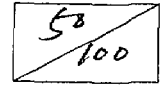


027104-13  
73731/6  
V.3

제3차년도  
최종보고서

UCN96090



GOVP 19711614

# 헬리콥터용 소형 터보샤프트 엔진 기술개발

Development of Small Turboshaft  
Engine Technology for a Helicopter

연 구 기 관  
한국항공우주연구소

과 학 기 술 처

# 제 출 문

과학기술처 장관 귀하

본 보고서를 “헬리콥터용 소형 터보샤프트 엔진 기술개발” 과제의 최종보고서로 제출합니다.

1997년 8월

주관연구기관명 : 한국항공우주연구소  
총괄연구책임자 : 이 대 성  
선 임 연구 원 : 현 용 익  
선 임 연구 원 : 양 수 석  
선 임 연구 원 : 설 우 석  
선 임 연구 원 : 김 진 한  
선 임 연구 원 : 차 봉 준  
연 구 원 : 손 창 민  
연 구 원 : 윤 민 수  
연 구 원 : 김 춘 택

## 요 약 문

### I. 제목

헬리콥터용 소형 터어보 샤프트 엔진 기술 개발

### II. 연구개발의 목적 및 중요성

헬리콥터용 터어보 샤프트 엔진은 고도의 설계 및 엔지니어링 기술과 소재 및 정밀가공기술, 성능시험기술 등의 집합체로서 관련산업에로의 기술 선도성이 매우 큰 고부가가치성 제품이며 각종 산업용 개스터어빈 및 각종 터어보 기계의 수요가 급증하는 국내의 실정에서 반드시 구축해야하는 2000년 대를 향한 필수적인 핵심기반기술이다.

헬리콥터용 엔진은 국내에서 조립생산의 실적은 있으나 개발의 경험은 전무한 상태로 엔진 시스템 설계 및 성능시험 기술과 같은 핵심기술의 국내정착이 시급한 실정이다. 왜냐하면 이러한 핵심기술을 구축하지 못할 경우 21세기에는 제작생산산업에 있어 선진국과의 기술격차가 매우 심각해질 것으로 판단되기 때문이다.

근래에 국내의 민수용 및 군수용 헬리콥터의 수요가 증대됨에 따라 헬리콥터와 함께 터어보 샤프트 엔진의 국내개발이 타당성을 갖게 되었으며 이러한 요구는 가까운 장래에 시제개발이 구체화 될 것으로 판단되었고 이에 따라 터어보 샤프트 엔진의 설계 및 개량기술을 국내에 정착시키기 위한 일환으로 본 연구를 수행하였다.

### III. 연구개발의 내용 및 범위

본 연구는 향후 국내에서 요구될 헬리콥터의 요구출력을 선정하여 이에 부합하는 엔진을 개발하는데 있다. 그 방법으로 우선, 터보 샤프트 엔진의 기술 추이를 분석하고 그에 따른 데이터베이스를 구축하여 요구출력과 유사한 엔진 중 기술적 검토를 거쳐 요구출력을 낼 수 있는 개량대상엔진을 선정하였다. 이 개량대상엔진을 토대로 시스템해석에 의해 개량 가능한 핵심부품을 도출한 후 이 핵심부품의 개량 방안을 설정하였다. 이는 1차년도에 이미 수행한 것으로 1차년도 보고서에 수록되었다.

본 보고서에는 개량엔진의 요구되는 출력을 얻도록 엔진핵심부품인 2단 축류 압축기의 공력/구조설계 및 제작을 포함한 개량기술을 기술하였다.

당초 3차년도 연구내용은 설계된 축류압축기의 제작 및 성능시험을 수행하는 것이었고 연구기간은 12개월로 계획되었다. 그러나, 과거의 연구기간 계획조정으로 인하여 9개월로 단축된 바 성능시험까지 수행이 불가능하였다. 현재 2단 축류압축기를 제작단계에 있으며 성능시험 준비중이다. 이와 관련한 연구내용은 후속사업에 연계되어 보고될 것이다.

### IV. 연구개발결과 및 활용에 대한 건의

본 연구를 통하여 터보 샤프트 엔진 관련 기술추이의 데이터베이스를 구축하였으며 개스터어빈엔진의 개량기술의 기반을 마련하였다. 본 연구는 국내의 각종 개스터어빈 관련 산업으로의 기술파급을 통해 국내기술로 한국형 개스터어빈의 개발이 가능할 것으로 보며 따라서 국산화율은 물론 수입대체효과 측면

에서 지대한 기여를 할 것으로 기대된다

# **SUMMARY**

## **I. Subject**

Development of Small Turboshaft Engine Technology for a Helicopter

## **II. Objectives and Significance of Research**

Turboshaft engines for helicopter are high value-added products which require technologies composed of advanced design, engineering, material, manufacturing and performance testing. This basic and core technology for gas turbines and various turbomachineries should be established for 2000s to meet the increasing demand for gas turbines and various turbomachineries.

Engines for helicopter have been assembled but have never been developed domestically. Technologies of the engine system design and performance test are urgently needed because the technological gap in the field of manufacturing industries between developed countries and us will be serious in the 21st century if these technologies are not adopted as soon as possible.

Recently, according to the steadily increasing demand for helicopters, the development of new helicopters has become pertinent. This demand will also invoke the need for the development of propulsion systems, i.e., turboshaft engines. This project has been performed to raise the technology

of design and upgrade of turboshaft engine for the demand in the near future.

### **III. Contents and Scope of Research**

This project is focused on the development of an engine which has the appropriate power required for the potential helicopter which will be in demand in the near future.

Firstly, the trend of technology for turboshaft engine has been analyzed, and data base has been established. As a base engine for the upgrade of helicopter propulsion system, an engine which produces similar power to the requirement was selected after several steps of evaluation procedure among potential candidate engines in the world. System analysis was performed regarding the base engine to select core parts which should be re-designed for upgrading. Then, the methodology of upgrade of core parts was established. Up to this content was contained in the "Report of year (I)" of this project.

In this report, a study of the technologies on the upgrade of 2 stage axial compressors containing aerodynamic/structural and manufacturing skills are illustrated.

The 3rd year of this project was planned to manufacture and test the designed axial compressors for 12 months. However, the period of this

year's project was reduced as 9 months. Thus, it was not possible to perform the performance tests. Currently, the two-stage axial compressors are under manufacturing process and preparation of tests. The results of performance test will be reported on the subsequent projects.

#### **IV. Results and Suggestions**

Through this project, the data base regarding the turboshaft engine and the base of upgrade technology have been established. This project will affect other industries related to gas turbine engines(i.e., turbomachineries etc.). It is expected that this will be resulted in the improvement of localization rate and substitution effect on import products.



# 목 차

제 1 장 서론 .....	27
제 2 장 헬리콥터 엔진용 2단 축류압축기 1단계 설계 및 해석 .....	30
제 1 절 개요 .....	30
제 2 절 압축기 설계조건 도출 및 문제점 분석 .....	32
2.1 기본요구조건 .....	33
2.2 압축기 자오면에서 설계 제한조건 .....	33
2.3 탈설계점 설계요구조건 .....	34
2.4 성능시험관련 요구조건 .....	34
제 3 절 대상 압축기의 기술적 특성 분석 .....	35
제 4 절 압축기 유로 최적설계 .....	37
4.1 압축기 설계 변수 해석 및 선정 .....	37
4.2 축류/원심 압축기 결합 특성 분석 .....	48
4.3 축류압축기 유로 최적화 설계 .....	52
제 5 절 초기 압축기 변수에 따른 블레이드 공력 형상 설계 .....	69
제 6 절 블레이드 강도 해석 .....	91
6.1 기본 설계 결과 .....	91
6.2 로터 블레이드의 설계 해석 .....	91
6.3 블레이드 정응력 최적화 .....	96
6.4 블레이드 static stress-strain 상태 점검 .....	96
6.5 블레이드 동적 변수, 진동 모드, natural oscillation frequency의 수정 .....	107
6.6 향후설계 방향 .....	108

제 3 장 초기형상 블레이드의 2단계 공력설계 및 수정.....	112
제 1 절 Midline 형상 수정 및 입사각, 이탈각의 보정.....	112
제 2 절 블레이드 두께 및 leading edge의 수정.....	116
제 3 절 1단 동익의 hub 형상 수정.....	117
제 4 절 준 3차원 유동해석을 통한 블레이드 수정.....	121
제 4 장 최종 압축기 형상을 위한 공력 검증.....	141
제 1 절 최종압축기 형상의 공력 해석.....	141
제 2 절 블레이드의 형상 수정.....	142
제 5 장 설계된 압축기의 성능특성 예측.....	181
제 1 절 1차원 모델을 이용한 성능특성.....	181
제 2 절 2-D 모델을 이용한 압축기 성능특성.....	184
제 3 절 동익의 Untwisting이 압축기 특성에 대한 영향.....	187
제 6 장 압축기 최종형상을 위한 강도 해석.....	189
제 1 절 축류압축기 강도해석의 검토.....	189
제 2 절 구조 설계기법 및 정응력 최적화.....	196
2.1 설계기법.....	196
2.2 원주좌표계에 대한 블레이드부의 최적 위치.....	203
2.3 블레이드의 정응력 해석.....	207
제 3 절 동특성을 고려한 수정.....	224
3.1 블레이드 반경방향 두께 최적 분포.....	224
3.2 공진 diagram.....	225
3.3 블레이드 진동 특성.....	226
제 7 장 결론.....	241
부록.....	243

## TABLE OF CONTENTS

CHAPTER 1. INTRODUCTION.....	27
CHAPTER 2. PRELIMINARY DESIGN AND ANALYSIS OF 2 STAGE AXIAL COMPRESSORS FOR A HELICOPTER ENGINE .....	30
Section 1. Background.....	30
Section 2. Compressor design requirements and peculiarities .....	32
Section 3. Analysis of technical characteristics of the axial compressors.....	35
Section 4. Design and optimization of flow passage .....	37
Section 5. Aerodynamic design of compressor blades with initial variants.....	69
Section 6. Strength analysis of blades .....	91
CHAPTER 3. REDESIGN OF INITIAL BLADE PROFILE BY AERODYNAMIC ANALYSIS .....	112
Section 1. Corrections on Midline profile, incidence angles, deviation angles .....	112
Section 2. Corrections on blade thickness and leading edge.....	116
Section 3. Corrections on hub profile of 1st stage rotor .....	117
Section 4. Corrections on blades using quasi 3-D flow analysis .....	121
CHAPTER4. VALIDATION OF COMPRESSOR BLADES FOR FINAL PROFILE .....	141
Section 1. Aerodynamic analysis of final compressor profile .....	141
Section 2. Corrections on blades .....	142

CHAPTER 5. PREDICTIONS ON THE DESIGNED COMPRESSORS .....	181
Section 1. Predictions using 1-D Model .....	181
Section 2. Predictions using 2-D Model .....	184
Section 3. Effects of Untwistings on rotor blades .....	187
CHAPTER 6. STRENGTH ANALYSIS FOR FINAL PROFILE .....	189
Section 1. Review of strength on axial compressors .....	189
Section 2. Techniques on the structural design and optimizations on statis stresses .....	196
Section 3. Corrections using dynamic characteristics:.....	224
CHAPTER 7. CONCLUSION.....	241
APPENDIX .....	243

## 표 목차

표 2.1 압축기 주요 설계 값 (변수 1) .....	38
표 2.2 압축기 주요 설계 값 (변수 2) .....	39
표 2.3 1차원 공력 해석 결과 (변수 1) .....	44
표 2.4 1차원 공력 해석 결과 (변수 2) .....	44
표 2.5a 1단 공력 해석 결과 .....	45
표 2.5b 2단 공력 해석 결과 .....	46
표 2.6 작동 영역에서의 압축기 주요 특성 .....	50
표 2.7 유로 변수에 따른 입출구 직경 .....	60
표 2.8 유로 변수에 따른 단부하 및 효율 .....	60
표 2.9a 유로 변수에 따른 1단 공력 해석 결과 .....	61
표 2.9b 유로 변수에 따른 2단 공력 해석 결과 .....	62
표 2.10 유로 변수 4의 경우 1차원 공력 해석 결과 .....	63
표 2.11 유로 변수에 따른 서지마진 변화 .....	63
표 2.12 유로 변수 4의 경우 1차원 해석 결과 .....	64
표 2.13 유로 변수 5의 경우 1차원 해석 결과 .....	65
표 2.14 유로 변수 6의 경우 1차원 해석 결과 .....	66
표 2.15 유로 변수 6의 경우 2단 정익 출구각 변화에 따른 영향 .....	67
표 2.16 압축기 운전 조건에 따른 주요 변수 변화 .....	68
표 2.17 유로 변수 6의 경우 설계 주요 변수 .....	70
표 2.18 Hub, mid, tip 에서의 주요 변수 .....	71
표 2.19 주요 형상 설계 결과 .....	72
표 2.20 VT - 8 - Ti 합금의 특성 .....	91
표 2.21 블레이드 동적 특성에 따른 보정 .....	96

표 2.22 블레이드 강도 해석 결과 .....	107
표 3.1 1단 hub부의 외곽좌표 .....	118
표 4.1 압축기 최종형상의 주요 공력 변수 .....	143
표 4.2 최종압축기 형상에 대한 hub, mid, tip에서의 주요공력 변수 .....	144
표 4.3 최종압축기 형상 결과 .....	145
표 5.1 초기형상과 최종형상의 기하변수 비교 .....	182
표 5.2 회전속도에 따른 초기압축기 관련 주요 공력변수 분포 .....	182
표 5.3 회전속도에 따른 최종압축기 관련 주요 공력변수 .....	183
표 6.1 초기해석에 의한 최대 등가응력 및 정응력 보유율 .....	191
표 6.2 사용재료 관련 물성치 .....	191
표 6.3 블레이드의 원주방향 최적위치 계산 결과 .....	204
표 6.4 동익의 tip과 정익의 hub에서의 최대 변위 .....	208
표 6.5 블레이드와 lock 변형에 의한 선형 변위 .....	208
표 6.6 최대 등가응력 및 정응력 보유율 .....	208
표 6.7 최대응력 집중부의 최대 등가응력과 정응력 보유율 .....	219
표 6.8 블레이드 높이 방향으로의 최적 두께 분포 .....	224
표 6.9 회전속도에서의 블레이드 진동 및 보유율 .....	226

## 그림 목차

그림 2.1 엔진 입구 형상을 가진 압축기 유로 (변수 1).....	40
그림 2.2 축 방향 입구 형상을 가진 압축기 유로 (변수 1).....	41
그림 2.3 엔진 입구 형상을 가진 압축기 유로 (변수 2).....	42
그림 2.4 축방향 입구 형상을 가진 압축기 유로 (변수 2).....	43
그림 2.5 변수 1과 변수 2의 압축기 성능곡선 비교.....	47
그림 2.6 축류/원심 압축기 성능 곡선.....	49
그림 2.7 축류/원심 압축기 결합시 원심 압축기의 성능 곡선.....	50
그림 2.8 축류 압축기 후류에서의 블리이드시 축류/원심 압축기 성능 곡선.....	51
그림 2.9 축방향 입구 형상을 가진 압축기 유로 (변수 3).....	52
그림 2.10 축방향 입구 형상을 가진 압축기 유로 (변수 4).....	53
그림 2.11 축방향 입구 형상을 가진 압축기 유로 (변수 5).....	54
그림 2.12 축방향 입구 형상을 가진 압축기 유로 (변수 6).....	55
그림 2.13 변수 3의 경우 압축기 성능 곡선.....	56
그림 2.14 변수 4의 경우 압축기 성능 곡선.....	57
그림 2.15 변수 5의 경우 압축기 성능 곡선.....	58
그림 2.16 변수 6의 경우 압축기 성능 곡선.....	59
그림 2.17 출구 유동각 변화에 따른 압축기 성능 곡선 (변수 6, 6a, 6b).....	67
그림 2.18 변수 6의 경우 압축기 작동선에 따른 주요 변수의 변화.....	68
그림 2.19 1단 동익 입구 유동 변수 분포.....	73
그림 2.20 1단 동익 출구 유동 변수 분포.....	74
그림 2.21 1단 정익 입/출구 유동 변수 분포.....	75
그림 2.22 2단 동익 입구 유동 변수 분포.....	76
그림 2.23 2단 동익 출구 유동 변수 분포.....	77

그림 2.24 2단 정익 입/출구 유동 변수 분포.....	78
그림 2.25 반경 방향에 따른 1단 동익 속도 삼각형 분포 .....	79
그림 2.26 반경 방향에 따른 1단 정익 속도 삼각형 분포 .....	80
그림 2.27 반경 방향에 따른 2단 동익 속도 삼각형 분포 .....	81
그림 2.28 반경 방향에 따른 2단 정익 속도 삼각형 분포 .....	82
그림 2.29 반경 방향에 따른 1단 동익 유동 변수 분포 .....	83
그림 2.30 반경 방향에 따른 1단 정익 유동 변수 분포 .....	84
그림 2.31 반경 방향에 따른 2단 동익 유동 변수 분포 .....	85
그림 2.32 반경 방향에 따른 2단 정익 유동 변수 분포 .....	86
그림 2.33 1단 동익 블레이드 형상 .....	87
그림 2.34 1단 정익 블레이드 형상 .....	88
그림 2.35 2단 동익 블레이드 형상 .....	89
그림 2.36 2단 정익 블레이드 형상 .....	90
그림 2.37 1단 동익 계산 격자 분포 .....	92
그림 2.38 2단 동익 계산 격자 분포 .....	93
그림 2.39 1단 정익 계산 격자 분포 .....	94
그림 2.40 2단 정익 계산 격자 분포 .....	95
그림 2.41 1단 동익 등변형각 선도 .....	97
그림 2.42 2단 동익 등변형각 선도 .....	98
그림 2.43 1단 동익의 Mises 응력 분포 (Pressure side) .....	99
그림 2.44 1단 동익의 Mises 응력 분포 (Suction side) .....	100
그림 2.45 2단 동익의 Mises 응력 분포 (Pressure side) .....	101
그림 2.46 2단 동익의 Mises 응력 분포 (Suction side) .....	102
그림 2.47 1단 정익의 Mises 응력 분포 (Pressure side) .....	103
그림 2.48 1단 정익의 Mises 응력 분포 (Suction side) .....	104



그림 2.49 2단 정익의 Mises 응력 분포 (Pressure side) .....	105
그림 2.50 2단 정익의 Mises 응력 분포 (Suction side) .....	106
그림 2.51 1단 동익의 Campbell diagram .....	109
그림 2.52 2단 동익의 Campbell diagram .....	110
그림 2.53 1단/2단 정익의 Campbell diagram .....	111
그림 3.1 초기 압축기 형상의 $\bar{x}_f$ 의 값 .....	114
그림 3.2 최종 압축기의 반경 방향에 따른 유동 변수 .....	115
그림 3.3 초기 압축기 형상의 hub면에서의 정압 분포 .....	119
그림 3.4 최종 압축기 형상의 hub면에서의 정압 분포 .....	120
그림 3.5 초기형상 1단 동익 tip에서의 상대마하수 분포 .....	123
$( M_{in} = 1.224, i = +2.23^\circ, R_{in} = 85.89mm, R_{out} = 83.89mm,$ $h_{in} = 2.10mm, h_{out} = 1.74mm )$	
그림 3.6 초기형상 1단 동익 mid에서의 상대마하수 분포 .....	124
$( M_{in} = 1.040, i = +2.59^\circ, R_{in} = 70.33mm, R_{out} = 70.33mm,$ $h_{in} = 4.93mm, h_{out} = 4.29mm )$	
그림 3.7 초기형상 1단 동익 hub부에서의 상대마하수 분포 .....	125
$( M_{in} = 0.691, i = +4.46^\circ, R_{in} = 45.00mm, R_{out} = 52mm,$ $h_{in} = 2.69mm, h_{out} = 1.51mm )$	
그림 3.8 초기형상 1단 정익 tip부에서의 상대마하수 분포 .....	126
$( M_{in} = 0.551, i = +1.50^\circ, R_{in} = 82.99mm, R_{in} = 80.91mm,$ $h_{in} = 1.69mm, h_{out} = 1.56mm )$	
그림 3.9 초기형상, 1단 정익 mid에서의 상대마하수 분포 .....	127
$( M_{in} = 0.585, i = +1.46^\circ, R_{in} = 70.03mm, R_{in} = 68.92mm,$ $h_{in} = 4.05mm, h_{out} = 3.75mm )$	

그림 3.10 초기형상, 1단 정익 hub부에서의 상대마하수 분포 .....	128
( $M_{in}=0.750$ , $i=+0.47^\circ$ , $R_{in}=52.00mm$ , $R_{out}=52.00mm$ , $h_{in}=1.56mm$ , $h_{out}=1.45mm$ )	
그림 3.11 초기형상, 2단 동익 tip부에서의 상대마하수 분포 .....	129
( $M_{in}=1.017$ , $i=+1.14^\circ$ , $R_{in}=80.16mm$ , $R_{out}=77.94mm$ , $h_{in}=1.53mm$ , $h_{out}=1.49mm$ )	
그림 3.12 초기형상, 2단동익 mid에서의 상대마하수 분포 .....	130
( $M_{in}=0.887$ , $i=+1.55^\circ$ , $R_{in}=68.52mm$ , $R_{out}=66.76mm$ , $h_{in}=3.64mm$ , $h_{out}=3.46mm$ )	
그림 3.13 초기형상, 2단동익, hub부에서의 상대마하수 분포.....	131
( $M_{in}=0.712$ , $i=+3.56^\circ$ , $R_{in}=52.00mm$ , $R_{out}=52.00mm$ , $h_{in}=1.43mm$ , $h_{out}=1.21mm$ )	
그림 3.14 초기형상, 2단정익, tip부에서의 상대마하수 분포.....	132
( $M_{in}=0.595$ , $i=-1.00^\circ$ , $R_{in}=77.06$ , $R_{out}=75.15mm$ , $h_{in}=1.47mm$ , $h_{out}=1.35mm$ )	
그림 3.15 초기형상, 2단정익, mid에서의 상대마하수 분포.....	133
( $M_{in}=0.632$ , $i=-0.47^\circ$ , $R_{in}=66.12mm$ , $R_{in}=64.74mm$ , $h_{in}=3.37mm$ , $h_{out}=3.36mm$ )	
그림 3.16 초기형상, 2단정익, hub부에서의 상대마하수 분포 .....	134
( $M_{in}=0.797$ , $i=-0.50^\circ$ , $R_{in}=51.65mm$ , $R_{in}=49.00mm$ , $h_{in}=1.19mm$ , $h_{out}=1.37mm$ )	
그림 3.17 1단정익의 초기형상(좌)과 수정된 형상(우)의 유선을 따른 유동각분포 ....	135
그림 3.18 1단정익의 초기(좌) 및 수정(우)된 hub 형상.....	136
그림 3.19 수정된 형상, 1단정익 hub부에서의 상대마하수 분포.....	137
( $M_{in}=0.744$ , $i=+0.56^\circ$ , $R_{in}=52.00mm$ , $R_{in}=52.00mm$ , $h_{in}=1.58mm$ , $h_{out}=1.45mm$ )	

그림 3.20 2단정익의 초기형상(좌)과 수정된 형상(우)의 유선을 따른 유동각분포	138
그림 3.21 2단정익의 초기(좌) 및 수정(우)된 hub 형상	139
그림 3.22 수정된 형상, 2단 정익, hub부에서의 상대마하수 분포	140
그림 4.1 수정된 형상의 유로면	146
그림 4.2 1단동익 입구 유동변수 분포(수정후)	147
그림 4.3 1단동익 출구 유동변수 분포(수정후)	148
그림 4.4 1단동익의 유선상의 무차원 정압분포(수정후)	149
그림 4.5 1단동익의 유선상의 보정속도 분포(수정후)	150
그림 4.6 반경방향에 따른 1단 동익의 속도 삼각형 분포(수정후)	151
그림 4.7 1단정익 입/출구 유동변수 분포(수정후)	152
그림 4.8 1단정익의 유선상의 무차원 정압분포(수정후)	153
그림 4.9 1단정익의 유선상의 보정속도 분포(수정후)	154
그림 4.10 반경방향에 따른 1단정익의 속도삼각형 분포(수정후)	155
그림 4.11 2단동익 입구 유동변수 분포(수정후)	156
그림 4.12 2단동익 출구 유동변수 분포(수정후)	157
그림 4.13 2단동익의 유선상의 무차원 정압 분포(수정후)	158
그림 4.14 2단동익의 유선상의 보정속도분포(수정후)	159
그림 4.15 반경방향에 따른 2단 동익의 속도삼각형 분포(수정후)	160
그림 4.16 2단정익의 입/출구 유동변수 분포(수정후)	161
그림 4.17 2단정익의 유선상의 무차원 정압 분포(수정후)	162
그림 4.18 2단정익의 유선상의 보정속도 분포(수정후)	163
그림 4.19 반경방향에 따른 2단정익의 속도삼각형 분포(수정후)	164
그림 4.20 1단동익의 유선상의 상대유동각 분포	165
그림 4.21 1단동익의 유선상의 블레이드각 분포	166
그림 4.22 1단정익의 유선상의 절대유동각 분포	167

그림 4.23 1단정익의 유선상의 블레이드각 분포 .....	168
그림 4.24 2단동익의 유선상의 상대유동각 분포 .....	169
그림 4.25 2단동익의 유선상의 블레이드각 분포 .....	170
그림 4.26 2단정익의 유선상의 절대유동각 분포 .....	171
그림 4.27 2단정익의 유선상의 블레이드각 분포 .....	172
그림 4.28 반경방향에 따른 1단동익의 변수 분포 .....	173
그림 4.29 반경방향에 따른 1단정익의 유동변수 분포 .....	174
그림 4.30 반경방향에 따른 2단동익의 유동변수 분포 .....	175
그림 4.31 반경방향에 따른 2단정익의 유동변수 분포 .....	176
그림 4.32 1단동익의 단면분포 .....	177
그림 4.33 1단정익의 단면분포 .....	178
그림 4.34 2단동익의 단면분포 .....	179
그림 4.35 2단정익의 단면분포 .....	180
그림 5.1 1차원 모델을 이용한 압축기 성능곡선 .....	183
그림 5.2 2차원 모델을 이용한 압축기 성능곡선 .....	185
그림 5.3 1차원 및 2차원 모델을 이용한 결과 비교 .....	186
그림 5.4 블레이드 Untwisting이 압축기 성능에 미치는 영향 예측 .....	188
그림 6.1 1단동익의 Cambell diagram(초기형상) .....	192
그림 6.2 2단동익의 Cambell diagram .....	193
그림 6.3 1단/2단 정익의 Cambell diagram .....	194
그림 6.4 1단동익의 공력부하 분포 .....	195
그림 6.5 1단동익의 계산 격자 .....	197
그림 6.6 2단동익의 계산 격자 .....	198
그림 6.7 1단정익의 계산 격자 .....	199
그림 6.8 2단정익의 계산 격자 .....	200

그림 6.9 1단동익의 dovetail 계산 격자 .....201

그림 6.10 2단동익의 dovetail 계산 격자.....202

그림 6.11 1단동익의 extension foot .....205

그림 6.12 1단동익 요소 .....206

그림 6.13 동익 root의 형상 .....206

그림 6.14 1단동익의 untwist각 분포 .....209

그림 6.15 2단동익의 untwist각 분포 .....210

그림 6.16 1단동익의 Mise 응력 분포(Pressure side) .....211

그림 6.17 1단동익의 Mise 응력 분포(suction side) .....212

그림 6.18 2단동익의 Mise 응력 분포(Pressure side) .....213

그림 6.19 2단동익의 Mise 응력 분포(suction side) .....214

그림 6.20 1단정익의 Mise 응력 분포(Pressure side) ..... 215

그림 6.21 1단정익의 Mise 응력 분포(suction side) .....216

그림 6.22 2단정익의 Mise 응력 분포(Pressure side) .....217

그림 6.23 2단정익의 Mise 응력 분포(suction side) .....218

그림 6.24 1단동익 dovetail부의 변형 .....220

그림 6.25 2단동익 dovetail부의 변형 .....221

그림 6.26 1단동익 root부의 Mises 응력 분포 .....222

그림 6.27 2단동익 root부의 Mises 응력 분포 .....223

그림 6.28 1단동익의 Cambell diagram .....227

그림 6.29 2단동익의 Cambell diagram .....228

그림 6.30 1단정익의 Cambell diagram .....229

그림 6.31 2단정익의 Cambell diagram .....230

그림 6.32 1단동익의 1차 진동모드 .....231

그림 6.33 1단동익의 2차 진동모드 .....232

그림 6.34 1단동익의 3차 진동모드 .....	233
그림 6.35 1단동익의 'U' type 진동모드 .....	234
그림 6.36 2단동익의 1차 진동모드.....	235
그림 6.37 2단동익의 'U' type 진동모드.....	236
그림 6.38 1단정익의 1차 진동모드 .....	237
그림 6.39 1단정익의 'U' type 진동모드 .....	238
그림 6.40 2단정익의 1차 진동모드 .....	239
그림 6.41 2단정익의 'U' type 진동모드 .....	240

## 기호 설명

### 열역학 및 공력 특성 관련 기호

P	pressure, Pa
T	absolute temperature, K
G	mass air flow rate, kg/s
H	expansion work, kJ/kg
R	gas constant, kJ/(kg · K)
k	adiabatic index
$\pi^*$	total pressure ratio
$\eta^*_{ad}$	adiabatic efficiency
$\Delta Ky$	gasdynamic margin of stability : ( $\Delta Ky = ((\pi^*_{max}/\pi^*_p) \times (G_p/G_{min}) - 1) \times 100$ ), %
$\Delta K_G$	correction coefficient for G
$K_{\pi^*}$	the ratio of calculated $\pi^*$ to its predicted value at the design regime
$\overline{H_z} = H(u_k^2)$	coefficient of expended work ;
$\overline{C_a} = C_{1a}/u_k$	flow coefficient

### 형상 관련 기호

D, R	diameter, radius, m
h	blade height, m
L, l	compressor length, m
F <sub>i</sub>	area of i - cross-section, m <sup>2</sup>

b	length of profile chord, m
t	airfoil cascade spacing, m
$C_{\max}$	max. profile thickness, m
$X_{c\max}$	the distance from the inlet profile leading edge to max. thickness location, m
$\bar{h} = h/b_{cp}$	blade aspect ratio (at the inlet of blade row)
b/t	solidity of airfoil cascade
z	number of blades in the row
$\eta$	arc length of meridional streamline
$\bar{\eta}$	relative arc length of meridional streamline
$\varphi_t$	turning angle of coordinate system in profiling

### 동적 변수 관련 기호

n	rotor rotational speed, rpm
u	rotor tip speed, m/s
c	absolute flow velocity (in the fixed coordinate system), m/s
$c_u, c_m, c_r, c_a$	components of absolute velocity, m/s
w	relative flow velocity (in moving coordinate system), m/s
$w_u, w_m, w_r, w_a$	components of relative velocity ( $w_u=c_u-u, w_m=c_m, w_r=c_r, w_a=c_a$ ), m/s
a	local sonic speed ( ( $a=\sqrt{kRT}$ ), m/s
$a_{kp}, \bar{a}_{kp}$	critical velocity in absolute and relative motion : ( $a_{kp}=\sqrt{(wk/(k-1)RT^*}, \bar{a}_{kp}=\sqrt{(sk/(k-1)RT^*)}$ ), m/s)
$M, \tilde{M}$	M-numbers in absolute and relative motion



	$(M = c/a), (\tilde{M} = w/a)$
$\lambda, \bar{\lambda}$	reduced (specific) velocities in relative and absolute motion $(\lambda = c/a_{kp}, \bar{\lambda} = w/\bar{a}_{kp})$
$\beta$	angle between relative flow velocity vector, w, and front of rotor airfoil cascade, degree
$\Delta \beta$	angle of relative velocity vector turning in the rotor, degree
$b'$	design angle of a rotor blade, degree
$\alpha$	angle between absolute velocity vector c and the front of stator cascade, degree
$\Delta \alpha$	angle of absolute velocity vector turning in stator, degree
$\alpha'$	design angle of stator vane, degree
i	incidence angle of rotor blades and stator vanes $(i = \beta'_2 - \beta_2, \delta = \alpha'_4 - \alpha_4)$ , degree
DL	Liblein's diffusion factor
BL	coefficient of flow passage blockage

### 강도 관련 변수

x, y, z	- Cartesian rotor coordinate system
$\alpha_1, \alpha_2$	- local coordinate system
$\rho$	- density of blade material
E, G	- modulus of elasticity and shear modulus for material, $\text{kg/mm}^2$
$\sigma_b$	- ultimate tensile strength of a material, $\text{kg/mm}^2$
$\sigma_{\text{equiv-max}}$	- max. equivalent stress, $\text{kg/mm}^2$
$\varphi$	- angle of elastic rotor blade untwisting, degree

### 첨자 및 약자

K - compressor

PK - rotor

HA - stator

1 - rotor inlet

2 - rotor outlet

3 - stator inlet

4 - stator outlet

u, m, r, a - tip, meridional, radial and axial projections of velocity

$\Pi_{ep}$  - tip

$\Pi_{BT}$  - hub

$\Pi_p$  - specific(corrected)

p - working

pacy - design

OIT - optimal

$c_{stg}$  - stage

ad - adiabatic

$(x)^*$  - parameters of stagnant flow

$(\bar{x})$  - relative values

$(\tilde{x})$  - parameters in relative motion

## 제 1 장 서론

최근 헬리콥터는 수직 이착륙, 정지비행 등 그 우수한 특성으로 인하여 민간 항공기 및 군용 항공기에서 중요한 위치를 점유하고 있으며, 이에 따른 최신 헬리콥터의 개발과 연구에 대한 관심이 고조되고 있다.

Rolls-Royce 그룹 내에서 헬리콥터 엔진의 생산을 전담하고 있는 Allison 사의 전문가들은 2001년까지 10,000대 정도의 헬리콥터 시장이 형성 될 것이라고 예상하고 있다. 현 헬기 시장을 군수용과 민간용으로 구분하여 볼 때 군수 시장에서 중대형 헬리콥터의 주문량이 대폭 감소되고 있는 것을 볼 수 있으며, 반면, 민간 헬리콥터시장은 매우 좋은 전망을 가지고 있어 향후에는 군수용 헬리콥터 시장과 거의 같아질 것으로 예상된다. 엔진 주문자의 경향을 보면 안정성을 고려하여 두개의 엔진을 장착한 헬리콥터의 요구가 증가 추세에 있으며 “The 18th International Helicopter Forum”에서 발표된 자료에 의하면 이런 형태의 헬리콥터 생산량은 1992년에는 570 여대가 생산되었으나 2001년까지 매년 800대 이상이 될 것으로 예측되고 있다. 이러한 예측은 각 국가 혹은 기관마다 특성은 다를지도 모르지만 향후 헬리콥터의 경향을 정확히 반영한 것이라고 여겨진다.

본 과제의 개발대상 출력장치의 적용 대상 헬리콥터는 이륙중량이 4,000 - 5,000 kg 이며, 승객 수는 10 -12 명, 출력장치는 두개의 800 shp급 터보축 가스터빈 엔진으로 향후 다목적 헬기 개발의 기술기반을 구축함은 물론 800 shp 급 단발 경헬리콥터에도 적용할 수 있다.

본 과제의 목표는 현재 사용되고 있는 항공기용 터보축 엔진의 기술 추이 분석 및 엔진의 특성을 분석하고 800 shp 급의 기본 대상엔진을 채택한 후 헬리콥터 엔진의 세계적인 설계 생산, 공급 현황과 첨단 엔진의 개발방향에 근거하

여 대상엔진의 개선점을 찾아내고 이를 개선/개발함으로써 엔진 개량 기술을 확보하는 데 있다.

본 연구는 러시아 중앙항공엔진연구소와 공동 연구사업으로 수행되었고 1차년도에는 항공기용 터보축 엔진의 기술 추이와 일반적인 가스터빈 엔진의 개량 방안을 고찰하였고 출력 1500 hp 이하급의 터보축 엔진을 세부 분석함으로써 개량을 위한 기술기준과 대상가능 엔진의 선정 및 개량방안이 세밀히 수행되었다. 또한, 다목적 헬리콥터 엔진용 후보엔진으로 기술적인 측면과 경제적인 측면을 고려 TV-O-100엔진이 개량을 위한 엔진으로 선택되었다. 개량 개념으로 2단 축류 압축기를 개량함으로써 성능을 개선하여 엔진 시스템이 844hp로 17% 정도의 출력향상과 함께 SFC의 저감을 가져오는 성능향상을 목표로 연구 수행 방향을 설정하였다. 이와 관련된 내용은 1차년도 보고서에 수록되었다.

본 보고서에 수록된 내용인 축류압축기의 개량 설계는 당초 개량대상엔진인 TV-O-100의 구성요소인 입구 정의 과 2단 축류압축기로 구성된 것을 동일 축길이 내에서 2단 축류 압축기로 성공적으로 개량하였다. 2단 축류압축기는 유로 공력설계, 브레이드 형상설계, 2차원, 3차원 공력설계, 1/2차원 공력성능특성 해석, 정적구조설계, 동적구조설계의 설계과정을 최적의 축류압축기 형상을 얻도록 반복적으로 재설계를 거듭하여 다목적 헬리콥터용 엔진의 축류압축기의 개량이 성공적으로 수행되었다.

당초 3차년도 연구내용은 설계된 축류압축기의 제작 및 성능시험의 수행으로 계획하였고 연구기간은 12개월로 계획되었다. 그러나, 과기처의 연구기간 계획 조정으로 인하여 9개월로 단축된 바 현시점까지 성능시험을 완료하는 것이 현실적으로 불가능하였다. 현재 과제기간은 종료되었으나 2단 축류압축기를 제작하고 있으며 성능시험 준비중이다. 결과가 도출된 후 이와 관련한 연구내용은 후속사업에 연계되어 보고될 것이다.

본 연구로 헬리콥터 엔진에 관한 러시아 기술의 전수가 효과적으로 이루어졌으며 향후 국내에서 추진될 다목적 헬기 사업, 소형 가스터빈 개발 등의 기술 기반이 구축되었다. 이외에도 산업용 개스터빈 및 각종 터보기계류의 개량기술에도 그 파급효과가 지대할 것으로 기대된다.

## 제 2 장 헬리콥터 엔진용 2단 축류압축기 1단계 설계 및 해석

### 제 1 절 개요

본 공력해석 프로젝트는 1차년도 보고서에 제시한 바와 같이 헬리콥터용 엔진의 성능 개선을 위한 해석결과 도출된 설계요구조건을 근거로 2단 축류압축기와 1단 원심압축기로 구성된 압축기부의 2단 축류압축기에 대한 개량설계가 수행되었다. 1차년에 도출된 2단 축류 압축기의 설계요구조건은 다음과 같다.

유량	$\dot{m}_{cor} = 3.04\text{kg/s}$
전압력비	$\pi^* = 2.1$
단열효율	$\eta_{ad} > 0.84$
rpm	$n_{cor} = 41,500\text{rpm}$

설계과정은 크게 1단계와 2단계의 과정을 거쳤으며 2단계설계는 1단계설계에 서 도출된 형상의 재설계 과정이다.

설계의 제1단계로서 우선 단변수와 유로를 결정하기 위한 계산을 수행하였으며, 이러한 결과를 토대로 최적유로 설계와 단변수와 그리고 초기 압축기의 형상설계, 응력계산 등을 수행하였다.

수행내용의 이해를 돕기 위해 본 장에서 도출된 1차 설계 결과를 미리 살펴 보면 다음의 표에 제시된 바와 같이 1단과 2단에서의 압축비, 효율, 직경, 원주 속도, 단부하, 출구유동각이 도출되었다.

stage	$\pi^*$	$\eta_{dd}^*$	$D_c$	$U_c$	$H_z$	$\alpha_4$
1	1.506	0.86	0.176	382.25	0.285	78.6
2	1.394	0.85	0.164	354.84	0.308	62.2

참고 : 2단의  $\alpha_4=62.2^\circ$  는 원심압축기 입구조건으로 설계 제한 조건임.

이후 2차 설계는 1차 설계의 결과로 도출된 주요 변수(유로, 단별 변수분포와 블레이드 반경방향 변수분포)들이 약간의 공력적, 구조적 설계 수정 과정을 거친 후 최종 변수로 채택되는 과정을 포함한다. 다시 말하면, 최종 형상의 압축기를 도출하기 위하여 구조적 강도 및 기술적 요구조건을 만족하는 내에서 공력적으로 최대 효율을 낼 수 있는 압축기 형상으로의 수정이 이루어졌음을 이른다.

이후 준 3차원 유동해석을 수행하여 동익의 팁부근과 정익의 허브부근에서의 유동현상을 관찰하였다. 결국, 이 유동해석 결과를 토대로 정익의 허브부근에서의 형상이 수정되었고 이러한 수정은 초기형상에 비해 실질적으로 이 영역에서의 후류에 의한 손실의 감소를 목표로 한 것이다. 본 연구에서는 1-D모델(Union-2 소프트웨어 사용)과 2-D모델(Optics 소프트웨어 사용)을 사용하여 설계된 압축기 성능곡선을 도출하였으며 2-D 모델의 경우 원심력에 의한 탄성변형을 고려한 것과 그렇지 않은 것을 비교하여 설계상의 세심한 주의를 기울였다.

최종적으로 도출된 형상에 대해 구조 강도 해석이 다시 수행되었으며 이는 작은 aspect ratio, conic 모양의 바깥 유로면, disk 2단 동익에 대한 위치의 편향성 등 여러 구조적 독특함에 대한 심도 있는 해석이 수행되었다. 이 구조강도 해석중 도출해내야 할 중요한 것 중 하나는 동익의 작동중 팁간극이 최소가 되기 위한 제작시 필요한 정확하고 신빙성 있는 반경 값이다. 또한, 작동중 체결부위의 압축은 심할 경우 groove에서 이탈될 수도 있으므로 블레이드와 디스

크의 작동중 인장과 inter lock spacer, lock-on connection의 압축에 의한 변형 특성의 해석이 수행되었다. 이러한 구조 강도 해석을 통하여 공진 특성 분포를 도출하였으며 적절한 수정으로 작동중 1~3차 harmonic에 의한 공진을 피할 수 있었다.

본 연구중 사용된 소프트웨어에 대하여 간략히 소개하면 공력설계 프로그램으로 'Union-2'가 사용되었으며 이 소프트웨어는 1차원 모델을 사용하여 2차원 설계를 위한 기본 변수(hub/tip ratio, incidence angles, deviation angles 등)를 제시해 주는 모듈과 성능예측 모듈이 있다. 이 소프트웨어는 설계 초기에 압축기 변수의 최적화에 사용되며 또한, 압축기 효율, 탈설계점에서 서지 마진 등을 고려하여 변수들을 선정하는데 사용된다. 다음으로 사용된 소프트웨어는 'Optics'라 불리는 프로그램으로 2차원 모델을 사용하여 direct 계산을 수행한다. 이 수행 과정중 블레이드 형상설계에 필요한 최적입사각, 이탈각(deviation angle), 블레이드 solidity가 도출되었다. 공력해석의 마지막 단계로 유한차분법에 의한 준 3차원 유동 해석 소프트웨어를 사용하였으며 이를 통해 블레이드 형상의 최적화를 도모하였다. 블레이드가 최적화되면 'Union-2' 소프트웨어의 성능예측 모듈을 이용하여 2단 정의에서의 블리딩을 고려, 설계된 압축기의 작동선이 도출되었다. 구조강도 해석은 'Blade'와 'Wheel'이라는 소프트웨어를 사용하였으며 'Blade'는 강도해석을 통한 응력, 고유진동 모드의 계산을 수행하며, 'Wheel'은 disk와 lock에대한 탄성 정응력이 수행된다. 이들 소프트웨어로 응력, 변형, 요구되는 제작상의 틱간극 등이 계산되었다.

## 제 2 절 압축기 설계조건 도출 및 문제점 분석

2단 축류압축기를 설계함에 있어 기본목표 설정을 나타내는 기본적 제한조건 의 설정이 필요하고, 또한 헬기용 압축기로 사용하기 위한 여러 가지 기술적 제



한 조건의 설정이 또한 필요하다.

## 2.1 기본요구조건

대상 축류압축기의 요구조건은 1차년에 수행한 엔진 해석으로 도출되었으며 다음과 같다.

- 입구압력 : 101,325 Pa
- 입구온도 : 288 K
- 유 량 : 3.04 Kg/s
- 회전속도 : 41,5000 rpm
- 전압력비 : 2.1
- 단열효율 : 0.84 이상
- 입구유입각 : 90 deg.
- 2단 정익 출구 조건은 후류에 압축기 입구조건을 만족해야함.  
(유입각 62.2 deg.).

## 2.2 압축기 자오면에서 설계 제한조건

대상 축류압축기는 헬기용으로 사용할 것을 목표로 하며 다음과 같은 기술적 설계 제한 조건(엔진의 기하학적 형상 제한조건 등)이 따른다.

- 압축기 입구는 축방향 입구형상으로 설계하며 실제엔진(반경방향)의 경우와 같은 유동 조건을 모사할 수 있도록 함.
- 반경방향 전압력분포는 2% 이내의 불균일도를 가짐.
- 압축기 입구부 tip 반경 : 88 mm
- 압축기 입구부 hub 반경 : 45 mm
- 압축기 출구부 tip 반경 : 76.5 mm
- 압축기 출구부 hub 반경 : 49 mm

- 압축기 길이 : 118 mm 이하

### 2.3 탈설계점 설계요구조건

압축기의 작동 영역은 헬기의 운용 조건에 따라 달라지며 다음과 같은 조건을 만족해야 한다.

- 스톨유격(원심압축기 포함) : 12% 이상 (일반적 제한조건)
- 작동영역은 60% - 105% rpm 이며 이 영역 내에서 작동이 가능 해야함.  
(헬기 운용 가능 영역 조건)

### 2.4 성능시험관련 요구조건

개발을 위한 성능시험시에는 다음의 사항이 고려되어야 할 것이다.

- 압축기의 구조는 압축기 부품 시험용으로 설계를 수행해야 하며 따라서 사용 가능한 시험기와의 매칭성이 고려되어야 한다.
- 블레이드의 크기, 유로 등은 실제 압축기 크기와 같이 한다. 단, 로터의 장착 부위는 시험용으로 제작시 다를 수 있다.
- 설계 과정 중에는 구조강도의 만족 여부를 판단하기 위해 구조해석이 수행되어야 한다.
- 압축기는 시험기 발란싱 조정이 가능하도록 고려하여 설계한다.
- 시험기는 압축기를 0.6 ~ 1.05 의 보정회전속도(corrected rotational speed)로 구동 가능해야 한다.
- 시험시 다음과 같은 측정이 가능해야 한다.
  - 유량
  - 토크
  - 2단 정익 후류의 반경방향 전압력/전온도 분포
  - 각 블레이드열 전후에서의 정압.

### 제 3 절 대상 압축기의 기술적 특성 분석

본 연구대상 압축기는 회전속도가 매우 높아 1단 블레이드의 tip에서 초음속이고 2단 블레이드의 tip에서 음속에 가깝다. 이와같이 tip에서의 빠른 유동특성과 관련한 기술은 팬의 설계 기술에 발달되어 있으며 따라서 본 연구에는 팬설계기술이 도입되는 것이 바람직하다. 또한 설계된 압축기는 축류압축기와 원심압축기가 조합이 되어 작동할 엔진의 축류압축기를 설계하는 것으로 압축비가 10에 가까우며 따라서 본 설계는 다단 축류압축기의 1단 설계기술과 유사하다. 이러한 설계기술은 많은 경험과 다단 축류압축기의 설계 기술이 필요하다.

본 설계는 고압력비의 축류압축기 설계 기술이 요구되며 다음과 같은 설계상 어려운 특성을 갖는다.

- 넓은 영역의 단변수  $hub-tip\ ratio(\bar{d})=0.5\sim 0.9$ , 상대마하수  $(\bar{M})=1.4\sim 0.6$ , 반동도  $=0.5\sim 0.7$ , 유량계수  $(Ca)=0.6\sim 0.55$ , 압력계수  $(H/U_k^2)=0.2\sim 0.4$
- 다단, 고압압축기는 1단에서의 설계 계산상 예러는 마지막 단으로 갈수록 무시 못 할 만큼 커짐.
- 충분한 스톨마진과 고효율의 요구조건

러시아 중앙항공 엔진 연구소(Central Institute of Aviation Motors : CIAM)는 이러한 문제들을 direct/inverse 공력 해석기술, 공력안정화 설계기술, 공력다변수 최적화기술, 모델 시험, 엔진 시험 등을 통해 해결하고 있다.

본 연구에서는 1단계로 1차원 모델의 다단 압축기 해석을 수행하였다. 이 과정을 통하여 압축기 단수, 단당 압축비, 유로 최적화 및 다른 변수들에 대한 값들이 선정되었으며, 이러한 값들은 설계점과 탈설계점, 성능특성과 안정성을 고려한 값들이다. 다음 단계로는 2차원 설계가 수행되었으며, 이때 블레이드 열

간의 유동해석이 이루어지고 반경방향 설계주요 변수(블레이드 각 등)의 분포가 결정되었다. 셋째 단계로, 선정된 기본 블레이드를 근거로 유선상에서 공력해석이 수행되고 블레이드 형상의 최적화 작업이 수행되었다. 첫째와 둘째 단계에서 입사각과 이탈각은 많은 시험을 통하여 얻어진 semi-empirical 모델이 사용되었다. 이러한 해석은 설계점과 작동 영역에서 요구되는 효율과 스톨마진을 만족시키도록 수행된다. 블레이드 세장비는 구조강도는 물론 스톨마진 즉, 블레이드 열의 디퓨전을 고려하여 선정된다.

정리하여 보면, 압축기 1단의 설계는 다음과 같은 과정을 통하여 수행되었다.

- 1차원 설계 : 단변수 선정, 평균 blade solidity, 세장비(AR), 블레이드각, 압축기 작동 특성 및 스톨마진의 계산
- 2차원 설계 : 예측전압력 및 효율의 반경방향 분포를 기초로한 각 단별 축대칭 유동해석
- Optics\* : 상기 변수의 반경방향 분포 해석  
(각 단의 solidity, 최적입사각, deviation angle, 각열의 효율, 최대두께 및 분포)

\*CIAM의 1, 2차 해석 소프트웨어

- 2차원 해석 : 상기 변수를 토대로 블레이드 내의 유동해석
- 1차적 압축기 설계값 선정
- 2차원 해석 : 반경방향 변수분포 최적화
- 블레이드 형상 도출
- 블레이드 및 장착부위 구조강도 해석
- 강도해석을 토대로 블레이드 수정
- Optics : 압축기 성능예측 (설계점/탈설계점)

## 제 4 절 압축기 유로 최적설계

대상 축류압축기의 설계 요구조건은 축류압축기 후류에 위치하는 원심압축기 입구조건을 고려하여 설계가 수행되어야 하므로 축류압축기의 유로가 최적화되도록 설계가 되어야 한다. 본 연구에서는 6가지의 변수를 가지고 수행하였으며 최적유로 형상을 도출하였다. 이러한 유로 형상은 압축기의 효율과 스톨마진을 극대화하며 단당손실을 최소화하는 방향으로 최적화 된것이다.

6가지 변수는 다음의 3가지 부류로 요약될 수 있다.

첫째는 변수 #1과 #2로 1단에서의 flow turning이 압축기 성능특성과 안정성에 미치는 영향을 해석한 것이다.

둘째는 변수 #3 ~ #6으로 유로의 변화의 최적화를 위한 해석이 수행되었다.

셋째는 선정된 변수인 #6으로 flow turning이 압축기 성능특성과 안정성에 미치는 영향을 해석하였다.

이러한 해석은 1차원 역설계 소프트웨어, 1차원 성능해석 소프트웨어, 2차원 유동해석 및 형상설계 소프트웨어로 수행되었다. 수행내용을 표로 요약하면 다음과 같다.

### 4.1 압축기 설계 변수 해석 및 선정

변수 #1, #2는 전술한 바와 같이 1단에서의 flow turning이 미치는 영향을 해석함으로써 최적한 설계변수를 찾기 위한 과정으로 설계요구조건인 단열효율 84%이상, 높은 서지마진을 만족하는 동시에 2단 후류의 입구조건인 유동각 62.2° 를 만족하여야 한다. 설계시 1단에서의 flow turning 선정은 2단에서의 변수와 특성 변화가 용이하도록 하는 것이 좋다.

변수 1은  $\alpha_{4(1)} = 70^\circ$  이고 변수 2는  $\alpha_{4(1)} = 88.6^\circ$  로 수행하였다.  $\alpha_{4(1)} = 70^\circ$  는 경험적 초기 값으로 이 경우 1단 stator가 under-load, 2단 stator가

over-load를 나타냈으며  $\alpha_{4(1)}=88.6^\circ$  의 경우  $70^\circ$  의 경우  $\alpha_{4(1)}=78.6^\circ$  와 반대 현상이 나타났다. 따라서 변수 3 이후부터는 중간 값을 택하였고 이러한 선택은 diffusion factor가 단별로 균형을 이루어 결국 최대 효율을 도출하기 위함이다. 변수 1과 2의 1차원 해석의 주요입력값이 표 2.1과 2.2에 제시되었다. 보이는 바와 같이 입력 값들은  $D_1$ ,  $D_4$ , rpm, 총유량, 전압력비,  $\alpha_4$ , 단수등이다.

여기서  $\overline{Had} = \overline{H_z} \times \eta_{ad}^*$ 로 정의되며  $\overline{H_z} = K_H \cdot \overline{H_T}$ 로 정의되고 이때  $K_H$ 는 Howell margin 계수이다.  $D_L$ 은 Lieblein diffusion factor로 전술한 바와 같이  $\alpha_{4(1)}=70^\circ$  인 경우(변수1) 1단 stator가 under load, 2단 stator가 over-load를

표 2.1 압축기 주요 설계 값 (변수 1)

Parameters	Compressor as a whole	1st stage	2d stage
$D_1(\text{mm})$	176	176	170
$D_4(\text{mm})$	156	176	156
$n_{\text{phys}}(\text{rpm})$	41500	41500	41500
uk, tip(m/s)	382	382	345
$\pi^*k$	2.10	1.50	1.40
$G_{\text{Tip}}(\text{kg/s})$	3.04	3.04	2.16
$\lambda_{1a, st}$	0.492	0.492	0.463
$\eta^*_{ad}$	0.860	0.860	0.870
$\overline{H_T}$		0.286	0.281
$\alpha_4$ , degree	62.2	70.0	62.2

나타내며  $\alpha_{4(1)} = 88.6^\circ$  의 경우(변수2) 반대현상이 나타났다.

본 연구는 헬리콥터용 엔진 개량을 목표로 하고 있어 압축기 입구부가 반경 방향으로 되어 있으나 시험용 압축기를 설계/제작/시험하기 위한 본 과제에서는 제작 및 시험 편의상 축방향 입구를 선택하려 한다. 따라서 반경방향 및 축방향 입구형상에 대하여 그 영향을 분석하여야 하며 이에 따라 축대칭 2차원 해석을 수행하였고 표 2.5a와 2.5b에 1단, 2단 변수값들이 제시되었다(그림 2.1 ~ 2.4).

표 2.2 압축기 주요 설계 값 (변수 2)

Parameters	Compressor as a whole	1st stage	2d stage
$D_1(\text{mm})$	176	176	168
$D_4(\text{mm})$	153	168	153
$n_{\text{phys}}(\text{rpm})$	41500	41500	41500
uk, tip(m/s)	382	382	343
$\pi^*k$	2.094	1.506	1.394
$G_{\text{Tip}}(\text{kg/s})$	3.04	3.04	2.513
$\lambda_{1a, \text{st}}$	0.492	0.492	0.434
$\eta^*_{\text{ad}}$	0.843	0.860	0.840
$\overline{H}_T$		0.286	0.296
$\alpha_4$ , degree	62.2	88.6	62.2

이 값들을 보면 입구형상에 가장 민감한 것은 1단 로터 유동각이며 tip과 hub에서  $1^\circ$  정도의 변화를 볼 수 있다. 또한, 다른 부분에서의 값은 이보다 작으며 유속도 1% 내외이다. 따라서, 반경방향과 축방향 입구의 영향은 무시할 만하며 결국 축방향 입구 형상으로 시험을 수행하여도 문제가 없을 것으로 판단되었다. 표 2.5a와 2.5b는 변수 1과 2의 비교도를 나타내고 있다. 보는 바와 같이 변수 1의 2단 입구의 외경은 변수 2의 경우보다 크며 hub 직경도 크다. 결국 hub의 형상 및 곡률이 다르며 변수 1의 경우 hub에서 급격한 곡률의 변화를 보인다. 따라서, 이 표는 변수 1의 경우 2단 로터입구 hub에서의 속도가 높은 것으로 나타났으며 이는 diffusion이 심화되는 원인이 되고 2단 stator 출

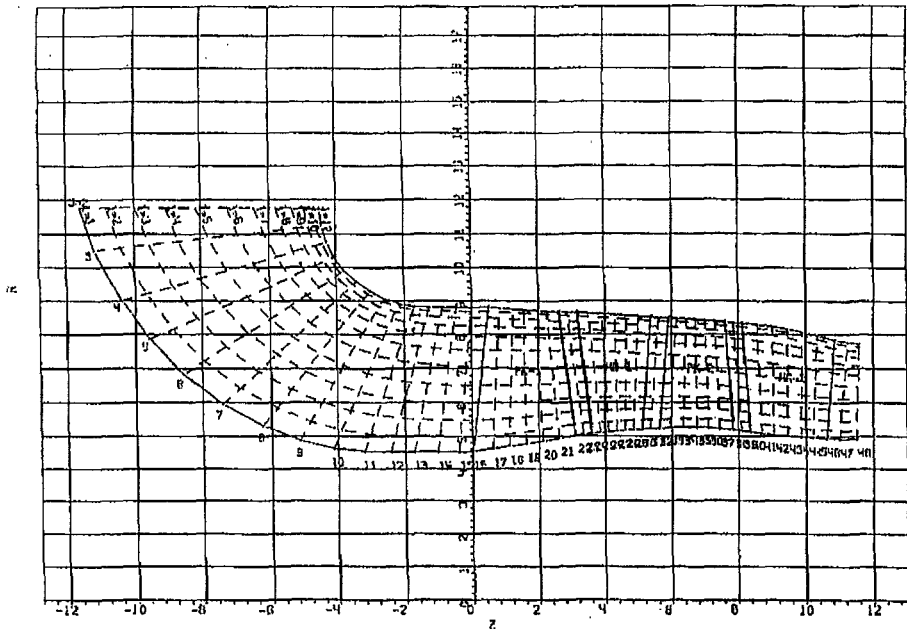


그림 2.1 엔진 입구 형상을 가진 압축기 유로 (변수 2)



구에서의 속도 분포가 매우 불균일해져 원심압축기 입구의 유동이 매우 나빠질 것이다. 예상되는 주요 diffusion 영향은 1단 정익출구 유동각에서 알 수 있다. 이 작은 변수 2의 경우  $18.8^\circ$ 나 증가해야 한다. 1단 로터의 경우 hub에서의 flow turning은 변수 1과 2의 경우 모두 비슷하며( $54.3^\circ \rightarrow 53.5^\circ$ ) tip의 경우 약  $5^\circ$  정도 차이가 난다( $8.5 \rightarrow 14$ ). 그러나 1단 stator의 경우 반경방향을 따라 hub, tip 모두 각 변수에 따라  $18^\circ$  정도의 휨각을 볼 수 있다.( $35.1 \rightarrow 53.1$ (hub),  $20.2 \rightarrow 38.4$ (tip)). 또한 1단 stator는 over-load 되고 2단 stator는

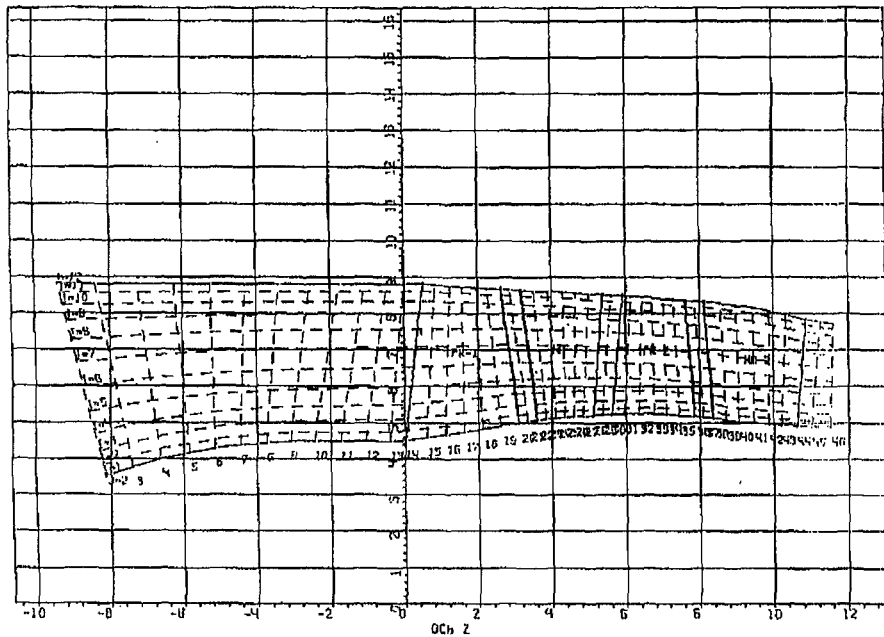


그림 2.2 엔진 입구 형상을 가진 압축기 유로

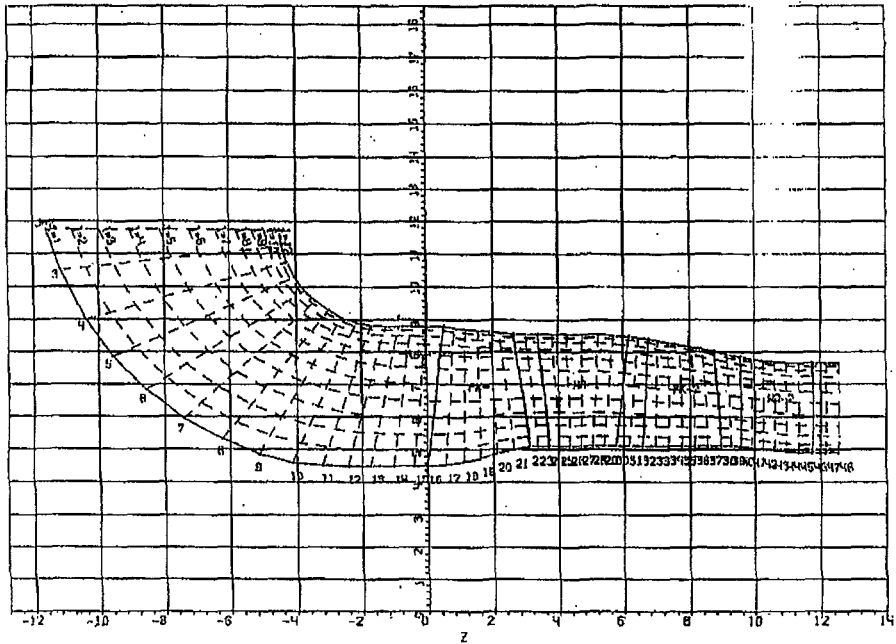


그림 2.3 엔진 입구 형상을 가진 압축기 유로

under-load됨을  $\Delta a$ 로 부터 알 수 있다.

1차원 해석 결과를 보면(표 2.3, 2.4) 동익의 평균 diffusion factor의 경우 변수 1, 2 모두 일치하나( $D_{R1}=0.48$ ,  $D_{R2}=0.55$ ) 정익의 경우 평균 diffusion factor가 변수와 단에 따라 모두 다르다. 이는 유로 변수에 따라 큰 영향을 받음을 나타내며 따라서 유로 변화와 관련하여 좀더 심도 있는 2차원 해석이 필요함을 가리킨다. 1차원 성능특성해석 소프트웨어인 UNION-2를 수행한 결과 그림 2.5에 나타난 바와 같이 최대 효율은 변수 1, 2 모두 0.3% 이내로 비슷하나 성능특성은 차이를 보이고 있다. 그림에 나타난 바와 같이 변수 1의 경우

설계 회전속도(n=1), 전압력비  $\pi_{ad}^*=2.1$ 에서 최대효율이 얻어지며 그 값은 0.861이고 불안정영역 마진은 압력비로 볼 때 3.8%, 스톨마진으로 볼 때 13%이다.

여기서 스톨마진은 다음과 같이 정의된다.

$$Ky = (\pi_{\max}^* / G_{\min}) / (\pi_p^* / G_p)$$

G : 유량

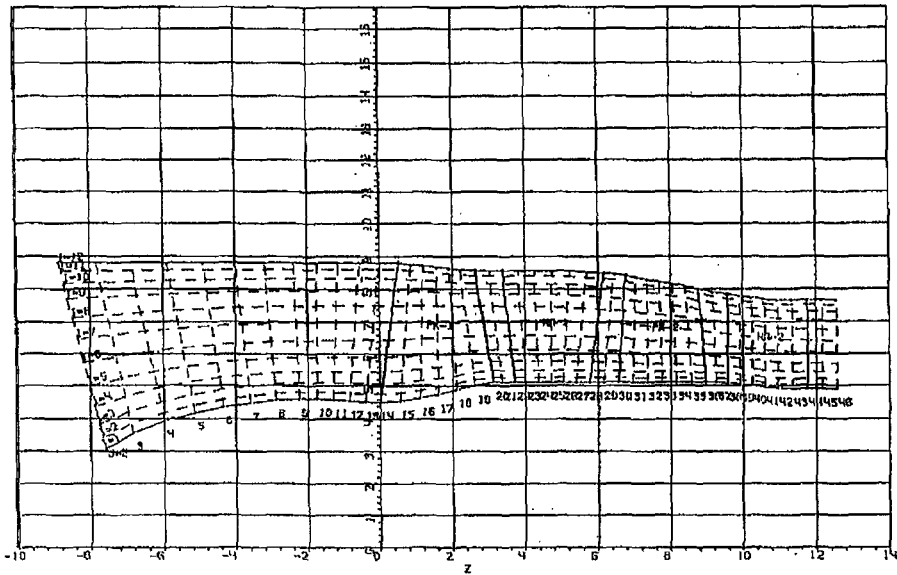


그림 2.4 축방향 입구 형상을 가진 압축기 유로(변수 2)

표 2.3 1차원 공력 해석 결과 (변수 1)

'	$C_{1a}$	$C_{2a}$	$C_{1u}$	$C_{2u}$	$\alpha_1$	$\beta_1$	$\beta_2$	$\alpha_3$	Enthalpy	$\bar{C}_{1a}$	$P^*1$	$u_{K1}$	$\bar{H}_T$
1	152.8	140.6	0.0	138.5	90.0	26.70	39.72	45.4	288653	0.399	101325	382.4	.292
2	146.6	131.8	53.3	181.1	70.0	30.07	47.66	36.0	331286	0.397	152611	369.4	.280
outlet	154.7		81.6		62.2				369494		212884		
'	$\lambda_{1,rel}$	$\lambda_3$	$\bar{H}_z$	$\bar{H}_{ad}$	$K_H$	$\tau$	$\pi^*_{pk}$	$\pi^*_{st}$	$\eta^*_{ad,pk}$	$\eta^*_{ad,stg}$	$D_{LPK}$	$D_{LHa}$	$T^*_1$
1	1.013	.591	.292	.248	1.00	.772	1.517	1.506	0.865	0.850	.484	.376	288.0
2	0.840	.636	.280	.244	1.00	.618	1.407	1.395	0.895	0.871	.553	.442	330.4
outlet													368.3

표 2.4 1차원 공력 해석 결과 (변수 2)

'	$C_{1a}$	$C_{2a}$	$C_{1u}$	$C_{2u}$	$\alpha_1$	$\beta_1$	$\beta_2$	$\alpha_3$	Enthalpy	$\bar{C}_{1a}$	$P^*1$	$u_{K1}$	$\bar{H}_T$
1	152.8	148.2	0.0	140.1	90.0	26.70	41.78	46.6	288653	0.399	101325	382.4	.293
2	143.8	152.4	3.5	138.2	88.6	25.65	45.32	47.8	331506	0.392	152688	366.8	.289
outlet	151.1		81.8		62.2				370387		212900		
'	$\lambda_{1,rel}$	$\lambda_3$	$\bar{H}_z$	$\bar{H}_{ad}$	$K_H$	$\tau$	$\pi^*_{pk}$	$\pi^*_{st}$	$\eta^*_{ad,pk}$	$\eta^*_{ad,stg}$	$D_{LPK}$	$D_{LHa}$	$T^*_1$
1	1.013	.611	.293	.248	1.00	.769	1.524	1.507	0.871	0.847	.473	.534	288.0
2	0.936	.584	.289	.247	1.00	.766	1.401	1.394	0.868	0.855	.504	.301	330.6
outlet													369.1

표 2.5a 1단 공력 해석 결과

	Variant#1		Variant#2	
	engine entry	axial entry	engine entry	axial entry
$D_1(\text{mm})$	176	176	176	176
$\bar{d}$	0.514	0.514	0.511	0.511
$\pi^*$	1.506	1.506	1.506	1.506
$U_{k, \text{Tip}}(\text{m/s})$	382	382	382	382
$\bar{H}_T$	0.286	0.286	0.286	0.286
$\lambda_{1a}$	0.492	0.492	0.492	0.492
$\lambda_{1, \text{rel, Tip}}$	1.182	1.178	1.173	1.168
$\beta_{1, \text{Tip}}$ (degree)	21.5	21.0	20.3	19.7
$\beta_{1, \text{hub}}$ (degree)	34.4	35.7	34.3	35.7
$\beta_{2, \text{Tip}}$ (degree)	30.1	29.9	34.3	34.0
$\beta_{2, \text{hub}}$ (degree)	88.8	88.8	87.7	87.1
$\Delta \beta_{, \text{Tip}}$ (degree)	8.5	8.9	14.0	14.3
$\Delta \beta_{, \text{hub}}$ (degree)	54.3	53.0	53.5	51.5
$\lambda_{3t}$	0.578	0.577	0.601	0.598
$\lambda_{3h}$	0.769	0.772	0.787	0.784
$\Delta \alpha_{\text{Tip}}$ (degree)	20.2	20.3	38.4	38.2
$\Delta \alpha_{\text{hub}}$ (degree)	35.1	34.8	53.1	52.7
$\alpha_4(\text{degree})$	70.0	70.0	88.6	88.6

표 2.5b 2단 공력 해석 결과

	Variant#1		Variant#2	
	engine entry	axial entry	engine entry	axial entry
$D_1(\text{mm})$	170	170	168	168
$\bar{d}$	0.594	0.594	0.580	0.580
$\pi^*$	1.400	1.400	1.394	1.394
$U_{k, \text{Tip}}(\text{m/s})$	345	345	341	331
$\bar{H}_T$	0.281	0.281	0.291	0.288
$\lambda_{1a}$	0.436	0.436	0.434	0.434
$\lambda_{1, \text{rel, Tip}}$	0.962	0.962	1.054	1.054
$\beta_{1, \text{Tip}}$ (degree)	23.5	23.4	20.5	20.4
$\beta_{1, \text{hub}}$ (degree)	40.8	43.0	35.2	35.1
$\beta_{2, \text{Tip}}$ (degree)	34.8	34.8	35.2	34.9
$\beta_{2, \text{hub}}$ (degree)	102.6	102.7	86.6	84.9
$\Delta \beta_{, \text{Tip}}$ (degree)	11.4	11.4	14.7	14.4
$\Delta \beta_{, \text{hub}}$ (degree)	59.8	59.7	50.6	49.8
$\lambda_{3t}$	0.607	0.606	0.610	0.608
$\lambda_{3h}$	0.836	0.839	0.729	0.741
$\Delta \alpha_{\text{Tip}}$ (degree)	28.0	28.0	12.0	11.5
$\Delta \alpha_{\text{hub}}$ (degree)	32.6	32.4	24.8	24.4
$\alpha_4(\text{degree})$	62.2	62.2	62.2	62.2

p : working or design

변수 2의 경우 최대효율이 얻어지며( $\eta_{admax}=0.869$ ) 이것은 전압력비 약 2.2 일 경우에 해당한다. 설계점 압력비에서는 0.85이다. 성능곡선을 보면, 전압력 마진이 8.6%이고, 스톤마진이 14.2%로 변수 2의 경우가 우수하다.

전영역에서 대체로 변수 2의 경우가 우수하며 일예로  $n=0.8$ 의 경우  $\pi_{max(2)}^*/\pi_{max(1)}^*=1.052$ 이고  $(\pi_{max}^*/G_{min})_{(2)}/(\pi_{max}^*/G_{min})_{(1)}=1.07$ 로 변수 2의 경우가 우수함을 알 수 있다.

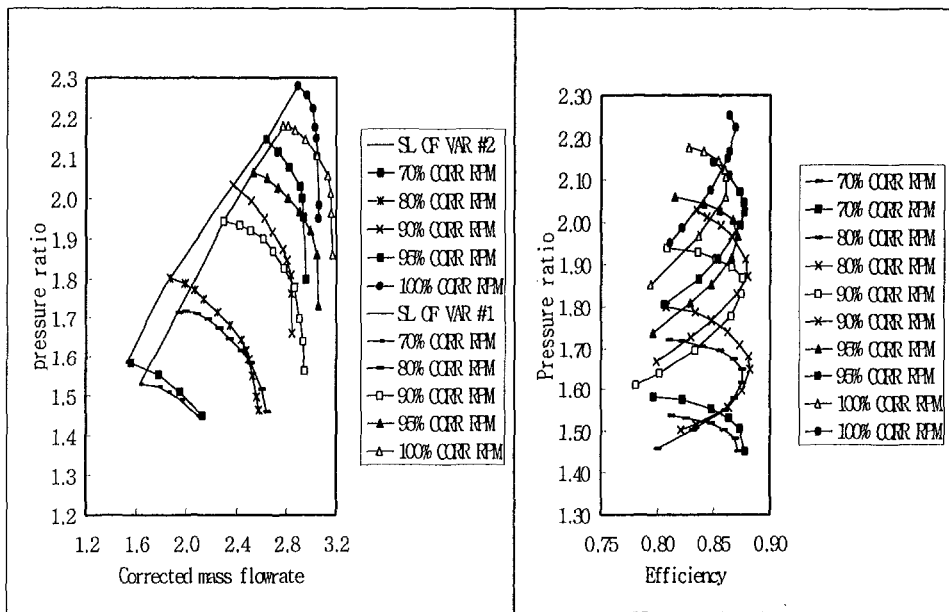


그림 2.5 변수 1과 변수 2의 압축기 성능곡선 비교

원심압축기와 결합할 경우 이러한 안정영역의 매칭이 쉽지 않으며 따라서 변수 2의 경우가 선호된다.

다음은 설계/해석 단계로 최적한 유로, 각 블레이드열의 부하를 위한 해석이 수행되어야 변수 1, 2의 결과에 근거하여 이후의 해석은 변수 1과 2의 평균값인  $\alpha_{4(1)} = 78.6^\circ$  로 수행하였다.

본 연구에서는 변수 1, 2에 대하여 축대칭 2차원 해석을 수행하였으며 표 2.1 과 2.2외에 다음과 같은 변수를 입력값으로 사용하였다.

- 유로 형상, 블레이드열 경계
- 동익반경방향 전압력비 분포, 단열효율분포
- 정익반경방향 압력손실 분포

상기의 값들은 많은 경험 및 실험을 토대로한 값들이 사용되었다.

변수 1, 2의 경우 모두 1단에서  $\lambda_{1tip}$ 이 1.17~1.18로 초음속이며 2단은  $\lambda_{1tip} = 0.96 \sim 1.05$ 로 음속이다. 1단은  $H_t = 0.28 \sim 0.286$ , 2단은  $H_t = 0.281 \sim 0.291$ 로 단당부하가 크지 않다. 두 정익은 1단의 경우  $\lambda_{3hub} = 0.769 \sim 0.787$ , 2단의 경우  $\lambda_{3hub} = 0.729 \sim 0.839$ 로 아음속이다.

전술한 바와 같이 변수 1과 2는 각각  $\alpha_{4(1)} = 70^\circ$ ,  $\alpha_{4(1)} = 88.6^\circ$  로 설계되었으며 이로인해, 변수 1의 1단 정익은 저부하(under loaded)이고 변수 2의 경우 과부하 상태로 나타났으며 따라서 다음 변수들의 해석시에는 평균값인  $\alpha_{4(1)} = 78.6^\circ$  로 수행하였다.

#### 4.2 축류/원심 압축기 결합 특성 분석

압축기의 작동 안정성을 규명하기 위해서는 우선 축류 압축기의 작동성능 곡선을 이용하여 축류 압축기와 원심압축기의 혼합작동 영역을 찾는 것이 필요하다. 통상, 이 작동선은 원심 압축기의 유량에 좌우된다. 결합 작동 특성을 분



석하기 위하여 본 연구에서는 1차원 해석이 수행되었으며 전압력비가 2.1(축류) × 4.89(원심)=10.27로 작동영역에서의 압력비 9.8보다 5%가 높다. 통상적으로 전압력비는 설계시 3~7% 높게 설정하는데 이는 스톨마진을 증가시키는 효과를 얻기 위함이다. 이 경우 최대 효율이 압력비 10.27에 존재하게 되며 따라서 약간의 효율감소를 감수해야 한다. 축류/원심 결합 작동특성 해석 결과가 그림 2.6에 제시되었다. 이는 air bleeding이 없는 상태에서의 특성이다. 표 2.6은 작동선상에서의 압축기 특성이 나타나 있다. 보이는 바와 같이  $n=0.9\sim 1.05$ 의 영역에서는 수용할만 하나 idle 조건인  $n=0.723$ 에서는 압축기 스톨마진이 전혀 없으며 이 작동영역은 축류압축기의 스톨 한계와 거의 일치한다.

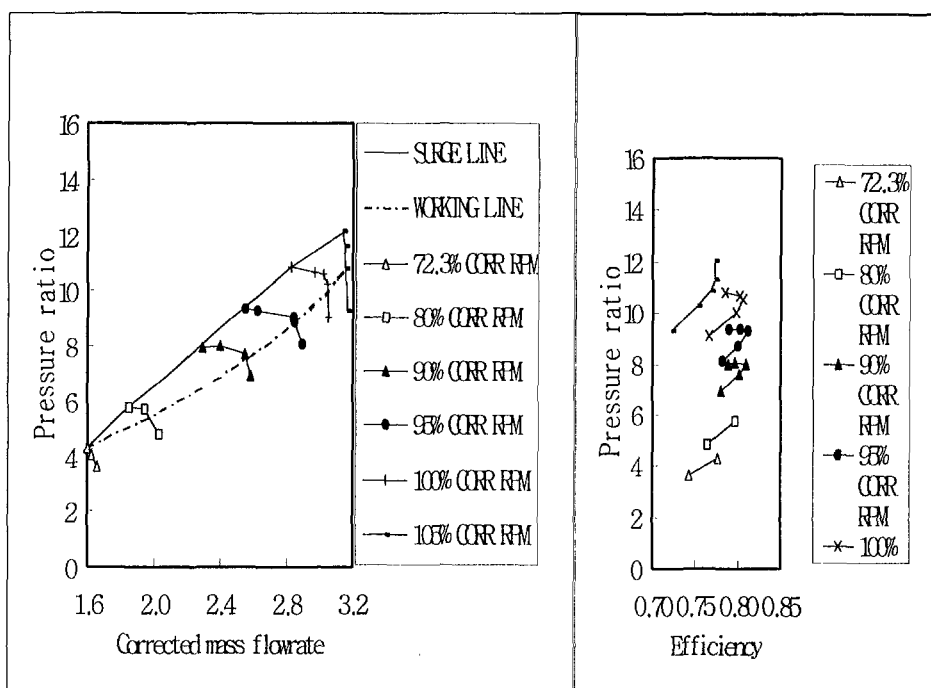


그림 2.6 축류/원심 압축기 성능 곡선

표 2.6 작동 영역에서의 압축기 주요 특성

$\bar{n}_{corr}$	1.05	1.0	0.95	0.90	0.80	0.723
$\pi^*$	10.45	9.87	8.9	7.55	5.4	
$G_{corr}$ (Kg/s)	3.17	3.05	2.85	2.55	1.99	~1.6
$\eta^*_{ad}$	0.757	0.793	0.805	0.798	0.785	
$\Delta Ky, \%$	16	17	17	18	15	0

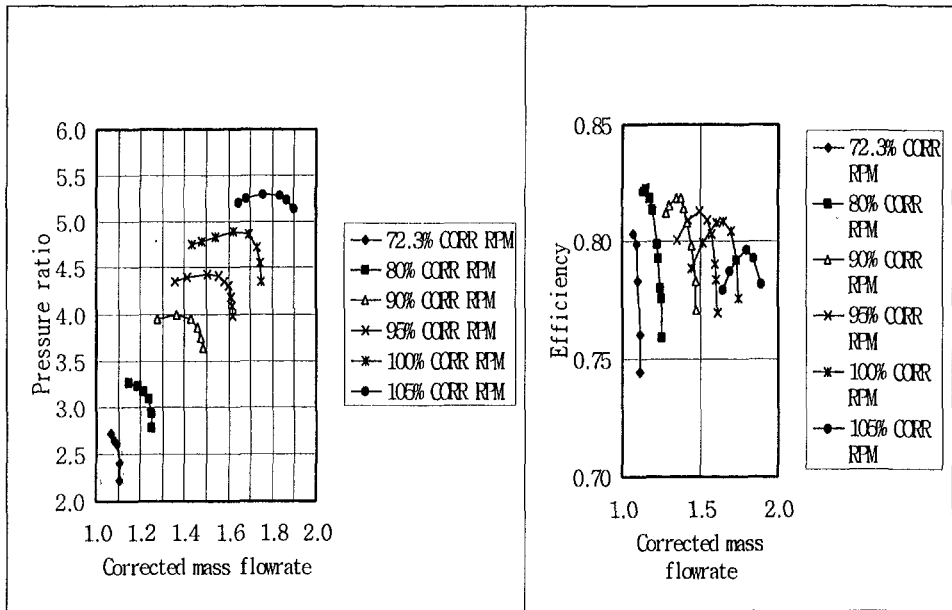


그림 2.7 축류/원심 압축기 결합시 원심 압축기의 성능 곡선

이러한 저속에서의 서지마진이 좁은 경향은 원심압축기의 저속에서의 급작스런 유량감소 특성에 기인한다(그림 2.7 참조). 그림 2.6, 2.7, 2.16에서 보이는 바와 같이 설계회전속도 이상의 영역에서는 안정영역이 원심압축기에 좌우되며 축류압축기 안정영역 경계에서의 유량보다 원심압축기 안정영역 경계에서의 유량이 크다.

회전속도가 설계회전속도 이하의 영역( $n < 1.0$ )에서는 원심압축기의 경우 효율이 떨어지며 스톨에 가까워진다. 저속에서의 스톨마진을 증가시키기 위해서는 축류압축기 다음에 air bleeding이 요구된다. 그림 2.8은 air bleeding이 있는 경우와 없는 경우를 비교한 것으로 축류압축기는 더 많은 양의 공기를 흡입하고  $n=0.723$ 에서 21%(air bleeding 18.5%),  $n=0.8$ 에서 24%(air bleeding 11%)의 서지마진을 가짐을 알 수 있다.

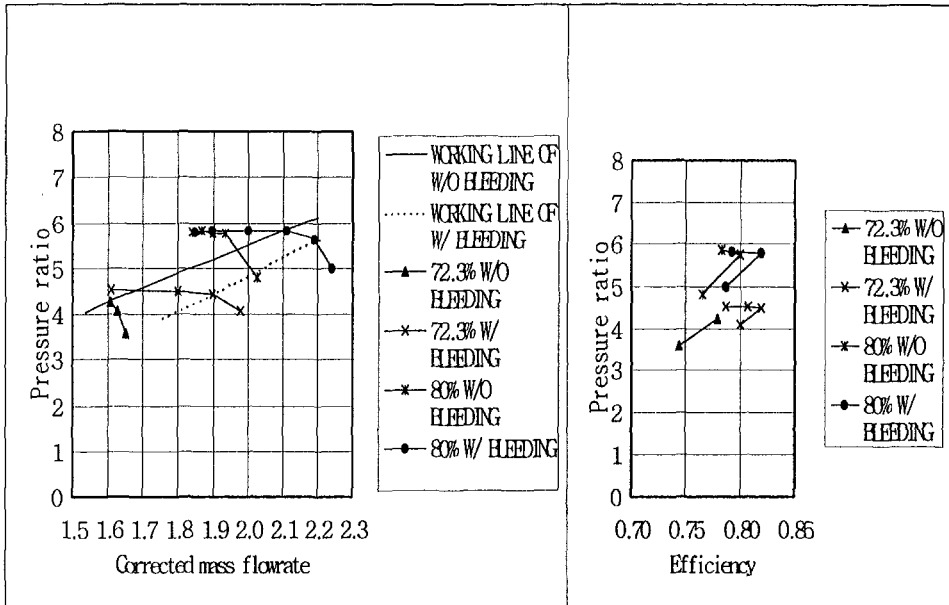


그림 2.8 축류압축기 후류에서의 블리이드시 축류/원심 압축기 성능 곡선

#### 4.3 축류압축기 유로 최적화 설계

유로설계 최적화를 위해 유로변수 3 ~ 6에 대해 수행하였다(그림 2.9 ~ 2.12 참조). 또한, 이들에 대한 압축기 성능 곡선이 그림 2.13 ~ 2.16에 제시되었다. 압축기 기본 설계 요구조건인 입구와 출구의 직경은 설계 요구 조건에서 결정된 바 있다. 이러한 기본설계형상 조건을 가지고 표 2.7과 같은 4가지의 다른 유로형상에 대해 설계를 수행하였다.

이들은 유로면적을 동일하게 유지하면서 1단 정익 출구유동각을  $\alpha_{4(1)} = 78.6^\circ$  로 하여 축류압축기 출구에서부터 입구방향으로 각열의 직경을

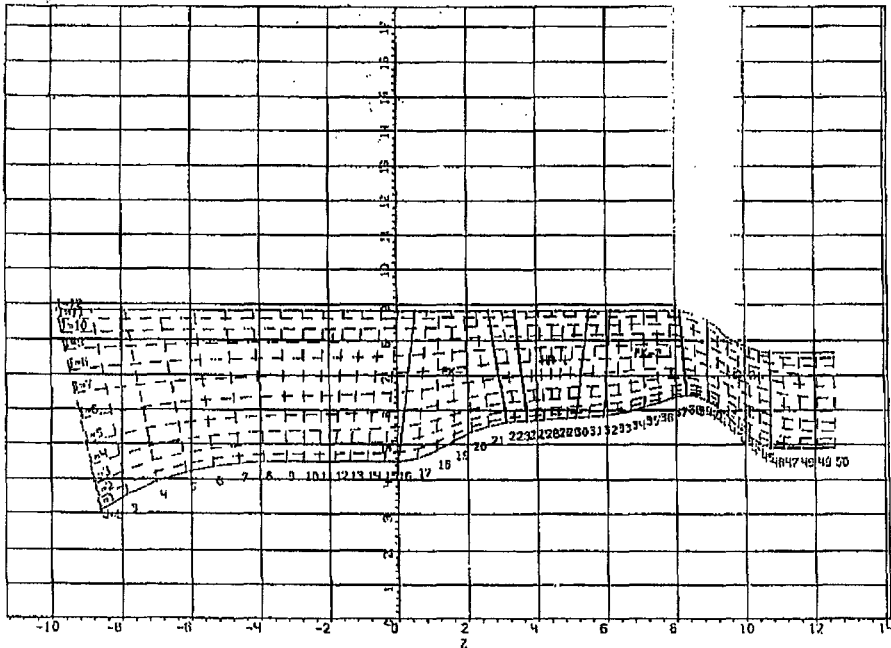


그림 2.9 축방향 입구 형상을 가진 압축기 유로(변수 3)

줄이는 4가지 경우를 사용하였다. 또한 1단의 전압력비는 1.506으로 2단에서는 1.395로 선정하였으며(축류압축기 전압력비 = 2.1) 이는 변수 2의 경우를 선택한 것으로 그림 2.5에서 보인 바와 같이 변수 2의 경우 서지마진의 특성이 1의 경우보다 낮기 때문이다. 동익의 끝단 속도와 효율에 따라 단당 일계수와 압축기 효율이 달라지며 1차원 해석의 결과가 표 2.8에 제시되었다. 이 경우 초기설계보다 높은 효율을 얻었으며 이는 유체의 감속과 축방향 속도의 고른 분포를 고려한 블레이드 열의 최적화에 기인한다.

압축기의 안정성을 높이기 위해 세장비(AR)를 1단의 경우  $h=1.05$ , 2단의 경

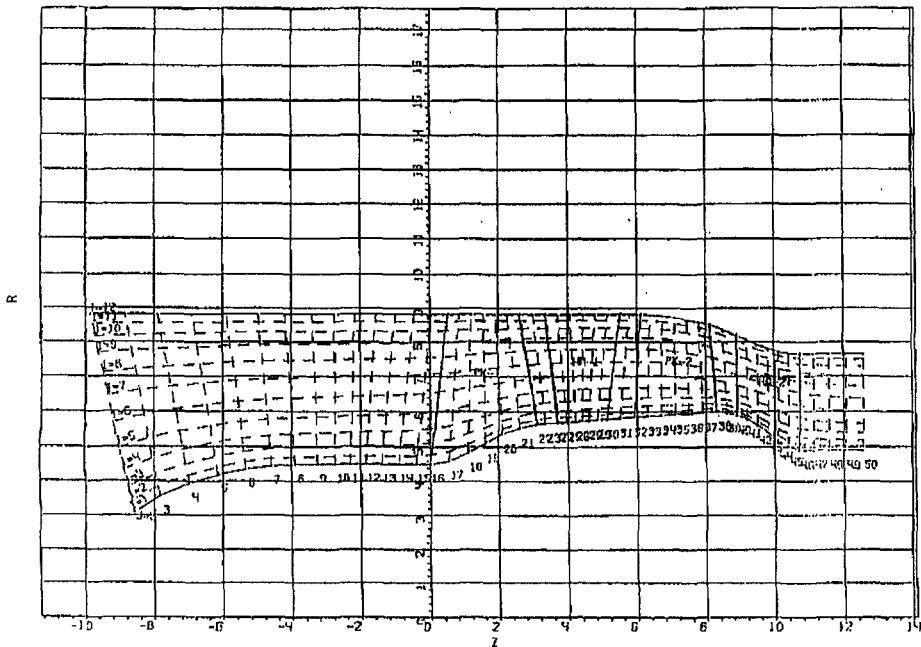


그림 2.10 축방향 입구형상을 가진 압축기 유로(변수 4)

우  $h=1.0$ 로 줄였다. 통상 AR가 감소할수록 안정성은 증가한다.

표 2.8에 의하면 변수 3과 4의 경우 단일효율의 변화가 없다. 이는 tip과 hub 부분의 형상이 동일하기 때문이다. 2단의 경우 효율이 감소하였으며 압축기 전체 효율 또한 감소하였다. 변수 3에서 6으로 갈수록 2단 hub 부분의 형상이 매끄러워지며 따라서 실질적 손실은 감소 추세로 예측되나 1차원 해석에서는 이를 고려하지 않아 변수 3에서 6으로 갈수록 블레이드의 반경이 줄어들고 따라서 원심력에 의한 추가 일의 양이 감소하여 효율이 감소함을 보이고 있다. 이들 4개의 변수를 대상으로 2차원 해석을 수행하였으며 표 2.9에 결과가 요약

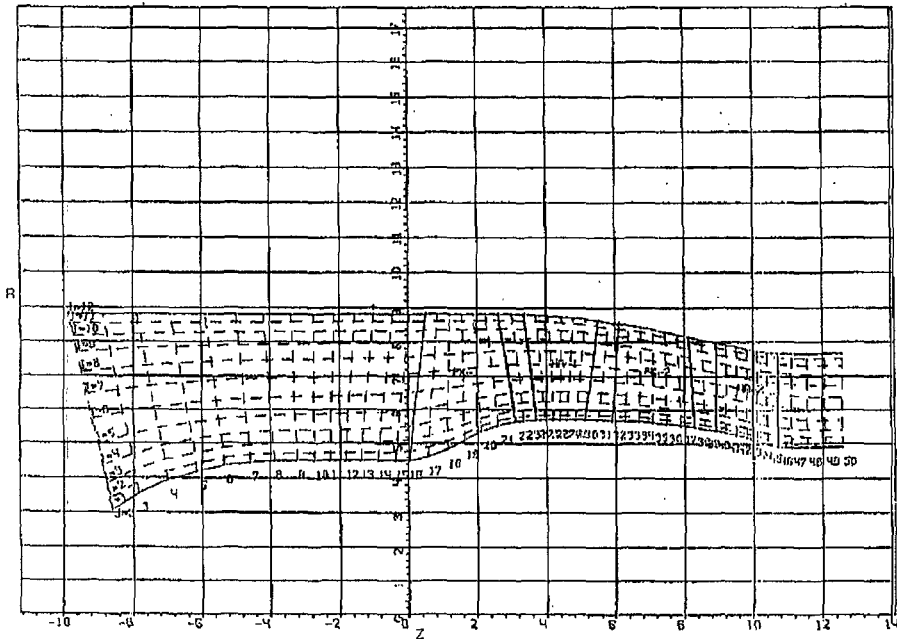


그림 2.11 축방향 입구 형상을 가진 압축기 유로(변수 5)

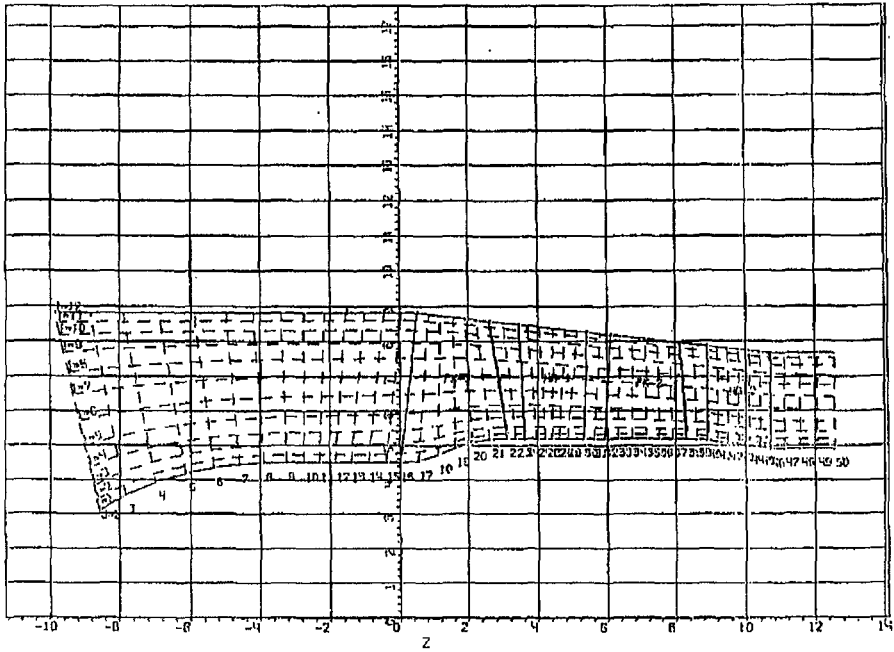


그림 2.12 축방향 입구 형상을 가진 압축기 유로(변수 6)

되었다. 1단의 결과를 보면 tip에서의 압축기 입구 마하수,  $\beta_{1h}$ ,  $\beta_{1t}$ 은 변수 6의 경우만 다르다. 이는 반경이 줄어들었기 때문이다. 2단의 결과를 보면 정익 입구 hub에서의 마하수  $\lambda_3$ 가 변수 3에서 4, 5로 변할수록 감소하는 경향으로 이는 유동특성이 좋아짐을 예측할 수 있다.

#### 4.3.1 2단 동익까지 외경이 일정한 유로(변수 3)

1차원 해석 결과에 의하면 이 경우 설계점에서 가장 높은 효율을 보인다. 이는 반경이 크므로 원심력에 의한 일이 추가되고 따라서 같은 일을 목표로 설계

할 경우 블레이드 휨각이 작아도 되며 이는 diffusion을 감소시켜 효율이 증가하게 된다. 따라서 변수 3에서 4, 5로 갈수록 효율이 감소함을 알 수 있다. 그러나 본 과제는 축류압축기 후방의 원심압축기 유로와 매칭이 되어야 하므로 2단 정익 후류가 원심 입구 유동에 적절하도록 설계되어야 한다. 그러지 못할 경우 원심압축기에 유동을 흐트러 효율을 감소 시키게 되며 서지마진도 줄어들게 된다. 이런 이유로 본 연구에서는 UNION-2라고 불리는 1-D S/W와 병행하여 2차원 해석을 수행하였다. 축류압축기 hub에서의 급작스런 형상은 손실을 초래하여 압축기 효율을 떨어뜨리므로 이점을 고려하여 설계가 수행되어야 한다. 1차원 해석으로 수행된 압축기의 공력학적 변수가 표 2.10에 제시되었다.

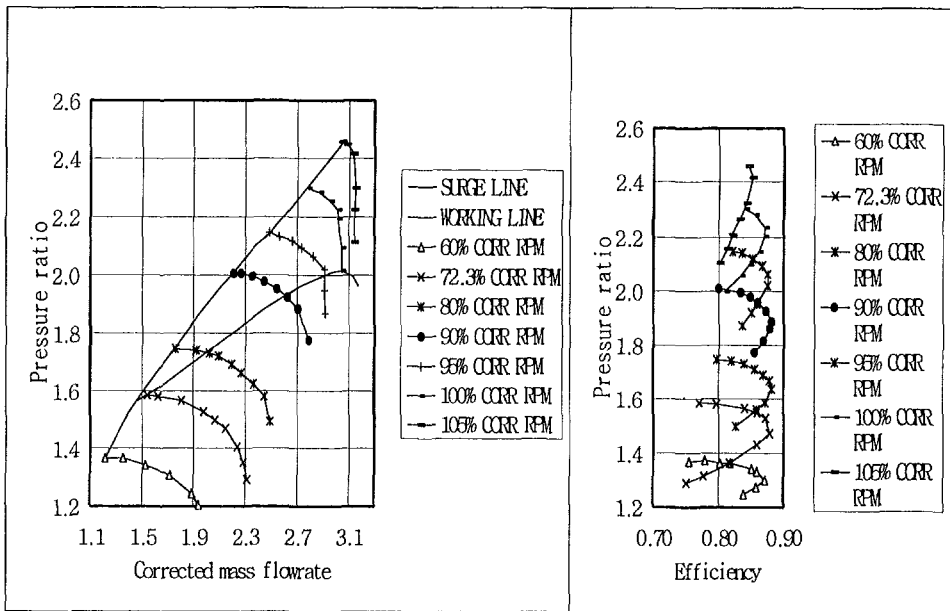


그림 2.13 변수 3의 경우 압축기 성능 곡선



표에 나타난 바와 같이 평균 축방향 속도는 유로를 따라 균일하며 절대속도가 151~153m/sec이다. 블레이드 열의 diffusion factor는  $D_L=0.321\sim0.464$ 로 표에 나타난 바와 같이 높은 효율을 보장한다. 1차원 해석으로 수행된 압축기의 변수에 따른 특성 곡선의  $n_{cor}=0.6\sim1.05$ 의 경우가 그림 2.13에 제시되었다. 이 결과는 설계점에서 0.865를 나타내며 최대효율은 87%로  $n=1.0$ ,  $\pi^*=2.25$ 에서 발생한다. 또한, 1차원 해석 결과 80% 이상의 속도에서는 2단 압축기가 안정영역을 좌우하고 80% 이하의 속도에서는 1단 압축기가 좌우함을 알 수 있었다.

도출된 축류압축기 성능곡선과 원심압축기의 성능곡선을 대비하여

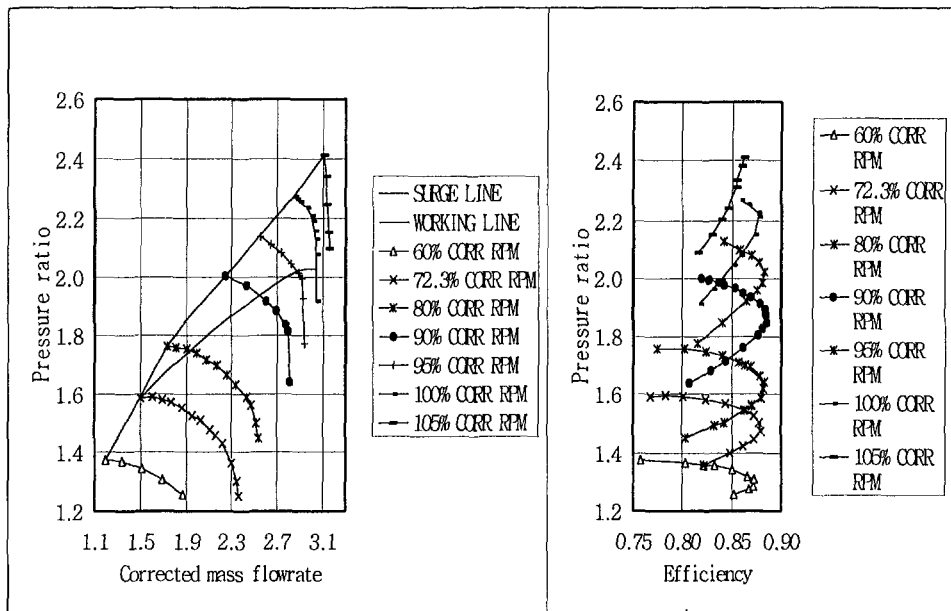


그림 2.14 변수 4의 경우 압축기 성능 곡선

$n=0.723$  (*idel speed*) ~  $n=1.05$ 에서의 축류/원심압축기의 서지마진을 표 2.11과 같이 얻을 수 있었다. 표 2.8에서 변수 5와 6의 경우 단열효율로 어느 것이 우월한 변수인지 불명확하였으나, 표 2.11에서 변수 6이 좋음을 알 수 있었다.

전술한 바와 같이 높은 회전속도( $n=1.05$ )에서 서지마진은 원심단에 의해 결정된다. 변수 3은 전회전속도 구간에서 가장 높은 스톨마진을 가진다. 그러나, 축류압축기는 설계회전속도의 경우 전압력비 약 2.25에서 최대효율을 보이며 축류/원심체결 상태에서의 축류압축기는 그림 2.13과 같이 설계회전속도의 경우 작동점에서 효율 82.5%를 보인다. 효율은 회전속도가 0.93~0.95까지 감소할 때 88%까지 증가하며 더욱 낮은 회전속도로 갈수록 효율은 감소한다.

1차원해석 결과는 변수 3의 경우 좋은 것 같이 보이나(표 2.10) 2차원해석의

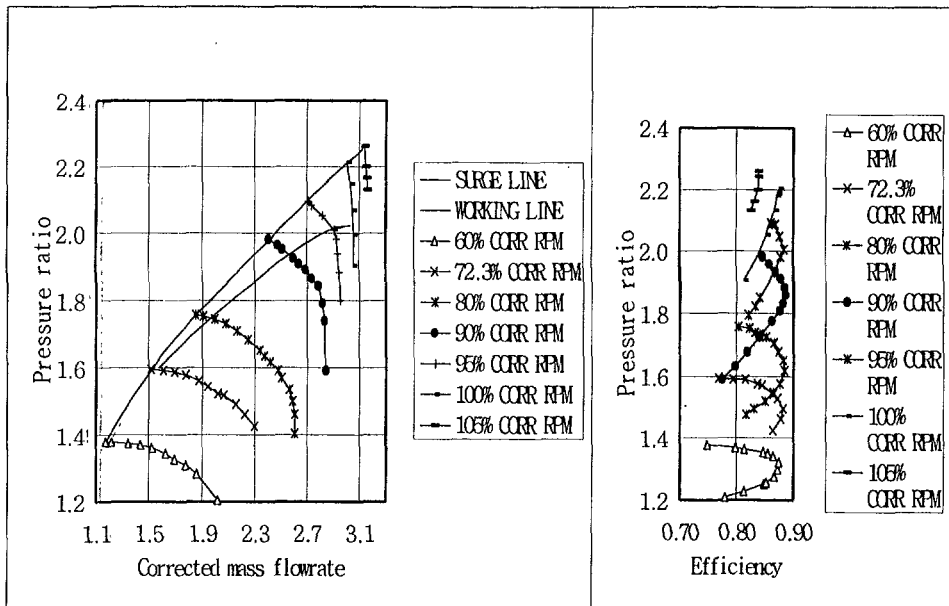


그림 2.15 변수 5의 경우 압축기 성능 곡선

결과(표 2.9.b)  $\lambda_{3h}=1.079$ 로 매우 높은 속도를 보인다. 이러한 점은 또 다른 변수를 가지고 해석을 수행해 보아야 함을 시사한다. 2단 정익 입구 hub에서의 급작스런 곡률변화는 초음속 유동을 초래했으며 이는  $C_3/C_4=3.3$ 에서 보이듯이 속도의 급격한 감소, 박리 등으로 인한 유동손실을 예시한다. 즉, 이럴 경우 원심단에서 설계유량을 얻지 못하며 작동특성은 예측과 다를 것이다.

#### 4.3.2 1단 외경이 일정한 경우 (변수 4)

이 경우 2단 정익에서 보다 유선에 가까운 외곽선을 가지게 되며 결국 2단 동익의 유로 직경이 줄어들게 된다. 결국 2단의 압력계수(혹은, 단부하)를 증가시킨다(표 2.12 참조). 계산 결과는 변수 3보다 효율의 감소를 나타내고 있으며 이는 2단에서의 효율감소 때문이다.

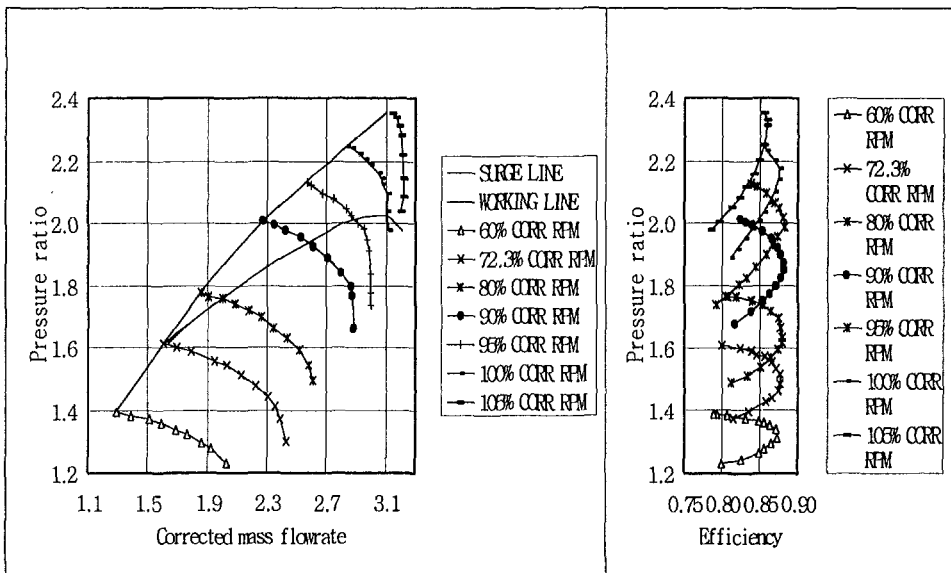


그림 2.16 변수 6의 경우 압축기 성능 곡선

표 2.7 유로 변수에 따른 입출구 직경

Variant#		1st stage rotor		2d stage rotor		2d stage rotor
		inlet	outlet	inlet	outlet	outlet
3	tip	176	176	176	176	153
	hub	90	113	117	129	98
4	tip	176	176	176	170	153
	hub	90	113	117	120	98
5	tip	176	176	171.5	161	153
	hub	90	113	114	108	98
6	tip	176	170.4	164	158	153
	hub	90	104	104	104	98

표 2.8 유로 변수에 따른 단부하 및 효율

Variant#	1st stage		2d stage		Compressor as a whole $\eta_{ad}^*$
	$\overline{H}_z$	$\eta_{ad}^*$	$\overline{H}_z$	$\eta_{ad}^*$	
3	0.280	0.885	0.252	0.898	0.885
4	0.280	0.885	0.259	0.875	0.874
5	0.279	0.887	0.280	0.853	0.865
6	0.286	0.866	0.300	0.875	0.864

표 2.9a 유로 변수에 따른 1단 공력 해석 결과

Variant#	3	4	5	6
$D_1(\text{mm})$	176	176	176	176
$\bar{d}$	0.511	0.511	0.511	0.511
$\pi^*$	1.506	1.506	1.506	1.506
$U_{k,Tip}(\text{m/s})$	382	382	382	382
$\bar{H}_T$	0.285	0.285	0.285	0.285
$\lambda_{1a}$	0.489	0.489	0.489	0.489
$\lambda_{1, \text{rel, Tip}}$	1.201	1.201	1.201	1.177
$\beta_{1, \text{Tip}}$ (degree)	23.7	23.7	23.7	20.9
$\beta_{1, \text{hub}}$ (degree)	31.0	31.0	31.0	33.0
$\beta_{2, \text{Tip}}$ (degree)	28.9	28.8	28.4	30.7
$\beta_{2, \text{hub}}$ (degree)	70.5	70.6	71.1	79.9
$\Delta \beta_{, \text{Tip}}$ (degree)	5.2	5.2	4.7	9.8
$\Delta \beta_{, \text{hub}}$ (degree)	39.5	39.6	40.1	46.8
$\lambda_{3t}$	0.573	0.572	0.541	0.583
$\lambda_{3h}$	0.730	0.731	0.760	0.780
$\Delta \alpha_{\text{Tip}}$ (degree)	27.2	27.3	30.0	28.2
$\Delta \alpha_{\text{hub}}$ (degree)	35.6	35.4	33.2	37.0
$\alpha_4(\text{degree})$	78.6	78.6	78.6	78.6

표 2.9b 유로 변수에 따른 2단 공력 해석 결과

Variant#	3	4	5	6
$D_1(\text{mm})$	176	176	170.8	163.4
$\bar{d}$	0.663	0.663	0.645	0.591
$\pi^*$	1.394	1.395	1.394	1.394
$U_{k, \text{Tip}}(\text{m/s})$	357	357	347	332
$\bar{H}_T$	0.265	0.265	0.281	0.308
$\lambda_{1w}$	0.454	0.454	0.491	0.507
$\lambda_{1, \text{rel, Tip}}$	1.057	1.039	1.037	1.015
$\beta_{1, \text{Tip}}$ (degree)	23.8	21.0	24.8	28.1
$\beta_{1, \text{hub}}$ (degree)	32.1	35.9	39.2	40.5
$\beta_{2, \text{Tip}}$ (degree)	23.7	29.5	37.6	39.3
$\beta_{2, \text{hub}}$ (degree)	70.1	73.7	81.2	87.4
$\Delta \beta_{, \text{Tip}}$ (degree)	-0.15	8.5	12.9	11.2
$\Delta \beta_{, \text{hub}}$ (degree)	38.0	37.8	42.0	46.9
$\lambda_{.3t}$	0.532	0.572	0.541	0.583
$\lambda_{.3h}$	1.079	0.913	0.820	0.824
$\Delta \alpha_{\text{Tip}}$ (degree)	24.4	16.0	15.5	19.0
$\Delta \alpha_{\text{hub}}$ (degree)	0.44	9.0	19.6	21.0
$\alpha_4(\text{degree})$	62.2	62.2	62.2	62.2

표 2.10 유로 변수 3의 경우 1차원 공력 해석 결과

$i$	$C_{1a}$	$C_{2a}$	$C_{1u}$	$C_{2u}$	$\alpha_1$	$\beta_1$	$\beta_2$	$\alpha_3$	Enthalpy	$\bar{C}_{1a}$	$P^*1$	$u_{K1}$	$\bar{H}_T$
1	152.8	151.9	0.0	127.4	90.0	26.70	38.08	50.0	288653	0.399	101325	382.4	.280
2	151.7	152.6	30.6	139.7	78.6	27.28	38.01	47.5	329604	0.397	152618	382.4	.252
outlet	153.3		80.8		62.2				366461		212861		
$i$	$\lambda_{1,rel}$	$\lambda_3$	$\bar{H}_z$	$\bar{H}_{ad}$	$K_H$	$\tau$	$\pi^*_{pk}$	$\pi^*_{st}$	$\eta^*_{ad,pk}$	$\eta^*_{ad,stg}$	DLPK	D_LHa	$T^*_1$
1	1.013	.596	.280	.248	1.00	.790	1.517	1.506	0.901	0.885	.380	.464	288.0
2	0.937	.590	.252	.226	1.00	.738	1.402	1.395	0.912	0.898	.361	.321	328.7
outlet													365.3

표 2.11 유로 변수에 따른 서지마진 변화

Variant#	$\bar{n}_{corr}$				
	0.723	0.80	0.90	0.95	1.00
3	2	15.6	22.6	25.5	24.5
4	1	13	16.7	20	20
5	3	7	9	11.2	11.2
6	1	9	18.6	20.6	20.8

성능곡선은 그림 2.14에 나타나 있으며 회전속도가 80% 이상인 경우 스톨마진이 약간 감소하였다. 설계점에서 압축기 효율은 86% 정도이며 작동점에서 84.5%이다. 이는 변수 3의 경우보다 높으며 회전속도 90~95%의 경우는 변수 3과 비슷하다.

표 2.9b를 보면 2차원 해석은 2단 정익 hub면에서 좋아지고 있음을 알 수 있다( $\lambda_{3h}$  감소). 그러나  $\lambda_{3h}=0.913$ ,  $C_3/C_4=2.53$ 은 매우 큰 값이며 아직도 많은 손실이 예측된다.

표 2.12 유로 변수 4의 경우 1차원 해석 결과

<sup>1</sup>	$C_{1a}$	$C_{2a}$	$C_{1u}$	$C_{2u}$	$\alpha_1$	$\beta_1$	$\beta_2$	$\alpha_3$	Enthalpy	$\bar{C}_{1a}$	P*1	$u_{K1}$	$\bar{H}_T$
1	152.8	151.9	0.0	127.4	90.0	26.70	38.08	50.0	288653	0.399	101325	382.4	.280
2	151.7	153.4	30.6	149.5	78.6	27.28	42.10	45.8	329604	0.397	152618	382.4	.259
outlet	153.8		81.0		62.2				367485		212946		
<sup>1</sup>	$\lambda_{1,rel}$	$\lambda_3$	$\bar{H}_z$	$\bar{H}_{ad}$	$K_H$	$\tau$	$\pi^*_{pk}$	$\pi^*_{st}$	$\eta^*_{ad,pk}$	$\eta^*_{ad,stg}$	$D_{LPK}$	$D_{LHa}$	$T^*_1$
1	1.013	.596	.280	.248	1.00	.790	1.517	1.506	0.901	0.885	.380	.464	288.0
2	0.937	.611	.259	.227	1.00	.723	1.404	1.395	0.892	0.875	.441	.368	328.7
outlet													366.3

#### 4.3.3 1단 동익의 외경만 일정한 경우 (변수 5)

이 경우 2단 정익의 외곽선이 더욱 부드러우며 결국 유로의 직경이 감소하여 2단에서의 압력계수를 증가시킨다(표 2.8 참조). 표 2.13에 1차원 해석 결과가 제시되었다. 주요 변화는 2단 변수들로 2단과 압축기 전체의 효율을 감소시켰다. 그림 2.15에는 성능곡선이 제시되었다. 안정영역의 모든 변수의 경우보다



최소이며 이는 감소된 hub의 직경을 가진 2단 동익의 diffusion 증가에 기인한다. 스톨마진은 n=0.9에서 9%를 나타낸다(표 2.11). 설계점에서 효율은 85.4%이고 작동점에서 83.5%이다. 2차원 해석 결과 변수 5는 좋은 결과를 보인다(표 2.9). 변수 5는 스톨마진이 너무 작아 최적설계가 될 수 없다.

표 2.13 유로 변수 5의 경우 1차원 해석 결과

$i$	$C_{1a}$	$C_{2a}$	$C_{1u}$	$C_{2u}$	$\alpha_1$	$\beta_1$	$\beta_2$	$\alpha_3$	Enthalpy	$\bar{C}_{1a}$	$P^*1$	$u_{K1}$	$\bar{H}_T$
1	152.8	152.0	0.0	127.0	90.0	26.70	38.03	50.1	288653	0.399	101325	382.4	.279
2	161.8	160.3	32.6	165.2	78.6	29.69	50.38	44.1	329458	0.434	152567	372.7	.280
outlet	154.1		81.2		62.2				368343		212948		
$i$	$\lambda_{1,rel}$	$\lambda_3$	$\bar{H}_z$	$\bar{H}_{ad}$	$K_H$	$\tau$	$\pi^*_{pk}$	$\pi^*_{st}$	$\eta^*_{ad,pk}$	$\eta^*_{ad,stg}$	$D_{LPK}$	$D_{LHa}$	$T^*_1$
1	1.013	.595	.279	.248	1.00	.791	1.515	1.506	0.901	0.887	.378	.405	288.0
2	0.928	.655	.280	.239	1.00	.687	1.408	1.396	0.877	0.853	.526	.446	328.6
outlet													367.1

#### 4.3.4 단조 감소의 외경을 갖는 경우 (변수 6)

이 경우 1단 정익과 2단 동익 출구 구간에서(그림 2.12) 일정한 hub의 직경을 가진다. 이러한 유로 형상은 변수 5에 비해 1단 동익의 diffusion을 증가시키고 2단 동익의 diffusion을 감소시킨다. 결국 1단 효율은 감소하고 2단 효율은 증가한다. 그러나 총 압축기 효율은 변수 5의 경우와 유사하다(86.5%). 변수 6의 성능 특성은 그림 2.16에 제시되었다. 안정영역은 n=0.8에서 변수 5보다 크고 n=0.9에서 충분한 스톨마진을 가지며 이보다 감소된 영역에서는 블리이딩이

필요하다.

설계점에서의 압축기 효율은 86.7%이고 작동점에서 85%이다. 압축기 효율은  $n=0.93\sim 0.95$ 의 경우 88%로 최대이다. 그리고  $n=0.9$ 까지 86%로 감소한다. 2차원 해석은 표 2.9에 나타나 있으며 좋은 결과를 보이고 있다.

표 2.14 유로 변수 6의 경우 1차원 해석 결과

i	$C_{1a}$	$C_{2a}$	$C_{1u}$	$C_{2u}$	$\alpha_1$	$\beta_1$	$\beta_2$	$\alpha_3$	Enthalpy	$\bar{C}_{1a}$	$P^*1$	$u_{K1}$	$\bar{H}_T$
1	152.8	154.0	0.0	136.4	90.0	26.70	42.11	48.5	288653	0.399	101325	382.4	.286
2	166.6	160.7	33.6	165.3	78.6	32.18	52.13	44.2	330482	0.468	152631	356.4	.299
outlet	154.1		81.2		62.2				368453		212945		
i	$\lambda_{1,rel}$	$\lambda_3$	$\bar{H}_z$	$\bar{H}_{ad}$	$K_H$	$\tau$	$\pi^*_{pk}$	$\pi^*_{st}$	$\eta^*_{ad,pk}$	$\eta^*_{ad,stg}$	$D_{LPK}$	$D_{LHa}$	$T^*_1$
1	1.013	.617	.286	.248	1.00	.776	1.517	1.506	0.882	0.866	.451	.423	288.0
2	0.894	.656	.299	.262	1.00	.667	1.408	1.395	0.900	0.875	.505	.447	329.6
outlet													367.2

#### 4.3.5 1단 정익 출구 유동각의 영향

1단 정익의 출구 유동각의 영향을 평가하기 위해  $\alpha_4=70^\circ$  와  $\alpha_4=88.6^\circ$  를 수행하였다(그림 2.17). 초기설계에서 수행한 바 있으나 그것은  $\alpha_4$ 와 유로가 모두 변동이었으나 지금은 유로형상이 고정된 상태이다. 1차원 해석 결과가 표 2.15에 제시되었다. 결과는 변수 1과 2의 결과와 일치하며  $\alpha_4$ 의 증가는 효율의 감소를 초래하였다. 단에서 압력의 작은 변화가 미치는 영향을 알아보기 위해 변수 6을 가지고 추가적 해석이 수행되었다. 해석결과 1단의 3% 압력증가와 2

단에서 3%의 압력감소는 효율을 1% 감소를 초래했다. 또한 반대의 경우도 효율이 감소하였다. 즉, 변수 6의 경우가 최저값임을 반증하는 것이다.

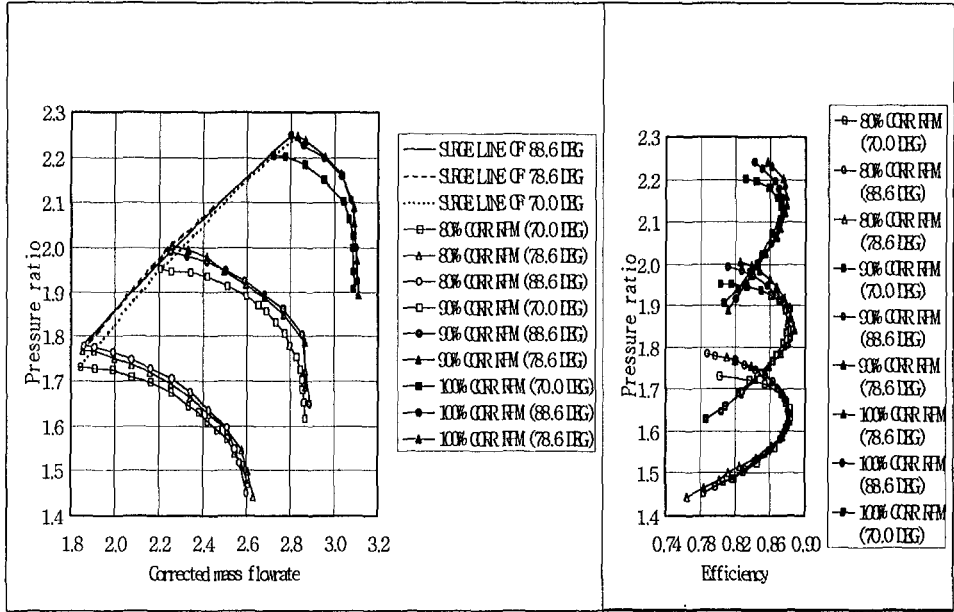


그림 2.17 출구 유동각 변화에 따른 압축기 성능 곡선 (변수 6, 6a, 6b)

표 2.15 유로 변수 6의 경우 2단 정익 출구각 변화에 따른 영향

Variant#	$\alpha 4(1)$	$\tau 2$	$\bar{H}_z(1)$	$\bar{H}_z(2)$	$\eta^*_{ad,k}$
6a	70.0	0.57	0.286	0.287	0.866
6	78.6	0.67	0.286	0.300	0.864
6b	88.6	0.76	0.286	0.306	0.853

#### 4.3.6 공력해석/설계

해석결과 최종공력 해석의 기본으로 변수 6을 선택하였다.

이 변수는 다음의 표 2.16과 같은 특성을 갖는다.

그림 2.18은 이들 변수와 회전속도에 따른 압력비, 유량을 나타낸다.

표 2.16 압축기 운전 조건에 따른 주요 변수 변화

Regime	$\eta^*_{admax}$	$\eta^*_{k.opt}$	$\eta^*_{ad,p}$	$\pi^*_p$	$\Delta Ky(\%)$	$\Delta Ky,(\%)$ with air bleeding.
$\bar{n} = 1.0$	0.875	2.16	0.85	2.02	20.8	
$\bar{n}_{idle} = 0.723$	0.880	1.51	0.80	1.61	1	21

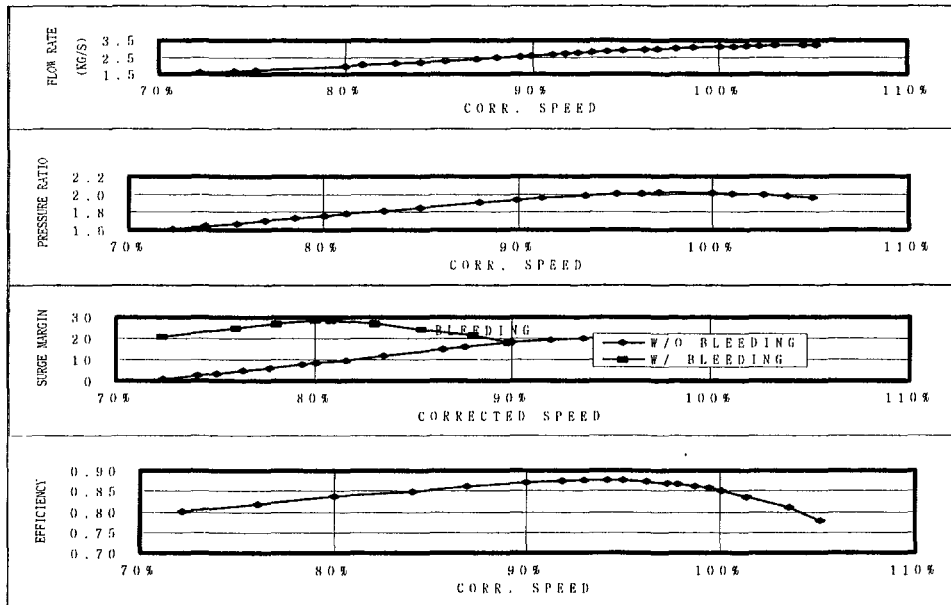


그림 2.18 변수 6의 경우 압축기 작동선에 따른 주요 변수의 변화

## 제 5 절 초기 압축기 변수에 따른 블레이드 공력 형상 설계

앞 절에서 도출된 초기 압축기 변수를 토대로 블레이드의 공력 형상 설계가 수행되었다. 이 수행 과정중 "Gasdynamic"과 "Profile"이라 불리는 러시아 중앙항공엔진연구소(CIAM)의 소프트웨어를 사용했다. 공력해석과 블레이드 설계가 서로 맞물려 수행되며 블레이드 형상 설계는 유선을 따라 수행되고 공력 해석은 동익의 유동각  $\beta$  와 정익의 유동각  $\alpha$ 가 계산 결과로 도출된다. 입력 값으로는 기본설계 요구조건, 압축기 설계 경험치, 실험치, 3장에서 얻어진 1차원 해석 결과가 사용되었다. 공력해석 변수와 압축기 초기 변수가 표 2.17에 제시되었다. 3개의(hub, Mid, tip) 유선에 따른 유동특성 계산 결과가 표 2.18에 제시되었다.

그림 2.19부터 2.32까지 계산된 유동 변수 분포를 나타내고 있다.

동익 블레이드각  $\beta$  와 정익 블레이드각  $\alpha$ 가 입사각  $i$ 와 이탈각  $\delta$ 의 보정으로 도출되었다. 이 시점에서의 설계는 원심력 및 공력에 의한 변형각은 고려되지 않았다. 1단 동익은 초음속( $\lambda=1.177$ )으로 biconvex 형상(대칭형)의 기본 블레이드를, 2단 동익은 천음속( $\lambda\approx 1.015$ )으로 VS-10 형상(대칭이며 leading edge가 둥근형)의 기본 블레이드를 1/2단 정익은 음속에 가까운 아음속으로 NASA-65 형상을 기본으로 채택하였다.

표 2.19은 설계된 블레이드의 주요 값들이다. 표에서 보이는 바와 같이 2단 tip에서의  $C_{max}$ 는 0.98mm로 매우 작은 값이며 구조해석을 통한 변형의 가능성을 검토하여야 한다.

그림 2.33 ~ 2.36에는 각 블레이드 열의 단면이 제시되었다.

표 2.17 유로 변수 6의 경우 설계 주요 변수

Parameters	Compressor as a whole	1st stage	2d stage
$D_1(\text{mm})$	176	176	163.4
$\bar{d}_{1h}$	0.511	0.511	0.591
$D_4(\text{mm})$	153	165	153
$\bar{d}_{4h}$	0.557	0.591	0.557
$n_{\text{phys}}(\text{rpm})$	41500	41500	41500
$U_{k, \text{Tip}}(\text{m/s})$	382	382	332
$\pi^* k$	2.10	1.506	1.394
$G_{\text{corr}}(\text{kg/s})$	3.04	3.04	2.16
$G_{\text{corr}}/F,$ $(\text{kg/sec} \cdot \text{cm}^2)$	125.0	125.0	103.1
$\lambda_{1a, \text{st}}$	0.491	0.491	0.507
$\lambda_{1a, \text{re}, \text{tip}}$	1.177	1.177	1.015
$\eta^*_{\text{ad}}$	0.850	0.863	0.851
$\bar{H}_T$		.285	0.308

표 2.18 Hub, Mid, Tip 에서의 주요 변수

Parameter	1st stage			2nd stage		
	hub	middle	tip	hub	middle	tip
$\bar{d}_1$	0.511	0.800	1.000	0.591	0.779	0.928
$\lambda_1$	0.410	0.523	0.471	0.503	0.524	0.523
$\lambda_{1,rel}$	0.727	1.035	1.177	0.740	0.904	1.015
$\beta_1, degrees$	33.06	27.96	20.94	40.48	32.77	28.09
$\bar{d}_2$	0.591	0.799	0.973	0.591	0.758	0.903
$\lambda_2$	0.786	0.598	0.576	0.821	0.650	0.621
$\lambda_{2,rel}$	0.550	0.679	0.838	0.563	0.583	0.668
$\beta_2, degrees$	79.90	40.46	30.72	87.40	51.42	39.33
$\Delta \beta, degrees$	46.84	12.50	9.77	46.92	18.66	11.24
$\bar{d}_3$	0.591	0.795	0.962	0.585	0.751	0.892
$\lambda_3$	0.780	0.619	0.583	0.824	0.664	0.628
$\alpha_3, degrees$	41.56	49.54	50.40	41.17	44.79	43.25
$\bar{d}_4$	0.591	0.783	0.937	0.557	0.732	0.869
$\lambda_4$	0.503	0.499	0.501	0.450	0.499	0.539
$\alpha_4, degrees$	78.60	78.60	78.60	62.40	62.40	62.40
$\Delta \alpha, degrees$	37.04	29.06	28.20	21.24	17.61	19.15

표 2.19 주요 형상 설계 결과

Parameter	1st stage		2nd stage	
	hub	tip	hub	tip
$z_r$	17		23	
$z_{st}$	26		21	
$\bar{h}_{rot}$	1.055		0.988	
$\bar{h}_{st}$	1.65		1.259	
$b_{rot}, mm$	37.68	43.75	25.91	33.07
$(b/t)_{rot}$	2.10	1.36	1.82	1.50
$C_{max r}, mm$	2.58	1.31	2.04	0.98
$b_{st}, mm$	18.99	21.07	21.67	22.40
$(b/t)_{st}$	1.51	1.04	1.44	0.97
$C_{max st}, mm$	0.76	1.24	8.86	1.40



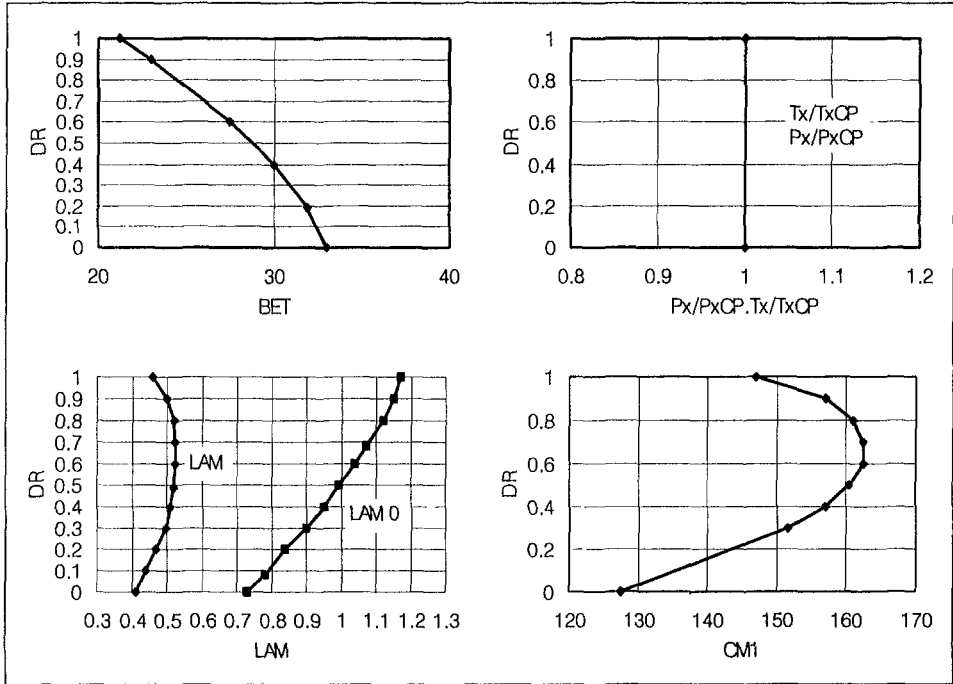


그림 2.19 1단 동익 입구 유동 변수 분포

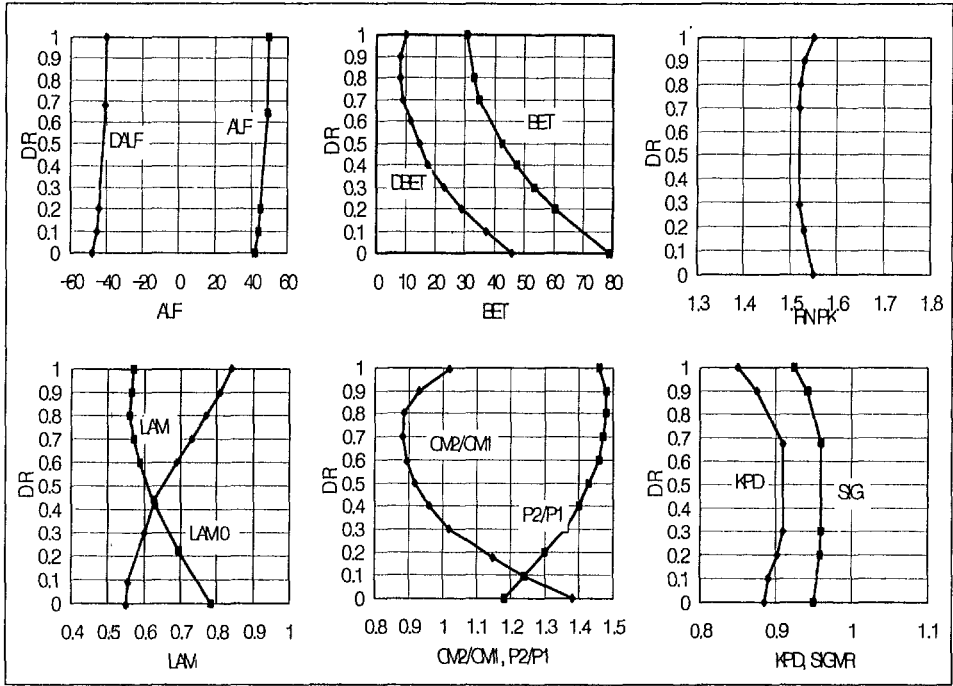


그림 2.20 1단 동익 출구 유동 변수 분포

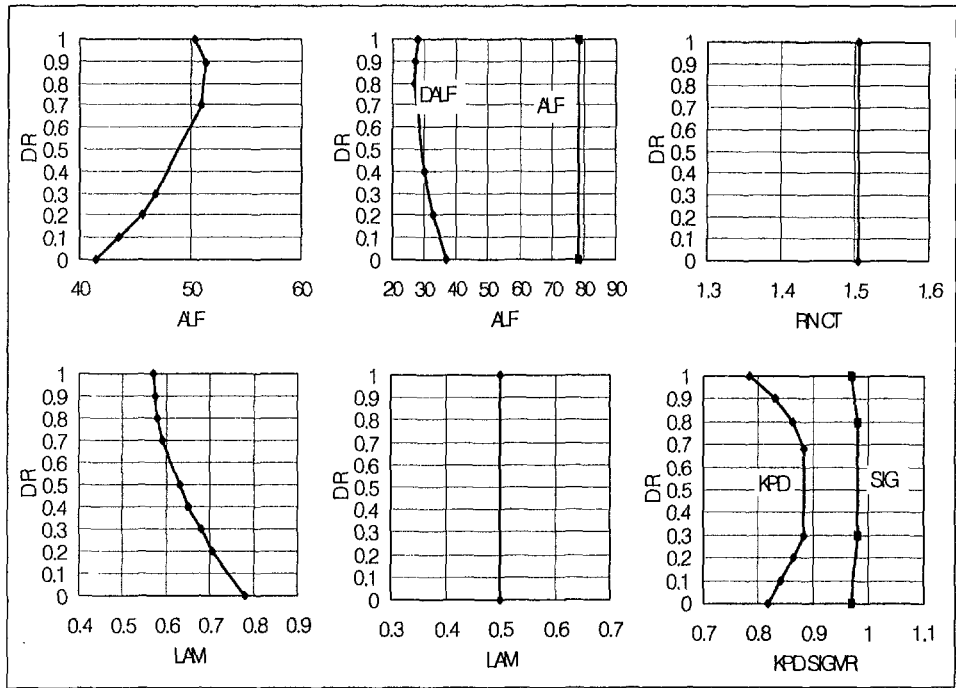


그림 2.21 1단 정익 입/출구 유동 변수 분포

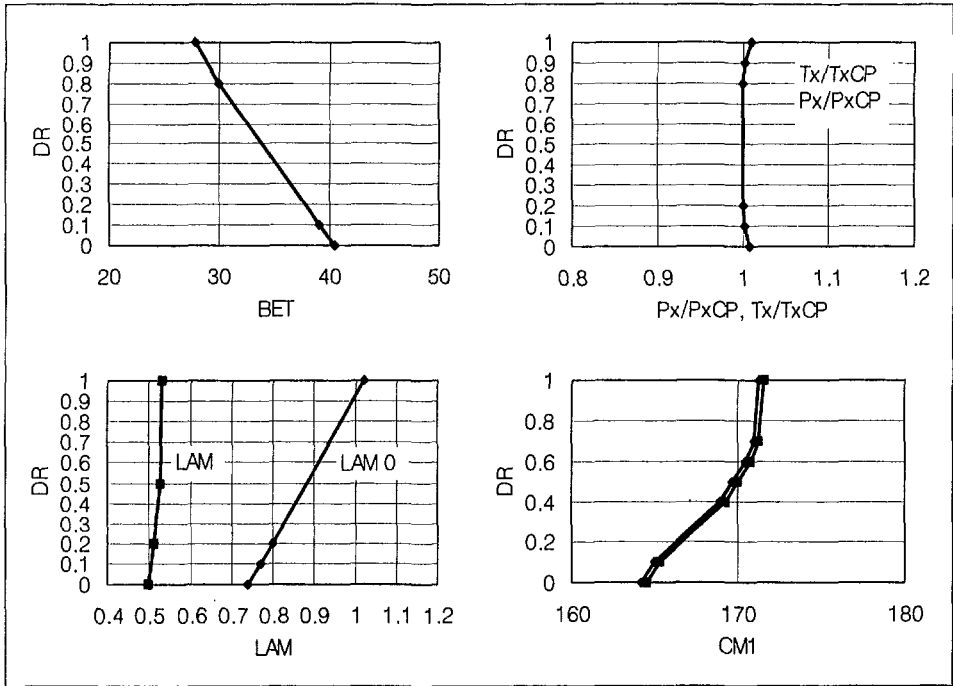


그림 2.22 2단 동익 입구 유동 변수 분포

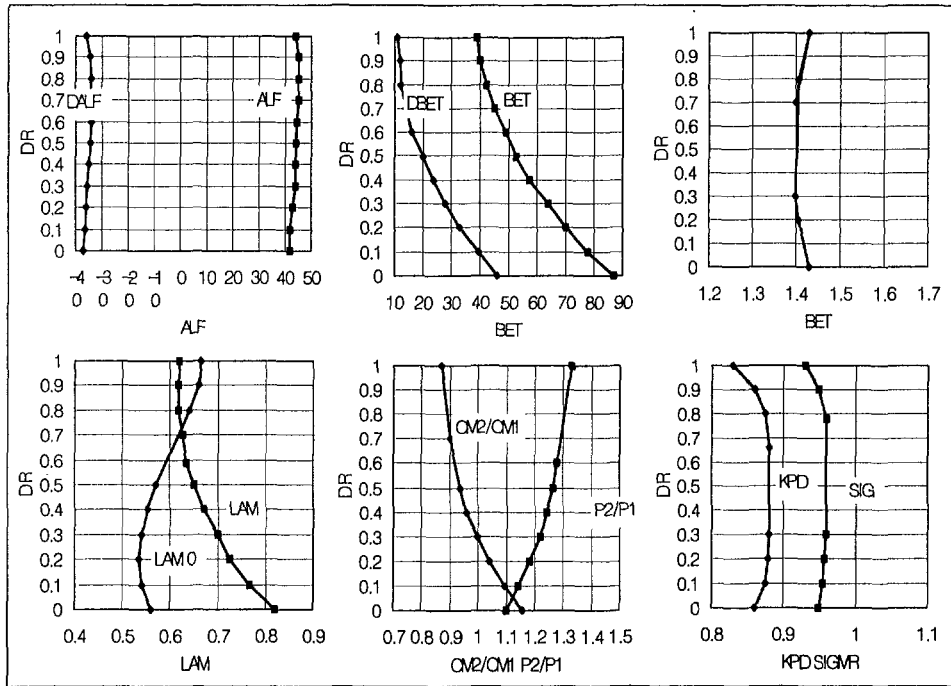


그림 2.23 2단 동의 출구 유동 변수 분포

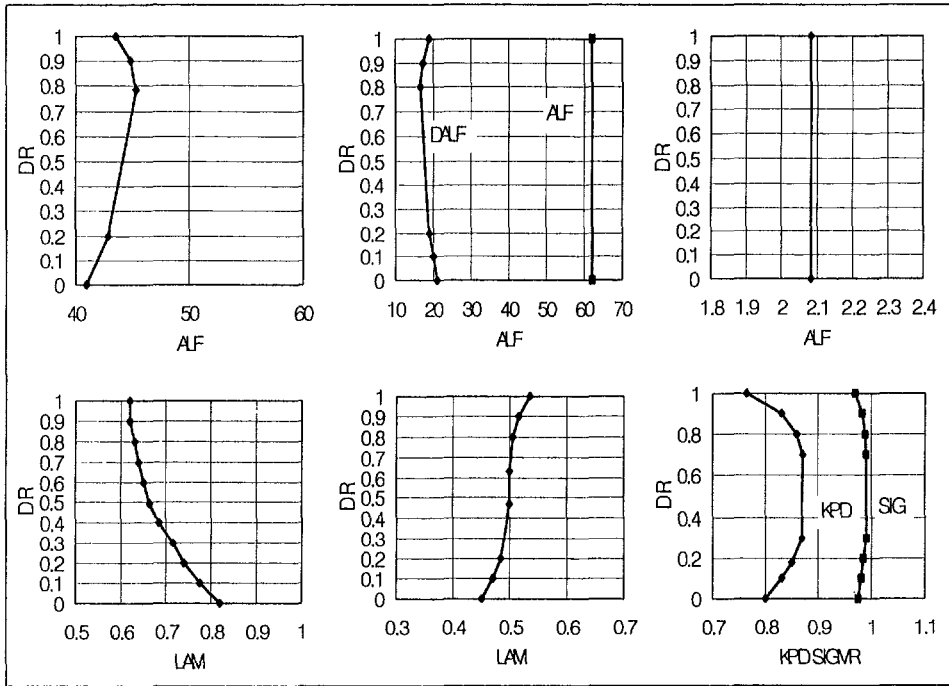


그림 2.24 2단 정의 입/출구 유동 변수 분포

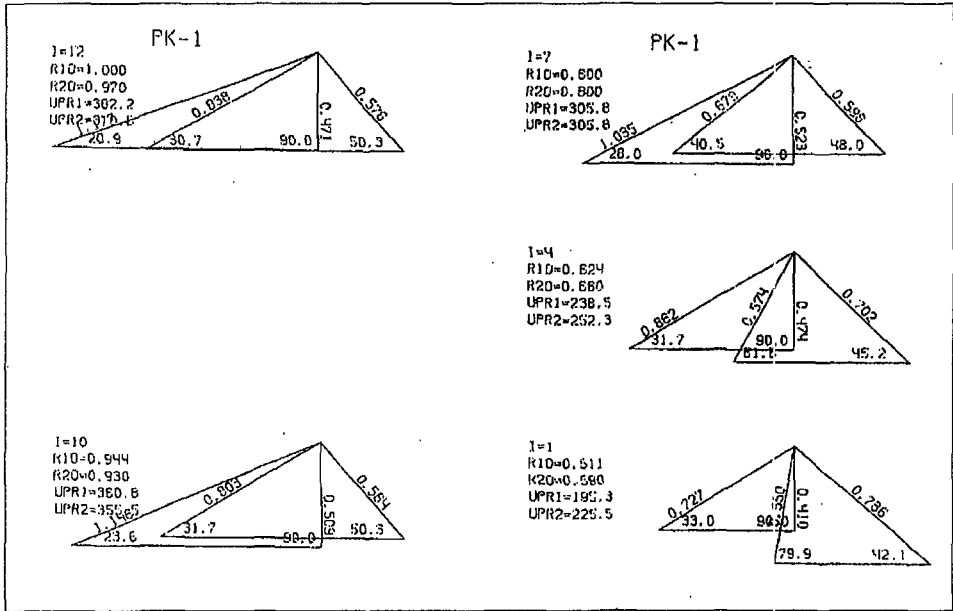


그림 2.25 반경 방향에 따른 1단 동익 속도 삼각형 분포

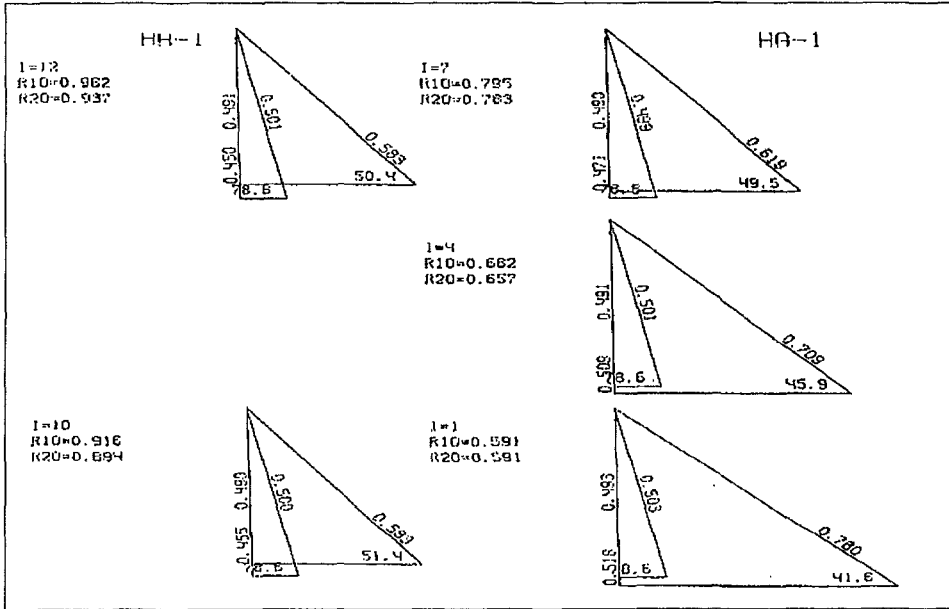


그림 2.26 반경 방향에 따른 1단 정익 속도 삼각형 분포



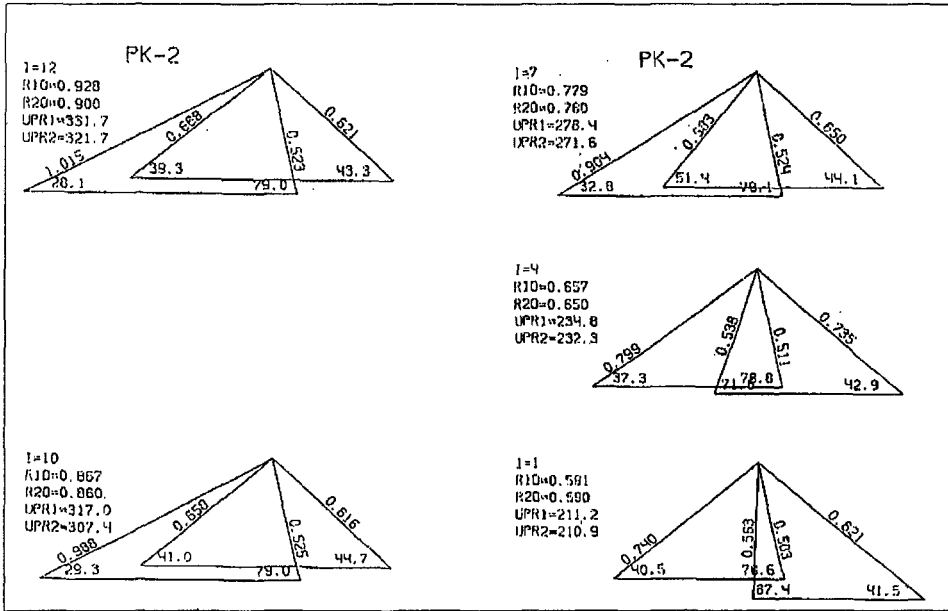


그림 2.27 반경 방향에 따른 2단 동의 속도 삼각형 분포

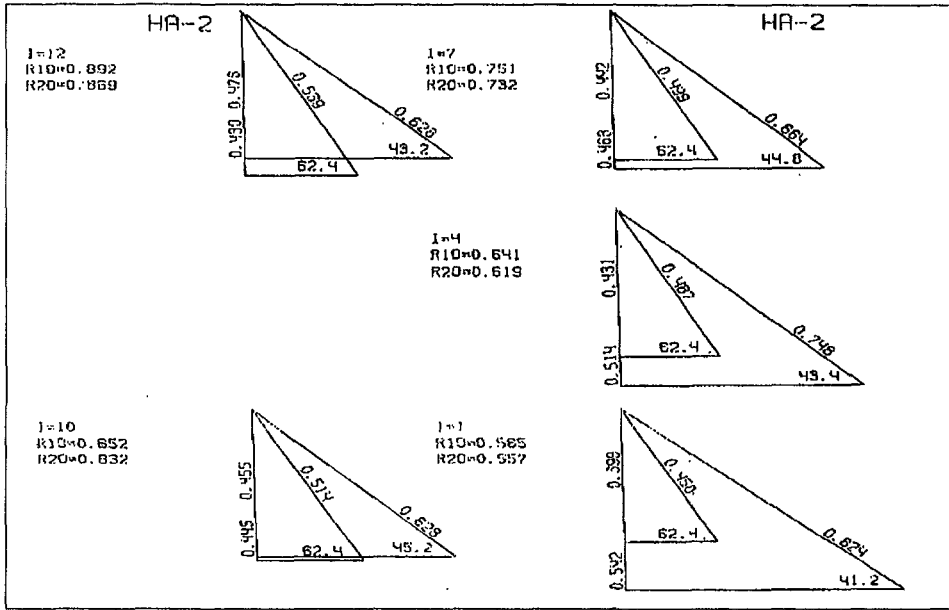


그림 2.28 반경 방향에 따른 2단 정의 속도 삼각형 분포

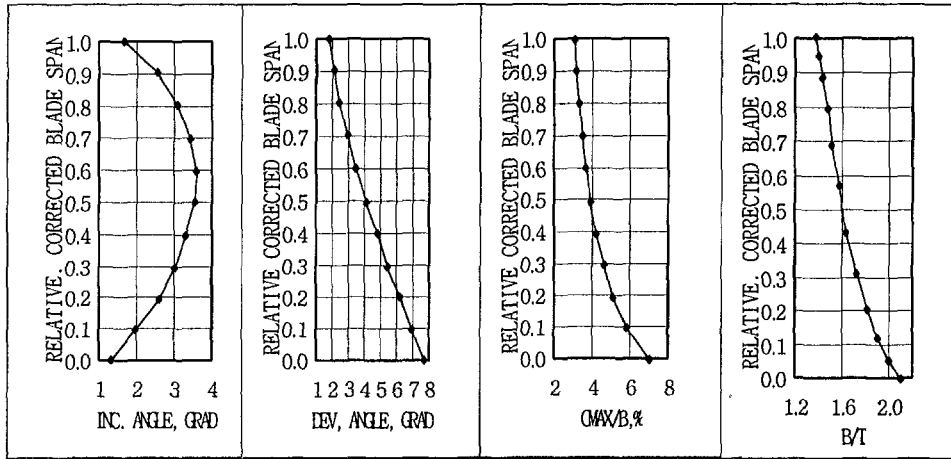


그림 2.29 반경 방향에 따른 1단 동익 유동 변수 분포

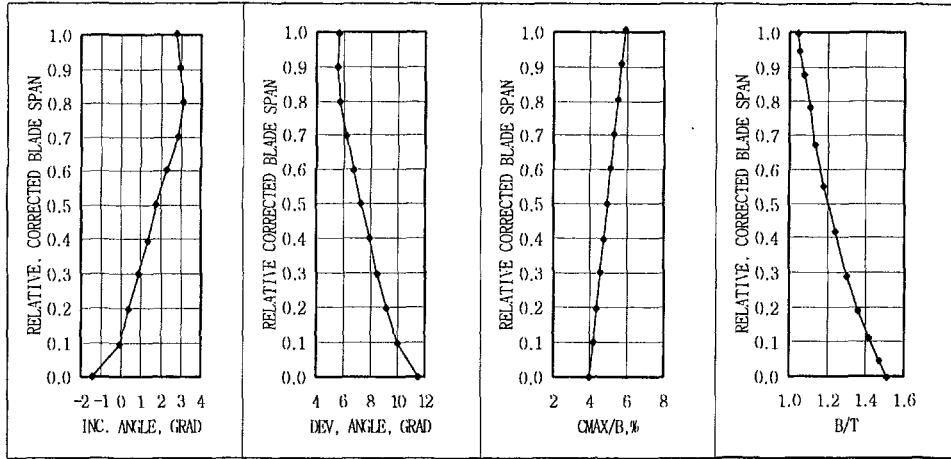


그림 2.30 반경 방향에 따른 1단 정익 유동 변수 분포

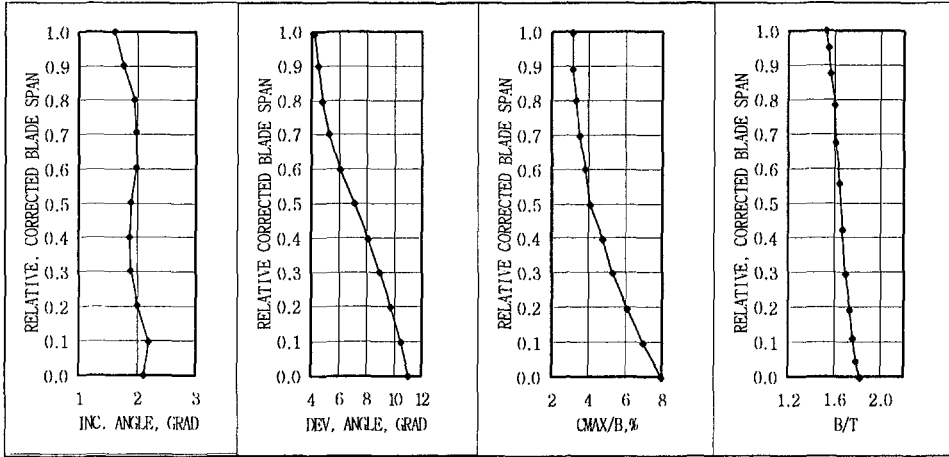


그림 2.31 반경 방향에 따른 2단 동익 유동 변수 분포

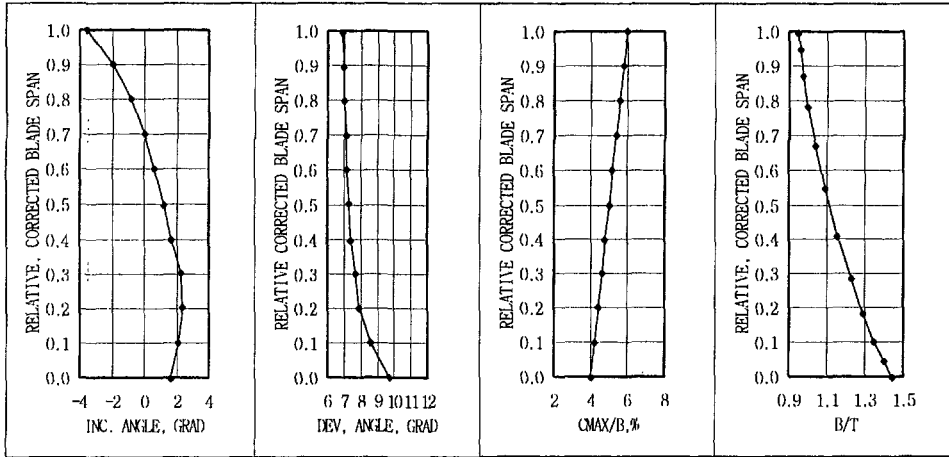


그림 2.32 반경 방향에 따른 2단 정익 유동 변수 분포

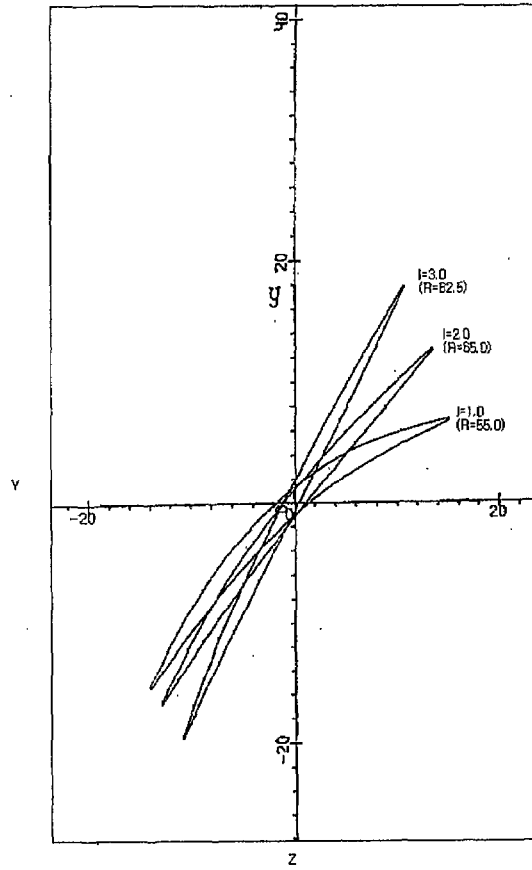


그림 2.33 1단 동익 블레이드 형상

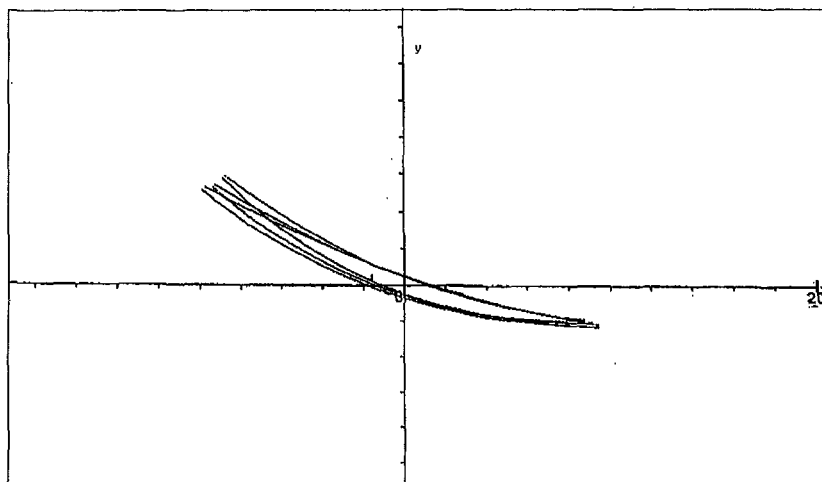


그림 2.34 1단 정익 블레이드 형상



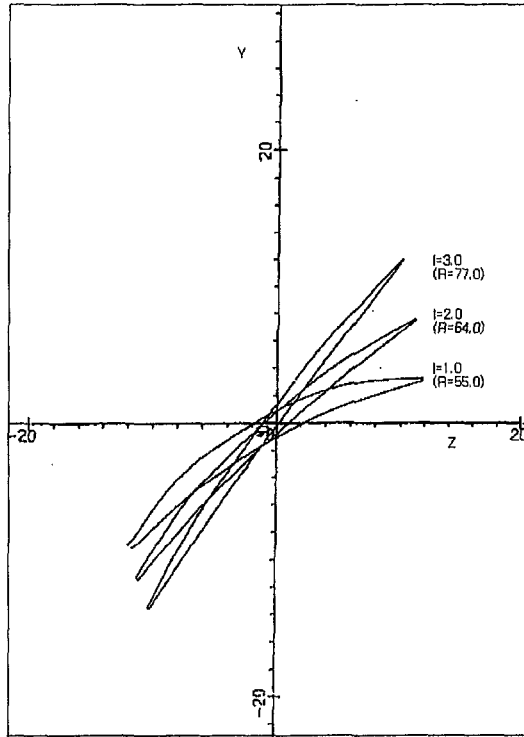


그림 2.35 2단 동익 블레이드 형상

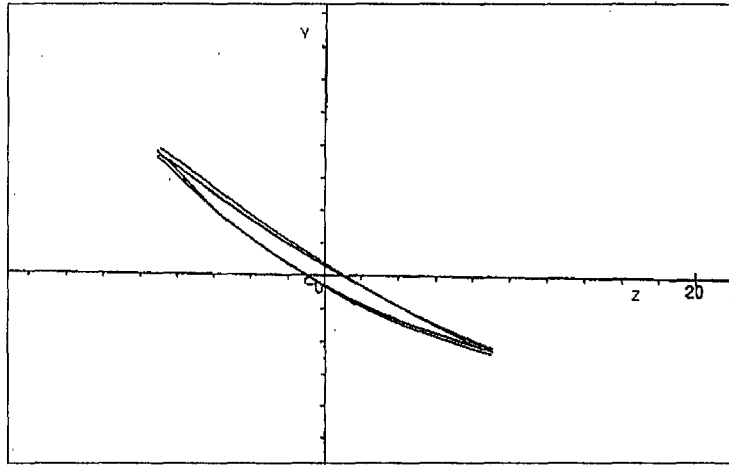


그림 2.36 2단 정익 블레이드 형상

## 제 6 절 블레이드 강도 해석

### 6.1 기본 설계 결과

기본 설계 해석에서는 다음과 같은 설계를 기본으로 하였다.

- 허브면은 disk bulge로 구성
- 블레이드와 디스크는 dove tail로 연결
- 로터 블레이드 root는 평면
- 블레이드 축방향 고정은 root 입구부에 설정
- 정익은 casing에 단단히 고정

블레이드는 다음의 성질을 갖는 VT-8 티타늄합금으로 하였다.

표 2.20 VT - 8 - Ti 합금의 특성

$\rho$ kg/mm <sup>3</sup>	E kg/mm <sup>2</sup>	G kg/mm <sup>2</sup>	$\sigma_b$ kg/mm <sup>2</sup>	$\delta$ %
0.00448	12,000	4615	100	10

본 압축기는 비교적 온도변화가 없어 온도에 따른 재료의 물성치 변화에 대한 영향은 고려하지 않았다. 설계는 고도=0, Mach=0, n=41,710rpm의 운용영역에서 수행되었다. 공력부하는 공력해석 결과로 도출되었으며 본 강도해석은 러시아 중앙항공엔진연구소(CIAM)에서 사용하는 "Blade"로 불리우는 S/W를 사용하였다.

### 6.2 로터 블레이드의 설계 해석

그림 2.37과 2.38에 제시된 바와 같이 1단, 2단 로터는 2개의 큰 요소(에어포일, root)로 구성되어 있다. 두 개의 큰 요소는 임의의 shell 요소로 구성되며

이들 shell은 shell간의 곡면의 급격한 변화가 없도록 구성된다. 에어포일과 root의 사이가 joint로 연결이 안되는 부분은 stiffness가 주어진 탄성체로 가정하였다.

그림 2.39~2.40에는 하나의 큰 요소로 구성된 정의를 나타내고 있다. 경계조건이 tip을 따라 주어졌으며 이는  $x$ ,  $y$ ,  $z$  축으로의 변위와  $\alpha$ , 좌표를 따라 회전변위가 없도록 한다.

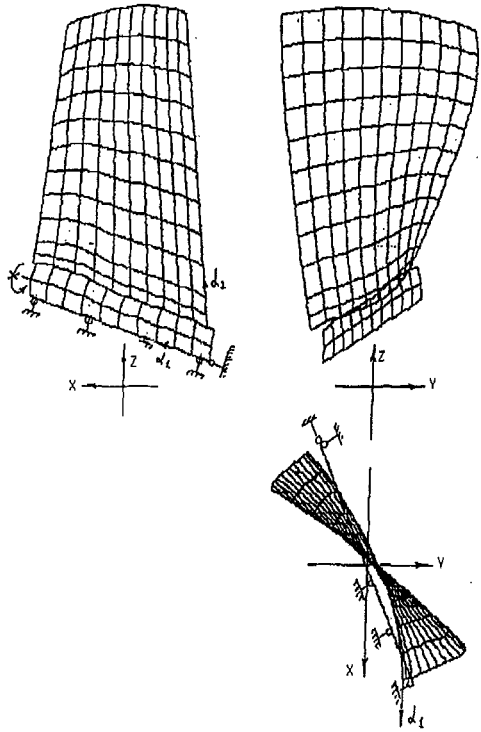


그림 2.37 1단 동의 계산격자 분포

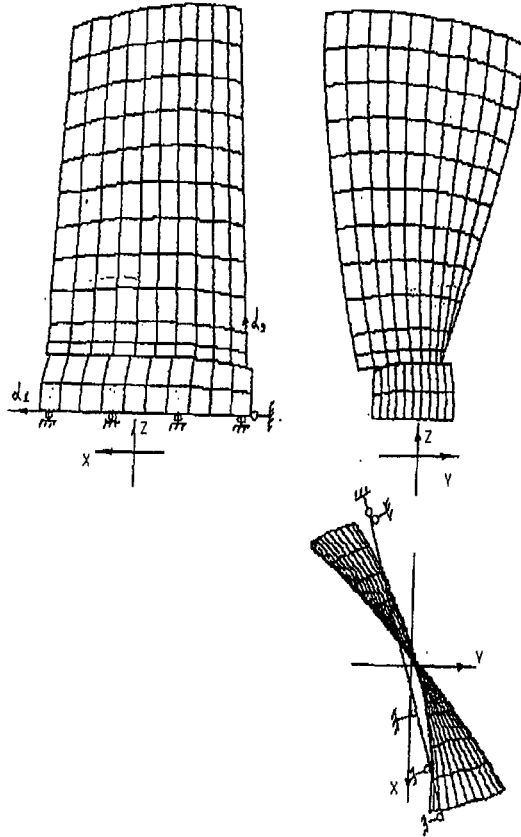


그림 2.38 2단 동의 계산격자 분포

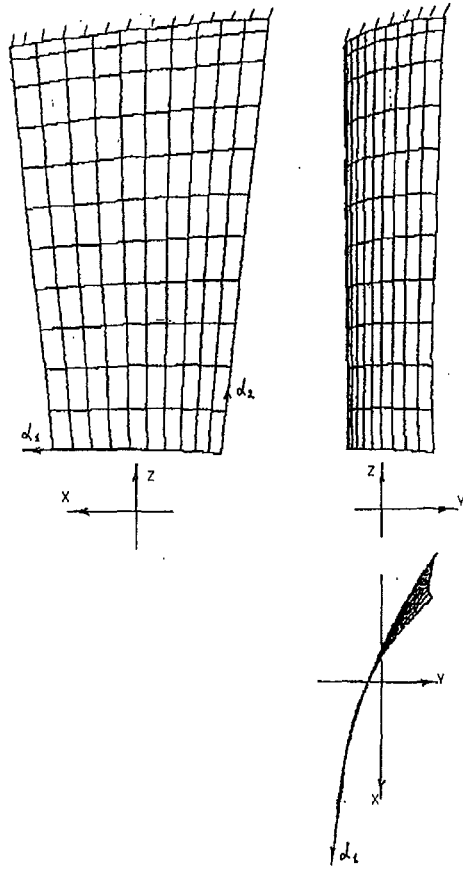


그림 2.39 1단 정의 계산격자 분포

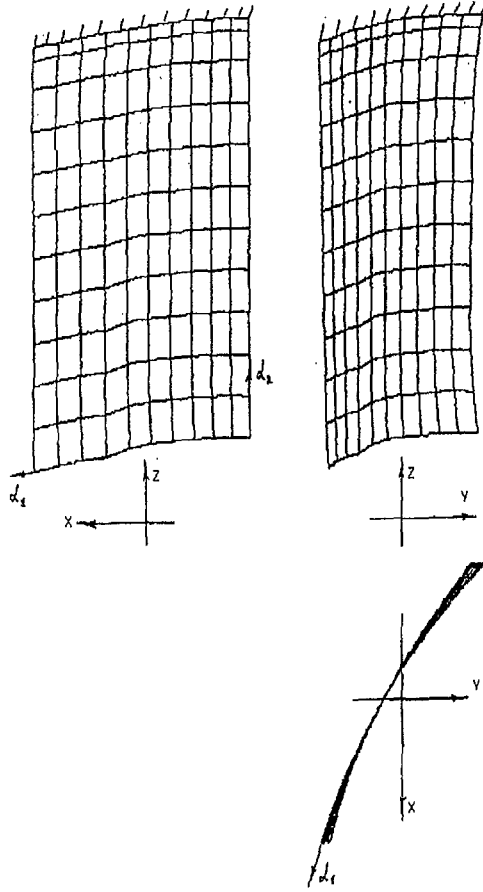


그림 2.40 2단 정익 계산격자 분포

### 6.3 블레이드 정응력 최적화

강도설계과정에서는 설정된 블레이드의 두께와 높이에 대해 정응력을 최소화 하는 작업이 필요하다. 이러한 최소화 작업은 원주방향 좌표에 대해 블레이드 section 위치를 합당하게 설정함으로써 가능하다. 이 경우 foot를 없앴으로써 원주 방향 위치를 매우 쉽게 알 수 있다. 우선 블레이드 root의 크기를 결정하고 디스크 bulge의 평균응력을 결정한다. 이에 따라 static strength가 수용할 만 한 지 판단된다.

### 6.4 블레이드 static stress-strain 상태 점검

#### 6.4.1 원주각, 선형 변위

로터의 팁부분과 캔틸레버형 정익의 허브부근의 최대 local과 평균 범위와 최대 정적위치에 대한 회전이 도출되었다. 표 2.21에는 축방향 최대변위와 허브 부근의 변위평균이 제시되었다. 이 표는 평균 회전각이 포함되었으며 이들은 평균 untwist 각으로 결정되었다. 그림 2.41~2.42은 로터블레이드의 untwist 각(단위는 degree)을 나타내고 있다.

표 2.21 블레이드 동적 특성에 따른 보정

	u, mm		v, mm		w, mm		$\theta, ^\circ$
	maxim.	average	maxim.	average	maxim.	average	average
Rotor 1	-0.25	-0.012	0.17	0.037	0.070	0.056	-0.71
Rotor 2	-0.12	-0.009	-0.11	-0.003	0.03	0.03	-0.53
Rotor 3	-0.049	-0.046	-0.116	-0.111	-0.011	-0.001	0.02
Rotor 4	-0.097	-0.081	-0.152	-0.121	-0.009	-0.001	-0.11



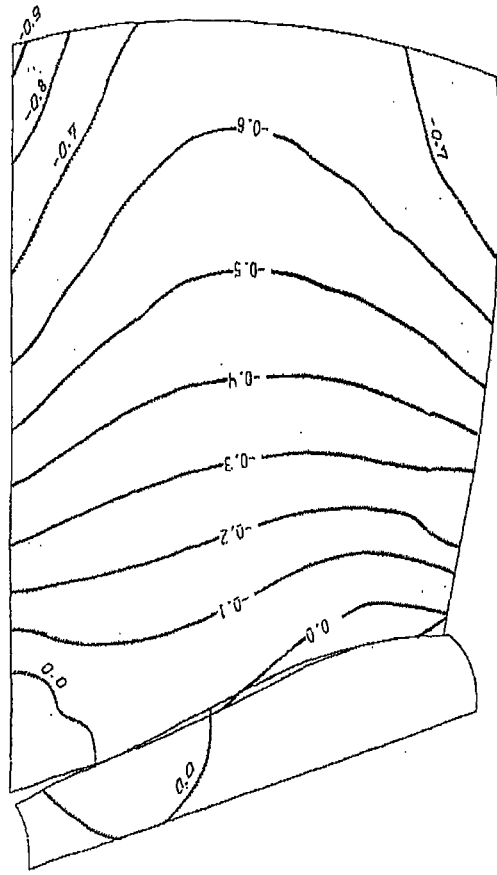


그림 2.41 1단 동의 등변형각 선도

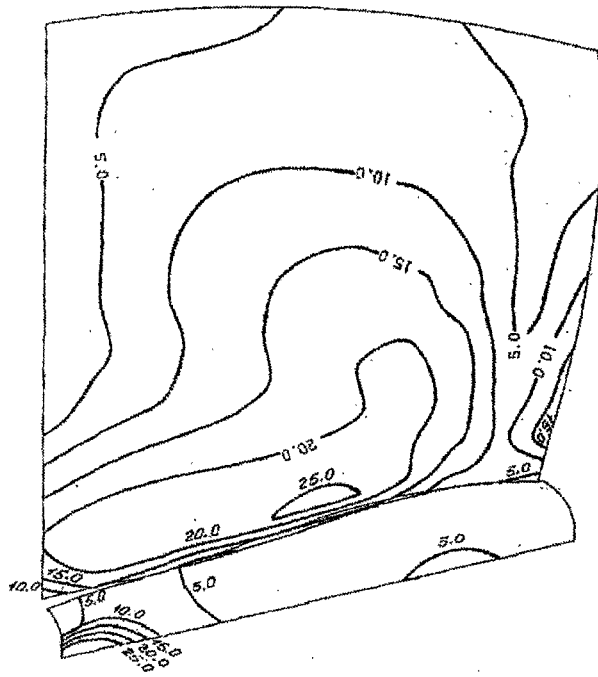


그림 2.42 2단 동의 등변형각 선도

#### 6.4.2 블레이드의 stress 상태

그림 2.43~2.50는 설계점 stress 해석의 결과로 도출된 전면에서의 Von-Mises equivalent stress의 등고선을 나타낸다. 단위는  $1\text{kg}/\text{mm}^2 (=10\text{MPa})$ 이다. 표 2.22는 블레이드 양쪽면의 최대 등가응력과 정적강도를 나타낸다.

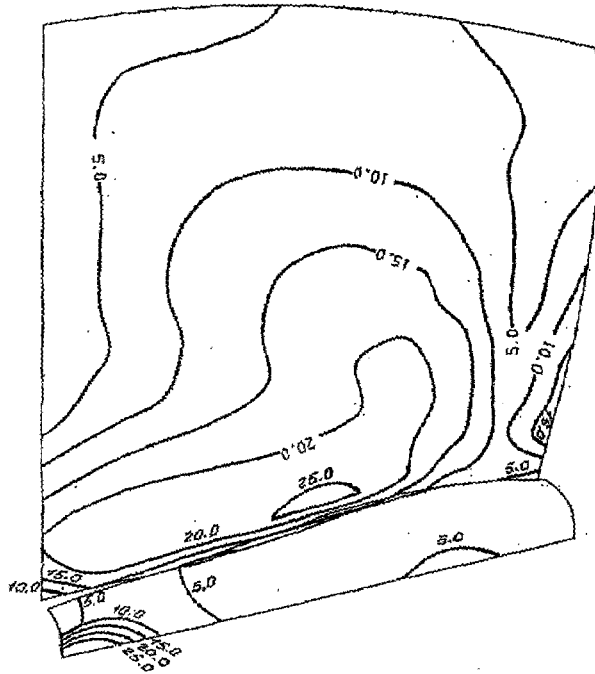


그림 2.43 1단 동익의 Mises 응력분포  
(Pressure side)

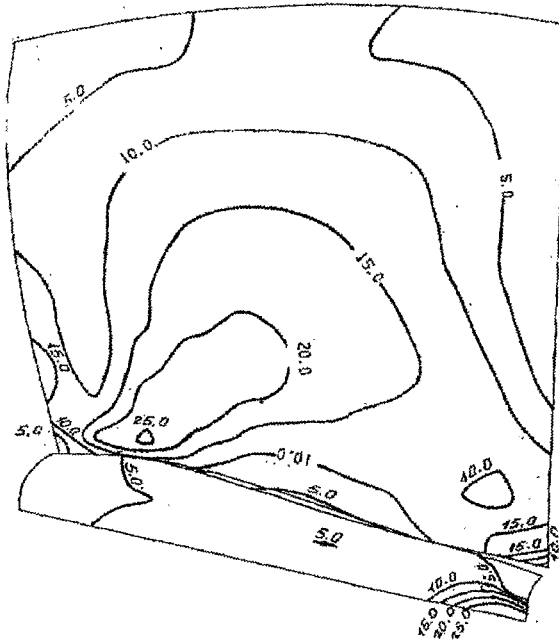


그림 2.44 1단 동익의 Mises 응력분포  
(Suction side)

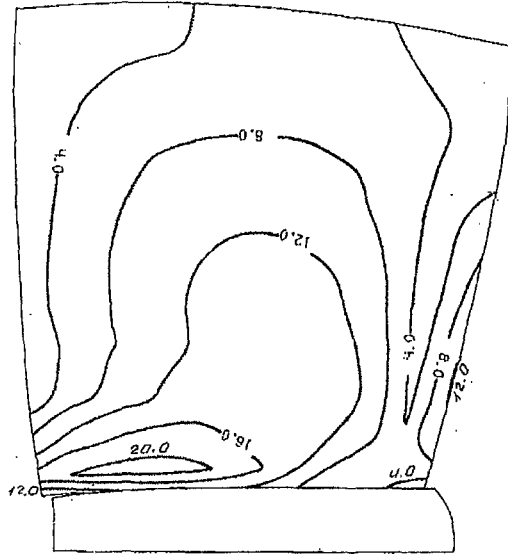


그림 2.45 2단 동익의 Mises 응력분포  
(Pressure side)

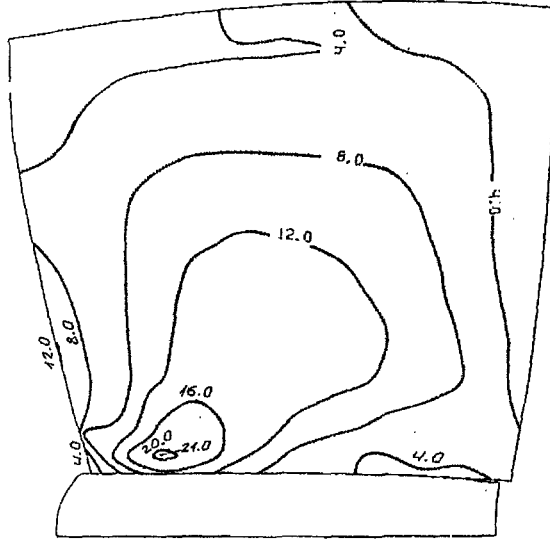


그림 2.46 2단 동익의 Mises 응력분포  
(Suction side)

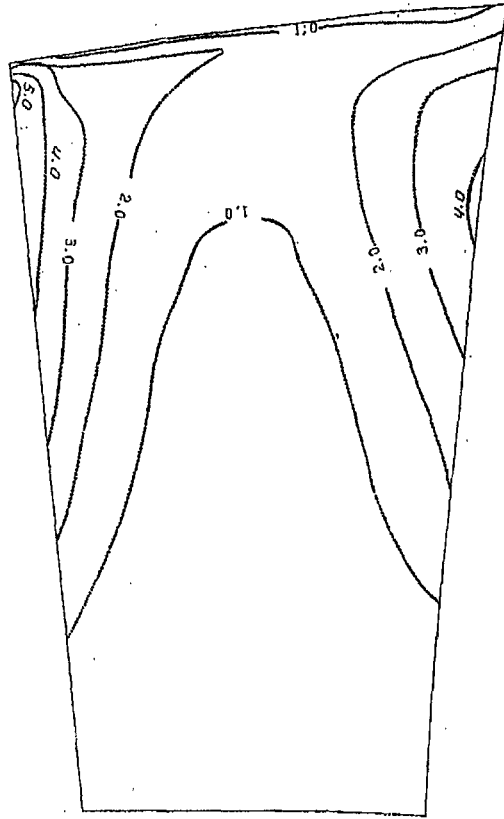


그림 2.47 1단 정익의 Mises 응력분포  
(Pressure side)

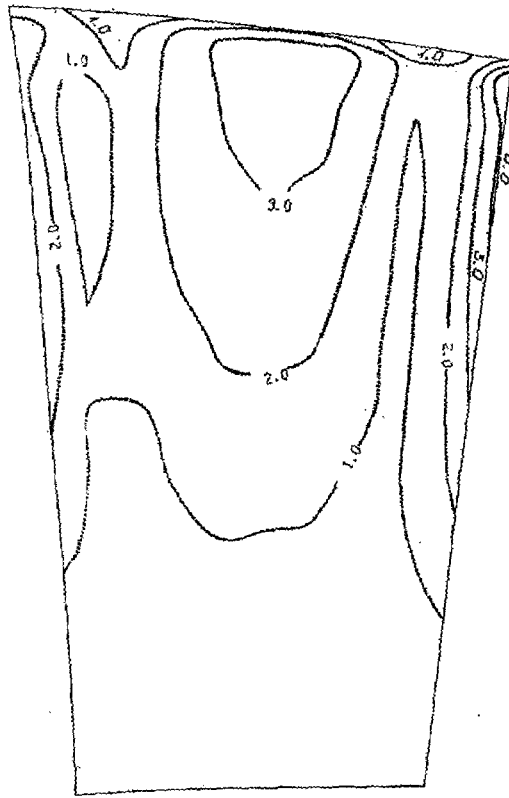


그림 2.48 1단 정익의 Mises 응력분포  
(Suction side)



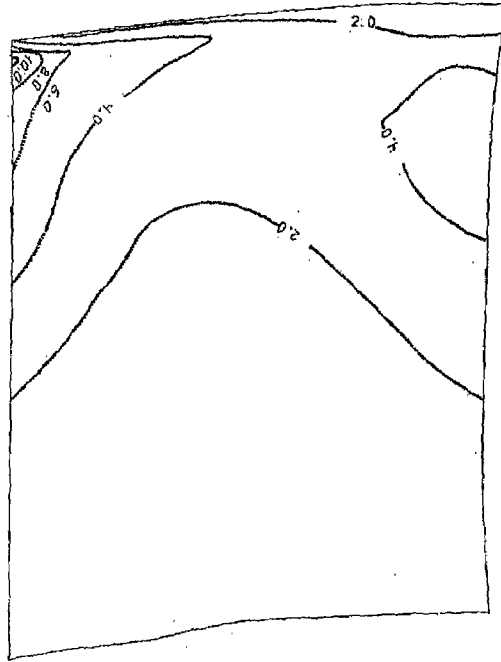


그림 2.49 2단 정익의 Mises 응력분포  
(Pressure side)

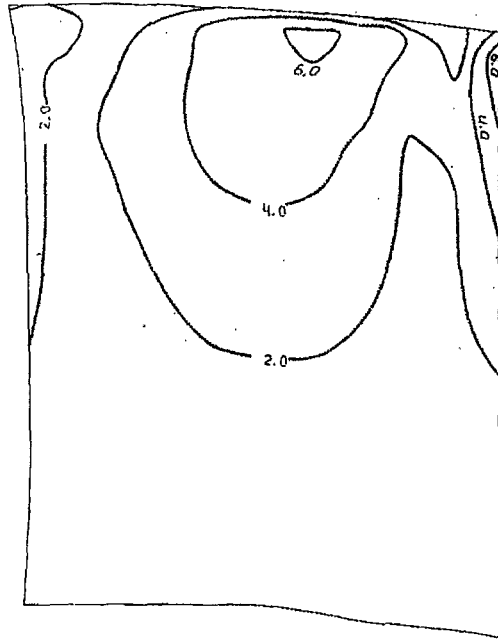


그림 2.50 2단 정익의 Mises 응력분포  
(Pressure side)

표 2.22 블레이드 강도 해석 결과

	$\sigma_B$ , kg/mm <sup>2</sup>	Max. equivalent stress, kg/mm <sup>2</sup>		Reserve of static strength	
		Pressure side	Suction side	Pressure side	Suction side
Rotor 1	100	26.0	25.7	3.8	3.9
Rotor 2	100	21.7	21.0	4.6	4.8
Stator 1	100	5.1	4.9	20	20
Stator 2	100	10.6	7.7	9.4	13

## 6.5 블레이드 동적 변수, 진동 모드, natural oscillation frequency의 수정

### 6.5.1 블레이드 공명의 tuning

1단 로터의 튜닝을 위해 최대회전속도에서의 1차진동 모드의 2차와 3차 harmonic이 수정되었으며 이를 위해 블레이드 높이 방향을 따라 두께가 조정되었다. 수정과정중 bending-torsional 고유진동을 없애기 위해 2차와 3차 진동 모드간의 필요한 간격을 입력하였다. 2차 로터에서는 1차 진동모드의 3차와 4차 harmonic을 수정하였다. 이밖에도 두 블레이드 단의 전후방에 위치한 정익의 공명영향을 규명하고 이를 작동영역 밖으로 위치하도록 하였다. 정익은 rotor의 원주방향 비대칭에 의한 회전의 비균형에 의해 발생하는 진동 excitation에 영향이 있는 초기 3 harmonic만 보정되었다.

### 6.5.2 공명도표와 진동모드

그림 2.51~2.53은 공진을 나타낸다. 동익의 경우 초기 4 harmonic을 정익의 경우 초기 2 harmonic이 큰 영향을 끼치며 나머지는 무시할만하여 본 연구에서

는 이들만 고려하였다. 공명은 7차와 8차 및 그 이상은 위험하지 않으며 그림에 나타난 바와 같이 전방과 후방의 정익은  $n < 0.7$  의 경우 excitation이 발생한다. 정익은 초기 3 harmonic에서 공명이 없다.

## 6.6 향후설계 방향

다음 단계로는 기술적인 문제로 블레이드의 최대두께와 leading과 trailing edge의 두께를 수용할 만큼 증가시키는 것이다. 그 다음으로는 untwist angle을 고려하여 원주방향의 위치를 설정함으로써 블레이드의 동적특성을 만족시킬 것이다. 현재까지의 결과로 볼 때 idle 조건에서 1차 진동모드의 resonance를 없애기 위해 1단 rotor의 1차 oscillation frequency를 감소시켜야 할 것으로 판단된다. 에어포일의 설계가 끝나면 root 크기를 수정하여 그 뒤에 disc와 lock-on 연결부의 설계를 수행할 것이다.

### 1차 설계 결과 요약

지금까지의 수행결과는 1차설계 결과로서 압축기 유로의 최적화 및 압축기 형상설계를 수행하였으며 도출된 압축기의 설계점에서 0.853의 효율을 갖는다. stall 마진을 고려할 때 아이들영역( $n = 0.723$ )에서 모자라 2단으로 부터의 블리딩이 필요하다. 또한, 본 연구에서는 도출된 기본형상을 근거로 압축기 공력해석 및 강도해석을 수행하였다. 최종으로 수정될 부분은 1단 로터의 아이들 영역에서의 resonance를 없애기 위한 것이며 또한, 탄성변형을 고려 재설계하는 것이다. 또한 벽면에서의 손실을 감소시키는 방안이 강구될 것이다. 최종적으로 디스크강도와 블레이드 체결부위의 해석이 수행되며 optics 소프트웨어로 압축기 특성을 도출할 것이다.

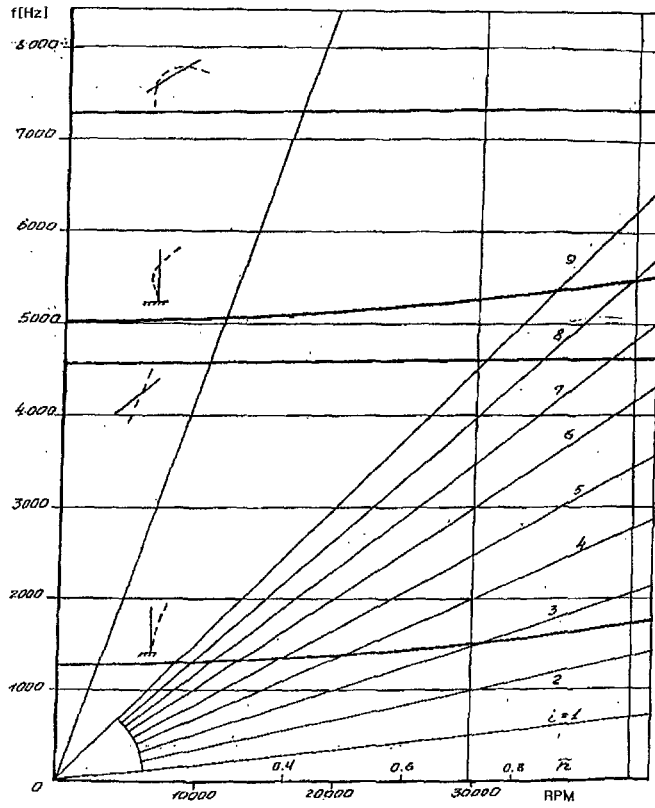


그림 2.51 1단 동익의 Campbell diagram

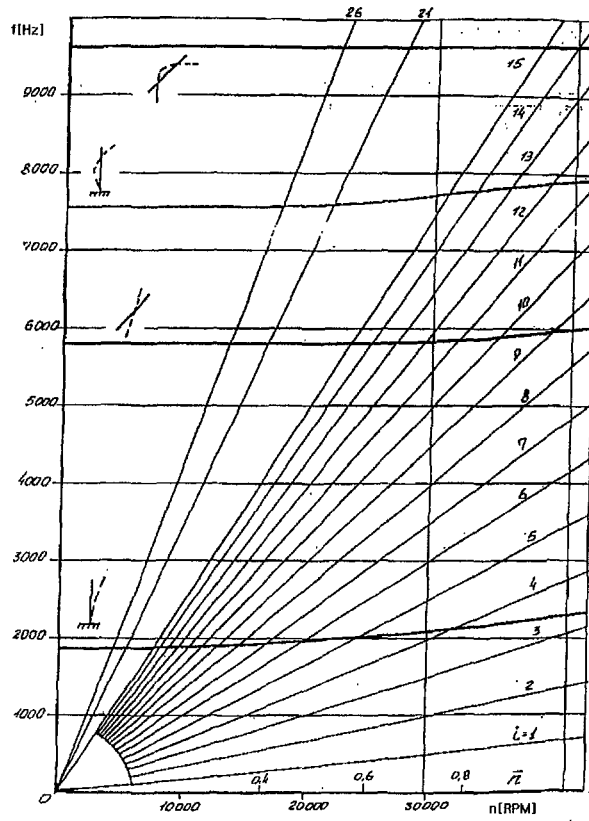


그림 2.52 2단 동익의 Campbell diagram

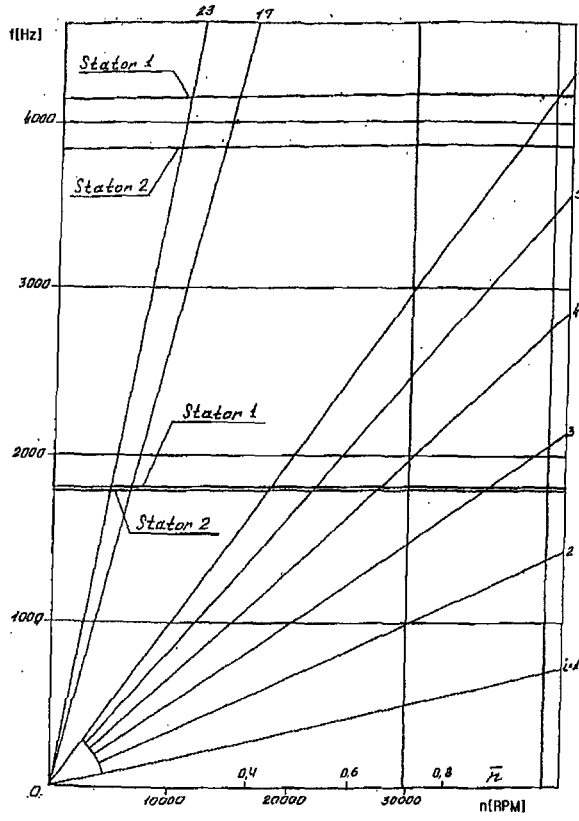


그림 2.53 1단/2단 정익의 Campbell diagram

### 제 3 장 초기형상 블레이드의 2단계 공력설계 및 수정

#### 제 1 절 Midline 형상 수정 및 입사각, 이탈각의 보정

블레이드 열의 형상은 'Profile' 소프트웨어에 의해 수행되었다. 설계입력 변수로 설계점에서의 입사각과 이탈각 그리고 일부 공력변수가 필요하다. 이때 입사각과 이탈각은 'CABOM' 소프트웨어에서 다단압축기의 최적치를 구하며 공력변수( $\alpha$ ,  $\beta$  등)는 'Gas dynamic' 소프트웨어로 구한다. 형상설계시 주요 변수중 하나는 Midline에서의 최대 굽힘 위치이며 이는 공력특성을 결정짓기 때문이다. 최대 굽힘 위치는  $X_f = x_f/b$ 로 표현되고 'Profile' 소프트웨어는 이러한 변수에 대한 고려가 없으며 따라서 초기 변수를 도출할 때 Midline에서의 블레이드 형상을 위한 해석을 수행하였다. 여기서 초기 형상을 위한 동익 블레이드 chord를 따른 유동각  $\beta$ 와 정익 블레이드 유동각  $\alpha$ 는 유선을 따른 전온도 혹은 각 운동량( $Cu \cdot r$ )의 선형적 분포를 가정하여 도출된다. 이탈각과 입사각은 다음과 같은 hyperbolic Midline형의 관계식을 근거로 설계되었다.

$$\frac{1}{y} = \frac{\cot(x_1)}{x} + \frac{\cot(x_2)}{1-x}$$

여기서,  $x_1$  : leading edge의 chord와 profile Midline의 tangent선 사이의 각 :

$$x_1 = \theta - \beta_1$$

$x_2$  : trailing edge의 chord와 profile Midline의 tangent선 사이의 각 :

$$x_2 = \beta_2 - \theta$$

$\bar{x} = x/b$ ,  $\bar{y} = y/b$  : Midline의 무차원 좌표

$x$  : nose부터의 거리



주어진 leading과 trailing 각에 대해 Midline에서의 최대 휨각은  $\frac{d\bar{y}}{dx} = 0$  의 조건으로 다음의 식에서 구해진다.

$$\bar{x}_f = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{\tan \alpha_1}{\tan \alpha_2}}}$$

초기 압축기 형상의 최대 휨 위치인  $\bar{x}_f$ 가 그림 3.1에 제시되었다. 초기 형상의  $\bar{x}_f$ 는 profile bend angle과 meridional plane의 기울기에 좌우된다. 이들의 증가는  $\bar{x}_f$ 의 증가를 초래한다. 1단 동익의 profile bend는 9.8° (tip) ~ 53.3° (hub)까지 변하며 유선 기울기는 -6.4° (tip)에서 12.7° (hub)까지 변한다. 이런 조건에서는  $\bar{x}_f$ 는 0.5(tip)에서 0.55(hub)까지 분포된다. 2단 동익의 경우 profile bend는 13° (tip)에서 56° (hub)로 변하고 hub에서의 유선 기울기는 0°이다. 최대 휨 위치는  $\bar{x}_f=0.5$ (tip)에서  $\bar{x}_f=0.526$ (hub)로 1단 동익에 비해 약간의 차이가 있다. 정익에서의 최대 휨은 그리 크지 않고 1단의 경우 hub에서의 유선 기울기가 0° 이고  $\bar{x}_f$ 가 0.5(tip)에서 0.52(hub)로 변하고 2단의 경우 hub에서의 유선 기울기가 -8° 이고  $\bar{x}_f$ 는 0.51(tip)에서 0.53(hub)까지 변한다. 이러한 계산 결과는 최종 형상을 도출할 때까지 변경되지 않았다. 이러한 블레이드 형상의 Midline 최대 휨을 근거로 최적 입사각과 이탈각을 각 블레이드 열에 대하여 도출하였고 그림 3.2에 제시되었다. 초기형상과 비교하면 동익 hub면에서 입사각이 3~4° 로 증가됨을 볼 수 있다. 1단 동익의 hub면에서의 입사각 증가는 hub면의 블레이드 장착각을 1.6° 증가시켰고 blade lock의 수정이 초래되었다. 더구나 hub profile 장착각의 증가는 chord의 감소 및 solidity의 3% 감소가 초래되었다. 이러한 solidity 작은 변화는 통상적으로 공력변수에는 큰 영향이 없으나 블레이드 진동 특성에는 영향을 준다.

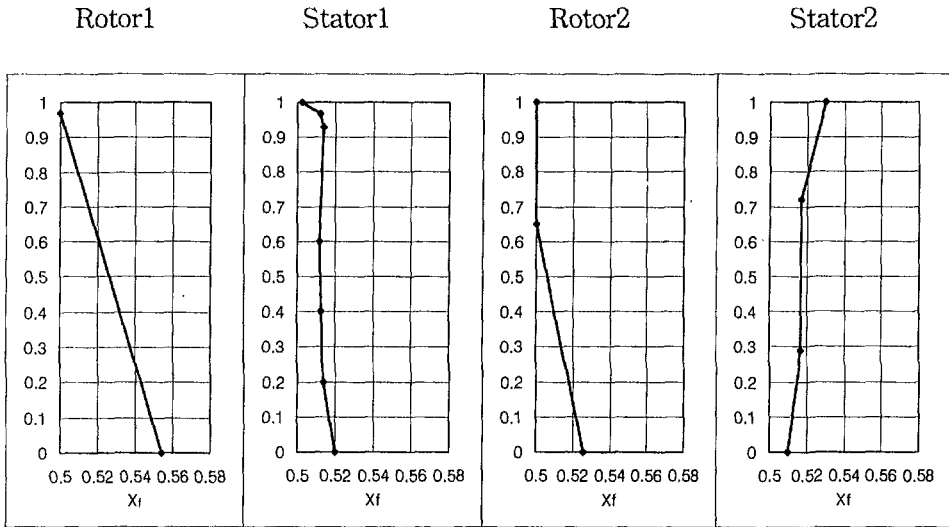


그림 3.1 초기 압축기 형상의  $\overline{x}_j$  값

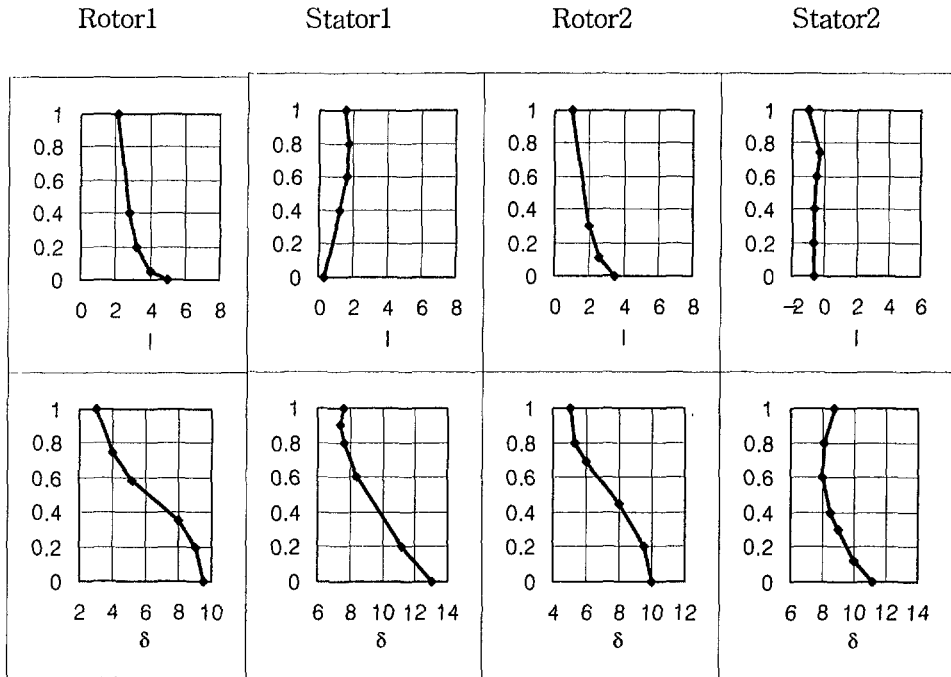


그림 3.2 최종 압축기의 반경방향에 따른 유동변수

## 제 2 절 블레이드 두께 및 leading edge의 수정

천음속 영역에서 높은 효율을 얻기 위해서는 leading edge의 반경을 최소화해야 하며 통상적으로 블레이드 최대 두께의 5%를 넘지 않도록 한다. 참고로 Fan의 경우에는 wide chord를 가질수 있어 상대적으로 leading edge의 작은 반경이 가능함을 일러둔다. 압축기는 chord와 최대 두께로 특성이 규명되며 본 연구에서는 1단 동익의 최대두께는 tip에서 1.3mm이고 leading edge 반경은 0.065mm이다. 한편, 2단 동익의 leading edge 반경은 0.05mm이다. 이러한 작은 형상은 제작상 많은 기술적 어려움이 따른다. 얇은 edge는 손상 받기 쉬우며 특히 헬리콥터의 경우 이물질로 인한 손상으로 무딘 edge가 되기 쉽다. 따라서 블레이드의 손상을 적게하기 위해서는 leading edge의 반경이 최소 0.1mm 보다는 크도록 한다.

본 연구에서는 1단 동익의 경우 biconvex형, 2단 동익의 경우 VS-10형 그리고 정익의 경우  $X_c=0.45$ 를 갖는 NACA-0.65의 익형을 사용하였다. 요구되는 leading edge 반경을 갖는 airfoil형을 고수하고 제작상의 기술을 고려하여 블레이드 두께를  $C_{max} = 1\text{mm}$  보다는 크게 하였다. 따라서, 정익 블레이드 수정 과정에서 hub부의 두께를 증가 시켰으며 1단 정익의 경우 chord는  $b=18.99$ 이고 상대 두께는  $C_{max}=1/b=0.053$ , 2단 정익의 경우 chord  $b=21.7\text{mm}$ 로  $C_{max}=0.047$ 로 설정하였다. 실험적인 캐스캐이드 및 축류압축기의 고찰에 의하면 통상 상대두께의 증가는 손실의 증가를 가져오며 마하수가 증가할수록 손실이 심화된다. 두께의 손실에 미치는 영향을 줄이기 위해서는 corrected diffusion 형상을 사용해야 한다. 본 연구에서 수행된 것은 정익의 이러한 손실을 줄이기 위해 수행되었다.

### 제 3 절 1단 동익의 hub 형상 수정

전술한 바와 같이 유로면은 최종까지 변수 6의 경우로 고수되었다. 1단의 경우 hub 외곽좌표가 표 3.1에 나타나 있다. 1단 동익의 hub면은 복잡한 형상이며 이는 입구로부터 출구로 직경이 15% 증가하고 meridional 면상에 변곡점이 존재한다. 이러한 형상은 동익과 후류에 불가피한 영향을 주게 될 것이다. 이러한 이유로 최종형상을 도출하기 위해 이 영역에서 추가적인 해석을 수행하였다. 그림 3.3은 초기형상의 hub면에서 정압의 변화를 나타내고 있다. 정압(P)을 입구 전압( $P/P_H^*$ )으로 나눈 무차원 값으로 표시하였다.  $P/P_H^*$ 는 0.91부터 매끄럽게 증가하여 동익 mid에서 1.0이 되며 이후 0.96으로 떨어지며 다시 증가하여 동익출구에서 1.065로 변화한다. 이러한 현상은 1단 hub 부근에서 국부적인 유체의 가속을 나타내며 이는 이후 감속하게 되어 hub 부근에서 유동에 나쁜 영향을 준다. 이러한 현상은 다른 열의 블레이드에서는 발견되지 않는다. 이러한 국부적인 감속 현상을 없애기 위한 일환으로 'Gasdynamic' 소프트웨어로 추가적인 계산을 수행하였다.

이 계산은 hub의 좌표를 입력하는 대신 상대정압( $P/P_H^*$ )을 hub를 따라 입력하여 수행하였다. 그림 3.4에 수정된 허브면의 정압의 분포가 제시되었다. 이러한 계산으로 요구되는 정압분포를 만족하는 새로운 hub 좌표를 도출하였으며 표 3.1에 나타나 있다. 계산상 요구 정압 분포로 도출된 형상으로 바라는 정압 분포를 얻는 것은 쉽지 않다. 본 연구에서 1단 동익만을 변경시켜 요구되는 정압분포를 얻기 위해서는 1단 동익입구 hub의 반경을 증가시키는 것이며(반경의 증가는 원심력 효과를 얻어 loading을 줄여도 됨) 계산에 의하면 약 45mm에서 45.9mm로의 증가가 요구된다. 그러나 이것은 기술적 제약조건(형상 제한)에 맞지 않으며 더구나 이러한 변경은 1단 동익과 정익 사이의 허브면 형상을 wave와 같이 만들 것이고 이는 바람직하지 않다. 이러한 이유로 설계상의 절

층을 이루어 1단 동익의 hub면은 표 3.1과 같이 변경하되 다른 열의 블레이드는 허브의 좌표를 변경시키지 않는 것이다. Hub의 최종 형상을 위한 상대 정압 분포가 그림 3.4에 나타나 있다. 설계 변경의 보다 상세한 것은 다음 장에서 설명하기로 한다. 그림 3.3과 3.4에 보이는 바와 같이 두드러진 설계 향상은 1단 동익의 허브면에서의 정압 분포가 매끄럽다는데 있다. 이는 후류의 유질 향상으로 초기형상에서 보다 성능의 개선을 나타내기에 충분하다.

표 3.1 1단 hub부의 외곽좌표

			1st stage rotor						
j	14	15	16	17	18	19	20	21	22
$z_h$	-9.0	-4.0	0.0	5.5	11.0	16.0	21.0	26.0	31.0
$r_h$ initial	45.00	45.00	45.00	45.50	47.20	49.20	51.00	51.90	52.00
$r_h$ corrected	45.35	45.62	45.91	46.90	48.21	49.42	50.49	51.33	52.08
$r_h$ final	45.00	45.00	45.00	45.75	47.45	49.20	50.55	51.50	52.00
			1st stage stator						
j	23	24	25	26	27	28	29	30	31
$z_h$	33.5	36.0	39.5	42.0	44.0	46.0	48.5	53.0	56.0
$r_h$ initial	52.00	52.00	52.00	52.00	52.00	52.00	52.00	52.00	52.00
$r_h$ corrected	52.21	52.21	52.14	52.14	52.15	52.13	52.07	52.06	52.10
$r_h$ final	52.00	52.00	52.00	52.00	52.00	52.00	52.00	52.00	52.00

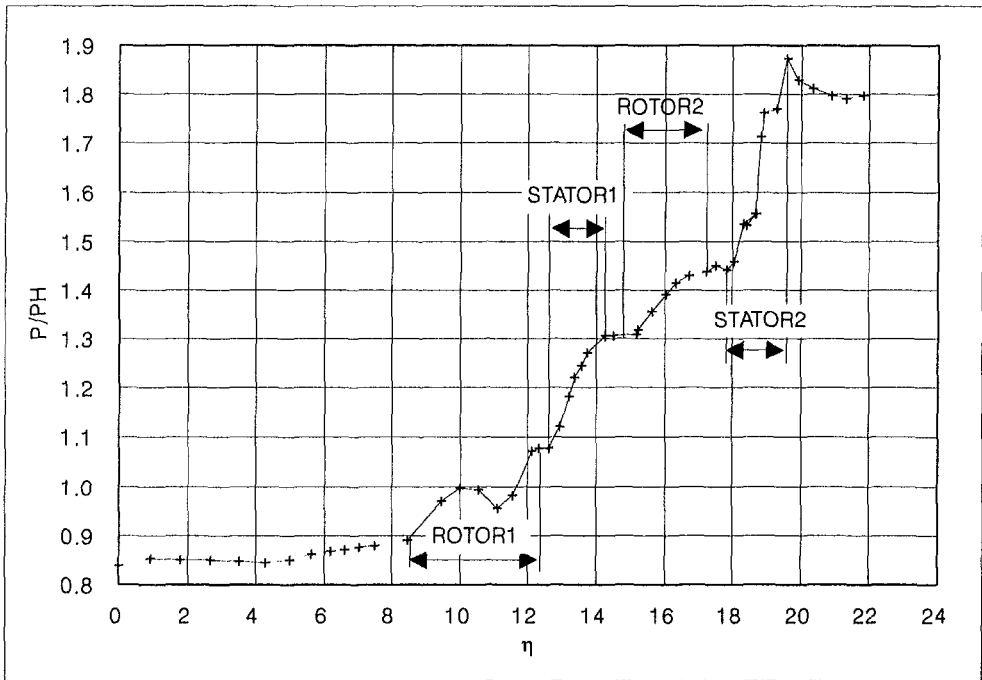


그림 3.3 초기압축기 형상의 hub면에서의 정압분포

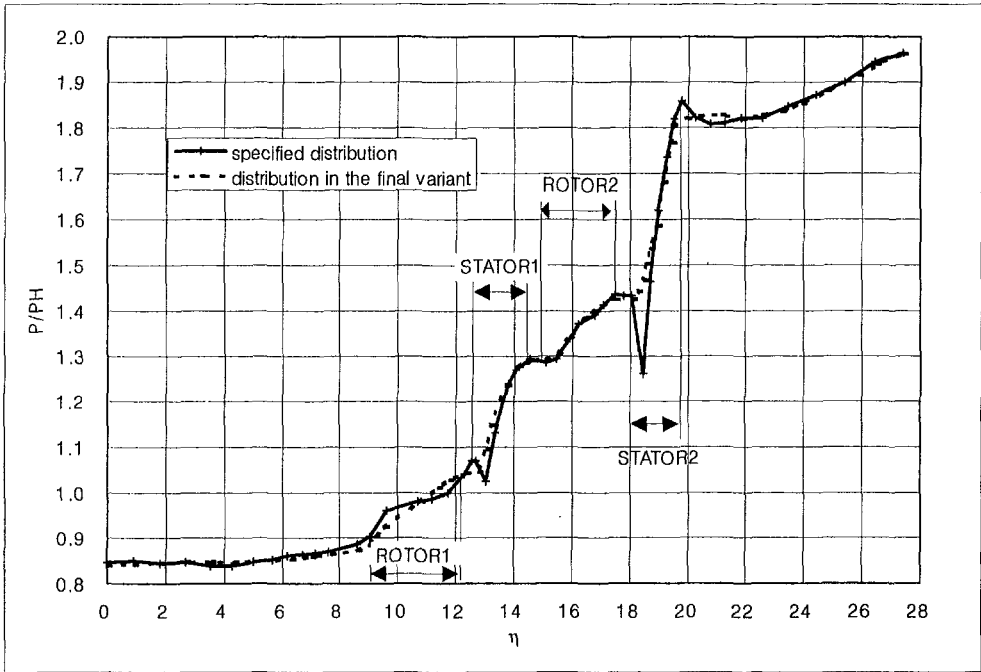


그림 3.4 최종 압축기 형상의 hub 면에서의 정압분포



#### 제 4 절 준 3차원 유동해석을 통한 블레이드 수정

2차원 유동해석의 couple type인 준 3차원 유동해석을 수행하여 3차원적 유동을 분석하였다. 그림 3.5 ~ 3.16은 설계점에서 작동되는 tip, middle radius, hub에서의 유동해석 결과로서 suction과 pressure side의 마하수 분포를 나타내고 있다. 결과를 보면 대체적으로 전 블레이드 열에서 비교적 양호한 분포를 보이고 있다. 급속한 감속은 국부적인 유동박리와 이에 따른 손실이 발생하나 결과에 나타난 유동 특성은 대체로 급속한 감속이 없이 매끄럽게 변하고 있다. 결과에 보이는 바와 같이 대부분 동익의 tip과 정익의 hub에서 공력적으로 부하를 받는다. 예를 들어 2단 정익 hub부의 suction 면의 경우 입구마하수가 0.8에서 음속에 가까이 증가한 후 출구에서 0.4까지 감속한다. 이러한 감속은 경계층 박리가 유발될 수 있다. 따라서 이 경우 suction면의 leading edge 부위에서의 가속을 완화시켜야 한다. 이를 위해서는 요구하는 압력 분포를 수정하여 입출구의 경계조건을 동일하게 놓고 축대칭, averaged equation을 계산하여 요구되는 형상을 도출하여야 한다. 이때 사용 가능한 방법으로 1단 로터 허브의 정압 분포를 바꾼 것과 마찬가지로 요구하는 정압분포를 주고 형상을 도출시키는 방법이 있으며 또한, 다른 방법으로는 유선을 따라 각 모멘텀의 분포를 수정시켜 도출하는 방법이 있다. 정익에서는 두 번째 방법을 채택하였으며 초기 형상에서 사용한 것과 같이 선형 분포가 아닌 cubic polynomial의 비선형 분포를 사용하였다. Polynomial 계수를  $C_n \cdot r$ 이 leading edge와 trailing edge에서 같도록 하며 1차 미분 값이 '0'이 되도록 하였다. 1차 미분이 '0'이 되는 것은 leading edge와 trailing edge에서의 flow turning이 블레이드 중간 영역에 비해 미미함을 의미한다. 이러한 형상수정의 블레이드는 초기 형상에 비해 입구와 출구에서의 곡률이 작게 나타났다. 경험적으로 보면 이러한 입출구의 곡률 감소는 후류에 의한 손실이 줄어들며 특히, 벽면 가까이에서 바람직하다. 그러나,

블레이드 Midline부에서는 standard 형상이 바람직하며 따라서, 블레이드 높이에 따라 유연한 변형이 되도록 하는 것이 바람직하다. 결국, 블레이드는 높이에 따라 다른 형상을 갖게 된다. 이러한 방법으로 두 정익의 형상을 다시 수행하였으며 수정은 정익 mid와 tip 부근에서의 유동은 양호하다고 판단되어 hub 부위에서만 수행되었다. 그림 3.17 ~ 3.22는 형상 수정된 정익에 대하여 1에 따른 유동각 분포, 정익 hub 형상, suction면과 pressure면의 마하수 분포를 나타내고 있다. 결과를 보면 형상 수정된 블레이드는 최대속도와 suction면의 감속률이 감소되는 보다 양호한 유동특성을 나타낸다. 또한, leading edge 부근의 유속차가 감소했음을 알 수 있으며, 전체적으로 감속률이 완만하여 이전의 형상보다 후류손실이 작을 것으로 예견된다.

이와 같은 방법으로 동익 tip에서도 수행되었다. 그러나, 동익의 형상수정은 팔목할 만한 효과를 얻지 못했으며 이것은 유속이 초음속임에 근거한 것으로 판단된다. 따라서, 동익의 최종 형상은 일반적 방법인 선형적 work 분포로 도출된 것을 채택하였다.

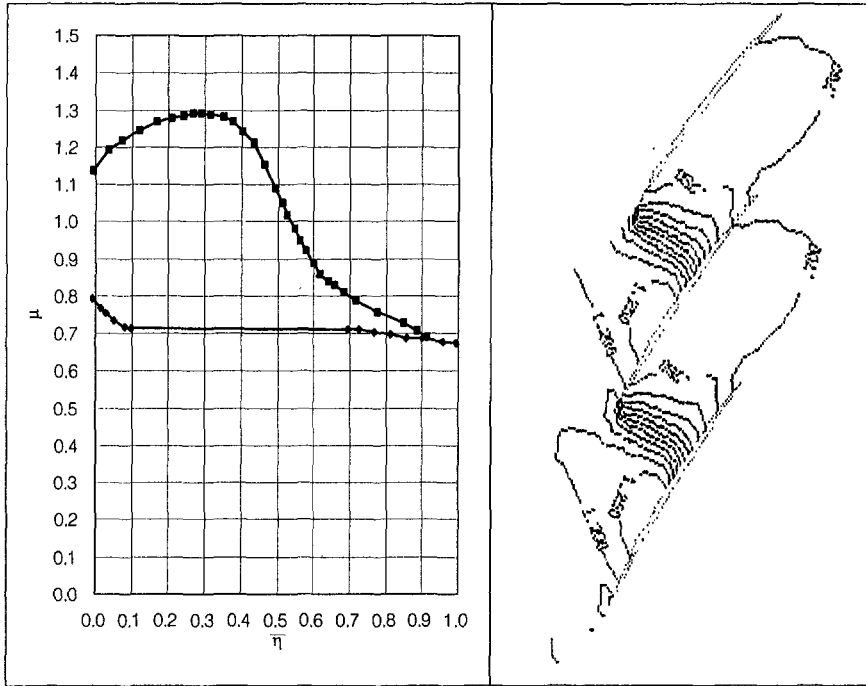


그림 3.5 초기형상 1단 동익 tip에서의 상대 마하수 분포  
 ( $M_{in}=1.224$ ,  $i=+2.23^\circ$ ,  $R_{in}=85.89\text{mm}$ ,  $R_{out}=83.89$ ,  $h_{in}=2.10\text{mm}$ ,  $h_{out}=1.74\text{ mm}$ )

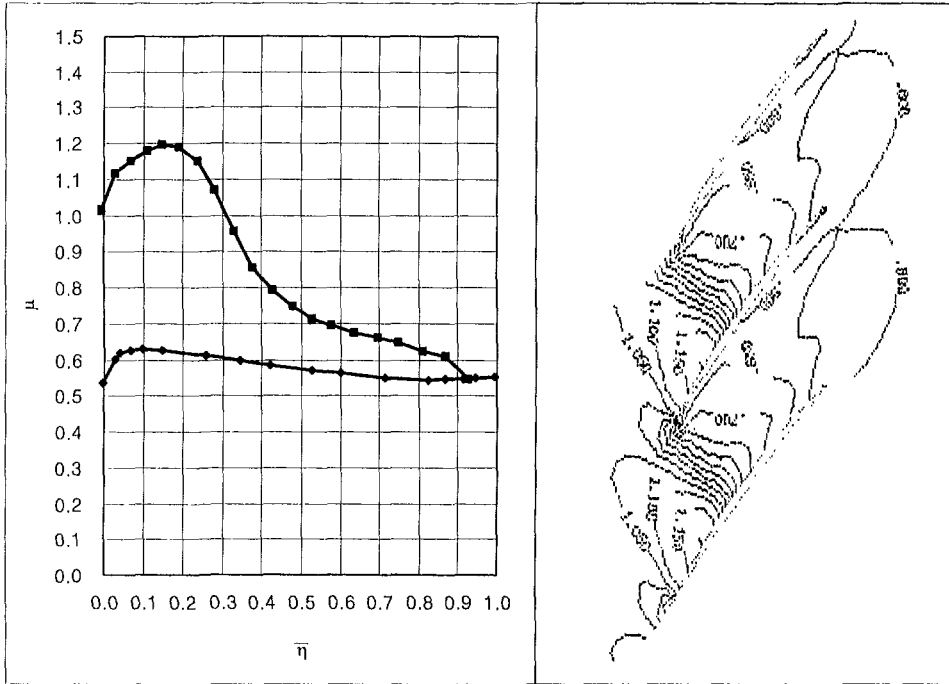


그림 3.6 초기형상 1단 동익 중간부에서의 상대 마하수 분포  
 ( $M_{in}=1.040$ ,  $i=+2.59^\circ$ ,  $R_{in}=70.33\text{mm}$ ,  $R_{out}=70.33$ ,  $h_{in}=4.93\text{mm}$ ,  $h_{out}=4.29\text{mm}$ )

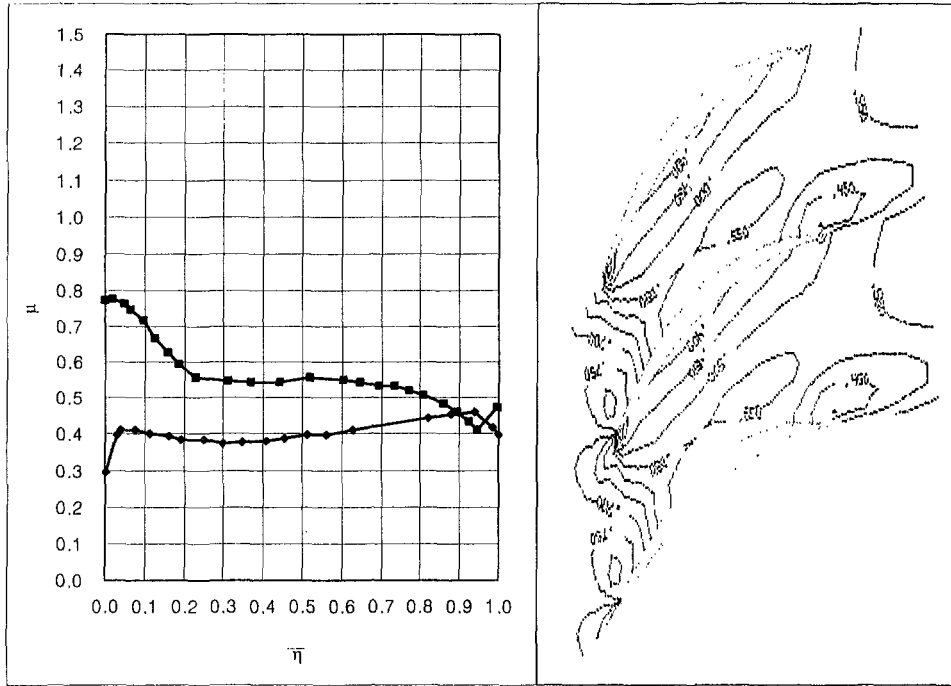


그림 3.7 초기형상 1단 동익 hub부에서의 상대 마하수 분포  
 ( $M_{in}=0.691$ ,  $i=+4.46^\circ$ ,  $R_{in}=45.00\text{mm}$ ,  $R_{out}=52.00$ ,  $h_{in}=2.69\text{mm}$ ,  $h_{out}=1.51\text{mm}$ )

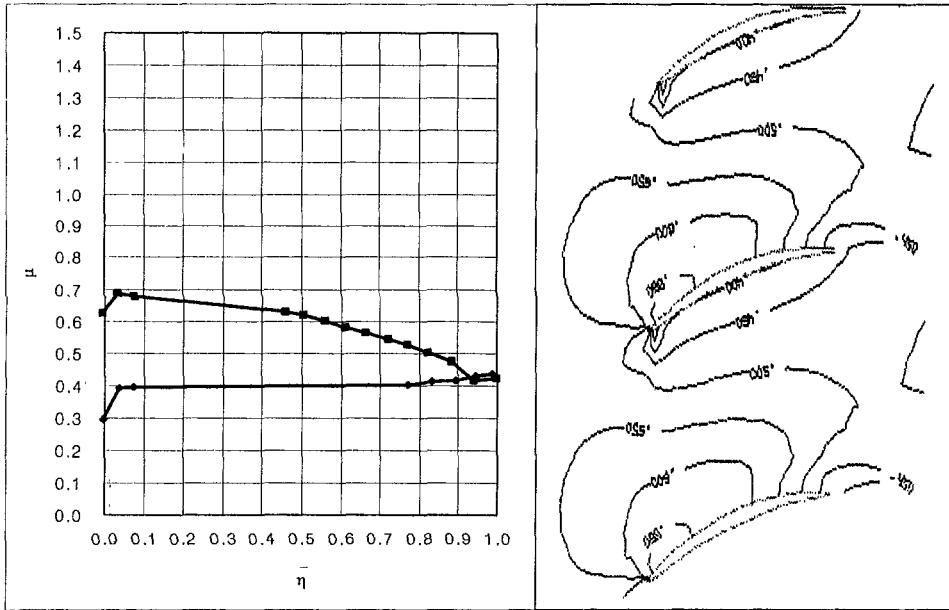


그림 3.8 초기형상 1단 정익 tip부에서의 상대 마하수 분포  
 ( $M_{in}=0.551$ ,  $i=+1.50^\circ$ ,  $R_{in}=82.99\text{mm}$ ,  $R_{out}=80.91$ ,  $h_{in}=1.69\text{mm}$ ,  $h_{out}=1.56\text{mm}$ )

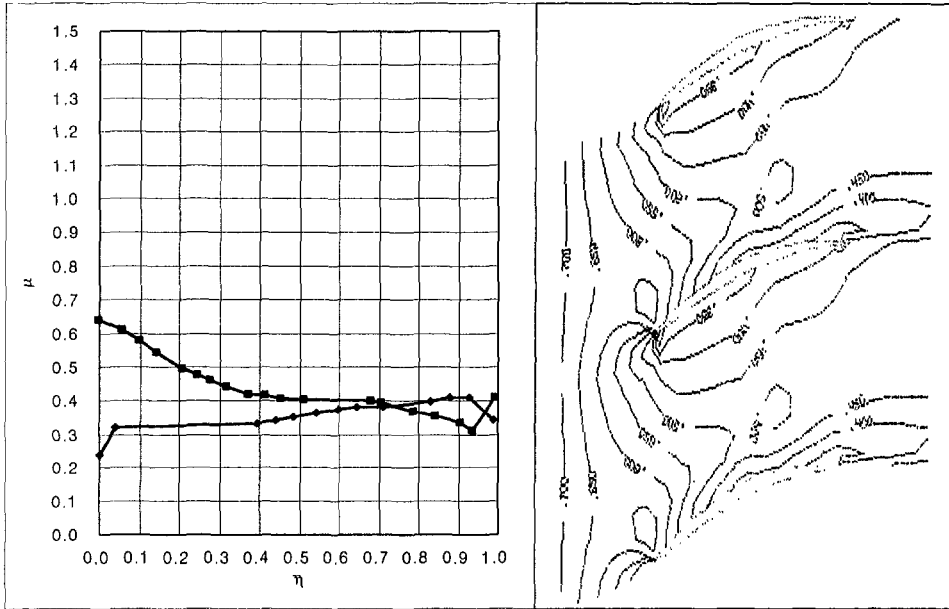


그림 3.9 초기형상 1단 정익 중간부에서의 상대 마하수 분포  
 ( $M_{in}=0.585$ ,  $i=+1.46^\circ$ ,  $R_{in}=70.03\text{mm}$ ,  $R_{out}=68.92$ ,  $h_{in}=4.05\text{mm}$ ,  $h_{out}=3.75\text{mm}$ )

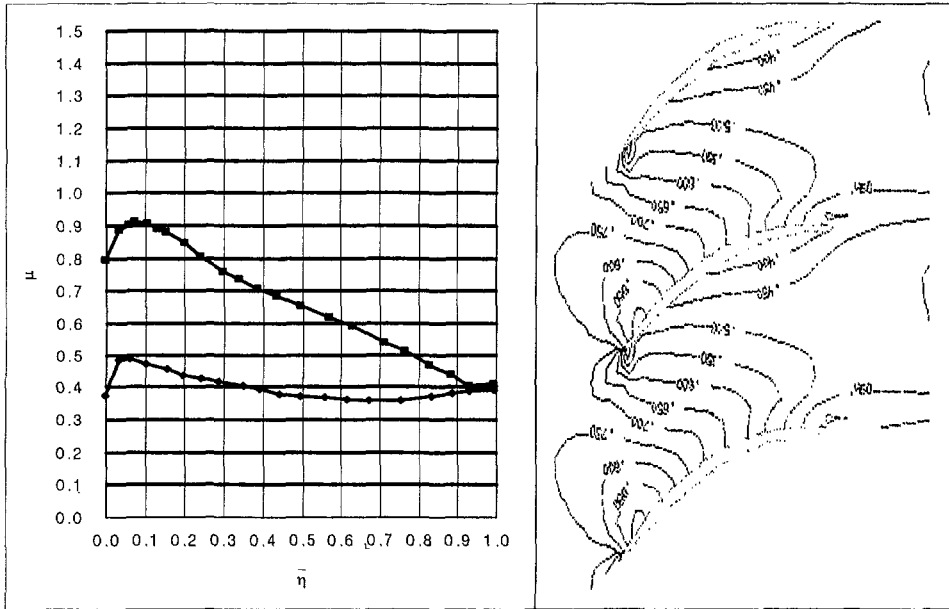


그림 3.10 초기형상 1단 정익 hub부에서의 상대 마하수 분포  
 ( $M_{in}=0.750$ ,  $i=+0.47^\circ$ ,  $R_{in}=52.00\text{mm}$ ,  $R_{out}=52.00$ ,  $h_{in}=1.56\text{mm}$ ,  $h_{out}=1.45\text{mm}$ )



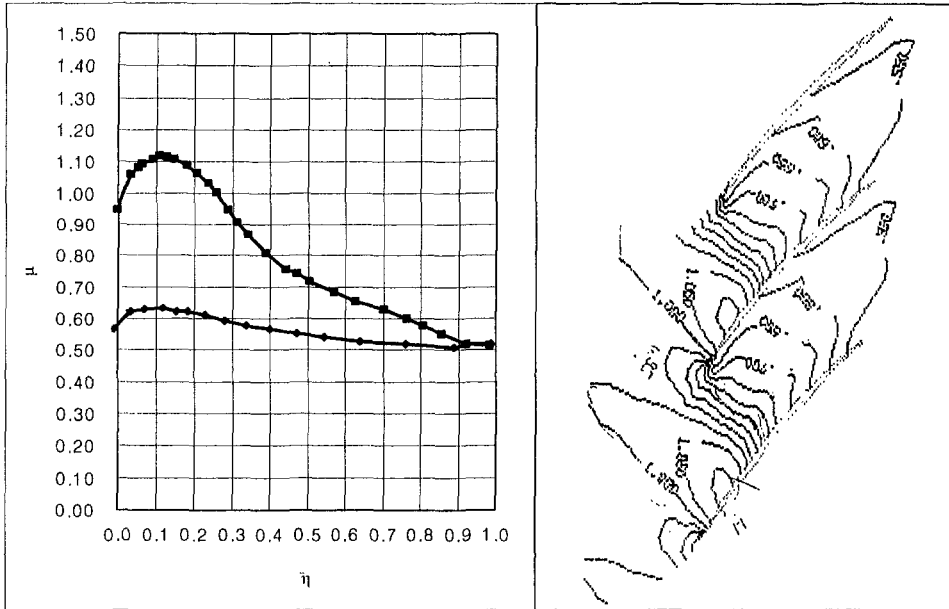


그림 3.11 초기형상, 2단 동익 tip부에서의 상대마하수 분포

(  $M_{in} = 1.017$ ,  $i = +1.14^\circ$ ,  $R_{in} = 80.16mm$ ,  $R_{out} = 77.94mm$ ,  
 $h_{in} = 1.53mm$ ,  $h_{out} = 1.49mm$  )

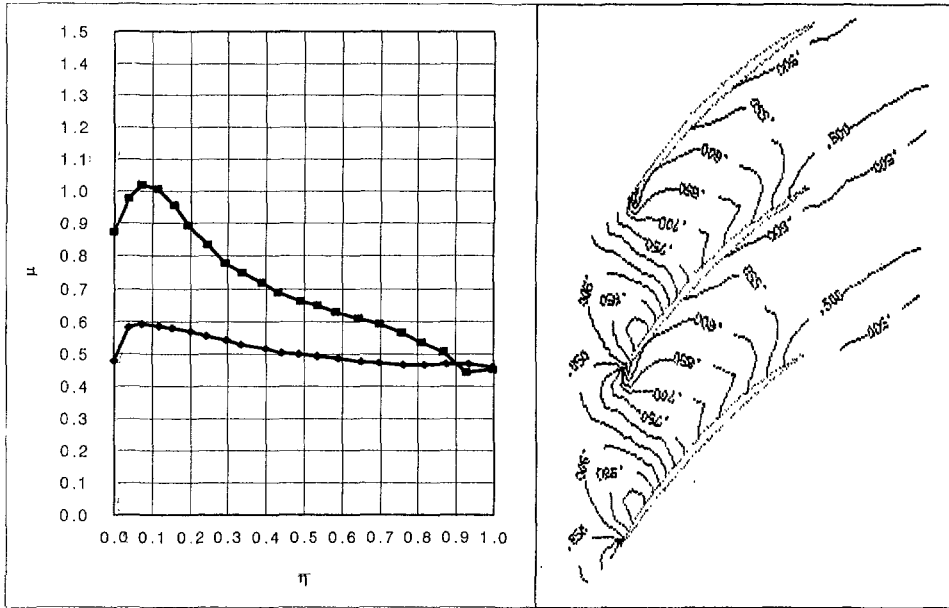


그림 3.12 초기형상, 2단동익 mid에서의 상대마하수 분포

(  $M_{in} = 0.887$ ,  $i = +1.55^\circ$ ,  $R_{in} = 68.52\text{mm}$ ,  $R_{out} = 66.76\text{mm}$ ,  
 $h_{in} = 3.64\text{mm}$ ,  $h_{out} = 3.46\text{mm}$  )

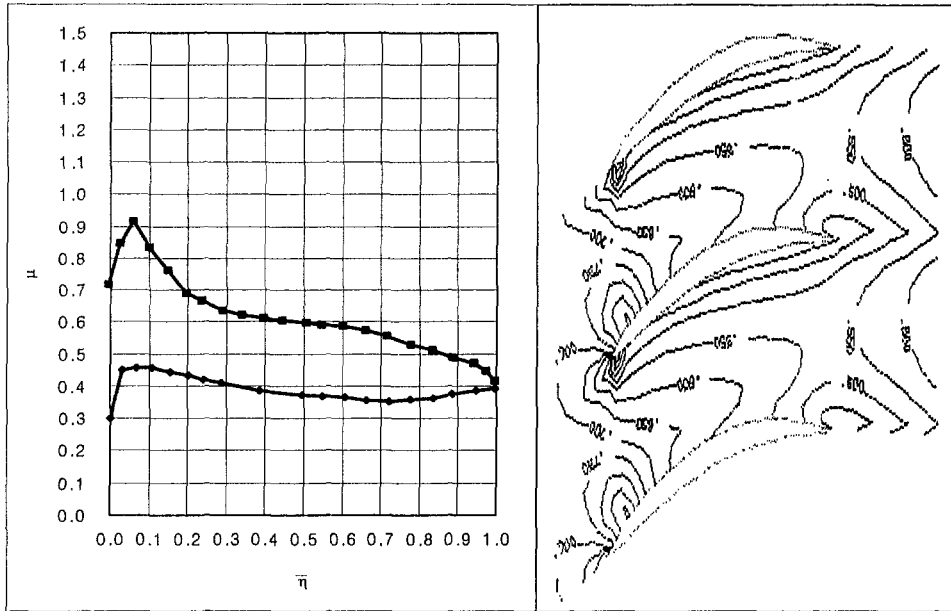


그림 3.13 초기형상, 2단동익, hub부에서의 상대마하수 분포

(  $M_{in} = 0.712$ ,  $i = +3.56^\circ$ ,  $R_{in} = 52.00mm$ ,  $R_{out} = 52.00mm$ ,  
 $h_{in} = 1.43mm$ ,  $h_{out} = 1.21mm$  )

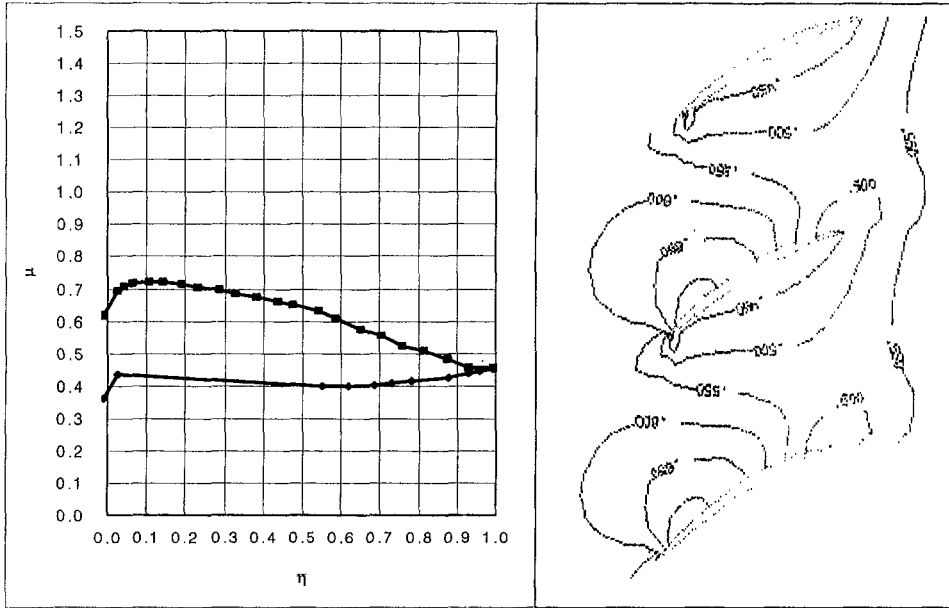


그림 3.14 초기형상, 2단정의, tip부에서의 상대마하수 분포

(  $M_{in} = 0.595$ ,  $i = -1.00^\circ$ ,  $R_{in} = 77.06$ ,  $R_{out} = 75.15mm$ ,  
 $h_{in} = 1.47mm$ ,  $h_{out} = 1.35mm$  )

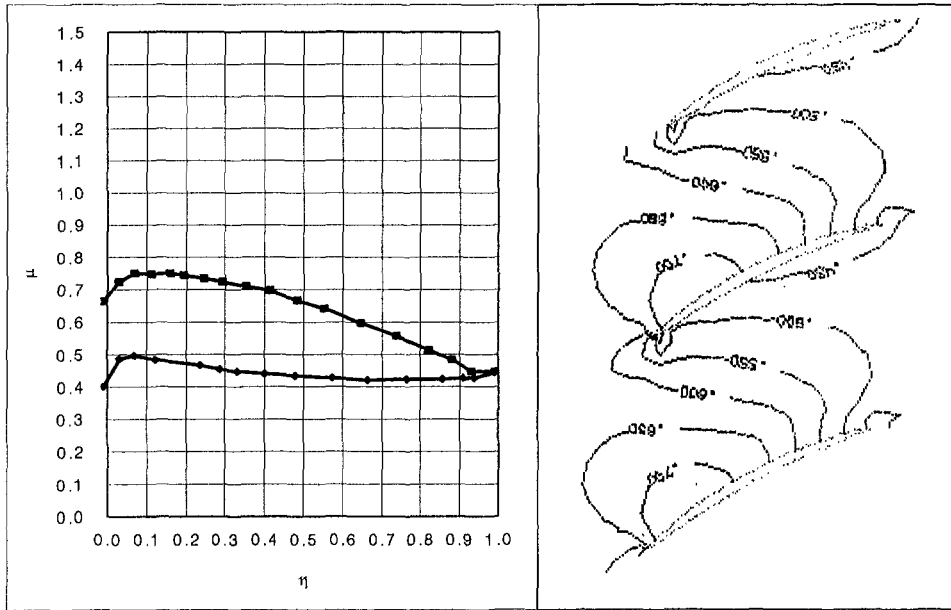


그림 3.15 초기형상, 2단정익, mid에서의 상대마하수 분포

(  $M_{in} = 0.632$ ,  $i = -0.47^\circ$ ,  $R_{in} = 66.12mm$ ,  $R_{in} = 64.74mm$ ,  
 $h_{in} = 3.37mm$ ,  $h_{out} = 3.36mm$  )

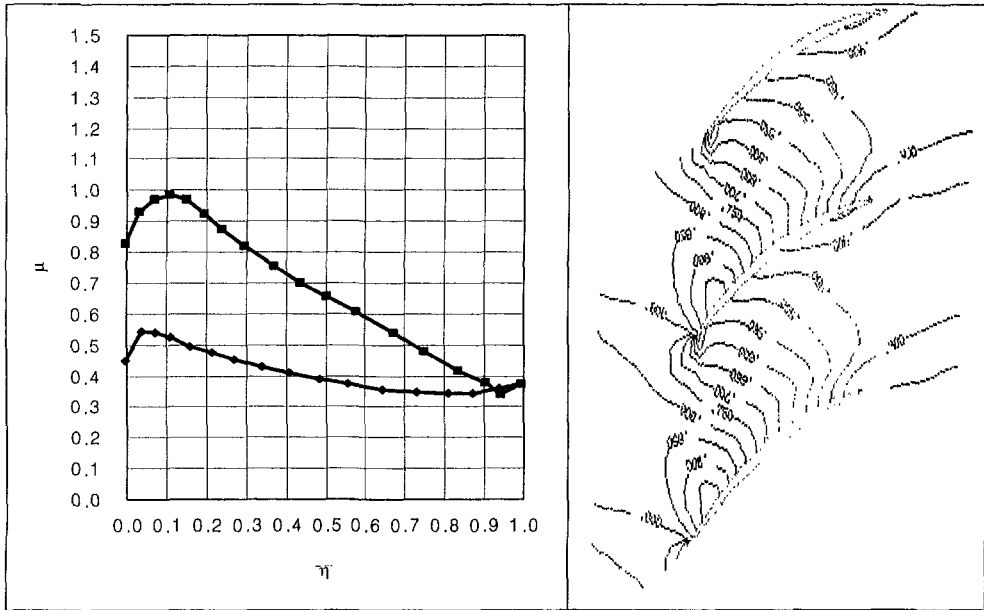


그림 3.16 초기형상, 2단정익, hub부에서의 상대마하수 분포

(  $M_{in} = 0.797$ ,  $i = -0.50^\circ$ ,  $R_{in} = 51.65mm$ ,  $R_{in} = 49.00mm$ ,  
 $h_{in} = 1.19mm$ ,  $h_{out} = 1.37mm$  )

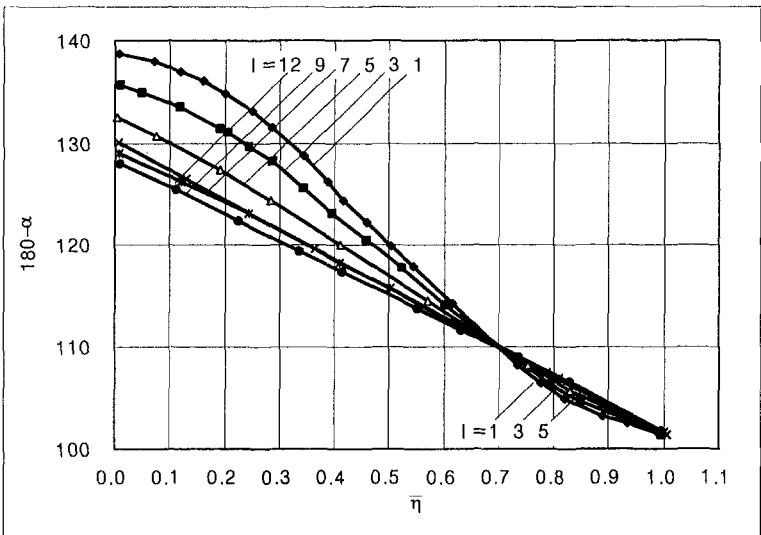
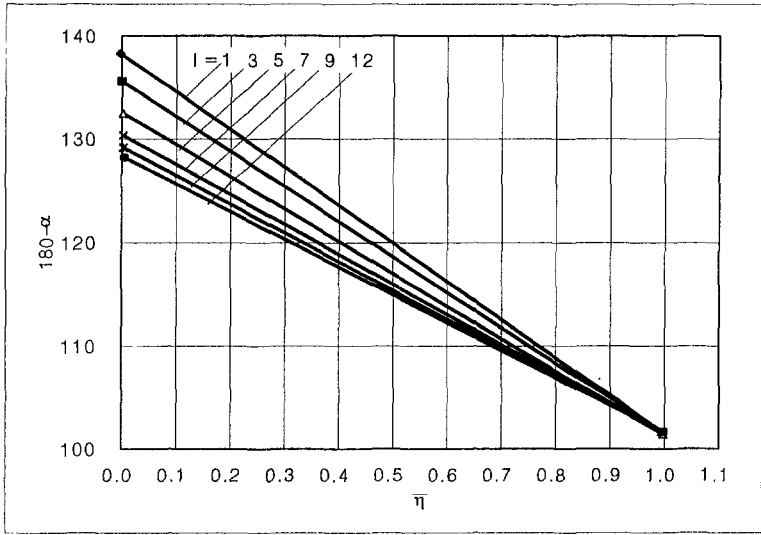


그림 3.17 1단정의 초기형상(상)과 수정된 형상(하)의 유선을 따른 유동각분포

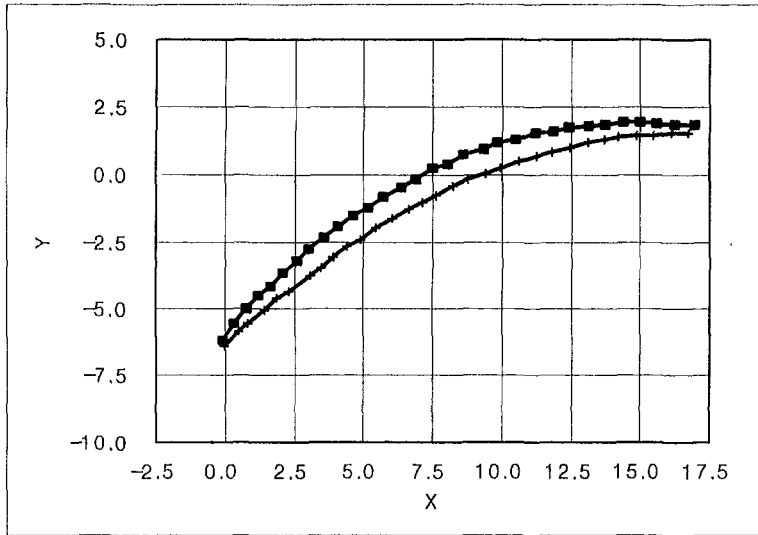


그림 3.18 1단정익의 초기(상) 및 수정(하)된 hub 형상



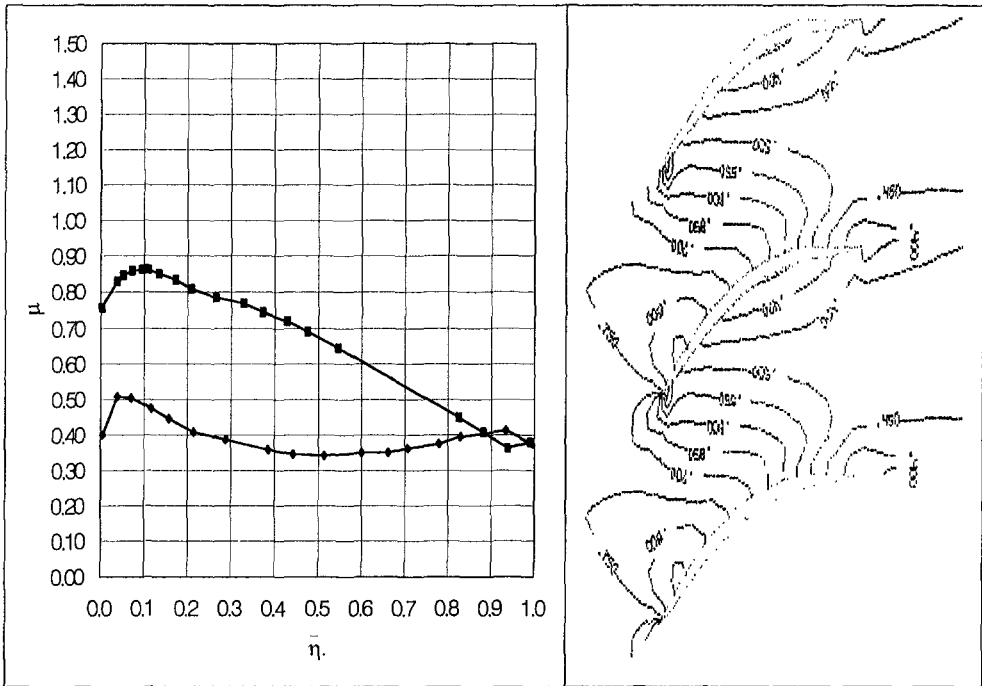


그림 3.19 수정된 형상, 1단정의 hub부에서의 상대마하수 분포

(  $M_{in} = 0.744$ ,  $i = +0.56^\circ$ ,  $R_{in} = 52.00mm$ ,  $R_{in} = 52.00mm$ ,  
 $h_{in} = 1.58mm$ ,  $h_{out} = 1.45mm$  )

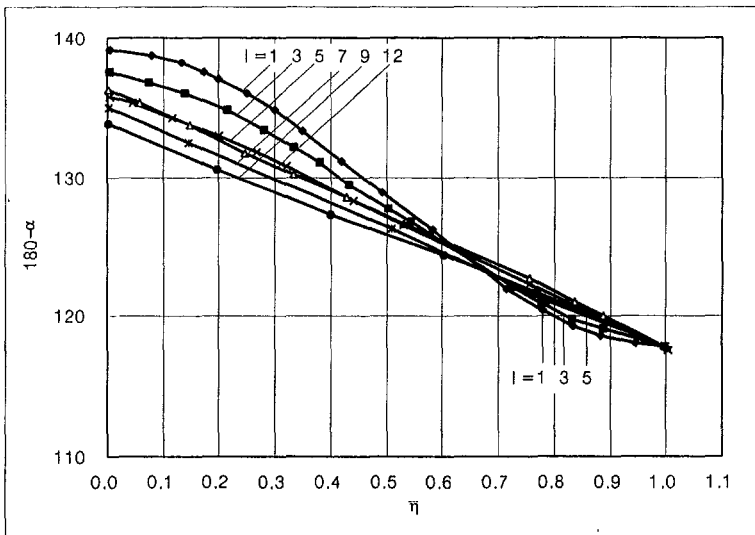
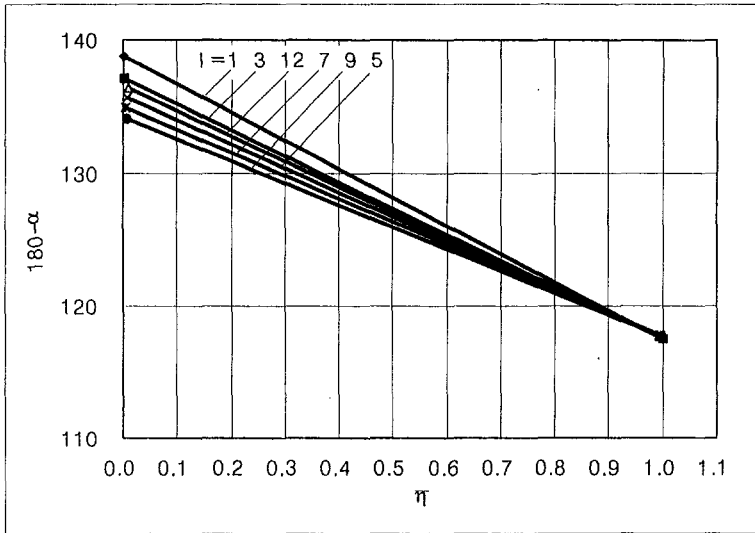


그림 3.20 2단정의 초기형상(상)과 수정된 형상(하)의 유선을 따른 유동각분포

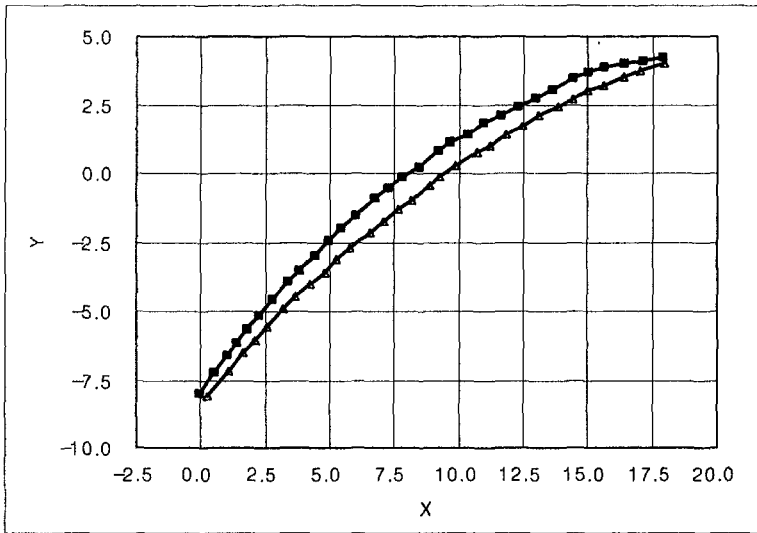
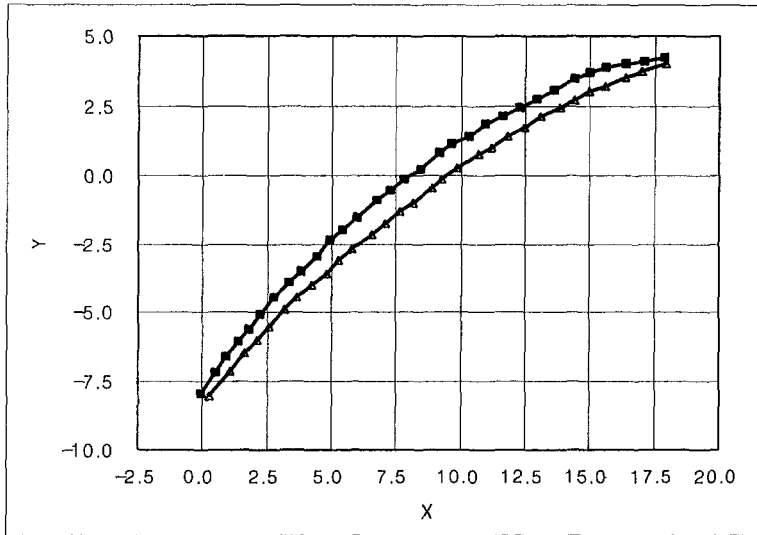


그림 3.21 2단정의 초기(상) 및 수정(하)된 hub 형상

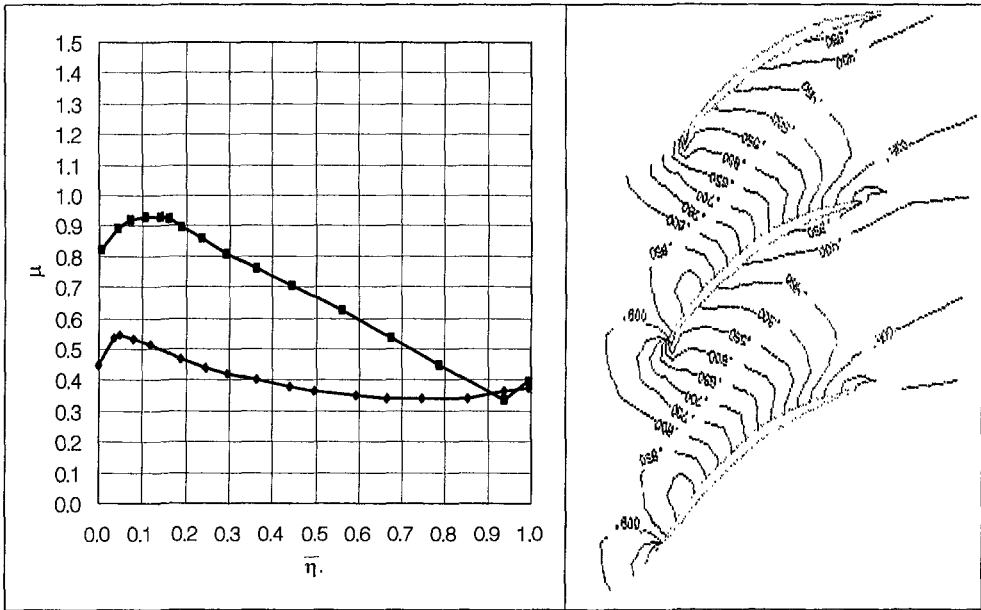


그림 3.22 수정된 형상, 2단 정익, hub부에서의 상대마하수 분포

## 제 4 장 최종 압축기 형상을 위한 공력 검증

앞에서 이루어진 부분적 설계 수정은 최종적으로 검증하기 위해 앞서 수행한 1차원, 2차원적 해석의 재수행이 필요하였고 본 장에서는 이에 대해 서술하였다. 최종압축기 형상은 표 4.1에 나타난 바와 같으며 유로 면이 그림 4.1에 제시되었다. 앞에서 서술된 블레이드 형상 수정 이외에도 강도해석에 의한 최대 응력 분포 최적화를 통한 수정도 필요하다. 강도해석과 관련된 연구는 보고서 후반부에 서술되었다.

### 제 1 절 최종압축기 형상의 공력 해석

지금까지 수행된 형상 수정 및 제약조건을 요약하면 다음과 같다.

- 1단 동익 hub 외곽 형상수정 : hub 부근의 유동특성 향상 목적
- 블레이드 반경방향을 따른 전블레이드 열에 대한 입사각과 이탈각 수정 : 최적값 도출
- 1단, 2단 정익 hub의 형상 수정 : 공력손실 줄이기 위한 목적
- 블레이드 공진을 없애기 위한 최대상대 두께 변경 ( $C_{max}$ )
- 1단과 2단 동익의 변형 변위 보상 : elastic stress를 줄이기 위함
- 블레이드 최대 두께의 제한(>1mm), leading and trailing edge의 반경 제한(>0.1mm) : 강도 및 제작상 제한

최종형상의 해석은 'Gasdynamic', 'Profile', 'Blade' 소프트웨어 iteration으로 수행되었다. 원주방향 속도 성분은 모멘텀 방정식에 표현되며 이로 인해 suction면과 pressure면의 정압 차를 알 수 있다('Gas dynamic' 소프트웨어 사용). 도출된 정압 차는 블레이드 강도계산에 사용된다. 계산에 필요한 입력 값은 초기형상보다 공력적 성능향상을 목표로 하였다. 블레이드 열 및 유선을

따른 1단 및 2단의 유동변수가 그림 4.2 ~ 4.19, 그리고 표 4.2에 나타나 있다. 그림 4.2 ~ 4.19와 초기형상으로 도출된 그림을 그리고 표 4.2와 초기형상 결과표를 비교하면 큰 변화는 볼 수 없고 단지 보정 유속, 입구와 출구각의 작은 변화를 볼 수 있다. 예를 들어 1단 동익의 hub 형상 및 최대상대 두께의 변화는 상대 유동각  $\beta_1$ 이 hub 및 tip에서  $33.6^\circ$  이  $32.70^\circ$  로,  $20.94^\circ$  가  $20.72^\circ$  로 각각 변했으며 보정 속도의 변화는 무시할 만 하여 hub에서 0.727이 0.742로, tip에서 1.176이 1.177로 각각 변화하였다.

## 제 2 절 블레이드의 형상 수정

앞에서 수행한 바와 같이 'Profile' 소프트웨어로 형상이 도출되었다. 동익 블레이드 각과 정익 블레이드 각이 입사각과 이탈각에 대한 상대유동각과 절대 유동각의 보정으로 도출되었다. 이때, 상대적으로 무시할 만한 원심력 및 공력에 의한 블레이드 untwisting은 고려되지 않는다. 블레이드의 Untwisting에 의한 유량의 작은 증가는 블레이드 tip과 casing의 간주의 감소에 의한 영향으로 상쇄된다고 볼 수 있다. 동익 상대유동각  $\beta$ 와 정익의 유동각  $\alpha$  그리고 블레이드 각인  $\beta'$ 와  $\alpha'$ 의 분포가 그림 4.20 ~ 4.27에 나타나 있다. 블레이드 기본 형상은 1단 동익으로 biconvex형이, 2단 동익으로 VS-10이, 그리고 각단의 정익으로 NACA-065 형이 사용되었다. 그림 4.28 ~ 4.31은 수용된 최대 상대두께( $\bar{C}_{max}$ ), 입사각( $i$ ), 이탈각( $\delta$ ), 그리고 solidity( $b/t$ )를 나타내고 있다. 각 열의 블레이드 갯수는 초기형상시의 개수와 같다. 형상설계 결과는 표 4.3에 나타나 있고 초기 값과 비교해보면 거의 변화가 없음을 알 수 있다. 예를 들어 1단과 2단의 세장비( $F_r$ )는 초기형상의 경우 1.05, 0.988인데 반해 최종형상의 경우 1.064, 0.982이다. 근본적인 변화는 정익의 최대 두께( $C_{max}$ )에 있다. 그림 4.32 ~ 4.35는 1단, 2단 블레이드의 반경방향에 따른 단면을 보인다.

표 4.1 압축기 최종형상의 주요 공력 변수

Parameter	Compressor as a whole	1st stage	2nd stage
$D_1, mm$	176	176	163.4
$\bar{d}_{1h}$	0.511	0.511	0.591
$D_4, mm$	153	165	153
$\bar{d}_{4h}$	0.557	0.591	0.557
$n_{phys}, rpm$	41500	41500	41500
$u_{c\ cor}, m/s$	382	382	332
$\pi^* c$	2.10	1.506	1.394
$G_{cor}, kg/s$	3.04	3.04	2.16
$G_{cor}, kg/(s \cdot m^2)$	169	169	173
$\lambda_{1a \cdot av}$	0.493	0.493	0.508
$\bar{\lambda}_{1tip}$	1.176	1.176	1.014
$\eta_{ad}^*$	0.850	0.863	0.851
$\bar{H}_T$		0.285	0.308

표 4.2 최종압축기 형상에 대한 hub, middle, tip에서의 주요공력 변수

Parameter	1st stage			2nd stage		
	hub	middle	tip	hub	middle	tip
$\bar{d}_1$	0.551	0.799	1.000	0.591	0.779	0.928
$\lambda_1$	0.404	0.519	0.465	0.507	0.522	0.520
$\bar{\lambda}_1$	0.724	1.032	1.176	0.743	0.903	1.014
$\beta_1, \text{degrees}$	32.70	27.84	20.72	40.68	32.72	27.96
$\bar{d}_2$	0.591	0.799	0.973	0.591	0.759	0.903
$\lambda_2$	0.803	0.598	0.576	0.807	0.652	0.623
$\bar{\lambda}_2$	0.575	0.678	0.838	0.541	0.585	0.670
$\beta_2, \text{degrees}$	80.33	40.50	30.74	87.26	51.46	39.60
$\Delta \beta, \text{degrees}$	47.63	12.66	10.02	46.59	18.74	11.64
$\bar{d}_3$	0.591	0.796	0.962	0.587	0.752	0.892
$\lambda_3$	0.775	0.621	0.583	0.813	0.667	0.633
$\alpha_3, \text{degrees}$	41.09	49.66	50.39	40.53	45.08	43.74
$\bar{d}_4$	0.591	0.783	0.937	0.557	0.733	0.869
$\lambda_4$	0.501	0.500	0.502	0.462	0.499	0.546
$\alpha_4, \text{degrees}$	78.60	78.60	78.60	62.20	62.20	62.20
$\Delta \alpha, \text{degrees}$	37.51	28.94	28.21	21.67	17.12	18.46



표 4.3 최종압축기 형상 결과

Parameter	1st stage		2nd stage	
	hub	tip	hub	tip
$z_r$	17		23	
$z_{st}$	26		21	
$\bar{h}_r$	1.064		0.982	
$\bar{h}_{st}$	1.65		1.259	
	hub	tip	hub	tip
$b_r, mm$	36.35	42.67	25.81	33.02
$(b/t)_r$	2.03	1.33	1.82	1.50
$C_{\max r}, mm$	2.55	1.27	2.03	0.98
$b_{st}, mm$	18.78	21.04	21.94	22.71
$(b/t)_{st}$	1.49	1.04	1.46	0.94
$C_{\max st}, mm$	1.02	1.57	1.23	1.30

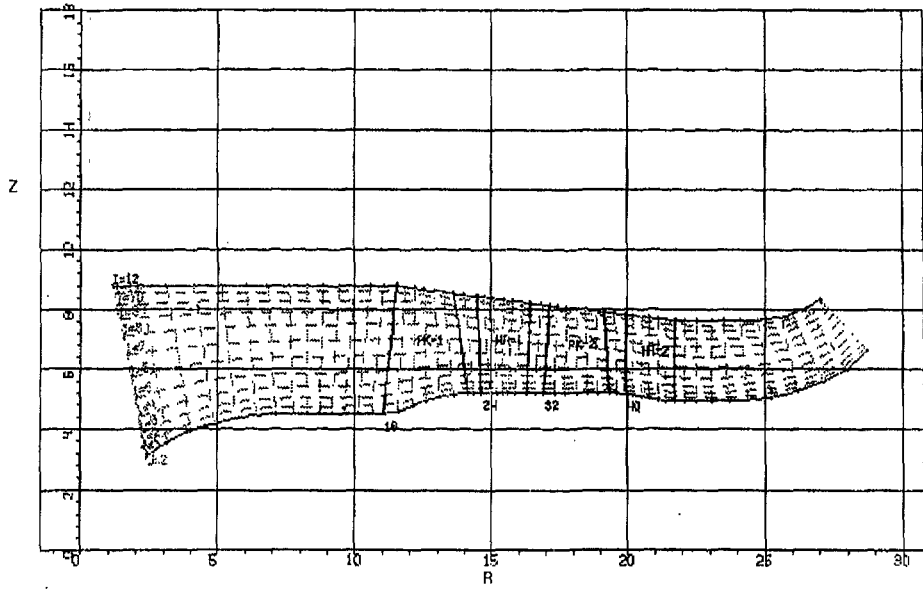


그림 4.1 수정된 형상의 유로면

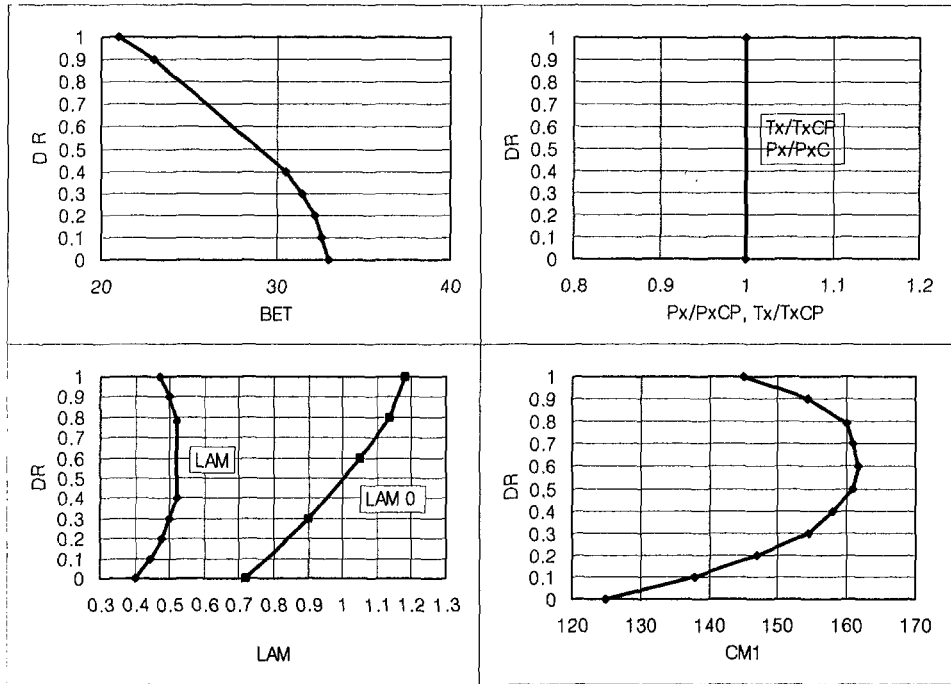


그림 4.2 1단동의 입구 유동변수 분포(수정후)

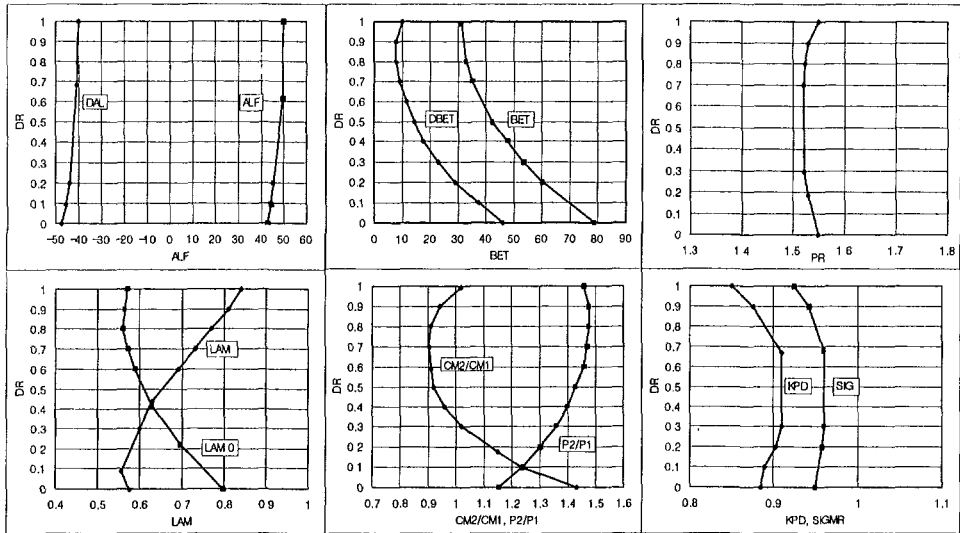


그림 4.3 1단동의 출구 유동변수 분포(수정후)

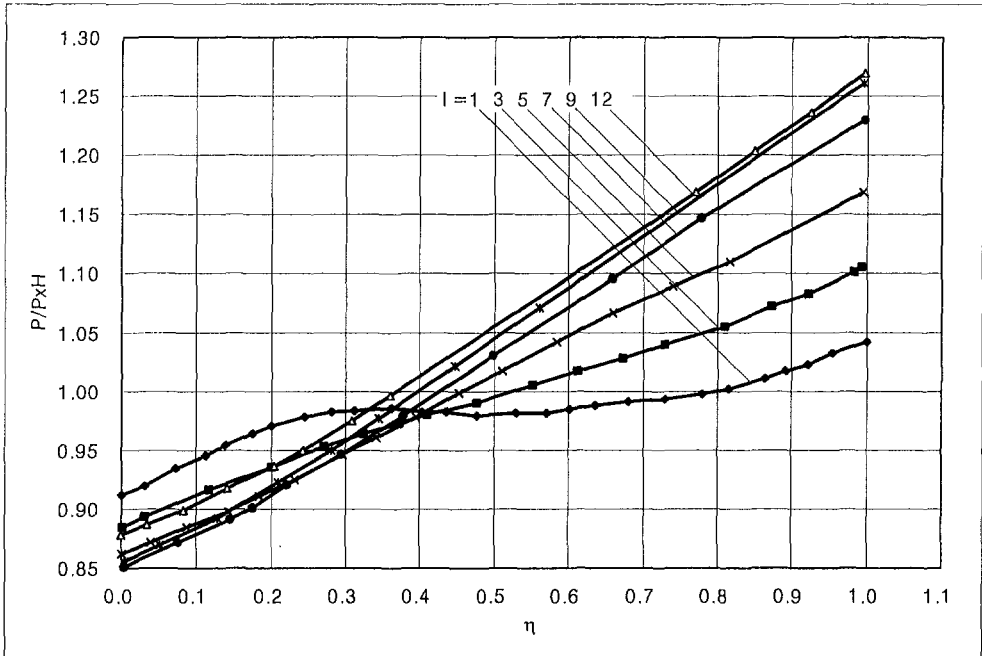


그림 4.4 1단동익의 유선상의 무차원 정압분포(수정후)

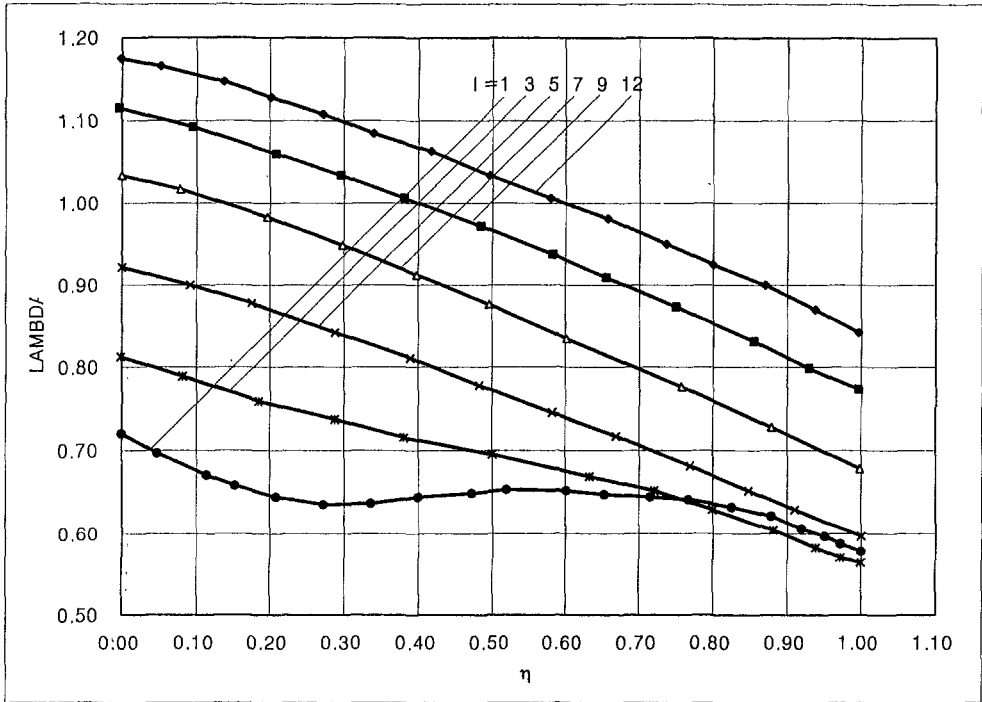


그림 4.5 1단동익의 유선상의 보정속도 분포(수정후)

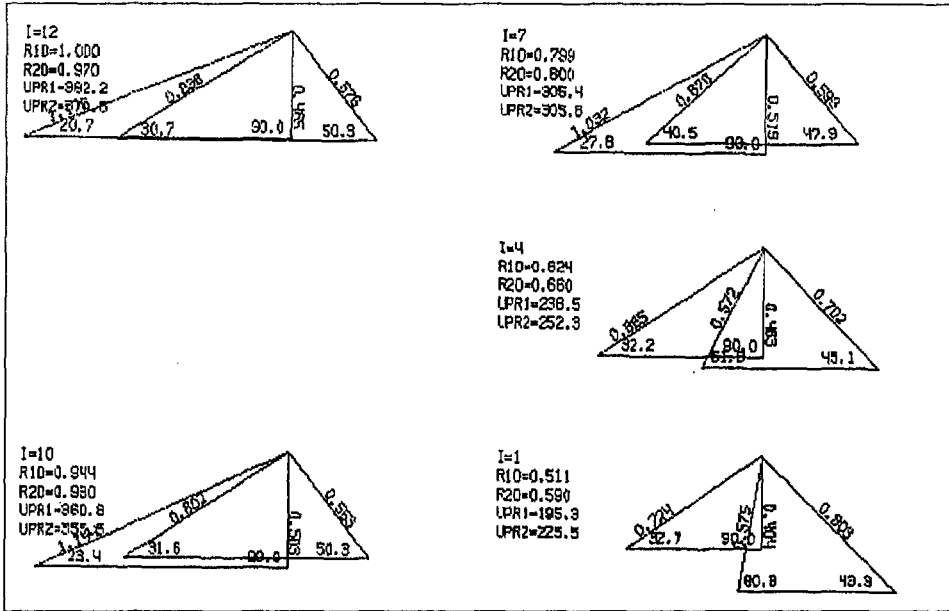


그림 4.6 반경방향에 따른 1단 동익의 속도 삼각형 분포(수정후)

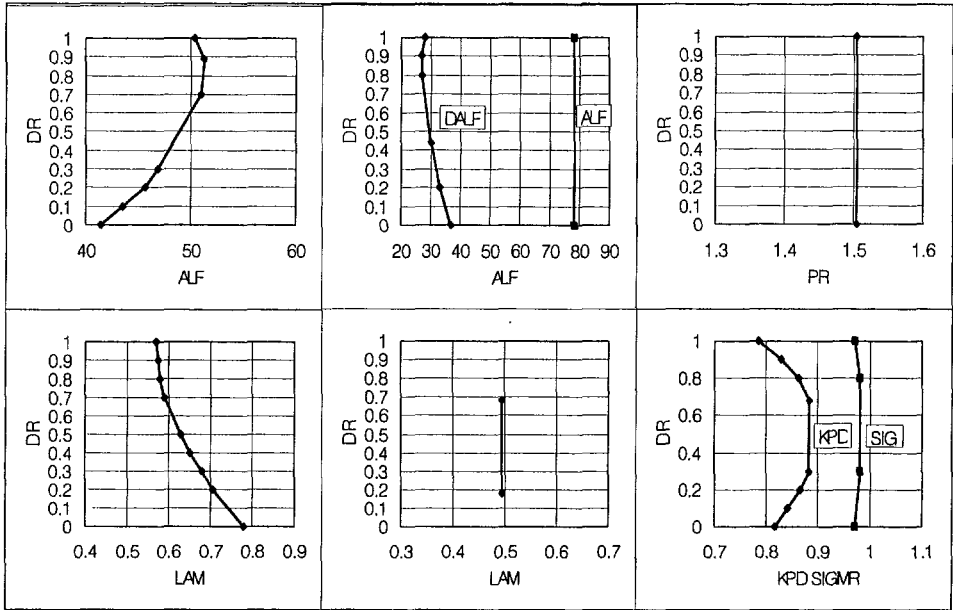


그림 4.7 1단정의 입/출구 유동변수 분포(수정후)



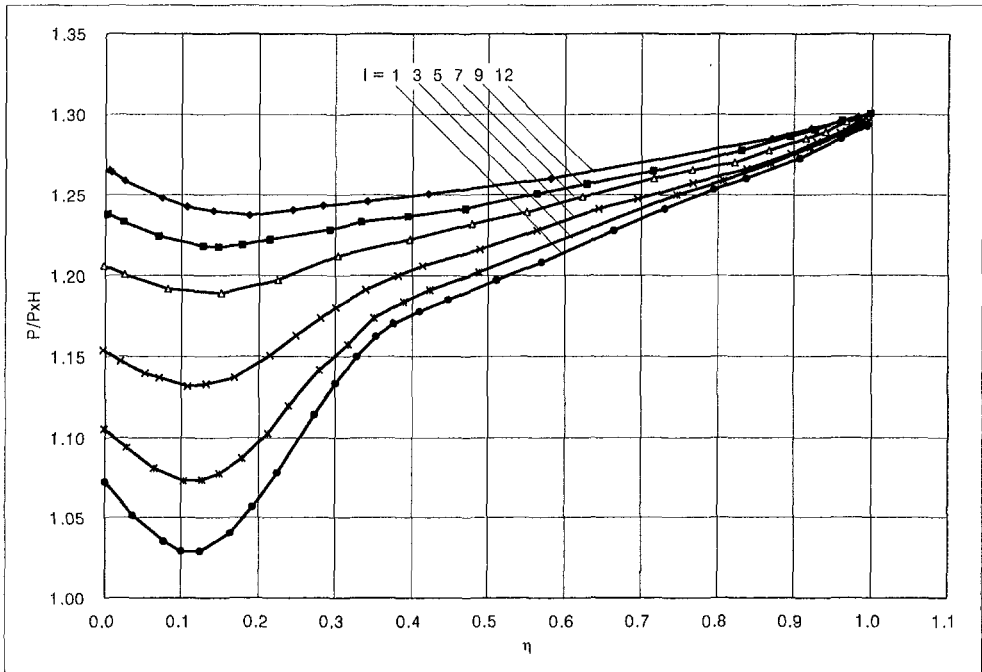


그림 4.8 1단정익의 유선상의 무차원 정압분포(수정후)

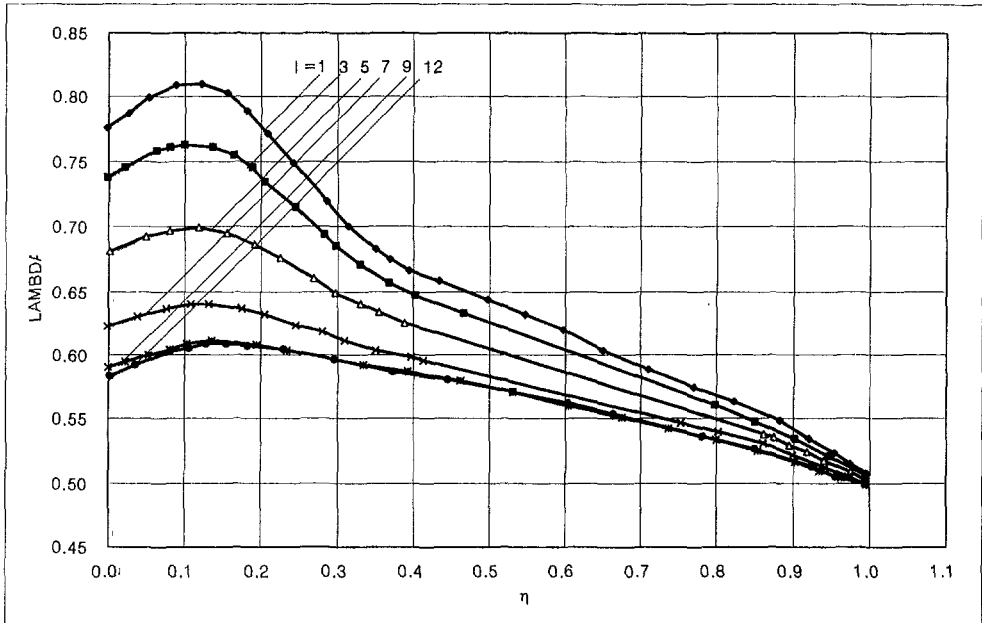


그림 4.9 1단정익의 유선상의 보정속도 분포(수정후)

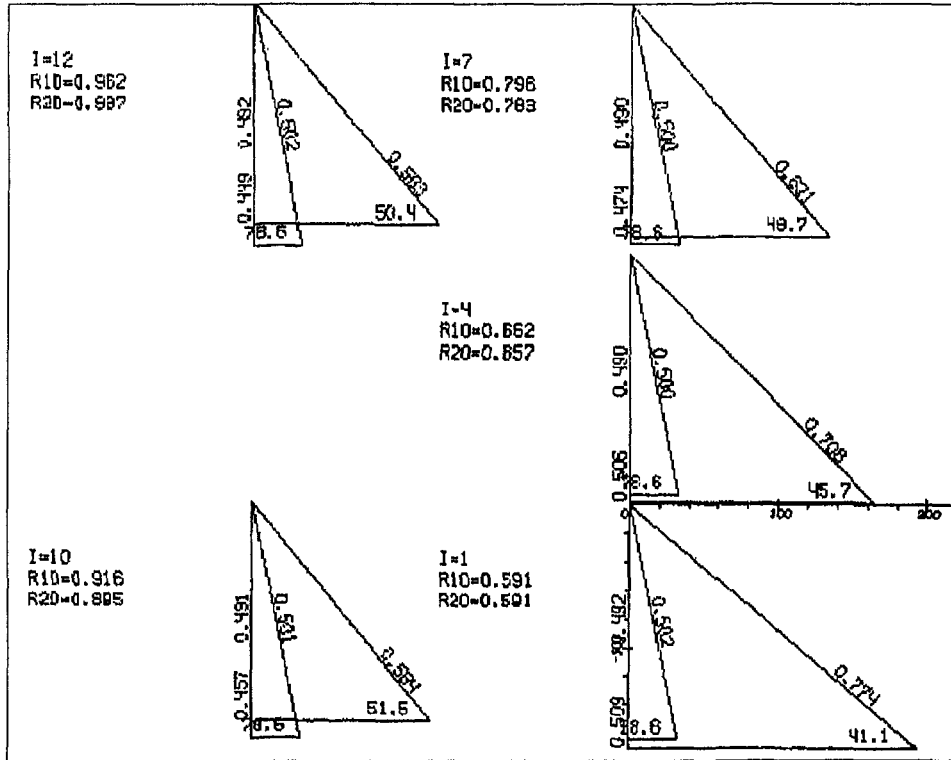


그림 4.10 반경방향에 따른 1단정익의 속도삼각형 분포(수정후)

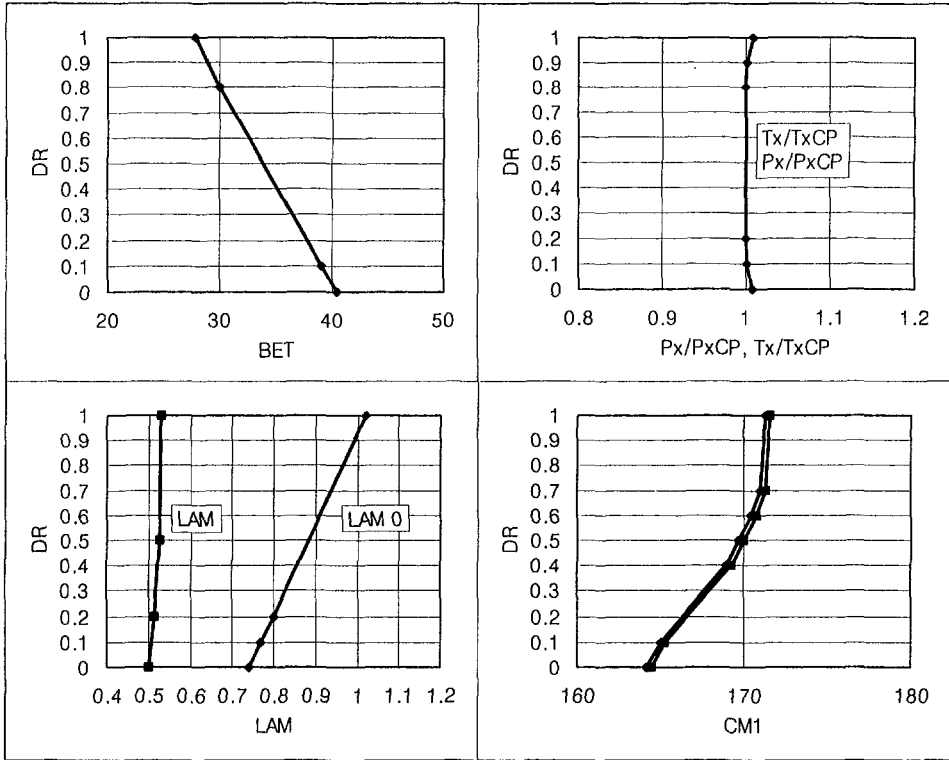


그림 4.11 2단동의 입구 유동변수 분포(수정후)

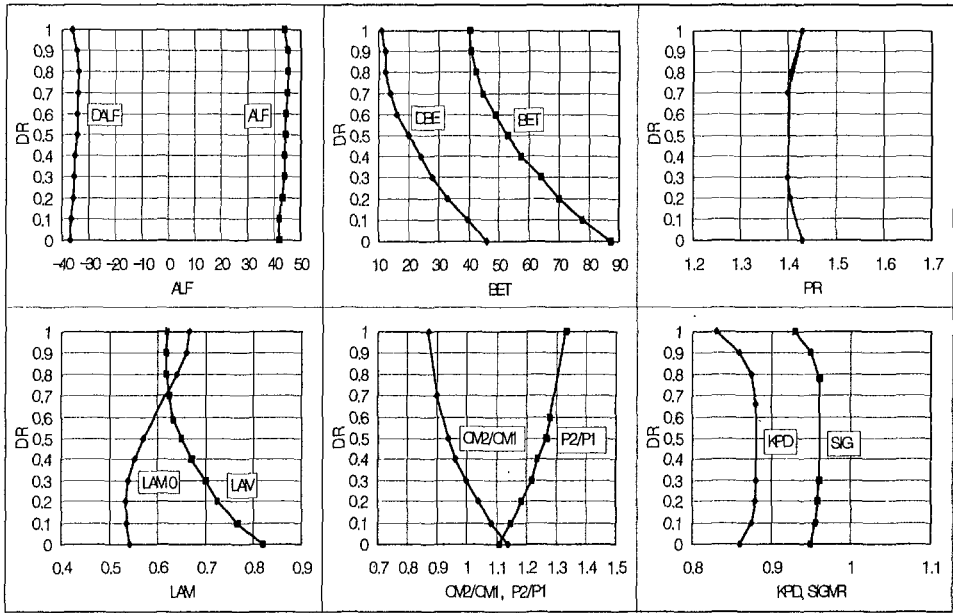


그림 4.12 2단동의 출구 유동변수 분포(수정후)

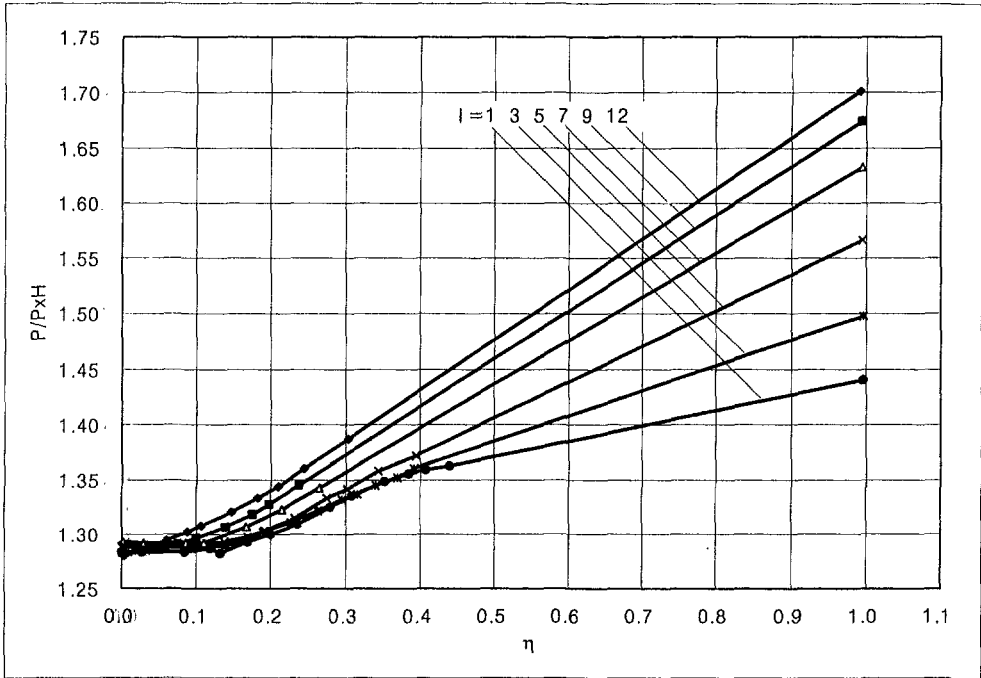


그림 4.13 2단동익의 유선상의 무차원 정압 분포(수정후)

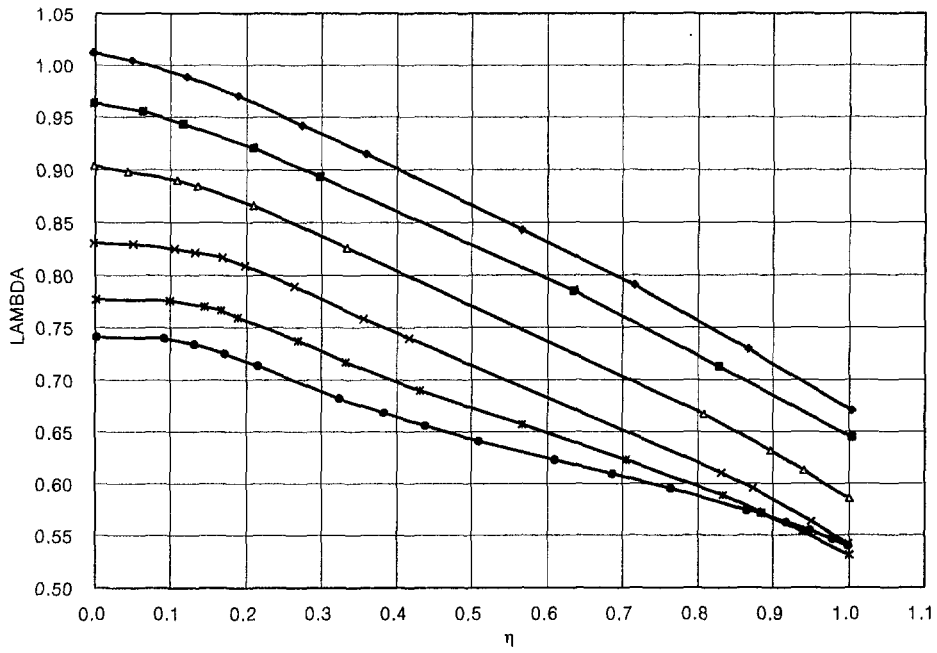


그림 4.14 2단동익의 유선상의 보정속도분포(수정후)

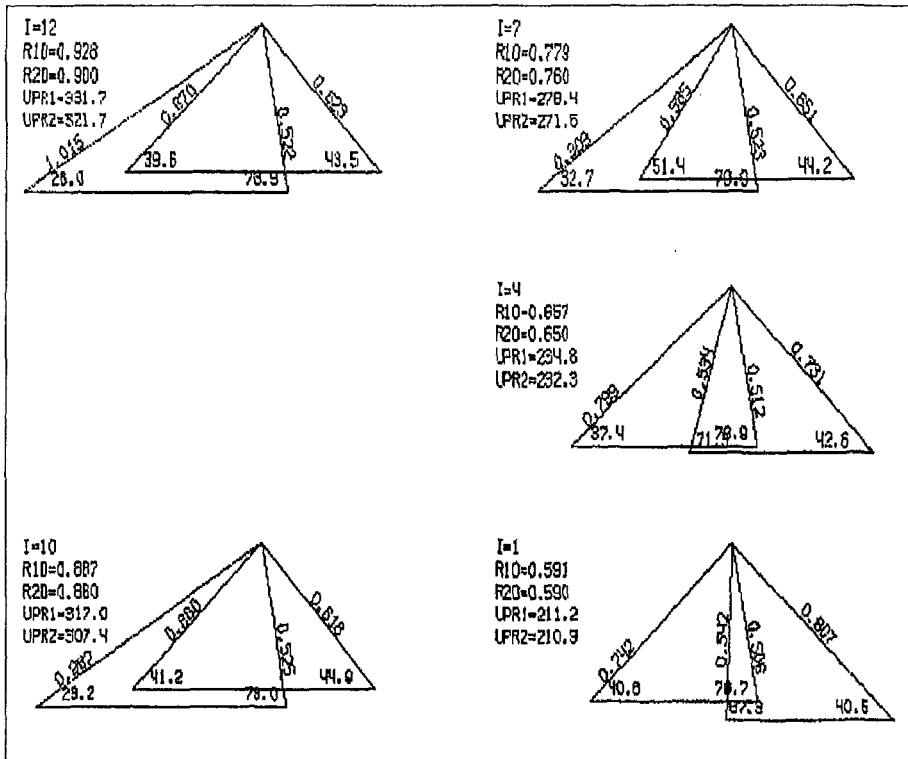


그림 4.15 반경방향에 따른 2단 동익의 속도삼각형 분포(수정후)



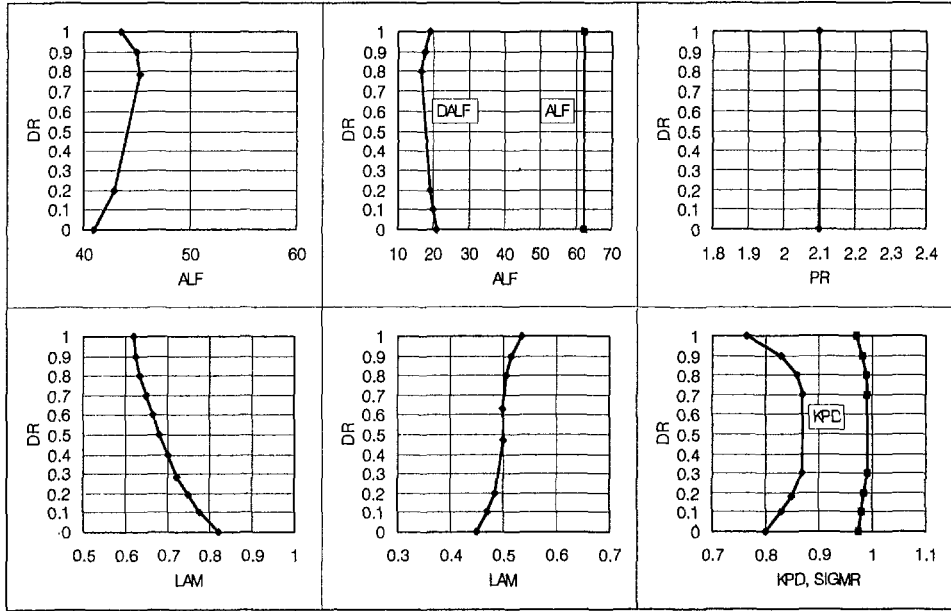


그림 4.16 2단정익의 입/출구 유동변수 분포(수정후)

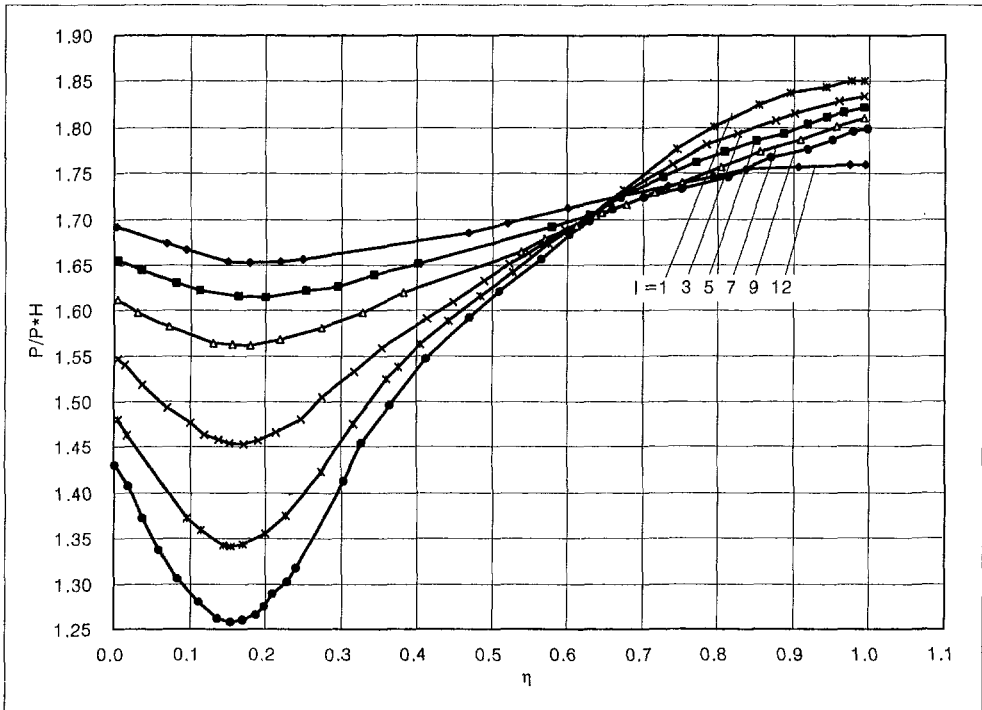


그림 4.17 2단정익의 유선상의 무차원 정압 분포(수정후)

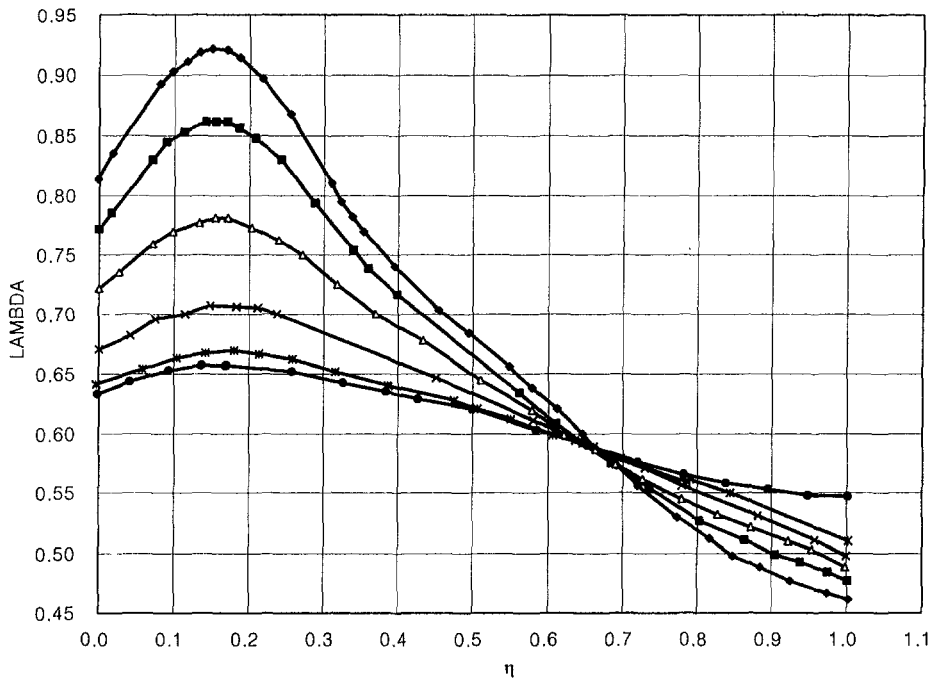


그림 4.18 2단정의의 유선상의 보정속도 분포(수정후)

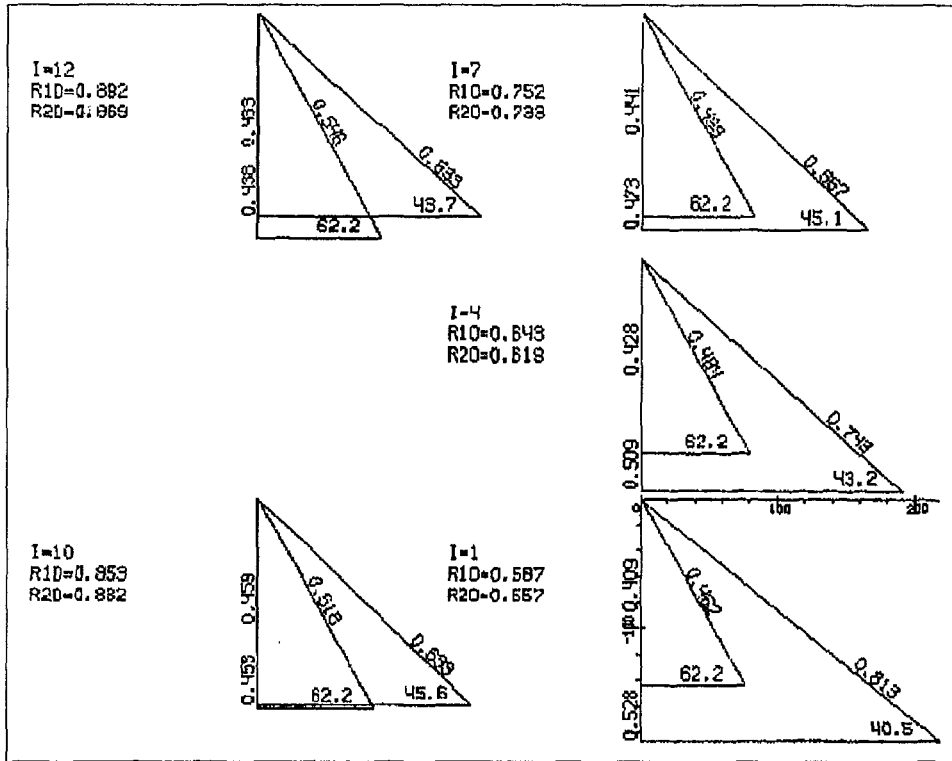


그림 4.19 반경방향에 따른 2단점익의 속도삼각형 분포(수정후)

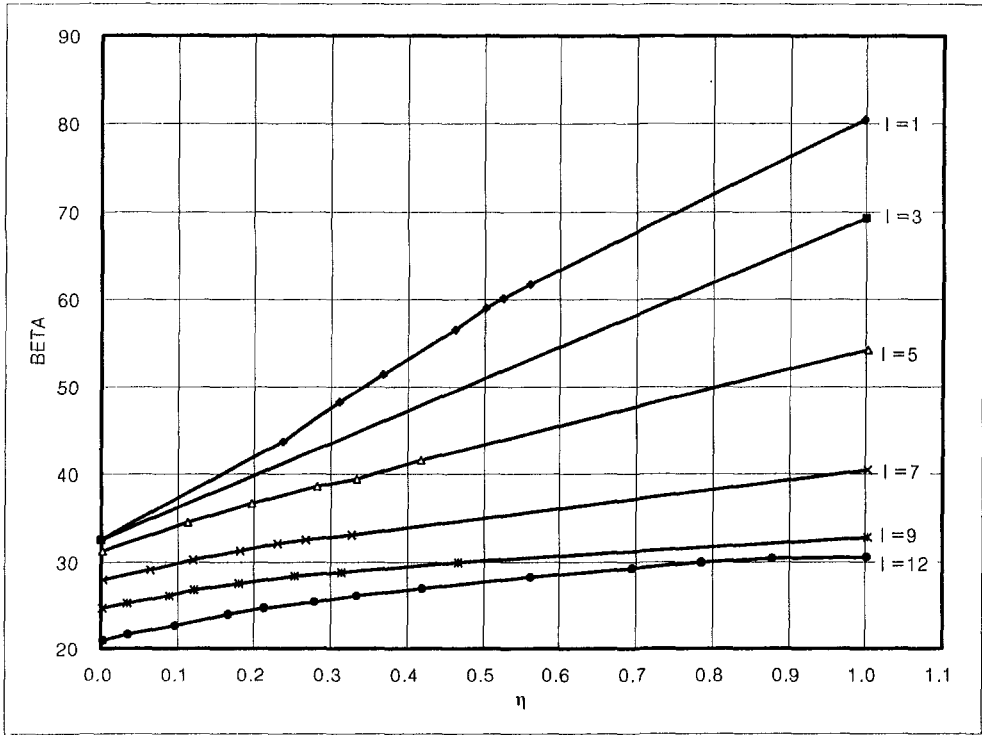


그림 4.20 1단동익의 유선상의 상대유동각 분포

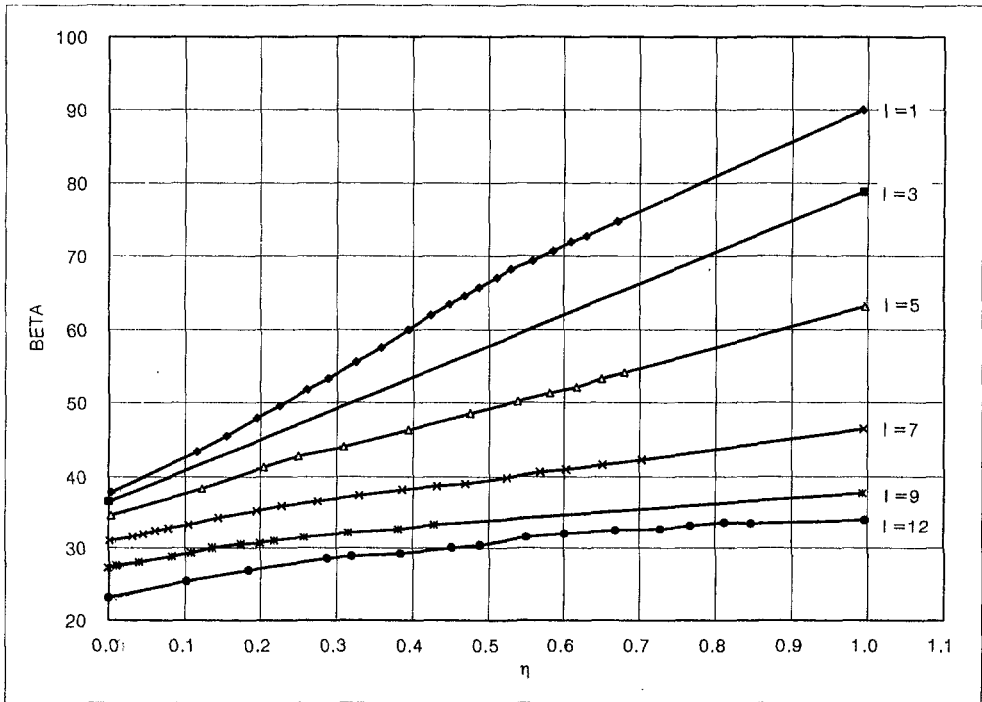


그림 4.21 1단동익의 유선상의 블레이드각 분포

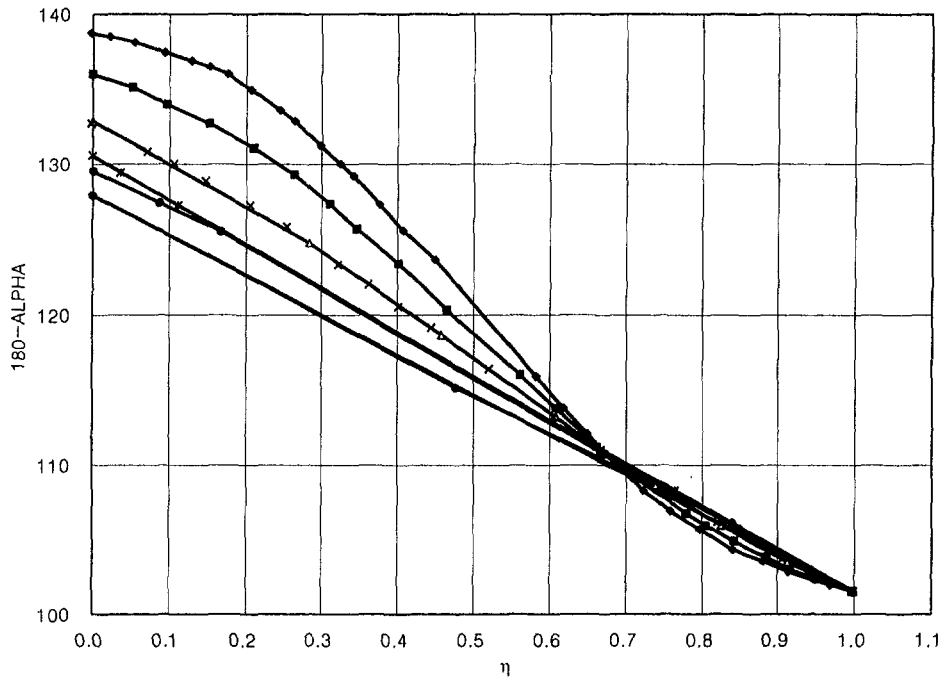


그림 4.22 1단정익의 유선상의 절대유동각 분포

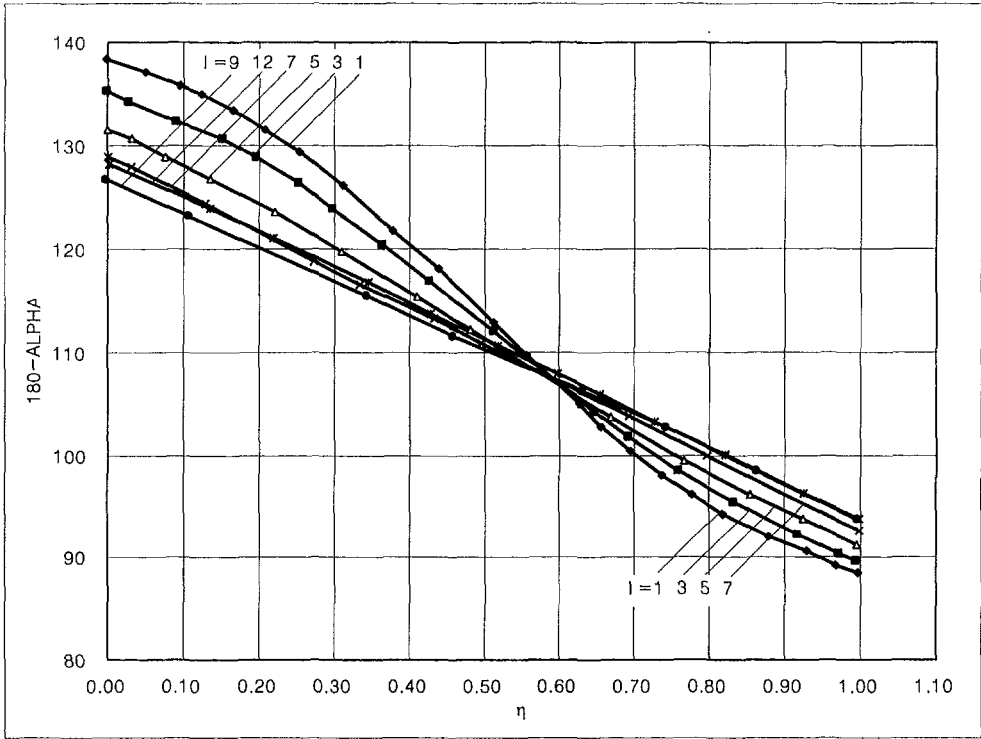


그림 4.23 1단정익의 유선상의 블레이드각 분포



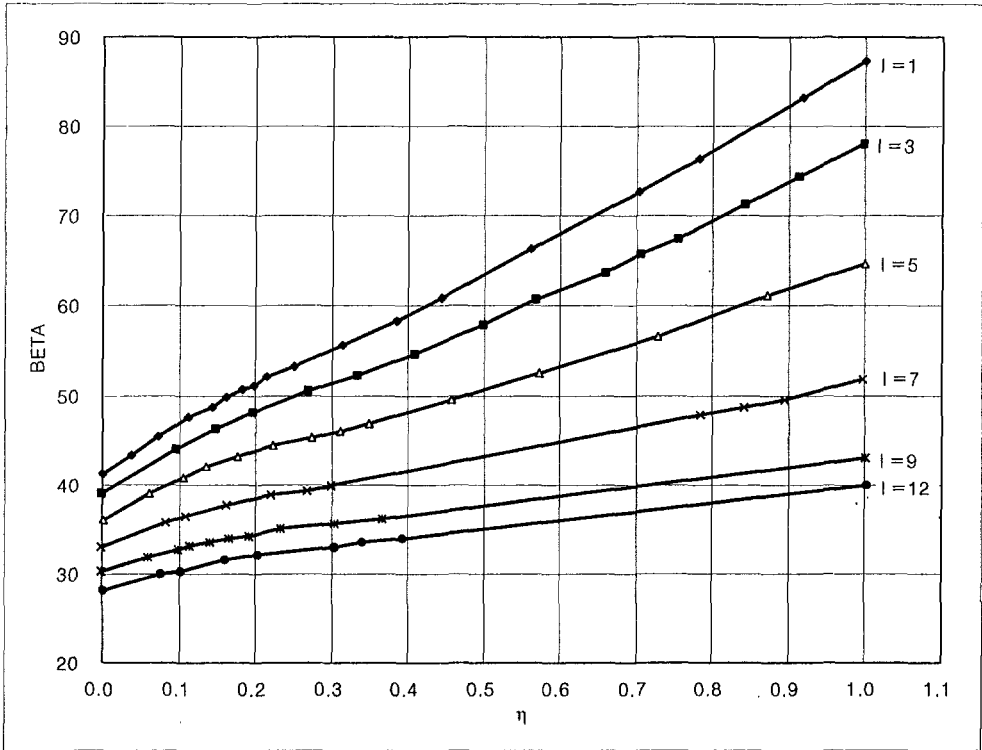


그림 4.24 2단동익의 유선상의 상대유동각 분포

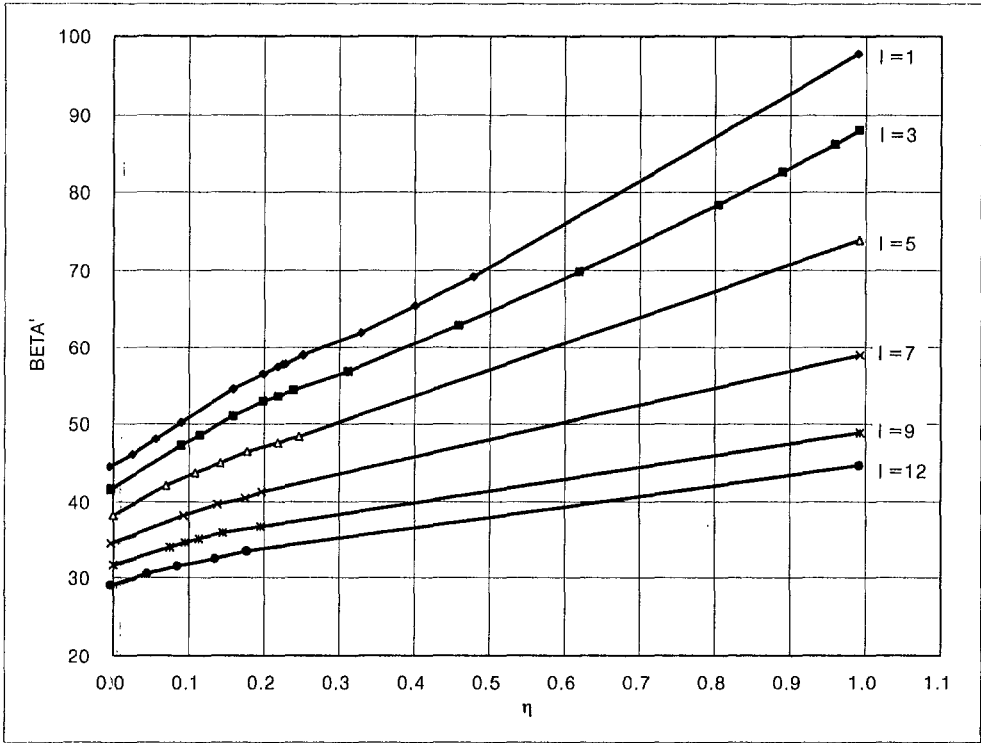


그림 4.25 2단동익의 유선상의 블레이드각 분포

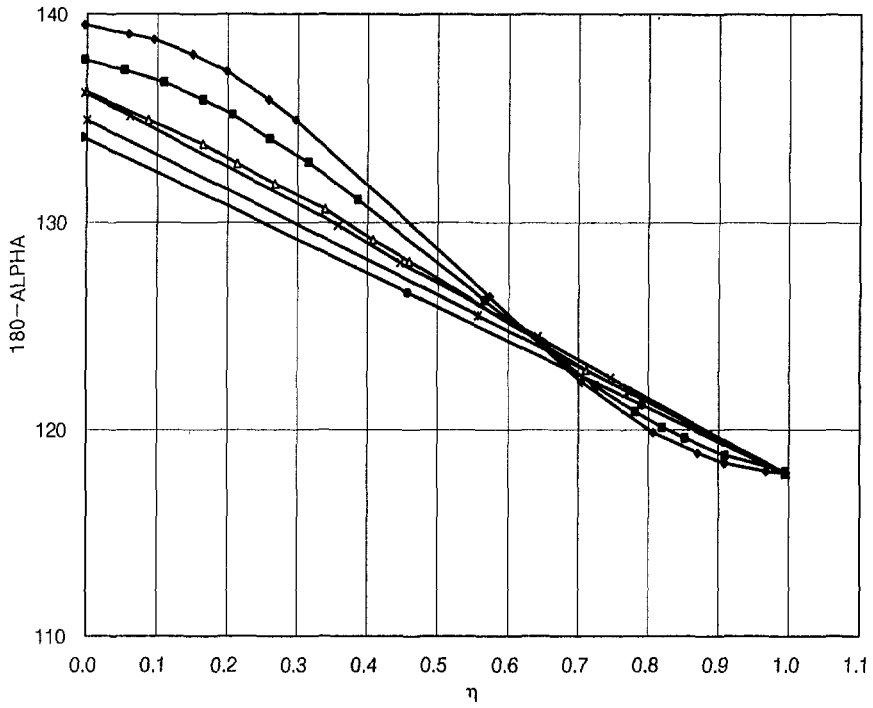


그림 4.26 2단정익의 유선상의 절대유동각 분포

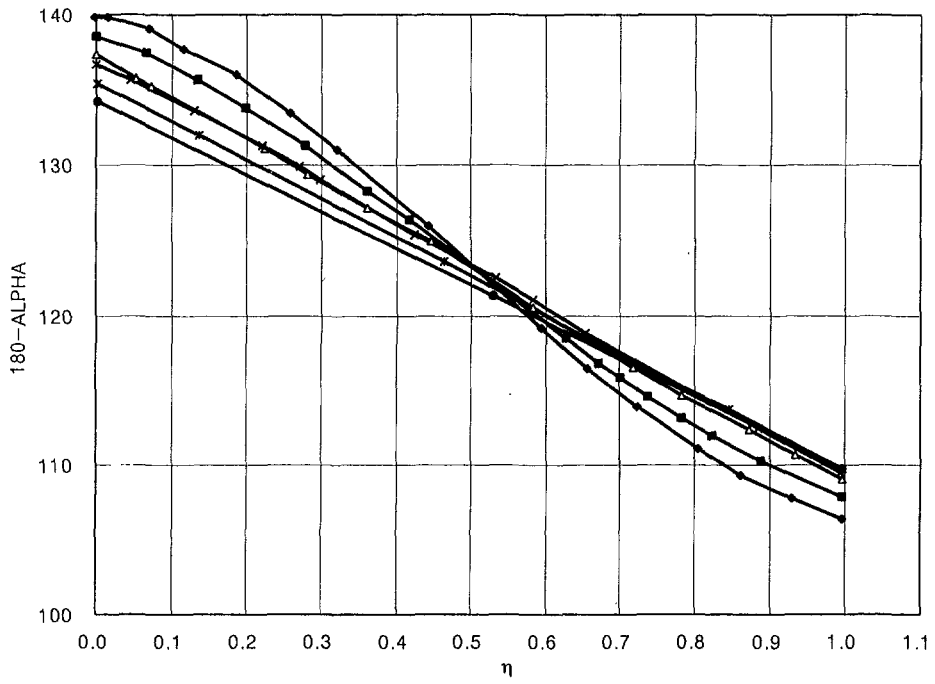


그림 4.27 2단정익의 유선상의 블레이드각 분포

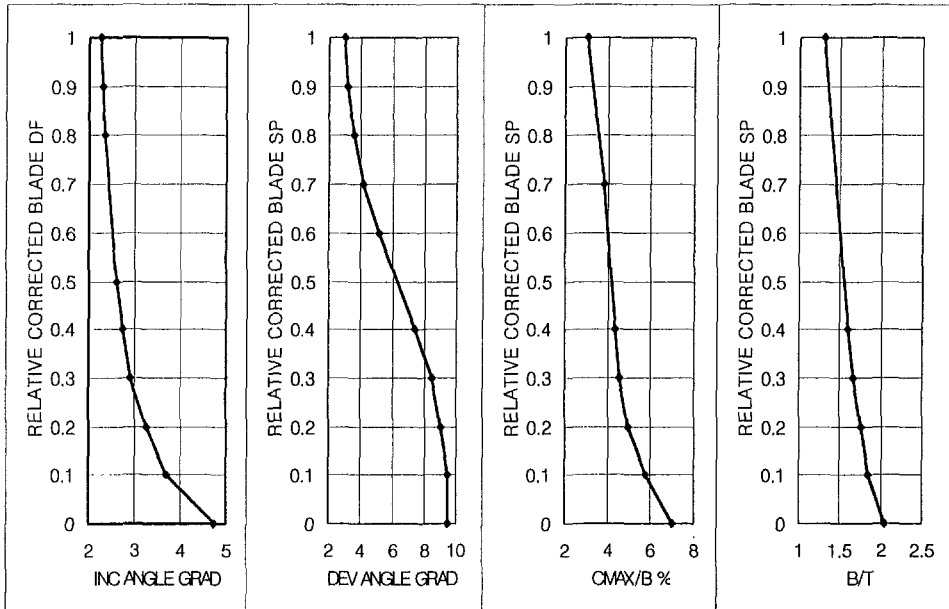


그림 4.28 반경방향에 따른 1단동익의 변수 분포

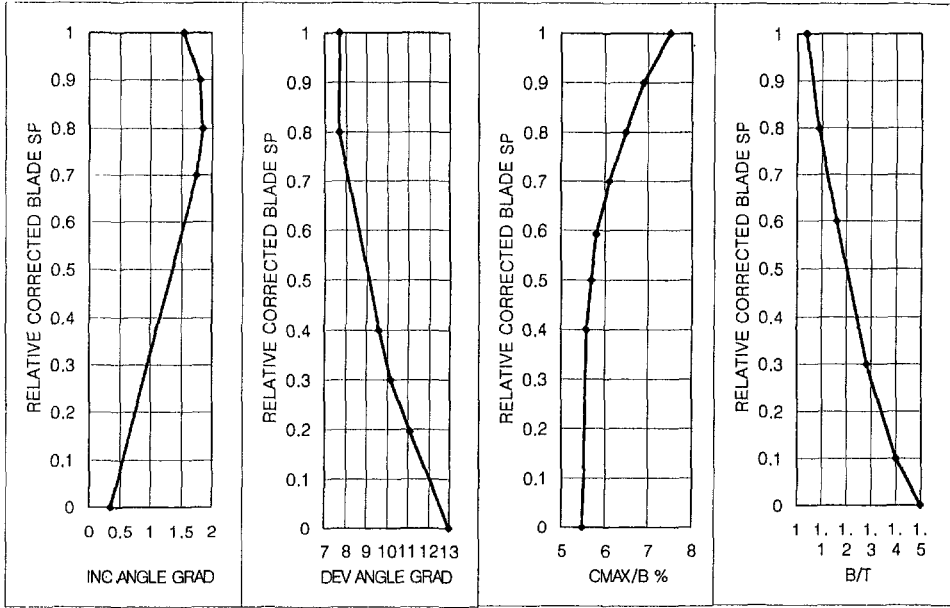


그림 4.29 반경방향에 따른 1단정익의 유동변수 분포

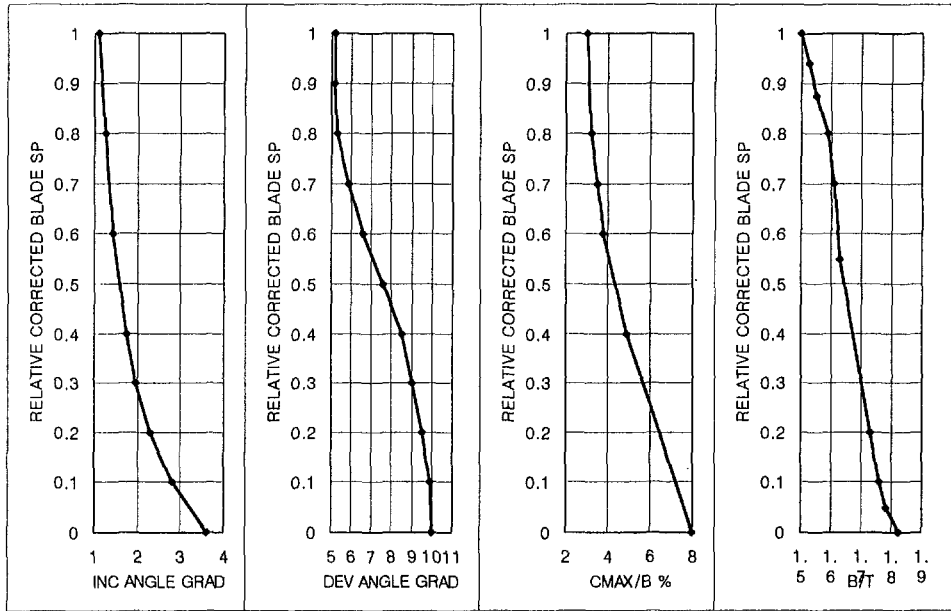


그림 4.30 반경방향에 따른 2단동익의 유동변수 분포

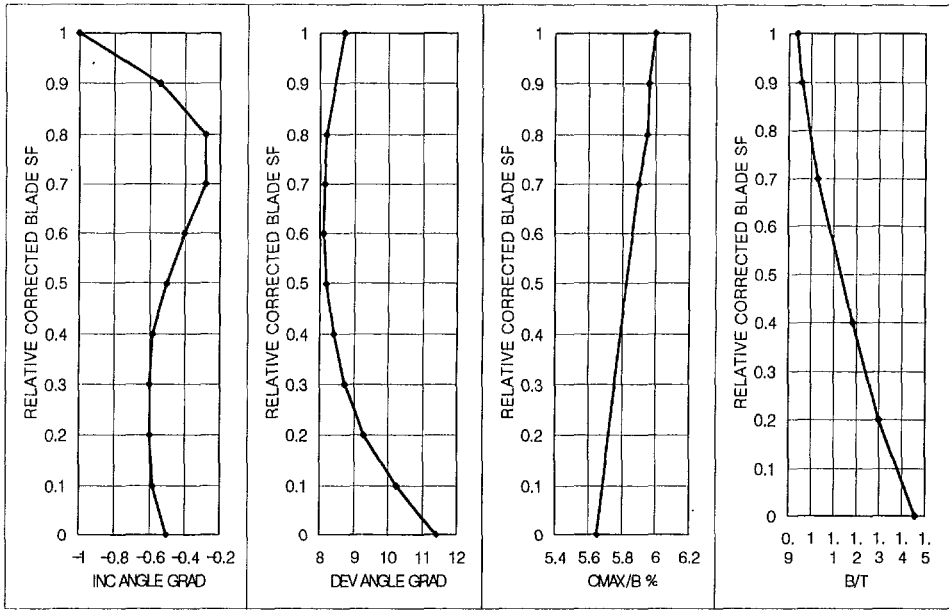


그림 4.31 반경방향에 따른 2단정익의 유동변수 분포



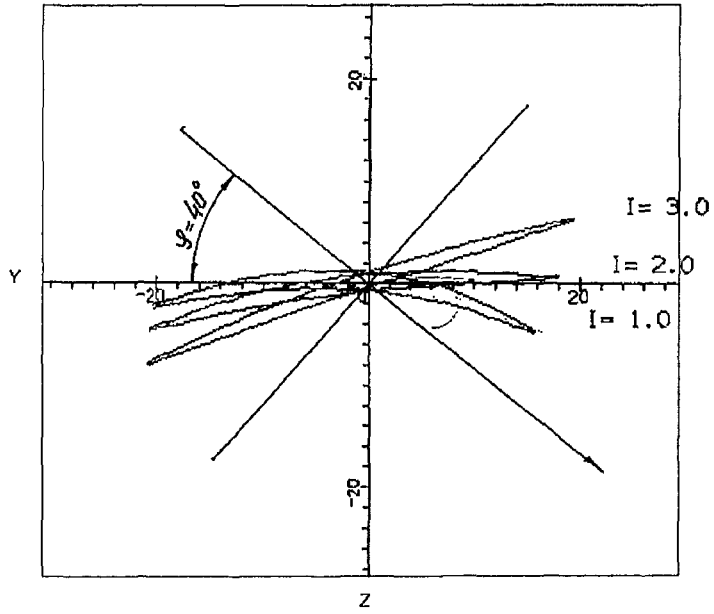


그림 4.32 1단동익의 단면분포

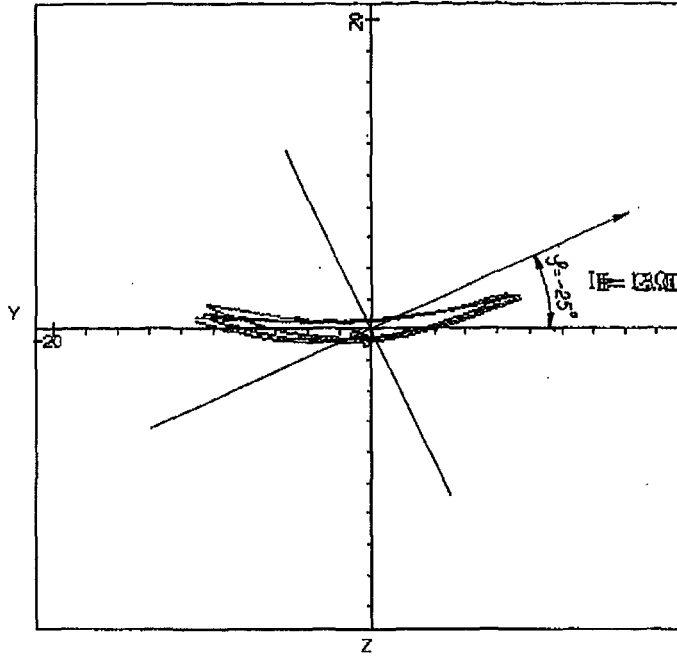


그림 4.33 1단정익의 단면분포

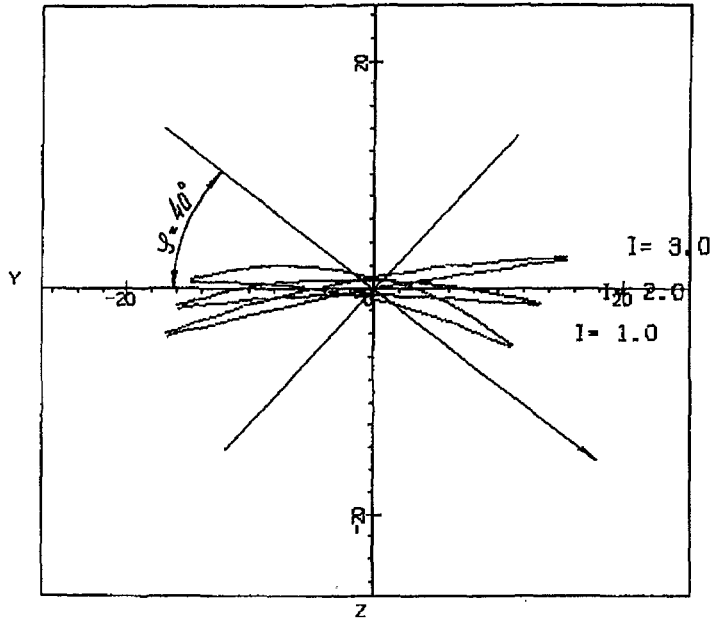


그림 4.34 2단동익의 단면분포

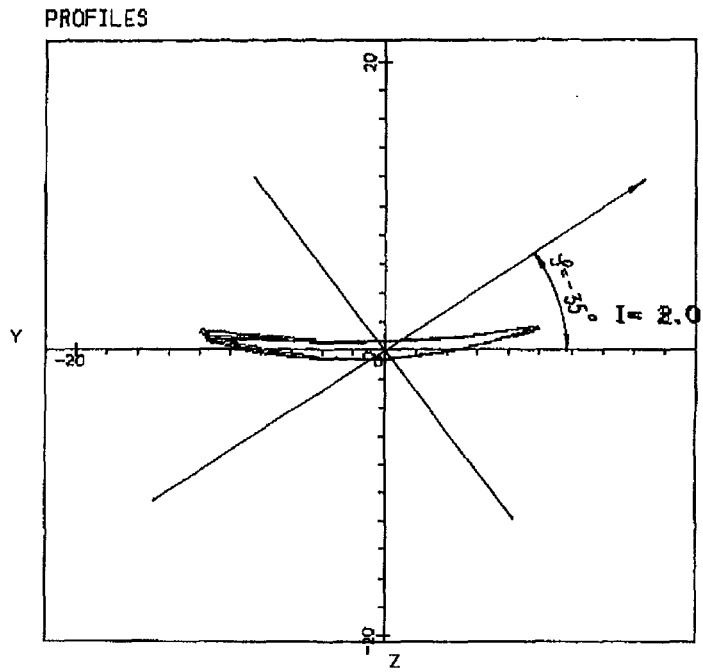


그림 4.35 2단정익의 단면분포

## 제 5 장 설계된 압축기의 성능특성 예측

최종형상을 위한 유동계산과 형상설계 후 1차원 및 2차원 모델로 압축기 성능특성 예측을 수행하였다.

### 제 1 절 1차원 모델을 이용한 성능특성

본 절에서 기술될 1차원 해석 수행결과('Union-2'의 'Harika' 모듈 사용)는 1단계 설계에서와 다소 다르며 이는 형상 수정에 따른 입력 데이터가 다른데 기인한다. 수행과정을 보면 초기형상과 최종형상을 대상으로 입력하여 사용하였으며 초기형상의 경우 1차원적 해석 결과를 토대로 averaged cascade 형상을 얻어 입력데이터로 계산하였으며 최종형상의 경우 최종형상 설계에서 도출된 변수들과 middle radius에서의 cascade를 입력하여 계산을 수행한 것이다. 도출된 결과는 실제 운용시 특성과 약간의 차이를 보이게 되며 이는 실제적인 유동은 평균값이 아닌 반경방향을 따른 비선형적 분포를 갖기 때문이며 특히, 2차 유동의 영향이 고려되지 않은데 기인한다.

표 5.1은 압축기 성능특성 예측을 위해 입력된 middle radius에서의 초기 및 최종압축기의 형상변수이다. 표 5.1에 나타난 바와 같이 초기 및 최종형상의 경우 매우 유사하며 차이는 정익의 최대 캠버( $\overline{x_f}$ )에서 보이며 이는 유동계산 시('Gasdynamic' 소프트웨어 사용)의 flow turning 분포를 받아 수정하였기 때문이다. 최종형상 및 초기형상에 대한 1차원 특성 해석 결과가 그림 5.1에 나타나있다. 그림 5.1에서 압축기 특성곡선과 서지선에 특징을 보면 80% 회전속도를 중심으로 두 서지선이 교차한다. 이는 최종형상의 경우 1단 동익의 middle radius에서 loading이 평균값보다 작기 때문에 저회전속도에서 서지마진이 크게 나타나며 고회전속도에서는 원주방향 속도가 커지면서 loading이 평균

값보다 커져 서지마진이 줄게 된다. 초기 및 최종압축기의 작동영역에서의 변수 값이 표 5.2와 표 5.3에 각각 나타나있다. 이들을 비교하면 최종변수의 경우가 설계회전수에서 효율은 87.5%로 증가했고 반면 스톨마진은 줄어들었다. 아이들 조건(72.3%)에서 보면 최종형상의 경우 거의 같은 효율을 유지하되 약 5%의 스톨마진이 증가했다. 결과의 대체적인 추세는 최종형상의 경우 최대효율이 고회전수 쪽으로 이동하였으며 고회전수에서 효율이 증가하고 반면 중간회전수에서 효율이 감소함을 보인다.

표 5.1 초기형상과 최종형상의 기하변수 비교

Parameter	Initial variant				Final variant			
	b/t	$\bar{x}_f$	$\beta'_1(\alpha'3)$	$\beta'_2(\alpha'4)$	b/t	$\bar{x}_f$	$\beta'_1(\alpha'3)$	$\beta'_2(\alpha'4)$
R <sub>1</sub>	1.513	0.525	29.24	48.51	1.575	0.513	30.67	45.65
S <sub>1</sub>	1.173	0.450	47.30	86.68	1.165	0.510	51.13	87.40
R <sub>2</sub>	1.454	0.510	33.37	59.58	1.606	0.515	34.30	58.00
S <sub>2</sub>	1.007	0.450	43.10	69.27	1.080	0.517	44.51	70.50

표 5.2 회전속도에 따른 초기압축기 관련 주요 공력변수 분포

$\bar{n}_{cor}$	0.723	0.80	0.90	0.95	1.0	1.05
$\pi^*$	1.604	1.765	1.937	2.015	2.055	2.065
$G_{cor}, kg/s$	1.604	2.00	2.56	2.88	3.10	3.21
$\eta_{ad}^*$	0.798	0.845	0.868	0.880	0.855	0.818
$\Delta K_y, \%$	1	9	16.8	19.1	19.4	18.5

표 5.3 회전속도에 따른 최종압축기 관련 주요 공력변수

$\bar{n}_{cor}$	0.723	0.80	0.90	0.95	1.0	1.05
$\pi^*$	1.604	0.740	1.915	1.980	2.045	2.065
$G_{cor}, kg/s$	1.604	1.95	2.48	2.76	3.05	3.21
$\eta_{ad}^*$	0.803	0.832	0.860	0.870	0.875	0.842
$\Delta K_y, \%$	6.1	9.3	12.1	14.9	17.6	18.1

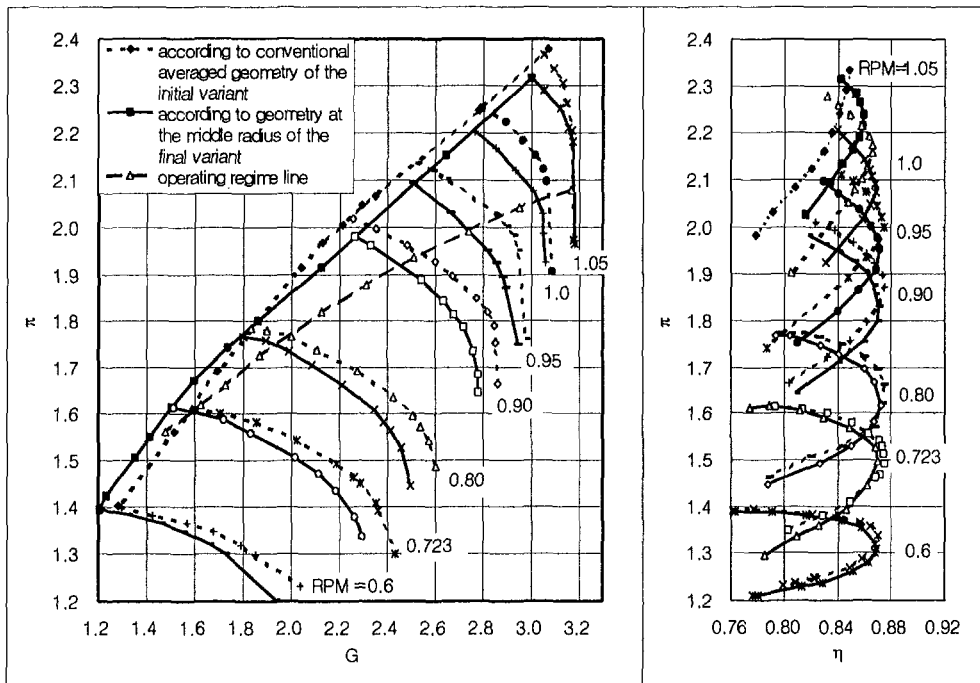


그림 5.1 1차원 모델을 이용한 압축기 성능곡선

## 제 2 절 2-D 모델을 이용한 압축기 성능 특성

1-D 모델을 이용한 성능특성 예측은 midde radius에서의 특성만을 고려하여 예측하므로 반경방향으로 달라지는 유동특성을 감안치 못하게 된다. 2차원 모델은 이러한 단점을 보완하여 설계점 및 탈설계점에서 예측된다. 2차원 모델을 'optics'라 불리는 소프트웨어를 사용하였다. 이 소프트웨어는 주어진 회전속도에서 축대칭 유동을 계산하며 블레이드 입출구에서의 유선을 따른 유동변수들이 도출된다. 여기서 도출되는 주요 유동변수는 입사각, 이탈각, 이탈각과 최적이탈각과의 차이, 마하수 등이다. 또한, 블레이드 상대 높이에 따른 손실도 계산된다. 2차원 모델을 이용한 압축기 특성 곡선이 그림 5.2에 제시되었다. 그림 5.3에는 1차원 및 1차원 모델이 비교되었다. 두 경우 서로 비슷한 예측을 하였으며 특히 작동선의 예측은 매우 잘 일치함을 알 수 있다. 또한, 80 ~ 95% 회전수에서 스톨영역 역시 잘 일치한다. 100% 회전속도의 경우 2차원 모델의 스톨영역 예측은 1차원 모델보다 상위한다. 1차원 모델의 스톨시점의 예측은  $\bar{\phi}$  가 어느 블레이드 열에서든 극한값(critical valve)을 가질 경우로 하였다.  $\bar{\phi}$  는 디퓨져 divergent 각 대 마하수에 따른 극한 divergent 각으로 정의된다.  $\bar{\phi}$  값은 블레이드 세장비(aspect ratio)에 따라 달라진다. 만약 기본 cascade 변수가 같고, 또한 solidity, 유동각이 같다면 세장비의 증가는  $\bar{\phi}$  값의 증가를 가져오며 스톨마진은 감소시킨다. 이 현상은 일련의 유동변수와 세장비를 변화시켜 시험을 수행함으로써 알 수 있다. 동일 캐스케이드에서 입사각 증가에 따른 이탈각의 증가 및 세장비의 영향이 1차원 모델에는 고려되었다. 2차원 모델에서의 스톨은 어느 블레이드 열이든 Liblein의 diffusion factor가 극한값(약 0.6)에 도달할 때로 하였으며 세장비 영향은 고려되지 않았다. 2차원 모델의 경우 이탈각의 증가는 diffusion factor가 극한값에 도달해야 나타나며 대개의 경우 tip 부근에서 추가적인 손실을 부과했을 때 발생한다. 이러한 계산



상의 이론적 배경은 2차원 모델이 고회전속도에서 스톨영역의 증가가 큰 것을 뒷받침하며 이는 스톨영역에서만 diffusion이 극한값에 도달함에 기인한다. 반면, 저회전수에서는 압력비에 대한 유량의 기울기가 양인 값을 갖는 것을 볼 수 있으며 이는 전체적인 스톨에 도달하지 않았기 때문이다. 저회전수에서 1차원 모델의 경우가 더욱 신빙성 있는 것으로 추정되며 이는 작은 세장비, 보정속도, relative hub 직경 등이 고려되었기 때문이다.

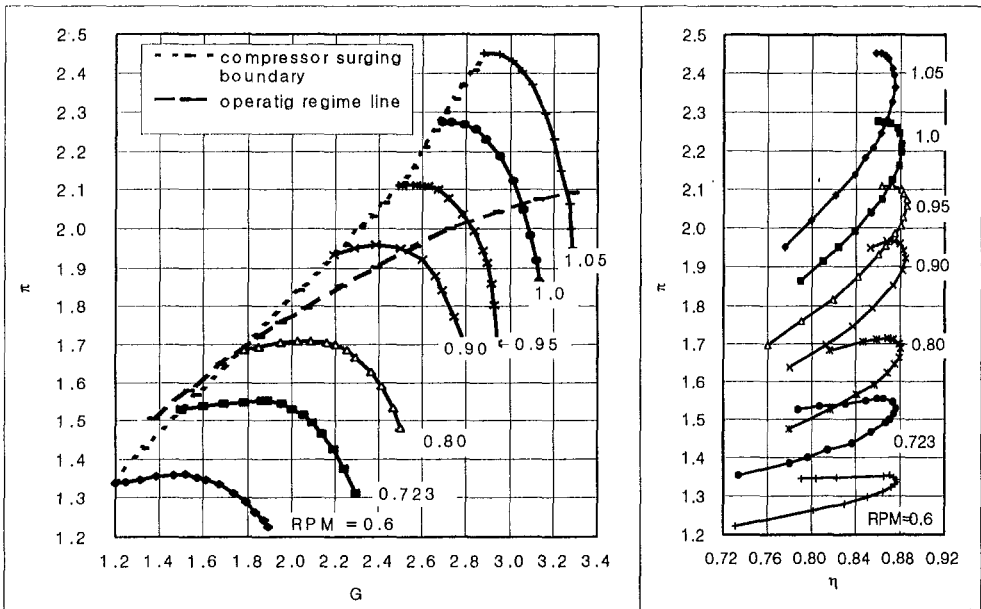


그림 5.2 2차원 모델을 이용한 압축기 성능곡선

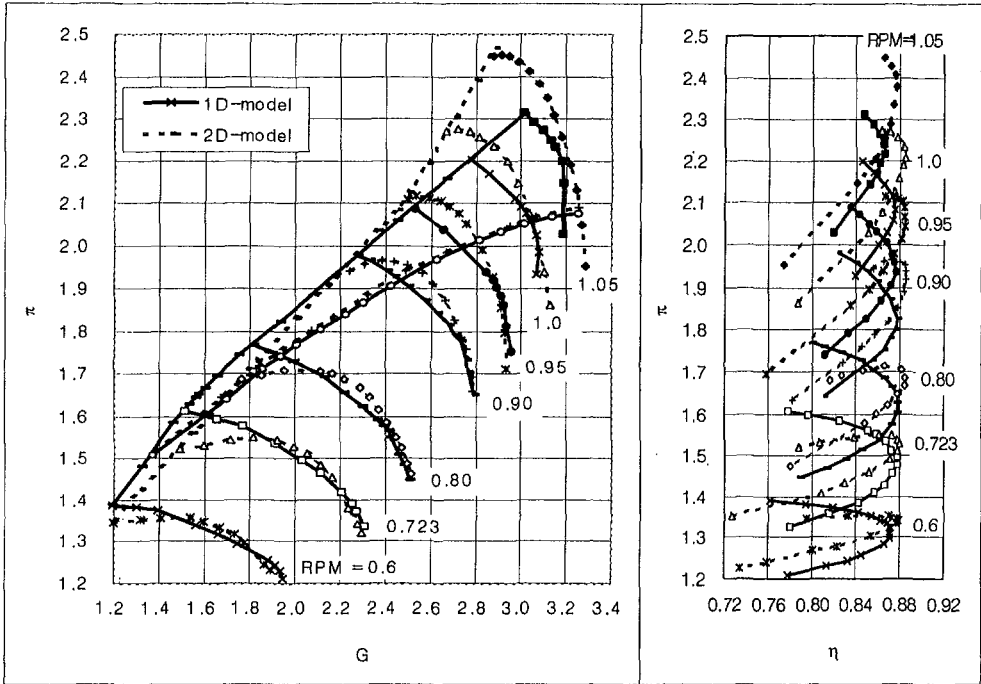


그림 5.3 1차원 및 2차원 모델을 이용한 결과 비교

### 제 3 절 동익의 Untwisting이 압축기 특성에 대한 영향

동익은 stagger angle이 tip 방향으로 감소한다. 원심력에 의한 untwisting은 특히 tip 부근에서 장착각(mounting angle 혹은 stagger angle)이 증가하게 되며 결국 tip에서의 블레이드 edge 부분이 반경방향으로의 변위가 최대가 된다. 정량적인 블레이드 untwisting이 강도해석으로 수행되었다. 뒤에서 기술될 것이지만 결과를 보면 설계점 속도에서 tip 부근의 untwisting은 1단 동익의 경우  $0.91^\circ$  이고 2단 동익의 경우  $0.71^\circ$  이다.(hub에서는  $0^\circ$  )

Untwisting에 의한 압축기 성능예측이 'optics' 소프트웨어에 나타나 있으며 그림 5.4에 제시되었다. Untwisting은 압력 및 유량의 증가(1.7%, 0.05kg/s)를 가져오며 최대 효율에 있어 미량의 증가를 가져온다. 참고로 fan의 경우를 예를 들면 tip에서 450 ~ 500m/s의 속도를 가질 경우 그리고 작은 relative hub 직경을 가질 경우 세장비에 따라 다르지만 통상 untwist각은 약  $2 \sim 3^\circ$  에 이른다. 통상적으로 untwisting 각을 감안하여 제설계를 수행하나 본 연구에서는 그림 5.4에 나타난 바와 같이 untwisting의 영향이 크지 않고 효율과 스톨마진을 유지하는 가운데 유량의 증가를 갖는 것은 팁간극과 동익 elongation에 의한 유로 effective 면적을 줄이는 것을 보상할 수 있어 오히려 좋다고 판단된다. 또한, 특히 헬기의 경우 블레이드의 마모가 발생하기 쉬우므로 충분한 유량의 보유는 바람직한 것이다.

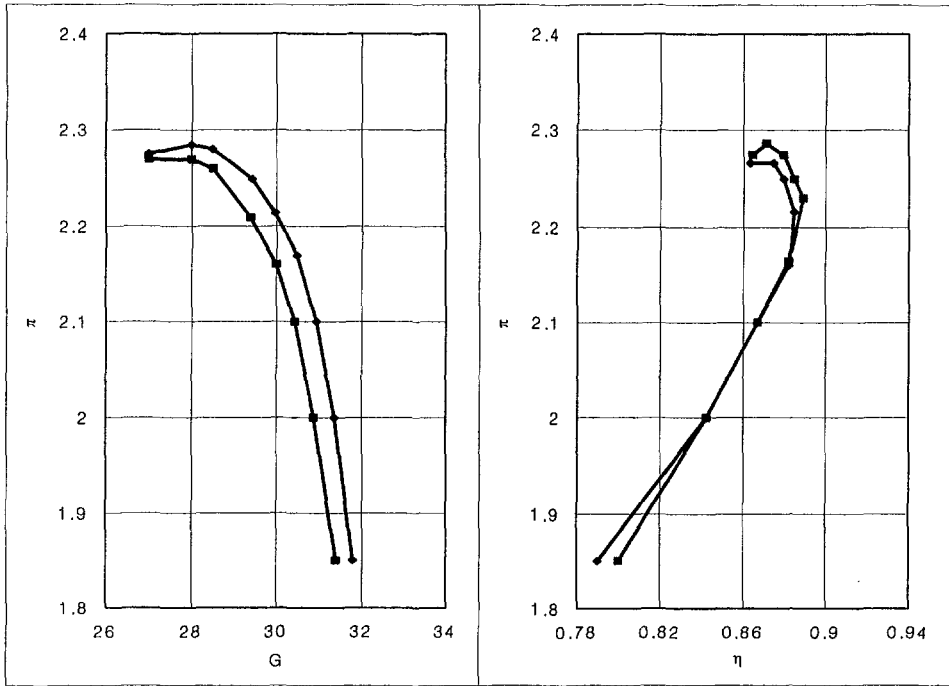


그림 5.4 블레이드 Untwisting이 압축기 성능에 미치는 영향 예측

## 제 6 장 압축기 최종형상을 위한 강도 해석

### 제 1 절 축류압축기 강도해석의 검토

강도해석시 응력, 고유진동 모드의 계산이 수행되었으며('Blade' 소프트웨어) 또한, disk와 lock에 대한 탄성 정응력의 계산이 수행되었다('Wheel' 소프트웨어). 탄성응력의 계산시 회전체는 탄성회전체로서 대칭의 선형적 shell 구조로 가정되었다. 해석방법으로는 Kihgof-Lyava 가설을 근거로 4각의 4 node를 가질 임의의 shell 구조로 하여 energy method가 사용되었다. 변위벡터는 회전체 좌표계에서 결정되며 bicubic ermit spline으로 근사값을 도출하였다. 체결부(lock-on)의 강도해석이 또한 수행되었고 이때 면접촉 해석 및 동적 특성 해석이 수행되었다. 1단계 강도해석에 관해서는 전술한 바 있으며 이때 기본적인 설계결과와 정응력의 최적화 결과가 제시되었다. 1단의 최대등가응력(Max. equivalent stresses)이 표 6.1에 도출되었다. 이를 검토해보면 정적강도는 매우 큰 폭의 여유를 갖는 것으로 나타나며 따라서, 최종형상 도출시 블레이드 root에서의 두께를 줄이는 방안이 고려되었다. 1단계 해석시 공진 특성을 검토하기 위해 동적특성 해석이 수행되었다. 그림 6.1 ~ 6.3은 블레이드 공진 도표를 나타낸다. 1단 동익의 경우를 보면 1차 진동모드는 3차 harmonic과 idle 운전영역에서 공진 함을 알 수 있다. 결국 최종형상에서는 이 공진을 다른 영역으로 옮겨야 할 것이다. 그림에 나타난 2차, 3차 진동모드는 8차 이상의 harmonic에서 공진하므로 무시할 수 있다. 전방부와 후방에 위치하는 정익에 의한 위험한 plate resonance 또한 idle 영역 쪽으로 이동시키는 것이 바람직하다. 정익의 제작상 최소한의 두께 한계로 현재보다 hub가 두꺼워질 것이므로 plate resonance는 여기서 결정될 수 없고 제작후의 재검토가 필요하다.

Blade, disk, lock 등의 해석을 수행하기 위해 다음과 같은 설계개념을 고수하

였다.

- 1단 동익의 hub면은 blade와 결속된 flat form으로 함.
- 1단 동익 root는 두께는 변하나 납작한 extension foot로 함.
- 2단 rotor는 hub면이 disk bulge로 구성됨.
- Disk와 블레이드의 lock-on 체결은 dovetail로 함.
- 동익 root는 편평한 면을 가짐.
- 블레이드 root 밑면은 압축기 축과 평행하게 함.
- 2단 동익 airfoil부는 root와 직접 연결됨.
- 블레이드 축방향 고정은 root의 입구부에서 함.

정익의 casing 고정을 위해 정익 장착각을 변화시킬 수 있도록 하여 root를 cylindrical roller형으로 하였다. Root는 정익과 함께 생성되도록 하였으며 tip 부의 중간에 위치한다. 동익과 disc는 티타늄합금으로 제작되고 이는 동익의 무게를 줄여 축의 critical speed를 낮추기 위해 필요하다. 정익은 steel로 제작된다. 제작상의 재료가 표 6.2에 나타나있다. 강도해석시 공기 압축에 의한 온도변화가 없으므로 재료의 특성변화는 없다고 가정하였다. 강도해석이 고도 20, 마하수 0, 회전수 41,500rpm에서 수행되었다. 블레이드가 받는 구조적 공력 부하 해석은 공력해석 결과를 토대로 수행하였고 그림 6.4는 공력하중 분포의 등고선을 나타낸다.

표 6.1 초기해석에 의한 최대 등가응력 및 정응력 보유율

	$\sigma_b$ , $kg/mm^2$	Max, equivalent stress, $kg/mm^2$		Reserve of static strength	
		Pressure side	Suction side	Pressure side	Suction side
Rotor 1	100	26.0	25.7	3.8	3.9
Rotor 2	100	21.7	21.0	4.6	4.8
Stator 1	100	5.1	4.9	20.0	20.0
Stator 2	100	10.6	7.7	9.4	13.0

표 6.2 사용재료 관련 물성치

	$\rho, g/mm^3$	$E, kgf/mm^2$	$G, kgf/mm^2$	$\sigma_b, kgf/mm^2$	$\delta, \%$
VT8	0.00448	12000	4615	100	10
1H17N2	0.0078	20000	7692	110	10

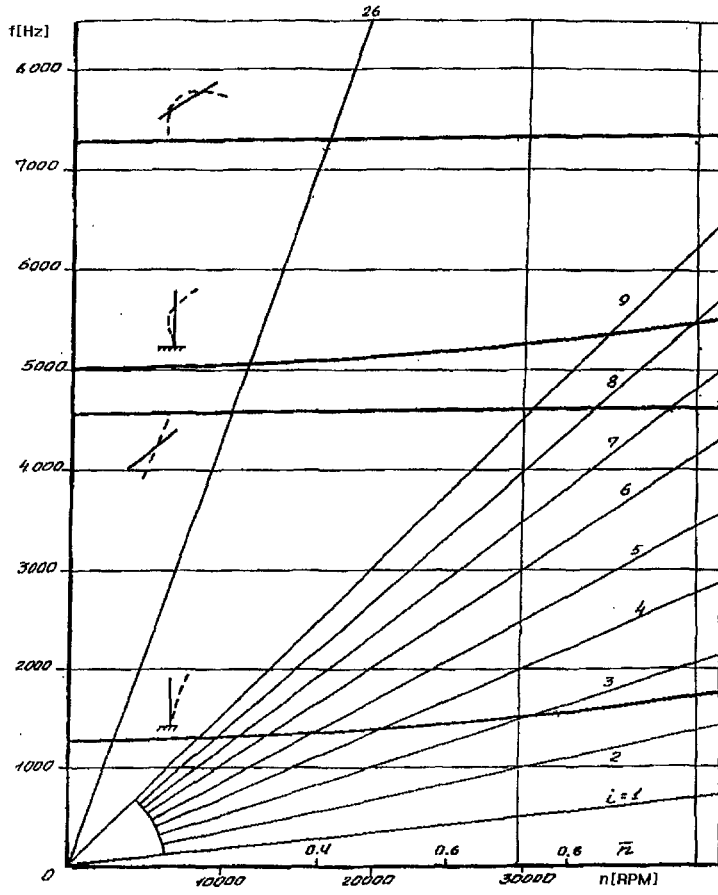


그림 6.1 1단동익의 Cambell diagram(초기형상)



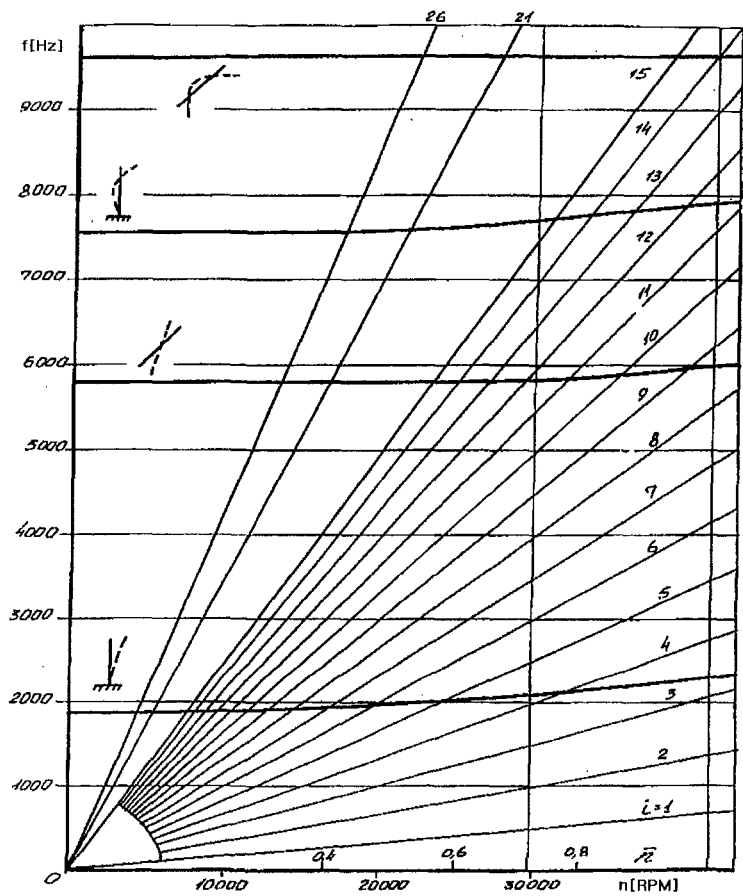


그림 6.2 2단동익의 Campbell diagram

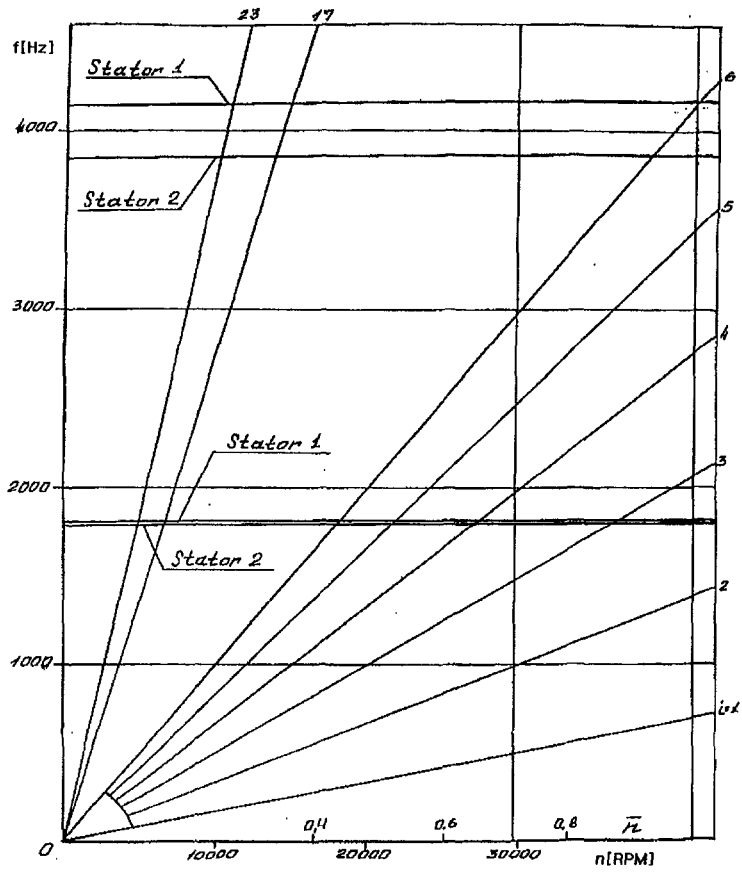


그림 6.3 1단/2단 정익의 Campbell diagram

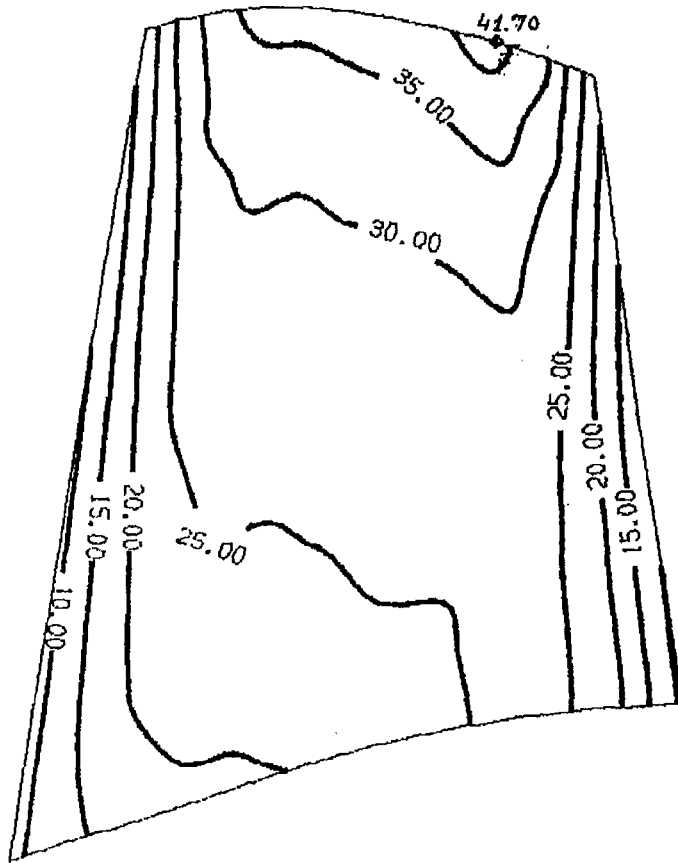


그림 6.4 1단동익의 공력부하 분포

## 제 2 절 구조 설계기법 및 정응력 최적화

### 2.1 설계기법

그림 6.5에 1단 동익의 계산격자계가 제시되었으며 airfoil, foot, root의 크게 3 부분으로 구분된다. Airfoil과 foot의 mid는 탄성매체 강도를 설정하여 수행하였다. Root의 하부는 다음과 같은 경계조건을 주어 disk groove에서 root가 shift 되지 않도록 root의 고정을 모사한다.

- Z축 그리고 root면과 수직방향으로 선형적으로 변위가 있음.
- root축을 따라 회전이 있음.
- 입구부에서 root축을 따라 선형적으로 변위가 있음.

그림 6.6에 나타난 바와 같이 2단 동익의 경우 foot가 없고 root와 airfoil이 직접 연결되어있다. 그림 6.7 ~ 6.8에 보이듯이 정익의 설계는 airfoil부 하나이다. 경계조건은 tip부에 x, y, z 방향으로 선형변위가 그리고  $\alpha_1$  좌표에 대해 각 변위가 없도록 하였다. 동익의 lock-on 체결은 좌우 bulge, rim의 양옆과 mid 그리고 root로 이루어진다.(그림 6.9, 6.10)

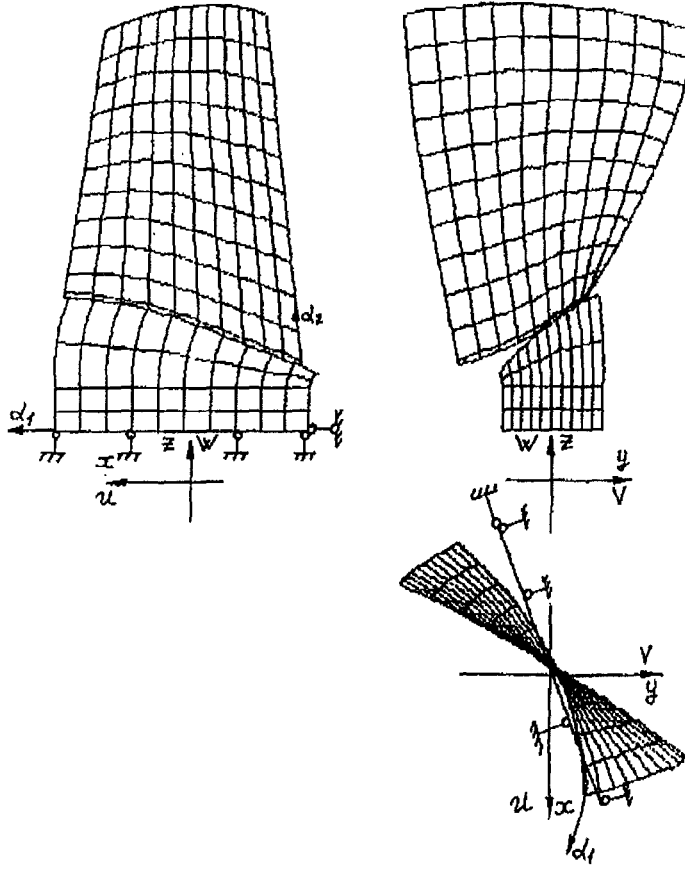


그림 6.5 1단동역의 계산 격자

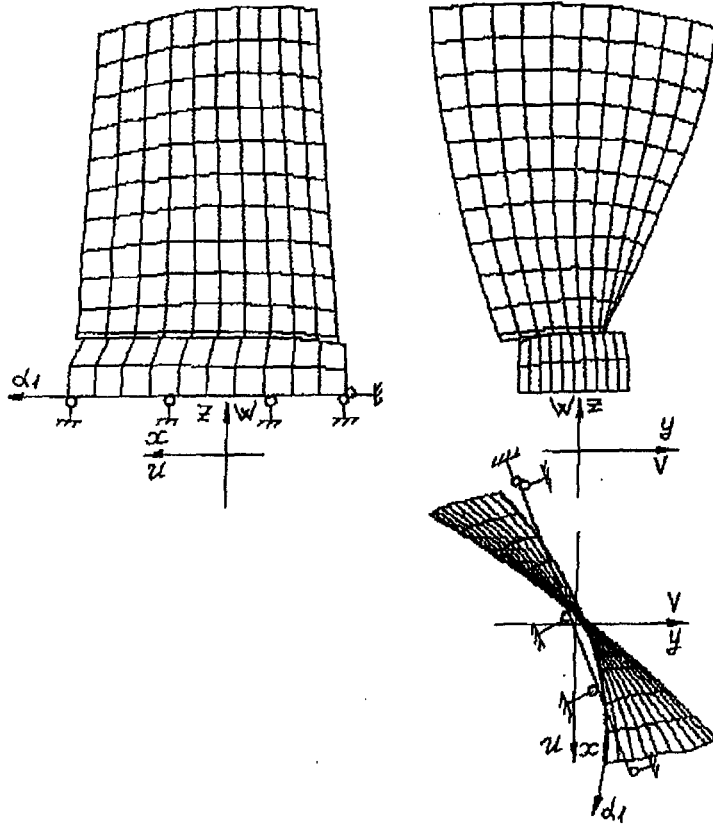


그림 6.6 2단동익의 계산 격자

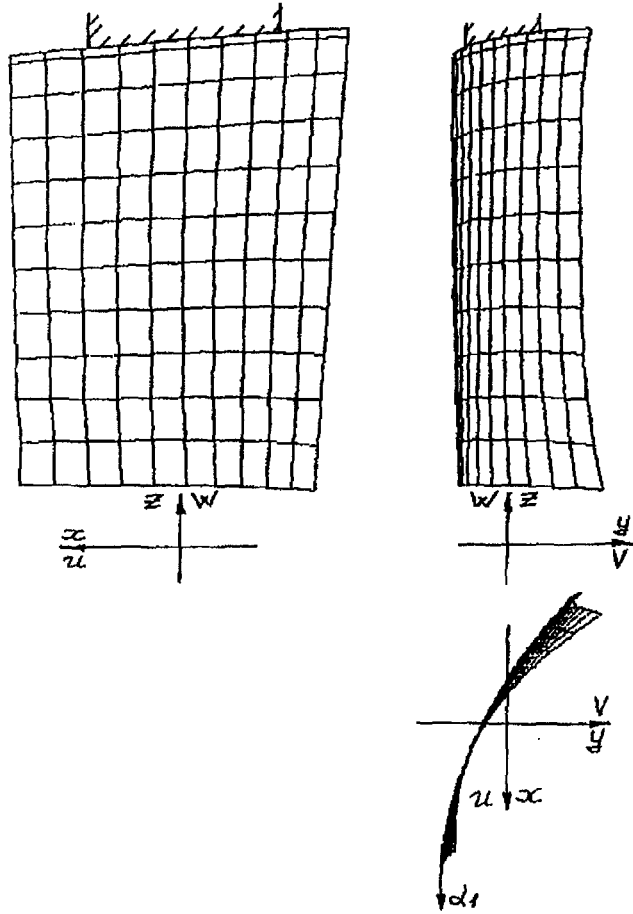


그림 6.7 1단정익의 계산 격자

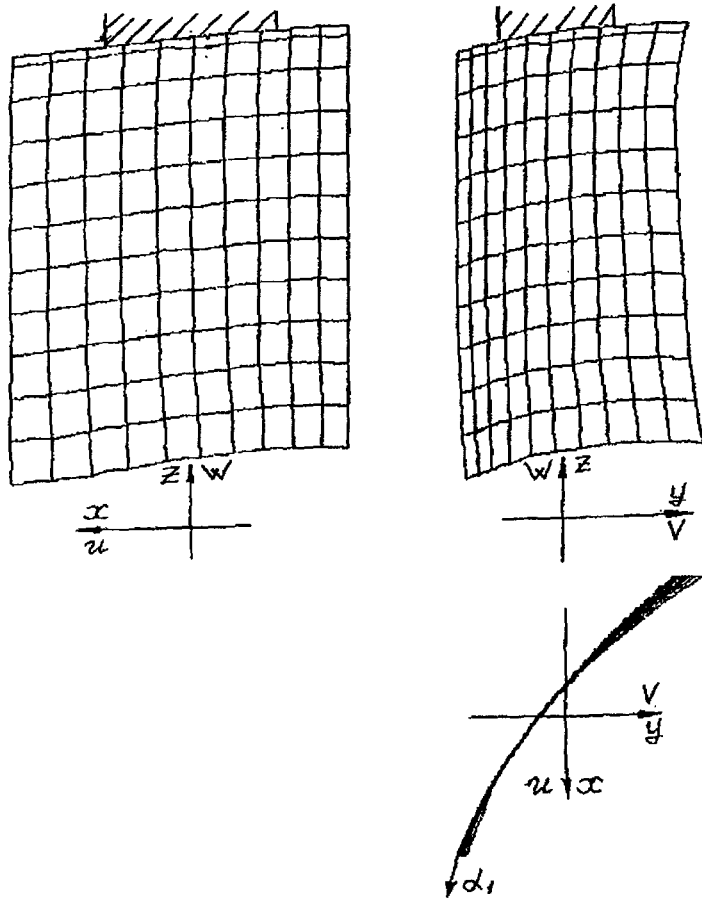


그림 6.8 2단정익의 계산 격자



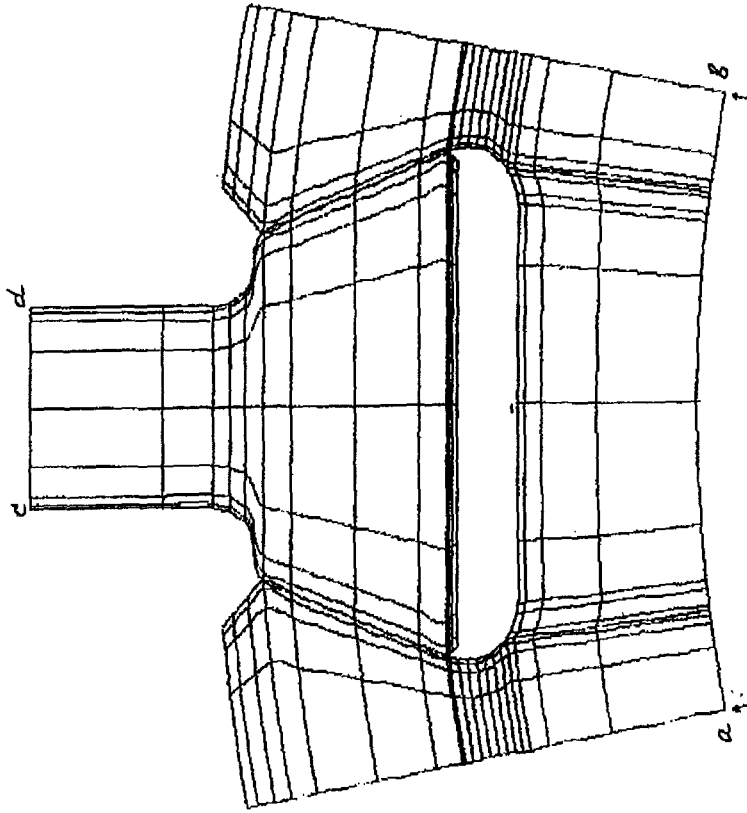


그림 6.9 1단동익의 dovetail 계산 격자

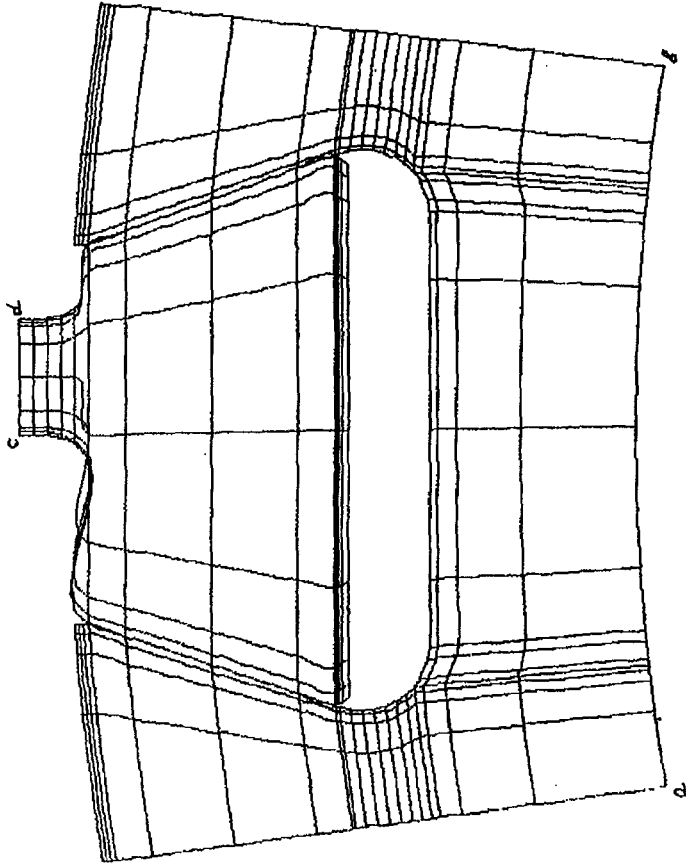


그림 6.10 2단동의 dovetail 계산 격자

## 2.2 원주좌표계에 대한 블레이드부의 최적 위치

1단계 설계에서는 블레이드 축이 반경방향 위치에 놓여 있었으나 이 경우 최대응력이 root의 한쪽으로 집중되게 된다. 응력을 줄이기 위해서는 양쪽 면으로 같은 응력을 갖게 함으로써 블레이드에 힘이 고루 분산되도록 하여야 한다. 이를 위해서는 블레이드 section의 원주 방향으로 shift 되도록 하면 가능하다. 결국 블레이드 면에 수직 방향으로 작용하는 공력과 균형을 이루는 원심력으로 발생하는 굽힘 모멘트가 변하게 된다. 원주방향 위치는 형상설계와 구조강도해석 소프트웨어간의 반복적 계산으로 도출된다. 우선 xz면이 chord 한가운데를 지나도록 한다. 이는 CKC 값이 0.5가 되는 위치이다. 반복적 계산 수행후 양축의 최대응력이 동일해지는 위치가 도출된다.

본 연구에서 대상으로 하는 압축기의 CKC 값은 표 6.3과 같다. 다음으로는 1단 동익의 extension foot 크기를 결정한다. 본 연구에서는 구조적 단순성을 추구하여 extension foot를 편평하게 하였다(그림 6.11). Foot의 원주방향 위치는 root와 같도록 하였다. 원주방향 변화와 foot의 두께 조절로 foot의 응력도 최적화 하였다. Foot의 원주방향으로의 최적화는 root와 disk bulge의 응력을 감소시킨다. 비교적 작은 값의 foot 높이와 충분한 두께로 foot는 airfoil부로의 응력영향이 무시할 만하다. 즉, 1단 로터의 foot는 원주방향 위치의 영향이 별로 없다는 것이다. Root 크기는 root와 disk bulge가 비슷한 응력값을 갖도록 선정한다. 그러나 lock의 크기는 블레이드 root 위치를 고려하여 채택해야 한다. 결국 disk bulge의 응력은 lock에 극심한 응력을 줄 수 있다. 만약 허용치를 넘는다면 lock설계를 변경하거나 블레이드수를 줄여야 한다. 초기 형상의 크기는 경험치로 선정된다. Root 크기가 선정되면 강도해석을 수행하고 최적위치 및 최대원심력이 미치는 곳을 도출한다. 다음으로 root와 bulge의 크기를 설계자와 상의하여 수정하며 lock 강도해석으로 적합여부를 판별한다. 만약 최대 등가응력이 한계치를 초과하면 root와 disk bulge 크기를 다시 수정해야 한

다. 1단계에서는 1단 동익의 lock이 압축기 축과 일정한 각을 유지하도록 하였다. 그러나, disk 관련 상세한 해석결과는 lock의 기울어진 위치 때문에 hub부 위에 바람직하지 못한 축방향 힘이 발생하는 것으로 나타났다. 따라서 lock 설계를 변경하였다. 즉, 압축기 축과 평행하게 놓았으며 lock과 blade의 체결은 foot와 platform으로 하였다. 이 경우 root면상의 블레이드 위치 선정문제를 없애고 lock 크기를 root와 disk bulge 응력만 고려하여 선정할 수 있도록 하였다. Hub의 반경이 일정한 2단 동익의 경우 root는 blade와 직접 연결된다. 제작상의 목적으로 1단과 2단의 root는 유사한 크기로 하였다. 이후 ab가 5.8mm 크도록 하였다(그림 6.12참조). 이 크기는 양측 면의 fillet 반경 및 접촉부의 가공을 고려하여 2단 동익 root부의 위치를 선정의 근거로 정했다. 그후 동익 개수, ab, cg, disk bulge 크기를 고려하여  $\alpha$ 각을  $20^\circ$ 로 선정하였다(그림 6.12). 또한, 접촉면과 groove 밀면의 fillet 반경은 1mm로 하였다. 2단계 계산에서는 root와 disk bulge 크기를 수정하였다. 계산에 의하면 가능 접촉응력은  $2.5\text{kg}/\text{m}^2$ 로 cg 크기는 최소 1mm 까지 가능하다. 그러나 root 높이(ag값)의 감소는 disk bulge에 응력의 집중을 초래하므로 cg를 초기 값으로 유지하였다. 예측된 1단 disk bulge에서의 평균응력은 상당히 높았으며 이는 더 이상의 변화 없이 앞서 선정된  $\alpha$ 값을 유지하여야 함을 나타낸다. 결국 여러 계산수행결과 그림 6.13의 결과로 최종 결정하였다.

표 6.3 블레이드의 원주방향 최적위치 계산 결과

Section No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
CKC rot	0.44	0.47	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49	0.48	0.48	0.47
CKC rot	0.48	0.50	0.50	0.50	0.50	0.49	0.49	0.48	0.48	0.47	0.46

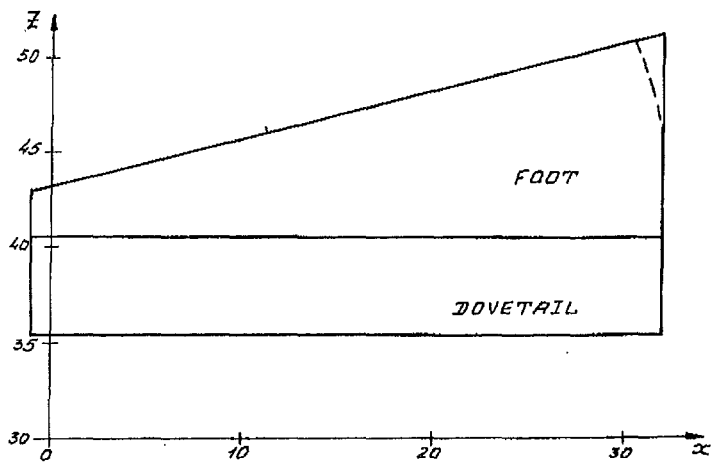
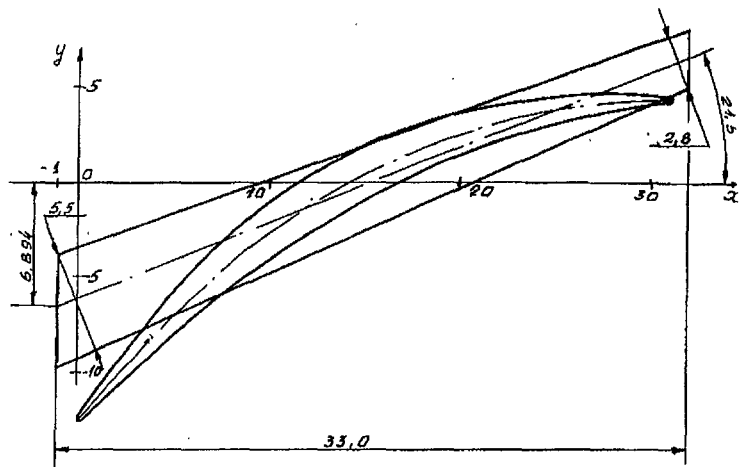


그림 6.11 1단동익의 extension foot

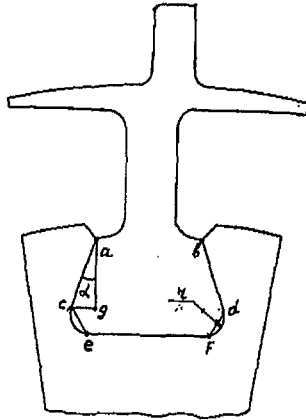


그림 6.12 1단동의 요소

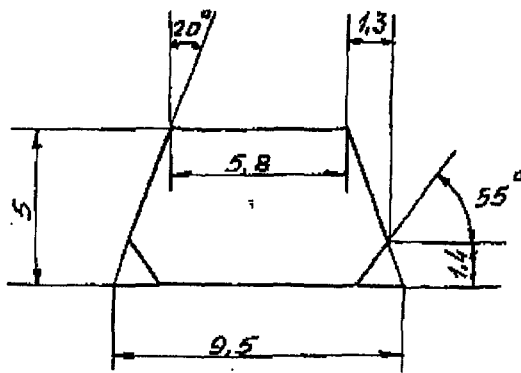


그림 6.13 동익 root의 형상

## 2.3 블레이드의 정응력 해석

### 2.3.1 블레이드 선형 및 각 변형

동익의 정응력 최적화 후의 선형적 변위는 감소한다. 이러한 변위는 형상의 회전과 작은 비틀림에 기인한다. Cantilever형 구조인 정익에서는 선형적 변위는 작은 회전과 shift에 기인한다. 표 6.4은 최대변위와 그들의 평균값을 나타낸다. 또한, 이 부분의 평균회전각이 나타나있다. 이러한 회전각은 평균 untwist각으로 계산된다. 동익면을 따른 untwist각의 변형이 그림 6.14과 6.15에 제시되었다. 각 분포를 분석해보면 작은 변형이 블레이드 tip에서 발생함을 알 수 있다. 그림 6.14에 보이는 바와 같이 축방향 변위는 무시할 만하며 축방향 간극을 고려할 필요가 없음을 알 수 있다. 이미 언급한 바와 같이 최종형상 설계시 평균 untwist각을 보정하지 않았다. 장착 tip 간극을 선정하기 위해서는 블레이드 tip부의 반경방향으로의 선형적 변위가 고려되어야 한다. 동익의 변위는 disk, blade, lock의 변형에 기인한다. 표 6.5는 블레이드와 lock의 변형에 의한 선형적 변위를 나타낸다. 더 상세한 lock 변형은 표 6.6에 나타나있다.

### 2.3.2 응력 받은 상태의 블레이드

그림 6.16 ~ 6.23은 설계점 영역에서의 정응력을 Mises 등가응력의 형태로 나타낸 것이다. 단위는  $1\text{kg/mm}^2 = 10\text{MPa}$ 이다. 표 6.6은 블레이드 양면의 최대 등가응력을 나타내며 정응력 보유량(static stress reserve)을 나타낸다. 초기 변수와 비교해보면 동익에서 최대정응력이 약간 증가했음을 알 수 있다. 이것은 허브부의 변형이 감소를 위해 airfoil과 platform 혹은 root의 fillet 반경을 1.5mm에서 0.6mm로의 감소시킨데 기인하며 총 응력은 같은 값을 유지한다. 정익에서의 응력감소는 제작상의 문제와 동적 특성 변형을 위해 텃부근에서 최대두께를 증가시킨 때문이다. 회전속도 105%의 작동시 정응력 보유량은 10%

하락할 것이나 해석 결과에 의하면 충분한 여유가 있다.

표 6.4 동익의 tip과 정익의 hub에서의 최대 변위

	U, mm		V, mm		W, mm		$\theta$ , deg.
	Maximum	Average	Maximum	Average	Maximum	Average	Average
Rotor 1	-0.34	-0.074	0.25	0.11	0.12	0.072	0.825
Rotor 2	-0.15	-0.03	0.12	0.02	0.04	0.03	0.57
Stator 1	-0.025	-0.025	-0.063	-0.062	0.01	-0.002	-0.001
Stator 2	-0.045	-0.039	-0.069	-0.060	-0.007	-0.002	-0.027

표 6.5 블레이드와 lock 변형에 의한 선형 변위

	Deformation of blades, mm	Deformation of locks, mm
Rotor 1	0.067	0.10
Rotor 2	0.027	0.07

표 6.6 최대 등가응력 및 정응력 보유율

	$\sigma_b$ , $kg/mm^2$	Max, equivalent stress, $kg/mm^2$		Reserve of static strength	
		Pressure side	Suction side	Pressure side	Suction side
Rotor 1	100	33.2	31.7	3.0	3.2
Rotor 2	100	25.7	24.3	3.9	4.1
Stator 1	110	3.5	4.3	31	25
Stator 2	110	5.9	6.6	18	16



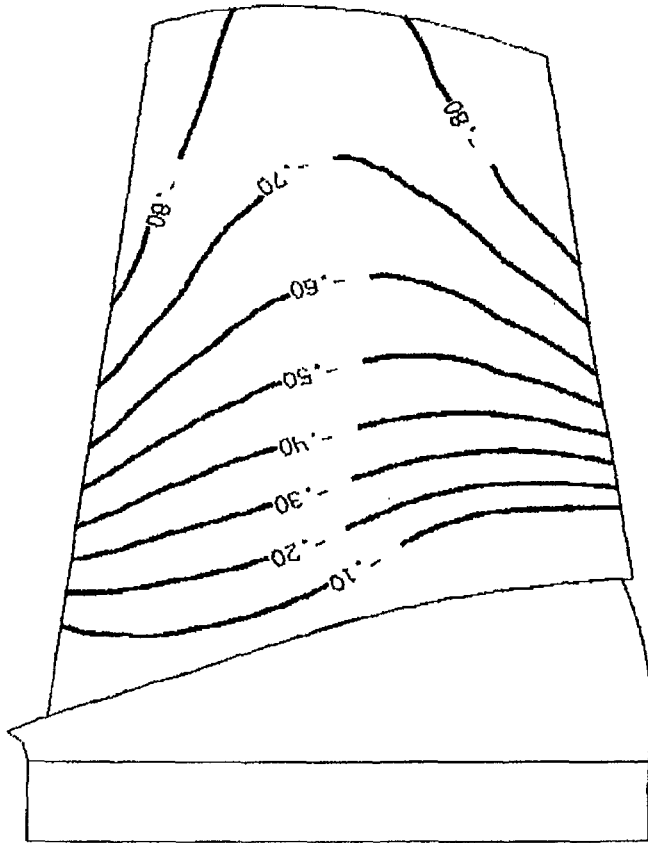


그림 6.14 1단동익의 untwist각 분포

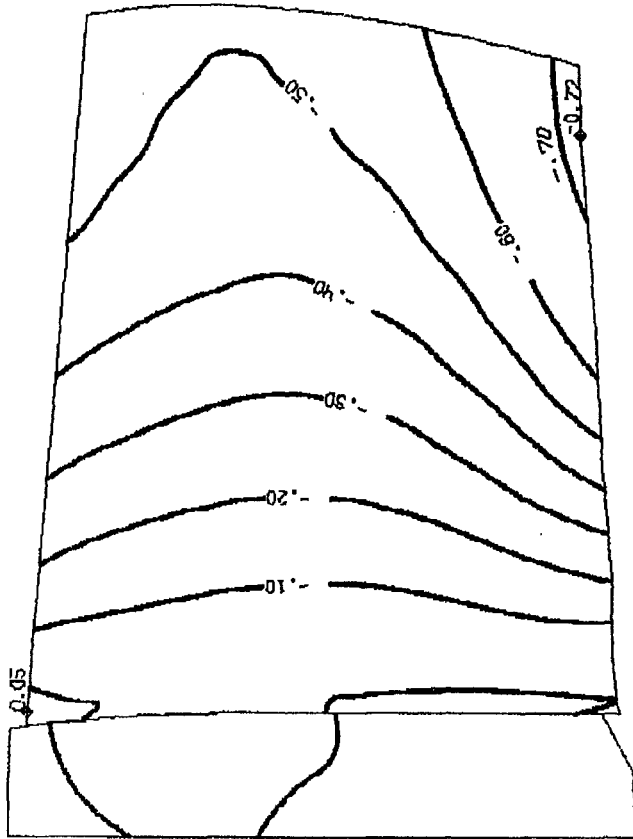


그림 6.15 2단동익의 untwist각 분포

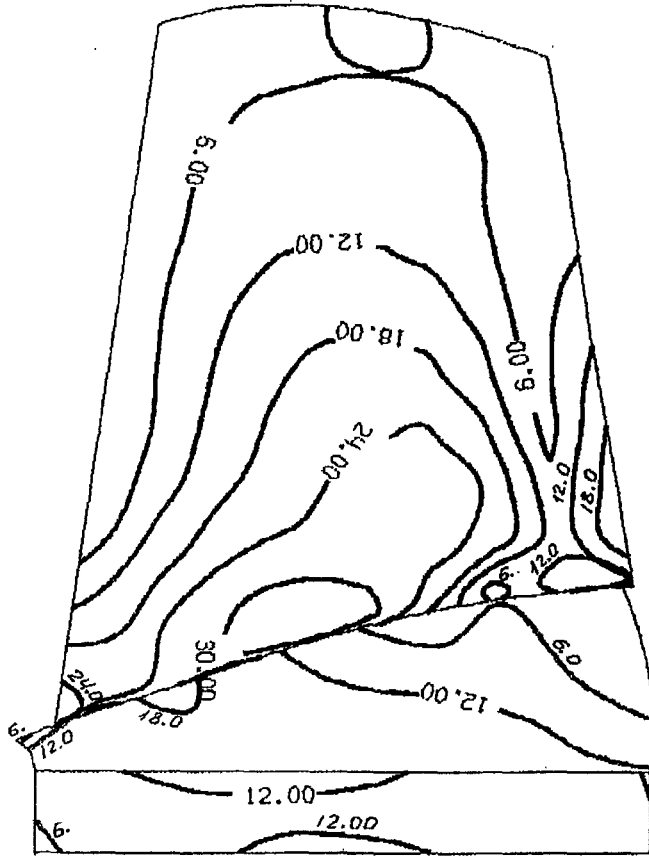


그림 6.16 1단동익의 Mise 응력 분포(Pressure side)

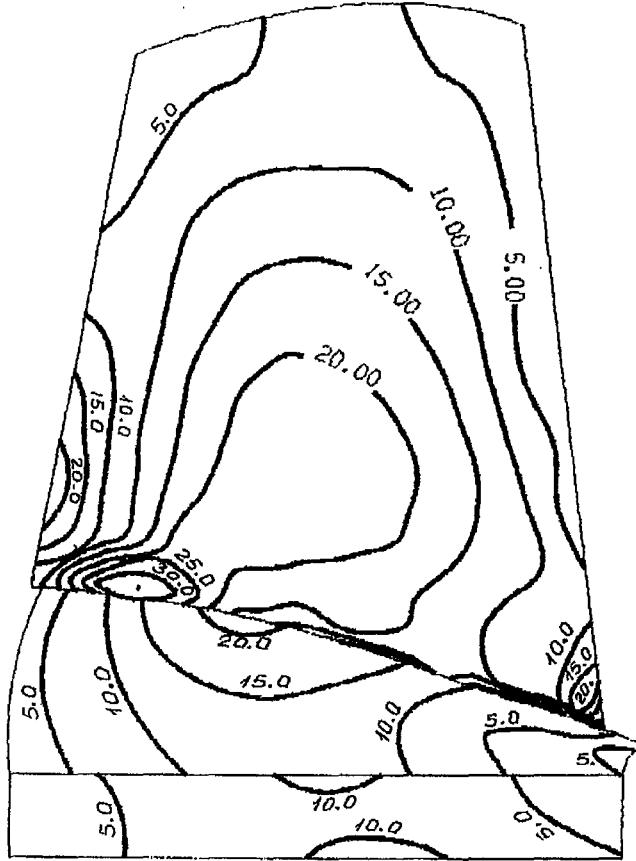


그림 6.17 1단동익의 Mise 응력 분포(suction side)

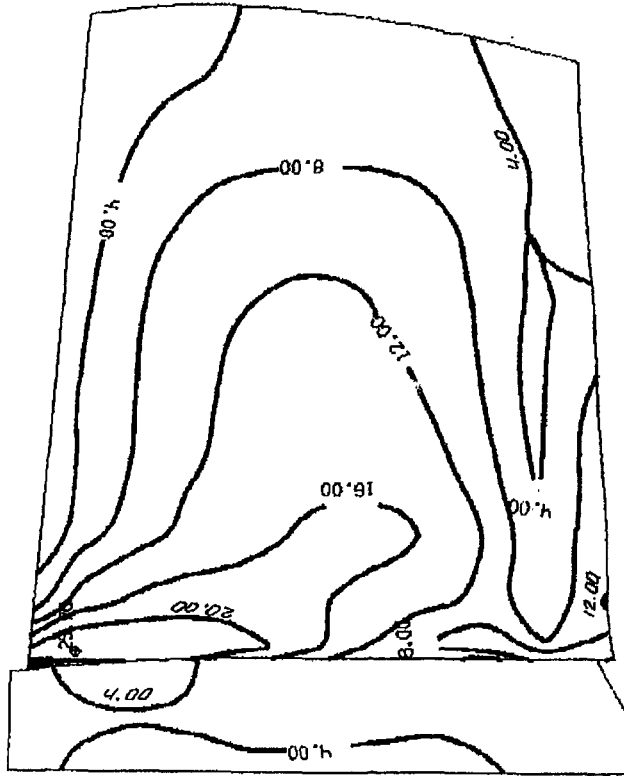


그림 6.18 2단동익의 Mise 응력 분포(Pressure side)

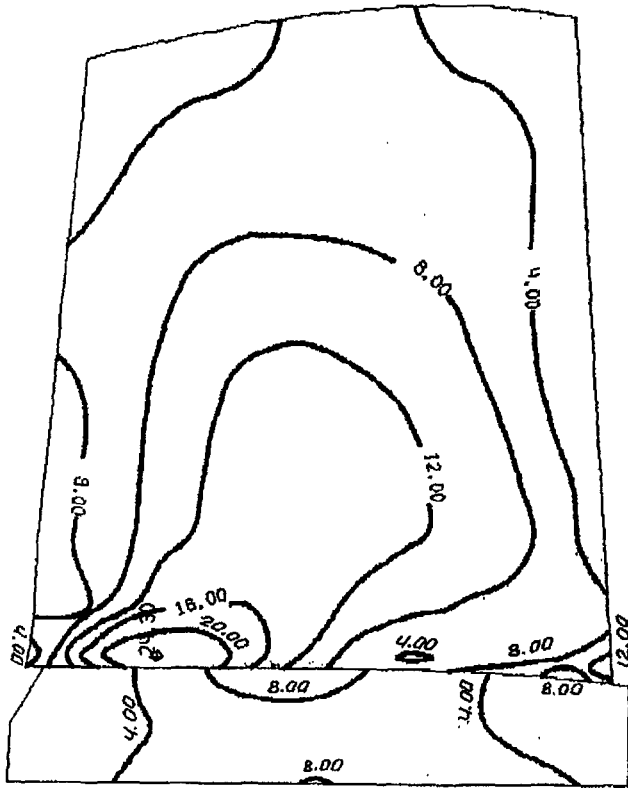


그림 6.19 2단동익의 Mise 응력 분포(suction side)

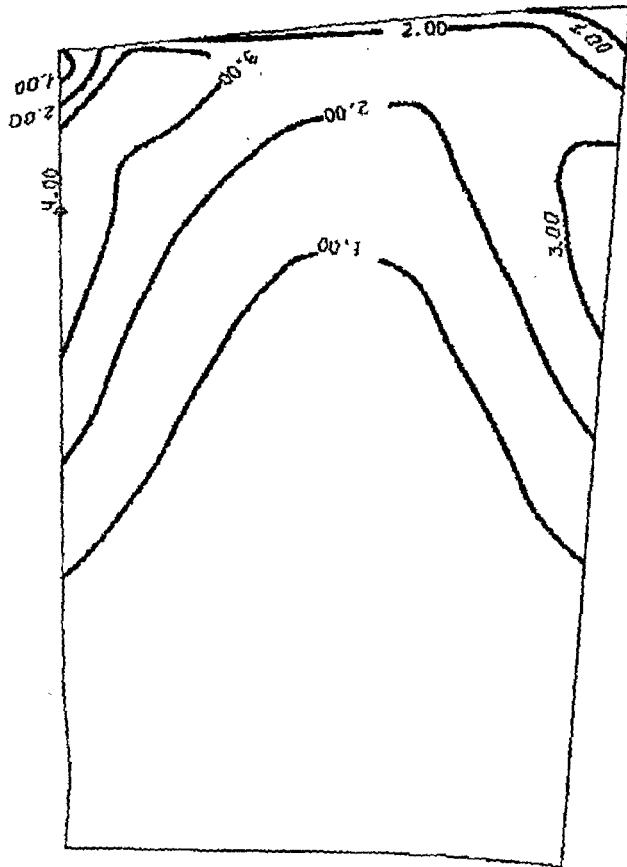


그림 6.20 1단정익의 Mise 응력 분포(Pressure side)

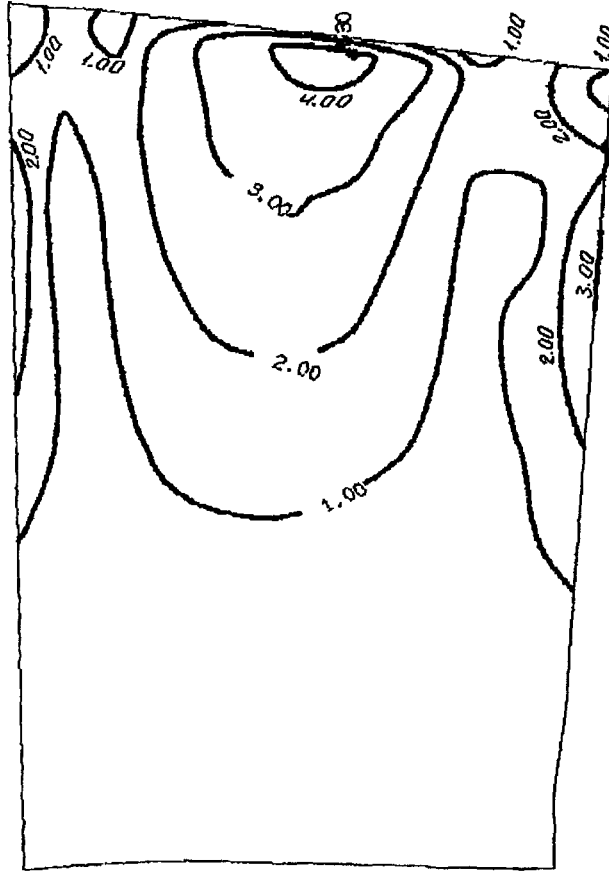


그림 6.21 1단정익의 Mise 응력 분포(suction side)



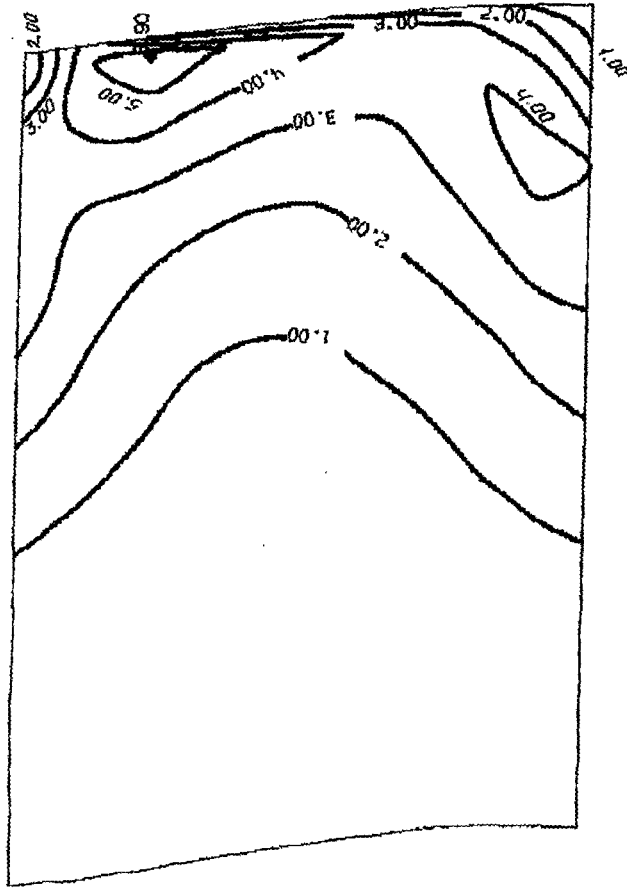


그림 6.22 2단정익의 Mise 응력 분포(Pressure side)

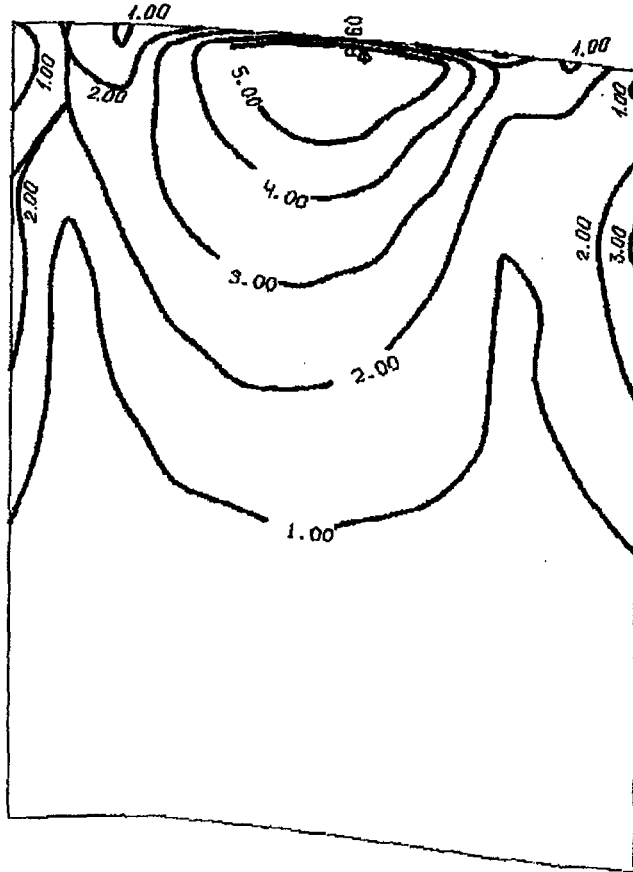


그림 6.23 2단정익의 Mise 응력 분포(suction side)

### 2.3.3 Lock에서의 선형적 변형

그림 6.9와 6.10의 ab arc상의 계산에서 블레이드와 disk의 계산으로 도출된 반경방향 변위를 입력하였다(1단 동익의 lock에서 0.4mm, 2단에서 0.056mm). cd line에서 하중을 입력하였다(1단 lock의 경우 14.9kg/mm, 2단의 경우 14.6kg/mm). 그림 6.24와 6.25는 초기상태와 원심력이 작용하는 상태하에서 경계조건이 주어진 경우의 응력을 받은 상태를 나타내며 root와 bulge에서의 변형을 볼 수 있다. 표 6.5에는 cd선과 ab선의 반경방향 변위 위치를 나타낸다.

### 2.3.4 블레이드 root에서의 응력상태

그림 6.26과 6.27는 root부의 설계점에서의 Mises 등가응력 분포 형태로 정응력 분포가 나타나있다. 이들 그림으로부터 최대응력은 airfoil로부터 root 방향으로 분포한다. 표 6.7는 최대 등가응력과 강도 보유율을 나타낸다. Lock의 정응력 보유율은 1.5를 넘어야 하며 이를 만족함을 알 수 있다.

표 6.7 최대응력 집중부의 최대 등가응력과 정응력 보유율

	$\sigma_b$ , $kg/mm^2$	Max. equivalent stress, $kg/mm^2$		Reserve of static strength	
		Point A	Point B	Point A	Point B
Rotor 1	100	35.8	52.3	2.8	1.91
Rotor 2	100	36.9	32.6	2.7	3.1

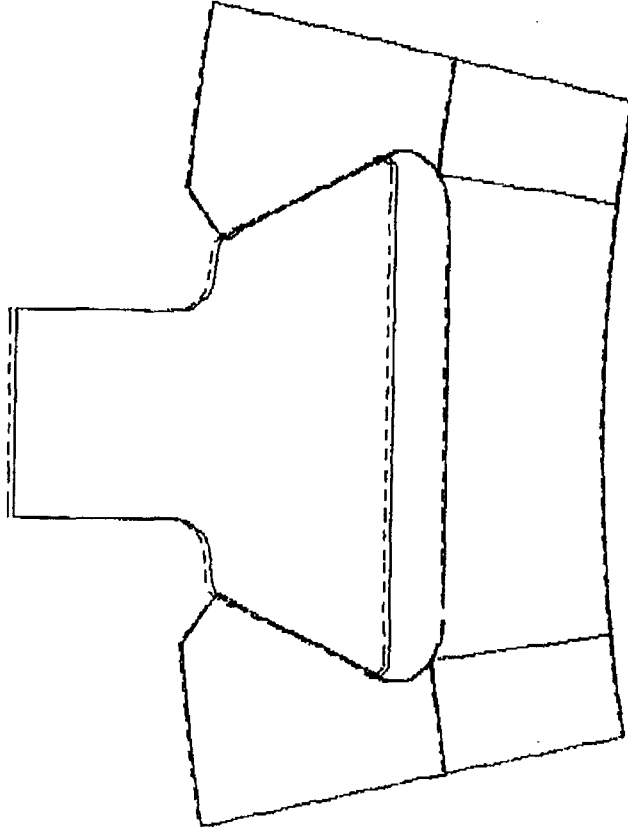


그림 6.24 1단동의 dovetail부의 변형

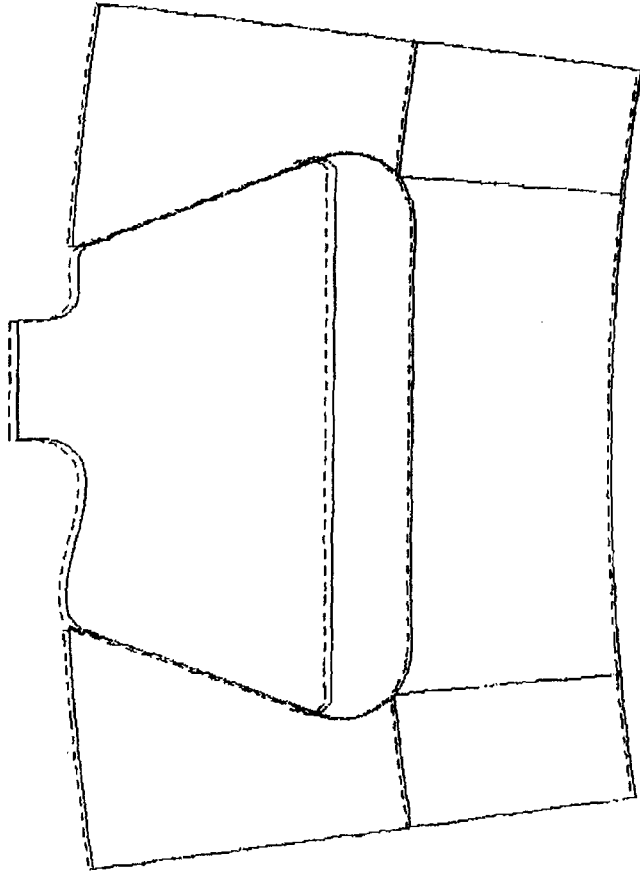


그림 6.25 2단동의 dovetail부의 변형

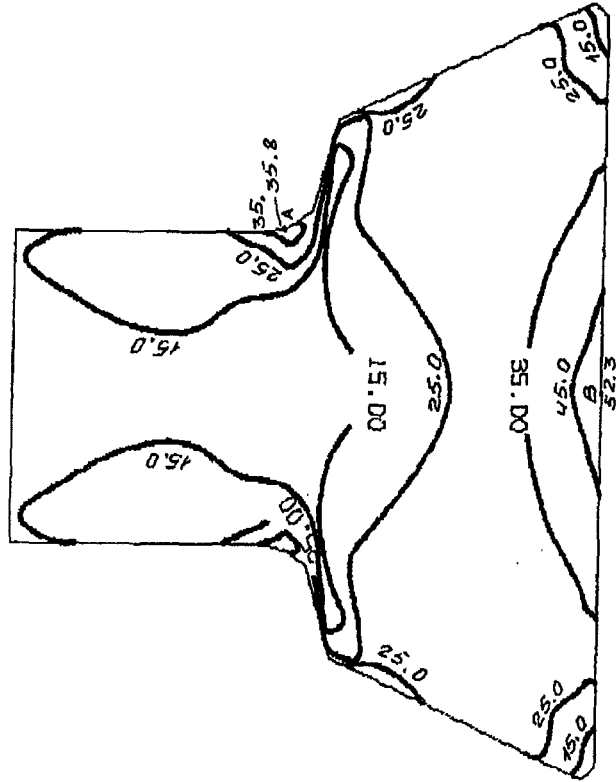


그림 6.26 1단동의 root부의 Mises 응력 분포

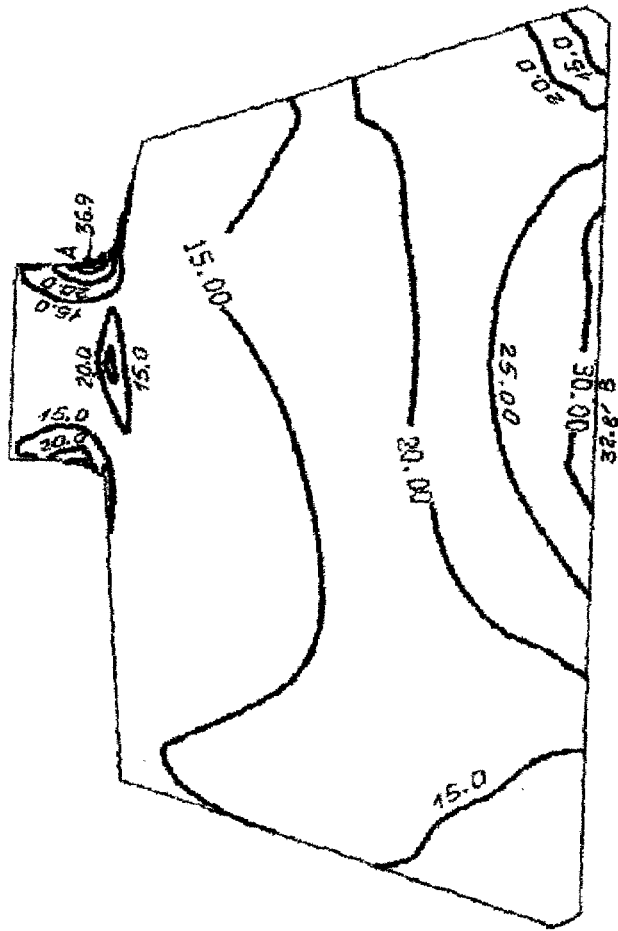


그림 6.27 2단동의 root부의 Mises 응력 분포

### 제 3 절 동특성을 고려한 수정

#### 3.1 블레이드 반경방향 두께 최적 분포

블레이드의 정용력 보유율을 유지하는 상태에서의 바람직한 동특성을 얻기 위한 두께 분포의 최적화를 수행하였다. 우선 공력분포, 제작상의 제한, tip 속도, 블레이드 재질을 고려 경험에 의한 두께 분포를 설정하고 블레이드 특성해석을 수행한다. 만약, 도출된 1차 진동특성이 수용할 수 없는 값이어서 두께의 수정이 필요할 경우 블레이드 높이에 따른 chord 분포를 변화시켜야 할 것이다. 만약 수용할 수 있는 값이라면 정용력을 최적화하고 동특성을 다시 수행하여 검증하여야 한다. 다음 단계로는 공진 특성이 주운용 영역에서 벗어난 곳에 위치하도록 블레이드 높이에 따른 두께 분포를 최적화 하는 것이 필요하다. 만약, 이것이 불가능하다면 공진 특성을 공력하중이 작은 영역으로 위치시키는 것이 필요하다. 블레이드 두께 분포의 과정은 'Profile'과 'Blade' 소프트웨어로 수행된다. 각각의 반복수행시 높이에 따른 최대두께 분포를 설계자가 입력해야 한다(CMX 변수).

본 연구에서는 결국 표 6.8과 같은 두께 분포를 도출하였다.

표 6.8 블레이드 높이 방향으로의 최적 두께 분포

Point No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Rotor 1	7.00	5.70	4.80	4.40	4.20	4.10	4.00	3.90	3.60	3.30	3.00
Rotor 2	8.00	7.10	6.35	5.60	4.90	4.25	3.80	3.45	3.26	3.10	3.00
Stator 1	5.45	5.45	5.45	5.47	5.52	5.62	5.82	6.10	6.46	6.91	7.5
Stator 2	5.645	5.680	5.715	5.751	5.785	5.820	5.856	5.893	5.947	5.962	6.000



### 3.2 공진 diagram

그림 6.28 ~ 6.31는 블레이드의 공진 diagram을 나타낸다. 이 도표는 원주 방향 유동의 불균일에 의한 첫 6개의 위험모드와 전후의 회전하는 블레이드 갭수에 의한 harmonic을 나타낸다. 중간영역에서의 frequency 계산은 원심력과 공력이 비례하는 것으로 가정하였다. 표 6.9는 설계점 회전속도에서의 블레이드 진동과 보유율(reserves)을 해당하는 harmonic에서의 frequency와 비교하였다. 표에 나타난  $D_1$ 은 고유진동과 하위진동과의 차를 고유진동으로 나눈 값이며  $D_2$ 는 상위진동을 사용한 값이다. 공진 도표와 표 6.9로부터 1단 동익은 1차 진동모드에 대해 전 영역인 72% ~ 100% 회전속도에서 안전하다. 7차와 더 높은 진동모드는 위험하지 않은 모드이므로 무시할 수 있다. 블레이드 개수에 의한 26차 plate-like 공진은 작동영역과 떨어져 있어 안전하다. 공진 도표의 분석은 2차와 3차 진동특성의 작은 차이를 보인다. 이는 제작상 오차에 의해 굽힘과 비틀림에 의한 떨림 현상의 위험한 작동을 예측케 한다(72% 회전속도시 7.4%, 100% 회전속도시 9.6%). 이러한 진동은 제작 후 제작오차에 의해 6% 이내에 들지 않도록 검토해야 한다. 2차 동익의 공진 도표를 보면 75% ~ 80% 에서의 4차 harmonic의 공진이 예상된다. 이러한 이유로 블레이드에 strain gauge로 이 영역에서의 시험운전시 검토해야 한다. 만약 이 공진 현상이 시험시 나타나면 이 영역에서의 운전시간을 줄여야 하며 아니면 4차 harmonic의 원주방향 불균밀도를 줄여야 한다. Plate like 공진인 21차 harmonic은 운전 천이영역에서 나타날 것으로 예측된다. 그림 6.30과 6.31에 나타난 바와 같이 정익의 공진 특성은 3차 harmonic에서 발생할 것으로 보인다. 17차와 23차 harmonic에 의한 공진은 운전영역에서 없을 것으로 보인다.

표 6.9 회전속도에서의 블레이드 진동 및 보유율

	$f_1, \text{Hz}$	$\frac{D1\%}{i}$	$\frac{D2\%}{i}$	$f_2, \text{Hz}$	$\frac{D1\%}{i}$	$\frac{D2\%}{i}$	$\frac{1}{n}$	$f_u, \text{Hz}$	$\frac{D1\%}{i}$	$\frac{D2\%}{i}$
Rotor 1	1568	$\frac{11.7}{2}$	$\frac{32.3}{3}$	4428	$\frac{6.3}{6}$	$\frac{9.3}{7}$	0.72	7222	-	$\frac{7.9}{26}$
Rotor 2	2323	$\frac{10.7}{3}$	$\frac{19.1}{4}$	5936	$\frac{6.8}{8}$	$\frac{4.9}{9}$	0.72	9506	-	$\frac{10}{21}$
Stator 1	1522	$\frac{9.1}{2}$	$\frac{36.0}{3}$	3728	$\frac{7.2}{5}$	$\frac{11.0}{6}$	1.0	17418	$\frac{8.6}{23}$	-
Stator 1	1503	$\frac{8.0}{2}$	$\frac{38.0}{3}$	3794	$\frac{8.8}{5}$	$\frac{9.4}{6}$	1.0	16874	$\frac{5.7}{23}$	-

### 3.3 블레이드 진동 특성

그림 6.32 ~ 6.41는 설계된 압축기의 가장 극심한 진동 모드를 나타낸다. 설계점에서의 1차 진동모드와 plate-like 진동모드가 블레이드 면과 수직방향의 등변위로 나타나 있다. 그 외에도 1단 동익에 대한 2차, 3차 진동모드에 의한 최대변위가 나타나 있으며 모두 최대변위가  $\pm 1.0$  이내이다. 1차 진동모드는 section이 회전하는 것으로 나타나 있으며 1단 정익을 제외한 plate-like 진동모드가 또한 잘 나타나 있다.

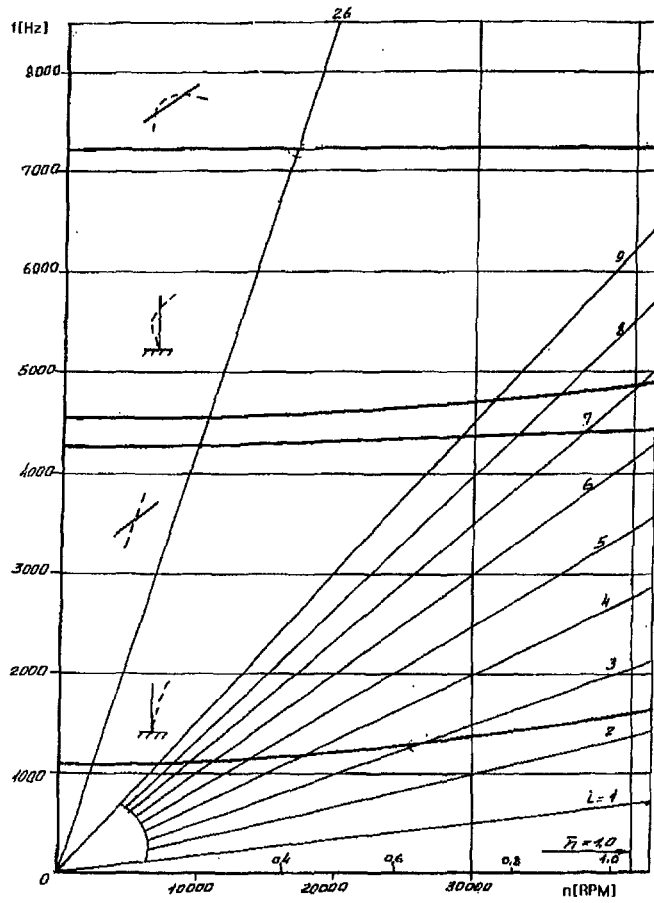


그림 6.28 1단동익의 Campbell diagram

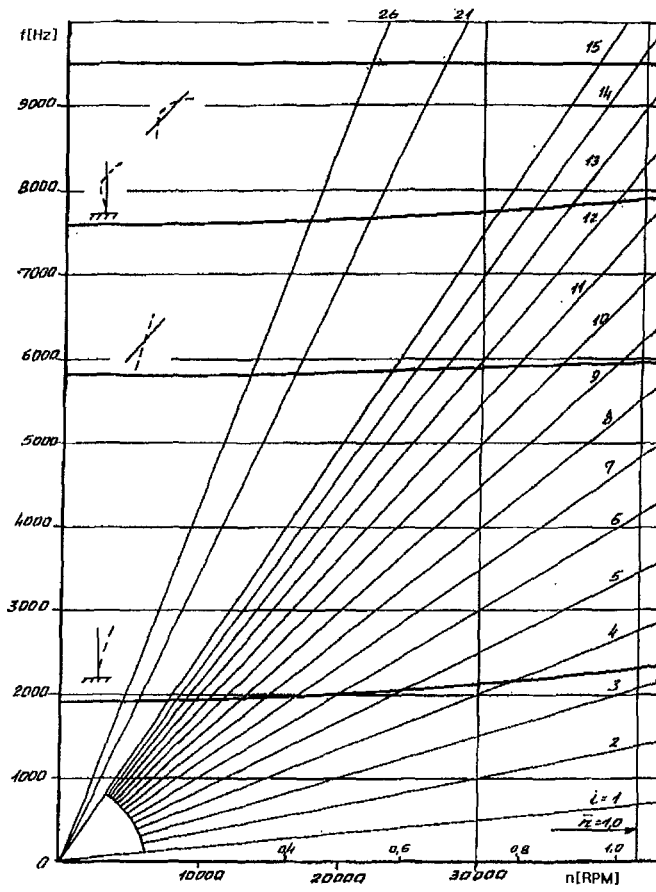


그림 6.29 2단동익의 Cambell diagram

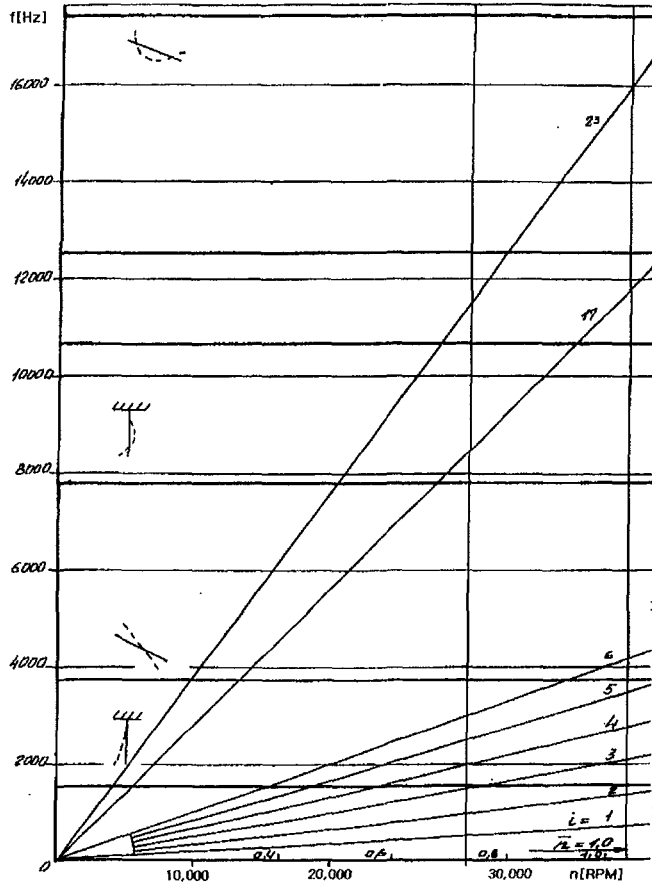


그림 6.30 1단정의 Cambell diagram

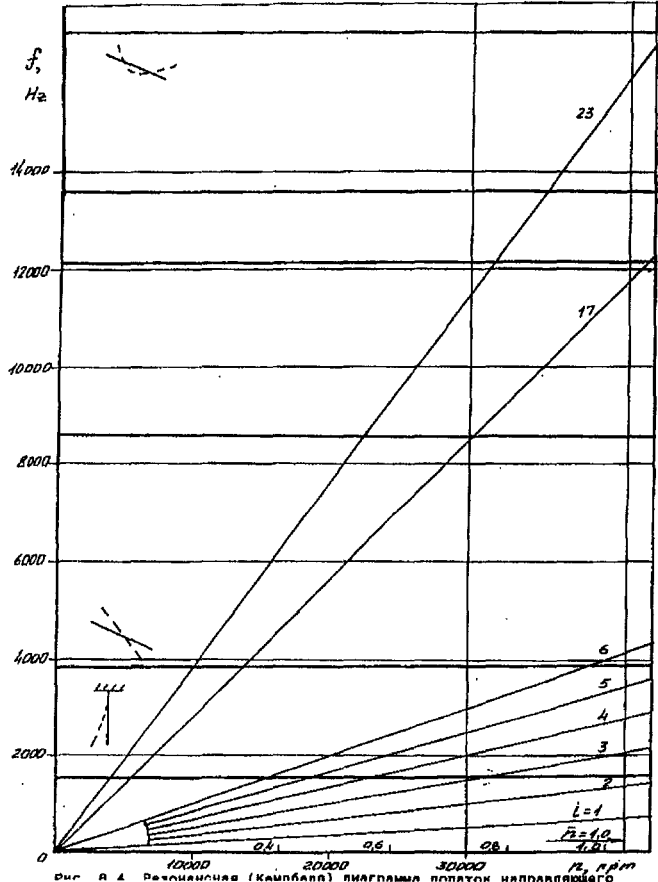


рис. 6.4 Резонансные (Кампбелл) диаграммы подэтаж надбалажного

그림 6.31 2단정역의 Campbell diagram

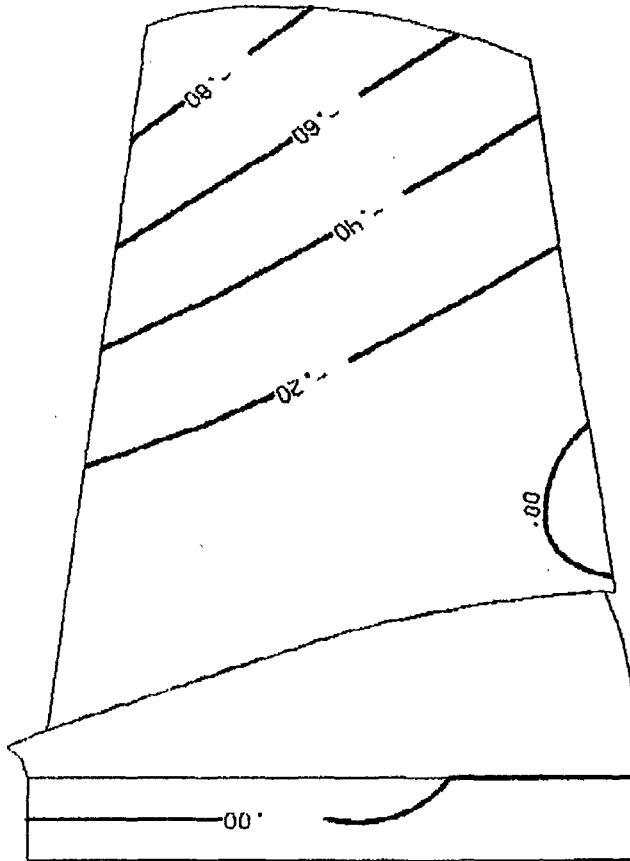


그림 6.32 1단동익의 1차 진동모드

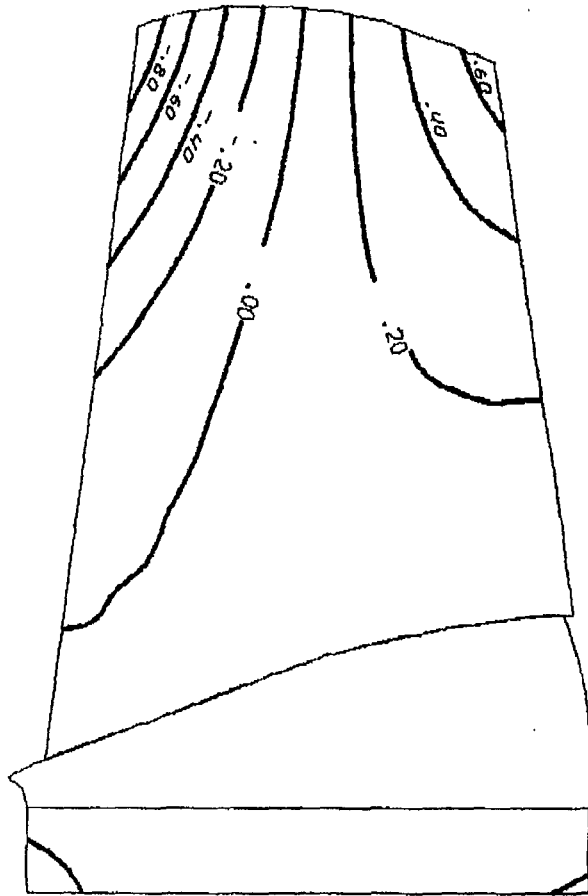


그림 6.33 1단동익의 2차 진동모드



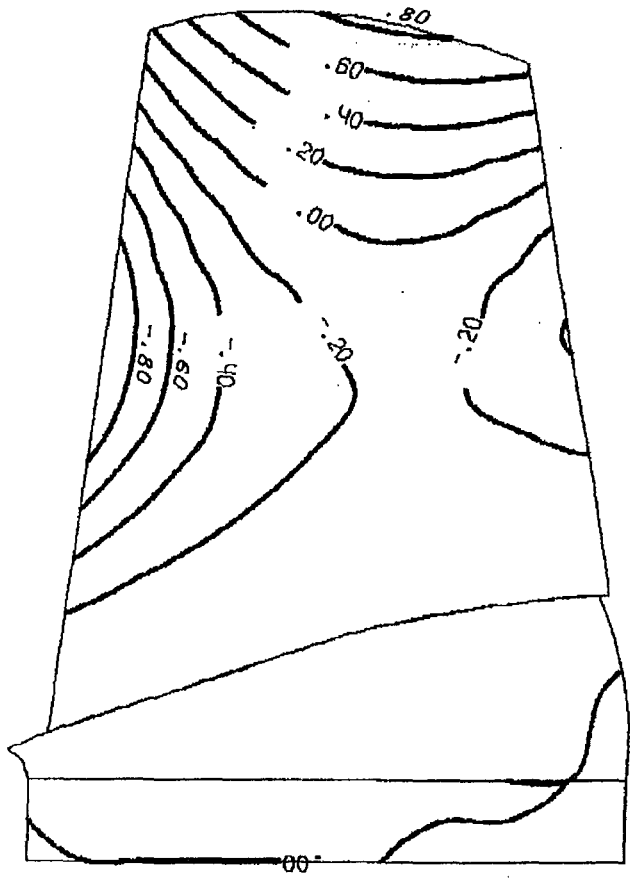


그림 6.34 1단동익의 3차 진동모드

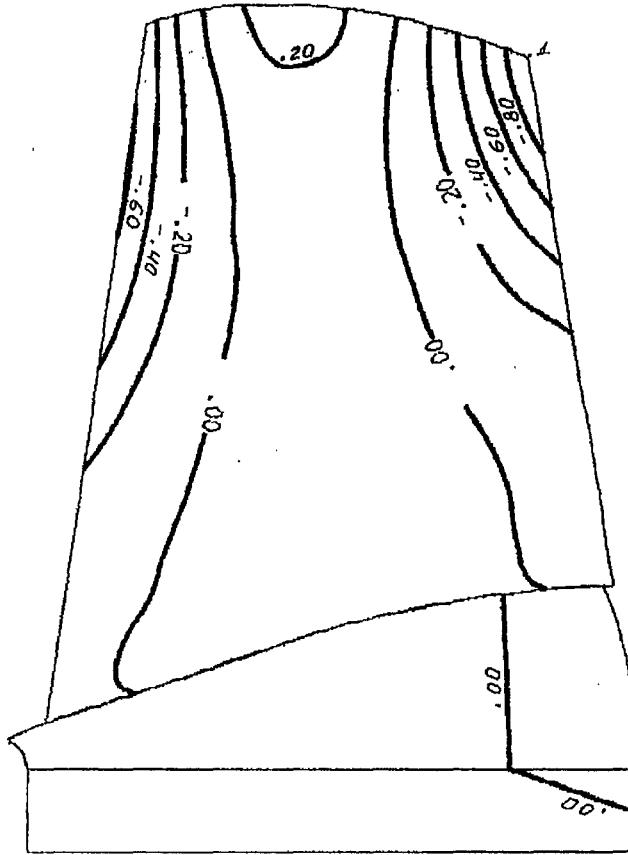


그림 6.35 1단동의 'U' type 진동모드

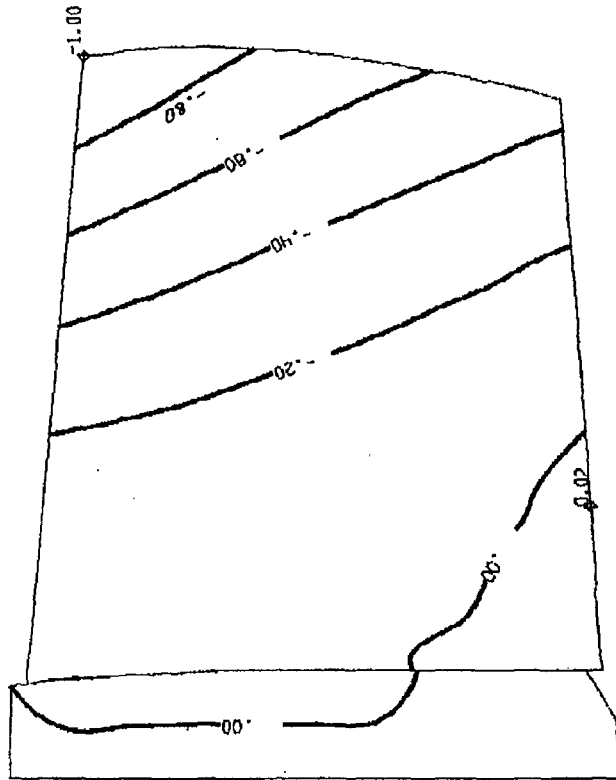


그림 6.36 2단동의 1차 진동모드

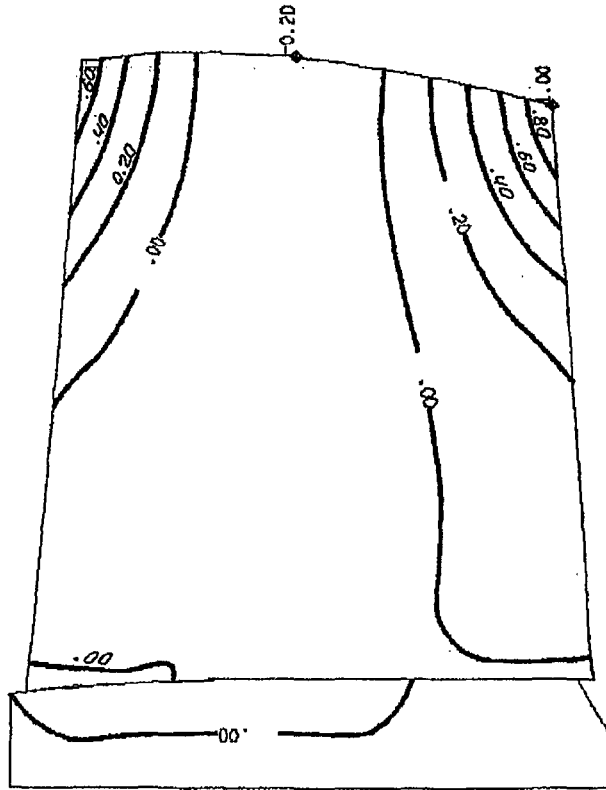


그림 6.37 2단동익의 'U' type 진동모드

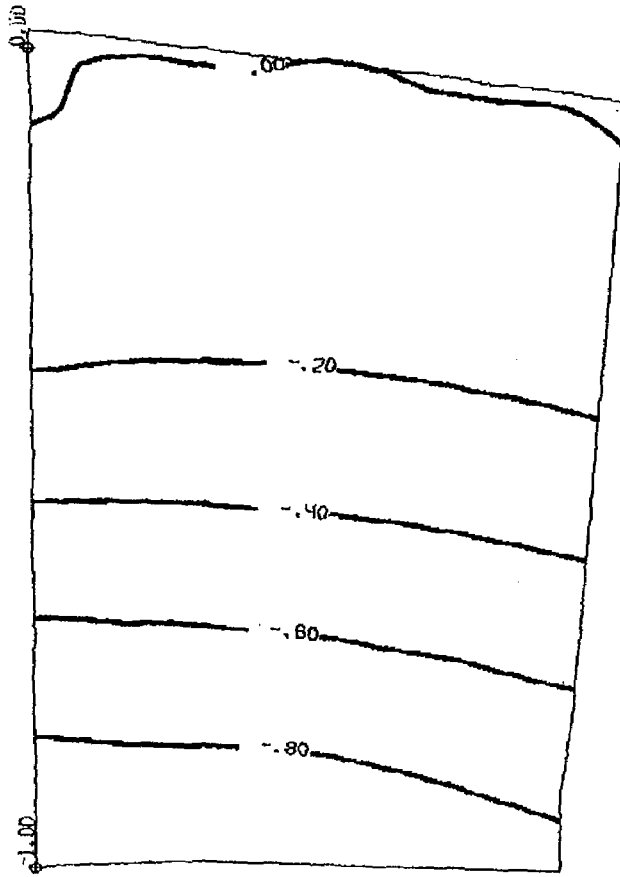


그림 6.38 1단정역의 1차 진동모드

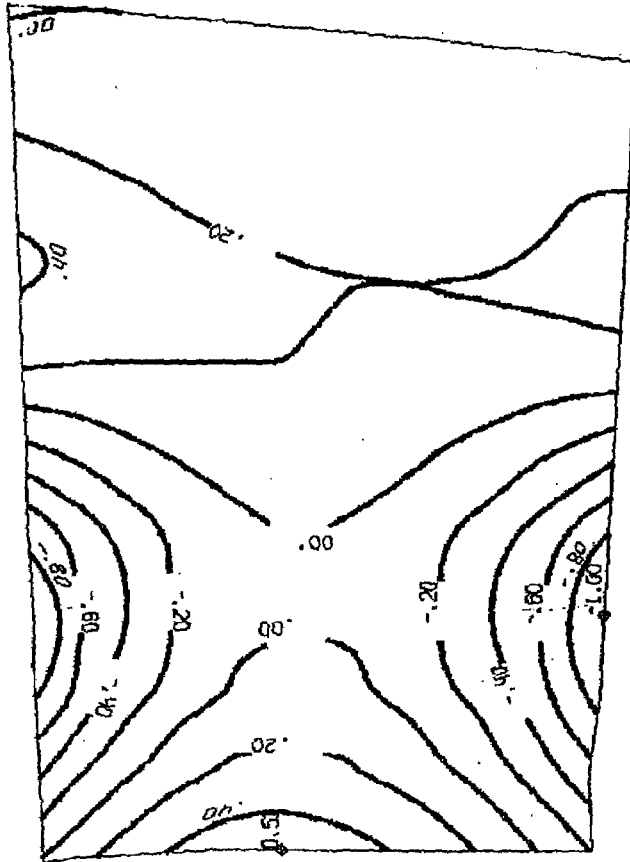


그림 6.39 1단정익의 'U' type 진동모드

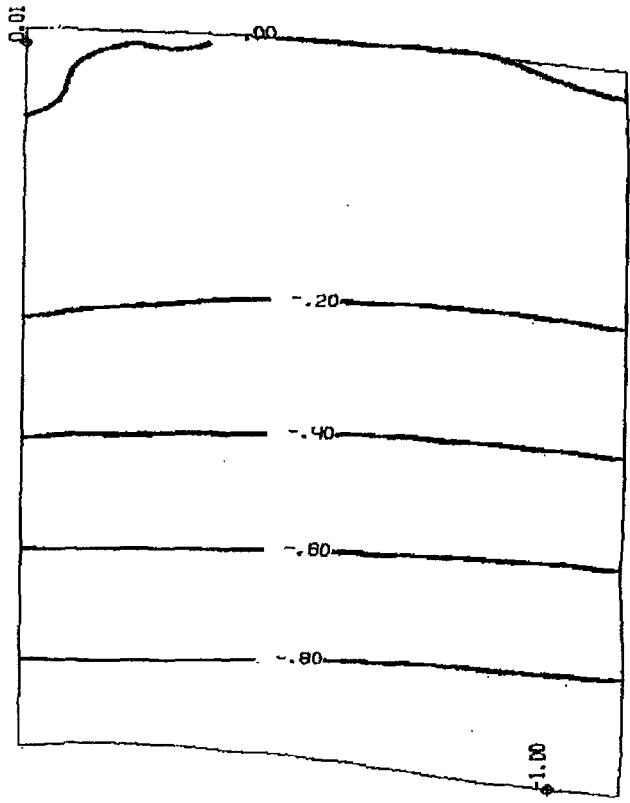


그림 6.40 2단정액의 1차 진동모드

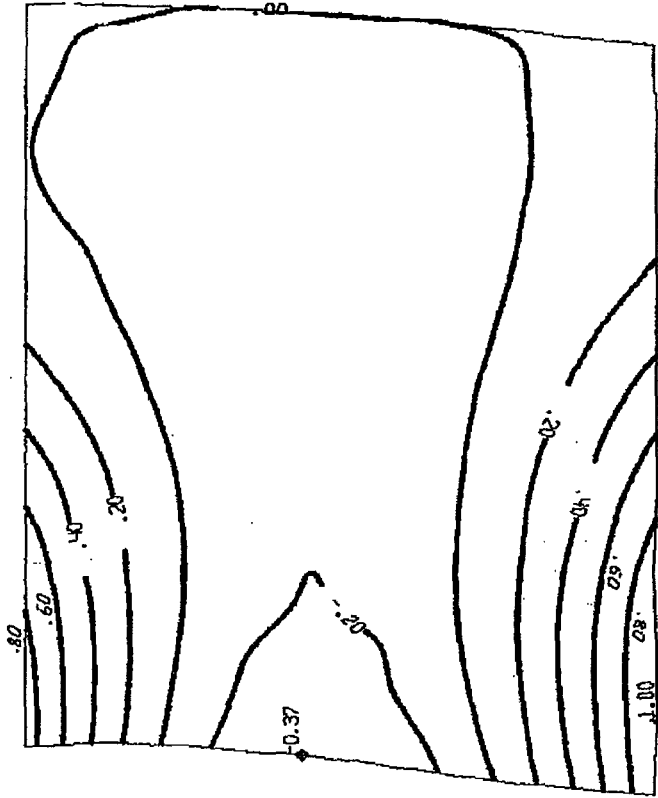


그림 6.41 2단정익의 'U' type 진동모드



## 제 7 장 결론

본 연구내용을 보면, 1차년도에는 항공기용 터보축 엔진의 기술 추이와 일반적인 가스터빈 엔진의 개량방안을 고찰하였고, 일반적인 터보축엔진의 기본 사이클 분석과 free-shaft(분리축) 엔진의 사이클 해석을 수행하였다. 특히, 출력 1500 hp 이하급의 터보축 엔진을 세부 분석함으로써 개량을 위한 기술기준과 대상가능 엔진의 선정 및 개량방안이 세밀히 수행되었다. 특히, 러시아 중앙항공엔진연구소와 공동 연구사업으로 수행하여 엔진의 변수와 구성, 주요 기술, 특성 등에 관한 통계적 데이터를 구축하였으며 이 데이터를 토대로 현재 및 미래의 엔진 기술 수준을 평가/전망할 수 있는 기준이 구축되었다. 또한, 다목적 헬리콥터 엔진용 후보엔진을 선정하기 위하여 기술적 요구사항을 토대로 기술적인 측면과 경제적인 측면을 고려 TV-O-100엔진이 개량을 위한 엔진으로 선택되었다. 개량 개념으로 2단 축류 압축기의 설계변경으로 성능을 높이는 방향으로 2, 3차년도의 연구 수행 방향을 설정하였다.

본 보고서에 수록된 2차년 및 3차년의 수행 내용은 1차년도 보고서에 수록된 바와 같이 축류압축기를 개량함으로써 성능을 개선하여 엔진 시스템이 844hp로 17% 정도의 출력향상과 함께 SFC의 저감을 가져오는 성능향상을 목표로 축류압축기를 개량하였다. 축류압축기의 개량 설계는 당초 입구 정익 과 2단 축류압축기로 구성된 것을 같은 축길이내에서 2단 축류 압축기로 개량하며 서지마진은 축류압축기 후방에서 엔진 블리이딩을 함으로써 엔진의 작동요구조건을 만족시켰다. 2단 축류압축기는 유로 공력설계, 브레이드 형상설계, 2차원, 3차원 공력설계, 1/2차원 공력성능특성 해석, 정적구조설계, 동적구조설계의 설계과정을 최적의 축류압축기 형상을 얻도록 반복적으로 재설계를 거듭하여 도출하였다. 결과적으로 전압력비 2.1, 단열효율 84%이상을 얻음으로써 다목적 헬리콥터용 엔진의 개량이 성공적으로 수행되었다.

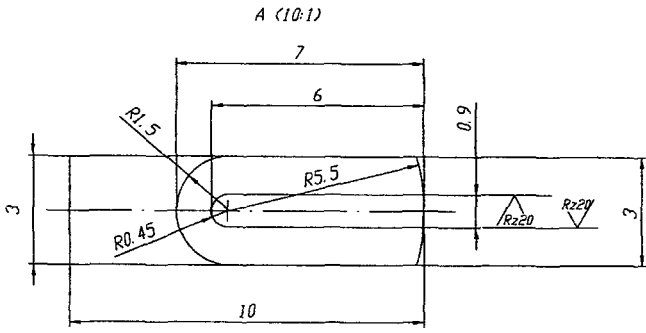
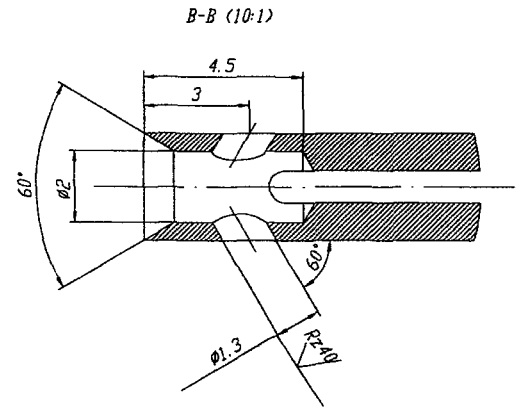
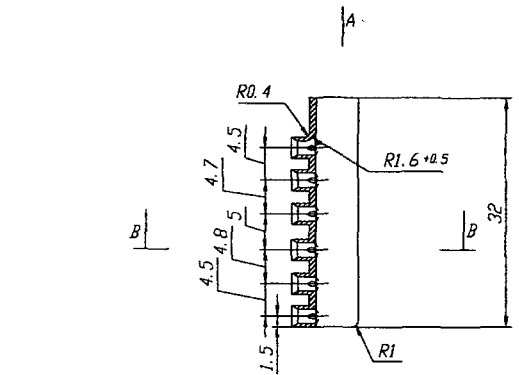
전술한바와 같이 당초 3차년도 연구내용은 설계된 축류압축기의 제작 및 성능시험의 수행으로 계획되었고 이에 따른 연구기간은 최소 12개월이 소요될 것으로 판단되었다. 그러나, 과거의 연구기간 계획조정으로 인하여 9개월로 단축된 바 현시점까지 성능시험을 완료하는 것이 현실적으로 불가능하였다. 비록, 현재 과제기간은 종료되었으나 2단 축류압축기를 러시아에서 제작하고 있으며 성능시험 준비중이다. 이에따른 결과가 도출된 후 이와 관련한 연구내용은 후속 사업에 연계되어 보고될 것이다.

본 연구로 헬리콥터 엔진에 관한 러시아 기술의 전수는 물론 향후 국내에서 추진될 다목적 헬기 사업, 소형 가스터빈 개발 등의 기술 기반이 구축될 것으로 예상된다.

## **부록**

전술한바와 같이 과제기간이 예상보다 단축되어 제작 및 시험이 완료되지 못하였으며 현재 진행중이다. 이는 향후 후속 과제에 보고될 것이다. 현재 진행중인 2단 축류압축기 제작관련 도면은 부록에 첨부한 바와 같다.

25(✓)



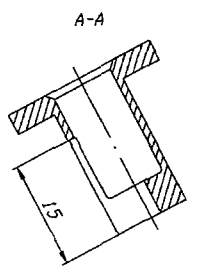
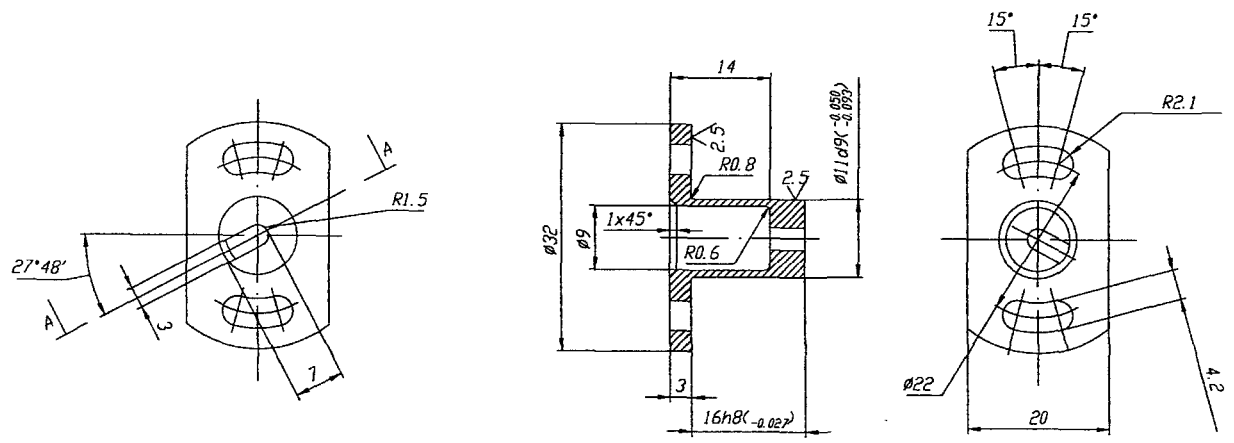
Drawing #01-01

Case of the probe

Scale

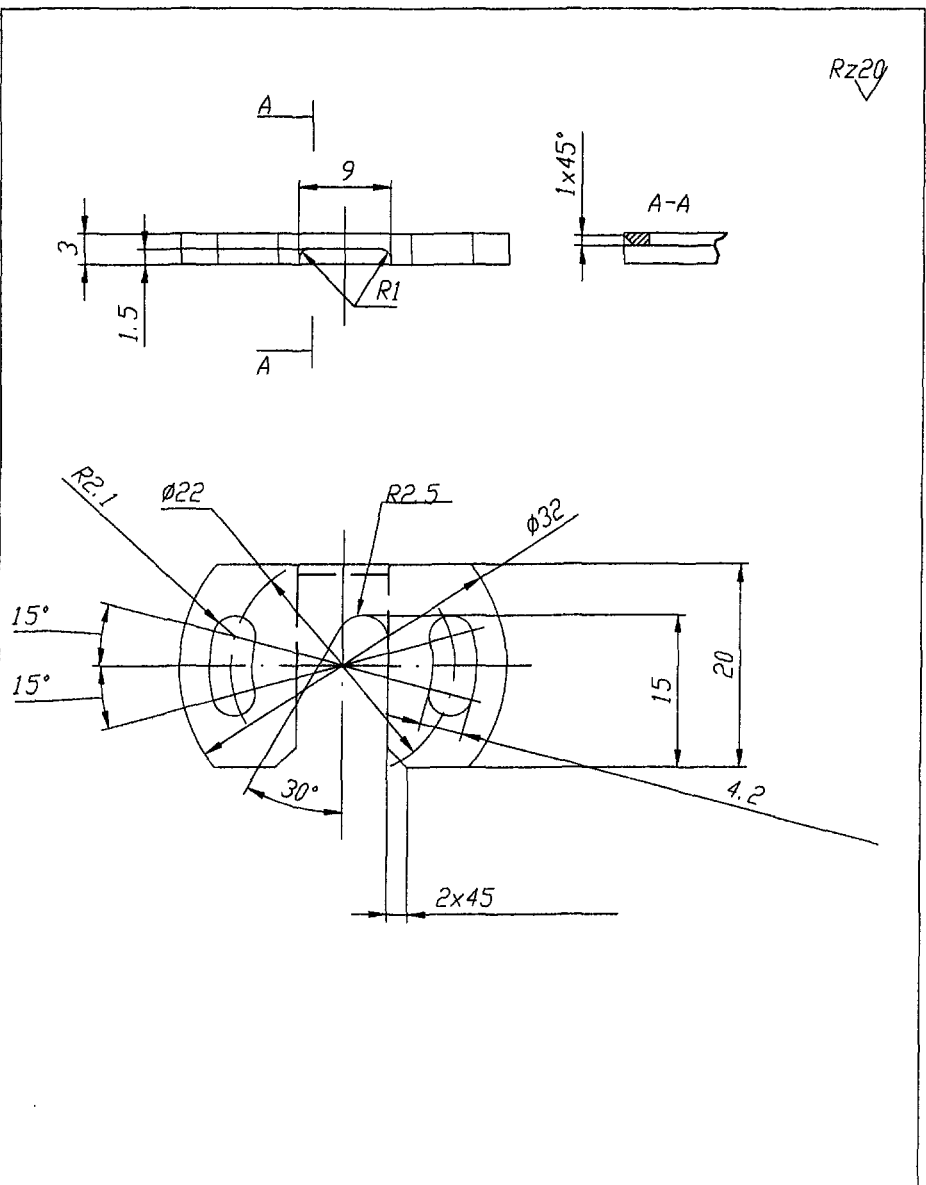
2:1

Rz20 (✓)



Drawing # 01-02	
Bushing	Scale
	2:1
	1

Rz20

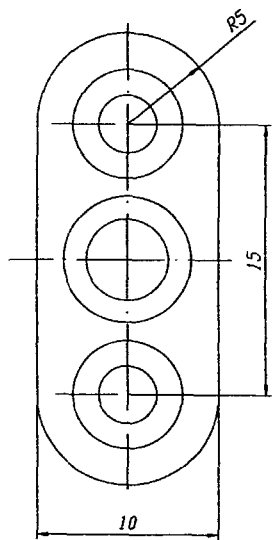
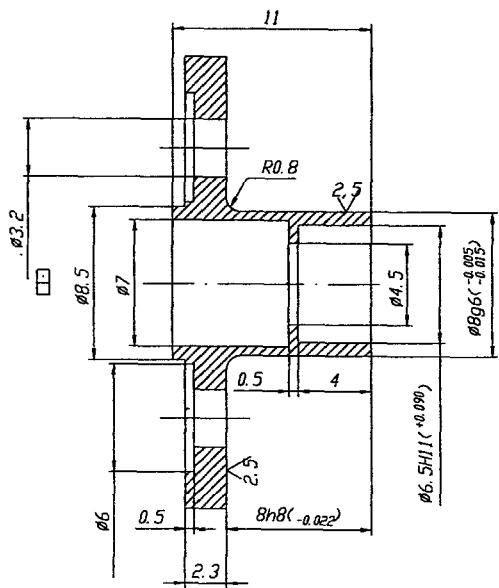


Drawing # 01-03

Case of the probe

иәһәәә  
2:1

Rz20 (✓)

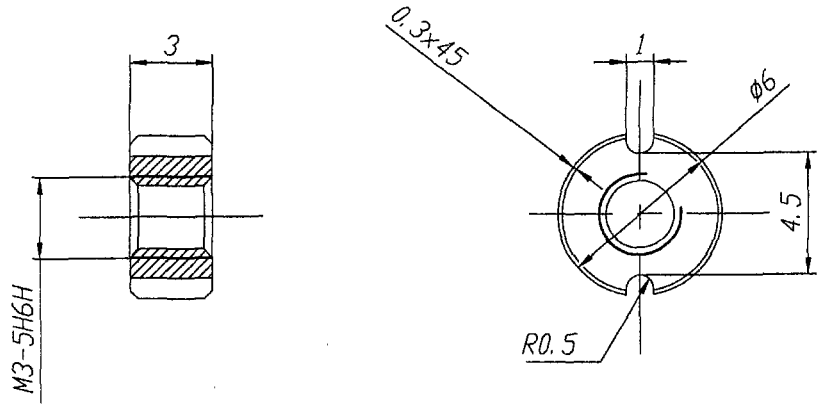



Drawing # 01-05

Case of sensor

		Scale
		5:1

Rz40




Drawing # 01-06

Nut

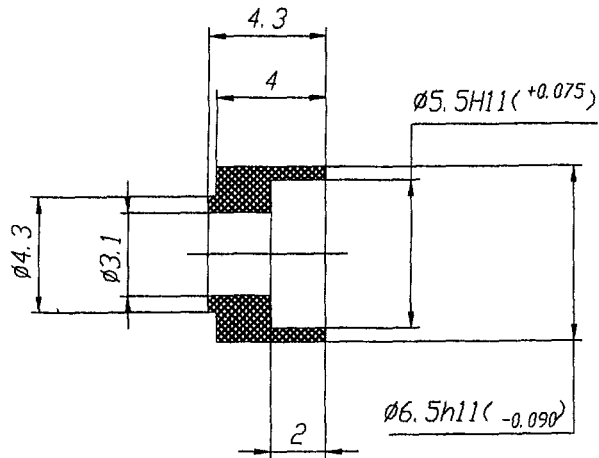



Rz40



					Drawing # 01-07							
					Washer							

Rz40

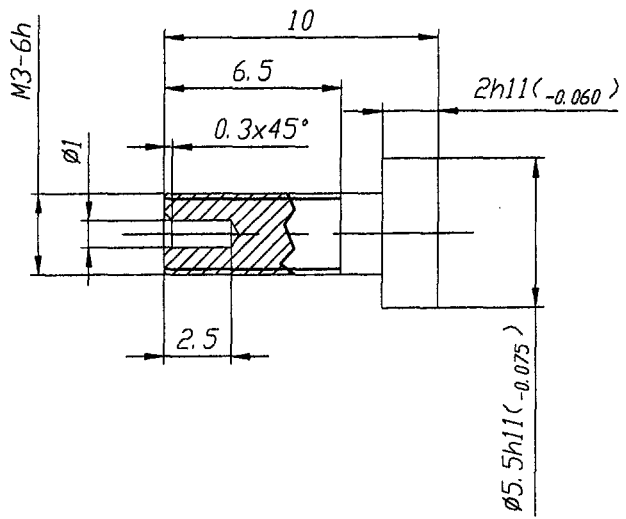


Drawing # 01-08

Bushing

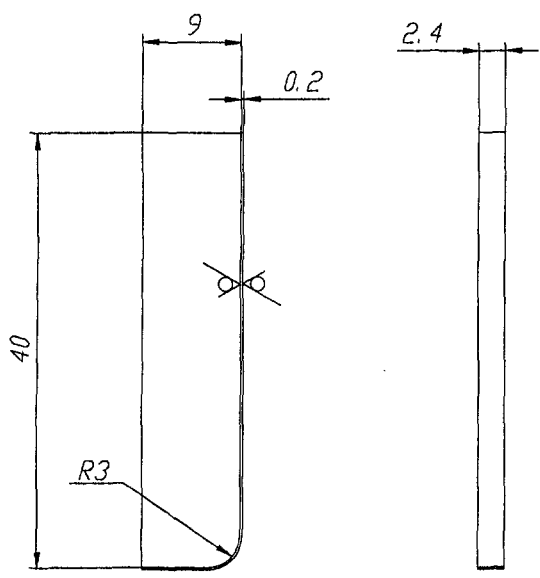
1

Rz40

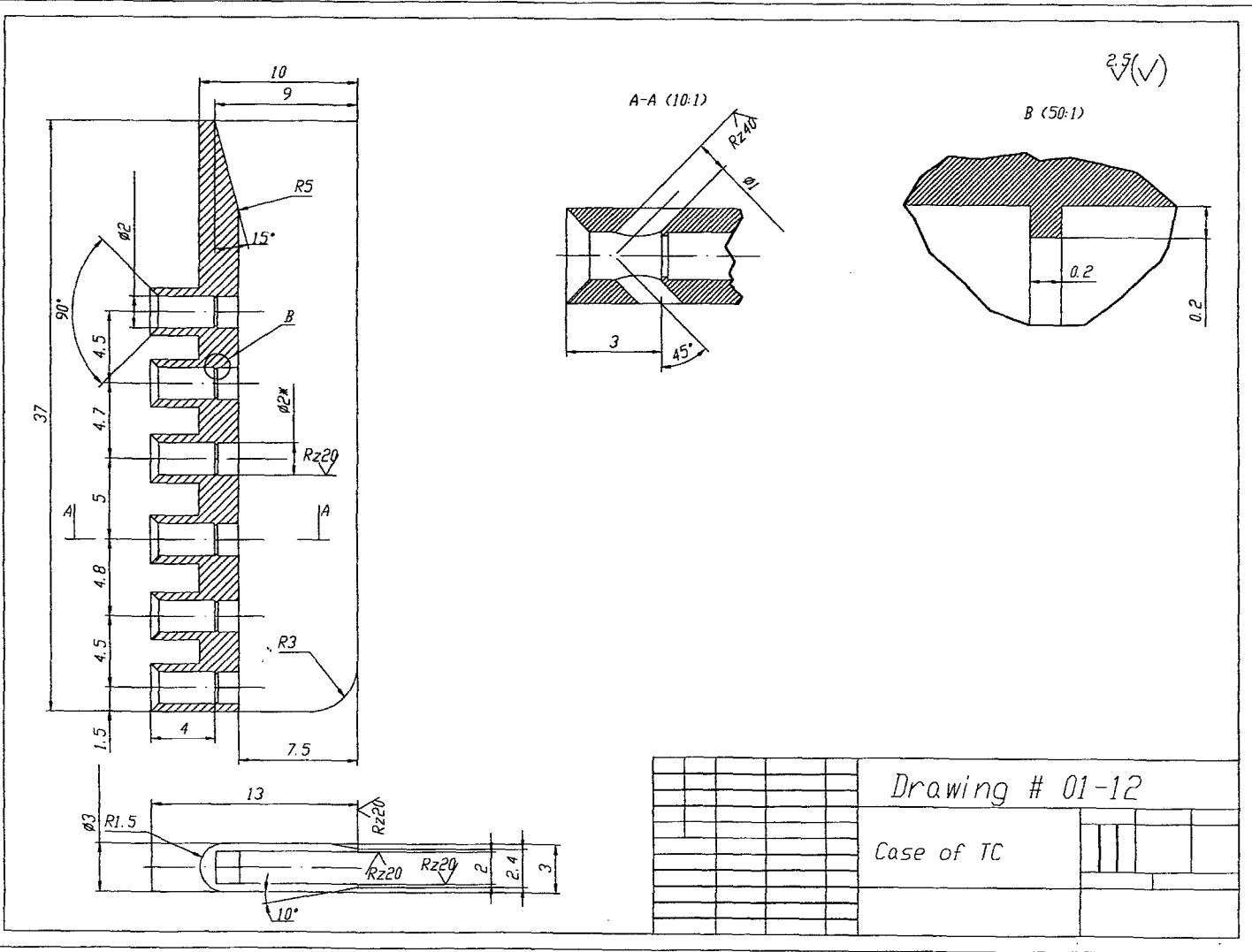


				Drawing # 01-09			
				Rod			

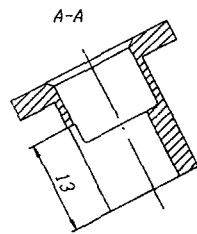
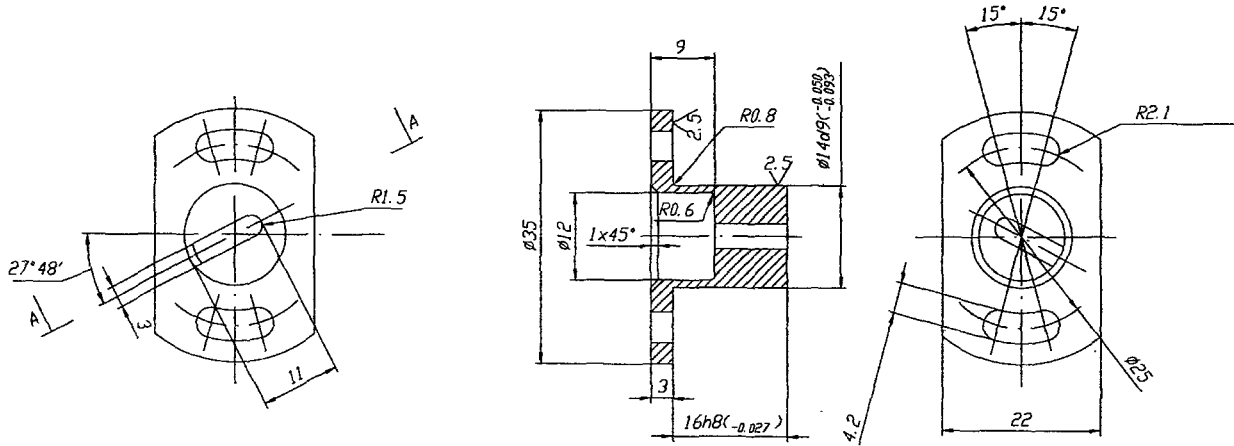
Rz40 (✓)



					Drawing # 01-11				
					Plate				



Rz20 (✓)

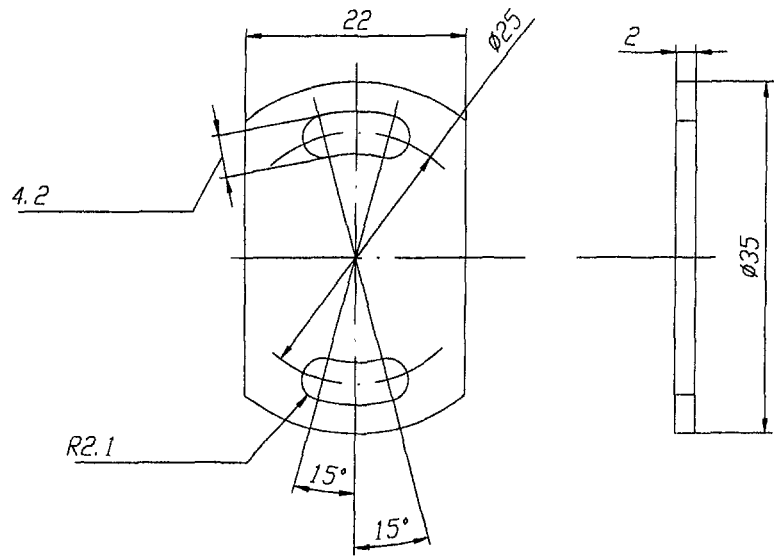


Drawing #01-13

Bushing



Rz40



					Drawing #01-16			
					Flange			
								1





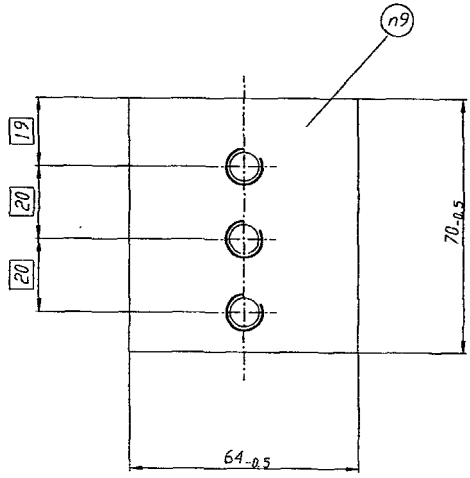
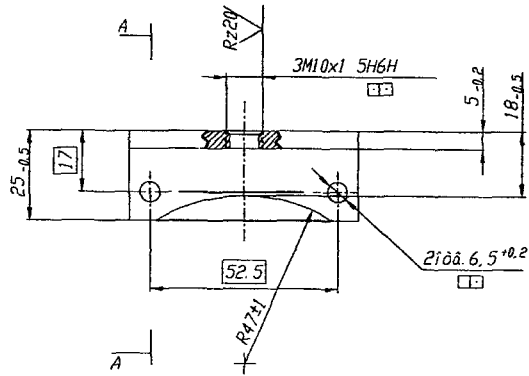






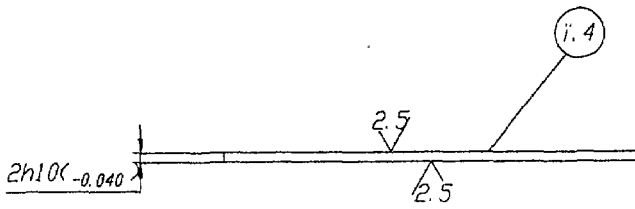
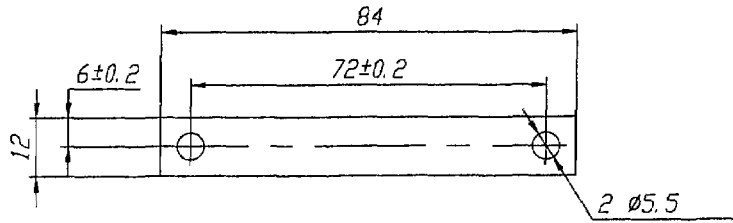


Rz80 (✓)

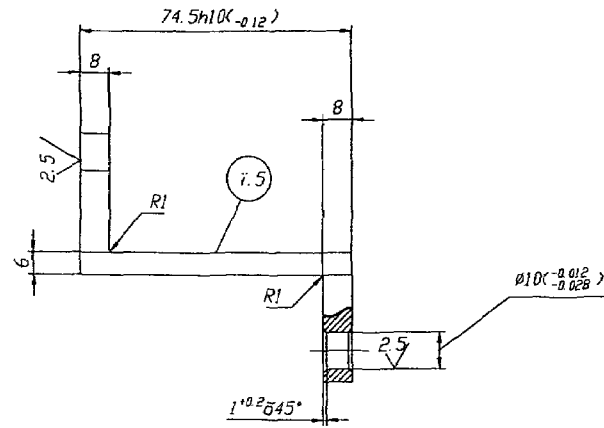
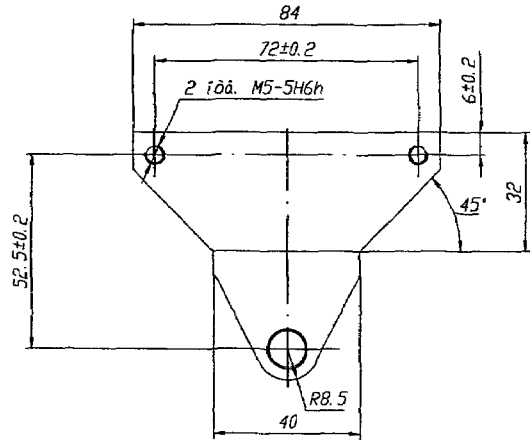


				Drawing #01-22		
				Bracket		

Rz20 (✓)



				Drawing #01-25			
				Plate			
						1	

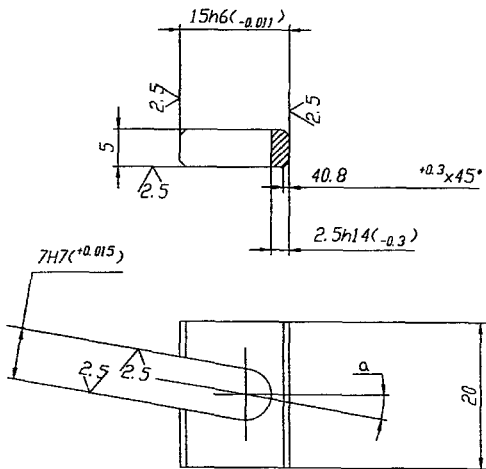


Rz20 (✓)

						Drawing #01-26	
						Carrier	

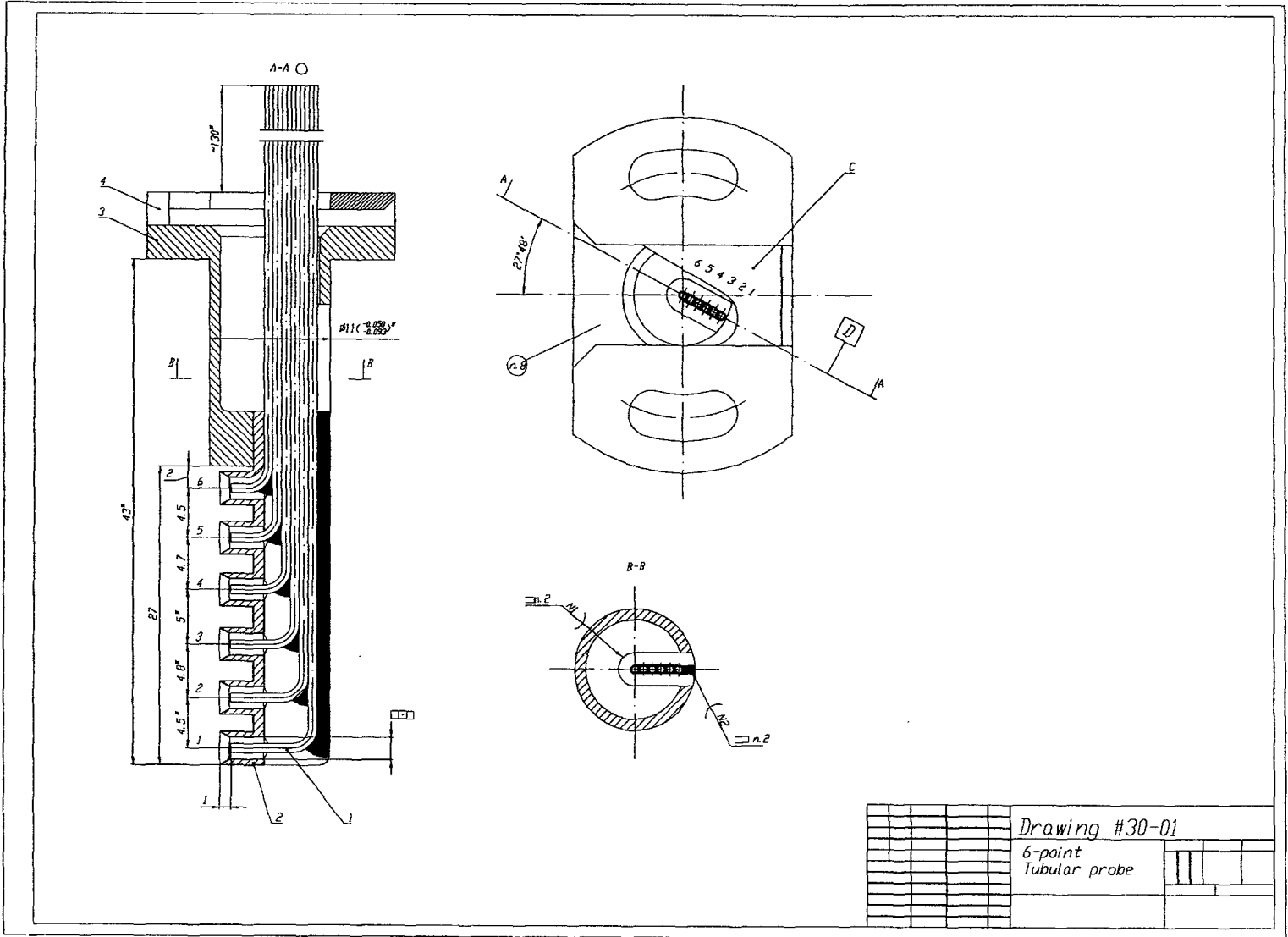


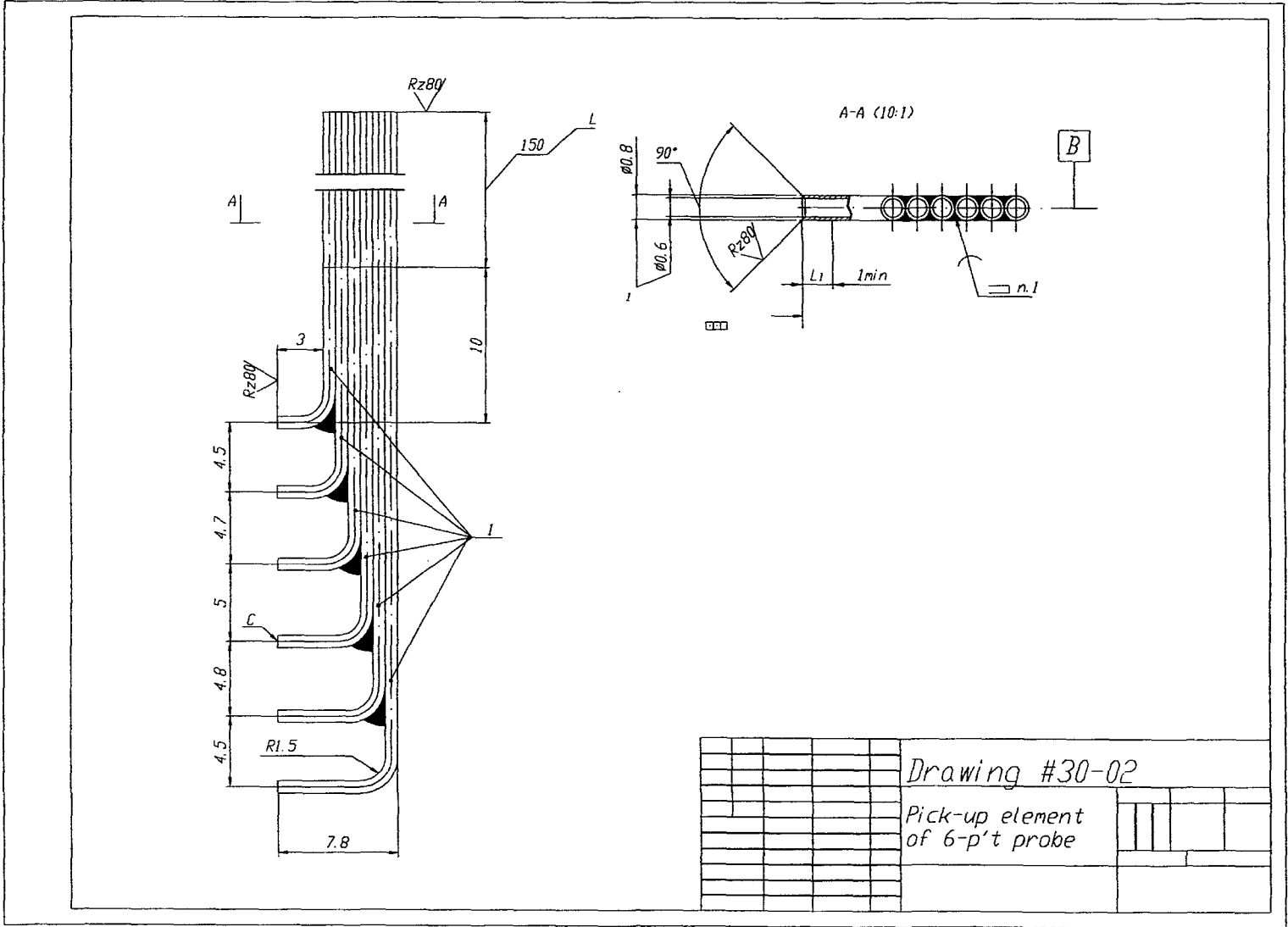
Rz200 (✓)



Drawing #01-27

Block



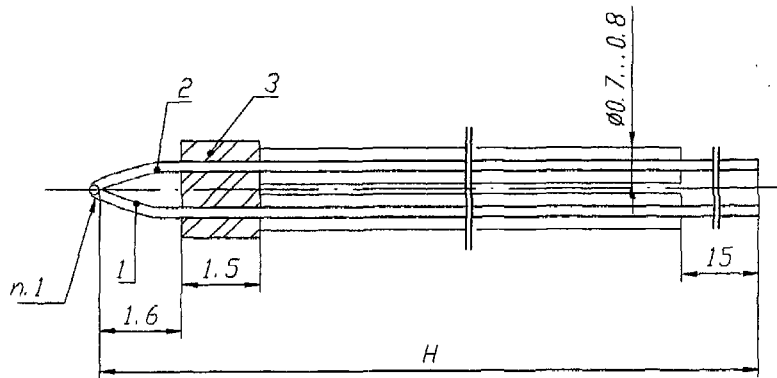



Drawing #30-02

Pick-up element of 6-p't probe





				Drawing #30-05			
				Thermocouple Probe			

