the mechanical support of both the magnet structure and the vacuum vessel are included within this element. The function of the cryostat are to provide the high vacuum barrier around the vacuum vessel and the superconducting magnet; the interfacing hardware between the cryostat and all electrical and mechanical penetrations; the thermal shielding consisting of cryogenically cooled panels and multi-layer insulation (MLI) required for the cryostat walls structures; and the attachments to the cryostat for the structural support of the vacuum vessel and the magnet structure. The cryostat vessel is a single walled vessel consisting of central cylindrical section and two end closures, a lid structure and a base structure supported by the eight support legs anchored on the concrete base. The cylindrical section is an 8.8 m nominal internal diameter cylinder reinforced with two toroidal external ribs. The dome shaped lid structure and base structure with external reinforcement will be removal for assemble and major maintenance activities. The cryostat is fabricated from stainless steel 304L and will operate at ambient temperature. The mechanical penetration components with metal bellows were designed to absorb the interface load from the vacuum vessel during the baking and operation. Thermal shield must be provided to minimize the thermal radiation heating of the magnet. Based on the structural analysis, structural robustness of the cryostat vessel has been proved.

5. Engineering Design of Thermal Shield : During the first and second years, the components which constitute the thermal shield have been defined. Especially, case studies for the shape of the cryopanel and the location of the support structure have been progressed. And the basic thermal loads have been calculated based upon the case studies. During the third year, the concepts developed during the former years have been actualized. Each sub-components have been conceptually designed. A thermo-hydraulic analysis for the case of serpentine type cryopanel with GFRP support rod has been performed by Korea University of Technology and Education. The arrangement of cooling channel

and the mass flow of coolant to get uniform temperature distribution in the cryopanel at steady-state have been obtained by the analysis. In 4th year, the engineering design for vacuum vessel thermal shield has been progressed and the manufacturing feasibility of the cryopanel has been assessed. Based upon these results, the design concept for thermal shields has been established. The actual engineering design is now under progress by Air Liquide Co. France, under the established design concept. And feasibility of manufacturing the thermal shield by domestic industries is now under assessment.

6. IVCC : From 1998 and May of 2001, optimum position and configurations of KSTAR in-vessel control coil(IVCC) system has been investigated and determined. As a result, 2 vertical position control coils, 2 radial control coils, and 12 field error correction coils are separately designed. But this configuration proved to have many problems in manufacturing, interface, structural weakness, coolant leakage accidents, and maintenance. Configuration of the KSTAR IVCC system has been changed to segmented concept in June of 2001 for solving problems described above. This configuration proved to more effective and stable system through many kinds of review by domestic and foreign experts, and Basic engineering design has been carrying on up to now for achieving structural safety and effectiveness of the coil design.

7. Vacuum pumping system, fueling system, and wall conditioning system design : The detail design of pumping ducts for vacuum vessel and cryostat was started from the first year of 2nd phase. The R&D program for the study of stainless steel cleaning effect by the DC glow discharge has been conducted in the first year. We have modified the quantity of the vacuum vessel pumping duct from two to one. So, there was some changes in the vacuum pumping capacity and the quantity of vacuum pumps. In the 2nd and 3rd year, the engineering detail drawings of pumping duct and structure analysis of pumping duct were finished. In the 4th year, the vendor for the manufacturing of pumping duct was appointed and the manufacturing of the pumping duct is going on. And the engineering design of roughing, backing manifold for pumping

duct and exhaust manifold are finished.

V. Application of the R&D Results

The techniques developed through this project will be enlarging domestic industry and increasing international competitiveness in near future. Because the techniques are high extreme and value-added ones, it will be very helpful for developing national technical potential.

We can expect that the magnet gravity supporting technology will be basis for application of composit material development and basic design technology of aerospace research field. The design and fabrication technique of cryostat can be applied for development of LNG and LPG outer tank. The design and fabrication technique of bellows will play a role in developing field of mechanically flexible connection for large device and semiconductor manufacturing facility. The experience of design and fabrication technique for superconducting magnet structure operating at low temperature and high magnetic field will be applied for structures of superconducting accelerator, superconducting power line, superconducting transformer, LPG tank, LNG tank, liquid fuel of satellite, liquid nitrogen tank, liquid helium tank, MRI, and NMR, etc.

The design and manufacturing technology for the KSTAR in-vessel cryopump can be utilized for the domestic industry which require the ultra-high clean vacuum pump. And the in-situ helium leak test and leak localization system which have some technical difficulty to be solved can be also used for the other large, complex vacuum apparatus.

The high precision measurement technique for fabrication and assembly is one of high technology, that can be applied for aerospace plant, electricity plant, military science, car plant, and ship plant, etc.

CONTENTS

| | |
|--|-----|
| 1. Introduction | 1 |
| 2. Status of the World-wide Fusion Research | |
| Based on Tokamak Devices | 7 |
| 2.1 International Fusion Research Status | 7 |
| 2.2 Domestic Fusion Research Status | 10 |
| 3. The Contents and Results of the R&D Activities | 15 |
| 3.1 Plasma Facing Components(PFC) | 15 |
| 3.1.1 PFC Synopsis and Design Requirements | 15 |
| 3.1.2 PFC Design Description | 32 |
| 3.1.3 Fabrication of the Inboard Limiter Prototype | 105 |
| 3.1.4 PFC Installation Procedure | 112 |
| 3.2 Vacuum Vessel | 118 |
| 1. Introduction | 118 |
| 2. Design Requirements of Vacuum Vessel | 122 |
| 3. Configuration of Vacuum Vessel | 126 |
| 4. Design Analysis of Vacuum Vessel | 145 |
| 5. Design of Vacuum Vessel Baking and Cooling System | 206 |
| 6. Definition of Vacuum Vessel Interface | 223 |
| 7. Fabrication of Vacuum Vessel Mock-up | 224 |
| 8. Conclusion | 307 |
| 3.3 Development of Magnet Structure | 309 |
| 3.3.1. Introduction | 309 |
| 3.3.2. Requirements | 313 |
| 3.3.3. Enguneering Design | 319 |
| 3.3.4. Assembly | 401 |
| 3.3.5. Prototype Fabrication | 403 |
| 3.3.6. Test Cell of Final VPI | 409 |
| 3.4 Cryostat | 421 |

| | | |
|-------|---|-----|
| 3.4.1 | Introduction | 421 |
| 3.4.2 | Design Requirements | 421 |
| 3.4.3 | Description | 426 |
| 3.4.4 | Design and Structural Analysis | 430 |
| 3.4.5 | Fabrication | 467 |
| 3.4.6 | Local I & C | 476 |
| 3.4.7 | Conclusion | 477 |
| 3.5 | Thermal Shields | 479 |
| 3.5.1 | Introduction | 479 |
| 3.5.2 | Design concept | 482 |
| 3.5.3 | Design requirement | 487 |
| 3.5.4 | Conceptual Design | 495 |
| 3.5.5 | Conclusion | 517 |
| 3.6 | Design & Fabrication of KSTAR In-Vessel Control Coil System ... | 518 |
| 3.6.1 | Functions and Requirements of IVCC | 518 |
| 3.6.2 | Design of IVCC System | 521 |
| 3.6.3 | Support Structures for IVCC System | 560 |
| 3.6.4 | Design of Segmented Coil End | 572 |
| 3.6.5 | Design of Coil Feedthroughs | 574 |
| 3.6.6 | Specification of IVCC Coolant System | 575 |
| 3.6.7 | Conclusions and Future Plans | 578 |
| 3.7 | Vacuum Pumping, Fueling, and Wall Condition Systems | 581 |
| 3.7.1 | Introduction | 581 |
| 3.7.2 | Vacuum Vessel Pumping System | 581 |
| 3.7.3 | Cryostat Pumping System | 597 |
| 3.7.4 | Fueling System | 600 |
| 3.7.5 | Wall Conditioning System | 607 |
| 3.7.6 | Vacuum Vessel Pumping Duct Baking System | 607 |

4. Achievement of the R&D Goals and

| | | |
|-----|---|------------|
| | Contribution to Technology Spinoff | 611 |
| 4.1 | Achievement Evaluation of the R&D Goals | 611 |
| 4.2 | Contribution to Technology Spinoff | 626 |

| | |
|--|-----|
| 5. Application of the R&D Results | 629 |
| 5.1 Needs for Additional Research | 629 |
| 5.2 Application to Other Fields | 630 |
| 5.3 Plan for Industrialization | 640 |
| 6. Information of International Fusion Research | 641 |
| 7. References | 651 |

Appendix I

List of Papers Published and/or Presented to Professional Conferences

Appendix II

Compilation of the Selected Published Papers

목 차

| | |
|---|-----|
| 제 1 장 연구개발과제의 개요 | 1 |
| 제 2 장 국내외 기술개발 현황 | 7 |
| 제 1 절 국내 기술개발 현황 | 7 |
| 제 2 절 국외 기술개발 현황 | 10 |
| 제 3 장 연구개발수행 내용 및 결과 | 15 |
| 제 1 절 Plasma Facing Components(PFC) | 15 |
| 1. PFC 개요 및 설계 요건 | 15 |
| 2. PFC 설계 사양 | 32 |
| 3. Inboard Limiter 시작품 제작 | 105 |
| 4. PFC 조립 절차 | 112 |
| 제 2 절 진공용기 설계 및 해석 | 118 |
| 1. 서론 | 118 |
| 2. 진공용기 설계조건 | 122 |
| 3. 진공용기 형상 구조 | 126 |
| 4. 진공용기 설계 해석 | 145 |
| 5. 베이킹/냉각 시스템 설계 | 206 |
| 6. Interface 정의 | 223 |
| 7. 진공용기 선행생산품 제작 | 224 |
| 8. 결론 | 307 |
| 제 3 절 초전도자석 구조물 개발 | 309 |
| 1. 서론 | 309 |
| 2. 주요 요구조건 | 313 |
| 3. 공학설계 | 319 |
| 4. 조립 | 401 |
| 5. 선행생산품 제작 | 403 |
| 6. 초전도 자석구조물 최종 VPI 공정확립 | 409 |
| 제 4 절 Cryostat | 421 |
| 1. 서론 | 421 |

| | |
|--|-----|
| 2. 저온용기 설계 요구조건 | 421 |
| 3. 저온용기 형상 | 426 |
| 4. 저온용기 설계 및 구조해석 | 430 |
| 5. 저온용기 제작 | 467 |
| 6. Local I & C | 476 |
| 7. 결론 | 477 |
| 제 5 절 Thermal Shields | 479 |
| 1. 서론 | 479 |
| 2. 설계 개념 | 482 |
| 3. 설계 요구 조건 | 487 |
| 4. 개념 설계 | 495 |
| 5. 결론 | 517 |
| 제 6 절 KSTAR 진공용기 내 제어코일의 설계·제작 | 518 |
| 1. 진공용기 내 제어코일 시스템의 기능 및 요구 조건 | 518 |
| 2. 제어코일 시스템 설계 | 521 |
| 3. IVCC 지지구조물 | 560 |
| 4. 제어코일 세그먼트의 종단부 설계 | 572 |
| 5. 제어코일의 진공 인입부 설계 | 574 |
| 6. 제어코일 냉각수 계통 사양 | 575 |
| 7. 결론 및 앞으로의 계획 | 578 |
| 제 7 절 진공 배기계, 연료 주입계 및 내벽 처리계 설계 | 581 |
| 1. 서론 | 581 |
| 2. 진공용기 배기계 | 581 |
| 3. 저온용기 배기계 | 597 |
| 4. 연료 주입계 | 600 |
| 5. 내벽 처리계 | 607 |
| 6. 진공용기 배기관 Baking System | 607 |
| 제 4 장 연구 개발목표 달성도 및 대외기여도 | 611 |
| 제 1 절 연구개발 목표 달성도 | 611 |
| 제 2 절 기술 발전의 기여도 | 626 |

| | |
|-----------------------------------|-----|
| 제 5 장 연구개발결과의 활용계획 | 629 |
| 제 1 절 추가 연구의 필요성 | 629 |
| 제 2 절 타 연구에의 응용 | 630 |
| 1. 특수지지구조물 설계기술 | 630 |
| 2. 대형 구조물 용접기술 | 632 |
| 3. 대형 구조물 공학설계 기술 | 634 |
| 4. 대용량 초고진공 기술 | 635 |
| 5. 초정밀 측량 및 정렬기술 | 636 |
| 6. 초정밀 가공기술 | 638 |
| 7. 3차원 열/구조해석 및 전자기력 해석 기술 | 639 |
| 제 3 절 기업화 추진 방안 | 640 |
| | |
| 제 6 장 연구개발과정에서 수집한 해외과학기술정보 | 641 |
| | |
| 제 7 장 참고문헌 | 651 |

<특정연구개발사업 연구결과 활용계획서>

부록 1. 학술지 게재 및 학회 발표 논문 목록

부록 2. 학술지 게재 논문

제 1 장 연구개발과제의 개요

제 1 장 연구개발과제의 개요

본 사업의 최종 목적은 KSTAR 토카막 주장치 본체의 핵심부라 할 수 있는 진공용기, cryostat, 초전도 자석구조물, 열 차폐체, 진공 배기계, PFC, IVCC를 제작하는 것이다. 수행된 공학설계와 선행생산품 제작과정에서 습득한 제작 know-how를 십분 발휘하여 제작 시 오류나 시행착오를 최소화하여, 제작기한 내에 여러 가지 까다로운 제작기술사양을 만족하는 상기 장치의 제작을 성공적으로 완료하는 것에 목적을 두고 있다. 본 과제가 성공적으로 수행되어야만 이와 결합되는 초전도 자석과 각종 부대장치가 제 위치에 안착될 수 있다. 따라서 본 과제는 초전도 자석 제작사업과 함께 프로젝트의 성공적 목표달성에 가장 중요한 과제이다. 먼저, 본 과제에서는 각 연구 대상물의 제작성을 고려한 상세 설계도, 제작사양서, 각종 제작 절차서를 완성하고, ASME Code기준에 따른 구조해석을 수행하였다. 이를 통해 토카막 자중, 진공압력, 플라즈마 이상거동하중, 지진하중 등의 정적/동적하중에 대한 구조물의 안정성을 검증하였다. 그리고 실제 크기의 62° 섹터 진공용기와 TF 자석 구조물의 선행품 생산을 통해 기술적 난제를 해결, 제작기법을 확립하였다.

『국가 핵융합 연구개발 기본계획』에 따라 선도기술 개발사업 (G7)의 일환으로 1995년말 착수한 『차세대 초전도 핵융합 연구장치 (KSTAR)』 개발사업은 1998년 8월 장치의 개념설계, 기본설계와 기반기술 R&D 목표를 성공적으로 달성하였다. 1998년 9월부터 시작된 제2단계 사업에서는 토카막 장치의 제작을 위한 공학설계를 2002년 6월까지 완성하고 이와 병행하여 주장치의 핵심부분인 진공용기 (Vacuum Vessel)와 저온용기(Cryostat)의 제작에 착수하는데 까지 과제를 수행하였다. 상기 Sub-system의 제작은 계속사업으로 제3단계 2차년도 완료시점인 2004년 3월까지 핵융합 실험동 현장에 완성품으로 제작 완료될 예정이다.

본 보고서는 한국기초과학지원연구원(KBSI)에서 건설중인 차세대 초전도 핵융합 연구장치 (KSTAR, Korea Superconducting Tokamak Advanced Research)의 핵심 구조물에 대한 공학설계 및 시작품 개발과정에서의 학술적 연구 성과에 관해서 정리한 것이다. KSTAR는 국내 유일의 초전도 토카막장치로서 다음과 같은 특징을 갖고 있다. 1. 최적화된 토카막 방식의 자기밀폐장치이다. 2. 밀폐 자기장을 형성하기 위해 16 개의 TF 코일, 3 조의 PF코일 및 4 조의 CS코일로 구성되며 전부 초전도자석을 채용한다. 3. 초기에는 20 초간 연속 운전이 가능하고, 성능향상 단계에서는 300 초까지 long-pulse 운전이 가능하도록 설계한다. 4. NBI, ECH 및 ICH 등

가열장치들과 각종 진단장치들은 운전목적에 부합하여 운영될 수 있도록 설계한다.[Ref.1-1~1-2]

KSTAR는 주 반경 1.8 m, 부 반경 0.5 m의 long-pulse형 토카막 장치이다. 그림 1-1, 1-2는 각각 KSTAR 토카막의 단면도와 3차원 배치도이다. 표 1-1, 1-2는 장치의 주요변수와 중요 공학특성을 요약한 것이다. KSTAR의 주요 구성부품은 진공용기, TF 자석, PF 자석, 저온용기, 지지구조물, 열 차폐체, 플라즈마 대향부품, IVCC (In-Vessel Control Coil) 등으로 이루어져 있으며, 본 과제에서는 초전도자석 부분을 제외한 구조물 위주로 연구를 수행하였다. KSTAR의 구조물은 상온 구조물과 저온 구조물로 구분되며, 상온 구조물로는 진공용기, 저온용기 등을 들 수 있으며, 저온 구조물에는 80 K 열 차폐체(Thermal Shields)와 4.5 K의 자석구조물이 있다. 또한, 구조물의 설치 위치에 따라 진공용기 내·외부로 구분 지을 수 있고, 진공용기 내용부품으로는 플라즈마 대향부품, IVCC, 진단장치 등이 있다.[Ref.1-3~1-4] 구조물의 공학설계 내용은 대상물에 따라 다소 차이가 있지만, 구조해석, 열 유동해석, 제작사양서 및 절차서, 그리고 공학설계도 등으로 이루어져 있다. 2002년 6월초부터 시작될 3단계 과제에서는 2단계의 공학설계 내용에 근거하여 제작·설치를 추진할 계획이다.

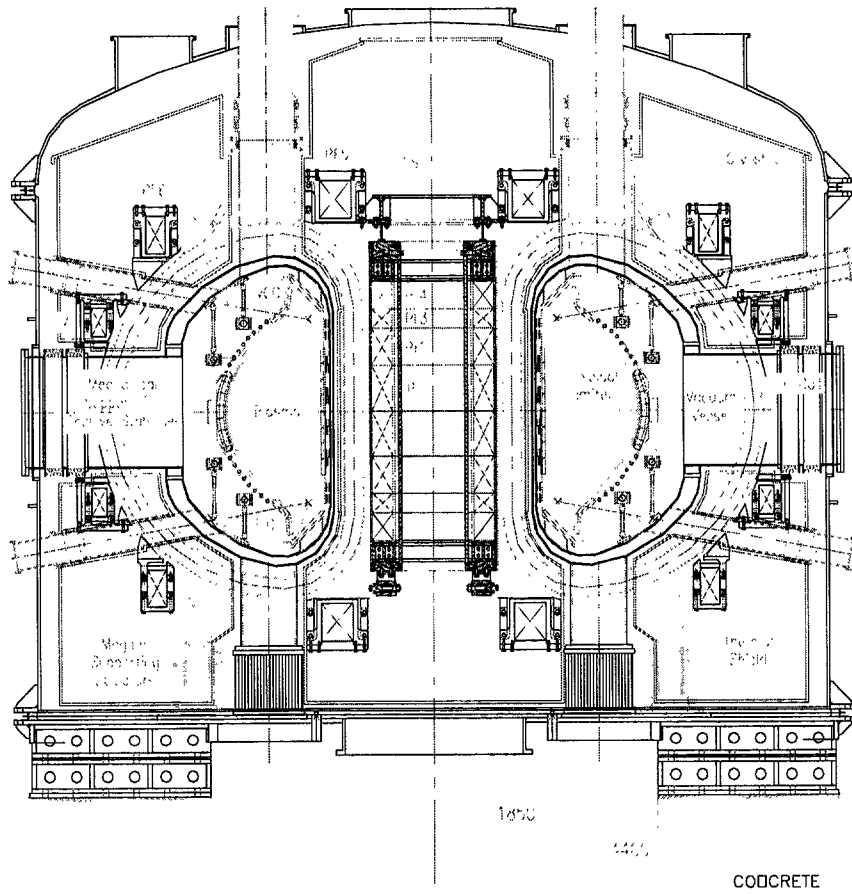


그림 1.1 KSTAR 토카막의 단면도 (Dimensions at 293K)

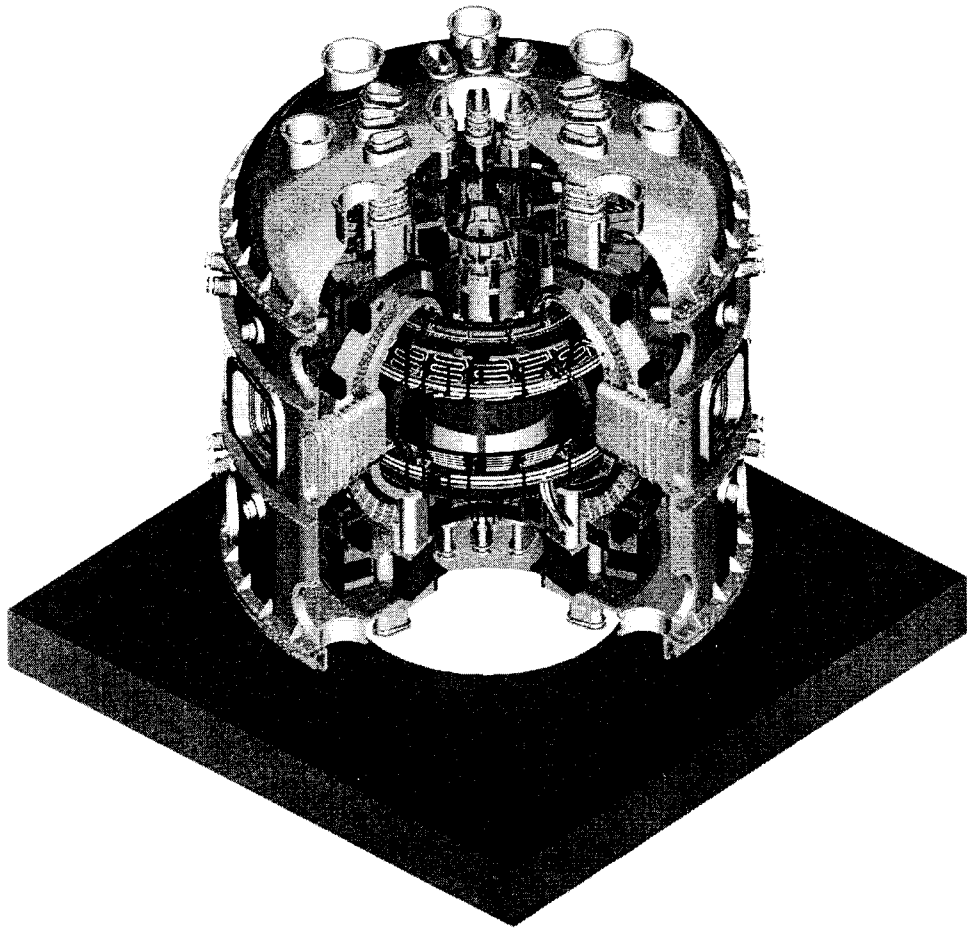


그림 1.2 KSTAR 토카막의 3차원 배치도

표 1.1 KSTAR의 주요 제원

| Parameters | Values | Remark |
|--------------------------|--------------------------------------|---|
| Major radius, R_0 | 1.8 m | Nb ₃ Sn, NbTi Double-null |
| Minor radius, a | 0.5 m | |
| Toroidal Field, B_{T0} | 3.5 T | |
| Plasma current, I_p | 2.0 MA | |
| Elongation, κ | 2.0 | |
| Triangularity, δ | 0.8 | |
| Safety factor | 3.5 | |
| Plasma volume | 16 m ³ | |
| Plasma surface | 53 m ² | |
| Pulse length | $20s < t_{pulse} < 300s$ | Current drive |
| Heating & current drive | NBI, ICRH / FWCD LHCD, ECH / ECCD | |
| Plasma species | H / D | |

표 1.2 KSTAR의 핵심 공학적 특성

| 계통 | 공학적 특성 |
|---|--|
| <p>Vacuum Vessel</p> <p>Cryostat</p> <p>Divertor</p> | <p>Structure : Double wall, Welded ribbed shell (4 Sectors) Material : SS316LN</p> <p>Structure : Reinforced cylinder with 10 % dished head Maximum inner dimension : Diameter- 8.8 m, Height- 8.6m Material : SS304L</p> <p>Configuration : Double null Material : Tile- CFC, Structure- SS316LN</p> |
| <p>TF Coils (16 Coils)</p> <p>Central Solenoid</p> <p>PF Coils (PF5-7)</p> | <p>Superconductor : Nb₃Sn in square Incoloy908 jacket Structure : Welded SS case with intercoil structure</p> <p>Superconductor : Nb₃Sn in square Incoloy908 jacket Structure : 8 Segmented, Pre-compression type</p> <p>Superconductor : PF5: Nb₃Sn in square Incoloy908 jacket PF6-7: NbTi in square SS316LN jacket Structure : Radially flexible, Vertically constrained</p> |
| <p>Auxiliary Heating and Current Drive</p> <p>Cooling Water System</p> <p>Cryoplant</p> | <p>Total injected power : 16 MW initially, Up to 27.5 MW maximum Candidate systems : Electron cyclotron, Ion cyclotron Lower hybrid, Negative ion neutral beam</p> <p>Vacuum vessel (baseline/upgrade) : 1.1 MW / 1.9 MW, 0.3 MPa Max. PFC (baseline/upgrade) : 16 MW / 33 MW, 0.5 MPa / 1 MPa Max.</p> <p>Nominal He refrigeration / liquefaction : 10 kW @4.5 K / 850 ℓ/hr Nominal cooling capacity of Thermal shields at 80 K : 20 kW</p> |

제 2 장 국내외 기술개발 현황

제 2 장 국내외 기술개발 현황

제 1 절 국내 기술개발 동향

진공용기에 대한 국내의 기술은 초보 설계단계에서 제작단계로 성숙하여 이제 진공용기 공학설계 및 선행품 제작기술을 보유하게 되었다. 국내 기술력으로진공용기 설계에 가장 중요한 baking 및 전자기력 하중을 계산할 수 있게 되었고, 이를 바탕으로 어떠한 조건에서도 견딜 수 있는 진공용기 설계기술을 습득하였다. 진공용기 선행품 제작을 수행하여 대형구조물의 용접변형을 최소화할 수 있는 용접방법을 습득하였으며, 용접부에서 leak 발생율이 전혀 없는 완벽한 용접기술을 구현하였다. 3차원 정밀 측정 기술분야에서는 Laser Tracker System을 활용하여 10 m 직경 내에서 0.1 mm까지 측정이 가능한 수준까지 성취하였고, 조립 및 설치는 1 mm 이내까지 정렬할 수 있는 기술 수준을 확보하였다.

KSTAR 장치의 초전도자석 시험을 목적으로 1999년 삼성종합기술원에서 직경 6 m, 높이 6 m의 저온용기를 개발하였다. 이 용기는 KSTAR TF, CS 코일 구조물 시험을 위한 것으로서, 저온용기 내부에 MLI가 조립된 열 차폐판이 부착되어 있고, LN₂를 이용하여 열 차폐판을 80 K으로 냉각하고 있다. 저온용기 본체는 base, cylinder, lid로 구성되었으며, 조립면은 이중 O-ring을 사용하여 진공 밀봉하고 있다. 이 용기는 성능시험 결과 개발 목적에 적합한 것으로 평가받고 있다. KSTAR 장치의 저온용기는 이상과 같이 알아본 국내의 저온용기 개발 자료를 근거로 ASME code에 근거한 공학설계가 완료되었으며, 현재 제작이 진행 중이다[Ref. 2.1-1]. KSTAR 장치용 대형 bellows 개발은 경험 있는 국내외 전문 제작사와 공동으로 공학설계를 완료하였으며, 최종 설계 재검토 후 제작 발주할 예정이다.

초전도 자석구조물에 대한 국내 기술개발은 전무한 상태였지만, 본 과제 수행을 통해 확보된 대형 저온구조물 설계 및 제작 기술은 최근 그 이용 범위가 급성장하고 있는 저온 용기분야에 응용될 수 있다. 고자장을 요구하는 초전도 가속기의 초전도자석 구조물, 초전도 MRI용 지지구조물, 초전도 NMR용 지지구조물, 초전도 송전선 지지구조물, 초전도 변압기 등 초전도 응용 분야에 활용될 뿐만 아니라, 저온 액화 연료인 LNG와 LPG의 저장 및 수송 산업, 위성체 발사용 액화 연료 산업, 액체 질소 생산 설비, 및 액체 헬륨 생산 설비 등의 발전에 기여할 것이다. 효율적 보관 및 수송을 위해 저온 장치 산업의 발전은 최근 급속도로 이루어지고 있으며, 앞

으로 그 응용범위는 더욱 넓어질 것으로 예상된다.

진공 배기계의 경우 반도체 산업과 같이 진공 배기 장치를 필수적으로 요구하는 산업의 성장에 따라 배기 계통의 설계 및 운영 등에 대한 국내 기술은 상당 수준에 와 있지만 대용량, 초고진공 배기 펌프등 장비 자체는 대부분 수입에 의존하고 있는 실정이다. 또한 진공 장비의 운전에 필요한 고진공 계측 장비의 자체 개발 실적도 아직은 미미한 실정이다. KSTAR의 진공용기 내부에 장착될 대용량 극저온 펌프는 설계, 제작 및 설치가 국내 연구진의 주도로 이루어질 예정으로 대용량, 초고진공 펌프제작 기술을 확보하는 계기가 될 것이다.

4 K의 극저온에서 작동하는 초전도 자석등의 극저온 장치들에서 고온부에서 방사되는 방사열 부하를 차폐시켜 냉각시스템의 부하를 줄여주기 위해 필수적으로 적용되는 열 차폐체와 관련한 연구, 개발들은 일부 대학 및 연구소에서 초전도, 극저온 연구를 위한 연구용 cryostat을 제작하면서 진행되었으나 그 규모가 크지 않았다. 그 기하학적 구조가 단순하기 때문에 수 mm 두께의 알루미늄 또는 구리로 된 금속판에 냉각용 튜브를 brazing 한 형태에 액체 질소를 흘려서 냉각하거나 또는 열 차폐체 상부에 액체질소 저장조를 설치하여 단순한 전도냉각에 의해 80 K를 유지하는 형식의 단순한 구조를 가지고 있다. 또한 설계 시 체계적인 부하 해석과정이 잘 이루어지지 않고 제작되는 경우가 대부분이어서 성능이 설계치에 이르지 못하는 경우가 많았다. 대형의 복잡한 구조에서 열 차폐체를 국내에서 설계 제작한 경험이 없기 때문에 KSTAR등의 대형 저온 장치가 건설됨에 따라 이러한 설계, 제작 기술이 필요하게 되었다. KSTAR의 경우 장치의 기하학적 구조가 복잡하며, 적용되는 각종 기계적, 열적 부하들이 현재까지 국내에서 개발되어왔던 저온장치들에 비해 매우 복잡하기 때문에 열 차폐체의 설계 과정에서 체계적인 해석이 필요하다. 특히 KSATR의 열 차폐체 개발과정에서 습득하게 되는 전자기력에 의한 동적 부하 해석, 지진 해석 및 제작경험 등은 위성 발사체, space chamber 및 대형 극저온 운반설비의 개발에 기여할 것으로 여겨진다.

탄소 재료를 기반으로 하는 내벽 재료에 관한 연구는 초보 단계에 있으며, graphite는 국내에서 생산하는 업체가 전무하여 전량 수입에 의존하고 있는 실정이나, 탄소복합재료(CFC, Carbon-Fiber-Composite)는 한국항공우주산업에서 개발하여 군항공기용 브레이크 및 일부 산업용으로 사용되고 있으며, 한편 최근 개발된 고열전도성을 가지는 탄소복합소재에 대해 항공우주산업과 한국기초과학지원연구원이 공동으로 참여하여 미국 Sandia 국립연구소에서 열 충격 시험을 수행한 바 있으며, 동 시험에서 세계 최고의 성능을 갖는 재료임이 입증되어 향후 KSTAR의

divertor 표면 재료로 이용될 가능성을 충분히 입증하였다[Ref. 2.1-2~2.1-3].

현재까지 국내에서는 폴로이달 코일이나 별도의 독립된 코일을 이용하여 능동적으로 플라즈마 제어를 수행한 예가 없다. 그러나 KSTAR의 진공용기 내 제어 코일 시스템은 지금까지 전세계적으로 연구되었던 모든 제어 코일의 개념을 통합한 형태로서, 진공용기 내부에 위치함으로 인한 플라즈마 위치제어 및 각종 관련 플라즈마 불안정성을 보다 효율적이고 강력하게 제어할 수 있을 것으로 기대된다. 뿐만 아니라 한 개의 제어 코일 시스템이 기존의 독립된 플라즈마 위치제어와 자장 오차 보상용 코일, 그리고 RWM의 안정화 코일의 기능을 통합하는 형태로 설계되고 있는 유일한 시스템이다. 더욱이, 세그먼트된 코일의 특성으로 인하여 제작의 어려움을 크게 완화시키고 구조적으로도 그 안정성을 확보할 수 있으며 전체 장치의 외부에서부터 전기적 결선을 통한 구조 전환의 다양성으로 인하여 능동적 제어코일 시스템에 있어서는 획기적인 시도라고 평가받고 있다.

제 2 절 국외 기술개발 현황

핵융합 연구는 최근 대폭적인 진전을 보이고 있으며, 특히 자장 핵융합 분야에서는 토카막과 관련한 연구를 중심으로 H-mode 등의 밀폐 개선 등을 통하여 수억도의 플라즈마 이온온도, 10^{20} m^{-3} 의 플라즈마 밀도, 수초의 에너지 밀폐시간을 가짐으로서 이른바 로심 플라즈마에 가까운 조건을 실증할 수 있게 되었다. 또한, 많은 규모와 내용이 다른 실험에 의하여 다양한 데이터가 축적되어, 플라즈마 밀폐의 상세한 과정설명은 아직 불가능하지만 장치의 치수, 자장 강도, 가열 입력전력 등에의 의존성과 관련한 실험적 법칙이 확립되어, 이른바 자기점화연소의 로심 플라즈마의 실현을 전망할 수 있게 되었다. 그러나, 안전하고 고효율이며 경제성이 있어야 하는 실용로라는 관점에서는 로심 플라즈마 및 로기술에 관하여 앞으로도 해결해 나가야 할 과제들이 많이 있다.

토카막형 장치에 의한 핵융합 연구는 초기 러시아를 중심으로 시작되어 왔으며, 현재는 상전도 토카막은 spherical 형을 중심으로 미국에서 활발히 추진되고 있으며, 초전도 토카막은 도우넛 형태로 ITER를 필두로 KSTAR, HT-7U, SST-1 등이 건설되고 있다. 현재까지는 KSTAR가 가장 먼저 공학설계 완료 단계에 도달하여, 본격적인 제작 체제 준비를 하고 있는 중이다. 실제 KSTAR는 규모나 공학설계 측면을 고려할 때 많은 부분 ITER 건설의 전초적인 역할을 하고 있으므로 ITER의 pilot 장치로서 역할을 담당하고 있다고 보아도 무방하다. 향후 KSTAR가 목표치의 플라즈마를 생산해 낸다면 KSTAR는 이 분야에서 세계적인 연구장치로 발돋움하게 될 것이다.

초전도형 토카막 장치는 ITER를 중심으로 가장 왕성한 연구활동이 이루어지고 있으며 본 절에서 몇 가지 기술적 동향을 언급하고자 한다. ITER에서는 진공용기 개발 목적으로 실제 크기의 진공용기 sector 모델제작을 추진하였다. 두 개의 sector(A, B)를 제작하였으며, sector A, B 는 포로이달 방향으로 각각 9 개, 4 개 부분으로 조각난 상태에서 용접 결합하여 한 개의 sector를 이루도록 설계하였다. Sector 모델의 허용공차는 포로이달 segment 간에 $\pm 3 \text{ mm}$, 전체 sector 높이에서 $\pm 5 \text{ mm}$, 폭에서 $\pm 5 \text{ mm}$, field 접합부위의 가공 면은 $\pm 3 \text{ mm}$ 까지 허용하였고 실제 측정된 진공 누설율은 $3.6 \times 10^{-10} \text{ Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ 이하를 유지하였다. ITER는 진공용기의 sector 모델 제작을 통해 가공기술을 확보하였고, 설계의 타당성을 입증했다. 그리고 용접 변형량과 허용공차를 규정범위 내에서 성취할 수 있는 것으로 판명되었다.

특히, 현장에서의 자동용접의 가능성을 확인할 수 있었다[Ref. 2.2-1].

ITER 팀은 진공용기 냉각관에 이상이 발생했을 경우의 열적 해석을 수행하여 안정성 평가를 실시한 바 있다. 그리고, 플라즈마 붕괴시 in-vessel 부품에 미칠 수 있는 각종 전자기력 관련 해석을 EDDYCUFF, EMAS code를 개발하여 수행하였다. ITER 저온용기는 직경 36.48 m, 높이 31.47 m로 원통형 shell, 상·하의 평면 바닥과 덮개로 구성되어 있다.[Ref. 2.2-2~2.2-3]

헬리컬형 장치에 의한 플라즈마 밀폐 연구는 핵융합연구의 초창기부터 미국을 중심으로 수행되어 왔는데, 특히 일본 및 독일이 1000 만도, 10^{19} m^{-3} 의 플라즈마 밀폐를 실증한 것이 큰 밀거름이 되었다. 최근 10년 동안의 세계 각국의 장치 규모는 주 반경 $R = 1 \sim 2 \text{ m}$, 자장강도 $B = 1 \sim 2 \text{ T}$ 정도로서 여러 가지 형태의 헬리컬형 장치에 의해 밀폐에 대한 연구가 진전되었다. Gyrotron 등의 대전력 밀리미터파 기술의 개발에 의해 50 ~ 140 GHz/500 kW 급의 ECH가 가능해졌을 뿐만 아니라, 전자온도 1 ~ 4 keV, 이온온도 1.6 keV, 밀도 $10^{19} \sim 10^{20} \text{ m}^{-3}$ 의 플라즈마 생성도 가능해졌으며, 또한 NBI 입사 (1~3 MW)에 의해 이온온도 1~2 keV의 고밀도 플라즈마의 연구가 행해지게 되었다.

일본 원자력연구소의 임계 plasma 시험장치 JT-60은 1978년 4월에 건설을 시작해서 1985년 4월에 운전을 개시했다. Plasma 성능의 향상을 목표로 한 JT-60 대전류화 개조(JT-60U)는 1987년에 설계가 시작되어 1989년 말에 제작착수, 1991년 3월에 운전을 재개했다. JT-60U는 기존설비를 최대한 활용해서 진공용기 및 poloidal 자장코일을 전면적으로 개조했다. 또한 대전류에서 D-형 단면을 가지며, 하측 divertor 배위가 가능하도록 설계했다. 이 개선에 의해 plasma 체적은 $\sim 100 \text{ m}^3$, plasma 전류는 $\sim 6 \text{ MA}$ (종래는 $\sim 2.7 \text{ MA}$)까지 가능해졌다.

JT-60U 진공용기는 종래에 없는 큰 하중을 견뎌야 하며, 이미 설치된 toroidal 자장코일 내부에 설치되기 때문에 공간상의 제약이 많았다. 이와 같이 진공용기의 엄격한 설계조건을 만족시키기 위해서는 종래의 구조방식이 아닌 새로운 방식으로 박판 이중진공용기를 채용해야만 했다. 이 새로운 방식을 실현하기 위해서 몇 가지의 신규 제조기술을 적용했으며, R&D를 실시해서 예정에 맞추어 완성했다. 또 운전개시 이후에 '진공용기의 Plasma Disruption시의 전자구조 거동에 관한 실측치가 설계치에 대응하는가' 등도 검토되었다.[Ref. 2.2-4]

LHD 배기계의 경우, 터보분자 펌프로 이루어진 배기계를 상정할 때 본체주위는 강자장 환경이며 펌프에 자기 실드를 하지 않은 경우는 펌프를 자장이 100 G 이하의 장소에서 운전해야만 한다. 이 경우 본체로부터의 터보 분자 펌프의 설치거리

약 13 m가 된다. 계통수를 적게 하기 위한 기술요소로서는 전체 가스 방출량을 1/2로 감소시키는 것을 제일 먼저 생각할 수 있다. 두 번째로 강 자강 환경하에서 가동할 수 있는, 컴프레서 구동의 크라이오 펌프의 채용을 생각할 수 있다. 이 펌프를 덕트에 개입하지 않고 배기 포트 중의 하나에 직접 접속하면, 적절하게 덕트의 일부분을 절약할 수 있게 된다. 터보 분자 펌프 계통은 조인배기나 방전세정에 있어서의 고진공 영역에서의 배기를 위한 다이내믹 시스템으로서 적어도 한 계통은 필요하다. 단, 길고 두꺼운 펌프 덕트가 반드시 필요하지는 않다는 것이 크라이오 펌프의 근접 배기 시나리오로부터 주장되고 있다.[Ref. 2.2-5]

단열 지지각은 장치의 반경방향에는 유연한 구조이기 때문에 지진 등의 이상시에 극저온구조물이 큰 변형거동을 하지 않는지, 또는 지지각이 원주방향의 힘을 받아도 건전성에 문제가 없는지를 확인할 필요가 있다. LHD는 설계조건으로서, 0.3 g의 정적인 횡 하중을 견딜 수 있는 것을 사양으로 하고 있으며, 이 정적인 하중에 대해서는 충분한 강도를 갖는 설계를 행하고 있다. 그러나, 구조물의 고유진동수와 지진 진동수의 관계에 따라서는 공진이 일어날 가능성이 있다. 단열지지각의 고유진동수를 FEM으로 해석한 결과, 일차모드에서 12.7 Hz라고 하는 결과를 얻어, 과거의 지진에 대하여 건전성이 있는지를 확인하였다[Ref. 2.2-6].

중국에서는 ASIPP 주도하에 Hefei에 HT-7U를 건설 중이다. HT-7U는 전체 외형 크기가 직경 7 m, 높이 5 m의 초전도 토카막 장치이다. HT-7U 진공용기는 16개의 D-형 segment로 구성되어 있고, 수평, 상·하 수직포트의 개수는 모두 16개로 단순·표준화하여 설계되어 있다. 각종 핵심 부품에 대한 정적·동적 구조해석이 지난 3년간 활발히 진행되었다[Ref. 2.2-7].

핵융합장치의 저온용기는 초전도자석구조물 주위에 열 차폐판이 부착된 진공벽을 형성하여 자석구조물의 열 손실을 줄이는 역할을 수행하는 구조물로서, 지금까지의 DIII-D, JET, JT-60 등과 같은 상전도 자석을 이용한 핵융합 장치에서는 볼 수 없었던 구조물이다. 최근 초전도자석을 이용한 진보된 핵융합 장치의 구현을 위하여 대형 저온용기의 개발이 시작되었다. 1999년 일본에서는 LHD 장치 개발을 위하여 두께 50 ~ 100 mm, 직경 14 m, 높이 9 m의 대형 저온 용기를 개발하였고, 용기 내부에 복사열 차폐를 위하여 MLI가 부착된 80 K 냉각용 열 차폐판을 부착하여 사용하였다[Ref. 2.2-8~2.2-9]. 또한 진공용기 포트의 유연한 관통을 위하여 직경 2 m의 대형 bellows를 제작 설치하였다. LHD 장치의 저온용기 본체 제작은 운반의 어려움 때문에 운반 가능한 부분품으로 제작되어 현장에서 최종 용접되었고, 현장에서 조립되는 대형 플랜지 연결부는 진공 밀봉을 위하여 용접하였다. LHD

장치 이외에 현재 ITER, W7-X, HT-7U, 등의 초전도 핵융합 장치가 설계되고 있으며, 저온용기 또한 함께 개발되고 있다. W7-X 장치의 경우, 1998년 설계도에 근거한 실물치수의 DEMO 용 저온용기 제작을 착수하여 냉각시험을 성공적으로 완료하였으며, 현재 본제품 제작을 추진중이다[Ref. 2.2-10~2.2-11]. HT-7U 장치는 초전도자석과 진공용기의 구조가 KSTAR 장치와 유사하며, 이 때문에 저온용기 자체의 구조도 KSTAR 저온용기와 유사한 lid, cylinder, base, support의 분리구조를 하고 있다. 지금까지 HT-7U 장치의 저온용기 설계는 완료되지 않은 실정이다[Ref. 2.2-11]. ITER 장치는 reactor 개념으로 설계되었으며, 이전의 핵융합 장치와 비교할 수 없을 정도의 대형 장치로서, 기본 기능은 KSTAR 저온용기와 유사하며, ASME Code 설계요구조건에 맞추어 설계가 완료된 실정이다.

초전도 자석구조물은 다른 상전도 자석구조물과는 달리 극저온(4 K)에서 높은 전자기력을 견딜 수 있는 재료의 개발문제, 저온구조물 설계기술, 용접기술, 그리고 정밀한 제작치수를 얻기 위한 제작기술 등을 필요로 한다. KSTAR와 유사한 장치인 ITER는 현재 러시아, 일본, 그리고 유럽연합 등이 국제적 공동연구를 통해 2015년 완성을 목표로 하고 있다. 프랑스의 초전도 토카막인 Tore-Supra 장치는 1980년대에 완공되어 운전 중이며, 일본의 초전도 핵융합장치인 LHD는 1998년 완공되어 성공적으로 운전되고 있다. 또한 독일에서는 초전도자석을 이용한 W-7X를 개발 중이며, 중국의 HP-7U, 인도의 SST-1 등의 장치가 개발되어지고 있다. ITER 자석구조물의 주소재로 사용할 목적으로 일본에서 개발된 Strengthened Austenitic Stainless Steel (JJ1, Japan Steel Work, Ltd.)은 일반 316LN에 비해 강도와 인성치를 각각 30% 이상 증대되었다. 유럽연합도 modified 316LN이란 재료를 개발하여 ITER TF model coil에 사용한 바 있으며, 이는 JJ1의 기계적 강도에는 미치지지는 못하지만 우수한 피로특성을 가지고 있다. 자석시스템의 안정성은 코일과 자석구조물의 열적·구조적 상호작용을 고려한 해석이 수행되어야하며, 이를 위해 코일의 전자기력 해석, 코일 및 구조물의 열수력 해석; 플라즈마 붕괴 시 와전류(Eddy Current)에 의한 Joule 열 계산 등 매우 고난도의 해석기술이 필요하다. [Ref. 2.2-12~2.2-14] 세계최초로 토카막을 개발한 러시아의 Efremov 연구소는 현재 ITER의 초전도자석 개발 부분의 중추적 역할을 하고 있으며, KSTAR와 기술 협약을 통한 공동연구를 수행중이다. 지난 10년 동안 일본과 유럽에서는 대형 구조물의 용접 기술 개발을 위해 노력하여 자동용접방법이 개발되었으며, 특히 수백 밀리 두께의 구조재(일반 압연재, 주조재, 그리고 단조재)에 대한 특수 용접기술을 확보한 바 있다. KSTAR는 이러한 우수한 국외기술력을 국내기술력과 적절히 조합시켜 자

석구조물을 제작하고 있다.[Ref. 2.2-15]

PFC에 대한 연구는 국제적으로 주로 엄청난 열부하가 집중되는 디버터 연구에 집중되고 있다. 토카막 내에서 효율적인 입자 제어를 가능케 해주는 신개념 디버터 역시 ITER 프로젝트의 주요 R&D 프로그램 중의 한 분야로 되어 있으며, 열부하가 가장 큰 divertor plate를 제작하기 위한 재료 개발, 제작 방법, 냉각 방식 등이 집중적으로 연구되고 있다. 대표적인 것으로는 CFC (Carbon Fiber Carbon Composite) Monoblock에 CuCrZr 이나 DSCu와 같은 구리합금 튜브를 브레이징하는 방식, 텅스텐 Monoblock을 사용하는 방법, 베릴륨 타일이나 베릴륨 코팅판을 사용하는 연구 등이 행해지고 있다.[Ref. 2.2-16~2.2-20] 또한, 장치 핵융합 상용로가 가동될 때를 대비하여 상기 재료들이 고 중성자 분위기 속에서의 방사화 및 삼중수소로 인한 물성 변화 등의 핵융합 재료 연구도 활발히 진행되고 있다.[Ref. 2.2-21~2.2-23]

Cryo-condensation pumping 기술을 이용한 극저온 진공 배기계는 기존의 펌프에 비해 큰 배기 속도를 지니고 있어 대규모 중성입자 빔 입사장치에도 필수적이며, 미국의 DIII-D 토카막의 경우 극저온 진공 배기 시스템이 토카막 내부의 divertor 영역에 설치되어 플라즈마 입자 및 불순물 입자 흐름 조절 분야에 있어 매우 뛰어난 결과를 보이고 있다. [Ref. 2.2-24~2.2-25]

현재 전 세계에서 운전되고 있거나 건설을 계획 중인 대형 핵융합 연구 장치에서는 진보된 토카막의 구현과 나아가서 상용 핵융합으로의 발전을 위하여 수동적·능동적 플라즈마 제어를 통한 보다 향상된 플라즈마 변수의 확보의 중요성이 부각되고 있다. 이에 따라 앞으로 건설될 ITER를 포함하여 현재 운전 중인 대부분의 대형 핵융합 연구장치에서는 플로이달 코일 시스템의 전원을 재귀(Feedback)에 통한 능동 제어를 함으로써 플라즈마의 형상과 위치, 벽면과 외곽 separatrix의 간격 등을 조절하고 있다[Ref. 2.2-26~2.2-31]. 한편 자장 오차에서부터 기인되는 “Locked Mode”나 “Disruption”의 제어를 위한 능동 제어 코일 시스템의 대표적인 예는 DIII-D(GA, 미국)의 진공용기 외부에 위치하는 3 쌍의 “external C-coil”로서 최근에는 이들 C-coil을 Resistive Wall Mode(RWM)의 안정화 코일로 응용하여 지금까지의 베타 한계(β -limit) 값을 크게 향상시킨 결과를 발표하고 있다[Ref. 2.2-32~ 2.2-33].

제 3 장 연구개발 수행내용 및 결과

제 3 장 연구개발 수행내용 및 결과

제 1절 PFC (Plasma Facing Components)

1. PFC 개요 및 설계 요건

가. PFC 개요 및 기능 일반

PFC (Plasma Facing Components, 플라즈마 인접벽)의 주목적은 플라즈마 입자 및 열로부터 진공용기, RF 가열 시스템 및 진단 장비들을 보호하고, 또 플라즈마 안정성을 향상시키려는데 있다. 또 다른 한 목적은 코어 플라즈마에서 언저리 영역 (Scrape-Off Layer (SOL))으로 유입된 언저리 플라즈마 (edge plasma) 및 주로 이들 언저리 플라즈마에 의해 발생하는 불순물 입자들의 흐름을 제어하는 데에 있는데, 특히, 디버터는 디버터 극저온 펌프(cryopump)로 유입되는 중성입자 및 불순물 입자들의 순환을 제어하여 노심 플라즈마에서 낮은 Z_{eff} 값을 유지하고, 플라즈마 밀도를 제어할 수 있도록 한다. [Ref. 3.1-1]

그림 3.1-1 및 3.1-2에 KSTAR PFC의 구성 부분들이 나타나 있다. Inboard limiter는 플라즈마의 안쪽 경계를 확정지어 주는 동시에 진공용기의 내벽을 보호하며 또 플라즈마 startup을 도와주는 역할을 한다. Passive stabilizer는 플라즈마의 수직 안정성 및 high- β mode를 유지하도록 도와주며, 그 표면에 설치된 탄소 tile 들은 stabilizer plate를 플라즈마로부터 보호하는 동시에 toroidal limiter의 역할도 겸한다. Poloidal limiter는 플라즈마의 바깥쪽 경계를 확정지어 주고, startup 장치로서의 기능을 한다. Neutral beam armor (NB Armor)는 플라즈마를 가열할 목적으로 입사되는 중성입자빔으로부터 진공용기 내벽 및 포트들을 보호할 목적으로 설치된다.

모든 플라즈마 인접벽 구성 부분들은 해당 부분의 진단 장비를 부착할 수 있도록 설계되고, 또 진단장비들이 플라즈마를 진단하는 데에 방해가 되지 않도록 설계된다. 또한, 모든 PFC들은 플라즈마에 접하는 면에 탄소를 기반으로 하는 물질인 graphite나 CFC (Carbon-Fiber-Composite) 들로 덮여 있다.

KSTAR 장비들은 궁극적으로 300초 동안의 운전을 목표로 설계되어 있으나, 초기 운전 모드는 confinement time scale 동안의 물리적 현상을 연구하는데 충분하

면서 또 경제적인 PFC 설계 기술들을 적용할 수 있는 20초 운전에 중점을 두고 있으며, PFC의 일부 구성 부분들도 이 20초 운전을 목표로 설계되어 있다. 따라서 300초 운전 및 high power 플라즈마 운전시에 사용되는 brazed tile과 같은 설계는 적용되지 않았다. 모든 부분에는 최소한 20초 동안 16 MW의 운전 견딜 수 있는 bolted tile을 사용하고자 한다. Inboard limiter 및 passive stabilizer에 적용된 bolted tile은 300초 27.5 MW의 상태에서도 견딜 수 있도록 설계되어 있다.

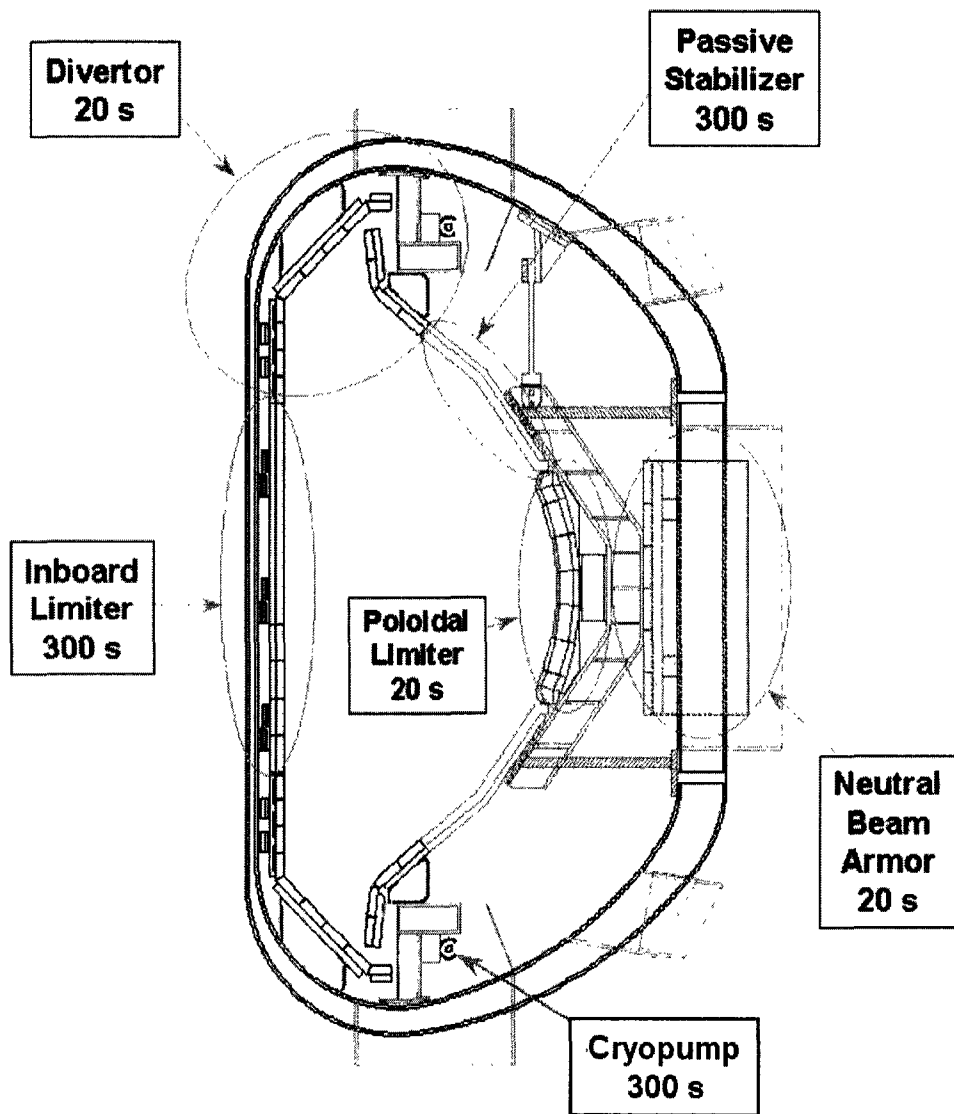


그림 3.1-1 PFC general concept 단면도

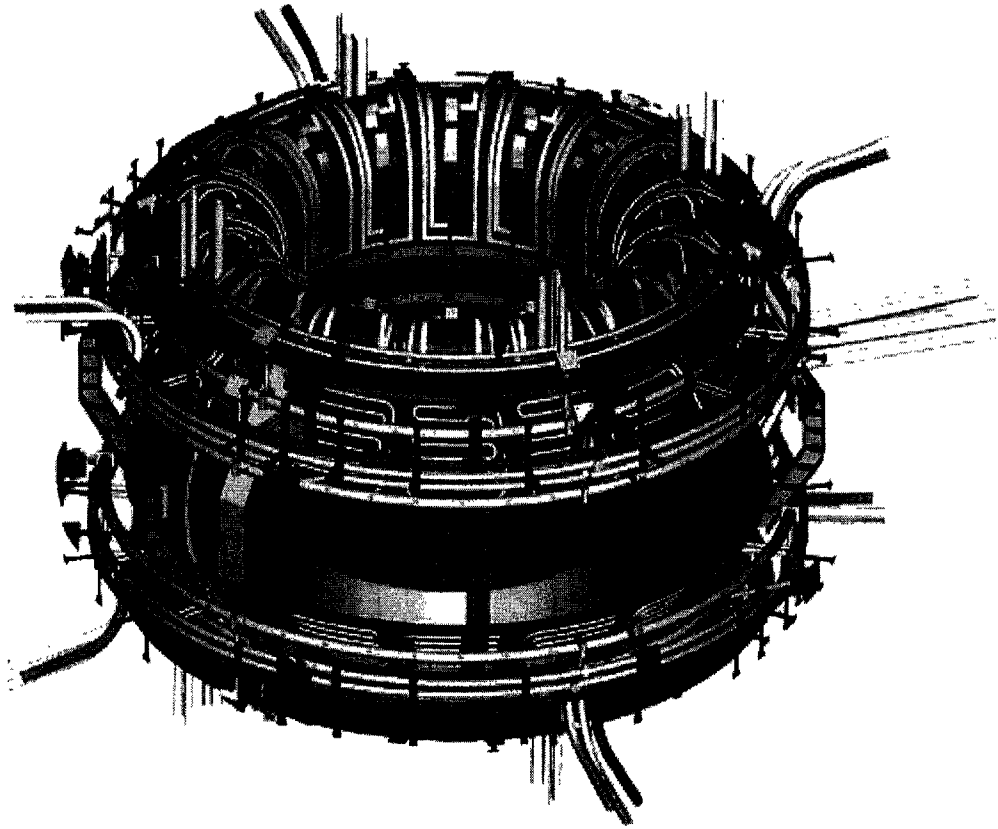


그림 3.1-2 PFC 3D isometric view

KSTAR divertor는 필요할 경우, single-null divertor 운전을 할 수도 있으나, double-null divertor operation을 하도록 설계되어 있으며, KSTAR PRD (Physics Requirements Document) [Ref. 3.1-2] 에서 고려된 3가지 power loss scenario (그림 3.1-3, 3.1-4 및 3.1-5)에 대해 운전 능력을 갖도록 설계되었다. PRD에 나타난 물리적 구속 요건에 따르면, divertor plate는 20초 동안 최대 열속 4.3 MW/m^2 의 조건에서 최대 표면온도가 $1200 \text{ }^\circ\text{C}$ 내에서 유지될 수 있어야 한다. 그러나, 전체 표면적의 2% 내의 범위에서는 $1500 \text{ }^\circ\text{C}$ 까지 견딜 수 있어야 하는데, 이는 tile 끝부분이나 진단 장비 장착을 위한 홈 주위 등의 부분에 집중되는 열부하를 견디기 위해서이다. 디버터에서 플라즈마에 접하는 표면은 stainless steel plate위에 고열전도성 및 고내열성 탄소-탄소 복합 재료로 만들어진 tile을 부착시킨다. Cryopump는 상하 divertor의 outboard target 뒤쪽에 위치하여 $25 \text{ Torr} \cdot \ell/\text{sec}$ 의 입자 배기 능력을 갖도록 하였고, 또 20 분 이내의 시간동안에 regeneration이 가능하도록 설계되었다.

Inboard limiter는 bolted carbon tile의 표면 밑에 수냉 방식의 stainless steel plate로 구성되며, 중성입자 빔에 의해 발생할 수 있는 local hot spot에서는 CFC 복합재료가 사용된다. Passive stabilizer는 2개의 vertical current bridge를 가지는 single-turn two-loop saddle coil 형태로 구성된다. Coil은 수냉 방식의 구리합금판으로 만들어지며 표면은 플라즈마로부터 보호하기 위해 graphite tile로 덮혀 있는데, 이 tile들이 outboard toroidal limiter의 역할을 한다. 현재 passive stabilizer 및 inboard limiter는 27.5 MW 입력에 300초 운전 조건에서도 견딜 수 있도록 설계되어 있다.

Poloidal limiter는 RF antenna 표면을 플라즈마 입자 및 열로부터 보호할 목적으로 RF antenna의 좌우 부분에 설치된다. Neutral beam armor (NB armor)는 입사된 중성입자 빔이 진공용기 포트 영역에 존재하는 잔류기체와 충돌하여 이온화된 후 포트 벽면을 손상시키는 것을 방지하거나 (entrance port protector) 중성입자 빔이 플라즈마를 통과하여 반대편 진공용기를 가격하는 상황에 대비하여 설치 (NB shinethrough armor)된다.

나. PFC 설계 요건

PFC 설계시에 고려된 설계 요건은 다음과 같다.

(1) 일반적인 PFC 설계 요구 조건

(가) Power & Particle Handling 요구 조건

- ① Baseline : 모든 PFC component들은 적어도 아래와 같은 조건의 정상상태 플라즈마 운전에 견딜 수 있어야 한다.
 - ㉠ 20 s pulse length
 - ㉡ Double-null 운전 상태에서 16 MW heating power
 - ㉢ Divertor의 maximum heat flux : 4.3 MW/m^2
 - ㉣ 20 min duty cycle (어떤 shot의 시작 시간에서 다음 shot의 시작 시간까지)
 - ㉤ 각 components에 분배되는 heating power는 3가지의 power-loss scenario (그림 3.1-3, 3.1-4 및 3.1-5)중 최대 heat load를 가하는 scenario를 따른다.
 - ㉥ KSTAR 토카막의 3가지의 power-loss scenario (그림 3.1-3, 3.1-4 및 3.1-5)에 의해서 각 PFC component에 가해지는 radiation heatflux를 표 3.1-1 및 3.1-2에 실는다.
- ② Upgrade : Inboard limiter normal sector와 passive stabilizer는 아래의 upgrade 요구조건도 만족하여야 한다.
 - ㉠ 300 s pulse length
 - ㉡ 27.5 MW plasma power
 - ㉢ 60 min duty cycle
- ③ PFC 허용 최대 tile 표면 온도:
 - ㉠ CFC tiles
 - ㉡ 대상 : divertor, inboard limiter NB hitting sector hot spot region, poloidal limiter
 - ㉢ 허용 온도 : $1,200 \text{ }^\circ\text{C}$. 단, tile 표면적의 2% 이하의 범위에서는 $1,500 \text{ }^\circ\text{C}$ 까지 허용
 - ㉣ Graphite tiles
 - ㉡ 대상 : inboard limiter hot spot 이외 region, passive stabilizer,

NB armor

㉞ 허용 온도 : 600 °C. 단, tile 표면적의 5% 이하의 범위에서는 1,200 °C까지 허용.

㉟ 냉각 매체 : Demineralized water

㊱ 냉각수 입구 최대 온도 : 35 °C

④ 베이킹 관련 요구조건 :

㉠ 24시간 내에 탄소 tile의 표면에서 최하 300 °C를 유지할 수 있도록 설계되어야 한다.

㉡ 베이킹 : 연간 50회 실시

㉢ 베이킹 매체 : 질소 기체

㉣ 진공용기 내벽 베이킹 온도 : 100 °C

(나) 전자기력 관련 요구조건

① 다음과 같은 plasma disruptive event loads에 각각 견딜 수 있어야 한다.

㉠ Radial plasma disruption시에 eddy currents로 인하여 발생하는 전자기력

㉡ Radial plasma disruption시에 halo currents로 인하여 발생하는 전자기력

㉢ Vertical plasma disruption시에 eddy currents로 인하여 발생하는 전자기력

㉣ Vertical plasma disruption시에 halo currents로 인하여 발생하는 전자기력

② 위와 같은 plasma disruption이 일어나는 빈도는 radial disruption은 운전 회수의 5%, vertical disruption은 15%로 한다.

(다) 절연 관련 요구조건

PFC의 냉각/베이킹 라인들은 cryostat flange와 전기적으로 절연될 수 있는 구조를 가져야 한다.

(라) 간섭(Interface) 관련 요구조건

PFC I&C, 진공용기 진공조건, IVCC (In-Vessel Control Coil), 진단장비,

중성입자빔 장치, 기타의 진공용기내 장치들과의 간섭(interface)을 고려한 설계가 되어야 한다.

(마) 설치·정렬 (alignment) 관련 요구조건

- ① 각 부품들은 진공용기 포트를 통해서 진공용기 내부로 운반할 수 있어야 하고, 진공용기 내부에서 조립·설치·정렬이 가능하여야 한다.
- ② 각 부품들은 향후 교체 또는 업그레이드가 가능하도록 설계되어야 한다.
- ③ 정렬 공차 :
 - ㉠ 이웃하는 tile 간 간격
 - 동일 backplate상에 존재하는 tile들간의 간격 : 2 mm (typical)
 - 이웃하는 backplate상에 존재하는 tile들간의 간격 : 4 mm (typical)
 - ㉡ 이웃하는 tile 간의 허용 높이 차 : < 1 mm

(바) 기타 요구조건

- ① PFC 재료들은 진공용기 재료, 중성자에 의한 방사성화 등을 고려하여 선정되어야 한다. 용접 후 투사율은 1.05 이하여야 한다.
- ② 각 PFC 부분들은 인접 부분들과의 사이에서 arcing이 발생하지 않도록 설계되어야 한다.
- ③ 지진관련 요구조건 : 진도 5의 지진(수평 0.12 g, 수직 0.08 g)에 견딜 수 있는 강도 기준을 만족해야 한다.
- ④ 모든 탄소 tile과 backplate 사이에는 열접촉을 좋게 할 수 있도록 carbon sheet를 둔다. Carbon sheet의 물성과 두께는 위에서 설정된 최대 tile 표면 온도를 넘지 않도록 설정한다.
- ⑤ 모든 PFC 부품들은 아래와 같은 KSTAR 토카막 장치의 운전회수에 따른 피로 강도를 고려하여 설계되어야 한다.
 - ㉠ Baseline 운전회수 :
 - ㉡ 하루에 20분 간격으로 20초 pulse를 50회 실시
 - ㉢ 4.5년 동안 25,000회의 pulse 실시
 - ㉡ Upgrade 운전회수 :
 - ㉢ 하루에 60분 간격으로 300초 pulse를 20회 실시
 - ㉣ KSTAR 장치 수명 기간 (20년) 동안 baseline operation을 포함하여 50,000회의 pulse 실시

KSTAR Power Loss Tree : Standard Scenario

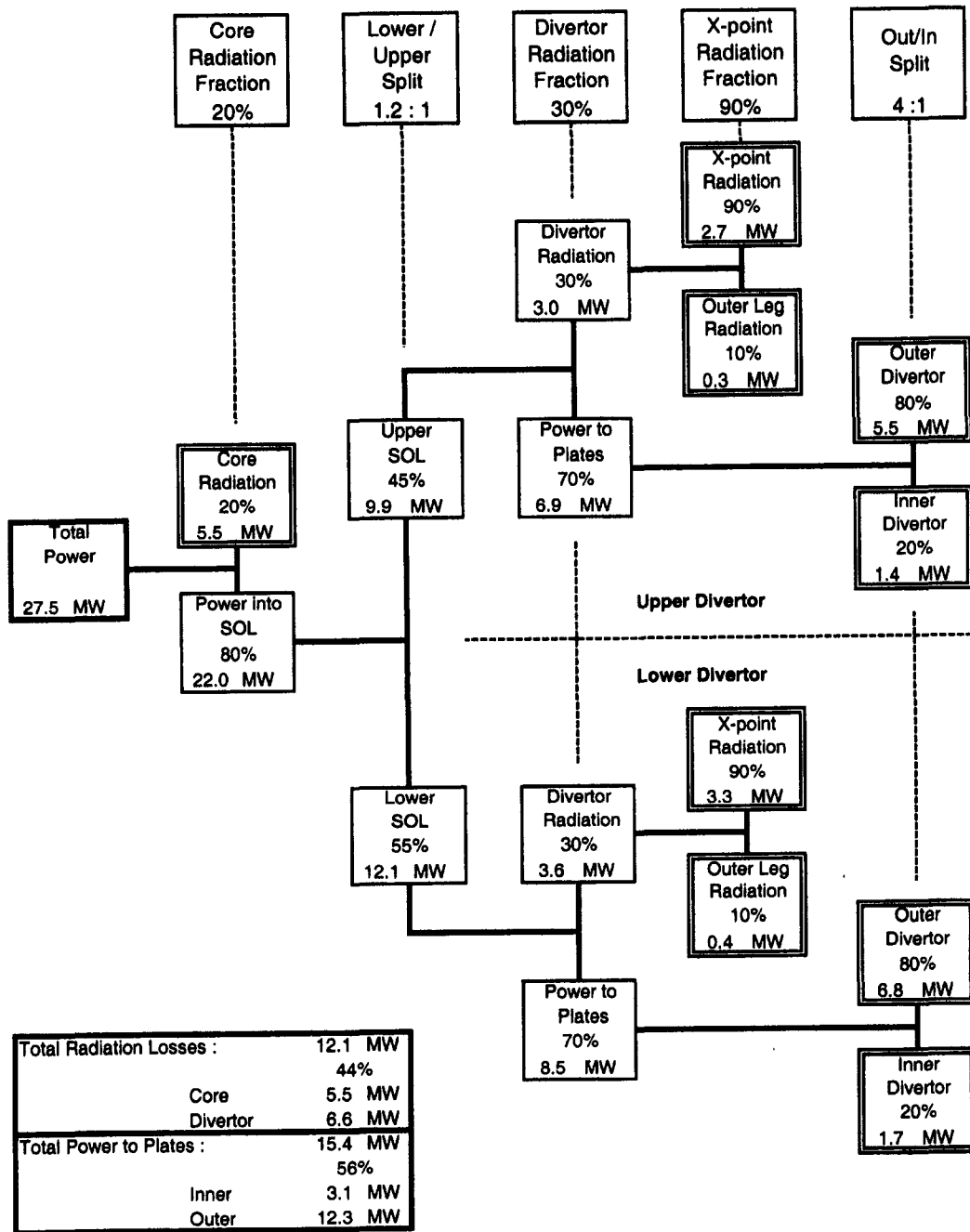


그림 3.1-3 KSTAR power loss scenario (I) : Standard scenario

KSTAR Power Loss Tree : Radiative Divertor (Marfe) Scenario

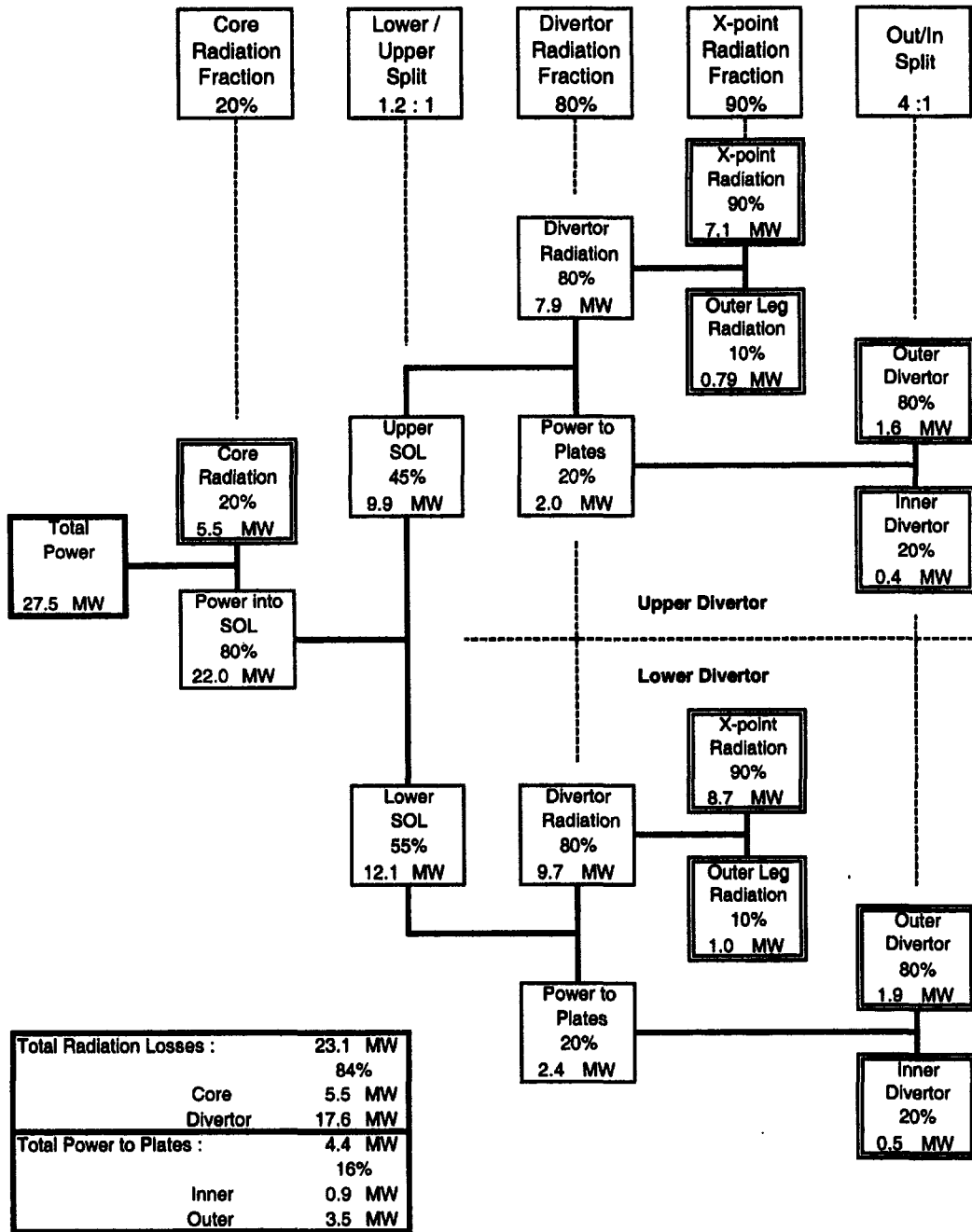


그림 3.1-4 KSTAR power loss scenario (II) : Radiative divertor (Marfe) scenario

KSTAR Power Loss Tree : Radiative Divertor (Extended) Scenario

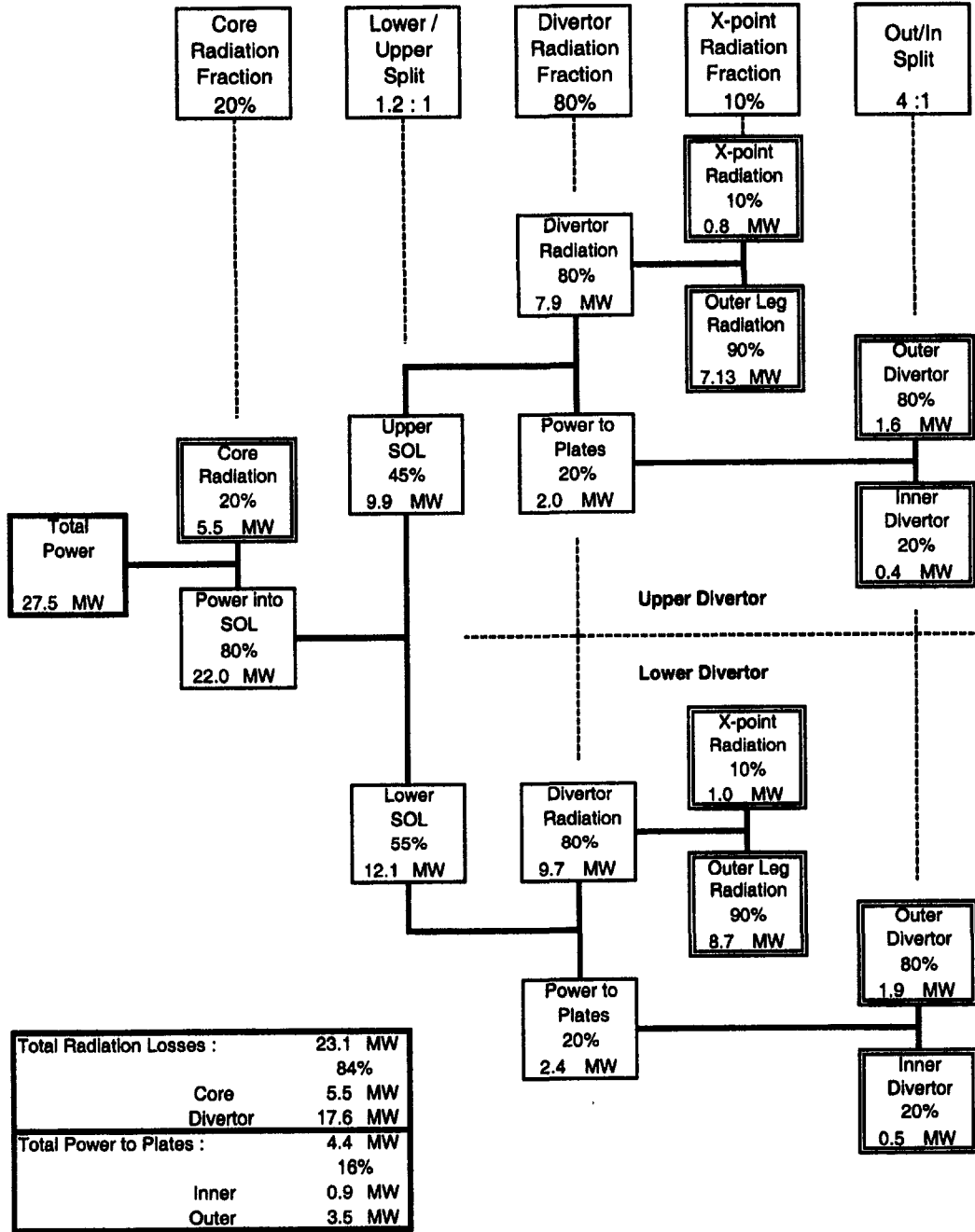


그림 3.1-5 KSTAR power loss scenario (III) : Radiative divertor (Extended) scenario

표 3.1-1 Upgrade 단계에서 각 operation scenario에 따르는 PFC별 radiation 열부하

| Scenario | | Inner Limiter /Lower (MW) | Divertor Target /Lower(MW) | | | Passive Stabilizer /Lower (MW) |
|-----------------------------|----------------------------------|---------------------------|----------------------------|----------------|-----------------|--------------------------------|
| | | | Inboard Target | Central Target | Outboard Target | |
| Standard | Radiation power 합 계 (MW) | 0.655 | 0.976 | 0.984 | 1.197 | 1.293 |
| | 최대 Heatflux (MW/m ²) | 0.175 | 0.372 | 0.336 | 0.303 | 0.191 |
| Marfe Radiative Divertor | Radiation power 합 계 (MW) | 1.002 | 2.223 | 2.178 | 2.671 | 2.186 |
| | 최대 Heatflux (MW/m ²) | 0.330 | 0.888 | 0.769 | 0.698 | 0.362 |
| Extended Radiative Divertor | Radiation power 합 계 (MW) | 0.861 | 1.544 | 3.199 | 3.157 | 1.718 |
| | 최대 Heatflux (MW/m ²) | 0.239 | 0.635 | 1.134 | 0.776 | 0.244 |

(a) Lower PFC에 대한 radiation 열부하

| Scenario | | Inner Limiter /Upper (MW) | Divertor Target/Upper (MW) | | | Passive Stabilizer /Upper (MW) | NB armor (MW) |
|-----------------------------|----------------------------------|---------------------------|----------------------------|----------------|--------------|--------------------------------|---------------|
| | | | Inner Target | Central Target | Outer Target | | |
| Standard | Radiation power 합 계 (MW) | 0.652 | 0.855 | 0.888 | 1.075 | 1.272 | |
| | 최대 Heatflux (MW/m ²) | 0.161 | 0.322 | 0.300 | 0.270 | 0.182 | 0.161 |
| Marfe Radiative Divertor | Radiation power 합 계 (MW) | 0.965 | 1.899 | 1.923 | 2.346 | 2.130 | |
| | 최대 Heatflux (MW/m ²) | 0.292 | 0.753 | 0.670 | 0.610 | 0.338 | 0.255 |
| Extended Radiative Divertor | Radiation power 합 계 (MW) | 0.844 | 1.333 | 2.770 | 2.744 | 1.722 | |
| | 최대 Heatflux (MW/m ²) | 0.216 | 0.540 | 0.968 | 0.655 | 0.238 | 0.229 |

(b) Upper PFC에 대한 radiation 열부하

표 3.1-2 Baseline 단계에서 각 operation scenario에 따르는 PFC별 radiation 열부하

| Scenario | | Inner Limiter /Lower (MW) | Divertor Target /Lower(MW) | | | Passive Stabilizer /Lower (MW) |
|-----------------------------|----------------------------------|---------------------------|----------------------------|----------------|--------------|--------------------------------|
| | | | Inner Target | Central Target | Outer Target | |
| Standard | Radiation power 합 계 (MW) | 0.381 | 0.568 | 0.573 | 0.696 | 0.752 |
| | 최대 Heatflux (MW/m ²) | 0.102 | 0.217 | 0.196 | 0.176 | 0.112 |
| Marfe Radiative Divertor | Radiation power 합 계 (MW) | 0.583 | 1.293 | 1.267 | 1.554 | 1.272 |
| | 최대 Heatflux (MW/m ²) | 0.192 | 0.517 | 0.448 | 0.406 | 0.211 |
| Extended Radiative Divertor | Radiation power 합 계 (MW) | 0.501 | 0.898 | 1.861 | 1.837 | 0.999 |
| | 최대 Heatflux (MW/m ²) | 0.139 | 0.369 | 0.660 | 0.452 | 0.142 |

(a) Lower PFC에 대한 radiation 열부하

| Scenario | | Inner Limiter /Upper (MW) | Divertor Target/Upper (MW) | | | Passive Stabilizer /Upper (MW) | NB armor (MW) |
|-----------------------------|----------------------------------|---------------------------|----------------------------|----------------|--------------|--------------------------------|---------------|
| | | | Inner Target | Central Target | Outer Target | | |
| Standard | Radiation power 합 계 (MW) | 0.379 | 0.497 | 0.517 | 0.625 | 0.740 | |
| | 최대 Heatflux (MW/m ²) | 0.094 | 0.188 | 0.175 | 0.157 | 0.106 | 0.094 |
| Marfe Radiative Divertor | Radiation power 합 계 (MW) | 0.561 | 1.105 | 1.119 | 1.365 | 1.239 | |
| | 최대 Heatflux (MW/m ²) | 0.170 | 0.438 | 0.390 | 0.355 | 0.196 | 0.149 |
| Extended Radiative Divertor | Radiation power 합 계 (MW) | 0.491 | 0.776 | 1.612 | 1.596 | 1.002 | |
| | 최대 Heatflux (MW/m ²) | 0.126 | 0.314 | 0.563 | 0.382 | 0.139 | 0.133 |

(b) Upper PFC에 대한 radiation 열부하

(2) 각 PFC Component별 특별 설계 요구 조건

(가) Divertor

- ① Divertor는 플라즈마-내벽 반응으로 인하여 생겨난 입자들을 노심 플라즈마와 격리시킬 수 있어야 하고, 중성 입자들을 pumping plenum으로 충분히 유입시킬 수 있어야 하고, 유입된 이들 중성입자들을 충분히 배기할 수 있어야 한다.
- ② Divertor는 다음 상황에 대비하여 설계되어야 한다.
 - ㉞ toroidal 자장은 양방향일 수 있고,
 - ㉟ 플라즈마 전류는 toroidal 자장과 항상 반대 방향이다.
- ③ 20초 동안 16 MW input power 운전 조건 및 최대 4.3 MW/m² heat flux 상태에서 견딜 수 있어야 한다.
- ④ 20 min duty cycle을 수용할 수 있어야 한다.
- ⑤ Gas baffle은 divertor pumping gap으로 유입된 중성기체가 플라즈마 쪽으로 흘러드는 것을 방지할 수 있는 적절한 구조를 가져야 한다.
- ⑥ Central divertor target과 outboard divertor target 사이의 pumping gap은 cryopump가 최적의 pumping speed를 가질 수 있도록 설계되어야 한다.
- ⑦ 허용 최대 tile 표면 온도는 앞의 가. 항을 따른다.
- ⑧ 중성입자 누설 제한 조건을 만족시키기 위한 보조 baffle과 seal이 마련되어야 한다.
- ⑨ Pumping plenum으로부터 main plasma로 역류되는 기체 누설을 제한하기 위하여, plenum 영역에서 여러 경로를 통하여 leak되는 leakage conductance는 다음 조건을 만족하여야 한다.

$$\sum_i \epsilon_i C_i \leq 1,400 \text{ l/s}$$

여기서 C_i 는 gap을 제외한 경로를 통해 일어나는 gas leakage conductance를, ϵ_i 는 각 경로를 통해 core plasma로 유입될 가능성을 고려해주는 가중치(weighting factor)를 나타낸다.

- ⑩ Strike-point가 위치할 수 있는 central target과 outer target 표면에 진

단 등의 이유로 구멍을 뚫을 때는 제한된 범위내에서만 허용되어야 한다.

- ⑪ Upper/lower divertor baffle 뒤쪽에 pumping을 위한 in-vessel cryopump를 위치시킬 수 있는 여건이 마련되어야 한다.

(나) Inboard Limiter - Normal Sector

- ① Limiter는 다음 상황에 대비하여 설계되어야 한다.
 - ㉞ toroidal 자장은 양방향일 수 있고,
 - ㉟ 플라즈마 전류는 toroidal 자장과 항상 반대 방향이다.
- ② Limiter 구조내에서 플라즈마에 접하는 면들은 reference plasma shape을 수용할 수 있어야 한다.
- ③ 300초 동안 27.5 MW input power 운전 조건 상태에서 견딜 수 있어야 한다.
- ④ 60 min duty cycle을 수용할 수 있어야 한다.
- ⑤ 허용 최대 tile 표면 온도는 앞의 가. 항을 따른다.
- ⑥ Inboard limiter tile 표면은 R=1,260 mm에 위치한다.

(다) Inboard Limiter - Neutral Beam Hitting Sector

- ① 20초 동안 16 MW input power 운전 조건 상태에서 견딜 수 있어야 한다.
- ② 20 min duty cycle을 수용할 수 있어야 한다.
- ③ 허용 최대 tile 표면 온도는 앞의 가. 항을 따른다.
- ④ Baseline operation scenario에서 Neutral Beam scrape-off heat load (2.5 MW/m^2)에 견딜 수 있어야 한다.
- ⑤ Hot spot 영역에는 CFC tile을, 그 외 영역에는 graphite tile을 사용하도록 한다.

(라) Passive Stabilizer

- ① Passive Stabilizer 는 다음 상황에 대비하여 설계되어야 한다.
 - ㉞ toroidal 자장은 양방향일 수 있고,
 - ㉟ 플라즈마 전류는 toroidal 자장과 항상 반대 방향이다.
- ② Passive Stabilizer 구조내에서 플라즈마에 접하는 면들은 reference

plasma shape을 수용할 수 있어야 한다.

- ③ 300초 동안 27.5 MW input power 운전 조건 상태에서 견딜 수 있어야 한다.
- ④ 60 min duty cycle을 수용할 수 있어야 한다.
- ⑤ 허용 최대 tile 표면 온도는 앞의 가. 항을 따른다.
- ⑥ Current bridge로 연결되는 부분에서는 arcing이 발생하지 않도록 적절한 gap resistor가 존재하여야 한다.
- ⑦ 각각의 toroidal ring의 일주저항은 방전을 방지하기 위한 gap resistor를 포함하여 $600 \pm 50 \mu\Omega$ 을 유지하여야 한다.
- ⑧ Current bridge 및 mechanical bridge는 tile 및 냉각라인이 설치되어야 한다.
- ⑨ Passive stabilizer의 backplate는 separatrix로부터 바깥쪽 +2 cm flux surface에서 수평으로 4 cm 거리에 위치하도록 한다.
- ⑩ 필요할 경우, mechanical bridge, support 등은 전기적 절연을 하여야 하며, 이때 절연 재료는 베이킹 온도, 충격하중 등 passive stabilizer의 사용 조건을 고려하여 선정되어야 한다.

(마) Neutral Beam Armor - Neutral Beam Entrance Port Protector

- ① 20초 동안 0.5 MW/m^2 의 조건에서 견딜 수 있어야 한다.
- ② 20 min duty cycle을 수용할 수 있어야 한다.

(바) Neutral Beam - Neutral Beam Shinethrough Armor

- ① 20초 동안 0.84 MW/m^2 조건(반경방향에 수직인 면 기준)에서 견딜 수 있어야 한다.
- ② 20 min duty cycle을 수용할 수 있어야 한다.
- ③ 전 영역에 graphite tile을 사용하도록 한다.
- ④ 허용 최대 tile 표면 온도는 앞의 가. 항을 따른다.

(사) Poloidal Limiter

- ① Poloidal limiter는 separatrix로부터 바깥쪽 +1.5 cm flux surface에 접하여 ICRH 안테나와 LHH 안테나의 표면을 적절히 보호할 수 있어야 한다.

- ② 20초 동안 1.7 MW/m^2 의 조건에서 견딜 수 있어야 한다.
- ③ 20 min duty cycle을 수용할 수 있어야 한다.
- ④ 허용 최대 tile 표면 온도는 앞의 가. 항을 따른다.

(아) Cryopump

- ① 각 cryopump는 1 mTorr의 압력에서 300초 동안 적어도 $25 \text{ Torr} \cdot \ell / \text{sec}$ 의 pumping rate를 가져야 한다.
- ② Regeneration은 15분 이내에 가능하여야 한다.
- ③ Cryosurface부분은 이상(two-phase) 액체 헬륨을 사용하여 냉각하며, shield는 기체 헬륨을 사용하여 냉각한다.

(자) 조립용 Jig & Fixtures

- ① 조립용 Jig & Fixtures는 site에 제작·운반된 PFC 부분품들을 진공용기 포트를 통해서 진공용기 내부로 운반할 수 있어야 하고, 또, 진공용기 내부에서 각 부분품들을 정위치에 설치할 수 있도록 설계되어야 한다.
- ② 조립용 Jig & Fixtures는 향후 진공용기의 진공도를 감소시키는 영향을 미치지 않도록 설계되어야 한다.

2. PFC 설계 사양

이 절에서는 PFC의 각 component에 대해서 개요를 기술하고, 각각의 구성 및 소재, 그리고 이들 각 구조물이 PFC의 다양한 운전 환경하에서 인가되는 하중들에 대한 열 및 구조해석 결과를 기술한다. 그리고, 각 component의 설계시에 고려하여야 할 interface에는 어떤 종류가 있으며, 각각의 interface issue들이 어떻게 해결되었는가를 기술한다. Local I&C도 함께 기술한다. 이 절에서 PFC는 다음과 같은 순서로 기술한다.

- ① Divertor
- ② Inboard Limiter
 - ㉞ Inboard Limiter - Normal Sector
 - ㉟ Inboard Limiter - Neutral Beam Hitting Sector
- ③ Passive Stabilizer
- ④ Neutral Beam (NB) Armor
 - ㉞ Neutral Beam Entrance Port Protector
 - ㉟ Neutral Beam Shinethrough Armor
- ⑤ Poloidal Limiter
- ⑥ Cryopump
- ⑦ PFC utilities

가. Divertor

KSTAR divertor의 주기능은 (특히, radiative divertor 운전 모드 등에서) core plasma에서 낮은 Z_{eff} 값을 유지하고 밀도 제어 할 수 있도록 divertor 영역에 중성 기체 상태의 수소와 불순물 입자들을 가두어 두어 core plasma로 확산되는 것을 막는 데에 있다. Target plate로 입사하는 입자속 및 열속을 충분히 줄이기 위하여 디버터면은 45° 로 기울어져 있다. 또, 기울어진 target 면은 X-point와 strike-point 사이의 거리를 크게 하는 역할을 하여 magnetic flux expansion의 효과와 함께 target plate 근처에서의 전자 온도 저하, 중성입자들이 core plasma로 역류하는 거리 증가 등의 여러 유리한 상황을 만들어 준다. Upper divertor와 lower divertor는 각각 inboard target, central target 및 outboard target 등 3개의 high heat flux target으로 구성되어 있는데, inboard target의 표면은 기하학적으로 보면 inboard limiter의 연장이고, center target과 divertor separatrix는 서로 25° 각도로 교차한다. 이렇게 설계함으로써 divertor target으로 미치는 열부하를 감소시킬 수 있다.

Central target과 outboard target 사이에 위치하는 pumping gap은 target에서 발생하는 중성입자들을 효과적으로 pumping plenum 내로 유입시키기 위한 것이다. Pumping gap과 함께 particle control은 outboard divertor의 형상 및 위치에도 크게 좌우되는데, V자형의 형상을 가지는 outboard divertor는 중성입자들이 core plasma로 쉽게 역류되는 것을 방지하기 위한 형상이다. KSTAR 토카막에 있어 particle control은 매우 중요한 문제인데 이는 advanced tokamak 운전 모드에서 효과적인 전류 구동을 위하여 낮은 core density를 유지할 필요가 있기 때문이다. 1단계 보고서에서 제시된 것처럼, outer divertor는 중성 수소 입자 및 불순물 입자들이 core plasma로 역류하는 것을 최소화할 수 있도록 설계되었다.

Gas leakage 제한 조건을 만족시키기 위해서는 leakage를 차단하기 위해 inboard divertor와 outboard divertor의 뒷편에 gas seal들이 설치되어있다.

또한, Divertor 구조는 eddy current나 halo current 발생 시에 인가되는 전자기력을 이길 수 있는 충분한 강도를 지녀야 하는 동시에 정상운전 및 bakeout 수행시의 열팽창으로 인한 응력을 감소시키기 위해 유연성을 지녀야 한다.

(1) Inboard Divertor

(가) Inboard Divertor의 구성 및 소재

Inboard divertor는 상하 부분 각각 1개의 연속적인 toroidal ring의 형태를 띠고 있으며, 이 ring은 toroidal 방향으로 8개의 sector로 이루어져 있다. 각각의 sector는 backplate, CFC (Carbon Fiber Composite) tile, tile-attaching bolt assembly, tile과 backplate 사이의 열접촉을 높여주는 carbon sheet, 그리고 backplate와 진공용기를 연결해주는 support spring으로 구성되어 있다. Divertor를 위한 냉각수 및 베이킹 가스 유로는 상하 부분 각각 4개의 포트 (Dt, Ht, Lt, Ot port 및 Db, Hb, Lb, Ob port)를 통하여 구성되므로, 결국 상하 각각 90° 마다 (상하 각각 2개의 backplate마다) inlet/outlet 이 존재하게 된다. 실은 inboard limiter, inboard divertor, central divertor 및 outboard divertor가 toroidal 방향으로 90° 마다 존재하는 manifold를 공유하고 있다. 중성입자 누설 제한 조건을 만족시키기 위한 gas baffle이 inboard divertor와 central divertor 사이의 inboard divertor 끝단에 설치되어 있다.

Backplate는 SS 316LN으로 제작되며, 각 backplate마다 inlet/outlet port가 존재하며, backplate 내부의 냉각수 통로는 밀링 가공으로 제작되고, backplate와 tile 사이의 밀착성을 높일 수 있도록, backplate는 6면 가공으로 제작된다. 각각의 tile들은 2개의 bolt unit을 통하여 backplate에 고정되어있다. Bolt, press bar, snap ring, plain washer 및 nut는 SS 316LN으로 제작되며, disc spring은 고온에서 충분한 피로특성을 갖도록 Ti-6Al-4V 합금으로 제작된다. 매 플라즈마 shot마다 반복적으로 압축되는 disc spring은 상대적으로 온도가 낮은 backplate 내부에 위치시켰다. Tile은 충분한 열전도도 ($> 300 \text{ W/m}\cdot\text{°C}$)를 갖는 CFC tile로 구성되며, tile의 크기는 약 $121 \text{ mm} \times 146 \text{ mm} \times 30 \text{ mm}$ 이며, tile의 형상은 backplate의 금속 성분이 플라즈마에 직접 노출되지 않도록 poloidal 방향으로는 요철식으로 배치하였다. Inboard divertor의 각 part를 구성하는 소재 및 각 소재의 중량을 표 3.1-3에 나타내었다.

표 3.1-3 Inboard divertor를 구성하는 소재 및 하중 일람표

| 부 분 | Tile | Backplate | Support | Bolt Unit | Disc Spring | 합 계 |
|---------|------|-----------|-----------|-----------|-------------|------|
| 재 질 | CFC | SS 316LN | Ti-6Al-4V | SS 316LN | Ti-6Al-4V | |
| 하중 (kg) | 330 | 1194 | 32 | 77 | 3 | 1636 |

(나) Inboard Divertor에 대한 해석(그림 3.1-6~3.1-14 참조)

① Baking 시의 구조물의 열응력 해석

㉠ 해석 목적

- ㉡ 설계표준을 고려한 최악의 조건을 해석에 적용
- ㉢ Divertor 를 지지하는 supporter 들의 안정성 평가가 주관점
- ㉣ 열응력을 고려한 내열특성 및 응력 평가
 - ㉤ tile assembly, backplate, support 등으로 구성
 - ㉥ Tile assembly은 해석 모델에 포함하지 않음
 - ㉦ Tile의 자중은 backplate의 밀도를 조절하여 반영

㉡ 해석영역

- ㉢ 대칭성을 고려하여 back plate의 1sector 만을 사용
- ㉣ 1sector: 1/8, 45deg

② 열전달 해석

㉠ 열전달 해석 결과 검토

- ㉡ Heat flux의 입사가 지속되는 동안 tile의 온도는 계속 상승
- ㉢ 20 sec일 때 tile상부표면에서 최대 1127 °C에 도달
- ㉣ CFC (CX-2002U) tile의 추천 설계표준(<1200 °C)을 만족
- ㉤ Tile 이외의 최대온도
 - Bolting unit을 포함한 backplate 대부분의 온도가 150 °C이하
 - 열적부하는 그리 크지 않음
- ㉥ Heat flux의 입사가 중단되면 바로 냉각이 시작됨
 - Tile의 냉각은 duty cycle이 끝나는 1200 sec까지 진행되며, 이때 tile의 최대온도는 58.38 °C로 냉각수의 온도 (55.0 °C)와 거의 일치

- 1 duty cycle에 대한 냉각효과는 충분함

③ 구조해석 방법 및 경계조건

㉠ 열전달해석에 사용된 모델을 변경하여 사용

㉡ 사용요소: SOLID45, SURF152

- SOLID70 : 구조물의 구조해석에 사용되는 solid 요소

- SURF152 : 냉각수에 의해 가해지는 압력을 인가하기 위한
표면요소

- 열전달해석에 사용된 기타요소들은 제거함

㉢ 열전달해석에서 구한 온도분포를 경계조건으로 적용

- 극단적인 열 부하 조건

- Plasma shot이 종료되는 시점: 온도가 최대

- Duty cycle이 완료되는 시점: 온도가 최소

- 피로해석시 위의 두 조건에서의 응력을 가지고 평가함

㉣ 기계적인 부하

- Bolt체결력

- 냉각수에 의한 압력

㉤ 기타 경계조건

- 1/2 대칭조건을 적용

- 적절한 절점좌표계(Nodal Coordinate System)를 사용

- Tile과 backplate사이의 접촉요소를 couple 조건으로 대체
(해석시간의 단축)

- Washer사이의 자유도는 merge를 시킴

- 기타 접촉부위는 단품들의 움직임은 고려하여 couple조건을 적용

㉥ 최대응력이 발생하는 20 sec경과시 대부분의 단품들은 설계표준을
만족함

- Back plate와 Press bar에는 높은 응력이 발생하는 부위가 존재

- Backplate 최대응력은 1290 MPa이며, 모든 방향으로 구속된
부위에서 발생

- Rigid body motion을 방지하기 위한 구속조건이 부여된 부위로
평가에서 제외 가능

- 위의 특이점을 제외한 대부분의 부위에서는 300 MPa이하의

응력이 작용

- Press bar

최대응력 : 615 MPa -국부적으로만 존재

대부분의 부위에서는 300 MPa 이하의 값이며, 정확한 평가를 위해선 피로평가가 요구됨

㉔ 피로해석결과

- 최대하중을 받는 경우, 설계요건을 만족하지 못하는 부품 존재

- Tile Assembly를 이루는 모든 부품에 대해 검토

응력강도가 최대가 되는 절점에 대해 피로평가를 실시

Back plate의 경우 경계조건으로 인해 응력이 최대가 되는 특이점은 평가에서 제외

- 모든 부품에 대해 안전

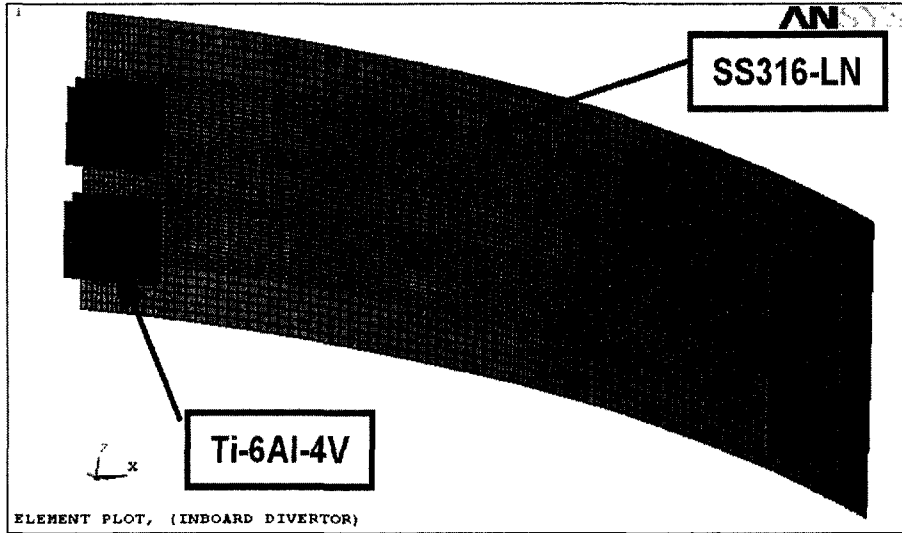


그림 3.1-6 Inboard divertor 1 sector에 대한 baking 열응력 해석 모델

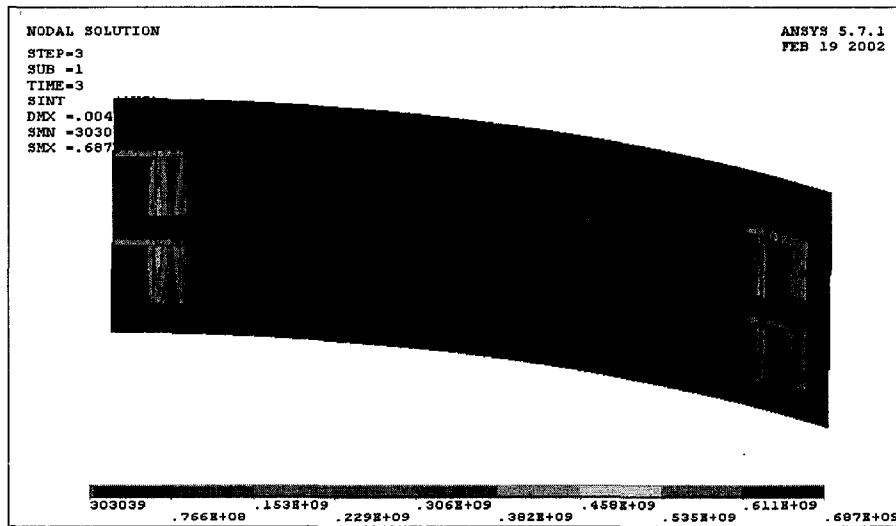


그림 3.1-7 Inboard divertor에 인가되는 baking 열응력

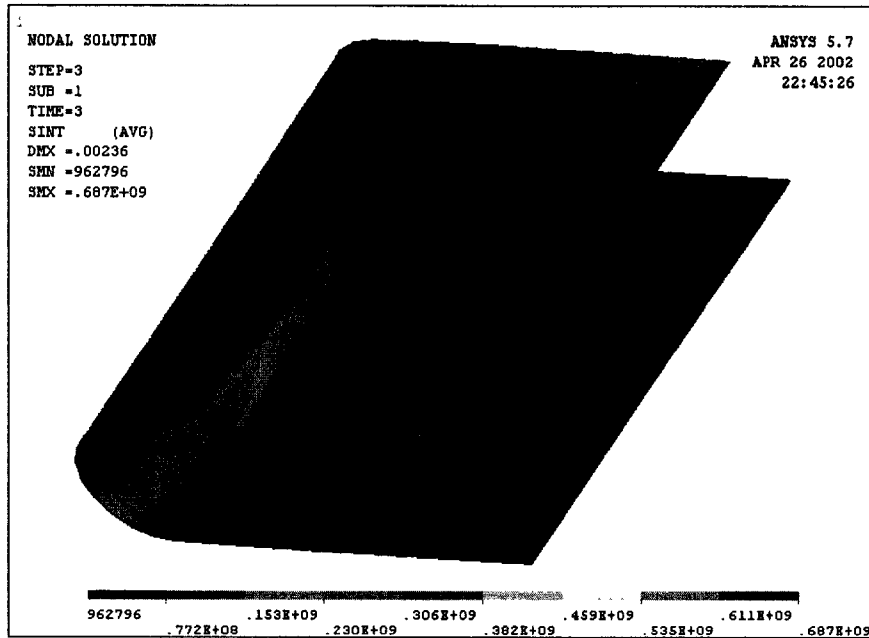


그림 3.1-8 Inboard divertor의 support에 인가되는 baking 열응력

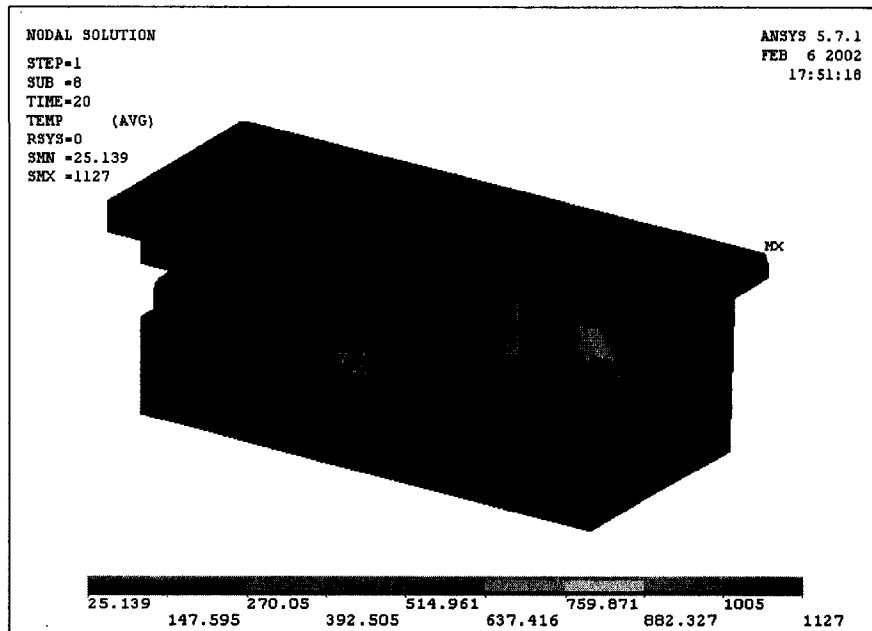


그림 3.1-9 Inboard divertor의 tile assembly에 대한 3차원 열전달 해석 결과 (t=20 sec)

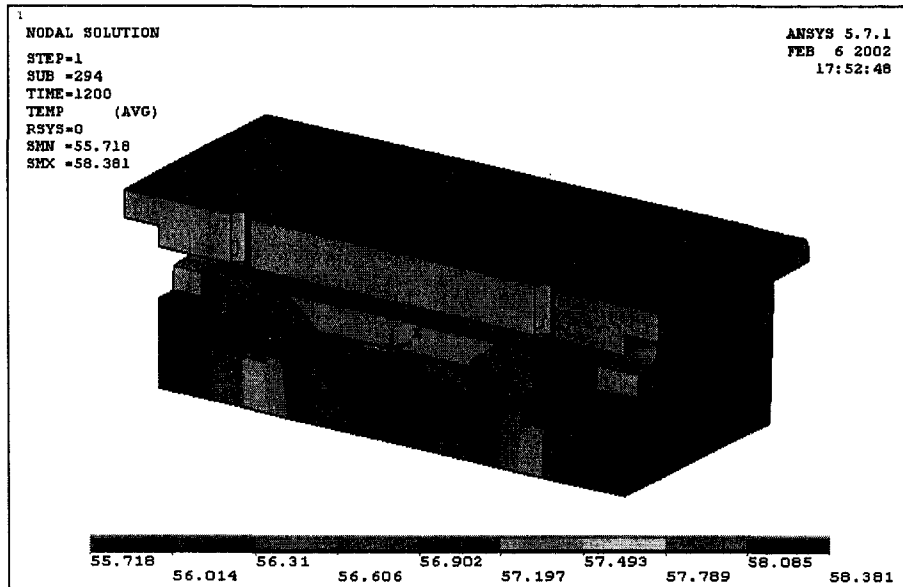


그림 3.1-10 Inboard divertor의 tile assembly에 대한 3차원 열 전달 해석 결과 (t=1200 sec)

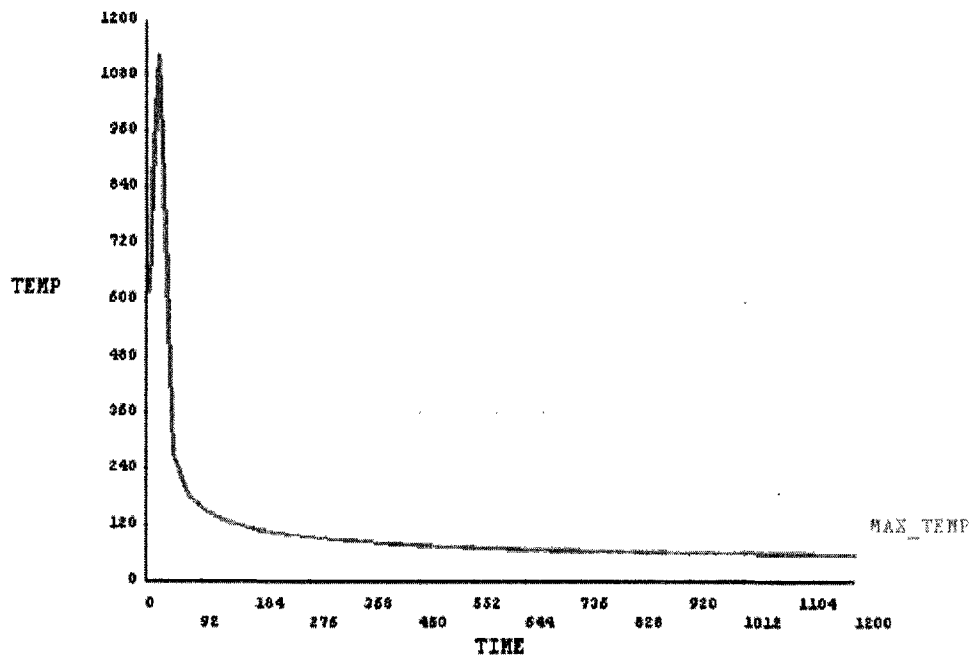


그림 3.1-11 Inboard divertor의 tile assembly에 대한 3차원 열전달 해석 결과 시간에 따른 tile 최대 표면 온도의 변화

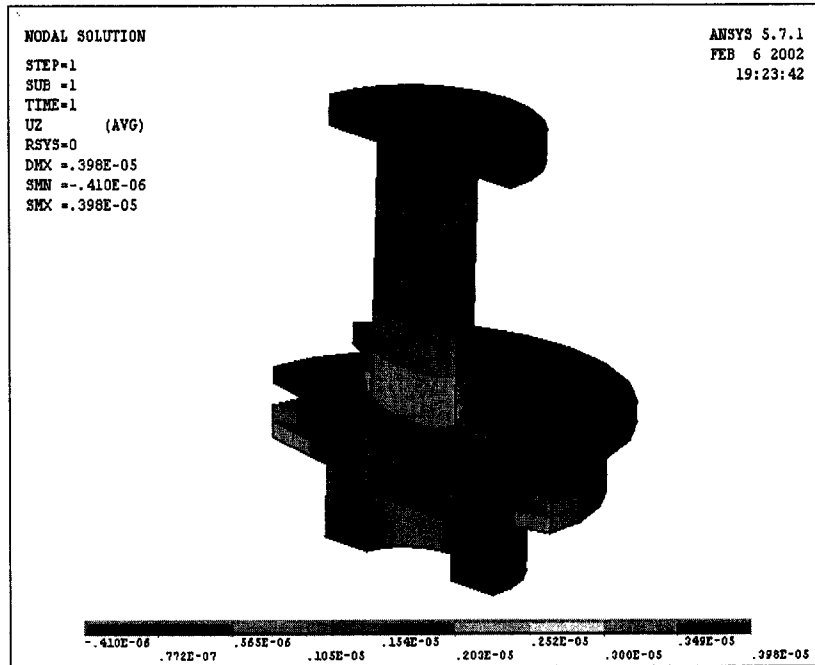


그림 3.1-12 Bolt 체결시에 bolt unit에 일어나는 변위

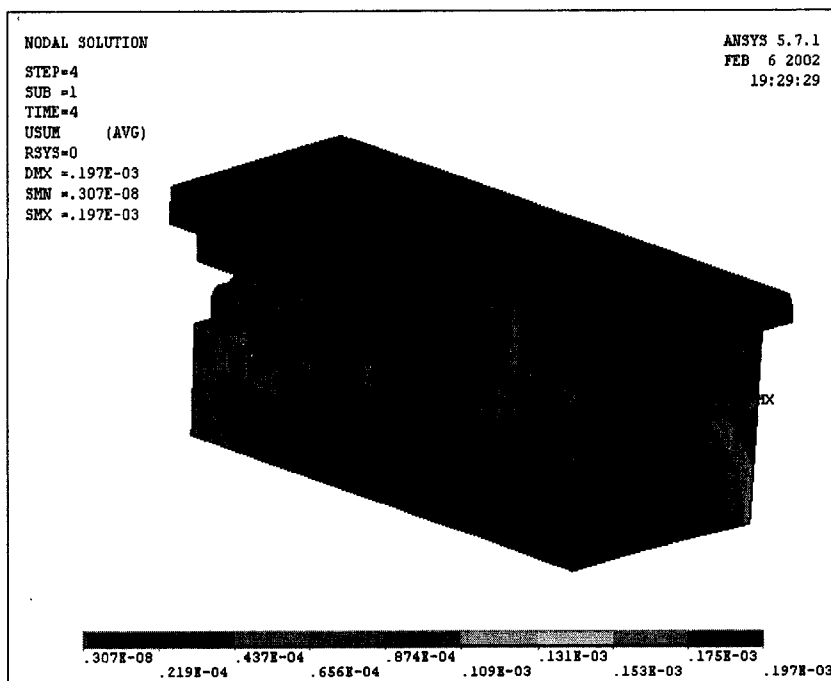


그림 3.1-13 20초 경과시의 열에 의한 변위 분포

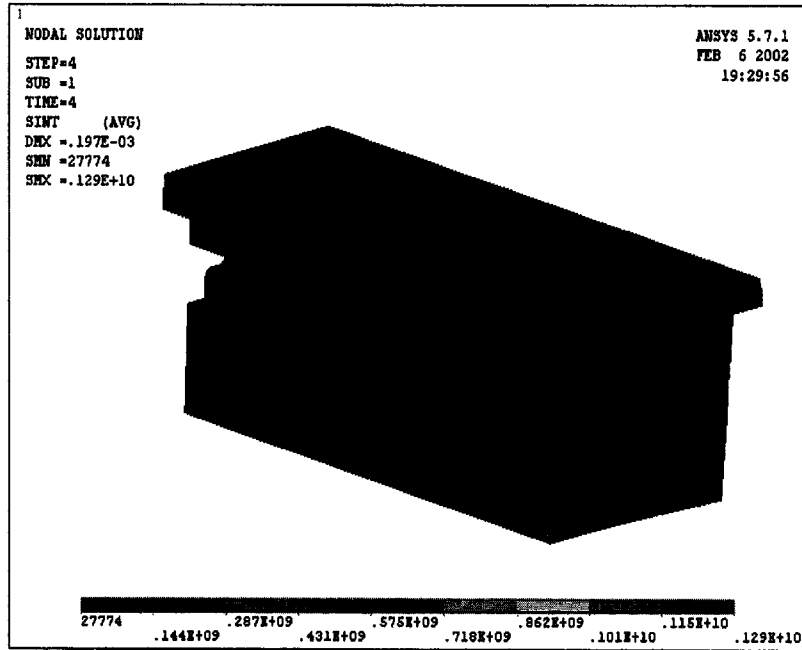


그림 3.1-14 20초 경과시의 볼트 체결력 + 열에 의한 응력 분포

(다) Interface 및 I&C

① Edge Probe, Magnetic Field Probe, Rogowski Coil, Reciprocating Probe

이들 probe들이 inboard divertor의 tile 내에 설치되므로, 이들을 수용하기 위한 tile so hole 가공 및 이들을 부착하기 위한 clip들이 backplate에 부착되어야 한다.

② Diamagnetic Loop, Mirnov Coil, Flux loop, Halo Current Monitor

이들 loop들은 진공용기 벽에 부착되어 있으므로, support 위치 선정시 이들 위치에 충돌이 일어나지 않게끔 하여야 한다.

③ Baffle과 Passive stabilizer, 진단용 cable 및 IVCC interface

Inboard divertor의 뒷 공간에 설치될 gas baffle은 진단용 cable 및 냉각 pipe들이 통과할 수 있도록 통과 공간을 마련해주어야 한다.

(2) Central Divertor

(가) Central Divertor의 구성 및 소재

Central divertor는 상하 부분 각각 2개의 연속적인 toroidal ring의 형태를 띠고 있으며, 이 ring은 toroidal 방향으로 8개의 sector로 이루어져 있다. 각각의 sector는 inboard divertor와 마찬가지로 backplate, CFC tile, tile-attaching bolt assembly, tile과 backplate 사이의 열접촉을 높여주는 carbon sheet, 그리고 backplate와 진공용기를 연결해주는 support로 구성되어 있다. Support는 backplate 사이에 poloidal 방향으로 각각 2군데 존재하며, 각 support는 Ti-6Al-4V strip과 SS-316LN으로 구성된 strip이 bolt로 체결된 구조를 갖고 있다. 그리고, 구조적으로 보강하기 위해 각 backplate의 중앙부에도 역시 2개씩의 동일한 support를 갖고 있다. 냉각수 및 베이킹 가스 유로는 앞의 inboard divertor에서 설명하였다.

Central divertor의 backplate 역시 SS 316LN으로 제작되며, 각 backplate마다 inlet/outlet port가 존재하고, backplate 내부의 냉각수 통로는 밀링 가공으로 제작되고 backplate 표면은 6면 가공되는 등 일반적인 사항은 inboard divertor의 경우와 동일하다. 각각의 tile들 역시 2개의 bolt unit을 통하여 backplate에 고정된다.

Bolt unit의 치수 및 소재 또한 inboard divertor의 경우와 동일하다. Tile의 크기는 144 mm × 120 mm × 30 mm이며, central divertor의 tile 형상 역시 backplate의 금속 성분이 플라즈마에 직접 노출되지 않도록 poloidal 방향으로 요철식으로 배치하였다. Central divertor의 각 part를 구성하는 소재 및 각 소재의 중량을 표 3.1-4에 나타내었다.

표 3.1-4 Central divertor를 구성하는 소재 및 하중 일람표

| 부 분 | Tile | Backplate | Support | | Bolt Unit | Disc Spring | 합 계 |
|--------|------|-----------|-----------|----------|-----------|-------------|------|
| 재 질 | CFC | SS 316LN | Ti-6Al-4V | SS 316LN | SS 316LN | Ti-6Al-4V | |
| 하중(kg) | 580 | 2263 | 8 | 12 | 152 | 10 | 3025 |

(나) Central Divertor에 대한 해석(그림 3.1-15~3.1-17 참조)

① Baking 시의 구조물의 열응력 해석

㉠ 해석 목적

- ㉡ 설계표준을 고려한 최악의 조건을 해석에 적용
- ㉢ Divertor 를 지지하는 supporter 들의 안정성 평가가 주관점
- ㉣ 열응력을 고려한 내열특성 및 응력 평가
 - ㉤ tile assembly, backplate, support 등으로 구성
 - ㉥ Tile assembly은 해석 모델에 포함하지 않음
 - ㉦ Tile의 자중은 backplate의 밀도를 조절하여 반영

㉡ 해석영역

- ㉢ 대칭성을 고려하여 back plate의 1sector 만을 사용
- ㉣ 1sector: 1/8, 45 deg

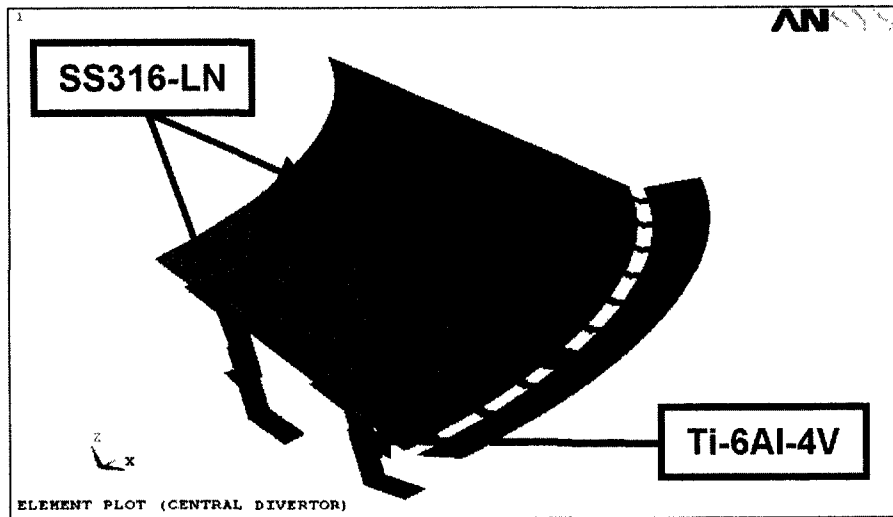


그림 3.1-15 Central divertor 1 sector에 대한 baking 열응력 해석 모델

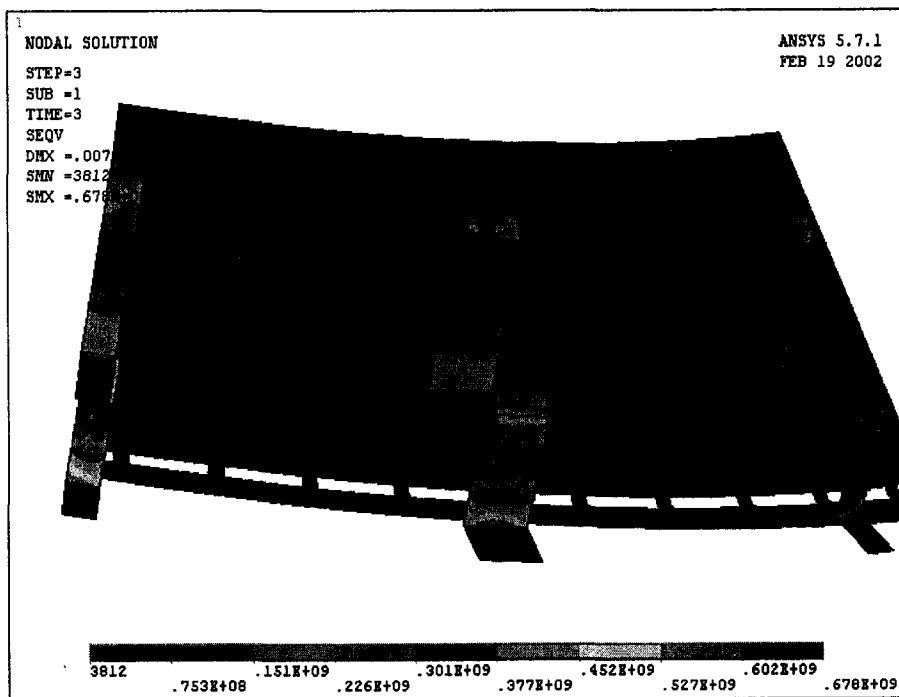


그림 3.1-16 Central divertor에 인가되는 baking 열응력

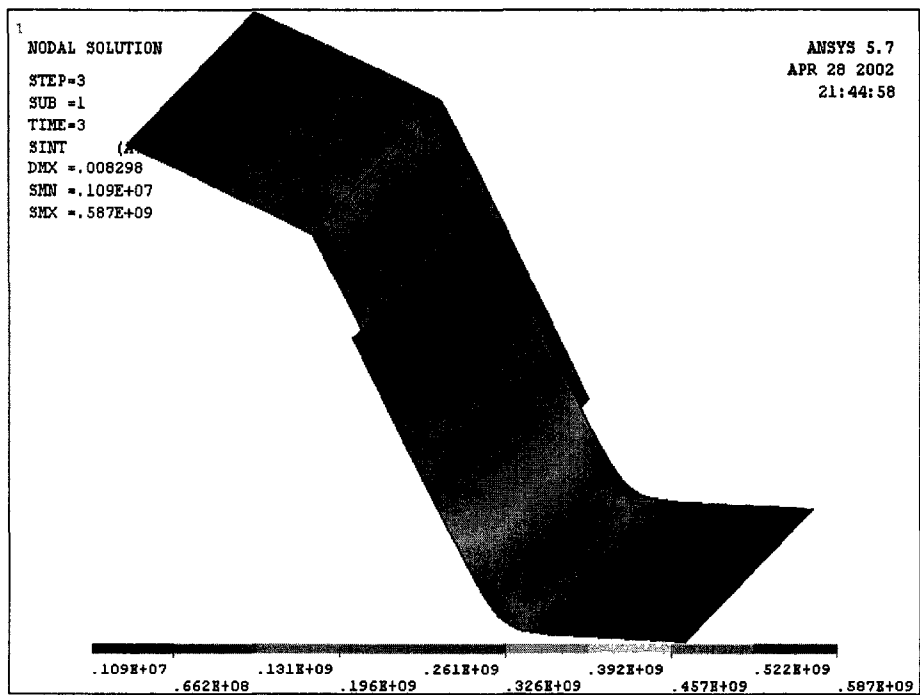


그림 3.1-17 Central divertor의 support에 인가되는 baking 열응력

(다) Interface 및 I&C

① Edge Probe, Magnetic Field Probe, Rogowski Coil, Reciprocating Probe

이들 probe들이 inboard divertor의 tile 내에 설치되므로, 이들을 수용하기 위한 tile so hole 가공 및 이들을 부착하기 위한 clip들이 backplate에 부착되어야 한다.

② Diamagnetic Loop, Mirnov Coil, Flux loop, Halo Current Monitor

이들 loop들은 진공용기 벽에 부착되어 있으므로, support 위치 선정시 이들 위치에 충돌이 일어나지 않게끔 하여야 한다.

③ Gas puffing tube interface

CFC tile에 gas puffing용 스테인레스 3/8" tube를 장착하기 위한 hole 가공을 한다. Tile에는 holeaks을 가공하고, tube를 고정시키기 위한 clip은 backplate에 위치시킨다.

(3) Outboard Divertor

(가) Outboard Divertor의 구성 및 소재

Outboard divertor는 상하 부분 각각 2개의 연속적인 toroidal ring의 형태를 띠고 있으며, 이 ring은 toroidal 방향으로 8개의 sector로 이루어져 있다. 각각의 sector는 inboard divertor와 마찬가지로 backplate, CFC tile, tile-attaching bolt assembly, tile과 backplate 사이의 열접촉을 높여주는 carbon sheet, 그리고 backplate와 진공용기를 연결해주는 support로 구성되어 있다. Support는 2개의 toroidal ring 중 passive stabilizer 쪽 ring을 받치고 있는 형상을 띠고 있으며, 각 support는 Ti-6Al-4V spring을 SS-316LN으로 구성된 stand가 받치고 있다. 그리고, 구조적으로 보강하기 위해 각 backplate의 중앙부에도 support를 배치시킨 점은 central divertor의 경우와 같다. 냉각수 및 베이킹 가스 유로는 앞의 inboard divertor에서 설명하였다.

Outboard divertor의 backplate 역시 SS 316LN으로 제작되며, 각 backplate마다 inlet/outlet port가 존재하고, backplate 내부의 냉각수 통로는 밀링 가공으로 제작

되고 backplate 표면은 6면 가공되는 등 일반적인 사항은 inboard divertor 및 central divertor의 경우와 동일하다. 각각의 tile들 역시 2개의 bolt unit을 통하여 backplate에 고정된다. Bolt unit의 치수 및 소재 또한 inboard divertor의 경우와 동일하다. Tile의 크기는 약 193 mm × 125 mm × 30 mm이며, poloidal 방향으로 요철식으로 배치하였다.

Outboard divertor의 각 part를 구성하는 소재 및 각 소재의 중량을 표 3.1-5에 나타내었다.

표 3.1-5 Outboard divertor를 구성하는 소재 및 하중 일람표

| 부 분 | Tile | Backplate | Support | | Bolt Unit | Disc Spring | 합 계 |
|--------|------|-----------|-----------|----------|-----------|-------------|------|
| 재 질 | CFC | SS 316LN | Ti-6Al-4V | SS 316LN | SS 316LN | Ti-6Al-4V | |
| 하중(kg) | 667 | 1743 | 29 | 707 | 96 | 6 | 3248 |

(나) Outboard Divertor에 대한 해석(그림 3.1-18~3.1-21 참조)

① Baking 시의 구조물의 열응력 해석

㉞ 해석 목적

㉞ 설계표준을 고려한 최악의 조건을 해석에 적용

㉞ Divertor 를 지지하는 supporter 들의 안정성 평가가 주관점

㉞ 열응력을 고려한 내열특성 및 응력 평가

㉞ tile assembly, backplate, support 등으로 구성

㉞ Tile assembly은 해석 모델에 포함하지 않음

㉞ Tile의 자중은 backplate의 밀도를 조절하여 반영

㉞ 해석영역

㉞ 대칭성을 고려하여 back plate의 1sector 만을 사용

㉞ 1sector: 1/8, 45deg

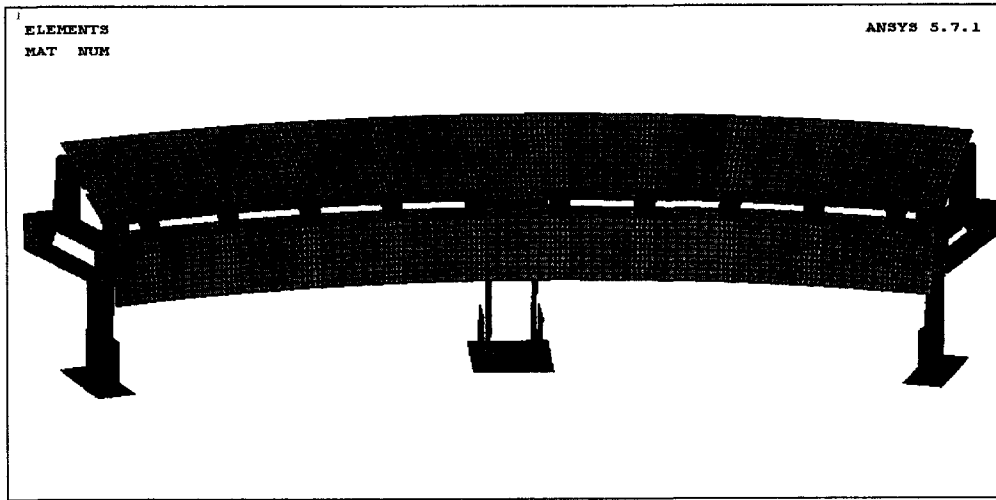


그림 3.1-18 Outboard diverter 1 sector에 대한 baking 열응력 해석 모델

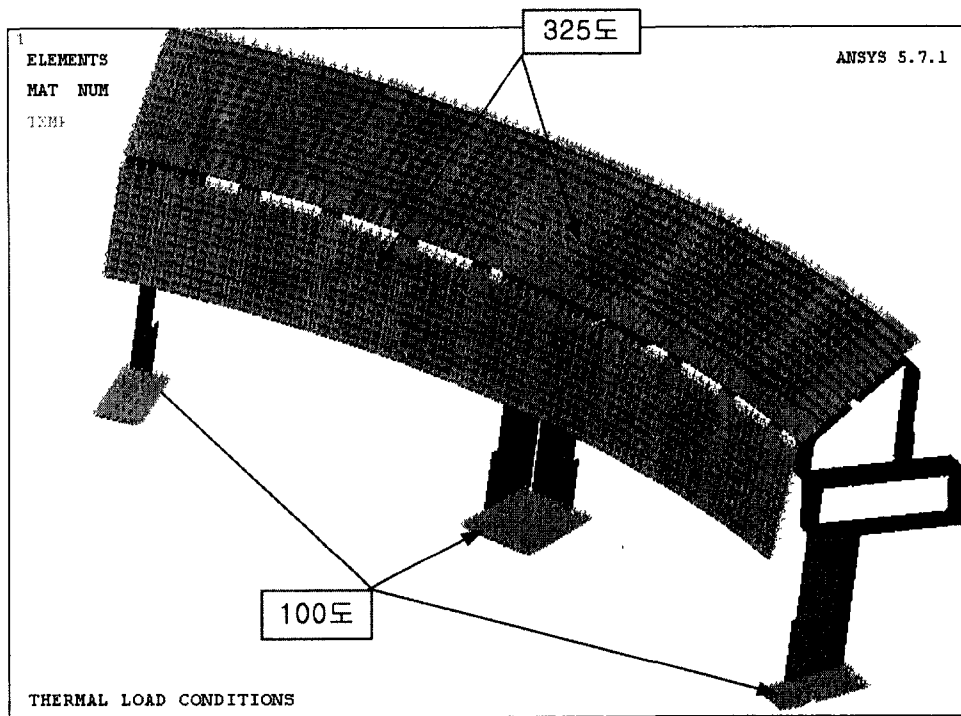


그림 3.1-19 Outboard diverter 1 sector에 대한 baking 열응력 경계조건 (I)

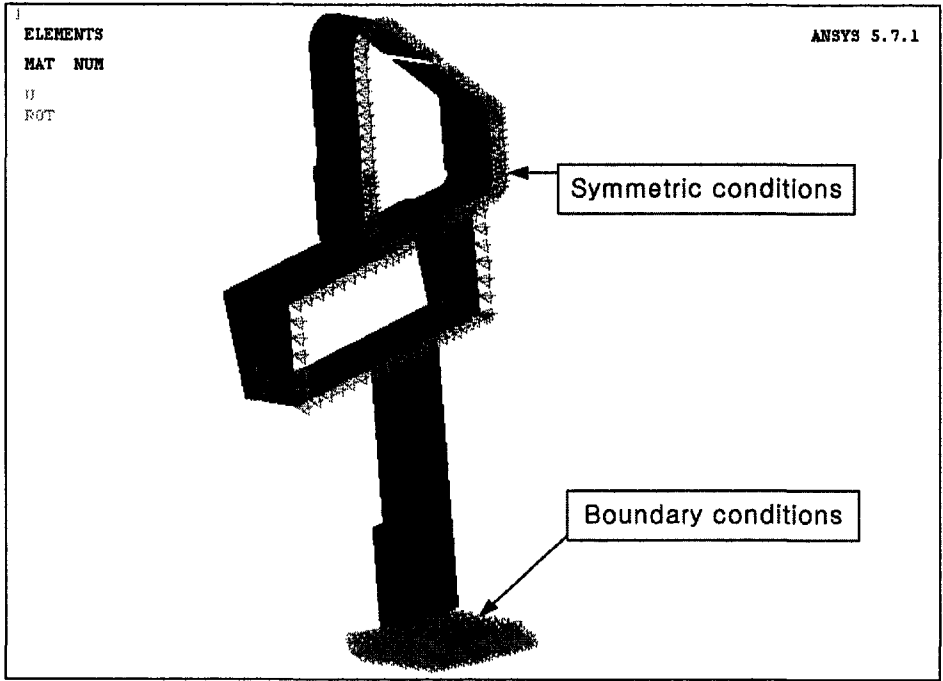


그림 3.1-20 Outboard diverter 1 sector에 대한 baking 열응력 경계조건 (II)

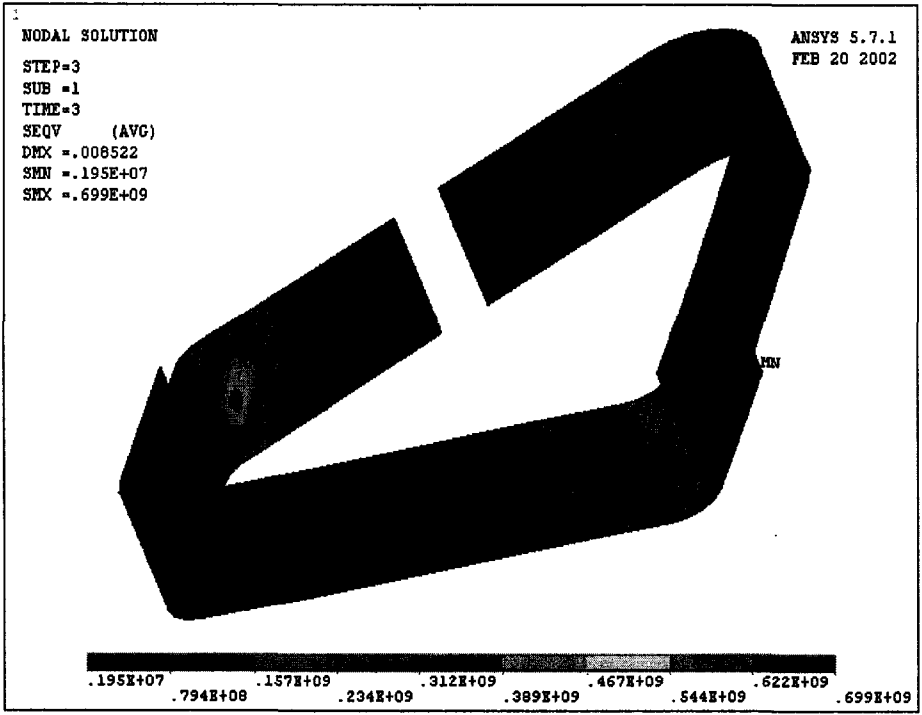


그림 3.1-21 Outboard diverter의 support에 인가되는 baking 열응력

(다) Interface 및 I&C

① Edge Probe, Magnetic Field Probe, Rogowski Coil, Reciprocating Probe

이들 probe들이 inboard divertor의 tile 내에 설치되므로, 이들을 수용하기 위한 tile so hole 가공 및 이들을 부착하기 위한 clip들이 backplate에 부착되어야 한다.

② Diamagnetic Loop, Mirnov Coil, Flux loop, Saddle Loop, Halo Current Monitor

이들 loop들은 진공용기 벽에 부착되어 있으므로, support 위치 선정시 이들 위치에 충돌이 일어나지 않게끔 하여야 한다.

③ Gas puffing tube interface

CFC tile에 gas puffing용 스테인레스 3/8" tube를 장착하기 위한 hole 가공을 한다. Tile에는 holeaks을 가공하고, tube를 고정시키기 위한 clip은 backplate에 위치시킨다.

④ Pellet injection tube interface

CFC tile에 pellet injection용 스테인레스 3/8" tube를 장착하기 위한 hole 가공을 한다. Tile에는 holeaks을 가공하고, tube를 고정시키기 위한 clip은 backplate에 위치시킨다.

⑤ Sightline

진공용기의 top port 및 bottom port에 설치될 진단장비들의 sightline을 허용할 수 있도록 outboard divertor backplate 및 tile들에 진단용 hole을 마련해 주어야 한다.

⑥ Baffle과 Passive stabilizer, 진단용 cable 및 IVCC interface

Outboard divertor의 뒷 공간에 설치될 gas baffle은 passive stabilizer, 진단용 cable 및 IVCC의 support들이 진공용기에 도달할 수 있도록 통과 공간을 마련해주어야 한다.

나. Inboard Limiter

Inboard limiter는 진공용기 내벽의 inboard 쪽에 실린더 형상으로 설치되어 진공용기의 내벽을 보호하면서 플라즈마의 안쪽 경계를 확정지어 주는 동시에 플라즈마 startup을 도와주는 역할을 한다.

Inboard limiter는 상하 2개의 실린더 형상으로 이루어진 형상을 하고 있으며 toroidal 방향으로는 상하 실린더 각각 16개의 sector로 구성되어 있다. 이 16개의 sector중 4개의 sector는 2개의 중성입자빔 입사장치에서 입사되는 중성입자에 의해 가격될 수 있는 부분 (NB hitting sector)으로서 다른 12개의 sector (normal sector)에 비해 보다 큰 열속에 노출되므로, 이 부분에 대해서는 tile 물질을 graphite가 아닌 CFC tile이 사용된다 (그림 3.1-22).

현재 설계된 bolted tile 구조의 inboard limiter는 normal sector는 300초 운전 조건에서도 견딜 수 있으나, NB hitting sector는 큰 열속으로 인하여 20초 운전 조건까지 밖에 수용할 수가 없고, upgrade 단계에서는 NB hitting sector에 대한 교체가 불가피하다.

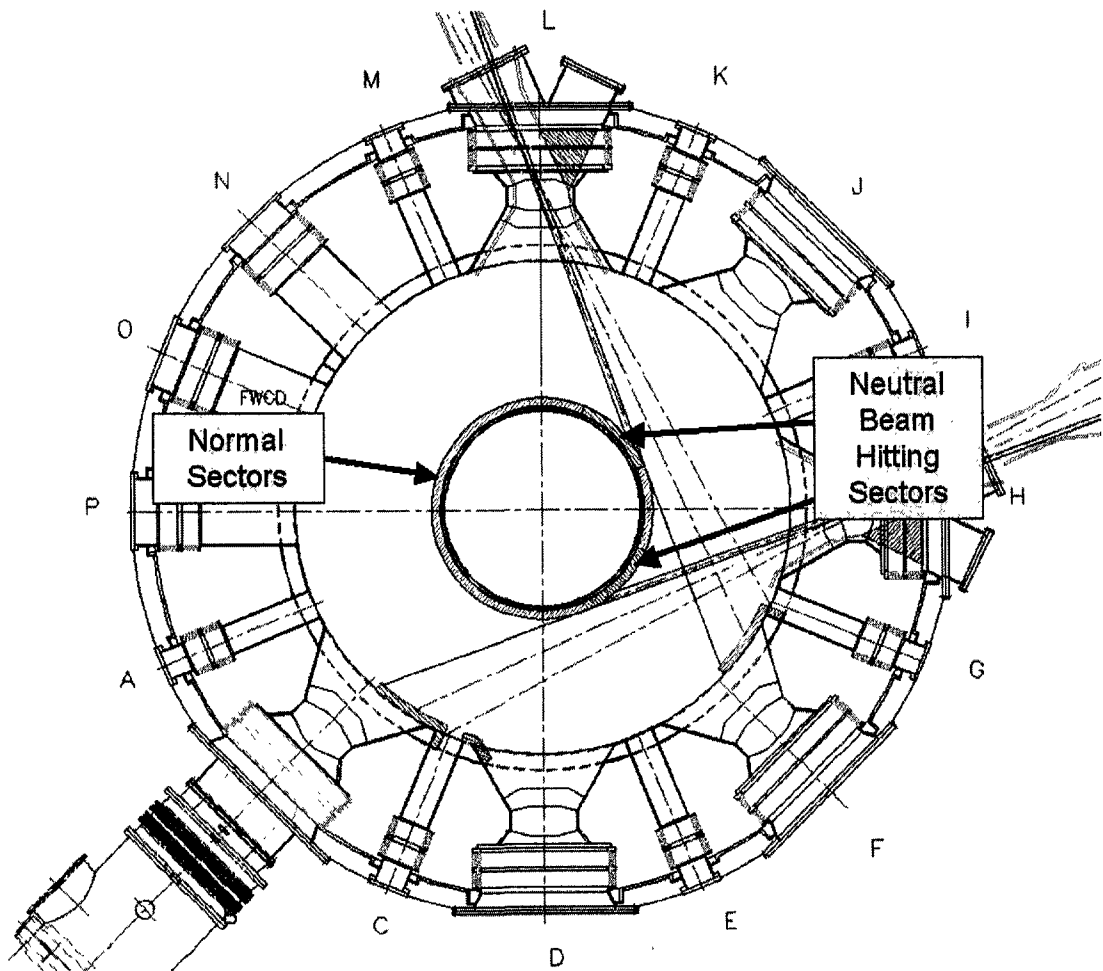


그림 3.1-22 Inboard limiter top view

(1) Inboard Limiter Normal Sector

(가) 구성 및 소재

Inboard limiter는 진공용기의 inboard side 내벽 쪽에 상하 2부분으로 분리된 실린더 형상을 하고 있으며, 상하 각각은 다시 16개의 sector로 분리되어 총 32개의 sector로 구성되어 있다. 크기를 제외한 기본적인 구조는 inboard limiter와 유사하다. 90° 마다 한 개씩의 manifold가 존재하는 점도 inboard divertor의 경우와 동일하다. 다만, 하나의 manifold에 4개의 sector들이 연결되어 있는 점만이 다르다. 앞에서 설명한 바와 같이 inboard limiter는 divertor와 동일한 manifold를 공유한다. Tile을 backplate에 고정시키는 bolt unit도 설계의 통일을 기하기 위하여 divertor의 경우와 동일한 방식을 택하였다. Backplate의 소재는 두께 25 mm의 SS 316 LN이며, normal sector의 tile 소재는 열전도도 120 W/m·°C 이상의 graphite를 사용한다. Tile 크기는 154 mm × 121 mm × 30 mm 이며, poloidal 방향으로 edge 부분은 요철식으로 가공하여 backplate의 금속 부분이 플라즈마에 바로 노출되지 않도록 하였다.

Inboard limiter의 각 part를 구성하는 소재 및 각 소재의 중량을 표 3.1-6에 나타내었다.

표 3.1-6 Inboard limiter를 구성하는 소재 및 하중 일람표

| 부 분 | Tile | Backplate | Support | Bolt Unit | Disc Spring | 합 계 |
|---------|------|-----------|-----------|-----------|-------------|------|
| 재 질 | CFC | SS 316LN | Ti-6Al-4V | SS 316LN | Ti-6Al-4V | |
| 하중 (kg) | 584 | 2113 | 64 | 128 | 4 | 2893 |

(나) 해석(그림 3.1-23~3.1-33 참조)

① 해석 목적

- ㉠ 정상 플라즈마 운전 조건하에서의 내열특성, 내강도 및 피로특성 평가
- ㉡ Tile의 크기의 적절함과 bolt unit에 대한 피로평가
- ㉢ 냉각 channel 크기에 대한 적합성 평가
- ㉣ 선정된 재질에 대한 평가

② 해석 대상

- ㉠ Inboard Limiter의 Tile assembly
 - ㉡ Tile, bolt , nut, press bar, spring washer, back plate등으로 구성
- ㉢ 위치에 따라 크기가 서로 다른 다양한 종류의 tile들로 구성되어 있으나, 대표적인 하나의 tile assembly를 해석대상으로 선정
- ㉣ 대칭성을 고려하여 $\frac{1}{2}$ 모델을 해석에 사용 (3D 모델을 사용)

③ 열전달 해석 결과 검토

- ㉠ Heat flux의 입사가 지속되는 동안 tile의 온도는 계속 상승
 - 300 sec일 때 tile상부표면에서 최대 612 °C에 도달
 - IG430 tile의 추천 설계표준(<600 °C)을 만족하지 못하나 안전을 고려하여 해석에 사용된 tile의 열전도도를 실제값의 80%를 사용하였기 때문에 안전하다고 판단됨
- ㉢ Tile 이외의 최대온도
 - Bolting unit을 포함한 backplate 대부분의 온도가 477 °C이하
 - 열적부하는 그리 크지 않음
- ㉣ Heat flux의 입사가 중단되면 바로 냉각이 시작됨
 - Tile의 냉각은 duty cycle이 끝나는 3600 sec까지 진행되며,
 - 이때 tile의 최대온도는 55 °C로 냉각수의 온도 (55.0 °C)와 일치
 - 1 duty cycle에 대한 냉각효과는 충분함

④ 구조해석 방법 및 경계조건

- ㉠ 열전달해석에 사용된 모델을 변경하여 사용
- ㉢ 사용요소: SOLID45, SURF152

- SOLID70 : 구조물의 구조해석에 사용되는 solid 요소
 - SURF152 : 냉각수에 의해 가해지는 압력을 인가하기 위한 표면요소
 - 열전달해석에 사용된 기타요소들은 제거함
 - ㉔ 열전달해석에서 구한 온도분포를 경계조건으로 적용
 - 극단적인 열 부하 조건
 - Plasma shot이 종료되는 시점: 온도가 최대
 - Duty cycle이 완료되는 시점: 온도가 최소
 - 피로해석시 위의 두 조건에서의 응력을 가지고 평가함
 - ㉕ 기계적인 부하
 - Bolt체결력
 - 냉각수에 의한 압력
 - ㉖ 기타 경계조건
 - 1/2 대칭조건을 적용
 - 적절한 절점좌표계(Nodal Coordinate System)를 사용
 - Tile과 backplate 사이의 접촉요소를 couple 조건으로 대체 (해석시간의 단축)
 - Washer사이의 자유도는 merge를 시킴
 - 기타 접촉부위는 단품들의 움직임을 고려하여 couple조건을 적용
- ⑤ 응력해석 결과검토
- ㉗ 최대응력이 발생하는 300 sec경과시 대부분의 단품들은 설계표준을 만족함
 - ㉘ 높은 응력이 발생하는 부위가 존재
 - ㉙ Backplate
 - 최대응력은 2260 MPa이며, 모든 방향으로 구속된 부위에서 발생
 - Rigid body motion을 방지하기 위한 구속조건이 부여된 부위로 평가에서 제외 가능
 - 위의 특이점을 제외한 대부분의 부위에서는 500 MPa이하의 응력이 작용
 - ㉚ Snap ring
 - 최대 응력 : 1470 MPa 국부적으로 존재, 나머지는 350 MPa 미만으로 안전

㉔ Disc Spring

- 최대응력: 1030 MPa 국부적으로 존재, 나머지는 350 MPa 미만으로 안전

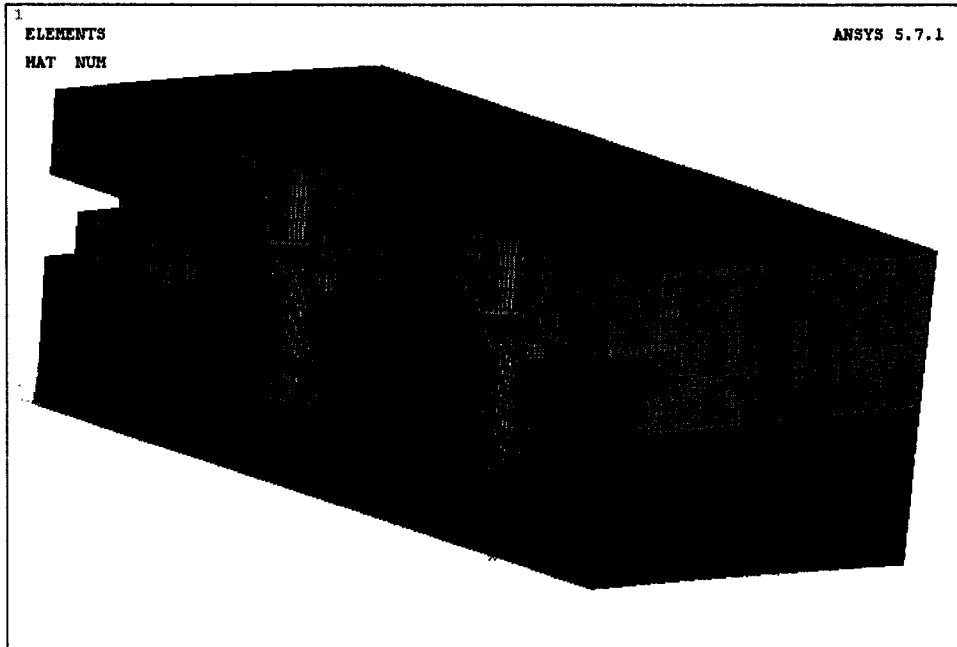


그림 3.1-23 Inboard limiter에 대한 3차원 열전달/구조해석 모델

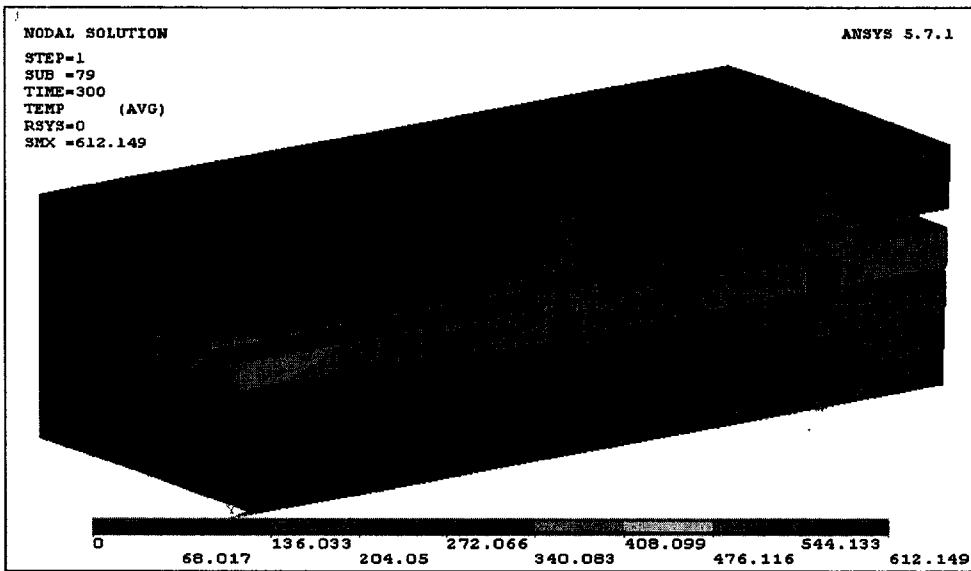


그림 3.1-24 Inboard limiter에 대한 3차원 열전달 해석 결과
 (t = 300 sec)

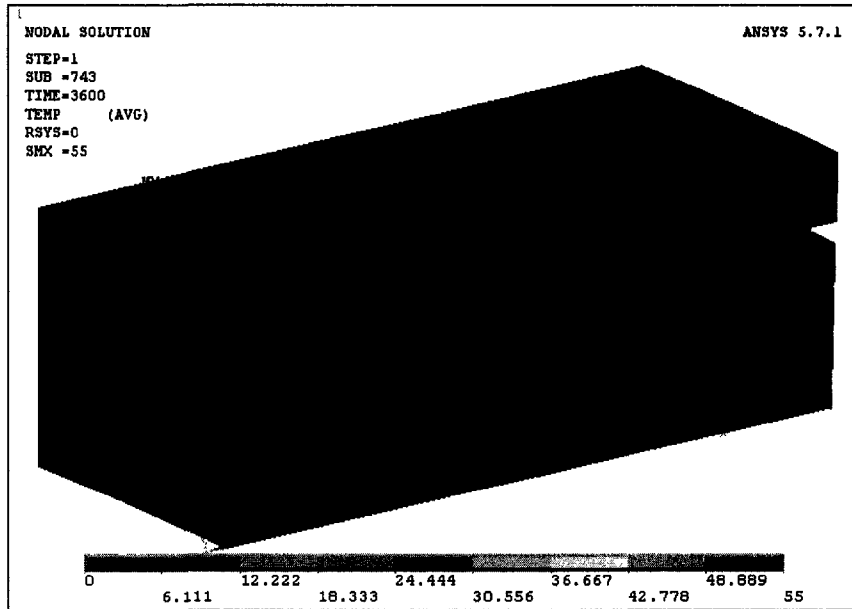


그림 3.1-25 Inboard limiter에 대한 3차원 열전달 해석 결과
(t = 3600 sec)

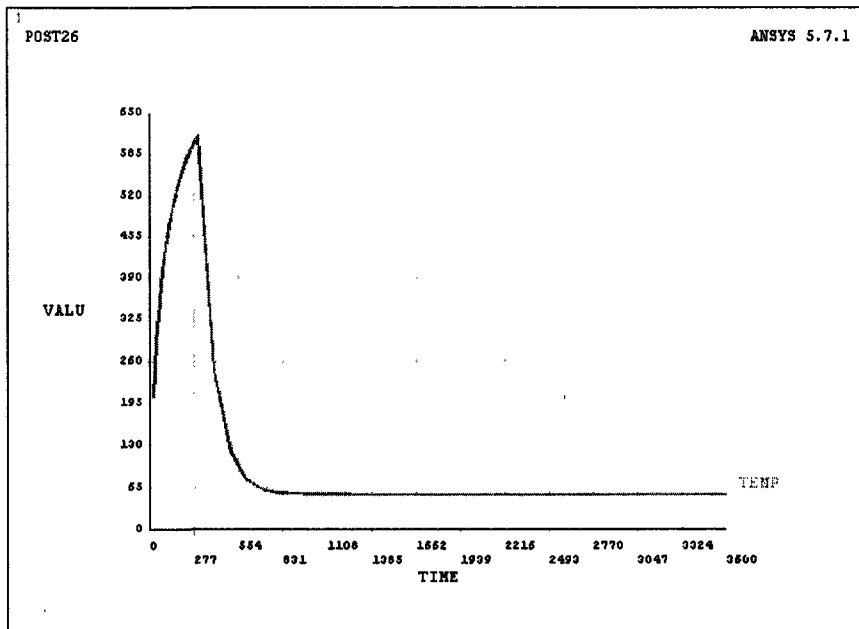


그림 3.1-26 Inboard limiter의 tile assembly 3차원 열전달 해석 결과로 주어지는 tile 최대 표면 온도의 시간에 따른 변화

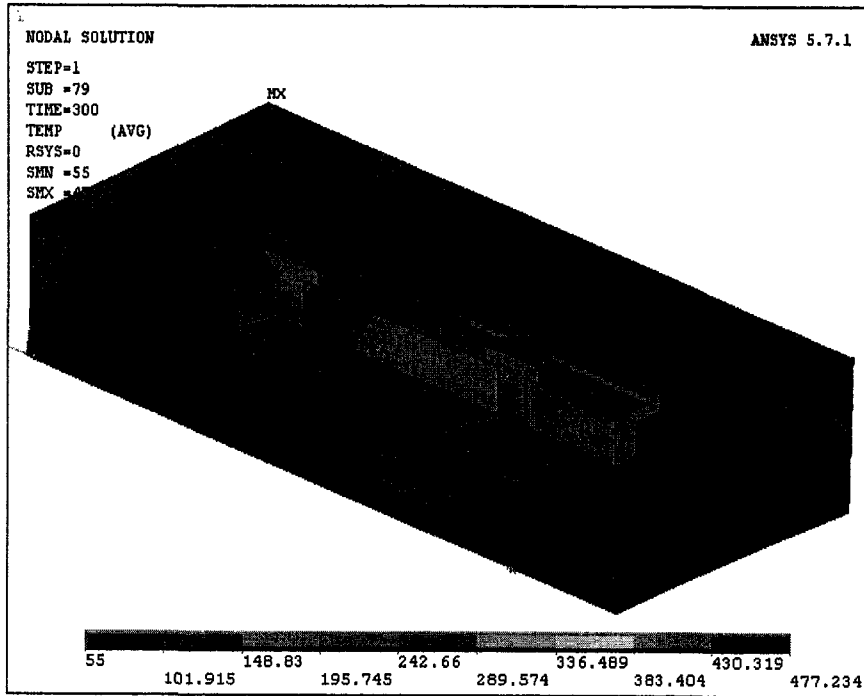


그림 3.1-27 Inboard limiter에 대한 3차원 열전달 해석 결과 (tile 제외)
(t = 3600 sec)

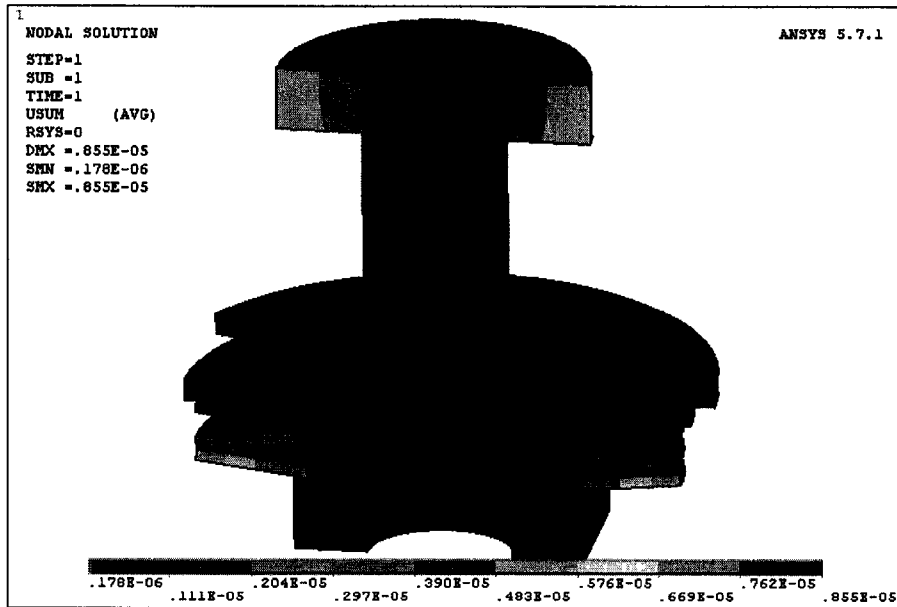


그림 3.1-28 Bolt 체결시에 bolt unit에 일어나는 변위

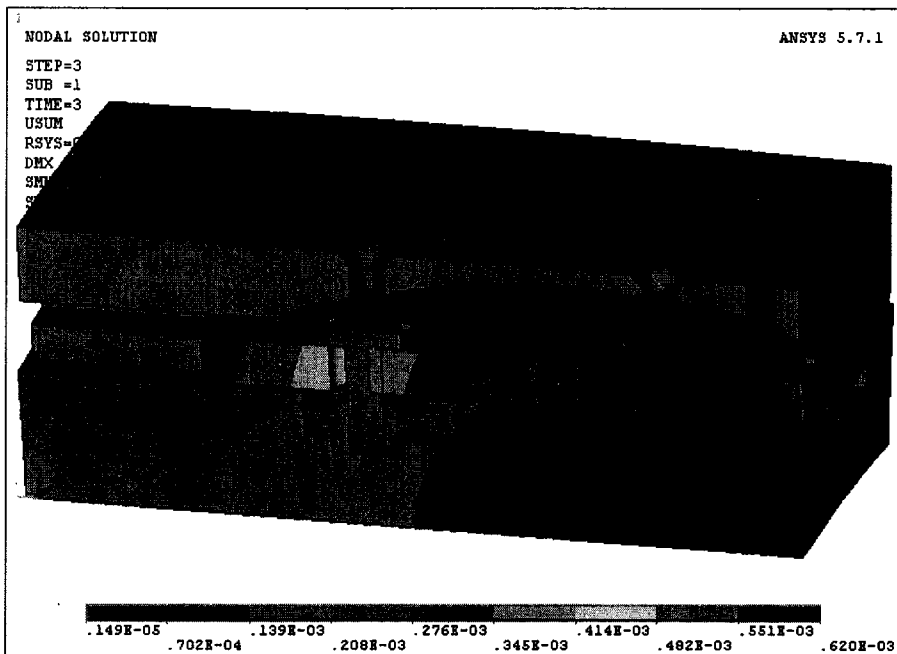


그림 3.1-29 300초 경과시의 열에 의한 변위 분포

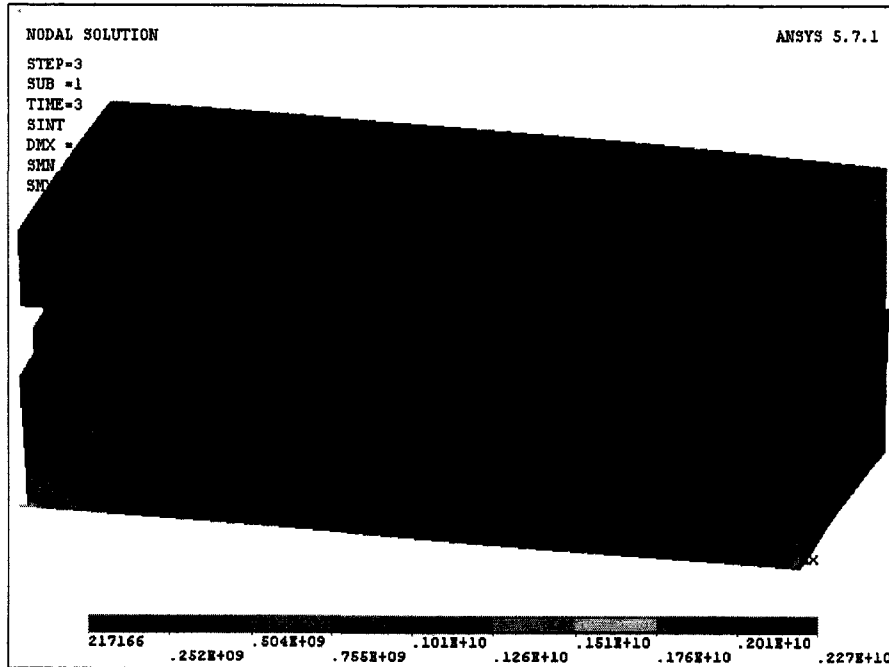


그림 3.1-30 300초 경과시의 볼트 체결력 + 열에 의한 응력 분포

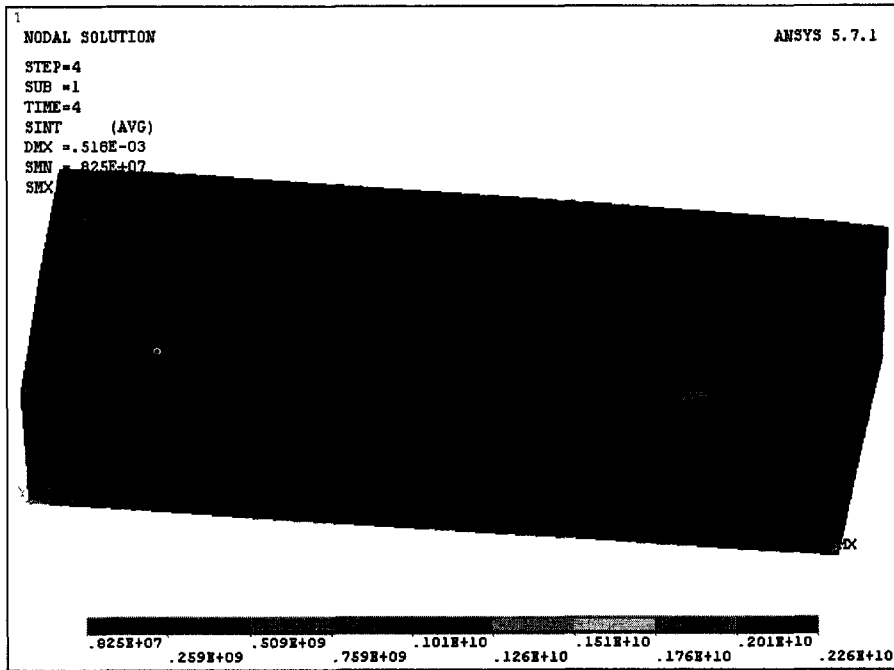


그림 3.1-31 300초 경과시의 볼트 체결력 + 열에 의한 backplate 내부의
응력 분포

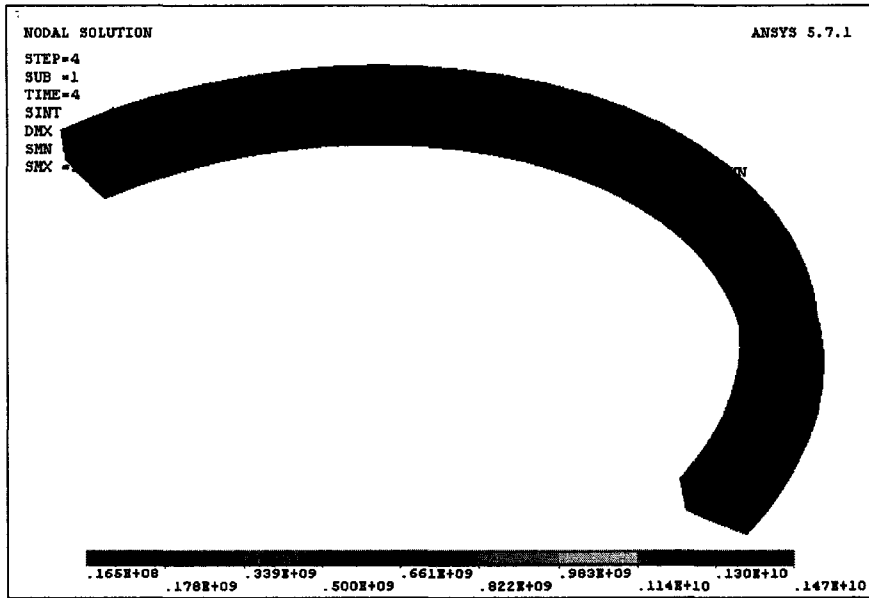


그림 3.1-32 300초 경과시의 볼트 체결력 + 열에 의한 snap ring 내부의 응력 분포

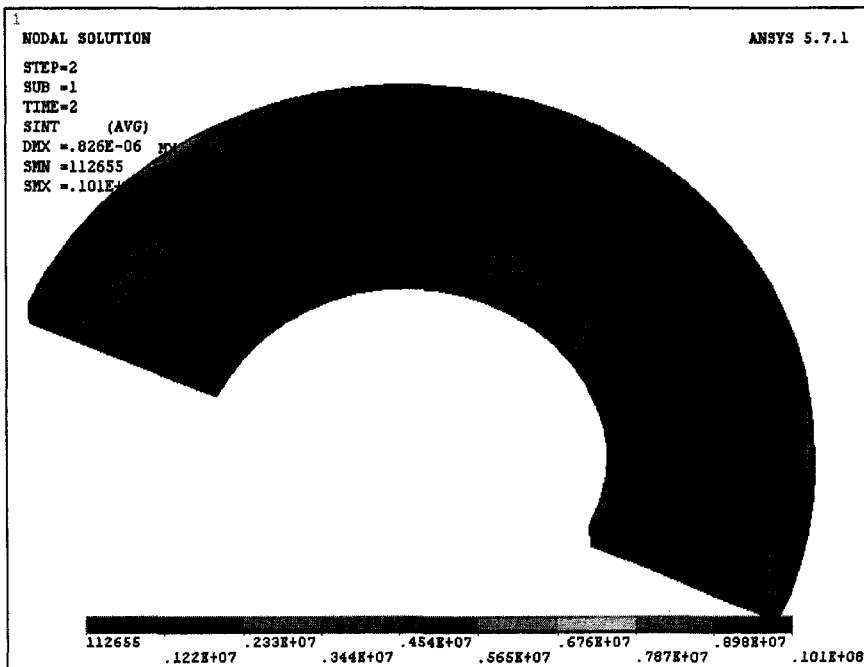


그림 3.1-33 300초 경과시의 볼트 체결력 + 열에 의한 disc spring 내부의 응력 분포

(2) Neutral Beam Hitting Sector (NB Hitting Sector)

(가) 구성 및 소재

Neutral beam hitting sector는 tile 소재가 graphite가 아닌 CFC란 점 이외에는 그 구성이 normal sector와 동일하다. 소재 일람표도 normal sector와 분리하지 않고 표 2.2-1에 함께 실었다. 다만, 현재 설계된 NB hitting sector는 16 MW 20초 운전을 목표로 하는 baseline 운전 조건하에서만 그 기능을 유지할 수 있고, 300초 운전을 하는 upgrade 단계에서는 교체가 불가피하다.

(나) 해석(그림 3.1-34~3.1-42 참조)

Inboard limiter NB hitting sector는 구조적인 면에서는 normal sector와 동일하므로 구조해석은 별도로 수행되지 않았다.

① 해석 목적

- ㉞ 정상 플라즈마 운전 조건하에서의 내열특성, 내강도 및 피로특성 평가
- ㉟ Tile의 크기의 적절함과 bolt unit에 대한 피로평가
- ㊱ 냉각 channel 크기에 대한 적합성 평가
- ㊲ 선정된 재질에 대한 평가

② 해석 대상

- ㉞ Inboard Limiter의 Tile assembly
 - ㉟ Tile, bolt , nut, press bar, spring washer, back plate등으로 구성
- ㊱ 위치에 따라 크기가 서로 다른 다양한 종류의 tile들로 구성되어 있으나, 대표적인 하나의 tile assembly를 해석대상으로 선정
- ㊲ 대칭성을 고려하여 1/2모델을 해석에 사용 (3D 모델을 사용)

③ 열전달 해석 결과 검토

- ㉞ Heat flux의 입사가 지속되는 동안 tile의 온도는 계속 상승
 - 20 sec일 때 tile상부표면에서 최대 907.8 °C에 도달
 - CFC(CX-2002U) tile의 추천 설계표준(<1200 °C)을 만족
- ㊱ Tile 이외의 최대온도

- Bolting unit을 포함한 backplate 대부분의 온도가 580 °C 이하
 - 열적부하는 그리 크지 않음
 - ㉔ Heat flux의 입사가 중단되면 바로 냉각이 시작됨
 - Tile의 냉각은 duty cycle이 끝나는 1200 sec까지 진행되며,
 - 이때 tile의 최대온도는 55 °C로 냉각수의 온도 (55.0 °C)와 일치
 - 1 duty cycle에 대한 냉각효과는 충분함
- ④ 응력해석 결과검토
- ㉕ 최대응력이 발생하는 20 sec경과시 대부분의 단품들은 설계표준을 만족함
 - ㉖ 높은 응력이 발생하는 부위가 존재
 - ㉗ Backplate
 - 최대응력은 3300 MPa이며,
 - 모든 방향으로 구속된 부위에서 발생
 - Rigid body motion을 방지하기 위한 구속조건이 부여된 부위로 평가에서 제외 가능
 - 위의 특이점을 제외한 대부분의 부위에서는 500 MPa이하의 응력이 작용
 - ㉘ Press bar
 - 최대응력: 1350 MPa
 - ㉙ Snap ring
 - 최대 응력: 441 MPa

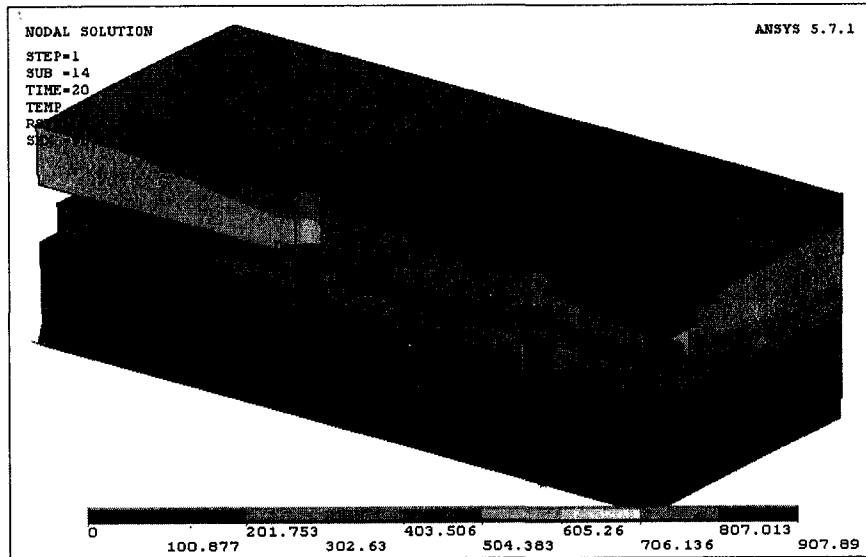


그림 3.1-34 Inboard limiter NB hitting sector의 tile assembly에 대한 3차원 열전달 해석 결과 (t = 20 sec)

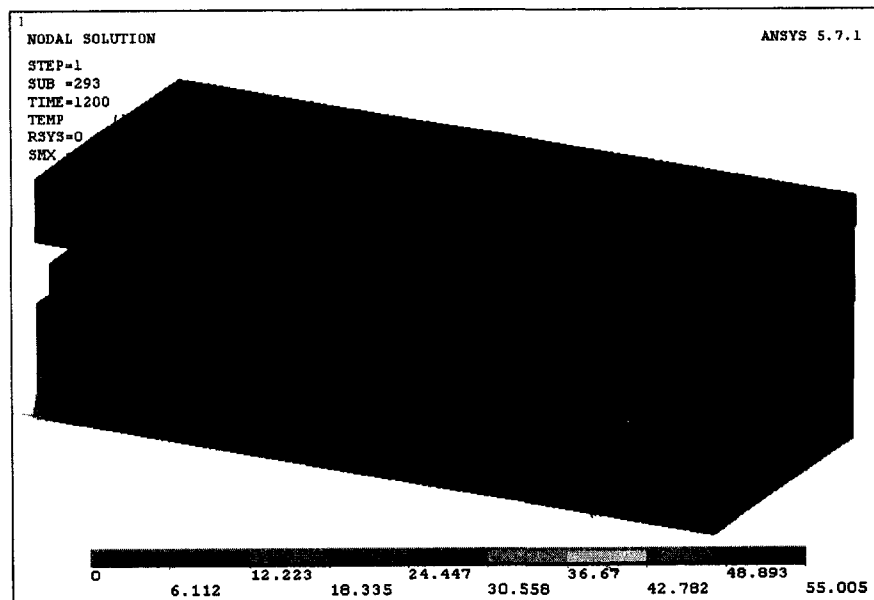


그림 3.1-35 Inboard limiter NB hitting sector의 tile assembly에 대한 3차원 열전달 해석 결과 (t = 1200 sec)

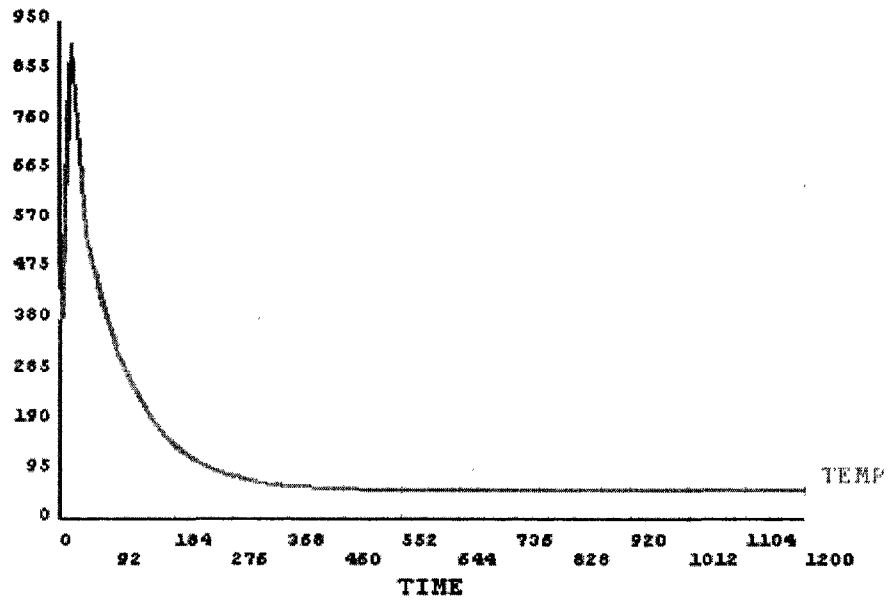


그림 3.1-36 Inboard limiter NB hitting sector의 tile assembly에 대한
 3차원 열전달 해석 결과.
 시간에 따른 tile 최대 표면 온도의 변화

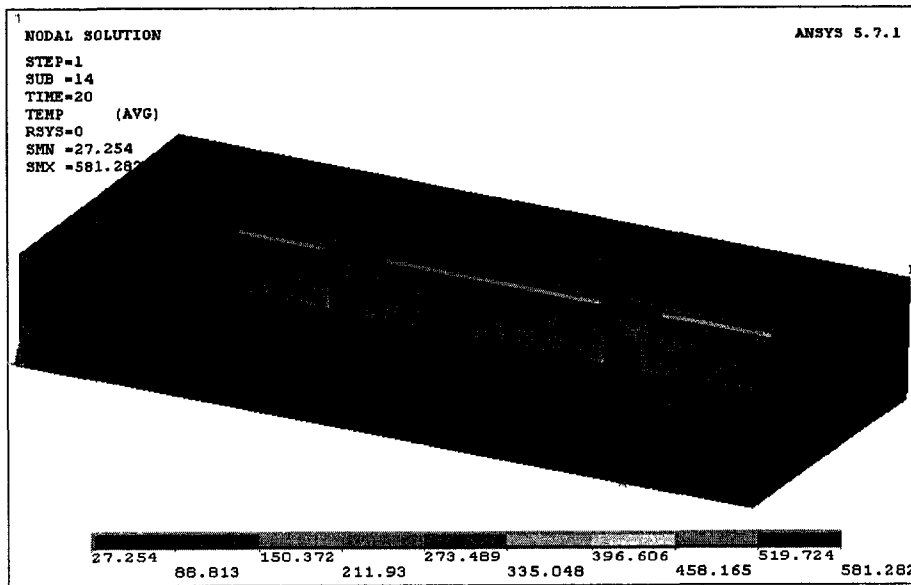


그림 3.1-37 Inboard limiter NB hitting sector에 대한 3차원 열전달 해석 결과 (tile 제외) (t = 1200 sec)

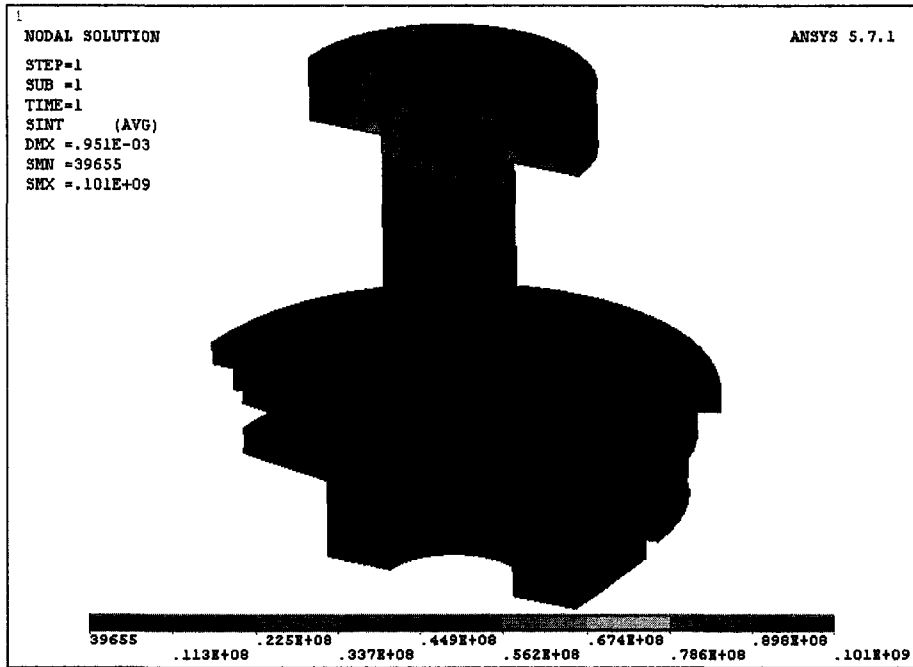


그림 3.1-38 Bolt 체결시에 bolt unit에 일어나는 변위

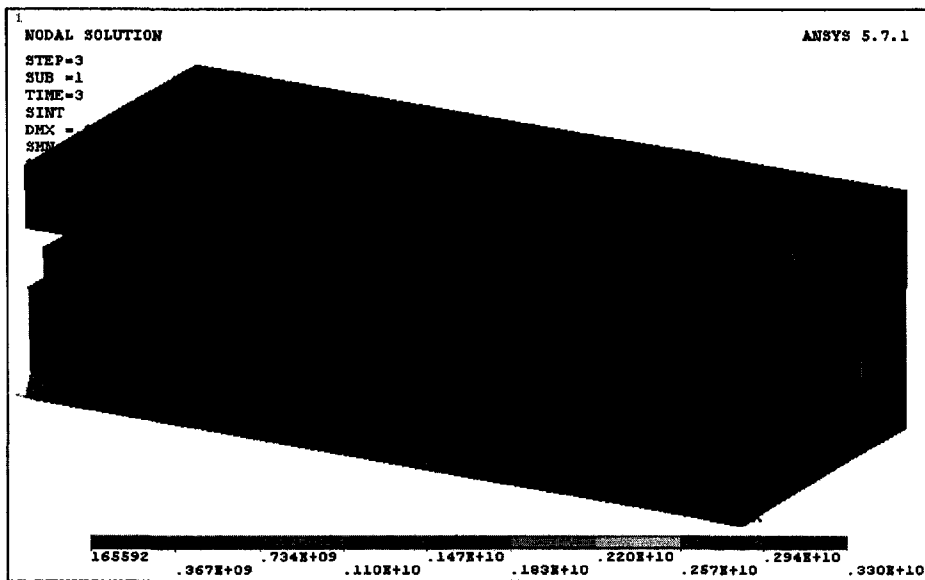


그림 3.1-39 20초 경과시의 볼트 체결력 + 열에 의한 응력 분포

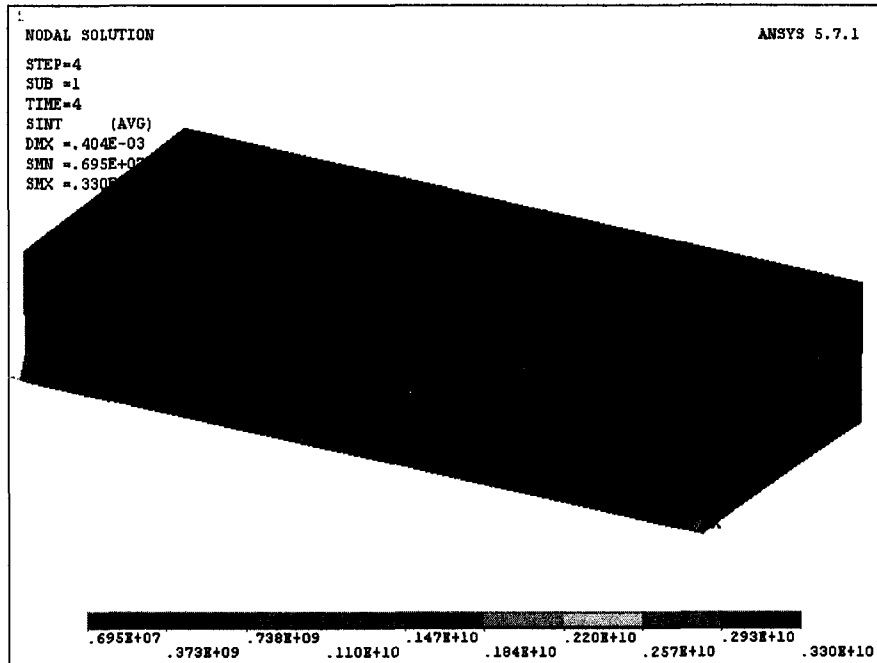


그림 3.1-40 20초 경과시의 볼트 체결력 + 열에 의한 backplate 내부의 응력 분포

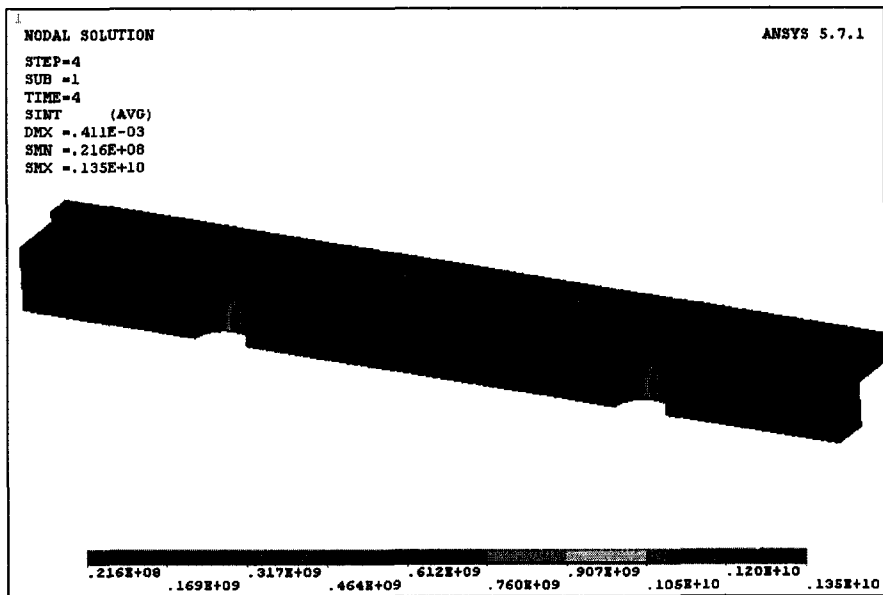


그림 3.1-41 20초 경과시의 볼트 체결력 + 열에 의한 press bar 내부의 응력 분포

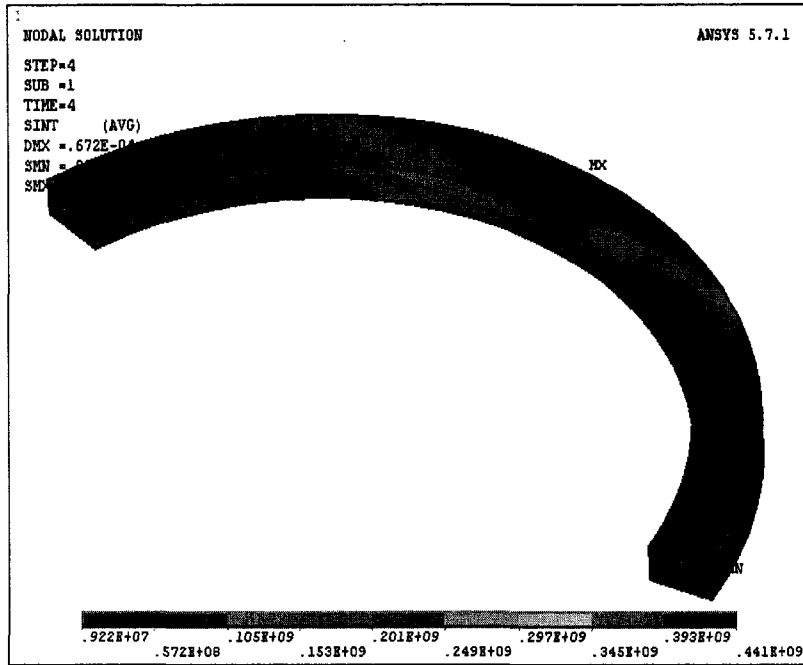


그림 3.1-42 20초 경과시의 볼트 체결력 + 열에 의한 snap ring 내부의 응력 분포

(3) Interface 및 I&C

① Edge Probe, Magnetic Field Probe, Rogowski Coil

이들 probe 및 coil들이 inboard divertor의 tile 내에 설치되므로, 이들을 수용하기 위한 tile so hole 가공 및 이들을 부착하기 위한 clip들이 backplate에 부착되어야 한다.

② Diamagnetic Loop, Mirnov Coil, Flux loop

이들 loop들은 진공용기 벽에 부착되어 있으므로, support 위치 선정시 이들 위치에 충돌이 일어나지 않도록 하여야 한다.

③ Gas puffing tube interface

CFC tile에 gas puffing용 스테인레스 3/8" tube를 장착하기 위한 hole 가공을 한다. Tile에는 holeaks을 가공하고, tube를 고정시키기 위한 clip은 backplate에 위치시킨다.

④ Pellet injection tube interface

CFC tile에 pellet injection용 스테인레스 3/8" tube를 장착하기 위한 hole 가공을 한다. Tile에는 holeaks을 가공하고, tube를 고정시키기 위한 clip은 backplate에 위치시킨다.

⑤ RF mirror

Gm port에 설치되는 microwave interferometer에서 입사되는 microwave 를 반사시켜 주기 위한 mirror가 Gm port를 마주보고 있는 tile 영역에 설치되어야 한다. 아직까지는 microwave interferometer의 설계가 충분히 진행되지 않아 이 mirror의 설계에 필요한 변수들을 얻지 못하고 있다.

다. Passive Stabilizer

(1) 개요

Passive stabilizer는 midplane의 위와 아래에 플라즈마 바깥 면을 둘러싸는 형상으로 toroidal 방향으로 설치된 CuCrZrMg 합금으로 이루어진 two-loop saddle coil이다. 플라즈마의 수직 안정성을 유지하기 위해 stabilizer의 위치는 가능한 한 플라즈마에 가깝게 위치할 필요가 있으나, 플라즈마와의 반응으로 tile 표면에서 발생할 수 있는 impurity를 줄이기 위해서는 가능한 한 플라즈마로부터 멀리 위치하는 것이 유리하므로, 이 두 가지 조건을 적절히 고려하여 위치를 정하였는데, midplane에서 볼 때 separatrix로부터 tile 표면까지의 거리는 약 2 cm이다. 플라즈마 startup 시의 열부하, 정상운전시의 플라즈마로부터의 radiation 그리고 neutral beam shinethrough 등으로부터 passive stabilizer를 보호할 목적으로 그 표면은 graphite tile로 덮혀 있으며, 이 tile들을 outboard toroidal limiter의 역할을 겸한다. Tile 표면에 가해지는 열부하는 비교적 작아 현재의 설계로 27.5 MW 300초 운전시에도 무리가 없다.

(2) 구성 및 소재

Passive stabilizer는 CuCrZrMg 합금으로 이루어진 위 아래 2개의 toroidal ring이 전기적으로 two-loop를 형성하기 위하여 toroidal 방향으로 정반대편에 coaxial 형태의 2개의 current bridge를 갖고 있고, 아래쪽 ring은 위쪽 ring에 10개의 mechanical bridge를 통하여 지지되며, 이들 전체 구조물은 13개의 vertical support에 의하여 진공용기 내벽에 매달려 있다. 플라즈마 disruption이 발생할 경우에 수평 방향의 힘에 견디기 위해 위 아래 ring 각각에 4개씩의 horizontal support가 존재한다. Stabilizer plate 표면은 bolt를 통하여 stabilizer plate에 고정된 graphite tile로 덮혀 있다. Stabilizer plate의 뒷면에는 냉각수 및 베이킹 가스를 흘리기 위한 OFHC tube가 brazing되어 있다.

35 mm 두께의 passive stabilizer plate는 높은 전기 전도도를 가지면서도 최고 300 °C의 PFC bakeout 온도에서도 필요한 강도를 가질 수 있는 CuCrZrMg 합금으로 만들어진다.

위 아래의 passive stabilizer ring은 각각 16개 sector로 나뉘어져 있고, toroidal

ring을 이루기 위해 각 sector들은 이웃하는 sector들과 bolt로 연결되고 그 lap joint 부위에는 전기 전도성을 좋게 하기 위해 MC-Multilam[®] electrical connector를 사용한다 [Ref. 3.1-3]. Ag 도금을 한 NiBe 소재의 Multilam[®]은 350 °C의 온도에서도 사용할 수 있고 0.3 mm 두께의 LAIA 모델을 사용할 경우, louver 당 35 A의 전류를 흘릴 수 있고, surge시에는 약 4 kA까지도 가능하다. Backplate 사이의 lap joint 부에 장착할 수 있는 Multilam[®]의 louver 수는 1540 mm / 2.5 mm = 616 이고, 이는 총 616 × 35 A = 21.5 kA 의 정상 전류 및 616 × 4 kA = 2.26 MA 까지의 surge 전류시에도 사용 가능하다. Passive stabilizer의 toroidal ring에 가해지는 최대 정상전류 및 surge 전류가 각각 20 kA 및 220 kA로 예측되므로, Multilam[®]을 이용한 전기접촉부 설계는 적절하다.

Passive stabilizer를 이루는 위 아래 2개의 toroidal ring을 전기적으로 연결하여 two-loop를 구성하기 위하여 ceramic insulator 안팎을 conductor가 둘러싸고 있는 coaxial 형태의 current bridge를 사용한다. Coaxial 형태로 함으로써 inductance가 줄어들고, insulator 내부에 존재하는 conductor와 외부에 존재하는 conductor에는 서로 반대 방향의 전류가 흘러 $\vec{j} \times \vec{B}$ force가 서로 상쇄되므로 구조상의 안정성이 향상된다. Toroidal break에는 arc를 방지하기 위하여 600 μΩ의 저항체를 설치한다. Toroidal ring 들과 current bridge는 bolt로 연결된다.

Passive stabilizer plate를 지지할 목적으로 위쪽 ring에 13개의 vertical support와 4개씩의 horizontal support가 설치되어 있다. 그리고 아래쪽 toroidal ring은 10개의 mechanical bridge를 통하여 위쪽 ring에 의하여 위치가 유지되고 있는데, 이들 mechanical bridge는 neutral beam line 및 진단 line과 마주치지 않게 배치하고 있다. Passive stabilizer 앞면에 고정되어 graphite tile들은 tap 가공된 stabilizer plate에 tile 고정용 bolt가 직접 체결되도록 되어 있다. Tile의 크기는 200 mm × 200 mm × 35 mm 이다. 표 3.1-7는 Passive stabilizer를 구성하는 재질과 하중 일람표를 나타낸다.

표 3.1-7 Passive stabilizer를 구성하는 재질 및 하중 일람표

| 부 분 | Tile | Backplate | Support | Bolt Unit | Disc Spring | 합 계 |
|---------|----------|-----------|-----------------------|-----------|-------------|------|
| 재 질 | graphite | CuCrZrMg | Ti-6Al-4V SS 316LN | SS 316LN | Ti-6Al-4V | |
| 하중 (kg) | 1003 | 5403 | 1902 | 152 | 5 | 8465 |

(3) 해석 (그림 3.1-43~3.1-58 참조)

① Passive stabilizer tile assembly의 열전달 및 구조해석

㉠ 해석의 대상 및 목적

- ㉡ 정상 운전시의 plasma heatflux를 인가 : 0.37 MW/m^2 로 일정하다고 가정
- ㉢ 비정상상태의 열전달 해석을 수행
- ㉣ 열전달해석 결과를 경계조건으로 하는 구조해석 수행
- ㉤ 해석시간의 단축을 위해 2D로 가정하여 해석

② 열전달 해석 결과

- ㉠ Heat flux loading time (300 sec)에서의 최고 온도
 - Tile에서 $569.679 \text{ }^\circ\text{C}$ 발생: 설계표준($< 1200 \text{ }^\circ\text{C}$)을 만족
- ㉡ Duty cycle이 완료된 시점(3600 sec)에서의 최고 온도
 - 모든 부위의 온도가 냉각수의 온도인 $55 \text{ }^\circ\text{C}$ 로 하강

③ 응력 해석

㉠ 유한요소모델

- 열전달해석에 사용된 모델을 수정하여 사용 (PLANE55를 제외한 요소를 제거)
- 두께를 갖는 Plane stress요소(PLANE42)사용
- Washer, Bolt부 등은 등가의 두께를 구해서 적용

㉡ 경계 및 하중 조건

- 열하중 조건 : 열전달 해석의 온도분포를 사용
- 냉각수 압력조건: $0.72\text{E}6 \text{ Pa}$
- Bolt load : 1350 N

㉢ 구속 조건

- Rigid body motion 방지를 위해 좌표중심(0,0,0)의 모든 자유도 구속
- Backplate 하단면의 Y방향 운동을 구속 ($U_Y = 0$)

㉣ 해석 목적 및 대상

④ Current bridge의 온도분포 해석

- ㉞ Current bridge의 경우 plasma의 heatflux외에 도체의 전류에 의한 Joule열 발생
- ㉟ Plasma 운전시 current bridge부착된 graphite tile의 최고온도 계산이 목적
- ㊱ Tile 온도가 600 °C 이상일 경우, 구조변경을 통한 적절한 냉각 조건을 제시
- ㊲ 경계조건
 - ㉠ Cooling channel
 - 냉각수 온도: 55 °C, 분위기 온도 : 25 °C
 - 대류열전달 계수: 1.3E4 W/m² C (유속이 2.5 m/sec의 경우)
 - ㉡ Graphite tile로 입사되는 heatflux
 - 전면의 heatflux: 0.26 MW/m²
 - 측면의 heatflux: 전면 입사 heatflux의 1/4 을 적용 (0.065 MW/m²)
 - ㉢ 도체에 의해 발생하는 Joule열
 - Heat generation으로 표현: 0.2E4 W/m² °C
 - ㉣ 기타부위: 단열조건으로 가정
- ㊳ 해석결과 및 검토
 - ㉠ Heat flux loading time (300 sec)에서 tile의 최고 온도
 - ㉡ 정면 tile: 560 °C 정도로 설계표준 (< 600 °C)을 만족함
 - ㉢ 측면 tile: 618 °C 정도로 설계표준 (< 600 °C)을 만족하지 못함
- ⑤ Gap resistor에 대한 전자기 응력 해석
 - ㉞ 해석대상 및 목적
 - Gap resistor의 냉각을 위해 장착되는 coil tube (rod)의 건전성 평가
 - Gap resistor
 - 절연면 사이에서 arc를 방지
 - 저항 범위 : 600±50 μΩ 범위
 - 저항의 대부분은 gap resistor tube (~600 μΩ) 에서 발생
 - Gap resistor의 설계시 주안점
 - 정상 plasma 운전 조건에서 Joule열 냉각 능력 보유

Plasma disruption시 전자기력을 견뎌야 함

㉞ 해석모델 및 운전조건

- 해석모델은 gap resistor coil tube만으로 국한함 (3D)
- 열부하와 전자기력이 최대가 되는 가장 극한적인 경우에 대해 해석
- Heatflux loading이 끝나는 시점(300sec)에서 disruption이 발생한다고 가정
- 300sec에서의 온도분포를 비정상상태의 열해석으로 구함
- 인가되는 전자기력의 dynamic effect를 고려하기 위해 정적응력해석과 과도상태의 진동해석을 함께 수행함
 - Gap resistor tube의 크기, 재질, 전자기력에 따라 2가지 조건에 대해 해석
 - 4%의 critical damping ratio적용

㉟ Passive Stabilizer의 전자기응력해석

- ㉞ 전자기력 작용시의 mechanical bridge의 구조 건전성 평가가 목적
- ㉞ 전체 PFC와 구성품들과 진공용기, VV support를 함께 고려: 1/4 모델을 사용
- ㉞ 검토할 전자기력의 종류
 - Radial disruption시의 halo current scenario
 - Vertical disruption시의 eddy current scenario

㊱ 유한요소 모델 및 경계 조건

- 사용요소: BEAM4(Bolt부), SHELL63
- 165,419개의 요소와 65530개의 절점으로 구성
- 재질: Vertical support(Ti-6Al-4V)를 제외한 모든 부품은 SS 316LN을 사용
- 경계 및 하중 조건
 - 전자기력: Nordal force로 적용 (2가지의 disruption senario)
 - Radial/Vertical 방향 : Net force의 1/4
 - 열하중: mechanical bride에 100 °C, 다른 부위는 25 °C 인가
 - VV support의 바닥지지부의 모든 자유도 구속
 - 대칭조건 적용

⑦ Passive Stabilizer Baking시 응력해석

㉞ 해석대상 및 목적

- Baking시의 발생하는 응력에 대한 mechanical bridge의 구조 안전성 평가
- 전체 PFC와 구성품들과 진공용기, VV support를 함께 고려
- 전자기력해석에 사용한 것과 동일한 모델을 사용
- baking 온도차에 따른 열응력을 고려하여, 내열특성 및 응력평가

㉟ 경계 및 하중 조건

- Baking시의 정상상태 열전달 해석을 수행하여 온도분포를 구함
- 구해진 온도분포를 열하중으로 하는 구조해석을 수행
- Baking시의 온도조건

Passive stabilizer : 325 °C

Vacuum vessel : 100 °C

분위기 온도 : 100 °C

㊱ 구조해석시 경계 조건

- VV support (Vacuum Vessel)의 바닥지지부의 모든 자유도를 구속
- 1/2 대칭조건 적용

㊲ Baking 해석 결과 및 결론

- 최대 응력은 passive stabilizer와 맞닿는 horizontal support에서 발생
- 최대응력강도의 크기: 581 MPa (> 413.7 MPa, 100 °C 의 평가기준을 만족 못함)
- Horizontal support의 경우 설계도면과 실제형상이 맞지 않으므로, 이 부위에 대해서는 재해석이 요구됨
- Mechanical bridge의 최대응력강도: 236 MPa
 - SS 316LN의 평가기준을 만족 (< 413.7 MPa, 100 °C)
 - 다른 경우와 마찬가지로 beam요소의 사용으로 인한 응력집중은 무시하였음

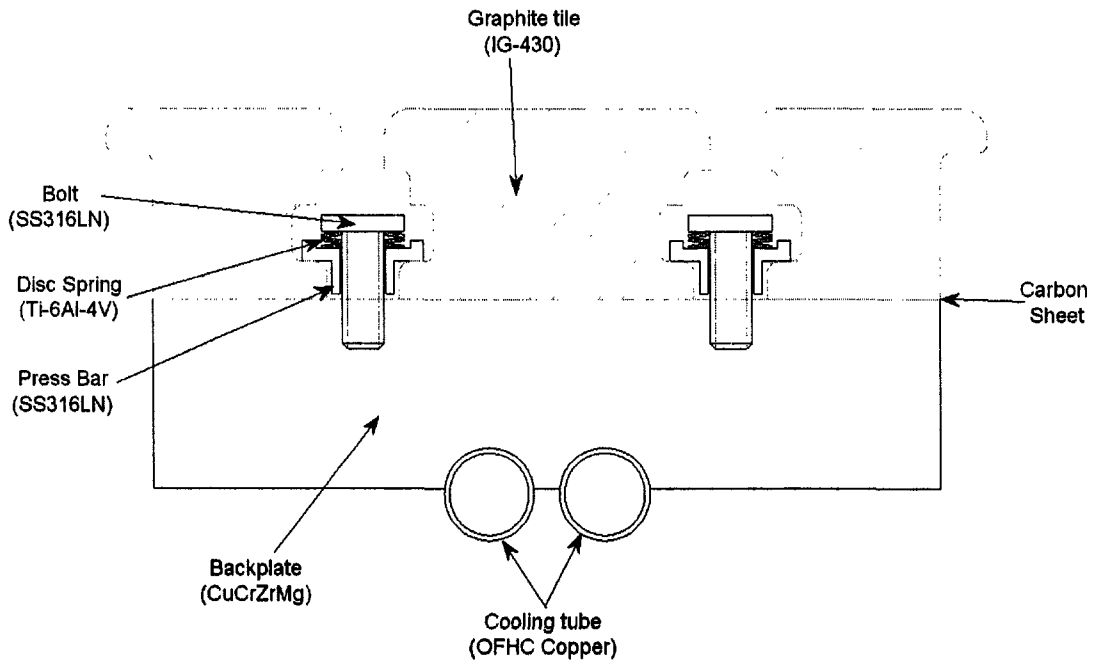


그림 3.1-43 Passive Stabilizer Tile Assembly의 단면형상

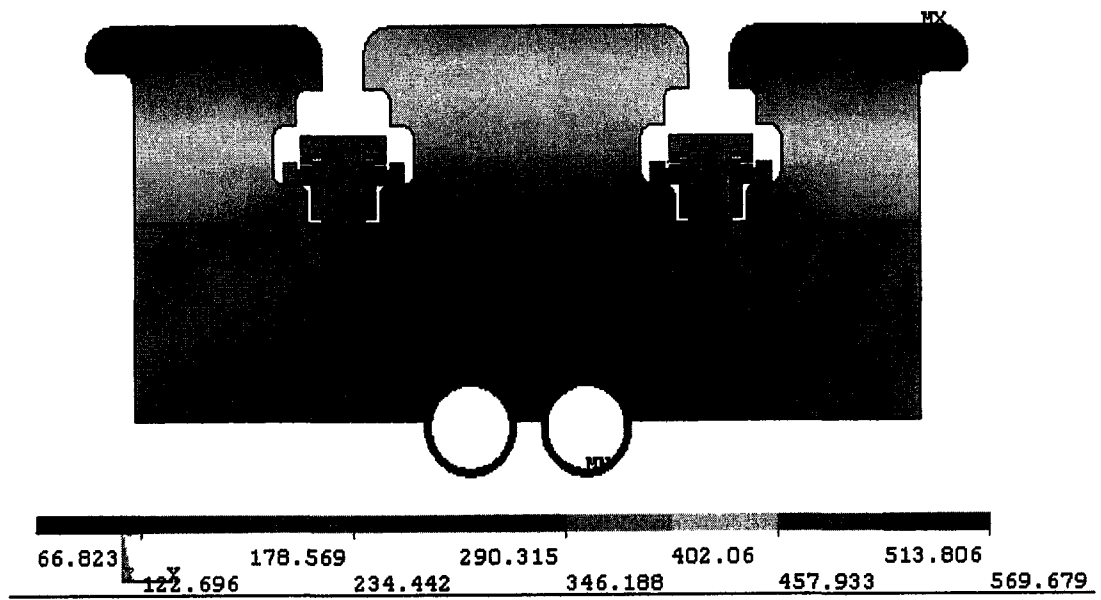


그림 3.1-44 Passive Stabilizer Tile Assembly의 heatflux가 인가된 후 300초 후의 온도 분포

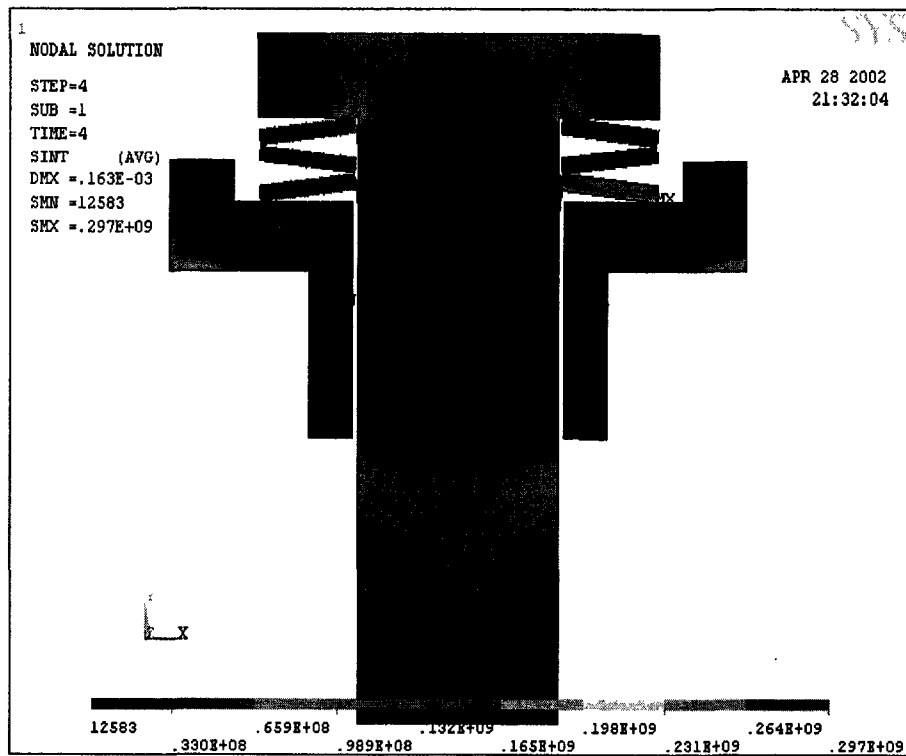
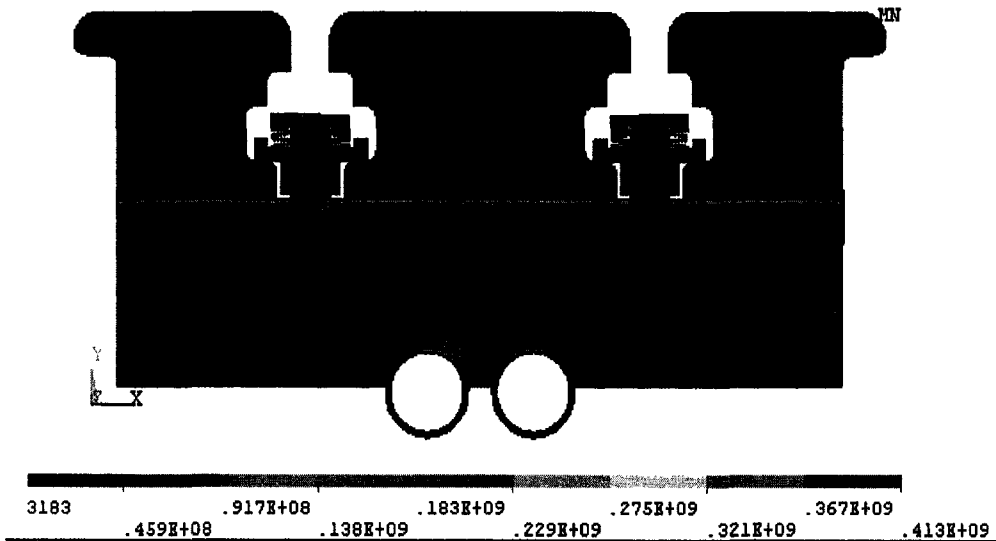


그림 3.1-45 Heatflux가 인가된 후 300 초 후의 passive stabilizer의 tile assembly의 온도 분포에 의한 구조해석 결과.

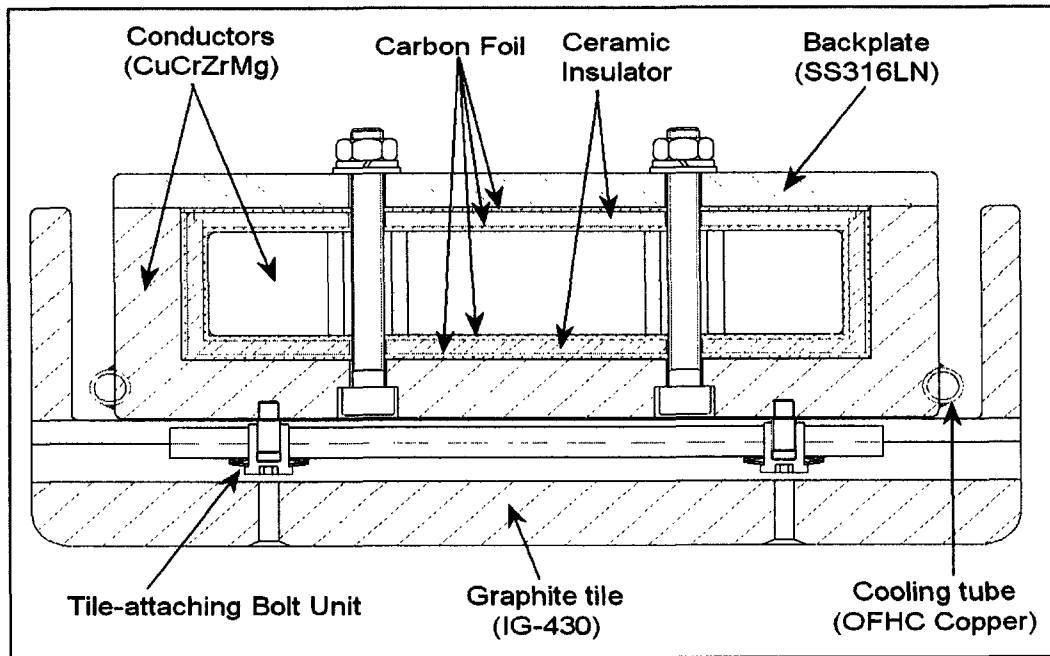


그림 3.1-46 Current Bridge의 단면 형상

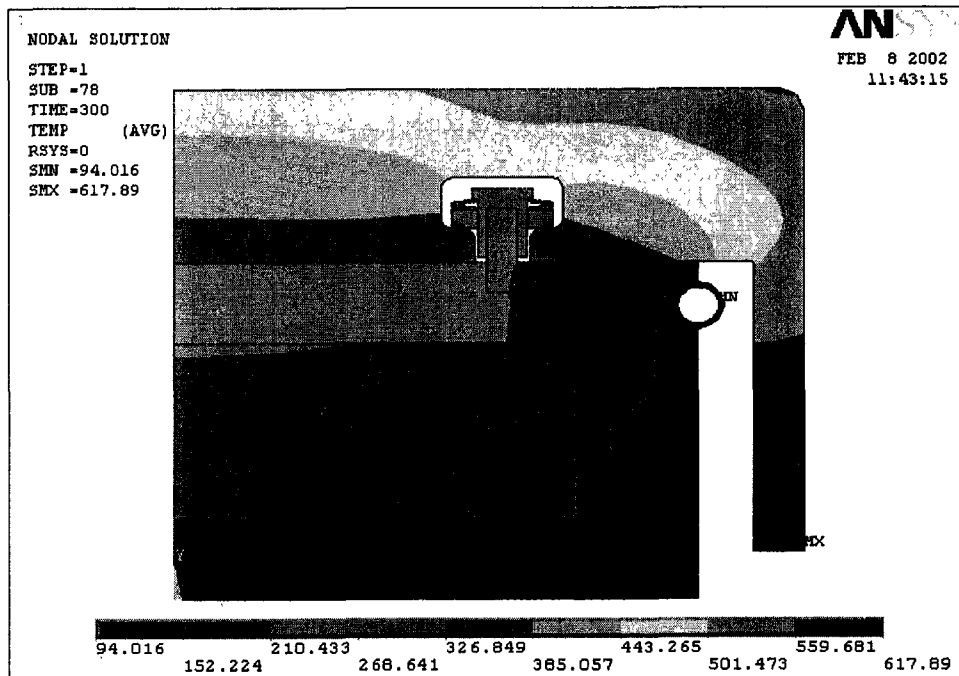


그림 3.1-47 Current bridge 단면에 대한 열전달 해석 결과 (t=300 sec)

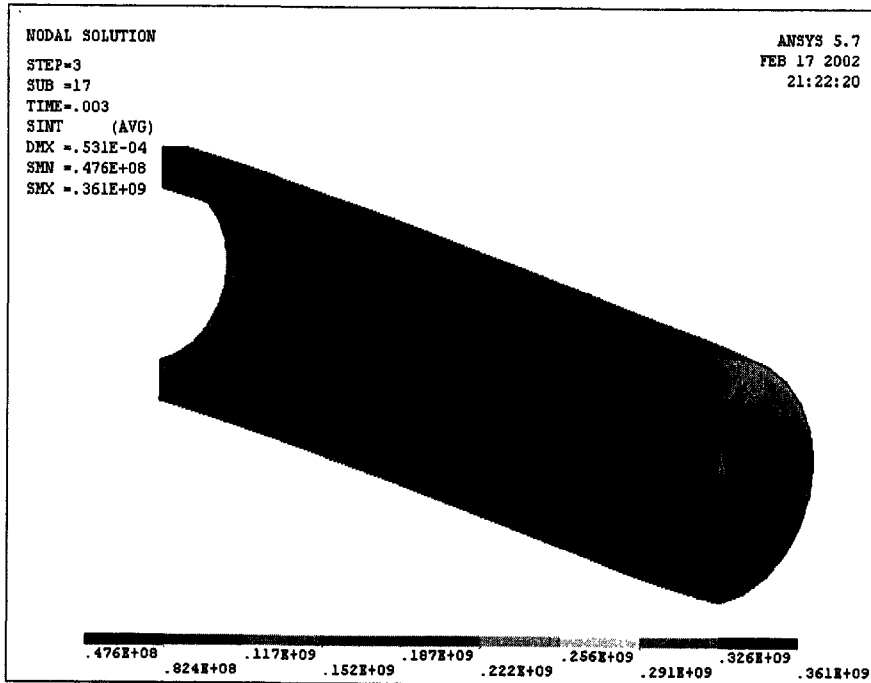


그림 3.1-48 Gap resistor rod 소재로 SS316LN을 사용한 경우
최대 응력은 360 MPa

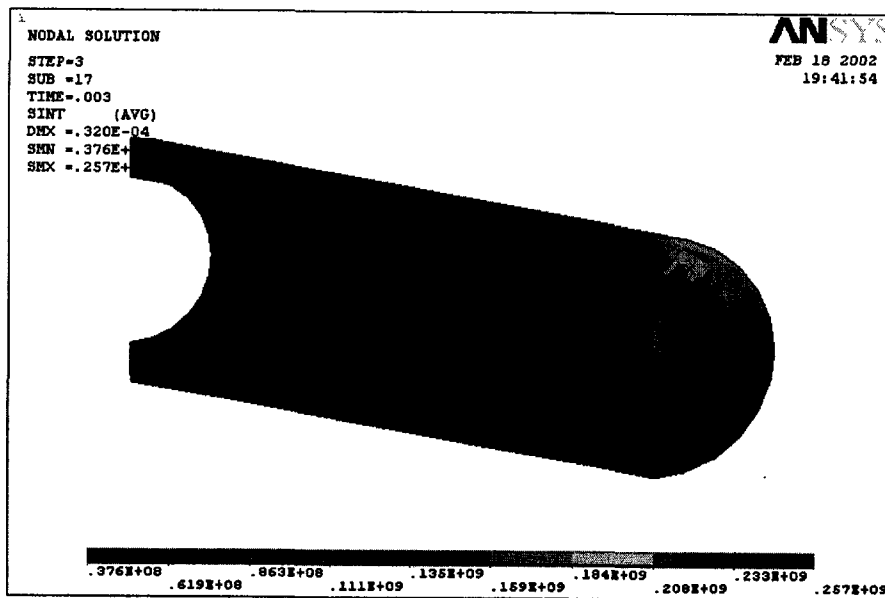


그림 3.1-49 Gap resistor rod 소재로 inconel 625를 사용한 경우
최대 응력은 360 MPa

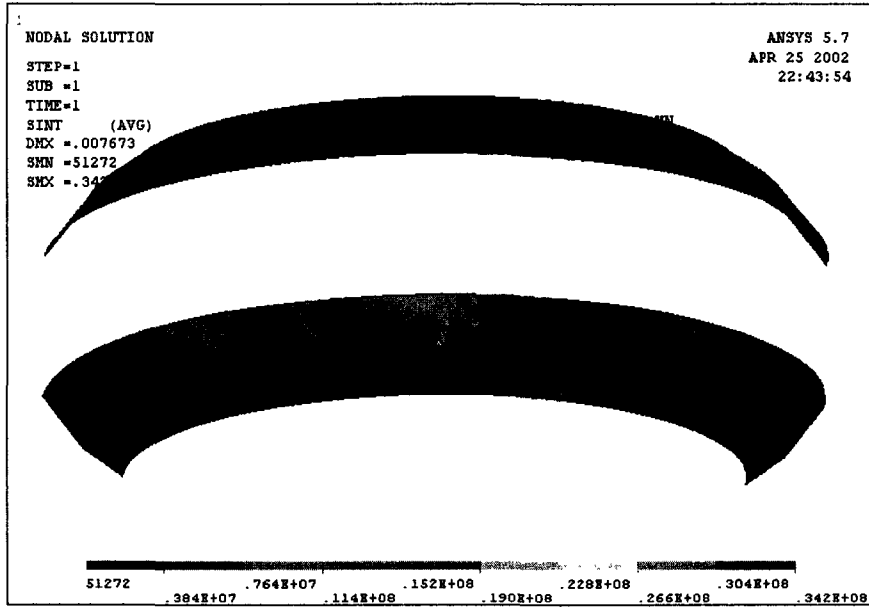


그림 3.1-50 Radial disruption시의 halo current case에 의한 전자기
응력분포 (Passive stabilizer plate)

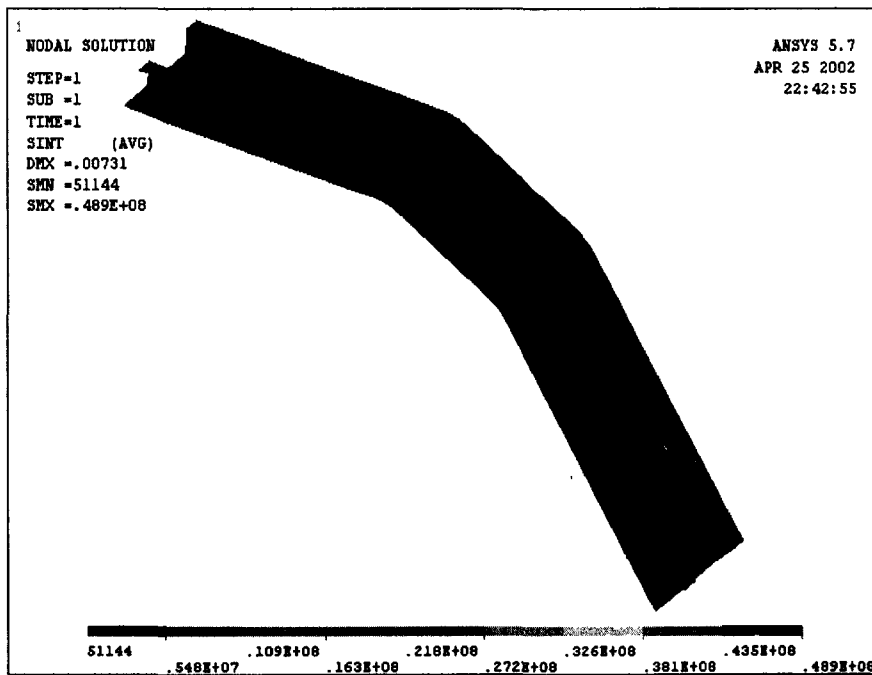


그림 3.1-51 Radial disruption시의 halo current case에 의한 전자기
응력 분포 (Mechanical bridge)

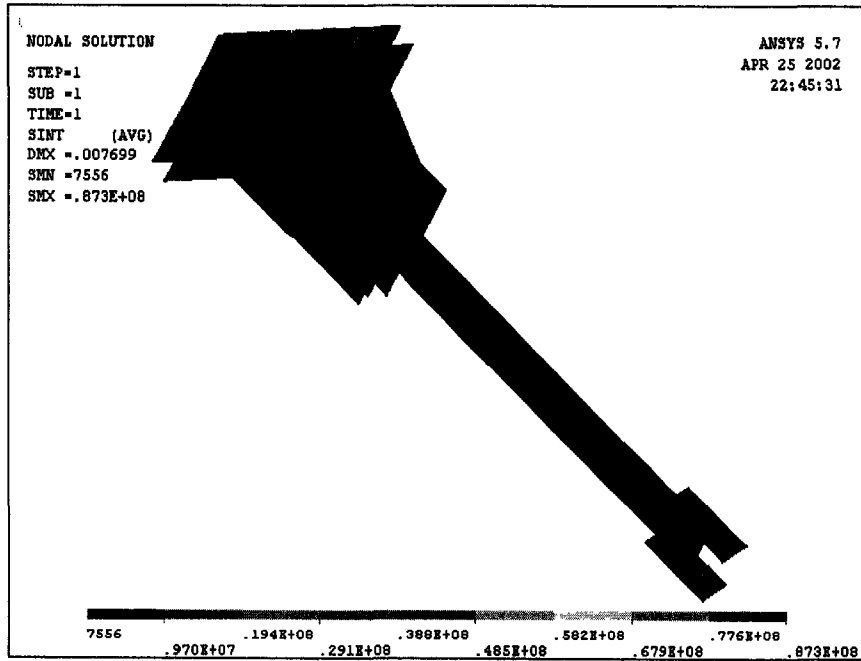


그림 3.1-52 Radial disruption시의 halo current case에 의한 전자기
응력 분포 (Vertical Support)

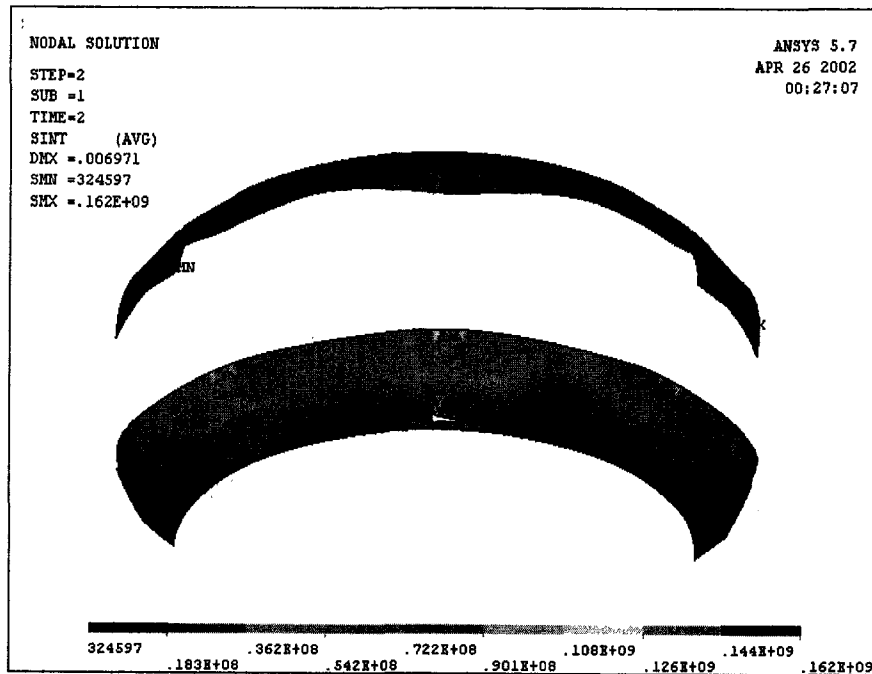


그림 3.1-53 Vertical disruption시의 eddy current case에 의한 전
자기 응력분포 (Passive stabilizer plate)

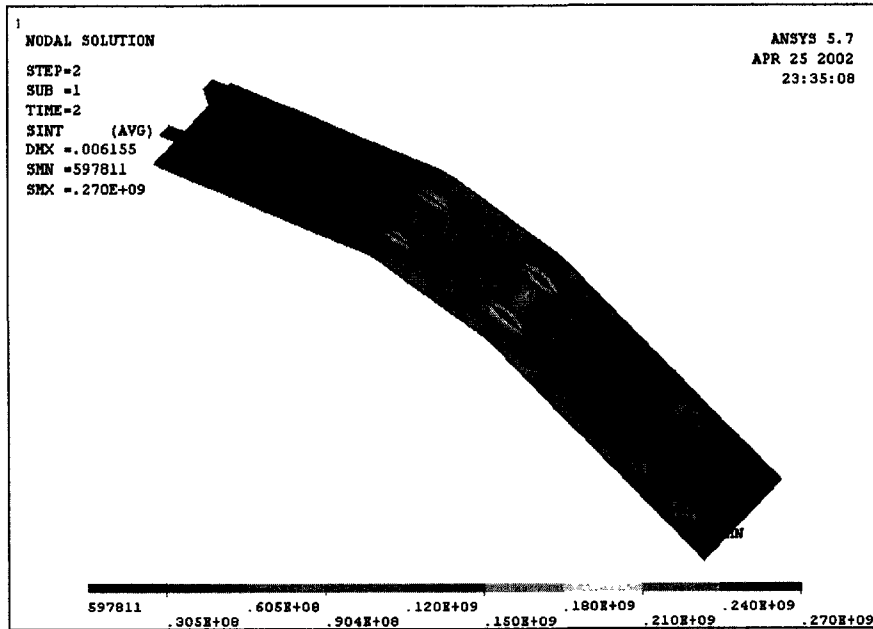


그림 3.1-54 Vertical disruption시의 eddy current case에 의한 전자기
응력분포 (Mechanical bridge)

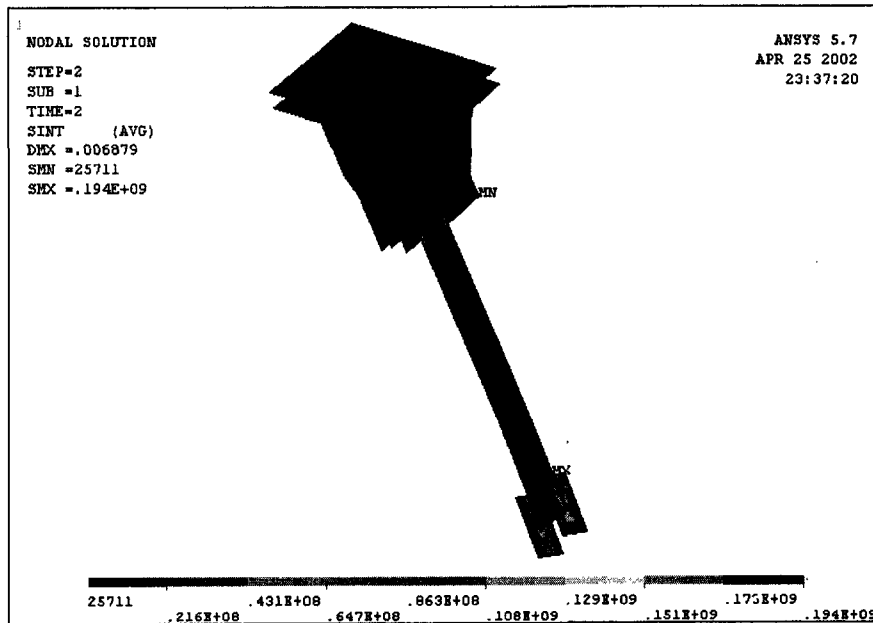


그림 3.1-55 Vertical disruption시의 eddy current case에 의한 전자기
응력 분포 (Vertical Support)

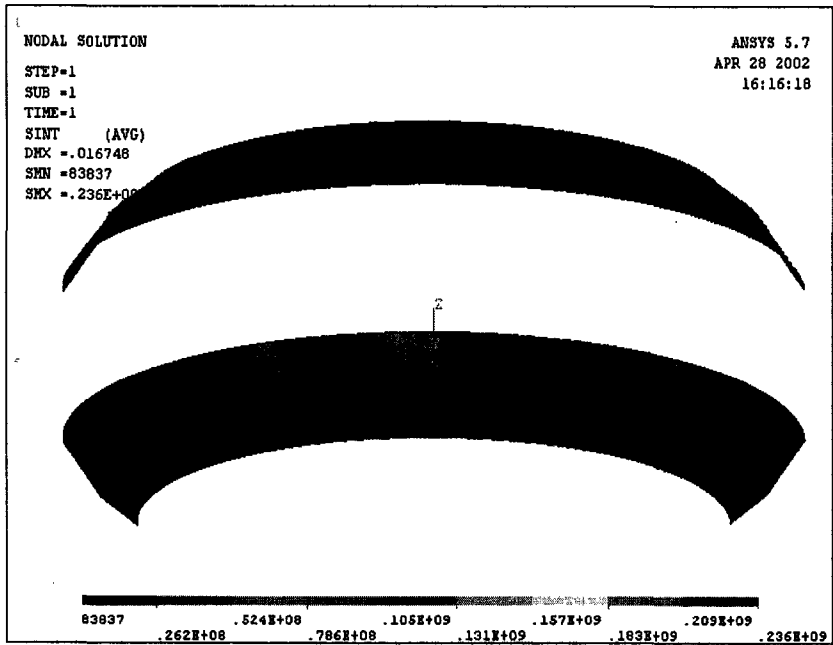


그림 3.1-56 Passive stabilizer에 대한 baking 응력분포
(Passive stabilizer plate)

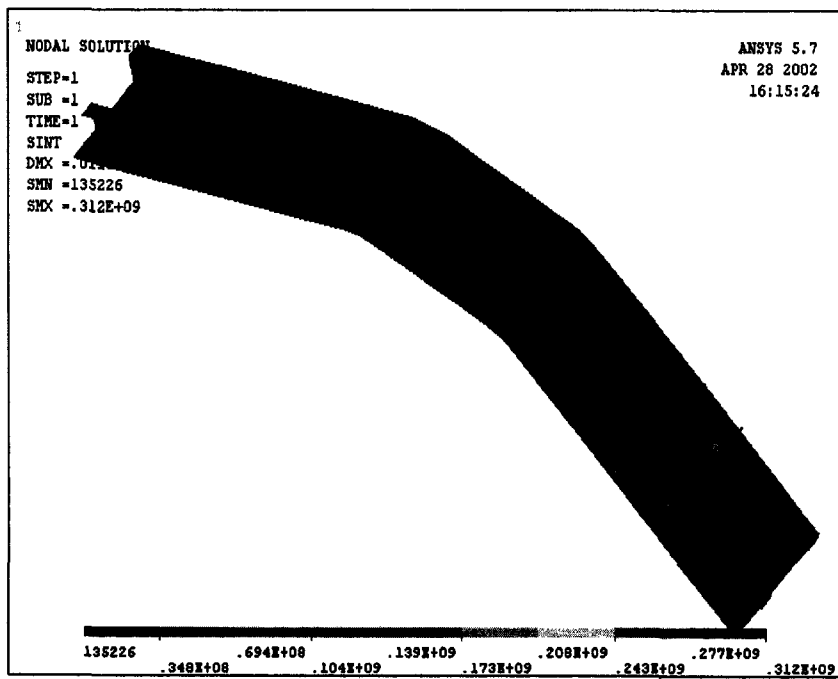


그림 3.1-57 Passive stabilizer에 대한 baking 응력분포
(Mechanical bridge)

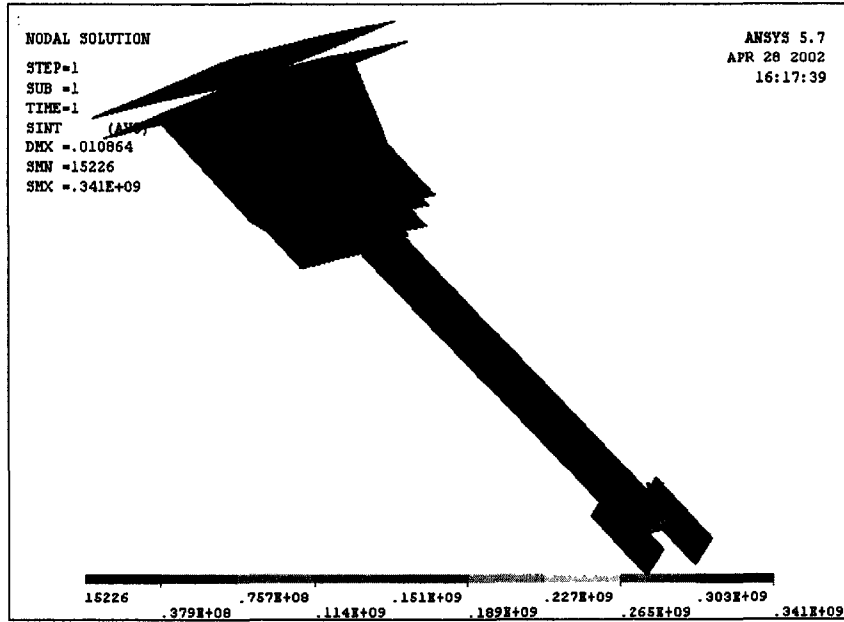


그림 3.1-58 Passive stabizlier에 대한 baking 응력분포 (Vertical Support)

(4) Interface 및 I&C

① Edge Probe, Magnetic Field Probe, Rogowski Coil

이들 probe들이 inboard divertor의 tile 내에 설치되므로, 이들을 수용하기 위한 tile so hole 가공 및 이들을 부착하기 위한 clip들이 backplate에 부착되어야 한다.

② Diamagnetic Loop, Mirnov Coil, Flux loop, Saddle Loop, Passive Stabilizer Current Monitor

이들 loop들은 진공용기 벽에 부착되어 있으므로, support 위치 선정시 이들 위치에 충돌이 일어나지 않게끔 하여야 한다.

③ Gas puffing tube interface

CFC tile에 gas puffing용 스테인레스 3/8" tube를 장착하기 위한 hole 가공을 한다. Tile에는 holeaks을 가공하고, tube를 고정시키기 위한 clip은 backplate에 위치시킨다.

④ Pellet injection tube interface

CFC tile에 pellet injection용 스테인레스 3/8" tube를 장착하기 위한 hole 가공을 한다. Tile에는 holeaks을 가공하고, tube를 고정시키기 위한 clip은 backplate에 위치시킨다.

⑤ IVCC (In-Vessel Contro, Coil) interface

IVCC가 passive stabilizer plate의 뒷면에 위치하여 상호간의 공간 점유 문제에 있어 충돌이 일어나지 않도록 설계에 고려되었으며, 또, support의 위치를 선정함에 있어서도, IVCC support와 간섭이 일어나지 않도록 하였다.

⑥ Cassette Design

진단 cassette들이 진공용기 middle port에 장착되므로, 이들과 mechanical bridge 및 current bridge와의 공간 점유 문제, mechanical bridge 및 current bridge에 장착되는 tile들로 인하여 진단 장비들의 view angle이 방해받지 않도록 고려하였다.

⑦ Sightline

진공용기의 upper port 및 lower port에 설치될 진단장비들의 sightline을 허용할 수 있도록 passive stabilizer plate 및 tile들에 진단용 hole을 마련해 주어야 한다.

라. Neutral Beam Armor

Neutral Beam Armor는 i) 중성입자빔이 플라즈마에 입사하기 전 진공용기의 입구쪽 포트 (Hm 및 Lm 포트)영역에서의 잔류기체와의 충돌로 인해 발생하는 하전 입자들로부터 진공용기 포트를 보호할 목적으로 설치되는 Neutral Beam Entrance Port Protector와 ii) 플라즈마를 통과한 중성입자들이 반대편 진공용기 벽면 및 포트 (Bm~Cm 포트 영역 및 Fm~Gm 포트 영역)를 손상시키는 것을 막기 위한 Neutral Beam Shintthrough Armor로 구성된다. 그림 3.1-59 Neutral Beam Armor 배치의 개념도를 나타낸다.

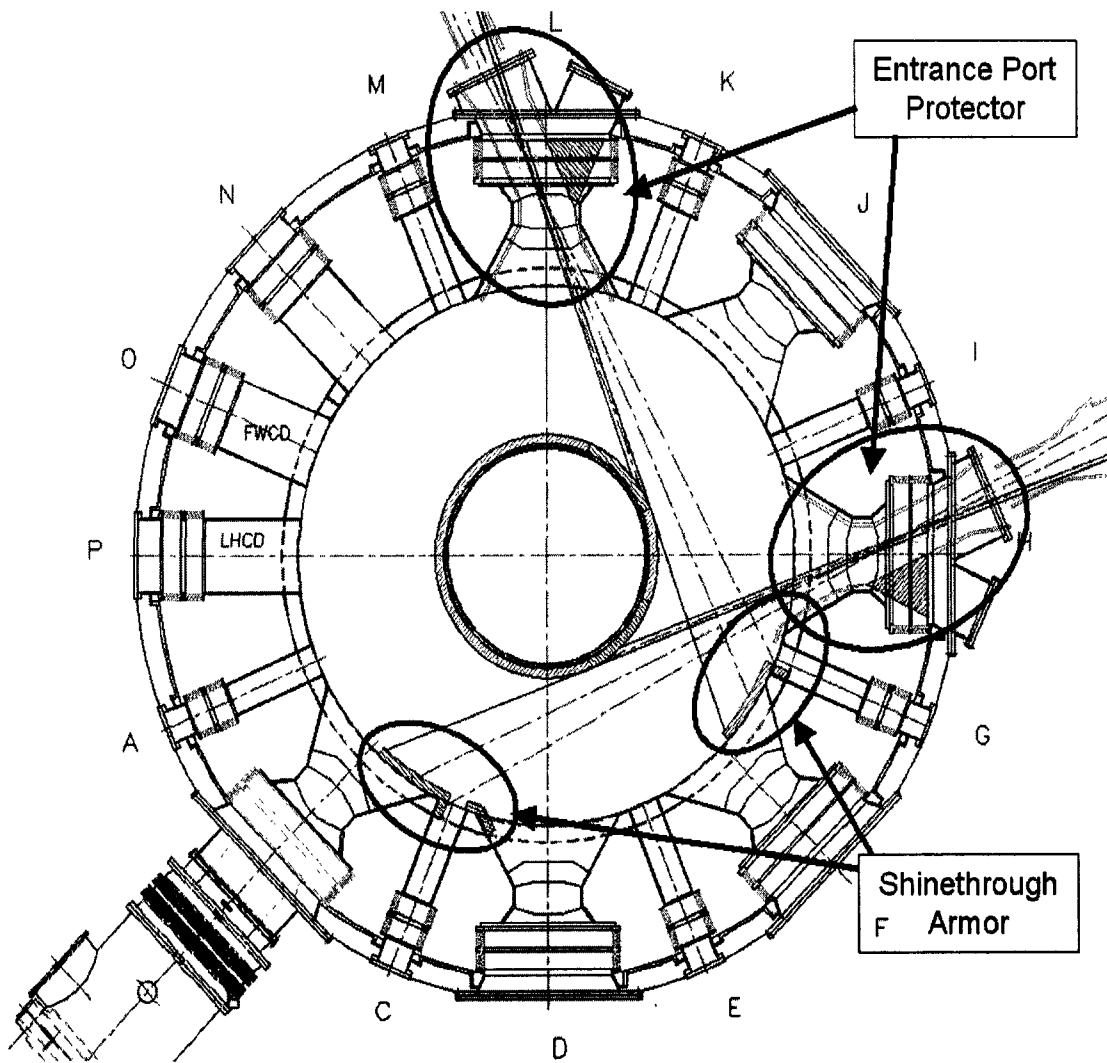


그림 3.1-59 Neutral Beam Armor 배치의 개념도

(1) Neutral Beam Entrance Port Protector

(가) 개요

NBI 장치에서 입사된 중성입자빔은 진공용기 포트 (Hm 및 Lm 포트) 내부에 존재하는 잔류기체에 의해 그 일부가 전리되면서 생긴 하전입자들이 포트 벽면을 가격하게 되는데, 이들 하전입자들로부터 포트 벽면을 보호하기 위한 목적으로 Neutral Beam Entrance Port Protector가 존재한다.

Hm 및 Lm 포트 영역의 잔류기체의 압력은 약 2×10^{-5} Torr 정도일 것으로 추정되고, 이들에 의한 전리율은 H, H₂, H₃ 등 입자들에 따라 다소 차이는 있으나, 약 2.5% 정도일 것으로 예상된다.[Ref. 3.1-4] 그리고, 전리된 하전입자들은 중성입자의 진행방향과 토로이달 자장에 각각 수직인 방향으로 주로 이동할 것이므로, 전리된 입자들에 의해 가격되는 부위는 중성입자 빔 진행 방향을 따라 위 혹은 아래 방향이 될 것이다.

플라즈마에 입사되는 중성입자빔의 총 파워가 8 MW 이므로, 전리가 되는 입자들의 파워는 $8 \text{ MW} \times 2.5\% = 0.2 \text{ MW}$ 이다. 또, 열속(heatflux)은 $0.2 \text{ MW} / (2.3 \text{ m} \times 0.2 \text{ m}) = 0.43 \text{ MW/m}^2 \sim 0.5 \text{ MW/m}^2$ 로 계산된다.

(나) 구성 및 소재

Neutral beam entrance port protector는 그 기본 형상은 중성입자로부터 진공용기 Hm-20 및 Lm-20 포트 내벽면을 보호할 수 있는 사각통 모양을 하고 있으며, 그 높이 및 너비는 중성입자빔의 진행에 방해를 주지 않도록 tile과 backplate로 구성할 수 있는 최소한의 두께로 진공용기 포트내면을 감싸고 있다.

그 기본 형상은 다른 PFC component와 대동소이하다. 즉, graphite tile들이 표면을 덮고 있고, 이 tile들은 그 뒷면이 베이킹 및 냉각용의 지름 10 mm 스테인레스 tube들이 브레이징되어 있는 backplate에 볼트로 체결된다. 각각의 tile들은 2개의 bolt unit을 통하여 backplate에 고정되는데, bolt unit은 bolt, press bar는 SS 316LN으로 제작되며, disc spring은 고온에서 충분한 피로특성을 갖도록 Ti-6Al-4V 합금으로 제작된다. Tile과 backplate 사이에는 두께 0.5 mm의 carbon sheet가 삽입된다. Backplate는 cooling tube를 브레이징할 때, 열 변형이 별 문제가 되지 않도록 8 mm 두께의 SS 316LN로 정하였다. Tile의 재료로는 graphite가 사

용되며, tile의 크기는 약 160 mm × 160 mm × 30 mm이며, backplate의 금속 성분이 중성입자빔에 직접 노출되지 않도록 상하좌우 모두 요철식으로 배치하였다.

Hm-10 port 및 Lm-10 port에는 bellows를 보호하는 기능을 갖는 베이킹용 tube가 뒷면에 브레이징되어 있는 얇은 스테인레스 판으로 둘러싸여 있다.

Neutral beam entrance port protector의 각 part를 구성하는 소재 및 각 소재의 중량을 표 3.1-8에 나타내었다.

표 3.1-8 Neutral Beam Entrance Port Protector를 구성하는 재질 및 하중 일람표

| | Tile | Backplate | Support | Bolt/Nut | Disc Spring | 합 계 |
|-----|----------|-----------|-----------|----------|-------------|-----|
| 재 질 | graphite | SS 316LN | Ti-6Al-4V | SS 316LN | Ti-6Al-4V | |

(다) Interface 및 I&C

진공용기 Hm 및 Lm port에는 Motional Stark Effect (MSE), Beam Emission Spectroscopy (BES), (Diagnostic Neutral Beam (DNB)), Thomson Laser Input, Bolometer Array, CX-NPA 등의 진단장비가 장착되는데, 이들 진단장비의 view angle을 방해하지 않으면서 이온화된 하전입자들로부터 진공용기 port에 부착된 bellows를 보호하기 위하여 port 벽면을 따라 스테인레스 판으로 구성된 bellows 보호막을 설치한다.

(2) Neutral Beam Shinethrough Armor

(가) 개 요

Neutral Beam Shinethrough Armor는 플라즈마에 입사된 중성입자빔 중에서 플라즈마와 반응하지 않은 채 플라즈마를 통과한 중성입자들이 반대편 진공용기 벽면 및 포트 (Bm~Cm 포트 영역 및 Fm~Gm 포트 영역), 그리고, 포트에 설치된 bellows를 손상시키는 것을 막기 위하여 설치한다.

(나) 구성 및 소재

Neutral beam shinethrough armor는 그 형상은 중성입자로부터 진공용기 면을 보호할 수 있는 판 모양을 하고 있고, 그 너비는 중성입자빔이 반대편 진공용기 벽에 도달할 수 있는 전체 면적을 덮고 있으며, 그 높이 또한 passive stabilizer의 상하 toroidal ring 사이를 관통해 온 중성입자빔들을 모두 차단할 수 있도록 상하 높이를 960 mm로 설정하였다.

그 기본 형상은 다른 PFC component와 대동소이하다. 즉, graphite tile들이 표면을 덮고 있고, 이 tile들은 그 뒷면이 베이킹 및 냉각용의 지름 10 mm 스테인레스 tube들이 브레이징되어 있는 backplate에 볼트로 체결된다. 각각의 tile들은 2개의 bolt unit을 통하여 backplate에 고정되는데, bolt unit은 bolt, press bar는 SS 316LN으로 제작되며, disc spring은 고온에서 충분한 피로특성을 갖도록 Ti-6Al-4V 합금으로 제작된다. Tile과 backplate 사이에는 두께 0.5 mm의 carbon sheet가 삽입된다. Backplate는 cooling tube를 브레이징할 때, 열 변형이 별 문제가 되지 않도록 8 mm 두께의 SS 316LN로 정하였다. Tile의 재료로는 graphite가 사용되며, tile의 크기는 약 160 mm × 160 mm × 30 mm이며, backplate의 금속 성분이 중성입자빔에 직접 노출되지 않도록 poloidal 방향으로 요철식으로 배치하였다.

Neutral beam shinethrough armor의 각 part를 구성하는 소재 및 각 소재의 중량을 표 3.1-12에 나타내었다.

표 3.1-9 Neutral Beam shinethrough armor를 구성하는 재질 및 하중 일람표

| 부 분 | Tile | Backplate | Support | Bolt Unit | Disc Spring | 합 계 |
|---------|----------|-----------|-----------|-----------|-------------|-----|
| 재 질 | graphite | SS 316LN | Ti-6Al-4V | SS 316LN | Ti-6Al-4V | |
| 하중 (kg) | 220 | 762 | 32 | 35 | 2 | |

(다) 해석(그림 3.1-60~3.1-62 참조)

o 해석의 대상 및 목적

- Neutral beam shinethrough armor의 tile assembly의 열전달 및 구조해석
 - 정상 운전시의 plasma heatflux를 인가: 0.7 MW/m²로 일정하다고 가정

비정상상태의 열전달 해석을 수행 (20 sec)

열전달해석 결과를 경계조건으로 하는 구조해석 수행

- 해석시간의 단축을 위해 2D로 가정하여 해석

o 열전달 해석 결과

- Heat flux loading time (20 sec)에서의 최고 온도
 - Tile에서 345.651 °C 발생: 설계표준(< 600 °C)을 만족
- Duty cycle이 완료된 시점(1200 sec)에서의 최고 온도
 - 모든 부위의 온도가 55 °C ~ 59 °C 정도로, 냉각수의 온도와 거의 같아짐

o 응력 해석

- 유한요소모델
 - 열전달해석에 사용된 모델을 수정하여 사용 (PLANE55를 제외한 요소를 제거)
 - 두께를 갖는 Plane stress요소(PLANE42)사용
 - Washer, Bolt부 등은 등가의 두께를 구해서 적용
- 경계 및 하중 조건
 - 열하중 조건 : 열전달 해석의 온도분포를 사용
 - 냉각수 압력조건: 0.72E6 Pa
 - Bolt load : 1350 N
 - 구속 조건
 - Rigid body motion 방지를 위해 좌표중심(0,0,0)의 모든 자유도 구속
 - Backplate 하단면의 Y방향 운동을 구속 (UY = 0)

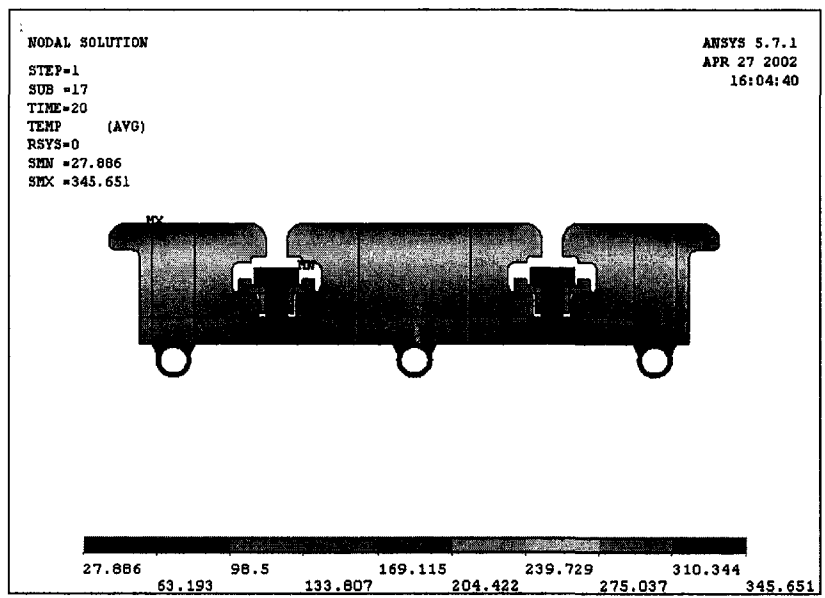
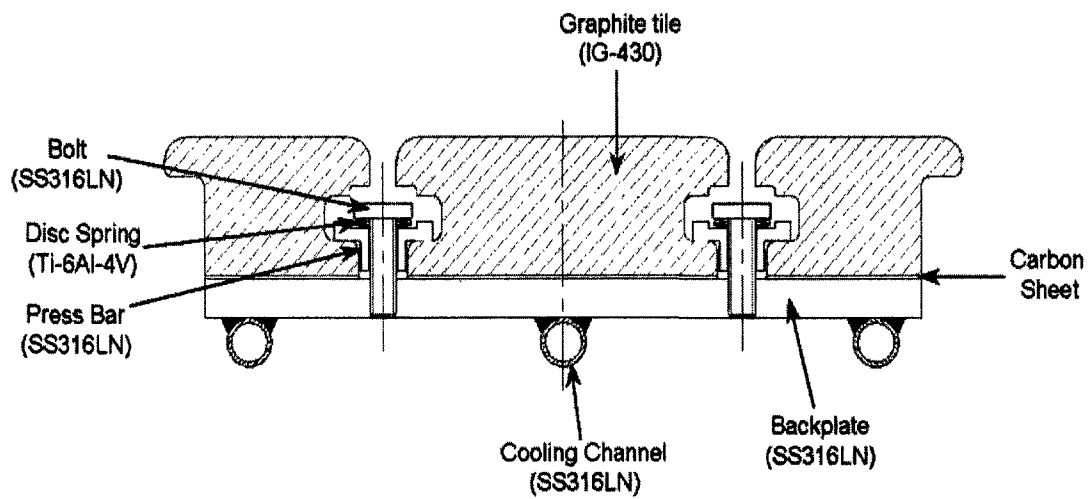


그림 3.1-60 Heatflux가 인가된 지 20초 후의 NB shinethrough armor의 tile assembly에 대한 온도 분포

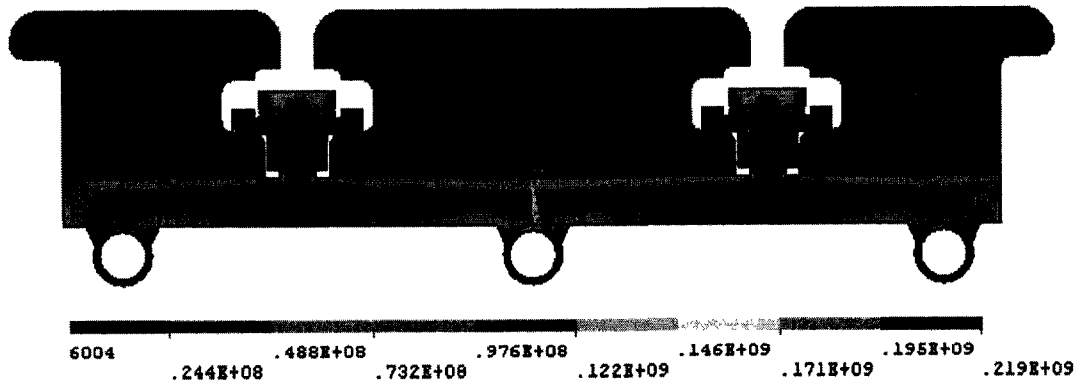


그림 3.1-61 Heatflux가 인가된 지 20초 후의 NB shinethrough armor의 tile assembly에 대한 온도 분포로 인한 열응력 분포

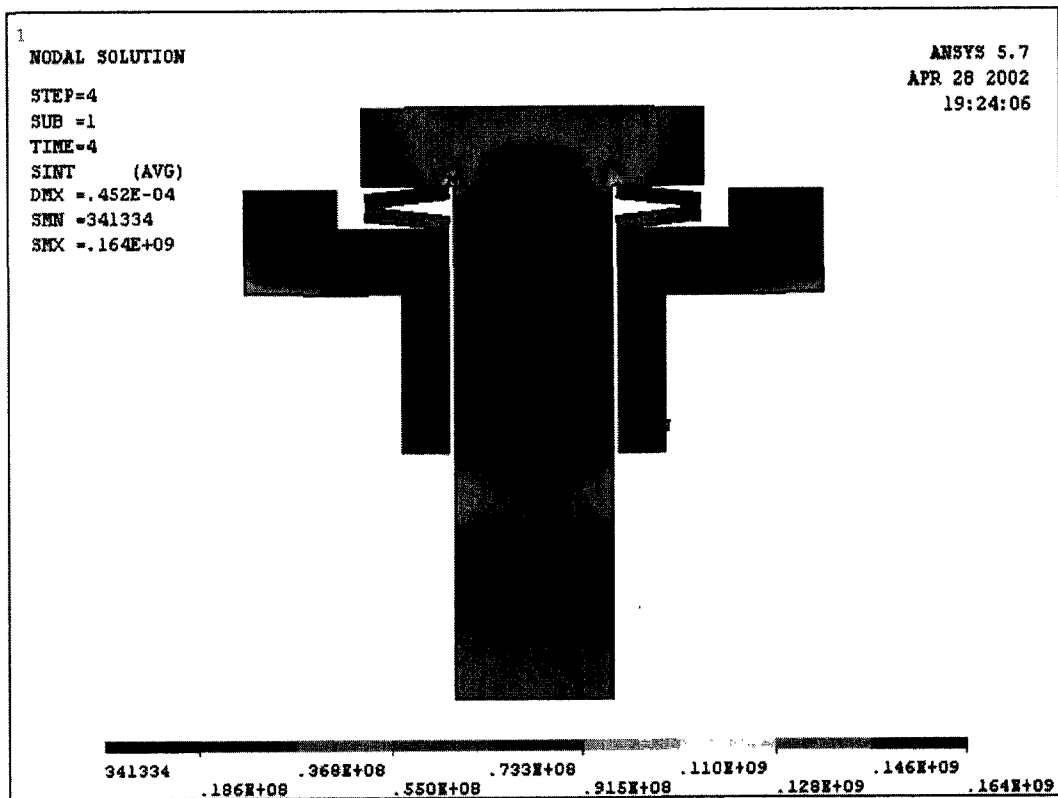


그림 3.1-62 Heatflux가 인가된 지 20초 후의 NB shinethrough armor의 tile assembly (bolt unit)에 대한 온도 분포로 인한 열응력 분포

(라) Interface 및 I&C

① 진공용기 Bm port에서의 interface 문제

㉞ Pumping conductance 방해 문제

진공용기의 Bm port 전면에 NB armor가 설치됨으로써 Bm port를 통해 이루어지는 진공용기 pumping에 대한 conductance가 방해를 받을 수 있다.

그러나, Pumping conductance는 Bm port의 병목에서 가장 큰 영향을 받을 것이므로, Bm port 전면에 설치되는 부분 NB armor (Bm ~ Cm port 사이의 진공용기 내벽에 설치되는 부분)는 pumping conductance에 그다지 영향을 미치지 않을 것이다.

㉟ 진단장비 XCS (X-ray Crystal Spectrometer)의 view angle과의 interface

Bm port에 설치되는 pumping duct의 뒤쪽 끝에는 진단장비 XCS (X-ray Crystal Spectrometer)가 설치되는데, Bm port의 병목 부분에서 NB armor와 view angle과의 사이의 interface를 고려하여야 한다.

② 진공용기 Cm port에서의 interface 문제

진공용기의 Cm port에는 bolometer array, soft X-ray array, X-ray pinhole camera, reciprocating Langmuir probe 등 4가지의 진단 장비가 설치되는데, 이들 진단장비들과의 interface 문제를 줄이기 위해, Cm port 전면을 막는 타입의 armor 대신 포트 측면에 armor를 부착하는 방식을 취하였다.

③ 진공용기 Fm port에서의 interface 문제

Fm port에는 XCS (X-ray crystal spectrometer), soft X-ray spectrometer, tangential interferometer/polarimeter laser 등의 진단장비가 설치되는데, XCS는 Fm port의 G port 측 side에 장착되어 Em port 측 플라즈마를 관측하므로 Fm~Gm port 영역에 설치되는 armor는 XCS의 view angle에는 방해가 되지 않는다. 그 외에 soft X-ray spectrometer와 tangential interferometer/polarimeter laser는 Fm~Gm port 영역에 설치되는 armor의 뒤쪽 공간에 설치되므로, 이 armor에 가공된 진단 hole을 통하여 플라즈마를 진단하게 되므로 이들을 위한 진단 hole 가공이 필요하다.

- ④ 진공용기 Gm port에서의 interface 문제
mm-wave Interferometer (Single-Channel)

마. Poloidal Limiter

(1) 개요

Poloidal limiter는 진공용기의 Om 포트와 Pm 포트에 각각 설치될 ICRF (Ion Cyclotron Range of Frequencies) 안테나와 LHRF (Lower Hybrid Region Frequency) 안테나를 보호할 목적으로 이들 안테나의 좌우에 위치하여 toroidal 방향으로 3 군데에 설치되며, 이들에 집중되는 열을 분산시키는 효과를 주기 위해 추가로 3군데에 더 설치하는 것을 고려하고 있다. 그림 3.1-63에서 볼 수 있는 것처럼 passive stabilizer의 mechanical bridge 상에 고정된다.

Poloidal limiter의 표면은 볼트로 체결된 CFC tile로 구성되며 separatrix 바깥쪽 +2 cm 자기면에 설치되는 안테나 표면을 보호하기 위해 separatrix 바깥쪽 +1.5 cm 자기면에 접하게 된다.

(2) 구성 및 소재

Poloidal limiter는 poloidal 방향으로 7개씩 2열로 배치된 14개의 CDC tile 들이 안장 형상을 이루고, 이들 각각의 tile들이 SS316LN으로 만들어진 backplate에 볼트로 체결된다. 또, 이 backplate는 support를 통해 passive stabilizer의 mechanical bridge에 고정된다. 다른 부분과 마찬가지로 tile과 backplate 사이에는 열접촉을 향상시키기 위해 두께 0.5 mm의 carbon sheet가 삽입된다. Backplate 내부에는 냉각수 및 베이킹 가스 유로가 구성되고, 각 backplate마다 inlet/outlet port가 존재한다.

Bolt와 press bar는 SS 316LN으로 제작되며, disc spring은 고온에서 충분한 피로특성을 갖도록 Ti-6Al-4V 합금으로 제작된다. 매 플라즈마 shot마다 반복적으로 압축되는 disc spring은 상대적으로 온도가 낮은 backplate 내부에 위치시켰다. Tile은 충분한 열전도도 ($> 300 \text{ W/m}\cdot\text{C}$)를 갖는 CFC tile로 구성되며, tile의 크기는 $200 \text{ mm} \times 140 \text{ mm} \times 93 \text{ mm}$ 이며, tile의 형상은 backplate의 금속 성분이 플라즈마에 직접 노출되지 않도록 poloidal 방향으로는 요철식으로 배치하였다.

Poloidal limiter의 각 part를 구성하는 소재 및 각 소재의 중량을 표 3.1-10에 나타내었다.

표 3.1-10 Poloidal limiter(6EA)를 구성하는 재질 및 하중 일람표

| 부 분 | Tile | Backplate | Support | Bolt Unit | Disc Spring | 합 계 |
|---------|------|-----------|----------|-----------|-------------|-----|
| 재 질 | CFC | SS 316LN | SS 316LN | SS 316LN | Ti-6Al-4V | |
| 하중 (kg) | 132 | 759 | 64 | 16 | 1 | 972 |

(3) 해석

(4) Interface 및 I&C

① Pellet injection tube interface

CFC tile에 pellet injection용 스테인레스 3/8" tube를 장착하기 위한 hole 가공을 한다. Tile에는 holeaks을 가공하고, tube를 고정시키기 위한 clip은 backplate에 위치시킨다.

② Gas puffing tube interface

CFC tile에 gas puffing용 스테인레스 3/8" tube를 장착하기 위한 hole 가공을 한다. Tile에는 holeaks을 가공하고, tube를 고정시키기 위한 clip은 backplate에 위치시킨다.

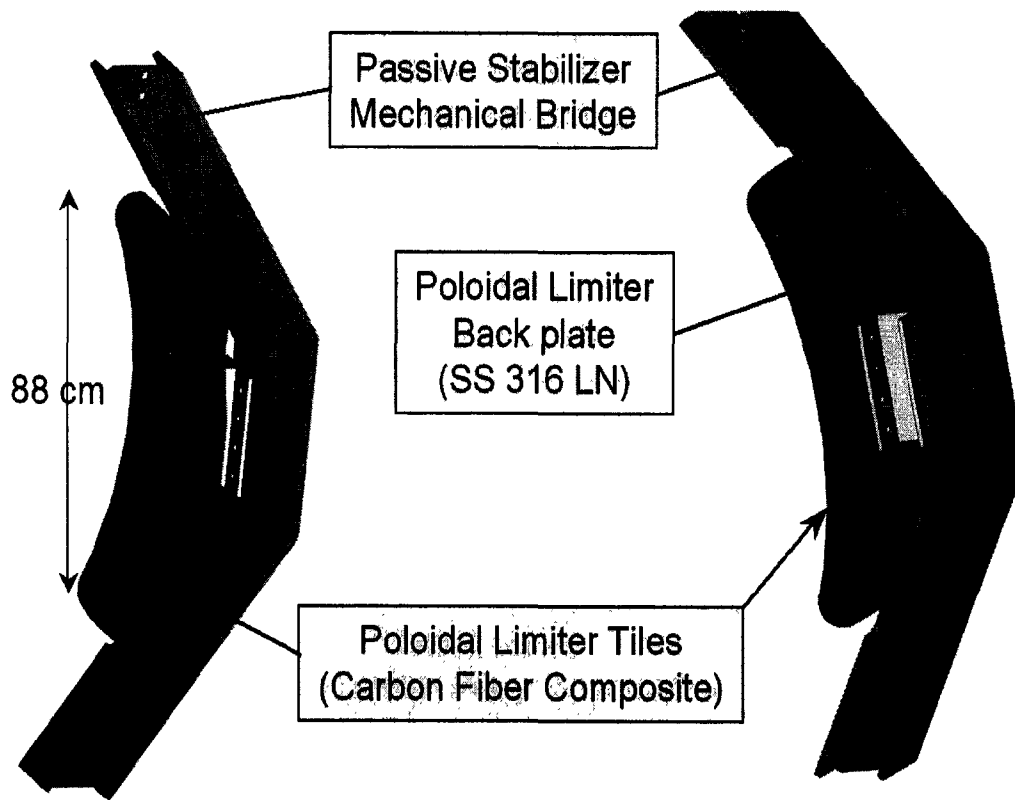


그림 3.1-63 Poloidal limiter의 입체 형상

3. Inboard Limiter 시작품 제작

가. Inboard Limiter 시작품 제작의 목적 및 의의

KSTAR PFC는 component에 따라 그 구체적인 형상은 다소 다르지만, 기본 구성은 carbon tile, backplate, tile-attaching bolt unit, carbon sheet, support 등으로 이루어진 점에서 동일하다. 따라서, 설계에 따른 구체적인 제작성을 확인하는 관점에서 볼 때, 하나의 sector를 만들어 봄으로써 전반적인 제작 기술을 확인해 볼 수 있다.

KSTAR의 초기 플라즈마 시기에는 전체 PFC중에서 inboard limiter만이 설치될 예정이므로, 우선 inboard limiter의 한 sector를 시작품으로 제작하여 PFC 제작설계를 보완하고자 하였다.

나. Inboard Limiter 시작품 제작 사양

Inboard limiter의 normal sector 중 1 sector에 대하여 다음 구성품들을 제작하였다.

① Backplate

㉠ 재질 : SS 316 L

㉡ 규격 : 468 mm × 690 mm

㉢ Backplate는 cooling channel과 bolt hole을 포함한다.

㉣ 수량 : 1 ea

② Graphite Tile

㉠ 재질 : Toyo Tanso IG 43

㉡ 규격 : 117 mm × 138 mm × 30 mm

㉢ 수량 : 20 ea

③ Carbon Sheet :

㉠ 재질 : Toyo Tanso PF-50HP

㉡ 규격 : 234 mm × 690 mm, 두께 0.5 mm

㉢ 수량 : 2 ea

④ Tile 고정 bolt unit

㉠ 재질 : SS 316 L (단, disc spring은 Ti-6Al-4V)

- Ⓛ 규격 : 시제품 제작 도면에 따른다.
- Ⓛ 수량 : 40 set
- ⑤ Support
 - Ⓛ 재질 :
 - i) spring : Ti-6Al-4V
 - ii) spacer : SS 316 L
 - Ⓛ 규격 :
 - i) spring : 182 mm × 100 mm × 32 mm,
165.6 mm × 100 mm × 25.6 mm
 - ii) liner : 100 mm × 100 mm × 5 mm
 - Ⓛ 수량 : 4 set
- ⑥ Inlet / outlet cooling tube
 - Ⓛ 재질 : SS 316 L Seamless tube
 - Ⓛ 규격 : 3/4" tube
 - Ⓛ Inlet / outlet cooling tube의 양단에는 bellows, CF flange, copper seal, CF blank-off flange로 마무리한다.
 - Ⓛ 수량 : 2 ea
- ⑦ 제작품들에 대해서는 수세, 유기용매 등으로 세정하고, 최종 용접이 끝난 후에 backplate, support 등은 전해연마를 한다.
- ⑧ 허용 공차 : 전 부분 ±0.1 mm
- ⑨ 시험
 - Ⓛ 헬륨 누설 시험 : 용접부에서 헬륨 누설 시험을 수행하고 그 결과를 제출한다. 용접부는 헬륨 누설 검사기 (Helium Leak Tester)의 최대 감도($< 1 \times 10^{-12} \text{ Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ ($=1 \times 10^{-11} \text{ mbar} \cdot \ell/\text{s}$))에서도 누설이 검출되지 않아야 한다. 금속 개스킷을 사용하여 연결하는 부분은 누설율이 1개소당 $1.3 \times 10^{-11} \text{ Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ ($=1.3 \times 10^{-11} \text{ mbar} \cdot \ell/\text{s}$)보다 낮아야 한다.
 - Ⓛ 내압 시험 : 기체 및 냉각수 조건 각각에 대하여 ASME 코드에서 규정한 시험압력으로 실시한다.

다. Inboard Limiter 시작품 제작 절차

(1) 제작 및 표면처리 절차(표 3.1-11)

표 3.1-11 제작 및 표면처리 절차

| 부 품 | 소 재 | 제 작 및 표 면 처 리 절 차 |
|--------------------------|-----------|--|
| 1.Backplate | | |
| 1) Backplate | SS 316 L | Water Jet → 가공 : 용접부 개선 → 용접 → 소둔 열처리 → Bending → 가공 : Backplate 6면 Fiducial Point, 1 bolt 홈 |
| 2) Cooling Channel Cover | SS 316 L | Water Jet → 가공 : 용접부 개선 → 용접 → 소둔 열처리 → Bending → 가공 : Backplate 6면 Fiducial Point, 1 bolt 홈 |
| 3) Cooling Tube | 구매품 | → Buffing → 2차용접 : Cooling tube |
| 2. Graphite Tile | IG-43 | Cutting → 가공 → 세정 |
| 3. Carbon Sheet | PF-50HP | Cutting → 가공 (Punch) → 세정 |
| 4. Tile 고정 Bolt Unit | | |
| 1) Press Bar | SS 316 L | Water Jet → 가공 → 세정 |
| 2) Wrench Bolt, Nut | SS 316 L | 구매품 → 세정 |
| 3) Disc Spring | TI-6AL-4V | Cutting → 가공 (Press) → 세정 |
| 4) Washer | SS 316 L | Cutting → 가공 (Press) → 세정 |
| 5. Support | | |
| 1) Support Spring | TI-6AL-4V | Wire Cutting → 가공 → 세정 |
| 2) Plate | SS 316 L | Water Jet → 가공 → 세정 |
| 6. Support JIG | Steel | Cutting → 용접 → 가공 → 소부도장 |

(2) 세정 절차(표 3.1-12)

표 3.1-12 세정 절차

| 부 품 | 소 재 | 세 정 절 차 |
|--------------------------------------|-----------|---|
| 1.Backplate 1) Backplate | SS 316 L | <p>용접전 압축공기 (이물질 제거) → 알칼리 세정 (60~70 °C) → 1차 수세 → 2차 수세 → 탈이온수 세정 → 자연 건조</p> <p>용접후 압축공기 (이물질 제거) → 알칼리 세정 (60~70 °C) → 1차 수세 → 2차 수세 → 탈이온수 세정 → IPA 세정 → 건조</p> |
| 2) Cooling Channel Cover | SS 316 L | 압축공기 (이물질 제거) → 알칼리 세정 (60~70 °C) → 1차 수세 → 2차 수세 → 탈이온수 세정 → 자연 건조 |
| 3) Cooling Tube | 구매품 | 압축공기 (이물질 제거) → 알칼리 세정 (60~70 °C) → 1차 수세 → 2차 수세 → 탈이온수 세정 → 자연 건조 |
| 2. Graphite Tile | IG-43 | 압축공기 (이물질 제거) → 메탄올 세정 → 자연 건조 |
| 3. Carbon Sheet | PF-50HP | 압축공기 (이물질 제거) → 메탄올 세정 → 자연 건조 |
| 4. Tile 고정 Bolt Unit 1) Press Bar | SS 316 L | 압축공기 (이물질 제거) → 초음파 세정 (상온) → 1차 수세 → 2차 수세 → 탈이온수 세정 → IPA 세정 → 자연 건조 |
| 2) Wrench Bolt, Nut | SS 316 L | |
| 3) Disc Spring | TI-6AL-4V | |
| 4) Washer | SS 316 L | |
| 5. Support 1) Support Spring | TI-6AL-4V | 압축공기 (이물질 제거) → 초음파 세정 (상온) → 1차 수세 → 2차 수세 → 탈이온수 세정 → IPA 세정 → 자연 건조 |
| 2) Plate | SS 316 L | |

라. Inboard Limiter 시작품 제작 결과

(1) Inboard Limiter 시작품 결과 사진

그림 3.1-64와 그림 3.1-65는 Inboard limiter 시작품의 형상을 나타낸다.

(2) 시험

- ㉞ 헬륨 누설 시험 : 용접부에서 헬륨 누설 시험을 수행하였다. 용접부는 헬륨 누설 검사기의 최대감도($< 1 \times 10^{-12} \text{ Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ ($=1 \times 10^{-11} \text{ mbar} \cdot \ell/\text{s}$))에서도 누설이 검출되지 않았다.
- ㉟ 내압 시험 : 수압시험을 수행하였다. Inboard limiter의 운전 압력은 냉각수 5기압, 베이킹 질소 가스 10기압이므로, 이 중 큰 압력인 10기압에 대하여 ASME 코드에서 규정한 시험압력인 20기압보다 다소 큰 기압인 23 기압까지 내압시험을 수행하였으나, 아무런 무제는 없었다.

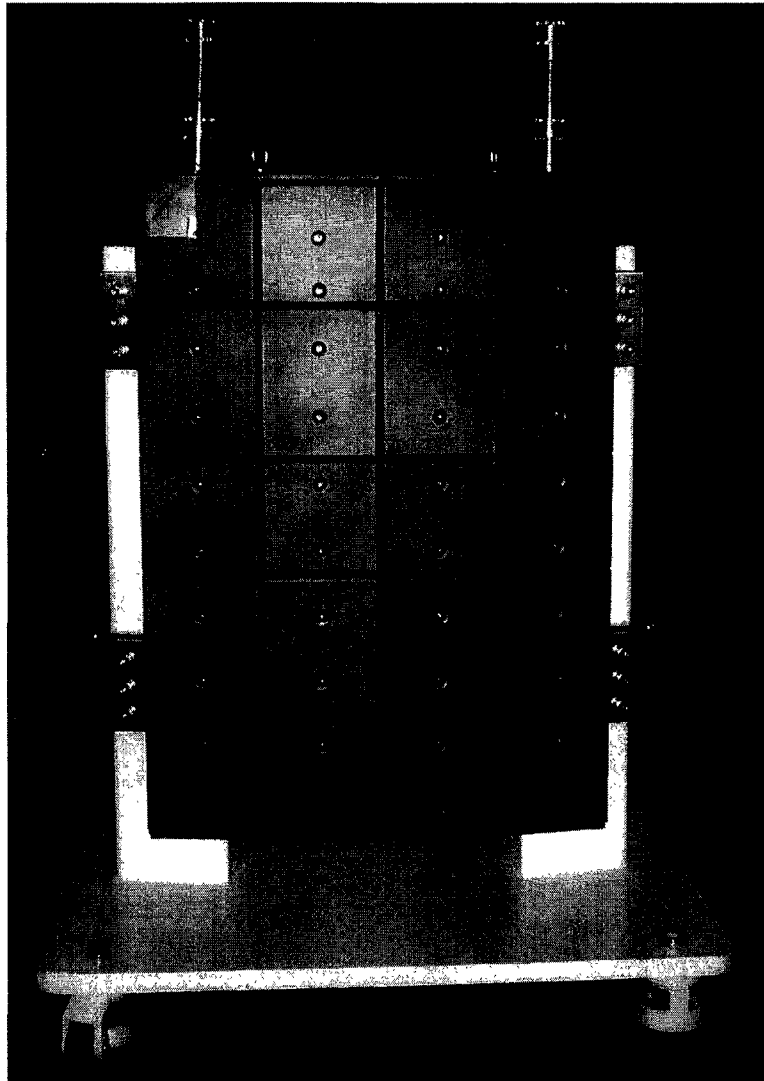


그림 3.1-64 (a) Inboard limiter 시작품의 형상

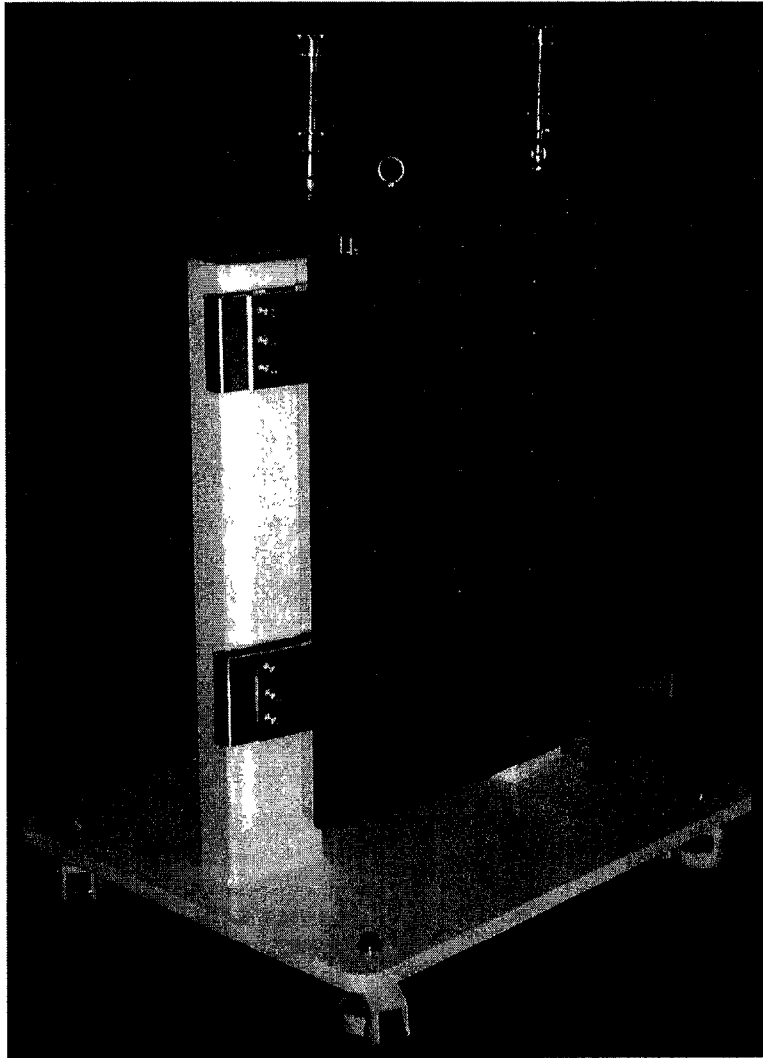


그림 3.1-65 (b) Inboard limiter 시작품의 형상

4. PFC 조립 절차

여기에서는 divertor, inboard limiter 및 passive stabilizer에 대한 전반적인 조립 절차를 밝히며, 이들 각 부분에 대한 상세 조립절차는 현재 제작설계와 병행하여 마련 중이다. Poloidal Limiter, Neutral Beam Armor, Cryopump에 대한 전반적인 조립절차는 아직 마련되지 않았다.

가. Divertor 조립 절차

- (1) Divertor 조립을 위한 측량 데이터를 제공받는다.
- (2) Divertor를 위한 모든 [진공용기에 부착되는] clip을 부착한다.
여기에는 backplate를 위한 clip뿐만 아니라, baking/cooling line을 위한 clip도 포함된다.
- (3) 필요한 경우 진공용기 제작 오차에 따른 liner를 가공한다.
- (4) 상부 Divertor를 설치하기 위한 워크레일을 설치한다.
- (5) 진공용기의 V-Bm0-00 port를 통해 part들을 진공용기 내부로 운반한다.
- (6) 【上部 Inboard Divertor】 上部 Inboard Divertor를 구성하는 모든 support spring과 liner를 조립한다.
- (7) 【上部 Inboard Divertor】 上部 Inboard Divertor의 8 sector에 대한 spacer와 backplate (ID-BP-u01, ..., ID-BP-u08)를 조립한다.
- (8) 【上部 Inboard Divertor】 backplate에 대한 inspection을 실시한다.
(이 때, 측정장비들을 설치하는 부분에는 워크레일이 없어야 되리라.)
- (9) 【上部 Inboard Divertor】 上部 Inboard Divertor에 대한 조정 작업을 실시한다.
- (10) 【上部 Inboard Divertor】 조립 오차에 들 때까지 (6) ~ (9) 과정을 반복한다.
- (11) 【上部 Central Divertor】 上部 Inboard Divertor를 조립된 채로 두고서, 上部 Central Divertor에 대한 모든 support를 조립한다.
- (12) 【上部 Central Divertor】 上部 Central Divertor의 8 sector에 대한 backplate (CD-BP-u01, ..., CD-BP-u08)를 조립한다.
- (13) 【上部 Central Divertor】 inspection을 실시한다.
- (14) 【上部 Central Divertor】 조정 작업을 실시한다.

- (15) 【上部 Central Divertor】 조립 오차에 들 때까지 (11) ~ (15) 과정을 반복한다.
- (16) 【上部 Outboard Divertor】 上部 Inboard Divertor 및 上部 Central Divertor를 조립된 채로 두고서, 上部 Outboard Divertor에 대한 모든 support를 조립한다.
Gas baffle도 조립한다. (단, Baffle plate 1만. Baffle plate 2는 alignment 단계에서는 조립하지 않는다.)
- (17) 【上部 Outboard Divertor】 上部 Outboard Divertor의 8 sector에 대한 backplate (OD-BP-u01, ..., OD-BP-u08)를 조립한다.
- (18) 【上部 Outboard Divertor】 inspection을 실시한다.
- (19) 【上部 Outboard Divertor】 조정 작업을 실시한다.
- (20) 【上部 Outboard Divertor】 조립 오차에 들 때까지 (16) ~ (19) 과정을 반복한다.
- (21) 上部 Outboard Divertor, 上部 Central Divertor, 上部 Inboard Divertor의 순서대로 backplate들을 분리한다.
- (22) 上部 Outboard Divertor, 上部 Central Divertor, 上部 Inboard Divertor를 구성하는 backplate들에 backplate로부터 manifold에 이르는 cooling pipe를 용접한다.
- (23) 【上部 Inboard Divertor】 上部 Inboard Divertor를 구성하는 backplate들을 조립한다.
- (24) 【上部 Inboard Divertor】 上部 Inboard Divertor의 cooling pipe를 위한 support를 조립한다.
- (25) 【上部 Inboard Divertor】 上部 Inboard Divertor에 부착되는 gas baffle을 설치한다.
- (26) 【上部 Central Divertor】 上部 Central Divertor를 구성하는 backplate들을 조립한다.
- (27) 【上部 Outboard Divertor】 上部 Outboard Divertor를 구성하는 backplate들을 조립한다.
- (28) 上部 Divertor에 대한 baking/cooling pipe를 용접한다.
- (29) 上部 Divertor 용접부에 대한 leak check를 실시한다.
- (30) 【上部 Outboard Divertor】 Leak test를 통과하면, 上部 Outboard Divertor에 baffle plate 2를 조립한다.

- (31) 上部 Divertor에 호이스트 및 호이스트 레일을 설치한다.
- (32) 워크레일을 철거한다.
- (33) 下部 divertor에 대해 (6) ~ (30) 과정을 반복한다.
- (34) 上部 divertor tile 조립을 위한 워크레일을 설치한다.
- (35) 上部 divertor에 대한 tile들을 조립한다.
- (36) 워크레일을 철거한다.
- (37) 下部 divertor에 대한 tile들을 조립한다.

나. Inboard Limiter 조립 절차

- (1) Inboard limiter 조립을 위한 측량 데이터를 제공받는다.
- (2) Inboard limiter를 위한 모든 [진공용기에 부착되는] clip을 부착한다.
여기에는 backplate를 위한 clip뿐만 아니라, baking/cooling line을 위한 clip도 포함된다.
- (3) 필요한 경우 진공용기 제작 오차에 따른 liner를 가공한다.
- (4) 워크레일을 설치한다.
- (5) 호이스트 및 호이스트용 레일을 설치한다.
- (6) 진공용기의 V-Bm0-00 port를 통해 진공용기 내부로 part들을 운반한다.
- (7) Midplane 下部를 구성하는 모든 support spring과 liner를 조립한다.
- (8) Midplane 下部에 해당하는 16 sector에 대한 spacer와 backplate (IL-BP-101, ..., IL-BP-116)를 조립한다.
- (9) 下部 backplate에 대한 inspection을 실시한다.
- (10) Backplate, spacer, support spring 등을 분리한 후, 下部에 대한 조정 작업을 실시한다.
- (11) 조립 오차에 들 때까지 (7) ~ (10) 과정을 반복한다.
- (12) Midplane 上部 part들에 대해 (7) ~ (11) 과정을 반복한다.
- (13) 上下部 backplate들을 모두 분리한다.
- (14) 上下部 각각의 backplate에 backplate와 manifold를 연결하는 pipe를 용접한다.
- (15) 下部 backplate들을 다시 조립한다.
- (16) 上部 backplate들을 다시 조립한다.
- (17) 상부 1번 quadrant (IL-BP-u16, IL-BP-u01, IL-BP-u02, IL-BP-u03),

- 상부 2번 quadrant (IL-BP-u04, IL-BP-u05, IL-BP-u06, IL-BP-u07),
 상부 3번 quadrant (IL-BP-u08, IL-BP-u09, IL-BP-u10, IL-BP-u11),
 상부 4번 quadrant (IL-BP-u12, IL-BP-u13, IL-BP-u14, IL-BP-u15) 및
 하부 1번 quadrant (IL-BP-116, IL-BP-101, IL-BP-102, IL-BP-103),
 하부 2번 quadrant (IL-BP-104, IL-BP-105, IL-BP-106, IL-BP-107),
 하부 3번 quadrant (IL-BP-108, IL-BP-109, IL-BP-110, IL-BP-111),
 하부 4번 quadrant (IL-BP-112, IL-BP-113, IL-BP-114, IL-BP-115)
 각각에 대해 Feedthrough 및 manifold를 구성한다.
- (18) 상부 1번 quadrant, 상부 2번 quadrant, 상부 3번 quadrant, 상부 4번 quadrant, 하부 1번 quadrant, 하부 2번 quadrant, 하부 3번 quadrant, 하부 4번 quadrant에 대한 baking/cooling line을 용접한다.
- (19) 용접부위에 대한 leak check를 실시한다.
- (20) Leak test를 통과하면, baking/cooling line용 support를 설치한다.
- (21) Tile들을 조립한다.

다. Passive Stabilizer 조립 절차

- (1) Passive stabilizer 조립을 위한 측량 데이터를 제공받는다.
- (2) Passive Stabilizer를 위한 모든 [진공용기에 부착되는] clip을 부착한다.
 여기에는 backplate를 위한 clip뿐만 아니라, baking/cooling line을 위한 clip도 포함된다.
- (3) 워크레일을 설치한다.
- (4) 진공용기의 V-Bm0-00 port를 통해 part들을 진공용기 내부로 운반한다.
- (5) 필요한 경우 진공용기 제작 오차에 따른 liner를 가공한다.
- (6) 모든 vertical support (PS-VS-01 ~ PS-VS-13)와 liner를 조립한다.
- (7) Vertical support에 mechanical bridge를 연결한다.
- (8) 아래 순서로 passive plate와 current bridge를 조립한다.
- ① PS-BP-u02
 - ② PS-BP-u01
 - ③ PS-BP-u16
 - ④ PS-BP-u15
 - ⑤ PS-BP-u14

- ⑥ PS-BP-u13
 - ⑦ PS-CB-u02 (upper part)
 - ⑧ PS-BP-u12
 - ⑨ PS-BP-u11
 - ⑩ PS-BP-u10
 - ⑪ PS-BP-u09
 - ⑫ PS-BP-u08
 - ⑬ PS-BP-u07
 - ⑭ PS-BP-u06
 - ⑮ PS-BP-u05
 - ⑯ PS-CB-u01 (upper part)
 - ⑰ PS-BP-u03
 - ⑱ PS-BP-u04
 - ⑲ Upper horizontal support (PS-HS-u01 ~ PS-HS-u04)를 조립한다
- (9) 上部에 대한 inspection을 실시한다.
- (10) 上部에 대한 조정 작업을 실시한다.
- (11) 워킹레일을 철거한다.
- (12) 호이스트 및 호이스트용 레일을 설치한다.
- (13) 아래 순서로 下部를 조립한다.
- ① PS-BP-102
 - ② PS-BP-101
 - ③ PS-BP-116
 - ④ PS-BP-115
 - ⑤ PS-BP-114
 - ⑥ PS-BP-113
 - ⑦ PS-CB-u02를 PS-CB-u02에 연결한다.
 - ⑧ PS-BP-112
 - ⑨ PS-BP-111
 - ⑩ PS-BP-110
 - ⑪ PS-BP-109
 - ⑫ PS-BP-108
 - ⑬ PS-BP-107

- ⑭ PS-BP-106
- ⑮ PS-BP-105
- ⑯ PS-CB-101을 PS-CB-u01에 연결한다.
- ⑰ PS-BP-103
- ⑱ PS-BP-104
- ⑲ Lower horizontal support (PS-HS-101 ~ PS-HS-104)를 조립한다
- (14) 下部 part들에 대해 inspection을 실시한다.
- (15) 下部에 대한 조정 작업을 실시한다.
- (16) 上下부에 대한 feedthrough 및 manifold를 구성한다.
- (17) 上下부에 대한 baking/cooling line을 용접한다.
- (18) 上下부 용접부에 대한 leak check를 실시한다.
- (19) Leak test를 통과하면, baking/cooling line용 support를 설치한다.
- (20) Tile들을 조립한다.

제 2 절 진공용기 설계 및 해석

1. 서론

KSTAR 장치는 크게 플라즈마 인접벽 (PFC), 플라즈마 밀폐용기인 진공용기, 열차폐판, 각종 전자석, 크라이오스탯 및 지지구조물로 구성된 주장치와 장치 가동에 필요한 진공배기, 플라즈마 가열, 극저온 냉각, 플라즈마 진단설비, 전원 등 다양한 부대설비를 포함한다. 이 중 KSTAR 진공용기는 토카막 시스템의 주장치 중 가장 중요한 요소 중의 하나이다. 진공용기는 핵융합시 발생하는 플라즈마를 효율적으로 밀폐하기 위한 진공을 만들어 주는 용기이며, 플라즈마 인접벽, 진단장비, internal control coil, in-vessel cryopump 및 기타 보조장치들의 구조 지지대 역할을 한다. 진공용기는 사람이 안으로 들어가 작업할 수 있도록 충분한 공간을 확보하고 있으며 적도면을 따라 부착되어 있는 대형 포트들중 하나를 통해 접근이 가능하도록 설계되고 있다. 용기 주위에는 이외에도 진공배기, 가열, 진단, 냉각수 및 베이킹 매체 유입, 각종 신호선 도입등 다양한 목적을 위해 70 여개의 크고 작은 포트들이 마련된다. 그림 3.2-1은 KSTAR 진공용기의 전체 형상 및 개략적인 치수를 보여 주며, 상세한 치수는 표 3.2-1에 정리되어 있다.

KSTAR 토카막 진공용기는 경마장 형상의 이중 벽 구조로 되어 있다. 이중 벽 구조는 벽 사이에 보강 리브를 부착함으로써 용기를 경량화하고 동시에 요구하는 구조강도를 얻을 수 있게 설계되었다. 벽 사이에 32개의 폴로이달 리브가 원주방향으로 11.25° 간격으로 부착되어 있고 2개의 토로이달 리브가 수평포트 상하로 부착되어 있다. 이중 벽 사이에는 플라즈마 발생 중에는 상온의 붕산수가 채워져 진공용기의 냉각과 중성자차폐 역할을 하고 베이킹 시에는 최고 110 °C의 가압온수가 흘러 진공용기를 가열한다. 이중 벽 사이의 폴로이달 리브가 유체의 유로를 형성한다. 진공용기 주위에는 각종 포트들이 부착되어 외부로 연결된다. 수평방향으로는 NBI (Neutral Beam Injection) 포트 5개, RF (Radio Frequency) 포트 4개, EH (Enlongated Horizontal) 포트 7개, 수직방향으로는 눈물방울 형태의 포트가 위 아래로 각각 12개, 반경 방향으로는 위 아래로 각각 8개의 PFC 및 진공용기 냉각/가열 포트가 부착되어 있다. 진공용기 지지구조 형태는 탄성지지대 형태인 릿스프링으로 진공용기 베이킹시 반경방향의 열팽창을 흡수할 뿐만 아니라 전자기력, 자중, 지진 하중에 의한 수평변위를 억제하는 역할을 하게된다. 또한 베이킹이 끝났을 때

진공용기가 정확히 복원할 수 있게 해준다. 릿스프링의 재질은 용접성, 제작성, 투자율 등을 고려하여 진공용기와 같은 SUS 316LN으로 선정되었다. 해석의 적용 범위로는 그림 3.2-1에 나타나 있는 바와 같이 진공용기 몸체, 포트, 플랜지, 용기 지지대 등을 포함한다. 단, 벨로우즈는 포함하지 않았다.

진공용기 재질은 용접성, 제작성, 투자율(magnetic permeability), 취득용이성 등을 고려하여 SUS 316LN을 선택하였다. 목표로 하는 진공용기의 최고 진공도는 5×10^{-8} Torr 정도이며, 깨끗한 플라즈마를 발생하고 유지하는 데 필수적인 좋은 진공상태를 제공하고 플라즈마로부터 방출되는 입자와 열을 처리하며 토카막 가동중 발생하는 막대한 전자기력을 견뎌야 한다. KSTAR 장치는 궁극적으로 중수소를 연료로 쓸 계획이므로 방사선 특히 중성자 차폐에 대한 대책도 필요하다. 특히 중간에 물을 채워 중성자를 차단할 수 있고 뜨거운 매체를 흘려 용기를 가열할 수 있는 이점이 있다. 초전도 전자석을 쓰고 있는 KSTAR 는 중성자에 의한 핵반응열이 초전도상태를 깨뜨릴 위험이 있어 충분한 차폐두께를 요구하고 있으므로 용기 바깥부분(중심축에서 먼 쪽)은 두께가 19 cm나 된다. 반면에 용기 중심축 쪽은 전자석설치 공간을 확보하기 위해 벽의 두께가 5 cm로 정해졌다.

외부 대기압 및 가열압력을 포함하여 최대 5기압정도의 정압을 견딜 수 있도록 설계되어야 한다. 진공용기를 사용하는 동안은 항상 외부에서 용기벽에 수직한 방향으로 1 cm^2 당 약 1 kg중의 대기압이 작용한다. 예를 들어 면적이 1 m^2 라면 이 면을 누르는 힘은 10 톤에 달하는 어마어마한 값이 된다. 토카막의 플라즈마 밀폐용기는 진공용기로서의 기본적인 기능 외에도 토카막이라는 전기기계적 한 부품이나 회로처럼 작용하는 것은 필연적이다. 토로이달 전자석의 가동시작과 가동정지, 플라즈마 생성과 소멸 등 정상동작 중에도 상당한 크기의 유도전류가 용기에 흐르지만 플라즈마 붕괴시와 같은 비정상 동작 중에는 플라즈마전류에 버금가는 막대한 유도전류(eddy current)나 환상전류(halo current)가 용기 및 플라즈마 인접벽에 흐른다. 이때 강한 자장 속에 들어있는 용기에 전자기력이 가해진다. 이 힘은 국부적이기는 하지만 때로는 대기압의 몇 배에 이르기도 한다. 통상의 진공용기가 대기압과 자중 및 부착물의 하중만 견디도록 제작하면 괜찮은 것에 비하여 토카막 진공용기는 토카막 운전 시나리오에 따라 시시각각 용기에 작용하는 힘의 모드가 바뀐다. 플라즈마 붕괴시에는 수 ms 이하의 짧은 시간 동안에 수 기압의 충격력이 가해지기도 한다.

진공용기는 정상운전시 $35 \text{ }^\circ\text{C}$ 로 유지되며, 플라즈마 가동 전에 용기 내부의 불순물을 제거시키기 위해 최대 $120 \text{ }^\circ\text{C}$ 로 가열한다. 이때 용기의 팽창이 많이 일어나는

데, 이로 인한 열응력과 위에서 언급한 정/동적 하중에 의한 구조응력이 ASME Section III Div.-2 [Ref. 3.2-1]에 명시된 설계 허용응력 범위를 초과하지 않도록 설계되고 있다. 이와 같은 하중을 견딜 수 있는 진공용기, 플라즈마 인접벽 및 그 지지구조물 설계를 수행하여야 한다.

진공용기는 압력용기와 달리 용기파손에 따른 위험성이 적어 구조설계에 관한 특별한 규정이 마련되어 있지 않지만 ASME(American Society of Mechanical Engineers) 코드 제 VIII 장의 압력용기에 관한 규정을 원용하는 경우도 많이 있다 [Ref. 3.2-1]. 이 규정의 1 부 A 절 UG-28~UG-34 항에서는 외압(external pressure)이 가해지는 원통형, 구형 등 단순한 형태의 용기를 만들려고 할 때 적절한 두께를 산출할 수 있도록 그래프와 경험식들을 제공하고 있다. 두께를 계산하는 과정은 다소 간접적인 것으로 먼저 예상하는 두께값을 사용하여 허용압력을 구해 사용압력과 비교해보고 두께를 수정하는 시행착오 방법을 쓰고 있다. 어쨌든 특별한 도구를 갖고 있지 않은 경우 이용할 수 있는 객관적으로 공인된 방법이다. 참고로 같은 규정의 B 절에서는 용접의 상세설계에 대해서, 또 C 절에서는 재료들의 허용응력에 대해 기술하고 있어서 다른 것을 참조하지 않고도 문제의 해답을 얻을 수 있다.

본 절에서는 현재까지 수행된 KSTAR 진공용기의 형상 및 설계를 위해 수행되었던 해석에 대해 상세히 기술하고자 한다.

표 3.2-1 Major dimensions of vacuum vessel

| Parts | Dimensions | Parts | Dimensions |
|---------------------------|------------|--------------------------|------------|
| Major radius | 1.8 m | Toroidal rib th'k | 40 mm |
| Inner toroidal radius | 1.11 m | NBI type port th'k | 12/20 mm |
| Outer toroidal radius | 2.99 m | RF/EH port th'k | 12 mm |
| Maximum height | 3.387 m | Upper vertical port th'k | 12 mm |
| Double wall th'k | 50/190 mm | Lower vertical port th'k | 12 mm |
| Wall th'k | 12 mm | VV supporting port th'k | 20 mm |
| Knuckle/Flare/Crown | 10 mm | Radial port th'k | 12.7 mm |
| (Min. th'k after forming) | | Leaf Spring th'k | 15 mm |
| Poloidal rib th'k | 20 mm | | |

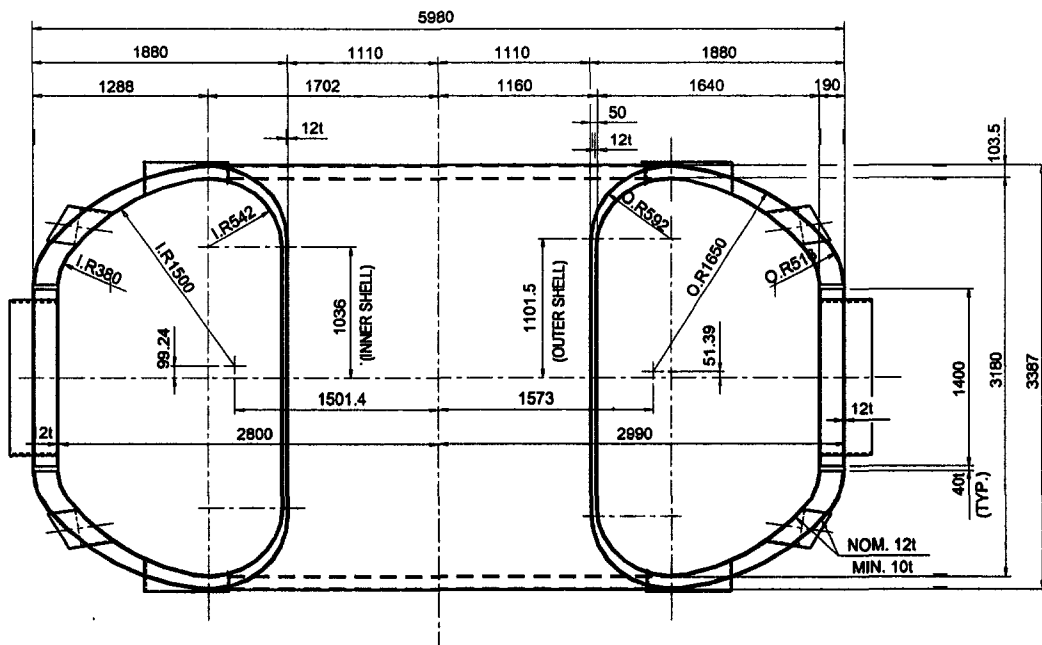
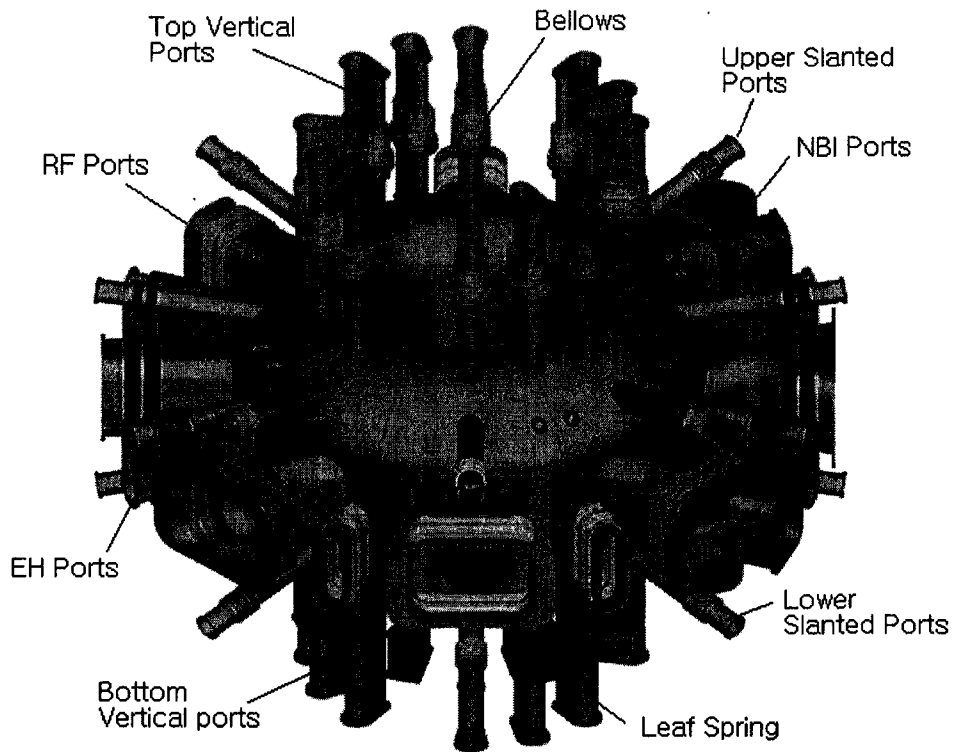


그림 3.2-1 진공용기 전체적 형상 및 치수

2. 진공용기 설계조건

진공용기는 토카막에 대해 진공벽 역할을 해야 하며, 밀폐가 깨질 경우에도 견뎌야 한다. 또한 진공용기의 수명기간 (약 20년) 동안 구조적으로 안정해야 한다. 진공용기 설계에 필요한 조건들을 세부적으로 정리하였다.

가. 진공 조건

진공용기의 도달진공도는 충분한 가열 탈기체 처리(베이킹) 후 유효배기속도 2000 l/s로 기저압력이 1.0×10^{-8} Torr이 되도록 한다. 도달 진공도에 가장 영향을 미치는 것은 용기 내벽 및 용기내 부품 (클립 류) 표면으로부터의 열적 기체 방출이다. 단 진공용기 제작 후 제작사에서 의 도달 진공도는 1.0×10^{-6} Torr 이하로 한다.

용기재료의 기체 방출률을 낮추기 위해 조립 후 가열 탈기체 처리가 시행되지만 제작단계에서 표면이 충분히 매끄럽고(낮은 표면 거칠기) 오염이 되지 않도록(세정) 해야한다. 용기재료의 최종 기체 방출률은 충분한 가열탈기체 처리 후 5×10^{-10} Pa · m³/s · m³ (5×10^{-13} mbar · L/s · cm²) 이하가 되어야 한다. 기체 방출률 검사는 진공용기를 최종 조립후 실시한다.

용접부는 헬륨누설검사기(He leak tester)의 최대감도에서도 누설이 검출되지 않아야 한다. [1×10^{-12} Pa · m³/s (1×10^{-11} mbar · L/s)]. 금속 개스킷을 사용하여 연결하는 부분은 누설률이 1개소 당 1.3×10^{-11} Pa · m³/s (1.3×10^{-10} mbar · L/s) 보다 낮아야 한다.

나. 구조조건

진공용기는 다음과 같은 종류의 하중에 견뎌야 한다. 각각의 하중에도 견뎌야 하지만 이 하중들이 복합된 복합하중에도 견뎌야 한다.

- 1) 냉각수 및 초저온 유체의 누설로 인한 비정상 조건 시 발생하는 내부 및 외부 진공도가 파열됨에 따라 생기는 진공압력.
- 2) 플라즈마 이상거동 시 발생하는 전자기력하중
- 3) 진공용기 자중 및 내부 구성성분 및 열차폐판 하중
- 4) 진공용기 내부구성성분 및 열차폐판에 걸리는 전자기력하중을 포함한 상호작용 하중
- 5) 진공용기 내부구성성분 및 열차폐판 설치 시 발생하는 하중
- 6) 진공용기 자체 및 내부 구성성분으로 인한 지진하중

7) 베이킹 및 정상운전 시 가해지는 열하중

8) 진공용기 이중벽 사이에 작용하는 베이킹 및 냉각 유체 압력 (작동압력 : 0.3 MPa, 설계압력 : 0.45 MPa)

다. 전자기 조건

진공용기는 다음과 같이 4개의 플라즈마 이상거동 시나리오에 대해 발생하는 전자기력 하중을 견뎌야 한다.

1) Plasma motion and current quench model for radial disruption

플라즈마가 운전 중에 반경 방향 안쪽으로 움직일 때 발생할 수 있는 현상으로 플라즈마 온도가 급격히 감소하고 따라서 플라즈마 전류도 2 MA에서 5 ms 동안 사라짐에 따라 열 및 전류 quench 가 발생되는데 이때 진공용기 및 플라즈마 인접벽에 유도전류가 발생되며 이로 인해 전자기력 하중이 야기된다.

2) Maximum halo current model for radial disruption

플라즈마의 경계지역을 halo 지역이라 명칭하며 halo 지역에 존재하는 플라즈마 전류를 halo 전류라 한다. Halo 지역에 있는 플라즈마가 운전 시 반경 방향 안쪽으로 움직일 때 플라즈마 인접벽에 접할 경우 halo 전류는 인접벽과 인접벽 지지대를 통해 진공용기로 전류 loop를 형성하며 자기장과 반응하여 진공용기 및 플라즈마 인접벽에 전자기력 하중을 발생시킨다.

3) Plasma motion and current quench model for vertical disruption

플라즈마가 운전 중에 수직 방향으로 움직일 때 발생할 수 있는 현상으로 플라즈마 온도가 급격히 감소하고 따라서 플라즈마 전류도 2 MA에서 5 ms 동안 사라짐에 따라 열 및 전류 quench 가 발생되는데 이때 진공용기 및 플라즈마 인접벽에 유도전류가 발생되며 이로 인해 전자기력 하중이 야기된다. 플라즈마는 수직 상향으로 혹은 수직 하향으로 움직일 수 있는데 동일한 전자기력이 각각 반대방향으로 발생한다.

4) Maximum halo current model for vertical disruption

Halo 지역에 있는 플라즈마가 운전 시 수직 방향으로 움직일 때 플라즈마 인접벽 특히 divertor에 접하게 되는데 halo 전류는 divertor 지지대를 통해 진공용기로 전류 loop를 형성하며 자기장과 반응하여 진공용기 및 플라즈마 인접벽에 전자기력 하중을 발생시킨다. Divertor 및 divertor 지지대 설계에 중요한 하중을 제공한다.

라. 열수력학적 조건

진공용기는 정상운전 및 베이킹 시 발생하는 열을 제거할 수 있도록 설계되어야 한다. 정상운전 시 제거해야할 열은 약 1.9 MW이며, 입구온도 30 °C의 냉각수를 이용하여 열을 제거하며 이 경우 출구온도는 약 50 °C 이다. 또한 베이킹은 약 110 °C의 고온 가압수 및 PFC에서 오는 복사열을 이용하여 진공용기 내벽의 온도가 최저 100 °C가 되도록 한다. 비정상 운전시에는 진공용기 벽의 최대온도가 50 °C가 되어야 한다.

정상운전 시 열을 제거하기 위해서 냉각시스템은 최소 2 MW의 능력을 보유하도록 해야한다. 베이킹 시 24시간 내로 베이킹 온도에 도달할 수 있도록 가열시스템을 보유해야 하며 가열 속도는 20 °C/hr를 넘지 않도록 한다. 또한 베이킹 후 냉각 할 경우는 베이킹 방법과 동일하게 20 °C/hr 이내의 냉각속도로 24시간 이내로 냉각한다. 진공용기 베이킹 시 용기의 복잡성으로 인해 몸체의 온도차는 50 °C가 넘지 않도록 하며, 포트 및 지지대는 최소 100 °C가 되도록 한다. 베이킹은 진공용기 최종 조립 후 수행한다.

진공용기 베이킹 시 외부의 초전도 구조물과의 간격이 열차폐판에 손상을 가하지 않도록 정상운전 시 최소 10 mm, 지진 발생 시 최소 5 mm가 확보되어야 한다. 진공용기 지지구조물은 위에서 언급된 하중이 진공용기에 걸릴 때 지지해야 하며, 0.5 mm 범위 내로 원래의 위치로 복원성이 있어야 한다. Drain 및 Vent가 진공용기의 하부 및 상부에 각각 설치되어야 한다.

진공용기 표면 온도, 냉각수 및 베이킹 가압온수 온도, 주요 지역의 응력, 움직임 및 변위 등을 측정해야 한다. 이를 위해 온도계, 스트레인게이지, 가속도계, 변위측정 센서 및 모니터가 필요하다. 또한 접지 및 절연 케이블의 위치를 선정해야 한다.

마. 지진 조건

KSTAR의 지표면 OBE (Operation Basic Earthquake) 가속도는 Richter 스케일 5를 기준으로 수평방향으로 0.12 G, 수직방향으로 0.08 G을 얻었으며 이를 기준으로 건물의 시간이력해석 (Time history analysis)을 수행하여 진공용기 해석에 적용될 응답스펙트럼을 정하였다.

바. 재료조건

진공용기 재료는 스텐레스강 SA240-316LN을 사용한다. 권장사항으로서 탄소함량을 0.01% 정도로 낮추고 실리콘, 망간, 인, 황 등, 기타 불순물 원소의 함량도 규

격의 반 이하로 줄여 용접부 특성을 향상시키고 투자율을 1.01까지 낮추는 것이 바람직하며 기체방출률도 최대한 낮춘다. 사용재료는 모두 시험성적표(mill sheet)로 잘 관리해야 하며, 추후에 원본 또는 복사본과 공인기관의 물성측정 및 분석표를 제출해야 한다.

사. 전기 및 화학 조건

진공용기는 플라즈마 발생에 영향을 미치지 않도록 일주저항을 $40 \mu\Omega$ 이상으로 유지해야 한다. 진공용기는 전자석 구조물과 전기적으로 절연되어야 하지만 크라이오스탯과는 포트 구조를 통해 전기적으로 연결되어 있다.

진공용기의 베이킹 및 냉각 유체인 물은 용기와의 호완성을 위해 탈염처리 되어야 하며 산소의 성분이 10 ppb 이하가 되도록 해야 한다.

아. 제작 조건

진공용기에 제작에 대한 직접적인 규정은 없지만 일반적인 사항은 외부압력이 가해지는 용기설계에 대해 기술한 ASME 코드를 적용할 수 있다. 발주자가 작성한 설계지침과 ASME 코드가 상충될 때는 발주자 문건이 우선한다. 기타 필요한 곳에는 각종 KS 규격을 사용하고 JIS 규격 등 (KS 규격이 없는 것)을 참조한다.

진공용기 90도 섹터는 조립 전 후에 누설시험을 해야한다. 제작 전에 모든 재료, 용접사, 용접절차, 용접검사자, 치수 검사, 수리 정차 등 품질보증(QA)관련 제반 사항을 준비 완료해야 한다. 제작이 완성된 후 베이킹 및 냉각 관과 내외벽은 알코올 종류로 세정을 해야 하며 세정 후 탈염수 및 공기로 씻어내야 한다.

자. 현장 및 조립 조건

진공용기는 공장에서 설치 장소로 수송이 가능한 무게와 크기로 제작되어야 한다. 진공용기 본 품 및 모든 부품은 입구를 막고 고순도 질소 가스를 채운 후 밀봉해서 포장해야 한다. 조립현장으로 옮겨진 후 진공용기 90도 섹터의 내외벽은 오물 및 손상이 발생되었는지 검사하여야 하며 이상 발견 시 재 세정해야 한다. 다른 진공용기 부품도 청결하고 건조한 폐쇄공간에 보관되어야 한다. KSTAR 현장의 단품 최대 무게 허용용량은 100 톤이며, 주 건물의 문의 크기는 높이가 10 m이며 폭이 8 m이다. 또한 KSTAR 하역장소는 길이 20 m, 높이 3.2 m, 폭 5 m 크기를 허용할 수 있다.

현장에서의 조립을 가능한 최소화하는 것을 원칙으로 한다. 진공용기에 있어서

주원주 방향으로 단면의 균일성, 상하 대칭성, 용기 전체의 진원성과 평면성이 매우 중요하다. 용접 전 각 90도 섹터의 위치 공차는 3 mm를 넘지 말아야 한다. 또한 진공용기 내부 구성성분을 위한 지지대 클립에 대한 위치 오차는 2 mm 내로 한다.

3. 진공용기 형상 구조

가. 재료

진공용기 주요 부분의 재료로 표 3.2-2에서 나열된 사항들을 고려하여 스테인레스강 중 SA240-316LN이 선정되었다. 이 재질은 비교적 부식이 잘 일어나지 않고 구조 및 열적 성질이 뛰어나며 방사능 반응이 낮으며 높은 강도, 뛰어난 제작특성, 상대적 저 단가 등의 특징을 가지고 있다. 특히 이 재료는 원하는 투자율을 얻을 수 있도록 특별한 화학 조성을 요구한다. 각 재료의 기계적 특성이 ASME Section II, Part A and Part D를 기준으로 표 3.2-3에 정리되어 있다. 또한 진공용기 주요 부분에 사용되는 재료와 SA240-316LN의 화학적 조성이 표 3.2-4 및 표 3.2-5에 나타나 있다. 용접 후 요구되는 SA240-316LN의 투자율(μ/μ_0)은 최대 1.10 이다. 그리고 진공용기 설계 해석을 위하여 본체 재질의 온도별 기계적 특성이 표 3.2-6에 언급되어 있다.

표 3.2-2 진공용기 재질 선택 기준사항

| 재질선택 기준 사항 | 검토 사항 |
|--|---|
| Mechanical Properties (설계 및 해석에 사용) | <ul style="list-style-type: none"> - Yield and Tensile Strength, Stiffness and Ductility - Creep Resistance - Fatigue and Fracture Characteristics |
| Thermal Properties (설계 및 해석에 사용) | <ul style="list-style-type: none"> - Thermal Expansion (lower expansion rate) - Thermal Conductivity (low thermal gradients) - Heat Capacity (heat heat capacity) |
| Neutronics Effects | <ul style="list-style-type: none"> - Activation/Transmutation Products (low activation) - Irradiation Tolerance (low neutron damage) |
| Hydrogen Tolerance | <ul style="list-style-type: none"> - Hydrogen Effects on Ductility during GDC |
| Chemical Compatibility | <ul style="list-style-type: none"> - Compatability with Water and Nitrogen Gas - General Corrosion Resistance in Boric Acid - Induced MHD Potential (low magnetic permeability) |
| Fabrication Methods and Material Availability | <ul style="list-style-type: none"> - Melting and Casting - Forging - Plate and Sheet Size - Sheet Metal Forming - Cleaning and Chemical Milling - Machining - Welding - Domestic Availability |

표 3.2-3 진공용기 주요부분 재료의 기계적 특성

| Part | Material | Minimum Tensile Strength Su (MPa) | Minimum Yield Strength Sy (MPa) | Design Stress Intensity Sm (MPa) | | Moduli of Elasticity E (GPa) | | Mean Coefficient of Thermal Expansion, α (mm/mm/°C) | |
|------|----------------|-----------------------------------|---------------------------------|----------------------------------|----------------------|------------------------------|----------------------|--|-------------------------|
| | | | | room temp. (27°C) | design temp. (300°C) | room temp. (27°C) | design temp. (300°C) | room temp. (27°C) | design temp. (300°C) |
| | | | | Plate | SA240-316LN | 515 | 205 | 137 | 115 |
| Pipe | SA312-T P316LN | 515 | 205 | 137 | 115 | 193 | 170 | 15.30 x10 ⁻⁶ | 17.64 x10 ⁻⁶ |
| Tube | SA213-T P316LN | 515 | 205 | 137 | 115 | 193 | 170 | 15.30 x10 ⁻⁶ | 17.64 x10 ⁻⁶ |
| Bolt | SA193-B8 MLN | 515 | 205 | 129 | 93 | 193 | 170 | 15.30 x10 ⁻⁶ | 17.64 x10 ⁻⁶ |

표 3.2-4 진공용기 주요부분 재료

| Component | Material |
|---------------------------------------|-------------------------------|
| 1. Main vessel (including port stubs) | SA240-316LN |
| 2. Port structures | SA240-316LN |
| 3. Port Pipe/Tube | SA312-TP316LN / SA213TP-316LN |
| 4. Bolt | SA193-B8MLN |

표 3.2-5 SA240-316LN의 화학적 성분 (unit : weight %)

| Composition | C | Si | Mn | P | S | Ni | Cr | Mo | N | Co |
|-------------------|-----------|-----------|----------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|-----------|
| ASME code | 0.03 max. | 0.75 max. | 2.0 max. | 0.045 max. | 0.03 max. | 10.0 ~14.0 | 16.0 ~18.0 | 2.00 ~3.00 | 0.10 ~0.16 | 0.25 max. |
| KBSI Requirements | 0.02 max. | 0.75 max. | 2.0 max. | 0.03 max. | 0.015 max. | 10.0 ~14.0 | 16.0 ~18.0 | 2.00 ~3.00 | 0.10 ~0.16 | 0.25 max. |

☒ 3.2-6 Mechanical properties of SA240-316LN

| Temp. (°C) | S _m (MPa) | E (N/mm ²) | ρ (kg/mm ³) | ν | α (mm/mm/K) | k (W/mm K) |
|---------------|-------------------------|---------------------------|----------------------------|-----|--------------------------|---------------|
| 21.1 | 137.894 | 195100 | 8.0 × 10 ⁻⁶ | 0.3 | 15.37 × 10 ⁻⁶ | 0.0133 |
| 65.6 | 137.894 | 192100 | 8.0 × 10 ⁻⁶ | 0.3 | 15.55 × 10 ⁻⁶ | 0.0142 |
| 93.3 | 137.894 | 190300 | 8.0 × 10 ⁻⁶ | 0.3 | 15.77 × 10 ⁻⁶ | 0.0145 |
| 148.9 | 137.894 | 186200 | 8.0 × 10 ⁻⁶ | 0.3 | 16.15 × 10 ⁻⁶ | 0.0156 |
| 204.4 | 130.310 | 182700 | 8.0 × 10 ⁻⁶ | 0.3 | 16.58 × 10 ⁻⁶ | 0.0164 |
| 260.0 | 120.657 | 177900 | 8.0 × 10 ⁻⁶ | 0.3 | 16.96 × 10 ⁻⁶ | 0.0173 |
| 315.6 | 113.763 | 174400 | 8.0 × 10 ⁻⁶ | 0.3 | 17.28 × 10 ⁻⁶ | 0.0182 |
| 343.3 | 110.315 | 172700 | 8.0 × 10 ⁻⁶ | 0.3 | 17.44 × 10 ⁻⁶ | 0.0185 |

Note) 1. Yield strength at 21°C is 206.8 MPa.

2. Nomenclatures

S_m : Design Stress Intensity in Tension

E : Modules of Elasticity

ρ : Density

ν : Poisson's Ratio

α : Coefficient of Thermal Expansion

k : Thermal Conductivity

나. 구성요소 형상

진공용기는 토카막의 일부분으로서 크라이오스탯 내부에 위치하며 플라즈마를 위한 초고진공 경계벽 역할을 한다. 진공용기는 다양한 종류의 72개 포트를 가지며 총 8개의 서로 다른 두 종류의 릿스프링 형태의 지지구조물로 지지된다. 전자석 구조물들이 열차폐판을 사이에 두고 진공용기 주위를 둘러싸고 있다. 진공용기는 무게를 줄이면서 강도는 높이고 또 물을 채워 중성자 차폐층을 만들기에 유리한 이중벽 구조로 설계되었으며 SA240-316LN 재료로 만들어진다. 그림 3.2-1 에 나타나 있듯이 본체의 외경은 5.98 m 이고 높이는 3.39 m 이다. 진공용기 플로이달 및 토로이달 리브들은 구조적 강도를 위한 뿐만 아니라 베이킹 및 냉각 유체의 유동로 역할을 한다.

그림 3.2-1 에 나타나 있듯이, 진공용기의 전체구조 형태는 환상체이며 전체 4개의 quadrant로 공장에서 90도 섹터들이 각각 제작되어 용접을 통해 만들어진다. 4개의 quadrant중 3개는 동일하며 각각 2개의 NBI-style 수평포트들과 위/아래 총 6개의 수직포트 와 4개의 냉각포드를 포함하고 있다. 나머지 1개의 quadrant는 NBI-style 포트 대신 RF 포트를 포함하고 있다. 72개의 포트들은 포트 스테브까지만 공장에서 진공용기에 부착되어 제작되며 나머지 포트 부분은 크라이오스탯의 포트 연결부와의 상호 위치를 고려하여 현장에서 조립된다. 포트 막음판은 진단 및 진공 경계를 위해 필요한 곳의 포트 플랜지에 연결된다. 진공용기 내부에는 PFC를 포함하여 내부 구성성분을 지탱하여야 한다. 진공용기는 기밀성을 유지하면서 진공, 압력, 전자기력 등 모든 하중에 견딜 수 있어야 한다.

(1) 이중벽

진공용기 이중벽은 그림 3.2-1에서 보여지듯이 내부 원통형, 외부 원통형, 위아래 원형 등의 3부분으로 구성되어 있으며 각각의 재료, 두께 크기, 표면적, 무게 등의 기본사양이 표 3.2-7에 나타나 있다.

(2) 리브

진공용기 구조물의 견고성을 보장하기 위하여 토이이달 방향으로 매 11.25도 간격으로 32개의 플로이달 리브와, 수평포트 상하로 2개의 토로이달 리브가 있다. 각각의 재료, 두께 크기, 표면적, 무게 등이 표 3.2-8에 나타나 있으며 리브 형상은 그림 3.2-2와 그림 3.2-3에 나타나 있다.

(3) 포트

진공용기 포트는 본체에 붙는 포트 스토퍼, 포트연결부, 포트 막음판, 피드스루 및 벨로우즈로 구성된다. 각 90도 섹터들은 서로 다른 종류의 수평 포트들로 구성되어 있다. 포트의 전체적인 형상 구성이 그림 3.2-4에 나타나 있으며, 포트 각각의 형상은 그림 3.2-5에 나타나 있다. 각각의 재료, 두께 크기, 표면적, 무게 등은 표 3.2-9에 나타나 있다.

(4) 지지구조물

진공용기의 지지구조물은 약 100 ton이나 되는 용기와 이중벽 사이의 냉각수, 모든 플라즈마 인접벽, 및 기타 내부 구성성분들의 무게를 지지할 수 있도록 설계되어야 한다. 이러한 정하중과 더불어 용기 지지구조물은 플라즈마 이상거동이나 지진 등 비정상운전 시에 발생하는 동적 하중도 지탱할 수 있어야 한다. 플라즈마 이상 거동시 발생하는 수직 하중은 약 330 ton으로 무게를 고려하면 총 수직 상방향 힘은 230 ton이고 수직 하방향 힘은 430 ton의 힘이 발생한다. 또한 플라즈마 이상 거동시 156 ton의 수평방향의 힘이 발생한다.

진공용기 설계 초기에는 그림 3.2-6에서 보여지듯이 각 quadrant 당 1개씩 총 4개의 수직포트로 구성된 진공용기 지지구조물이 이러한 힘을 고려하여 설계되었다. 진공용기 가열시 열 팽창에 의한 반경방향으로 힘이 발생되는데 지지구조물의 반경방향으로의 변위가 약 2 cm 정도 발생하는데 이로 인한 용기 지지구조물과 cryostat의 경계면에서 발생하는 bending moment 및 shear stress를 줄이기 위해 Roller Carriage System을 부착하였다. 이러한 Carriage의 용량은 다양하며, 온도 팽창에 의한 반경방향 움직임을 허용하지만 수직 방향과 toroidal 방향으로의 구속을 한다.

그러나 용기의 비대칭 전자기력 하중이나 베이킹 시 열팽창을 삼차원적으로 잘 수용할 수 있으면서 구조가 단순한 지지형태로 탄성이 높은 두께 15 mm의 얇은 평판을 사용하는 것이 고려되었다. 이러한 구조는 효과적인 플라즈마 confinement를 위해 여러 하중을 받은 후 복원력을 제공할 수 있다는 점에서 선택되었다. 따라서 진공용기 지지구조물은 하부 대형 수직포트들이 있는 자리에 면이 반경방향을 바라보도록 그림 3.2-7에서 보여지는 바와 같이 2가지 형태의 릿스프링 형식의 지지물로 구성된다. 각각 4개씩으로 총 8개의 수직 구조물로서, 첫 번째 형태는 진공용기 90도 섹터의 3개의 수직포트 중 가운데 포트 밑에 릿스프링을 연결한 것이고, 두 번째 형태는 임의의 포트를 진공용기 외벽에만 부착시킨 것이다. 지지구조물의

재료, 두께 크기, 표면적, 무게 등은 표 3.2-10에 나타나 있다.

(5) Manifold

진공용기 manifold 설계는 베이킹 매체에 따라 달리 설계될 수 있는데 2단계 대부분의 기간동안에 질소 가스로 베이킹 하는 것으로 설계되어 오다가 2단계 후반부에 들어서 고온 가압수로 변경됨에 따라 manifold 형상이 변경되었다. 여기에서 우선 2차래의 연구용역 [Refs. 3.2-2~3.2.3]을 통해 이루어진 질소가스로 베이킹 할 때의 manifold 설계에 대해 언급을 하고 다음에 현재 상태의 유로 형상을 소개하고자 한다.

(가) 질소가스를 위한 manifold 형상설계

진공용기 내부의 진공의 질을 개선하고 불순물을 제거하기 위하여 진공용기와 플라즈마 인접벽의 베이킹이 필요하다. 효율적인 진공용기의 베이킹 및 냉각을 위하여서는 각각 질소가스와 물을 사용하며 진공용기 이중벽 내부에 manifold를 설치하여 이중벽과 보강 리브로 구성된 channel에서 가급적 균일한 유동을 얻을 수 있도록 하였다. Manifold는 각 유로를 흐르는 베이킹 가스의 질량유량이 균일하고 진공용기 제작 시 작업성을 고려하여 설계하여야 한다. 열수력학적 가능성은 베이킹 가스 전체온도 뿐만 아니라 입출구에서의 온도차를 고려함으로써 검토가 가능하며 온도분포는 특히 지지대 근처 응력에 영향을 미친다. 냉각 매체의 입출력 조건은 정상 작동시 열부하를 제거하도록 설계되었으나 진공용기 설계조건에 대한 그 영향은 극히 작다[Refs. 3.2-4]. 따라서 manifold 설계는 베이킹 조건을 고려하여 형상 및 slot 크기를 결정하였다.

Manifold는 진공용기를 균일하게 베이킹하고 또한 냉각하기 위한 분기의 일종이며 그 방식에 따라 분리형과 일체형으로 나누어서 설계되었다. 분리형 Manifold는 Port Zone을 제외한 진공용기 이중 벽을 베이킹 및 냉각하는 것을 기본개념으로 설계되어 있으며 Cryostat로부터 Manifold로 연결되는 배관에서 분기를 만들어서 Port 부분을 베이킹 및 냉각하는 형식을 취하고 있다. Manifold로부터 진공용기로 유입되는 베이킹 가스 유입구의 형상은 직사각형의 Slot 모양을 취하여 유입구 부분에서 기류의 정체 영역을 최소화 할 수 있도록 설계하였으며 유입구는 각각의 유로 중앙에 위치하고 있다. 그림 3.2-8는 slot의 형태가 원형인 초기의 manifold 모델을 보여주고 있다. 그러나 제작성을 고려하여 그림 3.2-9와 같은 일체형 manifold가 제시되었다. 일체형 Manifold는 C-Section과 Outboard Section을 연결하였다. C-Section의 유동 channel

은 크게 3가지로 구분되어지며 수평포트의 형상에 따라 구분된다. 그 형상은 그림 3.2-10에서 자세히 보여주고 있다. 베이킹 가스는 Manifold 바로 위쪽으로 들어가고 환상면 바로 아래쪽으로 나온다. Manifold는 사각형 channel 형태로 되어 있으며 환상형 리브와 연결되어 환상형 channel 내부로 질소가스를 가능한 한 균일한 질량으로 공급할 수 있는 Slot으로 구성된다. Slot의 형상은 유동의 재순환 영역과 정체 영역의 형성을 억제하기 위하여 slot의 위치를 최대한 진공용기 내벽에 근접시키는 것이 좋지만 가공성의 어려움이 많다. 균일한 유동을 최대한 유지하면서 가공성이 용이하도록 slot의 형상을 중앙으로 재배치하였으며 slot과 양쪽의 간격은 10 mm로 모두 일정하게 주었으며, 이는 가공상에 있어서 최소 유지 거리이다.

Slot을 중앙으로 재배치하여 진공용기 내의 유동 및 온도 특성을 알아보기 위하여 수치 모사를 수행하였다. 그림 3.2-11은 진공용기 내외벽 사이를 흐르는 각 유로에서의 베이킹 질소가스 유동분포를 보여주고 있으며 전체적으로 균일한 유동 특성을 보이고 있음을 알 수가 있다. 진공용기 메인 입구를 통하여 유입된 전체 유량의 80%정도가 manifold 상부의 slot을 통과하여 유로를 지나 아래의 출구로 유출되고 나머지 20%는 manifold 하부의 slot을 통해 출구로 빠져나간다. 입구 slot #1을 타고 흐르는 유량은 일부가 역류되어 slot #2로 들어가는 현상을 보이고 있다. Slot#2를 통과하여 유로를 흐르는 가스는 왼쪽의 Rib쪽으로 유동이 편향되어 있으며 재순환 영역과 정체 영역을 형성하고 있다. Slot #3를 유출하여 유로를 유동하는 가스의 분포는 전반적으로 유동이 균일하지만 오른쪽 Rib 윗부분은 유동의 흐름이 영향을 미치지 못하고 있다. Slot #4를 나온 가스의 유동은 상부의 slot 중 가장 양호한 유동 분포를 보이고 있다. Manifold 하부 Slot #5을 통하여 출구로 유출되는 유동 분포는 아래쪽으로 slot부분에서 유동의 방해로 받아 다시 윗 부분으로 유동 방향이 바뀌어 재 순환 유동을 하고 있음을 보이고 있다. 또한 리브의 영향으로 유동 경로가 바뀌어 지며 리브 부근은 가스의 흐름이 작게 나타나고 있다. Slot #8을 통하여 흐르는 가스의 유동은 진공용기 외벽쪽을 타고 흐르고 있음을 보이고 있다. 또한 내벽 쪽으로는 가스의 흐름이 작으며 재순환 영역을 형성하고 있다. 하부의 slot을 통하여 흐르는 가스는 전반적으로 진공용기 외벽쪽으로 가스의 흐름이 집중되어 있음을 보이고 있다.

진공용기 이중벽 내부의 온도장 특성을 살펴본바, 베이킹의 온도가 250 °C인 경우 베이킹 가스가 주입되기 시작한지 약 28.2 시간이 경과하였을 때 주입되는 베이킹 가스와 진공용기 내외벽에 외부로부터 가해지는 열이 평형을 이루게 되어 정상 상태에 도달하게 된다. 그림 3.2-12에서는 초기와 15시간 후의 진공용기 내외벽의 온도 분포를 각각 보여주고 있다. 초기의 내벽의 온도 분포는 2 °C이하의 온도 차

이를 나타내었으며, 15시간 후 진공용기 내벽의 온도 분포는 10 ℃이하의 온도 차이를 가지는 것을 보여 진공용기 설계조건을 비교적 만족하였다.

(나) 고온가압수를 위한 유로 형상

KSTAR 진공용기 작동 유체가 질소가스에서 가압고온수로 변경됨에 따라 기존의 manifold를 사용하지 않고 액체의 유동이 발생할 수 있을 단일 path 유로형상의 구조를 가지도록 그림 3.2-13과 같이 설계하였다. 이 구조 형상에 대해서는 유동 및 열해석은 이루어지지 않았다.

표 3.2-7 진공용기 이중벽 기본사항

| Parts | Sections | Material | Thick. (mm) | Radius (mm) | Area (m ²) | Weight (tons) |
|----------------|----------------------|-------------|----------------|----------------------|---------------------------|------------------|
| 1. Inner Shell | Inboard Cylindrical | SA240-316LN | 12 | I.R 1148 | 77.0 | 7.39 |
| | Outboard Cylindrical | SA240-316LN | 12 | I.R 2800 | | |
| | Curvature Circular | SA240-316LN | 12 | I.R 542/1500/ 380 | | |
| 2. Outer Shell | Inboard Cylindrical | SA240-316LN | 12 | I.R 1110 | 91.0 | 8.72 |
| | Outboard Cylindrical | SA240-316LN | 12 | I.R 2978 | | |
| | Curvature Circular | SA240-316LN | 12 | O.R 592/1650/ 516 | | |

Note : 1) I.R = Inside Radius, O.R = Outside Radius

표 3.2-8 진공용기 리브 기본사항

| Parts | Material | Quantity (EA) | Thick. (mm) | Area (m ²) | Weight (tons) |
|------------------|-------------|------------------|----------------|---------------------------|------------------|
| 1. Poloidal Ribs | SA240-316LN | 32 | 20 | 16.5 | 2.63 |
| 2. Toroidal Ribs | SA240-316LN | 2 | 40 | 6.9 | 2.21 |

표 3.2-9 진공용기 포트 기본사항

| Port Type | | Q'ty | Size | Shape | Service | Area (m ²) | Weight (tons) |
|---------------------|---------------------|------|-------------------------|-------------|--|---------------------------|------------------|
| Vertical Ports | UV (upper) | 12 | R70x600xR140 | Tear Drop | Diagnostics & Utilities | 78.5 | 9.3 |
| | LV (lower) | 12 | R70x600xR140 | Tear Drop | Diagnostics & Utilities | | |
| | Sub-total | 24 | - | | | | |
| Horizontal Ports | NB | 5 | 748x1200 Corner R210 | Rectangular | 2-Neutral Beam Injection 3-Diagnostics | 103.6 | 16.75 |
| | RF | 4 | 748x1200 Corner R210 | Rectangular | 1-VV Pumping 1-ECH, 1-ICRH, 1-LHCD | | |
| | EH | 7 | 326x1200 End R163 | Race Track | 7-Diagnostics | | |
| | Sub-total | 16 | - | | | | |
| Slanted Ports | DC(upper/lo wer) | 16 | O.D 304.8 | Circular | Divertor Cooling | 57.7 | 2.65 |
| | BC(upper/lo wer) | 16 | O.D 114.3 | Circular | VV Baking & Cooling | 10.7 | 0.50 |
| | Sub-total | 32 | - | | | | |
| Total | | 72 | - | | | 250.5 | 29.20 |

- Note :
1. UV - Upper Vertical Port
 2. LV - Lower Vertical Port
 3. NB - Neutral Beam Injection Port
 4. RF - Radio Frequency Heating Device Port
 5. EH - Elongated Horizontal Port
 6. DC - Divertor Cooling Port
 7. BC - Baking & Cooling Port

표 3.2-10 진공용기 지지구조물 기본 사양

| Support | Material | Quantity (EA) | Size of Leaf spring plate (mm) | No. of plate/supp't | Area (m ²) | Weight (tons) |
|---------|-------------|---------------|--------------------------------|---------------------|------------------------|---------------|
| Type 1 | SA240-316LN | 4 | t15 x W446~630 x H600 | 23 | 13.16 | 4.05 |
| Type 2 | SA240-316LN | 4 | t15 x W340 x H600 | 5 | | |
| Total | - | 8 | - | 28 | | |

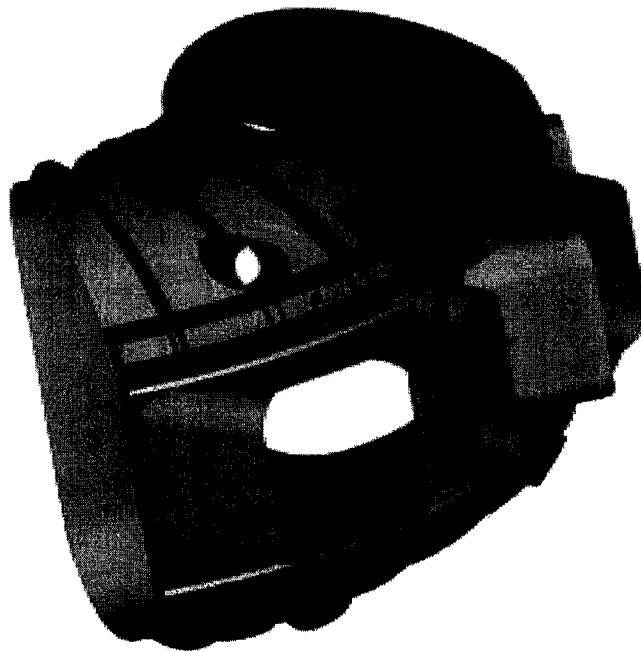


그림 3.2-2 진공용기 NBI 포트가 2개 있는 quadrant의 내벽 및 리브

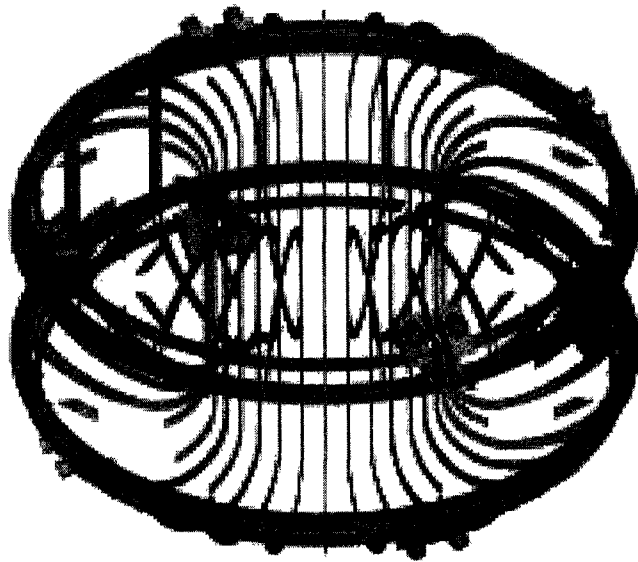


그림 3.2-3 폴로이달 및 토로이달 진공용기 보강 리브

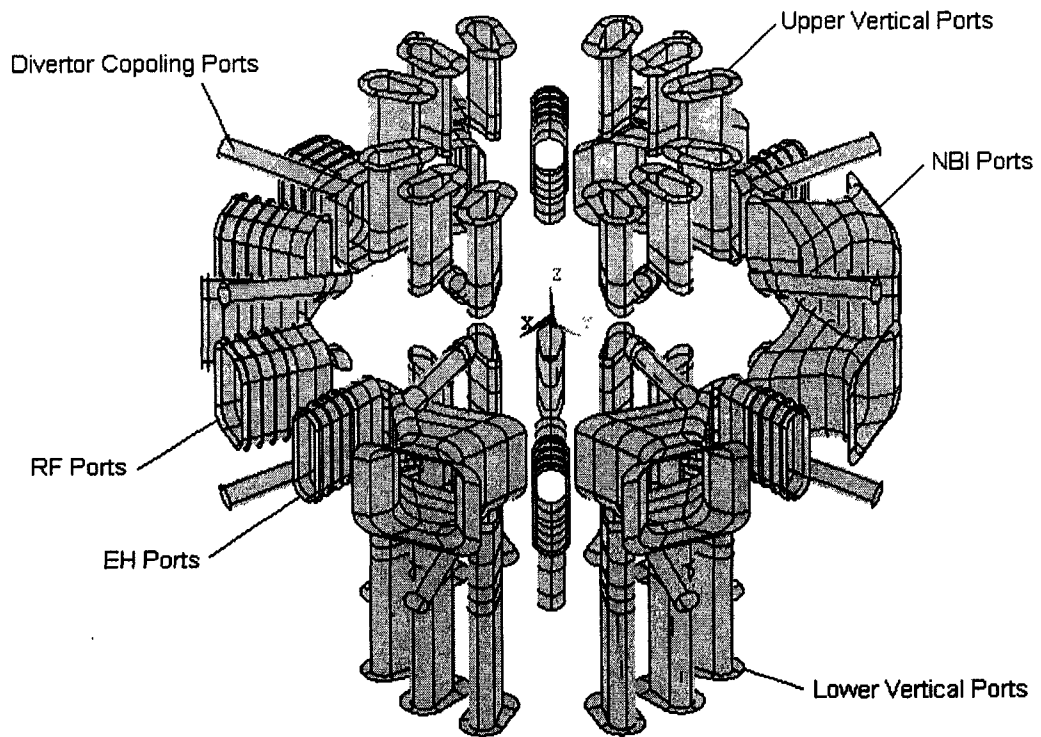
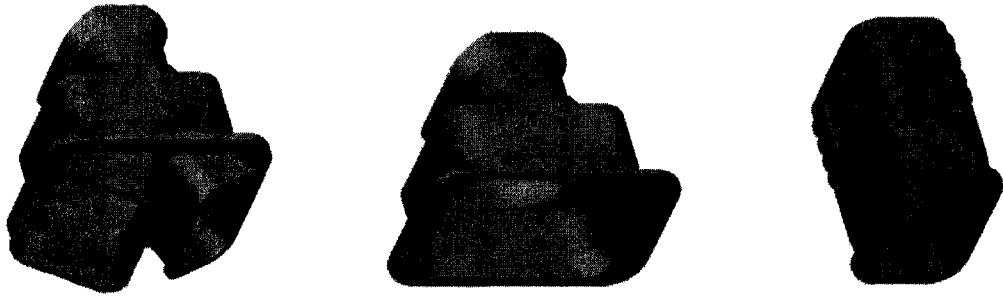


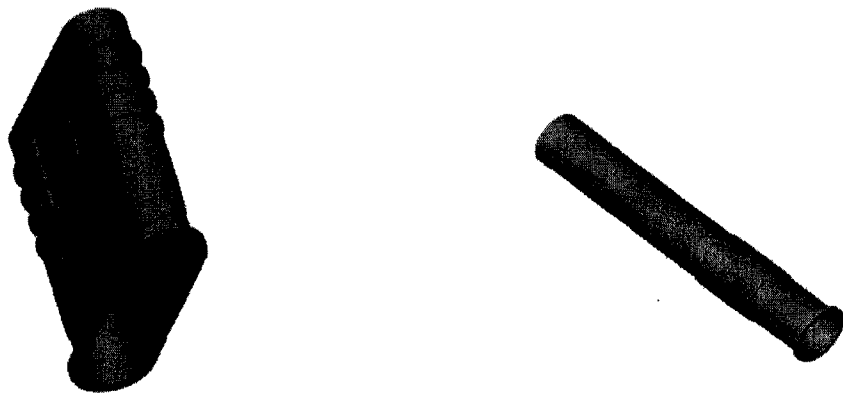
그림 3.2-4 여러 가지 형상의 진공용기 포트 구성



(a) Teardrop type (UV & LV Ports)



(b) Rectangular type (NBI & RF Ports)



(c) Race track type (EH Port)

(d) Circular type (DC & BC Port)

그림 3.2-5 진공용기 포트 각각의 형상

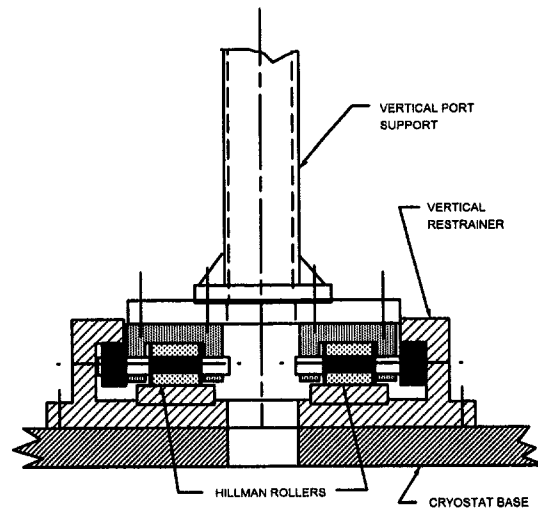


그림 3.2-6 진공용기 Roller type 지지 구조물 형상

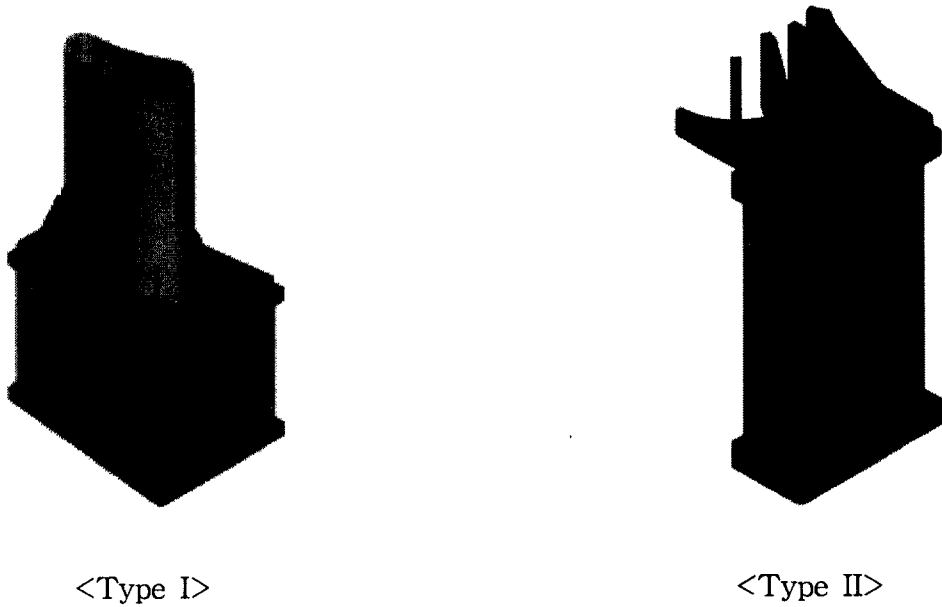


그림 3.2-7 진공용기 립스프링형 지지구조물 형상

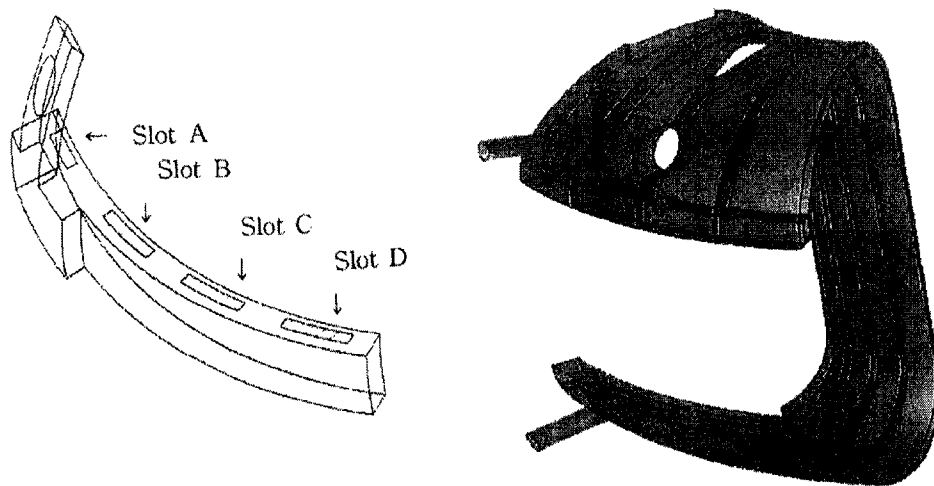


그림 3.2-8 초기의 분리형 manifold 형상

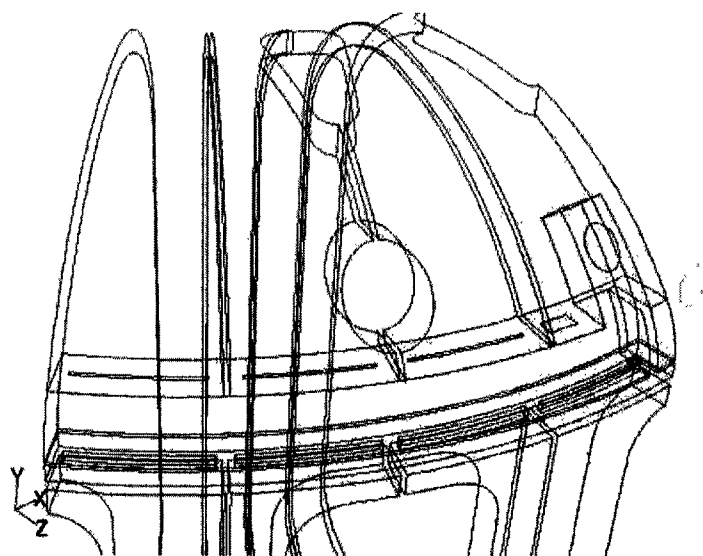


그림 3.2-9 베이킹 가스용 일체형 manifold 형상

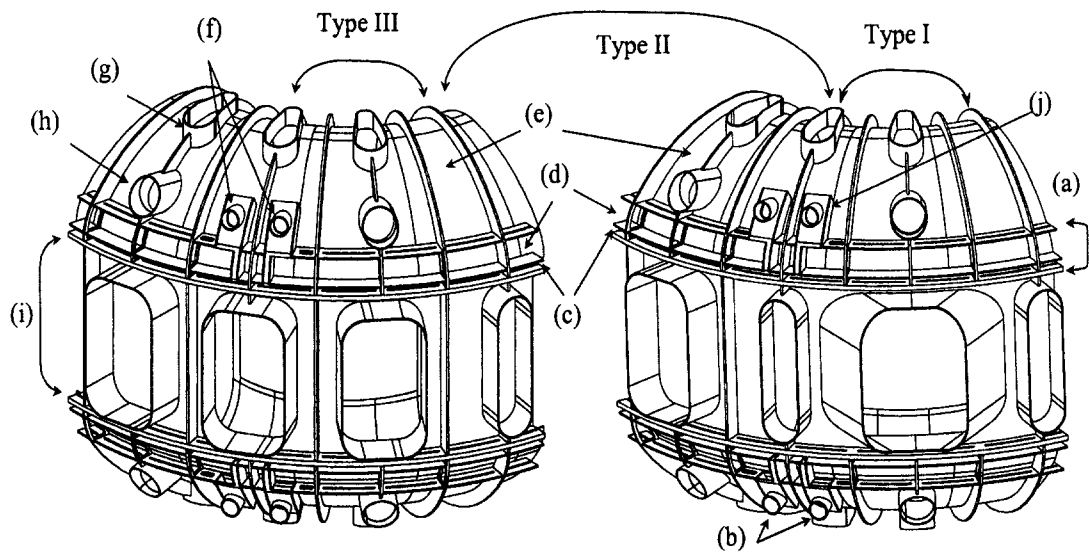
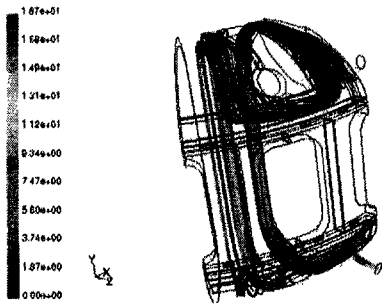
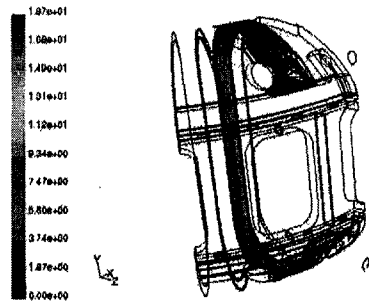


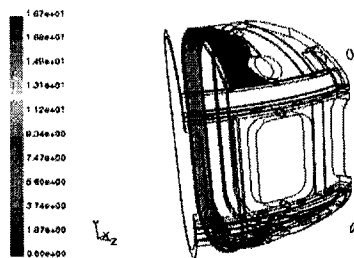
그림 3.2-10 Three types of baking/cooling octant sectors depending on the horizontal port composition. Type I includes one NB port and two reduced ports; Type II has one vacuum pumping duct and two reduced ports; and type III includes two RF ports and one reduced port. [(a): double layers of manifold; (b): manifold lower port for gas outlet/coolant inlet; (c): manifold thin layer; (d): manifold thick layer; (e): baking/cooling medium flow channel (4 channels per octant); (f): manifold upper port for gas inlet/coolant outlet; (g): vertical ports (3 pairs per quadrant); (h): divertor cooling ports (2 pairs per quadrant); (i): vacuum vessel outboard section; (j) manifold box]



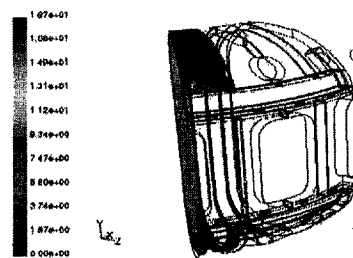
(a) Upper slot #1



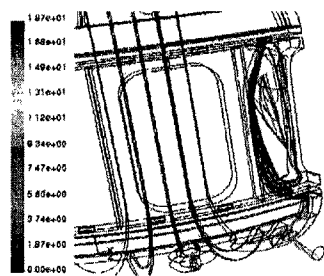
(b) Upper slot #2



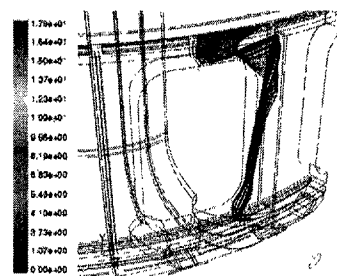
(c) Upper slot #3



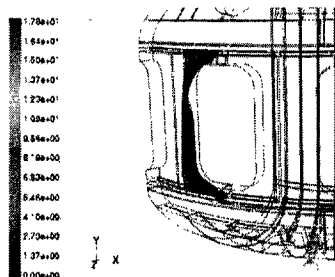
(d) Upper slot #4



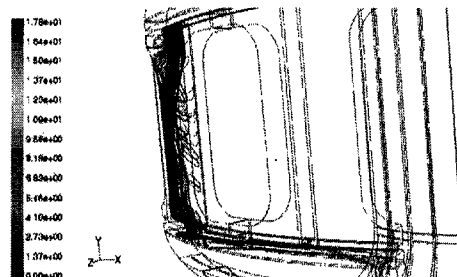
(e) Lower slot #5



(f) Lower slot #6

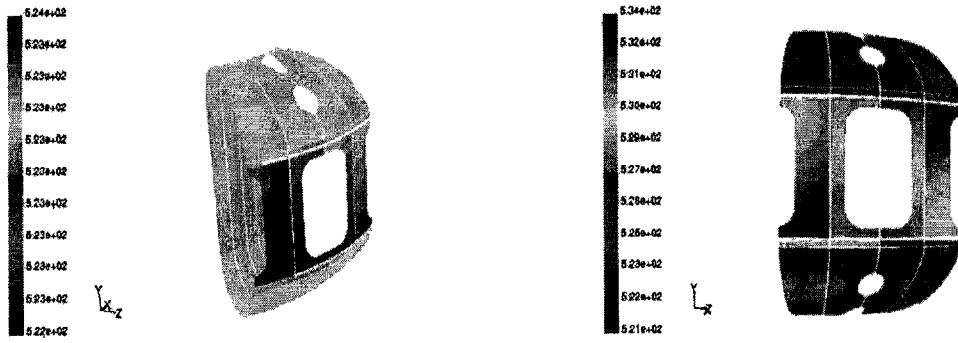


(g) Lower slot #7

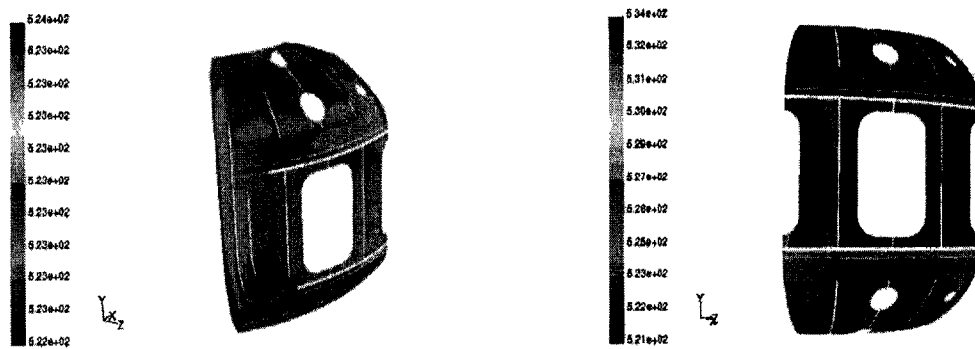


(h) Lower slot #8

그림 3.2-11 각 manifold 유로에서의 유동분포



(a) 초기의 진공용기 내벽의 온도분포 (b) 15시간 이후의 진공용기 내벽의 온도분포



(c) 초기의 진공용기 외벽의 온도분포 (d) 15시간 이후의 진공용기 외벽의 온도분포

그림 3.2-12 Manifold 유로에서의 고온 가스 유동에 의한 진공용기 내외벽 온도분포

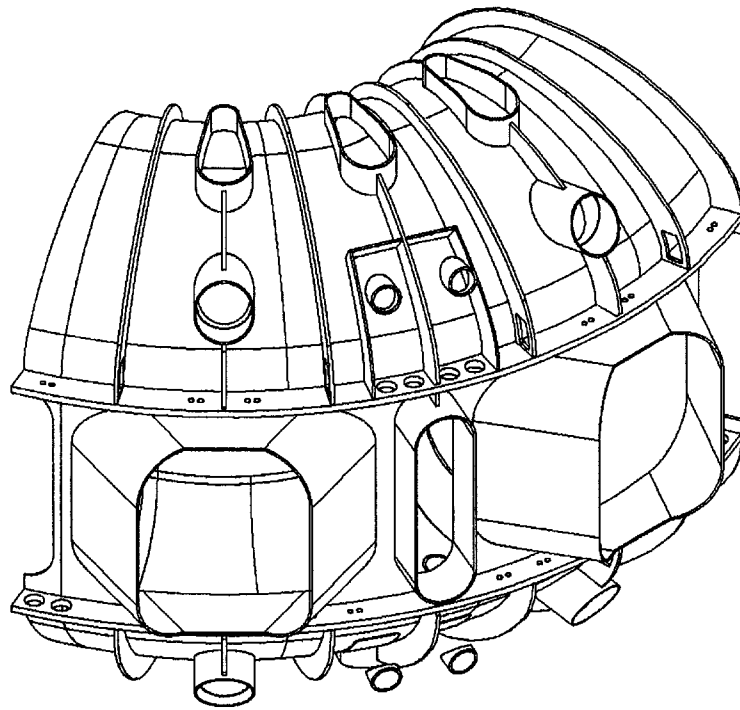


그림 3.2-13 가압고온수 용 유로 형상

4. 진공용기 설계 해석

가. 설계 표준

진공용기는 가해지는 모든 하중 및 복합하중에 견뎌야 한다. 따라서 주어진 하중 조건에 대해 설계표준이 정의되어야 하며 이 표준은 설계, 제작 및 시험에 중요한 기본이 된다. 설계표준은 ASME Section VIII, Division 2에 의거하여 표 3.2-11과 같이 정의된다. 이러한 설계 표준에 근거를 두고 여러 운전 상태에 대해 진공용기에 가해지는 개별적 하중 및 적절한 허용응력이 표 3.2-12와 표 3.2-13에 정리되어 있다. 또한 복합 하중에 대해 가능한 복합하중에 대해 운전 상태 및 설계 표준이 표 3.2-14에 언급되어 있다.

표 3.2-11 진공용기 설계 표준

| Stress Type | Abbreviation | Criteria |
|--|--------------|-------------|
| Primary General Membrane | P_m | $< 1.0kS_m$ |
| Primary Local Membrane | P_L | $< 1.5kS_m$ |
| Primary Local Membrane + Primary Bending | P_L+P_b | $< 1.5kS_m$ |
| Primary + Secondary | P_L+P_b+Q | $< 3.0 S_m$ |

where, S_m = Design stress intensity values at design temperature.

k = Stress intensity factor

표 3.2-12 여러 운전 상태에서 진공용기에 가해지는 개별적 하중

| Operating State | Applicable Loadings |
|--|--|
| 1. Pneumatic Test | 1) Dead weight : VV weight, thermal shield weight and other attachment weight 2) PFC interactive load : PFC weight 3) Test pressure in cooling channel |
| 2. Normal Operating State | 1) Dead weight : VV weight, thermal shield weight and other attachment weight 2) Coolant weight 3) PFC interactive load : PFC weight 4) Design pressure in cooling channel 5) Interior vacuum pressure 6) Exterior vacuum pressure |
| 3. Baking State | 1) Dead weight : VV weight, thermal shield weight and other attachment weight 2) PFC interactive load : PFC weight 3) Baking gas pressure in cooling channel 4) Interior vacuum pressure 5) Exterior vacuum pressure 6) Thermal load |
| 4. Plasma Disruption State (4-Scenario) | 1) Dead weight : VV weight, thermal shield weight and other attachment weight 2) Coolant weight 3) PFC interactive loads : PFC weight, EM load acting on PFC 4) Coolant pressure in cooling channel 5) Interior vacuum pressure 6) Exterior vacuum pressure 7) Thermal load 8) EM load acting on VV |
| 5. Maintenance State | 1) Dead weight : VV weight, thermal shield weight and other attachment weight 2) Coolant weight 3) PFC interactive load : PFC weight 4) Design pressure in cooling channel 5) Interior vacuum pressure (In-cryostat maintenance only) 6) Exterior vacuum pressure (In-vessel maintenance only) |

표 3.2-13 개별하중에 대한 진공용기 설계 표준

| Operating State | Structural Design Criteria ^{1,2,3,4} | | | |
|---|---|---|--|--|
| | General Primary Membrane (P_m) | Local Primary Membrane (P_L) | Primary Membrane +Bending (P_L+P_b) | Primary+ Secondary (P_L+P_b+Q) |
| 1. Pneumatic Test | $< 0.8S_y$ | Note 5 | Note 5 | $< 3S_m$ |
| 2. Normal Operating State | $< S_m$ | $< 1.5S_m$ | $< 1.5S_m$ | $< 3S_m$ |
| 3. Baking State | $< S_m$ | $< 1.5S_m$ | $< 1.5S_m$ | $< 3S_m$ |
| 4. Plasma Disruption State | | | | |
| 1) Plasma motion and current quench model for radial disruption | $< S_m$ | $< 1.5S_m$ | $< 1.5S_m$ | $< 3S_m$ |
| 2) Maximum halo current model for radial disruption | $< S_m$ | $< 1.5S_m$ | $< 1.5S_m$ | $< 3S_m$ |
| 3) Plasma motion and current quench model for vertical disruption | $< S_m$ | $< 1.5S_m$ | $< 1.5S_m$ | $< 3S_m$ |
| 4) Maximum halo current model for vertical disruption | $< S_m$ | $< 1.5S_m$ | $< 1.5S_m$ | $< 3S_m$ |
| 5. Maintenance State | $< S_m$ | $< 1.5S_m$ | $< 1.5S_m$ | $< 3S_m$ |

Notes :1. S_m value is design stress intensity at design temperature.

2. S_y value is yield strength at ambient temperature.

3. S_m and S_y values are from ASME code Section II, Part D.

4. Stress limits are defined in ASME code Section VIII, Div. 2 (AD-140)

5. Design criteria of P_L and P_m+P_b for pneumatic test is as follows ;

- $1.20S_y$ for $P_m \leq 0.67S_y$

- $2.20S_y-1.50P_m$ for $0.67S_y < P_m \leq 0.8S_y$

표 3.2-14 복합하중에 대한 진공용기 설계 표준

| Operating State | Structural Design Criteria ^{1,2,3} | | | |
|-------------------------------------|---|---|--|--|
| | General Primary Membrane (P_m) | Local Primary Membrane (P_L) | Primary Membrane +Bending (P_L+P_b) | Primary+ Secondary (P_L+P_b+Q) |
| 1. Normal Operating +Earthquake | $< 1.2S_m$ | $< 1.8S_m$ | $< 1.8S_m$ | $< 3S_m$ |
| 2. VV Baking + Earthquake | $< 1.2S_m$ | $< 1.8S_m$ | $< 1.8S_m$ | $< 3S_m$ |
| 3. Plasma Disruption +Earthquake | $< 1.2S_m$ | $< 1.8S_m$ | $< 1.8S_m$ | $< 3S_m$ |

Notes : 1. S_m value is design stress intensity at design temperature.

2. S_m value is from ASME code Section II, Part D.

3. Stress limits are defined in ASME code Section VIII, Div. 2
(AD-140)

나. 설계 해석 평가기준

(1) 응력 평가

ASME 코드에 따라 해석결과로 도출된 응력은 표 3.2-11에 명시되어 있듯이 여러 응력 조합으로 평가된다. 불연속 부분의 원거리 및 근거리에서의 국부 응력은 ASME 표준인 $\sqrt{(Rt)}$ 에 따라 평가된다. 여기에서 R은 불연속 부분의 벽의 반경이며, t 는 벽의 두께이다.

(2) 피로 평가

진공용기의 피로 강도는 ASME 코드에 따라 다음의 반복하중에 근거로 평가된다.

(가) 플라즈마 이상거동 하중

- Assumed 20 years operation
- Number of pulses : 100,000 (5,000 per year)
- Number of plasma disruption cycle

| Case | Probability of plasma disruption | Number of plasma disruption cycle |
|---------------------|----------------------------------|-----------------------------------|
| Radial disruption | 5 % | 5,000 |
| Vertical disruption | 15 % | 15,000 |

(나) 열 하중

- Assumed 20 years operation
- 50 times soft baking per year
- 2 times hard baking per year
- Number of thermal load cycle : 1,000

| Case | Number of thermal load cycle |
|-------------|------------------------------|
| Soft baking | 1,000 |
| Hard baking | 40 |

다. 설계 하중

진공용기에 가해지는 하중이 아래와 같이 언급되어 있다.

(1) 무게

위에서 언급된 진공용기 각 구성요소의 무게를 종합해보면 약 50 톤이며 내부 부품 및 냉각수 온도는 약 48 톤이다.

(2) 진공 및 작동유체 압력

진공용기의 내부 및 외부의 진공 하중은 각각 1×10^{-8} Torr 와 1×10^{-5} Torr 이다. 냉각수 압력 하중은 정상작동 시 0.3 MPa 이상이어야 하며, 작동상 안전도를 고려하여 설계 압력은 0.45 MPa 로 한다. 각 작동 상태에 대한 진공 압력 및 냉각수 설계 압력이 표 3.2-15 에 나타나 있다.

진공을 가하기 위해 입력조건으로 용기내벽의 안쪽방향으로 1 기압을 가하였다. 플라즈마 발생하기 전에 기저진공을 항상 유지해야 하므로 진공용기는 배기 펌프가 작동할 때 용기내벽 안쪽방향으로 1 기압의 압력을 받는다. 이중벽 사이의 베이킹/냉각수 압력과 진공압력 1 기압이 동시에 작동한다. 토카막 정상운전상태 일 때 중성자의 제어 및 용기의 냉각을 위해 봉산이 첨가 된 냉각수를 흘리게 된다. 이 때의 냉각수 압력은 설계 압력이다. 진공용기 가열시 이중 벽 사이의 질소 가스/고온 냉각수의 압력이 작동하며 수직·수평포트에 진공 압력이 가해진다. 진공용기 베이킹 실험을 할 경우에 진공압력과 용기의 내외벽 사이에 질소 압력이 걸리게 되는데 이 경우 질소가스의 압력이 4.5기압까지 가해진다.

(3) 전자기력 하중

위에서 언급한 4종류의 플라즈마 이상거동 시나리오에 대해 진공용기 및 PFC에 발생되는 전자기력 하중이 표 3.2-16에 정리되어 있다. 플라즈마 이상거동 (disruption)시 발생하는 전자기력은 진공용기 및 플라즈마 인접벽 설계에 절대적으로 필요한 중요한 하중이다. 이러한 전자기력은 미국 PPPL에서 개발한 SPARK 코드[Ref. 3.2-5]를 이용하여 계산하였다.

플라즈마 이상거동의 대표적인 경우는 radial disruption과 vertical disruption이다. Radial disruption은 플라즈마 밀도가 정의된 한계(약 $1.2 \times 10^{20} \text{ m}^{-3}$)를 초과하거나, 고정된 전자기장 내에서 플라즈마 압력을 정의하는 β (=plasma pressure/magnetic pressure)가 지정된 한계($\beta_n =$ 약 4~5 %)를 초과할 경우 플라

즈마 형태가 거시적으로 변형이 생겨 평형상태가 깨짐으로써 MHD 모드가 unstable해질 경우 발생된다. Vertical disruption인 경우 플라즈마가 중성자 입자빔의 비균형적 사정이나 플라즈마 형태의 상·하 비대칭성에 의해 perturbation을 받을 경우 수직방향으로 이동을 하게되는데 이를 제어하는 제어코일 혹은 passive stabilizer 기능의 한계(약 20 ms)보다 빨리 움직일 경우 플라즈마는 급속적으로 수직방향으로 disruption을 일으킨다.

이러한 disruption 중에 toroidal 방향과 poloidal 방향으로 eddy 전류와 halo 전류가 진공용기 및 플라즈마 인접벽 과 같은 전도체에 유도된다. 이와 같이 전도체에 유도된 전류는 TF 코일과 PF 코일에 흐르는 전류, 그리고 플라즈마 전류 및 disruption시 유도된 전류 (J) 등에 의해 발생된 자기장(B)과 반응하여 JxB 전자기력을 진공용기 및 플라즈마 인접벽에 발생시킨다.

(가) 플라즈마 disruption 시나리오

플라즈마 disruption 시나리오는 토카막 평형 코드인 TSC[Ref. 3.2-6]로부터 유도해 내었다. Radial과 Vertical Disruption시 TSC 코드에서 얻어진 플라즈마의 거동상태가 각각 그림 3.2-14에 나타나 있다. 이때 진공용기에 발생하는 전류 및 전자기력을 계산하기 위해 SPARK 코드를 사용하였다. 이 코드를 사용하여 플라즈마 disruption시 주로 토로이달 방향으로 유도되는 유도(eddy) 전류를 계산하기 위해 그림 3.2-15와 그림 3.2-16에서 보여지는 바와 같이 플라즈마의 위치와 토로이달 전류의 크기 변화를 가정하였다. 여기에서 플라즈마의 토로이달 방향 전류 모사하기 위해 주반경(R)이 1.8 m이고 부반경(a)이 0.5 m인 원형 단면적 코일을 사용하였다.

Radial disruption시 1 ms 동안 thermal quench가 발생하며 이때 플라즈마 온도와 압력이 감소하며 주반경과 부반경이 각각 1.8 m에서 1.7 m로, 0.5 m에서 0.4 m로 줄어든다. Thermal quench 후 다음 4 ms 동안 붕괴율 0.5 MA/ms (dI_p/dt)로 current quench가 발생하는데 이 기간동안 플라즈마 전류는 zero로 되며 플라즈마 주반경 및 부반경이 각각 1.4 m와 0.1 m로 변한다.

Vertical disruption시 플라즈마는 100 ms동안 위 혹은 아래쪽으로 25 cm만큼 $z(m) = -0.05 \exp(t(s)/0.062)$ 의 관계를 가지고 이동한다. 이 기간 중 플라즈마의 주 및 부반경의 크기와 toroidal 방향 전류는 변화가 없다. 이 후 thermal quench 와 current quench가 radial disruption과 마찬가지로 각각 1 ms 과 4 ms 동안 일어난다. 다른 점은 플라즈마 위치가 1 m 정도 이동하여 사라진다는 것이다.

Halo 전류는 주로 poloidal 방향만을 고려했는데, 이를 모사하기 위한 시나리오

또한 만들어 졌다. 그림 3.2-17에서 보여지는 바와 같이 TSC 코드에서 얻어진 진공용기 및 플라즈마 인접벽에 흐르는 halo 전류를 기준으로, SPARK 코드에서 poloidal 플라즈마 전류 코일을 가정하여 주어진 halo 전류에 맞도록 거꾸로 플라즈마 전류 변화를 구하였다.

(나) SPARK 모델

SPARK를 사용하여 Eddy 및 Halo 전류 계산을 위하여 크게 3가지 형태의 모델을 정의하였다. 첫 번째로 진공용기 및 플라즈마 인접벽에서 eddy 전류를 계산하기 위한 모델로 용기와 인접벽 사이의 지지대는 포함되어있지 않으며, 따라서 eddy 전류도 용기와 인접벽에서 각각 흐른다. 한 개의 Gap resistor를 가지고 있는 Passive plate때문에 이 모델은 180도 형상을 하고 있으며, 그림 3.2-18에 보여지는 바와 같이 모든 인접벽 성분과 진공용기 내벽만을 포함하고 있다.

두 번째로 그림 3.2-19에서 보여진 바와 같이 radial disruption시 poloidal 방향 halo 및 eddy 전류를 계산하기 위해 45° 모델을 수립하였다. 원래 SPARK 코드로는 halo 전류를 직접적으로 계산할 수 없기 때문에, TSC 코드에서 계산된 halo 전류와 SPARK 코드에서 입력 데이터를 변화시켜 얻은 eddy 전류를 비교함으로써 SPARK 코드로 halo 전류를 계산하였다. 이를 위하여 모델에서 플라즈마를 그림 3.2-19에서 보여지는 바와 같이 위·아래 outer divertor를 연결하는 원통형 전도체로 가정하였다. 따라서 halo 전류는 진공용기 바깥쪽 벽으로부터 outer divertor 지지대를 만나면 두 방향으로 갈라져, 한 방향은 진공용기를 계속 타고 흘러 용기 안쪽 벽을 따라 흐르고 다른 방향은 outer divertor 지지대 및 divertor를 통해 플라즈마 쪽으로 흘러 반대편 outer divertor 및 지지대를 통해 흐른다. 이 전류는 용기 안쪽 벽을 타고 흐르는 전류와 다시 만나 진공용기 바깥쪽 벽으로 흘러 폐쇄 loop를 형성한다. 그림 3.2-20에는 이 모델의 진공용기 쪽을 따로 떼어놓은 그림이다. 이 모델에서는 passive plate를 통해 poloidal 방향으로 흐르는 전류는 미미하므로 포함되어있지 않다.

마지막으로 그림 3.2-21에서 보여진 바와 같이 vertical disruption시 poloidal 방향 halo 및 eddy 전류를 계산하기 위해 45° 모델을 수립하였다. 두 번째 모델처럼 SPARK 코드를 사용해 halo 전류를 계산하기 위해 플라즈마를 그림 3.2-21에서 보여지는 바와 같이 inner 및 outer divertor를 연결하는 원형 판으로 가정하였다. 마찬가지로 이 모델의 진공용기 쪽은 그림 3.2-20에 나타나 있다. 이 경우 halo 전류는 플라즈마로 가정된 원형 판으로부터 outer divertor 및 지지대를 따라 흘러 진공

용기 내벽을 만나면 두 방향으로 갈라져, 한 방향은 진공용기 바깥쪽 벽을 따라 흐르고 다른 방향은 용기 안쪽을 따라 흘러 inner divertor 지지대에서 반대편 용기 바깥쪽 및 안쪽 벽을 타고 오는 전류와 만나 inner divertor를 통해 플라즈마 쪽으로 흘러 폐쇄 loop를 형성한다. 이 모델 역시 passive stabilizer plate는 포함하고 있지 않다.

(다) Halo 전류의 toroidal 방향 비 대칭성

플라즈마 disruption시 발생하는 poloidal 방향 총 halo 전류는 플라즈마 전류의 40%인 0.8 MA로 가정하였으며, 이는 2:1의 toroidal peaking factor를 가지고 아래와 같은 cosine 식으로 toroidal 방향으로 180° 대칭으로 분포되어있다.

$$\frac{dI}{d\varphi} = \frac{0.8}{2\pi} (1 + \cos \varphi) \quad (3.2-1)$$

$$I_{halo} = \int_0^{2\pi} \frac{dI}{d\varphi} = 0.8MA \quad (3.2-2)$$

(라) 전자기력 계산

위에서 정의된 모델을 가지고 SPARK 코드를 사용하여 플라즈마 disruption시 유도된 eddy 및 halo 전류에 의해 발생된 전자기력의 분포가 그림 3.2-22에서 그림 3.2-27까지 보여진다. 그림 3.2-22에서는 radial disruption시 current quench가 끝난 시점에서 진공용기 및 플라즈마 인접벽에서 유도된 eddy 전류가 주위의 자기장과 작용하여 발생된 전자기력을 보여준다. 힘의 성향을 살펴보면 적도면 부분에 많은 힘이 걸리는 것을 알 수 있고 용기 안벽의 원통부분은 양 반경방향으로 힘을 받는 것을 알 수 있다. 수직방향으로는 적도면을 기준으로 대칭적인 경향을 보이며 toroidal 방향으로는 상대적으로 힘이 아주 작다. 단지 gap resistor는 유기전류가 saddle loop로 흐름에 따라 toroidal 자장의 영향을 받아 전단응력을 수반함을 알 수 있고 재료로는 인장강도 895 MPa, 항복강도 380 MPa인 Ti-6Al-4V가 추천되고 있다.

그림 3.2-23에는 vertical disruption시 current quench가 일어날 때에 유도된 eddy 전류에 의한 전자기력 분포가 나타나 있다. Passive plate에 상당히 많은 힘이 유도되며, gap resistor에 의한 toroidal 방향으로 힘의 비대칭이 보여진다. 이 과정동안에 진공용기와 용기내 부품에 유기전류가 생기며 radial disruption과 달리 적도면

을 기준으로 수직방향 대칭으로 유기전류의 방향은 반대가 되는 경향을 예상할 수 있고 힘을 분석하면 플라즈마가 다가오는 방향의 다가오지 못하는 방향(반대)으로 용기는 힘을 받고 플라즈마가 멀어지면 멀어지지 않도록 하는 방향(반대)으로 용기는 힘을 받는다는 것을 예상할 수 있다. 적도면 기준으로 아래 수직방향으로 용기의 힘이 좀더 많이 받는 것을 알 수가 있고 역시 gap resistor에 힘이 많이 걸린다. 새들루프의 영향으로 힘은 용기를 뒤틀리게(twisting)하는 경향을 보인다. 유기전류는 자장과 작용하여 전자기력($F=J \times B$)을 발생시킨다.

그림 3.2-24와 그림 3.2-25에는 radial disruption시 thermal quench가 일어날 때에 유도된 halo 전류에 의한 전자기력 분포가 나타나 있다. 대부분의 힘들은 전류가 많이 유도되는 진공용기 바깥쪽 및 divertor 지지대에서 발생한다.

그림 3.2-26과 그림 3.2-27에는 vertical disruption시 thermal quench가 일어날 때에 유도된 halo 전류에 의한 전자기력 분포가 나타나 있다. 이때는 하부 divertor 및 진공용기 부분에서 전류가 많이 유도되므로 이에 의한 많은 힘이 이 부분에서 발생됨을 알 수 있다. Halo 전류의 toroidal 방향으로의 toroidal peaking factor를 고려해서 생성된 전자기력 분포가 그림 3.2-28과 3.2-29에 나타나 있다. 그림에서 보듯이 힘들이 cosine 분포로 되어 있음을 알 수 있다.

이와 같이 플라즈마 disruption시 유도된 eddy 및 halo 전류에 의해 발생된 전자기력의 최대 수직 하중은 vertical disruption시 eddy 전류에 의해 발생되었으며, 최대 수평하중은 radial disruption시 halo 전류에 의해 발생되었다. 이러한 하중들은 진공용기 구조설계 뿐만 아니라 플라즈마 인접벽의 지지대, cryostat 및 초전도자석 지지대 설계에도 매우 중요하다.

(4) 열하중

베이킹은 최종적으로 약 110 °C의 고온 가압수 및 PFC에서 오는 복사열을 이용하여 진공용기 내벽의 온도가 최저 100 °C가 되도록 결정되었다. 그러나 앞에서 설명하였듯이 2단계 과제 of 대부분의 기간 동안에 베이킹은 hard 베이킹과 soft 베이킹 2가지 경우를 고려하였으며 이를 바탕으로 모든 진공용기 설계가 이루어 졌다. 여기에서 hard 베이킹이라 함은 진공용기와 PFC를 각각 250 °C와 350 °C로 가열하는 것으로 초전도자석이 shutdown되거나 처음 시작할 때 이루어지는 것으로 열차폐 온도가 상온이며 1년에 1번 내지 2번 정도 이루어 질 것이다. 또한 soft 베이킹이라 함은 1주일에 1번 정도 이루어질 수 있는 것으로 초전도자석과 열차폐벽을 각각 4 K와 80 K로 유지하면서, 진공용기와 PFC를 각각 150 °C, 250 °C로 가열하는

것을 의미한다. 따라서 이러한 악조건을 기준으로 설계가 이루어짐에 따라 이보다 낮은 최종 베이킹 온도에서 충분히 견딜 수 있다. 여기에서 언급되는 열하중 및 열응력 해석은 hard 베이킹 및 soft 베이킹의 경우에 대한 결과이다.

(가) 진공용기 이중벽 사이의 열전달계수 계산

베이킹 시 24시간 내로 베이킹 온도에 도달할 수 있도록 가열시스템을 보유해야 하며 가열 속도는 20 °C/hr를 넘지 않도록 한다. 또한 베이킹 후 냉각 할 경우는 베이킹 방법과 동일하게 20 °C/hr 이내의 냉각속도로 24시간 이내로 냉각한다. 진공용기 베이킹 시 용기의 복잡성으로 인해 물체의 온도차는 50 °C가 넘지 않도록 하며, 포트 및 지지대는 최소 100 °C가 되도록 한다.

베이킹 조건에서 가장 우려되는 하중은 용기를 가열할 때 발생하는 열하중이다. 베이킹하는 동안 열응력을 고찰해보기 위하여 먼저 정상상태의 열전달해석을 수행하여 용기의 온도분포를 계산하여 이를 열하중으로 적용하여 진공용기의 정적해석을 수행하여야 한다. 진공용기의 온도분포를 계산하려면 용기 주위의 경계조건을 알아야 한다. 플라즈마 인접벽과 진공용기 내벽 사이 및 진공용기 외벽과 열차폐벽 사이의 열전달은 모두 진공 상태이기 때문에 대류는 없고 복사열전달만 존재한다. 진공용기 주변의 열전달 메카니즘은 그림 3.2-30과 같다. 진공용기 내부와 외부의 복사열전달 계수는 다음과 같다.

1) Between PFCs and vacuum vessel inner wall (h_I)

$$h_I = \frac{\sigma \cdot \epsilon_I \cdot ((T_{PFC})^4 - (T_{VV})^4)}{T_{PFC} - T_{VV}} \quad W/m^2K$$

where, $\sigma = 5.669 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$

$$\epsilon_I = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_{VV}} + \frac{1}{\epsilon_{PFC}} - 1} = 0.053$$

$\epsilon_{VV}, \epsilon_{PFC} = \text{Emissivity Factor} = 0.1$

$T_{VV} = \text{Vacuum Vessel Inner Wall Temperature}$

$T_{PFC} = \text{PFC Back Plate Temperature}$

2) Between vacuum vessel outer wall and cryo panel (h_{II})

$$h_{\Pi} = \frac{\sigma \cdot \epsilon_{\Pi} \cdot ((T_{VV})^4 - (T_{CP})^4)}{T_{VV} - T_{CP}} \quad W/m^2K$$

$$\text{where, } \sigma = 5.669 \times 10^{-8} \quad W/m^2K^4$$

$$\epsilon_{\Pi} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\epsilon_{VV}} + \frac{1}{\epsilon_{CP}} - 1\right) + n_{MLI} \cdot \left(\frac{2}{\epsilon_{MLI}} - 1\right)} \times F = 0.016$$

$$\epsilon_{VV}, \epsilon_{PFC}, \epsilon_{MLI} = \text{Emissivity Factor} = 0.1$$

$$F = \text{Multiplication Factor} = 5$$

$$T_{VV} = \text{Vacuum Vessel Outer Wall Temperature}$$

$$T_{CP} = \text{Cryo Panel Temperature}(300K)$$

$$\epsilon_{MLI} = \text{Number of MLI Layer}$$

진공용기의 이중 벽 사이에 흐르는 유체와 벽사이의 전열계수는 hard 베이킹 과 soft 베이킹의 경우에 대해 유체의 물성과 유동속도에 따라 변동되며 2차원 열전달 해석을 통해 얻었다. 그림 3.2-31은 2차원 열전달 해석에 사용된 폴리이달 sector의 명칭이며, 각각의 sector에서 열전달계수가 그림 3.2-32에 나타나 있다.

(나) 진공용기 온도하중 계산

계산된 열전달 계수와 진공용기 이중벽 외부의 경계조건을 기준으로 정상상태에서의 열전달 해석을 ANSYS을 이용하여 3차원 모델로 확대하여 실시하였으며 그 결과가 hard 베이킹 및 soft 베이킹 상태에서 진공용기의 3차원 온도분포로 나타나 있다. Hard 베이킹 시 진공용기 각 부분의 온도분포가 그림 3.2-33과 그림 3.2-34에 나타나 있다. PFC에서 진공용기로 오는 복사열은 최대 13 kW이며 진공용기에서 열차폐벽을 통해 초전도자석 구조물로 전달되는 열은 약 5 kW이다. soft 베이킹 시 진공용기 각 부분의 온도분포가 그림 3.2-35와 그림 3.2-36에 나타나 있다. PFC에서 진공용기로 오는 복사열은 최대 7 kW이며 진공용기에서 열차폐벽을 통해 초전도자석 구조물로 전달되는 열은 약 2 kW이다. 내벽과 외벽의 온도분포는 베이킹 유체의 온도보다 높으며 특히 내벽의 온도는 PFC 베이킹 온도에 의한 복사열 때문에 외벽보다 20 °C 가량 높게 나타났다. 이러한 온도분포를 열하중으로 하여 열하중 해석이 수행되었다.

(5) 지진하중

지진특성을 알기 위해 응답스펙트럼 해석이 요구된다. 바닥의 응답스펙트럼은 다음의 3가지 사항을 근거로 그림 3.2-37과 같이 계산되었으며 지진하중으로 지진해석 시 사용된다. 1) USNRC Reg. guide 1.61에 근거한 건물 및 토카막에 대한 감쇠비 5%; 2) 바닥 응답스펙트럼 감쇠비 4%; 3) 최대 지상 수평/수직 가속도 0.12/0.08G.

또한 지진해석을 위해 진공용기에 가해지는 하중을 알아야 하는데 대표적인 것으로 PFCs, 냉각수 중량, IVCC coil, 열차폐벽 등 진공용기가 지지하고 있는 성분들의 무게이다. 이러한 무게들이 표 3.2-17에 정리되어 있으며 지진해석에 중요한 요소로 작용한다. 진공용기는 가진 주파수가 구조물 자체의 고유진동수와 일치될 경우 공진이 발생하여 진공용기 자체의 파손과 더불어 인접시스템에 큰 영향을 미칠 수 있다. 특히 지진과 같은 저주파수 진동의 경우 큰 질량을 갖는 대형 구조물에 치명적일 수 있으며 구조설계시 모달해석을 통한 시스템 진동특성 규명과 진동 대책 설계가 요구된다. 진공용기 모달해석을 통해 얻어진 수평방향 고유진동수 벡터는 10.16 Hz와 10.17 Hz이며 수직방향 고유진동수는 41.28 Hz이며 torsional rotation에 대한 고유진동수는 12.24 Hz 이다. 이러한 모달해석 결과와 바닥응답스펙트럼 결과가 지진해석의 input 조건이 된다.

(6) 복합하중

복합 하중이란 운전 상태에 발생할 수 있는 모든 단일하중들의 조합과 베이킹 할 때 발생할 수 있는 단일하중들로 크게 2가지로 분류될 수 있다. 전자의 경우 대표적인 하중은 전자가력 하중으로 4가지 플라즈마 disruption의 경우에 대해 다음의 8가지 복합하중이 고려되었다.

- 1) Dead weight+Coolant pressure+Vacuum pressure+EM loads(Halo-Radial)
- 2) Dead weight+Coolant pressure+Vacuum pressure+EM loads(Halo-Radial)
+Seismic load
- 3) Dead weight+Coolant pressure+Vacuum pressure+EM loads(Halo-Vertical)
- 4) Dead weight+Coolant pressure+Vacuum pressure+EM loads(Halo-Vertical)
+Seismic load
- 5) Dead weight+Coolant pressure+Vacuum pressure+EM loads(Eddy-Radial)
- 6) Dead weight+Coolant pressure+Vacuum pressure+EM loads(Eddy-Radial)

+Seismic load

7) Dead weight+Coolant pressure+Vacuum pressure+EM loads(Eddy-Vertical)

8) Dead weight+Coolant pressure+Vacuum pressure+EM loads(Eddy-Vertical)

+Seismic load

또한 후자의 경우 열하중이 대표적으로 다음의 3가지 복합하중이 고려되었다.
지진하중이 동시에 발생할 경우는 hard 베이킹에 대해서만 정의되었다.

1) Dead weight+Baking gas pressure+Vacuum pressure+Thermal loads(Hard baking)

2) Dead weight+Baking gas pressure+Vacuum pressure+Thermal loads(Soft baking)

3) Dead weight+Baking gas pressure+Vacuum pressure+Thermal loads(Hard baking) +Seismic load

표 3.2-15 진공용기 압력 및 진공 하중 조건

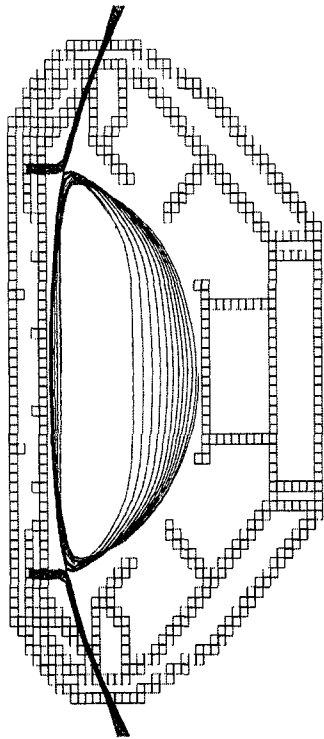
| Operating State | | Design Pressure(MPa.g) | | | Temperature (°C) |
|-------------------------|-------------|------------------------|-------------|-----------------|------------------|
| | | Interior | Exterior | Cooling Channel | Design |
| Pneumatic Test | | 0.0 | 0.0 | 0.61 | 27 |
| Normal Operating State | | Full Vacuum | Full Vacuum | 0.45 | 27 |
| Baking State | | Full Vacuum | Full Vacuum | 0.45 | 110 |
| Plasma Disruption State | | Full Vacuum | Full Vacuum | 0.45 | 27 |
| Maintenance State | In-vessel | 0.0 | Full Vacuum | 0.45 | 27 |
| | In-cryostat | Full Vacuum | 0.0 | 0.45 | 27 |
| | Both side | 0.0 | 0.0 | 0.45 | 27 |

표 3.2-16 플라즈마 이상거동 시나리오에 대해 진공용기 및 PFC에 발생하는 전자기력 하중

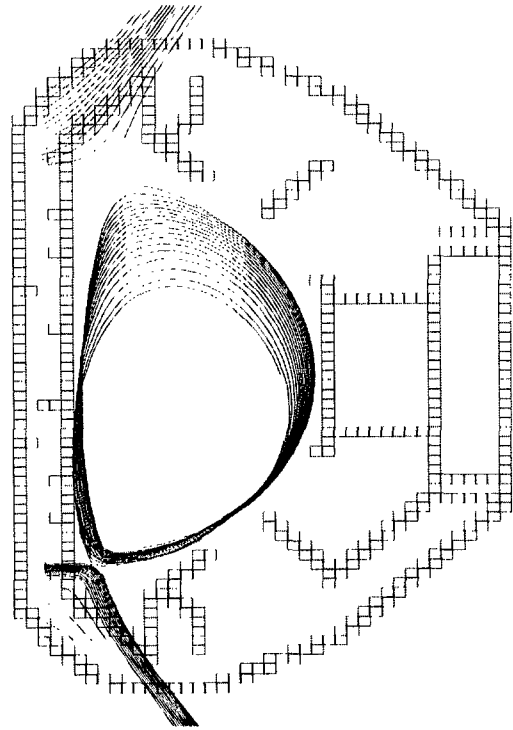
| Plasma Disruption Scenario | Net Force on VV(N) | | | Net Force on PFC(N) | | |
|--|--------------------|-----------|-----------|---------------------|-----------|-----------|
| | FX | FY | FZ | FX | FY | FZ |
| Maximum halo current model for radial disruption | 1.50E+06 | 6.20E+05 | 4.04E+04 | -2.77E+06 | -1.15E+06 | -1.14E+04 |
| Maximum halo current model for vertical disruption | -6.55E+05 | -2.71E+05 | 1.81E+06 | -1.50E+05 | -6.21E+04 | 1.76E+05 |
| Plasma motion and current quench model for radial disruption | -2.11E+03 | 1.11E+02 | -2.36E+04 | -5.36E+04 | -2.61E+02 | -1.00E+05 |
| Plasma motion and current quench model for vertical disruption | -2.00E+03 | 1.56E+04 | -2.19E+05 | 1.59E+05 | -7.93E+04 | -3.08E+06 |

표 3.2-17 지진해석을 위해 고려된 진공용기에 가해지는 무게

| Items | | Mass (kg) | Remark |
|------------------|--------------------|---------------|---------------------|
| PFC | Divertor Limiter | 7,660 | Inner Shell |
| | Inboard Limiter | 3,310 | |
| | Poloidal Limiter | 310 | |
| | NB Armor | 970 | |
| | Passive Stabilizer | 8,960 | |
| | PFC Cooling Water | 1,000 | |
| | Total | 22,210 | |
| VV Cooling Water | | 9,000 | Inner & Outer Shell |
| IC Coil | | 4,108 | Inner Shell |
| FEC Coil | | 2,056 | Inner Shell |
| Thermal Shield | | 9,000 | Outer Shell & Ports |
| Total | | 46,374 | |



(a) Radial Disruption



(b) Vertical Disruption (하향 이동)

그림 3.2-14 플라즈마 Disruption시 플라즈마 거동 현상

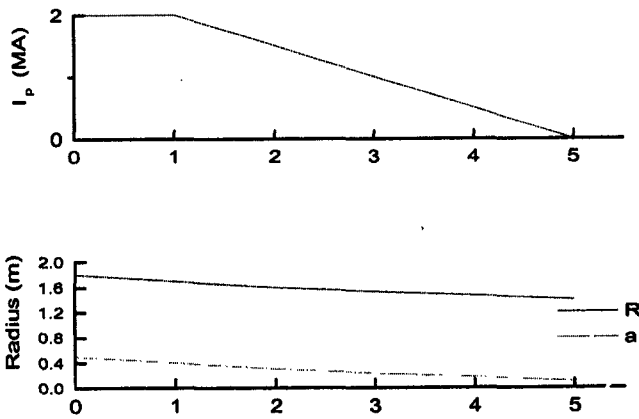


그림 3.2-15 Radial Disruption시 플라즈마 위치 및 전류 크기 변화

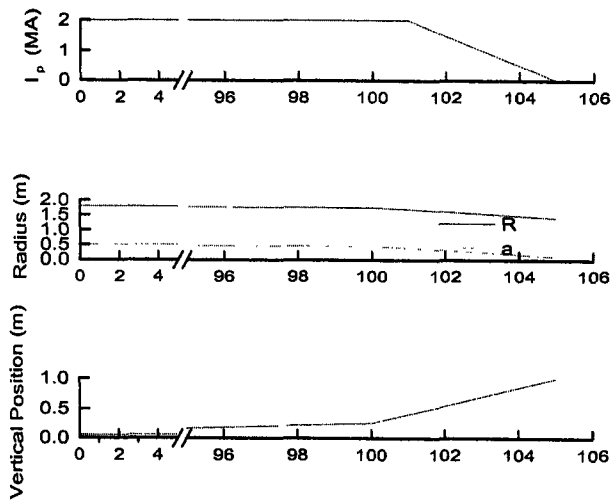
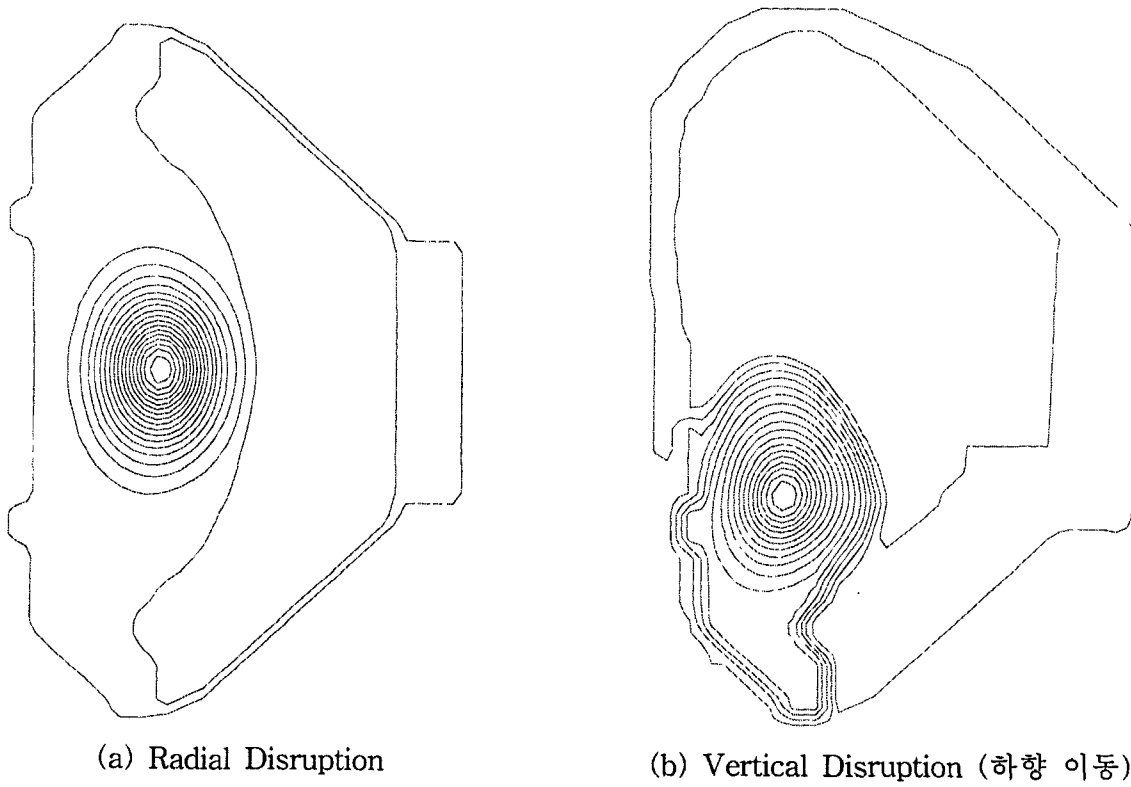


그림 3.2-16 Vertical Disruption시 플라즈마 위치 및 전류 크기 변화



(a) Radial Disruption

(b) Vertical Disruption (하향 이동)

그림 3.2-17 플라즈마 disruption시 발생된 halo 전류 분포

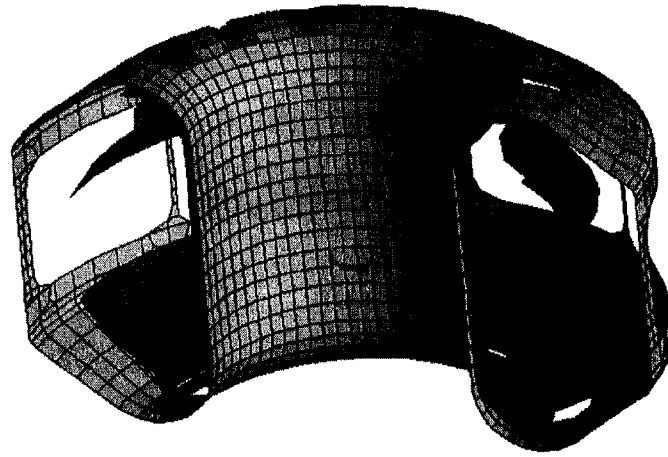


그림 3.2-18 진공용기 및 플라즈마 인접벽에 유도되는 Eddy 전류 계산을 위한 SPARK 모델

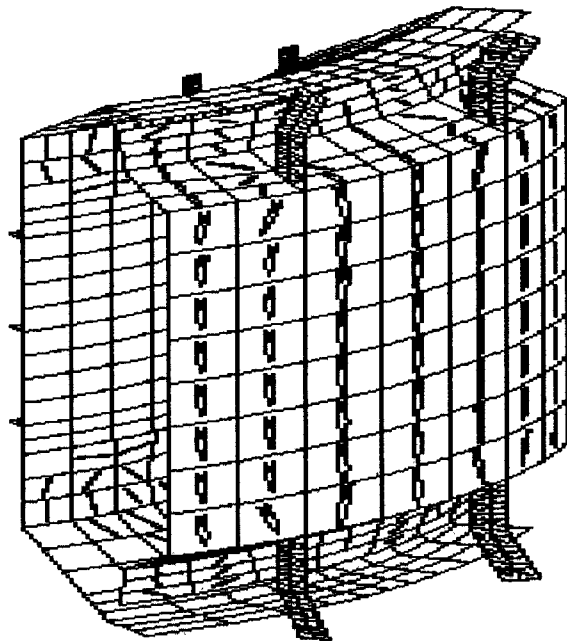


그림 3.2-19 Radial disruption시 halo 전류 계산을 위한 플라즈마 인접벽 측 SPARK 모델

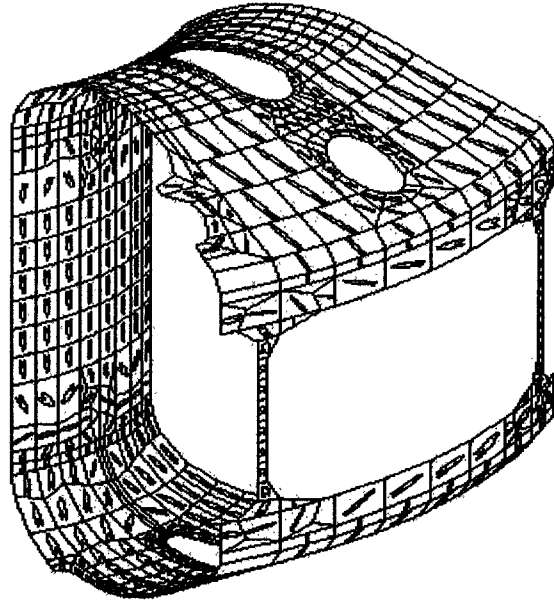


그림 3.2-20 Radial 및 Vertical disruption시 halo 전류 계산을 위한 진공용기 측 SPARK 모델

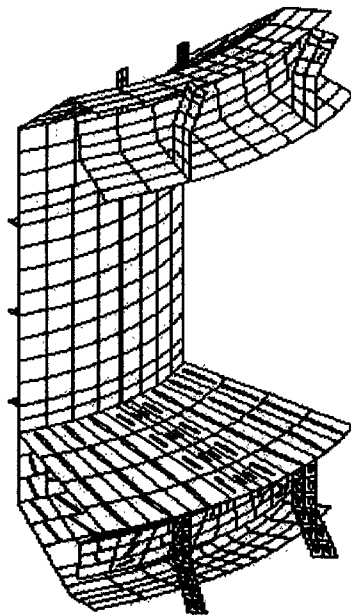
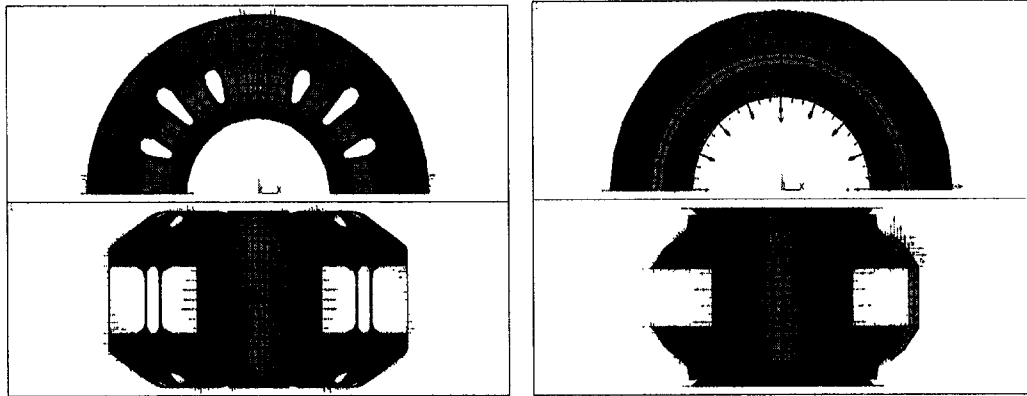


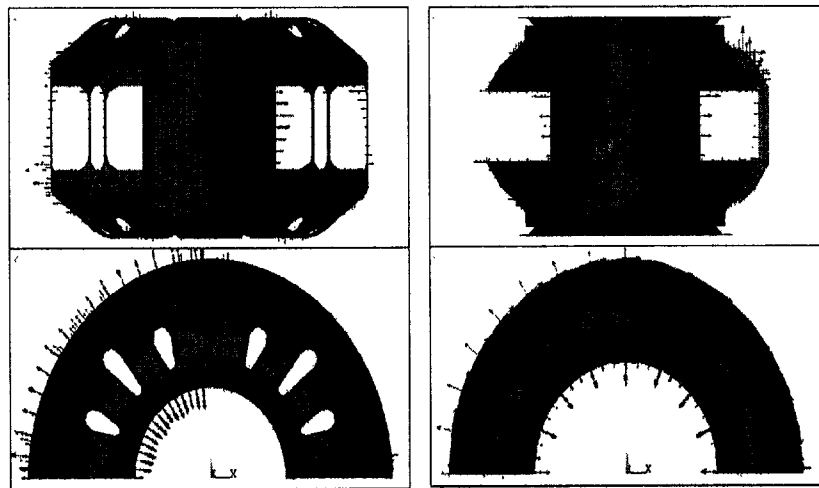
그림 3.2-21 Vertical disruption시 halo 전류 계산을 위한 플라즈마 인접 벽 측 SPARK 모델



(a) Vacuum Vessel

(b) PFCs

그림 3.2-22 Force distribution for radial disruption due to eddy current



(a) Vacuum Vessel

(b) PFCs

그림 3.2-23 Force distribution for vertical disruption due to eddy current

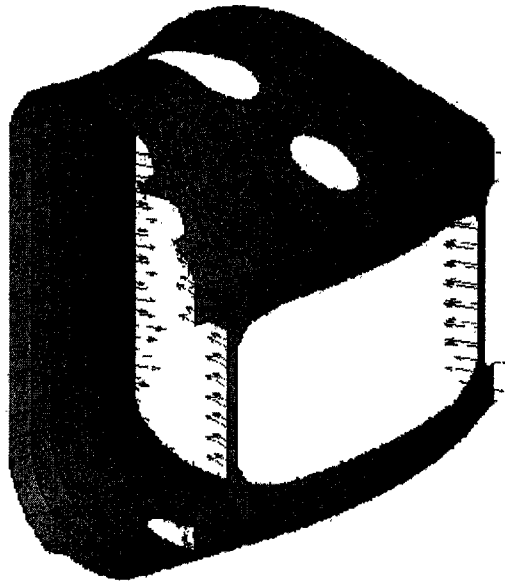


그림 3.2-24 Radial disruption시 진공용기에 유도된 halo 전류에 의한 전자기력

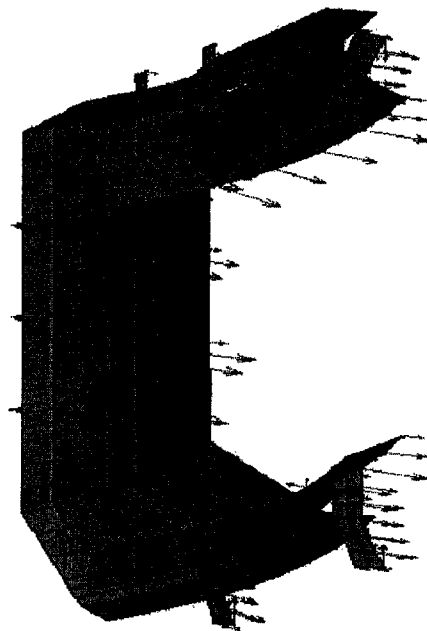


그림 3.2-25 Radial disruption시 플라즈마 인접벽에 유도된 halo 전류에 의한 전자기력

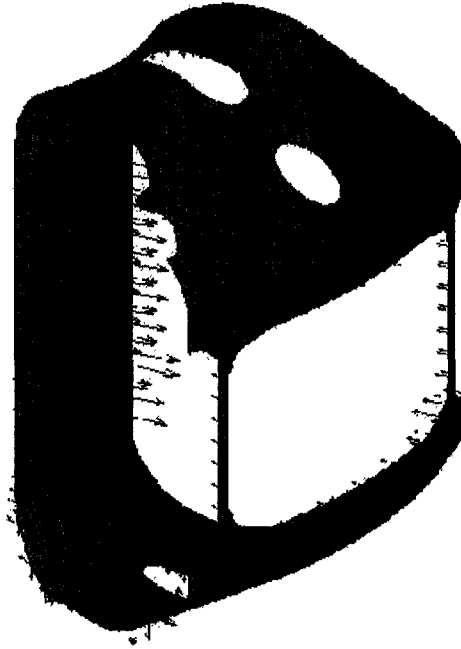


그림 3.2-26 Vertical disruption시
진공용기에 유도된 halo 전류에 의
한 전자기력

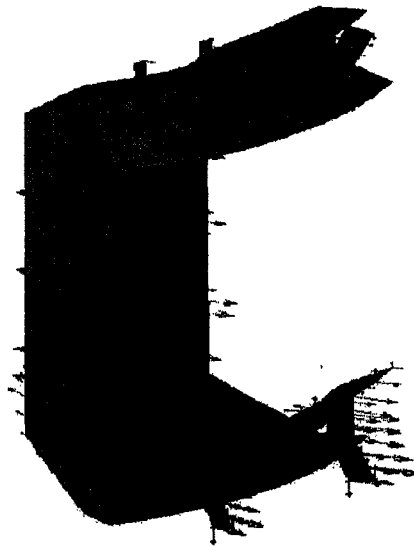
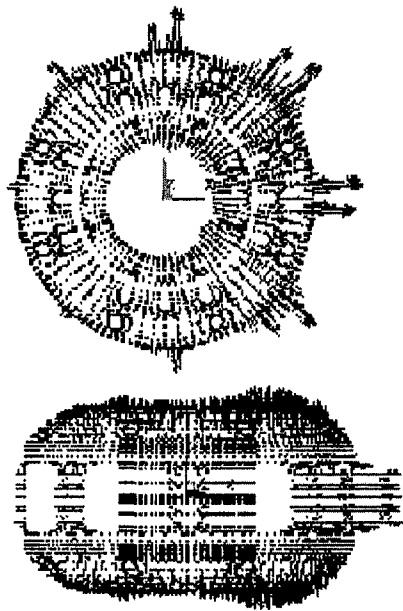
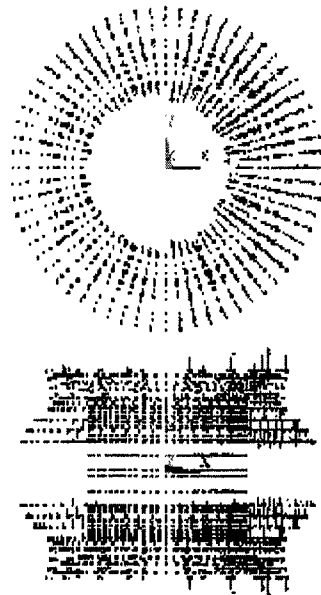


그림 3.2-27 Vertical disruption시
플라즈마 인접벽에 유도된 halo
전류에 의한 전자기력

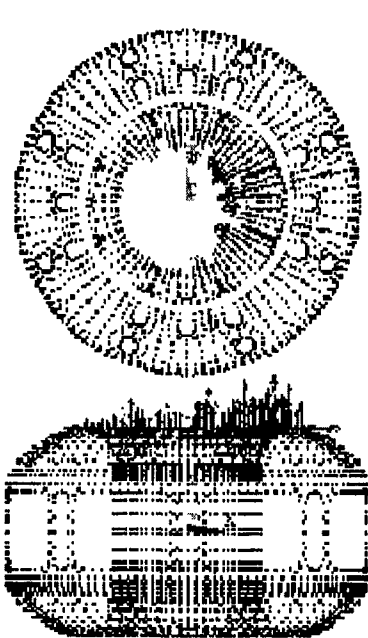


(a) Vacuum Vessel



(b) PFCs

그림 3.2-28 Radial disruption시 halo 전류에 의한 전자기력의 toroidal 방향 분포



(a) Vacuum Vessel



(b) PFCs

그림 3.2-29 Vertical disruption시 halo 전류에 의한 전자기력의 toroidal 방향 분포

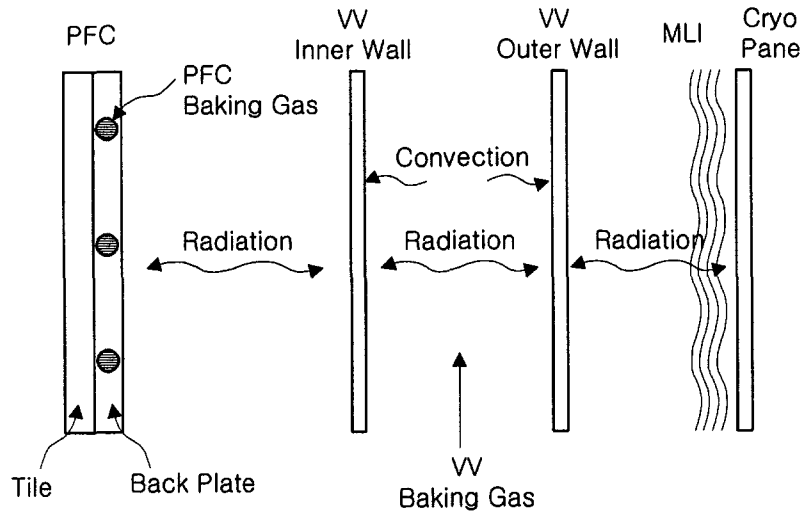


그림 3.2-30 진공용기 주변의 열전달 메카니즘

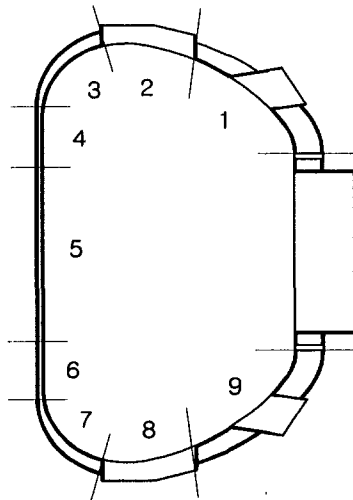


그림 3.2-31 진공용기 주변의 열전달 메카니즘 2차원 열전달 해석에 사용된 진공용기 모델의 폴로이달 방향 sector 명칭

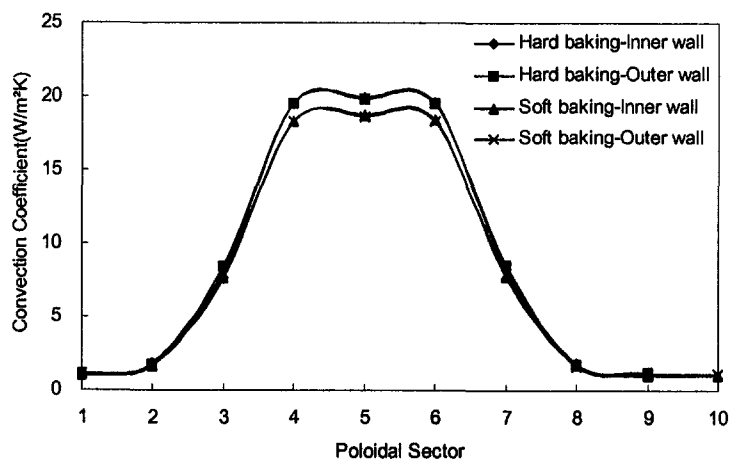


그림 3.2-32 진공용기 이중벽 사이의 열전달 계수

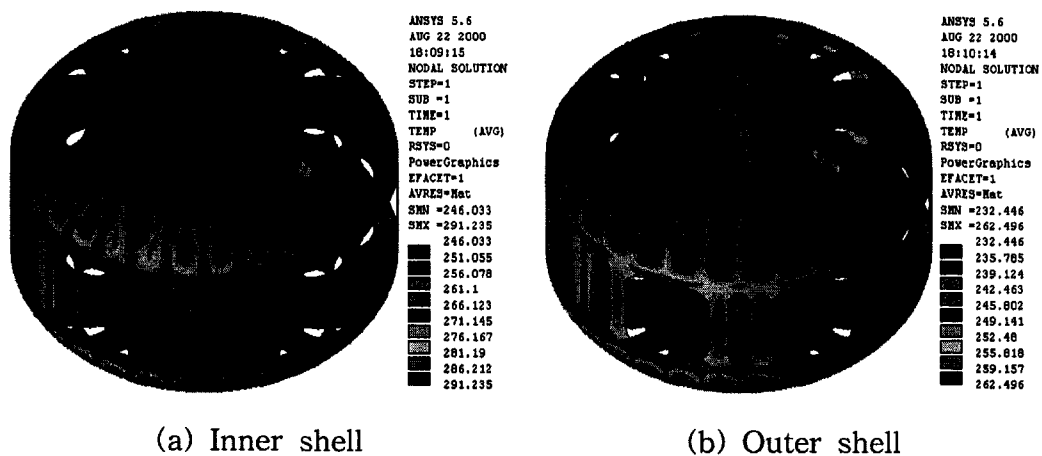
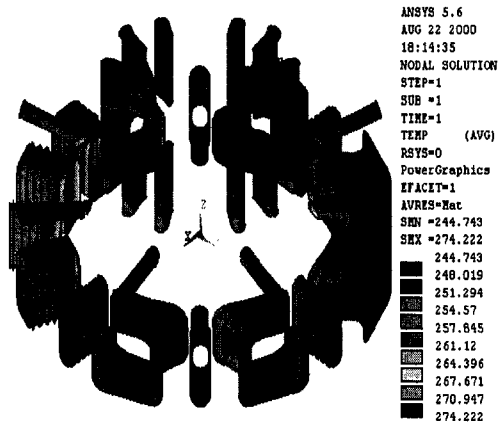
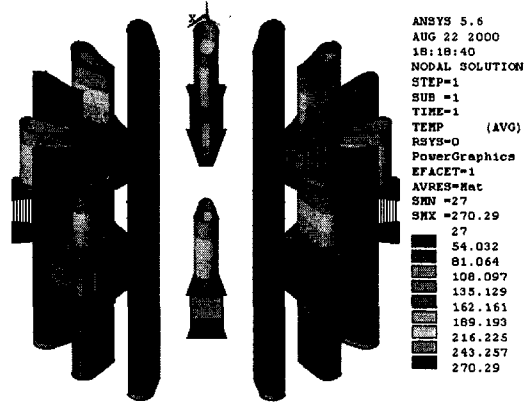


그림 3.2-33 Temperature contour of the vacuum vessel shells in hard baking state

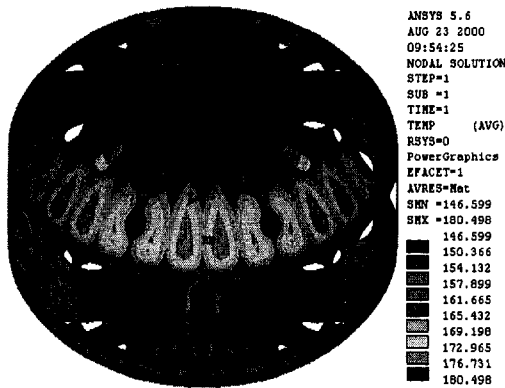


(a) Horizontal and slanted ports

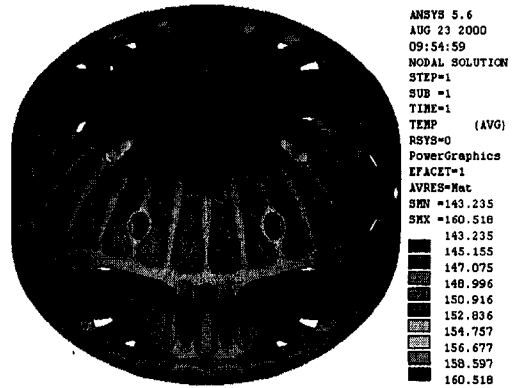


(b) Vertical lower ports and leaf spring

그림 3.2-34 Temperature contour of the vacuum vessel ports in hard baking state

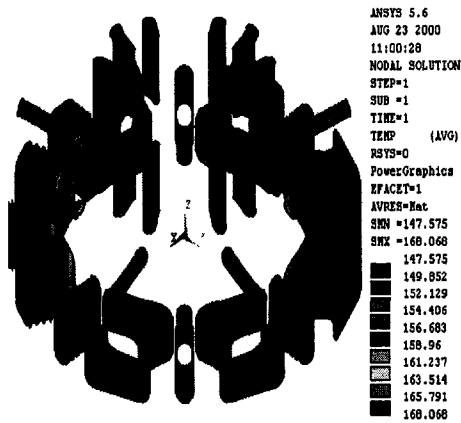


(a) Inner shell

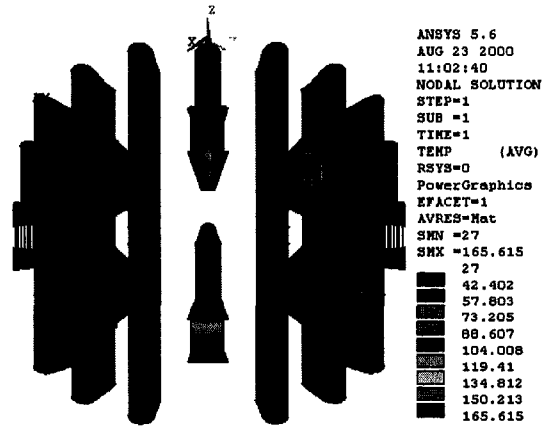


(b) Outer shell

그림 3.2-35 Temperature contour of the vacuum vessel shells in soft baking state

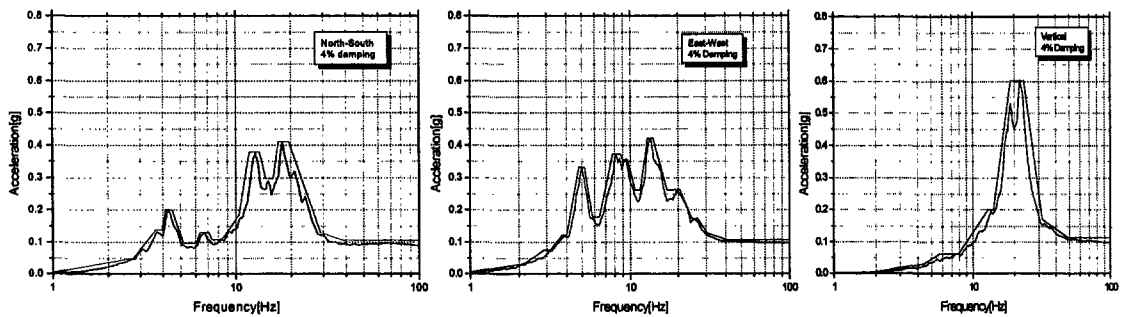


(a) Horizontal and slanted port



(b) Vertical lower ports and leaf spring

그림 3.2-36 Temperature contour of the vacuum vessel ports in soft baking state



(a) North - South Direction (b) East - West Direction (c) Vertical Direction

그림 3.2-37 KSTAR 토카막 바닥 응답스펙트럼

다. 설계 해석

(1) 무게하중 해석

진공용기 및 내부 구성부품의 무게에 대한 등가 밀도를 계산하여 진공용기 이중벽의 밀도에 대입하였다. 이러한 하중에 대해 응력해석을 수행한 결과 진공용기 내벽은 원형부분과 폴로이달 리브와의 경계면에서 최대응력 23.9 MPa, 외벽은 지지포트와의 경계면에서 최대응력 40.969 MPa이 발생하였으며 내벽과 외벽에서의 응력 분포가 그림 3.2-38에 나타나 있다. 기타 이하의 모든 해석에는 자중이 고려되어 수행되었다.

(2) 진공 및 냉각수 압력 해석

붕산수가 중성자 차폐 및 냉각을 위해 진공용기 이중벽에 채워져 있다. 이 냉각수 압력은 최대 4.5기압이다. 또한 진공용기 베이킹 시 진공용기 내벽과 외벽은 진공조건으로 이중벽 바깥 방향으로 1기압의 압력이 걸린다. 진공용기 누설시험 시에는 이중벽 내부의 압력이 6.1기압까지 상승하게 된다. 이러한 진공 및 압력조건에서 응력해석을 수행한 결과, 진공압력만 걸렸을 경우 최대 30.744 MPa이 수직포트와 경사포트사이의 진공용기 외벽에서 발생되었다. 또한 베이킹 가스 압력만 받을 경우 136.511 MPa이, 누설시험 압력이 걸릴 때에는 185.048 MPa이 동일한 위치에서 발생되었다. 위의 3경우에 대한 응력분포가 그림 3.2-39에서 그림 3.2-41에 나타나 있다.

무게와 진공압력, 베이킹 가스 압력이 동시에 작용할 경우 위와 마찬가지로 수직포트와 경사포트 사이의 폴로이달 리브와 진공용기 외벽과의 경계면에서 최대 169.756 MPa의 응력이 발생하며 응력분포가 그림 3.2-42에 보여지고 있다.

진공용기 포트 또한 평평한 단면적을 보유하고 있기 때문에 만일 진공용기나 cryostat 중 한쪽의 진공이 깨질 경우, 혹은 진공용기만 진공이 걸렸을 경우 포트에는 1기압의 압력이 작용하게 된다. 이러한 압력이 걸렸을 경우 각 포트에 발생하는 변위와 응력이 계산되었으며 표 3.2-18과 표 3.2-19에 정리되었으며 변형분포와 응력분포가 그림 3.2-43과 그림 3.2-44에 나타나 있다. 포트들에 진공압력이 걸릴 경우 보강판을 첨부해야만 변형에 대한 허용치를 만족함을 알 수 있다. 그러나 응력 측면에서 보면 보강판이 없어도 허용응력을 만족함을 알 수 있다. 여기에서 변위의 중요성은 포트가 벨로우즈에 연결되기 때문에 심한 변형은 벨로우즈 선택 및 설계에 영향을 끼치므로 포트의 허용범위는 3 mm, 포트 플랜지의 허용범위는 1 mm로

결정되었다.

(3) 전자기력 해석

전자기력 계산을 위해 3종류의 SPARK 모델을 사용하였는데 에 맞추어 유한요소 해석 모델을 3종류를 사용하였다. 4가지 각각의 플라즈마 disruption scenario에 대해 얻어진 전자기력 하중을 적용하여 응력해석을 수행하였다. 첫 번째로 halo radial disruption시 발생하는 전자기력을 적용한 결과 릿스프링 진공용기 지지구조물과 베이스 플레이트에서 최대 응력 245.914 MPa이 발생되었다. 두 번째로 halo vertical disruption인 경우 301.617 MPa의 응력이 진공용기 외벽과 수직 지지포트와의 경계면에서 발생되었으며, 세 번째로 eddy radial disruption인 경우 110.915 MPa의 응력이 inboard limiter 지지대를 만나는 플로이달 리브에서 발생되었으며, 마지막으로 eddy vertical disruption인 경우 378.939 MPa의 응력이 Passive plate 수직 포트에서 발생되었다. 각각의 경우에 대해 발생된 응력 분포가 그림 3.2-45에서 그림 3.2-48에서 보여진다. 이러한 여러 종류의 전자기력 하중에 대해 진공용기 각 부분에서의 최대 변위가 표 3.2-20에 나타나 있다. 상부 수직포트에서 수평방향으로 가장 큰 변위량이 생겼으며 수직방향으로는 NBI 포트에서 최대 변위량이 발생되었다.

(4) 열하중 해석

베이킹 조건에서 열하중에 따른 열응력 해석을 수행한 결과, hard 베이킹일 경우 최대 215.692 MPa의 응력이 릿스프링과 base plate의 경계면에서 발생하였다. 이는 베이킹하는 동안 열팽창에 의해 진공용기가 반경방향으로 움직임에 따라 릿스프링이 굽어짐으로써 응력집중이 발생되었다. soft 베이킹일 경우도 마찬가지로 응력의 크기만 170.713 MPa로 작을 뿐 동일한 현상이 발생되었다. 각각의 베이킹에 대한 응력분포가 그림 3.2-49와 그림 3.2-50에 나타나 있다. hard 베이킹과 soft 베이킹 모든 경우의 열하중에 대해 진공용기 각 부분에서 발생된 최대 변위가 표 3.2-21에 언급되었다. 전자기력 하중에 의한 변위량보다 최대 3배까지 크며 NBI 포트에서 수평방향 최대 변위 15.7 mm를 나타냈으며 수직방향으로는 상부 수직포트에서 최대 변위 19.9 mm가 발생됨을 알 수 있었다.

(5) 지진하중 해석

지진은 베이킹 동안에는 일어날 수 있지만 플라즈마 이상거동 시에는 발생하지

않는 것으로 간주하였다. 등가정적 지진하중을 계산하기 위해 유효가속도를 바닥 응답스펙트럼 해석을 통해 얻었다. 유효가속도의 크기는 수평방향으로 0.29 g, 0.18 g, 수직방향으로 0.07 g 이다. 이를 바탕으로 지진해석을 한 결과가 표 3.2-22와 그림 3.2-51에 보여진다. 최대응력 63.675 MPa이 진공용기 지지포트와 base block의 경계면에서 발생되었다.

무게와 진공압력, 베이킹 가스 압력이 지진하중과 동시에 작용할 경우 수직포트와 경사포트 사이의 플로이달 리브와 진공용기 외벽과의 경계면에서 최대 170.099 MPa의 응력이 발생하며 응력분포가 그림 3.2-52에 보여지고 있다. 이 경우 지진하중은 다른 하중들의 조합에 비해 그 영향이 미미함을 알 수 있었다. 지진하중에 대해 진공용기 각 부분에서 발생된 최대 변위는 표 3.2-23에 언급되었다. 전자기력 하중이나 열하중의 경우에 비해 변위량은 미미함을 알 수 있었다.

(6) 복합하중 해석

앞에서 정의된 전자기력하중 기준 복합하중과 열하중 기준 복합하중에 대해 해석 결과를 살펴보았다.

(가) 전자기력하중 기준 복합하중 해석

각각의 복합하중에 대해 발생된 최대 응력과 최대응력 발생 위치를 표 3.2-24에 정리하였으며 이 때의 응력 분포를 그림 3.2-53에서 그림 3.2-60에 나타내었다. 그림 및 표에서 알 수 있듯이 지진하중이 복합하중 전체에 대하여 미치는 영향은 발생된 응력 관점에서 볼 때 미미함을 발견할 수 있다. 또한 여러 복합하중에 대해 진공용기 각 부분에서 발생된 최대 변위는 표 3.2-25에 언급되었다. 표 3.2-20에서 보여진 전자기력 단일하중의 경우와 변위량의 차이가 약 10%정도 증가됨을 알 수 있었으며 이는 복합하중의 영향이라고 판단된다.

(나) 열하중 기준 복합하중 해석

앞에서 정의된 3종류의 복합하중에 대해 발생된 최대 응력과 최대응력 발생 위치를 표 3.2-26에 정리하였으며 이 때의 응력 분포를 그림 3.2-61에서 그림 3.2-63에 나타내었다. 그림 및 표에서 알 수 있듯이 지진하중으로 인해 약 10%의 응력이 증가하였음을 알 수 있었다. 또한 그림 3.2-49과 그림 3.2-50에서 보여진 열응력 하중만 작용할 경우와 비교해 복합하중의 경우 차이가 거의 없음을 발견하였다. Hard 베이킹 시 열응력 복합하중에 대해 진공용기 각 부분에서 발생된 최대 변위가 표

3.2-27에 언급되었다. 표 3.2-21에서 보여진 열하중 단일하중의 경우와 비교해 수평, 수직방향의 변위가 상부 경사포트를 제외하고는 하부 경사포트와 수평포트의 변위가 최대 50% 감소됨을 알 수 있었다.

(7) 지지구조물 해석

진공용기는 8개의 릿스프링 형태의 지지구조물을 가지고 있다. 지지구조물은 해석은 토카막의 주요 구조물을 지지한다는 관점에서 그 중요성이 요구되므로 본체의 응력해석에서 분리시켜 위에서 언급된 여러 하중에 대해 따로 응력해석을 수행하였다. 해석에 적용된 하중의 종류가 표 3.2-28에 정리되어 있으며 응력해석 결과가 표 3.2-29에 정리되어 있다. 표 3.2-29에서 언급된 허용응력 강도는 표 3.2-30에 언급되었다. 발생한 모든 응력은 허용응력 이내로 들어왔으며 최대 변위는 hard 베이킹 시 지진이 발생한 경우로 8.4 mm이었다. 해석에 사용된 릿스프링 지지구조물의 유한요소모델이 그림 3.2-64에 나타나 있으며 최대응력 및 최대 변위가 발생한 경우의 응력분포가 그림 3.2-65에서 보여진다.

(8) 용접부위 국부 구조해석

KSTAR 진공용기는 내벽과 외벽 사이에 플로이달 및 토로이달 리브를 가지고 있는 용접량이 매우 많은 구조물로서 모든 부분을 용접할 경우 상당한 변형이 발생할 소지가 있다. 따라서 용접량을 줄이고 이로 인한 용접 변형을 줄이기 위한 하나의 방편으로 leak tight가 요구되지 않는 부분에 플로이달 리브를 진공용기 외벽과 full 용접 대신 slot 용접을 선택하였다. 이 경우 진공용기의 구조물로서의 강도가 유지되는지 그리고 slot 용접부위 양끝에 응력 집중이 발생하는지 고찰하기 위해 용접부위 국부 구조해석을 수행하였다. 이 해석을 위해 사용된 유한요소 모델이 그림 3.2-66에 나타나 있으며, slot 용접 부위는 진공용기 외벽과 구속을 시켰으며 slot 용접 사이는 구속을 시키지 않았다.

위에서 언급된 모든 단일하중에 대한 응력해석 결과로부터 각 단일 하중에 대한 진공용기 외벽과 플로이달 리브와의 경계면에서의 최대 응력의 크기를 그림 3.2-67에 비교하였다. 그림에서 보여지듯이 진공 및 작동유체 압력하중이 slot 용접 설계에 중요한 요소임을 발견하였다. 따라서 모든 하중에 대해 slot 용접부위를 적용하여 응력해석을 수행하는 대신 압력하중이 적용된 경우에 대해서만 slot 용접 모델을 적용하여 응력해석을 수행하였으며 그 결과가 표 3.2-31에 정리되어 있으며 그림 그림 3.2-68에 두 결과에 대한 응력분포가 비교되었다.

라. 해석 평가

(1) 응력 평가

지진하중은 unlikely condition에서의 하중이므로 응력강도 factor, k ,를 1.2로 하였다. 각 해석 결과 분석에 적용된 설계응력 강도 (S_m)와 허용응력 강도가 표 3.2-30에 정리되어 있다. 상온에서의 설계응력 강도는 137.894 MPa를 사용하였으며, 열하중이 적용된 해석에서는 설계응력 강도 115.697 MPa를 사용하였다. 모든 단일 하중과 복합하중 해석결과 발생된 모든 응력이 허용응력 강도보다 작음을 알 수 있었다.

(2) 피로 평가

S(응력)-N(cycle 수) 피로곡선이 피로강도 평가에 사용되었다. S-N 피로곡선은 ASME code section VIII, division 2 appendix 5에 언급되어 있다. 전자기력 하중 및 열하중을 기준으로 하는 복합하중의 여러 다양한 cyclic loading에 대해 피로강도 평가를 한 결과가 표 3.2-32에 정리되어 있다. 표에서 계산된 usage factor (U)는 허용 cycle 에 대한 실제로 일어날, 다시 말하면 설계될 cycle loading 수의 비이다. 피로파괴가 일어날 확률이 높은 부분은 진공용기 내외벽과 리브로 다른 부분에 비해 누적 Usage factor가 높다. 그러나 누적 Usage factor가 1보다 작기 때문에 피로파괴는 일어나지 않을 것이다.

☒ 3.2-18 Elastic displacement of ports under vacuum pressure

| Port | Location | Deformation(mm) | | |
|----------------------|----------|-----------------|----------|-----------------------|
| | | Current | Modified | Allowable Deformation |
| NBI Type | Port | 1.945 | 1.334 | 3.0 |
| | Flange | 8.024 | 0.908 | 1.0 |
| RF Type | Port | 16.747 | 0.983 | 3.0 |
| | Flange | - | - | 1.0 |
| Elongated Horizontal | Port | 24.069 | 1.126 | 3.0 |
| | Flange | - | - | 1.0 |
| Standard Vertical | Port | 1.184 | - | 3.0 |
| | Flange | 0.622 | - | 1.0 |
| Elongated Vertical | Port | 3.213 | 1.892 | 3.0 |
| | Flange | 0.826 | 0.537 | 1.0 |
| Radial | Port | 0.487 | - | 3.0 |
| | Flange | - | - | 1.0 |

Note : "Modifies" means reinforcement ribs are attached on the ports.

☒ 3.2-19 Resulting stresses of ports under vacuum pressure

| Port | Stress Category | Stress Intensity(MPa) | | |
|----------------------|-----------------------------------|-----------------------|----------|-----------------------------|
| | | Current | Modified | Allowable Stress |
| NBI Type | P _L | 35.169 | 51.956 | 1.5S _m = 173.545 |
| | P _L +P _b +Q | 159.189 | 139.036 | 3.0S _m = 347.091 |
| RF Type | P _L | 83.999 | 43.100 | 1.5S _m = 173.545 |
| | P _L +P _b +Q | 233.554 | 85.529 | 3.0S _m = 347.091 |
| Elongated Horizontal | P _L | 111.555 | 59.542 | 1.5S _m = 173.545 |
| | P _L +P _b +Q | 291.656 | 221.891 | 3.0S _m = 347.091 |
| Standard Vertical | P _L | 51.319 | - | 1.5S _m = 173.545 |
| | P _L +P _b +Q | 87.387 | - | 3.0S _m = 347.091 |
| Elongated Vertical | P _L | 52.449 | 41.959 | 1.5S _m = 173.545 |
| | P _L +P _b +Q | 117.929 | 94.343 | 3.0S _m = 347.091 |
| Radial | P _L | 52.586 | - | 1.5S _m = 173.545 |
| | P _L +P _b +Q | 104.203 | - | 3.0S _m = 347.091 |

Note : "Modifies" means reinforcement ribs are attached on the ports.

☒ 3.2-20 Maximum displacement due to EM load

| Parts | Displacement(mm) | | | Remarks |
|----------------------|---------------------|---------------------|---------------------|----------|
| | Radial | Tangential | Vertical | |
| Inner Shell | 5.241 | 5.236 | 1.890 | |
| Outer Shell | 5.255 | 5.257 | 1.417 | |
| Top Vertical Port | 5.496 | 5.603 | 1.247 | |
| Upper Slanted Port | 5.434 ¹⁾ | 5.254 ²⁾ | 1.555 ³⁾ | See note |
| NBI Port | 4.777 | 4.712 | 1.898 | |
| EH Port | 4.581 | 4.570 | 1.706 | |
| Lower Slanted Port | 3.883 ¹⁾ | 3.323 ²⁾ | 1.773 ³⁾ | See note |
| Bottom Vertical Port | 4.576 | 1.675 | 0.651 | |

Note 1) Axial extension of the port

2) Horizontal translation of the port

3) Vertical translation of the port

☒ 3.2-21 Maximum displacement due to thermal load

| Parts | Displacement(mm) | | | Remarks |
|----------------------|----------------------|---------------------|----------------------|----------|
| | Radial | Tangential | Vertical | |
| Inner Shell | 11.602 | 0.115 | 15.193 | |
| Outer Shell | 12.070 | 0.069 | 15.475 | |
| Top Vertical Port | 8.139 | 0.234 | 19.878 | |
| Upper Slanted Port | 15.213 ¹⁾ | 0.099 ²⁾ | 16.118 ³⁾ | See note |
| NBI Port | 15.678 | 0.204 | 11.685 | |
| RF Port | 15.471 | 0.181 | 11.748 | |
| EH Port | 15.347 | 0.082 | 11.740 | |
| Lower Slanted Port | 15.501 ¹⁾ | 0.098 ²⁾ | 3.779 ³⁾ | See note |
| Bottom Vertical Port | 6.844 | 0.554 | 7.323 | |

Note 1) Axial extension of the port

2) Horizontal translation of the port

3) Vertical translation of the port

☒ 3.2-22 Stress intensities for equivalent static analysis

| Components | Stress Intensities, MPa | | |
|---------------------|-------------------------|---|-------|
| | $P_L + P_b$ | Allowable Stress | Ratio |
| Inner Shell | 15.784 | 1.5kS _m (k=1.2) 248.22 | 0.064 |
| Outer Shell | 13.165 | | 0.053 |
| Top Ports | 1.257 | | 0.005 |
| Cooling Ports | 2.370 | | 0.010 |
| EH Ports | 2.723 | | 0.011 |
| RF Ports | 2.344 | | 0.009 |
| NBI Ports | 2.788 | | 0.011 |
| Supporting Ports | 22.388 | | 0.090 |
| Bottom Ports | 23.125 | | 0.093 |
| Leaf Springs Type 1 | 21.453 | | 0.086 |
| Leaf Springs Type 2 | 31.423 | | 0.127 |

☒ 3.2-23 Maximum displacement due to seismic load

| Parts | Displacement(mm) | | | Remarks |
|----------------------|---------------------|---------------------|---------------------|----------|
| | Radial | Tangential | Vertical | |
| Inner Shell | 1.135 | 1.135 | 0.234 | |
| Outer Shell | 1.142 | 1.144 | 0.248 | |
| Top Vertical Port | 1.205 | 1.270 | 0.200 | |
| Upper Slanted Port | 1.122 ¹⁾ | 1.135 ²⁾ | 0.306 ³⁾ | See note |
| NBI Port | 1.082 | 1.032 | 0.365 | |
| RF Port | 0.943 | 1.044 | 0.317 | |
| EH Port | 1.062 | 1.040 | 0.342 | |
| Lower Slanted Port | 0.827 ¹⁾ | 0.800 ²⁾ | 0.372 ³⁾ | See note |
| Bottom Vertical Port | 0.919 | 0.736 | 0.114 | |

Note 1) Axial extension of the port

2) Horizontal translation of the port

3) Vertical translation of the port

표 3.2-24 전자기력 하중 기준 복합하중에 대해 발생된 최대 응력과 최대응력 발생 위치

| 복합하중 종류 | 최대응력 (MPa) | 위치 |
|--|---------------|---|
| Dead weight+Coolant pressure+Vacuum pressure+EM loads(Halo-Radial) | 292.975 | outer shell of vertical supporting port junction |
| Dead weight+Coolant pressure+Vacuum pressure+EM loads(Halo-Radial) +Seismic load | 331.062 | outer shell of vertical supporting port junction |
| Dead weight+Coolant pressure+Vacuum pressure+EM loads(Halo-Vertical) | 254.938 | the outer shell around junction part of supporting port |
| Dead weight+Coolant pressure+Vacuum pressure+EM loads(Halo-Vertical) +Seismic load | 289.111 | the outer shell around junction part of supporting port |
| Dead weight+Coolant pressure+Vacuum pressure+EM loads(Eddy-Radial) | 180.526 | junction part of divertor support part |
| Dead weight+Coolant pressure+Vacuum pressure+EM loads(Eddy-Radial) +Seismic load | 182.132 | outer shell of divertor support junction part |
| Dead weight+Coolant pressure+Vacuum pressure+EM loads(Eddy-Vertical) | 381.020 | junction part of vertical support of passive plate |
| Dead weight+Coolant pressure+Vacuum pressure+EM loads(Eddy-Vertical) +Seismic load | 378.469 | junction part of vertical support of passive plate |

표 3.2-25 Maximum displacement due to combined loads in disruption state

| Parts | Displacement(mm) | | | Remarks |
|----------------------|---------------------|---------------------|---------------------|----------|
| | Radial | Tangential | Vertical | |
| Inner Shell | 5.632 | 5.276 | 1.986 | |
| Outer Shell | 5.658 | 5.301 | 1.822 | |
| Top Vertical Port | 5.954 | 5.744 | 1.031 | |
| Upper Slanted Port | 5.268 ¹⁾ | 5.270 ²⁾ | 1.515 ³⁾ | See note |
| NBI Port | 4.868 | 4.990 | 1.909 | |
| EH Port | 4.892 | 4.677 | 1.717 | |
| Lower Slanted Port | 3.972 ¹⁾ | 3.307 ²⁾ | 2.080 ³⁾ | See note |
| Bottom Vertical Port | 4.195 | 1.678 | 0.710 | |

Note 1) Axial extension of the port

2) Horizontal translation of the port

3) Vertical translation of the port

표 3.2-26 열하중 기준 복합하중에 대해 발생된 최대 응력과 최대응력 발생 위치

| 복합하중 종류 | 최대응력 (MPa) | 위치 |
|--|------------|---|
| Dead weight+Baking gas pressure+ Vacuum pressure+Thermal loads (Hard baking) | 213.298 | junction of leaf spring and base plate |
| Dead weight+Baking gas pressure+ Vacuum pressure+Thermal loads (Soft baking) | 169.191 | junction of inner shell and slanted port part |
| Dead weight+Baking gas pressure+ Vacuum pressure+Thermal loads (Hard baking) +Seismic load | 230.630 | junction of leaf spring and base plate |

⌘ 3.2-27 Maximum displacement due to combined load of dead weight, baking gas pressure, vacuum pressure and thermal load in hard baking state

| Parts | Displacement(mm) | | | Remarks |
|----------------------|----------------------|---------------------|----------------------|----------|
| | Radial | Tangential | Vertical | |
| Inner Shell | 11.776 | 0.181 | 15.121 | |
| Outer Shell | 13.233 | 0.133 | 15.567 | |
| Top Vertical Port | 8.931 | 0.397 | 19.830 | |
| Upper Slanted Port | 15.048 ¹⁾ | 0.113 ²⁾ | 16.157 ³⁾ | See note |
| NBI Port | 8.919 | 0.126 | 7.469 | |
| RF Port | 8.919 | 0.126 | 7.469 | |
| EH Port | 8.919 | 0.126 | 7.469 | |
| Lower Slanted Port | 8.836 ¹⁾ | 0.052 ²⁾ | 2.910 ³⁾ | See note |
| Bottom Vertical Port | 4.435 | 0.283 | 3.398 | |

Note 1) Axial extension of the port

2) Horizontal translation of the port

3) Vertical translation of the port

☒ 3.2-28 Applied load case for stress evaluation for support structure

| Load Case | Applied Loadings |
|-----------|--|
| 1 | Electromagnetic forces(Halo-radial) |
| 2 | Electromagnetic forces(Halo-vertical) |
| 3 | Electromagnetic forces(Eddy-radial) |
| 4 | Electromagnetic forces(Eddy-vertical) |
| 5 | Thermal load |
| 6 | Dead weight |
| 7 | Seismic load |
| 8 | Dead weight+Pressure load+EM load(Halo-radial) |
| 9 | Dead weight+Pressure load+EM loads(Halo-radial)+Seismic load |
| 10 | Dead weight+Pressure load+EM load(Halo-vertical) |
| 11 | Dead weight+Pressure load+EM loads(Halo-vertical)+Seismic load |
| 12 | Dead weight+Pressure load+Thermal load(Hard baking) |
| 13 | Dead weight+Pressure load+Thermal load(Hard baking)+Seismic load |

☒ 3.2-29 Stress evaluation for each load cases for support structure

| Load Case | Stress Intensity (MPa) | Allowable Stress Intensity (MPa) | Location | Displacement (mm) |
|-----------|------------------------|----------------------------------|----------|-------------------|
| Case 1 | 103.024 | 206.841 | LSJDP | 3.142 |
| Case 2 | 63.092 | 206.841 | LSJDP | 1.728 |
| Case 3 | 5.733 | 206.841 | LSJDP | 0.168 |
| Case 4 | 26.091 | 206.841 | LSJDP | 0.380 |
| Case 5 | 215.692 | 347.091 | LSJDP | 7.768 |
| Case 6 | 5.153 | 173.545 | LSJBS | 0.047 |
| Case 7 | 26.581 | 208.254 | LSJDP | 0.784 |
| Case 8 | 105.037 | 206.841 | LSJBS | 3.152 |
| Case 9 | 125.690 | 248.209 | LSJBS | 3.810 |
| Case 10 | 59.654 | 206.841 | LSJDP | 1.742 |
| Case 11 | 81.203 | 248.209 | LSJBS | 2.453 |
| Case 12 | 213.298 | 347.091 | LSJDP | 7.737 |
| Case 13 | 230.630 | 347.091 | LSJDP | 8.399 |

Note) LSJDP : Leaf spring around junction part of double plate
 LSJBS : Leaf spring around junction part of bottom base plate

ㄨ 3.2-30 Allowable stress intensities of SA240-316LN

| Operating State | Design Stress Intensity (S_m) (MPa) | k Factor | Stress Category | Allowable Stress Intensities (MPa) |
|---|--|----------|-----------------|------------------------------------|
| Plasma Disruption State | 137.894 | 1.0 | P_m | $1.0kS_m = 137.894$ |
| | | | P_L | $1.5kS_m = 206.841$ |
| | | | P_L+P_b | $1.5kS_m = 206.841$ |
| | | | P_L+P_b+Q | $3 S_m = 413.682$ |
| Plasma Disruption State with Seismic Load | 137.894 | 1.2 | P_m | $1.0kS_m = 165.473$ |
| | | | P_L | $1.5kS_m = 248.209$ |
| | | | P_L+P_b | $1.5kS_m = 248.209$ |
| | | | P_L+P_b+Q | $3 S_m = 413.682$ |
| Baking State | 115.697 | 1.0 | P_m | $1.0kS_m = 115.697$ |
| | | | P_L | $1.5kS_m = 173.545$ |
| | | | P_L+P_b | $1.5kS_m = 173.545$ |
| | | | P_L+P_b+Q | $3 S_m = 347.091$ |
| Baking State with Seismic Load | 115.697 | 1.2 | P_m | $1.0kS_m = 115.697$ |
| | | | P_L | $1.5kS_m = 173.545$ |
| | | | P_L+P_b | $1.5kS_m = 173.545$ |
| | | | P_L+P_b+Q | $3 S_m = 347.091$ |
| Pneumatic Test State | $\sigma_y = 206.8$ at 21°C | | P_m | $0.8 \sigma_y = 165.4$ |
| | | | P_m+P_b | $1.0 \sigma_y = 206.8$ |

Note) The value of P_m+P_b in pneumatic test state is under assumption that P_m is equal to $0.8 \sigma_y$

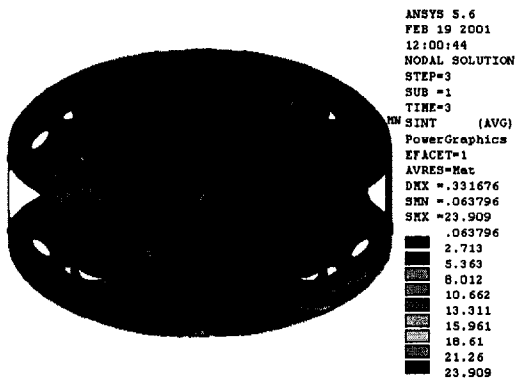
표 3.2-31 Stress intensities and stress increasing factor for slot welding

| Stress Category | Stress Intensity(MPa) | | Stress Increasing Factor | Allowable Stress Intensity (MPa) |
|-----------------------------------|-----------------------|-----------|--------------------------|----------------------------------|
| | Full Weld | Slot Weld | | |
| P _L | 48.803 | 50.508 | 1.04 | 173.545 |
| P _L +P _b +Q | 192.078 | 224.491 | 1.17 | 347.091 |

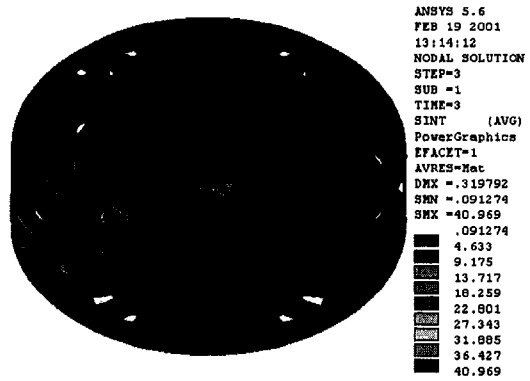
표 3.2-32 진공용기 각 부분의 복합하중에 대한 누적 피로강도 평가 표

| Parts | Usage factor of each cyclic loads | | | | | | Cumulative Usage Factor |
|----------------------|-----------------------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|-------------------------|
| | U ₁ | U ₂ | U ₃ | U ₄ | U ₅ | U ₆ | |
| Inner shell | 0.01499 | 0.03902 | 0.00953 | 0.91314 | 0.00196 | 0.00014 | 0.97878 |
| Outer shell | 0.08271 | 0.11613 | 0.01180 | 0.61464 | 0.00152 | 0.00006 | 0.82685 |
| Rib | 0.00609 | 0.03807 | 0.00633 | 0.90159 | 0.00000 | 0.00000 | 0.95207 |
| Leaf spring | 0.03309 | 0.03193 | 0.00000 | 0.00000 | 0.00193 | 0.00015 | 0.06710 |
| Base block | 0.01139 | 0.00559 | 0.00000 | 0.00000 | 0.00000 | 0.00000 | 0.01698 |
| Top vertical ports | 0.00000 | 0.00000 | 0.00000 | 0.00760 | 0.00011 | 0.00003 | 0.00774 |
| Upper slanted ports | 0.00000 | 0.00365 | 0.00011 | 0.00269 | 0.00103 | 0.00007 | 0.00855 |
| NBI ports | 0.00361 | 0.00000 | 0.00011 | 0.00243 | 0.00000 | 0.00000 | 0.00615 |
| EH ports | 0.00793 | 0.00000 | 0.00014 | 0.00271 | 0.00000 | 0.00000 | 0.01078 |
| Lower slanted ports | 0.00025 | 0.00000 | 0.00035 | 0.00000 | 0.00070 | 0.00006 | 0.00136 |
| Bottom vertical port | 0.02626 | 0.03898 | 0.00000 | 0.01765 | 0.00049 | 0.00004 | 0.08343 |

Note : U₁ : combined loads of halo-radial model
 U₂ : combined loads of halo-vertical model
 U₃ : combined loads of eddy-radial model
 U₄ : combined loads of eddy-vertical model
 U₅ : combined loads of hard baking model
 U₆ : combined loads of soft baking model

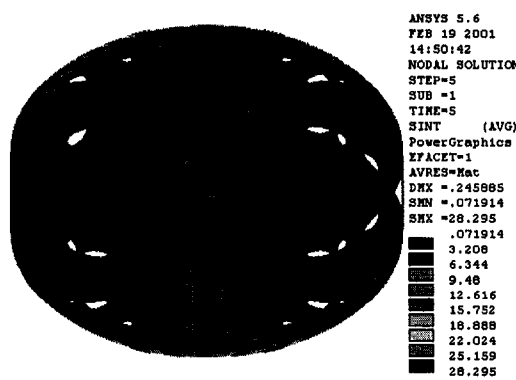


(a) Inner Shell

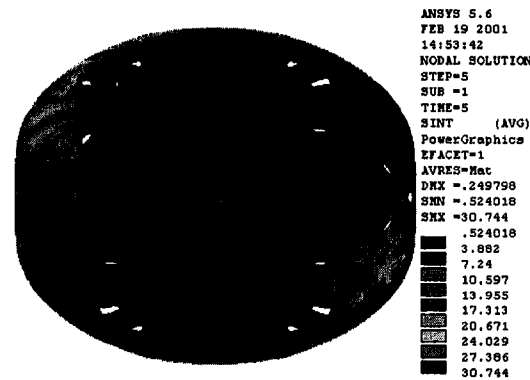


(b) Outer Shell

그림 3.2-38 Stress intensity contour of vacuum vessel shells for dead weight

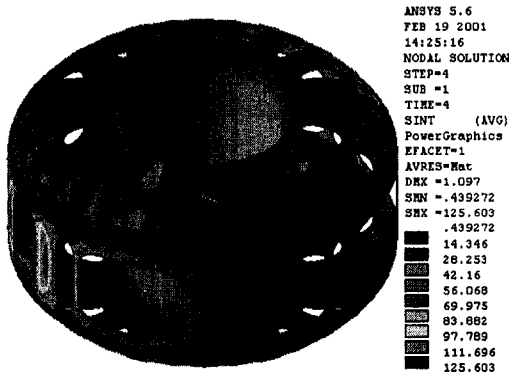


(a) Inner Shell

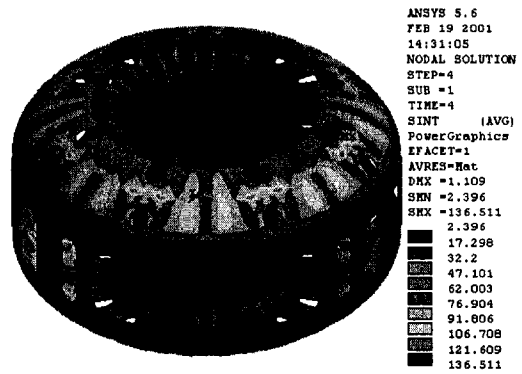


(b) Outer Shell

그림 3.2-39 Stress intensity contour of vacuum vessel shells for the vacuum pressure in both sides

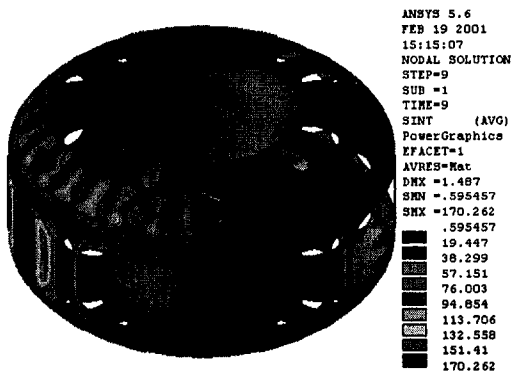


(a) Inner Shell

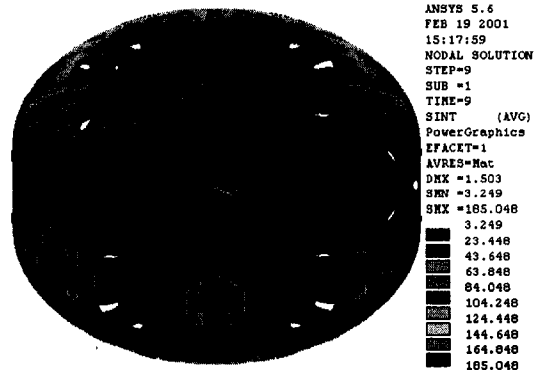


(b) Outer Shell

그림 3.2-40 Stress intensity contour of vacuum vessel shells for baking gas pressure



(a) Inner Shell



(b) Outer Shell

그림 3.2-41 Stress intensity contour of vacuum vessel shells for pneumatic test pressure

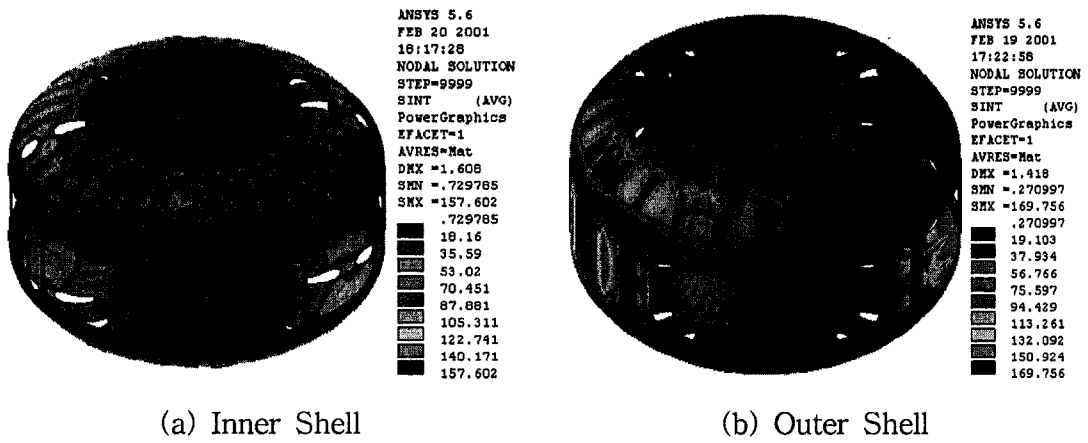
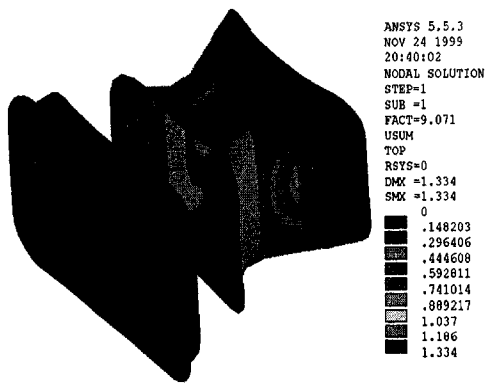
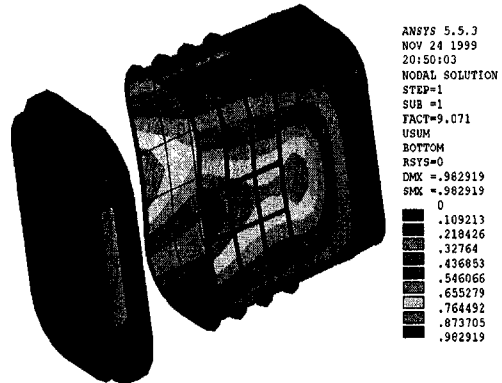


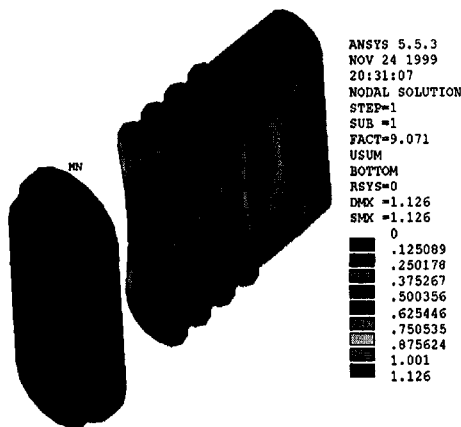
그림 3.2-42 Stress intensity contour of vacuum vessel shells for combined loads of dead weight, baking gas pressure and vacuum pressure



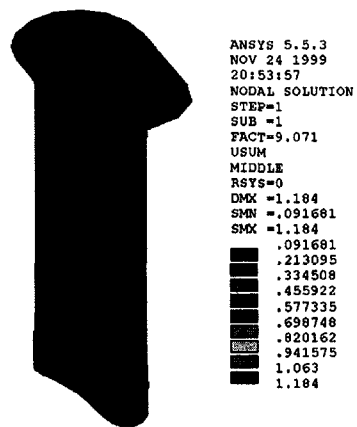
(a) NBI Port



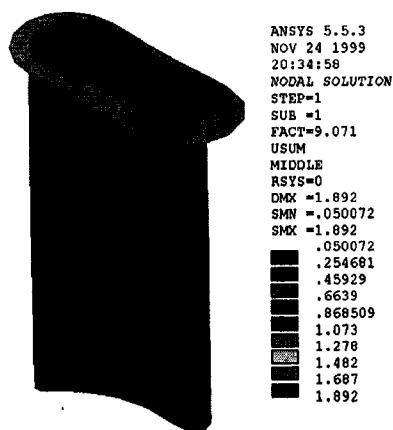
(b) RF Port



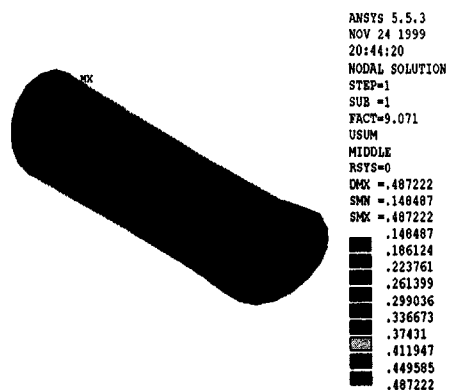
(c) Elongated Horizontal Port



(d) Standard Vertical Port

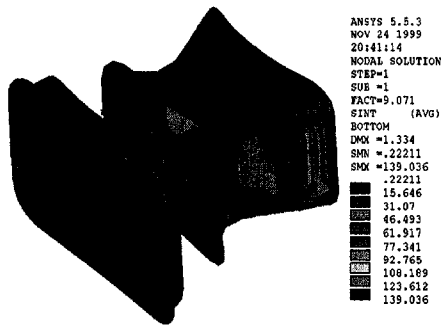


(e) Elongated Vertical Port

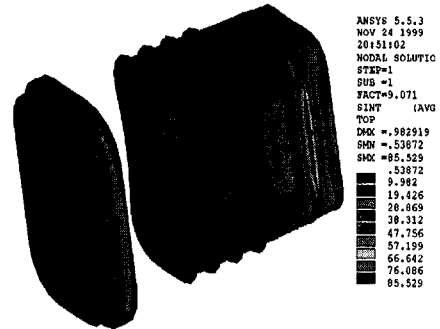


(f) Radial Port

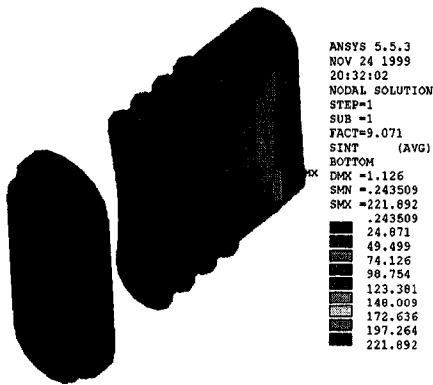
그림 3.2-43 Displacement contour of modified ports for vacuum pressure



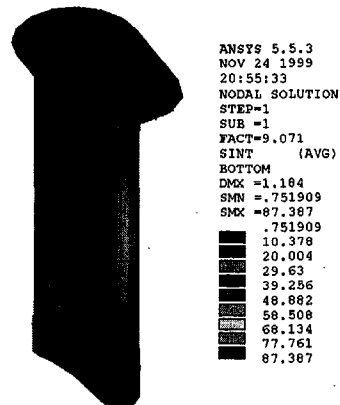
(a) NBI Port



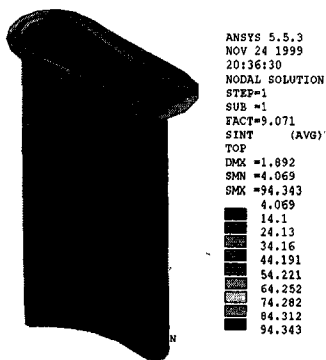
(b) RF Port



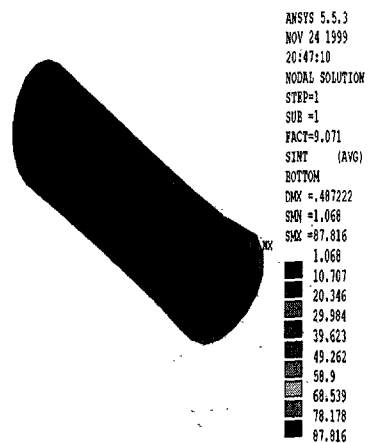
(c) Elongated Horizontal Port



(d) Standard Vertical Port



(e) Elongated Vertical Por



(f) Radial Port

그림 3.2-44 Stress contour of modified ports for vacuum pressure

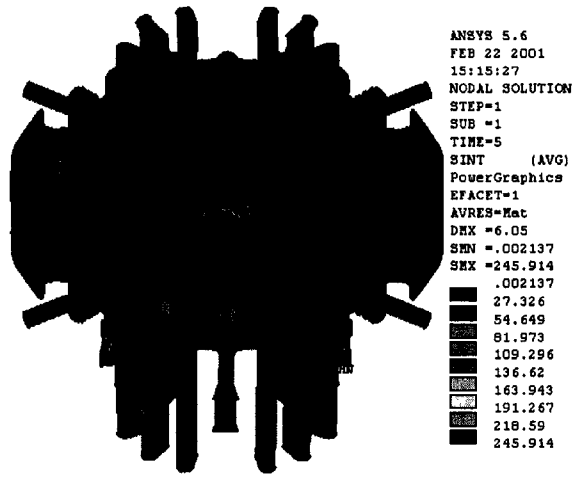


그림 3.2-45 Stress intensity contour
 for EM loads during
 halo-radial disruption

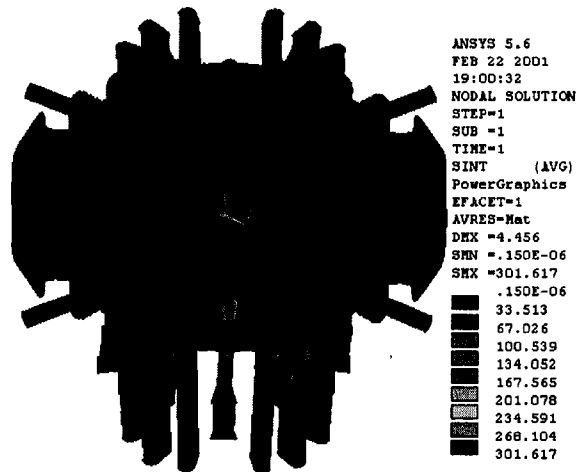


그림 3.2-46 Stress intensity contour
 for EM loads during
 halo-vertical disruption

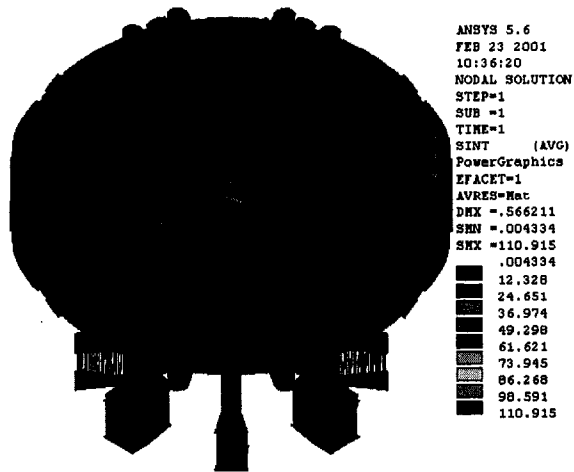


그림 3.2-47 Stress intensity contour for EM loads during eddy-radial disruption

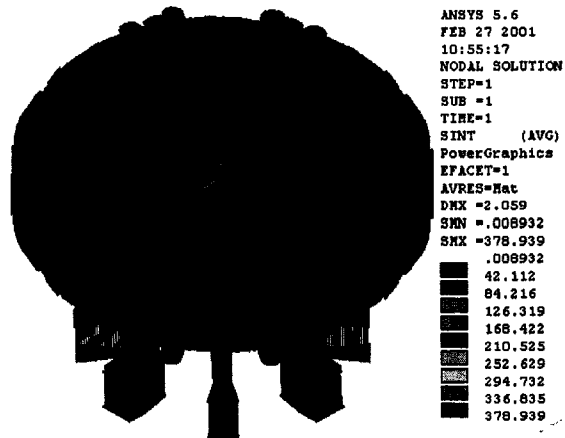


그림 3.2-48 Stress intensity contour for EM loads during eddy-vertical disruption

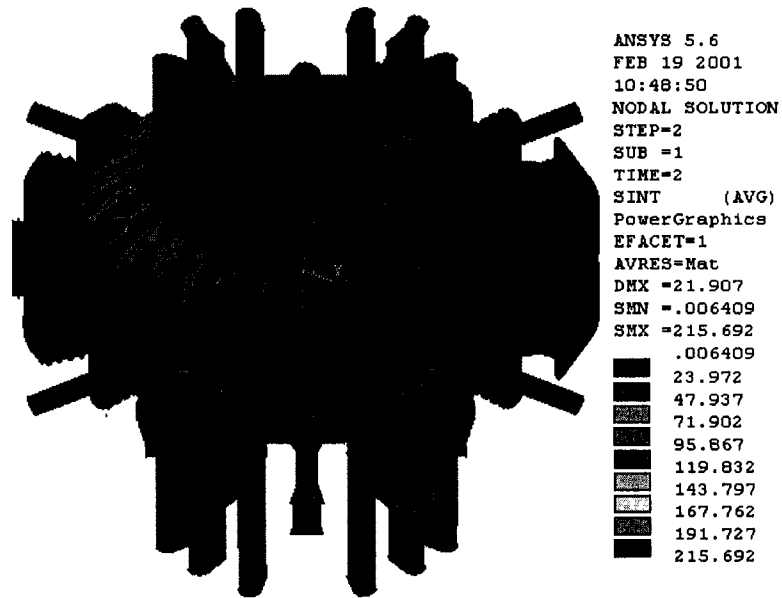


그림 3.2-49 Stress intensity contour for thermal load in hard baking state

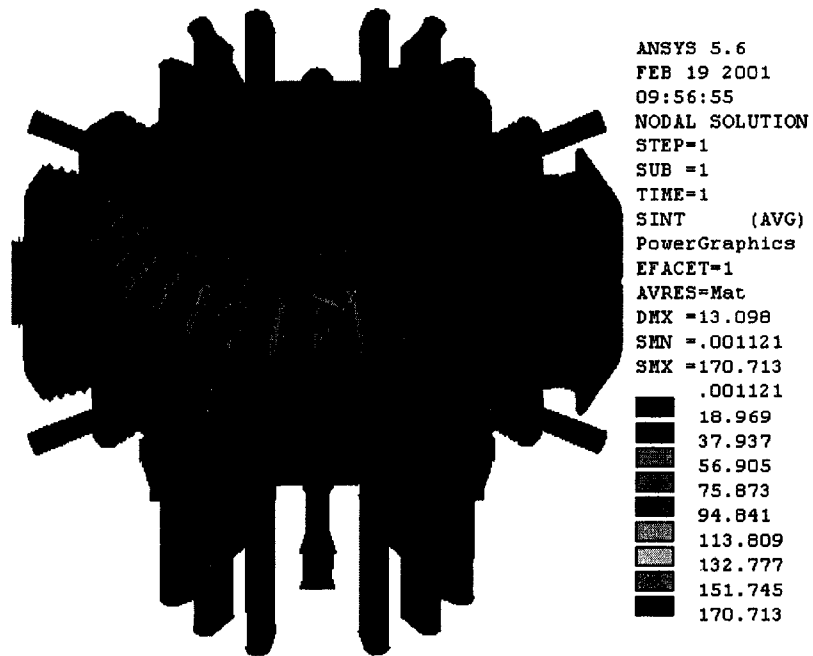


그림 3.2-50 Stress intensity contour for thermal load in soft baking state

STRESS INTENSITY
UNIT : MPa
VIEW : 2.981434
RANGE : 22.38801

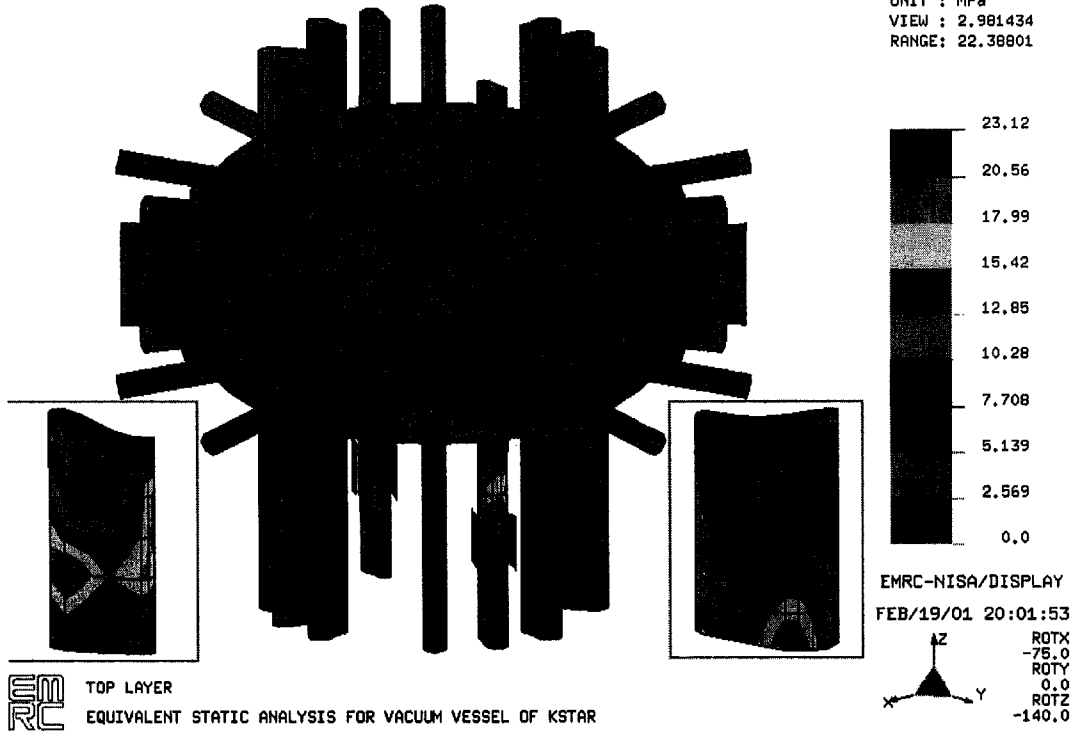
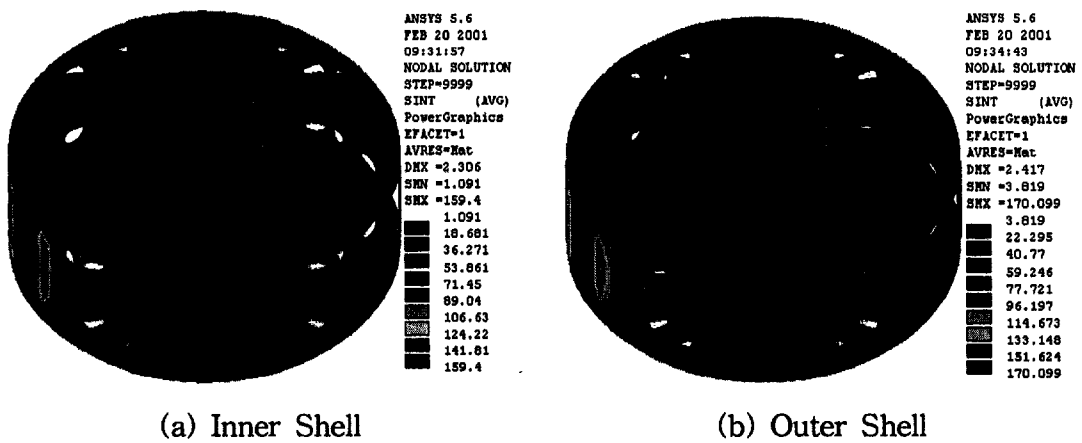


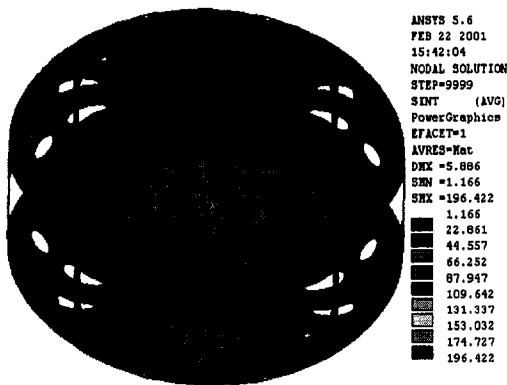
그림 3.2-51 Stress intensity contour for seismic load



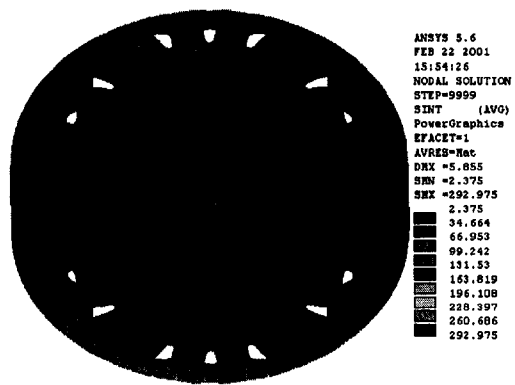
(a) Inner Shell

(b) Outer Shell

그림 3.2-52 Stress intensity contour of outer shell for combined load of dead weight, baking gas pressure, vacuum pressure and seismic load

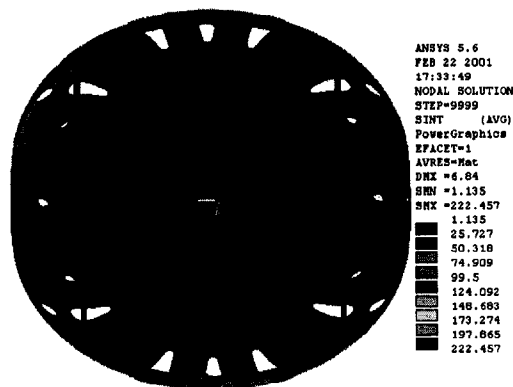


(a) Inner Shell

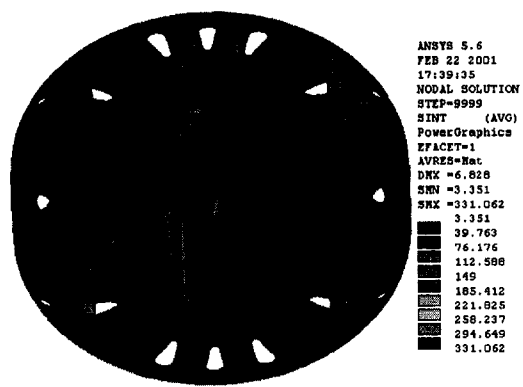


(b) Outer Shell

그림 3.2-53 Stress intensity contour for combined load of dead weight, Coolant pressure, vacuum pressure and EM loads (halo-radial)

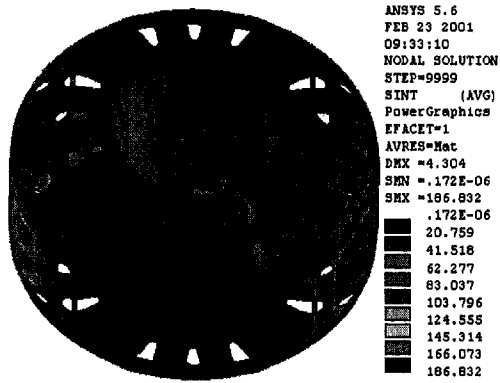


(a) Inner Shell

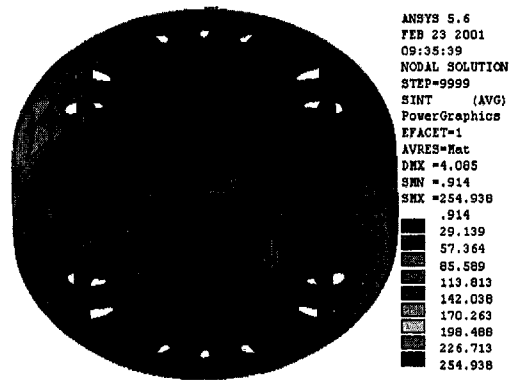


(b) Outer Shell

그림 3.2-54 Stress intensity contour for combined load of dead weight, Coolant pressure, vacuum pressure and EM loads (halo-radial) and seismic load

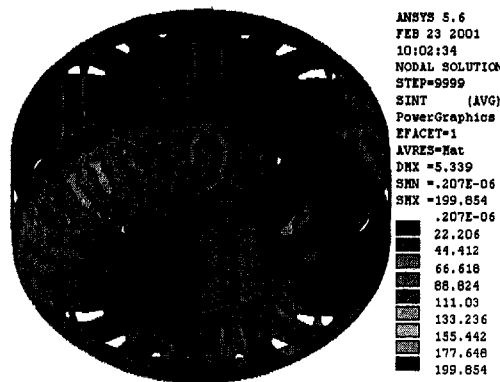


(a) Inner Shell

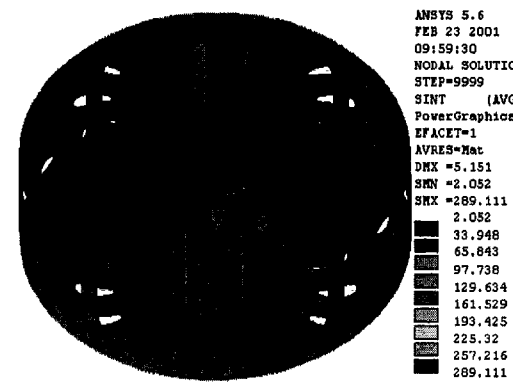


(b) Outer Shell

그림 3.2-55 Stress intensity contour for combined load of dead weight, Coolant pressure, vacuum pressure and EM loads (halo-vertical)

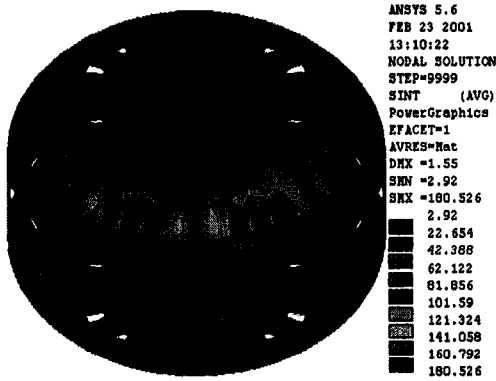


(a) Inner Shell

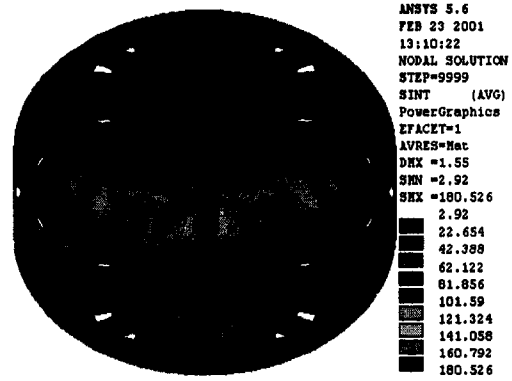


(b) Outer Shell

그림 3.2-56 Stress intensity contour for combined load of dead weight, Coolant pressure, vacuum pressure and EM loads (halo-vertical) and seismic load

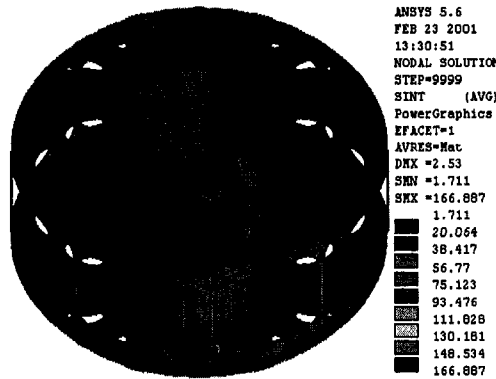


(a) Inner Shell

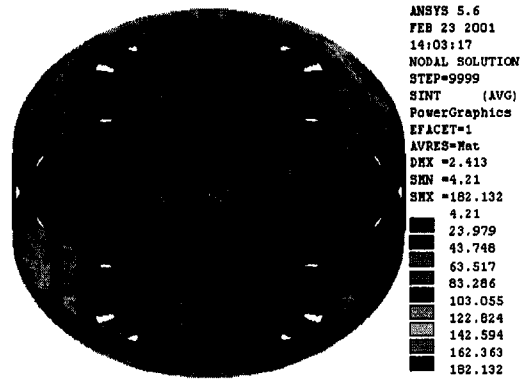


(b) Outer Shell

그림 3.2-57 Stress intensity contour for combined load of dead weight, Coolant pressure, vacuum pressure and EM loads (eddy-radial)

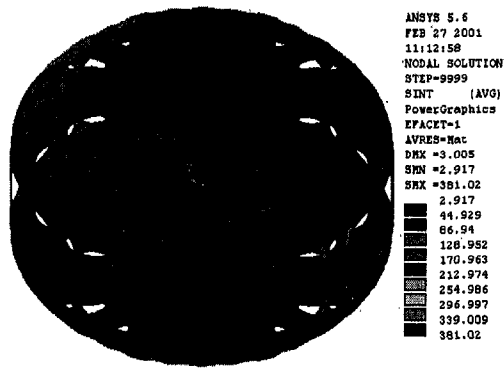


(a) Inner Shell

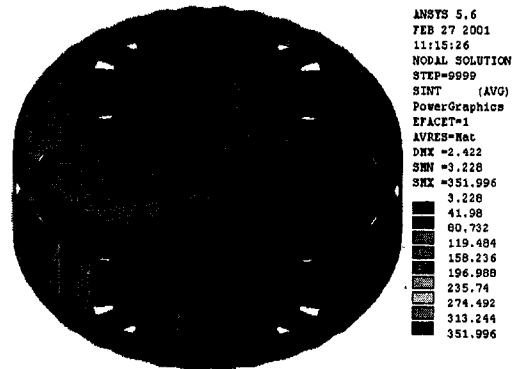


(b) Outer Shell

그림 3.2-58 Stress intensity contour for combined load of dead weight, Coolant pressure, vacuum pressure and EM loads (eddy-radial) and seismic load

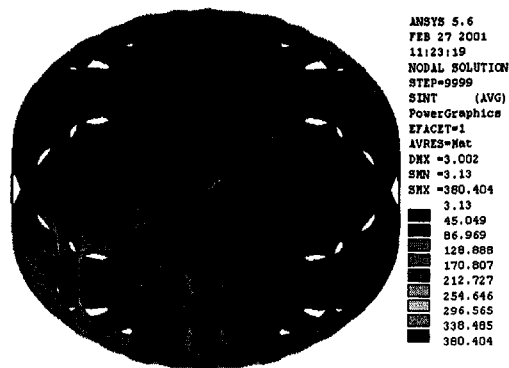


(a) Inner Shell

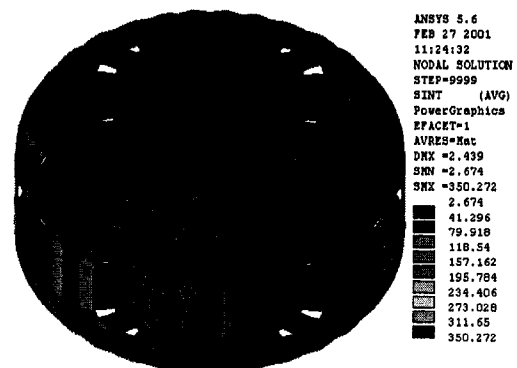


(b) Outer Shell

그림 3.2-59 Stress intensity contour for combined load of dead weight, Coolant pressure, vacuum pressure and EM loads (eddy-vertical)



(a) Inner Shell



(b) Outer Shell

그림 3.2-60 Stress intensity contour for combined load of dead weight, Coolant pressure, vacuum pressure and EM loads (eddy-vertical) and seismic load

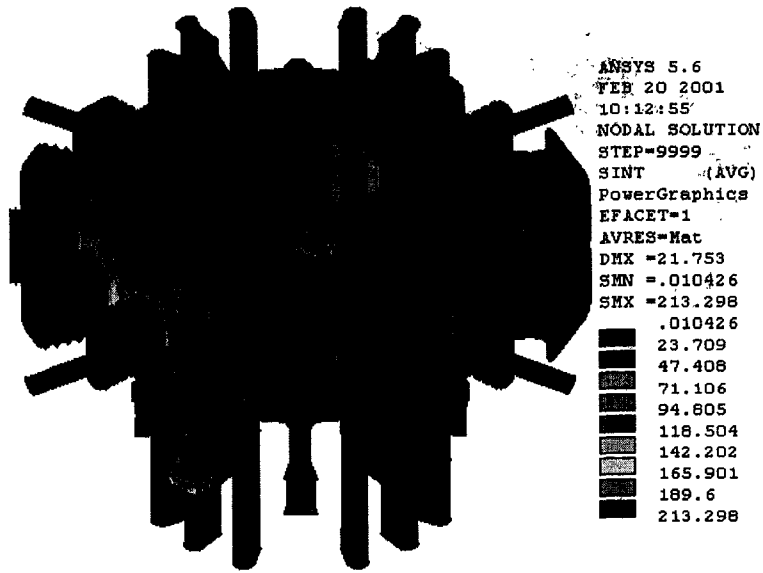


그림 3.2-61 Stress intensity contour for combined load of dead weight, baking gas pressure, vacuum pressure and thermal load in hard baking state

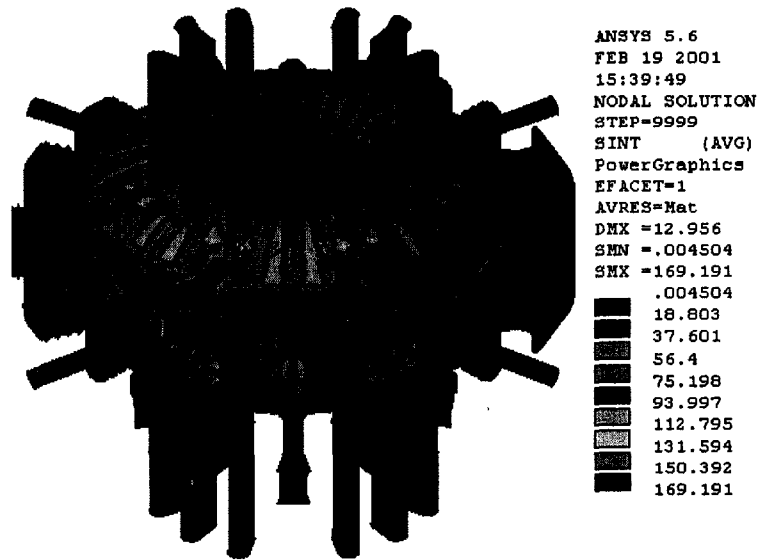


그림 3.2-62 Stress intensity contour for combined load of dead weight, baking gas pressure, vacuum pressure and thermal load in soft baking state

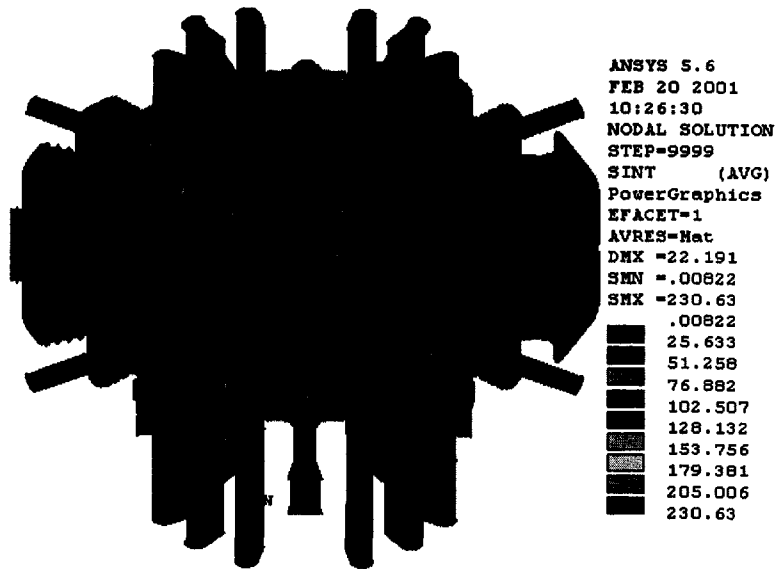


그림 3.2-63 Stress intensity contour for combined load of dead weight, baking gas pressure, vacuum pressure, thermal load in hard baking and seismic load

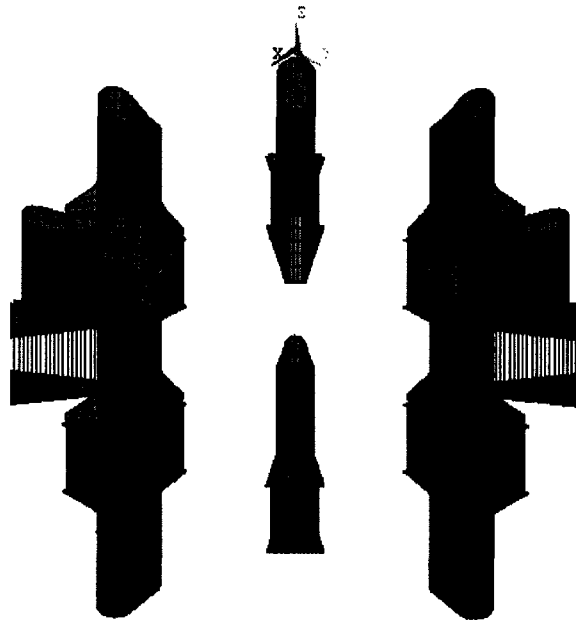


그림 3.2-64 Finite element model of leaf spring for stress analysis

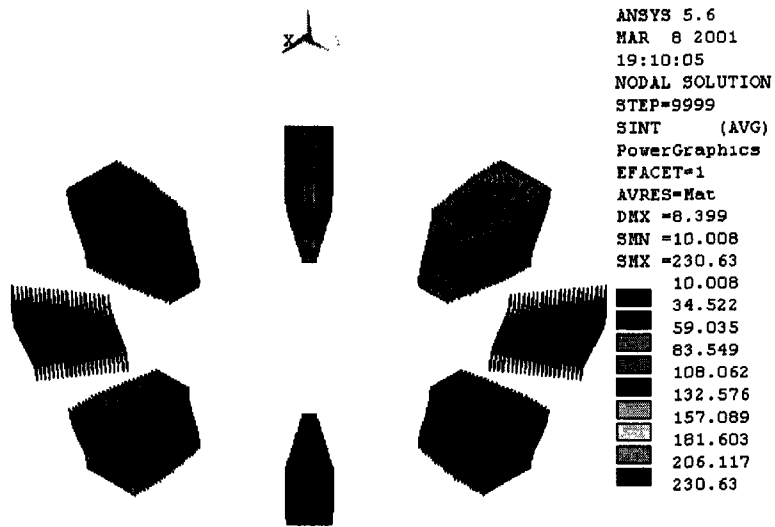


그림 3.2-65 Stress intensity contour for combined loads of dead weight, pressure load, thermal load in hard baking state and seismic load

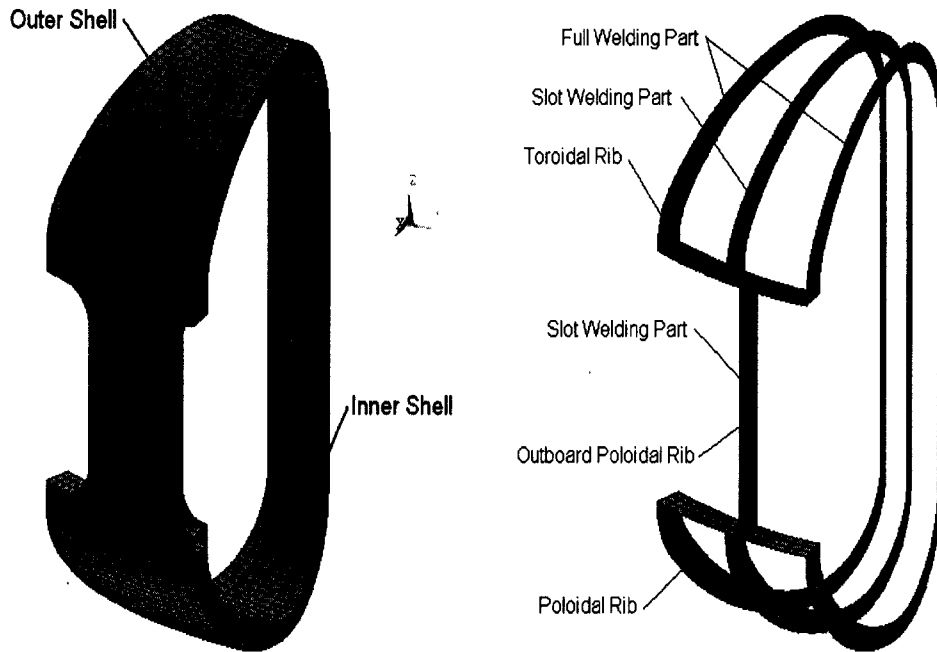


그림 3.2-66 Finite element model for local stress analysis of slot welded joint

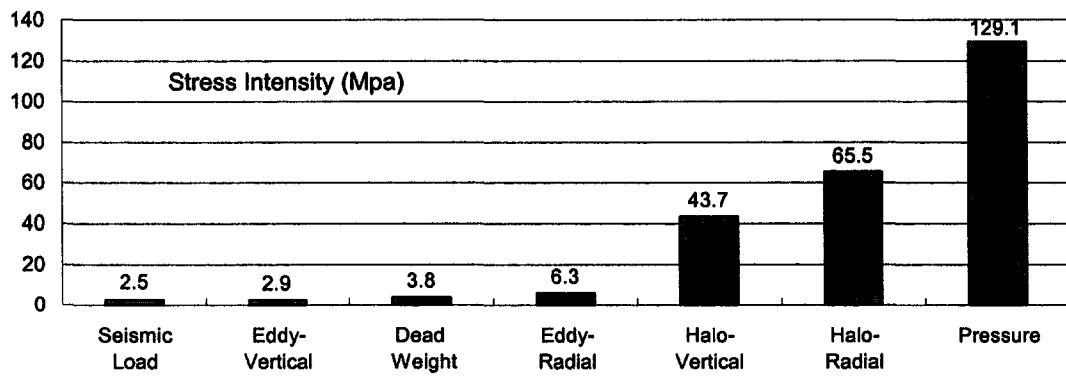
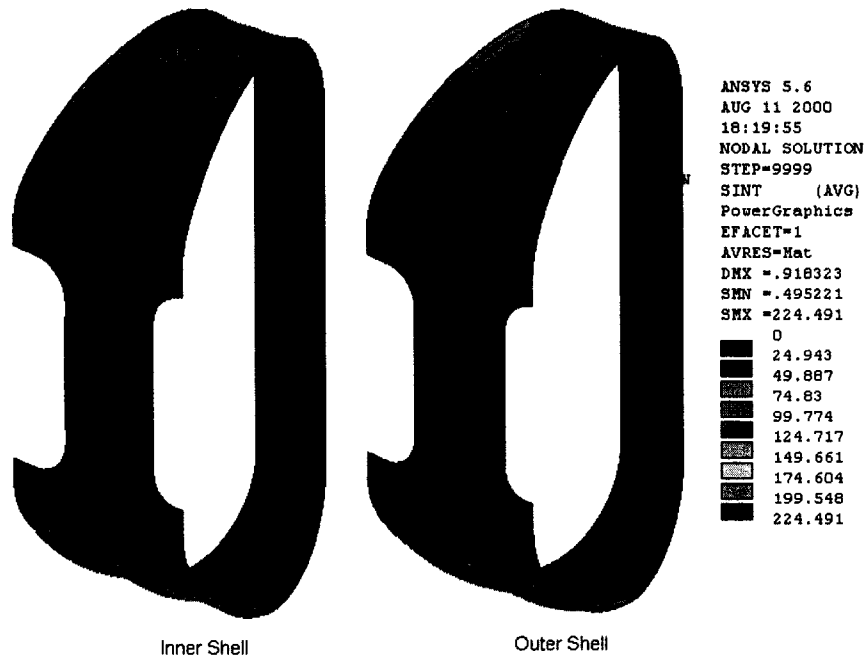
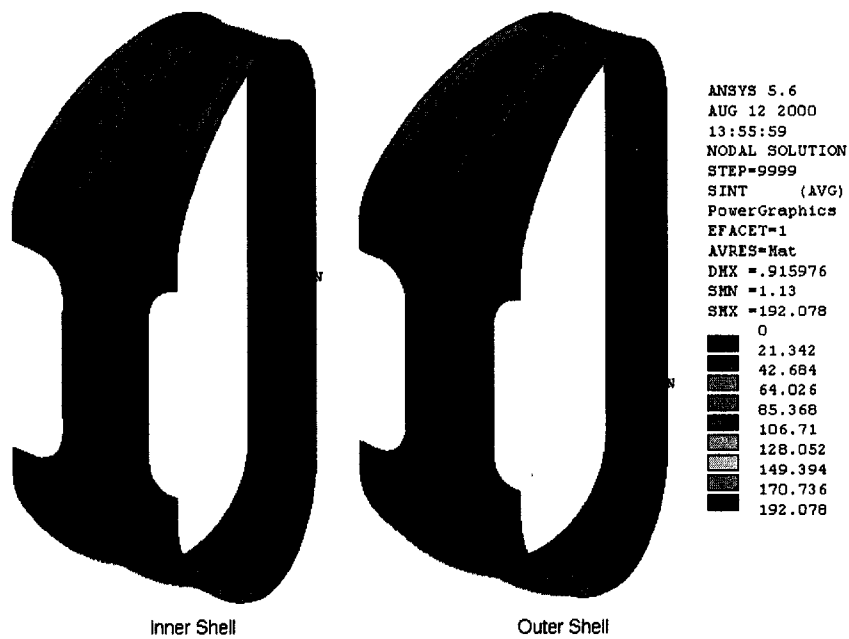


그림 3.2-67 Stress intensities at the poloidal rib joint part for the individual loads



(a) slot welded model



(b) full welded model

그림 3.2-68 Stress intensity contour of slot and full welded models under pressure load

5. 베이킹/냉각 시스템 설계

Manifold 경우와 마찬가지로 2단계 중 대부분의 설계가 베이킹 가스에 초점이 맞추어져 이루어 졌다. 그러나 베이킹 medium이 변경되어도 전체적으로 해석 방법이 유사하므로 hot water에 대해 해석을 재 수행하였다. 여기에서는 베이킹 가스에 대한 베이킹 해석결과를 주로 언급하고 고온가압수에 대한 해석결과를 추가로 언급하였다.

가. 베이킹 가스 기준 기본설계 조건

베이킹 및 냉각 매개체의 열수력학적 거동은 진공용기 설계에서 중요한 역할을 하며 KSTAR 진공용기와 PFC 온도는 고온의 질소가스에 의하여 24시간 이내에 각각 250 °C와 350 °C까지 가열되어야 한다. 이러한 온도는 지속적으로 유지되어 24시간에 걸쳐서 실내온도로 다시 냉각된다. 베이킹 및 냉각 배관의 숫자 및 크기는 베이킹 및 냉각 매개체의 총 가열에너지, 온도분포 질량유량을 고려하여 열균형식에 의하여 결정된다.

KSTAR 진공용기와 플라즈마 대향 부품에 대한 안정적인 베이킹을 제공하기 위해 베이킹시 일정한 온도 상승률을 갖는 각각 다른 베이킹 온도 상승 scheme을 미리 가정하고 이를 근거로 0차원 해석을 수행하여 장치의 내부 에너지 증가에 필요한 열량과 복사 손실열량 계산을 통해 필요 입열률을 산출·비교해 봄으로써 베이킹 scheme을 수립하였다. 또한 결정된 베이킹 scheme의 실현을 위해 KSTAR 베이킹을 위한 가스유동 베이킹 시스템에서 투입해야 할 고온 질소가스의 유량과 목적 온도 도달 시간까지 매 순간의 가스 온도를 산출하였다.

(1) 베이킹 온도 상승곡선

정해진 시간 안에 장치에 무리가 가지 않는 온도 상승률로 장치 각 부분이 해당 온도로 균일하게 가열되기 위해서는 사전에 각 장치들에 대한 안정적이고 효과적인 베이킹 scheme의 모색이 필요하다. 플라즈마 대향부품 지지부에 인가되는 열용력을 허용치 이하로 유지하기 위해 진공용기와 플라즈마 대향부품과의 온도차이가 크지 않으면서(100°C 이내로) 베이킹 목표온도까지 일정한 온도 상승률(20 °C/hour)로 일정하게 상승시키는 모델을 그림 3.2-69과 같이 가정하였다. 온도 상승률에 대한 베이킹 목표온도 도달 시간은 최대 베이킹 온도를 갖는 플라즈마 대향 부품을 기준으로 했을 때 16시간이 된다.

(2) 필요 입열량 계산

앞서 가정했던 베이킹 온도상승 모델에 근거하여, 토카막의 베이킹에 요구되는 필요 입열률은 장치의 내부에너지 증가에 필요한 열량과 장치들 사이의 복사 열전달량을 계산함으로써 얻을 수 있다. 즉, 베이킹 시 임의의 한 순간에 장치에 공급해야 할 총 필요 입열률은 다음 순간으로의 온도 상승에 필요한 열량인 내부에너지 증가를 위한 것과 정상상태 유지(혹은 온도 유지)를 위한 열량의 합이다.

1) 내부에너지 증가를 위한 필요 열량 (Q_{int})

베이킹 시 매 시간간격 Δt 동안 각 장치의 온도 T_1 에서 T_2 로의 내부에너지 증가를 위해 요구되는 입열율 $Q_{int(i)}$ 은 다음과 같다.

$$Q_{int(i)} = \frac{m_i C_{p(i)} (T_2 - T_1)}{\Delta t} \quad (3.2-3)$$

여기서, i =진공용기, 플라즈마 대향부품, 포트이고, $C_{p(i)}$ 는 각 장치들의 유효 비열값이며 온도변화에 따른 비열의 차이가 고려된 값이다. m_i 는 진공용기, 플라즈마 대향부품, 포트의 질량이다. 앞서 가정했던 각 장치들에 대한 베이킹 온도 상승곡선으로부터 내부에너지 증가에 필요한 열량은 쉽게 계산되며 온도가 직선적으로 증가하는 모델에서 온도 상승률이 20 °C/hour인 경우 플라즈마 대향부품과 진공용기의 내부에너지 증가를 위한 필요열량은 평균적으로 각각 70 kW, 62 kW정도가 소요된다.

2) 복사 손실 열량 (Q_{rad})

플라즈마 대향부품에서 진공용기로 전달되는 복사 손실열량 및 진공용기와 포트에서 다층단열재로 전달되는 복사 손실열량은 각각 다음(식 3.2-4)과 같이 계산될 수 있다.

$$Q_{rad, loss(PFC \rightarrow VV)} = \frac{\sigma S_{PFC} (T_{PFC}^4 - T_{VV}^4)}{1/\epsilon_{PFC} + (r_{PFC}/r_{VV})(1/\epsilon_{VV} - 1)} \quad (3.2-4a)$$

$$Q_{rad, loss(VV(port) \rightarrow MLI)} = \frac{M \times \sigma S_{VV(port)} (T_{VV(port)}^4 - T_{MLI}^4)}{2/\epsilon_{VV(port)} + N \times (2/\epsilon_{MLI} - 1)} \quad (3.2-4b)$$

여기서, S 는 표면적, r_{PFC} 과 r_{VV} 는 각각 플라즈마 대향부품과 진공용기의 유효반경, N 은 다층단열재의 층수를 나타내며, 진공용기와 포트로부터 다층단열재로 전달되는 복사열량은 이론적인 열전달 해석결과에다 일본의 초전도 핵융합 실험 장치인

LHD장치로부터 유추된 보정계수 $M(=5)$ 를 곱하여 계산하였다. 복사 손실열량에 관여하는 장치 표면의 표면정도가 충분히 우수하다면 이들에 대한 방사율을 0.3이하로 가정할 수 있다. 본 과제에서는 장치들의 방사율을 0.1, 0.2, 0.3로 정의하고 이들 각 경우에 대하여 각 장치들의 복사 손실열량을 계산하였다.

3) 베이킹을 위해 공급되어야 할 필요 입열율 (Q_{req})

고온 질소가스의 유동을 이용해서 베이킹을 위해 각 장치들에 공급해야할 필요 입열율은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_{req(PFC)} = Q_{int(PFC)} + Q_{rad(PFC \rightarrow VV)} \quad (3.2-5a)$$

$$Q_{req(VV)} = Q_{int(VV)} + Q_{rad(VV \rightarrow MLI)} - Q_{rad(PFC \rightarrow VV)} \quad (3.2-5b)$$

$$Q_{req(ports)} = Q_{int(ports)} + Q_{rad(ports \rightarrow MLI)} \quad (3.2-5c)$$

여기서 Q_{req} , Q_{int} , Q_{rad} 는 각각 필요입열률, 내부에너지 증가를 위한 열량, 복사손실열량을 의미한다.

필요 입열률을 정의된 온도 상승률에 따라 그림 3.2-70에 나타내었다. 필요 입열률의 총량을 비교해 볼 때 20 °C/hour의 온도 상승률로 16시간 동안 가열하여 베이킹 목표온도에 도달하는 경우 최대 170 kW정도의 입열률을 필요로 하며 일반적으로 거대 구조물의 베이킹에 큰 무리를 주지 않는 온도 상승률로 알려져 있다. 이러한 결과를 바탕으로 베이킹 scheme으로서 장치 각 부분의 베이킹 목표온도까지 최대 20 °C/hour의 온도 상승률로 일정하게 증가시키는 온도 상승모델이 적절하다고 판단되며 예상 베이킹 목표 온도 도달시간은 16시간 정도가 된다.

(3) 가열가스의 유량 및 온도 계산

이러한 베이킹 scheme에 대한 온도 상승 곡선을 만족시키기 위해 계산된 필요 입열율을 가열가스를 통해서 공급한다는 측면에서 볼 때 실제 베이킹 시 예상되는 시간에 따른 질소가스의 온도와 유량을 다음 식을 이용하여 산출해 보았다.

$$\dot{m}_{gas} = \frac{Q_{reqVV}}{C_{p(N_2\ gas)} \Delta T} \quad (3.2-6)$$

여기서 ΔT 는 입구와 출구의 가스 온도차를 나타낸다. 그림 3.2-71에 플라즈마 대향 부품의 방사율에 따라 계산된 가열가스의 유량 및 온도의 변화를 여러 emissivity에 대해 나타내고 있다. 질소가스의 시간에 따른 온도곡선은 진공용기 내벽과 외벽에

대한 에너지 보존 방정식을 이용하여 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$m_{VV_{in}} C_p \frac{\Delta T_{VV_{in}}}{\Delta t} = hA(T_{gas} - T_{VV_{in}}) + C_1(T_{PFC}^4 - T_{VV_{in}}^4) - C_2(T_{VV_{in}}^4 - T_{VV_{out}}^4) \quad (3.2-7a)$$

$$m_{VV_{out}} C_p \frac{\Delta T_{VV_{out}}}{\Delta t} = hA(T_{gas} - T_{VV_{out}}) + C_2(T_{VV_{in}}^4 - T_{VV_{out}}^4) - 5 \times C_3(T_{VV_{out}}^4 - 80^4) \quad (3.2-7b)$$

여기서 C_i 는 각 요소들 사이의 복사 열전달에 연관되는 상수로서 식(3.2-7a)에 나타난 것과 같은 형태로 표시되며, 미지수는 굵은 글자로 나타내었다. 질소가스와 진공용기 이중 벽과의 대류 열전달 계수 h 는 KSTAR 진공용기의 폴로이달 방향 유동경로(poloidal flow channel)의 경우 유로 단면적이 일정하지 않아, 일정한 유량에 대해서 위치별 유속과 수력반경이 일정하지 않으므로 각 폴로이달(poloidal) 위치에 따라 레이놀드 계수(Re, Reynolds number)가 달라지고, 그에 따라 h 의 값도 큰 차이를 보이므로 hA 대신 $\int h \cdot dA$ 값을 사용하였다. 베이킹을 위해 진공용기 이중벽 사이로 공급해야 할 가열가스의 시간에 따른 온도는 진공용기 내벽과 플라즈마 대향 부품의 베이킹 온도 상승 곡선을 만족시키면서 진공용기보다 10~20 °C 정도 큰 값으로 계산되어 큰 온도차를 나타내지 않음을 알 수 있었다. 또 가열가스의 유량은 플라즈마 대향 부품의 방사율에 따라 차이를 보이지만 진공용기의 필요 입열률에 직접적으로 비례하여 시간에 따라 일정하게 감소하는 경향을 보였다.

(4) 2차원 베이킹 해석

전체 베이킹 과정을 편의상 베이킹 목표온도까지의 가열과정, 베이킹 목표온도에서 정상상태 도달 과정, 이후 냉각과정의 세 단계로 나누어 각 단계에서 가열 및 정상상태 온도유지, 그리고 냉각을 위해 필요한 가열가스(냉각가스)의 유량과 투입 온도의 추정에 해석의 초점을 맞추었다. 베이킹 목표온도 도달시간 까지 VV와 PFC 베이킹에 필요한 가열가스의 유량은 앞선 필요 입열량 및 필요 유량해석결과로부터 결정되고, PFC의 경우 각 분할영역에 공급해야할 유량을 각 영역의 질량비율에 비례해서 계산하였다. 정상상태에서 VV와 PFC가 베이킹 목표온도를 유지할 수 있도록 공급되어야할 가열가스의 유량은 가열과정동안의 시스템 내부 에너지를 증가시키기 위해 필요했던 열량만큼을 제한 유량이고, 냉각 시에 공급해야 할 베이킹 가스의 유량은 가열과정 동안 투입했던 가스유량과 동일한 변화율로 증가시키는

데, 이는 냉각가스에 의한 냉각이 가열과정에 비해 너무 급속하지 않도록 하기 위함이다. 그림 3.2-72는 hard 및 soft 베이킹에 대한 VV 및 PFC 베이킹 가스의 유량 분포를 나타낸다. 가열가스의 최대 필요 (총)유량은 베이킹 시작과 냉각 끝 시점에서 대략 7 kg/s이다.

진공용기 가열가스 입구온도는 베이킹 목표온도 도달 시점까지 hard 베이킹의 경우 최고 280 °C까지 상승시키고 최고점에서 정상상태로 유연하게 감소하면서 일정하게 유지되다가 냉각 시에는 가열과정 동안의 온도 변화율로 서서히 감소하는 온도분포 모형으로 가정하였고, soft 베이킹의 경우는 최고 210 °C까지 상승시킨 후 정상상태(140 °C)까지 수렴하고 이후 가열과정과 동일한 온도구배로 냉각되는 아래와 같은 형태로 가정하였다(그림 3.2-73). 이러한 조건을 바탕으로 PFC 및 진공용기의 온도분포를 계산하였으며 그 결과를 그림 3.2-74에 정리하였다. 2차원 해석에서 사용된 수식은 다음과 같다.

1) VV inner wall segment i

$$(mC_p)_{w_{in}} \frac{\partial T_{w_{in}}}{\partial t} = hA_{w_{in}}(T_{v_{in}} - T_{w_{in}}) + \sigma F_{w_{in}-back} A_{w_{in}}(T_{back}^4 - T_{w_{in}}^4) - \sigma F_{w_{in}-out} A_{w_{in}}(T_{w_{in}}^4 - T_{w_{out}}^4) \\ + kA_{cs_{w_{in}}}(T_{w_{in}(i-1)} - T_{w_{in}(i)}) - kA_{cs_{w_{in}}}(T_{w_{in}(i)} - T_{w_{in}(i+1)}) - kA_{cond_{w-in}}(T_{w_{in}} - T_{w_{out}})$$

2) VV outer wall segment i

$$(mC_p)_{w_{out}} \frac{\partial T_{w_{out}}}{\partial t} = hA_{w_{out}}(T_{v_{out}} - T_{w_{out}}) + \sigma F_{w_{in}-w_{out}} A_{w_{in}}(T_{v_{in}}^4 - T_{w_{out}}^4) - 5\sigma F_{w_{out}-panel} A_{w_{out}}(T_{w_{out}}^4 - 80^4) \\ + kA_{cs_{w_{out}}}(T_{w_{out}(i-1)} - T_{w_{out}(i)}) - kA_{cs_{w_{out}}}(T_{w_{out}(i)} - T_{w_{out}(i+1)}) \\ + kA_{cond_{w-in}}(T_{w_{in}} - T_{w_{out}}) - kA_{cond_{w-out}}(T_{w_{out}(i)} - T_{port_end})$$

where $F_{w_{out}-panel} = 1 / ((1/e_{ss} + 1/e_{MLI})^{-1} + 1 + n(2/e_{MLI} - 1))$

3) control volume i of heating gas flowing through VV double wall

$$\rho_{N_2} C_v V_{gas} \frac{\partial T_{v_{in}}}{\partial t} = hA_{w_{in}}(T_{v_{in}} - T_{v_{in}}) + hA_{w_{out}}(T_{v_{out}} - T_{v_{in}}) + \dot{m}C_p(T_{v_{in}(i-1)} - T_{v_{in}(i)})$$

4) PFC backplate i-th segment

$$(mC_p)_{back} \frac{\partial T_{back}}{\partial t} = hA_{back}(T_{gas} - T_{back}) + \sigma F_{w_{in}-back} A_{w_{in}}(T_{w_{in}}^4 - T_{back}^4) + kA_{back}(T_{back} - T_{tile})$$

5) PFC tile i-th segment

$$(mC_p)_{tile} \frac{\partial T_{tile}}{\partial t} = kA_{tile}(T_{back} - T_{tile}) - \sum_{i=1}^n \sigma F_{tile(i) \rightarrow tile(i)} A_{tile(i)} (T_{tile(i)}^4 - T_{tile(i)}^4)$$

나. 고온가압수 기준 기본설계 조건

진공용기 baking medium으로는 hot water, PFC baking medium으로는 이전처럼 질소 가스를 사용하여, steady-state에서 진공용기 inner shell의 최저 온도가 110 °C 이상을 나타낼 수 있는 조건을 계산하였다. 진공용기 baking 온도가 250 °C에서 100 °C 대로 낮아짐에 따라 기존의 baking scenario에서 온도 상승 시간 및 온도 하강 시간도 24시간에서 12시간으로 조정하여 해석을 수행하였다. 그림 3.2-75에서 보여지는 바와 같이 온도 profile을 택하면 전체 운전시간에 걸쳐 비교적 균일한 열에너지를 요구하게 되어 필요로 하는 최대 열에너지도 선형적으로 증가하는 온도 분포모형의 경우보다 줄어들게 된다. 이를 바탕으로 Baking 시에 각 부분에 공급되어야 할 heating power (emissivity=0.1)를 그림 3.2-76에 나타냈다.

마찬가지로 2차원 해석 모델의 각 분할 영역에 대한 열평형 방정식을 유도하고 온도에 대한 1차항을 중심으로 전체 베이킹 과정동안(최고온도 도달 후, 온도를 일정하게 유지하는 시간 및 cooling 단계까지 포함)의 시간에 따른 각 부위의 온도 profile과 각 분할영역에서의 열교환량을 구하였다.

그림 3.2-77와 같이 PFC baking gas의 최고 온도를 300 °C, 진공용기에 공급되는 hot water의 최고 온도를 110 °C로 두었을 때, steady-state에서의 진공용기의 각 위치별 온도분포는 inner shell이 110~115 °C, outer shell이 110~113 °C 정도의 분포를 가졌다. Hot water의 유속이 상당히 느린 까닭에 질소 가스를 흘릴 경우보다 inner shell과 outer shell 간의 온도차는 훨씬 적게 나타났다. 또, 이러한 온도 분포를 가질 수 있는 적절한 baking gas 및 hot water의 온도분포는 그림 3.2-78과 같다. Hot water의 경우 여기에서는 유량 50 kg/s에 대한 결과가 제시되고 있지만, 유량이 30 ~ 100 kg/s 정도의 값을 갖더라도 온도 분포에 큰 차이는 나타내지 않는다. 다만, 유량의 증감에 따라 inlet과 outlet 사이의 ΔT가 변할 것이다. 50 kg/s의 유량에 대해서는 ΔT= 0.2~1 °C 정도였다.

이상에서 살펴 본 바와 같이 진공용기 baking medium으로서 질소 기체가 아닌 pressurized hot water를 사용할 경우에, 진공용기 및 PFC에 대해서 원하는 baking 온도를 얻을 수 있었고, 질소 기체를 사용할 경우보다, 진공용기 전체에 걸쳐 훨씬 균일한 온도 분포를 얻을 수 있었다. 따라서, 온도 분포 측면에서는 질소 가스 대신 hot water를 사용해도 문제가 없다 할 수 있다. 다만, 표 3.2-33에서 보는 바와 같

이 적절한 유량에 대한 진공용기 outboard side에서의 유속이 매우 작아 원활한 흐름이 생길 지 의문이며, hot water 의 원활한 흐름을 위해서는 새로운 유로가 반드시 필요할 것으로 고려된다.

다. 베이킹/냉각 라인 설계

(1) Cryostat 내부에서 진공용기 외부까지의 배관 Scenario

Cryostat를 들어가는 baking/cooling 배관은 quadrant당 1쌍으로 하고, 이 배관은 Cryostat와 진공용기 사이에서 두 개의 배관으로 분기되어 좌·우측에 위치한 manifold에 연결되도록 설계한다. 별도로 분리된 outboard section을 baking/cooling 하기 위하여 manifold로 연결되는 두 개의 배관에서 각각 하나의 분기를 더 만들어서 사용하고, outboard section이 세 부분으로 나누어진 RF port section 에서는 3개의 분기를 만든다.

일반적으로 baking gas의 속도는 10 m/s ~ 20 m/s를 유지한다고 알려져 있다. 만약 원자로 내부의 어떠한 배관이나 유체 유동 통로에서 높은 속도의 가스가 특정 고체 표면에 계속적으로 부딪힌다면 thermal striping문제가 발생할 것이며 이는 바람직하지 않은 형태의 thermal stresses를 유발할 것이다. 그러므로 manifold 부분에서 정체영역(stagnation zone)을 최소화시키고, thermal striping을 피하면서 열전달 효율을 향상시키기 위해서는 가급적 낮은 속도를 유지하는 것이 좋다. 그러나 낮은 속도(예를 들어 10m/s)를 유지한다면 배관의 크기가 커질 것이며, 이는 Cryostat와 진공용기 사이의 복잡한 공간구조와 짧은 배관 거리에서 quadrant당 2쌍의 배관으로 분기하여야 하는 점을 고려할 때 속도조절을 통한 적절한 pipe크기의 선정이 중요하다.

위와 같은 사항을 고려하여 Cryostat를 들어가는 pipe의 크기는 유속을 비교적 높게(25m/s) 하여 그 크기를 줄이도록 하고, 보다 중요한 부분인 manifold로 들어가는 pipe는 저속(약 15m/s 내외)을 유지하여 되도록이면 manifold 내부의 압력을 균일하게 유지하고 baking gas의 균일한 분배를 할 수 있도록 설계한다. 이를 위해서는 Cryostat를 들어가는 pipe size와 2쌍으로 분기되어서 manifold로 들어가는 pipe size를 같도록 한다.

Outboard section으로 분기되어 들어가는 배관은 heat loads를 고려하여 크기를 상당히 줄일 수 있으리라 예상되며, 적절한 양의 baking gas 공급을 위해서 분기점의 위치가 중요하다. 분기점의 적절한 위치를 공간여건상 얻기 힘들다면 outlet 배

관을 별도로 설치하여 밸브에 의한 유량조절이 필요하다.

(2) 베이킹 가스 배관 크기 계산

Cryostat를 통하여 진공용기 방향으로 들어가는 backing/cooling 배관을 결정하는데 필요한 사항으로는 1) total heating power; 2) 진공용기 baking temperature; 3) baking gas 의 inlet 과 outlet 사이의 온도차, ΔT , 4) cryostat로 유입되는 baking gas 속도; 5) total heat capacity 의 safety factor (=15%); 6) inlet baking gas pressure 등이다. 이를 바탕으로 각 quadrant당 heating power(q_{design})를 계산하고, $q_{design} = \dot{m}C_p\Delta T$ 에서 질량유량 \dot{m} 를 구한다. 가스의 밀도를 이상기체법칙으로부터 구하여 volumetric flow rate, $Q = \dot{m}/\rho$, 를 구한 후 주어진 속도를 기준으로 원하는 배관의 크기를 결정한다.

따라서 앞에서 계산된 진공용기 베이킹 총입열량을 기준으로 계산해보면 cryostat를 통하여 들어가는 pipe size는 10 inch pipe가 적당하며 이때 pipe의 내경을 고려한 baking gas의 실제속도는 28 m/s이다. 진공 용기로 들어가는 backing/cooling 배관 크기 결정도 위와 마찬가지로 계산하면 진공용기 manifold로 연결되는 pipe는 6 inch pipe가 적당하다.

냉각을 위한 배관은 baking gas 배관을 이용하여 사용할 수 있다. 이 경우 baking gas 순환시 냉각수 잔류로 인한 초기 baking 효율 저하를 방지하기 위하여 drain의 설치와 그 위치가 중요하며, baking gas supply unit에 수분 제거 장치를 설치하는 것도 필요하다. cooling water의 inlet은 baking gas 배관의 outlet을 이용하여 그 순환 방향이 아래에서 위쪽을 향하게 하는 것이 좋으리라 생각되며, 이는 고온의 baking gas를 자연스럽게 배출시키면서 냉각수의 순환을 원활하게 하는 효과를 기대할 수 있다. 이 경우 경사진 pipe에서의(baking gas의 outlet 부분) 냉각수 잔류분이 baking gas 에 유입되는 것을 막기 위하여 drain 밸브가 필요하다. 기체인 baking gas의 순환을 위해 설계된 배관을 통하여 cooling water가 순환되는 경우에는 설계상 심각한 문제는 없으리라 판단된다. 배관의 크기 및 유량이 그림 3.2-79에 나타나 있다.

(3) 고온가압수 배관 크기 계산

베이킹 가스일 경우와 배관 크기 계산 방법을 동일하다. 단지 밀도가 높은 고온수를 흘리므로 cryostat 및 진공용기로 들어가는 배관의 크기가 각각 6 인치, 4 인

치로 줄어들었다. 마찬가지로 배관 형상의 layout이 그림 3.2-80에 나타나 있다.

표 3.2-33 진공용기 baking water의 유량에 따른 유속의 변화.

| Hot water의 유량 (kg/s) | 진공용기 inboard side에서의 유속 (cm/s) | 진공용기 outboard side에서의 유속 (cm/s) | Inlet pipe (6" pipe)에서의 유속 (cm/s) |
|-------------------------|--------------------------------------|---------------------------------------|---|
| 30 | 17.6 | 0.7 | 20.6 |
| 50 | 29.4 | 1.1 | 34.3 |
| 70 | 41.1 | 1.6 | 48.0 |
| 100 | 58.7 | 2.3 | 68.5 |

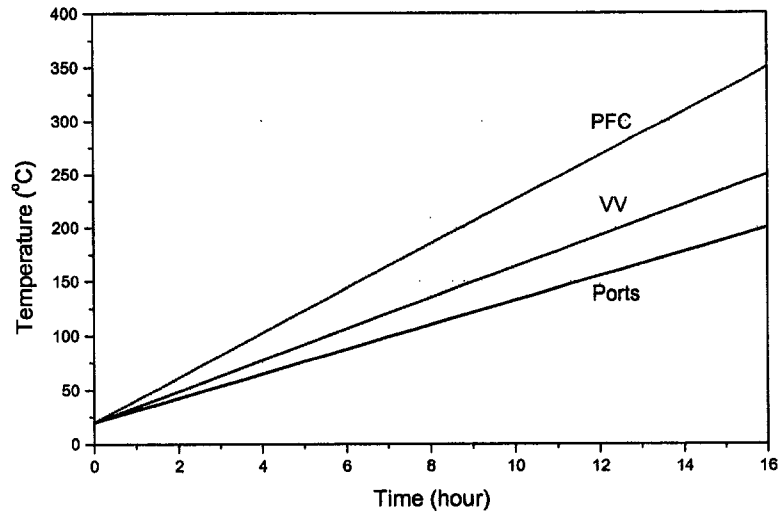


그림 3.2-69 Linear temperature profile of PFC, VV, and ports for baking (20°C/hour)

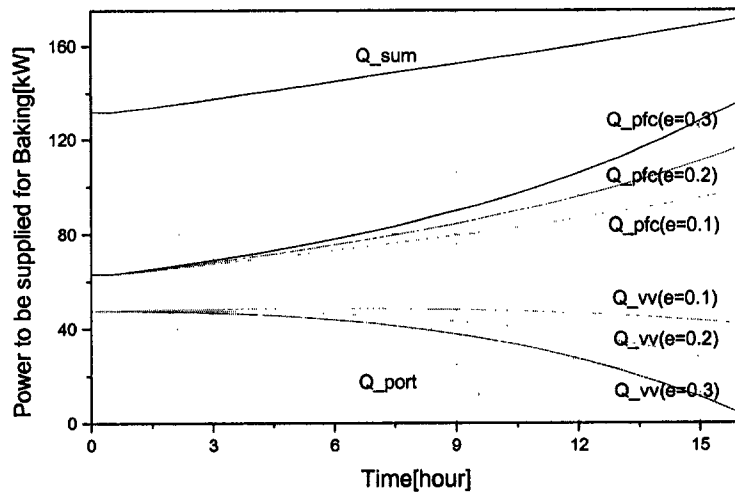
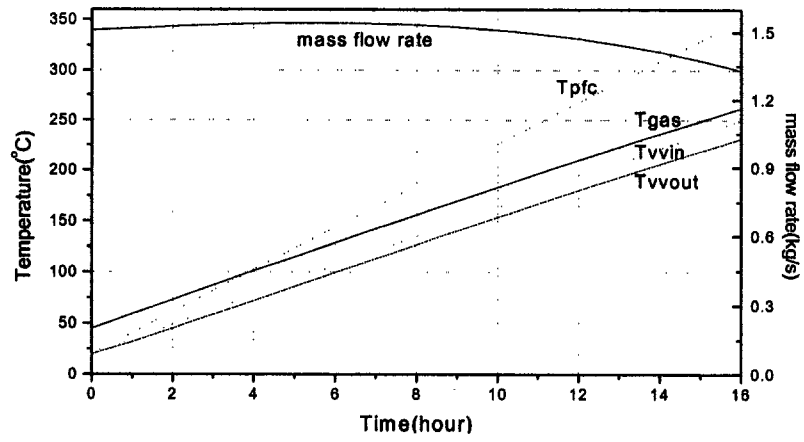
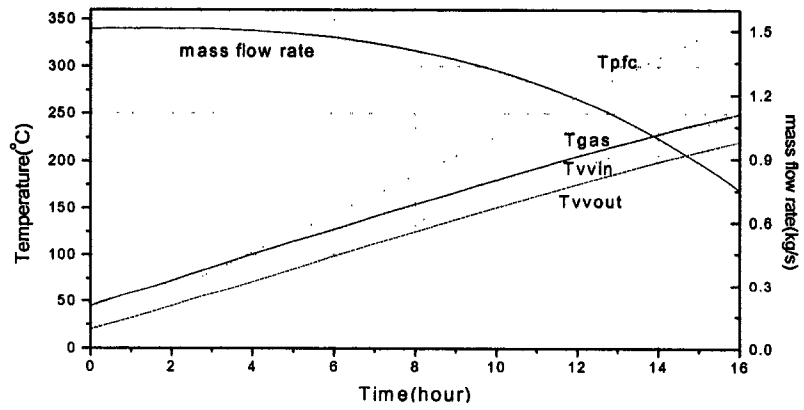


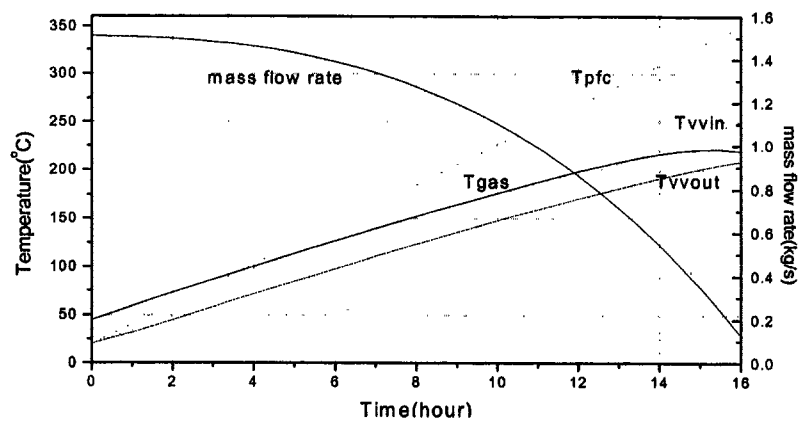
그림 3.2-70 Required heating power of PFC, VV and ports to be supplied for bakeout (linear shape, 20°C/hr)



(a) emissivity = 0.1

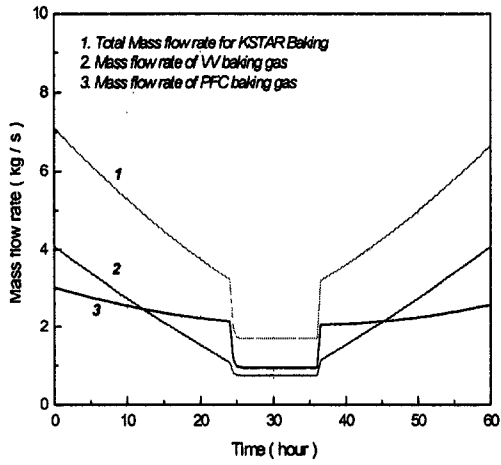


(b) emissivity = 0.2

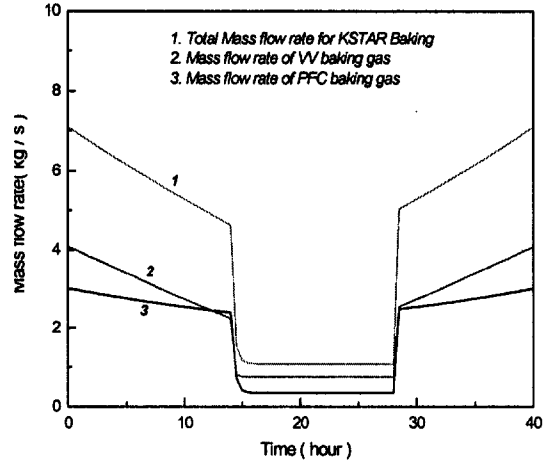


(b) emissivity = 0.3

그림 3.2-71 N₂ gas and VV outer wall temperature and nitrogen gas mass flow rate

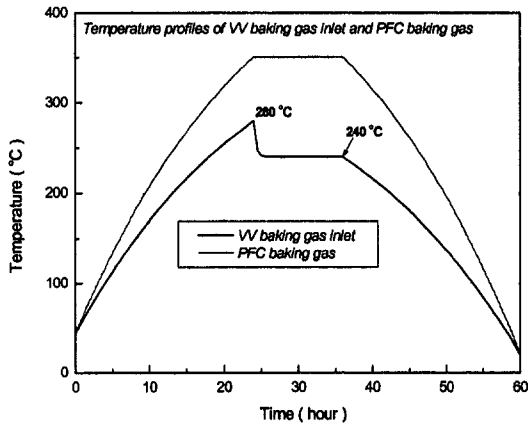


(a) hard baking

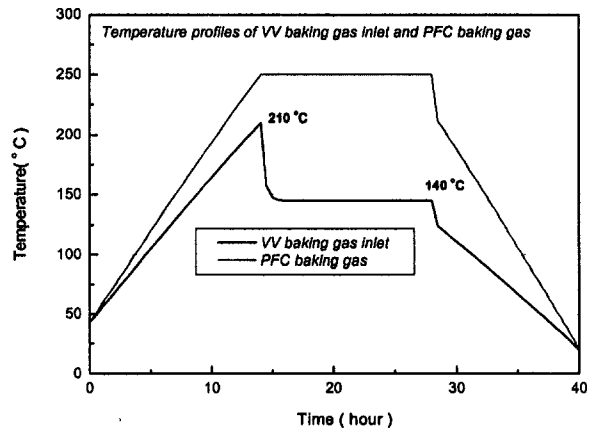


(b) soft baking

그림 3.2-72 Mass flow rate profiles for VV and PFC baking

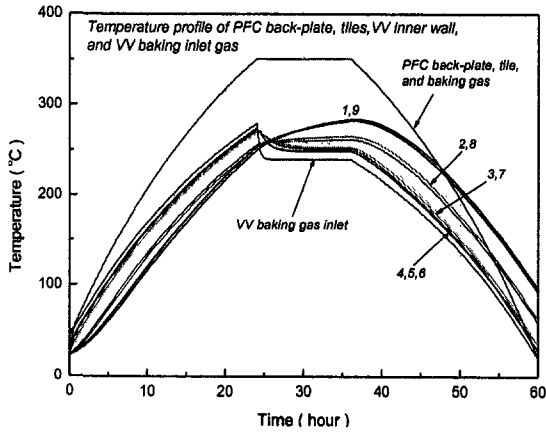


(a) hard baking

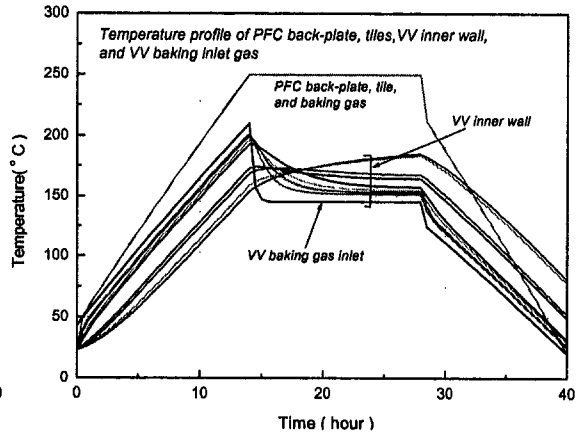


(b) soft baking

그림 3.2-73 Baking gas temperature profiles of VV & PFC



(a) hard baking



(b) soft baking

그림 3.2-74 Temperature profiles of PFC backplate/tile, VV inner/outer wall and heating gases

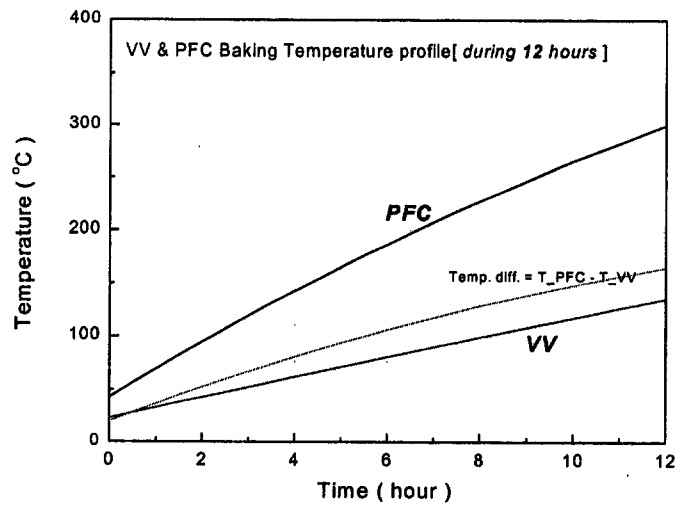


그림 3.2-75 Baking temperature profile of VV and PFC for hot pressurized water

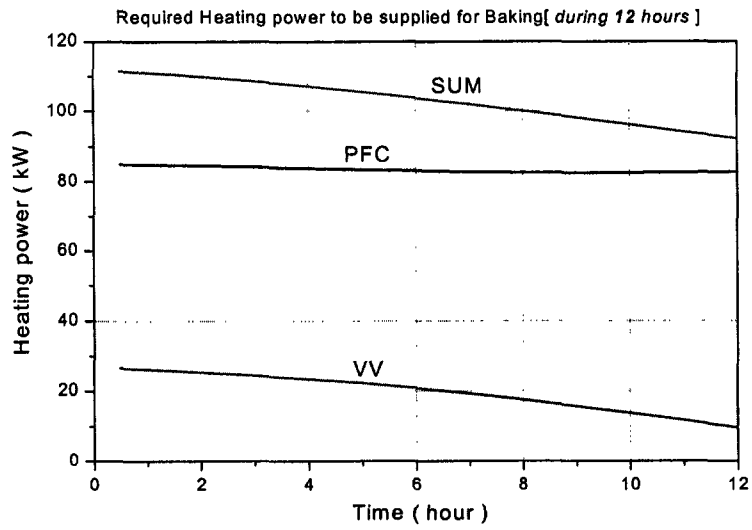


그림 3.2-76 Required heating power to be supplied for baking using hot pressurized water

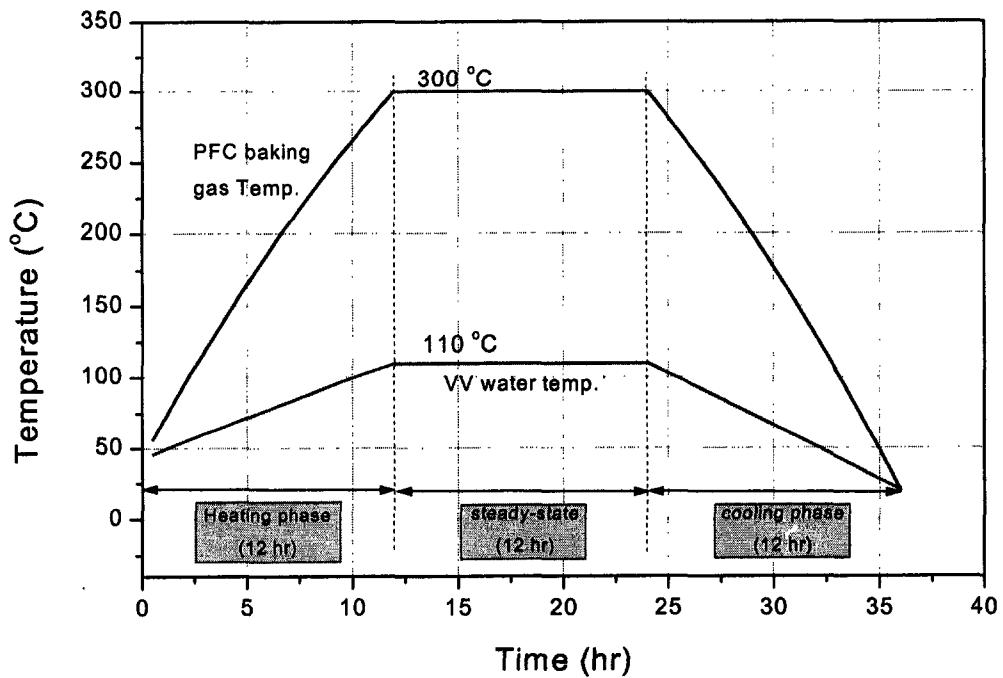


그림 3.2-77 시간에 따른 PFC N₂ gas 및 VV hot water의 온도 변화

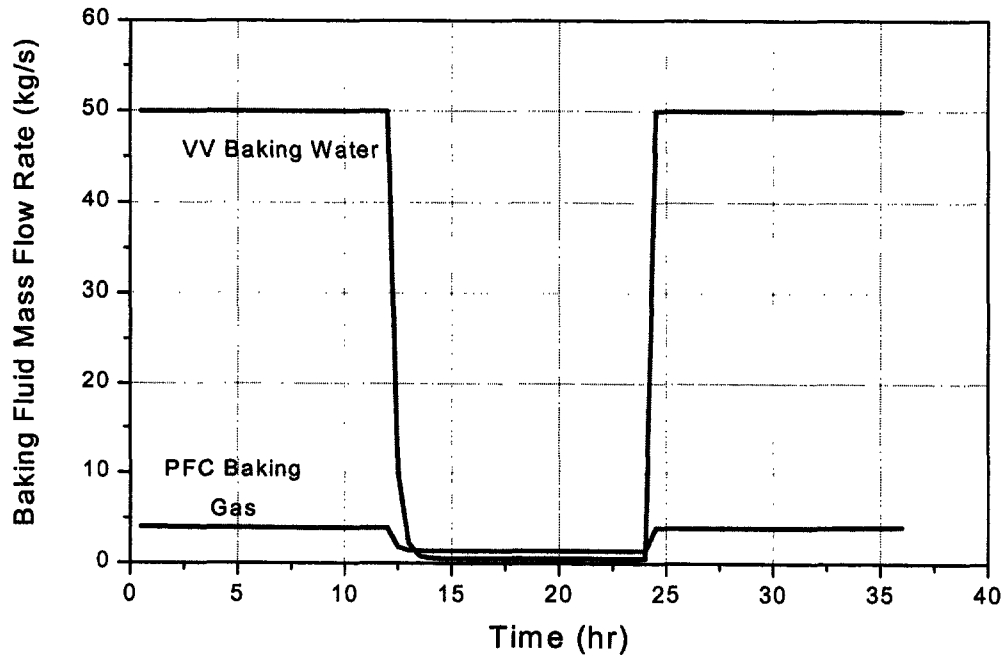


그림 3.2-78 시간에 따른 PFC N₂ gas 및 VV hot water의 유량 변화

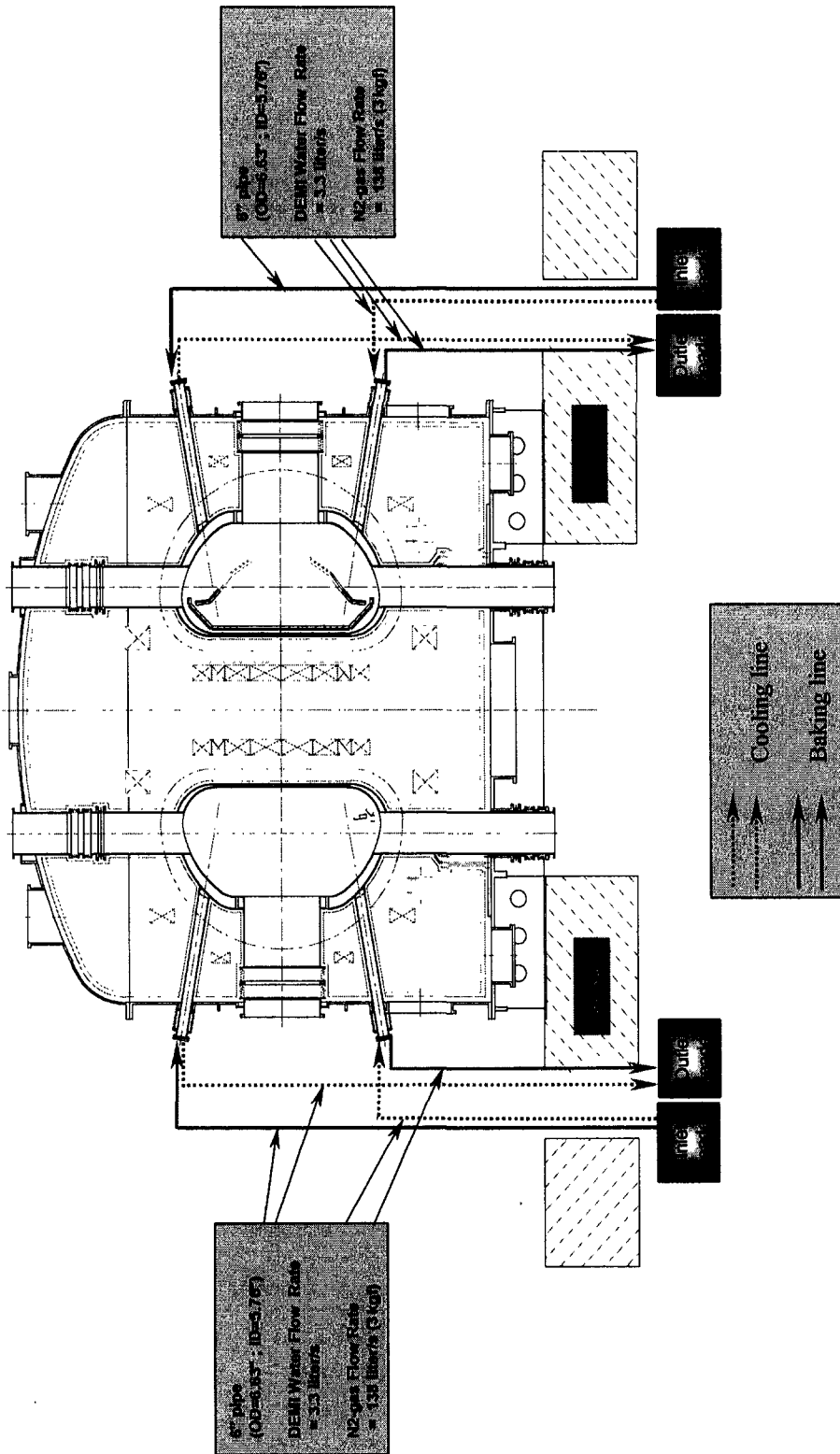


그림 3.2-79 Vacuum Vessel Baking/Cooling Line Layout for Baking Nitrogen Gas

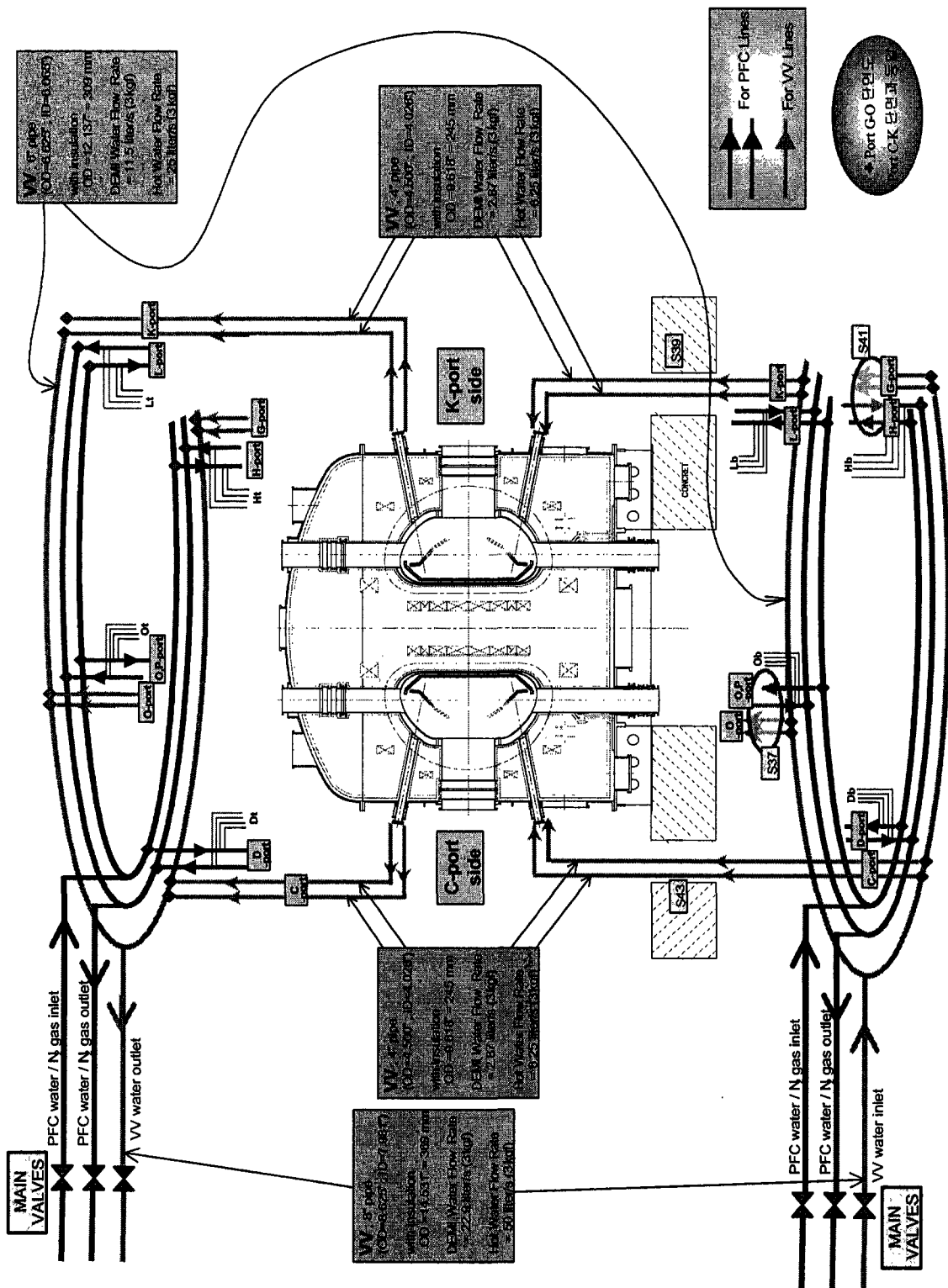


그림 3.2-80 Vacuum Vessel Baking/Cooling Line Layout for Baking Hot Water

6. Interface 정의

진공용기는 여러 토카막 주장치 및 부장치와 연결되어 있다. 진공용기 지지구조물과 연결되어 있는 4개의 하부 수직포트와 수직 및 수평 모든 포트들은 cryostat을 통과하여 지나가며 bellows로 서로 연결되어 있다. 진공용기 포트와 cryostat 통과구멍 사이의 간격은 여러 하중에 의한 변형 및 제작·조립을 위한 공차 등을 고려하여 충분히 설정되어야 한다. 또한 cryostat 내부가 10^{-5} Torr 정도의 진공이므로 이 간격은 밀봉이 되어야 한다. 이러한 밀봉 bellows들은 각 포트의 크기에 따라 여러 종류가 사용되며, 수평 RF 와 NB 포트에 사용되는 bellows는 16 mm의 반경방향 변위와 12 mm의 수직방향 변위를 허용해야 한다. 상부 수직포트에 사용되는 bellows는 18 mm의 수평방향 변위와 20 mm의 수직방향 변위를 허용해야 하며, 하부 수직포트의 경우 15 mm의 반경방향 변위와 4 mm의 수직방향 변위를 허용해야 한다. 그리고 상/하부 냉각포트인 경우 반경방향으로 15 mm, 수직방향으로 16 mm의 변위를 허용해야 한다.

플라즈마 인접벽의 받침대는 진공용기의 내벽 부착되어 고정된다. 이 받침대는 플라즈마 이상거동시 발생하는 전자기력과 용기 및 인접벽 가열시 발생하는 열팽창을 지지할 수 있는 구조가 되어야 한다. Passive Stabilizer plate의 받침대는 3종류가 있는데, plate를 위에서 잡아주는 수직 받침대는 Titanium alloy이며 용기 접촉면에서 완전 절연되어 있다. Plate의 상·하단을 연결시켜주는 Mechanical bridge는 SUS316LN으로 되어 있으며 이 역시 절연되어 있다. 그리고 하부 plate를 수평으로 지지해주는 수평 지지대는 Titanium alloy로 되어있으며 각 지지대당 25 Ω -m의 저항을 보유한 저항선이 연결되어 있어 부분 절연되어있는 구조이다. 이외의 플라즈마 인접벽의 지지구조물은 기본적으로 SUS316LN/Ti-6Al-4V로 되어있다. 이러한 플라즈마 인접벽의 지지구조물에 가해지는 힘은 진공용기 내벽이 지탱해야 하므로 필요에 따라 보강판이나 보강 구조물을 설계하여 추가해야 할 것이다.

플라즈마 인접벽이 진공용기 내벽에 부착되는 반면 열차폐벽은 진공용기 외벽에 부착되는데 열차폐벽 자체에 대한 공학설계를 수행할 때 열차폐벽에 발생하는 전자기력 하중과 열차폐벽의 cooldown시 발생하는 수축하중을 진공용기 외벽이 견뎌야 한다. 따라서 열차폐벽 설계 시 열차폐벽 지지구조물과 인접해 있는 진공용기 외벽의 상세설계도 함께 수행되어야 한다.

7. 진공용기 선행생산품 제작

가. 선행생산품 제작범위 :

Vacuum vessel 선행생산품의 제작범위는 vacuum vessel body의 inner shell 부분은 62°이며, vacuum vessel body의 outer shell은 45°로 제작하여, inner shell과 outer shell의 연결은 11.25°의 간격으로 poloidal rib으로 연결한다. baking & cooling line은 inner shell과 outer shell의 내부에 설치하며, 가스 또는 물이 윤택하게 이동 가능하게 제작이 되어야 한다. 그 외에 top vertical port stub(1EA), upper slanted port type 1의 stub(1EA), upper slanted port type 2의 stub(2EA)를 제작/설치하여 baking & cooling port를 통하여 leak test를 진행할 수 있도록 하여야 한다. vacuum vessel 선행생산품은 pneumatic test, helium leak test, vacuum test를 실시하며, 가능하면 vacuum vessel 본제품 제작시 연결사용이 용이하도록 제작하는 것을 기본원칙으로 하였다.

(1) 제작 사양

(가) Scale : Full scale (1/1)

(나) Toroidal angle : 62° Sector

(다) Dimensions

- ① Overall height : 3.39 m
- ② Minimum radius : 1.11 m
- ③ Maximum radius : 2.99 m
- ④ Width : 1.88 m
- ⑤ Total section height of double-wall
 - inboard : 0.05 m
 - outboard : 0.19 m
 - bottom : 0.10 m

(라) Plate thickness : 12 mm

(마) Poloidal rib layout

- Number of ribs : 6 ribs / 62°sector

(바) Structural materials

- Main vessel assembly : SS316L+N (0.10≤N≤0.16 wt%)

(2) 제작 허용 공차

표 3.2-34 제작 허용 공차

| Description | Tolerances |
|--|---|
| Height of vacuum vessel | ± 8 mm |
| Width of vacuum vessel | ± 5 mm |
| Inside radius | + 2.5 mm, - 0 mm |
| Port projection (from VV outside to flange surface) | ± 3 mm |
| Section misalignment | Max. 3 mm |
| Shape tolerance of formed part (Value by shape gauge) | |
| - Knuckle part (Large radius) | Max. 4 mm (target 3 mm) |
| - Bell mouth part (Small radius) | Max. 4 mm (target 3 mm) |
| Machining part (Port facing etc.) | ± 0.05 mm |
| Interface of vacuum vessel | Best of manufacturer (Inboard part does not permit minus tolerance) |
| Orientation of ports & Attachments | ± 0.06 deg.(Max.3mm) |

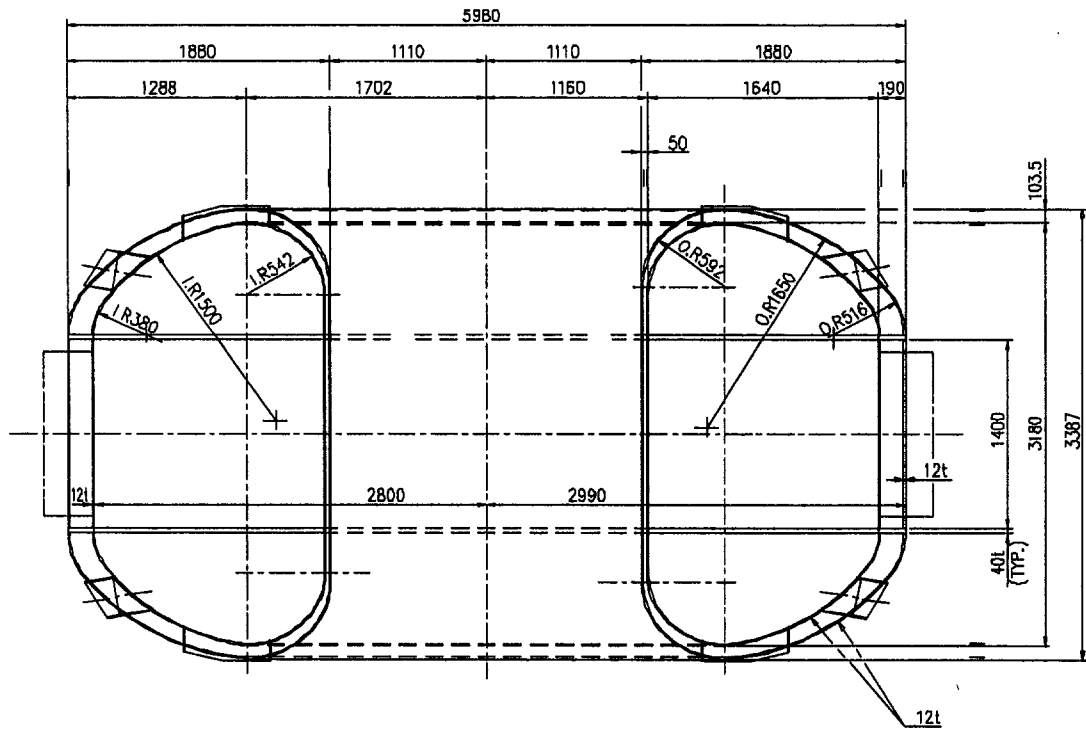


그림 3.2-81 Section of Vacuum Vessel

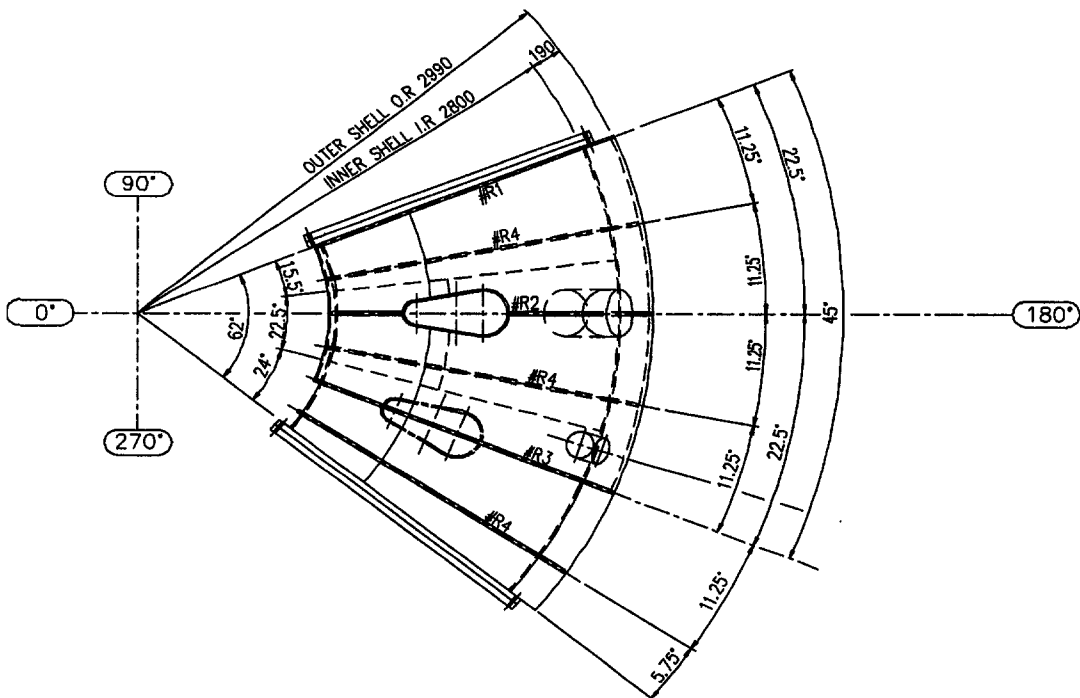


그림 3.2-82 Plan of Vacuum Vessel

(나) 재료선정 및 분석

진공용기 선행생산품에 사용된 재료로 SA240-316LN이며, 선택된 이유로 높은 강도, 뛰어난 제작특성, 상대적 저 단가 등이다. 각 재료의 기계적 특성이 ASME Section II, Part A and Part D를 기준하였으며, 원하는 투자율을 얻을 수 있도록 특별한 화학 조성을 요구한다. 특히, 용접부에서 요구되는 SA240-316LN의 투자율(μ/μ_0)은 최대 1.10 이다. 그림 3.2-83과 표3.2-35은 진공용기 선행생산품에 사용된 재료의 투자율과 화학적 성분분석 자료이다.

다. 제작 공정

(1) Buffing

진공용기 내·외면 조도는 6.3 S를 만족해야 하며, 그라인더, 사포, 연마용 천의 사용은 엄격히 규제하였다. buffing 작업은 원자재 상태에서 자동 buffing 기계를 이용하여 진행하였으며, 성형작업과 용접작업 이후에 2차 수작업 buffing 작업을 가능하면 진행하지 않도록 하였다. 원형 paper wheel을 고속으로 회전하여 paper #80 → #240 → #240 → #400 → #600 순차적으로 작업을 하였으며, 원자재의 표면으로부터 0.2 mm 의 표피를 제거하였으나 표면에 pin hole이 평판의 전반적인 부분에 분포된 상태를 확인 할 수 있었다. Buffing 표면의 pin hole 형상은 그림 3.2-84와 같다. buffing을 처음과 동일한 작업 순서로 진행하여 표면으로부터 0.5 mm의 표피를 제거한 후에 표면상태를 확인하였다. 표면상태는 양호하였고 표면조도는 약1.0~1.8 S 정도의 표면정도를 갖게 되었다. 2차로 광택제 백봉, 청봉, 왁스를 사용하는 작업은 생략하였다. 광택제 백봉, 청봉, 왁스를 분석한 결과, 왁스 → 청봉 → 백봉의 순차로 유지분이 많이 함유되어 있는 것이 확인되어, 이후의 광택작업은 생략하였으며 buffing 완료 후 자재의 표면은 알코올 세척을 실시하여 비닐 테이프로 buffing면을 포장하여 표면을 최대한 보호하였다.

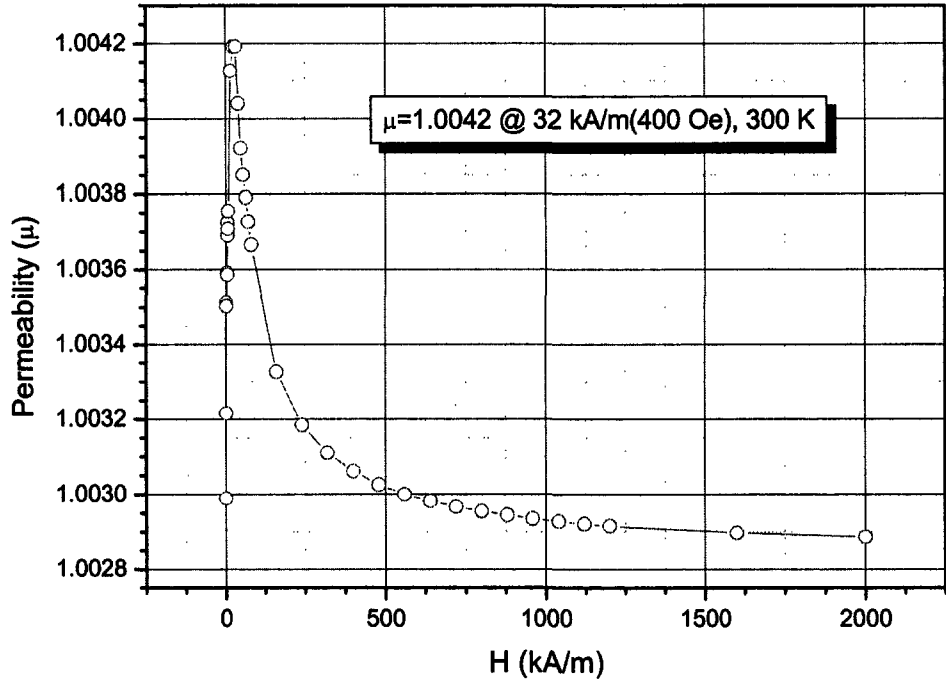


그림 3.2-83 SA240-316LN 재료의 투자율

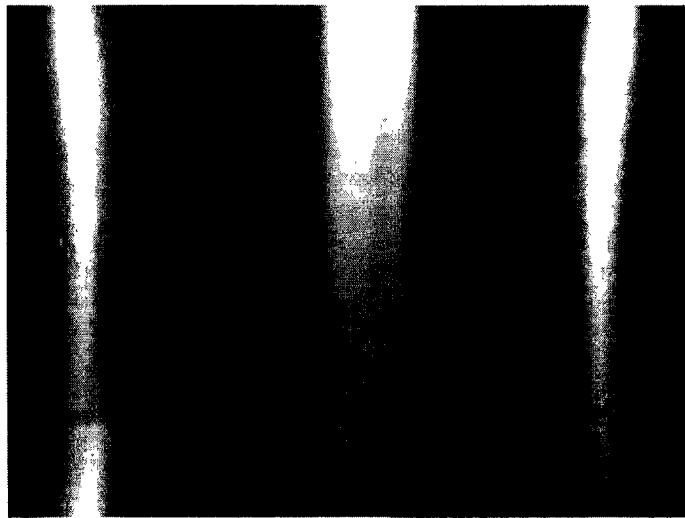


그림 3.2-84 Buffing 표면의 pin hole 형상

표3.2-35 SA240-316LN의 화학적 성분(unit : weight %)

| Composition | C | Si | Mn | P | S | Ni | Cr | Mo | N | Co |
|-------------------|-----------|-----------|----------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|-----------|
| ASME code | 0.03 max. | 0.75 max. | 2.0 max. | 0.045 max. | 0.03 max. | 10.0 ~14.0 | 16.0 ~18.0 | 2.00 ~3.00 | 0.10 ~0.16 | 0.25 max. |
| KBSI Requirements | 0.02 max. | 0.75 max. | 2.0 max. | 0.03 max. | 0.015 max. | 10.0 ~14.0 | 16.0 ~18.0 | 2.00 ~3.00 | 0.10 ~0.16 | 0.25 max. |

(2) 성형

(가) 성형공정 변형분석

KSTAR Vacuum vessel assembly의 shell part는 그림 3.2-85과 같이 횡·종 방향으로 각기 다른 곡률의 3차원 곡면을 가지고 있어 knuckle 및 flare part로 나뉘어 제작하게 된다. 이에 제품 성형시 발생할 수 있는 문제점을 미리 예측하고 정도 높은 성형 제품을 효율적으로 제작하기 위해 knuckle 및 flare part에 대하여 성형 제작 시험을 수행하였으며, 이때, 작업 공정은 다음과 같이 진행하였다.

- ① 초기 blank 형상 설계
- ② 1차 성형
- ③ 보정 성형
- ④ Trimming (plasma cutting)

성형제작 시험 결과, trimming 공정 후의 최종 제품에서 과도한 springback이 발생하여, 일반적으로, trimming공정 시 소재의 가장자리가 제거되어 기하학적인 구속조건이 변하게 되는데, 이때 성형 후 남아있던 잔류응력의 분포가 달라짐으로써 소재 내에 복원변형이 발생하는 것으로 알려져 있다. 한편, 성형제작 후 plasma cutting에 의한 열변형 또한 그 원인으로 배제할 수 없다.

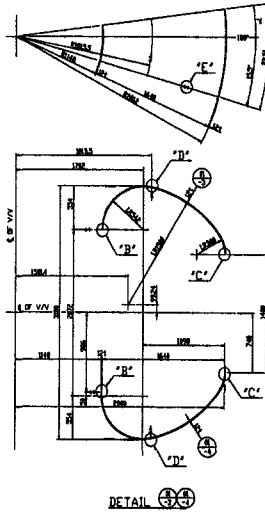


그림 3.2-85 The drawing of knuckle and flare part of KSTAR Vacuum vessel assembly

(나) 방법 및 절차

KSTAR Vacuum vessel assembly중 inner shell의 flare part를 사용하였으며, 요소의 크기가 최대 20 mm인 요소를 이용하여 요소망을 구성하였다 (그림 3.2-86 참조). 이때 소재인 blank sheet의 두께는 12 mm이다.

Flare part의 소재는 오스테나이트계 stainless강인 SS316LN으로 면심 입방 구조를 가지며 상온 및 고온에서 높은 연성과 강도특성을 가진다. 또한 높은 가공경화지수(n)로 인해 판재 성형시 탄성 복원(springback)량이 일반 탄소강에 비하여 큰 것으로 알려져 있다. 해석시 사용된 소재의 탄성계수, 프와송비, 밀도는 각각 193Gpa, 0.3, 7.98×10^{-6} kg/mm³이며 성형 데이터인 경화계수(hardening coefficient), K, 오프셋 변형률(offset strain), ϵ_o , 경화지수(hardening exponent), n은 각각 1.254, 0.0839, 0.59로 주어진다. 이때 소재의 응력-변형률 선도는 그림 3.2-87에 나타난 바와 같다. 해석시 마찰 계수는 금속간 마찰로 가정하여 0.18로 가정하였으며 접촉에 관계되는 인자로 벌칙상수(Penalty factor)를 0.03, 펀치속도는 2 m/s로 가정하였다.

성형제작 시험시 flare part의 제작은 부품의 1) 성형(Forming), 2) 수 차례의 보정 성형, 3) plasma cutting 그리고, 4)재차 보정 성형 등의 일련의 공정으로 이루어진다. 실제 생산 현장에서는 1단계 성형시 발생한 springback을 보정하기 위해서 원하는 치수의 곡률이 나올 때까지 수 차례 추가 성형하고 최종적으로 trimming 하는데 해석의 편의를 위해서 2단계에서 행해지는 보정 성형이 없이 최종 제품의 형상을 얻을 수 있다고 가정하고 바로 trimming한 후 springback 해석을 수행하여 변형량을 측정한다. 또한 성형 후 trimming없이 바로 springback량을 해석하고 결과를 상호 비교하여 trimming양에 따른 springback양을 측정함으로써 trimming 공정이 변형에 미치는 영향을 파악하고자 하였다.

- ① Forming해석 - trimming - springback해석
- ② Forming해석 - springback해석

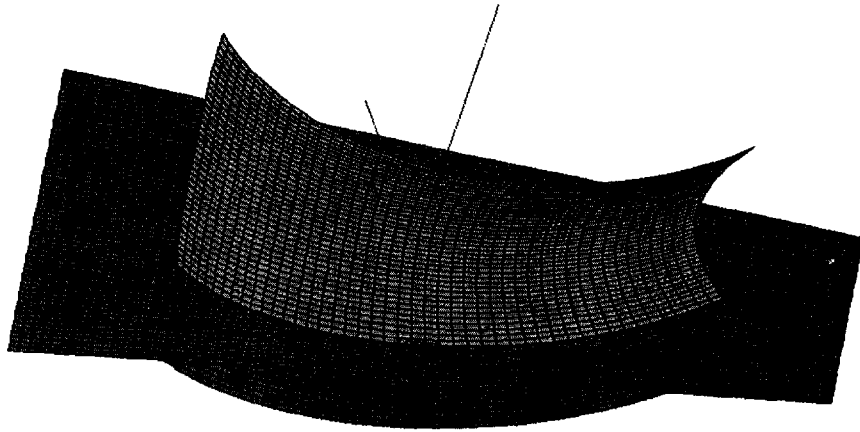


그림 3.2-86 FE Model of inner flare part

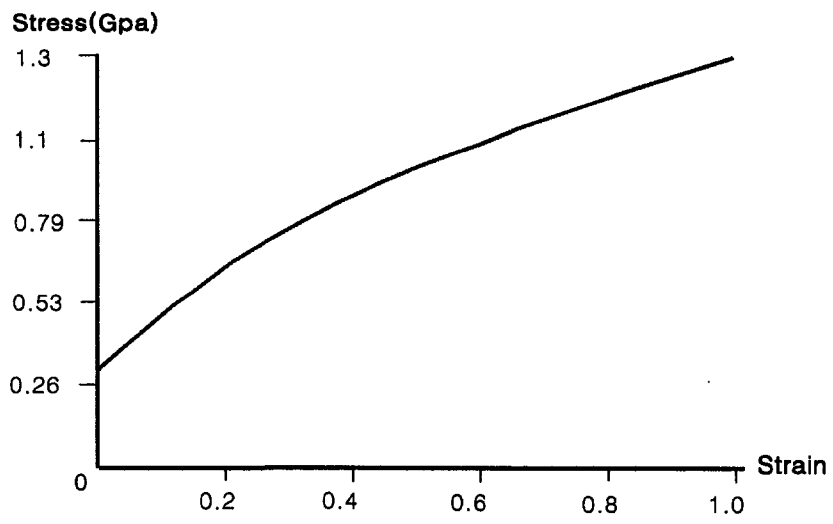


그림 3.2-87 응력-변형률 선도

(다) 결과

성형 초기 단계인 1 step과 최종 성형의 거의 마지막 단계인 8 step에서 blank sheet의 상부 표면에 주응력 작용하게 된다. 펀치가 접촉하는 부위에 주로 압축응력이 작용하고 있으며, 이는 판재 상부가 굽힘 상태에서 중립축의 상부에 위치하기 때문이다. 또한 성형 8 step에서는 die가 전체적으로 소재와 접촉하여 하중을 가하므로 최대 주응력은 압축으로 작용함을 하게 된다. blank sheet의 하부 표면 즉, die와 접촉하는 표면에서의 주응력이 분포하게 되는데, 판재 하부가 굽힘 상태에서 중립축의 하부에 위치하므로 최대 주응력은 인장 분포가 지배적이다

Trimming 단계는 성형된 소재의 가장자리 여유분을 제거하게 되는데, 이전의 성형 단계에서 얻어진 결과 데이터를 절단된 상태로 전사(mapping)하게 된다. trimming은 forming후의 blank sheet의 가장자리를 제거하기 위해 그 표면 위에 생성된 trimming line을 형성하게 된다.

Plasma cutting시 소재 가장자리가 제거되어 발생하는 순수 trimming에 의한 변형량은 앞 절에서 언급된 바와 같이 forming-trimming 공정 후 springback 해석을 수행해서 얻어진 변형량과 forming 후 trimming 과정 없이 곧 바로 springback 해석하여 구한 변형량과의 차이라고 볼 수 있다. 이를 위해 펀치와 die를 제거하고 가장자리의 한 절점의 변위를 완전 구속한 상태에서 forming 과정과 forming-trimming 과정에서 얻어진 각각의 데이터를 이용하여 single-step 탄성 해석을 수행하였다.

Forming-trimming 과정 후 springback 해석을 수행했을 때, 탄성복원 전후의 상부 주변형률 분포가 나타나게 된다. 전체적으로 변형률의 분포는 동일한 양상을 보이며 변형률의 크기는 탄성복원 전후로 약 10^{-3} order의 변화를 보이고 있다. 탄성복원 단계에서는 기하학적 구속 조건이 제거되면서 성형전의 형상으로 복원 변형하는 과정을 겪는데, 탄성 복원 과정동안 소재의 내부에너지가 감소하는 양상이 나타난다. 가장자리의 구속점을 기준으로 소재 내의 각점에서 Z축 방향 변위는 그림 3.2-88과 같이 음의 방향으로 최대 10.1 mm 입을 알 수 있다. Z축 방향 변위가 주로 음(-)의 값을 보이는 것은 소재가 구속점을 기준으로 곡률의 반대방향으로 퍼지면서 탄성 복원하기 때문이다. 그리고, forming후 trimming과정 없이 바로 springback을 해석한 경우 소재의 가장자리에 -13 mm이상의 Z 방향의 변위가 관찰되나 plasma 절단되는 형상의 모서리 지점 즉, trimming line에서는 -9 mm 내외로써 forming - trimming - springback의 결과보다 작음 파악하게 되었다.

Forming-trimming-springback 결과와 forming-springback 결과를 각 측정단면

에서 Z 방향의 변위를 같이 보여준다. 순수 trimming 변형은 Z 방향 변위 차이며 7 mm ~ 4.3 mm 정도로 관찰되었다. 이 결과로 순수 trimming에 의한 탄성 복원 변형으로 간주하고, forming-trimming-springback 해석을 한 경우의 곡률 반경이 forming-springback해석의 곡률 반경보다 대체로 큰데 이는 앞서 언급된 Z축 방향 변위의 차이의 경향과 일치하는 결과를 알게 되었다. 실제 실험에서 측정된 데이터와 비교해 볼 때 변형 경향이나 변형량의 측면에서 다소간의 차이는 있으나, 그림 9.7에서 나타나는 것과 같이 plasma cutting시 trimming에 의한 탄성 복원이 주요한 영향을 미침을 알게 되었다.

(라) 문제 해소 방안

KSTAR Vacuum vessel assembly의 shell part 제작시 trimming 공정 후 과도한 springback 현상이 발생하여 원인을 규명하고자 판재 성형 해석을 수행하여, 다음과 같은 결과를 얻었으며 선행생산품에 다음 사항을 반영하여 성형제품의 품질을 높일수 있었다.

① Inner shell의 flare part에 대한 springback 해석 결과, trimming 과정이 있는 경우와 없는 경우의 탄성 복원량 차이는 실제 변형 측정 데이터와 매우 유사한 경향을 나타내고 있다. 따라서, plasma cutting 후 발생한 변형의 주 인자는 trimming시 소재의 기하학적 구속조건의 변화에 따라 잔류 응력이 재 분포됨으로써 발생하는 탄성복원에 기인한 것이다.

② Plasma cutting에 의한 열변형 양상은 실제 발생한 변형 양상과는 반대의 변형 모드를 유발한다. 즉, flare part의 곡률 반경은 감소되므로 이에 대한 영향은 배제할 수 있다. 그러나, 완전히 성형된 곡의 형상 유지 및 변형 제어를 위해서는 plasma cutting시 가장 자리부분에 bridge를 시공하는 것이 바람직하다.

③ trimming 공정 후 발생하는 springback량을 줄이기 위해서는 trimming 양을 줄이거나 완전히 없앨 수 있도록 초기 블랭크 설계시 최종 제품의 크기와 형상에 일치하도록 하는 정형 설계 및 springback을 고려한 punch 및 die의 형상 설계가 요구된다.

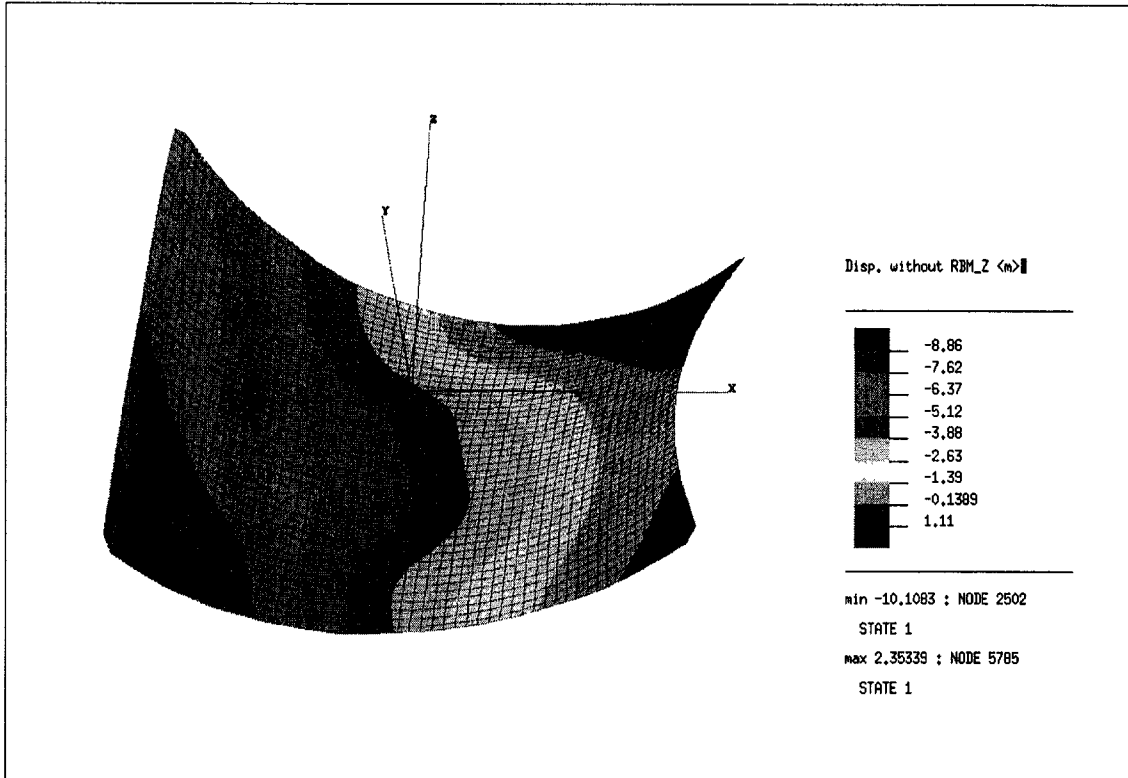


그림 3.2-88 Contour of Z displacement of springback analysis (after trimming)

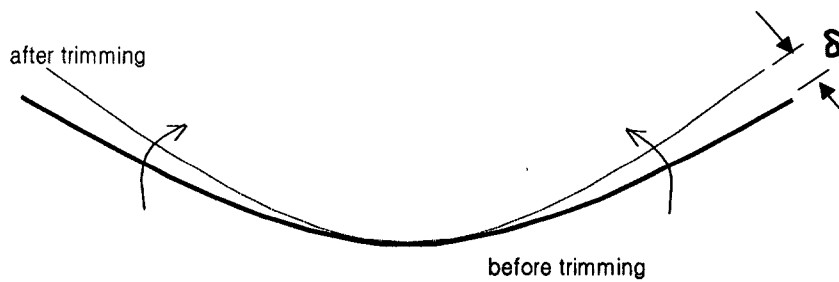


그림 3.2-89 Deformation mode by thermal distortion

(3) 기계가공

스테인리스강은 대표적인 난삭재로 기계가공분야에서는 널리 알려져 있으며, 스테인리스강을 효율적으로 제대로 절삭하기 위한 절삭방법과 공구에 대한 선택은 매우 중요성이 요구된다.

스테인리스강이라고 하더라도 그 종류가 많고, 피삭성도 가지각색이나, 그 중에서도 KSTAR Vacuum vessel에 사용되는 오스테나이트계의 SUS 316LN의 경우는 가공하기 어려운 대표적인 것이다. 일반적으로 스테인리스강의 피삭성이 나쁜 것은 다음과 같은 이유 때문이다.

- 끈끈하다 : 날끝에 용착하기 쉽고, 용착물의 생성, 탈락으로 인해 치핑이 발생한다.
- 열전도가 나쁘다 : 절삭열이 잘달아나지 않고, 날끝 온도가 높아져 날끝이 처지기 쉽다. 공구 수명이 짧다. 피삭재의 열변형으로 형상정밀도가 악화된다.
- 가공 경화한다 : 경계 손상이 발달되기 쉬워 버(Burr)가 나온다. 공구 수명이 짧다. 다듬질 작업 (미소한 절삭깊이)을 하기가 어렵다.

이같은 피삭성의 단점을 극복하기 위해 공구와 가공방법에 대해 여러 가지로 궁리할 필요가 있다. 특히 KSTAR Vacuum vessel 선형생산품의 기계가공 부분은 flare part 및 knuckle part의 경우 3차원 형상을 유지하고 있고, inboard cylindrical과 outboard cylindrical은 경판이므로 떨림이 발생할 요인이 크다. 그러므로 지그 설계를 각각의 부분품의 형상에 맞춰 실시하였으며, 가공에 사용되는 공구도 다양하게 선택되었다.

공구의 경사각을 크게 하여 절삭열의 억제를 도모하며, 또 비틀림각을 크게 하면 칩 분리가 좋아지고, 그 결과 용착을 방지하는데에도 효과가 있다. 절삭날 수에 관해서는, 거친 절삭 작업을 할 때 2매 날보다도 3매 날쪽이 날 수가 많은 것만큼 테이블 이송을 높게 할 수 있어 작업을 능률적으로 할 수 있다. 또 흠이나 흠에 가까운 가공에서 볼 때, 3매 날에서는 절삭날이 반대쪽에 없기 때문에 2매 날에 비해 치핑이 잘 일어나지 않는 이점이 있다. 쉴 종류에 따른 기밀면의 표면조도는 표 3.2-36의 기준을 만족해야 하며, 쉴이 밀착하는 면의 표면조도가 1.0 S~6.3 S를 요구하고 있으므로 절삭하면서 칩이 절삭날에 용착되거나, 용착 분리로 인해 치핑이 발생하거나 또는 가공면이 잡아뜯기거나 하면 진공leak 문제가 발생하므로 공구 재종으로서의 재료와 친화성이 낮은 TiN 등의 코팅이 실시된 공구를 사용하였다.

KSTAR Vacuum vessel 선형생산품은 작업 능률보다도 다듬질면 거칠기를 중시

하여 날 수가 많은 공구를 선택하여 사용하였다. 우선 절삭 속도는 공구 수명에 큰 영향을 주므로 S50C를 절삭하는 경우와 동등하거나 또는 그것 보다 약간 낮게 잡아야 한다. 또 이송 속도에 대해서는, 거친 절삭 작업에서 이송 속도를 너무 작게 하면 앞 절삭날에 의해 절삭 되고 가공 경화된 부분을 다음 절삭날로 자르게 되어 날끝의 마모가 빨라진다. 그러므로 치핑을 일으키지 않는 범위에서 가능한한 크게 잡는다. 특히 다듬질 작업에서는 실질적인 절삭 깊이가 작아지기 때문에 이송 속도를 올려서 작업하는 것이 작업성이 좋으나, flare part 및 knuckle part의 경우 성형 제작공차가 $\pm 5\text{mm}$ 이므로 가공면이 불균일하여 work scanning system을 사용하여 용접 개선면이 일정한 각도와 용접 root pass를 균일하게 유지하였다.

표3.2-36 셀 종류에 따른 기밀면의 표면조도

| 셀 종류 | 표면조도 (거칠기) |
|------------------------------------|-------------|
| Helicoflex standard (Circular) | 3.2 - 12.8S |
| Helicoflex standard (Non circular) | 1.6 - 3.2S |
| Elastomer | < 6.3S |
| Conflat | < 1.0S |

(4) 세정

(가) 세정의 목적

진공재료의 세정은 표면으로부터의 기체방출(outgassing)을 최소화하기 위한 것으로 보통 습식의 화학세정(chemical cleaning)을 말한다. 세정은 그리스(grease) 및 절삭유와 같은 표면의 오염을 비롯하여 탄화수소(hydrocarbon)와 불순물의 흡착(adsorption) 또는 산소나 유황과 같은 반응성 기체와의 화합물 등을 제거하는 것이다.

세정공정은 큰 오염의 제거로부터 시작해서 단계별로 진행하여 점차 미세한 오염을 제거해 나간다. 세정공정은 같은 소재의 진공용기에 대해서도 다양한 방법이 존재하고 요구되는 진공도에 따라서도 적용방법이 달라야 하며 용기 제작자나 사용기관에 따라 나름대로 다른 방법들을 사용한다. 세정공정은 어떠한 공정도 최선의 세정방법이라 할 수 없고 각각의 상황에 적합한 세정공정을 독자적으로 만들어 사용하고 있는 것이다.

세정방법은 크게 습식세정(wet cleaning)과 건식세정(dry cleaning)으로 구분된

다. 화학세정(chemical cleaning)은 습식세정의 대표적 방법으로 화학약품조에 부품을 담구어 초음파 세정기를 사용하거나 공기폭기를 시켜 오염물질일 제거하는 모든 방법을 말한다. 화학세정에서 사용하는 화학약품은 부품의 재질이나 요구되는 진공도에 따라 달라진다. 세정력 뿐만 아니라 세정과정 중에 부품에 손상이나 변형을 주지 않고 약품이 잔류하지 않도록 하는 것이 매우 중요하다.

건식세정은 용기 내에 기체를 주입하고 열이나 고주파에 의해 생기는 플라즈마(plasma)를 이용하여 오염물질을 제거하거나 그 양을 최소화하는 세정방법이다. 예를들면 일산화질소(NO), 산소(O₂), 오존(O₃)와 같은 반응성이 좋은 기체로 채워 200 ℃ 정도로 가열하거나 고진공에서 800 ℃ 이상의 고온으로 가열(vacuum firing)하거나 또는 플라즈마 입자에 의한 충격탈리(stimulated desorption)를 이용하는 방전세정(discharge cleaning)등이 이에 속한다.

진공세정은 세정의 효과도 중요하지만 환경친화적이며 효율적인 하수처리가 가능한 세정액을 사용하는 것이 점점 중요해지고 있다. 또한 낮은 농도, 낮은 온도에서 세정을 하여 진공용기에는 손상을 주지 않고 세정효과를 높이는 세정제를 사용하여 저비용, 고효율의 세정이 이루어지도록 초점을 맞추는 것이 향후의 과제이다. 습식세정은 특성상 물을 사용하므로 세정후에는 용기표면에 수분이 잔류한다. 그래서 세정후 반도체의 건식세정 방법의 하나인 기체 퍼지와 유사한 방법으로 진공용기 내부로 물분해성 기체를 주입하여 용기내벽의 수분을 제거하는 방법도 이용되고 있다. 물분해 반응의 생성물이 용기 내에 잔류하지 않는다면 저온 가열로 초고진공을 얻을 수 있다.

(나) 오염의 종류 및 제거방법

효과적인 세정을 위해서는 진공용기의 재질 및 세정제의 특징을 이해하는 것이 필요하며 오염의 종류와 특성을 충분히 파악하여 제거방법을 적용하여야 한다. 먼저 오염의 종류를 살펴보면 유기물, 무기물, 무기-유기 혼합물로 나눌 수 있다. (표 3.2-37 참조)

유기물의 오염은 주로 가공 중에 사용된 절삭유 (cutting oil)에서 비롯된다. 동식물성 유지라면 알칼리용액에서 수용성 물질로 바뀌므로 금속표면에서 제거할 수 있다. 그러나 광물성 기름은 수용성 물질로 변환이 되지 않으므로 유기용매에 의해 표면에서 떼어내어 제거한다. 무기물로 인한 오염은 금속의 산화물과 녹(rust), 얼룩(smut) 등이다. 이러한 오염은 산 또는 알칼리용액에서 화학적으로 에칭(etching)을

표3.2-37 오염의 종류 및 제거방법

| 오염의 종류 | 오염원 | 특성 | 제거방법 |
|-----------|-------------------------|---|---|
| 유기물 | 동식물성유지 | 알칼리에서 수용성물질로 변환되어 제거됨. | 알칼리 세정제를 가열하여 침적 |
| | 광물성기름 (방청유, 그리스) | 알칼리에서 수용성물질로 변환 안됨. | 유기용매(organic solvent) 사용 |
| 무기물 | 산화물, 먼지 및 염료(녹, 얼룩 등) | 산 또는 알칼리에 용해됨. | 산 또는 알칼리에 침적시키거나 (화학적 처리) 솔질 또는 연마 (물리적 처리) |
| 무기·유기 혼합물 | 상기의 무기-유기 혼합물 (대부분의 오염) | 알칼리 수용성물질로 변환되는 것, 되지않는 것, 산 또는 알칼리에 용해된 것, 되지않는 것 등으로 다양함. | 단일 공정만으로 제거하기 힘들며 상기 세종류의 방법을 병행 |

하거나 전해연마로 용해시켜 제거할 수 있으며 솔질 혹은 연마의 물리적인 방법에 의해서도 제거할 수 있다. 무기-유기혼합물의 오염은 무기오염과 유기오염이 복합적으로 존재하며 사실 대부분의 오염이 여기에 속한다. 무기-유기혼합물의 오염은 한 공정으로는 제거하기 힘들어 유기용제, 산 또는 알칼리용액을 사용한 화학적 처리와 기계적인 방법에 의한 연마를 거쳐 제거한다.

세정액에서 일어나는 금속표면 상 오염물질의 물리적, 화학적 처리과정은 매우 복잡하며 정확히 알려져 있지 않다. 이것은 세정액 속에서 오염분자와 세정액 사이의 강한 인력에 의해 매우 거대한 분자(micelles)가 형성되어 크기와 구조가 끊임없이 변하기 때문이다. 그리고 피세정물의 표면상태와 표면에 흡착된 분자의 흡착력에 의해서도 영향을 받는다. 따라서 세정공정에서 단순히 온도와 농도만으로 세정의 효과를 예측하는 것은 쉽지 않다.

세정을 통해서 깨끗한 표면을 얻기 위해서는 표면의 오염물질 사이의 결합 에너지를 극복하는 것이 필요하다. 오염물질을 제거하는 방법 중 물리적인 방법은 진동 또는 손이나 도구를 사용한 기계적 접촉에 의한 물리적 힘을 가해 오염물질을 표면에서 분리하여 세정액 중에 유리시킬 수 있다. 화학적인 방법은 오염과 금속과의 개념에 침투한 세정액이 오염물질과 금속표면과의 결합력을 완화시켜 오염이 쉽게 떨어져 나가도록 하거나 또는 세정액이 직접 오염을 용해하여 제거시키는 것이다. 화학세정 과정에 이 두가지 작용이 같이 일어나도록 하면 서로 상승작용을 일으켜서 효과적인 세정이 가능하다.

(다) 부분품 세정

표3.2-38 진공용기 부분품 세정 공정

| 작업내용 | 기존 세정방법 | 개선 세정방법 (C.C.I COMMENT 반영) | 비 고 |
|------------------------|--|--|-----------------------------------|
| 1. 부품입고 | - B5일반 육안검사 | - 1.076Lux 이상 조도에서 금속표면을 검사하여 진공표면의 손상여부를 정밀확인후 세정단계로 돌입한다. | |
| 2. Air Blowing | - 0.03mm~0.01mm 여과필터를 사용하여 여과한 Air로 Blowing하여 이물질 제거한다. | - 0.03mm~0.01mm 여과필터를 사용하여 여과한 Air로 Blowing하여 이물질을 제거한다. | |
| 3. 1차 예비탈지 세정 | - 아세톤(Min.99%)을 사용하여 Spray, Dipping 방법을 병행하여 Sponge를 사용하여 닦아줌. | ① Isopropoly Alcohol (순도99.9%)를 사용하여 실시 ② 세정온도 : 상온 ③ 세정시간 : 5~10분 ④ Air를 공급하여 교반시킨다. (Air Blowing) | Air를 이용하여 약품을 교반시키어 세정효과를 극대화시킨다. |
| 4. 고압수세 | - 중류수 사용 (순도 : 2.1 μ s) 온도 : 60~80℃ 압력 : 120~170kg/cm ² 시간 : 7~10분 | - 다른 조건을 좌동하나 단지 작업시간만 m ² 당 10~15분으로 연장 | 작업시방서 적용 온도 : 상온 |
| <개선방법> 5. 검사 | - 육안 | ① Black light : 빛이 차단된 상태(소등)에서 자외선을 이용하여 검사 형광물질이 금속표면에 잔류하면 불순물에 오염된 상태임. ② Wipe-test : 흰천으로 닦아내어 천이 오염되면 불순물에 오염된 상태임 ※ 상기 2가지 방법 모두 ASTM A380 준용 | 불합격시 Re-cleaning |
| <추가개선방법> 6. 2차 예비탈지 | - 고농축 계면활성제 (Joy) 사용 부드러운 Sponge로 닦아줌 | - 고농축 계면활성제 (Joy) 사용 부드러운 Sponge로 닦아줌 | |
| 7. 고압수세 | - 중류수 사용 (순도 : 2.1 μ s) 온도 : 60~80℃ 압력 : 120~170kg/cm ² 시간 : 7~10분 | - 중류수 사용 (순도 : 2.1 μ s) 온도 : 60~80℃ 압력 : 120~170kg/cm ² 시간 : 7~10분 | |
| 8. 분탈지세정 | - 사용약품 : KS-100 방법 : 침수식 온도 : 상온 시간 : 15~20분 | - 사용약품 : KS-100 방법 : 침수식 (Air Blowing) 온도 : 40~60℃ 시간 : 15~20분 | Air 교반 및 온도 상승으로 세정효과를 극대화시킴 |
| 9. 고압수세 | - 중류수 사용 (순도 : 2.1 μ s) 온도 : 60~80℃ 압력 : 120~170kg/cm ² 시간 : 7~10분 | - 중류수 사용 (순도 : 2.1 μ s) 온도 : 60~80℃ 압력 : 120~170kg/cm ² 시간 : 7~10분 | |

| 작업내용 | 기존 세정방법 | 개선 세정방법 (C.C.I COMMENT 반영) | 비 고 |
|----------|--|--|------------------------------|
| 10. 고압수세 | - 증류수 사용 (순도 : 2.1 μ s) 온도 : 60~80 $^{\circ}$ C 압력 : 120~170kg/cm 2 시간 : 7~10분 | - 증류수 사용 (순도 : 2.1 μ s) 온도 : 60~80 $^{\circ}$ C 압력 : 120~170kg/cm 2 시간 : 7~10분 | |
| 11. 건조 | - 0.03mm~0.01mm 여과필터를 사용하여 여과한 Air로 Blowing하여 이물질 제거한다. | ① 0.03mm~0.01mm 여과필터를 사용하여 여과한 Air로 Blowing하여 이물질을 제거한다. ② 진공청소기를 사용하여 잔유물을 최대한 흡입제거토록 한다. ③ Isoporoply Alcohol (순도 Min 99.9%)을 사용하여 건조 | |
| 12. 검사 | - 육안 | ① Black light ② Wipe-test ③ Ferroxy1 test - Ferroxy1 시약을 사용하여 잔유철분 검사를 실시할 수 있다 (ASTM A380 준용) - 검사시약을 표면에 도포한후 15초 이내에 시약을 도포한 부위의 색깔이 짙은 청색으로 변하면 잔유철분이 존재한다는 증거임. | 부분검사 완료후 반드시 고압세정 실시 |
| 13. 포장 | - 표면보호 점착 필름 및 비닐로 2차 포장 | - 1차 포장용 랩 사용후 2차 비닐로 포장한 후 습기를 방지하기 위해 방습제 사용 - 방습제 : 천연 벤토나이트, 천연점토 | 표면점착 보호필름 사용후 발생하는 표면오염 문제해결 |
| 14. 운반 | - 소형트럭 사용 | - 전용 CAP 부착 트럭 사용 | 운반과정을 최소화 시킨다. |

(라) 조립후 세정

표3.2-39 진공용기 조립 후 세정 공정

| 작업내용 | 기존 세정방법 | 개선 세정방법 (C.C.I COMMENT 반영) | 비 고 |
|---------------------|--|--|-----------------------------|
| 1. 부품입고 | - 일반 육안검사 | - 1.076Lux 이상 조도에서 금속표면을 검사하여 진공표면의 손상여부를 정밀확인후 세정단계로 돌입한다. | |
| 2. Air Blowing | - 0.03mm~0.01mm 여과필터를 사용하여 여과한 Air로 Blowing하여 이물질 제거한다. | - 0.03mm~0.01mm 여과필터를 사용하여 여과한 Air로 Blowing하여 이물질을 제거한다. | |
| 3. 1차 예비탈지 세정 | - 아세톤(Min.99%)을 사용하여 Spray, Dipping 방법을 병행하여 Sponge를 사용하여 닦아 줌. | ① Isoproply Alcohol (순도99.9%)를 사용하여 실시 ② 세정온도 : 상온 ③ 세정시간 : 5~10분 ④ 침적 및 Spray 사용 | |
| 4. 1차 고압수세 | - 증류수 사용 (순도 : 2.1 μ s) 온도 : 60~80℃ 압력 : 120~170kg/cm ² 시간 : 7~10분 | - 다른 조건을 좌동하나 단지 작업시간만 m ² 당 10~15분으로 연장 | 작업시방서 적용 온도 : 상온 |
| <개선방법> 5. 검사 | - 육안 | ① Black light : 빛이 차단된 상태(소등)에서 자외선을 이용하여 검사 형광물질이 금속표면에 잔류하면 불순물에 오염된 상태임. ② Wipe-test : 흰천으로 닦아내어 천이 오염되면 불순물에 오염된 상태임 ※ 상기 2가지 방법 모두 ASTM A380 준용 | 불합격시 재세정 |
| <개선방법> 6. 예비탈지세정 | - 고농축 계면활성제 (Joy) 사용 부드러운 Sponge로 닦아줌 | - 고농축 계면활성제 (Joy) 사용 부드러운 Sponge로 닦아줌 | |
| 7. 2차 고압수세 | - 증류수 사용 (순도 : 2.1 μ s) 온도 : 60~80℃ 압력 : 120~170kg/cm ² 시간 : 7~10분 | - 증류수 사용 (순도 : 2.1 μ s) 온도 : 60~80℃ 압력 : 120~170kg/cm ² 시간 : 7~10분 | |
| 8. 분탈지세정 | - 사용약품 : KS-100 방법 : Spray 온도 : 상온 시간 : 15~20분 | - 사용약품 : KS-100 방법 : 침수식 (Air Blowing) 온도 : 40~60℃ 시간 : 15~20분 | Air교반 및 온도 상승으로 세정효과를 극대화시킴 |
| 9. 3차 고압수세 | - 증류수 사용 (순도 : 2.1 μ s) 온도 : 60~80℃ 압력 : 120~170kg/cm ² 시간 : 7~10분 | - 증류수 사용 (순도 : 2.1 μ s) 온도 : 60~80℃ 압력 : 120~170kg/cm ² 시간 : 7~10분 | |

| 작업내용 | 기존 세정방법 | 개선 세정방법 (C.C.I COMMENT 반영) | 비 고 |
|-------------|--|--|------------------------------|
| 10. 4차 고압수세 | - 증류수 사용 (순도 : 2.1 μ s) 온도 : 60~80 $^{\circ}$ C 압력 : 120~170kg/cm 2 시간 : 7~10분 | - 증류수 사용 (순도 : 2.1 μ s) 온도 : 60~80 $^{\circ}$ C 압력 : 120~170kg/cm 2 시간 : 7~10분 | |
| 11. 건조 | - 0.03mm~0.01mm 여과필터를 사용하여 여과한 Air로 Blowing하여 이물질을 제거한다. | ① 0.03mm~0.01mm 여과필터를 사용하여 여과한 Air로 Blowing하여 이물질을 제거한다. ② 진공청소기를 사용하여 잔유물을 최대한 흡입제거토록 한다. ③ Isoporoply Alcohol (순도 Min 99.9%)을 사용하여 건조 | |
| 12. 검사 | - 육안 | ① Black light ② Wipe-test ③ Ferroxy1 test - Ferroxy1 시약을 사용하여 잔유철분 검사를 실시할 수 있다 (ASTM A380 준용) - 검사시약을 표면에 도포한후 15초 이내에 시약을 도포한 부위의 색깔이 짙은 청색으로 변하면 잔유철분이 존재한다는 증거임. | |
| 13. 포장 | - 표면보호 점착 필름 및 비닐로 2차 포장 | - 1차 포장용 랩 사용후 2차 비닐로 포장한후 습기를 방지하기 위해 방습제 사용 - 방습제 : 천연 벤토나이트, 천연점토 | 표면점착 보호필름 사용후 발생하는 표면오염 문제해결 |
| 14. 운반 | - 대형 트레일러 사용 | | 운반과정을 최소화 시킨다. |

(5) 용접 및 분석

제작을 위한 초기 단계로써 진공용기의 inner shell mock-up에 대한 성형(forming), 가공(trimming and cutting) 그리고 용접(welding)에 의한 조립 공정을 통하여 제작된다. 진공용기(vacuum vessel)의 inner shell mock-up에 대한 제작은 1차적으로 2개의 sector로 구성된 mock-up 모델에 대한 조립 공정을 시행하고, 2차적으로는 3개의 sector로 용접 조립되는 선행 생산품(pre-fabrication)에 적용하였다. 진공용기 모델은 대략 높이가 1.59 m, 폭이 1.64 m 그리고 두께가 12 mm로써 D-형상의 단면(D-shaped cross section)을 가진 이중 벽의 원환체 구조(double-walled torus structure)로 이루어져 있으며 그림 3.2-90에 진공 용기 부재에 대한 도식적인 형상을 제시하였다.

진공용기의 inner shell mock-up 제작시 각각의 sector들이 용접으로 인한 조립 과정에서 발생할 수 있는 용접 변형의 예측과 적정 용접 순서에 의한 변형 감소 방안을 통하여 치수 정도와 생산성 향상을 도모하고자 하였다.

(가) 용접 및 분석

① 실험 방법

진공 용기의 full-scale 모델에 대한 변형거동을 평가하기 위해 본 연구에서는 먼저 단순 시편에 대한 실험을 통하여 얻어진 각 변형량 결과를 변형 평가에 대한 기초 자료로 이용하였다. 시편으로는 그림 3.2-91에서 제시한 바와 같은 모델에 대해 수행하였으며 butt joint에 대해 각각 2 mm, 4 mm의 루트 갭을 달리하여 용접 변형에 대한 평가를 수행하였다. 진공 용기의 제작을 위해 사용되는 full-scale 모델과 비교해서 용접 방법과 조건은 거의 동일하며 용접 방법으로는 수동 TIG 용접이며 개선 형상은 용접 자세 및 접근의 용이성을 고려하여 40°의 V 개선을 형성하였다. 용접 조건은 초충 용접시 90 ~ 100A의 전류, 10 ~ 11V의 전압, 4 ~ 6 cm/min의 속도를 유지하였으며, 잔충 용접시 120 ~ 160A의 전류, 12 ~ 13V의 전압, 10 ~ 16 cm/min의 속도로 용접하였다. 표 3.2-40에 시험을 위한 주요 변수들을 나타내었다.

각 변형의 평가를 위해 2차원 측정 장치를 이용하였으며 횡 수축치는 버니어 캘리퍼스를 사용하여 측정하였다. 용접 변형을 위한 측정 지점은 용접부를 기준으로 등 간격의 격자 모양을 형성하는 위치에 마킹(marking)을 형성하였다.

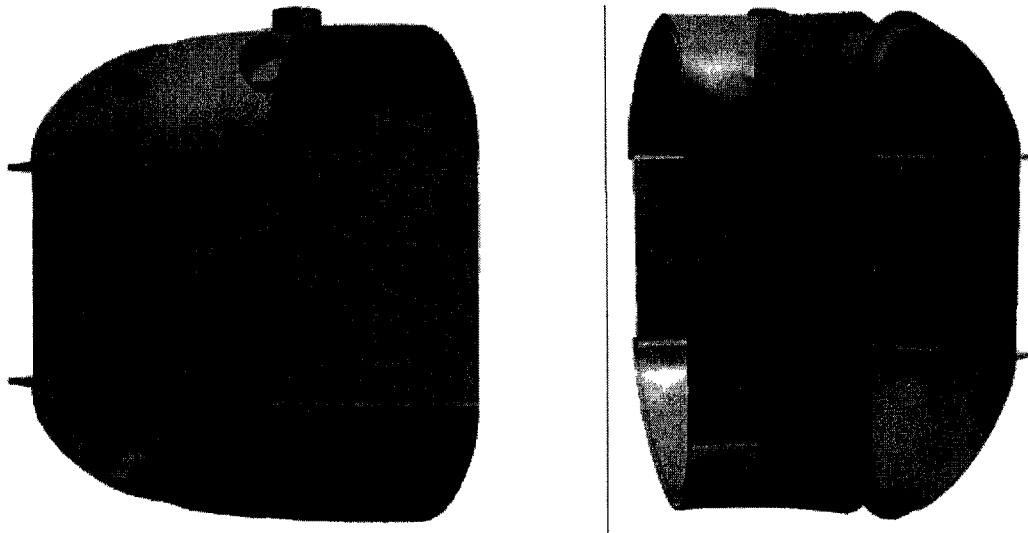


그림 3.2-90 진공용기 선행생산품 형상

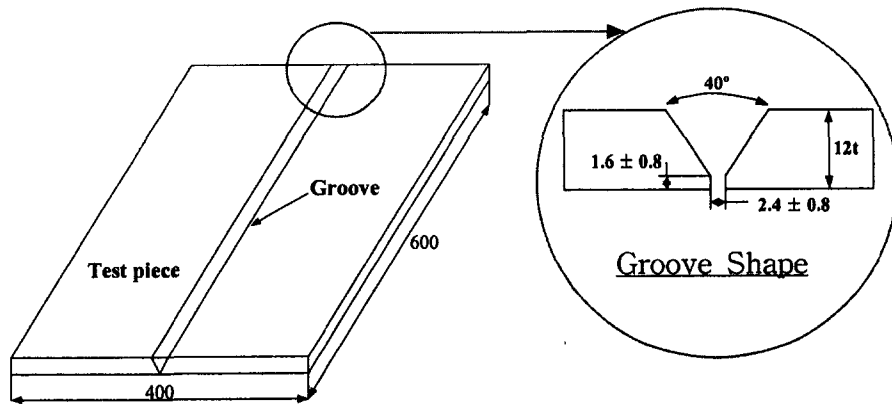


그림 3.2-91 Schematic diagram of test piece

표3.2-40 Variables used for experiment

| Test pieces | | Dimension (mm) | Material | Welding conditions | | |
|-------------|------------|-----------------|-----------|-----------------------|---------------------|---------------------|
| Types | Conditions | | | Ampere (A) | Voltage (V) | Speed (cm/min) |
| Butt joint | 2 mm | 400 × 600 × 12t | SUS 316LN | (1st) 90~100 | (1st) 10~11 | (1st) 4~6 |
| | 4 mm | | | (2nd-10th) 120~160 | (2nd-10th) 12~13 | (2nd-10th) 10~16 |

② 실험 결과

각각 2 mm와 4 mm 루트 갭을 가진 butt joint의 변형 양상을 용접선 방향으로 일정 간격을 가지는 측정 위치 중에서 plate의 중앙에서 joint의 형상에 따라 각 변형량을 비교하였다. 결과에 의하면, 구속 조건(restraint condition)이 부여되지 않은 상황에서 4 mm 루트 갭의 시편이 2 mm 루트 갭에 비해 용접부의 용착 면적의 증가에 따른 두께 방향의 수축량의 증가에 기인해 상대적으로 각 변형량이 크게 나타났다.

(나) 선행 생산품 제작을 위한 적정 용접 순서

① 각 구속 세기 평가

실 용접 구조물에서 적정 용접 순서를 결정하기 위한 가장 일반적으로 사용되는 방법 중의 하나가 바로 rigidity method이다. 즉, 용접부의 구속이 큰 쪽에서부터 용접을 수행함으로써 용접 변형을 최소화하는 방법으로써 이를 위해서는 먼저 각 용접부에서 식 (3.2-8)과 같이 정의되는 각 구속 세기(Angular Restraint Intensity, K_{θ}) 평가가 선행되어야 한다. 각 구속 세기란 용접부에서 단위 각 변형을 발생시키기 위해서 요구되는 굽힘 모멘트(M)의 크기로 정의되며, 이는 용접부의 기하학적인 인자에 의해 결정되는 값이다. 본 고에서는 이들 각 용접부의 각 구속 세기를 유한 요소 해석을 이용하여 평가하였다.

$$K_{\theta} = \frac{M}{\theta} \quad (3.2-8)$$

Where,

K_{θ} : Angular restraint intensity [kgf / rad]

M : Bending moment per unit weld length [kgf · mm/mm]

θ : Total angular distortion at the groove [rad]

선행 생산품의 제작은 flare part와 knuckle part로 구성된 upper · lower inner shell이 각각 용접되고 최종적으로 cylindrical section의 용접이 수행되는 단계별 제작으로 작업이 진행된다. 따라서, 선행 생산품은 lower inner shell의 용접 및 cylindrical section과의 조립에 의한 용접으로 구분되며 식 (3.2-8)을 이용하여 각 구속 세기의 평가를 수행한 결과를 각각 표3.2-41과 3.2-42에서 제시하였다. 그림 3.2-92은 lower inner shell의 각 용접부를 A에서 H까지 구분하여 표현하였으며, 그림 3.2-94 에서와 같이 cylindrical section의 각 용접부를 A, B, C, D로 구분하여 각각의 경우에 대해 그림 3.2-93 및 3.2-95에서 각 구속 세기 평가를 통한 각 변형량을 제시하였다. 결과에 의하면 lower inner shell의 경우 A, C, D, E 및 F, G의 각 구속 정도가 많은 차이를 나타내지 않기 때문에 유한 요소 해석에 의해 적정 용접 순서를 파악하였다. 또한, cylindrical section의 조립시 강성이 상대적으로 큰 toroidal ring이 부착된 부위, 즉 각 구속 정도가 가장 큰 C → B → D → A 의 순으로 용접하는 것이 용접 변형을 최소화시키기 위한 적정 용접 순서로 판단된다.

② Lower inner shell

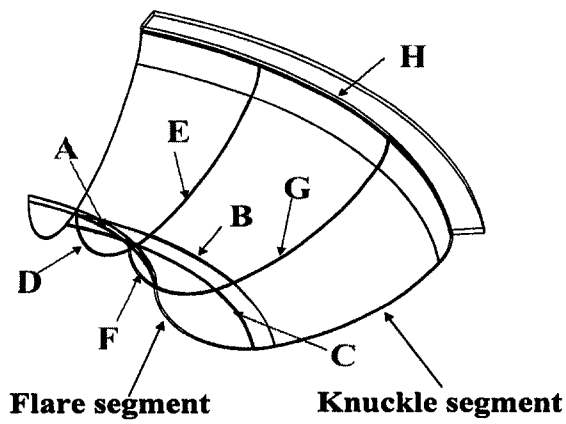


그림 3.2-92 Weldment of lower inner shell

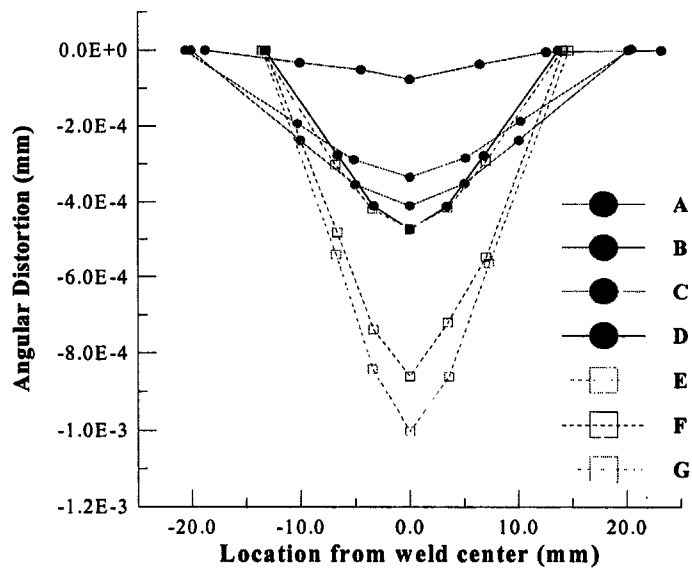


그림 3.2-93 Comparison of the angular distortion to evaluate angular restraint intensity at the weldment

표3.2-41 Angular restraint intensity at the weldment of the inner bottom shell

| Weldment | A | B | C | D | E | F | G |
|--|------|------|------|------|-----|------|------|
| K_{θ} ($\times E05$) [kgf / rad] | 1.08 | 4.31 | 0.86 | 0.49 | 0.5 | 0.27 | 0.23 |

③ Cylindrical section

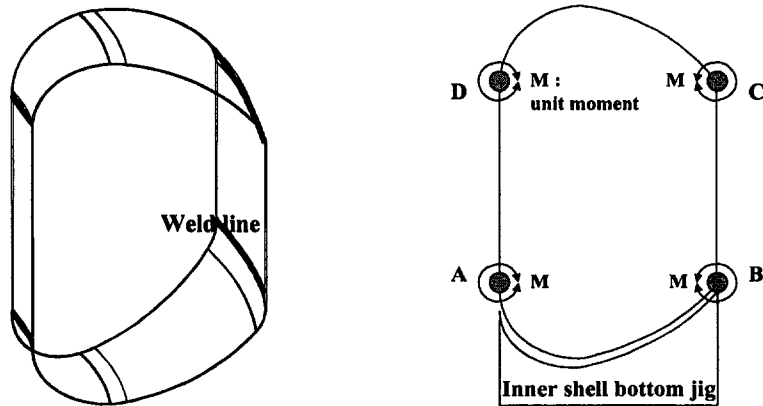


그림 3.2-94 Angular restraint intensity at the weldment of the cylindrical section

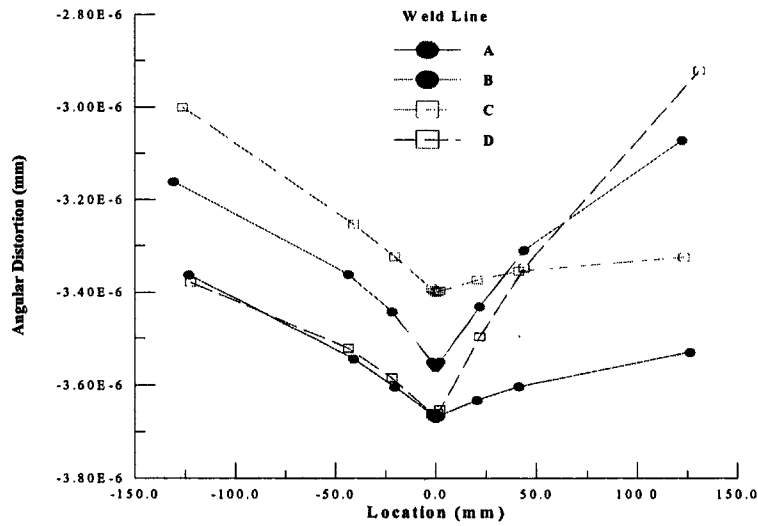


그림 3.2-95 Comparison of the angular distortion to evaluate angular restraint intensity at the weldment

표3.2-42 Angular restraint intensity at the weldment of the cylindrical section

| Weldment | A | B | C | D |
|---------------------------------------|---|--------|--------|-------|
| K_0 ($\times E06$) [kgf / rad] | 5.041 | 11.318 | 17.014 | 5.218 |
| Proper welding sequence | C \rightarrow B \rightarrow D \rightarrow A | | | |

④ 해석 방법

간이 해석 기법의 타당성을 검토하기 위해 루트 갭 2 mm 및 4 mm의 단순 시편 실험에 의한 변형 양상과 간이 열·탄소성 해석 결과에 따른 변형 양상을 그림 3.2-96에서 비교하여 나타내었다. 그림 3.2-97에서 용접부 중앙에서 판 폭 방향으로의 각 변형량을 제시하였으며 변형량의 상대 오차는 2 mm 루트 갭의 경우 12%, 4mm 루트 갭의 경우 9.7%를 나타내었다. 따라서, 본 보고서의 단순화된 열·탄소성 해석(simplified thermal elastic-plastic analysis)에 의한 간이 해석 기법의 타당성을 단순 시편 실험에 의한 실험 결과를 바탕으로 검토하였으며 이를 이용하여 진공 용기 inner bottom shell의 용접 변형을 최소화하기 위한 적정 용접 순서를 결정하였다. 유한 요소 해석 모델은 그림 3.2-98에서 나타내었다.

⑤ 해석 결과

일반적으로 적정 용접 순서를 평가하는 방법으로써 용접부 각 구속 세기 평가에 의한 rigidity method를 많이 사용하지만 lower inner shell의 경우 각 구속 세기에서 많은 차이를 제시하지 못하는 경우에 대해 본 고에서 제시한 간이 해석 기법을 이용하여 적정 용접 순서를 평가하였다. 그림 3.2-99의 해석 모델에 대해 구속 조건이 부여되지 않은 것(free restraint)으로 가정하여 표3.2-43 및 그림 3.2-100에서 제시한 바와 같이 3가지 유형으로 구분하여 해석을 수행하였다. 우선 용접부의 각 구속 정도에 따라 구속도가 작은 쪽에서 큰 쪽으로 용접하는 경우를 type 1로 설정하고, 이와는 반대로 큰 쪽에서 작은 쪽으로 용접하는 경우를 type 2로 정하였다. Type 3은 외부에서 내부로 용접하는 경우에 대해 고려하였다.

그림 3.2-100에서 type 2의 경우에 대해 초기 1st pass와 3rd pass가 수행되었을 경우의 변형 양상을 제시하였다. 결과에서와 같이 shell의 중앙부 flare part와 knuckle part가 용접되는 초기 pass에 의해 flare 및 knuckle part 끝단부에서 전형

적인 각 변형 양상을 나타내었으며 특히 flare part 끝단부에서 shell 중앙부로의 수축이 심함을 확인할 수 있다. 3rd pass가 수행되었을 경우에도 유사한 경향은 나타나지만 각 변형이 심하게 발생함을 알 수 있다. 그림 3.2-101에서 유형별 최대 용접 변형량을 제시하였는데 type2가 다른 유형의 type 1 혹은 3에 비해 29.3%의 상대 변형 감소율을 나타내었다.

최종 용접 후의 변형 양상을 보면 변형량이 65.92 mm ~ 93.18 mm를 각각 나타내었다. 따라서, 선행 생산품을 제작하기 위한 적정 용접 순서는 그림 3.2-102와 같다. 결과에서 진공 용기 inner shell은 상대적으로 용접부 구속 정도가 큰 내부에서 외부로의 용접이 타당하며 대칭 용접 (symmetric welding)의 적용이 바람직하다고 판단된다.

진공용기의 inner shell 제작을 위한 용접 변형 해석 결과 다음과 같은 결론을 얻었다. 용접 변형 예측을 위하여 유효 열팽창 계수 및 용접 상하부의 온도 구배차와 용접 변형을 최소화하기 위한 적정 용접 순서를 제시하였으며 이는 상대적으로 용접부 각 구속도가 큰 부위에서 작은 쪽으로 용접이 이루어져야 하며 대칭적으로 용접하는 것이 가장 바람직하다.

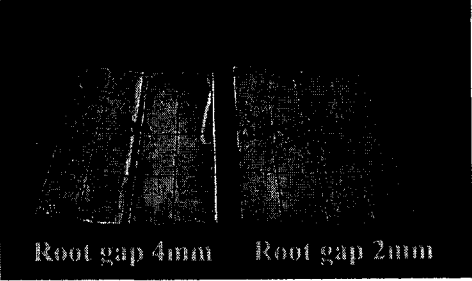
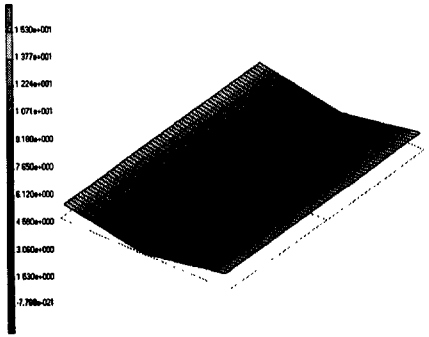
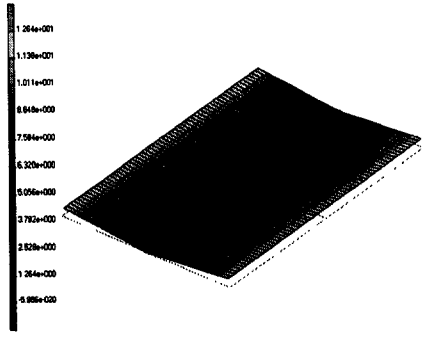
| | | |
|-------|--|---|
| Exp. |  | |
| Types | Root gap 4mm | Root gap 2mm |
| FEA |  |  |

그림 3.2-96 Deformed shape of weldment by Exp. & FEA

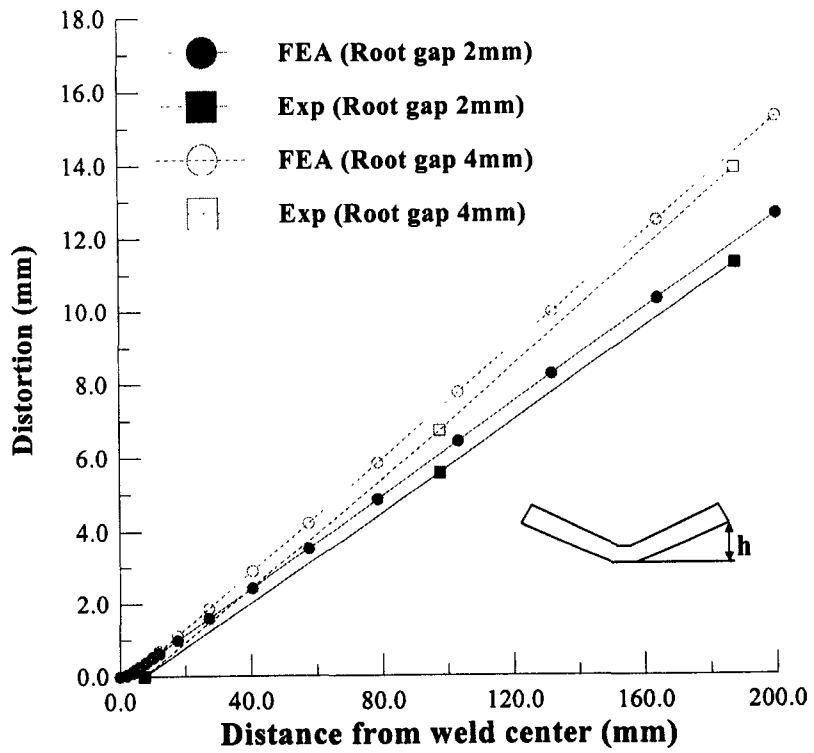


그림 3.2-97 Comparison of welding distortion between Exp. & FEA

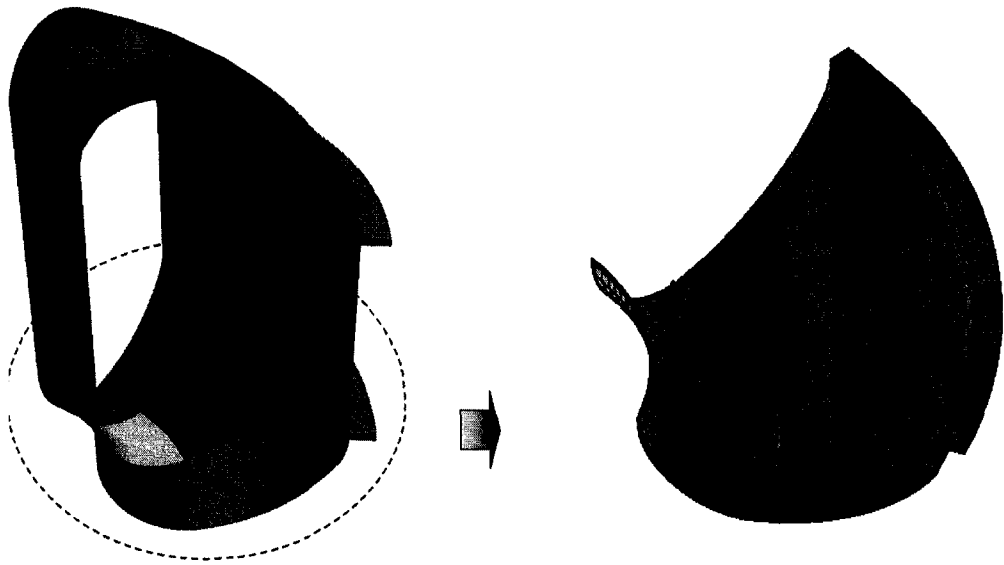
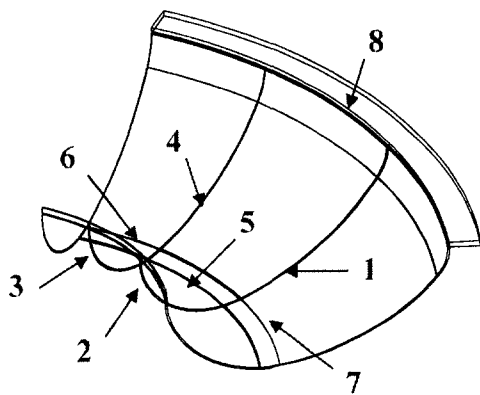


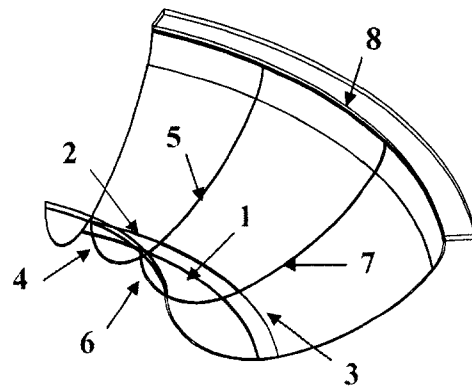
그림 3.2-98 Finite element model

표3.2-43 Welding sequence used for FEA

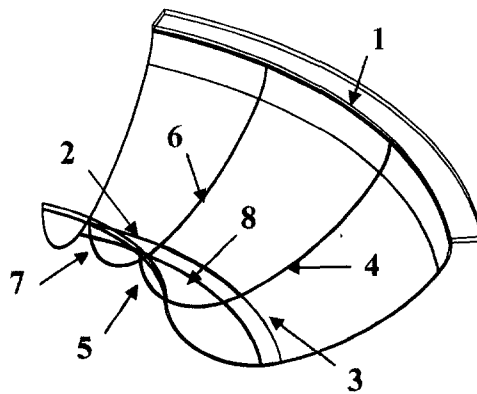
| Types | | Welding sequence | |
|-----------------------------|-------|------------------|-------------------------------|
| Angular restraint intensity | 小 → 大 | Type 1 | G → F → D → E → B → A → C → H |
| | 大 → 小 | Type 2 | B → A → C → D → E → F → G → H |
| Outer → Inner | | Type 3 | H → A → C → G → F → E → D → B |



(a) Type 1



(b) Type 2



(c) Type 3

그림 3.2-99 Welding sequence of analysis model

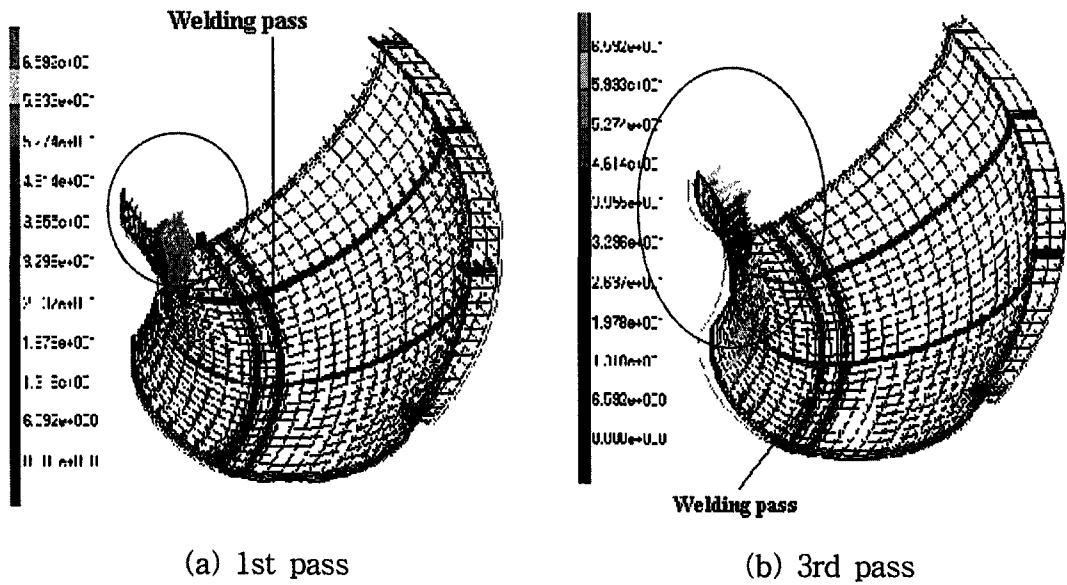


그림 3.2-100 Angular distortion

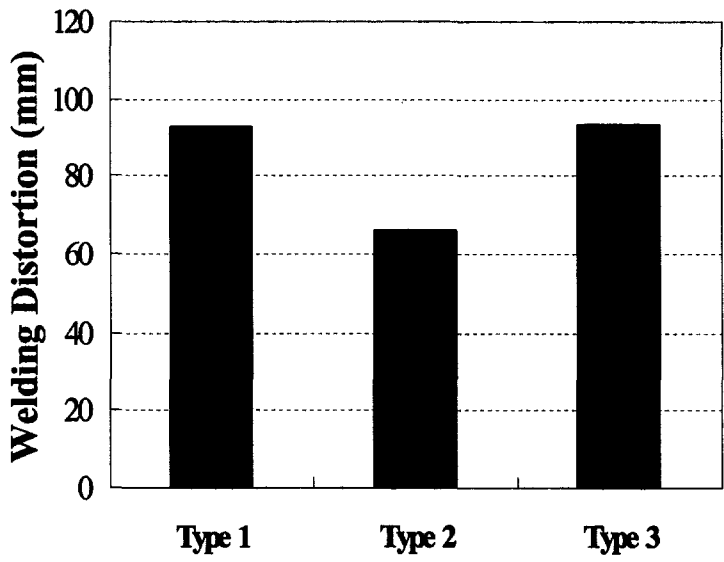
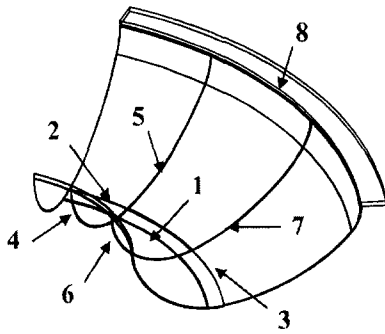
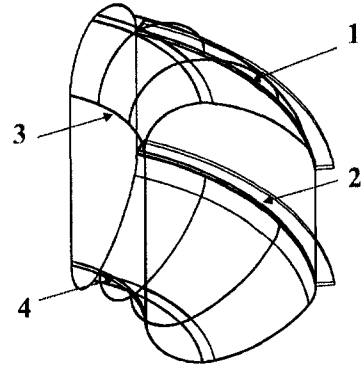


그림 3.2-101 Comparison of welding distortion of inner bottom shell with welding sequence



(a) Inner bottom shell



(b) Cylindrical section

그림 3.2-102 Proper welding sequence to minimize the angular distortion

(6) 조립

(가) Inner shell lower part assembly

- ① Install the steel structure jig.
- ② Fit-up of inner shell.
- ③ Install the jig for protection for welding deformation.
- ④ Set of toroidal and poloidal ring.
- ⑤ Disassembly of jigs.
- ⑥ Measurement of 3 dimension (lower shell only).
- ⑦ Assembly of jigs.
- ⑧ Root pass welding of inner shell.
- ⑨ Measurement of 3 dimension.

(나) Inner shell upper part assembly

- ① Same as lower parts fabrication step 1) ~ 9)

(다) Poloidal rib to inner shell

- ① Welding of poloidal rib to shell.
- ② Install the jig for multi layer welding.
- ③ Welding of multi layer.
- ④ NDE
- ⑤ Check of deformation.

(라) Welding of outer shell

- ① Turn over for outer shell preassembly.
- ② Machining of outer shell(only mis-align outer shell subject)
- ③ Cleaning.
- ④ Fit up of outer shell.

- ⑤ Root pass welding of outer shell.
- ⑥ NDE(UT).
- ⑦ Check of dimension.
- ⑧ Welding of multi layer.
- ⑨ NDE(UT)
- ⑩ Check of dimension.

(마) Port hole machining

- ① Move to machining shop.
- ② Set of assembly body on the setting jig.
- ③ Port hole cutting(only vdt, vdu, baking and cooling port)
- ④ Beveling of cutting surface.
- ⑤ Grinding.
- ⑥ Cleaning.

(바) Welding of inner straight shell.

- ① Set of upper parts assembly.
- ② Set of inner and outer straight shell.
- ③ Check of dimension.
- ④ Fit up of straight shell(both side).
- ⑤ Set of upper parts assembly.
- ⑥ Install the welding jig.
- ⑦ Root pass welding of straight shell.
- ⑧ Check of dimension.
- ⑨ Welding of multi layer.
- ⑩ Check of dimension.
- ⑪ NDE.

(사) Port hole machining

- ① Move to machining shop.
- ② Set of assembly body on the setting jig.
- ③ Port hole cutting(only baking and cooling port)
- ④ Beveling of cutting surface.
- ⑤ Grinding
- ⑥ Cleaning.

(ㅇ) Welding of outer straight shell.

- ① Turn-over.
- ② Set of lower parts assembly.
- ③ Set of outer straight shell.
- ④ Check of dimension.
- ⑤ Fit up of straight shell(both side).
- ⑥ Root pass welding of straight shell.
- ⑦ Check of dimension.
- ⑧ Welding of multi layer.
- ⑨ Check of dimension.

(자) Final test

- ① Disassembly of all jigs.
- ② Welding of flange for test.
- ③ Close the opening of ports.
- ④ Move for surface treatment and cleaning.
- ⑤ Buffing(if necessary).
- ⑥ Cleaning after welding.
- ⑦ Bolting of blind flange.
- ⑧ Pressure test.
- ⑨ Helium leak test.
- ⑩ Vacuum test.
- ⑪ Cutting of margin.
- ⑫ Edge preparation for shop welding.

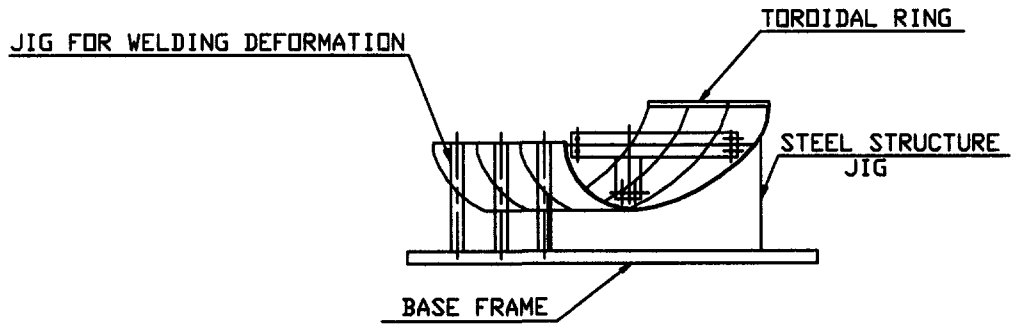


그림 3.2-103 Inner shell lower part & upper part assembly

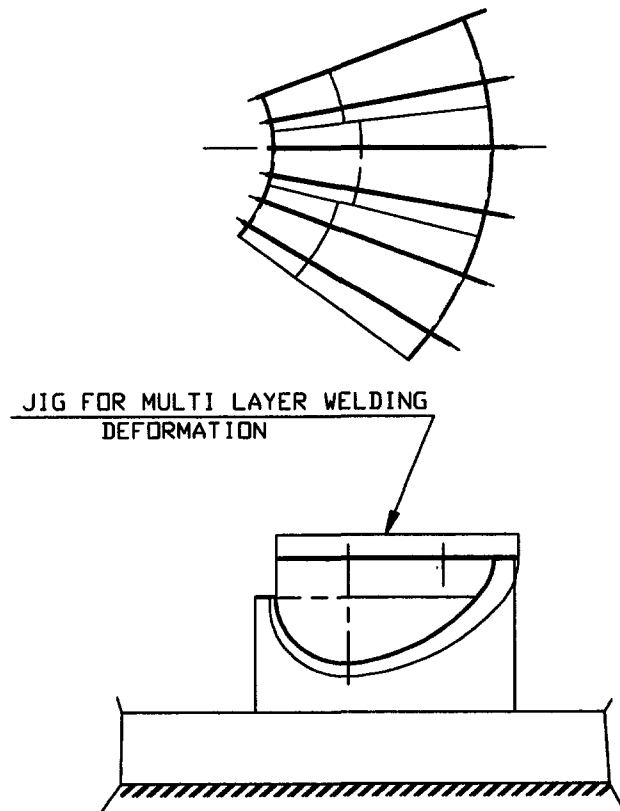


그림 3.2-104 Poloidal rib to inner shell

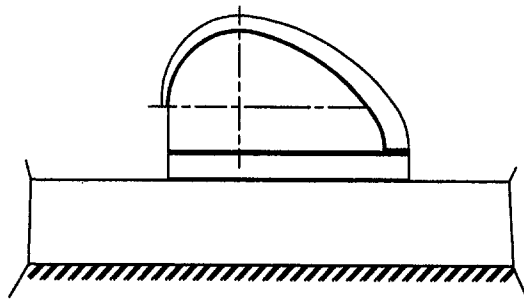
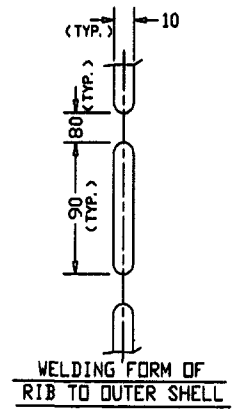
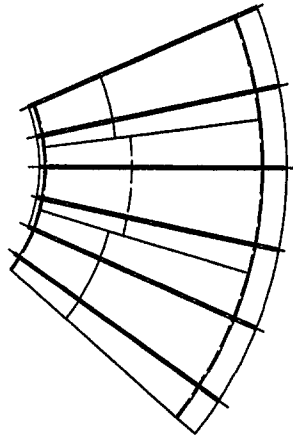


그림 3.2-105 Welding of outer shell

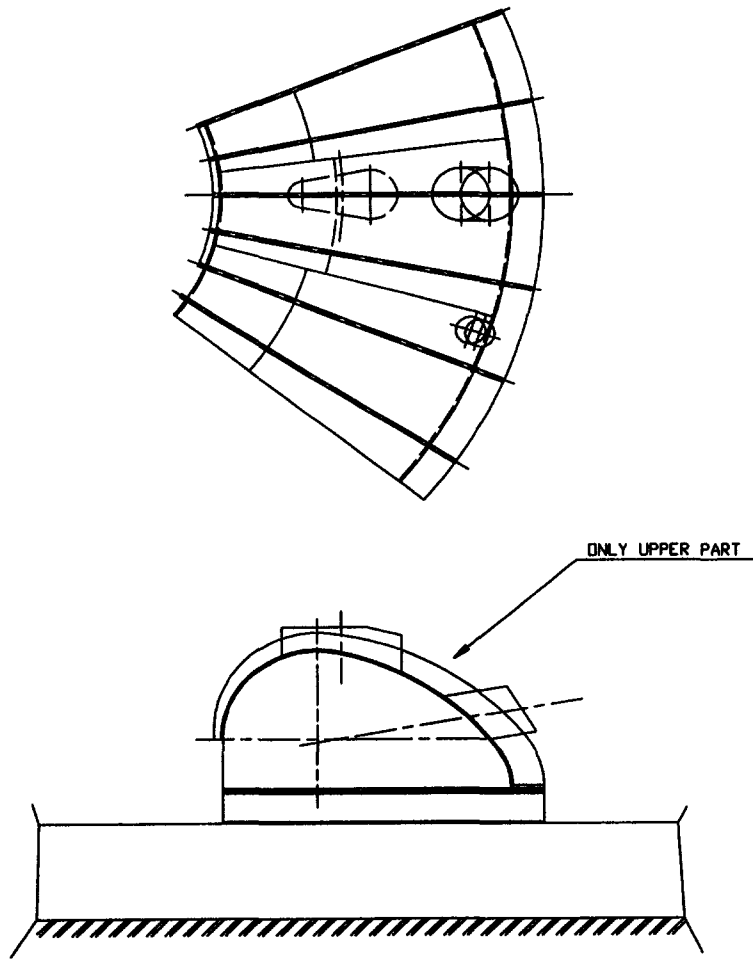


그림 3.2-106 Port hole machining

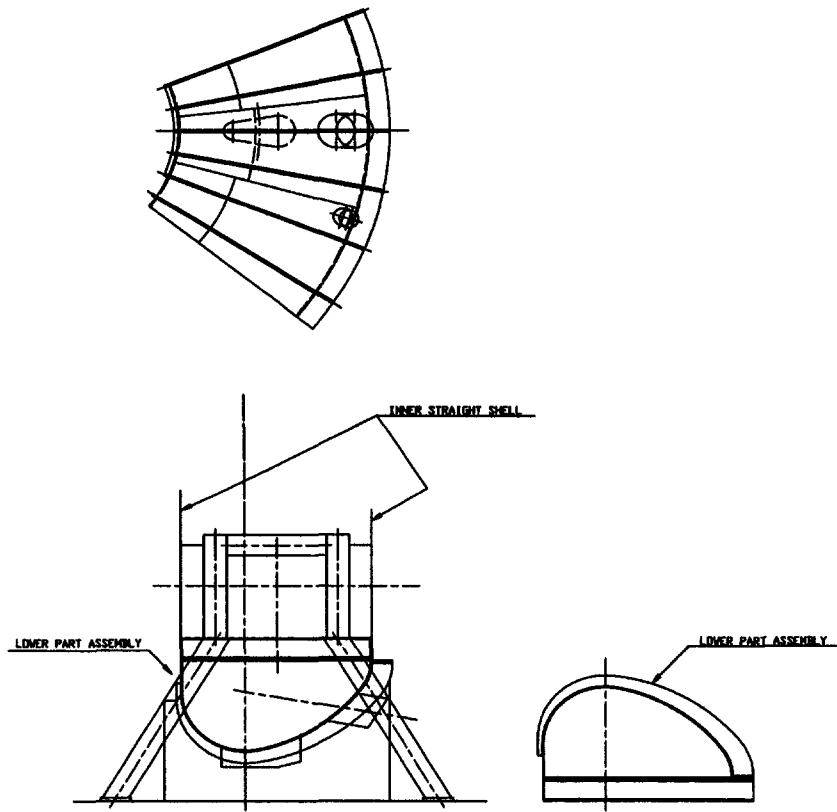


그림 3.2-107 Welding of inner straight shell

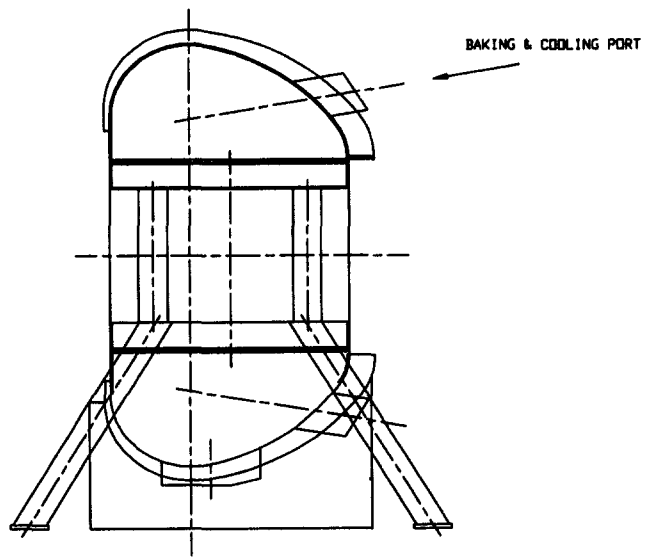
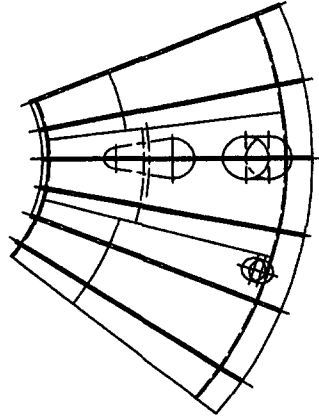


그림 3.2-108 Port hole machining

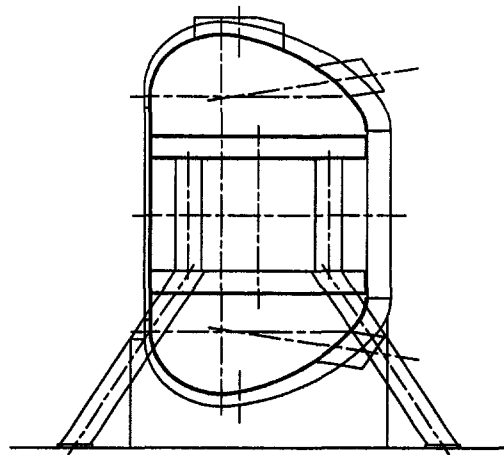
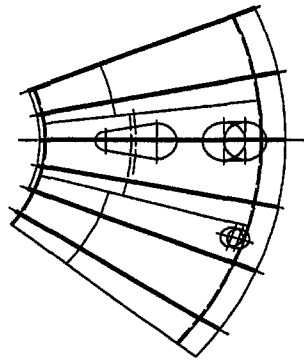


그림 3.2-109 Welding of outer straight shell

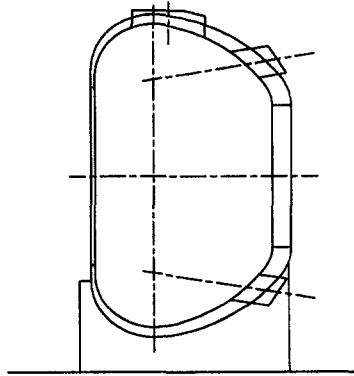
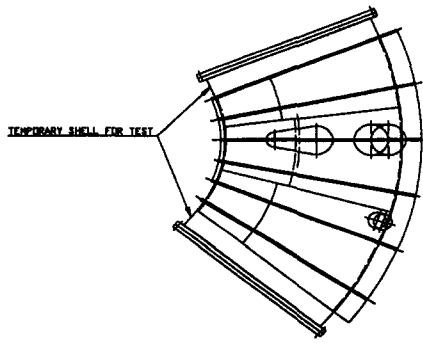


그림 3.2-110 Final test

라. 3차원 정밀측정

Laser tracker 시스템을 사용하여 KSTAR 장치 vacuum vessel의 선형생산품을 제작 형상을 정밀 측정하였다. 조립 공정 중에서는 inner shell과 outer shell의 가접 후 형상을 측정하였으며, 용접완료 후 측정을 실시하여 용접전과 용접 완료 후의 변형량을 파악하였다. 그림 3.2-111은 선형생산품 제작 완료 후 3차원 정밀측정 장비 laser tracker 시스템을 사용하여 최종 측정하고 있다.

(1) 측정 방법

측정에는 laser tracker 시스템을 사용하였는데 이 시스템의 정확도는 10ppm이다. 따라서 제품의 측정거리가 5 m 이내이므로 약 0.05 mm의 정확도를 구현할 수 있으나 측정환경이 진동·온도의 편차가 비교적 커서 실제 정확도는 약 0.1mm 정도일 것으로 판단되며, 조립 단계에서 측정의 정확도는 약 0.15 mm 정도일 것으로 판단된다. laser tracker 시스템은 최신의 비접촉식 3차원측정시스템의 하나로서 거리를 정밀하게 측정할 수 있는 laser interferometer와 연직·수평각도를 측정하는 encoder를 이용하여 관측한 각각의 각도 정보를 온라인으로 컴퓨터에 전송하여 좌표 설정 및 변환·형상 해석·오차 분석 등으로 구성된 프로그램에 의하여 피측정물의 3차원 공간상에서의 위치를 결정한다.

조립품의 형상 측정은 주로 반경 및 원통도를 구하는데 주안점을 두었다. 형상 측정을 위하여 shell plate의 성형과 기계 가공 후 성형을 위한 gauge의 형상에 따라서 안내선을 표시하고 측정 point의 map에 표시된 위치에 미세한 펀치 마킹을 하여 측정점으로 사용하였다. 선형생산품 및 vacuum vessel의 측정 point map은 별도로 첨부하였다.

(가) Shell plate 측정

lowerlowerShell plate의 측정에서 주안점은 vertical 방향의 반경(roundness)을 측정하는 것과 horizontal 방향의 반경 측정에 초점을 맞추었다. Vertical 방향의 반경은 inner shell의 경우 R542(flare)·R1500·R380(knuckle)이 있고, outer shell에는 R592(flare)·R1650·R516(knuckle)이 있다. Horizontal 방향의 반경은 inboard에 있는 R1110·R1160을 측정하였고, out-board의 반경 R2800·R2990을 측정하였다. 또한 upper 및 lower 의 절단면인 반경 R1702·R1815.5를 측정하였다. Inner shell

plate의 경우에는 그림 3.2-122에서 볼 때 R1160의 측정에 사용된 점은 Q3I-02-1 등 각 열의 첫 번째 point를 사용하였고, R1702·R1815.5는 동일한 방법으로 Q3I-02-5A와 Q3I-02-5B를 사용하였으며, R2800의 측정에 사용된 point는 Q3I-02-12를 사용하였다.

Inner shell plate의 측정에서 flare part 부분(R542)을 측정하기 위하여 upper와 lower part의 vertical 방향으로 6 point(그림 3.2.122에서 Q3I-02-01 ~ 06)의 측정점을 마킹하여 측정하였다. Knuckle part(R1500)는 5 point(그림 3.2-122에서 Q3I-02-06 ~ 10)의 측정점을 마킹하여 측정하였다. Knuckle part(R380)는 측정 구간의 길이가 짧아서 3 point(그림 3.2-112에서 Q3I-02-10 ~ 12)의 측정점을 마킹하여 측정하였다. Horizontal 방향으로는 그림 3.2-112과 같이 부품번호 1-03과 1-04는 크기(수평각 15.5°)가 작아서 3열로 측정하였고 기타의 plate(수평각 22.5°)는 그림 3.2-113과 같이 5열로 측정점을 확보하여 측정하였다.

Outer shell plate의 측정에서는 inner shell plate와 동일한 원칙으로 horizontal 방향으로 각각 5열씩 측정점을 확보하였고, poloidal rib과 용접을 위한 slot으로 인하여 측정점을 일정하게 마킹할 수 없는 부분은 slot을 피하여 각각 flare part에 2개씩, knuckle part에 4개씩을 추가로 마킹하여 측정하였다. 그림 3.2-114와 그림 3.2-115는 outer shell의 vertical과 horizontal 방향의 측정점들이다.



그림 3.2-111 선형생산품 최종 측정

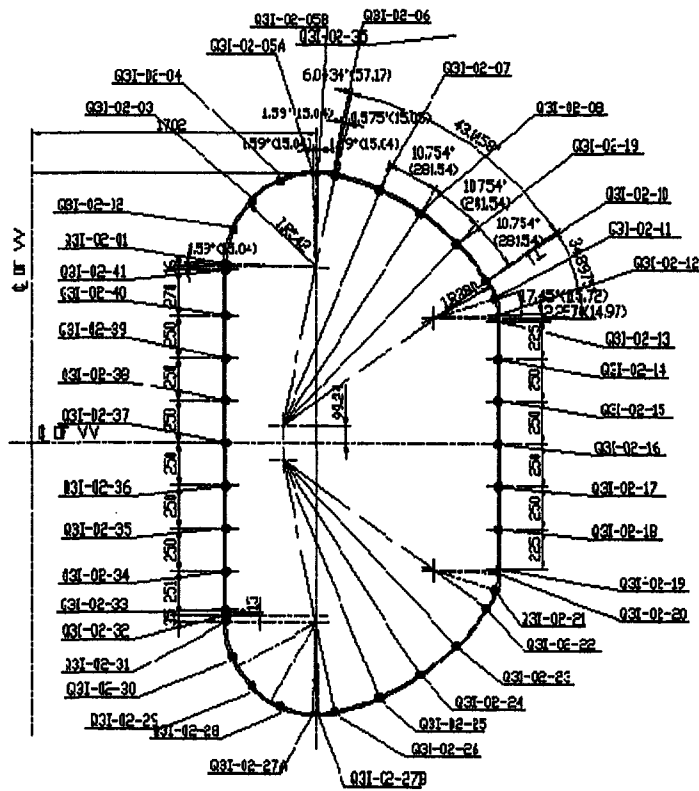


그림 3.2-112 Inner shell vertical 방향의 측정점

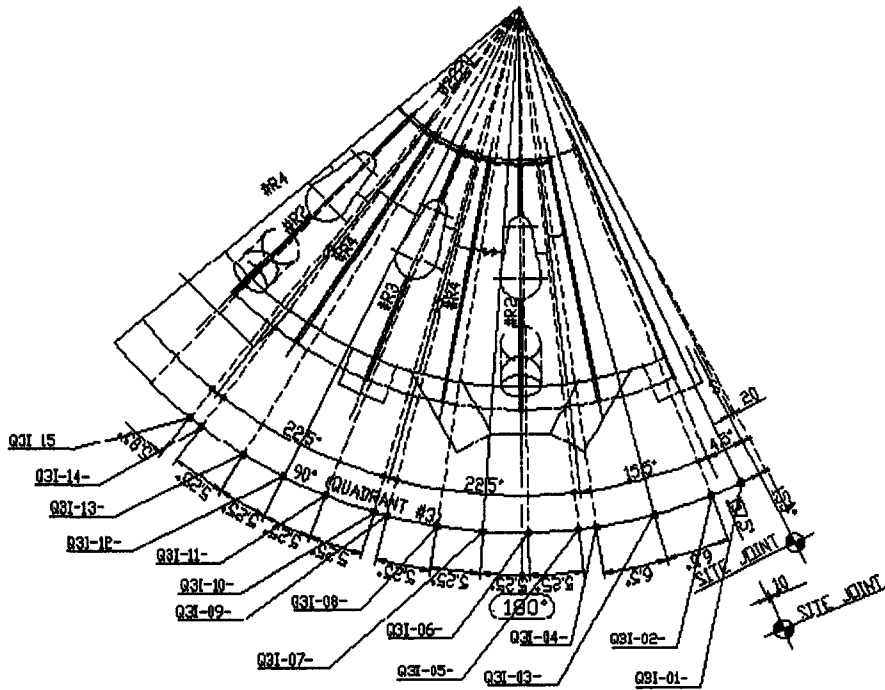


그림 3.2-113 Inner shell horizontal 방향의 측정점

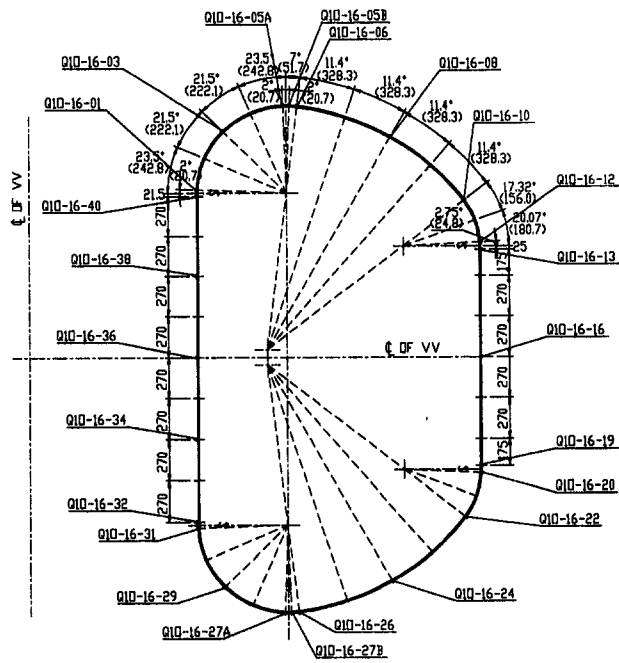


그림 3.2-114 Outer shell vertical 방향의 측정점

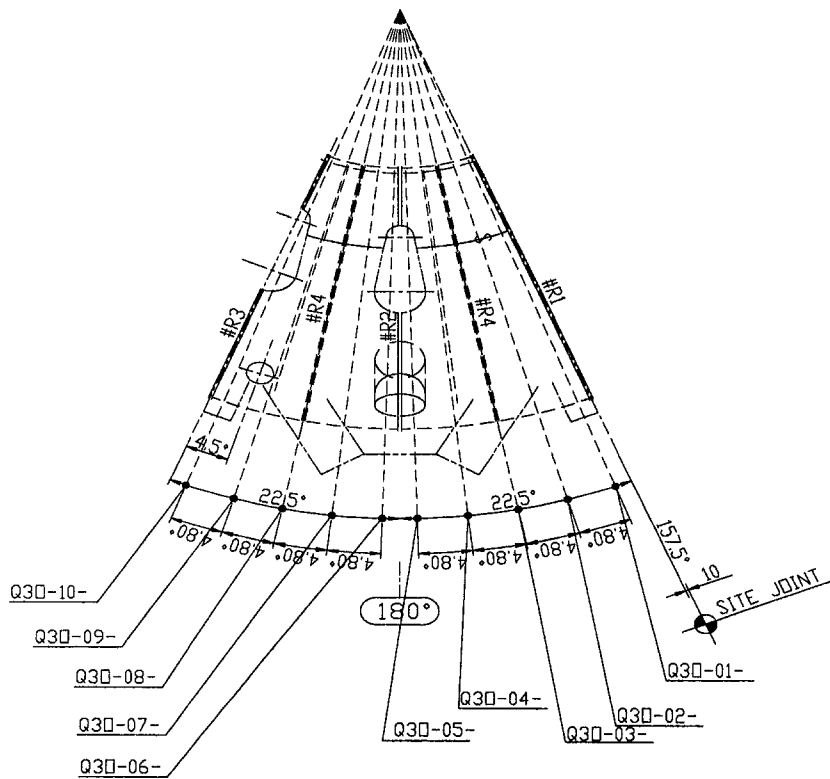


그림 3.2-115 Outer shell horizontal 방향의 측정점

(나) Outer shell의 cylindrical section 가접 후 형상 측정

Outer shell의 cylindrical section의 가접 후 형상 측정은 upper part와 lower가 각각 inner와 outer shell로 조립(용접)되어 있는 상태에서 jig & fixture로 고정하고 outer shell의 inboard(R1110)와 outboard(R2990)를 가접(tack welding)한 상태에서 측정하였다. 가접 후에 측정을 할 때에는 외부에서 강제로 구속하지 않고 최소한의 지지력으로 유지하여 자유로운 상태 즉, 외력(外力)이 최소화 된 상태에서 측정하였다.

(다) 선형생산품의 최종 측정

선형생산품의 최종 측정은 용접할 때에 발생한 변형을 가능한 범위까지 수정 작업을 완료한 후 실시하였다. 측정할 때에는 외부에서 강제로 구속하지 않고 외력(外力)이 최소화 된 상태에서 측정하였다. 측정 point는 shell plate를 측정할 때 마킹한 point를 그대로 이용하였다.

그림 3.2-116과 같이 5곳에서 laser tracker를 설치하여 측정하였다. 일반적으로 측정 오차를 줄이기 위해서는 가능하면 측정 위치를 적게 할수록 유리하지만 시준선 확보와 보다 많은 측정점의 확보를 위해 5곳에서 측정하였다. POS-01~POS-05는 laser tracker의 측정 위치를 나타내고 있고 CP는 control point를 나타내고 있다.

Cylindrical section은 반경이 각각 R1160·R2800의 inner shell과 R1148·R2990의 outer shell 등 4개의 원통도를 측정하였다.

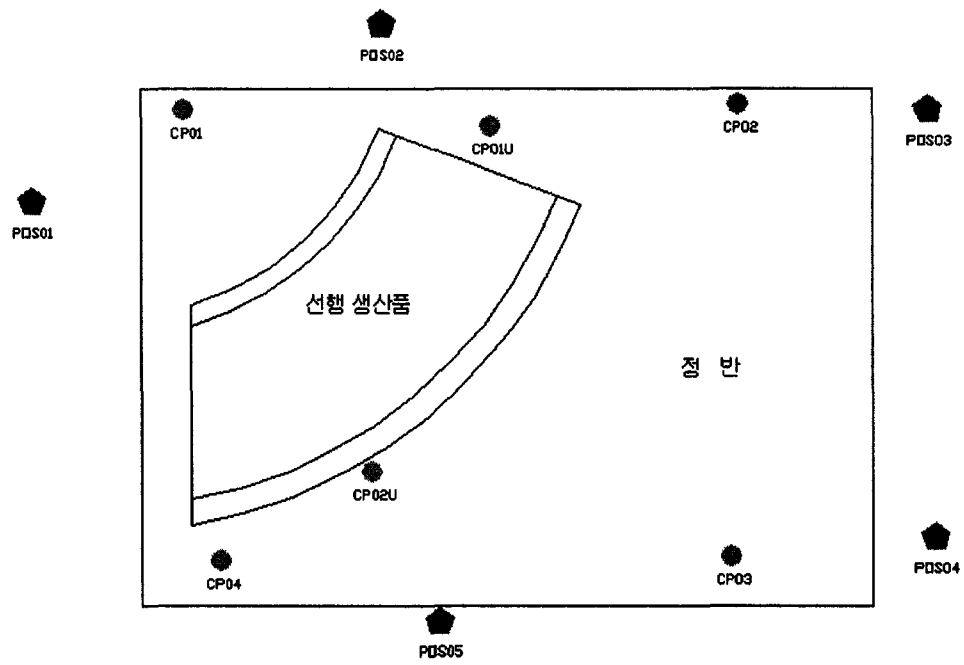


그림 3.2-116 측정 위치 및 control point

(2) 측정 결과 및 고찰

Shell part 및 조립 상태의 측정값들은 모두 최소제곱법(least square fitting)에 의해 형상 오차를 최적화 하여 표시된 값들이다. 각 허용오차는 제작도면에 표시된 manufacturing tolerance를 참고하였다. 형상의 분석에 있어서 오차의 표시는 KS 규격에 규정되어 있는 것이거나 명확하지 않은 규정은 ANSI 규정에 따랐다. 그림 3.2-118은 manufacturing tolerance 이다. 측정 장소의 온도 편차는 측정시점에 따라 약간 다르지만 약 5 °C 이내였으며 열팽창, 수축은 고려하지 않았다. 참고적으로 stainless steel의 열팽창계수(coefficient of thermal expansion)는 약 $17 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$ 이며, 표준 온도 20 °C를 고려할 때 길이 1 m에서 온도차가 5°C이면 길이의 차(δl)는 0.085 mm이다.

Vacuum vessel의 특성상 형상 분석 결과에 따른 오차의 표시 방법은 주로 반경(R)과 진원도(roundness) 및 원통도(deviation from cylindricity) 등으로 표시된다. 선형생산품의 측정 결과의 표현 방법에서 진원도 및 원통도는 반경의 최소값과 최대값의 차(差)로 나타내었다. RMS(root mean square) error는 오차의 방향성과 관계없는 형상 오차의 크기를 나타내는 것으로 RMS 값이 크다는 것은 형상의 굴곡이 심하다는 것을 의미한다. 반경의 평균 오차를 별도로 계산하여 각 표에 표시하였는데 이것은 최소제곱법(least square fitting)에 의해 최적화된 반경 또는 원통의 위치에서 어느 쪽(- 또는 + 방향)으로 전반적인 방향성을 갖는 것인가를 나타내기 위한 것이다. 예를 들어 반경평균오차가 -1.0 mm 라고 하면 전반적으로 측정된 반경이 설계 반경보다 작아진 것이라는 것을 의미한다.

(가) 최종 형상 분석

선형생산품의 최종 측정 결과는 생산공정·용접 과정 등에서 발생한 변형 등을 수정한 후에 최종적으로 획득한 형상 정보이므로 용접에 의한 변형 결과로 판단하기에는 곤란한 상태이며, 생산공정 중의 각 part들의 취부 과정이나 jig & fixture의 상태 등 중간 단계에서 변형량과 변형 상태를 정확히 판단하거나 예측하기가 곤란하다.

설계 요구 조건이 엄격하게 적용되는 cylindrical section의 형상이 vertical section의 허용오차보다 더 크게 나타나고 있다. 그림 3.2-117과 그림 3.2-118는 vacuum vessel의 설계 요구 조건이고 표 3.2-44 은 선형생산품의 최종 측정 결과

이다.

(나) 최종 형상 결과 요약

그림 3.2-119은 선행생산품 최종 형상 결과를 요약한 것이다. 설계 치수 옆의 각 괄호 안의 값들은 첫째(red)는 최소값, 둘째(blue)는 최대값, 셋째(Green)는 평균값을 표시하고 있다.

표 3.2-45와 표 3.2-46은 vertical 방향과 horizontal 방향의 격자 모양의 전체적인 변형량을 표시한 것이다. 표시된 값은 cylindrical section의 경우는 V/V의 center에서부터의 오차이고, 기타 vertical 반경의 값들은 V/V의 내부에 있는 반경의 중심으로부터의 값이다.

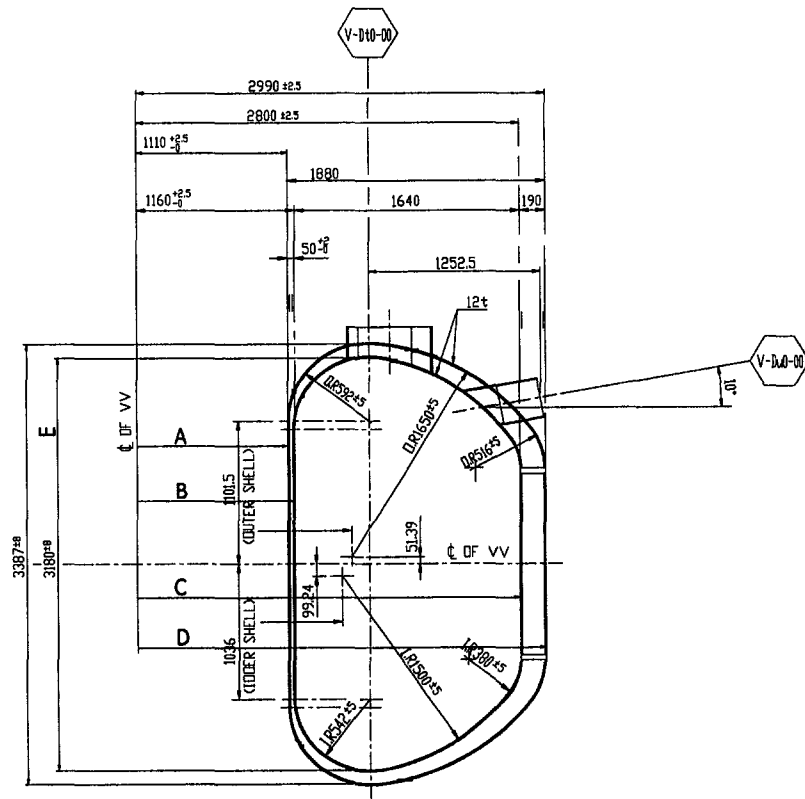


그림 3.2-117 Cylindrical section의 설계 요구 조건

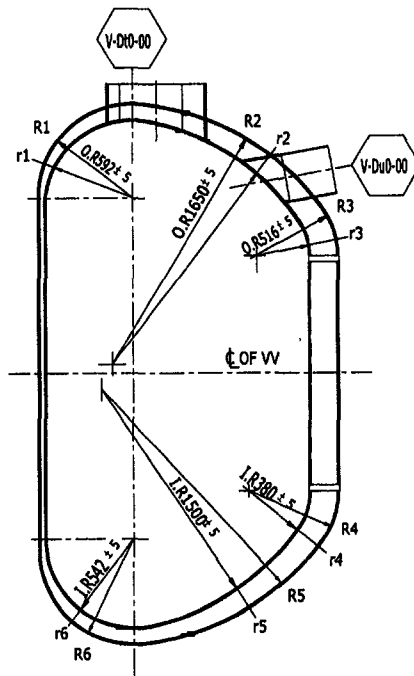


그림 3.2-118 Vertical section의 설계 요구 조건

표3.2-44 선행생산품 최종 측정 결과

단위 : mm

| 표기 반경 | 설계 반경 | 오 차 | | 진원도 (원통도) | RMS | 반경평균오 차 | |
|----------|-----------|-------|-------|--------------|-----|------------|--|
| | | 최소값 | 최대값 | | | | |
| A | R2990±2.5 | +0.2 | +6.7 | 6.5 | 4.6 | +3.8 | |
| B | R2800±2.5 | -1.0 | +9.9 | 10.9 | 4.1 | +4.1 | |
| C | R1160±2.5 | -11.3 | +14.9 | 26.2 | 5.4 | -0.6 | |
| D | R1110±2.5 | -9.9 | +7.9 | 17.8 | 4.6 | -0.5 | |
| E | 3180±10.0 | -8.4 | +10.1 | 18.5 | 2.9 | -0.3 | |
| r1 | R542±5.0 | -11.3 | +3.6 | 14.9 | 5.2 | -3.8 | |
| r2 | R1500±5.0 | -4.0 | +8.3 | 12.3 | 3.7 | +2.6 | |
| r3 | R380±5.0 | -3.9 | +6.2 | 10.1 | 3.1 | +2.4 | |
| r4 | R380±5.0 | -3.0 | +6.7 | 9.7 | 3.5 | +2.7 | |
| r5 | R1500±5.0 | -3.1 | +6.4 | 9.5 | 2.5 | +1.6 | |
| r6 | R542±5.0 | -14.0 | +7.6 | 21.6 | 5.2 | -3.6 | |
| R1 | R592±5.0 | -11.5 | +6.8 | 18.3 | 6.7 | -6.2 | |
| R2 | R1650±5.0 | -3.5 | +7.9 | 11.4 | 2.1 | +1.5 | |
| R3 | R516±5.0 | -1.1 | +6.3 | 7.4 | 2.6 | +2.3 | |
| R4 | R516±5.0 | -3.0 | +7.4 | 10.4 | 3.8 | +2.4 | |
| R5 | R1650±5.0 | -3.3 | +7.4 | 10.7 | 2.5 | +1.2 | |
| R6 | R592±5.0 | -11.9 | -4.6 | 16.5 | 7.9 | -7.9 | |

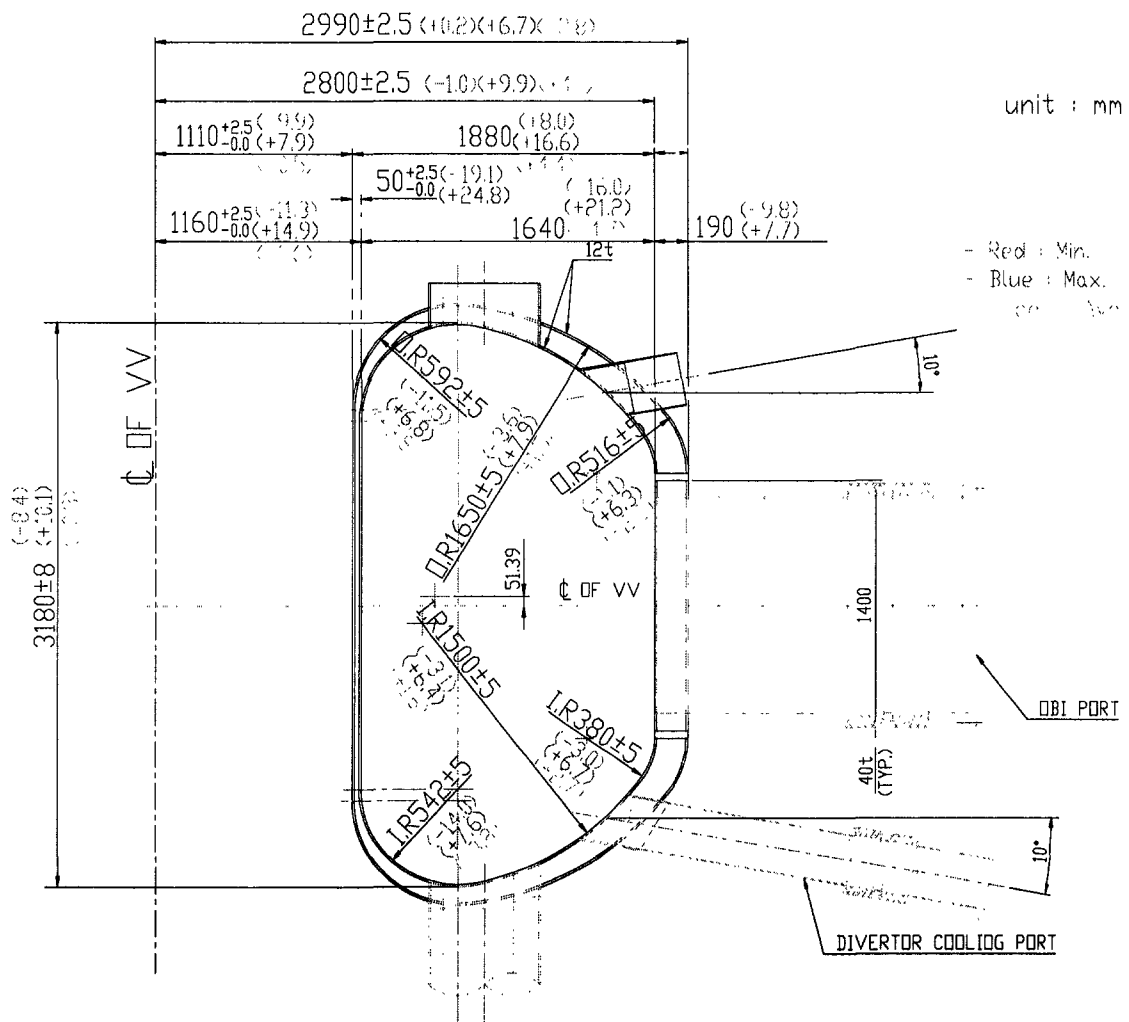


그림 3.2-119 선행생산품 최종 형상 결과 요약

표3.2-45 선행생산품 최종 측정 결과(inner shell)

단위 : mm

| 위치 | 반경 | No | Q3I-02 | Q3I-03 | Q3I-04 | Q3I-05 | Q3I-06 | Q3I-07 | Q3I-08 | Q3I-09 | Q3I-10 | Q3I-11 | Q3I-12 | Q3I-13 | Q3I-14 |
|-------------------------|-------|------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Top segment | R542 | 1 | -4.1 | -0.5 | -0.9 | -0.4 | -0.7 | -1.1 | -1.6 | +0.1 | -1.7 | -1.9 | +1.7 | +1.6 | +3.6 |
| | | 2 | -4.6 | -7.6 | -9.2 | -9.0 | -10.5 | -11.0 | -10.7 | -7.8 | -7.7 | -8.6 | -6.6 | -5.4 | -1.1 |
| | | 3 | -5.6 | -7.9 | -8.9 | -9.0 | -10.7 | -10.6 | -11.4 | -8.5 | -9.0 | +8.1 | -5.1 | -5.4 | -2.0 |
| | | 4 | -3.8 | -4.7 | -5.3 | -4.8 | -8.2 | -7.7 | -7.7 | -5.5 | -5.4 | -5.8 | -4.0 | -3.0 | -0.8 |
| | | 5 | +1.9 | +1.5 | +0.5 | -0.6 | N/A | N/A | -4.3 | -1.4 | +0.1 | -2.4 | -1.2 | +0.4 | +2.4 |
| | R1500 | 6 | +2.9 | +4.4 | N/A | +0.7 | N/A | N/A | -0.8 | +1.9 | +1.7 | -1.4 | -0.6 | +1.0 | +1.3 |
| | | 7 | +5.3 | +6.3 | +4.4 | +4.0 | N/A | N/A | +0.7 | +5.1 | +5.0 | +0.7 | +3.9 | N/A | N/A |
| | | 8 | +8.3 | +6.6 | +5.1 | +4.2 | -3.6 | +1.3 | +1.3 | +4.6 | +4.1 | +1.5 | +6.6 | N/A | N/A |
| | R380 | 9 | +6.8 | +4.7 | +3.9 | +5.0 | N/A | +1.7 | -0.3 | +2.5 | +3.2 | +1.8 | +5.0 | N/A | N/A |
| | | 10 | +3.9 | +4.1 | -0.6 | -1.1 | -3.9 | -2.3 | -1.3 | -2.3 | +0.5 | +2.5 | +5.4 | +6.2 | +5.5 |
| | | 11 | +4.1 | +4.3 | -0.6 | +0.9 | -0.3 | +0.6 | +0.6 | -0.5 | +1.6 | +3.7 | +6.0 | +5.0 | +2.2 |
| | | 12 | +5.7 | +4.5 | +3.0 | +2.6 | +2.4 | +3.0 | +2.3 | +4.5 | +5.0 | +4.7 | +5.8 | +4.0 | +1.2 |
| Cylindrical (out board) | R2800 | 13 | +5.7 | +5.9 | +3.5 | +3.3 | +3.1 | +3.0 | +3.5 | +5.0 | +5.4 | +6.0 | +5.6 | +4.0 | +0.9 |
| | | 14 | +3.9 | +3.8 | +3.3 | +3.1 | +0.9 | +2.5 | +2.8 | +3.6 | +3.8 | +5.0 | +8.2 | +5.7 | +1.8 |
| | | 15 | +4.0 | +3.3 | +3.8 | +3.4 | +0.3 | +2.4 | +3.4 | +4.3 | +4.6 | +4.6 | +9.6 | +6.3 | +3.7 |
| | | 16 | +4.4 | +3.2 | +1.7 | +1.3 | -0.5 | -0.5 | -0.1 | +3.6 | +4.5 | +4.1 | +9.9 | +6.7 | +4.2 |
| | | 17 | +4.0 | +3.7 | +4.8 | +4.3 | +0.2 | +1.8 | +3.5 | +4.5 | +4.7 | +4.6 | +9.8 | +7.0 | +5.0 |
| | | 18 | +4.1 | +3.8 | +4.5 | +4.0 | +0.6 | +1.7 | +3.8 | +4.1 | +4.2 | +5.4 | +8.3 | +6.5 | +3.6 |
| | | 19 | +6.0 | +5.4 | +4.5 | +4.5 | +3.4 | +3.3 | N/A | +5.3 | +5.9 | +6.2 | +6.4 | +4.9 | +2.5 |
| Bottom segment | R380 | 20 | +4.8 | +4.2 | +4.0 | +3.3 | +2.3 | +3.9 | +2.3 | +4.7 | +6.3 | +6.6 | +6.7 | +4.4 | +2.3 |
| | | 21 | +5.5 | +5.0 | +1.3 | -0.3 | +0.0 | +0.9 | -0.3 | +1.7 | +2.9 | +5.1 | +6.6 | +3.6 | +3.2 |
| | | 22 | +4.2 | N/A | -1.4 | -3.0 | -3.0 | -2.5 | -1.2 | -1.9 | -0.2 | +4.4 | +6.4 | +4.7 | +4.1 |
| | R1500 | 23 | +5.2 | +4.0 | +0.4 | +1.7 | -1.6 | -0.9 | -1.8 | +1.1 | +1.9 | +2.3 | +4.6 | +4.5 | +4.9 |
| | | 24 | +3.9 | +3.3 | +1.0 | +1.7 | -0.4 | -0.3 | -0.2 | +3.7 | +4.2 | +2.0 | +4.4 | +3.9 | +5.3 |
| | | 25 | +2.5 | +3.2 | +1.3 | +1.5 | -0.1 | +0.7 | +0.4 | +4.1 | +4.3 | +1.3 | +2.4 | +2.4 | +3.7 |
| | | 26 | +1.5 | +2.2 | -0.2 | -1.1 | -1.1 | +1.0 | N/A | +1.1 | +1.0 | -0.5 | +0.1 | +0.6 | +1.0 |
| | R542 | 27 | +0.4 | -0.2 | -2.2 | -3.2 | -4.1 | -3.0 | +5.5 | +7.6 | +4.1 | -2.1 | -0.4 | -0.2 | +0.2 |
| | | 28 | -3.5 | -4.2 | -6.0 | -5.2 | -6.0 | -6.1 | -6.2 | -6.1 | +3.6 | +0.8 | +1.5 | +0.2 | -1.4 |
| | | 29 | -5.1 | -7.0 | -7.9 | -7.9 | -8.9 | -8.6 | -9.5 | -9.4 | +1.0 | -2.6 | -2.2 | -6.4 | -8.6 |
| | | 30 | -5.9 | -6.9 | -8.0 | -7.8 | -1.0 | -10.8 | -10.4 | -10.6 | -0.9 | -5.9 | -7.1 | -11.3 | -14.0 |
| 31 | -2.7 | -3.3 | -4.4 | -3.9 | -4.6 | -6.8 | -7.1 | -6.5 | +0.8 | -4.1 | -5.5 | -9.7 | -13.5 | | |
| Cylindrical (in board) | R1160 | 32 | +0.4 | +0.2 | +1.3 | +1.9 | +2.8 | +5.0 | +5.5 | +3.8 | -1.1 | +4.2 | +4.9 | +9.6 | +13.5 |
| | | 33 | -0.4 | -1.3 | +1.1 | +1.3 | +2.1 | +3.6 | +4.3 | +5.0 | -0.1 | +4.3 | +3.5 | +8.8 | +14.1 |
| | | 34 | -4.2 | -5.7 | -1.6 | -0.4 | +0.9 | +3.2 | +3.4 | +4.1 | -1.7 | +1.1 | -0.4 | +3.9 | +9.2 |
| | | 35 | -6.8 | -7.5 | -3.8 | -2.0 | +0.6 | +3.4 | +2.1 | +2.2 | +2.0 | -1.5 | -8.3 | -8.1 | -7.7 |
| | | 36 | -7.9 | -8.7 | -4.2 | -2.2 | +0.9 | +3.7 | -0.7 | -0.2 | +0.5 | -3.0 | -1.0 | -9.7 | -9.5 |
| | | 37 | -6.3 | -9.3 | -4.7 | -2.6 | +0.7 | +4.0 | -1.7 | -0.6 | +0.0 | -3.5 | -11.3 | -10.7 | -9.9 |
| | | 38 | -8.3 | -10.4 | -4.7 | -2.6 | +0.7 | +3.3 | +1.2 | +1.4 | +0.8 | -3.4 | -10.3 | -9.6 | -9.7 |
| | | 39 | -8.9 | -9.3 | -4.0 | -1.9 | +1.0 | +3.3 | +2.1 | +2.2 | +1.6 | -2.3 | -8.3 | -7.5 | -7.0 |
| | | 40 | -6.3 | -7.9 | -2.6 | -0.7 | +1.1 | +2.2 | +1.3 | +2.5 | +1.6 | -0.6 | -7.3 | -6.9 | -6.9 |
| | | 41 | +4.0 | -1.1 | -0.2 | -0.1 | -0.4 | -0.1 | -0.6 | +0.4 | +1.1 | -0.5 | -4.2 | -3.9 | -4.8 |

표 3.2-46 선행생산품 최종 측정 결과(outer shell)

단위 : mm

| 위치 | 반경 | No | Q30 -01 | Q30 -02 | Q30 -03 | Q30 -04 | Q30 -05 | Q30 -06 | Q30 -07 | Q30 -08 | Q30 -09 | Q30 -10 |
|-------------------------------|-------|------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| Top segment | R592 | 1 | -7.7 | -6.1 | -5.8 | -4.4 | -5.4 | -5.5 | -3.4 | -5.7 | -2.9 | -4.7 |
| | | 2 | -8.4 | -6.5 | -8.5 | -7.6 | -9.5 | -10.8 | -8.1 | -8.6 | -6.9 | -8.1 |
| | | 3 | -8.9 | -6.6 | N/A | -8.0 | N/A | -11.5 | -9.1 | -4.6 | -7.8 | -9.3 |
| | | 4 | N/A | -2.2 | -1.3 | N/A | N/A | -9.3 | -5.7 | -1.4 | -5.4 | -7.0 |
| | | 5 | N/A | -1.0 | +0.2 | -5.8 | N/A | N/A | N/A | N/A | N/A | N/A |
| | R1650 | 6 | N/A | +0.9 | +0.1 | -3.5 | -1.8 | N/A | -1.8 | +0.2 | N/A | +0.0 |
| | | 7 | +5.0 | +5.9 | +0.0 | +0.7 | +1.3 | N/A | +1.3 | +0.2 | N/A | -0.1 |
| | | 8 | +5.8 | +5.9 | -0.1 | +1.5 | +1.8 | N/A | +1.8 | +0.4 | N/A | +0.0 |
| | | 9 | +7.1 | +5.8 | +0.1 | -1.4 | -0.9 | N/A | -0.9 | +0.2 | N/A | N/A |
| | R516 | 10 | +5.1 | +6.1 | +0.3 | +0.8 | -0.6 | N/A | +0.1 | -1.1 | N/A | N/A |
| | | 11 | +6.2 | +4.3 | +2.6 | +0.9 | +0.4 | -0.9 | -0.1 | +0.6 | +2.8 | +6.3 |
| | | 12 | +2.9 | +1.8 | +3.6 | +1.8 | +1.4 | +1.5 | +1.8 | +3.2 | +3.2 | +3.7 |
| Cylindrical (out board) | R2990 | 13 | +3.1 | +3.2 | +3.2 | +3.5 | +4.1 | +3.7 | N/A | +2.9 | +2.6 | +3.9 |
| | | 14 | +4.8 | +6.1 | +5.6 | +4.1 | +2.3 | +2.1 | N/A | +4.0 | +5.0 | +4.3 |
| | | 15 | +5.0 | +6.5 | +4.2 | +2.4 | +1.4 | +1.1 | N/A | +2.6 | +5.7 | +4.5 |
| | | 16 | +4.8 | +6.2 | N/A | +3.0 | N/A | N/A | N/A | N/A | +5.7 | +4.7 |
| | | 17 | +5.2 | +6.2 | +4.3 | +2.0 | +0.4 | +0.5 | N/A | +2.9 | +5.3 | +4.3 |
| | | 18 | +5.3 | +6.7 | +5.7 | +2.6 | +0.7 | +1.6 | N/A | +4.2 | +4.7 | +4.0 |
| | | 19 | +5.4 | +4.4 | +4.5 | +3.0 | +0.2 | +3.7 | N/A | +3.9 | +3.4 | +4.8 |
| Bottom segment | R516 | 20 | +3.7 | +3.6 | +3.9 | +2.0 | +2.5 | N/A | +2.4 | +3.2 | +4.4 | +6.1 |
| | | 21 | +7.0 | +4.6 | +1.9 | +0.9 | -1.9 | N/A | -0.5 | +0.2 | +2.2 | +5.5 |
| | | 22 | +7.4 | +4.1 | -0.4 | +0.2 | -3.0 | N/A | -1.4 | -2.2 | +3.4 | +4.4 |
| | R1650 | 23 | +7.1 | +2.2 | -0.7 | -1.7 | -2.5 | -1.8 | -1.9 | -1.8 | N/A | +2.8 |
| | | 24 | +7.2 | +3.8 | -0.1 | -0.0 | -0.7 | -0.6 | +0.1 | -1.2 | N/A | N/A |
| | | 25 | +4.3 | +4.6 | +1.3 | +1.0 | N/A | N/A | +0.2 | -0.1 | N/A | N/A |
| | | 26 | N/A | N/A | +1.9 | N/A | N/A | N/A | N/A | +0.5 | N/A | N/A |
| | R592 | 27 | N/A | N/A | N/A | N/A | N/A | N/A | N/A | N/A | N/A | N/A |
| | | 28 | N/A | N/A | N/A | N/A | N/A | N/A | N/A | N/A | N/A | N/A |
| | | 29 | -9.0 | -6.4 | N/A | -6.2 | N/A | N/A | -8.5 | -6.2 | -7.8 | N/A |
| | | 30 | -9.2 | -5.2 | -6.6 | -6.9 | -8.9 | -11.0 | -9.5 | -8.6 | -8.3 | -11.5 |
| 31 | -10.9 | -5.8 | -5.6 | -5.8 | -6.4 | -7.7 | -7.0 | -8.0 | -7.5 | -9.5 | | |
| Cylindrical (in board) | R1110 | 32 | +6.4 | +4.6 | +3.2 | +3.8 | +5.1 | +6.7 | +6.5 | +6.8 | +6.6 | +7.8 |
| | | 33 | -2.8 | -4.1 | N/A | -2.7 | +1.0 | +2.3 | +1.2 | N/A | N/A | N/A |
| | | 34 | -7.4 | N/A | N/A | -4.8 | +0.1 | +2.0 | +0.2 | N/A | -0.2 | -0.0 |
| | | 35 | -7.2 | -7.2 | -8.1 | -5.8 | -0.3 | +2.9 | -0.6 | -1.1 | -2.6 | -1.8 |
| | | 36 | -7.9 | -7.2 | N/A | -5.8 | +0.2 | +4.3 | -0.5 | N/A | -3.7 | -2.9 |
| | | 37 | -8.7 | -8.7 | -8.5 | -5.6 | +0.4 | +4.6 | +0.9 | +0.6 | -1.9 | -2.3 |
| | | 38 | -8.5 | -9.9 | N/A | -4.9 | +1.2 | +4.1 | +1.3 | N/A | -0.6 | -0.7 |
| | | 39 | -4.6 | -6.4 | N/A | -2.6 | +2.3 | +2.8 | +0.3 | N/A | N/A | +0.5 |
| | | 40 | +6.2 | +3.7 | +0.8 | +2.3 | +3.9 | +3.5 | +1.8 | +1.5 | +1.4 | +3.4 |

(3) Outer shell의 가접 후와 최종 측정 결과 비교

선행생산품은 당초에 계획하고 의도했던 inner shell mock-up의 제작 공정과는 다르게 생산과정 중간에서 생산 공정(용접 방법, 취부 방법 등)이 일부 변경되어 생산 공정 중의 형상의 변화에 대한 일관성 있는 결과를 얻지는 못하였다. 특히 최종 형상 측정은 최종 용접 후 inboard부분 형상의 수정작업이 끝난 후에 실시한 것으로 최종 용접 후의 형상과는 다소 차이가 있을 것으로 판단된다.

(가) Cylindrical section의 비교

그림 3.2-120은 outer shell의 cylindrical section의 변형 양상으로서 각각 upper·cylindrical·lower의 단면에서 바라본 것이다. 굵은 실선은 설계 위치이고 점선은 가접 후의 상태, 일점쇄선은 최종 측정으로 획득한 값이다.

그림의 결과를 보면 가접 후에는 upper과 lower는 허용오차 범위로 양호한 상태이다. 그러나 최종 측정 결과에도 변형량이 큰 중간 부분은 이미 가접 상태에서부터 허용오차 범위를 크게 초과하고 있음을 알 수 있다.

최종 측정 결과에서는 outboard는 대체적으로 오차의 크기와 방향이 커지는 일정한 경향을 보이고 있다. 반면에 inboard는 상·하 부분은 유사한 형태의 변형 양상을 보이고 있으나 허용오차 범위를 초과하고 있다. 특이한 것은 중간 부분으로 왜곡이 심하게 발생하였음에도 불구하고 좌측 개구부 부분의 변형량은 가접 후의 상태와 동일하다는 것이다. 이것은 아마도 poloidal rib의 영향일 것으로 추측된다.

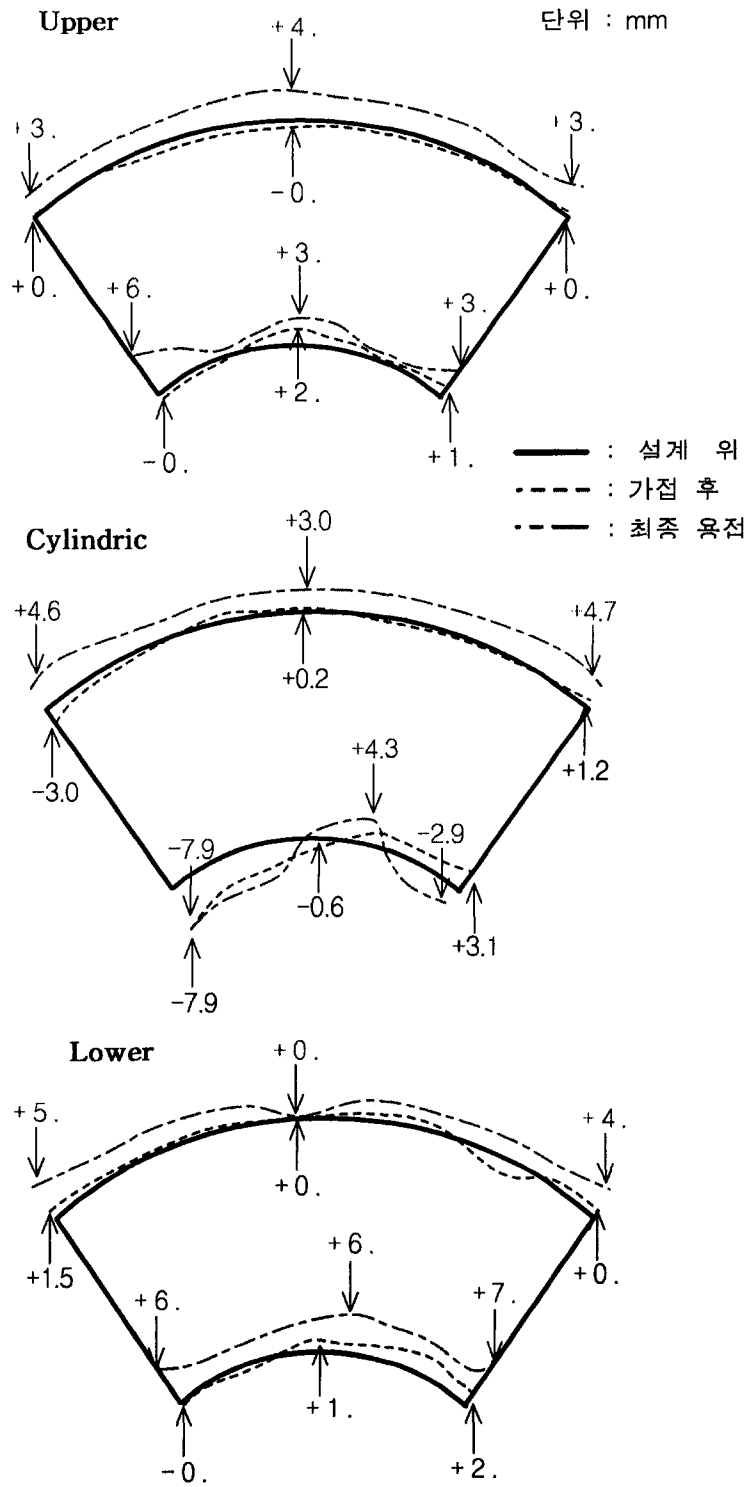


그림 3.2-120 Outer shell 가접 후와 최종 상태의 변형 양상(cylindrical)

(나) Vertical section의 비교

가접 후와 최종 결과에서 vertical section의 특징적인 양상은 이미 앞서 언급한 바와 같이 flare part에서 변형이 많이 발생하였음을 알 수 있다. 그림 3.2-121 은 V/V의 중심에서 볼 때 좌측 개구부와 중간 부분, 우측 부분의 단면을 나타내고 있다. 또한 모든 부분에서 cylindrical section과 flare part가 접합하는 부분에서 돌출한 형상을 보이고 있는데 이것은 최종 용접 후 변형의 수정작업과 연관성이 있거나 응력집중에 의한 것으로 추측된다.

KSTAR 장치 vacuum vessel 선생생산품의 shell plate에서부터 최종 형상까지의 기하학적 형상을 정밀 측정하였다. 많은 부분에서 형상허용 오차를 초과하였고 광범위한 부분에 걸쳐 변형이 발생하였다. 측정 결과 오차가 가장 큰 부분은 cylindrical section(허용오차 : ± 2.5 mm)에서 최소값이 -11.3 mm, 최대값이 $+14.9$ mm인 R1160 부분이었고, vertical section(허용오차 : ± 5.0 mm)에서는 최소값이 -14.0 mm, 최대값이 $+7.6$ mm인 R542 부분이였다.

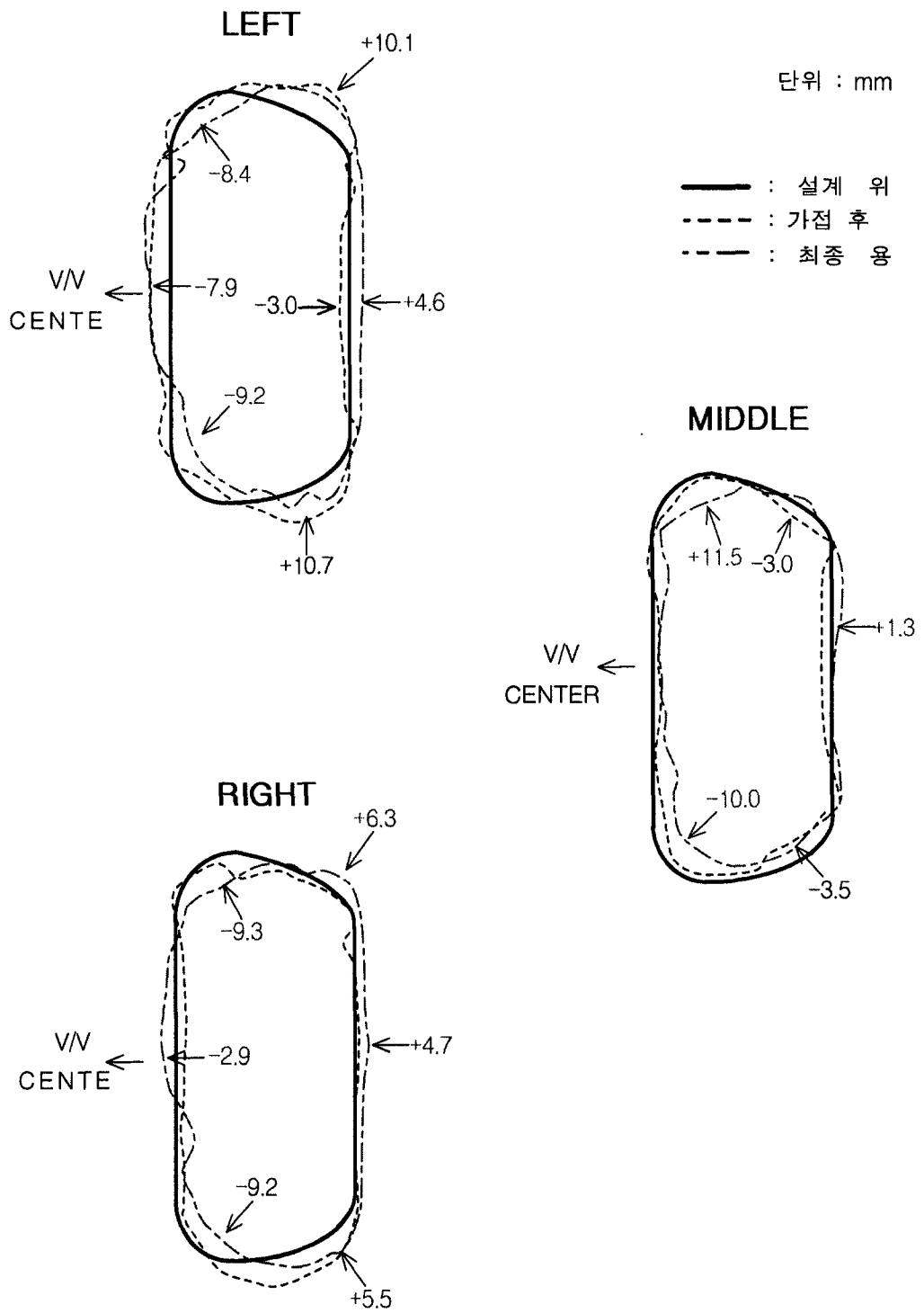


그림 3.2-121 Outer shell 가접 후와 최종 상태의 변형 양상(Vertical)

마. 기타

(1) 제작진행 공정사진

그림 3.2-122부터 3.2-142까지는 진공용기 선행생산품 제작진행 공정사진이다

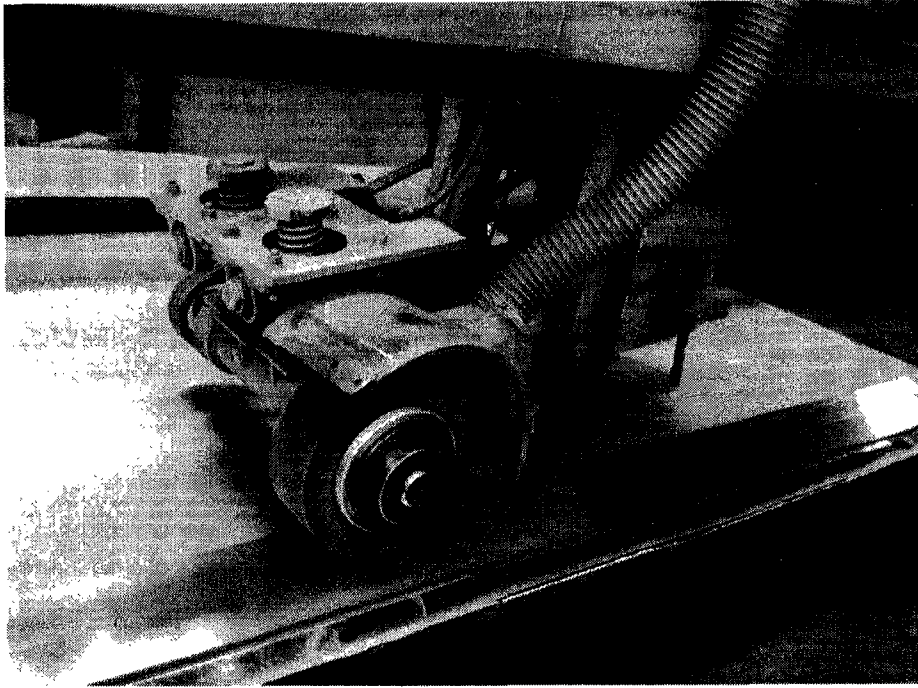


그림 3.2-122 원자재 buffing

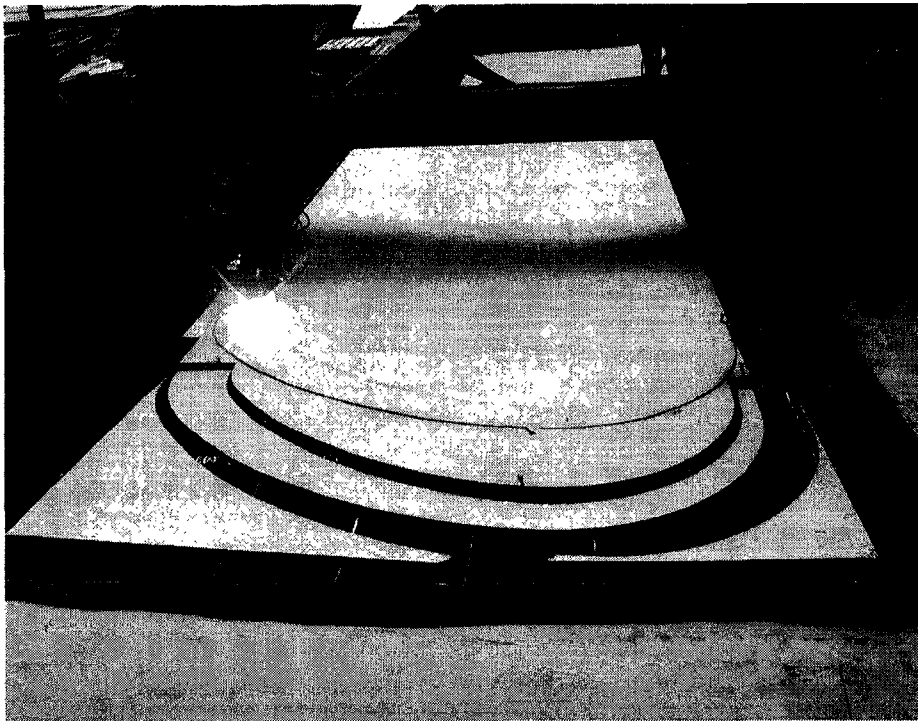


그림 3.2-123 원자재 plasma cutting

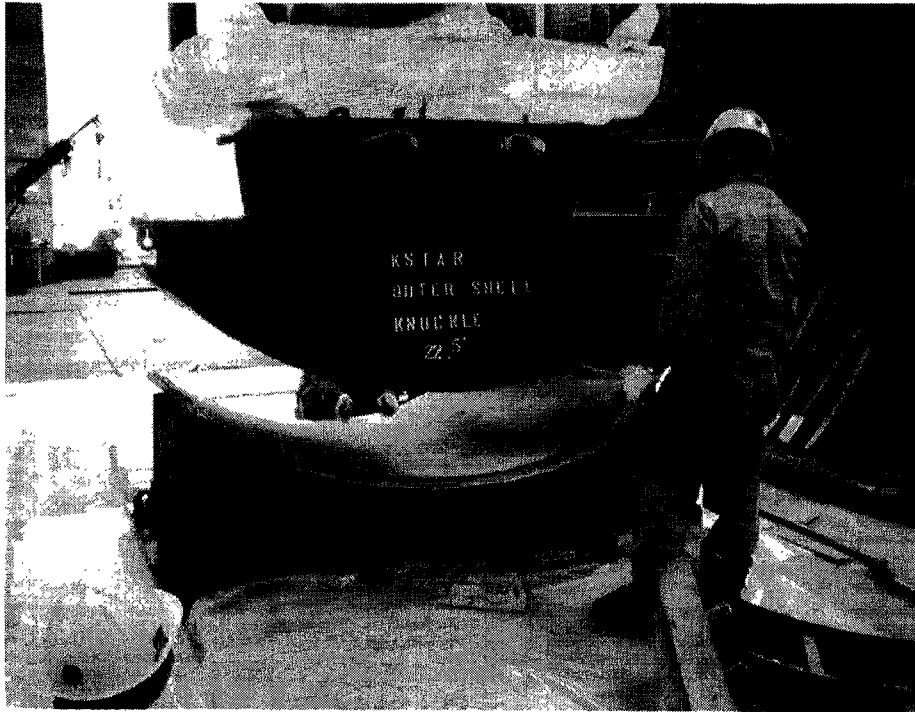


그림 3.2-124 Shell plate forming



그림 3.2-125 Inboard & Outboard plate banding



그림 3.2-126 용접부 개선면 기계가공(Work scanning system)



그림 3.2-127 Shell plate 세정

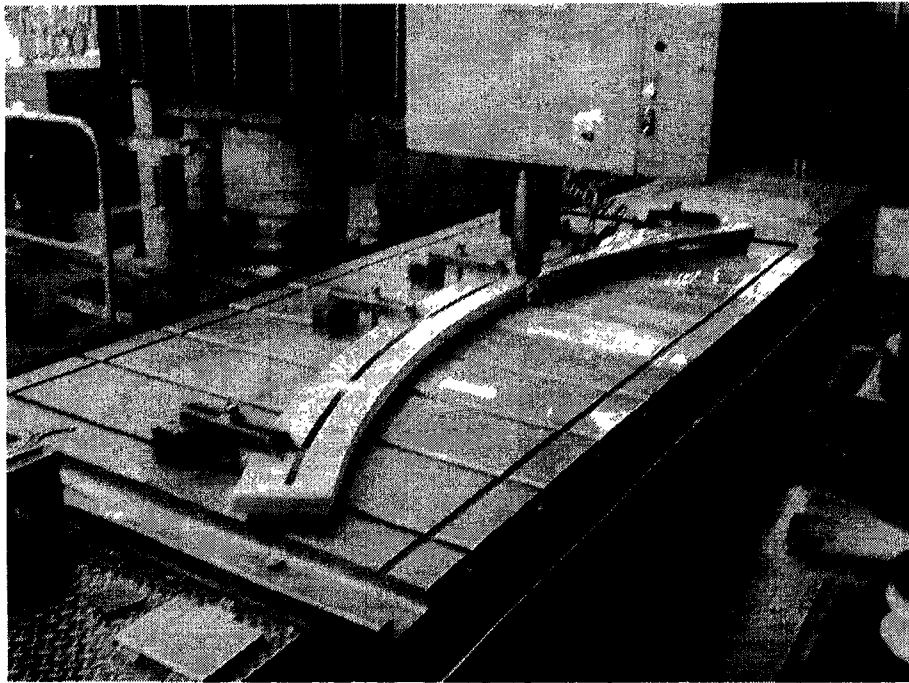


그림 3.2-128 Toroidal ring 기계가공

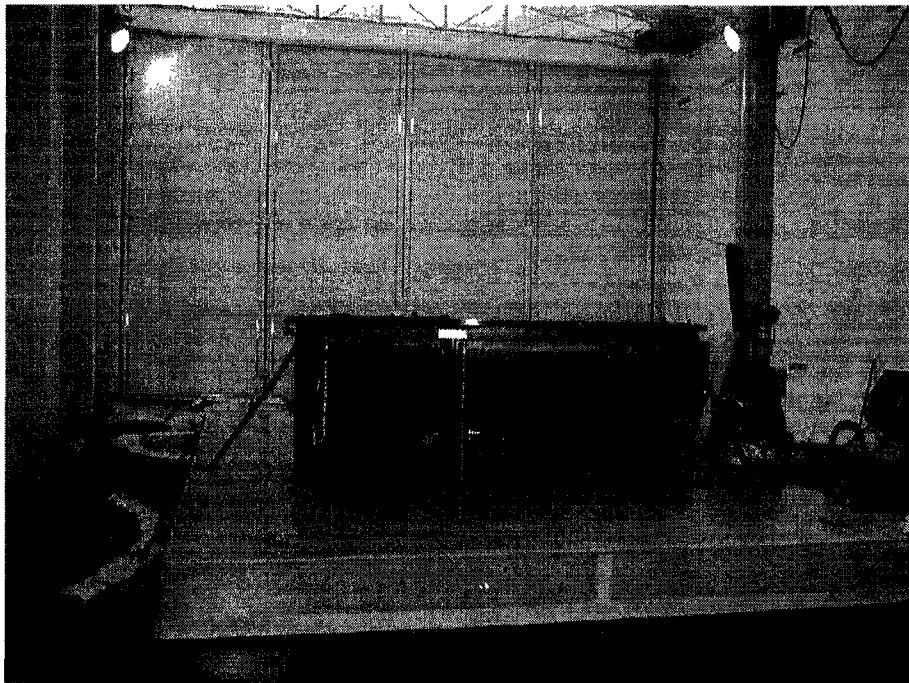


그림 3.2-129 Inner shell plate 조립

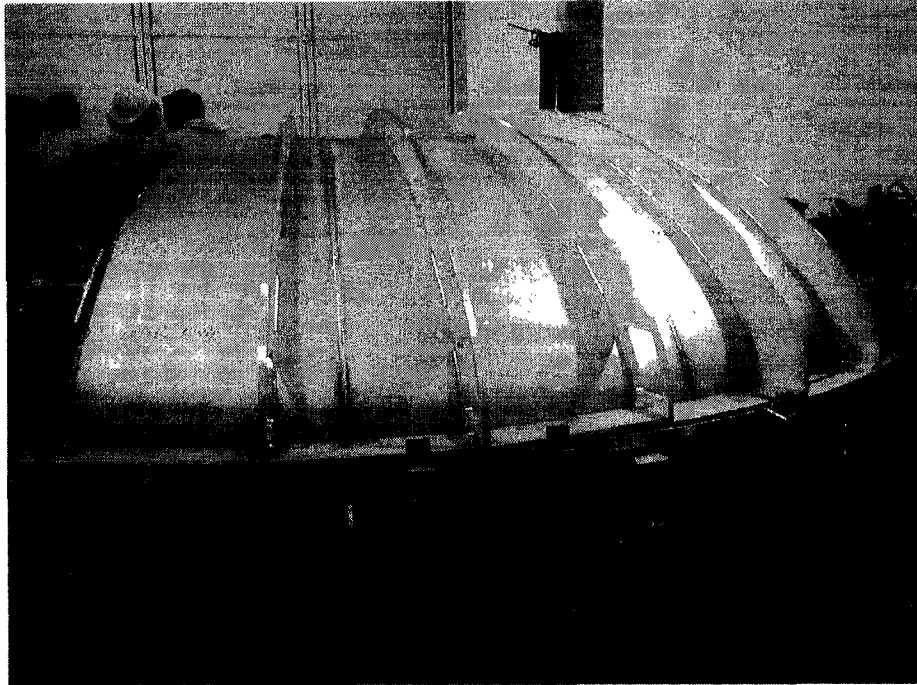


그림 3.2-130 Poloidal rib 조립



그림 3.2-131 Back & cooling chamber 용접

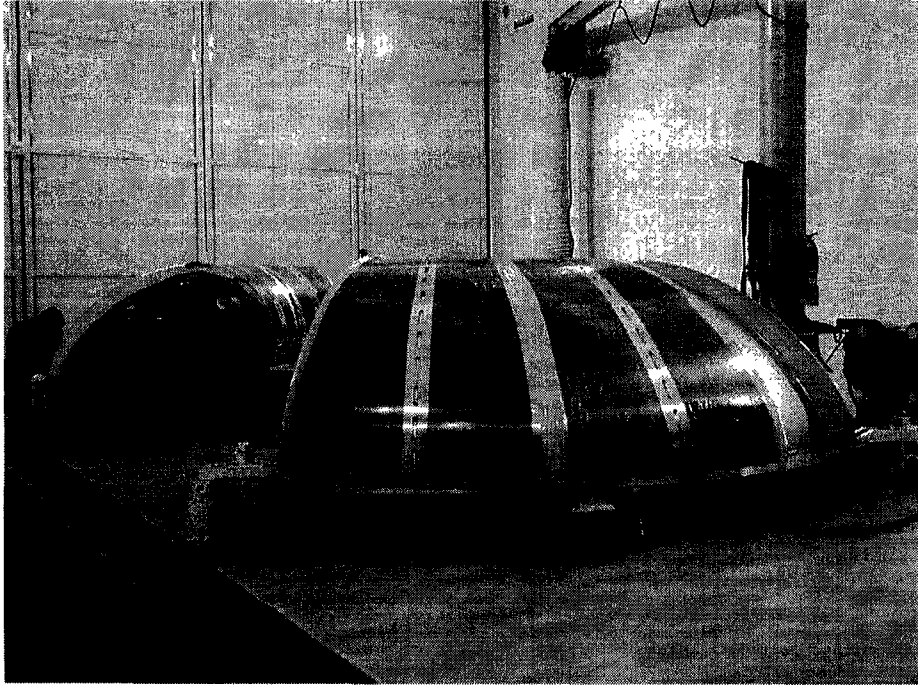


그림 3.2-132 Outer shell 조립

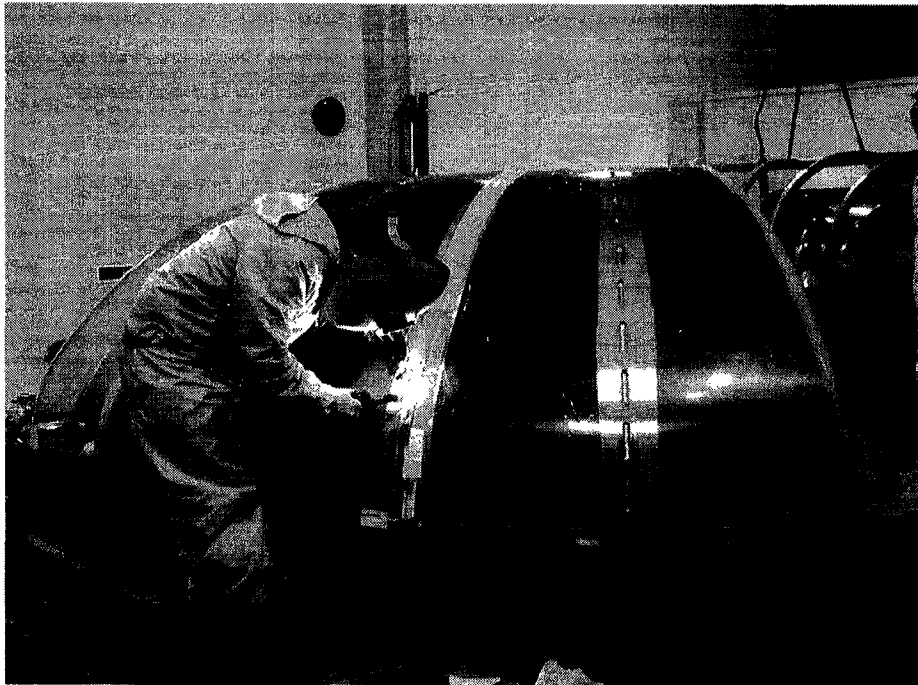


그림 3.2-133 Outer shell 용접



그림 3.2-134 Port opening 기계가공 준비

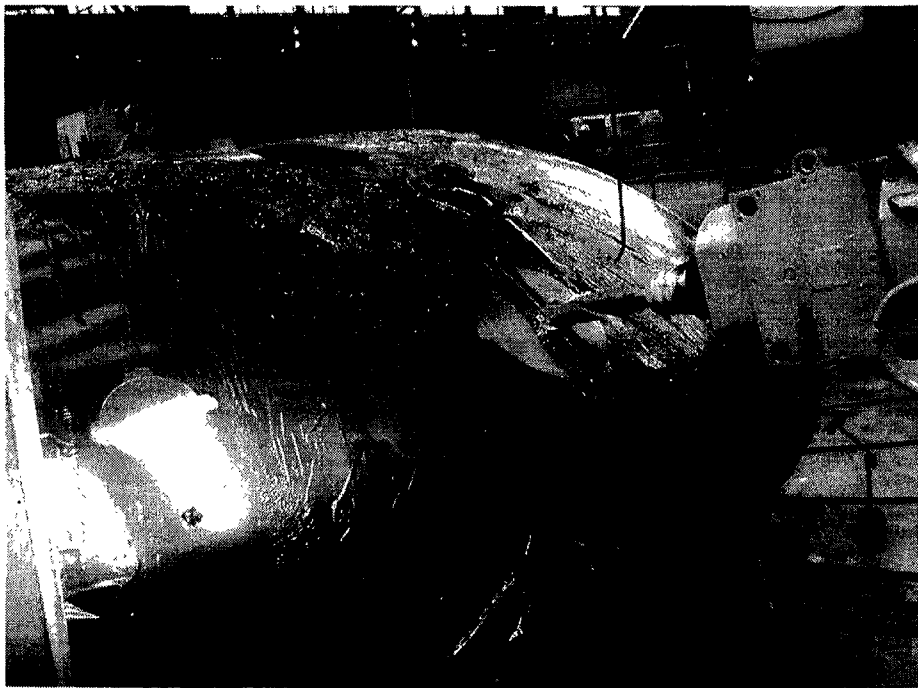


그림 3.2-135 Port opening 기계가공

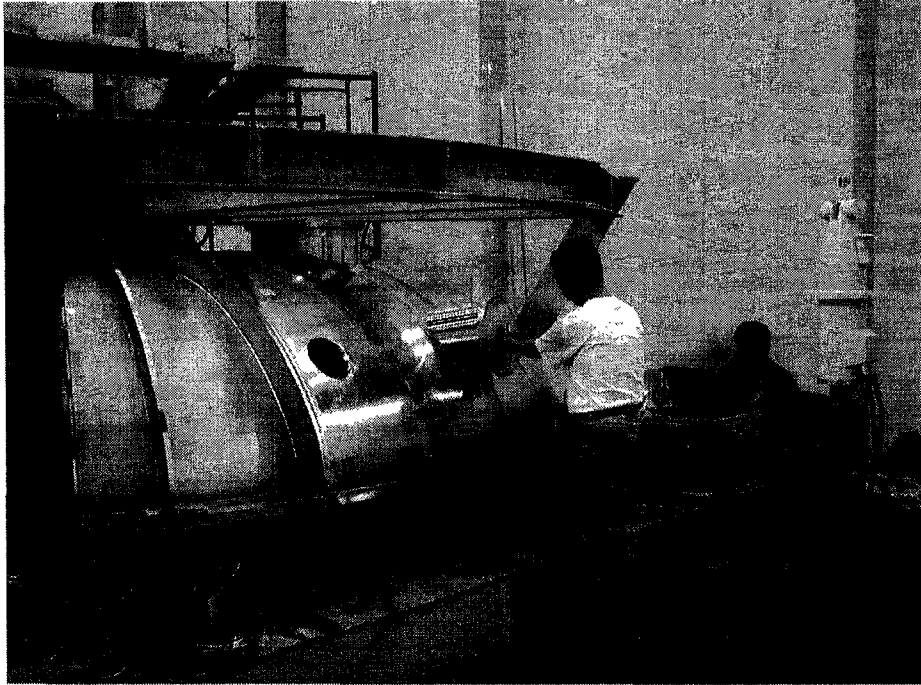


그림 3.2-136 Upper & Lower part 3차원 정밀측량

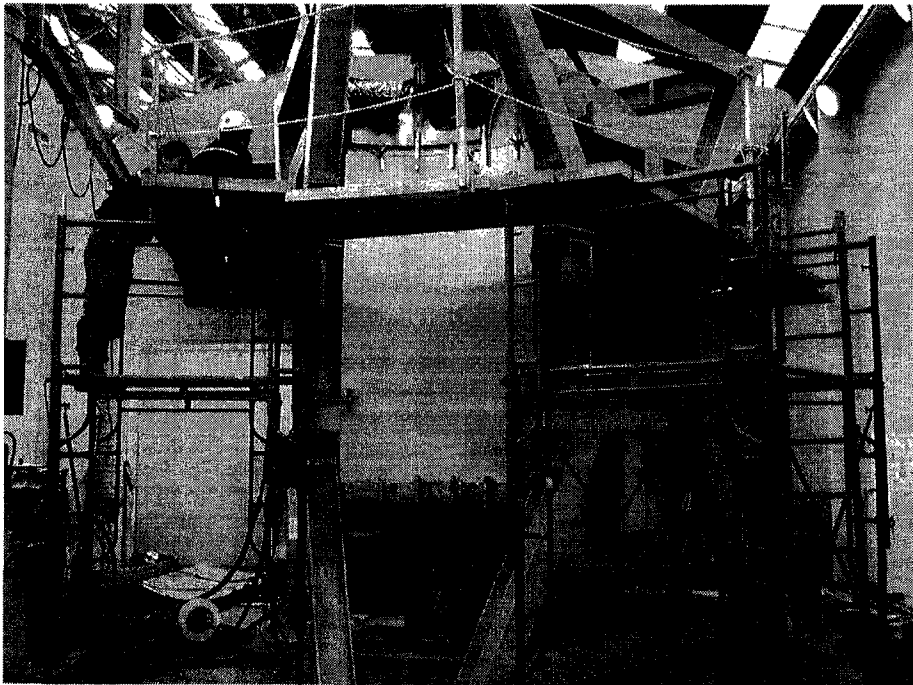


그림 3.2-137 Inboard plate 조립

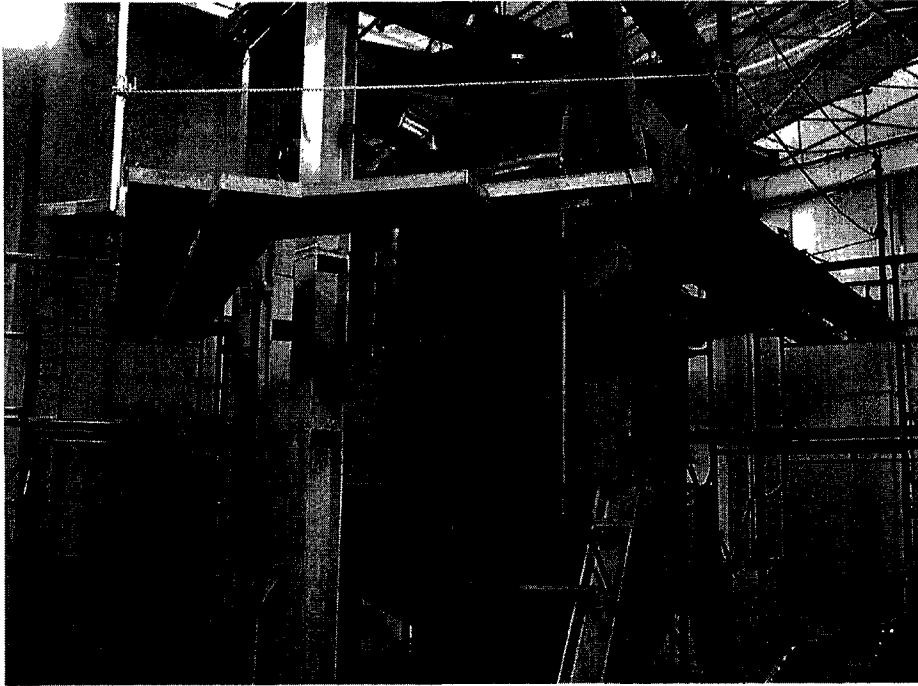


그림 3.2-138 Outboard plate 조립

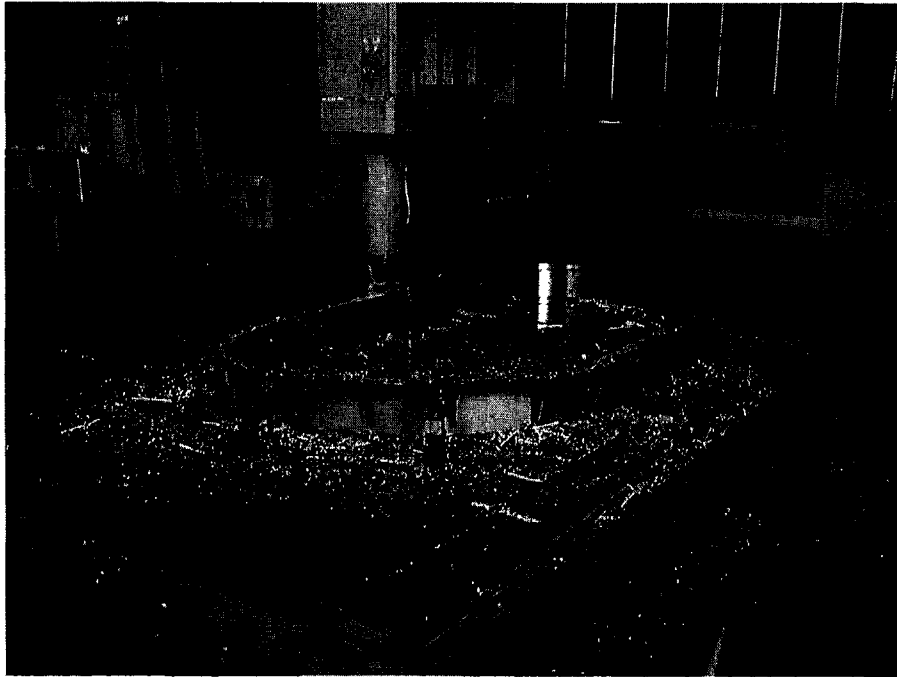


그림 3.2-139 Test flange 기계가공



그림 3.2-140 Test flange 용접

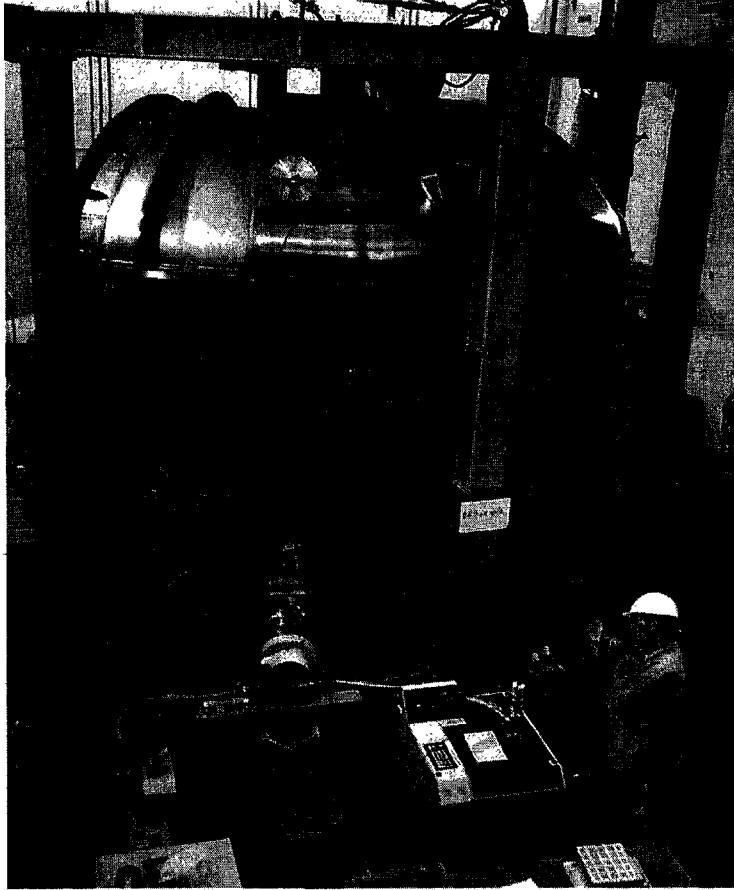


그림 3.2-141 용접부 헬륨 누설 시험

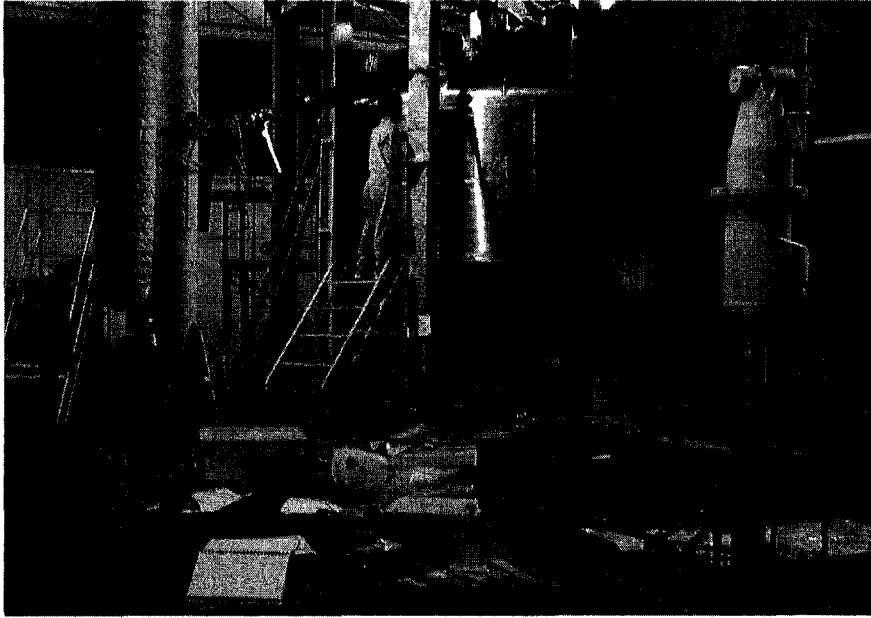


그림 3.2-142 최종 3차원 정밀 측량

(2) 제작진행일정

표 3.2-47은 진공용기 선형생산품 제작 일정별 중요 업무내용 이며, 표 3.2-48은 주자재 발주일정과 제작업체를 나타낸 것이다.

표 3.2-47 진공용기 선형생산품 제작 일정별 중요 업무내용

| DATE | EVENT |
|-----------------------|--|
| 2000.01.13(목) | 성형용 JIG 현도작업 착수 |
| 01.28(금) | 1월 진도보고서(M.P.R) 발표회 |
| 01.29(토) | 성형용 JIG 현도작업 완료 및 배포 |
| 02.02(수) | 성형용 FORMER 취부 완료 |
| 02.11(금) | KSTAR TOKAMAK 설명회 |
| 02.24(목) | 작업장 확정(1공장 3BAY) |
| 02.29(화) | MOCK-UP용 SHELL 자재 절단 |
| 03.03(금) | 2월 진도보고서(M.P.R) 발표회 |
| 03.10(금) | 성형용 FORMER 제작 일정 확정 |
| 03.13(월) | OUTER SHELL용 FORMER 제작용 자재 P.O.R 조치 |
| 03.15(수) | P.Q용 원자재 1 Sh (12t x 1219 x 2400) 입고 |
| 03.17(금) | INNER SHELL FLARE PART 성형 & WALL PART BENDING 완료 |
| 03.22(수) | INNER SHELL KNUCKLE PART 성형 완료 |
| 03.25(토) | P.Q용 원자재 1 Sh (12t x 2500 x 3000) 입고 |
| 03.31(금) | 3월 진도보고서(M.P.R) 제출 |
| 04.03(월) ~04.04(화) | 에스에이 엔지니어링 성형품 3차원 측정 |
| 04.07(금) | 세정용 TANK P.O.R 발행 |
| 04.10(월) ~04.12(수) | TECHNICAL SPEC. 및 각종 절차서 1차 REVIEW(KBSI / HHI) |
| 04.15(토) | WORK SCANNING SYSTEM P.O.R 발행 |
| 04.18(화) | CLEAN ROOM P.O.R 발행 |
| 04.19(수) | FORMING TEMPLATE P.O.R 발행 |
| 04.21(금) | INNER SHELL FLARE PART CUTTING 완료 |
| 04.24(월) | INNER SHELL KNUCKLE PART (4 PIECES) 성형 수정 |

| DATE | EVENT |
|----------------------------|---|
| 2000.04.26(수) ~04.28(금) | TECHNICAL SPEC. 및 각종 절차서 2차 REVIEW(KBSI / HHI) |
| 04.28(금) | 선행생산품 주자재 (P.O.R NO.-001, 002) 입고 완료 |
| 05.04(목) | MOCK UP용 I.T.P 배포 |
| 05.04(목) | KNUCKLE PART RADIUS 수정 |
| 05.09(화) | BUFFING용 자재 8 매 사급조치 |
| 05.10(수) | KBSI / HHI BUFFING 업체 SURVEY 실시 |
| 05.12(금) | CLEAN ROOM 제작업체와 TECHNICAL MEETING 실시 |
| 05.13(토) | FLARE 1장, KNUCKLE 1장 RADIUS 수정 |
| 05.15(월) | W.P.S 승인 제출 |
| 05.15(월) | FLARE 1장, KNUCKLE 4장 에스에이 ENG'G 3차원 곡면 CHECK |
| 05.17(수) | 세정 TANK, CLEAN ROOM 계약 |
| 05.19(금) | BUFFING용 자재 1매 사급조치 |
| 05.25(목) | 주자재 BUFFING 검사 |
| 05.26(금) | 용접사 자체 TEST 실시 |
| 05.27(토) | FLARE 1장, KNUCKLE 4장 3차원 곡면 CHECK 결과 접수 |
| 05.27(토) | BUFFING용 자재 SHOP 입고 |
| 05.30(화) | 선행생산 수정 SCHEDULE 준비 / 배포 |
| 05.31(수) | FLARE 1장, KNUCKLE 4장 CUTTING |
| 06.01(목) | INNER SHELL FLARE 4장 RE-FORMING 완료 |
| 06.02(금) | 세정 TANK 제작 완료 |
| 06.06(화) | INNER SHELL KNUCKLE 4장 RE-FORMING |
| 06.12(월) | 주자재 MILL SHEET KBSI에 제출 |
| 06.13(화) ~06.14(수) | INNER SHELL FLARE, KNUCKLE PART 3차원 곡면측정(에스에이 ENG'G) |
| 06.14(수) | OUT SHELL FORMER 제작 |
| 06.15(목) | MOCK-UP, INNER SHELL 취부 착수 |
| 06.16(금) | 기계가공용 JIG 자재입고 |
| 06.19(월) | FORMING TEMPLATE / 품질경영 검사 불합격 처리 |

| DATE | EVENT |
|-----------------------|--|
| 2000.06.21(수) | 선행생산품 OUT SHELL 3장 CUTTING |
| 06.26(월) | 기계가공용 JIG CUTTING PLAN 배포 |
| 06.28(수) | SITE 조립절차 및 설계 DWG 변경내용 관련부서 설명 |
| 06.29(목) ~06.30(금) | KSTAR 공사 연구참여자 회의 참석자 당사 방문 |
| 07.04(화) | 기계 가공용 JIG CUTTING PLAN 준비 |
| 07.05(수) | INNER SHELL KNUCKLE FORMER 제작 |
| 07.05(수) | SHELL 자재 CUTTING PLAN 배포 |
| 07.08(토) | WELDING SEQUENCE 배포 |
| 07.12(수) | MOCK-UP SHELL 취부 완료 |
| 07.13(목) | FORMING SIMULATION 배포 |
| 07.14(금) | 기계가공용 JIG 제작 착수 |
| 07.14(금) | MOCK-UP 취부 상태 3차원 곡면 측정 |
| 07.22(토) | SHELL 자재 CUTTING 착수 |
| 07.27(목) | WELDING SEQUENCE (초안) 내부 배포 |
| 07.27(목) | FORMING SIMULATION / STAMP PROGRAM 배포 |
| 08.10(목) | SHELL 자재 CUTTING 완료 |
| 08.10(목) | CLEAN ROOM 제작 완료 |
| 08.16(수) | INNER SHELL FLARE, KNUCKLE 15.5° FORMER 제작 결정 |
| 08.23(수) | KBSI / CCI / T.TEC KICK-OFF MEETING 실시 |
| 08.25(금) | MOCK-UP 용접 완료 |
| 08.28(월) | MOCK-UP 용접 변형 측정 |
| 08.29(화) | FORMER 15.5° FLARE, KNUCKLE 제작 완료 |
| 08.30(수) | OUT SHELL, INNER SHELL KNUCKLE FORMING 작업 지시 |
| 08.31(목) | INNER SHELL FLARE / 15.5° FLARE, KNUCKLE FORMER 3차원 곡면 검증 |
| 08.31(목) | FORMING TEMPLATE 검증 |
| 09.02(토) | SHELL 자재 FORMING 착수 |
| 09.05(화) | JIG 자재 가공 착수 |
| 09.15(금) | MOCK-UP 제작 품평회 |

| DATE | EVENT |
|----------------|---|
| 2000. 09.19(화) | 세정업체 선정 |
| 09.22(금) | 세정 TANK 입고 |
| 09.24(일) | SHELL 자재 FORMING 완료 |
| 09.25(월) | FORMING TEMPLATE 입고 |
| 09.26(화) | SHELL 자재 기계가공 SHOP으로 이동 |
| 09.27(수) | SHELL 자재 기계가공 착수 |
| 10.10(화) | INNER SHELL 기계 가공 완료 |
| 10.11(수) | WPS & 용접 SEQUENCE 내부 배포 |
| 10.12(목) | KBSI / HHI 공사 관련 부서정 회의 |
| 10.12(목) | INNER SHELL 3D CHECK 완료 |
| 10.12(목) | 세정 일정 준비 |
| 10.17(화) | CLEAN ROOM SETTING 완료 |
| 10.20(금) | 세정 착수 |
| 10.23(월) | OUT SHELL 가공 착수 |
| 10.24(화) | 용접사 검증 실시 |
| 10.25(수) | 용접사 검증 결과 부적격 판정 |
| 10.28(토) | INNER SHELL 세정 완료 |
| 10.31(화) | INNER SHELL 가조립 실시 |
| 11.02(목) | INNER SHELL CENTER LINE 기준 재 가조립 실시 MARK'G후 재가공 조치토록 협의 |
| 11.06(월) | 용접사 2명(배도기, 박동수) 확정 |
| 11.08(수) | 취부사 1명(김명수) 추가 투입 |
| 11.09(목) | INNER SHELL WALL PLATE 2장 기계가공 완료, INNER SHELL BOTTOM JIG 용접 완료 |
| 11.13(월) | INNER SHELL BOTTOM 6장 기계가공 완료 |
| 11.14(화) | 용접사 1명(홍종운) 추가 투입 |
| 11.15(수) | CLEAN ROOM 바닥 작업조건 완료 |
| 11.16(목) | 용접사 1차 QUALIFY 합격 |
| 11.21(화) | CLEAN ROOM안 GRIND 작업장 차양막 설치 |

| DATE | EVENT |
|-----------------------|---|
| 2000.11.22(수) | TEST COVER 2장 기계가공 완료 |
| 11.30(목) | INNER SHELL BOTTOM 6장 FIT-UP 완료 |
| 12.01(금) | 가공장비 LIST KBSI에 제출 |
| 12.04(월) | INNER SHELL BOTTOM 6장 1 PASS 용접 완료 |
| 12.05(화) | KBSI 제작상태 사진 촬영 |
| 12.07(목) | INSPECTION TEST PLAN KBSI 에 제출 |
| 12.07(목) | PORT HOLE OPENING 방안 PRESENTATION 실시 |
| 12.12(화) ~12.15(금) | CCI 제작 현황 SUPERVISION 실시 |
| 12.18(월) | INNER SHELL UPPER PART 조립 완료 |
| 12.19(화) | INNER SHELL UPPER PART 용접 착수 |
| 12.21(목) | OUTER SHELL 조립후 ROOT GAP KBSI 직접 CHECK 요구 |
| 12.25(월) | INNER SHELL BOTTOM 용접 완료 |
| 12.27(화) | OUTER SHELL 3D CHECK 완료 |
| 2001.01.03(수) | OUTER SHELL 3 PIECES SLOT HOLE 가공 완료 |
| 01.09(화) | PORT HOLE 가공용 JIG 제작 착수 |
| 01.11(목) | KBSI/HHI, V/V TEST 방안 협의 |
| 01.12(금) | OUTER SHELL 2장 가공 완료, CHAMBER PLATE 4장 가공 완료 |
| 01.17(수) | OUTER SHELL 기계 가공 완료, CHAMBER PLATE 취부 용접 실시 |
| 01.20(토) | TOP/BOTTOM OUTER SHELL 취부 실시 |
| 01.28(일) | OUTER SHELL 용접 착수 |
| 02.01(목) | KBSI / RT 판정 기준 관련, HHI에 회신 요구 |
| 02.02(금) | 용접부 RT 판정 기준 관련, HHI방안 KBSI에 회신 |
| 02.03(토) | NDE 검사 관련, KBSI 검사관 / HHI 현황 CHECK 검토 |
| 02.06(화) | UPPER PART VBM에 SETTING 착수. 용접 변형 관련 제작 중단 |
| 02.07(수) | UPPER PART HOLE MARKING중 TOROIDAL RING 변형 확인 |
| 02.09(금) | - UPPER PART VBM에 재 SETT'G후 높이, 각도, 폭 전반적 DIMENSION CHECK후 REPORT 작성 - LOWER PART VBM에 SETT'G 실시 |

| DATE | EVENT |
|---------------|--|
| 2001.02.10(토) | UPPER PART OUTER SHELL ROUNDNESS CHECK SHEET KBSI에 송부(FOR REFERENCE) |
| 02.12(월) | LOWER PART SLOT HOLE 용접 실시 |
| 02.13(화) | UPPER PART INNER SHELL 3D 측정 |
| 02.14(수) | UPPER PART INNER SHELL 3D 측정 REPORT 작성 |
| 02.15(목) | UPPER PART 3D 측정 측정 REPORT, 문제점 대책안 KBSI에 제출 |
| 02.16(금) | LOWER PART INNER SHELL 3D 측정 |
| 02.17(토) | UPPER PART OUTER SHELL 3D 측정 |
| 02.21(수) | 현황 문제점, 대책안 KBSI에서 PRESENTATION 실시 |
| 02.27(화) | PORT HOLE OPENING 준비. 제작 재개 |
| 03.01(목) | PORT HOLE OPENING 착수 |
| 03.10(토) | LOWER BLOCK PORT HOLE 황삭 가공완 |
| 03.12(월) | UPPER BLOCK PORT HOLE 가공완 |
| 03.14(수) | UPPER BLOCK PORT 취부 착수 |
| 03.19(월) | LOWER BLOCK MIDDLE SHELL 조립 착수 |
| 03.20(화) | LOWER BLOCK MIDDLE SHELL 용접 실시 |
| 03.27(수) | UPPER BLOCK PORT 용접완 |
| 03.31(토) | OUTER SHELL 곡직수정 |
| 04.06(금) | 선행품 END부 가공용 JIG 설치 |
| 04.09(월) | 선행품 END부 가공준비SETTING |
| 04.12(목) | 선행품 END부 절단MARGIN CHECK및결정 |
| 04.13(금) | 선행품 END부 기계가공실시(TEST COVER, TEST FLANGE 포함) |
| 04.17(화) | 선행품 END부 기계가공완료후 세정작업 |
| 04.18(수) | 선행품 세정완료및 TEST FLANGE취부및용접 |
| 04.23(월) | TEST FLANGE용접완료 |
| 04.24(화) | 용접결함부 수정 |
| 04.25(수) | PNEUMATIC TEST준비 |
| 04.30(월) | PNEUMATIC TEST완료 |

(4) 주자재 발주 및 입고 현황(Main Material P.O.R & Receiving Status)

표 3.2-48 주자재 발주일정과 제작업체

| No. | P.O.R No. | Description | Q'ty | Weight | Contract Delivery Date | Received Date | Vendor Name |
|-----|-------------|----------------------------|------|--------|------------------------|---------------|------------------|
| 1 | 001 | SUS PLATE (SA240-316LN) | 16 | 15,842 | 2000.04.30 | 2000.04.28 | N.K.K |
| 2 | 002 | SUS PLATE (SA240-304) | 6 | 10,418 | 2000.04.30 | 2000.04.28 | N.K.K |
| 3 | 003 | SUS PLATE (SA240-304) | 5 | 4,027 | 2000.01.30 | 2000.02.09 | 고려 |
| 4 | 004 | SUS PLATE (SA240-304H) | 1 | 6,425 | 2000.01.20 | 2000.01.20 | (잉여재) |
| 5 | 005 | SUS PLATE (SS400) | 7 | 15,753 | 2000.01.30 | 2000.02.22 | 협신철강 |
| 6 | 006 | H-BEAM (SS400) | 4 | 1,996 | 2000.01.30 | 2000.02.18 | 삼양철강 |
| 7 | 007 | SUS PLATE (SA516-70) | 7 | 51,420 | 2000.01.30 | 2000.01.20 | (잉여재) |
| 8 | 008 | SUS PLATE (SA240-304H) | 2 | 6,334 | 2000.01.20 | 2000.01.20 | (잉여재) |
| 9 | 015 | SUS PLATE (SA240-316LN) | 2 | 1,085 | 2000.03.15 | 2000.03.15 | (주)고려 |
| 10 | 016 | BUFFING PROCESS | 9 | 9,119 | 2000.05.30 | 2000.05.27 | 대세산업 |
| 11 | 017 | SUS PLATE (SA240-316LN) | 1 | 743 | 2000.08.10 | 2000.08.11 | N.K.K |
| 12 | 019 | GTAW WEL TIG (316 CS) | - | 800 | 2000.06.10 | 2000.06.01 | NIPPON WELD'G |
| 13 | 020 | 세정 TANK | 2 | - | 2000.07.10 | 2000.09.01 | 일신 P.T.F |
| 14 | 021 | WORK SCANNING SYSTEM | 2 | - | 2000.07.10 | 2000.09.07 | (주)디에 |
| 15 | 022 | CLEAN ROOM | 2 | - | 2000.07.10 | 2000.08.10 | 해림공조 |
| 16 | 023 | FORMING TEMPLATE | 4 | - | 2000.07.10 | 2000.09.22 | 세인산업 |
| 17 | 024 ~027 | SUS PLATE | 12 | 16,090 | 2000.06.02 | 2000.06.19 | 협신철강 |

8. 결론

본 절에서는 KSTAR 과제에 있어서 진공용기의 설계 및 해석에 대해 언급하였다. KSTAR 진공용기의 최종 형상 및 특성들이 상세히 설명되어 있으며, 원하는 플라즈마를 얻기 위해 요구되는 용기 설계 및 제작시 필요한 여러 조건들이 망라되어 있다. 진공용기 설계에 적용되는 기본 정적 하중 및 플라즈마 이상거동시 발생하는 전자기력 하중과 베이킹 시 발생하는 열하중 및 지진하중을 정리하였으며 이러한 하중을 고려하여 관련된 구조 해석을 통해 진공용기 설계를 진행시켰다. 해석 결과 진공용기 가열시 발생하는 열하중과 전자기력하중이 설계에 중요한 인자라는 것을 발견하였다. 이러한 모든 하중에 대해 발생된 응력이 허용응력 범위내로 들어옴에 따라 진공용기는 안전하게 설계되었음을 증명하고 있다. 단지 한가지 좀 더 해석이 필요한 분야로는 진공용기 내벽과 PFC와의 interface와 진공용기 외벽과 열차폐벽과의 interface에 대한 국부해석이 이루어져야 진공용기 설계의 완전성이 성립될 수 있을 것이다.

다음은 진공용기 설계 해석을 수행함에 있어 발견된 상세한 결과 내용이다.

- 1) 모든 단일하중 해석결과보다는 복합하중 해석결과에서 좀 더 높은 응력이 발생되었다.
- 2) 진공 및 작동유체 복합하중에 대한 응력해석 결과 폴로이달 리브 사이의 진공용기 외벽에서 허용응력의 88%에 달하는 152.5 MPa의 응력이 발생되었다.
- 3) 전자기력 하중 기준 복합하중에 대한 응력해석 결과 eddy vertical disruption 경우가 최대응력을 발생시켰으며 폴로이달 리브 사이의 진공용기 외벽에서 허용응력의 92%에 달하는 381 MPa의 응력이 발생되었다. 이 결과 플라즈마 disruption 시 진공용기는 구조적으로 안전하게 설계되었다.
- 4) 열하중 기준 복합하중에 대한 응력해석 결과 릿스프링과 base plate 사이에서 허용응력의 66%에 달하는 230.6 MPa의 응력이 발생되었다. 이는 전자기력 하중의 경우에 비하여 작은 응력이다. 그러나 열하중은 상부 포트에서 최대 20 mm의 변위를 발생시킴으로서 벨로우즈 설계 및 diagnostic 설계에 중요한 요소가 될 것이다. 이러한 변위를 허용할 수 있도록 벨로우즈를 설계하여야 한다.
- 5) 릿스피링 구조물 설계에 가장 중요한 열하중 기준 복합하중에 대한 응력해석 결과 릿스프링 구조물이 안전함이 증명되었다.
- 6) 진공용기 외벽과 폴로이달 리브와의 용접 방법으로 slot 용접을 선택할 경우 진공 및 작동유체 압력이 설계에 중요하며 이 경우 완전용접의 경우보다 응력이 1.17배 증가함을 알 수 있었다.

- 7) 피로강도 평가 결과 누적 usage factor가 1 이하로 요구되는 cycling loading 범위에서는 피로파괴가 발생되지 않을 것으로 예측된다.
- 8) 진공용기 baking medium으로 질소 가스 대신 hot water를 사용하여도, 온도 측면에서는 문제가 없으나, 이중벽 사이에서 hot water의 유속이 매우 낮은 관계로, hot water가 원활히 흐를 수 있도록 유로를 설계해야 한다.

제 3 절 초전도자석 구조물 개발

1. 서론

미래 에너지원 개발연구를 위한 차세대초전도핵융합연구장치(KSTAR)는 기초과학과 첨단기술에 바탕을 둔 연속운전이 가능한 초전도 tokamak이다. 표 3.3-1에 KSTAR의 주요제원을 나타내었다[Ref. 3.3-1].

표 3.3-1 KSTAR 장치의 주요 제원

| Parameter | | Unit | Baseline | Upgrade |
|-------------------------|---------------|------|----------|-----------------|
| 1. Toroidal Field | $B_T (R=R_0)$ | T | 3.5 | |
| 2. Plasma Current | I_p | MA | 2.0 | |
| 3. Major Radius | R_0 | m | 1.8 | |
| 4. Minor Radius | a | m | 0.5 | |
| 5. Divertor Nulls | | | Double | Double & Single |
| 6. Elongation | κ | | 2.0 | |
| 7. Triangularity | δ | | 0.8 | |
| 8. Pulse Lengths | | sec | 20 | 300 |
| 9. Plasma Heating Power | | MW | | |
| 1) NBI | | | 8.0 | 16.0 |
| 2) ICRH/FWCD | | | 6.0 | 12.0 |
| 3) LHH/LHCD | | | 1.5 | 3.0 |
| 4) ECH/ECCD | | | 0.5 | 3.0 |
| 5) Total Heating Power | | | 16.0 | 34.0 |

KSTAR 장치의 주요 구성품으로는 초전도자석 (superconducting magnet), 초전도자석 구조물 (superconducting magnet structure), 진공용기 (vacuum vessel), 저온용기 (cryostat), 열차폐막 (thermal shield), 및 플라즈마 대향 부품 (plasma facing component)으로 구성된다. KSTAR 장치의 모든 코일은 정상상태 운전을 위해 초전도 관내연선도체 (cable-in-conduit conductor : CICC)를 사용하며, double-null 및 single-null로 운전할 수 있도록 설계되었다. 그림 3.3-1에 초전도자

석 시스템의 형상을 나타내었다.

토카막 장치에서 플라즈마를 가두어 두기 위해 필요한 토로이달 자기장 (toroidal field : TF)을 생성하는 TF 코일은 D-형의 코일 16 개로 이루어졌으며, 35.2 kA의 전류를 흘려 최대 토로이달 자기장이 약 7.2 테슬라, 플라즈마 중심에서의 자기장이 3.5 테슬라이며, 저장된 자기에너지는 약 500 MJ이다. TF coil의 높이는 약 4.1 m, 폭은 약 2.9 m이며, 무게는 약 2.9 ton이다. 초전도체 Nb₃Sn 324 가닥과 구리도선 162 가닥이 Incoloy908 자켓에 담겨진 CICC 56 turn으로 한 개 TF coil이 만들어진다[Ref. 3.3-2]. 표 3.3-2에 TF coil의 주요 재원을 나타내었다.

TF coil은 D-형의 TF coil case에 의해 보호되며, case는 와전류 손실을 최소화하기 위하여 각 코일 당 한 개씩, 16 개로 분리되고 toroidal 방향으로 절연되었다. 주재료는 강한 EM-load를 견딜 수 있고, 비저항이 크며, 내식성이 강한 strengthened stainless steel을 사용한다[Ref. 3.3-3].

포로이달 자기장 (poloidal field : PF)을 생성하는 PF 코일은 네 쌍의 센트랄 솔레노이드 (central solenoid) 코일과 세 쌍의 외곽 PF 코일로 형성된다. 이 PF 코일은 플라즈마 전류를 2 MA까지 생성시키고, 플라즈마의 위치와 형상을 조절한다. PF1번부터 PF5번까지의 코일은 Incoloy908 자켓을 가지는 Nb₃Sn 초전도체를 사용하며, PF6와 PF7 코일은 stainless steel 316LN 자켓의 NbTi 초전도체를 사용한다. 각 CICC는 240 가닥의 초전도선과 120 가닥의 구리도선을 포함한다[Ref. 3.3-4, 3.3-5]. 표 3.3-3과 3.3-4에 CS 코일과 PF 코일의 주요 재원을 각각 나타내었다.

모든 초전도 코일은 내부 joint에 의한 손실을 줄이고 코일의 안정성을 높이기 위하여 연속 권선방법 (continuous winding method)을 사용하였고, 내전압이 15 kV가 되게 kapton과 s-glass 로 절연하였다. 모든 초전도자석 시스템을 구조적으로 지지하는 gravity support는 toroidal ring, supporting post, 및 vertical limiter로 구성되어 있으며, 그림 3.3-2에 나타내었다.

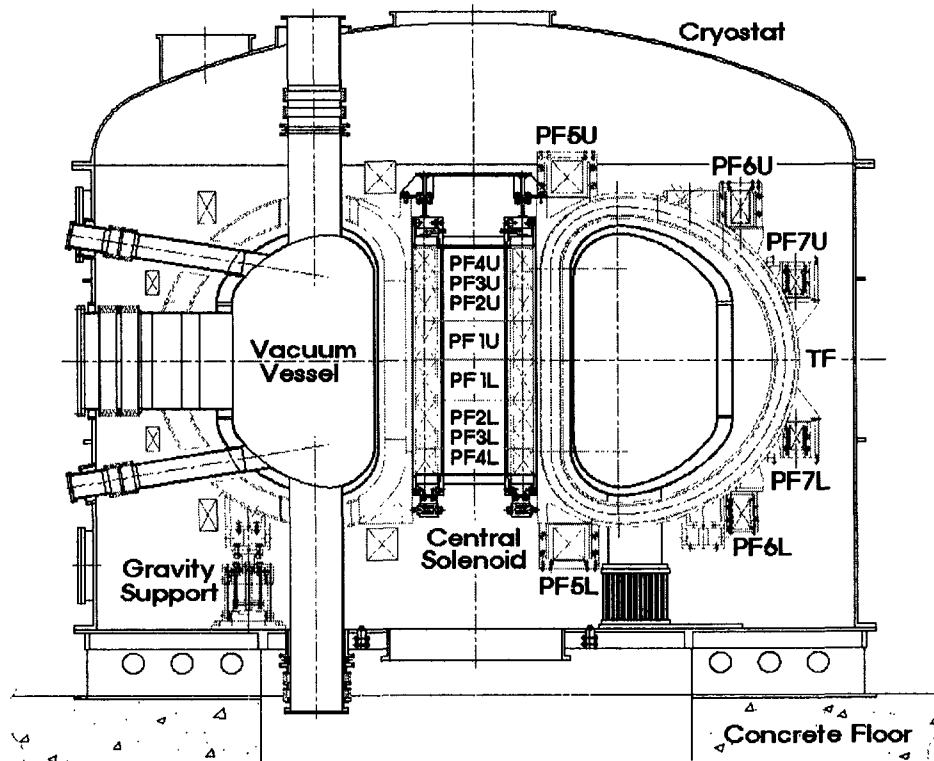


그림 3.3-1 KSTAR 초전도자석 시스템

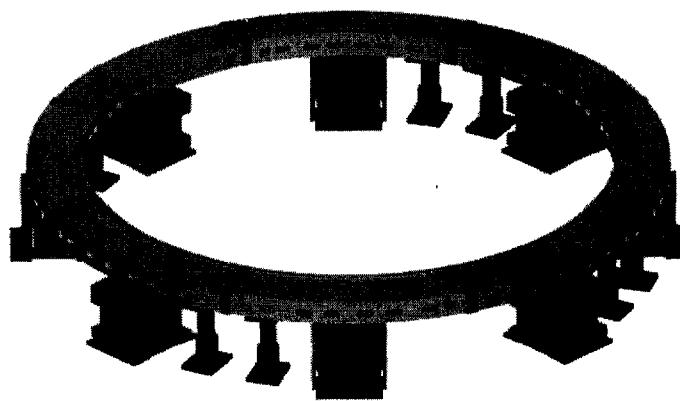


그림 3.3-2 Gravity support의 3 차원 구성도

표 3.3-2 KSTAR TF Coil의 주요 제원

| Parameter | | Unit | Value |
|------------------------------------|----------|------|---------|
| Number of coils | | ea | 16 |
| Dimension of winding pack | Height | m | 4.1 |
| | Width | m | 2.9 |
| Weight | One coil | ton | 2.9 |
| | Total | ton | 45.92 |
| Toroidal field at major radius, Bt | | T | 3.5 |
| Peak field in conductor | | T | 7.2 |
| Current in conductor, I | | kA | 35.2 |
| Height & width of CICC | | mm | 25.7 |
| Diameter of strand | | mm | 0.78 |
| No. of turns | | - | 56(8x7) |

표 3.3-3 KSTAR CS Coil의 주요 제원

| Parameter | | Unit | Value | | | |
|---------------------------|----------|------|-----------|-----------|---------|-----------|
| | | | PF1 | PF2 | PF3 | PF4 |
| Number of coils | | ea | 2 | 2 | 2 | 2 |
| Dimension of winding pack | ID | m | 0.9 | | | |
| | OD | m | 1.4 | | | |
| Weight | One coil | ton | 2.2 | 1.8 | 1.0 | 1.4 |
| | Total | ton | 4.4 | 3.6 | 2.0 | 2.8 |
| Peak field | | T | 8 | | | |
| Max. coil current, I | | kA | 25 | | | |
| Height & width of CICC | | mm | 22.3 | | | |
| Diameter of strand | | mm | 0.78 | | | |
| No. of turns | | - | 180(20x9) | 144(16x9) | 72(8x9) | 108(12x9) |

표 3.3-4 KSTAR PF Coil의 주요 제원

| Parameter | | Unit | Value | | |
|---------------------------|----------|------|------------|-----------|----------|
| | | | PF5 | PF6 | PF7 |
| Number of coils | | ea | 2 | 2 | 2 |
| Dimension of winding pack | ID | m | 1.8 | 6.0 | 7.3 |
| | OD | m | 2.5 | 6.4 | 7.6 |
| Weight | One coil | ton | 5.2 | 8.2 | 5.7 |
| | Total | ton | 10.4 | 16.4 | 11.4 |
| Max. coil current, I | | kA | 25 | 20 | 20 |
| Height & width of CICC | | mm | 22.3 | | |
| Diameter of strand | | mm | 0.78 | | |
| No. of turns | | - | 224(16x14) | 128(16x8) | 72(12x6) |

2. 주요 요구조건

가. 설계 요구조건

KSTAR 장치는 준 정상상태의 플라즈마 운전을 요구하는 발전된 토카막이다. 이러한 목적을 충족시키기 위해 TF 코일에는 약 35 kA의 고전류가 흘러 정상 상태의 약 3.5 테스라의 토로이달 자기장을 생성한다. CS와 PF 코일들은 KSTAR GRD에 정의된 것처럼 진공용기 내부에 이중 null과 단일 null을 생성시킬 pulsed 포로이달 자기장을 생성한다. 이들 초전도자석을 보호하는 구조물은 코일의 구조적, 열적, 전기적 안정성을 위해 설계되고 제작되어야 한다.

(1) 구조적 요구조건

자석 구조물들은 열응력과 전자기력으로부터 구조적으로 안정해야 한다. Cool down과 warm up 동안에 구조물에 있어서의 온도차는 구조적 응력을 발생시킨다. EM load는 magnet field와 전류의 교차에 의해 발생하는 무릴적 현상으로 장치가 작동하는 동안에 발생한다. 여러 부하 중 몇몇은 플라즈마 붕괴동안에 발생한다. KSTAR 장치는 pulse로 작동될 것이기 때문에 자석 구조물은 정상 상태의 응력뿐 아니라 피로 응력도 견뎌야 한다.

(2) 열적 요구조건

KSTAR 장치의 초전도 자석 시스템은 저온에서 작동된다. 자석 시스템은 상온에서 저온까지 냉각되어야 한다. 자석 시스템은 정상 상태의 열 부하, eddy current를 포함한 AC loss, nuclear heating, coil fast discharging 등에 의해 가열된다. 자석 구조물은 와전류 손실을 줄이고 코일로의 열전달을 최소화하도록 설계되어야 한다.

(3) 전기적 요구조건

자석 구조물은 전기적 단락과 들뜸을 막기 위해 접지 되어야 한다. 자속 변화에 기인한 유도 전압은 이웃하는 구조물사이에서 전기적 단락을 발생시킬 수 있다. 포로이달 방향의 자속 변화에 기인한 토로이달 방향의 와전류가 자석 구조물 및 자석의 열적 안정성에 중요하기 때문에, 와전류 손실을 줄이기 위해 토로이달 방향으로 절연되어야 한다. 또한 자석 구조물과 연결된 인터페이스 구조물들은 필요하다면 절연되어야 한다.

(4) 지진 요구조건

KSTAR는 장치가 설치되는 장소의 지진 설계 기준에 만족하도록 설계되어야 한다. KSTAR에 대한 OBE의 ground acceleration level은 0.12 g의 수평 가속도, 0.08 g의 수직 가속도에 기준하여 설계되었다. 정의된 가속도는 KSTAR가 설치될 한국기초과학지원연구원에 대해 수행된 지진연구에 근거하고, 리히터 지진 강도 5와 동가이다.

(5) 간섭장치 요구조건

자석 구조물은 Thermal Shield, 진공용기, Cryostat내부에 있는 helium-line, bus-line, 및 signal-line 같은 Interfacing 시스템들과 함께 공간을 공유한다. 조립을 위한 간격, 열적 거동에 따른 변위, 자석 구조물사이의 EM force와 이러한 인터페이스 시스템들은 설계와 제작에 고려되어야 한다.

나. 제작 요구조건

자석구조물은 열적, 구조적으로 정적 및 반복적인 응력을 받는다. 열과 구조적 안정성의 향상은 재료의 적당한 선택과 아래와 같은 잘 개발된 제조 기술들이 요구된다.

- 초기 크랙 성장의 가능성을 줄이기 위한 완전침투용접기술.
- 조립을 위한 자석구조물의 정밀한 기계가공기술.
- TF 구조물에 냉각패드를 붙이기 위한 대면적 Brazing기술.

(1) 재료 요구조건

자석구조물을 위한 재료의 기계적 강도는 운전도중에 구조물에 발생하는 최대 응력을 넘어야한다. 재료들은 또한 비용과 제조 문제들을 고려하여 선택될 것이다. 자석구조물재료는 일반적으로 아래와 같은 내용을 요구한다.

- 상온과 운전 온도에서의 높은 기계적 강도
- 높은 전기저항력
- 수분에 의해 발생하는 부식에 대한 저항력
- 낮은 가스방출
- 낮은 투자율
- 낮은 boron 함유율
- 제작성
- 낮은 방사능 여기
- 저렴한 가격

(2) 제작 요구조건

(가) 자석구조물은 인정된 코드나 표준과 일치하게 제작되어야 할 것이다. (이 기준은 자석구조물의 설계, 제작, 검사, 및 요구조건을 기술한 절차서 참조.)

(나) 검사(QA) 요구사항

- 모든 재료는 검증된 것이어야 함.
- 용접사, 용접순서, 및 검사자는 자격이 있어야 함.
- 치수 검사는 정밀하게 수행되어야 함.
- 모든 수정된 것은 문서화되어야 하고 주관기관의 승인을 받아야 함.
- 모든 생산계획과 절차는 수행되기 전에 주관기관의 검토와 승인을 받아야 함.

(다) 공차

자석구조물의 주요 제작공차를 표 3.3-5와 그림 3.3-3에 나타내었다.

(라) 제작이 완료된 후에, 구조물의 모든 표면은 기름이나 다른 잔류물을 제거하기 위해 알콜 등을 이용하여 세정하여야 한다. 세정 후에 탈염수로 씻어내고 바람으로 말려야 한다.

다. 조립 요구조건

자석구조물들의 구성요소들이 조립될 때 다음과 같은 요구조건이 만족되어야 한다.

- KSTAR site에서 수행되는 조립이 최소화되어야 한다.
- 자석구조물은 조립 공차를 지켜야 한다.
- 자석구조물은 조립이 간단하게 수행되도록 설계되어야 한다.
- 구성요소들의 표면은 먼지나 다른 오염 물질들에 손상되거나 더럽혀지지 않도록 관리되어야 한다.
- 필요하다면 재 세척을 수행하여야 한다.
- 공장에서 제작되는 구성품들은 KSTAR site에서 조립할 수 있는 최대크기의 sub-assembly로 설계되어야 한다.
- KSTAR site는 최대 150 톤의 무게의 crane이 설치되어 있다.
- KSTAR site 주 출입구의 크기는 다음과 같다.
 - * 폭 : 8 m
 - * 높이 : 10 m
- KSTAR site는 아래의 최대치수를 가지는 구성품을 취급할 수 있다.
 - * 폭 : 5 m
 - * 높이 : 3.2 m
 - * 길이 : 20 m

표 3.3-5 초전도자석구조물 제작공차

| Items | | Tolerances |
|--|--|-------------------|
| 1) Shell Plate Thickness (standard plate thickness tolerance) | | -0.25 mm/+1.52 mm |
| 2) Inboard Leg | Height from TF coil C.L | ±1 mm |
| | Inside Knuckle Radius | +0 -1 mm |
| | Radius for CS Coil Structure Face | ±0.5 mm |
| | Inside of Square for TF Coil | ±0.5 mm |
| 3) Outboard Leg | Height from TF Coil C.L | ±1 mm |
| | Inside Knuckle Radius | +0 -1 mm |
| | Inside Radius | +0 -1 mm |
| | Inside of Square for TF Coil | ±0.5 mm |
| 4) PF Coil Support | Distance between TF Coil C.L and Basement | ±1 mm |
| 5) Machining Part | | ±0.05 mm |

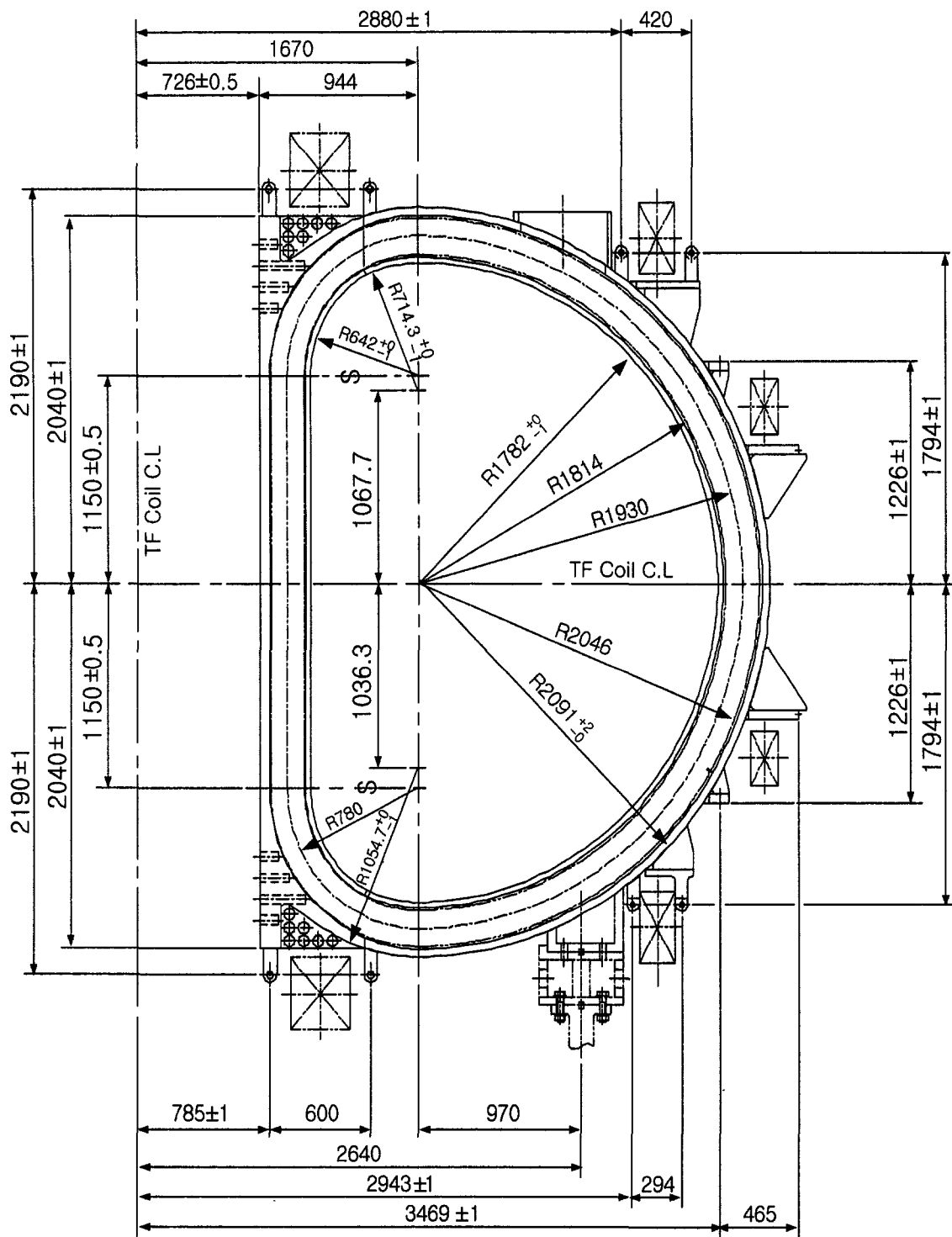


그림 3.3-3 TF 구조물 제작공차

3. 공학설계

가. 개요

KSTAR 장치는 16 개의 TF 코일, 4 쌍의 CS 코일 그리고 바깥쪽에 있는 3 쌍의 PF 코일들로 구성되는 완전한 초전도 자석 시스템으로 이루어져 있다. 모든 CS와 PF 코일들은 적도면에 대하여 아래위로 대칭되게 배열되어 있다. 이러한 자석은 중력과 열하중 및 전자기력을 받치기 위해 16 개의 TF 코일 구조물과 하나의 CS 구조물 및 80 개의 PF 코일 구조물로 이루어져 있다. TF 코일 구조물은 TF 코일 charging 으로 인한 강한 centering force를 견디기 위해 썸기모양으로 설계되었다. CS와 PF 코일 구조물들은 무게와 전자기 하중을 지지할 수 있게 설계되었으며 각각 썸기타입, 힌지타입으로 설계되었다. Gravity support는 전체 자석 시스템을 지지하며, lateral support는 자석 시스템의 lateral load를 지지하기 위해 설계되었다. KSTAR 자석 시스템은 저온에서 동작하며 냉각 회로를 가지고 있다. 그림 3.3-4과 3.3-5에 초전도 자석 시스템을 나타내었다. 표 3.3-6는 자석 시스템의 냉각 매개변수를 보여준다.

나. 운전 조건

직렬로 연결된 TF 코일들은 오전 9시부터 오후 5시까지 낮 시간 동안 정상상태로 운전된다. TF 코일의 charging 시간은 각각 오전 8시부터 오후 9시까지이며, discharging 시간은 오후 5시부터 오전 6시까지이다. Base-line mode에서 기준시나리오의 PF 코일전류의 형상은 그림 3.3-6에 나타내었다. 30 s 동안 초기 magnetization, magnet을 안정시키기 위한 10 s 동안의 전류 holding, 플라즈마 발생을 위한 60 ms 동안의 blip, 2 MA에서 플라즈마 전류를 ramp up하기 위한 4 s 동안의 flux swing, 기준선에서 20 s 동안 flat top, 4 s 동안의 plasma current decay, 그리고 다음 shot 동작을 위한 코일이 다시 안정할 때까지 기다리는 시간이다. 반복시간은 base-line mode에서 20 분이다. (up-grade mode에서 1 시간) 설계된 플라즈마 펄스의 횟수는 50,000 번이다.

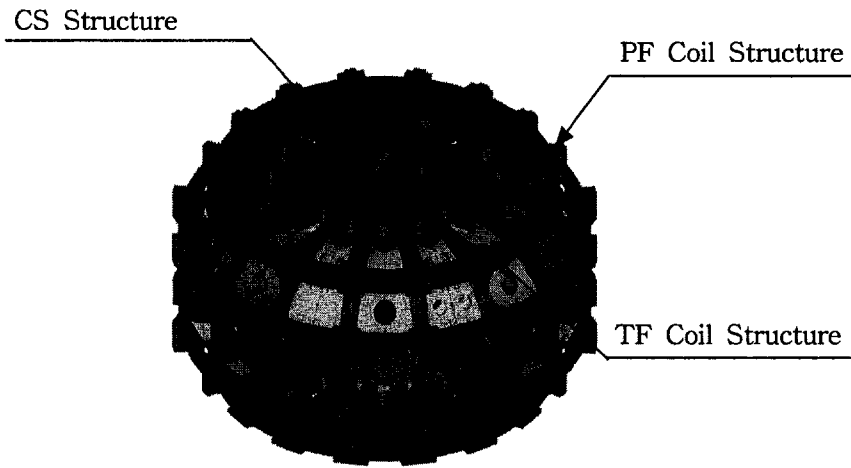
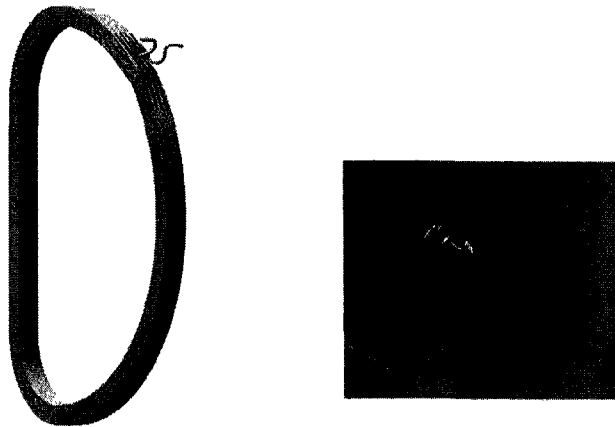
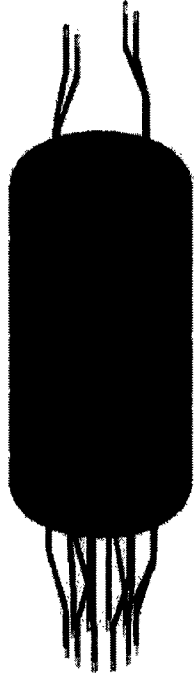


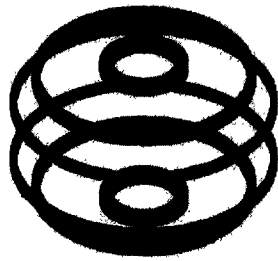
그림 3.3-4 초전도자석 시스템
의 3차원 그림



A. TF 코일과 CICC 사진



B. CS 코일



C. PF 코일

그림 3.3-5 KSTAR 초전도 자석

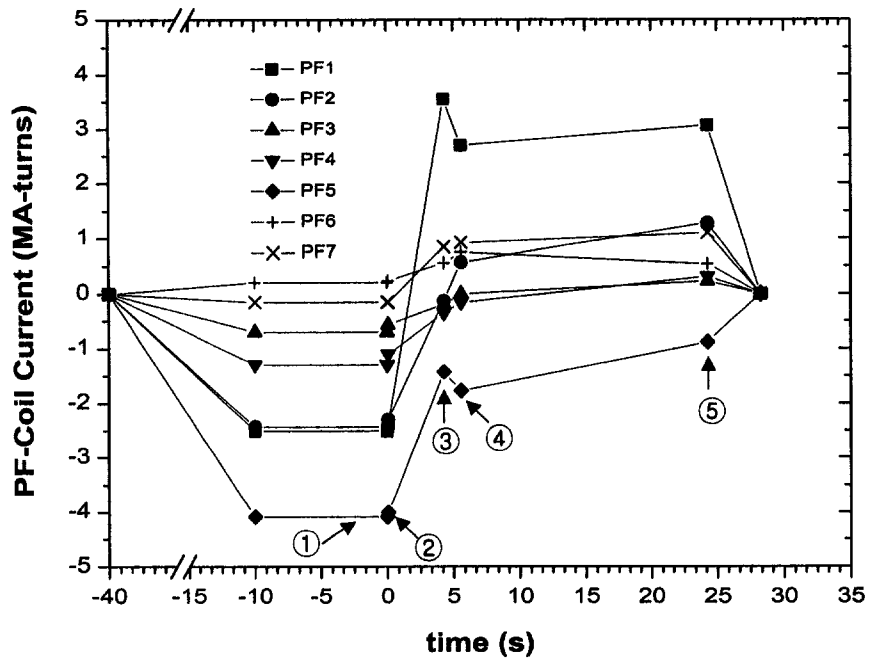


그림 3.3-6 PF Coil Current Configuration of Reference Scenario in Base-line Mode : ① Initial Magnetization (IM), ② blip, ③ Start of Flattop (SOF), ④ Start of Burn (SOB), ⑤ End of Burn (EOB)

표 3.3-6 KSTAR 초전도 자석 시스템의 주요 냉각 변수

| | Unit | Coil | | | | | | | | Structure | | Bus line |
|---------------------------|--------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|---------------------|------|----------|
| | | TF | PF1 | PF2 | PF3 | PF4 | PF5 | PF6 | PF7 | TF&PF | CS | |
| No. of coil | | 16 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | - | - | - |
| Mass | ton | 45.9 | 4.5 | 3.6 | 1.9 | 2.8 | 10.4 | 16.4 | 11.3 | TF:102.4 PF:30.4 | 7.9 | 3.8 |
| Cable length per coil | m | 616 | 650 | 520 | 260 | 390 | 1530 | 2490 | 1678 | - | - | - |
| Pancakes layers | x | 8x7 | 20x9 | 16x9 | 8x9 | 12x9 | 16x14 | 16x8 | 12x6 | - | - | - |
| Radius | m | - | 0.570 | 0.570 | 0.570 | 0.570 | 1.085 | 3.090 | 3.730 | - | - | - |
| Inlet temperature | K | 4.5 | 4.5 | 4.5 | 4.5 | 4.5 | 4.5 | 4.5 | 4.5 | 4.5 | 4.5 | 4.5 |
| Inlet pressure | MPa | 0.5 | 0.45 | 0.45 | 0.45 | 0.45 | 0.5 | 0.5 | 0.5 | 0.32 | 0.32 | 0.45 |
| Outlet pressure | MPa | 0.32 | 0.32 | | | | 0.3 | 0.3 | 0.3 | 0.3 | 0.3 | 0.3 |
| No. of manifold | inlet | 16 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 1 | 1 | 7 |
| | outlet | 1 | 2 | | | | 2 | 2 | 2 | 1 | 1 | 1 |
| No. of channel (per coil) | | 4 | 5 | 4 | 2 | 3 | 8 | 8 | 6 | 480 | 16 | 22 |
| Channel length | m | 154 | 130 | 130 | 130 | 130 | 191 | 311 | 280 | 11 (IS:24) | 15 | 50 |
| Flow rate per channel | g/s | 4.7 | 3.6 | 3.6 | 3.6 | 3.6 | 3.9 | 3.1 | 3.2 | 0.5 (IS:2.3) | 3.1 | 0.48 |

(1) 전자기적 하중 (EM Loads)

(가) 중량

KSTAR 코일과 구조물의 dead weight은 표 3.3-6에 나타내었다. 코일과 구조물의 sub-total 무게는 각각 96.86 톤과 140.7 톤이다. 그리고 자석시스템의 총 무게는 237.56 톤이며 bus-line, in-cryostat helium lines, 그리고 gravity support 기타 인터페이스 구조물들은 포함하지 않았다. Dead weight는 구조적 안정성 측면에서 전자기 하중에 비해 무시할 정도로 작다.

(나) Pre-compression

TF 코일구조물에 인가되는 pre-compression은 큰 변위를 허용 할 수 있는 TF 코일 구조물들 사이의 틈을 줄이기 위해 인가된다. 변위가 허용되면 코일과 구조물에 응력이 발생된다. Pre-compression은 조립 지그를 inner intercoil structure 부에 설치하여 상온에서 TF 시스템의 조립시에 인가될 것이다. Pre-compression은 절연체의 normal 방향의 큰 열수축 때문에 냉각이후에 작아진다. 절연체는 토로이달 방향에서 와류전류를 줄이기 위해 TF 코일 구조물들 사이에 설치된다.

반발력은 이웃한 두 CS코일의 전류 방향이 서로 반대일 때 두 코일 사이에서 발생한다. 최적의 Pre-compression은 반발력에 기인한 CS 코일들의 임의의 자유 수직 운동을 방지하기 위하여 필요하다. 코일절연체와 구조물의 기계적인 안정도는 운전온도뿐만 아니라 상온에서 인가되는 pre-compression을 고려하여야 한다. Pre-compression은 CS 구조물의 inner shell과 outer shell을 약 100 °C까지 가열하여 열팽창한 상태에서 코일을 조립하여 실현한다. CS 구조물의 윗 부분에 있는 썬기 블럭을 이용하여 미세조정을 한다. 코일과 구조물사이의 열수축량 차이 때문에 운전 온도로의 냉각에 의해서도 약간의 pre-compression이 인가된다.

PF 코일들은 CS와 PF 코일들에 의해 발생한 폴로이달 자기장과 함께 PF 코일 전류의 상호작용 때문에 운전중에 반발력이 발생한다. 이 들 반발력에 의한 수직 변위를 억제하기 위해 PF 코일구조물 덮개를 이용하여 pre-compression를 공급한다.

(다) 냉각

초전도자석시스템을 운전온도로 냉각하는 동안에 최고 온도점과 최저 온도점의 온도차이는 열응력을 줄이기 위해 50 K 미만으로 유지시켜야 한다. TF 코일 case

의 평균온도는 코일의 전연체에서 인장응력을 피하기위해 냉각동안에 코일의 온도보다 낮아야 한다. 냉각이후 TF 코일과 구조물 사이의 열수축량 차이 때문에 발생한 잔류 열응력은 무시할 수 없다. (TF 코일의 CICC 자켓의 재질은 Incoloy 908이다.) 한편, 냉각동안에 CS와 PF 코일의 온도는 코일과 구조물에 발생하는 응력을 줄이기 위한 구조물의 온도보다 낮아야한다.

(라) TF 코일 충전

TF 코일이 35.2 kA의 운전 전류로 충전되면 7.2 테슬라의 토로이달 자기장이 생성된다. 토로이달 자기장과 TF 코일전류가 교차하여 TF 코일에 hoop force가 생성되고, 이것을 In-Plane Force (IPF)라 부른다. 통합된 TF코일의 IPF는 강한 centering force이며 이것은 TF 시스템에 인가되는 가장 높은 응력의 원인중 하나이다. TF 코일 구조물 Inboard leg의 썸기모양은 centering force를 견딜 수 있게 설계되었다. 한 개의 D-형 TF 코일에 전류를 인가하면, 응력은 banding radius가 작은 코일의 윗면과 아랫면에서 발생된다.

(마) CS 와 PF 코일 충전

Hoop force, vertical force, launching force,와 lateral force는 CS와 PF 코일에 전류가 인가되었을 때 발생한다. 후프 force에 의한 변위는 구속하기에 너무 크기 때문에 반경 방향으로의 변위는 허용한다. CS와 PF 코일의 반경 방향으로의 변위는 CS 코일들 사이의 미끄럼짐에 의해서, 힌지 타입의 PF코일 구조물의 반경 방향의 유연성에 의해서 허용된다. Pre-compressions을 공급하는 CS와 PF 코일 구조물은 인력과 반발력에 의한 코일의 수직 움직임이 제한한다. 플라즈마 붕괴와 single null mode operations동안에 발생하는 CS stack에 작용하는 launching force는 support lug에 의해 지지된다. Support lug는 TF 코일 구조물에 CS stack을 연결시킨다. CS 코일 사이의 마찰과 PF 코일 구조물의 견고성은 각각 lateral force에 의한 CS와 PF 코일의 측 방향 움직임을 제한한다. OPF는 플로이달 자기장과 TF 코일 전류의 cross product의 결과이다. OPF의 방향은 톨로이드 방향이며, 적도 평면에 대해 상하 비대칭이다. OPF는 TF 자석 시스템 중 outboard leg 및 코일 leads와 헬륨선이 지나가는 joint box에 발생하는 가장 높은 응력의 원인중 하나이다.

(바) 플라즈마 붕괴

플라즈마 붕괴에 의해 자석 시스템에 발생하는 Joule 열은 전자기력보다 시스템의 안정성 측면에서 더 중요하다. 플라즈마 붕괴에 의한 전자기력은 자석 시스템에 작용하는 다른 힘보다 상대적으로 작다. 그러나 그들은 열 차폐장치에 있어서는 중요하다. 열 차폐장치의 지지물은 열 하중을 줄이기 위해 구조적으로 취약하게 설계되었다. 코일과 구조물에 발생하는 Joule 열은 자석의 열적 안정성에 영향을 미친다. 플라즈마 붕괴에 기인한 자기장의 변화는 토로이달 자기장이 가장 강한 TF 코일의 inboard leg에서 가장 높다. Inboard leg의 플라즈마가 면하는 벽의 두께는 다른 것들에 비해 상대적으로 얇아서, 플라즈마 붕괴에 기인한 와전류 밀도가 가장 높다. 이는 가장 높은 자기장과 가장 높은 Joule 열이 같은 장소에서 주입되어 열적으로 불리한 조건임을 의미한다. CS stack의 수직방향 힘은 지진을 제외하고는 플라즈마 붕괴 동안에 최대 값을 가진다.

(사) 신속 방전 (Fast Discharge)

하나 또는 그 이상의 TF 코일들이 TF 코일 켄치 후 전기적 단락 때문에 discharge에 실패한다면 TF 자석 시스템은 강한 비대칭 IPF 때문에 구조적으로 매우 위험하다. 또한, 하나 또는 그 이상의 PF 코일들이 discharge에 실패했을 때, TF 자석 시스템은 강한 비대칭 OPF를 받게 되고, 구조적으로 매우 위험한 상황에 직면하게 된다.

(2) 열부하

저온 측면에서 KSTAR의 정상 운전의 순서는 cool down, idle, TF ramp-up, stand-by, shot, TF ramp-down, vacuum vessel baking, 및 warm up modes로 이루어져 있다. 코일들은 idle mode동안에 충전되어 있지 않으므로, 정상 상태의 열부하인 idle mode의 열부하는 주로 전도와 복사 때문이다. TF ramp-up mode에는 TF 코일에 전류를 인가하며 매우 천천히 전류가 인가되므로 부가의 열부하는 매우 작다. Stand-by mode는 시스템이 다시 안정화 될 플라즈마 shots 사이의 구간으로 정의되며, 이때 시스템에 인가되는 열부하는 정상상태의 그것과 거의 같다. PF 코일이 충전되는 shot mode는 두 개 modes 즉 base-line mode 와 upgrade mode로 나누어 지며, 이것의 지속 시간은 20 min과 1 시간이다. base-line mode에서, plasma pulse length는 20 s 이고 PF 코일의 driven time은 70 s 이다. upgrade에서 pulse length는 300 s 이고 PF driven time은 350 s 이다. 최고의 열부하는 높은

AC losses에 의해 shot mode동안에 발생된다. TF ramp-down 시 열부하는 TF ramp-up 시와 비슷하다. VV와 PFC는 최소 100 °C와 200 °C 까지 baking을 위해 가열되며, 이것은 부가적인 복사 열부하를 발생시킨다.

전도, 대류, 및 복사열은 정상 상태에서의 주요 열 부하이다. 전도 열부하는 gravity support, lateral support, signal wires, grounding wires를 통해 자석 시스템에 전달된다. 전체 자석 시스템을 지지하는 gravity support는 상온에서 저온까지의 열전달의 가교이다. Lateral support는 Inconel718로 만들어 졌고, 플라즈마 붕괴 동안에 발생하는 130 tons의 축 하중을 지지한다. 이것은 TF case와 VV의 port사이에 연결된다. 이것은 8 개의 TF case에 대칭적으로 분포되며, 이들 직경은 0.02 m와 0.03 m의 두 종류이며, 열차폐장치에 thermal anchor되어 있다. 대략 7000 개의 신호 선들은 전압, 온도, 압력, flow rate, strain을 측정하기 위해 cold mass에 부착된다. TF 코일 구조물은 TF 코일 구조물과 cryostat사이에 연결된 16 개 접지 선들을 가지고 있다. 대류 열 부하는 cryostat내부의 잔류 개스를 통해서 자석 시스템에 전달된다. 열부하는 다음과 같이 계산된다.

$$Q = 2.1p a_0 A \Delta T$$

여기서 p는 압력, a_0 는 accommodation 계수, A는 표면적, ΔT 는 온도차이다.

열차폐장치로부터의 복사는 주요 열부하중 하나이다. 복사 열부하는 다음과 같이 계산된다.

$$Q = \sigma \epsilon A (T_h^4 - T_c^4)$$

여기서 σ 는 스테판-볼츠만 상수($\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{K}^4$), ϵ 은 emissivity, A는 표면적, T_h, T_c 는 hot, cold 표면의 유효 온도이다. 복사열은 emissivity의 지식 부족으로 매우 부정확하게 예측되어 진다. VV에 접하는 TF 코일 구조물의 면적은 210 m², Cryostat에 접하는 TF 코일 구조물의 면적은 610 m² 이다.

플라즈마 붕괴와 TF, CS, PF 코일들의 빠른 discharge와 같은 비정상적인 일들이 고려되어야 한다. 플라즈마 붕괴가 shot mode 동안에 발생하기 때문에, 플라즈마 붕괴에 따른 열 부하는 shot mode의 부가적인 것 중에 하나이다. 플라즈마 붕괴에 따른 열부하는 초전도 자석 시스템에서 가장 나쁜 것 중의 하나이며, hot spot은

TF 코일 case의 inboard leg에서 발생된다. 자석 시스템은 CS, PF 또는 TF 코일들의 퀘칭에 의해 수반되는 빠른 discharge동안에 가열된다.

다. 설계조건

초전도 자석구조물의 설계기준은 ITER 자석구조물의 구조설계기준 [Ref. 3.3-6]에 근거하여 설정되었다. 재료의 저온특성을 기준으로 설계기준을 결정하였다. 특히 316 계열의 스테인레스 강은 극저온(4 K)에서의 항복강도가 상온(293 K)보다 약 3배가 증가하나 재료의 취성화 때문에 연신율은 감소한다. 이러한 점을 고려하여 KSTAR 자석구조물의 설계기준은 정적강도와 피로강도에 대하여 수립되었다[Ref. 3.3-7].

(1) 정적강도 설계기준

대부분의 설계기준에 관련된 용어들은 ASME 코드에 근거한다[Ref. 3.3-8]. ASME에서 분류하는 응력들은 1차 응력 (Pm, Pb), 2차 응력(Q), 피크응력(F) 등이다. 또한 최대 전단 응력 기준에 근거한 Tresca 응력(S)은 최대 주응력과 최소 주응력의 차에 의해서 정의된다. 특히 극저온(4 K)에서 재료는 serration이 발생되어 불안정한 응력-변형률 곡선을 보인다. 따라서 ASME 코드에 기준하는 응력한도보다 좀 더 보수적인 값이 탄성해석에 근거하여 아래와 같이 정의된다.

- Primary membrane stress $P_m \leq 1.0 K S_m$
- Primary membrane plus bending stresses $P_m + P_b \leq 1.3 K S_m$
- Primary plus secondary stresses $P_m + P_b + Q \leq 1.5 K S_m$

여기서, S_m 은 운전온도에서의 설계 응력이고, K 는 응력집중계수이다.

설계응력(S_m)은 운전온도에서 측정된 항복강도의 2/3와 인장강도의 1/2 중에 최소값으로 설정되며, 응력집중계수 K 는 표 3.3-7에서와 같이 정의된다.

표 3.3-7 여러 가지 하중 조건에서의 K factor

| Type | Operating Conditions | | Value | Remark |
|------------|----------------------|------------------------|-------|---------------|
| Base Metal | Normal | | 1.0 | |
| | Anticipated | | 1.1 | |
| | Unlikely | | 1.2 | |
| | Extremely unlikely | | 1.3 | |
| Weld Metal | Normal | Plate under 20mm | 1.0 | |
| | | Plate from 20 to 150mm | 0.9 | |
| | | Plate over 150mm | 0.8 | |
| | Anticipated | | 1.0 | All thickness |
| | Unlikely | | 1.2 | All thickness |
| | Extremely unlikely | | 1.3 | All thickness |

(2) 피로강도 설계기준

피로강도 평가기준은 크게 두 가지로 구분할 수 있다. 하나는 응력 대 수명 그래프(Stress-life or S-N curve)를 이용한 평가와 나머지 하나는 선형탄성파괴역학에 근거한 균열성장해석이다[Ref. 3.3-9, 3.3-10, 3.3-11]. KSTAR 초전도 자석구조물의 피로설계 측면에서 우선되는 평가방법은 후자이다. 왜냐하면 저온에서 재료들은 상온보다 취성이 커지며 결함에 의한 균열성장이 예상되기 때문이다. 그러나 구조물의 형상/응력상태가 복잡하거나 볼트(bolts)나 도울(dowels) 또는 전단키(shear keys)와 같은 작은 구성품들과 같이 높은 검사 품질을 요구되는 상황에 대해서는 S-N curve가 사용될 수 있다. 위에서 언급된 두 피로평가방법은 동시에 적용되지는 않는다.

(가) 누적손상(Cumulative Damage)

대부분의 경우에, 한 점은 구조물의 수명시간동안 많은 응력 사이클에 지배된다. 이러한 다양한 사이클의 누적 영향은 선형 손상 관계에 의해 평가되어야 할 것이다. 즉, (Seq)_i의 응력성분에 상응하는 사이클 수가 n_i라고 하고 N_i는 (Seq)_i의 응력 수준에서 피로파손을 일으키는 수명이라 할때, 결국 누적사용계수(cumulative usage factor), U는 아래식처럼 표현될 수 있다.

$$U = \sum_i^m ni / Ni < 1$$

여기서 누적사용계수는 1보다 작아야 피로강도요구조건을 만족시킨다고 말할 수 있다.

(나) LEFM에 근거한 균열성장평가(LEFM Crack Growth Assessment)

이전에서 언급한 바와 같이 선형탄성파괴역학에 근거한 피로균열성장해석은 대부분의 저온구조물의 설계에서 적용될 것이다. 먼저 선형탄성파괴역학에서 중요한 변수(parameter) 중의 하나는 평면-변형률 파괴인성인 응력확대 계수(K_{IC})이다. 이 값을 설계에 사용하기 위해서 적절한 안전여유를 필요로 한다. 따라서 설계응력확대계수(K_m)는 운전조건에 따라 아래와 같이 정의되었다.

- For normal operation $K_m \leq K_{IC}/1.5$
- For anticipated upset operation $K_m \leq K_{IC}/1.2$
- For faulted operation $K_m \leq K_{IC}/1.1$

피로균열성장해석에서 수명에 영향을 주는 중요한 인자 중의 하나는 결함의 치수이다. 일반적으로 가정된 초기균열은 비파괴 검사가 99.9999%의 검출가능성을 갖는 크기로 결정될 수 있다. 실제 부재에 발생하는 결함의 종류는 매우 많다. 측정된 결함들은 피로수명평가에 적용하기 위해서 몇몇 특정한 형상으로 이상화된다. KSTAR 자석구조물의 피로설계에 적용된 결함(또는 균열)은 재료의 중앙에 내재된 타원형 균열(Elliptical embedded crack)과 반타원 표면균열(Semi-elliptical surface crack)이 사용된다. 현재 예측된 균열 크기는 표 3.3-8과 같다.

표 3.3-8 Initial crack size (10 mm ≤ t ≤ 100 mm)

| Crack Type | Embedded Crack at center line | Surface Crack | Remark |
|---------------|-------------------------------|---------------|--|
| Half Depth a | a = 0.4 + 0.01 t | a ≤ 0.5 mm | Thin machined flat plates with welds (winding pack plates, torsion cylinder) |
| Half Length c | c ≤ 5a | c ≤ 5a | |

LEFM에 근거한 피로균열성장에 의한 수명예측은 대부분의 경우 균열성장률, da/dN과 응력확대계수범위, ΔK와의 관계인 Paris' equation[Ref. 3.3-9]이 사용된다.

$$da/dN = C \times (\Delta K)^m$$

여기서, C, m은 시험에 의해 결정되는 재료상수이고, a는 균열길이, N은 사이클,

$$\Delta K = Y \Delta \sigma \sqrt{\pi a},$$

Δσ는 최대주인장 응력 범위, Y는 주어진 균열형상에 대한 응력집중계수이다.

구조물의 피로수명은 평균응력에 크게 영향을 받는다. 고강도 합금을 포함한 몇몇 재료들의 균열성장률은 ΔK에 매우 민감하다. 어떤 경우, 균열성장률은 ΔK가 일정하더라도 평균응력수준에 아주 민감하다. 따라서 응력비(R)에 의한 다양한 경험식들 중 Walker에 의해 제안된 Paris 식의 수정식이 사용된다. 아래 식은 R=0에 상응하는 응력확대계수범위를 나타낸 것이다.

$$\overline{\Delta K} = K_{\max} (1-R)^\gamma$$

여기서 γ는 재료상수이며, $\overline{\Delta K}$ 는 R=0에서의 응력확대계수 범위이다. 따라서 수정된 Paris 식은 아래의 식으로 표현될 수 있다.

$$\frac{da}{dN} = \frac{C_0}{(1-R)^{m_1(1-\gamma)}} (\Delta K)^{m_1}$$

$$\overline{C} = C_0 (1-R)^{-m_1(1-\gamma)}, \quad m = m_1$$

다. TF 코일 구조물

(1) 기능

TF 코일 구조물의 주요기능은 TF 코일을 구조적, 전기적, 열적으로 보호하는 것이다. 초전도 TF 코일은 Nb_3Sn 초전도체를 사용하였다. 이 재료의 임계전류는 strain에 의존하고, TF자석의 절연이 전단응력에 약하기 때문에 TF 코일 구조물은 IPF와 OPF를 견디기 위해서 중요한 역할을 담당해야한다[Ref. 3.3-12]. Cooling line은 TF 자석의 열적 안정성을 확보하기 위해 설계되었다. 각각의 TF 코일 구조물은 토로이달 방향으로 절연된다.

TF 코일 구조물은 CS와 PF 코일 시스템의 중력을 지지한다. CS 코일 시스템은 TF 코일 구조물의 위 끝단에 장착된다. 각각의 PF 코일 구조물 basements는 TF coil case 위에 설치된다. TF 코일 구조물은 진공용기를 둘러싸고 있으며, 진공용기의 ports는 TF 코일 구조물 사이를 통과한다. In-cryostat bus-line support, in-cryostat helium line support, signal line support, working ducts와 같은 모든 in-cryostat components는 TF 코일 구조물위에 부착된다. 모든 magnet 시스템은 gravity support에 의해 지지된다. TF 코일 구조물은 lateral support를 통해 진공용기와 연결된다.

(2) 구성요소

TF 코일 구조물은 TF coil case, intercoil structure, 부가적인 구조물, 즉 PF coil structure basement, joint box, toroidal ring basement등이 있다. TF coil case의 cooling line은 벽 내부에 pad와 함께 부착된다. Intercoil structure의 cooling line은 표면에 부착된다. 16 개 TF 구조물은 이웃하는 구조물사이에 3~6 mm의 절연체를 가지고 볼트에 의해 체결된다. TF 구조물의 3차원 그림을 그림 3.3-7에 나타내었고, 주요치수를 표 3.3-9에 나타내었다.

주재료는 strengthened austenitic stainless steel이다. 높이는 약 4.2 m 이고, 폭은 약 3 m 이다. 위에서 보면 22.5 °의 각을 이루는 부채꼴 모양이다. 부가적인 구조물을 포함한 한 개의 TF 코일 구조물의 무게는 대략 6.4 ton 이다. 최대 벽두께는 inboard leg의 측면부에서 160 mm 이고, 최소는 outboard leg의 내벽에서 32 mm 이다.

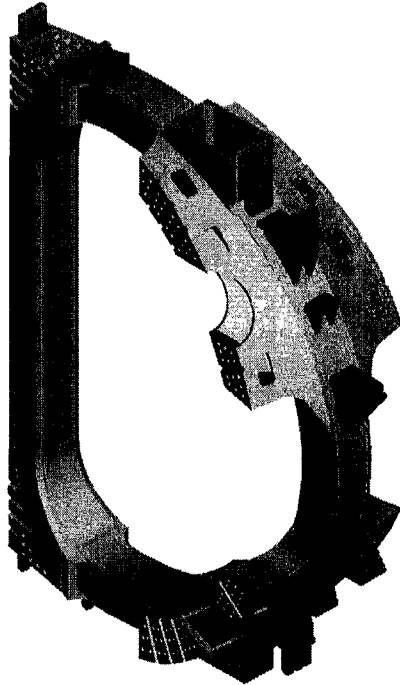


그림 3.3-7 TF 코일 구조물

표 3.3-9 TF 코일 구조물 구성 요소의 특징

| Parts | | Material | Quantity | | Weight (tons) |
|----------------------|----------------------------|----------|----------|--------|----------------|
| | | | Unit | Total | |
| TF Coil Case | | JJ1* | 1 | 16 | 6.4 (102.4) |
| Intercoil Structure | | JJ1* | 1 | 16 | |
| Auxiliary Structures | Joint Box | JJ1* | 1 | 16 | |
| | PF Coil Structure Basement | JJ1* | 6 | 96 | |
| | Gravity Support Basement | JJ1* | 1 | 16 | |
| Cooling Line | | SS316L | SS316L | SS316L | |

(가) TF 코일 case

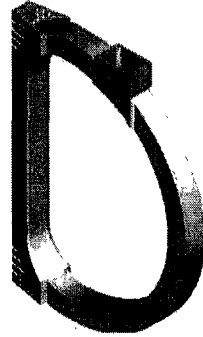
TF 코일은 TF 코일 구조물의 구성요소중 중요한 부분인 TF coil case에 내장된다. TF 코일과 구조물사이의 공간은 구조물로서 역할을 담당하는 에폭시에 의해 채워진다. TF 코일 case는 inboard leg, IIS, outboard leg, cooling line, joint box로 이루어져 있다.

Inboard leg은 각 TF 코일 당 약 15 MN의 centering force를 유지하기 위해 썸기모양으로 설계되었다. 그림 3.3-8은 inboard leg 와 outboard leg의 3-D 그림을 보여준다. Outboard leg은 상하 OIS's와 용접에 의해 연결되어 있다. PF 코일 구조물과 toroidal ring basements는 TF coil case의 바깥 벽에 용접된다. Joint box는 TF coil case의 위쪽 부분에 위치한다.

(나) Intercoil 구조물

그림 3.3-9과 같이 Intercoil 구조물은 IIS와 OIS로 이루어져있다. OIS는 TF coil case에 용접되며, TF 코일 구조물을 견고한 구조물이 되게 한다. Inboard leg의 상·하부에 위치한 IIS's는 4 개의 shear key와 7 개의 conical bolts로 체결되도록 설계되었으며, 이것은 반경 방향의 압축력을 제공하고, OPF를 지지하기 위해서 필요하다. Conical bolts 와 shear keys는 특별히 tape ring과 조정가능한 구성품으로 설계되어있다. 이것은 누적 제작공차를 조절하여 조립할 때 코일의 배치를 조절하기 쉽고 용이하게 하기 위해서 이다. OIS는 굽은 이중벽, 전단 키, 볼트 홀과 연결 판으로 구성되어 있다. 벽은 2-차원으로 굽힌 형상이다. 진공 용기와 접하는 내부와 cryostat과 접하는 외부표면은 열 차폐장치 등으로부터의 복사열 반사를 높이기 위해 잘 연마한다. 연결 판은 TF magnet system 을 조립하고, 중요한 IPF와 OPF를 지지할수 있도록 체결된다.

전기 절연 판은 구조물간의 와전류를 차단하기 위해 TF 코일 구조물간의 접촉면에 삽입된다. Flange face뿐만 아니라, bolts hole, shear key, shear key hole등도 절연되었다.



A. TF 코일 case



B. Inboard Leg

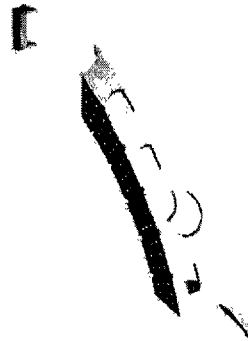


C. Outboard Leg

그림 3.3.-8 TF 코일 case의 형상



A. Inner Intercoil
Structure (IIS)



B. Outer Intercoil
Structure (OIS)

그림 3.3-9 Intercoil Structure의 형상

(다) 구조물 냉각선

TF 코일 구조물의 cooling line은 TF coil case와 intercoil 구조물의 cooling line으로 이루어져 있다. TF coil case의 cooling line은 brazing 기법을 이용하여 홈이 있는 패드에 의해 TF coil case의 내부 표면에 부착된다. 정상상태의 열, 와전류 손실에 기인한 줄 열, 플라즈마 붕괴, nuclear heating과 같은 구조물로부터 코일로의 열전달은 구조물의 cooling line에 의해 감소된다. 그림 3.3-10는 TF coil case의 cooling line을 보여주고 있으며 이것의 재료는 스테인레스 스틸 316L이다. TF coil case의 cooling line의 규격은 내부 직경 3.8 mm, 외부 직경 5 mm, 길이는 약 11 m 이다. 하나의 TF coil case 당 cooling line의 수는 28 개이며, 각각 측면 벽에 6 개, 내·외부 벽에 8 개로 이루어져 있다. TF coil case의 cooling line의 총수는 448 개이다. cooling line의 mass flow rate는 대략 0.502 g/s, TF coil case cooling line의 전체 mass flow rate는 225 g/s 이다[Ref. 3.3-3].

Intercoil 구조물의 cooling line은 진공용기에 접하는 내부 표면, cryostat에 접하는 외부 표면, PF coil 구조물위에 직렬로 부착된다. 그림 3.3-11은 intercoil 구조물의 cooling line을 보여주며, 그것의 재료는 스테인레스 스틸 316L이다. TF case cooling line의 규격은 내부직경 8 mm, 외부직경 10 mm, 길이는 약 24 m 이다. 하나의 intercoil 구조물당 cooling line의 수는 intercoil 구조물의 양 side에 두 개다. 전체 cooling line의 수는 32 개이다. Cooling line당 mass flow rate는 대략 2.34 g/s 이며, intercoil 구조물 cooling line의 전체 mass flow rate는 75 g/s 이다.

구조물 cooling line은 하나의 inlet과 하나의 outlet manifold가 있다. Inlet은 TF 코일 cooling line의 outlet에 직렬로 연결되어 있으며, 이것의 헬륨은 헬륨 설비의 분배 박스 안의 열 교환기를 통과함으로써 재안정화 된다. Cool down 과 warm up 동안, TF 자석 구조물내의 헬륨 흐름은 coil의 온도보다 낮게 구조물의 온도를 유지하기 위해 TF 코일용 헬륨 흐름과 평행하게 한다.

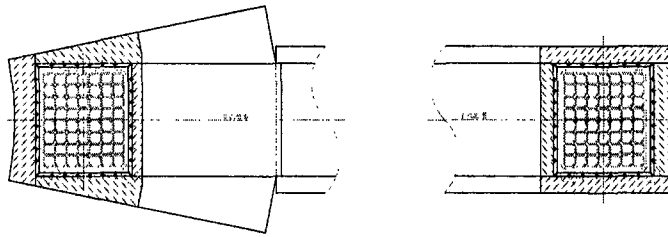
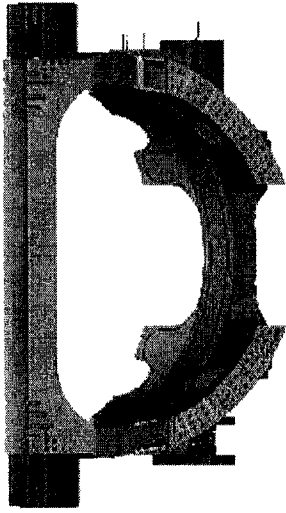
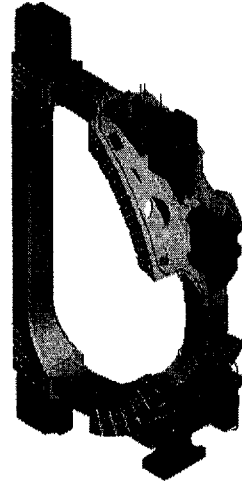


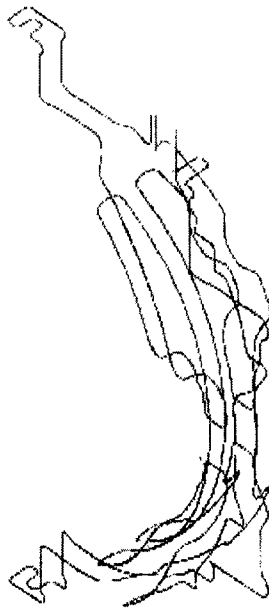
그림 3.3-10 TF 코일 case의 냉각선



A. Inside view



B. Outside view



C. Cooling Line

그림 3.3-11 Intercoil 구조물의 냉각선

(라) 보조 구조물

보조 구조물로는 PF 코일 구조물 basements, joint box, toroidal ring basement 가있다. PF 코일 구조물 basements는 PF 5U 와 5L 코일용으로 TF coil case의 inboard straight legs 위와 아래에 하나건너 하나씩 위치하며, PF 6U, 6L, 7U와 7L 코일용으로 TF case outboard leg의 외부 표면에 하나씩 위치한다. TF 코일 구조물의 상단에 위치하는 joint box는 TF coil lead, TF case cooling line의 inlet과 outlet, TF coil cooling lines, sensor, signal line을 포함한다. Joint box는 TF coil case의 opening zone을 보강하기 위해 두꺼운 판으로 만들어져 있다. 그림 3.3-12에서 그림 3.3-15는 보조 구조물의 형상을 보여준다.

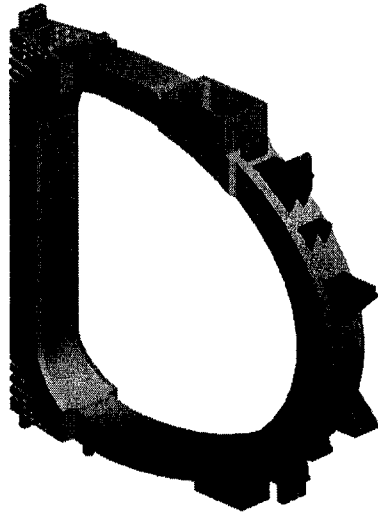


그림 3.3-12 보조 구조물의 형상



그림 3.3-13 PF 코일 구조물 Basement 와
Toroidal Ring Basement

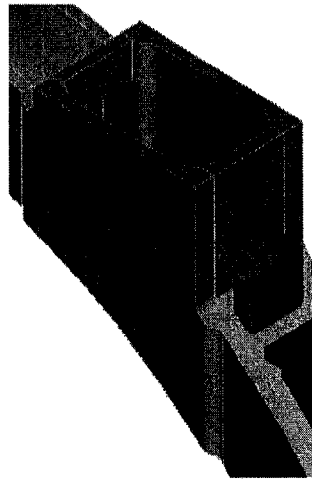


그림 3.3-14 Joint Box

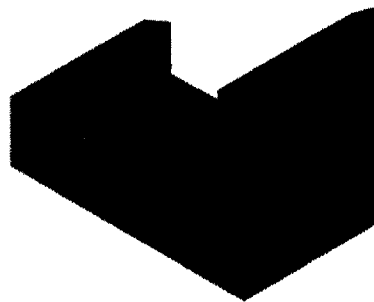


그림 3.3-15 Toroidal Ring Basement

(3) 특성

(가) 구조적 특성

TF 코일 구조물은 열 응력, IPF, OPF 등 여러 종류의 구조적 응력을 가지고 있다. Cool down 후 TF 코일 구조물의 최대 열 응력은 TF 코일과 구조물사이의 서로 다른 열 수축 때문에 발생하며, 그 크기는 약 200 MPa 이다. Cool down 에 기인한 TF 코일 구조물의 최대 변위는 대략 13.2 이고, 이것은 진공용기와 열 차폐장치와의 조립때 고려되어야 한다. 진공용기의 위치는 cool down 후 TF 코일 구조물과 상하 대칭이 되게 조립되어야 한다.

35.2 kA의 TF 코일 전류에 기인한 IPF는 그림 3.3-16에 나타내었다. x-축은 outboard leg의 중간점으로부터 출발해서 TF coil 주변을 따라서 10-cm 떨어진 점을 나타낸다. (107개 점이 있다.) 최대 IPF는 대략 6.5 MN/m이고 최소 IPF는 대략 2 MN/m 로서 각각 inboard leg과 outboard leg에 나타난다[Ref. 3.3-13]. 한 개 TF 코일의 centering force는 대략 15 MN이다. IPF에 기인한 최대 응력을 대략 600 MPa이다. TF 코일 charging을 통한 반복 응력이 있다. 최대 변위는 대략 12.7 mm 이고, 이것은 열 수축 변위를 포함한 누적된 변위이다.

Base-line mode의 reference 시나리오에 기인한 OPF는 그림 3.3-17에 나타내었다[Ref. 3.3-13]. 대략 2.6 MN/m의 최대치 OPF는 IM에 나타난다. 그러나, EOB의 반경방향 축에 대한 토크는 IM의 토크보다 크기 때문에 TF 구조물의 최대 응력은 EOB에 나타난다. 우리는 두가지 타입의 최대 OPF를 반경방향과 수직방향의 축에 대한 최대 토크로서 정의한다. 이것은 모든 225 개의 개발된 시나리오에 대해 모두 계산되었다. 그림 3.3-17에 나타나 있는 것처럼 SOF, SOB, EOB에서 OPF, 반경방향 축에서의 최대 토크, 수직축에서의 최대 토크는 비슷한 현상을 보이고 있다. OPF에 기인한 최대 응력은 대략 630 MPa이며, 이는 반복 응력이다. 최대 변위는 대략 14.3 mm이고 이것은 누적 변위이다.

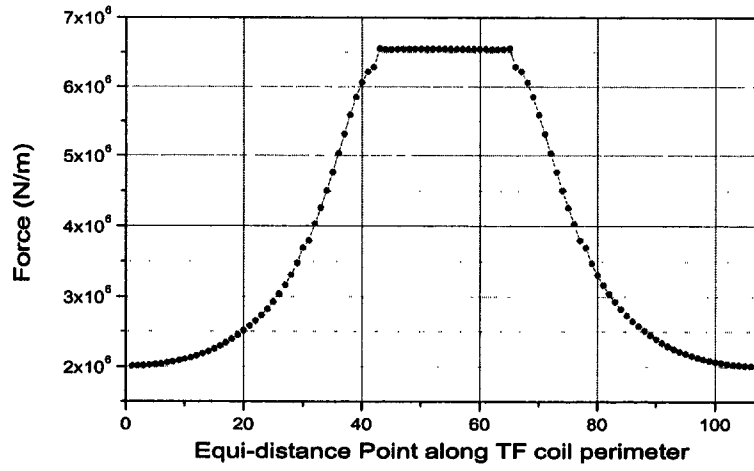


그림 3.3-16 35.2 kA의 전류에 의한 TF 코일의 IPF 분포

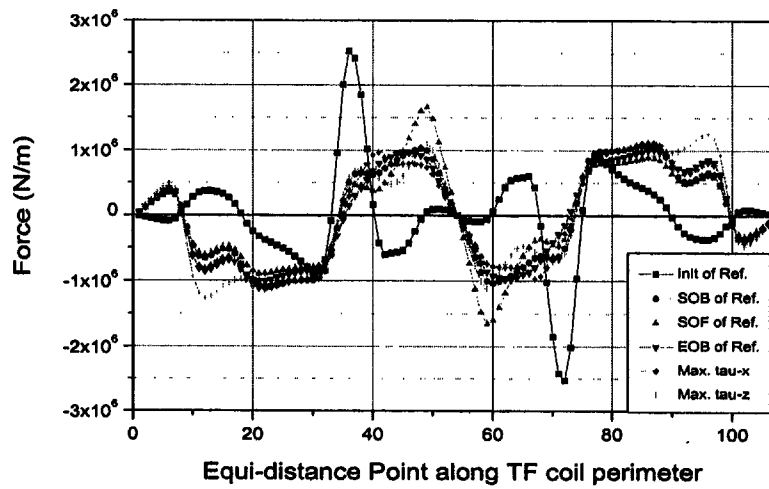


그림 3.3-17 Reference 시나리오와 최대 토크 시나리오에 의한 TF 코일의 OPF 분포

(나) 열적 특성

Base-line mode의 20 min, upgrade mode의 1 시간에 대해 시간평균한 TF 코일 구조물의 열부하는 다음과 같다[Ref. 3.3-14].

- Idle and stand-by modes : 210 W.
- TF ramp up mode : 250 W
- TF ramp down mode : 270 W
- Shot mode in base line : 546 W
- Shot mode in upgrade : 610 W
- Baking : 300 W

이들 열부하는 TF coil case, intercoil 구조물, PF 코일 구조물, gravity support 에 인가된다. 그림 3.3-18은 플라즈마 수직 붕괴에 기인한 TF 코일 구조물의 온도 분포를 보여준다. 그림 3.3-19에서 보듯이 하나의 TF 코일 구조물에 누적된 에너지는 대략 20 kJ이다[Ref. 3.3-15]. 반경방향과 수직방향 플라즈마 붕괴에 기인한 TF 코일 구조물의 최대 온도는 대략 11 K, 23 K 이다. 가열된 영역은 inboard leg의 플라즈마와 접하는 벽면에 집중되며, 여기에서 토로이달 자기장이 가장 세다. SPARK code에서 얻은 계산결과를 표 3.3-10에 나타내었다. 모델은 플라즈마 대향 부품, 진공용기, 및 TF 코일 구조물을 포함한다. 코일이 모델에 포함되어 있지 않기 때문에 코일의 screening 효과는 고려되지 않았다. 그러므로 계산된 결과는 실제의 값보다 더 크다는 것을 의미한다. 플라즈마 붕괴에 의한 열부하는 TF 코일의 열적 안정성에 가장 위험한 부하중 하나이다.

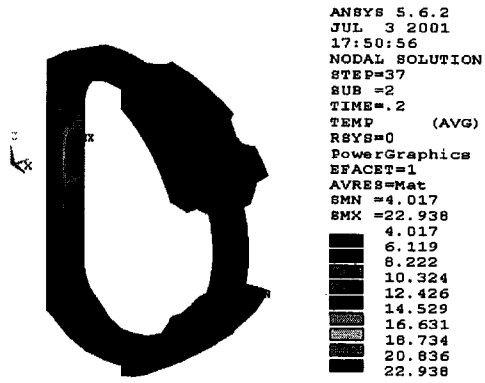


그림 3.3-18 플라즈마 수직붕괴에 의한 TF 코일 구조물의 온도 분포

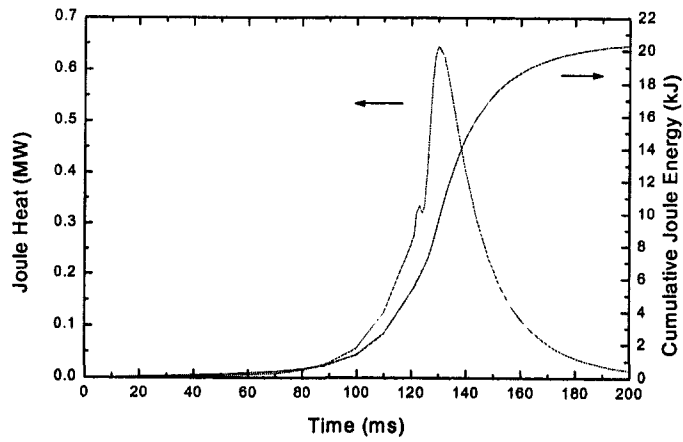


그림 3.3-19 플라즈마 수직붕괴에 의해 TF 코일 구조물에 인가되는 일률과 에너지

표 3.3-10 플라즈마 붕괴에 의한 TF 코일 구조물의 Joule 열

| Plasma Disruption | Radial | Vertical |
|------------------------------|--------|----------|
| Max. Temperature (K) | 11 | 23 |
| Max. Joule Heat (kW) | 455 | 646 |
| Cumulative Joule Energy (kJ) | 10.85 | 20.32 |

(4) 구조해석

(가) 개요

TF 코일 구조물은 KSTAR 자석시스템의 중요한 구조물 중의 하나로써 전체 16개로 구성된다. TF 코일만이 통전될 때, 약 15 MN의 매우 큰 면내 힘이 발생되며, 정상운전동안 PF 코일에 의한 자기장은 TF 코일에 OPF을 발생시켜 토로이달 방향의 변형을 일으킨다.

(나) 해석모델

TF 코일 시스템의 전체적인 거동을 해석하기 위해 3-차원 유한요소모델을 개발하였다. 그림 3.3-20은 1/16 TF 코일 구조물의 유한요소모델을 나타낸 것이다. 모델은 코일 와인딩 팩(winding pack), 절연재, 충전재, TF coil case, intercoil 구조물, joint box, 및 toroidal ring을 포함한다.

유한요소모델 및 해석은 상용 유한요소코인 ANSYS Ver. 5.6[Ref. 3.3-16]이 사용되었으며 요소는 X, Y, Z 방향의 변위 자유도를 갖는 SOLID45가 사용되었다. 해석에 사용된 요소와 node 수는 각각 70672, 53026개이다.

해석에 사용된 재료의 물성은 표 3.3-11에 나타났다. 특히, 코일 와인딩 팩은 코일의 상세한 부분까지 모델링하는데 제한을 갖기 때문에 별도의 코일 등가물성이 계산되었다[Ref. 3.3-17]. 코일과 절연재는 직교이방성 재료 특성 때문에 요소좌표계가 할당되었다. 이때 X는 반경방향이고 Y는 플로이달방향, Z는 토로이달 방향이다. 절연재의 경우 X가 두께방향을 나타낸다.

표 3.3-11 재료의 저온 (4 K) 물성

| Properties | | Winding Pack | Ground Insulation | Filler | Structure |
|------------------------------------|------------|--------------|-------------------|--------|-----------|
| Young's Modulus (MPa) | E_x | 21671 | 12000 | 19000 | 186000 |
| | E_y | 62511 | 20000 | 19000 | 186000 |
| | E_z | 21579 | 20000 | 19000 | 186000 |
| Shear Modulus (MPa) | G_{xy} | 12766 | 6000 | 7143 | 72656 |
| | G_{yz} | 12766 | 6000 | 7143 | 72656 |
| | G_{xz} | 2098 | 6000 | 7143 | 72656 |
| Poisson's Ratio | ν_{xy} | 0.0981 | 0.198 | 0.33 | 0.28 |
| | ν_{yz} | 0.2826 | 0.170 | 0.33 | 0.28 |
| | ν_{xz} | 0.3013 | 0.198 | 0.33 | 0.28 |
| Thermal Contraction 293K to 4K (%) | α_x | -0.2319 | -0.70 | -0.43 | -0.286 |
| | α_y | -0.1768 | -0.25 | -0.43 | -0.286 |
| | α_z | -0.2334 | -0.25 | -0.43 | -0.286 |
| Mass Density (kg/m^3) | ρ | 5897 | 1180 | 1180 | 8000 |

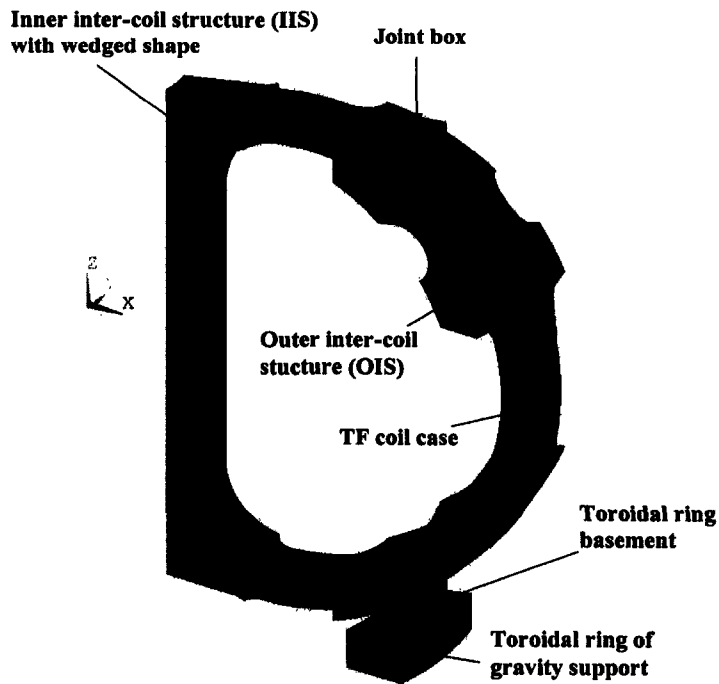


그림 3.3-20 TF 코일 구조물의 유한요소 모델

(다) 하중 및 경계조건

TF 코일과 구조물에 작용하는 주요 하중은 시스템의 자중, 조립하중, 냉각에 의한 열하중, 운전시 발생하는 전자기력 등 전체 8개의 하중 단계가 사용된다. 이 전자기력은 KBSI에서 MAFLO 코드로 계산된 것이며 구조해석모델의 플로이달 방향으로 분포된다. 또한 표 3.3-12은 TF 코일과 PF 코일에 적용한 하중을 나타낸 것이다.

유한 요소 모델은 +/- 11.25에서 주기적인 대칭 경계조건이 적용되었다. 다른 TF 코일 구조물과의 접촉면은 미끄럼 조건을 위해서 단지 토로이달 방향만이 커플링 되며 선형해석으로부터 접촉문제를 풀기 위해서 연결구조물의 인장응력이 작용하는 절점들은 커플링이 제거된다. Gravity support는 토로이달 방향과 수직방향만 구속된다. 표 3.3-13 는 PF 코일에 작용하는 전자기력을 나타낸 것이다.

표 3.3-12 TF global 해석의 하중 조건

| L.C. No. | State | Dead Load | Cool Down | Electromagnetic Loads | | | | Remark |
|----------|-------|-----------|-----------|-----------------------|-----|----------|--------|--------|
| | | | | TF | | PF | | |
| | | | | IP | OOP | Vertical | Radial | |
| 1 | AS | ○ | × | × | × | × | × | |
| 2 | CD | ○ | ○ | × | × | × | × | |
| 3 | TFon | ○ | ○ | ○ | × | × | × | |
| 4 | IM | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ | × | |
| 5 | SOF | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ | × | |
| 6 | SOB | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ | × | |
| 7 | EOB | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ | × | |
| 8 | MOF | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ | × | |

표 3.3-13 PF 코일에 인가되는 전자기력

| PF Coils | Electromagnetic Forces [N] | | | | |
|----------|----------------------------|------------|------------|------------|----------------------|
| | IM | SOF | SOB | EOB | MOF |
| PF5U/L | -4,840,959 | 13,105 | 277,924 | 427,727 | 352,610/-475,570 |
| PF6U/L | 448,793 | -1,404,549 | -2,170,505 | -1,954,834 | -593,500/615,820 |
| PF7U/L | -327,702 | -13,461 | 140,145 | -664,882 | -2,890,100/2,704,100 |

(라) 결과

표 3.3-14, 3.3-15 와 그림 3.3-21은 TF 코일 구조물의 주변(A-K)을 따라 몇몇 특정부위에 대한 변위결과를 나타낸 것이다. 자중에 의한 변위는 무시할 만하다. 자석구조물이 293 K에서 4 K로 냉각되었을 때, 구조물은 중심을 향하며 반경방향으로 G점에서 약 1.6 mm, A점에서는 최대 10.8 mm 까지 수축된다. TF 코일이 통전되었을 때, 코일 와인딩 팩은 원형으로 팽창되려고 하며, PF 코일까지 통전되면 면외변위까지 발생되어 복잡한 변형상태를 나타낸다. 그림 3.3-22 는 EOB에서의 변위상태를 나타내며, 그림 3.3-23 는 TF 코일 주변을 따라 변화하는 면외변위를 나타낸 것이다.

- A : Equatorial plane of outboard leg
- B : End of upper OIS
- C : End of joint box
- D : Start of joint box
- E : Start of upper OIS
- F : Top of straight inboard leg
- G : Equatorial plane of inboard leg
- H : Bottom of straight inboard leg
- I : End of lower OIS
- J : Toroidal ring
- K : Start of lower OIS

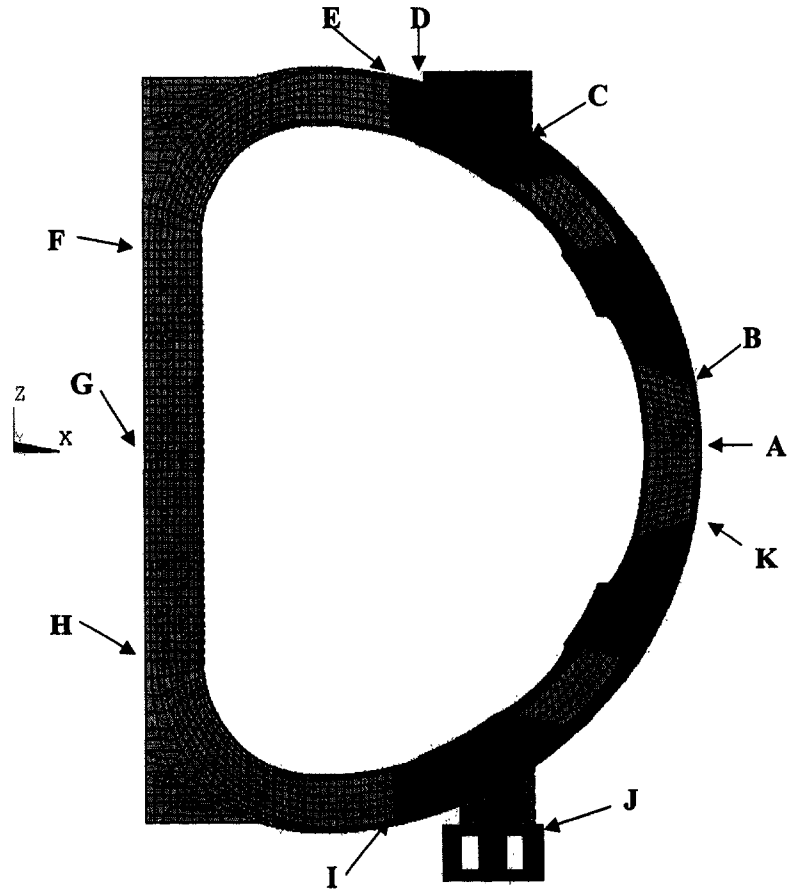


그림 3.3-21 TF 코일 구조물 둘레의 해석점 분포

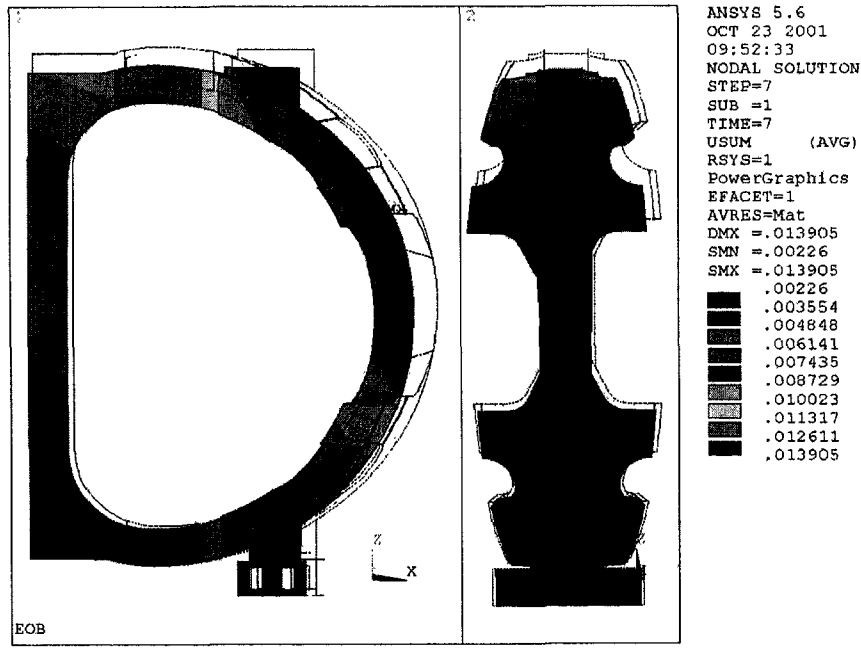


그림 3.3-22 LC7(EOB)에 의한 TF 코일 구조물의 변위

Out-Of-Plane Displacement of TF Coil Structure

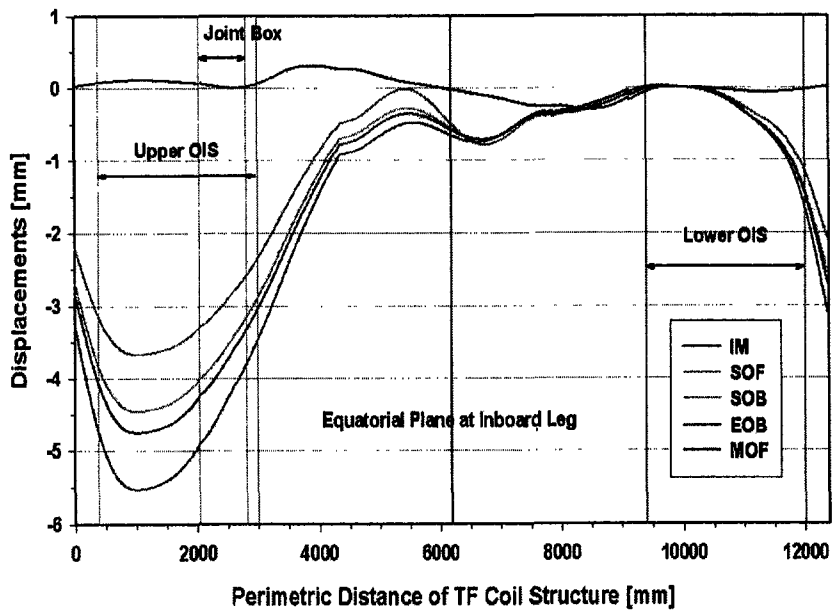


그림 3.3-23 IM, SOF, SOB, EOB, 및 MOF에 의한 TF 코일 구조물의 면의 변위

표 3.3-14 해석점의 변위

| Points | Global Displacement [mm] | | | | | | | | | | | |
|-------------|--------------------------|-----|------|---------|-----|-------|------------|-----|------|----------|------|------|
| | LC1 (AS) | | | LC (CD) | | | LC3 (TFon) | | | LC4 (IM) | | |
| | Ux | Uy | Uz | Ux | Uy | Uz | Ux | Uy | Uz | Ux | Uy | Uz |
| A | 0.0 | 0.0 | 0.0 | -10.8 | 0.0 | -6.2 | -11.3 | 0.0 | -5.0 | -11.3 | 0.0 | -5.0 |
| B | 0.0 | 0.0 | 0.0 | -10.7 | 0.0 | -7.2 | -11.1 | 0.0 | -5.9 | -11.1 | 0.1 | -5.9 |
| C | 0.0 | 0.0 | -0.1 | -7.8 | 0.0 | -10.5 | -7.2 | 0.0 | -8.0 | -7.2 | 0.1 | -8.0 |
| D | 0.0 | 0.0 | -0.1 | -6.3 | 0.0 | -11.0 | -6.1 | 0.0 | -8.1 | -6.1 | 0.0 | -8.2 |
| E | 0.0 | 0.0 | -0.1 | -5.8 | 0.0 | -11.2 | -5.7 | 0.0 | -8.5 | -5.7 | 0.0 | -8.6 |
| F | 0.0 | 0.0 | -0.1 | -1.8 | 0.0 | -9.2 | -2.4 | 0.0 | -7.2 | -2.4 | 0.2 | -7.3 |
| G | 0.0 | 0.0 | -0.1 | -1.6 | 0.0 | -6.1 | -2.8 | 0.0 | -4.8 | -2.8 | 0.0 | -4.8 |
| H | 0.0 | 0.0 | -0.1 | -1.9 | 0.0 | -2.8 | -2.4 | 0.0 | -2.2 | -2.4 | -0.2 | -2.1 |
| I | 0.0 | 0.0 | 0.0 | -5.9 | 0.0 | -1.0 | -5.8 | 0.0 | -1.1 | -5.8 | 0.0 | -1.0 |
| J | 0.0 | 0.0 | 0.0 | -8.1 | 0.0 | -0.9 | -8.0 | 0.0 | -0.9 | -8.0 | 0.0 | -0.9 |
| K | 0.0 | 0.0 | 0.0 | -10.6 | 0.0 | -5.2 | -11.1 | 0.0 | -4.1 | -11.0 | 0.0 | -4.2 |
| Max. Displ. | 0.0 | 0.0 | -0.1 | -10.8 | 0.0 | -11.7 | -11.4 | 0.0 | -9.7 | -11.4 | 0.4 | -9.8 |

표 3.3-15 해석점의 변위

| Points | Global Displacement [mm] | | | | | | | | | | | |
|------------|--------------------------|------|------|-----------|------|------|-----------|------|------|-----------|------|------|
| | LC5 (SOF) | | | LC6 (SOB) | | | LC7 (EOB) | | | LC8 (MOF) | | |
| | Ux | Uy | Uz | Ux | Uy | Uz | Ux | Uy | Uz | Ux | Uy | Uz |
| A | -11.2 | -2.2 | -5.1 | -11.2 | -2.7 | -5.1 | -11.2 | -2.8 | -5.1 | -11.3 | -3.3 | -5.1 |
| B | -11.1 | -3.1 | -5.9 | -11.1 | -3.8 | -6.0 | -11.1 | -4.0 | -6.0 | -11.1 | -4.7 | -5.9 |
| C | -7.2 | -3.3 | -8.1 | -7.2 | -4.0 | -8.1 | -7.2 | -4.3 | -8.1 | -7.2 | -4.9 | -8.1 |
| D | -6.1 | -2.7 | -8.2 | -6.1 | -3.3 | -8.3 | -6.1 | -3.4 | -8.2 | -6.1 | -4.0 | -8.2 |
| E | -5.7 | -2.5 | -8.5 | -5.7 | -3.0 | -8.6 | -5.7 | -3.2 | -8.6 | -5.7 | -3.6 | -8.5 |
| F | -2.4 | -0.2 | -7.3 | -2.4 | -0.5 | -7.3 | -2.4 | -0.6 | -7.3 | -2.4 | -0.7 | -7.3 |
| G | -2.8 | -0.4 | -4.9 | -2.8 | -0.5 | -4.9 | -2.8 | -0.5 | -4.9 | -2.8 | -0.6 | -4.9 |
| H | -2.4 | -0.5 | -2.2 | -2.4 | -0.5 | -2.2 | -2.4 | -0.5 | -2.2 | -2.4 | -0.5 | -2.2 |
| I | -5.8 | 0.0 | -1.1 | -5.8 | 0.0 | -1.1 | -5.8 | 0.0 | -1.1 | -5.8 | 0.0 | -1.1 |
| J | -8.0 | 0.0 | -0.9 | -8.0 | 0.0 | -0.9 | -8.0 | 0.0 | -0.9 | -8.0 | 0.0 | -0.9 |
| K | -11.1 | -1.2 | -4.2 | -11.0 | -1.5 | -4.2 | -11.0 | -1.6 | -4.2 | -11.1 | -1.8 | -4.2 |
| Max. Disp. | -11.4 | -3.7 | -9.7 | -11.3 | -4.5 | -9.8 | -11.3 | -4.8 | -9.7 | -11.4 | -5.6 | -9.8 |

TF coil case의 최소 및 최대 응력을 각 성분별로 표 3.3-16 에 나타냈다. TF 코일과 case 사이에 적용된 두 가지 경계조건(미끄럼, 완전접착) 중 미끄럼 조건이 모든 경우에 대하여 보수적인 결과를 준다. 최대 응력은 MOF에서 약 631 MPa로 조인트 박스에서 발생하며 허용응력은 2차 응력성분까지 고려할 때, 약 1059 MPa로 약 1.4의 안전여유를 갖는다. 이런 결과는 조인트 박스가 코일 케이스가 없는 공개된 상태이기 때문에 면내 및 면외하중에 대하여 비교적 적은 강성을 갖기 때문이다. 그림 3.3-24 는 MOF에서의 응력분포를 보여준다.

표 3.3-16 TF coil case의 응력

| L.C. | Sx [MPa] | | Sy [MPa] | | Sz [MPa] | | S.I. [MPa] |
|------|-----------|---------|----------|---------|-----------|---------|------------|
| | Min. | Max. | Min. | Max. | Min. | Max. | |
| CD | -97/-38 | 87/62 | -48/-20 | 97/85 | -81/-56 | 97/71 | 224/107 |
| TFon | -310/-90 | 231/64 | -137/-55 | 278/246 | -262/-188 | 259/108 | 595/289 |
| IM | -319/-92 | 233/67 | -141/-60 | 283/260 | -264/-187 | 263/110 | 605/286 |
| SOF | -313/-102 | 232/104 | -136/-89 | 304/291 | -262/-188 | 256/122 | 624/324 |
| SOB | -313/-100 | 231/102 | -136/-88 | 323/309 | -262/-188 | 254/125 | 628/313 |
| EOB | -311/-93 | 231/95 | -137/-82 | 333/318 | -262/-188 | 254/125 | 628/323 |
| MOF | -312/-92 | 233/94 | -139/-85 | 360/344 | -264/-188 | 258/127 | 631/349 |

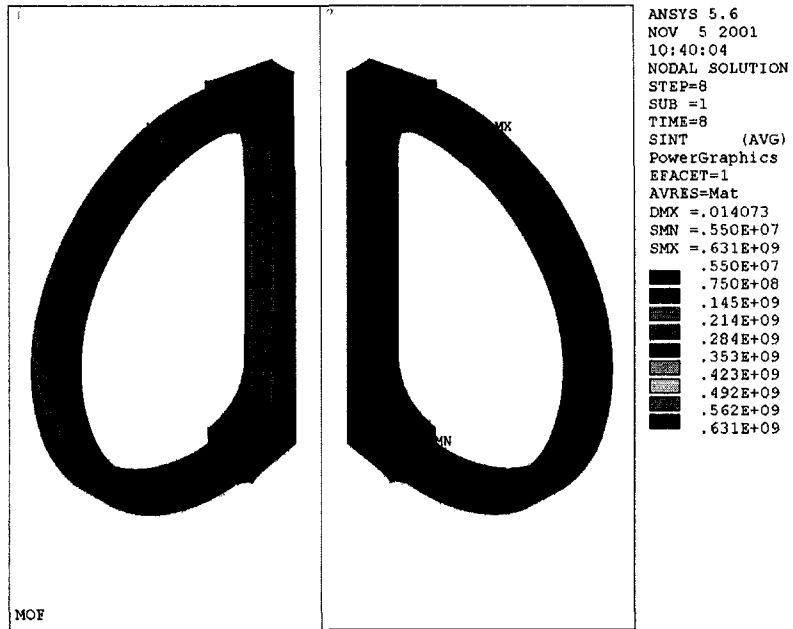


그림 3.3-24 MOF에서의 TF coil case의 응력

자석구조물의 피로강도 평가는 joint box, intercoil 구조물, TF coil case와 같이 비교적 높은 응력이 작용하는 위치에서 수행된다. 그림 3.3-25 와 같이 관심부분은 주응력이 최대인 곳과 주응력 범위가 최대인 부분이다. 표 3.3-17 은 잔류응력 (50 MPa, 200 MPa)을 고려한 각 응력집중부에서의 피로수명을 나타낸 것이다. 최대 응력범위는 200 MPa의 잔류응력을 고려할 경우, IIS에서 333 MPa이며, 이 때의 피로수명은 약 273,000 사이클이다. 이것은 구조물의 설계수명(100,000)에 비해 2.7배 이상의 안전여유를 갖는다. 이 위치를 제외한 모든 절점에서는 이보다 훨씬 더 큰 피로수명을 보였다. 또한 동일한 조건에서 설계수명 동안 최대 초기균열 사이즈를 계산하였으며, 그 결과를 표 3.3-18 에 나타냈다. 반타원 표면균열을 가정할 경우, 균열의 최대 면적은 약 11.3 mm^2 이므로 구조물 제작 시 이보다 큰 결함은 발생되지 말아야 할 것이다.

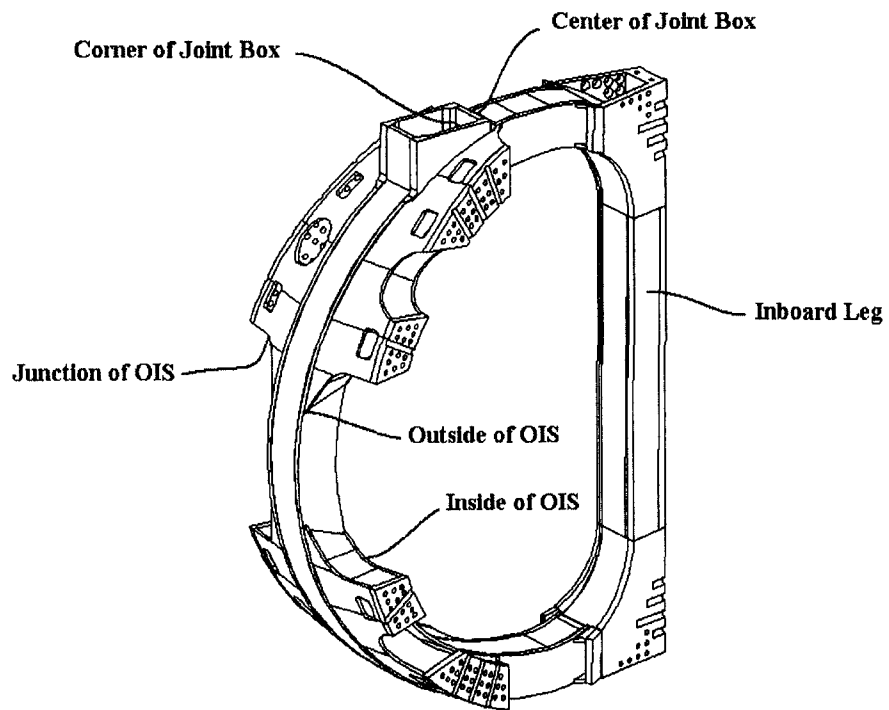


그림 3.3-25 피로해석 수행 point

표 3.3-17 잔류응력에 따른 피로해석

| Load Cycle | Location | Junction of OIS | Outside OIS | Inside OIS | Junction of OIS | Outside OIS | Inside OIS |
|------------------------|-----------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| | Node | 23020 | 29302 | 29150 | 23020 | 29302 | 29150 |
| | Residual Stress | 50 MPa | | | 200 MPa | | |
| TF ON | Smax | 457.0 | 409.3 | 428.6 | 607.0 | 559.3 | 578.6 |
| | Smin | 136.2 | 75.6 | 90.5 | 286.2 | 225.6 | 240.5 |
| | ΔS | 320.8 | 333.7 | 338.0 | 320.8 | 333.7 | 338.0 |
| | R | 0.298 | 0.185 | 0.211 | 0.471 | 0.403 | 0.416 |
| Pulse Operation (SHOT) | Smax | 457.0 | 409.3 | 428.6 | 607.0 | 559.3 | 578.6 |
| | Smin | 269.6 | 97.8 | 142.6 | 419.6 | 247.8 | 292.6 |
| | ΔS | 187.4 | 311.5 | 286.0 | 187.4 | 311.5 | 286.0 |
| | R | 0.590 | 0.239 | 0.333 | 0.691 | 0.443 | 0.506 |
| Fatigue Life | Surface Crack | 1.26×10^6 | 4.02×10^6 | 4.73×10^6 | 8.82×10^6 | 2.72×10^6 | 3.24×10^6 |
| | Embedded Crack | 1.93×10^6 | 6.16×10^6 | 7.25×10^6 | 1.36×10^6 | 4.17×10^6 | 4.98×10^6 |

표 3.3-18 최대 허용 initial crack

| Crack Type | Half Crack Depth, a [mm] | Half Crack Length, c [mm] | Area of Crack [mm ²] |
|-------------------------------|--------------------------|---------------------------|----------------------------------|
| Elliptical Embedded Crack | 1.6 | 8.0 | 40.2 |
| Semi-elliptical Surface Crack | 1.2 | 6.0 | 11.3 |

마. CS 코일 구조물

(1) 기능

CS 구조물의 주요기능은 축방향 pre-compression을 CS 코일에 인가하고, CS 코일 사이의 반발력에 대항할 수 있는 구조적 강도 가지는 것이다. KSTAR 운전 시나리오에서 CS 코일의 전류는 플라즈마 모양 제어에 따라 서로 다르며, 모든 시나리오를 고려한 CS 구조물이 설계되어야 한다[Ref. 3.3-5]. 요구되는 pre-compression의 대부분은 코일과 가열된 shell사이의 온도 차이와 썸기 미세 조정에 의해 인가된다. 나머지는 cool down 에 의해 shell과 CS 코일 사이의 열수축 차이에 의해 인가된다. CS 구조물은 수직력과 플라즈마 붕괴에 따른 lateral forces, 및 지진을 견뎌야한다. 부가적인 구성 부분들은 CS 코일의 상대적인 축방향 움직임을 막기 위해 고려중이다.

(2) 구성요소

CS 구조물은 support lug, flexible joints, 상·하 block, 썸기, 상·하 bearing plate, 내·외부 shells, 및 stoppers 등으로 구성되어 있다. 주 재료는 strengthened austenitic stainless steel이며 각 부재에 대한 사용재료규격을 표 3.3-19에 나타냈다. 그림 3.3-26은 CS 코일과 구조물을 나타낸다. CS 구조물이 가장 높은 poloidal field 와 field variation region에 위치하기 때문에 모든 성분들은 octant에 의해 분할되며 와전류를 줄이기 위해 서로 절연된다. CS 코일 시스템은 TF 코일 구조물의 위쪽 끝에 장착된다. CS 코일 시스템은 cool down 후 나란히 정렬하기 위해 수직방향으로 편향해서 설치된다.

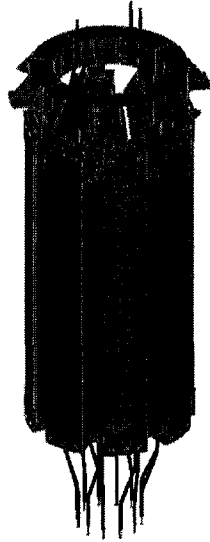


그림 3.3-26 CS 시스템

표 3.3-19 CS 구조물 요약

| Parts | | Material | Q'ty (sets) | Dimension (mm) | Weight (tons) |
|----------------|--------|----------|----------------|-------------------------|------------------|
| Toroidal Ring | | JJ1* | 1 | ID940 x OD1700 x H300 | 7.9 |
| Flexible Joint | | JJ1* | 8 | t20/5 x W180 x H250 | |
| Wedge | Upper | JJ1* | 8 | ID920 x OD1350 x H63/84 | |
| | Lower | JJ1* | 8 | ID811 x OD1371 x H25/50 | |
| Block | Top | JJ1* | 8 | ID710 x OD1432 x H375 | |
| | Bottom | JJ1* | 8 | ID710 x OD1432 x H265 | |
| Shell | Inner | JJ1* | 8 | ID710 x OD780 x H2830 | |
| | Outer | JJ1* | 8 | ID1372 x OD1418 x H2830 | |

(가) Support Lug

빔 모양이며 절연으로 분할된 support lug는 CS 코일의 전자기력과 중력을 TF 코일 구조물에 전달한다. 그것은 CS 코일 시스템의 토로이달 방향으로의 강건성을 제공하기 위해 볼트에 의해 토로이달 방향으로 연결되어 있다[그림 3.3-27].

(나) Flexible Joint

Flexible joint는 TF 코일 시스템의 IPF와 cool down에 의한 TF 코일 구조물과 CS 구조물 사이의 상대적 반경 방향의 변위 및 CS 코일의 hoop force에 의한 변위를 흡수하기 위한 것이다[그림 3.3-28].

(다) 상하 Block

상·하 block은 CS 코일에 pre-compression을 인가하는 내·외부 shells과 연결된다. Block 과 shell은 강한 연결을 위해 요철 모양으로 설계되었다[그림 3.3-29].

(라) Wedge

썩기는 상온에서의 pre-compression을 조종하기 위한 것이다. 세 개의 screw holes을 가지는 위쪽 썩기는 내부 shells에 의해 지지되는 볼트를 통해 당겨지게 된다[그림 3.3-30].

(마) 내외부 Shell

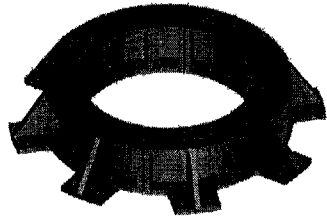
Shell 은 토로이달 방향으로 둥근 모양을 가진다. 내부 shell은 CS 코일의 내부에 수직방향으로 위치하며, 이것은 CS coil lead, CS 코일의 cooling tube, 및 그들을 지지하는 것들과 인터페이스 되어있다[그림 3.3-31].

(바) 상하 Bearing Plates

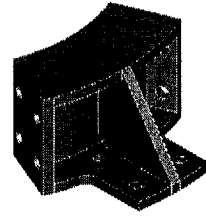
Support lug와 같이 볼트에 의해 토로이달 방향으로 체결된 베어링 플레이트는 CS 코일 시스템의 토로이달 방향으로의 강건성을 제공한다. 이들은 CS 코일 위·아래에 위치한다[그림 3.3-32].

(사) Stopper

Stopper는 CS 구조물을 중심에 오도록 하기 위해 아래쪽 blocks에 부착된 조정 가능한 스프링 형태의 구성품이다. 이것은 축 방향 힘에 기인한 CS 코일 시스템의 축 방향 움직임을 제한하기 위한 것이다[그림 3.3-33].



A. Assembly



B. Sector

그림 3.3-27 Support Lug의 형상

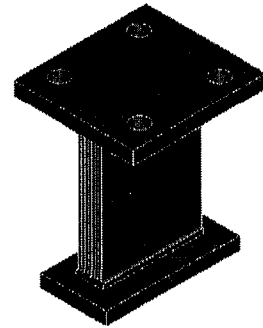
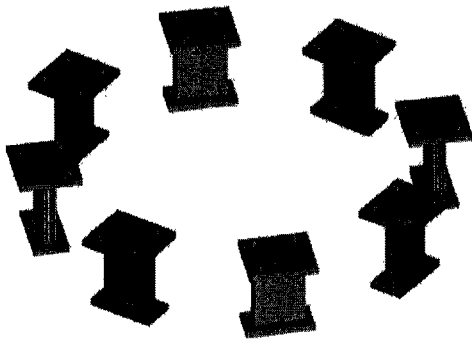


그림 3.3-28 Flexible Joint의 형상

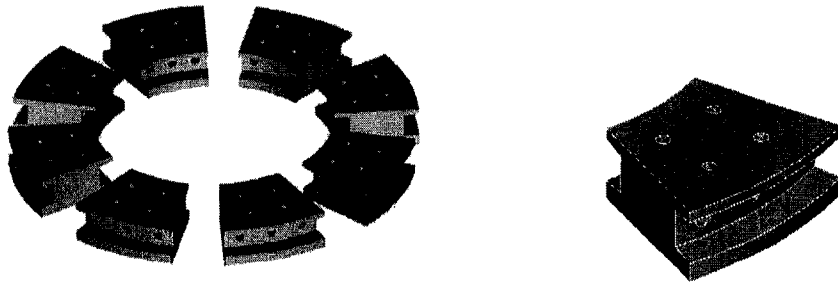


그림 3.3-29 Top and Bottom Block의 형상

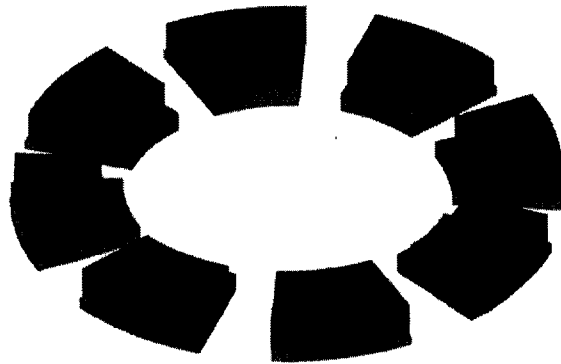


그림 3.3-30 Wedge의 형상

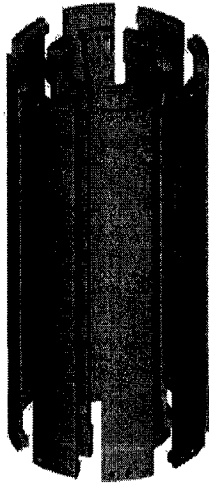


그림 3.3-31 Inner and Outer Shell의 형상

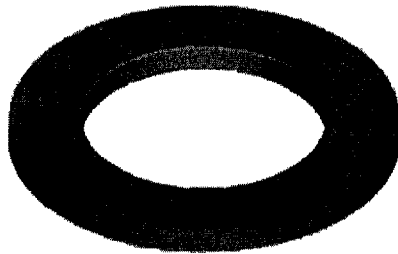


그림 3.3-32 Upper and Lower
Bearing Plates의 형상

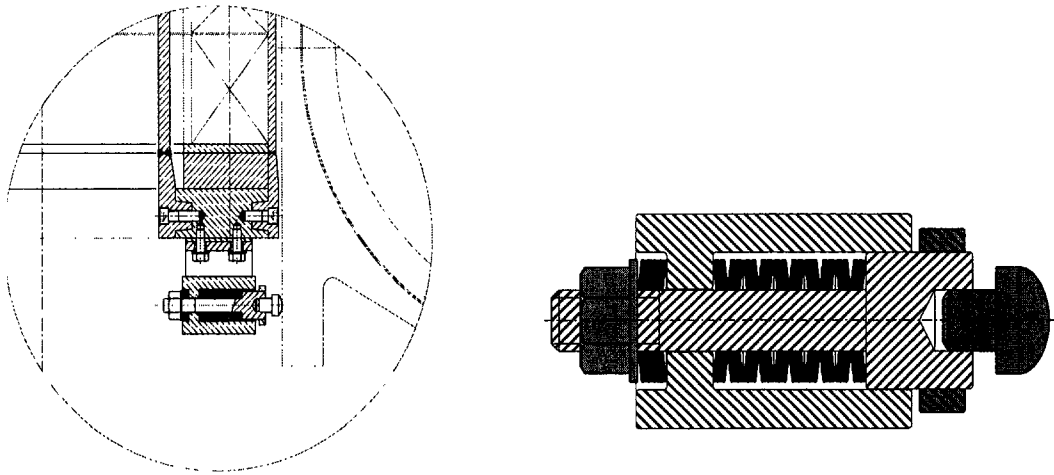


그림 3.3-33 Stopper의 형상

(3) 특성

(가) 구조적 특성

약 12 MN의 최소로 요구되는 초기압축 하중은 CS coil이 직렬로 수직하게 연결된 선형 스프링이라고 가정해서 계산되었다. 두 개의 인접한 CS coil들 사이의 축 방향 움직임과 수직 방향의 격리를 막고, 코일과 구조물의 응력을 최소화하기 위해 최적의 pre-compression을 15 MN으로 선택했다. 이것은 큰 후프 힘에 기인한 CS coils의 반경 방향으로의 미끄러움을 막지는 못할 것이다.

4 K에서 15 MN의 pre-compression을 인가하기 위해 약 13.4 MN은 상온에서 인가되며, 나머지는 cool down에 의해 인가된다. pre-compression의 임계조건들은 구조물의 상온에서의 허용응력이 4 K보다 상당히 낮기 때문에 상온에서 발생한다. 플라즈마의 수직 붕괴에 의해 발생하는 2.25 MN의 launching force는 CS 구조물의 support lug에 작용한다.

플라즈마의 반경 방향의 붕괴에 의해 발생하는 약 0.25 MN의 축방향 힘은 CS 구조물의 support lug 와 stoppers에 작용한다. Stopper는 열수축에 기인한 CS 구조물의 수직변위를 허용하게 설계되었다. 그러나 CS 구조물과 TF 코일 구조물 사이의 접촉을 피하기 위해 10 mm 이내 축방향 변위를 억제한다.

CS 코일의 최대 인력은 21.7 MN으로 PF1 coil에 발생하고, 최대 반발력은 16.7 MN으로 PF2 coil에 발생한다. 2 mm의 코일 misalignment에서 기인하는 CS 코일의 안쪽 방향과 바깥쪽 방향의 최대 축방향 힘은 각각 124 kN, 88 kN으로 PF1 코일에 발생한다. 코일의 최대 misalignment는 2 mm 이라고 가정하였다.

(나) 열적 특성

CS 구조물이 토로이달 방향으로 분할되고 체적이 작기 때문에 열부하는 TF 코일 구조물에 비해 상대적으로 작다. Base line의 20 min, upgrade mode의 1 hr 동안의 시간평균 열부하는 다음과 같다.

- Idle and stand-by modes : 21 W.
- TF ramp up mode : 25 W
- TF ramp down mode : 27 W
- Shot mode in base line : 56 W
- Shot mode in upgrade : 61 W
- Plasma disruption : 57 W
- Baking : 300 W

플라즈마의 수직방향 붕괴에 따른 CS 구조물에서 누적 에너지는 대략 1.2 kJ이다.

(4) 구조해석

(가) 개요

KSTAR CS 코일은 그림 3.3-34 에서와 같이 적도면을 중심으로 4 쌍의 상·하 대칭 구조를 갖는다. CS 코일들은 다른 전류 값으로 운전되기 때문에 각기 다른 반경방향 및 수직력을 갖는다. 특히 수직력은 전류의 방향에 따라 코일들간의 수직 반발력과 인력이 발생되는데 수직 반발력은 코일계면에서 미끄럼을 유발시킬 수 있기 때문에 pre-compression으로써 코일들의 압축상태를 유지시켜야 한다. CS 코일 구조물은 pre-compression을 위한 Inner/outer shell, wedge, top/bottom block과 TF 구조물과의 유연한 연결을 위한 Flexible joint, toroidal ring, 그리고 횡방향 변위를 제한하기 위한 re-centering device(stopper) 등으로 구성된다.

CS 코일 구조물은 열응력, 전자기력 등 다양한 하중을 경험한다. 이러한 하중으로부터 구조물의 정적 안정성 해석이 수행되었다. 또한 반복적인 하중에 의한 피로수명이 평가되었다.

(나) 해석모델

CS 코일 구조물의 구조유한 요소 해석 모델은 그림 3.3-34과 같다.

(다) 하중 및 경계조건

CS 코일들은 운전 중에 인력과 반발력이 작용하기 때문에 코일의 안정적인 운전을 위하여 pre-compression을 가할 필요가 있다. 이러한 pre-compression은 단순화된 코일-스프링 모델을 이용하여 많은 시나리오에 의한 전자기력으로부터 계산된다. 결국, 15 MN의 pre-compression이 코일 계면들 사이에서의 수직 반발력에 의한 미끄럼을 방지하기 위해 적용된다. 표 3.3-20에서와 같이 CS 코일시스템의 구조해석에 사용된 하중들은 조립하중(dead load, preload), 냉각, reference scenario(Initial Magnetization, Blip, Start of Flattop, Start of Burn, End of Burn), 그리고 최대 반발력(Maximum Repulsive Force)을 주는 시나리오이다.

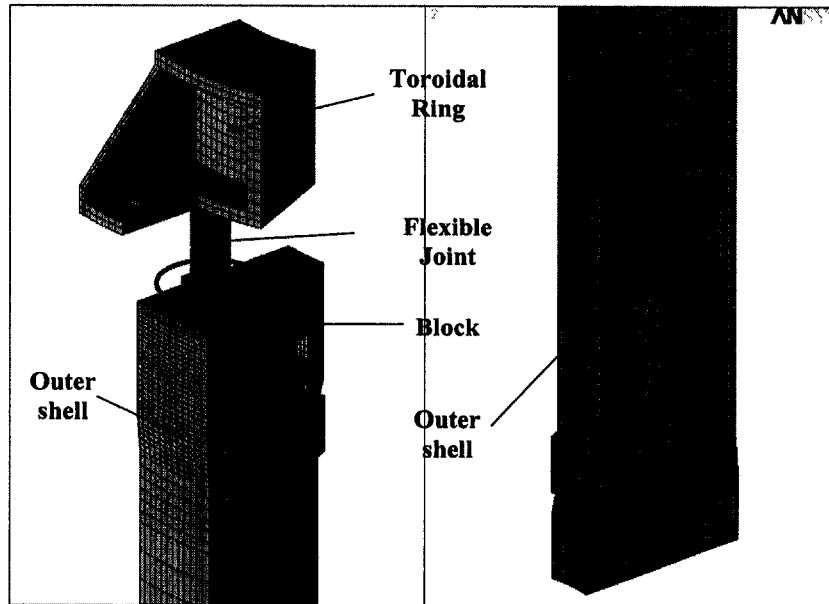


그림 3.3-34 상세 FE model

표 3.3-20 CS global analysis의 적용하중

| No. | State | Dead Load | preload | Cool Down | EM Load | Remark |
|-----|-------|-----------|---------|-----------|---------|-----------------------|
| 1 | AS | ○ | ○ | × | × | Assembly |
| 2 | CD | ○ | ○ | ○ | × | Cool Down |
| 3 | IM | ○ | ○ | ○ | ○ | Initial Magnetization |
| 4 | PB | ○ | ○ | ○ | ○ | Pre Blip |
| 5 | SOF | ○ | ○ | ○ | ○ | Start of Flat Top |
| 6 | SOB | ○ | ○ | ○ | ○ | Start of Burn |
| 7 | EOB | ○ | ○ | ○ | ○ | End of Burn |
| 8 | MRF | ○ | ○ | ○ | ○ | Max. Repulsive Force |

표 3.3-21 CS 코일 시스템의 변위

| Load Case | AS | CD | IM | PB | SOF | SOB | EOB | MRF |
|-----------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Usum | 2.82 | 13.51 | 14.27 | 14.18 | 13.76 | 13.74 | 14.00 | 13.71 |
| UX in | -0.23 | -2.44 | -2.48 | -2.46 | -2.44 | -2.44 | -2.44 | -1.98 |
| UX out | 1.95 | 1.81 | 1.61 | 1.64 | 1.59 | 1.61 | 1.43 | 2.12 |
| UZ up | -2.79 | -13.49 | -14.26 | -14.16 | -13.74 | -13.73 | -13.98 | -13.70 |
| UZ down | 0.33 | 0.90 | 0.90 | 0.90 | 0.90 | 0.90 | 0.90 | 0.90 |

(4) 결과

표 3.3-21 은 변위결과를 나타낸 것으로, 293 K에서의 pre-compression으로부터 최대변위는 약 2.82 mm이며, 전체하중단계에서 최대변위는 약 14.27 mm로 IM에서 발생되었다. 전반적으로 변위 발생의 주요원인은 냉각에 의한 것이며 전자기력에 의해 약간의 변화가 있을 뿐이다. 그림 3.3-35, 그림 3.3-36 는 각각 IM에서의 반경방향과 수직방향의 변위분포를 나타낸 것이다.

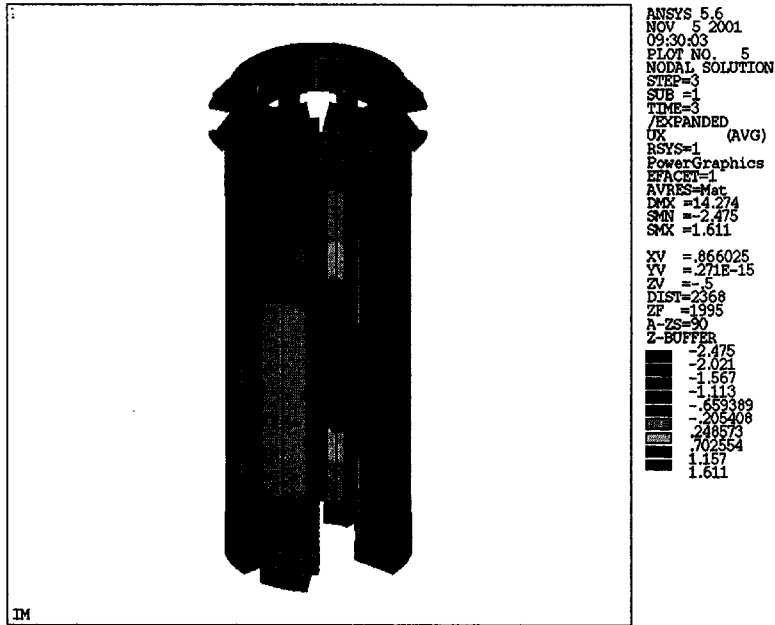


그림 3.3-35 IM에서 CS 코일 시스템의 반경방향 변위

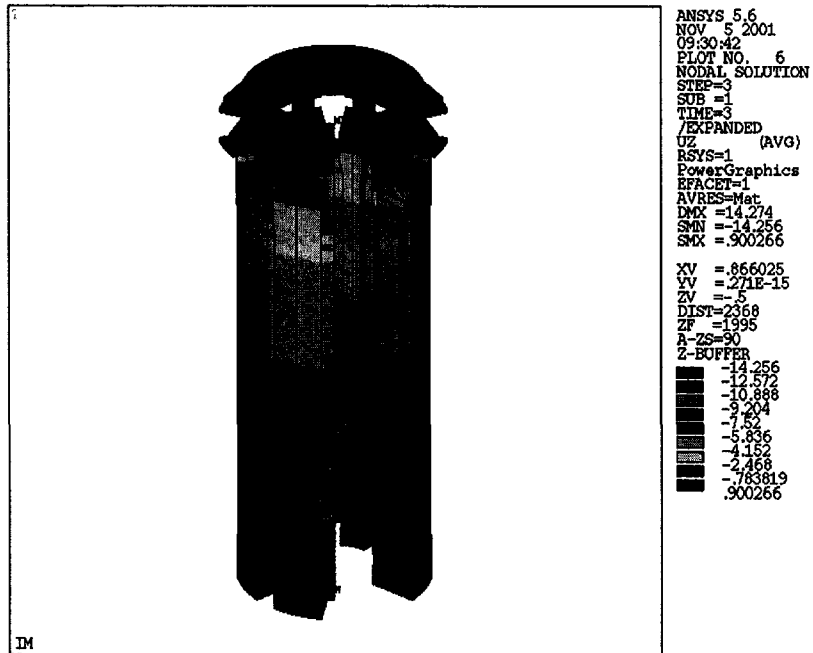


그림 3.3-36 IM에서 CS 코일 시스템의 수직 방향 변위

표 3.3-22 은 각각의 CS 코일 구조물들의 응력을 하중단계별로 나타낸 것이다. 최대응력은 그림 3.3-37, 그림 3.3-38 에서와 같이 AS와 MRF에서 각각 325 MPa, 443 MPa로 바깥쪽 코일압축구조물의 하부쪽에서 발생된다. 특히 AS에서는 상온에서의 설계기준을 만족시켜야 하기 때문에 비교적 허용응력이 저온에 비해 작다. 이러한 측면에서 AS에서의 325 MPa은 허용기준응력(310 MPa)에 비해 과대평가 되었으나, 상온에서의 설계기준을 따를 때, 충분한 안전여유를 갖는 것으로 판단된다. Flexible joint와 toroidal ring은 압축구조물과는 직접적인 연관이 없기 때문에 비교적 작은 응력을 보인다. 이러한 결과로부터 구조물들은 전반적으로 허용응력내에 존재하는 것을 판단된다.

표 3.3-22 CS 구조물에 발생하는 응력

| Load Case | AS | CD | IM | PB | SOF | SOB | EOB | MRF |
|----------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| Inner Shell | 271 | 270 | 187 | 197 | 241 | 243 | 213 | 252 |
| Outer Shell | 325 | 421 | 360 | 368 | 385 | 387 | 355 | 443 |
| Block | 303 | 410 | 360 | 366 | 375 | 377 | 348 | 441 |
| Wedge | 241 | 309 | 262 | 268 | 281 | 283 | 259 | 326 |
| Bearing Plate | 242 | 227 | 136 | 143 | 198 | 200 | 170 | 193 |
| flexible joint | 92 | 108 | 85 | 88 | 97 | 98 | 88 | 109 |
| toroidal ring | 35 | 35 | 35 | 35 | 35 | 35 | 35 | 35 |

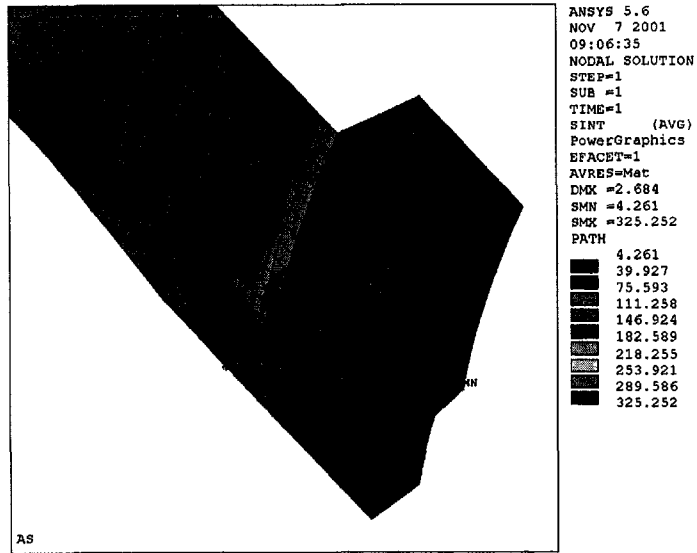


그림 3.3-37 상온에서의 응력

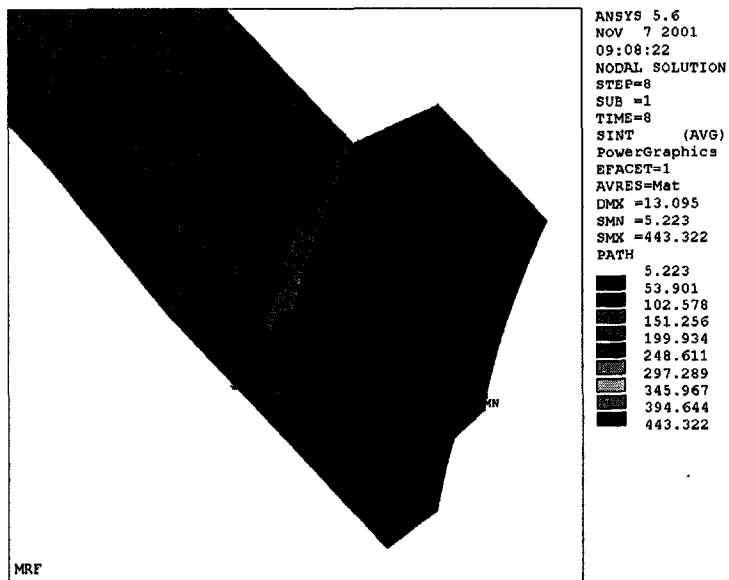


그림 3.3-38 4 K에서의 응력

CS 코일 구조물의 3차원 구조해석 결과로부터 응력이 집중되는 부위에 대한 피로수명이 평가되었다. TF 코일 구조물에서와 유사하게 피로평가를 요구되는 부분은 주응력이 최대인 위치와 주응력 범위가 최대인 위치이다. 다시 말해서, outer shell의 하부쪽 모퉁이, outer shell의 상부쪽 모퉁이이다. 표 3.3-23는 50 MPa, 200 MPa의 잔류응력을 고려했을 경우의 응력 범위와 피로수명을 나타낸 것이다. 일반적으로 재료내부에 내재된 균열(embedded crack)보다는 표면 균열(surface crack)이 작은 수명을 보인다. 표 3.3-24는 최대균열 면적을 나타낸 것으로 최대 표면균열의 면적은 약 400 mm²으로 계산되었다. 결과적으로 CS 구조물 들은 피로설계수명(100,000 회) 이상의 충분한 안전 여유를 갖는 것으로 평가되었다.

표 3.3-23 잔류응력에 따른 피로해석 결과

| Load Cycle | Location | Corner of Bottom OS | Corner of Top OS | Corner of Bottom OS | Corner of Top OS |
|------------------------|-----------------|---------------------|--------------------|---------------------|--------------------|
| | Node | 3612 | 215 | 3612 | 215 |
| | Residual Stress | 50 MPa | | 200 MPa | |
| TF ON | Smax | 526.0 | 334.5 | 676.0 | 484.5 |
| | Smin | 396.8 | 281.5 | 546.8 | 431.5 |
| | ΔS | 129.2 | 53.0 | 129.2 | 53.0 |
| | R | 0.754 | 0.842 | 0.809 | 0.891 |
| Pulse Operation (SHOT) | Smax | 526.0 | 334.5 | 676.0 | 484.5 |
| | Smin | 431.4 | 276.0 | 581.4 | 426.0 |
| | ΔS | 94.6 | 58.5 | 94.6 | 58.5 |
| | R | 0.820 | 0.825 | 0.860 | 0.879 |
| Fatigue Life | Surface Crack | 7.91×10^6 | 5.25×10^7 | 5.74×10^6 | 3.30×10^7 |
| | Embedded Crack | 1.21×10^7 | 8.03×10^7 | 8.85×10^6 | 5.06×10^7 |

표 3.3-24 최대허용 initial crack

| Crack Type | Half Crack Depth, a [mm] | Half Crack Length, c [mm] | Area of Crack [mm ²] |
|-------------------------------|--------------------------|---------------------------|----------------------------------|
| Elliptical Embedded Crack | 9.0 | 45.0 | 1272.3 |
| Semi-elliptical Surface Crack | 7.1 | 35.5 | 395.9 |

바. PF 코일 구조물

(1) 기능

PF 코일 구조물은 hinge-형이며, TF 코일 구조물에 대한 PF 코일의 반경 방향의 변위를 허용하고, 수직방향의 인력과 반발력에 의한 수직 방향의 변위를 제한한다. PF 5U 와 5L 코일은 하나건너 하나씩의 TF coil case의 inboard straight legs 위의 상·하 표면에 부착된다. PF 6U, 6L, 7U 와 7L 코일 구조물은 TF coil case의 outboard leg에 부착된다.

(2) 구성요소

PF 5U 및 5L 자석 구조물의 수는 각각 8 개이며, 6U, 6L, 7U, 및 7L 코일 구조물의 수는 각각 16 개이다. 그림 3.3-39, 그림 3.3-40 는 PF 코일 구조물의 형상을 보여준다.

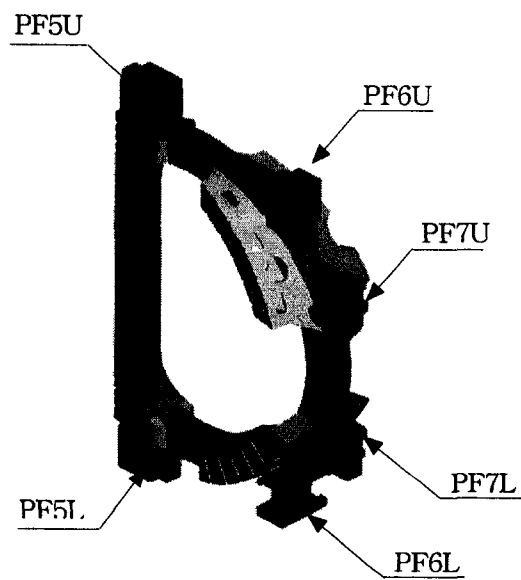


그림 3.3-39 PF 코일 구조물
형상

(3) 특성

(가) 구조적 특성

PF 코일의 수직력과 측방향 힘은 플라즈마 붕괴와 PF charging 으로부터 발생한다. PF5, PF6, PF7 코일의 최대 수직방향의 인력은 각각 10.1 MN, 3.9 MN, 5.8 MN 이다. PF5, PF6, PF7의 최대 수직방향의 반발력은 3.1 MN, 3.2 MN, 1.4 MN이다. PF 코일의 측방향 힘은 상대적으로 작아서(수 kN) PF 구조물에는 위협하지 않다. OPF에 기인한 TF 구조물의 변위는 PF 코일과 구조물의 굽힘 응력을 발생시킬수 있다.

(나) 열적 특성

PF 코일 구조물이 분할되어있고 그것의 체적은 작기 때문에 열부하는 무시할만하다. Cooling line은 TF intercoil 구조물 cooling line과 직렬 연결되어 있다.

(4) 구조해석

(가) 개요

PF 코일은 상·하가 하나의 쌍을 이루어 모두 PF5U/L, PF6U/L, PF7U/L와 같이 세 쌍으로 구성된다. 그림 3.3-40는 PF 지지구조물의 형상을 나타낸 것이다. 특히, PF5U/L의 경우, 토로이달 방향으로 8개의 지지구조물의 가지고 있으며, PF6U/L, PF7U/L은 각각 16개의 구조물을 갖는다. PF 코일 구조물 중 PF5U/L, PF7U/L은 상하 대칭구조를 이루며, PF6U와 PF6L은 Gravity support와의 간섭 때문에 대칭 구조가 아니다. 또한 각각의 PF 코일 구조물은 hinge-형을 채택하였으며, 대체적으로 동일하거나 유사한 형상을 갖는다. 따라서 PF 코일 구조물의 대칭성을 고려하여 4가지 형태(PF5U, PF6U, PF6L, PF7U)가 구조해석 모델로 만들어졌다.

(나) 해석모델

그림 3.3-41에서 그림 3.3-44는 각 PF 지지구조물에 대한 3차원 유한요소모델을 나타낸 것이다. 핀(Pin)과 링크(Link)의 접촉면에 대한 비선형 해석을 위하여 접촉요소인 TARGET 170과 CONTACT 174 요소가 사용되었다. 구조물의 주요재료는 JJ1이며, 핀과 볼트류는 모두 Inconel 718이 사용된다.

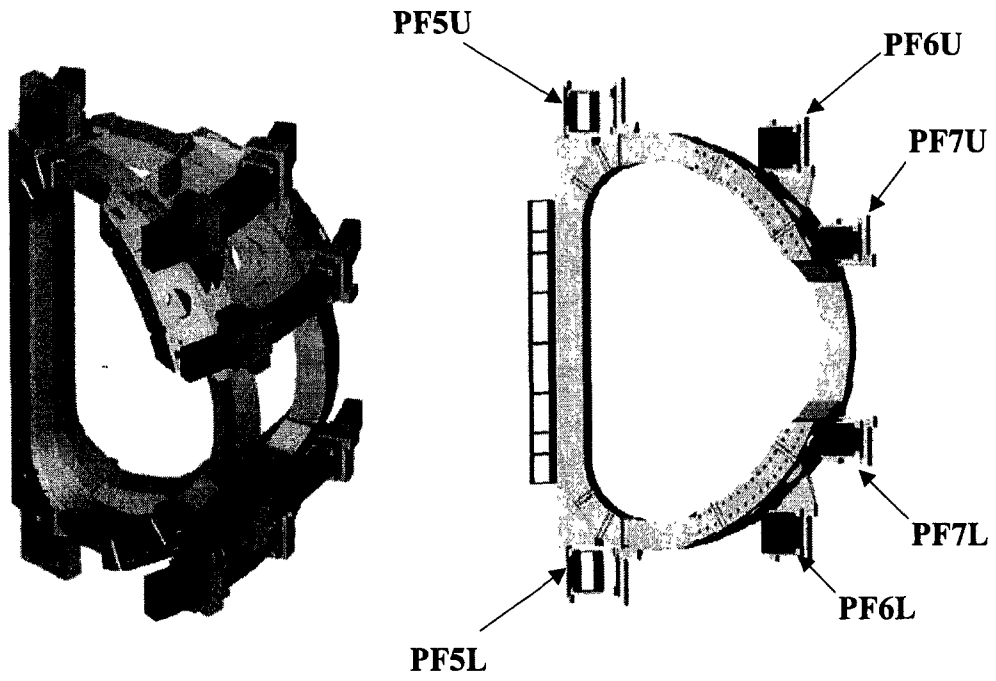


그림 3.3-40 PF 코일 구조물 형상

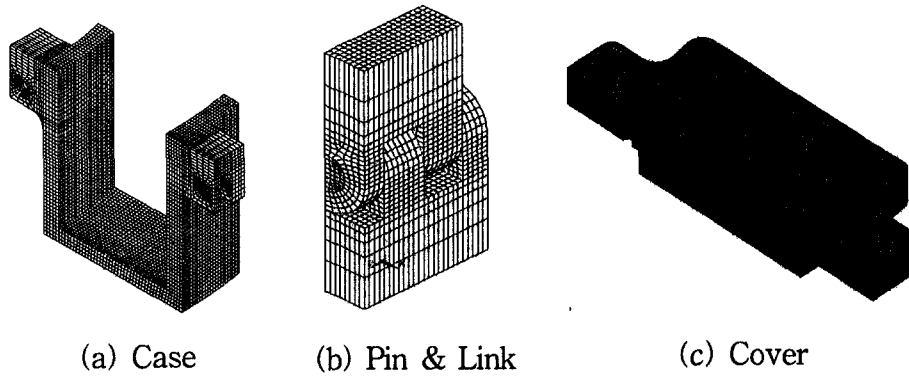


그림 3.3-41 PF5U 코일 구조물의 유한요소 모델

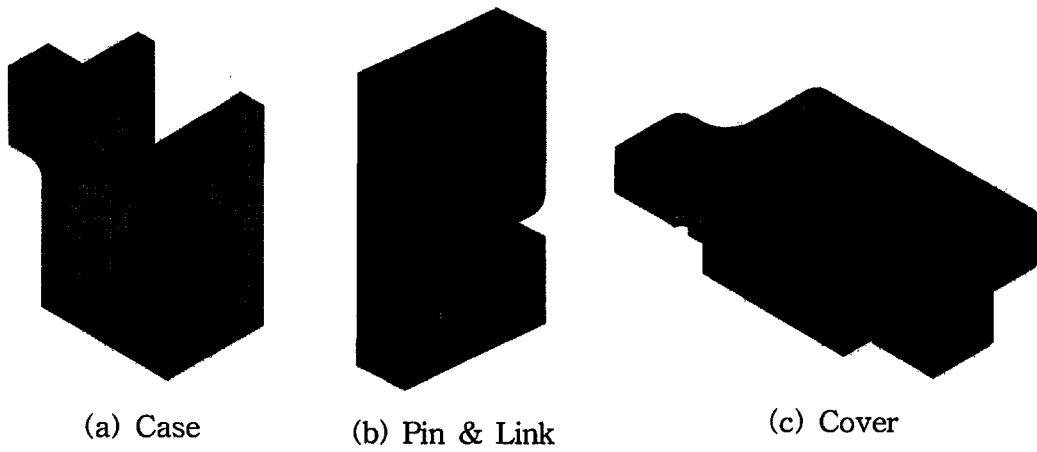


그림 3.3-42 PF6U 코일 구조물의 유한요소 모델

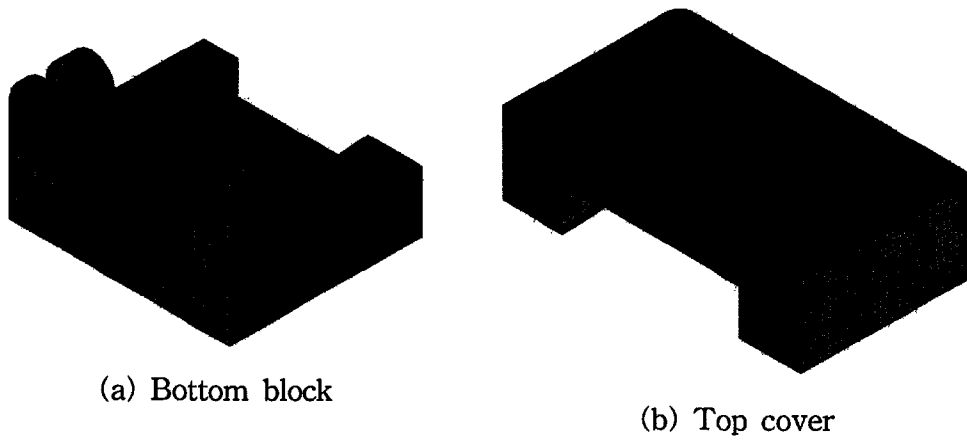
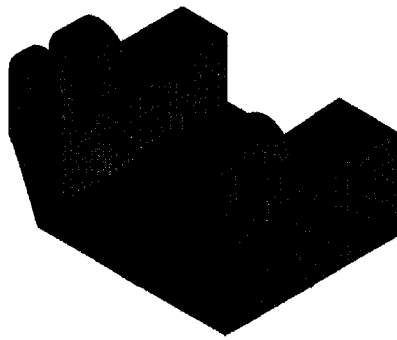
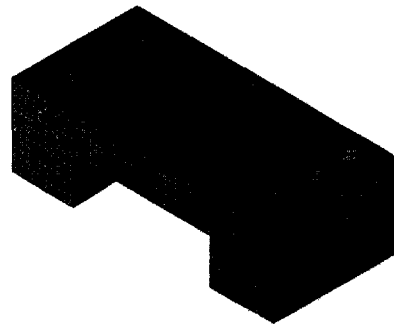


그림 3.3-43 PF6L 코일 구조물의 유한요소 모델



(a) Bottom Block



(b) Cover



(c) Pin & Link



(d) Top Block

그림 3.3-44 PF7 코일 구조물의 유한요소 모델

(다) 하중 및 경계조건

PF 코일들은 냉각이나 운전 시 반경방향 변형을 흡수하기 위해 반경 방향으로 유연한 구조를 갖는다. 따라서 해석에서 사용된 경계조건은 반경방향을 제외한 나머지 방향(수직, 토로이달 방향)은 구속된다. 하중[Ref. 3.3-13]은 Reference scenario, worst case인 MRF(Maximum Repulsive Force), 그리고 MAF(Maximum Attractive Force)가 적용된다.

(라) 결과

① PF5 코일 구조물에 대한 구조해석결과

PF5 코일 구조물에 대한 구조해석이 수행되었다. 표 3.3-25은 PF5에 대한 구조해석 결과를 응력범주별로 허용값과 비교하여 나타낸 것이다. 최대 응력은 Case에서 약 640 MPa이며, 허용응력값의 약 60 % 내에 존재한다.

구조해석 결과로부터 피로수명평가가 수행되었다. 표 3.3-26은 구조물에 내재된 타원형 균열과 반타원 표면균열에 대한 수명예측결과를 나타낸 것이다. Reference scenario의 경우, 매우 큰 피로수명을 보이지만 MAF(or MRF)의 경우, 요구되는 수명(100,000회)보다 작은 피로수명을 나타낸다. 그러나 MAF(or MRF)는 정상운전시 매번 발생하는 시나리오라고 가정한다면 매우 보수적인 설계가 되기 때문에 피로강도측면에서는 Reference scenario 만이 적용되는 것이 적절할 것이다.

표 3.3-25 응력 분포

| Item | Stress Category | Stress Intensity [MPa] | Allowables [MPa] | Ratio |
|-------|-----------------|------------------------|------------------|-------|
| Case | P_m | 92.4 | 706 | 0.131 |
| | $P_m + P_b$ | 409.7 | 917 | 0.447 |
| | P_m+P_b+Q | 640.2 | 1059 | 0.605 |
| Link | P_m | 274.8 | 706 | 0.389 |
| | $P_m + P_b$ | 281.4 | 917 | 0.307 |
| | P_m+P_b+Q | 454.5 | 1059 | 0.429 |
| Pin | P_m | 205.4 | 700 | 0.293 |
| | $P_m + P_b$ | 219.4 | 910 | 0.241 |
| | P_m+P_b+Q | 226.7 | 1050 | 0.216 |
| Cover | P_m | 127.7 | 706 | 0.181 |
| | $P_m + P_b$ | 430.7 | 917 | 0.470 |
| | P_m+P_b+Q | 594.3 | 1059 | 0.561 |

표 3.3-26 PF5 코일 구조물의 피로해석 결과

| Crack Type | Reference (IM) Load | Scenario Conditions | Maximum Force | Vertical Conditions | Remark |
|-------------------------------|---------------------|---------------------|--------------------|---------------------|-------------------|
| | Nf | S.F. | Nf | S.F. | |
| Elliptical Embedded Crack | 1.14×10^6 | 22.8 | 9.37×10^4 | 1.9 | Required S.F. = 2 |
| Semi-elliptical Surface Crack | 7.40×10^5 | 14.8 | 6.04×10^4 | 1.2 | |

Note) Nf : Number of cycles to failure

S.F. : Safety factor

② PF6 코일 구조물에 대한 구조해석결과

PF6 코일 구조물은 상·하 비대칭이기 때문에 각각에 대하여 구조해석이 수행되었다 (표 3.3-27). PF6U의 경우, cover에서 약 547 MPa의 응력이 발생되며 이것은 허용값의 약 50 %에 상응한다. 기타 다른 구성품(case, link, pin)에 대한 최대응력은 비교적 허용값에 작은 편이다. 이러한 결과로부터 PF6 코일의 지지구조물은 주어진 운전하중에 대하여 안전한 것으로 평가되었다.

마찬가지로 정적해석결과들은 반복되는 응력을 고려하여 피로수명이 평가되었다. 표 3.3-28은 앞에서 언급된 두 초기 균열 형상에 대하여 계산된 피로수명을 나타낸 것이다. Case의 경우, 표면 균열에 대하여 약 14.8 배의 안전 여유를 갖지만 pin에 대한 평가는 그렇지 못하다. 그러나, 설계기준의 피로수명평가에서 이미 언급되었듯이, 볼트, 키, 핀류와 같은 작은 구성품에 대해서는 S-N curve를 이용한 평가가 적절하며, Inconel 718의 경우, 4 K에서 10^6 회에 대하여 약 1000 MPa의 피로강도를 나타내기 때문에 주어진 피로하중에 충분할 것으로 생각된다.

③ PF7 코일 구조물에 대한 구조해석결과

표 3.3-29은 PF7 코일 구조물에 대한 응력결과를 나타낸 것이다. 최대 응력은 link에서 약 485 MPa로 허용응력의 53 %에 해당한다. 전반적으로 운전동안 정적 응력은 2 이상의 안전 여유를 가지고 있다.

표 3.3-30는 다른 PF 코일 구조물과 마찬가지로 두 가지 형태의 균열을 이용하여 계산한 피로수명을 나타낸 것이다. Link의 안전 여유가 embedded crack 및 surface crack에 대하여 각각 7.2와 11이다. 또한 pin의 경우, S-N curve를 이용하여 평가된다면 설계수명 내에 존재하는 것으로 확인되었다.

표 3.3-27 응력 분포

| Item | | Stress Category | Stress Intensity [MPa] | Allowables [MPa] | Ratio |
|-------------|-------|-----------------|------------------------|------------------|--------------|
| PF6U | Case | P_m | 261.0 | 706 | 0.370 |
| | | $P_m + P_b$ | 295.2 | 917 | 0.322 |
| | | P_m+P_b+Q | 310.7 | 1059 | 0.293 |
| | Cover | P_m | 92.6 | 706 | 0.131 |
| | | $P_m + P_b$ | 321.6 | 917 | 0.351 |
| | | P_m+P_b+Q | 547.5 | 1059 | 0.517 |
| PF6U & PF6L | Link | P_m | 191.6 | 706 | 0.271 |
| | | $P_m + P_b$ | 209.0 | 917 | 0.228 |
| | | P_m+P_b+Q | 426.4 | 1059 | 0.403 |
| | Pin | P_m | 41.6 | 700 | 0.059 |
| | | $P_m + P_b$ | 207.0 | 910 | 0.227 |
| | | P_m+P_b+Q | 233.7 | 1050 | 0.223 |
| PF6L | Cover | P_m | 193.6 | 706 | 0.274 |
| | | $P_m + P_b$ | 347.7 | 917 | 0.379 |
| | | P_m+P_b+Q | 389.6 | 1059 | 0.368 |
| | Cover | P_m | 45.2 | 706 | 0.064 |
| | | $P_m + P_b$ | 118.7 | 917 | 0.129 |
| | | P_m+P_b+Q | 207.2 | 1059 | 0.196 |

표 3.3-28 PF6 코일 구조물의 피로해석 결과

| Crack Type | Case | | Pin | | Remark |
|-------------------------------|---------------------|------|------|-------|---------------------------|
| | Nf | S.F. | Nf | S.F. | |
| Elliptical Embedded Crack | 4.207×10^8 | 22.8 | 2638 | 0.026 | Minimum Required S.F. = 2 |
| Semi-elliptical Surface Crack | 2.749×10^8 | 14.8 | 1627 | 0.016 | |

Note) Nf : Number of cycles to failure

S.F. : Safety factor

표 3.3-29 응력 분포

| Item | Stress Category | Stress Intensity [MPa] | Allowables [MPa] | Ratio |
|--------------|-----------------|------------------------|------------------|--------------|
| BOTTOM BLOCK | P_m | 293.7 | 706 | 0.416 |
| | $P_m + P_b$ | 363.9 | 917 | 0.397 |
| | P_m+P_b+Q | 365.7 | 1059 | 0.345 |
| LINK | P_m | 278.3 | 706 | 0.394 |
| | $P_m + P_b$ | 485.3 | 917 | 0.529 |
| | P_m+P_b+Q | 552.2 | 1059 | 0.521 |
| PIN | P_m | 102.1 | 706 | 0.145 |
| | $P_m + P_b$ | 350.9 | 917 | 0.383 |
| | P_m+P_b+Q | 385.4 | 1059 | 0.364 |
| TOP BLOCK | P_m | 37.8 | 700 | 0.054 |
| | $P_m + P_b$ | 91.9 | 910 | 0.101 |
| | P_m+P_b+Q | 250.1 | 1050 | 0.238 |
| COVER | P_m | 39.7 | 706 | 0.056 |
| | $P_m + P_b$ | 106.9 | 917 | 0.117 |
| | P_m+P_b+Q | 276.5 | 1059 | 0.261 |

표 3.3-30 PF7 코일 구조물의 피로해석 결과

| Crack Type | LINK | | PIN | | Remark |
|-------------------------------|---------------------|------|-----|-------|---------------------------|
| | Nf | S.F. | Nf | S.F. | |
| Elliptical Embedded Crack | 3.592×10^6 | 7.2 | 152 | 0.003 | Minimum Required S.F. = 2 |
| Semi-elliptical Surface Crack | 5.498×10^6 | 11.0 | 248 | 0.005 | |

사. Gravity Support

(1) 기능

Gravity support는 toroidal ring, magnet supporting post, vertical limit로 이루어져 있다. 이것은 모든 자석 시스템의 무게를 구조적으로 지지한다. Gravity support는 모든 하중에 견디게 설계되었다. 이들 하중에는 중력, 압력, 플라즈마 붕괴에 기인한 전자기력, 그외 다른 부가적인 힘을 포함한다. Gravity support의 형상은 그림 3.3-45에 나타나있다.

(2) 구성요소

(가) Toroidal Ring

Toroidal ring은 SA240-316LN으로 만들어진 box 형 구조물이며, 볼트에 의해 체결되어 토로이달 방향으로 octant로 나누어진다. 이것은 자석 시스템의 토로이달 방향의 강건성을 제공한다. 표 3.3-31과 그림 3.3-46은 toroidal ring의 변수와 형상을 나타낸다.

(나) Magnet Supporting Post

Magnet support post는 flexible plate와, 열전달 방지판으로 이루어져 있다[Ref. 3.3-18]. 8 개의 magnet supporting post는 모든 자석 시스템을 구조적으로 지지한다. 그것은 상온의 cryostat base와 저온의 toroidal ring 사이에 연결되어 있기 때문에, 주요 요구사항 중 하나는 낮은 열전도이다. 이들 부분들은 그림 3.3-47과 표 3.3-32에 나타나 있듯이, 8 개의 CFRP 평판, 8 개의 SA240-316LN 평판으로 구성된다.

KSTAR가 GFRP가 아닌 CFRP를 선택한 이유는 저온에서의 낮은 열전도, 높은 탄성 계수, GFRP보다 높은 압축 강도를 가지고 있기 때문이다. 계산된 열전도량은 300 K로부터 80 K까지는 500 W이고, 80 K에서 4.5 K까지는 25 W이다. 이들은 냉각부하 점으로부터 허용할 수 있는 값 이하이다.

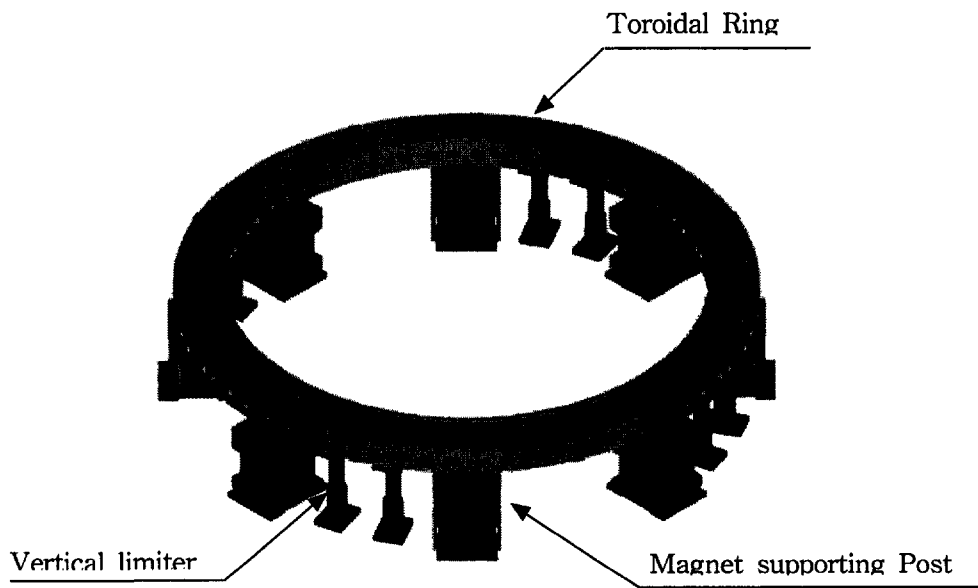


그림 3.3-45 Gravity support의 형상

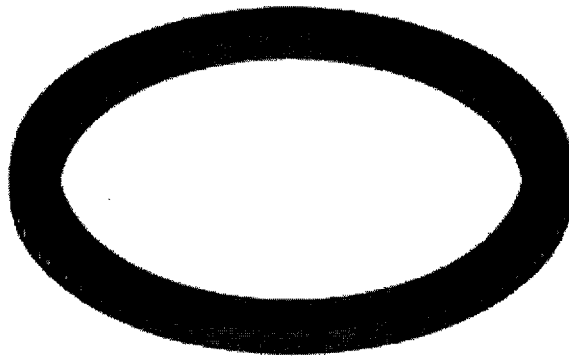


그림 3.3-46 Toroidal ring의 형상

표 3.3-31 Toroidal ring의 주요 매개변수

| Material | Q'ty | Size (mm) | | | |
|-------------|----------------------|-----------|------|------|--------|
| | | thk. | I.D | O.D | Height |
| SA240-316LN | 1 set (8 octants) | 50/100 | 4780 | 5780 | 300 |

표 3.3-32 Magnet supporting post의 주요 매개변수

| Parts | Material | Q'ty | Size (mm) | | |
|--------------------------|-------------|--------------------|-----------|-------|--------|
| | | | thk. | width | length |
| 1. Outer column | CFRP | 2 set (8 sheet) | 20 | 500 | 600 |
| 2. Inner column | CFRP | 1 set (4 sheet) | 20 | 500 | 600 |
| 3. Thermal anchor column | SA240-316LN | 2 set (8 sheet) | 10/6 | 500 | 540 |

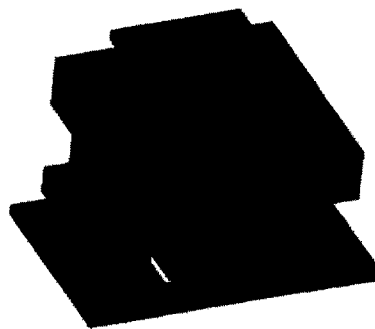


그림 3.3-47 Magnet supporting post의 형상

(다) Vertical Limiter

그림 3.3-48에서와 같이 vertical limiter는 8 개의 상부 구조물과 8 개의 하부 구조물로 이루어진다. 상부 구조물과 하부 구조물사이에는 5 mm 간격이 있다. Vertical limiter는 강한 플라즈마 수직 붕괴에 의한 magnet supporting post의 보호를 위한 것이다.

(3) 설계 하중

Gravity support는 모든 하중과 설계 근거에 있는 복합하중을 견디도록 설계되어야 한다. 이러한 요구 조건을 충족시키기 위해 두 개의 내부 하중과 부가 하중이 정의되어야 한다. 이러한 하중 조건들이 주어졌을 때 하나의 기준이 전개되어야 하며 이것은 각각의 하중 조건에 대해 허용 응력 준위를 정의하는 것이다. 그 기준은 또한 중요한 조립과 시험 기준들을 정의해야 한다.

다음 절에 자석지지 하중, 복합 하중, 설계와 조립시 따라야할 설계 기준, 시험 조건 등이 규정되었다.

(가) Load Description

Gravity support 설계는 많은 원인으로 발생하는 많은 하중을 고려하여야 한다. 다음 섹션에서 각각 하중의 일반적인 설명과 그것의 출처를 제공할 것이다.

① Gravity Load

Gravity support에 작용하는 무게는 약 350 ton이다.

② 열 응력

Toroidal ring과 post는 초임계 헬륨에 의해 4.5 K 까지, 가스 헬륨에 의해 80 K 까지 냉각된다. 열 응력은 주로 thermal anchor plates(CFRP) 및 자석 시스템과 support ring의 열 수축에 의한 지지 block의 연결부분에서 발생한다. 온도 분포는 정상 상태에서의 열전달에 의해 해석되었다.

③ 전자기력

플라즈마 붕괴시, 전자기력은 PFC와 진공 용기에서 발생하며, 그 반발력은 자석 시스템에 발생한다. 자석 시스템에 작용하는 전자기력은 수평방향으로는 70 ton, 수직방향으로는 237 ton이다. 수직력은 최소와 최대 힘에 대해 1:2의 peaking factor을

가지고 16개의 연결부위에 분포된다. 수평력은 over-turning moment 에 기인한 전단력과 수직력을 발생시킨다.

④ Seismic Load

지진에 의한 거동을 설명하기 위해, response spectrum 해석이 요구된다. Floor response spectra에 근거하여 그림 3.3-49에 나타난 것처럼 계산된다[Ref. 3.3-19]. 건물과 토카막에 대한 감쇄비는 USNRC Reg. guide 1.61 에 근거한다. floor response spectrum에 대한 감쇄비는 4 %이다. 최대 ground accelerations는 수평, 수직방향으로 0.12 g, 0.08 g이다. Effective acceleration은 floor response spectrum analysis에 의해 계산된다. Effective acceleration에 대한 body force는 복합하중으로서 등가 정적해석에 적용되어야한다.

(나) 유한요소 해석

ASME code의 기준에 따라서, FE 해석으로부터 응력값은 일차, 이차 응력으로 구분된다. 1차 응력은 다음과 같이 구분된다.

- 일반적인 1차 막응력
- 국부적 1차 막응력
- 1차 굽힘 응력

FE model 해석에서의 응력 값들은 이러한 기준들 중 하나로 해석되고 구분된다. 코일 구조물은 8-splices와 8-supporting post를 가진 toroidal ring으로 이루어져 있다. Toroidal ring은 볼트와 전단 키에 의해 연결되어 있다. Magnet support post는 supporting block, thermal anchor plate(CFRP), thermal anchor stiffener, 및 connection plate(S.S316LN)으로 이루어져 있다. 응력 집중은 건설 상태에서의 thermal anchor stiffener에서 발생하며, 또한 thermal anchor plate의 연결부와 toroidal ring의 열 수축에 기인한 그것을 지지하는 block에서 발생한다. 이러한 형태의 복잡한 구조물에서 응력 구분에 대한 정확한 가이드 라인을 정의한다는 것은 어렵다.

해석에 사용된 FE model은 쉘 요소이다. FE code에서 중간 표면의 응력을 계산했으며 요소의 두 개의 외부 표면 위에서 응력 값을 계산하였다. 쉘 두께에 따른 응력의 변화는 선형이며, 따라서 쉘 요소는 두께에 따른 비선형 응력 성분을 계산

할 수 없으나, 모델에 대해 사용된 fine mesh 방법은 국부적인 불연속 근접부근에서 포로이달 및 토로이달 방향에서 비선형 응력 변화를 계산할 수 있다.

불연속으로부터 먼 곳, 가까운 곳에 대한 위치의 정의는 ASME 기준 즉, \sqrt{Rt} , 근거하며, 여기서 R은 불연속 영역에서의 셀 반경이고, t는 셀의 두께이다. ASME code에 근거하여, 1차 하중에 기인한 국부 영역에서 막 응력과 굽힘 응력은 각각 국부적인 막응력, 2차 응력으로서 구분될 수 있다.

FE 모델 결과의 후처리 과정을 단순화하기 위해 다음 법칙이 사용된다.

1) 막응력은 국부적인 불연속 지점으로 떨어진 셀 요소의 응력이다. 후처리 결과에서 port openings의 모서리 부분으로 400 mm 더 떨어진, support attachments로부터 150 mm 더 떨어진 요소가 선택된다.

2) 국부 막 응력은 국부 불연속에(i.e., port corners and supports) 가까운 영역 안에서 셀 요소의 중간 표면에서의 응력이다. 미세한 FE mesh가 사용되는(요소의 크기는 셀 두께와 같은 차수이다) 곳인 port 모서리영역에 대해 FE nodal 응력은 1차적인 것으로서 구분될 수 없는 큰 응력 값을 준다. 왜냐하면, 그들은 구조물의 일반적인 평형에 기여하지 않기 때문이다. 그러나 그들은 기하학적 불연속이 원인에 의해 유발된다. 부분적으로 포로이달과 토로이달 방향에서의 이러한 비선형 응력 변화를 제거하기 위해 그 요소의 centroid 응력(절점 응력 대신에)이 고려되어야한다. 후처리 결과에서, port corners로부터 400 mm보다 더 가까운, support attachments로부터 150 mm 더 가까운 요소들이 고려된다.

3) 인접한 부분들에 의한 구속 조건 또는 구조물 자체에 의한 구속 조건에 의해 전개되는 수직 응력 또는 전단 응력인 응력들이 2차 응력으로서 구분될 것이다. 2차 응력의 기본적인 특징은 자기 제한적이다. 국부적인 항복과 부수적인 왜곡들은 응력을 발생시키는 그러한 조건들을 만족할 수 있으며, 그러한 응력의 적용의 실패는 기대되지 않는다.

2차 응력의 예로는

- 일반적인 열응력
- 전체 구조물의 불연속에서의 굽힘 응력

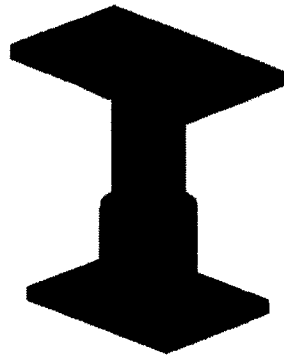
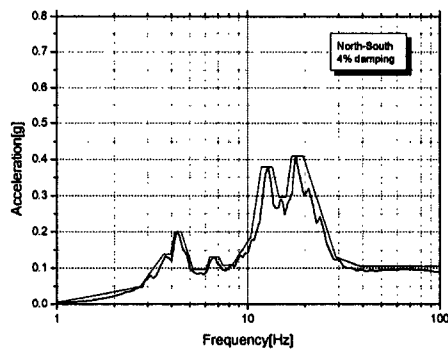
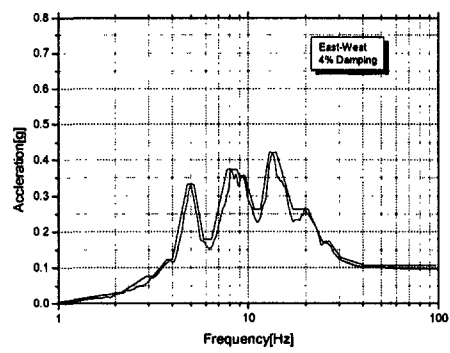


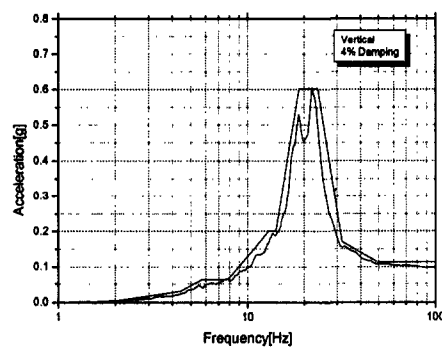
그림 3.3-48 Vertical limiter의
형상



(a) North - South Direction



(b) East - West Direction



(c) Vertical direction

그림 3.3-49 KSTAR Tokamak의 floor response spectra

아. 기타

(1) Lateral Support (TBD)

토카막내에서 측방향 부하는 PFC 또는 진공용기를 통한 국부화된 halo current 와 플라즈마 붕괴에 의해서 발생할 수 있다. KSTAR 장치에서 기대되는 피크 측방향 부하는 대략 1.3 MN이며, 그 부하는 TF coils에 비해 진공용기에 부과된다. 측방향 부하는 gravity support와 lateral support에 의해 부분적으로 지지된다.

Lateral support의 그림이 그림 3.3-50에 나타나 있다. TF 시스템에서 진공용기의 상대적인 측방향 움직임을 제한하기 위해, 16 개 lateral support가 진공용기의 위쪽 수직 포트와 TF 코일 구조물의 joint box 사이에서 구조적으로 연결되어 있다.

(2) In-cryostat Components Support (TBD)

In-cryostat components 는 in-cryostat bus-line, in-cryostat helium line, signal line으로 이루어진다. 그들 모두 자석 구조물에 고정되어 있다. 이러한 지지물을 설계하기 위해 기계적, 열적, 전기적 안정성이 고려되어야 한다.

자. 재료

(1) 일반사항

코일 구조물 설계 동안 이루어지는 가장 중요한 선택중 하나가 재료의 선택이다. 코일 구조물과 조립에 사용되는 재료들이 표 3.3-33와 표 3.3-34에 나타나 있다.

JJ1 재료는 코일 구조물의 주재료로 고려되고 있다. 또한 SA240-316LN은 gravity support의 주재료로 선택되었다. 이러한 재료들의 주요한 선택 이유는 저온에서의 구조적 강도이다.

JJ1 과 SA240-316LN은 낮은 자기적 투자율과 증가된 구조적 강도를 제공하기 위해 화학적 조성이 엄격히 규제된다.

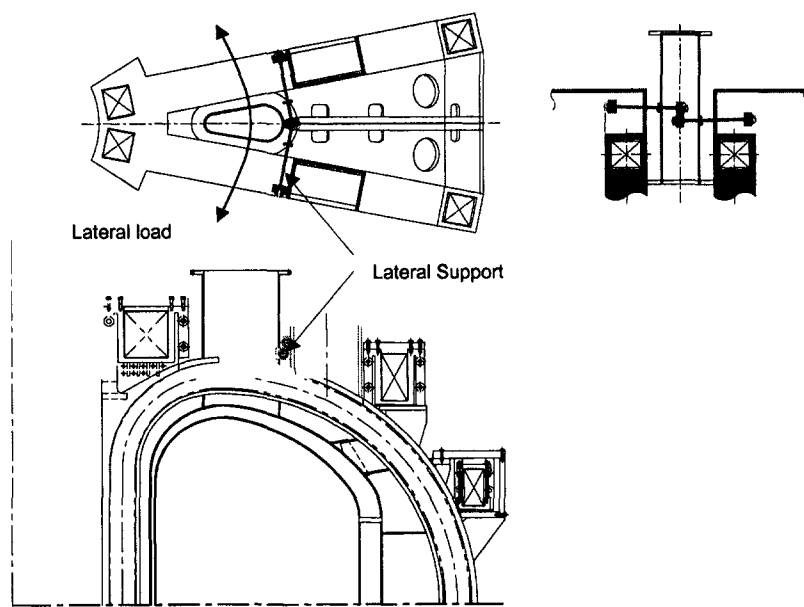


그림 3.3-50 Lateral Support

표 3.3-33 코일 구조물의 재료

| Components | Material* |
|-------------------------------|-------------|
| 1. TF Coil Structure | |
| - In/Out Board Leg | JJ1 |
| - Coil Structure | JJ1 |
| - Shear Key / Hex. Bolt & Nut | Inconel 718 |
| 2. PF Coil Structure | |
| - Basement | JJ1 |
| - Case | JJ1 |
| 3. CS Coil Structure | |
| - In/Out Shell | JJ1 |
| - Top/Bottom Block | JJ1 |
| - Lower/Upper Wedge | JJ1 |
| - Buffer | JJ1 |
| 4. Insulation Plate | GFRP(G10) |
| 5. Bolt / Nut | Inconel 718 |

표 3.3-34 Gravity Support의 재료

| Components | Material |
|------------------------------|--------------------------|
| 1. Magnet Supporting Ring | SA240-316LN |
| 2. Magnet Supporting Post | |
| - Inner/Outer Column | CFRP |
| - Thermal Anchor Column | SA240-316LN |
| - Lower/Upper Block | SA182-F316LN |
| 3. Vertical Limiter | |
| - Connection Plate | SA240-316LN |
| - Limiter Post/Base | SA182-F316LN |
| - Teflon Pad | TEFLON |
| - Electrical Isolation Block | G10 |
| 4. Bolt / Nut | SA193-B8MLN / SA194-8MLN |

(2) 화학 조성

JJ1과 SA240-316LN의 화학적 조성은 표 3.3-35에 나타나있다.

(3) 재료 특성[Ref. 3.3-20]

(가) Magnet Structure Components

코일 구조물 성분들 중의 주요한 구조적인 특징들이 표 3.3-36에서 표 3.3-39에 나타나 있다.

표 3.3-35 주재료의 화학적 조성 (단위 : weight %)

| Composition | C | Si | Mn | P | S | Ni | Cr | Mo | N | Co |
|-------------|--------------|--------------|-------------|---------------|--------------|---------------|---------------|---------------|---------------|--------------|
| JJ1 | 0.03 max. | 0.75 max. | 2.0 max. | 0.045 max. | 0.03 max. | 10.0 ~14.0 | 16.0 ~18.0 | 2.00 ~3.00 | 0.10 ~0.16 | 0.25 max. |
| SA240-316LN | 0.03 max. | 0.75 max. | 2.0 max. | 0.045 max. | 0.03 max. | 10.0 ~14.0 | 16.0 ~18.0 | 2.00 ~3.00 | 0.10 ~0.16 | 0.25 max. |

표 3.3-36 4 K에서의 구조적 및 열적 특성

| Material | Symbol (Unit) | Structural Material | Conduit Material | Shear key |
|---------------------|------------------|------------------------|---------------------|-------------|
| | | JJ1 | Incoloy 908 | Inconel 718 |
| Young's Modulus | E (GPa) | 186 | 185 | 211 |
| Shear Modulus | G (GPa) | 73 | 71.2 | 81.5 |
| Poisson's Ratio | ν | 0.280 | 0.299 | 0.295 |
| Thermal Coefficient | α (%) | 0.286 | 0.174 | 0.230 |
| Thermal Coefficient | α | 9.896E-6 | 6.021E-6 | 7.958E-6 |
| Density | | 8000 | 8110 | 8190 |

표 3.3-37 상온에서의 구조적 및 열적 특성

| Material | Symbol (Unit) | Structural Material | Conduit Material | Shear key |
|---------------------|------------------|------------------------|---------------------|-------------|
| | | JJ1 | Incoloy 908 | Inconel 718 |
| Young's Modulus | E (GPa) | 175 | | |
| Shear Modulus | G (GPa) | 68 | | |
| Poisson's Ratio | ν | 0.280 | 0.294 | |
| Thermal Coefficient | α (%) | | | |
| Thermal Coefficient | α | | | |

표 3.3-38 4 K에서의 강도

| Material | Symbol (Unit) | Structural Material | Conduit Material | Shear Key |
|------------------|------------------|------------------------|---------------------|-------------|
| | | JJ1 | Incoloy 908 | Inconel 718 |
| Yield Strength | σ_y (Mpa) | 1059~1159 | 1227 | 1400 |
| Tensile Strength | σ_u (Mpa) | 1538~1591 | 1892 | 1800 |
| % Elongation | (%) | 39~44 | 0.29429 | 21 |
| % Reduction Area | (%) | 44~51 | 33 | 20 |

표 3.3-39 상온에서의 강도

| Material | Symbol (Unit) | Structural Material | Conduit Material | Shear Key |
|------------------|------------------|------------------------|---------------------|-------------|
| | | JJ1 | Incoloy 908 | Inconel 718 |
| Yield Strength | σ_y (Mpa) | 310 | 345 | 1170 |
| Tensile Strength | σ_u (Mpa) | 632 | 770 | 1410 |
| % Elongation | (%) | 42.5 | 43 | 25 |
| % Reduction Area | (%) | 73 | | |

(나) Gravity Support Components

Gravity Support 구성품의 구조적 특징들은 ASME code Section II, Part A 와 Part D에 규정되어 있으며 표 3.3-40에 나타내었다.

표 3.3-40 Gravity support 재료의 구조적 특성

1) Main components

| Part | Material | Minimum Tensile Strength Su (MPa) | Minimum Yield Strength Sy (MPa) | Design Stress Intensity Sm (MPa) | | Moduli of Elasticity E (GPa) | | Mean Coefficient of Thermal Expansion, α (mm/mm/°C) | |
|-------|--------------|-----------------------------------|---------------------------------|----------------------------------|--------------|------------------------------|--------------|--|-------------------------|
| | | | | room temp. | design temp. | room temp. | design temp. | room temp. | design temp. |
| Plate | SA240-316LN | 515 | 205 | 137 | 115 | 193 | 170 | 15.30 x10 ⁻⁶ | 17.64 x10 ⁻⁶ |
| Plate | SA182-F316LN | 515 | 205 | 137 | 115 | 193 | 170 | 15.30 x10 ⁻⁶ | 17.64 x10 ⁻⁶ |

2) Bolt

| Part | Material | Minimum Tensile Strength Su (MPa) | Minimum Yield Strength Sy (MPa) | Maximum Allowable Stress S (MPa) | | Moduli of Elasticity E (GPa) | | Mean Coefficient of Thermal Expansion, α (mm/mm/°C) | |
|------|-------------|-----------------------------------|---------------------------------|----------------------------------|--------------|------------------------------|--------------|--|-------------------------|
| | | | | room temp. | design temp. | room temp. | design temp. | room temp. | design temp. |
| Bolt | SA193-B8MLN | 515 | 205 | 129 | 93 | 193 | 170 | 15.30 x10 ⁻⁶ | 17.64 x10 ⁻⁶ |

3) Carbon Fiber Reinforced Plastics (CFRP)

| Properties | Unit | Temperature(K) | | | Remarks |
|---|-----------------------|----------------|-----|------|----------------------|
| | | 4.5 | 77 | 300 | |
| Tensile Strength | MPa | 1000 | 600 | 590 | |
| Compressive Strength | MPa | - | 780 | 610 | |
| Inter lamina Shear Strength | MPa | - | - | 65 | |
| Poisson's Ratio | - | - | - | 0.08 | ν_{xy} |
| Thermal Conductivity | W/mK | 0.03 | 0.3 | 3 | Kx, Ky |
| Coefficient of Linear Thermal Expansion | m/mKx10 ⁻⁶ | - | - | 2.0 | α_x, α_y |
| | | - | - | 30 | α_z |
| Density | kg/m ³ | - | - | 1500 | ρ |
| Youngs Modulus | GPa | - | - | 60 | Ex, Ey |

(4) Magnetic Permeability

JJ1에 요구되는 자기적 투과율(μ/μ_0) 은 최대 1.10(용접후)

4. 조립

조립은 shop assembly, site sub-assembly, site assembly로 구성된다. Shop assembly는 KSTAR 장치를 제작하는 공장에서의 조립으로 정의한다. Site sub-assembly는 KSTAR 장치가 위치하는 곳을 제외한 KBSI 내에서의 조립이다. Site assembly는 KSTAR 장치가 위치하는 곳에서의 조립이다.

가. 조립 개념

KSTAR 조립의 주된 문제는 큰 크기와 무거운 무게를 고려하면서 주 component에 요구되어지는 작은 조립공차(installation tolerance)에 있다.

KSTAR와 같이 큰 component에 요구되어지는 정렬공차(alignment tolerance)는 현재의 측정 기술과 제작, 조작 기술로 성취하기에는 한계가 있다. 따라서, 조립의 목표는 주 구조물을 가능한 한 가장 작은 공차 범위 내에서 조립하는 것이다.

(1) 공차 조절

기본적인 정렬 방법의 중요한 특색은 상대적으로 큰 제작 공차(manufacture tolerance)의 영향을 완화하면서, 각 중요 조립 단계에서 interactive dimensional control를 적용하는 것이다. 아래에 조립 공차를 만족하도록 개발된 몇 가지 방법을 예시한다.

(가) Interactive dimensional control

Interactive dimensional control의 개념은 복잡한 3-차원 조립 모델을 실시간으로 보완하면서 분석할 수 있는 CAD 시스템에 연결된 OMS(optical metrology system)을 이용하는 것이다. 현재 KSTAR에서 사용되어지는 AutoCAD program은 CAD modeling의 요구사항을 협의하는데 유용하다. 치수 조절 공정(dimensional control process)은 이미 계획되어진 형태로 정확도가 높은 3-차원 model을 생성하기 위해서 각 component의 정확한 물리적인 치수를 이용한다. 이 모델들은 이미 결정되어진 가장 최적의 절차에 따라서 전체 조립 형상으로 조립되어진다. 실제 component들은 각 모델에 정해져 있는 정확한 지점에 위치되어진다. 지지점의 위치가 바뀌면서 일어날 수 있는 component의 변형은 각각의 그런 변화 후 component의 다른 기준이 되는 참고점들을 측정하면서 찾을 수 있다. 기하학적으로 중요한 변화가 있다면, component의 완벽한 치수 측량은 반복되어 지면서 3-차원

모델은 보완되어 진다. Component 의 전체 3-차원 형상과 가장 최적의 조립 절차는 제작과정에 발생한 제작 공차와 component 변형을 성공적으로 제거하므로써 조립공차를 향상시킬 것이다.

(나) Component position control

상호 치수 조절 공정(interactive dimensional control process)은 주 component 의 최종 위치 조정을 최소화시키는데 이용되어 질 것이다. Tokamak 조립에 있어 주 component 의 위치 조정은 다음과 같은 문제가 있다. Component가 최종 형태로 위치되어 있지 않다면, 차후에 생기는 변형들은 위치 공차가 성공적으로 부합하는 경우를 확연히 줄일 것이다. Positioning tool은 component의 몇몇 한정된 위치에만 부착될 수 있으므로, component의 전체 움직임을 예측하기가 쉽지 않다. 상호 치수 조절(interactive dimensional control)에 의해 향상되어진 절차는 다음과 같은 문제를 경감시키는데 이용 될 수 있다. Component 는 최종 support에 위치되어 지고, 측정되어지며, 이미 계획된 CAD 모델이 생성되어 진다. 이런 계획된 component 모델은 현재 위치와 가장 최적의 위치 모두에서 전체 조립 모델에 끼워지게 된다. 조정이 필요하다면, 처음 기준점을 적용하기 위해 positioning tool를 사용, 실제 component에 딱 조여지게 된다. 그리고, 고가 크레인을 이용해서 component를 아주 조금 들게 된다. 각각의 positioning tool은 계산된 거리에 의해서 조정되어 지고, component는 다시 support에 내려지게 된다. 치수 측량은 결과를 확인하기 위해 수행되어 진다.

(2) 공간 배치

Component의 pre-assembly 와 sub-assembly 과정에 적합한 환경을 제공하면서 조립과 위치할 지역을 활용하기 위한 계획이 이번 장에 기술되어 진다. 전 과정에 걸쳐 많은 절차가 있기 때문에, 공간 활용 계획은 조립 계획의 중요한 요점 중에 하나다. Site에서 조립에 사용할 수 있는 면적은 1,750 m² 정도이다. 주 component를 조립하고 조작해야 하는 목적 때문에 몇가지 제한조건이 가용 면적을 500 m²까지로 한정한다. 이들 제한 조건은 다음과 같다.

- 대용량 고가 크레인의 적용 한계.
- 건물 한쪽에 단지 한 개의 문만이 설치된 점.
- 실험동의 허용 분포하중이 10 t/m² 로 제한된 가용용량.

5. 선형생산품 제작

가. 목적

초전도자석 구조물 선형생산품 제작이 제작성과 조립성 확인을 위해 2001년 9월부터 2002년 9월까지 현대중공업에서 진행중이다. 용접부의 두께가 두꺼워 발생하는 용접 변형의 정도를 파악하는 것이 매우 중요한 목적중 하나이다. 또한 TF coil case 내부에 부착되는 cooling line의 부착방법을 확립하여야 한다.

16 개의 TF 코일 구조물 조립시 발생할 조립 공차를 최소화하고, 조립누적공차의 해소 방법을 개발하여야 한다. 이를 위해 절연체의 두께조정을 통한 조립공차 처리 방법을 고려하고 있다.

TF 코일 구조물에 코일을 삽입하고 진행되는 최종 용접에 의한 코일 및 cooling line에의 영향을 파악하여야 하며, 그 영향을 최소화할 수 있는 방법을 개발하여야 한다.

Hinge-형의 PF 코일 구조물을 제작하여 후판 가공에 의한 어려움과 조립성을 확인하고 이를 본 제품 제작을 위한 기초자료로 사용하여야 한다.

나. 제작품

초전도자석 구조물 선형생산품의 제작품, 수량 및 재료를 표 3.3-41에 나타내었다.

주요 제작품은 아래와 같다.

- TF 코일 구조물 : 1 개
- Connection Plate : 2 개
- Dummy 구조물 : 1 개
- PF5U 구조물 : 1 개
- Jig & fixture : 1 set

다. 제작 공정

그림 3.3-51에서 그림 3.3-58 까지 제작공정을 나타내었다.

표 3.3-41 초전도자석 구조물 선형생산품 제작품목

| 대상 구조물 | 재 질 | 수 량 | 비 고 | |
|----------------------------|--|------------------------|-------|----------------------------------|
| 1. TF 구조물 (1/16 sector) | 1) Coil case | JJ1 | 1 set | |
| | 2) Intercoil structure | JJ1 | 1 set | |
| | 3) Cooling line | 주관기관 사급 S.S 316L | 1 set | Coil case용 I.C.S.용 |
| | 4) Cooling line pad | SA240-316LN | 1 set | |
| | 5) Shear key | Inconel 718 S.S 304 | 20 ea | Inconel : 2 ea S.S 304 : 8 ea |
| | 6) Conical bolt | Inconel 718 S.S 304 | 20 ea | Inconel : 2 ea S.S 304 : 8 ea |
| | 7) Insulation | G10 | 1 set | |
| | 8) Joint box | JJ1 | 1 set | |
| | 9) PF basement | JJ1 | 1 set | |
| | 10) Toroidal ring connection | JJ1 | 1 set | |
| 2. Dummy 구조물 | 1) Connection plate | S.S 304 | 2 set | |
| | 2) Supporting structure | S.S 304 | 1 set | |
| | 3) Final welding test용 inboard leg (0.5m) | JJ1 | 1 set | |
| 3. PF5 구조물 | 1) Coil case | JJ1 | 1 set | |
| | 2) Connection link | JJ1 | 1 set | |
| | 3) Connection pin | Inconel 718 | 4 ea | |
| 4. Jig & Fixtures | 1) 제작 및 시험용 | C.S | 1 set | |

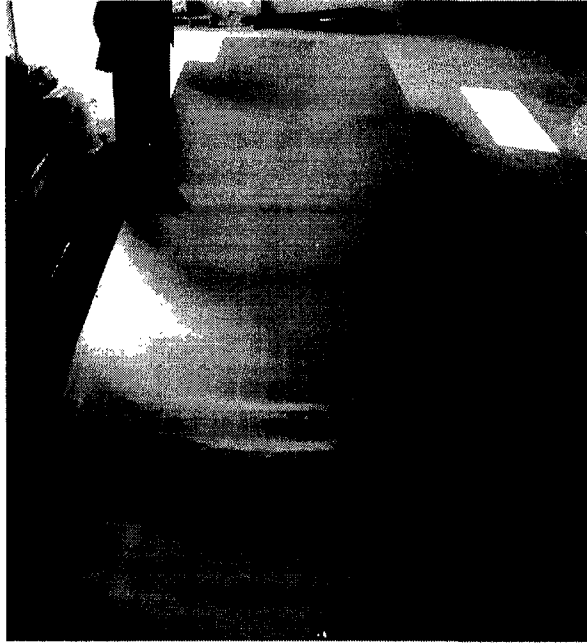


그림 3.3-51 JJ1 plate의 buffing 후 모습

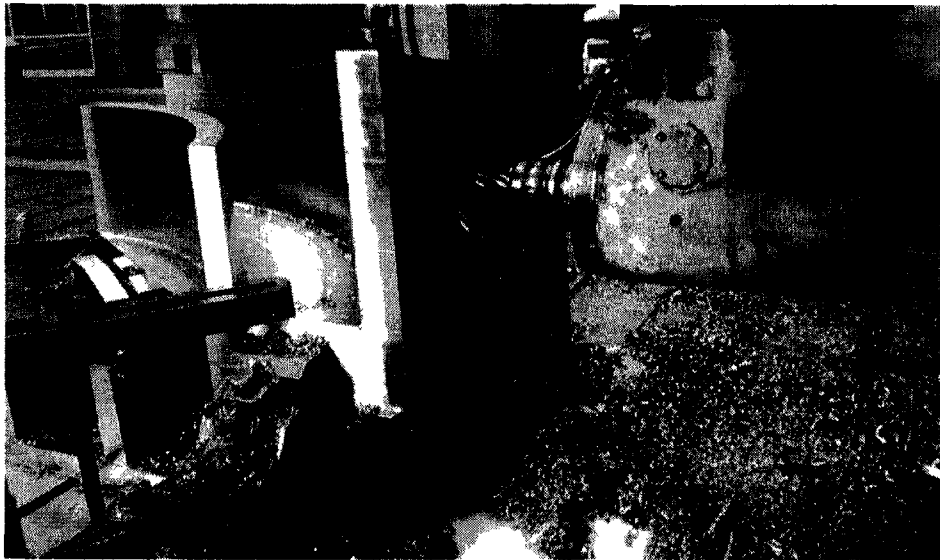


그림 3.3-52 TF 코일 구조물 upper block 가공



그림 3.3-53 TF 코일 구조물 plate 가공

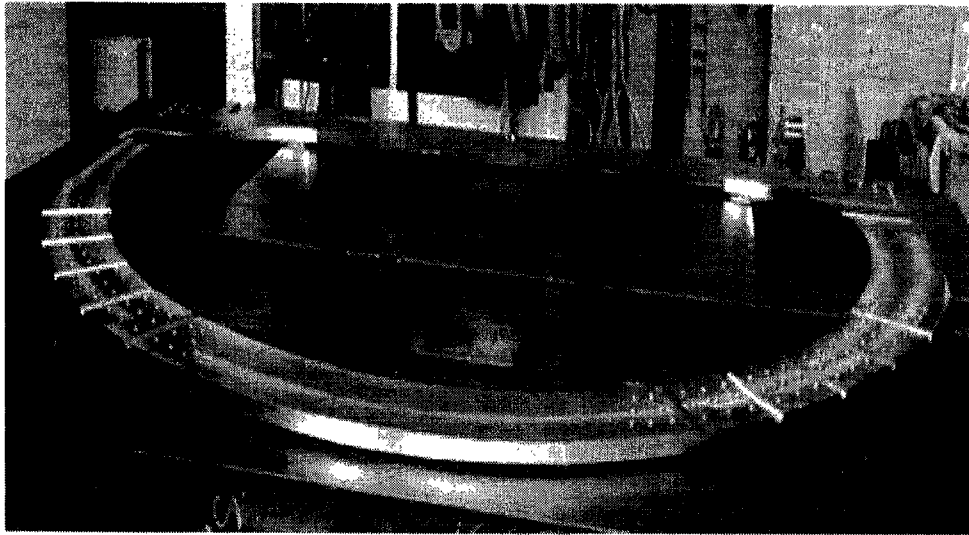


그림 3.3-54 Connection plate 가공

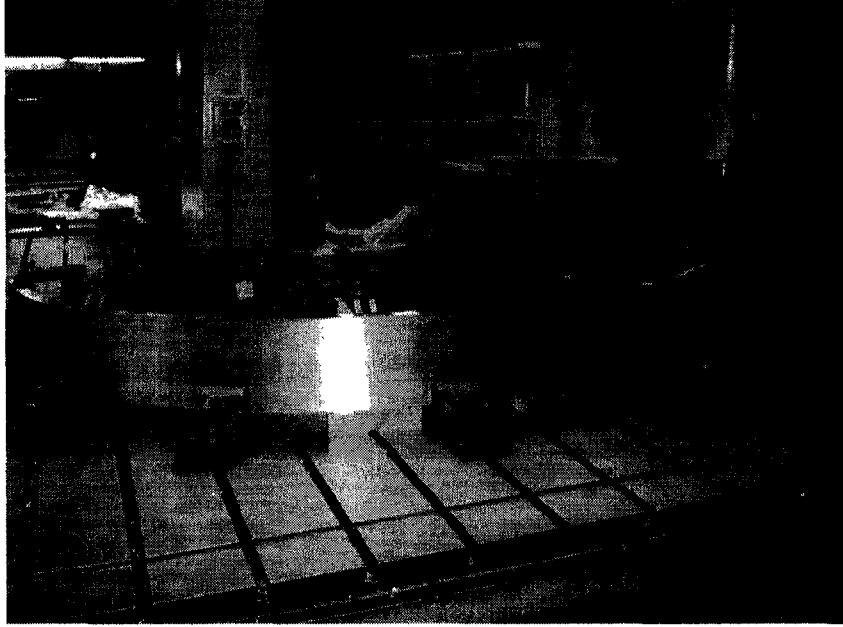


그림 3.3-55 TF 코일 구조물 Outboard leg 가공

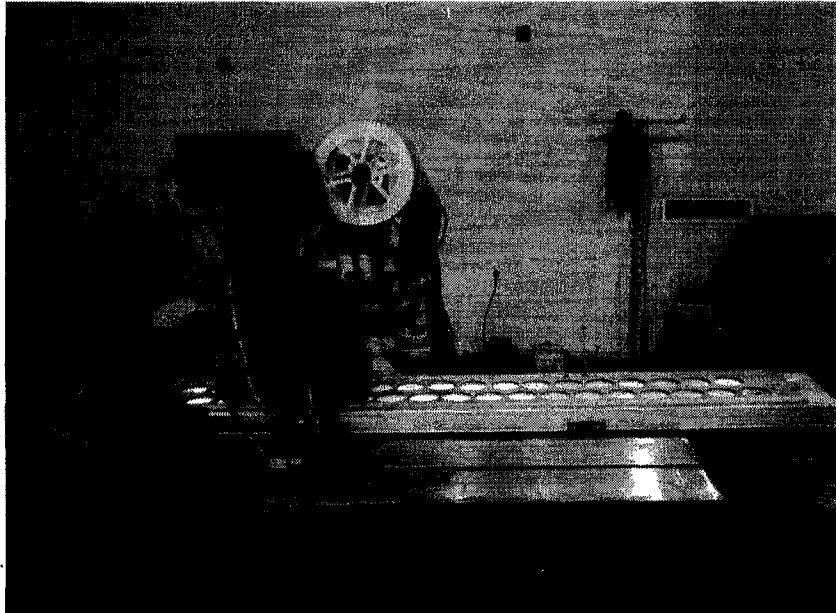


그림 3.3-56 자동용접기를 이용한 용접 모습



그림 3.3-57 절연체 가공

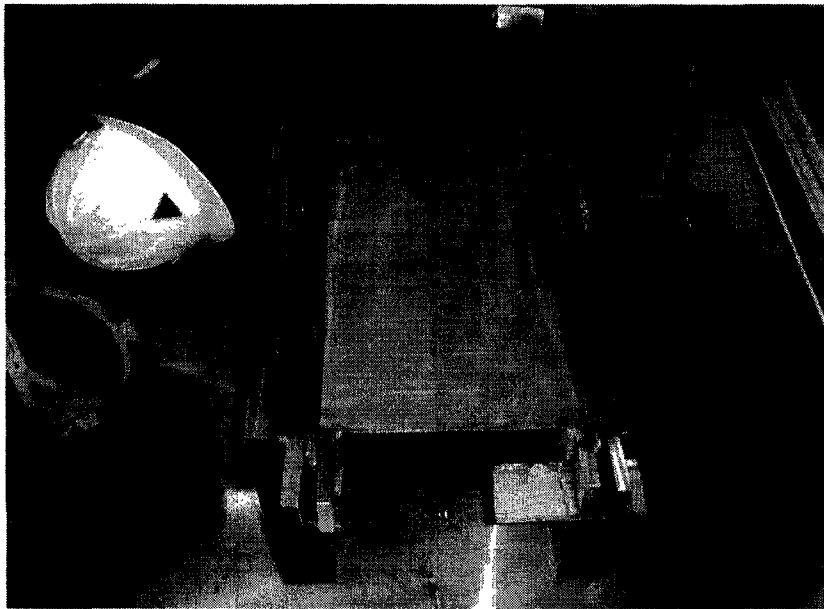


그림 3.3-58 Dummy 구조물 용접

6. 초전도 자석구조물 최종 VPI 공정확립

가. 개요

KSTAR 초전도 자석 시스템은 코일과 구조물로 구성된다. 특히, TF 코일은 구조적, 열적, 및 전기적 보호를 위하여 코일 전체가 구조물 내부에 위치한다. TF 코일은 그림 3.3-59 에서와 같이 TF coil case의 측면에서 삽입된 후 최종 용접공정을 갖는데 코일과 구조물 사이는 제작 공차를 고려해 약 5~10 mm의 간격이 유지된다(그림 3.3-60). 또한 이 공간은 TF coil case의 커버가 용접된 후에 코일에서 생성되는 힘을 구조물로 전달하기 위해 충전재가 채워진 후 에폭시가 함침될 것이다. TF 코일과 구조물간에 에폭시의 함침공정은 고가의 초전도 코일과 구조물에 적용하기 전에 완전히 확립될 필요가 있다. 함침공정 확립을 위하여 다양한 시험을 통해 적정 진공도 결정, 에폭시의 함침 균일성, 구조물과의 탈착성, 기포의 존재, 비파괴검사 방법을 이용한 기포 검사 방법, 충전 소요시간, 후처리 방법 개발, 및 에폭시 강도 등에 대한 연구가 수행되어야 한다. 따라서 에폭시의 함침 공정을 확립하기 위하여 실제 크기의 진공함침용 챔버와 이를 지지하기 위한 구조물이 제작되었으며, 에폭시 주입을 위한 에폭시 혼합시스템, 구조물의 가열 및 온도제어를 위한 시스템이 제작되었다. 특히 TF inboard leg를 모사한 소형 진공 챔버는 소량의 에폭시와 충전재로 다양한 함침 공정을 수행하기 위하여 제작되었다.

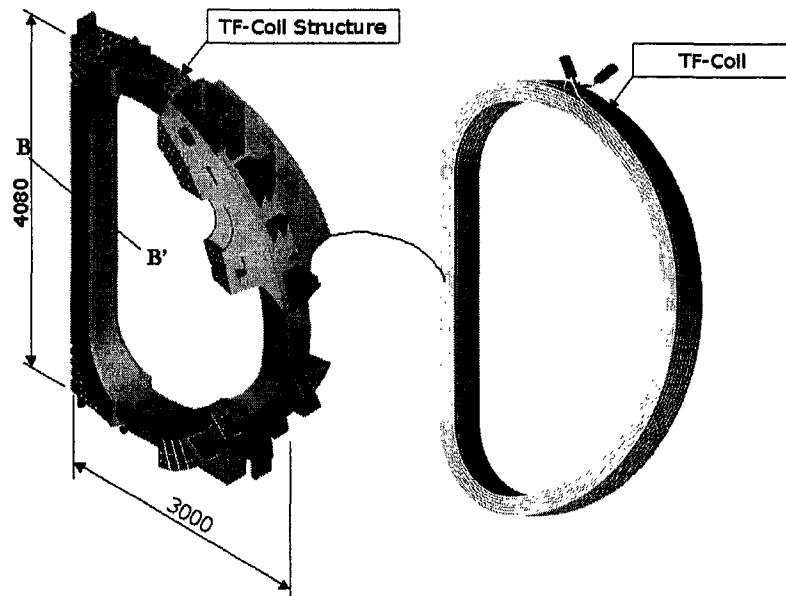


그림 3.3-59 TF 코일 및 구조물에 대한 3-차원 형상

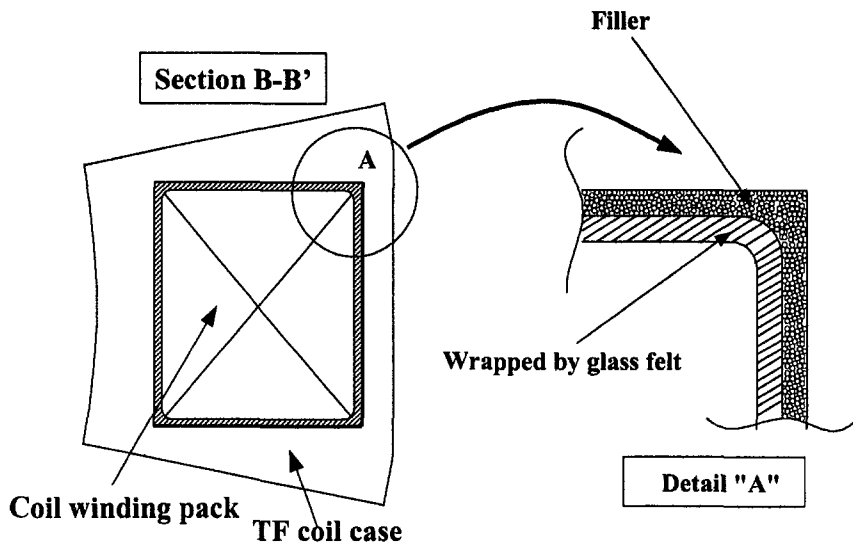


그림 3.3-60 TF inboard leg의 2-차원 단면 형상

나. 최종 VPI 시험용 챔버 및 지지구조물

최종 VPI를 위한 실제 크기의 시험용 진공챔버가 제작되었다. 그림 3.3-61에서와 같이 챔버는 D 형상을 가지며 10^{-5} Torr의 진공도를 유지할 수 있도록 제작되었으며, 상부에 에폭시 몰딩의 상사점을 확인할 수 있도록 유리로 된 포트가 있으며, 하부에 에폭시 주입을 위한 주입구가 부착되었다. 또한 시험 종료 후 더미(dummy) 코일을 챔버로 부터 박리시키는 것을 돕기 위해서 12 개의 푸쉬 블럭(push block)이 포함되었다. 초전도 코일의 가상 모형으로 2 개의 더미 코일이 제작되었다.

그림 3.3-62는 시험용 진공챔버의 지지구조물으로써 작업자가 올라가서 작업이 용이하도록 양쪽에 계단과 사다리를 설치하였다. 특히 이 구조물은 시험용 뿐만 아니라 본제품의 합침공정에도 사용할 수 있도록 기능과 구조적 안정성을 충분히 고려하였다.

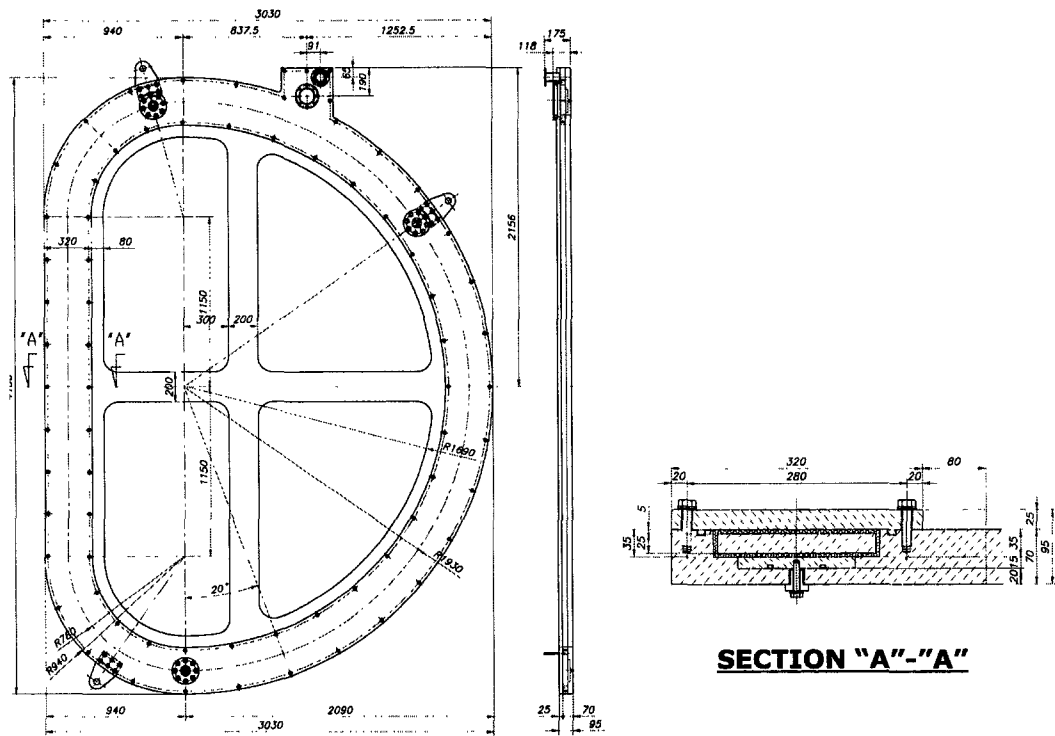


그림 3.3-61 실제 크기의 D-형 진공 챔버에 대한 치수 및 형상

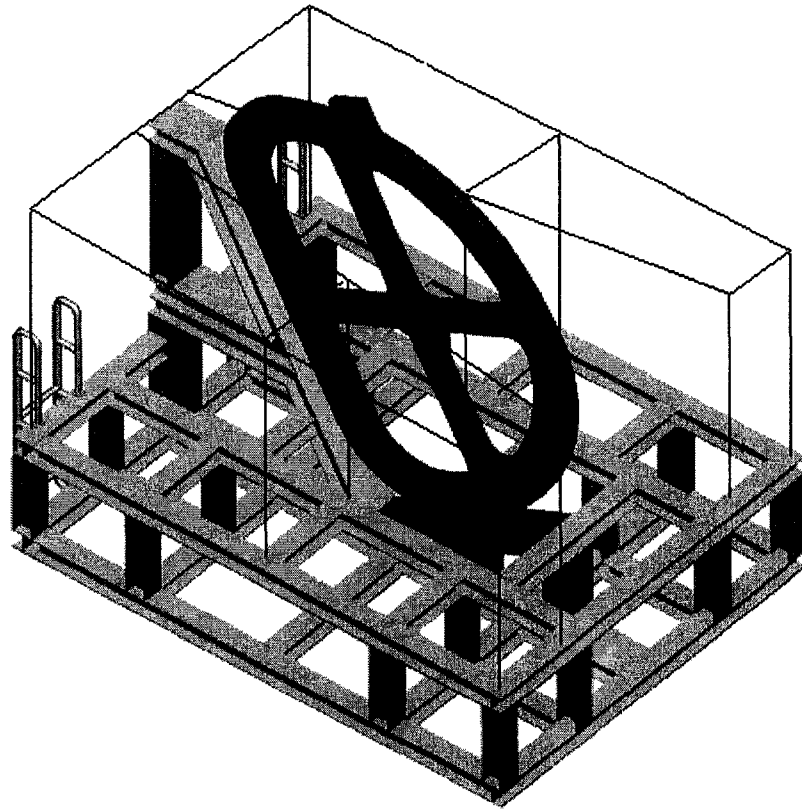


그림 3.3-62 지지구조물 및 진공 챔버의 3-차원 조립 형상

다. 에폭시 혼합 시스템

에폭시 혼합시스템은 진공함침 공정에서 필요한 에폭시를 적절한 온도에서 경화제와 혼합시켜 일정한 가압을 통해 진공챔버에 주입시키는 장치이다. 그림 3.3-63에서 같이 먼저 에폭시와 경화제를 혼합시키는 교반 탱크(mixing tank), 적절한 점도를 위해서 교반 탱크를 가열시킬 수 있는 온도제어 시스템 그리고 지지구조물로 구성된다. 교반 탱크는 모터, 진공배기 포트, 진공게이지가 부착되며, 공압 실린더는 탱크 커버의 탈착을 용이하게 하기 위해 고려되었다. 교반 탱크의 재질 SUS 304이며 용량은 최대 300 리터, 진공도는 1×10^{-3} Torr 이하로 유지되어야 하며, 최대 10 기압을 견딜 수 있어야 한다. 또한 작업 후 잔존하는 에폭시를 쉽게 제거하기 위해 탱크 내부는 테프론(Teflon)으로 코팅되었다.

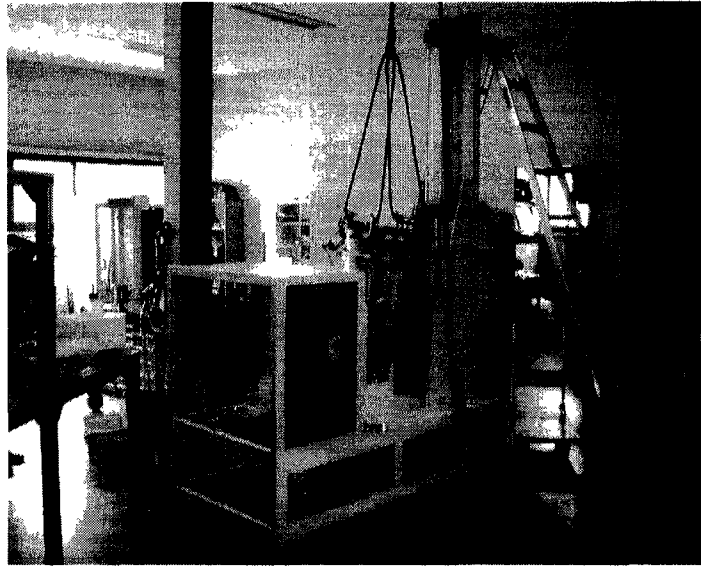


그림 3.3-63 에폭시 혼합시스템의 전체 구성도

라. 소형 진공 챔버

TF 코일 시스템의 최종 진공함침은 일회성 작업이기 때문에 고가의 초전도 코일과 구조물에 적용하기 전에 여러 단계의 예비적인 시험을 통하여 함침 공정은 확립되어야 한다. 이러한 예비적인 시험을 통해 구조물의 온도제어방법, 에폭시의 경화시간 예측, 에폭시의 소요량 예측, 구조물과의 탈착성, 후처리 방법 개발 그리고 충전재의 강도 등에 대한 연구가 수행되어야 한다. 따라서 시험용 소형 진공챔버는 TF 코일 inboard leg를 모사한 것으로 단면은 실제 코일 시스템과 유사하고, 길이는 약 1 m로 제작되었다. 그림 3.3-64와 그림 3.3-65는 각각 소형 진공챔버의 설계도면과 3-차원 그림을 나타낸 것이다.

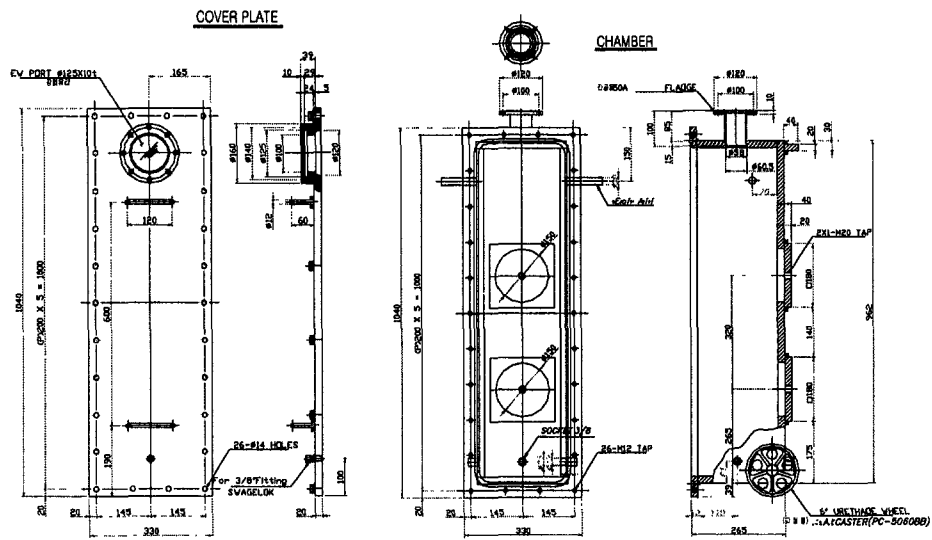


그림 3.3-64 소형 진공 챔버의 치수 및 형상

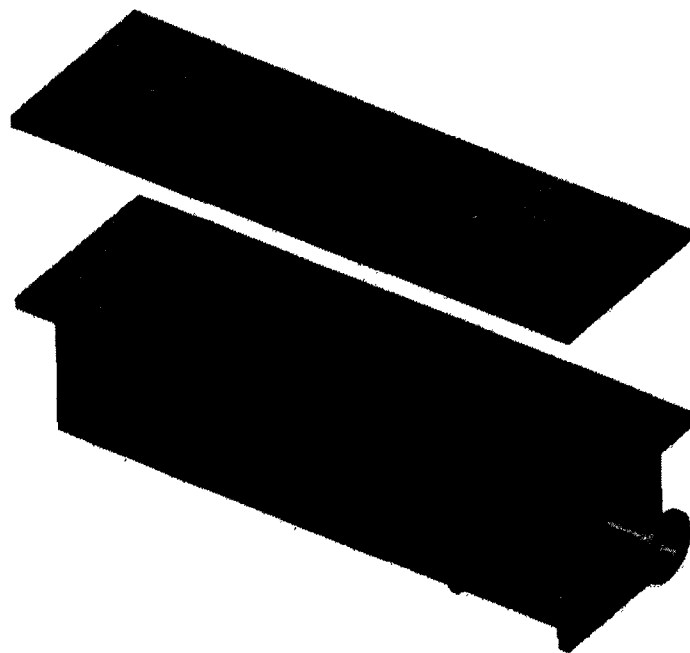


그림 3.3-65 소형 진공 챔버의 3-차원 형상

마. 구조물 가열 및 온도 제어시스템

TF 코일과 구조물의 최종 진공함침은 코일의 절연재가 열에 약하기 때문에 상온 경화용 에폭시가 사용되며 경화시간을 줄이기 위해 온도를 약 70 °C까지 증가시킬 수도 있다. 그림 3.3-66과 그림 3.3-67 는 각각 에폭시의 경화시간과 경화사이클을 나타낸 것이다. 에폭시의 경화온도는 에폭시 주입시간을 고려하여 전체 경화시간에 따라 결정되기 때문에 온도는 최종 함침에 대한 중요한 변수 중의 하나이다. 결국 다양한 온도 범위에서 에폭시의 가열 및 일정온도를 유지하기 위하여 구조물의 온도제어는 매우 중요하다. 이러한 목적으로 진공챔버의 가열 및 온도제어를 위한 시스템이 제작되었다. 시스템의 요구조건은 다음과 같다.

- 구조물은 열패드(heating pad)에 의하여 최고 70 °C에 도달되어야 하며 약 분당 0.67 °C를 가열시킬 수 있어야 함.
- 8 개의 온도 센서로부터 온도를 실시간으로 읽을 수 있어야 하며, 이 온도는 다시 궤환(feedback)되어 전력을 조절할 수 있어야 함
- 온도 센서의 종류는 multi type으로 읽을 수 있어야 함(USER 설정 방식).
- 각 장치는 시스템 운전에 적합한 시험 소프트웨어의 지원이 되어야 함.
- 8 개의 온도 센서 입력은 최대값 제어, 평균값 제어 방식으로 선택 제어가 되어야 하며, 설정 온도에 대한 제어모드, 프로그램 제어 모드로 구성되어야 함.
- 제어시스템은 컴퓨터 통신(RS-232C)으로 PC에서의 제어를 기본으로 함.
- 제어 시스템의 선택 구조
 - 온도 설정 모드는 설정 온도의 setting, 8 ch의 평균값/최대값 선택, 운전 종료 PC 및 touch screen에서 제어가 되어야 함.
 - 프로그램 모드는 첫 번째 온도상승 시간과 설정온도, 첫 번째 온도유지 시간 및 설정온도, 두 번째 온도상승 시간과 설정온도, 두 번째 온도유지 시간과 설정온도, 운전 종료를 프로그램 완료시간에 의해 종료됨.
 - 각 항의 제어는 오류 발생시 모든 조건을 해제하고, 정지 상태가 되며 모든 조건을 초기화 한 후 재 가동하여야 함.

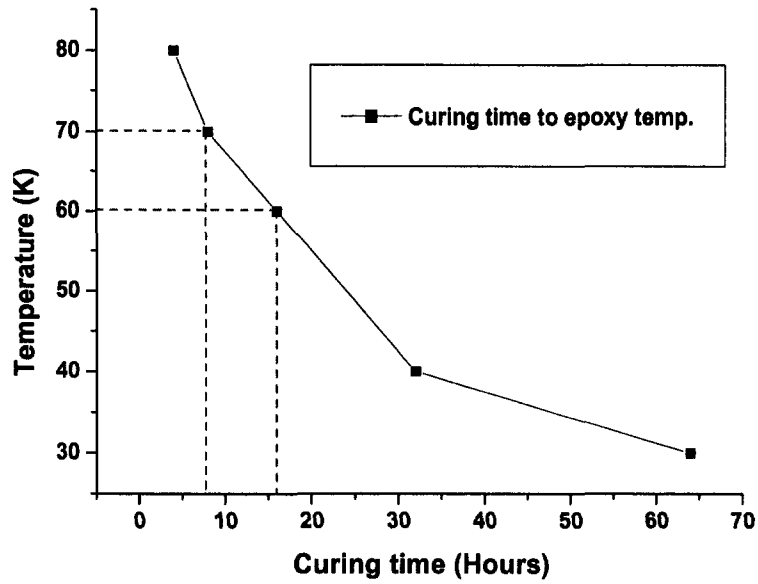


그림 3.3-66 온도에 따른 에폭시 (CTD 528)의 경화시간

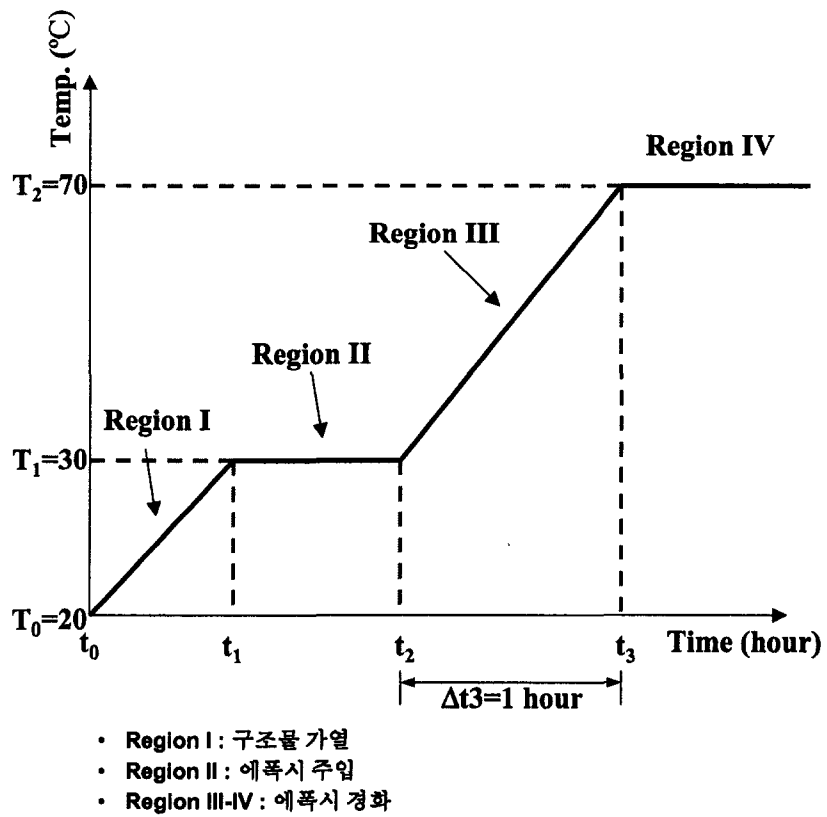


그림 3.3-67 에폭시의 경화 사이클(Curing cycle)

바. 향후 계획

본 단계에서는 TF 코일과 구조물 사이에 진공상태에서의 에폭시 함침공정을 확립하기 위하여 시험용 챔버, 지지 구조물, 구조물의 온도제어 시스템 등이 제작되었다. 향후 이러한 장치를 통하여 다양한 충전재와 에폭시를 이용한 함침 작업이 이루어질 것이며, 일련의 결과로부터 에폭시의 함침특성, 충전물의 기계적/열적 성질 등을 규명하여 본 제품에 사용할 수 있는 적절한 함침 공정을 수립할 계획이다.

제 4절 Cryostat

1. 서론

KSTAR 핵융합 실험장치의 저온용기는 초전도자석의 열손실을 줄이기 위해 초전도자석구조물 주위에 진공벽을 형성하는 구조물로서, lid, cylinder, base로 구성된 몸체, 포트 관통부, 열차폐판, 지지대 구조물로 구성된다[Ref. 3.4-1~3.4-3].

저온용기 몸체는 진공용기와 초전도자석의 정적/동적 하중을 지지하는 주 구조물이다. 원형실린더 구조물의 상부에는 돔(Dome) 형상의 lid 구조물이 연결되고, 하부에 리브로 보강된 base가 조립된 형상을 하고 있으며 진공, 진단, 가열, 냉각 등을 위한 72개의 진공용기 포트 관통부가 있다. 그리고 저온용기에는 30개의 자체 포트가 부착된다. 진공용기 포트 관통부는 진공용기에 작용하는 플라즈마 이상거동에 의한 전자기력, 베이킹에 따른 열하중, 지진하중, 자중 등에 의한 진공용기 및 포트의 변형을 흡수하기 위해 벨로우즈(Bellows)를 사용한 유연한 구조로 되어 있다. 용기 본체 내벽에는 초전도자석으로 들어오는 외부 복사열을 차폐하기 위해 GHe를 이용한 80 K 열차폐판이 부착된다. 용기의 하부 지지구조물에는 G10 판을 이용하여 건물의 콘크리트와 전기적으로 절연시킨다[Ref. 3.4-4~3.4-5)].

저온용기는 장치의 운영 중 주장치 전체의 자중, 진공압력, 전자기력, 지진하중 등의 힘이 작용할 것으로 예상되며 제작 시 엄격한 제작 규격 적용이 요구된다[Ref. 3.4-3].

2. 저온용기 설계요구조건

가. 일반 조건

저온용기는 초전도자석의 저온단열 환경을 유지시키기 위한 진공용기로서, 그림 3.4-1과 같이 lid, cylinder, base로 구성된 몸체와 이 용기 몸체에 부착된 포트, 저온용기 지지구조물을 포함하며, 저온용기의 수명기간 동안 밀폐가 유지되어야 하고 구조적으로도 안정해야 한다.

나. 진공 조건

저온용기는 용기 내부의 열차폐판, 초전도자석 구조물 등이 모두 설치되어 냉각 되었을 때 기저압력이 1.33×10^{-3} Pa (1.0×10^{-5} Torr) 이하이어야 한다. 모든 용접부는 헬륨누설검사(He leak test)를 실시하며 검출기의 최소 반응 감도에서 [5.0×10^{-12} Pa · m³/s (5.0×10^{-11} mbar · l/s)] 누설이 검출되지 않아야 한다.

다. 구조 조건

저온용기는 다음과 같은 각각의 하중과 이 하중들이 장치의 운영 시나리오에 따라 조합된 복합하중에 견디어야 한다.

- 냉각수 및 초저온 유체의 누설로 인한 비정상 상태에서 내부 진공도가 파열됨에 따라 발생하는 압력
- 플라즈마 이상거동 시 진공용기 지지구조물과 초전도자석 지지구조물로부터 전달 되는 전자기력
- 주장치 전체(저온용기, 초전도자석구조물, 진공용기, 내부 구성 부품 및 열차폐판) 자중
- 지진하중
- 정상상태에서 진공압력

라. 전자기 조건

저온용기는 다음과 같이 4개의 플라즈마 이상거동 시나리오에 의해 발생하는 전자기력에 견디어야 한다[Ref. 3.4-2].

- Plasma Motion and Current Quench Model for Radial Disruption
- Maximum Halo Current Model for Radial Disruption
- Plasma Motion and Current Quench Model for Vertical Disruption
- Maximum Halo Current Model for Vertical Disruption

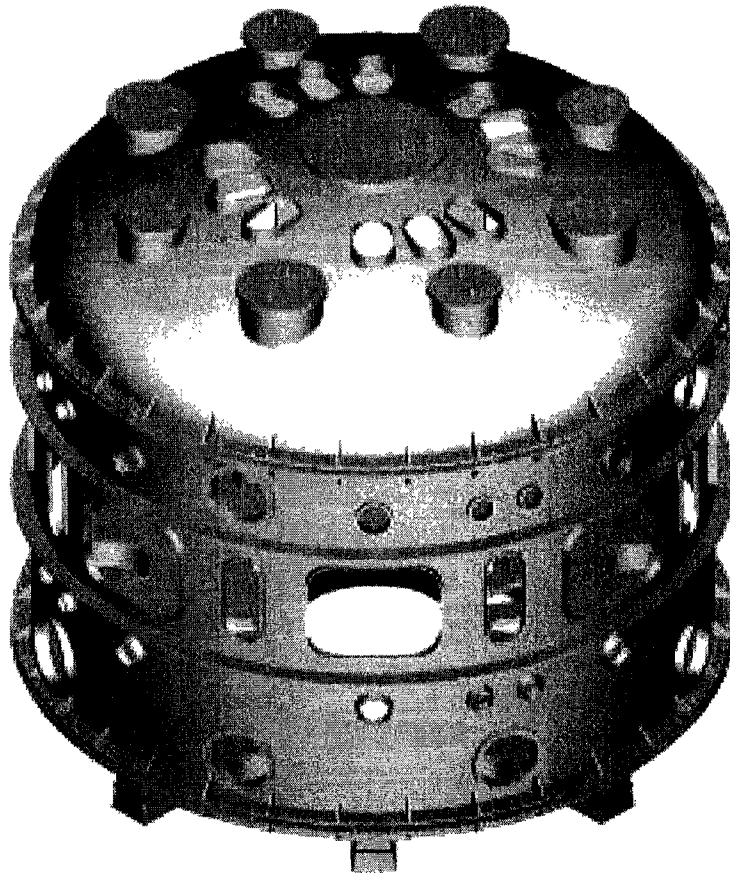


그림3.4-1 Configuration of the cryostat vessel

마. 기계 조건

저온용기 lid, cylinder, base는 주장치의 조립 및 유지보수를 위해 분리 가능한 구조인 lip seal 연결구조이어야 한다. Lid 구조물에는 lid 구조물을 분리하지 않고 CS 코일의 유지보수가 가능하도록 내경 1780 mm 포트를 부착한다. Base 구조물에는 PF5L 코일의 유지보수를 위해 쉽게 분리할 수 있도록 lip seal 구조의 연결고리(connection ring)를 부착한다. 저온용기의 진공용기 포트 관통부는 진공용기 포트와 벨로우즈가 일체로 외부에서 삽입되어 조립될 수 있어야 한다. 저온용기 base 상부에는 진공용기 및 초전도자석 지지구조물이 설치될 bearing plate를 용접하여 부착한다. Pressure relief valve와 drain을 저온용기에 설치한다.

바. 전기 조건

저온용기는 초전도자석구조물과 전기적으로 절연시켜야하며, 진공용기와는 포트 및 진공용기 지지구조물을 통해 전기적으로 연결한다. 그리고 저온용기 지지구조물은 G10 plate를 사용하여 건물의 콘크리트와 전기적으로 절연시키며, 전기적으로 접지 시킨다.

사. 지진 조건

저온용기는 지진하중에 구조적으로 안정해야 한다. 지진해석에는 KSTAR 장치가 설치되는 대전지역의 최대지진 예상하중 및 건물의 설계지진하중(Richter 규모 5 기준, 수평방향으로 0.12 G, 수직방향으로 0.08 G)과 OBE(Operation Basic Earthquake)를 기준으로 건물의 시간이력해석 (Time History Analysis)을 통해 개발된 층응답스펙트럼(Floor Response Spectrum)을 사용한다[Ref. 3.4-6].

아. 제작 조건

저온용기 제작의 일반기준은 ASME B&PV 코드 Section VIII Div. 2 및 제작자 자체 제작규정을 적용한다[Ref. 3.4-7]. 발주자가 작성한 문건과 ASME 코드의 일반기준이 상충될 경우 발주자 문건이 우선한다. 기준이 없을 경우 KS 규격을 사용하고, JIS 규격 등(KS 규격이 없는 것)을 참조한다.

저온용기를 운반 가능한 크기로 제작하여 KBSI에 납품해야하며, lid, cylinder, base가 각각 조립된 상태가 납품 완료상태이다. 제작 전에 재료, 용접사, 용접절차, 용접 검사자, 치수 검사, 수리 절차 등 품질보증(QA)관련 제반 사항을 규정한 절차서를 KBSI에 제출하고 승인을 받는다. 제작이 진행되는 동안과 제작 완료 후 검사 및 시험 절차서에 따라 품질 검사를 실시하고 기준을 만족해야 한다.

자. 현장 조건

저온용기는 제작공장에서 설치 장소인 KBSI로 수송이 가능한 무게와 크기로 제작해야하며, 밀봉 포장해서 운반해야한다. 제작품은 청결하고 건조한 폐쇄공간에 보관(site condition 유지)해야한다. KSTAR 조립현장의 단품에 대한 최대 허용무게는 150 톤이며, 건물에 설치된 출입문의 크기는 높이가 10 m, 폭이 8 m이다. KSTAR 하역장소는 길이 20 m, 폭 10 m, 높이 20 m 크기를 허용할 수 있다.

차. 조립 조건

저온용기는 KSTAR 현장에서의 조립 작업을 최소화해야한다. 조립현장에서 lid, cylinder, base가 최종 조립되므로 공장에서 이를 고려하여 포트 및 lip seal 부를 제작한다. 현장에서의 조립은 용접변형을 최소화하여 조립정밀도를 만족시켜야 하며, 특히 포트와 lip seal부의 조립공차, 진공용기 및 초전도자석 지지구조물이 고정되는 bearing plate의 볼트 홀 위치와 편평도 조건을 만족해야 한다.

카. Local I & C 조건

저온용기 주요 부위의 표면 온도, 응력, 변위, 진동가속도, 내부 압력 및 진공도 등을 측정해야하며, 계측을 위한 온도계, 스트레인게이지, 변위측정기, 가속도계, 압력, 진공게이지 및 모니터링 시스템이 필요하다.

타. 접지 및 절연 조건

접지 및 절연 케이블의 위치를 선정해야 한다.

파. 재료 조건

저온용기의 몸체, 포트, 지지구조물, 볼트 재료는 ASME 코드에서 정의하는 재료를 사용해야하며, 용접부의 투자율이 2.5 이하이어야 한다. 그리고 전기절연 재료는 G10 재료를 사용해야 한다.

3. 저온용기 형상

KSTAR 토카막 저온용기(Cryostat)는 내경 8.8 m, 높이 5.8 m의 단일 벽 구조로 된 cylinder 구조물로서, 상부에 돔 형상의 Lid 구조물과 하부에 리브(Rib)로 보강된 평평한 base 구조물로 구성된다. 그리고 바닥 구조물은 8개의 저온용기 지지대(Support)에 의해 건물의 앵커볼트(Anchor Bolt)에 구조적으로 연결된다. 저온용기 주위에는 진공용기 포트 72개와 저온용기 자체 포트 30개가 부착된다. 진공용기 포트들은 벨로우즈(Bellows)를 연결하여 베이킹(Baking) 및 여러 하중에 의한 진공용기의 변위를 흡수할 수 있는 유연한 구조로 설계하였다. 저온용기 내벽에는 초전도자석의 복사열 차폐를 위한 80 K 열차폐판(Thermal Shield)이 부착되며, 이것을 고정하기 위한 고정부품(Clip)이 용기의 내벽에 부착된다.

가. 재료

저온용기는 표 3.4-1에 명기한 재료로 제작한다. SA240-304L은 몸체 및 포트 제작 재료로서, ASME Section II, Part A and Part D에 규정된 기계적 특성과 화학적 조성을 갖고 있어야 한다. Cryostat support의 재료는 G10 plate 및 SA240-304이며, 볼트의 재료는 SA193-B8M이다.

표 3.4-1 Material of the cryostat

| Component | Material |
|----------------------------------|------------|
| 1. Lid, Cylinder, Base structure | SA240-304L |
| 2. Cryostat support | SA240-304 |
| 3. Electric isolator | G10 |
| 4. Bolt | SA193-B8M |

나. 구성요소

(1) 저온용기 몸체

저온용기 몸체는 그림 3.4-1과 같이 lid, cylinder, base로 구성된다. Lid 구조물은 높이 1910 mm, 두께 33 mm의 둥근 형상 구조물로서, 중앙에 CS(Central Solenoid) 코일 구조물의 유지보수를 위한 포트와 작업자 통로 및 진단 및 냉각용 포트들을 가공한다. Cylinder 구조물은 높이 5800 mm, 두께 30 mm에 2개의 원주방향 보강 리브가 수평 포트의 상하에 부착된 형상이며, 진단, 가열, 냉각을 위한 포트를 부착한다. Base 구조물은 두께 50 mm 또는 100 mm로 반경 및 원주방향 보강 리브(두께 50 mm)의 Bottom Plate 하부에 용접되며, 상부에는 두께 50 mm의 Bearing Plate를 용접한다.

저온용기 몸체를 구성하는 부분품은 운반 가능한 크기로 제작되어 조립현장에서 최종 용접으로 완성시킨다. 주장치 조립 시 cylinder, lid, base 구조물은 상호 lip seal부를 용접하고, 볼트로 체결한다. Base 구조물에는 PF5L 코일의 유지보수를 위한 개구부 확보를 위해 bottom plate의 상부에서 lip seal 구조의 연결고리(connection ring)를 사용하여 용접하고, plate의 하부에서 볼트로 체결한다.

(2) 저온용기 포트

저온용기에는 표 3.4-2와 같이 진공용기 포트 관통부 72개를 포함하여 총 102개의 포트가 부착된다. 진공용기 포트 관통부는 belows가 연결되어 진공용기에서 발생하는 변위를 흡수할 수 있도록 설계되었으며, 저온용기 자체 포트 30개는 viton o-ring 실(seal)을 위한 플랜지가 부착된다.

(3) 저온용기 지지구조물

저온용기 지지구조물은 그림 3.4-2와 같이 8개의 두께 50mm SA240-304 재질로 용접된 H-빔 형상의 구조물로 구성되며, 각 지지구조물은 전기적 절연을 위해 G10 plate에 의해 상/하부 구조물로 분리된다. 각각의 하부 지지구조물은 콘크리트 기초의 앵커(anchor) 볼트에 체결되어 저온용기 내부의 진공용기 및 초전도자석 구조물로부터 전달되는 정적/동적 하중을 지탱하도록 설계되었다. 상부 지지구조물은

cryostat base와 용접되며, 정확한 위치에 용접이 이루어지도록 가이드 바를 부착하였다. 그리고 상/하부 지지구조물의 M56 볼트 체결부위는 G10 절연부시가 사용되고, 이 부위의 용이한 체결을 위하여 torquenut를 사용할 예정이다.

표 3.4-2 VV & Cryostat Port Summary

| Port Type | | Q'ty | Shape | Service |
|--|-------------|------|-------------|--|
| 1. VV Port Penetration (Vertical) | 1) TV | 12 | Race track | Diagnostics & Utilities |
| | 2) BV | 12 | Race track | Diagnostics & Utilities |
| | Sub-total | 24 | | |
| 2. VV Port Penetration (Horizontal) | 1) NBI | 6 | Rectangular | 2-Neutral Beam I. 1-Vacuum Pumping 3-Diagnostics |
| | 2) RF | 3 | Rectangular | 1-ECH, 1-ICRH, 1-LHCD |
| | 3) EH | 7 | Race Track | 7-Diagnostics, etc. |
| | Sub-total | 16 | | |
| 3. VV Port Penetration (Slanted) | 1) SP | 16 | Circular | Divertor Cooling, etc. |
| | 2) B&C | 16 | Circular | VV Baking & Cooling |
| | Sub-total | 32 | | |
| 4. Cryostat Access Port | 1) Lid | 9 | Circular | Man entry, He/Signal line |
| | 2) Bottom | 9 | Circular | Man entry, Bus/Signal line |
| | 3) Cylinder | 12 | Circular | PD, Cooling/Bus /Signal line |
| | Sub-total | 30 | | |
| Total | | 102 | | |

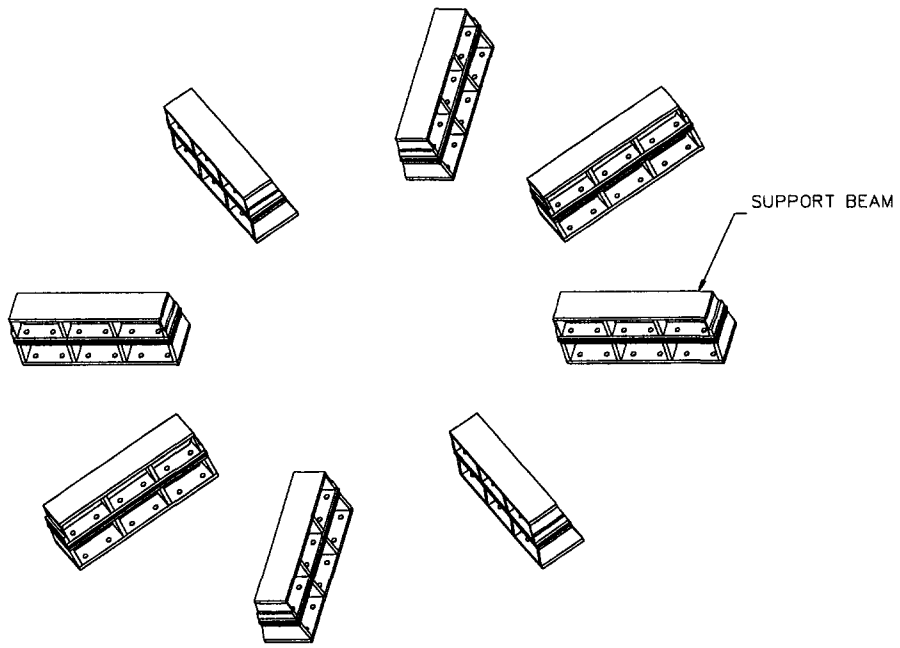


그림 3.4-2 Configuration of the cryostat support

4. 저온용기 설계 및 구조해석

가. 저온용기 설계표준

설계표준은 ASME Section VIII, Division 2에 근거하여 표 3.4-3과 같이 정의한다[Ref. 3.4-7]. 저온용기는 운전 상태에 따라 표 3.4-4와 같이 예상 하중을 정의하고, 표 3.4-5의 개별하중과 표 3.4-6의 복합하중에 대한 설계표준을 적용한다.

표 3.4-3 Design criteria for cryostat vessel

| Stress Type | Abbreviation | Criteria |
|---|--------------|-------------|
| Primary General Membrane | P_m | $< 1.0kS_m$ |
| Primary Local Membrane | P_L | $< 1.5kS_m$ |
| Primary Local Membrane + Primary Bending | P_L+P_b | $< 1.5kS_m$ |
| Primary + Secondary | P_L+P_b+Q | $< 3.0 S_m$ |

where, S_m = Design stress intensity values at design temperature.

k = Stress intensity factor

ㄷ 3.4-4 Applicable Loadings for Each Operating State

| Operating State | Applicable Loadings | Remarks |
|---|--|---------|
| 1. Construction | 1) Dead weight : CR weight, thermal shield weight and other attachment weight 2) VV weight including imposed load on VV 3) Magnet system weight 4) Superimposed loads for construction | |
| 2. Normal Operating State | 1) Dead weight : CR weight, thermal shield weight and other attachment weight 2) VV weight including imposed load on VV 3) Magnet system weight 4) Interior vacuum pressure 5) Port end loads | |
| 3. VV Baking State | 1) Dead weight : CR weight, thermal shield weight and other attachment weight 2) VV weight including imposed load on VV 3) Magnet system weight 4) Interior vacuum pressure 5) Port end loads 6) Thermal expansion load of VV | |
| 4. Plasma Disruption State (4-Scenario) | 1) Dead weight : CR weight, thermal shield weight and other attachment weight 2) VV weight including imposed load on VV 3) Magnet system weight 4) Interior vacuum pressure 5) Port end loads 6) EM load acting on VV supports 7) EM load acting on magnet supporting Post | |

표 3.4-5 Cryostat Design Criteria for Individual Loads

| Operating State | Structural Design Criteria ^{1,2,3,4} | | | |
|----------------------------|---|----------------------------------|---|------------------------------------|
| | General Primary Membrane (P_m) | Local Primary Membrane (P_L) | Primary Membrane +Bending (P_L+P_b) | Primary+ Secondary (P_L+P_b+Q) |
| 1. Construction | $< 0.9S_y$ | $< 0.9S_y$ | $< 0.9S_y$ | - |
| 2. Normal Operating State | $< S_m$ | $< 1.5S_m$ | $< 1.5S_m$ | $< 3S_m$ |
| 3. VV Baking State | $< S_m$ | $< 1.5S_m$ | $< 1.5S_m$ | $< 3S_m$ |
| 4. Plasma Disruption State | $< S_m$ | $< 1.5S_m$ | $< 1.5S_m$ | $< 3S_m$ |

- Notes:
1. S_m value is design stress intensity at design temperature.
 2. S_y value is yield strength at ambient temperature.
 3. S_m and S_y values are from ASME code Section II, Part D.
 4. Stress limits are defined in ASME code Section VIII, Div. 2. (AD-140)

표 3.4-6 복합하중에 대한 저온용기 설계표준

| Operating State | Structural Design Criteria ^{1,2,3} | | | |
|-----------------------------------|---|----------------------------------|---|------------------------------------|
| | General Primary Membrane (P_m) | Local Primary Membrane (P_L) | Primary Membrane +Bending (P_L+P_b) | Primary+ Secondary (P_L+P_b+Q) |
| 1. Normal Operating + Earthquake | $< 1.2S_m$ | $< 1.8S_m$ | $< 1.8S_m$ | $< 3S_m$ |
| 2. VV Baking + Earthquake | $< 1.2S_m$ | $< 1.8S_m$ | $< 1.8S_m$ | $< 3S_m$ |
| 3. Plasma Disruption + Earthquake | $< 1.2S_m$ | $< 1.8S_m$ | $< 1.8S_m$ | $< 3S_m$ |

- Notes:
1. S_m value is design stress intensity at design temperature.
 2. S_m value is from ASME code Section II, Part D.
 3. Stress limits are defined in ASME code Section VIII, Div. 2. (AD-140)

나. 저온용기 설계하중

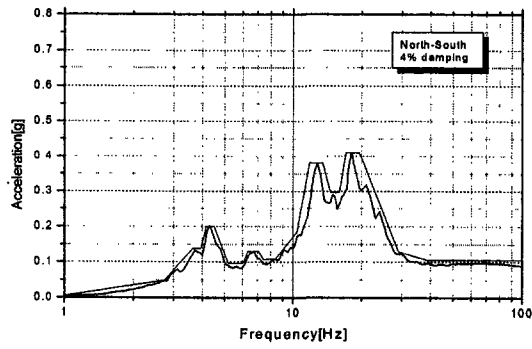
(1) 개별 하중

저온용기에 작용하는 하중은 다음과 같다.

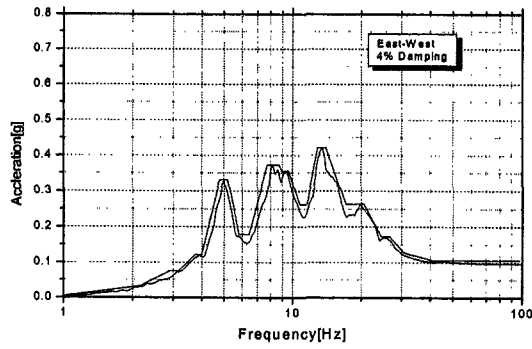
- 저온용기 자체의 무게는 약 170 톤이다.
- PFC, 냉매 등을 포함한 진공용기는 무게는 약 100 톤이며, 초전도자석 구조물의 무게는 약 300 톤이다.
- 저온용기 내/외부의 압력차이는 0.1 MPa 이다.
- 4종류의 플라즈마 이상거동 시나리오에 대한 진공용기 및 PFC에 발생하는 전자기력 하중은 표 3.4-7과 같다. 진공용기 지지구조물을 통해 전자기력이 저온용기 Base에 작용하고, 동시에 크기가 같고 방향이 반대인 전자기력이 Magnet Supporting Post를 통해 Base에 작용한다.
- 저온용기가 설치되는 콘크리트 바닥의 층 응답 스펙트럼(Floor Response Spectrum)은 그림 3.4-3과 같으며, 내진해석의 지진하중으로 사용한다.

표 3.4-7 Plasma disruption load of the VV and PFC

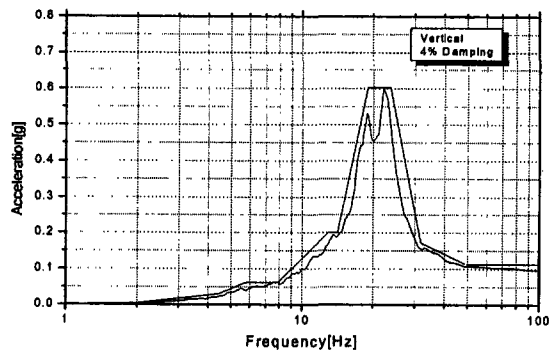
| Plasma Disruption Scenario | Net Force on VV(N) | | | Net Force on PFC(N) | | |
|---|--------------------|-----------|-----------|---------------------|-----------|-----------|
| | FX | FY | FZ | FX | FY | FZ |
| 1. Plasma motion and current quench model for radial disruption | 1.50E+06 | 6.20E+05 | 4.04E+04 | -2.77E+06 | -1.15E+06 | -1.14E+04 |
| 2. Maximum halo current model for radial disruption | -6.55E+05 | -2.71E+05 | 1.81E+06 | -1.50E+05 | -6.21E+04 | 1.76E+05 |
| 3. Plasma motion and current quench model for vertical disruption | -2.11E+03 | 1.11E+02 | -2.36E+04 | -5.36E+04 | -2.61E+02 | -1.00E+05 |
| 4. Maximum halo current model for vertical disruption | -2.00E+03 | 1.56E+04 | -2.19E+05 | 1.59E+05 | -7.93E+04 | -3.08E+06 |



(a) North-South Direction



(b) East-West Direction



(c) Vertical Direction

그림 3.4-3 Floor Response Spectrum for KSTAR Tokamak

(2) 해석결과 평가

ASME Section VIII, Division 2 코드에 근거한 설계표준에 따라 응력 평가를 실시하였다.

(3) 피로 평가

저온용기의 피로 강도는 ASME 코드에 기준에 따라 반복하중에 대한 피로평가를 실시한다. 플라즈마 이상거동의 하중반복 회수는 아래와 같다.

- o Assumed 20 Years Operation.
- o Number of Pulses: 100,000 (5,000 Per Year)
- o Number of Plasma Radial Disruption Cycle: 5,000 회
- o Number of Plasma Vertical Disruption Cycle: 15,000 회

다. 저온용기 구조해석

(1) ASME Code Calculation

저온용기는 ASME Code에 근거한 설계 및 제작이 요구됨에 따라 구조해석에 앞서 ASME Section VIII, Div. 2 에 근거한 cylinder 및 lid 구조물의 진공압력에 대한 구조강도 평가가 수행되었다.

먼저 내경 8.8 m, 두께 30 mm, 길이 5.6 m인 cylinder 구조물의 진공압력에 의한 평가가 진행되었고, 요구되는 cylinder의 최소 두께가 23 mm로 계산되었으며, 두께를 30 mm로 제작할 경우 구조적으로 안정할 것으로 예측되었다. 그리고 두 번째로 cylinder 구조물의 외부에 보강링이 부착된 경우에 대해 좌굴 안정성 평가를 실시하였으며, 보강링이 cylinder 구조물의 좌굴을 방지할 수 있도록 적합하게 설계되었음을 확인하였다. 마지막으로 1/10 접시형상의 lid 구조물의 진공압력에 대한 구조 안정성 평가가 수행되었다. 평가 결과 lid 구조물에 요구되는 최소 두께가 25 mm이었으며, 성형 후 최소 두께를 30 mm로 고려할 경우 평균 두께가 33 mm로 요구됨을 알 수 있었다.

저온용기의 ASME Code에 근거한 구조 안정성 검토결과 현 설계된 구조물이 ASME Code 기준을 만족하고 있으며, 구조적 안정할 것으로 예측되었다.

(2) Cryostat Vessel 구조해석

(가) 유한요소해석모델

저온용기의 구조해석을 위하여 그림3.4-4와 같이 lid, cylinder, base, support 구조물이 설치되고 포트 및 플랜지 커버가 조립된 경우의 유한요소해석모델을 생성하였다. ANSYS 프로그램의 shell 63 요소 약 3.5만개를 사용하여 모델링 하였으며, 볼트 체결되는 lid와 cylinder, cylinder와 base는 완전히 용접된 구조물로 가정하였으며, 콘크리트 바닥에 앵커볼트로 체결되는 support 하부의 6자유도 모두를 완전히 구속하였다. 그림 3.4-5는 support의 변위 경계조건을 나타낸 것이다.

(나) 작용하중

저온용기에 작용하는 주요 하중은 1)자중(Dead weight), 2)진공압력(Vacuum pressure), 3)진공용기 및 초전도자석 구조물로부터 전달되는 전자기력(Electromagnetic load), 4)지진하중(Seismic load) 등이다.

저온용기에 작용하는 자중은 저온용기를 포함한 주장치 전체의 자중을 의미하며, 총 550톤 정도로 예측된다. 진공압력은 저온용기 진공 펌핑시 용기 외벽에 작용되는 1 bar의 압력을 나타낸다. 진공용기 및 초전도자석 구조물로부터 전달되는 전자기력은 플라즈마 이상거동에 의한 하중이며, 본 구조해석에서는 예상되는 4가지 전자기력(halo radial & vertical, eddy radial & vertical) 중 수평방향에서 가장 큰 halo radial 하중과 수직방향에서 가장 큰 eddy vertical 하중을 고려하였다. 이들 전자기력은 진공용기 및 초전도자석의 지지구조물을 통하여 저온용기의 base 구조물의 bearing 판에 전달되며, 동시에 작용되는 진공용기와 저온용기의 두 하중의 방향은 서로 반대이다. 지진하중은 KSTAR 건물이 설치되는 대전지역의 최대 지진 가속도값과 건물의 지진설계 기준치(수평=0.12 G, 수직=0.08 G)에 근거하여 개발된 주장치가 설치되는 콘크리트 상면에서의 FRS(Floor Response Spectrum)를 사용하였으며, 장치가 운영될 때를 고려한 복합하중의 영향 평가에 이용하였다.

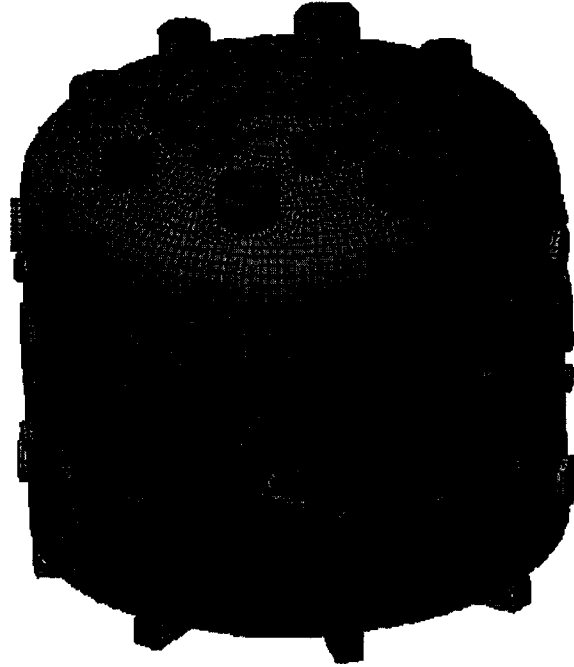


그림 3.4-4 FEM model for cryostat

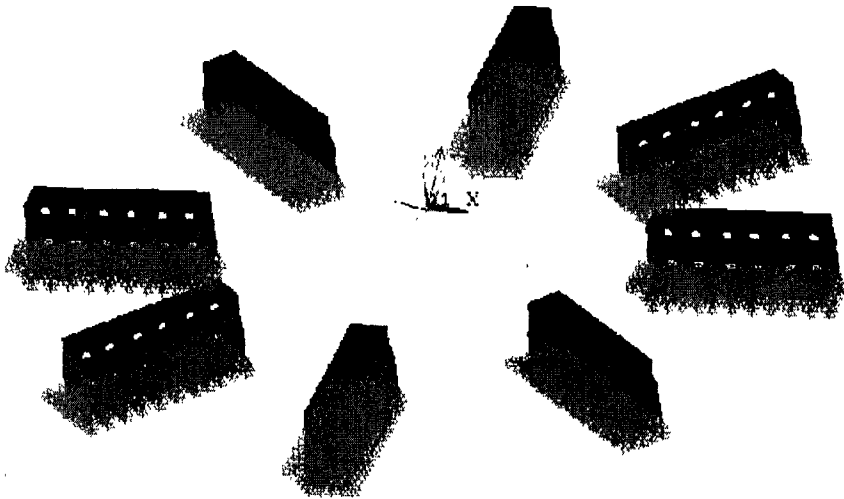


그림 3.4-5 Displacement boundary condition of the model

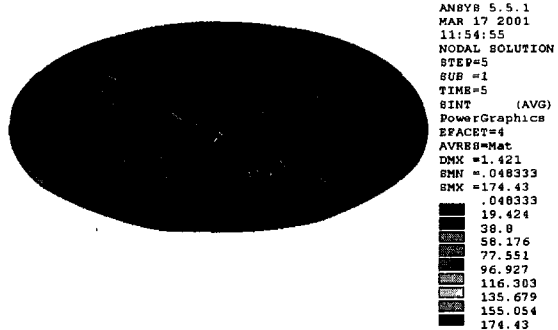
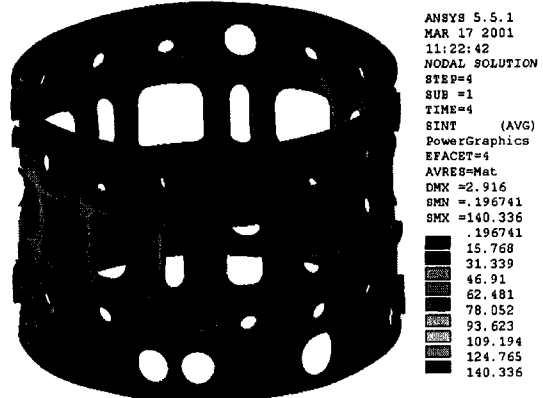
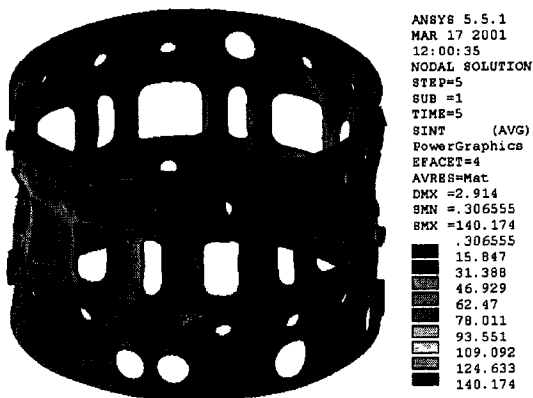
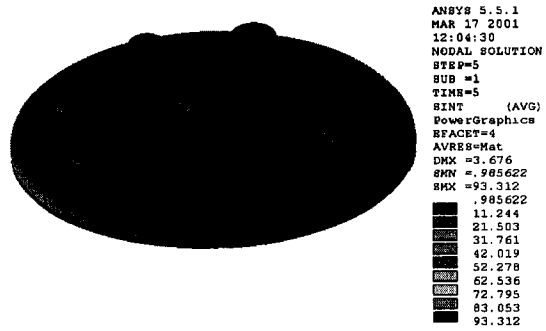
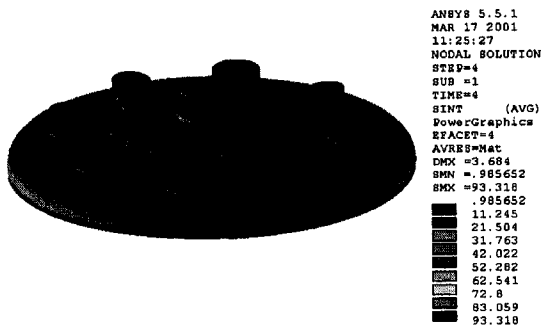
해석에 사용된 하중조합은 아래와 같다.

- 자중
- 자중 + 진공압력
- 자중 + 진공압력 + 전자기력(halo radial)
- 자중 + 진공압력 + 전자기력(eddy vertical)
- 자중 + 진공압력 + 지진하중
- 자중 + 진공압력 + 전자기력(halo radial) + 지진하중
- 자중 + 진공압력 + 전자기력(eddy vertical) + 지진하중

(다) 해석결과

ASME Code에 따라 응력해석 및 평가를 실시하였다[Ref. 3.4-8]. 사용된 셸요소의 중립면에서의 응력집중계수(stress intensity factor)를 막응력(membrane stress)과 비교하였고, 요소의 상하면에서의 응력집중계수는 막응력과 굽힘응력(bending stress)의 합과 비교하였다. 그리고 불연속 부재가 만나는 부위의 피크(Peak) 응력은 보수적인 설계를 위하여 막응력과 굽힘응력의 합과 비교하였다. 저온용기의 재료로 사용되는 SA240-304L의 허용응력집중계수는 표 3.4-8과 같다. 하중의 종류에 따른 응력집중요소(k)는 정상운영조건인 경우 1.0, 지진이 작용할 경우 1.2를 사용하였다. 저온용기의 응력평가는 표 3.4-9와 같이 응력이 집중되는 위치에서 이루어졌으며, 평가결과는 표 3.4-10 ~ 3.4-18과 같다. 고려된 모든 하중조합에서 허용응력 이하의 응력이 발생하였고, 발생된 최대 변위(3.7 mm)도 저온용기의 크기와 두께 30 - 33 mm를 고려할 때 매우 작은 값이었다.

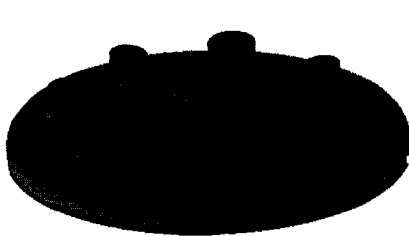
그림 3.4-6은 하중조합중 가장 큰 영향을 미칠 것으로 예상되는 자중 + 진공압력 + 전자기력(halo radial or eddy vertical)이 작용될 때 lid, cylinder, base의 응력분포를 나타낸 것이고, 그림 3.4-7은 자중 + 진공압력 + 전자기력(halo radial or eddy vertical) + 지진하중이 작용할 때 응력분포를 나타낸 것이다. 발생된 응력이 ASME Code의 허용응력 이하임을 알 수 있다. 그림 3.4-8, 그림 3.4-9는 자중 + 진공압력 + 전자기력 + 지진하중이 작용될 때 support에서의 응력분포를 나타낸 것이며, 발생된 응력이 허용응력 이내이었다.



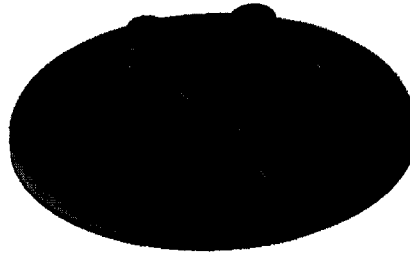
(a) EM load (Halo-Radial)

(b) EM load (eddy-vertical)

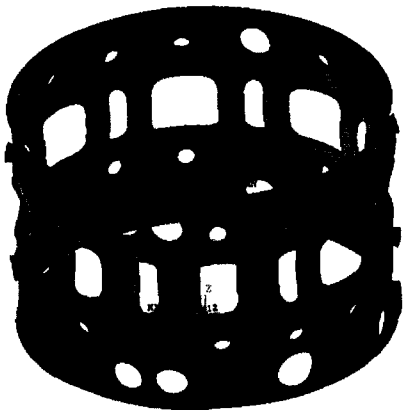
그림 3.4-6 Stress intensity contour of cryostat top layer for dead weight vacuum pressure+EM load



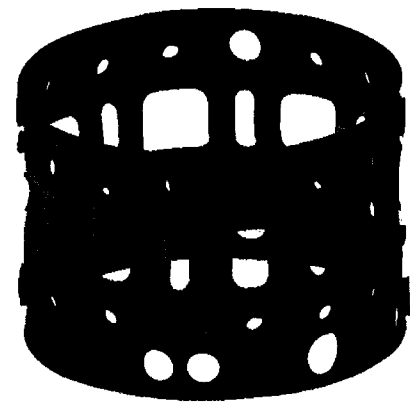
ANSYS 5.5.1
MAR 17 2001
11:40:44
NODAL SOLUTION
STEP=4+6
SINT (AVG)
PowerGraphics
EFACET=4
AVRES=Mat
DMX =3.719
SMN =.986391
SMX =93.585
11.275
21.564
31.852
42.141
52.43
62.719
73.007
83.296
93.585



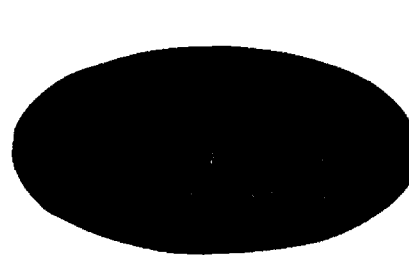
ANSYS 5.5.1
MAR 17 2001
12:08:21
NODAL SOLUTION
STEP=5+7
SINT (AVG)
PowerGraphics
EFACET=4
AVRES=Mat
DMX =3.709
SMN =.991572
SMX =93.559
11.277
21.562
31.847
42.133
52.418
62.703
72.989
83.274
93.559



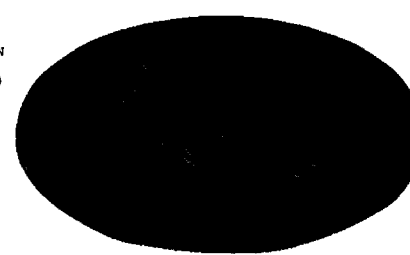
ANSYS 5.5.1
MAR 17 2001
12:11:10
NODAL SOLUTION
STEP=5+7
SINT (AVG)
PowerGraphics
EFACET=4
AVRES=Mat
DMX =3.039
SMN =.268891
SMX =137.322
.268891
15.497
30.725
45.953
61.182
76.41
91.638
106.866
122.094
137.322



ANSYS 5.5.1
MAR 17 2001
11:42:42
NODAL SOLUTION
STEP=4+6
SINT (AVG)
PowerGraphics
EFACET=4
AVRES=Mat
DMX =3.093
SMN =.345577
SMX =140.236
.345577
15.889
31.432
46.976
62.519
78.063
93.606
109.149
124.693
140.236



ANSYS 5.5.1
MAR 17 2001
12:13:51
NODAL SOLUTION
STEP=5+7
SINT (AVG)
PowerGraphics
EFACET=4
AVRES=Mat
DMX =2.12
SMN =.049619
SMX =246.727
049619
27.458
54.867
82.275
109.684
137.092
164.501
191.91
219.318
246.727



ANSYS 5.5.1
MAR 17 2001
11:47:30
NODAL SOLUTION
STEP=4+6
SINT (AVG)
PowerGraphics
EFACET=4
AVRES=Mat
DMX =1.717
SMN =.042484
SMX =162.236
042484
18.064
36.085
54.107
72.128
90.15
108.171
126.193
144.214
162.236

(a) EM load (Halo-Radial)

(b) EM load (eddy-vertical)

그림 3.4-7 Stress intensity contour of cryostat top layer for dead weight + vacuum pressure + EM load + seismic load

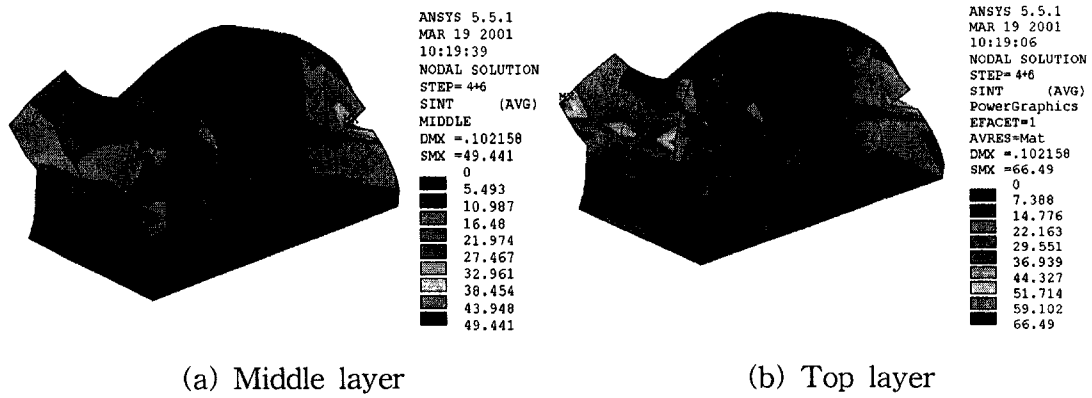


그림 3.4-8 Stress intensity contour of cryostat support for dead weight + vacuum pressure + EM load(Halo-Radial) + seismic load

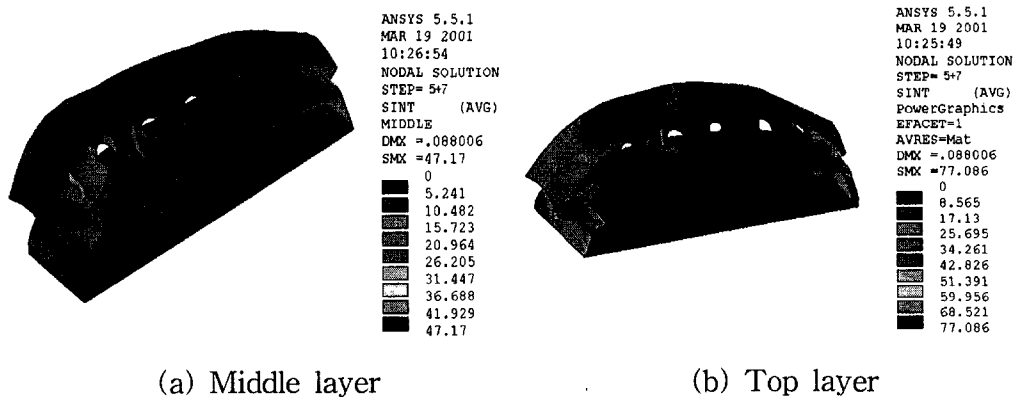


그림 3.4-9 Stress intensity contour of cryostat support for dead weight + vacuum pressure + EM load(Eddy-Vertical) + seismic load

ASME Code에 의한 설계기준은 다음과 같다.

- o Primary General Membrane : $P_m < 1.0kS_m$
- o Primary Local Membrane : $P_L < 1.5kS_m$
- o Primary Local Membrane + Primary Bending : $P_L+P_b < 1.5kS_m$
- o Primary + Secondary : $P_L+P_b+Q < 3.0kS_m$

where, S_m = Design stress intensity values at design temperature.

k = Stress intensity factor

표 3.4-8 Allowable stress intensities of SA240-304L

| Operating State | Design Stress Intensity(MPa) | k Factor | Stress Category | Allowable Stress Intensities(MPa) |
|---------------------------|------------------------------|----------|-----------------|-----------------------------------|
| operating state | 115.141 | 1.0 | P_m | $1.0kS_m = 115.141$ |
| | | | P_L | $1.5kS_m = 172.712$ |
| | | | P_L+P_b | $1.5kS_m = 172.712$ |
| | | | P_L+P_b+Q | $3 S_m = 345.423$ |
| operating state + seismic | 115.141 | 1.2 | P_m | $1.0kS_m = 138.169$ |
| | | | P_L | $1.5kS_m = 207.254$ |
| | | | P_L+P_b | $1.5kS_m = 207.254$ |
| | | | P_L+P_b+Q | $3 S_m = 345.423$ |

표 3.4-9 Location of Stress evaluation

| Parts | Abbreviation | Location |
|--------|--------------|---|
| Lid | LJLAPSE | Junction of lid wall and access port stub end |
| | LRLE | Region of lid wall edge |
| | LJLVPSE | Junction of lid wall and upper vertical port stub end |
| Mid | MJMB | Joint region of mid and bottom wall |
| | MJMEPSE | Junction of mid wall and EH port stub end |
| Bottom | BJVPSNS | Junction of bottom vertical port and stiffner near cryostat support |

☒ 3.4-10 Stress evaluation for dead weight

| Parts | Stress Category | Stress Intensity (MPa) | Allowable Stress Intensity (MPa) | Ratio | Location | Displacement (mm) |
|--------|-----------------------------------|------------------------|----------------------------------|-------|----------|-------------------|
| Lid | P _L | 2.891 | 172.712 | 0.017 | LRLE | 0.242 |
| | P _L +P _b +Q | 4.987 | 345.423 | 0.014 | LJLAPSE | |
| Mid | P _L | 5.525 | 172.712 | 0.032 | MJMB | 0.137 |
| | P _L +P _b +Q | 7.585 | 345.423 | 0.022 | | |
| Bottom | P _L | 40.254 | 172.712 | 0.233 | BJVPSNS | 0.852 |
| | P _L +P _b +Q | 93.515 | 345.423 | 0.271 | | |

☒ 3.4-11 Stress evaluation for dead weight+vacuum pressure

| Parts | Stress Category | Stress Intensity (MPa) | Allowable Stress Intensity (MPa) | Ratio | Location | Displacement (mm) |
|--------|-----------------------------------|------------------------|----------------------------------|-------|----------|-------------------|
| Lid | P _L | 53.020 | 172.712 | 0.307 | LJLAPSE | 3.685 |
| | P _L +P _b +Q | 93.315 | 345.423 | 0.270 | | |
| Mid | P _L | 93.877 | 172.712 | 0.544 | MJMEPSE | 2.919 |
| | P _L +P _b +Q | 140.435 | 345.423 | 0.407 | | |
| Bottom | P _L | 35.734 | 172.712 | 0.207 | BJVPSNS | 2.060 |
| | P _L +P _b +Q | 73.433 | 345.423 | 0.213 | | |

Table 4-12 Stress evaluation for dead weight+vacuum pressure+EM load
(Halo-Radial)

| Parts | Stress Category | Stress Intensity (MPa) | Allowable Stress Intensity (MPa) | Ratio | Location | Displacement (mm) |
|--------|-----------------------------------|------------------------|----------------------------------|-------|----------|-------------------|
| Lid | P _L | 53.027 | 172.712 | 0.307 | LJLAPSE | 3.684 |
| | P _L +P _b +Q | 93.318 | 345.423 | 0.270 | | |
| Mid | P _L | 93.805 | 172.712 | 0.543 | MJMEPSE | 2.916 |
| | P _L +P _b +Q | 140.336 | 345.423 | 0.406 | | |
| Bottom | P _L | 79.746 | 172.712 | 0.462 | BJVPSNS | 2.038 |
| | P _L +P _b +Q | 178.685 | 345.423 | 0.517 | | |

☒ 3.4-13 Stress evaluation for dead weight+vacuum pressure+EM load (Eddy-Vertical)

| Parts | Stress Category | Stress Intensity (MPa) | Allowable Stress Intensity (MPa) | Ratio | Location | Displacement (mm) |
|--------|-----------------------------------|------------------------|----------------------------------|-------|----------|-------------------|
| Lid | P _L | 53.012 | 172.712 | 0.307 | LJLAPSE | 3.676 |
| | P _L +P _b +Q | 93.312 | 345.423 | 0.270 | | |
| Mid | P _L | 93.551 | 172.712 | 0.542 | MJMEPSE | 2.914 |
| | P _L +P _b +Q | 140.174 | 345.423 | 0.406 | | |
| Bottom | P _L | 77.065 | 172.712 | 0.446 | BJVPSNS | 1.421 |
| | P _L +P _b +Q | 174.430 | 345.423 | 0.505 | | |

☒ 3.4-14 Stress evaluation for dead weight+vacuum pressure+SL

| Parts | Stress Category | Stress Intensity (MPa) | Allowable Stress Intensity (MPa) | Ratio | Location | Displacement (mm) |
|--------|-----------------------------------|------------------------|----------------------------------|-------|----------|-------------------|
| Lid | P _L | 53.740 | 207.254 | 0.259 | LJLAPSE | 3.721 |
| | P _L +P _b +Q | 93.587 | 345.423 | 0.271 | | |
| Mid | P _L | 93.945 | 207.254 | 0.453 | MJMEPSE | 3.106 |
| | P _L +P _b +Q | 140.335 | 345.423 | 0.406 | | |
| Bottom | P _L | 42.692 | 207.254 | 0.206 | BJVPSNS | 1.681 |
| | P _L +P _b +Q | 59.959 | 345.423 | 0.174 | | |

☒ 3.4-15 Stress evaluation for dead weight+vacuum pressure+EM load(Halo-Radial)+ seismic load(SL)

| Parts | Stress Category | Stress Intensity (MPa) | Allowable Stress Intensity (MPa) | Ratio | Location | Displacement (mm) |
|--------|-----------------------------------|------------------------|----------------------------------|-------|----------|-------------------|
| Lid | P _L | 53.743 | 207.254 | 0.259 | LJLAPSE | 3.719 |
| | P _L +P _b +Q | 93.585 | 345.423 | 0.271 | | |
| Mid | P _L | 93.872 | 207.254 | 0.453 | MJMEPSE | 3.093 |
| | P _L +P _b +Q | 140.236 | 345.423 | 0.406 | | |
| Bottom | P _L | 72.549 | 207.254 | 0.350 | BJVPSNS | 1.717 |
| | P _L +P _b +Q | 162.236 | 345.423 | 0.470 | | |

Æ 3.4-16 Stress evaluation for dead weight+ vacuum pressure+ EM load(Eddy_vertical)+ seismic load

| Parts | Stress Category | Stress Intensity (MPa) | Allowable Stress Intensity (MPa) | Ratio | Location | Displacement (mm) |
|--------|-----------------------------------|------------------------|----------------------------------|-------|----------|-------------------|
| Lid | P _L | 53.759 | 207.254 | 0.259 | LJLAPSE | 3.709 |
| | P _L +P _b +Q | 93.559 | 345.423 | 0.271 | | |
| Mid | P _L | 92.348 | 207.254 | 0.446 | MJMEPSE | 3.039 |
| | P _L +P _b +Q | 137.322 | 345.423 | 0.398 | | |
| Bottom | P _L | 112.838 | 207.254 | 0.544 | BJVPSNS | 2.120 |
| | P _L +P _b +Q | 246.727 | 345.423 | 0.714 | | |

Æ 3.4-17 Stress evaluation for dead weight+ vacuum pressure+ EM load(Halo-Radial)+ seismic load

| Parts | Stress Category | Stress Intensity (MPa) | Allowable Stress Intensity (MPa) | Ratio | Location | Displacement (mm) |
|---------|--------------------------------|------------------------|----------------------------------|-------|----------------|-------------------|
| Support | P _m | 49.441 | 138.169 | 0.358 | Rib plate edge | 0.102 |
| | P _L +P _b | 66.490 | 207.254 | 0.321 | | |

Æ 3.4-18 Stress evaluation for dead weight+ vacuum pressure+ EM load(Eddy-Vertical)+ seismic load

| Parts | Stress Category | Stress Intensity (MPa) | Allowable Stress Intensity (MPa) | Ratio | Location | Displacement (mm) |
|---------|--------------------------------|------------------------|----------------------------------|-------|----------------|-------------------|
| Support | P _m | 47.170 | 138.169 | 0.341 | Rib plate edge | 0.088 |
| | P _L +P _b | 77.086 | 207.254 | 0.372 | | |

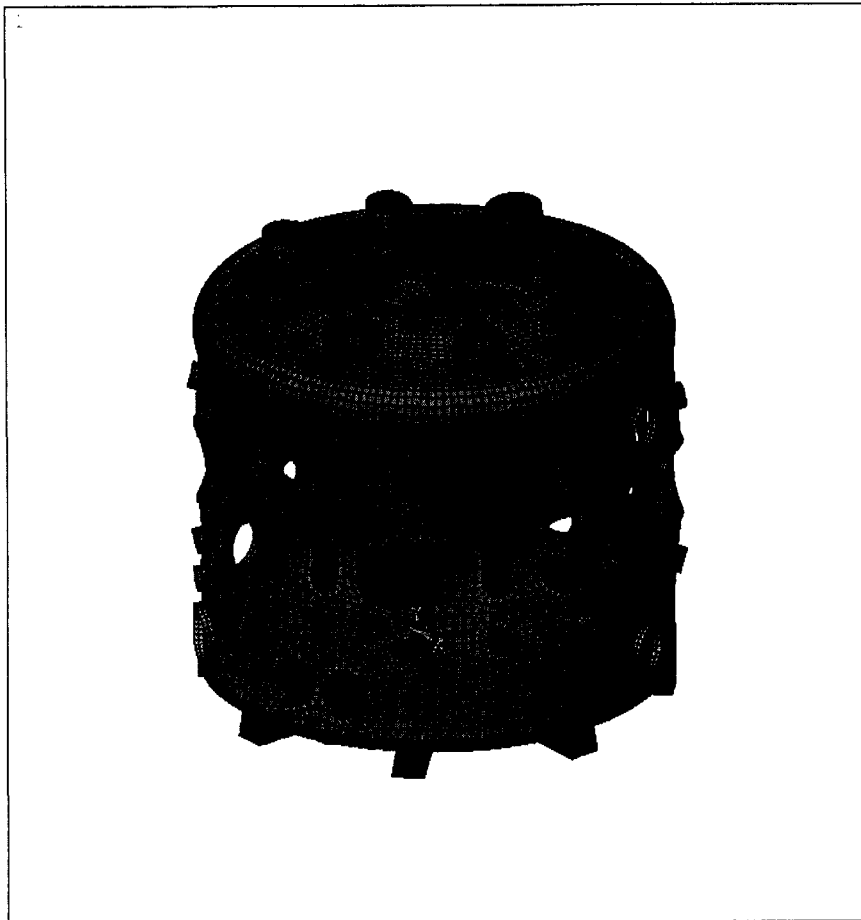
(라) 좌굴해석

저온용기 설계에서는 진공압력에 대해 좌굴 안전성이 규명되어야하며, ASME Code 기준으로 3이상이어야 한다. 유한요소해석 결과 그림 3.4-10과 같은 좌굴모드가 발생하였고, 좌굴하중계수 5.8이 계산되었으며, 장치의 운영중 진공압력에 의한 좌굴이 발생하지 않을 것으로 예측되었다.

(3) Port 구조해석

저온용기 구조물에는 진공용기 포트 72개를 포함하여 저온용기 포트 102개가 부착된다. 이들 포트에는 각 포트의 용도에 적합한 플랜지가 부착될 예정이며, 현재 플랜지의 상세 설계가 진행중이다. 본 구조해석은 진공용기 포트가 저온용기를 관통하는 NBI, RF, EH, BV(bottom vertical), TV(top vertical), SP(slanted port), B&C(baking & cooling) 포트에 대해 진행되었으며, 그림 3.4-11, 3.4-12와 같이 이들 포트가 블랭크(blank) 플랜지로 조립되어 있다고 가정하여 모델링하였다. 하중조건으로 1 bar의 진공압력을 적용하였고, NBI, RF 포트의 경우 2톤의 부착 구조물 자중을 고려하였다. 해석모델의 경계조건은 1/4 모델의 특성을 고려하여 대칭경계조건을 적용하였고, Support의 하부는 완전히 고정시켰다.

저온용기 구조물 해석과 같은 방법으로 응력해석 및 평가가 이루어 졌으며, 구조해석 결과 발생된 최대 응력이 허용응력 이하였으며, 최대 변위도 3.3 mm로서 구조적으로 안정함이 입증되었다. 그림 3.4-13에 각 포트의 구조해석 결과 응력분포를 나타내었고, 응력평가 결과는 표 3.4-19와 같다.



```
ANSYS 5.5.1  
MAR 22 2001  
08:13:46  
DISPLACEMENT  
STEP=1  
SUB =1  
FACT=5.827  
RSYS=0  
DMX =3.813  
SEPC=26.016  
  
DSCA=120.558  
XV =-.565871  
YV =-.725071  
ZV =.392508  
*DIST=7972  
*XF =-8.196  
*YF =-77.446  
*ZF =3381  
A-ZS=63.478  
Z-BUFFER
```

그림 3.4-10 Buckling mode shape for cryostat

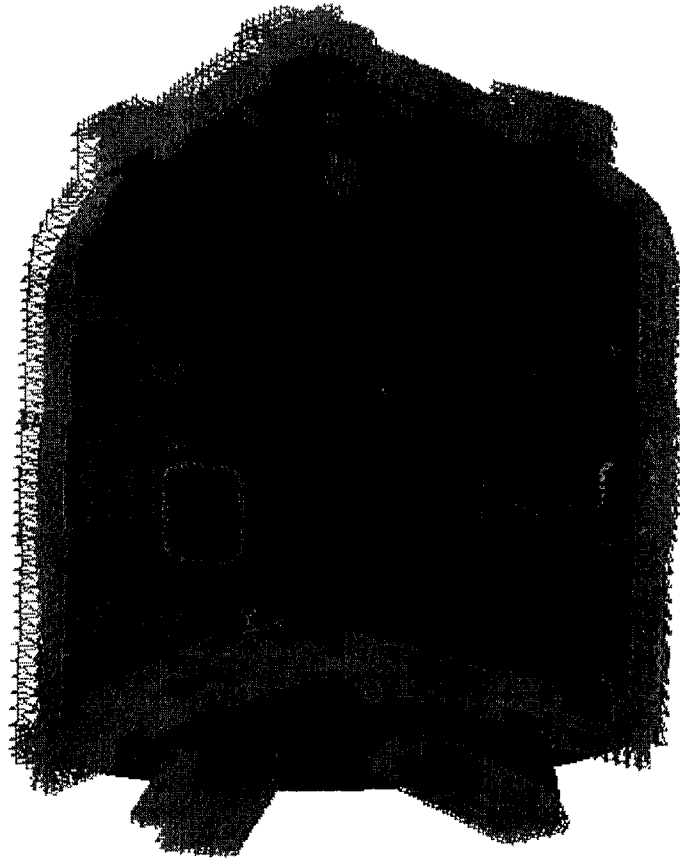
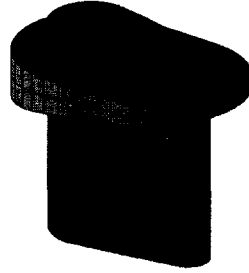
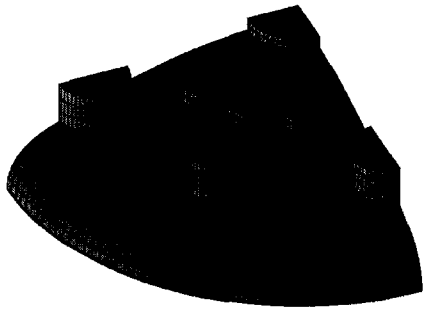
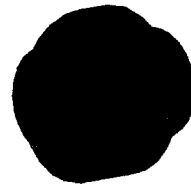
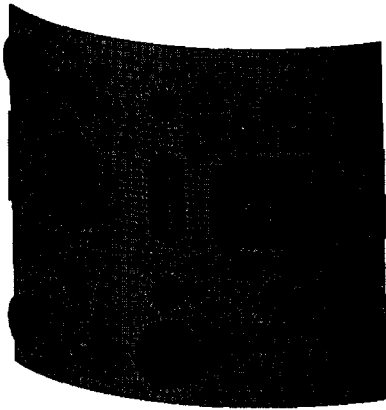


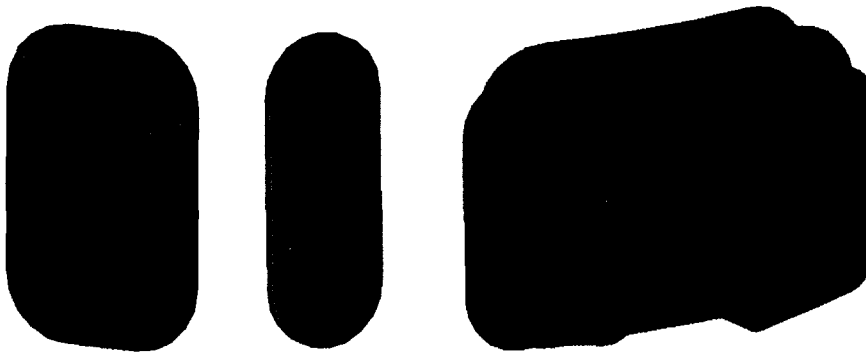
그림 3.4-11 Displacement boundary condition of the Cryostat vessel



(a) TV port

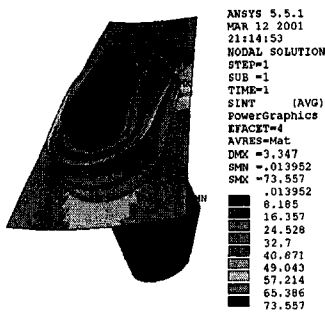


(b) SP port

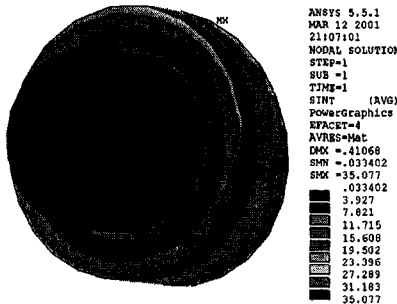


(c) RF, EH, NBI port

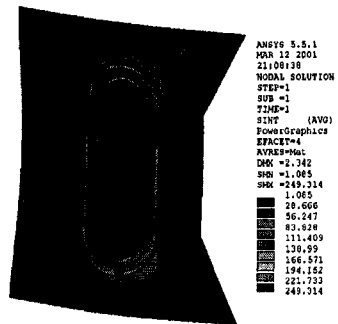
그림 3.4-12 Detail FEM model of the port



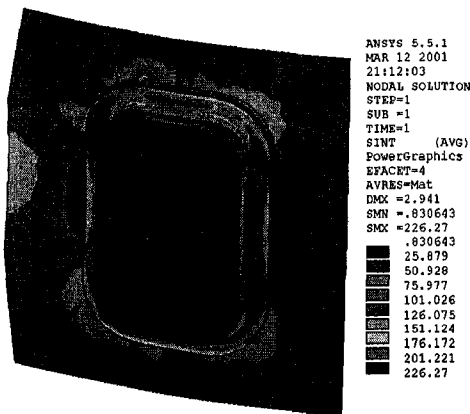
(a) VV & BV port



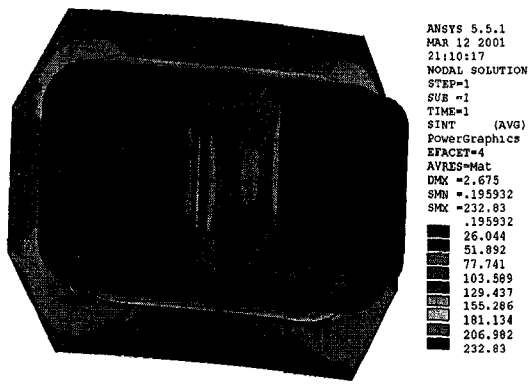
(b) SP port



(c) EH port



(e) RF port



(d) NBI port

그림 3.4-13 Stress intensity contour of cryostat ports for dead weight + vacuum pressure + seismic load

표 3.4-19 Stress evaluation of the cryostat port for dead weight+vacuum pressure+ seismic load

| Parts | Stress Category | Stress Intensity (MPa) | Allowable Stress Intensity (MPa) | Ratio | Location | Displacement (mm) |
|---------------------|-----------------------------------|------------------------|----------------------------------|-------|-----------|-------------------|
| Upper Vertical Port | P _L | 50.136 | 207.254 | 0.242 | stub edge | 3.347 |
| | P _L +P _b +Q | 73.557 | 345.423 | 0.216 | | |
| Cooling Port | P _L | 26.394 | 207.254 | 0.127 | stub edge | 0.411 |
| | P _L +P _b +Q | 35.077 | 345.423 | 0.101 | | |
| Elongated Port | P _L | 100.160 | 207.254 | 0.483 | stub edge | 2.342 |
| | P _L +P _b +Q | 249.314 | 345.423 | 0.722 | | |
| RF Port | P _L | 101.594 | 207.254 | 0.490 | stub edge | 2.941 |
| | P _L +P _b +Q | 226.270 | 345.423 | 0.655 | | |
| NBI port | P _L | 69.821 | 207.254 | 0.337 | stub edge | 2.675 |
| | P _L +P _b +Q | 232.830 | 345.423 | 0.674 | | |

(4) 내진해석

저온용기 지진해석은 건물 지진 가속도값(수평=0.12 G, 수직=0.08 G)에 근거하여 개발된 FRS에 따라 NISA II 프로그램을 사용하여 수행되었다[Ref. 3.4-9]. 그림 3.4-14와 같이 유한요소해석 모델을 사용하여 먼저 모달해석(modal analysis)을 수행하였고, 각 고유진동수(natural frequency)에 따른 모드형상(mode shape)을 구하였다. 모달해석결과 18 Hz에서 수평변형 모드가 관찰되었고, 33.5 Hz에서 비틀림 및 수직방향 변형모드가 관찰되었다.

모달해석 결과와 FRS를 사용하여 응답스펙트럼해석(response spectrum analysis)을 수행하였다. 사용된 FRS의 수직방향 최대치는 0.6 G이며, 수평방향 최대치는 0.43 G이고, 저온구조물이 용접구조물인 점을 고려하여 4% 댐핑(damping) 값을 사용하였다. 발생된 모드의 중첩은 일반적으로 내진해석에서 적용되고 있는 SRSS(square root of sum of square)법을 사용하였다.

응답스펙트럼해석결과 그림 3.4-15와 같은 변위선도를 얻었으며, lid 구조물의 상부에서 0.5 mm의 최대 변위가 계산되었다. 발생한 최대응력도 허용응력 이하였으며, 구조적으로 안정함을 확인할 수 있었다.

저온용기의 조합하중에 의한 영향 평가시 지진하중을 고려하기 위한 등가정적해석(equivalent static analysis)을 위하여 응답스펙트럼해석으로부터 유효가속도값(effective acceleration)을 표 3.4-20과 같이 구하였다. 수평방향으로 0.16 G, 0.28 G, 수직방향으로 0.11 G의 유효가속도값이 계산되었고, 저온용기의 지진하중을 고려한 등가정적해석에 이용하였다.

표 3.4-20 Effective accelerations for equivalent static analysis

| Directions | Sum of Reactions | | | | | |
|---------------------------|---------------------|----------------------------|---------------------|----------------------------|---------------------|----------------------------|
| | UX | | UY | | UZ | |
| | Force(N) | Eff. Acc. [*] (g) | Force(N) | Eff. Acc. [*] (g) | Force(N) | Eff. Acc. [*] (g) |
| E-W (X-Dir.) | 2.975×10^5 | 0.1618 | 2.580×10^5 | 0.1403 | 2.547×10^4 | 0.0139 |
| N-S (Y-Dir.) | 3.835×10^5 | 0.2085 | 4.411×10^5 | 0.2399 | 2.111×10^4 | 0.0115 |
| Vertical (Z-Dir.) | 2.845×10^4 | 0.0155 | 2.354×10^4 | 0.0128 | 1.979×10^5 | 0.1076 |
| All (SRSS ^{**}) | 4.861×10^5 | 0.2644 | 5.116×10^5 | 0.2782 | 2.006×10^5 | 0.1091 |

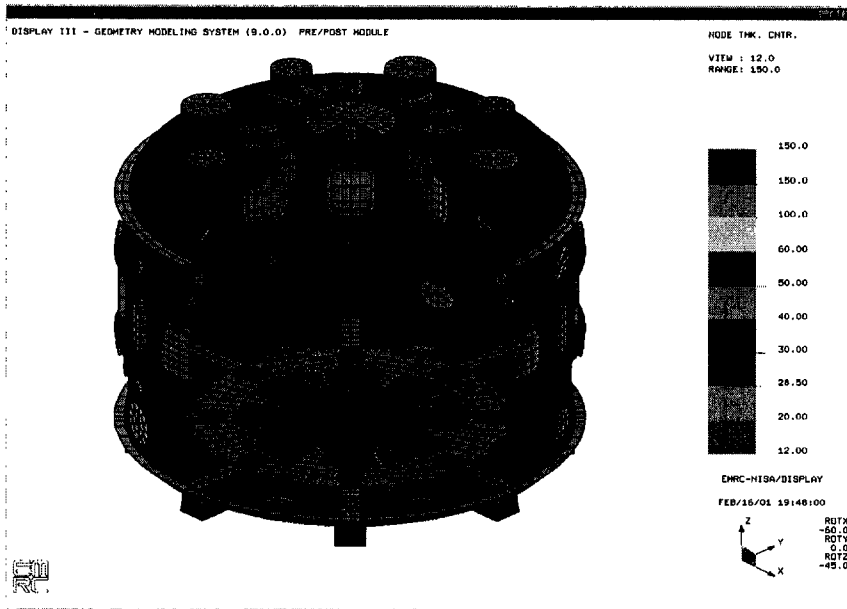


그림 3.4-14 Nodal thickness contours of the cryostat for seismic analysis

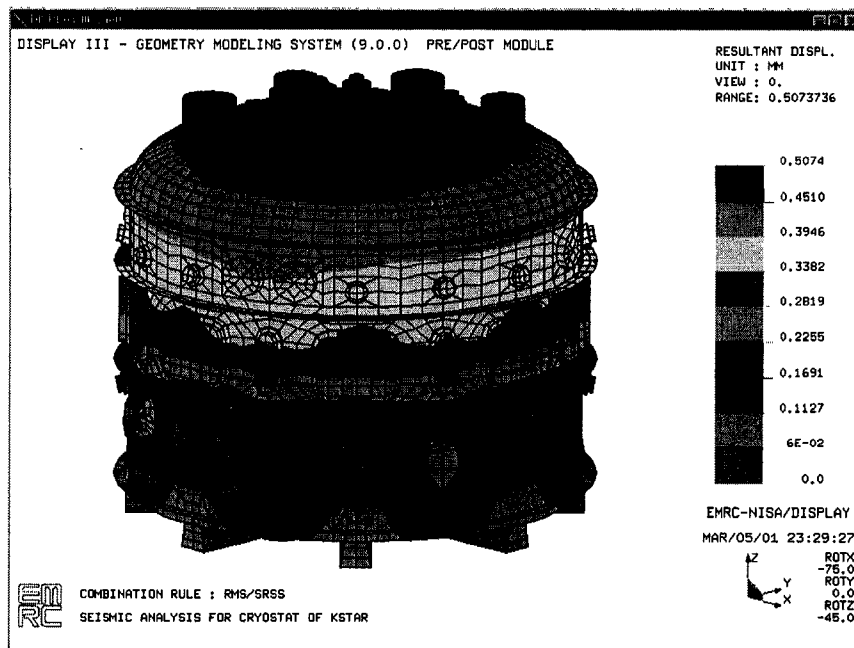


그림 3.4-15 Displacement contours from response spectrum analysis

라. Bellows 설계

(1) 진공용기 포트 관통부 설계

KSTAR 진공용기는 VV baking, plasma disruptions, earthquake 발생 시 다양한 형태의 정적/동적 변형을 일으키는 구조물로서, VV port penetrations이 일어나는 cryostat ports에는 유연한 연결구조물이 추가되어야 한다. 이 연결구조물에는 일반적으로 VV의 큰 변형을 흡수하며 진공 벽을 형성할 수 있는 bellows가 많이 이용되고 있다. Bellows는 제작 방법에 따라 성형(formed) bellows와 용접(welded) bellows로 크게 구분되며, 연결되는 구조물의 형상/기능과 작용하중 특성에 적합한 bellows 형상을 선택할 수 있다. 용접 bellows는 좁은 설계공간에서 신축성이 뛰어난 특성을 갖고 있으나 제작비용이 성형 bellows에 비해 높은 단점을 지니고 있다. 이와 반대로 성형 bellows는 용접 bellows에 비해 넓은 설계공간을 필요로 하나 가격이 저렴한 특성이 있다. 그림 3.4-16, 3.4-17과 같이 KSTAR 진공용기 포트 관통부에는 저온용기와 진공용기 포트 사이 bellows 설계공간이 협소하기 때문에 그림 3.4-18~3.4-23 과 같은 용접 bellows 사용을 고려하고 있다.

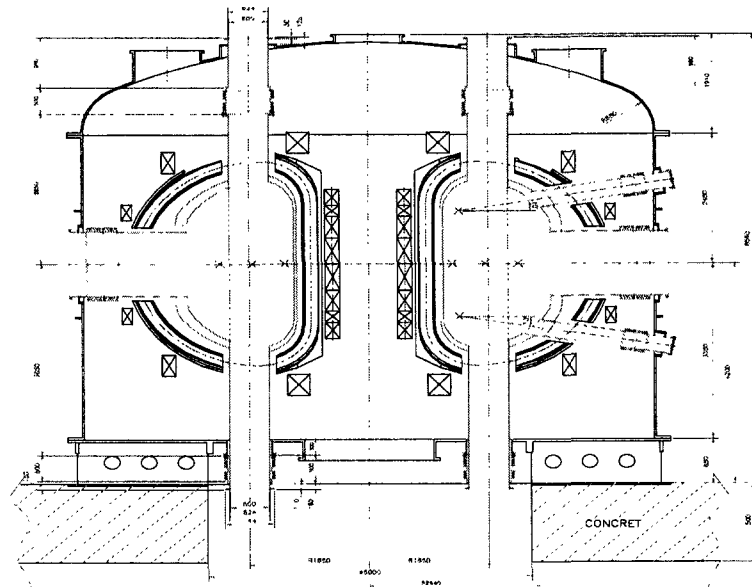


그림 3.4-16 Configuration of the VV port penetration

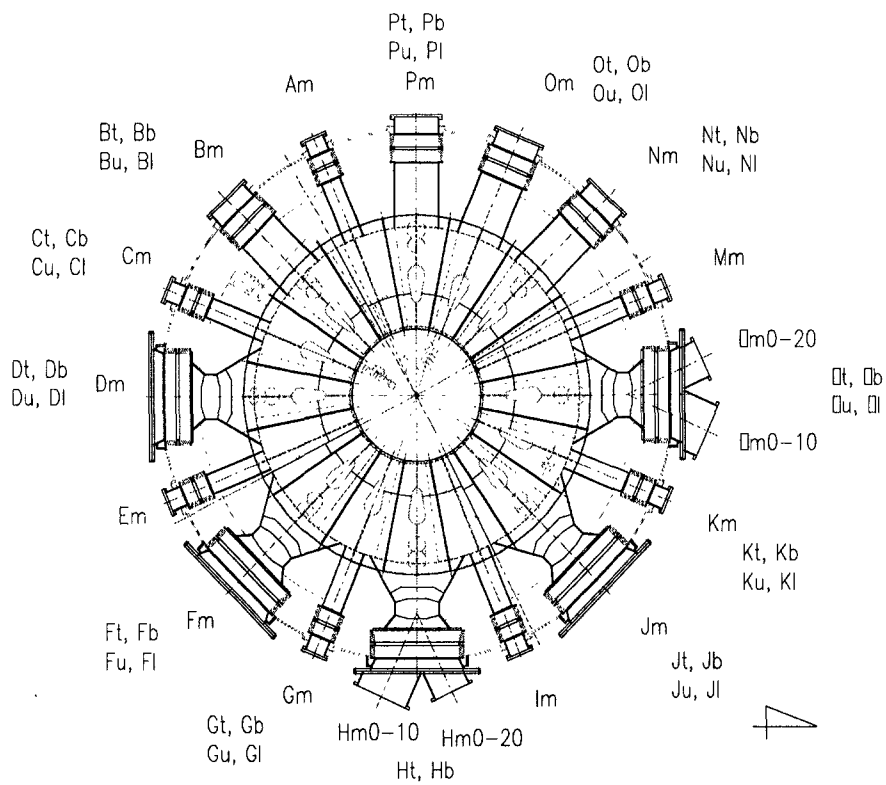


그림 3.4-17 Section cut plan view of the medium radial port

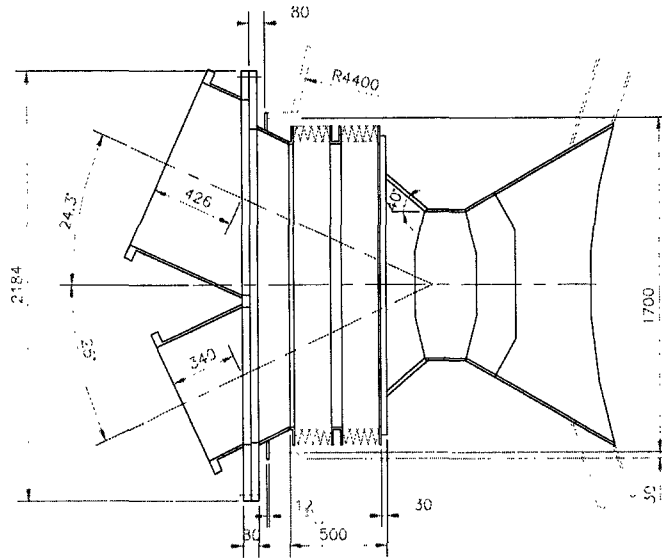


그림 3.4-18 NB type port penetration schematic

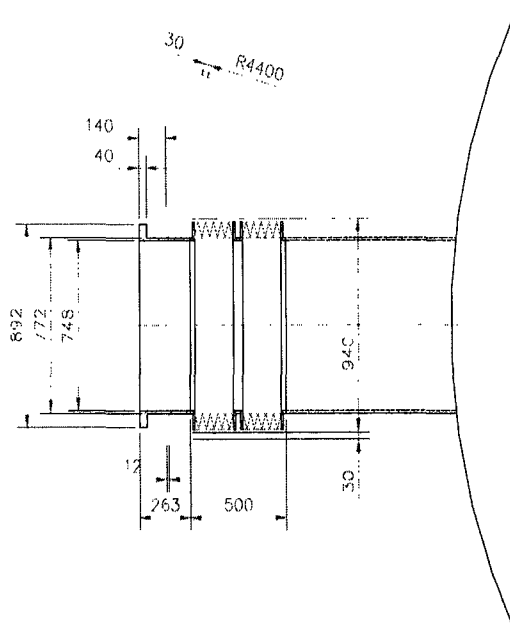


그림 3.4-19 RF type port penetration schematic

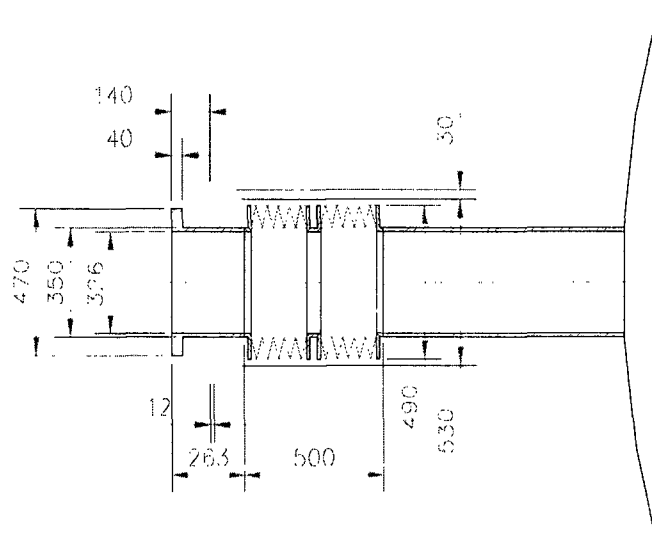


그림 3.4-20 Elongated horizontal port penetration schematic

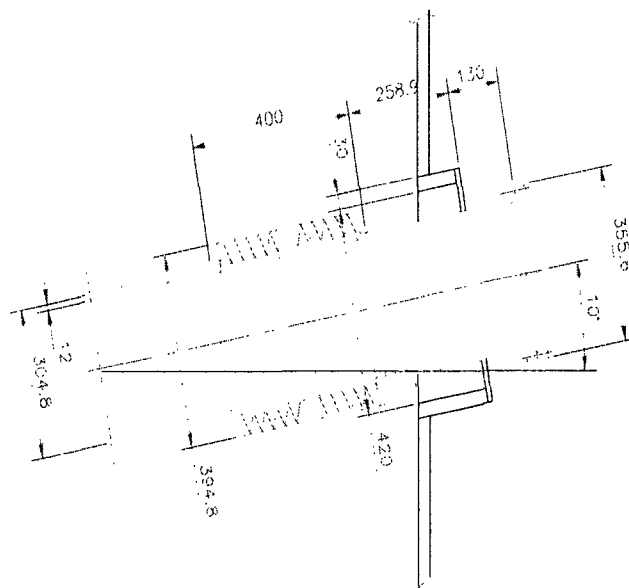


그림 3.4-21 Slanted port penetration schematic

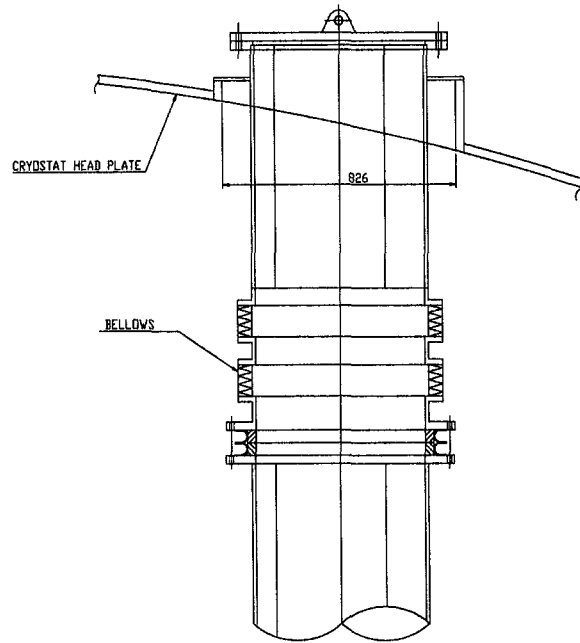


그림 3.4-22 TV port penetration schematic

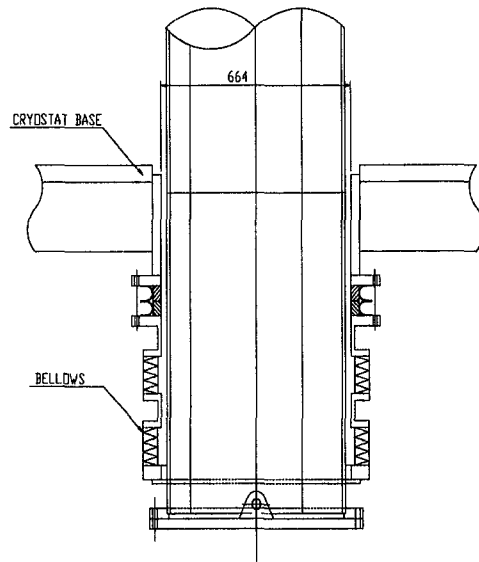


그림 3.4-23 BV port penetration schematic

(2) Bellows 기본설계조건

(가) Vacuum requirements

- o VV base pressure : 1×10^{-9} Torr
- o Outgassing rate : 1×10^{-11} Torr l/sec cm^2
- o Helium leak rate : 1×10^{-9} Torr l/sec

(나) Mechanical requirements

- o Design load conditions : VV port displacements and its iterations
- o Temperature : maximum temperature : 150 °C
minimum temperature : 27 °C
- o Pressure : 1 bar(external & internal pressure)

(다) Basic dimension

- o Inside dimension of the bellows
- o Bellows shape : fixed
- o Bellows length : less than ~500 mm
- o Need spacer : length of spacer is free

(라) Material

- o SUS316L or others

(마) Quality assurance test

- o Spring constant test
- o Stress distribution measurement test
- o Life cycle test
- o Pressure proof test
- o Helium leak test
- o Outgassing rate measurement test

(3) Bellows 설계

VV port penetrations에 사용 예정인 bellows의 형상은 그림 3.4-24와 같이 circular, race track, rectangular 3종류이며, VV port type 및 기본 치수/수량 등은 표 3.4-21에 정리되어 있다.

표 3.4-21 Bellows shape and quantity

| Bellows shape | B. s. name | VV port type (VV port in. d.(mm)) | Basic dimension(mm) | Quantity |
|---------------|------------|-----------------------------------|--|----------|
| Circular | C1 | SP (ID280) | Di=304, Do=394 | 16 |
| Race track | T1 | EH (326x1200-R163) | Ly=874, Ri=175, Ro=245 | 7 |
| | T2 | TV (R70-490-R140) | Ly=320, Ri=184, Ro=234 | 12 |
| | T3 | BV (R70-490-R140) | Ly=320, Ri=184, Ro=234 | 12 |
| Rectangular | R1 | NB (1440x1200-R238) | Dxi=1464, Dyi=1224, Ri=250 Dxo=1624, Dyo=1234, Ro=330 | 6 |
| | R2 | RF (748x1200-R200) | Dxi=772, Dyi=1224, Ri=212 Dxi=912, Dyi=1364, Ri=282 | 3 |

(가) 설계 변위 및 반복회수 산정

진공용기의 구조해석 결과로부터 산출된 변위에 근거한 Bellows 설계가 수행되었다. 표 3.4-22와 같이 진공용기의 baking, 플라즈마 이상거동 하중, 지진하중 작용시 각 포트의 bellows 연결부에서 축방향 변위와 횡방향 변위를 구하였다. 구조물의 자중에 의한 영향은 미미하였으며, 설계 변위조건에서는 고려하지 않았다. 플라즈마 이상거동에 의한 변위는 모두 4가지 하중으로 구분되며, 최대 변위가 발생한 경우를 고려하여 적용하였다. 지진에 대한 설계조건은 지진하중을 고려한 등가정적 해석 결과로부터 산출된 값이며, 지진이 각 하중조합과 동시에 발생될 때 계산 결과를 반영한 것이다. 각각의 하중 반복회수는 보수적인 설계를 위하여 안전계수를 고

려하였으며, 표 3.4-23과 같은 Bellows 설계요구조건을 설정하였다. 그림 3.4-25 ~ 3.4-29는 설계된 Bellows의 형상을 나타낸 것으로서 피로강도(fatigue strength) 계산결과 설계요구조건을 만족하는 것으로 판명되었다.

① Baking

- 가정 : 1년에 VV를 150℃로 최대 25회 baking 실시
- 하중반복회수 : 25회 x 10년 = 250회
- 설계 하중반복회수 : 250회 x 3(안전계수) = 750회
- 설계 변위 : 각 포트 끝단의 최대 변위 + ±3 mm(Bellows와 VV port 제작/설치 오차)

② Plasma disruption due to eddy and halo current

- 가정 : Plasma shot number(50,000회)의 10 %가 eddy current disruption 발생
Plasma shot number(50,000회)의 10 %가 halo current disruption 발생
- 하중반복회수 : 50,000회 x 0.2 x 10년 = 10,000회
- 설계 하중반복회수 : 10,000회 x 3(안전계수) = 30,000회
- 설계 변위 : 각 포트 끝단의 최대 변위 + ±3 mm(Bellows와 VV port 제작/설치 오차)

③ Seismic

- 가정 : Hard baking 시 10년에 진도5 규모 지진(Horizontal : 0.12 g, Vertical 0.08 g)이 10초 동안 1회 발생하고, VV의 고유진동수가 25 Hz라 가정
- 하중반복회수 : 1회 x 25 Hz x 10 sec x 10년 = 250회
- 설계 하중반복회수 : 250회 x 3(안전계수) = 750회
- 설계변위 : 등가정적해석 변위 + ±3 mm(Bellows와 VV port 제작/설치 오차)

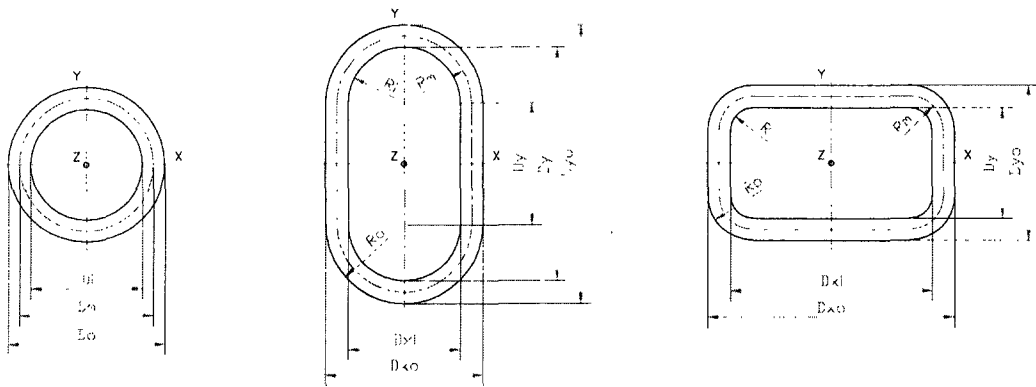
Æ 3.4-22 Displacement at the end of VV ports due to static & dynamic load

| VV port type | D O F | Max. displacement (mm) | | | |
|---------------|-------------|------------------------|--------------------|---------------------------------|----------------------|
| | | Seismic | Baking (150 °C) | Seismic during the baking | Plasma Disruption |
| NBI | Ur | 1.08 | 9.41 | 10.49 | 4.87 |
| | U θ | 1.03 | 0.12 | 1.15 | 5.00 |
| | Uz | 0.37 | 7.01 | 7.38 | 1.91 |
| EH | Ur | 1.06 | 9.21 | 10.27 | 4.89 |
| | U θ | 1.04 | 0.05 | 1.09 | 4.68 |
| | Uz | 0.34 | 7.04 | 7.38 | 1.72 |
| RF | Ur | 0.94 | 9.21 | 10.06 | 4.85 |
| | U θ | 1.05 | 0.05 | 1.10 | 4.88 |
| | Uz | 0.32 | 7.04 | 7.36 | 1.88 |
| SP (Upper) | Ur | 1.12 | 9.13 | 10.25 | 5.27 |
| | U θ | 1.14 | 0.06 | 1.20 | 5.27 |
| | Uz | 0.31 | 9.67 | 9.98 | 1.52 |
| TV | Ur | 1.21 | 4.88 | 5.09 | 5.95 |
| | U θ | 1.27 | 0.14 | 1.41 | 5.74 |
| | Uz | 0.20 | 11.93 | 12.13 | 1.03 |
| BV | Ur | 0.92 | 4.11 | 5.03 | 4.20 |
| | U θ | 0.74 | 0.33 | 1.07 | 1.68 |
| | Uz | 0.12 | 4.39 | 4.51 | 0.71 |

표 3.4-23 Design load condition for the bellows used in VV port penetrations

| Load conditions (repetition) | | | Baking (750) | Plasma disruption (30,000) | Seismic during the baking (750) |
|------------------------------|----------|---|--------------|----------------------------|---------------------------------|
| Deflection (mm) | R1 (NBI) | X | ±4 | ±8 | ±5 |
| | | Y | ±11 | ±5 | ±11 |
| | | Z | -13 | ±8 | ±14 |
| | R2 (RF) | X | ±4 | ±8 | ±5 |
| | | Y | ±11 | ±5 | ±11 |
| | | Z | -13 | ±8 | ±14 |
| | T1 (EH) | X | ±4 | ±8 | ±5 |
| | | Y | ±11 | ±5 | ±11 |
| | | Z | -13 | ±8 | ±14 |
| | T2 (TV) | X | ±4 | ±9 | ±5 |
| | | Y | ±8 | ±9 | ±9 |
| | | Z | -15 | ±5 | ±16 |
| | T3 (BV) | X | ±4 | ±5 | ±5 |
| | | Y | ±8 | ±8 | ±9 |
| | | Z | +8 | ±4 | ±8 |
| | C1 (SP) | X | ±4 | ±9 | ±5 |
| | | Y | ±13 | ±9 | ±14 |
| | | Z | -13 | ±5 | ±13 |

X : X direction(= X transverse)
 Y : Y direction(=Y transverse)
 Z : Z direction(=Axial)



Circular

Race track shaped

Rectangular

그림 3.4-24 Bellows shape and dimension symbol

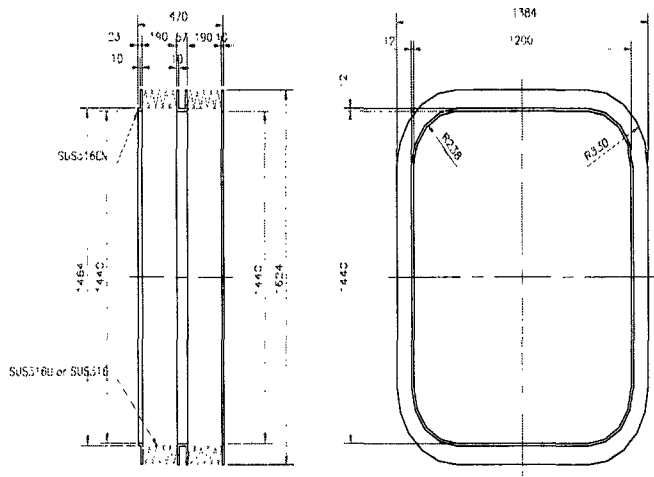


그림 3.4-25 Bellows for NB type port

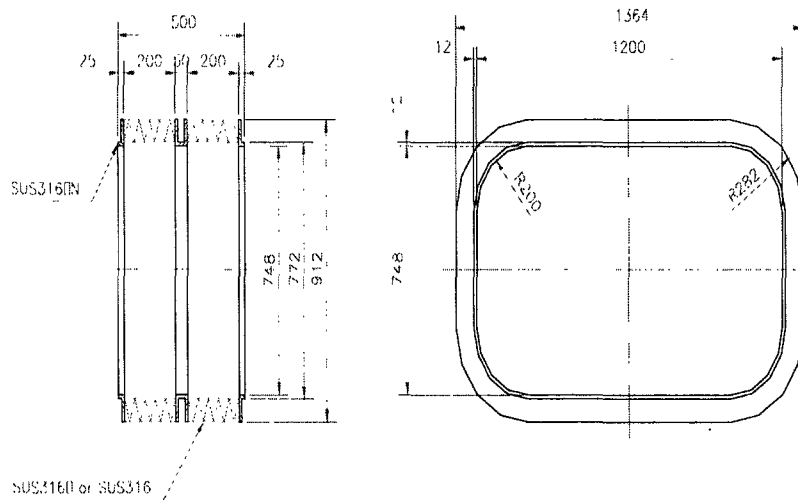


그림 3.4-26 Bellows for RF type port

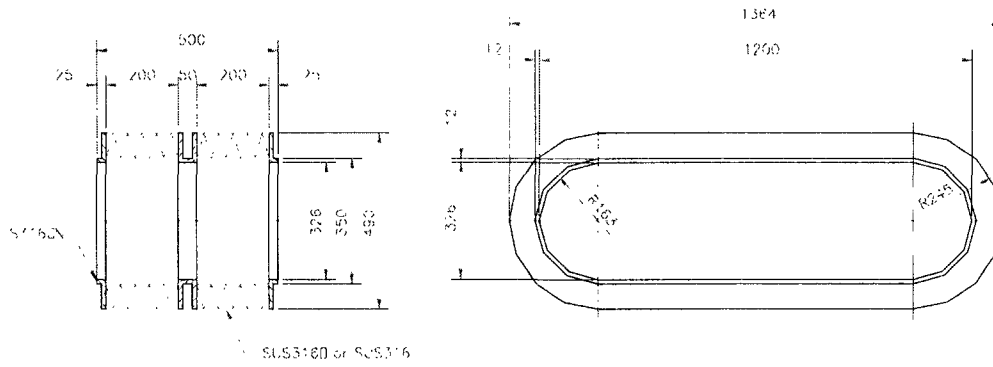


그림 3.4-27 Bellows for EH port

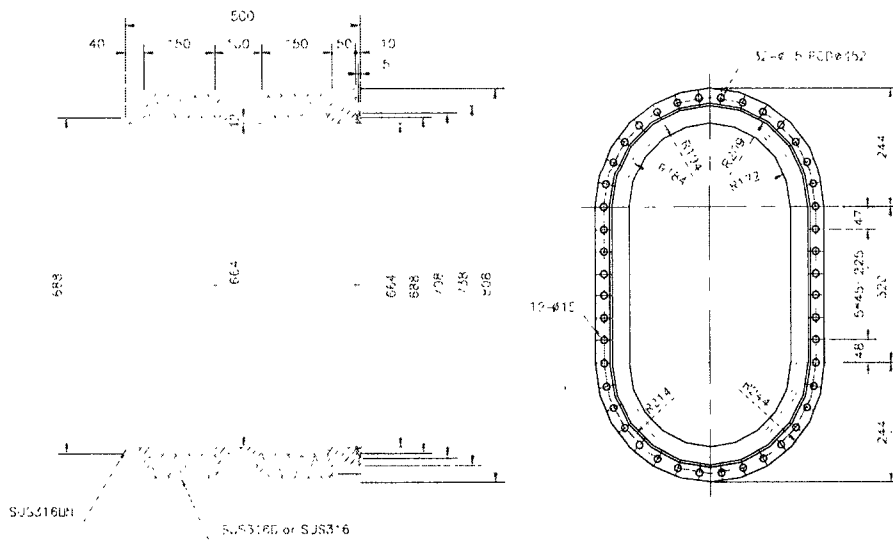


그림 3.4-28 Bellows for TV & BV port

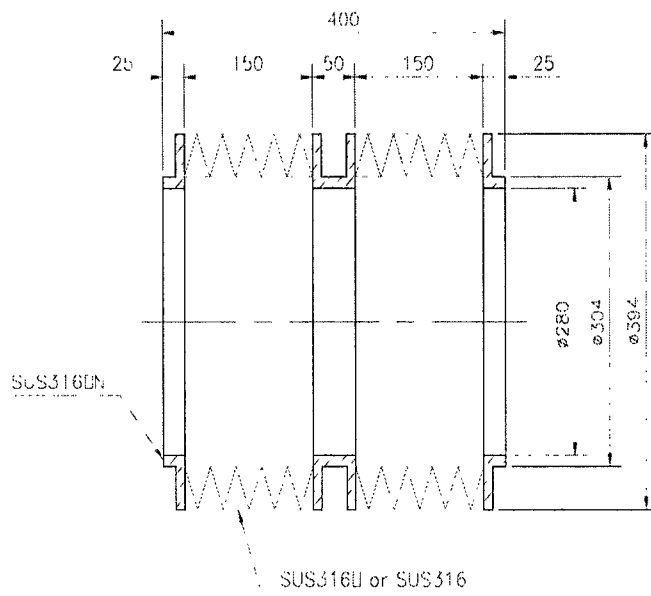


그림 3.4-29 Bellows for slanted port

5. 저온용기 제작

가. 일반 사항

- 저온용기의 모든 제작, 검사, 인증 작업들은 ASME Section VIII, Division 2를 기준으로 실시한다. 단, 발주자의 기준과 상충되는 ASME 규격은 발주자의 문건이 우선한다.
- 제작자는 제품의 제작에 필요한 절차서를 작성하여 KBSI에 제출하고 승인을 받는다(단 주 공정에 한함).
- 재료는 품질이 인증된 것을 사용한다.
- 모든 기계적 작업은 표면 보호를 위해 수용성 윤활제 사용을 원칙으로 한다.
- 황, 인, 망간, 실리콘이 함유된 윤활제 사용을 금한다.
- 용접사, 용접절차, 용접 검사자들은 인증을 받는다.
- 모든 용접부위는 용접 전 세정을 반드시 실시한다.
- 용접부는 용접 전 또는 용접 중에 맨손을 포함하여 기름기 있는 물질과의 접촉을 피한다.
- 모든 용접은 도면 표기에 따르되 진공 면에서 하는 것을 원칙으로 한다.
- 산화방지를 위하여 모든 진공 밀봉 용접은 불활성가스로 보호한다(단 접근 가능 부위).
- 제작단계에서 용접부의 결함 발생 시, KBSI의 승인을 받아 교정작업을 실시한다(단 minor defect은 제외).
- 제작에 사용되는 장비 및 작업자 명단을 KBSI에 미리 통보한다. 단 KBSI의 부적합 판정시 제작자는 장비 및 작업자를 재 선정한다.
- 제작자는 각 제작공정의 품질관리에 필요한 검사 및 시험 기준을 마련하여 KBSI에 제출하고, 승인을 받아 시행한다.
- 제작 및 품질유지를 위해 필요한 Clip 또는 Pad들은 KBSI와 협의하여 부착하거나 제거할 수도 있다.
- 제작자는 저온용기 전용작업장을 확보하여야 한다.

나. 제작사양

(1) 제작도

- 공학설계도 및 제작사양서를 만족하는 제작도(Shop Drawing)를 KBSI에 제출하고 승인을 얻는다. 단 제작도는 계약체결 후 3개월 이내에 제출한다.
- 지속적인 수정을 필요로 하는 Jig & Fixture 도면은 제품완료 3개월 전까지 제출한다.
- 제작도는 Auto CAD Version 14 이상으로 작성한다.
- 제작도는 제작공장 및 조립현장에서 사용되는 Main Jig & Fixtures 도면을 포함한다.

(2) 자재

- 제작자는 구매된 자재의 인증자료를 제출한다.
- 구매된 자재의 인증시험을 실시하고, 시험결과자료(Mill Sheet, 투자율 검사 성적서 등)를 제출한다.
- 자재구매는 KBSI에서 제공한 승인된 Vender List에 등록된 업체에서 구매하여야 한다.

(3) 제작관리 절차서

- 제작절차 및 품질관리에 필요한 제작절차서, 용접절차서, 세정절차서, 표면처리절차서, 시험 및 검사절차서, 포장 및 운송절차서를 KBSI에 제출하여 승인을 받는다.
- 제작절차서는 성형 및 기계가공, 공장내 조립절차를 기술한다.
- 용접절차서는 PQ, WPS, 용접순서를 기술한다.
- 세정절차서는 세정방법, 순서 등을 기술한다.
- 표면처리절차서는 표면처리 방법, 순서 등을 기술한다.
- 시험 및 검사절차서는 제작 중 재료인증, 용접, 치수검사, 완제품 검사와 시험 절차를 기술한다.
- 포장 및 운송절차서는 제작물의 품질을 유지할 수 있는 운송절차를 기술한다.

(4) 성형

- 성형은 냉간가공 방법을 사용한다.
- 가공 표면에 해머자국이나 크랙, 굽힘 등이 없어야 한다.

(5) 기계가공

- 기계가공은 공학설계도에 표기된 정도를 기준으로 실시한다.
- 절삭유를 사용하는 경우에는 재료에 해가 없고 통상적인 세정에 의해 제거될 수 있는 것을 사용한다.
- 진공면과 접하는 플라즈마 절단면은 기계가공으로 3 mm 이상 Bevelling 한다. 단, 비 진공면의 Bevelling은 플라즈마 절단 후 Light grinding으로 마무리한다.
- 세척된 기계가공품은 다시 오염되지 않도록 관리한다.

(6) 용접

- 용접은 용접절차서에 명기된 TIG 실시를 원칙으로 하고, 다른 용접방법을 사용할 경우(중간층에 MIG 사용) KBSI의 승인을 얻는다.
- 용접부위는 용접 전에 충분히 세척하여 용접 시 이물질이 혼입되지 않도록 한다.
- 용접은 WPS에 따라 실시하되 기밀부의 비틀림이나 손상이 최소화 되도록 한다. (제작공차 준수)
- 모든 용접은 도면 표기에 따르되 진공면에서 실시함을 원칙으로 한다.
- 용접 비드는 가공하지 않는 것을 원칙으로 한다. 단, 가공이 불가피한 경우 KBSI의 승인을 받아 실시할 수 있다.
- 용접부의 투자율은 2.5 이하로 유지한다.

(7) 허용오차 및 정밀도

- 공장에서 진공용기 제작에 요구되는 허용오차는 표 3.4-24 및 그림 3.4-30과 같다.

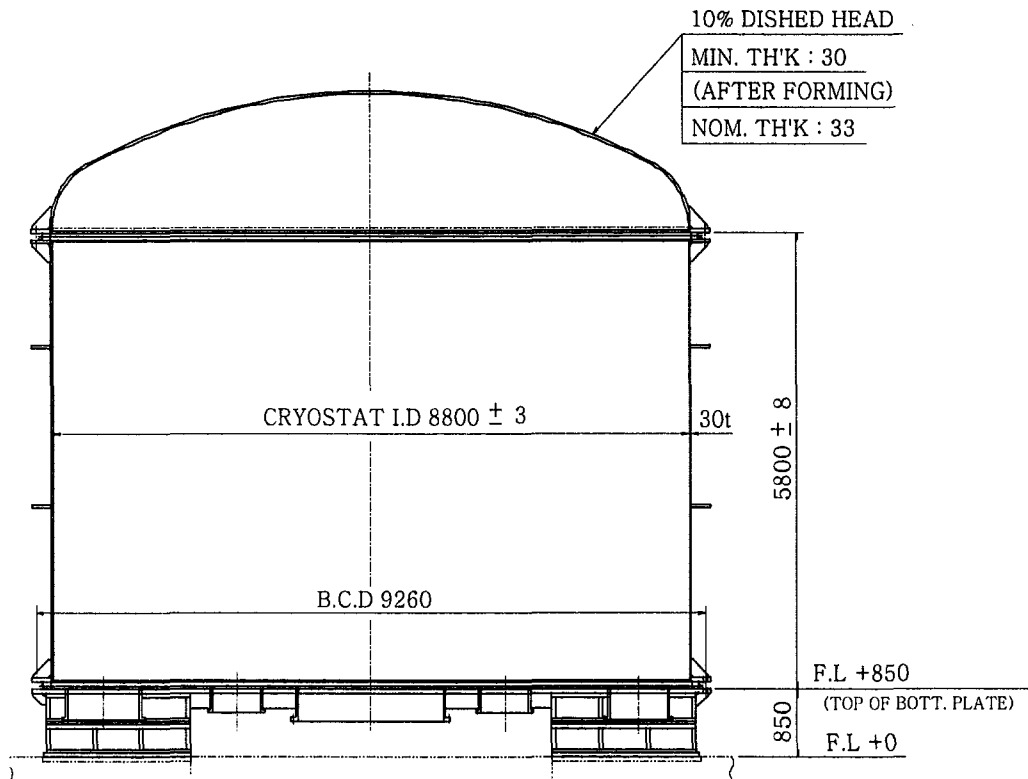


그림 3.4-30 Manufacturing Tolerances

표 3.4-24 Fabrication Tolerances for the Main Vessel at the Shop ⁽¹⁾

| Items | | Tolerances |
|--|---------|--|
| 1) Shell plate thickness (standard plate thickness tolerance) | | -0.25 mm/+1.52 mm |
| 2) Shape of formed parts (Dome-shaped lid) | Inside | Max. 18 mm |
| | Outside | Max. 37 mm |
| 3) Cryostat height | Shell | ±8 mm (target ±6 mm) (for 5.8m vessel height) |
| | lid | ±5 mm |
| 4) Inside diameter | | ±3 mm |
| 5) Roundness of shell | | Max. 8.8 mm |
| 6) Bottom plate flatness | | 5.0 mm |
| 7) Main body weld distortion due to shop joint welding | | ±3 mm |
| 8) Field joint edges, on each side of the sector, must be in-plane within this value | | Max. 3 mm (section misalignment) |
| 9) Edge location dimensions of all field weld joints for all sector must be the same within this value | | ±3 mm |
| 10) Section misalignment | | Max. 3 mm |
| 11) Machining part (port facing etc.) | | ±0.05 mm |
| 12) Orientation of Ports & Attachments | | ±0.25 deg. |
| 13) Port Projection (from Cryostat outside to flange surface) | | ±3 mm |

Note: 1. The fabrication tolerances for the cryostat body in the shop can be with support fixtures in place.

(8) 부품번호

저온용기(4조각) 및 각종 지지대에는 도면의 예를 참고로 부품번호(분류번호)를 표시한다(Tag 또는 가공측면에 punch marking).

(9) 세정 및 표면처리

(가) 표면처리

- 저온용기 내면의 표면조도는 6.3 S를 만족해야 한다.
- 진공용기 표면처리 방법 및 순서는 제작사가 마련한다.
- O-ring 기밀면의 표면조도는 6.3 S를 만족해야 한다.

(나) 세정

- 세정은 승인된 세정 절차서에 따라 실시한다.
- 알칼리 및 유기용매 세정 후 수세에 사용되는 세정수는 pH는 규정치 이하가 되어야 한다.
- 세정은 기계가공 후 용접 전, 헬륨누설시험 전에 실시함을 원칙으로 한다.

(10) 검사 및 시험

- 절차서에 따른 검사 및 시험을 실시한다.
- 모든 시험 및 검사는 성적서를 제출한다.

(가) 제작 중 시험 및 검사

제작이 진행되는 동안 제품의 품질을 확인할 수 있는 재료검사, 부분품 치수검사, 부분품 용접부 검사를 실시한다.

① 재료검사

제작자는 재료의 인증시험을 실시하고, 시험 결과자료(Mill Sheet, 투자율 검사 성적서 등)를 제출한다.

② 부분품 치수검사

- 제작자는 성형과 기계가공 부분품의 치수 및 형상검사를 실시한다.
- 치수 검사는 3차원 정밀측정 실시를 원칙으로 한다.
- 치수 검사는 정밀 형판(Template)을 제작하여 측정할 수 있다.
- 형판은 3차원 정밀 측정을 통해 사전 검증을 받는다.

③ 부분품 용접부 검사

- 제작자는 ASME 코드 기준에 따라 비파괴검사(NDE)를 실시해야 한다. 단 발주자가 작성한 기준과 ASME 코드가 상충될 때는 발주자 문건이 우선한다.
- 용접부의 결함 치수는 ASME 코드 기준의 50 % 이하로 한다.
- 용접부는 방사선시험(RT) 또는 초음파시험(UT) 을 실시한다.
- 진공면의 용접 부위는 스케일이 없어야 한다.

(나) 공장 내 완제품 시험 및 검사

- 모든 검사 및 시험은 KBSI의 입회하에 실시한다.
- 각 검사 및 시험에 대한 성적서와 관련자료를 KBSI에 제출한다.

① 표면검사

- 제작자는 저온용기 내외면에 대한 육안검사를 실시해야 한다.
- 진공면에는 표면결함(페인 곳, 스케일, 크랙 등)이 없어야 한다.
- 플랜지의 진공 기밀면은 20배 이상 확대해서 표면검사를 실시한다.
- 진공 기밀면은 표면결함(반경방향 스크래치, 공구 떨림흔적 등)이 없어야 한다.

② 비파괴 검사

- 제작자는 ASME 코드 기준에 따라 비파괴검사(NDE)를 실시해야 한다. 단 발주자가 작성한 기준과 ASME 코드가 상충될 때는 발주자 문건이 우선한다.
- 용접부의 결함 치수는 ASME 코드 기준의 50 % 이하로 한다.
- 용접부는 방사선시험(RT) 또는 초음파시험(UT)을 실시한다.
- 진공면의 용접 부위는 스케일이 없어야 한다.

③ 치수검사

- 제작자는 검사 및 시험 절차서에 따라 치수 검사를 실시해야 한다.
- 치수 검사는 3차원 정밀측정 실시를 원칙으로 한다.
- 치수 검사는 정밀 형판을 제작하여 측정할 수 있다.
- 형판은 3차원 정밀 측정을 통해 사전 검증을 받는다.

④ 헬륨기체누설시험

- 제작자는 모든 진공면의 용접부위에 대한 헬륨기체누설시험을 실시해야 한다.
- 용접부의 헬륨기체누설 허용치는 (3)항의 헬륨누설계측기의 검출한계치 이하로 한다.
- 헬륨누설계측기의 검출 한계치는 5.0×10^{-11} mbar · l/s 이다.

(다) 현장 시험 및 검사

- 모든 검사 및 시험은 KBSI의 입회하에 실시한다.
- 각 검사와 시험에 대한 성적서 및 관련자료를 KBSI에 제출한다.

① 표면검사

- 제작자는 저온용기 내외면에 대한 육안검사를 실시해야 한다.
- 진공면에는 표면결함(페인 곳, 스케일, 크랙, 벤 자국 등)이 없어야 한다.
- 진공 기밀면의 표면검사는 20배 이상 확대해서 반드시 실시한다.
- 진공 기밀면은 표면결함(반경방향 스크래치, 벤 자국, 공구 떨림흔적 등)이 없어야 한다.

② 비파괴검사

- 제작자는 ASME 코드 기준에 따라 비파괴검사(NDE)를 실시해야 한다. 단 발주자가 작성한 기준과 ASME 코드가 상충될 때는 발주자 문건이 우선한다.
- 용접부의 결함 치수는 ASME 코드 기준의 50 % 이하로 한다.

- 용접부는 방사선시험(RT) 또는 초음파시험(UT) 검사를 실시한다.
- 진공면의 용접 부위는 스케일이 없어야 한다.

③ 치수검사

- 제작자는 검사 및 시험 절차서에 따라 치수 검사를 실시해야 한다.
- 치수 검사는 3차원 정밀측정 실시를 원칙으로 한다.
- 정밀 형판을 제작하여 측정할 수 있다.
- 형판은 3차원 정밀 측정을 통해 사전 검증을 받는다.

④ 헬륨기체누설시험

- 제작자는 모든 진공면의 용접부위에 대한 헬륨기체누설시험을 실시해야 한다.
- 용접부의 헬륨기체누설 허용치는 (3)항의 헬륨누설계측기의 검출한계치 이하로 한다.
- 헬륨누설계측기의 검출한계치는 5.0×10^{-11} mbar · l/s 이다.

(라) 포장 및 운송

- 부품, 재료, 제품 포장 및 운반 등은 관련 Specification과 도면에 명기된 사항을 기준으로 한다.
- 포장 박스(Box)는 나무로 만들며 지게차나 크레인(Crane)으로 들어올릴 수 있어야 하며 이때 변형 및 파손되지 않도록 충분히 견고하여야 한다.
- 제작품이 포장된 박스 내에서 흔들리거나 움직이지 않도록 고정시켜야 하며 필히 방수 포장을 하여야 한다.
- KBSI 지정장소로 운반할 때는 반드시 포장된 도로를 이용하여야 하며 본 제작품이 충격이나 진동 등 어떠한 외부 압력도 받지 않도록 세심한 주의를 하여야 한다.
- 제작자는 상기 내용을 감안하여 사전에 포장 및 운반방법을 상세히 작성한 후 KBSI에 제출하고 승인을 받아야 한다.

(마) 현장조립

저온용기의 주요 구성품인 lid, cylinder, base, support는 운반 가능한 크기로 제작되어 KBSI 현장에서 최종 조립이 이루어질 예정이다. 8개로 구성된 저온용기 지지구조물의 경우 각각 운반이 가능하며, 2단계 4차년도 과제 종료 이전에 제작 및 설치가 완료될 것이다. Lid, Cylinder, Base 구조물은 공장에서 완제품의 형태로 제작될 수 있으나 운반의 어려움 때문에 각각 부분품으로 분리하여 제작한 후 현장에서 최종 용접을 통하여 제작이 완료될 것이다. 현재 설계된 lid 구조물은 4개의 부분품으로 구성되며, cylinder 구조물의 경우 90도 단위의 4개 구조물로 구성된다. 그리고 base 구조물의 경우 2개의 부분품으로 제작되어 현장에서 용접 후 bearing plate와 connection ring 부분품이 조립될 것이다.

현장에서의 용이한 조립을 위하여 대형 작업정반이 제작될 예정이며, 각 부분품의 용접 변형을 최소화시키기 위한 정밀한 현장 용접절차서 개발이 요구된다. 특히 base 구조물의 경우 직경이 약 9 m 정도 되는 용접구조물의 편평도 요구조건이 5 mm 이내로서 구조물 제작시 base 구조물 위에 용접되는 bearing plate의 제작 및 조립 공차를 고려한 세심한 주의가 요청된다.

Bellows는 진공용기 포트 제작사에 납품되어 포트에 용접한 다음 필요한 진공 시험을 실시한 이후에 현장에 납품될 예정이다. 현장에 납품된 진공용기 포트와 Bellows는 주장치 조립절차서에 따라 저온용기 구조물이 조립된 이후 저온용기 포트를 통해 주장치 내부에 삽입되어 진공용기 포트 스테브에 용접될 것이다.

6. Local I & C

저온용기에는 구조물의 구조 안정성 확보를 위하여 가속도센서, 변형률 측정센서, 온도측정센서, 감압밸브 등의 Local I & C를 필요로 한다.

가속도센서는 저온용기의 진동 영향을 측정하기 위하여 lid, cylinder, base, support 구조물에 설치될 수 있으며, 장치의 운전 중 발생하는 플라즈마 이상거동과 진동에 의한 저온용기의 동적거동을 측정하여 진동에 의한 구조물의 대변형을 방지하는 역할을 수행하고 저온용기 포트에 부착된 진단 장비 등의 내진동설계를 위한 기초자료(가진원)를 제공할 것이다. 구조물의 정확한 진동전달 특성 규명을 위하여 전달 경로와 인접 시스템 연결부(설치부)에 센서를 부착할 필요가 있으며, 이를 고려할 때 support의 앵커볼트 인접부, 상부지지구조물의 base 인접부, cylinder 구조

물의 주요 포트 인접부, lid 구조물의 주요 포트 인접부에 센서가 설치되어야 할 것이다. 현재 이에 대한 상세설계가 진행중이다.

변형률 측정센서는 저온용기의 응력 집중이 예상되는 부분에 설치될 필요성이 있으며, lid 구조물의 너클부분, cylinder 구조물의 대형포트 인접부, base 구조물의 하부 보강립 부근이다.

진공용기의 포트 baking 시 진공용기 포트의 저온용기 연결부가 함께 가열될 수 있기 때문에 이 부위의 온도 측정을 위하여 온도센서가 필요할 것으로 예상되며, bearing plate의 진공용기와 초전도자석 지지구조물 연결부도 온도 측정이 필요할 것이다.

저온용기 내부 구조물에서 헬륨 등의 갑작스런 가스누출 사고시 저온용기 내부는 순간적으로 고압 상태로 될 수 있으며, 이때 작용되는 압력이 저온용기 자체의 허용압력 이상이 될 경우 용기의 폭발을 가져올 수 있다. 이를 방지하기 위하여 저온용기에 감압 밸브를 부착해야 할 것이다.

7. 결론

KSTAR 핵융합 실험장치의 저온용기는 초전도자석의 열손실을 줄이기 위해 초전도자석구조물 주위에 진공벽을 형성하는 구조물로서, lid, cylinder, base로 구성된 몸체, 포트 관통부, 열차폐판, 지지대 구조물로 구성된다. KSTAR 장치 설계 요구조건에 따라 설계가 진행되었고, ASME Code에 근거한 구조안정성 분석이 완료되었다. 그리고 저온용기 지지구조물은 그림 3.4-31과 같이 제작 및 설치가 완료되었으며, lid, cylinder, base 구조물 제작이 현재 진행중이다.

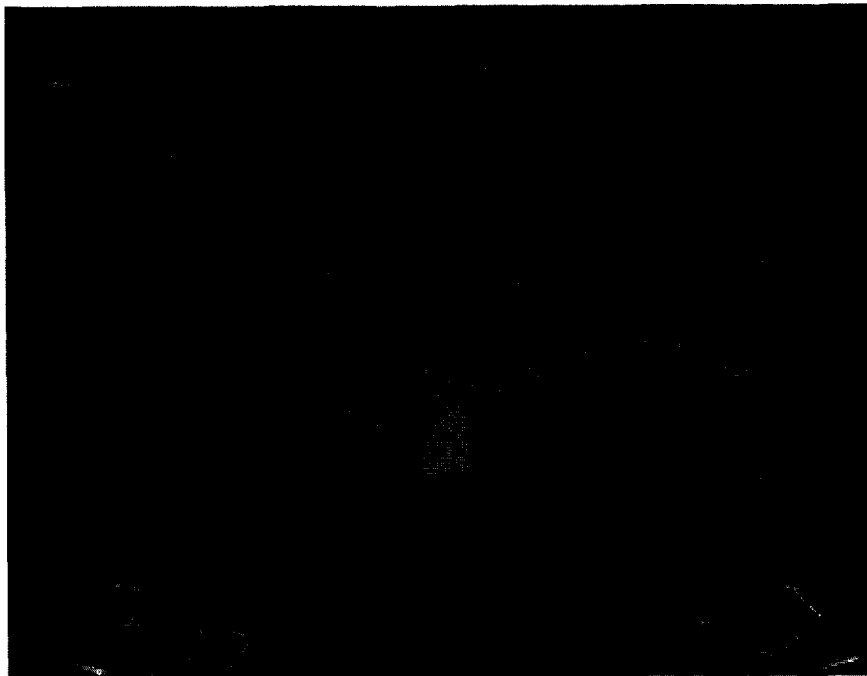


그림 3.4-31 Installed cryostat support at the site

제 5 절 Thermal Shield

1. 서론

Thermal shield의 기능은 진공용기 외벽, 포트, 지지구조물, 그리고 크라이오 스텔등의 상온이상의 고온부에서 방사되는 방사열을 차단하여 4.5 K상태의 초전도 자석에 상온의 구조물로부터 인가되는 방사열 부하(thermal radiation heat load)를 초전도 자석의 열적 안정성(thermal stability)에 영향을 주지 않으며 극저온 냉각시스템에 의해 효율적으로 냉각될 수 있도록 차폐해주는 역할을 한다. 이러한 thermal shield를 설치함으로써 극저온 냉각시스템의 용량을 최소화 할 수 있다.

방사열에 의한 열 부하는 다음과 같이 다음식과 같이 표현된다.

$$Q_r = \sigma \cdot F_e \cdot A_c \cdot (T_h^4 - T_c^4) \quad (3.5-1)$$

여기서

$$F_e = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_c} + \frac{A_c}{A_h} \left(\frac{1}{\epsilon_h} - 1 \right)} : \text{MLI 가 없는 경우}$$

$$\frac{1}{F_e} = \left(\frac{1}{\epsilon_c} + \frac{1}{\epsilon_s} - 1 \right) + (N-1) \left(\frac{2}{\epsilon_s} - 1 \right) + \left(\frac{1}{\epsilon_h} + \frac{1}{\epsilon_s} - 1 \right) : \text{MLI 가 있는 경우}$$

subscript of c, h : cold, hot

σ : Stefan's Constant $\left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}^4} \right)$

ϵ_c, ϵ_h : emissivities of the surfaces

ϵ_s : emissivities of the MLI surface

A_c, A_h : the area of cold and hot surfaces

N : number of layers for MLI

F_e : emissivity factor

T : absolute temperature (K)

이다.

식 (3.5-1)에서 처럼 온도가 T_h 인 표면이 온도 T_c 인 표면으로 방사하는 방사열은 온도의 4승에 비례하기 때문에 상온의 구조물과 4.5 K인 극저온 부품 사이에 80 K로 유지되는 thermal shield를 설치하게 되면 4.5 K의 극저온 부품에 가해지는 방사열 부하는 수백분의 1로 줄어들게 된다.

Thermal shield는 그림 3.5-1과 같이 크게 80 K로 냉각되는 냉각판(cryopanel), MLI(Multi-Layer Insulation) 그리고 지지구조물 (Support structure)로 이루어진다.

일반적인 극저온 연구용 크라이오 스텔이나 space simulation chamber, 또는 헬리칼 장치등의 thermal shield와는 달리 초전도 토카막의 경우 강력한 전자기력이 thermal shield에 인가된다. 따라서 초전도 토카막의 경우 기계적 강도의 허용치가 상대적으로 높아야 하며 인가되는 전자기력의 크기를 감소시키기 위해 thermal shield에 유도되는 와류 전류의 양을 줄이기 위한 설계가 반영되어야 한다.

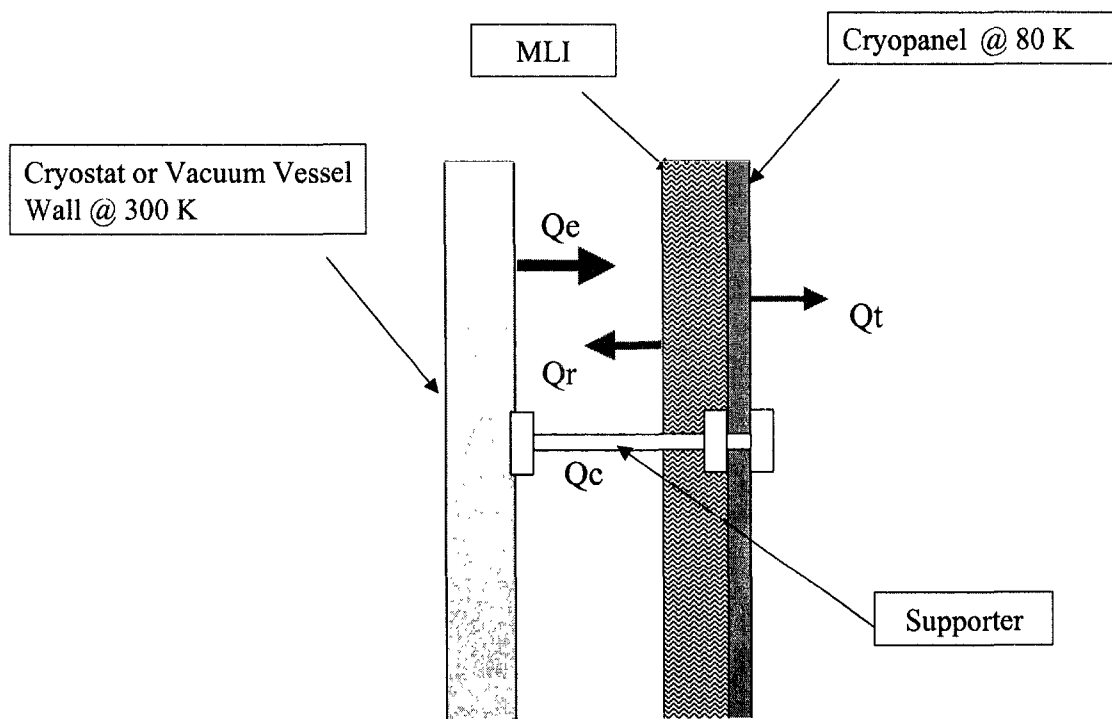


그림 3.5-1 Thermal shield 개념도

2. 설계 개념 (Design Concept)

설계 개념상의 주요 설계 변수들은 크게 thermal shield의 구조, 냉각판의 형태, 지지구조물의 설치위치 그리고 MLI(Multi-Layer Insulation)의 설치 여부의 4가지로 나누어 질 수 있다. 각각의 설계 변수들에 대해 장·단점을 비교 분석하여 본격적인 공학설계에 적용할 기본 설계 개념들로 선정하였다.

가. Thermal shield의 구조

Thermal shield의 구조는 크게 일체형 구조(monocoque structure)와 분리형 구조(separate structure)로 나눌 수 있다.

(1) 일체형 구조 (monocoque structure)

일체형 구조는 구조물이 독립된 골격을 갖지 않고 외각 그 자체가 응력을 받도록 하는 형태의 구조이다. 일체형 구조 thermal shield의 장점은 구조체 자체가 응력을 지지하므로 thermal shield를 지지하는 지지 구조물에 걸리는 부하가 분리형 구조에 비해 작으며 지지 구조물의 수량을 적게 하는 것이 가능하므로 전도열에 의한 열부하가 작다는 점을 들 수 있다. 또한 차폐판 사이에 틈새가 없으므로 극저온 표면으로의 방사열 침투를 방지하여 초전도 자석의 열적 안정성(thermal stability)에 유리하다. 유도되는 와류 전류에 의한 전자기력을 감소시키기 위해 토로이달 및 폴로이달 방향으로 전기적 절연을 해주어야 한다.

(2) 분리형 구조 (separate structure)

분리형 구조는 thermal shield를 모듈화 하여 각각의 모듈에 고정된 중심 지지구조 및 이동 가능한 slide 형 지지구조물을 설치하여 각 차폐판에 걸리는 열응력을 최소화 할 수 있도록 한 구조이다. 이러한 분리형 구조의 thermal shield는 전자기력이 없는 경우 매우 유리하지만 전자기력이 크게 걸리는 경우에는 지지구조물의 수가 많아지고 따라서 전도열에 의한 열부하가 커지는 단점이 있다. 또한 각각의 모듈사이에 틈이 생길 수 있어서 이 틈 사이로 방사열이 침투 할 경우 4.5 K로 유지되는 초전도 자석의 열적 안정성(thermal stability)에 영향을 줄 수도 있다. 이러한 분리형 구조의 thermal shield는 전자기력에 의한 영향이 작은 크라이오 스텔의

경우에 적용 할 수 있다.

나. 냉각판(cryopanel)의 형태

현재까지 고려되었던 냉각판의 형태는 1) 평판에 냉각용 튜브가 부착된 serpentine structure (tube on sheet), 2) 이중으로된 판 사이의 공간에 냉각재가 흐를 수 있도록 고안된 double wall panel, 3) 2장의 판 사이에 사각형 단면을 지닌 튜브가 냉각재 유로로 부착된 serpentine with double sheet 형태 의 3가지 이다.

(1) Serpentine structure

Serpentine 형태의 냉각유로를 갖는 냉각판은 구리나 알루미늄등 열전도도가 좋은 금속판에 냉각용 튜브를 부착한 형태이다. 와류 전류의 유도등에 의한 전자기력이 문제가되는 토카막의 경우 스테인리스 스틸재의 금속판을 사용하기도 한다. 냉각용 튜브의 부착은 용접이나 brazing에 의해 이루어지며 튜브와 금속판과의 열전도도가 좋아야 하며 기계적 강도가 우수하여야 한다. 형태가 단순하고 제작이 용이해 보이지만 냉각튜브의 배치 간격에 적절한 배치가 이루어지지 않으면 온도 균일성에 문제가 생길 수 있다. 한국 기술교육대학에서 용역 수행한 연구에 의하면 적절한 배치에 의해 thermal shield의 국부적 최대 온도를 80 K 이하로 유지 할 수 있다는 연구 결과를 얻을 수 있었다[Ref. 3.5-1]. 또한 튜브와 금속판 사이의 열 팽창을 차이에 의해 비 정상상태에서는 튜브가 판에서 분리될 위험이 있을 수도 있다. 하지만 금속 튜브를 사용하여 냉각재를 흘려주기 때문에 double wall panel에 비하면 용접부위의 양이 작으므로 냉각재 누출의 위험성이 상대적으로 작다.

(2) Double wall panel

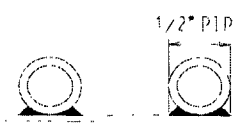
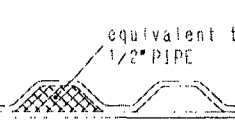
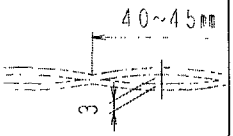
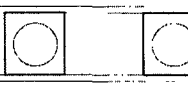
Double wall panel은 이중으로된 판 사이의 공간에 냉각재가 흐를 수 있도록 고안된 형태이다. 이러한 double wall panel 형태는 표 3.5-1에서처럼 seam weld type과 spot weld type의 두가지 형태로 다시 나뉘어 진다. seam weld type은 두 장의 판 사이에 seam welding에 의해 냉각유로가 잘 정의되어 있으며 spot weld type은 두 장의 금속판에 점 용접을 한 후 수압을 가하여 부풀린 형태이다. 후자의 경우는 액체 질소를 이용한 냉각방식에 의해 전자의 경우는 고압의 기체 헬륨을 사용하는 냉각 방식에 의해 주로 space simulation chamber에 사용되고 있으나 토카막 장치에 사용된 예는 아직 없으며 3차원 형태의 성형성에 대한 검증도 이루어 조

사된 바에 의하면 아직 존재하지 않는다.

(3) Serpentine with double sheet

두 장의 판 사이에 사각형 단면을 지닌 튜브가 냉각재 유로로 부착된 형태의 냉각판을 말하며 serpentine structure 형태의 냉각판의 특성에 기계적 강도가 보강된 특성을 갖는다. 기 설치되어 운전중인 프랑스 Tore Supra 토카막 장치의 열 차폐판에 적용되어 운전특성이 검증된 형태이다[Ref. 3.5-2]. 표 3.5-1.에 각 종류별 냉각판 형태의 특성을 정리하였다

표 3.5-1. 냉각판 형태의 종류별 특성

| | Serpentine structure | double wall panel - seam weld type | double wall panel - spot weld type | serpentine with double sheet |
|--------|---|---|--|---|
| 냉각판 형태 |  |  |  |  |
| 냉각유로 | 냉각튜브를 따라서 잘 규정되어 있음 | 냉각튜브를 따라서 잘 규정되어 있음 | 냉각유로의 규정이 필요함 | 냉각튜브를 따라서 잘 규정되어 있음 |
| 성형성 | 양호 | 가능 | 가능 | 양호 |
| 작동 압력 | 20bar 이상 | 20bar 이상 | 20bar 이상 | 20bar 이상 |
| 적용성 | 양호 | 보통 | 보통 | 양호 |
| 온도 균일성 | 보통 | 양호 | 양호 | 보통 |
| 기계적 강도 | 보통 | 보통 | 보통 | 양호 |

다. 지지구조물의 설치위치

Thermal shield는 상온의 진공용기 또는 크라이오 스텔과 4.5 K 극저온 상태의 초전도 자석 사이에 위치하기 때문에 상온 또는 극저온 표면에 지지구조물을 설치하여 지지해 주어야 한다. 이러한 지지 구조물은 상온 또는 4.5 K 표면과 80 K 표면을 연결해 주기 때문에 전도열에 의한 열 부하를 발생시키며 온도차에 의한 열 응력이 지지 구조물에 인가된다.

(1) 지지 구조물의 설치 위치가 상온 쪽인 경우

지지 구조물을 상온 쪽에 설치하는 경우 전도열이 초전도 자석으로 침입하지 않아서 초전도 자석에 국부적 전도열 부하를 주지 않기 때문에 초전도 자석의 열적 안정성에 영향을 미치지 않는 장점이 있다. 하지만 상온과 thermal shield 사이의 온도차이가 크기 때문에 지지구조물에 인가되는 열 응력이 매우 크다.

(2) 지지 구조물의 설치 위치가 극저온 쪽인 경우

Thermal shield와 초전도 자석 사이에 지지구조물이 위치하기 하여 전도열이 초전도 자석으로 침입하여 초전도 자석에 국부적 전도열 부하를 주기 때문에 초전도 자석의 열적 안정성에 영향을 미칠 수 있는 단점이 있다. 하지만 초전도 자석과 thermal shield 사이의 온도차이가 위의 경우만큼 크지 않으므로 지지구조물에 인가되는 열 응력이 상대적으로 작다.

라. MLI 설치 여부

MLI는 여러겹으로 이루어진 금속 박막과 절연박막의 층으로 이루어진다. 기술적 경제적 요건에 의해 다양한 종류의 재질이 이용되어 진다. MLI를 사용하지 않는 경우 KSTAR 에서는 24겹의 MLI를 사용하는 경우에 비해 약 3배의 열부하가 thermal shield에 인가된다. 하지만 진공용기 열차폐체의 경우 진공용기와 초전도 자석 사이의 좁은 공간에 설치되기 때문에 MLI를 사용하지 않는다면 제작 및 설치에 매우 유리하므로 극저온 냉각 시스템의 용량에 허용하는 한도 내에서 진공용기 열차폐체에는 MLI를 설치하지 않고 크라이오 스텔에는 MLI를 설치하는 방안이 고

려되고 있다. MLI를 사용하지 않는 경우 열차폐체의 냉각판 표면의 방사율(emissivity)를 낮추기 위해 표면 조도를 매우 낮게 표면 처리하고 표면에 은도금을 할 필요가 있다.

마. KSTAR 주장치 열차폐판의 설계 개념

이상의 4가지 주요 설계 변수들 -Thermal shield의 구조, 냉각판의 형태, 지지구조물의 설치위치 그리고 MLI(Multi-Layer Insulation)의 설치 여부- 을 고려하여 KSTAR 주장치 열차폐판의 설계 개념을 표3.5-2.에 정리하였다.

표 3.5-2. KSTAR 주장치 열차폐판의 설계 개념

| | 진공용기 열차폐체 | | 크라이오 스텔 열차폐체 | |
|-------------|------------------------------------|--|------------------------------------|-------------------|
| | 형태 | 주요 착안점 | 형태 | 주요 착안점 |
| 구조 | 일체형 | - 신뢰성 : 전자기력에 대한 강도 - 초전도 자석의 열적 안정성 | 분리형 | - 조립 - 유지보수 |
| 형태 | Serpentine with double shell | - 신뢰성 : 냉각재 누출 | Serpentine with double shell | - 신뢰성 : 냉각재 누출 |
| 지지구조물 위치 | 상온 | - 초전도 자석의 열적 안정성 - 조립성 | 상온 | - 조립성 |
| MLI 설치여부 | 설치하지 않음 | - 조립성 - MLI 신뢰성 | 설치 | - 극저온 냉각계의 효율 |

3. 설계 요구조건 (Design requirement)

정립된 설계 개념을 바탕으로 설계 요건 (Design Requirement) 및 관련 요구 조건들이 정리되었다. 이 설계 요건을 기반으로 thermal shield의 모든 부품들에 대한 개념 설계 및 공학 설계가 진행 될 것이다.

가. Thermal shield의 설계 요건 (Design Requirement)

열 차폐판이 둘러싸는 KSTAR 토카막 주장치의 고온부의 형태 및 위치에 따라서 크게 아래와 같이 4부분으로 분류한다. 그림 3.5-2는 thermal shield의 개략도 이다.

1) 진공용기 열차폐 (Vacuum Vessel Thermal Shield - VVTS) : 포트 스테르브를 포함하는 진공용기 외벽을 둘러싸는 thermal shield.

2) 크라이오 스텔 열 차폐체 (Cryostat Thermal Shield - CTS) : 크라이오 스텔의 내벽을 둘러싸는 thermal shield.

3) Transition Thermal Shield (TTS) : 진공용기 thermal shield 과 크라이오 스텔 열차폐체 사이에 존재하는 고온부를 둘러싸는 열 차폐판, 포트 및 포트 벨로우즈, 기타 크라이오 스텔 내부를 지나가는 배관들의 thermal shield.

4) 지지구조물 열차폐체 (Support Thermal Shield - STS) : 진공용기 지지구조물 및 초전도 자석 지지구조물을 둘러싸는 thermal shield.

(1) 일반적인 설계 요건

(가) 기능면에서의 요구조건

Thermal shield는 4.5 K로 냉각되는 모든 극저온 부품의 표면에 인가되는 전체 적, 국부적 열부하의 상한치를 결정해 준다. 진공용기를 baking 할때 진공용기 외벽의 온도가 400 K 이고 크라이오 스텔이 상온일 경우 4.5 K의극저온 부품에 인가되는 방사열 열 부하는 약 1.7 kW 이다.

Thermal Shield of KSTAR TOKAMAK

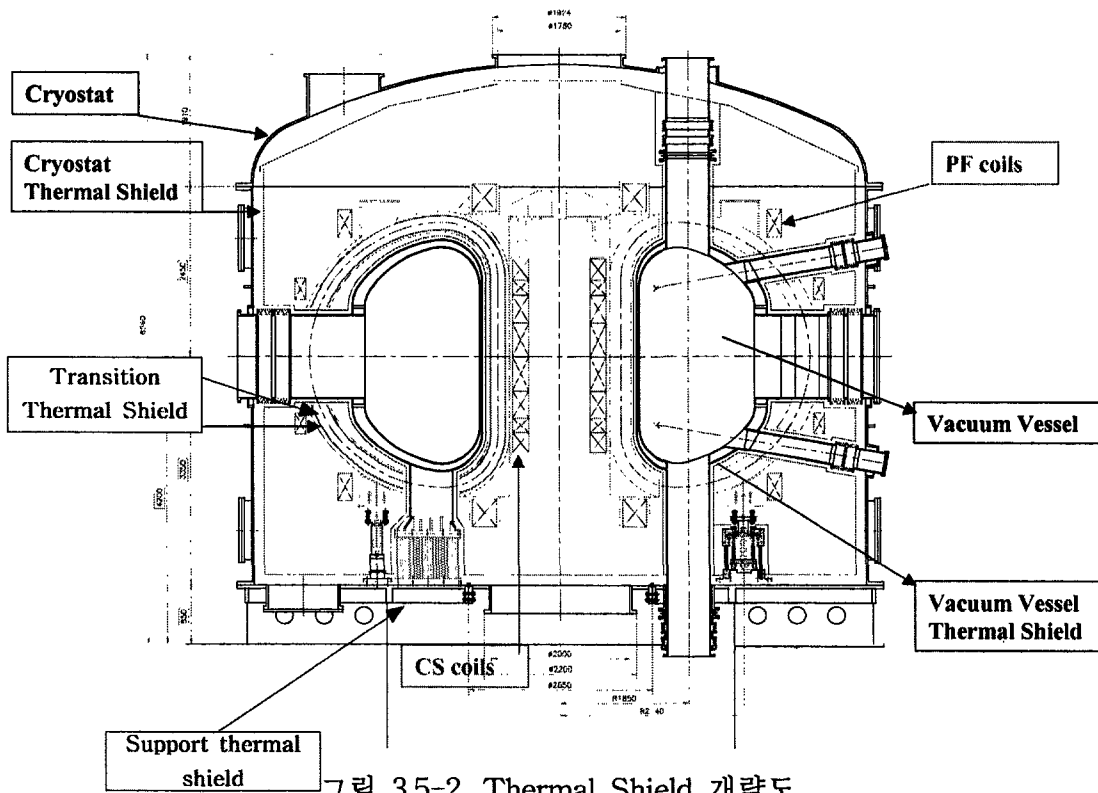


그림 3.5-2. Thermal Shield 개략도

(나) Thermal shield의 배치

진공용기 thermal shield의 두께는 토카막 주장치 전체의 반경방향 크기에 주는 영향을 최소화 하기 위해 가능한 한 두께가 얇아야 하며 진공용기 열 차폐판을 둘러싸는 진공용기 외벽 및 초전도 자석과의 간격은 장치 조립, 부품의 가열과 냉각, 비 정상 상태의 운전조건, 사고 및 부품의 고장 등의 상태에서도 열 차폐판에 손상이 가지 않도록 충분한 간격을 유지할 수 있어야 한다.

(다) 특정 요구조건들

① 적용되는 부하

열 차폐판은 정상상태 및 비 정상상태에서 인가되는 모든 부하들을 견딜수 있어야 한다. 이러한 조건하에서의 부하들은 아래와 같다.

- 정상상태 운전시 냉각재에 의한 압력 및 자중
- 플라즈마 붕괴 및 수직 이동(vertical displacement)시 발생하는 전체적, 국부적 전자기력
- TF 전자석 전류의 급격한 방출시 발생하는 toroidal 전자기장의 급격한 변화에 의해 인가되는 전체적, 국부적 전자기력

② 진공요구조건

- Thermal shield의 표면에서 방출되는 기체 분자에 의한 열 전도에 의해 극저온 부품의 표면에 열 부하가 가중되지 않도록 한다
- 크라이오 스텔 내부 공간 및 thermal shield 사이의 공간이 진공배기 되도록 적절한 conductance를 갖도록 한다.
- Thermal shield의 설계 및 제작시에 크라이오 스텔 진공도와 관련한 진공 누설 요구조건에 부합되도록 한다

③ 신뢰성

대부분의 thermal shield는 진공용기와 초전도 자석 사이에 위치하며 유지보수 및 교체를 위한 접근이 거의 불가능하기 때문에 진공용기 및 초전도 자석과 같은 정도의 신뢰성을 확보하여야 한다. 따라서 설계 여유분(margin)을 보수적으로 적용하여야 한다.

(2) 진공요구조건

Thermal shield 표면에서의 기체 방출이나 냉각재의 누설에 의해 크라이오 스텔의 진공이 오염되지 않도록 표면적을 최소화하고 청정도를 유지해야 하며 기체 방출을 최소화 시키도록 한다.

(3) 구조적 요구조건

Thermal shield의 설계시 냉각재 압력, 열 부하, 전자기력, 지진에 의한 부하등을 적용할 경우 "ASME Boiler & Pressure Vessel Code"와 같은 적절한 구조 설계 기준에 의거한다.

지지구조물에 의한 열전도 부하를 최소화 하기 위해서 thermal shield의 지지 구조물을 최소화하고 자체적으로 지지될 수 있도록 설계한다. 특히 진공용기 thermal shield은 독립된 골격을 갖지 않고 외각 그 자체가 응력을 받도록 일체구조(monocoque structure)를 갖도록 한다.

Thermal shield에 인가되는 각종 부하들은 아래와 같다.

(가) 자중 (Gravity Load) : 자중에 의한 구조의 변형

(나) 지진하중 : Thermal shield이 부착되는 부품 (진공용기, 크라이오 스텔등)의 지진에 의한 움직임이 thermal shield의 지진하중에 대한 응답에 영향을 준다. 이 경우 thermal shield의 순간적이 변형에 인접 구조물과 접촉될 수 있다.

(다) 열 부하 : 열차판을 냉각하는 경우에 발생하는 열 응력이 제한치 3Sm 이하로 발생할 수 있도록 설계되어야 하며 열변형시에 간섭이 일어나지 않도록 인접 부품들과의 적절한 간격을 유지할 수 있어야 한다. 또한 냉각 및 가열시 온도 구배에 의한 응력의 발생을 조절하기 위해 온도 변화율에 제한을 둘 수 있어야 한다.

(라) 전자기력: Thermal shield에 인가되는 전자기력은 thermal shield 자체에서 또는 지지구조물에서 지지될 수 있어야 하며 마찬가지로 전자기력에 의한 변형시 인접 부품들과의 접촉이 발생하지 않아야 한다.

(4) 전자기적 요구조건

각종 전자기력이 발생할 경우에 대해 thermal shield은 안전하고 신뢰성 있게 작동되어야 한다. 정상 운전상태의 경우 진공용기 thermal shield에 인가되는 가장 중요한 전자기력은 토로이달 자기장과 thermal shield에 인가되는 와류 전류사이의 상

호 작용에 의한 전자기력이다. 이러한 전자기력은 플라즈마 붕괴시, 또는 수직이동 (vertical displacement)시 발생한다. 와류 전류와 폴로이달 자기장, 또는 토로이달 자기장의 섭동과의 상호작용에 의한 전자기력 또한 고려되어야 한다.

(5) 열유체 요구조건

Thermal shield의 냉각에 사용되는 냉각재의 운전압력 및 압력강하는 극저온 냉각시스템의 운전 조건과 조화를 이루어야 한다. 정상 운전시 thermal shield의 냉각재 입출구 온도차는 20 K 정도이며 입구온도 60 K, 출구온도 80 K 이다.

(6) 기계적 요구조건

설계 운전 조건시에 인접 부품과의 지속적인 접촉을 방지하기 위해 진공용기 thermal shield는 인접 부품들과 충분한 간격을 유지해야 한다. 일시적인 접촉은 thermal shield에 손실을 주지 않는다면 허용될 수 있다. 진공용기 thermal shield는 진공용기의 외곽면의 형태와 일치하도록 설계되어야 한다. 또한 thermal shield의 지지구조물은 각종 부하조건에서 thermal shield를 안정되게 지지해야 하며 최소한의 열전도를 유지해야 한다.

(7) 전기적 요구조건

진공용기 thermal shield는 폴로이달 자기장과의 간섭을 피하기 위해 토로이달 방향 및 폴로이달 방향으로 전기적으로 절연되도록 한다. 또한 크라이오 스텔 thermal shield도 같은 이유로 크라이오 스텔 보다는 전기적으로 높은 저항을 가진다. 모든 열차폐 판들은 전기적으로 대전되는 것을 방지하기 위해 접지 되어야 한다.

(8) 지진과 관련한 요구조건

모든 thermal shield들은 지진발생시의 조건들을 규정하는 내진설계규정에 부합하도록 설계되어야 한다. 지진 발생시 발생할 수 있는 주요 사항들 중 하나는 진공용기와 초전도 자석들간의 상대적 움직임이다. 이 경우 상대적으로 취약한 thermal shield가 파손되거나 thermal shield와 토로이달 전자석 사이에 전기적 접촉이 이루어 질 가능성이 있다. 설계시 주요 착안점은 토로이달 전자석 및 진공용기와의 접촉에 의한 피해를 피하는데 있다. 진공용기 thermal shield에 전기적으로 절연되는 완충기(bumper)를 설치하여 진공용기 및 토로이달 전자석과의 접촉으로부터

터 예상되는 파손을 방지하고자 한다.

(9) 제작과 관련한 요구조건

Thermal shield중 특히 진공용기 thermal shield는 협소한 공간에 설치되어야 하고 토로이달 전자석 및 진공용기라는 인접 부품들과의 간섭이 없어야 하기 때문에 높은 수준의 제작 및 조립 공차가 적용되어야 한다. 적용공차의 기준은 진공용기 및 토로이달 전자석의 제작 및 조립공차와 같거나 높아야 한다.

진공용기 및 크라이오 스텔용 thermal shield들은 공장에서 제작되어 현장에서 조립되어 진다.

(10) 조립과 관련한 요구조건

진공용기, thermal shield, 초전도 자석들의 조립 시에 각 부품들 간에 필요한 여유간격(clearance)을 충분히 확보 할 수 있도록 한다.

(11) 시험 및 검사 요구조건

Thermal shield에 설치될 튜브들, 튜브 연결부위 그리고 분기관들은 공장에서 상온 및 80 K의 온도상태에서 압력시험 및 헬륨 누설검사를 시행하여야 한다. 또한 표면검사와 관련하여서는 표면조도 및 emissivity의 측정이 이루어 져야 한다,

(12) 계측 및 제어 관련 요구조건

각각의 독립된 냉각재 대기관의 입,출구에서는 냉각재의 온도를 측정하여 극저온 냉동계에서 냉각재의 유량을 조절할 수 있도록 한다.

(13) 접지

모든 thermal shield들은 전하의 축적에 의한 대전을 방지하기 위해 접지한다. 필요할 경우 접지회로상의 전류 제한을 위한 저항을 연결한다. 특히 동적 부하가 걸린 경우 진공용기 thermal shield과 초전도 자석 사이의 접촉에 의한 전기적 접촉이 발생하지 않도록 절연되어야 한다.

(14) 재료

Thermal shield의 재료와 표면 조도는 크라이오 스텔 내부의 기체 방출 요구조건에 부합되어야 한다. 재료는 표면처리된 비자성의 스테인리스 스틸재료를 사용하

며 필요한 경우 emissivity 값을 낮추기 위해 표면도금 처리한다. 이러한 표면 도금은 장치의 수명동안 emissivity 값이 유지되어야 한다.

나. 운전 및 유지보수와 관련한 요구조건

Thermal shield 시스템은 정상운전 상태 및 진공용기 baking시에 극저온 부품에 인가되는 열 부하를 감당 할 수 있어야 한다. 특히 진공용기 thermal shield는 유지보수 및 교체를 위한 접근이 불가능하다. 크라이오 스텔용 thermal shield는 상대적으로 접근이 용이하기 때문에 유지 보수가 가능하다. 또한 모든 크라이오 스텔 내부에 설치된 분기관 들에 대한 유지 보수를 위해 크라이오 스텔 내부로의 접근이 가능한 통로가 설치되어야 한다.

지지구조물용 thermal shield의 경우 진공용기 및 초전도 자석의 지지구조물에 대한 정기적 검사를 위해서 접근이 가능한 구조로 설계되어야 한다.

다. 품질 보증 (Quality Assurance)

진공용기 thermal shield의 경우 유지보수를 위한 접근이 불가능하다는 점은 부품의 파손이 일어나지 않기 위해 설계를 매우 보수적으로 실시해야 함을 의미한다. 충분한 안전계수(safety factor)들이 적용되어야 하며 특히 냉각재 배관을 위한 분기관이나 연결부위, 그리고 파손이 발생하기 쉬운 취약부위들은 후에 수리에 대비한 접근성을 확보해야 한다. 그리고 낮은 방사계수 (emissivity)를 얻기 위한 도금의 경우 장비의 수명기간동안 방사계수가 유지되어야 한다. 이러한 부품의 품질을 확보하기 위해서 모든 부품들에게는 제작과 조립 전과정에서 적절한 QA 절차가 적용되어야 한다. 필요한 수준의 품질이 보장되어야 할 항목들은 다음과 같다; 치수공차, 용접 건전성, 표면 청정도, 도금 부착력 및 방사율, 표면처리, 볼트 조임강도, 비금속 재료의 건전성, 전기저항 그리고 기밀(leak tightness).

라. 관련 인터페이스

Thermal shield와 관련한 주요 인터페이스들은 표 3.5-3과 같다.

표 3.5-3 Thermal shield과 관련한 주요 인터페이스들

| WBS | Title |
|-------|---|
| T134 | TF Coils Feeders |
| T144 | PF Coils Feeders |
| T144 | CS Feeders |
| TF132 | TF Coil Structure Lateral Support: |
| TF132 | TF Coil Structure Gravity Support |
| T121 | VV Gravity Support |
| T121 | Main Vessel |
| T121 | Vacuum Vessel Port Assembly |
| T511 | Rogovskii Coil (3 coils, 30mm radial build) |
| T72 | Tokamak Assembly Plan |
| T71 | Layout of Equipment Around Cryostat |
| T322 | Cryostat Pumping System |
| T325 | Cryostat Vacuum Leak Detection System |
| T611 | Machine Control System |
| T613 | Supervisory Network & Communication System |
| T614 | Interlocks system |

마. 각종 코드의 적용

설계시 코드의 적용은 각종 응력 및 피로도의 적용한계를 정하는데 적용되며 일반적으로 “ASME pressure vessel code Section VIII Div.2” 가 적용된다. 하지만 이러한 코드에 의해 적용되는 허용 응력은 대략 영하 30도 이하의 온도에서는 규정되어 있지 않은 경우가 많기 때문에 극저온에서의 허용치들은 관한 실험 자료들이 참조하여 조정되어야 한다.

4. 개념 설계

2 단계 연구의 최종 목표는 Thermal Shield 상세설계 완성에 있었으나 초전도자 석구조물 및 진공용기와의 인터페이스 문제로 인하여 완료하지 못했으며 일부 개념 설계가 진행되었다. 본 연구 기간동안에 진행된 개념 설계의 내용들은 아래와 같다.

- (1) Thermal Shield에 인가되는 열 부하 예측
- (2) 크라이오 스텔 용 thermal shield 개념설계
- (3) Serpentine structure에 대한 열해석 - 한국 기술교육대학교
- (4) 진공용기 thermal shield의 개념 설계 - 원자력 연구소 공동연구

이러한 개념 설계들은 차기년도에 공학설계를 진행하기 위한 자료로서 사용될 것이다.

가. 열 부하 예측

Thermal shield와 마주보는 진공용기 외벽 및 크라이오 스텔 내벽의 표면적을 알고 thermal shield의 표면적이 이와 크게 다르지 않다고 가정하면 식 3.5-1로부터 방사열 부하를 계산 할 수 있다. 열 부하 계산시의 가정은 다음과 같다.

- (1) Thermal shield의 온도 : 77 K
- (2) 정상 운전시 상온 : 300 K
- (3) Baking 시 진공용기 온도 : 400 K
- (4) 크라이오 스텔 thermal shield :
24점의 MLI 사용, $\epsilon_s=0.26$, $\epsilon_c=0.08$, $\epsilon_h=0.16$
직경 1 cm, 길이 5 cm의 GFRP 지지 구조물 6개/m²
- (5) 진공용기 thermal shield
MLI 사용하지 않음, 온도급 $\epsilon_c=0.02$, $\epsilon_h=0.16$
직경 1 cm, 길이 2 cm의 GFRP 지지 구조물 6개/m²

상기의 가정 하에서 계산된 정상 상태의 열 부하를 표 3.5-4에 정리하였다. Baking 시 최대 열부하는 약 10.2 kW 이고 정상 운전시 열 부하는 약 4.5 kW로

계산되어 진공용기 baking시에 약 2배 이상의 냉각이 필요함을 알 수 있다. 한편 진공용기 thermal shield에 MLI를 사용한다면 thermal shield 전체에 걸리는 최대 열부하는 약 6.5 kW로 계산되어 MLI를 사용하지 않을 경우 전체 열부하가 약 55 % 증가하였다.

표 3.5-4 정상 운전 및 baking 시에 thermal shield에 인가되는 정상상태 열 부하

| 운전 조건 \ 분류 | 진공용기 thermal shield (support 및 port 면적 포함) | 크라이오 스텔 thermal shield | 합계 |
|------------|--|------------------------|----------|
| 정상 운전 | 2,650 (W) | 1,800 (W) | 4,450 W |
| Baking | 8,460 (W) | 1,800 (W) | 10,260 W |

나. 진공용기 thermal shield의 개념 설계

진공용기용 thermal shield 구조설계의 기본개념을 정립하기 위한 연구가 2단계 4차년도에 수행되었다. 적용된 설계 개념은 다음과 같다.

- 1) 300 K 복사열을 차단하여 극저온 환경을 만들어 줌으로써 4.5 K를 유지하는 것이 합리적인 냉각용량의 범위에서 가능하도록 한다.
- 2) 온도가 내려가 수축이 일어나도 구조적으로 문제가 없어야 한다.
- 3) 최대 수축시에 발생하는 300 K 복사열의 누설이 최소화 되도록 한다.
- 4) 토카막 운전시 발생하는 전자기력을 충분히 견디도록 설계한다.
- 5) 지지대는 구조적으로 강할 뿐만 아니라 열전도가 낮고 패널의 수축변형을 수용할 수 있도록 설계한다.

(1) 진공용기 thermal shield의 분할

진공용기 thermal shield 분할의 1차적 목적은 전자기 유도전류 및 이에 의한 전자기력의 크기를 낮추려는 것이다. 작게 분할하면 할수록 단위 자속 변화에 대한 전류경로의 길이가 길어져 유도전류를 감소시킬 수 있지만 많은 이음새의 처리는

큰 부담을 준다. 분할의 2차적 목적은 가공 및 조립의 편리성이다. 가공능력과 조립 순서에 따라 분할이 필수적인지 아닌지, 또는 어느 만큼 분할해야 하는지 결정할 수 있다.

이제 분할을 구조적 분할과 전기적 분할 두 가지로 구분할 필요가 있다. 물론 구조적으로 갈라져 있으면 전기적으로도 분리되지만 그 역은 항상 성립하지는 않는다.

진공용기 thermal shield에 관해 다음과 같이 분할/조립 방안을 설정하고 응력발생에 미치는 효과를 검토하려고 한다.

- 1) VVTS는 구조적으로 모두 한 몸체가 되도록 한다.
- 2) 토로이달 방향으로 22.5° 마다 절연층을 넣는다.
- 3) 폴로이달 방향으로 4 군데에 절연층을 넣는다.
- 4) 11.25도 섹터 32개를 기본 가공 단위로 한다.
- 5) 각 섹터마다 곡률에 따라 6개의 판으로 가공한 후 두 곳은 용접, 나머지는 절연층을 넣고 결합하여 11.25도 한 섹터를 만든다.
- 6) 두 섹터를 절연층을 넣고 결합하여 22.5도 섹터를 만들어 이를 조립 단위로 한다.
- 7) 22.5도 섹터 사이의 결합은 나사로 한다.

즉 진공용기 thermal shield는 구조적으로는 다 이어져 있지만 필요한 곳을 전기적으로 분할한 형태로 만든다. 예를 들어 토카막 중심쪽 직선부 진공용기 thermal shield의 단면은 그림 3.5-3과 같이 결합된다. 이 방식의 장점은 스스로가 구조물로서 강도를 나타낼 수 있고 절연면에 걸리는 힘이 상쇄되어 지지대의 개수를 대폭 줄일 수 있으며 300 K 복사열의 누설이 최소화 된다는 것이다. 단점은 3차원적 수축에 따른 대책이 필요하고 나사체결에 따른 제작 정밀도의 상승 및 조립 공수의 증가가 예상된다는 것이다.

실제로는 90도 진공용기 섹터에 맞추어 가공된 진공용기 thermal shield 섹터들을 공장에서 미리 장착하는 것이 좋은데 중간 부에 한 판으로 가공된 3개의 22.5도 섹터를 놓고 양 끝에 11.2도 섹터를 놓을 수 있으면 더 좋을 것이다. 만일 이런 방식을 택한다면 전체적으로는 22.5도 섹터 12개와 11.25도 섹터 8개가 필요하다.

(2) 지지대 개념의 예

진공용기 thermal shield를 다 연결하여 한 몸체로 만들었을 때 가장 우려되는

극저온에서의 열수축 변형을 수용할 수 있도록 플로이달 방향으로 위치에 따라 변형 방향을 고려하여 여러 가지 지지대의 개념을 도입할 필요가 있다(그림 3.5-4, 3.5-5 참조).

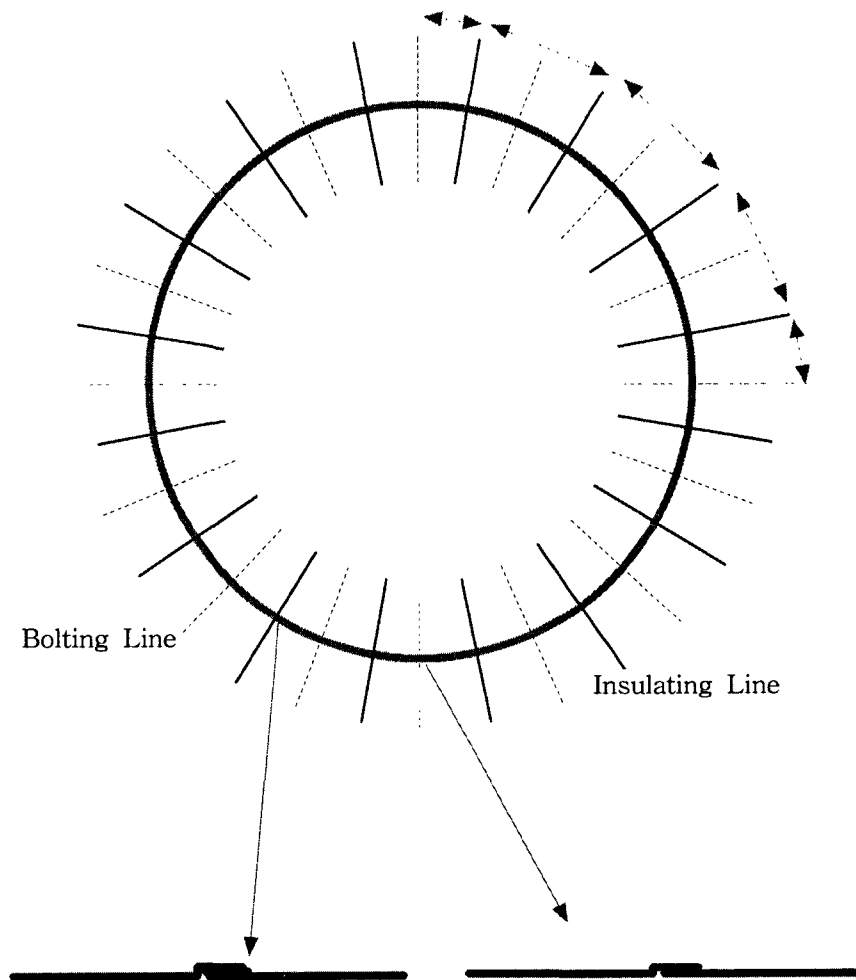


그림 3.5-3 진공용기 thermal shield의 분할 방식

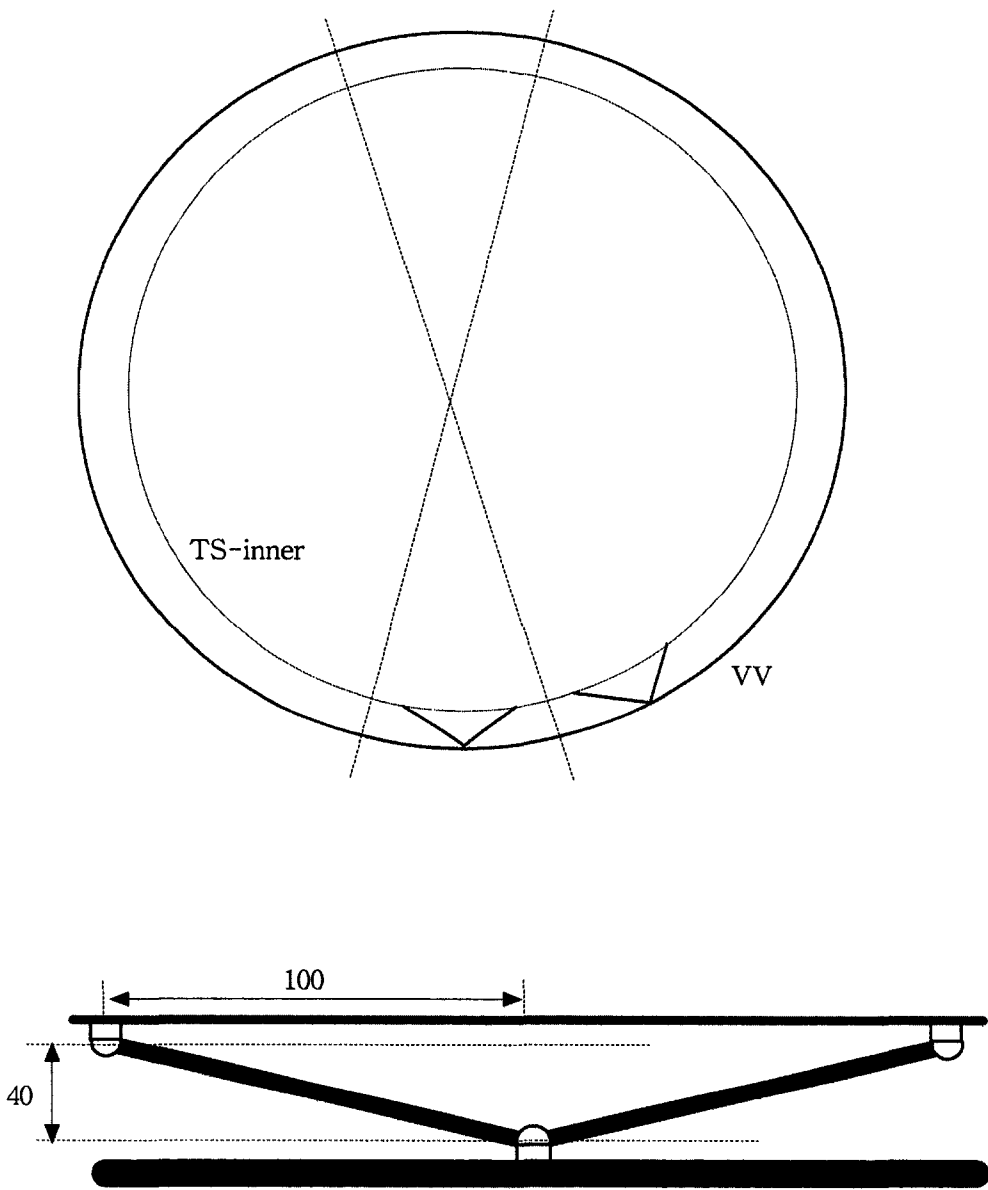


그림 3.5-4 전자기력과 열수축 변형을 고려한 진공용기 thermal shield 의지지 개념

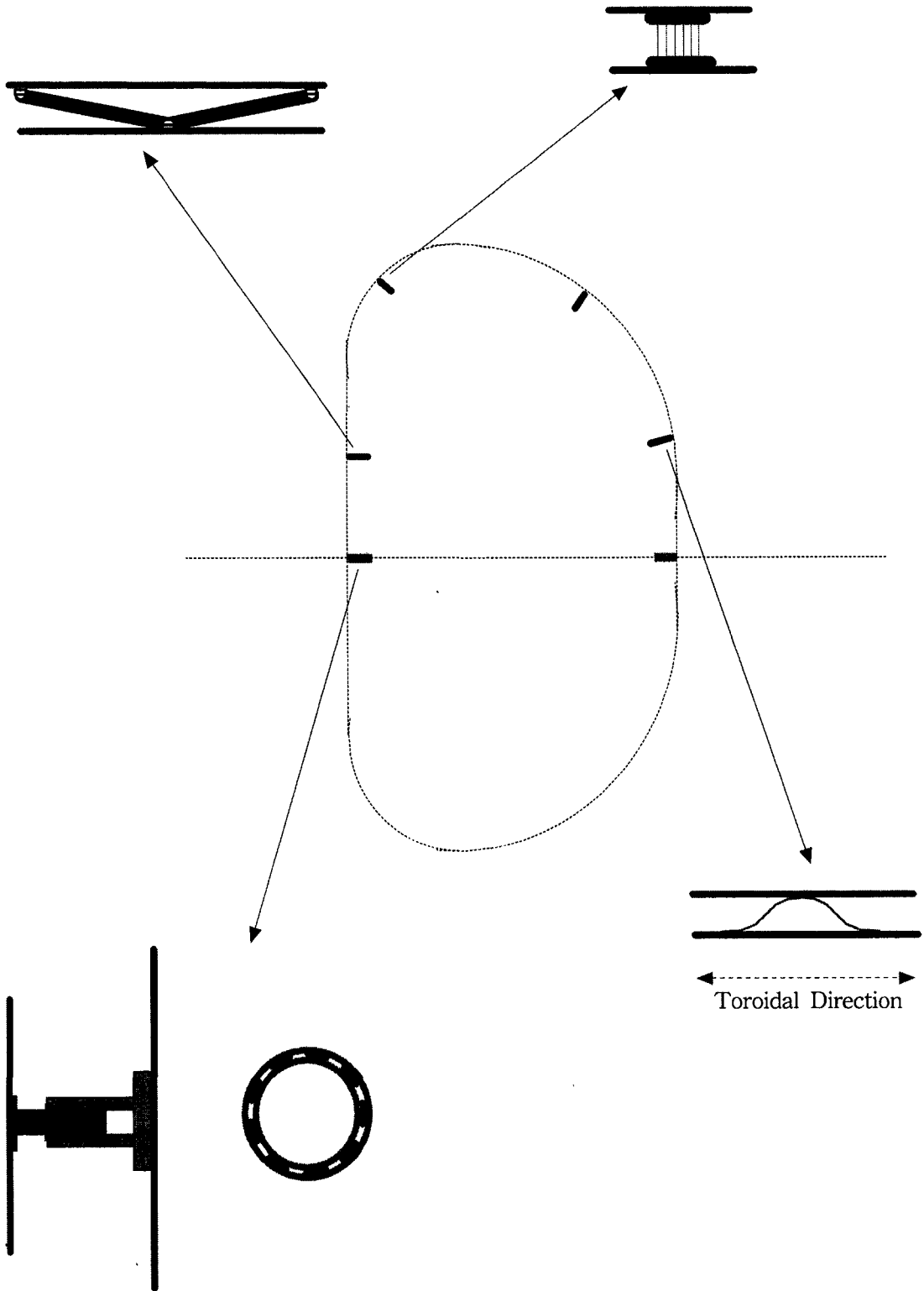


그림 3.5-5 위치에 따라 적용될 수 있는 여러 가지 지지 개념의 예

(3) 패널 응력계산

(가) 모델

응력계산은 1/16 섹터 3개를 붙인 모델에 대해서 시행한다(그림 3.5-6). 각 섹터 사이는 구조적으로 결합되어 있지만 전기적으로는 절연되어 있어서 각각의 섹터에 같은 유형의 맵들이 전류가 흐르는 것으로 가정한다. 계산시간을 단축하기 위해 360도 모델을 사용하는 대신 67.5도 모델을 사용하면서 가운데 섹터에 대해서 계산된 값만을 가지고 검토한다.

같은 모델에 대해 세 가지 지지대 배치- (1) 모델의 가장자리 쪽만 지지대를 놓아 자유도를 최대로 준 경우, (2) 각 섹터의 중앙선을 따라 지지대를 놓는 경우, (3) 4/1 및 4/3이 되는 선을 따라 지지대를 배치하는 경우-의 효과를 비교했다.

이 곳에서는 우선 수평붕괴(radial disruption)가 일어날 때 발생하는 전자기력을 사용하여 응력을 계산했다.

(나) 결과

우선 1/16 섹터를 플로이달 방향으로 4개로 나눈 각 유니트들을 서로 연결하지 않고 따로 따로 설치하는 경우 가장 응력이 큰 곳은 바깥쪽 판으로 222 MPa에 이른다. 이때 지지대의 개수는 안쪽 18개, 바깥쪽 18개, 상하 각각 22개이다[Ref 3.5-3].

그림 3.5-7은 모든 유니트들을 한 몸체로 연결하고 앞서와 같은 개수의 지지대를 설치했을 때 계산한 응력분포를 보여주고 있다. 응력이 대폭 줄어들어 안쪽은 138 MPa에서 112 MPa로, 바깥쪽은 222 MPa에서 150 MPa로, 상하 패널은 71 MPa에서 57 MPa로 줄어든다. 이는 지지대의 개수를 대폭 감소시킬 수 있음을 뜻한다.

그림 3.5-8은 지지대가 없는 경우, 그림 3.5-9는 중앙선에만 지지대가 있는 경우, 끝으로 그림 3.5-10은 1/4 및 3/4인 선을 따라서만 지지대가 있는 경우의 응력분포를 각각 나타낸다. 첫 번째 모델에서는 최대응력이 안쪽 판에서는 228 MPa, 바깥쪽은 429 MPa, 상하에서 220 MPa이고 두 번째 모델에서는 각각 148, 285, 185 MPa이며 세 번째 모델은 각각 198, 287, 168 MPa이 된다.

80 K에서 스테인리스 강의 내력이 600-700 MPa 정도이므로 심지어 특정 부위

에 지지대를 달지 않아도 전자기력을 충분히 견딜 수 있다는 것을 보여준다. 따라서 열적 수축과 팽창을 수용하면서도 전자기력을 견뎌야 한다는 상충되는 요구조건에 비교적 자유롭게 대응할 수 있다. 이것은 수평봉괴에 대해 계산한 결과이지만 수직봉괴에 대해서도 똑 같은 결론을 내릴 수 있다.

이상의 응력계산 결과를 정리하면 표 3.5-5와 같다.

(다) 결론

일체형 구조를 적용함에 의해 전자기력에 의한 응력발생을 대폭 줄일 수 있다. 맴들이 전류가 절연면을 따라 끊어져 토로이달 방향으로 주기적으로 반복되고 한 판 안에서도 중심선을 따라 대칭이 되는 형태를 나타내므로 판들의 단순한 결합도 큰효과를 나타낸다.

이런 구조개념을 받아들인다면 앞으로 지지대 자체에 걸리는 응력계산과 더불어 지지대의 위치와 개수를 최적화하는 작업이 수행될 수 있을 것이다. 이와 병행하여 적절한 엔지니어링 회사를 선정하여 지지대의 구조설계와 각 냉각판 및 결합부의 상세설계를 진행시킬 수 있다.

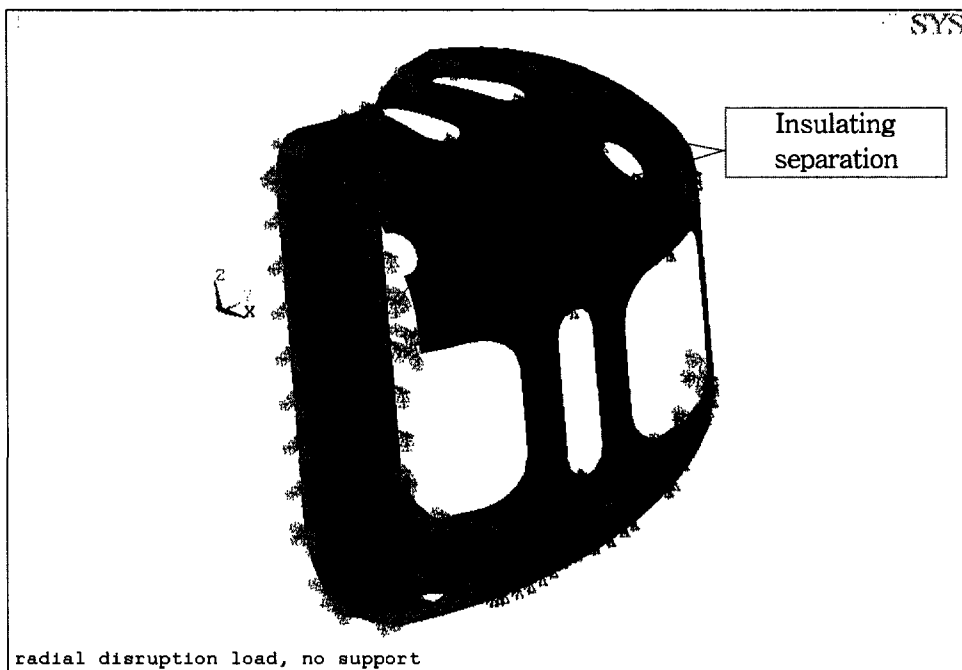


그림 3.5-6 67.5도 응력계산 모델.



그림 3.5-7 참고문헌 [Ref. 3.5-3]의 경우와 같이 지지했을 때 결합모델에서 발생하는 응력분포

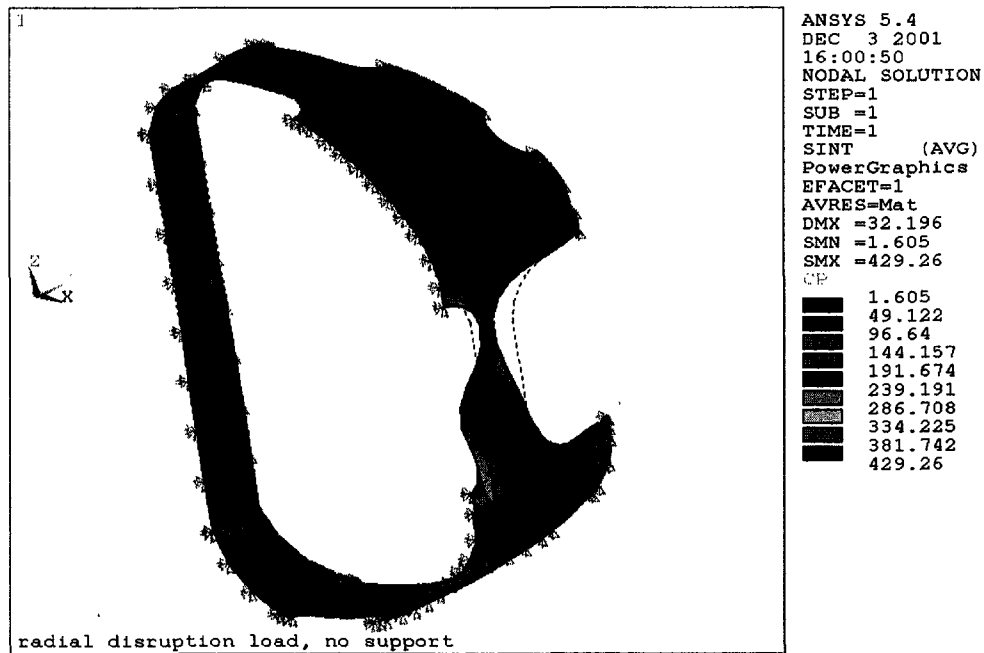


그림 3.5-8 지지대가 없을 때의 응력분포

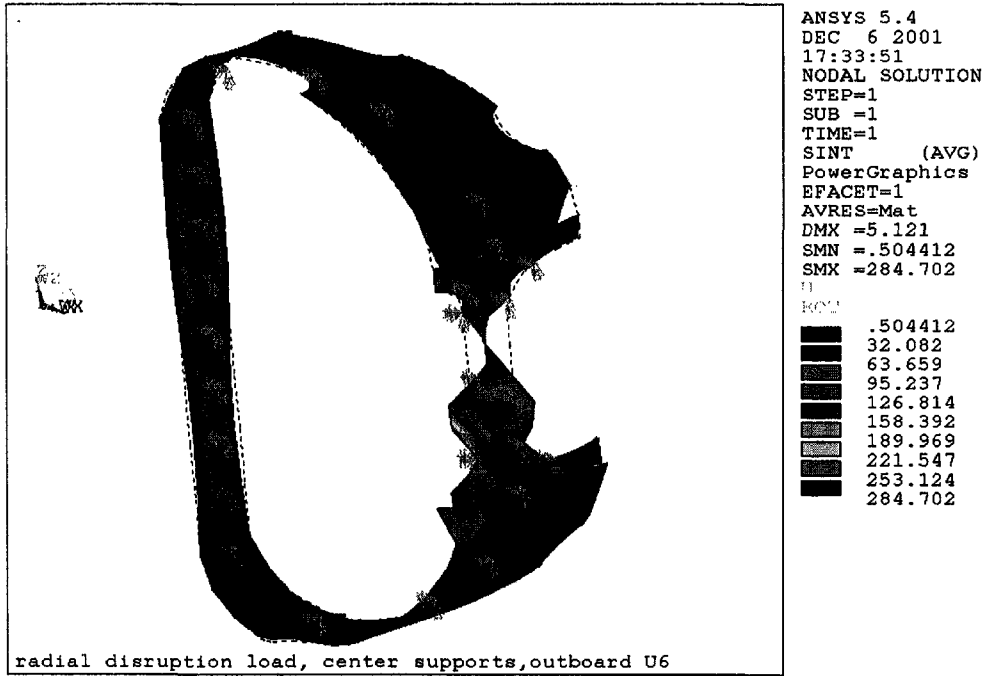


그림 3.5-9 중앙선을 따라 지지하는 경우 응력분포

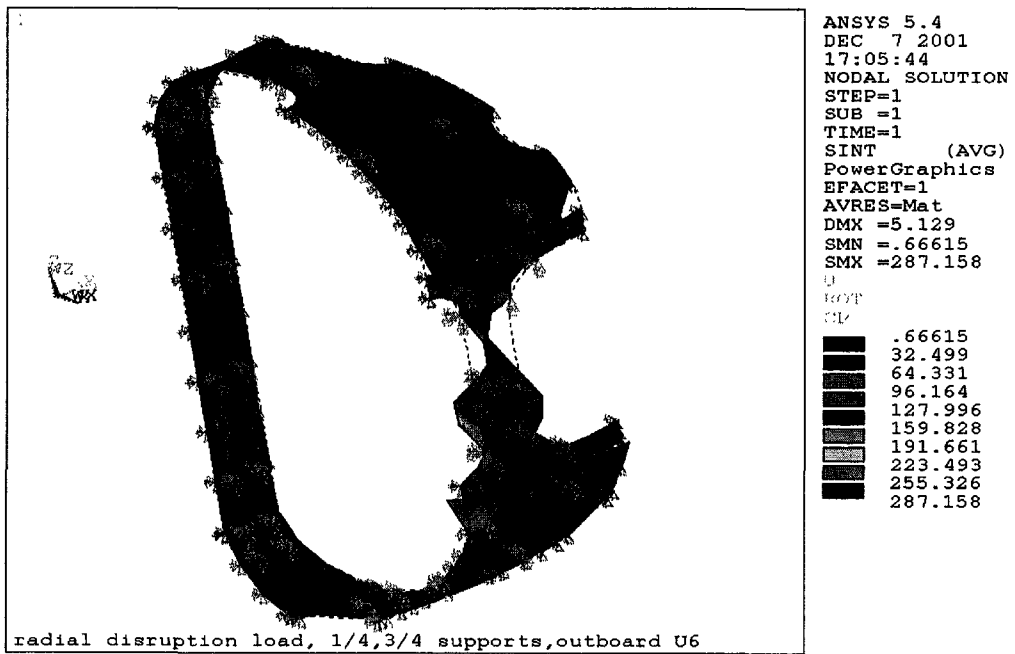


그림 3.5-10 1/4 및 3/4선을 따라 지지하는 경우 응력분포

표 3.5-5 지지대의 개수 및 위치에 따라 수평봉괴시 VVTS에 발생하는 응력의 비교.

* : 실제 지지대 수에서 옆 판과 중복되는 것을 고려한 유효 지지대 수임.

| mode | VVTS plate | Separate | | United | | | | | | | |
|----------------|------------|-------------|---------------|-------------|---------------|-------------|---------------|---------------|---------------|-----------------|---------------|
| | | Max. Stress | # of supports | as before | | no fix | | fix on center | | fix on 1/4, 3/4 | |
| | | | | Max. Stress | # of supports | Max. Stress | # of supports | Max. Stress | # of supports | Max. Stress | # of supports |
| Radial Disrup. | Inboard | 805 | 14 | 112 | *18 | 227.7 | 0 | 148 | 9 | 198 | 12 |
| | | 138 | 18 | | | | | | | | |
| | | 94 | 27 | | | | | | | | |
| | Outboard | 311 | 14 | 150 | *18 | 429.3 | 0 | 285 | 9 | 287 | 9 |
| | | 222 | 18 | | | | | | | | |
| | | 153 | 22 | | | | | | | | |
| | Upper | 236 | 12 | 57 | *22 | 219.5 | 0 | 185 | 6 | 168 | 8 |
| | | 184 | 16 | | | | | | | | |
| | | 71 | 22 | | | | | | | | |

다. 냉각패널, 연결부 및 지지구조물의 설계개념

(1) 개요

진공용기 thermal shield를 하나의 구조물이 되도록 연결하는 방안을 좀 더 구체화하고 타당성을 검토하며 냉각패널, 연결부 및 지지대 등의 설계개념을 제안하고자 한다.

(2) 진공용기 thermal shield 설계개념

진공용기 thermal shield는 11.25도 섹터 32개를 만들고 1/32 섹터 두 개씩을 절연체를 넣고 연결하여 1/16 섹터로 만든 것을 기본 조립단위로 한다.

냉각패널은 3 mm 두께의 스테인리스판을 두 장 겹쳐서 격자 모양의 패턴으로 울퉁불퉁하게 만들어 가운데 부분에 60 K 기체 헬륨의 유로를 형성하도록 제작한 quilted 판을 기본소재로 사용한다.

그림 3.5-11은 단면에서 본 진공용기 thermal shield, 진공용기 및 전자석과의 관계를 나타낸다. 전자석과의 간격을 최소 20 mm 확보하기 위해 중심부쪽은 진공용기 thermal shield의 제일 바깥면이 진공용기 표면에서 60 mm를 넘지 않아야 한다. 직선부를 제외한 나머지 부분은 그 폭을 80 mm로 고정하는 것으로 생각했다. 포트 때문에 구멍이 뚫어지는 부분에는 목을 달아 견고성을 높이고 포트의 thermal

shield와 겹쳐지도록 한다. 포트의 thermal shield에 대해서는 따로 검토하지는 않았지만 진공용기 thermal shield와 같은 방식으로 패널을 만들되 2 mm 판을 사용하면 충분하고 2-3개의 토막으로 잘라 고정 지지대 한 개와 3-4개의 슬라이드 지지대를 설치하면 되리라고 생각한다.

각 지지대는 진공용기 thermal shield가 70 K로 냉각되는 동안은 모두 신축성을 발휘하고 일단 70 K가 된후 적도면의 지지대는 계속 신축력을 갖지만 나머지는 대부분 고정된다는 개념을 실현하도록 만들어져야 하는 어려움이 있다. 처음부터 고정되거나 계속 신축적이거나 하는 것은 비교적 쉽지만 성질이 바뀌도록 만드는 것이 현실적으로는 쉽지 않다. 적도면이 고정되어 있는 상태에서 70 K로 냉각하면 약 435 MPa의 응력이 지지대 주위에 발생하는 것으로 계산되었으므로 이를 신축성이 있게 만들어야 하는 것은 필수적이다. 따라서 다른 지지대를 없애도 되도록 연구하거나 온도수축에 대해서는 신축적이다가 전자기력에 대해서는 힘을 받도록 유격을 잘 설계할 필요가 있다.

그림 3.5-12는 몇 가지 지지대의 구조를 나타내고 있다. 지지대는 기본적으로 1/4 및 3/4 선에 두줄로 설치된다 (11.25도마다 설치, 그림 3.5-12 참조). 안쪽 직선부에는 적도면에 판형 스프링 방식 지지대(그림 3.5-12(1)) 두 개와 상하 각각 4개씩 고리형 지지대를(그림 3.5-12(4)) 설치한다. 바깥쪽 직선부에는 적도면에 한 개의 판 스프링형 지지대를(그림 3.5-12(2)) 달고 상하 각각 두 개씩의 고리형 지지대를(그림 2-4) 설치한다. 아래 또는 위 덮개부분에는 중심부쪽 곡률이 큰 부분에는 두 개의 판스프링형 지지대를(그림 3.5-12(3)) 달고 나머지 부분에 4개의 고리형 지지대를(그림 3.5-12(4)) 더 설치한다. 고리형 지지대는 진공용기 thermal shield가 70 K로 냉각되는 동안 수축변형량 만큼의 여유를 가진다.

그림 3.5-13은 적도면을 따라 진공용기, 진공용기 thermal shield, 전자석을 위에서 본 모양이다. 패널을 3D 성형하기보다 파이프 롤링하는 것으로 생각하면 패널은 주원주방향으로는 32개의 직선으로 이루어진다. 각 이음새는 스텝을 만들어 한쪽에 용접하고 옆판을 스텝에 나사로 조인다. 스텝의 돌출부는 진공용기쪽을 향한다. 연결부중 반은 절연체를 삽입한다.

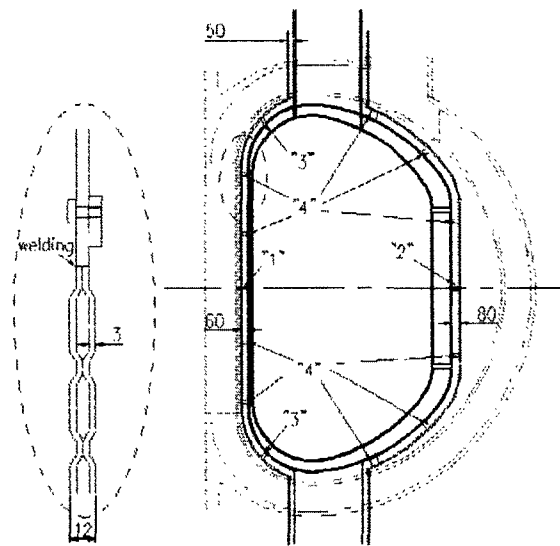
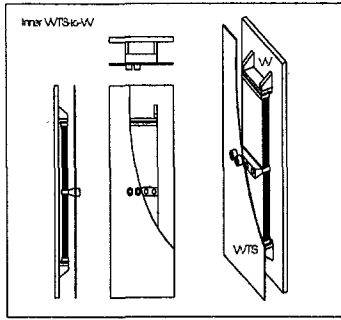
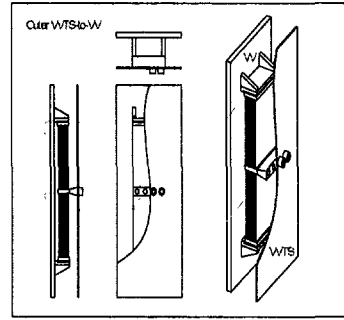


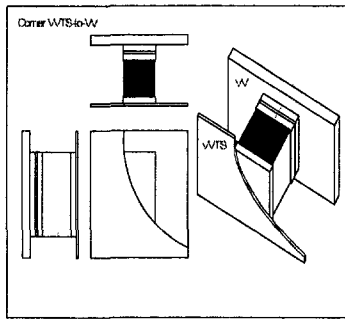
그림 3.5-11. 수직 단면에서 본 진공용기, 진공용기 thermal shield 및 전자석의 상관관계



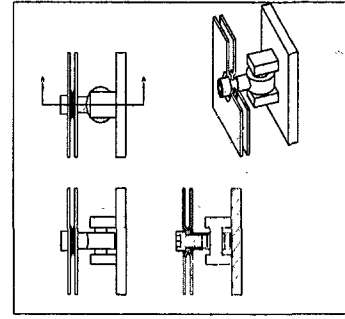
(1)



(2)



(3)



(4)

그림 3.5-12 각 지지대의 구조도. (1)은 2t 판 10장으로, (2)는 1t 판 30장으로 구성되어 있다. 그림 4에서 바깥쪽 지지대의 실제길이는 그림보다 20 mm 더 길다

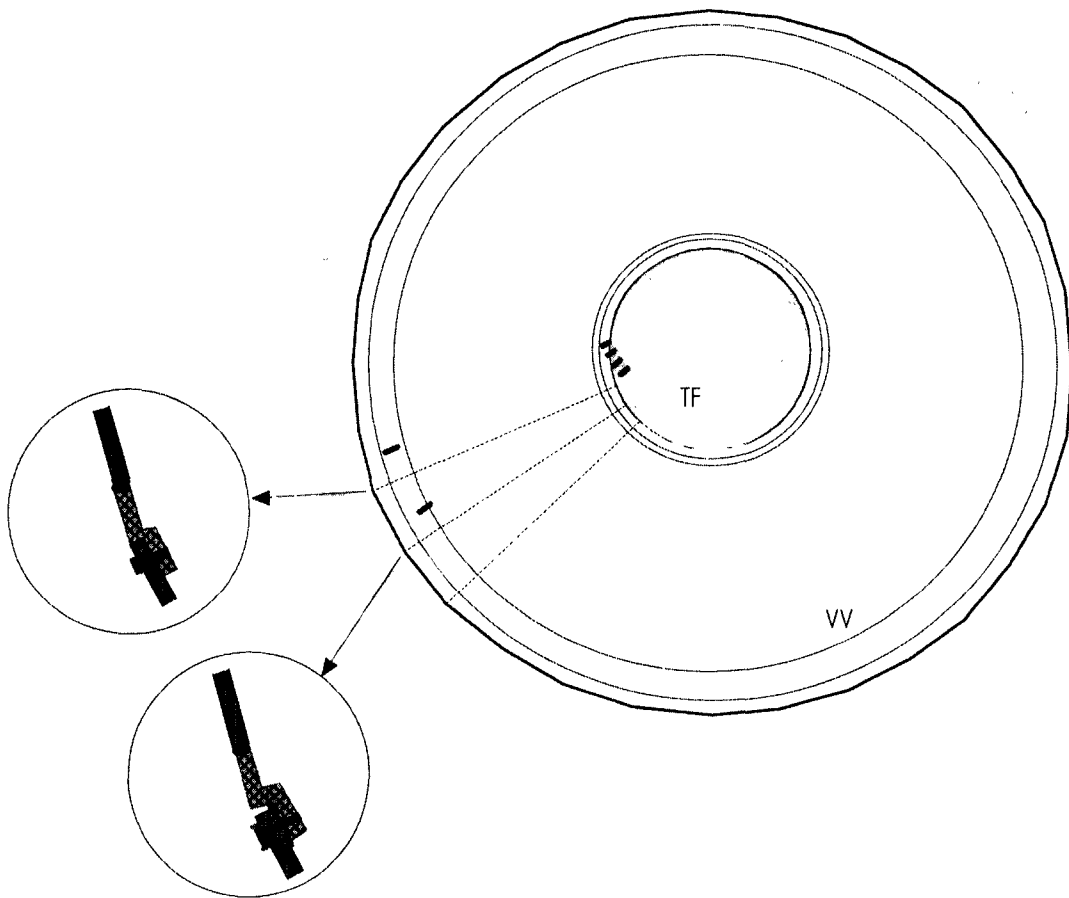


그림 3.5-13 적도면을 끊어서 본 진공용기, 진공용기 thermal shield 및 전자석의 상관관계

(3) 응력계산

(가) 지지대수의 변화에 따른 응력계산 종합

표 3.5-6에는 수평붕괴(radial disruption) 및 수직붕괴(vertical disruption)가 일어날 때 발생하는 전자기력을 사용하여 우선 1/16 섹터를 폴로이달 방향으로 4개로 나누는 후 각 유니트들을 서로 연결하지 않고 따로 따로 설치하는 경우와 모든 유니트들을 구조적으로 한 몸체로 연결한 경우를 비교했으며 세 가지 지지대 배치-(1) 모델의 가장자리 쪽만 지지대를 놓아 자유도를 최대로 준 경우, (2) 각 섹터의 중앙선을 따라 지지대를 놓는 경우, (3) 4/1 및 4/3이 되는 선을 따라 지지대를 배치하는 경우-의 효과를 종합 비교했다.

계산결과중 3번째와 5번째 개념을 같이 적용하되 응력이 허용치를 넘지 않도록 하면서 지지대를 최소화하는 방향으로 더 현실적인 모델을 만들어 계산을 수행할 필요가 있다.

(나) 특정위치에 지지대를 설치한 경우의 응력계산

적도면에만 판스프링형 지지대를 설치했을 때와 지지대를 최적위치에 설치한 것으로 가정했을 때의 응력을 계산했다. 계산결과를 요약하면 표 3.5-7과 같다. 응력은 우선 전체 모델을 70 K까지 냉각시킨 후 적도면의 지지대는 경방향으로 여전히 flexible 하고 나머지는 고정된다는 가정을 기본으로 하여 계산했다.

계산결과는 최소 지지개념을 적용하여 적도면에만 판스프링형 지지대를 설치했을 때 판의 두께를 6 mm(3 mm×2) 이상으로 하면 응력을 허용치 이하로 낮추는 데 문제가 없음을 보여준다.

설치의 편의를 고려한다면 적당한 간격으로 지지대가 있는 것이 좋을 수 있으므로 응력이 비교적 크게 나오는 곳, 현실적으로 설치가 가능한 곳 등을 최소한의 개수로 선택하면 이를 최적위치라고 할 수 있다. 이 곳에서는 계산모델의 이미 생성된 노드위치에 제약이 있지만 1/4, 3/4에 적절한 간격이 되도록 지지대를 배치한 후 이를 최적위치로 가정하고 응력을 계산한 것이다. 그 값은 상온에서 스테인리스강의 허용응력 수준 정도로 줄어들었다.

물론 두께를 8 mm 정도로 하면서 적도면 이외의 지지대를 아예 없애는 개념도

중심부 쪽에서 TF 전자석과 사이에 공간적인 문제만 없다면 결코 나쁘지 않다.

표 3.5-6 지지대의 개수 및 위치에 따라 수평붕괴 및 수직붕괴시 VVTS에 발생하는 응력의 비교(지지대의 수는 1/16 섹터 하나 당 개수임).

* : 실제 지지대 수에서 옆 판과 중복되는 것을 고려한 유효 지지대 수임. ¶

| mode | VVTS plate | Dim. & Area [m ²] | Separate | | United | | | | | | | |
|--------------|------------------------------|-------------------------------|---------------|-------------|---------------|-------------|---------------|-------------|---------------|-------------|-----------------|----|
| | | | | | as before | | no fix | | fix on center | | fix on 1/4, 3/4 | |
| | | | 1 | | 2 | | 3 | | 4 | | 5 | |
| | | Max. Stress | # of supports | Max. Stress | # of supports | Max. Stress | # of supports | Max. Stress | # of supports | Max. Stress | # of supports | |
| Rad. Disrup | Inboard | 0.41×2.61 1.066 | 805 | 14 | | | | | | | | |
| | | | 138 | 18 | 112 | *18 | 227.7 | 0 | 148 | 9 | 198 | 12 |
| | | | 94 | 27 | | | | | | | | |
| | Outboard | 1.19×1.48 0.737 | 311 | 14 | | | | | | | | |
| | | | 222 | 18 | 150 | *18 | 429.3 | 0 | 285 | 9 | 287 | 9 |
| | | | 153 | 22 | | | | | | | | |
| Upper | 0.41/1.19 ×2.663 2.025 | 236 | 12 | | | | | | | | | |
| | | 184 | 16 | 57 | *22 | 219.5 | 0 | 185 | 6 | 168 | 8 | |
| | | 71 | 22 | | | | | | | | | |
| Vert. Disrup | Inboard | | 1141 | 14 | | | | | | | | |
| | | | 435 | 18 | 388 | *18 | 612 | 0 | 461 | 9 | 370 | 12 |
| | | | 290 | 27 | | | | | | | | |
| | Outboard | | 51 | 14 | | | | | | | | |
| | | | 33 | 18 | 22 | *18 | 71 | 0 | 23 | 9 | 23 | 9 |
| | | | 26 | 22 | | | | | | | | |
| | Upper | | 171 | 12 | | | | | | | | |
| | | | 113 | 16 | 45 | *22 | 132 | 0 | 78 | 6 | 56 | 8 |
| | | | 60 | 22 | | | | | | | | |

표 3.5-7 적도면에만 지지대를 설치했을 대와 최적위치들에 지지대를 설치했을 때 응력계산 결과.

*이때 지지대의 개수는 27개/sector 이다. 이중 7개는 flexible, 20개는 semi-flexible이다.

| | Mid-only & free | | *Optimal | |
|--------------------|----------------------|------------------|-------------------|---------|
| | Plate Thickness [mm] | Max. Stress[MPa] | Max. Stress [MPa] | |
| | | | Mid-free | Mid-fix |
| Radial Disruption | 4 | 843 | | |
| | 6 | 420 | 157 | 153 |
| | 8 | 250 | | |
| Vetical Disruption | 4 | 801 | | |
| | 6 | 455 | 138 | 147 |
| | 8 | 286 | | |

(4) 냉각판(cryopanel) 제작 관련

2 mm 두께의 스테인리스 304 판으로 직선 또는 곡면 냉각판을 quilted 형으로 만드는 것에 대한 타당성을 조사했다(그림3.5-14). 공정은 1) 재단, 2) 테두리 및 격자패턴의 전자빔 용접, 3) 곡면 성형, 4) 수압으로 embossing 성형 등이다. 격자패턴 간격을 35 mm, 45 mm, 55 mm로 했을 때 내부 유로의 높이가 6 mm가 되는 데까지 성형하기 위해서는 각각 30, 70, 150 기압이 필요했다.

응력계산 결과에 의하면 3 mm 판이 냉각판의 소재로서 적절하다고 판단되는데 실제로는 quilted 패널의 성형을 이 두께로 해보지는 않았지만 90기압 성형을 기준으로 패턴 간격이 60 mm이면 되리라고 예상한다. 이때 1/16 섹터의 무게는 약 280 kg이다.

냉각판의 냉매 입출구 위치는 면밀한 검토가 필요하지만 기체 헬륨의 경우 흐름이 국부적으로 물리려는 경향이 적을 것이므로 성능에 큰 영향을 미치지 않을 것으로 예상된다. 패널 사이의 도관 연결은 현장에서 사용 가능한 자동 도관용접기로 처리하면 된다.

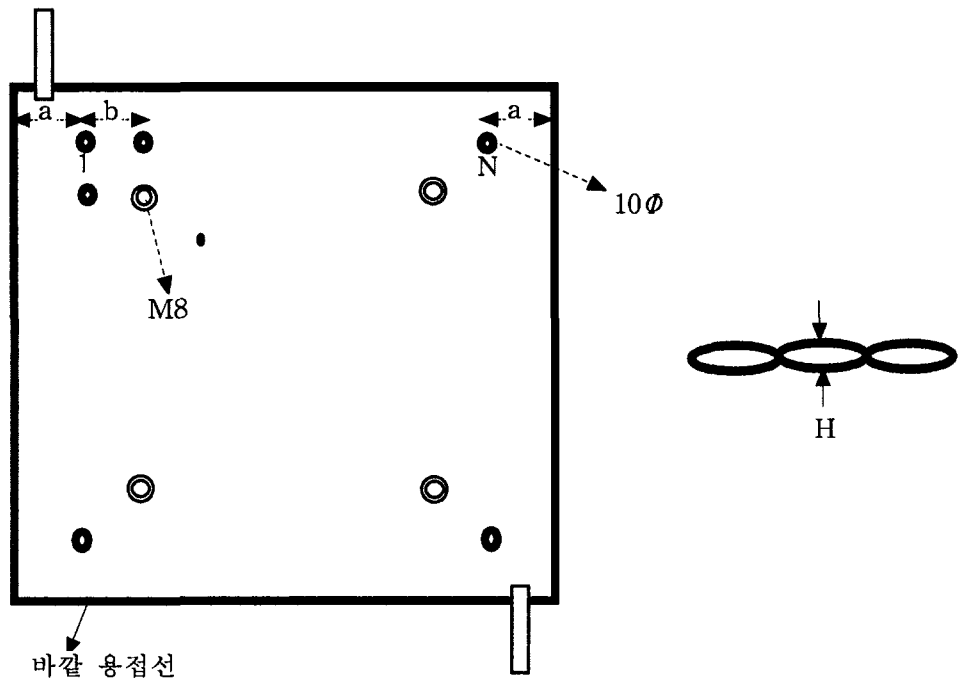


그림 3.5-14 Quilted 패널 제작도

(5) 기타 검토사항

진공요기 thermal shield는 진공용기와 전자석 사이에 들어가기 때문에 단순히 진공요기 thermal shield만의 구조설계만으로 설계가 완료 될 수는 없다. 진공요기 thermal shield 구조설계의 개념이 전반적인 조립절차에 어긋나지 않는지, 또는 접 근성은 확실히 확보되는지 살펴볼 필요가 있다.

진공요기 thermal shield에 MLI를 부착하는 것은 필수사항은 아니다. 냉각재의 공급기 측면에서 진공요기 thermal shield의 열부하의 허용치가 결정된다면 MLI 부착이 필요한지 아닌지 결정할 수 있다. MLI는 마일러계 베이스에 알루미늄 코팅되어 있는 박판을 20겹 정도 적층하여 폴리에스터사 등으로 누벼서 블랭킷을 만든 후 진공요기 thermal shield의 진공용기쪽 면에 플라스틱 지지대를 사용하여 고정할 수 있다.

(6) 결론

KSTAR 진공요기 thermal shield를 일체형 구조물로 만드는 것은 지지대의 구조나 위치선택 및 용력 면에서 절대적인 이점을 가지고 있다. 적도면에만 스프링형 지지대를 설치하는 것으로 가정해도 용력이 허용치를 넘지 않았으므로 이 구조개념을 공학적으로 실현하는 데 결정적인 어려움은 없다고 판단된다.

5. 결론

본 2단계 연구기간에 thermal shield와 관련하여 수행된 연구 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 공학설계를 진행하기 전의 전 단계로서 설계개념(design concept)에 대한 정립이 이루어 졌다.
- 2) Thermal shield 시스템에 인가되는 열부하를 예측하여 극저온 냉각 시스템의 설계에 반영하였다.
- 3) 진공용기용 thermal shield에 관한 개념 설계가 수행되어 일체형 구조와 전기적 절연에 의한 기계적, 전자기적 부하의 감소를 확인하였다.
- 4) Serpentine type의 냉각판에 대한 열유체 해석이 수행되어 냉각판 표면의 온도 분포와 냉각 튜브의 위치 및 지지 구조물의 위치와의 상관관계를 분석하였다.

제 6 절 KSTAR 진공용기 내 제어코일(In-Vessel Control Coil)의 설계 · 제작

1. 진공용기 내 제어코일(이하 제어코일) 시스템의 기능 및 요구 요건

가. 기능[Ref. 3.6-1]

(1) 플라즈마 위치 제어(Plasma Position Control, 이하 위치제어)

플라즈마의 위치 제어는 크게 수직제어(vertical control)와 방사제어(radial control)가 있다. 방사제어에 있어서 고속 방사제어(fast radial control)를 위한 목적은 첫째, 플라즈마의 방사상 변위(radial displacement)에 의한 이온공명 가열장치(Ion Cycrotron Resonance Heating, ICRH)의 안테나 정합 특성 악화에 대해 15 ms 이내의 위치 보정과 들제, IRCH 안테나 및 기타 플라즈마와 인접한 플라즈마 대향 부품으로의 과도한 열 부하 방지, 그리고 플라즈마의 방사상 변위로 인하여 발생하는 와전류(eddy current)에 의한 토로이달 및 폴로이달 전자석과 저온체(cold mass)의 가열방지에 그 목적이 있다. 한편, 저속 방사제어는 기준 방전 시나리오 하에서, 최 외곽(outboard) 중앙 면(midplane)에서 세파라트릭스(separatrix)를 정상위치에서 1 cm 이내로 제한하는 것과, 임의 지점에서의 최 외곽 세파라트릭스를 정상위치에서 ± 2 cm 이내로 제한하는 데에 그 목적이 있다.

플라즈마의 수직 제어에 있어서 신속 수직제어(fast vertical control)의 목적은 플라즈마의 수직 불안정성의 안정화와, “Spontaneous disturbances”에 대해 정상위치에서 1 cm 이내로 플라즈마의 수직 위치를 제한하는 데에 있다. 또한 저속 수직 제어는 플라즈마의 수직 위치를 기준 방전 시나리오 하에서 1 cm 이내로 유지하며, 상·하위 “X-point”가 활성화된 상태에서 최 외곽 중앙 면에서의 세파라트릭스의 간격을 0에서부터 1 cm까지 유지하는 데에 있다.

(2) 자기장 오차 보상(Field Error Correction, 이하 FEC)

KSTAR의 전자석 시스템은 필연적으로 제작, 설치에 있어서의 오차에 의해 자기장의 오차를 유발하게 되는데 이러한 자기장 오차는 “Locked mode”나

“Disruption”등의 불안정성 및 사건을 유도, 플라즈마 특성의 유지에 제한을 가져오게 된다. 이에 따라 전자석 및 전체 장치의 제작과 설치 시에 불가피하게 수반되는 자기장의 오차를 보상해주기 위한 코일이 FEC 코일로서 KSTAR의 FEC 코일은 전체 장치의 제작·설치 오차 하에서 아래의 식 (3.6-1)에 나타난 자기장 오차 범위를 넘지 않도록 하는 특성을 가져야 한다.

$$\frac{C_{2l}}{B_0} < 10^{-4} ; \frac{C_{ml}}{B_0} < 2 \times 10^{-4} (m=1, 3) \quad (3.6-1)$$

여기서 C_{mn} 는 각각 폴로이달 및 토로이달 조화수(harmonic number) m, n 을 가지는 Fourier 성분의 계수이며, B_0 는 토로이달 자기장의 세기를 나타낸 것이다.

(3) Resistive Wall Mode(이하 RWM) 제어 및 재귀 안정화

고 베타(high β) 플라즈마에서, 플라즈마 압력(plasma pressure)의 방사상 위치에 따른 불 균일성은 필연적으로 “Kink mode”라는 가장 위험한 플라즈마 불안정성을 유발하게 된다. 이러한 불안정성은 플라즈마와 인접한 장소에 전도성 벽을 설치하여 이러한 불안정성의 성장률(growing rate)을 억제시키는 역할을 할 수 있다. 이러한 목적으로 설치된 것이 KSTAR의 수동 안정화기(passive stabilizer)라 할 수 있는데, 수동 안정화기를 설치함으로써 불안정성의 성장률을 크게 감소할 수 있으나 상기한 수동 안정화기가 일정한 저항을 가진, 초전도체가 아니라는 점에서 완벽하게 “Kink mode”와 같은 불안정성을 제어할 수는 없다. 이러한 환경 하에서의 “External Kink mode”를 “Resistive Wall Mode”라 한다. 따라서 이와 같은 모드를 안정화시키기 위해 수동 안정화기의 뒤에 추가적인 능동 재귀형 안정화 코일을 설치하게 되며 이를 RWM 재귀 안정화 코일이라 한다.

나. 코일 설계 및 요구 요건[Ref. 3.6-2]

가 항에서 기술한 각종 제어 코일의 기능 및 특성을 구현하기 위한 총 전류 및 주파수 범위 등에 대한 내용을 표 3.6-1에 나타내었다.

표 3.6-1 KSTAR 제어 코일의 요구 사양

| 코일 | 전류 (kA-turn) | 주파수 | 비고 |
|-------------------------------|-----------------|-------------|-------|
| 방사 위치제어코일 | 60 | ~ 100 Hz | |
| 수직 위치제어코일 | 100 | < 1 kHz | |
| 자장 오차 보정 코일 | 30 | 10 Hz | 동일 코일 |
| Resistive Wall Mode 재귀 안정화 코일 | 7.5 | 10 ~ 100 Hz | |

2. 제어코일 시스템 설계

가. 설계 개요

(1) 시스템의 전체 구조 및 설치

2 단계 3차 년도 이전까지의 KSTAR 제어코일 시스템은 각각 상·하 1조씩의 축대칭(軸對稱) 원형 코일로 이루어져 있는 수직·방사 위치 제어용 코일 세트와, 총 12 개의 비 축대칭(非 軸對稱) 형상을 가지는 자장 오차 보상용 코일로 이루어져 있었으며 이와 같은 초기 KSTAR 제어코일 시스템의 전체구조는 그림 3.6-1에 개념적으로 나타나 있다. 그러나 위와 같은 구조는 코일 시스템의 제작과 설치, 그리고 운전의 측면에서 다음과 같이 중대한 단점을 지니고 있었다.

- 제한된 진공용기 내 공간에서 두 코일 시스템을 분리하여 설치할 경우, 시스템 설치가 매우 복잡하며, 코일 시스템이 차지하는 부피가 커짐에 따라 기타 다른 용기 내 부품과의 간섭을 유발할 수 있는 가능성이 상대적으로 커지게 된다.
- 원형 코일인 위치 제어용 코일은 불가피하게 진공용기의 밀폐 이전에 모든 시스템이 설치되어야 하므로 설치 이후에는 시스템의 유지·보수가 어려우며 향후, 토로이달 전자석(TF magnet) 등의 중요 부품을 교체하여야 될 상황이 발생할 시에는 전체 제어코일 시스템은 용도 폐기하여야 하는 문제점을 안고 있다.
- 특히, 원형 코일의 형상을 갖는 위치 제어용 코일은 그림 3.6-2에서 나타난 바와 같이[Ref. 3.6-3] 진공용기 내에서 용접이나 브레이징(brazing) 등의 작업을 통하여 제작이 되어야 하므로 제작의 난해성에 의하여 제작 가격이 상승할 뿐만 아니라 구조적으로 취약하며 유사시에는 코일 냉각수의 유출과 같은 중대 사고를 유발할 가능성이 항상 존재하는 치명적인 약점을 가지고 있다.

따라서 2단계 4차 년도부터는 위와 같은 문제점을 해소하고 보다 안정적이고 용이한 유지·보수의 가능성을 획득할 수 있을 뿐만 아니라 시스템 제작 일정의 현실성을 기하기 위하여 제어코일 시스템의 개념을 그림 3.6-3과 같이 변경하였다. 그림에서부터 알 수 있듯이 변경된 제어코일 시스템은 총 16개의, 토로이달 방향으로 4등분할 된 세그먼트(segment)로 이루어져 있으며 각각의 세그먼트는 위치제어용 코

일과 자장 오차 보상용 코일, 그리고 RWM 재귀 안정화 코일의 기능을 일괄 통합하는 구조로 되어있다. 각각의 세그먼트는 그림 3.6-4에 나타난 것처럼 3개의 NBI형 포트(포트 Bm, Fm, Jm)와 1개의 RF형 포트(포트 Nm)을 통하여 설치되어지며, 설치된 각 세그먼트는 저온용기(Cryostat) 외부에서의 전기적 결선을 통하여 전체 제어코일 시스템을 완성하는 구조로 되어있다. 이와 같은 구조 및 형상으로 변경된 제어코일 시스템은 다음과 같은 장점을 가지고 있다.

- 진공용기 외부에서 각 세그먼트가 가공된 후 설치되어지므로 구조적으로 안정할 뿐만 아니라 코일 냉각수 유출 등과 같은 중대사고의 위험을 근본적으로 방지할 수 있으며 제작 단가 또한 크게 줄일 수 있다.
- 위치 제어용 코일과 자장오차 보상용 코일이 통합된 형태이므로 시스템의 구조가 간단하며 이에따라 용기 내 기타 부품들과의 공간적·기능적 간섭을 최소화할 수 있다.
- 각 세그먼트는 포트를 통하여 진공용기 내부로 투입, 설치되므로 진공용기의 밀폐 및 최초 플라즈마 생성 이후에도 외부로부터의 시스템 설치가 가능하며 이에 따라 향후 시스템의 유지·보수가 중전의 설계에 비해 한층 용이해졌다.
- 기술(記述)한 바와 같이 각 세그먼트끼리의 전기적 결선을 통한 전체 시스템의 완성은 저온용기 외부에서 이루어지므로 전기적 결선의 방법에 따라 다양한 형태의 제어 코일 시스템을 전체 진공 시스템의 파기 없이 쉽게 이룰 수 있다. 이에 따라 각종 플라즈마 불안정성을 제어하기 위한 제어코일의 기능 및 역할에 대한 선택의 폭이 크게 다양화될 수 있다.

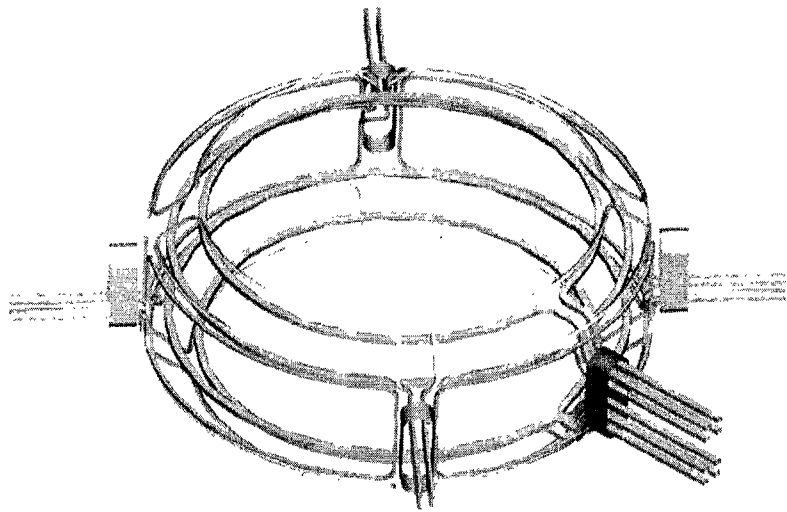


그림 3.6.1 KSTAR 진공용기 내 제어코일 시스템의 초기 개념도

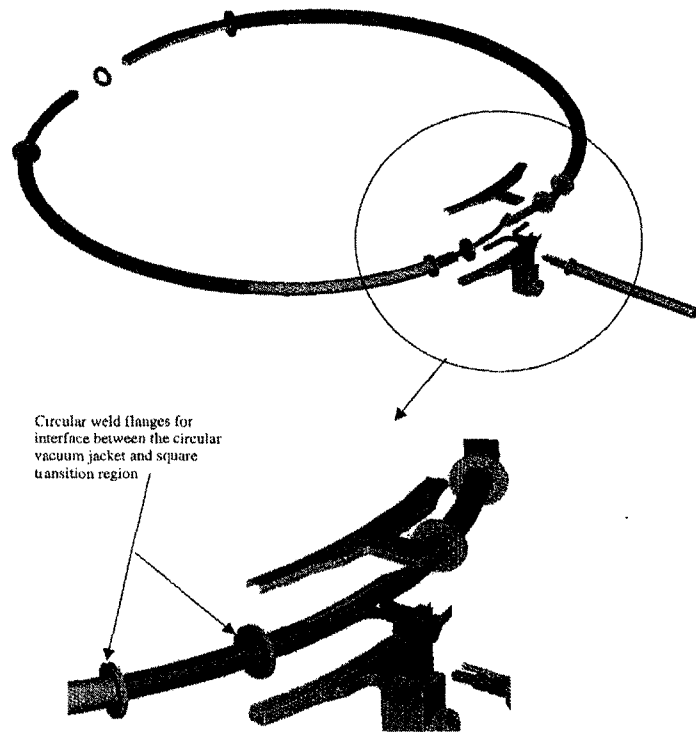


그림 3.6-2 초기의 플라즈마 위치 제어코일 제작 개념도

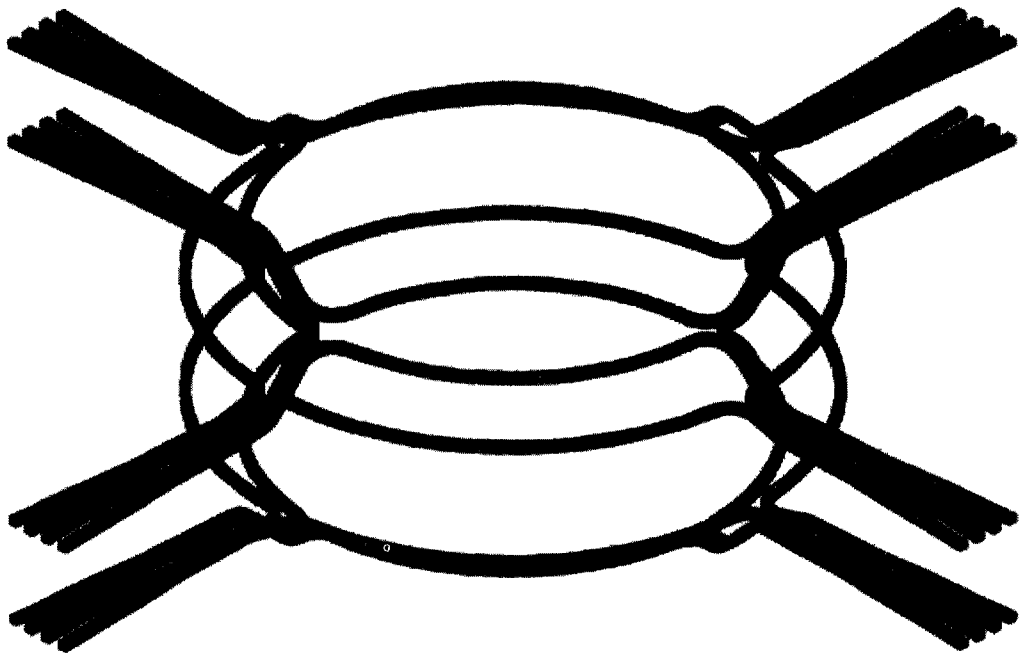


그림 3.6-3 세그먼트 코일형태로 개념 변경된 제어코일의 3차원 개념도

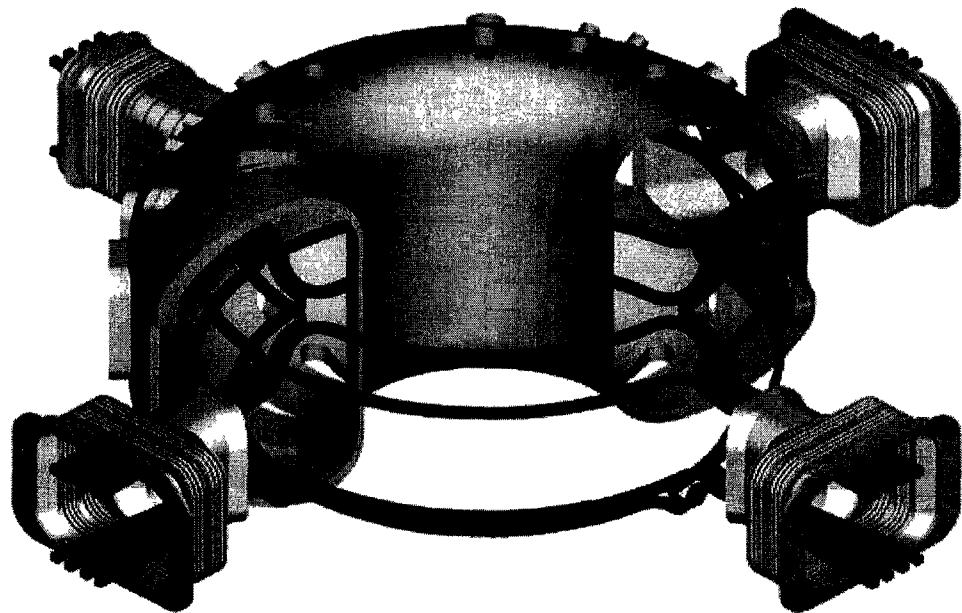


그림 3.6-4 KSTAR 진공용기와 제어코일 시스템

(2) 위치제어(Internal position Control, 이하 IC) 모드 시의 제어코일 시스템

진공용기 내 제어코일 시스템이 설치된 이후, 시스템의 초기운전 형식은 전체 제어코일 시스템이 단순히 플라즈마의 방사·수직 위치 제어를 목적으로만 운전되어지는 것이다. 따라서 이 때의 시스템 구성은 그림 3.6-5에 나타난 것처럼 4개의 세그먼트 코일이 직렬 연결되어 1개의 원형 코일을 이루게 되며 이에 따라 총 4개의 원형 코일이 완성된다. 이러한 위치 제어용 코일 시스템은 다시 최 상부에 위치한 코일부터 차례로 상위 수직제어(Upper Vertical Control) 코일, 상위 방사제어(Upper Radial Control) 코일, 하위 방사제어(Lower Radial Control) 코일 및 하위 수직제어(Lower Vertical Control) 코일로 나누어진다. 이때 상·하의 수직제어코일은 서로 반대 방향의 전류가 인가되도록 “역 직렬(anti-series)” 결선을 이루도록 하며, 이와는 달리 상·하 방사 제어코일은 서로 동일한 방향으로 전류가 인가되도록 직렬 연결되어, $n = 1$ 모드의 위치를 제어하여 결과적으로 각각 방사제어용 코일 전원 1개와 수직제어 코일용 전원 1개로서 전체 제어코일 시스템을 운전하게 된다.

(3) IC & FEC/RWM 모드 시의 제어코일 시스템

이제 기술한 바와 같이 변경된 제어코일 시스템은 플라즈마의 방사·수직 위치 제어뿐만 아니라 자장 오차 보상용 코일과 Resistive Wall Mode의 재귀 안정화 코일을 1개의 코일 시스템으로 통합한 것이다. 따라서 1개의 세그먼트 코일의 내부는 그림 3.6-6과 같이 4개의 구간(section)으로 나누어지며 각 구간을 이루는 도체간 결선방법에 따라 위치제어용 코일과 자장 오차 보상용 코일 등이 완성되는 형태로 이루어져있다. 그림 3.6-6에서부터 확인할 수 있듯이 각 세그먼트 코일의 명칭은 위에서부터 “Top IVCC”, “Upper IVCC”, “Lower IVCC”, “Bottom IVCC”이며, Top IVCC의 1, 2, 3 구간은 토로이달 방향으로 직렬 연결되어 앞의 (2)항에서 기술한 바와 같이 상위 수직 위치제어 코일을 이룬다. 또한 Upper IVCC의 5, 6 구간, Lower IVCC의 11, 12 구간, 그리고 Bottom IVCC의 13, 15, 16 구간 역시 토로이달 방향으로 직렬 연결되어 각각 상위 방사 위치제어 코일, 하위 방사 위치제어 코일, 그리고 하위 수직 위치제어 코일을 이루며 이들 방사·수직 플라즈마 위치제어 코일의 전체 구조는 (2)항에서 기술한 내용과 동일하다.

한편 Top IVCC의 구간 4와 Upper IVCC의 구간 8은 각 세그먼트의 양쪽 종단에서 연결되어 1개의 자장 오차 보상용 코일을 형성하게 되며 이를 Top FEC라 한

다. 이러한 방법에 따라 완성되어지는 Top FEC의 개수는 토로이달 방향으로 총 4개이며 이에 따라 Top FEC는 다시 Top FEC의 A, B, C, D로 분류되어지는 코일 세트로 이루어진다. 또한 Upper IVCC의 구간 7과 Lower IVCC의 구간 9는 위와 동일한 방법으로 Middle FEC의 A, B, C, D를 이루며 Lower IVCC의 구간 10과 Botton IVCC의 구간 14는 다시 Bottom FEC의 A, B, C, D를 이룬다. 이상 기술한 제어코일 시스템의 전체 구조는 그림 3.6-7에 개념적으로 나타나 있다.

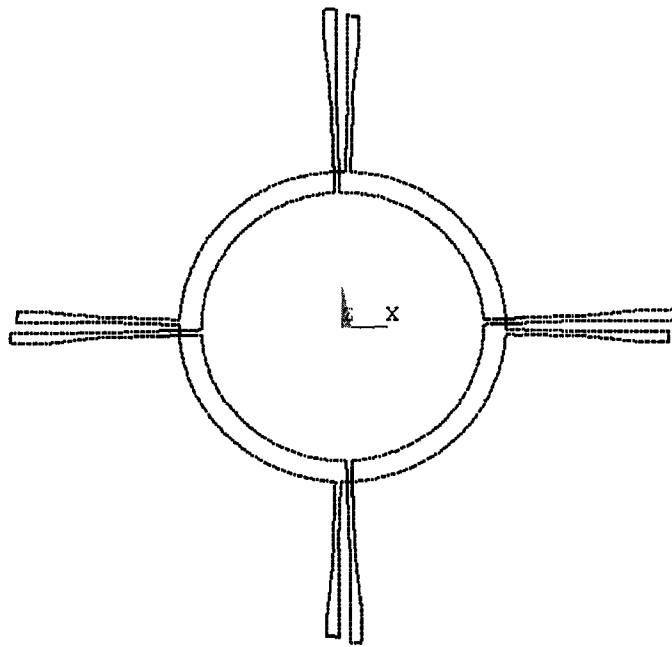


그림 3.6-5 IC 모드 운전시의 제어코일 결선개념도

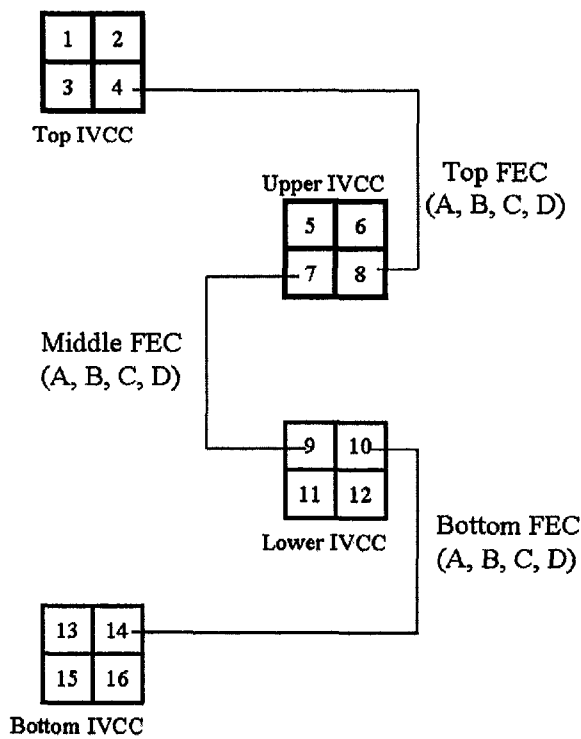


그림 3.6-6 IC/FEC 모드 운전시의 결선 개념도

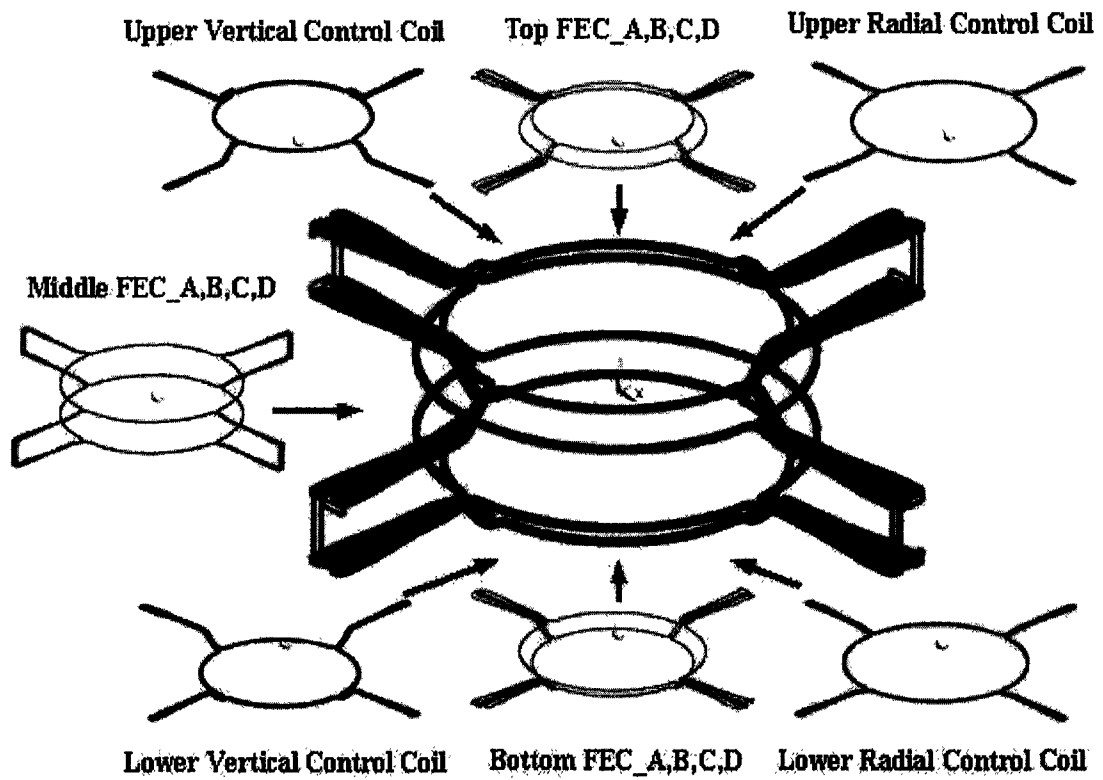


그림 3.6-7 IC/FEC 모드 운전시의 제어코일 시스템 개념도

나. 세그먼트 코일의 상세구조[Ref. 3.6-4]

제어코일의 각 세그먼트는 크게 Top & Bottom IVCC를 이루는 세그먼트 8개와 Upper & Lower IVCC를 이루는 세그먼트 8개로 구성되어 있으며 이들 각각의 8개 세그먼트는 모두 동일한 기하학적인 구조를 가진다. Top & Bottom 세그먼트의 원형부 곡률 반경은 2,120 mm이며 KATAR의 플라즈마 및 장치의 중심에서부터 960 mm의 높이에 위치해 있다. 또한 Upper & Lower 세그먼트의 원형부 곡률 반경은 2,500 mm이며 KSTAR 중심에서부터 570 mm의 높이에 위치한다. 한편, 모든 세그먼트 코일은 원형부(circular part)와 직선부(straight part), 그리고 원형부와 직선부를 연결하는 전이부(transition part)의 3 부분 구간으로 나누어진 형태로 볼 수 있는데 코일의 형상에 있어서 가장 우선적으로 고려되어야 할 부분이 원형부와 전이부가 만나는 지점의 곡률 반경이라고 할 수 있다. 특히, 위치 제어용 코일의 경우 4개의 세그먼트를 직렬 연결함으로써 1개의 환형 코일을 완성하는 시스템의 특성상 필연적으로 $n = 4$ 모드의 자장 오차와 이에 따른 플라즈마 불안정성을 유발하게 되는데 이러한 효과를 최소화하기 위하여 원형부와 연결되는 전이부의 곡률 반경을, 코일 제작이 가능한 범위 내에서 최소화한 140 mm로 설계하였다. 기타 세그먼트 코일의 기하학적인 구조는 첨부한 도면에 나타내었다.

세그먼트 코일의 단면은 그림 3.6-8에 나타내었다. 그림에서부터 알 수 있듯이 코일의 도체(導體)는 높이 32 mm, 넓이 15 mm의 단면을 가지는 8개의 무산소동(無酸素銅)으로 이루어져 있으며 각 도체의 중앙에는 직경 7 mm의 냉각수로가 존재한다. 그리고 각 도체의 외부에는 선간 절연(turn insulation)을 위하여 두께 1 mm의 유리섬유(glass fiber)를 1 ~ 2 겹의 Kapton sheet와 함께 테이핑(taping)하며, 이러한 선간 절연체는 코일 제작의 최종 단계에서의 에폭시(epoxy) 수지 함침(impregnation)에 의하여 에폭시/유리섬유의 복합 절연재료로 이루어져 절연 및 구조재(構造材)의 기능을 담당하게 된다. 한편, 2개의 도체 및 선간 절연체는 2 개씩 1쌍이 되어 1 구간을 형성하게 되며 기술한 선간 절연체와 동일한 방법으로 두께 1 mm의 구간 절연(section insulation)을 제작하도록 하였으며 이러한 4개의 구간을 다시 1 mm 두께의 접지 절연 층(ground insulation layer)로 감싸는 구조로 되어 있다. 이때, 각각의 선간, 구간의 경계 지점에는 일정한 곡률 반경을 가지도록 설계된 도체의 형상으로 인하여 빈 공간이 생기게 되는데 이러한 공간은 Corner Roving Filler로 명명되는 유리섬유/에폭시 수지의 복합재료로 채워지도록 설계되어 있다.

위와 같이 성형·테이핑된 각각의 도체와 각종 절연 물질들은 상·하 대칭 구조로 제작된 2 mm 두께의 316LN으로 제작된 코일 케이스(case)의 내부에 삽입되며, 삽입된 도체 봉치의 최 외곽, 즉 접지 절연체와 코일 case 사이의 공간에는 역시 유리섬유로 최대한 채워 넣어 코일 제작이 완료된 이후 에폭시 수지만으로 이루어지는 부분을 최소화하여 구조적인 강도를 최대화할 수 있도록 제작될 예정이다. 이후 코일 case의 최종 용접에 의하여 코일 성형은 완료되며 코일 제작의 최종 단계인 에폭시 수지의 진공 함침(Vacuum Pressure Impregnation, VPI) 및 경화(curing) 단계를 거쳐 코일 제작을 완료한다. 이와 같은 방법과 순서에 의하여 제작될 코일의 상세 구조 및 재료, 구체적인 치수 등은 표 3.6-2에 나타내었다.

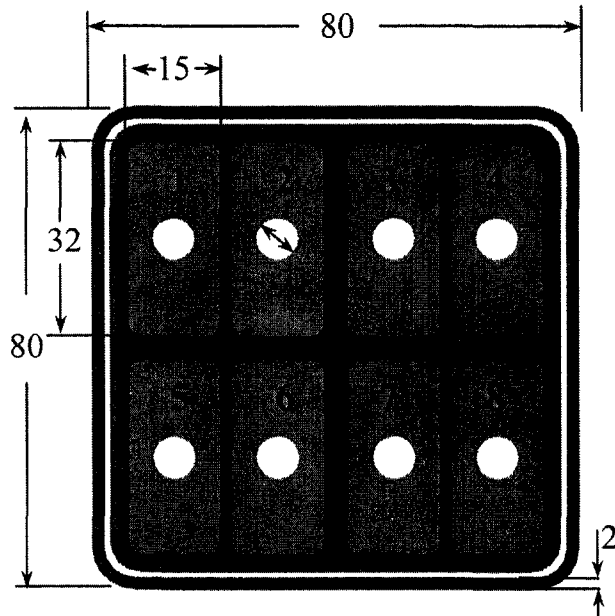


그림 3.6-8 세그먼트 코일의 단면 형상

표 3.6-2 코일의 상세구조 - 위치, 단면적 치수 및 재료

| | | |
|------------------------|---|----------|
| 코일 반경 (Coil Radius) | Top & Bottom IVCC | 2,120 mm |
| | Upper & Lower IVCC | 2,500 mm |
| 도체 재료 | Half Hard Copper (UNS No: C10300, Class: H02) | |
| 도체 단면적 치수 | 32 mm(H) × 15 mm(W) with 7 mm dia. hole | |
| 선간 절연 | 1 mm thick Kapton/Glass Fiber/Epoxy | |
| 구간 절연 | 1 mm thick Kapton/Glass Fiber/Epoxy | |
| 접지 절연 | 1 mm thick Kapton/Glass Fiber/Epoxy | |
| 코일 케이스 | 2 mm thick 316LN | |
| 총 단면 크기 | 80 mm × 80 mm | |

다. 제어코일의 구조해석

(1) 구조해석 및 설계에 관한 설계기준(Design Criteria)

(1)항에 나타낸 내용과 각종 표들은 제어코일뿐만 아니라 제어코일의 지지구조물, 인입부 등의 전체 시스템 설계와, 설계에 필요한 각종 구조해석에 관련된 설계기준으로서 ASME 코드와 국제열핵융합실험로(ITER)의 설계기준을 기본으로 하였으며 향후 모든 시스템 설계에 관련된 구조해석에 필요한 입력자료, 결과 분석과 적용 등에 있어서 기준이 되는 사항들을 정리한 것이다.

(가) 하중(loads)

① 설계 하중(Design loads)

표 3.6-3 설계 하중(Design loads)

| 하 중 | 내 용 | 비 고 |
|------------------|--|-----|
| 자중(Dead load, D) | - 자중 | |
| 열 하중(T) | - 정상운전 및 베이킹시의 열하중 | |
| 전자기 하중 (EM) | - 정상 운전(N) - 플라즈마 disruption(D) - 오동작(F) | |
| 상호 하중(IR) | - 코일 및 지지구조물간 상호 하중 - 전자기 및 열에 의한 상호 하중 | |
| 지진 하중(FSSE) | - SSE for KSTAR | |

② 하중 조합 및 발생확률(Load combinations and occurrence probabilities)

표 3.6-4 하중 조합 및 발생확률

| Events | 하중 조합 | 비고 |
|---|------------------------------------|-------|
| Normal operation events (Occur regularly) | $D + T + EM(N \text{ or } D) + IR$ | K=1.0 |
| Anticipated events (between 0.01 and 0.1 per year) | $D + T + EM(F) + FSSE + IR$ | K=1.1 |
| Unlikely events (between 0.0001 and 0.01 per year) | $D + T + EM(F) + FSSE + IR$ | K=1.2 |
| Extremely unlikely events (between 10^{-4} and 10^{-6} per year) | $D + T + EM(F) + FSSE + IR$ | K=1.3 |

(나) 금속재료 설계 기준(Metallic design criteria)

① 설계 허용 등가응력(Tresca) 값

표 3.6-5 설계 허용 등가응력(Tresca) 값

| 재 료 | 설계 허용 등가응력(Sm) | 비 고 |
|--|--|-----|
| 상온(293 K) 이상에서의 구조재 (steel 및 기타 재료), 용접부 포함 | Sm: 동작온도 하에서 $2/3 \cdot S_y$ 또는 $1/2 \cdot S_u$ 중 최소값 | |
| 볼트 재료 | Sm: 동작온도 하에서 $2/3 \cdot S_y$ | |
| Sy: 항복 응력, Su: 극한 강도 | | |

② 응력의 허용 제한 값 (Basic stress allowable limits)

표 3.6-6 응력 허용 제한 값

| 응력의 종류 | 기 호 | 비 고 |
|---|-----------------|-------------|
| 일반 1차 막 응력 (General primary membrane stress) | P_m | $< 1.0 KSm$ |
| 국부 1차 막 응력 (Local primary membrane stress) | P_L | $< 1.5 KSm$ |
| 1차 막 응력 + 굽힘 응력 | $P_m + P_b$ | $< 1.5 KSm$ |
| 1차 + 2차 응력 | $P_m + P_b + Q$ | $< 3.0 Sm$ |

③ 볼트 재료의 응력 허용 값

㉞ 전 하중(preload) 시: 상온 및 동작 온도에서 $0.75 \cdot S_y$ 미만

㉟ 동작 하중(operation load) 시: $P_m < 1.0 Sm$

$$P_m + P_b < 1.5 Sm$$

㊱ 전 하중과 결합된 동작하중 시: $< 0.9 S_y$

④ 좌굴에 대한 안전 인자(Safety factor for buckling) : 최소 5 이상

(다) 제어코일 시스템 관련 금속 재료의 허용 응력

표 3.6-7은 제어코일 시스템과 관련된 재료, 즉 코일 case나 도체, 지지구조물 등의 후보 재료들 중, 금속 재료에 대한 허용 응력 값과 설계 기준의 근거를 명시한 것으로서 극한 인장 강도와 항복 강도의 난에 음영으로 표시된 부분은 전술(前述)한 바와 같이 S_m 값이 $2/3 \cdot S_y$ 또는 $1/2 \cdot S_u$ 중 최소 값을 선택하였다는 표시이다. 또한 대부분의 설계기준은 ASME 코드를 기준으로 하되 기타 참고 기준을 별도로 표시하였다.

표 3.6-7 금속 재료의 허용 응력

| UNS No. | Type | 극한 강도 (MPa) | 항복강도 (MPa) | S_m (MPa) | 1.5 S_m (MPa) | 3.0 S_m (MPa) | 비 고 |
|-----------------------------|---------------------|----------------|---------------|----------------|--------------------|--------------------|----------|
| 제어코일 도체 재료 | | | | | | | |
| C10100 ~C10300 | Half hard copper | 290 | 250 | 145 | 218 | 435 | Handbook |
| 코일 case 재료(예상 후보 재료) | | | | | | | |
| S31653 | 316LN | 517 | 207 | 138 | 207 | 414 | ASME |
| | | 515 | 205 | 137 | 205 | 410 | ASTM |
| N06600 | Inconel 600 | 620 | 250 | 167 | 250 | 500 | Handbook |
| | | 552 | 241 | 161 | 241 | 483 | ASME |
| | | 550 | 240 | 160 | 240 | 480 | ASTM |
| N06625 | Inconel 625 | 855 | 490 | 327 | 490 | 980 | Handbook |
| | | 758 | 379 | 253 | 379 | 758 | ASME |
| | | 758 | 379 | 253 | 379 | 758 | ASTM |
| | | 836 | 366 | 244 | 366 | 732 | ITER |
| N07718 | Inconel 718 | 1,280 | 1,050 | 640 | 960 | 1,920 | Handbook |
| | | 1,276 | 1,034 | 638 | 957 | 1,913 | ASME |
| | | 1,241 | 1,034 | 621 | 931 | 1,862 | ASTM |
| 지지구조물 재료(후보 재료 중 상기한 품목 생략) | | | | | | | |
| R56401 | Ti-6Al-4V | 965 | 900 | 483 | 724 | 1,488 | Handbook |
| | | 895 | 828 | 448 | 671 | 1,343 | ASTM |

(라) 제어코일 시스템 관련 비금속 재료의 허용 전단 응력

표 3.6-8은 코일의 절연 재료, 즉 비금속 재료의 허용 전단 응력을 나타낸 것으로서 모든 비금속 재료는 Kapton/Glass fiber/Epoxy 의 복합재료로 이루어져 있다.

표 3.6-8 비금속 재료의 허용 전단 응력

| 항 목 | 허용 전단 응력 (MPa) | 인장 및 압축 응력 (MPa) | | |
|-------------|----------------|------------------|----|--------|
| | | 파단 응력 | Sm | 1.5 Sm |
| 절연재, Filler | 15 | 100 | 50 | 75 |
| 절연재, 접지 절연 | 15 | 100 | 50 | 75 |
| 절연재, 구간 절연 | 15 | 100 | 50 | 75 |
| 절연재, 선간 절연 | 15 | 100 | 50 | 75 |
| 절연재, Roving | 15 | 100 | 50 | 75 |

한편 표 3.6-9는 현재까지 제어코일 시스템의 각 부품에 대한 유력한 후보 재료의 물성 값(material properties)를 나타낸 것으로서 구조해석 및 열 전달·열 응력 해석에 반드시 필요한 사항이다. 이상과 같은 설계 기준과 각 재료의 허용 응력 및 물성 값을 근거로 3단계 1차 년도에는 제어코일 및 지지구조물 등의 상세설계를 완료할 예정이다.

표 3.6-9 각종 재료의 물성 값(material properties)

| 항 목 | 코일 case 후보재료 | | | | 도체재료 | 절연 재료 | Support 후보재료 |
|----------------------------------|--------------|-------------|-------------|-------------|--------------|---------|--------------|
| | 316LN | Inconel 600 | Inconel 625 | Inconel 718 | Half hard Cu | | |
| Young's modulus E, GPa | 191.13 | 213.75 | 206.85 | 199.96 | 117.22 | 30 | 110 |
| Shear modulus G, GPa | 75.63 | 82.85 | 80.93 | 77.5 | 44.07 | 4 | 41.35 |
| Poisson's ratio ν | 0.29 | 0.29 | 0.278 | 0.29 | 0.33 | 0.165 | 0.33 |
| CTE a, mm/m · °C | 15.37 | 13.3 | 12.8 | 13 | 17 | 25 | 9.3 |
| Thermal conductivity k, W/m · °C | 13.3 | 14.9 | 9.8 | 11.4 | 386 | 0.66992 | 6.6 |
| Mass density | 8 | 8.42 | 8.44 | 8.19 | 8.94 | 1.85 | 4.43 |

(2) 전자기 하중에 대한 응력 해석(stress analysis)

(가) 전자기 하중 (electromagnetic force)

자기장을 발생하는 코일이라는 특성 상 정상 동작 시에 일정한 전류가 흐르는 제어코일 시스템은 자체에서 발생시킨 자기장과, 토로이달 및 플로이달 전자석에 의한 자기장, 그리고 플라즈마 전류에 의한 자기장 등에 의하여 $\mathbf{J} \times \mathbf{B}$ 에 해당하는 전자기력(電磁氣力)을 필연적으로 받게 된다. 그림 3.6-9는 전체 KSTAR 장치 중, 위와 같이 제어코일 시스템에 전자기력을 미칠 수 있는 각종 전자석의 형상 및 조합을 개념적으로 나타낸 것이다.

한편, KSTAR의 플로이달 전자석의 최악 운전 조건(最惡 條件)의 시나리오는 225 개 경우이며 플로이달 전자석의 이상 유무에 대한 3 가지의 경우, 그리고 플라즈마 평형 조건에서의 4 개 경우에 대한 각기 다른 조합의 운전 시나리오는 필연적으로 제어코일로의 전자기력 하중의 변화를 가져오게 되는데, 위와 같은 수많은 최악 조건의 조합 중 각 제어코일에 미치는 최대 전자기 하중을 산출함으로써 어떠한 운전 조건에도 제어코일의 구조적인 안정성을 유지할 수 있도록 제어코일 구조 설계의 기본 기준을 마련하였다. 표 3.6-10과 3.6-11은 각각 상기(上記)한 개념으로 계산된 각 제어코일, 즉 Top IVCC와 Upper IVCC에 인가되는 최대 총 전자기 하중(maximum net electromagnetic force)과, 이 때의 자장 오차 보정 코일의 전류를 나타낸 것으로서 각 경우에 대한 제어코일 시스템의 전류와 플라즈마 평형상태 등의 상세 운전 조건을 정리한 것이다. 또한 최대 전자기 하중은 하중의 방향에 따라, 즉 환형 코일의 직경 방향의 후프(hoop) 하중과 수직 방향의 하중으로 나누어져 있다.

그림 3.6-10은 제어코일에 인가되는 하중의 크기 및 방향을 화살표로 나타낸 것으로서 균일한 하중이 인가되는 원형부(circular part)에 비해 토로이달 자장과 플로이달 자장에 의해 비틀림 하중을 받는 전이부(transition part)의 하중이 매우 크게 나타나고 있음을 알 수 있으며 이는 세그먼트 형태로 분할된 제어코일이 가지는 가장 큰 단점이라고 볼 수 있다. 따라서 이러한 현상 및 조건을 감안하여 제어코일의 지지구조물의 구조설계에 대한 엄밀한 검토가 요구되어진다.

(나) 전체 제어코일에 대한 응력해석 결과

그림 3.6-11은 ① 항에서 계산된 전자기 하중에서 Top IVCC에 최대 수직 하중

이 인가되었을 때 3차원 구조해석을 위한 경계조건(boundary condition)을 나타낸 것이며 기타 다양한 하중 조건은 향후 본격적인 설계에서 상세 검토할 예정이다. 그림 3.6-11에서 확인할 수 있듯이 1 개의 Top IVCC 세트에는 토로이달 방향으로 총 12 개의 수직 지지구조물(vertical support)이 설치될 예정이며 각 지지구조물은 수직 및 원형코일의 접선방향으로는 완전 고정되어 있으며 반경방향으로는 자유로운 움직임이 가능하도록 설계되어 있다. 수직 지지구조물에 대한 상세 구조는 별도로 기술되어 있다.

한편, 2 개의 세그먼트가 서로 만나 전이부를 형성하는 모든 지점에서는 세그먼트간 결합구조물(inter-segment joints)이 설치되어 있으며, 그림 3.6-10에서 확인할 수 있는 바와 같이 전이부와 직선부에는 강한 토로이달 자장과 수직방향의 제어코일 전류가 흐르므로 이로 인하여 코일이 받게 되는 전자기 하중이 매우 크게되어 본 구조해석에서는 세그먼트간 결합구조물을 포함한 전이부의 모든 지점에 결합구조물을 설치하는 것을 경계조건으로 설정하였다. 또한 진공용기의 내벽과 port가 서로 만나 용접되는 부분의 주위에 1 개씩의 추가적인 수직 지지구조물을 설치하는 것을 계획하고 있으며 이에 대한 내용 또한 다음절에서 별도로 기술되어 있다. 그리고 코일의 직선부는 진공밀폐를 이루면서 저온용기 외부로 연결되며 코일의 외부 지지구조물은 저온용기의 port flange에 위치하여 코일의 종단부분을 지지하는 구조로 되어 있다.

그림 3.6-12는 위와 같은 하중과 경계조건으로 3차원 응력 해석을 통하여 나타난 전체 제어코일의 응력 분포를 나타낸 것이다. 이와 같은 결과로부터 제어코일 세그먼트의 직선부에 세그먼트 간 결합구조물이 없는 부분은 응력 값이 최대 794 MPa로서 코일 case 재료인 316LN의 항복 응력인 207 MPa을 훨씬 초과하는 값으로서, 이러한 결과로부터 세그먼트 간 결합구조물은 전이부에서부터 직선부에 이르는 제어코일의 원형부를 제외한 모든 부분에 걸쳐 설치되어야 함을 알 수 있다. 그리고 그림 3.6-12에서부터 전이부에서 원형부로 전이하는 곡선부에도 약 300 MPa의 응력이 코일의 case에 집중되고 있음을 알 수 있다. 그러나 이 부분은 전이부의 세그먼트 간 결합구조물이 실제적인 강체로 설계될 경우 코일 case에 집중된 하중이 결합구조물로 상당부분 이전될 것이므로 결합구조물의 설계여부에 따라 응력 집중의 문제를 해결할 수 있을 것으로 예상된다.

한편, 위의 결과는 다시 코일 세그먼트의 첫 번째 수직 지지구조물과 세그먼트간 결합구조물 사이에서 200 MPa 이상의 응력이 case에 인가되는 것을 보여주고 있는데 이러한 상황은 전이부나 직선부와는 달리 좁은 진공용기 내 공간과 다른 용

기 내 부품, 예를 들면 플라즈마 대향부품(Plasma Facing Component, PFC) 시스템 등과의 간섭으로 인하여 부가적인 구조재 및 구조물을 설치하는 것이 매우 제한된 부분이다. 따라서 이 부분에 대한 응력이 허용 값을 초과할 경우에는 case의 재료의 변경이나 case 재료의 두께를 크게 하는 일련의 설계 변경이 필요하다. 이에 따라 그림 3.6-13은 코일의 원형부에서 최대 응력 값이 나타나는 부분만을 선택했을 때의 응력분포를 집중 검토한 것으로서 그림의 결과로부터 수직 전자기 하중과, 수직 지지구조물의 관계로 인하여 굽힘 응력(bending stress)이 주 요인이 되어 최대 207 MPa의 응력 세기(stress intensity)가 나타남을 알 수 있다. 이러한 결과는 코일의 case 재료인 316LN의 허용 응력 값과 필적할 만한 수준으로서 좀더 세밀한 검토가 요구되며 이에 따라 코일 case를 포함한 구리 도체, 그리고 각종 절연재 등에 대하여 각각 상세 응력분포를 검토하였다.

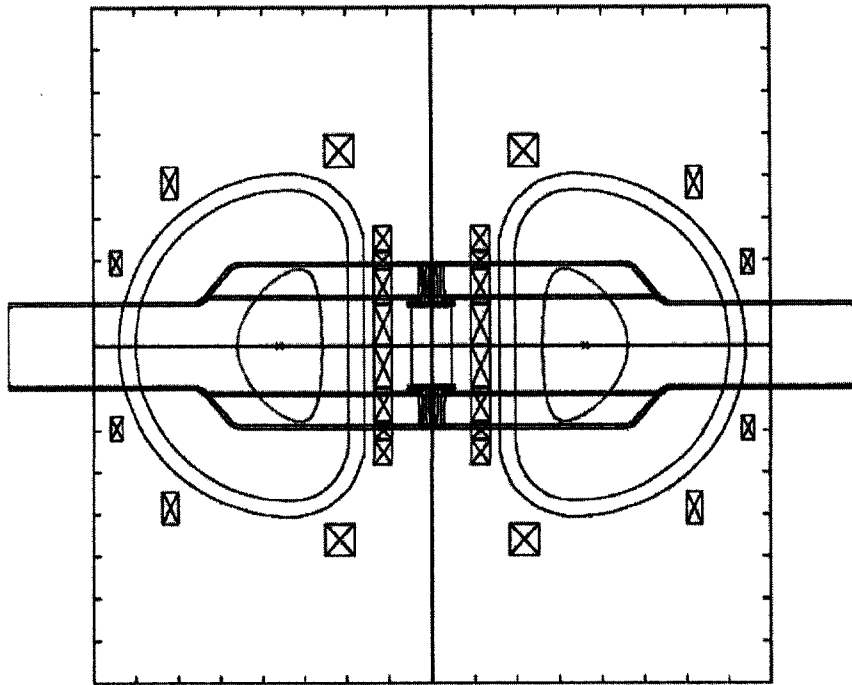


그림 3.6-9 KSTAR의 전자석 시스템 및 플라즈마

표 3.6-10 최악조건에서 각 코일에 인가되는 최대 전자기 하중

| 제어코일 | 전자기 하중 종류 | 최대 하중 ($\times 10^5$ N) | 제어코일의 총 전류 (kA-turn) | | 플라즈마 평형상태 |
|-------|----------------|--------------------------|----------------------|-------|--|
| | | | | | |
| IRC_U | $F_{hoop_최소}$ | -3.2817 | IRC_U | -330 | Beta_n = 4.5, Li = 1.0, Flux = 6.0, DN, Vertical disruption, no PF fault |
| | | | IVC_U | -60 | |
| | | | FEC | set 2 | |
| | $F_{hoop_최대}$ | 1.0075 | IRC_U | -90 | Beta_n = 4.5, Li = 1.0, Flux = 6.0, DN, no disruption, no PF fault |
| | | | IVC_U | -60 | |
| | | | FEC | set 2 | |
| | $F_z_최대$ | 4.5684 | IRC_U | -330 | Beta_n = 1.5, Li = 1.2, Flux = 8.0, DN, Radial disruption, no PF fault |
| | | | IVC_U | -60 | |
| | | | FEC | set 2 | |
| IRC_L | $F_z_최대$ | 9.0462 | IRC_U | -330 | Beta_n = 1.5, Li = 0.5, Flux = 2.0, SN, Radial disruption, no PF fault |
| | | | IVC_U | -60 | |
| | | | FEC | set 1 | |
| IVC_U | $F_{hoop_최소}$ | -1.4581 | IRC_U | 30 | Beta_n = 3.75, Li = 0.675, Flux = 4.0, DN, no disruption, no PF fault |
| | | | IVC_U | -130 | |
| | | | FEC | set 1 | |
| | $F_{hoop_최대}$ | 1.6014 | IRC_U | 30 | Beta_n = 3.75, Li = 0.675, Flux = 4.0, DN, no disruption, no PF fault |
| | | | IVC_U | 130 | |
| | | | FEC | set 1 | |
| | $F_z_최소$ | -5.1325 | IRC_U | 30 | Beta_n = 1.5, Li = 0.5, Flux = 2.0, DN, no disruption, no PF fault |
| | | | IVC_U | -130 | |
| | | | FEC | set 1 | |
| | $F_z_최대$ | 5.4177 | IRC_U | 30 | Beta_n = 1.5, Li = 0.5, Flux = 2.0, DN, no disruption, no PF fault |
| | | | IVC_U | 130 | |
| | | | FEC | set 1 | |

표 3.6-11 전자기 하중 계산을 위한 자장오차 보정코일의 전류세트

| Set 1 | | Set 2 | |
|---------------|---------------|---------------|---------------|
| 코일의 종류 | 전류 (kA-turns) | 코일의 종류 | 전류 (kA-turns) |
| Top IVCC_A | 30 | Top IVCC_A | -30 |
| Top IVCC_B | 0 | Top IVCC_B | 0 |
| Bottom IVCC_A | 30 | Bottom IVCC_A | -30 |
| Bottom IVCC_B | 0 | Bottom IVCC_B | 0 |
| Middle IVCC_A | -30 | Middle IVCC_A | 30 |
| Middle IVCC_B | 0 | Middle IVCC_B | 0 |
| Middle IVCC_C | 30 | Middle IVCC_C | -30 |
| Middle IVCC_D | 0 | Middle IVCC_D | 0 |

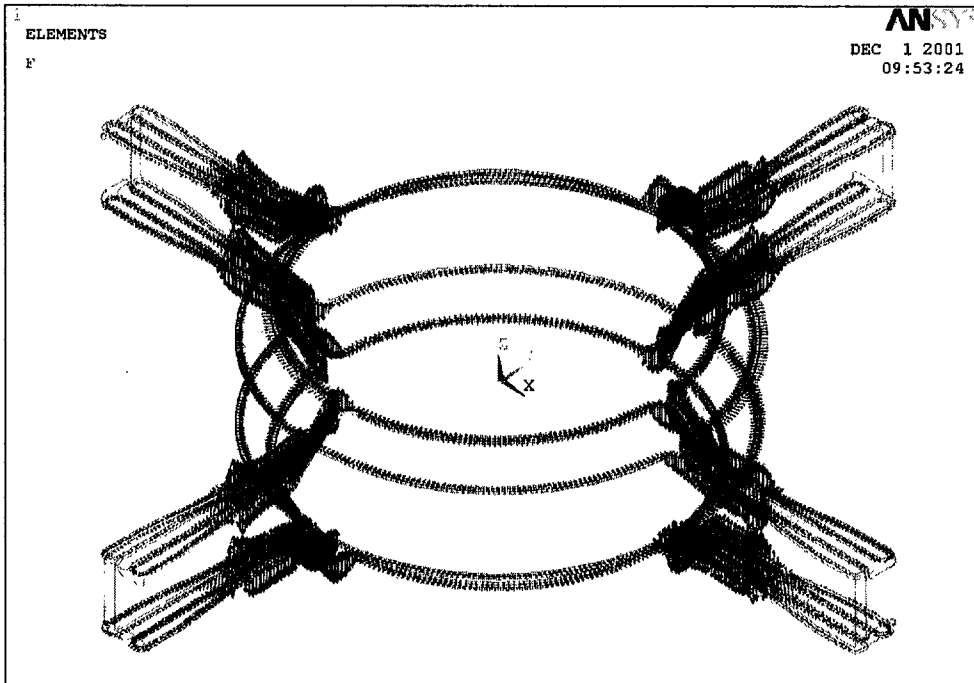


그림 3.6-10 제어 코일에 인가되는 전자기 하중

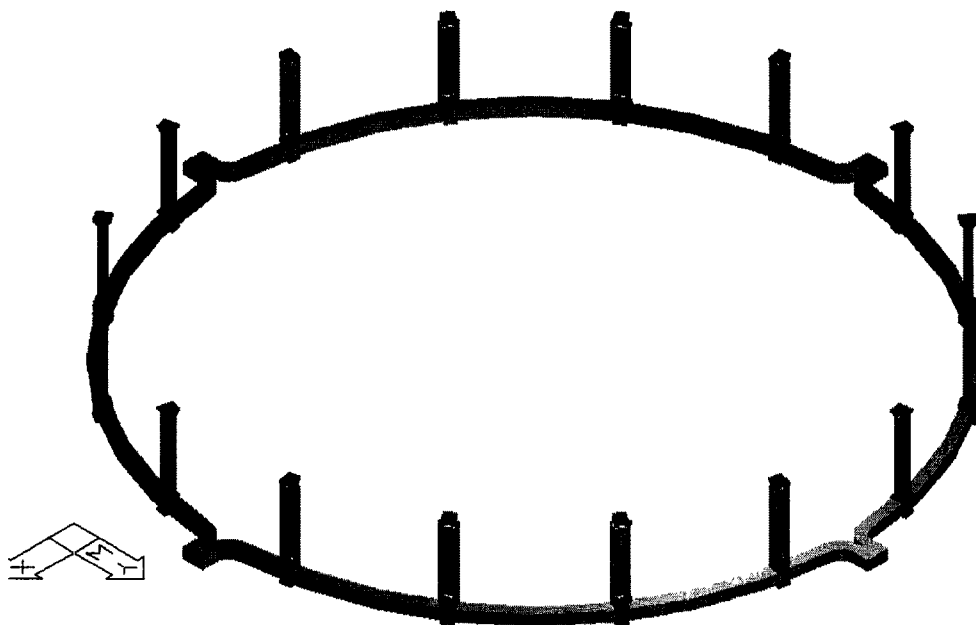


그림 3.6-11 제어코일의 수직 지지구조물 개념도

FEB 6 2002
 11:07:57
 NODAL SOLUTION
 STEP=1
 SUB =1
 TIME=1
 SINT (AVG)
 PowerGraphics
 EFACET=1
 AVRES=Mat
 DMX =.007672
 SMN =45246
 SMX =.794E+09
 45246
 .883E+08
 .176E+09
 .265E+09
 .353E+09
 .441E+09
 .529E+09
 .618E+09
 .706E+09
 .794E+09

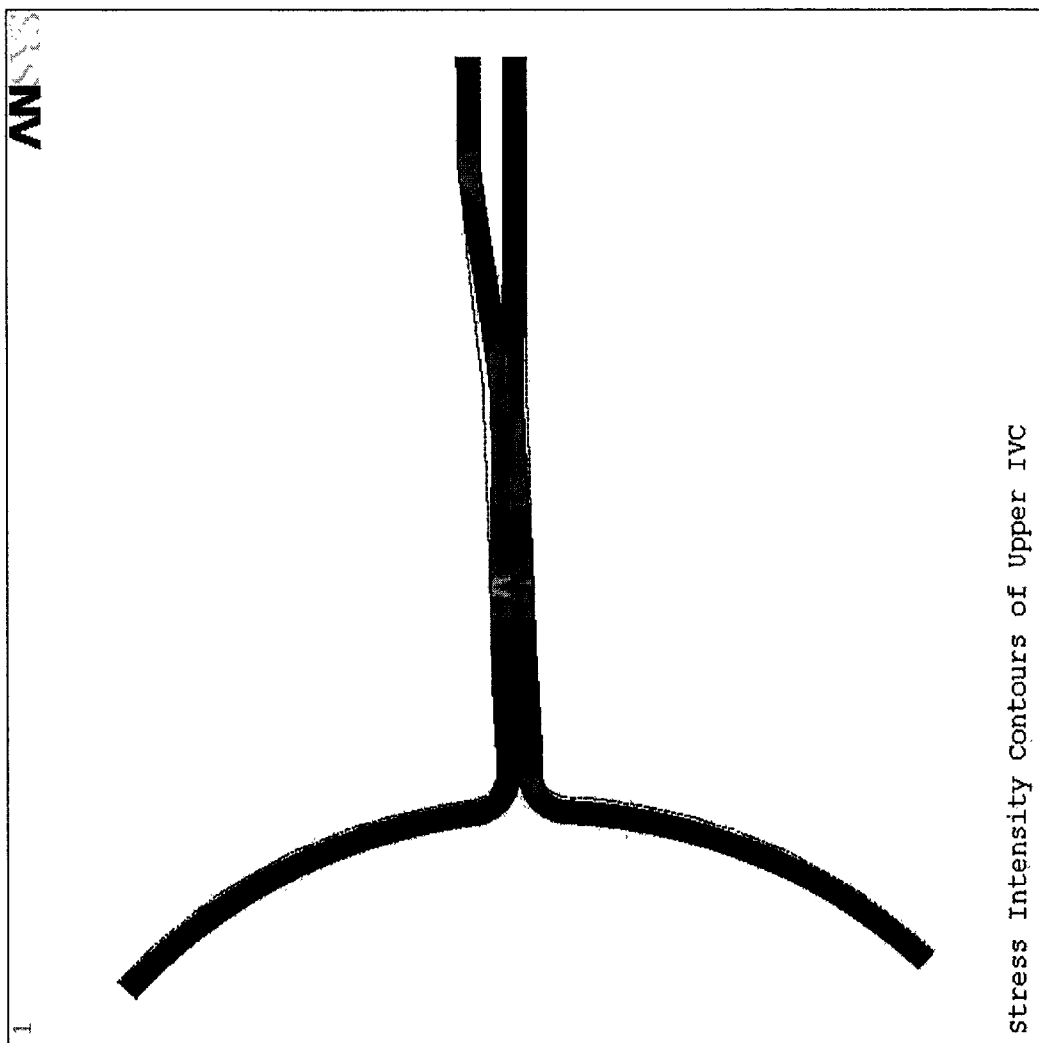


그림 3.6-12 Top IVCC의 3차원 응력 해석 결과 (90°)

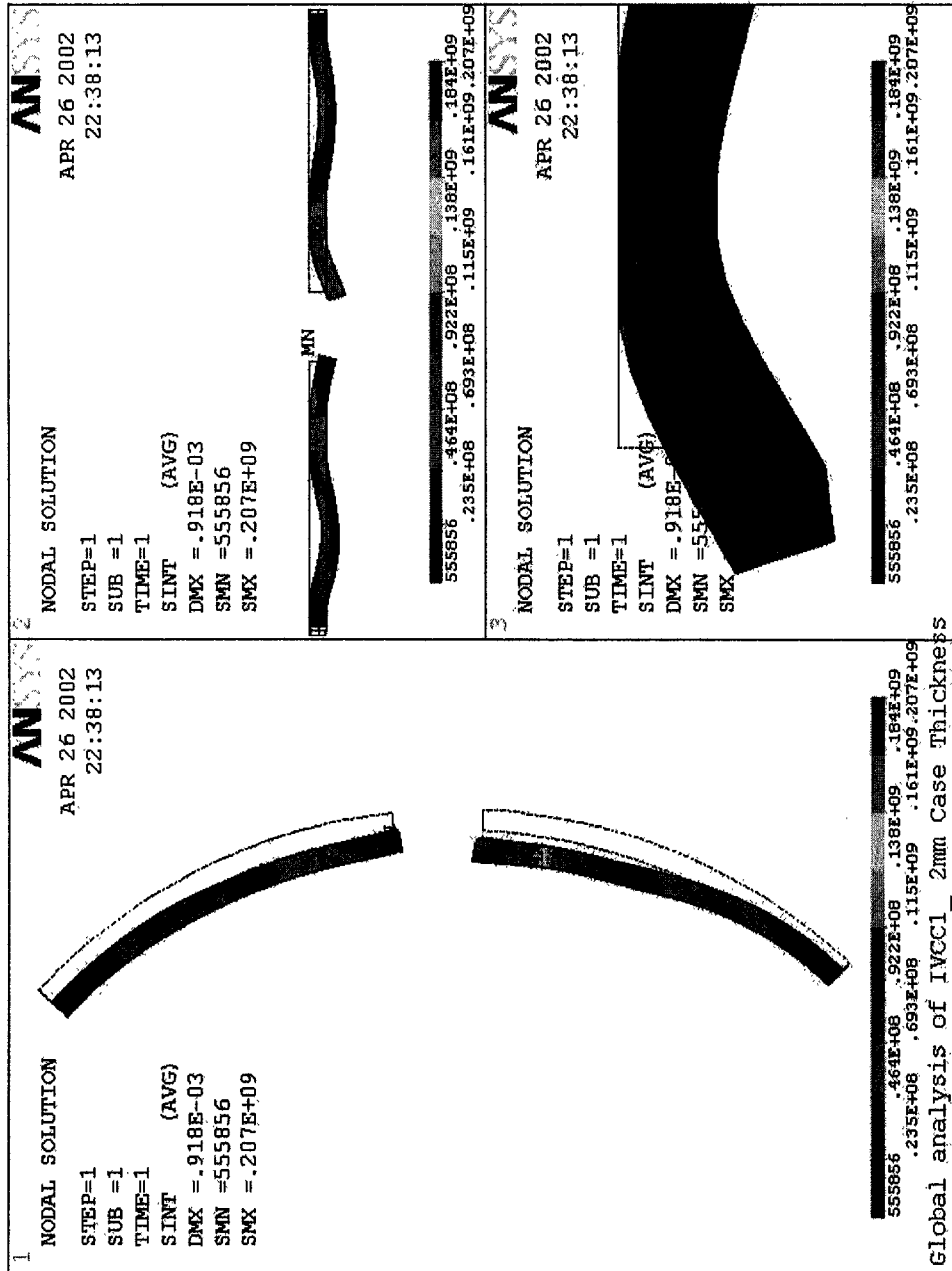


그림 3.6-13 Top IVCC 원형부에서의 응력 세기 분포

(다) 코일 case에 대한 응력 해석 결과

그림 3.6-14는 위의 (나) 항에서 설명되었던 코일의 원형부에서 최대 응력 세기 가나타나는 부분을 포함하는 5 cm 길이의 부분에서 코일 case에 대한 응력 분포를 나타낸 것으로서, 절연재인 에폭시 층과 인접하는 내부의 상·하부에 국부적으로 최대 225 MPa의 응력이 집중됨을 알 수 있다. 이러한 결과로부터 비록 응력이 국부적이긴 하지만 현재 설계된 case 재료와 두께는 만족할 만한 수준은 되지 못함을 알 수 있다.

(라) 무산소동 도체에 대한 응력 해석 결과

그림 3.6-15는 총 8 turn을 이루는 무산소동 도체에 대한 응력 분포로서 코일에서의 위치는 (다) 항과 같다. 그림에서부터 도체에 인가되는 최대 응력 값의 분포는 case와 유사한 형태이지만 응력 세기의 값이 최대 59 MPa로서 도체 재료의 허용 응력 세기 값인 180 MPa에 비해 매우 낮은 수준임을 알 수 있어 도체 재료에 대한 과도 응력 집중은 없는 것으로 판명되었다.

(마) 절연재에 대한 응력 해석 결과

제어코일을 이루는 절연재는 이미 기술한 바와 같이 Kapton/glass-fiber에 에폭시 함침으로 이루어지는 복합재료로서, 각 turn을 절연하기 위한 turn 절연 층, 각 구간을 절연하기 위한 구간 절연 층, 접지 절연을 위한 접지 절연 층, 각 turn과 turn 또는 구간 사이에 도체가 가지는 모서리 부의 일정한 곡률 반경으로 인하여 생기는 공간을 채우고 있는 corner roving filler 층, 그리고 case와 접지 절연 층 사이에 존재하는 filler 층으로 이루어져 있으며 코일의 모든 절연 시스템에 대한 재료는 동일한 것으로 간주하였다. 이와 같이 유리섬유에 에폭시 함침을 통하여 생성된 복합 절연재료의 구조적인 특성은 제작 방법과 절차에 따라 매우 다양하게 나타나므로 절연 층에 대한 응력 해석을 위해서는 이런 복합재료의 기계적 특성에 대한 신뢰할 만한 자료가 준비되어야 한다. 이에 따라 제어코일의 절연 층 특성은 JET(Jointed European Torus)의 TF(Toroidal Field) 전자석의 절연재료 특성에 대한 실험결과를 사용하였다. Young's Modulus (E)는 30 GPa, Shear Modulus는 4 GPa이며 파단 응력 (Break stress)은 100 MPa으로서 앞의 (1) 항에서 기술한 바와

같다. 이와 같은 재료의 특성 값으로 해석된 절연 층에 대한 응력 해석 결과는 표 3.6.12에 나타내었으며 각 절연 층에 대한 응력 분포를 그림 3.6-16의 (ㄱ)에서부터 (ㄴ)까지 나타내었다. 또한 각 절연 층에 대한 수직 응력(normal stress)와 전단 응력(shear stress)의 결과 값을 각각 표 3.6-13과 표 3.6-14에 나타내었다. 현재까지의 응력 해석 결과로 비추어볼 때, 정적 전자기 하중에 대해서는 절연재에 인가되는 응력이 허용 값을 만족하는 수준이나 향후 열 응력(thermal stress)와 동적 요인(dynamic factor)가 모두 고려되었을 때의 값으로 절연재의 구조적 안정성을 평가할 방침이다.

표 3.6-12 각 부분별 응력 세기 값과 허용 값

| 코일 상세 요소 | 응력 세기(Stress Intensity, MPa) | | |
|----------------------|------------------------------|-------------------|-----------------|
| | 최대 | 허용 값[Ref. 3.6.-5] | 비율 (최대/허용 값) |
| Case | 225 | 1.5Sm = 207 | 1.09 |
| 구리 도체 | 58.9 | 1.5Sm = 180 | 0.33 |
| Turn 절연층 | 26.0 | 1.5Sm = 75 | 0.35 |
| Section 절연층 | 30.8 | 1.5Sm = 75 | 0.41 |
| 접지 절연층 | 33.7 | 1.5Sm = 75 | 0.45 |
| Filler | 35.6 | 1.5Sm = 75 | 0.47 |
| Corner Roving Filler | 34.5 | 1.5Sm = 75 | 0.46 |

표 3.6-13 절연 시스템의 수직 응력

| 절연층 | S _{xx} (MPa) | | S _{yy} (MPa) | | S _{zz} (MPa) | |
|-------------|-----------------------|-------|-----------------------|------|-----------------------|------|
| | 최소 | 최대 | 최소 | 최대 | 최소 | 최대 |
| Turn 절연층 | -10.3 | 9.01 | -4.12 | 4.17 | -20.9 | 18.2 |
| Section 절연층 | -8.39 | 6.66 | -7.55 | 7.19 | -26.7 | 26.9 |
| 접지 절연층 | -11.8 | 10.04 | -6.65 | 6.29 | -28.2 | 26.9 |

표 3.6-14 절연 시스템의 전단 응력

| 절연층 | S _{xy} (MPa) | | S _{yz} (MPa) | | S _{xz} (MPa) | |
|-------------|-----------------------|------|-----------------------|------|-----------------------|------|
| | 최소 | 최대 | 최소 | 최대 | 최소 | 최대 |
| Turn 절연층 | -2.28 | 2.18 | -4.89 | 3.39 | -9.21 | 13.0 |
| Section 절연층 | -2.35 | 2.55 | -5.50 | 3.90 | -6.45 | 9.68 |
| 접지 절연층 | -4.72 | 1.90 | -3.97 | 3.19 | -6.54 | 13.9 |

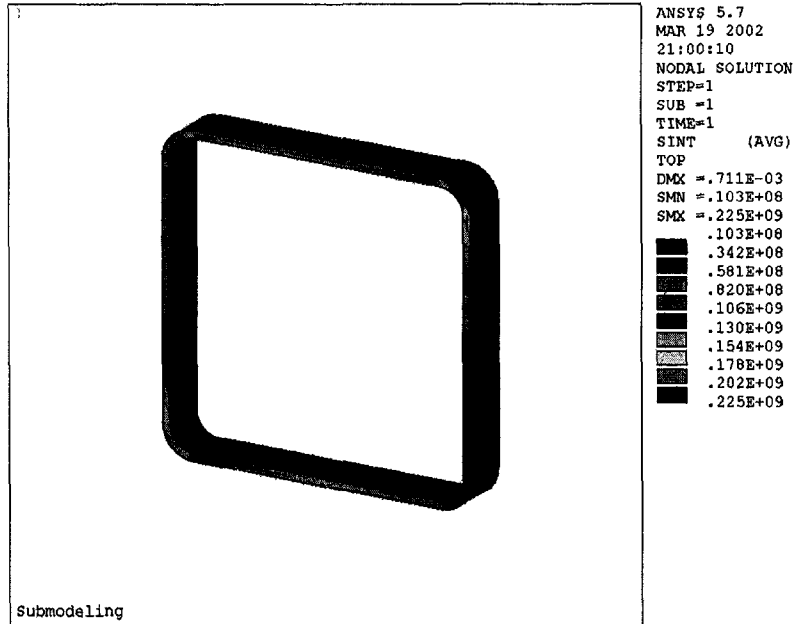


그림 3.6-14 코일 case에서의 응력 세기 분포

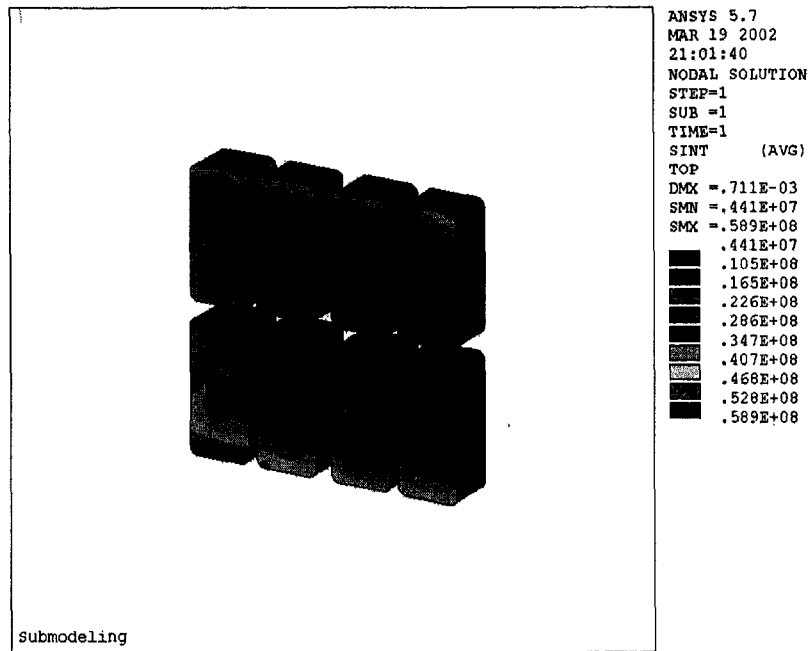


그림 3.6-15 구리 도체에서의 응력 세기 분포

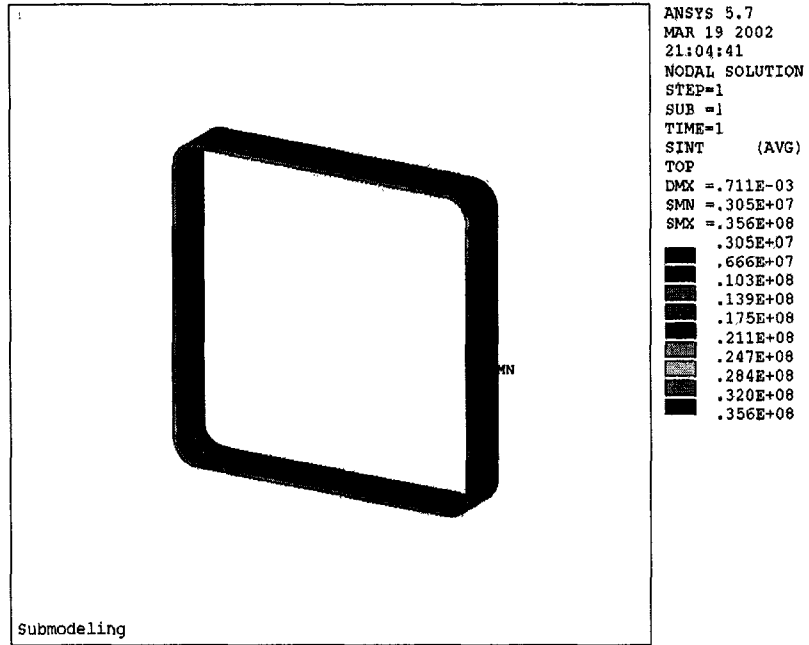


그림 3.6-16 (ㄱ) Filler에서의 응력 세기 분포

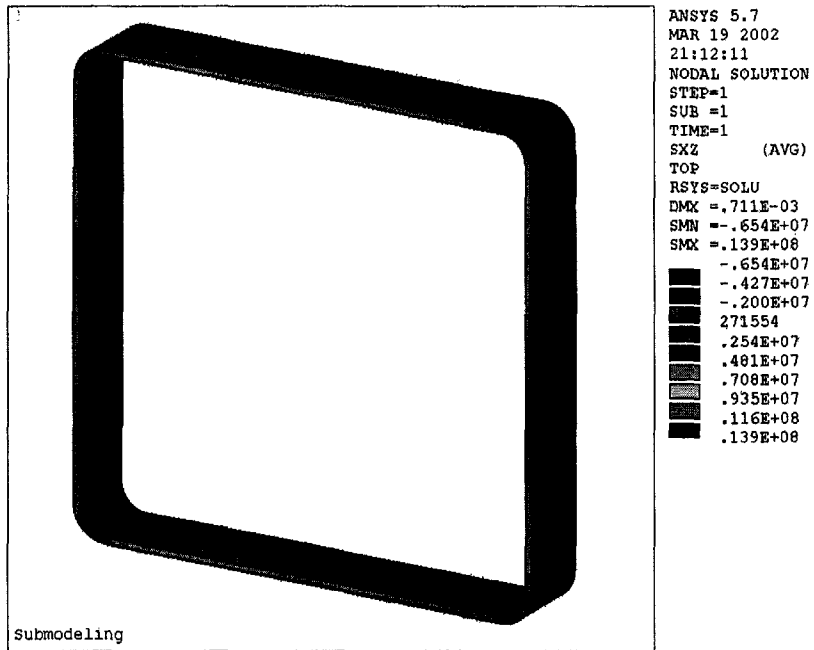


그림 3.6-16 (ㄴ) 접지 절연층에서의 응력 세기 분포

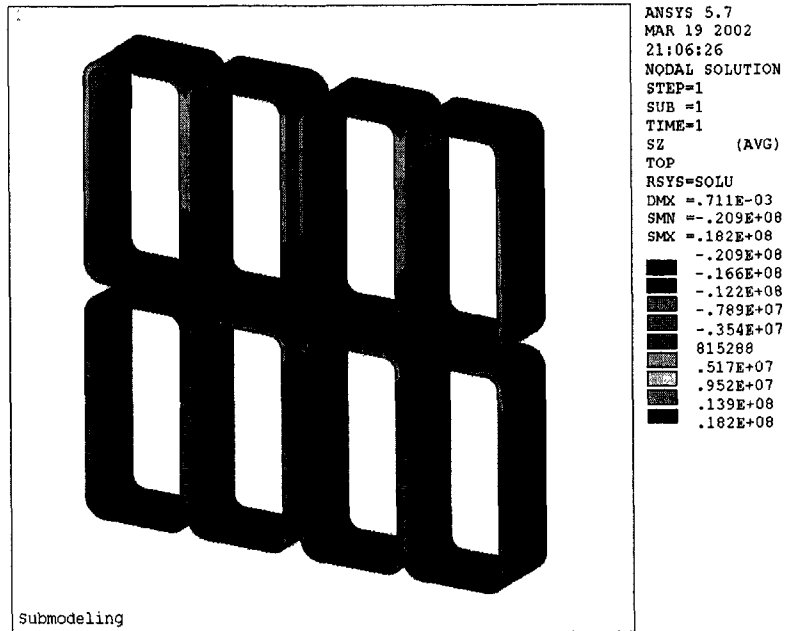


그림 3.6-16 (ㄷ) Turn 절연층에서의 수직 응력 세기 분포

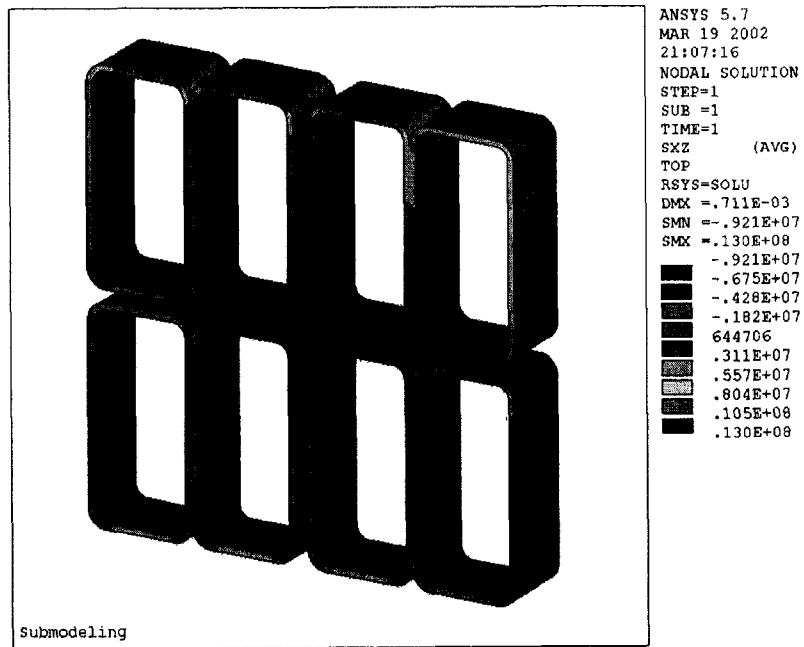


그림 3.6-16 (ㄹ) Turn 절연층에서의 응력 세기 분포

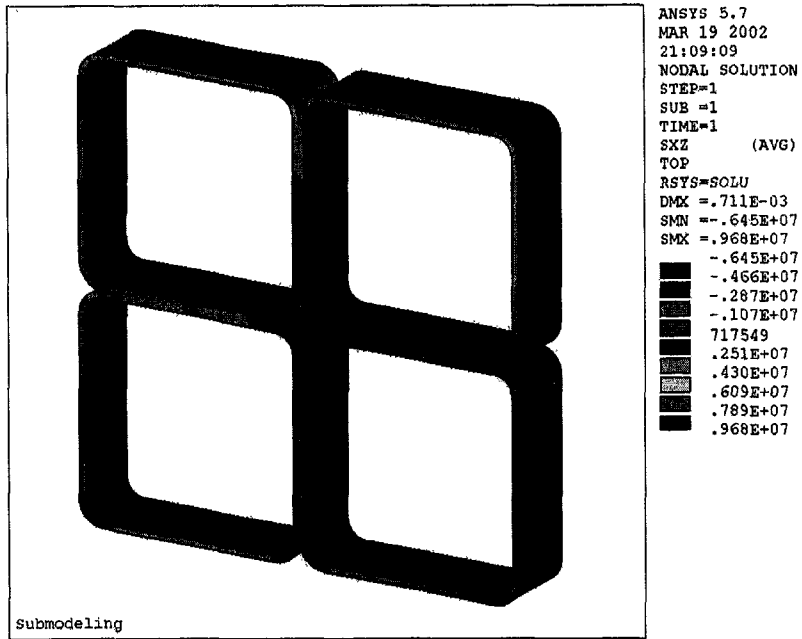


그림 3.6-16 (㉠) 구간 절연층에서의 응력 세기 분포

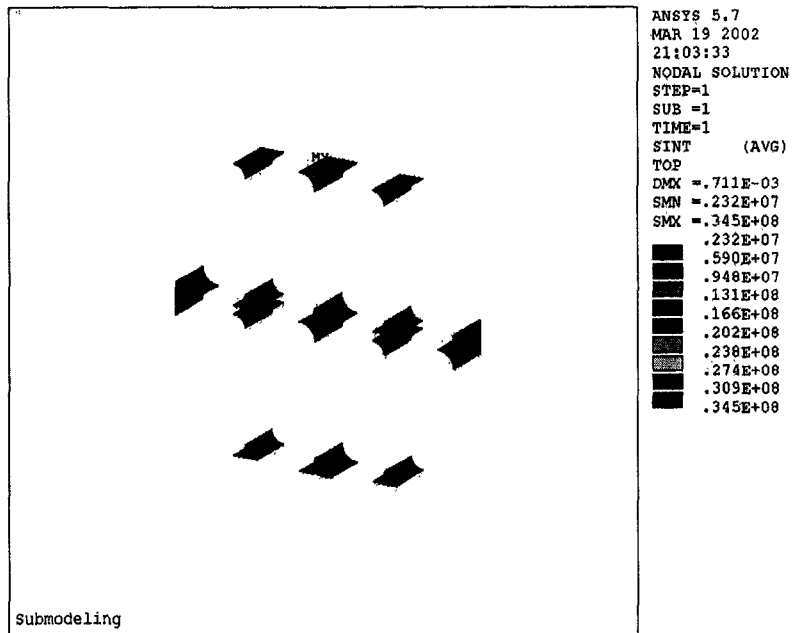


그림 3.6-16 (㉡) Corner Roving Filler 에서의 응력 세기 분포

(3) 열 전달 해석

(가) 냉각수 온도 및 대류 열 전달 계수 (Convection heat coefficient)

3차원 열 전달 해석을 위해서는 도체 내부로 흐르는 냉각수의 온도와 속도, 그리고 속도의 함수인 열 전달 계수의 계산을 통하여, 냉각수의 온도와 속도에 따른 구리 도체의 냉각 채널 벽면의 온도를 구하여야 한다. 이를 위해서 기본 열 전달 방정식 및 실험식을 이용하여 출구 측의 냉각수 온도와 열 전달 계수를 계산하였다.

그림 3.6-17은 열 전달 방정식 계산을 통하여 구하여진 시간에 따른 구리 벽면에서의 온도분포를 나타내는 것으로서, 약 30 초 이후에는 열 평형(thermal equilibrium) 상태에 도달하는 것을 알 수 있다. 따라서 KSTAR의 최종 목표 운전 주기가 300 초임을 감안하여 냉각수 온도는 열 평형 상태에 있으며 이에 따라 코일 길이에 따른 온도 분포 또한 선형으로 가정하였다. 표 3.6-15는 이러한 과정을 통하여 구하여진 냉각수와 구리 도체의 온도 계산에 대한 결과를 정리한 것이다.

표 3.6-15 냉각수 및 냉각 채널 벽면 온도 값

| 항목 | 값 | 단위 | 비고 |
|-------------------------------|-----------------------|-------------------------|------------------|
| 제어 코일 길이 | 8.4 | m | |
| 구리의 비저항 | 1.74×10^{-8} | $\Omega \cdot m$ | |
| 구리의 단면적 | 4.4×10^{-4} | m^2 | |
| 평균 전류값 | 6,000 | Ampere | |
| 열전달 계수 (h) | 8.773×10^3 | $J/s \cdot m^2 \cdot C$ | 냉각수 속도 : 2 m/s |
| | 1.108×10^4 | $J/s \cdot m^2 \cdot C$ | 냉각수 속도 : 2.6 m/s |
| 냉각수 입구 온도 | 35 | $^{\circ}C$ | |
| 냉각수 출구 온도 | 72 | $^{\circ}C$ | 냉각수 속도 : 2 m/s |
| | 63.4 | $^{\circ}C$ | 냉각수 속도 : 2.6 m/s |
| 냉각수와 냉각채널 벽면 간 온도차 (최대) | 7.3 | $^{\circ}C$ | 냉각수 속도 : 2 m/s |
| | 5.9 | $^{\circ}C$ | 냉각수 속도 : 2.6 m/s |

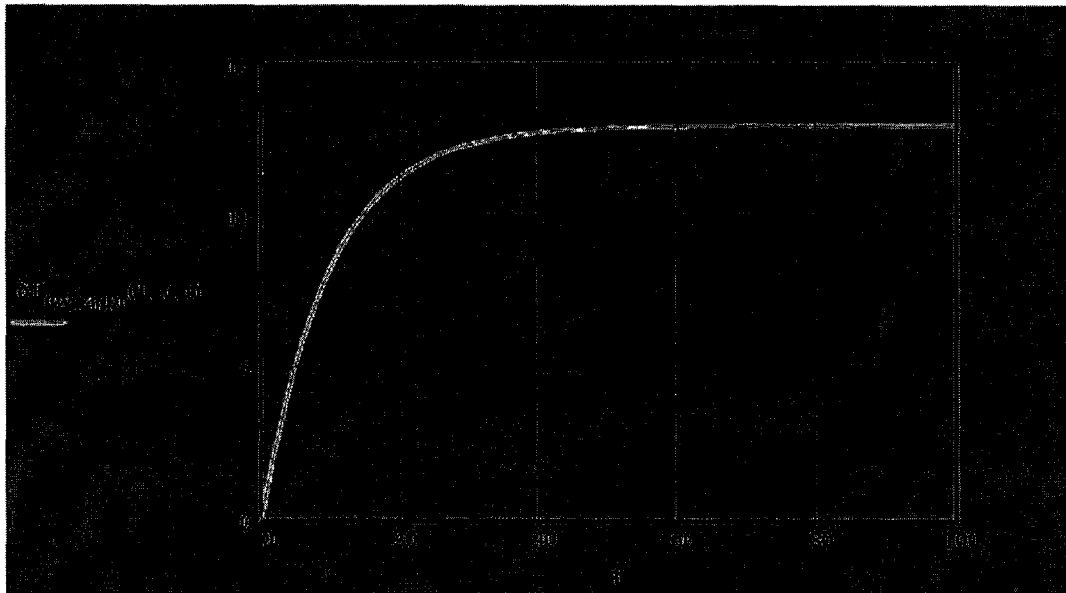


그림 3.6-17 시간에 따른 냉각수-냉각채널 간 온도차 변화

(나) 제어코일의 열 전달 해석

현재 설계·검토 중인 제어코일 냉각 시스템의 타당성을 검증하기 위하여, 앞의 (1) 항에서 기술한 각 재료의 물성 값을 이용하여 ANSYS 유한요소 프로그램으로 열 전달 해석을 수행하였다. 4개의 세그먼트로 구성된 각각의 제어코일에서 냉각수는 독립적인 입·출구를 통하여 순환한다. 다시 말해서 냉각수는 포트 B와 J 측에서 유입되어 포트 F와 N으로 유출되는 형식으로서 냉각수의 흐름은 대칭성을 가지며 이에 대한 상세 내용은 냉각수 시스템을 기술하는 항에서 별도 기술한다. 따라서 유한요소 해석은 전체의 1/4 부분만을 모델링하여 수행하였다. 이에 따라 열 전달 해석용 1/4 모델은 냉각수 입구 측을 기준으로 $\pm 45^\circ$, 출구 측을 기준으로 $\pm 45^\circ$ 로 모델링 되고 해석되었다. 그림 3.6-18은 냉각수 입구 측을 기준으로 한 열 전달 해석결과를, 그림 3.6-19는 냉각수 출구 측을 기준으로 한 열 전달 해석결과를 보여준다.

냉각수의 제어코일 길이 방향에 대한 온도 분포가 35°C 에서 72°C 까지 선형적으로 변한다고 가정하였기 때문에 해석결과에서 보여지듯이 냉각수 출구 측을 기준으로 한 열 전달 해석결과가 높은 온도 분포를 보였다. 냉각수 입구 측을 기준으로 한 해석결과를 보면, 코일의 온도는 42°C 에서 62°C 까지의 온도 분포 보였다. 냉각수 출구 측을 기준으로 한 해석 결과에서 온도는 42°C 에서 80°C 까지의 온도 분포를 보였다. 출구 측에서 온도차가 더 큰 이유는, 본 해석이 IC/FEC 복합기능 운전시의 열 전달 해석을 수행하였으며 최악 운전 조건을 비추어 볼 때, 복합기능 운전 시 FEC를 담당하는 코일은 4개의 세그먼트 코일 중 마주보는 두 세그먼트에서 전류가 흐르지 않는다. 따라서 전류가 흐르지 않으므로 코일 자체의 발열량은 없고 냉각수는 정상적으로 순환함으로 코일의 온도는 42°C 내외로 일정하게 유지된다. 반면 전류가 흐르는 부분은 냉각수의 온도가 선형적으로 증가하기 때문에 코일의 온도도 출구 측으로 갈수록 증가하게 된다. 따라서 냉각수 출구 측에서 더 큰 온도차를 보이게 된다.

냉각수 입구 측을 기준으로 한 해석결과에서 코일 단면에서의 최대 온도차는 약 20°C 내외였으며, 출구 측은 약 38°C 내외였다. 이와 같이 제어코일의 전체 길이 방향과 단면에 대한 3차원 열 전달 해석 결과는 열 응력과, 나아가서 열·전자기 하중에 의한 복합 응력을 해석하는 입력자료로 사용되며 현재 복합 하중 하에서의 구조적 안정성에 대한 해석과 설계가 진행 중에 있다. 그림 3.6-20은 열 하중으로 인하여 발생된 응력 해석 결과의 예를 나타낸 것으로서 제어코일 출구 측에서, 설계

에 가장 주안점을 둔 절연재에서의 전단 응력 분포를 나타낸 것이다. 그러나 현재 까지 전자기 하중과 결합된 복합 응력 해석이나 해석 오차에 대한 디버깅 (debugging)이 완료되지 않았으며 3단계 1차년도 초기에 전술한 내용을 마무리하여 제어코일 냉각수 시스템의 최종 확정과, 제어코일의 상세 설계를 마무리할 계획이다.

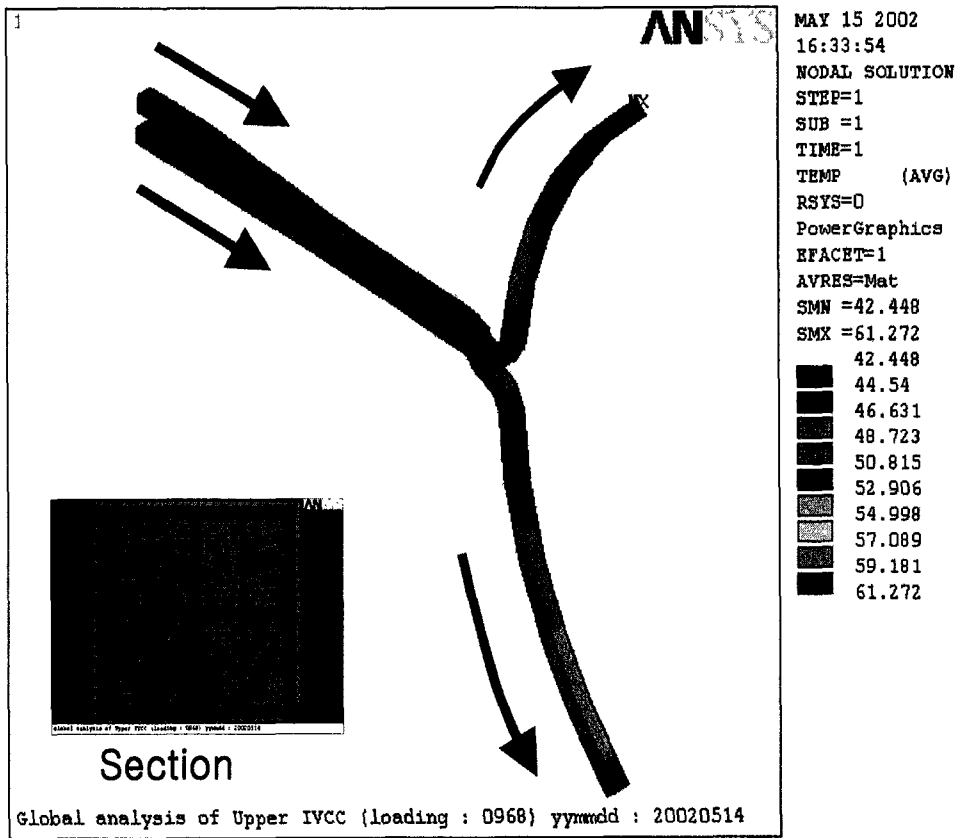


그림 3.18 냉각수 입구 측에서의 열 전달 해석 결과

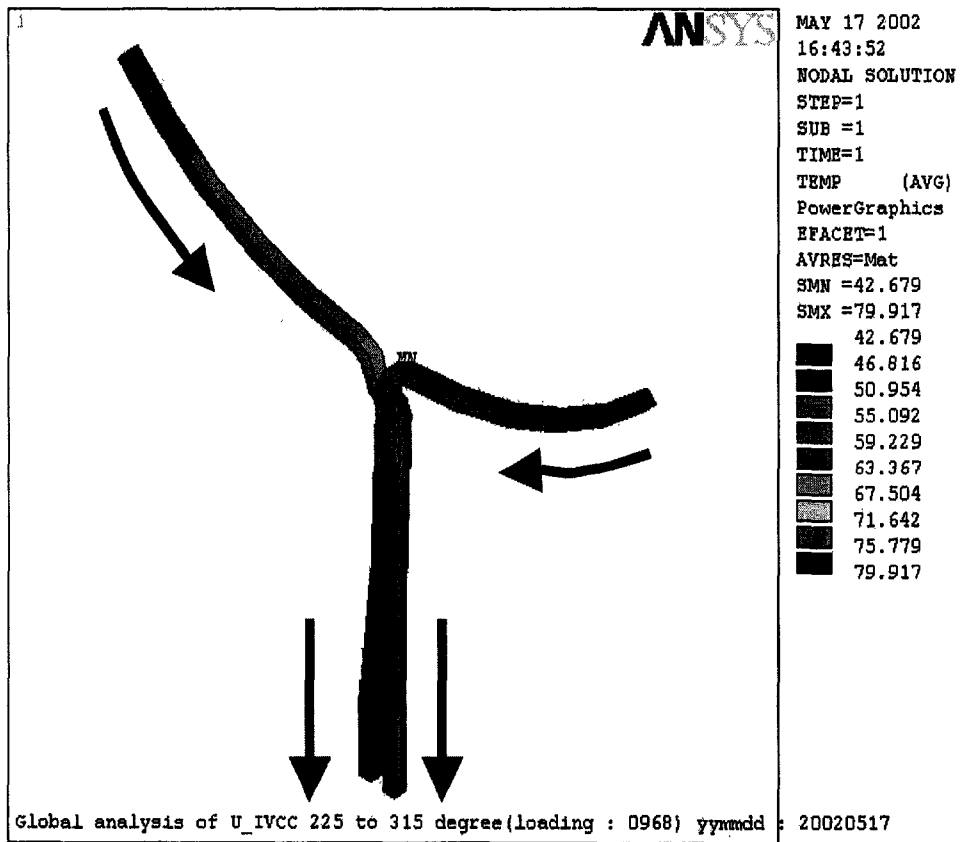


그림 3.19 냉각수 출구 측에서의 열 전달 해석 결과

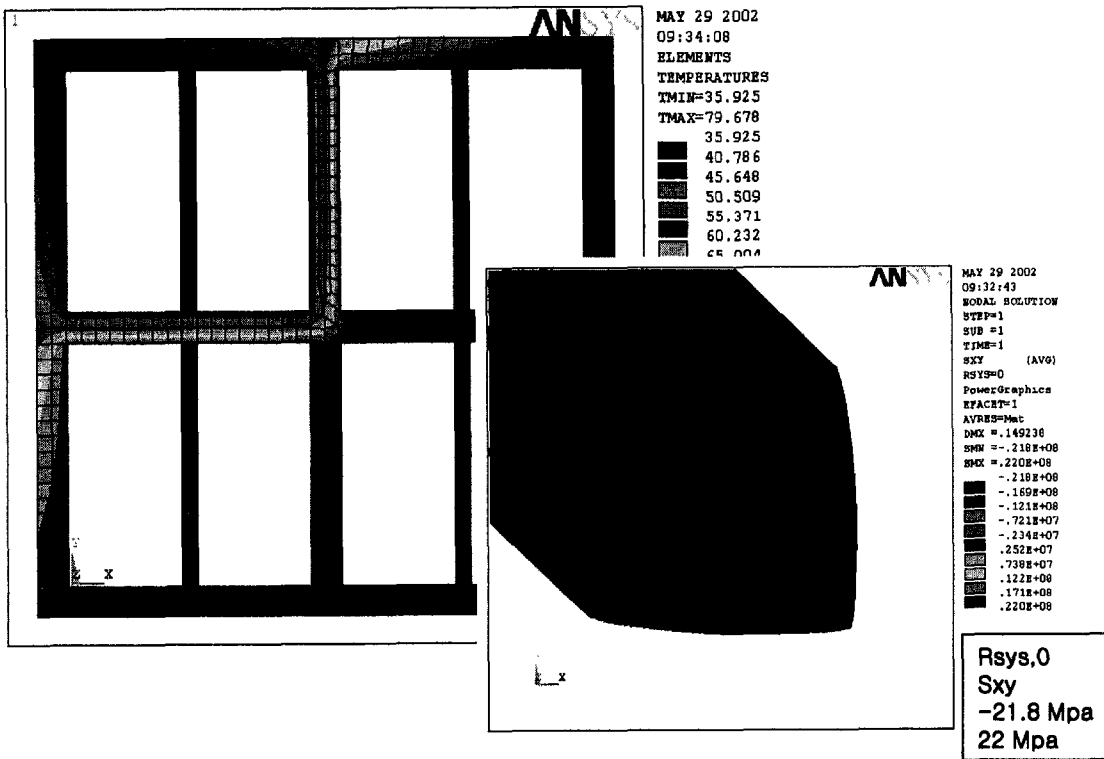


그림 3.20 냉각수 출구 측 절연재에 대한 전단 응력 해석의 예

3. 제어코일 지지구조물(IVCC Support Structure)

가. 지지구조물의 상세 구조

(1) 수직 지지구조물(Vertical Support)

제어코일의 수직 지지구조물은 코일의 원형부에서, 주로 수직의 전자기 하중에 대한 지지를 위하여 설치되는 구조물이다. 따라서 이러한 목적으로 설치되는 수직 지지구조물들은 수직 방향의 전자기 하중에 대한 인장(tensile) 응력 및 압축(compressive) 응력에 대하여 구조적으로 안정한 시스템으로 설계·제작되어야 할뿐만 아니라 코일 자체를 효과적으로 지지하면서 코일 case에 인가되는 응력을 최대한 분산할 수 있는 구조로 제작되어야 한다. 또한 이 구조물은 진공용기의 내벽에 용접·부착되어 전체 코일을 지지하는 구조이므로 진공용기의 내벽에 인가되는 굽힘(bending) 응력, 전단(shear) 응력, 인장 응력, 및 압축 응력 등을 최소화할 수 있는 구조로 설계되어야 한다.

이에 따라 현재 설계된 제어코일의 수직 지지구조물은 제어코일 시스템의 수직·회전(rotational) 방향의 이동 및 변위를 방지하고, 코일 자체에 인가되는 과도한 후프 응력을 완화시키기 위하여 코일 반경 방향의 이동 및 변위는 허용하는 힌지(hinge) 구조로 되어 있으며 이러한 구조는 코일 측과 진공 용기 측이 동일한 구조로 되어 있다. 그림 3.6-21은 제어코일의 수직 지지구조물의 형상을 개념적으로 나타낸 것이다. 이와 같은 수직 지지구조물은 다시 크게 진공용기의 내벽에 용접되어 전체 지지 구조물의 기반이 되는 클립(clip)과, 지주(支柱, strut), 핀에 의해서 지주와 연결·일체가 되는 lug, 핀, 코일 측 clamp plate, 클립 측 상판, 그리고 코일 측 clamp plate를 결합하기 위한 볼트 및 너트 등으로 이루어져 있다. 이와 같은 상세 부품으로 이루어진 수직 지지구조물은 Top & Bottom IVCC의 1개 코일 세트에 대하여 토로이달 방향으로 총 12개가 등 간격으로 위치하고 있으며 Upper & Lower IVCC 1개 코일 세트에 대하여 총 16개가 위치하게 된다. 또한 진공용기의 내벽과 용기 속으로 삽입된 포트가 용접되는 지점 근처에 수직 4개의 코일 세트를 위한 수직 지지구조물이 코일 직선부의 지지를 위하여 설치된다. 표 3.6-16은 수직

표 3.6-16 제어코일 수직 지지구조물의 구조

| 항 목 | 재료 | 형상 및 치수 | 비고 |
|------------------------------|----------------|---|----|
| 클립(clip) | 316LN | - | |
| 클립 측 상판 (clip side plate) | 316LN | - | |
| 클립 측 plate lug | 316LN | - 폭 20 mm, - 돌기 구멍 내경 : 20 mm - 돌기 수 : 상판 1 개당 3개 | |
| 핀 (Pin) | INCONEL 718 | - 직경 : 20 mm - 길이 : 90 mm | |
| 지주 (strut) | 316LN | - 형상 : H 형 - 넓이 : 80 mm - 폭 : 40 mm - 두께 : 10 mm | |
| 코일 측 clamp plate (상·하) | 316LN | - | |
| 코일 측 lug | 316LN | - 폭 20 mm, - 돌기 구멍 내경 : 20 mm - 돌기 수 : 상판 1 개당 3개 | |
| Clamp plate 결합용 볼트 및 너트 | INCONEL 718 | - | |

지지구조물의 코일 당 개수와, 부품들의 명칭 및 재료, 그리고 기본 형상들을 정리한 것이다. 그림 3.6-22는 KSTAR 진공용기에서, 수직 지지구조물의 클립이 용접되는 부위를 나타낸 것이다.

(2) 세그먼트 간 결합 지지구조물 (Inter-segment joints)

세그먼트 간 결합 지지구조물은 제어코일이 토로이달 방향으로 4 등분된, 세그먼트 코일로 이루어진 특성에 의하여 기인되는 지지구조물로서 크게 전이부의 세그먼트 간 결합 지지구조물과 직선부의 결합 지지구조물로 이루어져 있다. 이와 같이 코일의 전이부 및 직선부에서는 그 기하학적인 특성상 주 장치의 강력한 토로이달 자기장에 의하여 강한 수직의 힘을 받게되며 제어코일의 전류의 입력과 출력의 방

향이 반대이므로 결과적으로 그림 3.6-23의 (ㄱ)에서 나타난 것처럼 서로 어긋난 수직의 힘을 받게 된다. 한편 이들 부분은 역시 주 장치의 폴로이달 자기장에 의해서 수평 하중을 받게되는데 역시 제어코일의 전류의 입·출력 방향에 의하여 그림 3.6-23의 (ㄴ)과 같이 척력(斥力)을 받게 된다. 따라서 결과적으로 코일의 전이부 및 직선부는 수직·수평 방향으로 서로 뒤틀리는 힘을 받게 되며 강한 토로이달 및 폴로이달 자기장이 작용하는 공간 내에 위치하고 있으므로 제어코일의 구조적 안정성 측면에서는 이 부위의 전자기 하중에 대한 세그먼트 간 결합 지지구조물이 매우 중요하다고 할 수 있다.

그림 3.6-24의 (ㄱ)과 (ㄴ)은 두 세그먼트가 만나는 전이부에서의 세그먼트간 결합 지지구조물의 구조를 개념적으로 나타낸 것이다. 그림 3.6-24의 (ㄱ)은 세그먼트간 결합구조물을 단순히 볼트 체결형으로 전이부에서만 결합하는 형태이다. 그러나 이러한 결합구조물은 코일은 최대 후프 인장력이 169 kN일 경우, case에서의 굽힘 응력이 680 MPa, 구리 도체에서의 굽힘 응력이 320 MPa으로 계산되며 이러한 결과는 코일의 주요 두 구조재의 허용 응력 값을 크게 초과하는 것이다. 이에 따라 전이부에서의 결합지지구조물은 그림 3.6-24의 (ㄴ)의 형태, 즉 결합지지구조물이 코일의 원형부의 일부까지 일체형으로 지지할 수 있는 구조를 채택하였다.

위와 같은 개념으로 설계된 세그먼트 간 결합지지구조물은 다시 크게 코일 전이부의 곡선부와 최대한 정확히 일치하는 곡률 반경을 가지는 내·외측 보강판(support plate)과, 썸기 형의 결합판(joint plate), 그리고 보강판 및 결합판을 일체형으로 체결하기 위한 볼트 튜로 이루어져 있다. 보강판 및 결합판의 재료는 모두 316LN을 기본으로 하고 있으며, 제한된 크기에 강한 응력이 집중되는 볼트는 M12의 Inconel718을 기본으로 하고 있다. 이와 같은 구조의 경우 결합지지구조물 및 코일에 인가되는 응력 해석은 추후 실시할 예정이다.

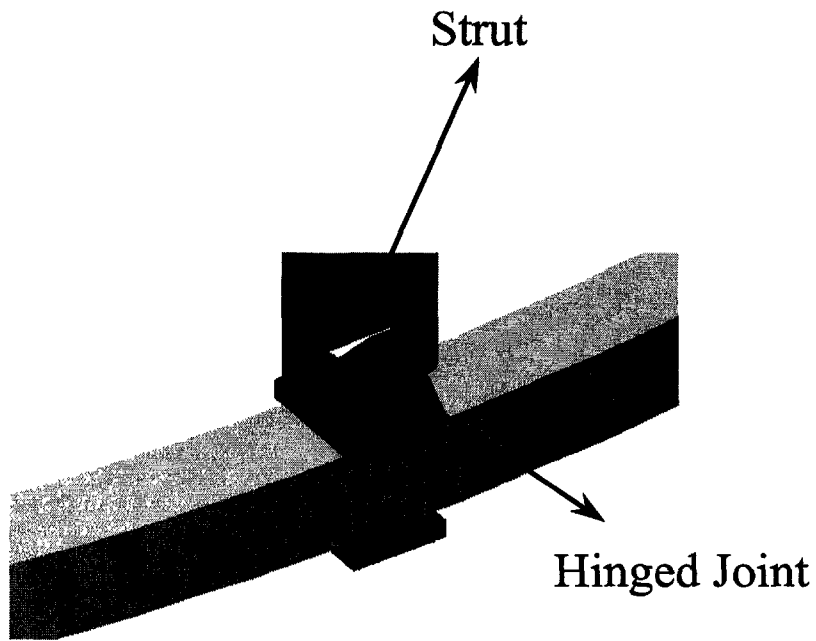


그림 3.6-21 수직 지지구조물의 개념도

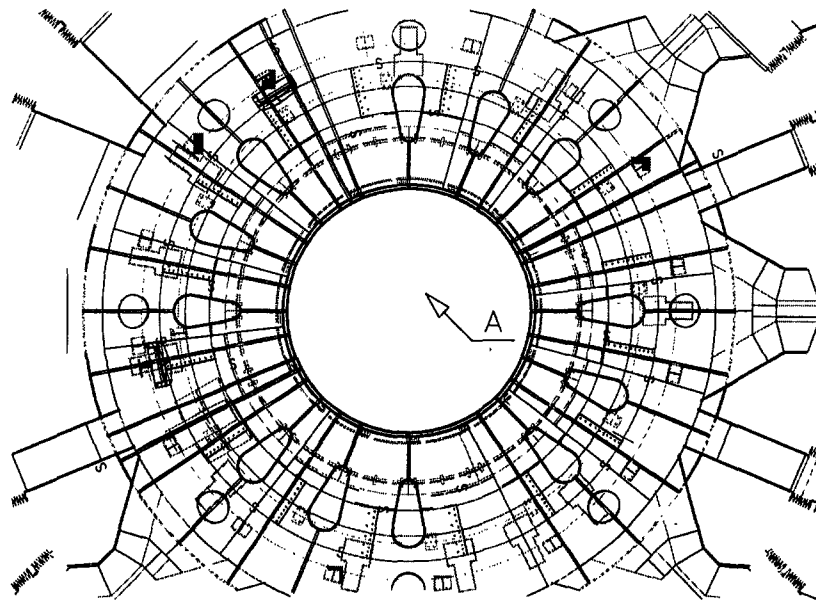


그림 3.6-22 지지구조물 클립(clip)의 부착 위치

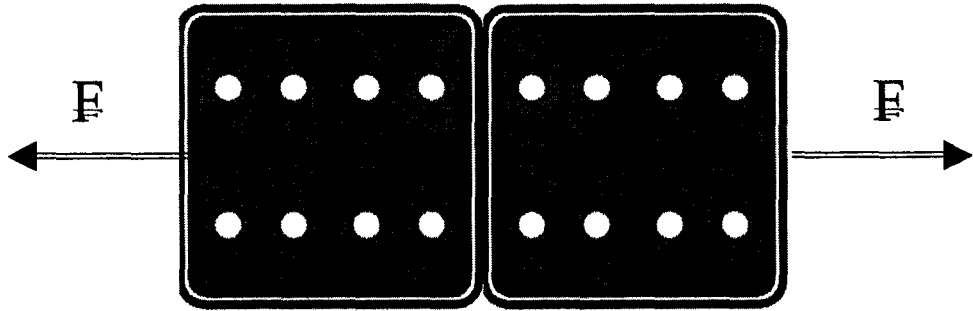


그림 3.6-23 (ㄱ) 폴로이달 자장에 의한 척력

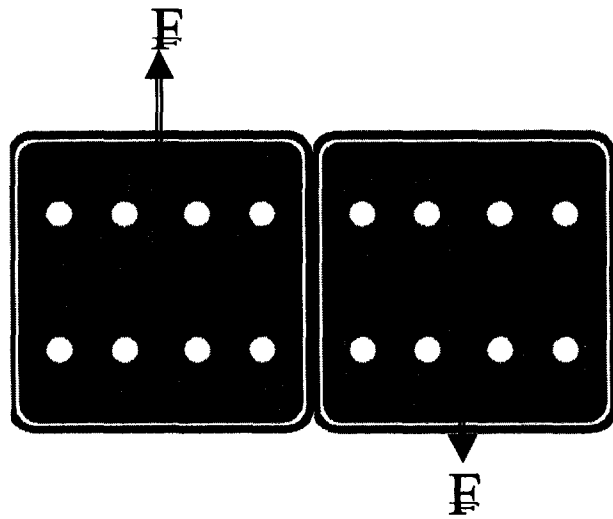


그림 3.6-23 (ㄴ) 토로이달 자장에 의한 수직
비틀림 전자기력

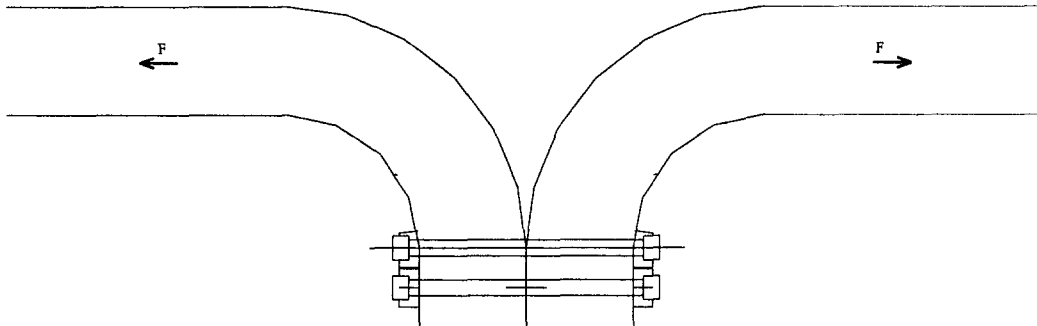


그림 3.6-24 (ㄱ) 단순 볼트 체결형의 세그먼트 간 결합구조물 개념도

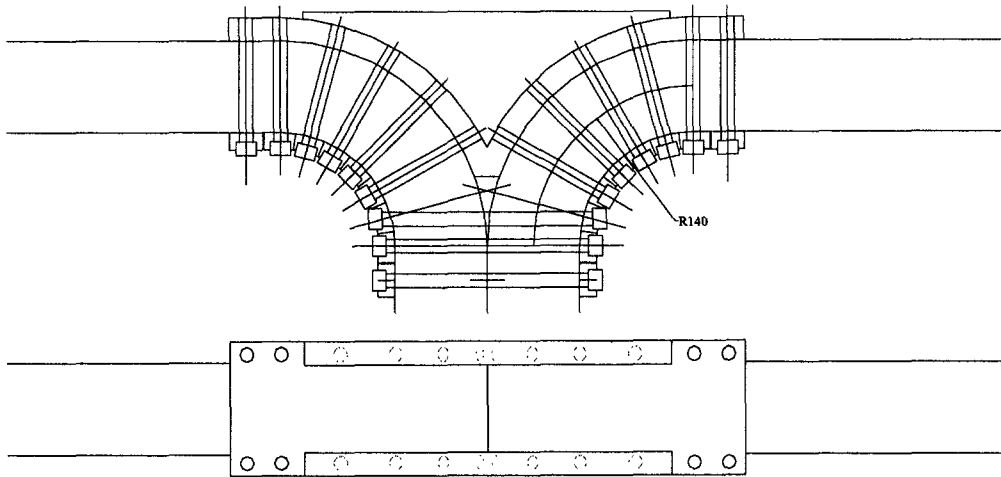


그림 3.6-24 (ㄴ) 보강판 및 쐐기형 판을 이용한 세그먼트 간 결합구조물 개념도

(3) 외부지지 구조물 (External Support)

외부 지지구조물은 KSTAR의 저온용기 밖의 포트 플랜지(port flange)에 부착되어 제어코일의 종단부를 최종 지지하는 구조로서, 벨로우즈(bellows) 플랜지와 일체 가공된 스테드(stud) 체결용 wing과, M12의 볼트 형 스테드로 이루어져 있다. 1개의 세그먼트 당 1개의 벨로우즈가 설치되며, 1개의 벨로우즈 플랜지 당 4개의 스테드가 부착되므로 결과적으로 세그먼트 코일 1개당 총 4개의 스테드와 wing, 벨로우즈 플랜지가 외부지지 구조물을 이루고 있다.

외부 지지구조물의 주 요소인 볼트 형 스테드는 M12, Inconel718의 고장력 볼트로 설계되어 있으며, 주 장치를 베이킹(baking)할 주기에는 스테드는 외부지지구조물에서 완전 분리되어 진공용기와의 상대 변위가 거의 없는 코일과, 상대적으로 진공용기와 상대 변위가 큰 저온용기와의 관계로 인한 코일 - 저온용기 간 변위에 대하여 벨로우즈를 통한 자유로운 이동이 가능하게 하였다. 또한 제어코일 운전 시에는 스테드를 외부 지지구조물과 결합시켜 각종 전자기 하중과 코일의 위치 이동에 대하여 구조적으로 안정성을 확보할 수 있도록 하였다. 그림 3.6-25는 포트 B에 설치된 제어코일의 외부 지지구조물의 개념을 나타낸 것이다.

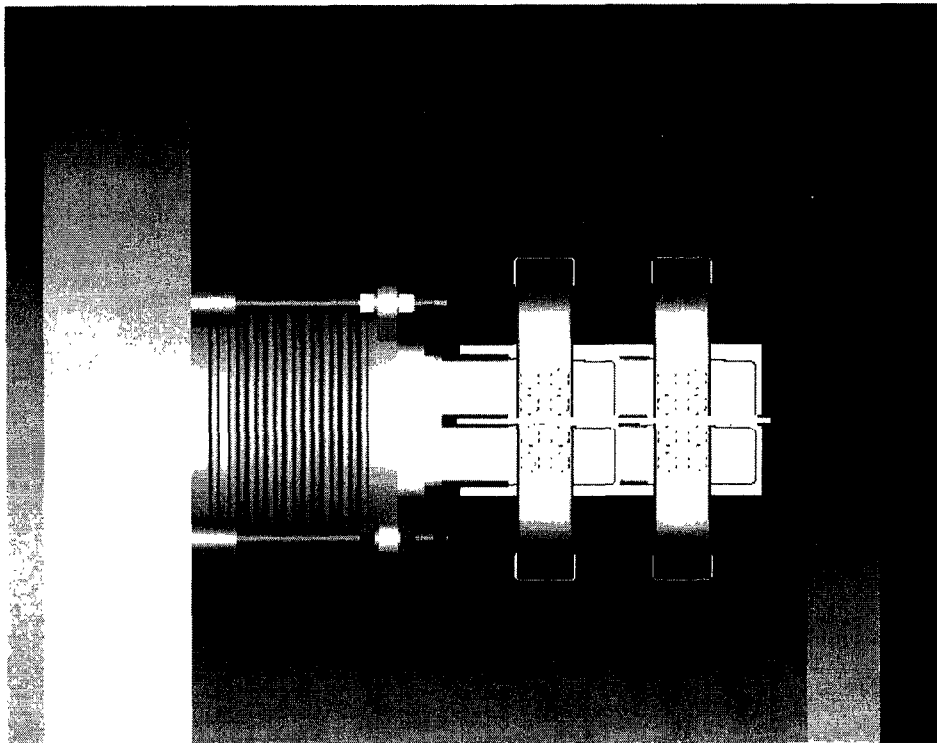


그림 3.6-25 제어코일의 외부 지지구조물- 스티드 및 벨로우즈 어셈블리

나. 구조해석

(1) 수직 지지구조물

(가) 지주(strut)

그림 3.6-26은 Upper IVCC 전체에 수직 하중만이 1 MN으로 인가될 때, 그리고 지주의 넓이가 60 mm 일 때 1 개의 수직 지지구조물 중 지주(strut)가 받는 하중을 나타낸 것으로서, 최대 212 MPa의 응력 세기를 나타내고 있으며 이러한 결과는 지주(strut)와 lug가 서로 핀에 의해서 결합되는 부위에서, 단순한 수직 하중만으로도 허용 값을 초과하는 결과를 나타내었다. 한편 그림 3.6-27은 플라즈마의 수평 이동(horizontal shift) 및 기울림(tilt)에 의한 수평력(horizontal offset force)이 60 kN 일 때 지주(strut)에 인가되는 응력 세기를 나타낸 것으로서 역시 가장 구조적으로 가장 취약한 부분인 지주(strut)와 돌기lug가 서로 핀에 의해서 결합되는 부위에서 최대 283 MPa의 응력이 집중됨을 알 수 있다. 따라서 현재까지 설계된 수직 지지구조물은 수평력에 대하여 매우 취약한 구조를 가지고 있음을 알 수 있으며, 따라서 지주(strut)의 wing 부위에 수평 횡방향의 하중에 대한 보강 구조가 필요함을 알 수 있다. 위의 결과에 따른 구조 및 경우에 따라서 재료 변경에 대한 상세 검토는 역시 2 단계 3 차 년도가 종료되는 시점까지 재검토하여 수정, 보완할 예정이다. 그림 3.6-28은 위의 두 경우를 종합한 복합 하중에서의 응력 세기 분포를 나타낸 것이다.

(나) Lug 및 핀(pin)

한편 그림 3.6-29의 (ㄱ)과 (ㄴ)은 역시 위의 지주(strut)의 경우와 동일한 하중 조건에서 코일 측 상판 Lug와 핀에 대한 응력 세기의 분포를 나타낸 것이다. Lug에서의 최대 응력 세기는 133 MPa로서 lug의 재료인 316LN의 허용 값에 크게 못 미치는 수준이며 마찬가지로 핀의 최대 응력 세기는 197 MPa로서 역시 핀의 재료인 Inconel718의 허용 값이 크게 미치지 못하여 이들 코일 측 수직 지지구조물 세트는 현재까지의 최악 조건에서도 그 재료나 형상, 상세 구조 등에 있어서 적합한 것으로 나타났다.

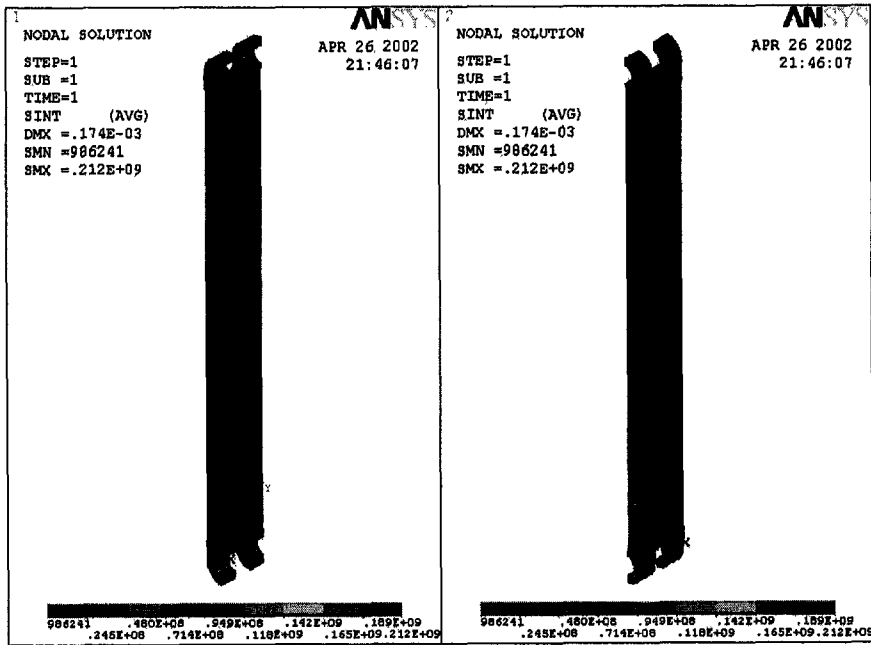


그림 3.6-26 수직 하중에서의 지주(strut)의 응력 세기 분포

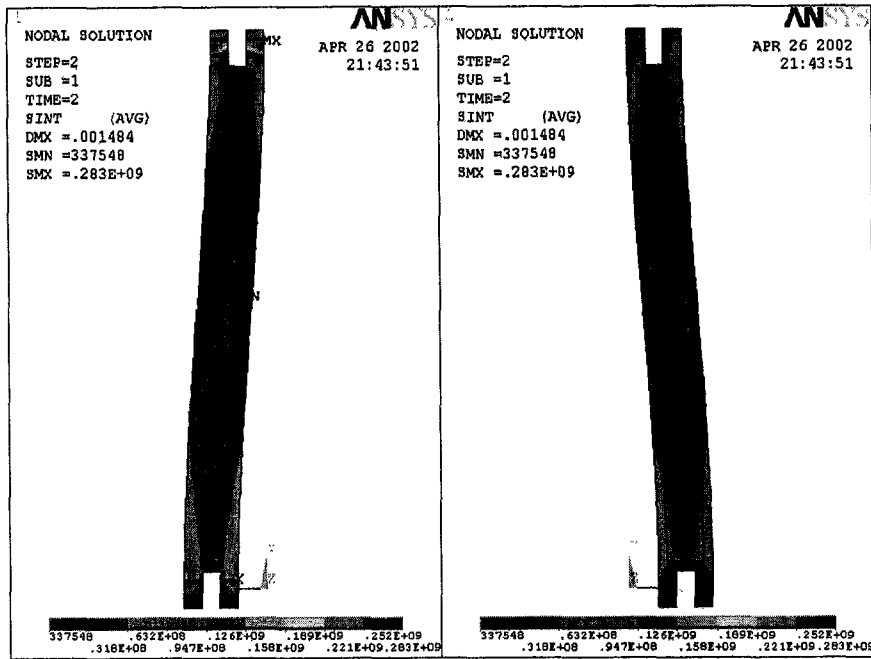


그림 3.6-27 수평 하중에서의 지주(strut)의 응력 세기 분포

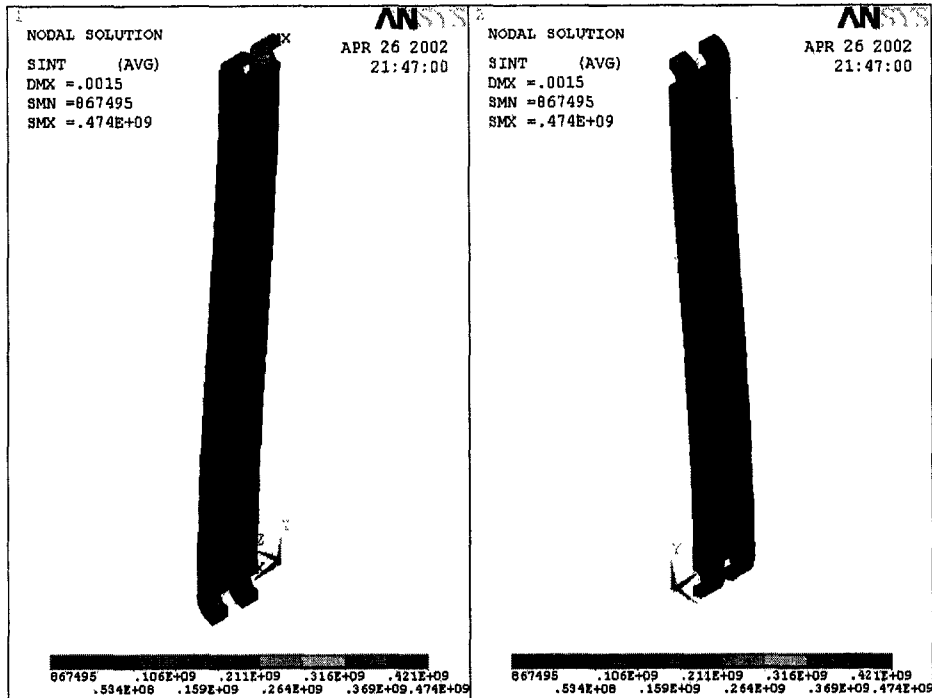


그림 3.6-28 복합 하중에서의 지주(strut)의 응력 세기 분포

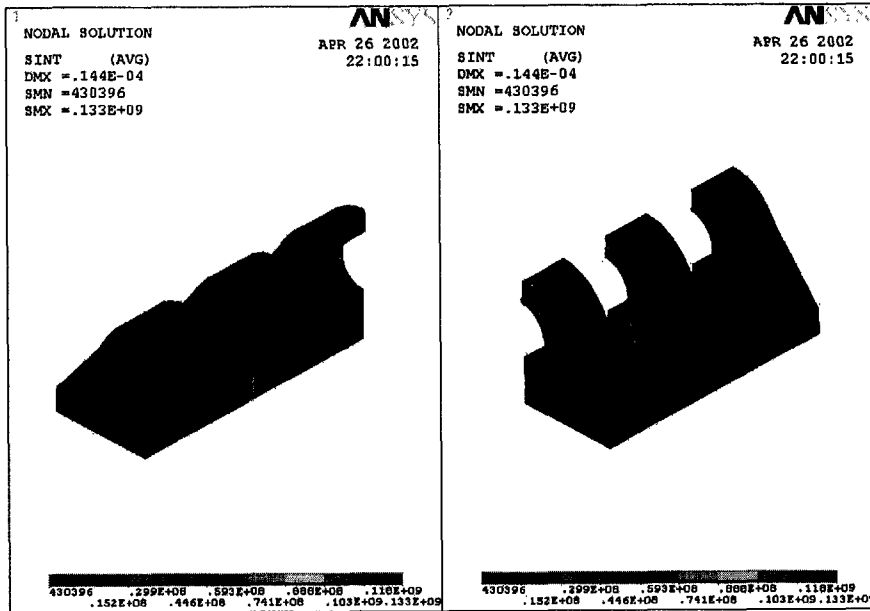


그림 3.6-29 (ㄱ) 복합 하중 하에서의 lug 부분 응력 세기 분포

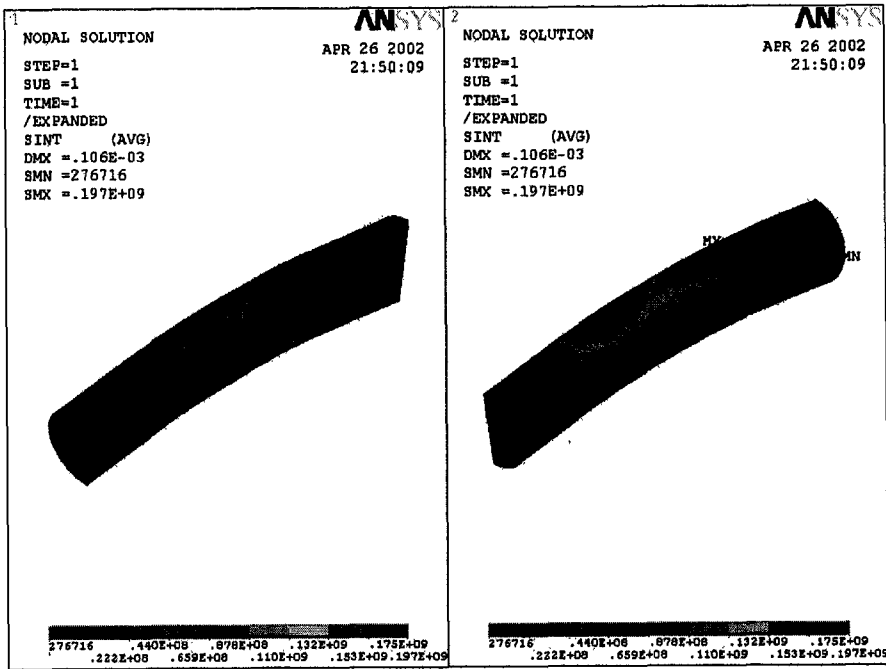


그림 3.6-29 (ㄴ) 수직 하중 하에서의 핀(pin)의 응력 세기 분포

4. 제어코일 세그먼트의 종단부 설계

가. 코일 종단부의 상세구조

코일의 종단부는 위치제어와 자장 오차 보정의 역할을 겸하는 제어코일의 독특한 특성상 각 구간 별 온도 차이에 의하여 코일 절연 층에 필연적으로 전단 응력이 최대가 되는 부분이다. 따라서 본 제어코일의 종단부는 전기적 연결을 위한 취부의 가공과, 취부의 가공으로 인한 각 구간별, 각 turn 별 절연을 위한 절연 시스템은 물론, 코일 절연재에서의 과도한 열 응력을 최소화하기 위하여 그림 3.6-30과 같은 구조로 설계되었다.

그림에서 알 수 있듯이 종단부의 전기적 연결을 위한 취부는 코일 제작 시에, 구간 절연 층을 코일의 각 구리 도체의 끝 부분까지 테이핑한 후, 에폭시 함침과 경화(curing) 과정을 거친 다음, 다시 기계적 가공을 통하여 완성되는 구조이며 냉각수의 입·출력부는 O-ring과 볼트 체결을 통한 압착으로 냉각수 밀폐를 이루도록 설계되었다. 한편, 모든 8개의 구리 도체는 끝 부분이 경사지게 가공되어 각 구간 및 각 turn 사이에 선간, 구간 간 절연을 위한 에폭시/glass의 절연판(insulation board)을 삽입하여 코일의 에폭시 함침/경화 작업 시 동시에 완성되는 구조로 설계하였다. 또한 이러한 절연판은 그림에서처럼 경사지게 가공되어 각 구간 별 온도 차이에 의한 열 응력을 최소화하는 구조로 되어있다.

나. 코일 종단부의 열 응력 해석 결과

그림 3.6-31의 (ㄱ)과 (ㄴ)은 위와 같은 경사형 절연판 대신 평면형 절연판을 사용하였을 때, 각 구간의 온도차이에 의한 코일 절연체에서의 전단 응력을 나타낸 것으로서 코일의 종단부를 자유로운 움직임 허용할 경우 전단 응력이 8 MPa로 허용 전단 응력 값인 15 MPa에 비하여 적합한 수준이나, 코일 종단부를 고정시킨 경우에는 13 MPa의 전단 응력이 계산되어 지속적인 피로가 가해질 경우 코일 절연체의 구조적 안정성을 확보하기는 어려운 수준임을 알 수 있다. 이에 따라 경사형 절연판을 사용하여 이와 같은 위험을 최소화하도록 제작할 예정이며 경사형 절연판을 사용한 경우에 대한 응력 계산은 2단계 종료시점까지 분석 검토 작업을 마쳐 설계를 최종 확정할 예정이다.

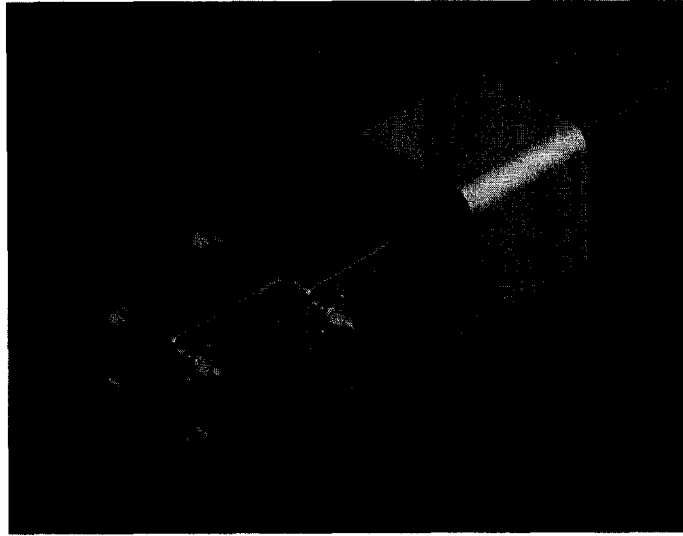


그림 3.6-30 제어코일 종단부의 전체 구조

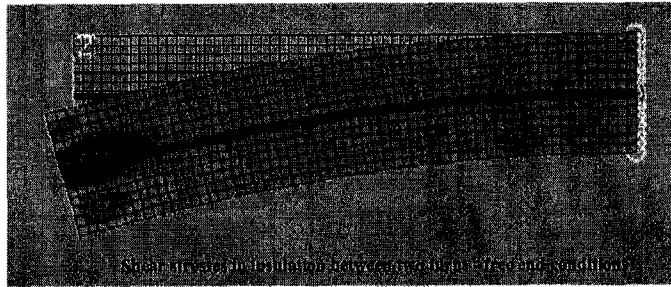


그림 3.6-31 (ㄱ) Free End 조건에서의 열응력 분포

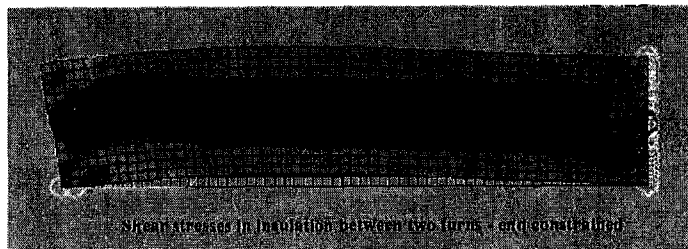


그림 3.6-31 (ㄴ) Fixed End 조건에서의 열응력 분포

5. 제어코일의 진공 인입부 설계

가. 주 플랜지 (Main Flange)

주 플랜지는 KSTAR의 저온용기 플랜지 중 제어코일의 인입부가 존재하는 3개의 NBI형 포트, 즉 Bm, Fm, Jm과 RF형 포트인 Nm에, 진공 밀폐를 이루기 위하여 포트에 부착되는 것이다. 각각의 플랜지는 다시 제어코일의 세그먼트 인입부를 위하여 상부 4 개소, 그리고 하부 4 개소씩의 직경 133.35 ϕ 의 구멍이 가공되도록 설계되어 있으며 이들 구멍으로 제어 코일의 벨로우즈가 삽입되어 최종 용접된다. 각 구멍사이의 수평 간격은 180 mm이며 구멍간 수직 높이는 980 mm이다. 그리고 이들 벨로우즈 삽입용 구멍의 위치 및 형상은 NBI형 포트나 RF형 포트 모두 동일한 구조이다. 한편 각 벨로우즈에는 4개씩의 코일 지지용 스테드(stud)가 조립되어야 하며 이들 스테드는 진공용기, 또는 플라즈마 대향부품(plasma facing component)의 베이킹 시에 제거될 수 있도록 하기 위하여 주 플랜지의 벨로우즈 삽입용 구멍 외부에는 4 개소의 M12 너트 구조가 플랜지 표면에 용접·부착되어 있는 구조를 이루고 있다. 상세한 내용은 첨부한 도면에 나타내었다.

나. 벨로우즈 (Bellows)

진공용기와 플라즈마 대향부품의 베이킹 시에는 필연적으로 제어코일의 인입부와 저온용기에 부착된 플랜지 간에 상대적인 변위가 생기게 되므로 이런 주기에는 진공 밀폐를 유지하면서 상대적 변위의 발생으로 인한 제어코일 인입부의 이동을 자유롭게 하여야 하는데 이러한 역할을 담당하는 요소가 제어코일의 벨로우즈이다 [Ref. 3.6-6]. 설계된 벨로우즈는 정상 길이가 190.5 mm 이며 재료는 316L이다. 그리고 최대 팽창 길이는 222 mm, 최소 압축 길이는 177.8 mm이며 최대 변위 각도는 20° 로서 예상되는 제어코일의 인입부와 저온용기 간 변위를 충분히 수용할 수 있는 구조를 이루고 있다.

다. 진공밀폐 용접용 스트립 (Strip)

진공밀폐를 위한 용접용 스트립은 제어코일의 제작 시에 코일 case에 종단부분에 추가로 용접되어, 벨로우즈 플랜지와 최종 용접을 통한 진공 밀폐를 이루도록

설계되어 있다[Ref. 3.6-6]. 이러한 구조를 채택함으로써 벨로우즈 플랜지와 코일 case 간에 용접 시 직접적인 열 접촉을 피할 수 있도록 하여 결과적으로 코일 절연 재료의 손상을 방지하도록 하였다. 이에 따라 제어코일의 제작에 있어서 에폭시 절연재의 함침 및 경화 과정은 진공밀폐 용접용 스트립이 코일 case와 용접된 이후의 최종 과정으로 행하여지게 된다. 스트립의 두께는 3 mm이며 코일 종단부에서의 스트립 용접 위치와 상세 구조는 2단계 종료시점까지 구체화하여 확정할 예정이다. 그림 3.6-32 및 3.6-33은 각각 제어코일 인입부와, 주 플랜지 외부에서 인입부가 설치된 이후의 개념을 나타낸 것이다.

6. 제어코일 냉각수 계통 사양

제어코일의 냉각수는 그림 3.6-34에서 나타난 바와 같이 세그먼트화 된 제어코일의 특성 상 여러 가지 형태와 조합으로 이를 수 있으나 코일의 냉각을 최대한 원활화하고 이에 따른 코일 내부에서의 열 응력을 최소화하기 위하여 모든 세그먼트, 그리고 모든 turn 별로 독립적으로 입·출구를 가지는 구조를 가지도록 확정하였다. 그리고 플라즈마 위치 제어용 구간을 담당하는 부분의 냉각수나 자장 오차 보정용 구간을 담당하는 부분의 냉각수 특성은 동일하다. 입구에서의 냉각수 온도는 35℃이며 이미 기술한 바와 같이 300 초 운전시간에서 평균 전류 값이 각 turn 당 최대 6 kA에서 입·출구간 온도 차는 최대 36.7℃이다. 기타 상세한 사항은 표 3.6-17에 나타내었다.

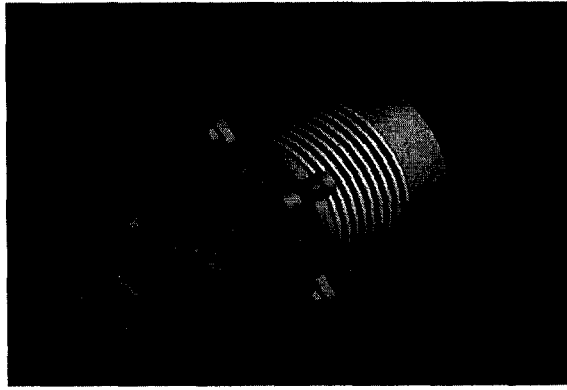


그림 3.6-32 제어코일의 인입부 어셈블리
(Assembly)

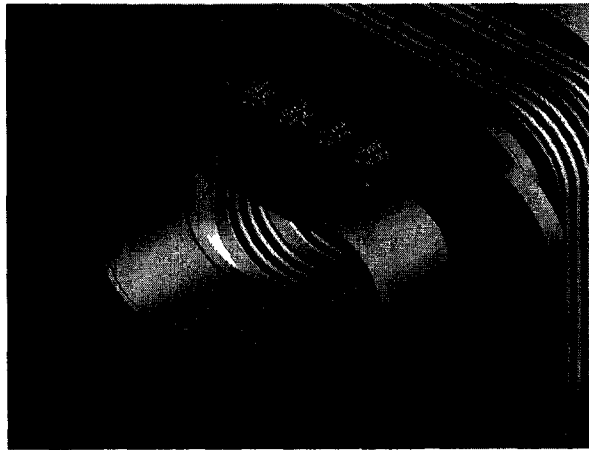


그림 3.6-33 주 플랜지에 설치된 제어코일
인입부의 개념도

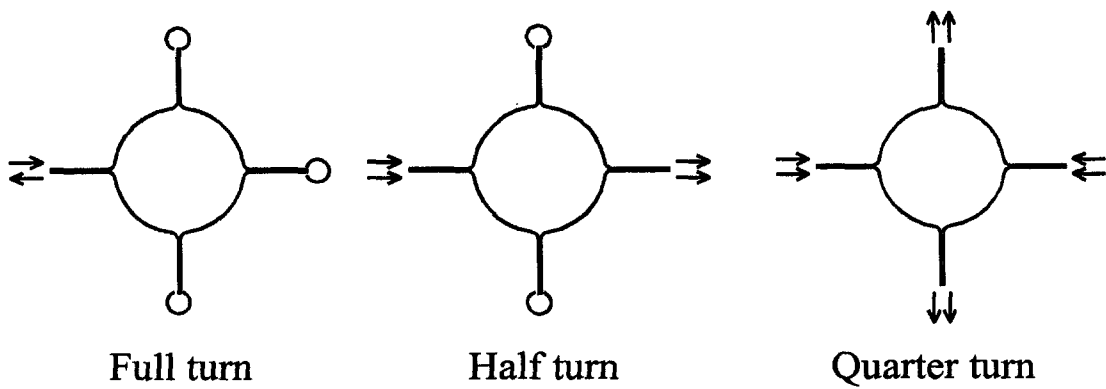


그림 3.6-34 세그먼트 코일의 냉각 방법에 따른 조합

표 3.6-17 제어코일 시스템의 냉각수 요구조건

| 항 목 | | 값 | 단위 |
|-------------------------|------------------|-----------------------|-------------------|
| Turn 회수 | 수직 위치 제어용 코일 | 6 | 회 |
| | 수평 위치 제어용 코일 | 4 | 회 |
| | 자장 오차 보상용 코일 | 2 | 회 |
| 최대 RMS 전류 (300 초) | 수직 위치 제어용 코일 | 6 | kA |
| | 수평 위치 제어용 코일 | 6 | kA |
| | 자장 오차 보상용 코일 | 6 | kA |
| 최대 총 전류 (RMS, 300 초) | 수직 위치 제어용 코일 | 36 | kA-turn |
| | 수평 위치 제어용 코일 | 24 | kA-turn |
| | 자장 오차 보상용 코일 | 12 | kA-turn |
| 냉각수 | 냉각수 속도 | 2 | m/s |
| | 냉각 채널 단면적 | 3.85×10^{-5} | m ² |
| | 각 도체 당 유량 | 7.7×10^{-5} | m ³ /s |
| | 세그먼트 당 유량 | 6.2×10^{-4} | m ³ /s |
| | 총 유량 (16 세그먼트) | 9.9×10^{-3} | m ³ /s |
| | 입구 측 냉각수 온도 | 35 | ℃ |
| | 출구 측 냉각수 온도 (최대) | 72 | ℃ |
| | 입구 측 냉각수 압력 | 3 | bar |
| | 입·출구 간 압력 차 | 0.98 | bar |

7. 결론 및 앞으로의 계획

세그먼트 코일이라는 신 개념의 제어코일을 도입하여 수직 및 방사상 플라즈마 위치제어코일, 자장 오차 보상용 코일, 그리고 RWM의 능동 재귀 안정화용 코일의 기능을 통합한 제어코일의 기본설계를 수행하였다. 그 결과, 제어코일의 기본 개념과 코일의 제작 가능성, 그리고 통합 기능의 제어코일의 운전 가능성 등에 대한 설계가 기본적으로 이루어졌으며 이에 따라 상세한 코일의 구조 및 지지구조물의 개념, 그리고 진공 밀폐부의 구체적인 형상이 도출되었다. 구조해석에 있어서의 현재까지 진행상황으로서, 주어진 전자기 하중과 열 하중을 독립적으로 고려하여 코일의 설계를 진행하였으며 특히 전자기 하중에 대해서는 정적(static) 하중 효과만을 고려하였다.

구조해석의 결과를 통해서 가장 중요한 구조 재료인 코일 case의 최적 두께 결정과, 재료 선정 등에 대한 타당성을 검토하였으며 더 나아가 현재까지 설계된 코일 내부의 응력 분포로부터 최적의 코일 내부 설계를 완료하였다. 또한 upper & lower IVCC의 경우 16 개, 그리고 top & bottom IVCC의 경우 12 개로 설치될 예정인 수직 구조물에 대한 위치 확정과 이에 따른 기타 용기 내부품과의 간섭을 방지하였으며 수직 구조물 자체의 기본형상을 계산과 구조해석을 통하여 확정하였다. 결과적으로 2001년도부터 세그먼트 형 제어 코일로 개념 전환된 전체 제어코일의 기하학적인 구조를 확정하였으며 코일의 상세 설계를 진행하여 2단계 종료시점까지, 현재까지 도출된 공학적 문제점을 보완할 예정이다.

한편, 제어코일의 설계·제작과 관련하여 3단계 1차년도 중반까지 코일의 상세 설계를 완료하고 코일 제작 착수를 위한 제작사양서 작성을 완료할 예정이며, 공학 설계를 포함한 제어코일 제작의 착수는 3 단계 2차년도부터 본격 착수할 계획이다. 또한 지지구조물 및 진공 밀폐를 위한 인입부의 상세설계 역시 3단계 1차년도 중반까지 완료할 예정이며 3 단계 2차년도부터 이들 부품의 공학설계·본격 제작에 착수하여 전체 프로젝트 일정에 맞출 계획이다. 아울러 3단계 1차년도에서는 저온 용기의 외부로부터 포트를 통해 진공용기 내부에 설치되어지는 본 제어코일의 특성을 고려하여 포트 투입(penetration)의 구체 계획을 확정하고 설치를 위한 보조기구 및 Zig의 기본설계 또한 마무리할 예정이다.

제 7 절 진공 배기계, 연료 주입계 및 내벽처리계 설계

1. 서론

KSTAR의 운전에 필요한 진공 배기계는 크게 진공 용기(Vacuum Vessel) 배기계와 저온 용기(Cryostat) 배계로 구분된다.

진공 용기 배기계는 KSTAR 운전에 필요한 초고진공 환경을 만들기 위한 시스템으로 플라즈마 발생 실험 전의 기저 진공도 유지, 플라즈마 발생을 위해 주입된 연료 가스의 배기 등이 주요 기능이다. 기저 진공도 유지를 위해서는 진공 용기 내부의 기체, 용기 내에 존재하는 구조물에서 발생하는 불순물 기체 및 외부에서 유입되는 누설 기체를 배기시킬 수 있어야 한다.

저온 용기 배기계는 진공 용기 주변에 위치하는 초전도 자석에 진공 용기와 외부환경으로부터 전달되는 열 부하를 줄이기 위해 고진공 환경을 만들기 위한 시스템이다.

각각의 진공 배기계는 대형 배기관과 초고진공 펌프, backing pump, roughing pump 및 진공 변수 진단 장비들로 구성된다. 그림 3.7-1이 KSTAR의 전체 구성에서 진공 용기 및 저온 용기의 배기관의 형상이다.

연료 주입계는 KSTAR의 다양한 운전 조건에서 필요한 연료 가스의 공급이 주된 임무이다. 이외에 방전 세정 등에 필요한 가스의 공급, 기타 운전 상황에 따라 방전을 종료시키기 위한 불순물 가스의 공급을 담당한다. 초기 KSTAR의 운전에는 가스 연료 주입만을 목표로 설계가 이루어지고 있고 추후로 pellet 주입 시스템 설치를 목표로 하고 있다.

내벽 처리계는 진공 용기의 내부 구조물 및 PFC(Plasma Facing Component) 등의 표면 처리, 표면에 흡착된 연료 가스의 탈착을 위한 시스템이다. KSTAR에서는 직류 글로우 방전을 이용한 내벽 처리법을 사용할 예정이다.

2. 진공 용기 배기계

KSTAR의 진공 용기의 기저 진공도는 1×10^{-8} Torr를 목표로 하고 있다. 진공 용기의 체적은 진공 배기관을 포함하여 약 100 m^3 이고, 진공 용기 자체의 표면적(Bellows 및 In-vessel component의 표면적 제외)은 약 360 m^2 이다. 표 3.7-1이 KSTAR 진공 배기계 설계를 위해 참조한 주요 대형 핵융합 장치들의 주요 진공

관련 변수들이다. 대부분 장치들의 기저 진공도는 10^{-8} Torr 영역이고, 유효 배기속도는 수 m^3/s 에서 $10\sim 20 \text{m}^3/\text{s}$ 정도의 값을 가지고 있다. KSTAR의 경우 유효배기속도 $10 \text{m}^3/\text{s}$ 이상을 목표로 하여 진공 용기 배기계를 설계하였다. 이 경우 기저 진공도를 유지하기 위해서는 진공 용기 내부 구조물에서 방출되는 불순물과 외부에서 유입되는 누설기체의 총량을 $1\times 10^{-4} \text{Torr}\cdot\text{l/s}$ 이하로 유지시켜야 한다.

가. 진공 용기 배기관 설계 및 제작

진공 배기용 펌프는 진공 용기에 가깝게 설치하는 것이 원칙이다. 그러나 KSTAR에 사용될 초고진공 펌프의 한 종류인 터보분자펌프(Turbo-Molecular Pump, TMP)는 자기장의 영향을 받기 때문에 주변 자기장의 세기가 일정수준 이하인 환경에서 사용해야 한다.

KSTAR의 진공 용기내의 자기장은 3 Tesla 이상이기 때문에 진공 용기로부터 일정거리 이상 떨어진 지점에 TMP를 설치해야 한다. 따라서 진공 용기와 일정거리를 유지하면서 진공 펌프를 설치할 수 있고 진공 용기와 연결이 가능한 전용 배기관이 필요하다. 그림 3.7-2가 초고진공 펌프와 진공 용기를 연결하기 위한 진공 용기 전용 배기관의 형상이다. 배기관은 배기관 본체와 진공 용기의 배기 전용 port를 연결시키기 위한 adapter, 진공 용기와 배기관의 기계적인 조립을 원활하게 하기 위한 bellows, 전기적 절연을 위한 ceramic breaker, 배기관 본체로 구성되어 있다. 이외에 진공 관련 구조물은 아니지만 배기관 설치를 위한 하부지지 구조물까지를 포함한다.

배기관의 내경은 약 1.4 m, 배기관 자체의 길이는 8 m이다. Bellows 및 adapter 까지 포함한 전체 길이는 약 9.3 m이다. 진공용기의 토러스(Torus) 중심에서 TMP가 설치되는 위치까지의 거리는 11 m 이상이다. 이 지점에서의 자기장의 세기는 100 Gauss 이하이다. 그림 3.7-3이 진공 용기 반경 방향으로의 자기장의 세기를 나타낸 것이다. 배기관에는 진공 펌프들을 설치하기 위한 전용 port, 진공 진단계통이 설치될 port 및 진공 용기로 사람이 드나들 수 있도록 하기 위한 man-hole용 port들이 부착되어 있다. 표 3.7-2가 진공 용기 배기관에 설치된 각종 port의 주요 규격 및 용도를 정리한 것이다. 기본적으로 진공 용기 배기관에 사용되는 진공 seal은 metal seal인 Helicoflex를 사용하게 된다. 그림 3.7-4가 배기관에 사용되는 가장 큰 직경의 Helecoflex seal이다. 진공 배기관과 진공 용기의 배기 전용 port를 포함한 conductance는 약 20,000 l/s이다.

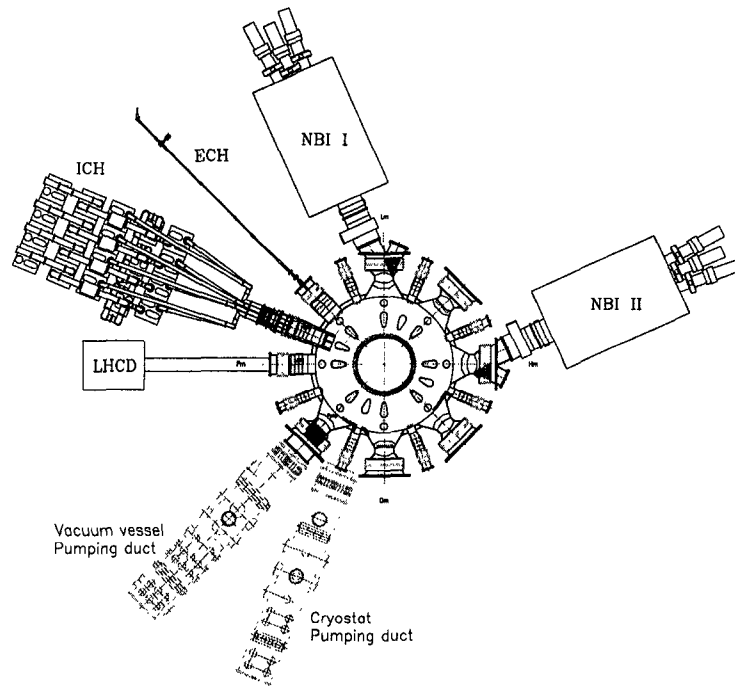


그림 3.7-1 KSTAR 진공 용기 및 저온 용기의 배기관 단면도

표 3.7-1 주요 핵융합 장치의 진공 관련 변수

| Machine Parameter | DIII-D | ASDEX-U | JT60-U | Tore Supra | JET | LHD | KSTAR |
|--|----------------------|-------------------------------------|---|------------------------------|---|---|----------------------|
| Vessel volume (m ³) | 35 | 40 | 130 | 50 | 200 | 210 | 100 |
| Primary pump | TMP, CP | TMP 3.5 m ³ /s ×14 | TMP | TMP 5 m ³ /s×3 | TMP 3.5 m ³ /s×4 In-vessel CP, 100 m ³ /s×2 | TMP 5.5 m ³ /s×2 1.8 m ³ /s×2 CP 70 m ³ /s×2 | TMP, CP |
| Effective pumping speed (m ³ /s) | 7 for D ₂ | 15 for D ₂ | 15 for H ₂ | 4.5 for D ₂ | 10 | 3 | 10 |
| Base pressure (Torr) | 1~4×10 ⁻⁸ | 1.125×10 ⁻⁷ | 1×10 ⁻⁸ for H ₂ isotope | 7.5×10 ⁻⁸ | 7.5×10 ⁻¹⁰ for H ₂ | 1×10 ⁻⁷ | 1×10 ⁻⁸ |
| Outgassing rate (Torr · l/s) | 7.5×10 ⁻⁵ | 7.5×10 ⁻⁴ | 1.9×10 ⁻⁴ | 7.5×10 ⁻⁴ | 7.5×10 ⁻⁶ for H ₂ | 3.0×10 ⁻⁴ | 1.0×10 ⁻⁴ |
| Total acceptable leak rate (Torr · l/s) | 4×10 ⁻⁵ | 3.75×10 ⁻⁵ | | | 7.5×10 ⁻⁹ with CP | | |
| Baking Temp. (°C) | 350 | 150 | 300 | 210 | 320 | 100 | 300 |

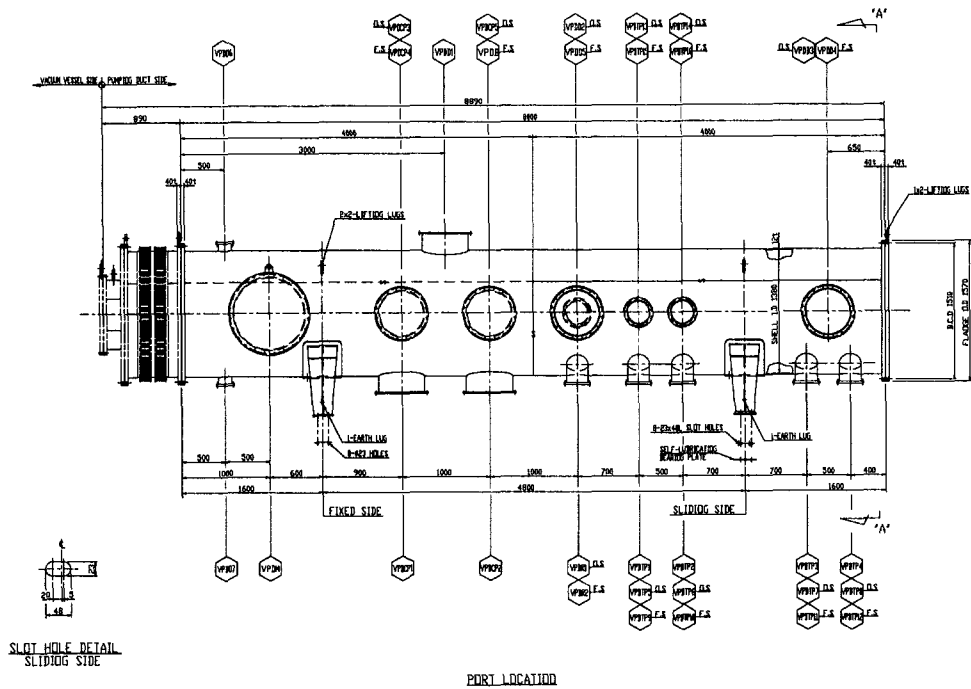


그림 3.7-2 진공 용기 배기관

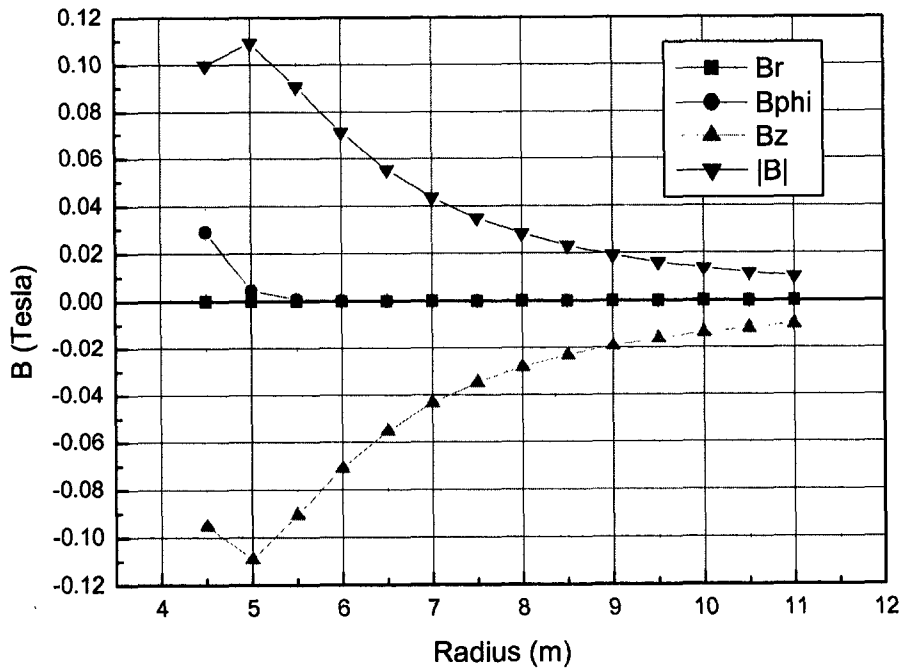


그림 3.7-3 KSTAR 반경 방향의 자기장 분포

표 3.7-2 진공 용기 배기관 port

| Function | Q'ty | Flange size | Seal/ Sealing force (N/mm) | Seal surface roughness | Sealing criteria (mbar · l/sec) |
|------------------------|------|-------------|-------------------------------|---------------------------|------------------------------------|
| TMP pot, etc. | 19 | O.D 306 | Cu gasket/ 300 - 500 | < 1.0 S | < 1×10^{-10} |
| Diagnostic port | 2 | O.D 202 | Cu gasket/ 300 - 500 | < 1.0 S | < 1×10^{-10} |
| Man entry | 1 | O.D 920 | Helicoflex Delta/ 150 | < 3.2 S | < 1×10^{-13} |
| Cryopump port, etc. | 10 | O.D 610 | Helicoflex Delta/ 150 | < 3.2 S | < 1×10^{-13} |
| Main duct flange | 2 | O.D 1570 | Helicoflex/ 800 | 6.3 - 3.2 S | < 1×10^{-10} |

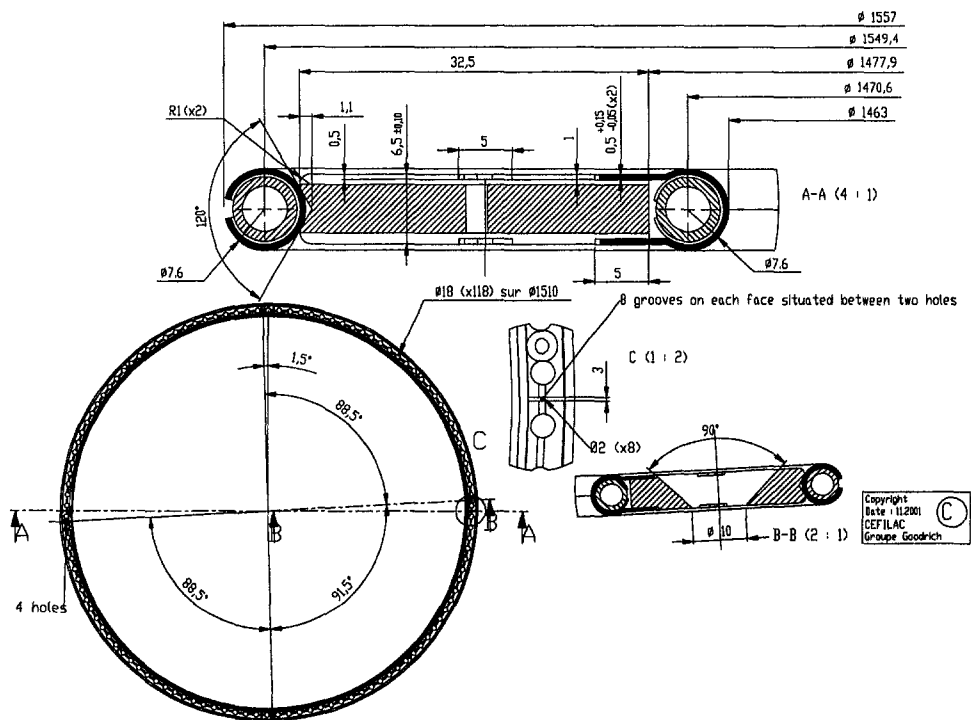


그림 3.7-4 Helicoflex seal for pumping duct main flange

(1) 진공 용기 배기관의 설계 기준

진공 용기용 배기관 설계 기준이 된 주요 조건은 다음과 같다.

- 구조적인 안정성
- 기저 진공도 : $< 1.0 \times 10^{-8}$ Torr 이하
- 용접부 leak tightness : $< 5.0 \times 10^{-11}$ mbar · l/s (3.75×10^{-11} Torr · l/s)
- 기계 조건
 - * 진공 용기 전용 배기관은 100 °C baking시 발생하는 열변형을 수용할 수 있어야 한다.
- 전기 조건
 - * 배기관은 KSTAR 장치와 접지 사이에 전기적으로 회로(loop)를 형성하지 않도록 절연되어야 한다.
- 지진 조건

KSTAR의 지표면 OBE(Operation Basic Earthquake) 가속도는 Richter 규모 5를 기준으로 수평방향으로 0.12 G, 수직방향으로 0.08 G을 얻었으며, 이를 기준으로 건물의 시간이력해석(Time History Analysis)을 수행하여 진공용기 해석에 적용될 응답스펙트럼을 정하였고, 배기관의 지진해석은 이 응답스펙트럼을 이용한다.
- 제작 조건
 - * 배기관 제작의 기준은 ASME B&PV 코드 Section VIII Div. 2 및 제작자 자체 제작 규정을 적용한다.
- 현장 조건
 - * 배기관은 제작 공장에서 설치 장소인 KBSI으로 수송이 가능한 무게와 크기로 제작한다.
 - * KSTAR 현장의 단품에 대한 최대 허용무게는 150 톤이며, 주 건물의 문의 크기는 높이가 10 m이며 폭이 8 m이다.
 - * KSTAR 하역 장소는 길이 20 m, 높이 20 m, 폭 10 m 크기를 허용한다.
- 조립 조건
 - * 배기관은 자체 시험 및 수리가 가능하여야 한다.
 - * 현장에서의 조립을 가능한 최소화한다.
- 재료 조건
 - * 본체 및 포트 재료는 ASME 코드에서 정의하는 SA240-304L을 사용한다
 - * 용접 부위의 투자율은 2.0 이하이어야 한다. 용접부 이외 부분의 투자율은 원

재료의 투자율을 유지하여야 한다.

(2) 배기관 구조해석

배기관의 구조적인 안정성 평가를 위해 배기관 본체, 배기관에 부착되는 port 및 배기관 지지용 saddle을 포함하는 해석 모델을 만들어 ANSYS R5.5.1을 이용한 구조 해석을 수행하였다. 그림 3.7-5가 해석에 이용된 유한요소 모델이다.

배기관에 작용하는 하중은 자중, 진공 압력 및 지진 하중을 고려하였다. 자중 조건으로는 배기관 자체의 하중 6 ton, 각각 500 kg의 무게를 가지는 12개의 터보분자펌프가 TMP 전용 port에 장착된 것으로 가정하였다. 지진 하중 조건으로는 x 축 방향으로 0.32 G, y 축 방향으로 0.12 G, z 축 방향으로 0.32 G로 가정하였다.

위와 같은 하중 조건에서 다음과 같은 하중 조합에 대한 구조 해석이 이루어졌다.

- 자중
- 자중 + 진공 압력
- 자중 + 지진 하중
- 자중 + 진공 압력 + 지진 하중

그림 3.7-6와 그림 3.7-7이 주어진 부하 조건에서의 응력 분포의 한 예이다.

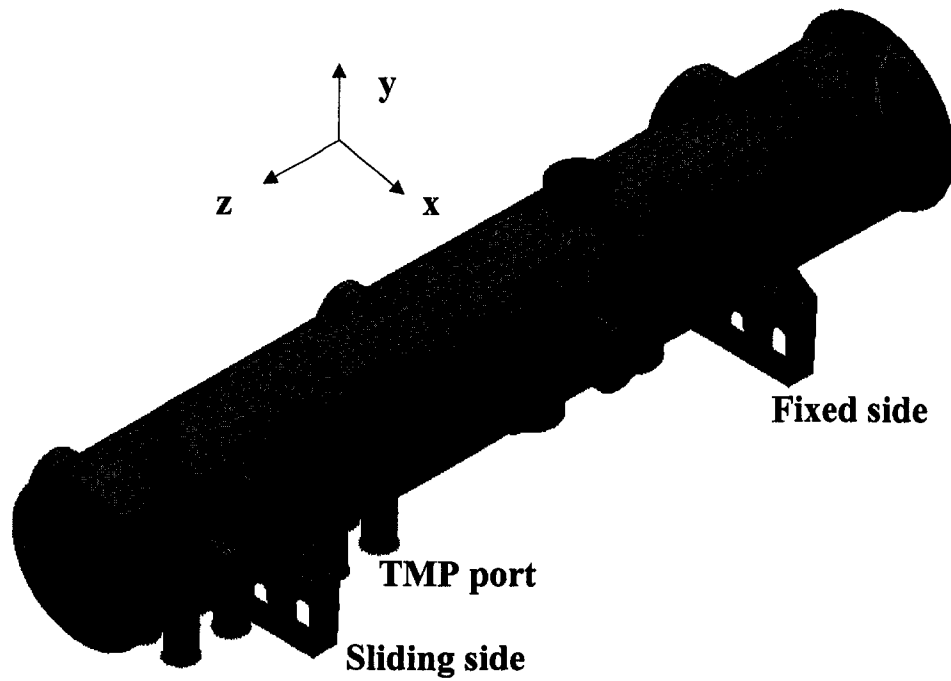


그림 3.7-5 배기관 해석 모델

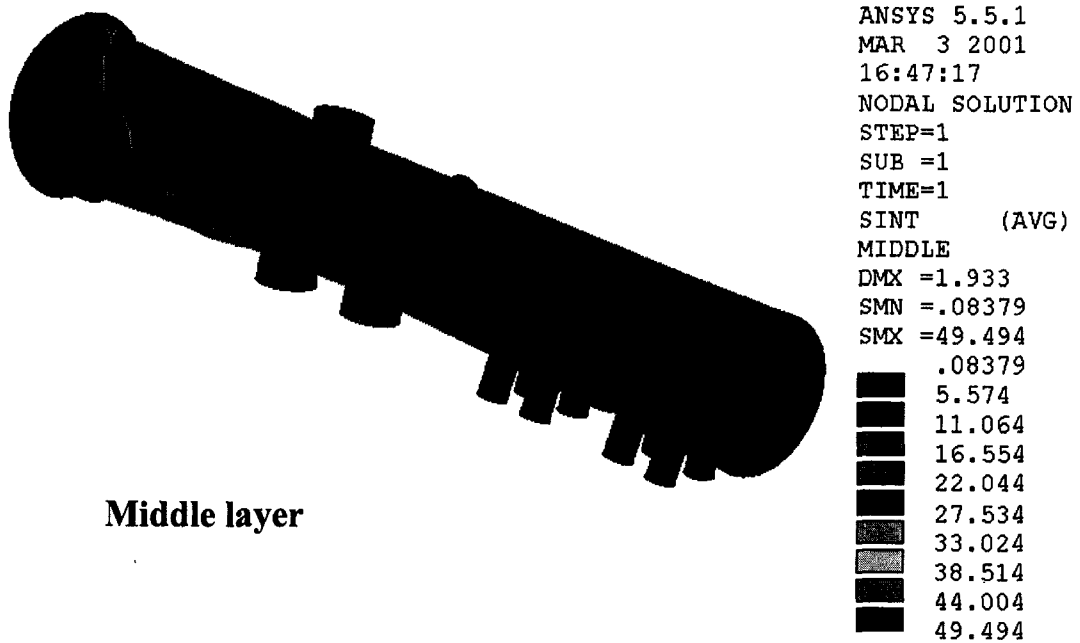


그림 3.7-6 배기관 응력 분포 (부하조건 : 자중+진공압력+지진하중)

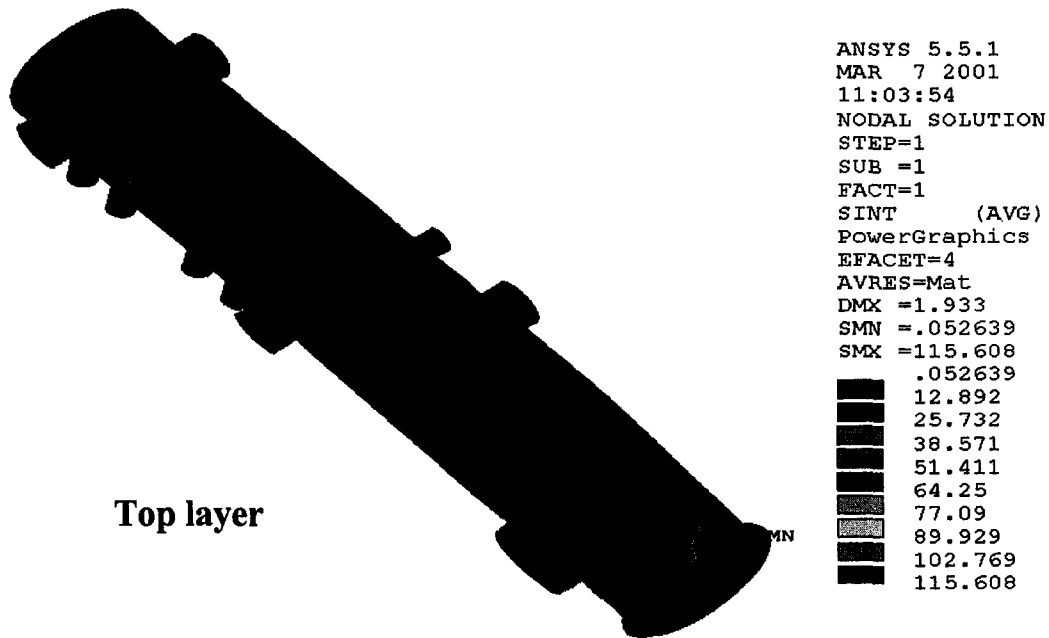


그림 3.7-7 배기관 응력 분포 (부하조건 : 자중+진공압력+지진하중)

표 3.7-3 진공 용기 배기관 최대 응력 (부하조건 : 자중+진공압력+지진하중)

| Parts | Stress Category | Stress Intensity (MPa) | Allowable Stress Intensity (MPa) | Ratio | Location | Displacement (mm) |
|---------|-----------------------------------|------------------------|----------------------------------|-------|-----------|-------------------|
| Body | P _m | 27.534 | 138.169 | 0.199 | BCENSTP | 1.933 |
| | P _L | 49.494 | 207.254 | 0.239 | BJUNBPORT | |
| | P _L +P _b | 64.250 | 207.254 | 0.310 | BCENSTP | |
| | P _L +P _b +Q | 115.608 | 345.423 | 0.335 | BJUNBS | |
| Support | P _m | 113.508 | 138.168 | 0.822 | SNCRPE | 0.723 |
| | P _L | 204.314 | 207.254 | 0.986 | SCRPE | |
| | P _L +P _b | 143.168 | 207.254 | 0.691 | SNCRPE | |
| | P _L +P _b +Q | 257.703 | 345.423 | 0.746 | SCRPE | |

ASME code 구조 해석 모델의 설계 기준을 적용한 구조해석 결과는 표 3.7-3과 같다. 가정된 부하 조건에서 허용치 이내의 범위에서 응력이 분포함을 확인할 수 있고, 좌굴 해석에서도 좌굴 계수값이 6.736으로 구조적으로 안전한 것으로 계산되었다.

나. 초고진공 배기 펌프 계통

(1) 터보분자 펌프계

진공 배기관의 conductance는 20,000 l/s, outgassing rate를 1×10^{-4} Torr · l/s로 가정할 경우 진공용기의 목표 진공도 1.0×10^{-8} Torr를 터보펌프만으로 달성하기 위해서는 20,000 l/s의 배기 용량이 필요하게 된다. 이때 유효 배기속도는 10,000 l/s이다. 초고진공 펌프는 진공용기 내부 구조물 설치 상황에 따라 배기 용량을 증가시킬 계획이다. 초기에는 터보분자 펌프만으로도 기저 진공도를 달성할 수 있을 것으로 예상하고 있다. 장착되는 터보 분자펌프는 250 CF-F inlet port를 가지는 10대의 시스템을 장착할 예정이다. 그림 3.7-8이 KSTAR의 진공 용기 배기계의 구성도이다. TMP의 backing 펌프는 KSTAR 전용 건물의 지하에 설치되며, 펌프의 전체 배기 용량은 1,200 m³/h (2×600 m³/h)이다. TMP backing 배기관의 내경은 200 mm이고 총 길이는 약 30 m이다.

(2) 크라이오 펌프계

크라이오 펌프는 주 펌프인 터보분자펌프의 보조 역할을 하게 되며 용량은 질소가스를 기준으로 약 20,000 l/s로 설계되었다. 10,000 l/s의 용량을 가지는 2대의 펌프를 설치할 예정이다. 진공 용기가 대기에 노출될 경우 많은 종류의 가스 분자들이 진공 용기 내벽과 내부 구조물에 부착된다. 이렇게 부착된 분자들은 쉽게 탈리되지 않으며 특히 H₂O 분자는 진공용기의 내부 압력이 초고진공에 진입하는데 큰 장애물로 작용한다. 따라서 진공 용기 내부 구조물의 양이 증가하여 outgassing량이 증가할 경우를 대비할 목적으로 크라이오 펌프를 부착할 계획이다.

다. Roughing 배기계

Roughing 배기 펌프는 진공 용기 내부의 기압이 대기압에서 약 10^{-2} Torr가 될 때까지 작동하게 되며 그 다음은 주 배기 펌프인 TMP가 작동하게 된다. Roughing 배기계의 설계에서 고려되어야 할 주요 parameter들은 진공 용기의 체적, 목표진공도 및 시간이다. Roughing 배기계로 배기할 체적은 약 110 m^3 이다. 그림 3.7-9이 배기관 하부의 roughing manifold의 단면도이다.

배기관의 재료는 SUS304로 직경 250 mm, 두께 3 mm이다. Roughing 배기 펌프는 KSTAR 주 실험동의 지하에 놓이게 되며 배기관 입구에서 펌프까지의 거리는 약 30 m에 이른다. 그림 3.7-10과 그림 3.7-11이 주 실험동 상부에서 지하까지의 roughing 및 backing manifold가 설치될 모습이다.

배기관 입구에는 gate valve가 부착되며 주 배기펌프가 작동하면 gate valve를 닫고 roughing 배기계는 작동을 멈추게 된다.

진공 용기 roughing 배기 펌프로는 $1,800 \text{ m}^3/\text{hr}$ 용량의 roots blower 펌프와 $200 \text{ m}^3/\text{hr}$, dry pump가 사용될 계획이며 대기압에서 10 mTorr까지의 진공도에서 운전하도록 설계되어 있다. 10 mTorr에서 1.0×10^{-8} Torr까지는 크라이오 펌프와 backing pumping 시스템과 연계한 터보분자펌프들이 진공 배기하며 터보분자 펌프의 backing 시스템으로는 $1,200 \text{ m}^3/\text{hr}$ ($2 \times 600 \text{ m}^3/\text{hr}$)의 배기 속도를 가지는 roots blower 펌프와 $160 \text{ m}^3/\text{hr}$ ($2 \times 80 \text{ m}^3/\text{hr}$)의 용량을 가지는 dry pump로 구성된 backing 시스템이 사용된다.

Roughing 배기계 주요 사양은 다음과 같다.

- 대기압에서 10 mtorr까지의 roughing 배기 시간은 약 3 시간 이하로 설계
- 10 mTorr보다 낮은 기저 진공도
- 허용될 수 있는 역류 가스량

He과 가벼운 불순물 : $0.010 \text{ Torr} \cdot \text{l/s}$

Ar과 무거운 불순물 : $0.005 \text{ Torr} \cdot \text{l/s}$

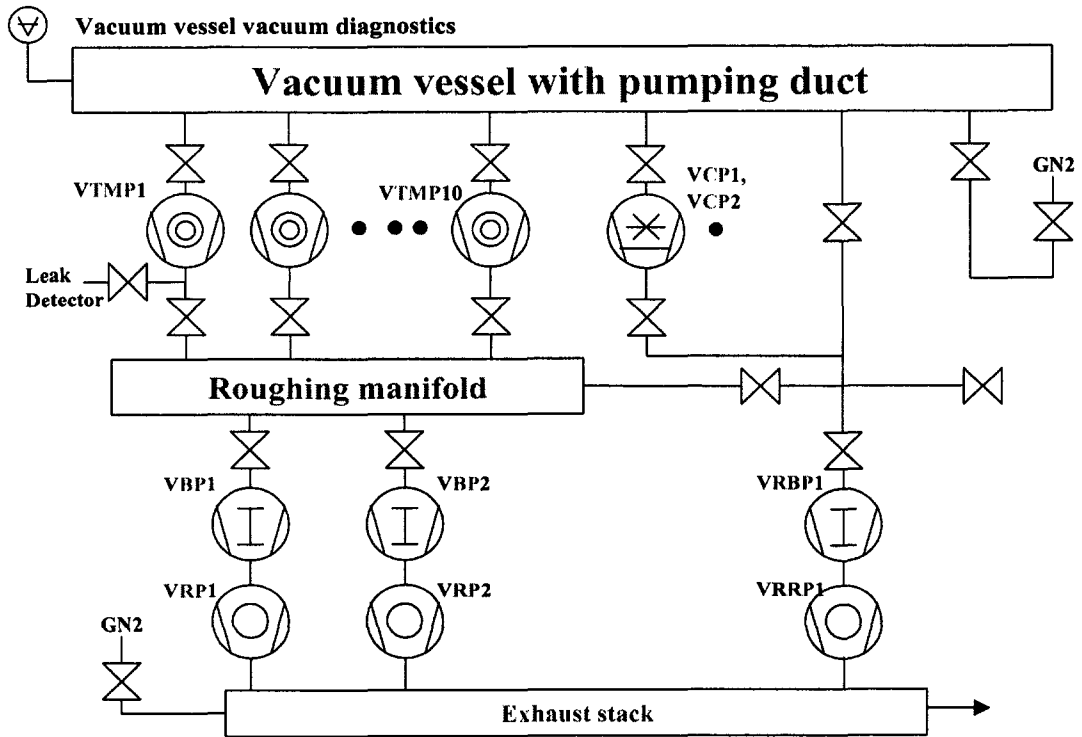


그림 3.7-8 진공 용기 배기계 구성도

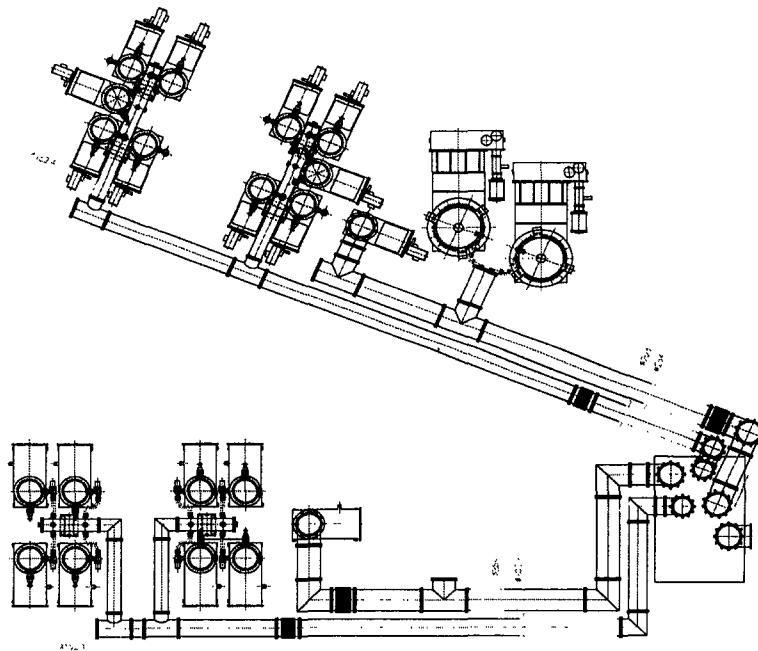


그림 3.7-9 Roughing and backing manifold (I)

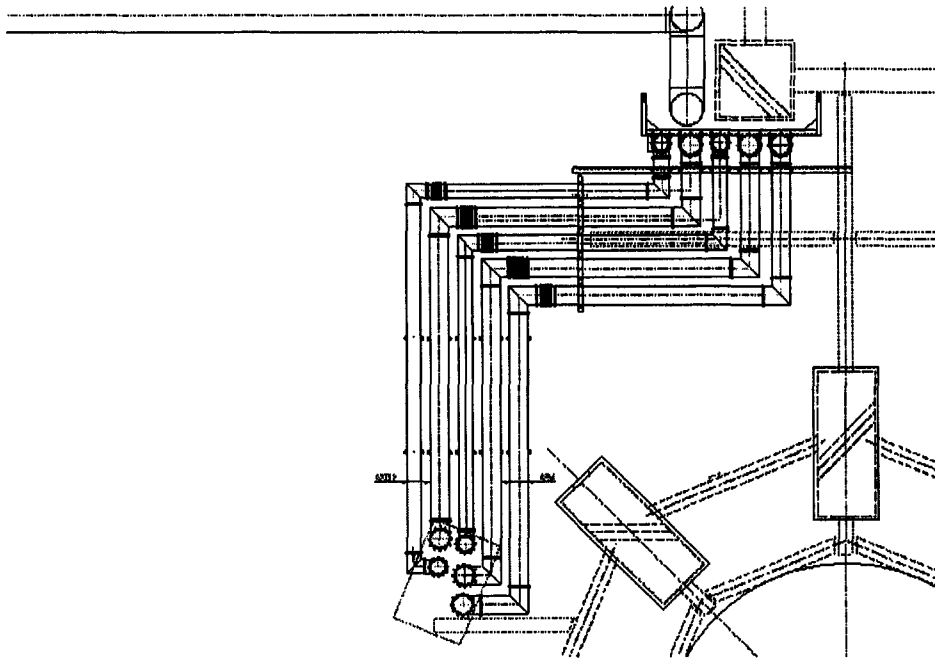


그림 3.7-10 Roughing and backing manifold (II)

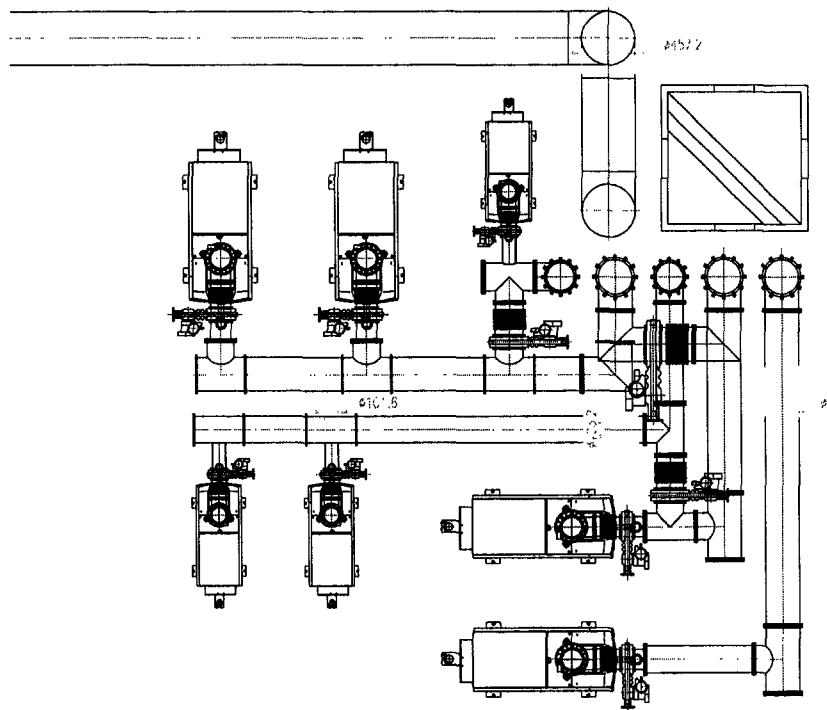


그림 3.7-11 Roughing and backing manifold (III)

라. 배출 배관(Exhaust duct)

진공 및 저온용기에 직·간접으로 장착된 진공펌프로부터 배출되는 모든 가스는 배출 배관을 통해서 건물 밖으로 배출된다. 따라서 배기관의 배출능력을 고려해 내경 약 460 mm의 원형관을 사용했으며 재료는 SUS304L, 총길이는 약 70 m 정도이다. 그림 3.7-12에 배출 배기관의 설치 단면도를 나타내었다. 배기관은 건물의 전용출구를 통해서 연결되며 지하에서 출발해서 옥상까지 연결되어있다. 배출배기관에 외압이 작용하면 펌프의 가스 배출에 장애가 되기 때문에 외압으로부터 자유로워야한다. 따라서 배출 가스는 배관의 끝단에 동력팬을 설치해서 강제 배출시키는 것으로 되어있다.

그림 3.7-13은 진공 및 저온용기의 roughing과 TMP backing 펌프들의 출구에서 배출 배기관까지의 연결도를 나타낸 것이다. 배출배기관에는 많은 예비 플랜지들이 설계되어 있으며 필요시 연결해서 사용할 수 있게 되어있다.

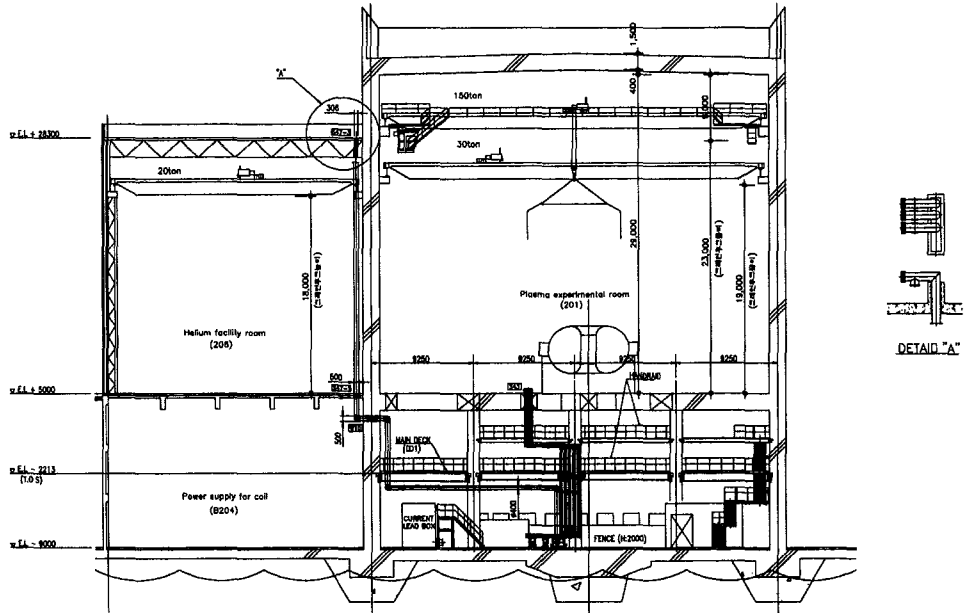


그림 3.7-12 배출 배기관의 연결도

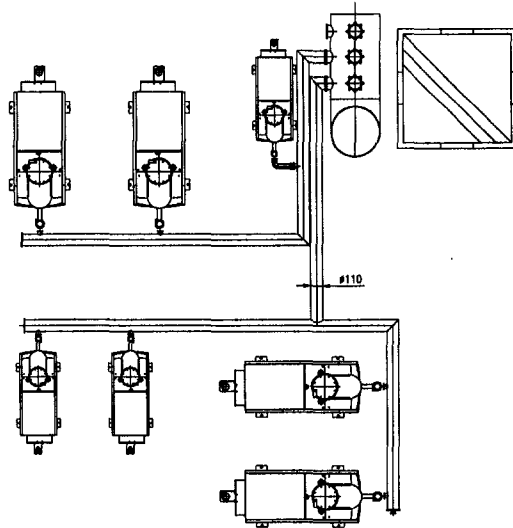


그림 3.7-13 각 펌프의 배출 배기관 연결도

3. 저온 용기 배기계

저온 용기 배기계는 진공 용기 주변에 위치하는 초전도 자석에 진공용기와 외부 환경으로부터 전달되는 열 부하를 줄여주기 위한 고진공 환경을 만들기 위한 시스템이다. KSTAR 저온 용기의 목표 기저 진공도는 1×10^{-5} Torr이다. 저온용기 자체의 체적은 약 420 m^3 이다. 그러나 내부의 진공 용기, 초전도 자석, 자석 지지구조물 등 내부 구조물의 체적을 고려하면 실제 체적은 200 m^3 이하이다. 저온 용기 내부의 진공 표면적은 정확한 예측은 어렵지만 약 $10,000 \text{ m}^2$ 이상일 것으로 추정된다. 저온용기 배기계의 유효 배기 속도는 $5 \text{ m}^3/\text{s}$ 이상을 목표로 하고 있다. 따라서 기저 진공도 달성을 위해서 저온 용기 내부 구조물에서 방출되는 불순물과 외부에서 유입되는 누설기체의 총량을 $5 \times 10^{-2} \text{ Torr} \cdot \text{l/s}$ 이하로 유지시켜야 한다.

가. 저온 용기 배기관 설계 및 제작

저온 용기용 배기관은 배기관 본체는 진공 용기용 배기관과 유사하게 설계, 제작된다. 진공 용기용 배기관과의 차이는 저온 용기의 배기 전용 port에 연결하기 위한 adapter, 배기관 본체에 부착되는 각종 port 및 하부지지 구조물이다.

그림 3.7-14가 저온 용기 전용 배기관의 형상이다. 표 3.7-4가 저온 용기 배기관에 설치된 각종 port의 주요 규격 및 용도를 정리한 것이다. 기본적으로 저온 용기 배기관에 사용되는 진공 seal은 elastomer seal을 사용하게 된다.

저온 용기 배기관 역시 진공 용기의 경우와 같은 설계 기준을 가지고 설계하였고 진공 용기 배기관과 같은 방법으로 구조 해석을 수행하여 자중, 진공 압력 및 지진 하중에 구조적으로 안정함을 확인하였다. 표 3.7-5가 저온 용기 배기관 응력 해석의 결과이다.

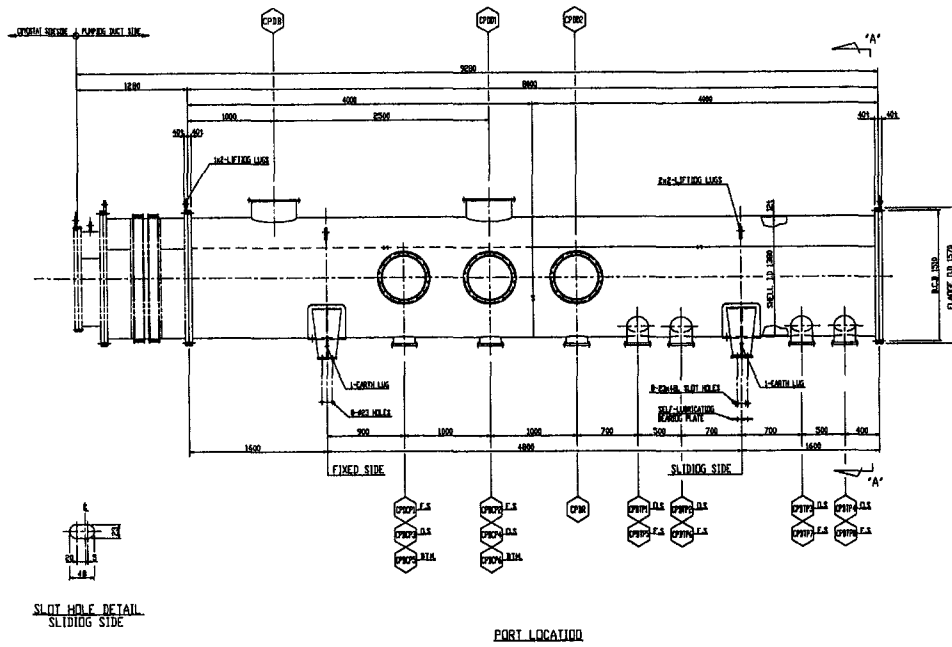


그림 3.7-14 저온 용기 배기관

표 3.7-4 저온 용기 배기관 port

| Function | Q'ty | Flange size | Seal/ Sealing force(N/mm) | Seal surface roughness |
|---------------------------|------|-------------|--|------------------------|
| TMP pot, etc. | 11 | O.D 306 | Cu gasket/ 300 - 500 | < 1.0 S |
| Diagnostics port, etc. | 7 | O.D 610 | Viton O-ring | < 3.2 S |
| Main duct flange | 2 | O.D 1570 | Viton O-ring with Helicoflex lining | < 3.2 S |

표 3.7-5 저온 용기 배기관 최대 응력 (부하조건 : 자중+진공압력+지진하중)

| Parts | Stress Category | Stress Intensity (MPa) | Allowable Stress Intensity (MPa) | Ratio | Location | Displacement (mm) |
|---------|-----------------------------------|------------------------|----------------------------------|-------|----------|-------------------|
| Body | P _m | 20.374 | 138.169 | 0.147 | BCENSTP | 1.490 |
| | P _L | 36.623 | 207.254 | 0.177 | BJUNBCPP | |
| | P _L +P _b | 30.065 | 207.254 | 0.145 | BCENSTP | |
| | P _L +P _b +Q | 54.049 | 345.423 | 0.156 | BJUNBS | |
| Support | P _m | 73.336 | 138.168 | 0.531 | SNJUNBSR | 0.283 |
| | P _L | 132.005 | 207.254 | 0.637 | SJUNBSR | |
| | P _L +P _b | 73.676 | 207.254 | 0.355 | SNJUNBSR | |
| | P _L +P _b +Q | 132.617 | 345.423 | 0.384 | SJUNBSR | |

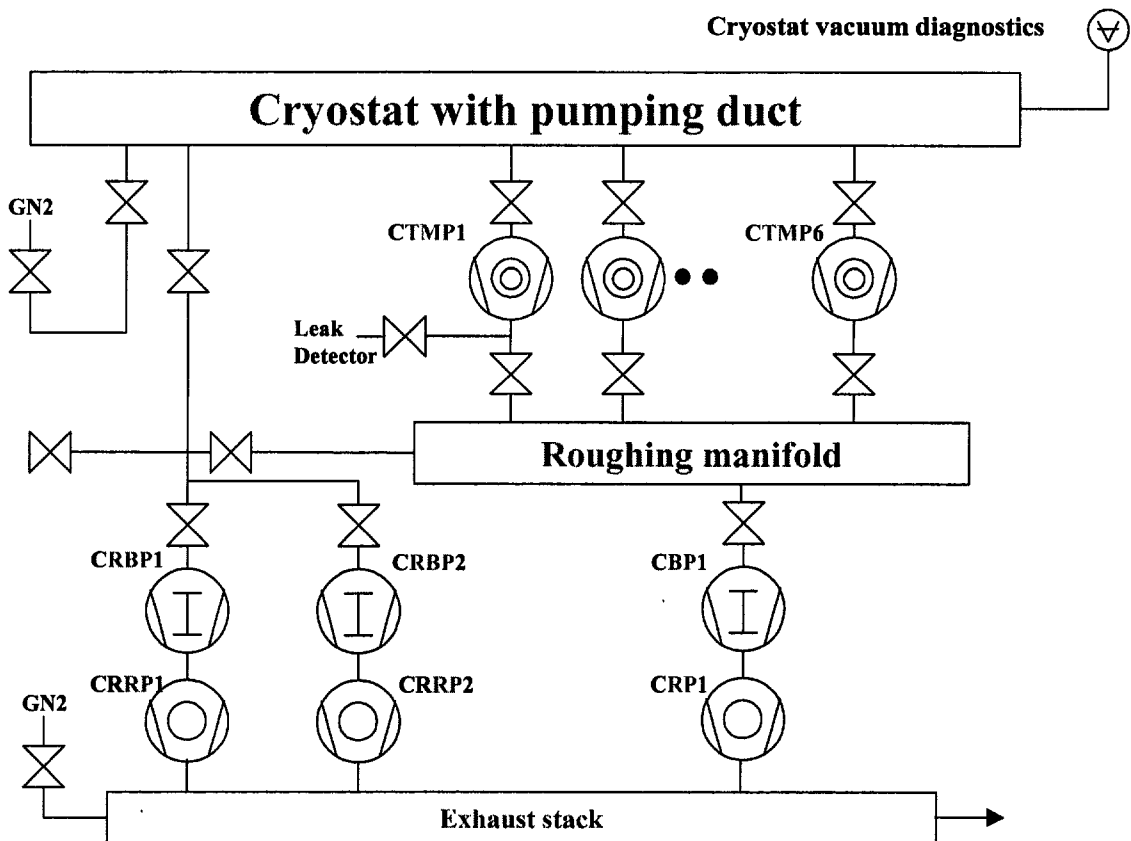


그림 3.7-15 저온 용기 진공 배기계 구성도

나. 초고진공 배기 펌프 계통

저온 용기의 목표 진공도는 1.0×10^{-5} Torr이고 5×10^{-2} Torr · l/s의 불순물 기체 방출을 가정할 경우 필요한 유효 배기 용량은 5,000 l/s 이다. 저온 용기 역시 주 펌프는 터보분자 펌프이고 펌프 자체의 전체 배기 용량은 10,000 l/s의 값을 가지도록 설계하였다. TMP의 backing 펌프는 KSTAR 전용 건물의 지하에 설치되며, 펌프의 용량은 약 600 m³/h이다. 그림 3.7-15가 저온 용기의 전체 진공 배기계의 구성도이다. TMP backing 배기관의 내경은 200 mm이고 총 길이는 약 30 m이다

다. Roughing 배기계

Roughing 배기 펌프는 진공 용기 내부의 기압이 대기압에서 약 10^{-2} Torr가 될 때까지 작동하게 되며 그 다음은 주 배기 펌프인 TMP가 작동하게 된다. Roughing 배기계의 설계에서 고려되어야 할 주요 parameter들은 진공용기의 체적, 목표진공도 및 시간이다. Cryostat의 roughing 배기계로 배기해야 하는 체적은 220 m³ 정도이다.

배기관의 재료는 SUS304로 직경 250 mm, 두께 3 mm이다. Roughing 배기 펌프는 KSTAR 주 실험동의 지하에 놓이게 되며 배기관 입구에서 펌프까지의 거리는 약 30 m에 이른다. 배기관 입구에는 gate valve가 부착되며 주 배기펌프가 작동하면 gate valve를 닫고 roughing 배기계는 작동을 멈추게 된다.

저온 용기 roughing 배기 펌프로는 3,600 m³/hr($2 \times 1,800$ m³/hr), roots blower 펌프, 400 m³/hr(2×200 m³/hr), dry pump로 구성된 시스템이 사용될 계획이며 대기압에서 10 mTorr까지의 진공도에서 운전하도록 설계되어 있다. 10 mTorr에서 1.0×10^{-5} Torr까지는 터보분자펌프가 진공 배기하며 backing 시스템으로는 600 m³/hr의 배기 속도를 가지는 roots blower와 80 m³/hr의 용량을 가지는 dry pump가 사용된다.

4. 연료 주입계

연료주입계통의 주된 목적은 여러 형태의 실험 조건에서 플라즈마의 초기발생과 밀도조절 등을 들 수 있다. 연료 주입계는 크게 가스와 pellet 주입으로 나눌 수 있으며, 가스 주입은 주로 플라즈마의 breakdown을 위해 사용되어지고 pellet 주입은 시간과 위치에 따른 플라즈마의 밀도조절을 위해서 사용되어진다. 가스와 pellet주입

장치의 역할을 간단히 요약하면 다음과 같다.

- 연료가스(수소, 중수소, 헬륨 등)의 주입
- 플라즈마 진단 및 radiative divertor 운전을 위한 가스 주입
- 플라즈마의 breakdown을 위한 불순물 주입
- Glow discharge cleaning을 위한 가스(수소, 헬륨) 주입

연료 주입계의 용도는 위에서 언급된 것과 같이 플라즈마의 밀도향상, 평행상태 유지 및 불순물의 제거 등 여러 가지가 있다. 지금까지 제작되어진 많은 tokamak 장치의 경우 가스주입 효율은 10 %이하 그리고 pellet 주입 효율은 20 - 30% 정도 인 것으로 보고되어 있다[Ref. 3.7-1]. H-mode 플라즈마의 핵융합 특성을 높이기 위한 최적의 divertor 설계 요구조건(원활한 플라즈마의 밀도와 흐름)에 부응하기 위해 가스 주입구는 진공 용기 중간부분에 설치된다. Divertor쪽 주입은 주변의 밀도와 압력을 높여주면서 중심 플라즈마에서 divertor쪽으로 나오는 플라즈마를 제거 해 주는 역할을 하게 된다. Divertor쪽으로 불순물과 연료가 주입되면 중심 플라즈마는 radiation layer를 형성하게 되는데 이는 radiation에 의한 손실과 scrap-off layer의 열부하를 줄이는 이중적 역할을 하게 된다. KSTAR 플라즈마의 물리적인 특성을 간단히 요약하면 다음과 같다.

- 플라즈마의 체적: 15.5 m^3
- 플라즈마의 총 전자수: $1.55 \times 10^{21} = 44 \text{ Torr} \cdot \text{l}$
- 입자 가두는 시간을 0.4초로 가정하면 N/τ_p : $55 \text{ Torr} \cdot \text{l/s}$
- NBI의 가스주입 능력: 1 MW 당 $1.65 \text{ Torr} \cdot \text{l/s}$ (KSTAR에는 $8 \text{ MW} \times 2$ 개)

가. 가스 연료 주입계

KSTAR에는 총 12개의 가스 주입구를 부착하게 되며 top과 bottom port에 각각 4개씩이고 중간부분에 4개가 부착된다. 그림 3.7-16에는 가스 주입구의 위치 단면도를 나타내었다. 이들은 위치에 따라서 여러 가지 용도로 사용되어질 수 있으며 중간부분에 부착되는 4개의 주입구는 연료 및 표면처리용으로 사용되어진다. 이러한 연료 주입구는 진공용기와 닿아 있기 때문에 반드시 전기적인 절연을 시켜야하며 절연은 ceramic break에 의해 이루어진다. 연료주입 tube의 재료는 SUS316을 사용

하게 되고 내경은 3/8 inch이고 내부는 전해연마를 하는 것으로 되어있다. 그리고 분사구는 플라즈마와 가장 가까운 거리에 위치하게 됨으로 고온에서 견딜 수 있는 titanium tube를 사용한다. 그 외에도 tube에는 isolation 밸브, puffer 밸브, piezoelectric 밸브 및 pneumatic 차단 밸브 등이 부착된다. 그리고 각 tube에는 긴 가스주입 시간 동안 가스의 고갈을 막기 위해 buffer tank가 제작 설치된다. 또한 각 주입지점에서의 장치는 두 가지의 가스를 섞거나 하나의 가스만을 선택할 수 있도록 설계된다[Ref. 3.7-2]. 주입 가스의 빠른 교체 및 주입관의 가스를 비우기 위한 자체의 진공 배기 시스템이 연료주입계통에 연결되어진다. 초기 initialization 신호 후 fast gas dosing 밸브의 응답과 작동에는 각각 2 ms와 10 ms의 빠른 시간이 플라즈마 핵융합의 특성상 요구되어진다[Ref. 3.7-3]. 진공용기 바깥쪽의 manifold들도 안쪽과 마찬가지로 가스와의 반응에 강한 SUS316으로 구성된다. 가스 cylinder는 test cell 지하에 위치하게 되는 gas cabinet에 보관 및 유지되며 cryostat 근처의 주입 조절되는 지점까지 연결된다. 그림 3.7-17에는 가스 주입구의 측면도를 나타내었다.

가스 흐름은 수동작동 및 computer로 원거리 작업이 가능하도록 설계되며 각 밸브를 통하여 흐르는 가스는 자동제어장치의 미리 정해진 양에 따라 조절되어진다. 초기 작동신호 후 완전한 가스 흐름을 위해서 약 20 ms 정도의 delay 시간이 요구되어질 것으로 예측되며 가스 주입 후의 압력이 주어진 값의 5 %보다 작아지게 되면 가스 cylinder의 교체가 이루어지게 된다[Ref. 3.7-4]. 각 manifold는 높은 압력을 가진 가스 장치로부터 3 군데의 poloidal 위치에 수소, 중수소 및 다른 가스(He, Ne, Ar, etc.)를 공급하게 되며 각 위치에서는 toroidal 방향으로 4 군데의 가스 주입 point에 고른 가스 분포가 이루어지게 설계된다. 수소나 중수소와 같은 동위원소의 복잡한 핵융합 실험을 위해 각 dosing 밸브는 100 %의 수소 및 중수소 사이의 가스 흐름을 변화시킴으로서 혼합물을 제어하게 된다. Poloidal 방향의 자기장은 약 0.5 Tesla로 예측되며 진공용기내부에 장착될 fast dosing 밸브로는 piezoelectric 밸브가 사용된다.

나. Pellet 연료 주입계

KSTAR의 upgrade를 위한 실험기간 중에는 edge 연료주입의 limitation과 inflexibility를 극복하기 위하여 pellet 주입장치의 설치가 고려되고 있다[Ref. 3.7-5]. 가스 주입장치에 의한 플라즈마 밀도의 limit은 적절한 주입장치를 사용함으로써 극

복할 수 있는 것으로 보고되어 있다[Ref. 3.7-6]. KSTAR에는 총 2개의 가스 주입구를 부착하게 되며 top과 middle port에 각각 1개씩이 부착된다.

향상된 연료주입 효율과 플라즈마 밀도조절을 위하여 얼음 형태의 pellet 연료의 제어 가능한 플라즈마 penetration은 중수소 연료를 원하는 위치에 주입하는 역할을 한다. 즉 중성 pellet 주입은 자기장을 통과하여 플라즈마의 중심부에 연료로 주입되면서 핵융합 효율을 더욱 향상시킨다. 1 mm 정도의 크기와 1,000 m/s의 속도를 가지는 pellet은 플라즈마 중심부를 penetration하는데 충분한 것으로 여러 연구 실험 결과 입증되었으며 약 70 %의 pellet 체적이 기술적으로 가능한 속도인 2,000 m/s에 의해 플라즈마의 중심부에 도달하는 것으로 증명되었다[Ref. 3.7-7].

원심력을 이용한 pellet 주입장치는 Tore Supra, ASDEX, JET 등 여러 tokamak 실험에서 사용되고 있다. 이러한 장치는 pellet을 주입하기 위한 부분적인 pellet의 운반경로 배기와 많은 양의 추진 가스를 요구하지 않는다. 부분적으로 배기 하면서 pellet을 주입하는 장치로는 DIII-D tokamak이 있다[Ref. 3.7-8]. 또한 ORNL에서 개발된 single-stage pneumatic 수소 pellet 주입장치는 gun 형태의 pellet 주입장치보다 높은 속도를 내는 것으로 알려져 있다. Pellet의 플라즈마 penetration은 초기 pellet의 크기와 관계가 있으며 플라즈마를 밀도 제한 값까지 올리기 위하여 가능한 큰 pellet을 사용해야 하는 것으로 알려져 있다.

현재 보통 tokamak에 사용되는 pellet 주입장치의 연료효율은 heating power가 클수록 뚜렷하게 감소할 뿐만 아니라 그에 따른 confinement 감소도 나타나는 것으로 여러 논문에서 보고되고 있다[Ref. 3.7-9]. 이러한 이유 때문에 곡률 반경을 가지는 도관을 이용한 얼음 형태의 pellet 주입장치를 KSTAR에 설치할 계획으로 있다. 그리고 고 자장방향(high-field side: HFS)으로 pellet을 주입하는 형태의 주입장치는 그 penetration이 보통 pellet 주입장치에서 사용하는 저 자장방향(low-field side: LFS)의 penetration보다 훨씬 큰 것으로 보고되었으며, 연료 효율 면에서도 뚜렷한 효과를 나타내는 것으로 발표되었다[Ref. 3.7-10]. HFS pellet 주입장치는 처음으로 ASDEX-upgrade에서 설치 운영되고 있으며 blower gun과 원심력을 이용한 pellet 주입방식으로 ELMy H-mode tokamak 플라즈마 발생 때의 높은 연료주입효율을 보여주고 있다[Ref. 3.7-11]. 실험적인 Greenwald 밀도한계를 넘어서는 feedback 제어를 이용한 플라즈마 운용도 성공적으로 ASDEX-Upgrade pellet 장치에 도입되었다. Blower gun을 가지는 HFS pellet 주입장치는 KSTAR의 pellet 장치 model로서 선택될 예정이며 cryostat 바깥쪽에 flight tube를 경유하여 torus에 연결될 계획이다. Torus 차단밸브는 pellet 주입장치와 KSTAR를 독립시켜주는 역할을 하게된다.

다. 연료 주입계 진단장치 및 제어계통

연료 주입계통은 그 자신의 PLC(programmable logic controller) 장치를 가지면서 시간과 신호변수 체계를 확립하여 제어조절 시스템을 수행하도록 설계된다. 가스 주입 밸브는 여러 플라즈마 형태의 운용을 위해 진공용기에 부착된 진공 게이지와 플라즈마 밀도의 feedback 정보변수로 program된다. 이러한 제어장치는 운용자의 입력에 따른 플라즈마 밀도, 핵융합 power에 따른 가스 주입량을 조절하게 되며 시스템 보호를 위한 interlock 및 시스템의 모든 상황이 이 제어장치에 의해 감시된다.

Pellet 주입장치 역시 운영자의 정보입력에 따른 플라즈마 밀도와 핵융합 power의 변수에 적합하도록 연료주입의 양을 조절할 수 있는 능력을 가진 PLC 장치를 사용하게 된다. Pellet 주입은 반응시간이 1 초보다 작게(플라즈마 발생 실험시) 조절되며 주입량은 5 %의 오차한도 내에서 제어될 수 있도록 설계된다. Pellet 제어장치는 플라즈마의 부재시 pellet이 주입되는 것을 막기 위해 interlock 기능을 가져야 하며 전기적인 신호는 진단 장치로부터 받게 된다.

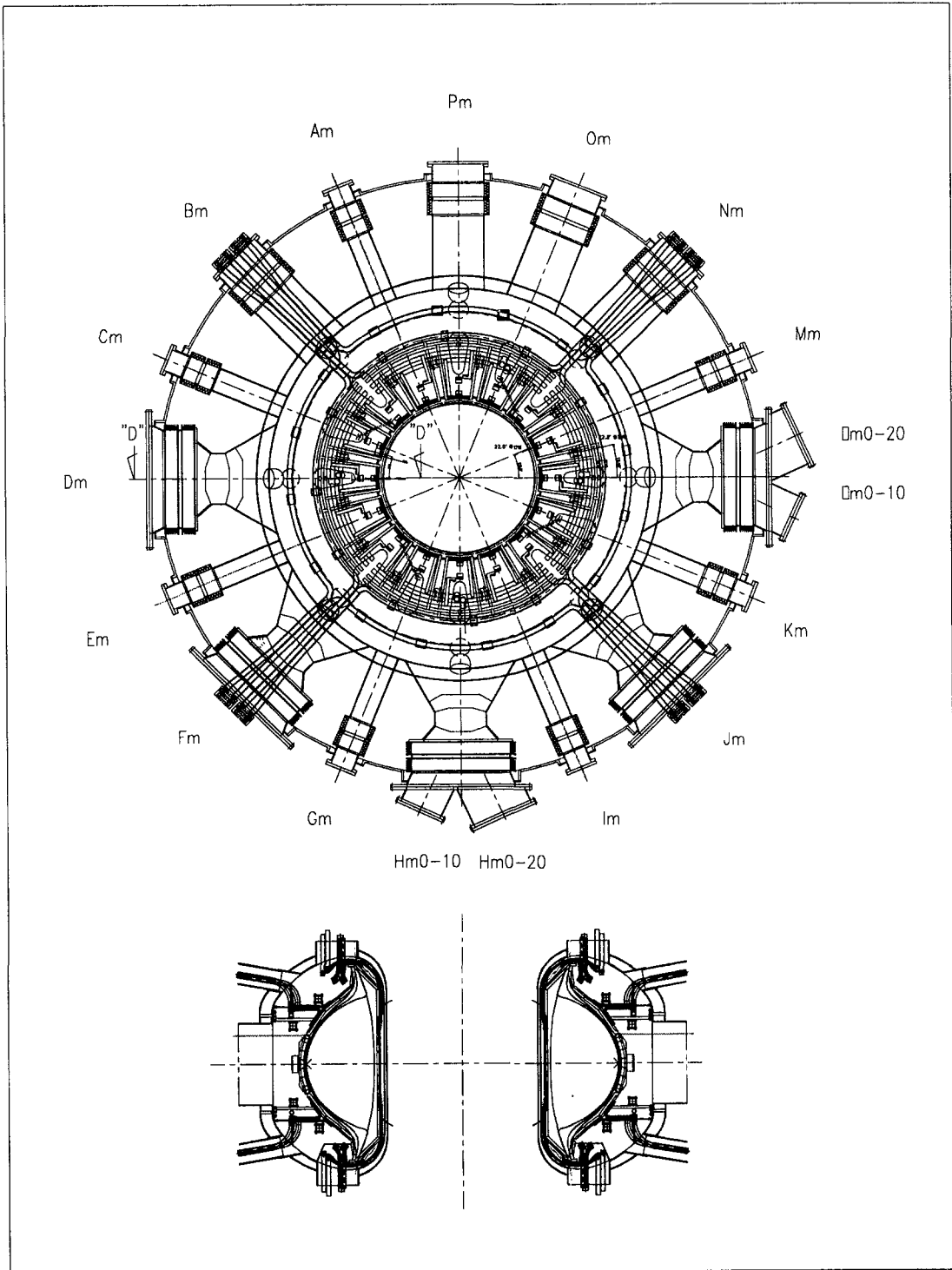


그림 3.7-16 가스 주입구의 위치 단면도

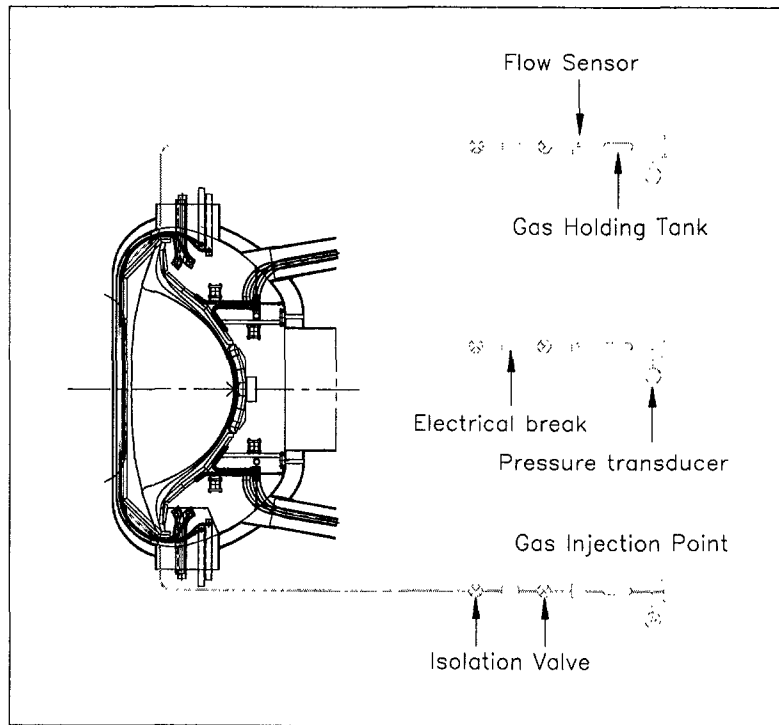


그림 3.7-17 가스 주입 장치의 측면도

5. 내벽 처리계

진공용기와 내부 구성물은 초고진공 환경을 만들 수 있고 플라즈마와의 표면 상호작용에 의해 플라즈마로 유입되는 불순물을 최소화 할 수 있는 표면 상태를 유지하여야 한다. 내벽 처리(wall conditioning)는 양질의 플라즈마를 발생시키기 위해 필수적으로 수반되는 절차로서 내벽 표면의 불순물 제거와 내벽에 부착된 연료 가스의 탈착이 주된 목적이다. KSTAR에서는 직류 글로우 방전을 이용하여 내벽 처리계를 구성하게 된다. 글로우 방전을 이용한 내벽 처리시 방전 전류는 0.1 A/m^2 이상인 경우에 효과적인 불순물 처리가 가능한 것으로 알려져 있다. KSTAR의 경우 방전 면적을 300 m^2 정도로 가정하면 30 A 이상의 방전 전류가 요구된다. Torus 상에서 180도 떨어진 두 개의 진공용기 port (Bay A, Bay I)가 방전 전극을 위해 준비되어 있다. 방전 전원으로는 최대 전압 1 kVDC , 20 kW 이상의 용량을 가지는 전원을 사용할 예정이다. 방전 가스는 표면 불순물 제거를 위해서는 수소를, 연료 가스 탈착을 위해서는 헬륨 가스를 사용한다. 안정적인 방전 압력은 전극 구조 및 진공용기의 기하학적 구조에 따라 다르지만 보통 수 mTorr에서 수십 mTorr 사이이다.

6. 진공 용기 배기관 baking system

가. Heater 및 전류 조절계

진공용기의 효율적인 배기를 위해서 baking은 꼭 필요하며 진공용기의 경우 약 $100 \text{ }^\circ\text{C}$ 에서 장시간 하는 것으로 되어있다. 진공용기 배기관도 진공용기와 연계해 baking을 해야하며 온도는 진공용기보다 약간 높은 $150 \text{ }^\circ\text{C}$ 정도로 고려하고 있으며 baking system의 설계는 이 온도를 기준으로 했다.

진공용기 배기관은 진공용기와 다소 떨어져 있기 때문에 진공용기와는 별도로 baking하는 것으로 되어있다. 설계시 제작성, 효율성 및 타 장치와의 간섭을 고려해 전기 heater를 사용하는 것으로 결정했다. 먼저 heater의 용량을 결정하기 위해서는 가열체의 무게, 비열, 목표 온도 및 시간이 결정되어야 하며 주요 식은 다음과 같다.

$$\text{Watt} = (w \times C_p \times \Delta T)/kt$$

여기서 w 는 가열체의 무게, C_p 는 비열(SUS304의 경우 0.12), ΔT 는 온도차, k 는 상수로 3.412이며 t 는 시간이다. 그리고 열은 모두 가열체에 전달되지 않고 손실이 발생하기 때문에 열손실을 고려해서 설계되어야 한다.

사용될 수 있는 전기 heater는 제작, 설치, 효율성, 가격 및 편리성을 고려해 silicon rubber heater를 설치하기로 결정했다. Heater의 크기는 배기 duct의 여건에 따라 달라지게 되지만 두께는 모두 1.4 mm로 일정하다. 그림 3.7-18은 heater를 부착한 배기 duct를 나타낸 것으로 플랜지의 크기와 위치가 일정하지 않기 때문에 heater의 배열이 일정하지 않다. 표 3.7-6은 heater의 크기와 개수를 분류한 것으로 용량은 크기에 따라 다소 차이가 있으며 최대 2.0 kw에서 최소 0.25 kw영역의 heater가 사용된다. 그리고 외부로 열이 손실되는 것을 최소화하기 위해 heater를 포함한 pumping duct는 알루미늄 코팅된 kapton film을 이용해 2-3겹 정도로 씌운다.

나. 진단장치 및 제어 계통

가열시 온도를 측정하기 위하여 thermocouple을 사용하게 되며 보다 정확한 제어를 위하여 5영역으로 나누어 각 영역별로 진단하고 제어할 수 있도록 설계했다. 그림 3.7-19에는 baking system의 제어계를 개략적으로 나타낸 것이며 온도(최대 200 °C), 시간, 전류량 등을 제어할 수 있다.

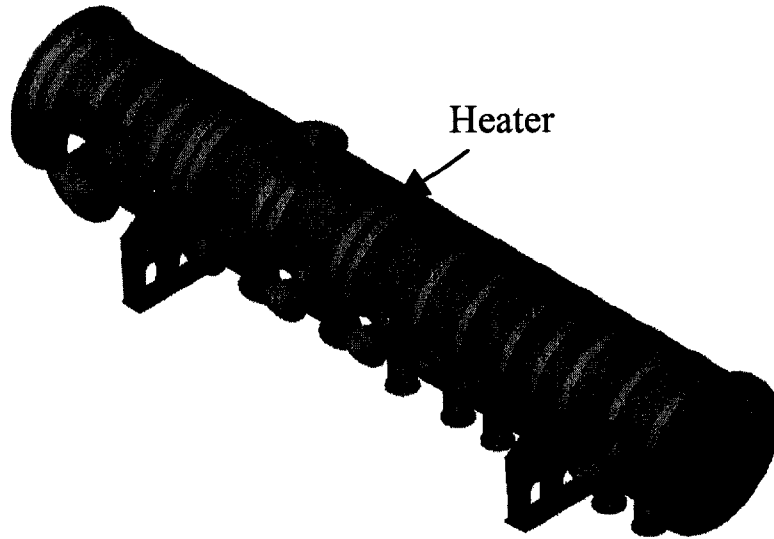


그림 3.7-18 Heater가 부착된 배기 duct 형상

표 3.7-6 진공용기 pumping duct baking을 위한 heater 개수와 크기별 용량

| 크기(mm) | 소비량 (kw) | 개 수 |
|--------------|----------|-----|
| 4370x152x1.4 | 2.0 | 12 |
| 3860x152x1.4 | 1.8 | 2 |
| 3560x152x1.4 | 1.7 | 2 |
| 2815x152x1.4 | 1.3 | 2 |
| 1670x152x1.4 | 0.8 | 1 |
| 1565x152x1.4 | 0.7 | 1 |
| 2550x127x1.4 | 1.0 | 1 |
| 1610x127x1.4 | 0.6 | 10 |
| 800x51x1.4 | 0.4 | 19 |
| 478x51x1.4 | 0.25 | 2 |

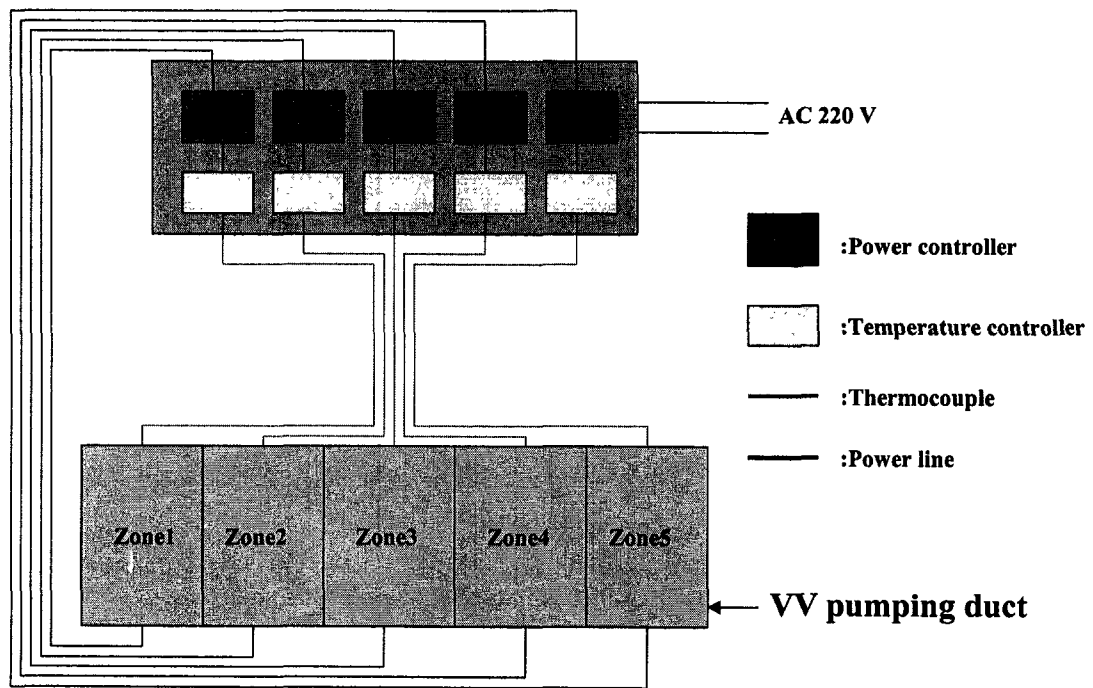


그림 3.7-19 진공 배기관 baking system

제 4 장 연구개발목표 달성도 및 대외기여도

제 4 장 연구개발 목표 달성도 및 대외 기여도

제 1 절 연구개발 목표 달성도

2단계 과제 전체의 연구개발 목표 및 달성내용을 간략하게 정리해보면 다음과 같이 요약해 볼 수 있다.

1. 구조·진공계통 공학설계
 - 진공용기 제작을 위한 공학설계 완성
 - Cryostat 제작을 위한 공학설계 완성
 - 지지구조물 제작을 위한 공학설계 완성
 - 초전도자석구조물 제작을 위한 공학설계 완성
 - 진공배기관 공학설계 완성
2. 구조·진공계통 제작
 - 진공용기 제작 착수
 - Cryostat 제작 착수
 - 진공배기관 제작 착수
 - 진공용기 선행생산품 제작
 - 초전도자석 구조물 선행생산품 제작
3. 주장치 공학설계 및 엔지니어링 기법 개발
 - PFC 공학설계 및 시작품 제작
 - Carbon tile 및 inboard limiter 시작품 제작
 - Thermal shield 공학설계 및 시작품 제작
 - 초전도자석 구조물 엔지니어링 기법개발
 - 초전도자석 구조물 자재의 저온 특성 시험
 - 초전도자석 및 구조물의 최종 VPI 공정 확립
 - 초전도자석계통 in-cryostat interface 설계 및 구성
 - In-vessel control coils 공학설계
 - 구조·진공계통 Local I & C 상세 설계

4. 시스템 정밀조립 및 설계통합

- KSTAR 장치 조립 절차서 개발
- 장치제작 및 조립에 따른 정밀측량 및 제작감리
- KSTAR 주장치, 부대장치, 설비 설계 통합
- KSTAR 주장치, 부대장치, 설비 인터페이스 설계

세계 최초의 완전한 초전도 토카막 핵융합 장치인 KSTAR의 구조 및 진공계통 공학설계를 위하여 진공용기, 저온용기, 자석구조물, PFC, 자석 지지구조물, 진공배기관, 그리고 이들과 관련된 각종 치구류에 대한 구조해석보고서, 공학설계도, 사양서, 절차서를 완성하였다. [Ref. 4.1-1~4.1-10]

KSTAR 공학설계를 위한 계획 수립시 다음과 같은 기본정책 방향을 설정하였다. 첫째, 가능한 한 국내의 자립기술 확보를 위해 전인미답의 혁신 기술에 적극적으로 도전, 극복해 나간다. 이 과정에서 핵심 부분품에 대한 실증적인 작업으로 시제품 개발을 충분히 하여 문제점을 완전히 해소한다. 둘째, 전혀 새로운 기술분야는 가능한 범위 내에서 국내외의 전문 인력이나 기관을 적극적으로 활용하여 기술 습득 기간을 최소화하고, 궁극적인 설계 책임은 주관기관이 진다. 이 같은 점을 고려하여 KSTAR 공학설계를 수행함으로써, 구조·진공계통에서 많은 실질적인 연구업적을 올리게 되었다. 그 성과와 결과들은 112편 이상의 학술 논문으로 출판되었으며, 국내학회와 국제학회에서 발표되어 높은 평가를 받았다.

진공용기 제작과 관련하여 현대 중공업에서 실규모의 시제품을 제작, 완료하여 이와 관련된 종합 기술을 축적하였다. 이렇게 확보된 기술은 3단계의 본격적인 본품 제작단계에서 매우 유용하게 응용되어 과제를 적기에 종료하는데 큰 도움을 준 것으로 판단된다. 특히 대규모 초고진공 진공용기의 진공누설탐지 기술 확보는 본품의 품질검사와 조립후 토카막 전체의 성능시험에서 크게 기여할 것이다.

저온용기의 2단계 연구개발연구개발목표는 기본설계 완성, 제작성이 고려된 상세설계도 작성과 ASME code에 근거한 구조안정성 평가, 제작착수이었으며, 제작이 착수된 점을 고려할 때 연구개발 목표를 달성했다고 생각된다. 그리고 연구개발목표대로 전문 제작업체와 공동으로 bellows 설계를 완료하였다.

극저온·고자장에서 운전되는 초전도자석 구조물의 공학설계가 수행되었다. ITER 초전도자석 시스템의 공학설계를 수행한 러시아 Efremov 연구소는 기 수행된 자석구조물의 공학설계 결과를 검토하고 국내 기술진에 의한 설계 가능성을 입증하였다. 자석구조물의 제작성, 용접성, 그리고 조립성 검토를 위한 선행 생산품이

제작되고 있으며, 자석과 구조물의 진공합침을 위한 지지구조물과 시험용 진공챔버가 제작되었다.

PFC는 1단계에서 수행한 기본설계 내용들을 바탕으로 상세 개념들을 정립하였고 공학설계를 수행하였다. 그간 PFC 각 구성 부분들에 대한 기능 및 성능에 대한 정밀 검토, 냉각 및 베이킹 요구조건 정밀 산정, 상세설계, 설계 사양서 작성, 진공용기 공학설계를 위한 간섭 문제 해소, Fluent 코드를 이용한 열수력학 계산을 수행하였고, 이들 내용들을 바탕으로 공학설계를 수행하여, 제작도, 제작사양서, 제작절차서 및 조립절차서 등을 작성하고, 제작설계를 뒷받침하는 해석을 수행하였다. 그리고, 수행된 공학설계를 검증하기 위해 inboard limiter의 1 sector에 대한 시작품을 제작하였다.

IVCC 제어코일의 기본 성능 요구조건의 확립과 형상, 위치 및 기능에 대하여는 수 차례의 전문가 초청, 각종 국제 학술대회 등을 통하여 검증 받은 바 있으며 2단계 사업기간 중의 목표를 달성하였다. 그러나 현재까지의 모든 이론 및 실험적인 자료를 토대로, 아직까지 전 세계적으로 명확하게 검증되지 않은 각종 플라즈마 제어에 관한 구체적인 계산 및 자료 확립은 전체 사업기간 중에도 지속적으로 연구가 요구된다. 한편 제어코일의 공학설계에 있어서는 2단계의 마지막 연도에 그 기본 개념이 바뀌어 현재까지 수행되어 온 결과, 제어 코일 자체에 대한 공학설계는 50% 이상 진척이 되었으며, 기타 지지구조물과 인입부의 상세 설계는 약 30%의 수준에 이르렀다.

2단계 1 - 4차년도에 대한 세부연구목표와 달성내용 및 달성도는 아래와 같이 요약할 수 있으며, 달성도는 모두 계획대비 만족스런 수준까지 성취하였다.

1. 1차년도(1998. 9. 8 - 1999. 9. 7) 연구목표 및 달성도

| 연구 내용 | 연구 결과 | 달성도 (%) |
|---|---|---------|
| <ul style="list-style-type: none"> ○ 진공용기 및 포트 상세 설계 일부 수행 ○ 플라즈마 이상거동에 따른 전자기력 계산 및 구조해석 ○ 진공용기 가열온도 분포 및 열응력 계산 ○ 다중 분기관 최적 설계를 위한 실험 수행 ○ 진공용기 가열 및 냉각 방식 확립 ○ 진공용기 시작품을 이용한 실험 수행 ○ 중성자 차폐 및 영향 해석 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 진공용기 용접 방법 검토 ○ 진공용기 형상 검토 ○ 진공용기 구조해석 <ul style="list-style-type: none"> - 진공용기의 동적 거동을 조사 - 진공용기 및 지지구조물의 허용 온도차 정의 - 전자기력 계산을 위한 모델 완성 및 응력 해석 ○ 플라즈마 이상 거동에 따른 전자기력 계산 ○ 진공용기 가열 온도 2차원 분포 결정 ○ 다중분기관 최적 실험 수행 ○ 유도가열 방식에 의한 진공용기 가열 방식 검토 ○ 새로운 진공용기 가열 방식 검토 ○ 진공용기 시작품을 이용한 활용방안 수립 ○ 중성자 스펙트럼을 이용한 KSTAR 운전시간에 따른 감마선 스펙트럼 계산 ○ 중성자 및 감마선으로 인하여 구조재에서 발생하는 nuclear heating 량 계산 ○ 방사화된 구조재에서 나오는 감마선량 해석을 위한 중성자 스펙트럼 계산 | 100 |
| <ul style="list-style-type: none"> ○ Cryostat 용기 구조해석 및 상세설계 일부 수행 ○ Bellows 및 진공 밀봉 설계 ○ Cryostat 시작품 제작 | <ul style="list-style-type: none"> ○ Cryostat 구조 해석 및 상세설계 일부 수행 ○ Bellows 및 진공 seal 기본설계 수행 ○ Cryostat 시작품의 제작 및 시운전 <ul style="list-style-type: none"> - Cryostat 시작품 (6mD x 7.5mH)의 설치 시험 - 10^{-7} Torr 까지 진공도 시험에 성공 - 액체질소 냉각계통 개발 - 센서계통 및 데이터 수집계통 개발 - 액체질소온도 까지 냉각에 성공함 ○ 3개의 Coldbox의 시험 <ul style="list-style-type: none"> - 극저온냉각 배관의 설치/시험 - Distribution Coldbox의 설치/시험 - Current Lead Coldbox의 설치/시험 - He Flow Control Coldbox의 설치/시험 | 100 |

| 연구 내용 | 연구 결과 | 달성도 (%) |
|--|--|---------|
| <ul style="list-style-type: none"> ○ 진공용기 지지구조물 설계 및 열/구조해석 ○ Cryostat 지지구조물 설계 및 열/구조해석 ○ 초전도자석 지지구조물 시작품 제작·시험 ○ 지지 구조물 내지진 해석 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 진공용기 지지구조물 지지 방식 재검토 ○ 3종류의 진공용기 지지구조물의 장단점 비교 ○ 진공용기 지지구조물 응력해석 ○ Cryostat 지지구조물 구조해석 완료 ○ 초전도 자석 지지 포스트 개념설계 수행 ○ 초전도 자석 지지 포스트 시작품 제작 진행 ○ 지지구조물 내지진 해석 기본 자료 수집 및 내지진 해석 | 90 |
| <ul style="list-style-type: none"> ○ PFC 열/구조해석 및 상세 설계 일부 수행 ○ PFC 냉각 조건 계산 및 계통 설계 ○ CFC 시작품 성능 시험 ○ Graphite tile 시작품 제작 및 탈가스 시험 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 미국 General Atomics에서 PFC Support에 대한 설계 수행 ○ Baking 시에 필요한 PFC gas flow channel에 대한 유량 계산 ○ 미국 Sandia National Laboratory와 공동으로 대우중공업 첨단복합재센타 제작 CFC test piece에 대한 고열부하 실험 수행 <ul style="list-style-type: none"> - 열처리 및 성분 변화에 따른 45개의 sample 마련, 최대 105 MW/m²에 이르는 여러 단계의 열부하 상태에서 열충격 실험 반복 수행 - 일본 Toyo Tanso의 CX-2002U를 sample에 포함시켜 결과 비교 - 전반적으로 TPX 토카막 설계시에 수행한 세계 유수 제작업체의 CFC 품질에 상당하는 결과 획득 ○ Graphite outgassing 실험 수행 <ul style="list-style-type: none"> - ATJ(Union Carbide), IG-series(Toyo Tanso) graphite test piece 제작 - 상온 ~ 1000 °C 영역에서 온도별 재료별 탈기체별 outgassing rate 측정 - 재료 표면 가공도 및 대기중 노출 시간에 따른 outgassing 실험 수행 - baking 온도 결정 시에 중요한 정보 제공 ○ CFC outgassing test piece 제작, 시험 <ul style="list-style-type: none"> - 열처리 및 표면 처리를 달리한 여러 test piece를 준비, 시험 | 100 |

| 연구 내용 | 연구 결과 | 달성도 (%) |
|--|---|---------|
| <ul style="list-style-type: none"> ○ 진공 용기 배기 계통의 상세 설계 일부 수행 ○ Cryostat 배기 계통의 설계 ○ Backing pump 개발 및 성능 시험 ○ 진공 용기 제작사의 미세 누출 측정 방법 개발 ○ 연료주입계 설계 ○ Cryo turbomolecular pump 자료 조사 ○ 내벽처리계 설계 ○ In-vessel cryopump 설계 및 분석 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 진공용기 및 cryostat 배기계통 상세설계 <ul style="list-style-type: none"> - 진공용기 배기장치 설계 <ul style="list-style-type: none"> • Baking 온도에 따른 기체방출량 산정 • 진공배기 전용 duct를 사용할 때의 예상 진공도 산정 • 전용 배기 duct 설계 - Cryostat 배기장치 설계 <ul style="list-style-type: none"> • 최적 진공 배기 조건 산정 • Baking 온도에 따른 기체방출량 산정 • 진공배기 전용 duct를 사용할 때의 예상 진공도 산정 • 전용 배기 duct 설계 - Bypass duct 타당성 검토 <ul style="list-style-type: none"> • 진공용기와 cryostat의 진공도 차이에 의한 용기의 변형방지 목적 - 전반적인 진공배기 시스템 설계 <ul style="list-style-type: none"> • VV, cryostat, backing, roughing 장치들의 진공배기 flow diagram ○ Backing pump 개발 및 성능 시험 ○ KSTAR 시작품에 대한 진공배기 및 미세누출 측정장치 설계 ○ 연료주입계 설계 수행 ○ Cryo turbomolecular pump 자료 조사 ○ Glow discharge cleaning, 진공용기 outgassing 모사 실험 장치 설계 <ul style="list-style-type: none"> - KSTAR 진공용기의 DC 및 RF glow 방전 청정 실험 및 실지 진공배기시의 outgassing을 예측하기 위한 실험장치 설계 ○ 여러 핵융합 장치의 In-vessel cryopump 조사 및 기술 분석 | 90 |

2. 2차년도(1999. 9. 8 - 2000. 9. 7) 연구목표 및 달성도

| 연구 내용 | 연구 결과 | 달성도 (%) |
|--|--|---------|
| <ul style="list-style-type: none"> ○ 진공용기 제작을 위한 상세설계 완성 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 진공용기 상세설계도 작성 완료 ○ 진공용기 구조해석 완료 <ul style="list-style-type: none"> - 자중, 상호작용하중, baking, plasma disruption, seismic 하중 고려 ○ 진공용기 제작사양서 작성 완료 ○ SPARK code를 이용하여 plasma disruption load 계산 완료 ○ 진공용기 baking 시나리오 작성 및 열유동해석 완료 ○ Elastic metal seal을 이용한 진공용기 포트 seal 상세설계 완료 ○ 진공용기용 thermal shield 설계 및 열/구조해석 수행 ○ 진공용기 Local I&C 설계환경 구축 | 95 |
| <ul style="list-style-type: none"> ○ Cryostat 제작을 위한 상세설계 완성 | <ul style="list-style-type: none"> ○ Cryostat 상세설계도 작성 완료 ○ Cryostat 구조해석 완료 <ul style="list-style-type: none"> - 자중, 상호작용하중, seismic 하중 고려 ○ Cryostat 제작사양서 작성 완료 ○ Bellows 및 진공 seal 상세설계 완료 ○ Cryostat용 thermal shield 설계 및 열/구조해석 수행 | 100 |
| <ul style="list-style-type: none"> ○ 지지구조물 제작을 위한 상세설계 완성 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 진공용기 지지구조물 상세설계도 작성 및 구조해석 완료 ○ Cryostat 지지구조물 상세설계도 작성 및 구조해석 완료 ○ Magnet supporting post & ring 상세설계도 작성 및 구조해석 ○ 지지구조물 제작사양서 작성 완료 ○ 초전도자석구조물 상세설계 <ul style="list-style-type: none"> - TF, PF 치수 최적화 설계 - In-cryostat 헬륨 line 설계 - TF, PF 코일 지지구조물 설계 및 PF -TF interface 설계 | 95 |
| <ul style="list-style-type: none"> ○ PFC 상세설계 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 진공용기면의 PFC clip design & PFC support load 계산 ○ PFC baking/Cooling requirement 정리 ○ PFC coolant manifold, cooling pipe 크기 및 route 결정 ○ Inboard limiter backplate의 cooling channel 설계 ○ 설계수행사항 ProEngineer 도면화 완료 ○ PFC thermocouple 설치 위치 및 수량 결정 ○ PFC 조립 절차 개발 ○ PFC-VV간 baking 온도차가 200도인 상황을 견딜 수 있는 PFC support design, 해석 ○ 2차원 PFC-VV baking 해석 ○ PFC 설계사양서 작성 | 95 |
| <ul style="list-style-type: none"> ○ 진공 배기계, 연료주입계 및 내벽처리계의 상세설계 완성 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 진공용기 및 Cryostat 배기계통 상세설계도 작성 구조해석 완료 ○ 진공용기 및 Cryostat 배기계통 제작사양서 작성 완료 ○ 유도가열 방식에 의한 진공용기 가열 방식 검토 ○ 연료주입계 In-vessel structure 설계 ○ 진공내벽 처리용 글로우방전 전극시험 제작 ○ 진공계통 미세 누출 측정 방법 개발 | 95 |

| 연구 내용 | 연구 결과 | 달성도 (%) |
|--|--|---------|
| ○ 진공용기 선행생산품 제작 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 진공용기 forming 지그 제작을 통한 제작기법 개발 ○ 용접시편 제작 및 시험을 통한 용접사양서 작성 완료 ○ 선행생산품 제작을 위한 각종 절차서 작성 완료 ○ 선행생산품 제작 착수 | 95 |
| ○ Cryostat 관련 시작품 제작 | <ul style="list-style-type: none"> ○ Cryopanel 및 단열재 시작품 제작용 제작사양서 작성 | 65 |
| ○ 지지구조물 관련 시작품 제작 | <ul style="list-style-type: none"> ○ Magnet supporting post 제작 및 시험 완료 - 단열/구조재(CFRP plate) 제작 및 제작사양서 작성 완료 - 조립특성 분석 및 설계 보완 - 진동특성 분석시험(modal test) 수행 - 초전도자석 자중 및 plasma vertical disruption을 고려한 상온 및 저온에서의 정적/동적 하중시험 실시 및 구조 안정성 검증 | 95 |
| ○ PFC 관련 시작품 제작 | <ul style="list-style-type: none"> ○ PFC 시작품 제작용 제작사양서 작성 | 95 |
| ○ KSTAR 주요 sub-system 별 상세 설계의 시스템 레벨 통합 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 토카막 주장치 상세 설계도 통합 ○ 토카막 주장치 부품 상세 설계도 통합 ○ 시스템통합 및 검증 관련 설계 ○ 제1단계 부대장치 부품 상세 설계도 통합 ○ KSTAR 부대장치를 위한 deck 설계 1차 완료 | 100 |
| ○ KSTAR 시스템 설비 및 주장치, 부대장치 인터페이스 설계 통합 | <ul style="list-style-type: none"> ○ Cryogenic 시스템 설계 ○ 냉각 시스템 상세 설계 및 인터페이스 설계 ○ Baking을 위한 가열시스템 인터페이스 설계 | 100 |
| ○ KSTAR 장치조립 절차서 개발 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 장치제작·조립 절차 및 검증 자료 수집·분석 ○ 제작 및 조립 오차를 고려한 KSTAR 장치조립 절차서 개발 | 100 |
| ○ KSTAR 시스템 조립 설치 | <ul style="list-style-type: none"> ○ KSTAR 조립 시나리오 작성 및 조립용 jig & fixture 1차설계 완료 ○ KSTAR 특수실험동 기초볼트 설치를 위한 정밀측량 수행 ○ 진공용기 선행생산품 3-D 측량 ○ 시스템 설치준비 및 설비관련 자료 분석 | 100 |

3. 3차년도(2000. 9. 8 - 2001. 9. 7) 연구목표 및 달성도

□ 구조·진공 계통 제작

| 연구 내용 | 연구 결과 | 달성도 (%) |
|---------------------|--|---------|
| ○진공용기 제작 착수 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 진공용기 상세 설계도면, 구조해석보고서, 제작사양서 검토보완 ○ 진공용기 탈 기체처리용 매체를 질소가스에서 물로 변경하였고, 이에 따른 다지관 형태를 변경, 재 설계작업 수행 ○ IVCC 설계 변경에 따라 진공용기 배기용 포트 형상을 RF형에서 NB형으로 변경 ○ 진공용기 용접 및 조립순서 변경 및 보완 ○ 제작 발주를 위한 원가 산정 | 30 |
| ○Cryostat 제작 착수 | <ul style="list-style-type: none"> ○ Cryostat 상세 설계도면, 구조해석보고서, 제작사양서 검토 및 보완 ○ Cryostat 본체 부분을 일체형으로 설계 변경 ○ 최단 육로 수송방법 운송로 조사 ○ 제작 발주를 위한 원가 산정 | 30 |
| ○진공배기관 제작 착수 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 진공배기관 상세 설계도면, 구조해석보고서, 제작사양서 검토 ○ 제작 발주를 위한 원가 산정 | 30 |
| ○진공용기 선행품 제작완료 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 진공용기 선행생산품 제작 완료 ○ 진공용기 제작기법 개발 <ul style="list-style-type: none"> - Forming 절차 확립 - 표면처리 및 세정 절차 확립 - 용접시편 제작 및 시험을 통한 용접사양서 작성 ○ 진공용기 시험기법 개발 <ul style="list-style-type: none"> - 용접부 침투, 초음파 및 비파괴검사 절차 확립 - 조립후 진공용기 격벽의 가압시험 절차 확립 - 진공 및 미세누설 측정절차 확립 - 정밀측정 절차 확립 ○ 진공용기 선행생산품 문제점 확인 및 보완 <ul style="list-style-type: none"> - 용접변형 최소화를 위한 용접부 형상 개선 및 보완 - 용접 및 조립순서 수정 및 보완 | 100 |
| ○초진도자석구조물 선행품 제작 착수 | <ul style="list-style-type: none"> ○ TF 구조물 기본 구조를 1/8에서 1/16로 설계 변경 ○ 초진도자석 구조물 냉각방식을 Cooling Pad Brazing 방법으로 채택 ○ TF 구조물 1 Set, PF5U 구조물 1 Set, Dummy 구조물 1 Set 제작 ○ 재질 선정 : 저온에서의 기계적 강도가 강한 JJ1(Modified Stainless Steel)을 적용 | 100 |

□ 구조·진공계통 엔지니어링 기법 개발(계속)

| 연구 내용 | 연구 결과 | 달성도 (%) |
|-----------------------|--|---------|
| ○ PFC 상세설계 | <ul style="list-style-type: none"> ○ PFC 냉각배관계 설계 <ul style="list-style-type: none"> - VV Water Baking에 대한 타당성 검토 - PFC/ VV Baking /Cooling Utility 산정 재검토 ○ Inboard Limiter에 대한 상세 설계 일부 수행 ○ Limiter용 Graphite Tile 형상 결정을 위한 열 해석 수행 ○ NB Armor 설계 재검토 ○ PFC의 열유동 해석 수행 | 90 |
| ○ Thermal Shield 상세설계 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 진공용기 열 차폐체 상세설계 <ul style="list-style-type: none"> - 지지구조물 구조설계 및 구조해석 - Thermal Shield Panel의 제작성 검토 - Joule Heat 및 EM Loads 계산 ○ Cryostat 열 차폐체 상세설계 <ul style="list-style-type: none"> - 지지구조물 구조설계 및 구조해석 - Thermal Shield Panel의 제작성 검토 | 85 |
| ○ 초전도자석 구조물 공학설계 완료 | <ul style="list-style-type: none"> ○ TF 구조물 설계 및 해석 <ul style="list-style-type: none"> - 기본 구조를 1/8에서 1/16로 변경 - Intercoil Structure 형상 결정 - 구조물의 헬륨 순환 배관라인 부착방법: Brazed Pad-type - 내부에 장착되는 TF 코일의 Turn Transition Case 형상 변경 - Case 두께 최적화 및 Joint Box 형상 결정 - TF 구조물에 인가되는 자기력 계산 - TF 구조물에 유기되는 Eddy Current에 가열효과 평가 - 초전도자석 Winding Pack의 기계적·열적 등가물성 계산 - Case Outboard Leg의 응력 해석 - Cooling Line이 구조물에 미치는 영향 해석 - TF 구조물 Global 모델링 및 해석 - Shear Key에 인가되는 응력 해석 - TF 구조물의 냉각 Scenario 및 Helium Dynamic Code 개발 - TF 구조물에서 TF 코일로의 열전달량 계산 ○ CS 구조물 설계 및 해석 <ul style="list-style-type: none"> - 기본 구조를 Tie-rod Type에서 Wedge & Shell Type으로 변경 - Lateral Motion을 구속하기 위한 Stopper 설계 - 운전모드에 따른 Pre-load 값 계산 - Misalignment 및 Plasma Disruption에 의한 자기력 계산 - 설계 변경을 위한 국부응력 해석 - CS 코일 및 구조물 Global 해석 ○ PF 구조물 설계 및 해석 <ul style="list-style-type: none"> - PF5U/L, PF6U/L, PF7U/L 구조물의 설계 보완 - 운전모드에 따른 자기력 계산 - Misalignment 및 Plasma Disruption에 의한 자기력 계산 - PF5U/L, PF6U/L, PF7U/L 코일 및 구조물의 국부응력 해석 ○ 초전도자석 구조물 설계/제작사양서 완성 <ul style="list-style-type: none"> - 공학설계 계약기간연장으로 인한 설계/제작사양서 연기 | 95 |

□ 구조·진공계통 엔지니어링 기법 개발

| 연구 내용 | 연구 결과 | 달성도 (%) |
|--|--|---------|
| <ul style="list-style-type: none"> ○ In-vessel Control Coil 설계 | <ul style="list-style-type: none"> ○ FEC/RWM Coil System 개념설계 재검토 ○ Plasma Control을 위한 물리적 요구조건 확정 ○ IVCC의 기본 구조해석 수행 : 1-turn Loop 형 Coil 고려 ○ IVCC 개념 변경 및 Segmented IVCC 기본 개념안 확정 ○ Segmented IVCC의 구조해석 착수 ○ Segmented IVCC의 설치확인을 위한 모형물(mock-up) 제작 | 100 |
| <ul style="list-style-type: none"> ○ 구조·진공계통 Local I & C 상세설계 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 진공용기용 센서 종류, 부착위치, 수량 산정 ○ Cryostat용 센서 종류, 부착위치, 수량 산정 | 80 |
| <ul style="list-style-type: none"> ○ 진공배기계공학설계 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 선행생산품 진공 누설시험 실시 ○ VV Glow Discharge Cleaning 전극설계를 위한 자료 검토 ○ VV Flange Seal용 Helicoflex 성능시험 완료 ○ VV 및 Cryostat 내장 부품의 가스방출을 측정을 위한 시험용 Chamber 설계 및 장비 구매 | 80 |

□ 시스템 상세 설계 통합

| 연구 내용 | 연구 결과 | 달성도 (%) |
|--|---|---------|
| ○KSTAR 주요 Sub-system별 상세 설계의 시스템 레벨 통합 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 토카막 주장치 상세 설계도 통합 ○ 토카막 주장치 부품 상세 설계도 통합 ○ 시스템통합 및 검증 관련 설계 ○ 부대장치 부품 상세 설계도 통합 ○ KSTAR 부대장치를 위한 하부 Deck 설계 | 100 |
| ○KSTAR 시스템 설비 및 주장치, 부대장치 인터페이스 설계 통합 | <ul style="list-style-type: none"> ○ Cryogenic 시스템 설계 ○ 냉각 시스템 상세 설계 및 인터페이스 설계 ○ Baking을 위한 가열시스템 인터페이스 설계 | 100 |

□ 시스템 주장치 정밀조립 기법개발

| 연구 내용 | 연구 결과 | 달성도 (%) |
|--------------------|--|---------|
| ○KSTAR 장치조립 절차서 개발 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 장치제작·조립 절차 및 검증 자료 수집·분석 ○ 제작 및 조립 오차를 고려한 KSTAR 장치조립 절차서 개발 | 100 |
| ○KSTAR 시스템 조립 설치 | <ul style="list-style-type: none"> ○ KSTAR 조립 시나리오 작성 및 조립용 Jig & Fixture 설계 ○ KSTAR 특수실험동 기초볼트의 주기적 정밀측량 수행 ○ 진공용기 선행생산품 3차원 측량 ○ 시스템 설치준비 및 설비관련 자료 분석 | 100 |

4. 4차년도(2001. 9. 8 - 2002. 6. 7) 연구목표 및 달성도

□ 구조·진공 계통 제작

| 연구 내용 | 연구 결과 | 달성도 (%) |
|-----------------------|---|---------|
| ○ 진공용기 제작 착수 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 진공용기 제작사양서 보완 및 상세설계도 수정 <ul style="list-style-type: none"> - 진공용기 Baking & Cooling Line 설계보완 - 진공용기 지지구조물 설계 변경 : BV Port에 등 간격 설치 - 진공용기 포트 Seal 상세설계 보완 : Helicoflex 사양 확정 ○ 진공용기 본제품 계약 추진 <ul style="list-style-type: none"> - 본제품 제작을 위한 관련자료 준비 및 원가 분석 - 제작업체 기술력 사전 평가 실시 : 사전평가 위원회 - 우선 협상 대상 업체 선정 : Project 조정 위원회 ○ 진공용기 본제품 제작 착수 <ul style="list-style-type: none"> - AS240-316LN 원자재 발주 - 진공용기 제작도 작성 및 제작절차 확정 | 90 |
| ○ 저온용기 제작 착수 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 저온용기 제작사양서 보완 및 상세설계도 수정 <ul style="list-style-type: none"> - 저온용기 Connection Ring 설계 보완 - 저온용기 대형볼트 체결방법 개선 : Torquenut 사용 - 저온용기 포트 Seal 상세설계 보완 : O-ring Seal 사양 확정 ○ 저온용기 본제품 계약 추진 ○ 저온용기 본제품 제작 착수 <ul style="list-style-type: none"> - AS240-304L 원자재 발주 - 저온용기 제작도 작성 및 제작절차 확정 ○ 저온용기 지지구조물 제작 및 설치 완료 <ul style="list-style-type: none"> - Anchor 볼트 3D 측량 - 지지구조물 설치부 무수축 Grouting 작업 완료 - 지지구조물 제작 및 설치 완료 | 90 |
| ○ 진공배기관 제작 착수 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 진공 배기관 제작사양서 보완 및 상세설계도 수정 ○ 진공 배기관 본제품 계약 추진 ○ 진공 배기관 본제품 제작 착수 <ul style="list-style-type: none"> - 진공 배기관 제작도 작성 및 제작절차 확정 - 원자재 입고 및 제작(성형 및 용접) 진행 ○ PD와 펌프연결을 위한 Roughing & Backing용 배관계 제작 | 90 |
| ○ 초전도자석 구조물 선행 생산품 제작 | <ul style="list-style-type: none"> ○ TF Coil 구조물 선행생산품 제작 진행 <ul style="list-style-type: none"> - TF 구조물(1/16) - 조립성 확인을 위한 Connection Plate 제작 - Dummy Structure 제작 (Inboard Leg에서 약 50 cm) ○ Connection Plate를 이용한 TF 구조물의 조립성 시험 <ul style="list-style-type: none"> - 전단키, 볼트 조립을 위한 3차원 측정, 가공기술 - 절연재료 및 접착제의 선정/부착방법 연구 ○ PF Coil 구조물 선행생산품 제작 진행 <ul style="list-style-type: none"> - PF5 구조물(Support, Pin, Link) ○ TIG 자동용접기 구매 및 선행생산품 제작에 활용 | 80 |

□ 주장치 공학설계 및 엔지니어링 기법 개발(계속)

| 연구 내용 | 연구 결과 | 달성도 (%) |
|-------------------------------|---|---------|
| ○PFC 공학설계 및 시작품 제작 | <ul style="list-style-type: none"> ○ Inboard Limiter 시작품 제작 ○ PFC 및 조립용 Jig & Fixture 제작설계 완료 ○ PFC 부품도작성 완료 ○ PFC 제작사양서, 제작절차서, 조립절차서 작성 ○ PFC 열/구조해석 및 해석 결과보고서 작성 | 100 |
| ○Thermal Shield 공학설계 및 시작품 제작 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 진공용기 열 차폐체 공학설계 진행 <ul style="list-style-type: none"> - Air Liquide, Efremov 전문가와 공학설계 용역 협의 - 이중벽 SUS판 Cryopanel 시험판 제작 진행 (EBW 이용) - 진공용기 열 차폐체 개념설계 재검토 - Joule Heat 및 EM Loads 계산 ○ 저온용기 열 차폐체 공학설계 진행 <ul style="list-style-type: none"> - 저온용기 열 차폐체 개념설계 재검토 | 80 |
| ○초전도자석구조물 엔지니어링 기법개발 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 초전도자석구조물의 열/구조적 안정성 분석 용역진행 <ul style="list-style-type: none"> - 초전도자석구조물의 열/구조적 안정성 분석 착수 - Incoloy908 재료의 기계적 특성시험 용역 체결 극저온(4K)에서의 인장시험, 파괴인성시험, 피로균열진전시험, 용접부 비파괴 검사(UT, RT, PT), X-ray 회절을 이용한 잔류응력 측정 ○ 초전도자석 및 구조물의 최종 진공합침(VPI) 공정 확립 <ul style="list-style-type: none"> - 시험용 지지구조물 제작 - 에폭시 혼합시스템 제작 - 충전재 및 에폭시 수지 선정을 위한 샘플 시험 | 80 |
| ○ In-vessel Control Coil 공학설계 | <ul style="list-style-type: none"> ○ IVCC Coil의 3-D FEM Analysis 1차 완료 및 기본 설계 <ul style="list-style-type: none"> - 전체 구조 및 위치, 단면형상, 구조 및 절연재료 설계 ○ IVCC 진공용기 외벽 부품 기본설계 완료 ○ IVCC 깃구조물 개념설계 완료 ○ IVCC 냉각수 요구조건 분석 완료 ○ IVCC 상세설계 진행(기계적/열적 해석 및 검증작업) | 90 |

□ 주장치 공학설계 및 엔지니어링 기법 개발

| 연구 내용 | 연구 결과 | 달성도 (%) |
|---------------------------|---|---------|
| ○ 구조·진공통 Local I & C 상세설계 | ○ 진공용기용 센서 종류, 부착위치, 수량 산정 ○ 저온용기용 센서 종류, 부착위치, 수량 산정 | 90 |
| ○ 진공배기계 공학설계 | ○ Helicoflex Seal과 Mating Flange 구조 확정 ○ Pumping Duct의 Port 용도 재검토 및 설계 변경 ○ Roughing & Backing 배관계 설계 - 배관계 개념설계 완료 - 진공부품 사양검토 및 모델 결정 ○ Pumping Duct 용 Ceramic Breaker 설계 및 제작성 검토 ○ 진공배기계 Baking System 설계 및 제작성 검토 | 90 |

□ 시스템 정밀조립 및 상세 설계 통합

| 연구 내용 | 연구 결과 | 달성도 (%) |
|--------------------------------|---|---------|
| ○ KSTAR 장치 조립 절차서 개발 | ○ 주장치 조립절차서 1단계 완성 ○ 주장치의 Assemble Procedure 3-D Model 작성 | 100 |
| ○ 장치제작 및 조립에 따른 정밀측량 및 제작감리 | ○ KSTAR 특수실험동 기초볼트의 정밀측량 수행 ○ 시스템 설치준비 및 설비관련 자료 분석 | 90 |
| ○ KSTAR 주장치, 부대장치, 설비 설계 통합 | ○ 토카막 주장치 상세 설계도 통합 ○ 토카막 주장치 부품 상세 설계도 통합 ○ 시스템통합 및 검증 관련 설계 ○ 부대장치 부품 상세 설계도 통합 ○ KSTAR 부대장치를 위한 하부 Deck 설계 | 100 |
| ○ KSTAR 주장치, 부대장치, 설비 인터페이스 통합 | ○ 냉각 시스템 상세 설계 및 인터페이스 설계 ○ Baking을 위한 가열시스템 인터페이스 설계 | 100 |

제 2 절 기술 발전의 기여도

각 연구개발 목표와 관련되어 본 연구를 통해 얻어진 기술발전에 대한 관련산업에 끼칠 수 있는 기여 정도를 몇 개의 분야로 나누어 언급하고자 한다. 현재까지 현대중공업에서 진공용기의 공학설계 기술을 확보하였고, 시제품을 제작을 통해 신뢰할 수 있는 제작기술과 공정 관리 방안을 확립하였다. 그리고 관련된 각종 검사 및 시험방법을 개발하여 종합적인 기술을 축적하고 있다. 그러므로 향후 핵융합로 제작 및 타 거대 과학장치 건설에 본격적으로 참여할 수 있는 계기를 마련하였다.

저온용기 개발을 통하여 토카막을 위한 저온용기 구조설계기술과 제작기술이 개발되었으며, 기존의 단순 압력용기 국한되었던 설계기술에 플라즈마 이상거동과 지진과 같은 동하중을 고려한 구조설계 및 해석기술이 추가되었다. 이 같은 기술은 진공압력과 과도한 동하중을 받는 저온용기 설계제작에 이용될 수 있으며, 무엇보다도 KSTAR 핵융합 장치와 같은 진보된 토카막 용 저온용기 개발에 큰 기여를 할 것이다. 그리고 대형 bellows 설계기술은 소형 bellows에 한정되어온 bellows 설계능력을 대형 bellows로 확대해 이에 대한 국가 경쟁력을 향상시킬 수 있을 것이다.

진공용기용 비자성 및 내방사성 구조 용재 개발과 함께 신소재 산업 분야에 큰 동기를 부여할 수 있으며, 고온 내벽 냉각에 사용될 열 전달율이 높은 새로운 관을 적용·개발하여 열교환기 보일러 등의 산업에 기술 이전 가능하다. 탄소 소재인 graphite는 우주선 shuttle 몸체의 보호벽으로 사용되고 고온소재로 많은 응용이 되어 왔다. KSTAR에는 값이 싼 이 graphite tile을 주로 쓰도록 설계되고 있으나, 고열전달을 요구하는 divertor 부분에는 이 보다 더 강도가 크고 열전달 계수가 더 큰 그리고 더 고가인 Carbon Fiber Composite (CFC) tile을 필요로 하며 이 물질의 산업적, 과학적, 군사적 이용범위는 막대하다.

KSTAR PFC에 사용할 수 있는 내고열 특성 및 고열전도도를 가지는 탄소복합소재의 개발로 인하여 장시간동안 2000 도 이상의 고온 및 고진공 상태에서 고온의 플라즈마를 사용하는 반도체 증식장치들을 지지해 주는 반도체 산업 분야에서 흑연을 대체하여 탄소복합소재를 사용하게 됨으로써 장치의 운전 효율 증가 및 전량 해외에서 수입하던 흑연을 대신하여 국내에서 전량 생산할 수 있는 탄소복합소재를 이 분야에 적용할 수 있게 되었다.

PFC의 디버터에는 엄청난 열 및 플라즈마 입자의 입사가 있는 부분인데,

KSTAR의 baseline 단계에서뿐만 아니라 upgrade 단계에서는 수십 MW/m²에 이르는 열속을 짧은 시간 내에 냉각시켜야 하는데, 이를 위해서는 전술한 우수한 성능의 탄소복합소재 개발, 이종 재료들간의 브레이징 방법 개발, 거대장치 내에서의 정밀 금속-비금속과 같은 조립 기술 개발 등 많은 연관 기술들의 개발을 유도하였다고 판단된다.

진공 배기 및 진공 누출 탐지 기술을 더욱 심화시켜 국외 기술에 못지않은 수준으로 이끌음으로써 국내외 진공 산업계에 기술 전수가 기대된다. 진공 펌프 성능평가 장치의 개발로 국내 진공기술의 진일보에 큰 기여를 할 수 있다. 초대형용기를 초진공으로 유지하는 cryopumping 기술은 선진국들의 핵융합 프로그램을 통해 장족의 발전이 있었으며, 국내 기술계도 본 과제를 통하여 기술전수 계기가 될 것으로 기대된다.

IVCC 제어코일 시스템은 아직 전 세계적으로도 연구되거나 수행되지 않은, 통합형 제어코일 시스템으로는 유일한 것이다. 따라서 향후 ITER 장치를 비롯한 진보형 토카막(Advanced Tokamak) 장치의 능동적 플라즈마 제어 장치로서, 기술적·공학적 모델을 제시할 수 있을 것으로 기대되며 이러한 시스템으로부터 도출되는 각종 플라즈마 변수의 향상은 상업로(Commercial Reactor)에로의 토카막 장치가 가져야 하는 궁극적인 요구조건과 실험적 자료를 일괄적으로 제시, 핵융합 연구장치의 성능향상에 크게 기여할 수 있을 것이다.

여 백

제 5 장 연구개발결과의 활용계획

제 5 장 연구개발 결과의 활용계획

제 1 절 추가연구의 필요성

토카막 장치의 공학설계를 수행해 오면서 국내기업체의 설계·제작 기술력은 이미 입증된 바 있으나 역시 제작비용은 설계의 중요한 변수중의 하나라는 측면에서 무시될 수 없다. 특히 저온구조물의 제작 비용에 영향을 주는 것은 용접시간의 감소와 우수한 용접특성을 위한 용접기술과 같이 연구개발이 필요한 분야와 장치의 구조적 안정성을 부여할 수 있는 적절한 재료의 개발이다. 다행히도 세계적으로 핵융합 장치의 연구개발이 활발히 진행됨에 따라 우수한 기술들을 현재의 KSTAR의 목표 달성을 위해 적용될 수 있으나 장기적으로 국내 경쟁력을 발전시키기 위해서는 관련 기술 분야에 집중적인 투자가 요구되고 있다.

KSTAR 저온용기는 기 개발되어 원자력용 압력용기 설계 제작에 적용되어온 ASME code에 근거하여 설계가 완성되었고, 현재 ASME code에 근거하여 제작이 진행되고 있다. 따라서 저온용기 자체의 추가 연구는 필요지 않다고 판단되며, 국내 기술로 충분히 제작이 가능하다고 판단된다. 단지 진공용기 포트를 위한 대형 bellows는 국내 업체의 영세성과 대형 bellows 제작경험 부족으로 인하여 국내 제작을 고려할 경우 제작사의 연구개발이 필요하다고 생각된다.

PFC의 측면에서는 KSTAR upgrade 단계에서 300초라는 초유의 긴 운전시간을 가지는 디버터 등의 부분에서 충분한 능동 냉각 능력을 보장해 주기 위해 사용이 불가피한 이종 재료들간의 브레이징, 특히 탄소복합소재와 고열전도도를 가지는 구리 합금 사이의 브레이징은 현 단계에서는 국내뿐만 아니라 국외에서도 소규모적인 생산은 가능하지만, 그 제작단가가 엄청나게 비싸 향후 KSTAR에 사용하려면 엄청난 비용이 예상되는 바 제작단가 절감 등을 위한 추가 설계 기술 및 제작 방법의 개발이 필요하다. 그리고, 역시 300 초라는 긴 운전시간 동안 고온 고열의 플라즈마 분위기에서 한정된 디버터 펌핑 공간내에 수용될 수 있는 크기를 가지면서 충분한 펌핑속도를 유지해 줄 수 있고 또 짧은 시간내에 regeneration이 가능한 극저온 배기 펌프의 개발도 필요 불가결하다.

IVCC 코일은 앞에서 기술한 바와 같이 아직 전 세계적으로도 명확하게 제어 코일이 가져야 할 요구조건과 이를 통한 플라즈마 성능향상의 상세 내용이 확립되어 있지 않으므로 본 제어 코일 시스템의 연구에 관하여는 주 장치가 설치되고 제어

코일이 설치된 이후에도 계산과 실험 결과를 통하여 제어코일의 요구조건에 대한 지속적인 연구가 필요하며 이에 따른 구조 안정성 분석 등을 포함한 공학적 재검토 또한 지속적으로 필요한 시스템이다. 확립된 제어코일의 형상과 위치, 그리고 기하학적인 구조를 통하여 플라즈마 제어 시스템의 필요 입력 자료를 제공할 예정이며 이러한 자료들은 KSTAR 장치의 장치 제어 시스템에 대한 표준 모델 제시, 그리고 진단 시스템의 검증 등을 기대할 수 있다.

제 2 절 타 연구에의 응용

각 연구개발 목표와 관련하여 얻어진 기술과급 및 기대 효과는 다음과 같이 요약할 수 있으며 각 절에서 각각의 응용 가능성을 간략히 기술하고 있다.

1. 특수지지구조물(극저온 지지구조물) 설계기술

KSTAR 핵융합 실험장치의 초전도자석구조물을 상온의 저온용기 내부에 고정하기 위한 특수지지구조물(극저온 지지구조물) 설계기술이 개발되었다. 이 지지구조물은 1개의 지지링(Supporting Ring)과 8개의 지지각(Supporting Post)으로 이루어졌으며, 액체헬륨 온도로 운전되는 초전도자석의 열손실을 최소화시키면서 구조적으로는 약 300 ton에 이르는 초전도자석의 자중과 플라즈마 붕괴(Plasma Disruptions)에 의한 수백톤의 동적 하중을 지지해야 하고, 아울러 초전도자석의 극저온 수축에 의한 열변형을 흡수할 수 있도록 설계되어야 한다.

이러한 설계요구조건을 고려하여 4.5 K 온도의 지지링과 4.5-300 K의 온도 구배를 갖는 지지각 설계가 이루어졌으며, 특별히 지지각 설계에서는 상온 및 극저온에서 강도와 인성이 우수한 SUS316 블록과 판재 외에 극저온에서 단열 및 구조강도 특성이 우수한 CFRP(Carbon Fiber Reinforced Plastic) 적층판이 사용되었다. 이 적층판은 이종재료의 열팽창 계수 차이에 의한 재료 파손을 방지하기 위하여 SUS316 블록 내부에 삽입하여 핀 체결되는 구조로 설계되었으며, 여러 장의 판재를 중첩하여 굽힘 응력을 줄이고 압축강도를 증가시켰다.

사용되는 재료 및 성형 방법, 온도 조건에 따라 상이한 물성 특성을 지니게 되는 CFRP 복합재료는 항공우주산업 분야의 경량 구조물 설계에 주로 사용되어 왔으며, 본 설계와 같이 극한 온도조건과 과도한 정적/동적 하중이 작용하는 시스템에는 극히 제한적으로 적용되어 왔다. 이 때문에 상온조건외의 물성 연구는 폭넓게 진행되어

왔으며, 반면에 극저온 조건의 물성 연구는 미미하였다. 본 설계에서는 상온의 항공 구조물에 주로 사용되어온 CFRP 적층판을 사용하였으며, 사용된 복합재료의 ASTM 규격에 근거한 극저온에서 기계적 강도와 적층판의 핀 체결부 강도특성에 대한 물성시험을 수행하였고, 구조강도 평가의 기초자료로 활용하였다. CFRP 적층판의 기계적 강도시험결과 극저온에서 인장강도가 상온에 비하여 감소하는 특성이 있고, 압축강도가 증가하는 특성이 있음을 확인하였으며, 극저온에서 인장강도가 증가하는 일반 강재의 특성과는 큰 차이가 있으므로 인장강도를 요하는 구조물 설계 시 주의가 요구됨을 알 수 있었다. CFRP 적층판의 핀 체결부 강도특성 시험결과 핀 체결부는 형상비(홀의 직경과 예지거리 비율, 홀의 직경과 홀 간격 비율 등), 온도조건 등에 큰 영향을 받으며, 형상비가 크고 상온보다는 극저온에서 큰 체결강도를 갖는 것으로 확인되었다. 그리고 임의의 형상비 이상에서는 형상비가 체결 강도에 큰 영향이 미치지 않을 것으로 예측되었다. 극저온에서 기계적 강도시험 결과는 지지각의 3차원 유한요소해석을 통한 구조 안정성 평가에 활용되었으며, 핀 체결부의 강도특성 시험결과는 설계된 적층판의 체결강도 평가에 적용되었고, 평가결과 구조적으로 안정함을 확인할 수 있었다.

구조 안정성 평가가 완료된 지지각의 제작성과 조립성, 그리고 요구되는 구조강도의 실험적 검증을 위하여 실제크기의 시작품을 제작하였으며, KSTAR 장치의 운영기간 동안 가장 큰 하중으로 예상되는 320톤의 플라즈마 수직 붕괴하중을 고려한 15,000번의 압축피로시험을 극저온 환경에서 실시하였다. 피로시험결과 구조물의 파손은 관찰되지 않았으며, 장치의 운영기간 동안 충분한 구조강도를 유지할 것으로 입증되었다. 극저온 지지구조물 설계의 어려움은 일반 강재와 상이한 특성을 보이는 CFRP 복합재료의 적용에 따른 적층판의 강도평가와 적층판 체결부의 안정성 규명이었으며, 설계 초기에 이에 대한 시험이 수행되었고, 이를 근거로 구조적 안정성을 입증하였다. 그리고 시작품 제작 및 구조시험을 통하여 구조 안정성에 대한 시험적 검증을 완료하였다.

본 설계를 통하여 습득된 설계기술은 액체헬륨 온도의 극저온 구조물을 상온의 기초 위에 설치하기 위한 지지구조물 설계기술로서, 단일 및 구조강도 특성이 우수한 CFRP 복합재료의 선택에 따른 극저온 물성시험 및 평가기술, 복합재료 체결부 강도시험 및 평가기술, 구조물의 극저온 수축에 따른 유연구조 설계기술, 극저온 조건의 구조물 피로시험 및 구조안정성 평가기술 등이 활용될 수 있을 것으로 기대된다. 그리고 CFRP 복합재료의 극저온 강도평가 및 체결부 강도평가 기술은 이용이 증가되고 있는 복합재료응용 항공우주구조물 구조설계기반기술로 활용이 기대된다.

특히, 저온용기 설계 및 제작기술은 유사한 저온 진공구조물 제작에 응용될 수 있으며, 특히 대형 액화기용 용기 설계 제작에 활용될 수 있을 것이다. 그리고 bellows 설계 및 제작기술은 대형 구조물의 유연구조 연결부품이나, 고진공 반도체 장비의 bellows 설계 제작에 이용될 수 있을 것이다.

2. 대형 구조물 용접기술

KSTAR 핵융합연구장치의 vacuum vessel, cryostat, magnet structure와 같이 대형구조물에는 고정밀 용접방법이 적용 실시되어야하며, 대형구조물의 용접변형을 최소화 할 수 있는 용접 장비를 개발하여 용접을 실시하여야한다. 현재 구현되고 있는 많은 용접 방법이나 용접장비 중, Gas Tungsten Arc Welding(이하 GTAW) 방법은 텅스텐과 같은 소모되지 않는 금속을 전극으로 사용하는 용접방법으로 텅스텐 전극과 모재 사이에 아크를 발생시키고, 모재를 용융시켜 용접부를 얻는 용접방법이다. GTAW 방법의 특징으로는 플럭스가 불필요하고, 열원으로서의 아크와 첨가하는 용가재의 양을 독립하여 제어하며, 극히 얇은 판에서 두꺼운 판까지의 용접이 가능하다. KSTAR 핵융합연구장치와 같이 대형구조물의 정밀 용접을 위해서는 GTAW 기법이 적용되어야 함에 따라 텅스텐 전극과 용접용 와이어와 전류를 통전시켜 100 Hz의 주파수로 스위칭시켜 제어하는 Hot Switching Tig 용접기법과 개선 각도 7° 이내의 협개선 부위에 적용이 가능한 토치 구조가 필요하였다. Hot Switching Tig(이하 HS-TIG) 기법은 텅스텐 전극과 용접용 와이어의 전류를 고주파(100 Hz)로 스위칭시켜 통전시키면서 용접하는 기법으로 아크쏠림을 방지하면서 용착속도를 100 g/min까지 올릴 수 있는 기법으로 GTAW 기법의 가장 큰 단점인 용접 능력을 보완하였으며, 개선 각도를 7°로 유지하여 용접 변형량을 최소화하였다. AS-TIG 용접기법 특징을 정리하면 다음과 같다.

가. 고능율 용접

텅스텐 전극과 용접용 와이어에 각각의 용접전류를 통전시키면서 작업함에 따라 용접모재의 용융지에 공급되는 용접용 와이어가 가열되면서 빨리 용융되기 때문에 와이어 송급 속도를 빠르게 할 수 있다. 용접용 와이어에 인가되는 전류를 고속 펄스 전류로 제어함으로써 용접 중 아크가 전류의 자기작용에 의해 한쪽으로 쏠리는 현상을 방지할 수 있도록 하였다. Hot Switching 기법 적용으로 최대 용착속도가 100 g/min까지 가능하며, 아래보기 자세에서는 61 g/min, 위보기 자세에서는 11 g/min의 용착속도를 얻을 수 있다.

나. 고품질 용접

GTAW 기법의 가장 큰 장점이 고품질 용접이다. 하지만 일반적인 GTAW 용접법의 위빙은 직선 위빙을 하지만 HS-TIG 용접에서는 전극 Swing 위빙을 하도록 하였다. 개선각도가 아주 작은(협개선) 부위에서 직선 위빙을 할 경우 부재 측면까지 전극봉이 가지 않으며, 전극봉과 부재의 각도가 너무 급격하여 아크 방향이 부재쪽으로 쏠리지 않음에 따라 용접결함이 발생할수 있지만 전극 Swing 구조의 위빙을 하면 완전하게 부재 측면까지 위빙이 가능하고, 아크의 방향도 부재쪽으로 쏠리기 때문에 완전한 용입을 얻을 수 있으며, 용접 변형을 최소화 할 수 있다.

다. 협개선 용접

일반 GTAW 용접법은 개선 각도를 40° 이상이 유지하여야 작업이 가능하지만 HS-TIG 용접장비는 개선 각도를 7° 정도로 유지하며, 용접 부재 두께 150 mm 까지 적용 가능한 협개선용 토치를 사용한다. 이로써 불필요한 용착 금속량을 대폭 감소시킬 수 있으며, 용착금속의 감소는 용접변형을 최소화 할 수 중요 변수이다.

라. 자동 용접선 추적 기술

팅스텐 전극이 15° 각도를 가지고 설치되어 있고, 이 전극이 약 60° 정도로 Swing 하면서 용접할 때 부재 양 측면에서의 전압을 감지하고, 감지된 두 개의 전압차를 계산하여 용접선의 뒤틀림 정도를 자동 확인하면서 토치의 중심을 움직이는 아크센서 기능을 설치하여 대형 구조물의 연속 용접부위를 사람이 직접 용접부 관찰을 하면서 용접선을 수정하는 것이 아니라 자동으로 용접이 될 수 있도록 하였다. 이렇게 함으로써 한 명의 작업자가 2대 이상의 장비를 동시에 작업 할 수 있다.

KSTAR 공사에 사용되는 HS-TIG 용접기는 고능율, 고품질, 대형 구조물 자동화 용접이 가능하기 때문에 타 산업기술로 응용할 경우 상당한 효과를 기대 할 수 있으며, 응용 분야들을 정리하면 다음과 같다.

가. 조선 산업 : 극저온, 초고압 천연액화가스 저장 및 운반 용기, 수중합

나. 프랜트 산업 : 고온, 고압의 압력용기 , 보일러, 초대형 담수설비

다. 해양 산업 : 심해 해저 파이프 제작

라. 자동차 산업 : 열변형 방지를 위한 자동차 Frame 제작

마. 철강 산업 : 진공 제강(주조)용 장치대형, 대형 파이프 이음 용접

바. 특수 합금(티타늄, 알루미늄 합금 등)의 특수 용접

사. 우주 환경 실험장치(지상 구조물)

아. 대형 전자빔 용접장치

자. 양성자 가속기 및 4 세대형 가속기

차. 초저온 제어 장치 등

카. 기타 입열량 제어가 필요한 정밀 용접

3. 대형 구조물 공학설계 기술

KSTAR 장치의 주요 구성 요소인 진공용기, 저온용기, 및 초전도자석 구조물은 고진공, 극저온, 및 강한 전자기력 등의 극한 조건에서 운전되므로 구조적 안정성 확보를 위한 정확한 구조해석이 필수적이다. 본 과제에서 수행된 KSTAR 장치의 구조해석은 구조적·열적 응력 및 지진에 의한 구조안정성 뿐만 아니라, 강한 전자기력에 의한 영향을 평가함으로써 구조해석에 적용하는 응력범위를 확대시켰다.

표면적이 1100 m²이고 체적이 110 m³인 KSTAR 장치의 진공용기는 1.0×10⁻⁸ Torr의 진공도를 요구하고, 표면적이 13100 m²이고 체적이 450 m³인 저온용기는 5.0×10⁻⁵ Torr의 진공도를 요구한다. 특히 플라즈마 운전 안정성 제고를 위해 가열 및 냉각이 가능한 이중벽 구조로 설계된 진공용기는 방사상으로 72 개의 포트를 가진 복잡한 구조이면서 허용 제작공차가 매우 작은 정밀한 구조물이다. 진공용기와 저온용기는 대형 구조물이면서 고진공의 운전조건과 정밀 제작조건을 만족할 수 있도록 공학설계가 성공적으로 수행되었다. 대형 진공 구조물관련 기술 기반이 미약하고 영세한 국내 여건을 감안하면 본 과제의 수행은 국내 기술력 향상 및 국제 경쟁력 강화를 이루었다고 평가된다. 대형 진공 구조물의 개발은 계속 증가하고 있는 학계 및 산업계의 진공관련 장치의 요구에 부응하는 고부가가치 분야이며, 진공 증착, 반도체 생산, 모니터 생산, 입자가속기, 원자력 장치, 및 항공우주 연구장치 등 많은 분야에서 응용되고 있다. 앞으로는 대형 진공구조물 응용 분야는 더욱 급속도로 증가할 것으로 예상되며 본 과제 개발의 성공은 국제 경쟁력 제고를 위한 초석이 되었다고 자부한다.

높이가 4.2 m이고 폭이 3.0 m인 KSTAR 초전도자석 구조물의 구조적·열적 안정성, 제작성, 및 조립성을 고려한 설계가 성공적으로 수행되었다. 장치의 운영 시나리오에 근거하여 플라즈마 이상거동, baking, 진공압력, 지진 등의 응력을 고려한 구조해석을 수행하여 구조안정성을 검증하였다. 최대 8 tesla의 자기장에서 발생하는 강한 자기력을 지지할 수 있고, 정상운전 및 플라즈마 이상거동 시에 발생한 열량을 초전도자석에 최소로 전달하는 구조물을 설계하였다. 본 과제 수행을 통해 습

특한 고부가가치의 대형 극저온 초전도자석 구조물의 설계/해석/제작/정밀조립기술을 활용하여 국제시장에서 경쟁할 수 있게 되었다. 또한 저온구조물에 적합한 물질과 그 특성에 대한 많은 정보를 확보하였으며, 설계 및 제작을 위한 요구사항, 설계조건 및 제작 조건 등을 확립하였다. 제작을 통해 고품질의 용접 방법, 구조물 냉각선, 및 정밀 가공방법 등을 확보하였다. 본 과제에서 개발된 기술은 대형 저온 구조물에 적용이 가능하며, 이로 인한 국내 저온 용기 관련 산업의 활성화가 기대된다. 특히 고자장을 요구하는 초전도 가속기의 초전도자석 구조물, 초전도 MRI용 지지구조물, 초전도 NMR용 지지구조물, 초전도 송전선 지지구조물, 초전도 변압기 등 초전도 응용 분야에 활용될 뿐만아니라, 저온 액화 연료인 LNG와 LPG의 저장 및 수송 산업, 위성체 발사용 액화 연료 산업, 액체 질소 생산 설비, 및 액체 헬륨 생산 설비 등의 발전에 기여할 것이다. 효율적 보관 및 수송을 위해 저온 장치 산업의 발전은 최근 급속도로 이루어지고 있으며, 앞으로 그 응용범위는 더욱 넓어질 것으로 예상된다.

4. 대용량 초고진공 기술

KSTAR와 같은 대형 핵융합 장치는 플라즈마 발생을 위해 초진공 환경을 만들 수 있는 기술을 필요로 한다. KSTAR의 건설 및 운전에 필요한 진공 관련 기술은 크게 대형 진공용기 설계 및 제작 기술, 대용량 초고진공 배기 기술, 진공도 및 진공 누설 측정 기술 등을 들 수 있다.

KSTAR에서 요구되는 진공도는 10^{-8} Torr이하이고, 진공 용기(Vacuum vessel)의 체적은 100 m^3 , 저온 용기(Cryostat)의 체적은 420 m^3 이상이다. 또한 진공 용기 및 저온 용기 내부에 설치되는 내부 구조물에 의한 기체 방출, 용기의 형상, 진공용기 및 저온용기 내부의 운전 온도 등을 고려하면 국내에서 개발, 제작된 어느 장치도 경험하지 못한 극한 환경에서 초고진공 환경을 만들어야 한다.

KSTAR 진공용기의 경우 보통의 진공용기와 달리 도우넛 형태의 D 자형 단면을 가지는 이중 격벽 구조 용기로 기계적으로는 플라즈마 붕괴 시 발생하는 전자기력, 자체 하중 및 지진에 견딜 수 있는 견고한 구조를 갖추어야 하고 진공 용기가 열 시 발생하는 열변형에도 견딜 수 있도록 제작되어야 한다. 또한 용기 제작을 위해 불가피하게 만들어지는 용접 부위는 장치의 특성상 용접 부위의 투자율을 1.10 이내로 제한하고 있고 용접에 의한 변형을 수 mm 이내로 제작하여야 한다. 따라서 실제 제작해야 하는 장치에 대한 구조 해석을 수행하고 용접 및 조립 절차 등을 확립해야 하는 국내 연구진 및 산업체들의 연구 능력 및 기술 축적의 전기가 될 수

있고, 새로운 장치 개발 및 타 분야로의 기술 전파가 기대된다.

진공 측면에서 볼 때 진공 용기 내부 구조물 역시 진공 용기 본체와 같이 진공도에 영향을 미친다. 따라서 진공 친화적인 내부 구조물 설계, 제작이 필수적이다. KSTAR 진공용기 내부에는 plasma facing components, 지지 구조물, 각종 플라즈마 가열 및 진단 장치, 각종 부대 장비 등이 설치된다. 초고진공 환경에서 사용될 수 있는 대형 구조물 설계, 제작 및 운영 기술 습득은 KSTAR와 같은 장치를 통해서만 가능한 일이다. KSTAR 운전 과정에서 초고진공에서 사용되는 각종 재료의 특성을 파악하여 자료화할 수 있는 기회가 제공될 수 있고 이러한 자료들은 국내 관련 연구자 및 산업체에도 심분 활용될 것으로 기대된다.

대용량 진공 배기 기술의 필수 요소는 초고진공 환경을 만들기 위한 초고진공 펌프이다. KSTAR의 경우 진공 용기 내부에 설치되는 극저온 펌프와 대형 진공 배기관에 장착되는 극저온 펌프 및 터보분자펌프가 진공 배기를 위해 사용된다. 진공 용기 내부의 극저온 펌프는 KSTAR 장치의 특성에 맞게 국내 연구진의 주도하에 설계, 제작될 것이다. 국내의 반도체 산업체나 여타 진공 환경을 필요로 산업의 규모를 보면 초고진공 펌프의 국산화가 요구되는 상황이기 때문에 KSTAR를 통해 축적된 극저온 펌프 설계 및 제작 기술이 활용될 수 있는 적기로 판단된다.

KSTAR에서는 강력한 자기장 (3 Tesla 이상)이 존재하는 상황에서 정밀한 진공도를 측정하여야 한다. 또한 진공 누설 측정의 경우 장치 제작 과정이나 운전 과정에서 필수적으로 요구되는 기술로 KSTAR의 경우 이중 격벽 구조의 진공 용기인데다 저온 용기가 진공 용기를 감싸고 있는 삼중 용기인 상황이기 때문에 진공 누설 측정의 난이도가 가장 높은 상황이라 할 수 있다. KSTAR의 운전 중에 진공 용기 본체 및 부대 장치에서의 진공 누설 및 누설 위치를 측정해야 하는 시스템은 KSTAR의 진공용기 구성의 복잡성 때문에 아직도 해결해야할 문제가 있지만 성공적인 시스템 구축이 이루어지면 향후 다른 대형 장치에도 활발히 사용될 수 있다.

5. 초정밀 측량 및 정렬 기술

국가 전략 분야 가운데 나노(NT)의 선정은 나노 측정 및 그 기반기술에 대하여 국가의 경쟁력 제고와 고부가가치 산업의 육성을 위하여 매우 의미 있는 일이다. 그러나 나노기술과 함께 중 대형 측정 대상물에 대한 정밀 측정에 대한 기술도 병행되어 발전되어야 시너지 효과를 얻을 수 있을 것이다. 대형 기계장치 정밀측정 및 정렬 기술은 기계부품의 치수, 기하학적 형상 등을 측정하는 단위 부품의 기계적 정밀측정 기술과 전통적인 측량 기술 즉, 공간상의 일정한 점의 위치를 관측하

여 그 결과를 도면 및 좌표로 표시하는 기법이 결합된 과학기술의 한 분야이다. KSTAR 핵융합연구장치와 같은 대형 기초과학 연구장치의 형상측정, 조립, 설치 및 유지관리를 위하여 1 mm 미만의 정확도를 요구하는 정밀측정 및 정렬 기술이 필요하게 되었다. 이에 따라서 기존에 분화되어 있던 기계부품의 정밀측정 기술과 전통적인 측량 기술이 결합하고 측정기의 성능향상 및 컴퓨터를 이용한 정확한 오차 분석 기술의 발전에 힘입어 대형 기계장치 정밀측정 및 정렬 기술이 탄생하게 되었다. 대형 기계장치 정밀측정 및 정렬 기술을 세분하면 다음과 같다.

가. 비접촉식 3차원 형상측정 기술 : 기계부품의 치수, 기하학적 형상 등을 측정하는 단위 부품의 기계적 정밀측정 기술은 정반 위에서 소형(최대 2~3 m 이내)의 기계 부품을 측정하는데 적합하다. 반면에 비접촉식 3차원 형상측정 기술은 항공기, 인공위성 제작, 대형 안테나 등 대형 정밀 기계장치의 3차원 측정에 적용되는 기술로서 접촉식 3차원측정기(CMM)의 측정범위를 벗어나는 대형 기계 부품이나 기계 장치의 치수, 형상 측정 및 정렬 등에 적용되는 기술이다. 전자식 데오돌라이트를 이용한 3차원 형상측정 시스템은 여러 대의 데오돌라이트로 동시에 기준길이와 정확한 각도의 측정을 통하여 자료를 획득하고 시스템에 연결된 컴퓨터에서 치수, 기하학적형상 등을 분석하는 기법이다. 주로 10 미터 정도의 단일 장치의 형상이나 변형을 정밀하게 측정하는데 사용되며, 정확도는 0.1 mm(rms) 이내이다. 최근에는 거리를 정밀하게 측정할 수 있는 레이저 인터페로미터와 각도를 측정하는 엔코더를 내장하고 있는 레이저트래커 시스템이 개발되어 3차원 좌표의 정적, 동적인 상태를 실시간으로 측정할 수 있다. 정확도는 10 ppm을 구현할 수 있으며, 최대 40~50 m 길이의 장치를 측정할 수도 있다. 레이저트래커 시스템은 이미 KSTAR 장치의 진공용기, 초전도자석 등의 형상측정 및 조립을 위한 정밀한 측량망 구축에 성공적으로 활용하고 있다.

나. 정밀측량 기술 : 정밀 레이저거리측량기(ME5000), 전자식 데오돌라이트(T3000) 및 정밀 레벨(N3)을 이용하여 공간좌표결정 정확도를 실내에서 0.1 mm(rms), 실외에서 0.5 mm(rms) 이내로 구현할 수 있다. 특히 핵융합 장치의 측량망 구축에는 레이저트래커 시스템을 함께 사용하여 더욱 높은 정밀도를 구현하고 있다.

다. 옵티칼틀링 기술 : 얼라인먼트 텔레스코프, 지그트랜시, 틸팅 레벨 등을 이용하여 광학적으로 구현할 수 있는 수평면, 수직면, 직선 광축 등을 형성하고, 편위를

측정하여 기계장치를 정렬하는 기술이다. 주로 2차원 좌표를 측정하며 정확도는 약 5 ppm 이다. KSTAR 장치의 조립 및 설치에 수반하는 대형 기계장치 정밀측정 및 정렬 기술은 여러 가지 다른 산업기술로 응용할 수 있는데 다음과 같이 몇 가지로 요약할 수 있다.

가. 항공 우주 : 항공기의 조립 및 정렬, 대형 인공위성 안테나의 형상측정 및 정렬, 대형 로켓의 정밀한 형상측정, 로켓발사대의 정확한 정렬 및 설치

나. 발전 산업 : 원자력발전소 각종 터빈, 핵연료 장입 장치 등의 형상측정 및 미세 정렬

다. 국방 과학 : 대형 포신, 미사일 등의 형상측정

라. 철강 제지산업 : 대형 압연 롤러의 형상 측정 및 미세 정렬

마. 자동차 산업 : 자동차의 외형 모델링, 조립 라인의 로봇 궤적 측정 등

바. 철도 차량 : 고속철도 차량의 제작검사 및 교정

사. 조선 해양 : 대형 선박의 형상 측정, 해양 플랜트의 조립 및 정렬

아. 건설 : 내진 빌딩의 건설, 교량 건설

자. 기타 대형 기계장치의 형상 정밀측정 및 미세 정렬

차. 정밀측량기기의 수리 및 교정검사 기술 확보

6. 초정밀 가공기술

초정밀 가공이란 가공 대상의 모양 ·크기 ·재질 등에 따라 다르지만, 1/1만~1/100만 mm(0.1~0.001 um) 범위의 가공정밀도로써 첨단기술 제품의 출현에 의해 초정밀 가공의 필요성이 점차 높아지고 있으며, 이는 종래의 공작기계에 의한 가공뿐만 아니라 레이저 가공기 등과 같이 빛이나 전자를 응용한 초미세가공(超微細加工)을 의미할 의미한다. 초정밀가공기인 다이아몬드 터닝머신과 측정시스템의 구축을 통하여 나노단위의 고정도 부품인 KSTAR 진단용 광학 시스템의 제작과 초정밀부품을 제작한다. 현재 국내 기업체나 타 기관에서 보유하고 있는 초정밀 가공장비의 한계 치수는 직경 250 mm이하 이지만 KSTAR에 활용되고 있는 초정밀 가공시스템은 직경 600 mm까지 가능하므로 소형 뿐 만아니라 대형 인공위성카메라 및 천체망원경 등의 제작에 활용된다.

KSTAR 진단용 광학 시스템 설계 및 가공에는 Ray tracing visible diagnostic 관련 렌즈와 KSTAR 진단용 카메라 렌즈, 그리고 Periscope IR 카메라 mirror의 초정밀가공이 필요하다. 이러한 광학렌즈의 소재로는 특수유리(사파이어)류와 적외선용

반사 미러에 사용되는 ZeSe, Si합금, STS316LN과 같은 특수재료가 사용된다. 특히 한정된 영역내에 진단시스템을 구성하기 위하여 비구면 렌즈 및 특수소재의 미러를 사용해야 하므로 KSTAR 진단용 광학시스템 설계 및 제작기술 개발을 통하여 비구면 설계기술과 특수 소재에 대한 초정밀가공기술을 확보 할 수 있다.

비구면 렌즈설계 및 초정밀가공기술의 활용면에서 비구면으로 구성된 광학계는 넓은 시야와 고성능의 제품을 얻을 수 있고, 또한 광학계를 소형, 경량화시킬 수 있는 많은 장점을 가지고 있다. 따라서 일상생활용품에 많이 사용되는 카메라의 소형 경량화와 우주시대의 개막에 따른 지상관측용 위성카메라 비구면 렌즈의 제작 등에 널리 활용된다. 그리고 적외선영역에 사용되는 특수소재인 Ze합금, Si합금 등은 군사용 적외선 카메라 및 야간 투시경 등에 활용되어 초정밀 광 부품가공의 국산화에 기여된다.

초정밀가공기술 적용 및 활용분야

- 가. 우주항공산업 필수부품 : 위성카메라용 비구면 미러
- 나. 전자공업의 필수부품 : 반도체가공기, 컴퓨터 디스크, Laser printer
- 다. 정밀요소부품 : Compact Disc, VTR, Camera lens
- 라. 방위산업의 부품 : 야시경, Radar용 부품, 각종 유도장치, 추적장치
- 마. 천문기상, 순수과학 분야 : 천체망원경등
- 바. 신소재 분야 : Fine Ceramics 가공, 공업용 Plastics
- 사. Ray tracing visible diagnostic관련 렌즈 설계 및 제작
- 아. KSTAR 진단용 카메라 렌즈의 설계 및 제작
- 자. Periscope IR 카메라 Mirror 설계 및 제작

7. 3차원 열/구조해석 및 전자기력 해석 기술

PFC는 고온 및 강력한 전자기력 분위기에서 운전되는 부분으로서, 설계 단계에서 이 부품들의 성능을 엄밀하게 증명하기 위해서는 고난이도의 3차원 열/구조해석 및 전자기력 해석 기술이 요구되는데, PFC 공학 설계 과정을 통하여 완성도 높은 해석 기술을 보유하게 되었는데, 이들 개발된 해석 기술들은 현장에서 제품 제작 전에 최적 상태의 제품 개발을 가능케 함으로써 수많은 산업분야에서 제품의 안정성 향상, 제작 단가 및 개발 시간 절감 등의 연구개발에도 응용할 수 있게 되었고, 또, 국내외 연구 기관 및 업체의 대형 전력 장치, 초전도 에너지 저장 기술 및 자기 부상 열차 개발 등의 분야에도 본 연구과정에서 획득한 해석기술 등이 충분히 적용되어 질 수 있다.

제 3 절 기업화 추진방안

초전도 자석구조물의 설계·제작으로부터 얻어진 기술들은 관련 연구분야에서 활용될 수 있고 국내 기업체의 기술력을 증대시킬 것으로 기대되나 당장 상업화가 가능한 분야는 아니다. 추가연구의 필요성에서 살펴본 바와 같이 비용절감을 위한 핵심기술의 투자로부터 기업화·상업화가 예상된다.

극저온 지지구조물 관련 기술이나 PFC와 연관된 신 재료의 개발, 대용량 초고진공용 진공 배기장치, 초정밀 측량 및 정렬기술 등은 여러 파급효과를 통하여 장기간에 걸쳐 국내 극한 기술의 저변 확대 및 능력을 향상시키는 역할을 할 것으로 판단된다. 특히, 초전도 관련 구조물설계 및 제작기술은 향후 초전도 에너지 저장 장치 및 고 에너지 가속기 산업 등의 분야에 기술 판매가 유력시되고 있다.

제 6 장 연구개발과정에서 수집한 해외과학기술정보

제 6 장 연구개발과정에서 수집한 해외과학 기술정보

LHD 진공용기는 진공용기본체, 지지부, 가열·진공배기를 위한 포트, 진공용기의 가열냉각을 위한 설비 등으로 구성되어 있으며, 진공용기 내벽에는 다이버터판, 제1벽, 배플판이 설치된다. LHD 진공용기는 어레이형의 단면형상이 헬리컬코일 권선규칙에 따라서 회전하고 있는 헬리컬형 토라스 용기이다. 진공용기는 외력 (대기압 하중, 전자력 하중)에 대하여 충분히 견딜 수 있는 강도를 가지며, 플라즈마 운전이나 Baking시의 열 부하를 처리할 수 있는 구조로 되어 있다. 진공용기의 두께는 강도의 관점에서 볼 때 두껍게 할 필요가 있으나, 너무 두껍게 하면 토라스의 일주저항이 작아지는 문제가 생긴다. 진공용기를 설치하기 위한 공간이 충분하지 않은 것을 고려하면 30 mm 이상으로 하는 것은 바람직하지 않다. 또한, 진공용기의 구조를 확보하면서 일주저항을 크게 할 것을 의도한 이중구조를 채용할 필요 없이, 제작성에 뛰어난 두꺼운 판 한 장으로 된 구조를 채용한다.

핵융합장치의 진공용기는 다음의 모든 조건을 만족해야 한다. 즉 ① 초고진공의 유지, ② 일주(一周) 전기저항이 지정치 이상, ③ 전자력 하중에 견디는 구조강도, ④ Baking가열, Plasma 입열에 대한 냉각, ⑤ 높은 치수 정밀도 등이 있다. JT-60U 진공용기에서는 일주 전기저항을 0.2 mΩ 정도로 할 것과 300 °C baking 달성을 요구조건으로 했다. 진공용기는 박판 이중구조를 사용하는 것으로 했지만, 이 구조는 내판, 외판 및 내판-외판을 연결하는 중간재로 구성되며 전(全)용접 구조이다. 전기저항이 큰 Inconel 625 박판을 사용함으로써 일주 저항치에 대한 요구조건을 만족할 수 있었다. 박판 이중구조는 점유공간을 최소한으로 하는 것, 안장형 전자력 (Bellows, 전기 절연체 등을 사용하는 구조로서 전기 저항부 주변에 발생하는 국소적 전자력)이 없는 등의 우수한 특징이 있다. 또 plasma 입열에 의한 냉각 및 baking을 위한 가열은 박판 이중구조의 내판과 외판 사이에 냉각재를 유통시킴으로서 효율을 높이는 것이 가능했다.

플라즈마 진공용기의 도달압력은 진공용기와 내장물의 전체 가스 방출율이 진공펌프의 배기유량과 균형을 이룸으로서 결정된다. LHD의 진공용기는 스테인리스로 제작되며, 진공용기 안에는 흑연재료가 내장될 것으로 예정되어 있다. 진공용기의 상정치수는 진공용기 내벽의 전면적은 400 m², 배기포트의 뚜껑지름은 1.5 m이다. 진공용기 벽부터의 전체 가스방출율은 0.5 Pa·m/s으로 예견된다. 한편, 내장 흑연재의 표면적은 1,200 m² 정도가 되며, 가열 탈가스 후의 흑연으로부터의 전체 가스

방출율은 $0.08 \text{ Pa} \cdot \text{m/s}$ 가 된다. 흑연으로부터의 전체 가스 방출율은 스테인리스 벽으로부터의 전체 가스 방출율에 비해 약 1 자리수가 작아 도달압력의 추정에서는 무시해도 된다. 그러나, 흑연에 대한 가열 탈 가스가 불충분한 경우에는 흑연 벽으로부터의 진공펌프의 유효배기속도는 배기확률, 즉 진공펌프가 펌프 덕트를 끼워 설치될 경우의 배기저항이 커지는 비율을 고려하여 산출해야만 한다. 배기확률, 즉, 진공펌프가 펌프 덕트를 끼워 설치될 경우의 배기저항이 커지는 비율을 고려하여 산출해야만 한다. 배기확률이 $1/4 \sim 1/10$ 인 경우에 대하여 공기에 대한 실효 배기속도를 계산해 보면 $20 \sim 50 \text{ m}^3/\text{s}$ 를 얻을 수 있다. 결국 진공용기 벽으로부터의 전체 가스방출율과 진공펌프의 공기에 대한 실효 배기속도로부터 실현 가능한 도달압력은 $(1 \sim 3) \times 10^{-6} \text{ Pa}$ 로 추정된다. 터보분자 펌프로 이루어진 배기계를 상정할 때 본체주위는 강자장 환경이며 펌프에 자기 실드를 하지 않은 경우는 펌프를 자장이 100 G 이하의 장소에서 운전해야만 한다. 이 경우 본체로부터의 터보 분자 펌프의 설치거리는 약 13 m 가 된다. 가령 배기 포트와 동일한 펌프 덕트로 양자간을 결합하면, 이 펌프 덕트의 진공 컨덕턴스는 약 $30 \text{ m}^3/\text{s}$ 정도로서 앞에서 생각한 $1/10$ 이 타당한 배기확률이 된다. 덕트 후방에 $20 \text{ m}^3/\text{s}$ 의 터보 분자 펌프군을 설치하여 실효배기속도 $20 \text{ m}^3/\text{s}$ 를 보증하기 위해서는, 2계통의 배기 시스템이 필요하다. 계통수를 적게 하기 위한 기술요소로서는 전체 가스 방출량을 $1/2$ 로 감소시키는 것을 제일 먼저 생각할 수 있다. 두 번째로 강자장 환경하에서 가동할 수 있는, 컴프레서 구동의 크라이오 펌프의 채용을 생각할 수 있다. 이 펌프를 덕트에 개입하지 않고 배기 포트 중의 하나에 직접 접속하면, 적절하게 덕트의 일부분을 절약할 수 있게 된다. 터보 분자 펌프 계통은 조인배기나 방전세정에 있어서의 고진공 영역에서의 배기를 위한 다이내믹 시스템으로서 적어도 1계통은 필요하다. 단, 길고 두꺼운 펌프 덕트가 반드시 필요하지는 않다는 것이 크라이오 펌프의 근접 배기 시나리오로부터 주장되고 있다.

LHD의 Cryostat를 위한 배기계에서는 첫째로 단열 재료로부터의 가스 방출율을 어떻게 평가할 것인가가 과제이다. 두께 수 미크론의 유기재료 세트를 여러겹으로 겹친 다층 시트재료로부터의 가스 방출율을 견적하기는 어려우며, 정확한 배기계의 설계를 위해 샘플을 이용한 진공시험이 필요하다. 여기서 가정에 따라서 가스 방출율을 견적한다. 다층 구조로서는 각 시트의 안과 밖의 표면에 가스 방출율을 곱하여 전체 가스 방출율을 계산하면 과대 견적이 된다. 다층 시트의 내부에서는 끝단면을 향한 기체의 통로는 틈새가 10^{-4} mm 이하로 진공 컨덕턴스가 매우 작기 때문에 내부의 방출 가스는 쉽게 진공측으로 유실되지 않으리라고 생각된다. 다층 시트

의 최상표면으로부터의 전체 가스방출율은 폴리이미드의 가스방출율 $1.3 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ 에서 $0.4 \text{ Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ 가 된다. 한편 다층 시트의 빈 공간으로부터의 가스 방출율은 다층시트의 형상을 사변형으로 하여 그 중심으로부터 사방으로 방출 가스가 방출된다고 생각함으로써 빈 공간 컨덕턴스를 구하여 개략적으로 계산할 수가 있다. 다층 시트 중심의 평균압력을 130 Pa 정도라고 예상하며 다층 시트의 층간에서 방출하는 전체 가스유량은 $1.3 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ 가 된다. 따라서, 배기 개시후 상당히 긴 시간 동안 용기압력은 다층 시트의 최상표면으로부터의 전체 가스방출율에 지배되어 변화한다. Cryostat에서 도달압력 0.07 Pa 를 달성하기 위한 진공펌프의 소요 실효배기 속도는 $10 \text{ m}^3/\text{s}$ 가 된다. Cryostat의 배기계 설계에서 주요한 방출기체는 유기 단열 재료로부터의 수증기인 것을 고려하면, 여기서도 수증기의 배출에 우수한 크라이오 펌프의 채용을 충분히 고려할 수 있다. 그리고 플라즈마 진공용기의 경우와 달리 장시간 물의 방출이 계속되기 때문에 조인계의 증강에 유의해야 한다. 또한, 배기 개시 후 소요 도달압력의 달성시간 단축을 위해서는 Cryostat 안에 적외선 램프를 배치하는 것을 생각할 수 있다.

구조물의 설계와 제작에 있어서는 극저온환경 하에서의 사용조건 외에, 통전 중에 초전도코일에 발생하는 전자력을 지탱하는 것에 유의할 필요가 있다. 나아가, 플라즈마 실험을 행하는데 있어서 구조물에는 매우 높은 제작정밀도가 요구된다. LHD의 경우는 헬리컬 코일의 최종적인 위치정밀도로서 $\pm 2 \text{ mm}$ 가 설정되었다. 구조물은 기계적, 열적인 운전사양을 충족하고 그 후에 조립성과 제작성 밀도를 고려한 설계가 이루어져야만 한다. LHD는 몇 조각으로 나누어 제작되어 순차적으로 조립된다. LHD 건설시, 재료선택은 구조재료에 요구된 조건은 실험시의 오차자장을 최소한으로 하기 위해 비자성일 것, 실험 환경하에서의 충분한 강도를 지닐 것, 대형구조물로서의 가공성, 용접성이 우수할 것 등이었다. 이러한 조건들을 만족하는 재료로서 극저온 환경하에서 사용되는 것에 대해서는 오스테나이트계 스테인레스강인 SUS316이다. 또한, 상온 환경하에서 사용되는 것은 마찬가지로 SUS304를 기본으로 하였다. LHD에서는 기본 부재의 제작에 용접변형이 작은 전자빔용접(EBW)을 많이 이용하고 있으며, 이 EBW의 용접건전성을 근거로 질소함유량을 결정하였다. SUS316속의 질소의 함유량과 모재의 판 두께의 변화에 의한 용접건전성을 확인한 후, 이 결과로부터 구조재료의 판 두께는 100 mm 이하로 하고, 재료의 질소함유량은 $0.055 \sim 0.08 \text{ mass}\%$ 로 하였다. 또한, 탄소함유량은 $0.04 \sim 0.05 \text{ mass}\%$ 로 하고, C+N으로서 $0.1 \sim 0.13 \text{ mass}\%$ 를 재료사양으로 하였다. 또한, 모재의 투자율은 1.01 이하, 용접부는 1.03 이하를 목표로 하여 이것을 달성하였다. 현지조립에서는 용접

에 의한 변형량을 줄이기 위해 부분 용입 용접을 대폭 채용하였다. 전자력 지지구조물의 섹터간 용접부는 중앙부만을 면접촉하여 양쪽에서 용접하는 구조로 하였다. 실제 용접작업에서는 용접 도중에 코일내로 불꽃이 들어가는 것을 방지하기 위한 부분을 설치하고 있다. 현장 용접에서는 한번에 큰 입열이 발생하는 것을 막을 것, 축대칭인 완전치수로 할 것을 목적으로 용접선을 가늘게 분할하여, 정한 순서대로 작업을 실시하였다. 일정 용접선의 길이를 정하여 같은 작업자가 처음부터 끝까지 일관되게 그 부분을 용접하였고, 작업자간의 긴밀한 제휴에 의해 전체가 균등하게 용접되도록 하였다. 헬리컬 코일용기의 경우는 기준이 되는 권심을 준비하고, 그 위에 분할형상의 코일용기를 설정하여 부재간을 용접하고 있다. LHD는 제작 당시 현장에서 순수 용접부위에 사용된 용접금속의 량만 10 ton을 초과하였다고 보고하고 있다.

LHD의 극저온구조물 (헬리컬 코일, 폴로이달 코일 및 전자력 지지구조물)의 총 중량은 약 850톤이다. 이러한 것들은 상온으로부터 충분한 단열거리를 취하여 지지될 필요가 있다. LHD에서는 단열 진공용기 저판의 동심원상에 36도마다 놓여진 10개의 단열 지지각 위에 극저온구조물이 놓이는 구조로 되어있다. 극저온구조물은 냉각에 의해 수축이 일어나는데, 지지각과 접촉되는 부분에서는 13 mm의 변위가 생긴다. 따라서, 단열 지지각은 구조물의 중량을 지탱함과 동시에 구조물의 냉각, 상승온도에 의한 열 변위를 흡수하도록 요구된다. 또한, 극저온구조물에 대한 상온으로부터의 전도에 의한 열 침입은 80 K에 대하여 600 W이하, 4 K에 대하여 30 W 이하를 기준으로 하여 설계되었다. 단열거리를 크게 취하고 전체의 높이를 낮게 억제하기 위해 몇 개의 판재를 조합한 접어 구부리는 구조를 채용하였다. 단열부재로 CFRP를 채용한 것은 50 K 이하에서의 열전도율이 통상의 유리섬유 강화재보다 작아 탄성률과 압축강도가 높기 때문이다. 또한, 극저온구조물과 단열진공용기는 등전위를 유지해야 되기 때문에 도전성부재로 이러한 것이 접촉되도록 되어있다. 단열의 관점에서는 CFRP의 단면적을 크게 하고 길이를 충분히 취하는 것이 바람직하지만, CFRP 부분의 좌굴을 피하기 위해 내주와 외주로 나누어 사이에 SUS의 80 K의 Thermal Anchor를 설치하고 있다. 나아가, 구조물의 열변위 흡수를 위해 Thermal Anchor부는 판 두께를 얇게 하여 이 부분의 변형에 의해 변위를 흡수하는 구조로 하였다. 열수축의 흡수에 관해서는 설치시에 단열지지각의 상온측 고정부를 6mm 장치 중심측으로 읍셋해 둠으로서 냉각시에는 단열지지각의 극저온측이 중심을 향하여 13 mm 변위한 경우에 지지각 전체가 받는 최대변위가 7 mm가 되도록 설치하였다. 단열 지지각은 위에서 언급한 바와 같이 장치의 반경방향에는 유

연한 구조이기 때문에 지진 등의 이상시에 극저온구조물이 큰 변형거동을 하지 않는지, 또는 지지각이 원주방향의 힘을 받아도 건전성에 문제가 없는지를 확인할 필요가 있다. LHD는 설계조건으로서, 0.3 G의 정적인 횡 하중을 견딜 수 있는 것을 사양으로 하고 있으며, 이 정적인 하중에 대해서는 충분한 강도를 갖는 설계를 행하고 있다. 그러나, 구조물의 고유진동수와 지진 진동수의 관계에 따라서는 공진이 일어날 가능성이 있다. 단열지지각의 고유진동수를 FEM으로 해석한 결과, 일차모드에서 12.7 Hz라고 하는 결과를 얻어, 과거의 지진에 대하여 건전성이 있는지를 확인하였다

LHD의 진공배기장치는 플라즈마 진공용기를 배기하기 위한 것과 저온용기를 배기하기 위한 것, 두 계통이 존재한다. 플라즈마 진공용기에서 요구되는 진공도는 1×10^{-7} Torr 이하이다. 플라즈마 진공용기가 대부분 스테레스로 만들어져 있는데 반해, 저온용기는 단열을 위해 다층막단열재 (Multi Layer Insulator, MLI)나 단열지지각인 FRP재 등의 내용물로 되어 있기 때문에 실효적인 표면적이 매우 커지게 된다. 이것을 고려하여, 내용물로부터의 아웃가스량이 조사되었다. 배출가스의 대부분이 물인 것으로 예상되므로, 물에 대하여 특히 배기속도가 큰 크라이오 펌프가 효과적이라고 생각하였다. 크라이오 펌프는 자장의 영향이라고 하는 관점에서 볼 때 LHD에 가깝게 설치하는 것이 가능하다. 단, 실험 중에는 수소가스가 도입될 뿐만 아니라, 헬륨 글로우에 의한 콘덴셔닝(Conditioning)이 예정되므로 터보 분자펌프와 크라이오 펌프를 병용하도록 결정하였다. 강자장의 영향을 피하기 위해 LHD로부터 수평으로 덕트가 나오며, 펌프는 그것에 매달리는 형태로 설치된다. 컨덕턴스의 관점에서 볼 때 덕트의 직경은 큰 편이 좋으나, LHD 측의 강도로 인해 제한되어 직경은 플라즈마 진공용기의 덕트가 1,200 mm, 저온용기의 덕트가 800 mm로 결정되었다.

중국에서는 ASIPP 주도하에 Hefei에 HT-7U를 건설중이다. HT-7U는 전체 외형 크기가 직경 7 m, 높이 5 m의 초전도 토카막 장치이다. HT-7U 진공용기는 16개의 D형 segment로 구성되어 있고, 수평, 상·하 수직포트의 개수는 모두 16개로 단순·표준화하여 설계되어 있다. 각종 핵심 부품에 대한 정적·동적 구조해석이 지난 3년간 활발히 진행되었다.

1992년부터 시작된 국제 열 핵융합 실험로 (ITER)의 초전도 코일 건설을 지향하는 기술개발의 목표는, 초전도 coil의 기본적 성능인 최대자속밀도와 운전전류값에 관해서 공학설계활동(EDA) 개시시점에서의 기술수준을 훨씬 넘는 것이었다. 그래서 ITER-EDA의 중점적 활동의 하나로서, 이러한 선진적 초전도 coil의 기술개발이

시작되었다. 외경 3.6 m, 운전전류치 46 kA의 초전도 Coil을 개발하여 13T의 최대 자속밀도를 발생시키고, 이 Coil을 Pulse 동작시킨다고 하는 기술적 도전을 하고 있는 Central Solenoid (CS) Model Coil의 개발 (ITER-EDA의 7대 공학 R&D Project의 하나) 성과의 보고가 주요한 주제이다. 본 개발 Project 에서는, ITER 공동중앙팀(JCT), 일본원자력연구소를 비롯하여 유럽 연합(EU), 일본 러시아와 미국의 연구기관 10곳, 초전도 선재기업 10곳, 충전기 또는 항공기기업 5곳, 약 12곳 시험장치제작기업 등이 계획에 참여하였다. 본 Project가 시작된 1992년 시점에서는 달성의 조리 조차 보이지 않았던 달성목표에 이르는 선진적 요소기술의 하나 하나가, 과거 6년간에 걸친 세계적 공동작업을 통하여 개발되어, 1998년 10월에는 다음 절에 기술한대로 CS Model Coil 외층 Module을 일본에서 완성하고, 1999년 2월에는 미국의 최종마무리를 담당할 내층 Module을 완성하였다.[Ref. 6-1~6-2]

ITER를 비롯하는 Tokamak형 장치는 보통 Toroidal Field Coil, Central Solenoid Coil 및 Poloidal Field Coil의 3가지 Coil System으로 구성된다. 이들 가운데, 자속 변화에 의해 plasma 중에 약 20 MA의 대전류를 유도하는 Central Solenoid(CS) Coil에는 큰 자속 발생 능력이 요구된다. 한편 CS Coil은 Tokamak형 장치의 중심에 위치하기 때문에 극력 직경을 억제하면서 큰 자속 발생을 하기 위해 13 T 고자장에서 1.2 T/s의 속도로 자장을 강하시키는 Pulse 동작이 필요하다. 또한 초전도 Coil이라 하더라도 통전 전류치를 단시간에 올렸다 내렸다하는 Pulse 동작을 하면 과전류 손실을 올렸다 내렸다 하는 Pulse동작을 하면 과전류 손실을 비롯한 여러 가지의 Pulse 동작 손실 때문에 발열하여, Coil로서 초전도 특성의 보유가 곤란하게 된다. 따라서, CS Coil은 Pulse 동작 손실을 대폭 억제함과 동시에, pulse 동작 손실 하에 있어서도 초전도 안정성을 유지할 수 있는 선진적 기술이 요구된다. ITER CS coil의 개발계획은 다음과 같은 기본 방침아래 책정되었다.

(1) Model Coil에 의한 설계 타당성의 실증

ITER-EDA에서는, CS Coil의 구체적인 설계를 하는 것에 그치지 않고, 이 설계에 근거하여 Model Coil을 제작함에 의해 제작기술의 개발과 실증을 하는 일, 그리고 그 실험에 의해 설계의 타당성과 성능상의 요구치에 대한 유도를 실측하는 일을 기본방침으로 하였다.

(2) 실기와 같은 도체를 같은 자장과 비틀림 상태에서 실험

CS Model Coil을 제작함에 직면하여, Coil 외경과 높이를 실기 CS Coil의 그것

에 대하여 각각 2/3, 1/4로 축소하였지만, 실기와 같은 도체를 이용, 실기와 같은 최대자속밀도 (13 T)의 발생을 목표로 하였다. 실기에 비교하여 부족한 기자력을 보충하여 13 T를 발생시키기 위해서, CS Model Coil의 정격 전류치는 실기의 40 kA에 대하여 46 kA가 되었다. 또한 ITER의 실기 설계에서는 CS Coil은 0.35%의 압축 비틀림 상태에서 운전된다. 이 비틀림 상태를 만들어내어 Coil의 성능을 확인하기 위해, CS Insert Coil로 불리는 단층의 Coil을 제작하게 되었다. CS Insert Coil을 CS Model Coil내 Bore에 삽입하고, CS Model Coil에 대하여 역 방향으로 통전함에 의해 CS Insert Coil 상에 0.4%의 압축변형(비틀림)을 발생시켜, 실기와 같은 상태에서 시험하는 것이 가능해졌다.

(3) 국제분업에 의한 제작

CS Model Coil의 제작에서는, Nb₃Sn 초전도 소선 제작과 연선작업을 일본, EU, 미국이 분담하였다. 이렇게 해서 제작된 초전도 Cable 및 미국이 제작한 Incoloy 908 도체 Jacket을 유럽 제노바에 설치한 도체 제작공장에 모아, 거기서 초전도 Cable을 Jacket에 밀어 넣고 나서 압축가공을 하여 양자를 기계적으로 일체화시켜 도체를 완성시켰었다. 이렇게 해서 제작된 도체는, 미국과 일본에 수송되어, 각각 미국이 담당한 CS Model Coil 내층 Module과 일본이 담당한 CS Model Coil 외층 Module과 CS Insert Coil의 제작에 사용되었다.

ITER 진공용기는, 높이 15 m, 폭 9 m의 D형 단면을 갖는 Doughnut형 용기로, 플라즈마 운전에는 필요한 고진공을 유지하는 기능 외에, 플라즈마 전류 발생에 필요한 10 μΩ 이상의 Toroidal 일주 전기저항, 플라즈마 소멸시의 전자력에 대한 기계적 강도, Blanket 등의 로내 구조물의 지지, 방사선 손상에서 초전도 코일을 보호하는 차폐기능, 핵 발열의 제열 등, 여러 가지의 기능이 동시에 요구된다. 이것들의 기능을 만족하는 구조로서, 내·외벽과 보강용 Rib으로 구성된 이중 벽의 내부에 차폐 구조체를 설치하여, 이중 벽 내부를 물로 냉각하는 용접 이중 벽 구조를 채택하고 있다. 진공용기는 Toroidal 자장 (TF) Coil로 원래 현지에서 조립·분해하는 것이 조건이 되기 때문에, Toroidal 방향으로 분할된 9도마다 Sector 단위로 공장 제작된다. ITER 진공용기의 제작에서는, 현지에서 조립·분해를 고려하여 각 Sector의 수직방향의 전체 높이와 반경방향의 전체 폭에 대하여, ±20 mm, 전체 벽 두께에 대하여 ±5 mm 이하의 엄격한 치수 공차(Tolerance)를 규정하고 있다.[Ref. 6-3~6-5]

ITER 진공용기는, Tritium 밀폐의 주요 칸막이 벽을 구성하기 때문에, 안전성의

관점에서 로심의 가장 중요한 기기로 위치가 부여되고 있다. 이 때문에 ITER에서도 1991년에 요소기술 개발에 착수하여, 1995년부터는, 7대 공학 R&D의 하나로서 ITER 진공용기 실규모 Sector Model Project가 시작되었다.

ITER의 로(爐)심 부분을 구성하는 Blanket나 Divertor 등의 로내 구조물은, DT 연소에 의한 14 MeV의 중성자에 의해 방사화 되어, 이것들의 보수·교환은 전부 원격 조작으로 하는 것이 요구되고 있다. 특히, Blanket에 관해서는, ITER의 단계적 운전계획에 따라서, 전반(10년간)의 기본성능운전단계(BPP)에서는 차폐를 목적으로 한 차폐 Blanket를 장착하고, 후반(10년간)의 확장 성능단계(EPP)에서는 공학실험에 필요한 Tritium의 증식을 하는 증식 Blanket에 교환하는 것이 예정되어 있다. 또한, Divertor에 관해서는, Plasma에서의 엄격한 열·입자 부하를 얻기 위해서 정기적인 보수·교환이 상정되어 있다. 이 때문에, 로내 기기를 대상으로 한 원격 보수 기술의 개발에 관해서는, ITER 공학 R&D 계획 내에서도 중요한 기술과제로서 위치가 부여되어, 7대 Project 중에 2개에 선정되어 있다. 그 밖의 원격 조작기기의 개발로서, 진공내에서 로내 구조물의 손상을 검사하여, 보수가 필요한가 어떠한가 판정하기 위한 로내 관찰장치의 개발, 로내 보수시의 감마선 선량률 10^4 Gy/h 환경 하에서도 원격 조작기기에 의해 작업이 계속 가능한 내방사선성 기기의 개발을 들 수 있다. 원격 조작의 개발은, 국제협력에 의해 각 나라가 분담하여 진행되어지고 있다.[Ref. 6-6]

ITER 공학 R&D로서 주로 Plasma 배기 가스 처리 기술개발과 안정성 향상 기술개발이 추진되었다. Plasma 배기 가스 처리에 관련된 기술(불순물 처리 Tritium 회수 기술, HE 방전 세정 가스 처리 기술)은 핵융합로에 특징적인 기술이고 연료 cycle에 있어서 중요한 위치를 차지하는 불가결한 기술이다. 안전성향상 기술개발은 최신 기술의 도입에 의한 안전성의 향상 및 안전 확보기술의 효율화를 목표로 한 것으로서 Tritium 제거 기술, Tritium Inventory 저감화 기술, 분석·계량 기술 등의 폭넓은 기술개발이 이루어졌다. 또, Plasma 대향 기기에서의 Tritium의 체류량 및 투과량의 평가는 Tritium Plant의 설계의 최적화, Tritium Inventory의 저감화 및 ITER의 설계와 관력해서 정력적으로 추진됐다.[Ref. 6-7, 8]

연료 급기 및 배기 기술을 ITER의 연료 순환계의 근간 기술의 하나이고, 그 기술개발은 이 계를 구축하는 데에 중요하고도 불가결하다. 중수소 D, tritium T 등의 연료의 주입 및 He 등의 불순물을 진공 배기하는 기술의 ITER 공학 R&D는 EDA 기간에 4개국에서 분담 실시하기로 되었다. 연료 급기 기술에 관해서는, 미국이 gas 급기계와 pellet 입사계의 개발을 모두 분담하였다. 진공 배기 기술은, EU 및 러시

아가 주로 cryo-pump의 개발을, 일본이 기계식 진공 pump (helical 흡 pump, roots blower pump)의 개발을 각각 실시하였다.

PFC의 측면에서는 미국의 DIII-D, 일본의 LHD 장치, 독일의 ASDEX-Upgrade의 divertor를 위시한 PFC 견학 및 관련 연구자들과의 회의를 통하여, PFC 설계에 핵심적 기술인 graphite / CFC (Carbon Fiber Composite) tile 설계 및 제작, 이들의 조립시 정렬, PFC 설계시의 간섭 문제 해결을 위한 경험, 표면 처리를 위한 baking 방법 및 baking 장비들의 회로도 및 운전 경험, 고열부하 부품들에 대한 다양한 설계례, KSTAR PFC 설계 요구조건들에 대한 경험에 바탕한 검토 등을 습득할 수 있었다.

여 백

제 7 장 참 고 문 헌

제 7 장 참고 문헌

제 1장

- [1.1-1] G. S. Lee. etal., "The Design of the KSTAR Tokamak," Fusion Eng. Des., 46, 405(1999)
- [1.1-2] G. S. Lee etal., "Design and Construction of the KSTAR Tokamak," Nucl. Fusion, 41, 1515(2001)
- [1.1-3] J. S. Bak etal., "Progress of the KSTAR Tokamak Engineering," Proc. SOFE-19, Atlantic City, New Jersey 2002 (Submitted for Publication)
- [1.1-4] M,Kwon etal., "Progress of the KSTAR Tokamak Engineering," Fusion Science and Technology, Vol. 42, 2001 (Submitted for Publication)

제 2장 1절

- [2.1-1] N. I. Her, et. al., "Structural Design and Analysis for the KSTAR Cryostat", 19th IEEE/NPSS Symp. on Fusion Engineering (SOFE-19), Atlantic City, 2002.
- [2.1-2] R.E. Nygren, D.L. Youchison, J. Kim, K.H. Im, K.S. Kim and H.C. Park, "High Heat Flux Tests of Carbon Composites for KSTAR and NSTX", The 19th IEEE/NPSS Symposium on Fusion Engineering, PC-3-5, Atlantic City, U.S.A., January 21-25, 2002
- [2.1-3] H.C. Park, W.C. Choi, K.S. Kim, R.E. Nygren, D.L. Youchison and K.H. Im, "High Heat Flux Tests of Carbon Fiber Reinforced Carbon Composites for KSTAR", ACCM-2000, Second Asian-Australian Conference on Composite Materials, Kyongju, KOREA, 18-20 August, 2000

제 2장 2절

- [2.2-1] K. Ioki, G. Johnson, M. Onozuka, G. Sannazzaro, Y. Utin, T. Iizuka, R. Parker, K. Koizumi, E. Kuzmin, D. Maisonnier, and B. Nelson, "Design and R&D for the ITER Vacuum Vessel", Proc. 20th Symposium on Fusion Technology, Marseille, France, 7-11 Sep. 1998, pp1393-1396.

- [2.2-2] H. W. Bartels, K. Jonqeward, G. Sannazzaro and G. Johnson, "Thermal Stress in case of Failure of one Vacuum Vessel Cooling Loop in ITER", Proc. 20th Symposium on Fusion Technology, Marseille, France, 7-11 Sep. 1998, pp1553-1556.
- [2.2-3] N. Miki, K. Ioki, F. Elio, T. Kodama, S. Chiochio, D. Williamson, M. Roccella, P. Barabaschi, R. S. Sayer, "VDE/Disruption EM Analysis for ITER In-Vessel Components", Proc. 20th Symposium on Fusion Technology, Marseille, France, 7-11 Sep. 1998, pp1389-1392.
- [2.2-4] T. Uchikawa, et al., Proc. 14th Symposium on Fusion Engineering, Vol. 2, 972(1991).
- [2.2-5] M. Fujiwara, et al., J. Fusion Energy 1-2, 64(1996)
- [2.2-6] H. Tamurac et al., Fusion Eng. Des. 20, 97(1993)
- [2.2-7] J. Wang, D. M. Yao, J. Yu, S. T. Wu, Y. N. Pan, W. Y. Wu, D. J. Gao, Z. Y. Liao, D. Wu, Y. M. Xi, Y. L. Cao, Y. H. Zhu, X. B. Wu, Y. T. Song, Y. Wu, J. D. Li, et al, "Static Structural Analyses of Some Key Parts for the HT-7U Device", Proc. 20th Symposium on Fusion Technology, Marseille, France, 7-11 Sep. 1998, pp1741-1744.
- [2.2-8] H. Tamura, et. al., "Design and Construction of Coil Supporting Structure and Cryostat Vessel for LHD", CEC97 in Portland, USA, July 28, 19979.
- [2.2-9] H. Tamura, et. al., "Structural Design of the Cryostat for the LHD", Fusion Engineering and Design Vol. 20, pp. 97-101, 1993.
- [2.2-10] V. Erckman, et. al., "The W7-X Project : Scientific Basic and Technical Realization", IEEE/SOFE, San Diego, 1997.
- [2.2-11] J. Yu, S. T. Wu, Y. T. Song, P. D. Weng, "Structural Analysis and Preliminary Design of HT-7U Cryostat", 19th IEEE/NPSS Symp. on Fusion Engineering (SOFE-19), Atlantic City, 2002.
- [2.2-12] C. H. Choi et al., "Electro-magnetic loads on the KSTAR magnet system," IEEE Trans. Applied Superconductivity (MT 17), accepted
- [2.2-13] S. Cho, "Calculation of joule heat on the TF and CS coil structure during reference scenario" KSTAR Memorandum, 2002.

- [2.2-14] K. J. Cho, et. al., "Thermo-hydraulic Analysis of KSTAR TF Coil Structure", IEEE Trans. Applied Superconductivity (MT 17), accepted
- [2.2-15] H. J. Ahn et al., "Engineering design status of the KSTAR TF coil structure," IEEE Trans. Applied Superconductivity (MT 17), accepted
- [2.2-16] M. Merola, et al., "European Achievements for ITER high heat flux components", Fusion Engineering and Design 56-57, 173-178 (2001)
- [2.2-17] K. Krieger et al., "Plasma-wall interaction at the ASDEX Upgrade tungsten heat shield", Fusion Engineering and Design 56-57, 189-193 (2001)
- [2.2-18] C.B. Baxi, "Thermal hydraulics of water cooled divertors", Fusion Engineering and Design 56-57, 195-198 (2001)
- [2.2-19] G. Dell'Orco, et al., "Tests on the integration of the ITER divertor dummy armour prototype on a simplified model of cassette body", Fusion Engineering and Design 56-57, 217-223 (2001)
- [2.2-20] J. Boscary, et al., "Optimisation of target plates for the W7-X divertor at stationary operation", Fusion Engineering and Design 56-57, 279-283 (2001)
- [2.2-21] C.H. Wu, "Progress of the European R&D on plasma-wall interactions, neutron effects and tritium removal in ITER plasma facing materials", Fusion Engineering and Design 56-57, 179-187 (2001)
- [2.2-22] K. Ehrlich, "Materials research towards a fusion reactor", Fusion Engineering and Design 56-57, 71-82 (2001)
- [2.2-23] R.-D. Penzhorn, "Tritium in plasma facing components", Fusion Engineering and Design 56-57, 71-82 (2001)
- [2.2-24] M.M. Menon, et al., "Particle Exhaust Scheme using an In-vessel Cryocondensation Pump in the DIII-D Advanced Divertor Configuration of the DIII-D Tokamak", Fusion Tech. 22, 356-370 (1992)
- [2.2-25] K.M. Schaubel, "The DIII-D Divertor Cryopump System : Design and Operational Experience", GA-A21787 (1994)
- [2.2-26] P.L. Mondino, and etc., Studies to increase the elongation in ITER: impact on passive and active plasma vertical position stabilization systems, Fusion Engineering and Design, 56-57, 699-704 (2001)

- [2.2-27] G. Fuchs, and etc., A digital signal processor used for measurement processing and control, demonstrated for signals from TEXTOR tokamak, Fusion Engineering and Design, 56-57, 711-7114 (2001)
- [2.2-28] Th. Zehetbauer, and etc., Real-time disruption handling at ASDEX upgrade, Fusion Engineering and Design, 56-57, 721-725 (2001)
- [2.2-29] J. Qin, and etc., System modeling and identification of Mega-Amp Spherical Tokamak, Fusion Engineering and Design, 56-57, 743-748 (2001)
- [2.2-30] G.J. McArdle, and etc., Progress and plans for MAST plasma control, Fusion Engineering and Design, 56-57, 749-754 (2001)
- [2.2-31] A. Geghi, and etc., Plasma vertical stabilization in ITER-FEAT, Fusion Engineering and Design, 56-57, 783-788 (2001)
- [2.2-32] A.G. Kellman, and the DIII-D team, Progress toward an advanced tokamak at DIII-D, Fusion Engineering and Design, 56-57, 801-805 (2001)
- [2.2-33] A.M. Garofalo, and etc., RESISTIVE WALL MODE STABILIZATION RESEARCH ON DIII-D STATUS AND RECENT RESULTS, experimental report, April 16, 2001

제 3장 1절

- [3.1-1] P.C. Stangeby and G.M. McCracken, "Plasma boundary phenomena in tokamaks", Nucl. Fusion **30**, 1225-1379 (1990)
- [3.1-2] *KSTAR ASER (Ancillary Systems Engineering Review Documents)*, pp. 7-57, 1998
- [3.1-3] *The MultilamTM Principle*, Multi-Contact Catalogue Ho 6, Multi-Contact AG, <http://www.multi-contact-france.fr/>
- [3.1-4] 임기학, 권경훈, 조승연, *중성입자·플라즈마 상호작용해석*, pp. 19-21, UCPF0215-140-5 (KSTAR 가열장치 개발·제작 위탁과제 제 1차년도 연차보고서), 한국기초과학지원연구원, 1999

제 3장 2절

- [3.2-1] ASME Boiler and Pressure Vessels Code, Section III, Division II.

- [3.2-2] KSTAR 진공용기 가열 및 냉각설계, 한국기술교육대학교, 2000, 4.
- [3.2-3] 진공용기의 일체형 manifold 상세설계 및 cryopanel benchmark 테스트, 한국기술교육대학교, 2000, 8.
- [3.2-4] S. Cho, et al., "Conceptual Design of KSTAR Vacuum Vessel," *ibid* (1997) p. 1021-1024.
- [3.2-5] D.W. Weissenberger, SPARK Version 1.1 User Manual, PPPL, Report No. PPPL-2494, 1988.
- [3.2-6] S. C. Jardin, N. Pomphrey, and J. DeLucia, "Dynamic Modeling of Transport and Positional Control of Tokamks," *J. Comp. Phys*, 66, 481 (1986).

제 3장 3절

- [3.3-1] G. S. Lee et al., "The design of the KSTAR tokamak," *Fusion Engineering and Design*, vol. 46, pp. 405-411, April 1999.
- [3.3-2] Y. K. Oh et al., "KSTAR magnet structure design," *IEEE Trans. Applied Superconductivity*, vol. 11, pp. 2066-2069, March 2001.
- [3.3-3] H. J. Ahn et al., "Engineering design status of the KSTAR TF coil structure," *IEEE Trans. Applied Superconductivity (MT 17)*, submitted for publication.
- [3.3-4] J. H. Schultz et al, "The KSTAR Superconducting Magnet System," *Proceeding of 17th IEEE/NPSS Symp. on Fusion Engineering (SOFE-17)*, Vol. 1 pp.645-648, 1998.
- [3.3-5] Y. K. Oh et al., "Engineering design status of the KSTAR central solenoid structure," *IEEE Trans. Applied Superconductivity (MT17)*, submitted for publication.
- [3.3-6] ITER Design Criteria
- [3.3-7] J. W. Sa et al., "Structural design criteria of the KSTAR magnet systems [V.1]," unpublished.
- [3.3-8] The American Society of Mechanical Engineers(ASME), *Boiler & Pressure Vessel Code*, Section VIII, 1998 Edition.
- [3.3-9] H. O. Fuchs and R. I. Stephens, *Metal Fatigue in Engineering*, 1980, Jone Wiley & Sons.

- [3.3-10] Y. Murakami, *Stress Intensity Factors Handbook*, 1987, Pergamon Press
- [3.3-11] T. L. Anderson, *Fracture Mechanics Fundamentals and Applications*, 1995, CRC Press.
- [3.3-12] C. Jong, "Non-linear 3D global structural analysis of ITER-FEAT Toroidal Field Magnet System," Naka-JWS, August 2000, unpublished.
- [3.3-13] C. H. Choi et al., "Electro-magnetic loads on the KSTAR magnet system," *IEEE Trans. Applied Superconductivity* (MT 17), submitted for publication.
- [3.3-14] K. J. Cho, et. al., "Thermo-hydraulic Analysis of KSTAR TF Coil Structure", *IEEE Trans. Applied Superconductivity* (MT 17), submitted for publication.
- [3.3-15] S. Cho, "Calculation of joule heat on the TF and CS coil structure during reference scenario" KSTAR Memorandum, 2002.
- [3.3-16] ANSYS User's Manuals, Release 5.6, ANSYS Inc., November 1999.
- [3.3-17] J. W. Sa et al., "Equivalent mechanical and thermal properties of multiphase superconducting coil using finite element analysis," *Proceedings of the KSME 2001 Spring Annual Meeting*, pp. 975-980, 2001.
- [3.3-18] N.I. Her, et. al., "Structural safety assessment under the low temperature of KSTAR superconducting magnet-supporting post", *Cryogenics*, Vol. 41, pp 15-20, 2001
- [3.3-19] J. W. Sa and N. I. Her, "Floor Response Spectrum analysis for the Seismic Design of the KSTAR Tokamak", *Technical Memorandum*, 2000.
- [3.3-20] J. W. Sa, "Material Properties of the KSTAR Magnet System", *Technical Memorandum*, 2001.

제 3장 4절

- [3.4-1] G. S. Lee, et al., "The KSTAR Project: Advanced Steady-State Superconducting Tokamak Experiment" , *Nuclear Fusion* 40 (3Y), pp. 575-582, 2000.
- [3.4-2] S. Cho, et al., "Design and Analysis of electromagnetic forces on the

KSTAR vacuum vessel interface" , *Fusion Engineering Design*, Vol. 51, pp. 219-227, 2000.

- [3.4-3] K. H. Im, et al., Engineering Design of KSTAR Tokamak Main Structure, *18th IAEA Fusion Energy Conference*, Sorrento, ITALY October 4-10, 2000.
- [3.4-4] 허남일, 김형섭, 김진춘, 조승연, 이경수, "KSTAR 저온용기 설계 및 구조 해석", 대한기계학회 1998년도 추계학술대회논문집 A pp. 464-469, 1998.
- [3.4-5] N.I. Her, S. Cho, J.W. Sa, K.H. Im, G.H. Hong, G.H. Kim, J.Y. Park, H.K. Kim, B.C. Kim, I.K. Yu, D.L. Kim, W.C. Kim, Y.K. Oh, C.H. Choi, J.S. Bak, M. Kwon, G.S. Lee, J.H. Kim, and H.J. Ahn, "Structural Design and Analysis for the KSTAR Cryostat", 19th IEEE/NPSS Symp. on Fusion Engineering (SOFE-19), Atlantic City, 2002.
- [3.4-6] J. W. Sa and N. I. Her, "Floor Response Spectrum analysis for the Seismic Design of the KSTAR Tokamak", Technical Memorandum, 2000.
- [3.4-7] ASME, Boiler & Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 2 Alternative Rules, 1998.
- [3.4-8] ANSYS User's Manuals, Release 5.6, ANSYS Inc., November 1999.
- [3.4-9] NISA II Users Manual, 2000.

제 3장 5절

- [3.5-1] KSTAR 주장치 Thermal Shield 열부하 설계평가 및 냉각효과에 관한 연구 최종보고서, 한국기술교육대학교, 2001
- [3.5-2] R. Aymar, et al., "Tore-Supra : Design of Thermal Radiation Shield at 80 K", CEA-CONF-6570
- [3.5-3] S. Cho et al. KSTAR Vacuum Vessel Thermal Shield Analysis, Preprint for 21st SOFE, 2001

제 3장 6절

- [3.6-1] 이경수 외 71 人, 차세대 초전도 핵융합 연구장치 개발사업 1단계 연구보고서, 기초과학지원연구소 (1998)
- [3.6-2] G.S. Lee, and etc., Advanced Physics and Plasma Control with

Segmented In-Vessel Control Coils in the KSTAR Tokamak, Toki Conference (2001)

- [3.6-3] P.Heizenroeder, and etc., Report on Design Options for the KSTAR Internal Control Coils Prepared for the KSTAR Project, January, 2001
- [3.6-4] John Last, Technical Consultancy on KSTAR in-vessel control coils Final Report for Stage 1 of the Consultancy, 30 August 2001
- [3.6-5] John Last, John S. Jeskins, Alan S. Kaye, and Valeria Riccardo, Tests on JET TF Coil insulation, manuscript in 2001 & private communications
- [3.6-6] John Last, Vacuum feed-through for JET Divertor Coils, Private communications

제 3장 7절

- [3.7-1] ITER Engineering Design Description Documents, WBS 1 Vol. 6
- [3.7-2] M. E. Thompson, et al., "Tokamak Fusion Test Reactor gas injection control system design and operation," J. Vac. Sci. Technol. **A4(3)**, May/June 1986
- [3.7-3] K. H. Burrell, "Fast hydrogen gas injection system for plasma physics experiments," Rev. Sci. Instrum. **49(7)**, June 1978
- [3.7-4] H. F. Dylla, W. R. Blanchard, et al., J. Vac. Sci. Technol. **A2**, 111 (1984)
- [3.7-5] S. L. Milora, J. Fusion Energy **1**, 15 (1981)
- [3.7-6] M. Greenwald, J. L. Terry, S. M. Wolfe, "A look at density limits in tokamaks," Nucl. Fusion **28**, 2199 (1988)
- [3.7-7] S. L. Milora, "Fueling of magnetic confinement device," J. Vac. Sci. Technol. **20(4)**, April 1982.; C. A. Foster, R. J. Colchin, S. L. Milora, K. Kim, and R. J. Turnbull, Nucl. Fusion **17**, 1067 (1977)
- [3.7-8] Private communication with T. Jernigan (ORNL/GA), 1997
- [3.7-9] S. L. Milora, W. A. Houlberg, L. L. Lengyel, V. Mertens, Nucl. Fusion **35**, 657 (1995).; P. T. Lang, et al., Nucl. Fusion **36**, 1531 (1996)
- [3.7-10] S. K. Combs, et al., "Experimental study of curved guide tubes for pellet injection," Symposium on Fusion Engineering, San Diego,

California, October 6 - 10, 1997.; P. T. Lang, et al., "High-efficiency plasma refueling by pellet injection from the magnetic high-field side into ASDEX Upgrade," Phys. Rev. Lett. **79**, 1487 (1997)

- [3.7-11] P. T. Lang, et al., "Controlled high density operation on ASDEX Upgrade by pellet refueling from the magnetic high-field side," Garching Report, IPP 1/314, Feb. 1998.

제4장 1절

- [4.1-1] Engineering Design Report(EDR) for KSTAR Tokamak Structure and Vacuum System, Volume I : Vacuum Vessel, 2001. 4. 30
- [4.1-2] Engineering Design Report(EDR) for KSTAR Tokamak Structure and Vacuum System, Volume II : Cryostat, 2001. 4. 30
- [4.1-3] Engineering Design Report(EDR) for KSTAR Tokamak Structure and Vacuum System, Volume III : Magnet Support, 2001. 4. 30
- [4.1-4] Engineering Design Report(EDR) for KSTAR Tokamak Structure and Vacuum System, Volume IV : Pumping Duct, 2001. 4. 30
- [4.1-5] Engineering Design Report(EDR) for KSTAR Tokamak Structure and Vacuum System, Volume V : Jigs and Fixture, 2001. 4. 30
- [4.1-6] Engineering Design Report(EDR) for KSTAR Tokamak Structure and Vacuum System, Volume VI : Engineering Drawings
- [4.1-7] Engineering Design Report(EDR) for KSTAR Magnet Structure, Volume I : Specification & Procedure, 2001. 11. 30
- [4.1-8] Engineering Design Report(EDR) for KSTAR Magnet Structure, Volume II : Structural Analysis Report, 2001. 11. 30
- [4.1-9] Engineering Design Report(EDR) for KSTAR Magnet Structure, Volume III : Thermo-hydraulic Analysis Report, 2001. 11. 30
- [4.1-10] Engineering Design Report(EDR) for KSTAR Magnet Structure, Volume IV : Engineering Drawings, 2001. 11. 30

제6장 1절

- [6.1-1] T. Ando et al., Proc 16 th Cryogenic Engineering Conf./International Cryogenic Materials Conf. (1996) p.767.

- [6.1-2] H. Nakajima et al., proc. 15 th International Conf. Magnet Technology (1998) p.361
- [6.1-3] K. Koizumi, M. Nakahira, Y. Itou, E. Tada, G. Johnson et al., Fusion Eng. Des. 41. 299 (1998)
- [6.1-4] K.Koizumi, M, Nakahira, Y.Itou, N. Kanamori, E. Tada et al., Proc. 16 th IAEA International Conference on Fusion Energy (1996) Vol. 3, p845
- [6.1-5] M, Nakahira, K. Koizumi, E. Tada, B. Nelson, E. Kuzmin et al., to be published in Proc. 17th IAEA International Conference Energy (1998)
- [6.1-6] K. Shibanuma et al., Proc. 91 Int. Symp. Advanced Robot Technology, Yokyo, Japan (1991) p.127
- [6.1-7] Plasma 핵융합학회지 73 Supplement, 99 (1997)
- [6.1-8] S. A. Birdsell, R. S. Willms and R. C. Wilhelm, Fusion Technol. 30, 905(1996)

특정연구개발사업 연구결과 활용계획서

특정연구개발사업 연구결과 활용계획서

| | | | | |
|----------------------------|--------------------------------------|------------------------|-----------------|---------------|
| 사업명 | 중사업명 | 선도기술개발사업 | | |
| | 세부사업명 | 차세대 초전도 핵융합 연구장치 개발 사업 | | |
| 과제명 | | 토카막 구조 및 진공계통 개발·제작 | | |
| 연구기관 | 한국기초과학지원연구원 | 연구책임자 | 박 주 식 | |
| 총연구기간 | 1998년 9월 8일 ~ 2002년 6월 7일 (45개월) | | | |
| 총 연구비 (단위 : 천원) | 정부출연금 | 민간부담금 | 합계 | |
| | 20,454,089 | 3,110,000 | 23,564,089 | |
| 기술분야 | 원천요소기술 | | | |
| 참여기업 | 현대중공업(주), 우성진공(주), 가람(주) | | | |
| 공동연구기관 | 한국원자력연구소, 한국표준과학연구원, 삼성전자(주) 기반기술연구소 | | | |
| 위탁연구기관 | 한국과학기술원 | | | |
| 연구결과활용 (해당항목에(√) 표시) | 1. 기업화 () | 2. 기술이전 () | 3. 후속연구추진(O) | 4. 타사업에 활용() |
| | 5. 선행 및 기초 연구(O) | 6. 기타목적활용 (교육,연구)() | 7. 활용중단(미활용)() | 8. 기타() |

특정연구개발사업 처리규정 제 31조(연구개발결과의 보고) 제 2항에 의거 연구결과 활용계획서를 제출합니다.

첨부 : 1. 연구결과 활용계획서 1부.
2. 기술요약서 1부.

2002년 6월 7일

연구책임자 : 박 주 식
연구기관장 : 이 정 순



과학기술부장관 귀하

[첨부1]

연구결과 활용계획서

1. 연구목표 및 내용

초고온 플라즈마의 정상상태 운전시 안정적인 밀폐를 위한 구조 및 진공 계통 개발과 시스템 정밀조립의 최종 연구 목표 달성을 위한 주장치 공학설계 및 엔지니어링 기법 개발, 구조진공계통 제작, 시스템 정밀조립 및 설계통합의 연구 목표가 설정되었다. 주장치 공학설계 및 엔지니어링 기법 개발에서는 국내외 전문기관(업체)과의 공학설계 용역을 통하여 진공용기, 저온용기, 초전도자석 지지구조물, 플라즈마 대향부품, 진공용기 내부 제어코일, 진공 배기계 및 연료 주입계에 대한 구조 안정성 분석, 제작성을 고려한 공학설계도 작성, 제작사양서 및 제작절차서 개발을 목표로 한다. 구조진공계통 제작에서는 진공용기 및 초전도자석 지지구조물 선행 생산품 제작을 통한 정밀제작 기술의 개발과 진공용기, 저온용기, 진공배기관 본제품 제작착수를 목표로 한다. 시스템 정밀조립 및 설계통합에서는 주장치 조립절차서 개발, 장치제작 및 조립에 따른 정밀측량 및 제작감리, 주장치 및 부대장치의 설계통합과 특수설비와의 인터페이스 설계통합을 목표로 한다.

2. 연구수행결과 현황

가. 특허(실용신안) 등 자료목록

해당사항 없음

나. 프로그램 등록목록

해당사항 없음

다. 노하우 내역

(1) 플라즈마 대향부품 설계 및 초고온 내벽재료 개발

PFC는 초고진공 상태에서 수억 도의 플라즈마를 밀폐하는 진공용기 내부에 설치되어 진공용기 표면 보호, 고순도 플라즈마 유지 및 정확한 플라즈마 외곽형성 등의 목적으로 설치되는 부분으로서, 이의 개발을 통해 관련 업체와의 협력으

로 고내열 특성 및 고열전도도를 가지는 탄소복합소재 개발, 탄소물질이 초고진공 분위기에서 사용될 수 있도록 해주는 표면 처리 기술, 300초에 이르는 플라즈마 운전시간 동안 4 MW/m^2 이상의 고열부하에 견딜 수 있도록 해주는 냉각 기법, 거대 진공 구조물 내에서 수천 개의 컴포넌트로 구성되는 PFC를 1~2 mm 이내의 범위에서 정밀 조립할 수 있는 기법을 획득하게 되었음.

(2) 대형 구조물 정밀제작 기술

KSTAR 핵융합연구장치와 같이 Vacuum Vessel, Cryostat, Magnet Structure와 같이 대형구조물에는 고정밀 용접방법이 적용 실시되어야 하며, 대형구조물의 용접변형을 최소화 할 수 있는 용접 장비를 개발하여 용접을 실시하여야 한다. 현재 구현되고 있는 많은 용접 방법이나 용접장비 중, Gas Tungsten Arc Welding(이하 GTAW) 방법은 텅스텐과 같은 소모되지 않는 금속을 전극으로 사용하는 용접방법으로 텅스텐 전극과 모재 사이에 아크를 발생시키고, 모재를 용융시켜 용접부를 얻는 용접방법이다. GTAW 방법의 특징으로는 플럭스가 불필요하고, 열원으로서의 아크와 첨가하는 용가재의 양을 독립하여 제어하며, 극히 얇은 판에서 두꺼운 판까지의 용접이 가능하다. KSTAR 핵융합연구장치와 같이 대형구조물의 정밀 용접을 위해서는 GTAW 기법이 적용되어야 함에 따라 텅스텐 전극과 용접용 와이어와 전류를 통전시켜 100Hz의 주파수로 스위칭시켜 제어하는 Hot Switching Tig 용접기법과 개선 각도 7° 이내의 협개선 부위에 적용이 가능한 토치 구조가 필요하였다. Hot Switching Tig(이하 HS-TIG) 기법은 텅스텐 전극과 용접용 와이어의 전류를 고주파(100Hz)로 스위칭시켜 통전시키면서 용접하는 기법으로 아크쏠림을 방지하면서 용착속도를 100g/min까지 올릴 수 있는 기법으로 GTAW 기법의 가장 큰 단점인 용접 능율을 보완하였으며, 개선 각도를 7° 로 유지하여 용접 변형량을 최소화하였다.

(3) 초전도자석구조물 설계기술

초전도자석 구조물 공학설계의 목적은 구조설계, 구조 및 열해석, 제작사양서, 각종 치구류 설계 등 제작에 필요한 모든 공정을 확립하는 것이다. 초전도자석 구조물은 16 개의 토로이달 자석구조물 (102 톤), 1 개의 중심 원통자석구조물 (8 톤), 80 개의 플로이달 자석구조물(31 톤)로 구성된다. 초전도자석 구조물은 4.5 K의 저온에서 운전되는 초전도자석을 구조적, 열적, 및 전기적으로 보호하는 역할을 한다. 35.2 kA의 대전류로 최대 약 8 테슬라의 자기장을 발생시켜 플라즈마를 밀폐시키는 토로이달 코일에 의한 강한 전자기력과, 펄스로 운전되는 플로이달 코일의 자기장에 의한 강한 와전류손실, 그리고 quench시에 유기되는 고전압으로부터 자석구조물

의 안정성을 확보를 위해 고난도의 설계 및 제작 기술이 요구된다. 토로이달 코일 한 개당 인가되는 중심력은 약 6.5 MN이며 이 힘은 wedge-형으로 설계된 inboard leg부의 구조물에 의해 서로 상쇄된다. 16 개의 토로이달 자석구조물 각각은 와전류 손실을 최소화하기 위해 연결부에 전기적 절연을 한다. 토로이달 자석구조물 냉각 배관은 구조적, 열적 안정성 및 제작성을 고려하여 구조물의 안쪽 면에 매립하는 방식을 선택하였다. 중심 원통자석구조물은 8 개의 Central Solenoid 코일을 일체형으로 지지하게 설계하였고, 운전중 자기력에 의한 자유 운동을 제한하기 위해 사전에 약 15 MN의 압축하중을 인가할 수 있도록 설계하였다. 또한 와전류 손실을 최소화하기 위해 각 구성부품을 원주방향으로 전기적 절연을 하였다. 플로이달 자석구조물은 TF system과 PF system 간의 열 수축을 차이 및 PF 코일 구동에 의한 hoop force에 의한 동경방향 운동을 허용하고, 자기력에 의한 수직방향 운동을 제한할 수 있는 hinge-형으로 설계하였다.

(4) 특수지지구조물 설계기술

STAR 핵융합 실험장치의 초전도자석구조물을 상온의 저온용기 내부에 고정하기 위한 특수지지구조물(극저온 지지구조물) 설계기술이 개발되었다. 이 지지구조물은 1개의 지지링(Supporting Ring)과 8개의 지지각(Supporting Post)으로 이루어졌으며, 액체헬륨 온도로 운전되는 초전도자석의 열손실을 최소화시키면서 구조적으로는 약 300ton에 이르는 초전도자석의 자중과 플라즈마 붕괴(plasma disruptions)에 의한 수백톤의 동적 하중을 지지해야 하고, 아울러 초전도자석의 극저온 수축에 의한 열변형을 흡수할 수 있도록 설계되어야 한다.

이러한 설계요구조건을 고려하여 4.5K 온도의 지지링과 4.5-300K의 온도 구배를 갖는 지지각 설계가 이루어졌으며, 특별히 지지각 설계에서는 상온 및 극저온에서 강도와 인성이 우수한 SUS316 블록과 판재 외에 극저온에서 단일 및 구조강도 특성이 우수한 CFRP(Carbon Fiber Reinforced Plastic) 적층판이 사용되었다. 이 적층판은 이종재료의 열팽창 계수 차이에 의한 재료 파손을 방지하기 위하여 SUS316 블록 내부에 삽입하여 핀 체결되는 구조로 설계되었으며, 여러 장의 판재를 중첩하여 굽힘 응력을 줄이고 압축강도를 증가시켰다.

(5) 3차원 정밀측정 및 측정기술

비접촉식 3차원 형상측정 기술 : 비접촉식 3차원 형상측정 기술은 항공기, 인공위성 제작, 대형 안테나 등 대형 정밀 기계장치의 3차원 측정에 적용되는 기술로서 접촉식 3차원측정기(CMM)의 측정범위를 벗어나는 대형 기계 부품이나 기계장치의

치수, 형상 측정 및 정렬 등에 적용되는 기술이다. 전자식 테오돌라이트를 이용한 3차원 형상측정 시스템은 여러 대의 테오돌라이트로 동시에 기준길이와 정확한 각도의 측정을 통하여 자료를 획득하고 시스템에 연결된 컴퓨터에서 치수, 기하학적형상 등을 분석하는 기법이다. 주로 10 미터 정도의 단일 장치의 형상이나 변형을 정밀하게 측정하는데 사용되며, 정확도는 0.1 mm(rms) 이내이다. 최근에는 거리를 정밀하게 측정할 수 있는 레이저 인터페로미터와 각도를 측정하는 엔코더를 내장하고 있는 레이저트래커 시스템이 개발되어 3차원 좌표의 정적, 동적인 상태를 실시간으로 측정할 수 있다. 정확도는 10 ppm을 구현할 수 있으며, 최대 40~50 m 길이의 장치를 측정할 수도 있다.

정밀측량 기술 : 정밀 레이저거리측량기(ME5000), 전자식 테오돌라이트(T3000) 및 정밀 레벨(N3)을 이용하여 공간좌표결정 정확도를 실내에서 0.1 mm(rms), 실외에서 0.5 mm(rms) 이내로 구현할 수 있다. 특히 핵융합 장치의 측량망 구축에는 레이저트래커 시스템을 함께 사용하여 더욱 높은 정밀도를 구현하고 있다.

유틸리티 기술 : 얼라인먼트 텔레스코프, 지그트랜시, 틸팅 레벨 등을 이용하여 광학적으로 구현할 수 있는 수평면, 수직면, 직선 광축 등을 형성하고, 편위를 측정하여 기계장치를 정렬하는 기술이다. 주로 2차원 좌표를 측정하며 정확도는 약 5 ppm 이다.

라. 발생품 및 시작품 내역

선행품 및 시작품 제작

| WBS | 품 명 | 기 간 | 비용(천원) | 비 고 |
|-------------|-------------------------|--------------------|-----------|---------------------------------------|
| T11 PFC | Inboard Limiter 시작품 | 2001. 9 - 2002. 8 | 25,000 | 1/16 섹터 2002. 8 제작완료 예정 |
| T12 VV | 진공용기 선행품 | 1999. 9 - 2001. 9 | 2,500,000 | 62.5도 섹터 |
| T13 TF | TF 지지구조물 선행품 | 2000. 9 - 2002. 12 | 2,377,000 | 16개 TF 지지구조물 중 1개 2002. 12 제작완료 예정 |
| T13 TF | 진공합침용 Mixing Chamber 제작 | 2002. 4 - 2002. 6 | 100,000 | 진공합침용 예폭시 Mixing Chamber 제작 |
| T14 PF | PF 지지구조물 선행품 | 2000. 9 - 2002. 12 | 300,000 | PF5 지지구조물 1개 2002. 12 제작완료 예정 |
| T16 Support | Post 시작품 | 1999. 9 - 2001. 9 | 150,000 | 8개 지지각 중 1개 |

본제품 제작

| WBS | 품 명 | 기 간 | 비용(천원) | 비 고 |
|--------------|----------------------------|--------------------|------------|-----------------|
| T12 VV | 진공용기 본제품 | 2002. 5 - 2004. 5 | 10,800,000 | 본제품 제작착수 |
| T15 Cryostat | 저온용기 본제품 | 2002. 5 - 2004. 2 | 8,000,000 | 본제품 제작착수 |
| T16 Support | 저온용기 지지구조물 본제품 | 2001. 2 - 2002. 5. | 250,000 | 본제품 제작완료 |
| T30 V & F | 진공배기관 본제품 | 2002. 5 - 2002. 8. | 300,000 | 2002. 8 제작완료 예정 |
| | Roughing & Backing 배기관 본제품 | 2002. 5 - 2002. 8. | 300,000 | 2002. 8 제작완료 예정 |

바. 논문게재 및 발표 실적

□ 논문게재실적(국내) : 총 12 건

| 학술지 명칭 | 제 목 | 게 재 연월일 | 호 | 발행기관 | 국 명 | SCI 게재여부 |
|----------------------|---|----------|------|-------------|-----|----------|
| J. Accel. Plasma Res | KSTAR 진공용기 열 차폐체 설계를 위한 해석 | 2001 | 6 | KAPRA | 한국 | X |
| J. Accel. Plasma Res | KSTAR 초전도자석 및 구조물 개발의 최근현황 | 2001 | 6 | KAPRA | 한국 | X |
| 한국진공학회지 | 10 ⁻⁹ Pa대 용기를 위한 NEG 펌프 제작 및 진공성능 조사 | 2001,10 | 10 | 한국진공학회 | 한국 | X |
| 한국진공학회지 | 국산 M8 스테인리스 나사의 체결특성 | 2001, 7 | 10 | 한국진공학회 | 한국 | X |
| 한국진공학회지 | 터보분자펌프(TMP) 역류특성의 준정량적 평가 | 2001. 4 | 10 | 한국진공학회 | 한국 | X |
| 한국초전도·저온공학회지 | KSTAR 초전도자석 지지각 시제품제작 및 구조시험 | 2001. 5 | 3 | 한국초전도·저온공학회 | 한국 | X |
| 한국진공학회지 | KSTAR 중성입자빔 수송라인 해석 | 1999.12 | 8 | 한국진공학회 | 한국 | X |
| 한국진공학회지 | The Study of Hot Cathode Ionization Vacuum Gauges | 1999.11 | 7 | 한국진공학회 | 한국 | X |
| 한국진공학회지 | 탄소섬유복합재(CFC)의 진공특성 | 1999. 7. | | 한국진공학회 | 한국 | X |
| 한국진공학회지 | KSTAR 진공용기 및 플라즈마 대향 부품에 대한 베이킹 해석 | 1999. 7. | 8 | 한국진공학회 | 한국 | X |
| 한국진공학회지 | KSTAR 진공용기 시제품 제작관련 기술분석 | 1999. 7. | 8 | 한국진공학회 | 한국 | X |
| 한국진공학회지 | KSTAR 진공용기의 베이킹시 열응력해석 | 1998. | 7(4) | 한국진공학회 | 한국 | X |
| 계 : 12 건 | | | | | | |

□ 논문게재실적(국외) : 총 12건

| 학술지 명칭 | 제 목 | 게재 연월일 | 호 | 발행기관 | 국명 | SCI 게재여부 |
|-------------------------------|--|-----------|----|-----------------------|-----|-------------|
| Fusion Science and Technology | Progress of the KSTAR TOKAMAK Engineering | 2002 | 42 | Amer Nuclear Society | 미국 | 0 |
| IEEE Trans. Applied Sup | Engineering Design Status of the KSTAR TF Coil Structure | 2002 | | IEEE Inc. | 미국 | 0 |
| IEEE Trans. Applied Sup | Thermo-hydraulic Analysis of KSTAR TF Coil Structure | 2002 | | IEEE Inc. | 미국 | 0 |
| IEEE Trans. Applied Sup | Detailed Evaluation of Insulation Stress in the KSTAR Central Solenoid | 2002 | | IEEE Inc. | 미국 | 0 |
| IEEE Trans. Applied Sup | Electro-magnetic Loads on the KSTAR Magnet System | 2002 | | IEEE Inc. | 미국 | 0 |
| IEEE Trans. Applied Sup | Engineering Design Status of the KSTAR Central Solenoid Structure | 2002 | | IEEE Inc. | 미국 | 0 |
| Advances. Cryo. Eng. | Cryogenic System for KSTAR TOKAMAK | 2001 | | Plenum Press | 미국 | X |
| Cryogenics | Structural Safety Assessment Under the Low Temperature of KSTAR Superconducting Magnet Supporting Post | 2001 | 41 | Elsevier Science Ltd. | 영국 | 0 |
| Fusion Engineering and Design | Thermo-hydraulic Design of the KSTAR Vacuum Vessel | 2001 | 58 | Elsevier Science S.A | 스위스 | 0 |
| IEEE Trans. Applied Sup | KSTAR Magnet Structure Design | 2001 | 11 | IEEE Inc. | 미국 | 0 |
| IEEE Trans. Applied Sup | Helium and Current Feeder Systems of KSTAR | 2001 | 11 | IEEE Inc. | 미국 | 0 |
| Fusion Engineering and Design | Design Analysis of Electromagnetic Forces on the KSTAR Vacuum Vessel Interfaces | 2001 | 51 | Elsevier Science S.A | 스위스 | 0 |
| 계 : 12 건 | | | | | | |

□ 학술회의 발표 실적(국내) : 총 49건

| 학술회의 명칭 | 제 목 | 발 표 연월일 | 호 | 발 행 기 관 | 국명 | SCI 게재여부 |
|-------------------------------------|---|---------|---|-------------|----|----------|
| 한국 원자력 산업회의 | KSTAR Tokamak Engineering Overview | 2002. 5 | | 한국 원자력 산업회의 | 한국 | X |
| 한국초전도·저온공학회 | 극저온 지지구조물을 위한 CFRP 적층판의 핀 체결부 강도특성에 관한 연구 | 2002. 2 | | 한국초전도·저온공학회 | 한국 | X |
| 한국초전도·저온공학회 | KSTAR 운전시나리오에 대해 초전도자석 구조물에 발생하는 줄열 및 온도분포 계산 | 2002. 2 | | 한국초전도·저온공학회 | 한국 | X |
| 한국물리학회 학술대회논문집 | Engineering Design Status of the KSTAR TF Coil Structure | 2001.10 | | 한국물리학회 | 한국 | X |
| 한국물리학회 학술대회논문집 | KSTAR 진공용기 선행생산품의 용접부 기밀시험 | 2001.10 | | 한국물리학회 | 한국 | X |
| 2001 KAPRA & KPS/DPP Joint Workshop | KSTAR 초전도자석 및 개발의 최근동향 | 2001. 7 | | | 한국 | X |
| 2001 KAPRA & KPS/DPP Joint Workshop | KSTAR 진공용기 열 차폐체 설계를 위한 해석 | 2001. 7 | | | 한국 | X |
| 대한기계학회 학술대회논문집 | 유한요소해석을 이용한 다상의 초전도 코일에 대한 기계적 열적 등가물성 | 2001, 6 | | 대한기계학회 | 한국 | X |
| 대한기계학회 학술대회논문집 | 저온 환경에서 복합재료 핀 연결부의 Bearing 강도에 관한 연구 | 2001, 6 | | 대한기계학회 | 한국 | X |
| 대한기계학회 학술대회논문집 | KSTAR 진공용기 열 및 전자기력 하중에 의한 응력해석 | 2001, 6 | | 대한기계학회 | 한국 | X |
| 한국물리학회 학술대회 | Current Lead for KSTAR PF Coils Design Approach | 2001. 4 | | 한국물리학회 | 한국 | X |
| 한국물리학회 학술대회 | Heating of TF Coils from Case at IP Disruption in KSTAR | 2001. 4 | | 한국물리학회 | 한국 | X |
| 한국물리학회 학술대회 | KSTAR용 SC bus-line interface terminal의 upgrade 및 ANSYS analysis | 2001. 4 | | 한국물리학회 | 한국 | X |
| 한국물리학회 학술대회 | KSTAR 초전도핵융합장치의 전류인입선 (Current Lead) 개발 | 2001. 4 | | 한국물리학회 | 한국 | X |
| 한국물리학회 학술대회 | Design Modification of the KSTAR Central Solenoid Structure | 2001. 4 | | 한국물리학회 | 한국 | X |
| 한국물리학회 학술대회 | Magnetic Forces on the KSTAR Magnet System | 2001. 4 | | 한국물리학회 | 한국 | X |
| 한국물리학회 학술대회 | KSTAR TOKAMAK의 Thermal Shield를 위한 Cryopanel에 대한 검토 | 2001. 4 | | 한국물리학회 | 한국 | X |

| 학술회의 명칭 | 제 목 | 계 제 연월일 | 호 | 발행기관 | 국명 | SCI 게재여부 |
|------------------|--|---------|---|-------------|----|----------|
| 한국초전도·저온공학회 | KSTAR TOKAMAK을 위한 저온시스템의 설계 | 2001, 2 | | 한국초전도·저온공학회 | 한국 | X |
| 한국초전도·저온공학회 | KSTAR TOKAMAK의 열차폐막 설계 | 2001, 2 | | 한국초전도·저온공학회 | 한국 | X |
| 한국초전도·저온공학회 | 탄소섬유/에폭시 복합적층판에 대한 저온에서의 기계적특성 실험평가 | 2001, 2 | | 한국초전도·저온공학회 | 한국 | X |
| 한국진공학회 학술대회논문집 | NEG펌프 제작 및 특성조사 | 2001, 2 | | 한국진공학회 | 한국 | X |
| 한국진공학회 학술대회논문집 | 국산 M8 스테인리스 나사의 체결특성 | 2001, 2 | | 한국진공학회 | 한국 | X |
| 한국물리학회 학술대회 | Thermal Shield Design for KSTAR TOKAMAK | 2000.10 | | 한국물리학회 | 한국 | X |
| 한국물리학회 학술대회 | KSTAR vacuum vessel의 flange 기밀을 위한 Helicoflex test | 2000.10 | | 한국물리학회 | 한국 | X |
| 한국물리학회 학술대회 | Design of PF Structure and Lateral Load Support for KSTAR Device | 2000.10 | | 한국물리학회 | 한국 | X |
| 한국물리학회 학술대회 | Design Progress of TF & CS Magnet Structure for KSTAR Device | 2000.10 | | 한국물리학회 | 한국 | X |
| 한국물리학회 학술대회 | Preliminary Structural Analysis for the KSTAR Magnet System | 2000, 4 | | 한국물리학회 | 한국 | X |
| 한국물리학회 학술대회 | KSTAR 초전도자석의 전류 dump 회로의 시상수 계산 | 2000, 4 | | 한국물리학회 | 한국 | X |
| 한국물리학회 학술대회 | KSTAR 초전도자석시스템 냉각용 임계헬륨 공급선 설계 | 2000, 4 | | 한국물리학회 | 한국 | X |
| 한국물리학회 학술대회 | SC Magnet Design Status for KSTAR | 2000, 4 | | 한국물리학회 | 한국 | X |
| 한국물리학회 학술대회 | Design of KSTAR Thermal Shield | 2000. 4 | | 한국물리학회 | 한국 | X |
| 한국진공학회 학술대회 | Outgassing of GFRP, CFRP and Graphites | | | 한국진공학회 | 한국 | X |
| 한국초전도·저온공학회 학술대회 | KSTAR Vacuum Vessel의 열차폐막 설계 | 2000. 2 | | 한국초전도·저온공학회 | 한국 | X |
| 한국초전도·저온공학회 학술대회 | 초전도자석 지지각 설계 및 구조해석 | 2000. 2 | | 한국초전도·저온공학회 | 한국 | X |

| 학술회의 명칭 | 제 목 | 게 재 연월일 | 호 | 발행기관 | 국명 | SCI 게재여부 |
|-------------------|---|----------|----------|-------------|----|----------|
| 한국초전도·저온 공학회 학술대회 | KSTAR CRYOSTAT의 열차폐막 설계. | 2000. 2 | | 한국초전도·저온공학회 | 한국 | X |
| 한국물리학회 학술대회 | Analysis of CICC for KSTAR Magnet I | 1999.10 | | 한국물리학회 | 한국 | X |
| 한국물리학회 학술대회 | KSTAR HP-III 초전도선재의 교류손실 측정장치 개발 | 1999.10 | | 한국물리학회 | 한국 | X |
| 한국물리학회 학술대회 | KSTAR Superconducting Magnet Design Update | 1999.10 | | 한국물리학회 | 한국 | X |
| 한국물리학회 학술대회 | KSTAR 중성입자빔 수송라인 및 투과 빔 해석 | 1999.10 | 제 17 권2호 | 한국물리학회 | 한국 | X |
| 한국진공학회 학술대회 | TDS Analysis of Graphite Divertor Tiles | 1999. 7 | | 한국진공학회 | 한국 | X |
| 한국진공학회 학술대회 | Glow Discharge Cleaning 법에 의한 Stainless Steel의 Outgassing Rate 감소 | 1999. 7 | | 한국진공학회 | 한국 | X |
| 한국진공학회 학술대회 | The KSTAR Vacuum Pumping and Fueling System Upgrade | 1999. 7 | | 한국진공학회 | 한국 | X |
| 한국진공학회 학술대회 | KSTAR 진공용기 베이킹시 열용력해석 | 1999. 7 | | 한국진공학회 | 한국 | X |
| 한국진공학회 학술대회 | KSTAR 진공용기 시작품 제작관련 기술분석 | 1999. 7 | | 한국진공학회 | 한국 | X |
| 한국진공학회 학술대회 | KSTAR 중성입자빔 수송라인 해석 | 1999. 7 | | 한국진공학회 | 한국 | X |
| 한국진공학회 학술대회 | KSTAR 진공용기 및 플라즈마 대향 부품에 대한 베이킹 해석 | 1999. 7 | | 한국진공학회 | 한국 | X |
| 한국초전도·저온 공학회 학술대회 | KSTAR 저온진공용기 구조해석 | 1999. 2 | | 한국초전도·저온공학회 | 한국 | X |
| 한국물리학회 학술대회 | Halo Current Estimation with Use of 3-D Eddy Current Calculation Code SPARK | 1998.10 | | 한국물리학회 | 한국 | X |
| 한국물리학회 학술대회 | Inductive heating scheme for KSTAR Vacuum Vessel and PFC Bakeout | 1998.10. | | 한국물리학회 | 한국 | X |
| 계: 49 건 | | | | | | |

□ 학술회의 발표 실적(국외) : 총 40건

| 학술회의 명칭 | 제 목 | 발 표 연월일 | 호 | 발행 기관 | 국 명 | SCI 계재여부 |
|--|---|------------|---|---------------|--------|-------------|
| 3rd IAEA-TCM conference | Development of KSTAR Superconducting Magnet System Interfaces | 2002. 5 | | | | |
| 19th IEEE/NPSS Symp. on Fusion Engineering | Seismic Analysis of the KSTAR Tokamak | 2002. 1 | | IEEE/ NPSS | 미국 | |
| 19th IEEE/NPSS Symp. on Fusion Engineering | Structural Design and Analysis for the KSTAR Cryostat | 2002. 1 | | IEEE/ NPSS | 미국 | |
| 19th IEEE/NPSS Symp. on Fusion Engineering | Design Overview of the KSTAR Magnet Structures | 2002. 1 | | IEEE/ NPSS | 미국 | |
| 19th IEEE/NPSS Symp. on Fusion Engineering | KSTAR Vacuum Vessel Thermal Shield Analysis | 2002. 1 | | IEEE/ NPSS | 미국 | |
| 19th IEEE/NPSS Symp. on Fusion Engineering | Progress of the KSTAR Tokamak Engineering | 2002. 1 | | IEEE/ NPSS | 미국 | |
| 19th IEEE/NPSS Symposium on Fusion Engineering | High Heat Flux Tests of Carbon Composites for KSTAR and NSTX | 2002. 1 | | IEEE/ NPSS | 미국 | |
| ITC2001 | Advanced Physics and Plasma Control with Segmented In-vessel Control Coils in the KSTAR Tokamak | 2001.12 | | | | |
| KSTAR SC Magnet System Workshop | KSTAR Tokamak Engineering Overview | 2001.12 | | KBSI | 일본 | |
| KSTAR SC Magnet System Workshop | Structural Analysis of SC Coil Winding Pack | 2001.12 | | KBSI | 일본 | |
| KSTAR SC Magnet System Workshop | CS/PF Magnet Structure Design | 2001.12 | | KBSI | 일본 | |
| KSTAR SC Magnet System Workshop | TF Magnet Structure Design | 2001.12 | | KBSI | 일본 | |

| 학술회의 명칭 | 제 목 | 발 표 연월일 | 호 | 발행기관 | 국명 | SCI 게재여부 |
|--|--|---------|---|--------------------------------|----|----------|
| KSTAR SC Magnet System Workshop | SC Magnet Interface | 2001.12 | | KBSI | 일본 | |
| Cryogenic Association of Japan | Study of Thermal and Cooling Load for Thermal Shield Design | 2001.11 | | Cryogenic Association of Japan | 일본 | |
| MT-17 Conference | Overview of the KSTAR Cryogenic System | 2001. 9 | | | | |
| MT-17 Conference | Engineering Design Status of the KSTAR TF Coil Structure | 2001. 9 | | | | |
| MT-17 Conference | Thermo-hydraulic Analysis of KSTAR TF Coil Structure | 2001. 9 | | | | |
| MT-17 Conference | Detailed Evaluation of Insulation Stress in the KSTAR Central Solenoid | 2001. 9 | | | | |
| MT-17 Conference | Electro-magnetic Loads on the KSTAR Magnet System | 2001. 9 | | | | |
| MT-17 Conference | Engineering Design Status of the KSTAR Central Solenoid Structure | 2001. 9 | | | | |
| Cryogenic Association of Japan | The Conceptual Design of Thermal Shield for KSTAR TOKAMAK System | 2001. 5 | | Cryogenic Association of Japan | 일본 | |
| 18th IAEA Fusion Energy Conference | Engineering Design of KSTAR Tokamak Main Structure | 2000.10 | | | | |
| Korea-Japan Joint Workshop on Applied Superconductivity and Cryogenics | Cryogenic System for KSTAR TOKAMAK | 2000.10 | | 한국초전도저온공학회 | 한국 | X |
| Korea-Japan Joint Workshop on Applied Superconductivity and Cryogenics | Structural Safety Assessment under the Low Temperature of KSTAR Superconducting Magnet Supporting Post | 2000.10 | | 한국초전도저온공학회 | 한국 | X |
| 21st Symposium on Fusion Technology | Thermo-hydraulic Design of the KSTAR Vacuum Vessel | 2000. 9 | | | | |
| KSTAR EU Workshop | KSTAR Tokamak System Engineering | 2000. 9 | | KBSI | 독일 | |

| 학술회의 명칭 | 제 목 | 발 표 연월일 | 호 | 발행기관 | 국명 | SCI 게재여부 |
|--|--|----------|---|------|----|----------|
| KSTAR EU Workshop | KSTAR Plasma Facing Components & In-vessel Coils | 2000. 9 | | KBSI | 독일 | |
| KSTAR EU Workshop | Magnet System Design | 2000. 9 | | KBSI | 독일 | |
| ASC2000 Conference | Helium and Current Feeder Systems of KSTAR | 2000. 9 | | | | |
| ASC2000 Conference | KSTAR Magnet Structure Design | 2000. 9 | | | | |
| 18th IEEE/NPSS Symposium on Fusion Engineering | High Heat Flux Test for KSTAR CFC candidate samples | 1999.10 | | | | |
| 18th IEEE/NPSS Symposium on Fusion Engineering | Support System of the KSTAR Vacuum Vessel | 1999.10 | | | | |
| 5th International Symposium on Fusion Nuclear Technology | Design Analysis of Electromagnetic Forces on the KSTAR Vacuum Vessel Interfaces | 1999. 9 | | | | |
| 5th Symposium on Fusion Nuclear Technology | Desing analysis of electromagnetic forces on the KSTAR vacuum vessel interfaces | 1999. 9. | | | | |
| 3rd CCM International Conference | Hot Cathode Ionization Gauge Calibration in the KRISS Ultrahigh Vacuum Standards | 1999. 5. | | | | |
| 3rd CCM International Conference | Bilateral Comparison of High Vacuum Standards between KRISS and ETL | 1999. 5. | | | | |
| 20th Symposium on Fusion Technology | Structure design and analysis of the KSTAR vacuum vessel support | 1998. 9. | | | | |
| 16th IMEKO TC3/APMF | Contamination on TiN and BN Thin Films Deposited on Stainless Steel by IBAD | 1998. 9. | | | | |
| 14th International Vacuum Congress | The Outgassing from TiN and BN Thin Films Deposited on Stainless Steel by IBAD | 1998. 8. | | | | |
| 14th International Vacuum Congress | The Microstructure and Mechanical Properties of BN Thin Films Prepared by IBAD | 1998. 8. | | | | |
| 계: 40 건 | | | | | | |

3. 연구성과

| No. | 연구성과명 | 관련 업체명 | 기 간 | 기술이전내용 |
|-----|---------------------------------|-----------------|--------------------|--|
| 1 | 플라즈마 인접벽 설계 및 초고온 내벽재료 개발 | 원신(주) 프리즘(주) | 2001. 9 - 2002. 6 | o PFC 설계 및 구조안정성 평가기술 |
| | | 한국항공우 주산업(주) | 2001. 9 - 2002. 6 | o 초고온 플라즈마 내벽재료 개발 |
| 2 | 진공용기 설계 및 선행품 제작 | 현중(주) | 1999. 9 - 2001. 9 | o 진공용기 설계기술 o 진공용기 구조안정성 평가기술 o 플라즈마 이상거동영향 평가기술 |
| | | 현중(주) | 1999. 9 - 2001. 9 | o 10 ⁻³ torr의 대형 초고진공용기 제 작기술 o 대형 초고진공용기 진공시험 기술 |
| 3 | 초전도자석구조 물 설계 및 선행품 제작 | 현중(주) | 2000. 12- 2001. 11 | o 초전도자석구조물 설계기술 o 초전도자석구조물 구조 및 열 안 정성 평가기술 |
| | | 현중(주) | 2001. 9 - 2002. 8 | o 초전도자석구조물 제작기술 |
| 4 | 특수지지구조물 설계 및 제작 | 한국화이바 (주) | 1000. 9 - 2001. 9 | o CFRP 복합재료를 이용한 극저온 지지구조물 설계기술 |
| 5 | 3차원 정밀측량 및 측정 | SA Eng. | 1999. 9 - 2002. 6 | o 대형구조물 3차원 정밀측량 및 측 정기술 |

4. 기술이전 및 연구결과 활용계획

| 연구결과명 | (1) 플라즈마 인접벽 설계 및 초고온 내벽재료 개발 |
|------------|---|
| 당해연도 활용계획 | <p>고진공 상태에서 고온의 플라즈마를 사용하는 반도체 증식장치에서 장시간동안 2000 도 이상의 고온에서 장치들을 지지해 주는 반도체 산업에 활용될 수 있는 내고열 특성 및 고열전도도를 가지는 탄소복합소재 개발로 기존에 흑연을 사용하던 이 분야에서 흑연을 대체하여 탄소복합소재를 사용하게 됨으로써 장치의 운전 효율 증가 및 전량 해외에서 수입하던 흑연을 국내에서 전량 생산할 수 있는 탄소복합소재를 이 분야에 적용할 수 있음.</p> |
| 활용방법 | <p>한국항공우주산업 (구 대우중공업)의 첨단복합재 센터와의 협력으로 고열전도성을 갖는 탄소복합재를 개발, 미국 Sandia 국립연구소에서 열충격 시험을 수행하여 세계 최고의 성능을 갖는 것으로 판명된 사례를 관련업체에 홍보하여, 반도체 장비 산업의 판로 확대를 고려하고 있다.</p> |
| 차년도이후 활용계획 | <p>PFC는 고온 및 전자기력 분위기에서 운전되는 부분으로서, 설계 단계에서 이 부품들을 성능을 엄밀하게 증명하기 위해서는 고난위도의 3차원 열/구조해석 및 전자기력 해석 기술이 요구되는데, PFC 공학 설계 과정을 통하여 완성도 높은 해석 기술을 보유하게 되었고, 이들 개발된 해석 기술들은 현장에서 제품 제작 전에 최적 상태의 제품 개발을 가능케 함으로써 수많은 산업분야에서 제품의 안정성 향상, 제작 단가 및 개발 시간 절감 등에 직접적인 기여가 가능하게 하였고, 또, 국내외 연구 기관 및 업체의 대형 전력 장치, 초전도 에너지 저장 기술 및 자기 부상 열차 개발 등의 분야와 기술 판매 및 협력이 예상된다.</p> |
| 기대효과 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 초고온 내벽 재료 개발 유도 및 저변 시장 확대 ○ 고열부하 냉각장비 설계 기술 향상 ○ 3차원 구조/열 해석 및 전자기 해석 기술 향상 및 관련 엔지니어링 시장 확대 ○ 고온 분위기 속에서의 극저온 진공 배기 기술 향상 |

| 연구결과명 | (2) 초전도자석구조물 설계 |
|------------|--|
| 당해연도 활용계획 | <p>현대중공업에서 2000년 12월부터 2001년 11월까지 수행한 KSTAR 초전도자석 구조물의 공학설계는 구조적·열적 안정성, 제작성 및 조립성을 고려하여 성공적으로 이루어졌다. 장치의 운영 시나리오에 근거하여 플라즈마 이상거동, baking, 진공압력, 지진 등의 하중을 고려한 구조해석 및 열해석을 실시하여 구조안정성을 검증하였다. 구조물의 global 해석을 통해 파악된 응력 집중부위의 안정성을 설계보완 및 국부해석을 통해 확보하였다. 최대 8 tesla의 자기장에서 발생하는 강한 자기력을 지지할 수 있고, 정상운전 및 플라즈마 이상거동 시에 발생한 열량을 초전도자석에 최소로 전달하는 구조물을 설계하였다. 본 과제의 수행을 통해 대형 초전도자석 구조물의 공학설계 기술이 확립되었다.</p> |
| 활용방법 | <p>대형 저온 구조물의 설계 및 제작을 요하는 산업체는 본 과제를 통해 확보된 고자장 극저온 환경하에서 운전되는 구조물의 설계 및 제작기술을 활용할 수 있도록 정보를 공유할 것이다. 특히 강한 자기력에 의한 응력 집중 완화 기술, 와전류 손실 최소화 기술, 냉각 최적화 기술, 전기절연체 부착 기술, 진공함침 기술, 삼차원 정밀 측정 기술, 대형 구조물 정밀 조립 기술 등의 고급 정보를 국가 경쟁력 제고 차원에서 관련 업체에 제공할 것이다.</p> |
| 차년도이후 활용계획 | <p>본 과제 수행을 통해 습득한 고부가가치의 대형 극저온 초전도자석 구조물의 설계/해석/제작/정밀조립기술을 활용하여 국제시장의 저온 용기 제작 분야에서 경쟁할 수 있게 되었다. 또한 저온구조물에 적합한 물질과 그 특성에 대한 많은 정보를 확보하였으며, 설계 및 제작을 위한 요구사항, 설계 조건 및 제작 조건 등을 확립하였다. 본 제품 제작을 통해 고품질의 용접 방법, 구조물 냉각선, 및 정밀 가공방법 등을 확보하고 이를 대형 저온 용기 및 항공우주 분야 등에 응용할 수 있게 될 것이다..</p> |
| 기대효과 | <p>본 과제에서 개발된 기술은 대형 저온 구조물에 적용이 가능하며, 이로 인한 국내 저온 용기 관련 산업의 활성화가 기대된다. 특히 고자장을 요구하는 초전도 가속기의 초전도자석 구조물, 초전도 MRI용 지지구조물, 초전도 NMR용 지지구조물, 초전도 송전선 지지구조물, 초전도 변압기 등 초전도 응용 분야에 활용될 뿐만아니라, 저온 액화 연료인 LNG와 LPG의 저장 및 수송 산업, 위성체 발사용 액화 연료 산업, 액체 질소 생산 설비, 및 액체 헬륨 생산 설비 등의 발전에 기여할 것이다. 효율적 보관 및 수송을 위해 저온 장치 산업의 발전은 최근 급속도로 이루어지고 있으며, 앞으로 그 응용범위는 더욱 넓어질 것으로 예상된다.</p> |

5. 문제점 및 건의사항

- KSTAR 주장치 제작은 다년도에 걸쳐 이루어지는 업무이므로 제작발주와 관련한 다년도 계약비용 처리 절차에 대한 명확한 규정이 필요함.

[첨부2]

기술 요약서

■ 기술의 명칭

| |
|---------------|
| 초전도자석구조물 설계기술 |
|---------------|

■ 기술을 도출한 과제현황

| | | | | |
|----------|----------------------------------|-----------------|---------|-------------------|
| 과제관리번호 | 17-2-1 | | | |
| 과제명 | 토카막 구조 및 진공계통 개발·제작 | | | |
| 사업명 | 선도기술개발사업 | | | |
| 세부사업명 | 차세대 초전도 핵융합 연구장치 개발 사업 | | | |
| 연구기관 | 한국기초과학지원연구원 | 기관유형 | 정부출연연구소 | |
| 참여기관(기업) | 현대중공업 (주) | | | |
| 총연구기간 | 1998년 9월 8일 ~ 2002년 6월 7일 (45개월) | | | |
| 총연구비 | 23,564,089천원 | | | |
| 연구책임자 1 | 성명 | 박 주 식 | 주민번호 | 560628-1069414 |
| | 근무기관 부서 | 핵융합사업단 구조진공팀 | E-mail | jsbak@kbsi.re.kr |
| | 직위/직급 | 팀장/책임연구원 | 전화번호 | 042-865-3620 |
| 연구책임자 2 | 성명 | | 주민번호 | |
| | 근무기관 부서 | | E-mail | |
| | 직위/직급 | | 전화번호 | |
| 실무연락책임자 | 성명 | 최 창 호 | 소속/부서 | 저온장치팀 |
| | 직위/직급 | 담당/책임연구원 | E-mail | chchoi@kbsi.re.kr |
| | 전화번호 | 042-865-3495 | FAX | 042-865-3619 |
| | 주소 | 대전시 유성구 어은동 52 | | |

■ 기술의 주요내용

[기술의 개요]

KSTAR 초전도자석 구조물의 구조적·열적 안정성, 제작성 및 조립성을 고려한 구조설계가 이루어졌다. 장치의 운영 시나리오에 근거하여 플라즈마 이상거동, baking, 진공압력, 지진 등의 하중을 고려한 구조해석 및 열해석을 실시하여 구조안정성을 검증하였다. 구조물의 global 해석을 통해 파악된 응력 집중부위의 안정성을 설계보완 및 국부해석을 통해 확보하였다. 최대 8 tesla의 자기장에서 발생하는 강한 자기력을 지지할 수 있고, 정상운전 및 플라즈마 이상거동 시에 발생한 열량을 초전도자석에 최소로 전달하는 구조물을 설계하였다.

<기술적 특징>

- (1) 강한 자기력에 의한 응력 집중 완화 기술
- (2) 와전류 손실 최소화 기술
- (3) 냉각 최적화 기술
- (4) 전기절연체 부착 기술
- (5) 진공함침 기술
- (6) 3D 정밀 측정 기술
- (7) 대형 구조물 정밀 조립 기술

[용도 · 이용분야]

- (1) 대형 저온 구조물의 설계 및 제작을 요하는 산업체는 본 과제를 통해 확보된 고자장 극저온 환경하에서 운전되는 구조물의 설계 및 제작기술을 활용할 수 있도록 정보를 공유할 것이다.
- (2) 본 과제에서 개발된 기술은 대형 저온 구조물에 적용이 가능하며, 이로 인한 국내 저온 용기 관련 산업의 활성화가 기대된다.
- (3) 고자장을 요구하는 초전도 가속기의 초전도자석 구조물, 초전도 MRI용 지지구조물, 초전도 NMR용 지지구조물, 초전도 송전선 지지구조물, 초전도 변압기 등 초전도 응용 분야
- (4) 저온 액화 연료인 LNG와 LPG의 저장 및 수송 산업, 위성체 발사용 액화 연료 산업, 액체 질소 생산 설비, 및 액체 헬륨 생산 설비 분야

■ 기술의 개발단계 및 수준

[기술의 완성도]

| | |
|---|--|
| | ① 기초, 탐색연구단계 : 특정용도를 위해 필요한 신 지식을 얻거나 기술적 가능성을 탐색하는 단계 |
| | ② 응용연구단계 : 기술적 가능성의 실증, 잠재적 실용화 가능성의 입증 등 실험실적 확인 단계 |
| √ | ③ 개발연구단계 : Prototype의 제작, Pilot Plant Test 등을 행하는 단계 |
| | ④ 기업화 준비단계 : 기업화에 필요한 양산화 기술 및 주변 기술까지도 확보하는 단계 |
| | ⑤ 상품화 완료단계 |

[기술의 수명주기]

| | |
|---|---|
| | ① 기술개념 정립기 : 기술의 잠재적 가능성만 있는 단계 |
| | ② 기술실험기 : 기술개발에 성공했으나 아직 실용성, 경제성 등이 확실치 않은 단계 |
| | ③ 기술적용 시작기: 최초의 기술개발국에서만 활용되고 있는 단계 |
| √ | ④ 기술적용 성장기: 기술개발국 및 일부 선진국에서 활용되고 있는단계 |
| | ⑤ 기술적용 성숙기: 선진국사이에서 활발한 기술이전이 일어나며, 기술의 표준화가 되어가는 단계 |
| | ⑥ 기술적용 쇠퇴기: 선진국에서 개도국으로 기술이전이 활발하게 일어나고, 선진국에서는 기술의 가치가 저하되나, 개도국에서는 아직 시장의 가치가 높은 기술 |

[기술발전 과정상의 기술수준]

| | |
|---|---|
| | ① 외국기술의 모방단계 : 이미 외국에서 개발된 기술의 복제, reverse Eng. |
| | ② 외국기술의 소화·흡수단계 : 국내시장구조나 특성에 적합하게 적응시킴 |
| √ | ③ 외국기술의 개선·개량단계 : 성능이나 기능을 개선시킴 |
| | ④ 신기술의 혁신·발명단계 : 국내 최초로 개발 |

■ 본 기술과 관련하여 추가로 확보되었거나 개발중인 기술

해당없음

부 록

부록 1. 학술지 게재 및 학회발표논문 목록

부록 2. 학술지 게재 논문

여 백

부 록 목 차

| | |
|--------------------------------|-----|
| 부록 1. 학술지 게재 및 학회발표논문 목록 | 5 |
| 부록 2. 학술지 게재 논문 | 19 |
| 가. 국내 학술지 게재 논문 | 21 |
| 나. 국외 학술지 게재 논문 | 91 |
| 다. 국내 학회발표 논문 | 159 |
| 라. 국외 학회발표 논문 | 221 |

여 백

부록 1. 학술지 게재 및 학회발표논문 목록

여 백

부록 1 : 학술지 게재 및 학회 발표 논문 목록

가. 국내학술지 게재 논문

1. 윤병주, 조승연, 인상렬, 김동락, “KSTAR 진공용기 열 차폐체 설계를 위한 해석”, J. Accel. Plasma Res., Vol. 6. No. 1, pp. 97 (2001)
2. 오영국, 최창호, 사정우, 김양수, 박영민, 유광일, 이덕교, 도철진, 권면, 이경수, 김기만, 김용진, 안희재, 이종석, “KSTAR 초전도자석 및 구조물 개발의 최근현황”, J. Accel. Plasma Res., Vol. 6. No. 1, pp. 32 (2001)
3. 박미영, 인상렬, “ 10^{-9} Pa대 용기를 위한 NEG 펌프 제작 및 진공성능 조사”, 한국진공학회지, Vol. 10, No. 3, pp. 312-320 (2001)
4. 인상렬, 박미영, “국산 M8 스테인리스 나사의 체결특성”, 한국진공학회지, Vol. 10, No. 2, pp. 155-163 (2001)
5. 인상렬, 박미영, “터보분자펌프(TMP) 역류특성의 준정량적 평가”, 한국진공학회지, Vol. 10, No. 1, pp. 1-9 (2001)
6. 허남일, 이영신, “KSTAR 초전도자석 지지각 시제품제작 및 구조시험”, 한국초전도 저온공학학회지, Vol. 3, No. 1, pp. 45-49 (2001)
7. 임기학, 김진춘, 권경훈, 조승연, “KSTAR 중성입자빔 수송라인 해석”, 한국진공학회지, Vol. 8, No. 4(2), pp. 556-564 (1999)
8. “The Study of Hot Cathode Ionization Vacuum Gauges”, 한국진공학회지
9. “탄소섬유복합재(CFC)의 진공특성”, 한국진공학회지
10. 이강희, 임기학, 허남일, 인상렬, 조승연, “KSTAR 진공용기 및 플라즈마 대향 부품에 대한 베이킹 해석”, 한국진공학회지, Vol. 8, No. 4(1), pp. 397-402 (1999)
11. 조승연, 김형섭, 도철진, 박종화, 사정우, 엄기원, 유인근, 윤병주, 이강희, 인상렬, 임기학, 임종원, 조창호, 정영수, 허남일, “KSTAR 진공용기 시제품 제작관련 기술분석”, 한국진공학회지, Vol. 8, No. 4(1), pp. 391-396 (1999)
12. 인상렬, 윤병주, 조승연, “KSTAR 진공용기의 베이킹시 열응력해석”, 한국진공학회지, Vol. 7, No. 4, pp. 285-292 (1998)

나. 국외학술지 게재 논문

1. M. Kwon, J. S. Bak, G. S. Lee, and KSTAR TEAM, "Progress of the KSTAR TOKAMAK Engineering", Fusion Science and Technology, Vol. 42 (Accepted for publication, 2002. 1)
2. H. J. Ahn, Y. W. Lee, T. H. Kwon, S. C. Lee, C. H. Choi, Y. K. Oh, J. S. Lee, D. S. Kim, C. D. Hong, "Engineering Design Status of the KSTAR TF Coil Structure", IEEE Trans. Applied Sup. (Accepted for publication, 2001)
3. K. J. Cho, C. H. Choi, J. S. Ha, Y. K. Oh, S. W. Park, "Thermo-hydraulic Analysis of KSTAR TF Coil Structure", IEEE Trans. Applied Sup. (Accepted for publication, 2001)
4. J. W. Sa, C. H. Choi, Y. K. Oh, N. I. Her, S. Cho, M. Kwon, G. S. Lee, and J. H. Kim, "Detailed Evaluation of Insulation Stress in the KSTAR Central Solenoid", IEEE Trans. Applied Sup. (Accepted for publication, 2001)
5. C. H. Choi, D. K. Lee, J. W. Sa, H. J. Ahn, Y. K. Oh, K. I. You, J. Y. Kim, and S. Cho, "Electro-magnetic Loads on the KSTAR Magnet System", IEEE Trans. Applied Sup. (Accepted for publication, 2001)
6. Y. K. Oh, C. H. Choi, J. W. Sa, K. I. You, D. K. Lee, M. Kwon, et al., "Engineering Design Status of the KSTAR Central Solenoid Structure", IEEE Trans. Applied Sup. (Accepted for publication, 2001)
7. D. L. Kim, Y. K. Oh, Y. S. Jung, C. H. Choi, J. M. Lee, Y. S. Kim, Y. M. Park and G. S. Lee, "Cryogenic System for KSTAR TOKAMAK", Advanced Cryo. Eng.(Accepted for publication, 2001)
8. N. I. Her, J. W. Sa, S. Cho, C. J. Do, C. H. Choi, B. C. Kim, K. H. Im, M. Kyum, W. C. Kim, G. H. Kim, B. J. Yoo, Y. K. Oh, D. L. Kim, M. Kwon, G. S. Lee, "Structural Safety Assessment Under the Low Temperature of KSTAR Superconducting Magnet Supporting Post", Cryogenics, Vol. 41, pp. 15-20 (2001)
9. S. Cho, K. H. Im, Y. C. Chang, J. B. Kim, B. J. Yoon, C. J. Doh, N. I. Her, S. R. In, K. S. Kim, Y. C. Kim, M. Kwon, "Thermo-hydraulic Design of the KSTAR Vacuum Vessel", Fusion Engineering and Design, Vol. 58, pp.

851-855 (2001)

10. Y. K. Oh, C. H. Choi, J. W. Sa, D. K. Lee, K.-I. You, H. G. Jhang, J. Y. Kim, N. I. Her, and G. S. Lee, "KSTAR Magnet Structure Design", IEEE Trans. Applied Sup., Vol. 11, No. 1, 2066 (2001)
11. C. H. Choi, Y. K. Oh, Y. S. Kim, Y. M. Park, H.-C. Ri, D. L. Kim, D. Ivanov, and G. S. Lee, "Helium and Current Feeder Systems of KSTAR", IEEE Trans. Applied Sup., Vol. 11, No. 1, 2062 (2001)
12. S. Cho, B. J. Yoon, S. R. In and K. H. Im, "Design Analysis of Electromagnetic Forces on the KSTAR Vacuum Vessel Interfaces", Fusion Engineering and Design, Vol. 51, pp. 219-227 (2000)

다. 국내학회 발표 논문

1. J. S. Bak, M. Kwon, G. S. Lee, and KSTAR Team, "KSTAR Tokamak Engineering Overview", 한국 원자력 산업회의 연차대회(2002. 4, 서울)
2. 허남일, 김재훈, 이영신, 김학근, 박주식, 권면, "극저온 지지구조물을 위한 CFRP 적층판의 핀 체결부 강도특성에 관한 연구", 한국초전도·저온공학회 학술대회(2002. 2, 경주)
3. 조승연, 사정우, 최창호, "KSTAR 운전시나리오에 대해 초전도자석 구조물에 발생하는 줄열 및 온도분포 계산", 한국초전도·저온공학회 학술대회(2002. 2, 경주)
4. C. H. Choi, H. J. Ahn, Y. W. Lee, J. W. Sa, Y. K. Oh, T. H. Kwon, J. S. Lee, S. C. Lee, C. D. Hong, Y. S. Kim, J. S. Bak, "Engineering Design Status of the KSTAR TF Coil Structure", 한국물리학회 학술대회(2001. 10)
5. 유인근, 김병철, 박주식, 권면, "KSTAR 진공용기 선행생산품의 용접부 기밀시험" 한국물리학회 학술대회(2001. 10, 전남대)
6. 오영국, 최창호, 사정우, 김양수, 박영민, 유광일, 이덕교, 도철진, 권면, 이경수, "KSTAR 초전도자석 및 개발의 최근현황", 2001 KAPRA & KPS/DPP Joint Workshop (2001. 7, 제주대)
7. 윤병주, 조승연, 인상렬, 김동락, "KSTAR 진공용기 열 차폐체 설계를 위한 해석", 2001 KAPRA & KPS/DPP Joint Workshop (2001. 7, 제주대)

8. 사정우, 허남일, 최창호, 오영국, 조승연, 도철진, 권면, 이경수, “유한요소해석을 이용한 다상의 초전도 코일에 대한 기계적 열적 등가물성”, 대한기계학회 학술대회 (2001. 6, 제주대)
9. 허남일, 이상연, 김재훈, 이영신, 사정우, 조승연, 임기학, 오영국, 최창호, 도철진, 권면, 이경수, “저온 환경에서 복합재료 핀 연결부의 Bearing 강도에 관한 연구”, 대한기계학회 학술대회 (2001. 6, 제주대)
10. 조승연, 김종배, 허남일, 임기학, 사정우, 유인근, 김윤춘, 도철진, 권면, “KSTAR 진공용기 열 및 전자기력 하중에 의한 응력해석”, 대한기계학회 학술대회 (2001. 6, 제주대)
11. D. P. Ivanov, C. H. Choi, V. E. Keilin, Y. S. Kim, Y. K. Oh, “Current Lead for KSTAR PF Coils Design Approach”, 한국물리학회 학술대회(2001. 4, 경희대)
12. D. P. Ivanov, C. H. Choi, Y. K. Oh, “Heating of TF Coils from Case at IP Disruption in KSTAR”, 한국물리학회 학술대회(2001. 4, 경희대)
13. 박영민, 김양수, 사정우, 이형철, 최창호, 오영국, 김동락, 이경수, 김기만, “KSTAR용 SC bus-line interface terminal의 upgrade 및 ANSYS analysis”, 한국물리학회 학술대회(2001. 4, 경희대)
14. 김양수, 박영민, 이형철, 최창호, 오영국, 김기만, D. Ivanov, “KSTAR 초전도핵융합장치의 전류인입선 (Current Lead) 개발”, 한국물리학회 학술대회(2001. 4, 경희대)
15. 오영국, 최창호, 유광일, 이덕교, 사정우, 허남일, 도철진, 이경수, 안희재, 권태훈, 이종석, 홍창덕, “Design Modification of the KSTAR Central Solenoid Structure”, 한국물리학회 학술대회(2001. 4, 경희대)
16. 최창호, 이덕교, 오영국, 김진용, 사정우, 도철진, 이경수, D. Ivanov, 안희재, 권태훈, 이용욱, 이종석, “Magnetic Forces on the KSTAR Magnet System”, 한국물리학회 학술대회(2001. 4, 경희대)
17. 김동락, 노영미, 허남일, 육종설, 조승연, 김승현, 도철진, 권면, 이경수, 윤병주, “KSTAR TOKAMAK의 Thermal Shield를 위한 Cryopanel에 대한 검토”, 한국물리학회 학술대회(2001. 4, 경희대)
18. 김동락, 오영국, 정영수, 이정민, 최창호, 임기학, 허남일, 김양수, 박영민, 김용채, 조광운, 이재묘, 도철진, 권면, 이경수, “KSTAR TOKAMAK을 위한 저온시스템의 설계”, 한국초전도 저온공학회 학술대회(2001. 2, 무주리조트)

19. 김동락, 노영미, 허남일, 조승연, 육종설, 안귀천, 도철진, 권면, 이경수, 윤병주, “KSTAR TOKAMAK의 열차폐막 설계”, 한국초전도 저온공학회 학술대회 (2001. 2, 무주리조트)
20. 허남일, 사정우, 조승연, 도철진, 오영국, 최창호, 권면, 이경수, 이상연, 김재훈, “탄소섬유/에폭시 복합적층판에 대한 저온에서의 기계적특성 실험평가”, 한국초전도 저온공학회 학술대회(2001. 2, 무주리조트)
21. 박미영, 인상렬, “NEG펌프 제작 및 특성조사”, 한국진공학회 학술대회(2001, 2, 연세대)
22. 인상렬, 박미영, “국산 M8 스테인리스 나사의 체결특성”, 한국진공학회 학술대회(2001. 2, 연세대)
23. 김동락, 노영미, 육종설, 조승연, 안귀천, 허남일, 임기학, 도철진, 권면, 이경수, 윤병주, “Thermal Shield Design for KSTAR TOKAMAK”, 한국물리학회 학술대회(2000. 10, 포항공대)
24. 유인근, 인상렬, 김병철, 김웅채, 도철진, 권면, 이경수, “KSTAR vacuum vessel 의 flange 기밀을 위한 Helicoflex test” 한국물리학회 학술대회(2000. 10, 포항공대)
25. 최창호, 오영국, 이덕교, 사정우, 허남일, 박지영, 도철진, 이경수, “Design of PF Structure and Lateral Load Support for KSTAR Device, 한국물리학회 학술대회(2000. 10, 포항공대)
26. 오영국, 최창호, 이덕교, 사정우, 유광일, 장호건, 김진용, 허남일, 김근홍, 이경수, “Design Progress of TF & CS Magnet Structure for KSTAR Device”, 한국물리학회 학술대회(2000. 10, 포항공대)
27. 사정우, 오영국, 최창호, 유광일, 허남일, 도철진, 권면, 이경수, “ Preliminary Structural Analysis for the KSTAR Magnet System”, 한국물리학회 학술대회 (2000, 4)
28. 최창호, 오영국, 이형철, 장호건, 유광일, 김진용, 이덕교, 이경수, 김기만, 김용진, “KSTAR 초전도자석의 전류 dump 회로의 시상수 계산”, 한국물리학회 학술대회(2000, 4)
29. 최창호, 오영국, 이형철, 김양수, 박영민, 김동락, 이경수, 김기만, 김용진, “KSTAR 초전도자석시스템 냉각용 임계헬륨 공급선 설계”, 한국물리학회 학술대회(2000, 4)
30. 오영국, 최창호, 김양수, 박영민, 이형철, 사정우, 장호건, 유광일, 김진용, 이덕교,

- 이경수, 김기만, 김용진, "SC Magnet Design Status for KSTAR", 한국물리학회 학술대회(2000, 4)
31. 김동락, 육종철, 이기성, 조승연, 안귀천, 허남일, 임기학, 도철진, 권 면, 이경수, 김광선, 장영철, 윤병주, "Design of KSTAR Thermal Shield", 한국물리학회 학술대회(2000. 4, 육군사관학교)
 32. 최상철, 정광화, 홍승수, 신용현, 이상균, 임종연, 임인태, "Outgassing of GFRP, CFRP and Graphites", 한국진공학회 학술대회
 33. 김동락, 육종철, 이기성, "KSTAR Vacuum Vessel의 열차폐막 설계", 한국초전도·저온공학회 학술대회, (2000. 2, 기초과학지원연구소)
 34. 허남일, 도철진, 사정우, 조승연, 임기학, KSTAR설계팀, "초전도자석 지지각 설계 및 구조해석", 한국초전도·저온공학회 학술대회, (2000. 2, 기초과학지원연구소)
 35. 육종철, 김동락, 이기성, "KSTAR CRYOSTAT의 열차폐막 설계", 한국초전도저온공학회 학술대회(2000. 2, 기초과학지원연구소)
 36. 최창호, 오영국, 유광일, 장호건, 이형철, 이경수, 윤천석, "Analysis of CICC for KSTAR Magnet I", 한국물리학회 학술대회(1999.10)
 37. 최창호, 이형철, 김양수, 박영민, 김형찬, 김무성, 오영국, 이경수, 최현정, 김명규, 김기만, "KSTAR HP-III 초전도선재의 교류손실 측정장치 개발", 한국물리학회 학술대회(1999.10)
 38. 오영국, 최창호, 이형철, 김양수, 박영민, 장호건, 유광일, 이덕교, 김진용, 이경수, 김용진, 윤천석, 방성근, 김기만, "KSTAR Superconducting Magnet Design Update", 한국물리학회 학술대회(1999.10)
 39. 임기학, 권경훈, 김진춘, "KSTAR 중성입자빔 수송라인 및 투과 빔 해석", 한국물리학회 학술대회,(1999. 10, 부경대학교)
 40. "TDS Analysis of Graphite Divertor Tiles", 한국진공학회 학술대회(1999. 7)
 41. "Glow Discharge Cleaning 법에 의한 Stainless Steel의 Outgassing Rate 감소", 한국진공학회 학술대회(1999. 7)
 42. "The KSTAR Vacuum Pumping and Fueling System Upgrade", 한국진공학회 학술대회(1999. 7)
 43. 인상렬, 윤병주, 조승연, "KSTAR 진공용기의 베이킹시 열응력해석", 한국진공학회 학술대회(1999. 7)
 44. 조승연, 김형섭, 도철진, 박종화, 사정우, 엄기원, 유인근, 윤병주, 이강희, 인상렬,

- 임기학, 임종원, 조창호, 정영수, 허남일, "KSTAR 진공용기 시작품 제작관련 기술분석", 한국진공학회 학술대회(1999. 7)
45. 임기학, 김진춘, 권경훈, 조승연, "KSTAR 중성입자빔 수송라인 해석", 한국진공학회 학술대회(1999. 7)
46. 이강희, 임기학, 허남일, 인상렬, 조승연, "KSTAR 진공용기 및 플라즈마 대향 부품에 대한 베이킹 해석", 한국진공학회 학술대회(1999. 7)
47. 허남일, 김형섭, 조승연, 임기학, KSTAR 설계팀, "KSTAR 저온진공용기 구조 해석", 한국초전도·저온공학회 학술대회(1999. 2)
48. 조승연, 김진용, 김진춘, "Halo Current Estimation with Use of 3-D Eddy Current Calculation Code SPARK", 한국물리학회 학술대회(1998. 10)
49. 임기학, 김진춘, "Inductive heating scheme for KSTAR Vacuum Vessel and PFC bakeout", 한국물리학회 학술대회(1998. 10)

라. 국외학회 발표 논문

1. Y. M. Park, Y. J. Lee, Y. K. Oh, C. H. Choi, J. W. Sa, W. C. Kim, Y. S. Kim, H. J. Lee, J. S. Bak, M. K. and G. S. Lee, "Development of KSTAR Superconducting Magnet System Interfaces", 3rd IAEA-TCM conference(2002. 5, Greifswald, Germany)
2. H. J. Ahn, Y. W. Lee, Y. C. Kim, J. S. Bak and G. S. Lee, "Seismic Analysis of the KSTAR Tokamak", 19th IEEE/NPSS Symp. on Fusion Engineering(2002. 1. Atlantic City)
3. N. I. Her, S. Cho, J. W. Sa, K. H. Im, G. H. Hong, G. H. Kim, J. Y. Park, H. K. Kim, B. C. Kim, I. K. Yu, D. L. Kim, W. C. Kim, Y. K. Oh, C. H. Choi, J. S. Bak, M. Kwon, G. S. Lee, J. H. Kim, and H. J. Ahn, "Structural Design and Analysis for the KSTAR Cryostat", 19th IEEE/NPSS Symp. on Fusion Engineering(2002. 1. Atlantic City)
4. Y. K. Oh, C. H. Choi, J. W. Sa, H. J. Ahn, K. J. Cho, Y. M. Park, Y. S. Kim, K. Kim, D. K. Lee, S. Cho, N. I. Her, M. Kwon, J. S. Bak, G. S. Lee, and the KSTAR Team, "Design Overview of the KSTAR Magnet Structures", 19th IEEE/NPSS Symp. on Fusion Engineering(2002. 1. Atlantic

City)

5. S. Cho, D. L. Kim, N. I. Her, K. H. Im, M. Kwon, G. S. Lee, B. J. Yoon, S. R. In, "KSTAR Vacuum Vessel Thermal Shield Analysis", 19th IEEE/NPSS Symp. on Fusion Engineering(2002. 1. Atlantic City)
6. J. S. Bak, M. Kwon, G. S. Lee, and the KSTAR Team, "Progress of the KSTAR Tokamak Engineering", 19th IEEE/NPSS Symp. on Fusion Engineering(2002. 1. Atlantic City)
7. R. E. Nygren, D. L. Youchison, J. Kim, K. H. Im, K. S. Kim and H. C. Park, "High Heat Flux Tests of Carbon Composites for KSTAR and NSTX", 19th IEEE/NPSS Symposium on Fusion Engineering(2002. 1, Atlantic City)
8. G. S. Lee, D. P. Ivanov, H. Y. Yang, H. Jhang, J. Y. Kim, D. K. Lee, K. I. You, H. K. Kim, J. S. Bak, M. Kwon, J. H. Han, and J. Last, "Advanced Physics and Plasma Control with Segmented In-vessel Control Coils in the KSTAR Tokamak", ITC2001(2001. 12, Japan)
9. J. S. Bak "KSTAR Tokamak Engineering Overview", KSTAR SC Magnet System Workshop(2001. 12, Naka, Japan)
10. J.W. Sa, "Structural Analysis of SC Coil Winding Pack", KSTAR SC Magnet System Workshop(2001. 12, Naka, Japan)
11. Y. K. Oh, "CS/PF Magnet Structure Design", KSTAR SC Magnet System Workshop(2001. 12, Naka, Japan)
12. C. H. Choi, "TF Magnet Structure Design", KSTAR SC Magnet System Workshop(2001. 12, Naka, Japan)
13. Y. S. Kim, "SC Magnet Interface", KSTAR SC Magnet System Workshop(2001. 12, Naka, Japan)
14. D. L. Kim, S. Cho, S. H. Kim, M. Kwon, G. S. Lee, K. S. Kim, Y. M. Noh, "Study of Thermal and Cooling Load for KSTAR Thermal Shield Design", Cryogenic Association of Japan(2001. 11, Japan)
15. D. L. Kim, C. H. Choi, K. W. Cho, Y. S. Jung, Y. K. Oh, Y. S. Kim, M. Kwon, G. S. Lee, J. M. Lee, Y. M. Park, "Overview of the KSTAR Cryogenic System", MT-17 Conference(2001. 9, Geneva).
16. H. J. Ahn, Y. W. Lee, T. H. Kwon, S. C. Lee, C. H. Choi, Y. K. Oh, J. S. Lee, D. S. Kim, C. D. Hong, "Engineering Design Status of the KSTAR TF

- Coil Structure", MT-17 Conference(2001. 9, Geneva)
17. K. J. Cho, C. H. Choi, J. S. Ha, Y. K. Oh, S. W. Park, "Thermo-hydraulic Analysis of KSTAR TF Coil Structure", MT-17 Conference(2001. 9, Geneva)
 18. J.W. Sa, C.H. Choi, Y.K. Oh, N.I. Her, S. Cho, M. Kwon, G.S. Lee, and J.H. Kim, "Detailed Evaluation of Insulation Stress in the KSTAR Central Solenoid", MT-17 Conference(2001. 9, Geneva)
 19. C. H. Choi, D. K. Lee, J. W. Sa, H. J. Ahn, Y. K. Oh, K. I. You, J. Y. Kim, and S. Cho, "Electro-magnetic Loads on the KSTAR Magnet System", MT-17 Conference(2001. 9, Geneva)
 20. Y. K. Oh, C. H. Choi, J. W. Sa, K. I. You, D. K. Lee, M. Kwon, et al., "Engineering Design Status of the KSTAR Central Solenoid Structure", MT-17 Conference(2001. 9, Geneva)
 21. 金東洛, 許南一, 趙昇衍, 金昇顯, 權勉, 李京洙, 尹炳周, "The Conceptual Design of Thermal Shield for KSTAR TOKAMAK System", Cryogenic Association of Japan(2001. 5, Tokyo)
 22. K. H. Im, S. Cho, N. I. Her, D. L. Kim, G. S. Lee, M. Kwon, C. J. Do, J.B. Kim, Y.C. Kim, J.S. Lee, I. K. Yu, S. R. In, B. J. Yoon, G. H. Hong, B. C. Kim, G. H. Kim, W. C. Kim, J. W. Sa, and the KSTAR Team, "Engineering Design of KSTAR Tokamak Main Structure", 18th IAEA Fusion Energy Conference(2000. 10, Sorrento)
 23. D. L. Kim, Y. K. Oh, Y. S. Jung, J. M. Lee, K. W. Cho and G. S. Lee, "Cryogenic System for KSTAR TOKAMAK", Korea-Japan Joint Workshop on Applied Superconductivity and Cryogenics(2000. 10, Cheju-Do)
 24. N. I. Her, J. W. Sa, S. Cho, C. J. Do, C. H. Choi, B. C. Kim, K. H. Im, M. Kyum, W. C. Kim, G. H. Kim, B. J. Yoo, Y. K. Oh, D. L. Kim, M. Kwon, G. S. Lee, "Structural Safety Assessment under the Low Temperature of KSTAR Superconducting Magnet Supporting Post", Korea-Japan Joint Workshop on Applied Superconductivity and Cryogenics(2000. 10, Cheju-Do)
 25. S. Cho, K. H. Im, Y. C. Chang, J. B. Kim, B. J. Yoon, C. J. Doh, N. I. Her, S. R. In, K. S. Kim, Y. C. Kim, M. Kwon, "Thermo-hydraulic Design of the KSTAR Vacuum Vessel", 21st Symposium on Fusion Technology(2000. 9, Madrid)

26. C. J. Do, "KSTAR Tokamak System Engineering", KSTAR EU Workshop Max-Planck Institute for Plasma Physics(2000. 9, Garching)
27. K. H. Im, "KSTAR Plasma Facing Components & In-vessel Coils", KSTAR EU Workshop, Max-Planck Institute for Plasma Physics(2000. 9, Garching)
28. Y. K. Oh, "Magnet System Design", KSTAR EU Workshop, Max-Planck Institute for Plasma Physics(2000. 9, Garching)
29. C. H. Choi, Y. K. Oh, Y. S. Kim, Y. M. Park, H.-C. Ri, D. L. Kim, D. Ivanov, and G. S. Lee, "Helium and Current Feeder Systems of KSTAR", ASC2000 Conference(2000. 9, Virginia Beach)
30. Y. K. Oh, C. H. Choi, J. W. Sa, D. K. Lee, K.-I. You, H. G. Jhang, J. Y. Kim, N. I. Her, and G. S. Lee, "KSTAR Magnet Structure Design", ASC2000 Conference(2000. 9, Virginia Beach)
31. "High Heat Flux Test for KSTAR CFC candidate samples", 18th IEEE/NPSS Symposium on Fusion Engineering(1999. 10, Albuquerque)
32. B. J. Yoon, S. R. In, S. Cho, "Support System of the KSTAR Vacuum Vessel", 18th IEEE/NPSS Symposium on Fusion Engineering(1999. 10, Albuquerque)
33. S. Cho, B. J. Yoon, S. R. In and KSTAR Team, "Design Analysis of Electromagnetic Forces on the KSTAR Vacuum Vessel Interfaces", 5th International Symposium on Fusion Nuclear Technology(ISFNT)(1999. 9, Roma)
34. "Design analysis of electromagnetic forces on the KSTAR vacuum vessel interfaces", 5th Symposium on Fusion Nuclear Technology(1999. 9)
35. "Hot Cathode Ionization Gauge Calibration in the KRISS Ultrahigh Vacuum Standards", 3rd CCM International Conference(1999. 5)
36. "Bilateral Comparison of High Vacuum Standards between KRISS and ETL", 3rd CCM International Conference(1999. 5)
37. "Structure design and analysis of the KSTAR vacuum vessel support", 20th Symposium on Fusion Technology(1998. 9)
38. "Contamination on TiN and BN Thin Films Deposited on Stainless Steel by IBAD", 16th IMEKO TC3/APMF(1998. 9)

39. "The Outgassing from TiN and BN Thin Films Deposited on Stainless Steel by IBAD", 14th International Vacuum Congress(1998. 8)
40. "The Microstructure and Mechanical Properties of BN Thin Films Prepared by IBAD", 14th International Vacuum Congress(1998. 8)

여 백

부록 2. 학술지 게재 논문

가. 국내 학술지 게재 논문

나. 국외 학술지 게재 논문

다. 국내 학회발표 논문

라. 국외 학회발표 논문

여 백

가. 국내 학술지 게재 논문

여 백

KSTAR 진공용기 열 차폐체 설계를 위한 해석 (Design analysis of KSTAR vacuum vessel thermal shield)

윤병주, 조승연*, 인상렬, 김동락*

(한국원자력연구소 핵물리공학팀, 한국기초과학지원연구원*)

요 약

KSTAR 진공용기 계통은 이중벽 구조의 진공용기와 용기내 부품 그리고 초전도 전자석과의 열 차단을 목적으로 하는 열 차폐체 등 크게 3가지로 나눌 수 있다. 이 중 각종 포트를 포함한 진공용기 전체를 둘러싸고 있는 열 차폐체 설계를 위해서는 플라즈마 수평 붕괴와 수직이동 붕괴시 발생하는 전자기력의 영향을 우선적으로 고려하여야 한다. 열 차폐체의 단면은 진공용기와 마찬가지로 D형 모양이며 전체적으로 토로이달 방향 45도 모델을 사용하였다. 안쪽 판과 위아래 측면 판 그리고 바깥쪽 측면 판으로 구분되어 있으며 이들 각각의 판은 전기식 절연을 목적으로 서로 분리되어 있다. 본 연구에서는 각각의 판에 대한 응력과 변위를 계산하고 이를 바탕으로 적절한 지지대의 숫자를 제시하였다. 아울러 플라즈마 붕괴시 열 차폐체 판에 발생하는 유기전류로 인한 주울 열을 계산하여 플라즈마 붕괴 시나리오에 따른 시간대 별로 판의 온도상승 값을 구하였다. 입력부하인 전자기력과 주울 열을 유한요소 기법인 SPARK 코드로 생성하였고 응력과 변위 및 온도상승 값을 구하기 위해서는 ANSYS가 사용되었다.

1. 서 론

KSTAR(Korean Superconducting Tokamak Advanced Research) 토카막[1]은 초전도 전자석, 진공용기 계통 그리고 크라이오스탤(cryostat) 등으로 조합되어 있다. 열 차폐체(thermal shield)는 크라이오스탤 안쪽면과 진공용기 바깥면을 모두 둘러싸고 있다. 크라이오스탤 안쪽면 열 차폐체는 대기온도인 상온(~300K)의 크라이오스탤 벽면 열 부하를 차단하는 역할을 한다. 진공용기 바깥면 차폐체는 운전 상태에서 4.5k 온도를 일정하게 유지해야 하는 초전도 전자석과 진공용기와 열부하를 차단하는 역할을 한다. 이 때의 온도차이는 ~295K이다. 진공용기를 가볍게 베이킹(soft baking)을 할 경우에는 질소가스로 가열하여 이중벽의 용기 온도를 ~423K로 올리는데 이때 전자석 온도는 80K이하를 유지하도록 설계하고 있다. 이러한 큰 온도 차이로 인해 아무리 고 진공($\sim 1 \times 10^{-5}$ torr)에 있더라도 복사열 효과로 인해 시간이 흐를수록 전자석의 온도가 상승하여 치명적인 영향을 미치게 된다. 따라서 극저온 기체 헬륨을 냉매로 하는 열 차폐체는 필

수적이다. 기체 헬륨의 압력은 극저온 공급 시스템의 특성으로 인해 20bar로 설정되어 있으며 온도는 80K 이하를 유지하면서 순환되도록 설계하고 있다.

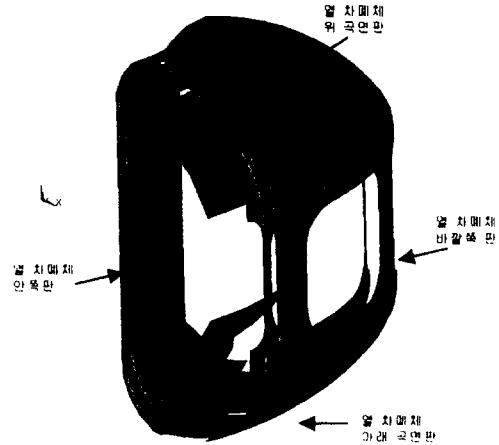


그림 1. 열 차폐체 해석을 위한 전체 모델

열 차폐체의 해석은 크게 두 가지 측면을 고려해야 하는데 위에서 언급했듯이 큰 온도차에 의한 열 전달과 이 논문에 주로 다룰 플라즈마 수평붕괴(plasma radial disruption)와 수직이동 붕괴(plasma vertical disruption)시 발생하는 과도 전자기력에 대한 기계적 열적 영향이다. 플라즈마 붕괴 현상은 토카막 운전중 플라즈마의 평형이 깨지면 에너지 급랭이 일어나면서 플라즈마 전류의 급격한 감쇠현상이 일어나는데 이것이 플라즈마 붕괴현상이다. 플라즈마 붕괴현상에는 수평붕괴와 수직이동붕괴가 발생할 수 있다. 수평붕괴는 플라즈마 중심 쪽으로 수축하면서 반경방향 안쪽으로 움직이는 붕괴이고 수직이동 붕괴는 플라즈마 중심이 위 또는 아래방향으로 움직이면서 수축하는 붕괴이다. 또한 수직이동 붕괴는 미처 플라즈마 전류가 소멸되기 전에 용기내 부품에 부딪혀 환상전류(halo current)를 일으키기도 한다. 이 전류가 토로이달 자장과 작용해 용기내 부품에 큰 전자기력을 발생하기도 한다. 이 붕괴현상은 실제 운전 중의 토카막에서 간헐적으로 일어나고 있으며 붕괴에 따른 전자기력은 KSTAR와 같은 새 토카막을 설계할 때 중요한 조건으로 적용된다.

플라즈마 붕괴할 때의 전류의 급속한 감쇠 즉 높은 전류변화률(dI/dt)로 인해 용기내 부품, 진공용기 이중벽 그리고 열 차폐체에 서로 상쇄하려는 상호 유기 전류가 생기고 $J(\text{전류밀도}) \times B(\text{자장})$ 전자기력이 발생한다.

열 차폐체는 안쪽판과 위아래 곡면판 그리고 바깥쪽 곡면판으로 구분되어 있으며 이들 각각의 판은 전기적 절연을 목적으로 서로 분리되어 있기 때문에 대칭성을 감안하여 토로이달 방향 45도의 모델(그림1)을 ANSYS에서 유한요소 쉘의 계산모델을 만들었다. 이 모델의 절점과 요소 그리고 물성치 값을 SPARK[2]코드에게 입력자료로 전달하여 SPARK의 해석모델을 만들고 전류변화를, 붕괴시간, 자장값, 비저항 등의 물리적인 상수를 적용시켜 붕괴 시나리오 즉 수평 및 수직이동 붕괴 등을 과도기적 해석을 모사하여 시간대별로 절점과 요소에 작용하는 전자기력과 주울 열을 계산하였다. 힘 및 열량의 자료를 ANSYS코드로 받아서 각각의 판 응력과 변위를 계산하여 ~4 mm 판 두께의 타당성을 조사하고 이를 바탕으로 진공용기와 열차폐체 사이를 연결하는 지지대의 개수를 설정하였다. 아울러 플라즈마 붕괴시 열 차폐체 판에 발생하는 유기전류로 인한 주울 열을 계산하여 플라즈마 붕괴 시나리오에 따른 시간대 별로 판의 온도상승 값을 구하였다. 표1은 열 차폐체 해석에 필요한 요건들을 정리하였다.

| | |
|----------------|------------------------------|
| 재료 | : ss304L |
| 단면 종 직경 | : 3.50 m |
| 단면 횡 직경 | : 1.99 m |
| 두께 | : ~4 mm |
| 탄성계수 | : 175 GPa |
| 포아송 수 | : 0.3 |
| 비중 | : 7900 Kg/m ³ |
| 인선탄 계수 | : 9 w/m · k |
| 비열 | : 208 J/Kg · k |
| 비저항 | : 7.8x10 ⁻⁷ Ω · m |
| 플라즈마 붕괴 전류감쇠률 | : 0.5 MA/msec |
| 붕괴 에너지 급랭 시간 | : 1 msec |
| 붕괴시 전류 감감 시간 | : 4 msec |
| 정상 운전시 플라즈마 전류 | : 2 MA |
| 정상 운전시 토로이달 자장 | : 3.5 T |

표 1. 열 차폐체 해석에 필요요건

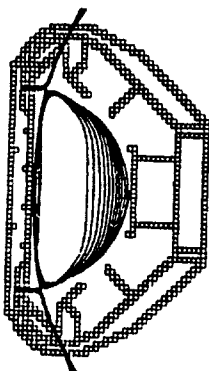


그림 2. 수평붕괴

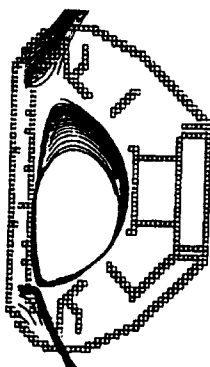


그림 3. 수직이동붕괴

2. 플라즈마 붕괴 시나리오[3]

그림2,3은 붕괴시 플라즈마 컬럼의 움직임이 나타난다. 플라즈마 수평붕괴시는 플라즈마의 에너지 급랭 시간은 1 msec이고 붕괴 전류 감쇠률은 0.5MA/msec으로 4 msec 동안에 2MA의 전류를 잃는다. 소멸 시간은 5 msec이다.

플라즈마 수직이동 붕괴시는 플라즈마 중심이 이동하면서 소멸되는 시간은 127 msec로서 수평붕괴보다는 긴 시간이다. 플라즈마의 평형이 깨진 상태에서 122 msec동안에 위 또는 아래방향으로 움직이다가 1 msec 동안에 에너지를 잃고 마지막 4 msec 동안에 0.5 MA/msec의 감쇠률로 전류를 잃는다. 이 논문에서는 플라즈마가 상위로 움직이는 것으로 가정하여 계산을 하였다.

3. 과도 전자기력과 주울 열

수평붕괴와 수직이동 붕괴의 전자기력 분포는 서로 다르다. 수평붕괴는 플라즈마가 용기 적도선상의 안쪽면으로 움직이면서 소멸하는 관계로 열 차폐체의 안쪽면은 척력이 발생하고 바깥쪽 곡면판은 인력이 작용하여 특히 플라즈마 중심과 거리가 가까운 용기의 적도선상에 있는 안쪽판과 바깥쪽 곡면판에 큰 전자기력이 발생한다. 거리가 먼 위아래 곡면판은 상대적으로 적은 전자기력이 발생한다. 결국 열 차폐체는 용기의 중심 쪽으로 압력을 받는다. 수직이동붕괴시에는 안쪽판 상단과 위 곡면판 하단 또는 안쪽판 하단과 아래 곡면판 상단과의 맞닿는 부분이 플라즈마 중심과의 거리가 가장 가까운 관계로 큰 전자기력이 발생한다. 수평붕괴와 달리 힘의 집중현상이 심하다.

열 차폐체는 안쪽과 위아래 및 바깥쪽의 3가지 판으로 구성되어 서로 절연을 위해 분리되어 있기 때문에 한 몸체로 된 진공용기에 유기되는 전류의 흐름과 달리 각각의 판 가장자리에 회전하는 유기전류가 발생한다. 판 하나에 발생한 전자기력의 합력을 구하면 서로 상쇄되어 아주 작거나 거의 0 이 되지만 서로 대각선 방향으로 크기가 같고 방향이 반대인 전자기력이 발생하여 판이 뒤틀리는 힘을 받는다. 표2에는 열차폐체 판의 요소면적에 따른 최대 전자기력을 정리하였다. 그림 4 및 5에는 붕괴에 따른 전자기력 값이 절점에 x,y,z 방향으로 표시되고있다.

열 차폐체는 플라즈마 붕괴시 유기전류가 흐르면 차폐체의 저항에 의해 주울 열이 발생하기 마련이다. 주울 열의 분포를 보면 플라즈마의 중심과 가까운 쪽에서 열이 많이 발생하고 먼쪽은 상대적으로 덜하다는 것을 알 수 있다. 주울 열에 의한 온도상승으로 열차폐체가 받는 영향을 알아보았다. 표 3은 붕괴시간에 따른 열 차폐체의 총 열량을 계산한 것이다.

| 판 종류 | 수평붕괴 최대전자기력 N | 수직이동 최대전자기력 N | 요소면적 m ² |
|------|---------------------|---------------------|------------------------|
| 안쪽 | 4760 | 9140 | 0.033 |
| 위 | 604 | 568 | 0.026 |
| 아래 | 673 | 280 | 0.034 |
| 바깥쪽 | 863 | 105 | 0.021 |

표 2. 열차폐체 판의 요소면적 및 최대 전자기력

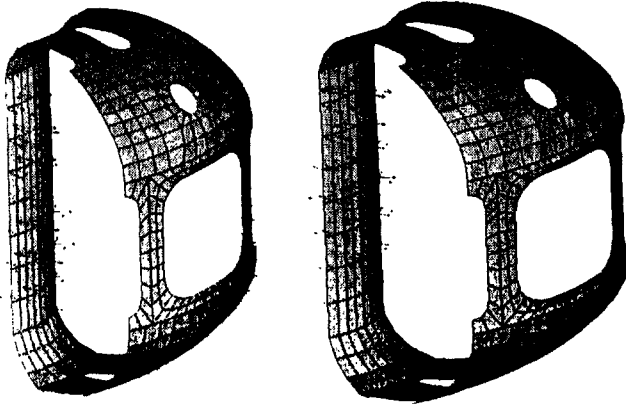


그림 4. 수평붕괴 전자기력 그림 5. 수직이동붕괴 전자기력

| 시간 msec | 수평붕괴 | | 수직이동붕괴 | |
|------------|------------|------------|------------|------------|
| | 수열 열, W | 시간 msec | 수열 열, W | 시간 msec |
| 1 | 24138 | 50 | 993 | |
| 2 | 51383 | 70 | 1773 | |
| 3 | 78600 | 80 | 3407 | |
| 4 | 120813 | 90 | 6875 | |
| 5 | 183662(3배) | 100 | 13105 | |
| 6 | 161679 | 110 | 29257 | |
| 7 | 162451 | 120 | 63608 | |
| 8 | 154060 | 121 | 120430 | |
| 9 | 141914 | 122 | 98560 | |
| 10 | 128945 | 123 | 101008 | |
| 11 | 116379 | 124 | 124970 | |
| 12 | 104690 | 125 | 183897 | |
| 13 | 93994 | 126 | 181578 | |
| 14 | 84323 | 127 | 188569(최대) | |

표 3. 붕괴시간에 따른 열차폐체의 총 주열 열량

4. 결과 및 고찰

플라즈마 붕괴에 따른 전자기력에 안전한 열차폐체 설계를 위해 응력과 변위 및 주열 열에 의한 온도 상승 등을 구하였다. 표 4, 5, 6은 계산결과를 정리한 것이다. ASME B&PV 코드의 응력 한계식 1.5KSm[4]을 적용하면 허용응력이 210 MPa로서 정의되는데 반해 최대응력이 158MPa로서 열차폐체는 안전하다. 수평붕괴일 때의 응력은 50~152MPa의 분포를 보이며 수직이동 붕괴 때의 응력은 38~158MPa 좀더 큰 편차를 보여준다. 수직이동 붕괴일 때 안쪽판 상단에 전자기력이 큼에 따라 응력도 크게 생성된다. 수평붕괴일

때 안쪽 판의 전자기력이 바깥 쪽보다 훨씬 크더라도 응력은 상대적으로 작은 것은 지지대의 보강이 많이 이루어졌기 때문이다.

주열 열에 의한 판의 최고온도 상승값은 0.0026~2.21K의 분포를 가지며 기체헬륨 냉매의 흐름만 원활하다면 그 영향은 미미함을 알 수 있다. 안쪽판의 온도 상승이 많음을 알 수 있다. 표 7은 최대부하에 대한 응력을 판 두께의 변화에 대해 계산해본 결과를 비교하면 4 mm가 적절함을 알 수 있다.

| 판 종류 | 수평 붕괴 | | | 수직이동 붕괴 | | | 지지대 개수 ea |
|------|--------|-------|---------|---------|-------|---------|-----------|
| | 응력 MPa | 변위 mm | 온도 상승 K | 응력 MPa | 변위 mm | 온도 상승 K | |
| 안쪽 | 51 | 0.2 | 0.018 | 158 | 0.6 | 2.21 | 480 |
| 위 | 101 | 1.1 | 0.0026 | 50 | 0.4 | 0.056 | 496 |
| 아래 | 105 | 2.1 | 0.0026 | 45 | 0.6 | 0.027 | 496 |
| 바깥쪽 | 152 | 1.3 | 0.019 | 38 | 0.6 | 0.018 | 336 |

표 4. 열차폐체 해석결과 최대값과 지지대 개수

| 시간 msec | 안쪽 K | 위 K | 아래 K | 바깥쪽 K |
|---------|--------|---------|---------|--------|
| 2 | 0.0013 | 0.00028 | 0.00028 | 0.0019 |
| 3 | 0.0026 | 0.00055 | 0.00055 | 0.004 |
| 4 | 0.0059 | 0.0012 | 0.0012 | 0.0088 |
| 5 | 0.0124 | 0.0026 | 0.0026 | 0.019 |

표 5. 수평붕괴시 시간대 별로 판의 온도상승

| 시간 msec | 안쪽 K | 위 K | 아래 K | 바깥쪽 K |
|---------|-------|--------|---------|---------|
| 20 | 0.068 | 0.0017 | 0.00082 | 0.00055 |
| 50 | 0.272 | 0.0069 | 0.00327 | 0.0022 |
| 90 | 0.953 | 0.0242 | 0.0114 | 0.0076 |
| 127 | 2.212 | 0.0563 | 0.0265 | 0.0177 |

표 6. 수직이동 붕괴시 시간대 별로 판의 온도상승

| 판두께 | 2mm | 3mm | 4mm | 5mm |
|----------|-----|-----|---------|-----|
| 최대응력 MPa | 286 | 207 | 158(적합) | 124 |

표 7. 열차폐체 판 두께의 타당성 조사

참고 문헌

- [1] G.S. Lee, et al., The KSTAR project, Nuclear fusion, Vol. 40, No. 3Y, Vienna, March, 2000, pp.575-582.
- [2] D.W.Weissenburger, Spark Version 1.1 User Manual, Princeton Plasma Physics Laboratory, Report No. PPPL-2494, 1988
- [3] J.Y.Kim, D.Y.Lee, MHD stability, feedback stabilization, and disruption simulation for KSTAR tokamak, J. Accel. Plasma Res. 3 (3) (1998) 69-76
- [4] ASME, Boiler and Pressure Vessels Code, Section III, Division 1. stress limits & categories

KSTAR 초전도자석 및 구조물 개발의 최근현황^{*}

(Recent Status of KSTAR Superconducting Magnets and Structures Engineering)

오영국, 최창호, 사정우, 김양수, 박영민, 유광일, 이덕교, 도철진, 권면, 이경수
대전광역시 유성구 어은동, 한국기초과학지원연구원

김기만, 김용진
대전광역시 유성구 문지동 삼성전자기반기술연구소

안희재, 이종석
울산광역시 동구 전하동 현대중공업(주)

Abstract

The recent status of magnet system development for the KSTAR device is introduced including the magnet system design, conductor fabrication, coil fabrication, structure design and interface design. The KSTAR magnet system consists of all superconducting coils operated with supercritical helium including 16 Toroidal Field (TF) coils, 8 Central Solenoid (CS) coils, and 6 Poloidal Field (PF) coils. All coils were designed with continuous winding scheme without internal joints by cable-in-conduit conductor (CICC). Recently some cable and coils are under fabrication including a dummy TF coil with copper strands, a prototype TF coil with superconductor strands, and background coils.

Detail engineering design of magnet structure are conducted to protect the superconducting coils from mechanical and thermal loads. Major features of the TF structure are wedged inboard legs to sustain centering force of about 15 MN by TF coil charging, and optimum outboard leg design to sustain out-of-plane force by stray field from PF coils. The CS structure is designed to give vertical compression on eight CS coils by about 20 MN.

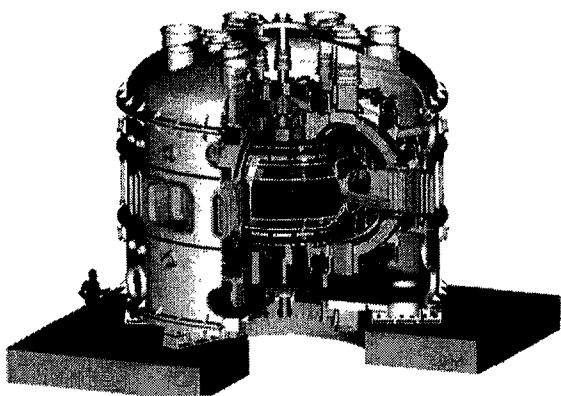


그림 1. KSTAR 장치의 개념도

* 과학기술부의 지원을 받은 사업임.

I. 서 론

그림 1의 차세대핵융합연구장치인 KSTAR (Korea Superconducting Tokamak Advanced Research) 장치의 주요 설계변수로는 주반경 1.8 m에서의 TF (Toroidal Field) 자장 3.5 테슬라, 플라즈마 전류 2 MA 및 플라즈마 구속시간 300초 등이다.[1] 300 초정도의 플라즈마 구속시간을 갖는 steady-state 운전을 가능하기 위해서는 초전도자석이 필수적인 구성품 중의 하나이다. 토카막핵융합장치의 자석 시스템으로는 일반적으로 플라즈마를 toroidal 방향으로 가둬두기 위한 TF 코일, 플라즈마 발생 및 위치제어를 위한 CS (Central Solenoid) 코일과 PF (Poloidal Field) 코일이 있다. 이 중에서 TF 코일의 경우는 dc 운전을 취하므로, 저항열에 의한 온도상승 및 소비전력을 최소화하기 위해 TF 코일을 초전도자석으로 제작한 장치로는 일본의 프랑스의 Tore-Supra, 러시아의 T-15 등이 있으나, 고자장 및 펄스로 운전되는 CS 코일 및 PF 코일의 경우는 초전도자석을 사용할 경우 자장변화에 비례해서 발생하는 교류손실에 의한 온도상승의 문제가 있으므로, TF 코일을 포함하여 CS 및 PF 코일 전체를 초전도자석으로 제작된 토카막형 핵융합장치는 KSTAR를 포함하여 국제적으로 연구개발 중이다. [2]

KSTAR 프로젝트의 주요 현황으로는 KSTAR 장치가 설치될 실험동이 1997년 말에 시작하여 현재 건물이 거의 완성단계에 있으며, 헬륨냉각설비 등의 특수설비를 제외하고는 2002년 중반에 완공될 예정이다. 또한 진공용기의 경우는 SS316LN 재료를 사용한 전체의 약 1/4 부분의 선형생산품이 현대중공업에서 제작 완료한 상태이며, 초전도자석시스템의 하중을 지지하기 위한 gravity support 시작품이 제작되어 77K 저온에서 기계적인 강도 시험이 완료되었다.[3] 초전도자석 시스템 관련개발은 삼성전자기반기술연구소 주관으로 CICC (cable-in-conduit conductor) 형태의 초전도선재 제작설비 및 초전도자석 제작설비가 구축되었으며, 현재 TF 코일 선형생산품인 TF00 코일의 선재제작이 완료되었으며, TF00 코일 제작이 진행 중이다. 또한 현대중공업(주)과 함께 초전도자석을 기계적, 열적, 전기적으로 보호하기 위한 초전도자석 구조물의 설계변경 및 구조해석을 포함한 공학설계 등이 진행 중이다. 초전도자석 계통의 설계 및 제작현황에 대해서는 제 II 장과 제 III 장에서 상세히 기술한다.

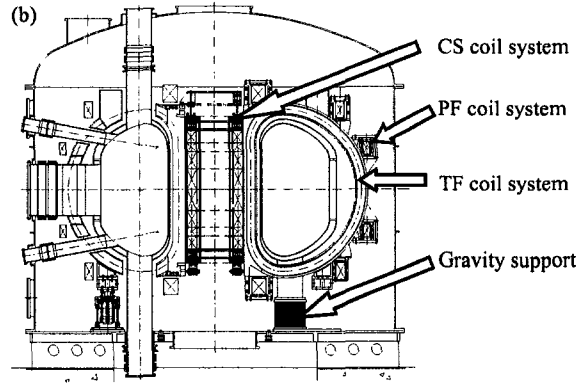
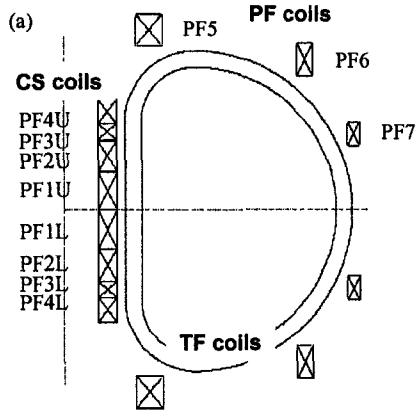


그림 2. KSTAR 초전도자석의 구성: (a) 초전도자석 배치도 및 (b) cryostat 내부 설치도

II. 초전도자석 시스템의 설계

A. 초전도자석 시스템의 구성

KSTAR 초전도자석 시스템은 그림 2에서와 같이 16개의 D형 TF 코일, 중심에 위치한 4 쌍의 CS 코일 및 외곽에 위치한 3쌍의 PF 코일이 상하 대칭형태로 구성된다. 초전도자석 시스템의 주요 설계 목표는 주 반경에서의 TF 자장 3.5 테슬라 및 플라즈마 전류 2 MA를 안정적으로 발생시키는 것이며, 정상운전 및 플라즈마 붕괴 등의 비정상 운전에도 기계적, 전기적, 열적으로 안정된 운전이 가능해야 한다. 초전도자석 제작방식으로는 전기적인 저항열과 교류손실의 큰 원인이 되는 코일간 joint의 수량을 최소화하기 위해서 연속권선방식 (continuous winding scheme)을 채택하였다. tkdyd되는 초전도도체는 CICC 형태로서, TF 코일과 PF1 부터 PF5 코일의 경우는 Nb₃Sn 초전도선을 Incoloy908 jacket 내에 삽입하고, PF6와 PF7 코일은 NbTi 초전도선을 SS316LN jacket 내에 삽입하였다. 초전도자석의 냉각을 위해서는 4.5 K, 5 bar의 초임계헬륨을 강제 유동시키는 방식이 사용된다. 초전도자석의 turn insulation 및 ground wrap의 전기적 절연방식으로는 구조적 강도가 높은 S-glass를 사용하고 최종적으로 진공 에폭시합침 처리하였다. [4]

초전도자석 시스템의 운전모드는 TF 코일의 경우는 16개의 TF 코일은 직렬로 연결되어 dc 운전을 하지만, CS 코일과 PF 코일의 경우는 초기전류인가 (initial magnetization), 플라즈마방전을 위한 blip (60

msec), 플라즈마 전류를 2 MA로 상승하기 위한 자속 변화 (4 초), flat top (base line 20 ch, upgrade 300 초), 전류소멸 (4 초) 등의 순서로 운전된다. 이 운전과정은 baseline 모드의 경우 20분마다 반복되며, upgrade 운전모드의 경우 1시간마다 반복된다.

B. TF 초전도자석 시스템 설계

TF 초전도자석 시스템은 16개 TF 코일과 TF 초전도자석구조물로 구성되며, 총 저온냉각중량 (cold mass)은 약 250 톤이다. 각각의 TF코일은 높이 4.2 m, 폭 3.0 m의 D형 코일로서, 권선 수는 56 turn이다. 35.2 kA의 전류인가 시 주요 운전변수로는 주반경 1.8 m에서의 자장 3.5 테슬라, 도체내에서의 최고 자장 약 7.2 테슬라, TF 코일의 총 자기에너지 약 500 MJ 이다. TF 코일에 발생되는 전자기력으로는 그림 3과 같이 TF 코일만을 운전 시 약 15 MN 정도의 구심력 (centering force)이 발생되며, 펄스운전에 따라 플라즈마 발생을 위해 CS 코일 및 PF 코일에 전류인가 시 out-of-plane force가 발생된다.

TF 코일의 구조물은 크게 TF case, inter-coil structure, 냉각라인, eddy current break, 인터페이스 등으로 구성된다. TF 구조물은 플라즈마 붕괴에 따른 eddy current에 의한 가열을 최소화하기 위해 그림 4와 같이 초기의 octant 구조에서 16개의 코일을 각각 절연시키는 구조로 개선하였으며, 상호 TF 구조물간의 연결부는 shear key와 볼트를 사용하였다. 운전시 발생하는 15 MN의 구심력을 지지하기 위해서 inboard

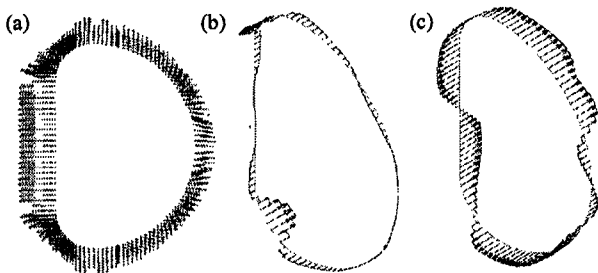


그림 3. TF 코일에 인가되는 전자기력: (a) TF 전류인가, (b) IM (initial magnetization) (c) EOB (end-of-burn)

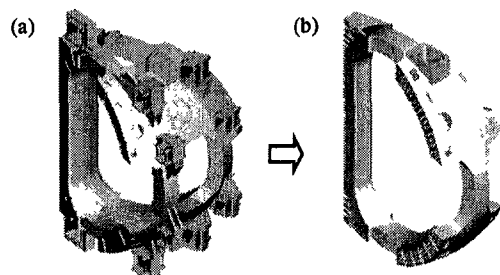


그림 4. TF 구조물 3차원 개념도: (a) 초기 설계 (octant 구조), (b) 개선된 구조물 설계

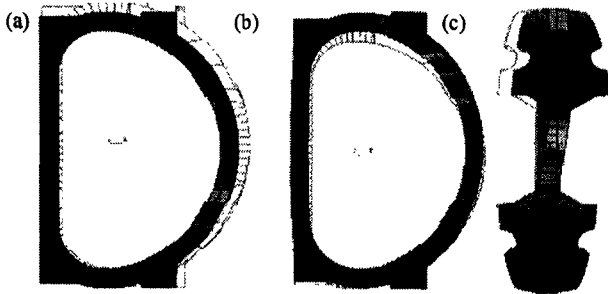


그림 5. TF 구조물의 운전 모드에 따른 상대적 치수변형 :
 (a) 냉각 (변위 14.0 mm), (b) TF on (변위 2.5 mm),
 (c) EOB (변위 4.3 mm)

leg 부분은 wedge 형태로 설계되었으며, outboard leg 부분은 운전 시 발생하는 out-of-plane force를 지지하기 위한 최적화 설계가 진행중이다. TF 구조물의 주요 재료로서는 극저온에서 항복강도 (yield strength)가 1000 MPa 이상인 modified stainless steel 중의 하나인 JJ1 재료를 사용함을 기본으로 한다. TF 구조물의 냉각 및 TF 코일로의 열전달을 최소화하기 위한 냉각 라인인 TF case 내면에 cooling pad를 induction brazing에 의해 부착하는 방식을 채택하였다. TF 구조물은 운전을 위한 냉각과정에서 열수축이 발생하므로, 상온에서 TF 코일과 구조물 설치 시에는 중심 높이를 설계 기준 높이보다 약 7 mm 정도 높게 설치한다.

TF 구조물 설계의 타당성 검토를 위한 전자기해석, 구조해석, 열해석, 내진해석 등의 공학설계가 현재 진행 중이다. 냉각, TF on, EOB (end of burn) 등의 대표적인 운전모드에 따른 구조물의 치수변형 및 응력 분포는 그림 5와 그림 6과 같다. 상온으로부터 4.5 K까지의 냉각과정에 의한 치수변형은 약 14 mm이며, 코일과 구조물간의 열수축을 차이에 의해 발생된 응력은 약 260 MPa이다. TF 코일에 전류를 인가하면, inplane force에 의해 약 2.5 mm의 추가적인 치수변화가 발생되며, 최대 380 MPa의 응력이 발생된다. EOB 상태에서는 out-of-plane force에 의해 약 4.3 mm의 추가적인 치수변화가 발생되어 전체적으로 최대 14.1 mm의 치수변위가 발생된다. 또한 EOB 에서의 응력은 out-of plane force에 의해서만 약 320 MPa의 최대응력이 발생되며, 전체적으로 약 430 MPa의 응력이 outboard에 발생되고, 이 응력은 운전마다 반복적으로 발생되므로 KSTAR 운전인 약 50,000 cycle에 대한 fatigue 해석이 진행중이다.

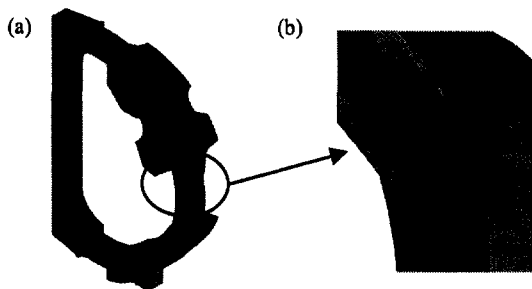


그림 6. (a) TF 구조물의 구조해석을 위한 모델링 및
 (b) 최대 국부응력 발생 위치 (EOB, 430 MPa)

C. CS 초전도자석 시스템 설계

CS 초전도자석 시스템은 4 쌍의 CS 코일과 이를 지지하기 위한 CS 구조물로 구성된다. CS 코일은 TF 코일과 동일한 제작방식인 CICC 초전도도체를 연속권선방식으로 제작한다. CS 코일은 플라즈마 발생 및 형상제어를 위해 각각 다른 크기와 방향의 전류가 요구된다. CS 코일에 의한 중심에서의 최대자장은 약 8 테슬라이며, 플라즈마 전류 2 MA를 발생하기 위해서 초당 약 10 테슬라의 자장변화가 요구된다. 코일간의 joint는 자장 변화율이 높은 영역에 위치하면 높은 교류손실이 발생되므로, joint의 설치 위치를 자장 변화율이 초당 0.5 테슬라 이하인 공간에 두었다. CS 코일용 초전도도체는 240 개의 Nb₃Sn 초전도선과 120개의 무산소동선을 사각형의 Incoloy908 jacket 내에 삽입한 형태로 제작된다. CS 코일과 같이 높은 자장변화가 요구되는 초전도도체는 운전 시 높은 교류손실에 의한 온도상승이 해결해야할 주요 문제점 중의 하나이다. 현재 CS 초전도도체의 current sharing 온도는 25 kA, 8 테슬라, 0.3 %의 strain 상태에서 약 9.8 K로 분석된다. CS 코일은 4.5 K 온도의 초임계헬륨을 약 100 g/s 정도로 공급하여 냉각되도록 설계되어있다. [4]

CS 코일의 운전에 따른 전자기적, 구조적 특성은 냉각과정에서의 열수축과, 전류인가에 따른 수직방향의 압축력과 약 12 MN의 반발력이 존재한다. CS 코일의 절연재료로 사용되는 S-glass와 에폭시 함침재료는 높은 압축강도를 갖는 반면에 약 40 MPa의 낮은 인장강도를 갖기 때문에 운전시 코일간의 반발력을 최소화 하는 구조적 설계가 요구된다. 그림 7에서와 같이 CS 구조물은 (1) TF 초전도자석 시스템에 CS 초전도자석시스템을 매달기 위한 상단의 toroidal ring, (2) 열수축 및 전자기력에 의한 CS 와 TF 시스템간의 상대적인 직경변화를 대응하기 위한 flexible joint, (3) CS 코일에 15 MN 정도의 압축력을 주기위한 inner shell 과 outer shell, (4) 압축력을 조정하기 위한 wedged preload device, (5) 전자기력 및 지진에 의한 CS 초전도자석의 흔들림을 잡아주기 위한 하단의 re-centering components 등으로 구성된다. CS 구조물은 높은 자장변화에 따른 eddy current의 발생을 최소

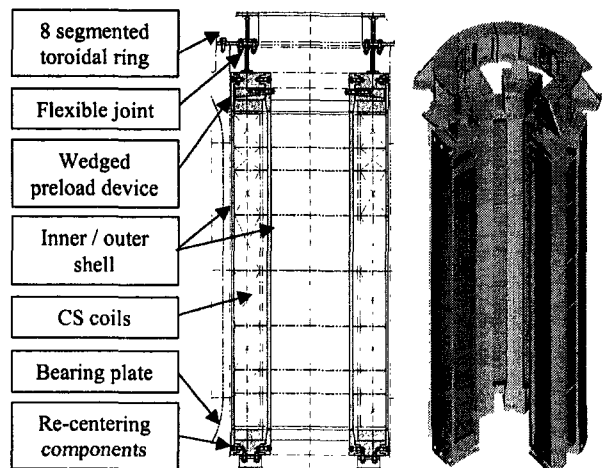


그림 7. CS 코일 및 구조물의 주요 구성 및 3차원 개념도

화하기 위해 toroidal 방향의 전기적 절연과, 펄스운전에 따른 응력 집중영역의 fatigue 대한 안정특성이 요구된다. CS 코일 내부에는 16 개의 전력공급라인, 32 개의 CS 코일 냉각용 헬륨공급라인 및 각종 지지구조물 등이 존재하므로 전자기적, 열적, 구조적 특성 분석 외에도 제작성 및 설치가능성에 대한 검토가 현재 진행 중이다.

D. PF 초전도자석 시스템 설계

PF 코일은 3쌍의 원형 코일이 각각 TF 초전도자석 시스템에 볼트로 결합된다. 그림 8은 PF 코일과 구조물의 구성도이다. PF5 코일은 Nb₃Sn 초전도체로 제작되며, PF6와 PF7 코일은 NbTi 초전도체로 제작된다. PF 구조물은 코일간의 열수축을 차이에 의한 응력 집중을 막기 위해 반경방향의 우연성을 갖는 반면 수직방향으로는 15 MN 정도의 전자기력을 지지하기 위한 구조가 요구된다. 이를 위해서 그림 8과 같이 hinged pin 형태의 PF 구조물을 설계하였다. Pin 연결부의 응력집중 현상 및 fatigue 문제, 저온에서의 유연성 확보 등이 향후 해결해야될 주요내용이다.

D. Interface 설계

초전도자석 시스템과 직접적으로 관련된 interface는 초전도자석시스템의 전체하중을 지지하기 위한 gravity support와 초전도자석시스템과 전원장치 사이를 연결하는 current feeder 시스템 및 초전도자석 냉각을 위한 초임계헬륨 공급용 헬륨설비 등이 있다.

Gravity support는 약 350 톤의 초전도자석 시스템의 하중 외에도 플라즈마 붕괴에 따라 발생하는 수직방향의 추가하중 약 300 톤에 대해서도 안정되도록 설계되었다. Gravity support는 상온의 cryostat으로부터의 열전달을 최소화하기 위해 CFRP (carbon fiber reinforced plastic) 판을 사용하고, 초전도자석 시스템 냉각에 따른 열수축을 대응하기 위해 flexible stainless steel 판을 사용하였다. 제작성 분석 및 하중 시험을 위해 1 개의 gravity support 시작품이 제작되어 상온에서와 77 K에서 static load와 cyclic load 테스트를 수행하였다.

전원장치로부터 초전도자석에 전류공급을 위한 current feeder 시스템은 크게 초전도 bus line과 current lead 시스템으로 구분된다. Bus line은 12 쌍의 CICC 형 NbTi 초전도도체를 7개의 duct 내에 장착시킨 형태이며 초임계헬륨으로 냉각된다. Current

lead는 상온의 전원장치와 4.5 K의 bus line 사이의 열적으로 분리하기 위한 장치로서 액체헬륨으로 냉각되는 vapor cooled 형태이다. 특히 PF 코일용 current lead는 펄스로 운전되기 때문에 전류가 흐르지 않을 때의 헬륨 소모량을 줄이기 위해서 brass 등의 재료를 사용한 설계 및 기본 테스트가 진행 중이다.

초전도자석 시스템을 포함한 주장치의 저온장치들을 냉각하기 위한 설비로서 4.5 K 에서 약 10 kW급의 용량을 갖는 헬륨설비의 개념설계가 프랑스의 Air Liquide 사를 통해 완료되었다. 주요 특징으로는 Cold circulator를 통해 초전도자석에 초임계헬륨을 공급하며, 초전도자석에서 순간적으로 발생된 열은 thermal damper를 통해 방출하는 구조이다. 초전도자석 시스템 운전을 위해 공급되는 초임계헬륨은 온도 4.5 K, 압력 5bar, 총 유량 약 550 g/s이다.

III. 초전도자석 제작 현황

A. CICC 초전도도체 제작

KSTAR 초전도자석 시스템용 초전도도체의 제작 공정은 (1) IGC 및 MELCO 등의 초전도선 제작 업체로부터 중간단계로 가공된 초전도선의 구입 (8 mm 직경), (2) 0.778 mm 직경으로 줄이기 위한 연선공정 (drawing), (3) 약 10 mm twist pitch 유지하여 교류손실을 줄이기 위한 twisting 공정, (4) 산화방지 및 초전도선 간의 접촉저항을 키워서 교류손실 줄이기 위한 1 μm 두께의 크롬코팅공정, (5) 초전도선과 무산소동선을 복합적으로 구성하여 TF용으로 486 개, CS/PF용으로 360개의 선을 원하는 twist pitch로 유지한 연선화공정(cabling), (6) Incoloy908 및 SS316LN jacket을 초전도케이블 외부에 둘러싸며 용접하는 조관공정(jacketing), (7) 조관된 초전도도체를 최종형태인 사각형으로 제작하기 위한 성형공정(squaring), (8) 제작된 초전도도체의 leak test 등의 성능분석 등으로 구성된다. KSTAR 초전도자석으로 요구되는 CICC 초전도도체의 규격은 표 1과 같다. 현재까지 제작된 도체로는 실제 초전도선도체 제작에 앞서, 초전도도체와 초전도자석 제작성 확립을 위한 TF dummy 도체와 PF dummy 도체가 제작되었고, 길이 640 m의 TF 선행생산물 (TF00)용 초전도도체의 제작이 완료되었다. 그림 9는 제작된 TF00용 초전도도체의 단면과 640 m의 도체사진이다. KSTAR의 초전도도체는 1 km 이상의 도

표 1. KSTAR 초전도도체의 기본규격

| | 1F | PF1 | PF2 | PF3 | PF4 | PF5 | PF6 | PF7 |
|-----------------|--------------------|------|-----|-----|-----|------|-------|------|
| 수량 | 16 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| 초전도재료 | Nb ₃ Sn | | | | | | NbTi | |
| Jacket 재료 | Incoloy908 | | | | | | 316LN | |
| CICC width (mm) | 25.65 | 22.3 | | | | | | |
| CICC length (m) | 640 | 663 | 537 | 283 | 410 | 1547 | 2505 | 1707 |

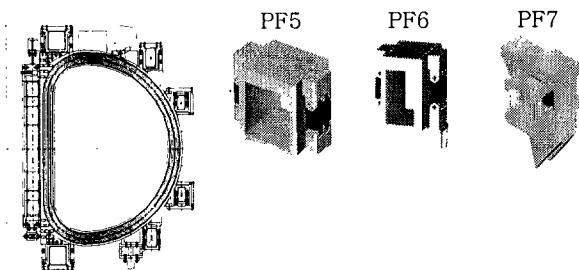


그림 8. PF 코일 및 구조물의 주요 구성

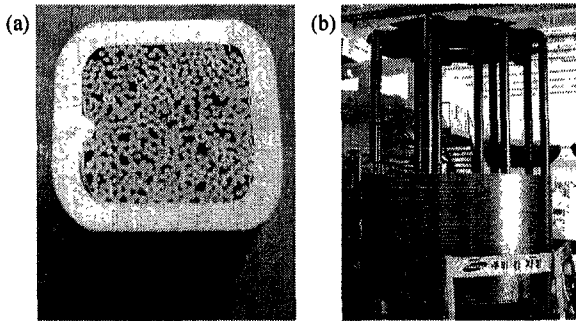


그림 9. TF00 코일용 CICC 초전도도체 (길이 약 640 m)

체를 연속용접 함에 따른 기술적인 어려움이 존재한다. Incoloy908 jacket의 용접 용접면의 표면상태, 용접시 초전도도체의 열침입, melting부의 내부유입량 제어, void fraction 제어, 용접부의 비파괴검사 등이 해결해야 될 주요 기술이다.

B. 초전도자석 제작

KSTAR에 사용되는 초전도자석은 TF 코일 16개, CS 코일 8개, PF 코일 6개로서 총 30개의 코일이다. 이 초전도자석 외에도 제작성 확립 및 도체성능평가 등을 목적으로 한 TF dummy, PF dummy, TF00 시제품, Background 코일 등이 있다. TF 코일 제작은 (1) 제작된 초전도도체의 leak detection 등의 특성검사, (2) 표면처리를 위한 grit blasting, (3) 권선 (winding), (4) joint와 헬륨라인 feeder 부착, (5) 진공열처리, (6) 절연 taping, (7) 진공함침, (8) TF 코일 성능평가, (9) TF 코일과 TF 구조물의 결합, (10) 초전도자석 시스템 설치 및 정렬 등의 순서로 제작되어 진다. TF dummy 코일은 권선공정이 완료되었으며, TF00 선행생산품은 현재 권선공정이 진행중이다. 그림 10은 TF dummy 코일의 권선과정을 보여준다. 초전도자석 제작에 있어서는 권선공정에서의 정밀 치수제어, 진공열처리 공정에서 잔류산소에 의한 SAGBO (Stress Accelerated Grain Boundary Oxidation) 방지 등이 해결되어야 할 공학적인 주요문제이다.

IV. 결 과

KSTAR 초전도자석시스템의 주요 구성품으로서 초전도 코일과 초전도자석 구조물의 설계가 완료되었으며, 설계의 제작성 및 적합성 검증을 위한 전자기해석, 구조해석, 열해석, 내진해석 등이 현재 진행중이다. 또한 초전도도체 및 초전도자석 제작을 위한 설비의 구성이 완료되어 현재 일부 CICC형 초전도 도체가 제작 완료되었으며, TF dummy 코일과 TF00 선행생산품의 제작이 진행중이다.



그림 10. Dummy TF 코일 권선작업 사진

초전도자석시스템의 개발에 있어서 해결되어야 할 주요 내용으로는 (1) 초전도코일 및 구조물의 설계에 대한 공학적인 검증, (2) KSTAR 프로젝트 일정 내에 초전도 도체와 초전도자석 및 초전도자석 구조물의 제작, (3) TF 초전도코일과 TF 구조물의 결합에 따른 공학적 문제해결, (4) 초전도도체, 초전도자석 및 초전도자석 구조물의 성능평가, (5) 초전도자석 및 구조물의 설치 및 운전과 관련된 각종 interface 설계 및 제작 등이 있다.

V. 참고문헌

- [1] D.I. Choi, "The KSTAR Tokamak", 17th IEEE/NPSS Symposium Fusion Engineering, 215 (1998).
- [2] G.S. Lee, et al., "The KSTAR project: An advanced steady state superconducting tokamak experiment", Nuclear Fusion, Vol. 40, No. 3Y, 575 (2000).
- [3] N.I. Her, et al., "Structural Safety Assessment under the Low Temperature of KSTAR Superconducting Magnet Supporting Post", submitted to Cryogenics (2001).
- [4] Y.K. Oh, et al., "KSTAR Magnet Structure Design", IEEE Trans. Applied Superc., Vol. 11, No. 1, 2066 (2001).
- [5] C.H. Choi, et al., "Helium and Current Feeder System of KSTAR", IEEE Trans. Applied Superc., Vol. 11, No. 1, 2062 (2001).

10⁻⁹ Pa대 용기를 위한 NEG 펌프 제작 및 진공성능 조사

박미영* · 인상렬

한국원자력연구소

(논문접수일 : 2001년 6월 18일)

Fabrication and Vacuum Performance Test of the NEG Pump for 10⁻⁹ Pa Chamber

M. Y. Park and S. R. In

Korea Atomic Energy Research Institute

(Received June 18, 2001)

요 약

10⁻⁹ Pa 대의 진공을 얻기 위한 주 배기 펌프로서 Zr-V-Fe 합금계의 비증발성 게터 펌프를 제작하고, 실온에서 수소, 중수소 및 일산화탄소에 대한 NEG 펌프의 배기 속도를 측정하였으며 450℃로 활성화하면서 수소 방출 특성을 조사하였다. 그리고 터보 분자펌프, 스퍼터 이온펌프 및 크라이오 펌프 등 다른 초고진공 펌프들로 배기하면서 용기 내의 잔류기체를 분석함으로써 이들 펌프 및 NEG 펌프의 배기 성능을 비교하였다.

Abstract

A Non-Evaporable Getter(NEG) pump was fabricated using Zr-V-Fe alloy modules to obtain 10⁻⁹ Pa range pressures. Pumping performances and activation characteristics were investigated and the pumping speeds for hydrogen, deuterium and carbon monoxide gases of the NEG pump were measured. And hydrogen desorption characteristics were examined during activation at 450℃. Furthermore the vacuum performance was compared with those of other high vacuum pumps as turbo-molecular pump, sputter-ion pump, and cryo pump by analyzing the residual gases of the system.

1. 서 론

비증발성 게터(NEG)는 증발시키지 않고 불활성 기체나 탄화수소를 제외한 모든 기체를 배기할 수 있는 게터재로서 설치와 작동이 간편하면서 청정한 진공과 큰 배기 속도를 얻을 수 있다. 따라서 초고진공이 요구되는 가속기 장치에서 주로 수소(H₂), 일산화탄소(CO), 이산화탄소(CO₂)와 같은 기체를 배기하기 위하여 사용되고 있으며, 핵융합 실험 장치에서 사용되는 수소동위원소(D₂, T₂)의 처리에 응용되고 있다. [1-4, 10-11] 반면 NEG 펌프는 흡착할 수

있는 기체의 양(pumping capacity)이 한정되어 있어 주기적인 재활성화(reactivation) 과정이 필요하며, 불활성기체와 메탄의 축적을 막기 위해 SIP(sputter-ion pump)나 터보분자펌프(turbo-molecular pump, TMP) 등과 같은 보조펌프와 병행해서 사용하여야만 한다.

St707(WP1250 : Saes Getters사, Italy)은 Zr(70%)-V(24.6%)-Fe(5.4%) 합금 게터재로서 400~500℃의 비교적 저온에서 활성화가 가능하여 냉각을 별도로 하지 않아도 용기 온도가 지나치게 올라가지 않고 오히려 시스템의 가열 탈기체 처리(baking)를 동시에 수행할 수 있는 장점이 있다. 본 실험실에서는

10⁻⁹ Pa 대의 초고진공을 위한 시스템의 주 배기 펌프로써 St707 모듈 3개를 사용하여 NEG 펌프를 제작하고 이의 성능을 검증하기 위하여 H₂, D₂ 및 CO의 배기 속도를 측정하였다. 그리고 해석적인 방법(distributed pump model)과 몬테카를로 계산(Monte Carlo simulation)에 의해 구한 배기 속도와 비교하여 흡착계수(sticking coefficient)를 추정하였다. 그리고 450°C에서 활성화 도중 방출되는 수소의 평형압력을 측정하여 NEG와 수소의 결합에 관련되는 반응상수들을 구하였다.

시스템에는 NEG 펌프 이외에 SIP, TMP 및 크라이오 펌프(cryo pump, CP) 등을 설치하였다. 이 시스템의 주목적은 NEG 펌프의 성능을 시험하는 한편 각 고진공 펌프들의 진공성능을 비교하고, 여러 펌프들을 조합하였을 경우의 특성을 조사하기 위한 것으로 본 논문에서는 NEG 펌프와 관련된 부분을 중점적으로 기술하였다.

2. 실험

2.1 NEG 펌프 제작

St707 모듈의 규격은 30 mm(D)×50 mm(W)×250 mm(H)이고 NEG의 총 면적은 0.45 m², 총 질량은 174 g이다. 게터 모듈은 얇은 기판 위에 게터재가 코팅된 띠를 접어서 구조물에 설치가 쉽도록 만들어진 것으로 큰 배기 속도가 요구되는 지점에 집중적으로 설치가 가능하다. 그림 1은 제작한 NEG 펌프의 사진이다. 3개의 모듈은 플랜지 중앙을 중심으로 하여 정삼각형을 이루도록 설치하였다. 모듈을 고정시키기 위하여 스테인리스 스틸 앵글을 만들어, 하부는 플랜지에 볼트로 고정시키고 상부는 긴 모듈이 휘어 서로 닿지 않도록 스테인리스 스틸 링에 세 모듈이 등간격이 되도록 고정시켰다. 그리고 모듈과 지지부품의 나사 체결 부위에는 NEG를 플랜지 및 구조물들로부터 전기적으로 절연시키기 위하여 HIP(hot isotropic pressing) 방법으로 소결된 알루미늄 세라믹을 삽입하였다.

NEG를 450°C로 활성화시키기 위하여 콘스탄탄 기판에 직접 전류를 흘려 저장 가열하였으며, 전류는 100 A급 온도조절기에서 전류도입장치를 지나 1 mm

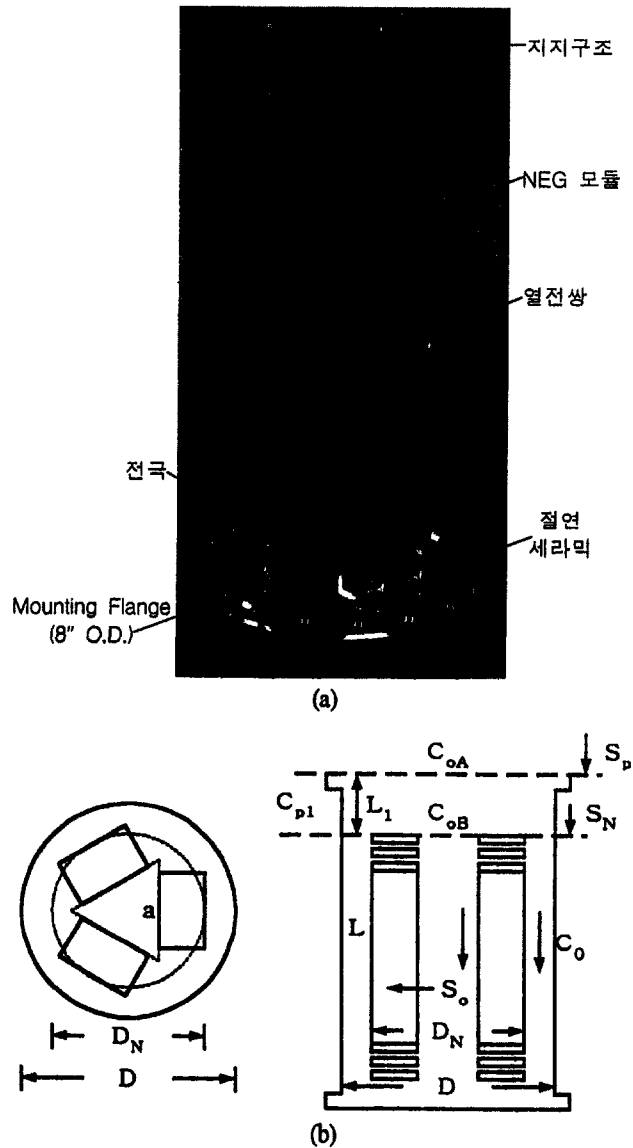


그림 1 (a)제작된 NEG 펌프의 구조 및 (b) 상세 구조도 (L : NEG 모듈의 길이, L₁ : NEG 채널과 용기 입구까지의 길이, D_N : NEG 채널의 외경, D : 펌프 용기의 내경)

두께의 구리 연결선을 통해 공급되었다. 활성화 시 NEG 띠가 450°C로 유지될 때 흐르는 전류는 약 20~22 A였다. St707 모듈을 따로 사용할 때는 450°C까지 가열하는데 약 33 A의 전류가 필요하지만, 제작된 펌프와 같이 모듈이 밀집되어 있는 경우 이보다 작은 전류로 온도를 올릴 수 있음을 알 수 있다. NEG의 온도는 크로멜-알루멜(K-type) 열전쌍을 게터재가 도포되어 있지 않은 모듈 가장자리의 0.2 mm 두께의 기판에 구멍을 내어 부착시켜 측정하였다. 완성된 펌프는 NEG 용기와 같은 직경의 스테인리스

스틸 표준 시험용기(test dome)에 설치하였다.

2.2 실험 절차

상·하 시험용기에는 점성식 회전진공계(spinning rotor gauge)로 각 기체에 대해서 교정한 인출형 이온화진공계(extractor gauge)를 설치하여 압력을 측정하였고, 하부 용기에는 질량수(M/Z) 200까지 측정이 가능한 사중극 질량분석기(quadrupole mass analyser)를 설치하여 주로 질량수 50까지의 분압을 측정하였다.

NEG 펌프의 성능을 조사하기 위한 시스템의 구성은 그림 2와 같다. 150 mm 내경의 시험용기 하부에 같은 직경의 십자 형태의 용기를 설치하여 TMP (Shimadzu 사, TMP-300), CP(Leybold 사, RPK 900) 및 제작된 NEG 펌프를, 그리고 상부 용기에 SIP (VMT 사, VIP-60)를 각각 설치하였다. 각 펌프에는 밸브를 달아 필요한 경우에 펌프의 차단이 가능하게끔 하였다.

시스템을 완성한 이후 TMP만을 가동시켜 위치에 따라 250~150℃로 용기를 가열 탈기체 처리하였다. 탈기체 처리 마지막 부분에서 NEG를 450℃

로 활성화하였다. 이때 NEG 용기는 달리 냉각하지 않아 약 270~280℃까지 온도가 상승하였다. 탈기체 처리를 마치고 CP와 NEG 펌프를 가동시켰을 때 하부 시험 용기의 압력 P_2 는 6.3×10^{-9} Pa이었다.

NEG 펌프의 배기 속도는 SIP를 제외한 모든 펌프들의 게이트 밸브를 잠근 다음 유량조절밸브(VLV)를 열어 기체를 주입시키면서 측정하였다. SIP는 배기 속도 측정 중 시스템 내에 메탄(CH_4)이 축적되는 것을 막기 위한 것이다. 이때 용기의 온도는 30℃로 유지하였고, 기체를 주입시키기 전 P_2 는 평균 1×10^{-6} Pa이었다. 배기 속도 측정 순서는 기체별로 H_2 , D_2 그리고 CO 이었으며 각 측정 사이에 용기를 100~50℃의 저온으로 가열 탈기체 처리하였다.

배기 속도를 측정하고 보수를 위해 NEG 펌프를 대기에 개방하였다. 이후 다시 가열 탈기체 처리와 더불어 두 번에 걸쳐 NEG를 450℃에서 활성화하였으며, 시스템을 기저압력까지 내린 이후 하부 용기 내 잔류기체의 분압을 측정하였다. 분압은 조사하고자 하는 펌프의 조합에 따라 각 펌프에 설치되어 있는 밸브를 열거나 혹은 잠그고 평형압력이 되었을 때 측정하였다.

3. 실험 결과 및 논의

3.1 NEG 펌프의 배기 속도

초고진공 시스템에서 주요 잔류 기체는 H_2 , CO , CO_2 , H_2O 그리고 CH_4 등으로, 본 실험에서는 NEG가 배기하는 주요 대상인 H_2 와 CO 의 배기 속도를 측정하고 두 기체에 대한 배기 성능의 차이를 알아보았다. 또한 수소동위원소에 대한 배기 성능을 비교하기 위하여 D_2 의 배기 속도를 측정하였다.

3.1.1 실험 결과

용기에 기체를 흘렸을 때 압력 측정 지점에서 NEG의 배기 속도 S_p 는

$$S_p = q/P_2, \quad q = C \cdot (P_1 - P_2) \quad (1)$$

로 주어진다. 여기에서 P_1 , P_2 는 각 기체 도입 시 시험 용기 상·하의 압력(mbar), C 는 시험용기에 부착

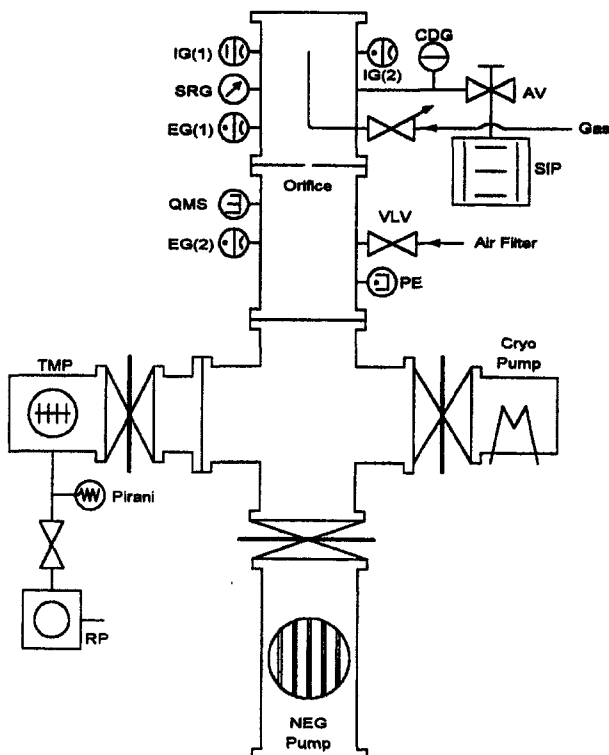


그림 2 NEG 배기 성능 실험 장치 구성.

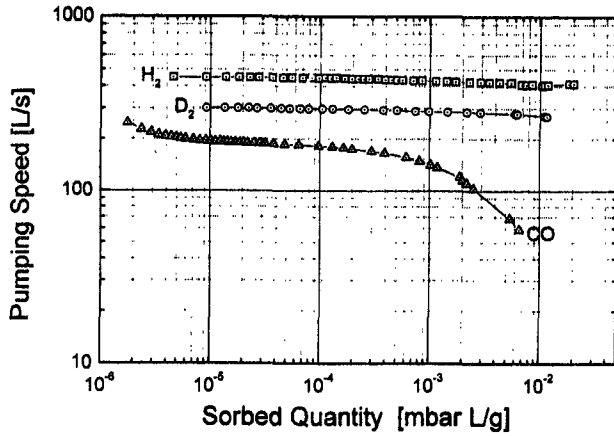


그림 3 단위 게터 질량 당 기체 흡착량에 따른 NEG 펌프의 배기 속도 측정 곡선.

된 15 mm 직경의 오리피스 콘덕턴스로 실온(303 K)에서 H₂, D₂, 그리고 CO에 대해 각각 80.5, 56.9 그리고 21.5 L/s이다. q 는 기체 유량(mbar · L/s)이며, 기체도입에 의한 총 기체 흡착량 Q (mbar · L)는 q 의 시간적분으로 주어진다. 배기 속도 측정 전의 초기 H₂ 흡착량 Q_0 는 0.134 mbar · L/g (5.19×10^{-3} mbar · L/cm²)이었으며, H₂, D₂ 그리고 CO 기체 도입 시 유량 q 는 각각 7.91×10^5 , 8.02×10^5 그리고 7.61×10^6 mbar · L/s 이었다.

그림 3은 배기 속도 측정결과이다. H₂ 및 D₂의 초기 배기 속도는 약 450 및 300 L/s로 흡착량 Q 가 10⁻⁵~10⁻² 대로 3차수가 변하도록 배기 속도는 약 9~9.3%정도 감소하였다. D₂는 H₂의 질량에 반비례하여 배기 속도가 감소하지만, 게터에서의 배기 특성은 H₂와 거의 유사하다. 반면 CO의 배기 속도는 기체 흡착 초기 240 L/s 에서부터 점차 줄어들다가 포화되는 지점에서부터 급격하게 감소하여, 흡착량이 5×10^{-6} ~ 5×10^{-3} 로 증가하였을 때 배기 속도는 약 1/3만큼 감소하였다. 이는 CO 기체의 경우, 기체 분자가 NEG 속으로 확산되는 속도보다 표면에 부착되는 속도가 크기 때문에 일단 표면이 기체로 덮인 이후로는 활성표면이 사라져 더 이상 배기할 능력이 없기 때문이다. [2-4]

3.1.2 계산에 의한 NEG 펌프의 배기 속도

NEG 펌프의 배기 속도는 게터 표면에서의 기체 흡착계수와 NEG 모듈이 세워진 채널에서 기체 콘덕턴스의 복합적인 조건에 의해 결정된다. 이와 같

이 배기 채널의 콘덕턴스를 알면 흡착계수에 따른 펌프의 배기 속도를 해석적인 방법과 몬테 카를로 시뮬레이션으로 구할 수 있다. [2-3]

만약 NEG 모듈 전체에 걸쳐 기체 분자의 흡착이 균일하게 일어난다고 가정하면, 펌프 입구에서의 배기 속도 S_p 는 NEG 모듈 1개의 배기 속도 S_m 의 합수로 다음과 같이 나타낼 수 있다. 그림 1(b)에 수식과 관련되는 기호를 자세히 나타내었다.

$$S_p = \frac{S_N C_p}{S_N + C_p} \quad (2)$$

$$\frac{1}{C_p} = \frac{1}{C_{pl}} + \frac{1}{C_{ob}} - \frac{1}{C_{oa}}$$

$$S_N = (S_o/k) \tanh k$$

$$S_o = NS_m, \quad S_m = CsA, \quad k = \sqrt{S_o/C_0}$$

S_N : NEG 채널 입구에서의 배기 속도

S_o : 전체 NEG 모듈의 배기 속도

C_0 : 채널 내에서의 콘덕턴스

C_p : 용기 입구와 채널 윗면 사이의 콘덕턴스

C_{oa}, C_{ob} : S_N 과 S_p 측정 지점의 오리피스 콘덕턴스

C : 단위 오리피스 콘덕턴스 ($= v/4$, v 는 기체의 평균 속도)

또한 N 은 모듈의 개수, s 는 NEG의 흡착계수, 그리고 A 는 NEG의 표면적이다. 식 (2)로부터 NEG의 흡착계수 s 에 따른 용기 입구에서의 배기 속도 S_p 를 계산하였으며, 그 결과를 그림 4에 나타내었다. 동일한 흡착계수일 때 CO보다 H₂의 배기 속도가 더 크며, 이는 NEG에서 뿐만 아니라 포트에서도 마찬가지이다. 이 계산 결과와 실험에 의해 구해진 배기 속도를 비교하면 NEG의 흡착계수를 구할 수 있으며, H₂, D₂ 및 CO의 초기 배기 속도가 450, 300 그리고 240 L/s일 때 0.0029, 0.0027 그리고 0.0076로 구하여졌다.

그림 5는 몬테 카를로 방법으로 흡착계수에 따른 S_p 의 변화를 계산한 결과를 나타낸 것이다. 몬테 카를로 계산에서 배기 속도는 기체의 배기 확률(pumping probability), 즉 기체가 어떤 흡착계수에서 얼마만큼 NEG에 배기될 것인가 하는 것과 펌프 용기의 오리피스 콘덕턴스의 곱으로 주어진다. 그러

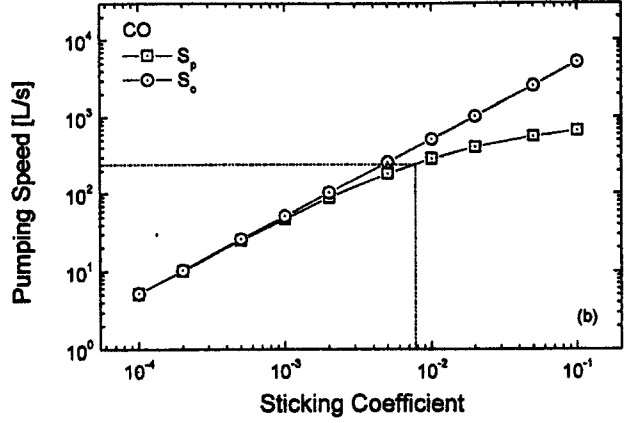
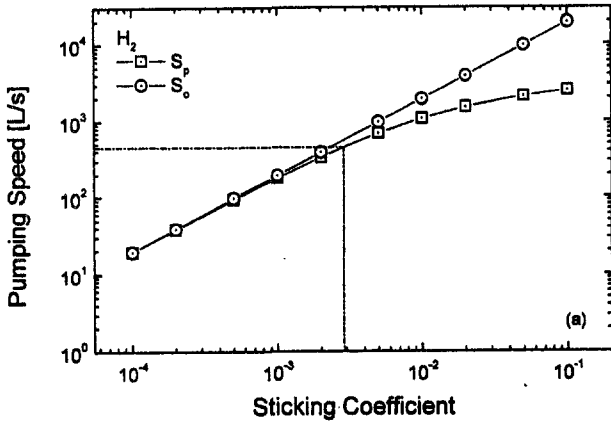


그림 4 해석적 방법에 의해 계산된 (a) H₂ 그리고 (b) CO의 흡착계수에 따른 배기 속도 곡선 및 측정된 초기 배기 속도의 비교.

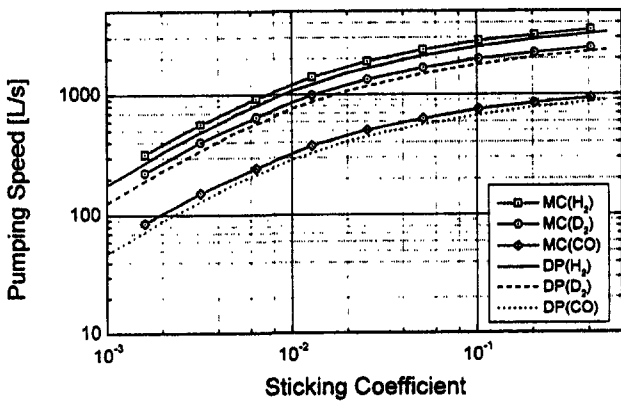


그림 5 몬테카를로 방법에 의해 계산된 NEG 펌프의 배기 속도 곡선.(DP : distributed pump model and MC : Monte Carlo simulation)

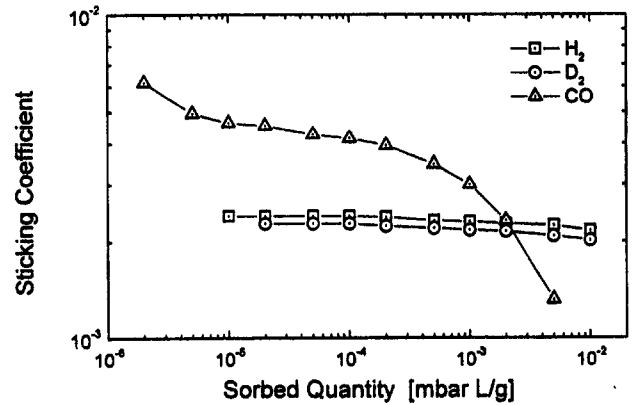


그림 6 H₂, D₂ 및 CO의 흡착량 증가에 따른 NEG 흡착계수의 변화.

므로 흡착계수가 같을 때 각 기체가 배기될 확률은 동일하지만 NEG 펌프의 배기 속도는 기체마다 다르다. 프로그램에서 배기 확률은 사용된 전체 입사 입자와 NEG에 흡착된 입자와의 비로 주어진다. 계산 결과에 의하면 흡착계수가 0.0016일 때 배기 확률은 0.04153으로 약 4%에 해당되는 입자만이 NEG에 흡착되는 반면, 흡착계수가 0.0256일 때 배기 확률은 0.25로 입사된 입자의 25%가 NEG 표면에 흡착된다. 앞의 해석적 방법과 마찬가지로 몬테 카를로 계산 결과와 측정된 배기 속도를 비교하여 구해진 기체의 흡착계수는 H₂, D₂, 그리고 CO에 대해 각각 0.0024, 0.0023과 0.0062이었다.

두 모델에서 구해진 결과는 약 20% 정도의 오차가 난다. 이것은 해석적 모델에서 조밀한 간격으로 좁혀져 있는 모듈 상에서의 기체 콘덕턴스를 고려하지 않은 것과, 그리고 NEG 채널에서의 콘덕턴스를

그림 1(b)에서 길이 *a*의 정삼각형 통로와 직경 *D_N*과 *D* 사이 통로의 콘덕턴스만을 고려한 이유 때문이다. 몬테카를로 계산에 의한 흡착계수 대 배기 속도 곡선을 이용하여 NEG 펌프의 기체별 흡착량 증가에 따른 흡착계수를 그림 6에 나타내었다. H₂와 D₂는 게터 내부로 쉽게 확산되어 원래의 깨끗한 표면을 유지하므로 흡착량이 증가하여도 흡착계수는 초기와 비슷한 값을 유지한다. 반면 CO는 초기의 깨끗한 표면일 때 흡착률은 수소에 비해 약 2.6 배정도 큰 값이지만, CO의 확산속도는 크지 않아 흡착량이 증가할수록 표면이 포화되어 흡착계수가 급격히 감소한다.

한편 본 실험실에서 제작된 NEG 펌프의 경우, 앞에서 설명한 두 가지 모델에 의해 계산된 흡착계수는 St707에 대해서 보고된 바 있는 H₂와 CO의 흡착계수 0.004~0.005 및 0.02~0.03의 약 1/2~1/5에

해당하였다. [2] 사용된 NEG 모듈은 1995년에 제작된 것으로 장기간 질소 분위기에서 밀봉된 채 보관되었던 것이다. 따라서 상온이었지만 시간이 오래 지남에 따라 게터 표면의 질소화가 진행되어 흡착 자리의 감소에 따른 성능 저하가 있었을 것이다. 이러한 성능 저하는 H₂보다는 확산이 더딘 CO에 대해 더 큰 영향을 미치기 때문에 CO의 흡착계수가 더 큰 쪽으로 작아진 것으로 생각된다.

3.2 NEG의 활성화 특성

3.2.1 NEG 활성화 기간동안 수소 평형압력

NEG에 흡착된 수소는 다른 활성 기체와는 달리 영구적으로 게터와 결합하는 것이 아니기 때문에 적절한 시기마다 활성화를 통해 원래의 배기 성능을 회복할 수 있다. 이러한 NEG의 활성화는 활성기체의 확산을 촉진하고 흡수되어 있는 수소를 방출하는 데 목적이 있다. NEG를 450℃로 두 번에 걸쳐 활성화하면서 수소의 평형압력을 측정하여 NEG에서의 수소 방출 특성을 조사하였다. 활성화에는 TMP만을 보조펌프로 사용하였고, 활성화 시간은 각각 11.5시간과 100시간이었다.

활성화 시 NEG의 수소 방출 특성은 흡수되어 있는 수소의 평형압력(혹은 흡수량) P_{eq} 와 용기 내 압력 P 와의 차이에 의해 좌우된다. 따라서 두 압력간의 차이가 클수록 방출률이 커진다. 방출률 $q(\text{mbar} \cdot \text{L/s})$ 는 $C(P_{eq} - P) = S_e P$ 로 주어지며 $C = Av/4(\text{L/s})$ 이다. 따라서 P 는 $(C/(S_e + C))P_{eq}$ 로 주어지고, 만약 $S_e \ll C$ 의 조건이 성립되면 $P \sim P_{eq}$ 로 볼 수 있다. 이 실험에서 C 는 200,490 L/s이며, S_e 는 150 L/s이므로 NEG를 가열하는 동안 용기 내의 압력은 수소 평형압력과 거의 같다고 볼 수 있다. 또한 NEG 용기와 압력 측정지점 사이의 콘덕턴스가 충분히 크다고 한다면 P 는 측정지점에서의 압력 P_m 과 거의 같으므로 수소 평형압력 P_{eq} 은 하부 시험용기에서 측정된 압력 P_m 으로부터 얻을 수 있다. 그림 7에 두 번째 활성화 시(II) 300℃에서 450℃까지 온도를 올리면서 측정된 용기의 압력을 NEG 온도의 역함수로 나타내었다. 이와 같은 그래프는 식 (3)의 시버트의 법칙(Sivert's law)으로 설명할 수 있다. [2, 5]

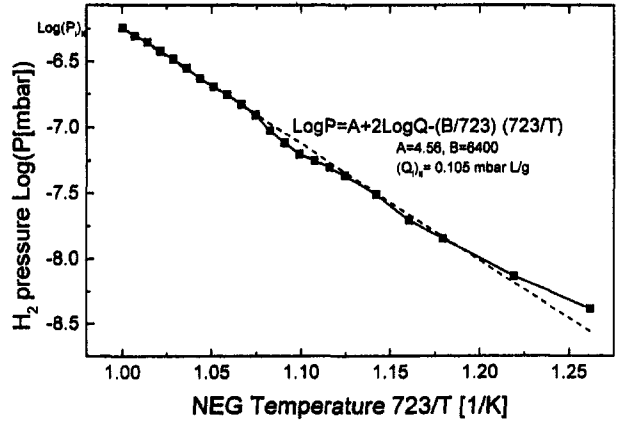


그림 7 450℃ 활성화 시 NEG 온도에 따른 수소 평형 압력변화.

$$P_{eq} = KQ^2$$

$$\text{Log}P_{eq} = A + 2\text{Log}Q - B/T \quad (3)$$

여기에서 $K = 10^{A-B/T}(\text{mbar} \cdot (\text{mbar} \cdot \text{L/g})^{-2})$ 이고, $Q(\text{mbar} \cdot \text{L/g})$ 는 NEG에 흡수되어 있는 수소의 농도, $T(\text{K})$ 는 온도이다. 또한 A, B 는 반응 상수로 St707에 대해 제조회사에서 제공하는 값은 각각 4.68과 6116이다. 식 (3)으로부터 $\text{Log}P$ 대 $1/T$ 의 그래프를 그리면 $-B$ 를 기울기로 하는 직선을 얻을 수 있다. 그림에서 기호로 된 것은 활성화를 통해 얻어진 P_{eq} 이며, 점선은 두 번째 활성화 시 수소의 농도 0.105 mbar · L/g와 적절한 A, B 값을 식 (3)에 대입해서 얻은 것이다. 이로부터 구해진 A 와 B 는 각각 4.56 및 6400으로 이들은 게터의 상태에 따라 변하므로 제조회사에서 제공되는 값과는 차이가 난다.

3.2.2 NEG 활성화 시간에 따른 용기 압력

활성화 동안 NEG의 수소 평형압력 P_{eq} 은 수소를 방출함에 따라 점차적으로 감소한다. 이때 NEG 용기 내의 압력 P 는 활성화 시간 t 에 대해 다음과 같이 주어진다. [2]

$$P = P_{eq}(i) \left(1 + \frac{t}{\alpha}\right)^{-2} = (M^2 / KS_e^2)(t + \alpha)^{-2}$$

$$P^{-1/2} = b(t + \alpha) \quad (4)$$

여기에서 기울기 b 는 $S_e\sqrt{K}/M$, α 는 $MQ_i/S_eP_{eq}(i)$ 로 주어진다. $P_{eq}(i)$ 는 활성화 시작 초기의 수소

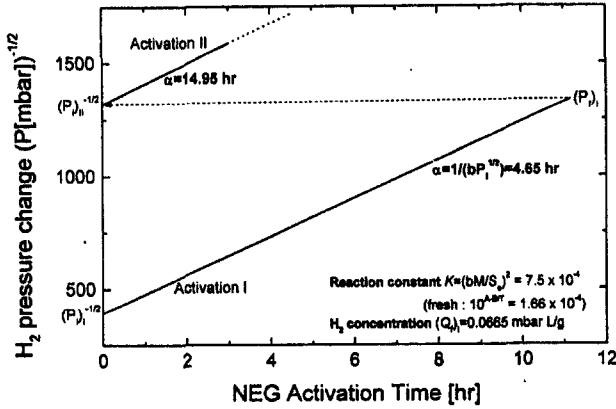


그림 8 활성화 시간에 따른 수소 평형 압력변화.

평형압력, S_e 는 압력 측정 위치에서 외부 펌프로 인한 수소의 유효 배기 속도(수소에 대해 약 150 L/s), M 은 게터재의 질량(174 g), 그리고 Q_i 는 활성화 초기 수소농도이다. 그림 8은 두 번의 활성화 동안 시간에 따른 수소 평형압력을 나타낸 것이다. 그래프에서 i, f 는 각각 활성화 시작 및 종료 지점을 나타내며, I, II는 활성화 순서를 나타낸 것이다. α 는 $1/(b(P_{eq}(i))^{1/2})$ 로 주어지므로 기울기 b 와 활성화 초기의 평형 압력을 알면 구할 수 있다. 식 (4)에서 α 는 활성화 시작 후 초기 값에서 수소농도는 1/2로, 평형 압력은 1/4로 줄어드는 시간으로 α 를 활성화 초기에 구하면 활성화 종료 시점을 예측할 수 있다. 두 번의 활성화 과정에서 α 는 4.65와 14.95시간으로 구하여졌다. 두 번째 활성화에서 α 가 첫 번째 보다 큰 이유는 첫 번째 활성화는 시스템의 가열 탈기체 중에 행하여진 것으로, 이미 NEG의 가열로 인해 수소의 농도가 낮아졌기 때문인 것으로 생각된다.

또한 직선의 기울기 b 는 $S_e\sqrt{K}/M$ 로 주어지므로 b 를 알면 이로부터 평형상수 $K(=k_o/k_i)$ 를 구할 수 있다. k_o, k_i 는 각각 NEG에 대한 수소의 탈리율(desorption rate) 및 흡착율(adsorption rate)이다. 활성화 결과 K 는 7.5×10^{-4} 로 구해졌는데, 이것은 청정한 게터 표면에 대해 제조회사에서 제시하는 $K(=10^{A-B/T})$ 값인 1.66×10^{-4} 보다 약 4.5배 가량 큰 값이다. K 가 큰 것은 동일한 흡착 농도에서 평형압력이 크다는 뜻으로, 이는 배기 속도 측정 결과와 마찬가지로 NEG 모듈의 성능 저하를 말해주고 있다.

3.3 다른 초고진공 펌프와의 비교

제작된 NEG 펌프의 성능 평가가 끝난 이후 NEG, SIP, TMP 및 CP의 게이트 밸브를 모두 열어 외부의 기체 주입 없이 시스템을 배기하였을 때 압력은 실온에서 평균 5.0×10^{-9} Pa이었다. 펌프들의 성능 비교를 위해 조사하고자 하는 펌프를 제외한 모든 펌프의 게이트밸브를 닫은 다음 압력이 평형에 도달할 때까지 기다린 이후 시험용기의 하부에서 잔류기체 스펙트럼(질량 대 이온전류)을 측정하였다.

3.3.1 잔류기체 분석

TMP, NEG 및 CP는 독자적으로 $10^{-8} \sim 10^{-9}$ Pa대의 도달압력이 가능한 초고진공 펌프로 그림 9는 이 펌프들을 독립적으로 가동하였을 때 실온에서 측정된 잔류기체 스펙트럼이다. 스펙트럼 측정 시 용기의 압력은 TMP, NEG 및 CP의 경우에 각각 2.9×10^{-8} , 3.9×10^{-8} 그리고 7.2×10^{-9} Pa이었다.

NEG 펌프로만 배기하였을 경우 대부분의 활성화 기체의 배기 성능은 우수한 반면, 질량 피크 12~16 번에 걸쳐 나타나고 있는 CH_4 의 비율이 상당히 높아 압력은 3.9×10^{-8} Pa 대의 높은 값을 나타낸다. 이는 탄화수소 분자가 낮은 온도의 NEG 표면에서 분해가 잘 되지 않아 배기가 쉽지 않기 때문이다. 배기 속도 실험 시 흡착되었던 D_2 의 방출은 없어지지 않고 계속해서 나타나며, NEG 펌프에서만 보이고 있는 40번 피크는 CH_4 와 마찬가지로 NEG가 배기하지 못하여 용기 내에 축적되는 아르곤(Ar)에 의한 것이다.

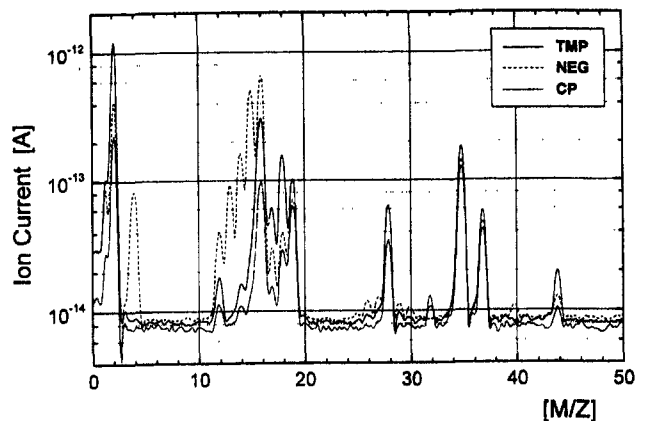


그림 9 상온에서 각 초고진공 펌프로 배기할 때의 용기 내 잔류기체 스펙트럼 비교.

TMP는 구조가 복잡하며, 기체 방출률이 높은 비금속재료가 많은 반면 고온으로 가열 할 수 없기 때문에 펌프 자체로부터 역류되는 기체가 많아 도달압력이 높다. 스펙트럼에서 보이는 바와 같이 대부분의 초고진공에서의 잔류기체인 H₂, O₂, H₂O, CO 그리고 CO₂의 피크가 뚜렷이 보인다. 따라서 회전자 몸체 표면에 특별한 처리를 하거나 다른 펌프와의 조합 없이 TMP만으로 10⁹ Pa 대의 압력을 얻기는 어렵다.

CP는 헬륨(He)을 제외한 대다수의 기체에 대해 배기 성능이 우수하여 H₂, H₂O 그리고 CO₂ 등의 분압은 NEG 펌프나 TMP에 비해 크게 낮아졌으며 D₂, CH₄ 및 Ar은 거의 존재하지 않는다. CP도 TMP와 마찬가지로 70°C 이상의 고온에서 가열할 수 없기 때문에 펌프 자체의 기체방출이 많지만 TMP에 비해 내부 발생 기체에 대한 배기 효율이 크기 때문에 도달압력이 낮은 것으로 보인다. 한편 CP를 가동하였을 때 용기 내의 압력이 3~4시간의 주기로 약 10% 정도 증감하는 경향이 보였는데, 이때 주로 질량수 28번이 압력에 따라 증감하였다. 이는 배플 또는 CP 내부 저온 표면의 온도가 주기적으로 변화함에 따라 표면의 기체가 탈리되기 때문인 것으로 생각된다.

한편 각 그래프에서 질량수 19(F), 35(³⁵Cl)와 37(³⁷Cl) 등은 거의 같은 양으로 감소하지 않고 펌프의 종류에 상관없이 압력에 따라 비슷한 수준으로 나타나고 있다. 이들은 프레온 용제에 의한 C³⁵ClF₂(85), C³⁷ClF₂(87), C³⁵Cl₂F(101), C³⁷Cl₂F(103) 등의 이온이 검출되지 않은 것으로 보아 프레온의 잔류물에 기인하는 것은 아닌 것으로 판단되며, 이온화 진공계(ion gauge)에서 나타나고 있는 오류 중 하나인 ESD(electron stimulated desorption)에 의한 것으로 추정된다. [8-9]

3.3.2 NEG 펌프와 초고진공 펌프의 조합

그림 10은 각각 실온에서 NEG 펌프로만 배기하였을 때와 NEG+TMP, NEG+SIP 그리고 NEG+CP의 조합으로 배기 하였을 때의 잔류기체 스펙트럼이다. 스펙트럼을 측정할 때 각 경우의 기저압력은 9.5×10⁹, 9.1×10⁹ 그리고 5.4×10⁹ Pa이었다. 표 1은 펌프를 조합한 경우와 NEG 펌프만 가동시켰을 경우의 피크 차를 나타낸 것이다. - 부호는 NEG 펌프에 다른 펌프를 조합함으로써 오히려 분압이 높

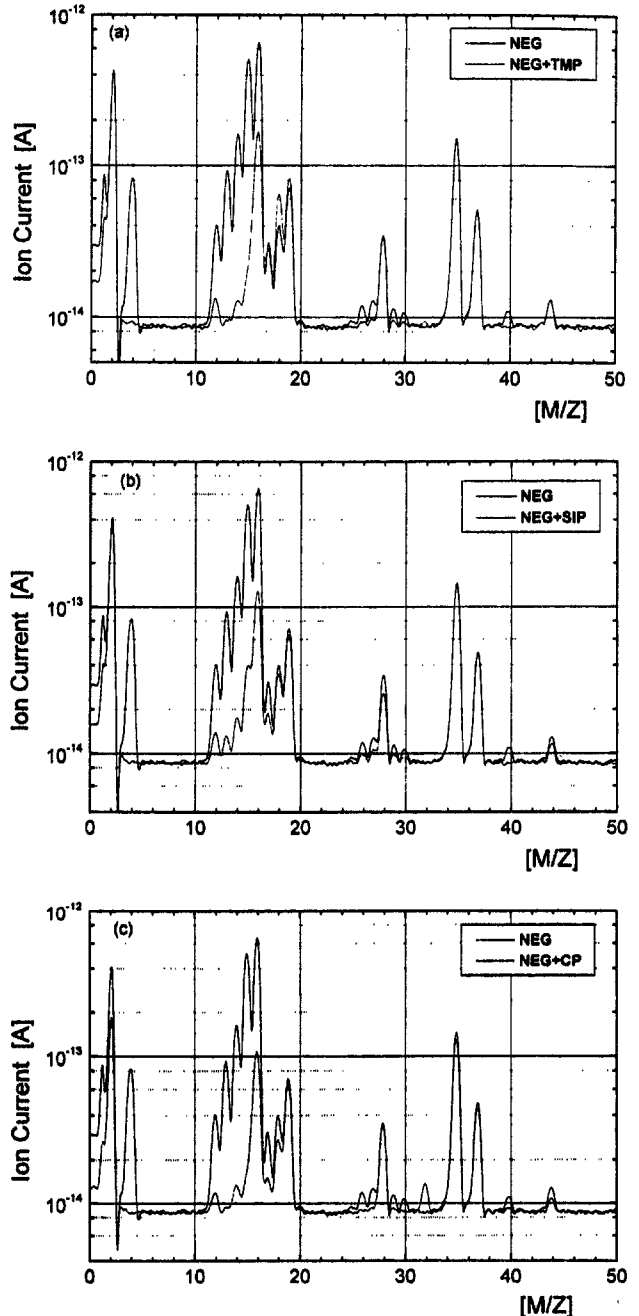


그림 10 상온에서 NEG 펌프와 (a)NEG+TMP, (b)NEG+SIP, 그리고 (c)NEG+CP를 조합하여 배기할 때 용기 내 잔류기체 스펙트럼 비교.

아진 것이다.

그림과 표에서 보는 바와 같이 TMP, SIP 그리고 CP 등을 조합함으로써 NEG 펌프에서 문제가 되던 CH₄의 분압이 거의 없어졌음을 알 수 있다. NEG 펌프와 TMP를 조합하였을 경우에는 불활성기체와 탄화수소의 분압은 거의 사라진 반면, 수소는 더 이상 줄어들지 않았으며 물은 오히려 더 증가하였다.

표 1 각 펌프 조합에 따른 주요 잔류 기체 스펙트럼의 비교

| System | Mass | | | | | | | | | |
|--|----------------|--------------------|-----------------|--|------------------|-----------|-----------|-------------------------------|----------|--|
| | 2 | 12 | 15 | 16 | 18 | 19 | 28 | 29 | 35 | 44 |
| (NEG)-(NEG+SIP) | 4.15e-14 | 2.75e-14 | 4.85e-13 | 5.47e-13 | 4.35e-15 | 7.19e-15 | 9.06e-15 | 1.56e-15 | 6.03e-15 | 1.25e-15 |
| (NEG)-(NEG+TMP) | -1.75e-14 | 2.78e-14 | 5.03e-13 | 5.08e-13 | -2.57e-14 | -1.06e-14 | 1.25e-15 | 1.87e-15 | -7.8e-15 | 0.0e+0.0 |
| (NEG)-(NEG+CP) | 2.51e-13 | 2.97e-14 | 5.08e-13 | 5.69e-13 | 1.28e-14 | 6.25e-15 | -1.56e-15 | 2.19e-15 | 1.5e-14 | 2.18e-15 |
| Gas Species | H ₂ | CO/CH ₄ | CH ₄ | CH ₄ /O ₂ /CO ₂ | H ₂ O | F | CO | C ₃ H ₈ | Cl | CO ₂ /C ₃ H ₈ |
| other peaks : 4-D ₂ , 13/14-CH ₄ , 17-H ₂ O, 20-CD ₄ , 27-C ₃ H ₈ , 32-O ₂ , 37-Cl, 40-Ar | | | | | | | | | | |

그러므로 TMP를 주 펌프로 사용하는 시스템에서는 NEG를 TMP 흡기구와 용기 사이에 설치함으로써 시스템의 배기 성능을 향상시키는 한편 수소와 물의 트랩 역할로 사용할 수 있다. [7]

SIP는 NEG 배기 속도 측정 시 시스템 내에서 발생하는 CH₄를 제거하기 위한 보조펌프로 사용할 목적으로 설치된 것으로 직경 40 mm 관을 통해 상부 용기에 연결되어 있으므로 펌프의 유효 배기 속도는 약 10 L/s에 불과하다. 그러므로 NEG 펌프에 SIP를 병행하였을 때 SIP의 배기 속도가 낮아 활성기체의 배기 성능이 더 나아진 것은 없으며, TMP나 CP를 조합하였을 때 CH₄가 거의 없어진 데 비해 SIP에서는 여전히 소량 존재하고 있다. 한편 H₂의 분압은 SIP를 병행하여도 거의 비슷한 수준을 유지하는 반면 D₂는 거의 없어졌다. CP를 보조로 사용하였을 때는 D₂와 CH₄는 거의 없어지고 H₂와 H₂O의 분압도 낮아졌다. 그러나 CO와 CO₂의 경우에는 분압의 큰 변화가 없으며 O₂의 경우 오히려 NEG 펌프와 병행함으로써 줄어들었다. 한편 NEG 펌프와 CP, SIP를 동시에 가동시켰을 때 시험 용기내의 압력은 5.2×10⁻⁹ Pa이었다.

4. 결 론

3개의 St707 NEG 모듈로 구성된 NEG 펌프를 제작하여 이를 주 펌프로 하는 초고진공 시스템을 제작하였다. H₂, D₂ 그리고 CO에 대한 NEG 펌프의 초기 배기 속도는 각각 450, 300 그리고 240 L/s로 측정되었으며 몬테카를로 계산에 의해 이때의 흡착 계수는 각각 0.0024, 0.0023 그리고 0.0062로 구하여졌다. 또한 450°C 활성화 중 평형압력 측정을 통해 NEG의 수소 방출 특성을 나타내는 상수들인 B, K

및 α를 실험적으로 구하였다.

한편 NEG 펌프, TMP 및 CP의 초고진공 영역에서의 진공성능을 조사하였다. NEG 펌프만으로는 CH₄의 축적 때문에 10⁻⁹ Pa 대의 진공도를 달성하지 못하였지만 10 L/s정도의 보조펌프만으로도 10⁻⁹ Pa 대를 얻을 수 있었으며, CP와 병행하여 사용함으로써 5.4×10⁻⁹ Pa의 진공을 얻을 수 있었다.

참 고 문 헌

- [1] T. Maruyama, S. R. In, Y. P. Lee, S. Yokouchi and S. H. Be, Jpn. J. Vac. Soc. 34(6), 556 (1991).
- [2] S. R. In, T. Maruyama, S. Yokouchi and S. H. Be, Jpn. J. Vac. Soc. 34(12), 882 (1991).
- [3] H. A. Sakaue, Y. Hirano, S. R. In, K. Watanabe and S. H. Be, Vacuum 44(5-7), 523 (1993).
- [4] C. Benvenuti and F. Francia, J. Vac. Sci. Technol. A 6, 2528 (1988).
- [5] R. J. Knize and J. L. Cecchi, J. Appl. Phys. 54 (6), 3183 (1983).
- [6] R. Giamantonio and M. Bovisio, A. Conte, Vacuum 55, 27 (1999).
- [7] P. Redhead, J. Vac. Sci. Technol. A 10(4), 2665 (1992).
- [8] P. Redhead, J. P. Hobson and E. V. Kornelson, "The Physical Basis of Ultrahigh Vacuum", (American Institute of Physics, 1993), p.290.
- [9] J. R. Young, J. Appl. Phys. 31(5), 921 (1960).
- [10] K. Ichimura, M. Matsuyama, and K. Watanabe, J. Vac. Sci. Technol. A 5(2), 220 (1987).
- [11] N. Venkataramani, F. Ghezzi, G. Bonizzoni, and W. Shmayda, Fusion Technology 29, 91 (1996).

국산 M8 스테인리스 나사의 체결특성

인상렬* · 박미영

한국원자력연구소

논문접수일 : 2001년 2월 8일

Tightening Characteristics of domestic M8 stainless screws

S. R. In* and M. Y. Park

Korea Atomic Energy Research Institute

Received February 8, 2001

요 약

진공 시스템 구축을 위해 플랜지를 체결하기 위해서는 다수의 나사가 필수적으로 사용된다. 나사의 접촉면에 발생하는 마찰력을 아는 것으로 가정하면 나사에 가해지는 토크와 발생하는 축력의 관계를 이론적으로 구하는 것은 쉽지만 실제로는 마찰이 마지의 나사 표면상태에 크게 의존하는 것이 분해다. 시판되는 나사들의 표면상태의 제원이 인정하지 않고 나사에 의해 발생하는 축력을 제대로 예상하지 못하면 최적의 축력으로 플랜지를 균일하게 조이기 어렵다. 본 논문에서는 플랜지 체결시 가장 많이 사용하는 나사로써 국내에서 시판되고 있는 M8 스테인리스강계 육각 표준나사 중 몇 개를 임의로 선별하고 여러 가지 체결조건에서 토크와 축력과의 관계를 구하여 우리가 예상하는 값과 얼마나 차이가 나며 나사들 사이에 어느 정도나 편차가 있는지 조사했다.

Abstract

A number of screws are inevitably used for tightening flanges in constructing a vacuum system. A theoretical relation between the axial force and the torque exerted on a screw is easily obtained assuming that the friction force generated on the contacting plane is known, however, in practice the friction is influenced strongly by unknown detailed surface condition. It is difficult to tighten optimally and uniformly the flange seals if the screws commercially available have undefined surface conditions and scattered dimensions, and the axial force produced by the screws can not be expected properly. In this paper a scatter of the axial force over screws and the deviation from an expected one, depending on various fastening conditions, are investigated using a variety of M8, the most popular size for vacuum flanges, domestic stainless screws of hexagonal head and standard thread.

1. 서 론

진공 시스템은 용기, 밸브, 진공계, 진공펌프 등 각종 진공부품들로 구성된다. 각 부품들은 대개 표준화된 플랜지를 부착하고 있어서 개스킷을 가운데 넣고 서로 연결하여 쉽게 기밀을 유지할 수 있도록 되어 있다. 개스킷은 일정한 선하중(linear sealing force,

N/mm 또는 kgf/mm 단위) 이상 힘을 가해야 기체누설을 막을 수 있다. 금속 개스킷은 물론 고무 개스킷을 사용하는 경우에도 대개는 진공압력($\sim 1 \text{ kgf/cm}^2$) 만으로 필요한 선하중을 만들어 내는 것이 어렵기 때문에 나사를 사용하여 이를 공급하는 것이 보통이다. 플랜지의 나사 개수와 유효단면적을 N 및 A_s 라고 하면 볼트에 가해지는 축력 F 는 기밀선의 길

이가 L 인 개스킷이 요구하는 최소 선하중 F_L 을 공급하면서 볼트에 발생하는 인장응력이 재료의 내력 σ_T 를 넘지 않도록 설계한다. 즉

$$\frac{F_L L}{N} < F_T < k A_s \sigma_T \quad (1)$$

을 만족해야 한다. k 는 안전율로 0.6~0.7이다.

나사는 볼트와 너트 중 한 쪽을 붙잡고 다른 쪽을 돌리면 축력이 작용하도록 고안된 대표적인 기계 요소로 그 기능과 작동역학에 대해서는 아주 잘 알려져 있다. 이론적으로는 나사의 작동역학이 단순하지만 마찰력에 따라 나사의 회전력이 축력으로 바뀌는 정도가 천차만별이 되는데 막상 플랜지 체결시 나사에 작용하는 마찰력은 아는 것이 거의 불가능하므로 최악의 힘으로 조인다음 볼트를 쉽게 달성할 수 없다. 또 시판되는 나사들은 표면상태의 제원이 일치하지 않아 축력을 예상하지 못하는 것은 물론 조이는 상태를 균일하게 조성하는 것이 불가능한 수도 있다.

본 논문에서는 플랜지 체결시 가장 많이 사용하는 나사로써 국내에서 시판되고 있는 M8 스테인리스강계 육각 표준나사 중 몇 개를 임의로 선별하여 고체 윤활제를 받았을 때와 사용하지 않았을 때, 윤활제를 도포하는 위치, 위치가 있을 때와 없을 때 등등 여러 가지 조건에서 토크와 축력과의 관계를 구하여 우리가 예상하는 값과 얼마나 차이가 나며 나사들 사이에 어느 정도나 편차가 있는지 조사했다.

2. 나사 체결에 관한 이론

Fig. 1은 삼각형 산을 가진 표준 나사의 단면형상과 함께 나사의 제원을 정의하는 기호들을 요약한 것이다. 또 Table 1은 각 기호들의 의미를 식으로 표현한 것이다. 토크는 d_2 에 대해 정의하고 응력은 d_s (또는 A_s)에 대해 계산한다. Fig. 2는 나사산을 평면에 펼쳐서 투영한 것 위에 너트를 돌릴 때 발생하는 힘 성분들을 그린 것이다. 나사의 축력 F_L 와 외부에서 가해진 토크 T 와의 관계식은 힘의 평형식들로부터 얻어지는데 (Fig. 2 참조) 잘 알려져 있는 유도과정은 생략하고 결과식들을 정리한다 [1].

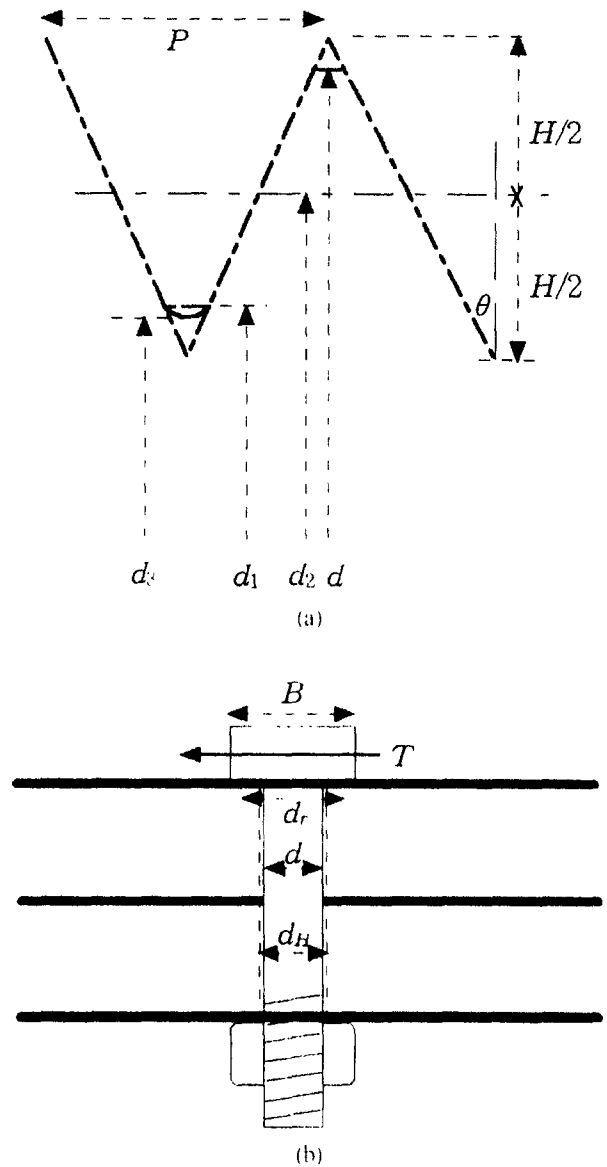


그림 1 삼각형 산을 가진 나사의 단면

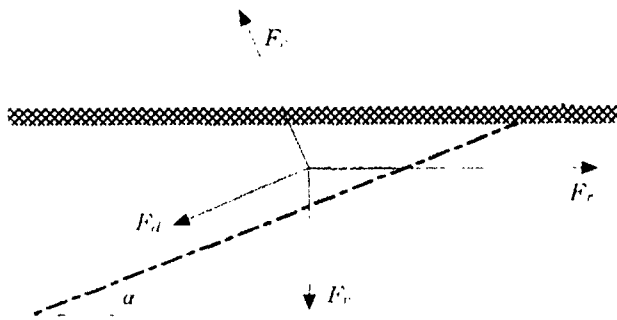
$$\begin{aligned}
 T &= \frac{F_L}{2} (d_2 \tan(\alpha + \beta) + \mu d_s) \\
 &\cong \frac{F_L}{2} \left(\frac{\mu d_s}{\cos \theta'} + \frac{P d_2}{\pi d} + \mu d_s \right), \\
 \tan(\alpha - \beta) &= \frac{\tan \alpha + \tan \beta}{1 - \tan \alpha \tan \beta}, \\
 \tan \alpha &= \frac{P}{\pi d}, \quad \tan \beta = \frac{\mu}{\cos \theta'}, \\
 \cos \theta' &= \cos(\tan^{-1}(\tan \theta \cos \alpha)) \quad (2)
 \end{aligned}$$

이때 μ 와 μ_r 은 각각 나사산 부분과 나사 좌면의 마찰계수이고 $\tan \alpha$ 는 나사의 경사도이며 θ' 은 나사산을 나사의 축에 평행하게 잘랐을 때 단면의 각

표 1 나사의 제원을 나타내는 기호의 의미

| 관계식 | 명칭 |
|---|---------------|
| $H = \frac{\sqrt{3}P}{2} = 0.8660254P$ | 나사산의 높이 |
| $d_1 = d - \left(H - \frac{H}{8} - \frac{H}{4}\right) \cdot 2 = d - \frac{5H}{4} = d - 1.082532P$ | 암나사 내경 |
| $d_2 = d + \left(\frac{H}{8} - \frac{H}{2}\right) \cdot 2 = d - \frac{3H}{4} = d - 0.649519P$ | 수나사 유효직경 |
| $d_3 = d_1 + \left(\frac{H}{6} - \frac{H}{4}\right) \cdot 2 = d - \frac{17H}{12} = d - 1.226869P$ | 수나사 꼭내경 |
| $d = \frac{d_2 + d_3}{2} = d - 0.938194P$ | 수나사 유효단면적 직경 |
| $d_s = \frac{2}{3} \frac{B^3 - d_H^3}{B^2 - d_H^2}$ | 암나사/수나사 좌면 직경 |
| $A = \frac{\pi}{4} d_s^2$ | 수나사 유효단면적 |

d : 수나사 외경, P : 수나사산 피치, d_H : 플랜지 나사구멍 직경, B : 육각 나사머리 폭.



$$F_r = \frac{2T}{d_s} = \frac{\mu F_v d_s}{d_s}, \quad F_a = \mu F_v$$

$$F_v \cos \alpha + F_r \cos \theta \sin \alpha = F_a, \quad F_v \sin \alpha + F_r \cos \theta \cos \alpha$$

그림 2 나사 접촉면에 작용하는 힘.

도를 반으로 나눈 값이다 (θ 는 나사산의 수직단면에서의 값이다). 식 (2)의 오른쪽 근사식은 $\tan \alpha \cdot \tan \beta \ll 1$ 일 때(대부분 이 조건을 만족한다) 성립한다. 식 (2)는 볼트 머리를 돌리거나 너트를 돌리거나 같은 식으로 표현되는데 단지 μ_r 과 d_r 이 볼트 머리 또는 너트에 대한 값이라는 것에 주의하면 된다. 실제로는 두 경우에 같은 값들을 사용할 수 있다. 식 (2) 오른쪽 근사식에서 첫째 항과 셋째 항은 볼트와 너트의 마찰 및 너트 또는 볼트 좌면의 마찰에 의한 것이고 둘째 항은 순수하게 나사의 역학에 의한 것이다. 마찰이 완전히 없어지면 둘째 항만 남는다. 볼트 또는 너트 자체의 마찰력을 제하고 볼트에 실제로 작용하는 토크를 T_b 라고 하면

$$T_b = T - \frac{F_v \mu_r d_r}{2} = \frac{F_r}{2} d_2 \tan(\alpha + \beta)$$

$$\approx \frac{F_r}{2} \left(\frac{\mu d_2}{\cos \theta} + \frac{P d_2}{\pi d} \right) \quad (3)$$

으로 주어진다.

수력과 토크에 의해 볼트에는 인장응력 σ 와 전단응력 τ 가 발생하는데 이는 각각 다음과 같이 구해진다.

$$\sigma = \frac{F_r}{A_s} \quad (3)$$

$$\tau = \frac{AT_b}{A_s d_s} = \frac{AT_b}{F_r d_s} \sigma = 2 \tan(\alpha + \beta) \frac{d_2}{d_s} \sigma \quad (4)$$

이 인장응력과 전단응력의 합성응력이 볼트재료의 내력보다 커지도록 해야 한다. 즉

$$\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sigma \sqrt{1 + 12 \tan^2(\alpha + \beta) \left(\frac{d_2}{d_s}\right)^2} < \sigma_Y$$

$$\Rightarrow \sigma < \frac{\sigma_Y}{\sqrt{1 + 12 \tan^2(\alpha + \beta) \left(\frac{d_2}{d_s}\right)^2}} \quad (5)$$

이 성립한다. 식 (1)과 비교하면 마지막 항의 분모가 $1/k$ 에 해당하며 k 는 μ 의 함수다. 이 식과 식 (2) 및 (3)을 이용하여 어떤 나사에 대해 외부에서 가해지는 토크의 상한값을 구하면

$$T < \frac{\sigma_y A_s}{\sqrt{\frac{1}{\gamma} + \frac{48}{d_s^2} \left(1 - \frac{\mu_r d_r}{\gamma} + \frac{\mu_r^2 d_r^2}{4\gamma^2} \right)}} = \frac{A_s (d_2 \tan(\alpha + \beta) + \mu_r d_r)}{2\sqrt{1 + 12 \tan^2(\alpha + \beta) \left(\frac{d_2}{d_s} \right)^2}} \sigma_y \quad (6)$$

$$\gamma = \frac{d_2 \tan(\alpha + \beta) + \mu_r d_r}{2}$$

으로 주어진다.

실험의 대상이 되는 M8 육각 표준 볼트의 제원은 Table 2와 같다. 이제 이 값들을 식 (2)에 대입하면

$$F_s \text{ [kgf]} \approx \frac{2T \text{ [kg}\cdot\text{mm]}}{8.3\mu + 0.36 + 9.6\mu} \quad (7)$$

표 2 M8 육각 표준나사의 제원.

| 형식 | |
|--|--|
| $d=8$ | |
| $P=1.25$ | |
| $d_1=6.646835$ | |
| $d_2=7.188101$ | |
| $d_3=6.466414$ | |
| $d_4=6.827258$ | |
| $B=12.6$ | |
| $d_H=8.05$ | |
| $d=1.335d=9.596$ | |
| $A=36.6$ | |
| $\tan \alpha = 0.049736$ | |
| $\tan \beta = \mu / \cos \theta' = 1.154344 \mu$ | |

(단위: 길이는 mm, 면적은 mm²이다.)

을 얻는다. μ 와 μ_r 이 같다면 너트 또는 볼트 좌면의 마찰이 가장 큰 영향을 미치며 통상적인 마찰계수 값의 범위(0.15-0.4) 안에서 순수한 나사 운동이 미치는 영향은 미미하다. 우선 실험을 하기 전에 식 (6)의 오른쪽 항을 T_{upper} 라 하고 몇 가지 μ_r 에 대해 μ 를 변화시키면서 $\mu-T_{upper}$ 그래프를 구하면 Fig. 3(a)와 같다. 또 식 (2)[또는 (7)]에서 $\mu = \mu_r$ 로 놓고 μ 를 몇 가지 값으로 변화시키면서 $T-F_s$ 그래프를 구해보면 Fig. 3(b)와 같다.

Fig. 3(a)는 같은 μ 에 대해 μ_r 이 커지면 외부에서 가해진 토크가 나사에 전달되는 비율이 점점 줄어들므로 [식 (3)] 그 만큼 큰 토크가 요구됨을 나타낸다. 또 $\mu_r=0$ 일 때는 $T=T_b$ 이므로 μ 가 커져도 τ 는 일정하고 [식 (4)] σ 만 줄어들므로 [식 (3)] T_{upper} 가 단조 증가하지만 $\mu_r > 0$ 일 때는 μ 가 커지면 σ 가 줄어드는 대신 τ 가 증가하므로(F_s 가 줄어들며 [식 (2)] T_b 가 커지기 때문) T_{upper} 는 처음에는 커지지만 나중에는 줄어들이 최대점을 하나 갖는다. μ_r 이 할수록 μ 가 T_b 에 미치는 영향이 크므로 최대점은 작은 μ 값에서 나타난다.

Fig. 3(b)에서 마찰계수 μ 가 커질수록 같은 토크 T 에 대해 축력 F_s 는 현저하게 감소한다. 그림에서 세 개의 점선은 세 가지 내력값을 가정하고 식 (6)을 사용하여 구한 토크의 상한값들을(Fig. 3(a)에서 사각형 점들에 해당함) 이은 것으로 공급 가능한 축력의 상한값을 나타내기도 한다. 규격 볼트들은 머리에 A2-70과 같이 재료와 내력범위가 새겨져 있다 [2]. 참고로 A2는 오스테나이트계 중 SS304이고 A4는 SS316

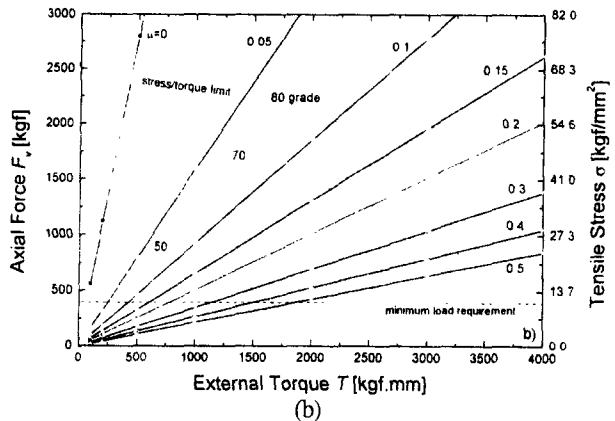
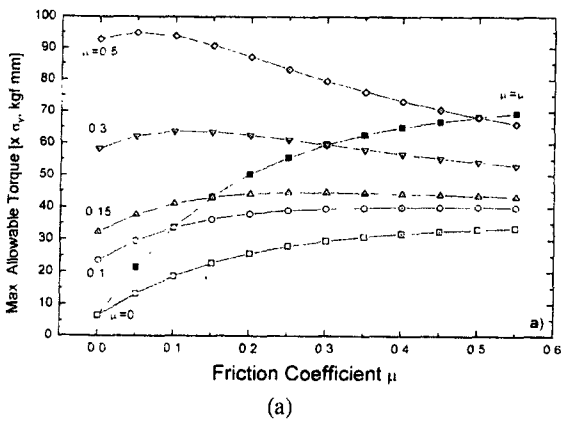


그림 3 (a) M8 나사의 마찰계수에 따른 토크의 상한값. (b) M8 나사의 토크 대 축력 그래프. 점선은 응력발생에 따른 허용토크를 나타내고 파선은 최소 선하중 공급에 필요한 축력을 나타낸다.

이다. 오스테나이트 스테인리스강제 볼트의 내력은 50 등급은 21.4 kgf/mm^2 이상, 70등급은 45.9 kgf/mm^2 이상, 80등급은 61.2 kgf/mm^2 이상이다. 위의 세 개의 점선들은 볼트의 내력을 각각 25 kgf/mm^2 , 50 kgf/mm^2 및 65 kgf/mm^2 으로 가정하고 구한 것이다.

그림에서 아래쪽에 수평으로 그어진 파선은 사용하는 플랜지의 기밀구조와 개스킷이 요구하는 최소 선하중을 공급할 수 있는 축력값의 예로써 결국 특정 나사는 점선과 파선 사이에 작동 영역이 존재한다. 이것은 식 (1)을 도표화한 것으로 볼 수 있다. 마찰력이 커지면 수직방향(축력)의 허용범위가 줄어들고, 즉 볼트의 내력 범위 안에서 얻을 수 있는 축력이 낮아지고, 수평방향(토크)의 허용범위는 폭이 약간 넓었다가 줄어들면서 전체적으로 높은 토크 쪽으로 이동한다. 플랜지 기밀구조 및 개스킷의 선하중 요구치가 높다면 볼트의 내력에 따라 작동영역이 존재하지 않을 수도 있다. 50등급 볼트는 금속 개스킷을 사용하는 플랜지에서 구실을 제대로 하지 못할 가능성이 크다.

3. 실험 및 고찰

실험은 토크를 가하면서 축력을 측정하여 토크-축력 그래프를 구하는 것을 목표로 했다. 토크는 토크렌치(torque wrench, 정밀도 3%)를 사용하여 조인하고 축력은 로드셀(load cell, 최대 5000 kgf, 정밀도 0.25% F.S)로 측정했다. 시스템의 구성은 Fig. 4와 같다. 나사의 윤활제는 MoS_2 페이스트를 사용했다. 실험에 사용한 나사는 시중에서 구입할 수 있는 것

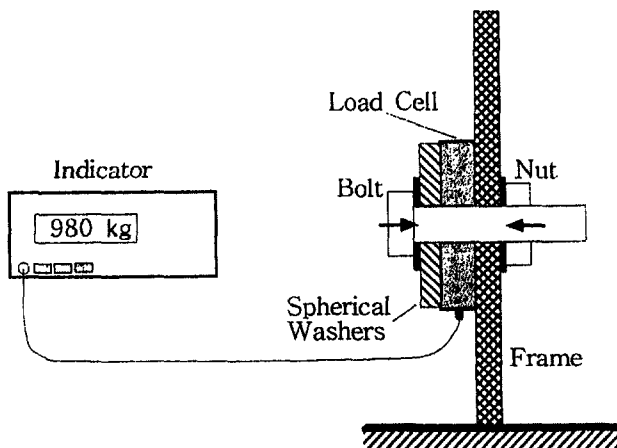


그림 4 나사의 축력측정을 위한 장치 구성.

들을 특별한 기준이 없이 임의로 선택한 것이다. 이 실험에는 총 10 가지 종류의 나사를 사용했다. 특별한 언급이 없으면 너트를 돌리면서 축력을 측정하는 것을 기본으로 삼았다.

3.1 나사들 사이의 편차

Fig. 5(a)~5(d)는 서로 종류가 다른 8개의 나사들을 각각 윤활제 없이 너트 쪽을 돌려서 조인 경우, 볼트 쪽을 돌린 것, 볼트에 윤활제를 바른 것, 너트 좌면에 윤활제를 바른 것의 순서로 측정한 토크 대 축력 그래프들이다. 점선과 파선은 모든 회전부위의 마찰계수가 균일하다고 가정했을 때($\mu = \mu_r$) 실험값들이 어떤 범위 안에 들어가는지를 대략 보여주며 계산은 측정값들을 평균하여 마찰계수를 구한 것이다. 사용이력에 따른 마찰력의 미묘한 변화를 감안할 때 너트를 돌리는 것과 볼트를 돌리는 것과는 효과면에서 별 차이가 없다. 실제 플랜지 체결시에는 볼트가 구멍 벽에 닿는 경우가 종종 있어서 마찰이 증가하겠지만 실험에서는 그런 상황을 제한하지는 않았다.

윤활제의 사용은 마찰력을 상당히 감소시키지만 집중하는 부위 모두에 말라야 더욱 효과적이다. 볼트에만 윤활제를 바르고 너트 좌면에 도포하지 않았을 때는 그 곳의 마찰 때문에 평균적 마찰계수는 생각보다 낮아지지 않았다. 식 (7)에서 $\mu = 0.175$ (Fig. 5(d)에서 평균 마찰계수), $\mu_r = 0.3$ (Fig. 5(a)에서 평균 마찰계수)인 것은 $\mu = \mu_r = 0.235$ (Fig. 5(c)에서 평균 마찰계수)인 것과 유사함을 확인할 수 있다. 윤활제를 도포하면 마찰계수 자체는 감소하지만 나사들 사이에서 값의 편차는 별로 줄어들지 않는다. 체결토크가 $1000 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$ 일 때 윤활제를 전혀 도포하지 않은 것은 발생하는 축력이 최소 271 kgf, 최대 381 kgf인 것에 반해 윤활제를 모두 도포한 것은 최소값이 481 kgf, 최대값은 673 kgf이다. 그러나 회전 부위에 모두 윤활제를 도포한 경우라도 여전히 마찰계수가 큰 것은 작은 것보다 50% 이상 크고 최소 축력은 최대값의 70%에 불과하다.

다 그런 것은 아니지만 축력 그래프가 보이는 일반적인 현상의 하나는 일정한 경향이 없는 비직선성이다. 나사들 사이에 편차가 있는 것처럼 한 나사

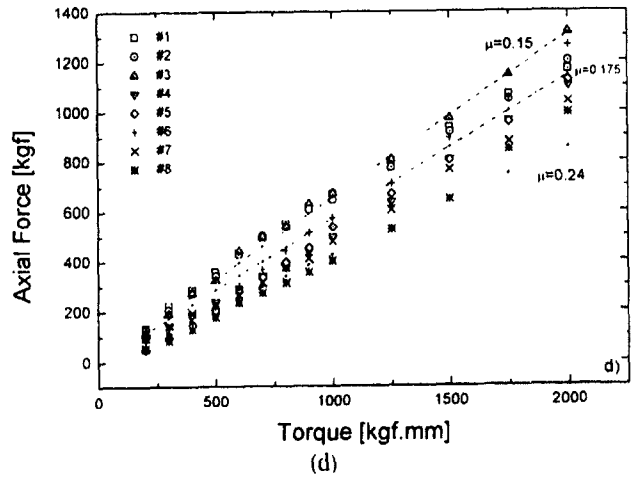
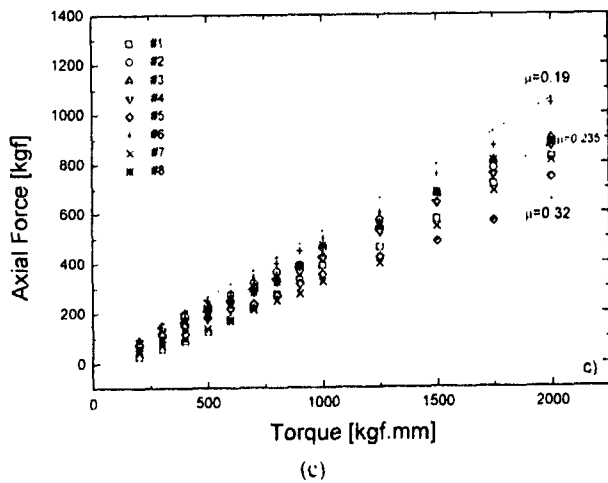
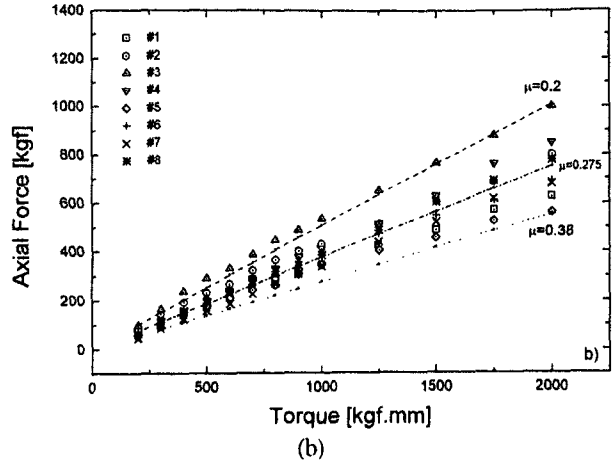
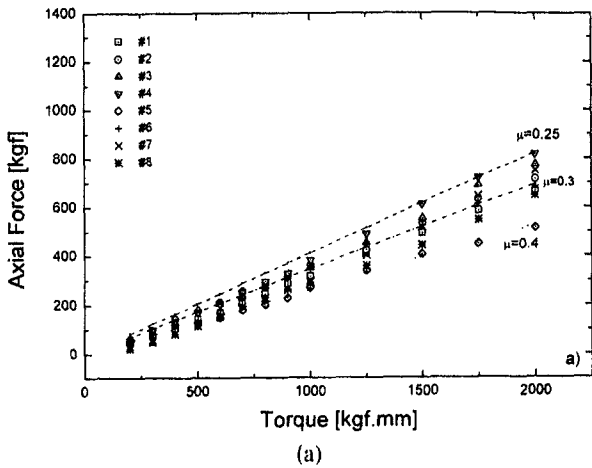


그림 5 각종 8개의 나사에 대해 (a) 무윤활-너트 회전, (b) 무윤활-볼트 회전, (c) 볼트 윤활, (d) 볼트/너트 좌면 윤활 등의 체결조건에서 차례대로 얻은 토크 대 축력 특성.

에서도 접촉하고 있는 위치가 변함에 따라 표면상태가 바뀌고 따라서 마찰 특성이 달라진다고 해석할 수 있다. 참고로 진공플랜지 체결용으로 신경써서 가공하고 표면을 알마이트 (양극산화피막) 처리한 알루미늄 2024합금 볼트의 경우는 상당히 양호한 직선성을 나타낸다.

Fig. 6(a)와 6(b)는 같은 나사 세트에 계속 실험을 시행할 때 있을 수 있는 사용이력의 영향을 없애고 윤활의 효과만을 보기 위해 여러 종류의 나사 8개를 처음부터 볼트 및 너트 좌면에 모두 윤활제를 바르고 축력을 측정하고 같은 회사, 같은 종류의 나사 3개를 볼트에만 윤활제를 바르고 축력을 측정하는 것이다. Fig. 6(a)를 Fig. 5(d)와 비교하면 마찰계수가 전반적으로 다소 줄어들고 있지만 큰 차이는 나지 않는다. 약간의 차이는 워셔의 손상여부와 관련이

있다고 보여진다. Fig. 6(b)는 역시 Fig. 5(c)와 별반 차이가 없다. 같은 공장에서 만든 같은 종류의 나사들도 다른 종류의 나사들처럼 큰 편차를 보이기엔 마찬가지이다.

3.1 각종 나사체결 조건의 영향

Fig. 7은 한 가지 나사를 가지고 무윤활이면서 워셔를 사용하지 않는 최악의 조건부터 워셔를 사용하고 볼트뿐 아니라 너트 좌면에도 윤활제를 바른 최상의 조건까지 네 가지 상태를 차례대로 변화시키면서 구한 특성을 비교한 것이다. 워셔의 사용은 이 경우 마찰력을 줄이는 데는 큰 기능을 하고 있지 않다. 볼트에만 윤활제를 바를 때 늘어나는 축력과 너트 좌면에도 도포했을 때 늘어나는 축력의 크

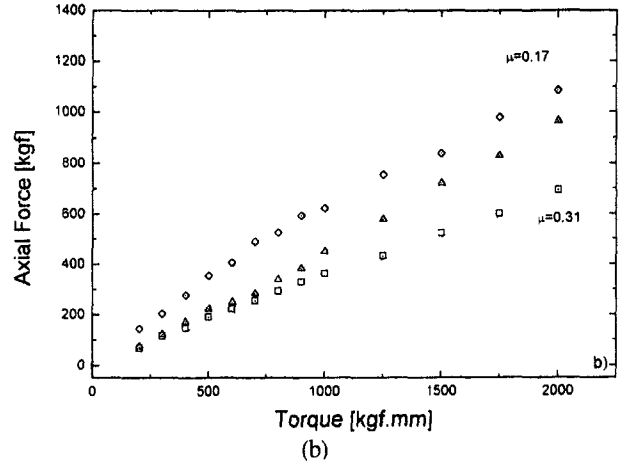
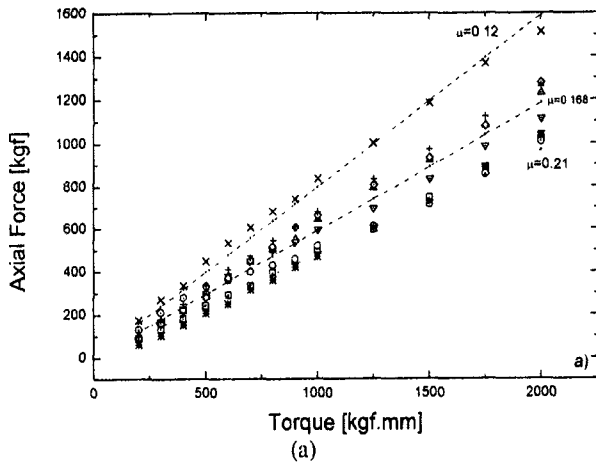


그림 6 (a) 각종 8개의 나사에 대해 볼트/너트 좌면 윤활 및 (b) 동종 3개의 나사에 대해 볼트 윤활 조건에서 얻은 토크 대 축력 특성.

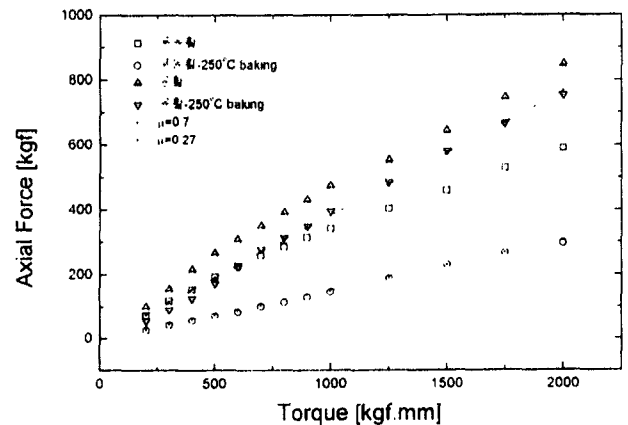
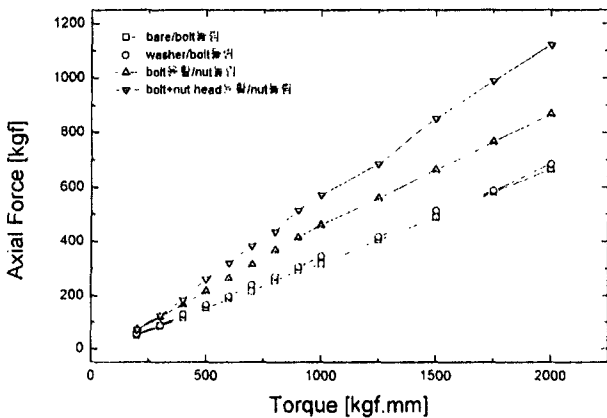


그림 7 한 나사에 대해 각종 체결조건에서 얻은 토크 대 축력 특성의 비교.

그림 8 동종 3개의 나사에 대해 윤활 및 무윤활 상태에서 250°C 가열이 축력 특성에 미치는 영향.

기는 전반적으로 비슷하지만 결국은 후사가 다소 큰 영향을 미친다. 이는 식 (7)에서 예견할 수 있는 바와 같다. 토크가 1000 kgf.mm일 때 체결조건에 따라 가장 높은 축력값은 571 kgf로 가장 낮은 축력값 316 kgf의 1.8배에 달한다.

Fig. 8은 같은 종류의 나사 3개를 가지고 무윤활 상태에서 250°C로 12시간 가열한 나사와 MoS₂를 도포하고 같은 조건으로 가열한 나사에 대해 측정 한 수치들의 평균값을 사용하여 그린 것이다. 그림에는 비교를 위해 가열 전 값들도 같이 그려져 있다. 맨살로 가열한 나사들은 마찰력($\mu=0.7$)이 매우 커져서 가열 후 그대로는 나사로서의 구실을 전혀 하지 못하지만 윤활제를 도포한 것은 250°C로 가열한 후에도 여전히 상당한 성능을 발휘함을 알 수 있다.

3.3 이완현상 및 반복체결의 영향

나사를 어떤 토크로 조이면 축력은 시간이 지나면서 처음 값보다 수 % 가량 감소한 후 안정화된다. Fig. 9는 나사를 조인 후 지나간 시간에 따라 축력이 줄어드는 정도를 측정한 것이다. 큰 토크로 조일수록 축력이 오랫동안 감소하고 감소하는 정도도 커진다. 예를 들어 2000 kgf.mm로 조였을 때는 수 분 안에 5% 정도 줄어들지만 수 시간 후 까지도 조금씩 계속 줄어든다. 1000 kgf.mm로 조였을 때는 수 분 안에 3% 정도 줄어들고 수십 분 정도 감소가 계속된다. 축력이 줄어드는 것은 크립(creep)과 같은 응력-변형의 시간의존 특성에 의한 것은 아니고(재료가 금속이고 상온이므로) 워셔 등 삽입체들의 소성 변형에 의한 것으로 여겨진다.

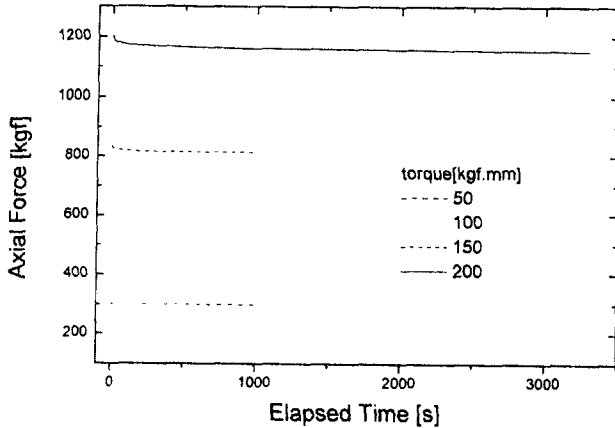


그림 9 여러 토크로 조인 후 축력의 시간변화.

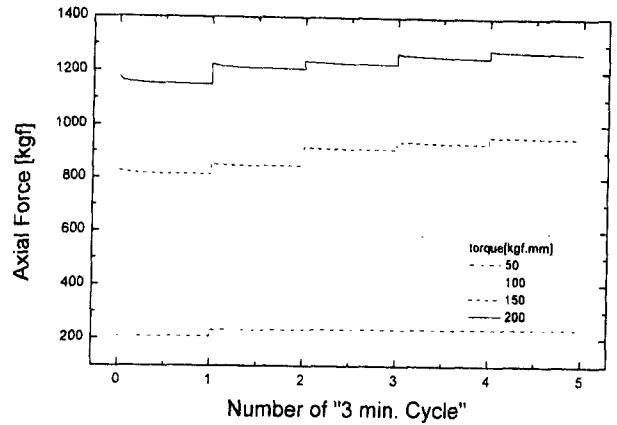


그림 10 나사를 반복해서 같은 토크로 조일 때 축력의 시간변화.

Fig. 10은 나사를 일정 토크로 조인 후 3분이 지나서 다시 같은 토크로 조이는 것을 다섯 번 반복하면서 축력을 측정한 것이다. 축력은 처음 값보다 차츰 커져서 다섯 번째에 가서는 10% 내외로 증가한다. 또 축력이 다시 감소하는 정도도 점점 줄어든다. 플랜지를 조일 때 특히 최종 토크로 몇 번 반복해서 조이는 것은 균일도를 높일 뿐만 아니라 위하는 축력을 유지하는 좋은 방법이다.

Fig. 11은 한 나사를 반복해서 사용할 때 같은 토크에 대해 축력이 어떻게 변하는가를 보여준다. x 축은 반복 체결횟수로 윤활제를 바르지 않고 계속 사용하는 경우와 윤활제를 도포하고 상온에서만 계속 사용하거나 가열 후 재차 사용하는 경우를 비교했다. 어느 경우든 정도의 차이는 있지만 나사를 계속 사용하면 마찰이 커지고 축력이 줄어드는 것으로 나타났다. 축력이 감소하는 정도는 사용하는 횟수가 진행될수록 표면상태가 안정화되면서 둔화된다. 그림에서 윤활의 1번 및 2번 조건은(파선 및 점선) 볼트에 윤활제를 바르고 250℃로 가열한 후 또는 상온에서 계속 사용하는 것이고 3번 조건이란(그림에서 쇠선) 윤활조건은 2번과 같지만 계속 새 워셔를 교체해서 사용하는 경우로써 다른 것에 비해 축력의 감소가 더디다. 여섯 번째 조일 때는 다른 것들도 워셔를 새로운 것으로 교체했는데 특히 무윤활인 경우는 새 워셔를 사용하면 원래 값을 거의 회복하고 윤활제를 도포한 것도 부분적으로 회복된다. 이것은 마찰의 증가가 주로 워셔면의 손상에 기인하고 윤활제의 감손에도 영향을 받는다는 것을

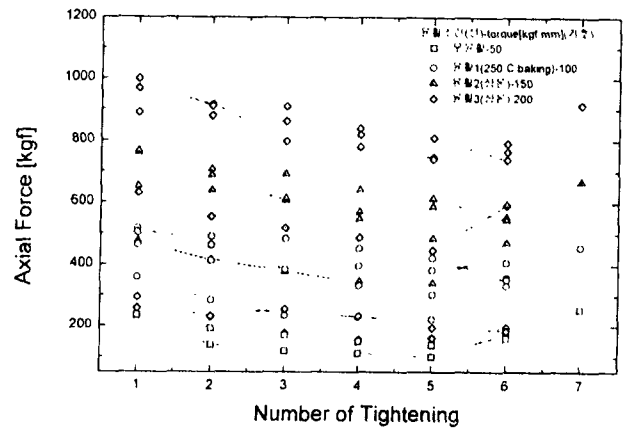


그림 11 각종 체결조건 하에서 나사를 반복해서 사용할 때 일정 토크에 대한 축력의 변화. 선은 항상 윤활조건을 나타내고 기호는 어떤 토크값을 가리킨다.

가리킨다. 이 곳에 같이 그리지는 않았지만 나사를 반복 사용할 때 윤활제를 새로 도포하고 워셔를 새로 갈아도 축력이 약간씩 줄어드는 것으로 보아 나사 자체의 마모가 미치는 영향도 없지는 않은 것으로 보인다. 그림에서 일곱 번째 조임은 너트 좌면에 윤활제를 도포하고 하는 것인데 원래의 값보다 더 높아지는 것으로 보아 이 부분의 마찰이 가장 큰 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.

3.4 결과에 대한 고찰

위에서 축력측정 실험에 사용했던 나사들은 같은 토크에서 나타내는 축력에 큰 편차를 나타냈다. 아마 시판되고 있는 어떤 나사를 골라도 비슷한 양

상을 보일 것이다. 우리가 플랜지를 조일 때 일정한 토크를 정해 놓고 나사를 돌리는 것은 개스킷을 균일하게 눌러 뜻하지 않는 누설을 막으려는 것이지만 같은 종류의 나사를 사용해도 $\pm 30\%$ 내에서 축력을 고르게 만드는 것은 불가능하다. 또 실제 축력이 예상한 값과 많이 달라진다면 표준 토크값으로 맞추는 진정한 의미가 사라진다.

콘플래트(Conflat) 플랜지에서 구리 개스킷을 사용할 때 기밀을 위한 권장 선하중은 30~40 kgf/mm (나사당 1000 kgf 내외의 축력에 해당)이고 토크의 표준값은 1000~1500 kgf.mm인데 이는 마찰계수가 0.15 보다 적어져야 가능한 값이다. 통상 실용 마찰계수를 0.2로 잡는 것을 생각하면 서로 모순인 조건이라고 여겨진다.

실제로 콘플래트 플랜지를 체결해 보면 많은 경우 600 kg.mm 이상에서 누설이 상당히 막히고 800 kg.mm 이면 거의 누설이 없어진다 ($<10^{-10}$ mbar.L/s). 이 체결조건은 표준값에 비해 훨씬 못 미치는 것이다. 심지어 1000 kg.mm 이상으로 조인다고 해도 원래 의도했던 선하중을 제공하지 못한 가능성이 매우 크다. 그런데도 누설이 고치고 기밀이 이루어지는 것은 사실 권장하는 표준값들이 다소 과도하게 주어졌기 때문이다.

한 실험결과에 의하면 콘플래트 플랜지에 구리 개스킷을 넣고 M8 볼트로 조일 때 기밀을 위한 최소 선하중은 15 kg/mm 내외로 나왔다 [3]. 이때 예를 들어 200CF 플랜지에서 나사 한 개당 필요한 축력은 $\pi \times 166.1 \times 15 \div 20 = 391$ kgf이고 $\mu = 0.15$ 일 때 토크는 600 kg.mm, 0.2일 때 800 kg.mm 정도이므로 체결토크의 기준값이 보통 1000 kg.mm인 점을 감안하면 윤활제의 도포는 최소 필요조건이지 충분조건은 되지 못할 수도 있다는 것을 알 수 있다. 즉 윤활제를 사용하지 않는 경우는($\mu = 0.3$) 말할 것도 없고 볼트에 윤활제를 바르는 것으로도 나사에 따라서 때

로는 실험적 최소 선하중 조차 만족하기 어려울 수 있다.

이런 문제를 근본적으로 해결하기 위해서는 나사를 제작할 때부터 진공 플랜지 체결용으로 표면을 더욱 매끄럽게 다듬고 재원을 균일화할 필요가 있으며, 나사의 모든 회전부위에 윤활제를 도포하여 사용하고 새 나사와 기사용 나사를 섞어 쓰지 않는 것이 좋을 것이다. 나사를 반복 사용하는 경우는 워셔만이라도 새 것으로 교체하는 것이 바람직하다.

4. 결 론

진공시스템 조립에서 가장 많이 사용하는 나사로서 시중에서 흔하게 구할 수 있는 M8 스테인리스 나사들을 임의로 선택하여 토크 대 축력 특성을 구했다. 여러 다른 종류의 나사들에 대한 각종 체결조건에서의 축력측정 실험결과로부터 다음과 같은 사실들을 알 수 있다. 1) 같은 M8 나사들도 천차만별의 체결특성을 나타낸다. 2) 일반적인 체결 표준조건을 만족하면서 나사를 과손시키지 않으려면 윤활제의 사용이 필수적이다. 3) 나사 잠속면뿐 아니라 너트 또는 볼트 좌면에까지 윤활제를 도포해야 충분한 축력을 얻을 수 있다. 4) 나사들은 가능한 한 표면의 가공상태가 깨끗한 것을 고른다. 5) 한번 사용한 나사에는 새로 윤활제를 도포하고 워셔를 새로 교체하는 것이 좋다.

참 고 문 헌

- [1] 日本機械學會編, 機械工學便覽 7編 3章 (1997)
- [2] KS B 0241-1996, 내식 스테인리스강제 나사부품의 기계적 성질, 한국표준협회
- [3] K. Obara et al., Jpn. J. Vac. Soc. **32**, 2 (1989)

터보분자펌프 역류특성의 준정량적 평가

인상렬 · 박미영

한국원자력연구소
(2000년 6월 2일 접수)

Quasi-quantitative estimation on backstreaming characteristics of a turbomolecular pump

S. R. In and M. Y. Park

Korea Atomic Energy Research Institute
(Received June 2, 2000)

요 약 - 터보분자펌프의 배기성능은 회전자가 돌고 있을 때 순방향과 역방향으로의 배기속도(통과확률×입구 컨덕턴스) 및 두 방향으로의 기체 유량(배기속도×입구 압력)의 상호관계에 의해 영향을 받는다. 펌프의 성능을 나타내는 가장 중요한 항목인 배기속도는 순유량, 즉 반대 방향으로의 유량의 차이를 흡기구 압력으로 나누어준 것이며, 최대압축비는 순방향 배기속도를 역방향 배기속도로 나누어준 것이다. 이들 방향성 고유특성은 서로 영향을 미치고 있으며 양쪽 입구 압력 모두의 함수이므로 관련 요소들을 서로 구분하기가 힘들지만 배기속도와 최대압축비의 측정결과를 잘 분석하면 준정량적인 해석이 가능하다.

Abstract - Pumping characteristics of a turbomolecular pump are influenced by interrelations of the downstream and upstream pumping speeds (transmission probability×aperture conductance), and of gas flow rates (pumping speed×entrance pressure) in two directions. The pumping speed, one of the most important items characterized the performance of a pump, is given by dividing the net flow rate, that is, the difference between the counter flow rates by the pressure at the pumping port. The maximum compression ratio is defined as the ratio of the downstream pumping speed to the upstream one. Because these directional characteristics affect each other and are functions of the pressures of both sides, it is difficult to distinguish the relevant factors. However, quasi-quantitative analyses on them can be done if considering carefully the results of measuring the pumping speed and the maximum compression ratio.

1. 서 론

터보분자펌프(turbomolecular pump, TMP)는 실험실이나 산업 현장에서 가장 널리 사용되고 있는 초고진공용 펌프다. 사용하는 조건에 따라 원하는 성능을 발휘하기 위해 다양한 형태의 것들이 개발되어 있지만 기본적인 원리는 동일하다. TMP는 수만 rpm의 고속으로 회전하는 원판에 붙어있는 날개로 기체분자들에 운동량을 전달하여 기체를 배기구 쪽으로 압축한다. 고진공 펌프가 대개 그렇듯이 압력이 낮아 기체분자의 평균자유행정이 날개 간격보다 길 때는 이런 배기성능이 잘 발휘되지만 압력이 높아지면 기체분자들끼리의 충돌에 의해 역류하는 양이 늘어나고 배기작용이 저하되는 것

을 피할 수 없다. 고진공 펌프의 작동압력 영역은 결국 역류량에 의해서 결정된다.

TMP는 과거 초고진공 영역의 주펌프로 사용되면서 최대배기량(maximum throughput)보다 아주 낮은 유량을 처리하고 흡기구 압력이 10^{-3} mbar 이하의 범위에서 작동하는 것이 일반적이었다. 요즘은 청정 분위기이면서도 대유량의 진공 시스템이 많이 사용되면서 TMP는 중진공 영역에서도 정상적으로 작동하도록 요구받고 있다. 이런 목적에 맞도록 개발된 것이 TMP에 드래그(drag) 단을 덧붙인 복합분자펌프(compound molecular pump, CMP)로 이런 종류의 펌프는 흡기구 압력과 배기구 압력이 수 mbar일 때도 작동이 가능하다. 드래그 단이 없는 표준 TMP라도 흡기구 및 배기구 압력이 1

mbar 내외까지 작동 범위가 넓어져 있다.

이 실험은 우선 표준 TMP를 가지고 규격을 [1, 2] 준용하여 배기속도와 최대압축비를 측정하고 그 측정결과로부터 작동압력 영역에 따라 역류량이 어떻게 변화하는가를 준정량적으로 분석하려는 데 목적이 있다. 이런 과정을 통해 얻은 정보로부터 사용하고 있는 펌프의 작동압력 영역과 최대배기량을 파악할 수 있고 보조펌프의 크기 등 배기계 설계의 기본 파라미터도 정할 수 있을 것이다. 같은 개념을 추후 CMP에도 적용하여 두 펌프가 나타내는 배기특성의 차이를 좀더 세밀히 비교해 보는 것이 다음 실험목표다.

2. 터보분자펌프의 배기 원리

터보분자펌프의 회전자는 날개열이 비스듬히 붙어있는 여러 접의 원판이 형태는 같지만 날개열의 각도가 반대로 되어 있는 고정 원판 사이에서 고속으로 회전하는 구조로 되어 있다. 그림 1과 같이 구성된 TMP 성능시험장치에서 흡기구 압력이 P_1 , 배기구 압력이 P_2 , 배기속도가 S 이고 배기구에 연결된 보조펌프(backing pump)의 배기속도가 S_b , 흡기단에서의 유량이 Q_1 , 배기단에서의 외부 유량이 Q_2 일 때 입자 평형식은 다음과 같이 표현된다.

$$P_1 S = P_1 S_0 - P_2 S_b = P_2 S_v - Q_2 = Q_1 \quad (1)$$

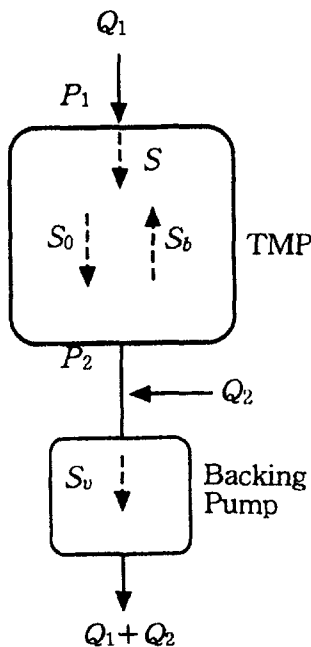


그림 1. Schematic diagram of the TMP test system.

이때 S_0 는 기체분자의 순방향 통과확률(transmission probability, 입구에 입사한 입자 중 되돌아오지 않고 반대쪽 입구에 도달하는 입자의 비율)에 흡기구의 오리피스 컨덕턴스를 곱한 값으로 TMP의 고유 배기속도이자 이론적 최대배기속도다. S_b 는 역류속도(backstreaming speed)로 역방향 통과확률(역류확률)에 배기구의 오리피스 컨덕턴스를 곱한 것이다. P_2/P_1 를 압축비 K 로 정의하면 $S=0(Q_1=0)$ 일 때 K 는 S_0/S_b 로 가장 큰 값이 되며 이를 최대압축비 K_m 이라 부른다. 즉 K 와 K_m 은 다음과 같이 구해진다.

$$K = \frac{P_2}{P_1} = \frac{S_0 - S}{S_b} = \frac{S_0}{S_b + S_v / (1 + Q_2/Q_1)} \quad (2a)$$

$$K_m = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)_{S, Q_1=0} = \frac{S_0}{S_b} \quad (2b)$$

한편 $K = 1$ (즉 $P_2 = P_1$)일 때는 $S = S_0 - S_b \equiv S_n$ 으로 되며 이를 펌프의 공칭 배기속도(nominal pumping speed)라 부른다. 수학적으로는 $0 < K < K_m$ 이 성립하지만 K 가 1보다 작으면 펌프로서의 기능을 하지 않는다는 뜻이므로 K 가 2~3일 때의 배기구 압력을 임계배압(critical backing pressure)이라고 정의한다. 최악의 작동상태에서도 배기구 압력이 이 값보다는 낮게 유지되도록 배기계를 설계해야 한다.

회전자가 정지해 있으면 $S_0 = S_b = C$ 이므로 $Q_1 > 0$ 일 때 $P_1 > P_2$ 가 되어 압축이 일어나지 않고 컨덕턴스가 C 인 통상적인 배기통로처럼 작용하지만 회전자가 회전을 시작하면 S_0 는 크게 증가하고 반대로 S_b 는 크게 감소하여 $S_0 \gg S_b$ 가 되므로 $Q_1 > 0$ 이면서도 압축작용($P_1 < P_2$ 인 상태)이 일어난다. 두 경우에 각각 다음과 같은 표현이 성립한다.

$$\frac{1}{S} = \frac{1}{C} + \frac{1}{S_v} \quad (3a)$$

$$\frac{1}{S} = \frac{1}{S_0} + \frac{1}{S_v K_m} \quad (3b)$$

회전자가 정지해 있을 때 TMP 흡기구에서 느끼는 배기속도는 보조펌프의 배기속도 S_v 와 컨덕턴스 C 의 조합으로 구해지며 둘 중 작은 값보다 작다. 그러나 회전자가 정상적으로 돌고 있을 때는 TMP의 고유배기속도 S_0 가 C 보다 훨씬 커질 뿐만 아니라 S_v 가 K_m 배만큼 커지는 효과가 나타난다. 압축작용에 의해

보조펌프 흡기구 압력이 높아져 같은 배기속도에서 유량이 증가하기 때문이다. K_m 이 큰 값을 유지하는 한 S 는 S_0 에 가까운 값을 가질 수 있다.

$Q_2=0$ 일 때 식 (1)을 S 및 K 에 관해 정리하면 각각

$$S = \frac{S_0}{S_b} = \frac{S_n}{1 + \frac{S_n}{S_v} - \frac{1}{K_m + K_m S_v}} \quad (4a)$$

$$K = \frac{S}{S_v} = \frac{S_0}{S_b + S_v} = \frac{K_m}{1 + (S_v/S_b)} \quad (4b)$$

이 된다. 유량이 아주 커져 흡기구와 배기구의 압력이 올라가면 기체분자 간 충돌이 늘어나면서 S_0 는 감소하고 S_b 는 증가하여 S 와 K_m 이 급격히 작아지고 K 도 역시 감소한다. S_0 의 감소도 S_b 의 증가도 그 변화의 원인은 넓은 의미에서 역류라고 볼 수 있다. 단 S_0 의 변화는 S 의 변화에 1:1로 영향을 미치지 않지만($\Delta S \sim \Delta S_0$), S_b 의 변화는 S_0/S_v 만큼 증폭되어 나타난다($\Delta S \sim \Delta S_b (S_0/S_v)$).

S 는 S_v 의 함수이기도 한데 예를 들어 S_v 가 작아지면 배기구 압력 P_2 가 높아지고 S_b 를 증가시켜 역류량($P_2 S_b$)이 늘어나서 펌프의 배기속도를 낮춘다. 반면에 $S_v \gg S_b (= S_0/K_m)$ 이면 $S \rightarrow S_0$ 가 된다. 이것은 $S_b P_2$ 가 $S_0 P_1$ 이나 $S_v P_2$ 에 비해 무시될 수 있고 $S_0 P_1 \approx S_v P_2$ 라는 의미와 동일하다.

3. 성능시험

실험에 사용한 TMP 성능시험장치의 구성도는 그림 2와 같다. 성능시험의 대상은 자기부상형으로 드래그 단이 없는 300 L/s급 표준 TMP이다. 측정압력 영역이 흡기구에서 10^{-9} 에서 5 mbar까지, 배기구에는 10^{-3} 에서 10 mbar까지, 유량의 범위도 0~1000 sccm($\approx 16.9 \text{ mbar} \cdot \text{L/s}$)까지로 광범위하므로 몇 개의 구간으로 나누어 다른 진공계를 사용하고 있다. 모든 진공계는 회전식 점성진공계(SRG)를 사용해서 교정했다. 보조펌프로는 배기속도를 몇 가지로 편리하게 변화시키기 위하여 200(RP1) 및 970(RP2) L/min의 유회전 펌프 두 대를 병렬로 연결하여 사용했다.

3.1. 배기속도 측정

배기속도 측정조건은 식 (1)에서 $Q_2=0$, $Q_1 \neq 0$ 이다. 먼저 표준용기를 기저압력으로 낮춘 후 질소 또는 수소

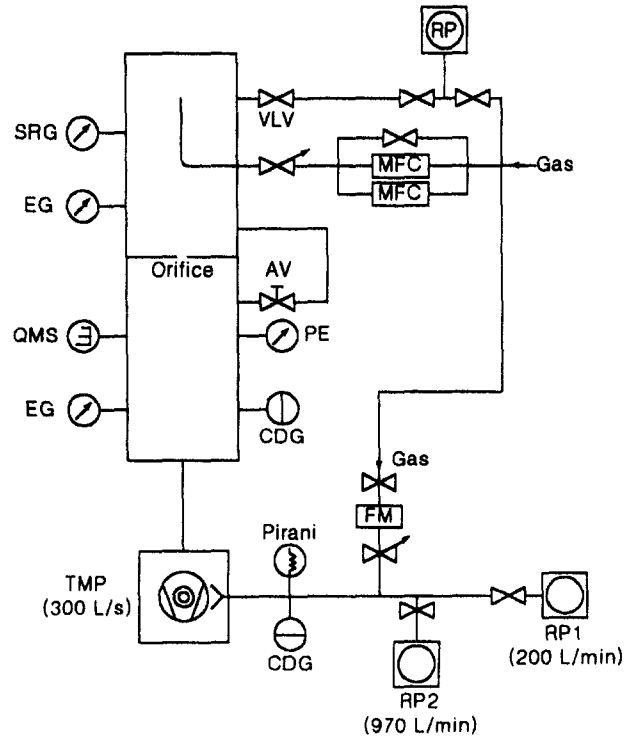


그림 2. Experimental set-up for performance test of the TMP.

를 도입하여 압력을 변화시키면서 유량을 흡기구 압력으로 나누어 배기속도를 계산한다. 유량의 측정에는 압력영역에 따라 유량계식과 오리피스법을 나누어 사용했다. 시험 전 도달압력은 7×10^{-10} mbar이지만 시험이 계속되는 동안 시험용기 상단 및 하단의 도달압력은 통상 2×10^{-9} mbar이었고 배기속도를 계산할 때 측정압력에서 이 값을 뺀 후 도입 기체의 감도를 보정하여 사용했다.

그림 3은 측정결과로부터 얻어진 P_1 - S 그래프다. 흡기구 압력이 커짐에 따라 10^{-3} (수소)~ 10^{-2} (질소) mbar까지는 배기속도가 거의 일정하지만 그 이후에는 빠르게 감소하는 경향을 나타낸다. 참고로 20°C , 10^{-2} mbar에서 질소분자의 평균자유행정은 6.4 mm로 날개간격보다 작다. 최대 배기속도값은 200 L/s 정도로 사용설명서에 나와있는 값(질소는 280 L/s, 수소는 230 L/s)보다 상당히 낮으며 [3] 질량이 차이나는 두 기체 모두 비슷한 값을 가진다.

그림 3에서 S_v 를 변화시키면 수소나 질소 모두 배기속도 S 의 최대값은 변화가 없지만 S 의 감소 시점과 감소하는 빠르기에서 차이를 보인다. S_v 가 작을수록 감소 폭이 커지고 다소 일찍 감소가 시작된다. RP1을 사용하는 것에 비해 RP2를 사용하면 압력이 높은 영

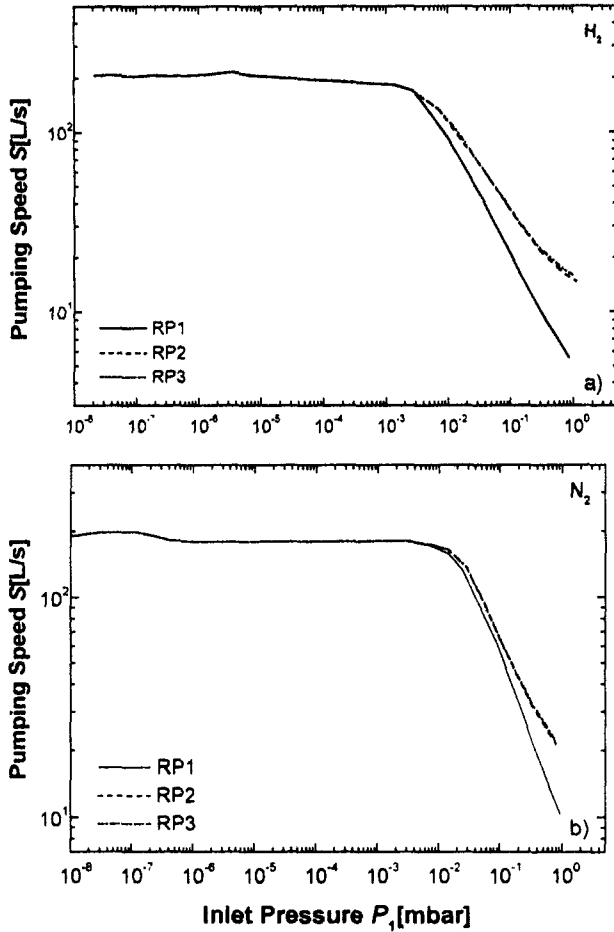


그림 3. Pumping speed of the TMP for (a) H_2 and (b) N_2 with three sets of backing pump.

역에서 배기속도가 상당히 증가하지만 RP2에 다시 RP1을 덧붙여도 배기속도의 증가가 거의 없는 것으로 보아 S_b 가 충분히 커져 배기속도 값이 포화되었다고 생각된다. 이때 S_b 의 크기에 상관없이 $S \sim S_0$ 라고 근사할 수 있으며 이것이 이 펌프를 사용해서 얻을 수 있는 가장 좋은 배기속도 곡선에 해당한다. S_b 가 작아질 때 S 의 감소는 S_0 의 감소와 S_b 의 증가가 같이 영향을 미치지만 이 결과만으로는 어느 것이 큰지 판단할 수 없다.

3.2. 최대압축비 측정

최대압축비 측정조건은 식 (1)에서 $Q_1 = 0$, $Q_2 \neq 0$ 이다. TMP 흡기구 쪽에는 기체를 흘리지 않고 TMP 배기부와 보조펌프 흡기구와의 사이에 기체를 흘리면서 TMP 흡기구와 배기구 압력을 측정하여 비를 구하면 최대압축비가 계산된다. 이때 도달압력을 보정한 흡기구 압력은 기체의 역류에 의해서만 유지된다. 따라서 역류

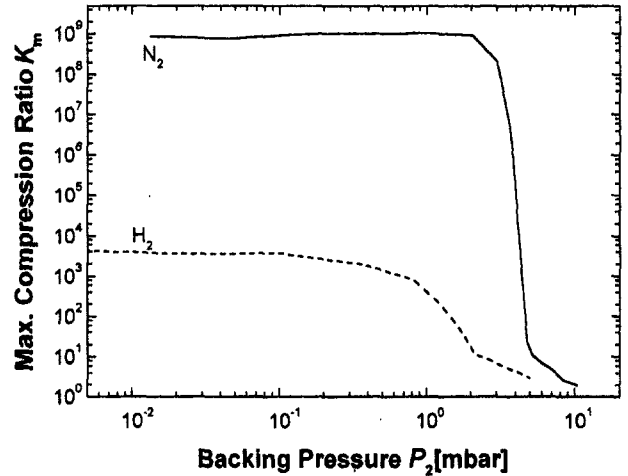


그림 4. Maximum compression ratio of the TMP for H_2 and N_2 .

가 적으면 적을수록 최대압축비가 커진다. 측정 전 배기부의 도달압력은 1.6×10^{-3} mbar이었다.

그림 4는 질소와 수소에 대해 구한 최대압축비를 배기구 압력의 함수로 그린 것이다. 2×10^{-1} (수소) 또는 2 (질소) mbar 보다 배기구 압력이 낮을 때 질소는 10^9 , 수소는 4000 정도로 일정한 값을 계속 유지하는 것으로 보아 이 구간에서는 S_0 의 감소나 S_b 의 증가가 전혀 없이 이 값들도 역시 일정하게 유지된다고 볼 수 있다. 압력이 이보다 높아지면 K_m 은 급격히 줄어들어 차츰 1로 접근한다. K_m 의 감소가 시작할 때 P_1 은 여전히 10^{-9} mbar 대에 있다. 따라서 K_m 의 감소는 주로 S_b 의 증가에 의해 시작된다고 판단되며 압력이 높아지면서 S_0 의 감소에 의한 영향도 다소 있을 것으로 생각된다.

수소는 질소와 배기속도는 비슷하지만 최대압축비는 현저히 낮다. 그것은 수소분자의 운동속도가 보통 TMP 회전날개의 원주속도보다 빨라 역류가 비교적 쉽고 날개의 압축작용이 제대로 구현될 수 없기 때문이다 [4, 5]. 이 현상은 수소가 질소에 비해 더 낮은 흡기구 압력에서 배기속도가 줄어드는 것과는 연관성이 있는데 흡기구 압력의 증가와 함께 배기구 압력이 증가하면 압축비가 낮은 수소의 배기속도가 더 빨리 영향을 받는 것이다.

4. TMP 배기특성에 관한 고찰

4.1. TMP 작동압력 영역

그림 5처럼 배기속도 및 최대압축비를 측정할 때 얻은 흡기구 압력 P_1 과 배기구 압력 P_2 를 수소와 질소

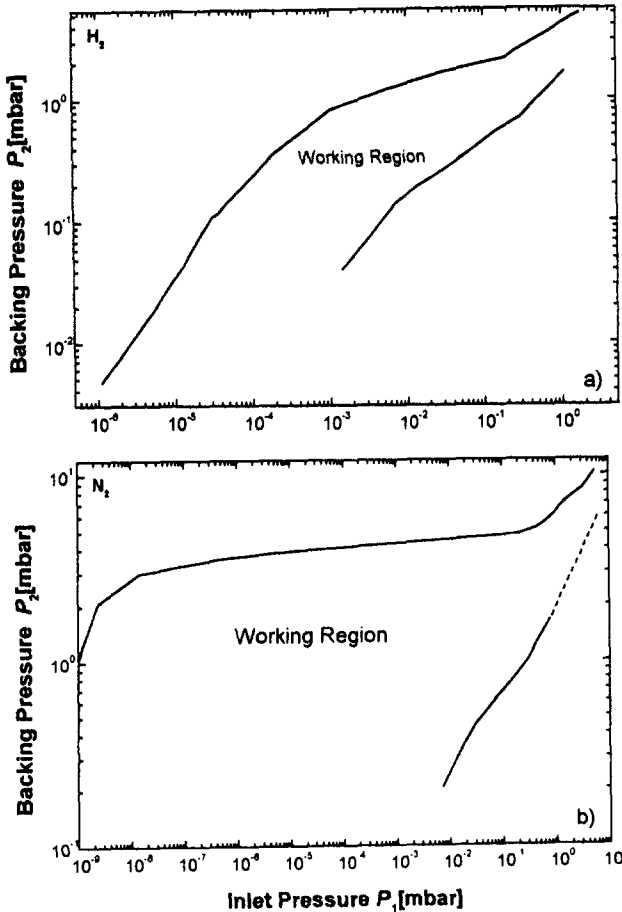


그림 5. Domain of working pressure of the (a) H₂ and (b) N₂ for the system composed of a TMP and a backing pump (RP3). The dotted line is an extrapolated one.

에 대해 각각 그리면 이 펌프의 기체별 작동압력 영역을 한 눈에 알아볼 수 있다. 그림에서 왼쪽(또는 위쪽) 곡선은 최대압축비 곡선이고 오른쪽(또는 아래쪽) 곡선은 특정 보조펌프(RP3 = RP1+RP2)를 사용할 때 얻은 배기속도 곡선으로 이 두 곡선의 가운데 부분이 이 펌프의 작동 가능한 압력영역이다. 어떤 조건에서도 이 영역을 벗어나는 압력의 조합을 얻을 수는 없다. 배기구 압력이 높으면서 흡기구 압력을 낮게 유지하는 것과 흡기구 압력이 높으면서 배기구 압력을 낮게 유지하는 것은 모두 한계가 있다.

4.2. TMP 내 압력분포

TMP 회전날개 1단의 압축비는 통상 흡기구 쪽은 낮고 배기구 쪽은 커지도록 만들어진다. 펌프마다 다르지만 이 실험에서 수소는 1.5~2, 질소는 4~5 정도다. 간단하게 하기 위해 회전날개 1단의 압축비가 일정하다고 가정하면 TMP 본체 내부에서의 압력분포는 선형(축방

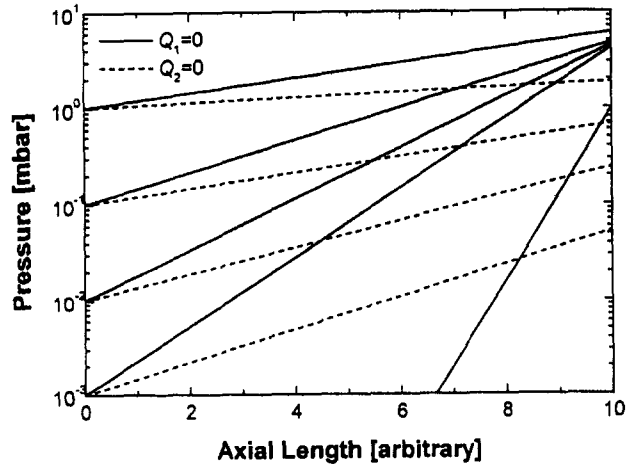


그림 6. Assumed pressure distribution of N₂ inside the rotator during gas introduction to the inlet or to the outlet of the TMP (with RP3). The real line is from the maximum compression ratio measurement and the dotted line from the pumping speed measurement.

향 길이)-대수(압력) 그래프에서 직선으로 나타낼 수 있다. 그림 6은 배기속도 측정시 및 최대압축비 측정시의 P₁과 P₂ 값을 이용하여(그림 5참조) 질소를 예로 들어 가상적 압력분포를 그려본 것이다. 당연한 일이지만 TMP 내에서 평균압력은 배기구 압력이 같은 경우는 흡기구 쪽에서 기체를 도입할 때(배기속도 측정시), 흡기구 압력이 같다면 배기구 쪽에서 도입할 때(최대압축비 측정시) 훨씬 높다. 평균압력이 높아지면 분자운동의 등방성이 높아져 펌프의 압축작용과 배기작용이 떨어진다고 할 때 배기속도의 변화는 S₀의 변화를 많이 나타내고 최대압축비의 변화는 S_b의 변화를 많이 반영한다고 생각할 수 있다.

4.3. 역류속도

S₀와 S_b는 배기속도와 압축비에 영향을 미치는 결정적인 요소들이지만 항상 같이 섞여서 나타나기 때문에 그 영향을 따로 분리하여 살펴보는 것은 거의 불가능하다. 또 이들은 흡기구 압력과 배기구 압력 모두의 함수로써 그 관계를 한 가지 측정만으로 확실히 알 수는 없다. 그림 3에서 보조펌프의 배기속도가 낮을 때 TMP의 배기속도도 낮아지는 것을 일단 역류속도 S_b의 변화에 기인한다고 가정하고 이를 등가 S_b라고 하면 이것은

$$S_b = \frac{S_0 - S}{K} = (S_0 - S) \frac{P_1}{P_2} \quad (5)$$

로부터 계산이 가능하다. 이때 S₀는 그림 3의 배기

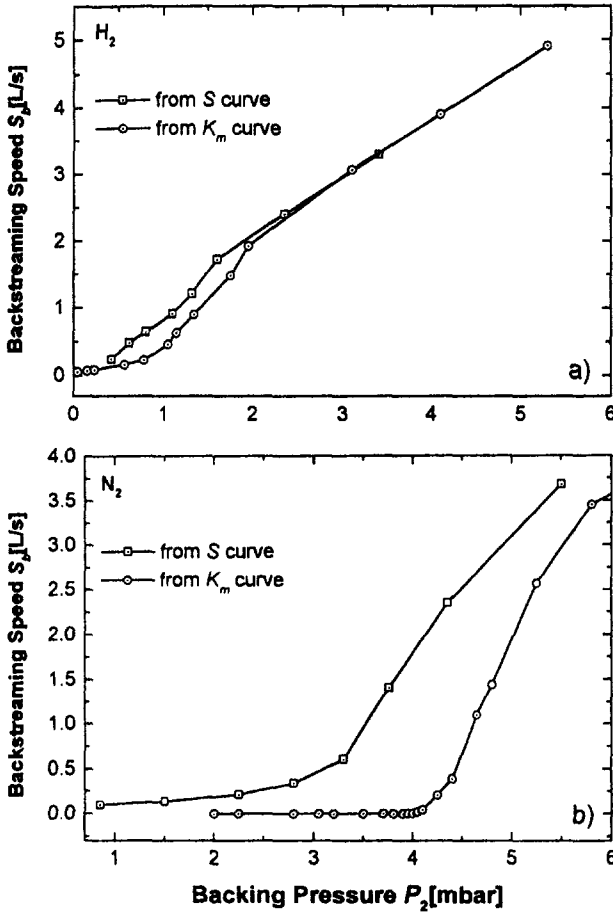


그림 7. Backstreaming speed as a function of the backing pressure for (a) H₂ and (b) N₂.

속도 곡선 중 RP3에 의한 곡선을 사용한다.

한편 최대압축비 곡선에서도 압축비의 감소가 S_b의 증가에 의해 주도된다고 가정하면

$$S_b = \frac{S_0}{K_m} \quad (6)$$

로부터 P₂-S_b 그래프를 얻을 수 있다. 이때의 S₀도 역시 그림 3의 RP3 배기속도 곡선을 사용한다.

그림 7은 수소 및 질소에 대해 배기속도 곡선 및 최대압축비 곡선으로부터 구한 등가 S_b 값을 배기구 압력 P₂의 함수로 그린 것이다. 그림에서 두 곡선으로부터 구한 값을 비교함으로써 알 수 있는 것은 배기속도의 변화는 비교적 배기구 압력이 낮을 때 나타나고 S_b 보다는 S₀ 자체의 영향이 크리라는 것과 최대압축비의 변화는 압력이 상대적으로 높을 때 나타나고 S_b의 영향이 비교적 크리라는 것이다. 이는 그림 6의 TMP 내 가상 압력분포로부터 유추할 수 있는 사실과 부합된다. 두 곡선의 차이가 S₀만의 영향으로 볼 수 있다.

압력이 높아지면 펌프의 압축비가 감소하고 P₁과 P₂ 값이 근접하면서 TMP 내 압력분포가 점점 평활해지고 측정방법에 상관없이 등가 S_b 값은 비슷한 값을 가진다. 등가 S_b는 S₀의 영향을 항상 포함하고 있으므로 S_b의 상한값으로 볼 수도 있는데 실험영역에서는 최대 4 L/s 이하로 계산되어 RP3의 배기속도에 비해 아직 충분히 작다고 볼 수 있어서 RP3를 사용하여 얻은 배기속도 곡선이 S₀에 해당한다는 가정이 틀리지 않았다고 판단된다.

그림 7에서 수소에 비해 질소는 역류속도가 늦게 증가하고 크기도 작다. 수소는 TMP 회전자의 영향을 상대적으로 덜 받고 어느 방향으로나 비교적 자유롭게 움직이므로 배기구 압력의 증가가 거의 즉시 역류의 증가로 나타난다.

4.4. 유량이 미치는 영향

흡기구와 배기구에 도입하는 기체의 양을 조절하여 “Q₁+Q₂= 일정” 또는 “P₂= 일정” 하다는 조건을 만

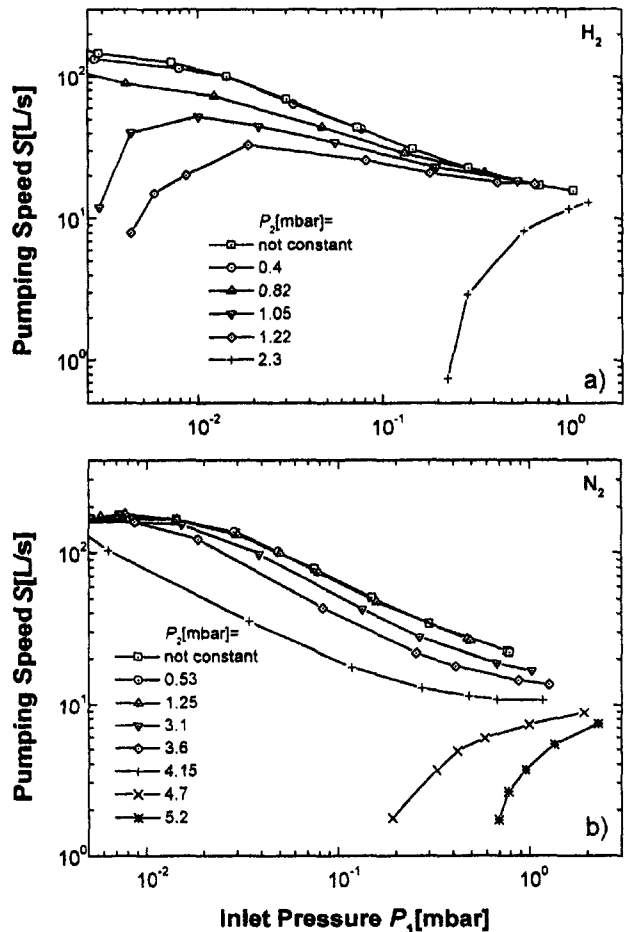


그림 8. Pumping speed of (a) H₂ and (b) N₂ with back flows.

죽으면서 펌프의 배기속도를 측정하면 그림 8과 같은 결과를 얻을 수 있고 식 (5)를 사용하여 등가 S_b 를 계산할 수 있다. 그림에서 배기속도 S 는 일정 수준의 값을 유지하는 어떤 압력구간을 벗어나면 급격히 0으로 떨어지는데 압력이 낮은 쪽에서 $S=0$ 이 될 때가 특정 배기구 압력 또는 역류량에 해당하는 도달압력으로 최대압축비 측정에서 얻는 P_1 - P_2 관계와 일치한다.

S_b 의 P_2 에 대한 의존성은 이미 알고 있으므로 생략하고 흡기구 압력 P_1 및 유량 Q_1 의 함수로 수소 및 질소에 대해 등가 S_b 의 그래프를 그리면 각각 그림 9 및 그림 10과 같다. 같은 배기구 압력에서 P_1 이 높아지면 S_b 가 커지기는 하지만 추세가 완만하고 어느 정도 압력이 높아지면 감소하기도 한다. 이를 Q_1 - S_b 그래프에서 보면 더욱 확실한데 이런 현상은 유량의 증가에 따라 배기구로부터의 역류가 방해받기 때문으로 보인다. 배기구 압력의 크기에 상관없이 수소에 대해서는 유량이 수 sccm에서, 질소는 10 sccm 이상에서 역류에

영향을 미치는 것으로 보인다.

5. 결 론

이 실험에서는 배기속도가 공칭 300 L/s이며 드래그 단이 없는 자기부상형 TMP를 가지고 KS 규격(안)을 준용하여 성능을 검사하고 그 측정결과로부터 작동영역에 따라 역류량이 어떻게 변화하는가를 준정량적으로 분석했다. 역류속도는 수소가 질소보다 다소 높았지만 두 기체 모두 실험 압력영역에서는 최대 4 L/s 이하이었다. 역류속도는 배기구 압력이 높아짐에 따라 단조적으로 증가하지만 그 추세는 차츰 완화된다. 한편 역류속도는 배기구 압력이 같을 때 펌프 흡기구 쪽에서의 유량이 증가하면 감소하는 특성을 보인다. 이 같은 평가 개념을 추후 CMP에도 적용하여 두 펌프가 가지는 배기특성의 차이를 좀더 세밀히 비교해 보려고 한다. 앞으로 역류특성을 더 정확하게 정량적으로 구할 수 있

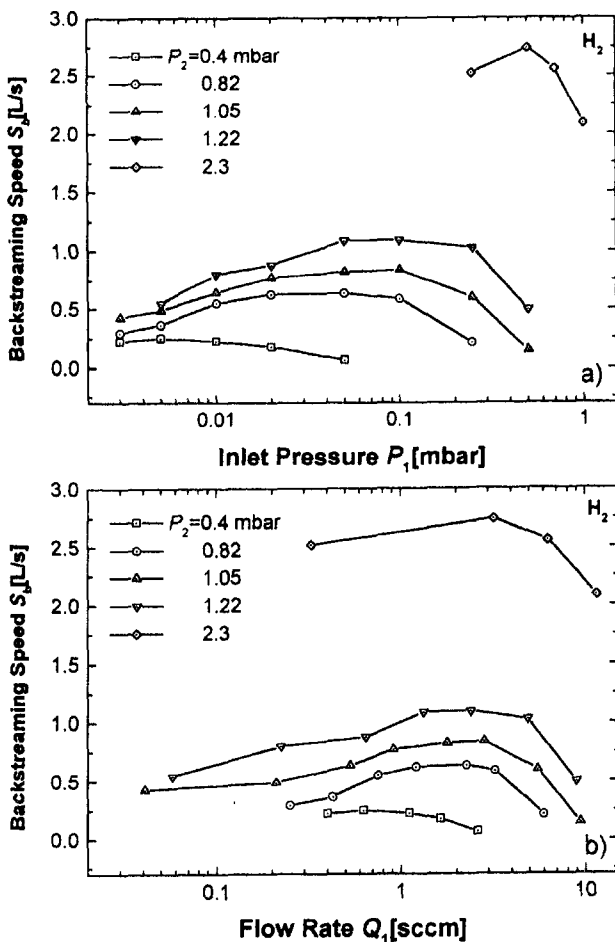


그림 9. Backstreaming speed as functions of (a) inlet pressure and (b) gas flow for H_2 .

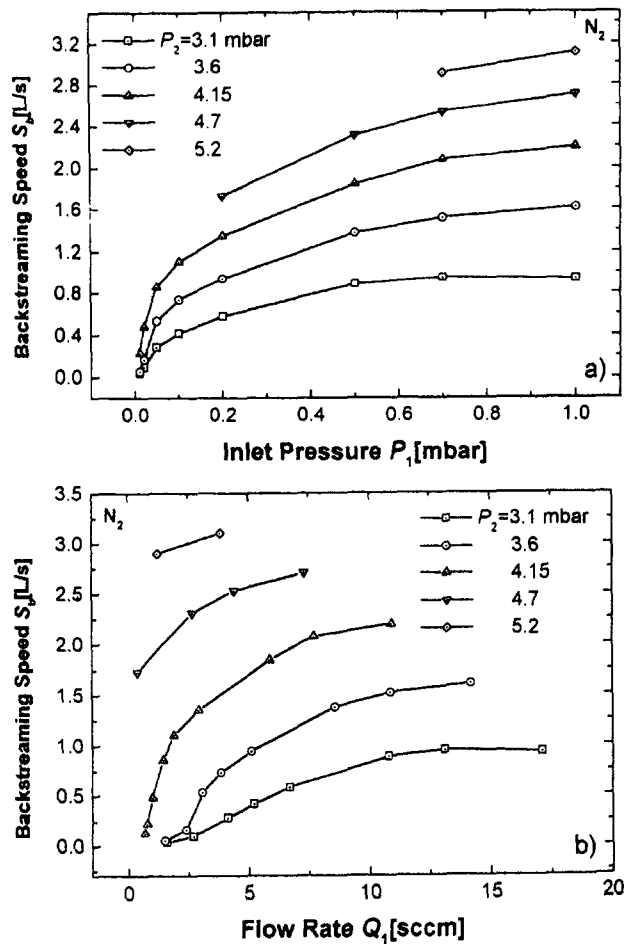


그림 10. Backstreaming speed as functions of (a) inlet pressure and (b) gas flow for N_2 .

는 방법들을 찾아보고 그 유용성에 대해서도 보고할 예정이다.

참고문헌

- [1] ISO/CD 5302, Vacuum technology-Turbomolecular pump-Acceptance test code (draft).
- [2] KS XXXX-1999, 터보분자펌프-승인 시험 규칙(안).
- [3] J. A. Basford, J. Vac. Sci. Technol. **A10**, 2623 (1992).
- [4] C. H. Kruger, A. H. Shapiro, Rarefied Gas Dynamics Academic Press, N.Y., p. 117 (1960).
- [5] T. N. Schneider, S. Katsimichas, C. R. E. de Oliverira A. J. H. Goddard, J. Vac. Sci. Technol. **A16**, 175 (1998)

KSTAR 초전도자석 지지각 시작품제작 및 구조시험

KSTAR Superconducting Magnet Supporting Post Prototype Manufacturing and Structural Load Test

허남일*, 이영신**

N. I. Her^{*}, Y. S. Lee^{**}

Abstract : A magnet supporting post installed between the lower TF coil cooled by 4.5 K supercritical helium and the cryostat base is one of the most important components of the superconducting magnet supporting structure for KSTAR Tokamak. This structure should be flexible to absorb thermal shrink of the magnet and also should be rigid to support the magnet weight and the plasma disruptions load. The post was designed with stainless steel 316LN and CFRP that have low thermal conductivity and high structural strength at low temperature. In order to verify the possibility of fabrication and the structural safety, a whole scale prototype of the KSTAR magnet supporting post was manufactured and tested. Static and compressive cyclic load tests under the maximum plasma vertical disruption load and the magnet dead weight were performed. The test results showed that the magnet supporting post of KSTAR Tokamak was possible to manufacture and structurally rigid.

Key Words : KSTAR, CFRP, Supporting post, Prototype, Cyclic load test

1. 서 론

KSTAR 핵융합 실험장치의 초전도자석 지지구조물은 초전도자석을 저온장치 기초 구조물에 고정하며, 그림 1과 같이 자석 지지링(magnet supporting ring), 수직 리미터(vertical limiter), 그리고 8개의 지지각(supporting post)으로 구성된다[1]. 이 구조물은 제한된 설계공간에서 액체헬륨 온도로 운전되는 초전도자석의 열 손실을 최소화시키고, 초전도자석의 극저온 수축에 의한 열변형을 흡수해야하며, 초전도자석의 자중과 플라즈마 붕괴하중(plasma disruptions load)을 지지해야 한다.

이러한 설계요구조건을 고려하여 4.5 K 온도로 유지되는 STS(Stainless Steel) 316LN 재료의 자석 지지링과 4.5-300 K의 온도 구배를 갖는 지지각 설계가 이루어졌다[2].

이 지지각 설계에는 저온에서 강도와 인성이 우수한 STS 316LN 재료와 단열 및 구조강도 특성이 우수한 탄소섬유 강화 복합재 (CFRP, Carbon Fiber Reinforced Plastic)[3][4]가 사용되었다. 그림 2는 현재 설계된 높이 1 m, 가로와 세로가 각각 0.8 m인 초전도자석 지지각을 나타낸 것이다. 좌우 대칭 구조를 하고 있으며, 상부블록(upper block), 안쪽 복합적층판(inner CFRP plate), 하부블록(lower block), STS 판, thermal anchor block, 외부 복합적층판(outer CFRP plate), 기초블록(base block), 그리고 냉각모듈(cooling module)로 구성된다. STS 판과 복합적층판은 STS 블록사이의 홈에 끼워져 핀(pin)으로 체결되며, 복합적층판의 경우는 핀홀(pin hole)의 마모 방지를 위해 STS 재질의 원형 부시를 삽입하였다. 안쪽 복합적층판은 두께 20 mm 판재 4장으로 구성되고, 외부 복합적층판은 각각 2장으로 구성된다. STS 판은 초전도자석 냉각 시 급팽 변형에 의해 초전도자석의 수축 변형을 흡수할 수 있도록 적층된 두께 6 mm 판재 4장으로 구성되며, 복합적층판과 같은 방법으로 STS 블록에 체결된다. 보강판은 thermal anchor block과 기초블록에 부착되는 두꺼운 판으로서, 외부 복합적층판의 급팽 변형을 방지하는 역할을 한다.

본 연구에서는 현재 설계된 지지각의 제작성 및 조립성을 확인하고 요구되는 구조강도의 실험적 검증을 위해 실제크기의 시작품을 제작하였으며, KSTAR 장치의 운영기간 동안 가장 큰 작용하중으로 예상되는 320 ton의 플라즈마 수직 붕괴[5]를 고려한 압축파로 시험을 실시하였다.

2. 지지각 시작품 제작

그림 3과 같이 무게 1.2 ton의 지지각을 시제작하였다. STS 316 단조 블록과 판재를 가공하여 STS 블록 및 STS 판을 제작하였다. 그리고 평직(plain woven) 형태의 T300 탄소섬유와 에폭시 레진을 고온에서 압축 성형하여 복합적층판(model : HPW193/RS3232)을 제작하였다. 제작된 복합적층판은 비파괴 검사를 실시하였다. 그리고 지지각의 냉각 효율을 향상시키기 위해 원형 구리 파이프로 제작된 4개의 냉각모듈을 스타이캐스트(Stycast)를 사용하여 상부블록, 하부블록, 그리고 좌.우측 thermal anchor block에 부착하였다.

* 정 회 원: 한국기초과학지원연구원 장치개발운영부

** 비 회 원: 충남대 기계설계공학과 교수

원고접수: 2001년 05월 10일

심사완료: 2001년 05월 29일

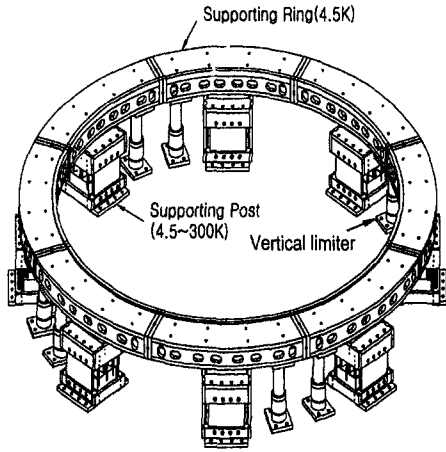


그림 1. KSTAR 토카막을 위한 자석 지지 구조물
Fig. 1. Magnet supporting structure for KSTAR Tokamak

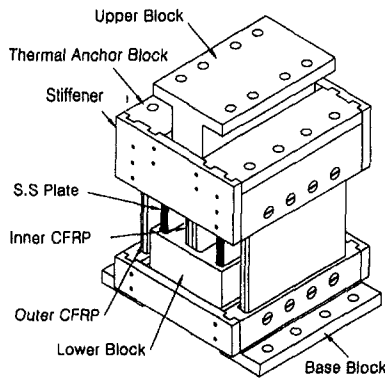


그림 2. KSTAR 토카막을 위한 초전도자석 지지각
Fig. 2. Magnet supporting post for KSTAR Tokamak

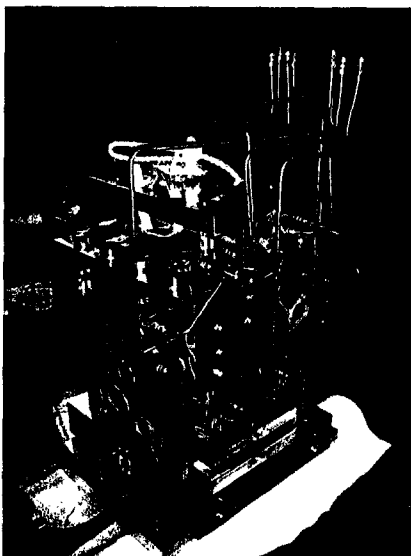


그림 3. 초전도자석 지지각의 시작품
Fig. 3. Whole scale prototype of the magnet supporting post

3. 구조시험

3.1. 구조시험장치

그림 4와 같이 저온환경에서 구조시험을 위한 실험장치를 구축하였다. 시험물의 효과적인 냉각을 위해 직경 1 m, 높이 1.3 m의 진공용기를 제작하였다. 이 진공용기의 상부에 냉각모듈, 열전대(thermocouple), 그리고 변형률 게이지(strain gauge)를 위한 진공 피드 스루(vacuum feed through)를 부착하였고, 진공을 유지하면서 시험물에 하중을 인가하기 위해 벨로즈(bellow)를 포함한 하중 인가 부품을 부착하였다. 그리고 시험물이 냉각되기 전에 회전식 펌프를 이용하여 진공을 만들었다. 그림 5와 같이 시험물의 주요위치 7 곳에 T-type의 열전대를 부착하여 시험물의 냉각 온도를 측정하였다. 그림 6과 같이 주요 부품의 온도가 $-160\text{ }^{\circ}\text{C}$ 까지 냉각되는데 약 2일이 소요되었으며, 전체 3일의 시험기간 동안 약 2000 리터의 액체질소(LN₂)가 소모되었다.

작용하중에 따른 시험물의 응력 평가를 위해 8개의 변형률 게이지를 STS plate와 CFRP plate에 부착하였고, 측정된 변형률 변화로부터 응력을 계산하여 재료의 허용 응력과 비교하였다. 본 구조시험에는 한 개의 지지각에 작용될 80 ton의 최대압축하중과 이것의 반복시험을 고려하여 최대 100 ton 용량의 유압식 피로시험기가 사용되었다. 하중이 인가되는 동안 시험물의 상부에 부착된 2개의 LVDT(Linear Variable Differential Transducer)로부터 시험물의 수직 변위가 기록되었다.

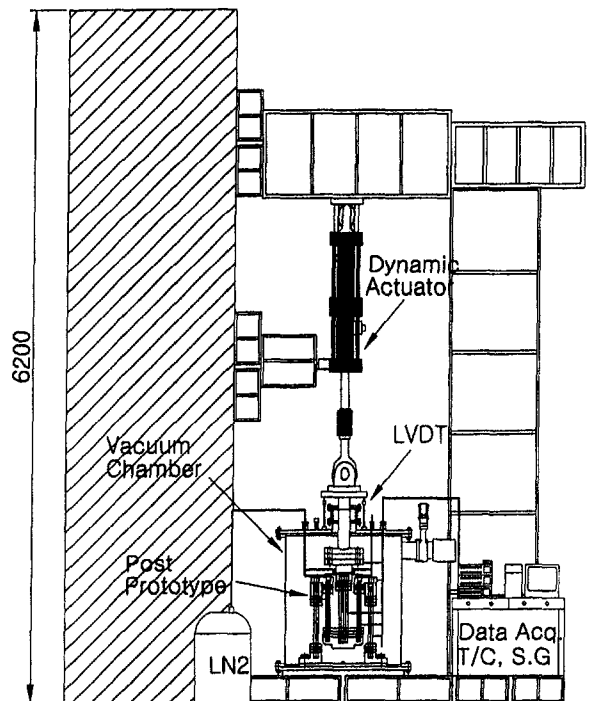


그림 4. 정적 및 동적 하중 시험 장치
Fig. 4. Static and dynamic load test system

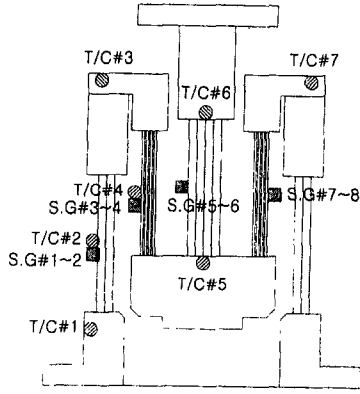


그림 5. 시작품의 온도 및 변형률 게이지 측정 위치
Fig. 5. Temperature and strain gauge measuring points on the prototype

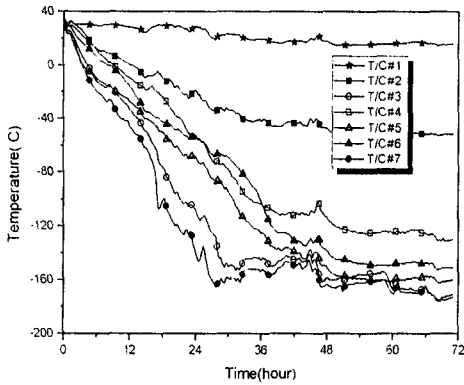


그림 6. 시작품의 냉각 중 온도 분포
Fig. 6. Cool down temperature of the prototype for three days

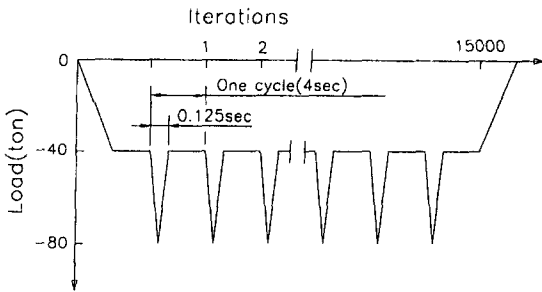


그림 7. 최대 플라즈마 수직 붕괴를 고려한 압축피로 하중곡선
Fig. 7. The cyclic compression load test curve considering the maximum plasma vertical disruption load at low temperature

3.2. 시험하중

지지각의 하중시험은 상온에서 초전도자석의 자중 (320 ton)과 저온에서 가장 큰 하중으로 예측되는 최대 플라즈마 수직 붕괴 하중(320 ton)을 고려하여 수행되었다. 8 개의 지지각에 이 하중들이 균일하게 작용된다고 할 때, 1개의 지지각에 작용되는 하중의 최대 값은 초전도자석의 자중을 고려한 40 ton의 정적 하중과 플라즈마 수직 붕괴 하중을 고려한 40 ton의 동적 하중으로 예측되었다. 따라서 본 시험에서는 초

전도자석의 자중과 이것의 25%의 여유를 고려하여 상온에서 50 ton 정적하중시험을 먼저 수행하였고, 2 일간의 냉각 후 초전도자석의 자중과 플라즈마 수직 붕괴 하중을 고려한 80 ton의 정적하중 시험을 수행하였다. 그리고 장치가 운영되는 10년 동안 예상되는 7500번의 플라즈마 수직 붕괴를 고려하여, 15000번의 압축피로시험을 수행하였다. 그림 7은 피로시험에 사용된 하중-시간 선도를 나타낸 것이다. 실제 플라즈마 붕괴 하중은 수-수십 ms 동안 작용이 예상되나, 이러한 시험장치 구현이 현실적으로 불가능하므로 본 시험에서는 시험기의 최대 주파수가 8 Hz임을 감안하여, 0.125 s의 하중주기와 3.875 s의 유지시간을 포함하여 반복주기를 4 s로 설정하였다.

표 1. KSTAR 지지각을 위한 STS 316과 복합적층판의 물성

Table 1. Material properties of the CFRP and the STS316 for KSTAR magnet supporting post

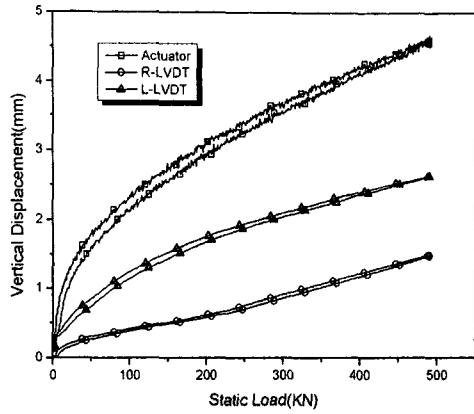
| Property | STS 316 | | | CFRP | | |
|----------------------------|---------|------|------|------|-----|------|
| | 4.5K | 77K | 300K | 4.5K | 77K | 300K |
| Tensile strength(MPa) | 1640 | 1360 | 580 | - | - | 614 |
| Compressive strength(MPa) | - | - | - | 770 | 670 | 500 |
| Interlaminar shear s.(MPa) | - | - | - | 80 | 80 | 78 |
| Young's modulus(GPa) | 207 | 207 | 197 | 60 | 60 | 60 |
| Thermal Cond.(W/mK) | 12 | 13 | 14.3 | 0.25 | - | 3 |

3.3. 구조시험결과

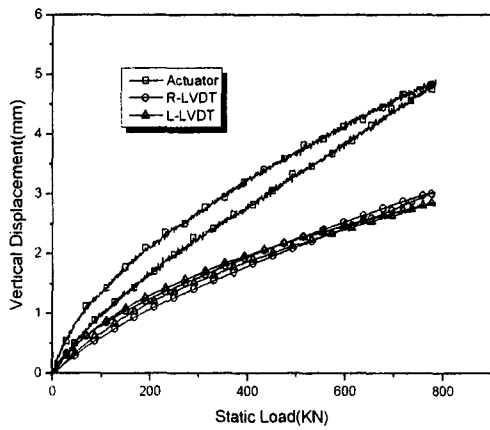
그림 8(a)는 상온에서 초전도자석의 자중을 고려한 50 ton의 정적하중이 작용할 때 하중-변위 측정결과를 나타낸 것이다. 측정된 좌우 변위가 차이를 보이고 있으며 작용하중이 증가함에 따라 변위차가 약 1 mm정도로 일정함을 볼 수 있다. 이는 제작 오차가 서로 다른 STS 판, 복합적층판, 그리고 STS 블록이 핀으로 조립될 때 완전 대칭구조로 조립되지 않았고, 로드셀 (load cell)의 수직축 정렬이 정확하지 않기 때문인 것으로 예측된다. 앞으로 제작될 본 제품의 경우에도 이러한 현상은 발생할 수 있을 것으로 생각되며, 좌우 비대칭된 편차를 줄이는 노력이 필요할 것으로 생각된다. 본 시험을 통해 지지각은 초전도자석이 조립된 상온조건에서 약 1~2 mm의 수직 변형이 발생할 것으로 예측되었다.

그림 8(b)는 저온에서 초전도자석의 자중과 최대 플라즈마 수직 붕괴를 고려한 80 ton의 정적하중이 작용할 때 하중-변위 측정결과를 나타낸 것이다. 상온에서의 변위 거동과는 다르게 좌우 변위 값이 유사하였으며, 최대 3 mm의 수직변형이 발생하였다. 이 값은 지지각의 저온수축을 고려하지 않은 저온수축 된 이후 하중이 작용될 때 변위를 나타낸다.

그림 9(a)는 상온에서 초전도자석의 자중을 고려한 50 ton의 정적하중이 작용할 때 STS 판과 복합적층판 중앙에서의 작용하중에 따른 변형률 변화에 대한 측정결과를 나타낸 것이다. 좌우 비대칭 구조에 따른 영향으로 좌우 STS 판에서의 변형률 변화가 차이를 보이고



(a)

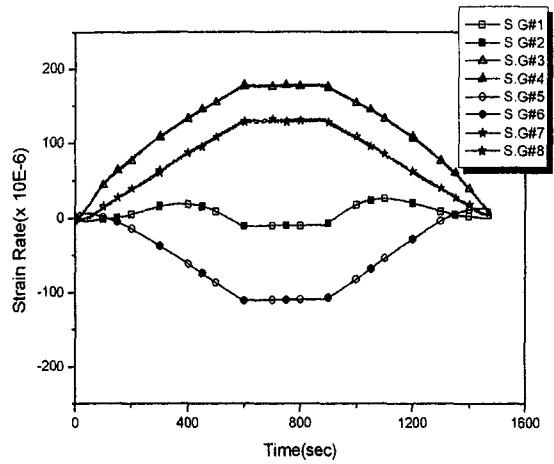


(b)

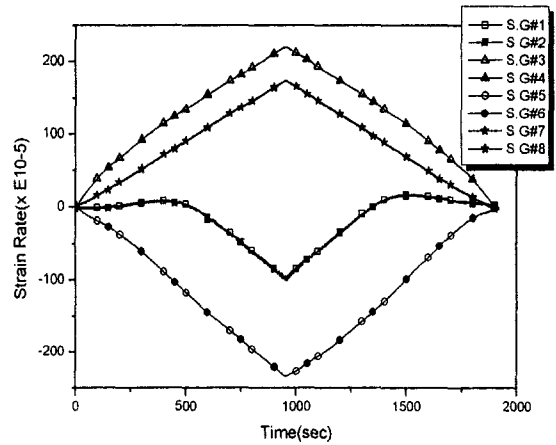
그림 8. 지지각의 수직변위 (a)상온에서 50ton이 작용할 때, (b) 저온에서 80ton이 작용할 때
Fig. 8. Vertical displacement of the post (a) under the 50 ton at room temperature (b) under the 80 ton at low temperature

있으며, 이러한 경향은 하중이 감소할 경우에도 같은 경향을 보였다. 표 1의 재료 물성과 측정된 변형률 변화로부터 좌측 STS 판에서 35 MPa의 최대 인장 응력이 발생하고, 중앙에 위치한 복합적층판에서 7 MPa의 압축응력이 계산되었다. 그리고 좌측 복합적층판은 일정 하중이 작용되기 전까지는 굽힘에 의해 굽힘응력이 작용되다가 하중이 더 작용될 때 압축응력이 증가되는 현상이 나타났다. 이 좌측 복합적층판에서 발생하는 굽힘 및 압축 응력은 재료의 허용응력과 비교할 때 매우 작은 값이었으며, STS 판과 복합적층판에서 발생된 응력들도 재료의 허용응력에 비해 작은 값이었다.

그림 9(b)는 저온에서 초전도자석의 자중과 최대 플라즈마 수직 붕괴하중을 고려한 80 ton의 정적하중이 작용할 때, STS 판과 복합적층판의 중앙에서의 작용 하중에 따른 변형률 변화의 측정결과를 나타낸 것이다. 상온에서의 시험결과와 유사하게 좌우 비대칭 구조에 따른 영향으로 좌우 STS 판에서의 변형률 변화의 차이를 보였다. 측정된 변형률 변화로부터 좌측 STS 판에서 45 MPa의 최대 인장응력이 발생하고,



(a)



(b)

그림 9. 지지각의 변형률 변화 (a)상온에서 50ton이 작용할 때, (b) 저온에서 80ton이 작용할 때
Fig. 9. Strain rate of the post (a) under the 50 ton at room temperature (b) under the 80 ton at low temperature

중앙의 복합적층판에서 15 MPa의 압축응력이 작용하고 있음을 알 수 있었다. 그리고 좌측 복합적층판에서도 상온에서와 같이 일정 하중이 작용되기 전까지는 판의 굽힘에 의해 굽힘응력이 작용되다가 하중이 더 작용될 때 압축응력이 증가되는 현상이 측정되었다. 측정된 응력은 모두 재료의 허용응력에 비해 작은 값이었다.

그림 10은 초전도자석의 자중과 최대 플라즈마 수직 붕괴하중을 고려한 15000번의 압축피로시험에서 하중 반복회수에 따른 지지각의 수직변위 최대/최소값을 나타낸 것이다. 좌측 LVDT의 경우 1 mm, 우측 LVDT의 경우 1.4 mm의 수직 변형이 발생되었으며, 이로부터 실제로 최대 플라즈마 수직 붕괴하중이 작용될 경우 이 두 값을 평균한 1.2 mm의 변형이 발생할 것으로 예측되었다. 15000번의 반복하중이 작용하는 동안 이 변위는 같은 변화를 보였고, 80 ton의 정적하중이 작용할 때와 유사하였다. 이러한 피로시험 결과로부터 구조물이 파손되지 않았음을 확인할 수 있었다.

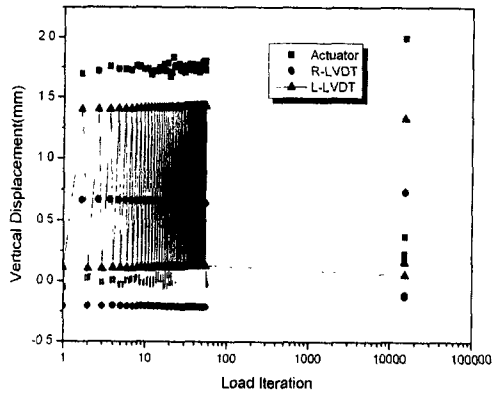


그림 10. 저온에서 최대 플라즈마 수직 붕괴하중의 반복하중이 작용할 때 지지각의 수직변위
 Fig. 10. Vertical peak displacement under the iteration load considering the maximum plasma vertical disruption load at low temperature

4. 결 론

본 연구에서는 KSTAR 핵융합 실험장치 초전도자석 지지각의 제작성 및 조립성 검토와 요구되는 구조강도의 실험적 검증을 위해 실제 크기의 시작품을 제작하였으며, 상온 및 저온에서 정적하중시험과 저온에서 압축피로시험을 실시하여 구조물의 안정성을 검증하였다. 상온에서 초전도자석의 자중을 고려한 정적하중시험과 저온에서 플라즈마 수직 붕괴하중을 고려한 정적하중시험 결과, 각 하중에 따른 지지각 상부의 수직 변위를 확인할 수 있었으며, STS 판/복합적층판에서 허용응력 이하의 응력이 발생되고 있음을 확인하였다. 그리고 플라즈마 붕괴에 의한 반복하중을 고려한 압축피로시험결과, 피로파손이 발생하지 않았으며, 이로부터 지지각이 구조적으로 충분한 피로강도를 갖고 있음이 확인되었다. 본 실험에서 얻어진 지지각의 수직 변위와 응력은 지지각의 설계보완과 초전도자석 설계의 기본자료로 활용될 것이다.

감사의 글

본 연구는 과학기술부가 주관하는 특정연구사업 (KSTAR Project)의 연구비지원으로 수행되었습니다.

참 고 문 헌

[1] G.S. Lee, and KSTAR team, The design of the KSTAR tokamak, Fusion Engineering and Design, Vol. 46, pp. 405-411, 1999
 [2] 허남일, 도철진, 사정우, 조승연, 임기학, and KSTAR 설계팀, 초전도자석 지지각 설계 및 구조해석, 2000년도 한국초전도 저온공학회 학술대회 논문집, pp. 115-118, 2000
 [3] M.S. Kramer, Composite for cryogenics, Applications of Cryogenic Technology, Vol.

10, pp. 185-195, 1991
 [4] H. Tamura, S. Imagawa, H. Hayashi, T. Satow, J. Yamamoto, O. Suzuki and LHD group, Structural and mechanical design of cryogenic support systems for LHD, Proceedings of the 19th Symposium on Fusion Technology, pp. 1019-1022, 1996
 [5] S. Cho, B.J. Yoon, S.R. In, and K.H. Im, Design analysis of electromagnetic forces on the KSTAR vacuum vessel interfaces, Fusion Engineering and Design, Vol. 51, pp. 219-227, 2000

저 자 소 개



허남일(許南一)

1967년 4월 10일생, 1992년 충남대 공대 기계설계공학과 졸업, 1994년 동대학원 기계설계공학과 졸업(공학석사), 1994년 2월 ~ 1997년 5월 한국전자통신연구원, 1997년 6월 ~ 현재 한국기초과학지원연구원 연구원



이영신(李永臣)

1950년 2월 17일생, 1972년 연세대 공대 기계공학과 졸업, 1980년 동 대학원 기계공학과 졸업(공학박사), 1980년 2월 ~ 현재 충남대 기계설계공학과 교수

KSTAR 중성입자빔 수송라인 해석

임기학 · 김진춘* · 권경훈 · 조승연

기초과학지원연구소, *2621 Crislie Lane, Escondido, California 92025, U.S.A.
(1999년 6월 26일 접수)

An Analysis on the KSTAR neutral beam injection line

K. H. Im, J. Kim,* K. H. Kwon, and S. Y. Cho

Korea Basic Science Institute, *2621 Crislie Lane, Escondido, California 92025, U.S.A.
(Received June 26, 1999)

요약 - KSTAR (Korea Superconducting Tokamak Advanced Research) 토카막 핵융합 실험 장치의 플라즈마 가열을 위한 수소 중성입자빔 수송라인 내에 설치되는 빔 스크레이퍼에 가해지는 열속 및 플라즈마에 전달되는 빔의 통과율을 해석하였다. 43 cm×12 cm 크기의 이온원으로부터 방출되는 이온빔의 공간적 분산(수직 방향으로 1.2°, 수평 방향으로 0.5°)은 이온 가속 전장의 공간적 불균일로 인해 가우스 분산에서 다소 벗어나는 형태를 띠게 되는데, 이러한 비가우스 분산의 영향을 고려할 수 있는 수학적 모델을 정립하였다. 비가우스 분산을 가정할 경우, 이온원에 가장 근접하여 설치되는 스크레이퍼에 가해지는 수직성분의 열속은 9.1 kW/cm²였으며, 빔통과율은 28% 정도로 가우스 분산의 경우(약 33%)보다 훨씬 낮은 값을 보였다. 설치상의 오차에 의한 영향도 고려되었는데, 이온원이 1° 기울어졌을 때 스크레이퍼에 가해지는 최대 열속 및 빔통과율은 약 15 kW/cm², 16.6% 정도로 나타나 매우 심각한 결과를 초래함을 알 수 있었다. 이에 비해 스크레이퍼 설치상의 오차의 영향은 이보다 훨씬 작아 5 mm 오차가 발생했을 경우에도 최대 열속은 12 kW/cm²였으나, 빔 통과율의 변화는 거의 없었다.

Abstract - The analysis on heat fluxes on and transmission efficiencies by the collimators of neutral beam injection lines in KSTAR tokamak device has been carried out. And a mathematical model describing non-Gaussian beam distribution profile has been established. A neutral beam injection device is composed of 3 separate ion sources and corresponding beam transport lines, which deal with 7.8 MW of beam power, respectively. The divergence angles of ion beam are 1.2° and 0.5°, in vertical and horizontal directions, respectively. The maximum normal heat load on source exit scraper is 9.1 kW/cm² and net beam transmission efficiency is ~28%. The effect of misalignment of ion source and scrapers on the scraper heat load and beam transmission also has been analyzed.

1. 서 론

KSTAR 토카막 핵융합 실험 장치에는 수소 플라즈마를 가열하기 위한 보조 가열장치로서 8 MW의 중성입자빔을 플라즈마에 전달하는 수소 중성입자 빔 입사(Neutral Beam Injection, NBI) 장치가 설치될 계획으로 있다 [1,2]. 중성입자빔 입사 장치는 3개의 이온원으로 구성되며 각 이온원은 120 kV, 65 A의 용량을 가져 7.8 MW의 출력을 낼 수 있으나, 40% 안팎의 효율을 가지는 중성입자화 과정 및 빔 수송 라인 내의 잔류기체에 의한 재전리 손실 등으로 인해 최종적으로 약 8/3

MW 만이 각 이온원으로부터 플라즈마에 전달되게 된다.

그림 1에 각 이온원으로부터 토카막에 이르기까지의 빔 수송 라인이 도식적으로 그려져 있으며, 표 1에 그 크기를 나타내었다. 43 cm×12 cm 크기의 이온원으로부터 방출되는 이온빔은 수직 및 수평 방향으로 각각 1.2°와 0.5°의 발산각(divergence)을 갖는 기본적으로는 가우스(Gaussian) 분산의 형태를 가지므로 빔이 진행함에 따라 빔 진행 방향에 대해서 수직 방향으로 빔이 점차 퍼져나가는 성질을 띠게 되는데, 빔 중앙으로부터 많이 벗어난 빔 입자들은 여러 단계에 걸쳐 있는 조준기(collimator)에 의해 점차적으로 제거된다.

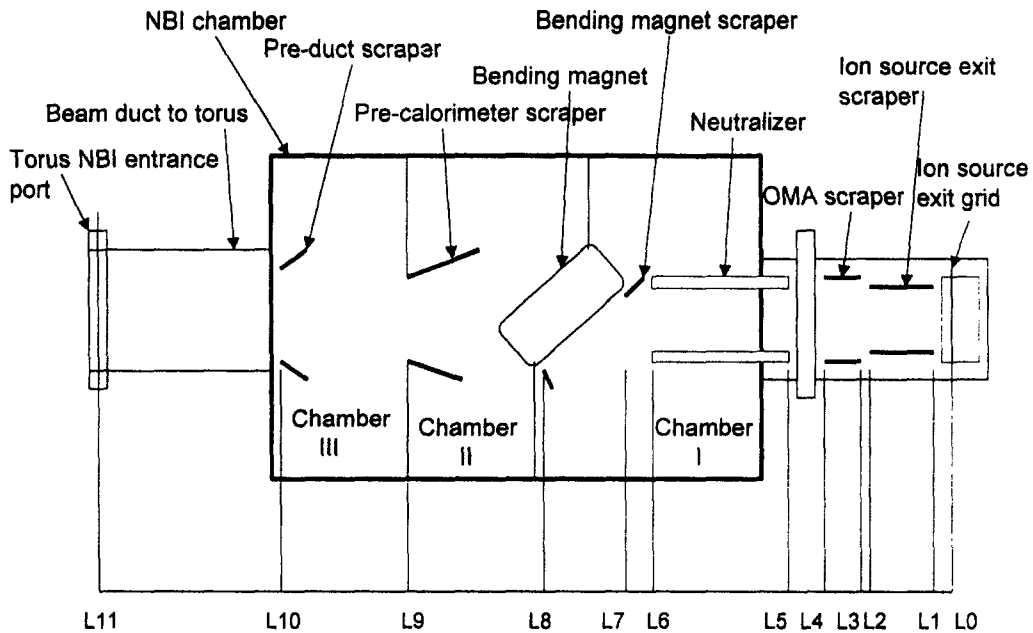


그림 1. KSTAR 중성입자빔 입사장치의 빔라인 구조 (I). 수직 및 수평 방향의 발산각은 1.2°와 0.5°이며, 빔 라인 사이의 각도는 4°이다.

한편, 실제 장치에서 이온 빔의 공간적 분포는, 이온원에서 생성된 이온들을 가속시키기 위한 가속 전장의 공간적 불균일로 인해 가우스 분산에서 다소 벗어나는 형태를 띠게 되는데, 이 논문에서는 이의 영향을 고려할 수 있는 수학적 모델을 정립하였다 [3].

이 모델에서는 다음과 같은 요소들을 고려하였다. 이온원을 수많은 점원의 집합으로 가정하여 각각의 점원으로부터 주어진 공간적 분산을 가지는 이온들이 방출되는 것으로 가정하였으며, 방출된 이온은 중성화 과정을 거

쳐 40%의 이온만이 중성입자화되며, 중성화되지 않은 60%의 이온들은 휨 자석(bending magnet)에서 이온 덩크(ion dump)로 유도되어 사라지며, 나머지 중성입자들은 직진 운동을 하게 된다. 빔 진행 도중 빔 중앙에서 크게 벗어나는 일부 중성입자들은 여러 겹으로 존재하는 빔 조준기에 의해 단계적으로 제거되며, 일부 중성입자들은 잔류 수소 기체에 의한 재이온화 [4] 과정을 거치기도 한다.

여기서는 정립된 수학적 모델을 이용하여 이들 조준기에 의해 제거되는 빔의 양 및 재이온화 손실들을 고려하여 최종적으로 플라즈마에 입사되는 중성입자 빔의 효율 및 조준기에 가해지는 수직 성분의 열속을 계산하였다. 또, 빔 수송라인 설치시에 발생할 수 있는 설치 오차를 이온원 설치시의 오차와 빔 조준기 설치상의 오차로 구분하여 이들에 의한 영향도 계산하였다.

표 1. KSTAR 중성입자빔 입사장치의 빔라인 구조 (II)

| 중성입자빔라인의 크기 (cm) | 양 측면 빔라인의 크기 (cm) | 구경 (aperture)의 크기 (cm) | |
|------------------|-------------------|-------------------------|------------|
| L0 0 | L0 -19 | | |
| L1 24 | L1 5 | | |
| L2 74 | L2 55 | source exit | 43.0×12.0 |
| L3 75 | L3 56 | source scraper(exit) | 42.2×12.8 |
| L4 120 | L4 120 | OMA scraper | 43.2×14.6 |
| L5 154 | L5 154 | neutralizer | 50.0×15.2 |
| L6 274 | L6 274 | bending magnet scraper | 50.5×15.3 |
| L7 300 | L7 300 | pre-calorimeter scraper | 56.0×22.0 |
| L8 380 | L8 380 | pre-duct scraper | 72.0×72.0 |
| L9 524 | L9 524 | NBI entrance port | 106.0×74.9 |
| L10 677 | L10 677 | | |
| L11 930 | L11 930 | | |

2. 계산 모델

이 장에서는 중성입자빔 입사 장치의 이온원에서 방출되는 빔을 수학적으로 표시하기 위한 모델을 정립해 보기로 한다. 여기에서는 이온원에서 생성된 이온들이 가속 전장의 공간적 불균일로 인해 가우스 분산에서 다소 벗어나는 형태를 띠는 비가우스 분산(그림 2참조)도 기술할 수 있는 모델을 고려한다.

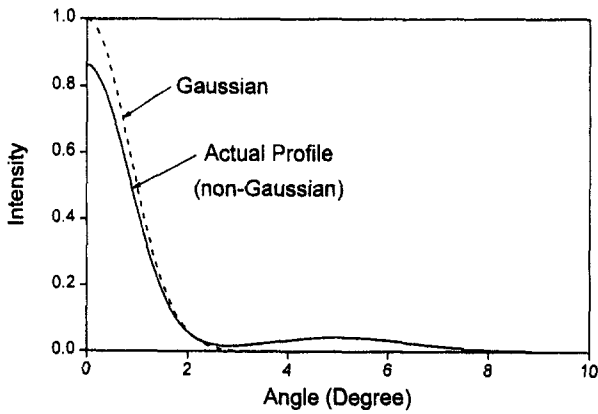


그림 2. 가우스 분포($\theta_x = 1.2^\circ$)를 갖는 빔 요소와 비가우스 분포($\epsilon_x = 0.05, \alpha_x = 5^\circ, \omega_x = 2^\circ$)를 갖는 빔요소의 비교. 두 곡선은 밀면적이 같도록 틀맞춤이 되어 있는(normalized) 상태이다.

2.1. 단일 빔 요소의 구조

우선 이온원을, 계산을 위한 여러 개의 요소로 나누는 다음에 각 요소에서 방출되는 빔요소(beamlet)의 각분포(angular distribution)를 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$i(\alpha, \beta) = i_0 i(\alpha) i(\beta) \tag{1}$$

여기서, α, β 는 직교좌표계에서 $x-, y$ -방향을 나타내는 각도이고, i_0 는 각 빔요소에 대한 틀맞춤 인자(normalization factor)이며, $i(\alpha), i(\beta)$ 는

$$i(\alpha) = \exp\left[-\frac{\alpha^2}{\theta_x^2}\right] + \epsilon_x \cdot \exp\left[-\frac{(|\alpha - \alpha_o|)^2}{\omega_x^2}\right] \tag{2}$$

$$i(\beta) = \exp\left[-\frac{\beta^2}{\theta_y^2}\right] + \epsilon_y \cdot \exp\left[-\frac{(|\beta - \beta_o|)^2}{\omega_y^2}\right] \tag{3}$$

와 같이 표시할 수 있다. 식 (2), (3)에서 첫 항은 발산각(divergence angle) θ_x, θ_y 를 갖는 가우스 분산에 해당하는 항이며, 뒷부분은 가우스 분포에서 벗어난 정도를 기술하는 항이다. ϵ_x, ϵ_y 는 비가우스 분산의 상대적인 크기를 나타낸다. $\alpha_o, \beta_o, \omega_x, \omega_y$ 각각 $x-, y$ -방향으로의 비가우스 분산의 위치 및 폭을 나타낸다. 틀맞춤 인자 i_0 는 식 (2), (3)을 식 (1)에 대입하여 α, β 에 대해서 각각 $[-\pi/2, \pi/2]$ 범위에서 적분함으로써 구할 수 있다.

$$i_{total} = i_0 \sqrt{\pi} \left\{ \theta_x \operatorname{Erf}\left(\frac{\pi}{2\theta_x}\right) + \epsilon_x \omega_x \left[\operatorname{Erf}\left(\frac{\alpha_o}{\omega_x}\right) + \operatorname{Erf}\left(\frac{\pi - \alpha_o}{\omega_x}\right) \right] \right\}$$

$$\cdot \sqrt{\pi} \left\{ \theta_y \operatorname{Erf}\left(\frac{\pi}{2\theta_y}\right) + \epsilon_y \omega_y \left[\operatorname{Erf}\left(\frac{\beta_o}{\omega_y}\right) + \operatorname{Erf}\left(\frac{\pi - \beta_o}{\omega_y}\right) \right] \right\} \tag{4}$$

i_{total} 은 각 빔요소의 세기(total intensity)이고, Erf는 다음과 같이 표시되는 오차 함수(error function)이다.

$$\operatorname{Erf}(\xi) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^\xi e^{-x^2} dx$$

이 식들로부터 빔 라인 상의 임의의 지점에서 전체 빔요소에 의한 빔의 세기 분포를 구할 수 있는데, 이를 위해서는 앞 (2), (3)식의 각분포 대신에 아래 식 (5), (6)과 같은 공간적 분포식을 사용하는 것이 더 편리하다.

$$i(x) = \exp\left[-\frac{x^2}{a_x^2}\right] + \epsilon_x \cdot \exp\left[-\frac{(|x - x_o|)^2}{w_x^2}\right] \tag{5}$$

$$i(y) = \exp\left[-\frac{y^2}{a_y^2}\right] + \epsilon_y \cdot \exp\left[-\frac{(|y - y_o|)^2}{w_y^2}\right] \tag{6}$$

여기서, z 를 빔 세기 분포를 측정하고자 하는 지점의 빔 진행 방향으로의 위치라 하면, $a_x = z \tan \theta_x, x_o = z \tan \alpha_o, w_x = z \tan \omega_x$ 와 같은 관계가 성립하고, 식 (1)에서 유추하여, $i(x, y)$ 는 다음과 같이 된다.

$$i(x, y) = i_0 i(x) i(y) \tag{1'}$$

물론, 이 경우에 있어서 틀맞춤 인자 i_0 는 식 (4)와는 다소 다르게 표현된다.

$$i_{total} = i_0 \sqrt{\pi} \left\{ a_x + \epsilon_x w_x \left[1 + \operatorname{Erf}\left(\frac{x_o}{w_x}\right) \right] \right\} \cdot \sqrt{\pi} \left\{ a_y + \epsilon_y w_y \left[1 + \operatorname{Erf}\left(\frac{y_o}{w_y}\right) \right] \right\} \tag{7}$$

2.2. 빔통과율

(1)식을 각 빔요소에서 바라다 보이는 각 스크레이퍼(scraper)의 구경각(aperture acceptance angle)에 대해서 적분함으로써, 각 빔요소가 구경(aperture)을 통과하는 양을 계산할 수 있고, 각 빔요소에 의한 통과량을 합치면 전체 빔에 대한 통과량을 알 수 있다. 그림 3에서처럼, 구경의 크기가 x -방향으로 $[-x_1, x_1]$ 이라 하면, 구경

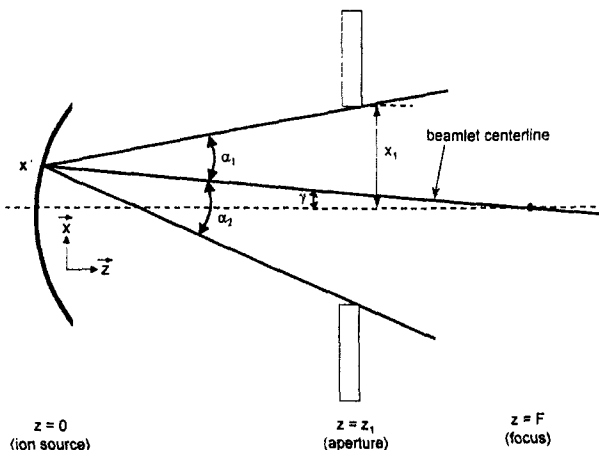


그림 3. 통과율 해석을 위한 기하학적 모델. 이온원 상에서 $x=x'$ 에 위치하는 빔요소에서 발생된 빔 입자들 중 $z=z_1$ 에 위치한 구경을 통과할 수 있는 빔은 $[\alpha_1, \alpha_2]$ 사이에 분포하는 빔입자들 뿐이며, 이 각도를 벗어나는 빔들은 스크레이퍼에 의해 소실된다. 일반적인 경우를 해석할 수 있도록 이온원은 일정한 초점 거리 F 를 가지는 곡면을 가정했으나, KSTAR 중성입자빔 이온원의 초점거리는 무한대($F = \infty$)이다.

각은 이온원($z=0$)에서의 빔요소의 위치 x' 에 의해서 정해진다. x -방향으로의 구경각 α_1, α_2 를 구해 보면,

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \tan^{-1} \left(\frac{x_1 + x'}{z_1} \right) - \gamma \\ \alpha_2 &= \tan^{-1} \left(\frac{x_1 - x'}{z_1} \right) + \gamma \\ \gamma &= \tan^{-1} \left(\frac{x'}{F} \right) \end{aligned} \quad (8)$$

으로 표현되고, y -방향으로의 구경각 β_1, β_2 도 같은 형태로 표시될 수 있으나, 여기서는 생략한다.

이온원상에서, 점 (x', y) 에 위치한 빔요소의 주어진 구경에 대한 통과율 η' 는 아래 (9) 식으로 표시할 수 있는데,

$$\eta' = \frac{i_o \int_{-\alpha_2}^{\alpha_1} i(\alpha) d\alpha \int_{-\beta_2}^{\beta_1} i(\beta) d\beta}{i_{total}} \quad (9)$$

식 (2)를 이용하여 $\int_{-\alpha_2}^{\alpha_1} i(\alpha) d\alpha$ 를 구해보면,

$$\begin{aligned} \int_{-\alpha_2}^{\alpha_1} i(\alpha) d\alpha &= \frac{\sqrt{\pi}}{2} \theta_x \left[\text{Erf} \left(\frac{\alpha_1}{\theta_x} \right) + \text{Erf} \left(\frac{\alpha_2}{\theta_x} \right) \right] \\ &+ \frac{\sqrt{\pi}}{2} \varepsilon_x \omega_x \left[2 \text{Erf} \left(\frac{\alpha_o}{\omega_x} \right) + \text{Erf} \left(\frac{\alpha_1 - \alpha_o}{\omega_x} \right) + \text{Erf} \left(\frac{\alpha_2 - \alpha_o}{\omega_x} \right) \right] \end{aligned}$$

로 되고, $\int_{-\beta_2}^{\beta_1} i(\beta) d\beta$ 역시 동일한 형태로 표시될 수 있다. 각각의 빔요소는 이온원 상에서 하나의 점으로 간주될 수 있으므로, 이온원은 이러한 점들의 집합(예를 들면, $N_x \times N_y$)으로 생각할 수 있고, 따라서, 빔의 총통과율(total beam transmission) η 는 (9) 식을 전체 이온원 면적(x', y)에 대해 적분하거나, 혹은 수치적인 합을 구함으로써 구할 수 있다.

$$\eta = \frac{1}{N_x N_y} \sum_x \sum_y \eta' \quad (10)$$

그리고, 대개의 경우에 그렇듯이, 여러 개의 조준기가 직렬로 존재할 때에는 각 조준기를 통과하는 통과율은 이보다 앞쪽에 존재하는 조준기들에 의한 차폐를 고려해 주어야 한다.

2.3. 빔 세기 분포

이온원 상의 (x', y) 지점에서 $z=F$ 에 위치하는 초점을 가지고 방출된 빔요소에 의한 (x, z) 지점의 빔의 세기는 식 (1)에 x 대신 $x-s$ (그림 4참조)를 대입함으로써 얻을 수 있다. 여기서 $s(x') = x'(1-z/F)$ 로 주어지고, x' 에서 방출된 빔요소에 의한 x 에서의 x -성분 세기는 아래와 같이 표시된다.

$$i(x, x') = \exp \left[-\frac{(x - s(x'))^2}{a_x^2} \right] + \varepsilon_x \cdot \exp \left[-\frac{(|x - s(x')| - x_o)^2}{w_x^2} \right] \quad (11)$$

$i(y, y')$ 도 마찬가지로 쓰여질 수 있다. 계산하고자 하

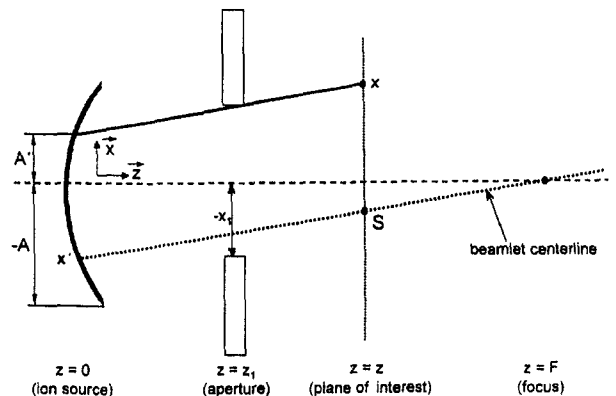


그림 4. 빔 세기 분포 계산을 위한 모델. x 지점에서의 빔 세기는 그보다 이전에 존재하는 구경에 의해 제한을 받는다. 예를 들어, $-A < x' < A'$ 영역에 존재하는 빔요소들만이 x 지점의 빔세기에 영향을 미치며, $x' > A'$ 영역에 위치하는 빔요소들은 x 지점의 빔세기에는 전혀 영향을 미치지 못한다.

는 지점 이전에 존재하는 구경의 영향을 물론 고려하여 야 하는데, 그림 4에서 A를 벗어난 곳에서 방출된 빔 요소는 x 지점의 세기에는 영향을 끼치지 않는다. 그림 4에서 기하학적인 관계식을 유도해 보면,

$$A' = \frac{(z_1 - z_1')x}{z - z_1}$$

가 성립한다. 따라서 어떤 지점 (x, y)의 빔세기는 다음 식처럼 영향을 끼치는 모든 빔요소의 기여분들을 모두 합함으로써 구할 수 있다.

$$I(x, y) = i_0 \int_{-A}^A i(x, x') dx' \int_{-B}^B i(y, y') dy' \quad (12)$$

여기서, A, B는 각각 x-, y- 방향으로의 이온원 크기의 절반에 해당하는 길이이다.

2.4. 재전리 손실

중성입자화 셀(neutralizer cell)을 통과한 후의 중성입자들은 빔수송라인 내의 잔류기체와의 충돌로 인해 중성입자가 다시 이온으로 바뀌는 재전리 과정을 거칠 수 있는데, 재전리된 이온들은 플라즈마에 전달되는 중성입자 빔 세기를 감소시킬 뿐만 아니라, 빔 수송 라인 주위에 존재하는 자장에 의해 휘어져 수송 라인의 벽면을 가격하여 열을 가하는 동시에 이온들이 벽면에서 중성입

자로 되어 다시 수송 라인 내로 확산되어 재전리 현상을 더욱 부추기는 악영향도 끼칠 수 있으므로 중요한 고려 요소이다.

이온원에서 방출되는 H⁺, H²⁺, H³⁺ (중수소의 경우에는 D⁺, D²⁺, D³⁺)의 비율을 각각 75%, 15%, 10% 라고 가정하고서, 빔 진행동안의 재전리 손실율을 계산하였다. 중성입자화 셀은 압력이 3×10⁻³ Torr, 길이가 120 cm로서 셀 내부 기체의 선밀도 (line density)는 1.27×10¹⁶ cm⁻²가 되며, 중성입자화 셀을 지났을 때 빔을 구성하는 입자들의 에너지 및 구성 비율은 표 2와

표 3. 수소 및 중수소의 에너지별 이온화 반응 단면적 데이터[4]. 어떤 에너지(예를 들면 120 keV)에서의 중수소의 이온화 반응 단면적은 그 절반의 에너지(60 keV)를 가진 수소의 반응 단면적과 같다.

| 수소 기체의 에너지 (keV) | 중수소 기체의 에너지 (keV) | 이온화 반응 단면적 (10 ⁻¹⁶ cm ²) |
|------------------|-------------------|---|
| 10 | 20 | 0.92 |
| 20 | 40 | 1.3 |
| 30 | 60 | 1.6 |
| 40 | 80 | 1.6 |
| 60 | 120 | 1.5 |
| 80 | 160 | 1.2 |
| 100 | 200 | 1.1 |
| 120 | 240 | 0.95 |

표 2. 120 keV의 에너지를 가지는 (a) 수소 및 (b) 중수소가 중성입자화 셀을 지난 이후에 보이는 입자의 종류와 해당 에너지[4]. E, E/2, E/3은 각각 이온원에서 방출된 에너지 (120 keV), 1/2에 해당하는 에너지 (60 keV), 1/3에 해당하는 에너지 (40 keV)를 나타낸다.

| (a) 수소 120 keV의 경우 | | | | | | | |
|---|------|------------------------|--------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| 이온원에서 방출된 입자 | | 중성입자화 셀을 지나온 이후의 입자 종류 | | | | | |
| 종류 | 비율 | H ⁰ (E) | H ⁺ (E) | H ⁰ (E/2) | H ⁺ (E/2) | H ⁰ (E/3) | H ⁺ (E/3) |
| H ⁺ (E) | 0.75 | 0.17 | 0.83 | - | - | - | - |
| H ²⁺ (E) | 0.15 | - | - | 0.55 | 0.45 | - | - |
| H ³⁺ (E) | 0.10 | - | - | - | - | 0.65 | 0.35 |
| 중성입자화 셀을 거친 후의 H ⁰ (E) : H ⁰ (E/2) : H ⁰ (E/3) = 46.4% : 30% : 23.6% | | | | | | | |
| (b) 중수소 120 keV의 경우 | | | | | | | |
| 이온원에서 방출된 입자 | | 중성입자화 셀을 지나온 이후의 입자 종류 | | | | | |
| 종류 | 비율 | D ⁰ (E) | D ⁺ (E) | D ⁰ (E/2) | D ⁺ (E/2) | D ⁰ (E/3) | D ⁺ (E/3) |
| D ⁺ (E) | 0.75 | 0.4 | 0.6 | - | - | - | - |
| D ²⁺ (E) | 0.15 | - | - | 0.72 | 0.28 | - | - |
| D ³⁺ (E) | 0.10 | - | - | - | - | 0.82 | 0.18 |
| 중성입자화 셀을 거친 후의 D ⁰ (E) : D ⁰ (E/2) : D ⁰ (E/3) = 61.2% : 22.0% : 16.8% | | | | | | | |

표 4. 각 챔버별 압력 및 중성입자 빔을 구성하는 수소 원자의 에너지별 재전리 손실율

| | 챔버 1 | 챔버 2 | 챔버 3 | 빔덕트 | |
|-------------------------|-----------------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| 압력 (Torr) | 9×10^{-5} | 2×10^{-5} | 3×10^{-6} | 2×10^{-5} | |
| 밀도 (cm^{-3}) | 3.18×10^{12} | 7.07×10^{11} | 1.06×10^{11} | 7.07×10^{11} | |
| 길이 (cm) | 106 | 144 | 153 | 253 | |
| 입자종류 (에너지) | 재전리 반응 단면적(cm^2) | 재전리 손실율 | | | |
| H_0 (E) | 9.5×10^{-17} | 3.15×10^{-2} | 9.63×10^{-3} | 1.54×10^{-3} | 1.69×10^{-2} |
| H_0 (E/2) | 1.5×10^{-16} | 4.93×10^{-2} | 1.52×10^{-2} | 2.43×10^{-3} | 2.65×10^{-2} |
| H_0 (E/3) | 1.6×10^{-16} | 5.25×10^{-2} | 1.62×10^{-2} | 2.59×10^{-3} | 2.82×10^{-2} |
| D_0 (E) | 1.5×10^{-16} | 4.93×10^{-2} | 1.52×10^{-2} | 2.43×10^{-3} | 2.65×10^{-2} |
| D_0 (E/2) | 1.6×10^{-16} | 5.25×10^{-2} | 1.62×10^{-2} | 2.59×10^{-3} | 2.82×10^{-2} |
| D_0 (E/3) | 1.3×10^{-16} | 4.29×10^{-2} | 1.32×10^{-2} | 2.11×10^{-3} | 2.30×10^{-2} |

같다[4].

표 3에 보인 재전리 반응 단면적 데이터를 이용하여 빔라인 내의 각 챔버의 압력 및 기하학적 정보로부터 각 챔버를 통과하면서 발생하는 재전리 손실율을 표 4 처럼 구할 수 있다. 빔 덕트 부분의 압력은 챔버 중에서 가장 높은 압력인 2×10^{-5} Torr로 가정하였지만, 플라즈마 운전 조건에 따라 변할 수 있는 값이다.

이는 이온원에서 방출되는 7.8 MW의 빔 중에서 플라즈마 내부로 입사되는 중성입자들의 세기가 32.7%인 2.55 MW임을 의미한다. 손실된 67.3%는 이온 덤프에서 51.7% (4.03 MW), 스크레이퍼에서 소실된 양이 10.3% (0.80 MW), 재전리 손실이 5.2% (0.41 MW)였다.

측면 빔 라인의 경우, 빔 효율은 32.3% (2.52 MW)였으며, 각 부분에서의 손실율은 이온 덤프에서 51.0%

3. 해석 결과

3.1. 각 스크레이퍼에 의한 빔손실, 열속 및 빔 통과율

여기서 언급되는 열속은 스크레이퍼가 빔 진행 방향에 수직으로 설치되어 있다고 가정했을 때의 값이며, 실제 장치에서는 빔 진행 방향에 대해 비스듬히 설치될 것이므로, 코사인 함수만큼 감소될 것이다. 프리덕트 스크레이퍼 (pre-duct scraper)는 3개의 이온원으로부터 방출되어 나오는 3개의 빔에 공통으로 적용되는 것이므로, 이 스크레이퍼에 미치는 열속은 중앙 빔 라인(center beamline) 및 양 측면 빔 라인(side beam line)에 의한 열속을 합산해 주어야 한다.

그림 5(a), (b)에 가우스 분산 및 비가우스 분산의 경우, 각 스크레이퍼의 상단 및 측면 끝부분에 가해지는 열속을 나타내었다. 최대 열속은 이온원 출구 스크레이퍼(source exit scraper)에서 9 kW/cm^2 이상으로 나타났다.

빔의 공간적 분포에 대해서 가우스 분포를 가정했을 때, 중앙 빔 라인의 경우, 중성입자화 셀 효율을 40%라 할 때, 빔 라인의 효율은 32.7% (2.55 MW)였으며,

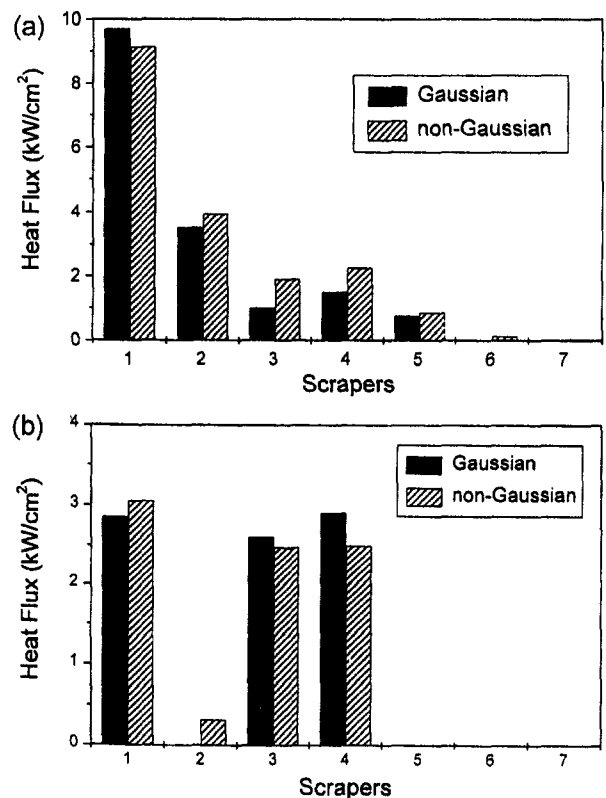


그림 5. 가우스 분산 및 비가우스 분산의 경우, 각 스크레이퍼의 (a) 상단 및 (b) 측면 끝부분에 가해지는 열속.

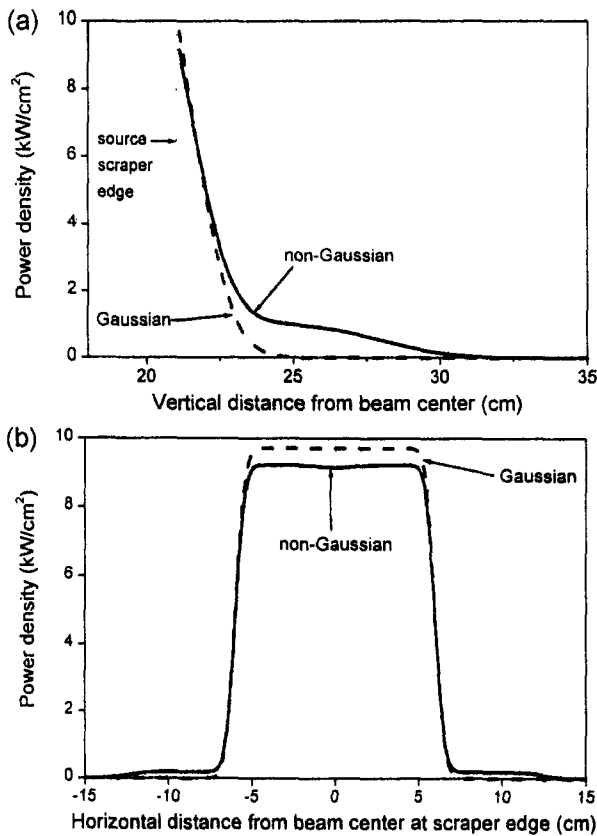


그림 6. 이온원 출구 스크레이퍼의 윗단에 가해지는 빔 세기의 (a) 수직 방향 분포 및 (b) 수평 방향 분포. 비가우스 분포의 경우에 있어서 수평 및 수직 방향의 분포 모두 최고치는 가우스 분포의 경우보다 작으나, 다소 넓게 퍼진 분포를 가진다.

(3.98 MW), 스크레이퍼에서 11.5% (0.89 MW), 재전력에 의한 손실이 5.1% (0.40 MW)였다.

한편, 비가우스 분포를 가정할 경우에는 가우스 분포에서 벗어난 정도를 예측하기가 사실상 불가능한 만큼 여기서는 DIII-D 장치의 경우에 해당하는 비가우스 분포($\epsilon_x = 0.05$, $\alpha_{mx} = 5^\circ$, $\omega_x = 2^\circ$, $\epsilon_y = 0.01$, $\alpha_{my} = 5^\circ$, $\omega_y = 1^\circ$)를 가졌다고 가정하였다. 가우스 분포의 경우보다 스크레이퍼에서의 손실이 약 2.1배 정도 더 많았고, 그에 따라 플라즈마에 전달되는 빔 파워도 중앙 빔 라인의 경우, 27.9% (2.18 MW)로 감소했고, 측면 빔 라인의 경우는 27.6% (2.15 MW)로 감소하였다.

그림 6(a), (b)는 빔 가우스 및 비가우스 분산을 따를 때, 이온원 출구 스크레이퍼의 상단에 가해지는 빔 밀도의 분포를 나타낸다. 비가우스 분포의 경우에 있어서 수평 및 수직 방향의 분포 모두 최고치는 가우스 분포의 경우보다 작으나, 좀 더 넓게 퍼진 분포를 가짐을 알 수 있다.

3.2. 설치 오차의 영향

한편, 이온원 및 빔라인을 설치할 때 발생할 수 있는 설치 오차(alignment error)도 플라즈마에 입사되는 빔 파워 및 스크레이퍼에 미치는 열속에 큰 영향을 미칠 수 있는데, 발생 가능한 설치 오차로 이온원의 기울기에 있어서의 오차와 각 스크레이퍼의 위치상의 오차를 생각하여 그 영향을 계산하였다.

우선, 이온원이 수직 및 수평 방향으로부터 기울어진 각도에 따른 영향을 계산해 보았는데, 기울기는 x -, y -방향으로의 기울기를 동시에 고려하였다. 즉, 기울기가 0.5° 이하이면, x -방향과 y -방향으로 각각 0.5° 씩 기울어져 있음을 의미한다. 그림 7에 그 결과를 나타내었는데, 이 계산 결과로부터 아래와 같은 사실들을 알 수 있다.

i) 플라즈마에 입사되는 빔 파워는 설치 오차 각도가 커질수록 계속 감소하여, 기울기가 x -, y -방향으로 각각 1.8° 이상이라면, 플라즈마에 입사되는 파워는 거의 0이 된다. 하나의 이온원으로부터 플라즈마에 입사되어야 할 빔 파워의 목표치는 약 8/3 MW인데, 오차가 0.3° 만 되어도 빔 파워는 10% 정도 줄어든다. 비가우스 분산일 때는 빔 파워의 감소가 더욱 심각한 양상을 나타내어, 0.2° 오차에서도 목표치의 20%를 손실하게 된다. 오차가 1.0° 라면, 가우스 분산에서는 목표치의 56%의 빔이, 비가우스 분산에서는 목표치의 48%의 빔만이 플라즈마에 전달되게 된다.

ii) 오차 각도가 1.0° 이상이 되면, 이온원 출구 스크레이퍼의 상단에 가해지는 열속은 14 kW/cm^2 이상으로 거의 최고값에 다다른다.

iii) 측면 끝부분에 가해지는 열속은 오차 각도의 증가

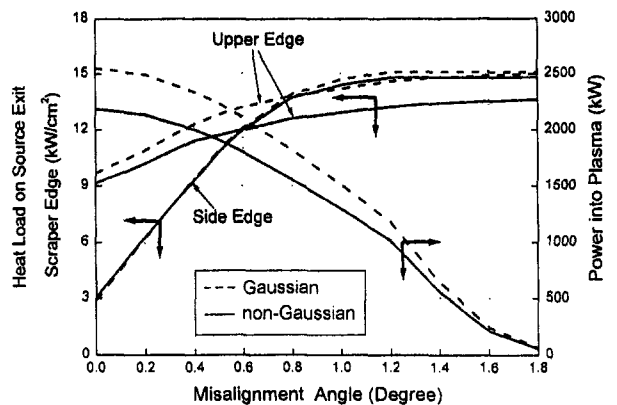


그림 7. 가우스 분산과 비가우스 분산의 경우에 이온원의 설치 오차 정도에 따른 이온원 출구 스크레이퍼의 윗단 및 측면 끝부분에 가해지는 열속과 플라즈마에 전달되는 빔의 세기.

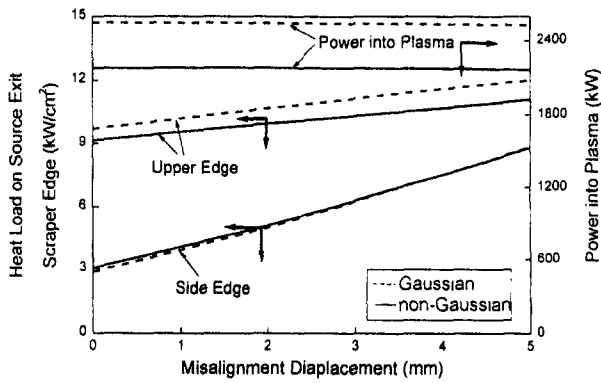


그림 8. 가우스 분산과 비가우스 분산의 경우에 스크레이퍼의 설치 오차에 따른 이온원 출구 스크레이퍼의 윗단 및 측면 끝부분에 가해지는 열속과 플라즈마에 전달되는 빔의 세기.

에 따라 급속히 증가하므로, y-방향으로의 오차가 더 중요하다 할 것이다.

스크레이퍼의 위치상의 오차에 의한 영향도 계산해 보았으며, 그 결과가 그림 8에 나타나 있다. 이 계산에서 오차가 5 mm라 하면 모든 스크레이퍼가 x-, y- 방향으로 5 mm씩 같은 방향으로 잘못 설치된 경우를 의미한다. 결론적으로 얘기하면, 5 mm 오차시에도 빔 파워의 손실은 1% 이내였고, 이온원 출구 스크레이퍼의 상단 및 측면 끝부분에 가해지는 열속도 가우스 및 비가우스 분산의 경우에 각각 12.0 kW/cm², 8.9 kW/cm² 및 11.1 kW/cm², 8.8 kW/cm²로 증가하여, 이온원의 설치 오차에 비해보면, 그 영향은 훨씬 덜 심각하다 할 수 있다.

3.3. 플라즈마에 입사되는 빔 밀도의 분포

마지막으로 그림 9(a), (b)에 중앙 빔 라인에 대해서 가우스 분산 및 비가우스 분산의 경우, 플라즈마 내로 전달되는 파워 분포를 3차원 및 2차원 그래프로 나타낸다. 비가우스 분산의 경우 가우스 분산의 경우에 비해 플라즈마로 전달되는 파워가 14% 정도 감소한다는 것을 앞에서 보았는데, 빔 세기의 최고치도 3.44 kW/cm²에서 2.88 kW/cm²로 15% 정도 감소된 것을 볼 수 있다. 대신 비가우스 분산의 경우 다소 넓게 퍼진 분포를 갖는 것을 알 수 있다. 플라즈마 내로 입사된 중성입자빔 중 일부는 플라즈마를 통과하여 플라즈마 대향 부품(plasma facing components)의 내벽 및 반대편 벽까지 도달할 수 있는데, 이 해석은 차후에 수행될 예정이다.

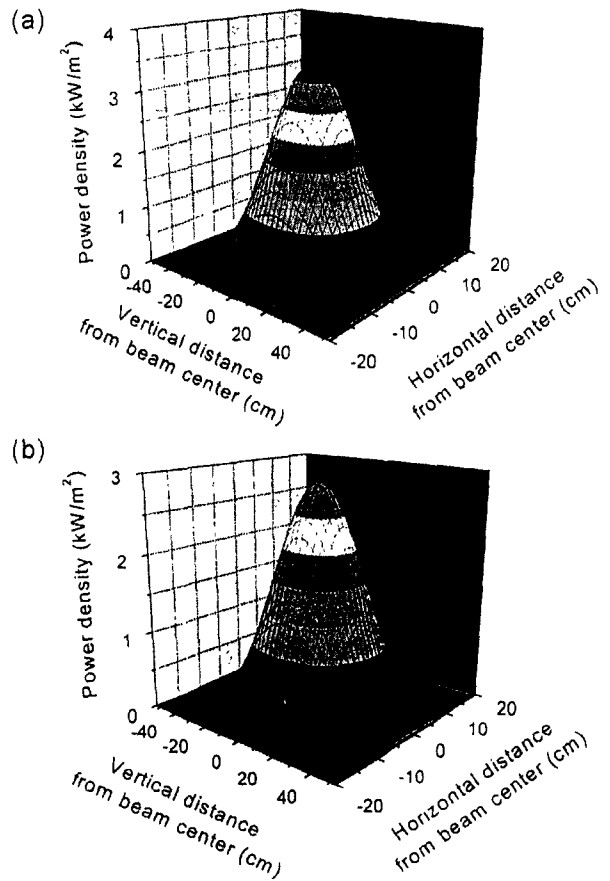


그림 9. 중앙 빔라인에 대한 플라즈마에 전달되는 빔 세기의 3차원 분포. (a) 가우스 분산 및 (b) 비가우스 분산의 경우.

4. 결 론

KSTAR 토카막 장치의 플라즈마 가열을 위한 수소 중성입자빔 수송라인 내에 설치되는 조준기에 가해지는 열속, 플라즈마에 전달되는 빔의 통과율 및 분포를 해석하였다. 이온원으로부터 방출되는 이온빔의 공간적 분산에 대해서는 가우스 분산과 이온 가속 전장의 공간적 불균일로 인해 발생할 수 있는 비가우스 분산을 고려하였고, 이의 영향을 고려할 수 있는 수학적 모델을 정립하였다.

가우스 분산을 가정하였을 경우, 이온원 출구 스크레이퍼에 가해지는 수직성분의 열속은 9.7 kW/cm²로 계산되었다. 이 열속을 제어 가능한 수준으로 낮추기 위해서 조준기는 빔 라인과 거의 나란하게 설치될 것이다. 빔의 통과율은 약 33%로서 하나의 이온원에서 방출된 7.8 MW중 2.5 MW만이 플라즈마에 전달되는 것을 알 수

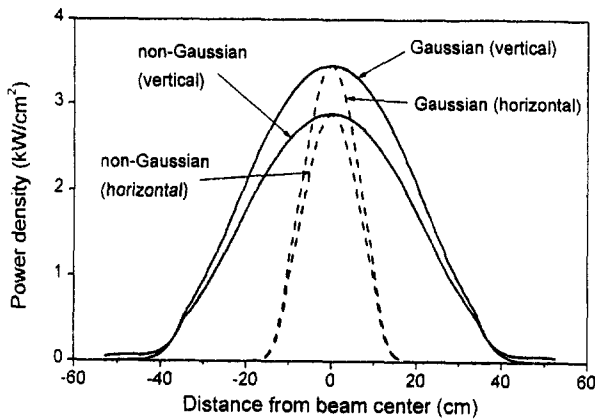


그림 10. 플라즈마에 전달되는 빔 세기의 분포 (중앙 빔라인의 경우). 비가우스 분산의 경우 가우스 분산의 경우에 비해 플라즈마로 전달되는 빔 세기의 최고치가 3.44 kW/cm²에서 2.88 kW/cm²로 15% 정도 감소된 것을 볼 수 있다.

있었다. 비가우스 분산의 경우, 최대 열속은 9.1 kW/cm²로 다소 낮아졌으나, 빔통과율은 28% (2.2 MW) 정도로 더욱 낮아졌다.

설치상의 오차에 의한 영향을 살펴 보면, 이온원이 1°

정도 기울어지게 설치된다면 스크레이퍼에 가해지는 최대 열속 및 빔통과율은 15 kW/cm², 16.6% (1.3 MW)로 나타나 매우 심각한 결과를 초래함을 알 수 있었다. 이에 비해 조준기 설치상의 오차의 영향은 훨씬 작아 5 mm 오차가 발생했을 경우에도 최대 열속은 12 kW/cm²까지 증가했으나, 빔 통과율의 변화는 거의 없음을 알 수 있었다.

참고문헌

- [1] D.I. Choi, *et al.*, Proceedings for the 17th IEEE/NPSS Symposium on Fusion Engineering, pp. 215-220. San Diego, U.S.A., Oct. 5, 1997.
- [2] KSTAR Project Team, *KSTAR Ancillary Systems Engineering Review Documents*, National Fusion R&D Center, Korea Basic Science Institute, 1998.
- [3] J. Kim and J.H. Whealton, *Nucl. Instrum. and Methods* **141**, 187 (1977).
- [4] J. Kim and H.H. Haselton, *J. of Applied Physics* **50**, 3802-3807 (1979).

KSTAR 진공용기 및 플라즈마 대향 부품에 대한 베이킹 해석

이강희 · 임기학 · 허남일 · 인상렬* · 조승연

기초과학지원연구소, *한국원자력연구소
(1999년 6월 26일 접수)

Baking analysis of the KSTAR vacuum vessel and plasma facing components

K. H. Lee, K. H. Im, N. I. Her, S. R. In,* and S. Y. Cho

Korea Basic Science Institute, *Korea Atomic Energy Research Institute
(Received June 26, 1999)

요 약 - KSTAR (Korea Superconducting Tokamak Advanced Research) 토카막 핵융합 실험장치의 진공용기는 불순물이 적은 깨끗한 플라즈마 발생을 위해 기저압력이 초고진공($10^{-6} \sim 10^{-7}$ Pa)이어야 하며 이의 실현을 위해 진공용기 내부의 불순물을 제거할 목적으로 진공용기는 250°C , 각종 플라즈마 대향 부품들은 350°C 까지 베이킹 될 필요성이 있다. 본 논문에서는 계획된 베이킹 시나리오에 준하여 필요 입력열을 산출해보고 이를 근거로 적절한 베이킹 계획을 정한 후 KSTAR 질소가스 유동 베이킹 시스템에 필요한 가스의 시간에 따른 온도와 유량을 산출하였다.

Abstract - The base pressure of the vacuum vessel of KSTAR tokamak is to be a ultra high vacuum, $10^{-6} \sim 10^{-7}$ Pa, to produce a clean plasma with low impurity concentrations. For this purpose, vessel and plasma facing components need to be baked up to 250°C , 350°C respectively to remove impurities from the plasma-material interaction surfaces. Here the required heating power to be supplied for baking has been calculated according to pre-assumed different temperature profiles (baking scenario) and proper baking plan for KSTAR tokamak has been proposed. Mass flow rate and temperature of nitrogen gas for baking has also been calculated.

1. 서 론

핵융합 실험장치에서 플라즈마는 토로이달 방전 단독으로 또는 전자공명(electron cyclotron resonance, ECR) 예비전리의 도움을 받아 $10^{-1} \sim 10^{-3}$ Pa 영역에서 발생한다. 동작압력은 비록 낮은 고진공에 해당하지만 여러 가지 이유로 핵융합 실험장치의 기저진공도는 $10^{-6} \sim 10^{-7}$ Pa의 초고진공이 되지 않으면 안 된다. 진공용기의 잔류 기체는 일반적으로 H_2 , H_2O , CO , CO_2 , CH_4 등으로 구성된다. 고진공 영역에서는 물이, 초고진공 영역에서는 수소가 주를 이루는 것이 보통이다. 특별히 토카막 운전 중의 소위 뜨거운 진공상태(hot vacuum)에서는 플라즈마 입자 또는 방사파가 주변의 벽에 부딪히고 유도탈리(stimulated desorption)현상에 의해 많은 기체가 방출되

는데 그중에는 CO , CO_2 등이 평상시보다 많이 차지하고 있어서 불순물농도가 급격히 높아진다.

이들 불순물의 C 및 O, 또 스퍼터링(sputtering)에 의해 용기벽에서 떨어져 나온 Fe 분자 등은 플라즈마 내에서 전리되어 플라즈마 발생을 위해 수소 이온에 공급되어야 할 에너지를 가로채고 여러 가지 형태로 전자파를 방사하여 에너지 손실을 일으킨다. 불순물은 결국 플라즈마 발생, 플라즈마의 안정성, 입자 및 에너지 밀폐 등에 악영향을 미치므로 플라즈마 발생을 위한 초고진공의 실현을 위해 가능한 억제해야만 한다. 만약 핵융합 실험장치가 초고진공에서 관리되지 않으면 깨끗한 플라즈마를 얻을 수 없고 플라즈마를 고온으로 가열하거나 더 나아가 핵융합상태에 도달할 수 없다[1].

KSTAR 토카막 핵융합 실험 장치의 경우 진공용기 및

진공용기 내부의 플라즈마 대향 부품들은 초고진공의 달성을 위한 진공용기 내부의 잔류 불순물 제거를 목적으로 SS316LN인 진공용기는 250°C, 탄소 기반 물질인 플라즈마 대향 부품은 350°C 정도까지 베이킹할 필요성이 있다. 이 가열방법으로 고온 질소가스를 진공용기 이 중벽 사이로 흘러주는 방식과 코일에 저주파 교류전류를 흘려 진공용기를 유도가열하는 방식이 고려되고 있는데, 유도가열방식은 최대 유도 전력이 70 kW 정도로 실제 베이킹에 필요한 열량을 공급하는데 있어 적잖이 부족하며 [2], 또 국부적인 가열 특성으로 인하여 KSTAR의 베이킹 방식은 전자의 가열방식을 우선적으로 채택하고 있다.

본 논문에서는 KSTAR 진공용기와 플라즈마 대향 부품에 대한 안정적인 베이킹 계획을 결정하기 위해 베이킹시 일정한 온도 상승률을 갖는 이종(異種)의 베이킹 온도 상승 계획을 미리 가정하고 이를 근거로 0차원 해석을 수행하여 장치의 내부 에너지 증가에 필요한 열량과 복사 손실열량 계산을 통해 필요 입열률을 산출·비교해 봄으로써 베이킹 계획을 제안하였다. 또한 결정된 베이킹 계획의 실현을 위해 KSTAR 베이킹을 위한 가스유동 베이킹 시스템에서 투입해야 할 고온 질소가스의 유량과 목적 온도 도달 시간까지 매 순간의 가스 온도를 산출하였다.

토러스 형상의 핵융합 실험장치의 진공용기와 플라즈마 대향 부품 및 다층단열재에 대한 해석 모델은 길이가 유한한 동심 실린더 모델로 가정하였고, 이에 대한 기하학적 성질 및 열역학적 성질은 유효계수를 고려하여 산출하였다. 진공용기 이중벽 내부로 흐르는 질소 가스의 유량과 온도의 계산은 진공용기 내벽과 외벽을 각각 독립적인 열전달 요소로 가정하여 구성된 모델을 이용하였다. 전체 해석에서 각 열전달 요소의 비열 값은 온도에 따라 변화하는 비열의 특성을 반영하였으며, 진공용기와 플라즈마 대향 부품의 방사율(emissivity)은 앞서 가정했던 각 온도 상승 곡선에 대해서 각각 0.1, 0.2, 0.3의 경우를 가정하여 계산하였다.

2. 베이킹 온도 상승 곡선

정해진 시간 안에 장치에 무리가 가지 않는 온도 상승률로 장치 각 부분이 해당온도로 균일하게 가열되기 위해서는 사전에 각 장치들에 대한 안정적이고 효과적인

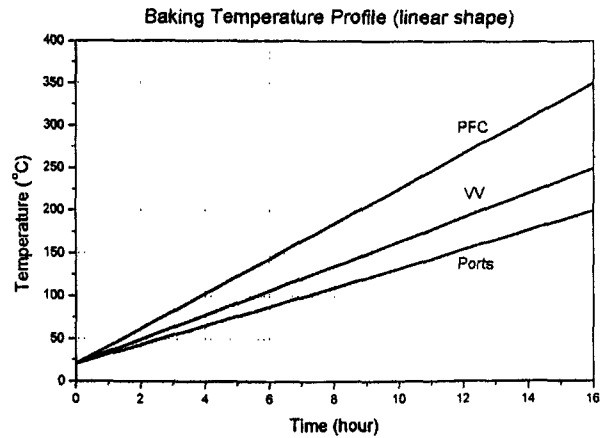


그림 1. Linear temperature profile of PFC, VV, and ports for baking (20°C/hour case).

베이킹 계획의 모색이 필요하다.

플라즈마 대향부품 지지부에 인가되는 열응력을 허용치 이하로 유지하기 위해 진공용기와 플라즈마 대향부품과의 온도차이가 크지 않으면서(100°C 이내로) 베이킹 목표온도까지 일정한 온도 상승률(14°C/hour, 20°C/hour, 40°C/hour)로 증가하는 온도 상승모델(그림 1)과 플라즈마 대향 부품, 진공용기 및 포트부(ports)의 온도를 앞의 세 온도상승률로 일정하게 상승시키다가 진공용기와 포트부가 베이킹 목표 온도에 도달하면 이들의 온도를 일정하게 유지하는 온도상승 모델(이하 F-자 온도상승곡선, 그림 2)을 가정하였다. 그림의 PFC, VV 및 ports는 각각 플라즈마 대향부품, 진공용기, 포트를 나타낸다.

현실적으로 일정한 온도 상승률을 갖는 온도 상승모델이 안정적인 것이라 예상되었으며 앞서 언급했던 세 가지 온도 상승률에 대한 베이킹 목표온도 도달 시간은

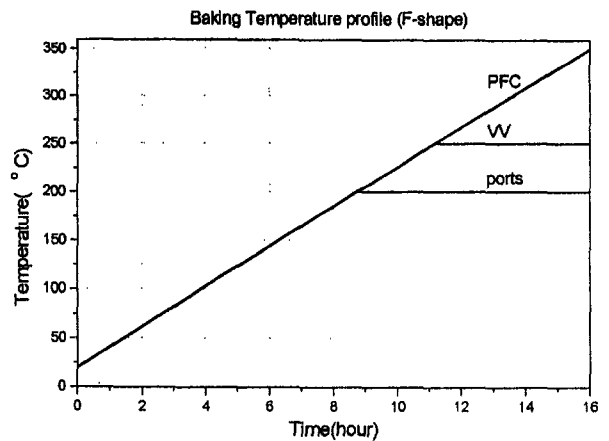


그림 2. F-shape temperature profile of PFC, VV, and ports for baking (20°C/hour case).

최대 베이킹 온도를 갖는 플라즈마 대향 부품을 기준으로 했을 때 각각 8시간, 16시간, 24시간이 된다.

3. 필요 입열량 계산

앞서 가정했던 베이킹 온도상승 모델에 근거하여, 토카막의 베이킹에 요구되는 필요 입열률은 장치의 내부 에너지 증가에 필요한 열량과 장치들 사이의 복사 열전달량을 계산함으로써 얻을 수 있다. 즉, 베이킹 시 임의의 한 순간에 장치에 공급해야할 총 필요 입열률은 다음 순간으로의 온도 상승에 필요한 열량인 내부에너지 증가를 위한 것과 정상상태 유지(혹은 온도 유지)를 위한 열량의 합이다.

복사 손실열량의 계산에 있어 진공용기의 포트를 고려하기 위해 다음의 두가지 열전달 경로를 설정하였다.

1) 경로 1 : 플라즈마 대향부품 → 진공용기 → 다층단열재 → 저온유지판(80K).

2) 경로 2 : 포트부 → 다층단열재 → 저온유지판(80K).

KSTAR 토카막 핵융합 실험장치는 토러스 형상으로 장치 각 부분은 토로이달(toroidal)방향으로 대칭성을 갖기 때문에 이들의 베이킹 해석에 연관되는 해석모델은 길이가 유한한 동심 실린더로 가정하였고, 이에 대한 기하학적 성질 및 열역학적 성질은 유효계수를 고려하여 산출하였다.

3.1. 내부에너지 증가를 위한 필요 열량(Q_{in})

베이킹 시 매 시간간격 Δt 동안 각 장치의 온도 T_1 에서 T_2 로의 내부에너지 증가를 위해 요구되는 입열율 $Q_{in}(i)$ 은 다음과 같다.

$$Q_{in}(i) = \frac{m_i C_{p(i)}(T_2 - T_1)}{\Delta t} \quad (1)$$

여기서, i = 진공용기, 플라즈마 대향부품, 포트이고, $C_{p(i)}$ 는 각 장치들의 유효 비열값이며 온도변화에 따른 비열의 차이가 고려된 값이다. m_i 는 진공용기, 플라즈마 대향 부품, 포트의 질량으로 각각 25000 kg, 21000 kg, 13000 kg이다.

앞서 가정했던 각 장치들에 대한 베이킹 온도 상승곡선으로부터 내부에너지 증가에 필요한 열량은 쉽게 계산되며 온도가 직선적으로 증가하는 모델에서 온도 상승률이 20°C/hour인 경우 플라즈마 대향부품과 용기의 내부에너지 증가를 위한 필요열량은 평균적으로 각각

70 kW, 62 kW정도가 소요된다.

3.2. 복사 손실 열량 (Q_{rad})

플라즈마 대향부품에서 진공용기로 전달되는 복사 손실열량 및 진공용기와 포트에서 다층단열재로 전달되는 복사 손실열량은 각각 다음(식 2)과 같이 계산될 수 있다.

$$Q_{rad, loss}(PFC \rightarrow VV) = \frac{\alpha S_{PFC}(T_{PFC}^4 - T_{VV}^4)}{1/\epsilon_{PFC} + (r_{VV}/r_{PFC})(1/\epsilon_{VV} - 1)} \quad (2a)$$

$$Q_{rad, loss}(VV(ports) \rightarrow MLI) = \frac{M \times \alpha S_{VV(ports)}(T_{VV(ports)}^4 - T_{MLI}^4)}{2/\epsilon_{VV(ports)} + N \times (2/\epsilon_{MLI} - 1)} \quad (2b)$$

여기서, S 는 표면적, r_{PFC} 과 r_{VV} 는 각각 플라즈마 대향부품과 진공용기의 유효반경, N 은 다층단열재의 층수를 나타내며, 진공용기와 포트로부터 다층단열재로 전달되는 복사열량은 이론적인 열전달 해석결과에다 일본의 초전도 핵융합 실험 장치인 LHD장치 [3]로부터 유추된 보정계수 $M(=5)$ 를 곱하여 계산하였다.

복사 손실열량에 관여하는 장치 표면의 표면정도가 충분히 우수하다면 이들에 대한 방사율을 0.3이하로 가정할 수 있다 [4]. 본 논문에서는 장치들의 방사율을 0.1, 0.2, 0.3로 정의하고 이들 각 경우에 대하여 각 장치들의 복사 손실열량을 계산하였다.

3.3. 베이킹을 위해 공급되어야 할 필요 입열율(Q_{req})

고온 질소가스의 유동을 이용해서 베이킹을 위해 각 장치들에 공급해야할 필요 입열율은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_{req}(PFC) = Q_{in}(PFC) + Q_{rad}(PFC \rightarrow VV) \quad (3a)$$

$$Q_{req}(VV) = Q_{in}(VV) + Q_{rad}(VV \rightarrow MLI) - Q_{rad}(PFC \rightarrow VV) \quad (3b)$$

$$Q_{req}(ports) = Q_{in}(ports) + Q_{rad}(ports \rightarrow MLI) \quad (3c)$$

여기서 Q_{req} , Q_{in} , Q_{rad} 는 각각 필요입열률, 내부에너지 증가를 위한 열량, 복사손실열량을 의미한다.

4. 결과 고찰 및 베이킹 계획 제안

직선적으로 증가하는 온도 상승 모델과 F자 온도 상승모델에 근거한 필요 입열률을 세가지 온도 상승률에 따라 각각 계산하여 그림 3에서 그림 8까지 나타내었다. 같은 온도 상승모델을 근거로 세가지 온도상승률에 따라 계산된 각각의 필요입열률 곡선의 대략적인 경향은

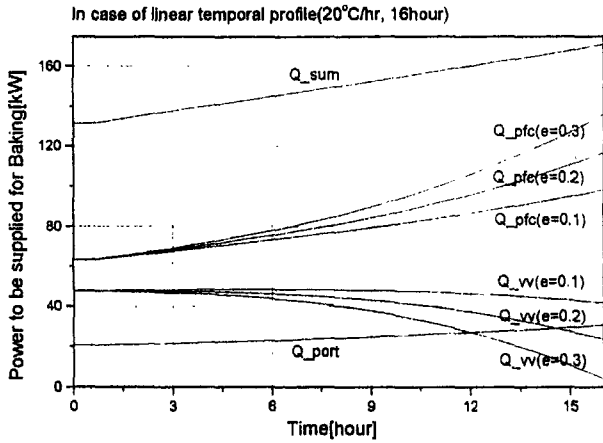


그림 3. Required heating power of PFC, VV, and ports to be supplied for bakeout (linear, 20°C/hr).

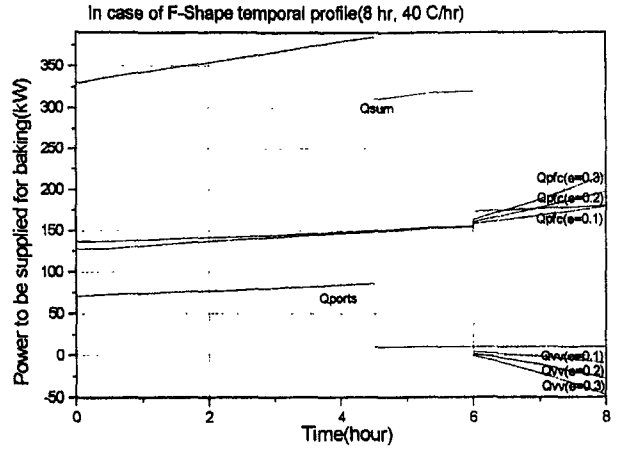


그림 6. Required heating power of PFC, VV, and ports to be supplied for bakeout (F, 40°C/hr).

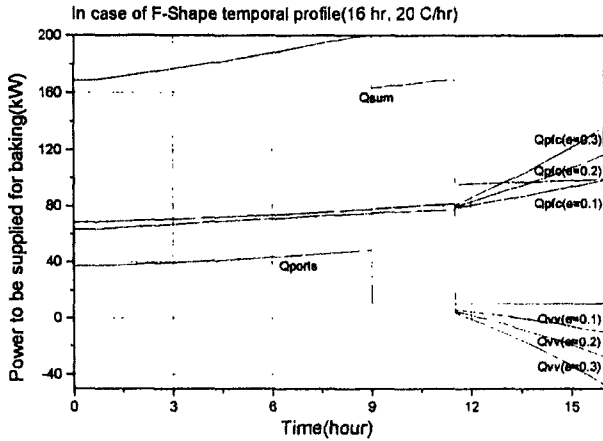


그림 4. Required heating power of PFC, VV, and ports to be supplied for bakeout (F, 20°C/hr).

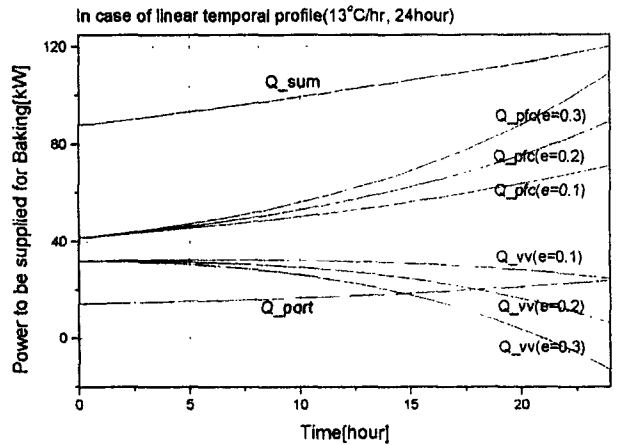


그림 7. Required heating power of PFC, VV, and ports to be supplied for bakeout (linear, 13°C/hr).

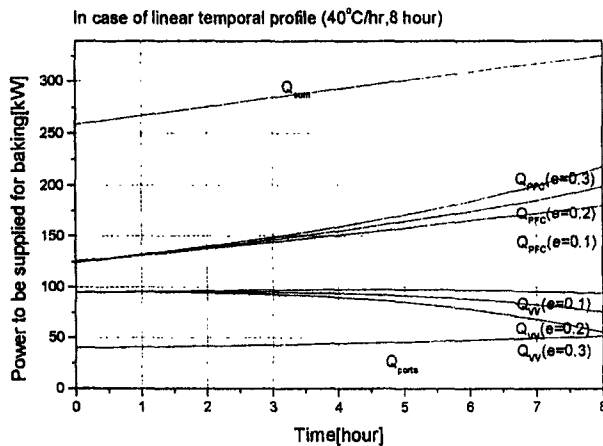


그림 5. Required heating power of PFC, VV, and ports to be supplied for bakeout (linear, 40°C/hr).

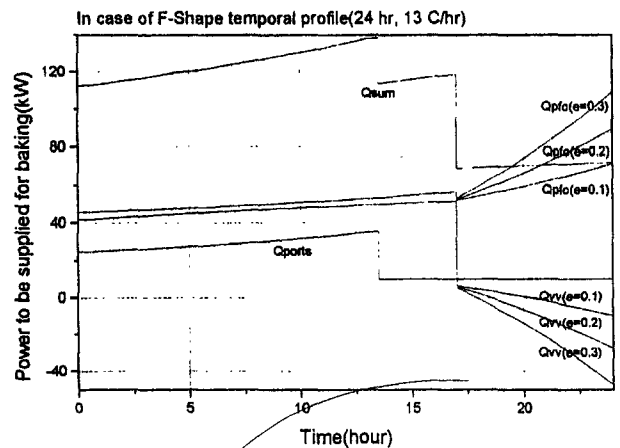


그림 8. Required heating power of PFC, VV, and ports to be supplied for bakeout (F, 13°C/hr).

동일하며 다만 수치적으로 차이를 보이고 있다.

직선적인 온도 상승모델에 근거한 필요 입열률 곡선은 시간에 따라 유연하게 변화하는데 반해 F자 온도 상

승모델의 경우 상당한 굴곡이 있어 입열률을 제어하는 측면에서의 어려움이 예상되며 전자의 경우에 비해 비효율적이라 판단된다.

직선적으로 증가하는 온도 상승모델에서 온도 상승률에 따른 필요 입열률의 총량을 비교해 볼 때 20°C/hour의 온도 상승률로 16시간 동안 가열하여 베이킹 목표온도에 도달하는 경우가 최대 170 kW정도의 입열률을 필요로 하는데 총 필요 입열률이 최대 320 kW인 40°C/hour 온도 상승률에 비해 적정하다고 판단되며 온도 상승률 20°C/hour는 일반적으로 거대 구조물의 베이킹에 큰 무리를 주지 않는 온도 상승률로 알려져 있다.

이러한 결과로부터 베이킹 계획으로서 장치 각 부분의 베이킹 목표온도까지 최대 20°C/hour의 온도 상승률로 일정하게 증가시키는 온도 상승모델이 적정하다고 판단되며 예상 베이킹 목표 온도 도달시간은 16시간 정도가 된다. 이 베이킹 온도상승 모델을 만족시키기 위해 장치 전체에 공급해야할 총 입열률은 최대 170 kW정도가 소요되리라 예상된다.

5. 가열 가스의 유량 · 온도 계산

이상의 베이킹 계획에 대한 온도 상승 곡선을 만족시키기 위해 0차원 모델에 준하여 계산된 필요 입열율을 가열가스를 통해서 공급한다는 측면에서 볼 때 실제 베이킹 시 예상되는 시간에 따른 질소가스의 온도와 유량을 미리 산출해 보고자 한다. 추가적으로 베이킹 시 질소가스의 유로는 진공용기 이중 벽 사이가 되기 때문에 이에 대한 열전달 해석 모델로써 진공용기의 내벽과 외벽을 각각 독립적인 열전달요소(길이가 유한한 동심 실린더)로 가정하여 해석을 수행하였다.

베이킹을 위해 공급되어야 할 가열가스의 시간에 따른 유량은 이전의 필요입열율에 대한 해석결과를 근거로 다음 식을 이용하여 산출이 가능하다.

$$\dot{m}_{gas} = \frac{Q_{reqVV}}{C_p(N_{gas})\Delta T} \quad (4)$$

여기서 ΔT 는 입구와 출구의 가스 온도차를 나타내며 30°C로 일정하다고 가정하였다. 그림은 플라즈마 대향 부품의 방사율에 따라 계산된 가열가스의 유량을 나타내고 있다.

질소가스의 시간에 따른 온도곡선은 진공용기 내벽과 외벽에 대한 에너지 보존 방정식을 이용하여 다음과 같이 얻을 수 있었다.

$$m_{VV} C_p \frac{\Delta T_{VV}}{\Delta t} = hA (T_{gas} - T_{VV})$$

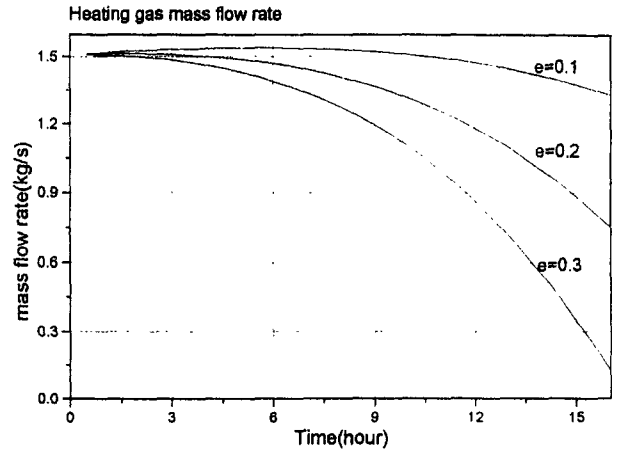


그림 9. Mass flow rate of hot nitrogen gas.

$$+ C_1(T_{PFC}^4 - T_{VV}^4) - C_2(T_{VV}^4 - T_{VV}^4) \quad (5a)$$

$$m_{VV} C_p \frac{\Delta T_{VV}}{\Delta t} = hA (T_{gas} - T_{VV}) + C_2(T_{VV}^4 - T_{VV}^4) - 5 \times C_3(T_{VV}^4 - 80^4) \quad (5b)$$

여기서 C_i 는 각 요소들 사이의 복사 열전달에 연관되는 상수로서 식 (2a)에 나타난 것과 같은 형태로 표시되며, 미지수는 굵은 글자로 나타내었다. 질소가스와 진공용기 이중 벽과의 대류 열전달 계수 h 는 KSTAR 진공용기의 폴로이달 방향 유동경로(poloidal flow channel)의 경우 유로 단면적이 일정하지 않아, 일정한 유량에 대해서 위치별 유속과 수력반경이 일정하지 않으므로 각 폴로이달(poloidal) 위치에 따라 레이놀드 계수(Re, Reynolds number)가 달라지고, 그에 따라 h 의 값도 큰 차이를 보이므로 hA 대신 $\int h \cdot dA$ 값을 사용하였다.

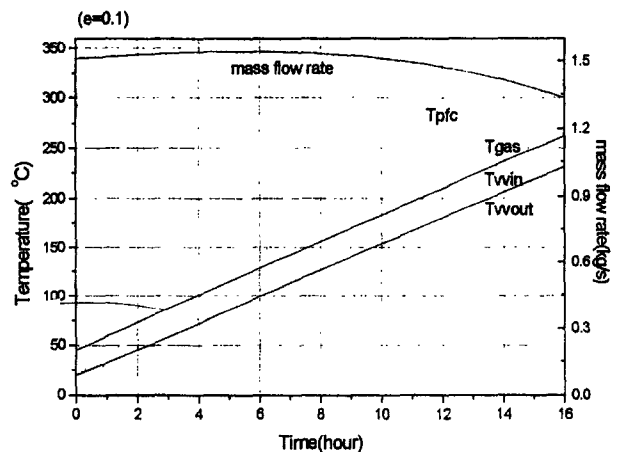


그림 10. N₂ gas and VV outer wall temperature, nitrogen gas mass flow rate (e=0.1).

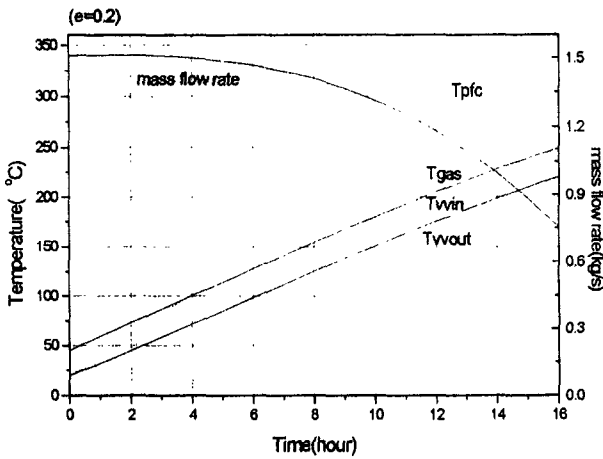


그림 11. N₂ gas and VV outer wall temperature, nitrogen gas mass flow rate (e=0.2).

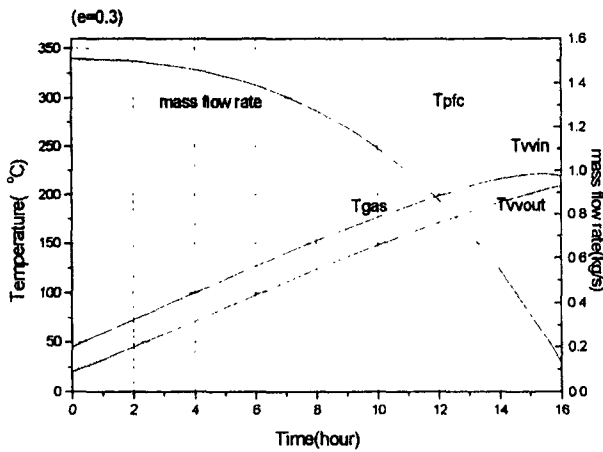


그림 12. N₂ gas and VV outer wall temperature, nitrogen gas mass flow rate (e=0.3).

그림 10, 11, 12는 플라즈마 대향 부품의 방사율에 따라 각각 계산된 가열가스의 온도와 유량의 변화를 나타낸다. 단, VV는 진공용기를, PFC는 플라즈마 대향 부품을 의미한다.

6. 결 론

토카막 핵융합 실험장치의 베이킹을 위해 장치 각 부

분에 공급해야할 필요 입열량을 장치 자체의 내부에너지 증가를 위한 열량과 복사 열전달량의 합으로서 계산하였다. 이종(異種)의 온도 상승 모델을 근거로 계산된 필요 입열률 곡선만으로 베이킹 계획을 결정하는데 무리가 있지만 질소 가스 유동 시스템을 주 베이킹 방식으로 이용하는 KSTAR 토카막 핵융합 실험장치의 경우 시간에 따라 입열률을 제어해야하는 측면에서 효과적인 온도상승 모델인 직선적으로 베이킹 목표온도까지 일정하게 증가하는 모델을 베이킹 온도상승 모델로서 제안하고자 한다. 온도 상승률은 일반적으로 큰 구조물의 균일한 가열에 무리가 없는 20°C/hr정도가 적절할 것으로 판단되며 이에 따를 경우 베이킹 목표 온도까지 도달하는데 16시간이 소요된다.

베이킹을 위해 진공용기 이중벽 사이로 공급해야 할 가열가스의 시간에 따른 온도는 진공용기 내벽과 플라즈마 대향 부품의 베이킹 온도 상승 곡선을 만족시키면서 진공용기보다 10~20°C정도 큰 값으로 계산되어 큰 온도차를 나타내지 않음을 알 수 있었다. 또 가열가스의 유량은 플라즈마 대향 부품의 방사율에 따라 차이를 보이지만 진공용기의 필요 입열률에 직접적으로 비례하여 시간에 따라 일정하게 감소하는 경향을 보였다.

현재의 베이킹 해석에 있어서는 0차원 모델을 이용하였으나 보다 실질적인 경향과 수치를 얻기 위해서 향후 고차원 모델의 해석을 수행할 예정이다.

참고문헌

- [1] 인상렬, 윤병주, 조승연, 'KSTAR 진공용기의 베이킹시 열응력 해석', 한국진공학회지, 7(4), 285 (1998).
- [2] 임기학, 김진춘, 한국 물리학회 회보, 16(2), 419 (1998).
- [3] 三戸 利行, 佐藤 定男, 前川 龍司, '低温工学', 32(11), 608 (1997).
- [4] J. P. Holman, 'Heat Transfer', 5th ed., McGraw-Hill, Singapore, 1981.

KSTAR 진공용기 시작품 제작관련 기술분석

조승연 · 김형섭 · 도철진 · 박종학 · 사정우 · 엄기원* · 유인근 · 윤병주** · 이강희
· 인상렬** · 임기학 · 임종연*** · 조창호* · 정영수 · 허남일

기초과학지원연구소, *한국중공업(주), **한국원자력연구소, ***한국표준과학연구원
(1999년 6월 26일 접수)

Assay of the fabrication technology of the KSTAR vacuum vessel mockup

S. Cho, H. S. Kim, C. J. Do, J. H. Park, J. W. Sa, K. W. Urm,* I. K. Yu, B. J. Yoon,**
K. H. Lee, S. R. In,** K. H. Im, J. Y. Lim,*** C. H. Cho,* Y. S. Jung, and N. I. Her

*Korea Basic Science Institute, *Korea Heavy Industries & Construction Co., LTD.,*

***Korea Atomic Energy Research Institute, ***Korea Research Institute of Standards and Science*

(Received June 26, 1999)

요 약 - 한국중공업(주)에서 수행한 KSTAR 진공용기 시작품 제작이 완성됨에 따라 제작과 관련된 종합 기술을 소개하고 분석하여 보았다. KSTAR 진공용기는 국내에서 제작경험이 없는 대형 진공용기이다. 따라서 이번 시작품을 통하여 구조물의 일체성과 원하는 초고진공을 얻기 위한 용접 방법을 시험하여 보았으며, 보강 리브와 이중벽, 그리고 다양한 종류의 포트들로 구성된 복잡한 구조물에 대한 가공 및 조립방법을 개발해 내었다. 용접부위에 기본적인 누출시험을 수행하였으며 사용된 용접방법이 시험기준을 통과함을 확인하였다. 또한 시작품의 주 목적중의 하나인 제작 전후 치수변경측정을 통하여 대형 진공용기 조립성 및 제작성을 검토하여 보았다. 이번 시작품 제작을 통하여 발생된 문제점을 파악하고 개선책을 마련함으로써 향후 KSTAR 진공용기 본 제품 제작할 때 반영코자 한다.

Abstract - KSTAR vacuum vessel mockup was fabricated by Korea Heavy Industries. The fabrication technology chosen for the mockup is introduced and assessed in this paper. KSTAR vacuum vessel is a huge vacuum chamber of 52 cubic meters never built in this country. Through the experience of the KSTAR mockup fabrication, welding methods for obtaining both ultra high vacuum and structural integrity of the large vacuum chamber are extracted. The fabrication and assembly techniques for the complicated structure composed of reinforced ribs, double walls and various ports are also developed. A nondestructive test on the welding spot was performed and the results show that no major leaks violating the criterion were found. The one of the main objectives of the mockup fabrication is to measure the dimensions of the structure before and after fabrication, which plays an important role in the fabrication and the assembly. By assaying the problems occurred during mockup fabrication, the KSTAR mockup will provide the techniques for the fabrication of the main vacuum vessel.

1. 서 론

KSTAR 진공용기는 [1] 토카막 시스템의 주요 요소중의 하나로서 플라즈마 형성을 위한 초고 진공 경계를 형성하고 플라즈마 인접벽과 극저온펌프(in-vessel cryopump), 내부코일(internal coil) 같은 내부 요소들을

구조적으로 지지하여 준다. 진공용기의 최저 기저 진공도는 5×10^{-9} Torr까지 유지할 수 있어야 하며, 또한 진공용기는 250°C로 베이킹하는 동안 1기압의 외부대기압과 4기압의 가열유체압력을 견딜 수 있어야 한다. 진공용기는 이중벽 구조로 되어 있으며 그 사이를 붕소(B)가 첨가된 물로 채우게 되며 이것은 초전도 코일과

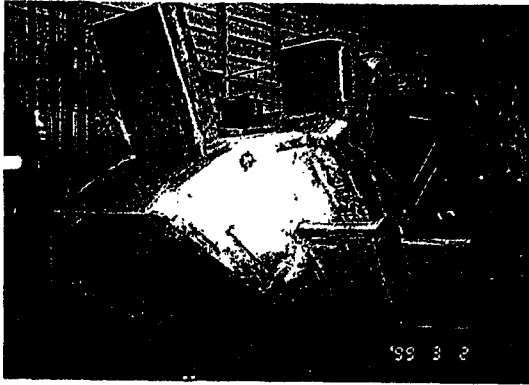


그림 1. KSTAR 진공용기 시작품.

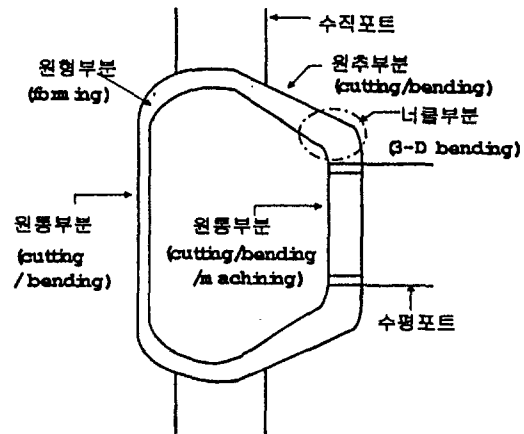


그림 2. 시작품 구성요소 및 제작방법.

절연체에 대해 중성자 차폐 역할을 하게 된다. 이러한 이중벽 구조는 단일벽 구조보다 재료를 감소시킬 수 있으며 또한 용접 두께를 감소시켜 진공용기의 비틀림과 잔류응력을 감소시킨다. 진공용기는 조립시 현장용접으로 연결된 4개의 사분원 섹터로 이루어져 있다.

진공용기 시작품은(그림 1) 용기 전체의 1/4 섹터인 90도 부분으로서 NB (neutral beam)포트를 포함하는 45도 섹터와 축소포트(reduced port)를 포함하는 45도 섹터가 각각 먼저 제작된 후 두 섹터가 용접되어 최종 완성되었다. 용접은 SMAW법과 GTAW법 등 [2] 두 가지 방법을 사용하였으며, 초기 용접 시는 용접 면적이 작기 때문에 GTAW법을 이용하였고, 마무리 용접과 같이 용접 면적이 넓고 거친 부분에는 SMAW법을 이용하여 용접하였다. 모든 용접이 완전통과 용접이기 때문에 구조적 안전 면에서 좋으나, 진공측면에서는 다소 미흡한 점이 있다.

시작품은 상하 대칭구조로서 원통부분, 원형부분, 원추부분, 너클부분(그림 2) 등으로 나뉘어지며 이 중 원형부분은 금형을 이용하여 성형하였고, 나머지 부분은 굽힘가공 후 절단작업을 하였다. 진공용기 조립은 안쪽과 바깥쪽 내벽부터 용접한 후 플로이달 리브를 용접하고 외벽을 용접한다. 수평포트와 수직포트를 위해 스테르브를 용접한 후 미리 용접해 둔 NB 포트 및 축소포트를 부착시켰다.

용접부위의 누출시험을 위한 방법으로, 용접주위 표면에서 개구하고 있는 홈에 적색 침투액을 침투시켜 침투 후 이 액을 홈의 개구로부터 빨아내어 용접부위 표면 상태에서 실제의 홈의 폭보다 확대한 홈의 지시모양으로 나타내게 하여 누출여부를 알기 쉽게 하는 액체 침투

탐상법을 적용하였다. 채용점을 필요로 하는 지시모양의 크기가 5 mm 이상인 부분은 발견되지 않았다. 진공용기 누출시험으로 초음파 검사와 방사선검사가 본제품 제작시 수행되어야 한다. 완성된 시작품에 대해 3군데의 위치에서 각각의 부분들에 대해 용접전후에 치수를 각각 측정하여 비교하였다. 또한 포트들에 대해서도 용접 전 후 치수를 각각 측정하였다. 이러한 측정은 줄자를 사용하여 측정하였으므로 차 후 3차원 정밀 측정이 수반되어야 한다. 본 논문에서는 진공용기 시작품 제작에 사용된 기술을 소개하고, 발생한 문제점을 기술하고 분석하였다.

2. 진공용기 재료

진공용기 시작품의 재질은 본 제품에 사용될 SUS 316LN으로 철과 크롬합금에 니켈 또는 망간이 면심 입방 격자(f.c.c) 형태로 첨가된다. 이 합금은 비자성이며 크롬과 니켈첨가로 내식성이 우수하며 열처리에 의한 변형이 없으므로 냉간 가공에 의해 경화된다. 또한 고용강화(solid solution hardening)의 형태로 폴리브덴이 첨가되어 고온강도 향상과 더불어 염화용액에서의 점부식(pitting)에 대한 저항성을 향상시킨다. 그리고 SUS 316LN은 0.1~0.16%의 질소 첨가로 크리프(creep)와 파괴강도를 향상시킨다.

이러한 오스테나이트 스테인레스강은 다른 종류의 스테인레스강 보다 용접성이 좋으며, 온도와 상관없이 상변태를 하지 않으므로 용접부위가 용접전보다 오히려 연성이 있고 튼튼하다. 시작품에 사용된 SUS 316LN의

표 1. 시작품에 사용된 재질인 SUS316LN의 구성 성분 및 기계적 특성

| | | Composition (%) | | | | | | | | | |
|-----------|--|-----------------------|------|----------------|-----------|----------------|-------|-----------------------|---------|-----------|----------|
| | | C | Mn | Si | Cr | Ni | P | S | Mo | N | Fe |
| SUS 316LN | | 0.03 | 2.00 | 1.00 | 16.0~18.0 | 10.0~14.0 | 0.045 | 0.03 | 2.0~3.0 | 0.10~0.16 | Balanced |
| | | Mechanical properties | | | | | | | | | |
| | | Tensile strength | | Yield strength | | Elongation (%) | | Reduction in area (%) | | | |
| | | MPa | Ksi | Mpa | Ksi | 60 | | 70 | | | |
| | | 515 | 75 | 205 | 30 | | | | | | |

조성과 기계적 특성이 표 1에 나타나 있다.

3. 용접 방법 및 용접 절차 사양

용접은 진공쪽에서 하는 것을 원칙으로 하였고 대부분의 용접부위가 구조적 이음매 역할이 중요시 되었으므로 완전투과용접을 GTAW 법과 SMAW법을 사용하여 한국중공업(주)에 특별히 마련한 청정실에서 수행하였다. GTAW 법은 [2] TIG 용접이라고도 하는데 비소모성 텅스텐 용접봉과 모재 사이의 아크 열에 의해 금속을 합체 시키는 방법으로 용접봉의 보호와 용접 구역은 아르곤이나 헬륨과 같은 비활성 가스에 의해 형성된다. 이는 매우 깨끗한 용접면을 가질 수 있어 여러 토카막 제작에도 사용되는데 다소 흠으로는 용접속도가 느려 시간이 많이 소요된다는 점이다. GTAW법은 용접 초기 시에 사용하였으며 기타 시작품 제작시 사용된 용접환경조건은 용접절차사양서에 [3] 나타나 있다.

SMAW법은 [2] 용접봉과 용접 되는 기저금속사이에서 발생하는 전기 아크의 열에 의해 금속을 합체 시키는 방법으로 용접봉의 중심에는 심선이라는 것이 있는데 이는 전류를 흐르게 하며 용접부위에 용가제로 사용된다. SMAW법은 TIG 용접을 수행한 후 사용하였으며 시작품 제작시 사용된 상세한 사양은 용접절차사양서에 [3] 나타나 있다.

4. 진공용기 가공 및 조립 방법

진공용기 시작품은 상하 대칭구조로서 원통부분, 원형부분, 원추부분, 너클부분(그림 2) 등으로 나뉘어 진다. 이중 원형부분은 태광밴드(주)에서 금형(그림 3)을 제작하여 열간 성형가공을 통해 만들어 졌고, 나머지 부분은 세안정공(주)에서 굽힘가공 및 절단작업을 통해 제작되었

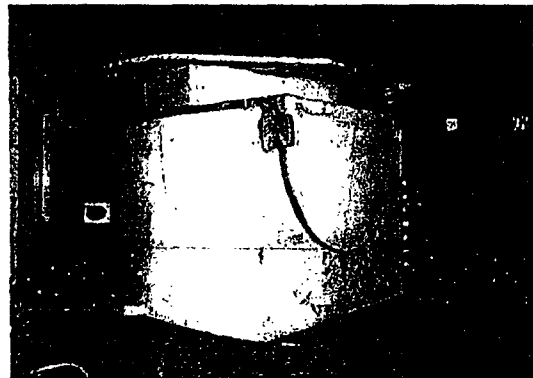


그림 3. 시작품의 원형부분의 성형제작을 위한 금형 및 프레스.

다. 이러한 가공시 주의해야 할 점은 용접후의 치수 변형을 고려하여 설계시 허용오차를 충분히 반영해야 한다. 특히 너클부분과 같이 폭과 반경이 작은 부위는 3차원 굽힘가공을 통해 제작되었으나 제작오차가 크고 용접변형이 심하기 때문에 본 제품 제작시 성형작업을 하는 것이 작업 효율면이나 정확도에 있어서 바람직할 것이다.

진공용기 시작품 조립은 그림 4에서 보여진 순서와 같이 크게 9단계로 나뉘어 수행되었다.

- 1) 진공용기 안쪽의 내벽과 상, 하부의 성형 제작된 원형부분을 취부한 후 용접 한다.
- 2) 진공용기 바깥쪽 내벽 중간부분과 3차원 굽힘가공한 너클부분을 취부한 후 용접한다. 이때 두개의 토로이달 링을 함께 용접 한다.
- 3) 진공용기 내벽의 원추부분과 상, 하부의 성형부분 그리고 너클부분을 취부한 후 용접한다. 이로서 진공용기 내벽용접을 완료 한다. 내벽 용접이 완료 되면 내부에 지그(jig/fixture)를 설치하여 용접 변형을 방지한다.
- 4) 이 진공용기 내벽에 폴리이달 리브를 용접 한다. 이 때 리브의 곡률과 내벽의 곡률이 잘 맞지 않았으므로

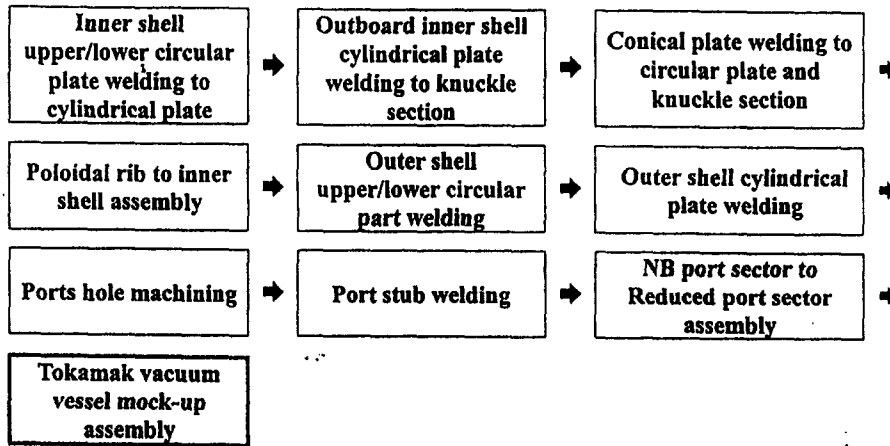


그림 4. 진공용기 시작품 조립 방법 및 순서.

설계 시 충분한 허용오차를 주고, 가공 후에도 정확한 치수체크가 필요하다.

5) 내벽과는 달리 여러 조각으로 이루어진 상, 하부의 반구 형 외벽을 폴로이달 리브위에 용접한다. 이 때 안쪽의 외벽도 함께 용접 한다. 바깥쪽 외벽의 경우, 여러 단품으로 나뉘어져 있어서 용접심이 많이 필요하며 또한 전체적인 외벽 곡률이 맞지 않는 경우가 발생하였다. 따라서 본 제품 제작시에는 단품의 수를 최소한으로 줄이는 방법을 강구해야 할 것이다.

6) 바깥쪽 원통부분의 외벽을 용접 한다. 이렇게 내벽과 외벽이 용접 된 후 보강재를 설치하여 용접변형을 방지하였다.

7) 수평포트와 수직포트를 위한 홀 가공은 플라즈마 절단을 이용 한다. 포트 절단시 오차를 최소화하기 위해 실제 포트를 가공면 위에 올려놓고 치수체크 후 절단한다.

8) 홀 가공 구멍에 포트 스텐브와 미리 용접해둔 포트를 용접 한다.

9) 각각 만들어진 45도 섹터들을 서로 용접하여 90도 섹터의 진공용기 시작품을 완성 한다.

5. 용접부위 검사방법

일반적으로 널리 쓰이는 용접부위의 검사방법은 초음파검사(UT, ultrasonic examination), 방사선검사(RT, radiography examination), 액체침투검사(PT, liquid-penetrant examination) 등이 [2] 있다. 먼저 초음파검사를 실시하고 이 검사로 분열특성이 감지되면 액체침투검사

및 방사선검사를 한다. 시작품에 사용된 검사방법으로는 가압용기에 널리 쓰이는 방법으로, 표면으로 개구하고 있는 홈에 적색 물질을 포함한 침투액을 침투시켜 침투 후 이 액을 홈의 개구로부터 빨아내어, 시험체 표면에 실제의 홈의 폭보다 확대한 홈의 지시모양으로 나타내게 하여 알기 쉽게 하는 PT법이다.

사용된 침투액은 ASME Section V, ARTICLE T-625에 따라 선택되었으며, 검사 전에 세척제를 천에 묻혀 용접부위를 깨끗이 닦아 내었고 3분 이상 건조 시켰다. 침투액을 용접부위에 적용시킨 후 약 10분 정도 지난 후 건조시키고 현상제를 표면에 분사하였다. 약 15분 후에 현상제와 반응하는 침투액의 크기를 측정하여 용접부위의 결합정도를 판정하였다. 검사 결과 재용접을 요구하는 크기인 5 mm 이상의 지시모양이 발견되지 않았다. 액체침투검사가 완료된 직 후 검사 표면은 솔벤트로 적신 깨끗한 천으로 불순물을 완전히 닦아 내었다.

진공용기 시작품의 용접부위에 검사방법으로 적용된 PT 방법은 일반적으로 초고진공 용기의 용접부위의 누출시험 검사방법으로는 적합하지 않다. 그 이유는 크랙 혹은 용접부위의 결합에 스며든 침투액으로 인해 기공속에 갇혀있는 입자 혹은 가스가 빠져 나오지 못하는 경우가 발생하므로 진공도에 영향을 끼칠 수 있기 때문이다. 따라서 진공용기 본 제품 제작시 UT 나 RT를 사용해야 한다.

6. 시작품 용접변형량 측정

시작품의 각 부분들은 단품으로 제작되어 서로 용접

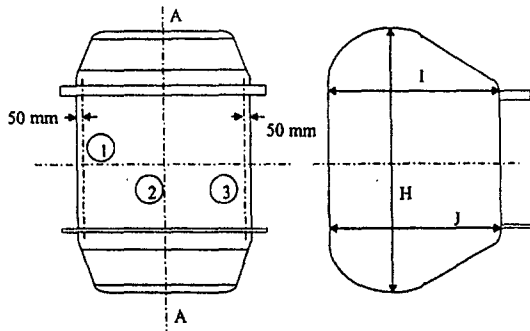


그림 5. 용접 전후 치수 변형 측정 위치.

된 후 내벽과 외벽이 완성되고 포트를 추가하여 최종 조립품이 완성되었다. 이때 각각의 조립 단계에서 용접 전후의 치수를 줄자를 사용하여 측정하였으며 측정 오차

는 ±3 mm이다. 그림 5에는 측정 위치가 나타나 있으며 각 위치에서 측정된 치수는 표 2~5에 정리되어 있다.

표 2에는 내벽을 조립할 때 두개의 45도 섹터 각각에 대해 3군데 위치에서 용접 전후 치수와 오차(%)가 정리되어 있다. 최대오차는 NB 섹터의 J 위치(그림 5)에서의 길이로서 1.6%의 오차가 발생되었다. 또한 완성된 내벽에 모든 포트들을 용접하기 전후에 동일한 위치에서 변형을 측정하여 그 결과를 표 3에 정리하여 놓았다. 최대 오차는 0.49%로 축소포트섹터의 J 위치에서 발생하였다. J 위치에서 많은 양의 오차가 발생된 이유는 다중분기관이 설치된 부분으로 많은 용접이 이루어졌기 때문이다. 다음으로 외벽이 리브에 부착될 때 용접 전후 치수를 측정하였고 표 4에 그 값들과 오차들이 나타나 있다. 최대오차는 0.43%로 높이(H)에서 최대 변형이 발생

표 2. 내벽 조립을 위한 용접 전후에 측정된 치수 및 오차

| 구분 | 측정위치 | 용접 전 치수(mm) | | | 용접 후 치수(mm) | | | 오차(%) | | |
|----------|------|-------------|------|------|-------------|------|------|-------|------|-------|
| | | H1 | I1 | J1 | H2 | I2 | J2 | H | I | J |
| NB 포트 섹터 | ① | 3193 | 1626 | 1636 | 3181 | 1622 | 1610 | 0.38 | 0.25 | 1.56 |
| | ② | 3190 | 1626 | 1627 | 3181 | 1620 | 1612 | 0.25 | 0.37 | 0.92 |
| | ③ | 3190 | 1627 | 1627 | 3182 | 1621 | 1611 | 0.25 | 0.37 | 0.98 |
| 축소 포트 섹터 | ① | 3196 | 1628 | 1620 | 3177 | 1626 | 1626 | 0.59 | 0.12 | -0.37 |
| | ② | 3196 | 1627 | 1628 | 3177 | 1626 | 1625 | 0.59 | 0.06 | 0.18 |
| | ③ | 3196 | 1628 | 1629 | 3174 | 1626 | 1627 | 0.69 | 0.12 | 0.12 |

표 3. 내벽에 리브 부착을 위한 용접 전후에 측정된 치수 및 오차

| 구분 | 측정위치 | 용접 전 치수(mm) | | | 용접 후 치수(mm) | | | 오차(%) | | |
|----------|------|-------------|------|------|-------------|------|------|-------|------|------|
| | | H1 | I1 | J1 | H2 | I2 | J2 | H | I | J |
| NB 포트 섹터 | ① | 3183 | 1622 | 1610 | 3184 | 1620 | 1609 | -0.03 | 0.12 | 0.06 |
| | ② | 3180 | 1620 | 1612 | 3180 | 1619 | 1609 | 0 | 0.06 | 0.19 |
| | ③ | 3181 | 1621 | 1611 | 3176 | 1618 | 1611 | 0.16 | 0.19 | 0 |
| 축소 포트 섹터 | ① | 3177 | 1625 | 1625 | 3173 | 1622 | 1624 | 0.13 | 0.18 | 0.06 |
| | ② | 3180 | 1626 | 1626 | 3175 | 1623 | 1620 | 0.16 | 0.18 | 0.37 |
| | ③ | 3176 | 1626 | 1627 | 3172 | 1624 | 1622 | 0.13 | 0.12 | 0.49 |

표 4. 외벽을 리브에 부착시키는 용접 전후에 측정된 치수 및 오차

| 구분 | 측정위치 | 용접 전 치수(mm) | | | 용접 후 치수(mm) | | | 오차(%) | | |
|----------|------|-------------|------|------|-------------|------|------|-------|-------|------|
| | | H1 | I1 | J1 | H2 | I2 | J2 | H | I | J |
| NB 포트 섹터 | ① | 3184 | 1620 | 1610 | 3170 | 1620 | 1609 | 0.44 | 0 | 0.06 |
| | ② | 3180 | 1619 | 1609 | 3169 | 1619 | 1609 | 0.35 | 0 | 0 |
| | ③ | 3176 | 1618 | 1611 | 3166 | 1618 | 1611 | 0.31 | 0 | 0 |
| 축소 포트 섹터 | ① | 3176 | 1622 | 1624 | 3165 | 1628 | 1620 | 0.25 | -0.37 | 0.25 |
| | ② | 3174 | 1623 | 1621 | 3164 | 1624 | 1620 | 0.32 | -0.06 | 0.06 |
| | ③ | 3172 | 1622 | 1620 | 3163 | 1625 | 1619 | 0.28 | -0.18 | 0.06 |

표 5. 모든 포트류 용접 전후에 내벽에서 측정된 치수 및 오차

| 구분 | 측정위치 | 용접 전 치수(mm) | | | 용접 후 치수(mm) | | | 오차(%) | | |
|-----------|------|-------------|------|------|-------------|------|------|-------|-------|------|
| | | H1 | I1 | J1 | H2 | I2 | J2 | H | I | J |
| 시작품 전체 | ① | 3152 | 1611 | 1618 | 3152 | 1610 | 1618 | 0 | 0.06 | 0 |
| | ② | 3150 | 1621 | 1617 | 3150 | 1620 | 1615 | 0 | 0.06 | 0.12 |
| | ③ | 3151 | 1624 | 1621 | 3147 | 1625 | 1620 | 0.13 | -0.06 | 0.06 |

되었음을 알 수 있다. 마지막으로 모든 포트들과 2개의 45도 섹터를 연결한 후 치수를 측정된 결과가 표 5에 정리되어 있다. 이 경우 용접 전후의 치수들이 0.1%이하의 오차 내로 들어오지만 측정된 절대값들은 표 3-5에서 보여진 최종 조립단계의 값들과는 최대 20 mm 까지 차이가 발생되었다. 이는 포트를 붙이고 두 섹터를 연결하는데 상당한 조정작업이 이루어졌음을 나타낸다.

7. 시작품 제작시 문제점 및 개선책

대형 토카막 진공용기의 일환으로 시작품이 국내에서 처음 제작됨에 따라 발생한 어려움과 더불어 설계 미비, 외주업체 선정 착오로 인한 가공 단품의 치수불량 등 여러 시행착오를 경험 했다. 따라서 시작품 제작시 경험한 다음과 같은 문제점을 정리하여 본 제품 제작 시 반영하고자 한다. 첫째로, 가공 단품들의 치수불량으로 인해 취부 및 용접시 상당한 어려움이 발생하였는데, 이를 방지하기 위해 상세한 설계 요구 및 단품 가공시 치수 체크에 신중을 기해야 할 것이다. 둘째로, 용접심 과다로 인한 용접 시간 과다소요 및 용접변형이 많이 발생하였으므로 보다 단순한 용기형상설계를 통해 용접심을 최소화하여 용접시간 단축 및 변형량을 최소화할 필요가 있다. 셋째로, 각 단품의 용접 수축량(약 3 mm/seam)을 고려하여 설계하여야 한다. 또한 내벽과 외벽을 용접할 때 양끝단에 심한 변형이 유발할 가능성이 높으므로 지그를 내벽 용접뿐만 아니라 전체 조립시에도 정확하게 만드는 것이 매우 중요하다. 넷째로, 도면에 나타난 치수에 따라 포트 스테브 구멍을 가공하면 후공정인 스테브 용접시 많은 교정작업 필요하기 때문에 조립된 섹터 위에 스테브를 올려놓고 스테브 형상에 따라 마킹/커팅하면 수정시간 단축 및 품질향상을 꾀할 수 있다. 마지막으로, 이번 시작품의 경우 초고진공 용기에 필요한 용

접부위 처리 및 표면거칠기 처리 등이 전혀 이루어지지 않았다. 이를 위해서 용기 소재부터 표면처리에 유의하여야 하며 용접시 표면에 영향이 최소화하도록 해야 할 것이다.

8. 결 론

대형 진공용기 시작품이 국내에서 처음 제작됨에 따라 이와 관련된 용접방법, 조립기술, 용접부위 검사 방법 등에 대해 살펴보았다. 진공용기 시작품을 제작함으로써 다음과 같은 기술적 파급효과를 얻을 수 있었다. 즉, 초고온 진공 용기 설계 기술 개발, 대형 고진공 용기 제작 공정 및 조립 기술 개발, 고진공 용기 제작을 위한 초정밀 용접 및 가공 기술 개발 등이다. 그러나 초고진공용기를 얻기 위해서는 표면처리, 용접의 신뢰성 및 적합성, 세정 등과 같은 기술들이 질실히 요구되는데 이번 시작품을 제작을 통해서 이러한 기술들이 적용되지 못한 점이 매우 유감이다. 따라서 진공용기 시작품을 통해 얻은 문제점을 분석, 보완하여 본제품 제작시 용접 변형을 감안한 설계, 용접심의 최소화 하는 방법, 보다 철저한 표면처리 및 검사를 수행하여 요구되는 KSTAR 진공용기를 제작하여야 할 것이다.

참고문헌

- [1] 인상렬, 윤병주, 조승연, KSTAR 진공용기의 베이킹시 열응력해석, 한국진공학회지 7(4), (1998).
- [2] H. B. Cary, Modern Welding Technology, 4th Edition, Prentice Hall, New Jersey (1998).
- [3] 조창호, 엄기원, 1998년 3/4분기 기술개발과제 완료 보고서 : 핵융합을 위한 토카막 구조 설계 및 시스템 통합, 한국중공업, (1998).

KSTAR 진공용기의 베이킹시 열응력해석

인상렬 · 윤병주 · 조승연*

한국원자력연구소, *기초과학지원연구소
(1998년 7월 3일 접수)

Thermal stress analysis of the KSTAR vacuum vessel during bake-outs

S. R. IN, B. J. Yoon, S. Y. Cho*

Korea Atomic Energy Research Institute, *Korea Basic Science Institute
(Received July 3, 1998)

요 약 - KSTAR 토카막용 진공용기는 토러스형으로써 내부에 사람이 들어가 작업할 수 있는 큰 종단면을 갖고 있다. 이 용기는 불순물이 적은 깨끗한 플라즈마 발생을 위해 기저압력이 초고진공이어야 하며 각종 플라즈마 대향부품을 포함해서 용기전체를 350°C까지 베이킹하는 것으로 계획되어 있다. 진공용기의 형태가 삼차원적으로 복잡하고 토카막 가동중 용기에 걸리는 다양한 힘을 해소하기 위해 지지구조물이 설치되어 있으며 균일한 온도분포를 만들기 어려워서 베이킹시 큰 열응력이 발생할 것으로 예상된다. 이 논문에서는 진공용기의 불균일한 온도분포와 지지구조의 구속조건에 따라 열응력이 어떻게 변하는가를 살펴보고 가능한 해결책을 제시하려고 한다.

Abstract - The vacuum vessel of the KSTAR tokamak has a so large poloidal cross-section that workers can enter into the inside the vessel. To produce a clean plasma with low impurity concentrations it is planned that the whole vessel including plasma facing components will be baked out at 350°C and the base pressure of the vessel will be kept in the range of ultra high vacuum. Large thermal stresses are expected during bake-outs due to a three-dimensionally complex structure of the vessel, consequent nonuniformity of the temperature distribution and support systems to resist forces acting on the vessel. In this report variations of the thermal stress according to temperature gradients on the vessel and constraint conditions of supporting structures are studied and some possible counterplans are discussed.

1. 서 론

KSTAR 토카막용 토러스 진공용기는[1, 2] 주변경(중심축에서 용기 종단면 중심까지의 거리)이 2 m, D형 종단면의 폭과 높이가 1.9 m 및 3.4 m에 이르며 주원주 길이는 13 m, 용기내부면적은 98 m², 부피는 52 m³ 또 무게는 33 톤으로 규모가 매우 크다. 용기재료는 스텔레스강 316 LN이다. KSTAR 진공용기는 내부에 디버터(divertor), 리미터(limiter), 수동제어판(passive plate) 등 각종 플라즈마 대향부품(plasma facing component, PFC)들을 포함한 여러 가지 용기내 부품들이 설치된다. 진공용기는 사람이 안으로 들어가 작업할 수 있도록 충분한 공간을 확보하고 있으며 적도면을 따라 부착되어 있는

대형 포트들중 하나를 통해 접근이 가능하도록 설계되고 있다. 용기 주위에는 이외에도 진공배기, 가열, 진단, 냉각수 및 냉매(액체헬륨과 액체질소) 유입, 각종 신호선 도입등 다양한 목적을 위해 70 여개의 크고 작은 포트들이 마련된다. Fig. 1은 KSTAR 장치 전체 구성도 및 진공용기의 개념도다.

KSTAR 진공용기는 깨끗한 플라즈마를 발생하고 유지하는 데 필수적인 좋은 진공상태를 제공하고 플라즈마로부터 방출되는 입자와 열을 처리하며 토카막 가동중 발생하는 막대한 전자기력을 견뎌야 한다. 장치에 궁극적으로 중수소를 연료로 쓸 계획이므로 방사선 특히 중성자 차폐에 대한 대책도 필요하다. KSTAR 진공용기는 용기 몸체가 이중벽으로 되어 있다. 비교적 얇은 두

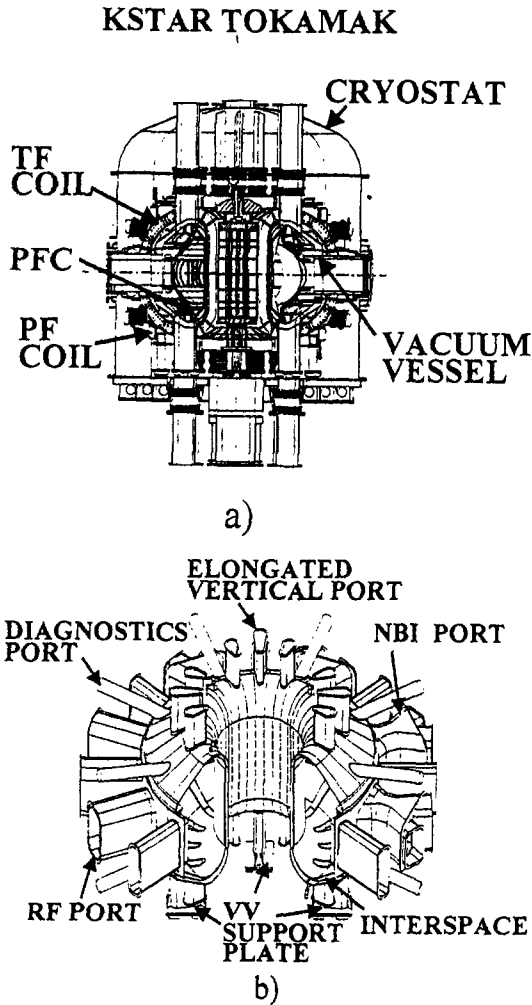


Fig. 1. a) KSTAR 토카막 장치의 전체 구조도 및 b) 진공용기의 개념도. 토카막은 외각으로부터 극저온용기(cryostat), 폴로이달 전자석(PFC), 토로이달 전자석(TFC), 진공용기(VV), 플라즈마 대향부품(PFC) 등으로 구성되어 있다. 진공용기는 단면이 유사 D형이며 배기, 중성입자입사 및 고주파가열, 각종 플라즈마 진단, 냉각수 도입 등을 위해 다양한 종류의 포트들을 가지고 있다. 90도마다 한 개씩 있는 대형 하부 수직포트는 지지구조를 겸하도록 설계되어 있다.

장의 표피안에는 보강재들이 뼈대를 구성하고 있어 사용재료를 줄이면서도 충분한 기계적 강도를 발휘할 수 있다. 특히 중간에 물을 채워 중성자를 차단할 수 있고 뜨거운 기체를 흘려 용기를 가열할 수 있는 이점이 있다. 초전도 전자석을 쓰고 있는 KSTAR는 중성자에 의한 핵반응열이 초전도상태를 깨뜨릴 위험이 있어 충분한 차폐두께가 요구되므로 용기 바깥부분(중심축에서 먼 쪽)은 벽두께를 30 cm로 했다. 반면에 용기 중심축쪽

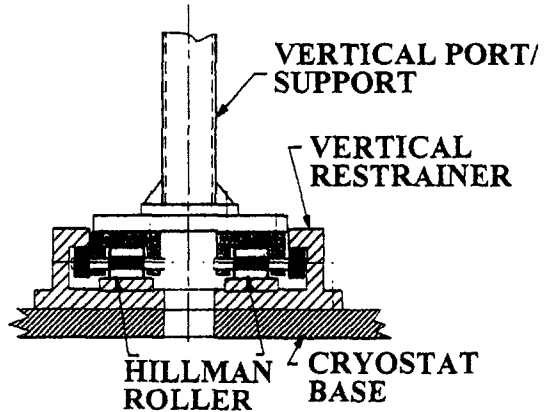


Fig. 2. 하단부 대형 수직포트는 포트 옆면에 용접되어 있는 지지판과 극저온용기를 관통해서 대기측으로 나가고 지지판은 지름방향으로는 이동이 가능하지만 상하로는 거의 구속되는 구조를 가진 힐먼롤러(Hillman roller)를 채용한 지지구조물위에 얹혀진다.

은 전자석설치 공간을 확보하기 위해 벽의 두께를 5 cm로 정했다.

용기는 90도 마다 1개씩 있는 대형 수직포트가 지지대를 겸하도록 설계되어 있다. 수직포트 중간에 수평판을 대고 그것을 구조물위에 올려놓는 방식을 취하고 있는데 이때 베이킹시 용기의 열팽창을 수용하기 위해 지름방향으로는 미끄러지고 다른 방향으로(상하 및 원주방향)은 움직임을 제한한 특별한 부품을 사용하는 것으로 계획되어 있다(Fig. 2).

주반경에 따라 두께가 변하는 이중벽 구조와 각종 포트들의 존재는 베이킹시 균일한 온도로 가열하는 것을 어렵게 만들 것으로 생각된다. 또 포트들은 현재 특별한 가열방식이 마련되어있지 않은데 만일 지지대로 사용하는 포트가 용기연결부와 지지판사이에 온도차가 있으면 비록 용기의 온도가 균일하게 올라간다고 해도 열팽창의 총합이 지지판을 기울어지게 하려고 할 가능성이 높고 따라서 지지판이 지름방향으로 원활하게 움직이리라고 기대할 수 없다. 더군다나 용기의 온도자체가 불균일하다면 이런 현상은 더욱 커질 것이다. 이런 이유들 때문에 용기와 지지대 겸용 수직포트에는 큰 열응력 발생이 우려된다.

이 논문에서는 용기온도분포를 열전달 계산결과에 의거해 모델화하고 최대값과 편차를 변화시키면서 온도 불균일에 의해 용기에 발생하는 열응력을 구하여 적절한 베이킹 조건을 찾아내고 수직포트의 온도차를 변화시켜 가면서 포트의 열응력을 구한 후 지지판을 곡면으

로 모델링하여 상하자유도를 부여할 때 과연 열응력이 감소하는가를 분석함으로써 지지구조물 개선방안을 제시하고 있다.

2. 토카막 진공용기의 진공특성 및 베이킹의 필요성

토카막에서 플라즈마는 토로이달 방전 단독으로 또는 전자공명(electron cyclotron resonance, ECR) 예비전리의 도움을 받아 $10^{-1} \sim 10^{-3}$ Pa 영역에서 발생한다. 동작압력은 비록 낮은 고진공에 해당하지만 여러 가지 이유로 토카막의 기저진공도는 $10^{-6} \sim 10^{-7}$ Pa의 초고진공이 되지 않으면 안된다. 진공용기의 잔류기체는 일반적으로 H_2 , H_2O , CO , CO_2 , CH_4 등으로 구성된다. 고진공 영역에서는 물이, 초고진공 영역에서는 수소가 주를 이루는 것이 보통이다. 토카막 진공용기에서는 수소(또는 수소 동위 원소)를 연료로 사용하므로 불순물(수소이외의 원소)의 농도를 1% 이하로 낮추는 것은 어렵지 않은 것으로 보인다. 이것은 물론 플라즈마가 없는 상태에서는 맞지만 토카막 운전중의 소위 뜨거운 진공(hot vacuum)상태에서는 플라즈마 입자 또는 방사파가 주변의 벽에 부딪히고 유도탈리(stimulated desorption)현상에 의해 많은 기체가 방출되는데 그 중에는 CO , CO_2 등이 평상시보다 많이 차지하고 있어서 불순물농도가 급격히 높아진다.

이들 불순물의 C 및 O, 또 스퍼터링(sputtering)에 의해 용기벽에서 떨어져 나온 Fe 분자등은 플라즈마 내에서 전리되어 수소 이온에 공급되어야할 에너지를 가로채고 여러 가지 형태로 전자파를 방사하여 에너지 손실을 일으킨다. 플라즈마 발생초기 온도가 낮을 때는(< 0.1 keV) 전리가 불완전하므로 전자의 여기와 천이에 의한 선방사(line radiation)가 강하고 온도가 어느정도 올라가면(≤ 1 keV) 재결합(recombination)방사가 강해지며 온도가 매우 높아지면(> 10 keV) 제동복사(Bremsstrahlung)가 증가한다[3]. 어떤 불순물이 완전히 전리되어 전하량이 Z이고 농도가 f라고 하면 연료입자수는 $1/fZ$ 만큼 줄어드는 반면 제동복사는 $1/fZ + fZ^2$ 만큼 커진다. 제동복사외에도 방사강도는 모두 원자번호 Z가 높을수록 커지므로 고-Z 물질의 유입을 극소화해야한다. 따라서 토카막용기가 초고진공에서 관리되지 않으면 깨끗한 플라즈마를 얻을 수 없고 플라즈마를 고온으로 가열하거나 더 나아가 열핵융합상태에 도달할 수 없다.

플라즈마중 불순물이온의 실질적 영향을 나타내는 파

라미터에 유효전하량 Z_e 가 있는데 $Z_e = 1 - \sum f_k \langle Z \rangle_k + \sum f_k \langle Z^2 \rangle_k$ 으로 정의된다. $\langle \rangle$ 는 어떤 온도에서의 평균값이고 첨자 k는 수소외의 다른 원소들을 나타낸다. 예를 들어 온도가 1 keV인 플라즈마중 산소와 탄소이온의 농도가 각각 2% 및 1%라면 이들은 완전히 전리되어 $\langle Z \rangle$ 가 8 과 6, $\langle Z^2 \rangle$ 이 64와 36이므로 Z_e 는 2.42로 계산된다. 차세대 토카막들은 Z_e 를 2이하로 낮추는 것을 설계기준으로 삼고 있다. 용기벽을 플라즈마에 가능하면 노출시키지 않고 내부에 베릴륨이나 탄소로 방호판을 설치하는 것은 고-열부하를 견디는 것 외에 Z_e 를 줄이려는 의도도 있다.

불순물은 결국 플라즈마 발생, 플라즈마의 안정성, 입자 및 에너지 밀폐 등에 악영향을 미치므로 이를 가능한 한 억제하지 않으면 안되지만 발생경로를 모두 완벽하게 차단하는 것은 쉽지 않다. 불순물은 연료기체와 가열용 증성입자빔에 들어 있을 수도 있고 공기 누설, 배기계로 부터의 역류로도 가능하지만 이들은 적절한 기구를 사용하고 세심하게 공정을 처리함으로써 충분히 억제할 수 있다. 그러나 용기벽으로부터 나오는 불순물은 용기의 재료제조 및 가공공정에서 최선의 처리(진공야금, 무유 가공, 표면 에칭, 고온 굽기 등)를 한다고 해도 만족할 만큼 줄이는 것이 쉽지 않다.

이때 용기 베이킹과 방전세정이 용기조립후에도 지속적으로 용기벽의 불순물 농도를 낮추어 플라즈마로의 유입양을 줄이는 효과적인 방법이 될 수 있다. KSTAR 진공용기도 방전세정을 채택하는 것은 물론 350°C 에서 베이킹 하는 것으로 계획하고 있다. 용기 자체만은 사실 이런 온도까지 올리지 않아도 되지만 용기내에 설치된 PFC의 재료로 사용되는 탄소의 베이킹 온도와 형평을 맞춘다는 의미가 있다. 이런 온도까지 가열하는 방법으로 고온 질소를 용기 이중벽 사이로 흘려주는 방법과 저항가열 코일에 저주파 교류전류를 흘려 용기를 유도가열하는 방법을 생각하고 있는데 이들을 단독으로 또는 병행해서 사용할 때의 장단점을 비교하고 있는 단계다. 용기를 350°C 로 가열하는 데 약 10 시간이 소요되고 그 온도로 계속 유지하는 데 약 100 kW가 필요하리라고 예측된다.

3. 진공용기 베이킹시 예상되는 문제점

아무리 단순한 용기라도 전체를 노안에 넣고 가열하지 않는 한 균일한 온도를 얻는 것은 힘들다. 토카막의

토러스형 진공용기와 같이 삼차원적으로 매우 복잡하고 수많은 구멍과 부착물이 존재하는 경우 온도차가 발생하는 것을 피할 수 없다. 토러스형 진공용기는 중심축 쪽에 비해 주변경이 큰 바깥쪽이 원주길이가 긴 만큼 재료량이 많아서 같은 열량이 공급된다면 온도가 낮아질 수밖에 없다. 유도가열방식을 사용하는 경우도 원주길이가 긴 쪽은 일주저항이 커서 발열량 자체도 낮을 것으로 예견된다.

온도차 즉 온도기울기가 있다고 열응력이 발생하는 것은 아니다. 열응력은 온도상승에 의한 열팽창 때문에 발생하는 것이 아니라 늘어나야 할 것이 늘어나지 못할 때 또는 그 반대일 때 일어난다[4]. 예를 들어 평판이 있을 때 한쪽 면에 균일하게 열이 가해지고 반대쪽은 일정 온도로 냉각시키면 가열되는 표면에서 가장 온도가 높고 반대면에 이르기까지 거의 직선적으로 온도가 낮아지며 열팽창에 의해 판은 열이 가해지는 쪽으로 볼록하게 원형으로 휜다. 만일 두께방향으로 존재하는 임의의 온도분포에 따라 예상되는 열팽창의 양이 위와 같은 억제된 형상의 변형량과 맞지 않는다면 열응력이 발생하는 것이다. 덜늘어난 부분(더 늘어나야 하는 부분)은 압축력을, 더 늘어난 부분(덜 늘어나도 되는 부분)은 인장력을 받는다.

단순한 물체의 경우 열응력은 온도기울기에 수직방향으로 발생하지만 토카막 진공용기의 경우는 좀더 복잡한 양상이 된다. 예상하는 대로 토러스 용기의 중심축쪽 온도가 더 높다면 열팽창의 결과 중심축쪽 원주는 많이 늘어나고 주변경이 큰 쪽 원주는 적게 늘어나게 되어 용기의 폭이 열팽창은 커녕 실질적으로 줄어드는 현상이 일어난다. 이때 마치 수평방향으로 양쪽에서 누르는 것과 같은 힘이 작용하여 용기 하단부와 상단부에 꺾어짐과 휨응력이 발생한다.

만일 용기의 온도가 균일하다면 용기의 열팽창을 구속하지 않는 한 자체적으로는 응력이 발생하지 않는다. 이런 의미에서 지름방향으로의 자유도를 제한하지 않으며 상하에서 용기를 붙잡는 것은 피해야 한다. 그런데 비록 이런 조건을 만족한다고 하더라도 지지대(KSTAR의 경우 하부 대형 수직포트가 이를 겸하고 있다)에 수직방향으로 온도기울기가 존재하면 지지대에 큰 응력이 발생할 것으로 예상된다. 이것은 온도기울기 자체에 의한 것 보다 지지대를 포함한 용기전체의 열팽창의 결과 본래 수평으로 되어 있던 지지판이 수평에서 벗어나려고 하는 반면 구조물은 지지판을 계속 수평상

태로 붙잡고 있어서 막상 지름방향으로 원활하게 움직일 수 없게 만들기 때문이다. 더 정밀한 계산이 진행되고 있지만 지금까지의 열전달 계산에 의하면 KSTAR 진공용기에서는 베이킹을 위해 350°C로 가열하고자 할 때 100도 이상의 온도차가 생기는 것으로 나타나고 있어서 온도기울기, 지지구조물 구속조건 등 여러 파라미터에 의한 열응력의 크기 및 분포의 변화추세를 알아보는 것이 필요하다고 판단된다.

4. 열응력 계산

열응력계산을 위해 KSTAR 진공용기의 90도 모델을 만들고 가열 최대온도 범위를 350~250°C로 정한 후 용기의 최대온도값과 온도차를 몇가지 값으로 변화시키면서 ANSYS(5.3 또는 5.4)를 사용하여 응력을 계산했다(Fig. 3). 이때 온도의 영향만을 알아보기 위해 하부 대형 수직포트를 지지구조로 이용하는 현재의 설계개념과는 다르지만 용기의 중심축쪽 적도면을 지지하면서 지름방향으로는 자유롭게, 반면 상하 및 원주방향으로는 움직이지 않는다는 구속조건을 사용했다. 또 수직포트의 용기쪽과 지지판쪽 온도차는 50 도로 고정했다. 먼저 용기의 중심축쪽과 바깥쪽 온도차가 50도일 때 최대온도값(용기중심축쪽 직선원통부분)이 250~350°C로 변하면 최대응력은 160~180 MPa로 크게 차이가 나지 않으며 수직포트와 용기사이의 보강판 부분에서 발생한다(Fig. 3-a). 또 용기의 최대온도값은 250°C로 일정하고 용기온도차가 50~150도로 변하면 최대응력은 약 160~365 MPa로 점점 늘어난다(Fig. 3-b). 최대응력지점은 역시 수직포트와 용기의 경계부다. 이상의 계산결과는 용기온도의 절대적 크기보다는 온도차가 응력에 미치는 영향이 매우 큰 것을 말해 준다.

Table 1은 용기온도가 250°C로 균일하거나 또는 150도의 온도차가 있을 때의 두가지 경우에 수직포트의 상하 온도차가 변함에 따라 발생하는 응력과 변형량을 요약한 것이다. 특히 수직포트 하단부의 온도가 상온(35°C)일 때는 세가지 구속형태(하부 수직포트를 지지하는 경우, 적도면을 붙잡는 경우, 상하 수직포트를 모두 구속하는 경우)를 서로 비교했다. 이 표에서 우선 눈에 띄는 것은 지지판 온도를 35°C로 했을 때 발생하는 934 MPa의 엄청난 응력과, 용기의 온도차가 있을 때 오히려 이 값이 621 MPa로 줄어든다는 것이다.

앞절에서 이미 예상했듯이 수직포트를 지지대로 사용

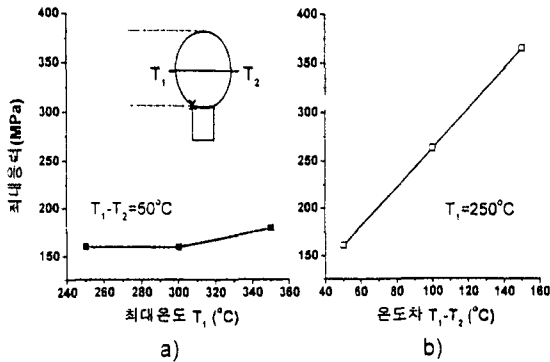


Fig. 3. 용기의 중심축쪽 적도면을 지지하는 경우 a) 용기에서 온도차(T_1, T_2)는 일정하고 최대온도(T_1)가 변할 때와, b) 용기의 최대온도는 250°C 이고 온도차가 변할 때 용기에 발생하는 최대응력값의 변화. 최대응력은 용기와 수직포트 경계부 근처에서 발생한다(X점).

하면서 지지판을 수평으로 만들고 상하움직임을 제한하면 수직포트 다리부분과 지지판에 큰 응력이 발생한다. 용기에 수직포트가 붙을 때 경계선은 중단면의 외형 즉, 유사 D 형의 일부가 된다. 이 경계선에서 수평인 지지판까지의 길이는 중심축쪽 보다 바깥쪽이 길게 마련이다. 수직포트의 온도도 용기온도와 같이 균일하면 열팽창후에도 지지판이 여전히 수평으로 유지되지만 그렇지

않다면 수직포트의 길이가 긴 쪽은 상대적으로 덜 늘어나 지지판이 들러 올라가려는 힘이 작용한다. 그러나 지지판은 여전히 상하로 구속되어 있으므로 수직포트 바깥쪽 정갱이 부분에 인장력이 걸린다. 이 힘의 크기는 용기의 전체적인 변형정도에 관계하므로 평균온도가 낮은 경우 오히려 줄어드는 것이다.

적도면을 붙잡는 경우는 수직포트를 지지할 때와 달리 수평방향으로의 이동을 제한하는 현상이 일어나지 않음에도 불구하고 상당한 수준의 응력이 남는 것도 발견할 수 있다. 이때 발생하는 응력은 용기에 존재하는 온도기울기에 기인한다. 용기몸체의 온도차가 150°C 일 때는 300 MPa 에 가까운 큰 응력이 발생할 뿐만 아니라 용기몸체의 온도가 균일해도 수직포트의 온도차에 의해서 140 MPa 대의 응력이 생겨 아직 무시할 수 없는 수준이다.

Table 1에서 용기온도가 $250\sim 100^\circ\text{C}$ 일 때 수직포트를 지지대로 삼는 경우와 적도면을 지지하는 경우 응력분포를 Fig. 4에서 비교했다. 전자는 수직포트 다리부분에, 후자는 용기하단부 수직포트와의 경계면 근처에 최대응력점이 있어 응력발생의 원인이 서로 틀린 것을 잘 설명해주고 있다. 또 Fig. 5는 용기온도가 $250\sim 250^\circ\text{C}$ 로 균일할 때 지지대 겸용 수직포트의 온도차가 0°C 에서 215°C

Table 1. 용기 몸체온도가 250°C 로 균일하거나 150°C 의 온도차를 가질 때와 수직포트에 $0\sim 215^\circ\text{C}$ 의 상하 온도차가 있을 때 용기에 발생하는 최대응력값과 최대변형량. 많은 계산결과는 이미 탄성한계를 넘고 있으므로 상대적 판단기준으로만 사용해야 한다.

| | | 용기 몸체온도(중심축쪽-바깥쪽) | | | |
|----------------------|-----------------------------|-----------------------------|---------------------------------|-----------------------------|------------------|
| | | $250\sim 250^\circ\text{C}$ | | $250\sim 100^\circ\text{C}$ | |
| | | 최대응력 (MPa) | 변형량 (mm) | 최대응력 (MPa) | 변형량 (mm) |
| 수직포트 온도 (용기쪽-바닥쪽) | 지지위치 수직포트 | 934 (수직포트 다리) | 18 (상단 수직포트) | 621 (수직포트 다리) | 19 (상단 수직포트) |
| | 적도면 | 140 (용기 하단부) | 14 (수평 포트) | 286 (용기 하단부) | 10 (상하단 수직포트) |
| | 상하 수직포트 | 1630 (용기/수직포트 경계부) | 15 (수평포트) | | |
| 수직포트 온도 (용기쪽-바닥쪽) | $250\sim 100^\circ\text{C}$ | 730 | 18 (상단 수직포트) | | |
| | $250\sim 200^\circ\text{C}$ | 235 | 18 (상단 수직포트) | | |
| | $250\sim 250^\circ\text{C}$ | ~0 | 21 (상단 수직포트) 19 (수평포트) | | |

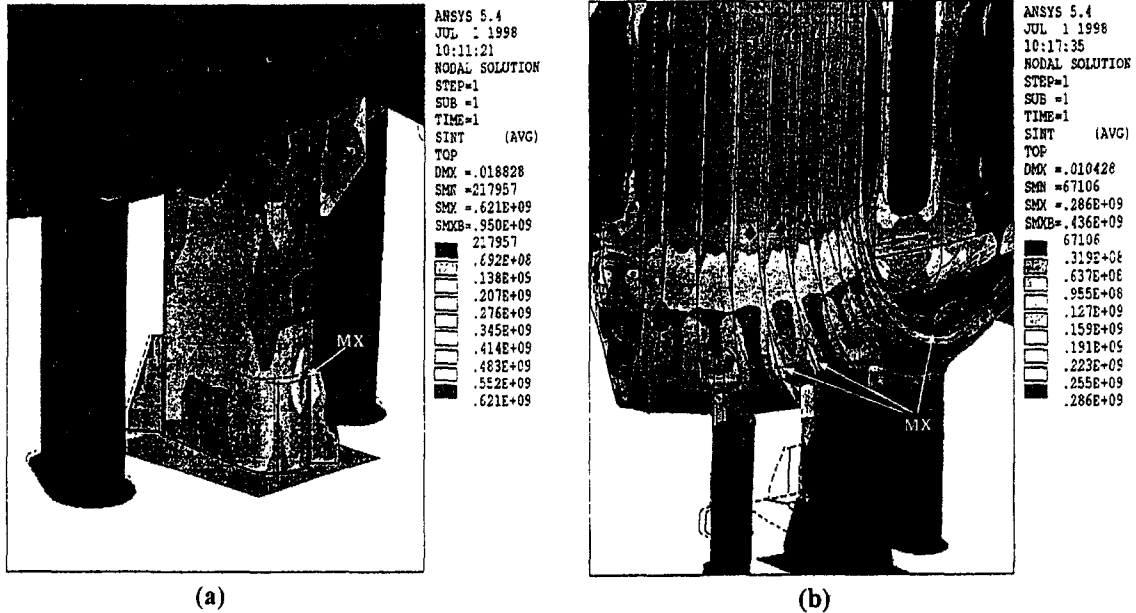


Fig. 4. a) 용기온도가 250~100°C로 변하고, 250~35°C의 온도 기울기를 갖는 하단 수직포트를 지름방향을 제외하고 구속했을 때 발생하는 응력분포. 포트 다리 아래부분에 최대응력점이 있다(화살표). 이 응력은 지지판이 용기의 열팽창을 잘 수용하지 못하기 때문에 발생한다. b) 용기온도가 250~100°C로 변할 때 안쪽 적도면을 지름방향의 자유도를 갖도록 구속했을 때 응력분포. 최대응력지점은 수직포트와의 경계면에서 가까운 용기에 발생한다(화살표). 이 응력은 주로 용기자체의 온도기울기에 기인한다. 여전히 300 MPa에 가까운 값이 되는 것에 유의.

까지 변하는 경우 최대응력을 그래프로 그린 것이다. 현재와 같은 지지구조에서는 응력이 온도차에 매우 민감하게 반응하고 있음을 알 수 있다.

열응력이 지지판의 구속조건에 의해 어떻게 달라질 수 있는가를 알아보기 위해 수직포트에 부착된 지지판

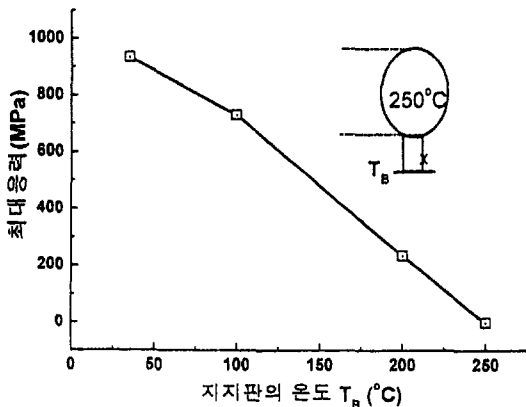


Fig. 5. 지지판의 온도(T_b)에 따른 최대응력의 변화. 최대응력지점은 지지대(수직포트)의 다리부분에 있다(X점). 지지판은 수평판이고 용기의 온도는 250°C로 균일하다.

에 수평과 수직자유도를 동시에 주는 방편으로 지지판을 수평판이 아니라 곡면판인 것으로 가정하고 회전가능하다는 구속조건하에서 응력을 계산했을 때 Table 2 또는 Fig. 6과 같은 결과를 얻었다. 응력은 지지판의 곡률반경에 대해 정리했는데 곡률반경이 무한대인 것은 수평판에 해당한다. 이들 계산결과에 의하면 수직포트 온도차에 따라 최적 곡률반경이 존재한다. 이곳에 실지는 않았지만 변형량을 살펴보면 지지판이 수평방향으로 많이 움직여 열팽창을 잘 수용할수록 응력이 줄어드는 것을 알 수 있었다.

5. 계산결과의 검토

이상의 응력계산결과에 의하면 다음과 같은 사실들을 발견하거나 유추할 수 있다. (1) 온도가 모두 균일하고 포트를 직접 구속하지 않으면(용기 적도면을 지지하는 등) 응력이 발생하지 않는다. (2) 수직포트 온도가 직선적으로 변하고 구속이 없을 때 용기온도가 균일해도 용기와 수직포트 경계면에 백수십 MPa 정도의 응력이 생긴다. (3) 하단 수직포트를 지름방향으로의 이동을 제외

Table 2. 수직포트의 지지판이 지름방향(수평 지지판) 또는 회전(곡면 지지판)자유도를 가지고 있다고 가정했을 때 그 곡률에 따른 최대응력의 변화. 수직포트의 상하 온도차가 215도 및 150도인 두가지 경우를 비교했다. 곡률반경이 무한대인 것은 수평판에 해당한다.

| | 슬라이드 구속 형태 | | | | |
|---------|------------------|----------------------|---------|---------|---------|
| | 수평 지지판 (수평이동) | 곡면 지지판 (수평+수직 이동) | | | |
| | | 지지판의 곡률반경(m) | | | |
| | ∞ | 6 | 5 | 4 | 3 |
| 수직포트 온도 | 250~35°C | 934 MPa | 261 MPa | 218 MPa | 473 MPa |
| 온도 | 250~100 | 730 MPa | 248 MPa | 244 MPa | 276 MPa |

하고 상하로는 구속했을 때 용기의 온도가 균일해도 수직포트가 온도기울기를 가지고 있으면 그 크기에 따라 최대응력은 약 1000~0 MPa까지 변한다. (4) 포트를 아래위에서 모두 구속하는 경우는 포트와 용기의 경계부에 1500 MPa 정도의 응력을 피할 수 없다. (5) 용기에 250°C에서 100°C까지 변하는 온도 기울기가 있으면 수직포트의 구속과 상관없이 용기에 300 MPa 정도의 응력이 생긴다.

베이킹시 용기에 발생하는 응력을 최소화하기 위해서는 다음과 같은 방안이 있을 수 있다. (1) 수직포트의 어떤 온도 기울기에서 지지구조물에 적절한 패턴의 상하 자유도를 준다. (2) 용기의 적도면을 지지한다. (3) 용기 또는 지지구조물과 시스템 바닥구조물과의 접촉길이를 최소화한다. (4) 용기몸체 및 수직포트에서 온도차를 줄인다. 이상의 방안들은 원리적인 것들로 설계에 어떻게 반영될 수 있는가 하는 것은 복합적인 요소들에 의해 좌

우된다. 플라즈마 대향부품(PFC)은 탄소의 효과적인 탈기체(degassing)를 위해 최소 350°C로 가열해야 하지만 만일 PFC의 지지구조가 PFC와 용기사이의 큰 온도차를 견디도록 설계된다면 용기의 베이킹 온도는 250°C 정도로 낮추는 것이 유리하다. 포트들에도 고온의 질소기체를 흘릴 수 있는 도관(또는 금속관 피복 전열선, micro-sheath heater)을 표면에 부착하고 또 가열이 불충분한 용기의 바깥쪽 몸체에도 추가로 이런 도관을 설치하여 온도차를 50도 이하로 줄이는 방안도 생각해볼 만하다.

특히 신경을 써야 할 부분은 지지구조물이다. 용기의 적도면을 지지하는 것이 가장 좋은 방법이지만 설치물들로 인해 여의치 않은 경우 용기하단부를 지지하되 지지대가 지름방향으로 용기와(또는 지지판과 하부구조물사이에) 넓게 접하는 것을 피하는 것이 바람직하다. 예를 들면 현재 지지판의 네귀퉁이에 각각 슬라이드 구조물이 부착되어 있는데 이를 지지판의 중앙에만 두개 설치하는 것도 생각할 수 있다. 슬라이드와 상하이동이 모두 가능한 지지구조물에 대해서는 좀더 참신한 아이디어가 필요한 시점이다.

6. 결 론

KSTAR 토카막의 토러스 진공용기를 350~250°C로 베이킹할 때 용기에 발생하는 응력과 변형량을 계산했다. 응력은, 용기온도분포의 불균일에 의한 부분과 지지대의 구조적 특성에 기인하는 부분으로 나눌 수 있었다. 용기 베이킹시 가열방식의 특성상 용기의 종단면에서 볼 때 중심축쪽으로 부터 바깥쪽으로 줄어드는 온도기울기가 존재하기 쉬운데 이는 용기 상단부 및 하단부에 휨응력을 발생시켰다. 용기의 적도면을 붙잡아 지지대에 의한 영향이 없는 경우에도 최대온도 250°C, 온도차

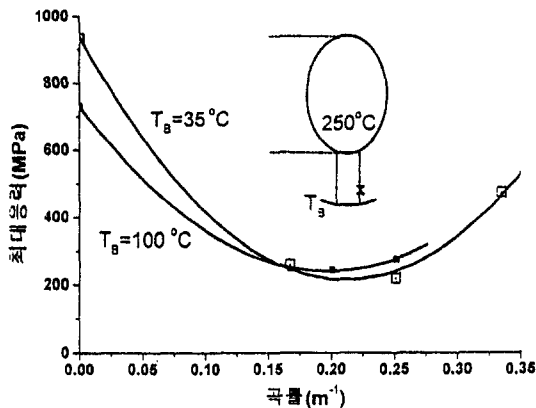


Fig. 6. 지지대(수직포트)의 상하 온도차 및 곡면으로 가정한 지지판의 곡률에 따른 최대응력의 변화. 최대응력지점은 지지대의 다리부분에 있다(X점). 용기의 온도는 250°C로 균일하다.

150도에서 300 MPa 정도의 값을 가졌다. 참고로 용기재료의 허용 열응력은 280 MPa 정도다. 용기 하단부 수직 포트에 부착한 지지판을 지름방향으로만 움직이고 상하로는 구속했을 때 용기온도가 250°C로 균일한 경우에도 포트 상하의 온도차에 의해 1000 MPa에 육박하는 큰 응력이 수직포트 다리에 발생했다. 이는 지지판의 상하이동도 허용해야함을 보여주었다. 지지구조물의 설계를 혁신해야함은 물론 온도차를 50°C 이하로 줄일 수 있도록 적절한 용기 가열방식의 개발이 시급함을 알 수 있다.

참고문헌

1. J. C. Kim *et al.*, The KSTAR Tokamak, Preprint for 17th SOFE, SanDiego, USA (1997).
2. S. Y. Cho *et al.*, Conceptual design of KSTAR vacuum vessel. *ibid* (1997).
3. G. R. Hopkins and J. M. Rawls, *Nucl. Technol.* **36**, 191 (1977).
4. D. J. Johns. *Thermal Stress Analyses*. Pergamon Press. London, Ch.1 (1965).

나. 국외 학술지 게재 논문

여 백

PROGRESS OF THE KSTAR TOKAMAK ENGINEERING

MYEUN KWON,* JOOSIK BAK, GYUNG SOO LEE, and KSTAR TEAM
 Korea Basic Science Institute, National Fusion R&D Center, Daejeon, Korea

Received January 4, 2002

Accepted for Publication January 31, 2002

The Korea Superconducting Tokamak Advanced Research (KSTAR) Project mission aims at steady-state operation and "advanced tokamak" physics. Substantial progress in engineering has been made on the superconducting magnets, vacuum vessel, cryostat, plasma-facing components, and power supplies. All the major components such as the vacuum vessel, magnet systems, cryostat, and thermal shields are in the final stage of engineering design and prototype manufacturing with involvement of industrial companies. The new KSTAR experimental building is near completion, and the cryogenic system, the deionized water-cooling system, and the main power systems have been designed. The construction, fabrication, and assembly of the whole facility is underway for completion in the year 2005.

KEYWORDS: KSTAR, superconducting tokamak, nuclear fusion

I. INTRODUCTION

The Korea Superconducting Tokamak Advanced Research (KSTAR) Project aims to develop a steady-state-capable advanced superconducting (SC) tokamak to establish a scientific and technological basis for an attractive fusion reactor.¹⁻³ The main tokamak subsystems such as the vacuum vessel, SC magnets, and cryostat are being manufactured, and many of the research and development (R&D) items for the machine construction and assembly have been finished. To demonstrate long-pulse, high-performance advanced tokamak (AT) operating modes in KSTAR, a range of target operating modes has been identified such as the H-mode, the reversed-shear mode, and the high-*li* mode. There are several physics design issues to be considered for the realization of

these target operating modes in KSTAR, such as magnetohydrodynamic (MHD) stability, equilibrium, plasma control, heating and current drive, heat, and particle removal. High-beta MHD stability is provided mainly by strong plasma shaping and by the conducting passive stabilizer, which are known to be effective for stabilizing the high-*n* ballooning and the low-*n* external kink modes, respectively. Along with in-vessel conducting structures for passive stabilization, a set of segmented in-vessel control coils (IVCC) is utilized for active position control, field-error correction, and resistive wall mode stabilization. A reliable and powerful plasma control system is also essential for successful operation of long-pulse AT modes in KSTAR, such as plasma position and shape control, and the control of plasma profiles and transport. Since high elongation and triangularity in plasma cross-section shaping are important for improving performance and stability limits, the poloidal coils and divertor are based on a strongly shaped, double-null divertor plasma configuration. An advanced diagnostic system will be employed to measure current and pressure profile variations and to assess performance and stability.

The KSTAR tokamak and its ancillary systems are also designed for long-pulse operation. Considering the practical engineering constraints, activation issue, system cost, and conventional facility requirements, the KSTAR tokamak is designed for a pulse length of 300 s. Global current relaxation times are estimated to be in the range of 20 to 60 s. However, since initial operation will focus on AT operations, the initial configuration will provide a pulse length of 20 s driven by the poloidal magnet system. The KSTAR will have a plasma heating system that will heat the plasma to high temperature and high beta, drive the current noninductively, and control current and pressure profiles. Many technologies are used to meet these requirements: neutral beams, ion cyclotron waves, electron cyclotron waves, and lower-hybrid waves.

The KSTAR configuration and a cross-sectional view are shown in Figs. 1 and 2, and major parameters with auxiliary heating systems are summarized in the "Baseline" column of Table I. The machine will be operable in either hydrogen or deuterium, but the deuterium operation

*E-mail: kwonm@kstar.kbsi.re.kr

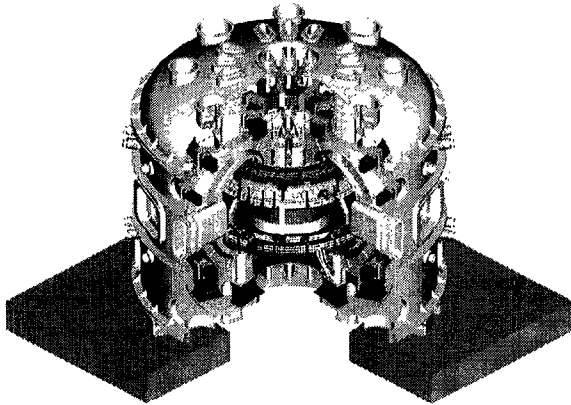


Fig. 1. KSTAR tokamak configuration.

time will be limited to allow personnel access to the SUS 316LN stainless steel based vacuum vessel interior after reasonable cooldown periods. To minimize activation of the tokamak structure, the reduction of the cobalt content in the structural material is utilized. A thorough neutronic analysis of KSTAR, including calculations of the biological dose, nuclear heating, and neutron activation, is reported in Ref. 4.

Extending the pulse length to 300 s requires replacing the initial, inertially cooled divertor structures with an actively cooled system. Plasma performance can be increased by expanding the heating systems to the ratings shown in the "Upgrade" column of Table 1. In addition, it is expected that the diagnostic complement will be expanded throughout the operating life of the experiment in phased implementation. The device and facility

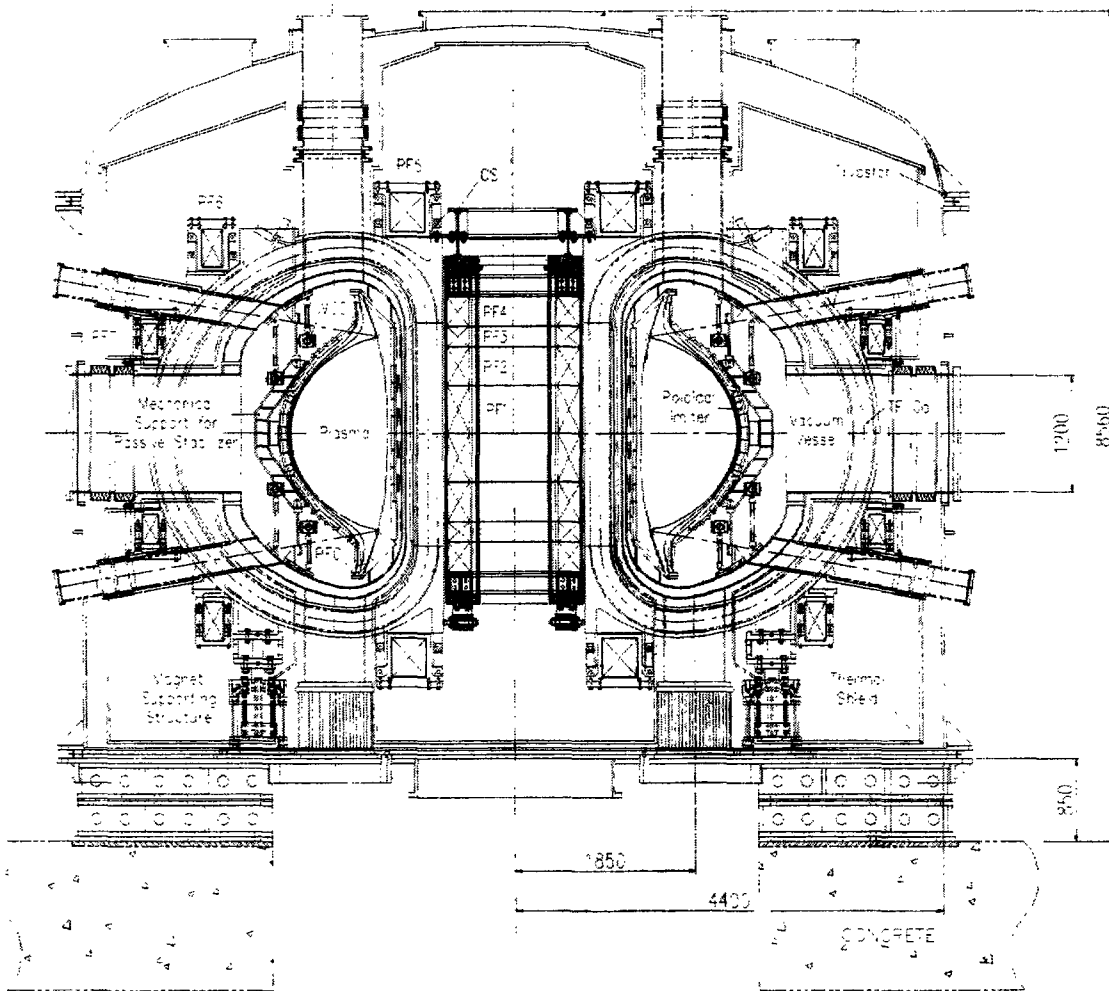


Fig. 2. Cross-sectional view of KSTAR.

TABLE I
KSTAR Major Parameters

| Parameters | Baseline | Upgrade | Extended Option |
|---|----------------------|----------------------|-----------------|
| Toroidal field, B_T (T) | 3.5 | | |
| Plasma current, I_P (MA) | 2.0 | | |
| Major radius, R_0 (m) | 1.8 | | |
| Minor radius, a (m) | 0.5 | | |
| Elongation, κ_x | 2.0 | | |
| Triangularity, δ_x | 0.8 | | |
| Poloidal divertor nulls | 2 | 1 and 2 | |
| Pulse length (s) | 20 | 300 | |
| Heating power (MW) | | | |
| Neutral beam | 8.0 | 16.0 | |
| Ion cyclotron | 6.0 | 6.0 | |
| Lower hybrid | 1.5 | 3.0 | |
| Electron cyclotron | 0.5 | 1.0 | 3.0 |
| Peak D-D neutron source rate (s^{-1}) | 1.5×10^{16} | 2.5×10^{16} | |

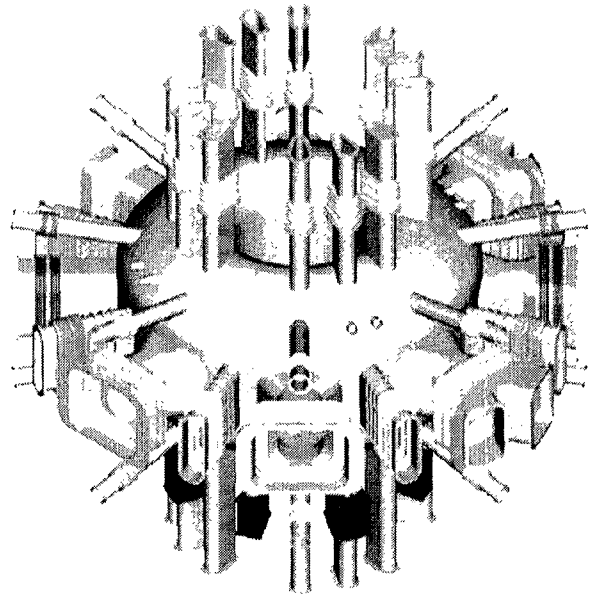


Fig. 3. KSTAR vacuum vessel design.

have been designed with sufficient port access to simultaneously accommodate the upgrade heating systems and a comprehensive diagnostic set, as well as cooling water supply passage for the upgrade.

Although the poloidal field (PF) system is capable of providing a flux swing of $17 \text{ V}\cdot\text{s}$, an electron cyclotron heating (ECH) power of 0.5 MW at 84 GHz will be installed to assist the plasma initiation in KSTAR to allow a low-voltage startup at 6 V. The upgrade route for the ECH and current drive system will also be considered in the "Extended" heating option.

II. TOKAMAK SYSTEM ENGINEERING

The KSTAR tokamak system consists of the vacuum vessel, in-vessel components, cryostat, thermal shield, SC magnets, and magnet supporting structures. These systems are in the initial stage of manufacturing with industries' involvement. The overall configuration and the detailed dimensions of the KSTAR structure have been determined and tested through the prototype fabrication.

II.A. Vacuum Vessel

II.A.1. Structure Design

The KSTAR vacuum vessel is an all-metallic, all-welded, double-walled, and D-shaped structure as shown in Fig. 3. It consists of the inner and outer shells, horizontal, vertical, and slanted ports; and the leaf spring-typed supports. Double walls are connected by poloidal

and toroidal ribs and filled with water for bakeout, cooling, and neutron shielding. Reinforcement by 32 equally spaced poloidal ribs and two toroidal ones provides a robust structure. Table II shows the major parameters of the KSTAR vacuum vessel. The vacuum vessel material is SA240-316LN stainless steel. The vessel is designed to reduce the welding work as much as possible and to

TABLE II
Major Parameters of Vacuum Vessel

| Parameters | Values |
|---|-----------------------------|
| Height/width (m) | 3.387/1.880 |
| Shell, rib thickness (mm) | 12, 20(40) |
| Wall thickness (mm) | 50 to 190 |
| Total weight (t) | 54 (with support) |
| Surface area (inner shell) (m^2) | 100 (without port) |
| Base pressure (Pa) | 1×10^{-6} |
| Material | SA240-316LN stainless steel |
| Baking temperature ($^{\circ}\text{C}$) | 130 at inner shell |
| Magnet permeability | 110 (after welding) |
| Loop resistance ($\mu\Omega$) | ≥ 40 |
| Number of shell plates | 180 |
| Number of rib plates | 120 |
| Number of ports | 72 |
| Length of welding joint (m) | 1542 ($\times 7$) |

Kwon et al. KSTAR TOKAMAK ENGINEERING

withstand severe loading conditions. The excessive welding would lessen the structural rigidity and increase the fabrication cost. All of the loading conditions including electromagnetic, seismic, operational pressure, thermal and test loads, and load combinations have been categorized and classified to permit the allowable stress, defined in accordance with the American Society of Mechanical Engineers (ASME) code. Extensive stress analyses have been performed on the vacuum vessel, cryostat, and magnet supporting structure under various load conditions. The most severe load condition for the vacuum vessel is the load combination of static and electromagnetic load due to a vertical disruption event. The calculated stresses in all of the load conditions and load combinations are below the allowable values. The torus structure of the vessel is welded into four quadrants to be assembled on-site by field welding. The details of the fabrication procedure of each quadrant and port structure are summarized in Ref. 5.

II.A.2. Prototype Fabrication

The major objective of the prototype vessel fabrication is to develop and establish reliable fabrication techniques required to assure the high-quality vacuum vessel. Hyundai Heavy Industries has built a full-scale vacuum vessel with a 62-deg sector in the toroidal direction. Figure 4 shows the final view of the prototype vacuum vessel. The fabrication of the prototype vacuum vessel initiated in November 1999 was completed on schedule in May 2001.

Although the structure of the prototype is not fully identical to the main vacuum vessel, essential fabrication techniques as well as fabrication and inspection procedures have been successfully developed. Judging from the experience obtained through the prototype manufacturing procedure, the total fabrication time required to complete the KSTAR vacuum vessel is estimated to be 18 months including preassembly work.

In the manufacturing process of the prototype vacuum vessel, we optimized the arrangement of welding jigs and fixtures considering the expected deformation and the difference of the rigidity of the double-walled-structure inboard and outboard segment. In order to minimize the welding distortion, the welding velocity and deposition rate are optimized to 50 to 70 mm/min, and 16 to 25 g/min, respectively. At the final stage of the shop manufacturing, we carried out the following tests to confirm quality: (a) dimensional measurement, (b) pressure test, (c) vacuum leak test, and (d) mechanical test under gravity load. The prototype has satisfied the dimensional error within ± 8 mm to a nominal value. In the helium leak test, any leak larger than 7.5×10^{-9} Pa·m³/s was not found at the intershell vacuum of 1.5×10^{-5} Pa.

II.B. Magnet Systems

II.B.1. SC Magnets

The KSTAR SC magnets consist of 16 toroidal field (TF) coils, 4 pairs of central solenoid (CS) coils, and

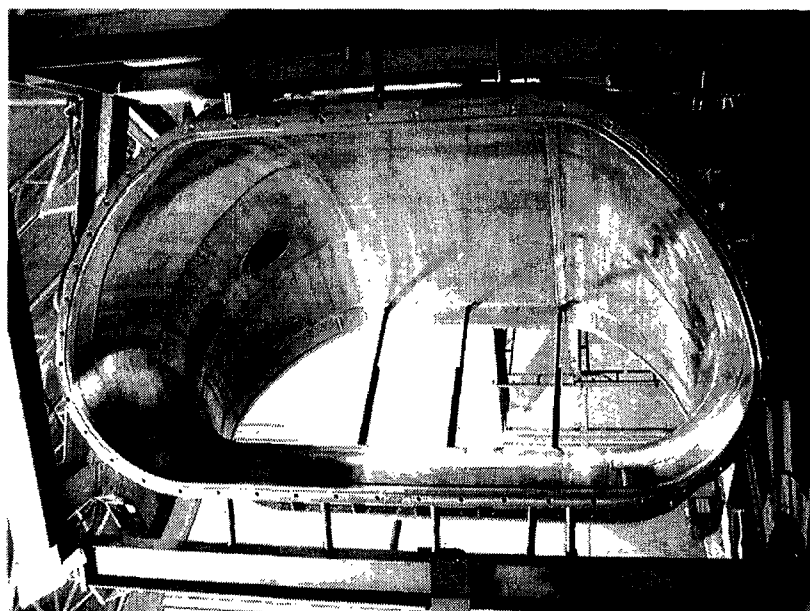


Fig. 4. Prototype vacuum vessel.

3 pairs of PF coils. All coils are arranged with up-down symmetry with respect to the equatorial plane.⁶ The magnet system should be designed to generate the magnetic field and flux swing to meet the KSTAR operational goals of an inductive plasma current of 2 MA up to 300 s and TF of 3.5 T at the magnetic axis. They should be stable mechanically, electrically, and thermally during normal operations as well as during abnormal ones such as plasma disruptions.

The conductor of the KSTAR coils is a cable-in-conduit type conductor (CICC) cooled with forced flow supercritical helium. The dimensions and material of the conductors are summarized in Ref. 7. The procedures of CICC fabrication are as follows:

1. SC strand drawing from 8 to 0.778 mm in diameter
2. chrome plating with 1- μ m thickness
3. cabling of strands with copper strands (486 strands for TF and 360 strands for CS and PF)
4. jacket welding (TIG welded tube-mill process)
5. jacket shaping to square cross section
6. CICC spool delivery.

The continuous winding scheme without internal joints is adopted to reduce the joint losses and engineering efforts for jointing work. Samsung Advanced Institute of Technology (SAIT) has manufactured TF and PF dummy conductors with copper strands and a spool of TF conductor 640 m used for the prototype TF coil. The PF conductors are being manufactured now with well-established procedures.⁸

The design parameters of the TF coils are listed in Table III. The designed maximum TF can be obtained with a charging current of 35.2 kA. The maximum field on the conductor is 7.2 T, and the stored energy is \sim 500 MJ. The TF coil is D-shaped with two curvatures and a

TABLE III
Major Parameters of TF Coils

| Parameters | Values |
|-------------------------------|--------------------------------|
| Superconductor/conduit | Nb ₃ Sn/Incoloy 908 |
| Number of coils | 16 |
| TF at major radius (T) | 3.5 |
| Peak field in conductor (T) | 7.2 |
| Operating current (kA) | 35.2 |
| Stored magnetic energy (MJ) | 500 |
| Centering force (MN) | 15 |
| Number of windings | 56 turns |
| Conductor length per coil (m) | 640 |
| Overall height (m) | 4.2 |
| Overall width (m) | 3.0 |

straight inboard leg. The total cold mass of the TF magnet is \sim 150 t. The coolant of the TF coils is supercritical helium with an inlet temperature of 4.5 K and inlet pressure of 5 bars. There are four cooling channels for each TF coil with a total mass flow rate in 16 TF coils of 300 g/s.

The dimensions of the CS and PF coils are also listed in Ref. 7. The designed peak currents are 25 and 20 kA for the Nb₃Sn conductor and NbTi conductor, respectively. The upper and lower coils of PF1, PF2, and PF7 are connected in series inside the cryostat, and other coils could be operated separately for single-null configuration. The CS coils are segmented by four pairs of solenoid coils with a different number of turns and will be operated with difference current values to meet the strong requirement of plasma shaping. The cooling conditions for the CS and PF coils are similar to those of the TF coils. The total helium mass flow rate in the CS and PF coils is \sim 250 g/s.

The procedures of coil fabrication are as follows:

1. CICC spool test such as leak test
2. grit blasting of CICC surface
3. coil winding
4. attachment of helium feedthroughs and joint terminations
5. heat treatment
6. insulation taping
7. vacuum pressure impregnation
8. coil encasing inside structure
9. coil test and delivery.

At present, SAIT has finished a prototype TF coil (TF00) winding as shown in Fig. 5. The TF00 coil was wound by Nb₃Sn strands with an Incoloy jacket, and this coil has the same dimensions as the real TF coils. There are 56 turns arranged in 8 pancakes of 7 layers with no joint at the transition between the pancakes. The heat treatment, turn insulation, and vacuum impregnation procedure for the TF00 coil are being processed in order. The heat treatment of the coil has been conducted in a vacuum furnace with control of the oxygen contents below 0.1 ppm to avoid stress-accelerated grain boundary oxidation⁹ (SAGBO). There were no explicit SAGBO defects after heat treatment of TF00.

II.B.2. Magnet Structure

The TF magnet structure consists of the case, inner intercoil structure (IIS), outer intercoil structure, cooling line, joint box, and other interfacing structures shown in Fig. 6. The major functions of the 16 TF structures are to support and to protect the TF coils mechanically, electrically, and thermally. On each TF coil an in-plane magnetic force of 15 MN is stressed by TF charging and

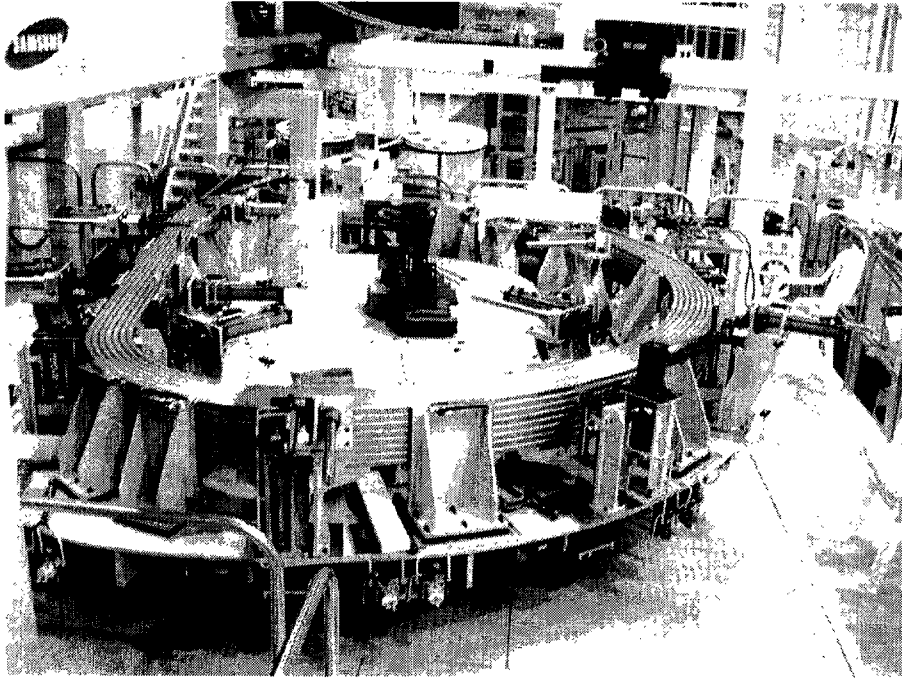


Fig. 5. TF00 coil winding.

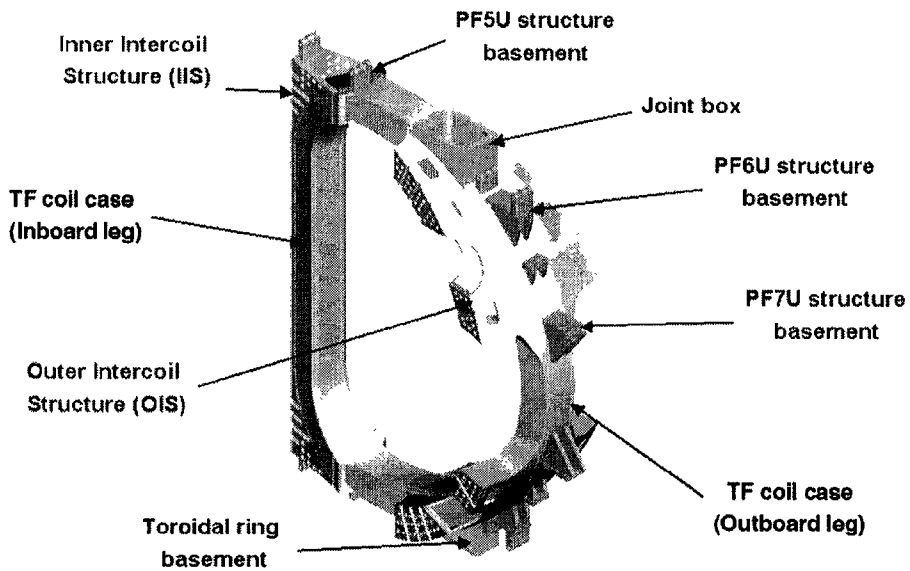


Fig. 6. TF magnet structure.

out-of-plane force by the CS, PF, and plasma current. To sustain these magnetic forces, the TF coil has a wedge-shaped structure on the inboard leg and intercoil structure with shear keys. The cooling routes of the TF

structure are connected to the TF coils in series. During cooldown, the helium flow of the TF structure is parallel to that of the TF coils to maintain the temperature of the structures lower than that of the coil.¹⁰ The cooling line

is embedded inside between the TF structure and the cooling pad. The cooling pad is brazed on the TF structure. The maximum displacements due to cooldown, TF charging, and PF charging are ~ 14.0 , 2.6 , and 4.0 mm, respectively. The peak stress of the outboard leg, shear key of the ITS, coil structure, joint box, and winding pack at the end of burn of the reference scenario are ~ 430 , 740 , 630 , and 150 MPa, respectively.

The CS structure consists of the inner and outer shells, top and bottom blocks, flexible joints, and stoppers. The major functions of the CS structure are both a mechanical support and a structure for supplying precompression of ~ 15 MN on the CS coils¹¹ Because of repulsive force and lateral force between coils, the precompression built by the wedged block and the difference in the thermal contraction between the coil and structure should be supplied to prevent free motions of the CS coils. The cooling lines of the CS structure are connected to the CS coils in series. The peak stress including precompression is ~ 500 MPa at the neck part of the inner shell during operation.

II.B.3. Magnet Supporting Structure

The magnet supporting structure consists of a toroidal ring, eight supporting posts, and eight vertical limiters. The toroidal ring cooled by 4.5 K supercritical helium is a rigid structure with a rectangular cross section. To prevent eddy current heating, there are eight insulation breaks along the toroidal direction. A supporting post is located between the toroidal ring at 4.5 K and the cryostat base at 300 K. The supporting post is not only a radially flexible structure to absorb thermal shrinkage of the SC magnet but also a vertically rigid structure to support the magnet weight of ~ 250 t and the vertical plasma disruption loads of ~ 330 t. Carbon fiber reinforced plastics are used for the supporting post material to reduce heat loss and to assure structural rigidity. The supporting post has an 80 K active cooling module on the thermal anchor block. The vertical limiter is a redundant demountable structure to protect the magnet system in the event of a large vertical disruption and earthquake. Structural analyses of the supporting structure under design loads have been performed to verify its structural reliability. The real-size prototype supporting post was manufactured to verify the structural safety and fabrication techniques. Static and compressive cyclic load tests have been performed at 80 K. Test results show stability good enough for static and dynamic loads of 80 t up to 15 000 cycles.¹²

II.C. In-Vessel Components

II.C.1. Plasma-Facing Components

The in-vessel components¹³ consist of the divertor, inboard limiter, passive stabilizer (including ripple ar-

mor), neutral beam shinethrough armor, poloidal limiter, in-vessel cryopumps, and internal control coils, which are shown in Fig. 7. The plasma-facing components (PFCs) are bolted graphite or carbon-fiber-composite (CFC) tiles supported by SA240-316LN stainless steel (for the divertor, inboard limiter, neutral beam shine-through armor, and poloidal limiter) and are CuCrZrMg (for passive stabilizer) back plates. The back plates are attached to the vacuum vessel inner wall through the PFC supports except for the poloidal limiter, which resides on the mechanical support of the passive stabilizer. Basically, the PFCs are designed for the baseline operation that is characterized by 20 s of pulse length and 16 MW of auxiliary power. However, the inboard limiter and passive stabilizer can accommodate upgrade operation conditions of 300 s of pulse length and 28 MW of power. The back plates of the divertor, inboard limiter, and passive stabilizer are divided into 16 sectors of 22.5 deg each by considering the size of the coolant/baking gas pipe and the convenience of assembly and maintenance. Each sector has its own separate cooling channel and will be connected with channels in neighboring sectors by bolts.

All baseline PFCs will be water-cooled during plasma operation to maintain the surface temperatures of the graphite and CFC tiles < 600 and 1200°C , respectively. The baking temperature of the PFCs, at least 300 deg, can be achieved within 24 h, and their operation scenario has been established. The baking medium has been determined to be hot nitrogen gas. Requirements for the coolant and baking gas for operation and bakeout have been obtained, and the baking/cooling channel design has been carried out accordingly. A separate cooling route

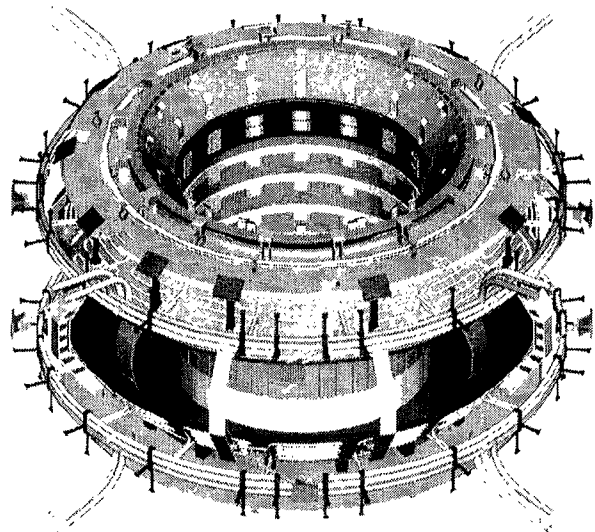


Fig. 7. KSTAR in-vessel components.

from that of the vacuum vessel has been taken, while the single cooling channel will be used for supplying coolant and baking gas for all PFCs. Stress analyses for the events of plasma disruption, coolant/baking gas pressure, and bakeout have been performed using the ANSYS code.¹⁴ The contribution of the electromagnetic loads to the design was much less than the thermal loads generated during bakeout. Thermal analyses on the carbon tiles have also been performed to determine the required thermomechanical properties and to examine the suitability of material selection. The final engineering design of the PFCs is underway, and the one sector of the prototype inboard limiter is being fabricated and tested in parallel.

II.C.2. In-Vessel Control Coils

The in-vessel copper coils are to be used for fast plasma position control, field error correction (FEC), and resistive wall mode (RWM) feedback stabilization in the KSTAR device. In the earlier version of design, these in-vessel coils were composed of two independent coil sets at different locations for the control of the axisymmetric position and the nonaxisymmetric FEC/RWM, respectively. Recently, a major change has been made in this design, and the new design revealed a configuration split into four segments as shown in Fig. 8, where the two sets of coils are unified into a single set by utilizing the concept of a segmented coil system. With this new type of in-vessel control coil, several important advantages are found, particularly in the engineering aspect, which include (a) considerable simplification in fabrication and installation; (b) easy repair and maintenance; (c) significant improvement in the reliability, with intersegment joints located outside the vacuum vessel; and (d) substantial savings in in-vessel space with the two coil sets reduced to one. At present, we are performing the engineering work on the following items:

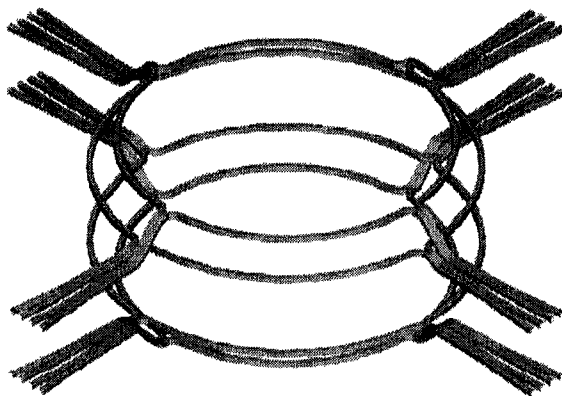


Fig. 8. KSTAR in-vessel control coils.

- (a) stress analyses on the IVCC and support structure,
- (b) detailed design of the coil supports and the intersegment joints,
- (c) detailed design of the external intersegment connectors and feed-through, and
- (d) optimizing of the FEC/RWM connection scheme.

II.D. Cryostat

The KSTAR cryostat is a large vacuum vessel surrounding the entire tokamak machine with a single-walled cylindrical shell, a dome-shaped top lid, and a flat bottom lid. The major parameters of the KSTAR cryostat are shown in Table IV. The main function of the cryostat is to provide a vacuum environment to limit the thermal loads to the SC magnet system. It provides feed-through penetrations for all the connecting components inside and outside the cryostat. There are 102 ports including 72 vacuum vessel port penetrations with bellows to compensate the displacements of ports due to electromagnetic loads and thermal loads within allowable limits. The cryostat is mounted on a base plate for transferring the loads to the main building support structure through eight base beams.

The cryostat vessel has been designed to withstand the following load conditions: (a) 2.25 bars of absolute internal pressure during the pressure test, (b) 1 bar of absolute external pressure during normal operation, (c) dead weight of the components inside the cryostat, (d) seismic events, and (e) electromagnetic forces originating from the plasma disruption. The main material selected for the cryostat is ASME SA-240 Type 304L stainless steel. The maximum stress and displacement are located in the inner section of the top lid and amount to ~249 MPa and 3.7 mm, respectively. The stress levels are within those allowable under all types of load conditions. The buckling stability has been investigated in

TABLE IV

Major Parameters of Cryostat

| Parameters | Values |
|---------------------------------|---|
| Diameter (inside) (m) | 8.80 |
| Height (m) | 8.56 |
| Weight (with support) (t) | 170 |
| Base pressure (Pa) | 1×10^{-3} |
| Vacuum volume (m ³) | 450 |
| Number of ports | 102 (72 vacuum vessel port penetration) |
| Thickness | |
| Lid and cylinder (mm) | 30 |
| Base (mm) | 50 |
| Material | SA240-304L stainless steel |
| Magnet permeability | 2.0 (after welding) |
| Operation temperature (°C) | 25 |

detail, and safety factors higher than 5 have been obtained. Extensive information about cryostat structural analyses can be found in Ref. 15.

II.E. Thermal Shields

There are four types of thermal shields: (a) the vacuum vessel thermal shields (VVTS) located 5 cm off the outer wall, (b) the cryostat thermal shields (CTS) located 15 cm off the inside cryostat, (c) the transition thermal shields (TTS) around the ports, and (d) the support thermal shields that cover the gravity supports and base plate. These shields act as heat barriers between the SC magnets operating at 4.5 K and the surfaces of the cryostat and vacuum vessel whose temperature is 300 K. The major challenge for realizing the VVTS is to acquire enough space for the assembly because the VVTS should be located in the very narrow space between the vacuum vessel and TF magnets. In addition to this, the VVTS must withstand the various loads and displacement without coming into contact with the neighboring components. The CTS and TTS are not constrained spatially and therefore have more relaxed tolerances. The positioning tolerances for these shields are specified to be 15 mm.

The thermal shields are composed of the cryopanel, multilayer insulation (MLI), and supports. The cryopanel is designed to maintain a temperature of 80 K during the normal operation and of 100 K during bakeout, respectively. The cryopanel is split into 16 sectors of 22.5 deg each. The shape of the mechanical support is a relatively small cross section and a fairly long span to minimize the thermal conduction. The VVTS has a nominal radial extent of 55 mm including the cryopanel, MLI, and support. The thermal shield coolant is gaseous helium operating at 20 bars, and its inlet and outlet temperatures are 60 and 80 K, respectively. At present, the detailed design of the thermal shields is actively progressing. It is planned to fabricate and test a prototype cryopanel for verifying all the design specifications.

II.F. Vacuum Pumping System

The KSTAR vacuum pumping system consists of one pumping unit for the vacuum vessel and one pumping unit for the cryostat vessel. Two separate pumping manifolds with 1.4-m diameter are connected to the vacuum vessel and to the cryostat. The pumping units for the vacuum vessel include ten turbomolecular pumps with a total pumping speed of 10 000 l/s and two roots pumps with a total pumping speed of 2000 m³/h. The pumping units for the cryostat are six turbomolecular pumps with a total pumping speed of 9000 l/s and two roots pumps with a total pumping speed of 2000 m³/h. To accommodate the unpredicted gas load from the in-vessel components, two cryopumps are installed inside the vacuum vessel. Two root blower pumps with a total pumping

speed of 2000 m³/h are used for the first roughing. The engineering design for the main pumping system is completed, and the engineering work for the roughing and backing system will follow.

III. ANCILLARY SYSTEMS DESIGN AND ENGINEERING

The design and development of the KSTAR diagnostic system, which is critical to the physics mission of KSTAR, were discussed in Ref. 16. With the specific mission of long-pulse operation, there is a strong requirement for diagnostics that can provide real-time data for plasma control in long-pulse duration. Thus, these diagnostics should be operated with reliability and be stable with the capability of in situ calibration, and their output must be integrated into the control system in addition to provide data for physics analysis. Integration of the profile measurements into the control systems is expected to be an area of significant research in the period prior to KSTAR operation.

The baseline heating and current drive system on the KSTAR consists of neutral beam injection (NBI) and radio-frequency systems.¹⁷ The flexibility to provide a range of control functions including current drive and profile control derives from the use of multiple heating technologies: tangential NBI (energy of <120 keV, 8 MW), ion cyclotron waves (frequency range of 25 to 60 MHz, 6 MW), and lower-hybrid waves (frequency of 5 GHz, 1.5 MW). The launched wave spectra can be controlled to provide flexibility in the heating and current drive profiles. The NBI system will be designed to provide a local heating capability (mainly ions) at a constant plasma density and profile shape. The ion cyclotron resonance frequency capabilities will allow physics experiments over a range of magnetic fields and provide electron heating and drive current near the axis. The lower-hybrid antenna design will provide a wave-number spectrum optimized for localization of electron heating and current drive off-axis. Figure 9 shows a layout of the main diagnostic system distributed over various horizontal ports of the tokamak. Figure 9 also includes the allocation of space for the main heating systems and the layout drawing depicted for the period when the diagnostics and heating systems have been fully implemented.

IV. FACILITY CONSTRUCTION

The design of the KSTAR experimental facility with high-bay buildings for the machine hall, mechanical and electrical conventional utility, and 10-kW-class cryogenic system was completed in 1998. The facility construction was begun in early 1999, and the completion of experimental building with beneficial occupancy for the machine assembly is expected in early 2002. Figure 10

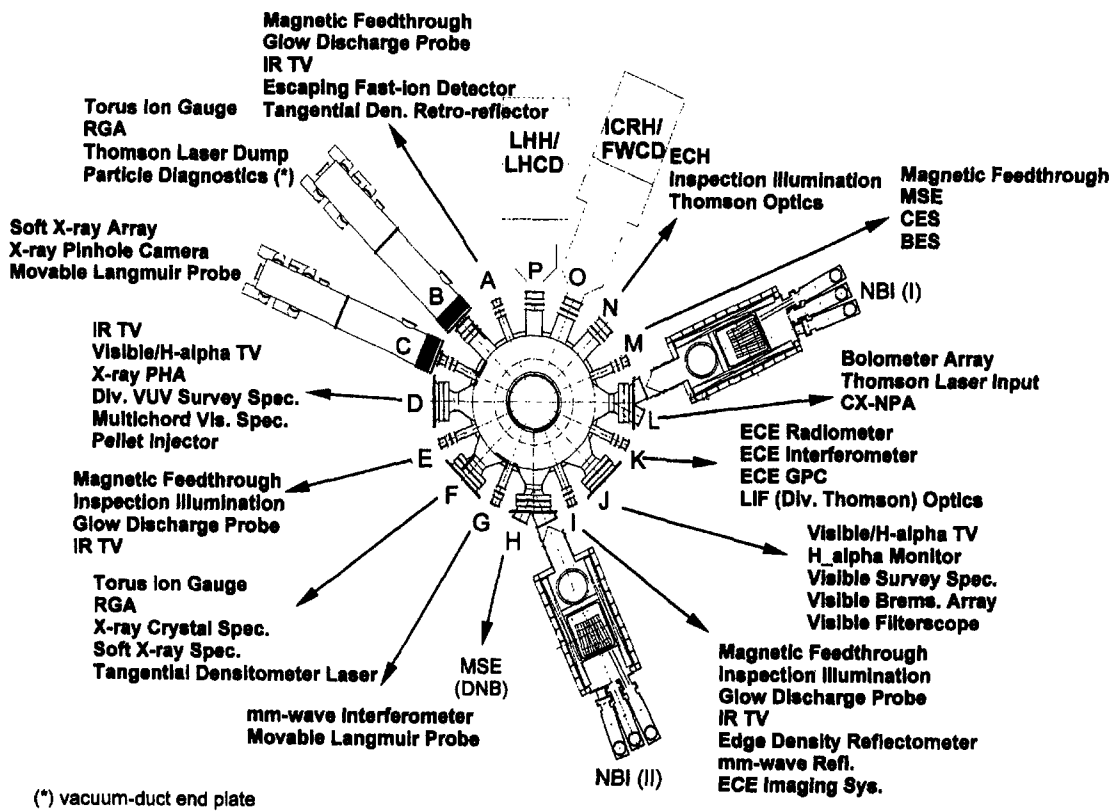


Fig. 9. Layout of the KSTAR heating and diagnostic systems.

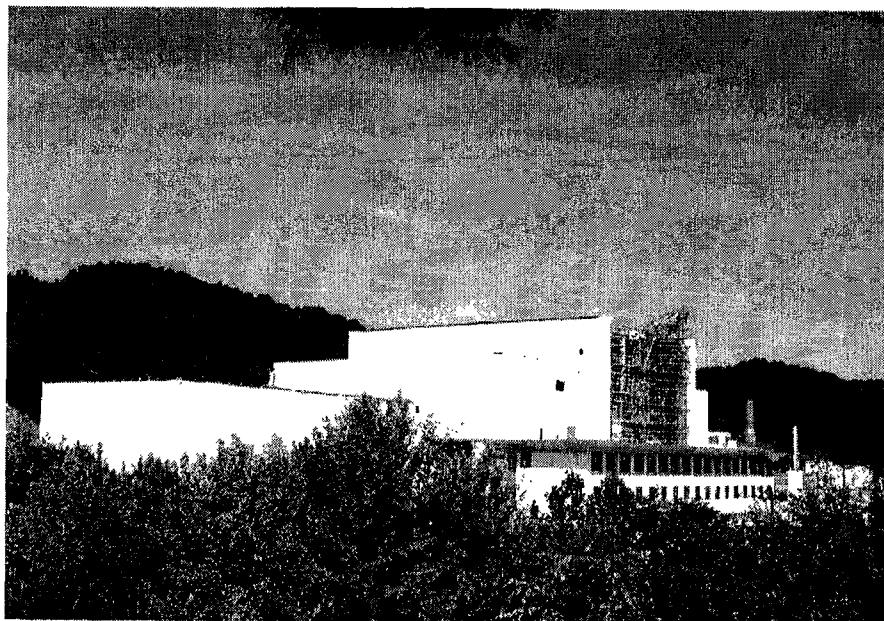


Fig. 10. KSTAR experimental building under construction.

shows the experimental building under construction. A massive overhead crane with a capacity of 300 t and the main shielding door weighing ~500 t were installed and tested. The construction of the special utility will begin upon completion of building construction and is targeted for completion and commissioning in the later part of 2004.

V. CONCLUSIONS

The engineering design and prototype fabrications of the major parts of KSTAR have been finished, and the results of these activities have defined a machine with a unique set of capabilities. The main vendors for the major parts will be contracted soon, and fabrication and assembly will follow. The AT design based on a fully SC magnet system will make KSTAR a premier facility for development of steady-state high-performance modes of tokamak operation in this decade. Upon its successful commissioning in the year 2005, KSTAR will be completed and will serve the world fusion community as an international fusion laboratory for collaboration.

ACKNOWLEDGMENT

This work was supported by the Korean Ministry of Science and Technology under the KSTAR Project contract.

REFERENCES

1. G. S. LEE et al., "Design and Construction of the KSTAR Tokamak," *Nucl. Fusion*, **41**, 1515 (2001).
2. G. S. LEE et al., "The KSTAR Project: Advanced Steady-State Superconducting Tokamak Experiment," *Nucl. Fusion*, **40**, 575 (2000).
3. G. S. LEE et al., "The Design of the KSTAR Tokamak," *Fusion Eng. Des.*, **46**, 405 (1999).
4. J. H. PARK et al., "Neutronic Analysis of the KSTAR Tokamak Using Beowulf Cluster," *J. Nucl. Sci. Technol., Supp.*, **1**, 276 (2000).
5. "Engineering Design Report for KSTAR Tokamak Structure and Vacuum System," Vol. I "Vacuum Vessel," Korea Basic Science Institute (Apr. 2001).
6. Y. K. OH, "Design Overview of KSTAR Magnet Structures," *Proc. SOFE-19*, Atlantic City, New Jersey 2002 (submitted for publication).
7. Y. K. OH et al., "KSTAR Magnet Structure Design," *IEEE Trans. Appl. Superconductivity*, **11**, 2066 (2001).
8. B. LIM et al., "Fabrication of the KSTAR Superconducting CICC," *Proc. MT-17*, Geneva, Switzerland, 2001 (submitted for publication).
9. T. KATO et al., "Avoidance Method Study for SAGBO Cracking During Heat Treatment of a ITER CS Model Coil Conductor Using Incoloy908 Jacket," *Adv. Cryogenic Eng.*, **44**, 9 (1998).
10. C. H. CHOI et al., "Helium and Current Feeder System of KSTAR," *IEEE Trans. Appl. Superconductivity*, **11**, 2062 (2001).
11. C. H. CHOI et al., "Electro-Magnetic Loads on the KSTAR Magnet System," *Proc. MT-17*, Geneva, Switzerland, 2001 (submitted for publication).
12. N. I. HER et al., "Structural Safety Assessment Under the Low Temperature of KSTAR Superconducting Magnet Supporting Post," *Cryogenics*, **41**, 15 (2001).
13. K. H. IM et al., "Engineering Design of KSTAR Tokamak Main Structure," *Proc. 18th Fusion Energy Conf.*, Sorrento, Italy, 2000, International Atomic Energy Agency (2000).
14. "ANSYS Code," ANSYS Inc., Houston, Pennsylvania.
15. "Engineering Design Report for KSTAR Tokamak Structure and Vacuum System," Vol. II "Cryostat," Korea Basic Science Institute (Apr. 2001).
16. M. KWON et al., "Development of KSTAR Diagnostics for the Advanced Tokamak Operation," *Proc. 18th Fusion Energy Conf.*, Sorrento, Italy, 2000, International Atomic Energy Agency (2000).
17. B. G. HONG et al., "Development of Long Pulse Heating and Current Drive Systems for the KSTAR Tokamak," *Proc. 18th Fusion Energy Conf.*, Sorrento, Italy, 2000, International Atomic Energy Agency (2000).

Myeun Kwon (BS, Seoul National University, Korea, 1982; MS, 1986, and PhD, 1990, nuclear engineering, Georgia Institute of Technology) is the director of the Division of Device Development, National Fusion R&D Center, Korea Basic Science Institute. He is responsible for the project of the HANBIT mirror device and for the development of the KSTAR diagnostics and control system. His major interests are plasma diagnostics and nuclear fusion engineering.

Joo Sik Bak (BS, 1979; MS 1982; and PhD, 1989, Seoul National University, Korea, nuclear engineering, Seoul National University, Korea) is the head

Kwon et al. KSTAR TOKAMAK ENGINEERING

of the Structure and Vacuum System Team, National Fusion R&D Center, Korea Basic Science Institute. He is responsible for development and installation of the KSTAR device. His major interests are nuclear fusion engineering and accelerator engineering.

Gyung Soo Lee (BS, Seoul National University, 1979; PhD, physics, University of Texas at Austin, 1985) is the general director of the National Fusion R&D Center, Korea Basic Science Institute. He is responsible for the KSTAR Project. His major interest is plasma physics.

Engineering Design Status of the KSTAR TF Coil Structure

H. J. Ahn, Y. W. Lee, T. H. Kwon, S. C. Lee, C. H. Choi, Y. K. Oh, D. K. Lee, J. S. Lee, D. S. Kim, and C. D. Hong

Abstract— The toroidal field (TF) magnet system of Korea Superconducting Tokamak Advanced Research (KSTAR) device consists of 16 superconducting coils enclosed in steel cases. The TF cases are wedged along the inboard straight legs to sustain in-plane centering forces. The inter-coil structures contain adjustable shear keys and conical bolts to provide pre-loading in toroidal direction and to resist in-plane and out-of-plane forces, which are the most critical loads on the TF magnet system. For effective cooling of the TF case, a pad-type cooling channel has been designed to ensure structural and thermal stability. In order to investigate the structural integrity and to increase the structural reliability of the KSTAR magnet system, structural analyses have been conducted. From the analysis results, it has been found that the TF magnet structure can safely withstand the reference scenario operations.

Index Terms—Korea Superconducting Tokamak Advanced Research (KSTAR), Finite Element Analysis, TF Magnet Structure, Superconducting Magnet

I. INTRODUCTION

THE mission of the Korea Superconducting Tokamak Advanced Research (KSTAR) Project is to develop a steady-state-capable advanced superconducting tokamak, and to establish a scientific and technological basis for an

attractive fusion reactor [1]. Fully superconducting magnets and long-pulse operation capability are introduced to meet the mission and research objectives of KSTAR.

The major parameters of the tokamak are: major radius 1.8 m, minor radius 0.5 m, toroidal field 3.5 Tesla, and plasma current 2 MA with a strongly shaped plasma cross-section and double-null divertor [2]. The main components of the KSTAR tokamak are a vacuum vessel, a cryostat, and the magnet system, which consists of toroidal field (TF), central solenoid (CS), and poloidal field (PF) magnets as shown in Fig. 1. The TF coil structures enclose the superconducting TF coils to protect the cable-in-conduit conductor (CICC) from mechanical, electrical, and thermal loads. The TF coil structures, which are the main structural components in the KSTAR magnet system, support three pairs of PF coils as well as four pairs of CS coils.

Hyundai Heavy Industries Co., Ltd. (HHI) has performed the engineering design of the vacuum vessel, cryostat and magnet structures for KSTAR in cooperation with Korea Basic Science Institute (KBSI). The design of the vacuum vessel and cryostat has been completed, and the design works for the magnet structure will be finished at the end of 2001.

Manuscript received September 24, 2001. This work was supported in part by the Korean Ministry of Science and Technology under the KSTAR Project contract.

H. J. Ahn is with Maritime Research Institute (MRI), Hyundai Heavy Industries Co., Ltd. (HHI), Cheonha-dong, Dong-ku, Ulsan, 682-792, Korea (telephone: +82-52-230-3067, e-mail: hjahn@hhi.co.kr).

Y. W. Lee, is with MRI, HHI, Cheonha-dong, Dong-ku, Ulsan, 682-792, Korea (telephone: +82-52-230-7410, e-mail: neomash@hhi.co.kr).

T. H. Kwon, is with MRI, HHI, Cheonha-dong, Dong-ku, Ulsan, 682-792, Korea (telephone: +82-52-230-7410, e-mail: thkwon@hhi.co.kr).

S. C. Lee, is with Engineering Systems & Consulting Inc. (ESC), Shinchon-dong, Dong-ku, Daegu, 701-023, Korea, (telephone: +82-53-754-4597, e-mail: esci@kornet.net).

C. H. Choi is with Korea Basic Science Institute (KBSI), Yeo-eun-dong, Yusung-ku, Daejeon, 305-333, Korea (telephone: +82-42-865-3495, e-mail: chchoi@kbsi.re.kr).

Y. K. Oh is with KBSI, Yeo-eun-dong, Yusung-ku, Daejeon, 305-333, Korea (telephone: +82-42-865-3494, e-mail: ykoh@kbsi.re.kr).

D. K. Lee is with the Korea Basic Science Institute, Yeo-eun-Dong, Yusung-Ku, Taejeon 305-333, Korea (telephone: +82-42-865-3630, e-mail: dklee@comp.kbsi.re.kr).

J. S. Lee, is with Industrial Plant & Engineering Division, HHI, Cheonha-dong, Dong-ku, Ulsan, 682-792, Korea (telephone: +82-52-230-4767, e-mail: kstar@hhi.co.kr).

D. S. Kim, is with Industrial Research Institute, HHI, Cheonha-dong, Dong-ku, Ulsan, 682-792, Korea (telephone: +82-52-230-5502, e-mail: dskim@hhi.co.kr).

C. D. Hong, is with Haneul Engineering, Dunsan-dong, Suh-ku, Daejeon, 302-120, Korea (telephone: +82-42-865-3636, e-mail: skyeng21@hanmail.net).

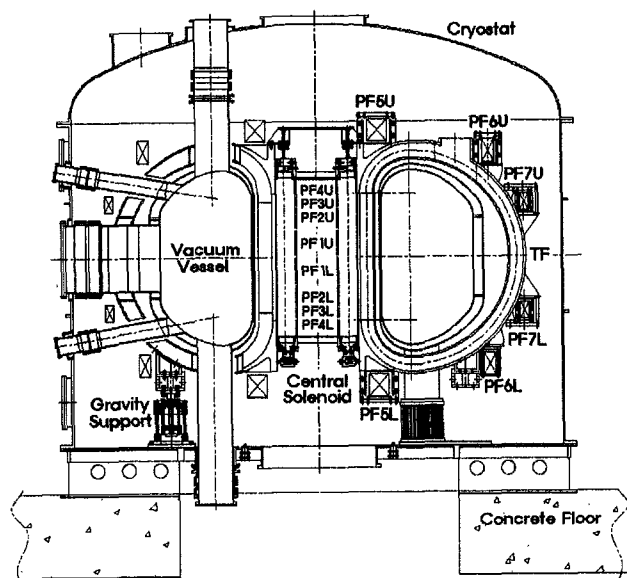


Fig. 1. Configuration of the KSTAR tokamak. All of the superconducting coils are located in the cryostat. The CS assembly (stack of PF1 to PF4 coils) is attached to the top of the TF case. The PF coils are arranged symmetrically with respect to the equatorial plane.

II. TF MAGNET COMPONENTS

A. TF Coils

The TF magnet system consists of 16 winding packs connected electrically in series and arrayed toroidally. The winding pack is wound in a D-shape with a continuous CICC with no internal joints. There are 56 turns per winding pack with 8 pancakes, each with 7 layers. The major parameters of the TF coils are summarized in Table I.

The superconducting conductor is a square-shaped CICC, with 486 Nb₃Sn strands inserted in a 2.86 mm thick Incoloy 908 conduit. High voltage electrical insulation made of multi-layered S-glass bonded with vacuum pressure impregnation (VPI) wraps the CICC and the winding pack. The coil is cooled by supercritical forced-flow helium with pressure 5 bar and temperature 4.5 K at the inlet of the CICC.

TABLE I
MAJOR PARAMETERS OF TF COILS

| Parameter | Unit | Value |
|------------------------------------|------|-------|
| Major radius, R | m | 1.8 |
| Height of winding pack | m | 4.1 |
| Width of winding pack | m | 2.9 |
| Weight of winding pack | ton | 2.9 |
| Toroidal field at major radius, Bt | T | 3.5 |
| Peak field in conductor | T | 7.5 |
| Current in conductor, I | kA | 35.2 |
| Height & width of CICC | mm | 25.7 |
| Diameter of strand | mm | 0.78 |
| Overall conductor length per coil | m | 610 |

B. TF Coil Case

The TF winding packs are enclosed in welded cases made of plates and blocks. The basic material of structures is a strengthened stainless steel, JJI, which is proposed for the ITER TF structure [3]. The segmentation scheme of the TF structures is revised from an octant system to 16 segments in order to reduce the eddy current heating at the inboard leg as well as at the outer inter-coil structures.

The cross-sections of the inboard legs are "keystone" shaped but the outboard legs have a rectangular cross-section as shown in Fig. 2. The cases are wedged along the inboard straight leg to sustain the in-plane centering Lorentz forces. The TF case contains cover-plate-type cooling channels and epoxy filler as well as winding pack. The cooling tubes are

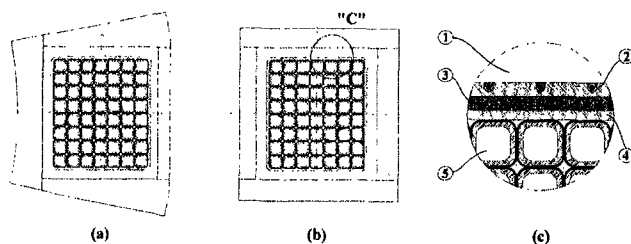


Fig. 2. Cross-sections of TF case. (a) Inboard leg, (b) Outboard leg, (c) Detail of cooling channel and winding pack. ① TF Case, ② Cooling tubes and cover plate, ③ Filler, ④ Ground insulation, ⑤ CICC and turn insulation.

brazed to the inner surfaces of the TF case. This cooling channel has been designed to ensure structural and thermal stability. The brazing techniques related to the cover-plate-type cooling scheme have been studied by HHI.

C. Inter-coil Structures

The inter-coil structures (ICS) are strongly connected to the TF cases, so that the TF magnet structure can be robust as shown in Fig 3. The ICS contains shear keys and bolts to provide pre-loading in toroidal direction and to resist in-plane and out-of-plane (OOP) forces, which are the most critical loads on the TF magnet system. The double plates of the outer ICS are curved only in vertical direction, so that the plates can be easily shaped by bending. The outer ICS shape was designed to reduce the stress concentration at the connection near the equatorial plane.

Adjustable conical bolts are adopted to support both shear and tensile forces at the inner ICS simultaneously, and the design of these bolts is based on the design of ITER FEAT [4]. The conical bolts and shear keys are specially designed for easier assembly and flexibility to provide good alignment with accommodation for cumulative manufacturing tolerances. Electrical insulation sheets are inserted at the contact surfaces of the inboard leg and ICS including bolts, keys, and keyways to minimize eddy currents flowing around the structure.

D. Gravity Support

The magnet system is mounted to the gravity support, which consists of a stiff toroidal ring, eight supporting posts and eight vertical limiters for redundancy in emergency. The supporting posts are mainly made of stainless steel 316 LN and carbon-fiber-reinforced plastic (CFRP) material which has low thermal conductivity and high strength at cryogenic temperature. It is flexible in radial direction so as to absorb the thermal shrinkage of the TF coil structure and it should also be rigid enough to support the magnet weight and the lateral loads such as plasma disruption loads and seismic loads. The ring and post are cooled by 4.5 K supercritical helium and 80 K gaseous helium, respectively.

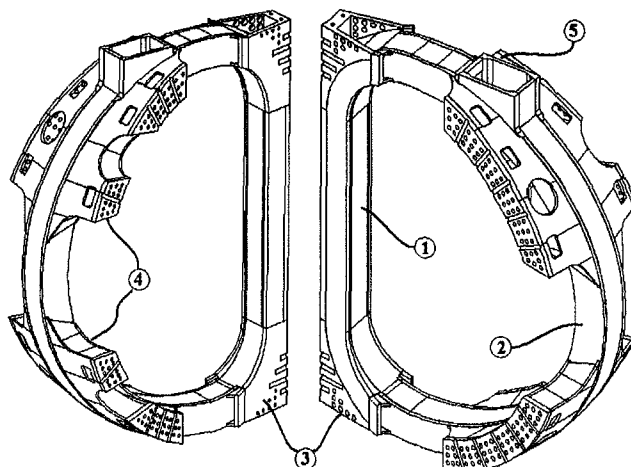


Fig. 3. Isometric views of TF Coil structure. ① Inboard leg, ② Outboard leg, ③ Inner ICS, ④ Outer ICS, ⑤ Joint box.

A full scale model of the supporting post was manufactured and used to demonstrate the fabricability and the structural reliability. Tests under static and cyclic loads were performed at room temperature and low temperature. The test results showed that the post was fabricable and structurally reliable [5].

E. Interface Structures and other components

The TF structure interfaces with the gravity support, the CS structure, the PF coil supports and vacuum vessel through the lateral support. The CS magnet assembly is mounted at the top end of the TF coil structure. The CS support structure is a toroidally insulated ring with eight lugs which are bolted on the top surface just above the inboard straight legs of every other TF Coil case [6]. PF 5U and 5L coils are connected respectively to the top and bottom surfaces just above the inboard straight legs of every other TF coil case. Each of PF 6U, 6L, 7U, and 7L coils is attached at 16 places to the TF coil cases. The PF coil supports allow the PF coils to move relative to the TF structure in radial direction using links and pivots. The joint box located at the top of the coil contains the TF coil leads, the inlets and outlets of the case cooling lines, and the cooling connections to the TF coil conduit at the low field side of the TF coil. The joint box should be made of thick plates to reinforce the opening zone of the TF case.

III. STRUCTURAL ANALYSIS OF THE TF COIL SYSTEM

A. Analysis Model

For the simulation of the mechanical behavior of the TF magnet system, two kinds of linear 3-dimensional global finite element (FE) models have been developed. One is a large solid model consisting of the 8-node brick elements for detailed analysis, and the second one using beam and shell elements has been also developed to verify the solid model. Fig. 4 shows the solid element model, which corresponds to 1/16 of the TF coil structure including the TF case, inter-coil structures, winding pack, joint box, and filler material.

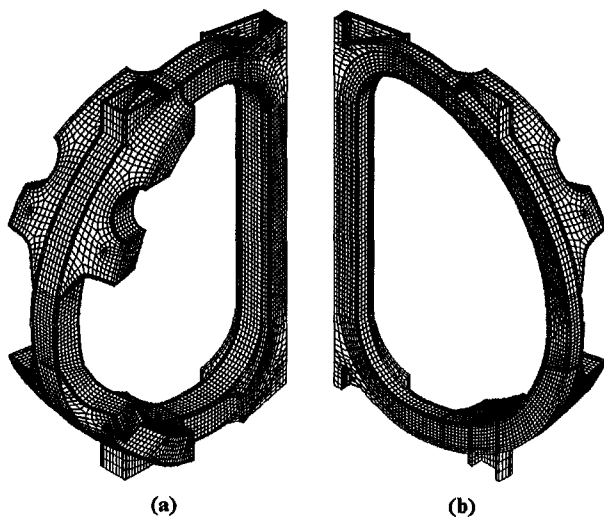


Fig. 4. 3-Dimensional solid global FE model by ANSYS code. (a) Isometric view of a whole model, (b) Half model view to show inside the case.

B. Material Properties

The mechanical material properties used in the FE analysis are summarized in Table II. Orthotropic smeared properties, which were calculated from a local FE analysis of the CICC [7], have been used for the TF winding pack. The orthotropic properties are assigned to each element following the element coordinate system.

TABLE II
MAJOR MECHANICAL PROPERTIES AT 4 K

| Properties | | Winding Pack | Ground Insulation | Structure | Filler Material |
|------------------------------------|------------|--------------|-------------------|-----------|-----------------|
| Young's Modulus (MPa) | Ex | 21671 | 12000 | 186000 | 19000 |
| | Ey | 62511 | 20000 | 186000 | 19000 |
| | Ez | 21579 | 20000 | 186000 | 19000 |
| Poisson's Ratio | vxy | 0.0981 | 0.198 | 0.280 | 0.330 |
| | vyz | 0.2826 | 0.170 | 0.280 | 0.330 |
| | vxz | 0.3013 | 0.198 | 0.280 | 0.330 |
| Thermal Contraction 293 to 4 K (%) | α_x | -0.2319 | -0.700 | -0.286 | -0.430 |
| | α_y | -0.1768 | -0.250 | -0.286 | -0.430 |
| | α_z | -0.2334 | -0.250 | -0.286 | -0.430 |

Note that y of the winding pack is the winding direction and x of the insulations is the through-thickness direction.

C. Loads and Load Conditions

The major loads acting on the TF coils and structure are dead weight, pre-loading, thermal load due to cool down and electromagnetic forces during operation. The OOP load on a TF coil results from the cross product of the TF coil current with the poloidal field due to the PF coil currents. The four typical OOP load distributions shown in Fig. 5 were calculated with the MAFLO code [8] using four sets of PF coil currents in the reference scenario in the base-line mode. The analysis was conducted for seven load conditions (LC) as follows:

- LC1: AS (Assembly)
- LC2: CD (Cool Down)
- LC3: TFON (TF On)
- LC4: IM (Initial Magnetization)
- LC5: SOF (Start of Flat Top)
- LC6: SOB (Start of Burn)
- LC7: EOB (End of Burn)

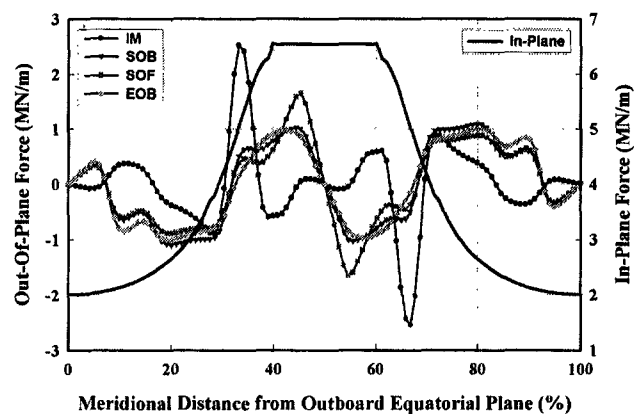


Fig. 5. Distribution of the in-plane and OOP electromagnetic loads. The 50 % of the meridional distance is the center of the inboard leg.

The electromagnetic loadings were applied to the elements corresponding to the winding pack as equivalent nodal forces.

D. Boundary Conditions

The vertical and toroidal displacements were fixed at the interface structure connected to the gravity support. To allow sliding at the contact surface, only the toroidal displacement was coupled to all corresponding node pairs on the planes of symmetry as a cyclic symmetry boundary condition. At the inboard leg, the couplings under tensile force were removed step by step to solve the contact problem with linear model. The degrees of freedom (DOF) were coupled appropriately to simulate the shear keys and conical bolts. At the interface between the TF case and the winding pack, both sliding without friction and fully bonded cases were simulated in the analyses by coupling the DOFs.

E. Analysis Results

From the results of the analysis for both cases it is found that the displacements and the stresses of the sliding interface case are slightly greater than those of the bonded interface case. But the opposite occurs for the stresses of the winding pack. The main results of the analyses are summarized in Table III. High values of stress occur at the inside corner of the joint box, the outer corners of the inboard leg, and the connection between the outer ICS and the case near the equatorial plane. However, the maximum stress is lower than the allowable limits. The results of the analysis are used for the design and local analyses of components such as the shear keys and bolts including their insulation. Fatigue evaluations and detailed analyses of the winding pack are also foreseen in the future work.

TABLE III
MAIN RESULTS OF THE ANALYSES

| Load Conditions | Maximum Displacement (mm) | Maximum Stress (MPa) | | | |
|-----------------|---------------------------|--------------------------|-----|----------------------------|------|
| | | Structure (Sliding Case) | | Winding Pack (Bonded Case) | |
| | | S.I. | S1 | S.I. | S1 |
| 1 AS | 0.11 | 11 | 7 | 1.1 | 0.9 |
| 2 CD | 13.15 | 173 | 205 | 79.5 | 6.4 |
| 3 TFON | 12.26 | 395 | 448 | 61.7 | 15.5 |
| 4 IM | 12.23 | 397 | 451 | 62.8 | 16.4 |
| 5 SOF | 12.91 | 407 | 464 | 62.1 | 16.8 |
| 6 SOB | 13.19 | 408 | 465 | 62.1 | 17.1 |
| 7 EOB | 13.31 | 409 | 467 | 63.0 | 16.9 |

Note that S.I. and S1 represent the stress intensity and the maximum principal stress, respectively.

IV. MANUFACTURING

The overall TF coil structure is assembled with 16 welded modules through bolted connections. The basic module of the TF structure has two subassembly weldments, a case and a cover. Each of these subassemblies contains the parts fabricated by bending and machining of rolled plates and forged blocks. A number of welding and alignment fixtures are required in all stages of fabrication to ensure that the TF coil modules fit together properly and to match them with other components at the time of final assembly.

The structure welding can be subdivided into two basic types: subassembly welds and closure welds. Most of the welds are full penetration welding that will be done at the subassembly stage in order to have better access to weld joints, to make handling of parts easier and to maintain dimensional control of the overall assembly. The inside surfaces of the subassembly weldment of the TF coil case combined with full ICS have to be accurately machined to correct the deformation due to welding distortion. The cooling tubes and cover plates are attached on the inside of cases by brazing. The circumferential closure welds will be done from one side only after installing the winding pack inside the case with shims. Great care will be required to avoid over-heating of the epoxy insulation and the brazing part of the cooling pads. A gaseous purge of the coil-to-case filler space and cooling tubes of the TF case will be used to cool off the coil. After the final VPI operation to fill the coil-to-case space, the following critical interfaces will be machined to the final dimensions required for installation in the tokamak:

- All TF structure module-to-module interfaces;
- PF coil interfaces to TF case;
- Central Solenoid mounting face;
- Gravity support interface.

V. CONCLUSIONS

The engineering design of the KSTAR magnet system is in the final stage. The structural design of major components has been almost completed. In order to investigate the structural integrity and to increase the structural reliability of the KSTAR magnet system, structural analyses have been carried out. From the analyses, it is concluded that the TF magnet structure can safely withstand the reference scenario operations. More manufacturing technologies will be developed and tested with the manufacture of a prototype of the TF coil structure.

VI. REFERENCES

- [1] G. S. Lee et al., "The design of the KSTAR tokamak," *Fusion Engineering and Design*, vol. 46, pp. 405-411, Apr. 1999.
- [2] Y. K. Oh et al., "KSTAR magnet structure design," *IEEE Trans. Applied Superconductivity*, vol. 11, pp. 2066-2069, March 2001.
- [3] F. Wong and N. Mitchell, "Selection of tokamak toroidal field coil case structural materials," *Advances in Cryogenic Engineering (Materials)*, Vol. 44, pp 65-72, 1998.
- [4] M. Huguet, "Key engineering features of the ITER-FEAT magnet system and implications for the R&D programme," *18th IAEA Fusion Energy Conference*, pp 4-10, 2000.
- [5] N. I. Her et al., "Structural safety assessment under the low temperature of KSTAR superconducting magnet-supporting post," *Cryogenics*, Vol. 41, pp 15-20, 2001.
- [6] Y. K. Oh et al., "Engineering design status of the KSTAR central solenoid structure," *IEEE Trans. Applied Superconductivity (MT17)*, submitted for publication.
- [7] J. W. Sa et al., "Equivalent mechanical and thermal properties of multiphase superconducting coil using finite element analysis," *Proceedings of the KSME 2001 Spring Annual Meeting*, pp 975-980, 2001.
- [8] C. H. Choi et al., "Electro-magnetic loads on the KSTAR magnet system," *IEEE Trans. Applied Superconductivity (MT17)*, submitted for publication.

Thermo-hydraulic Analysis of KSTAR TF Coil Structure

Kie Joo Cho, Chang-Ho Choi, Ji Soo Ha, Yeong- KooK Oh, and Sung Won Park

Abstract—Thermo-hydraulic analysis of Korea Superconducting Tokamak Advanced Research (KSTAR) Toroidal Field (TF) coil structure has been conducted numerically by using FLUENT for a quasi three-dimensional heat conduction model, combined with a one-dimensional compressible helium flow model developed by ourselves. The coolant of the TF coils and their structure is supercritical helium and the cooling channel of the TF structure is serially connected with that of TF coils.

We have calculated the temperature of structure and helium for the heat loads during normal operations and plasma disruptions. A peak temperature of the structure were estimated as around 9.3K and 16.7K for the normal operation and plasma disruption respectively. It was verified that the 88% of heat energy deposited in the structure for normal operation and 91% for plasma disruption are removed by case cooling tube and the remaining is transferred to the superconducting coils.

I. INTRODUCTION

The Korea Superconducting Tokamak Advanced Research (KSTAR) device, an experimental fusion device, requires high magnetic fields (about 3.5T at major radius of 1.8m) and superconducting magnets are used to provide this high fields. The superconducting magnet system for KSTAR consists of the 16 Toroidal field (TF) coils, 14 Poloidal field (PF) coils and structures [1].

During the various operational modes such as ramp-up, shot, plasma disruption, Joule heating induced by eddy current is considerable for the structures because they are composed of normal material, not superconductor. The coils

will maintain superconducting states by the forced convective cooling of supercritical helium flows through CICC (Cable-in-Conduit Conductor). There exist several sources of thermal disturbances that act as cooling load for helium. AC losses will be, for example, one of the most significant sources. If, however, the heat generated in the structures is transferred to coils through the contact surfaces, this heat energy becomes an additional cooling load and causes a further increase of helium and coil temperature.

To minimize the heat transfer from structures to coils, the cooling tubes for TF coil case are located as Fig. 1. We expect that the cooling tubes located near the inner boundary of case will absorb the major part of heat energy transferred toward CICC. And, for cool-down process, the case cooling tubes are necessary since the structures must be cooled earlier than the CICC to prevent the detachment from coils due to the difference of thermal contraction.

We present in this paper the numerical results of thermo-hydraulic analyses for TF coil case.

II. MATHEMATICAL MODELING AND NUMERICAL SOLUTION

The cooling tubes for TF coil case described in Fig. 1 are circular tubes made of stainless steel of inner diameter 2.98 mm, thickness 0.9 mm.

For the thermal and flow analyses of TF structure and cooling lines, we introduce several assumptions to reduce the cost of computations. The supercritical helium flows through the cooling tubes are assumed as one-dimensional (1-D) compressible flows since the length scale of cooling lines (≈ 11 m) is much larger than its diameter (≈ 0.003 m). The previous studies for flow of helium within CICC have also considered 1-D flow due to the large length-to-diameter ratios ([2]-[4]). The governing equations for 1-D unsteady compressible flows with an introduction of friction coefficient to model the viscous force in the boundary layer can be written as:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u^2) = -\frac{\partial p}{\partial x} - \frac{\rho f u |u|}{2d} \quad (2)$$

Manuscript received September 24, 2001. This work was supported in part by the Korea Ministry of Science and Technology under KSTAR project contract.

K. J. Cho is with the Energy Research Department, Hyundai Heavy Industries Co. Ltd (HHI), Cheonha-Dong Dong-Ku, Ulsan, 682-792, Korea (telephone: +82-52-230-6188, e-mail: kjcho@hhi.co.kr).

C. H. Choi is with Material Science Team(MST), Korea Basic Science Institute(KBSI), Yeoeun-Dong, Yusung-Gu, Taejeon, 305-333, Korea (telephone: +82-42-865-3495, e-mail: chchoi@comp.kbsi.re.kr).

J. S. Ha is with the Energy Research Department, HHI, Cheonha-Dong Dong-Ku, Ulsan, 682-792, Korea (telephone: +82-52-230-3221, e-mail: jsha@hhi.co.kr).

Y. K. OH is with MST, KBSI, Yeoeun-Dong, Yusung-Gu, Taejeon, 305-333, Korea (telephone: +82-42-865-3495, e-mail: yhoh@comp.kbsi.re.kr).

S. W. park is with the Energy Research Department, HHI, Cheonha-Dong Dong-Ku, Ulsan, 682-792, Korea (telephone: +82-52-230-6188, e-mail: snicksw@hitel.net).

$$C_v \frac{\partial}{\partial t} (\rho T) + C_v \frac{\partial}{\partial x} (\rho u T) + T \frac{\partial p}{\partial T} \bigg|_v \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\rho f |u| u^2}{2d} + Q \quad (3)$$

where ρ, C_v, u, T are, respectively, the density, specific heat at constant volume, temperature of helium. Q is the heat transfer rate per unit volume and determined from the temperature gradient within the case. Under the assumption of 1-D flows, the viscous force in the boundary layer is modeled as a wall friction, through a friction factor f that is related empirically to the Reynolds number of flows.

Equations (1)-(3) need a consistent set of boundary condition to allow solution. The designed total mass flow rate of supercritical helium for TF coil system is 300 g/s [1]. This flow rate induces the subsonic flows in cooling tubes, at Mach number, defined as $Ma = u/a$, of the order of 0.01, where a is the speed of sound. The necessary boundary conditions, therefore, are two boundary values at inlet and one at outlet and we have specified, according to [2], the pressure and temperature at the inlet, the pressure at the outlet. In our helium feed scheme, the inlet temperature (T_m) and outlet pressure (p_{out}) of helium are given as $T_m = 4.5K$, $p_{out} = 0.31MPa$. We have used the inlet pressure $p_m = 0.3117MPa$ that is properly adjusted value to drive specified mass flow rate. The numerical solutions for unsteady governing equations are found by Lax scheme with second order spatial differencing. For a complete discussion of the computational scheme, see [5].

The steady states will be ultimately obtained as solutions for (1)-(3) if Q is time-invariant. To reach the steady state conditions, however, the simulation has to run for a long time. A more efficient alternative is to solve steady compressible equations directly:

$$\frac{dp}{dx} = \left[-\frac{\rho f u^2}{2d} + \frac{4u\beta Q}{d(C_p - \beta u^2)} \right] / \left[-\rho u^2 (\kappa + \beta\phi) \right] \quad (4)$$

$$\frac{dT}{dx} = \left[-\frac{\rho f u^2 \phi}{2d} + \frac{4Q(1 - \rho\kappa u^2)}{\rho u d (C_p - \beta u^2)} \right] / \left[-\rho u^2 (\kappa + \beta\phi) \right] \quad (5)$$

where $\kappa = (1/\rho)(\partial\rho/\partial p)_T$, $\beta = (1/\rho)(\partial\rho/\partial T)_p$, C_p are the compressibility, expansivity, the specific heat at constant pressure of helium, respectively and Q denotes the heat transfer rate per unit area. The quantity ϕ is defined as $\phi \equiv (C_p \mu_j + \kappa u^2) / (C_p - \beta u^2)$ and μ_j is the Joule-Thomson coefficient.

The temperature distribution achieved in the structures are calculated by using the commercial code, FLUENT. The helium temperature and the convective heat transfer coefficient, h , given from the solution of helium equations are used as boundary conditions at the interface with cooling

tube. The Reynolds number of helium flows, defined as $Re = ud/\nu$ (ν is the kinematic viscosity of the helium and d the diameter of cooling tubes) under specified flow rate is sufficiently high ($Re > 2 \times 10^4$) that the flows are turbulent.

The coefficient h and f could be obtained from following expressions [6]:

$$h = 0.023 Re^{4/5} Pr^{2/5} (\kappa/d) \quad (6)$$

$$f = 0.184 Re^{-0.2} \quad (7)$$

where Pr, κ are the Prandtl number and thermal conductivity of helium.

The thermodynamic properties of supercritical helium were obtained from the commercial code HEPAK. For stainless steel and G-10 glass epoxy, the data in [7] were referred.

III. COMPUTATIONAL RESULTS AND DISCUSSION

The purpose of structure cooling tubes are, as previously mentioned, to intercept the heat energy transferred from the structures to coils. We have carried out the thermo-hydraulic analysis to ensure the compatibility of the case cooling tube design.

A. Steady Thermal Analysis

We have considered firstly the steady state problem to investigate the thermal responses of TF coil structure to the steady heat input. The time-averaged value of heat loads during normal pulse operations[1], which include the contribution of AC losses, nuclear heating, was assumed as uniformly distributed through the case. For the radiant and conductive heat transfer, we have specified those values at the boundaries in different manner, regarding the heat transfer area and real situations of magnet system fabrication.

Fig. 2 shows the temperature distribution at the representative section of the TF case. The maximum temperature is appeared at the outer corner of case due to long distance from cooling tubes. It is found that the temperature of case under steady heat generation of 4.1 KW rises up to about 9.3K. The temperature of helium, as the thermal energy is transferred from the hot structures, will be increased along the tubes. The spatial variations of helium temperature are depicted in Fig. 3. One could find that the monotone increase of temperature along the tubes up to 6.4 K. This is somewhat different result compared to the helium flows through the CICC where the maximum temperature of helium appeared inside of conductor due to the large frictional dissipation and Joule-Thomson effect [4]. The larger increases of helium temperature for tubes (#4,5,10,11) located at the corner than those for the interior tubes (#1,10,11) are not inconsistent with the spatial distribution of isotherms in Fig. 2.

It is revealed that most thermal energy is removed by pure cooling tube (88% of the deposited energy) and the remaining is transferred to coils.

B. Thermal Analysis for Plasma Disruption

Plasma disruption, for thermal design of superconducting magnet system, is one of the most dangerous situation. It releases a significant amount of thermal energy in coil structure over small time scale and could be critical design parameter.

Fig.4 illustrates the time history of transient Joule heat and cumulative Joule energy on TF coil structure during the vertical disruption [8]. The heat generation reaches its maximum at 130 ms and then exponentially decays. We could estimate the cumulative heat energy due to vertical disruption from the graph as around 20.2kJ. However, its spatial distribution is very localized. The maximum Joule heat is generated in the upper local area of the plasma facing part of inboard leg [8].

The cumulative Joule energy has been used as initial heat inputs and the steady temperature distribution of case (Fig. 2) and helium (Fig. 3) were assumed as the thermal conditions for TF magnet system when the plasma disruption was triggered. Fig. 5 shows the isotherms obtained at 10 s after disruption. The section is same as that of Fig. 2, where the largest Joule heat is induced by plasma disruption. It is revealed from the transient thermal and flow analysis that the peak of case temperature on the plasma facing part is 16.7K just after the disruption. The deposited thermal energy is consequently transferred to the helium in the tubes and coils. The temporal variation of helium temperature at the several representative points of the #14 tube is shown in Fig. 6. It is noticeable that the vertical plasma disruption event results in the increase of helium temperature about 0.1K at the section of maximum Joule heating ($x=3m$). The time history of heat transfer rate to the cooling tubes and coils are depicted in Fig. 7. It can be seen that the plasma disruption causes the heat transfer rate of 300W instantaneously and the major part of this heat (about 91%) is removed by cooling tubes. There is no further heat generation induced by the eddy current after the plasma disruption because the current for PF coils will be shut down. Therefore, the case ultimately cools down to the state of ready-for-pulse and the heat transfer rate from case corresponds to the radiant and conductive heat transfer from the environment. It is found that the heat transfer rate decreases to 50W when time is 200 sec.

IV. CONCLUSION

The performance of cooling tubes for TF coil case has been studied numerically. We have estimated the temperature of case and helium within the cooling tubes. It is verified that the major part of thermal energy deposited in the case that is mainly originated from the eddy current heating is removed by cooling tubes.

For complete estimation of the compatibility of cooling tube design, we are presently undergoing the cool-down analysis with using three-dimensional models for TF coil case.

V. REFERENCES

- [1] C. H. Choi, et al., "Helium and Current Feeder Systems of KSTAR," .
- [2] L. Bottura and C. Rosso, "Finite Element Simulation of Steady State and Transient Forced Convection in Superfluid Helium," *Int. J. Numer. Methods Fluids*, Vol. 30, pp. 1091-1108, 1999.
- [3] A. Shajii and J. P. Freidberg, "Quench in Superconducting Magnets. I. Model and Numerical Implementation," *J. Appl. Phys.*, Vol. 76, pp. 3149-3158, 1995.
- [4] Q. L. Wang, S. S. Oh, Y. K. Kwon and K. S. Ryu, "Modeling on Quench Properties in the Nb₃Sn Cable-in-Conduit Conductor," *IEEE Magn. Tech. Conf. MT-15, Beijing*, 1997.
- [5] P. J. Roache, *Computational Fluid Dynamics*, Hermosa, Albuquerque, 1976.
- [6] F. P. Incropera and D. P. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 3rd ed., Wiley, 1990
- [7] DDD 1.1 -1.3 Appendix C.
- [8] S. Cho, "Calculation of Joule Heat and the Temperature Distribution on the TF Coil Structure during Plasma Disruption," KBSI Internal Report..

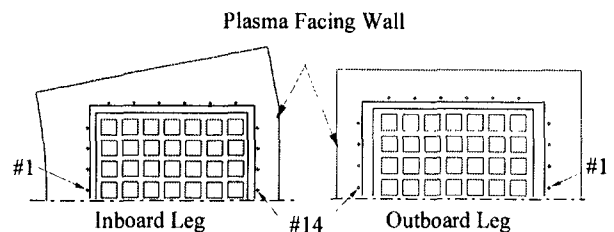


Fig. 1. Schematic of the cross section of TF coil and case. The tubes are numbered sequentially from #1 to #14.

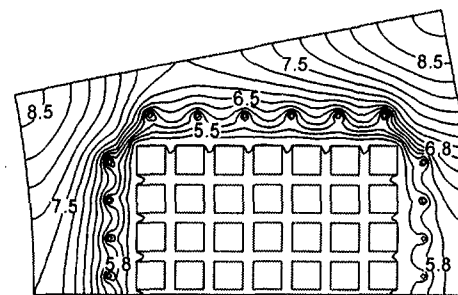


Fig. 2. Isotherms of TF coil case at $x=3m$ for steady heat generation rate of 4.1 KW (0.26 kw per case). x denotes the flow path length from the inlet of tube. Temperature difference between adjacent isotherms is 0.25K.

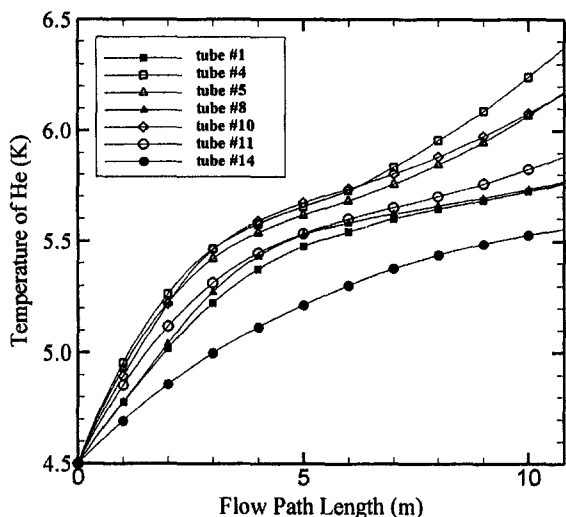


Fig. 3. Variation of helium temperature along the cooling tubes for TF coil structure.

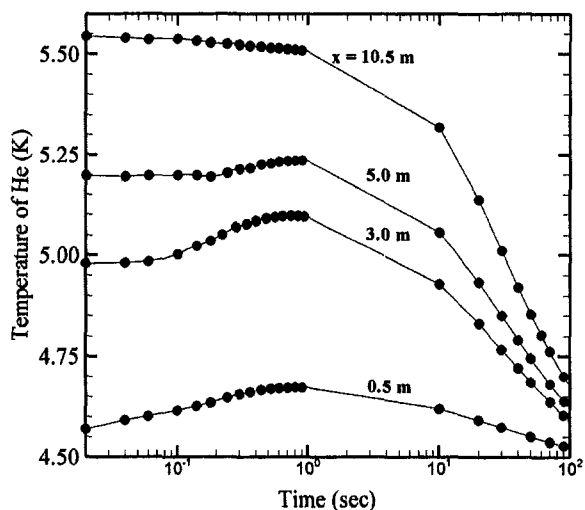


Fig. 6. Temporal variation of the helium temperature at several points in the #14 tube.

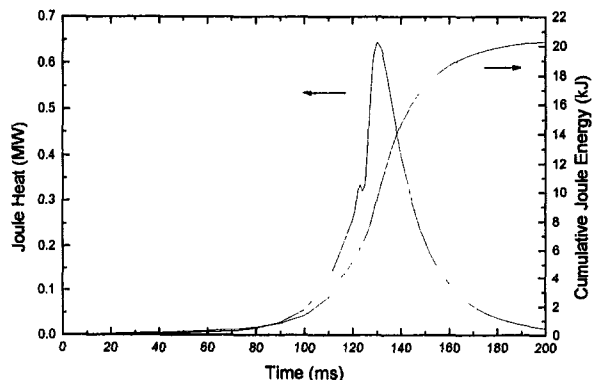


Fig. 4. Transient Joule heat and cumulative joule energy on TF coil case during vertical disruption

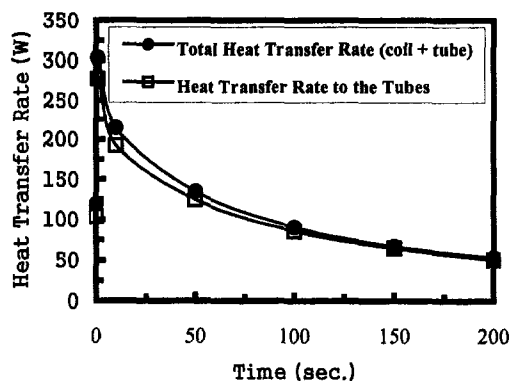


Fig. 7. Temporal variation of the heat transfer rate from the case after the vertical plasma disruption.

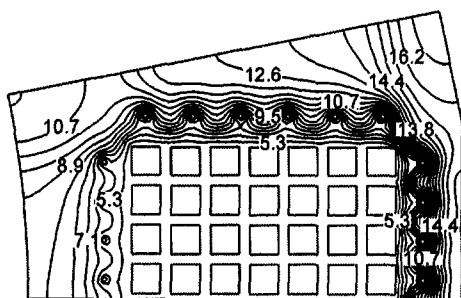


Fig. 5. Isotherms of TF coil case at $x=3m$ for 10 s after the vertical plasma disruption. Temperature difference between adjacent isotherms is 0.6K.

Detailed Evaluation of Insulation Stresses in the KSTAR Central Solenoid

J. W. Sa, C. H. Choi, Y. K. Oh, N. I. Her, S. Cho, M. Kwon, G.S. Lee, and J. H. Kim

Abstract— The insulation system of the Korea Superconducting Tokamak Advanced Research (KSTAR) device plays a role of the structural element by binding the conductor jackets as well as breaking the current. The KSTAR Central Solenoid (CS) coils are stacked with four pairs of coils with up-down symmetry. The insulation of the CS coils experiences various stress states, such as tensile, normal compressive, and shear stresses due to applied preload at room temperature, thermal contraction difference during cool-down, and magnetic forces during operation. In particular, the normal tension and shear of the insulation has been a critical issue for magnet design. In this work, a more detailed model in addition to electromagnetic and global structural analysis will be constructed and analyzed to evaluate the insulation stress. The results may suggest appropriate allowable stress criteria for insulation systems at cryogenic temperature.

Index Terms—KSTAR, Central solenoid coil, Preload, Acceptance criteria, Insulation system, Finite element analysis

I. INTRODUCTION

KSTAR Central Solenoid (CS) coils are stacked with four pairs of winding packs of different sizes. Each winding pack consists of a cable-in-conduit conductor (CICC), turn insulation wrapped with S-glass tape over Kapton and corner roving filler of epoxy-rich region. The KSTAR CS winding packs experience the changeable hoop forces and tensile or compressive forces vertically. Recent work [1] determined that the two current sets badly affected winding packs. These are in the case of making the largest compression and tension. This is the starting point of preload at room temperature. Both cases require minimum preload of the 12 MN. In the current design, however, 15 MN of preload will be applied to the CS stack. The preload of 3 MN will be added to prevent the slip from different hoop forces of each winding pack, lateral forces of CS structure. The preload at room temperature will be achieved by preheating the preload structures such as inner and outer shell. Also, the remaining preload will be naturally

applied by the difference of thermal contraction between the winding pack and preload structure when CS coil system cooled down up to 5K.

Most of the insulation systems will be subjected to complex stress state, for example, inter-laminar shear, combined shear and compression, and normal tension under operating load. For these reasons, various insulation materials have been tested at the cryogenic temperature [2], [3]. In this work, electromagnetic analysis will be performed to determine the Lorentz forces, the input data for global structural analysis of CS magnet system. After that, a global structural model will be constructed by removing unnecessary elements from electromagnetic model. The winding pack that consists of multi-phase materials such as conductor jacket, turn insulation, and corner roving filler will be approximated as a orthotropic smeared mechanical properties which are calculated by finite element analysis (FEA) [4]. Finally, a detailed FE model will be positioned and simulated at the area of stress concentration for global structural analysis. The analysis was carried out with ANSYS [5], a commercial finite element code.

II. ACCEPTANCE CRITERIA

The KSTAR CS insulation system is impregnated with epoxy resin that has low viscosity under vacuum pressure after S-glass taping. Especially, turn insulation is wounded with Kapton before S-glass is taped. The pure shear strength of insulation without Kapton layer is known to be about 50 MPa at 4K. So, KSTAR design values for fatigue cycle is 50 MPa. As a case study, the shear strength of 30 MPa will be used in the evaluation of insulation. The allowable value from shear tests under compression for similar materials can be expressed in the following equation [6],

$$\sigma_{sf} = [0.5\tau_0 + c_2\sigma_{c(n)}] \quad (1)$$

where, τ_0 =pure shear bond strength with no compression
 c_2 =correlation factor between normal compression and shear
 $\sigma_{c(n)}$ =local normal compressive stress

In the direction normal to the adhesive bonds between metal and composite, no primary tensile strain is allowed in current design criteria [7]. In the evaluation of insulation system, the normal tensile stress must be below 1MPa in the insulation adjacent to the bond [8].

Manuscript received September 24, 2001. This work was supported by the Korea Ministry of Science and Technology under KSTAR Project Contract.

J. W. Sa, C. H. Choi, Y. K. Oh, N. I. Her, S. Cho, M. Kwon, and G. S. Lee are with the Korea Basic Science Institute, Yeo-eun-Dong, Yusung-Ku, Daejeon 305-333, Korea (telephone: +82-42-865-3627, e-mail: jwsa@comp.kbsi.re.kr)

J. H. Kim is with the Chungnam National University, Kung-Dong, Yusung-Ku, Daejeon 305-764, Korea (telephone: +82-42-821-6645, e-mail: kimjhoon@hanbat.chungnam.ac.kr).

III. ANALYSIS

A. Analysis Procedure and Model Description

Fig. 1 shows the schematic block diagram for the analysis procedure. The electromagnetic analysis is based on a 2D axisymmetric ANSYS model of the KSTAR CS magnet system. The finite element model employs PLANE 53 of 2D magnetic solid element with eight nodes including mid side node and INFIN 110 of 2D infinite solid boundary element for solving the magnetic fields and forces. These nodal forces also will be transferred to the structural model.

Fig. 2 represents the 2D finite element model of the CS structure. The global structural analysis employs PLANE 82 of 2D structural solid element with some options. That is, the toroidal continuous components such as winding pack have axisymmetric option and the segmented components like preload structures do plane stress condition with thickness.

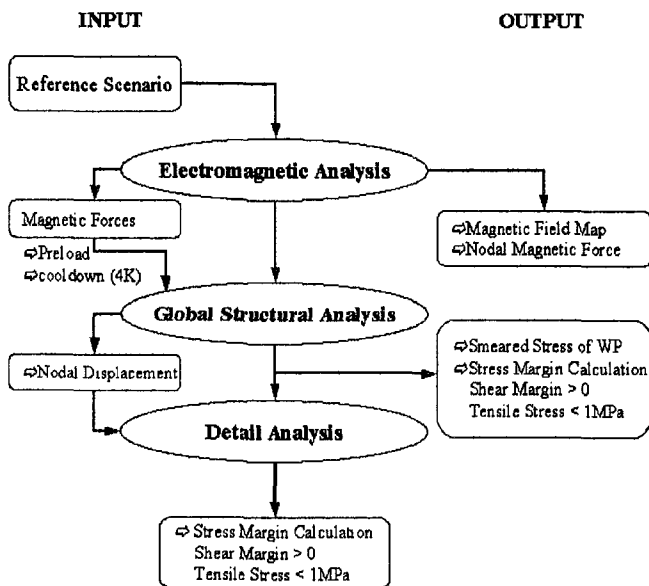


Fig. 1. Schematic diagram for analysis procedure

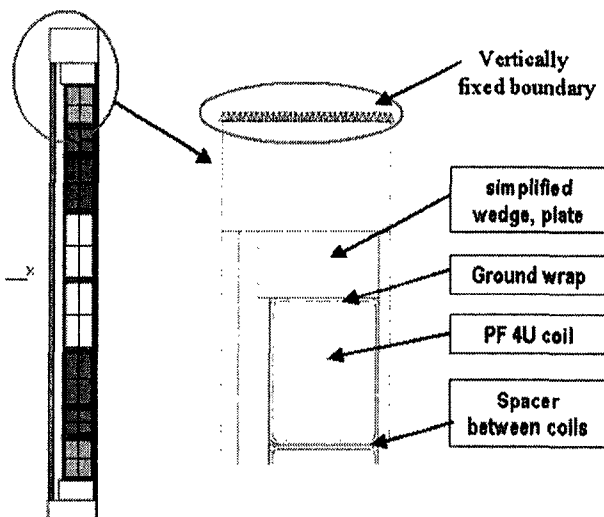


Fig. 2. 2D finite element model for global structural analysis.

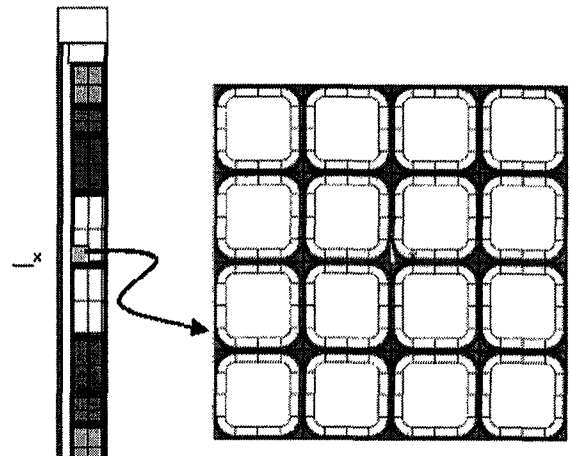


Fig. 3. 2D finite element model for detailed analysis. Displacements, the result of global structural analysis, are applied to the four-side lines of model

The smeared stress and stress margin will be calculated from the analysis results. The detailed analysis will be performed based on displacement outputs of the global analysis.

B. Material Properties

In order to analyze the global behavior of a large coil structure with a coil winding pack, it is required to replace the winding pack of monolithic matter with one having smeared mechanical properties [4]. The strengthened austenitic steel will be used as a structural material due to its high yield strength (>1000 MPa) and good fracture toughness (>200 MPa \cdot m $^{1/2}$) at cryogenic temperature. The thermal contraction of corner roving filler between turns varies from -0.7% to -0.3% to investigate the sensitivity of the insulation stress in detailed analysis.

C. Loads and Boundary Conditions

The seven kinds of loads are applied as shown in the list below. Preload is imposed by a tensile strain in the inner/outer shell which results in a uniform vertical compressive force of about -13 MN in the winding pack at room temperature. Thermal contraction differentials between the preload structure and the CS winding pack from 293 K to 4 K, which result in an additional compressive force of about 2 MN. Others are all magnetic forces, which is characterized by the reference scenario. Other coil current conditions as high and low beta and Li have not been considered here.

- ◆ Load step 1 : Preload at room temperature
- ◆ Load step 2 : Cool-down
- ◆ Load step 3 : Initial magnetization
- ◆ Load step 4 : Blip
- ◆ Load step 5 : Start of flat-top
- ◆ Load step 6 : Start of burn
- ◆ Load step 7 : End of burn

The only vertical displacement of all nodes at the top of the CS structural model are selected and fixed to give the radial

free movement by hoop force and thermal contraction. The boundary conditions for detailed model are considered from the global analysis results by using command of "CBDOF" of ANSYS.

IV. RESULTS

A. Smeared Stress Results

The CS winding pack experiences various loads such as preload at room temperature, additional pre-compression during cool-down, and magnetic forces. Table I summarizes the smeared stresses for the winding pack. The compressive state of the winding pack is maintained in the virtue of preload during all load steps. Fig. 4 shows the vertical force distribution along the mid-line of winding pack. The maximum vertical force occurred at PF2U and PF2L during initial magnetization and pre-blip before plasma burn. After the plasma current starts, the maximum point moves to the PF1U/PF2U interface. Of course, vertical force distribution at the inner side or the outer side of the winding pack is so different with mid-line one because of hoop force. The in-plane shear stress is about 6 MPa to 8 MPa, which will influence the shear margin of insulation system. Most of the maximum shear stress occurs between winding packs and buffer or between coil stacks. There are two main reasons. One is due to the differential thermal contraction of the winding pack and structure. The other is due to the different hoop stresses distribution per coil. The soundness of insulation is discussed in the following sections. The elements that pass the shear stress allowable are also screened for tensile stresses above 1 MPa. Table II and III list the percentage of elements that fail the allowable stress.

B. Stress Margin Calculation

The insulation stresses must satisfy allowable shear stress and normal tensile stress allowable. The combined allowable shear and compression is mentioned in section II. Equation (1) produces an allowable shear that is a function of the local compressive stress. The smeared local shear stress that already calculated in the global structural analysis is then subtracted from the allowable to make the shear margin. Here a positive value of shear margin indicates valid element within the allowable.

TABLE I
STRESS SUMMARY FOR WINDING PACK (UNIT : MPa)

| Load | Sx ¹⁾ | | Sy ²⁾ | | Sz ³⁾ | | Sxy ⁴⁾ | |
|---------|------------------|------|------------------|-------|------------------|------|-------------------|------|
| | Min. | Max. | Min. | Max. | Min. | Max. | Min. | Max. |
| Preload | -6.0 | -0.7 | -24.7 | -10.2 | -8.0 | 3.8 | -2.5 | 2.0 |
| CD | -14.3 | 9.7 | -32.5 | -3.4 | -16.0 | 7.8 | -8.0 | 7.6 |
| IM | -11.9 | 11.1 | -31.0 | -1.5 | 9.9 | 56.5 | -6.7 | 6.6 |
| Blip | -12.2 | 10.9 | -30.4 | -1.8 | 6.6 | 49.6 | -6.9 | 6.7 |
| SOF | -13.6 | 10.0 | -10.4 | -2.2 | -15.6 | 43.6 | -7.8 | 7.4 |
| SOB | -13.6 | 10.0 | -34.2 | -2.3 | -15.9 | 29.5 | -7.8 | 7.4 |
| EOB | -12.9 | 10.4 | -36.9 | -1.5 | -13.9 | 45.0 | -7.5 | 7.1 |

Note that 1) is radial stress, 2) vertical stress, 3) hoop stress, and 4) shear stress of smeared winding pack.

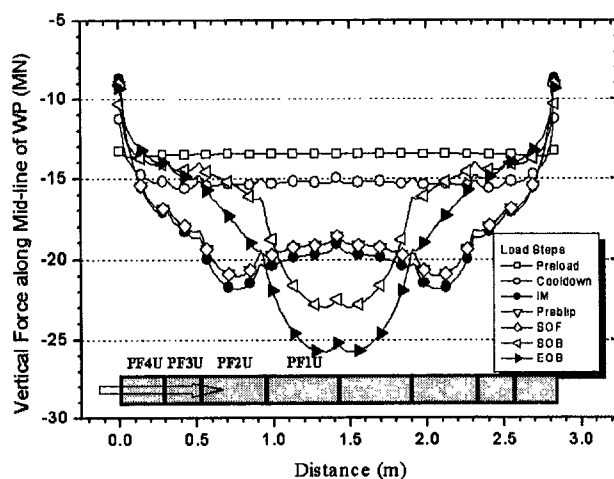


Fig. 4. Vertical force distribution along the mid-line of winding pack

A small fraction of the winding pack element (< 5 %) and ground wrap insulation element (< 6 %) experience tensile stress that violates the present design criteria for both bonding strengths. It also should note that most of the elements that fail to meet the criteria are found in the round corner region of the ground wrap. This effect is due to the very large thermal contraction coefficient of epoxy resin comparing to that of the ground insulation. These secondary stresses due to thermal effects may cause small cracks in this area or local delamination in the ground wrap insulation.

TABLE II
PERCENTAGE OF WINDING PACK THAT FAIL TO ALLOWABLE STRESS

| Load | The Smeared Winding Pack | | | | | |
|---------|--------------------------|-----|---------|-----------------|-----|---------|
| | $\tau_0=50$ MPa | | | $\tau_0=30$ MPa | | |
| | (a) | (b) | (a)+(b) | (a) | (b) | (a)+(b) |
| Preload | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 |
| CD | 0.0 | 3.9 | 3.9 | 0.0 | 3.9 | 3.9 |
| IM | 0.0 | 2.9 | 2.9 | 0.0 | 2.9 | 2.9 |
| Blip | 0.0 | 3.0 | 3.0 | 0.0 | 3.0 | 3.0 |
| SOF | 0.0 | 4.6 | 4.6 | 0.0 | 4.6 | 4.6 |
| SOB | 0.0 | 3.8 | 3.8 | 0.0 | 3.8 | 3.8 |
| EOB | 0.0 | 3.3 | 3.3 | 0.0 | 3.3 | 3.3 |

(a) is the volume percentage of the winding pack elements that violate the shear margin ($SM < 0$)

(b) is the volume percentage of the winding pack elements that fail the normal tensile stress ($S_n > 1$ MPa)

TABLE III
PERCENTAGE OF THE GROUND INSULATION THAT FAIL ALLOWABLE STRESS

| Load | Ground Wrap Insulation | | | | | |
|---------|------------------------|-----|---------|-----------------|-----|---------|
| | $\tau_0=50$ MPa | | | $\tau_0=30$ MPa | | |
| | (a) | (b) | (a)+(b) | (a) | (b) | (a)+(b) |
| Preload | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 |
| CD | 0.0 | 5.8 | 5.8 | 0.5 | 5.7 | 6.2 |
| IM | 0.0 | 5.9 | 5.9 | 0.5 | 5.8 | 6.3 |
| Blip | 0.0 | 5.9 | 5.9 | 0.5 | 5.7 | 6.2 |
| SOF | 0.0 | 6.0 | 6.0 | 0.5 | 5.7 | 6.2 |
| SOB | 0.0 | 5.9 | 5.9 | 0.5 | 5.7 | 6.2 |
| EOB | 0.0 | 6.0 | 6.0 | 0.5 | 5.7 | 6.2 |

(a) is the volume percentage of the ground wrap insulation elements that violate the shear margin ($SM < 0$)

(b) is the volume percentage of the ground wrap insulation elements that fail the normal tensile stress ($S_n > 1$ MPa)

C. Detailed Analysis Results

The main purpose of the detailed analysis is to evaluate the turn insulation stress because the cool-down effect of jacket and insulation cannot be precisely explained about the smeared winding pack model. The stress margins of turn insulation are summarized in table IV. In the case of the higher contraction (-0.7 %), the percentage of insulation elements that fail allowable shear are in the range of 10 % to 18 % in the others load steps except for preload. Furthermore, up to 26 % percent fail the normal tensile stress under the initial magnetization and pre-blip. However, the percentage of elements failing the shear and tensile criteria largely decreased for the case of lower contraction (-0.3 %). These indicate that the thermal properties of the insulation material have influenced the normal tensile and shear stress of the insulation.

TABLE IV
PERCENTAGE OF CICC TURN INSULATION THAT FAIL ALLOWABLE STRESS

| Load | Shear Margin Calculation of the Turn Insulation | | | | | |
|---------|---|------|---------|---------------------|------|---------|
| | $\alpha = - 0.7 \%$ | | | $\alpha = - 0.3 \%$ | | |
| | (a) | (b) | (a)+(b) | (a) | (b) | (a)+(b) |
| Preload | 0.0 | 12.3 | 12.3 | 0.0 | 12.3 | 12.3 |
| CD | 9.5 | 26.0 | 35.5 | 0.7 | 17.2 | 17.9 |
| IM | 10.4 | 26.0 | 36.4 | 0.8 | 17.0 | 17.8 |
| Blip | 10.0 | 26.1 | 36.1 | 0.7 | 17.0 | 17.7 |
| SOF | 18.0 | 19.1 | 37.1 | 4.8 | 16.4 | 21.2 |
| SOB | 11.1 | 25.1 | 36.2 | 1.1 | 16.6 | 17.7 |
| EOB | 16.6 | 21.0 | 37.6 | 3.2 | 16.5 | 19.7 |

(a) is the volume percentage of the turn insulation elements that violate the shear margin ($SM < 0$)

(b) is the volume percentage of the turn insulation elements that fail the normal tensile stress ($S_n > 1 \text{ MPa}$)

V. CONCLUDING REMARKS

The structural analysis including detailed analysis for the KSTAR CS insulation system was performed. The stress margins were calculated from the results of two structural analyses.

The stress results of detailed analysis are very different, compared to those of the global analysis with smeared material properties. In particular, the shear and normal tension in the case of detailed model increased due to the differential thermal contraction between insulation and conduit during cool-down. Furthermore, the shear and normal tensile stress that were localized at both turn and ground insulation could cause some damage such as small cracks and delaminations. In order to evaluate these effects in detail, some samples should be made and tested in the near future because it is very important to verify the stability of the KSTAR insulation system.

VI. ACKNOWLEDGMENT

The authors are grateful to the KSTAR project participants of Korea Basic Science Institute (KBSI).

VII. REFERENCES

- [1] K. I. You, D. K. Lee, "Analysis and numerical calculation of preload force a tokamak central solenoid coil structure", Technical memorandum, T140-AT1-PH4-010104/KIYOU-E1-I01, 2001.
- [2] N. J. Simon, E. S. Drexler, and R. P. Reed, "Shear/compressive tests for ITER magnets insulation", *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 40, pp. 977- , 1994.
- [3] N. J. Simon, R. P. Reed, and R. P. Walsh, "Compression and shear tests of vacuum impregnated composites at cryogenic temperatures", *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 38, pp. 363-, 1992.
- [4] J. W. Sa, N. I. Her, C. H. Choi, Y. K. Oh, et al., "Equivalent mechanical and thermal properties of multiphase superconducting coil using finite element analysis", *Proceedings of the KSME 2001 Spring Annual Meeting*, Vol. A, pp. 975-980, 2001.
- [5] ANSYS Revision 6.2, Swanson analysis systems, Inc., Houston, PA
- [6] P. H. Titus, Webster Engineering Co., "Evaluation of insulation shear stresses in the ITER central solenoid", *IEEE transactions on Applied Superconductivity*, Vol. 8, No. , 1998.
- [7] J. W. Sa, C. H. Choi, et al., "Structural design criteria of the KSTAR magnet system (rev. 1), Technical memorandum, 2001.
- [8] R. L. Myatt, "Detailed stress analysis of the TPX TF conductor inboard leg, equatorial plane", Technical memorandum, 13-940321-MIT/Lmyatt-01, 1994.

Electro-magnetic Loads on the KSTAR Magnet System

C. H. Choi, D. K. Lee, J. W. Sa, H. J. Ahn, Y. K. Oh, K.-I. You, J. Y. Kim, and S. Cho

Abstract— Several types of Lorenz forces and Joule heating generated in the magnet system of the Korea Superconducting Tokamak Advanced Research (KSTAR) device have been studied numerically and analytically. We have examined 225 plasma equilibrium states to calculate the maximum magnetic forces and to determine which equilibrium state(s) generate such forces. The obtained results are used as input for structural analysis. A pre-compression should be applied to the eight-segmented central solenoid (CS) coil assembly to prevent free motion of each coil due to attractive and repulsive forces during operation. We have also evaluated the maximum values of the vertical and lateral forces for each of the CS coils and poloidal field coils and also for the entire CS coil stack. The in-plane force due to toroidal field (TF) coil charging and the out-of-plane force due to interaction of the TF coil current with the poloidal field have been computed. The Joule heating on the TF structure due to plasma disruption has also been calculated.

Index Terms—EM load, Pre-compression, Joule heating

I. INTRODUCTION

THE Korea Superconducting Tokamak Advanced Research (KSTAR) magnet system provides the magnetic field necessary to confine and control the plasma of 2 MA during various phases of pulsed operation [1]. The toroidal field (TF) coils that generate magnetic field of 3.5

T at the plasma center are operated as steady-state magnets. The central solenoid (CS) and poloidal field (PF) coils are operated as pulsed magnets. The magnetic field and the field variation are sources of electro-magnetic (EM) loads and Joule heating. The EM loads and the Joule heating influence structural and thermal stabilities of the magnet system, respectively.

In order to estimate the EM loads, we have considered not only the reference scenario in the base line mode but also all scenarios developed to cover a wide range of flexibility of plasma shape. The reference scenario consists of initial magnetization (IM), blip, start of flattop (SOF), start of burn (SOB), and end of burn (EOB) as shown in Fig. 1. We have found the worst scenario and the corresponding values of EM loads. We have calculated the Joule heating of the TF coil structure due to plasma disruption and the EM loads that include in-plane force (IPF) [2], out-of-plane force (OPF) [3], pre-compression, vertical force and lateral force. The results are used as input data for thermal and structural analyses.

We have used the MAFLO code, which computes the Lorenz force, magnetic field, vector potential, and their partial derivatives due to a given current distribution in space without permeable materials [4]. The current distribution is represented by filamentary circular and/or polygonal current loops. The basic magnetic quantities can be expressed in relatively simple closed forms for these two special shapes of current loops. Therefore, calculation of magnetic fields, forces, inductance, field lines, and guiding center orbits, etc. is carried out in a rather straightforward way with high accuracy. We have used the SPARK code to calculate the Joule heating on the structures.

Manuscript received September 24, 2001. This work was supported by the Korea Ministry of Science and Technology under KSTAR Project Contract.

C. H. Choi is with the Korea Basic Science Institute, Yeo-eun-Dong, Yusung-Ku, Taejeon 305-333, Korea (telephone: +82-42-865-3495, e-mail: chchoi@comp.kbsi.re.kr).

D. K. Lee is with the Korea Basic Science Institute, Yeo-eun-Dong, Yusung-Ku, Taejeon 305-333, Korea (telephone: +82-42-865-3630, e-mail: dklee@comp.kbsi.re.kr).

J. W. Sa is with the Korea Basic Science Institute, Yeo-eun-Dong, Yusung-Ku, Taejeon 305-333, Korea (telephone: +82-42-865-3627, e-mail: jwsa@comp.kbsi.re.kr).

H. J. Ahn is with the Hyundai Heavy Industries Co. Ltd. (HHI), 1 Cheonha-Dong, Dong-Ku, Ulsan 682-792, Korea (telephone: +82-52-230-3067, e-mail: hjahn@hhi.co.kr).

Y. K. Oh is with the Korea Basic Science Institute, Yeo-eun-Dong, Yusung-Ku, Taejeon 305-333, Korea (telephone: +82-42-865-3494, e-mail: ykoh@comp.kbsi.re.kr).

K.-I. You is with the Korea Basic Science Institute, Yeo-eun-Dong, Yusung-Ku, Taejeon 305-333, Korea (telephone: +82-42-865-3497, e-mail: kiyoun@comp.kbsi.re.kr).

J. Y. Kim is with the Korea Basic Science Institute, Yeo-eun-Dong, Yusung-Ku, Taejeon 305-333, Korea (telephone: +82-42-865-3611, e-mail: jykim@comp.kbsi.re.kr).

S. Cho is with the Korea Basic Science Institute, Yeo-eun-Dong, Yusung-Ku, Taejeon 305-333, Korea (telephone: +82-42-865-3622, e-mail: sycho@comp.kbsi.re.kr).

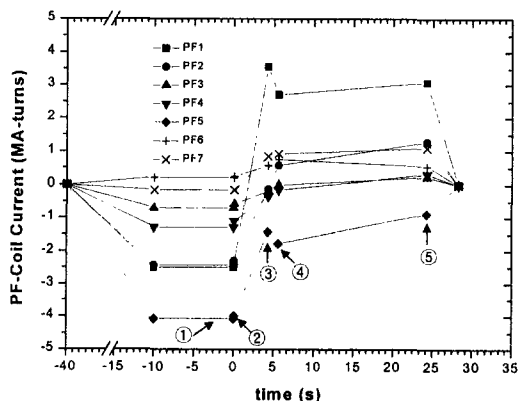


Fig. 1. PF coils current in reference scenario : ① Initial Magnetization (IM), ② blip, ③ Start of flattop (SOF), ④ Start of Burn (SOB), and ⑤ End of Burn (EOB)

TABLE I
DEAD WEIGHT OF KSTAR MAGNET SYSTEM

| | Unit | Coil | | | | | | | Structure | | | | | |
|------------------|--------|-------|------|------|------|------|-------|-------|-----------|-------|------|------|-------|-------|
| | | TF | PF1 | PF 2 | PF 3 | PF 4 | PF5 | PF6 | PF7 | TF | CS | PF5 | PF6 | PF7 |
| Weight | ton/ea | 2.87 | 2.24 | 1.81 | 0.96 | 1.39 | 5.20 | 8.22 | 5.65 | 6.40 | 7.90 | 0.50 | 0.32 | 0.38 |
| No. of Component | ea | 16 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 16 | 1 | 16 | 32 | 32 |
| Sub-Total | ton | 45.92 | 4.48 | 3.62 | 1.92 | 2.78 | 10.40 | 16.44 | 11.30 | 102.4 | 7.90 | 8.00 | 10.24 | 12.16 |

II. LOAD CONDITIONS

A. Dead Weight

The dead weights of the KSTAR coils and structures are shown in Table I. The sub-total weights of coils and structures are 96.86 tons and 140.7 tons, respectively. The total weight of the magnet system is 237.56 tons, excluding interface structures, such as in-cryostat bus lines, in-cryostat helium lines, and the gravity supporting system. The effect of the dead weight is negligibly small compared to that of EM loads in structural stability.

B. Pre-compression

The pre-compression for the TF structure should be supplied to reduce gaps between TF structures. The larger displacement is allowed, the larger stress on coils and structures is generated. The pre-compression will be supplied during assembly of the TF system at room temperature through an assembly jig and maintained by conical bolts located at the inner intercoil structure (IIS). The pre-compression becomes smaller after cool down due to large thermal contraction of insulation in normal direction. The insulation is installed between TF structures to reduce eddy currents in toroidal directions. The pre-compression of the TF structures has not been estimated yet.

The CS coil assembly consists of four pairs of PF1-PF4 coils located symmetrically with respect to the equatorial plane. In general, repulsive forces act between two adjacent CS coils when the two current directions are opposite to each other. An optimum pre-compression is needed to prevent free motion of the CS coils due to repulsive force [5]. In addition, we have considered deciding the pre-compression the mechanical stability of coil insulation at room temperature as well as at operating temperature [6, 7]. The lateral forces on individual CS coils due to misalignment of the coils and plasma disruption have also been calculated. The major portion of the pre-compression is supplied at room temperature through a wedged block located at the top of the CS structure and the rest is supplied by thermal contraction differences between coils and structures.

The PF coils are exposed to repulsive forces during operation due to interaction of the PF coil currents with the poloidal magnetic field from the CS and PF coil currents. Bolts of the structure cover supply the pre-compression. The repulsive force is not strong comparing to TF and CS magnet system. The pre-compression of the PF structure has not been determined yet.

C. Cool Down

The temperature difference between any two points in the magnet system will be kept within 50 K to reduce thermal stress during cool down. The average temperature of the TF coil case should be lower than that of the coil itself during cool down so as to avoid tensile stress on the insulation of the coil. The residual thermal stress on the TF magnet system after cool down is not negligible because of different thermal contractions between the TF coil (whose CICC jacket material is Incoloy 908) and the TF structure (whose material is strengthened austenitic stainless steel: JJ1). On the other hand, contraction of CS and PF coils should be lower than that of their structures to reduce stress on the coils during cool down.

D. TF Energisation

When the 16 D-shaped TF coils are energized to the operating current of 35.2 kA, the highest induced magnetic field is about 7.2 T. The cross product of the toroidal magnetic field and the TF coil current yields radial force, which is called the IPF. The integrated IPF on a TF coil is a centering force, which is one of the highest stress sources. The basic design concept of the KSTAR TF structure is based on using wedge-type supports for sustaining the centering force [8].

E. CS and PF Energisation

The radial force, vertical force, launching force, and lateral force will be generated when CS and PF coils are energized. Since the hoop forces are generally strong, the coil movements in radial direction are unavoidable. The radial movement of the CS and the PF coils will be allowed by sliding between CS coils and by radial flexibility of the hinge-type PF structure, respectively. The CS and the PF structures that are supplied with pre-compressions restrict vertical movement of each coil due to attractive and repulsive forces. The launching force acting on the CS stack, which are generated during plasma disruption and single-null mode operations, should be endured by the toroidal supporting lug whose function is a gravity support to connect the CS stack to the TF structure. Friction between CS coils and rigidity of PF structure will restrict lateral movements of CS and PF coils, respectively.

The OPF is the result of the cross product of the TF coil current with the poloidal magnetic field. It is in toroidal direction and has up-down anti-symmetry with respect to the equatorial plane in double-null modes. It is also one of the highest stress sources on the TF system, especially the outboard leg and joint box, whose function is allowing to pass electrical joint of the TF coil and the helium line, etc.

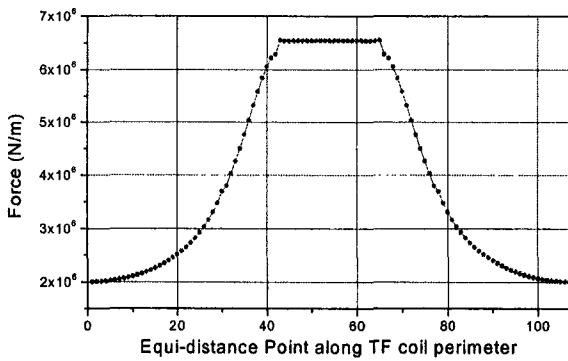


Fig. 2. The IPF due to TF current of 35.2 kA. The x-axis represents perimetric points along the TF coil perimeter from middle point of the outboard leg.

F. Plasma Disruption

The Joule heating is more serious than the Lorentz forces on the magnet system during plasma disruption. The Lorentz forces are relatively small compared to other forces acting on the magnet system, but are not small enough to be neglected for thermal shields, since their supports were designed rather weak to reduce thermal load. The Joule heating on coils and structures influences stability of superconductors. Unfortunately, the magnetic field variation due to plasma disruption is the highest at the inboard leg of the TF coil, where the toroidal magnetic field is highest. Because the plasma-facing wall thickness of the inboard leg is relatively thin compared to others, the eddy current density due to plasma disruption is the highest. It means that the highest field and the highest Joule heating are combined at the same place. The lateral and vertical forces on the CS stack have maximum values during plasma disruption except for seismic events.

G. Fast Discharge

If one or more of TF coils fail to discharge because of an electrical short circuit after TF coil quench, the TF magnet system becomes structurally dangerous due to asymmetry of IPF. Also, if one or more of PF coils fail to discharge, the TF magnet system becomes unstable from asymmetry of OPF and faces a structurally dangerous situation. Study of unlikely extreme conditions is now in progress.

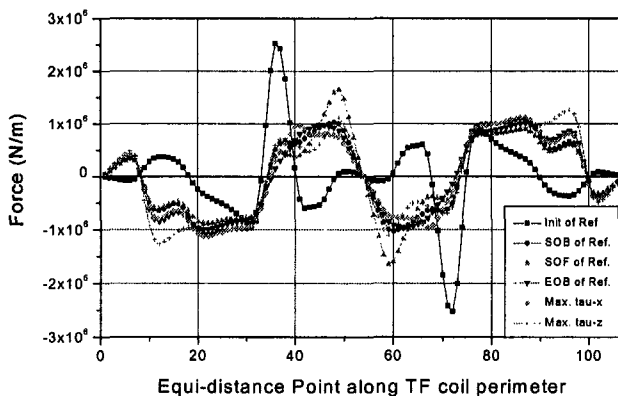


Fig. 3. OPF of TF coil due to the reference scenario and maximum torque

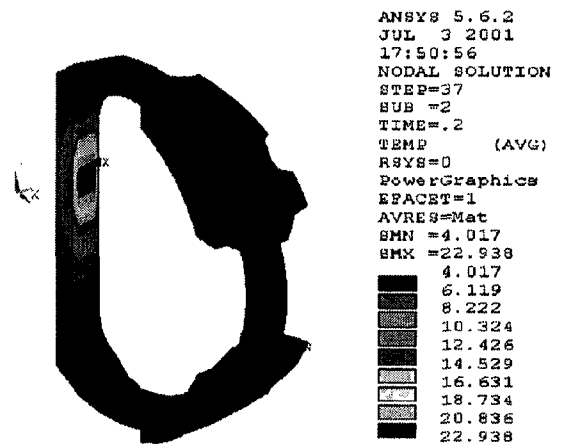


Fig. 4. Temperature profile of the TF structure during plasma vertical disruption

III. EM LOADS

A. TF Coil System

1) IPF

The IPF due to TF current of 35.2 kA is shown in Fig. 2. The x-axis of Fig. 2 represents points about 10 cm apart along the TF coil centerline, starting from the middle point of the outboard leg. (There are 107 points in total.) The maximum IPF of about 6.5 MN/m and the minimum of about 2 MN/m occur at the inboard and outboard legs, respectively. The centering force of each TF coil is about 15 MN.

2) OPF

The OPF due to reference scenario in the base line mode and maximum torque is shown in Fig. 3. The peak OPF of about 2.6 MN/m appears at IM. However, since the torque about the radial axis at EOB is bigger than that at IM, the maximum stress of the TF structure occurs at EOB. We define two kinds of maximum OPF as the maximum torque about the radial and vertical axes, which we have calculated considering all of the 225 plasma equilibrium cases. As shown in Fig. 3, the curves of OPFs at SOF, SOB, and EOB and maximum torque about the radial and vertical axes have similar shapes.

3) Joule Heating

Figure 4 shows the temperature profile of the TF structure due to plasma vertical disruption. The maximum temperatures of the TF structure due to the radial and vertical plasma disruptions are about 11 K and 23 K, respectively [9]. The hot region is concentrated on the plasma-facing wall of the inboard leg, where the toroidal magnetic field is highest. The Joule heating effect is analyzed in a thermal stability aspect [10]. The calculation results, which have been obtained with SPARK code, are shown in Table II. The model contains the plasma facing components, the vacuum vessel, and the TF structure. As the coil is not included in the model, a screening effect of the coil is not considered. It means the results are larger than realistic values. Calculation of the Joule heating due to normal operation and PF fast discharging is in progress

TABLE II
JOULE HEATING ON TF STRUCTURE DUE TO PLASMA DISRUPTIONS

| Plasma Disruption | Radial | Vertical |
|------------------------------|--------|----------|
| Max. Temperature (K) | 11 | 23 |
| Max. Joule Heat (kW) | 455 | 646 |
| Cumulative Joule Energy (kJ) | 10.85 | 20.32 |

B. CS Coil System

The minimum required pre-compression of about 12 MN has been calculated, assuming the CS coils can be represented by linear springs connected vertically in series. To prevent lateral movements and vertical separation between any two adjacent CS coils and to minimize the stress of coils and structures, we have chosen an optimum pre-compression of 15 MN, which is not able to prevent radial sliding of CS coils due to large hoop forces.

The maximum launching force of the CS stack, which is about 2.25 MN during the plasma vertical disruption, acts on the supporting component of the CS structure. The maximum lateral force of the CS stack, which is about 0.25 MN during plasma radial disruption, acts on the supporting component and stoppers that are installed at the bottom of the CS structure. The stopper allow vertical displacement of the CS structure due to thermal contraction but restricts the lateral displacement within 10 mm to avoid contact between the CS structure and the TF structures.

The maximum attractive and repulsive vertical forces among all CS coils are observed at PF1 coil with 21.7 MN and at PF2 coil with 16.7 MN, respectively. The maximum inward and outward lateral forces among the CS coils originating from random coil misalignments are found at PF1 coil with 124 kN and 88 kN, respectively, assuming that the maximum coil misalignment is 2 mm.

C. PF Coil System

The vertical and lateral forces on the PF coils arise also from PF coil charging and plasma disruption. The maximum attractive vertical forces of PF5, PF6, and PF7 coils are 10.1 MN, 3.9 MN, and 5.8 MN, respectively. The maximum repulsive vertical forces of PF5, PF6, and PF7 coils are 3.1 MN, 3.2 MN, and 1.4 MN, respectively. The lateral forces of the PF coils are relatively small (several kN), so it is not dangerous to the PF structure. The displacement of the TF structure due to OPF is able to generate bending stress on the PF coil and structure.

IV. CONCLUSION

The dead weight of the coils and the structures has been estimated, showing that its effect on structural stability is negligible. The calculated optimum pre-compression of 15 MN for the CS coil assembly is able to prevent vertical

separation and lateral movement of the coils and minimizes stress of the CS coils and structure. It should be carefully decided after considering structural stability of the coils and structures at several temperature conditions. The maximum IPF is about 6.5 MN/m at the inboard leg and the centering force of one TF coil is about 15 MN. We have found that the OPFs of a TF coil at SOF, SOB, and EOB and maximum torque about radial and vertical axes are all about of the same order of magnitude. The IPF and the OPF are the main EM loads on the TF magnet system. The maximum temperature and Joule heating rate of one TF structure due to the vertical disruption are 23 K and 646 kW, respectively. The maximum launching and lateral forces acting on the CS stack during the plasma disruption are 2.25 MN and 0.25 MN, respectively. The maximum attractive vertical forces of PF5, PF6, and PF7 coils are 10.1 MN, 3.9 MN, and 5.8 MN, respectively.

V. ACKNOWLEDGMENT

The authors are grateful to the KSTAR project participants of Korea Basic Science Institute and Hyundai Heavy Industries Co. Ltd. for their contributions to the superconducting magnet development.

VI. REFERENCES

- [1] G. S. Lee et al., "The KSTAR project: An advanced steady state superconducting tokamak experiment," *Nuclear Fusion*, vol. 40, no. 3Y, pp. 575-582, Mar. 2000.
- [2] P. Titus, and F. Wong, "ITER EDA in-plane structural design, finite friction effects, central solenoid tension and compressive preload," *Proceeding of 15th IEEE/NPSS Symp. Fusion Engineering (SOFE-15)*, pp.676-679, 1994.
- [3] P. Titus, and F. Wong, "ITER EDA out-of-plane structural design and analysis," *Proceeding of 15th IEEE/NPSS Symp. Fusion Engineering (SOFE-15)*, pp.680-683, 1994.
- [4] D. K. Lee, "Magnetic field, vector potential, and their derivatives due to currents in closed polygons of wire," *Comp. Phys. Comm.* 25, 181-191, 1982.
- [5] P. C. Michael et al, "Mechanical preloading of the central solenoid model coil," *IEEE Trans. Applied Superconductivity*, vol. 11, pp.1877-1890, March 2001.
- [6] J. W. Sa et al., " Detailed Evaluation of Insulation Stresses in the KSTAR Central Solenoid," *IEEE Trans. Applied Superconductivity (MT17)*, submitted for publication.
- [7] Y. K. Oh et al., " Engineering Design Status of the KSTAR Central Solenoid Structure," *IEEE Trans. Applied Superconductivity (MT17)*, submitted for publication.
- [8] H. J. Ahn et al., "Engineering design status of the KSTAR TF coil structure," *IEEE Trans. Applied Superconductivity (MT17)*, submitted for publication.
- [9] S. Cho, "Calculation of Joule Heat and the Temperature Distribution on the TF Coil Structure during Plasma Disruption," Korea Basic Science Institute, Memorandum, T123-AT0-TH3-010731/SCho-E1-101, Jul. 2001.
- [10] K. J. Cho et al., "Thermo-hydraulic Analysis of KSTAR TF Coil Structure," *IEEE Trans. Applied Superconductivity (MT17)*, submitted for publication.

Engineering Design Status of the KSTAR Central Solenoid Structure

Y. K. Oh, C. H. Choi, J. W. Sa, K.-I. You, D. K. Lee, M. Kwon, G. S. Lee, H. J. Ahn, T. H. Kwon
J. S. Lee, Y. W. Lee, S. C. Lee, and C. D. Hong

Abstract—The central solenoid (CS) magnet system of the Korea Superconducting Tokamak Advanced Research (KSTAR) device consists of four pairs of segmented CS coils and a CS coil structure. The maximum repulsive force between CS coils is about 12 MN. The functions of the CS structure are to apply pre-load on the CS coils and to support the repulsive force between CS coils during operation. The designed axial compression of 15 MN at 4.5 K will be applied partly by assembling the pre-load structure at room temperature with pre-load of about 13.4 MN and partly by the thermal contraction difference between the CS coils and the structure during cool down. Additional pre-load will be given by minute adjustment of wedges. The structural analysis of the CS magnet system has been performed to verify the CS structure design reliability.

Index Terms - KSTAR, Central Solenoid, Pre-load structure, Structural Analysis.

I. INTRODUCTION

THE Korea Superconducting Tokamak Advanced Research (KSTAR) device is a steady-state-capable experimental fusion device using fully superconducting (SC) magnets including toroidal field (TF) coils, central solenoid (CS) coils, and poloidal field (PF) coils [1]. The major parameters of the tokamak are: major radius 1.8 m, minor radius 0.5 m, toroidal field 3.5 T, and plasma current 2 MA with a strongly shaped plasma cross-section and double-null diverter. The estimated lifetime operating limits of KSTAR are 50,000 plasma pulses and 1,000,000 s of total operation [2]. The magnet system consists of 16 TF coils, 4 pairs of CS coils, and 3 pairs of outer PF coils, and some relevant structures [3]. All coils are assembled in a cryostat with up-down symmetry with respect to the equatorial plane as shown

Manuscript received September 24, 2001. This work was supported by the Korea Ministry of Science and Technology under the KSTAR Project Contract.

Y. K. Oh, C. H. Choi, J. W. Sa, K.-I. You, D. K. Lee, M. Kwon, and G. S. Lee are with the Korea Basic Science Institute (KBSI), Yeo-eun-dong, Yusug-ku, Daejeon, 305-333, Korea (e-mail: ykoh@kbsi.re.kr).

H. J. Ahn, T. H. Kwon, J. S. Lee, and Y. W. Lee are with Hyundai Heavy Industries Co Ltd. (HHI), Cheonha-dong, Dong-ku, Ulsan, 682-782, Korea (e-mail: hjahn@hhi.co.kr).

S. C. Lee, is with the Engineering Systems & Consulting Inc. (ESC), Shinchon-dong, Dong-ku, Daegu, 701-023, Korea (e-mail: esci@kornet.net).

C. D. Hong, is with Haneul Engineering, Dunsan-dong, Suh-ku, Daejeon, 302-120, Korea (e-mail: skyeng21@hanmail.net).

in Fig. 1. The magnet structure consists of 16-segmented TF coil structures encasing each D-shaped TF coil, a CS structure surrounding 4 pairs of CS coils, and modular PF coil structures supporting each PF coils in 8 or 16 places. The function of the structures is to protect SC coils from mechanical, electrical, and thermal loads. All superconducting coils and structures are cooled with forced-flow supercritical helium with inlet temperature of 4.5 K.

Winding of a real-sized prototype TF coil has been finished and its fabrication will be completed following the processes of heat treatment, insulation taping, and epoxy impregnation by the end of 2001. The other coils will be fabricated step by step. Engineering design activities of the magnet structure are well in progress, including structural and thermal analyses. Prototype structures including a TF coil structure and a PF5 coil structure will be fabricated by the middle of 2002.

II. CS MAGNET SYSTEM DESIGN

The KSTAR CS magnet system consists of four pairs of CS coils and a CS coil structure. The schematic drawing of the CS magnet system is shown in Fig. 2.

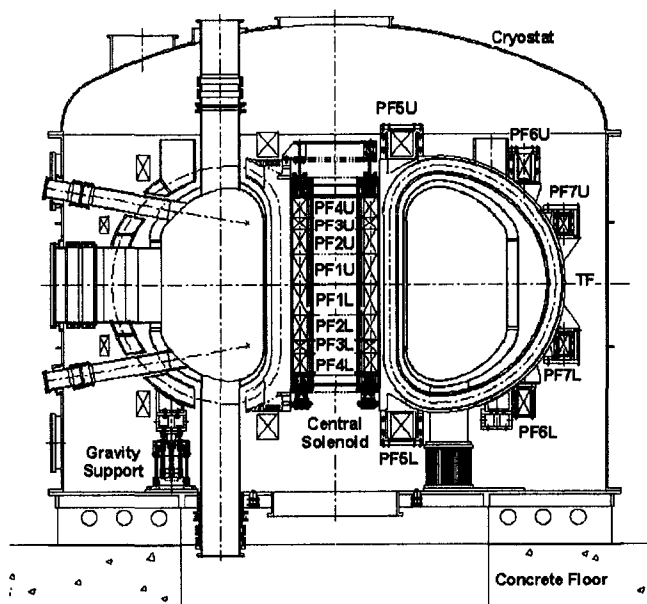


Fig. 1. The configuration of the KSTAR magnet system.

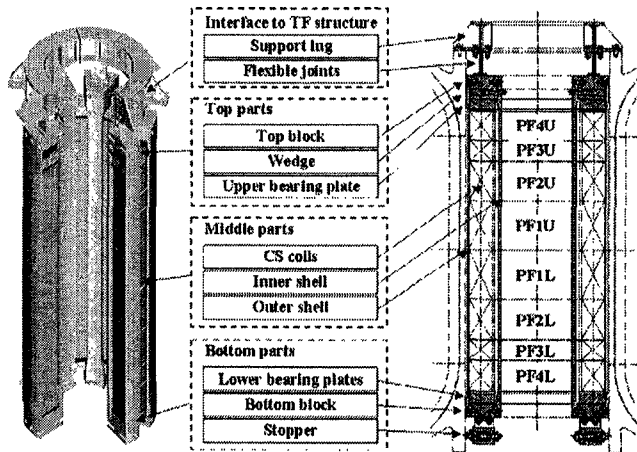


Fig. 2. The schematic drawing of the CS magnet system.

A. Conductor

The conductor of the CS coils is a cable-in-conduit (CIC) conductor, which consists of 240 Nb₃Sn strands, 120 copper strands, and 6 internal co-wound voltage taps, and a square-shaped Incoloy908 jacket [4]. The major parameters of the conductor are listed in Table I. Since CS coils are operated in pulsed mode, ac loss minimization is one of the important issues in the conductor design. The coupling loss of the conductor depends mainly on the contact resistance between strands, final twist pitch length, and void fraction [5]. Chromium is coated on both Nb₃Sn and copper strands with 1- μ m thickness. The cabling pattern of strands is 3x4x5x6 with a sequence of twist pitches of about 40 mm, 80 mm, 145 mm, and 237 mm, respectively. The void fraction of the CS conductor is expected to be about 36% if the twisting effect is considered. The conductor lengths of CS coils are about 660 m, 540 m, 285 m, and 410 m each for PF1, PF2, PF3, and PF4 coils, respectively. In conductor manufacturing, dimension control and tube-mill welding performance control will be important engineering issues to be achieved for reliable conductor fabrication up to 660-m conductor length without internal joints.

B. CS Coils

The CS coils are designed with four pairs of segmented coils. The parameters of the CS coils are listed in Table II. Each CS coil is operated with a different operating current to provide strongly-shaped cross sections of plasma with rated current of 2 MA. Each CS coil follows the reference operation sequence of initial magnetization (IM), blip, start-of-flattop (SOF), start-of-burn (SOB), and end-of-burn (EOB). In a base-line operational mode, 20 s of plasma flattop is repeated every 20 min. The peak field and peak field variation rate in the CS coil conductor are about 8 T and 8 T/s in the reference operation, respectively. To maximize the flux swing and to minimize ac loss in joints, there is no internal joint and all termination joints are extracted from inside CS coils to the top and bottom of CS coil stack, where the background magnetic field strength is below 2 T. The CS

coils are cooled by forced-flow supercritical helium with inlet temperature of 4.5 K. The pulsed heat load on CS coils will be extracted by a thermal damper, which consists of a cryo-circulator and heat exchangers. All helium stubs are welded on the layer transition region inside CS coils with insulation breaks. The cooling circuits of CS coils and a CS structure are connected in series.

The Incoloy908 jacket material tends to have stress accelerated grain boundary oxidation (SAGBO) cracking during heat treatment under the conditions of temperature between 550°C and 800°C, tensile stress more than 200 MPa, and oxygen concentration more than 0.14 ppm at 1 bar [6]. So each coil will be heat-treated by a vacuum furnace with purified Argon gas purging into conductor. The oxygen concentration control during coil heat treatment is one of the most critical engineering issues of the coil fabrication. To meet the designed insulation voltage of 15 kV, turn insulations and a ground wrap are provided with S2-glass fabric taping and a final vacuum pressure impregnation (VPI).

TABLE I
MAJOR PARAMETERS OF THE CS COIL CONDUCTOR

| Parameters | Values |
|--|---------------|
| Strand diameter (mm) | 0.78 |
| Cabling configuration | 3 x 4 x 5 x 6 |
| Number of strands | 360 |
| Number of Nb ₃ Sn strands | 240 |
| Number of Cu strands | 120 |
| Number of internal co-wound sensors | 6 |
| Final wrap thickness (μ m) | 50 |
| CIC conductor size (mm x mm) | 22.3 x 22.3 |
| Jacket thickness (mm) | 2.41 |
| Jacket cross section (mm ²) | 175.6 |
| Cable space area inside jacket (mm ²) | 299.3 |
| Cross section of strands, twisted (mm ²) | 177.3 |
| Cross section of Cu (mm ²) | 130.0 |
| Cross section of non-Cu (mm ²) | 47.3 |
| Twist angle, cos(θ) | 0.97 |
| Equivalent void fraction (%) | ~36 |

TABLE II
MAJOR PARAMETERS OF THE CS COILS

| Parameters | Values |
|--|------------------|
| Number of CS coils | 8 |
| Mean radius of CS coils, R _m (mm) | 570.0 |
| Inner radius of CS coils, R _i (mm) | 454.8 |
| Outer radius of CS coils, R _o (mm) | 685.2 |
| Overall height of a CS coil stack (mm) | 2,830 |
| Number of turns per pancake | 9 |
| Number of pancakes per coil (PF1U / PF2U / PF3U / PF4U) | 20 / 16 / 8 / 12 |
| Thickness of turn insulation (mm) | 0.81 |
| Thickness of ground wrap | 7.6 |
| Peak field (T) | ~8.0 |
| Peak current in conductor (kA) | 25 |
| Peak separation force between coils (MN) | 12 |
| Number of cooling paths for 8 CS coils | 56 |
| Inlet temperature (K) | 4.5 |
| Weight of CS coils (ton) | ~13 |
| Weight of CS structure (ton) | ~8 |

C. CS Structure

The CS structure consists of a pre-load structure and interface structures. The schematic drawing of the CS structure is shown in Fig. 2. The overall dimensions of the structure are about 4.3 m in height and 1.7 m in diameter. The main structural material is strengthened austenitic steel and the weight of the structure is about 8 tons.

The pre-load structure consists of 8 sets of inner and outer shells, top and bottom blocks, upper and lower bearing plates, and 8 wedges. The functions of the pre-load structure are to apply an axial compression to the CS coils and to sustain the repulsive forces between CS coils during operation. The CS coils are under compressive force during the reference scenario. However, the peak separation force of 12 MN occurs between PF1 and PF2 coils under several operation conditions. The condition is called as maximum repulsive force (MRF) condition [7,8]. The designed axial compression of 15 MN at 5 K will be applied partly by assembling the pre-load structure at room temperature with pre-load of about 13.4 MN and partly by the thermal contraction difference between CS coils and pre-load structure during cool down [9]. The overall cross sectional areas of the shells are 0.054 m² and 0.044 m² for outer and inner shells, respectively. The average compressive force distributions of CS coils along the vertical axis are shown in Fig. 3 for eight different conditions, including the MRF case. The pre-load structure will be assembled at room temperature after heating the inner and outer shells. The length control of the shells is very important to give the required pre-load after assembly. Additional pre-load will be given by minute adjustment of wedges. Two bolts made of Inconel718 adjust the position of each wedge. Critical conditions on the pre-load structure occur at room temperature, since the allowable stress of the metal at room temperature is much lower than at 4 K [10]. The upper and lower bearing plates have a function of smoothing the localized compression load on the coil surface. The bearing plates are segmented and bolted to each other with insulation breaks.

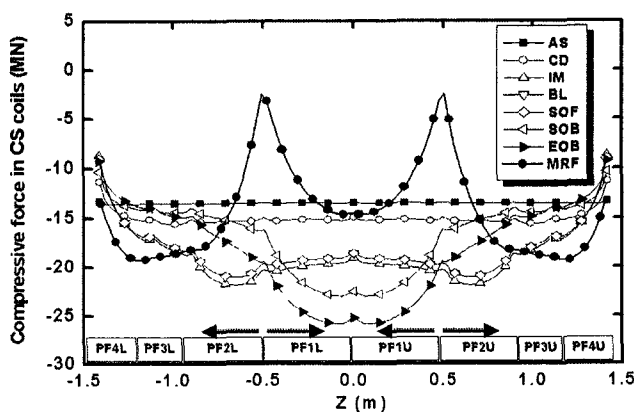


Fig. 3. Average compressive force distributions of CS coils along the vertical axis for eight different conditions: assembling (AS) at room temperature with pre-load, cool down (CD), initial magnetization (IM), blip (BL), start of flattop (SOF), start of burn (SOB), end of burn (EOB), and maximum repulsive force (MRF).

The CS magnet system is hung at the TF system through the TF interface structure, which consists of a support lug and eight flexible joints. The support lug, which is beam-shaped and segmented with insulation, transfers the gravity weight of 21 tons and vertical magnetic force of the CS coils to the TF structure. The peak vertical launching force of the CS magnet system is calculated to be about 2.3 MN at plasma vertical disruption condition [7]. There are eight flexible joints to accommodate the relative radial displacement between the CS and TF magnet systems, which comes from system cool-down and from TF magnet system deformation by in-plane and out-of-plane magnetic forces [11]. Eight adjustable spring-type stoppers are bolted with the bottom blocks to limit the lateral motion of the CS magnet system in case of seismic load or lateral magnetic force occurrence. Additional components are under consideration to prevent a relative lateral displacement between the CS coils in case of the pre-load relaxation after long time of operation.

III. STRUCTURAL ANALYSIS OF CS MAGNET SYSTEM

A. Analysis Model

For the simulation of the mechanical behavior of the CS magnet system, a 3-dimensional linear global finite element (FE) model has been developed. The 1/16 CS structures are fully modeled with 8-node brick elements. The model consists of eight CS coils, pre-load structure, and interface structure as shown in Fig. 4. The mechanical properties of materials used in the FE analysis are summarized in Table III. Orthotropic smeared properties, calculated from the detailed analysis of the CIC conductor, are used in the CS winding pack analysis [12]. The orthotropic properties are assigned to each element in accordance with element coordinate system.

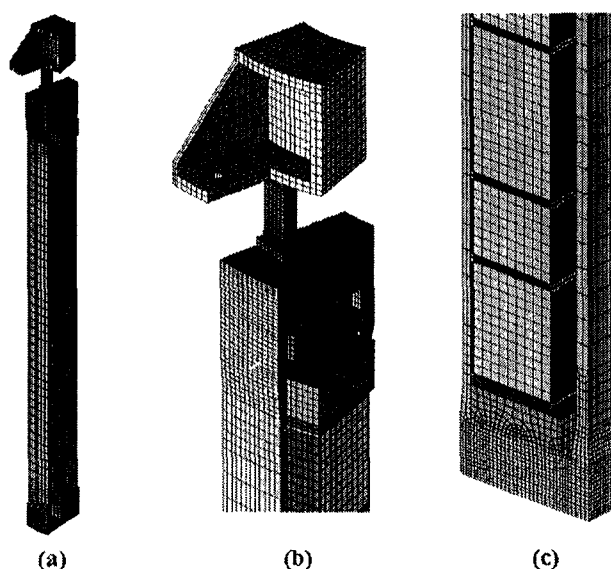


Fig. 4. Three-dimensional solid global FE model of CS. (a) Isometric view of whole model, (b) Top part of FE model, (c) Bottom part of FE model.

TABLE III
MATERIAL PROPERTIES OF CS WINDING PACKS AND STRUCTURES AT 4 K

| Properties | | Winding Pack | Ground Wrap | G10 Insulation* | Structure |
|--------------------------------|-------|--------------|-------------|-----------------|-----------|
| Young's Modulus (MPa) | Ex | 20,563 | 12,000 | 20,000 | 186,000 |
| | Ey | 59,841 | 20,000 | 35,000 | 186,000 |
| | Ez | 20,463 | 20,000 | 35,000 | 186,000 |
| Poisson's Ratio | vxy | 0.0961 | 0.198 | 0.186 | 0.280 |
| | vyz | 0.2792 | 0.330 | 0.326 | 0.280 |
| | vxz | 0.3365 | 0.170 | 0.170 | 0.280 |
| Thermal Contraction 293~4K (%) | alt.x | 0.2401 | 0.700 | 0.700 | 0.286 |
| | alt.y | 0.1746 | 0.250 | 0.250 | 0.286 |
| | alt.z | 0.2419 | 0.250 | 0.250 | 0.286 |

* For winding pack, y is the winding direction and for ground wrap and for insulations, x is the through-thickness direction.

TABLE IV
MAXIMUM DISPLACEMENT AND STRESS FOR EACH LOAD CONDITION

| Load Cond. | Bonded Condition | | | | Sliding Condition | | |
|------------|------------------|-------------|-----------|------------|-------------------|-----------|--|
| | Disp. (mm) | S.I. (MPa)* | | Disp. (mm) | S.I. (MPa)* | | |
| | | Coil | Structure | | Coil | Structure | |
| 1 AS | 2.82 | 22.3 | 325 | 2.84 | 24.9 | 328 | |
| 2 CD | 13.51 | 49.5 | 421 | 13.33 | 25.8 | 353 | |
| 3 IM | 14.27 | 87.3 | 360 | 14.00 | 85.9 | 262 | |
| 4 BL | 14.18 | 79.1 | 368 | 13.91 | 77.7 | 274 | |
| 5 SOF | 13.76 | 80.6 | 385 | 13.58 | 80.5 | 316 | |
| 6 SOB | 13.74 | 59.7 | 387 | 13.56 | 59.6 | 319 | |
| 7 EOB | 14.00 | 79.0 | 355 | 13.81 | 78.9 | 286 | |
| 8 MRF | 13.71 | 72.7 | 443 | 13.42 | 72.7 | 341 | |

* S.I. is stress intensity.

B. Loads and Boundary Conditions

The major loads acting on the CS coils and structures are dead weight, assembling forces, thermal load due to cool down, and electro-magnetic forces during operation. The electromagnetic forces were calculated in accordance with the reference scenario and MRF condition by the MAFLO code [7]. The vertical displacements are fixed at nodes around the hole of the support lug and symmetric boundary conditions are applied at the nodes on 0° and 22.5° symmetric planes. Most of the contact surfaces of the model except top and bottom blocks are supposed to be bonded. After solving the bonded model, the sliding between contact surfaces was checked by comparing the shear force with the normal force.

C. Results of Analysis

The structural analysis results of the CS magnet system are summarized in Table IV. The maximum displacement, stress intensity of CS coils, and stress intensity of the CS structure are compared for two extreme conditions of bonded and sliding conditions. The bonded condition seems to be more critical than sliding condition for the most load conditions. In the bonded condition, the maximum displacement is about 14.27 mm and the maximum stress intensities in CS coils and CS structure are about 87.3 MPa and 443 MPa, respectively. The peak stress occurs at the edges of inner and outer shells and at the interface of the bearing plate and bottom block. The most critical condition of the CS structure occurs at room temperature, since the allowable stress at room temperature is

much lower than 5 K. The detail analysis shows that the peak stress of the CS structure is below the allowable limits for all load conditions including reference scenario and MRF condition. The stress evaluation of the insulation in CS coils has been performed also [8].

IV. SUMMARY

The engineering design of the KSTAR CS magnet system is in the final stage. A CS structure has been designed to give an effective pre-load on segmented CS coils and to assure mechanical reliability under the operation sequence of assembling, cool down, and operation. The structural analysis shows that major components have mechanical reliability for allowable values of reference operation.

V. ACKNOWLEDGMENT

The authors are grateful to the KSTAR project participants of Korea Basic Science Institute, Samsung Advanced Institute of Technology, Hyundai Heavy Industries Co. Ltd. for their efforts on the superconducting magnet development.

VI. REFERENCES

- [1] G. S. Lee et al., "The KSTAR project: An advanced steady state superconducting tokamak experiment," *Nuclear Fusion*, vol. 40, no. 3Y, pp. 575-582, 2000.
- [2] "Physics requirements documents (PRD)" in *KSTAR Tokamak Systems Engineering Review Documents*, Dec. 1997.
- [3] Y. K. Oh et al., "KSTAR magnet structure design," *IEEE Trans. Applied Superconductivity*, vol. 11, pp. 2066-2069, 2001.
- [4] J. H. Schultz et al., "The KSTAR Superconducting Magnet System," *Proceeding of 17th IEEE/NPSS Symp. on Fusion Engineering (SOFE-17)*, Vol. 1 pp. 645-648, 1998.
- [5] Y. Takahashi et al., "AC loss measurement of 46 kA-13 T Nb3Sn conductor for ITER," *IEEE Trans. Applied Superconductivity*, vol. 11, pp.1546-1549, March 2001.
- [6] T Kato et al., "Avoidance method study for SAGBO cracking during heat treatment of a ITER CS model coil conductor using Incoloy908 jacket," *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 44, pp. 9-15, 1998.
- [7] C. H. Choi et al., "Electro-magnetic loads on the KSTAR magnet system," *IEEE Trans. Applied Superconductivity (MT-17)*, submitted for publication.
- [8] J. W. Sa et al., "Detailed evaluation of insulation stress in the KSTAR central solenoid," *IEEE Trans. Applied Superconductivity (MT-17)*, submitted for publication.
- [9] P. C. Michael et al., "Mechanical preloading of the central solenoid model coil," *IEEE Trans. Applied Superconductivity*, vol. 11, pp.1877-1890, March 2001.
- [10] K. Yoshida et al., "Pancake-wound central solenoid coil for ITER," *IEEE Trans. Applied Superconductivity*, vol. 10, pp.576-579, March 2000.
- [11] H. J. Ahn et al., "Engineering design status of the KSTAR TF coil structure," *IEEE Trans. Applied Superconductivity (MT-17)*, submitted for publication.
- [12] J. W. Sa et al., "Equivalent mechanical and thermal properties of multiphase superconducting coil using finite element analysis," *Proceedings of the KSME 2001 Spring Annual Meeting*, pp. 975-980, 2001.

CRYOGENIC SYSTEM FOR KSTAR TOKAMAK

D.L. Kim, Y.K. Oh, Y.S. Jung, C.H. Choi, J.M. Lee, Y.S. Kim, Y.M. Park
and G.S. Lee.

National Fusion R&D Center, Korea Basic Science Institute.
Daejeon, 305-333, Korea.

ABSTRACT

The Korea Superconducting Tokamak Advanced Research(KSTAR) Project has been in progress since 1996. Major parameters of the KSTAR tokamak are : major radius 1.8m, minor radius 0.5m, toroidal field 3.5 Tesla. The KSTAR device has a fully CICC type superconducting coil system. Cooling of the superconducting coil is forced cooling by supercritical helium using a low temperature SHE circulation system at 4.5K. The total cold mass is around 380tons and required cooling capacity is 10kW in base-line operation mode and 12kW in up-graded operation mode at 4.5K.

INTRODUCTION

Cryogenic technology is one of the key technologies for fusion reactors equipped with superconducting coils for plasma confinement. The Korea Superconducting Tokamak Advanced Research(KSTAR) Project has been in progress since 1996. The key design features are, 1) fully superconducting magnets, 2) long-pulse operating capability, 3) flexible pressure and current profile control and 4) advanced profile and control diagnostics. Major parameters of the KSTAR tokamak are : major radius 1.8m, minor radius 0.5m, toroidal field 3.5 Tesla and plasma current 2MA with a strongly shaped plasma cross-section and double-null diverter. Considering practical engineering constraints, the KSTAR device is designed for a pulse length of 300sec in up-graded operation mode but in the initial configuration would provide a pulse length of 20sec provided by the poloidal coil system in base-line operation mode.

OVERVIEW OF THE KSTAR CRYOGENIC SYSTEM

In the large scale cryogenic system, large cooling capacity of refrigerator, distribution

and control of the cryogen for the various operation modes, thermal insulation of the system, stable operation of the coil system are important design factors.

The cryogenic system is composed as follows : cold box, helium compressor system, distribution box, helium gas buffer tank, helium gas purifying system, gas recovery system, liquid helium storage dewar, current lead box, current bus line and liquid nitrogen storage tank. In the distribution box, supercritical helium(SHE) circulator system for superconducting coils and liquid helium circulator system for in-vessel cryopump is contained. In the cryostat, there are several cryogenic components to be cooled by cryogenic system : TF and PF coils, coil structures, in-vessel cryopump and radiation thermal shield.

To operate the KSTAR device, design and cooling of the coil system and thermal shield is main cryogenic technology. The cooling method for superconducting CICC coil is forced cooling type and the coil is cooled by supercritical helium using low temperature SHE circulator at 4.5K. This SHE circulation system has merits for transient heat load, control of SHE and refrigeration efficiency. The total cold mass is around 380ton and required cooling capacity is 8kW in base-line operation mode and 12kW in up-graded operation mode at 4.5K. The typical operation conditions for coil are 4.5K and 0.6MPa of inlet SHE for coil system, 60K and 2MPa of inlet gaseous helium for thermal shield and 3.7K of liquid helium for in-vessel cryopump. The liquid nitrogen is used in the initial cool down stage only for cooling of the helium gas through heat exchanger in the cold box. The operation condition of the KSATR main component is shown in TABLE 1.

CRYOGENIC REQUIREMENTS FOR COOLING

Coil System

The KSTAR device is a fully Cable-in-Conduit Conductor (CICC) type superconducting magnet system consisting of 16 Toroidal Field (TF) coils and 14 Poloidal Field (PF) coils. The TF coils provide a field of 3.5 T at the major radius of 1.8 m with a conductor current of 35.2kA. The conductor of the TF coils is made of Nb₃Sn superconductor. The PF coils, which consist of eight Central Solenoid (CS) coils and six outer PF coils, provide magnetic flux of 13.6 V-s and sustain the plasma current of 2 MA.

The conductor of CS, PF5 Upper (PF5U) and Lower (PF5L) coils is Nb₃Sn and that of

TABLE 1. Cryogenic Component & Operation Condition

| System | Temperature | Pressure | Coolant |
|--|-------------|----------|------------------|
| V.V. Thermal shield Cryostat Thermal shield Coil Supp. Post In-vessel Cryopump Current Lead & Bus line | 80K | 2 MPa | Gas He |
| T.F. coil P.F. coil Coil Structure Bus line | ~ 5K | 0.45 MPa | Supercritical He |
| Current Lead | 4.5 K | 0.13 MPa | Liquid He |

the PF6U&L, and PF7U&L is NbTi. The maximum currents of PF1 to PF5 and PF6 to PF7 are 25kA and 20kA, respectively. The jacket material of the CICC coils of PF6U&L, and PF7U&L is Stainless steel 316LN and the others are made of the Inconel 908.

The coil winding method is a continuous winding without internal joint. The number of TF coils is 16 and one TF coil has a length of 606m. To cool the TF coil system, 8 inlet helium lines are supplied for the helium flow and in 1 inlet line 2 TF coils are connected. Each TF coil is divided for 4 parallel channels whose length is about 154m. The TF coil system has one common outlet line. The inlet pressure of the TF coil is 0.5Mpa and outlet is 0.32Mpa. The total mass flow rate is 300g/s.

The cooling scheme of the CS coil system is similar to that of the TF system. The 4 CS coil pairs(PF1~PF4), i.e., 8 coils, have 4 inlet helium line. One inlet helium line is connected for 1 pair of CS coil and is divided by 2 lines. All the outlet helium is gathered in one common manifold. The number of channel is, 5 for each PF1U & PF1L , 4 for each PF2U& PF2L, 2 for each PF3U& PF3L, 3 for each PF4U& PF4L and total 28 channels for 4 CS coil pairs. The flow channel length of the CS coil is about 130 m and mass flow rate is 3.6g/s. The inlet pressure of CS coil is 0.45MPa and outlet pressure is 0.32MPa. The total mass flow rate is 100g/s. The PF5~PF7 coil pairs have individual inlet and outlet flow line. The numbers of inlet and outlet flow lines are both 6. Since the diameter of PF coil ring is large, the cable length is long compared with CS coil. The total channel length of the PF5, PF6 and PF7 are 1530m/8channel, 2490m/8channel and 1678m/6channel respectively. The inlet pressure is 0.5MPa and outlet pressure is 0.3MPa. The total mass flow rate of the PF5~PF7 coil pairs is 150g/s.

Bus Line and Current Lead

For current bus-line, the inlet pressure is 0.45MPa and outlet pressure is 0.3MPa, and the numbers of inlet and outlet flow lines are four and one, respectively. The current bus line is cooled by supercritical helium and the total mass flow rate is 11.5g/s.

To cool the current lead, liquid helium is supplied, and the inlet temperature and pressure for the current lead are 4.5K and 0.13MPa, respectively. If we use the helium flow rate of 0.08g/s kA, the mass flow rate in idle, stand-by, and shot mode are 32.3g/s, 34.7g/s, and 53.3g/s, respectively.

Thermal Shield

It is required to decrease the radiation thermal load from room temperature to the coil temperature to reduce the cryogenic load for refrigerator and the thermal shield is inserted between the temperature ranges of 300K and 4K. The thermal shield system is divided into 3-sections; cryostat thermal shield, port thermal shield and vacuum vessel thermal shield depending on the attached places.

The operation modes of thermal shield are 1) normal operation mode and 2) baking mode and this system is cooled by cold helium gases of the supplied pressure of 2Mpa from cold box. In the normal operation modes, the heat load of the thermal shield is 6kW and the maximum shield temperature must not exceed 80K. The baking, this means vacuum vessel inner wall cleaning during experiment or maintenance period, the vacuum vessel outer surface temperature is max. 150C. During the baking, the temperature of

thermal shield must not exceed max. 100K and 323K during the coil is cooled and during maintenance period.

In-vessel Cryopump

There are two in-vessel cryopumps inside the vacuum vessel, and each in-vessel cryopump has one thermal shield . The heat load on each in-vessel cryopump thermal shield is 100W and totally 200W. The in-vessel cryopump thermal shield is cooled by 2Mpa cold helium gases and the maximum temperature must not be exceeded 80K

The cryopump surface operation temperature is , during shot mode with plasma, 4.3K and the supplied liquid helium temperature is 3.7K. The required mass flow rate of helium is 30.55g/s in each cryopump and 61.1g/s in total. During shot mode without plasma and TF ramping, the temperature of in-vessel cryopump is 30K. And except these modes, the temperature of in-vessel cryopump is 80K with no liquid helium circulation.. The thermal loads of the KSTAR main components at the shot-with-plasma mode at the base line operation are shown in the TABLE 2.

OPERATION SCENARIO AND LAYOUT OF THE CRYOGENIC SYSTEM

The annual operation scenario of the system is considered to be, 1) initial cool-down 2) operation period and after the experiments 3) warm-up 4) maintenance period during the system is at the room temperature. Cool-down of the system should be possible within 3 weeks. During cool-down, temperature difference up to 50K will be allowed anywhere within the cold mass except at the thermal shield that is cooled to 80K.

The preliminary daily operation scenario is like this. During the night, the system is idle mode and cold parts are allowed to warm up a certain degree. In the morning from 8 to 9 a.m., the magnetic field is charged on the TF coils.

Then the system is operation mode and is ready to start the experiment. The magnetic field is on about 8 hours a day. After the experiment is done, during the TF coil de-ramping mode, the magnetic field is withdrawn within 1 hour and the system go to the idle mode during the night.

The KSTAR cryogenic system must deal with the demands of the various temperature levels, different thermal loads of the tokamak cryogenic components and a variety of operation modes without any difficulties.

The compressor station that incorporates the cycle helium compressors, their electric motors, the oil and helium coolers, the bulk and final oil separation systems and the cycle pressure control system. The buffer capacity that is connected to the control valves of the pressure control system of the compressor station.

TABLE 2. Thermal Loads of the KSTAR Main Components

| System | Power (W) | Temperature (K) | LHe (g/s) | Load (%) |
|--------------------|-----------|-----------------|-----------|----------|
| Shield Temp. | 10730 | 64.5 | | 7.2 |
| Coil Temp. | 3726 | 4.5 | | 45.2 |
| In-vessel Cryopump | 240 | 3.7 | | 3.6 |
| Current Lead | | 4.5 | 34.5 | 41.9 |
| Others | 172 | | | 2.1 |

Refrigerator equivalent power at 4.5K : **8241 W**
For base line operation at the shot with plasma shot mode
(without safety margin & distribution losses)

The cold box that incorporates cryogenic components as heat exchangers, cryogenic expansion turbines, adsorbs, internal piping, valves, insulation vacuum pumps set. The cold box is connected to the distribution box and, cold helium gas for thermal shield temperature and liquid helium are supplied to the distribution box. The required cooling capacity for KSTAR device are, 10kW for base line operation and 12kW for upgraded operation at 4.5K.

The distribution box that incorporates the thermal damper, thermal damper heat exchangers, internal piping and valves, SHE circulators and cold compressors. The distribution box is connected to the cryostat and to the liquid helium dewar by transfer lines. The gas purifying system that incorporates a recovery compressor, a helium gas holder, a purifier, a pressurized gaseous helium storage.

All components are connected by either room temperature piping for pure or impure helium or by thermal shielded vacuum insulated transfer lines.

SUMMARY

The KSTAR tokamak device has CICC type superconducting coil for the magnetic confinement of the plasma. The coil system is cooled by supercritical helium(SHE) and we adopted low temperature SHE circulation system for each TF and PF coils. During the operation period of the cryogenic system, helium only used for cooling of the KSTAR main components.

The conceptual design and cooling requirements for the KSTAR main components are overviewed and more work is needed in order to specify the performance of the KSTAR cryogenic system.

ACKNOWLEDGEMENTS

This work is supported by the Korean Ministry of Science and Technology under the KSTAR Project Contact.

REFERENCES

1. Lee, G.S. et.al., "The KSTAR Project; An advanced steady state superconducting tokamak experiment," *Nuclear Fusion*, Vol.40, pp575-582,2000.

Structural safety assessment under the low temperature of KSTAR superconducting magnet-supporting post [☆]

N.I. Her ^{*}, J.W. Sa, S. Cho, C.J. Do, C.H. Choi, B.C. Kim, K.H. Im, M. Kyum, W.C. Kim, G.H. Kim, B.J. Yoo, Y.K. Oh, D.L. Kim, M. Kwon, G.S. Lee, KSTAR Team

Korea Basic Science Institute, 52 Yeoeun-dong, Yusong-ku, Taejeon 305-333, South Korea

Received 27 November 2000; accepted 27 February 2001

Abstract

A magnet-supporting post installed between the lower TF coil cooled by 4.5 K supercritical helium and the cryostat base is one of the most important components of the superconducting magnet-supporting structure for KSTAR Tokamak. This structure should be flexible to absorb thermal shrink of the magnet and should also be rigid to support the magnet weight and the plasma disruption load. The post was designed with stainless steel (SS) 316 LN and carbon fiber reinforced plastic (CFRP) that has low thermal conductivity and high structural strength at low temperature. In order to verify the fabricability and the structural safety, a whole scale prototype of the KSTAR magnet-supporting post was manufactured and tested. Both static and compressive cyclic load tests under the maximum plasma vertical disruption load and the magnet dead weight were performed. The test results showed that the magnet-supporting post of KSTAR Tokamak was fabricable and structurally rigid. © 2001 Elsevier Science Ltd. All rights reserved.

Keywords: KSTAR; CFRP; Supporting post

1. Introduction

The magnet-supporting structure of the Korea Superconducting Tokamak Advanced Research (KSTAR) Tokamak is composed of one supporting ring and eight supporting posts as shown in Fig. 1. It should be flexible so as to absorb thermal shrink of the superconducting magnet and it should also be rigid so as to support the magnet weight of 320 tons and the plasma disruptions loads. Plasma disruption is a sort of plasma instability, which involves a sudden loss of confinement and a rapid decay of the whole current, leading to an end of the discharge [1]. The supporting ring and post are cooled by 4.5 K supercritical helium and 80 K gaseous helium (GHe), respectively. They have been designed to satisfy the design criteria [2]. Since the supporting post is critical for the design of the KSTAR magnet-supporting structure, it is important to analyze the post in detail. So

in this paper the work has been concentrated mostly on the magnet-supporting post design.

The magnet-supporting post is mainly made of stainless steel (SS) 316 LN and carbon fiber reinforced plastic (CFRP) material which has low thermal conductivity and high structural strength at the cryo-temperature. The mechanical and thermal properties of these materials are summarized in Table 1 [3,4]. The isometric view of the post is shown in Fig. 2. The overall dimension of the post is 1 m height and 0.8 m width and depth, respectively. The post is composed of upper block, inner CFRP plate, lower block, steel plate, thermal anchor block, outer CFRP plate, base block, and strengthen plate. Inner CFRP plate is connected to the upper and lower block using the pin, and the outer CFRP plate is connected to the thermal anchor block and the base block. A circular-shaped stainless steel bush is used between the pin and the hole of the CFRP plate to protect the surface of the hole against the friction. Inner and outer CFRP plates consist of four and two 20-mm thin plates, respectively. Steel plates consist of four 6-mm thin plates to absorb the magnet shrinkage. These plates are assembled into the thermal anchor block and lower block. The strengthen plate attached on the thermal anchor block and base block will protect the

This paper was presented at the "Korea-Japan Joint Workshop on Applied Superconductivity and Cryogenics", Cheju-Do, Korea, 2-4 October 2000.

^{*} Corresponding author. Tel.: +82-42-865-3617; fax: +82-42-865-3619.

E-mail address: hni@comp.kbsi.re.kr (N.I. Her).

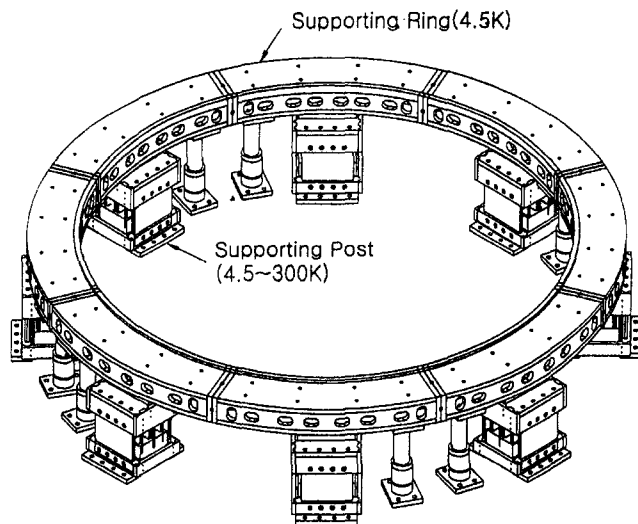


Fig. 1. Magnet-supporting structure for KSTAR Tokamak.

bending of the outer CFRP plate when the vertical load is acted.

A whole scale post prototype was manufactured to verify the structural safety and fabricability of the KSTAR magnet-supporting post and the detail description was mentioned in this paper. Also, static and compressive cyclic load tests under the maximum plasma disruption loads during the plasma operation were performed and the results were addressed.

2. Fabrication of the post prototype

The experiment of a whole scale post prototype is shown in Fig. 3. The SS blocks and plates are made of SS 316. The CFRP plates (model: HPW193/RS3232) is made of the plain woven T300 carbon fiber and epoxy resin. About 100 layers of the laminar are stacked and cured by vacuum bag and autoclave processes for general composite. The pin holes of the CFRP plate are drilled with larger tolerance than that of the inner block thickness. It is possible to make a surface contact around the CFRP plate joint when the plate is compressed vertically. The CFRP plate is examined by the ultrasonic test machine for the quality assurance after drilling a hole. In order to cool down the post, four sets

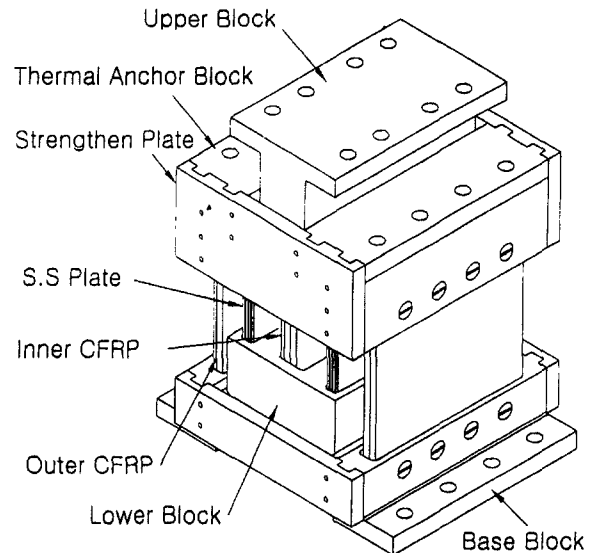


Fig. 2. Magnet-supporting post for KSTAR Tokamak.

of cooling modules composed of circular copper pipes are attached to the upper and lower blocks as well as left and right thermal anchor blocks.

3. Structural load test system

A static and dynamic load test system that controls load amplitude and velocity at the room and cryo-temperature is shown in Fig. 4. The test vacuum chamber with dimension of 1 m diameter and 1.3 m height is manufactured to provide the low-temperature environment for the test of the post prototype. The vacuum feed-through for the cooling module, thermocouple, and strain gauge are installed on the vacuum chamber. The bellows and the load interface components are assembled on the upper flange of the chamber to actuate the load on the post inside the chamber. The temperatures are measured by the T-type thermocouple attached on the seven measuring points. Eight strain gauges are attached to the steel plates and the CFRP plates for stress measurements. The location of the thermocouples and strain gauges is shown in Fig. 5. Based on the strain rate measured from the strain gauge the stress is estimated and compared with the allowable stress limit under the

Table 1
Material properties of the CFRP and the SS 316 for KSTAR magnet-supporting post

| Properties | SS 316 | | | CFRP | | |
|------------------------------------|--------|------|-------|------|-------|-------|
| | 4.5 K | 77 K | 300 K | 77 K | 224 K | 300 K |
| Tensile strength (MPa) | 1640 | 1360 | 580 | – | – | 614 |
| Compressive strength (MPa) | – | – | – | 770 | 670 | 500 |
| Inter-laminar shear strength (MPa) | – | – | – | 80 | 80 | 78 |
| Young's modulus (GPa) | 207 | 207 | 197 | 60 | 60 | 60 |
| Thermal conductivity (W/mK) | 12 | 13 | 14.3 | 0.25 | – | 3 |

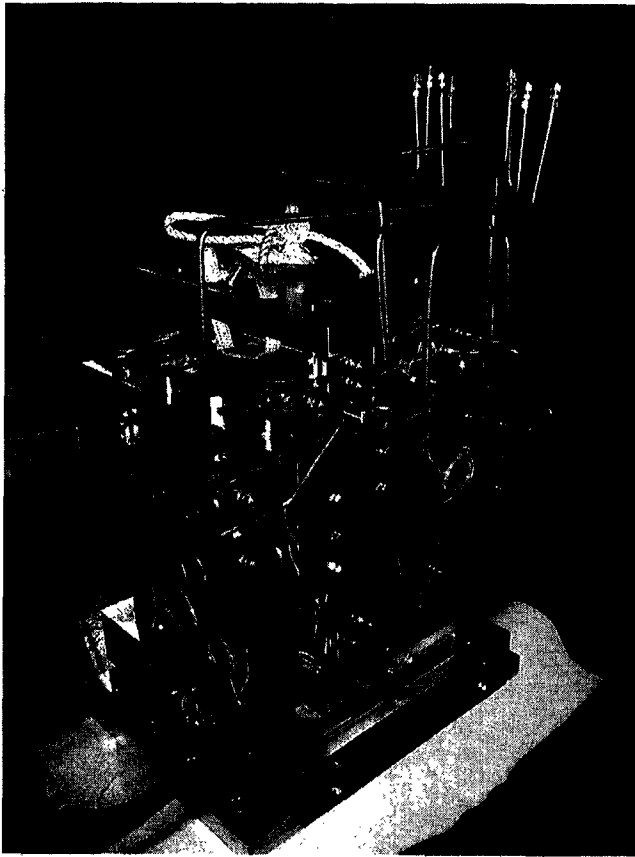


Fig. 3. Whole scale prototype of the magnet-supporting post.

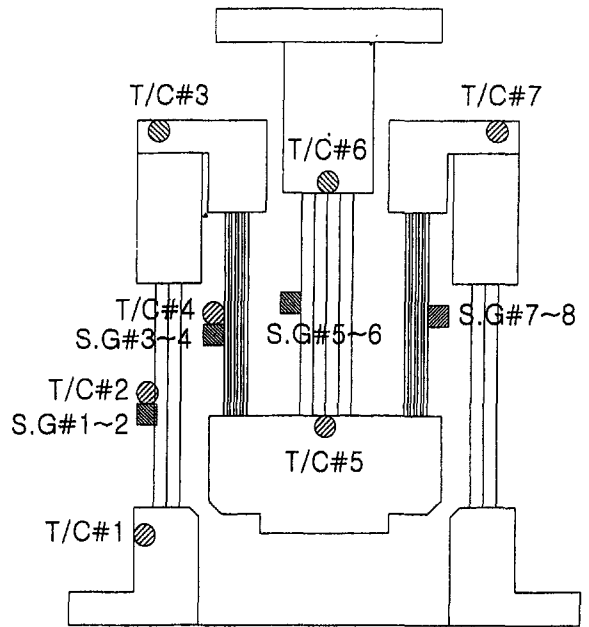


Fig. 5. Temperature and strain gauge measuring points on the prototype.

test load conditions. The history of cool-down temperature at each point is shown in Fig. 6. About 2000 l of liquid nitrogen (LN₂) was consumed to cool down the post up to -160°C from room temperature.

A dynamic actuator system which has 100-ton capability is used to simulate the cyclic maximum compressive load of 80 tons for this test. During the load test a vertical displacement of the post is measured using the linear variable differential transducer (LVDT) attached on the load interface plate of the post. This vertical displacement of the post will be a main design parameter for the design of the magnet structure and the interface

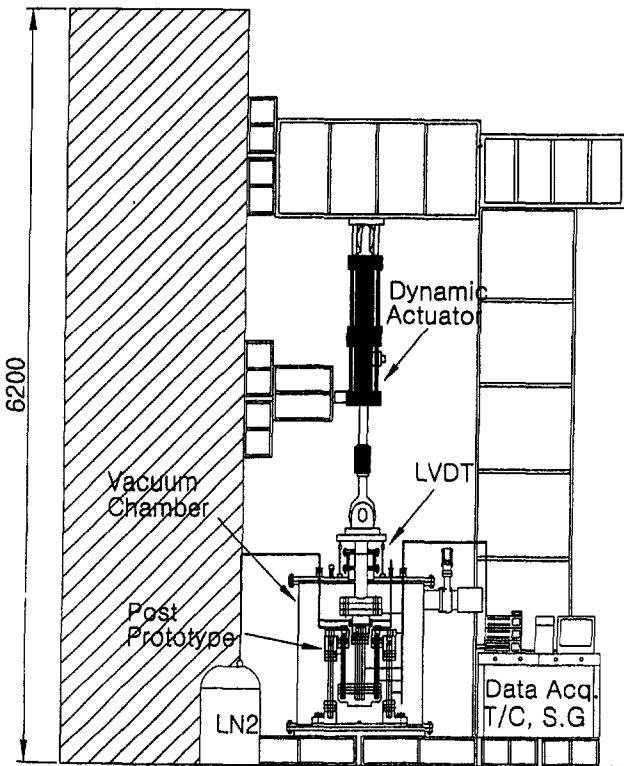


Fig. 4. Static and dynamic load test system.

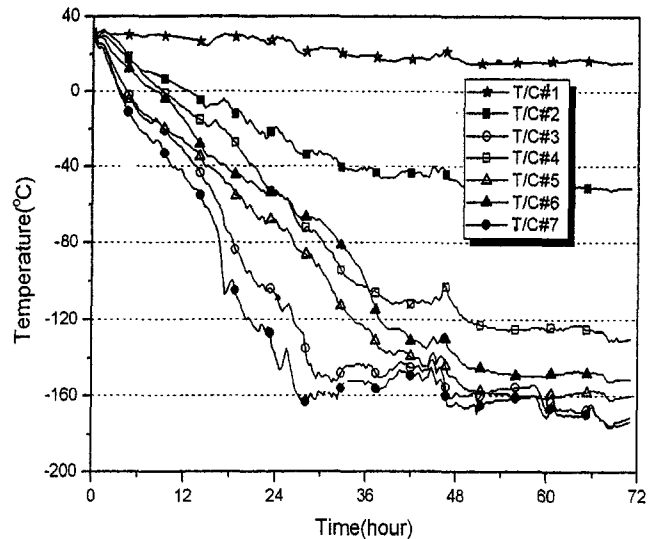


Fig. 6. Cool down temperature of the prototype for three days.

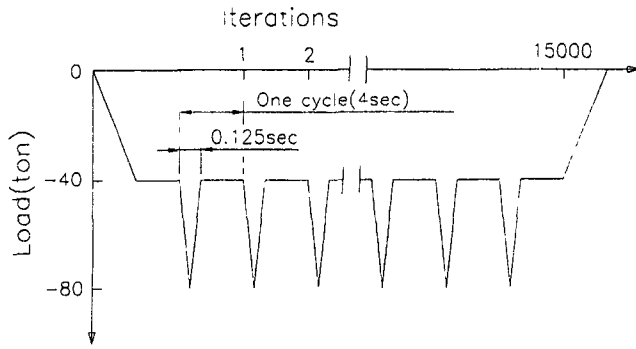


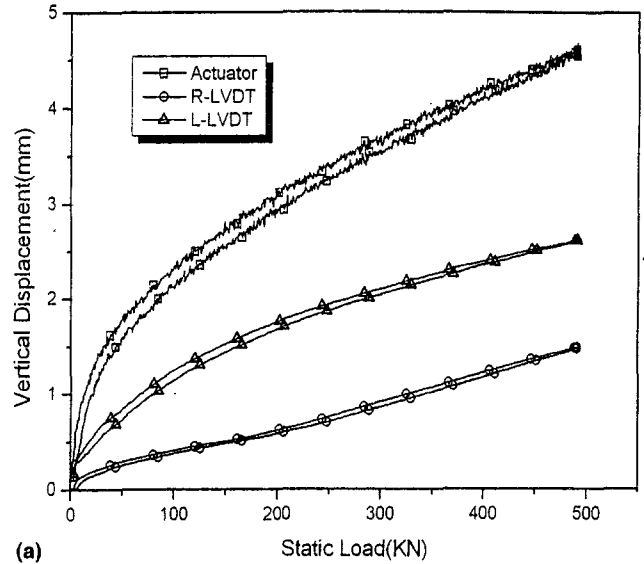
Fig. 7. The cyclic compression load test curve considering the maximum plasma vertical disruption load at low temperature.

components, such as thermal shields, bellows of the vacuum vessel vertical ports.

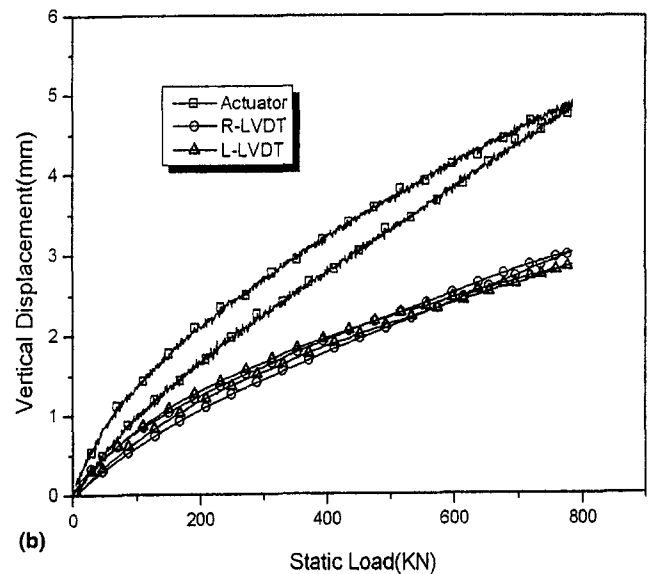
4. Load test results and discussions

The load tests were performed to consider both the magnet dead weight of 320 tons and the maximum plasma vertical disruption load of 320 tons [5]. Since these loads are applied to eight posts, the average dead weight per post could be 40 tons and the maximum vertical disruption load per post would be 40 tons. Three types of loads are tested for the magnet-supporting post prototype. First, static load test at room temperature is performed with 50 tons in order to account for both the magnet dead weight and its design margin of 25%. Next, cooling static load test with 80 tons is performed in order to account for both the magnet dead weight and the maximum plasma disruption load. Finally, cyclic compressive load test was performed based on the steady loads of 40 tons and the cyclic loads of 40 tons. The cyclic loads account for the plasma vertical disruption loads with the iteration number of 15,000. This iteration number has a safety factor of 2. An iteration diagram for the cyclic compressive load test is shown in Fig. 7. Because of the restricted test system, the frequency of the dynamic loading from 40 to 80 tons is 8 Hz and iteration period is assumed to be 4 s even though the plasma disruption occurs quickly.

Fig. 8(a) shows the vertical displacement of the post under the static load of 50 tons at room temperature. The maximum displacement is 1.4 mm on the left LVDT and 2.6 mm on the right LVDT. The difference between the two LVDT values is small and has a constant gap about 1 mm. The reason for this unbalanced displacement is not only because the post is assembled with the components which have difference tolerances but also because the dynamic actuator is not aligned exactly. Therefore, for the real post structure the manufacturing tolerance should be minimized to account for the compression. Furthermore the vertical displacement of 1.8



(a)

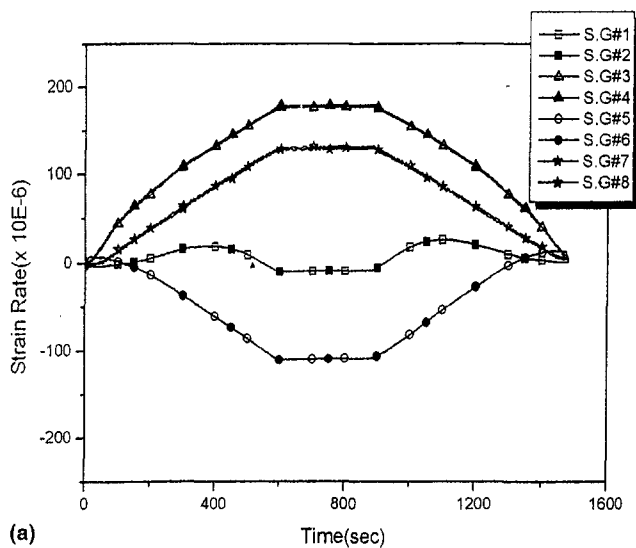


(b)

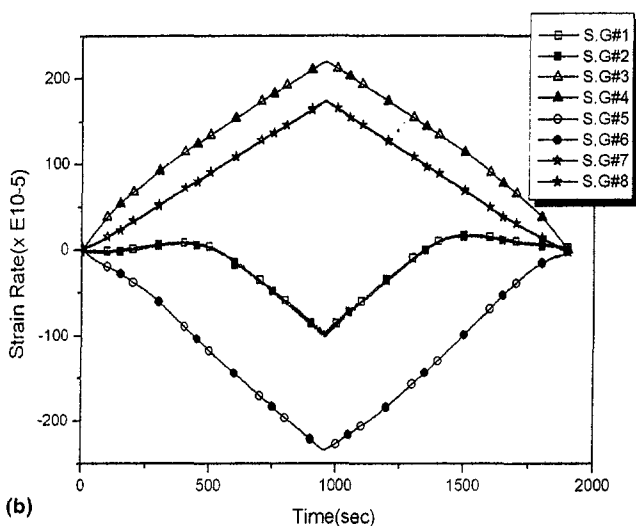
Fig. 8. Vertical displacement of the post (a) under the 50 tons at room temperature, and (b) under 80 tons at low temperature.

mm under the static load of 40 tons should be considered for the design of the magnet structure. Fig. 8(b) shows the vertical displacement of the post under the static load of 80 tons at low temperature. The vertical displacement on the left LVDT is close to that on the right LVDT. The maximum displacement of 3 mm was measured under the load after cool down. Therefore the displacement does not include the thermal shrinkage of the post itself.

Fig. 9(a) shows the strain rate on the steel plate and the CFRP plate at room temperature under the static load of 50 tons. The strain rate on the left steel plate is not the same as that of the right steel plate because of the tilted structure. Using the strain rate and Young's modulus of the material mentioned in Table 1, the



(a)



(b)

Fig. 9. Strain rate of the post (a) under 50 tons at room temperature, and (b) under 80 tons at low temperature.

maximum stress was calculated. The stress of 35 MPa on the left steel plate is smaller than the tensile yield strength of the plate. The stress of 7 MPa on the inner CFRP plate is below the compressive yield strength of the plate, and the stress on the outer CFRP plate is lower than the compressive yield strength as well as the inter-laminar shear strength of the plate. It was found that the outer CFRP plate was bent slightly as the compression loading of 40 tons starts at room temperature. Fig. 9(b) shows the strain rate on the steel plate and the CFRP plate at low temperature under the static load of 80 tons. The strain rate on the left steel plate is very close to that on the right steel plate. The trend of the results is similar to that of the previous case. The stress of 45 MPa on the left steel plate is smaller than the tensile yield strength of the plate. The stress of 15 MPa on the inner CFRP plate is below the compressive yield

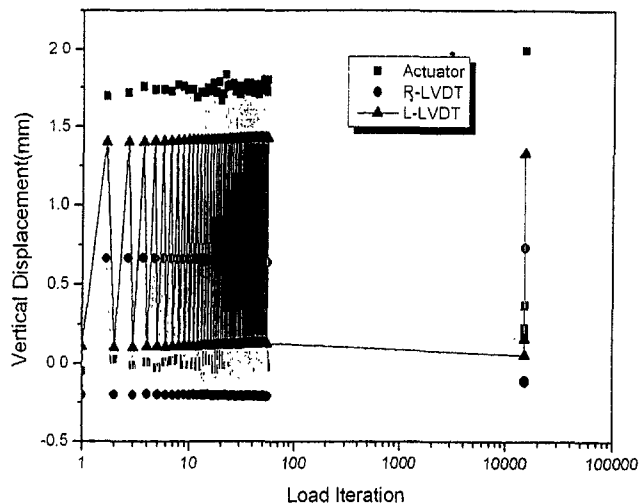


Fig. 10. Vertical peak displacement under the iteration load considering the maximum plasma vertical disruption load at low temperature.

strength of the plate. Also, the stress on the outer CFRP plate is lower than the compressive yield strength as well as the inter-laminar shear strength of the plate. It was found that the outer CFRP plate was bent slightly as the compression loading of 80 tons starts at low temperature. From this static test it was concluded that the structural strength of strengthen plate must be increased to reduce the bending stress on the outer CFRP plate.

Even though all of the stresses are below the permissible limits, a detail stress evaluation on the outer CFRP plate under the iterative bending and compressive loads is necessary. Fig. 10 shows a vertical displacement of the post under the pure compressive cyclic load of 40 tons as shown in Fig. 7. The number of this cyclic load is 15,000 and this cyclic load includes the maximum plasma vertical disruption loads and magnet dead weight. The displacements on the right and left LVDTs are 1 and 1.4 mm, respectively. Therefore the average compression displacement is about 1.2 mm under the plasma vertical disruption load. The result plots between 90 and 15,000 iteration numbers were not shown in Fig. 10 due to the huge amount of data. No failure was discovered because no abrupt change of the displacement behavior occurred. The overall displacement behavior is similar to that of static load of 80-ton test shown in Fig. 8(b).

5. Conclusion

A whole scale prototype of the KSTAR magnet-supporting post was manufactured to verify the fabricability and the structural safety. Two types of static load tests were performed at room temperature and at low temperature. A compressive cyclic load test under the maximum plasma vertical disruption load based on the

plasma operation condition was performed. From the static load tests, it was found that the vertical displacements of the post are small and the maximum stresses are within the allowable stress limits. For the compressive cyclic load test, the structural safety of the post under the magnet dead weight and the cyclic plasma vertical disruption load was verified. The resulting vertical displacement will be used for the magnet structure design in addition to the iterative design of the post.

Acknowledgements

This work is supported by the Ministry of Science and Technology of the Republic of Korea.

References

- [1] Wesson J. Tokamaks. Oxford: Clarendon Press; 1987.
- [2] Lee GS, et al. The design of the KSTAR tokamak. *Fus Eng Des* 1999;46:405–11.
- [3] Kramer MS. Composite for Cryogenics. *Appl Cryogen Technol* 1991;10:185–95.
- [4] Tamura H, et al. Structural and mechanical design of cryogenic support systems for LHD. *Fus Technol* 1996:1019–22.
- [5] Cho S, et al. Design analysis of electromagnetic forces on the KSTAR vacuum vessel interfaces. *Fus Eng Des* 2000;51:219–27.



ELSEVIER

Fusion Engineering and Design 58–59 (2001) 851–855

**Fusion
Engineering
and Design**

www.elsevier.com/locate/fusengdes

Thermohydraulic design of the KSTAR vacuum vessel

S. Cho ^{a,*}, K.H. Im ^a, Y.C. Chang ^b, J.B. Kim ^c, B.J. Yoon ^d, C.J. Do ^a,
N.I. Her ^a, S.R. In ^d, K.S. Kim ^b, Y.C. Kim ^c, M. Kwon ^a, K.H. Lee ^e

^a Korea Basic Science Institute, 52 Yeoeun-dong, Yusong-ku, Taejeon 305-333, South Korea

^b Korea University of Technology and Education, South Korea

^c Hyundai Heavy Industries, South Korea

^d Korea Atomic Energy Research Institute, South Korea

^e Choongnam National University, South Korea

Abstract

The KSTAR vacuum vessel is designed as a racetrack-shaped double wall configuration with major ports, reinforcing ribs, bellows and a leaf spring style support structure. The vessel will be baked out by hot nitrogen gas and cooled with shielding water during normal operation. The baking/cooling medium will be fed into the double wall through the manifold to bake the vessel at 250 °C within 24 h. The heat-transfer mechanism used for the design is introduced. The heat loads on the non-symmetric vessel during the bakeout produce a non-symmetric thermal expansion that can create high thermal stresses on the support structure and the vacuum vessel interface area with the ports. The 3D temperature distribution and the resulting thermal loads in the vacuum vessel during bakeout are calculated. It is found that the vacuum vessel and its supports are structurally robust based on the thermal stress analyses. © 2001 Elsevier Science B.V. All rights reserved.

Keywords: KSTAR; Plasma facing components; Bakeout

1. Introduction

The KSTAR (Korea Superconducting Tokamak Advanced Research) vacuum vessel [1–3] is designed as a racetrack-shaped double wall configuration with major ports, reinforcing ribs, bellows and a leaf spring style support structure. To remove the impurities and improve the vacuum quality inside vacuum vessel, the vacuum vessel and plasma facing components (PFCs) need

to be baked. The borated water between the vacuum vessel double walls acts as a neutron shield to minimize the nuclear heating of the cryogenically cooled magnets and acts as a cooling medium as well.

The thermohydraulic behavior of the baking/cooling medium plays an important role in designing the vacuum vessel. The KSTAR vacuum vessel and PFC temperatures will be brought up to at least 250 and 350 °C, respectively within 24 h by hot nitrogen gas from a separate baking/cooling line system. These temperatures are brought down to the room temperature within 24 h after bakeout.

* Corresponding author: Tel.: +82-42-865-3622; fax: +82-42-865-3619.

E-mail address: sycho@comp.kbsi.re.kr (S. Cho).

The thermohydraulic design feasibility is investigated by considering the temperature difference between the baking gas inlet and outlet, as well as the overall temperature distribution. The temperature distribution is used further in order to investigate how it affects the stress over the vacuum vessel, especially near the leaf spring style support structure. The coolant inlet/outlet conditions are designed to remove the heat loads during normal operation, but their effects on the vacuum vessel design are minimal. Therefore, most of the design has been done for the baking condition.

In this paper the detailed description of the manifold design is presented. The heat transfer mechanism among the components surrounding the vacuum vessel is also discussed. Finally, the structural rigidity of the vacuum vessel structure is investigated by performing a thermal stress analysis.

2. Description of the vacuum vessel manifold

There are eight pairs of inlet/outlet baking/cooling pipes at an angle of 10° slanted from the horizontal plane. The number and location of the pipes were determined by considering the fabrication and the interference with other components of the KSTAR tokamak. The size of the pipes were calculated from the following heat balance equation [4]:

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T \quad (1)$$

where Q (W) is the total net required heating power (43 kW), i.e. the difference between the radiation from the PFCs to the vacuum vessel and the radiation from the vacuum vessel to the thermal shield. The detailed heat-transfer mechanism will be described in Section 3. The baking gas temperature difference between the inlet and outlet of the manifold, ΔT , is defined as 10°C . The mass flow rate, \dot{m} (kg/s), can then be calculated from Eq. (1), with the given specific heat, C_p (J/kg K), assumed to be constant due to negligible variation under the operating conditions. From this mass flow rate, the baking/cooling pipe diameter, d (m), is obtained using the following correlation:

$$\dot{m} = \rho \frac{\pi}{4} d^2 v N \quad (2)$$

where ρ (kg/m^3) is the density of a nitrogen gas at the design temperature and pressure, v (m/s) is the gas velocity that is normally less than 15 m/s, and N is the number of pairs of inlet/outlet baking gas/coolant pipes. As a result, a commercially available 6 in. pipe was chosen.

These pipes are connected to the manifold as shown in Fig. 1. There are three types of octant sectors in KSTAR, two octants, as an example, are shown in the figure. Each octant sector is composed of a pair of manifolds for baking/cooling medium, four flow channels along the inboard sections, and one (Type I) or three (Type II) passages along the outboard section depending on the style of the horizontal ports. The baking gas enters and exits the manifold located just above and below the toroidal ribs, respectively. The direction of the coolant flow is opposite due to the

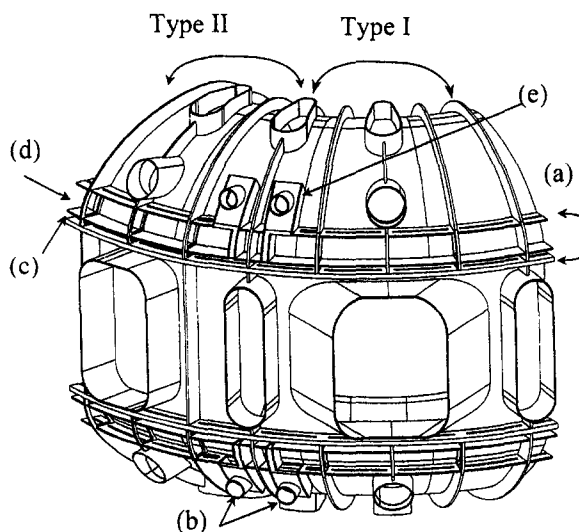


Fig. 1. Two types of baking/cooling octant sectors depending on the horizontal port composition. Type I includes one NB port and two reduced ports and Type II has one vacuum-pumping duct and two reduced ports [(a), manifold double layers; (b), manifold inlet/outlet baking/cooling pipes; (c), manifold thin layer; (d), manifold thick layer; (e), manifold box].

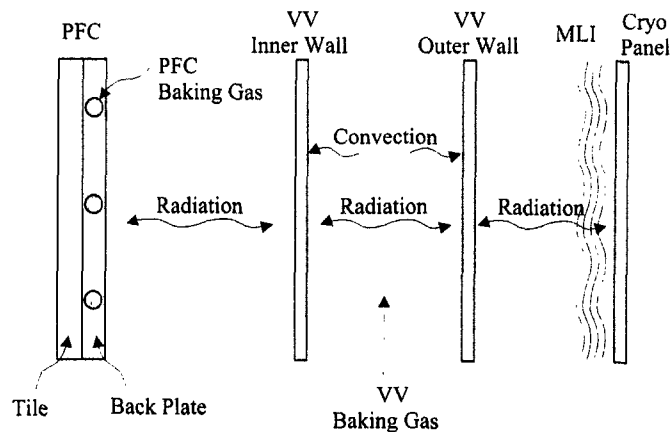


Fig. 2. Heat transfer mechanisms during bakeout between the vacuum vessel and its adjacent components.

density difference effect. It enters the lower manifold and exits the upper manifold.

A manifold is a rectangular channel composed of inner/outer vacuum vessel walls and three toroidal ribs with slots. About 80% of the medium enters the thick layer of the manifold, flows along the inboard sections, and finally flows into the opposite manifold thick layer. The rest of the medium bypasses the main stream, flows into the thin layer of the manifold, travels across the outboard section and enters the thin layer of the opposite manifold. The medium is then mixed at the manifold box and flows out through the outlet pipes. The slot size of the manifold was determined based on the mass balance at each flow channel in order not to generate a localized hot temperature zone.

3. Heat transfer mechanism for the vacuum vessel design

The KSTAR vacuum vessel is surrounded with PFCs internally and with thermal shields externally. Thermal shields act as heat barriers between the superconducting magnets at 4.5 K and the surface of vacuum vessel at 300 K. To calculate the temperature distribution in the vacuum vessel walls during bakeout, representative heat transfer mechanisms in the neighborhood of the vacuum vessel are considered as shown in Fig. 2. The

transient bulk temperature of PFCs is determined based on the net heat exchange between the convective heat from the baking gas and the radiative heat to the vacuum vessel. The transient vacuum vessel inner wall temperature can be obtained by considering net radiative heat flux between the inner wall of the vessel and PFCs, radiative heat flux between the inner and outer walls of the vessel, as well as the convective heat flux from the vacuum vessel baking gas. Finally, the transient vacuum vessel outer wall temperature can be obtained similar to the temperature calculation of the vacuum vessel inner wall by including the radiative heat between the cryopanel and the outer wall also.

The maximum radiative heat load on the vacuum vessel from the PFCs is about 17 kW. The heat transfer from the vessel to the magnets through the thermal shields is about 7 kW. Under these thermal loads, a 3D temperature distribution in the vacuum vessel double walls was obtained using the heat transfer code FLUENT [5] and the temperature distribution in the inner wall, as an example, is shown in Fig. 3. The high temperature is generated at the most downstream region and the corresponding outboard section due to slow velocity, say, low heat transfer coefficients. Actually, the baking gas acts as a coolant during bakeout at steady state because excessive radiation is coming from PFCs baked at 350 °C. Therefore the temperature upstream is lower than

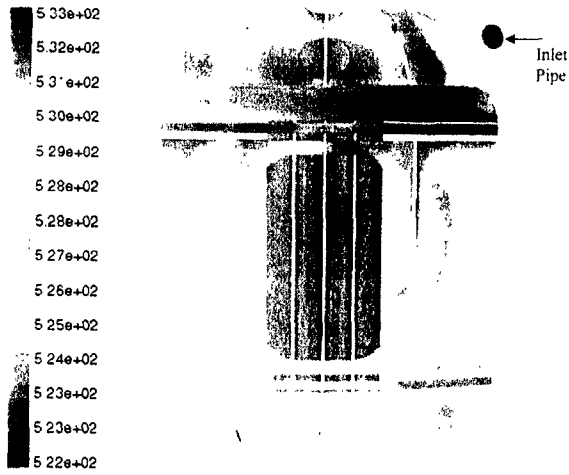


Fig. 3. A 3D temperature distribution in the vacuum vessel inner wall of the Type II octant.

downstream. The overall temperature distribution is within 3 °C in the outer wall and 10 °C in the inner wall.

4. Thermal stress analysis results

Based on the temperature distribution obtained in the previous section the stress analyses were performed by using structure analysis code ANSYS [6] to investigate the thermal stress of the vacuum vessel during the baking period. The values and locations of the maximum stresses for these thermal loads are shown in Fig. 4. The maximum stress in the vacuum vessel occurs at the leaf spring style support structure. The radial movement of the vacuum vessel generated because of volumetric expansion during bakeout is not symmetric due to the non-uniformity of horizontal ports. Therefore, the maximum stress occurs at one of the support structures. The value of this maximum stress is 238 MPa, which is smaller than the allowable stress limit ($3S_m$) of 347 MPa [7].

The stresses in the vessel double walls are much less than the maximum stress in the support structure. The maximum stress in the inner wall itself is 210 MPa, which is greater than that in the outer

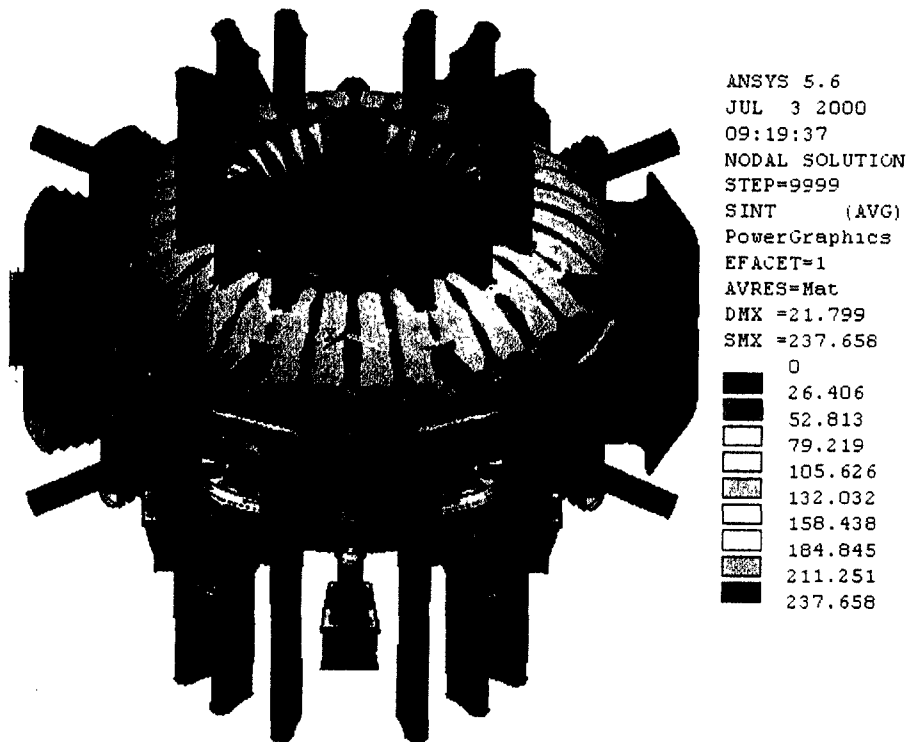


Fig. 4. Stress distribution in the vacuum vessel structure during bakeout.

wall of 197 MPa. Because of the higher temperature difference in the inner wall, the larger stress was generated in the inner wall. The maximum stress was generated in the downstream region of the channels where the stagnant zone exists.

5. Conclusion

The thermohydraulic analysis has been extensively applied for the design of the KSTAR vacuum vessel. The baking/cooling piping and the manifold were determined. Since the thermal load during bakeout is one of the major design parameters for the vacuum vessel, a 3D temperature distribution was calculated during bakeout by introducing the dominant heat transfer mechanisms for the KSTAR vacuum vessel. It was found that the overall temperature distribution in the vacuum vessel during bakeout is within 10 °C and the resulting thermal stress is within the allowable limit. This means the KSTAR vacuum vessel and its supports are structurally robust. The temperature difference and the resulting deformation in the vacuum vessel will help in the design of the support structure of PFCs and thermal shields, and also provide requirements for bellows design.

Acknowledgements

This work is supported by the Ministry of Science and Technology of the Republic of Korea.

References

- [1] S. Cho, B.J. Yoon, S.R. In, K.H. Im, Design analysis of electromagnetic forces on the KSTAR vacuum vessel interfaces, *Fusion Engineering and Design* 51–52 (2000) 219–227.
- [2] B.J. Yoon, S.R. In, S. Cho, Structure design and analysis of the KSTAR vacuum vessel support, 18th IEEE/NPSS Symposium on Fusion Engineering, Albuquerque, 25–29 October 1999, pp. 219–222.
- [3] S. Cho, B.J. Yoon, J. Kim, S.R. In, J.Y. Kim, J.H. Park, T.G. Brown, N.I. Her, H.S. Kim, K.H. Im, L. Sevier and the KSTAR Team, Design and analysis of KSTAR vacuum vessel, *Proceedings of the 20th Symposium on Fusion Technology, Marseille*, 7–11 September 1998, pp. 1733–1736.
- [4] A.F. Mills, *Heat and Mass Transfer*, Richard D. Irwin, Homewood, IL, 1995.
- [5] FLUENT, Inc., 10 Cavendish Court, Lebanon, NH 03766, USA.
- [6] ANSYS, Inc., 201 Johnson Road, Houston, PA 15342, USA.
- [7] ASME, *Boiler and Pressure Vessels Code, Section III, Division I*.

KSTAR Magnet Structure Design

Y. K. Oh, C. H. Choi, J. W. Sa, D. K. Lee, K.-I. You, H. G. Jhang, J. Y. Kim, N. I. Her, and G. S. Lee

Abstract—The Korea Superconducting Tokamak Advanced Research(KSTAR) device is a steady-state-capable experimental fusion device with a fully superconducting magnet system, including Toroidal Field (TF) coils, Central Solenoid (CS) coils, and Poloidal Field (PF) coils. The major design consideration of the magnet system is to meet the KSTAR mission with plasma current of 2 MA and toroidal field of 3.5 T at the major radius 1.8 m and $z=0$.

The preliminary analyses show that the magnet structure design has mechanical, electrical, and thermal stability during operation. The TF magnets have a wedged structure, including coil cases, inter-coil structures, and inter-octant joints. The CS and PF structures are designed to support the electromagnetic forces. To support the coil system against gravity and lateral loads, gravity support and lateral load structures are designed.

Index Terms— Korea Superconducting Tokamak Advanced Research (KSTAR), superconducting magnet, magnet structure, wedged structure.

1. INTRODUCTION

The Korea Superconducting Tokamak Advanced Research (KSTAR) device is a steady-state-capable experimental fusion device with a fully superconducting magnet system, including 16 Toroidal Field (TF) coils and 4 pairs of Central Solenoid (CS) coils, and 3 pairs of outer Poloidal Field (PF) coils [1,2]. All coils are arranged with up-down symmetry with respect to the equatorial plane. The arrangement of the superconducting coils is shown in Fig. 1. The schematic assembly drawing of the magnet system in KSTAR is shown in Fig. 2.

The major design considerations of the magnet system are as follows. The magnet system should be designed to generate

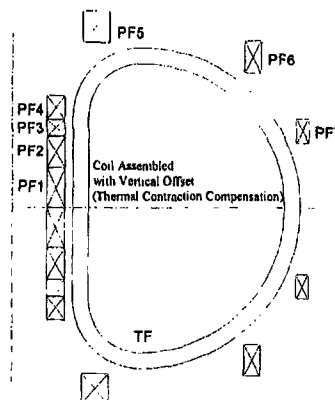


Fig. 1. The Schematic drawing of KSTAR TF and PF coils.

the magnetic field and flux swing to meet the KSTAR operational goals of an inductive plasma current of 2 MA and toroidal field of 3.5 T at major radius 1.8 m and $z=0$. They should be stable mechanically, electrically, and thermally during normal and abnormal operations such as plasma disruptions. The winding scheme adopted is a continuous winding without internal joints that can minimize the number of joints and the amount of joint losses.

All conductors are made of cable-in-conduit conductor (CICC) using Nb_3Sn superconductor with Incoloy908 conduit for TF coils and PF1 to PF5 coils, and NbTi with 316LN for PF6 and PF7 coils. The conductors are cooled with

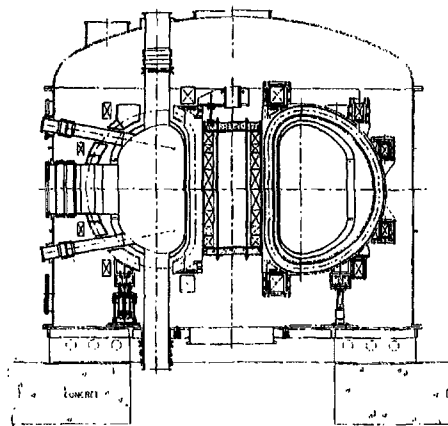


Fig. 2. The schematic drawing of magnet system assembly with vacuum vessel, ports, and cryostat in KSTAR device.

Manuscript received September 17, 2000. This work was supported by the Korean Ministry of Science and Technology under the KSTAR Project contract and the National Research Laboratory contract.

Y. K. Oh is with the Korea Basic Science Institute (KBSI), Yeoeun-dong, Yuseung-ku, Taejeon 305-333, Korea (telephone : +82-42-865-3494, e-mail : ykoh@kbsi.re.kr)

C. H. Choi is with KBSI, Yeoeun-dong, Yuseung-ku, Taejeon 305-333, Korea (telephone : +82-42-865-3494, e-mail : chochoi@kbsi.re.kr)

J. W. Sa is with KBSI, Yeoeun-dong, Yuseung-ku, Taejeon 305-333, Korea (telephone : +82-42-865-3627, e-mail : jwsa@kbsi.re.kr)

D. K. Lee is with KBSI, Yeoeun-dong, Yuseung-ku, Taejeon 305-333, Korea (telephone : +82-42-865-3630, e-mail : dklee@kbsi.re.kr)

K.-I. You is with KBSI, Yeoeun-dong, Yuseung-ku, Taejeon 305-333, Korea (telephone : +82-42-865-3497, e-mail : kiyoun@kbsi.re.kr)

H. G. Jhang is with KBSI, Yeoeun-dong, Yuseung-ku, Taejeon 305-333, Korea (telephone : +82-42-865-3607, e-mail : hgjang@kstar.kbsi.re.kr)

J. Y. Kim is with KBSI, Yeoeun-dong, Yuseung-ku, Taejeon 305-333, Korea (telephone : +82-42-865-3611, e-mail : jykim@kbsi.re.kr)

N. I. Her is with KBSI, Yeoeun-dong, Yuseung-ku, Taejeon 305-333, Korea (telephone : +82-42-865-3617, e-mail : hni@kbsi.re.kr)

G. S. Lee is with KBSI, Yeoeun-dong, Yuseung-ku, Taejeon 305-333, Korea (telephone : +82-42-865-3610, e-mail : gslee@kbsi.re.kr)

forced-flow supercritical helium.

The insulation of coils including turn insulation and ground wrap are made of multi-layered S-glass with vacuum pressure impregnation to give the designed insulation voltage of 15 kV.

The 16 TF coils connected in series are operated in steady state. The representative operational sequence of the PF coils is as follow : initial slow magnetization for 30 sec, current holding for 10 sec to stabilize the superconductor, blip for 60 msec to give the plasma discharge, flux swing for 4 sec to ramp up the plasma current to 2 MA, flat top for 20 sec in base line and 300 sec in upgrade, plasma current decay for 4 sec, and waiting time to cool the coil for the next shot operation. The repetition time is 20 min in baseline and 1 hour in upgrade mode.

II. TF MAGNET STRUCTURE

A. TF Magnet Design

The parameters of TF coils are shown in Table 1. The toroidal field is 3.5 T when the TF coil is charged to 35.2 kA. The maximum field on the conductor is 7.2 T and stored magnetic energy is about 500 MJ. The overall dimensions of TF coils are 4.2 m in height and 3.0 m in width. The number of winding is 56 turns per coil. The TF coil has a Dee shape with two curvatures and one straight inboard leg. The conductor is square-shaped CICC with 324 Nb₃Sn superconductor strands, 162 copper strands, and 6 internal co-wound voltage tap sensors to detect quenches.

TABLE I
PARAMETERS OF TF COIL

| Parameters | Unit | Values |
|--|------|--------|
| Number of coils | | 16 |
| Major radius, R ₀ | m | 1.8 |
| Toroidal field at major radius, B _t | T | 3.5 |
| Peak field in conductor | T | 7.2 |
| Current in conductor, I _{cond} | kA | 35.2 |
| Stored energy | MJ | 500 |
| Number of layers per pancake | | 7 |
| Number of pancakes per coil | | 8 |
| Overall height | m | 4.2 |
| Overall width | m | 3.0 |

The coolant of TF coils is supercritical helium with inlet temperature 4.5 K and inlet pressure 5 bar. The total mass flow rate in 16 TF coils is 300 g/s. The current sharing temperature is calculated to be 10.3 K at 35.2 kA, 7.2 T, and strain -0.4%. The maximum allowable energy input to the TF conductor is 560 J/m and 850 kJ/m³. There are four cooling channels per TF coil. The length of a cooling channel is about 150 m.

B. TF Structure Design

The major functions of TF coil structures are mechanical, electrical, and thermal protections of TF coils. The TF structure consists of TF case, inter-coil structure, inter-octant joints, and other interfacing structures. The three-dimensional picture of the TF structure is shown in Fig. 3. The structure has an octant configuration with two-coil assembly. The calculated centering force on each TF coil is about 15 MN for



Fig. 3. The three dimensional picture of TF structure.

toroidal field of 3.5 T. TF inboard legs have wedge surface to prevent the relative radial motion caused by the centering force. The gaps between TF case and coil are filled with stainless steel plate spacers and epoxy impregnation to distribute the stress. To sustain the shear force and eddy current heating, shear keys and insulation plates are applied on the inter-octant joint surfaces.

The cooling lines of the TF structure are connected to TF coils in series. During cool-down, helium flow in the TF structure is parallel to that of TF coils to maintain the temperature of structures lower than that of coils [3].

The radial deformation of the TF case is analyzed with ANSYS code. The maximum radial deformation is about 2.2 mm from cool-down and 2.8 mm from TF charging. The deformation trends are shown in Fig. 4. In the TF coil

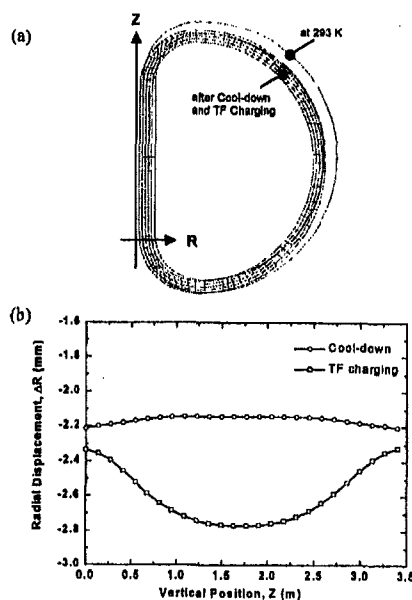


Fig. 4. TF case deformation by cool-down and TF charging (a) and relative radial deformation along the inboard leg (b).

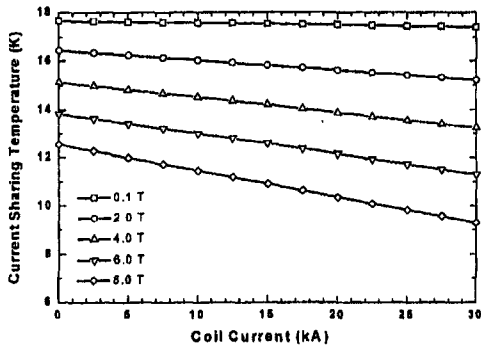


Fig. 5. The trend of current sharing temperature (T_{cs}) of Nb_3Sn PF conductor according to coil current and applied magnetic field strength. T_{cs} is 9.8 K at 25 kA, 8 T, and -0.3 % strain

assembly the maximum radial displacement in the inboard TF case will be about 5 mm if compactions in the inter-octant gap are considered. The peak Tresca stress on the TF structure from cool-down and TF charging is about 640 MPa; this value is below the allowable stress of 780 MPa in 316LN structure [4].

The TF magnet system will be installed with a vertical offset of about 7 mm to compensate for the contraction during cool down.

III. PF MAGNET STRUCTURE

A. PF Magnet Design

The PF magnet system consists of four pairs of CS coils and three pairs of outer PF coils. The functions of the PF magnets are to generate plasma current up to 2 MA and to control the plasma position and shape. The conductors of PF coils are also CICC made of Nb_3Sn superconductor in Incoloy 908 conduit for PF1 to PF5 coils, and NbTi in 316 LN for PF6 and 7 coils. The designed peak currents are 25 kA and 20 kA for Nb_3Sn conductor and NbTi conductor, respectively. PF coil winding schemes are also the continuous winding scheme. To minimize the ac losses in joints, all electric joints of CS

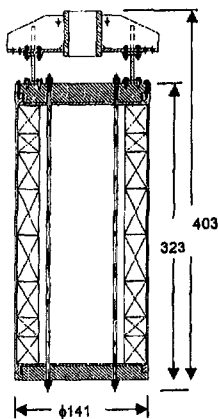


Fig. 6. The schematic drawing of CS coil and structure.

coils are located outside CS coils, where the field changing rate is below 0.5 T/s and background field is below 2 T.

The PF conductor is made of 240 superconducting strands, 120 copper strands, and 6 internal co-wound voltage taps inside a square-shaped conduit, and is cooled with forced flow supercritical helium.

The current sharing temperature of Nb_3Sn conductor is plotted in Fig. 5. The current sharing temperature of Nb_3Sn conductor is 9.8 K at 25 kA, 8 T and strain of -0.3%. The total mass flow rate in 14 PF coils is designed to be 250 g/s.

B. CS Structure Design

The major functions of the CS structure are to support CS coils through a single gravity support, coupled to the TF coil structure, and to prevent the axial tension anywhere in the inter-pancake insulation by pre-compression [5]. The CS structure consists of inner tension rods, outer shells, and top and bottom blocks as shown in Fig. 6. Inside of the CS coil assembly, 16 power lines, 32 helium lines, and 16 tension rods are integrated.

In KSTAR operational scenarios, the currents of the CS coils are different from each other for plasma shape control. Therefore, not only compensation of the vertical contraction of coils but also vertical repulsive forces should be considered in design of the CS structure. The required compression will be applied partly by pre-compression at room temperature and partly by the thermal contraction difference between structure and coils during cool-down. When all CS coils are charged with a same coil current of 23 kA, the minimum required compression is calculated to be 25 MN.

C. PF Structure Design

All PF structures are bolt jointed to the TF cases, but allow relative radial motion. The numbers of PF structures are 8, 8 and 16 sets for PF5U, PF6, and PF7, respectively. The structures should support the gravity forces and vertical electromagnetic forces applied on PF coils. The calculated electromagnetic forces on PF coils are higher than gravity forces by two orders of magnitude. The estimated weights of the PF coils are 5 tons, 8 tons, and 6 tons for PF5U, PF6U, and PF7U coils, respectively. And peak vertical electromagnetic forces on PF coils are 11.7 MN, 4.9 MN, 5.4 MN for PF5U, PF6U, and PF7U coils, respectively, when the plasma disruption effects are considered. The schematic drawing of the PF5 coil and structure is shown in Fig. 7. The relative radial motion is allowed by intermediate pin

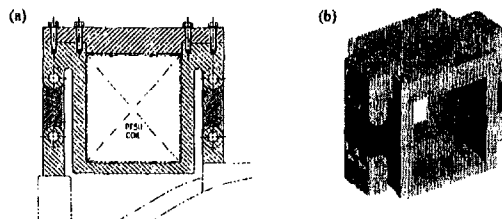


Fig. 7. The schematic drawings of PF5U coil structure with cross sectional view (a) and three dimensional view (b).

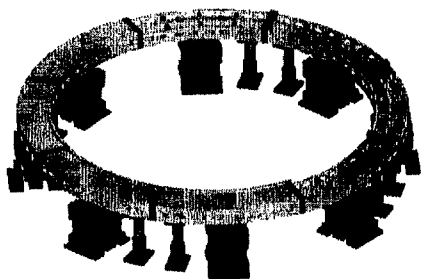


Fig. 8. Three-dimensional view of gravity support structures connections.

IV. OTHER STRUCTURES

A. Gravity Support Structure

The gravity support structure consists of a toroidal ring, 8 magnet support posts, and 8 vertical limiters. The schematic drawing of the gravity support structure is shown in Fig. 8. The functions of the gravity support are to support the weights of TF, CS, PF coils, and structures, to permit relative radial motion during cool down, and to restrict vertical, toroidal, and off-center motions.

The toroidal support ring located under the TF structure serves as a reference plane of the TF coil system. To prevent the eddy current heating, there are 8 insulation breaks in the toroidal direction.

The vertical load on the magnet system includes the coil weight of 330 tons and vertical disruption load of 320 tons. The posts are designed to permit radial motion during cool-down of the magnet system. To minimize the heat conduction from cryostat to coil, carbon fiber reinforced plastic (CFRP) plates are installed in the magnet support posts.

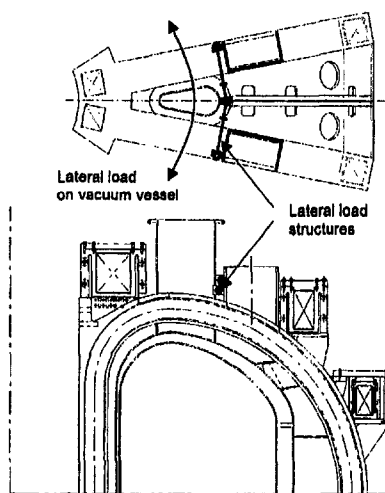


Fig. 9. The location of lateral load structures. 16 lateral load structures are installed at 8 places on the top of vacuum vessel.

A prototype magnet support post has been fabricated and tested. The post showed it was stable for static and dynamic loads of 80 tons up to 15,000 cycles at 80 K.

The vertical limiter is a redundant demountable structure to protect the magnet system in the event of large vertical disruption and earthquake. It is made of stainless steel with intermediate gap to prevent the heat conduction.

B. Lateral Load Support Structure

The lateral loads in a tokamak could be generated by plasma disruptions and localized halo current flows through the plasma facing components (PFC) or vacuum vessel. The expected peak lateral load in the KSTAR device is about 1.3 MN, and the load is applied on the vacuum vessel relative to TF coils. The lateral loads are supported partly by gravity support structures and partly by lateral load support structures.

The schematic drawing of the lateral load support structures is shown in Fig. 9. To limit the relative lateral motion of the vacuum vessel to the TF system, 16 lateral load support structures are mechanically connected between top vertical ports of the vacuum vessel and joint boxes of the TF structure.

V. SUMMARY

The TF, CS, and PF magnets and structures are designed with preliminary analyses. The TF magnet system is configured to be a two-coil assembly with bolted joints. The CS coils and structure are designed to give sufficient compressible force to prevent the tension in the inter-pancake insulation. The PF coil structures are designed to sustain the vertical electromagnetic force and to permit relative radial motion. The gravity support structure and lateral load support structures are designed to sustain the weight and lateral load of the magnet system.

The magnet system will be installed with vertical offset to compensate for the contraction during cool-down.

ACKNOWLEDGMENT

The authors are grateful to Dr. D. P. Ivanov of Kurchatov Institute in Russia, Dr. J. Last of UKAEA, and Dr. K. Kim, Dr. Y. J. Kim, and Dr. S. K. Baang of Samsung Advanced Institute of Technology.

REFERENCES

- [1] G. S. Lee et al., "The design of the KSTAR tokamak," *Fusion Eng. Design*, vol. 46, pp.405-411, Apr. 1999.
- [2] G. S. Lee et al., "The KSTAR project: An advanced steady state superconducting tokamak experiment," *Nuclear Fusion*, vol. 40, no. 3Y, pp. 575-582, Mar. 2000.
- [3] C. H. Coil et al., "Helium and current feeder system of KSTAR," submitted to *IEEE Trans. Applied Superconductivity* (2001).
- [4] ITER Design Documents, "TF coil system: Structural design and analysis," Doc. No. N11R104-94-09-07W2, p. 8, Jun. 1995
- [5] J. H. Schultz et al., "Poloidal field system for the Tokamak Physics Experiment," *IEEE Trans. Applied Superconductivity*, vol. 5, pp. 437-440, Jun. 1995.

Helium and Current Feeder Systems of KSTAR

C. H. Choi, Y. K. Oh, Y. S. Kim, Y. M. Park, H.-C. Ri, D. L. Kim, D. Ivanov, and G. S. Lee

Abstract—We have estimated the heat load due to an operating sequence and designed a cooling scheme for the coil, structure, and bus-line of the Korea Superconducting Tokamak Advanced Research (KSTAR) device cooled by supercritical helium. We have also estimated the heat load of the current lead cooled by liquid helium. Since the KSTAR will be operated in a pulse mode, the AC loss is dominant in the heat load. The cooling scheme of magnet system is presented. Discussion is given for the cooling parameters that consist of temperature, pressure, mass flow rate, etc.

Index Terms— AC loss, Cooling scheme, Heat loads, Tokamak,

I. INTRODUCTION

THE Korea Superconducting Tokamak Advanced Research (KSTAR) device is an experimental fusion device with a fully superconducting magnet system consisting of 16 Toroidal Field (TF) coils and 14 Poloidal Field (PF) coils [1]. The TF coils provide a field of 3.5 T at the major radius of 1.8 m with a conductor current of 35.2 kA. The conductor of the TF coils is a Cable-in-Conduit Conductor (CICC) made of Nb₃Sn superconductor and Incoloy 908 as jacket material. The PF coils, which consist of eight Central Solenoid (CS) coils and six outer PF coils, provide magnetic flux of 13.6 V-s and sustain the plasma current of 2 MA. The PF coils are arranged symmetrically with respect to the equatorial plane. The conductor of CS, PF5 Upper (PF5U), and PF5 Lower (PF5L) coils is Nb₃Sn CICC with Incoloy 908 as jacket material and that of the PF6U&L, and PF7U&L is NbTi CICC with stainless steel 316LN. The maximum currents of PF1 to PF5 and PF6 to PF7 are 25 kA and 20 kA, respectively.

The coil winding method is a continuous winding without

internal joint. All of the KSTAR superconducting coils and structures will be cooled with forced-flow supercritical helium.

II. HEAT LOAD OF MAGNET SYSTEM

The operating sequence of KSTAR under cryogenic aspect consists of cool down, idle, TF ramp-up, stand-by, shot, TF ramp-down, soft baking, and warm up. The coils are not charged during the idle mode. The heat load in the idle mode is mainly due to conduction and radiation. The TF ramp-up will be done for about one hour in the morning, which will create AC losses. The stand-by mode is defined as the interval between plasma shots in which the system will be re-stabilized. The shot mode, in which the PF coils are charged is divided into two modes, a base-line mode and an upgrade mode whose durations are 20 min and 45 min, respectively. In the base-line mode, the plasma pulse length is 20 s and the driven time of the PF coils is 70 s as presented in Fig. 1. In the upgrade, the pulse length is 300 s and the PF driven time is 350 s. The peak heat load is generated during the shot mode by high AC losses. In this paper we consider the base-line mode. The TF ramp-down will be done in the evening and generate AC losses similar to the TF ramp-up mode. The vacuum vessel and plasma-facing components will be baked up to 424 K and 524 K, respectively, generating additional radiation heat load.

The magnet system consists of coils and structures. The TF coils are enveloped by TF cases mechanically connected to neighboring TF cases by intercoil structures in the out-board section. The CS coils are stacked in the CS structure and do not have individual cases. The structures of PF5U&L coils consist of 8 pieces at every other TF case and those of PF6U&L and PF7U&L coils consist of 16 pieces at every TF case [2].

Manuscript received September 17, 2000. This work was supported by the Korean Ministry of Science and Technology under the KSTAR Project contract and the National Research Laboratory contract.

C. H. Choi is with the Material Science Team (MST), Korea Basic Science Institute (KBSI), Yeo-eun-Dong, Yusung-Ku, Taejeon, 305-333, Korea (telephone: +82-42-865-3495, e-mail: chchoi@comp.kbsi.re.kr).

Y. K. Oh is with MST, KBSI, Yeo-eun-Dong, Yusung-Ku, Taejeon, 305-333, Korea (telephone: +82-42-865-3494, e-mail: ykoh@comp.kbsi.re.kr).

Y. S. Kim is with MST, KBSI, Yeo-eun-Dong, Yusung-Ku, Taejeon, 305-333, Korea (telephone: +82-42-865-3492, e-mail: kbsckys@comp.kbsi.re.kr).

Y. M. Park is with MST, KBSI, Yeo-eun-Dong, Yusung-Ku, Taejeon, 305-333, Korea (telephone: +82-42-865-3496, e-mail: dosa@comp.kbsi.re.kr).

H.-C. Ri is with MST, KBSI, Yeo-eun-Dong, Yusung-Ku, Taejeon, 305-333, Korea (telephone: +82-42-865-3491, e-mail: hcri@comp.kbsi.re.kr).

D. L. Kim is with MST, KBSI, Yeo-eun-Dong, Yusung-Ku, Taejeon, 305-333, Korea (telephone: +82-42-865-3492, e-mail: dlkim@comp.kbsi.re.kr).

D. Ivanov is with Tokamak Department, Nuclear Fusion Institute, "Russian Research Center" Kurchatov Institute, Moscow, 123 182, Russia (denis.ivanov@mtu-net.ru)

G. S. Lee is with the National Fusion R&D Center, KBSI, Yeo-eun-Dong, Yusung-Ku, Taejeon, 305-333, Korea (telephone: +82-42-865-3600, e-mail: gslcc@comp.kbsi.re.kr).

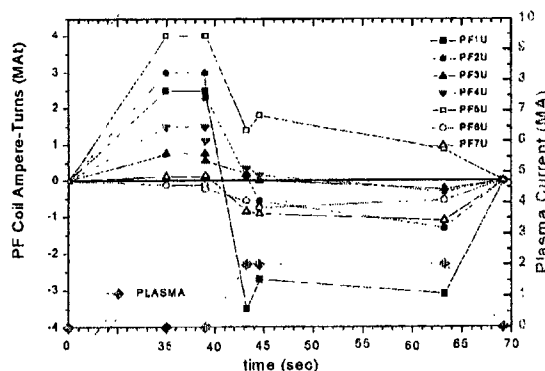


Fig. 1. The PF coil current and the plasma current of the reference scenario in base-line mode. The pulse length of plasma is 20 s and the driven time of PF coils is 70 s.

The effective heat loading takes place by conduction through the solid that interconnects the cryostat, by conduction through the residual low-pressure gas, and by radiation [3].

A. Steady State Heat Load

The conduction heat load is due to gravity supports, lateral load support, signal wires, and grounding wires. The 8-gravity support that supports the weight of the entire magnet system is a bridge of heat. To reduce heat load, Carbon Fiber Reinforced Plastic (CFRP) is used between 80 K and 4.5 K and between 300 K and 80 K. The cross section of the CFRP for one gravity support is 0.04 m² and the length from the 80 K thermal anchor is 0.3 m. If we assume mean thermal conductivity of 0.3 W/m K, the total heat load through the gravity support is 24 W.

The lateral load support is made of Inconel718 and sustains a lateral load of 130 tons generated during plasma disruption. It is connected between the TF case and a port of the vacuum vessel, which is at higher than room temperature. It is symmetrically distributed on eight TF cases and one TF case has two lateral load supports. There are two types and these diameters are 0.02 m and 0.03 m, and the length from thermal anchor is 0.3 m. Using a mean thermal conductivity of 3.5 W/m K, we obtain a total heat load of 9.2 W.

About 7000 signal wires attached to the cold mass to measure voltage, temperature, pressure, flow rate, and strain. The signal wire made of copper with diameter of 0.5 mm and length of 3 m from thermal anchor has the mean thermal conductivity of 980 W/m K. The heat load due to signal wires is 34 W.

The TF structure will have 16 grounding wires connected between the TF case and the cryostat. We assume a stainless steel wire with diameter of 0.01 m and length of 3 m from thermal anchor, causing a total conduction heat load of 13 W.

The residual gases depend on the degree of the cryostat vacuum transfer heat [3] is calculated by

$$Q = 2.1 p a_0 A \Delta T, \quad (1)$$

where p is the pressure, a_0 is the accommodation coefficient, A is the surface area, and ΔT is the temperature difference. Assuming that the respective surface area is approximately equal and parallel, we have the accommodation coefficient of about 0.333. Also assuming that the pressure is 1×10^{-4} Pa, the surface area is 820 m², and the temperature difference is 150 K, we get a heat load of 10 W.

The radiation heat load is calculated by

$$Q = \sigma \epsilon A (T_h^4 - T_c^4), \quad (2)$$

where σ is the Stefan Boltzman constant ($\sigma = 5.67 \times 10^{-8}$ W/m² K⁴), ϵ is the emissivity, A is the surface area, and T_h and T_c are the effective temperatures of hot and cold surface, respectively. The radiation heat is ambiguous due to lack of knowledge of emissivity. The values we have used for the

TABLE I
PARAMETERS OF CURRENT LEAD

| | Unit | TF | PF1-5 | PF6-7 |
|--------------------------------|------|-----|-------|-------|
| Current capacity | kA | 40 | 28 | 22 |
| No of current Lead | - | 2 | 16 | 6 |
| Energy/day | MJ | 6.3 | 27.4 | 8.1 |
| Heat load with current | W | 93 | 520 | 153 |
| Heat load without current | W | 56 | 314 | 92 |
| Mass flow rate with current | g/s | 6.4 | 35.8 | 11.0 |
| Mass flow rate without current | g/s | 3.9 | 21.6 | 6.7 |

effective emissivity, area, and temperature of the inboard where vacuum vessel faces the TF structure are 0.0033, 210 m², and 200 K and those of the outboard are 0.01, 610 m², and 150 K, respectively. During soft baking, the temperature of the vacuum vessel increases to 424 K, so we consider the effective temperature of 250 K. Then the total radiation heat loads during normal operation and soft baking are 240 W and 340 W, respectively.

The KSTAR device requires a long current feeder system that should have large current capacity to supply electric power to coils. We are developing the superconducting bus-line with NbTi CICC to reduce Joule heating loss. The length of the bus-line is about 50 m and the number of ducts is seven. The support between 80 K and 4.5 K is CFRP. Then the conduction and the radiation loads are 64 W and 44 W, respectively. The total heat load is 108 W.

The KSTAR current leads link the superconducting bus line at 4.5 K to the normal bus bar at 300 K. The values we have used for the heat leak at 4.2 K is 1.16 W/kA with operating current and 0.7 W/kA without current. Table I shows the heat load based on the vapor-cooled current lead. This is the largest source of heat input.

B. Pulse Load

Since coils are wound continuously with no inter-pancake joints, each coil has only two terminal joints. DC and AC properties of the joints have contrary relation. A joint developed by MIT to reduce AC loss is being studied at Samsung Advanced Institute of Technology (SAIT) and Korea Atomic Energy Research Institute (KAERI). If it is assumed that the contact resistance of the joint is 1 n Ω , the total Joule heating of the joint is 82 W for all coils at maximum current.

The estimation of AC losses is more complicated. The cable coupling, sleeve coupling, and sleeve eddy current loss have been considered to estimate AC losses. If we assume that dB/dt is 0.4 T/s and 0.15 T/s at the locations of coil and bus-line joints, respectively, and the coupling time constant is 1.7 s, then the AC losses of one coil and bus-line joints per pulse is 63 W and 10 W, respectively. The total joint loss per pulse is 4.2 kW and the time-averaged joint loss per pulse is 23 W in the base-line mode.

The AC loss of the coil is based on the hysteresis loss, the eddy current loss, and the coupling loss due to time varying magnetic field. The dominant AC loss in a tokamak is the coupling loss, which is more than 10 times higher than the other losses. The coupling loss is proportional to the coupling time constant, which depends on the twist pitch of the last

stage, the contact resistance of strands, and the void fraction of CICC. When benchmarked with the ITER CS model coil test, the expected coupling time constant of the KSTAR PF coil is about 130 ms. Radovinsky et al. have estimated the AC loss of the KSTAR PF coil by considering the coupling loss with time constants of 60 ms and 346 ms and hysteresis loss [4]. If we scale the energy loss of the result, the energy loss of PF coil is 300 kJ, which is an equivalent average power of 8.6 kW during one pulse. The time averaged AC loss per pulse is 250 W.

Tokamak Physics Experiment (TPX) device has operation condition and size similar to KSTAR. The eddy current heating energy in the coil structure of TPX, which was estimated with EDDYCUFF and ANSYS by Radovinsky et al., is 310 kJ [4]. Also energy loss of the TPX TF coil is 100 kJ. If we adopt the TPX result, then the time-averaged AC losses of the structure and TF coil per pulse are 258 W and 83 W, respectively.

Nuclear heating due to $2\frac{1}{2} \times 10^6$ n/s is about 5 kW during a shot mode [5]. The average heat load on cold mass is 83.3 W. Additional heat sources such as Joule heating in grounding wires, mechanical vibration, and adsorption or desorption of gases contribute to the heat load. Assuming that the miscellaneous load is 80 W, eventually we can get the total average heat load of KSTAR cold mass excepting current lead is 1.315 kW as shown in Table II. If we consider the margin of 50 %, then the required magnet system cooling power is 2 kW.

III. COOLING SCHEME

The cooling objects are the TF coil, CS coil, PF coil, structure, bus-line, and current lead. All objects will be cooled by forced-flow supercritical helium, excluding current leads cooled by liquid helium. In this chapter, we present the design cooling parameters based on the heat load estimation. The cooling parameters of the coil and structure are described in Table III. The inlet temperature of supercritical helium is 4.5 K for every cold mass.

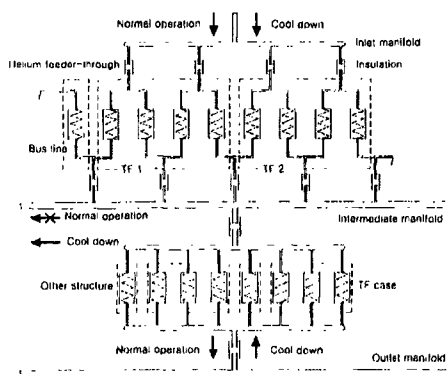


Fig. 2. The cooling scheme of one octant of TF coil and structure. Each TF coil octant has one inlet manifold and common intermediate manifold connected to all TF coil outlets. The octant structure is supplied with helium from the intermediate manifold and has a common outlet manifold.

TABLE II
ESTIMATED HEAT LOAD OF KSTAR MAGNET SYSTEM (UNIT : W)

| | TF coil | PF coil | Structure | Bus-line |
|-----------------|---------|---------|-----------|----------|
| Conduction | 20 | 10 | 50.2 | 62 |
| Convection | - | 3 | 7 | 2 |
| Radiation | 60 | 30 | 150 | 44 |
| Joint | 63.4 | 46.4 | - | 13.6 |
| AC loss | 83 | 250 | 258 | - |
| Nuclear heating | 20 | 5 | 58.3 | - |
| Miscellaneous | 20 | 20 | 20 | 20 |
| Total | 266.4 | 354.4 | 543.5 | 141.6 |

A. TF coil and structure

The schematic diagram of one octant TF coil and structure cooling is shown in Fig. 2. The cooling line of the TF coil is serially connected with that of the structure which includes the TF case, intercoil structure, PF structure, support ring, and gravity support. The TF structure unit is an octant that contains two TF coils and contacts electrically. Each TF coil octant has one inlet manifold and common intermediate manifold connected with all TF coil outlets. The octant structure is supplied with helium from the intermediate manifold and has common outlet manifold.

During cool down, the structure should be cooled earlier than the coil to avoid separating from coil due to difference of thermal contraction. The helium is supplied from the inlet and outlet manifolds and gathered to the intermediate manifold. Helium temperature and mass flow rate of inlet and outlet manifolds will be controlled during cool down.

The helium flows through helium feeder of CICC that contains electrical insulator described in Fig. 2. The helium feeder is located in the TF joint box located at the top of the TF coil. Each coil has 4 parallel channels whose length is about 154 m and mass flow rate is 4.7 g/s. Two inlet and two outlet feeders are attached at each coil. The inlet pressure for the coil is 0.5 MPa and the outlet pressure is 0.32 MPa that is the inlet pressure of the structure in normal operation. The outlet pressure of the structure is 0.3 MPa. The number of inlet manifold is eight and the total mass flow rate is 300 g/s.

B. CS coil and structure

The cooling scheme of the CS system is similar to that of the TF system. The four CS coil pairs are supplied with helium from individual inlet manifolds. The outlet helium is gathered in a common intermediate manifold and supplied to the CS structure.

Because the inner radius of the CS coil is small and the magnetic field is strong, joints and insulators are located at repairable positions below the CS coil stack. The length of the feeder is long and the insulator is located below the CS coil stack.

The channel length of the CS coil is about 130 m and the mass flow rate is 3.6 g/s. The inlet pressure of the coil is 0.45 MPa and outlet pressure is 0.32 MPa. The inlet pressure of the structure is 0.32 MPa and the outlet pressure is 0.3 MPa. The number of inlet manifolds is 4 and total mass flow rate is 100 g/s.

TABLE III
COOLING PARAMETERS OF COIL, STRUCTURE, AND BUS-LINE

| | Unit | Coil | | | | | | | Structure | | Bus line | |
|---------------------------|------|-------|--------|--------|-------|--------|---------|--------|-----------|---------|----------|------|
| | | TF | PF1 | PF2 | PF3 | PF4 | PF5 | PF6 | PF7 | TF & PF | | CS |
| No. of coil | | 16 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | - | - | - |
| Mass | ton | 40 | 4.1 | 3.2 | 1.6 | 2.4 | 9.7 | 16.0 | 10.8 | 200 | 10 | 3.8 |
| Cable length per coil | m | 616 | 650 | 520 | 260 | 390 | 1530 | 2490 | 1678 | - | - | - |
| Pancakes × layers | | 8 × 7 | 20 × 9 | 16 × 9 | 8 × 9 | 12 × 9 | 16 × 14 | 16 × 8 | 12 × 6 | - | - | - |
| Radius | m | - | 0.570 | 0.570 | 0.570 | 0.570 | 1.085 | 3.090 | 3.730 | - | - | - |
| Inlet temperature | K | 4.5 | 4.5 | 4.5 | 4.5 | 4.5 | 4.5 | 4.5 | 4.5 | 4.5 | 4.5 | 4.5 |
| Inlet pressure | MPa | 0.5 | 0.45 | 0.45 | 0.45 | 0.45 | 0.5 | 0.5 | 0.5 | 0.32 | 0.32 | 0.45 |
| Outlet pressure | MPa | 0.32 | 0.32 | | | | 0.3 | 0.3 | 0.3 | 0.3 | 0.3 | 0.3 |
| No. of inlet manifold | | 8 | 1 | 1 | 1 | 1 | 2 | 2 | 2 | 1 | 1 | 4 |
| No. of outlet manifold | | 1 | 1 | | | | 2 | 2 | 2 | 1 | 1 | 1 |
| No. of channel (per coil) | | 4 | 5 | 4 | 2 | 3 | 8 | 8 | 6 | 64 | 16 | 24 |
| Channel length | m | 154 | 130 | 130 | 130 | 130 | 191 | 311 | 280 | 40 | 10 | 50 |
| Flow rate per channel | g/s | 4.7 | 3.6 | 3.6 | 3.6 | 3.6 | 3.9 | 3.1 | 3.2 | 4.7 | 6.3 | 0.48 |

C. PF coil

The outer PF coils have individual inlet and outlet manifolds. The PF structure cooling is included in the TF structure cooling. Since the diameter of coils is large, the channel length is long as presented in Table III. The inlet pressure is 0.5 MPa and outlet pressure is 0.3 MPa. The numbers of inlet and outlet manifolds are both three. The total mass flow rate is 150 g/s.

D. Bus line and current lead

The inlet pressure of bus-line is 0.45 MPa and outlet pressure is 0.3 MPa. The numbers of inlet and outlet manifolds are four and one, respectively. The total mass flow rate is 11.5 g/s.

The inlet temperature and pressure for the current lead are 4.2 K and 0.1 MPa, respectively. If we use the helium flow rate of 0.08 g/s kA, the mass flow rate in idle, stand-by, and shot mode are 32.3 g/s, 34.7 g/s, and 53.3 g/s, respectively.

We are considering the use of a high temperature superconducting current lead for the TF coil to reduce the conduction heat load. Shot to stand-by rate of PF coil in base-line mode is only 5.8 %, so we are considering the feasibility of a overloaded current lead for PF coils to reduce helium consumption due to conduction heat load during stand-by mode.

IV. SUMMARY

We have estimated the heat load and designed the cooling scheme of the KSTAR magnet system. The heat loads of the

KSTAR device estimated with different sources such as conduction, convection, radiation, joint loss, AC loss, and nuclear heating are summarized in Table II. The average total heat load is about 1.3 kW, which is mostly based on the AC loss due to the pulse operation.

The cooling line of TF and CS coils is serially connected to that of the corresponding structure. The inlet temperature and the total mass flow rate of supercritical helium for the magnet system are 4.5 K and about 600 g/s, respectively. The current lead will be cooled down by liquid helium of which mass flow rate is 53.5 g/s at the shot mode.

We have not considered the plasma disruption, which will generate the eddy current and the plasma shaping, which will generate an additional AC loss in cold mass.

ACKNOWLEDGMENT

The authors are grateful to Mr. G. Gistau and A. Teissier of AIR LIQUIDE Co. in France, Dr. K. Kim, Dr. Y. J. Kim, and Dr. S. K. Baang of SAIT, and Dr. H. J. Lee of KAERI

REFERENCES

- [1] G. S. Lee et al., "The KSTAR project: An advanced steady state superconducting tokamak experiment," *Nuclear Fusion*, vol. 40, pp. 575-582, 2000.
- [2] Y. K. Oh et al., "KSTAR magnet structure design," *IEEE Trans. On Appl. Superconductivity*, submitted for publication.
- [3] G. K. White, *Experimental Techniques in Low-Temperature Physics*. 3rd ed., Oxford: Clarendon, 1979, pp. 127-156.
- [4] A. L. Radovinsky and J. H. Schultz, "Maximum ntau Study," Memo KSTAR-USMIT-ALRadovinsky-060800-01, Jun. 8. 2000.
- [5] J. H. Schultz, "KSTAR design description document," *KSTAR Magnet System Review*, Aug. 1999.



ELSEVIER

Fusion Engineering and Design 51–52 (2000) 219–227

**Fusion
Engineering
and Design**

www.elsevier.com/locate/fusengdes

Design analysis of electromagnetic forces on the KSTAR vacuum vessel interfaces

S. Cho ^{a,*}, B.J. Yoon ^b, S.R. In ^b, K.H. Im ^a

^a Korea Basic Science Institute, National Fusion R&D Center, 52 Yeoeun-Dong, Yusong-ku, Taejeon, 305-333, South Korea

^b Korea Atomic Energy Research Institute, South Korea

Abstract

The KSTAR vacuum vessel consists of double-wall configuration with major ports, reinforcing ribs and supporting structures. The vacuum vessel structure supports all in-vessel structures. The electromagnetic loads on the plasma facing components induced during plasma disruptions would be transferred to the vessel through the supporting structure and produce a large localized stress on the interface between the vessel and the supporting structure. Due to the element limitation of load calculation code, a simplified supporting structure model was defined to obtain the electromagnetic loads on the plasma facing components. A new transferring method of these loads to the interface area was developed. In this paper the electromagnetic loads on the in-vessel components were calculated and stress analyses were performed to help design the interface area based on the equivalent forces estimated using the developed EM load transferring method. © 2000 Elsevier Science B.V. All rights reserved.

Keywords: Electromagnetic forces; KSTAR vacuum vessel interfaces; EM load transferring method

1. Introduction

The KSTAR tokamak [1] incorporates superconducting magnet systems, cryostat, vacuum vessel and plasma facing components (PFCs). The KSTAR vacuum vessel [2,3] is composed of double-wall structure with various sizes of ports. The vacuum vessel is designed for ultra high vacuum operation with the maximum base pressure of 5×10^{-9} Torr. The vacuum vessel structure not only provides the vacuum boundary for the

plasma but also supports PFCs. Plasma disruptions can generate toroidal and poloidal eddy and halo currents in the conducting vessel and internal structures. The resulting electromagnetic (EM) loads play an important role in the design of the KSTAR vacuum vessel, PFCs and their supporting structures.

Regarding the EM forces on the vacuum vessel, it was found that the vessel itself was strong enough to endure the disruption loads, except for the intersections (gussets) between the vessel and its vertical structure supports [3]. Loads on PFCs are transferred to the vessel through the supporting structure, which produces a large localized stress on the interface between the vessel and the

* Corresponding author. Tel.: +82-42-8653622; fax: +82-42-8653639.

E-mail address: sycho@comp.kbsi.re.kr (S. Cho).

PFC supporting structure. In order to make these concentrated forces diffuse into the neighbor of the interface and to diminish the localized stresses, special PFC supporting structure design has been performed.

However since the attachment scheme of the proposed supporting structure has yet been verified, the detail analysis has been required. The EM loads on the PFCs mainly affect the design of the interface area as well as the supporting structure. In this paper the electromagnetic forces on the in-vessel components were calculated and stress analyses were performed to help design the interface area with the introduction of the equivalent force calculation method.

2. Disruption scenario

The characteristics of disruptions in the several experimental machines including current decay rate, halo current magnitude and toroidal asymmetry and heat pulse to the divertor have been reported [4–7]. Halo currents up to 30% of the pre-disruption plasma current with a toroidal peaking factor of 2:1 have been observed during VDEs in DIII-D machine [4]. Also, the maximum magnitude and the toroidal asymmetry of the halo current of the machines in the world were summarized for ITER design [5]. Based on their work, disruptions have been considered as an important parameter for the design of the experimental and commercial tokamak power plants.

A study of the KSTAR disruption dynamics was performed using the Tokamak Simulation Code (TSC) [8]. Here two different types of disruption were considered. One is radial disruption, which is usually represented by thermal and current quenches with no vertical drift (typical major disruption). The other is vertical disruption that occurs during vertical disruption (typical VDE). KSTAR will be designed to accommodate major disruptions characterized by VDE, a thermal quench occurring in 0.1–1 ms, a peak poloidal halo current up to 0.8 MA (40% of the maximum plasma current prior to the disruption) with a toroidal peaking factor of 2:1, and a frequency of occurrence of 1% in any mode of operation. Due

to its effects on the design of PFC supporting structure as well as vacuum vessel interface area, halo current scenario will be concentrated in this analysis.

3. Calculation of electromagnetic loads

A 45° model corresponding to the halo disruption scenario was defined for the calculation of the halo current induced electromagnetic forces [3]. The model is composed of the vessel inner wall and PFCs (divertors, limiters, and passive plates) with their supporting structures. The present supporting structures of PFCs were modeled as simple shell strips and directly contacted to the vessel inner wall, as shown in Fig. 1. Vacuum vessel area is highlighted in the inner shell and the PFC supporting structures are shown along with the EM loads for the divertor loop case.

Depending on the disruption pattern, several halo current loops between the vessel and PFCs can be formed through divertor supports or passive plate supports. Three types of current loops were considered in this analysis as shown in Fig. 2. The primary halo currents flow along the dotted line loop inside which the plasma is located, and the secondary halo currents flow along the closed path expressed by the bold line. Of course, several other minor current loops were formed between the vessel and the other PFC supporting structures.

The halo currents generated during vertical disruption were assumed to be circulated poloidally between the vessel and the lower divertor through the supporting structure (Fig. 2(a)). The currents on the outer divertor supporting structure are divided into vessel loop (solid line) and the divertor loop (dotted line). The currents in the vessel loop are circulated poloidally along the vessel and combined into the currents from the divertor loop at the inner divertor supporting structure completing a closed loop. The maximum currents have occurred in the divertors and their supporting structures.

Two types of halo currents are considered for the radial disruption case due to the ambiguity of

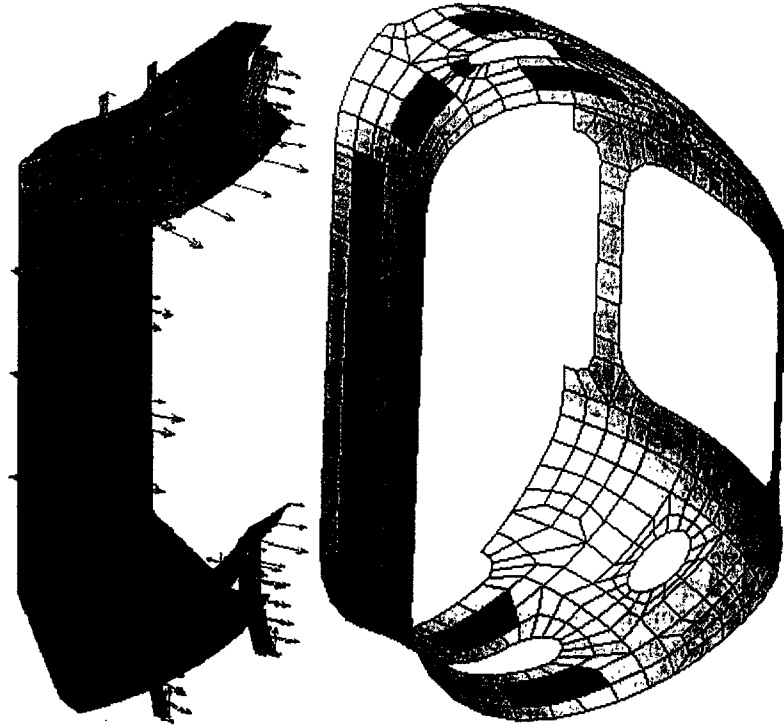


Fig. 1. Configuration of the vacuum vessel interface area and the PFC supporting structure with EM loads for the divertor loop case.

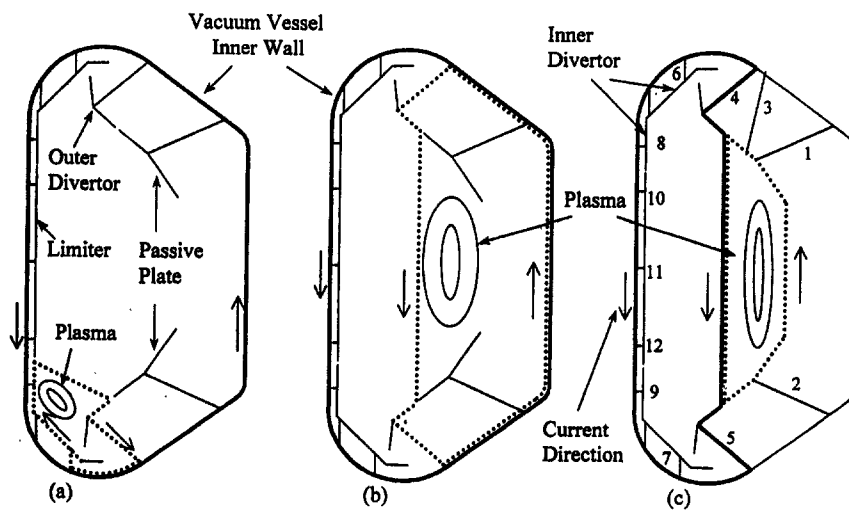


Fig. 2. The cross section of 45° model showing halo current loops for the vertical disruption (a) and radial disruptions (b, c).

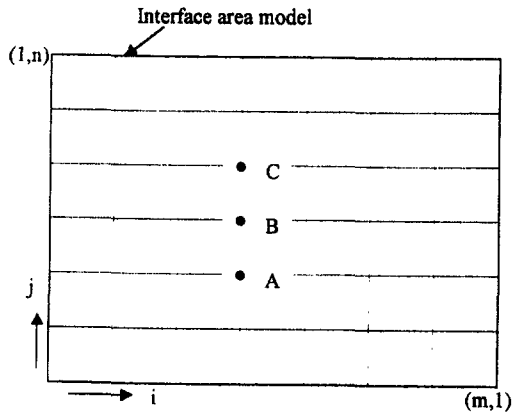


Fig. 3. Interface area model for the calculation of equivalent forces representing the electromagnetic loads on the plasma facing components.

the disruption scenario. The first type considers two loops, one for the divertor loop (dotted line) formed between the outer divertor and the vessel and the other for the vessel loop (solid line) (Fig. 2(b)). In the similar manner as the vertical disruption case, the maximum currents in the outboard vessel are bifurcated to the divertor loop and the vessel loop at the upper outer divertor supporting structure, and they are merged at the lower divertor support. The second type of halo current for the radial disruption case includes the passive plate loop formed between passive plate and the vessel as well as the vessel loop (Fig. 2(c)). The maximum currents generated in the passive plate loop are bifurcated to the vessel via the outer divertor and the passive plate itself via the arbitrary plasma simulating circuits, and they are combined at the passive plate.

Based on these three types of halo disruption scenarios, the EM loads on the PFCs and supporting structures have been obtained using SPARK code [9]. Simplified models were used for the calculation of EM loads due to the element limitation of the code. Once the EM loads on the PFCs were calculated, they were transferred to the wide vessel interface area, as shown in Fig. 1. Since the supporting structures are attached to the vessel with wide interface area, the finite element models for the stress analysis of the interface area are composed of finer meshes and different types

of elements comparing to those of EM load calculation models.

4. Development of equivalent force calculation method

The EM loads on the PFCs are transferred to the vacuum vessel through the support structure. Due to the complexity of the PFC support structure geometry, simple shell models were adopted for the calculation of EM loads. The forces and moments obtained from the simplified model are actually to be distributed to the wide region of the vessel interface area containing more sophisticated elements. To apply the calculated EM loads to the interface area model for the stress analysis, an equivalent force calculation code has been developed and introduced here.

The simplified supporting structure model is connected to the vessel interface area model, for example, at three points, A, B, and C, as shown in Fig. 3. The force vectors, F_A , F_B , F_C , and the moment vectors, M_A , M_B , M_C , acting on the three points represent the reaction forces and moments equivalent to the EM loads on the PFCs. These forces and moments are to be distributed to the interface area model as the total force vectors.

The thickness and dimension of the interface area models corresponding to the supporting structures are mentioned in Table 1. The interface area names are numbered according to the supporting structure positions as shown in Fig. 2. Here the thickness includes the vacuum vessel inner wall thickness and supporting structure connector thickness. The area is defined based on the element size, so they may not be exactly the same as the real geometry. The total numbers of supporting structures were estimated based on the 45° model components [3].

The interface area model is divided into $(m - 1) \times (n - 1)$ elements, then the nodes numbers are m and n , in the i and j direction, respectively. The total force vector, F_{ij} , at each node can be obtained from the force corresponding to the force vectors, F_{ij}^f , and the equivalent force to the moment vectors, F_{ij}^{eq} . First, the net forces affecting on the area can be calculated by summing all force vectors as:

$$\mathbf{F}_{\text{net}} = \mathbf{F}_A + \mathbf{F}_B + \mathbf{F}_C \quad (1)$$

Here the net forces are assumed to be distributed uniformly over the area, then the forces corresponding to the force vectors only at each node, (i, j) , can be obtained as:

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{ij}^f &= \mathbf{F}_{\text{net}} / [(m-1) \times (n-1)] && \text{for inside nodes,} \\ \mathbf{F}_{ij}^f &= \mathbf{F}_{\text{net}} / [(m-1) \times (n-1)] / 2 && \text{for the edge nodes} \\ \mathbf{F}_{ij}^f &= \mathbf{F}_{\text{net}} / [(m-1) \times (n-1)] / 4 && \text{for corner nodes} \end{aligned} \quad (2)$$

Next, the forces corresponding to the moment vectors are calculated from the total moments acting on the area. Assuming that the center of mass is located at point B, the equivalent moment vector representing the force vectors at points A and C is obtained by vector cross product of the forces as follows:

$$\mathbf{M}_{\text{eq}} = (\mathbf{r}_A - \mathbf{r}_B) \times \mathbf{F}_A + (\mathbf{r}_C - \mathbf{r}_B) \times \mathbf{F}_C \quad (3)$$

Where \mathbf{r}_A is the location vector of the point A in the absolute coordinate system defined in the KSTAR tokamak system. Therefore $(\mathbf{r}_A - \mathbf{r}_B)$ means the relative distance vector from points B to point A. Since the center of mass is point B, the total moments acting on the area can be the sum of moment vector at point B and the equivalent moment vector as:

$$\mathbf{M}_{\text{tot}} = \mathbf{M}_B + \mathbf{M}_{\text{eq}} \quad (4)$$

As a way to distribute the total moments over

the area, an equivalent force calculation method was introduced. Here the total moments of Eq. (4) are replaced with equivalent forces at each node and the distance from the center. The equivalent force at each node, $\mathbf{F}_{ij}^{\text{eq}}$, can be defined such that it produces the same moment at the center of mass. It was defined as the constant vector that has magnitude inversely proportional to the distance from the center of mass such as:

$$\mathbf{F}_{ij}^{\text{eq}} = \mathbf{F}_o / |\mathbf{r}_{ij}| / L \quad (5)$$

Where \mathbf{F}_o is the constant force vector, $|\mathbf{r}_{ij}|$ is the magnitude of the location vector from the center of mass to each node, (i, j) , and L is the characteristic length which here can be the dimension of the interface area. Therefore the following relation between total moments and the equivalent forces can be obtained [10]:

$$\Sigma \mathbf{r}_{ij} \times \mathbf{F}_{ij}^{\text{eq}} = \mathbf{M}_{\text{tot}} \quad (6)$$

From Eqs. (5) and (6), \mathbf{F}_o can be obtained by calculating the magnitude of each side of the equation as follows [11]:

$$|\mathbf{M}_{\text{tot}}| = |\Sigma \mathbf{r}_{ij} \times \mathbf{F}_o / |\mathbf{r}_{ij}| / L| = L |\mathbf{F}_o| |\Sigma \sin \theta_{ij}| \quad (7)$$

Where θ_{ij} is the angle between two vectors, \mathbf{r}_{ij} and \mathbf{F}_o . Assuming that \mathbf{r}_{ij} is perpendicular to the line of action of \mathbf{F}_o , say, $\theta_{ij} = 90^\circ$, then the magnitude of \mathbf{F}_o is expressed by:

$$|\mathbf{F}_o| = |\mathbf{M}_{\text{tot}}| / (m \times n \times L) \quad (8)$$

In order to calculate the direction of $\mathbf{F}_{ij}^{\text{eq}}$, the

Table 1
Thickness and dimension of the interface area model corresponding to the supporting structure

| Number | Interface area name | Thickness (m) | Area (m ²) | # of supports |
|--------|---|---------------|------------------------|---------------|
| 1 | Passive plate upper horizontal support | 0.04 | 0.0255 | 8 |
| 2 | Passive plate lower horizontal support | 0.04 | 0.0251 | 8 |
| 3 | Passive plate upper vertical support | 0.03 | 0.0451 | 8 |
| 4 | Outer divertor upper vertical support | 0.03 | 0.0641 | 16 |
| 5 | Outer divertor lower vertical support | 0.03 | 0.0641 | 16 |
| 6 | Inner divertor upper vertical support | 0.03 | 0.0438 | 16 |
| 7 | Inner divertor lower vertical support | 0.03 | 0.0422 | 16 |
| 8 | Inner divertor upper horizontal support | 0.08 | 0.0090 | 16 |
| 9 | Inner divertor lower horizontal support | 0.08 | 0.0090 | 16 |
| 10 | Limiter top support | 0.01 | 0.0890 | 1 (ring) |
| 11 | Limiter middle support | 0.01 | 0.0890 | 1 (ring) |
| 12 | Limiter bottom support | 0.01 | 0.0890 | 1 (ring) |

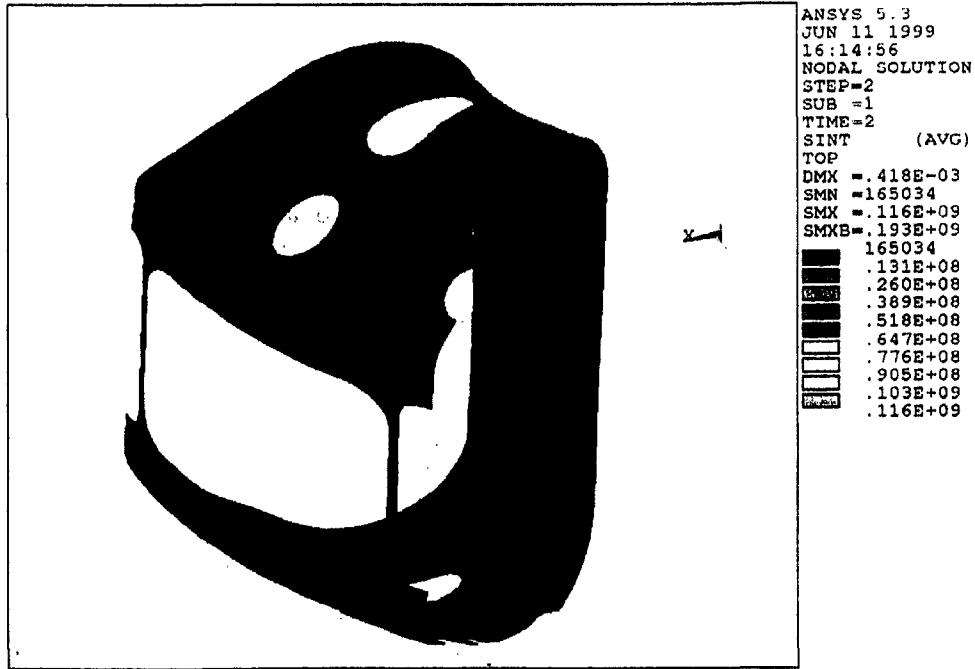


Fig. 4. Stress distribution in the vacuum vessel inner wall under EM loads during halo vertical disruption.

direction of F_o needs to be determined as shown in Eq. (5). Since the direction cosine represents the direction of a vector [11], the direction cosine of F_o is to be determined with the definitions of the following three vectors:

$$\begin{aligned} F_o &= |F_o|(l_1\hat{e}_x + m_1\hat{e}_y + n_1\hat{e}_z) \\ r_{ij} &= |r_{ij}|(l_2\hat{e}_x + m_2\hat{e}_y + n_2\hat{e}_z) \\ M_{tot} &= |M_{tot}|(l_3\hat{e}_x + m_3\hat{e}_y + n_3\hat{e}_z) \end{aligned} \quad (9)$$

Where \hat{e}_x , \hat{e}_y , and \hat{e}_z are unit vectors in the cartesian coordinate, and l_k, m_k, n_k ($k = 1, 2, 3$) are called the direction cosine of F_o, r_{ij}, M_{tot} , respectively. The direction cosine of M_{tot} is obtained from the Eq. (4), and the direction cosine of r_{ij} is known values because the locations of each node are given (see Fig. 3). The direction cosines of F_o are then calculated from the following three correlations:

- The characteristics of the direction cosines;

$$l_1^2 + m_1^2 + n_1^2 = 1 \quad (10)$$

- The scalar product between r_{ij} and F_o with the assumption of $\theta_{ij} = 90^\circ$,

$$l_1l_2 + m_1m_2 + n_1n_2 = 0 \quad (11)$$

- The direction of the vector product of r_{ij} and F_o is the same as that of M_{tot} ,

$$\begin{aligned} l_3 &= m_2n_1 - m_1n_2 \\ m_3 &= l_1n_2 - l_2n_1 \\ n_3 &= l_2m_1 - l_1m_2 \end{aligned} \quad (12)$$

From Eqs. (10)–(12), the direction cosine of F_o could be obtained. Therefore the direction cosines of F_{ij}^{eq} can be calculated from Eq. (5). Based on the method mentioned above the total forces at each node, F_{ij} , can be obtained from Eqs. (2) and (5), and these forces were used for the stress analyses of the interface area.

5. Stress analysis results

Based on the equivalent forces on the interface area for the three types of halo disruption scenarios, stress analyses have been performed using ANAYS [12]. The stresses were concentrated on

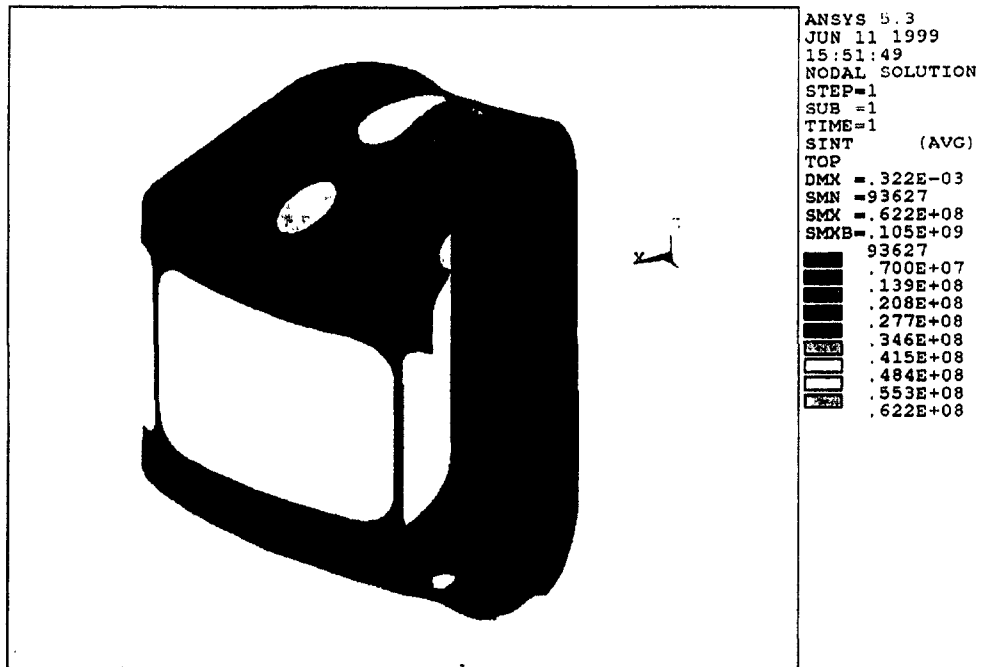


Fig. 5. Stress distribution in the vacuum vessel inner wall under EM loads from the divertor loop during halo radial disruption.

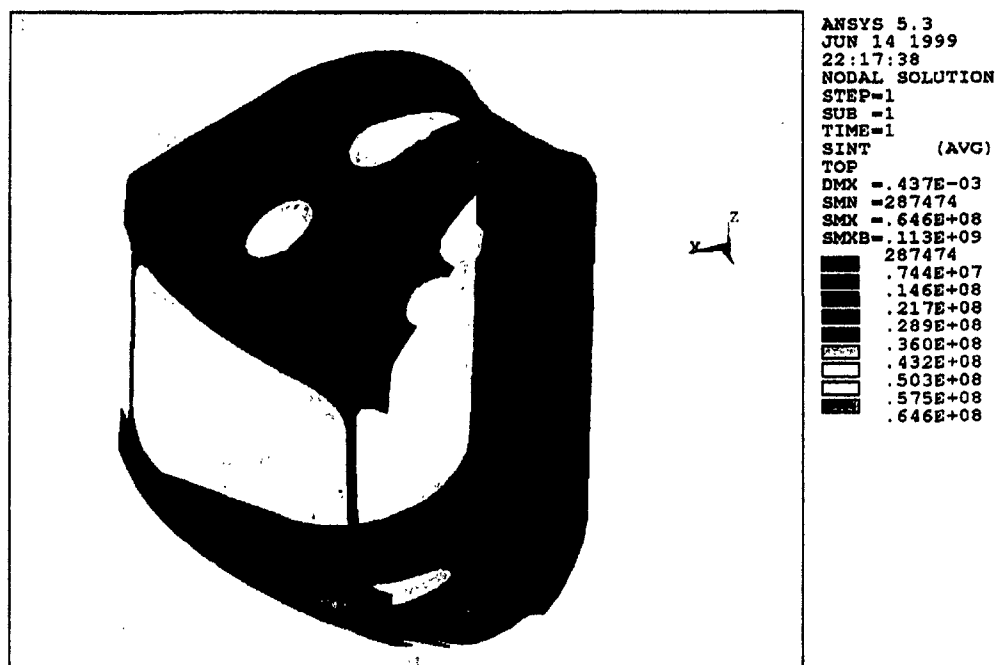


Fig. 6. Stress distribution in the vacuum vessel inner wall under EM loads from the passive plate loop during halo radial disruption.

Table 2

Summary of maximum stresses generated at each interface area due to the EM load on the PFCs during plasma halo disruptions

| Interface area name ^a | Maximum stress (MPa) | | |
|----------------------------------|----------------------|---------------------------------------|--|
| | Vertical disruption | Horizontal disruption (divertor loop) | Horizontal disruption (passive plate loop) |
| 1 | NA | NA | 47.5 |
| 2 | NA | NA | 38.1 |
| 3 | NA | NA | 6.1 |
| 4 | 6.4 | 61.2 | 61.6 |
| 5 | 116.0 | 62.2 | 64.6 |
| 6 | 3.7 | 11.4 | NA |
| 7 | 18.7 | 13.7 | NA |
| 8 | 4.0 | 3.6 | NA |
| 9 | 4.3 | 4.4 | NA |
| 10 | 7.0 | 6.7 | NA |
| 11 | 9.6 | 8.1 | NA |
| 12 | 10.5 | 8.5 | NA |

^a The names expressed by numbers are defined in Table 1. NA; the interface area is not include in the model due to the lack of necessity.

the interface and the resulting stress intensity distributions on the vacuum vessel inner wall are shown in Figs. 4–6. Fig. 4 shows the analysis results for the EM loads on the PFCs during halo vertical disruption. Since the primary current loop was formed on the lower divertor as shown in Fig. 2(a), maximum stress of 116 MPa occurred at the divertor supporting structure interface area. This value is lower than the allowable stress of 135 MPa for welds and heat affected zone (HAZ). The stresses at the interface area of the other PFC supporting structures during vertical disruption were also shown in Fig. 4, but they are relatively much lower than the maximum stress. The maximum stress values at the interface area are summarized in Table 2. In this table, the values of stresses at the interface region of the PFC supporting structures during radial plasma disruptions are also summarized.

The maximum stress due to radial disruption loads occurs at the outer divertor vertical support for both the divertor loop case (see Fig. 5) and the passive plate loop case (see Fig. 6). The values of these maximum stresses are 62.2 and 64.6 MPa, respectively, which are much smaller than the allowable stress. As shown in Figs. 5 and 6, the localized stresses at the interface area for the

radial disruption cases are seemed to be up-down symmetric. The stress at the passive plate interface area is lower than that at the outer divertor interface area (see Fig. 6). This is because the passive plate supporting structure is more flexible than the divertor supporting structure, even though larger EM loads were applied.

It was found that the maximum stress occurs at the supporting structure where the primary current loop exists. Also, the maximum stresses at the limiter supporting structures are minimal not only because the poloidally flowing halo current have not easily formed a closed current loop with the limiter supporting structure that is assumed a toroidally continuous ring, but also because they have large interface area. Therefore the stresses on the limiter interface area were not shown in the results figures. Since most dominant stresses were generated at the interface area of the primary loop, the stresses at the inner divertor and limiter were not accounted for the radial disruption case containing passive plate loop as shown in Table 2.

6. Conclusion

The EM forces on the PFCs during halo dis-

ruption were calculated, and a new EM load transferring method was developed. Based on the developed equivalent force calculation method, stresses analyses have been performed on the interface area to help design the vacuum vessel interface area. Since the maximum stresses due to the EM loads on the PFCs are much smaller than the allowable stress limit, it can be concluded that vacuum vessel interface as well as vessel structure itself are strong enough to endure the disruption loads. The interface area and the thickness defined in the analyses need to be modified in order to optimize the stresses at the interface area and the supporting structure itself.

References

- [1] D.I. Choi, et al., The KSTAR tokamak, in: 17th IEEE/NPSS Symposium on Fusion Engineering, San Diego, October 6–10, 1997, pp. 215–220.
- [2] S. Cho, et al., Conceptual design of KSTAR vacuum vessel, in: 17th IEEE/NPSS Symposium on Fusion Engineering, San Diego, October 6–10, 1997, pp. 1021–1024.
- [3] S. Cho, et al., Design and analysis of the KSTAR vacuum vessel, in: 20th Symposium on Fusion Technology, Marseille, September 7–11, 1998, pp. 1733–1736.
- [4] A.G. Kellman, et al., Disruption studies in DIII-D, in: 16th IAEA Fusion Energy Conference, Montreal, October 7–11, 1996.
- [5] R. Yochino, et al., Characterization of disruption phenomenology in ITER, in: 17th IAEA Fusion Energy Conference, Yokohama, October 19–24, 1998.
- [6] R.S. Granetz, et al., Disruptions, halo currents, and killer pellets in Alcator C-Mod, in: 16th IAEA Fusion Energy Conference, Montreal, Canada, October 7–11, 1996.
- [7] R.O. Sayer, et al., TSC plasma halo simulation of a DIII-D vertical displacement episode, *Nucl. Fusion* 33 (7) (1993) 969–978.
- [8] J.Y. Kim, D.Y. Lee, MHD stability, feedback stabilization, and disruption simulation for KSTAR tokamak, *J. Accel. Plasma Res.* 3 (3) (1998) 69–76.
- [9] D.W. Weissenburger, Spark version 1.1 User Manual, Princeton Plasma Physics Laboratory, Report No. PPPL-2494, 1988.
- [10] S.H. Crandall, N.C. Dahl, T.J. Lardner, *An Introduction to the Mechanics of Solids*, McGraw-Hill, New York, 1978, pp. 9–21.
- [11] F.B. Hildebrand, *Advanced Calculus for Applications*, Prentice-Hall, New Jersey, 1976, pp. 269–278.
- [12] ANSYS, Inc., 201 Johnson Road, Houston, PA 15342, USA.

여 백

다. 국내 학회발표 논문

여 백

KSTAR TOKAMAK ENGINEERING OVERVIEW

J. S. Bak, M. Kwon, G. S. Lee, and KSTAR Team

National Fusion R&D Center, Korea Basic Science Institute, Daejeon, Republic of Korea

Abstract. The KSTAR project mission is aiming at the steady-state operation and the “advanced tokamak” physics. Substantial progress in engineering has been made on superconducting magnets, vacuum vessel, cryostat, plasma facing components, heating system and power supplies. All the major components such as a vacuum vessel, magnet systems, a cryostat and thermal shields are in the final stage of engineering design and prototype manufacturing with involvements of the industrial companies. The new KSTAR experimental building is in near completion and the cryogenic system, the de-ionized water-cooling and the main power systems have been designed. The construction, fabrication and assembly of the whole facility is under way for completion in year 2005.

1. Introduction

The Korea Superconducting Tokamak Advanced Research (KSTAR) project has been being progressed to achieve a mission to develop a steady-state-capable advanced superconducting tokamak for establishing a scientific and technological basis for an attractive fusion reactor ^[1]. The configuration and the basic specifications of the KSTAR are shown in Fig. 1 and Table I, respectively. The KSTAR construction schedule is divided into 6 steps as follows: (i) conceptual design; (ii) engineering design; (iii) prototype test; (iv) fabrication and assembly; (v) commissioning; and (vi) first plasma production. After the completion of its conceptual design in 1998, the extensive engineering design of the main tokamak subsystems has been progressed with industrial manufacturers.

As of February 2002, the engineering design of vacuum vessel, cryostat, and supporting structures is completed. For the magnet systems, in-vessel components and thermal shields, we are aiming to finish engineering design by August 2002. In addition, the engineering work of diagnostic and heating system is proceeding favorably. The KSTAR experimental facility with a cryogenic system, a de-ionized water-cooling system, and main power systems has been designed, and the construction work has been on going. The completion of building construction is scheduled in April 2002.

Presently the project is in the procurement phase of the KSTAR components. The superconducting coils are manufactured by Samsung Advanced Institute of Technology (SAIT). The main structures are produced by Hyundai Heavy Industries (HHI). Various power supplies are manufactured by POSCON. Major contracts for the tokamak main structures and the cryogenic facility will be placed in 2002. The machine assembly work will start in middle of 2003 after site preparation and assembly tooling.

This paper describes the performance expected for the KSTAR, the main design features and R&D results, and elaborates the work currently underway.

2. Tokamak System Engineering

2.1. Vacuum Vessel

The KSTAR vacuum vessel is an all-metallic, all-welded, double-walled, and D-shaped structure. It consists of the inner and outer shell, horizontal, vertical and slanted ports, and the leaf spring-typed supports. Double walls are connected by poloidal and toroidal ribs and filled with water for bake-out, cooling and neutron shielding. Reinforcement by thirty-two equally spaced poloidal ribs and two toroidal ones provides a robust structure. The major parameters of the KSTAR vacuum vessel are summarized in Ref. [2]. The vacuum vessel material is SA240-316LN. The vessel is designed to reduce the welding work as much as possible and to withstand severe loading conditions. The excessive welding would lessen structural rigidity and increase fabrication cost. All of the loading conditions including electromagnetic, seismic, operational pressure, thermal and test loads, and load combinations have been categorized and classified to permit the allowable stress, defined in accordance to ASME code. The most severe load condition for the vacuum vessel is the load combination of static and electromagnetic load due to a vertical disruption event. The calculated stresses in all of the load conditions and load combinations are below the allowable values. The torus structure of the vessel is welded into four quadrants to be assembled on-site by field welding. The details of the fabrication procedure of each quadrants and port structures are summarized in Ref. [2].

Due to its large size, severe operating conditions, large thermal and mechanical loads, and tight manufacturing tolerances, the fabrication of a prototype vacuum vessel is essential to provide the critical inputs to the detail design of the KSTAR vacuum vessel. The Hyundai Heavy Industries (HHI) has built a full-scale vacuum vessel with 62-degree sector in toroidal direction. The fabrication of the prototype vacuum vessel initiated in November 1999 has been completed on schedule in May 2001. Although the structure of the prototype is not fully identical to the main vacuum vessel, essential fabrication techniques as well as reliable inspection procedures have been successfully developed. In the manufacturing process of the prototype vacuum vessel, we optimized the arrangement of welding jigs and fixtures considering the expected deformation and the difference of the rigidity of double-walled structure inboard and outboard segment. In order to minimize the welding distortion, the welding velocity and deposition rate are optimized to 50 - 70 mm/min, and 16 - 25 g/min, respectively. At the final stage of the shop manufacturing, we carried out the following tests to confirm quality: (i) dimensional measurement; (ii) pressure test; (iii) vacuum leak test; and (iv) mechanical test under gravity load. The prototype has satisfied the dimensional accuracy of ± 8 mm to the total height, and ± 5 mm to the total width.

2.2. Magnet Systems

The KSTAR superconducting (SC) magnets consist of 16 toroidal field (TF) coils, 4 pairs of central solenoid (CS) coils, and 3 pairs of poloidal field (PF) coils. All coils are arranged with up-down symmetry with respect to the equatorial plane. The magnet system should be designed to generate the magnetic field and flux swing to meet the KSTAR operational goals of an inductive plasma current of 2 MA up to 300 seconds and toroidal field of 3.5 T at magnetic axis. They should be stable mechanically, electrically, and thermally during normal operations as well as abnormal ones such as plasma disruptions, quenching, and fast discharge.

The conductor of KSTAR coils is cable-in-conduit type conductor (CICC) cooled with forced flow supercritical helium. The dimension and material of the conductors are described in Ref. [3]. The procedures of CICC fabrication are as follows: (i) SC strand drawing from 8 mm to 0.778 mm in diameter; (ii) chrome plating with 1 μm thickness; (iii) cabling of strands with copper strands (486 strands for TF and 360 strands for CS and PF); (iv) jacket welding (TIG welded tube-mill process); (v) jacket shaping to square cross section; and (vi) CICC spool delivery. The continuous winding scheme without internal joints is adopted to reduce the joint losses and engineering efforts for jointing work. Samsung Advanced Institute of Technology (SAIT) has manufactured TF and PF dummy conductors with copper strands, and a spool of TF conductor with 640 m using for prototype TF coil. The PF conductor are being manufactured now with well established procedures^[4].

The designed maximum toroidal field can be obtained with charging current of 35.2 kA. The maximum field on the conductor is 7.2 T and stored energy is about 500 MJ. The TF coil is D-shaped with two curvatures and a straight inboard leg. The total cold mass of TF magnet is about 150 tons. The coolant of TF coils is the supercritical helium with inlet temperature of 4.5 K and inlet pressure of 5 bars. There are four cooling channels per each TF coil with the total mass flow rate in 16 TF coils of 300 g/s. The designed peak currents are 25 kA and 20 kA for Nb₃Sn conductor and NbTi conductor, respectively. The CS coils are segmented by four pairs of solenoid coils with different number of turns and will be operated with difference current values to meet the strong requirement of plasma shaping. The cooling conditions for CS and PF coils are similar to those of TF coils. The total helium mass flow rate in CS and PF coils is about 250 g/s

Presently, SAIT has finished a prototype TF coil (TF00) winding as shown in Fig. 2. The TF00 coil was wound by Nb₃Sn strands with Incoloy jacket, and this coil has same dimension as the real TF coils. There are 56 turns arranged in 8 pancakes of 7 layers with no joint at the transition between pancakes. Heat treatment, turn insulation and vacuum impregnation procedure for the TF00 coil are being processed in order. The

heat treatment of the coil has been conducted in vacuum furnace with control of oxygen contents below 0.1 ppm to avoid stress-accelerated grain boundary oxidation (SAGBO). It was not found any explicit SAGBO defect after heat treatment of TF00^[5].

The TF magnet structure consists of case, inner inter-coil structure (IIS), outer inter-coil structure (OIS), cooling line, joint box, and other interfacing structures. The major functions of TF structure that consists of 16 sets are to support mechanically, and to protect TF coils electrically and thermally. Each TF coil has in-plane magnetic force of 15 MN by TF charging and out-of-plane force by CS, PF, and plasma current. To sustain these magnetic forces, TF coil has a wedge shaped structure on inboard leg and inter-coil structure with shear keys. The cooling routes of TF structure are connected to TF coils in series. During cool-down, helium flow of TF structure is parallel to that of TF coils to maintain the temperature of structures lower than that of coil. The cooling line is embedded between inside of TF structure and cooling pad. The cooling pad is brazed on all around inside of TF structure. The maximum displacement due to cool-down, TF charging and PF charging is about 13.9 mm, 2.8 mm and 4.0 mm, respectively. The maximum stress intensities of outboard leg, inboard leg, OIS, joint box, and gravity support at MOF (Maximum Out-of-plane Force) of reference scenario are about 631 MPa, 341 MPa, 428 MPa, 496 MPa, and 183 MPa, respectively.

The CS structure consists of inner and outer shells, top and bottom blocks, flexible joints, and stoppers. The major functions of the CS structure are both a mechanical support and a structure for supplying pre-compression of about 15 MN on CS coils ^[6]. Due to repulsive force and lateral force between coils, the pre-compression built by the wedged block and the difference in the thermal contraction between coil and structure should be supplied to prevent free motions of CS coils. The cooling lines of the CS structure are connected to CS coils in series. The peak stress including pre-compression is about 500 MPa at the neck part of the inner shell during operation.

2.3. In-vessel Components

The in-vessel components consist of the divertor, inboard limiter, passive stabilizer (including ripple armor), neutral beam shinethrough armor, poloidal limiter, in-vessel cryopumps and internal control coils. The plasma facing components are bolted graphite or carbon-fiber-composite (CFC) tiles supported by SA240-316LN (for the divertor, inboard limiter, neutral beam shinethrough armor, and poloidal limiter) and are CuCrZrMg (for passive stabilizer) back plates. The back plates are attached to the vacuum vessel inner wall through the PFC supports except for the poloidal limiter, which resides on the mechanical support of passive stabilizer. Basically the PFCs are designed for the baseline operation that is characterized by 20 seconds of pulse length

and 16 MW of auxiliary power. However, inboard limiter and passive stabilizer can accommodate upgrade operation conditions of 300 seconds of pulse length and 28 MW of power. The back plates of divertor, inboard limiter and passive stabilizer are divided into 16 sectors of 22.5-degree each by considering the size of the coolant/baking gas pipe and the convenience of assembly and maintenance. Each sector has its own separate cooling channel and will be connected with channels in neighboring sectors by bolts. All baseline PFCs will be water-cooled during plasma operation to maintain the surface temperatures of graphite and CFC tiles less than 600 and 1,200 degrees in Celcius, respectively. The baking temperature of the PFCs, at least 300 degrees, can be achieved within 24 hours and their operation scenario has been established. The final engineering design on plasma facing components is underway and the one sector of the prototype inboard limiter is being fabricated and tested in parallel.

In-vessel copper coils are to be used for the fast plasma position control, field error correction (FEC), and resistive wall mode (RWM) feedback stabilization in the KSTAR device. The newly designed IVCC has a configuration split into 4-segments, where the two sets of coils are unified into a single set by utilizing the concept of segmented coil system. With this new type of in-vessel control coils, several important advantages are found, particularly in the engineering aspect, which include: (i) considerable simplification in fabrication and installation; (ii) easy repair and maintenance; (iii) significant improvement in the reliability, with inter-segment joints located outside the vacuum vessel; (iv) substantial saving in in-vessel space with the two coil sets reduced to one. At present, we are performing the engineering works on following items: (i) stress analyses on the IVCC and support structure; (ii) detail design of the coil supports and the inter-segment joints; (iii) detail design of external inter-segment connectors and feed-through; and (iv) optimizing the FEC/RWM connection scheme.

2.4. Cryostat

The KSTAR cryostat is a large vacuum vessel surrounding the entire tokamak machine with single-walled cylindrical shell, dome-shaped top lid, and flat bottom lid. Main function of the cryostat is to provide a vacuum environment to limit the thermal loads to the superconducting magnet system. It provides feed-through penetrations for all the connecting components inside and outside the cryostat. There are 102 ports including 72 vacuum vessel port penetrations with bellows to compensate the displacements of ports due to EM loads and thermal loads within allowable limits. The cryostat is mounted on a base plate for transferring the loads to main building support structure through 8 base beams. The cryostat vessel has been designed to withstand the following load condition: (i) 2.25 bar absolute internal pressure during the pressure test;

(ii) 1 bar absolute external pressure during normal operation; (iii) dead weight of the components inside cryostat; (iv) seismic events; (v) electromagnetic forces originated by the plasma disruption. Main material selected for the cryostat is ASME SA-240 type 304L. The maximum stress and displacement are located in the inner section of the top lid and amount to approximately 249 MPa and 3.7 mm, respectively. The stress levels are within the allowable under all types of load conditions. The buckling stability has been investigated in detail, and safety factors higher than 5 have been obtained. Extensive information about cryostat structural analyses can be found in Ref. [7].

2.5. Thermal Shields

There are four types of thermal shields: (i) the vacuum vessel thermal shields (VVTS) located 5 cm off the outer wall; (ii) the cryostat thermal shields (CTS) located 15 cm off the inside cryostat; (iii) the transition thermal shields (TTS) around ports; and (iv) the support thermal shields (STS) that cover the gravity supports and base plate. These shields act as heat barriers between superconducting magnets operating at 4.5 K and the surfaces of cryostat and vacuum vessel whose temperature is 300 K. The major challenge of the VVTS realization is to ensure the assembly space because it is trapped in the very narrow space between vacuum vessel and TF magnets. The CTS and TTS are not constrained spatially and therefore have more relaxed tolerances. The positioning tolerances for these shields are specified to 15 mm.

The thermal shields are composed of cryopanel, multilayer insulation (MLI), and supports. The cryopanel is designed to maintain the temperature of 80 K during the normal operation and of 100 K during bake-out, respectively. The cryopanel is split into 16 sectors of 22.5-degree each. The shape of mechanical support is a relatively small cross section and a fairly long span to minimize the thermal conduction. The VVTS has a nominal radial extent of 55 mm including cryopanel, MLI, and support. The thermal shields coolant is gaseous helium operating at 20 bar and its inlet and outlet temperature are 60 K and 80 K, respectively. At present, the detailed design of the thermal shields is actively progressed. It is planned to fabricate and test a prototype cryopanel for verifying all the design specifications.

2.6. Vacuum Pumping System

The KSTAR vacuum pumping system consists of one pumping unit for the vacuum vessel and one pumping unit for the cryostat vessel. Two separate pumping manifolds with 1.4 m diameter are connected to the vacuum vessel and to the cryostat. The pumping units for the vacuum vessel include ten turbo-molecular pumps with total pumping speed of 10,000 l/s and two roots pumps with total pumping speed of 2,000

m³/h. The pumping units for the cryostat are six turbo-molecular pumps with total pumping speed of 9,000 l/s and two roots pumps with total pumping speed of 2,000 m³/h. To accommodate the unpredicted gas load from the in-vessel components, two cryopumps are installed inside vacuum vessel. Two roots blower pumps with total pumping speed of 2,000 m³/h are used for first roughing. The engineering design for the main pumping system is completed and the engineering works for the roughing and backing system will follow.

3. Ancillary Systems Design and Engineering

The design and development of the KSTAR diagnostic system, which is critical to the physics mission of KSTAR, was discussed in Ref. [8]. With the specific mission of long-pulse operation, there is a strong requirement for diagnostics that can provide real-time data for plasma control in long pulse duration. Thus, these diagnostics should be operated with reliability and be stable with capability of in-situ calibration, and their output must be integrated into the control system in addition to provide data for physics analysis. Integration of profile measurements into control systems is expected to be an area of significant research in the period prior to KSTAR operation.

The baseline heating and current drive system on the KSTAR consists of neutral beam injection (NBI) and radio-frequency (RF) systems. The flexibility to provide a range of control functions including current drive and profile control derives from the use of multiple heating technologies: tangential NBI (energy of < 120 keV, 8 MW), ion-cyclotron waves (frequency range of 25-60 MHz, 6 MW), and lower-hybrid waves (frequency of 5 GHz, 1.5 MW). The launched wave spectra can be controlled to provide flexibility in the heating and current-drive profiles. The NBI system will be designed to provide a local heating capability (mainly ions) at constant plasma density and profile shape. The ICRF capabilities will allow physics experiment over a range of magnetic fields and provide electron heating and drive current near the axis.

4. Facility Construction

The design of the KSTAR experimental facility with high-bay buildings for machine hall, mechanical and electrical conventional utility, and 10 kW-class cryogenic system has been completed in 1998. The facility construction was started in early 1999, and the completion of experimental building with beneficial occupancy for machine assembly is expected in April 2002. Figure 3 shows the outlook of the experimental building under construction. A massive overhead crane with the capacity of 300 ton and the main shielding door weighed about 500 ton were installed and tested. The construction of

special utility will begin upon completion of building construction and is targeted for completion and commissioning in later part of 2004.

5. Conclusions

The engineering design and prototype fabrications of the major parts of KSTAR have been finished and the results of these activities defined a machine with unique set of capabilities. Main vendors for the major parts will be contracted soon and fabrication and assembly will be progressed. The advanced tokamak design based on a fully superconducting magnet system will make KSTAR a premier facility for development of steady-state high-performance modes of tokamak operation in this decade. Upon its successful commissioning in year 2005, KSTAR will be delivered and served for the world fusion community as an international fusion collaboratory.

Acknowledgement

This work was supported by the Korean Ministry of Science and Technology under the KSTAR Project Contract.

References

- [1] Lee, G. S., et al., "Design and Construction of the KSTAR Tokamak", *Nuclear Fusion* **41** (2001) 1515.
- [2] Engineering Design Report for KSTAR Tokamak Structure and Vacuum System, Vol. I Vacuum Vessel, KBSI, April 2001.
- [3] Oh, Y. K., et al., "KSTAR Magnet Structure Design," *IEEE Trans. Applied Superconductivity*, **11** (2001) 2066.
- [4] Lim, B. et al., "Fabrication of the KSTAR Superconducting CICC," *submitted to MT-17* (Geneva, 2001).
- [5] Kato, T. et al., "Avoidance Method Study for SAGBO Cracking during Heat Treatment of a ITER CS Model Coil Conductor Using Incoloy 908 Jacket," *Advances in Cryogenic Engineering* **44** (1998) 9.
- [6] Choi, C. H., et al., "Electro-magnetic Loads on the KSTAR Magnet System," *submitted to MT-17*, 2001.
- [7] Engineering Design Report for KSTAR Tokamak Structure and Vacuum System, Vol. II Cryostat, KBSI, April 2001.
- [8] Kwon, M., et al., "Development of KSTAR Diagnostics for the Advanced Tokamak Operation", *Proc. 18th IAEA Fusion Energy Conference* (Sorrento, Italy), 2000.

FIGURE 1
KSTAR TOKAMAK CONFIGURATION

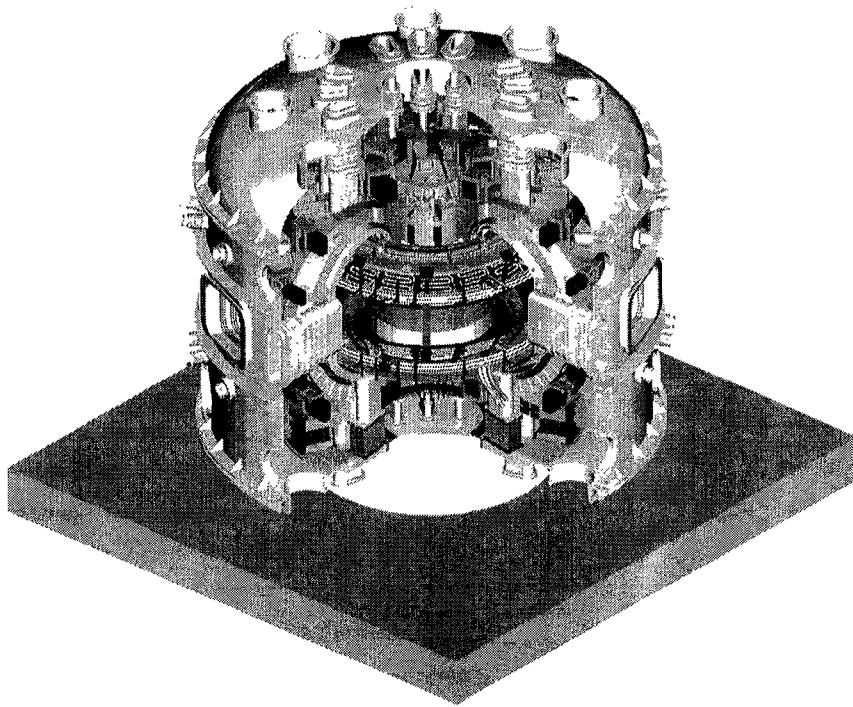


TABLE I
BASIC SPECIFICATIONS OF THE KSTAR

| Parameters | Baseline | Upgrade | Extended Option |
|--|----------------------|----------------------|--------------------|
| Toroidal field, B_T (T) | 3.5 | | |
| Plasma current, I_p (MA) | 2.0 | | |
| Major radius, R_0 (m) | 1.8 | | |
| Minor radius, a (m) | 0.5 | | |
| Elongation, κ_x | 2.0 | | |
| Triangularity, δ_x | 0.8 | | |
| Poloidal divertor nulls | 2 | 1 and 2 | |
| Pulse length (s) | 20 | 300 | |
| Heating power (MW) | | | |
| Neutral beam | 8.0 | 16.0 | |
| Ion cyclotron | 6.0 | 6.0 | |
| Lower hybrid | 1.5 | 3.0 | |
| Electron cyclotron | 0.5 | 1.0 | 3.0 |
| Peak DD neutron source rate (s^{-1}) | 1.5×10^{16} | 2.5×10^{16} | |

FIGURE 2
TF00 COIL WINDING

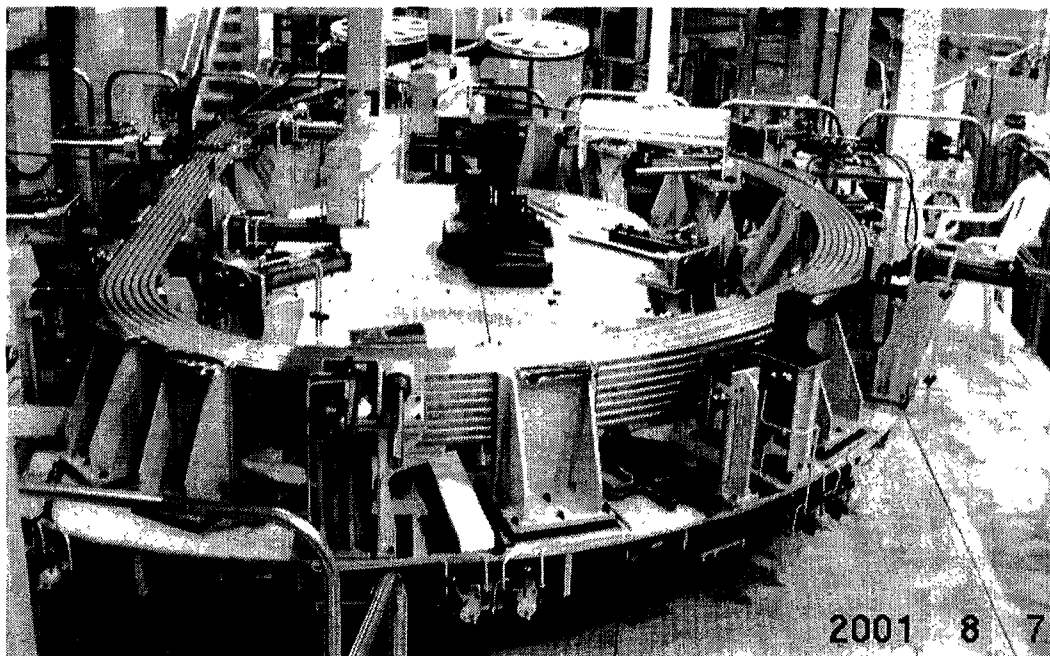
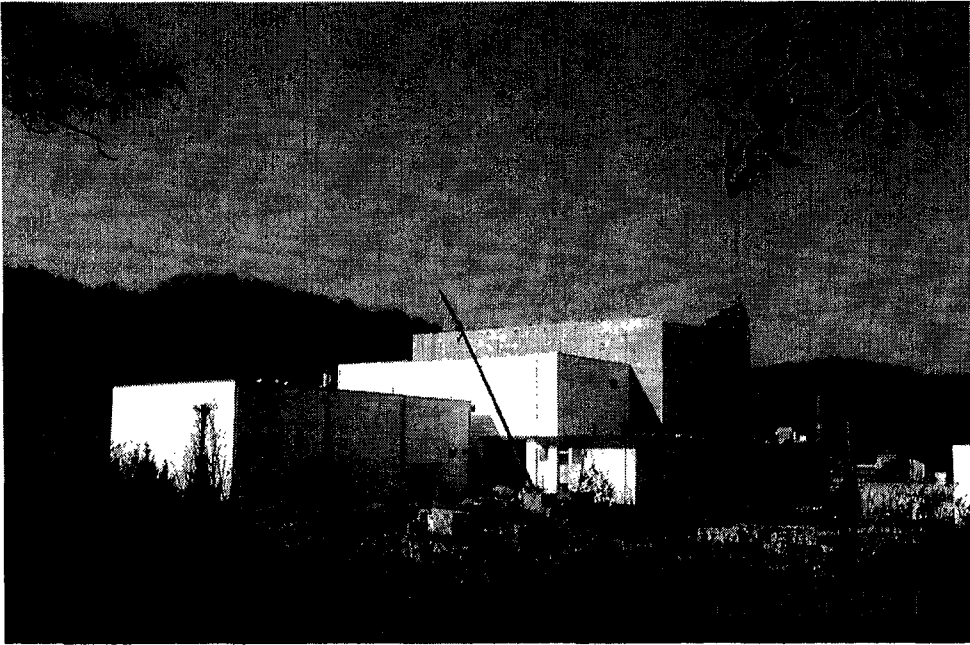


FIGURE 3
KSTAR EXPERIMENTAL BUILDING UNDER CONSTRUCTION



극저온 지지구조물을 위한 CFRP 적층판의 핀 체결부 강도특성 연구

허남일, 김재훈*, 이영신*, 김학근, 박주식, 권면
한국기초과학지원연구원, 충남대학교*

A Study on the Strength Characteristics of the Pin Jointed CFRP Composites for Cryogenic Supporting Structure

N.I. Her, J.H. Kim*, Y.S. Lee*, H.K. Kim, J.S. Bak, M. Kwon
Korea Basic Science Institute, Chungnam National University*

hni@comp.kbsi.re.kr

Abstract - Fundamental failure mode in a laminated composite pinned joint is proposed to assess damage resulting from stress concentration in the plate. The joint area is a region with stress concentrations thus a complicated stress state exists. The modeling of damage in a laminated composite pinned joint presents many difficulties because of the complexity of the failure process. In this study, the effect on the bearing strength of the pin jointed Carbon Fiber Reinforced Plastics (CFRP) composites for magnet support structure of KSTAR tokamak with various parameters such as edge distance to diameter, width to diameter, and the temperature of 23°C, -76°C, and -196°C was examined by comparing the experimental results with finite element analysis.

1. 서 론

복합재료의 핀 또는 볼트 체결부 강도에 대한 연구는 복합재료가 많이 사용되는 항공 및 선박 구조물의 복합재료 체결부 설계기술로서 신소재 개발과 극한 환경에서 복합재료 사용이 증가함에 따라 관심이 더욱 높아지고 있다. 복합재료 체결부는 재료의 이방성 특성으로 인하여 체결부의 강도와 파손특성이 등방성 재료에 비하여 매우 다른 특성을 지니게 되며, 설계방법에 따라 구조 강도에 큰 영향을 미칠 수 있다. 복합재료 체결부의 파손은 초기손상이 시작되어 하중이 증가함에 따라 재료 내부에 손상이 증가하여 발생되며, 종국에는 체결부의 파단을 초래할 수 있다. 체결부의 손상정도와 파손모드는 재료종류, 적층각, 연결부 형상, 체결압력 등의 체결조건과 관계되며, 그 동안 많은 실험과 해석을 통해 체결부의 베어링 거동에 대한 연구가 진행되어 왔다. 그러나, 현재까지 이 체결부의 거동을 해석할 만한

이론해는 개발되지 않았으며, 주로 실험결과를 설계에 적용하고 있다.

복합재료 핀 체결부에 대한 실험적 연구는 일반적으로 Fig. 1과 같이 인장파손, 전단파손, 베어링 파손위 3가지 파손모드에 대해 수행되어 왔으며, 인장파손과 전단파손의 경우 완전파단되어 갑작스런 구조물의 붕괴를 유발시킬 수 있는 경우이며, 베어링 파손의 경우 시편이 완전히 파단되기 이전에 체결부의 홀 주위가 파손되어 구조물의 붕괴는 발생하지 않더라도 더 이상 구조물로서의 역할을 상실하게 되는 경우이다. 복합재료 핀 체결부에 대한 해석적 연구는 주로 유한요소법을 사용하고 있으며, 최근 손상진전 모델링 기법을 사용하여 실험결과와의 비교 및 복합재료의 다양한 변수에 대한 해석이 활발히 진행되고 있다.

현재 개발중인 KSTAR 핵융합 실험장치에서는 -269°C의 초전도자석 구조물 지지를 위해 CFRP 적층판을 이용한 극저온 지지구조물 설계가 진행되고 있다[1-3]. 이 구조물은 Fig. 2와 같이 CFRP 적층판이 핀으로 체결된 구조를 하고 있으며, 체결부는 23°C, -196°C, -269°C의 온도조건에 놓이게 된다. CFRP 적층판은 GFRP 적층판에 비해 높은 기계적 강도와 극저온에서 낮은 열전도 특성을 갖고 있기 때문에 최근 극저온 구조물의 지지구조물 구조재료로 사용되고 있으며, 현재까지 주로 항공구조물과 같은 상온 구조물에 널리 사용되어 왔다. 이 때문에 CFRP에 대한 극저온에서 재료물성 연구와 핀 체결부의 강도연구가 극히 미미한 실정이고, KSTAR 장치를 위한 CFRP 재료의 경우도 극저온에서 이 같은 체결부 강도특성에 대한 연구가 전무한 상태이다.

본 연구에서는 KSTAR 핵융합 실험장치의 초전도자석구조물 지지각 설계에 적용된 CFRP 복합재료의 핀 체결부의 상온 및 극저온에서 베어링 강도특성 연구를 시험과 유한요소법을 통하여 고찰하였으며, 지지각 설계 보안을 위한 기초자료로 활용할 예정이다.

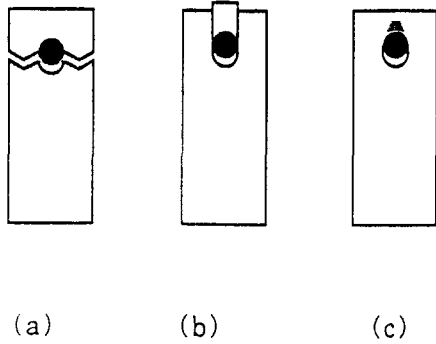


Fig. 1. Failure mechanism for the pin jointed composites. (a) Net tension, (b) Shear out, (c) Bearing

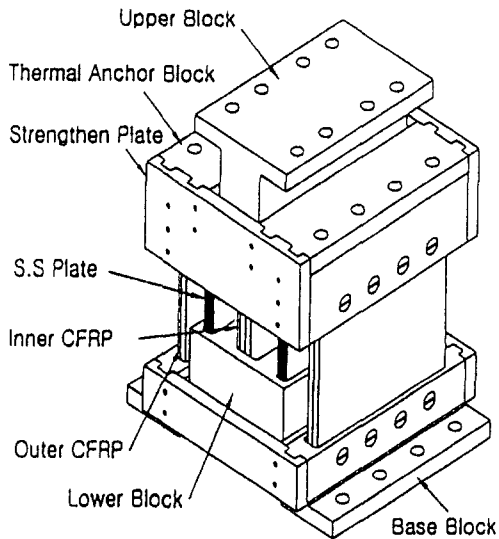


Fig. 2. Configuration of the supporting post for KSTAR tokamak

2. 베어링 강도시험

2.1 시편제작

상온 및 저온에서 CFRP 적층판의 핀 체결부 베어링 강도 시험을 위하여 ASTM D935 규격을 근거로 Fig. 3과 같은 형상의 시편과 Fig. 4와 같은 시험용 지그를 제작하였다. 시편 제작에 사용된 복합재료는 (주)한국화이바에서 생산한 HPW193/RS3232이며, Fig. 5는 제작된 시편의 대표적인 형상을 나타낸 것이다. 시편 홀의 직경과 두께가 일정할 때 체결부의 형상비에 따른 베어링 강도 변화를 시험하기 위하여 다양한 크기의 E/D와 W/D를 갖는 시편을 제작하였다.

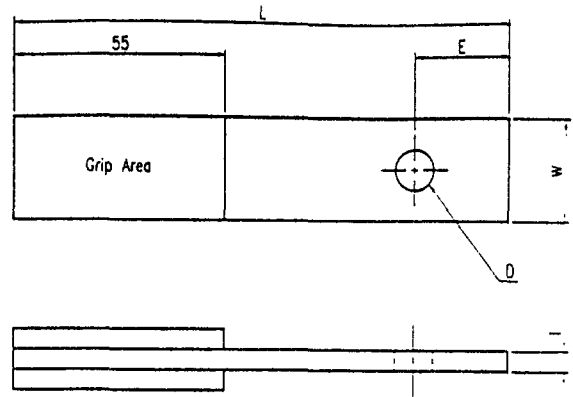


Fig. 3. Configuration of the bearing test specimen

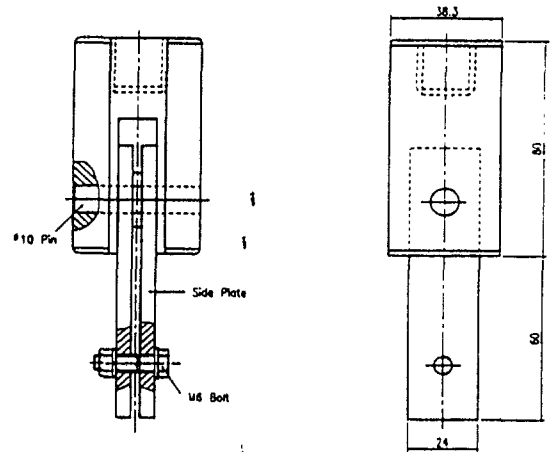


Fig. 4. Configuration of the bearing test fixture

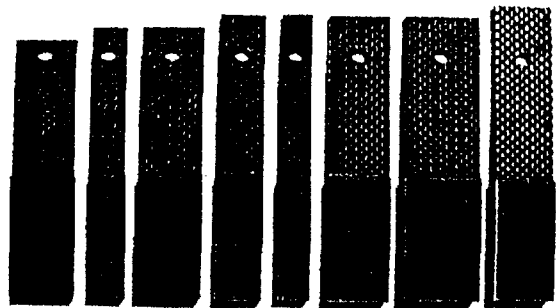


Fig. 5. Photograph of the bearing test specimens

2.2 실험방법

상온조건에서 복합재료의 베어링 강도시험법은 ASTM에 규정되어 있으나, 저온에서의 시험방법은 규정되어 있지 않다. 따라서 본 연구에서는 상온의 시험법에 시편의 저온 분위기 형성을 위한 스티로폴 용기와 변위측정 장치를 구성하여 시험하였다. 먼저 핀 체결부의 형상비에 따른 최대 베어링강도를 구하기 위하여 변위계와 스트레인 게이지를 부착하지 않고 시험을 실시하였으

며, 만능재료시험기에서 기록되는 하중-변위선도와 시편의 파손형상 관찰하였다. 베어링 파손(또는 베어링 항복)이 발생한 시편의 경우에 대하여 홀의 변형이 홀 직경의 4%가 되는 베어링 항복 강도를 시험하였다. 4% 홀 변형을 측정하기 위하여 시편의 하부와 핀 체결부 사이에 변위계를 부착하였고, 스트레인 게이지를 시편에 부착하였다. 변위계에서는 홀과 시편 사이에서의 변위가 기록되었고, 이 값과 스트레인 게이지의 변위 차로부터 홀의 순수 변위를 계산하였다. 체결부의 베어링 강도는 식 (1)과 같이 작용하중을 시편두께와 홀 직경의 곱으로 나누어 계산하였다.

$$\sigma_b = \frac{P}{DT} \quad (1)$$

3. 유한요소해석

3.1 손상진전모델링

베어링 강도시험 결과의 비교를 위하여 ANSYS 코드를 사용한 Fig. 6과 같은 손상진전모델을 개발하여 강도해석을 수행하였다. 복합재료 핀 체결부에 하중을 점차로 증가시킬 때, 임의의 하중에서 파손기준을 초과하는 요소가 발생되고, 이 요소의 강성을 임의로 감소시켜주어 일계파손이 발생할 때까지 강성이 저하된 요소 수가 증가하도록 프로그램 하였다. 강성이 저하된 요소 수가 많을수록 변형이 증가하게 되어 파손이 진행되는 현상을 구현할 수 있다. 파손

기준으로 Yamada-Sun이 제안한 (2)식을 사용하였으며, 이 기준은 적층판의 파손이 진행되는 중간분리가 미리 발생하여 판의 두께 방향으로 구조강성이 존재하지 않는다는 가정에 근거한 것이다. 파손기준에 따라 파손이 발생한 요소는 (3)식과 같이 표준시편의 실험결과와 근사한 특성을 구현할 수 있는 임의의 모듈러스 연산자(A)를 사용하여 요소의 강성을 저하시켰다.

$$\left(\frac{\sigma_x}{S_T}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{xy}}{S_{xy}}\right)^2 \geq 1 \quad (2)$$

$$[E, E_2, G_{12}, \nu_{12}] \Rightarrow [AE_1, AE_2, AG_{12}, \nu_{12}] \quad (3)$$

3.2 모듈러스 연산자

형상비가 E/D=3, W/D=4인 시편의 상온 시험 결과를 기준으로 손상진전모델의 모듈러스 연산자 A를 결정하였다. 본 해석모델에서는 연산자 A=0.2 일 때 실험결과와 가장 잘 일치하고 있었으며, 모든 유한요소해석에서 0.2를 사용하여 계산을 수행하였다.

해석에 사용된 CFRP의 상온 및 -76℃, -196℃ 물성은 실험을 통하여 구한 값이며[4], -269℃에서의 물성은 온도에 따른 물성실험 결과를 확장하여 구하였다.

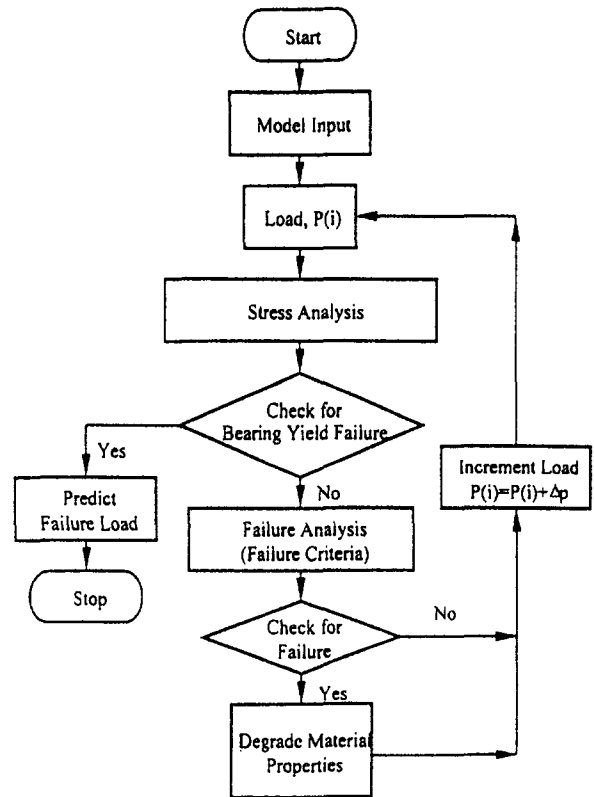


Fig. 6. Algorithm for progressive damage modeling of the pin jointed problem

4. 결과 및 고찰

4.1 최대 베어링강도

최대 베어링 강도는 온도와 기하매개변수에 따라 Fig. 7과 Fig. 8과 같은 특성을 보였다. E/D=1인 경우 전단파손이 발생하였고, E/D=2 또는 W/D=2인 경우 인장파손이 발생하였다. W/D=3, E/D=3 이상인 경우 베어링 항복 이후에 인장파손이 발생하였다. 이러한 현상은 핀 체결부의 형상비가 임의의 값 이하에서는 베어링 파손이 발생하기 전에 전단이나 인장파손에 의해 낮은 강도에서 파손이 발생할 수 있고, 임의의 값 이상에서는 아무리 큰 형상비를 갖는 경우에도 체결부의 강도 향상을 크게 기대할 수 없다는 것을 나타내는 것이다. 저온에서의 강도는 상온에서의 강도보다 증가하였으며, 극저온으로 갈수록 온도의 영향이 감소하는 특성을 보였다.

4.1 베어링 항복강도

홀의 변형이 4% 발생될 경우의 베어링 항복 강도 시험결과와 유한요소해석 결과를 Fig. 9와 Fig.10에 나타내었다. 대체적으로 유한요소해석 결과가 실험결과보다 높게 계산되었으며, -269℃에서의 해석결과는 -196℃의 해석결과와 비교하여 강도 증가가 크지 않았고, 이로부터 -269℃ 조건의 핀 체결부 설계시 -196℃ 저온시험 강도를 사용할 수 있을 것으로 예측되었다.

5. 결 론

KSTAR 극저온 지지구조물에 사용되는 CFRP 적층판의 핀 체결부의 베어링 강도특성을 체결부의 강도시험과 유한요소해석을 통하여 관찰하였다. ASTM 시험법에 근거하여 해설되는 기하 매개변수와 온도조건(상온 및 저온에서 핀 체결부의 베어링 강도 영향을 시험하였고, 유한요소해석모델링 기법을 사용한 유한요소해석 결과와 비교하였으며, 본 연구에 사용된 CFRP에 대하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. CFRP 적층판의 핀 체결부 강도는 체결부의 형상비에 큰 영향을 받으며, 본 연구에서 사용한 재료의 경우 $E/D=3$, $W/D=3$ 일 때의 경우 형상비가 강도에 미치는 영향이 작다.
2. 저온이 CFRP 적층판의 핀 체결부 강도에 미치는 영향은 형상비가 증가할수록 증가한다. 베어링 파손 이후에는 큰 차이를 보이지 않는다.
3. 상온에서 극저온으로 갈수록 비어링 강도는 증가하는 특성을 보이며, 극저온으로 갈수록 온도의 영향은 감소한다.
4. 해석에 의한 -196°C 와 -269°C 에서의 극미한 베어링 강도 차이로부터, -269°C 온도에서의 복합재료 핀 체결부 설계시 -196°C 에서 얻은 강도를 사용할 수 있을 것으로 예측되었다.

본 연구는 과학기술부가 지원하는 특정연구사업(KSTAR Project)의 연구비 지원으로 수행되었습니다.

[참 고 문 헌]

- [1] Y.S. Lee, N.I. Her, "Structural Design of the Superconducting Magnet Supporting Post", 4th International Congress on Thermal Stresses, Osaka, Japan, pp. 441-444, 2001.
- [2] Y.K. Oh, et al., "KSTAR Magnet Structure Design", IEEE Trans. on Applied Superconductivity, Vol. 11, pp. 2006-2069, 2001.
- [3] N.I. Her et al., "Structural Safety Assessment Under the Low Temperature of KSTAR Superconducting Magnet Supporting Post", Cryogenics, Vol. 41, pp. 15-20, 2001.
- [4] 허남일, 사정우, 조승연, 도철진, 오영근, 최창호, 권면, 이경수, 이상연, 김재훈, "탄소섬유 에폭시 복합적층판에 대한 저온에서의 기적력특성 실험평가", 2001년도 한국초전도 저온공학학회 학술대회 논문집, pp. 41-44, 2001.

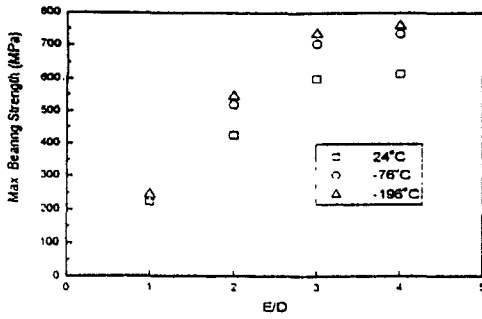


Fig. 7. Variation of maximum bearing strength with $W/D=4$, $E/D=1$ to 4

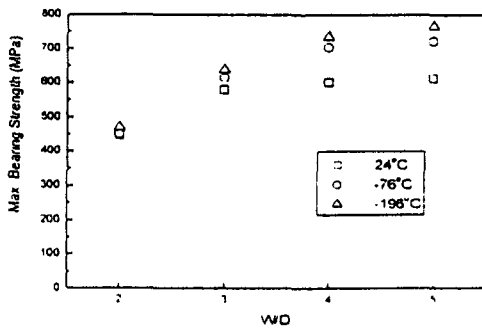


Fig. 8. Variation of maximum bearing strength with $E/D=3$, $W/D=2$ to 5

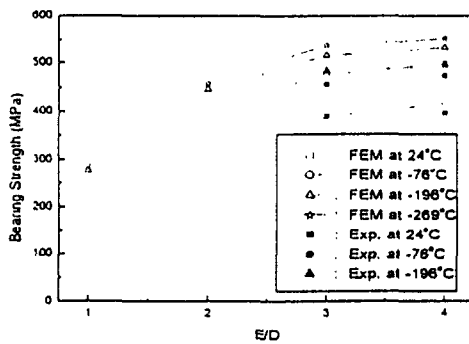


Fig. 9. Comparison of the bearing strength at 4% hole deformation with $W/D=4$, $E/D=1$ to 4

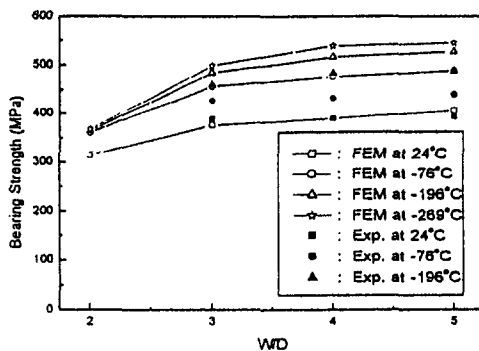


Fig. 10. Comparison of the bearing strength at 4% hole deformation with $E/D=3$, $W/D=2$ to 5

KSTAR 운전시나리오에 대해 초전도자석 구조물에 발생하는 줄열 및 온도분포 계산

조승연, 사정우, 최창호, KSTAR 팀
한국기초과학지원연구원

Calculation of Joule Heat and Temperature Distribution Generated on the Superconduction Magnet Structure for the KSTAR Operation Scenarios

Seungyon Cho, Jeong Woo Sa, Chang Ho Choi, and the KSTAR Team
Korea Basic Science Institute

sycho@comp.kbsi.re.kr

Abstract - Since the KSTAR magnet structure should be maintained at cryogenic temperature of about 4.5 K, even a small amount of heat might be a major cause of the temperature rising of the superconducting magnet structure. The Joule heating by eddy current induced on the magnet structure during the KSTAR operation was found to be a critical parameter for designing the cooling scheme of the magnet structure as well as defining the requirements of the refrigerator for the cryogenic system. Based on the Joule heating calculation, it was revealed that the bulk temperature rising of the magnet coil structure was less than 1 K. The local maximum temperature especially at the inboard leg of the TF coil structure increase as high as about 21 K for the plasma vertical disruption scenario. For the CS coil structure maximum temperature of 8.4 K was obtained from PF fast discharging scenario.

1. Introduction

The KSTAR magnet system producing the magnet field to confine and control the plasma of 2 MA during normal operation scenarios is composed of Toroidal Field (TF), Central Solenoid (CS) and Poloidal Field (PF) coil systems. TF coils producing the magnetic field of 3.5 Tesla at the plasma centre are normally under steady state operation. PF and CS coils are, however, operated in pulse mode and produce the field variation as well as eddy currents on the magnet structure [1]. The TF and CS coil structures are composed of 16 and

8 identical segments, respectively. These segments are electrically insulated each other to obstruct the eddy current induction on the structure during operation.

The Joule heating and its cumulative Joule energy by eddy current affects the structural and thermal stability of the magnet system, because it might cause a very high local temperature rising in the cryogenic magnet structure. It would require effective cooling scheme and burden the refrigerator of the cryogenic system.

In this paper, first the eddy current induced on the magnet structure for three operation periods was calculated using SPARK code [2]. Then Joule heating was estimated based on the eddy current using a developed methodology [3]. Finally the temperature distribution on the magnet structure due to Joule heat was obtained using ANSYS [4], and the results are compared.

2. Description of Joule heating calculation model

In order to calculate the eddy current and Joule heating, a model was adopted, as shown in Fig. 1. This model includes plasma facing components (PFCs) without their support structures, vacuum vessel double walls without reinforcing ribs, one TF coil structure segment and one CS coil structure segment. A TF coil structure segment includes inboard and outboard legs for the coil case and a inter-coil structure. An octant CS coil structure segment includes inner and outer shells.

3. Operation scenarios

Three operation scenarios are considered as the major concerning scenarios for the design of

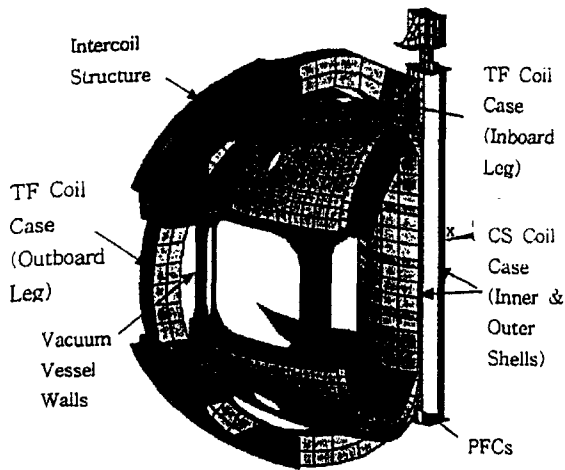


Fig. 1. A Joule heating calculation model

the KSTAR superconducting magnet system. Plasma disruption is one of the major design-driving scenarios. It releases a significant amount of thermal energy in the magnet structure [5]. PF fast discharging scenario would be necessary if abnormal condition happens in the PF coils or quench phenomena occurs in the magnet system. Finally, during the reference operation, relatively large current variation in PF coils occurs. This produces the eddy currents on the magnet structure, too [1].

4. Calculation of Joule heating

Eddy currents generated on the magnet structure were obtained using SPARK code for the defined operation scenarios. Transient Joule heating was calculated based on the eddy currents. The Joule heating on the TF and CS coil structures during plasma vertical disruption has maximum at 125 ms and 126 ms, respectively. The cumulative Joule energy at 200 ms in TF and CS coil structure segment are 20.3 kJ and 1.2 kJ, respectively.

The Joule heating on the magnet structure during PF fast discharging period has maximum at 0.3 s. Once the Joule heating reaches the maximum value at 0.3 s, it decays exponentially and then almost disappears at 9 s. The cumulative Joule energy in the TF coil structure for the PF fast discharging scenario is about 65 percent of that for the disruption case. However, the energy on CS coil structure for the PF fast discharging scenario

is about twice that for the disruption case. Therefore, it can be mentioned that the effect of Joule heating on the CS coil structure is more dominant in the PF fast discharging scenario than disruption case.

The Joule heating generated on the magnet structure for the reference scenario has maximum during blip period of 0.06 s. During blip period the current increase rate in PF coils are up to 3 MA/s. In the successive period up to start-of-flattop (SOF), the relatively steep increase rate of currents in PF coils results in the large eddy current and therefore relatively large Joule heating is generated. The next large current jump period is between end-of-burn (EOB) and end-of-current (EOC). Here the third largest peak of Joule heating is generated.

5. Calculation of temperature distribution

Based on the transient cumulative Joule energy the transient temperature distribution on a TF and CS coil structures was obtained using ANSYS. The maximum temperature distribution was also obtained at 200 ms, 9 s, and 60 s for vertical disruption, PF fast discharging and reference scenario, respectively, as shown in Figs. 2 through 4. For vertical disruption scenario, since the plasma moves upward the maximum Joule heating was generated in the upper local area of the inboard leg where the maximum temperature was up to 20.6 K.

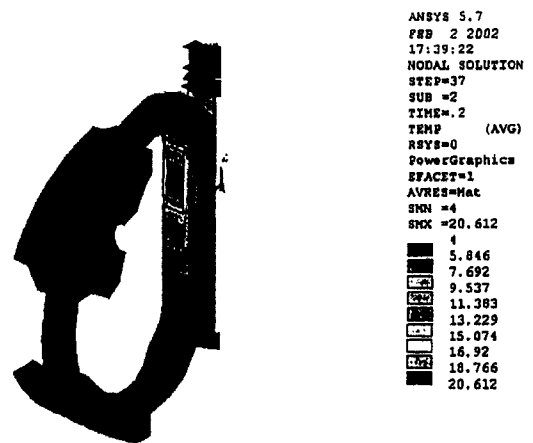


Fig. 2. Temperature distribution based on the cumulative Joule energy at 200 ms during vertical disruption

During PF fast discharging period, the eddy currents were concentrated on the interface

between TF coil case and the inter-coil structure, as well as at the upper part of CS coil structure. The maximum temperatures in TF and CS coil structure increase up to 9.5 K

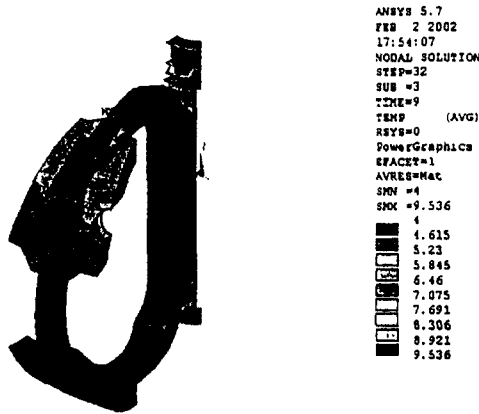


Fig. 3. Temperature distribution based on the cumulative Joule energy at 9 s during PF fast discharging

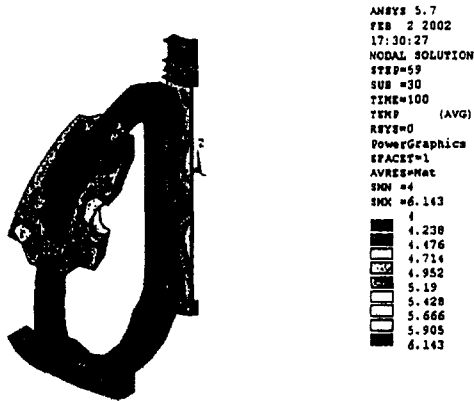


Fig. 4. Temperature distribution based on the cumulative Joule energy at 60 s during reference scenario

and 8.4 K, respectively. For the reference scenario the maximum temperature was generated in the port hole of TF inter-coil structure and the middle part of CS coil structure. This temperature is much lower than the results of the previous two operation scenarios. But the location of maximum temperature zone is different each other for all three scenarios.

The transient temperature histories at the maximum temperature point for three operation scenarios were shown in Figs. 5 through 7. The temperature history is similar to the cumulative Joule energy profile. As an interesting result, for the reference scenario during blip period maximum temperature was

found a the top/bottom section of CS outer shell. And, over the period up to EOB the temperature at the middle section of CS outer shell is maximum. After EOC the large Joule heat is generated in TF coil structure due to plasma current variation, so the temperature in the TF coil structure became maximum.

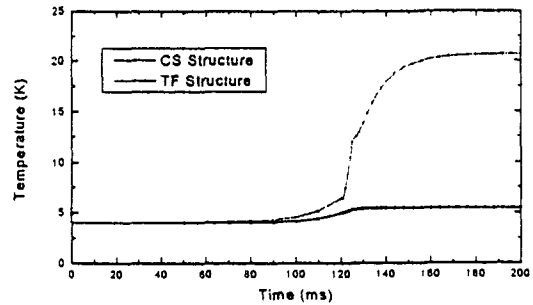


Fig. 5. Temperature history at maximum temperature points during vertical disruption

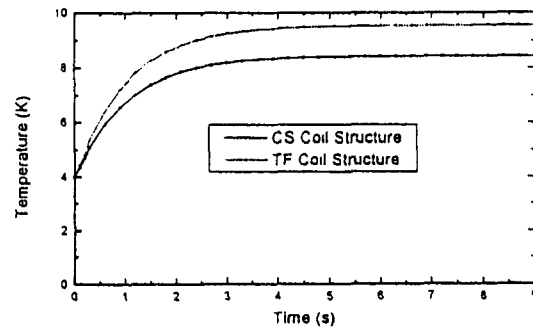


Fig. 6. Temperature history at maximum temperature points during PF fast discharging

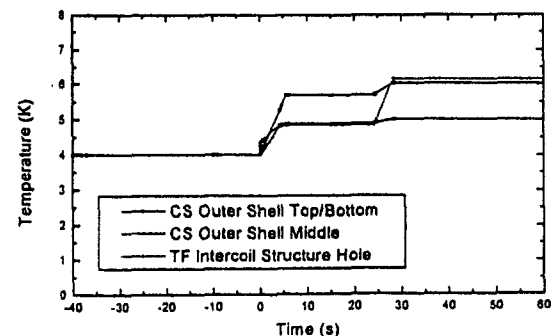


Fig. 7. Temperature history at maximum temperature points for the reference scenario

6. Comparison of the results

Maximum Joule heating, cumulative Joule energy, maximum temperature and bulk temperature increase generated on the TF and CS coil structures for three operation scenarios were obtained and summarized in Table 1. For TF coil structure the highest cumulative Joule energy was created during plasma disruption. For CS coil structure, the highest cumulative Joule energy was obtained in the PF fast discharging scenario. Therefore in order to design the cooling scheme of the TF and CS magnet structures the cumulative Joule energy of 20.3 kJ and 2.3 kJ must be considered, respectively.

7. Conclusion

The Joule heating and the cumulative Joule energy generated on the TF and CS coil structures during vertical disruption, PF fast discharging and reference scenario were

Table 1. Summary of maximum Joule heating, cumulative Joule energy, maximum temperature and bulk temperature increase

| Operation Scenario | Plasma Vertical Disruption | | PF Fast Discharging | | Reference | |
|-------------------------------|----------------------------|------|---------------------|------|-----------|------|
| | TF | CS | TF | CS | TF | CS |
| Coil Type | | | | | | |
| Max. Joule Heating, [kW] | 646 | 80 | 11.6 | 2.3 | 5.1 | 2.5 |
| Cumulative Joule Energy, [kJ] | 20.3 | 1.2 | 13.3 | 2.3 | 7.6 | 1.2 |
| Maximum Temperature, [K] | 20.6 | 5.4 | 9.5 | 8.4 | 6.1 | 6.0 |
| Bulk Temperature Rising, [K] | 0.93 | 0.46 | .061 | 1.04 | 0.35 | 0.46 |

calculated. The overall temperature distribution on the TF and CS coil structures was estimated based on the Joule heating. The local maximum temperature especially at the inboard leg of the TF coil structure increase as high as about 21 K for the plasma vertical disruption scenario. Maximum temperature of 8.4 K in the CS coil structure was important in the PF fast discharging rather than the disruption case. Based on the Joule heating calculation, it was revealed that the bulk temperature rising of the magnet coil structure was less than 1 K. Although the bulk temperature was negligibly small, the localized high temperature was found to be important for the design of magnet structure cooling scheme.

[References]

- [1] C.H. Choi, et al., "Electro-magnetic loads on the KSTAR magnet system", MT-17, Sep. 24-28, Geneva, Switzerland, 2001.
- [2] D.W. weissenburger, "SPARK version 1.1 User Manual", Princeton Plasma Physics Laboratory, Report No. PPPL-2494, 1988.
- [3] S. Cho and J.W. Sa, "Benchmark test for the eddy current and Joule heating calculation with ANSYS-EMAG and SPARK codes", Korea Basic Science Institute, Memorandum No. 141 & 149, Feb. 2000.
- [4] ANSYS, Inc., 201 Jhonson Road, Houston, PA 15342, USA.
- [5] S. Cho, et al., "Design analysis of electromagnetic forces on the KSTAR vacuum vessel interfaces", Fusion Engineering and Design 51-52, pp. 219-227, 2000.

유한요소해석을 이용한 다상의 초전도 코일에 대한 기계적 열적 등가 물성

사정우*, 허남일*, 최창호*, 오영국*, 조승연*, 도철진*, 권면*, 이경수*

Equivalent Mechanical and Thermal Properties of Multiphase Superconducting Coil Using Finite Element Analysis

J.W. Sa*, N.I. Her*, C.H. Choi*, Y.K. Oh*, S. Cho*, C.J. Do*, M. Kwon*, and G.S. Lee*

Key Words : Equivalent material property (등가물성), Elastic modulus (탄성계수), Shear modulus (전단탄성계수), Finite element method (유한요소법), Orthotropic material (직교이방성 재료)

Abstract

Like composite material, the coil winding pack of the KSTAR (Korea Superconducting Tokamak Advanced Research) consist of multiphase element such as metallic jacket material for protecting superconducting cable, vacuum pressurized impregnated (VPI) insulation, and corner roving filler. For jacket material, four CS (Central Solenoid) Coils, 5th PF (Poloidal Field) Coil, and TF (Toroidal Field Coil) use Incoloy 908 and 6-7th PF coil, Cold worked 316LN. In order to analyze the global behavior of large coil support structure with coil winding pack, it is required to replace the winding pack to monolithic matter with the equivalent mechanical properties, i.e. Young's moduli, shear moduli due to constraint of total nodes number and element numbers. In this study, Equivalent Young's moduli, shear moduli, Poisson's ratio, and thermal expansion coefficient were calculated for all coil winding pack using Finite Element Method

기호설명

- E: 탄성계수 또는 영계수 (Young's Modulus)
- G: 전단탄성계수 (Shear Modulus)
- v: 프아송 비 (Poisson's Ratio)
- α: 열팽창 계수 (Thermal expansion coefficient)

1. 서 론

등가물성(Equivalent or Smeared material Properties)은 두개 이상의 재료가 혼합되어 거시적으로 하나의 단일체 거동을 나타내는 재료의 물성을 말하며 그 대표적인 예로 섬유강화 복합재료를 들 수 있는데 이것은 기지(matrix)와 보강섬유(fiber)로 구성된다. KSTAR 초전도 자석을 구성하는 CICC (Cable-In-Conduit-Conductor)는 초전도 선재 (super-

conducting cable)와 이를 보호하는 자켓(jacket) 그리고 CICC 들간의 접착과 절연을 위한 절연재가 사용된다. 코일 지지구조물의 전체적인 거동을 알기 위해서, 구조해석 시 이러한 상세한 요소들까지 유한요소모델에 적용하는 것은 효율적이지 못하다. 특히, 요소의 크기와 수에 대하여 커다란 제한을 가질 수 있기 때문에 코일의 등가물성은 필수적이라 말할 수 있다. 현재까지 예비적인 구조해석에서 사용된 코일의 물성들은 주로 KSTAR 초전도 자석 장치를 설계한 MIT 에서 정의된 것을 사용해왔다[1]. KSTAR 는 코일을 구성하는 재료의 측면에서 TPX 와 유사하나, 형상이나 재료의 측면에서 몇몇 차이점을 가지고 있다. 최근에는 KSTAR CS, PF 그리고 TF 코일에 대한 등가물성에 대한 연구가 진행되어 왔다[2].

일반적인 재료의 물성은 규격화된 시험편을 이용하여 간단한 실험에 의해 결정될 수 있는 반면 초전도 자석의 경우, 시험편 제작이 어려울 뿐만

* 한국기초과학지원연구원

아니라 저온에서의 실험조차도 쉽지 않다. 그러나 유한 요소법은 모델의 수립과 경계조건 등을 자유롭게 부여할 수 있기 때문에 물성시험을 모사하는데 매우 용이하다. 실제로 ITER RF(Russia Federation) Home Team에서는 TF 코일에 대한 등가물성을 계산하기 위하여 유한요소해석을 이용한 바 있으나, 그 해석절차는 대부분 내부분서로 제한되어 있다[3].

본 메모에서는 최근에 제안된 KSTAR 코일의 재료 및 치수에 대한 등가물성(i.e., 탄성계수)을 상용 유한요소 코드인 ANSYS를 이용하여 계산하였으며, 초전도 자석 구조물의 공학설계를 위한 기본입력자료를 확보하는데 그 의의를 두고 있다[4].

2. 관련이론

2.1 직교 이방성재료에 대한 후크의 법칙[5]

3 차원 재료에 대한 일반화된 후크의 법칙(Hooke's law)은 식(1)과 같이 표현된다.

$$\varepsilon_i = S_{ij} \sigma_j \quad (1)$$

여기서, ε_i 는 변형률을 나타내고, S_{ij} 는 컴플라이언스(compliance), 그리고 σ_j 는 응력을 나타낸다.

컴플라이언스 행렬의 요소들을 공학적인 물질의 상수값으로 나타내면 식(2)에서와 같이 총 9개의 독립 상수를 갖는다.

$$\begin{bmatrix} 1 & -\nu_{21} & -\nu_{31} & 0 & 0 & 0 \\ E_1 & E_2 & E_3 & 0 & 0 & 0 \\ -\nu_{12} & 1 & -\nu_{32} & 0 & 0 & 0 \\ E_1 & E_2 & E_3 & 0 & 0 & 0 \\ -\nu_{13} & -\nu_{23} & 1 & 0 & 0 & 0 \\ E_1 & E_2 & E_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{23}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{31}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} \end{bmatrix} \quad (2)$$

여기서

E_i : 탄성계수 (Young's modulus)

ν_{ij} : 프아송 비(Poisson's ratios)

G_{23}, G_{31}, G_{12} : 전단탄성계수(shear moduli)

컴플라이언스의 대칭조건으로 탄성계수와 프아송 비는 식(3)과 같은 관계를 갖는다.

$$\frac{\nu_{ij}}{E_i} = \frac{\nu_{ji}}{E_j} \quad i, j = 1, 2, 3 \quad (3)$$

결국 KSTAR 코일 winding pack에 대하여, 우리는 원통 좌표계를 사용하여 다음과 같이 6개의 기본적인 방정식을 쓸 수 있다.

$$\varepsilon_R = \frac{1}{E_R} \sigma_R - \frac{\nu_{\theta R}}{E_\theta} \sigma_\theta - \frac{\nu_{ZR}}{E_Z} \sigma_Z \quad (4)$$

$$\varepsilon_\theta = -\frac{\nu_{R\theta}}{E_R} \sigma_R + \frac{1}{E_\theta} \sigma_\theta - \frac{\nu_{Z\theta}}{E_Z} \sigma_Z \quad (5)$$

$$\varepsilon_Z = -\frac{\nu_{RZ}}{E_R} \sigma_R - \frac{\nu_{\theta Z}}{E_\theta} \sigma_\theta + \frac{1}{E_Z} \sigma_Z \quad (6)$$

$$\gamma_{\theta Z} = \frac{1}{G_{\theta Z}} \sigma_{\theta Z} \quad (7)$$

$$\gamma_{ZR} = \frac{1}{G_{ZR}} \sigma_{ZR} \quad (8)$$

$$\gamma_{R\theta} = \frac{1}{G_{R\theta}} \sigma_{R\theta} \quad (9)$$

여기서, R은 코일의 반경방향을 나타내고, θ 는 길이 또는 권선방향을, 또한 Z는 CS, PF에 대해서는 수직방향 그리고 TF 코일에서는 토로이달(Toroidal) 방향을 나타낸다.

2.2 수직응력에 의한 탄성계수

먼저 Fig. 1에서와 같이 코일의 길이방향으로 균일한 압력(σ_z)을 가해보자. 이때, 다른 방향의 응력은 거의 제로($\sigma_z \gg \sigma_R, \sigma_\theta$)라 가정할 수 있으며, 선형적인 응력-변형률 범위 내에서 아래와 같은 식들이 표현될 수 있다.

$$\varepsilon_R = -\frac{\nu_{ZR}}{E_Z} \sigma_Z \quad (10)$$

$$\varepsilon_\theta = -\frac{\nu_{Z\theta}}{E_Z} \sigma_Z \quad (11)$$

$$\varepsilon_Z = \frac{1}{E_Z} \sigma_Z \quad (12)$$

$$\gamma_{R\theta} = \gamma_{\theta Z} = \gamma_{RZ} = 0 \quad (13)$$

우리는 식(12)를 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$E_Z = \frac{L_Z}{\Delta Z} \sigma_Z \quad (14)$$

여기서 L_z 와 σ_z 는 알고 있는 값이므로, 해석으로부터 수직방향의 변위(ΔL) 만을 얻으면 수직방향 탄성계수(E_z)를 계산할 수 있다.

또한 식(10), (11)은 각각 (15), (16)와 같이 표현될 수 있으며, 이때, 프아송비($\nu_{zR}, \nu_{z\theta}$)가 결정된다.

$$\nu_{zR} = -\frac{\epsilon_R E_z}{\sigma_z} = \frac{\Delta r E_z}{L_R \sigma_z} \quad (15)$$

$$\nu_{z\theta} = -\frac{\epsilon_\theta}{\sigma_z} E_z \quad (16)$$

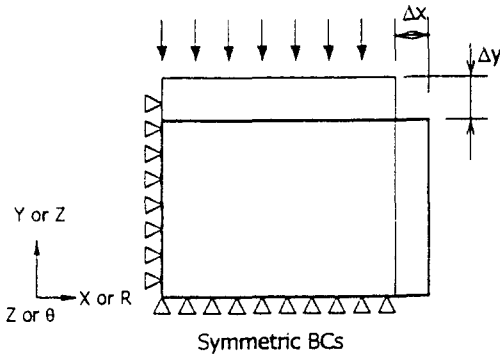


Fig. 1 Schematic deformation due to the vertical uniform pressure

마찬가지로 반경방향 압력에 의한 탄성계수(E_R)도 E_z 와 동일한 계산 절차를 사용할 수 있다.

2.3 전단탄성계수

Fig. 2 에서와 같이 순수 전단 응력($\sigma_{RZ} = \tau_{RZ}$)이 R-Z 평면에 적용될 때를 고려해보자. 이 때 적용된 응력(τ)과 변형률(γ)은 선형적인 범위 내에서 다음과 같은 관계를 갖는다.

$$\tau_{RZ} = \gamma_{RZ} G_{RZ} \quad (17)$$

$$\epsilon_R = \epsilon_\theta = \epsilon_z = \gamma_{R\theta} = \gamma_{\alpha z} = 0 \quad (18)$$

여기서 G_{RZ} 는 R-Z 평면에서의 전단탄성계수 (in-plane shear modulus)라고 한다. 식 (17)은 (18)과 같이 표현될 수 있으며, 전단탄성계수는 적용된 하중(F)과 변형량을 이용하여 쉽게 계산될 수 있다.

$$\therefore G_{RZ} = \frac{F \cdot L}{\Delta x \cdot A} \quad (19)$$

또한 나머지 두 평면(out of plane, i.e. R- θ plane 과 θ -Z plane)에서는 단순히 첨자만을 치환하여 위와 같은 관계를 성립시킬 수 있다.

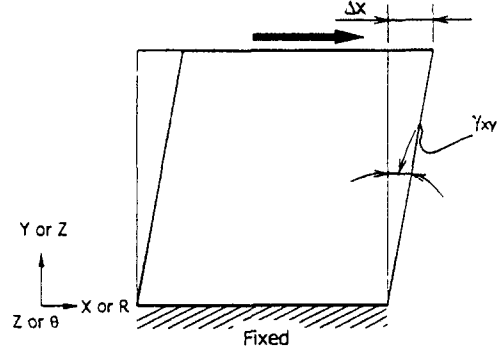


Fig. 2 Schematic deformation due to the radial pressure

2.4 열팽창계수 ($\alpha_R, \alpha_\theta, \alpha_z$)

KSTAR 초전도 자석은 4K 에서 운전되며, 열수축을 고려한 응력해석을 위해서는 코일의 등가 열팽창(또는 열수축)을 조사할 필요가 있다. 먼저 해석을 통하여 각 세 방향에 대한 수축된 변위를 얻은 후, 식 (20)과 (21)을 이용하여 열팽창계수를 산출하였다.

$$\epsilon = \frac{\Delta l}{L} = \alpha \Delta T \quad (20)$$

$$\therefore \alpha = \frac{\Delta l}{L \Delta T} \quad (21)$$

3. 해석절차

3.1 재료의 물성[6]

코일의 등가물성에 가장 큰 영향을 주는 것은 자켓 재료이다. 초전도 자석 선재를 보호하고 있는 자켓은 CS 1-4, PF 5 그리고 TF 의 경우, Incoloy 908 이 사용되며, PF 6-7 은 냉간 가공된 스테인레스 강 (CW 316LN)이 사용된다. 또한 금속재료 이외에도 코일을 구성하는 또 하나의 중요한 재료는 절연재이다. 이것은 절연 뿐 아니라, 압축강도나 전단강도와 같은 기계적 강도를 필요로 한다 Table 1 는 코일 구성재료의 저온 물성을 나타낸 것이다.

Table 1 Material Properties at 4K

| Materials | Ex | Ey | Ez | Gxy | Gyz | Gxz |
|-------------|-----|-----|-----|------|------|------|
| | GPa | GPa | GPa | GPa | GPa | GPa |
| CW 316LN | 205 | 205 | 205 | 80 | 80 | 80 |
| Incoloy 908 | 185 | 185 | 185 | 71.2 | 71.2 | 71.2 |
| VPI | 12 | 20 | 20 | 6 | 6 | 6 |
| Prepreg | 7 | 10 | 10 | 4 | 4 | 4 |
| G10 | 20 | 35 | 35 | 10 | 10 | 10 |

Table 1 Material properties (Continued)

| Materials | vxy | vyz | vxz | α_x | α_y | α_z |
|-------------|--------|--------|--------|------------|------------|------------|
| | | | | % | % | % |
| CW 316LN | 0.265 | 0.265 | 0.265 | 0.3 | 0.3 | 0.3 |
| Incoloy 908 | 0.2992 | 0.2992 | 0.2992 | 0.174 | 0.174 | 0.174 |
| VPI | 0.198 | 0.17 | 0.198 | 0.7 | 0.25 | 0.25 |
| Prepreg | 0.231 | 0.17 | 0.231 | 0.7 | 0.25 | 0.25 |
| G10 | 0.186 | 0.17 | 0.186 | 0.7 | 0.25 | 0.25 |

[Note] * x is through thickness

3.2 형상 및 유한요소모델

Fig. 3 은 등가 물성을 위한 CICC 의 유한요소 모델을 나타낸 것이다. CICC 는 약 38%의 기공률(void fraction)을 갖는 초전도 선재와 이를 보호하는 자켓, 그리고 절연체인 turn insulation, corner roving filler 등으로 구성된다. 그러나 초전도 선재는 자켓과 접착되지 않으며, 외부의 힘에 움직일 수 있는 충분한 공간을 갖기 때문에 등가물성에는 거의 영향을 주지 않을 것으로 판단된다. 따라서 초전도 선재는 모델에 사용되지 않았다. 또한 Table 2 는 각 코일에 대한 CICC 의 치수를 나타낸 것이다. 앞서서도 언급했듯이, PF 코일과 CS 코일은 같은 치수를 갖지만 자켓 재료가 다르며, 또한 TF 코일은 다른 코일에 비해 자켓의 두께가 두껍기 때문에 해석은 세 종류의 코일에 대하여 각기 다른 모델을 사용한다.

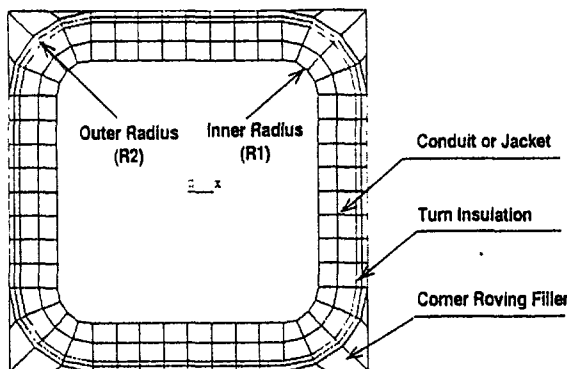


Fig. 3 Geometry and finite element model of CICC

Table 2 Dimensions of CICC (unit : mm)

| Coils | Total length | Inner Radius | Outer Radius | Thickness (1) | Thickness (2) |
|----------------|------------------|--------------|--------------|---------------|---------------|
| | Central Solenoid | 23.92 | 2.69 | 5.1 | 2.41 |
| Poloidal Field | 23.92 | 2.69 | 5.1 | 2.41 | 0.81 |
| Toroidal Field | 27.27 | 2.69 | 5.55 | 2.86 | 0.81 |

[Note] (1) Jacket thickness

(2) Turn insulation thickness

3.3 하중 및 경계조건

하나의 모델에 대하여 반복적인 해석을 할 경우 ANSYS 사용자는 입력과일을 만드는 것이 효율적이다. 특히, 탄성 계수 (Young's Moduli)와 전단 탄성계수 (Shear Moduli)는 서로 다른 경계조건을 갖기 때문에 각각 독립된 해석 모델을 필요로 한다. 다시 말해서, 본 연구에서는 모든 코일(CS, PF, TF)에 대하여 탄성계수, 프와송 비, 열팽창계수를 위한 모델, R- θ 평면에서의 전단탄성계수($G_{R\theta}$)를 위한 모델, 그리고 R-Z 평면에서의 G_{RZ} 를 위한 모델이 각각 만들어 졌다. 다음은 해석모델에 적용된 하중 및 경계 조건이다.

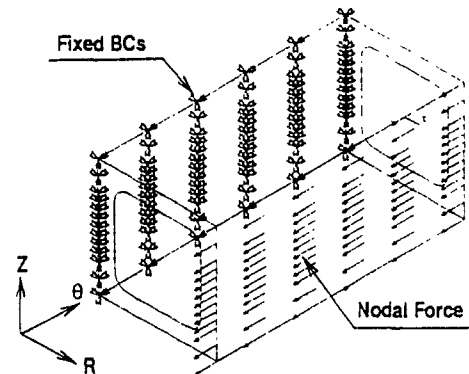


Fig. 4 Load and boundary condition for shear of the CICC

(1) 탄성계수, 프와송 비, 열팽창계수

이 모델에 적용된 하중은 약 1000N 으로 CICC 의 소성 변형을 피하기 위해 충분히 작은 값을 사용하였다. 또한 세 평면($x=y=z=0$)에 대하여 대칭 경계조건을 사용하였고, 하중이 적용되는 면의 절점은 모두 커플링 된다.

(2) R- θ 평면에서의 전단탄성계수, $G_{R\theta}$

전단탄성계수($G_{R\theta}$)를 위한 모델에서 하중은 (1)에서 사용한 것 보다 좀 더 작은 하중(10N)을 사용하였다. Fig. 4 에서와 같이, CICC 의 한 쪽면은 완전히 구속하고, 반대면의 절점은 역시 커플링 된다.

(3) R-Z 평면에서의 전단탄성계수, G_{RZ}
 G_{RZ} 는 $G_{R\theta}$ 를 위한 조건과 같다.

4. 결 과

4.1 기하학적 형상의 영향

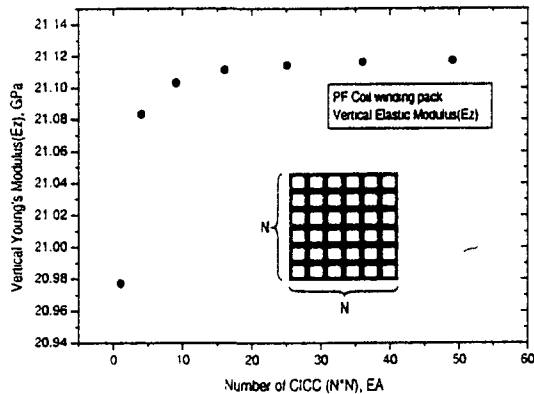


Fig. 5 Vertical Young's modulus variation according to the number of CICC

Winding pack 의 횡 탄성계수(E_R , E_Z) 는 유한요소 모델에 고려한 CICC 의 수가 증가함에 따라 어떤 값에 수렴함을 보여왔다. 즉, 코일의 기하학적 형상이 물성 값에 영향을 주는 것이다. 실제로, Fig. 5 에서와 같이 CICC 의 수를 1-49 개까지 증가시켰을 때, 10 을 넘어서면서 탄성계수는 빠르게 수렴함을 볼 수 있으며, 횡 탄성계수의 최대값과 최소값의 차이는 2GPa 을 벗어나지는 않는다.

이전의 연구에서 고찰한 것처럼 중공을 갖는 CICC 는 횡 방향의 균일한 압력을 받을 때, CICC 의 횡 방향을 따라 국부적으로 상당히 큰 변위 분포를 갖는다. 이러한 변위를 평균하여 사용하는 것은 등가 물성에 오차를 가져올 수 있다. 이러한 영향을 최대한 줄이기 위해, 앞에서도 언급했듯이 압력이 가해지는 면의 모든 절점을 커플링(coupling) 시켰다.

Winding pack 의 종 탄성계수(E_θ) 는 CICC 의 수에 거의 영향을 받지 않는다. 이것은 R-Z plane 에서 CICC 의 단면형상이 일정하기 때문이다.

전단탄성계수도 CICC 의 기하학적 형상에 크게 영향을 받는다. 특히, 단순 전단시험에서 중요시 되는 것은 순수 전단을 유지하는 것이다. 이것을 유한요소 해석에 적용하기 위하여 전단면에서의 AR(Aspect Ratio, t/L)를 고려하였다. Fig. 6 은 전단탄성계수가 84GPa 인 등방성 재료($1m \times 1m \times 1m$)

를 이용하여 역으로 유효 전단탄성계수를 계산한 것이다. $AR=1$ 인 경우, 해석결과는 입력으로 사용했던 값(84GPa)에 크게 못 미치는 것을 볼 수 있다. 이것은 급힘응력에 의해 전단 변형률이 크게 증가하기 때문이다. 그러나 AR 이 작아짐에 따라, 즉 길이(L)에 비해서 두께(t) 가 작아짐에 따라, 주어진 값에 수렴하는 것을 알 수 있다. 이런 예비 해석으로부터 코일의 등가 전단탄성계수는 모델의 AR 비에 크게 의존하며, 적절한 수렴에 요구되는 값을 약 0.05 로 설정하였다.

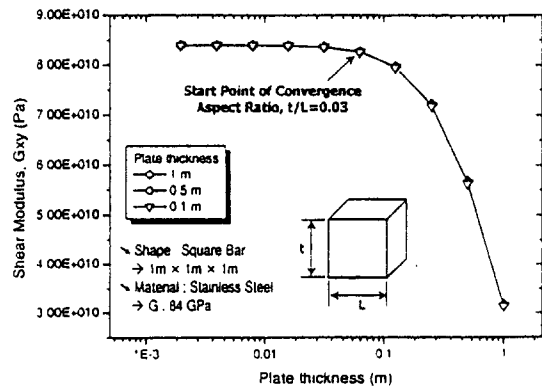


Fig. 6 Bending effect for shear modulus

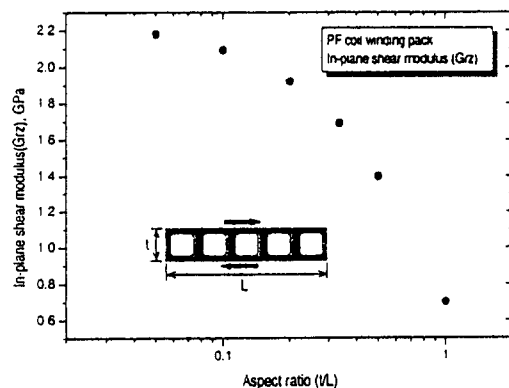


Fig. 7 In-plane shear modulus variation according to aspect ratio

Fig. 7 은 면내(in-plane, i.e., R-Z plane)에서의 전단탄성계수를 나타낸 것으로 AR 을 줄이기 위해서 CICC 의 높이(t)는 고정시키고, 길이(L)을 증가시키기 위해서 약 30 개의 CICC 를 가로방향으로 나열하였다. 마찬가지로 G_{RZ} 는 어떤 하나의 값으로 수렴하는 것을 볼 수 있다.

그럼으로 나타내지는 않았지만 면외(out-of-plane, i.e., R- θ , θ -Z plane) 에서도 Fig. 6 에서 예측한 대로 AR 이 감소함에 따라 전단탄성계수($G_{R\theta}$, $G_{\theta R}$)는 어떤 값으로 수렴함을 볼 수 있다.

4.2 결과요약

KSTAR 초전도 자석 코일에 대한 등가물성이 유한요소 해석을 이용하여 계산되었다. Table 3은 CS, PF, 그리고 TF 코일에 대한 해석결과를 나타낸 것이다. 먼저 동일한 형상과 치수를 갖는 CS1-4/PF5와 PF 6-7의 경우, 자켓재료를 Incoloy908보다 강성이 좀 더 큰 SUS316LN을 사용한 PF6-7의 횡 탄성계수($E_R = E_Z$)는 약 3%, 종 탄성계수(E_θ)는 약 9% 증가됨을 볼 수 있다. 그러나 TF는 자켓의 체적비가 증가했음에도 불구하고 상대적으로 강성이 낮은 Incoloy 908을 자켓 재료로 사용하기 때문에 코일의 탄성계수는 그렇게 크게 증가하지는 않는다.

Table 3 Result summary

| Properties | KSTAR CS1-4, PF5 | KSTAR PF6-7 | KSTAR TF |
|-----------------------------------|------------------|-------------|----------|
| Young's Modulus (GPa) | | | |
| E_R | 20.563 | 21.213 | 21.671 |
| E_θ | 59.841 | 65.878 | 62.511 |
| E_Z | 20.463 | 21.117 | 21.579 |
| Shear Modulus (GPa) | | | |
| $G_{R\theta}$ | 12.267 | 13.381 | 12.766 |
| $G_{\theta Z}$ | 12.267 | 13.381 | 12.766 |
| G_{RZ} | 2.145 | 2.178 | 2.098 |
| Poisson's Ratio | | | |
| $\nu_{R\theta}$ | 0.0961 | 0.0812 | 0.0981 |
| $\nu_{\theta Z}$ | 0.2792 | 0.2519 | 0.2826 |
| ν_{RZ} | 0.3365 | 0.3243 | 0.3013 |
| Thermal Expansion Coefficient (%) | | | |
| α_R | 0.2401 | 0.3423 | 0.2319 |
| α_θ | 0.1746 | 0.2972 | 0.1768 |
| α_Z | 0.2419 | 0.3441 | 0.2334 |

면의 전단탄성계수($G_{R\theta} = G_{\theta Z}$)는 CS1-4/PF5에서 가장 작은 값인 12.267 GPa으로 계산되었으며, 최대값은 약 13.4 GPa로 PF 6-7에서 보인다. 또한 면내 전단탄성계수(G_{RZ})는 세 종류의 코일에 대하여 2.0-2.15 GPa의 범위를 갖으며 변화한다.

코일에 대한 열팽창 계수는 2.6 절에서 설명되었듯이 293 K에서 4 K로 냉각 시 수축되는 평균 변위량으로부터 계산된다. KSTAR CS1-4/PF5와 TF의 등가 열팽창계수는 유사한 값을 보이는데 반하여 PF6-7의 경우, 다른 코일에 비하여 30-40% 정도 증가된 값을 보인다. 이것으로부터 자켓 재료의 열 물성이 코일의 등가 열팽창계수에 매우 큰 영향을 주는 것이라 생각된다.

5. 결 론

유한요소해석을 이용하여 KSTAR 코일에 대한 기계적등가물성을 계산하였다. CICC의 초전도 선재가 위치하는 부분의 국부적인 변형에 의한 탄성계수는 CICC 배열의 수를 증가시킬수록 수렴을 보였다.

전단탄성계수의 경우, 순수전단을 모사하기 위해서, 전단력에 의한 CICC 내부의 굽힘응력을 최대한 줄여야 하며, 이를 위하여 길이에 대한 높이비(Aspect Ratio, l/L)를 0.05 이하로 조절하여야 한다.

탄성계수 및 전단탄성계수는 다른 재료에 비하여 강성이 큰 자켓의 기하학적 형상 및 체적비에 크게 의존되며 마찬가지로 열해석 결과도 PF6-7에서 약 0.34%의 높은 수축률을 나타냈으며 자켓의 재질에 크게 의존함을 알 수 있었다.

앞에서 계산된 각 코일의 등가 값들은 초전도 자석 구조물의 구조해석에 사용될 수 있다.

후 기

이 연구는 과학기술부가 주관하는 특정연구사업(KSTAR Project)의 연구비 지원으로 수행되었으며 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) R. L. Myatt, 1997, "Proposed Mechanical Property Data Base for Use in all Structural Analysis", KSTAR-USMIT-RLMyatt-060997-01.
- (2) J.W. Sa, 2001, "Smearred Elastic Properties Benchmark of the ITER TF Winding Pack", KSTAR-memorandum, Feb. 16.
- (3) A.I. Borovkov, P. Ilyin, 1992, "Finite Element Analysis of Effective Mechanical and Thermal Characteristics of Micro Heterogeneous Superconducting Toroidal Field Coils", IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 28., pp. 927-930.
- (4) Y.K. Oh, 2000, "Suggestions on KSTAR Coil Dimensions Revision 5", KSTAR Memorandum, Aug. 22.
- (5) R.F. Gibson, 1994, "Principles of Composite Material Mechanics", McGraw-Hill.
- (6) 사정우, 2000, "KSTAR 초전도 자석 구성재료의 기계적 물성에 관한 조사", T130/140-AT0-TH3-

저온환경에서 복합재료 핀 연결부의 Bearing 강도에 관한 연구

허남일*, 이상연*, 김재훈**, 이영신**, 사정우*, 조승연*, 임기학*, 오영국*, 최창호*,
도철진*, 권면*, 이경수*

A Study of Bearing Strength on Composite Pinned-Joint at Low Temperature

N.I. Her, S.Y. Lee, J.H. Kim, Y.S. Lee, J.W. Sa, S. Cho, K.H. Im, Y.K. Oh, C.H. Choi,
C.J. Do, M. Kwon, G.S. Lee

Key Words : Carbon Fiber Reinforced Plastic(탄소섬유강화 복합재료), Failure criteria(파손기준), Pinned-joint(핀 연결부), Damage progressive modeling(손상진전모델링)

Abstract

Fundamental failure mode in a laminated composite pinned-joint is proposed to assess damage resulting from stress concentration in the plate. The joint area is a region with stress concentrations thus a complicated stress state exists. The modeling of damage in a laminated composite pinned-joint presents many difficulties because of the complexity of the failure process. In order to model progressive from initial to final, finite element methods are used rather than closed form stress analyses. Failure analysis must be a logical combination of suitable failure criteria and appropriate material properties degradation rules. In this study, the material properties which were obtained in previous study, the preparing process of the bearing strength test for a pinned joint CFRP composite plate subjected to in-plane loading at low temperature, and the FEM result of progressive damage model using ANSYS program are summarized to assess the structural safety of CFRP plate used in the magnetic supporting post of KSTAR(Korea Superconducting Tokamak Advanced Research).

기호설명

| | |
|------------|---|
| σ_b | : Bearing strength (Pa) |
| P | : Bearing load at 4% hole deformation (N) |
| D | : Bearing hole diameter (m) |
| T | : Specimen thickness (m) |
| L | : Specimen length (m) |
| W | : Specimen width (m) |
| E | : Edge distance(m) |
| S_x | : Longitudinal tensile stress (Pa) |
| S_y | : Transverse tensile stress (Pa) |
| S_s | : Shear strength in each layer (Pa) |
| X_c | : Longitudinal compressive strength (Pa) |
| X_t | : Longitudinal tensile strength (Pa) |
| Y_c | : Transverse compressive strength (Pa) |
| Y_t | : Transverse tensile strength (Pa) |
| S_c | : Shear strength (Pa) |

* 한국기초과학지원연구원

** 충남대학교

1. 서론

복합재료의 볼트 또는 핀 체결부에 대한 연구는 항공 및 선박 구조물의 복합재료 체결에 대한 일반적인 기술로 많은 관심을 모아오고 있다. 이 체결 구조는 50% 이상의 하중전달 능력의 변화를 가져올 수 있는 것으로 보고되고 있으며, 특히 복합재료는 재료의 이방성 때문에, 핀 연결부의 강도와 파손 특성이 등방성의 경우에 비해 매우 다른 특성을 지니게 된다.

핀 연결부의 파손은 초기 손상이 시작되어 하중이 증가함에 따라 복합재료 내부에 손상이 증가되어 발생되며, 손상 정도와 파손모드는 재료종류, 적층각, 적층재 두께, 연결부 형상, 하중조건 등에 따라 결정될 수 있다.

복합재료 핀 연결부에 대한 실험적 연구는 일반적으로 Figure 1 과 같이 net-tension, shear-out, bearing 의 3 가지 기본 연결부 파손모드에 대해

수행되어 왔다. 이 파손모드 중 처음 두 모드는 인장 및 전단응력을 초과하는 연결부의 완전 파단을 나타내며, bearing 은 압축파손과 관계가 있다. 그리고 bearing 모드에서 파손된 연결부의 강도와 거동은 연결부의 형상, 와셔 크기, 볼트 강성, 체결압력에 매우 민감한 것으로 나타났다.

복합재료 핀 연결부에 대한 해석적 연구는 주로 유한요소법을 사용하여 진행되어 왔으며, 실험적 연구에서의 3 가지 파손모드와 bearing 강도를 다양한 복합재료 파손기준에 대하여 수행하였다. 이때 주로 사용된 해석방법은 초기파손 이후 손상된 유한요소의 강성을 감소시켜 주어 약화된 손상부의 강성이 하중증가에 따른 응력해석에서 반복적으로 작용할 수 있도록 프로그래밍하는 손상진전모델링 기법과 hole 주위의 일정 거리를 나타내는 특성곡선에서 파손된 유한요소의 각도위치에 따라 파손모드 및 bearing 강도를 구하는 방법이 있다. Jung⁽¹⁾은 직교이방성 및 등방성판의 핀 연결부 응력해석을 수행하였고, Blackie⁽²⁾은 I-DEAS 를 사용하여 multi-fastened 복합판의 핀 연결부에서 응력분포를 계산하였다. Scaler⁽³⁾은 ANSYS 를 사용하여 복합재료 핀 연결부의 clearance 와 간섭효과를 연구하였으며, Xiao⁽⁴⁾는 MARC-K6 를 사용하여 핀과 hole 의 마찰력을 고려한 3-D 비선형 해석을 수행하였다. Oh⁽⁵⁾는 hybrid composite 의 최적 볼트 연결부 설계를 위해 다양한 적층각에 대한 bearing 실험과 ANSYS 를 이용한 최초 파단하중을 구하였다. Chang⁽⁶⁾은 2-D 유한요소 프로그램을 사용하여 hole 주위 특성곡선에서 발생된 파손하중으로부터 bearing 강도를 구하였고 파손 각도에 따라 파손모드를 구분하였다. Kallmeyer⁽⁷⁾는 2-D 유한요소프로그램을 이용한 손상진전모델을 개발하여 상온 및 고온에서 복합재료 핀 연결부의 bearing 강도해석을 수행하였고, Lessard⁽⁸⁾는 같은 기법을 사용한 선형과 비선형 2-D 유한요소해석 프로그램을 개발하여 복합재료의 bearing 파손 메커니즘을 분석하였다. Camanho⁽⁹⁾는 ABAQUS 를 이용한 3-D 손상진전모델을 사용하여 복합재료 연결부의 bearing 강도해석을 수행하였다.

이같이 실험과 해석을 통해 복합재료 볼트 및 핀 연결부의 bearing 거동에 대한 많은 연구가 진행되어 왔으나, 현재까지 이 체결부의 bearing 거동을 해석할 만한 이론해는 개발되지 않았으며, bearing 파손 메커니즘을 기본적으로 규명하는 일은 매우 중요한 것으로 인식되고 있다.

본 논문에서 다루고자 하는 저온에서 복합재료 핀 연결부 bearing 강도 특성은 최근 개발되고 있

는 KSTAR 핵융합 실험장치의 초전도자석 지지구조물 설계에 적용되고 있다. 이 지지구조물은 액체헬륨 온도(4.5 K)에서 동작되며, 초전도자석의 하중을 지지할 수 있는 높은 구조강도와 저온에서 낮은 열전달 특성을 갖는 CFRP plate 가 핀으로 연결된 구조를 하고 있다. 현재까지 CFRP 의 저온물성 연구는 극히 미미한 상태이며, 핀 연결부의 bearing 강도에 대한 연구도 거의 수행되지 않았다. 따라서 본 논문에서는 KSTAR 장치의 초전도자석 지지구조물에 사용되는 CFRP plate 의 구조강도 평가에 필요한 저온기계적물성시험 결과와 현재 준비중인 저온에서 복합재료 핀 연결부의 bearing 강도시험 내용을 정리하였다. 그리고 bearing 강도 시험 결과의 비교검증을 목적으로 본 연구에서 개발중인 ANSYS 를 이용한 손상진전모델 프로그램의 적합성을 기존 연구의 실험결과와 비교를 통해 검증하였다.

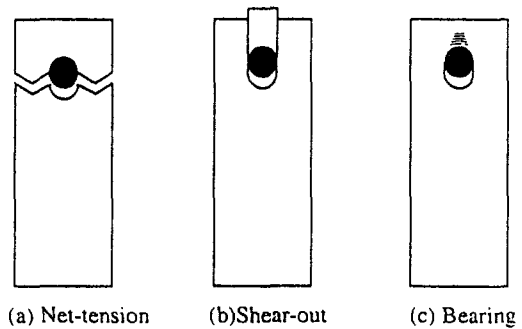


Fig. 1 Failure mechanism for the pinned-joint composite.

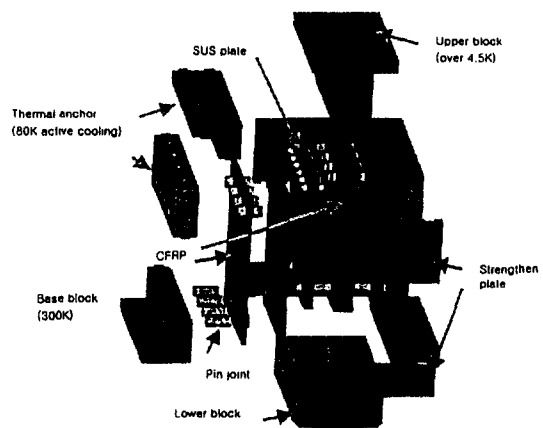


Fig. 2 Configuration of magnet supporting post

2. CFRP 저온기계물성

2.1 시편제작

KSTAR 핵융합 실험장치의 초전도자석구조물 지지각 설계에 적용된 CFRP 복합재료의 상온(24℃) 및 저온(-76℃, -196℃)에서 기계적물성 특성을 ASTM 규격에 따라 인장시험, 압축시험, In-plane shear 시험, Inter-laminar shear 시험을 통하여 고찰하였다. 사용된 CFRP 복합재료는 (주)한국화이버에서 제작한 두께는 0.27mm의 HPW193/RS3232 이며, Table 1 과 같은 적층특성을 갖는 시편이 각 실험온도에 대하여 5 개씩 제작되었다. Figure 2 는 이 재료의 성형조건을 나타낸 것이다.

Table 1 ASTM code and lay-up pattern of the CFRP specimen

| Test | Lay-up pattern | ASTM code |
|---------------------|-----------------------|-----------|
| Tension | [0/90] _{6S} | D3090 |
| Compression | [0/90] _{7S} | D369 |
| In-plane shear | [±45] _{6S} | D3581 |
| Inter-laminar shear | [0/90] _{17S} | D2344 |

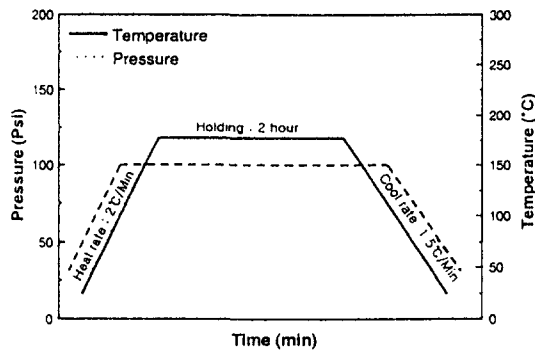


Fig. 3 Curing cycle of the CFRP specimen

2.2 시험방법

UTM 만능재료시험기, 온도 및 strain 측정장치로 실험장치를 구성하였으며, 실험용기의 열 손실을 줄이기 위해 스티로폼을 단열재로 사용하였고, 냉매의 누수 방지를 위하여 비닐용기를 사용하였다. 실험온도 -76℃는 드라이아이스와 에틸알콜을 혼합하여 만들었으며, -196℃는 액체질소(LN2)를 사용하였다. 실험온도는 K-type thermocouple 을 사용하여 측정되었고, 시험편 전체가 실험온도로 열적

평형을 이루도록 시험편을 냉매에 완전히 담근 후 시험하였다.

2.3 시험결과

인장강도의 경우 실험온도 24℃, -76℃, -196℃에 대하여 평균값이 각각 614.26 MPa, 456.95 MPa, 371.74 MPa 이었으며, 실험온도 24℃를 기준으로 -76℃는 25.61%, -196℃는 39.48%가 감소하였다. 인장탄성계수의 경우 실험온도 24℃, -76℃, -196℃에 대해서 평균값이 각각 66.73 GPa, 64.15 GPa, 70.86 GPa 이었고 24℃를 기준으로 -76℃는 3.86% 감소, -196℃는 6.19% 증가하였으나 대체적으로 유사한 값을 나타내고 있다.

압축강도의 경우 실험온도 24℃, -76℃, -196℃에 대하여 평균값이 각각 502.19 MPa, 676.51 MPa, 771.68 MPa 이었으며, 실험온도 24℃를 기준으로 -76℃는 34.71%, -196℃는 53.66%가 증가하였다. 압축 탄성계수의 경우 실험온도 24℃, -76℃, -196℃에 대해서 평균값이 각각 54.38 GPa, 54.07 GPa, 57.07 GPa 이었고 24℃를 기준으로 -76℃는 0.57% 감소, -196℃는 4.96% 증가하고 있었으며 액체질소 환경에서만 약간 증가되나 전체적으로 저온에서 크게 영향을 받지 않았다.

전단탄성계수는 실험온도 24℃, -76℃, -196℃에 대해서 평균값이 각각 4.20 GPa, 5.39 GPa, 7.33 GPa 이었고, 24℃를 기준으로 -76℃는 28.33%, -196℃는 74.52% 증가하였다.

층간 전단강도는 실험온도 24℃, -76℃, -196℃에 대하여 평균값이 각각 78.71 MPa, 84.97 MPa, 80.95 MPa 이었고, 24℃를 기준으로 -76℃는 7.95% 증가, -196℃는 2.84% 감소하였으나 저온에서 온도변화에 따라 영향이 크지 않은 것으로 나타났다.

각각의 시험종류 및 실험온도에 대한 기계적 물성의 평균값을 Table 2 에 나타내었다.

Table 2 Mechanical properties of the CFRP specimen

| Property | Temperature(°C) | | |
|-----------------------------|-----------------|------|------|
| | 24 | -76 | -196 |
| Tensile strength(MPa) | 614 | 457 | 372 |
| T. Young's modulus(GPa) | 67 | 64 | 71 |
| Compressive strength(MPa) | 502 | 677 | 772 |
| C. Young's modulus(GPa) | 54 | 54 | 57 |
| In-plane shear modulus(GPa) | 4.2 | 5.4 | 7.3 |
| Inter-laminar shear s.(MPa) | 79 | 85 | 81 |
| Poisson's ratio | 0.09 | 0.08 | 0.08 |

3. Bearing 강도시험

3.1 시편제작

상온 및 저온에서 CFRP 복합재료 핀 연결부의 bearing 강도 시험을 위해 ASTM D935 규격을 근거로 Figure 4와 같은 형상의 시편과 Figure 5와 같은 시험용 지그를 제작하였다. 시편 제작에 사용된 복합재료는 앞 절에서 설명한 저온기계물성 시험시편과 같은 것으로서, 동일한 성형조건에서 제작되었다. Figure 6은 본 시험을 위해 제작한 대표적인 시편의 형상을 나타낸 것이며, hole의 직경과 두께가 일정할 때 bearing 시험의 3가지 파손 모드 관찰을 위해 Table 3과 같이 E/D와 W/D에 대해 다양한 형상비를 갖도록 시편을 제작하였다. 적층각의 종류는 2가지이며, 시편 제작시 특히 주의 요했던 사항은 시편의 hole 제작공차로서, 제작된 시편 모두 공차를 만족하는 것으로 판단되었다.

3.2 시험방법

복합재료의 bearing 강도시험 방법은 ASTM 규격에 명시되어 있다. Figure 5와 같이 fixture에 시편을 고정된 후 인장시험기에서 하중을 가하게 되며, 시편의 hole 변형이 hole 직경의 4%가 되는 시험기 하중과 시편의 두께, hole의 직경을 식(1)에 대입하여 bearing 강도를 구하게 된다. 시험의 정밀도를 높이기 위해 hole 변형량의 정확한 측정이 요구되며, 본 시험에서는 strain gauge를 hole이 없는 부분에 부착하여 hole 시편 자체의 변형량을 고려할 생각이다. 본 연구에서는 상온시험 이외에 저온(-76℃, -196℃)에서 시험을 준비 중에 있으며, 저온기계물성시험 때와 같은 장비를 사용할 예정이다.

$$s_b = \frac{P}{TD} \quad (1)$$

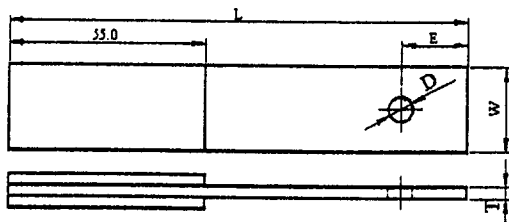


Fig. 4 Configuration of the bearing test specimen

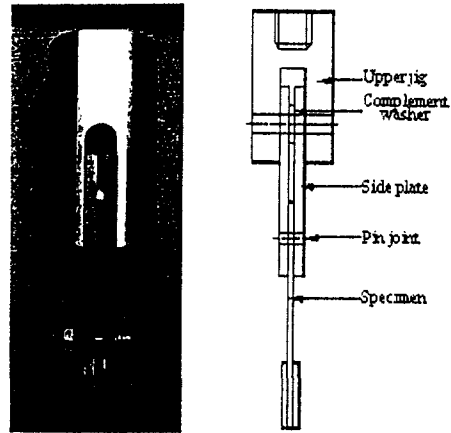


Fig. 5 Configuration of the bearing test fixture

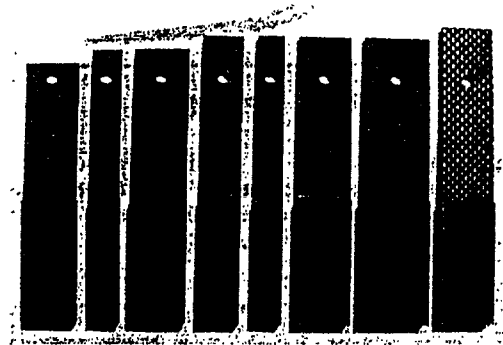


Fig. 6 Photograph of the bearing test specimens

Table 3 The number of bearing test specimen and shape ratio

| E/D \ W/D | 1.0 | 2.0 | 3.0 | 4.0 |
|-----------|----------------|--|---|-----------------|
| 2.0 | - | - | 9 ^a | - |
| 2.2 | - | 9 ^a , 9 ^b (KSTAR) | - | - |
| 3.0 | - | - | 9 ^a | - |
| 4.0 | 9 ^a | 9 ^a | 9 ^a , 9 ^b (ASTM) | 18 ^a |
| 5.0 | - | - | 9 ^a | - |

^a : Lay-up pattern [0/90]_{6s}

^b : Lay-up Pattern [±45]_{6s}

D : Hole diameter(6.0mm)

T : Specimen thickness(2.7mm)

E/D : The ratio of edge distance and hole diameter

W/D : The ratio of specimen width and hole diameter

4. 유한요소해석

4.1 파손기준

복합재료에는 여러 가지 파손이론이 적용될 수 있으며, 본 연구에서는 ANSYS 응력해석 결과의 파손판정을 위해 식(2), (4), (6), (8)과 같은 Lessard⁽⁸⁾의 하중 방향에 따른 matrix 와 fiber 파손 기준을 사용하였다.

Matrix tension failure mode

$$\left(\frac{S_y}{Y_t}\right)^2 + \left(\frac{S_s}{S_c}\right)^2 > 1, S_y > 0 \quad (2)$$

$$[E, E, E, \nu, \nu] \Rightarrow [E, AE, E, \nu, B\nu] \quad (3)$$

Matrix compression failure mode

$$\left(\frac{S_y}{Y_c}\right)^2 + \left(\frac{S_s}{S_c}\right)^2 > 1, S_y < 0 \quad (4)$$

$$[E, E, E, \nu, \nu] \Rightarrow [E, AE, E, \nu, B\nu] \quad (5)$$

Fiber tension failure mode

$$\left(\frac{S_x}{X_t}\right)^2 + \left(\frac{S_s}{S_c}\right)^2 > 1, S_x > 0 \quad (6)$$

$$[E, E, E, \nu, \nu] \Rightarrow [AE, AE, AE, B\nu, B\nu] \quad (7)$$

Fiber compression failure mode

$$\left(\frac{S_x}{X_c}\right)^2 > 1, S_x < 0 \quad (8)$$

$$[E, E, E, \nu, \nu] \Rightarrow [AE, AE, AE, B\nu, B\nu] \quad (9)$$

4.2 손상진전모델링

유한요소법을 이용한 손상진전모델링 기법은 복합재료 핀 연결부의 bearing 강도 해석에 널리 이용되는 방법으로서, 본 연구에서는 Figure 7 과 같은 손상진전모델 알고리즘을 사용하였다. 복합재료의 파손기준에 따라 파손이 발생된 요소의 강성을 작게 변화시켜주어, 반복되는 응력해석에서 약화된 강성을 갖도록 하였으며, 하중이 증가하여 파손된 요소가 많아짐에 따라 hole 의 변형량이 비선형적으로 증가하도록 프로그래밍하였다. 그리고 파손된 유한요소의 강성 저하를 위해 식(3), (5), (7), (9)와 같이, 임의의 Modulus multiplier A 와 Poisson's ratio multiplier B 를 사용하였다. 재료의 종류와 적층 형상, 시험환경, 요소 조밀도 등에 따라 이 multiplier 는 달라질 것으로 예상되며, 앞으로 이 손상진전모델을 좀더 개선하여 현재 준비중에 있는 bearing 시험결과와의 비교 뿐만 아니라 다양한 경우의 해석에 적용할 예정이다.

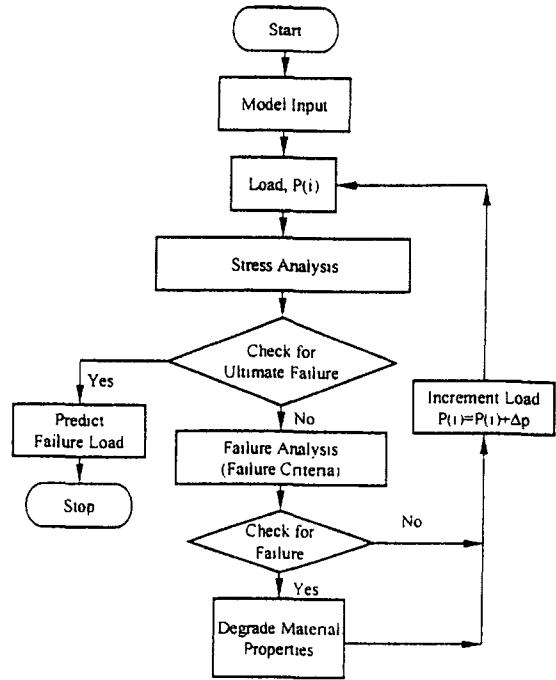


Fig. 7 Algorithm for progressive damage modeling of the pinned-jointed problem

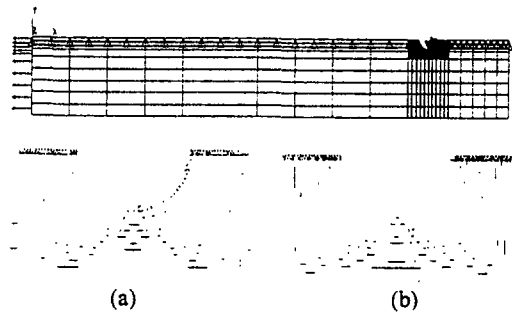


Fig. 8 FEM model with boundary condition for pinned-jointed problem (a) edge uniform load, (b) hole cosine load

4.3 해석결과

먼저 하중 경계조건의 타당성 검증을 위해 등방성 재료에 대한 hole 주위의 응력분포 해석을 Figure 8 의 edge loading 과 hole loading 경계조건에 대해 수행하였으며, Figure 9 와 같이 Jung⁽¹⁾의 이론결과와 잘 일치함을 확인하였다. 손상진전모델을 이용한 bearing 응력해석은 Figure 8 의 edge loading 을 받는 경우에 대해 수행하였다. A, B 가 1, 0.5, 0.25, 0.1 이며 matrix 와 fiber 의 파손기준 식(2), (4), (6), (8)을 적용한 경우와 A, B 가 0.1 이며 fiber 만

의 파손기준 식(6), (8)을 적용한 경우를 이전의 실험결과⁽⁷⁾와 비교하였다. 대체로 A, B가 0.1과 0.25 사이에서 실험 결과와 유사할 것으로 예측되었다. 그리고 해석 결과와 실험과의 차이는 사용된 유한요소해석 모델에서 판과 hole 주위의 마찰력을 무시하였고, 조밀한 요소분할의 문제점, 재료의 파손특성이 잘 고려되지 않은 A, B 값 선정에 있을 것으로 생각된다.

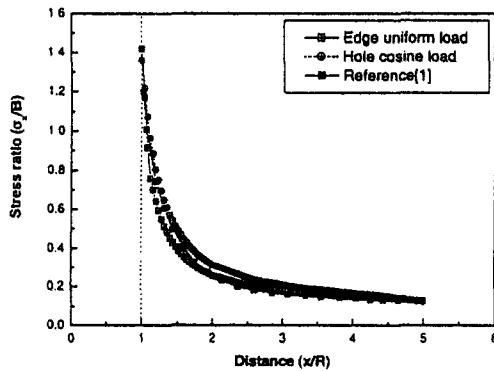


Fig. 9 The stress along the x-axis in an isotropic of finite width containing a loaded hole. Comparison of the present FEM results with the theoretical results given by Jung⁽¹⁾

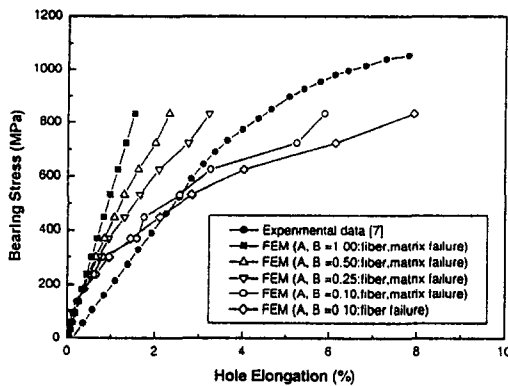


Fig. 10 The bearing stress and hole elongation of the pinned-joint composite. Comparison of the present FEM results with the experimental results given by Kallmeyer⁽⁷⁾

5. 결론

본 연구에서는 KSTAR 핵융합장치의 초전도자석 지지구조물에 사용되는 저온에서 CFRP 복합재료의 핀 연결부의 bearing 강도 평가를 위해, 기

수행된 저온에서의 기계물성시험 결과와 현재 준비중인 저온에서의 bearing 강도시험 내용을 정리하였다. 그리고 저온 bearing 강도시험 결과의 비교와 KSTAR 장치의 초전도자석 지지각 설계에 응용하기 위해 ANSYS를 이용한 손상진전모델을 개발하여 응용 가능성을 검토하였다. 제한된 범위 내에서 기존의 연구 결과와 비교한 결과, 본 연구에서 개발한 손상진전모델을 마찰에 의한 비선형성과 재료의 파손특성을 좀더 고려하여 개선할 경우 응용성이 높을 것으로 기대되었다.

후기

본 연구는 과학기술부가 주관하는 특정연구사업(KSTAR Project)의 연구비 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) D. Jung, 1977, "Stress Around Pin-Loaded Holes in Elastically Orthotropic or Isotropic Plates", *Journal of Composite Materials*, Vol. 11, pp. 313-331.
- (2) A. P. Blackie and S. Chutima, 1996, "Stress Distribution in Multi-Fastened Composite Plates", *Composite Structure*, Vol. 43, pp. 427-436.
- (3) F. L. Scaler and G. L. Cloud, 1998, "A Study on the Effect of Clearance and Interference Fits in a Pin-Loaded Cross-Ply FGRP Laminate", *Journal of Composite Materials*, Vol. 32, No. 8, pp. 783-802.
- (4) Y. Xiao, W. X. Wang, Y. Takao, and T. Ishikawa, 2000, "The Effective Friction Coefficient of a Laminate Composite, and Analysis of Pin-Loaded Plates", *Journal of Composite Materials*, Vol. 34, No. 01, pp. 69-87.
- (5) J. H. Oh, Y. G. Kim, and D. G. Lee, 1997, "Optimum Bolt Joint for Hybrid Composite Materials", *Composite Structures*, Vol. 38, No. 4, pp. 329-341.
- (6) F. K. Chang, R. A. Scott, and G. S. Springer, 1982, "Strength of Mechanically Fastened Composite Joints", *Journal of Composite Materials*, Vol. 16, pp. 470-494.
- (7) A. R. Kallmeyer and R. I. Stephens, 1999, "A Finite Modeling for Predicting Time Dependent Deformations and Damage Accumulation in Laminated Composite Bolted Joints", *Journal of Composite Materials*, Vol. 33, No. 9, pp. 749-826.
- (8) L. B. Lessard and M. M. Shokrieh, 1995, "Two-Dimensional Modeling of Composite Pinned Joint Failure", *Journal of Composite Materials*, Vol. 29, No. 5, pp. 671-697.
- (9) P. P. Camanho and F. L. Matthews, 1999, "A Damage Model for Mechanically Fastened Joints in Composite Laminates", *Journal of Composite Materials*, Vol. 33, No. 24, pp. 2247-2280.

KSTAR 진공용기 열 및 전자기력 하중에 의한 응력해석

조승연*, 김종배**, 허남일*, 임기학*, 사정우*, 유인근*, 김윤춘**, 도철진*, 권면*

Stress analysis of the KSTAR vacuum vessel under thermal and electromagnetic loads

S. Cho*, J.B. Kim**, N.I. Her*, K.H. Im*, J.W. Sa*, I.K. Yu*,
Y.C. Kim**, C.J. Do*, and M. Kwon*

Key Words : Electromagnetic loads (전자기력하중), vacuum vessel (진공용기), thermal loads (열하중) tokamak (토카막), bakeout (베이킹), plasma disruption (플라즈마 붕괴), eddy current (유도전류), halo current (환상전류), leaf spring (릴스프링), thermal shield (열차폐벽)

Abstract

One of the principal components of the KSTAR (Korea Superconducting Tokamak Advanced Research) tokamak structure is the vacuum vessel, which acts as the high vacuum boundary for the plasma and also provides the structural support for internal components. Hyundai Heavy Industries Inc. has performed the engineering design of the vacuum vessel. Here the overall configuration of the KSTAR vacuum vessel is briefly described and then the design methodology and the analysis results were presented. The vacuum vessel consists of double walls, several ports, leaf spring style supports. Double walls are separated by reinforcing ribs and filled with baking/shielding water. The overall external dimensions of the main body are 3.39 m high, 1.11 m inner radius, 2.99 m outer radius, and made of SA240-316LN. The vacuum vessel was designed to be capable of achieving the base pressure of 1×10^{-8} Torr, and also to be structurally capable of sustaining the vacuum pressure, the electromagnetic and thermal loads during plasma disruption and bakeout, respectively. The vacuum vessel will be baked out maximum 150 °C by hot pressurized water through the channels formed between double walls and the reinforcing ribs. A 3-D temperature distribution and the resulting thermal loads in the vessel were calculated during bakeout. It was found that the vacuum vessel and its supports were structurally rigid based on the thermal stress analysis. The maximum electromagnetic loads on the vacuum vessel induced by eddy and halo currents resulting from the engineering plasma radial and vertical disruption scenarios have been estimated. The stress analyses have been performed based on these electromagnetic loads and the resulting stresses at the critical locations of the vacuum vessel were within the allowable stresses.

기호설명

F : 열차폐벽 복사율 보정상수 (= 5)
 h_i : 진공용기 내벽과 플라즈마 대향부품 사이의 복사 열전달계수 (W/m^2K)
 h_o : 진공용기 외벽과 열차폐벽 사이의 복사 열전달계수 (W/m^2K)

n_{MLI} : 열차폐벽 절연재 층 수
 T_{CP} : 진공용기 외부 열차폐벽 온도 (= 300K)
 T_{PFC} : 플라즈마 대향부품 온도 (K)
 T_{VVI} : 진공용기 내벽 표면온도 (K)
 T_{VVO} : 진공용기 외벽 표면온도 (K)
 ϵ_{MLI} : 열차폐벽 복사율 (= 0.1)
 ϵ_{PFC} : 플라즈마 대향부품 복사율 (= 0.1)
 ϵ_{VV} : 진공용기 복사율 (= 0.1)
 ϵ_i : 플라즈마 대향부품과 진공용기 내벽 사이의

* 한국기초과학지원연구원

** 현대중공업 (주)

등가 복사율 ($= 0.1$)
 ϵ_{II} : 열차폐벽과 진공용기 외벽 사이의 등가 복
 사율 ($= 0.1$)
 σ : Boltzmann 상수 ($= 5.669 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$)

1. 서론

진공용기는 KSTAR 토카막 주장치 중에서 가장 중요한 요소 중의 하나이다. 진공용기는 생산된 플라즈마를 양질의 상태로 유지하기 위하여 10^{-8} Torr 의 초고진공 상태이어야 하고 진공용기 내부에 플라즈마 대향부품(Plasma Facing Components, PFC)과 플라즈마 진단장치, 제어장치 및 기타 보조장치들을 지지하여야 한다. 진공용기 주위에는 진공배기, 플라즈마 가열 및 진단, 냉각수 및 가열 유체 유입 등의 목적으로 각종 포트(Port)들이 부착되어 외부로 연결된다. Figure 1 은 KSTAR 토카막 주장치 및 진공용기의 개념도이다.

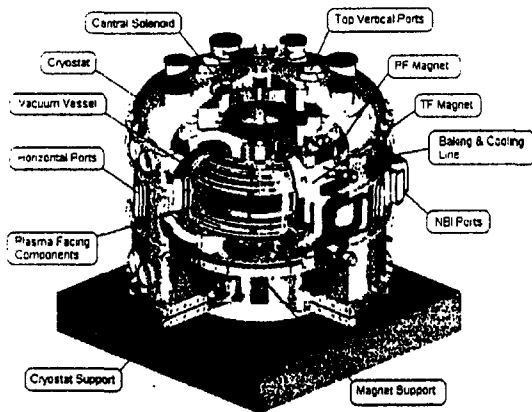


Figure 1 KSTAR tokamak main facility

진공용기의 여러 운전 시나리오 중에서 진공용기에 구조적으로 가장 큰 영향을 줄 수 있는 것은 플라즈마 붕괴조건과 베이킹 조건이다⁽¹⁾⁽²⁾. 플라즈마 붕괴조건 하에서는 플라즈마의 비정상 가동 중에 막대한 크기의 유도전류 및 환상전류가 PFC와 진공용기 벽을 따라 흐르게 되는데, 이때 강한 자장 속에 들어 있는 진공용기 및 전도체에 전자기력이 발생된다. 또한 진공용기와 내부의 PFC를 초고진공 상태로 유지하기 위해 표면의 불순물을 제거해야 하는데, 이를 위해 진공용기는 최대 150°C , PFC는 300°C 로 베이킹을 해야 한다. 진공용기는 이중벽 사이에 부착되어 있는 보강 리브

(Rib)에 의해서 형성된 유로를 통하여 150°C 의 가압온수를 흘려 가열한다. 이 때 진공용기는 외부와의 온도차에 의해서 내벽과 외벽, 그리고 포트 등에 발생하는 열응력을 견뎌야 하고, 열팽창은 진공용기의 지지구조물이 흡수하여야 한다.

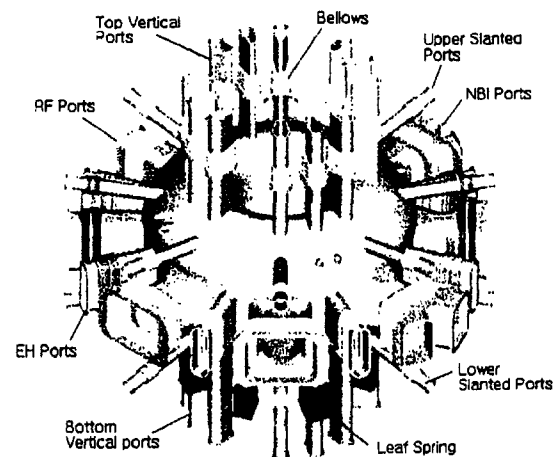
이러한 두 가지 운전조건에 대하여 진공용기의 구조적 안정성을 검토하기 위하여 다음 두 가지 측면에서 구조해석을 수행하였다.

- 1) 베이킹 조건의 열하중에 대한 진공용기의 열응력 해석
- 2) 플라즈마 붕괴조건 하중에 대한 진공용기의 응력해석

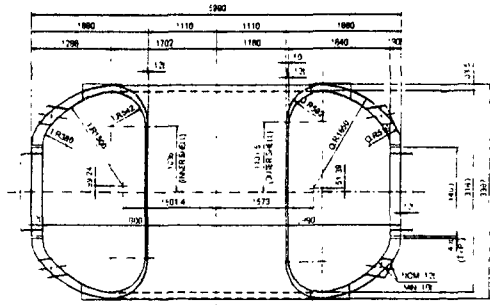
위에서 언급한 진공용기 응력해석을 수행하기 위하여 범용 유한요소해석 코드인 ANSYS R5.6을 사용하였다.

2. 진공용기의 구조형태

이중 벽 구조는 벽 사이에 보강 리브를 부착함으로써 용기를 경량화 하고 동시에 요구하는 구조강도를 얻을 수 있게 설계되었다. KSTAR 토카막 진공용기는 정마상 형상의 이중 벽 구조로 되어 있다. 벽 사이에 32 개의 폴로이달 리브가 원주방향으로 11.25° 간격으로 부착되어 있고 2 개의 로이달 리브가 수평포트 상하로 부착되어 있다. 이중 벽 사이에는 플라즈마 발생 중에는 상온의 붕산수가 채워져 진공용기의 냉각과 중성자차폐 역할을 하고 베이킹 시에는 150°C 의 가압온수가 흘러 진공용기를 가열한다. 이중 벽 사이의 폴로이달 리브가 유체의 유로를 형성한다. 진공용기의 구조 형상은 Figure 2와 같다.



(a) Isometric View



(b) Overall dimension

Figure 2 Configuration of the vacuum vessel

진공용기 주위에는 각종 포트들이 부착되어 외부로 연결된다. 수평방향으로는 NBI (Neutral Beam Injection) 포트 5 개, RF (Radio Frequency) 포트 4 개, EH (Elongated Horizontal) 포트 7 개, 수직방향으로는 눈물방울 형태의 포트가 위 아래로 각각 12 개, 반경 방향으로는 위 아래로 각각 8 개의 PFC 및 진공용기 냉각/가열 포트가 부착되어 있다. 진공용기 지지구조 형태는 탄성지지대 형태인 릿스프링으로 진공용기 베이킹시 반경방향의 열팽창을 흡수할 뿐만 아니라 전자기력, 자중, 지진 하중에 의한 수평변위를 억제하는 역할을 하게 된다. 또한 베이킹이 끝났을 때 진공용기가 정확히 복원할 수 있게 해준다. 릿스프링의 재료는 용접성, 제작성, 부자유 등을 고려하여 진공용기와 같은 SUS 316LN 으로 선정되었다.

3. 플라즈마 붕괴 조건의 응력해석

3.1 플라즈마 붕괴 시나리오

플라즈마 붕괴의 형태는 반경방향붕괴(Radial disruption)와 수직방향붕괴(Vertical disruption)로 구분된다. 반경방향붕괴는 플라즈마 밀도가 한계를 초과하거나 고정된 전자기장 내에서 플라즈마 압력을 정의하는 상수가 한계를 초과할 경우 플라즈마 형태가 거시적으로 변형이 생겨 평형상태가 깨짐으로써 발생한다. 수직방향붕괴는 중성입자 빔의 비균형적 입사나 플라즈마 형태의 상하 비대칭성에 의해 플라즈마가 동요를 받을 경우 수직방향으로 이동을 하게 되는데 제어코일이나 수동안전 PFC 가 이를 제어하지 못할 경우 플라즈마는 수직방향으로 붕괴하게 된다⁽⁹⁾.

이와 같이 플라즈마가 붕괴할 경우 진공용기나 PFC 에 토로이달 방향과 플로이달 방향으로 막대

한 양의 유도전류와 환상전류가 흐르게 되고 강한 자장 속에 들어 있는 진공용기나 PFC 에 전자기력이 발생된다. 이때 발생하는 전자기력을 계산하기 위해 다음의 4 가지 플라즈마 붕괴 시나리오를 가정하였다.

- (1) 반경방향 붕괴 시 발생하는 환상전류
- (2) 반경방향 붕괴 시 발생하는 유도전류
- (3) 수직방향 붕괴 시 발생하는 환상전류
- (4) 수직방향 붕괴 시 발생하는 유도전류

3.2 전자기력 하중 계산

각 시나리오별 진공용기 및 PFC 에 발생하는 전자기력은 전자기력 계산 코드인 SPARK⁽¹⁰⁾를 이용하여 계산되었으며 진공용기 내벽 전세에 Figure 3과 같이 분포된다. PFC 에 걸리는 전자기력은 PFC 지지구조물을 통해 진공용기에 전해진다. PFC 에도 막대한 크기의 전자기력이 발생하므로 이 힘은 진공용기에 관성력으로 적용된다.

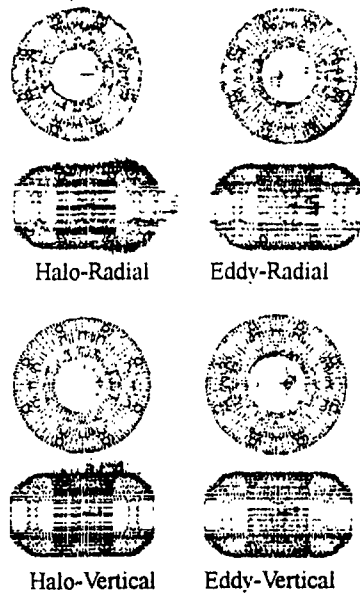


Figure 3 Distribution of electromagnetic loads on the vacuum vessel generated during plasma disruption

3.3 전자기력 응력해석

이러한 하중을 바탕으로 ANSYS 에서 선형해석을 수행한 결과 막응력 및 굽힘응력 등을 따로 제시할 수 있으나 보다 안전한 설계를 위하여 표면 응력을 막응력과 굽힘응력의 합으로 평가하였다.

플라즈마 붕괴 시나리오 중 대표적인 경우인 수직 방향 붕괴 시 발생하는 유도전류에 의해 야기되는 전자기력에 의한 진공용기의 응력분포를 Figure 4에 나타내었다. 최대 국부 막응력이 186 MPa로 PFC의 수직 지지대와 진공용기와의 연결부위인 리브에서 발생하였다. 또한 KSTAR 진공용기는 주변 열차폐벽 및 초전도자석과의 간격이 매우 작을 뿐만 아니라 초전도 자석은 극저온 수축을 하기 때문에 주변 구조물과의 상호 간섭문제를 주의 깊게 고려해야 한다. 이러한 관점에서 진공용기의 변형 형태를 파악해야 하며 대표적인 시나리오에 대해 최대 변형량 및 최대 발생응력을 Table 1에 정리하였다.

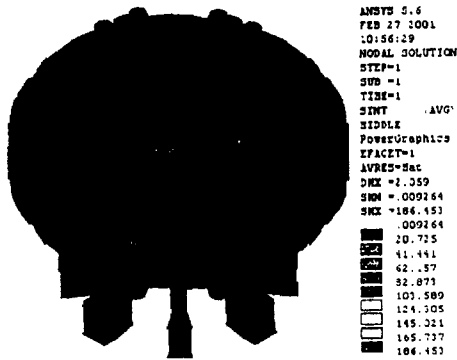


Figure 4 Stress intensity contour for electromagnetic loads generated due to eddy current during plasma disruption

Table 1 Maximum displacement and stress intensity due to electromagnetic loads (Eddy-Vertical)

| Parts | Maximum Displacement (mm) | Stress Intensity (MPa) |
|----------------------|---------------------------|------------------------|
| Inner Shell / Rib | 2.059 | 186.453 |
| Outer Shell | 2.000 | 125.812 |
| Top Vertical Port | 1.353 | 54.474 |
| Upper Slanted Port | 1.301 | 26.344 |
| NBI Port | 1.252 | 28.863 |
| EH Port | 1.267 | 36.825 |
| Lower Slanted Port | 0.877 | 12.413 |
| Bottom Vertical Port | 0.687 | 115.473 |
| Leaf Spring/Base | 0.398 | 32.395 |

4. 베이킹 조건의 열전달 및 열응력해석

4.1 베이킹 조건

진공용기와 내부 PFC는 10^{-8} Torr의 초고진공 조건을 만족시키기 위해 표면의 불순물을 제거해야만 한다. 이를 위해 진공용기는 최대 150 °C, PFC는 300 °C로 가열하여 표면의 불순물을 분리시키고 진공펌프를 사용하여 불순물을 배출시킨다. 베이킹 조건에서 가장 우려되는 하중은 용기를 가열할 때 발생하는 열하중이다. 베이킹 하는 동안 열응력을 고찰해보기 위해서 먼저 정상상태 열전달 해석을 수행하여 용기의 온도분포를 계산하였고 다음으로 용기의 온도분포를 열하중으로 적용하여 정적해석을 수행하였다.

4.2 열전달 해석

진공용기의 온도분포를 계산하려면 용기 주위의 경계조건을 알아야 한다. PFC와 진공용기 내벽 사이 및 진공용기 외벽과 열차폐벽 사이의 열전달은 모두 진공상태이기 때문에 대류는 없고 복사 열전달만 존재한다. 진공용기의 베이킹 식에는 열차폐벽 및 주변 온도가 상온인 것으로 가정하였다. 진공용기의 내부와 외부의 복사전열 계수는 다음과 같다⁽⁵⁾

- 1) PFC와 진공용기 내벽 사이 (h_I)

$$h_I = \frac{\sigma \cdot \epsilon_I \cdot (T_{PFC}^4 - T_{VVI}^4)}{T_{PFC} - T_{VVI}} \quad (1)$$

여기에서

$$\epsilon_I = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_{VV}} + \frac{1}{\epsilon_{PFC}} - 1} \quad (2)$$

- 2) 진공용기 외벽과 열차폐벽 사이 (h_{II})

$$h_{II} = \frac{\sigma \cdot \epsilon_{II} \cdot (T_{VVO}^4 - T_{CP}^4)}{T_{VVO} - T_{CP}} \quad (3)$$

여기에서

$$\epsilon_{II} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\epsilon_{VV}} + \frac{1}{\epsilon_{CP}} - 1\right) + n_{MLI} \cdot \left(\frac{2}{\epsilon_{MLI}} - 1\right)} \times F \quad (4)$$

진공용기의 이중 벽 사이에 흐르는 유체와 벽 사이의 전열계수는 유체의 물성과 유동속도에 따라 변동되며, 2차원 열전달 해석을 통해 주어졌다⁽⁶⁾. 열전달 해석에 적용된 열전달 미커니즘을 Figure 5에 나타나 있다. 이와 같은 경계조건을

기준으로 정상상태에서의 열전달해석을 ANSYS⁽⁷⁾를 이용하여 3 차원 모델로 확대하여 실시하였으며, 그 결과가 Figure 6 에서와 같이 진공용기의 3 차원 온도분포로 나타나 있다. 내벽과 외벽의 온도분포는 베이킹유체의 온도보다 높으며 특히 내벽의 온도는 진공용기 내부 PFC의 베이킹 온도에 의한 복사열 때문에 외벽보다 20 °C 가량 높게 나타났다.

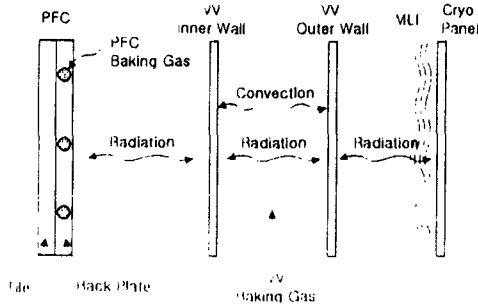
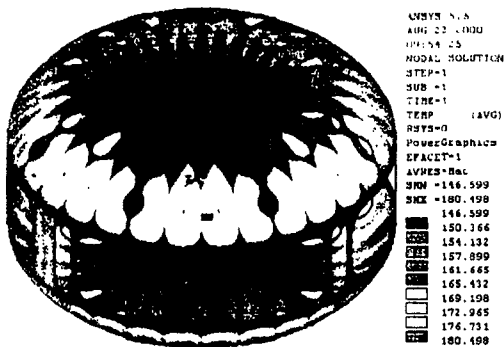
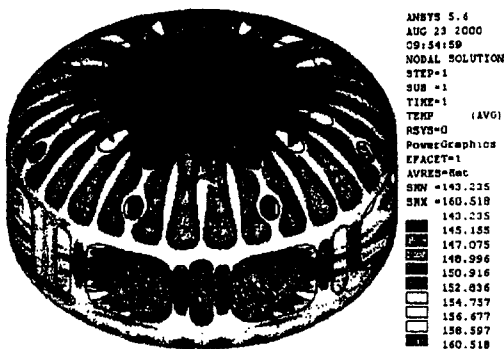


Figure 5 Heat transfer mechanism



(a) Inner wall



(c) Outer Wall

Figure 6 Temperature contour of vacuum vessel

4.3 열응력해석

열하중은 열전달해석 결과인 진공용기 표면 온도이며, 이 열하중에 의해 발생하는 응력은 이차 응력으로 막응력과 굽힘응력의 합으로 평가된다. 베이킹 조건에서 열하중에 따른 열응력해석 결과가 응력강도분포의 형태로 Figure 7 에 나타나 있다. 최대 170 MPa 의 이차응력이 진공용기 지지 구조물인 릿스프링과 바닥면과의 연결점에서 발견되었다. 이 응력은 베이킹 도중 열팽창에 의해 릿스프링의 굽힘현상에 의해 반경방향의 변위가로 인해 발생되었으며 허용응력인 347 MPa 보다 훨씬 낮다는 것을 알 수 있었다.

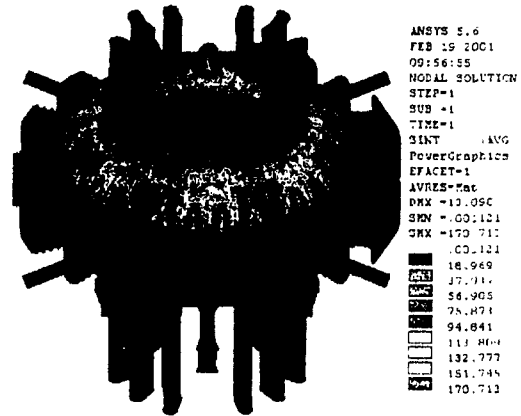


Figure 7 Stress intensity contour of vacuum vessel for thermal loads during baking state

베이킹 시 열팽창에 의한 변형량은 플라즈마 붕괴조건인 변형량보다 상대적으로 크기 때문에 포트 끝단에 연결된 벨로우즈의 설계에는 열팽창에 의한 변형량이 고려되어야 할 것이다. Table 2 에는 베이킹시 진공용기의 각 부분별 최대 변형량 및 발생응력을 나타내었다.

5. 응력평가

설계의 적합성을 판단하는 요구조건 중의 하나는 계산된 응력강도가 ASME CODE 에 규정된 허용 응력강도를 초과하지 않아야 한다. 따라서 본 논문에서는 ASME CODE 의 Allowable Criteria⁽⁷⁾에 따라 응력강도를 평가하였다.

Table 2 Maximum displacement and stress intensity due to thermal loads

| Parts | Maximum Displacement (mm) | Stress Intensity (MPa) |
|----------------------|---------------------------|------------------------|
| Inner Shell | 10.857 | 103.766 |
| Outer Shell | 10.643 | 82.128 |
| Top Vertical Port | 12.621 | 33.554 |
| Upper Slanted Port | 13.098 | 52.269 |
| NBI Port | 11.454 | 22.735 |
| RF Port | 11.415 | 28.998 |
| EH Port | 11.382 | 36.137 |
| Lower Slanted Port | 9.206 | 53.823 |
| Bottom Vertical Port | 5.627 | 57.337 |
| Leaf Spring | 4.801 | 170.713 |

6. 결론

플라즈마 붕괴조건으로 4 가지 붕괴 시나리오가 제시되었으며 각 시나리오에 따라 전자기력을 계산하여 이를 바탕으로 응력해석과 변형량을 계산하였다. 제시된 4 가지 붕괴 시나리오 중 수직방향 붕괴 시 발생하는 유도전류(Eddy-Vertical) 시나리오에서 가장 큰 응력이 발생하였으나 허용응력을 초과하지는 않았다. 최대 응력은 예상대로 진공용기 내벽과 PFC 지지구조물과의 연결 부위에서 발생하였다. 이를 해결하기 위해서는 지지구조물 연결부에 보강 패드를 붙여서 작용하는 힘을 분산시켜 발생응력을 저하시킬 필요가 있다. 플라즈마 붕괴조건에서의 최대 변형량은 열팽창에 의한 변형량에 비하여 상대적으로 작은 값임이 발견되었다.

베이킹 조건에서도 열하중에 대한 응력해석과 변형량을 검토하였다. 이 경우 진공용기 지지구조물인 립스프링에서 최대 응력이 발생하였으나 허용치보다 훨씬 작은 응력이 발생하였다. 베이킹 조건에서의 최대 변형량은 13 mm 로서 플라즈마 붕괴조건에서 보다 6 배 이상 큰 변형이 일어나는 것을 알 수 있었다. 따라서 포트 벨로우즈 설계 시 열팽창에 의한 변형량이 고려되어야 할 것이다.

후 기

이 연구는 과학기술부가 주관하는 특정연구사업 (KSTAR Project)의 연구비 지원으로 수행되었으며 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) 인상렬, 윤병주, 조승연, 1998, "KSTAR 진공용기의 베이킹시 열응력 해석", 한국진공학회지 8(4), pp. 285-292.
- (2) S. Cho, B.J. Yoon, J. Kim S.R. In, J.Y. Kim, J.H. Park, T.G. Brown, N.I. Her, H.S. Kim, K.H. Im, L. Sevier and the KSTAR Team, 1998, "Design and Analysis of KSTAR Vacuum Vessel", Proceedings of the 20th Symposium on Fusion Technology, Marseille, France, Sep. 7-11, pp. 1733-1736.
- (3) J.Y. Kim and S. Cho, 2000, "Disruption Load Analysis on KSTAR PFC structure", J. Accel. Plasma Res. 5, pp. 149-152.
- (4) D.W. Weissenburger, 1988, Spark version 1.1 User Manual, Princeton Plasma Physics Laboratory, Report No. PPPL-2494.
- (5) A.K. Mills, 1995, "Heat and Mass Transfer", Richard D. Irvin, Inc..
- (6) 이광희, 김기학, 허남일, 인상렬, 조승연, 1999, "KSTAR 진공용기 및 플라즈마 다항부품에 대한 베이킹 해석", 한국진공학회지 Vol. 8, No. 4(1), pp. 397-402.
- (7) ANSYS, Inc. 201 Johnson Road, Houston, PA15342, USA.
- (8) The American Society of Mechanical Engineers, 1998, Boiler & Pressure Vessel Code, Section VIII, Division II - Alternative Rules.

KSTAR TOKAMAK을 위한 저온시스템의 설계

김동락, 오영국, 정영수, 이정민, 최창호, 임기학, 허남일, 김양수,
박영민, 김웅채, 조광운, 이재묘, 도철진, 권 면, 이경수
한국기초과학지원연구원

The Design of Cryogenic System for KSTAR TOKAMAK

D.L. Kim, Y.K. Oh, Y S Jung, J.M. Lee, C.H. Choi, K.H. Im, N.I. Her, Y.S. Kim,
Y.M. Park, W.C. Kim, K-W Cho, J.M. Lee, C.J. Doh, M. Kwon, G.S Lee
Korea Basic Science Institute

dlkim@comp.kbsi.re.kr.

Abstract - Cryogenic technology is one of the key technologies for fusion reactor equipped with superconducting coil for plasma confinement. The KSTAR(Korea Superconducting Tokamak Advanced Research)Project is in progress since 1996. Major parameters of the KSTAR tokamak are : major radius 1.8m, minor radius 0.5m, toroidal field 3.5 Tesla and plasma current 2MA with a strongly shaped plasma cross-section and double -null diverter. Considering practical engineering constraints, the KSTAR device is designed for a pulse length of 300 sec in up-graded operation mode but in the initial configuration would provide a pulse length of 20 sec provided by the poloidal coil system in base-line operation mode. The cryogenic system is composed as follows : cold box, helium compressor system, distribution box, helium gas buffer tank, helium gas purifying system, gas recovery system, liquid helium storage dewar, current lead box, current bus line and liquid nitrogen storage tank.

1. 서 론

저온기술은 plasma 밀폐를 위하여 초전도자석을 채용하는 방식의 핵융합로에서는 가장 중요한 기술 중의 하나이다.

한국기초과학지원연구원에서는 1996년부터 KSTAR (Korea Superconducting Tokamak Advanced Research) project가 진행 중에 있다. KSTAR TOKAMAK의 주요 설계요소는, major radius 1.8m, minor radius 0.5m, toroidal field 3.5 Tesla 그리고 plasma current 2MA이다. KSTAR는 초기단계의 base-line operation에서는 pulse-length 20초로 운전되며

up-graded operation에서는 pulse-length 300초 운전으로 설계되었다.

2. Cryogenic System 개요

Large scale cryogenic system으로서의 KSTAR cryogenic system의 주요 설계요소는 다음과 같다. 1) 냉동기의 대용량 냉각능력, 2) 다양한 운전 mode에 대한 한계(cryogen)의 공급과 제어, 3) 시스템의 단열성, 4) 초전도자석의 안정적 운전 및 시스템의 자동제어 등이다.

Cryogenic system의 구성은 다음과 같다 : 헬륨냉동기, 헬륨압축시스템, distribution box, 헬륨가스 buffer tank, 헬륨가스 정제시스템, 가스회수시스템, 액체헬륨 저장용기, current lead box, current bus line, 액체질소 저장탱크 등이다. Distribution box에는 초전도자석 냉각을 위한 초임계헬륨(supercritical helium, SHE) 강제순환장치와 in-vessel cryopump를 위한 액체헬륨공급장치가 들어 있다. 그림 1에 시스템의 개요를 보인다.

Cryostat 내부에는 cryogenic system으로부터 냉각되어야 할 여러 저온시스템이 있다. 즉 TF coil, PF coil, coil structure, in-vessel cryopump, current lead 그리고 thermal shield 등이다.

KSTAR TOKAMAK은 plasma 밀폐를 위한 모든 전자석이 초임계헬륨으로 냉각되는 CICC (cable-in conduit conductor)형의 초전도자석으로 된 첫 번째 장치이다. KSTAR 장치에는, 초전도자석 및 thermal shield system의 설계와 냉각기술이 중요 저온기술이다. CICC형의 초전도자석의 냉각방법은 강제냉각법(forced flow

type)으로서 초전도자석은 4.5K의 저온순환기를 사용하여 초임계헬륨으로 냉각된다. 이 저온 초임계헬륨 순환방식은 초임계헬륨의 제어, 냉동효율 및 transient heat load 등의 장점이 있다.

Cryogenic system의 운전온도영역은 80K He가스의 shield temperature 영역, 5K 초임계헬륨의 coil temperature 영역, current lead를 위한 4.3K 액체헬륨온도영역 및 in-vessel cryopump를 위한 3.7K 액체헬륨온도영역으로 나뉘어진다.

표 1에 cryogenic system의 운전조건을 보인다. 액체질소는 시스템의 상온에서부터의 초기냉각 단계에서만 cold box에서 열교환기를 통하여 헬륨가스를 냉각시키기 위하여 사용된다.

KSTAR TOKAMAK System의 냉각중량은 약 380톤이며, base-line operation mode에서 10kW, up-graded operation mode에서는 12kW의 냉각능력이 요구된다.

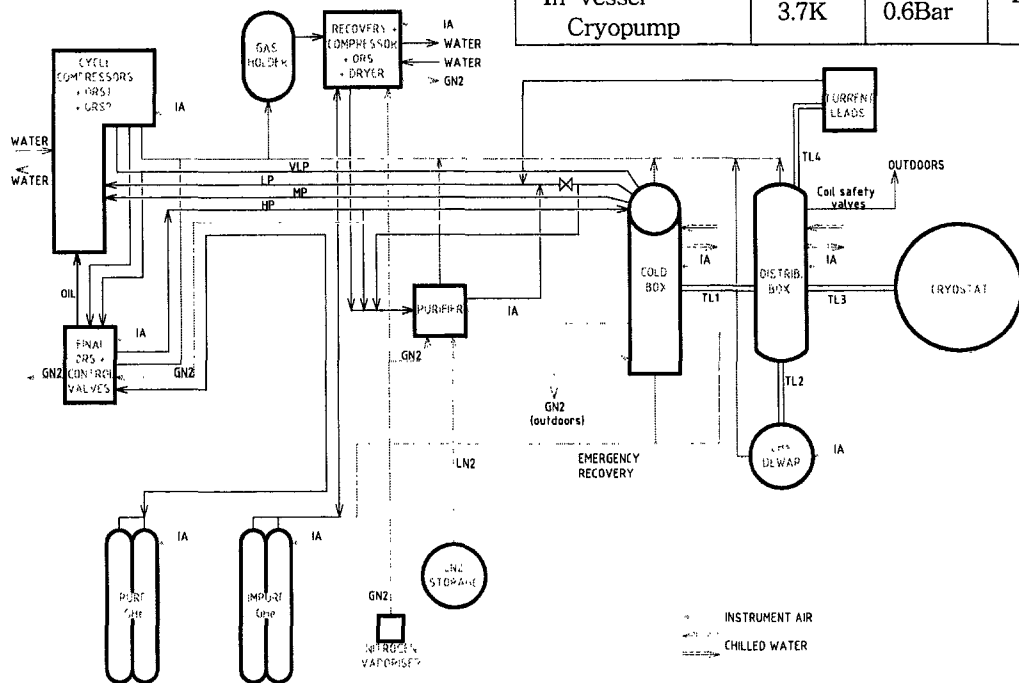
base-line operation mode에서, 총 열부하량의 약 45%는 초전도자석의 냉각, 약 42%는 초전도자석에 전류를 공급하기 위한 current lead에서 발생한다. 그러므로 구리(Cu) current lead로부터의 열부하를 줄이기 위하여 고온초전도재료 또는 Brass 등의 전기전도도가 좋고 열전도도가 비교적 낮은 재질에 대하여 검토중에 있다.

project: "An advanced steady state superconducting tokamak experiment", Nuclear Fusion 40(3Y), 2000.

[2] KSTAR Cryogenic Task Team, "Cryogenic System Design for KSTAR Device." 기초과학지원연구소, 2000년 5월.

Table 1. Cryogenic Requirement for Cooling

| System | Temp. | Pressure | Coolant |
|---|--------|----------|-------------------|
| - Shield Temp.: Thermal Shield Coil Supp.Post In-vessel Cryopump Current Bus Line | 60~80K | 20bar | Gas He |
| - Coil Temp. T.F. coil P.F. coil Coil Structure Current Bus Line | 4.5K | 3~5bar | Super-critical He |
| Current Lead | 4.3K | 1.3Bar | Liquid He |
| In-vessel Cryopump | 3.7K | 0.6Bar | Liquid He |



[참 고 문 헌]

[1] KSTAR Project Team, "The KSTAR

Figure 1. Cryogenic System and Fluid Line.

KSTAR TOKAMAK의 열차폐막 설계

김동락, 노영미, 허남일, 조승연, 육종설, 안귀천, 도철진, 권 면, 이경수, 윤병주*
한국기초과학지원연구원, (*)한국원자력연구소

The Design of Thermal Shield for KSTAR TOKAMAK

Dong-Lak Kim, Yung-Mi No, Nam-Il Her, Seung Yeon Cho, Jong Seol Yuk,
GwiCheon Ahn, Cheol Jin Doh, Myun Kwon, Gyung-Su Lee, Byung-Ju Yoon*
Korea Basic Science Institute
(*)Korea Atomic Energy Research Institute

dlkim@comp.kbsi.re.kr.

Abstract - The function of the thermal shield(TS) is to eliminate the thermal radiation from the room temperature side to the coil temperature(4.5K) region so as to reduce the thermal load on the He refrigerator. The TS is composed of multilayer insulation(MLI) which is coated very thin aluminum on the insulating material, cryopanel which is cooled by cold gaseous He, and supports which stand the cryopanel and MLI on the room temperature part. The thermal shield for the TF coils and PF coils has been located between the coils and vacuum vessel. The thermal shielding cryopanel is cooled under 80 K by a forced flow of helium gas using cooling pipes on the cryopanel.

1. 서 론

고도산업사회에서 증가하는 에너지수요에 대처하기 위하여서 핵융합에 의한 에너지생산이 그 좋은 해결방안이라고 할 수 있다. 한국기초과학지원연구원에서는 TOKAMAK 형 실험핵융합로의 설계 및 건설인 KSTAR 계획이 진행되고 있다[1].

KSTAR TOKAMAK 장치는 약 1억도가 되는 고온의 플라즈마를 가두기 위해서 5 K로 냉각된 초전도 자석을 이용한 자기장 밀폐 방법을 사용하고 있다. KSTAR TOKAMAK의 주 장치는 상온의 cryostat 내부에 표면온도가 상온의 vacuum vessel이 있으며, 이 사이에 5K 헬륨온도영역의 toroidal field coil(TF coil)과 poloidal coil(PF coil) 및 coil를 지지하는 coil structure가 있다. 300K 상온으로부터 5K 헬륨온도영역으로 들어오는 복사열을 줄이고 냉동시스템을 경제적으로 운영하기 위하여 80K 온도영역의 열차폐막을 설치하는 것이 효율적이다. 복사열을 줄이기 위한 열차폐막은 복사열을

수동적으로 차폐하는 multilayer insulation (MLI), 80K cold helium gas를 흘려서 능동적으로 침입열을 제거하는 cryopanel 및 이를 지지하는 구조물인 support로 구성된다. 그림 1에 KSTAR TOKAMAK의 단면그림을 보인다.

2. 본 론

열차폐막은 헬륨가스로서 냉각되며, cryopanel의 온도가 정상운전시 최대 80 K를 넘지 않도록 설계한다. 사용되는 헬륨 가스의 입구 온도는 60 K이고, 출구 온도는 최대 80 K 미만이 되어야 한다. cryopanel공급되는 헬륨 가스의 입구 압력은 20bar이며, 출구까지의 허용 압력 강하는 0.5 bar이다.

열차폐막 설계시 고려하여야 할 열설계요소는 복사열 뿐만이 아니고, support를 통해 들어오는 전도열 및 실험시 발생하는 초전도자석의 자기장의 변화 및 plasma disruption에 의한 급격한 plasma 전류 등으로 인하여 열차폐막의 cryopanel에 eddy current로 인한 Joule 열 발생을 고려하여야 한다.

열차폐막의 구조와 관련하여, 기계적인 하중으로는 열차폐막의 자체하중, 지진에 의한 영향 및 plasma disruption에 의한 전자기력을 고려하여야 한다. 특히 plasma disruption에 의한 전자기력은 위치에 따라 강도와 작용방향이 다르며 부분적으로는 3bar 이상의 하중이 작용하는 곳이 있다.

열차폐막에는 운전조건에 따라 vacuum vessel 열차폐막(VVTS)와 cryostat 열차폐막(CTS)로 구분된다.

VVTS는 공간적인 제약으로 인하여 vacuum vessel의 외벽에서 40mm 공간에 설치되어 있다. CTS는 cryostat 내벽에서 150mm 공간에 설치되어 있다.

vacuum vessel은 plasma 발생으로 인한 내부벽의 오염을 막기 위하여 150℃ 온도로 가열하여

깨끗이 한다. 이로 인하여 VVTS는 150°C의 열에 견딜 수 있는 MLI와, 이 온도에 재질이 손상되지 않고 VVTS의 냉각온도인 80K 사이에 열침입을 최소화 할 수 있는 낮은 열전도도를 가진 재질과 구조로 설계되어야 하며, 또한 순간적으로 강한 전자기력을 견디어 낼 수 있는 강도를 가져야 한다.

CTS는 baking mode가 없으며, 전자기력의 영향도 무시할 정도이므로 MLI는 양면에 aluminium이 증착된 Mylar와 glass fiber paper 또는 nylon net의 spacer로 구성된 것을 사용한다.

support로는 구조적인 위치에 따라 열전달량 및 기계적인 하중을 고려하여 stainless steel 및 GFRP로서 열침입량을 최소화 할 수 있는 구조로서 설계한다.

표 1에 열차폐막의 운전조건을 보인다.

열차폐막을 하기 전과 비교하여 차폐효과는 MLI를 30층 시공하였을 경우 열침입의 약 80%를 줄일 수 있었으며, normal operation의 경우 80K에서 5.3kW의 열부하를 얻었다.

Cryostat의 열차폐막은 위치에 따라 lid, body, base로 구분되며, 각 부분은 원주방향으로 16조각으로 나누어지며, 각 조각은 2개의 cryopanel로 이루어진다. vacuum vessel은 원주방향으로 16개의 조각으로 나누어지며, 각 조각은 eddy current 및 E-M load를 줄이기 위하여 4개의 cryopanel로 이루어진다.

현재 열차폐막의 설계는 상세설계 및 설계의 해석이 진행되고 있으며, cryopanel의 유체가 흘러가는 유로 및 cryopanel의 형상에 관하여서, 장기간의 실험과 진동 등으로 인한 헬륨의 leak의 위험도를 최소화하는 형상을 결정하기 위하여 검토 중에 있다.

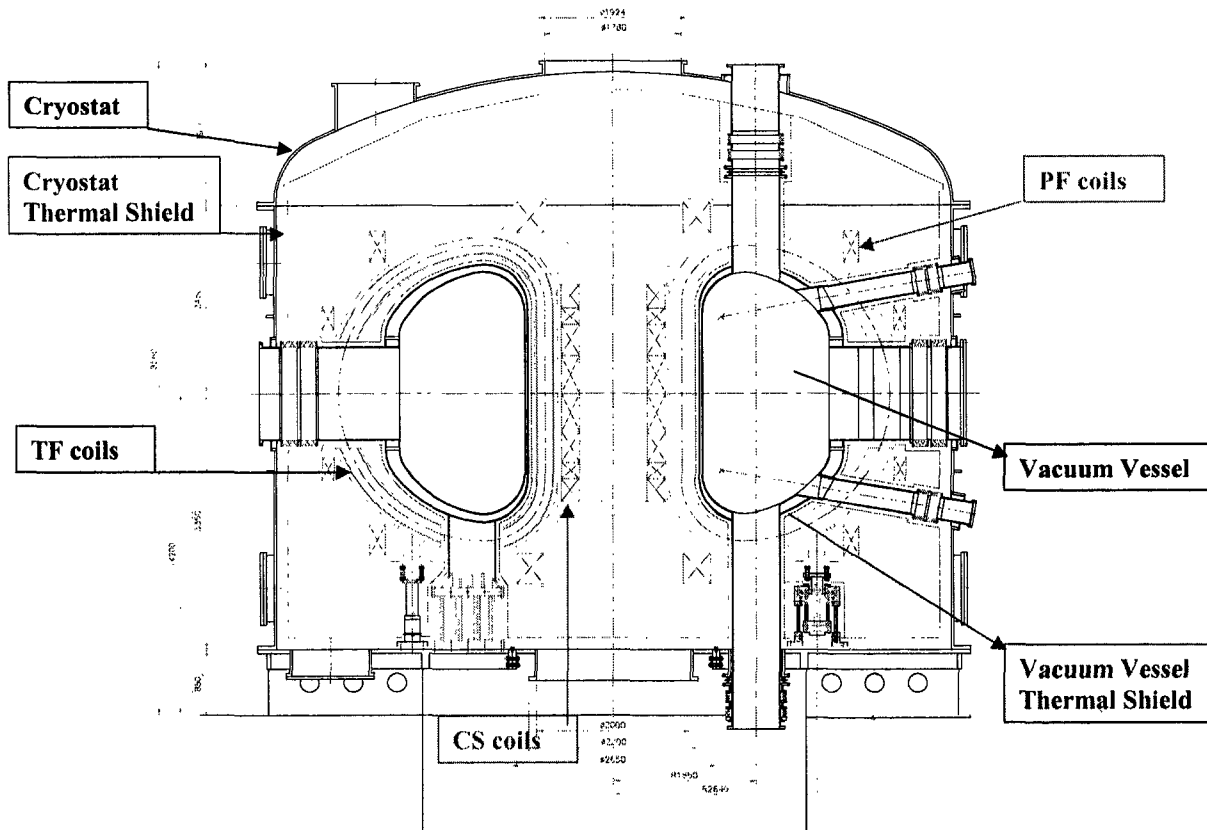


Fig. 1. The Cross-sectional View of KSTAR TOKAMAK

3. 결 과

Table 1. Operation condition of Thermal Shield

| | | |
|---|--|---|
| 1 | Temp. of Cryostat & Vacuum vessel Wall | 300 K, (baking :150℃ for vacuum vessel wall) |
| 2 | Cryopanel의 operation temp. | Inlet temp. of He gas : 60 K normal op. : max. 80 K baking : max. 100 K |
| 3 | Operation Pressure | 20 bar, $\Delta p \leq 0.5$ bar |
| 4 | Coolant | Gaseous He |

[참 고 문 헌]

[1] KSTAR Project Team, "PHYSICS REQUIREMENTS DOCUMENT", KSTAR ANCILLARY ENGINEERING REVIEW DOCUMENTS, pp. 1 ~ 11. 1998.

탄소섬유/에폭시 복합적층판에 대한 저온에서의 기계적특성 실험평가

허남일, 사정우, 조승연, 도철진, 오영국, 최창호, 권면, 이경수, 이상연*, 김재훈*
한국기초과학지원연구원, 충남대학교*

Experimental Evaluation of Mechanical Properties for the Carbon/Epoxy Composite Laminates at Low Temperature

N.I. Her, J.W. Sa, S. Cho, C.J. Do, Y.K. Oh, C.H. Choi, M. Kwon, G.S. Lee,
S.Y. Lee*, J.H. Kim*

Korea Basic Science Institute, Chungnam National University*

hni@comp.kbsi.re.kr.

Abstract - Mechanical test of the Carbon Fiber Reinforced Plastics(CFRP) composite specimen was performed based on the ASTM code at the ambient and low temperature. Tension, compression, in-plane shear, and inter-laminar shear properties of the composite laminates were evaluated experimentally using the Universal Testing Machine(UTM) system at the temperature of 24°C, -76°C, and -196°C. From the test results it was found that the CFRP chosen for the Korea Superconducting Tokamak Advanced Research(KSTAR) magnet supporting post had smaller tensile strength and larger compressive strength at the low temperature than those of the ambient temperature because of material ductility.

1. 서 론

CFRP 복합재료는 GFRP(Glass Fiber Reinforced Plastics)에 비해 높은 기계적 강도와 극저온에서 낮은 열전도 특성을 지니고 있으며, 이 때문에 항공구조물 외에 큰 하중이 작용되는 극저온구조물의 지지구조물 구조재료로 사용되고 있다[1]. 이러한 지지구조물 설계에서는 구조강도증가와 단열이라는 서로 대립되는 설계요구조건들로 인하여 최적의 재료선택이 어려울 수 있다.

특히, 본 연구에서 다루고 있는 CFRP 복합재료의 경우는 재료의 제작 공정에 따라 재료 특성이 달라질 수 있으며, 극저온에서의 기초적인 기계적, 전기적, 열적 재료특성에 대한 연구가 극히 제한적으로 진행되어 왔다[2].

Fig. 1은 KSTAR 핵융합 실험장치의 초전

도자석 지지각을 나타낸 것이다. 8개의 지지각(supporting post)에 의해 초전도자석구조물이 상온의 cryostat base에 고정되며, 이 지지각은 액체헬륨 온도로 운전되는 초전도자석의 열손실을 최소화시키고, 초전도자석의 극저온 수축에 의한 열변형을 흡수하고, 약 320 ton에 이르는 초전도자석의 자중과 수백톤의 plasma disruptions load를 지지해야 한다[3]. 이러한 설계요구조건을 고려하여 Stainless Steel(S.S) 316LN 재료와 극저온에서 단열 및 구조강도 특성이 우수한 CFRP가 사용되었다.

본 연구에서는 KSTAR 핵융합 실험장치의 초전도자석구조물 지지각 설계에 적용된 CFRP 복합재료의 상온 및 극저온에서 기계적 특성, 인장시험, 압축시험, In-plane shear 시험, Inter-laminar shear 시험을 통하여 고찰하였다.

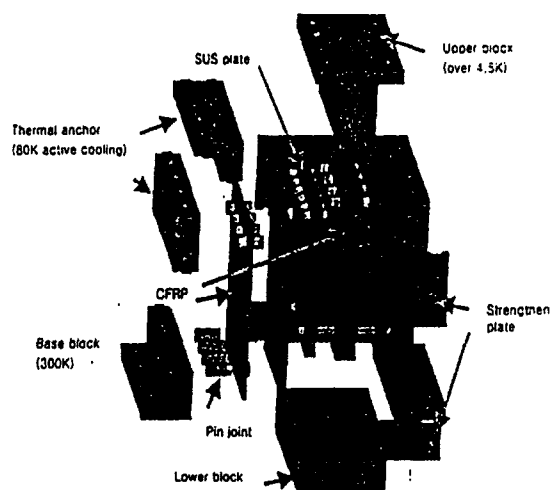


Fig. 1. Configuration of supporting post

2. 시편제작 시험방법

2.1 시편제작

본 연구에서 사용된 CFRP 복합재료는 (주) 한국화이바에서 제작되고 있는 두께는 0.27mm의 HPW193/RS3232이며, Table 1과 같은 적층특성을 갖고 있다. ASTM 규격에 따라 인장, 압축, In-plane shear와 Inter-laminar shear 시험편이 각 실험온도(24℃, -76℃, -196℃)에 대하여 각각 5개씩 제작되었다. Fig.2는 시험편 성형에 사용된 오토클레이브의 환경조건이며, 시험편을 온도 350°F와 압력 100Psi에서 2시간동안 유지시킨 후 냉각시켜 제작되었다.

Table 1. Lay-up pattern of specimen

| Test conditions | Lay-up pattern | Layer quantity |
|--------------------------|----------------|----------------|
| Tensile test | (0/90) | 12 |
| Compressive test | (0/90) | 14 |
| In-plane shear test | ±45 | 12 |
| Inter-laminar shear test | (0/90) | 34 |

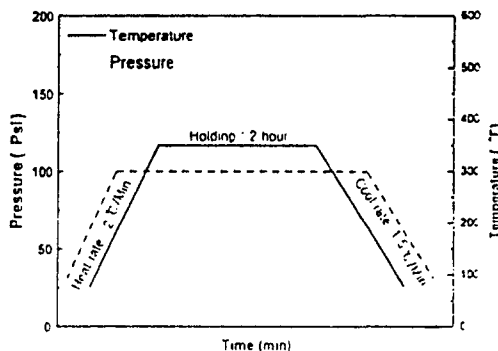


Fig. 2. Curing cycle of specimen manufacturing

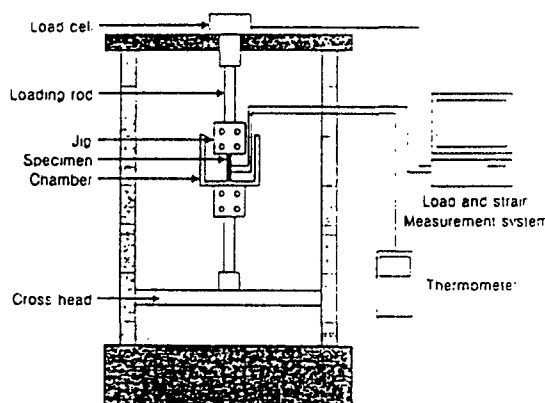


Fig. 3. Schematic diagram of test system

2.2 실험장치

Fig. 3은 본 시험에서 구성한 실험장치 개념도이다. 사용된 시험기는 SCR 속도제어방식의 만능재료시험기(Toyo Baldwin Co., Model UTM 1-10000C)이며, 10 ton용량의 로드셀을 이용하였다. 로드셀에서 나온 하중 신호와 스트레인 게이지에서 나온 변형률 신호가 하중/변형률 측정장치(CAS Co. AI 1600)에 입력되었고, 동시에 온도측정기(OMEGA Co. HH23)에 연결된 K-type thermocouple로부터 실험용기의 온도를 확인하였다.

2.3 스트레인 게이지 부착

스트레인 게이지는 Micro Measurement Group(MM사)의 2축 스트레인 게이지(WA-06-060WT-120)와 단축 스트레인 게이지(EA-09-031DE-120)로서 -196℃까지 변형률 측정 가능한 것을 사용하였다. 스트레인 게이지를 시험편에 접착하기 위하여 저온용으로 상온 경화가 가능한 MM사의 AE-10을 사용하였으며, 부착 후, 135kN/m²의 압력에서 12시간동안 경화시켰다. 접착 부위는 액체질소나 에틸알콜의 영향을 배제하기 위해서 같은 회사제품인 M-COAT B를 사용하여 코팅하였다.

2.4 시험온도

본 연구의 실험들은 온도 24℃, -76℃, -196℃에서 수행되었다. 실험용기의 열 손실을 줄이기 위해 스티로폴을 단열재로 사용하였으며, 냉매의 누수 방지를 위하여 비닐용기를 사용하였다. 실험온도 -76℃는 드라이 아이스와 99%의 에틸 알콜을 혼합하여 만들었으며 -196℃는 액체질소(LN₂)를 사용하여 실험환경을 만들었다. 실험온도는 K-type thermocouple를 사용하여 측정하였고, 시험편 전체가 실험온도도 열적평형을 이루도록 시험편을 10분 정도 냉매에 완전히 담근 후 시험하였다.

2.5 시험방법

2.5.1 인장시험

Fig. 4(a)와 같이 ASTM D3039 규격에 따라 제작된 시험편에 시험하중속도는 2mm/min로 인장하중을 가하였다. 3가지 실험온도에서 각각 실험이 이루어졌으며, 정적 인장강도 이외에 포와송비와 탄성계수가 시험편에 부착된 2축 스트레인 게이지로부터 얻어진 하중방향의 변형률과 횡방향 변형률로부터 산출되었다.

2.5.2 압축시험

Fig. 4(b)와 같이 ASTM D695 규격에 따라 제작된 시험편에 시험하중속도는 1.5mm/min로 압축하중을 가하였다. 3가지 실험온도에 대해 각각 실험이 이루어졌으며, 압축강도 이외에 압축탄성계수가 단축 스트레인 게이지의 변형률로부터 산출되었다.

2.5.3 In-plane shear test

Fig. 4(c)와 같이 ASTM D3518 규격에 따라 제작된 시험편에 시험하중속도는 2.0mm/min로 인장하중을 가하였다. 실험온도 및 부착된 스트레인 게이지는 인장시험의 경우와 같으며, 하중방향의 변형률과 횡방향의 변형률을 측정하여 전단탄성계수를 산출하였다.

2.5.4 Inter-laminar shear test

Fig. 4(d)와 같이 ASTM D2344 규격에 따라 제작된 시험편에 시험하중속도는 1.5mm/min로 굽힘하중을 가하였다. 각 온도에서 실험이 이루어졌으며, 측정된 하중-변위선도의 최대 파단하중으로부터 Inter-laminar shear strength를 구하였다.

3. 실험 결과

3.1 인장시험

인장시험에서 얻어진 응력-변형률 선도로부터 인장강도와 인장탄성계수가 계산되었으며, 각각의 실험온도에 대한 평균값을 Table 2에 나타내었다. 인장강도의 경우 실험온도 24°C, -76°C, -196°C에 대하여 평균값이 각각 614.26 MPa, 456.95 MPa, 371.74 MPa이었으며, 실험온도 24°C를 기준으로 -76°C는 25.61%, -196°C는 39.48%가 감소하였다. 인장탄성계수의 경우 실험온도 24°C, -76°C, -196°C에 대해서 평균값이 각각 66.73 GPa, 64.15 GPa, 70.86 GPa이었고 24°C를 기준으로 -76°C는 3.86% 감소, -196°C는 6.19% 증가하였으나 대체적으로 유사한 값을 나타내고 있다.

3.2 압축시험

압축시험에서 얻어진 응력-변형률 선도로부터 압축강도와 압축탄성계수가 계산되었으며, 각각의 실험온도에 대한 평균값을 Table 2에 나타내었다. 압축강도의 경우 실험온도 24°C, -76°C, -196°C에 대하여 평균값이 각각 502.19 MPa, 676.51 MPa, 771.68 MPa이었으며, 실험온도 24°C를 기준으로 -76°C는 34.71%, -196°C는 53.66%가 증가하였다. 압축 탄성계수의 경우 실험온도 24°C, -76°C, -196°C에 대해서 평균값이 각각 54.38 GPa, 54.07 GPa, 57.07 GPa이었고 24°C를 기준으로 -76°C는 0.57% 감소, -196°C는 4.96% 증가하고 있었으며 액체 질소 환경에서만 약간 증가되나 전체적으로 저온에서 크게 영향을 받지 않았다.

3.3 In-plane shear 시험

전단탄성계수는 실험 하중을 이용하여 얻어지는 전단응력 및 하중방향 변형률과 횡방향 변형률로부터 얻어진 전단변형률선도에서 계산되었다. 실험온도 24°C, -76°C, -196°C에 대해서 평균값이 각각 4.20 GPa, 5.39 GPa, 7.33 GPa이었고, 24°C를 기준으로 -76°C는 28.33%, -196°C는 74.52% 증가하였다.

3.4 Inter-laminar shear 시험

Inter-laminar shear strength는 실험을 통해 얻어진 하중-변위 선도에서 최대 파단 하중을 ASTM D2344에 정의된 식을 이용하여 구하였다. 실험온도 24°C, -76°C, -196°C에 대하여 Inter-laminar shear 강도의 평균값은 각각 78.71 MPa, 84.97 MPa, 80.95 MPa이었고, 24°C를 기준으로 -76°C는 7.95% 증가, -196°C는 2.84% 감소하였으나 저온에서 온도변화에 따라 영향이 크지 않은 것으로 나타났다.

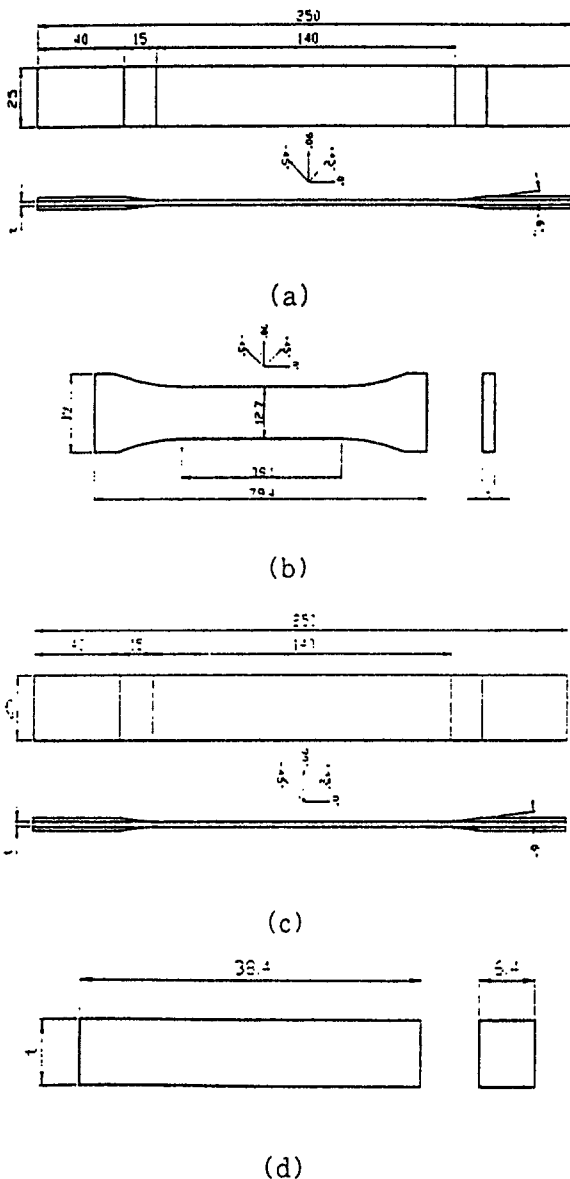
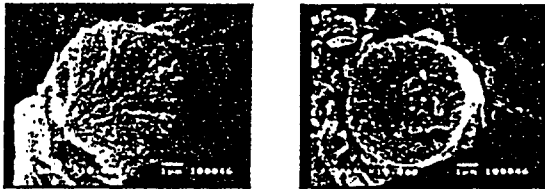


Fig. 4. Configuration of the specimen (a) tensile test, (b) compressive test (c) in-plane shear test, (d) inter-laminar shear test specimen

Table 2. Mechanical property test results

| Property | Temperature(°C) | | |
|-----------------------------------|-----------------|-----|------|
| | 24 | -76 | -196 |
| Tensile strength(MPa) | 614 | 457 | 372 |
| T. Young's modulus (GPa) | 67 | 64 | 71 |
| Comp. strength(MPa) | 502 | 677 | 772 |
| C. Young's modulus(GPa) | 54 | 54 | 57 |
| In-plane shear modulus(GPa) | 4.2 | 5.4 | 7.3 |
| Inter-laminar shear strength(MPa) | 79 | 85 | 81 |



(a) (b)

Fig. 5. SEM photographs of fiber for tensile test, (a)24°C, (b) -196°C

4. 파단면 관찰

시험 온도에 따른 인장시험편의 파손모드를 확인하기 위해서 100,000배까지 확대 가능한 Scanning Electron Microscopy(JEOL Co. JSM-5410)를 이용하였다.

온도에 따른 기지의 파손형태 관찰을 위하여 파단면 중 지지 파손 관찰이 용이한 90° 방향으로 섬유가 존재하는 영역을 선택하였다. 이 부분을 1000배 확대시킨 결과, 온도가 감소함에 따라 기지의 파면이 거칠어지며 -196°C의 파단면에서 다량의 지지 파편을 관찰할 수 있었다. 이러한 결과로부터 지지 조직이 온도 감소에 의해 취성파괴가 발생되고 있음을 알 수 있었다.

섬유와 지지 사이의 파손 형태를 보기 위해 0° 방향의 섬유가 존재하는 영역을 2,000배 확대하여 관찰하였다. 24°C에서 실험된 시험편의 경우 파단면에서 섬유가 파단될 때 지지 변형이 발생되었다. 반면에 -196°C 시험편의 경우 기지에 변형이 발생되지 않았으며, 많은 지지 파편을 발견할 수 있었다. 이와 같은 현상은 섬유와 지지 사이에서도 취성 파괴가 발생되고 있음을 의미한다.

섬유의 파손 형태를 알아보기 위해 Fig. 5와 같이 섬유의 파단면을 10,000배 확대해 관찰하였다. 24°C 시험편의 경우 섬유의 변형으로 인하여 많은 작은 돌출물이 발생되었으며, 온도가 낮아질수록 섬유의 파손 형태는 취성의 영향으로 벽개파괴현상을 보였다.

파단면 관찰을 통하여 인장 시험의 경우 온도가 낮아짐에 따라 섬유와 기지의 성질이 취성적

으로 변화함을 알 수 있으며, 이로 인하여 -76°C, -196°C에서 실험된 시험편의 인장강도가 24°C에서 실험된 시험편의 인장강도 보다 감소하고 있다고 판단된다.

5. 결 론

KSTAR 핵융합 실험장치의 초전도자석 지지구조물인 supporting post에 사용되는 CFRP 복합재료의 기계적 물성 특성을 평가하였다. 인장시험, 압축시험, In-plane shear 시험, Inter-laminar shear 시험이 24°C, -76°C, -196°C의 온도에서 수행되었으며, Scanning Electron Microscopy를 이용하여 온도에 따른 파손 모드를 고찰하였다. 본 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 인장강도는 실온보다 -196°C의 온도에서 크게 감소하고 인장 탄성계수는 저온에서 약간의 감소는 있으나 유사한 값을 갖는다.
2. 압축강도는 실온보다 저온으로 갈수록 증가하며, -196°C에서 54%정도 증가하였다. 압축 탄성계수는 LN₂ 환경에서 약간 증가하며 대체적으로 저온에서 큰 영향을 받지 않는다.
3. 전단탄성계수는 실온에서 저온으로 갈수록 크게 증가되는 경향을 나타낸다. -196°C에서 74.5% 정도 증가하였다.
4. Inter-laminar shear 강도는 저온에서 약간의 변화는 있으나 유사한 값을 갖는다.
5. 파단면 관찰을 통하여 온도가 낮아짐에 따라 섬유와 기지의 성질이 취성적으로 변화함을 알 수 있었으며, 이로 인하여 인장강도가 감소하고 압축강도가 증가하였다.

본 연구는 과학기술부의 지원에 의해 수행되었습니다.

[참 고 문 헌]

- [1] H. Tamura, et al., "Structural and Mechanical Design of Cryogenic Support System for LHD", Fusion Technology, pp. 1019-1022, 1996
- [2] T. Horiuchi, et al., "Cryogenic Properties of Composite Materials", Cryogenics, Vol. 35, No. 11, pp. 677-679, 1995
- [3] 허남일, 도철진, 사정우, 조승연, 임기학, "초전도자석 지지각 설계 및 구조해석", 2000년도 한국초전도저온공학회 학술대회 논문집, pp. 115-118, 2000

KSTAR Vacuum Vessel의 열차폐막 설계

김동락, 육종설, 이기성
기초과학지원연구소

Thermal Shield for Vacuum Vessel of KSTAR TOKAMAK

Dong-Lak Kim, Jong Seol Yuk, Ki-Seong Lee
Korea Basic Science Institute

dlkim@comp.kbsi.re.kr

Abstract - The thermal shield for the TF coils and PF coils has been located between the coils and vacuum vessel. The thermal shielding cryopanel is cooled under 80 K by a forced flow of helium gas using cooling pipes on the cryopanel. Design of the KSTAR thermal shield of vacuum vessel is described.

1. 서 론

고도화된 산업 사회와 21 세기의 편리한 문명의 이기들을 지지해주는 전기는 한 나라의 경제 활동을 떠 받쳐주는 핵심으로서의 자리를 굳혀왔다. 최근들어 인구의 꾸준한 증가와 더불어 늘어나는 전력의 수요를 감당하기 위한 노력이 필수 불가결하게 되어졌다. 여러 가지 에너지원 중 핵융합에 의한 발전에 많은 사람이 관심을 기울이고 있으며 핵융합의 좋은 예인 태양은 매 초 4 조 와트의 100 조배에 이르는 에너지를 핵융합 반응에 의해 방출하여 지구 생명체의 에너지원이 되었다.

지구상에 인공 태양을 만드는 KSTAR TOKAMAK[1] 장치는 1 억도가 되는 프라즈마를 가두기 위해 초전도 자석을 이용한 자기장 밀폐 방법을 사용하고 있다. 4.5 K 영역에서 작동되는 초전도 자석에 진공용기(vacuum vessel) 벽면에서 발생하는 복사 열에너지로 인한 영향을 최소화하기 위해 열차폐막(thermal shield) 설치는 반듯이 필요하다.[2] 본 논문에서는 진공용기의 열차폐막 설계를 위한 배관 및 헬륨 가스의 압력 강하에 대해 고찰하였다.

2. 본 론

진공용기의 열차폐막은 20 bar의 헬륨 가스 가 냉각 파이프를 통해 흐르므로써 cryopanel의

온도가 80 K가 되도록 설계되어야한다. 사용되는 헬륨 가스의 입구 온도는 60 K이고, 출구 온도는 최대 80 K 미만이어야한다. cryopanel을 통해 흐르는 헬륨 가스의 허용 압력 강하는 0.5 bar이다.

cryopanel은 진공용기(vacuum vessel)의 바깥쪽으로 50 mm를 띄운 것을 고려하나, CS (central solenoid) 코일이 있는 안쪽 부분은 진공용기와 사이가 좁기 때문에 40 mm를 띄워서 설계하였다. cryopanel은 진공용기 수직 방향으로 4 등분(90°)한 뒤, 각각을 다시 4 등분(22.5°)하여 총 16 등분이 되도록 크기를 정하였다. 그림 1 처럼 각각의 조각(panel)을 8 조각이 되도록 다시 수평 방향으로 나누어 설계하였다. 냉각 파이프는 각각의 panel당 1개의 입구와 출구를 가지도록 설계하였으며, 기본적으로 냉각 파이프 사이의 간격은 200 mm가 되도록 하였다.

cryopanel 재질로는 두께 3 mm의 스테인레스 스틸 판 사용을 고려하였으며, 헬륨 가스가 흐르게 될 내경 10 mm 동관을 부착하여야한다. 관의 부착은 cryopanel에 직접 부착하는 방법과 stycast를 사용하여 접착하는 방법을 사용할 수 있다. cryopanel의 재질은 프라즈마 disruption에 의한 eddy current를 최소화하기 위한 스테인레스 스틸을 고려하였으며, cryopanel의 지지 구조물로는 열전도도가 적은 GFRP (glass-fiber-reinforced plastic) 재질을 사용하여 설계하였다. 진공용기 외벽과 cryopanel 사이에 MLI(multilayer insulation)를 설치하여 진공용기 벽에서 침입하는 복사 열에너지를 최대한 줄이도록 하였다.

표 1.에서 normal operation과 soft baking때 1개의 panel에 나타나는 압력 강하를 Blausius 방정식(A)과 수정된 Bernolli 방정식(B)으로 구하였다. 이때 사용된 관이름 손실계수는 0.75이며 계산 결과 0.5 bar 보다 낮은 압력 강하를 보여주었다.

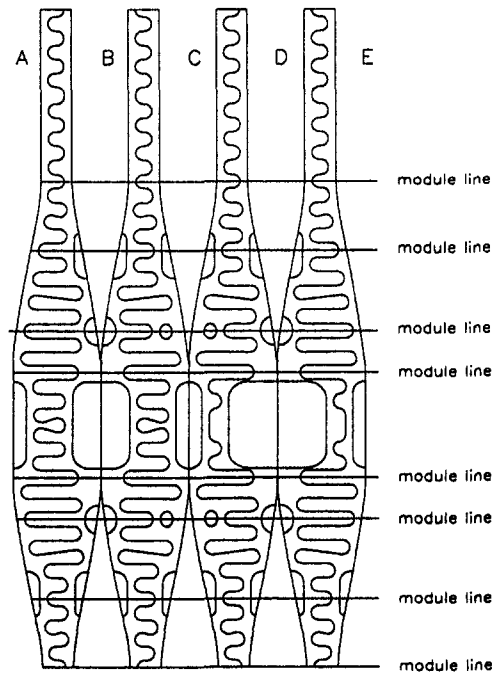


Fig. 1. Schematic diagram of thermal shield for a quadrant vacuum vessel

Table 1. Pressure Drop of a Cryopanel

| vacuum vessel | # of bend | # of elbow | length | area | mass flow | pressure drop (mbar) | |
|---------------|-----------|------------|--------|-------------------|-----------|----------------------|-------|
| | 180 ° | 90 ° | (m) | (m ²) | (g/s) | A | B |
| normal | 117 | 38 | 116 | 25.87 | 1.75 | 65.6 | 53.7 |
| soft bake | 117 | 38 | 116 | 25.87 | 3.33 | 242.7 | 216.2 |

3. 결론

normal operation과 soft baking시 진공용기(vacuum vessel)의 cryopanel 배관 간격을 대략 200 mm로 하여 냉각 파이프를 배관하였을 때 수정 Bernolli 방정식, Blausis 방정식의 계산 결과 KSTAR의 허용 압력 강하 0.5 bar 보다 작았다. 따라서 진공용기 열차폐막 설제에 있어서 냉각 파이프의 간격을 200 mm로 설계하였을 때 압력 강하 문제는 크지 않다고 판단된다.

{참고 문헌}

- [1] KSTAR Project Team, "PHYSICS REQUIREMENTS DOCUMENT", KSTAR ANCILKARY ENGINEERING REVIEW DOCUMENTS, pp. 1 ~ 11. 1998
- [2] N. Inoue, A. Kormori, H. Hayashi, H. Yonezu, M. Iima, R. Sakamoto, Y. Kubota, A. Sagara, K. Akaishi, N. Noda, N. Ohyaabu, O. Motojima, "Design and construction of the LHD plasma vacuum vessel", Fusion Eng. Des., 1998

초전도자석 지지각 설계 및 구조해석

허남일, 도철진, 사정우, 조승연, 임기학, KSTAR 설계팀
기초과학지원연구소

A Design and Structural Analysis of the Superconducting Magnet Supporting Post

N. I. Her, C. J. Do, J. W. Sa, S. Cho, K. H. Im, and the KSTAR Design Team
Korea Basic Science Institute

hni@comp.kbsi.re.kr

Abstract - The Superconducting magnet supporting post of the KSTAR system is a flexible structure that absorbs thermal shrink of the superconducting magnet and also a rigid structure that supports the weight of the magnet and dynamic loads. In this work, a structural analyses for the post under the loads were performed. As a result, it turns out that the post would be safe when it is exposed to the loads, such as magnet weight, thermal contraction, and plasma vertical disruption load. And, Buckling and modal analysis results of the post are presented.

1. 서 론

KSTAR 핵융합 실험장치의 초전도자석 지지 구조물은 1개의 magnet supporting ring과 8개의 지지각(supporting post)으로 이루어진 구조물로서, cryostat base structure와 TF coil 사이에 설치되어 초전도자석의 하중을 지지해야 한다. 이 지지구조물은 액체헬륨 온도로 운전되는 초전도자석의 열손실을 최소화시키면서 구조적으로는 약 300ton에 이르는 초전도자석의 자중과 plasma disruptions에 의한 동적 하중을 지지해야 하고, 초전도자석의 극저온 수축에 의한 열변형을 흡수할 수 있도록 설계되어야 한다. 이러한 설계요구조건을 고려하여 4.5K 온도의 magnet supporting ring과 4.5-300K의 온도 구배를 갖는 지지각 설계가 이루어지고 있으며, 특히 지지각 구조재로서 SUS316 외에 극저온에서 단일 및 구조강도 특성이 우수한 CFRP(Carbon Fiber Reinforced Plastic) plate 사용을 고려하고 있다.

본 연구에서는 개념설계 시 수행되었던 지지각의 구조해석 결과와 현재까지 진행되어온 구조설계 내용을 정리하였다.

2. 지지각 설계

2.1 설계조건

초전도자석 지지각은 초전도자석의 자중을 지지해야 하고, 초전도자석 냉각 시 열 수축변형을 흡수해야 하며, plasma disruption 시 초전도자석에 인가되는 동적 하중과 지진하중에서 안정되도록 설계되어야 한다. 그리고 제한된 설계공간에서 극저온의 초전도자석 열손실을 최소화시켜야 하며, 5×10^{-5} Torr의 cryostat 진공요구조건을 만족하도록 탈가스율(outgassing rate)을 고려하여 설계되어야 한다.

2.2 구조 설계

초전도자석 지지각은 Fig. 1과 같은 형상을 하고 있으며, 높이 1m, 가로와 세로가 각각 0.8m이다. 조립 시 지지각은 주장치 중심으로 부터 2.6m되는 지점에 등 간격으로 설치될 것이다. 지지각은 magnet supporting ring과 볼트 체결되는 4.5K 온도의 SUS316 upper block, 4.5-80K 온도의 inner CFRP plate, 80K 온도의 SUS316 lower block, 80K 온도의 SUS316 plate, 80K 온도의 SUS316 thermal anchor block, 80-300K 온도의 outer CFRP plate, cryostat base structure 상부의 bearing plate에 볼트 체결되는 300K 온도의 SUS316 block, 80K와 300K 온도의 SUS316 strengthen plate, 그리고 80K thermal anchor block 상부의 80K cooling module로 구성된다.

단열재료로 사용되는 CFRP 적층판은 SUS316 block 사이에서 핀으로 체결되며, CFRP 적층판의 핀 구멍 내부에는 CFRP의 마모 방지와 균일한 하중인가를 위해 SUS316 부시를 삽입하였다. Inner CFRP plate는 두께 20mm plate 4장으로 구성되고, outer CFRP plate는 각각 2장으로 구성된다. 그리고 초전도자석의 조립 후 이 plate에 작용하는 주요하중은 압축하중이 될 것이다.

SUS316 plate는 초전도자석 냉각 시 급형 변형에 의해 초전도자석의 수축 변형을 흡수하도록 두께 6mm plate 4장을 각각 적층하였다. 초전도자석의 수축 변형 이외에 이 plate에 작용하는 주요 하중은 자석의 자중과 plasma disruption에 의한 인장하중이 될 것이다.

Thermal anchor block 상부에 부착되는 80K cooling module은 구리 block과 구리 pipe로 구성되며, 60K의 GHe 냉매를 이용하여 thermal anchor block의 온도를 80K로 유지시키는 역할을 할 것이다. 운용 중 이 모듈에 요구되는 냉각용량은 outer CFRP plate의 전도와 복사 열전달에 의해 thermal anchor block에 유입되는 에너지와 같으며, 한개의 지지각에 대해 계산된 에너지는 약 60W이다.

Strengthen plate는 초전도자석의 수직하중 작용 시 thermal anchor block 및 300K SUS316 block의 변형 방지를 위해 부착되는 보강판으로써, outer CFRP plate에 작용되는 급형하중을 최소화시키고, 주요 작용하중이 수직하중이 되도록 할 것이다.

2.3 설계기준

극저온 구조물에 대한 설계규격은 현재 존재하지 않으며, 본 설계에서는 ASME B&PV code의 응력평가 기준을 근거로 작성된 TPX 구조 및 저온설계 규정집을 적용하였다(2). 설계 기준으로 Design Tresca Stress (S_m)를 사용하며, 각 온도에 따른 S_m 은 각 온도에서의 항복강도(yield strength) 또는 극한강도(ultimate strength)로부터 구할 수 있다. 일반적으로 SUS316 재료의 경우, 온도에 따른 재료 물성이 주어져 있으며, 이 값을 이용하여 응력해석 및 평가를 할 수 있다. 그러나, CFRP plate의 경우는 상온에서의 물성치만 존재하며, 극저온에서의 물성치는 유사 재료에 한해 제한적으로 존재한다. 따라서 본 해석에서는 CFRP plate의 정확한 해석은 불가능하였으며, 단지 유사 재료의 극저온 물성치를 계산에 사용하였다(3), (4). 추후 CFRP의 온도 및 이방성 특성을 고려하여 정확한 해석이 수행되어야 할 것이다.

3. 구조해석

3.1 해석모델

지지각 1개에 대한 구조안정성 평가를 위하여 ANSYS 코드를 이용한 응력해석이 수행되었다. Fig. 2와 같이 3-D shell element를 사용하여 SUS316 plate, CFRP plate, strengthen plate를 모델링하였고, 그 밖의 SUS316 구조물은 3-D solid element를 사용하였다. 편에 의해 체결되는 SUS316 plate 및 CFRP plate는 해석의 편의를 위해 rigid하게 연결된 것으로 가정하여 모델링 하였으며, 편 설계를

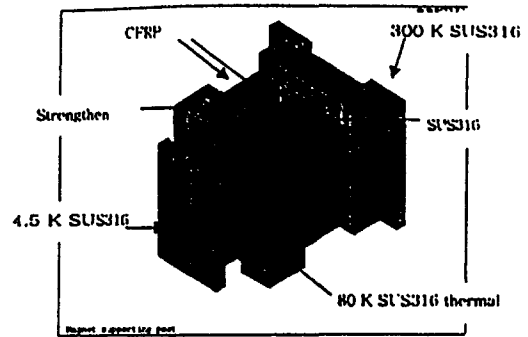


Fig. 1 Superconducting magnet supporting post for the KSTAR

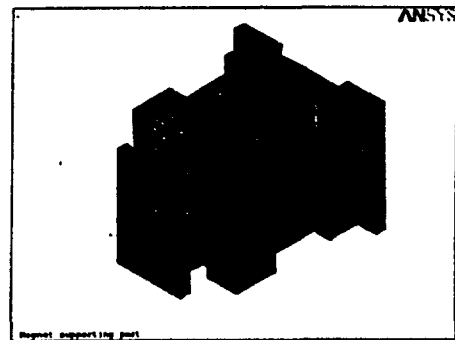


Fig. 2 FEM model for the analysis

위해 별도의 수계산이 수행되었다. 그리고 구조 취약이 예상되는 CFRP plate의 편 구멍에 대해서는 추후 정밀한 구조해석과 시제품 시험을 통한 설계검증이 이루어질 것이다.

본 해석에서는 상온에서의 하중과 저온에서의 하중을 분리하여 계산하였다. 상온에서 지지각에 작용될 수 있는 하중은 자석의 자중과 지지각 설치 시 자석의 열 수축을 고려하여 수축 방향과 반대방향으로 밀어 설치하는 초기 변위이다. 저온에서 예상되는 하중은 초전도자석의 자중과 plasma disruption 시 발생하는 하중이며, 이를 위해 우선 지지각의 온도경계조건을 이용하여 전도 열전달 해석을 수행하였고, 이로부터 얻어진 온도분포를 이용하여 냉각 후의 작용하중에 대한 응력해석을 수행하였다.

지지각 1개가 지지해야 할 초전도자석 자중은 전체 자석의 무게를 300ton이라 가정할 때 38ton이며, 지지각 조립 시 가해지는 초기 변위는 3.75mm이었고, plasma disruption 시 예상되는 수직하중은 19ton 이었다. 이 하중들은 개념설계 당시 사용했던 하중들로서, 현재 지지각의 치수 및 설치위치 변경, 초전도자석의 자중 증가, disruption에 의한 하중 증가가 예상되며, 이에 대한 해석이 추후 수행될 것이다.

3.2 응력해석

상온에서 지지각 조립 시 자석의 하중과 초기 변위가 작용하는 경우, SUS316 plate에서 100MPa, outer CFRP plate에서 31MPa, upper strengthen plate에서 142MPa의 응력이 발생되었으며, 이 응력들은 모두 2 이상의 안전계수를 갖는 것으로 평가된다.

저온에서 자석의 자중과 disruption에 의한 수직하중이 작용하는 경우, SUS316 plate에서 185MPa, outer CFRP plate에서 132MPa, inner CFRP plate에서 103MPa, upper strengthen plate에서 216MPa의 응력이 계산되었으며, 이 경우도 2 이상의 안전계수를 갖는 것으로 평가되었다.

Fig. 3은 지지각의 전도 열전달 계산에 의한 온도분포를 나타낸 것이다. 지지각의 상부upper block과 SUS316 block 사이에서 4.5-300K의 온도분포가 계산되었다. Fig. 4는 저온에서 자석의 자중과 disruption 수직하중이 작용할 때 응력 분포를 나타낸 것이고, Fig. 5는 이때 변위를 나타낸 것이다. 최대 1.17mm의 수직 변형이 계산되었으며, 초전도자석의 가능한 제작/조립 공차와 비교할 때 허용될 수 있는 수치라 생각된다.

3.3 좌굴해석

응력해석에 사용되었던 모델을 이용하여 수직 하중에 대한 선형좌굴해석을 수행하였다. 해석결과 Fig. 6과 같이 최초 좌굴이 발생하였고, 가장 큰 수직하중으로 예상되는 자석의 자중과 수직 disruption이 작용할 경우 88의 임계좌굴계수가 계산되었다. 이 계수는 일반적으로 사용되는 좌굴 임계치 5보다 훨씬 큰 값으로서, 본 지지각은 수직좌굴에 충분히 안전할 것으로 예측된다.

3.4 모달해석

지지각도 다른 구조물과 마찬가지로 지진을 비롯한 시스템 내/외부 진동환경에 항상 노출되어 있으며, 가진 주파수가 구조물 자체의 고유진동수와 일치될 경우 공진이 발생하여 지지각 자체의 파손과 더불어 인접시스템에 큰 영향을 미칠 수 있다. 특히 지진과 같은 저주파수 진동의 경우 큰 질량을 갖는 대형 구조물에 치명적일 수 있으며, 구조설계 시 모달해석을 통한 시스템 진동특성 규명과 진동 대책 설계가 요구된다.

본 연구에서도 응력해석 모델을 사용하여 모달해석을 수행하였으며, Fig. 7과 같이 최저고유진동수 7.4Hz에서 SUS316 plate의 반경방향 변형모드가 계산되었다. 계산된 2차 고유진동수는 9Hz, 3차 고유진동수는 28.5Hz, 4차 고유진동수는 53.8Hz이었다. 이 진동수 중 지진의 가진주파수 영역 33Hz 이내의 고유진동수는 내진해석 시 공진에 의한 증폭 영향을 평가해야 할 것이다.

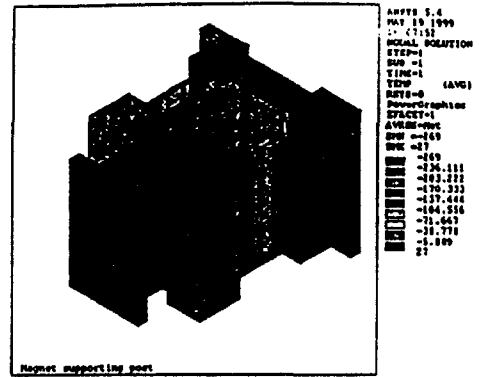


Fig. 3 Temperature distribution of the post

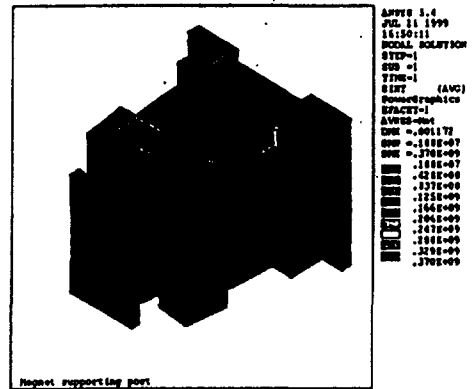


Fig. 4 Stress intensity distribution due to the magnet weight(38ton) plus VDE load(19ton) at the operation temperature

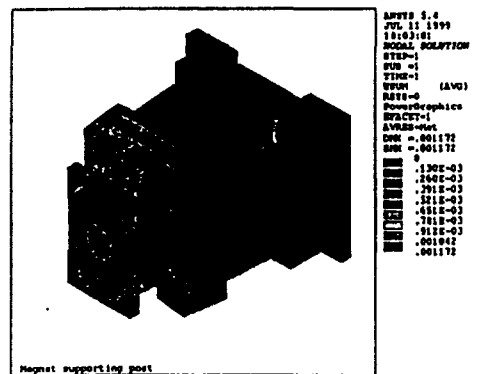


Fig. 5 Displacement distribution due to the magnet weight(38ton) plus VDE load(19ton) at the operation temperature

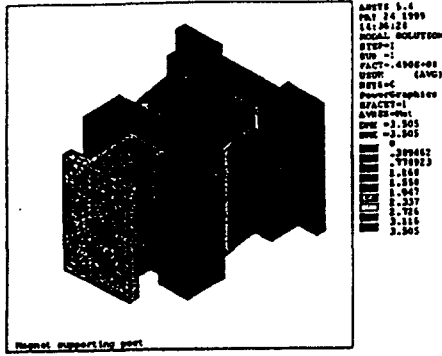


Fig. 6 The 1st buckling mode shape of the post

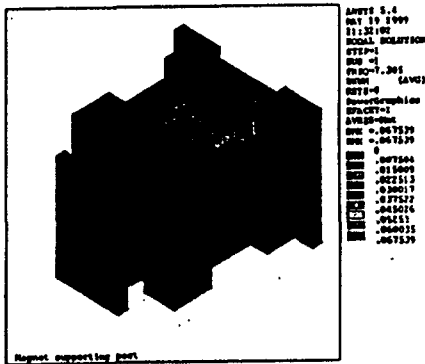


Fig. 7 The 1st fundamental vibration mode shape of the post

5. 결 론

본 연구에서는 KSTAR 핵융합 실험장치용 초전도자석 지지각에 대해 좌굴 및 모달해석이 포함된 구조해석이 수행되었다. 지지각 조립 시 자석의 자중과 초기 변위를 고려한 응력해석과 초전도자석 냉각 후 plasma disruption에 의해 발생하는 수직하중에 대한 응력해석 결과 발생된 응력이 2 이상의 안전계수를 갖는 것으로 계산되었으며, 최대 수직 변위도 2mm 이내이어서 초전도자석의 기능에 큰 영향을 미치지 않을 것으로 예측되었다. 수직하중에 대한 좌굴해석 결과도 일반적인 설계 임계값(5)보다 큰 안전계수가 계산되었으며, 이로부터 지지각이 좌굴에도 충분히 안전할 것으로 평가되었다. 지지각의 진동특성 파악을 위한 모달해석 결과 지진의 가진 주파수 범위에서 고유진동수가 존재하는 것으로 나타났으며, 이 결과는 초전도자석의 내진설계 자료로 활용될 것이다.

(참 고 문 헌)

[1] KSTAR Project Team. "KSTAR TSER Documents". 1997

[2] I. Zatz. "TPX Structural and Cryogenic Design Criteria". 1995

[3] H. Tamura, S. Imagawa, H. Hayashi, T. Satow, J. Yamamoto, O. Motojima, T. Takahashi, K. Asano, S. Suzuki and LHD group. "Structural and Mechanical Design of Cryogenic Support System for LHD". Fusion Technology, pp. 1019-1022. 1996

[4] T. Horiuchi, T. Ooi. "Cryogenic Properties of Composite Materials". Cryogenics, Vol. 35, No. 11, pp. 677-679. 1995

KSTAR CRYOSTAT의 열차폐막 설계

육종설, 김동락, 이기성
기초과학지원연구소

Thermal Shield for Cryostat of KSTAR TOKAMAK

Jong Seol Yuk, Dong-Lak Kim, Ki-Seong Lee
Korea Basic Science Institute

jsyuk@comp.kbsi.re.kr

Abstract - KSTAR coils use superconducting magnet systems. These coils operate around 4.5 K and therefore require a thermal shield to reduce the heat load from outer cryostat. 80 K thermal shields must be cooled by a forced flow of He gas at 20 bars without the pressure drop of 0.5 bar. Designed thermal shield shows that the pressure drop is lower than that of 0.5 bar.

1. 서 론

현 인류가 사용하는 석유나 석탄과 같은 화석 연료가 자원 고갈과 생태계 파괴와 같은 환경 문제를 우리에게 던져 주었다. 또한 이들 에너지원의 매장량이 한계를 가지고 있어 사람들이 대체 에너지를 찾게 되었다. 원자력 에너지는 풍부한 자원이 있는데 반해 체르노빌 원전 사고와 같은 대형 방사능 유출의 안전성 문제와 원자력 발전 후 나오는 핵폐기물의 처리에 많은 문제점을 노출시키고 있다. 이에 반해 핵융합 에너지는 화석 에너지의 고갈 문제 해결과 폐기물 같은 환경 문제를 보여주지 않을 뿐더러 대형 방사능 유출 사고가 없는 깨끗한 대체 에너지원으로서의 개발 가능성을 가지고 있다.

KSTAR(1) 핵융합 장치는 고온의 플라즈마를 가두기 위해서 PF(poloidal field)와 TF(toroidal field) 코일을 사용하는데 이들 코일은 모두 초전도 자석으로 이루어져 있다. 이들 코일은 4.5 K 영역의 초임계 헬륨(supercritical helium)을 공급하여 작동하게 되므로 외부의 열 침입이 초전도 자석 성능에 치명적인 문제를 주게 된다. 따라서, 저온진공용기(cryostat)의 외부에서 초전도 자석에 전달되는 300 K 복사 에너지를 줄이기 위해서 열차폐막(thermal shield)을 저온진공용기 내벽에 설치하여야 한다. 본 논문에서는 저온진공용기의 열차폐막 설계를 위한 냉매(coolant)의 압력 강하 및 배관에 대해 고찰하였다.

2. 본 론

20 bar의 헬륨 가스가 냉각 파이프를 통해 강제 유동됨으로 열차폐막이 80 K 이하로 유지되어야 하며, 입구 냉각 파이프의 헬륨 가스 온도는 60 K이고 출구 온도는 80 K가 되도록 설계하였다. 이때 허용 압력 강하는 0.5 bar이다.

cryopanel은 그림 1과 같이 두께 3 mm의 스테인레스 스틸 판을 사용하여, 저온진공용기 내벽에서 5 cm 떨어진 것을 고려하며, 가스 헬륨이 흐르게 될 내경 10 mm 동관을 부착하여야 한다. 판의 부착은 cryopanel에 직접 부착하는 방법과 stycast를 사용하여 접착하는 방법을 사용할 수 있다. cryopanel은 전자기력에 의한 변형과 eddy current를 최소화하기 위한 재질을 고려하며 저온진공용기 내벽에 지지 부품을 이용하여 부착하여야 하는데, 열전도도가 적은 GFRP(glass-fiber-reinforced plastic) 재질을 사용하여 설계하였다. 저온진공용기 내벽과 cryopanel 사이에 MLI(multilayer insulation)를 설치하여 상온에서 침입하는 열에너지를 최대한 줄이게 하였다.

KSTAR의 저온진공용기를 LID, BODY, BASE 세 부분으로 크게 나누고 각각을 동등하게 8등분한다. 8등분한 각각의 조각을 panel이라 부르며, panel을 다시 임의의 조각으로 다시 나누는데 이때의 조각을 module이라 한다. module과 module의 간격을 6 mm로 하여 eddy current로 인한 joule heating을 줄이도록 하였으며, 냉각 파이프는 panel당 1개의 inlet과 outlet을 가지도록 설계하였다. 파이프와 파이프의 간격은 ~ 20 cm가 되도록 배관을 하였다. (2) LID, BODY, BASE 각각에서 1개씩 냉각 파이프가 나와서 manifold 형태로 8 panel에 균일하게 나누어져 냉각하도록 설계하였다. 표 1.에서 Blausius 방정식(A)과 수정된 Bernolli 방정식(B)으로 구한 압력강하가 나타나 있다. 이때 사용된 판이음 손실계수는 0.75이며, 특히 LID 부분은 상용화된 FLOWMASTER 해석 결과 8.3 mbar의 압력 강하를 보여주었다.

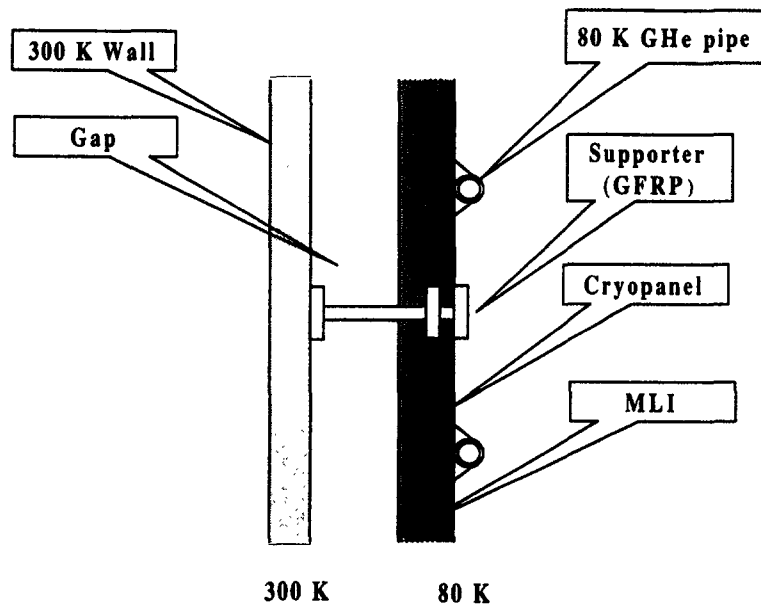


Fig. 1. Components of Thermal Shield

Table 1. Pressure Drop of a Cryopanel

| part | # of bend | # of elbow | length (m) | area (m ²) | mass flow (g/s) | pressure drop (mbar) | |
|------|-----------|------------|---------------|---------------------------|--------------------|----------------------|------|
| | 180 ° | 90 ° | | | | A | B |
| LID | 42 | 15 | 49 | 7.90 | 0.53 | 3.3 | 2.1 |
| BODY | 53 | 16 | 72 | 16.06 | 1.10 | 16.4 | 10.7 |
| BASE | 58 | 18 | 71 | 13.98 | 0.94 | 12.8 | 8.7 |

3. 결 론

cryopanel의 배관 간격을 대략 20 cm로 하여 냉각 파이프를 배관하였을 때 수정 Bernolli 방정식, Blausis 방정식 그리고 MASTERFLOW의 해석 결과 KSTAR의 허용 압력 강하 0.5 bar 보다 매우 작았다. 따라서 저온 진공용기 열차폐막 설계에 있어서 압력 강하로 인하여 발생할 수 있는 문제는 매우 적다고 판단된다.

(참 고 문 헌)

- [1] KSTAR Project Team, "PHYSICS REQUIREMENTS DOCUMENT", KSTAR ANCILKARY ENGINEERING REVIEW DOCUMENTS, pp. 1 ~ 11. 1998
- [2] S. Imagawa, T. Mito, K.Y. Watanabe, H. Tamura, N. Yanagi, H. Sekiguchi, R. Maekawa, T. Satow, S. Satoh and O. Motojima, "DESIGN AND PERFORMANCE OF COOLING SYSTEM OF HELICAL COILS FOR THE LHD", Proceedings of CEC/ICMC, 1999

KSTAR 저온진공용기 구조해석

허남일, 김형섭, 조승연, 임기학, KSTAR 설계팀
기초과학지원연구소

A Structural Analysis of the KSTAR Cryostat

N. I. Her, H. S. Kim, S. Cho, K. H. Im, and the KSTAR Project Team
Korea Basic Science Institute

hni@comp.kbsi.re.kr

Abstract - KSTAR cryostat is a large vacuum vessel that provides the necessary thermal barrier between the ambient temperature test cell and the liquid helium cooled magnets. In this work, the structural analyses for the cryostat under the normal operation condition were performed. As a result, it turns out that the vessel would be safe when it is exposed to normal operation loads, such as system weight, vacuum pressure, and plasma vertical disruption load. And, the preliminary result on the modal analysis is presented.

1. 서 론

KSTAR 핵융합 실험장치의 저온진공용기(cryostat)⁽¹⁾는 초전도자석의 열손실을 줄이기 위해 초전도자석 주위에 진공 벽을 형성하는 구조물로서, 저온진공용기 본체, 포트 관통부, 열차폐막(thermal shield), 지지구조물로 구성된다.

저온진공용기 본체는 진공용기와 초전도자석의 정적/동적 하중을 지지하는 주 구조물로서, 원형실린더 구조물에 돔 형상의 상부구조물과 판 형상의 하부구조물이 플랜지에 의해 조립된 형상을 하고 있으며, 진공, 진단, 가열, 냉각 등을 위한 많은 포트들이 관통하게 된다. 이 포트 관통부는 진공용기의 전자기력에 의한 동적저동과 베이킹 시 열팽창을 고려하여 metal bellows를 이용한 유연구조 설계가 이루어지고 있다. 용기본체 내벽에는 초전도자석으로 들어오는 외부 복사열을 차폐하기 위해 GHe를 이용한 80K shield panel과 MLI(Multi-Layer Insulation)가 설치될 것이며, 용기의 하부구조물이 놓여지는 지지구조물은 G10 판을 이용하여 콘크리트바닥과 전기적으로 절연시킬 것이다. 저온진공용기는 운영 중 시스템 하중, 진공압

력, 전자기력, 지진하중 등의 큰 하중 작용이 예상되며, 구조 설계 시 하중의 정확한 예측과 안전을 고려한 엄격한 설계규격 적용이 요구된다. 현재 진행중인 KSTAR 저온진공용기 설계는 ASME B&PV 규격에 근거한 TPX 설계규격⁽²⁾이 적용되고 있다.

본 논문에서는 KSTAR 저온진공용기의 운용 중 하중조건에 대한 응력해석과 좌굴해석을 통해 구조적 안정성을 고찰하였으며, 모달해석을 통해 저온진공용기의 진동 특성을 파악하였다.

2. 저온진공용기 설계

2.1 설계조건

저온진공용기는 5×10^{-5} Torr 이하의 진공압력, 2×10^{-4} Torr-l/s 이하의 누설률(leak rate), 2.2×10^{-2} Torr-l/s 이하의 탈가스율(outgas rate), 진공압력 및 전자기적 하중에서 안정, 진공용기 및 초전도자석 하중지지, 상온에서 동작, 복사열 차폐를 위한 열 차폐막 설치, 유연한 포트 연결구조, 콘크리트 바닥과 전기적 절연 등의 설계조건을 만족해야 한다.

2.2 저온진공용기 본체 설계

저온진공용기 본체는 Fig.1과 같이 높이 10 m, 직경 9 m, 두께 30~50 mm이고, 전체 무게가 150톤에 달하는 대형진공용기로서, 플랜지가 부착된 원형실린더 구조물과 상/하부 구조물로 제작될 것이다. 구조물의 조립은 진공 셀(seal)과 장치의 유지/보수 편의를 위해 viton o-ring 또는 용기 내부에서 진공 용접하는 방법이 이용될 수 있다.

용기본체의 상부구조물은 높이 2.4 m, 두께 30 mm의 돔 형상 구조물로서, 중앙에 작업자 통로용 홀과 진단용 수직 포트가 가공될 것이다. 원형실린더 구조물은 내경 8.8 m, 높이 5.5 m, 두께 30 mm의 원통 셀 구조물이며, 진단용, 플라즈마 인접벽 부품 냉각용, 진공용기 가열/냉각용, 플라즈마 가열용 포트들이 가공되고,

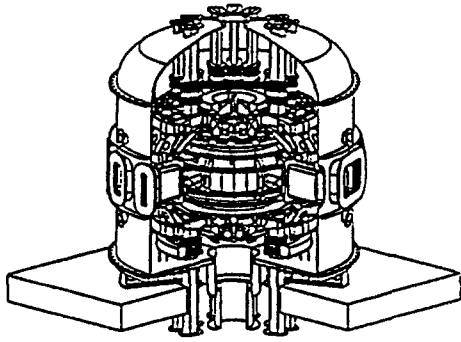


Fig.1 Isometric view of KSTAR system

용기 외부 포트 상/하부에 2개의 원주방향 보강재가 용접될 것이다. 하부구조물은 두께 50 mm의 판 형상 구조물로서, 구조물의 중앙에 CS코일(Central Solenoid Coil)을 위한 직경 2 m의 홀과 진단용 수직포트들이 가공될 것이다. 판의 외부에는 원주 및 반경방향 보강 림(rib)이 용접되고, 내부에는 진공용기와 초전도 자석의 하중을 지지하는 지지판(bearing plate)이 부착될 것이다. 그리고 하부구조물은 등간격으로 설치되는 8개의 지지구조물에 용접되어 콘크리트 바닥에 고정될 것이다.

2.3 설계기준

KSTAR 저온진공용기 설계는 TPX 구조 및 저온설계 규정집에 근거한 하중과 하중조합조건을 적용할 수 있다. 설계에 사용되는 Design Tresca Stress (S_m)는 stress intensity와 같은 값이며, 저온진공용기의 S_m 은 항복강도(yield strength) 값의 2/3을 사용한다. 허용응력은 발생하는 주응력 성분들과 조합하중의 조건에 따라 Table 1과 같이 결정될 수 있다. 그리고 좌굴하중에 대한 안전계수는 5이다.

Table 1. Basic stress intensity limits

| Stress intensity | Allowable stress |
|--|------------------|
| General primary membrane(P_m) | 1.0KSm |
| Local primary membrane(P_l) | 1.5KSm |
| Primary membrane plus bending(P_l+P_b) | 1.5KSm |
| Primary plus secondary(P_l+P_b+Q) | 3.0KSm |

Normal operation condition : $K=1.0$
 Anticipated condition : $K=1.1$
 Unlikely condition : $K=1.2$
 Extremely unlikely condition : $K=1.35$

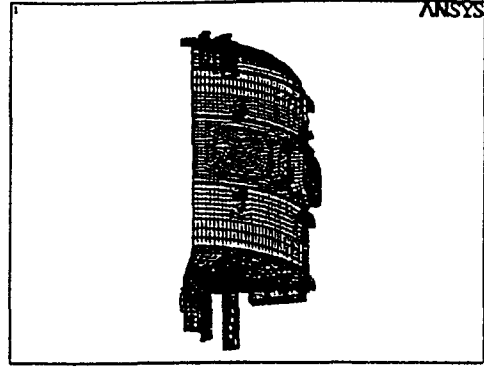


Fig. 2 FEM model for static analysis

3. 구조해석

3.1 해석모델

정상운전조건에서 저온진공용기의 구조적 안정성 평가를 위하여 ANSYS 코드를 이용한 응력해석이 수행되었다. 모델링에 사용된 요소는 4-절점 쉘 요소로서, 구조물의 원주방향 대칭성을 고려하여 Fig. 2와 같이 90도 축대칭 모델로 모델링하였으며, 해석의 편의를 위해 구조물의 림, 플렌지 연결부, 지지구조물 등은 고정된 것으로 가정하였다. 계산에 사용된 SUS304 계통 재료의 Young's modulus는 200 GPa 이었고, Poisson's ratio는 0.3이었다.

본 해석에서 고려한 하중들은 정상운전조건에서 작용할 수 있는 하중조합으로서, 각각의 하중 크기는 Table 2와 같다. 플라즈마 인접벽 부품, 진공용기, 저온진공용기, 초전도자석의 자중이 시스템 하중으로 작용될 것이고, 수직방향 플라즈마 이상거동(disruption)에 의한 전자기력이 진공용기가 구속되는 용기본체 하부구조물에 상방향 또는 하방향으로 작용될 것이다. 그리고 저온진공용기 본체에는 용기 표면과 수직 방향으로 1기압에 해당하는 0.1 MPa의 진공압력이 작용할 것이다. 온도에 의한 영향은 vessel이 상온에서 동작되므로 무시하였고, 진공용기와의 간섭 하중도 포트들이 bellows로 연결되기 때문에 무시하였다.

3.2 허용응력

저온진공용기 본체는 일반 용접구조물로 분류되며, SUS304 재료의 S_m 은 138 MPa을 이용할 수 있다. Table 1.에 보여지듯이 허용응력은 정상운전조건인 $K=1$ 을 적용하여 주응력 성분에 따라 계산될 수 있으며, P_m 의 경우 1.0KSm인 138 MPa을 초과할 수 없으며, P_l 과 P_l+P_b 의 경우 1.5KSm인 207 MPa을 초과할 수 없다. 따라서 평평한 형상을 갖는 하부구조물이나 포트 연결부에서는 207 MPa이 허용응력으로 사용될 수 있고, 포트 연결부를 제외한 돔 형상의 상부구조물과 원형실린더 구조물

의 경우 138 MPa이 사용될 수 있다.

ASME B&PV 규정집에는 구조물 설계에 대한 변위 임계값은 언급되어 있지 않다. 그러나, 포트에 의해 진공용기와 연결되는 본 해석 모델의 경우 허용응력 이하에서도 포트부에 대변형이 발생할 수 있으므로, 인접 시스템과의 간섭을 고려하여 변위 임계값을 결정해야 할 것이다.

3.3 응력해석

Cryostat은 정상운전 중 Table 2와 같은 하중 발생이 예상되며, 이 하중조건들을 이용하여 용기제작 후 진공시험조건, 시스템 운용을 위한 진공배기조건, 시스템 정상운용조건에 대한 구조해석을 수행하였다.

저온진공용기 제작 후에 요구되는 진공시험은 내부 시스템이 설치되지 않은 상태에서 수행될 수 있으며, 작용하중은 저온진공용기 본체의

Table 2. Loads used in the analysis

| Load | Position | Values |
|--|------------------------------------|---------------------|
| Vacuum vessel, plasma facing component, cooling water weight | Base structure (Hillman roller) | 80ton |
| Magnet weight | Base structure (Support structure) | 300ton |
| Plasma vertical disruption | Base structure (Hillman roller) | 150ton |
| Vacuum pressure | Cryostat vessel | 0.1MPa |
| Cryostat weight | Cryostat vessel | 9.8m/s ² |

Table 3. Static analysis results

| Load | Stress intensity(MPa) /displacement(mm) |
|--|--|
| Vacuum pressure + cryostat weight | 113 / 1.6 at cylinder 53 / 1.8 at base 77 / 2.0 at top |
| Vacuum pressure + system weight | 113 / 1.6 at cylinder 39 / 0.2 at base 77 / 2.0 at top |
| Vacuum pressure + system weight + plasma upper vertical disruption | 113 / 1.6 at cylinder 78 / 2.2 at base 77 / 2.0 at top |
| Vacuum pressure + system weight + plasma lower vertical disruption | 113 / 1.6 at cylinder 30 / 0.9 at base 77 / 2.0 at top |

자중과 진공압력이 될 것이다. 해석결과, 진공압력의 영향으로 원형실린더 구조물의 포트 연결부에서 최대응력 113 MPa이 발생하였고, 상부 구조물의 수직포트에서 최대변위 2 mm가 발생하였다. 하부구조물에서의 응력과 변위는 작은 값이었다.

시스템 운용을 위한 진공 배기 중 예상되는 하중은 시스템의 모든 자중과 진공압력이 될 것이다. 해석결과, 용기 제작 후 진공시험의 경우에서처럼 원형실린더 구조물의 포트 연결부에서 최대응력이 발생하였고, 상부구조물의 수직포트에서 최대 변위가 발생하였다. 하부구조물의 응력과 변위는 진공압력과 반대 방향으로 작용하는 시스템 자중의 영향으로 작은 값이었다.

정상운전조건에서 저온진공용기에 가장 큰 영향을 미칠 것으로 예상되는 전자기력은 수직 방향 플라즈마 이상거동에 의한 진공용기의 상/하방향 수직하중이며, 진공용기 지지구조물을 통해 저온진공용기 하부구조물에 전달될 것이다. 이 하중은 시스템의 정상운용 중 쉽게 발생할 수 있으며, 진공압력, 시스템 자중과 함께 저온진공용기에 영향을 미칠 것이다.

상방향 플라즈마 이상거동에 의한 하중이 작용하는 경우, 원형실린더 구조물과 상부구조물의 응력과 변위는 진공압력의 영향으로 앞의 두 경우 같은 결과가 계산되었다. 그러나 이상거동 하중이 작용하는 하부구조물에서 78 MPa의 응력이 발생하였고, 수직포트부에 2.2 mm의 변위가 발생하였다.

하방향 플라즈마 이상거동에 의한 하중이 작용하는 경우도 상방향 플라즈마 이상거동의 경우와 같이 원형실린더 구조물과 상부구조물에서 같은 크기의 응력과 변위가 계산되었으나, 하부구조물에서의 응력과 변위는 상방향 플라즈마 이상거동의 경우에 비해 작은 값이었다.

이상의 하중조합을 고려한 응력해석 결과, 상부구조물과 원형실린더 구조물에는 진공압력이 가장 큰 영향을 미치고 있었으며, 하부구조물에는 시스템 자중, 진공압력, 상/하방향 플라즈마 이상거동에 의한 하중들의 작용 조건에 따라 응력 및 변형량이 다소 차이가 있었다. 그러나 발생된 최대응력은 허용응력 이하였으며 변위량도 작은 값이었다. 이상의 정적해석 결과가 Table 3.에 요약되어 있다.

3.4 좌굴해석

정적해석에 사용되었던 모델의 진공압력에 대한 선형좌굴해석이 수행되었다. 최초 좌굴이 상부구조물에서 발생하였으며, 임계 좌굴계수 보다 큰 좌굴계수 22가 계산되었다. 따라서 KSTAR 저온진공용기는 좌굴에 안정할 것으로 예측된다.

4. 모달해석

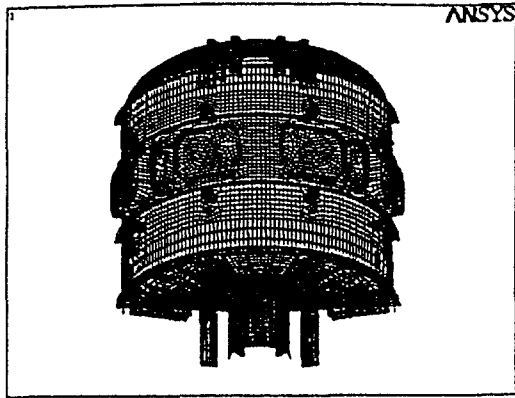


Fig. 3 FEM model for modal analysis

4.1 해석모델

저온진공용기는 지진을 비롯한 시스템의 부진동과 시스템 내부 진동 환경에 항상 노출되어 있으며, 가진 주파수가 구조물 자체의 고유진동수와 일치될 경우 공진이 발생하여 시스템에 큰 영향을 미칠 수 있다. 특히 지진과 같은 저주파수 진동의 경우 대형 구조물에 치명적일 수 있으므로, 설계 시 모달해석을 통한 시스템 진동특성 규명과 진동 대책 설계가 요구된다.

모달해석을 위해 Fig.3과 같이 저온진공용기를 유한요소로 모델링하였으며, 콘크리트 바닥에 고정되는 지지구조물 하부가 완전 구속된 것으로 가정하였다. 해석에 사용된 SUS304 재료의 물성은 응력해석의 경우와 같다.

4.2 해석결과

모달해석 결과 Table 4와 같은 고유진동수 및 모드형상(mode shape)이 계산되었다. 1차 고유진동은 27.56 Hz에서 상부구조물 수직포트 변형과 원형실린더 구조물 상부가 전체적으로 변형되는 모드를 보였다. 이러한 진동 모드는 수직포트 연결부와 진단작업 등에 영향을 줄 것으로 예상된다. 2차 고유진동은 1차 고유진동과 유사한 진동수에서 하부구조물의 포트가 변형되는 모드가 계산되었다. 3차 고유진동은 상부구조물의 수직포트와 원형실린더 구조물이 변형되는 모드가 얻어졌으며, 4차 고유진동은 하부구조물의 중앙 홀과 수직포트가 변형되는 모드가 계산되었다. 하부구조물의 진동 모드는 상부구조물에서와 같이 수직포트 변형을 유발시키므로 설계 시 이에 대한 고려가 있어야 할 것이다.

본 모달해석과 연계하여 시스템 자중을 고려한 저온진공용기의 지진해석이 수행될 예정이며, 해석 결과 시스템에 큰 영향을 미칠 수 있는 변형이 발생할 경우 보강설계가 이루어질 것이다.

Table 4. Modal analysis results

| Mode No. | Natural frequency (Hz) | Mode shape |
|----------|------------------------|---|
| 1 | 27.56 | Top structure (vertical port), cylindrical structure (vessel) |
| 2 | 27.63 | Base structure (vertical port) |
| 3 | 39.76 | Top structure (vertical port), cylindrical structure (vessel) |
| 4 | 40.26 | Base structure (central hole & vertical port) |

5. 결 론

본 연구에서는 KSTAR 저온진공용기의 구조적 안정성 고찰을 위해 운전 중 하중조건에 대한 응력해석과 좌굴해석이 수행되었다. 그 결과 발생된 최대응력이 허용응력 범위 내에 있었으며 변형량도 무시할 만큼 작았다. 따라서 본 구조물이 정상운전조건에서 안정함을 알 수 있었다. 그리고 모달해석을 통해 저온진공용기의 진동특성을 파악하였으며, 해석결과는 내진설계 자료로 활용될 것이다.

[참 고 문 헌]

- (1) KSTAR Project Team, "Design Description Document WBS 15 Cryostat", KSTAR Tokamak System Engineering Review Documents, pp.605~622, 1997
- (2) I. Zatz, "TPX Structural and Cryogenic Design Criteria", 1995
- (3) D. Ravenscroft, "TPX WBS 15 Cryostat SDD", 1993
- (4) 허남일, 김형섭, 김진춘, 조승연, 이경수, KSTAR 설계팀, "KSTAR 저온진공용기 설계 및 구조해석", 기계학회추계학술대회는문집 A, pp.464~469, 1998

여 백

라. 국외 학회발표 논문

여 백

Development of the KSTAR Superconducting Magnet System Interfaces

Y. M. Park, Y. J. Lee, Y. K. Oh, C. H. Choi, W. C. Kim, J. W. Sa, Y. S. Kim, H. J. Lee*,
J. S. Bak, M. Kwon, and G. S. Lee

National Fusion R&D Center, Korea Basic Science Institute, Daejeon, 305-333, Korea

**Korea Atomic Energy Research Institute, Daejeon, 350-600, Korea*

Abstract. Superconducting (SC) magnet system of the Korea Superconducting Tokamak Advanced Research (KSTAR) device is consisted of 16 sets of toroidal field (TF) coils, 4 pairs of central solenoid (CS) coils, 3 pairs of outer poloidal field (PF) coils, and magnet structures with various interfaces. The engineering design of the SC magnet systems has been finalized, and a real-size prototype TF coil has been fabricated and will be tested in the middle of this year. Cryoplant is designed to supply cryogen to cold components of the KSTAR with equivalent cooling capacity of 10 kW at 4.5 K isothermal. The cryoplant is designed to supply three kinds of cryogen, which are supercritical helium for the SC coils, magnet structures and SC bus-line, liquid helium for the current lead system and in-vessel cryopumps, and gas helium for the thermal shields. In addition, the SC magnet system interfaces, such as power supply interface and cryogenic interface, are in the final stage of engineering design. The cryogenic interface is mainly composed of cryo-distribution system, in-cryostat helium manifolds, and cooling circuits. The power supply interface is composed of current leads and SC bus-lines. Substantial progress is made on the design and engineering of the SC magnet system interfaces.

I. Introduction

The KSTAR superconducting (SC) magnet system consists of 16 toroidal field (TF) coils, 4 pairs of central solenoid (CS) coils and 3 pairs of outer poloidal field (PF) coils as shown in Fig. 1. All the SC coils, using cable-in-conduit conductors (CICCs) are cooled with forced-flow supercritical helium (SHe). The conductor of the TF coils and PF1-PF5 coils is Nb₃Sn superconductor with Incoloy 908 conduit, whereas that of the PF6 and PF7 coils is NbTi superconductor with stainless steel 316LN conduit[1]. The TF coil system consists of 16 winding packs connected electrically in series. The winding pack is wound in a D-shape with a continuous winding scheme[2]. There are 56 turns per winding pack with 8 pancakes, each with 7 layers. Fabrication of real-size prototype TF coil have been finished following the procedure of winding, heat treatment, insulation taping, and vacuum pressure impregnation. The heat treatment of the coil has been executed in a vacuum furnace with control of the oxygen contents below 0.1 ppm to avoid stress-accelerated grain boundary oxidation (SAGBO) [3]. The heat treatment was performed for 100 hours at 460 °C, 200 hours at 570 °C, 240 hours at 660 °C with the ramp rate of 6 °C/hour. Figure 2 shows the prototype TF coil after the heat treatment. No explicit SAGBO defect was found after the heat treatment.

The magnet structure consists of 16-segmented TF coil structures, a CS structure supporting 4 pairs of CS coils, modular PF coil structures supporting each PF coil in 8 or 16 places, and a gravity support [4]. The TF coil structures are the main structural components in the KSTAR magnet system to sustain inplane and out-of-plane force during operation and to support the whole CS and PF coils. The engineering design

of TF coil structure has been finished and a prototype structure will be fabricated within this year. The PF coil structures are designed to have mechanical rigidity in the vertical and toroidal directions but to have flexibility in the radial direction. The CS magnet system is positioned in the middle of TF coil structure and is suspended on the top end of the TF coil structure. The major functions of the CS structure are to support CS coils and to supply pre-compression of about 15 MN to CS coils [5].

In this paper, we mainly report development progress of the SC magnet system interfaces, such as cryogenic and power supply interfaces.

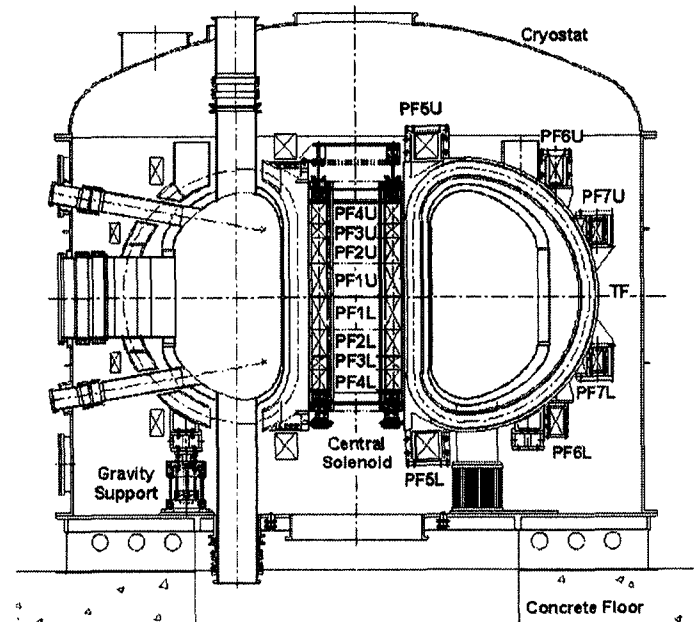


Fig. 1. Configuration of the KSTAR tokamak.

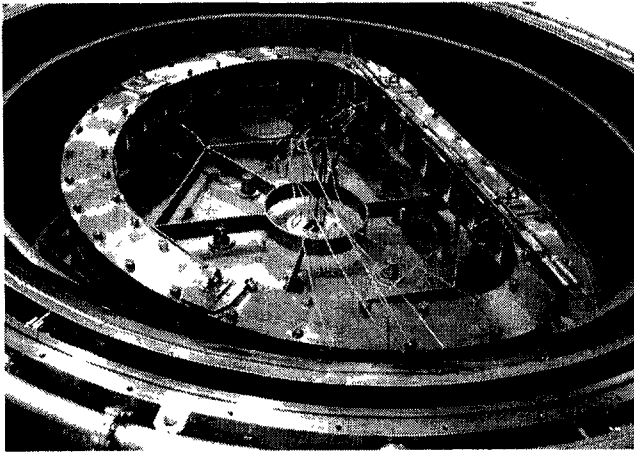


Fig. 2. The real-size prototype TF coil after heat treatment.

II. Cryogenic Interfaces

A. Cooling Scheme

The cold components of the KSTAR device are SC magnet system with its structure, thermal shields (TS), SC bus-lines, current leads, and in-vessel cryopumps. The heat loads of the each cold component during long pulse upgraded operation mode are listed in Table 1. Figure 3 shows the schematic flow diagram of the KSTAR cryogenic system. To moderate the pulsed heat loads of SC magnets, a thermal damper system with cryogenic circulators (CRs) and heat exchangers immersed in liquid helium has been designed. The CR supplies the required mass flow for the coils with at almost constant pressure difference. Two CRs with capacity of 300 g/s will be used for cooling the magnet systems. An additional CR having same capacity is prepared as a redundancy in case of emergency. The total equivalent refrigeration power is about 10 kW at 4.5 K isothermal.

B. Magnets and Its structure Cooling

Helium manifolds of TF coils are designed with 16 inlet lines and one outlet. Each TF coil has 4 parallel cooling channels. Each cooling channel has geometries of 152 m in

Table 1. The heat load of the KSTAR cold components during normal operation

| Cryogen | Items | Thermal Loads (Watt) | Liquefaction Rate (g/s) |
|-------------|--|----------------------|-------------------------|
| 4.5 K (SHe) | SC Coils (TF, CS, PF) Magnet Structures SC Bus-lines Current Leads | 2,200 | |
| 4.2 K (LHe) | In-vessel Cryopump | | 28 |
| 3.7 K (LHe) | <Thermal Shield> | 9 | |
| 60 K (GHe) | Vacuum Vessel Cryostat Supporting Post Current Lead Box Current Lead Box SC Bus-lines | 19,700 | |

*) Average values during 24 hr with upgrade modes (350 sec/3600 sec)

**) Considered during baking. (48 hours, once a week)

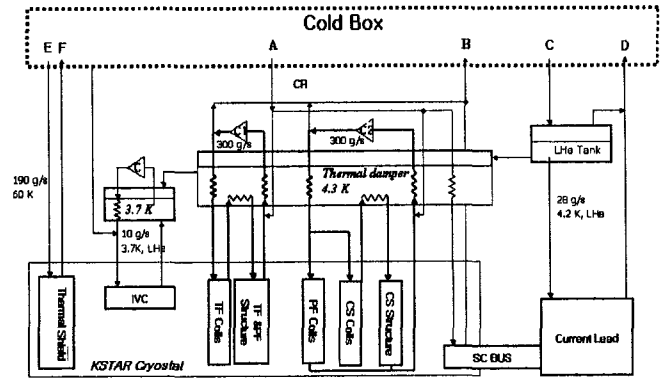


Fig. 3. Schematic flow diagram of KSTAR cryogenic system

length, about 150 mm² in helium cross-section, and about 0.55 mm in hydraulic effective diameter. All the helium feed-throughs of the TF coil with various type of cryogenic sensors are integrated in TF joint box located at the top of the TF coil. The inlet conditions of the TF coil cooling circuit are about 5.5 bar, 4.5 K, and 300 g/s in total.

The helium manifold of TF coil structures consists of one inlet line and one outlet. The inlet lines of TF structures is serially connected with the outlet lines of the TF coils after passing through heat exchanger in thermal damper. The cooling of TF structure covers the cooling of the TF case as well as the cooling of intercoil structure and PF coil structures. The cooling circuit of TF coil structures is equivalent to 480 smooth pipes arranged in parallel. The internal diameters of the pipes are about 3 mm for TF case and about 8 mm for intercoil structure. Each length is about 11 m for TF case and about 24 m for intercoil structure. The designed inlet pressure of the TF coil structure cooling circuit is about 3.5 bar.

Helium manifold of the CS coils and the PF coils has been designed with 6 inlet lines and 1 outlet line for the PF coils and 8 inlets and 1 outlet line for the CS coils. The outlet of the CS coils is serially connected with inlet of the CS structure. Each cooling channel of the CS coils and the PF coils has cross section of 120 mm² and hydraulic effective diameter of 0.55 mm. About 300 g/s of mass flow will be supplied for CS coils and PF coils.

The cooling circuit of the CS structure is equivalent 16 identical smooth pipes arranged in parallel, the internal diameter is 8 mm and the length is about 8 m. There are one inlet and one outlet manifold. The designed inlet pressure of the PF coils, the CS coils, and the CS structure cooling circuits is 5.5 bar, 4.5 bar, and 3.5 bar, respectively.

C. Bus-line and Current Lead Cooling

The bus line cooling circuit is equivalent to 12 x 2 identical smooth pipes, which are 12 pairs CICC, arranged in parallel, the hydraulic effective diameter of each is 0.55 mm and the length is about 50 m. The designed inlet pressure of the bus line circuit is 4.5 bar. There are 7 inlets and 1 outlet as shown in Fig. 4. The required mass flow rate of the bus lines about 45 g/sec, and it is directly provided by the JT flow from cold box. Flow control valves are needed on each inlet lines to

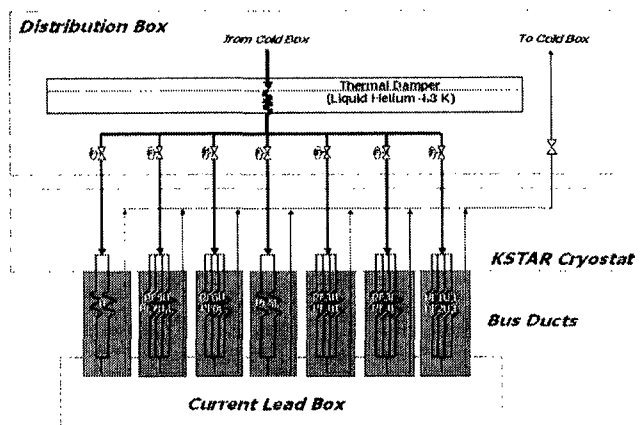


Fig. 4. SC bus-line distribution circuit

control the mass flow rate and the discharge temperature of each circuit.

The current leads are cooled with vaporized helium. The returned gas helium is fed to the suction side of the low-pressure cycle compressor at room temperature.

III. Power Supply Interfaces

A. Current Leads

Power supply interface to transfer current from power supply to SC coils consists of current leads, SC bus-lines, and joints. The main functions of current lead system are to thermally isolate between room temperature normal bus bar and cryo-temperature and to minimize heat load into liquid helium. The type of leads is vapor-cooled lead installed in lead box containing liquid helium. All the current leads are installed apart from the KSTAR device and close to power supply. The number of leads are 12 pairs including 1 pair of TF lead, 6 pairs of CS leads, 5 pairs of PF leads, because upper and lower coils of PF1, PF2, and PF7 are connected in series. The current carrying capacity of the TF, CS, and PF leads are about 40 kA, 25 kA, and 25 kA, respectively.

The heat load of a current lead at zero current depends quite strongly on the material. The current lead made of impure metal and operated in overload tends to have higher heat load at current charging state than that made of pure copper, but have remarkably smaller heat load at zero current. The heat load of current lead system, when pure copper current leads used, is about 20% of total heat load of KSTAR cold components. The CS and PF coils of the KSTAR operated at a full current only during a small portion of a whole time, such as 70 sec per 20 min in baseline and 350 sec per 60 min in long-pulse upgraded operation mode. As a result, the current charging time of the CS and the PF coils is about 0.46 hr per day in baseline and 0.78 hr per day in upgrade. So, the overloaded current lead made of impure metal such as brass are taken into account for the CS and PF leads as alternative option to reduce the time-averaged heat load due to the current leads.

The design of current leads and lead boxes are going on with basic R&D with small scale current lead made of brass to decide the maximum overloading factor and maximum acceptable temperature.

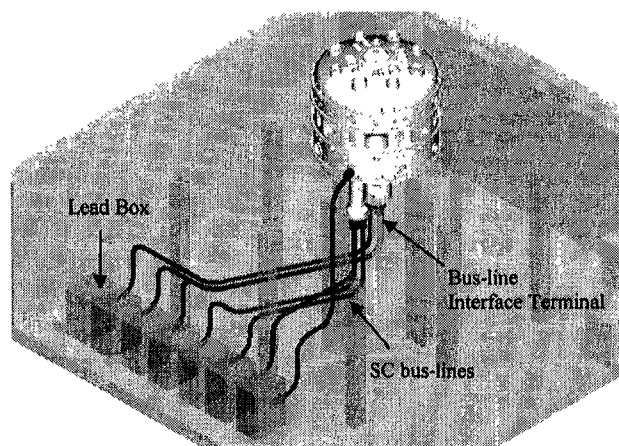


Fig. 5. Configuration of the SC bus-lines for the KSTAR device

B. SC Bus-line

The function of the SC bus-line is to transfer a large amount of current from current lead to SC coils, without energy consumption. Figure 5 shows the configuration of the SC bus-lines. The SC bus-lines have 7 ducts and 12 pairs of CICC. Table II show the specification of the bus-lines. The bus-lines consist of SC conductor, thermal shields, electrical insulations, and support structures. The SC conductor is a square-shaped CICC, with 324 NbTi strands, 162 copper strands, and 6 internal voltage taps in a stainless steel 316LN conduit. The average length of the bus-line duct is about 30 m and the total length is about 200 m. For the higher thermal stability than that of the coils, the bus-lines are designed to have a double thermal shield system that consists of an inner and outer screen with multi-layer insulation. The inner screen is connected to the supercritical helium return (~ 6 K) through a bus-line CICC, and the outer screen of thermal shield serves as 60 K shield by using a gaseous helium. The support structure and spacer are made of GFRP (G-10) [6].

The real size prototype of SC bus-line interface terminal that is to connect the bus-line with the cryostat of the KSTAR and current lead box have been developed. It consists of vacuum break, electrical break and flexible structure. The vacuum break serves to keep independent vacuum space for the bus-line. The electrical break is insulator to break the induced eddy current at the cryostat due to the pulse mode operation and to cut the current flow to the vacuum break, which is connected to CICC.

Table II. Number of the SC bus-line for the SC coils

| Coil | connection | CICC | No. of bus-line |
|------------|------------|---------|-----------------|
| CS1 (U, L) | serial | 1 pair | 1 |
| CS2 (U, L) | serial | 1 pair | |
| CS3 (U, L) | | 2 pairs | 1 |
| CS4 (U, L) | | 2 pairs | 1 |
| PF5 (L) | | 1 pair | 1 |
| PF6 (U, L) | | 2 pairs | 1 |
| PF5 (U) | | 1 pair | 1 |
| PF7 (U, L) | | 1 pair | |
| TF | serial | 1 pair | 1 |

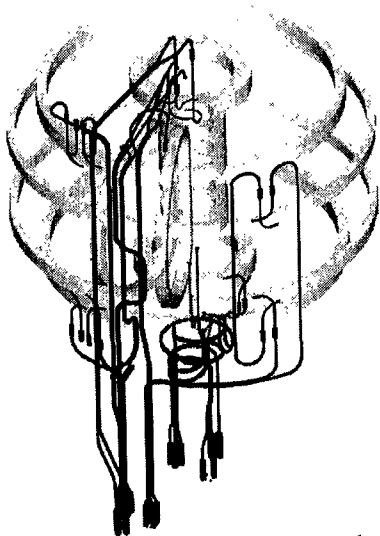


Fig. 6. Three-dimensional view of the in-cryostat bus routing

In-cryostat bus is to transfer current from the SC bus-line interface terminal at cryostat boundary to the SC coil terminal. The in-cryostat bus has been designed to be able to compensate the thermal contraction stress due to the cool-down from 300 K to 4.5 K. Figure 6 shows the routing of the in-cryostat bus.

C. Joints

The joint of SC coils operated in pulsed mode should have low ac loss as well as low dc contact resistance to have operational reliability in SC coils. To reduce the heat load on SC coils during pulsed operation, most of SC coils in KSTAR device has no internal joint by adopting the continuous winding scheme [2]. So, most of joints in KSTAR device are inter-coil joints, coil termination joints, and bus-line joints. The terminations of CS coils are extended to the bottom space of the CS coil assembly to locate the terminations at reasonably low field-variation-rate region,

Appropriate type of joint between lap joint, butt joint, and newly developed strand-to-strand joint will be used according to the environmental conditions such as such as background field, field variation rate, installation space, and helium flow isolation. Strand-to-strand joint using soldered contact between Nb₃Sn and NbTi strands has merit of reasonably low dc contact resistance in spite of compact size of joint. So the strand-to-strand joint will be used at most of terminal joints and inter-coil joints. Pictures of the strand-to-strand joint sample are shown in Fig. 7. Butt joint, which developed by ITER project, is considered also in the CS coil termination as an alternative option because of the low ac loss characteristic [7]. Some R&D activities on the butt joint are going on. The picture of a butt joint sample is shown in Fig. 8. Lap joints are considered as the SC bus-lines joints, because the SC bus lines operated in low background field and the type of joint has advantage of detachability. Three joint options are still under investigation and the final choice will be based on the results of on-going R&D.

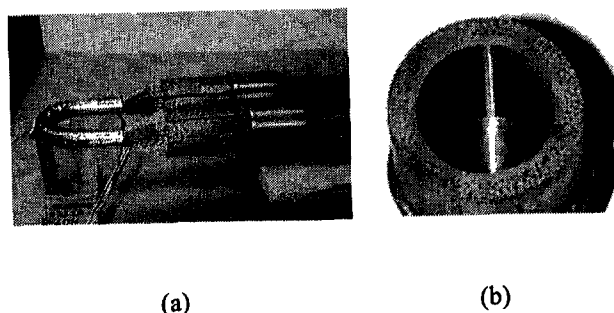


Fig. 7. The isometric (a) and cross sectional view (b) of strand-to-strand joint sample.



Fig. 8. Detailed picture of diffusion bonded area in the butt joint sample. Strands are compacted to have 15% void fraction of 15%, and about 10 MPa of axial compression has been applied during heat treatment.

IV. Conclusion

The engineering design of the magnet system interfaces is in the final stage. The design of the cooling circuit and the helium manifold are concentrated on the reliable operation and easy maintenance. The overall equivalent heat loads on the cold components are about 2.2 kW at 4.5 K, 20 kW at 60 K and 2.8 g/s at 4.2 K LHe during normal operation. The power supply interfaces have been designed for SC magnets. The real size prototype of SC bus-line interface terminal has been fabricated and is being tested. Three joint options are still under investigation and the final choice will be based on the results of on-going R&D.

ACKNOWLEDGMENT

This work was supported by the Korean Ministry of Science and Technology of the Republic of Korea under the KSTAR Project Contract.

REFERENCES

- [1] G. S. Lee et al., "Design and construction of the KSTAR tokamak," *Nuclear Fusion*, vol. 41, pp. 1515-1523, 2001.
- [2] S.-H. Kim et al., "A continuous winding scheme for superconducting tokamak coils with cable-in-conduit conductor," *Fusion Engineering and Design*, vol. 55, pp. 21-33, 2001.
- [3] T. Kato et al., "Avoidance method study for SAGBO cracking during heat treatment of a ITER CS model coil conductor using Incoloy908 jacket," *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 44, pp. 9-15, 1998.
- [4] Y. K. Oh et al., "KSTAR magnet structure design," *IEEE Trans. Applied Superconductivity*, vol. 11, pp. 2066-2069, 2001.
- [5] J. S. Bak et al., "Progress of the KSTAR Tokamak Engineering", *Proceeding of SOFE-19 (Jan. 2002, Atlantic City)*, submitted for publication.
- [6] Y. S. Kim et al., "Current Feeder System for the KSTAR Device", *IEEE Trans. Applied Superconductivity (MT-17)*, submitted for publication
- [7] Y. Takahashi et al., "Development of 46 -kA Nb₃Sn Conductor Joint for ITER Model Coils", *IEEE Trans. Applied Superconductivity*, vol. 10, pp. 580-583, 2000.

Seismic Analysis of the KSTAR Tokamak

H. J. Ahn, Y. W. Lee and Y. C. Kim, *Hyundai Heavy Industries Co., Ltd., Ulsan 682-792, Korea*

J. S. Bak and G. S. Lee, *Korea Basic Science Institute, Daejeon 305-333, Korea*

Abstract-- The objectives of this analysis are to investigate the structural integrity of the KSTAR (Korea Superconducting Tokamak Advanced Research) device for the design earthquake and to enhance its aseismic performance. Three-dimensional finite element beam-shell models of the vacuum vessel, cryostat, and pumping ducts were developed and spectrum analyses based on the floor response spectra for the KSTAR building were carried out separately for each finite element model. Natural frequencies, seismic displacements and stress intensities were determined and effective seismic accelerations for the static analysis were also calculated by using the reaction forces at the fixed points. From a comparative study on the two kinds of seismic analyses (spectrum and static), equivalent static earthquake loads were verified for the detailed structural analysis. The results reveal that effective seismic accelerations in the horizontal direction are three times greater than the peak ground acceleration (PGA) and those in the vertical direction are less than two times of PGA. It can also be shown that the maximum stress intensities are less than 20% of the allowable stress limit specified in the ASME Boiler and Pressure Vessel Code.

I. INTRODUCTION

THE tokamak machine of the Korea Superconducting Tokamak Advanced Research (KSTAR) is a complex of massive and large size components with rather weak connections, relatively flexible support structures and small acceptable relative displacements, and it also includes a number of components for the safety and confinement purpose. The public and occupational safety should be assured for all tokamak systems including a seismic event. As shown in Fig. 1, main components of the KSTAR tokamak are mounted on the floor of the KSTAR building separately, so they will go through the independent dynamic behavior during the seismic event. The purposes of this analysis are as follows: to investigate the structural integrity of the KSTAR tokamak and increase the aseismic performance, to check the relative movement of components to define the clearance required in the design, and to evaluate the seismic loads for the detailed structural analysis. In this study, the simplified but adequate finite element (FE)

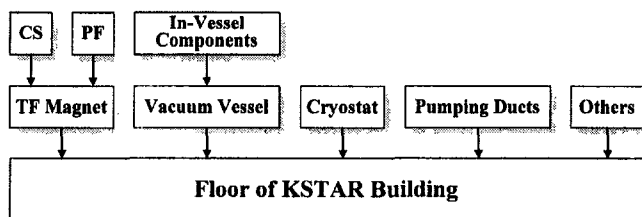


Fig. 1. Schematic of supports hierarchy and load paths during a seismic event.

* This work was supported by the Korea Ministry of Science and Technology under the KSTAR Project Contract.

models of vacuum vessel, cryostat and pumping ducts have been built and seismic analysis was performed for each component with three-dimensional FE method using NISA II, a multi-purpose commercial program developed by Engineering Mechanics Research Corporation.

II. DESIGN CRITERIA

A. Materials

A stainless steel type 316LN (SA240-316LN) was selected as a material for the vacuum vessel considering welding and manufacturing qualities and magnetic permeability. The material for the cryostat and pumping ducts is a stainless steel type 304L (SA240-304L), which is required to be reliable under reduction of the fracture toughness due to the martensite transformation at the low temperature. The limit of magnetic permeability for welding parts must be also kept. The main mechanical properties of these materials specified in ASME Boiler & Pressure Vessel Code [1] are listed in Table I.

TABLE I
ELASTIC CONSTANTS FOR ISOTROPIC MATERIALS AT ROOM TEMPERATURE

| Item | Material | S_m (MPa) | E (GPa) | ν | α ($10^{-6}/K$) | ρ (kg/m^3) |
|-----------------------|-------------|----------------|--------------|-------|-----------------------------|------------------------|
| Vacuum Vessel | SA240-316LN | 137.9 | 195.1 | 0.29 | 15.37 | 8000 |
| Cryostat | SA240-304L | 115.1 | 195.1 | 0.29 | 15.37 | 8000 |
| VV Pumping Duct | SA240-304L | 115.1 | 195.1 | 0.29 | 15.37 | 8000 |
| Cryostat Pumping Duct | SA240-304L | 115.1 | 195.1 | 0.29 | 15.37 | 8000 |

Note that S_m , E , ν , α , and ρ represent stress intensity, modulus of elasticity, Poisson's ratio, thermal expansion coefficient, and mass density, respectively.

B. Dead Weight

Many parts such as plasma facing components, plasma diagnostic equipment, control system, and so on are attached to the inner shell of the vacuum vessel. And the space between inner shell and outer shell of the vacuum vessel will be filled with water for the purpose of isolating the neutron and cooling the system. As the system mass is an important factor in the dynamic analysis, the additional mass was taken into account in the FE model. Dead weights of the vacuum vessel, cryostat, vacuum vessel pumping duct, and cryostat pumping duct are 98601, 188707, 15333, and 6835kg, respectively.

C. Seismic Characteristics

The seismic analysis is based on the response spectrum analysis. The response spectrum analysis employs the design response spectrum instead of time history accelograms, and it is

less complicated and less expensive than other commonly used methods. In order to obtain the floor response spectrum, the time history analysis for the KSTAR tokamak building was carried out by Korea Basic Science Institute (KBSI) [2]. Characteristics used in the time history analysis are as follows.

- Peak Ground Acceleration (PGA)
 - Horizontal direction : 0.12g
 - Vertical direction : 0.08g
- Damping Value of Building : 5% of critical damping

Here, g represents gravitational accelerations, 9.81m/s^2 . The floor response spectra with 4% damping value in east-west, north-south and vertical direction are shown in Fig. 2.

III. FINITE ELEMENT MODEL

A. Vacuum Vessel

In order to obtain a full modal or seismic model, a somewhat simplified vacuum vessel model was built. A shell element with four nodes was used for modeling most of the components such as the vacuum vessel and various ports, but leaf springs, which support the vacuum vessel, were modeled with a 3D beam element. Total number of elements, nodes, and degrees of freedom (DOF) is 13626, 12398, and 72012, respectively. Each port of the vacuum vessel is connected with that of the cryostat through the expansion bellows, so ends of the ports have free boundary conditions. Leaf springs welded to the bottom plate of the cryostat have the fixed boundary conditions

B. Cryostat

A simplified cryostat shell model with four nodes was also developed. Total number of elements, nodes, and DOFs is 11054, 11140, and 66324, respectively. A thermal shield attached to the inner walls of cryostat and ports was excluded in this model but was considered as mass term having the effective densities. The fixed boundary conditions are applied to the bottoms of the supporting beams. Fig. 3 shows the FE models of the vacuum vessel and cryostat.

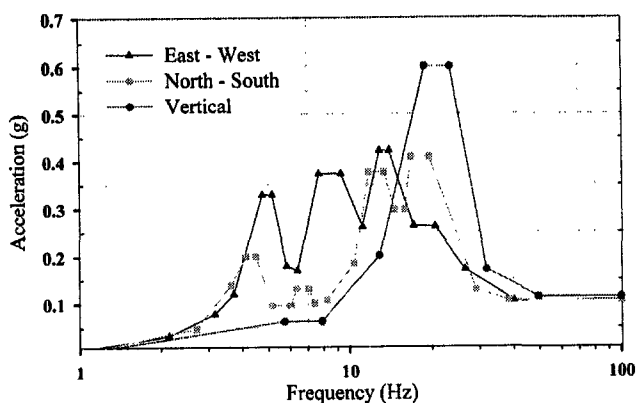


Fig. 2. Floor response spectra for KSTAR tokamak, which are provided by KBSI [2].

C. VV Pumping Duct & Cryostat Pumping Duct

The shell element with four nodes was used for modeling all components of pumping duct, but the members of the supporting structure were modeled with the 3D beam element. Total number of elements, nodes, and DOFs for the VV pumping duct is 5414, 5425, and 32486, respectively and those for the cryostat pumping duct is 3756, 3771, and 22526, respectively. Ends of the pumping ducts connected to the port through the expansion bellows have free boundary conditions and fixed boundary conditions are applied to the bottoms of supporting structure columns.

IV. MODAL ANALYSIS

For the response spectrum analysis, a modal solution (natural frequencies and corresponding modes) was obtained for the free vibration of undamped system. The natural frequencies and corresponding cumulative modal mass in all DOFs are listed in Table II.

A. Vacuum Vessel

The fundamental natural frequencies in the horizontal and vertical directions are about 10.2Hz and 41.3Hz, respectively. It can be seen that 50 modes are quite enough to obtain the complete modal responses. As shown in Table IV, it can be known that the principal modes in the horizontal and vertical directions are very clear. The principal mode shapes are shown in Fig. 4.

B. Cryostat

The fundamental natural frequencies in the horizontal and vertical directions are about 18.0Hz and 33.6Hz, respectively. Table IV shows that the modal mass at the lower modes is quite small. This is why the bottom parts of the cryostat are very heavy and stiff. So, we can know that the cryostat isn't very important equipment for the aseismic design. The principal mode shapes are also shown in Fig. 5.

C. VV Pumping Duct

The fundamental natural frequencies in the axial and lateral direction of vacuum vessel pumping duct are about 10.4Hz and 11.0Hz, respectively. Also, the fundamental natural frequency

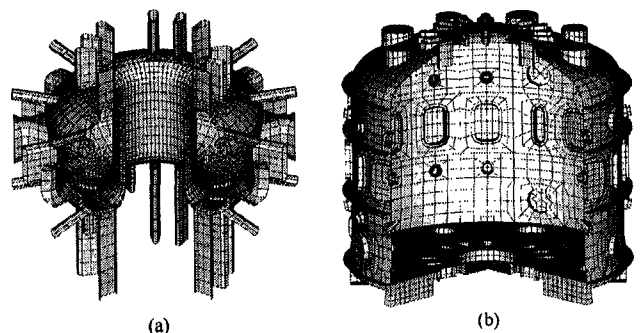


Fig. 3. Finite element models of KSTAR tokamak. (a) vacuum vessel and (b) cryostat.

in the vertical direction is about 28.1Hz. Total 100 modes are extracted and principal mode shapes are shown in Fig. 6.

D. Cryostat Pumping Duct

The fundamental natural frequencies in the lateral and axial direction of cryostat pumping duct are about 13.1Hz and 16.5Hz, respectively. Also, the fundamental natural frequency in the vertical direction is 28.02Hz. Total 30 modes are extracted and mode shapes are shown in Fig. 7.

TABLE II
NATURAL FREQUENCIES & MODAL MASS OF KSTAR TOKAMAK

| Item | Mode | Frequency (Hz) | Cumulative Modal Mass (%) | | | | | |
|-----------------------|------|----------------|---------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | | UX | UY | UZ | RX | RY | RZ |
| Vacuum Vessel | 1 | 10.16 | 88.69 | 4.41 | 0.00 | 4.22 | 84.83 | 0.00 |
| | 2 | 10.17 | 93.10 | 93.11 | 0.00 | 89.09 | 89.04 | 0.07 |
| | 33 | 41.28 | 95.95 | 95.96 | 71.07 | 98.25 | 98.23 | 95.35 |
| | 50 | 53.50 | 95.96 | 95.97 | 71.09 | 98.32 | 98.32 | 95.39 |
| Cryostat | 1 | 18.00 | 37.96 | 14.36 | 0.00 | 24.49 | 64.51 | 0.01 |
| | 2 | 18.03 | 52.37 | 52.28 | 0.00 | 89.04 | 88.98 | 0.02 |
| | 5 | 33.59 | 52.37 | 52.28 | 30.80 | 89.05 | 88.99 | 87.60 |
| | 100 | 76.14 | 75.02 | 76.85 | 77.48 | 92.54 | 92.66 | 90.60 |
| VV Pumping Duct | 1 | 10.38 | 31.11 | 24.43 | 0.01 | 25.64 | 30.70 | 0.00 |
| | 2 | 11.04 | 55.63 | 54.58 | 0.02 | 56.76 | 53.63 | 4.39 |
| | 7 | 28.08 | 78.56 | 72.97 | 9.39 | 65.45 | 62.65 | 67.53 |
| | 100 | 75.08 | 92.83 | 92.41 | 47.05 | 82.66 | 78.53 | 90.86 |
| Cryostat Pumping Duct | 1 | 13.09 | 12.33 | 33.00 | 0.01 | 31.57 | 7.19 | 0.08 |
| | 2 | 16.51 | 75.55 | 56.52 | 0.15 | 46.62 | 30.16 | 0.08 |
| | 3 | 28.02 | 76.18 | 56.70 | 23.80 | 47.01 | 31.16 | 0.12 |
| | 30 | 93.72 | 90.46 | 94.05 | 85.17 | 90.24 | 87.36 | 92.51 |

Note that UX, UY, and UZ represent east-west, north-south, vertical direction, respectively and RX, RY, and RZ also show the corresponding rotations.

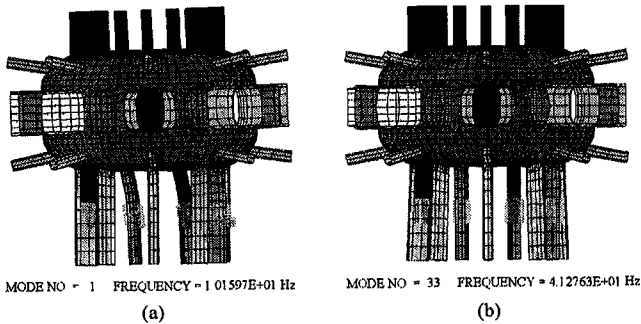


Fig. 4. Mode shapes of vacuum vessel. (a) horizontal and (b) vertical.

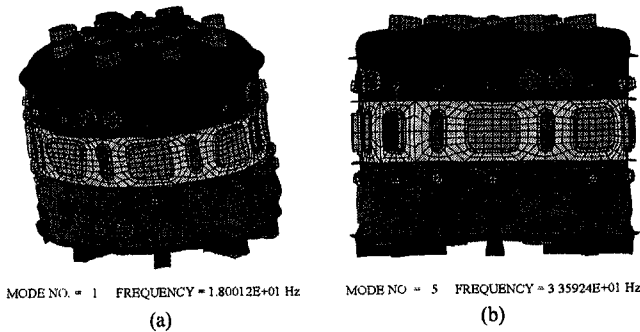


Fig. 5. Mode shapes of cryostat. (a) horizontal and (b) vertical.

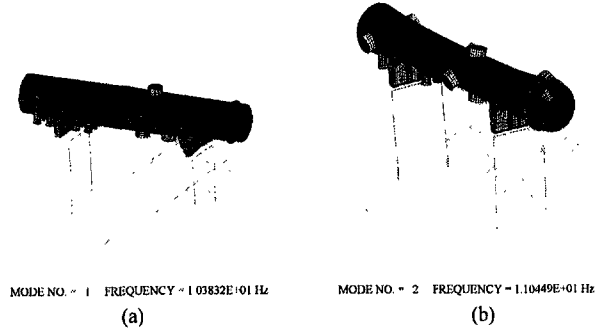


Fig. 6. Mode shapes of vacuum vessel pumping duct. (a) axial and (b) lateral.

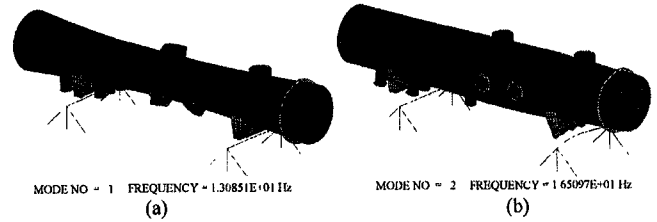


Fig. 7. Mode shapes of cryostat pumping duct. (a) lateral and (b) axial.

V. SEISMIC ANALYSIS

A. Response Spectrum Analysis

A response spectrum analysis was selected instead of a time history analysis, since it is simpler and less expensive. The response spectrum is a plot of the maximum response of linear single DOF systems to a given time history input. The response spectrum value at a particular frequency is used to calculate an effective amplification factor that multiplies the corresponding mode shape. The mode shapes now represent actual displacement responses and the overall response of the system can be obtained by combining the mode shapes. The simplest method of combining the modes is to sum maximum absolute values (ABS), which gives a very conservative solution. The most usual method to combine the modal responses is to obtain square root of sum of squares (SRSS), which was employed in this study as both modal and directional combination rules. The stress components after the application of the SRSS rule will generally not satisfy the equilibrium relations. The resultant stresses are assumed to occur at the same time and have two possible directions. In the case of a three-dimensional problem, the principal stresses are given by the roots of the following cubic equation.

$$S^3 - (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)S^2 + (\sigma_x\sigma_y + \sigma_y\sigma_z + \sigma_z\sigma_x - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{zx}^2)S - (\sigma_x\sigma_y\sigma_z + 2\tau_{xy}\tau_{yz}\tau_{zx} - \sigma_x\tau_{yz}^2 - \sigma_y\tau_{zx}^2 - \sigma_z\tau_{xy}^2) = 0 \quad (1)$$

There are a total of 2048 possible equations for each point in the structure of interest. However, to maintain consistency of the signs among the various terms, only 16 distinct sets of equations are needed. From the 16 sets of principal stresses, the

stress intensities can be easily determined. The stress categories and limits of stress intensity provided by the ASME Boiler & Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 2 [3] are used for the design conditions. The maximum stress intensities and displacements are summarized in Table III.

TABLE III
STRESS INTENSITIES OF KSTAR TOKAMAK FOR SPECTRUM ANALYSIS

| Item | Component | Stress Intensity (MPa) | | | | Max. Disp. (mm) |
|-----------------------|--------------|------------------------|-------|--------------------------------|-------|-----------------|
| | | P _L | Ratio | P _L +P _b | Ratio | |
| Vacuum Vessel | Inner Shell | 14.86 | 0.060 | 16.52 | 0.067 | 1.1 |
| | Outer Shell | 19.40 | 0.078 | 24.65 | 0.099 | |
| | Ports | 21.76 | 0.088 | 25.63 | 0.103 | |
| | Leaf Springs | 7.15 | 0.029 | 31.76 | 0.128 | |
| Cryostat | Top Head | 1.72 | 0.008 | 2.76 | 0.013 | 0.5 |
| | Shell | 6.01 | 0.029 | 8.53 | 0.041 | |
| | Bottom Plate | 2.22 | 0.011 | 3.06 | 0.015 | |
| | Supports | 7.55 | 0.036 | 11.68 | 0.056 | |
| VV Pumping Duct | Duct Shell | 11.81 | 0.057 | 18.14 | 0.088 | 1.2 |
| | Saddles | 24.03 | 0.116 | 32.46 | 0.157 | |
| | Supports | 1.72 | 0.008 | 10.94 | 0.053 | |
| Cryostat Pumping Duct | Duct Shell | 7.58 | 0.037 | 16.76 | 0.081 | 0.8 |
| | Saddles | 12.87 | 0.062 | 30.78 | 0.148 | |
| | Supports | 1.36 | 0.007 | 8.21 | 0.040 | |

Note that P_L and P_L+P_b represent primary local membrane stress and primary local plus bending stress, respectively. And *k* also represents a stress intensity factor and its value is 1.2 in case of the seismic load.

TABLE IV
EFFECTIVE ACCELERATIONS FOR SEISMIC LOADS

| Item | Sum of Reactions | | | | |
|-----------------------|-----------------------|----------------------------|-----------------------|----------------------------|-----------------------|
| | UX (East - West) | | UY (North-South) | | UZ (Vertical) |
| | Force (N) | <i>a_{eff}</i> (g) | Force (N) | <i>a_{eff}</i> (g) | Force (N) |
| Vacuum Vessel | 2.781×10 ⁵ | 0.2895 | 1.736×10 ⁵ | 0.1807 | 6.973×10 ⁴ |
| Cryostat | 4.861×10 ⁴ | 0.2644 | 5.116×10 ⁴ | 0.2782 | 2.006×10 ⁵ |
| VV Pumping Duct | 4.700×10 ⁴ | 0.3201 | 4.615×10 ⁴ | 0.3141 | 1.233×10 ⁴ |
| Cryostat Pumping Duct | 2.674×10 ⁴ | 0.4046 | 2.550×10 ⁴ | 0.3859 | 1.067×10 ⁴ |

Note that *a_{eff}* represents the effective acceleration and is calculated from the force divided by the system mass

Since FE models for these seismic analyses are not detailed enough to determine the local stresses correctly, it is needed to compute the equivalent static loads and to apply those to more detailed model for the general structural analysis. To evaluate the effective accelerations for the equivalent static analysis, the reaction forces from the response spectrum analysis were calculated and listed in Table IV.

B. Equivalent Static Analysis

To investigate the validity of effective accelerations obtained in the response spectrum analysis, the equivalent static analysis was performed with the same model used in the response spectrum analysis. Table V shows the maximum stress intensities and displacements of the KSTAR tokamak. When compared with Table IV, the effective accelerations can be regarded as the equivalent seismic loads.

TABLE V
STRESS INTENSITIES OF KSTAR TOKAMAK FOR STATIC ANALYSIS

| Item | Component | Stress Intensity (MPa) | | | | Max. Disp. (mm) |
|-----------------------|--------------|------------------------|-------|--------------------------------|-------|-----------------|
| | | P _L | Ratio | P _L +P _b | Ratio | |
| Vacuum Vessel | Inner Shell | 12.52 | 0.050 | 15.78 | 0.064 | 1.0 |
| | Outer Shell | 13.09 | 0.053 | 13.17 | 0.053 | |
| | Ports | 21.66 | 0.087 | 23.13 | 0.093 | |
| | Leaf Springs | 7.37 | 0.030 | 31.42 | 0.127 | |
| Cryostat | Top Head | 1.15 | 0.006 | 1.50 | 0.007 | 0.4 |
| | Shell | 4.56 | 0.022 | 6.66 | 0.032 | |
| | Bottom Plate | 1.90 | 0.009 | 2.21 | 0.011 | |
| | Supports | 8.55 | 0.041 | 12.89 | 0.062 | |
| VV Pumping Duct | Duct Shell | 8.94 | 0.036 | 13.36 | 0.054 | 1.3 |
| | Saddles | 22.63 | 0.091 | 23.39 | 0.094 | |
| | Supports | 4.15 | 0.020 | 17.06 | 0.069 | |
| Cryostat Pumping Duct | Duct Shell | 7.05 | 0.034 | 16.19 | 0.078 | 0.9 |
| | Saddles | 15.76 | 0.076 | 24.74 | 0.119 | |
| | Supports | 1.45 | 0.007 | 11.06 | 0.053 | |

VI. CONCLUSIONS

To confirm the structural integrity for the KSTAR tokamak, the response spectrum analysis including the modal solutions and equivalent static analysis were carried out. From a comparative study on the two kinds of seismic analyses, equivalent static earthquake loads were verified for the detailed structural analysis. The results reveal that the effective seismic accelerations in the horizontal direction are three times greater than PGA and those in the vertical direction are less than two times of PGA, and the maximum stress intensities are less than 20% of allowable stress limit specified in the ASME Boiler and Pressure Vessel Code. Considering that allowable stress in seismic load case is 20% higher, it can be known that the KSTAR tokamak has the structural safety for the design earthquake condition. However, it is necessary to apply the effective seismic accelerations to more detailed model for the structural analysis, and to investigate the structural integrity under the combinations with various possible loads.

REFERENCES

- [1] The American Society of Mechanical Engineers, Boiler & Pressure Vessel Code Section II, Part D - Properties, 1998.
- [2] J. W. Sa and N. I. Her, "Floor response spectrum analysis for the seismic design of the KSTAR tokamak," unpublished.
- [3] The American Society of Mechanical Engineers, Boiler & Pressure Vessel Code Section VIII, Division 2 - Alternative Rules, 1998.
- [4] R. W. Clough and J. Penzien, *Dynamics of Structures*, 2nd ed., McGraw-Hill, 1993.
- [5] S. W. Na, H. J. Ahn, and C. D. Lee, "Seismic and vibration analysis of chemical reactor," *Journal of the Korean Society of Mechanical Engineers*, vol. 36, no. 9, 1996, pp. 844-854.
- [6] J. D. Stevenson, et al., *Structural Analysis and Design of Nuclear Plant Facilities*, Manuals and Reports on Engineering Practice No. 58, American Society of Civil Engineers, 1980.
- [7] G. Sannazzaro, P. Barabaschi, et al., "Seismic analysis of the ITER tokamak," *Proc. Conference Symposium of Fusion Technology*, 1998.
- [8] S. Tado, et al., "Dynamic analysis of the tokamak support system in ITER," *Fusion Engineering and Design* 41, 1998, pp. 421-429.
- [9] *NISA II Users Manual*, EMRC

Structural Design and Analysis for the KSTAR Cryostat

N.I. Her, S. Cho, J.W. Sa, K.H. Im, G.H. Hong, G.H. Kim, J.Y. Park, H.K. Kim, B.C. Kim, I.K. Yu, D.L. Kim, W.C. Kim, Y.K. Oh, C.H. Choi, J.S. Bak, M. Kwon, G.S. Lee, J.H. Kim¹⁾, and H.J. Ahn¹⁾

Korea Basic Science Institute, Yusong-ku, Daejeon 305-333, Korea

¹⁾Hyundai Heavy Industries Co. Ltd., Ulsan 682-792, Korea

Abstract—KSTAR cryostat is a 8.8 m diameter vacuum vessel that provides the necessary thermal barrier between the ambient temperature test cell and the supercritical helium cooled superconducting magnet providing the base pressure of 1×10^{-5} torr. The cryostat is a single walled vessel consisting of central cylindrical section and two end closures, a flat base structure with external reinforcements and a dome-shaped lid structure. The base structure has 8 equally spaced support legs anchored on the concrete base. The cryostat vessel design was executed to satisfy the performance and operation requirements. The mechanical penetration components with bellows were designed to restrict the displacements of all kinds of ports due to EM loads and thermal loads within the allowable limits. The major loads considered in this paper for the design of cryostat vessel are the vacuum pressure, the dead weight of vacuum vessel, PFC, and magnet which are total about 400 tons, the electromagnetic load driven by plasma disruption, and seismic loads. Based on these loads, structural analyses were performed. It was found that the maximum stress intensity was below the allowable limit, and that the cryostat vessel had buckling safety of over 5. Based on the results, structural robustness of the cryostat vessel has been proved.

I. INTRODUCTION

THE KSTAR (Korea Superconducting Tokamak Advanced Research) cryostat is a vacuum vessel that provides the necessary thermal barrier between the ambient temperature test cell and the supercritical helium-cooled superconducting magnets providing the base pressure of 1×10^{-5} torr. Electrical and mechanical penetration elements, thermal radiation shielding, and attachments for the mechanical support of both the magnet structure and the vacuum vessel are included within this element [1-2].

The functions of the cryostat are to provide the high vacuum barrier around the vacuum vessel and the superconducting magnet; the interfacing hardware between the cryostat and all electrical and mechanical penetrations; the thermal shielding consisting of cryogenically cooled panels and multi-layer insulation (MLI) required for the cryostat walls structures; and the attachments to the cryostat for the structural support of the vacuum vessel and the magnet structure as shown in Fig. 1.

The cryostat vessel is a single walled vessel consisting of central cylindrical section and two end closures, a lid structure and a base structure supported by the eight support legs anchored on the concrete base. The cylindrical section is an 8.8 m nominal internal diameter cylinder reinforced with two toroidal external ribs. The dome shaped lid structure and base structure with external reinforcement will be removable for assemble and major maintenance activities. The cryostat is

fabricated from stainless steel 304L and will operate at ambient temperature.

The mechanical penetration components with metal bellows were designed to absorb the interface load from the vacuum vessel during the baking and operation. Thermal shield must be provided to minimize the thermal radiation heating of the superconducting magnets. The cryostat thermal shield includes the cryogenically cooled panels located at the inside walls of the cryostat vessel and MLI located in the gap between the cryostat wall and the panels. The structural design and analysis for the cryostat vessel itself has been performed in this paper.

II. CRYOSTAT DESIGN

A. Cryostat Vessel

The cryostat vessel consists of cylinder structure, lid structure and base structure as shown in Fig. 2. The cylinder structure is 8.8m inside diameter and 5.8 m high, and 30 mm wall thickness. The cylinder has upper and lower shell flanges of thickness 50 mm. The upper and lower shell flanges are reinforced with rib plate of thickness 30 mm and height 200 mm spaced every 11.25° . The cylinder structure is stiffened for external pressure by two circumferential stiffening rings of thickness 30 mm and

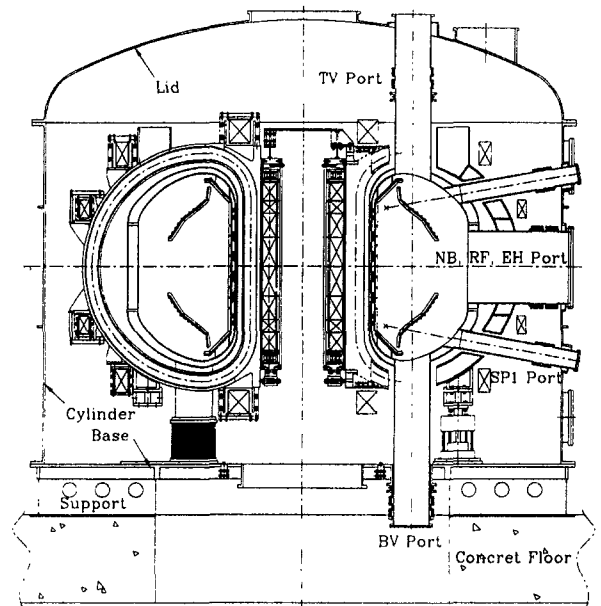


Fig. 1. The configuration of KSTAR tokamak system

This work was supported by the Korea Ministry of Science and Technology under KSTAR Project contract.

width 270 mm. This structure contains most of the penetrations, including the large penetrations for neutral beam injection, diagnostics, plasma heating, and the baking and cooling lines for VV and PFC.

The dome-shaped lid structure is normally 33 mm thick upper head structure. The lid will have enough strength to support the loads from external vacuum pressure on the upper head, self-weights, port weight, and etc.

The base structure is more heavily reinforced than the cylinder structure since in addition to the vacuum pressure and plasma disruption loads, seismic and gravitational loads are reacted through and within the base structure. The base structure has 8 equally spaced support legs anchored on the concrete base. Supporting legs will be isolated electrically using 20 mm thickness G10 plate.

The lid and base structure will be bolted to the cylinder structure, and vacuum seal will be effected by the U-shaped lip seal at each interface. The port seals for worker, instrumentations and control, and helium and busline will use single viton o-ring. The seals for VV port penetrations on the cryostat vessel will use metal bellows.

B. Cryostat port penetrations

Port penetrations provide the interface between the vacuum vessel and the cryostat. The interface must provide a vacuum seal while allowing for differential motion between the two structures due to thermal expansion and structural deformation. No electrical break is required at the penetration, since the cryostat will float at the vacuum vessel potential. There are seven major types of penetrations, including top vertical (TV), neutral beam (NB), radio frequency (RF), elongated horizontal (EH), bottom vertical (BV), and slanted ports (SP1 and SP2) as shown in Table I.

The large penetration in the cylinder sections will be coupled to the respective vacuum vessel radial ports (NB, RF, and EH) with a special double bellows configuration to allow for the large differences in differential thermal expansion between the vacuum vessel and the cryostat during the bakeout of the vacuum vessel. There are 16 slanted ports for divertor cooling (SP1) and 16 slanted ports for VV baking and cooling (SP2), symmetrically arranged and canted at 10 degrees angle from the horizontal. The flexibility for SP1 penetrations is provided with a double bellows assembly located inside the cryostat. And The flexibility for SP2 penetrations is provided with a single bellows assembly located outside the cryostat

There are 3 top vertical ports in each quadrant of the top head that connected with corresponding vertical ducts on the vacuum vessel. These ports are teardrop shaped to maximize access between the toroidal field coils. These ducts are welded to the top head and provide a flange surface for sealing. The flexibility for these ducts can be obtained by a double bellows arrangement.

The bottom vertical port penetrations are similar to the top vertical ports, but must include the additional complementary of an integrated gravity support for vacuum vessel at eight locations.

III. STRUCTURAL ANALYSIS

A. Design criteria and loads

The cryostat must be designed to resist all loads and load combinations defined in the design requirement. The design criteria based on conventional pressure vessel codes like ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 2 [3] has been developed for cryostat design and construction.

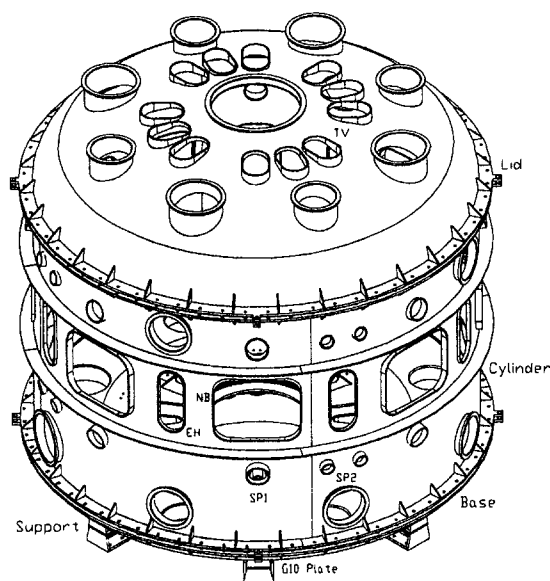


Fig. 2. Isometric view of the cryostat vessel. This vessel consists of lid, cylinder and base structure

TABLE I
CRYOSTAT PORT SUMMARY

| Port Type | Quantity | Shape | Service | | |
|-----------------|-----------|-------|-------------|--|--------------------------|
| Lid | TV | 12 | Race Track | Diagnostics, PFC Cooling | |
| | NB | 6 | Rectangular | NBI, VV Pumping, Diagnostics, IVCC | |
| | RF | 3 | Rectangular | ECH, ICRH, LHCD | |
| | Cylinder | EH | 7 | Rectangular | Diagnostics, IVCC |
| | | SP1 | 16 | Circular | Diagnostics, PFC Cooling |
| | Base | SP2 | 16 | Circular | VV Baking |
| Base | BV | 12 | Race Track | Diagnostics, etc. | |
| Sub-total | 72 | | | | |
| Cryostat Access | Lid | 9 | Circular | Man Entry, etc. Cryostat Pumping, Bus & Helium Line, Signal Line, etc. | |
| | Cylinder | 12 | Circular | | |
| | Base | 9 | Circular | Bus & Helium Line | |
| | Sub-total | 30 | | | |
| Total | 102 | | | | |

The design loads classified by the four load conditions, dead weight, vacuum pressure, plasma disruption, seismic, should be considered in this structural analysis as shown in Table II. The design load of vacuum pressure (VP) was 0.1 MPa and dead weight (DW) of the VV including PFC and cooling water, cryostat vessel, cryostat components, and magnet structure were 100 ton, 170 ton, 30 ton, 300 ton, respectively. And we considered two electromagnetic forces for plasma disruption, halo radial disruption (EM1) and eddy vertical disruption (EM2) [4-5], and seismic load, effective acceleration calculated by the floor response spectrum analysis at abnormal state. Interface loads from the VV structure, such as temperature and displacement were not considered because the cryostat sustain room temperature and bellows installed between the cryostat port and VV port can absorb the displacement of the VV port during the baking and operation.

B. Structural analysis

A FEM model for structural analysis of the cryostat vessel was built using shell element of the ANSYS code [6] as shown in Fig. 3. The bottom of the cryostat supports were assumed to be fixed in all translation and rotation because the cryostat was supported by eight support legs anchored on the concrete base of the building.

The combined loads based on the load conditions were applied on the FEM model to calculate the stress and displacement. The structural analysis results are shown in Table III.

When the combined loads of vacuum pressure and system weight were acted on the cryostat vessel, the maximum stress of 53 MPa occurred on the lid structure and the maximum displacement was 3.7 mm. This result explains that cryostat has large design safety margin when the cryostat vessel was evacuated after tokamak assembly at the site. When the plasma disruption occurred, the combined loads of vacuum pressure, system weight, and EM-loads were acted on the cryostat vessel. Two kinds of EM loads were acted on the bottom plate of the cryostat through the VV support and magnet support. The one occurred in the VV and the other occurred in magnet structure due to the reflection force of the VV EM load. The maximum stress of 80 MPa occurred on the base structure and the maximum displacement was 2 mm for halo radial disruption.

TABLE II
LOAD CONDITIONS

| Design Loads | Value | Position | |
|----------------------|--|---|--------------------------|
| Dead Weight (DW) | VV&PFC Cryostat Vessel Cryostat Components Magnet Structure | 100 ton 170 ton 30 ton 300 ton | Base Cylinder Base |
| Vacuum Pressure (VP) | 1 bar | Cryostat | |
| Plasma Disruption | EM1 (Halo-radial) EM2 (Eddy-vertical) | 140 ton 330 ton | Base Base |
| Seismic | Horizontal Vertical | 0.12 g 0.08 g | Site |

The maximum stress of 77 MPa occurred on the base structure and the maximum displacement was 1.4 mm for eddy vertical disruption (EM2). The stress results were below the allowable stresses. In abnormal operating state considering the plasma disruption and earthquake, simultaneously, the maximum stress was also below the allowable stress.

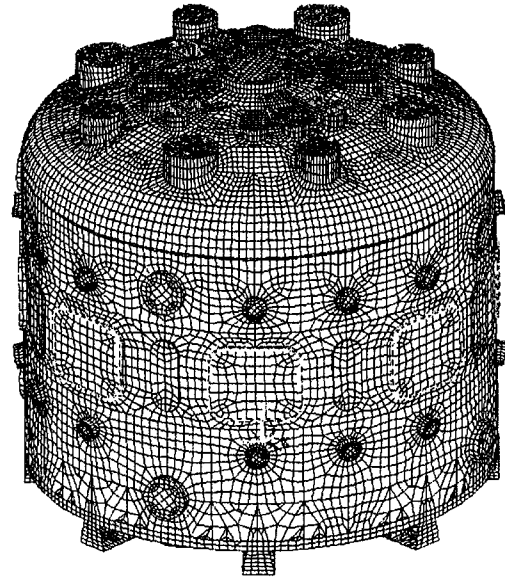


Fig. 3. Cryostat vessel FEM model for structural analysis using ANSYS.

TABLE III
STRUCTURAL ANALYSIS RESULTS FOR THE CRYOSTAT

| Load Condition | Stress Point | Max. Stress / Allowable Stress (MPa) | Max. Displacement (mm) | |
|----------------|---------------------|--|---|-------------------|
| Normal | DW+VP | Lid: 53 / 173 Cylinder: 94 / 173 Base: 36 / 173 | 3.7 2.9 2.1 | |
| | Plasma Disruption | DW+VP +EM1 | Lid: 53 / 173 Cylinder: 94 / 173 Base: 80 / 173 | 3.7 2.9 2.0 |
| | | DW+VP +EM2 | Lid: 53 / 173 Cylinder: 94 / 173 Base: 77 / 173 | 3.7 2.9 1.4 |
| Seismic | | DW+VP +Seismic | Lid: 54 / 207 Cylinder: 94 / 207 Base: 43 / 207 | 3.7 3.1 1.7 |
| | DW+VP +EM1 +Seismic | Lid: 94 / 345 Cylinder: 94 / 207 Base: 162 / 345 | 3.7 3.1 1.7 | |
| | DW+VP +EM2 +Seismic | Support: 49 / 138 Lid: 94 / 345 Cylinder: 92 / 207 Base: 247 / 345 Support: 77 / 207 | 0.1 3.7 3.0 2.1 0.1 | |

C. Buckling analysis

The sectional and local out-of-roundness of the cylindrical shell must be maintained within allowable limits to ensure sufficient margins for buckling stability, as the dominant design condition of the cryostat is external pressure. So buckling modes would exist for cryostat vessel about external vacuum pressure. Calculated buckling load factor, 5.8, satisfied the design safety of the design criteria.

D. Seismic analysis

A seismic analysis based on the response spectrum analysis has been performed with three-dimensional finite element method using NISA II [7] to investigate and confirm the structural integrity of the cryostat vessel under the seismic load. In order to obtain the floor response spectrum on the concrete base of the tokamak building, the time history analysis was carried out for the building using the time history data with the peak ground acceleration of horizontally 0.12 g and vertically 0.08 g at the site.

From the modal solutions using the simplified cryostat full model, it could be known that the fundamental natural frequencies for the horizontal translation, torsional rotation and vertical translation are about 18.0 Hz, 32.6 Hz and 33.6 Hz, respectively. The results of the seismic analysis based on the response spectrum analysis showed that the maximum displacement occurs at the upper ports and its value is about 0.5 mm based on the SRSS (Square Root of Sum of Square) modal combination rule. Maximum stress intensities were smaller than the allowable stress limit specified in the ASME Code [3].

Since a finite element model for this seismic analysis is not detailed enough to determine the local stress correctly, it is needed to compute the equivalent static loads for the seismic loads and to apply these to more detailed model for the general structural analysis. The effective accelerations were calculated by dividing the reaction forces from the response spectrum analysis by system mass. The amplitudes of the effective accelerations in E-W, N-S and vertical direction were about 0.3 g, 0.3 g and 0.12 g, respectively.

IV. CONCLUSION

The design and structural analysis for the cryostat of KSTAR tokamak were performed. The vessel was designed to be structurally rigid due to the expected combined loads defined in the load conditions and to be maintained its functions. To investigate the structural integrity, a structural analysis was performed using FEM code. As a result, the structural rigidity of the cryostat vessel was confirmed. The manufacturing of the cryostat vessel would start soon.

REFERENCES

- [1] G. S. Lee, et al., "The KSTAR Project Advanced Steady-State Superconducting Tokamak Experiment", *Nuclear Fusion* 40 (3Y), pp.575-582, 2000
- [2] K. H. Im, et al., "Engineering Design of KSTAR Tokamak Main Structure," *18th IAEA Fusion Energy Conference*, Sorrento, ITALY October 4-10, 2000.
- [3] ASME. Boiler & Pressure Vessel Code. Section VIII, Division 2 – Alternative Rules, 1998.
- [4] J. Y. Kim and D. Y. Lee, "MHD stability, feedback stabilization, and disruption simulation for KSTAR Tokamak," *J. Accel. Plasma Res.* 3 (3), pp. 69-76, 1998.
- [5] S. Cho, et al., "Design and Analysis of electromagnetic forces on the KSTAR vacuum vessel interface", *Fusion Engineering Design*, Vol. 51, pp. 219-227, 2000.
- [6] Swanson Analysis Systems Inc., ANSYS User's Manual, 2000.
- [7] NISA II Users Manual, 2000.

Design Overview of the KSTAR Magnet Structures

Y. K. Oh¹⁾, C. H. Choi¹⁾, J. W. Sa¹⁾, H. J. Ahn²⁾, K. J. Cho²⁾, Y. M. Park¹⁾, Y. S. Kim¹⁾, K. Kim³⁾
D. K. Lee¹⁾, S. Cho¹⁾, N. I. Her¹⁾, M. Kwon¹⁾, J. S. Bak¹⁾, G. S. Lee¹⁾, and the KSTAR Team

¹⁾Korea Basic Science Institute, Daejeon 305-333, Korea

²⁾Hyundai Heavy Industries Co. Ltd., Ulsan 682-792, Korea

³⁾Samsung Advanced Institute of Technology, Daejeon 305-280, Korea

Abstract—The magnet structure system of the Korea Superconducting Tokamak Advanced Research (KSTAR) device consists of 16-segmented toroidal field (TF) coil structures encasing each D-shaped TF coil, a central solenoid (CS) structure surrounding 4 pairs of CS coils, modular poloidal field (PF) coil structures supporting each PF coil in 8 or 16 places, and a gravity support. The engineering design of the magnet structures has been conducted with related electromagnetic load calculations and structural analyses for various operation scenarios. A prototype TF coil structure will be fabricated to check the manufacturing feasibility. A prototype magnet supporting post has been fabricated and tested at 80 K up to 15,000 cycles of vertical load under 80 tons.

In addition to the magnet structure development, winding and heat treatment of a real-sized prototype TF coil have been finished without any defect such as SAGBO. The fabrication of the coil will be completed by the middle of 2002. As an interface of the magnet system, a cryogenic facility and a current feeder system have been designed.

I. INTRODUCTION

THE Korea Superconducting Tokamak Advanced Research (KSTAR) device is a steady-state-capable experimental fusion device with fully superconducting (SC) magnets including toroidal field (TF) coils, central solenoid (CS), and poloidal field (PF) coils [1].

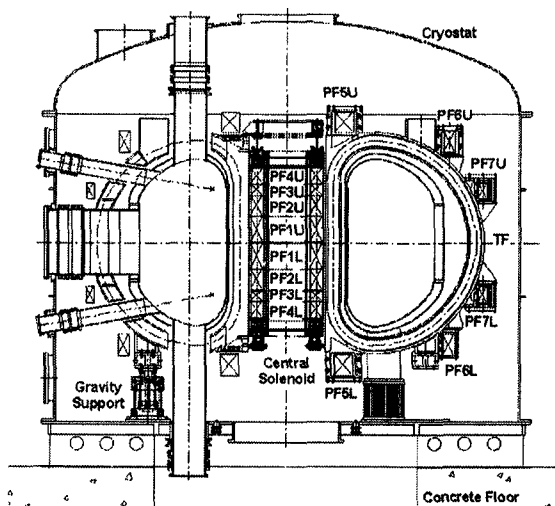


Fig. 1. Configuration of the KSTAR tokamak. All of the superconducting coils are installed in the cryostat. The CS assembly (stack of PF1 to PF4) and all PF coils are attached to the TF case.

The major parameters of the tokamak are: major radius 1.8 m, minor radius 0.5 m, toroidal field 3.5 T, and plasma current 2 MA with a strongly-shaped plasma cross-section and double-null diverter. The magnet structure consists of 16-segmented TF coil structures (each encasing a D-shaped TF coil), a CS structure surrounding 4 pairs of CS coils, modular PF coil structures supporting each PF coil in 8 or 16 places, and gravity support as shown in Fig. 1 [2]. The function of the structures is to protect SC coils from mechanical, electrical, and thermal loads. As interface system of the magnets, a cryogenic facility and a current feeder system have been designed.

II. TF COIL STRUCTURES

A. TF Coils

The TF coil system consists of 16 winding packs connected electrically in series. The winding pack is wound in a D-shape with a continuous winding scheme [3]. There are 56 turns per winding pack with 8 pancakes, each with 7 layers. The major parameters of the TF coils and structure are summarized in Table I. The superconducting conductor is a square-shaped cable-in-conduit conductor (CICC), with 324 Nb₃Sn strands, 162 copper strands, and 6 internal voltage taps inserted in a 2.86-mm-thick Incoloy908 conduit [4]. The coil is cooled by supercritical forced-flow helium with temperature 4.5 K at the inlet.

TABLE I
PARAMETERS OF THE TF MAGNET SYSTEM

| Parameters | Values |
|--|------------------------------|
| number of coils | 16 |
| major radius (m) | 1.8 |
| toroidal field at major radius (T) | 3.5 |
| peak field in conductor (T) | 7.2 |
| operating current (kA) | 35.2 |
| stored magnetic energy (MJ) | 476 |
| centering force (MN) | 15.1 |
| superconductor | Nb ₃ Sn |
| jacket material | Incoloy 908 |
| structure material | strengthened stainless steel |
| CICC size (mm x mm) | 25.65 x 25.65 |
| number of windings | 56 |
| CICC length per coil (m) | 640 |
| overall height of a TF case (m) | 4.2 |
| overall width of a TF case (m) | 3.0 |
| weight of a TF coil (ton) | 2.87 |
| weight of a TF structure (ton) | 6.4 |
| total weight of TF magnet system (ton) | 148 |

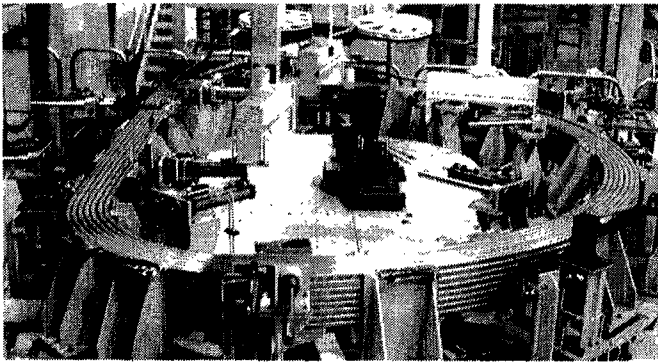


Fig. 2. View of the prototype TF coil after winding.

Winding and heat treatment of a real-sized prototype TF coil have been finished and its fabrication will be completed by the middle of 2002. Figure 2 shows the coil whose winding has been completed. The heat treatment of the coil has been conducted in a vacuum furnace with control of the oxygen contents below 0.1 ppm to avoid stress-accelerated grain boundary oxidation (SAGBO) [5]. No explicit SAGBO defect was found after the heat treatment.

B. TF Coil Structures

Each TF structure consists of a TF case enclosing a TF coil, inner inter-coil structures (IIS), outer inter-coil structures (OIS), a joint box, and basements of PF coils and gravity support as shown in Fig. 3. The basic material of the TF structure is strengthened authentic steel. The segmentation scheme of the TF structures has been revised from an octant system to 16-segment system in order to reduce the eddy current heating at the inboard leg as well as at the outer inter-coil structures. The cross-section of the inboard leg is "keystone" shaped but the outboard leg has a rectangular cross-section. The cases are wedged along the inboard straight leg to sustain the in-plane centering Lorentz forces. The TF case contains cover-plate-type cooling channels, which are brazed to the inner surfaces of the TF case.

The inter-coil structures are strongly connected to the TF cases and contain shear keys and bolts to resist in-plane and out-of-plane forces, which are the most critical loads on the TF magnet system.

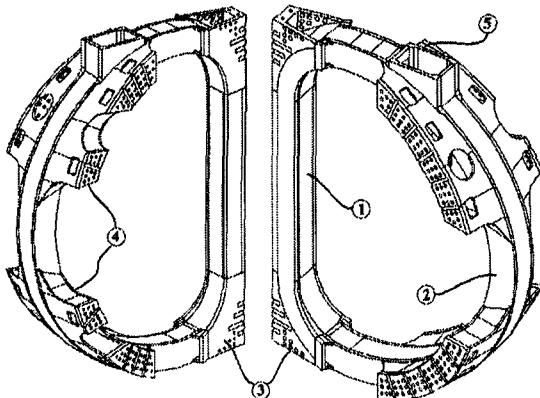


Fig. 3. Isometric view of the TF coil structure, which consists of TF case (inboard leg ① and outboard leg ②), inner inter-coil structure ③, outer inter-coil structure ④, and joint box ⑤.

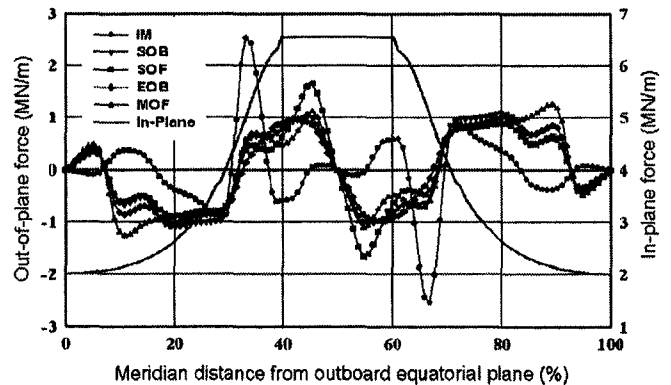


Fig. 4. Distribution of the in-plane and out-of-plane forces acting on the TF coil. The x-axis represents points of equi-distance along the TF coil perimeter from the outboard equatorial plane.

C. Design Analysis of the TF Magnet System

The in-plane and out-of-plane magnetic forces on the TF structures have been calculated for the reference scenario and for the most extreme condition of the maximum out-of-plane force (MOF). The reference scenario follows the sequence of initial magnetization (IM), blip, start of flattop (SOF), start of burn (SOB), and end of burn (EOB). The force distribution along the TF coil perimeter is shown in Fig. 4. The maximum in-plane force is about 6.5 MN/m at the inboard leg. This value is relevant to the centering force of 15.1 MN. The peak out-of-plane force is about 2.6 MN/m. [6].

The deformation and stress intensity of the TF structure are analyzed with linear 3-dimensional global finite element (FE) models. Smeared mechanical properties are used for the TF winding pack. The interface structure to the gravity support is assumed to be a fixed boundary in the vertical and toroidal directions. For the interface between the TF case and the TF coil, two extreme conditions of the fully bonded and sliding without friction are considered. The deformation trend of the TF magnet system is shown in Fig. 5 at the equatorial plane.

The analysis results show that the maximum vertical deformation by cool down and TF coil charging is about 9.7 mm and the maximum toroidal deformation by the out-of-plane force is about 5.6 mm. The maximum values of stress intensity on the TF coil structure are 173 MPa, 395 MPa, and 409 MPa for the cool down, TF coil charging, and EOB conditions in the reference scenario, respectively [6].

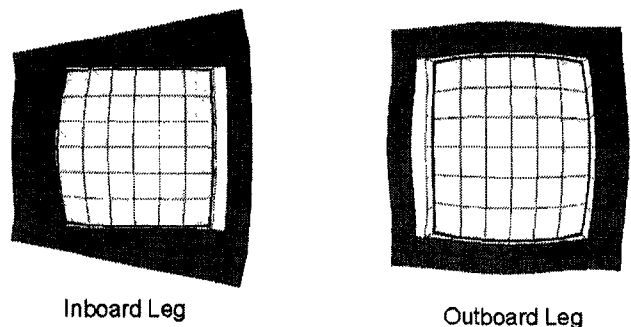


Fig. 5. The cross sectional view of the TF magnet system deformation by TF charging.

III. CS AND PF COIL STRUCTURES

A. CS and PF Coils

The CS coils are segmented and operated with different values of current as shown in Fig. 6. When the CS coils are charged, they tend to compact together by the magnetic force. To prevent any free motion of the CS coils, an additional axial compression should be given by the CS structure. In some operation conditions, repulsive forces between CS coils are generated. The peak repulsive force is calculated to be about 12 MN, whose condition is called as the maximum repulsive force (MRF) condition. Thus, the CS structure is designed to give a vertical preload and to sustain the repulsive forces. The designed preload is about 15 MN at 5 K. Each PF coil is supported on the TF coil structure. The vertical forces on PF coils are greater than the weight by about two orders of magnitude.

The parameters of the CS and PF coils are listed in Table II. The winding schemes of the CS and PF coils are similar to that of the TF coils [3]. The conductor of the CS and PF coils is also a CICC, which consists of 240 superconducting strands, 120 copper strands, and 6 internal co-wound voltage taps in a jacket. The jacket has dimensions of 22.3 mm in width and 2.41 mm in thickness. Because the CS and PF coils are operated in pulse mode, all terminal joints of coils are located in a low background field region where the magnetic field strength and field variation are under 2 T and 0.5 T/s, respectively.

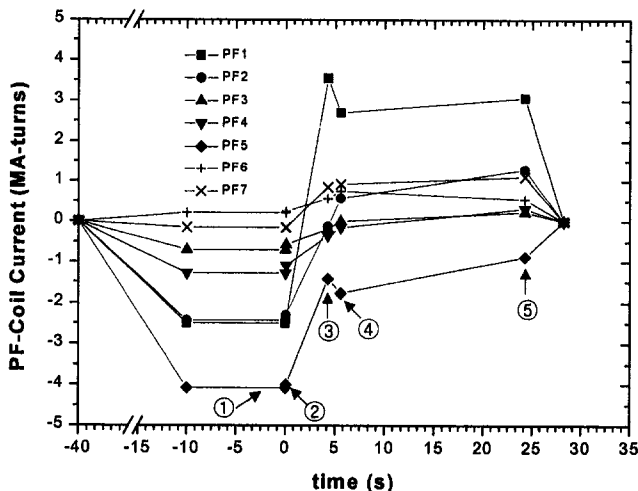


Fig. 6. Current waveforms of the CS and PF coils in the reference scenario: ① initial magnetization (IM), ② blip, ③ start of flattop (SOF), ④ start of burn (SOB), and ⑤ end of burn (EOB).

TABLE II
PARAMETERS OF CS AND PF COILS

| Parameters | CS coils | | | | PF coils | | |
|--------------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|-------|-------|
| | PF1 | PF2 | PF3 | PF4 | PF5 | PF6 | PF7 |
| number of coils | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| superconductor | Nb ₃ Sn | Nb ₃ Sn | Nb ₃ Sn | Nb ₃ Sn | Nb ₃ Sn | NbTi | NbTi |
| number of windings | 180 | 144 | 72 | 108 | 224 | 128 | 72 |
| mean radius, R (m) | 0.57 | 0.57 | 0.57 | 0.57 | 1.085 | 3.09 | 3.73 |
| height, Z (m) | 0.249 | 0.699 | 1.005 | 1.264 | 2.295 | 1.92 | 0.98 |
| CICC length per coil (m) | 663 | 537 | 283 | 410 | 1,547 | 2,505 | 1,707 |
| weight per coil (ton) | 2.24 | 1.81 | 0.96 | 1.39 | 5.2 | 8.22 | 5.65 |

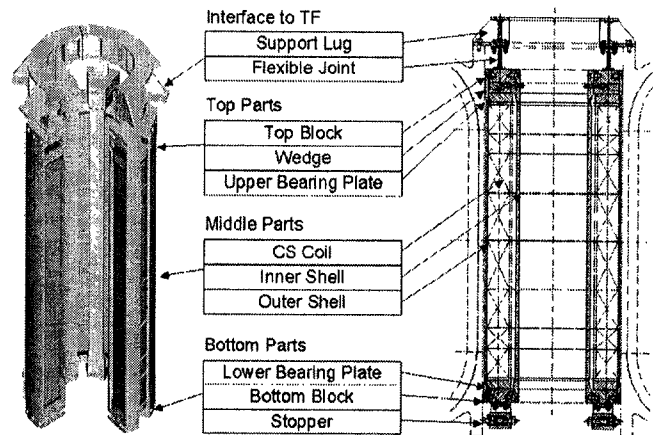


Fig. 7. The schematic drawing of the CS magnet system.

B. CS Structure

The major functions of the CS coil structure are to apply an axial preload on the CS coils and to sustain the repulsive forces between CS coils during operation [8]. The schematic drawing of the CS magnet system is shown in Fig. 7. The preload is required to restrict lateral movements of the coils and to avoid normal tensile stress in the insulation. To apply the required preload, the inner and outer shells are assembled with the top and bottom blocks. To assemble them, the shells are heated up to about 100 °C. The wedge is for the final minute adjustment of the preload. An additional preload will be generated by the thermal contraction coefficient difference between CS coils and CS structure after cool-down. The average compressive force distribution in CS coils along the vertical axis is shown in Fig. 8. Eight adjustable spring-type stoppers are bolted on the bottom of the CS structure to limit the lateral motions of the CS magnet system in case of seismic load or lateral magnetic force occurrence. The global structural analysis results show that the CS magnet system is safe for the reference operation scenario and some extreme operating conditions. But detailed analysis results show that normal tensile stress was localized at turn and ground insulations, which could cause some damage such as small cracks or de-laminations [9].

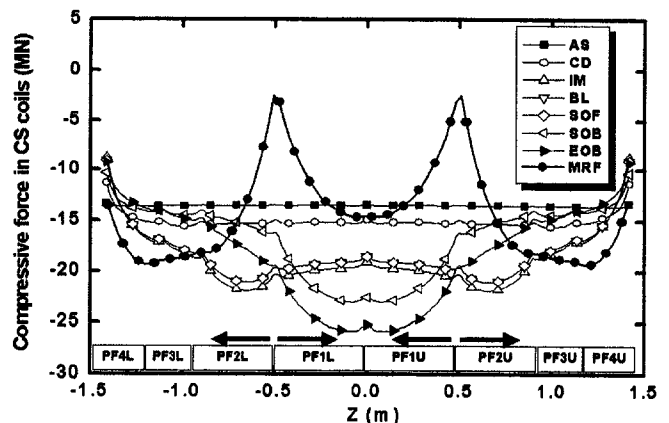


Fig. 8. Average compressive force distribution of the CS coils along the vertical axis for the reference scenario and MRF condition. All CS coils are under the compressive status except for the MRF condition.

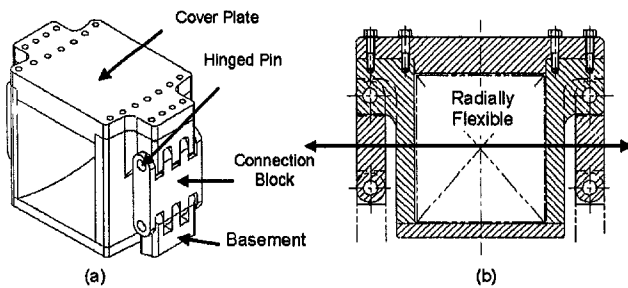


Fig. 9. Isometric view (a) and cross sectional view (b) of the PF5U coil structure.

C. PF Coil Structures

The PF coil structures are designed to have mechanical rigidity in the vertical and toroidal directions but to have flexibility in the radial direction. The principal design feature is a hinged pin connection as shown in Fig. 9.

D. Gravity Support

The gravity support of the magnet system is to support the overall weight of the magnet system and additional vertical magnetic forces from plasma disruptions. The designed vertical load on the gravity support is about 600 tons including 250 tons of dead weight and 350 tons of disruption load. The gravity support consists of 8 supporting posts, a toroidal ring, and 8 de-mountable vertical limits. A prototype supporting post, which is made of SS316 and carbon fiber reinforced plastic (CFRP), has been developed and tested at 80 K. The supporting post was stable for the applied static and cyclic vertical loads of 80 tons for up to 15,000 cycles [10].

IV. INTERFACE SYSTEMS

A. Current Feeder System

The interface of the magnet system consists of a current feeder system, a cryogenic facility, and local I&C. The current feeder system is classified with current leads and SC bus-lines connecting the current leads and SC coils. The current leads are made of vapor-cooled-type copper leads as reference design. To reduce the helium consumption, an alternative design with a bass conductor is considered. The SC bus-line has configuration of two pairs of NbTi CICC integrated in a duct. A prototype bus-line interface terminal to connect the SC bus line with the tokamak cryostat has been fabricated and will be tested [11]. The schematic configuration of the current feeder system is shown in Fig. 10.

B. Cryogenic Facility

A cryogenic facility to supply the cryogen to the cooling object in the KSTAR tokamak has been designed. The cryogen required in the KSTAR could be classified to supercritical helium for the magnet system and SC bus-lines, liquid helium for the current leads, and gas helium for the thermal shield. The total equivalent refrigeration power is about 10 kW at 4.5 K isothermal. For the magnet system, a thermal damper system with cryogenic circulators and heat exchangers immersed into liquid helium has been designed.

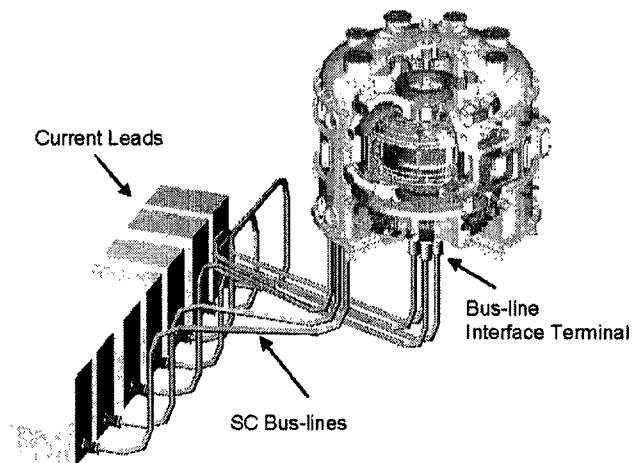


Fig. 10. The layout of the current feeder system. There are 12 pairs of current leads and SC bus lines. The SC bus-lines are integrated in 7 ducts.

V. CONCLUSION

The engineering design of the KSTAR magnet structures has been done with electromagnetic force and structural analyses. The analysis results show that most of the magnet structures can safely withstand the reference operation and some severe operation conditions. The detailed design and some design optimization will be done according to the analysis results to have more operational reliability for long time operation.

ACKNOWLEDGMENT

This work was supported by the Korean Ministry of Science and Technology under the KSTAR Project Contract.

REFERENCES

- [1] G. S. Lee et al., "Design and construction of the KSTAR tokamak," *Nuclear Fusion*, vol. 41, pp. 1515-1523, 2001.
- [2] Y. K. Oh et al., "KSTAR magnet structure design," *IEEE Trans. Applied Superconductivity*, vol. 11, pp. 2066-2069, 2001.
- [3] S.-H. Kim et al., "A continuous winding scheme for superconducting tokamak coils with cable-in-conduit conductor," *Fusion Engineering and Design*, vol. 55, pp. 21-33, 2001.
- [4] B. Lim et al., "Fabrication of the KSTAR Superconducting CICC," *IEEE Trans. Applied Superconductivity (MT-17)*, submitted for publication.
- [5] T. Kato et al., "Avoidance method study for SAGBO cracking during heat treatment of a ITER CS model coil conductor using Incoloy908 jacket," *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 44, pp. 9-15, 1998.
- [6] C. H. Choi et al., "Electro-magnetic loads on the KSTAR magnet system," *IEEE Trans. Applied Superconductivity (MT-17)*, submitted for publication.
- [7] H. J. Ahn et al., "Engineering design status of the KSTAR TF coil structure," *IEEE Trans. Applied Superconductivity (MT-17)*, submitted for publication.
- [8] Y. K. Oh et al., "Engineering design status of the KSTAR central solenoid structure," *IEEE Trans. Applied Superconductivity (MT-17)*, submitted for publication.
- [9] J. W. Sa et al., "Detailed evaluation of insulation stress in the KSTAR central solenoid," *IEEE Trans. Applied Superconductivity (MT-17)*, submitted for publication.
- [10] N. I. Her et al., "Structural safety assessment under the low temperature of KSTAR superconducting magnet-supporting post," *Cryogenics*, vol. 41, pp. 15-20, 2001.
- [11] Y. S. Kim et al., "Current feeder system for the KSTAR device," *IEEE Trans. Applied Superconductivity (MT-17)*, submitted for publication.

KSTAR Vacuum Vessel Thermal Shield Analysis

S. Cho, D. L. Kim, N. I. Her, K. H. Im, M. Kwon, G. S. Lee, *Korea Basic Science Institute, Korea*
B. J. Yoon, S. R. In, *Korea Atomic Energy Research Institute, Korea*

Abstract—The KSTAR Vacuum vessel thermal shield is composed of multilayer insulation (MLI), cryopanel and supports. One of the major design parameters for the design of thermal shield cryopanel and supports is the eddy current induced during plasma disruption. The eddy current creates joule heating as well as electromagnetic (EM) loads combining with magnetic fields. Since the cryopanel should be maintained at a cryogenic temperature lower than 80 K, even a small amount of joule heating may play an important role in increasing the cryopanel temperature. Also the EM loads are very critical mechanical forces for the design of structure of the thermal shield, especially for the supports. Joule heating and EM loads on the vacuum vessel thermal shield during plasma disruption were calculated to provide the design requirement of the thermal shield. Based on the joule heating and EM loads, the structural and thermal stress analyses were performed for the assessment of the structural robustness of the vacuum vessel thermal shield. It was found that the effect of joule heating on the thermal shield design is minimal, but the EM loads are important for the design of cryopanel as well as supports. The optimal number and size of supports were determined.

I. INTRODUCTION

THE KSTAR (Korea Superconducting Tokamak Advanced Research) tokamak structure is mainly composed of vacuum vessel, plasma facing components, cryostat, thermal shields and superconducting magnets with their supporting structure [1]. There are two types of thermal shields in the KSTAR tokamak; one is the vacuum vessel thermal shield located 5 cm from the vacuum vessel outer wall and the other is the cryostat thermal shield 15 cm from the inside cryostat [2]. Both thermal shields act as heat barriers between superconducting magnets that operate at 4.5 K and the surfaces of cryostat and vacuum vessel whose normal operating temperature is 300 K. Aluminized Kapton and aluminized Mylar are used as major MLI materials for the vacuum vessel and the cryostat thermal shield, respectively. Also stainless steel and GFRP (Glass Fiber Reinforced Polymer) are used as the vacuum vessel and the cryostat thermal shield supports, respectively. The cryopanel is designed to maintain the temperature of 80 K during normal operation and 100 K during bakeout. The thermal shields are cooled by pressurized helium gas that is operated at 20 bar. The gas inlet and outlet temperatures are 60 K and 80 K, respectively, during normal operation.

Not only because the cryostat thermal shield is farther from the plasma than the vacuum vessel thermal shield, but also because the huge superconducting magnet structure is located

inside the cryostat thermal shield, the eddy current effects on the cryostat thermal shield are minimal compared to the vacuum vessel thermal shield. Therefore, this paper largely concerns an analysis of eddy current induced joule heating and EM loads on the vacuum vessel thermal shields.

II. CALCULATION OF JOULE HEATING AND EM LOADS

A. Description of Vacuum Vessel Thermal Shield Model

In order to calculate the eddy current and the induced joule heating and EM loads on the vacuum vessel thermal shield, an octant model was adopted, as shown in Fig. 1. Since the eddy current induction is under the influence of adjacent conductor material, the eddy current calculation model includes the plasma facing components and vacuum vessel, as well as the cryopanel. The vacuum vessel thermal shield is divided into 16 panels in the toroidal direction. Each panel is divided into 4 modules along the poloidal direction; inboard, lower circular, outboard and upper circular module. Since the octant model includes two panels, there are total 8 modules in the model.

The properties of each component of the octant model are summarized in Table I. The thermal shield cryopanel has equivalent properties that account for MLI and cryopanel thicknesses and resistivities. The PFCs comprising the divertor, limiter, and passive plates of different dimension and properties are simplified in the model.

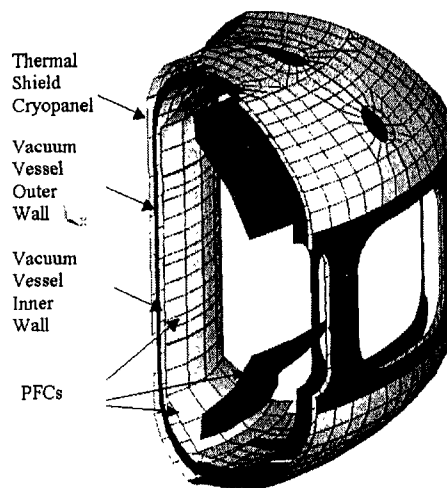


Fig. 1. Vacuum vessel thermal shield eddy current calculation model. This model includes plasma facing components (PFCs) without their support structures, inner and outer vacuum vessel walls without reinforcing ribs, vacuum vessel thermal shield cryopanels. The supports of the thermal shield are not considered in the model either.

TABLE I
PROPERTIES USED IN THE EDDY CURRENT CALCULATION MODEL

| Component | Electrical Resistivity ($\Omega\cdot\text{m}$) | Thickness (mm) |
|--------------------------------|--|--|
| PFCs | | |
| Limiter | 7.8×10^{-7} | 13.52 (plate), 14 (ring), 27.52 (ring+plate) |
| Divertor | 7.8×10^{-7} | 17 (inboard-central target), 21.25 (outboard target) |
| Passive Plate | 7.96×10^{-7} | 25 |
| Vacuum Vessel Inner/Outer Wall | 7.8×10^{-7} | 10 (circular section), 12 (elsewhere) |
| Thermal Shield Cryopanel | 1.587×10^{-7} | 4 |

B. Plasma Disruption Scenario

Two types of plasma disruption scenarios are considered in the calculation of the eddy current on the vacuum vessel thermal shield; radial and vertical disruptions [3]. For the radial disruption scenario, during a thermal quench of 1 ms, the plasma temperature and pressure decrease. So, the major and minor radii of the plasma simultaneously shrink. The plasma current is assumed to be constant during the thermal quench. During the current quench occurring in the next 4 ms, the plasma current decays to zero at the rate of 0.5 MA/ms. After 5 ms, the plasma disappears. For the vertical disruption scenario, the plasma moves upward about 60 cm in 120 ms. The relation between time and vertical position is assumed to be, Z (m) = $1.893 \times 10^3 t(s)^{3.8}$. During this period, the plasma also moves radially inward and its minor radius slightly decreases. After that, both thermal and current quench occur over 5 ms in a similar fashion to the radial disruption scenario except for the vertical movement.

C. Joule heating on the Thermal Shield Cryopanel

The joule heating on the thermal shield is much less than that of other components, because most of eddy currents were induced in the PFCs and vacuum vessel. Maximum joule heating in each component occurs where maximum eddy current is generated. The closer to the plasma, the more joule heating is generated on the component.

Even though the net current in the thermal shield cryopanel was not expressed quantitatively, the eddy current induced joule heating could be obtained from the SPARK [4] results by using a developed methodology [5]. The joule heating on four modules of a thermal shield panel during plasma radial and vertical disruptions is summarized in Table II. The maximum values in each module are shown in this table and used as design input data for the thermal stress analysis.

Since the maximum current flows in the inboard module at 127 ms during the vertical disruption, a maximum joule heating of 86.5 kW was estimated in this module. It seems to be huge, but it only lasts about 100 ms, so its contribution to the bulk temperature increase in this module is less than 1 K. The contribution of joule heating to the bulk temperature increase

TABLE II

JOULE HEATING ON EACH MODULE OF A THERMAL SHIELD PANEL DURING PLASMA DISRUPTION

| Module Type | Joule Heating (W) | | Bulk Temperature Increase (K) |
|-----------------|-----------------------------|---------------------------------|-------------------------------|
| | Radial Disruption (at 7 ms) | Vertical Disruption (at 127 ms) | |
| Inboard | 25916 | 86477 | 0.6 (< 1) |
| Bottom Circular | 19785 | 1997 | 0.007 (<< 1) |
| Outboard | 25274 | 540 | 0.023 (<< 1) |
| Top Circular | 19783 | 4691 | 0.007 (<< 1) |

in other modules were also estimated and summarized in the last column of Table II. They are much lower than the inboard module case. Therefore the joule heating has a negligible effect on the temperature increase in the vacuum vessel thermal shield cryopanel.

Here the bulk temperature increase can be estimated based on the following energy balance equation [6]:

$$Q \cdot \Delta t = M \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (1)$$

Where Q [W] is the joule heating generated on a module. M [kg] and C_p [J/kg K] are the equivalent mass and specific heat of a module including cryopanel, surface coating and MLI. Also, Δt [s] is the time duration that joule heating was applied. Finally ΔT [K] is the bulk temperature increase of a module due to the induced joule heating in it.

D. EM Loads on the Thermal Shield Cryopanel

The EM load distribution on the vacuum vessel thermal shield was obtained using SPARK code as shown in Fig. 2. Since the maximum eddy currents were generated in the inboard modules, maximum joule heating and EM loads were estimated here. Since the EM loads on the other modules are

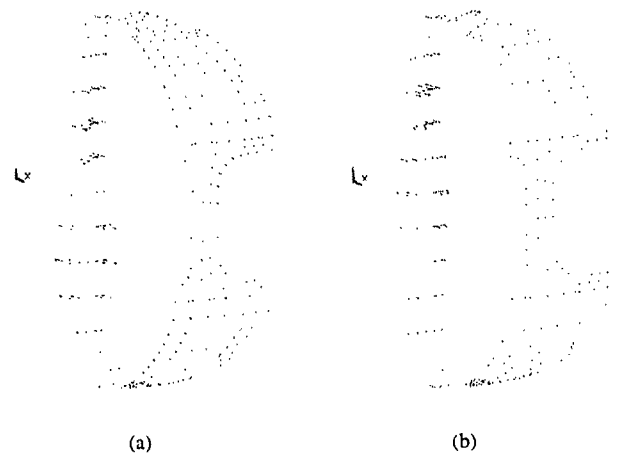


Fig. 2. EM loads on a vacuum vessel thermal shield panel during plasma disruption; (a) Radial disruption, (b) Vertical disruption.

relatively small, the arrow representing the magnitude of EM loads is relatively small. The currents in the inboard module are circulating, so the direction of EM loads is opposite poloidally

and toroidally. The EM loads in the inboard module are up and down symmetric during radial disruption, but have higher values on the upper side of the inboard module during vertical disruption because the plasma moves upward.

As shown in Table II, the maximum EM loads occur in the inboard module at 7 ms and 127 ms during radial and vertical disruption, respectively. These maximum EM loads at each node and the equivalent pressure at each element of the inboard module during plasma disruption were estimated. The maximum pressure of 3.9 bar is induced on the upper part of the inboard module during vertical disruptions. The direction of this pressure is opposite due to the circulating eddy current, as shown in Fig. 2, so it would generate a large moment. Also, the maximum pressure of 2.4 bar on the inboard module during radial disruption is generated in different elements from the vertical disruption case, so it will give a different type of moment. Therefore both maximum values of different characteristics need to be considered for the design of the thermal shield support, especially in the inboard module. The vacuum vessel cryopanel and support should be designed to maintain these large EM loads and the moments obtained from both radial and vertical disruption cases.

III. THERMAL AND STRUCTURAL ANALYSIS

A. Thermal Analysis

Based on the joule heating generated during plasma disruption, the temperature distribution at each module was obtained and used as input data for the thermal stress analysis. The maximum values of temperature increment and thermal stress at each module with different numbers of supports are summarized in Table III. The maximum temperature increment at the inboard module during vertical disruption is about 3 K. This local temperature is relatively higher than the bulk temperature of 0.6 K mentioned in Table II. Also, its induced thermal stress of 12.3 MPa is much less than the allowable stress of 1401 MPa ($= 3 S_m$) [7]. Here S_m is defined as the design stress intensity of the thermal shield cryopanel material. Therefore the effect of joule heating on the vacuum vessel thermal shield cryopanel design is negligible.

TABLE III
THERMAL ANALYSIS RESULTS FOR THE CRYOPANEL

| Module Type | Radial Disruption | | Vertical Disruption | | Number of Supports per Module |
|-----------------|--------------------------|-------------------|--------------------------|-------------------|-------------------------------|
| | Max. Temp. Increment (K) | Max. Stress (MPa) | Max. Temp. Increment (K) | Max. Stress (MPa) | |
| Inboard | 0.018 | 0.07 | 3.073 | 12.3 | 18 |
| Bottom Circular | 0.003 | 0.01 | 0.027 | 0.15 | 12 |
| Outboard | 0.019 | 0.08 | 0.018 | 0.06 | 14 |
| Top Circular | 0.056 | 0.22 | 0.056 | 0.17 | 12 |

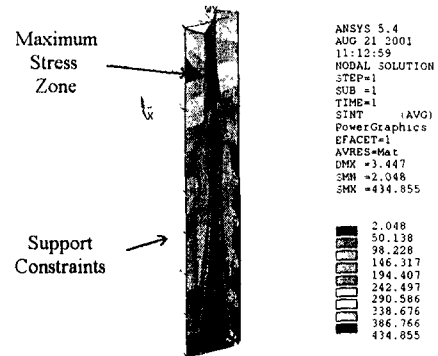


Fig. 3. Stress distribution on the inboard module with 18 cryopanel supports for the vertical disruption scenario. Maximum stress was found in the upper section of inboard module.

B. Cryopanel Structural Analysis

Based on the EM loads shown in Fig. 2, a structural analysis has been performed using ANSYS [8]. The maximum stress intensities were concentrated on the inboard module as expected, since high EM loads were generated on the inboard module during plasma disruption. The representative stress distribution on the inboard module for the vertical disruption scenario was shown in Fig. 3. In this case 18 cryopanel supports were used. Since the plasma was assumed to move upward for the vertical disruption scenario, the maximum stress was found in the upper part of inboard module.

Analysis results were summarized in Table IV in terms of maximum stress and displacement for several numbers of cryopanel supports. As expected the highest values were obtained in the inboard module for both disruption scenarios. Especially the stress in the inboard module with 14 supports exceeds the allowable stress limit of 701 MPa ($= 1.5 S_m$). Therefore the number of support should be greater than 14 in the inboard module. Since the stress has much been reduced with the addition of 4 supports the optimization process for the number and the location of supports is required.

TABLE IV
STRUCTURAL ANALYSIS RESULTS FOR THE CRYOPANEL

| Module Type | Radial Disruption | | Vertical Disruption | | Number of Supports per Module |
|---------------------|-------------------|------------------------|---------------------|------------------------|-------------------------------|
| | Max. Stress (MPa) | Max. Displacement (mm) | Max. Stress (MPa) | Max. Displacement (mm) | |
| Inboard | 805 | 35.8 | 1141 | 41.1 | 14 |
| | 138 | 1.2 | 435 | 3.4 | 18 |
| | 94 | 0.6 | 290 | 2.0 | 27 |
| Outboard | 311 | 4.9 | 51 | 0.8 | 14 |
| | 222 | 4.3 | 33 | 0.9 | 18 |
| | 153 | 2.0 | 26 | 0.3 | 22 |
| Bottom/Top Circular | 236 | 7.7 | 171 | 3.5 | 12 |
| | 184 | 6.2 | 113 | 2.5 | 16 |
| | 71 | 2.4 | 60 | 1.9 | 22 |

The stress in the outboard and circular modules has larger

values for the radial disruption scenario than the vertical case. Based on the stress results for these modules that are much lower than the allowable stress limit, the current number of supports is enough for the cryopanel design or can be reduced even further.

C. Support Structural Analysis

In order to sustain the thermal shield, the robustness of the support structure itself should be investigated. A support structure analysis has been performed based on the reaction force obtained from cryopanel stress analysis by using ANSYS. A circular cross-sectioned support structure beam model was chosen for this analysis as shown in Fig. 4. The location of the support was at the high stress zone of each cryopanel module. The reaction forces at the supports of inboard, outboard and circular modules were estimated from the cryopanel stress analysis results with the number of supports per module of 18, 14 and 12, respectively.

The maximum stress intensity and displacement of a selected support with several support diameters for each module are obtained and summarized in Table V. The optimal diameter of the support was determined by comparing the resulting stress intensity with the allowable stress limit of 701 MPa ($= 1.5 S_m$). In the inboard module the support diameter of 20 mm is acceptable for the radial disruption scenario, but not for the vertical disruption case. Therefore the support diameter should be at least 25 mm to resist the EM loads generated during vertical disruption. For the outboard module, since large EM loads were created during radial disruption the support diameter of 20 mm could be chosen based on the stress for the radial disruption case. In a similar manner, the support diameter for the bottom and top circular module was also determined. The diameter of 20 mm was found to be enough to sustain the circular modules of the vacuum vessel thermal shield.

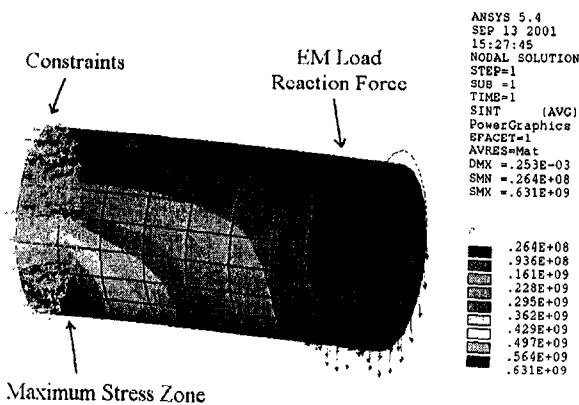


Fig. 4. Stress distribution on the support of inboard module for the vertical disruption scenario with diameter of 25 mm. Maximum stress was found in the lower zone. Constraints are also shown. The arrow means the direction of EM load reaction forces.

TABLE V
 STRUCTURAL ANALYSIS RESULTS FOR THE SUPPORT

| Module Type | Radial Disruption | | Vertical Disruption | | Support Diameter (mm) |
|-------------|-------------------|------------------------|---------------------|------------------------|-----------------------|
| | Max. Stress (MPa) | Max. Displacement (mm) | Max. Stress (MPa) | Max. Displacement (mm) | |
| Inboard | 613 | | | | |

Progress of the KSTAR Tokamak Engineering

J. S. Bak, M. Kwon, G. S. Lee, and the KSTAR Team

Korea Basic Science Institute, 52 Yeoeun-dong, Yuseong-ku, Daejeon 305-333, Korea

Abstract-- The KSTAR tokamak is under construction with aim of establishing a scientific and technological basis for an attractive fusion reactor. The KSTAR tokamak system consists of a vacuum vessel, magnet systems, in-vessel components, a cryostat, thermal shields, vacuum pumping system, and ancillary systems. These systems are in the final stage of engineering design and prototype manufacturing with industrial manufacturer's involvement. The extensive structural analyses of the vacuum vessel, cryostat and supporting structures have been performed. The prototype vacuum vessel of a full-scale 62-degree sector has been constructed to verify the overall fundamental characteristics of the developed manufacturing techniques. A prototype TF coil has been wound in D-shape without internal joint and finished the heat treatment process. For magnet structures, final design modifications and extensive structural analyses have been carried out to maintain mechanical rigidity against electromagnetic forces for various operation scenarios. Substantial progress in engineering has been made on in-vessel components, thermal shields and vacuum pumping system.

after site preparation and assembly tooling.

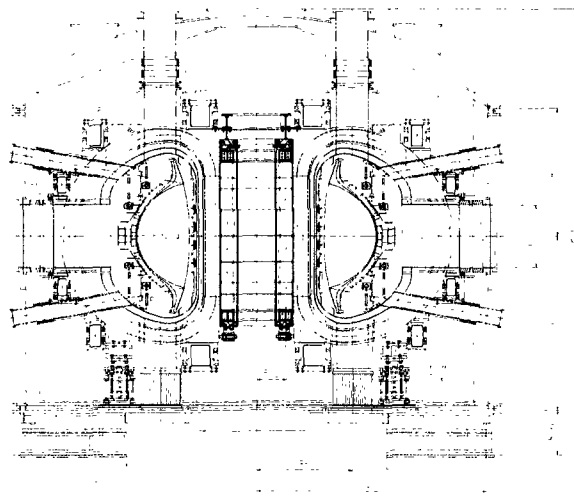


Fig. 1. Cross-sectional view of the KSTAR. (Dimensions at 293K)

I. INTRODUCTION

THE mission of the Korea Superconducting Tokamak Advanced Research (KSTAR) project is to develop a steady-state capable advanced tokamak with fully superconducting magnet systems. The cross-sectional view and the basic specifications of the KSTAR are shown in Fig. 1 and Table I, respectively [1]. The KSTAR construction schedule is divided into 6 steps as follows: (i) conceptual design; (ii) engineering design; (iii) prototype test; (iv) fabrication and assembly; (v) commissioning; and (vi) first plasma production. After the completion of its conceptual design in 1998, the extensive engineering design of the main tokamak subsystems has been progressed with industrial manufacturers. The engineering design includes thermal and structural analyses, seismic analyses, intensive drawing works, and 3D simulation for site assembly. Now the overall configuration and the detail dimensions of the KSTAR structure are determined through meticulous review process. In addition, the procedure documents for fabrication, inspection, transport and site assembly are prepared.

As of January 2002, the engineering design of vacuum vessel, cryostat, and supporting structures is completed. For the magnet systems, in-vessel components and thermal shields, we are aiming to complete engineering design by August 2002. The KSTAR experimental facility with a cryogenic system, a de-ionized water-cooling system, and main power systems has been designed, and the construction work has been on going. The completion of building construction is scheduled in April 2002. The machine assembly work will start in middle of 2003

TABLE I
BASIC SPECIFICATIONS OF THE KSTAR

| Parameters | Values | Remark |
|-------------------------|---|-------------------|
| Major radius, R_0 | 1.8 m | |
| Minor radius, a | 0.5 m | |
| Toroidal field B_{T0} | 3.5 T | Nb_3Sn , $NbTi$ |
| Plasma current, I_p | 2.0 MA | |
| Elongation, κ | 2.0 | |
| Triangularity, δ | 0.8 | double-null |
| Safety factor | 3.5 | |
| Plasma volume | 16 m^3 | |
| Plasma surface | 53 m^2 | |
| Pulse length | $20 \text{ s} < t_{\text{pulse}} < 300 \text{ s}$ | current drive |
| Heating & current drive | NBI, ICRH/FWCD LHCD, ECH/ECCD | |
| Plasma species | H/D | |

II. VACUUM VESSEL

A. Structure Design

The KSTAR vacuum vessel is an all-metallic, all-welded, double-walled, and D-shaped structure. It consists of the inner and outer shell, horizontal, vertical and slanted ports, and the leaf spring style supports. Double walls are connected by poloidal and toroidal ribs and filled with water for bake-out, cooling and neutron shielding. 32 equally spaced poloidal and 2 toroidal ribs provide a robust reinforcement. Table II shows the major parameters of the KSTAR vacuum vessel. The vessel

material is ASTM section II Part A SA240-316LN. The vessel is designed to reduce welding work as much as possible and to withstand severe loading conditions. The excessive welding would lessen structural quality and increase fabrication cost. All of the loading conditions including electromagnetic, seismic, operational pressure, thermal and test loads, and load combinations have been categorized and classified to permit the allowable stress to be defined in accordance to ASME code. The extensive stress analyses have been performed on the vacuum vessel, cryostat, and magnet supporting structure under various load conditions. The values of the loads and maximum stresses for each system are summarized in Table III. The most severe load condition for the vacuum vessel is the load combination of static and electromagnetic load due a vertical disruption event. The calculated stresses in all of the load conditions and load combinations are below the allowable values [2]. The torus structure of the vessel is welded into 4 quadrants and they are assembled at on-site by field welding. The details of the fabrication procedure of each quadrants and port structures are summarized in [3].

TABLE II
MAJOR PARAMETERS OF VACUUM VESSEL

| Parameters | Values |
|----------------------------|-----------------------------------|
| Height/width | 3.387 m / 1.880 m |
| Shell, rib thickness | 12 mm, 20(40) mm |
| Wall thickness | 50 ~ 190 mm |
| Total weight | 72 ton (with support) |
| Surface area (inner shell) | 100 m ² (without port) |
| Base pressure | 1 × 10 ⁻⁶ Pa |
| Material | SA240-316LN |
| Baking temperature | 130 °C @inner shell |
| Magnet permeability | 1.10 (after welding) |
| Loop resistance | ≥ 40 μΩ |
| Number of shell plates | 180 |
| Number of rib plates | 120 |
| Number of ports | 72 |
| Length of welding joint | 1,542 m (×7) |

TABLE III
STRUCTURAL ANALYSIS RESULTS OF THE KSTAR TOKAMAK

| Structure | Load Conditions | Load | Stress Analysis Results | | |
|---------------|--|---|-------------------------|------------------------|------------------------|
| | | | Max. Stress (MPa) | Allowable Stress (MPa) | Max. Displacement (mm) |
| Vacuum vessel | Dead weight (DW _{VV-RR-SS-CW}) | 100 ton | 38 | 173 | 0.5 |
| | Coolant pressure (CP) | 4.5 bar | 124 | 173 | 1.1 |
| | Vacuum pressure (VP) | 1 bar | 28 | 173 | 0.3 |
| | Thermal load (TL-1) | hard baking, 250 °C | 216 | 347 | 21.9 |
| | Thermal load (TL-2) | soft baking, 150 °C | 171 | 347 | 13.1 |
| | Seismic load (SL) | A _{II} =0.12g, A _V =0.08g | 99 | 207 | 1.2 |
| | Eddy radial (EM-1) | F _{Htot} = 6 ton | 99 | 207 | 0.6 |
| | EM Halo radial (EM-2) | F _{Htot} = 140 ton | 158 | 207 | 5.3 |
| | load Eddy vertical (EM-3) | F _{Vtot} = 330 ton | 187 | 207 | 2.1 |
| | Halo vertical (EM-4) | F _{Vtot} = 200 ton | 196 | 207 | 4.5 |
| | DW + CP + VP | combined load | 153 | 173 | 1.6 |
| | DW + CP + VP + TL-1 | | 213 | 437 | 21.8 |
| | DW + CP + VP + TL-2 | | 169 | 347 | 13.0 |
| | DW + CP + VP + EM-1 | | 103 | 138 | 1.8 |
| | DW + CP + VP + EM-2 | | 155 | 207 | 6.2 |
| | DW + CP + VP + EM-3 | | 204 | 207 | 3.0 |
| | DW + CP + VP + EM-4 | | 181 | 207 | 5.2 |
| | DW + CP + VP + TL-1 + SL | A _{II} =0.12g, A _V =0.08g | 230 | 416 | 22.2 |
| | DW + CP + VP + SL | | 150 | 248 | 2.4 |

| | | | | | |
|--------------------------|--|---|-----|-----|------|
| Cryostat | System dead weight (DW _{SY}) | 550 ton | 40 | 173 | 0.9 |
| | DW _{SY} + VP | 550 ton + 1 bar | 94 | 173 | 3.7 |
| | DW _{SY} + VP + EM-2 | halo radial | 94 | 173 | 3.7 |
| | DW _{SY} + VP + EM-3 | eddy vertical | 94 | 173 | 3.7 |
| | DW _{SY} + VP + SL | A _{II} =0.12g, A _V =0.08g | 94 | 207 | 3.7 |
| | Port analysis | Port DW + 1 bar + SL | 249 | 345 | 3.4 |
| Magnet support structure | Magnet dead weight (DW _{MIS}) | 250 ton | 156 | 468 | 5.0 |
| | DW _{MIS} + TL _{MIS} + EM-1 | TL _{MIS} = 4.5 K | 215 | 468 | 11.9 |
| | DW _{MIS} + TL _{MIS} + EM-2 | | 211 | 468 | 13.2 |
| | DW _{MIS} + TL _{MIS} + EM-3 | | 210 | 468 | 11.8 |
| | DW _{MIS} + TL _{MIS} + EM-4 | | 208 | 468 | 12.1 |
| | Seismic analysis | A _{II} =0.12g, A _V =0.08g | 136 | 248 | 2.0 |

B. Prototype Fabrication

The major objective of the prototype vessel fabrication is to develop and establish the reliable fabrication technologies required to assure the high quality vacuum vessel. Hyundai Heavy Industries (HHI) has built a full-scale vacuum vessel with 62-degree sector in toroidal direction. Fig. 2 shows the final view of the prototype vacuum vessel. The fabrication of the prototype vacuum vessel initiated November 1999 has been completed in May 2001 on schedule. Although the structural of the prototype is not fully identical to the main vacuum vessel, essential fabrication technologies, fabrication and inspection procedures have been successfully developed. Judging from the experience so far obtained, the total fabrication time required to complete the KSTAR vacuum vessel is estimated to be 18 months including pre-assembly work.

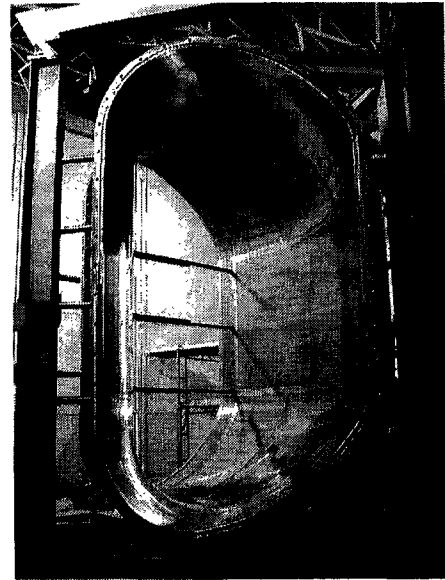


Fig. 2. Prototype vacuum vessel.

In the manufacturing process of the prototype vacuum vessel, we optimized the arrangement of welding jigs and fixtures considering the expected deformation and the difference of the rigidity of double-walled structure in inboard and outboard segment. In order to minimize the welding distortion, the traveling velocity and deposition rate of welding are optimized to 50 - 70 mm/min, and 16 - 25 g/min, respectively. At the final stage of the shop manufacturing, we carried out the following tests to confirm quality: (i) dimensional measurement; (ii) pressure test; (iii) vacuum leak test; and (iv) mechanical test under gravity load. The final dimensions at the representative

points are presented in Fig. 3. The prototype has satisfied the dimensional error of within ± 8 mm to nominal value. In the helium leak test, any leak larger than 7.5×10^{-9} Pa·m³/s were not found at inter shell vacuum of 1.5×10^{-5} Pa.

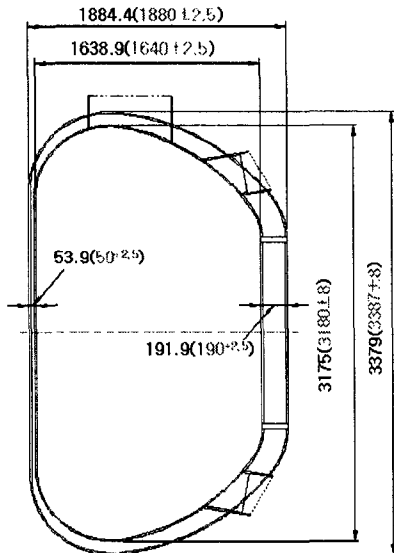


Fig. 3. Final dimensions of the prototype vacuum vessel.

III. MAGNET SYSTEMS

A. Superconducting Magnets

The KSTAR superconducting (SC) magnets consist of 16 toroidal field (TF) coils, 4 pairs of central solenoid (CS) coils, and 3 pairs of poloidal field (PF) coils. All coils are arranged with up-down symmetry with respect to the equatorial plane [4]. The magnet system should be designed to generate the magnetic field and flux swing to meet the KSTAR operational goals of an inductive plasma current of 2 MA up to 300 s and toroidal field of 3.5 T at major radius 1.8 m and $z=0$. They should be stable mechanically, electrically, and thermally for normal operations and abnormal operations such as plasma disruptions.

The conductor of KSTAR coils is cable-in-conduit type conductor (CICC) cooled with forced flow supercritical helium. The dimension and material of the conductors are summarized in [5]. The procedures of CICC fabrication are as follows: (i) SC strand drawing from 8 mm to 0.778 mm in diameter; (ii) chrome plating with 1 μ m thickness; (iii) cabling of strands with copper strands (486 strands for TF and 360 strands for CS and PF); (iv) jacket welding (TIG welded tube-mill process); (v) jacket shaping to square cross section; and (vi) CICC spool delivery. The continuous winding scheme without internal joints is adapted to reduce the joint losses and engineering efforts for jointing work. Samsung Advanced Institute of Technology (SAIT) has manufactured TF and PF dummy conductors with copper strands, and a spool of TF conductor with 640 m using for prototype TF coil. Now, they are manufacturing the PF conductor with well-defined procedures.

The design parameters of TF coils are listed in Table IV. The toroidal field at major radius is 3.5 T with charging current of

35.2 kA. The maximum field on the conductor is 7.2 T and stored energy is about 500 MJ. The TF coil has a D-shape with two curvatures and a straight inboard leg. The total cold mass of TF magnet is about 150 ton. The coolant of TF coils is supercritical helium with inlet temperature of 4.5 K and inlet pressure of 5 bar. The total mass flow rate in 16 TF coils is about 300 g/s. There are four cooling channels per TF coil.

TABLE IV
MAJOR PARAMETERS OF TF COILS

| Parameters | Values |
|--------------------------------|----------------------------------|
| Superconductor / conduit | Nb ₃ Sn / Incoloy 908 |
| Number of coils | 16 |
| Toroidal field at major radius | 3.5 T |
| Peak field in conductor | 7.2 T |
| Operating current | 35.2 kA |
| Stored magnetic energy | 500 MJ |
| Centering force | 15 MN |
| Number of windings | 56 turns |
| Conductor length per coil | 640 m |
| Overall height | 4.2 m |
| Overall width | 3.0 m |

The dimensions of CS and PF coils are listed in [5]. The designed peak currents are 25 kA and 20 kA for Nb₃Sn conductor and NbTi conductor, respectively. Upper and lower coils of PF1, PF2, and PF7 are connected in series inside cryostat and other coils are operated with separately. The CS coils are 8 segmented with different size and will be operated with difference current values to meet the strong plasma shaping requirement. The cooling conditions for CS and PF coils are similar to that of TF coils. The total helium mass flow rate in CS and PF coils is about 250 g/s.

The procedures of coil fabrication are as follows: (i) CICC spool test such as leak test; (ii) grit blasting of CICC surface; (iii) coil winding; (iv) attachment of helium feed-throughs and joint terminations; (v) heat treatment; (vi) insulation taping; (vii) vacuum pressure impregnation (VPI); (viii) coil encasing inside structure; and (ix) coil test and delivery.

SAIT has finished a prototype TF coil (TF00) winding as shown in Fig. 4. The TF00 coil consists of Nb₃Sn strands and Incoloy jacket has same dimension as the real TF coil. There are 56 turns arranged in 8 pancakes of 7 layers with no joint at the transition between pancakes. It took about one month to finish the heat treatment. Presently, the TF00 coil is under preparation for turn insulation and vacuum impregnation procedure to complete by the end of this April.

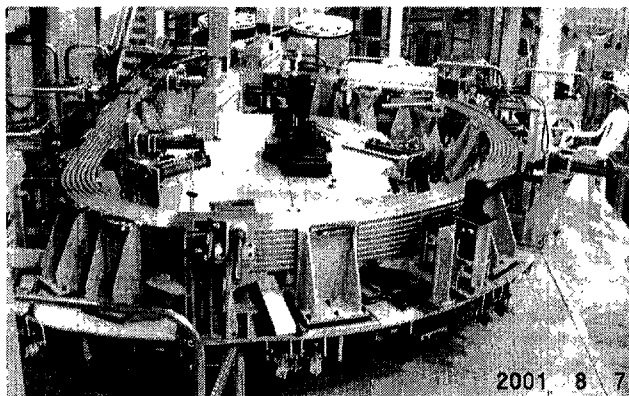


Fig. 4. TF00 coil winding.

B. Magnet Structure

The TF magnet structure consists of case, inner inter-coil structure (IIS), outer inter-coil structure (OIS), cooling line, joint box, and other interfacing structures shown in Fig. 5. The major functions of TF structure that consists of 16 sets are to support mechanically, and to protect TF coils electrically and thermally. Each TF coil has in-plane magnetic force of 15 MN by TF charging and out-of-plane force by CS, PF, and plasma current. To sustain these magnetic forces, TF coil has a wedge shaped structure on inboard leg and inter-coil structure with shear keys. The cooling routes of TF structure are connected to TF coils in series. During cool-down, helium flow of TF structure is parallel to that of TF coils to maintain the temperature of structures lower than that of coil [6]. The cooling line is embedded between inside of TF structure and cooling pad. The cooling pad is brazed on all around inside of TF structure. The maximum displacement due to cool-down, TF charging and PF charging is about 13.9 mm, 2.8 mm and 4.0 mm, respectively. The maximum stress intensities of outboard leg, inboard leg, OIS, joint box, and gravity support at MOF (Maximum Out-of-plane Force) of reference scenario are about 631 MPa, 341 MPa, 428 MPa, 496 MPa, and 183 MPa, respectively.

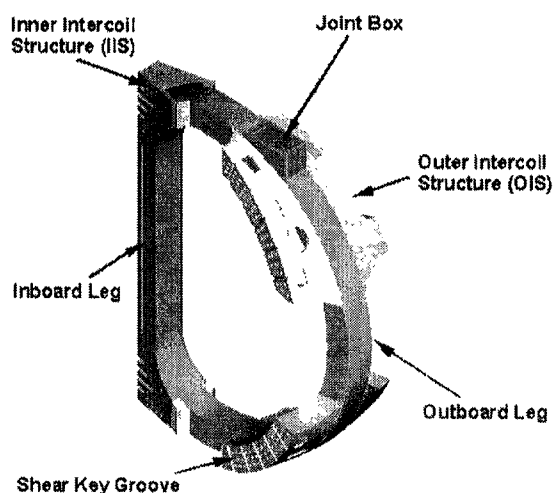


Fig. 5. TF magnet structure.

The CS structure consists of inner and outer shells, top and bottom blocks, flexible joints, and stoppers. The major functions of the CS structure are both a mechanical support and a structure for supplying pre-compression of about 15 MN on CS coils [7]. Due to repulsive force and lateral force between coils, the pre-compression built by wedged block and thermal contraction difference between coil and structure should be supplied to prevent free motion of CS coils. The cooling lines of the CS structure are connected to CS coils in series. The peak stress including pre-compression is about 500 MPa at neck part of inner shell during operation.

C. Magnet Supporting Structure

The magnet supporting structure consists of a toroidal ring, 8 supporting posts, and 8 vertical limiters. The toroidal ring cooled by 4.5 K supercritical helium is a rigid ring structure with a rectangular cross section. To prevent the eddy current heating, there are 8 insulation breaks in the toroidal direction. The supporting post is located between the toroidal ring of 4.5K and the cryostat base of 300 K. The supporting post is not only a radially flexible structure to absorb thermal shrinkage of the superconducting magnet, but also a vertically rigid structure to support the magnet weight of about 250 tons and the vertical plasma disruption loads of about 330 tons. Carbon fiber reinforced plastics (CFRP) is used for the supporting post material to reduce heat loss and to assure structural rigidity. The supporting post has an 80 K active cooling module on the thermal anchor block. The vertical limiter is a redundant demountable structure to protect the magnet system in the event of large vertical disruption and earthquake. Structural analyses of the supporting structure under design loads have been performed to verify its structural reliability. The results are summarized in Table III. The real size prototype supporting post was manufactured to verify the structural safety and fabrication techniques. Static and compressive cyclic load tests have been performed at 80 K. Test results are stable for static and dynamic loads of 80 tons up to 15,000 cycles [8].

IV. IN-VESSEL COMPONENTS

A. Plasma Facing Components

The in-vessel components consist of the divertor, inboard limiter, passive stabilizer (including ripple armor), neutral beam shinethrough armor, poloidal limiter, in-vessel cryopumps and internal control coils. The plasma facing components has bolted graphite or carbon-fiber-composite (CFC) tiles supported by SA240-316LN (for the divertor, inboard limiter, neutral beam shinethrough armor, and poloidal limiter) and CuCrZrMg (for passive stabilizer) back plates. The back plates are attached to the vacuum vessel inner wall through the PFC supports except for the poloidal limiter, which resides on the mechanical support of passive stabilizer. Basically the PFCs are designed for the baseline operation that is characterized by 20 s pulse length and 16 MW power. However, inboard limiter and passive stabilizer

can accommodate upgrade operation conditions of 300 s pulse length and 27.5 MW power. The back plates of divertor, inboard limiter and passive stabilizer are divided into 16 sectors of 22.5-degree each by considering the coolant/baking gas pipe size, assembly and maintenance. Each sector has its own separate cooling channel and will be connected with neighboring sectors by bolts.

All baseline PFCs will be water-cooled during plasma operation to maintain the surface temperatures of graphite and CFC tiles to be less than 600 °C and 1200 °C, respectively. The baking temperature of the PFCs, at least 300 °C, can be achieved within 24 hours and their operation scenario has been established. Baking medium is hot nitrogen gas. Coolant and baking gas requirements on operation and bake-out have been obtained and the baking/cooling channel design has been carried out. A separate route from the vacuum vessel supplies coolant and baking gas for the PFCs. Stress analyses for the situations of plasma disruption, coolant/baking gas pressure and bake-out have been carried out using ANSYS code [9]. The contribution of EM loads to the design was much less than the thermal loads generated during bake-out. Thermal analyses on the carbon tiles have also been performed to determine the required thermo-mechanical properties and to select the proper materials. The final engineering design on plasma facing components will be completed by Aug. 2002, and the one sector of the prototype inboard limiter will be fabricated and tested.

B. In-vessel Control Coils

In-vessel copper coils are to be used for the fast plasma position control, field error correction (FEC), and resistive wall mode (RWM) feedback stabilization in the KSTAR device. In the earlier version of design, these in-vessel coils were composed of two independent coil sets at different locations for the control of the axisymmetric position and the non-axisymmetric FEC/RWM, respectively. Recently, a major change has been made in this design and the new configuration split into 4-segments as shown in Fig. 6 has been adopted, where the two sets of coils are unified into a single set by utilizing the concept of segmented coil system. With this new type of in-vessel control coils, several important advantages are found, particularly in the engineering aspect, which include: (i) considerable simplification in fabrication and installation; (ii) easy repair and maintenance; (iii) significant improvement in the reliability, with inter-segment joints located outside the vacuum vessel; (iv) substantial saving in in-vessel space with the two coil sets reduced to one. At present, we are performing the engineering works on following items: (i) stress analyses on the IVCC and support structure; (ii) detail design of the coil supports and the inter-segment joints; (iii) detail design of external inter-segment connectors and feed-through; and (iv) optimizing the FEC/RWM connection scheme.

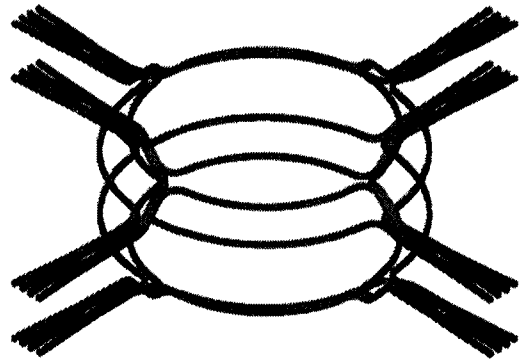


Fig. 6. KSTAR in-vessel control coils

V. CRYOSTAT

The KSTAR cryostat is a large container surrounding the entire tokamak machine with single-walled cylindrical shell, dome-shaped top lid, and flat bottom lid. The major parameters of the KSTAR cryostat are shown in Table V. The main function of the cryostat is to provide a vacuum environment to limit the thermal loads to the superconducting magnet system. It provides feed-through penetrations for all the connecting components inside and outside the cryostat. There are 102 ports including 72 vacuum vessel port penetrations with bellows to compensate the displacements of ports due to EM loads and thermal loads within allowable limits. The cryostat is mounted on a base plate for transferring the loads to main building support structure through 8 base beams.

TABLE V
MAJOR PARAMETERS OF CRYOSTAT

| Parameters | Values |
|-----------------------|--------------------------------------|
| Diameter (inside) | 8.80 m |
| Height | 8.56 m |
| Weight (with support) | 180 ton |
| Base pressure | 1×10^{-3} Pa |
| Vacuum volume | 450 m ³ |
| Number of ports | 102 (72 VV port penetration) |
| Thickness | lid & cylinder: 30 mm base: 50 mm |
| Material | SA240-304L |
| Magnet permeability | 2.0 (after welding) |
| Operation temperature | 25 °C |

The cryostat vessel has been designed to withstand the following loading condition: (i) 2.25 bar absolute internal pressure during the pressure test; (ii) 1 bar absolute external pressure during normal operation; (iii) dead weight of the components inside cryostat; (iv) seismic events; (v) electromagnetic forces originated by the plasma disruption. The main material selected for the cryostat is ASME SA-240 type 304L. The maximum stress and displacement is located in

the inner section of the top lid and amounts to approximately 249MPa and 3.7 mm, respectively. The stress levels are within the allowable under all type of load conditions. The buckling stability has been investigated in detail, and safety factors higher than 5 have been obtained. Extensive information about cryostat structural analyses can be found in [10].

VI. THERMAL SHIELDS

There are four types of thermal shields: (i) the vacuum vessel thermal shields (VVTS) located 5 cm off the outer wall; (ii) the cryostat thermal shields (CTS) located 15 cm off the inside cryostat; (iii) the transition thermal shields (TTS) around ports; and (iv) the support thermal shields (STS) that cover the gravity supports and base plate. These shields act as heat barriers between superconducting magnet operating at 4.5 K and the surfaces of cryostat and vacuum vessel whose temperature is 300 K. The major challenge of the VVTS realization is to ensure the assembly space because it is trapped in the very narrow space between vacuum vessel and TF magnets. Especially, the VVTS must withstand the various loads and displacement without contacting neighboring components. The CTS and TTS are not space-constrained and therefore have more relaxed tolerances. Overall positioning tolerances are specified to 15 mm.

The thermal shields are composed of cryopanel, multilayer insulation (MLI), and supports. The cryopanel is designed to maintain of 80 K during the normal operation and 100 K during bake-out, respectively. The cryopanel is modularized to 16 sectors of 22.5-degree each. The VVTS maintain a nominal radial extent of 45 mm including cryopanel, MLI, and support. The thermal shields coolant is gaseous helium operating at 20 bar and its inlet and outlet temperature are 60 K and 80 K, respectively. At present, the preliminary design of the thermal shields is actively progressed. The prototype cryopanel will be fabricated and tested by March 2003.

VII. VACUUM PUMPING SYSTEM

The KSTAR vacuum pumping system consists of one pumping unit for the vacuum vessel and one pumping unit for the cryostat vessel. Pumping manifolds with 1.4 m diameter are connected to the vacuum vessel and the cryostat. The pumping units for the vacuum vessel include ten turbo-molecular pumps with a pumping speed of 1500 l/s, two cryogenic pumps with a pumping speed of 50,000 l/s, and two roots pumps with a pumping speed of 1000 m³/h. The pumping units for the cryostat are six turbo-molecular pumps with a pumping speed of 1500 l/s, two cryogenic pumps with a pumping speed of 25,000 l/s, and two roots pumps with a pumping speed of 1000 m³/h. To accommodate the unpredicted gas load from the in-vessel components, two cryopumps are installed in the vacuum vessel. Two roots blower pumps with a pumping speed of 1000 m³/h

are used for first roughing. Now the engineering design for the main pumping system is completed. The next engineering works are for the roughing and backing system. The vacuum test of the whole tokamak system will start on March 2005.

VIII. CONCLUSION

The extensive engineering work on main components of the KSTAR tokamak structures has been carried out. It includes thermal and structural analyses, seismic analyses, and intensive drawing works and 3D simulation for site assembly. The analysis results show that there is adequate margin against the allowable stress limit under all the possible loading conditions. Through the manufacture of the prototype vacuum vessel, manufacturing procedures on the vacuum vessel have been successfully developed. Presently, the fabrication of a prototype TF coil and the rigorous engineering works for the magnet structure, in-vessel control coils, PFCs, and thermal shields are under way. We are aiming to complete the engineering design and the prototype manufacture on above subsystem by March 2003.

ACKNOWLEDGMENT

This work was supported by Korean Ministry of Science and Technology under the KSTAR project contract.

REFERENCES

- [1] G. S. Lee, et al., "The KSTAR project: an advanced steady state superconducting tokamak experiment," *Nuclear Fusion*, vol. 40, pp. 575-582, 2000.
- [2] ASME, *Boiler and Pressure Vessels Code*, Section III, Division I.
- [3] *Engineering design report for KSTAR tokamak structure and vacuum system*, vol. I Vacuum Vessel, KBSI, April 2001.
- [4] Y. K. Oh, et al., "KSTAR Magnet Structure Design," *IEEE Trans. Applied Superconductivity*, vol. 11, pp. 2066-2069, 2001.
- [5] Y. K. Oh, "Design Overview of KSTAR Magnet Structures," *submitted to SOFE-19*, 2001.
- [6] C. H. Choi, et al., "Helium and current feeder system of KSTAR," *IEEE Trans. Applied Superconductivity*, vol. 11, pp. 2062-2065, 2001.
- [7] C. H. Choi, et al., "Electro-magnetic loads on the KSTAR magnet system," *submitted to MT-17*, 2001.
- [8] N. I. Her, et al., "Structural Safety Assessment under the low temperature of KSTAR superconducting magnet supporting post," *Cryogenics*, vol. 41, pp. 15-20, 2001.
- [9] ANSYS Inc., 201 Johnson Road, Houston, PA 15342-1300, USA.
- [10] *Engineering design report for KSTAR tokamak structure and vacuum system*, vol. II Cryostat, KBSI, April 2001.

Advanced Physics and Plasma Control with Segmented In-vessel Control Coils in the KSTAR Tokamak

G.S. Lee^a, D.P. Ivanov^b, H.Y. Yang^a, Hogun Jhang^a, J.Y. Kim^a, D.K. Lee^a, K.I. You^a,
H.K. Kim^a, J.S. Bak^a, M. Kwon^a, J.H. Han^a, and J. Last^c

^a *Korea Basic Science Institute, 52 Yeo-eun-dong, Taejeon 305-333, Korea*

^b *Kurchatov Institute, Moscow 123 182, Russia*

^c *JET Facility, UKAEA, Oxon, OX14 3EA, UK*

E-mail: gslee@comp.kbsi.re.kr

Abstract

In-vessel coils are to be used for the fast plasma position control, field error correction (FEC), and resistive wall mode (RWM) feedback stabilization in the KSTAR (Korea Superconducting Tokamak Advanced Research) device. Recently, a new configuration which incorporates toroidal segmentation concept, has been adopted. The new coil system is found to allow a wider range of plasma control flexibility satisfying the KSTAR advanced physics requirements for the plasma position and FEC/RWM control capability, in addition to engineering advantages. Here, we report physics and engineering analyses for the new in-vessel control coil system and explore new physics issues using the in-vessel control coils.

Key Words: Control-coils, Field-error-correction, Resistive-wall-modes, KSTAR

1. Introduction

During the design phase of the Korea Superconducting Tokamak Advanced Research (KSTAR) device [1], the plasma magnetics control has been considered as one of the important requirements for advanced tokamak (AT) operations. Here, the magnetics control implies control of plasma equilibrium parameters by magnetic means, and it includes control of plasma position, current and shape, compensation of non-axisymmetric error field due to many sources (including misalignment of superconducting coils), and resistive wall modes (RWM) control. In-vessel copper coils have been suggested to be used for the fast vertical and radial plasma position control, field error correction (FEC), and RWM feedback stabilization in the KSTAR device. In the earlier version of the in-vessel coil system design (Fig. 1(a)), the plasma position control is to be realized by using two pairs of inner control (IVC for vertical position control and IRC for radial position control) coils while both the error field compensation and RWM control are to be realized by utilizing the picture-frame shaped FEC/RWM coils.

Recently, a significant change has been made to the previous design. A new configuration of in-vessel coils, in which all in-vessel coils are unified into a single set by adopting the concept of segmented coil system, has been emerged. Several advantages, particularly in engineering aspects, have been identified by the adoption of this new type of in-vessel control coil design. From the physics point of view, the new coil system has been

also found to allow a wider range of plasma control capability, including the possibility of helical resonant field generation for tearing mode and plasma rotation control, in addition to the plasma position and FEC/RWM control capability. In the present paper, the recent design progress of the KSTAR in-vessel control coil (IVCC) system is reported. The design features of IVCC are described in Sec. 2. Then, relevant physics considerations and the results of preliminary engineering analyses are presented in Secs. 3 and 4, respectively. A summary and some future works are given in Sec. 5.

2. New design scheme of KSTAR in-vessel control coil system

Figure 1(b) shows the present design of the in-vessel control coil (IVCC) system in KSTAR. Sixteen toroidally segmented coils, which are located in the same positions as in the former two IVC and two IRC coils in Fig. 1(a) (four toroidally segmented coils at each position), replace the old IVC, IRC, and FEC/RWM coils. Thus, the former FEC/RWM coils are eliminated in this new design. Each segmented coil can be easily inserted into the vacuum vessel through three NBI-type ports and one RF port from outside of the vacuum vessel for installation, as shown in Fig. 2.

The new IVCC system should simultaneously control the plasma position and FEC/RWM. Therefore, the connection method of the segmented coils to duplicate the functions of the former in-vessel coils is an important design consideration. Figure 3

represents the cross sectional view of segmented coils and shows the connection method. Each coil has eight conductor bars and are divided into an IC part, which functions like the former IVC or IRC coils, and an FEC/RWM part, which plays the role of former FEC/RWM coils. The IC parts of the IVCC1 and IVCC4 coils consist of six conductor bars while those of IVCC2 and IVCC3 are comprised of four conductor bars. The FEC/RWM parts of all the coils consist of two conductor bars. The IC parts of the coils are serially connected to adjacent coils by jointing them externally to complete the former IVC coils using IVCC1 and IVCC4, and the former IRC coils using IVCC2 and IVCC3, respectively. One of the FEC/RWM parts of the upper IVCC2 is connected to that of upper IVCC1 to form an upper FEC/RWM coil. The other FEC/RWM part of the upper IVCC2 is connected to that of IVCC3 to form a middle FEC/RWM coil. The lower is a mirror configuration of the upper FEC/RWM coil connection. Figure 4 shows detailed combinations of coil connection for position control and FEC/RWM control.

The segmented configuration of IVCC has significant advantages in engineering aspects. They include: (1) enhancement of the coil system reliability with no welding or brazing points inside the vacuum vessel, which results in removing the possibilities of major accidents such as cooling water leakage or coil destruction due to weak mechanical strength in the weak points, (2) simplification in fabrication and installation owing to the coils being able to be fabricated outside the vacuum vessel and installed after device assembly, (3) easy

repair and maintenance of the coil system, and (4) substantial saving in in-vessel space by the reduction of two coil sets to one.

3. Physics requirements

The relevant physics issue of KSTAR IVCC is that it should be capable of controlling (1) unstable vertical movements inherent to elongated plasmas, (2) rapid radial position adjustment to provide effective antenna-plasma coupling, (3) resistive wall modes, and (4) the compensation of non-axisymmetric error fields.

The power supply requirements for the control of vertical and radial motions are not changed significantly from the previous design values because the locations of segmented control coils coincide with the former IVC and IRC locations. The maximum feedback currents and voltages for vertical position control (IC parts of IVCC1 and IVCC4) and for radial position control (IC parts of IVCC2 and IVCC3) are 42 kA-turns and 123 V/turn, and 22 kA-turns and 52 V/turn, respectively. These values are the same as those reported in Ref. 2.

There is a considerable reduction of required currents for both error field correction and RWM control by the adoption of the new design concept owing to the change of coil positions (closer to plasma boundary). In the assessment of possible error fields in KSTAR, various possible sources of error fields, such as misalignment during coil installation, coil winding irregularities, bus lines, and vacuum vessel welding have been considered. When the

permeability of the welded vessel joints is 1.10 and the standard deviation of misalignment is 2 mm, the maximum current needed to correct the error fields below the critical value of locked modes (FEC/RWM parts of all the coils) has been estimated to be about 13 kA-turns, which is about half the value obtained for the previous design. In addition, it is found that the harmonics of error fields generated from segmented IC connection are predominantly $(m,n)=(1,4)$ component and negligibly small (≤ 0.07 gauss/kA). Meanwhile, the calculation of required currents for RWM control has been investigated using a cylindrical model [3]. A proportional-integral-differential (PID) control law has been applied in this study. Figure 5 shows the critical gain over which the RWM is stable, as a function of feedback coil position. In the present design of IVCC, it is shown that the RWM can be suppressed with proportional gains larger than 200. The required feedback coil current is estimated to be about 2.4 kA-turns under the assumption of 5 gauss of RWM amplitude. There is a reduction of a factor of three compared with the feedback current requirement from the old version of FEC/RWM coils.

Besides the duplication of functions of former in-vessel coils, there are other interesting physics possibilities to be explored by using the new IVCC design. By applying a helical magnetic perturbation, magnetic islands can be generated on some rational surfaces, which will then act to drag locally the plasma flow. A local flow shear can be thus generated around some rational surfaces, which is well-known to be able to suppress local turbulent fluctuations. It is, however, noted that the islands can act negatively by providing a seed for

the neoclassical tearing modes or by destabilizing the RWM by the reduction of plasma rotation. A more careful study is thus necessary to see whether this scheme can be used effectively for the control of local flow shear and related turbulent transport. Other possibilities are the control (suppression or generation) of tearing modes, and initiation of static magnetic islands at the plasma edge for impurity control

4. Preliminary engineering analysis

Mechanical stress analyses for several possible worst case scenarios have been carried out in the case of IC connection to design support structures. The number of vertical supports used in the analyses for IVCC1 and IVCC4 is twelve (three per segment) and that of IVCC2 and IVCC3 is sixteen (four per segment). One inter-segment joint is located at every circular-to-straight transition part where two adjacent segments meet each other. The allowable peak equivalent stresses for the conductor and case material are 218 and 207 MPa, respectively. The calculated maximum peak stress on the conductor material of IVCC2 and IVCC1 are 123 and 147 MPa, respectively. But those on case material reach up to 249 MPa for IVCC2 and 340 MPa for IVCC1. These results show that the stress on case material of the circular part of IVCC1 exceeds for several worst cases. Although increasing the number of the IVC vertical supports is considered to resolve this problem, there is little choice to increase the number of supports due to the limited in-vessel space. Thus, it is necessary to compromise the case

thickness and material selection. From the analyses of time delay and amplitude reduction of feedback currents based on the solutions of a set of circuit equations, the maximum allowable case thickness has been found to be 4 mm.

Another important design issue comes from the dual function configuration, meaning non-uniformity and non-axisymmetry of currents in the coil system. Thus, mechanical and thermal effects of the configuration should be carefully investigated. The electromagnetic load calculation has been completed for the mechanical stress analysis of the segmented coils. As in the case of the IC connection, the maximum load distribution is located at the circular-to-straight transition part, whose absolute maximum value reaches up to 72 kN/m in radial direction, 59 kN/m in toroidal direction, and 99 kN/m in z-direction. On the basis of this calculation, a detailed three-dimensional analysis is now in progress and will be reported in a future publication.

5. Summary and future works

A new scheme based on toroidal segmentation of coils has been adopted in the design of KSTAR IVCC system for the control of vertical and radial plasma position, compensation of error fields, and control of RWM. It has been found that the new design scheme has many outstanding advantages not only in engineering aspects but also in physics point of view. Combining distinct plasma control activities with different time scales in a

single coil system is not straightforward and requires extensive research works. From physics viewpoint, the development of optimal IVCC operation scenario under the consideration of relationship between error fields and RWM control is in progress. The possibility of using IVCC for the control of tearing modes and the plasma rotation will be investigated in the future. Detailed engineering design of the IVCC system, including mechanical and thermal stability analyses of the coils, design and analysis of support structures, coil feed-through, and development of coil baking scenario, is in progress and will be reported in the near future.

Acknowledgements

This work was supported by the Korea Ministry of Science and Technology under the KSTAR project contract.

References

- [1] G. S. Lee, et al., Nucl. Fusion, **12** 1515 (2001).
- [2] Hogun Jhang, J. Y. Kim, Fus. Eng. Des., to be published
- [3] Hogun Jhang, S. H. Ku, J. Y. Kim, Phys. Plasmas, **8** 3107 (2001)

Figure Captions

Fig. 1. Schematic diagrams of the design of (a) the former KSTAR in-vessel coil (IVCC) system, and (b) the present KSTAR IVCC system.

Fig. 2. Configuration of the KSTAR vacuum vessel and IVCC.

Fig. 3. Cross sectional view of segmented coils and the connection scheme for field error correction (FEC) and resistive wall mode (RWM) control.

Fig 4. Combination of KSTAR IVCC for position control and FEC/RWM control.

Fig 5. Critical gain as a function of feedback coil position (a : plasma minor radius, c : radial position of feedback coils).

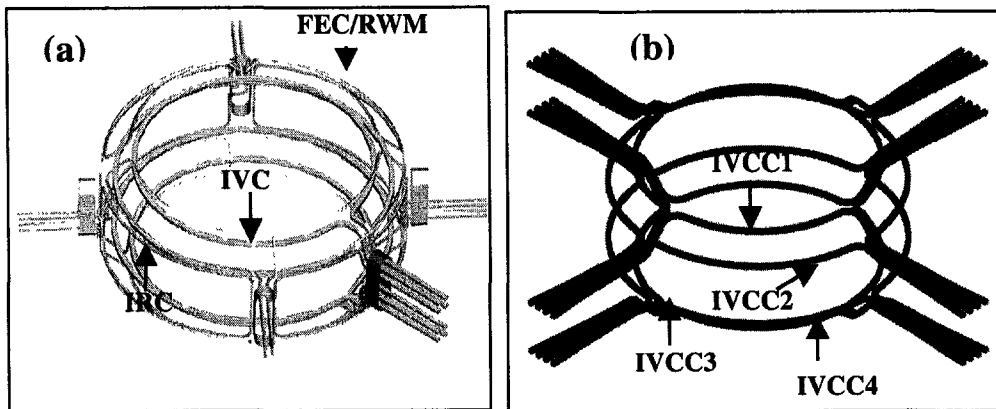


Figure 1

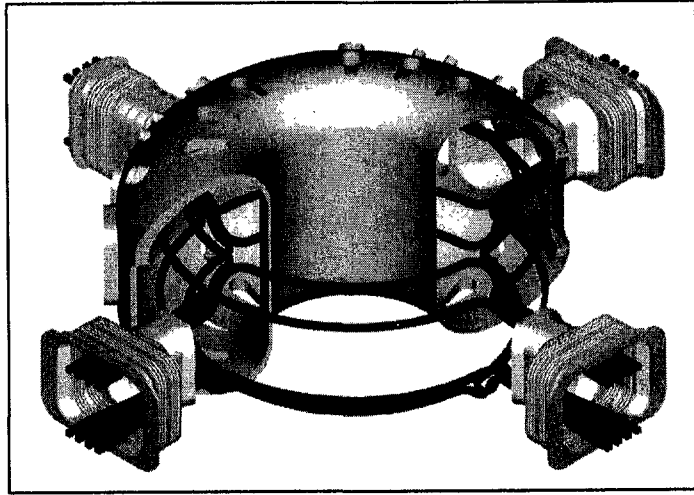


Figure 2

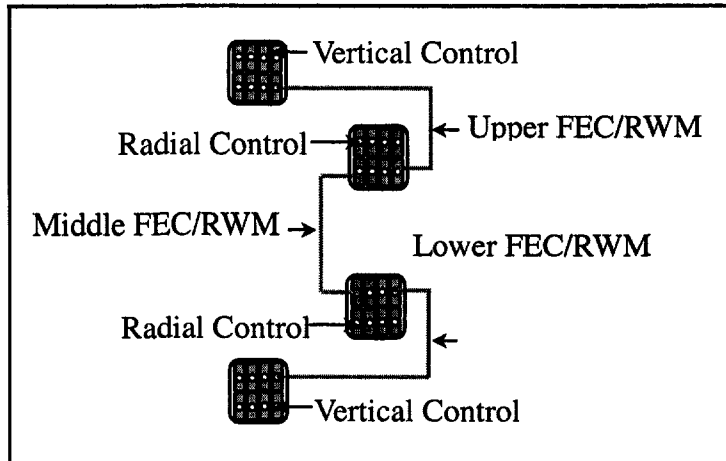


Figure 3

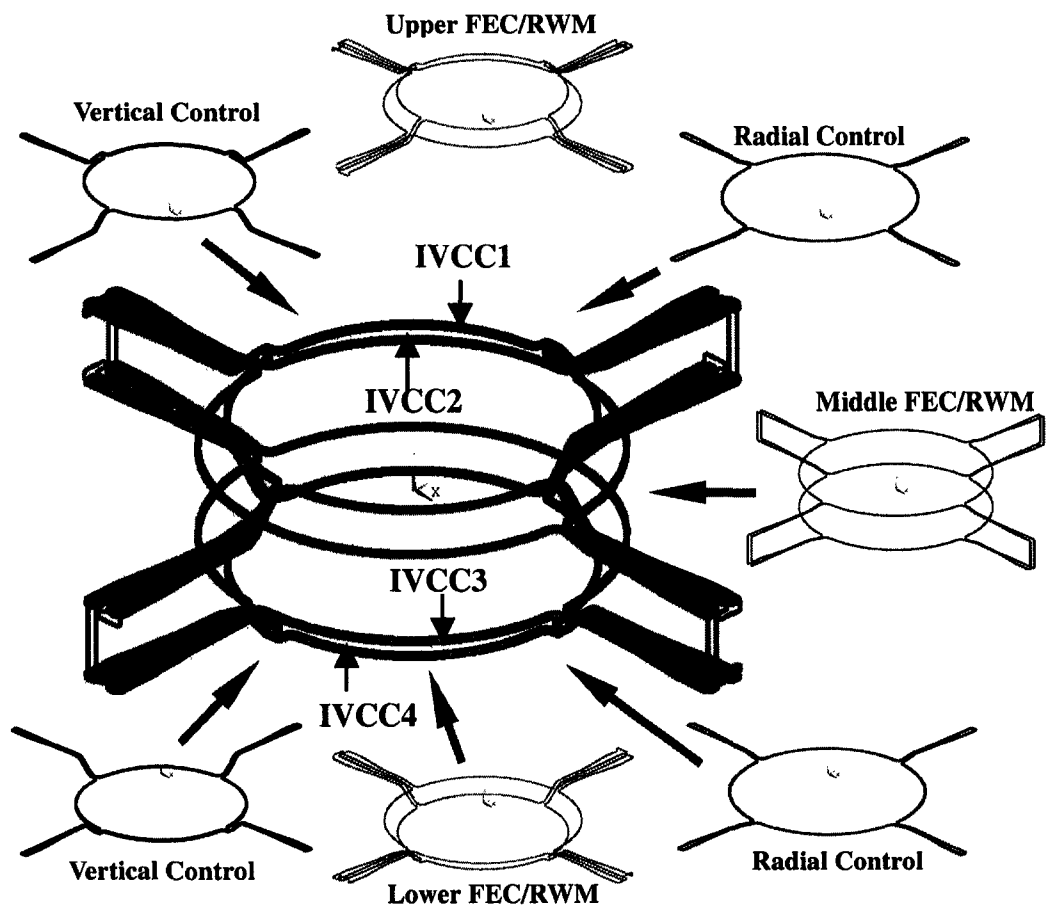


Figure 4

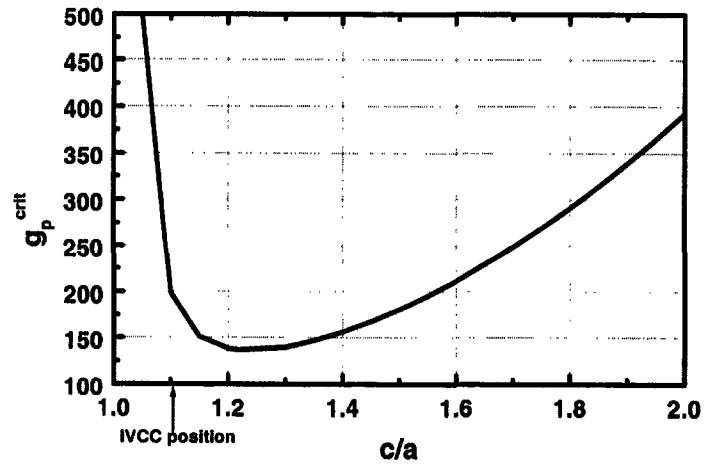


Figure 5

Study of Thermal and Cooling Load for KSTAR Thermal Shield Design

Dong-Lak Kim^{A*}, Seungyeon Cho^A, Seung-Hyun Kim^A, Myun Kwon^A,
Gyung-Su Lee^A, Kwang-Sun Kim^B, Young-Mi Noh^B

Korea Basic Science Institute^A,

Korea University of Technology and Education^B

Abstract

In order to derive the detailed design of cryostat thermal shield cryopanel, which plays a role to make the Tokamak Nuclear Fusion Equipment work at both stable and efficient conditions, the commercially available software package FLUENT 5.3, whose accuracy already verified, was utilized. This study investigated the effects of thermal sources on the temperatures of Lid, Body, Base, and EH-Port cryopanel by the numerical technique whose grid generations cover the solid and gas region of the panel. The physical model of the thermal shield cryopanel is that the 10mm diameter of the pipe with 1mm thickness is soldered on the Stainless steel Panel with 4mm thickness. The heat fluxes to the panel are assumed to be by thermal radiation in the vacuum space and by conduction through the supporters. The inlet conditions of Helium gas are 20 atmospheric pressures and 60K temperature.

Key Words : Thermal Shield, Cryopanel, Radiation, Conduction, Simulation, Helium Gas

1. Introduction

The good things about nuclear fusion are that the fuel is abundant and distributed around the world, and it does not produce the carbon dioxide which will cause the environmental pollution and make the earth warmer. The price of deuterium that is a core fuel for nuclear fusion energy is remarkably cheaper than that of coal. The nuclear fusion energy does not produce much harmful radioactivity and the possibility of accidents is less. Based on these advantages, the cheap, clean, and safe nuclear fusion energy has been evaluated as the leading alternative energy for the coming years. Among the models of nuclear fusion reactors, Tokamak equipment was developed at the Kurchatov Research Institute in Russia in 1960s. Since 1960s Europe, Japan, and USA became the advanced countries which had the technology to research and develop the nuclear fusion reactors. In Korea, Korea Basic Science Research Institute has been constructing the next generation KSTAR (Korea Superconducting Tokamak Advanced Research) Tokamak equipment. The KSTAR Tokamak equipment uses the superconducting coils to control the

motion of plasma within the vacuum vessel. Thermal shield panel of KSTAR Tokamak equipment is designed to shield the thermal radiation from high temperature heat sources to the 4.5K superconducting magnets which should be stable and operated efficiently. This study is to find the optimized shapes of thermal shield cryopanel based on the numerical simulations of thermal and cooling loads. The operated conditions of Helium gas flow and shapes of thermal shield cryopanel are very important to shield efficiently thermal radiation. The numerical system to analyze the thermal characteristics of thermal shield cryopanel has been developed and the cooling conditions and shape design to maintain the appropriate temperatures have also been suggested.

2. Numerical Method

2.1. Governing Equations

This study employs the commercially available package 'FLUENT 5.3' whose accuracy has been verified through various examples published in the scientific journals. The basic governing equations along with standard k- ϵ turbulent modeling are to be introduced in this section. The mass balance equation for

Corresponding author. Fax : 82-42-865-3499

e-mail address : dlkim@comp.kbsi.re.kr

fluid flow is called 'continuity equation' and it is derived as

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \underline{u}) = 0 \quad \text{-----(1)}$$

The momentum equation is being derived from Newton's Second Law of fluid motion which implies that the rate of change of momentum of a fluid particle equals the sum of the forces on the particles. Applying the above equation along with the relations between force and stress to the momentum equation yields so-called 'Navier-Stokes equations', which are summarized as follows:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \underline{u}) &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad } u) + S_M, \\ \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \underline{u}) &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad } v) + S_M, \\ \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w \underline{u}) &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{grad } w) + S_M. \end{aligned} \quad \text{-----(2)}$$

The energy equation is derived from the First Law of Thermodynamics which states that the rate of change of energy of a fluid particle is equal to the rate of heat addition to the fluid particle plus the rate of work done on the particle.

$$\frac{\partial(\rho h_0)}{\partial t} + \text{div}(\rho h_0 \underline{u}) = \text{div}(k \text{grad } T) + \frac{\partial p}{\partial t} \quad \text{-----(3)}$$

In this study standard k-ε turbulent modeling is used to measure the eddy viscosity and it is assumed to be isotropic. The Boussinesq approximation stating the linear relation between Reynolds stress and average velocity gradient is also employed. The k-ε model is a more sophisticated and general description of turbulence which allows for the effects of transport of turbulence properties by the mean flow and diffusion and for the production and destruction of turbulence. The transport equations, one for the turbulent kinetic energy k and a further one for the rate of dissipation of turbulent kinetic energy ε, are solved. And these are derived as

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k \underline{U}) = \text{div}\left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{grad } k\right) + 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - \rho \epsilon \quad \text{-----(4)}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho \epsilon \underline{U}) & \quad \text{-----(5)} \\ &= \text{div}\left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \text{grad } \epsilon\right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \end{aligned}$$

The equations contain five adjustable constants. The standard k-ε model employs values for the constants that are derived from by comprehensive data fitting for a wide range of turbulent flows:

$$C_\mu = 0.09; \sigma_k = 1.00; \sigma_\epsilon = 1.30; C_{1\epsilon} = 1.44; C_{2\epsilon} = 1.92 \quad \text{-----(6)}$$

The equation (7) is used to determine the radiation

heat flux arrived at the panels in cryostat and the equation (8) is used to determine the conduction heat flux through the supporters. The actual heat fluxes applied in the simulations are multiplied by the experienced safe factors

$$\overset{\square}{Q}_{Rad} = \sigma F_e A_c \left[(T^H)^4 - (T^C)^4 \right], \quad \text{-----(7)}$$

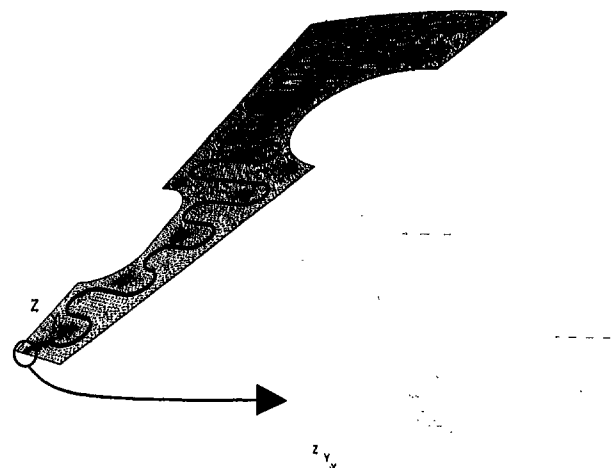
$$\frac{1}{F_e} = \left(\frac{1}{\epsilon_c} + \frac{1}{\epsilon_s} - 1 \right) + (N-1) \left(\frac{2}{\epsilon_s} - 1 \right) + \left(\frac{1}{\epsilon_H} + \frac{1}{\epsilon_s} - 1 \right)$$

$$\overset{\square}{Q}_{Cond} = \sum k_a A \frac{dT}{dX} \quad \text{-----(8)}$$

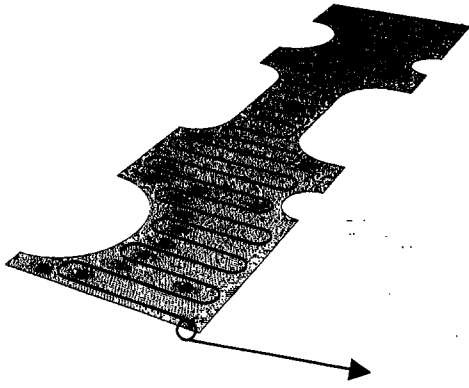
Thermal radiation heat flux within the cryostat was computed based on the assumption of parallel hot plate to thermal shields. The emissivities, ε_s of multi-layer insulation panels between the hot plate of emissivity, ε_T and the thermal shield panel of emissivity, ε_C are assumed to be constant as ε_s. N is the number of shield, σ is Stefan-Boltzmann constant, and k_a is the thermal conductivity.

2.2. Physical Model and Grid Generation

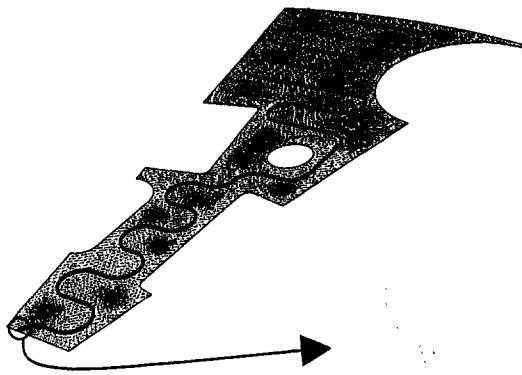
The cryostat thermal shield cryopanel consists of Stainless steel 304L panel of 4mm thickness and same material pipes of 10mm diameter and 1mm thickness which are being soldered on the surface of panel. These soldered pipes are tried to be placed 150-200mm apart each other and evenly distributed on the whole surface of the panels. The physical models are shown in figure 1 and the inlet temperature of helium gas is 60K. The heat flux supplied to the panels by thermal radiation and conduction are removed by the convection heat flux of helium gas which is flowing within the designed pipes.



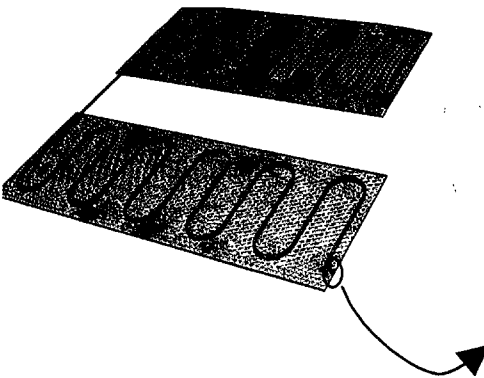
(a) Physical model & Grid generation of Lid cryopanel



(b) Physical model & Grid generation of Body cryopanel



(c) Physical model & Grid generation of Base cryopanel



(d) Physical model & Grid generation of EH-Port cryopanel

Figure 1. Physical model & Grid generation of cryopanel

The gas flow along the pipes, the cryopanel and pipes attached to it are simultaneously discretized and solved together.

The thermal shield cryopanel of the KSTAR Tokamak is classified into two parts; Cryostat(Lid, Body, Base) and Vacuum Vessel which includes the ports. Once they are designed separately as 16 pieces which are again divided into two parts (upper and lower), some of the pieces are set up to the inside wall of the cryostat, some

to the outside wall of the vacuum vessel and the others to the outside wall of the ports.

The shapes of the Lid, Body, Base and EH-port cryopanel are being discretized as shown in Fig. 1, and the grid generation for solid and fluid parts are coupled together to increase the accuracy and to reduce the computing time. This numerical approach has strong advantages to cover both convective heat and conductive heat analysis for different phases of materials such as gas and solid. In the region especially near the inside surface of the pipe which needs more accurate results for heat transfer and flux, the more dense rectangular staggered mesh sizes have been adopted. The combinations between triangular and rectangular meshes have also been tested.

2.3 Boundary Condition

Boundary conditions are divided into two parts; the heat conditions coming into the panel and the Helium flow inside the pipe which removes the heat. The heat flow coming into the panel is again divided into two parts. One is 5.5W/m^2 radiative heat flux striking at the surface and the other is the different conductive heat flux depending upon the various shapes of cryopanel. Table 1 and 2 show the heat transfer occurred through the supporter and the cooling line of manhole shield panel.

Table1. Conduction Heat transfer through the supporter(W/EA)

| Classification | | Supporter | Thermal Load (W) |
|----------------|--------|-----------|------------------|
| LID | Upper | Fixe | 0.755 |
| | | Type 1 | 0.755 |
| | | Type 2 | 0.754 |
| | Lower | Fix | 0.503 |
| | | Type 3 | 0.503 |
| | | Type 4 | 0.629 |
| Body | Type 5 | 0.629 | |
| | Fix | 0.440 | |
| Base | Type 6 | 1.600 | |
| | Type 7 | 0.470 | |
| EH-Port | Upper | Fix | 1.600 |
| | | Type 8 | 0.220 |
| | Lower | Fix | 2.240 |
| | | Type 9 | 0.220 |
| | | Type 10 | 0.628 |
| | | | |

Table2. Conduction Heat transfer through the cooling line of

manhole shield panel (W/EA)

| Classification | | Thermal Load (W) |
|----------------|-------|------------------|
| Lid | | 0.33 |
| Body | Upper | 0.20 |
| | Lower | 0.43 |
| Base | | 0.27 |

Different types of supporters, fixed or movable (Type 1~10), were adopted in the cryopanel, as shown in Table 1. The allowable thermal loads were calculated for those supports. With the fixed inlet temperature of Helium gas 60K and the pressure 20 atm, the mass flow rate is determined to keep the difference between in the inlet temperature and the outlet temperature of the pipe being below 15K. The mass flow rates for different cryopanel are presented in Table 3. No-slip boundary condition is applied to the inside wall of the pipe where Helium gas flows. The physical properties of Helium gas and Stainless steel are dependent upon the temperatures and

Table 3. Helium mass flow rate in pipe(kg/s)

| Classification | Mass Flow Rate(He) (kg/s) |
|----------------|---------------------------|
| Lid | 0.000579 |
| Body | 0.00133 |
| Base | 0.000369 |
| EH-Port | 0.00120 |

Tabl 4. Physical properties of Helium

| Classification | Physical Properties |
|---|---|
| Density, ρ (kg/m ³) | $\rho = \rho(T)$ $= 0.0027T^2 - 0.5664T + 39.663$ |
| Specific heat, C_p (J/kg-K) | $C_p = C_p(T)$ $= 0.0542T^2 - 10.017T + 5693.5$ |
| Thermal conductivity, k (W/m-K) | $k = k(T) = 0.0005T + 0.02$ |
| Viscosity (pa-s) | $\nu = \nu(T) = 7 \times 10^{-8}T + 3 \times 10^{-6}$ |

Table 5. Physical properties of Stainless steel 304L

| Classification | Physical Properties |
|---|---|
| Density, ρ (kg/m ³) | 7900 |
| Specific heat, C_p (J/kg-K) | $C_p = C_p(T)$ $= - 0.0062T^2 + 3.5T - 40.248$ |
| Thermal conductivity, k (W/m-K) | $k = k(T)$ $= -0.0001T^2 + 0.0677T + 3.5908$ |

presented in Tables 4 and 5.

3. Results

The results from the numerical analysis focuses on obtaining the possible uniform temperature distribution by considering the thermal balance of shield panels.

From figures 2 to 5, the figures indicate the temperature distributions of Lid, Body, Base and EH-Port cryopanel with inflowing Helium gas when radiation and conduction thermal load come into the panel. The left ones of figures 2-4 and the upper one of figure 5 represent the panel temperatures and the other figures represent the temperature ranges over 75K.

Based on the numerical computations described above, the gas temperature changes almost linearly along the pipe and the temperatures of Lid, Body, Base and EH-Port cryopanel range about 60~80K. As radiation heat is transferred to the whole surface of the panel, the hot spot was not found from this relatively uniform heat flux. However, conductive heat is transferred to the very small contact surface by supporters, the high heat flux generates the hot spots where the maximum temperature of about 100K was found.

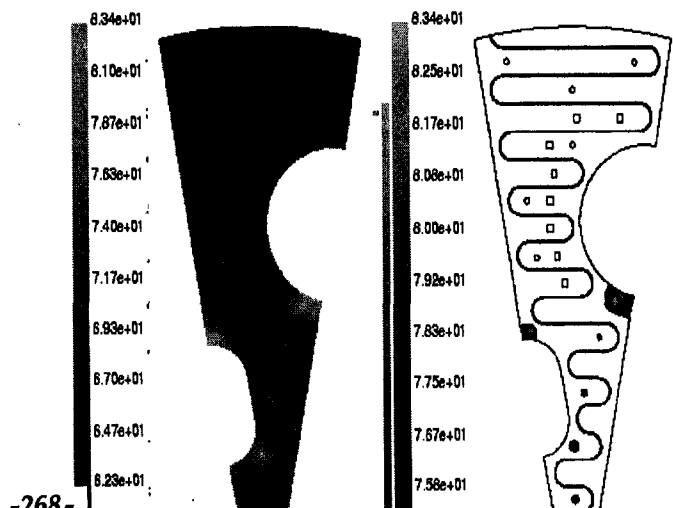
As shown in figures 2~5, although temperatures of some parts reach 100K, these hot spots are very small and their temperature differences are smaller than 40K. Therefore Lid, Body, Base and EH-Port cryopanel designed with the conditions provided in section 2.3 may have few problems.

One of the reasons why temperatures of some portions are relatively high is that conduction heat flux through

Figure 2. Panel temperature distribution of Lid cryopanel

Figure 3. Panel temperature distribution of Body cryopanel

Figure 4. Panel temperature distribution of Base cryopanel



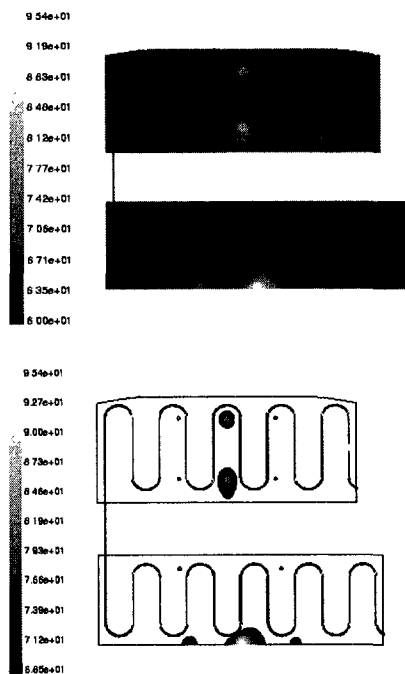


Figure 5. Panel temperature distribution of EH-Port cryopanel

the supporter is high, and helium gas is not able to remove the enough conduction heat since the cooling gas is flowing through the channels. In order to keep the temperature distribution being more uniform, conduction heat through the supporters has to be reduced. The heat source positions had better be positioned at the front of helium pipe, and helium gas mass flow rate may be increased.

The commercially available software package FLUENT5.3 may deal with both the convective and the conductive region of the panel by employing the grid generations on the fluid flow and the solid parts.

The employment of grid generations on the fluid and solid region together will not only produce the savings of computational time but also increase the stability of the numerical simulations. The powerful graphic capabilities of the FLUENT5.3 were found to be the bases to analyze the more detailed configurations.

4. Conclusion

In this study the thermal and cooling load simulations for KSTAR cryostat thermal shield design have been carried out. Through this study, the optimal panel shapes with cooling pipes and the operational conditions to keep appropriate temperature distribution of thermal shield cryopanel have been found, using 3-D heat transfer codes, FLUENT.

In order to avoid the "hot spots" generated around the

supporters, the proper locations and the heat flux rates of supporters have been investigated. The panel optimal shapes and the heat flux have achieved the temperature distribution of Lid and Base cryopanel below 85K and below 97K for EH-Port and Body cryopanel.

In this study, the heat flow coming into the panel is constant at each part. The future study will include 1) more non-uniform heat transfer to the panel from the different temperature surfaces, 2) the temperature distribution of man-hole shield, 3) the temperature distribution of more port shields, and 4) how to minimizing the hot spot temperature.

Acknowledgement

This work is supported by the Korean Ministry of Science and Technology under the KSTAR Project Contract and the authors appreciate their active assistance.

[Reference]

- [1] Fluent Inc., Fluent 5.3,
- [2] H. K. Versteeg & W. Malalasekera, Computational Fluid Dynamics, Longman Scientific & Technical (1995)
- [3] Michael F. Modest, Radiative Heat Transfer, McGRAW-HILL International Edition
- [4] Frank P. Incropera & David P. Dewitt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 1996
- [5] Adrian Bejan, Convection Heat Transfer, John Wiley & Sons, Inc (1985)
- [6] John A. Roberson and Clayton T. Crowe, Engineering Fluid Mechanics, John Wiley & Son, Inc. (1997)
- [7] Cryodata, Inc., Hepak Version 3.4
- [8] Cryodata, Inc., Cryocomp

KSTAR トカマクシステム用熱輻射シールドの概念設計

The Conceptual Design of Thermal Shield
for KSTAR TOKAMAK System

韓國基礎科學支援研究院, 金東洙, 許南一, 趙昇衍, 金昇顯, 權勉, 李京洙,
韓國原子力研究所, 尹炳周

Korea Basic Science Institute, Dong-Lak Kim, Nam-II Her, Seung Yeon Cho,

Seung Hyun Kim, Myun Kwon, Gyung-Su Lee,

Korea Atomic Energy Research Institute, Byung-Ju Yoon

e-mail : dlkim@comp.kbsi.re.kr

The Korea Superconducting Tokamak Advanced Research(KSTAR) Project is in progress since 1996. Major parameters of the KSTAR tokamak are : major radius of 1.8m, minor radius of 0.5m, toroidal field of 3.5 Tesla and plasma current of 2MA with a strongly shaped plasma cross-section and double-null diverter(1).

The main purpose of the thermal shield(TS) for KSTAR tokamak is to eliminate the thermal radiation from the room temperature side to the coil temperature (4.5K) region so as to reduce the thermal load on the He refrigerator.

There are two types of thermal shields ; one is the vacuum vessel thermal shield (VVTS) located 5 cm off the VV outer wall and the other is the cryostat thermal shield (CTS) located 15 cm off the inside cryostat. Both shields act as heat barriers between superconducting magnets that operate at 4.5 K and the surfaces of cryostat and VV whose temperature is 300K.

The TS is composed of multilayer insulation (MLI) which is the insulating material coated with very thin aluminum, cryopanel which is cooled by cold gaseous He, and supports which stand the cryopanel and MLI on the room temperature part. The thermal shielding cryopanel is cooled under 80K and 100K during normal operation and bakeout of vacuum vessel, respectively, by a forced flow of 20bar helium gas through cooling pipes on the cryopanel (Table 1).

The KSTAR machine is TOKAMAK type and there are strong mechanical loads and vibrations induced by plasma disruption and abrupt sweep of pulsed high magnetic field. The cryopanel must endure these mechanical loads and high pressure of cooling gas. Currently considering cryopanel types are ; double wall type, serpentine type and spot-welded

cryopanel and to be selected the proper one for its condition. In this work current status of the design of thermal shield will be mentioned.

Table 1. Operation condition of Thermal Shield

| | | |
|---|---------------------------------------|---|
| 1 | Wall Temp.of Cryostat & Vacuum vessel | 300 K, (baking :150°C for vacuum vessel wall) |
| 2 | Designed operation temp. of Cryopanel | -Inlet temp. of He gas: 60 K -Normal op. : max. 80 K -Baking : max. 100 K |
| 3 | Operation Pressure | 20 bar, $\Delta p \leq 0.5$ bar |
| 4 | Coolant | Gaseous He |

[Reference]

- (1) KSTAR Project Team,
"PHYSICS REQUIREMENTS DOCUMENT",
KSTAR ANCILLARY ENGINEERING REVIEW DOCUMENTS, pp. 1 ~ 11. 1998.

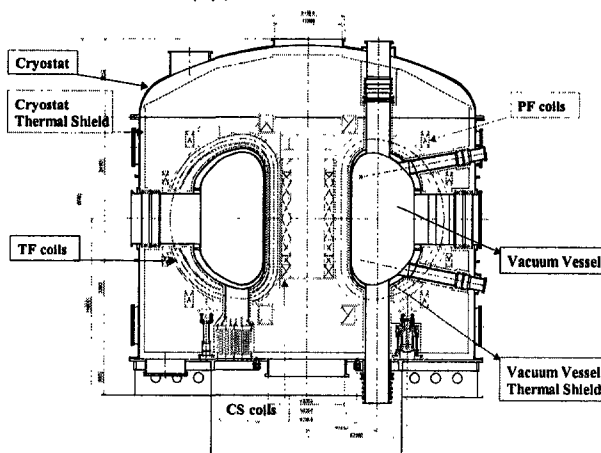


Fig. 1. The Cross-sectional View of KSTAR TOKAMAK

Engineering Design of KSTAR Tokamak Main Structure

K. H. Im 1), S. Cho 1), N. I. Her 1), D. L. Kim 1), G. S. Lee 1), M. Kwon 1), C. J. Do 1), J.B. Kim 2), Y.C. Kim 2), J.S. Lee 2), I. K. Yu 1), S. R. In 3), B. J. Yoon 3), G. H. Hong 1), B. C. Kim 1), G. H. Kim 1), W. C. Kim 1), J. W. Sa 1), and the KSTAR Team

- 1) Korea Basic Science Institute, Taejon, Republic of Korea
- 2) Hyundai Heavy Industries, Ulsan, Republic of Korea
- 3) Korea Atomic Energy Research Institute, Taejon, Republic of Korea

e-mail contact of main author : imkh@comp.kbsi.re.kr

Abstract. The main components of the KSTAR (Korea Superconducting Tokamak Advanced Research) tokamak including vacuum vessel, plasma facing components, cryostat, thermal shield and magnet supporting structure are in the final stage of engineering design. Hyundai Heavy Industries (HHI) has been involved in the engineering design of these components. The current configuration and the final engineering design results for the KSTAR main structure are presented.

1. Introduction

The main components of the KSTAR tokamak structure are the vacuum vessel (VV), plasma facing components (PFCs), cryostat, thermal shield (TS) and magnet with its supporting structure as appeared in FIG. 1. Now they are in the final stage of engineering design. HHI has been involved in the engineering design of the PFCs, VV, cryostat, magnet supporting structure and their interfacing supporting structures. The overall configuration and the detailed dimensions of the KSTAR structure have been determined. The installation and fabrication-related documents covering fabrication procedure, surface preparation and cleaning, inspections, installation procedure, etc., have also been prepared. Here the current configuration of the KSTAR structure except for the superconducting magnet is described briefly and then the design methodology and the analysis results are presented.

2. Plasma Facing Components

The PFCs consist of the divertor, inboard limiter, passive stabilizer (including ripple armor), neutral beam shinethrough armor, and poloidal limiter as shown in FIG. 2. Each has bolted graphite or carbon-fiber-composite (CFC) tiles supported by SA240-316LN (for the divertor,

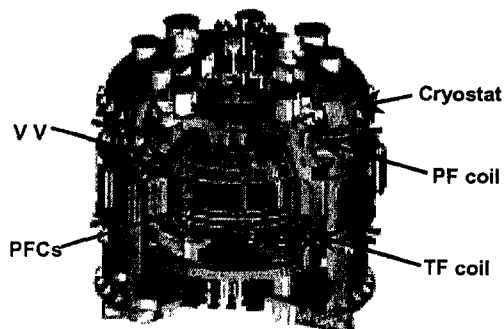


FIG. 1. KSTAR tokamak structure

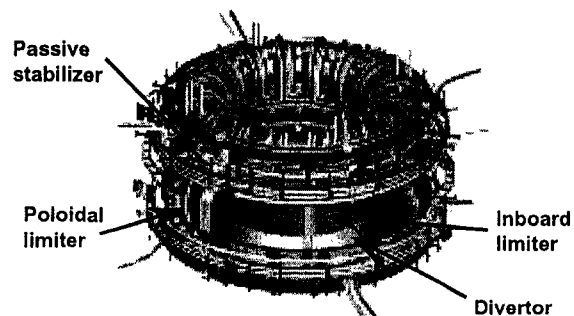


FIG. 2. KSTAR plasma facing components

inboard limiter, neutral beam shinethrough armor, and poloidal limiter) and CuCrZrMg (for passive stabilizer) backplates. The backplates are attached to the VV through the PFC supports except for the poloidal limiter which resides on the mechanical support of passive stabilizer. Basically the PFCs are designed for the baseline operation, however, inboard limiter and passive stabilizer can accommodate upgrade operation conditions. The backplates of divertor, inboard limiter and passive stabilizer are divided into 16 sectors of 22.5 degree each by considering the coolant/baking gas pipe size, assembly and maintenance. Each sector has its own separate cooling channel and will be connected with neighboring sectors by bolts.

All baseline PFCs will be water-cooled during plasma operation to maintain the surface temperatures of graphite and CFC tiles to be less than 600°C and 1200°C, respectively. The baking temperature of the PFCs, 350°C, can be achieved within 24 hours and their operation scenario has been established [1]. Coolant and baking gas requirements on operation and bakeout have been obtained and the baking/cooling channel design has been carried out. Baking gas for the PFCs is supplied by a separate route from the VV. Stress analyses for the situations of plasma disruption, coolant pressure and bakeout have been carried out using ANSYS code [2]. The contribution of EM loads to the design was much less than the thermal loads generated during bakeout. Thermal analyses on the carbon tiles have also been performed to determine the required thermo-mechanical properties and to select the proper materials. Cryopump of over 50 Torr-l/s at 1 mTorr will be installed in the divertor pumping plenum. The cryo-surface temperature of less than 4.3 K is maintained with 3.7 K two-phase liquid helium and regeneration will be done within 10 minutes for 20 seconds of baseline operation.

3. Vacuum Vessel

The VV consists of the inner and outer shells, horizontal, vertical and slanted ports, and the leaf spring style vessel supports with various types of bellows as appeared in FIG. 3. Double walls are separated by poloidal and toroidal ribs and filled with shielding water. The overall external dimensions of the main body are 3.39 m high, 1.11 m inner radius and 2.99 m outer radius. The VV material is SA240-316LN. The VV was designed to be capable of achieving the base pressure of 1×10^{-8} Torr, and also to be structurally capable of sustaining the vacuum pressure plus baking gas pressure between shells, and the electromagnetic (EM) and thermal loads during plasma disruption and bakeout, respectively.

The VV will be baked out to at least 250 °C at the inner wall by hot nitrogen gas flowing through the channels formed between double walls and the reinforcing poloidal ribs, and these temperatures will be reached within 24 hours. The 3-D temperature distribution and the resulting thermal loads in the vessel during bakeout were calculated. The maximum EM loads on the VV and PFCs induced by eddy and halo currents resulting from the plasma radial and vertical disruption scenarios have been estimated using the SPARK code [3]. The EM loads on the PFCs are important to the design of the PFC support and its interface area to the VV. The disruption events consist of 1 ms of thermal quench and 4 ms of current quench. Total poloidal halo currents are assumed to be 40 % of plasma currents and have toroidal non-symmetry with a peaking factor of 2:1 [4]. The extensive stress analyses have been performed on the vacuum vessel, cryostat, and magnet supporting structure under various load conditions including static (dead weight, coolant and vacuum pressure), thermal (baking gas and cool down temperature), dynamic (EM and seismic forces) and their combined loads using the ANSYS code. The values of the loads and maximum stresses for each component are summarized in Table I. Allowable stress limits are from ASME design code[5]. The thermal

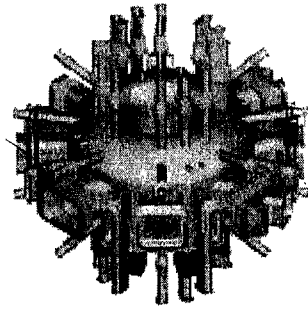


FIG. 3. KSTAR vacuum vessel

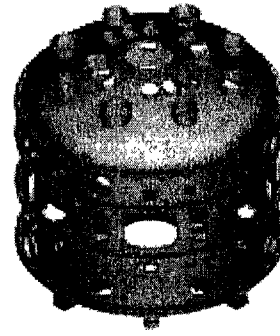


FIG. 4. KSTAR cryostat

load produced the high stresses and displacement for the vacuum vessel, and played a major role in designing the vacuum vessel. The stress analysis for the seismic load condition has been done, too. All resulting stresses were below the allowable stress limit for all components and it has been found that the VV and its supports are structurally rigid. To examine fabricability, a prototype of vacuum vessel is being constructed, measured and inspected. The fabrication and installation-related documents are also prepared.

TAB. I: STRUCTURAL ANALYSIS RESULTS OF THE KSTAR TOKAMAK

| Structure | Load Conditions | | Load | Stress Analysis Results | | |
|--------------------------|-----------------------|--|----------------------|-------------------------|------------------------|------------------------|
| | | | | Max. Stress (MPa) | Allowable Stress (MPa) | Max. Displacement (mm) |
| Vacuum Vessel | Dead Weight (DW) | | 100 ton | 34.8 | 173 | 0.3 |
| | Coolant Pressure (CP) | | 4 bar | 136.5 | 173 | 1.11 |
| | Vacuum Pressure (VP) | | 1 bar | 112.6 | 173 | 5.34 |
| | Thermal Load (TL) | | 250°C | 206.5 | 347 | 21.9 |
| | Seismic Load (SL) | | H=0.12g, V=0.08g | 23.0 | 207 | 1.10 |
| EM Load | Eddy Radial | | 6 ton | 31.9 | 173 | 0.32 |
| | Halo Radial | | 49 ton | 119.1 | 173 | 5.40 |
| | Eddy Vertical | | 330 ton | 117.7 | 173 | 0.90 |
| | Halo Vertical | | 151 ton | 139.2 | 173 | 1.89 |
| Combined Loads | DW+CP+VP+EM | | | 142.9 | 173 | 3.00 |
| | DW+CP+VP+EM | | | 151.5 | 173 | 3.94 |
| | DW+CP+VP+TL | | | 242.7 | 347 | 22.5 |
| Cryostat | DW | | 600 ton | 40.65 | 173 | 0.65 |
| | DW + VP | | 600 ton +1 bar | 149 | 173 | 4.2 |
| | Port Analysis | | Port DW +1 bar | 65.33 | 173 | 2.44 |
| | Support Analysis | | 600 ton | 74.37 | 173 | 0.08 |
| | Seismic Load(SL) | | H=0.12g, V=0.08g | 11.07 | 207 | 0.47 |
| Magnet Support Structure | DW+EM-F | | 343 ton +230 ton | 102.5 | 206 | 0.73 |
| | DW+EM-F+TL | | 343ton +230ton +4.5K | 276.4 | 413 | 11.59 |
| | DW+EM-F+TL+SL | | 343ton +230ton +SL | 279.2 | 496 | 11.59 |
| | Seismic Analysis | | H=0.12g, V=0.08g | 145.6 | 247 | 1.95 |

4. Cryostat

The cryostat shown in FIG. 4 is an 8.8 m diameter, single-walled cylindrical vacuum vessel with a dome-shaped lid that provides the vacuum boundary to protect the magnet. Electrical and mechanical penetrations with bellows have been designed to restrict the displacements of all of the ports due to EM loads and thermal loads within the allowable limits. The cryostat design has been executed to satisfy the performance and operation requirements such as a base pressure of 1×10^{-5} Torr. The cryostat vessel has also been designed to be structurally capable of sustaining the atmospheric pressure plus a dead weight of the VV, PFCs and magnet and the dynamic EM loads under all plasma disruptions by performing modal, buckling and stress analyses. The maximum stress of 149MPa for the cryostat occurred under the dead weight and vacuum pressure load conditions as shown in Table I.

5. Thermal Shield

The purpose of the thermal shield (TS) is to reduce the thermal radiation from the room temperature side to the coil temperature (4.5K) region. There are two types of thermal shields; one is the vacuum vessel thermal shield (VVTS) located 4 cm off the VV outer wall and the other is the cryostat thermal shield (CTS) located 15 cm off the inside cryostat. Both shields act as heat barriers between superconducting magnets that operate at 4.5 K and the surfaces of cryostat and VV whose temperature is 300 K. The TS is composed of multilayer insulation (MLI), cryopanel, and supports. Aluminized Kapton and aluminized Mylar are used as MLI materials for the VVTS and the CTS, respectively. Also CFRP (Carbon-Fiber Reinforced Plastics) and GFRP (Glass-Fiber Reinforced Plastics) are selected as VVTS and CTS support materials, respectively. The cryopanel was designed to maintain a maximum temperature of 80 K during normal operation and 100 K during bakout, respectively. The TS coolant is gaseous helium operating at 20 bar and its inlet and outlet temperatures are 60 K and 80 K, respectively, during normal operation. The thermal loads on the cryopanel are summarized in Table II.

TAB. II: THERMAL LOADS ON THE CRYOPANEL.

| Structure | Normal Operation [kW] | Hard Baking [kW] | Soft Baking [kW] |
|---------------|-----------------------|------------------|------------------|
| Cryostat | 2.5 | 0 | 2.5 |
| Vacuum vessel | 2.7 | 15 | 10.3 |
| Sum | 5.2 | 15 | 12.8 |

6. Magnet Supporting Structure

The magnet supporting structure consists of one supporting ring, eight supporting posts, and eight vertical limiters as shown in FIG. 5. The supporting ring cooled by 4.5 K supercritical helium is a rigid ring structure with a rectangular cross section. The supporting post, which has an 80 K active cooling module on the thermal anchor block, is not only a flexible structure that absorbs thermal shrinking of the superconducting magnet but is also a rigid structure that supports the magnet weight of about 300 tons and the plasma disruption loads of about 200 tons. Each supporting post is bolted to both the supporting ring and the base structure of the cryostat and has a temperature distribution of 4.5-300 K. CFRP is used for the supporting post material to reduce coolant heat loss from the magnet to the cryostat and to assure structural rigidity. The magnet vertical limiter is a vertical displacement limiter of the

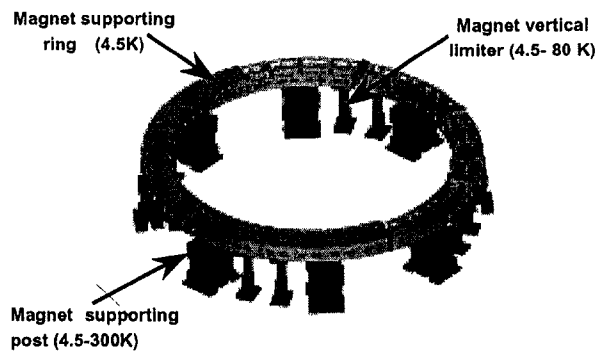


FIG. 5. KSTAR superconducting magnet supporting structure

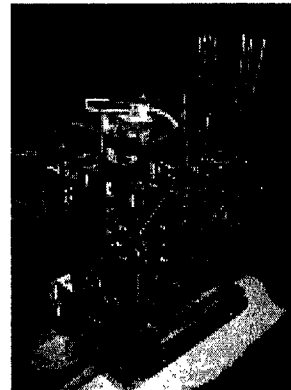


FIG. 6. Prototype of the magnet supporting post

supporting ring to protect the supporting post. Structural analyses for the supporting structure under design loads has been performed to verify its structural reliability and the results are summarized in Table I.

A real size prototype of the supporting post shown in FIG. 6 was manufactured to verify the structural safety and fabricability. Static and compressive cyclic load tests equivalent to the magnet dead weight and the 320 ton of maximum plasma vertical disruption load, respectively, have been performed at liquid-nitrogen temperature. No failure occurred and it was found that all stresses are much smaller than the allowable limits.

7. Conclusion

The engineering design on main components of the KSTAR tokamak structures has been carried out. The extensive thermal and structural analyses on PFCs, the vacuum vessel, the cryostat, the thermal shield, and the magnet supporting structure have been done so far. The detailed drawings for these structures have been produced. The fabrication and installation-related documents are also prepared. To examine fabricability, a prototype of the vacuum vessel is being constructed, measured and inspected. Also, the structural safety and fabricability of the supporting post has been verified successfully through the test of a real size prototype.

* This work is supported by the Korea Ministry of Science and Technology.

References

- [1] Doyle, B.L., et al., "Temperature Dependence of H Saturation and Isotope Exchange", J. Nucl. Mat. 103&104, (1981) 513-518
- [2] ANSYS, Inc., 201 Johnson Road, Houston, PA 15342-1300, USA
- [3] Weissenburger, D.W., "SPARK V1.1 User's Manual", PPPL-2494, (1988)
- [4] Cho, S., et al., "Design and Analysis of the KSTAR Vacuum Vessel", Proc. of 20th SOFT, (1998) 1733-1736
- [5] ASME, Boiler and Pressure Vessel Code, Section III, Division I.

Support System of the KSTAR Vacuum Vessel

B.J. Yoon^a, S.R.In^a, S.Cho^b

^a Korea Atomic Energy Research Institute, 150 Duckjin-Dong, Yusong, Taejon, 305-353 Korea.

^b Korea Basic Science Institute, 52 Yeoun-Dong, Yusong, Taejon, 305-333 Korea.

Abstract — This conflicting condition, which generates not only EM interactions during plasma disruptions but also the thermal expansion during a baking, can be solved by making the support system, in principle, rigid in the vertical direction and soft in the radial direction, adopting Hilman roller and leaf spring concepts. In this paper preliminary design concept of the leaf spring is presented. A parametric study using analytic equations, and results of 3D structure analysis with 180° model of the vessel including the support system are also discussed.

1. Introduction

The KSTAR vacuum vessel, which contains various in-vessel components including massive PFCs, internal coils, in-vessel cryopump and so on, is set on the bottom plane of the cryostat through a support system. The support system should be not only strong enough to withstand forces acting on the in-vessel components and the vessel itself due to the dead weight and EM interactions during plasma disruptions, but also sufficiently flexible to admit full of the thermal expansion during a baking. This conflicting condition can be solved by making the support structure, at least in principle, perfectly rigid in the vertical direction and perfectly soft in the radial direction, adopting Hilman roller and leaf spring concepts. In this paper preliminary design concept of the leaf spring is presented. A parametric study using analytic equations, and results of 3D structure analysis with 180° model of the vessel including the support system are also discussed.

2. Support concepts

The support system of the KSTAR vessel consists of 4 Hilman roller structures and 4 leaf springs (Fig. 1), which are expected to share evenly the vertical force exerted on the vessel. The Hilman rollers in the present design are attached on the down side of a plate welded perpendicularly on the sidewall of a large vertical port. Design goal is such that the Hilman roller system follows freely the displacement induced by the thermal expansion of the vessel during 250°C baking, and the leaf spring system exerts a large restoring force to the vessel after the bake out, minimizing the residual shift of the vessel from an original location.

2.1 Hilman roller system

There is practically a question on the free radial movement of the Hilman roller during a baking because the plate on which the rollers are installed is not kept horizontal in the baking due to a non-uniform temperature distribution, and then the vertical restrainers fixed on the base structure hinder the plate

from moving smoothly. Such a problem can be avoided by installing a sliding mechanism not on the bottom, but on the equatorial plane of the vessel where displacement is keeping left-right and up-down symmetry deformation in the reference of vessel cross section. Although the mid-plane supporting system has been used in large tokamaks like JT60U and DIII-D, this concept is not practically applicable to the complicate and compact KSTAR structure, in which the vacuum vessel is surrounded by 4K magnets and massive 4K reinforcing plates to be thermally insulated from the vessel of room temperature. Even though leaf spring system in Fig. 2 is not shown, it is going to be installed between Hilman rollers.

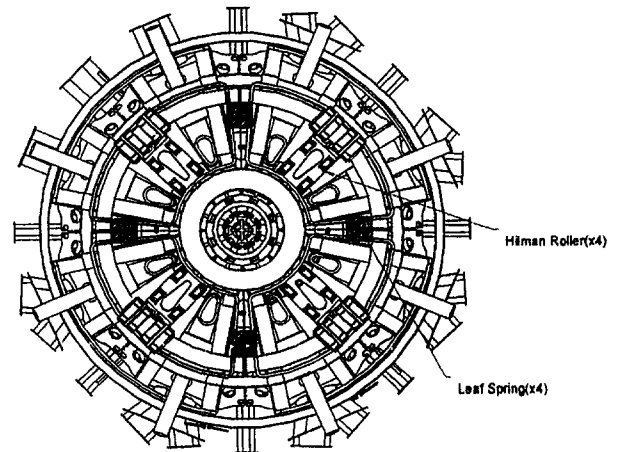


Fig. 1 Plane view of the KSTAR structure including the vessel, the magnets and the support systems.

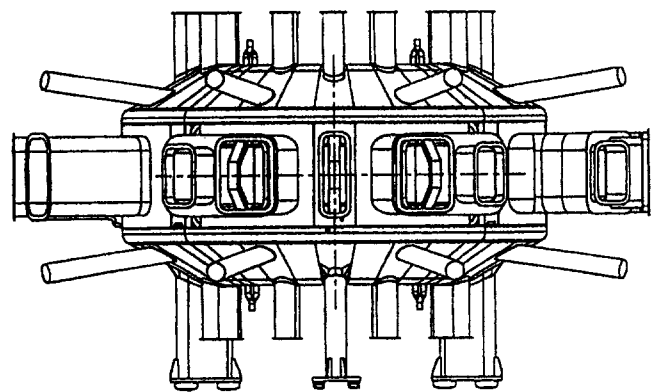


Fig. 2 Front view of the KSTAR vessel structure including Hilman rollers without the leaf spring system.

There are a few ideas to reform the present Hilman roller system; (1) generating a sufficiently uniform temperature, (2) using a well curved base plane to meet a real displacement

trajectory, (3) placing the Hilman rollers at the midway line of the plate, not at the corners, (4) replacing the Hilman roller system with the leaf spring system.

However, (2)(3)(4) are not a good solution, because there is not enough space between the vertical port and TF coil case for installing a leaf spring of required performances(Fig. 1). There is no alternative installing support system on the down side of vessel and on the base plane of cryostat.

2.2 Leaf spring

Fig. 3 Cross-section of the vessel and the TF coil shows available space for the leaf spring. The leaf spring, which comprises several parallel elastic plates, is located at the site-welded vessel joint where no vertical port is made(Fig. 1). A gap between the vessel and the TF coil is necessary at minimum to attach thermal shield panels on the vessel and to assemble the TF coils around the vessel. Therefore, it is nearly impossible to place the leaf spring at the same circumferential line of the Hilman roller system, where the space is too narrow to attach an additional fixing block on the vessel and to fasten the upper plate of the leaf spring to the block. There is no alternative to locating the leaf spring at the larger major radius side(Fig. 3). It is possible, in this way, to provide a more flexible space for the leaf spring while providing the gap required between the vessel and the TF coil.

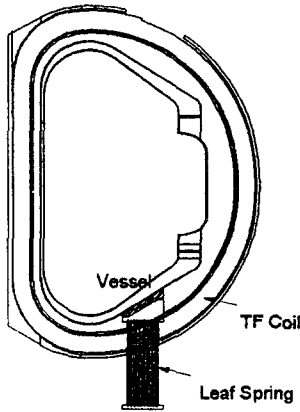


Fig. 3 Cross-section of the vessel and the TF coil, which shows available space for the leaf spring.

To lower the residual shift of the vessel after baking and to resist buckling, the spring plate must be thickened and widened. The limitation in the width is from the available space, while the thickness is limited by the stress produced on the deflected plate due to the thermal expansion of the vessel. The deflection of the spring plate y by the horizontal force F_H is expressed as(Fig. 4)

$$y = \frac{F_H L^3 (1 - \nu^2)}{Ebh^3} \quad (1)$$

where L : length of the spring plate,
 b : width of the spring plate,
 h : thickness of the spring plate,
 ν : Poisson ratio,
 E : Young's modulus.

The residual displacement after baking $y_{residual}$ is determined by the force acting on the spring plate due to the friction between the Hilman roller and the base plane. Then $y_{residual}$ is calculated replacing F_H in Eq. (1) with the frictional force F_F as follows,

$$y_{residual} = \frac{F_F L^3 (1 - \nu^2)}{Ebh^3} \quad (2)$$

Here, F_F is given by

$$F_F = \frac{fF_T}{(N_H + N_L)N_p} \quad (3)$$

where F_T : Total weight of the system put on the support,

f : friction coefficient ($0 < f < 1$)

N_L : No. of leaf spring set,

N_p : No. of spring plate in a set,

N_H : No. of Hilman roller set.

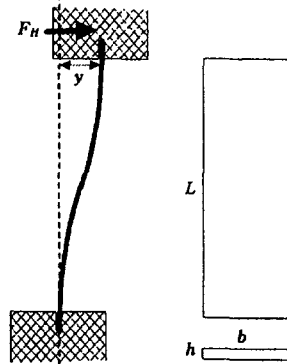


Fig. 4 Model of single plate of the leaf spring

In Eqs. (2) and (3) $y_{residual}$ is linearly proportional to F_F , and inversely to N_p .

The maximum stress on the spring plate, when a deflection is produced by a horizontal force, is given by

$$\sigma_{max} = \frac{3F_H L}{bh^2} = y \frac{3Eh}{L^2 (1 - \nu^2)} \quad (4)$$

During a baking which generates the thermal expansion of the vessel and, consequently, the displacement y_{baking} at the top of the leaf spring, the maximum stress of the spring plate is calculated inserting $y=y_{baking}$ in the above equation.

$$\sigma_{max} = y_{baking} \frac{3Eh}{L^2 (1 - \nu^2)} \quad (5)$$

Note that y_{baking} has a certain spatial distribution, but consistent one for a fixed temperature profile, and σ_{max} is independent of b (width of the plate).

The critical buckling load $F_B[1]$ of the plate is simply expressed as

$$F_B = \frac{bh^3 \pi^2 E}{3(1 - \nu^2)L^2} \quad (6)$$

In Eqs. (2) and (5) $y_{residual}$ is proportional to $L^3 h^{-3} b^{-1}$, and σ_{max} to hL^{-2} . It is easier to fulfill the condition that both $y_{residual}$ and σ_{max} should be less than allowable ones by increasing L than by decreasing L , because σ_{max} varies as L^{-1} for a fixed value

of $y_{residual}$ satisfying a requirement. However, the material cost will rise as L^2 in this case.

3. Sample calculation and parametric study of leaf spring

3.1 Forces acting on the vessel

Weight

| | Normal operation | Baking |
|---------------------|------------------|--------|
| Vessel | ~40 | ~40 |
| Water | ~15 | - |
| PFC | ~20 | ~20 |
| Inter coil(IC+FECC) | ~10 | ~10 |
| In-vessel cryo-pump | ~1 | ~1 |
| Thermal shield | ~10 | ~10 |
| total | ~96ton | ~81ton |

Force due to halo current ; $\sim 2.55 \times 10^6$ N(260 ton)[2]

Max. vertical force(F_{max}) per spring plate;

$$\sim 3.5 \times 10^6 \text{ N} \div 8 \div 10 = 43750 \text{ N}$$

Displacement due to thermal expansion;

8~10 mm at the bottom side of the vessel

3.2 Geometrical conditions

| | | |
|---|---|--|
| SS316LN $N_H=N_L=4$ $N_P=10$ | $L=1 \text{ m}$, $\nu=0.3$ $b=0.4 \text{ m}$, $E=192 \text{ GPa}$ $h=0.02 \text{ m}$ | $F_T \sim 800000 \text{ N}$ $f=0.05$ $F_F=500 \text{ N}$ |
| $y_{baking}=10 \text{ mm}$ $y_{residual}<1 \text{ mm}$ | $A_b(\text{bolt c.x area})=\pi \cdot 0.015^2=7.07 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ $N_b(\text{No. of bolt})=4 \times 6$ | |

3.3 Results

The calculation results with the base line parameters(see 3.2) are as follows,

maximum stress $\sigma_{max}=127 \text{ MPa}$,
residual displacement $y_{residual}=0.7 \text{ mm}$,
buckling load $F_B=2.3 \times 10^6 \text{ N} \approx 53 \times F_{max}$.

Therefore SS316LN(allowable stress $1.5S_m = \sim 210 \text{ MPa}$) can be used in this design as the material of the leaf spring. As considering a safety factor, if required, Inconel (750/718 $\rightarrow 1.5S_m = \sim 1000 \text{ MPa}$) may be a possible candidate material.

Besides the baseline values, in Fig. 5 variations of the maximum stress and the residual displacement as a function of the thickness is shown for three values of the length and two values of the width. As increasing the length by 20%(to 1.2 m) the spring also should be thickened by the same factor when holding the value of the residual displacement(point A), while the stress is decreased by 20%(point B), and the material cost raises by 44%.

These results are not applied only to the leaf spring consisting of plates of equal width(e.g rectangular or square), but are also truth of any composition of plates of different width(e.g trapezoidal, circular) if considering an average value.

3.4 More to discuss

1) The residual shift of the vessel is not much sensitive to the location of the leaf spring.

2) If holding the stress, the residual displacement varies as L^2 .
3) The maximum stress of the plate can be reduced by thinning it, which however increases the residual displacement by cubic of the changing factor.

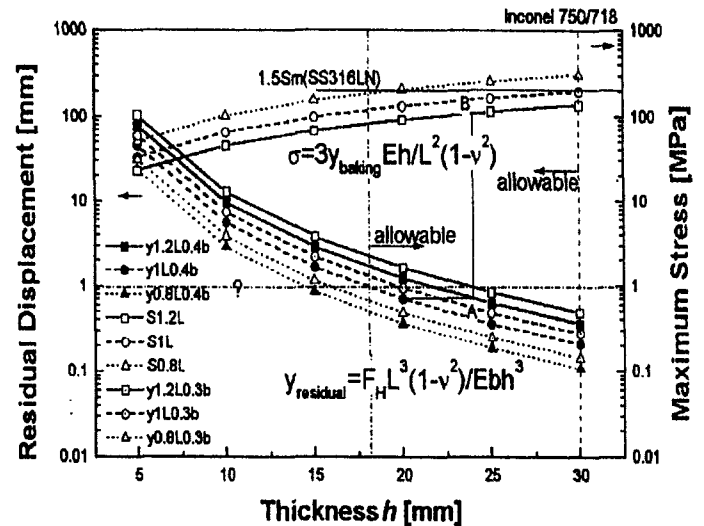


Fig. 5 The maximum stress and the residual displacement as a function of the thickness. A proper thickness is selected in the common range satisfying both requirements, $\sigma_{max} < 1.5S_m$ and $y_{residual} < 1 \text{ mm}$. Here $F_H=500 \text{ N}$, $y_{baking}=10 \text{ mm}$ and $f=0.05$.

4) The number of the plates is reduced by thickening it as keeping the residual displacement. If the thickness is increased by 25% the number of plates can be reduced to 1/2 and more than 35% of the material cost will be saved, but the stress is also increased by 25%.

5) If the plate thins by 25% with the same length, the number of plates should be increased two fold to keep the same residual displacement, and the stress reduces by 25%.

6) If the width(b) should be reduced by 50%, to keep the same stress and residual displacement either of 1) increasing the number of plates($\sim b^{-1}$) two fold or 2) increasing the thickness($\sim b^{-2/3}$) and the length($\sim b^{-1/3}$) by 59% and by 26% respectively, should be done.

7) The friction coefficient may has a variety of values depending on the sliding mechanism and the surface condition.

8) The support structures don't actually receive the same vertical force.

9) The support system should be equipped with the thermal shield panels and proper heaters.

4. Structure analysis

4.1 Model

The preliminary model of the leaf spring is like Fig. 6. This design is based on the presupposition that an area of $500 \times 500 \text{ mm}^2$ can be found in the space between TF coils and magnet support structures, which is the largest square ideally obtained without considering detailed structure. However, in the present

design most area between TF coils is covered by thick reinforcing plate except holes for penetration of ports, and conductors of FECC(field error correction coil) partially block the bottom side of the desired area. Therefore the magnet structure should be redesigned by changing the position of the penetration gap if adopting the design of the leaf spring proposed in this paper. Now a feasibility study for removing external FECC is being progressed. However, if this study would end with confirming the necessity of external FECC, the width of the leaf spring should be decreased to ~200 mm even though modifying fully the magnet structure.

The structure analysis for the vessel including the leaf springs and the Hilman roller plates was carried out using ANSYS. The analysis model is shown in Fig. 7.

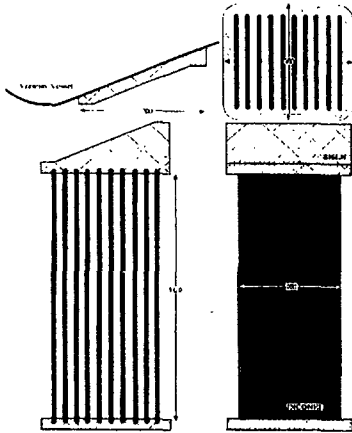


Fig. 6 Model of the leaf spring.

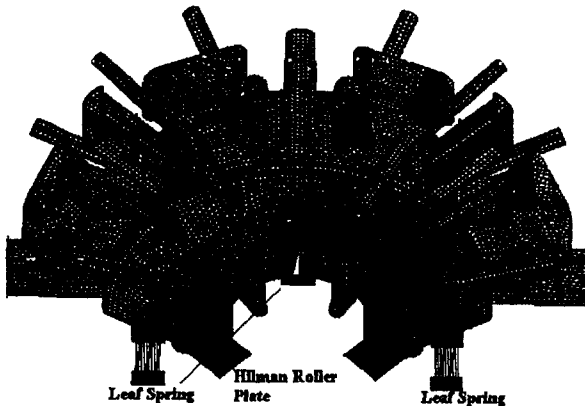


Fig. 7 3D Model of the KSTAR vessel for the structure analysis.

4.2 Analysis results

The support system is considered to be sufficiently strong, and thermally expandable. The horizontal displacement of the top of the leaf spring is ~8 mm during the 250 °C baking. Then the maximum stress on the leaf spring is ~100 MPa, while ~141 MPa on the vessel (Fig. 8).

Forces (~3.5x10⁶N) acting on the vessel in severe condition including halo current disruption is vertically applied at top of leaf spring. Then the buckling load factor is solved by the value of 49.4 (Fig. 9).

The safety is enough if the buckling load factor is more than 3[3] about a reference load.

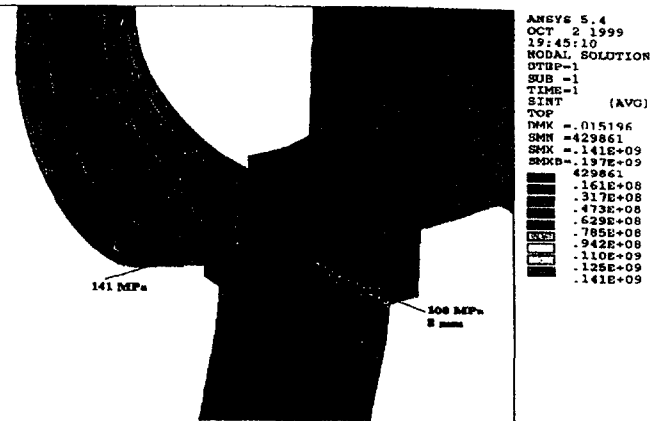


Fig. 8 Distribution of the stress produced on the leaf spring during the 250 °C baking.

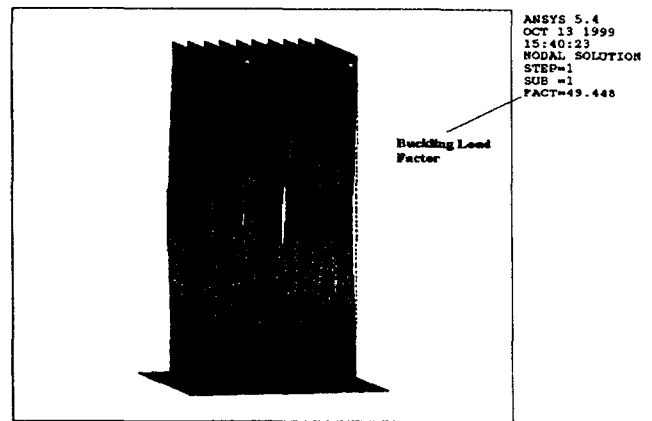


Fig. 9 Buckle load calculation of the leaf spring.

5. Summary

A parametric study using analytic equations and results of 3D structure analysis with 180° model of the vessel including the support system are also discussed. For leaf spring modified design, it is considered to define geometric dimension as variations of stress and residual displacement. Leaf spring optimal design less than $y_{residual}$ (=1mm) is performed.

Leaf spring

| | Parametric study | FE analysis |
|-----------------------|------------------|-------------|
| Displacement | 10mm | 8mm |
| Max. stress | 127 MPa | 100 MPa |
| Buckling load Factor | 53 | 49.4 |
| Residual displacement | 0.7mm | - |

REFERENCES

- [1] Walter D. Pilkey, Formulas for stress, strain, and structural matrices, JOHN WILEY & SONS INC, p.551,1994.
- [2] S. Cho, et al., "Design and Analysis of KSTAR Vacuum Vessel," Proceedings of the 20th Symposium on Fusion Technology, Marseille, France. pp.1733-1736, 1998.

[3] ASME, Boiler and Pressure Vessels code, Section III,
Division 1, Table T-1521-1