

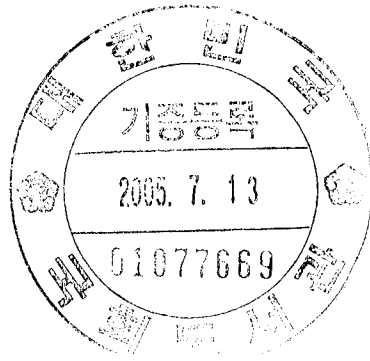
국가지정연구실사업
National Research Lab Program

**첨단 고성능 전열기기의 열전달
촉진 및 억제 기술**

Heat transfer enhancement and suppression technology for
high-performance thermal devices

한국과학기술원

과 학 기 술 부



제 출 문

과학기술부 장관 귀하

본 보고서를 “국가지정연구실사업” (과제명: 첨단 고성능 전열기기의 열전달 촉진 및 억제 기술) 과제의 보고서로 제출합니다.

2004 . 08 . 30

주관연구기관명 : 한국과학기술원

주관연구책임자 : 현 재 민

연 구 원 : 최 도 형

” : 송 태 호

” : 김 성 진

보고서초록

과제관리번호	2000-N-NL-01-C-134	해당단계 연구기간	1991.9.1-2004.8.31	단계 구분	최종 / (5차년도)
연구사업명	중 사업명	국가지정연구실사업			
	세부사업명				
연구과제명	중 과제명				
	단위과제명	첨단 고성능 전열기기의 열전달 촉진 및 억제 기술			
연구책임자	현 재 민	해당단계 참여연구원 수	총 : 38 명 내부 : 4 명 외부 : 34 명	해당단계 연구비	정부: 1,440,161 천원 기업: 천원 계: 1,440,161 천원
연구기관명 및 소속부서명	한국과학기술원		참여기업명		
국제공동연구	상대국명 :	상대국연구기관명 :			
위탁연구	연구기관명 :	연구책임자 :			
요 약					보고서 면수
					183
<p>첨단 고성능 전열기기에서의 효과적인 열전달 촉진 및 억제 기술 개발을 목표로 다음의 3가지 주제를 중심으로 연구가 진행되었다.</p> <p>1. 열전달 억제 및 촉진 기술 환과 열교환기의 열전달 특성 연구, 3차원 6면 요철이 주기적으로 위치한 관 내 열전달 상수에 관한 연구, 자연대류공진을 이용한 밀폐용기 내부 열전달 촉진 기술 개발, 실제적 조건을 가지는 시스템의 유동공진을 이용한 열전달 촉진 기술 개발, MEMS 공정 기술을 이용한 슈퍼 단열 칩의 개발의 열전달 억제 및 촉진 기술 개발이 이루어졌다.</p> <p>2. 반도체 냉각 기술 경사진 충돌 제트를 이용한 핀 흰 히트 싱크의 열특성 연구, 충돌 제트를 가지는 마이크로 채널 히트 싱크에서 유체 및 열 성능에 관한 실험적 연구, MMC (Manifold Microchannel) Heat Sink 수치 최적화, 열원 냉각용 루프 써모 사이폰의 작동 특성 연구, Micro/Miniature Heat Pipe 열성능 최적화 연구의 반도체 냉각 기술에 관한 연구가 이루어 졌다.</p> <p>3. 최첨단 측정 기술 SRS를 이용한 연소가스의 온도분포 측정기술 개발, 레이저를 이용한 열전달계수 측정기술 개발, Micro-thermal Sensor Array 개발, Diode Temperature Sensor Array(DTSA) 개발의 열전달 관련 측정 기술 개발을 수행하였다.</p>					
색인어 (각 5개 이상)	한 글	유동공진, 자연대류, 중력장, 격리벽, 가변 점성, 혼합대류, 이산 열원, MMC 히트 싱크, 미소 온도 센서 어레이, 다이오드 온도 센서 어레이, 마이크로 채널 히트 싱크, 소형 히트 파이프			
	영 어	Flow resonance, Natural convection, Gravity field, Baffle, Variable-viscosity, Mixed convection, Discrete heat sources, Power-law, MMC heat sink, Micro-thermal Sensor Array, Diode Temperature Sensor Array, Microchannel Heat Sink, Miniature Heat Pipe			

요 약 문

I. 제목

첨단 고성능 전열기기의 열전달 촉진 및 억제 기술에 관한 연구

II. 연구 개발의 목적과 필요성

현재의 기계, 전자장비는 갈수록 첨단화, 고효율화 되고 있고, 기술 집약적인 경향으로 발전하고 있으며, 이로 인해 시스템의 단위 부피당 발열량이 급격히 증가하여, 열적인 문제로 인한 시스템 오류가 잦아지고 있다. 이러한 경향은 앞으로 더욱 가속될 전망이다. 고밀도, 고집적화 되어가고 있는 최근의 기계 및 전자산업에서 열전달 촉진은 지난 수십 년간 수많은 국내외 연구자들에 있어 지속적인 연구개발의 대상이었다. 본 연구에서는 이에 발맞추어 열전달 시스템의 최적화 및 효과적인 열전달 촉진 및 억제 기술 개발을 통해 고성능, 고효율의 시스템 구축, 에너지 절약, 환경 친화적 열 시스템 설계를 실현하고자 한다. 이와 더불어, 열전달 관련 연구 및 산업 현장에 직접 활용할 수 있는 온도 및 열전달 계수의 측정 기술을 개발하고자 한다.

III. 연구 개발의 내용 및 범위

본 연구는 크게 열전달 억제 및 촉진 기술, 반도체 냉각 기술과 최첨단 측정 기술의 3가지 연구로 나뉘어 진다.

1. 열전달 억제 및 촉진 기술

회과 열교환기의 열전달 특성 연구, 3차원 6면 요철이 주기적으로 위치한 관 내 열전달 상승에 관한 연구, 자연대류공진을 이용한 밀폐용기 내부 열전달 촉진 기술 개발, 실제적 조건을 가지는 시스템의 유동공진을 이용한 열전달 촉진 기술 개발, MEMS 공정 기술을 이용한 슈퍼 단열 칩의 개발의 5 가지의 세부 연구를 통해 열전달 억제 및 촉진 기술에 대한 연구를 수행하였다.

2. 반도체 냉각 기술

경사진 충돌제트를 이용한 핀 흰 히트 싱크의 열특성 연구, 충돌 제트를 가지는 마이크로 채널 히트 싱크에서 유체 및 열 성능에 관한 실험적 연구, MMC (Manifold Microchannel) Heat Sink 수치 최적화, 열원 냉각용 루프 써모사이폰의 작동 특성 연구, Micro/Miniature Heat Pipe 열성능 최적화 연구의 5가지의 세부 연구를 통해 반도체 냉각 기술 향상에 대한 연구를 수행하였다.

3. 최첨단 측정 기술

SRS를 이용한 연소가스의 온도분포 측정기술 개발, 레이저를 이용한 열전달 계수 측정기술 개발, Micro-thermal Sensor Array 개발, Diode Temperature Sensor Array (DTSA) 개발의 4가지 세부 연구를 통해 열전달에 관련 측정 기술을 개발하였다.

IV. 연구개발결과 및 개발 결과의 활용 계획

1. 열전달 억제 및 촉진 기술

가) 환과 열교환기의 열전달 특성 연구

평판형 환의 튜브 위치와 배열이 열전달에 미치는 영향을 실험적으로 고찰하여 열전달 촉진을 위한 최적의 설계 조건을 도출하였으며 한편, 소형 열전소자를 이용한 이중 나선형 열교환기를 고안하여 향상된 제습 효과를 검증하였다.

나) 3차원 6면 요철이 주기적으로 위치한 관 내 열전달 상승에 관한 연구

직육면체 형상 Rib의 배치, 형상변수가 미치는 열전달 상승효과를 연구하여 요철 형상비가 크고, 유동방향에 엇갈려 배치될 때 열전달이 유리함을 보임을 입증하였다. 일반적인 Rib 형상에 대해 Roughness를 유동변수에 대한 Correlation으로 제시하는 연구를 진행하여 활용성을 향상시켰다.

다) 자연대류공진을 이용한 밀폐용기 내부 열전달 촉진 기술

사각 밀폐 용기 내부에서 수치해석기법을 사용하여 공진현상을 규명하였으며 공진현상을 일으키는 공진 주파수에 대한 예측식 및 열전달 촉진 모형을 정립하였다.

라) 실제적 조건을 가지는 시스템의 유동공진을 이용한 열전달 촉진 기술

Non-newtoian 유체, 온도에 따라 점성이 변화하는 유체, 채널 유동 등 실제적 조건을 가지는 시스템에서 공진 현상을 구명하고 이를 이용하여 열전달을 향상 시킨다.

마) MEMS 공정 기술을 이용한 슈퍼 단열칩의 개발

진공층, 퀴츠층 그리고 금속코팅층 등으로 이루어진 적층 구조에서 복사를 통한 열전달량을 이론적으로 계산하고 열전달량을 줄이기 위한 진공층의 두께, 금속 코팅층의 두께, 층의 수에 대한 최적의 값을 결정하였다.

2. 반도체 냉각 기술

가) 경사진 층돌제트를 이용한 핀 환 히트 싱크의 열특성 연구

고성능 고발열 전열체에 쓰이는 히트 싱크에 경사진 냉각핀을 적용하여 냉각성능을 향상시켰다. PIV를 이용한 유동가시화를 통해 냉각특성을 규명하였으며 경사각의 변화에 따른 냉각성능의 변화가 조사를 조사하였다.

나) 충돌 제트를 가지는 마이크로 채널 히트 싱크에서 유체 및 열성능에 관한 실험적 연구

실험 결과를 바탕으로 충돌제트를 갖는 마이크로 채널 히트 싱크의 압력 강하 및 열 저항 관계식 제을 제시하였다. 제시한 압력 강하 및 열 저항 관계식을 바탕으로 마이크로 채널 히트 싱크의 열성능 최적 설계 조건을 제시하였다.

다) MMC(Manifold Microchannel) Heat Sink 수치 최적화

MMC 히트 싱크내 열성능 해석을 위해 3차원 수치해석을 수행하였고, 형상 최적화를 위해 Steepest Descent 기법을 사용하여 히트 싱크의 형상 최적화를 수행하였다. 주어진 Pumping Power에서 열저항을 최소화 할 수 있는 채널수 채널깊이 채널폭 핀두께 입구/출구 비등을 수치적으로 계산하였다.

라) 열원 냉각용 루프 써모사이폰의 작동 특성 연구

히터 가열량, 충전률 그리고 작동유체 종류에 따른 LTS(Loop ThermoSyphon)의 전열 성능과 안정성을 실험적으로 평가하였다. 또한 LTS의 유동 가시화를 수행하였고 그 결과를 정성적으로 분석하였다.

마) Micro/Miniature Heat Pipe 열성능 최적화

사다리꼴 모양의 그루브 워 구조를 갖는 소형 히트 파이프와 곡면 삼각 그루브 워 구조를 갖는 마이크로 히트 파이프의 형상에 대한 열성능 최적화를 하였고 열성능 최적화 프로그램을 개발하였다.

3. 최첨단 측정 기술

가) SRS를 이용한 연소가스의 온도분포 측정기술 개발

연소가스로부터 방사되는 적외선 양을 측정하여 가스의 시선방향 온도분포를 구하는 비접촉 측정기술을 개발하였다.

나) 레이저를 이용한 열전달계수 측정기술 개발

나프탈렌 승화법을 이용한 국소 열전달계수 측정기술 개발을 위해, 나프탈렌의 승화두께에 따른 레이저의 반사율과의 상관관계 및 레이저의 입사각과 측정각에 대한 기초연구를 수행하였다.

다) Micro-thermal Sensor Array 의 개발

스퍼터링 공정을 이용하여 열전대의 온도 측정 원리인 제벡 효과를 낼 수 있는 물질을 웨이퍼 위에 증착하여 5mmX5mm 의 Wafer 상에 25개의 미소 온도 센서 어레이를 제작하였다.

라) Diode Temperature Sensor Array(DTSA)의 개발

12mmX12mm 의 Wafer내에 총 1,024개의 다이오드 온도 센서를 제작하였다.

IV. 개발 결과의 활용 계획

본 연구에서 개발되어진 열전달 촉진 및 억제 기술은 응축기, 증발기 등의 열 교환기기에 응용하여 최적 설계를 통한 높은 효율을 가지는 열교환기 설계에 기여할 수 있다. 특히, 본 연구에서 개발된 유동공진을 이용한 열전달 촉진 기술은 시스템 내부를 변경하지 않는 장점이 있어 현재 사용되고 있는 열시스템에 적용하여 제품 경쟁력을 향상시킬 것으로 판단된다. 열교환기, 전자장비 냉각, 차세대 디스플레이 등의 성능 및 열적 신뢰성 향상에 활용될 수 있을 것으로 기대된다. 본 연구에서 개발된 단일 칩은 두께 10센티미터 정도의 폴리우테탄, 혹은 스티로폼의 단열성능을 가지게 되어, 고성능 버블젯 프린팅, PCR 칩, 연료전지, 극소형 냉동기기 등의 고부가가치 상품에 적용할 수 있을 것이며, 차차 저가양산화가 되면 냉장고 등의 일상용품에도 응용이 가능해 질 것으로 기대한다. 본 연구에서 이루어진 반도체 냉각 기술의 개발은 빠른 속도로 진보하고 있는 컴퓨터, 통신기기 등의 전자 장비에 적용 할 수 있다. 충돌 제트를 가지는 핀 힌 및 마이크로 채널 히트싱크의 최적 설계 결과는 전자 장비 냉각 장비로 보편적으로 상용되는 히트 싱크의 제작에 유용하게 쓰이게 된다. 마지막으로 본 연구를 통해 개발되어진 측정 기술은 국내외 최초로 시도되는 최첨단 기술이다. SRS를 이용한 연소 가스의 온도 분포 측정 기술은 환경 및 대기 과학 분야에서 대기 중의 오염 물질 농도 분포 측정에도 활용이 가능하며, 인체 내부의 질병과 관련된 화학종의 농도 분포를 측정하는 의료 산업에도 유용하게 적용될 수 있다. 또한, 본 연구를 통해 개발되는 Micro-thermal Sensor Array와 Micro Temperature Sensor Array는 마이크로/나노 시스템에서의 유동 및 열전달 현상을 규명하는데 유용하게 활용 될 수 있다.

S U M M A R Y

Study on heat transfer enhancement and suppression technology for high-performance thermal devices has been performed. Largely, the present work is divided into three parts: heat transfer enhancement and suppression technology, Electric cooling technology, and Effective measurement technology.

The details of heat transfer enhancement and suppression technology are as follows:

A) Flow and heat transfer in a plate-finned circular-tube assembly is examined using a naphthalene sublimation technique. A placement of single tube is better downstream and the staggered tube alignment is found to give greater heat/mass transfer by the development of the vortex shedding than the in-line case.

B) three dimensional numerical analysis and steepest descent method is used. The optimum set of shape parameters is provided to minimize thermal resistance for a given pump power. It is also shown that width and depth channel is the major parameters.

C) A numerical and analytical study is conducted on the buoyant convection in a side-heated cavity under gravity and oscillations as well as with uniform internal heat generation. The theoretical predictions of the resonance frequencies, based on the modes of internal gravity oscillations, are in accord with the present numerical data. The computed results suggest that resonance takes place when the frequency of oscillations matches the basic mode of internal gravity oscillations.

D) A numerical and analytical study is conducted on the buoyant convection of an incompressible fluid in a rectangular cavity and enhancement of heat transfer in a realistic system. Realistic viscous fluids, such as Newtonian fluids with a temperature-dependent viscosity or purely viscous non-Newtonian power-law fluids, are selected as a working fluid.

E) Transmission characteristics are heavily dependent on the vacuum gap size, number of layer, and the thickness of the coated metal. Thermal transmission across a layer increases fast to an upper limit as the thickness of the gap and the coated metal decrease below the wavelength of typical thermal radiation. With a small number of layers, insulation performance per each layer is relatively poor, while it approaches an asymptotic limit with greater number of layers.

In addition, the following results are obtained regarding electric cooling technology.

A) From the results using the PIV, the jet impinges over a wide span of the heat sink with a large recirculation in the upper free space and occasionally with another smaller one in the corner. Thermal experimentation's results show that impinging angle of 55° degree show the heat transfer capability.

B) The objective of the present study is to investigate the fluid flow and heat transfer phenomena for the microchannel heat sink subject to an impinging jet experimentally. For this, correlations for

the pressure drop and the thermal resistance is obtained in terms of geometric variables and the Reynolds number based on the experimental results. And also optimum sizes of the microchannel heat sink subject to an impinging jet are presented by using the correlations for the pressure drop and the thermal resistance under the fixed pumping power condition.

C) Three dimensional numerical analysis was carried out. The major parameters of interest are arrangement of ribs, rib interval and aspect ratio for a hexahedral rib channel. It is shown that staggered arrangement and large rib aspect ratio increase the heat transfer.

D) To investigate the overall performance of loop thermosyphon, we have performed various experiments varying three parameter: input power of the heater, working fluid and filling ratio of the working fluid. In addition, flow visualization using a high speed camera is carried out.

E) A mathematical model for heat and mass transfer in a miniature heat pipe with a grooved wick structure is developed and solved analytically to yield the maximum heat transport rate and the overall thermal resistance under steady-state conditions. This model is verified by experimental study and numerical optimization is performed to enhance the thermal performance of the miniature heat pipe.

Finally, we have developed effective measurement technology for temperature distribution and heat transfer coefficient as follows:

A) The spectral remote sensing(SRS) inversion technique to determine the complex, line-of sight temperature distribution from the gas emission data at CO₂ 4.3micron is investigated. The gas database is generated and experimentally validated. Three inversion schemes are proposed and verified through experimental systems.

B) A basic study is performed to measure surface-coated naphthalene thickness using laser. It is shown that there is the linear correlation between the naphthalene thickness and the output voltage of the photo diode. The optical method to measure surface-coated naphthalene thickness is laid the groundwork for by this study.

C) The micro-thermal sensor array is developed to measure temperature distributions at the surface of microstructures. Microfabrication processes for the micro-thermal sensor array have advantages, simple and convenient processes.

D) A Diode Temperature Sensor Array (DTSA) for spatially and temperally resolved measurements of temperature fluctuations on the surface of the microstructure.

C O N T E N T S

Chapter 1. Motivation and Objectives

- 1.1 Heat transfer enhancement and suppression technology
- 1.2 Electric cooling technology
- 1.3 Effective measurement technology

Chapter 2. Literature Review

Chapter 3. Methodology and Results

3.1 Heat transfer enhancement and suppression technology

- 1.1 Study of heat transfer characteristics for plate-finned tube heat exchanger using a naphthalene sublimation technique
- 1.2 Numerical Optimization of the shape parameters of MMC(Manifold Microchannel) heat sink
- 1.3 Enhanced natural convective heat transfer in a enclosure using flow resonance
- 1.4 Development of technology for enhanced heat transfer of a realistic system using flow resonance
- 1.5 Development of super-insulation chip using MEMS technology

3.2. Electric cooling technology

- 2.1 Heat transfer characteristics of inclined jet impinging on pin fin heat sink
- 2.2 Experimental Study on the Fluid Flow and Heat Transfer Phenomena Using a Microchannel Heat Sink Subject to an Impinging Jet
- 2.3 Study on heat transfer enhancement of three dimensional hexahedral rib channel flow
- 2.4 Performance characteristics of a loop thermosyphon for heat source cooling
- 2.5. Thermal Optimization of Micro/Miniature Heat Pipe

3.3. Effective measurement technology

- 3.1 Measurement of temperature profile in a combustion gas layer using spectral remote sensing
- 3.2 A basic study of measurement of surface-coated naphthalene thickness using LASER
- 3.3 Development of Micro-thermal Sensor Array
- 3.4 Development of Diode Temperature Sensor Array(DTSA)

Chapter 4. Accomplishment and Contribution

Chapter 5. Applications and Future work

Chapter 6. References

목 차

제 1 장 연구개발과제의 개요

제 2 장 국내외 기술개발 현황

제 3 장 연구개발수행 내용 및 결과

3.1 열전달 억제 및 촉진 기술

1.1 환과 열교환기의 열전달 특성 연구

1.2 3차원 6면 요철이 주기적으로 위치한 관 내 열전달 상승에 관한 연구

1.3 자연대류공진을 이용한 밀폐용기 내부 열전달 촉진 기술

1.4 실제적 조건을 가지는 시스템의 유동공진을 이용한 열전달 촉진 기술

1.5 MEMS 공정 기술을 이용한 슈퍼 단열 칩의 개발

3.2 반도체 냉각 기술

2.1 경사진 층동제트를 이용한 핀 환 히트 싱크의 열특성 연구

2.2 층동 제트를 가지는 마이크로 채널 히트 싱크에서 유체 및 열 성능에 관한 실험적 연구

2.3 MMC (Manifold Microchannel) Heat Sink 수치 최적화

2.4 열원 냉각용 루프 써모사이폰의 작동 특성 연구

2.5 Micro/Miniature Heat Pipe 열성능 최적화 연구

3.3 최첨단 측정 기술

3.1 SRS를 이용한 연소가스의 온도분포 측정기술 개발

3.2 레이저를 이용한 열전달계수 측정기술 개발

3.3 Micro-thermal Sensor Array 개발

3.4 Diode Temperature Sensor Array(DTSA) 개발

제 4 장 목표달성도 및 관련분야에의 기여도

제 5 장 연구개발결과의 활용계획

제 6 장 연구개발과정에서 수집한 해외과학기술정보

제 7 장 참고문헌

제 1 장 연구개발과제의 개요

산업화가 가속화되고, 물질문명이 발달할수록 점차 개발되어지는 기기들은 소형화, 다기능화 됨으로써 열의 효율적인 이송이 요구되었다. 열의 효과적인 이송을 위하여 열의 이동과정과 그 해석을 다루는 학문인 열전달의 중요성은 지난 수십 년간 지속적으로 대두되어 오고 있다. 열전달 촉진에 관한 연구는 열교환기, 보일러, 가열기, 공기조화기, 전자부품냉각, 폐열회수 등 광범위한 분야에서 고성능화 및 고효율화를 추구하기 위하여 활발하게 응용되어 왔으며, 현재도 열전달 촉진기술 및 응용에 관한 다양한 연구개발이 이루어지고 있다.

컴퓨터 산업이 20C에 급격히 발달함으로써 컴퓨터의 구성장치들의 성능 또한 눈부신 발전을 거듭하고 있다. 특히 중앙처리장치(CPU)의 경우 몇 년 동안 100MHz에서 2.8GHz의 처리속도까지 발전하였다. 컴퓨터의 처리속도가 빨라짐으로써 중앙 처리 장치의 발열량도 급격히 늘어나게 되었다. 그리고 컴퓨터에 사용되는 마이크로프로세서 등과 같은 소자는 상당한 양의 열을 발생하게 되었으며, 이에 대한 해결책으로 여러 가지 고성능의 냉각장치(heat sink)를 개발해 왔다.

최근 세계적인 연구동향이 미시적인 기기에서의 각종 물리 화학적 현상으로 전향을 하고 있고 근래 수년간에 있어서 분자생물학 및 극소형 기계 및 전자 기기 분야에 있어서 이룩한 업적들은 향후 인류의 연구의 관심분야가 어디로 가야 하는지를 잘 보여주고 있다. 우리나라의 경우에 있어서도 이와 같은 추세에 발맞추어 마이크로 및 나노 스케일의 현상구명, 기기개발 등에 연구역량을 집중하여 가고 있다. 이러한 극소형 기기들의 공통된 특징은 기존의 기구들과는 작동원리가 아예 다르거나 기구 내에서 가장 중요시되는 현상이 다르다는 것이다. 채널의 간극이나 구조체의 두께가 수 마이크로 이하로 작아지면 적외선의 간섭과 터널링 효과 등으로 인하여 열복사의 양상도 아주 다르게 된다. 이에 따라 기존의 기기에서는 열복사가 완전히 차단된다고 가정하여 열복사를 무시할 수 있었던 것들이 전혀 맞지 않게 된다. 또한 나노 크기의 구조체에서는 열전도 현상도 푸리에 법칙에 의한 연속체적인 성질을 잃어버리게 된다.

본 연구에서는 위의 세 가지 동향, 즉, 열전달 촉진 및 억제 기술, 반도체 냉각 기술, 마이크로 및 나노 시스템에서의 유체 및 열전달의 기초 현상에 대한 원천 연구에 발맞추어 기술 개발을 수행하였다. 먼저, 환과 열교환기의 열전달 특성 연구, 3차원 6면 요철이 주기적으로 위치한 관 내 열전달 상승에 관한 연구, 자연 대류 공진을 이용한 밀폐용기 내부 열전달 촉진 기술, 실제적 조건을 가지는 시스템의 유동 공진을 이용한 열전달 촉진 기술, MEMS 공정 기술을 이용한 수퍼 단열칩의 개발의 5가지 세부 연구를 통하여 열전달 억제 및 촉진 기술의 발전을 이루었다. 평판형 환-관 열교환기는 그 형태가 간단하여 가장 광범위하게 쓰이는 열교환기로서 공기조화기기, 냉장기기 등에서 많이 사용되고 있다. 이 형태의 열교환기는 주로 기체와 액체사이의 열교환을 위해 주로 사용되므로, 상대적으로 열전도도가 낮은

기체쪽에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있다. 본 연구에서는 흰 간격, 튜브의 위치 그리고 튜브의 간격 등이 열전달에 미치는 영향에 대하여 나프탈렌 승화법이란 실험적 방법을 이용하여 알아보았다. 열전달 효율의 향상이라는 측면에서 유동공진(Flow Resonance)은 최근에 이론 및 응용 면에서 전 세계적으로 각광받고 있는 선도적인 신기술 중의 하나이다. 이 분야에서의 연구는 열, 유체공학의 기본적인 유동장 해석의 관점에서 학문적인 중요성을 가질 뿐만 아니라, 실용적인 공학 문제, 예를 들어, 전자 장치 시스템의 냉각, 밀폐공간의 강제적 공기조화, 핵반응기의 능동적 냉각 등에서도 응용가능성이 높다.

컴퓨터 CPU 및 반도체 냉각 기술 개발을 위해 경사진 충돌 제트를 이용한 편향 히트 싱크의 열특성 연구, 충돌 제트를 가지는 마이크로 채널 히트 싱크에서 유체 및 열 성능에 관한 실험적 연구, Manifold Microchannel 히트 싱크 수치 최적화, 열원 냉각용 루프 써모사이폰의 작동 특성 연구, Micro/Miniature Heat Pipe 열성능 최적화에 대한 연구가 수행 되었다. 냉각풍의 충돌 각도를 변화시켜가면서 그에 따른 히트 싱크의 열특성과 국부 열전달 계수의 변화를 구하였다. 작은 열저항, 작동의 신뢰성과 내구성 그리고 무동력에 무소음등이 현재 CPU냉각장치로서 요구되는 조건들이다. 본 연구에서는 이러한 조건을 만족하는 냉각장치를 궁리한 끝에 전혀 새로운 메카니즘으로 순환루프를 구성할 수 있는 루프 써모사이폰(Loop ThermoSyphon: LTS)을 제시하였으며 LTS 냉각 장치의 실용화 가능성을 실험적으로 입증하고자 하였다. 이를 위해 열원의 가열량과 작동유체 충전률을 변화에 따른 LTS의 전열성능을 평가하였다.

온도 및 열전달 계수의 측정 방법 기술 개발에서는 고온의 연소가스의 온도분포와 농도분포를 정확하게 측정할 수 있는 비접촉식 측정기술의 개발을 이루었다. CO_2 4.3마이크론 밴드에 대한 흡수밴드를 이용하여 비접촉방법(SRS기법)으로 1000도씨 이상의 고온가스체의 온도분포 측정기술을 개발하였다. 지금까지의 나프탈렌 승화법을 사용한 실험을 살펴보면 대부분의 경우에 있어 주조를 통해 나프탈렌 코팅면을 만들고 LVDT (Linear Variable Differential Transform)를 사용하여 나프탈렌의 두께를 측정한다. 비교적 정확한 두께 측정이 가능하여 열전달 계수 계산에 오차가 작으나 주조를 통해 만든 시편과 LVDT를 사용한 실험에서는 나프탈렌 코팅 표면에 직접 접촉하여 측정한다. 그러나 복잡하고 얇은 형상의 시편에 나프탈렌을 코팅하고 그 두께를 측정하는 것이 매우 어렵게 된다. 이를 해결하고자 본 연구에서는 증착을 통해 나프탈렌 코팅면을 제작하는 방법과 다이오드 레이저를 사용하여 나프탈렌의 두께를 측정하는 방법을 제안하였으며 기초 연구를 수행하였다. 또한 마이크로 및 나노 시스템에서의 기본 연구의 원천을 제공하고자 마이크로/나노 시스템에서의 온도 분포를 정확하게 측정할 수 있는 Micro-thermal Sensor Array와 Micro Temperature Sensor Array를 개발하였다.

제 2 장 국내외 기술개발 현황

열전달 연구는 1920년대에 시작되었고, 60년대이후 활발하게 진행되었으며, 90년 까지 발표된 총 논문은 4300여 편에 이르며, 2000 여편이 80년 이후에 연구된 것이다. 이렇듯 국내외에서 열전달 관련 연구는 활발히 진행되어 지고 있다. 이에 열전달 촉진에 관한 많은 기술 개발이 이루어져 왔다. 하지만 현재 열전달 촉진기술은 시스템을 변경하여야 하므로 산업현장에 직접 적용하기에는 한계가 있다. 따라서 시스템 변경을 하지 않는 유동공진을 이용한 열전달 촉진 기술 개발은 빠른 속도로 진보하고 있는 컴퓨터, 통신기기 등의 첨단 전자장비 뿐만 아니라 응축기, 증발기 등의 열교환기에 응용함으로써 기술력의 선점이 가능하며, 국내외 시장경쟁력을 배양할 수 있는 연구로써 그 가치가 매우 크다. 또한 유동공진을 이용한 열전달 촉진 기술개발은 열시스템 설계시 국외로의 기술료를 줄여 외화낭비를 막고 수입대체 효과를 가져올 것이며 열시스템의 성능 및 신뢰도를 높여 국내 산업체의 시장경쟁력 강화에 큰 역할을 수행하게 될 것이다.

Saboya, F.E.M.등 [1.1.1, 1.1.2]은 기체쪽의 원표면의 국소대류열전달계수를 실험적으로 구하였고, 튜브전면에서 열전달양이 다소 증가한다고 보고했다. Jang, J.Y.등 [1.1.3]은 튜브를 교차배열과 일렬배열하였을 때의 결과를 수치해석과 실험적으로 비교하여 열전달측면에서는 교차배열이, 압력강하측면에서는 일렬배열이 유리함을 보고했다. Tsai, S.F.등[1.1.4]은 교차배열된 2열 튜브에 대해 3차원적으로 수치해석하여 그 내부유동을 자세히 보고하였다. 그에 따르면, 튜브전면에서 시작된 말굽와류에 의해 튜브측면에서 약간의 열전달증가를 가져온다고 한다. Onishi, H.등[1.1.5, 1.1.6]은 3차원 수치해석을 통하여 원과 튜브표면의 국소열전달계수를 구하였고, 원 피치, 튜브 피치, 원 두께, 원 길이를 변화시키며 그 영향을 살펴보았다. 그러나 현재까지는 원과 튜브의 최적의 배열이나 위치에 대한 포괄적이고 심도있는 연구가 미미한 실정이다.

MEMS 공정을 이용한 단일칩의 개발 분야에 관한 기존 연구는 거의 없는 실정이다. 다만, Liang과 Han[1.5.1]은 evanescent wave를 고려하지 않고 micro/nano크기의 gap size를 가진 평행한 두 평판 사이에서 복사(radiation) 문제를 다루었다. 반면에 Whale과 Cravalho[1.5.2, 1.5.3]는 evanescent wave를 고려하여 두 평판 사이에서 복사 문제를 다루었지만 실제적으로 이들은 금속 코팅층이 포함된 다층 구조에서 문제를 다루지는 않았다. 금속 코팅층이 포함된 실질적인 다층 구조에서 복사 열전달에 관한 문제를 다룸으로서 Micro 구조에서 복사 열전달 특성에 관한 기초 기술 자료를 제공하게 될 것이다.

히트 싱크(Pin Fin Heat Sink ; PFHS)의 형상, 재질, 냉각 풍의 방향 등에 대한 많은 연구가 있었다. 핀 형 히트 싱크 연구는 핀 형상, 노즐에 대한 히트 싱크의 위치, 히트 싱크 재료, 레이놀즈수(Reynolds number)등의 효과를 고려한 광범위한 영역에서 진행되어 왔다. Sara[2.1.1]는 직교류에서 원 형상에 따른 레이놀즈수와 누셀트수(Nusselt number)의

관계식을 제시하였고, Shaukatullah[2.1.2]등은 직교류에서 핀 힌트 싱크의 형상을 최적화 하였다. Sparrow와 Larson[2.1.3]은 상부 냉각 방식에 대하여 나프탈렌 승화법을 이용하여 핀 힌트의 가장 자리에서의 힌이 내부의 힌보다 열전달 성능이 우수함을 밝혔고, Ledezma[2.1.4]등은 충돌제트에서 힌 간격 설계를 최적화 하였다. Maveety[2.1.5]등은 충돌제트에서 힌 형상, 레이놀즈수, 노즐 위치를 바꿔가면서 연구를 수행하였다. 본 연구에서 경사지게 냉각풍이 충돌하는 경우에 대하여 실험적 연구를 수행함으로써 높은 효율을 가지는 핀 힌트 싱크 개발에 기초적인 기술 자료를 제공하게 될 것이다.

1942년 미국의 Gaugler 가 처음으로 히트 파이프의 개념에 대해 소개한 후에 히트 파이프는 미국, 유럽 및 일본 등지에서 꾸준히 연구되어 왔다. 최근에는 전자 제품의 소형화, 고발열화에 따른 전자제품 냉각장치에 주요 요소로서 각광 받도 있으며, 이미 Pentium 급 Notebook 과 Sub-notebook Computer에 장착되어 사용되고 있다. 히트 파이프는 1990년 초반에 국내에 소개되어 활발한 연구가 진행되고 있다. 특히, 소형 히트 파이프에 대한 연구는 비교적 진척된 상태이며, 이미 실용화 단계에 들어섰다고 평가할 수 있다. 그러나 다각단면 히트 파이프의 경우 제조 기술 개발 및 이론적인 연구 사례가 없으며 이에 대한 연구 개발이 시급한 실정이다.

본 연구에서 제시하는 LTS는 밀폐형 2상유동 자연순환 회로[2.4.1]와 진동세관형 히트 파이프[2.4.2]를 개선한 것이라 할 수 있다. 이육헌등[2.4.3]은 순환식 히트 파이프의 작동특성에 관한 연구를 수행하였고, Chen등[2.4.4, 2.4.5], McDonald등[2.4.6, 2.4.7, 2.4.8] 이외의 많은 연구자들이 밀폐형 2상유동 자연순환 회로에 관한 연구를 수행하였다. 하지만, 기존 연구에서 알 수 있듯이 본 연구에서 제안한 LTS 모델이 CPU냉각에 적용된 경우는 거의 보고된 적이 없다.

현재 고온 연소가스의 온도 측정의 경우 대개는 막연히 '분위기 온도'라는 것을 복사형 온도계로 측정하여 쓰고 있다. 그러나 복사형 온도계나 열전대(thermocouple)를 통해 연소가스의 상세한 온도정보를 이끌어내기에는 센서 설치의 어려움 등으로 많은 제약이 따른다. 그러나 비접촉식 측정방식으로 보다 정확한 가스 온도를 측정하는 SRS(Spectral Remote Sensing)는 전반적인 장치가 저가이고 간단하면서도 시선방향의 가스 온도의 분포를 직접 계측할 수 있으며, 오차도 수 퍼센트 이내로 줄일 수 있어서 현장적 적용 가능성이 가장 크다 할 수 있다.

지금까지의 나프탈렌 승화법을 사용한 실험[3.2.2, 3.2.3, 3.2.4]을 살펴보면 대부분의 경우에 있어 주조를 통해 나프탈렌 코팅면을 만들고 LVDT(Linear Variable Differential Transform)를 사용하여 나프탈렌의 두께를 측정한다[3.2.5]. 비교적 정확한 두께 측정이 가능하여 열전달 계수 계산에 오차가 작다. 그러나 이러한 주조를 통해 만든 시편과 LVDT를 사용한 실험에서는 몇 가지 문제점이 있다. 따라서 본 기초 연구를 수행하여 얻어진 결과들로부터 형상이 복잡하거나 균일하지 못한 경우에 대하여 보다 쉬운 두께 측정과 적은 오차를 가진 측정 기술이 개발될 것으로 기대된다.

Diode Temperature Sensor Array(DTSA)을 개발하고자 1998년 미국 Maryland 대학의 Kim 등은 다이오드 (Diode)를 가로 32개, 세로 32개의 Array로 제작하여

온도를 측정하려고 시도하였다. 하지만 제작상의 어려움으로 인해 1024개의 센서 중에서 16개의 센서만이 작동하는데 그치었다.

결과적으로, 본 연구에서 개발되어진 열전달 촉진 및 억제 기술은 응축기, 증발기 등의 열 교환기기에 응용함으로써 기술력의 선점이 가증하며, 국내외 시장 경쟁력을 배양할 수 있는 연구로써 그 가치가 매우 크다. 본 연구의 반도체 냉각 기술의 개발은 빠른 속도로 진보하고 있는 컴퓨터, 통신 기기 등의 전자 장비에 적용할 수 있어, 국외로의 기술료를 줄여 외화 낭비를 막고 수입 대체 효과를 가져 올 것으로 예상된다. 마지막으로 본 연구를 통해 개발되어진 측정 기술은 국내외 최초로 시도되는 최첨단 기술이다. SRS를 이용한 연소 가스의 온도 분포 측정 기술은 환경 및 대기 과학 분야에서 대기 중의 오염 물질 농도 분포 측정에도 활용이 가능하며, 인체 내부의 질병과 관련된 화학종의 농도 분포를 측정하는 의료 산업에도 유용하게 적용될 수 있다. 특히 본 연구를 통해 개발되는 Micro-thermal Sensor Array와 Micro Temperature Sensor Array 는 마이크로/나노 시스템에서의 유동 및 열전달 현상을 규명하는데 유용하게 활용 될 수 있다.

제 3 장 연구 개발 수행 내용 및 결과

1. 열전달 억제 및 촉진 기술

1.1. 환과 열교환기의 열전달 특성 연구

가. 실험 배경 및 목적

평판형 환-관 열교환기는 그 형태가 간단하여 가장 광범위하게 쓰이는 열교환기로서 공기조화기기, 냉장기기 등에서 많이 사용되고 있다. 이 형태의 열교환기는 주로 기체와 액체사이의 열교환을 위해 주로 사용되므로, 상대적으로 열전도도가 낮은 기체쪽에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있다. Saboya, F.E.M.등[1.1.1, 1.1.2]은 기체쪽의 환표면의 국소대류열전달계수를 실험적으로 구하였고, 튜브전면에서 열전달양이 다소 증가한다고 보고했다. Jang, J.,Y.등[1.1.3]은 튜브를 교차배열과 일렬배열하였을 때의 결과를 수치해석과 실험적으로 비교하여 열전달측면에서는 교차배열이, 압력강하측면에서는 일렬배열이 유리함을 보고했다. Tsai, S.F.등[1.1.4]은 교차배열된 2열 튜브에 대해 3차원적으로 수치해석하여 그 내부유동을 자세히 보고하였다. 그에 따르면, 튜브전면에서 시작된 말굽와류에 의해 튜브측면에서 약간의 열전달증가를 가져온다고 한다. Onishi, H.등[1.1.5, 1.1.6]은 3차원 수치해석을 통하여 환과 튜브표면의 국소열전달계수를 구하였고, 환 피치, 튜브 피치, 환 두께, 환 길이를 변화시키며 그 영향을 살펴보았다.

그러나 현재까지는 환과 튜브의 최적의 배열이나 위치에 대한 포괄적이고 심도 있는 연구가 미미한 실정이다. 따라서 본 연구에서는 환 간격, 튜브의 위치 그리고 튜브의 간격 등이 열전달에 미치는 영향에 대하여 나프탈렌 승화법이란 실험적방법을 이용하여 알아보도록 한다.

나. 이론적 배경

나프탈렌 승화법이란 열전달과 물질전달의 수식상의 유사성을 이용한 것이다. 이를 알아보기 위하여 무차원화된 다음의 두 식을 비교해 보자.

$$u^* \frac{\partial T^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial T^*}{\partial y^*} = \frac{1}{Re_L Pr} \left(\frac{\partial^2 T^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 T^*}{\partial y^{*2}} \right) \quad (1.1.1)$$

$$u^* \frac{\partial m_{Na}^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial m_{Na}^*}{\partial y^*} = \frac{1}{Re_L Sc} \left(\frac{\partial^2 m_{Na}^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 m_{Na}^*}{\partial y^{*2}} \right) \quad (1.1.2)$$

여기서 사용된 무차원 변수와 파생된 무차원수는 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
x^* &\equiv \frac{x}{H} \quad \text{and} \quad y^* \equiv \frac{y}{H} \\
u^* &\equiv \frac{u}{U} \quad \text{and} \quad v^* \equiv \frac{v}{U} \\
T^* &\equiv \frac{T - T_s}{T_\infty - T_s} \\
m_{Na}^* &\equiv \frac{m_{Na} - m_{Na,s}}{m_{Na,\infty} - m_{Na,s}}
\end{aligned} \tag{1.1.3}$$

$$\begin{aligned}
Re_H &\equiv \frac{UH}{\nu} \\
Pr &\equiv \frac{\nu}{\alpha}, \quad Nu \equiv \frac{hH}{k} \\
Sc &\equiv \frac{\nu}{D_{Na}}, \quad Sh \equiv \frac{h_m H}{D_{Na}}
\end{aligned} \tag{1.1.4}$$

u , v 는 각각 x 방향과 y 방향의 속도이고, T 는 온도, m_{Na} 는 나프탈렌의 Mass Fraction이다. 그리고 α 는 Thermal Diffusivity이고 D_{Na} 는 나프탈렌의 공기로의 Diffusion Coefficient이다. 또한, U 는 평균 유속이고 H 는 흰사이의 거리이다. 식 1.1.1과 식 1.1.2을 비교해 보면 그 형태가 수학적으로 동일함을 알 수 있다. 따라서 물질전달량을 실험적으로 측정하여 Sh 수를 구하면 그에 대응하는 Nu 수를 산출할 수 있게 된다.

먼저 물질전달량 \bar{m}'' 은 다음과 같은 식으로 표현할 수 있다.

$$\bar{m}''(x, y) = \rho_{Na, solid} \delta(x, y) / \Delta t \tag{1.1.5}$$

여기서 $\rho_{Na, solid}$ 는 고체상태의 나프탈렌의 밀도이다. 그러므로 국소물질전달계수 h_m 은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$h_{m(x, y)} = \frac{\rho_{Na, solid} \delta(x, y) / \Delta t}{\rho_{Na, sat} - \rho_{Na, bulk}} \tag{1.1.6}$$

이때 $\rho_{Na, sat}$ 는 나프탈렌 표면에서의 밀도로서 포화증기압에서부터 이상기체상태방정식을 이용하여 구한다. 그리고 $\rho_{Na, bulk}$ 는 다음의 식에서 구한다.

$$UH(\rho_{Na, bulk} - \rho_{Na, bulk, in}) = 2 \int_0^x \bar{m}'' dx' \tag{1.1.7}$$

$\rho_{Na, bulk, in}$ 는 입구에서의 나프탈렌 밀도로서 제로이므로 식 1.1.7은 다음과 같이 된다.

$$\rho_{Na, bulk} = \frac{2}{UH} \int_0^x \rho_{Na, solid} \delta(x, y) / \Delta t dx' \quad (1.1.8)$$

그러므로 물질전달계수 h_m 은 식 1.1.9과 같이 구해진다.

$$h_{m(x, y)} = \frac{\rho_{Na, solid} \delta(x, y) / \Delta t}{\rho_{Na, sat} - \frac{2}{UH} \int_0^x \rho_{Na, solid} \delta(x, y) / \Delta t dx'} \quad (1.1.9)$$

이로부터 Sh 수를 구하면 된다.

다. 실험 장치 및 열전달 실험

나프탈렌 승화법을 이용하여 흰 표면의 대류열전달계수를 측정하기 위해서는 환과 환 사이의 유동을 모사할 수 있는 한 쌍의 평판이 필요하며, 그 표면 위에는 나프탈렌이 얇게 도포되어야 한다. 따라서 본 연구에서는 측정이란 측면에서 가장 유리한 나프탈렌 주조의 방법을 사용하였다. 그림 1.1.1은 시편의 확대된 모습이다. Stainless Steel로 제작된 시편 표면에 나프탈렌을 주조한 뒤, 두 시편을 흰 간격만큼 띄우고 결합한다. 이때 튜브를 모사할 수 있는 아크릴 재질의 디스크를 두 시편 사이에 부착하면 된다.

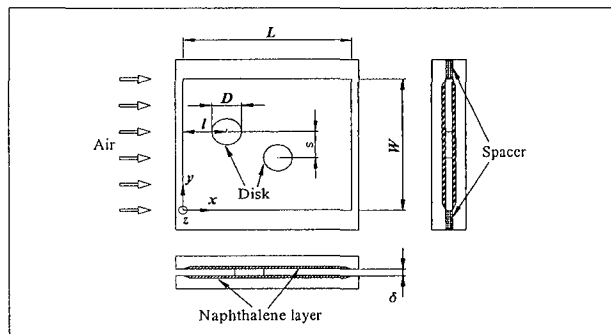


그림 1.1.1 Schematic Diagram of the Test Section

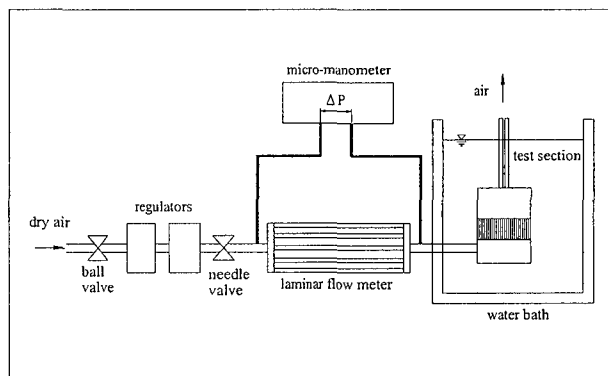


그림 1.1.2 Schematic Diagram of the Experimental Apparatus

시편 사이의 유동을 위해 압축공기를 사용하였고, 이에 따라 실험장치를 그림 1.1.2와 같이 구성하였다. 여기서 밸브와 레귤레이터는 유량을 조절하기 위한 장치이다. 실험시 유량은 매우 작으므로(1 l/min에서 20 l/min정도) 정밀한 유량측정을 위해 층류유량계를 제작하였다. 12개의 직경 6mm의 미세관다발을 만들고, 이를 통과하며 감소하는 압력을 Micro-manometer를 사용하여 측정한 후, 이 값을 유량으로 환산하였다. 사용된 Micro-manometer는 Furness사의 MO520으로서 최고 199.9Pa까지 측정이 가능하고 0.0001Pa의 정확도를 갖는다. 유량측정장치를 통과한 공기는 온도조절을 위한 항온조를 통과하며 정해진 온도로 유지된 후, 시편으로 들어가게 된다. 시편 및 공기의 온도는 실험시 $30\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 이내로 유지되었는데, 이것은 1°C 의 오차가 약 10%의 물질전달계수의 오차를 가져오기 때문이다.

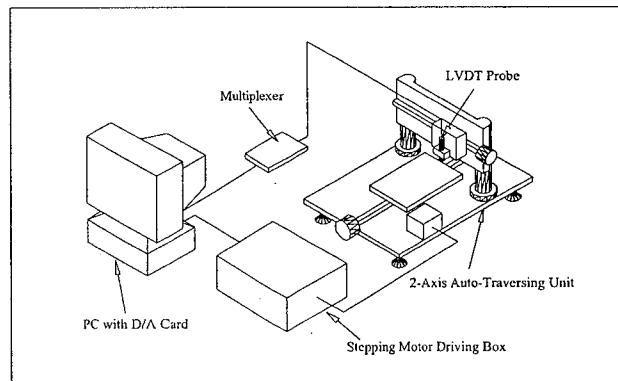


그림 1.1.3 Schematic Diagram of the Sublimated Depth Measurement System

그림 1.1.3은 나프탈렌의 승화깊이를 측정하는 측정장치를 나타낸다. 자동이송장치는 PCL839라는 Data Acquisition Card를 통해 PC로 제어하며, 실험 전과 후에 각각 시편표면의 높이를 LVDT를 사용하여 측정한 후, 그 차이를 기록한다. 이 차이를 총 실험시간으로 나누면 각 위치에서의 단위시간당 물질전달량이 된다. 사용된 LVDT는 Sensotec사의 060-3587-01으로서, 측정범위가 $\pm 0.508\text{mm}$, 선형도 오차가 0.17%이다.

(1). 단일 튜브에 대한 실험 결과

튜브가 일렬만 있을 때의 경우로서, 흰의 면적이 일정할 때 튜브의 길이방향으로의 위치에 따른 열전달 효과를 알아보는 실험이다.

그림 1.1.4는 튜브가 한 개 일 때의 전형적인 측정결과로서 $Re_D = 2,660$, $\delta = 4\text{mm}$, $l = 50\text{mm}$ 인 경우이다. 그림 1.1.4에서 보이듯이 흰의 입구부분과 튜브의 전면에서 매우 큰 물질전달이 이루어지고 있는 것을 알 수 있다. 흰의 입구부분에서 물질전달이 잘 일어나는 것은 경계층유동이 발생하기 때문이고, 튜브의 전면부분에서의 이유는 말굽와류가 생성되기 때문이다. 튜브에 의하여 흐름에 방해받은 공기는 와류를 생성하게 되고, 이 와류는 튜브의 전면부에서 시작하여 튜브의 측면을 돌아나가며 U-

형태의 궤적을 그리게 된다. 이 때 그 형태가 말굽과 같기 때문에 이를 말굽와류라고 부르게 된다. 이 말굽와류는 한 개만 존재하는 것이 아니라 유량이나 흰 사이의 간격이 커지게 되면, 그림 1.1.5에서 보이는 바와 같이, 두 번째의 와류를 형성하기도 한다.

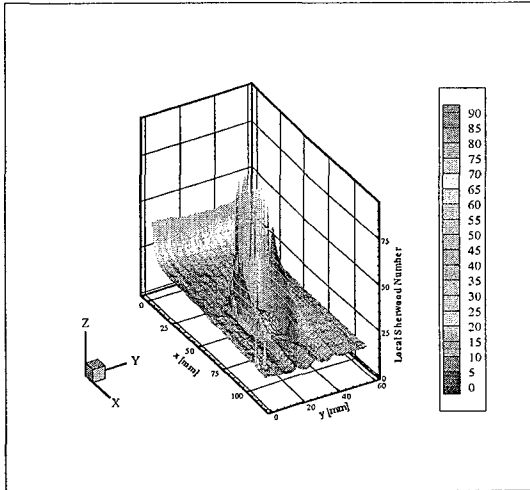


그림 1.1.4 A Typical 3-D Plot of the Sublimation Depth in the Case of Single Tube

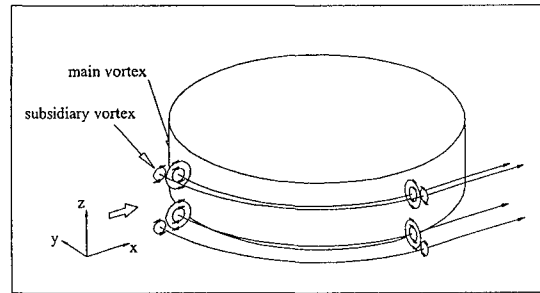


그림 1.1.5 Illustration of the Main and the Subsidiary Horseshoe Vortices Around the Tube

그림 1.1.6은 흰의 면적이 일정할 경우, 튜브의 위치에 따른 물질전달량의 변화를 나타낸 것이다. 모든 경우에서 튜브를 유동의 하류 쪽에 위치할수록 물질전달량이 많아짐을 알 수 있다. 이것은 경계층의 발달 영향과 말굽와류의 영향이 서로 중첩될 경우에 그 크기가 단순히 합해지는 것이 아님을 보여준다. 따라서 경계층이 완전히 발달할 때까지는 튜브를 하류쪽으로 위치할수록 물질전달측면에서 유리함을 알 수 있다.

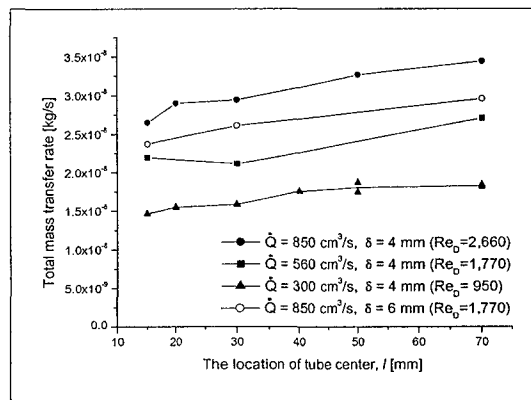


그림 1.1.6 Effect of the location of tube center on total mass transfer rate with various Reynolds number and gap size

그림 1.1.6에서 알 수 있는 또 다른 사실은, 유량이 일정할 경우에는 흰 간격이 커질수록 물질전달량이 줄어들게 된다는 것이다(속이 채워진 동그라미와 속이 빈 동그라미). 그 이유는, 흰 간격이 커지면서 유량을 일정하게 유지하려면 평균유속이 작아지게 되기 때문이다. 만약 평균유속을 일정하게 유지하면서 흰 간격을 증가시키면 물질전달량도 커지게 된다(속이 채워진 네모와 속이 빈 동그라미).

(2). 이열 튜브에 대한 실험 결과

단일 튜브와는 달리 이열일 경우에는 그 방법에 따라 직렬배열과 교차배열로 구분할 수 있다. 현재 밝혀진 바로는 교차배열이 열전달측면에서는 유리하고 압력손실측면에서는 불리하다고 알려져 있다. 본 연구에서는 교차배열을 할 경우, 그 교차 정도를 바꿔가며 최적의 배열을 살펴보았다.

그림 1.1.7은 전형적인 이열 튜브에서의 흰 표면의 물질전달량을 나타낸 것으로서 ($Re_D = 2,660$, $\delta = 4\text{mm}$, $s = 20\text{mm}$), 각 각의 튜브 전면부에서 매우 큰 물질전달이 일어남을 보여주고 있다. 이것은 두 번째 튜브가 첫 번째 튜브와 교차된 경우에는 두 튜브 모두에서 말굽와류가 생성됨을 말한다. 또한 첫 번째 튜브에서 형성된 말굽와류가 두 튜브사이의 공간으로 파고 들면서 두 번째 튜브의 전면부에 보다 강한 말굽와류를 형성시키게 되어 오히려 첫 번째 튜브의 것보다 더 큰 물질전달을 일으키게 함을 알 수 있다. 그리고 첫 번째 튜브의 존재로 인해 유효 유동 단면적이 줄게 되고, 이에 따라 흰 사이의 평균유속이 증가되는 것 또한 두 번째 튜브에서의 물질전달량의 증가 원인으로 들 수 있다.

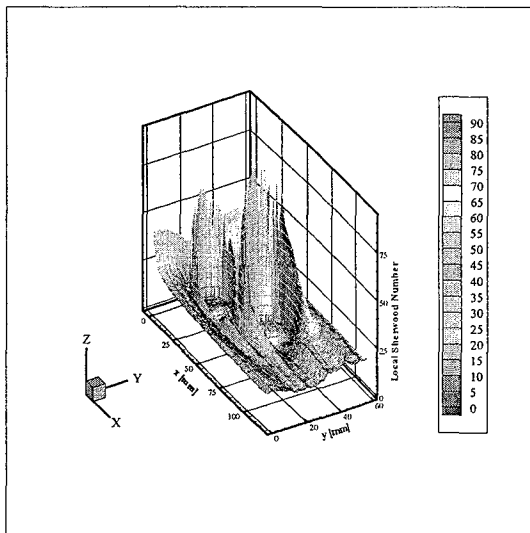


그림 1.1.7 A Typical 3-D Plot of the Sublimation Depth in the Case of Double Tubes

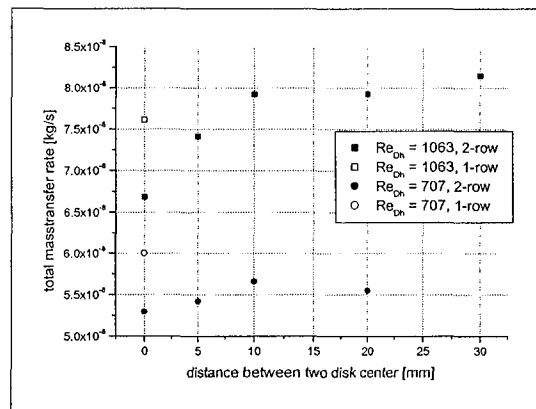


그림 1.1.8 Effect of the offset in y-direction between the two tube centers on total mass transfer rate with various Reynolds number

그림 1.1.8은 두 튜브사이의 교차된 정도가 물질전달에 주는 영향을 나타낸 것이다.

속이 채워진 도형들로 나타낸 점들이 이열 튜브의 경우이고, 속이 빈 도형들로 나타낸 점들은 같은 흰 간격과 유량에서의 단일 튜브의 경우이다. 이열 튜브의 경우, 교차 정도가 커질수록 총 물질전달량이 증가하지만, 교차 정도가 튜브의 반경보다 커지게 되면 총 물질전달량의 증가는 한계에 다다르게 된다. 즉, 튜브의 반경크기로 두 개의 튜브를 교차시키면 앞 문단에서 언급된 교차 효과는 포화상태에 이르게 된다는 것을 의미한다.

그림 1.1.8에서 알 수 있는 또 다른 사실은, 튜브가 두 개인 경우의 총 물질전달량이 한 개의 경우에서 보다 커질 수도 있다는 것이다. 이것은 유량이 커질 경우 나타나는 사실로서, 첫 번째 튜브에서 와류의 접힘현상(Vortex Shedding)이 발생하기 때문이라고 생각된다. 즉, 첫 번째 튜브의 후류에서 형성된 접힘 와류가 두 번째 튜브 근처의 유동장에 영향을 주게 되고, 이에 따라 두 번째 튜브의 후류에서의 접힘 와류의 형성을 가속화하기 때문인 것으로 예상된다.

라. 유동가시화 및 압력강하 측정

앞선 연구내용을 통해서도 언급하였듯이 평판형 환-관 열교환기에서 말굽와류나 경계층 유동의 발달이 열전달을 증가시키는 중요요소를 분명히 밝히고 있다. 따라서 본 연구에서는 흰 간격, 튜브의 위치 그리고 튜브의 간격 등이 열전달성능에 미치는 영향에 대하여 살펴보기 위하여 스모크를 이용한 유동의 가시화실험과 압력손실 측정실험을 수행하고, 이로부터 유동의 구조 및 최적의 환-관 배열에 대해 심도 있게 고찰하였다.

유동가시화에서 사용된 시편은 아크릴로 만든 두 개의 평판과 디스크로 이루어져 있고, 스모크는 아크릴 판에 만들어진 5개의 구멍을 통하여 공기 유입방향과 직각을 이루면서 분사되어진다. 이 구멍들은 압력측정 실험에서도 사용되어지는데, 평판환의 평균입구압력을 측정하게 된다. 물론 평판의 출구 측에도 7개의 압력 측정용 구멍이 있고 이것으로부터 출구의 평균압력을 측정하게 된다. 압력차는 전자적 마이크로 마노미터(최대 200Pa)를 사용하여 측정을 하였고, 평판사이의 간격은 테플론 수지로 만들어진 스페이서를 이용하여 4mm로 유지하였다. 이 때 평판의 넓이는 관직경과 관의 이격에 비해 충분히 넓어서 스페이서에 의한 벽면 효과는 무시할만 하였다.

시편으로 들어가는 공기는 두 개의 압력조절기(Regulator)와 밸브를 통하여 조절하였고, 그 유량은 층류유량계(Laminar-Flowmeter)를 사용하여 측정하였다. 층류유량계는 내경 4mm, 길이 500mm의 12개의 관을 사용하여 제작하였고, 관내의 유동은 완전히 층류이기 때문에 이론적인 Hagen-Poiseuille 유동이 되었다. 따라서 실험적인 보정을 거친 후 사용하였다.

실험 인자로는 레이놀즈수 Re_D (평균입구유속 기준), 이중 관에서 두 관 사이의 이격 s/D , 그리고 환의 입구에서 관까지의 거리 l/D 를 사용하였다. 이 인자들은 각각 다음과 같이 변화시켰다.

$Re_D=950, 1,770$ 그리고 $2,660$

$s/D=0.25$ 그리고 0.5 (압력측정 실험 시, $s/D=0.0, 1.0$ 그리고 1.5 를 추가)

$l/D=1.25, 1.75, 2.5$ 그리고 3.5 .

(1). 단일튜브에 대한 유동가시화

먼저, 단일 튜브배열에서의 유동가시화에 대한 결과를 살펴보면, Re_D 가 950일 때, 그림 1.1.9 (a)는 실린더 뒤편의 커다란 순환하는 쌍와류의 결과이다. Re_D 가 증가함에 따라(b, c), 와류의 크기는 커지고, 꼬리부분의 유맥선도 진동하기 시작한다. 또한 Re_D 가 2660까지 증가되면, 그림 1.1.9 (c)에서 보는 바와 같이, 실린더 뒤편에서 와류는 활발히 발산하며, 와류발산에 의해 튜브 뒤쪽의 연기는 산만하게 분산된다. 이는 Re_D 가 420이고, δ/D 이 0.265일 때 진동 교차하는 쌍와류의 발전에 대한 Romero -Mendez et al. (2000)의 논문에서 알 수 있으나, 여기에서 δ/D 이 0.2정도로 작음을 감안하면, Re_D 가 1000일 때까지는 진동이 관찰되지 않았다. 이는 δ/D 가 작기 때문에 평행판이 유동의 불안정성을 억제하여, 와류의 발전이 Re_D 가 큰 경우까지 더디게 된다. 더욱이, 평행판이 없는 실린더 유동의 경우, Re_D 가 50정도의 초반에서 와류의 발전이 시작됨을 잘 뒷받침 해주고 있다. [Williamson, 1996]. 이러한 결과는 난류도 아니고, 평행판 사이를 천천히 움직일 때의 포텐셜 유동- Hele-Shaw 유동-도 아닌 전형적인 실용 핀이나 튜브의 경우에 해당되고[Lamb, 1945], 대부분 튜브 뒤편의 큰 쌍와류를 동반하는 미소 진동하는 유동과 정상상태 유동에 해당한다. 이러한 유동 형태는 Tsai and Sheu (1998)에 의해 Re_D 이 1000, δ/D 0.19일 때의 결과로 잘 설명되어 있다. Tsai 와 Sheu는 순환하는 유체의 튜브에 후류를 형성하는 것과 동반하여 튜브의 선단 가까이에 유동의 분리 현상이 존재한다는 것을 증명했다.

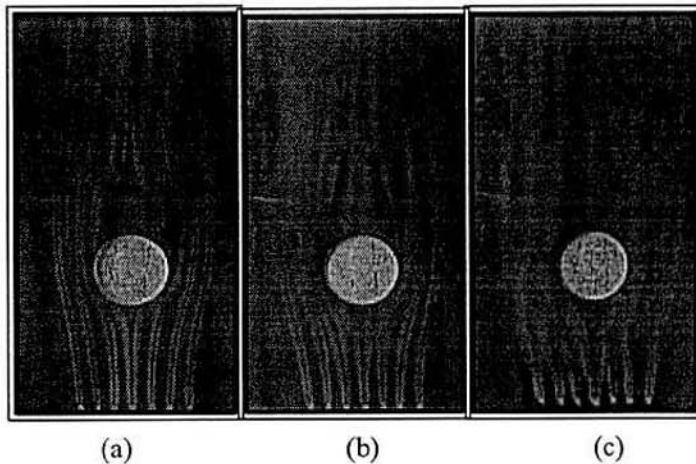


그림 1.1.9 Evolution of Flow Field behind the Tube with Increasing Reynolds Number for $\delta/D=0.2$,

(a) $Re_D=950$, (b) $Re_D=1,770$, (c) $Re_D=2,660$.

$Re_D=950, 1,770$ 그리고 $2,660$

$s/D=0.25$ 그리고 0.5 (압력측정 실험 시, $s/D=0.0, 1.0$ 그리고 1.5 를 추가)

$l/D=1.25, 1.75, 2.5$ 그리고 3.5 .

(1). 단일튜브에 대한 유동가시화

먼저, 단일 튜브배열에서의 유동가시화에 대한 결과를 살펴보면, Re_D 가 950일 때, 그림 1.1.9 (a)는 실린더 뒤편의 커다란 순환하는 쌍와류의 결과이다. Re_D 가 증가함에 따라(b, c), 와류의 크기는 커지고, 꼬리부분의 유맥선도 진동하기 시작한다. 또한 Re_D 가 2660까지 증가되면, 그림 1.1.9 (c)에서 보는 바와 같이, 실린더 뒤편에서 와류는 활발히 발산하며, 와류발산에 의해 튜브 뒤쪽의 연기는 산만하게 분산된다. 이는 Re_D 가 420이고, δ/D 이 0.265일 때 진동 교차하는 쌍와류의 발전에 대한 Romero -Mendez et al. (2000)의 논문에서 알 수 있으나, 여기에서 δ/D 이 0.2정도로 작음을 감안하면, Re_D 가 1000일 때까지는 진동이 관찰되지 않았다. 이는 δ/D 가 작기 때문에 평행판이 유동의 불안정성을 억제하여, 와류의 발전이 Re_D 가 큰 경우까지 더디게 된다. 더욱이, 평행판이 없는 실린더 유동의 경우, Re_D 가 50정도의 초반에서 와류의 발산이 시작됨을 잘 뒷받침 해주고 있다. [Williamson, 1996]. 이러한 결과는 난류도 아니고, 평행판 사이를 천천히 움직일 때의 포텐셜 유동- Hele-Shaw 유동-도 아닌 전형적인 실용 핀이나 튜브의 경우에 해당되고[Lamb, 1945], 대부분 튜브 뒤편의 큰 쌍와류를 동반하는 미소 진동하는 유동과 정상상태 유동에 해당한다. 이러한 유동 형태는 Tsai and Sheu (1998)에 의해 Re_D 이 1000, δ/D 0.19일 때의 결과로 잘 설명되어 있다. Tsai 와 Sheu는 순환하는 유체의 튜브에 후류를 형성하는 것과 동반하여 튜브의 선단 가까이에 유동의 분리 현상이 존재한다는 것을 증명했다.

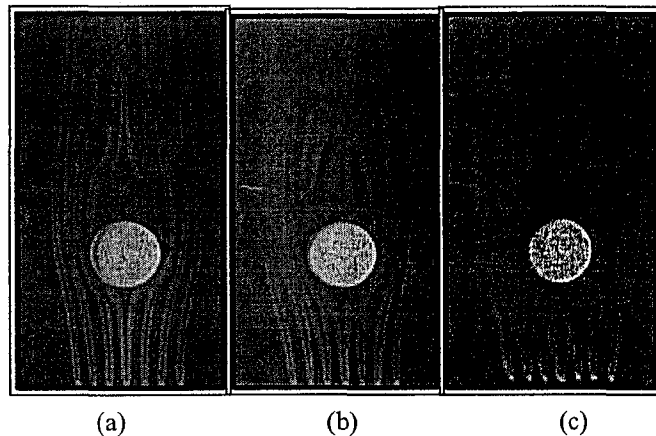


그림 1.1.9 Evolution of Flow Field behind the Tube with Increasing Reynolds Number for $\delta/D=0.2$,

(a) $Re_D=950$, (b) $Re_D=1,770$, (c) $Re_D=2,660$.

(2). 이열 튜브에 대한 유동가시화

튜브 열이 두 개가 될 때, 평행판 사이의 유동 형태 Re_D 와 튜브 이격에 보다 민감하게 반응한다. 두 번째 튜브 앞의 유동에 영향을 미치는 세가지 요인들에는 후류, 첫 번째 튜브에 의해 발전된 말굽 와류, 완전 발달된 경계층 유동 등이 있다. 단일 튜브의 경우보다 작은 크기의 첫 번째 튜브 뒤쪽의 후류 크기는 Re_D 에 상관없이 거의 상수를 유지한다. 첫 번째 튜브에서 생성된 말굽와류는 두 번째 튜브와 그 주위의 유동과 충돌하고, Saboya and Sparrow [1.1.2]이 언급한 바와 같이, 발달하는 경계층은 거의 두 번째 튜브 앞에서 완전 발달하게 된다.

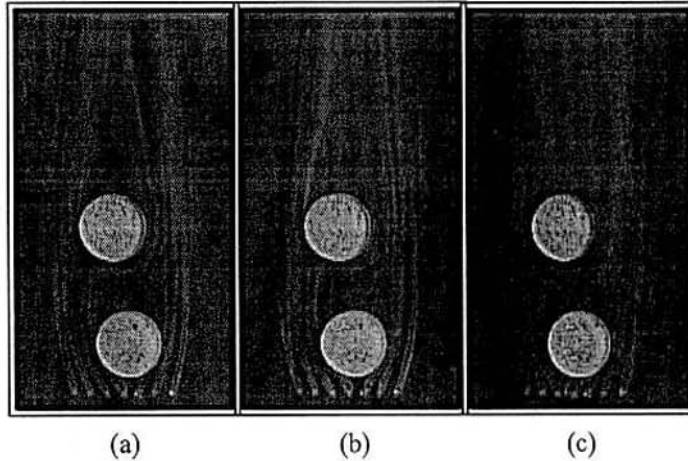


그림 1.1.10 Interaction of Flow Field between the Two Tubes with Increasing Reynolds Number for $\delta/D=0.2$ and $s/D=0.25$, (a) $Re_D=950$, (b) $Re_D=1,770$, (c) $Re_D=2,660$.

그림 1.1.10처럼 이격이 작다면 ($s/D=0.25$), 첫 번째 튜브는 두 번째 튜브 주위의 유동을 방해하고, 유동의 속도를 낮추게 된다. 즉, 첫 번째 튜브로부터 발전된 말굽 와류는 두 번째 튜브의 후류 영향이 없는 왼쪽 면을 따라 나아간다는 의미이다. 또한 두 번째 튜브 앞의 말굽와류는 첫 번째 튜브에 가려진 영역에서 찾아 볼 수 있다. Re_D 이 2660까지 증가할 때, 강한 와류 발산에 의하여 튜브 뒤쪽의 이미지는 흐릿하게 보인다. 그림 1.1.11에서 적당한 이격($s/D=0.5$)일 때, 튜브 사이 공간이 충분히 넓기 때문에 공기 유동은 튜브 전반에 걸쳐 잘 빠져나가게 되고, 첫 번째 튜브의 방해 효과는 급감 한다. 두 튜브사이에 공기유동 방향으로 인하여, 두 번째 튜브 앞의 말굽 와류 크기는 앞의 경우($s/D=0.25$) 보다 커지게 되고, 첫 번째 튜브 뒤편의 쌍와류는 보다 비대칭적이 됨과 동시에, 두 번째 튜브 뒤쪽의 와류발산을 가속시킨다. 따라서 그림 1.1.11(b)에서 보는 바와 같이 Re_D 이 1770이 되면, 튜브 뒤쪽의 흐릿한 이미지는 보다 선명하게 된다. Re_D 수 증가에 따라 커지는 첫 번째 튜브 뒤쪽의 후류는 두 번째 튜브의 유동을 보다 방해하고 되나, 두 번째 튜브 앞의 말굽 와류는 Re_D 에 따라 더욱 발전하게 된다. 이는 튜브사이의 입구 유동에 비스듬한 방향으로의 공기유량 증가에 기인하고 있다.

(2). 이열 튜브에 대한 유동가시화

튜브 열이 두 개가 될 때, 평행관 사이의 유동 형태 Re_D 와 튜브 이격에 보다 민감하게 반응한다. 두 번째 튜브 앞의 유동에 영향을 미치는 세가지 요인들에는 후류, 첫 번째 튜브에 의해 발전된 말굽 와류, 완전 발달된 경계층 유동 등이 있다. 단일 튜브의 경우보다 작은 크기의 첫 번째 튜브 뒤쪽의 후류 크기는 Re_D 에 상관없이 거의 상수를 유지한다. 첫 번째 튜브에서 생성된 말굽와류는 두 번째 튜브와 그 주위의 유동과 충돌하고, Saboya and Sparrow [1.1.2]이 언급한 바와 같이, 발달하는 경계층은 거의 두 번째 튜브 앞에서 완전 발달하게 된다.

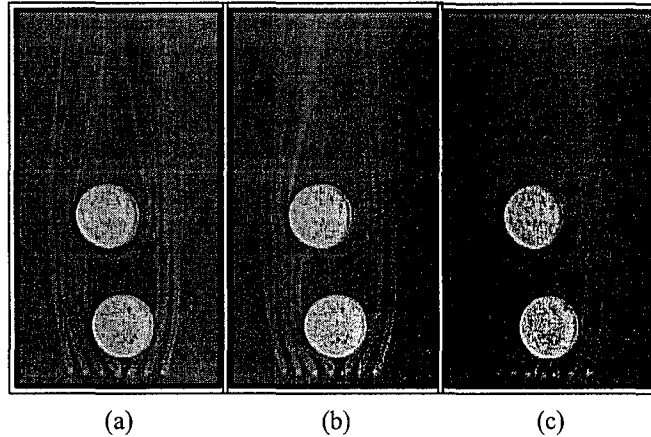
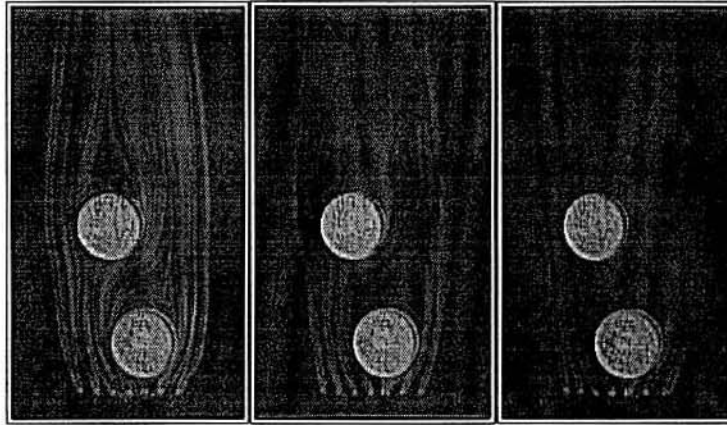


그림 1.1.10 Interaction of Flow Field between the Two Tubes with Increasing Reynolds Number for $\delta/D=0.2$ and $s/D=0.25$, (a) $Re_F=950$, (b) $Re_F=1,770$, (c) $Re_F=2,660$.

그림 1.1.10처럼 이격이 작다면 ($s/D=0.25$), 첫 번째 튜브는 두 번째 튜브 주위의 유동을 방해하고, 유동의 속도를 낮추게 된다. 즉, 첫 번째 튜브로부터 발전된 말굽 와류는 두 번째 튜브의 후류 영향이 없는 왼쪽 면을 따라 나아간다는 의미이다. 또한 두 번째 튜브 앞의 말굽와류는 첫 번째 튜브에 가려진 영역에서 찾아 볼 수 있다. Re_D 이 2660까지 증가할 때, 강한 와류 발산에 의하여 튜브 뒤쪽의 이미지는 흐릿하게 보인다. 그림 1.1.11에서 적당한 이격($s/D=0.5$)일 때, 튜브 사이 공간이 충분히 넓기 때문에 공기 유동은 튜브 전반에 걸쳐 잘 빠져나가게 되고, 첫 번째 튜브의 방해 효과는 급감 한다. 두 튜브사이에 공기유동 방향으로 인하여, 두 번째 튜브 앞의 말굽 와류 크기는 앞의 경우($s/D=0.25$) 보다 커지게 되고, 첫 번째 튜브 뒤편의 쌍와류는 보다 비대칭적이 됨과 동시에, 두 번째 튜브 뒤쪽의 와류발산을 가속시킨다. 따라서 그림 1.1.11(b)에서 보는 바와 같이 Re_D 이 1770이 되면, 튜브 뒤쪽의 흐릿한 이미지는 보다 선명하게 된다. Re_D 수 증가에 따라 커지는 첫 번째 튜브 뒤쪽의 후류는 두 번째 튜브의 유동을 보다 방해하고 되나, 두 번째 튜브 앞의 말굽 와류는 Re_D 에 따라 더욱 발전하게 된다. 이는 튜브사이의 입구 유동에 비스듬한 방향으로의 공기유량 증가에 기인하고 있다.



(a) (b) (c)

그림 1.1.11 Interaction of Flow Field between the Two Tubes with Increasing Reynolds Number for $\delta/D=0.2$ and $s/D=0.5$, (a) $Re_D=950$, (b) $Re_D=1,770$, (c) $Re_D=2,660$.

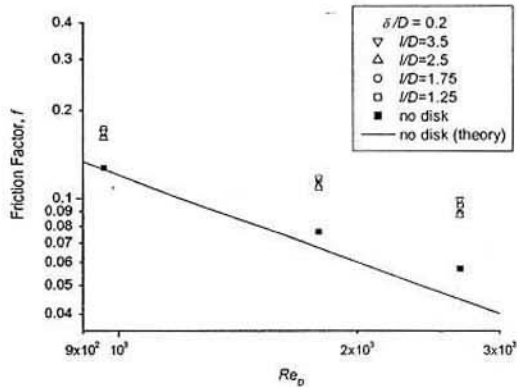


그림 1.1.12 Effect of the Tube Center Location on the Friction Factor for a Single Tube Arrangement with Various Re_D .

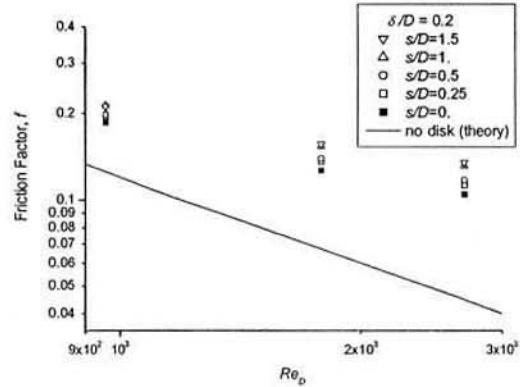
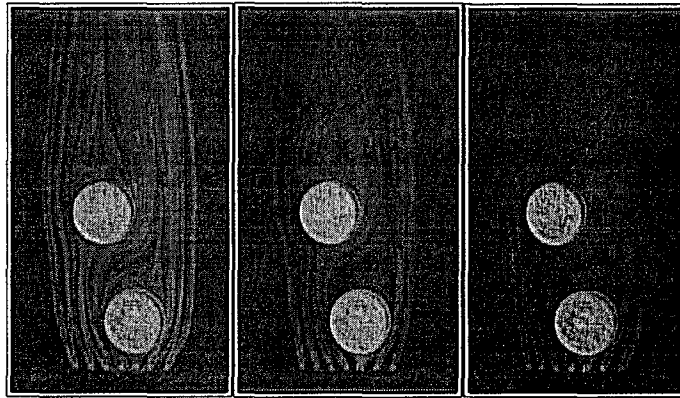


그림 1.1.13 Effect of the Offset of Two Tube Centers on the Friction Factor for a Two-tube Arrangement with Various Re_D .

그림 1.1.12에서 디스크가 없는 경우에 마찰계수의 실험치는 이론치보다 더 크다는 것을 알 수 있고, 평판 선단 부근에서의 발달하는 경계층의 표면마찰은 완전 발달한 경계층 보다 크다는 것을 보여주고 있다. Re_D 가 커짐과 동시에 입구길이가 커질수록 이러한 특징은 확연해지고, 직관적으로 알 수 있듯이 디스크가 없는 경우의 마찰계수는 있는 경우보다 더 커짐을 확인 할 수 있다. 또한 마찰계수는 대충 Re_D 에 반비례한다. 이는 층류일 때 압력강하는 거의 표면마찰에 의해 기인함을 의미한다. 더욱 주목할 만한 것은 압력강하가 디스크의 위치에 상관없고 즉, Re_D 에 무관하게 압력강하는 상수인 점이다. 이것은 디스크가 아무 위치에 놓여도 열전달량은 최대가 된다는 의미이다. 뒷부분에 튜브가 위치할 경우, 전체 물질/열전달률을 증가시킨다고 언급하고 있다. 따라서 튜브가 뒤쪽에 놓일수록 위치에 따른 압력강



(a) (b) (c)

그림 1.1.11 Interaction of Flow Field between the Two Tubes with Increasing Reynolds Number for $\delta/D=0.2$ and $s/D=0.5$, (a) $Re_D=950$, (b) $Re_D=1,770$, (c) $Re_D=2,660$.

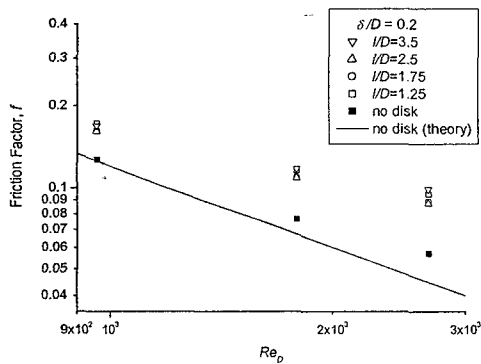


그림 1.1.12 Effect of the Tube Center Location on the Friction Factor for a Single Tube Arrangement with Various Re_D .

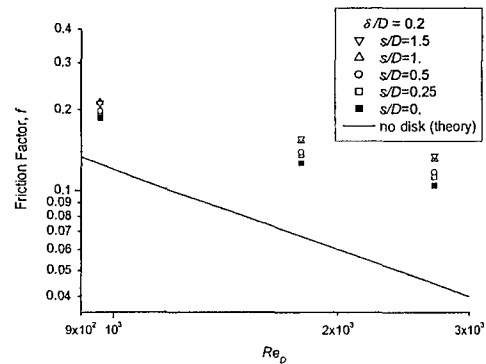


그림 1.1.13 Effect of the Offset of Two Tube Centers on the Friction Factor for a Two-tube Arrangement with Various Re_D .

그림 1.1.12에서 디스크가 없는 경우에 마찰계수의 실험치는 이론치보다 더 크다는 것을 알 수 있고, 평판 선단 부근에서의 발달하는 경계층의 표면마찰은 완전 발달한 경계층 보다 크다는 것을 보여주고 있다. Re_D 가 커짐과 동시에 입구길이가 커질수록 이러한 특징은 확연해지고, 직관적으로 알 수 있듯이 디스크가 없는 경우의 마찰계수는 있는 경우보다 더 커짐을 확인 할 수 있다. 또한 마찰계수는 대충 Re_D 에 반비례한다. 이는 층류일 때 압력강하는 거의 표면마찰에 의해 기인함을 의미한다. 더욱 주목할 만한 것은 압력강하가 디스크의 위치에 상관없고 즉, Re_D 에 무관하게 압력강하는 상수인 점이다. 이것은 디스크가 아무 위치에 놓여도 열전달량은 최대가 된다는 의미이다. 뒷부분에 튜브가 위치할 경우, 전체 물질/열전달률을 증가시킨다고 언급하고 있다. 따라서 튜브가 뒤쪽에 놓일수록 위치에 따른 압력강

하라는 약점 없이 물질/열전달률을 증가시키게 된다.

다양한 튜브 이격에 따른 두 개의 튜브배열에 대한 마찰 계수는 그림 1.1.13에 나타내고 있다. Jang et al.[1.1.3] 발표한바와 같이 엇갈린 튜브배열이 일렬 튜브배열보다 마찰 계수 면에서 더 큰 값을 가진다. 마찰계수는 튜브간 이격이 커질수록 점점 더 커지는데, 이는 높은 속도 구배를 가지는 표면과 이로 인한 전체 표면 마찰이 증가하기 때문이다. 또한 $s/D=0$ 에서 $s/D=1.0$ 까지 거의 선형적으로 증가하고, 그 이후에는 거의 상수로 일정해진다. 주목할만한 것은 튜브 이격이 $s/D=0.5$ 까지 전체 물질/열전달률은 튜브 이격이 증가함에 따라 계속 증가하고, $s/D=0.5$ 이후에는 거의 상수로 일정해진다. 결과적으로, 실험 값으로 최적의 튜브 이격 값은 0.5가 될 수 있다.

마. 결론

본 연구에서는 나프탈렌 승화법을 사용하여 흰/관 열교환기에서의 흰 표면의 대류 열전달계수를 실험적으로 구하였고, 유동가시화를 통해 열전달 특성에 기인하는 유동특성을 고찰하였다.

열/물질전달량은 흰의 앞부분과 튜브의 전면부에서 매우 크고, 튜브의 전면부에서 형성된 말굽와류는 열/물질전달에 큰 영향을 준다. 또한 흰 간격(δ/D)가 0.2이고, Re_D 가 2,660로 커지면 두 번째의 말굽와류가 형성된다. 총 열/물질전달의 측면에서, 튜브는 흰의 하류에 위치하는 것이 유리하다. 이열튜브일 경우, 직렬배열보다는 교차배열이 열/물질전달 측면에서 유리하다. 첫 번째 튜브에서 형성된 말굽와류는 두 번째 튜브에서의 열/물질전달량을 증가시킨다. 교차배열을 할 경우, 교차정도(s/D)가 0.5를 넘어서면 열/물질전달량의 증가 효과는 거의 사라진다. 흰 간격(δ/D)가 0.2이고, Re_D 가 2,660로 커지면 교차에 의한 효과는 더욱 커진다. 이것은 첫 번째 튜브의 후류에서 형성된 접힘와류에 의한 것으로 예상된다.

한편, 유동가시화 결과로부터 단일 튜브의 경우 Re_D 가 2,660까지 높게 증가할 때, δ/D 는 0.2일 때, 실린더 뒤편에서 와류발산이 생성된다. 또한, 두 개의 튜브배열에서 튜브이격, s/D 이 0.5일 때, 두 튜브 사이의 유량은 증가되고, 두 번째 튜브 뒤쪽의 쌍와류는 보다 비대칭적이게 된다. 이는 결과적으로 Re_D 이 1,770까지 증가할 때까지는 와류발산의 전개를 가속시키게 된다. 또한, 단일 튜브 배열에 대하여, 마찰 계수 f 는 튜브 위치에 무관하게 되고, 일렬 튜브 배열에서의 마찰 계수는 엇갈린 배열에서보다 작은 값을 가진다. 마찰 계수는 튜브 이격이 커짐에 따라 점점 커지게 되고, 이는 큰 표면 마찰에 노출된 표면적이 증가하기 때문이다. 또한 튜브사이의 유동속도가 증가함에 기인하여 s/D 의 증가는 마찰계수와 선형적인 관계에 있고, $s/D=1.0$ 이후로는 거의 상수로 일정해진다.

1.2. 3차원 6면 요철이 주기적으로 위치한 관 내 열전달 상승에 관한 연구

가. 개요 및 해석 방법

본 연구는 3차원 6면 요철이 관내에 있을 때 열전달 상승에 대한 것이다. 3차원 6면 요철은 그림 1.2.1과 같이 주기적으로 존재하며 그 배열은 엇갈려 있거나 그렇지 않은 경우에 대하여 계산하였다. 요철 간 간격과 요철의 횡방향비도 역시 열전달 상승에 얼마나 기여하는지 알아보았다.

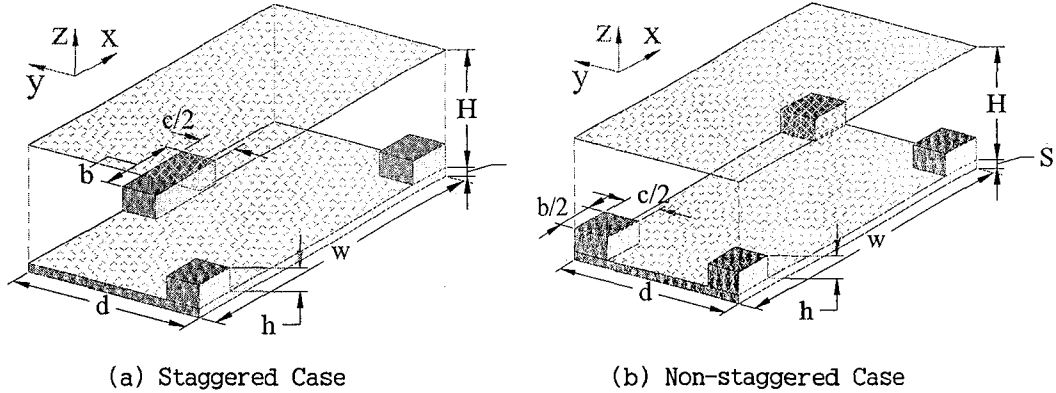


그림 1.2.1 Calculation Structure for 3 Dimensional Hexahedral Ribbed Channel
($h=0.1$, $b=0.3$, $H=0.5$; $d=0.75$, $S=0.0375$ are constant)

유동장을 위해서는 Wilcox(1998)의 $k-w$ 모델을, 온도장을 위해서는 Abe(1995)의 $\overline{t^2}-\epsilon_t$ 모델을 사용하였다. 계산격자는 $w/h=18$, 15인 경우에는 $106*63*82$ 이고, $w/h=12, 9, 6$ 인 경우는 $82*53*82$ 이다. 그림 1.2.1의 주유동 방향(x)으로 주기조건, 횡방향(y)으로 대칭조건, 그리고 종방향(z)으로는 벽조건을 사용하였다. Conjugate 열전달을 위해 아래벽면에 일정두께의 고체를 포함하였으며 온도장의 계산에서 아래벽에서 일정 열유속을 주었다.

나. 결과 및 고찰

3차원 요철 유동의 주요 특징은 요철간 Bypass 유동의 영향이다. 2차원 유동의 경우에는 그림 1.2.2와 같이 박리 및 재부착에 따른 재순환 영역이 뚜렷이 생기지만 3차원 요철에서는 Bypass 유동에 의해 요철 뒤쪽의 유동이 영향을 받아 재순환 영역이 작아지게 된다. 이 요철 뒤쪽의 Bypass 유동에 의한 간섭은 유동을 잘 섞이게 하고 난류에너지를 증가시키며 열전달을 증가시킨다. 또한 유동에 저항을 유발하기도 한다.

3차원 6면 요철에 대한 대표적인 $w/h=12$ 인 경우에 대한 유동양상이 그림 1.2.3에 나타나 있다. 그림 1.2.3 (a)의 엇갈린 배열에 요철 횡방향비가 2인 경우에는 Bypass 유동이 요철에 의해 좌우로 흔들린다. 이 Bypass 유동이 요철 뒤쪽에 재순환 영역을 작게 밀어내고 대칭면에 충돌한다. 대칭면에서 충돌 후 유동은 요철 위쪽으로 밀려 올라가게 된다. 엇갈린 배열의 효과가 극명하게 나타나 유동의 혼합이

매우 잘 일어나고 이는 열전달을 매우 활발히 만든다. 그림 1.2.3 (b)의 요철이 일직선으로 배열된 경우에는 대칭면에서 재순환영역이 뚜렷이 보인다. Bypass 유동에 의한 간섭이 대칭면까지는 미치지 않는다. 따라서 요철 위쪽으로 튀어오르는 유동은 확연히 드러나지 않는다. Vortex의 중심축은 요철 코너에서는 종방향이다가 요철 중심 뒤쪽에서는 횡방향으로 눕게 된다. 그림 1.2.3 (c)와 (d)의 요철 횡방향비가 작은 경우에는 요철이 엇갈려 있던지 그렇지 않았던지 그 유동 양상이 거의 비슷하다. 이는 요철의 횡방향 간격이 요철 횡방향길이보다 훨씬 길어 Bypass 부분이 크기 때문이다. Bypass 부분이 커 요철배열간에 거의 독립적으로 유동이 흐른다. 이 경우는 요철횡방향비가 2인 경우의 일직선 배열과 유사한 유동양상을 보인다.

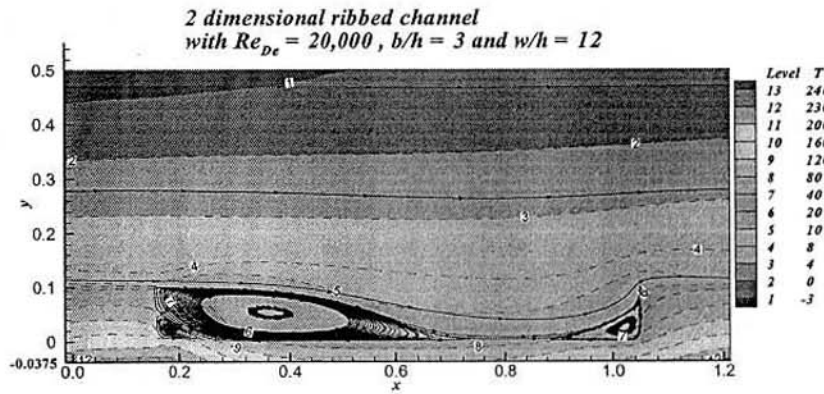
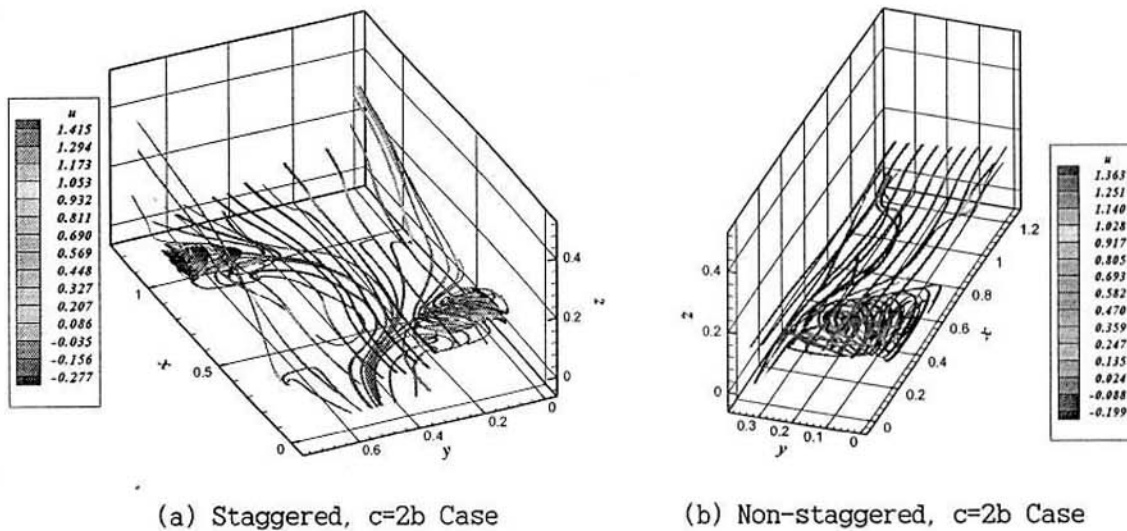


그림 1.2.2 Streamline and Temperature Distribution for Representative 2 Dimensional Ribbed Channel



매우 잘 일어나고 이는 열전달을 매우 활발히 만든다. 그림 1.2.3 (b)의 요철이 일직선으로 배열된 경우에는 대칭면에서 재순환영역이 뚜렷이 보인다. Bypass 유동에 의한 간섭이 대칭면까지는 미치지 않는다. 따라서 요철 위쪽으로 튀어오르는 유동은 확연히 드러나지 않는다. Vortex의 중심축은 요철 코너에서는 종방향이다가 요철 중심 뒤쪽에서는 횡방향으로 놓게 된다. 그림 1.2.3 (c)와 (d)의 요철 횡방향비가 작은 경우에는 요철이 엇갈려 있던지 그렇지 않았던지 그 유동 양상이 거의 비슷하다. 이는 요철의 횡방향 간격이 요철 횡방향길이보다 훨씬 길어 Bypass 부분이 크기 때문이다. Bypass 부분이 커 요철배열간에 거의 독립적으로 유동이 흐른다. 이 경우는 요철횡방향비가 2인 경우의 일직선 배열과 유사한 유동양상을 보인다.

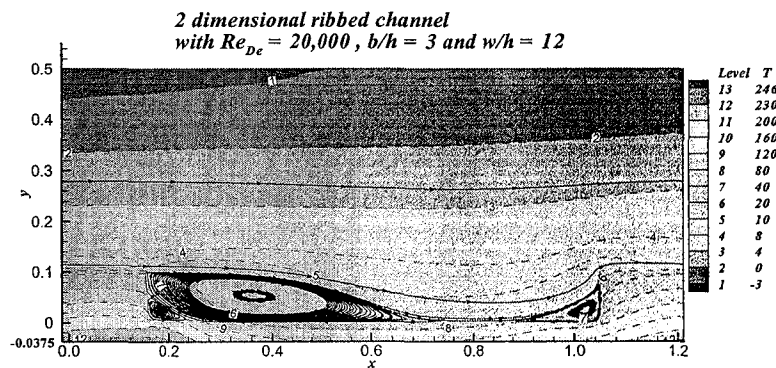
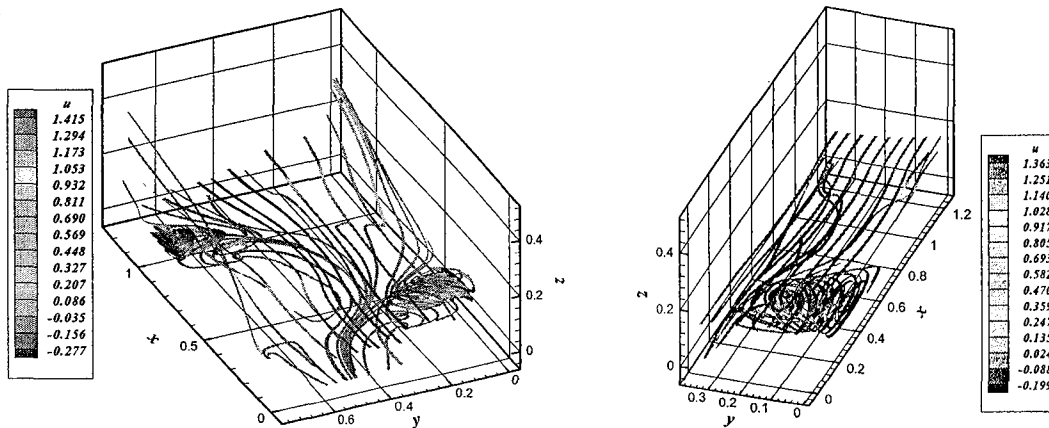
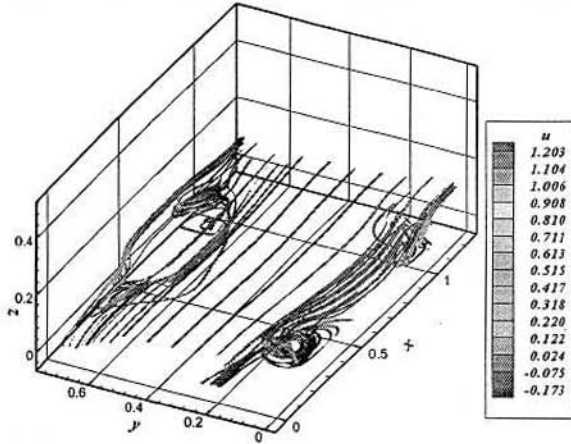


그림 1.2.2 Streamline and Temperature Distribution for Representative 2 Dimensional Ribbed Channel

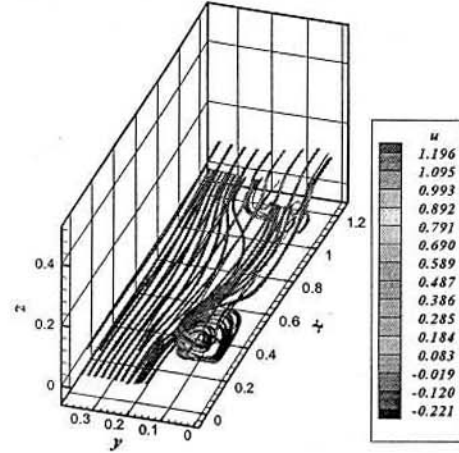


(a) Staggered, $c=2b$ Case

(b) Non-staggered, $c=2b$ Case



(c) Staggered, $c=b$ Case



(d) Non-staggered, $c=b$ Case

그림 1.2.3 Representative Flow Pattern for Medium Pitch

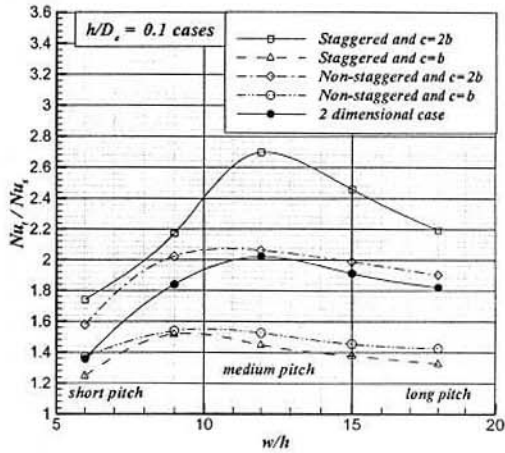


그림 1.2.4 Average Nusselt Number Ratio for Various Rib Pitches

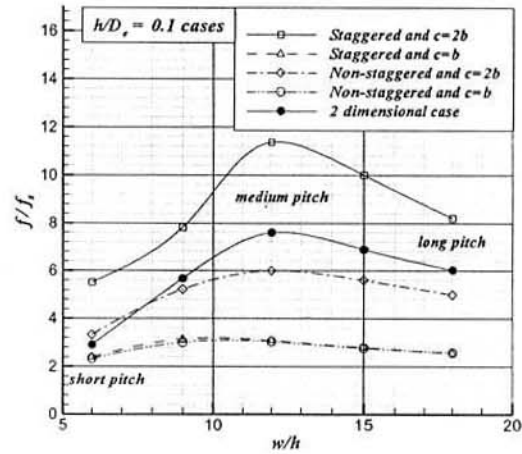


그림 1.2.5 Friction Factor Ratio for Various Rib Pitches

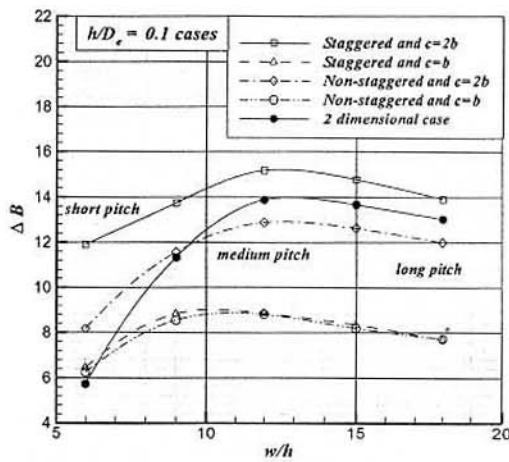


그림 1.2.6 Roughness Function for Various Rib Pitches

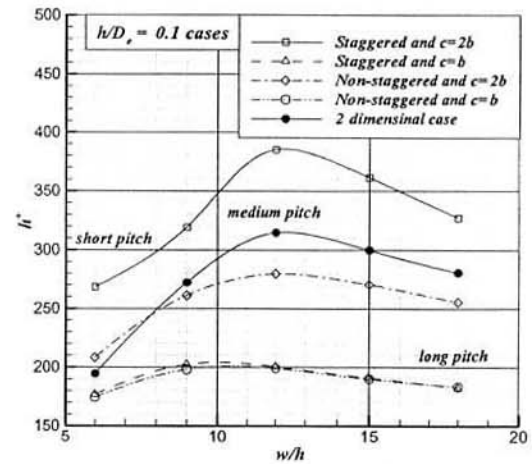
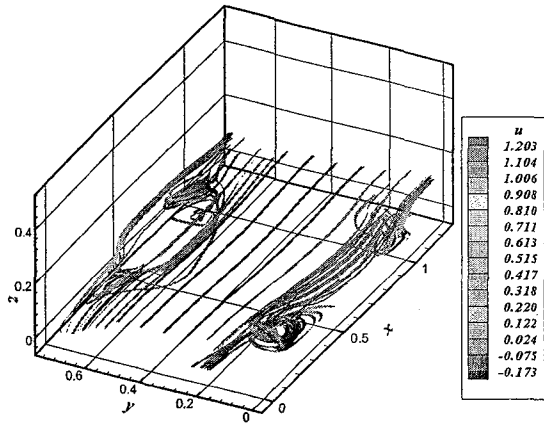
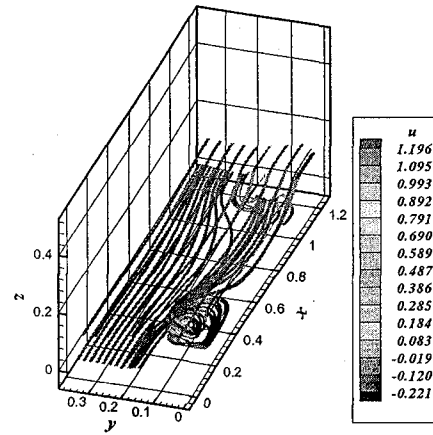


그림 1.2.7 Roughness Reynolds Number for Various Rib Pitches



(c) Staggered, $c=b$ Case



(d) Non-staggered, $c=b$ Case

그림 1.2.3 Representative Flow Pattern for Medium Pitch

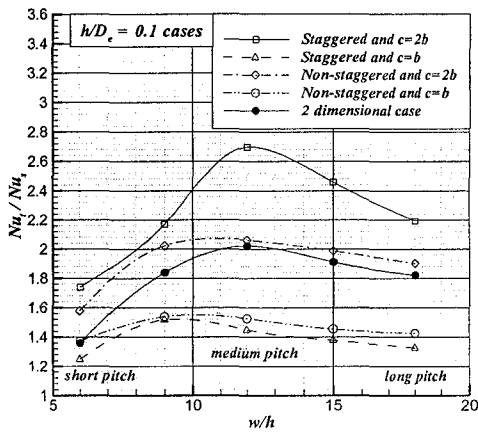


그림 1.2.4 Average Nusselt Number Ratio for Various Rib Pitches

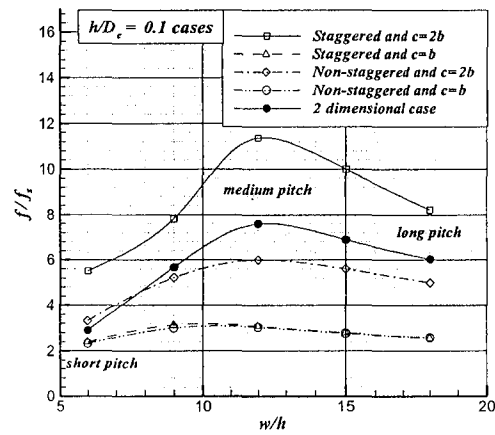


그림 1.2.5 Friction Factor Ratio for Various Rib Pitches

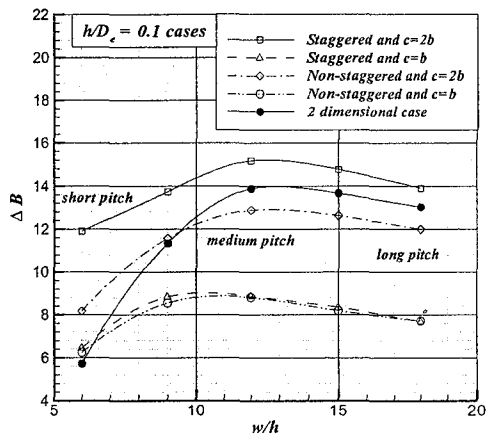


그림 1.2.6 Roughness Function for Various Rib Pitches

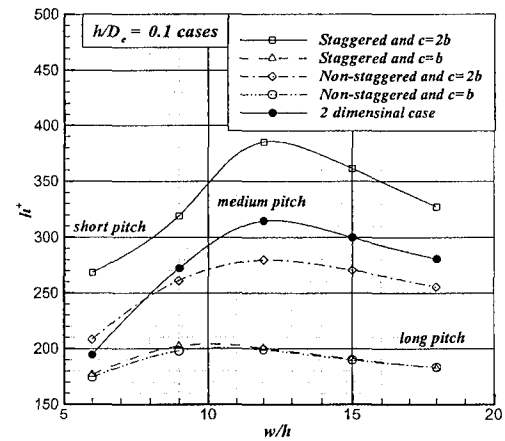


그림 1.2.7 Roughness Reynolds Number for Various Rib Pitches

그림 1.2.4에서 그림 1.2.7까지는 요철간 주유동 방향 간격에 따른 열전달과 저항의 특성을 그린 것이다. 그림 1.2.4에서는 열전달특성을 보여주는 데 엇갈린 배열에 긴 횡방향비인 경우가 가장 열전달이 잘 된다. 이 경우에 요철간 주유동방향 간격이 작을 때에는 대칭면에서의 충돌 및 상승 유동이 발생하지 않아 열전달이 급격히 떨어진다. 대칭면에서의 충돌 및 상승유동이 발생할 때에는 같은 간격의 비엇갈림 배열일 때에 비해 열전달 상당히 커짐을 볼 수 있다. 그림 1.2.4에서는 각 경우에 대해 최대열전달을 보이는 요철간 주유동 방향 간격이 존재함을 볼 수 있다. 이는 2차원 요철에 대해서는 마찬가지이다. 요철의 횡방향비가 작을 때에는 열전달량이 오히려 비엇갈림 요철에 대해 약간 더 큼을 볼 수 있다. 즉, 요철의 엇갈림 효과-대칭면에서의 충돌 및 상승 유동-가 없다면 요철을 굳이 엇갈리게 배열할 필요가 없을 의미한다. $w/h=12$ 인 경우 엇갈린 배열에 요철 횡방향비가 2인 경우의 열전달은 요철 횡방향비가 작은 경우들의 거의 두 배에 가깝다. $w/h=6$ 인 경우에 2차원 요철은 요철의 횡방향비가 작고 비엇갈림 배열일 때 보다도 열전달이 더 안 됨을 볼 수 있는데, 이 경우 2차원 요철에서는 요철간 공동이 발생하여 열전달이 매우 안 되기 때문이다. 3차원 요철의 경우에는 공동이 Bypass 유동의 간섭에 의해 공동이 발생하지 않는다. 2차원 요철의 경우는 요철이 일직선배열이고 요철 횡방향비가 2인 경우보다 열전달이 약간 안 되는데, 이는 요철 횡방향비가 무한대인 경우의 일직선 배열인 3차원 요철이라고 가정할 수 있기 때문이다. 즉, 요철 횡방향비가 무한대보다는 중간중간 뚫어서 Bypass 유동이 존재하는 것이 열전달에 더 효과적임을 알 수 있다.

그림 1.2.5에서는 유동마찰계수를 보여준다. 열전달과 비슷한 경향을 보인다. 특히, 요철 횡방향비가 작을 때의 마찰계수는 요철배열이 엇갈려 있든 그렇지 않든 거의 같은 저항을 나타낸다. 이는 요철 배열간 간격이 요철 횡방향 길이에 비해 길기 때문이다. 요철 주유동 방향 간격이 작을 때는 2차원 요철의 경우 공동이 발생해 저항이 작아진다. 2차원 요철과 비교해 볼 때 3차원 비엇갈림 배열의 요철 횡방향비가 2인 경우에는 마찰손실은 더 작으면서 열전달은 더 잘 된다. Roughness Function(ΔB)은 Universal Log Law의 Offset인데 거칠기를 설명하는 특성이다. 또 Roughness Reynolds Number(h^+)는 거친 정도를 나타내는 값이다. 그림 1.2.6과 그림 1.2.7에서는 평균주유동 속도의 Roughness Function과 Roughness Reynolds number를 보여준다. 그 특성은 요철의 마찰손실과 유사하다. Roughness Function과 Roughness Reynolds Number를 구하는 식은 다음과 같다.

$$F_x = (p_{wall} - p_{ref}) \cdot \Delta y \Delta z + \tau_{wall} \cdot \Delta x \Delta y = x \text{ 방향 압력저항} + x \text{ 방향 마찰 저항}$$

$$\tau_x = \frac{F_x}{w(\text{pitch}) \times d(\text{breadth})} \rightarrow f = \frac{2\tau_x}{\rho U_b^2} \quad (1.2.1)$$

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_x}{\rho}}, \quad U_i = \frac{\int_0^H \int_0^d \int_0^w u \cdot dx dy dz}{\int_0^H \int_0^d \int_0^w 1 \cdot dx dy dz} \rightarrow y^+ = \frac{y u_\tau}{\nu}, \quad u^+ = \frac{U_i}{u_\tau} \quad (1.2.2)$$

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + B - \Delta B \quad (1.2.3)$$

$$h^+ = \frac{h u_\tau}{\nu} = \frac{h}{D_e} Re_{D_e} \sqrt{\frac{f}{2}} \quad (1.2.4)$$

다. 결론

3차원 열전달 및 유동해석을 통하여 직육면체 형상 rib이 엇갈리게 배치된 경우와 그렇지 않은 경우에 대해 각각 요철 간 간격과 요철의 횡방향비를 변화시켜가면서 열전달의 변화를 알아보았다. 결과적으로 요철 형상비가 크고, 유동방향에 엇갈려 배치될 때 열전달이 유리하다는 사실을 알 수 있었다. 또한 본 연구를 토대로 일반적인 rib 형상에 대한 Roughness를 유동변수에 대한 Correlation으로 제시하여 Rib 형상을 가지는 채널을 실제에 효과적으로 응용할 수 있게 하는 연구가 추가적으로 제안된다.

1.3. 자연대류공진을 이용한 밀폐용기 내부 열전달 촉진 기술

가. 측벽의 온도진동과 균일한 내부발열이 존재하는 밀폐공간에서의 자연대류

공간적으로 균일한 내부발열 q_0'' 이 존재하는 사각형 용기내에서의 자연대류현상을 수치해석적 방법에 의해서 연구하였다. 비정상 상태의 유동은 주기적인 측벽의 온도진동 $\theta = \varepsilon \sin(\omega t)$ 에 의해 구동된다. 내부발열의 존재가 자연대류 공진현상에 미치는 영향에 연구의 주안점을 두었다. 이를 위해 측벽의 온도진동의 주파수에 따른 시스템이 응답특성을 밀도 있게 다루었다. 또한 내부발열의 세기를 나타내는 레이레이수 Ra 도 다양하게 변화시켜, 발열의 세기에 대한 영향도 고찰하였다. 작동유체로는 물을 선택하였으며($Pr=7.0$), 용기의 종횡비(H/L)는 1로 고정시켰다. 계산영역과 경계조건은 그림 1.3.1에 구체적으로 도시하였다.

연속방정식, Boussinesq유체에 대한 비정상 Navier-Stokes 방정식 그리고 에너지 방정식을 수치적분하여 해를 얻었으며 이를 위해 널리 사용되어지는 SIMPLER Algorithm과 QUICK Scheme을 이용하였다. 수치계산을 위한 지배방정식의 무차원화 과정에서 사용된 온도척도는 $q_0''H^2/k$ 를 사용하였다. 레이레이수 Ra 와 같은 모든 온도에 관련된 변수는 위의 척도를 사용하여 정의되었다.

내부발열의 세기에 대한 영향을 알아보기 위해 Ra 수는 $Ra=10^8$, 10^9 그리고 10^{10} 으로 변화시켰으며, 측벽의 온도진동의 진폭은 $\varepsilon/\theta_m=0.3$ 으로 고정시켰다. 여기서 온 측벽의 온도진동이 없는 경우(이후로 기본상태로 지칭함)의 최대온도를 의미한다. 측벽의 온도진동에 대한 시스템의 과도응답을 잘 나타낼 수 있는 용기내부의 누셀트수의 시간에 따른 변화를 알아보았다. 과도응답을 보다 정확하게 표현하기 위해 다음과 같은 식을 정의하였다.

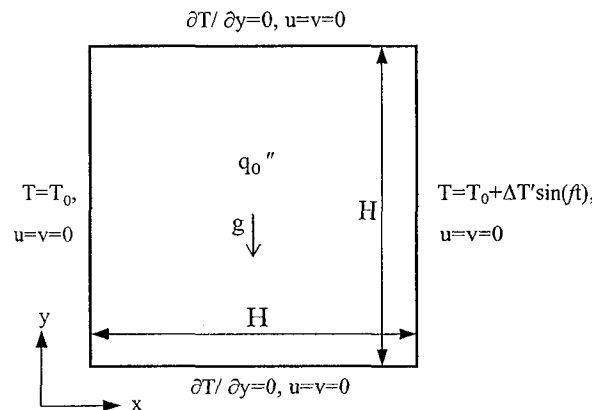


그림 1.3.1 Flow Configuration

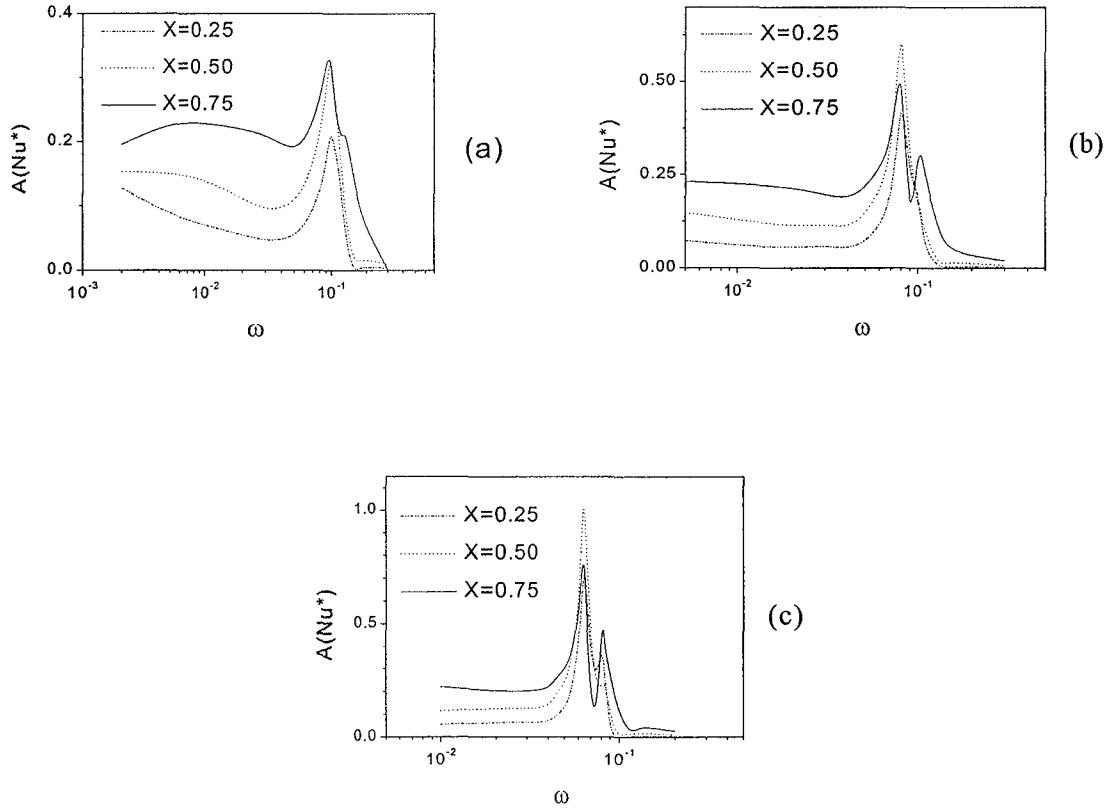


그림 1.3.2 $A(Nu^*)$ versus ω Plots.

(a) $Ra=10^8$; (b) $Ra=10^9$; (c) $Ra=10^{10}$.

$$Nu_x^*(\tau) \equiv \frac{Nu_x(\tau) - Nu_x^B}{Nu_{X=1}^B}, \quad (1.3.1)$$

$$A(Nu_x^*) \equiv \frac{\text{Max}\{Nu_x^*(\tau)\} - \text{Min}\{Nu_x^*(\tau)\}}{2}, \quad \tau_0 \leq \tau \leq \tau_0 + 2\pi/\omega. \quad (1.3.2)$$

여기서 누셀트수 $Nu_x(\tau)$ 는 일반적인 방법으로 다음과 같이 정의된다.

$$Nu_x(\tau) \equiv \int_0^1 \left[U\theta (RaPr)^{1/2} - \frac{\partial \theta}{\partial X} \right]_X dY. \quad (1.3.3)$$

그리고 Nu_x^B 는 온도진동이 없는 경우 즉, $\varepsilon=0$ 인 기본상태에 해당하는 누셀트수로서 다음과 같이 표시될 수 있다.

$$Nu_x = -\frac{1}{2} + X \quad (1.3.4)$$

Lage & Bejan [1.3.1]이 주장했듯이, 내부 누셀트수의 진폭은 과도상태에서 용기 중심영역에서의 열전달의 활성화를 잘 보여주는 인자이다. 그림 1.3.2는 본 연구에서 수행된 모든 변수영역에 대한 내부 누셀트수의 진폭 $A(Nu_x^*)$ 의 주파수에 따른

변화를 종합적으로 보여주고 있다. 모든 Ra수에 대해서 특정 주파수에서 $A(Nu_x^*)$ 는 최대값을 보임을 알 수 있다. 이는 자연대류 공진이 존재함을 증명하는 것이다. 각 Ra수에서 첫 번째 최대점은 용기중심의 위치에 관계없이 일정한 주파수에서 발현됨을 알 수 있다. $Ra \geq 10^9$ 에서는 두 번째의 최대점이 보이는데 이는 다중 공진현상의 결과로 해석된다. $A(Nu_x^*)$ 의 ω 에 따른 변화는 Kwak & Hyun [1.3.2]과 Kwak et al [1.3.3]이 수행한 $q_0''=0$ 의 경우의 문제에 대한 이전의 연구의 결과와 비슷한 경향을 보인다. 즉, 낮은 주파수 영역에서는 $A(Nu_x^*)$ 가 ω 에 대해서 거의 변하지 않고 일정한 값을 보인다. 이 경우는 측벽의 온도진동이 매우 천천히 일어나기 때문에 내부 영역에 미치는 측벽의 온도진동의 영향은 마치 일련의 정상상태의 연속된 결과처럼 미치게 된다. 따라서 내부의 $A(Nu_x^*)$ 는 ω 의 변화를 거의 느끼지 못한다. 이와는 대조적으로 매우 높은 주파수 영역에서는 $A(Nu_x^*)$ 는 급격히 감소하여 '0'에 근접한다. 이 경우는 측벽의 온도진동이 매우 빠른 속도로 일어나기 때문에, 온도진동의 영향은 측벽 근처의 열경계층에 국한되어 내부로 전파되지 못한다. 따라서 내부의 $A(Nu_x^*)$ 는 매우 낮은 값을 보인다. 위와 같은 $A(Nu_x^*)$ 의 ω 의 따른 거동은 Kwak & Hyun [1.3.2]의 결과와 정성적으로 일치한다.

Kwak & Hyun [1.3.2]은 공진은 시스템의 고유진동모드가 자극되었을 때 발생한다고 주장하였으며, 안정하게 밀도 또는 온도 성층화된 시스템의 경우의 고유진동모드는 내부중력진동(Internal Gravity Oscillation)으로 특징 지워짐을 밝혔다. 또한 Paolucci & Chenoweth [1.3.4]는 이러한 중력진동의 모드를 정략적으로 계산하였다. 이에 기초하여 중형비가 1인 사각형 용기에 대해서 이 모드의 주파수는 다음과 같이 정리될 수 있다.

$$\omega_n \equiv \frac{f_n}{N} = \frac{(\partial\theta/\partial Y)^{1/2}}{(1+1/n^2)^{1/2}}. \quad (1.3.5)$$

위 식에서 $(\partial\theta/\partial Y)$ 는 내부 중식영역에서의 평균 성층화를 나타내며, n 은 내부중력진동에서 수평 및 수직방향의 파수의 비를 나타내는 모드지수(mode index)를 의미한다. $n=1$ 로 표시되는 첫 번째 모드는 용기 스케일의 진동을 나타낸다. 또한 $n=2$ 로 표시되는 모드는 용기의 절반정도의 크기를 갖는 진동을 의미하는 두 번째 공진 모드이다. 표 1.3.1은 식 (1.3.5)에 의한 이론적인 예측 값과 실제 수치계산에 의해 얻어진 공진주파수를 비교한 것이다. 각각의 모드 ($n=1, 2$)에 대해서 이론적인 예측 값과 실제 계산 값이 매우 잘 일치함을 볼 수 있다. 이는 내부중력진동이 본 연구에서 고려된 시스템의 고유진동모드임을 증명하는 것이다.

표 1.3.1 Comparison of Resonance Frequencies.

Ra \ ω	primary mode(n=1)		secondary mode(n=2)	
	predicted (ω_1)	computed (ω_{r1})	predicted (ω_2)	computed (ω_{r2})
10^8	0.098	0.098	0.124	0.123
10^9	0.079	0.080	0.100	0.103
10^{10}	0.062	0.065	0.078	0.082

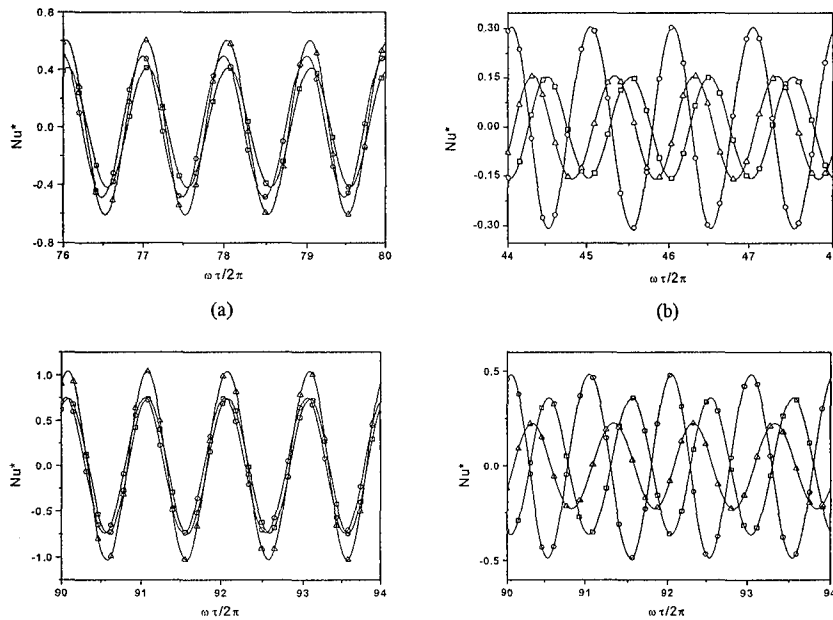


그림 1.3.3 Time History of $Nu_x^*(\tau)$ at Resonance Frequencies.

Symbols \square , \triangle and \circ Denote the Position, $X=0.25$, 0.5 and $X=0.75$, respectively.

(a) $\omega=0.080(\omega_{r1})$, $Ra=10^9$;

(b) $\omega=0.103(\omega_{r2})$, $Ra=10^9$;

(c) $\omega=0.065(\omega_{r1})$, $Ra=10^{10}$;

(d) $\omega=0.082(\omega_{r2})$, $Ra=10^{10}$.

그림 1.3.3은 내부 누셀트수 $Nu_x^*(\tau)$ 의 시간에 따른 변화를 나타낸다. 그림 1.3.3 (a) & (b)에 나타난 것처럼 첫 번째 공진모드의 경우는 강한 대류에 의한 유동이 용기내부의 전체에 걸쳐서 강화되어 Nu 의 진동이 강하게 증폭된다. 이러한 경향은 그림 1.3.2에서도 알 수 있듯이, Ra 수가 증가함에 따라 더욱 뚜렷하게 나타남을 볼 수 있다. 강한 대류 유동이 용기내부의 전체에 영향을 미치므로 각각의 위치에서의 Nu 진동은 위상차를 보이지 않는다. 앞에서 언급했듯이, 이는 첫 번째 공진모드는 용기크기의 스케일을 갖는다는 사실을 반증하는 것이다. 그림 1.3.3 (b) & (d)는 두 번째 공진모드에 대한 Nu 진동을 나타낸다. 이 경우는 첫 번째 공진주파수와 비교하여 상대적으로 높은 주파수로 축벽의 온도진동이 가해지는 상황이다. 따라서, 즉

벽의 온도진동의 영향의 내부로의 전파는 상당한 시간지연이 소요되고, 그 결과로써 용기 내부의 Nu진동은 큰 위상차를 보인다. $X=0.25$ 와 $X=0.75$ 의 Nu 진동의 위상차가 180° (π radian)라는 사실은 위의 물리적 상황을 잘 대변하고 있다. 이 위상차가 의미하는 사실은 이 주파수에서의 공진현상은 용기의 절반정도의 크기를 갖는다는 것이다. 또한 이 두 번째 공진주파수에서는 온도진동이 있는 측벽과 가까운 $X=0.75$ 의 Nu 진동이 가장 활발함을 볼 수 있는데, 이는 상대적으로 높은 주파수에서는 측벽의 온도진동의 영향이 온도진동이 있는 벽 근처에 국한되기 때문이다.

나. 가변 중력장하에 놓인 밀폐용기 내의 자연 대류

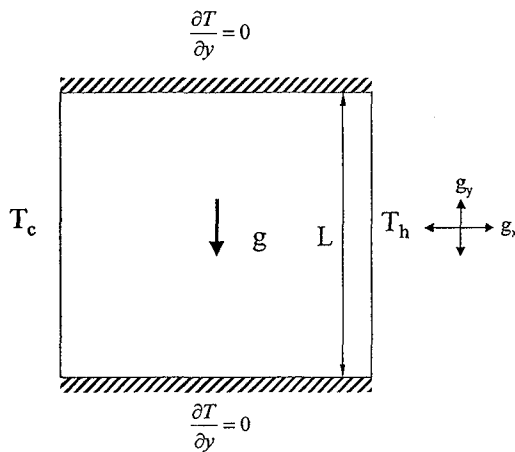


그림 1.3.4 Flow Configuration

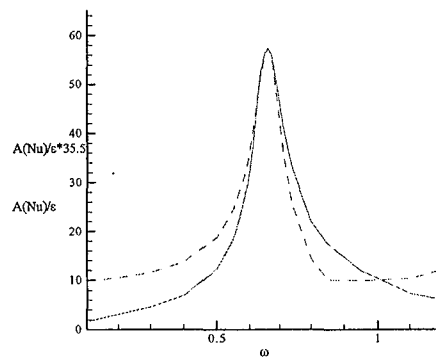


그림 1.3.5 — Case 1, $\epsilon_x = 0.03$,
- - - Case 2, $\epsilon_y = 0.03$

주기적인 기계적 가진에 놓인 자연 대류 시스템에서 가진력의 종류 및 주파수에 따른 시스템 변화에 대해 연구 하였다. 그림 1.3.4과 같이 정사각형 용기안에 비압축성 Boussinesq 유체가 가득차 있고 용기의 윗벽과 아랫벽은 단열 되어 있다. 용기의 좌측벽은 T_c , 우측벽은 T_h 로 온도가 일정하게 유지되고($T_c < T_h$) 중력은 아래로 향하고 있다. 본 연구에서는 이러한 기본 상태의 시스템에 수평(이하 Case 1) 및 수직(이하 Case 2) 방향으로 $g_x(t) = \epsilon_x \sin \omega t$, $g_y(t) = \epsilon_y \sin \omega t$ 형태의 가속을 가하는 경우에 가진력의 주파수에 따른 시스템의 변화를 살펴 보았다.

그림 1.3.5는 case 1 과 case 2에서 가진력의 주파수 변화에 따른 열전달율 진폭 ($A(Nu)$) 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 공진현상을 명확히 잘 나타나고 있다. 저 주파수에서 $A(Nu)$ 는 거의 일정하게 유지되다가 공진 주파수 주변 영역에서 $A(Nu)$ 가 급격하게 증가하여, 공진주파수에서 최대값을 나타내고 이 값을 벗어나자 $A(Nu)$ 가 다시 급격하게 감소함을 보이고 있다. 면밀한 공진 주파수 분석결과 기계적 가진을 가할때도 열전가진을 가하는 경우와 마찬가지로 외력이 Internal Gravity 공진 모드를 자극하여 발생함을 확인 하였다. 또한 그림 1.3.5에서와 같이 수평 방향으로 가진하는 경우가 수직방향보다 훨씬더 활발한 공진현상을 유도함을 볼 수 있다.

다. 격리벽을 가진 밀폐용기내에서의 공진 현상에 관한 연구

밀폐용기의 중간 지점에 격리벽이 있을 때의 과도 자연대류 문제에 관해서 높은 Ra수의 조건에서 수치계산을 수행하였다. 아래벽과 윗벽은 단열되어 있고, 차가운 벽면의 온도는 $\theta=0$ 로 고정되어 있고, 뜨거운 벽면의 온도는 $\theta=1+\epsilon\sin\omega t$ 로 주기적으로 변화하였다. 본 연구의 목적은 밀폐용기내에서의 격리벽의 역할을 공진문제에 적용하여 열전달의 제어와 공진의 근본적인 원인을 파악하는데 있다. Kwak & Hyun[1.3.5]의 주장에 의하면, 공진은 외부가진력의 주파수가 시스템의 고유주파수와 일치할 때 발생한다고 하였다. 또한, 측벽가열의 자연대류 문제에 있어서 시스템의 고유주파수는 밀폐용기의 내부영역에서의 성층화 정도에 밀접한 관련을 갖는다. 밀폐용기내의 내부영역에 격리벽을 위치시킴으로 인해 시스템의 성층화 정도가 약화됨으로 인해 시스템의 고유주파수도 변하게 된다. 즉, 본 연구에서는 공학적으로 응용되는 데이터를 얻는 것과 더불어 밀폐용기 내의 자연대류 문제에서 발생하는 공진에 대한 물리적인 메커니즘을 얻는데에 주목적이 있다.

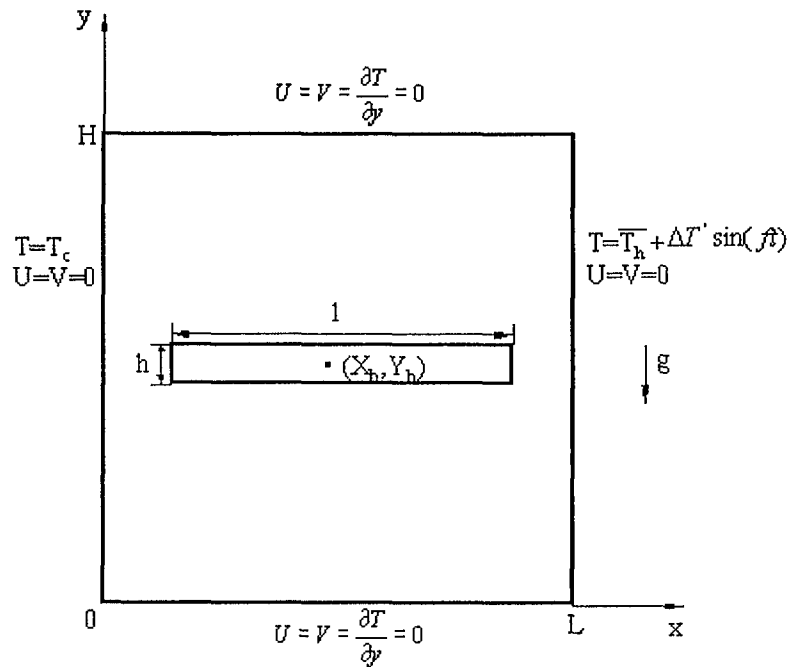


그림 1.3.6 Flow Configuration

그림 1.3.6에 보여진 것처럼 길이 L, 높이 H의 사각용기 내에 격리벽(길이 l, 높이 h)이 밀폐용기의 (X_b, Y_b) 의 위치에 수평방향으로 놓여져 있다. 작동유체는 비압축성, Boussinesq-fluid라고 가정하고, 유체의 물성치는 일정하다. 지배방정식은 SIMPLER 알고리즘을 사용하였으며, 비선형 대류항을 처리하기 위해 QUICK scheme을 사용하였다. 62×62 의 경계밀착 격자계를 사용하였다.

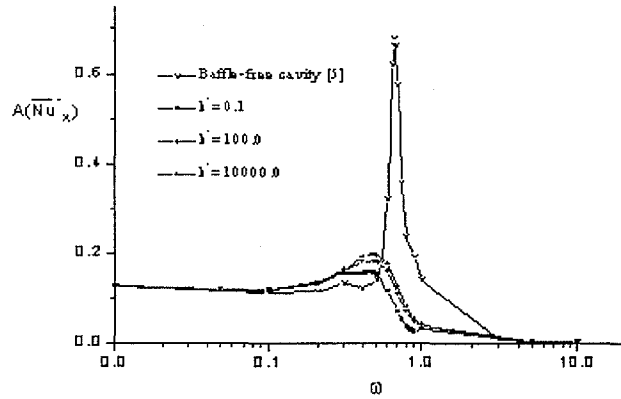


그림 1.3.7 Plots of $A(\overline{Nu}_x^*)$ versus ω . Results are shown for a Baffle-free Cavity, and the Cases with a Baffle of Varying k^* - Values. $(X_b, Y_b) = (0.5, 0.5)$

격리벽의 설치로 인한 유동 및 열전달 특성을 파악하는데 초점을 두기 위해 다른 변수들은 다음과 같이 고정되었다. $Ra = 10^7$, $Pr = 0.7$, $\epsilon = 0.1$. 또한 격리벽의 크기는 $l = 0.8$, $h = 0.1$ 의 격리벽을 사용하였다. 국부 열전달계수의 요동의 크기를 측정하기 위해 다음과 같은 기호를 정의한다.

$$\overline{Nu}_x^* = \frac{\overline{Nu}_x - \overline{Nu}_x(\epsilon = 0)}{\overline{Nu}_x(\epsilon = 0)} \quad (1.3.6)$$

$$A(\overline{Nu}_x^*) = \frac{\max[\overline{Nu}_x^*] - \min[\overline{Nu}_x^*]}{2} \quad (1.3.7)$$

여기서, $A(Nu_x^*)$ 는 정상상태의 Nu값에 대한 요동하는 열전달 계수의 크기를 나타내는 변수로써, Lage & Bejan의 연구에서처럼 $X = 0.5$ 일 때의 요동하는 열전달 계수의 크기가 중요한 값이 된다. 그림 1.3.8에서는 벽면온도의 요동 주파수(ω)에 대한 $X = 0.5$ 지점에서의 열전달계수의 요동 크기 [$A(Nu_x^*)$]를 나타낸 것이다. $Ra = 10^7$, $Pr = 0.7$ 에서 격리벽이 없을 때의 ω 에 대한 $A(Nu_x^*)$ 을 보면 $\omega = 0.67$ 인 지점에서 $A(Nu_x^*)$ 의 값이 갑자기 증가하다가 감소하는 peak를 볼 수 있다. 이것은 Kwak[1.3.6]의 연구와 Lage & Bejan[1.3.5]의 연구에서처럼 공진주파수일 때에 열전달 계수의 요동하는 크기가 가장 큰 값을 가짐을 알 수 있었다. 하지만 그림 3.3.3에서 볼 수 있듯이 격리벽이 밀폐용기의 내부영역에 존재할 때에는 $A(Nu_x^*)$ 의 peak값이 매우 작아졌음을 알 수 있다. 또한 peak의 값을 나타내는 공진주파수의 값도 격리벽이 없을 때와 비교하여 달라짐을 보여주고 있다.

Sun et al.[1.3.7]은 격리벽이 들어있는 밀폐용기 내의 자연대류 문제의 연구를 통하여 밀폐용기 내의 내부영역에 격리벽이 위치하고 있을때는 정상상태 열전달에 영향이 없음을 보여주었다. 즉, 본 연구에서의 비정상 상태의 열전달 특성과는 큰 차이를 보여주고 있다. 따라서, 본 연구를 통하여 밀폐용기 내의 내부영역에 격리벽이 위치해 있음으로 인해, 정상상태 열전달 특성에는 변화가 없지만, 비정상 상태의 열전달은 크게 낮아짐을 알 수 있다.

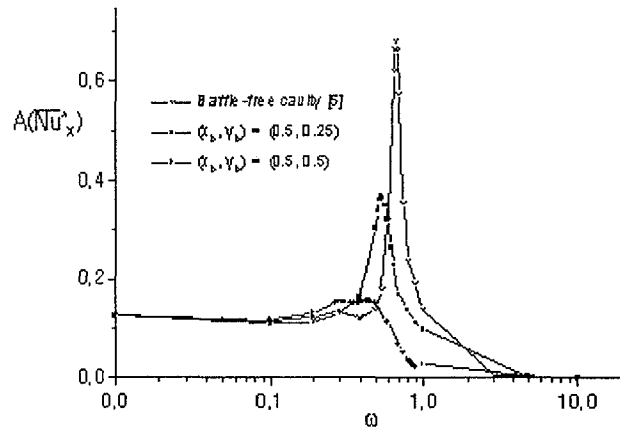


그림 1.3.8 Plots of $A(\overline{Nu}_x^*)$ versus ω . $k^* = 0.1$. Y_b of the Baffle is Varied.

공진의 근본적인 원인은 Kwak & Hyun[1.3.6]의 연구에서처럼 용기내의 내부영역에서 내부중력파(Internal Gravity Wave)에 의한 현상이다. 본 연구에서는 용기의 내부영역에 격리벽을 설치함으로써 이러한 내부중력파를 억제하고 그 결과로써 $A(Nu_x^*)$ 의 감소를 가져왔다. 또한, 그림 1.3.7에서 보듯이 격리벽의 열전도도(Conductivity)의 $A(Nu_x^*)$ 에 미치는 영향은 매우 작음을 알 수 있다.

즉, 격리벽의 유무가 비정상 상태의 열전달을 억제하는 요인이고, 격리벽의 재질에는 큰 영향이 없다는 것을 보여준다. 그림 1.3.8에서는 용기내의 격리벽의 위치를 변화시켰을 때의 결과를 보여주고 있다.

용기내에 수평방향의 격리벽을 $Y=0.25, 0.5$ 의 위치에 놓았을 때의 비정상상태의 열전달 계수의 영향을 보여주고 있다. 격리벽의 위치가 $Y=0.25$ 의 낮은 위치에 놓여져 있을 때는 $Y=0.5$ 의 위치에 있을 때보다 $A(Nu_x^*)$ 의 크기가 증가하는 것을 볼 수 있다. 이는 격리벽이 내부중력파를 억제하는 효율(Effectiveness)이 떨어진다는 것을 말해준다. 내부중력파는 용기내부의 전영역에서 요동하는 Wave로써 격리벽의 위치가 용기내의 중간부분에 놓여져 있을 때가 가장 효율적으로 내부중력파의 요동을 억제하기 때문이다.

밀폐용기내의 자연대류 문제에서 공진현상은 외부가진 주파수와 밀접한 관련이 있기 때문에 정확한 시스템의 고유주파수를 예측하는 것은 매우 중요한 일이다. Kwak[1.3.6]의 연구에서와 같은 방법을 사용하여 용기내에 격리벽이 있을 때의 공

진주파수를 예측하였다. 표. 1.3.2은 계산된 공진주파수와 예측된 공진주파수를 비교한 것으로써 공진주파수를 잘 예측함을 알 수 있다.

표 1.3.2 Comparisons of Computed Results

	(X_b, Y_b)	k^*	$\overline{Nu}_{X=0.5}$	$A(\overline{Nu}_X^*)_{max}$	\overline{w}_i Predicted	\overline{w}_r Computed
Baffle-free cavity [3.3.5]	-	-	16.66	0.678	0.68	0.67
With a baffle	(0.5, 0.5)	0.1	16.65	0.156	0.38	0.45
	(0.5, 0.5)	100.0	16.48	0.179	0.41	0.49
	(0.5, 0.5)	10000.0	16.47	0.194	0.56	0.58
	(0.5, 0.25)	0.1	16.62	0.367	0.56	0.55

라. 방위각 방향 온도변화를 가지는 실린더 내의 부력유동

축이 중력장 방향에 평행한 수직 실린더 내에 채워진 부시네스크 유체의 3차원 부력유동에 대한 수치적 연구를 수행하였다. 부력의 영향을 나타내는 무차원수인 Rayleigh수(Ra)가 커서 전체 유동장이 경계층과 비점성내부영역으로 구분될 수 있는 유동에 관심을 가진다. 밀폐용기에서 부력의 영향을 받는 유동은 기하학적 형상 및 경계조건이 주어진 방법과 특성에 매우 민감한 것이 알려져 있다. 본 연구에서는 수직실린더의 측벽에 방위각 방향으로 불균일한 열적 경계조건이 주어진 경우에 발생하는 3차원 내부유동 및 열전달의 특성을 조사하였다. 특히, 측벽온도가 변화하는 빈번도를 변화시킴으로써, 빈번도에 따른 영향을 연구하였다. 본 연구에서 다루어진 유동형상의 실제적인 응용성 예로는, 측벽에 불균일한 햇빛 방사로 인한 측벽 온도의 방위각 방향 불균일성에 의한 용기 내부의 유체 유동이 있다. 또한, 고품질의 결정을 얻기 위한 결정성장장치에서도 본 유동형상이 관련된다. 완전한 3차원 지배방정식에 대한 해를 수치적인 방법으로 얻었고 실린더의 전 영역에서의 속도 및 온도 데이터를 면밀히 조사하였다.

그림 1.3.9은 유동형상 및 좌표계를 나타낸다. 여기서, n 은 측벽온도의 방위각방향 불균일성의 빈번도를 표현하며, n 이 클수록 온도변화가 빈번하다. ($n=1\sim 10$) 이 측벽온도조건은 본 연구에서 실린더 내부의 부력유동을 발생시킨다. $Ra[\equiv g\beta(T_h-T_c)R_c^3/\nu\alpha]=10^6$, $Pr[\equiv \nu/\alpha]=0.7$ 로 고정하였다. 지배방정식은 3차원 Navier-Stokes 식이며, 유한체적법을 이용하였다. SIMPLER 알고리즘을 이용하였고, 비선형 대류항을 QUICK법을 이용하여 차분화하였다. 경계밀착좌표계(body fitted coordinates)를 이용하였으며, 수평면에서 측벽쪽으로, 수직방향으로는 위벽과 아래벽 쪽으로 격자점을 집중시킨 52^3 의 격자를 이용하였다.

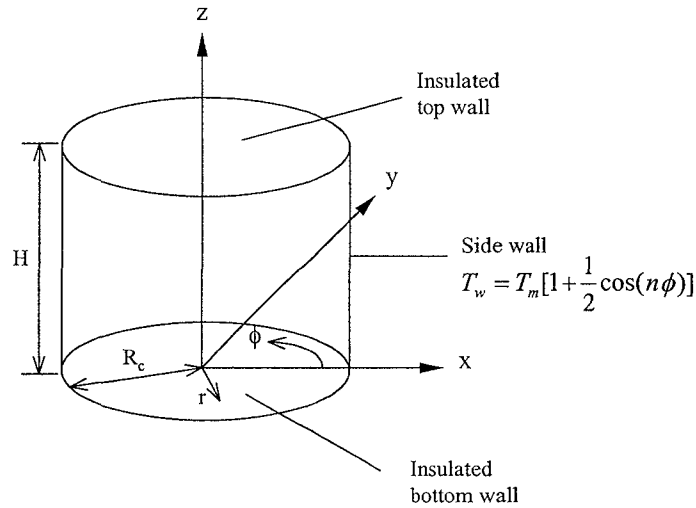


그림 1.3.9 Flow Configuration and Coordinates

그림 1.3.10는 3가지 다른 방위각에 대한 자오면(Meridional Plane) 상에서의 등온선과 속도벡터를 나타낸다. 여기서 세 각은 주면(Principal Plane)($\phi=0$), T_m 을 포함하는 중립면(Neutral Plane)($\phi=\pi/2n$) 및 T_c 를 포함하는 주면($\phi=\pi/n$)에서의 각이다. 모든 계산된 경우에 대하여 내부영역은 아주 안정하게 성층화 되어있다. 주자오면의 내부영역에서의 속도벡터는 주로 크기가 작고 유동은 경계층에 집중되어 있다. 한가지 주목할 점은, 모든 n 에 대하여 주면에서의 경계층유동은 하나의 방향이다.

즉, T_h 에서는 상승유동이 T_c 에서는 하강유동이 존재한다. 반면, 중립면에서는 내부유동이 상대적으로 현저하게 크게 나타나며, 이 경향은 n 이 작을수록 현저해진다. 그러나 중립면에서는 큰 n 값에 대하여 전체 유동은 약화된다. 경계층에서의 유동은 중심높이방향으로 향하여 중심높이 부근에 도달한 후 반경 방향으로 수평하게 안쪽으로 돌아간다.

n 이 증가함에 따라서 주면에서는 수평경계층유동이 약화되고, 이 유동은 실린더의 축을 뚫고 진행하지 못한다. 또한, 축 부근에서의 등온선은 매우 평평하게 되고, 성층화 강도가 약화된다. 이것은 지엽적인 영역에서의 전도의 영향이 크다는 것을 드러내는 것이다. 요약하면, 큰 n 값에 대하여 유동이 일반적으로 약화되고 수직경계층에 더욱 집중되며 내부영역의 성층화가 약화된다. 중심 높이 영역의 축에서의 수직온도 분포는 n 의 변화에 대하여 크게 변화하지 않는다. 그러나 수평벽 근처에서의 온도변화는 작은 n 에 대하여 더욱 급한 경사로 변화한다.

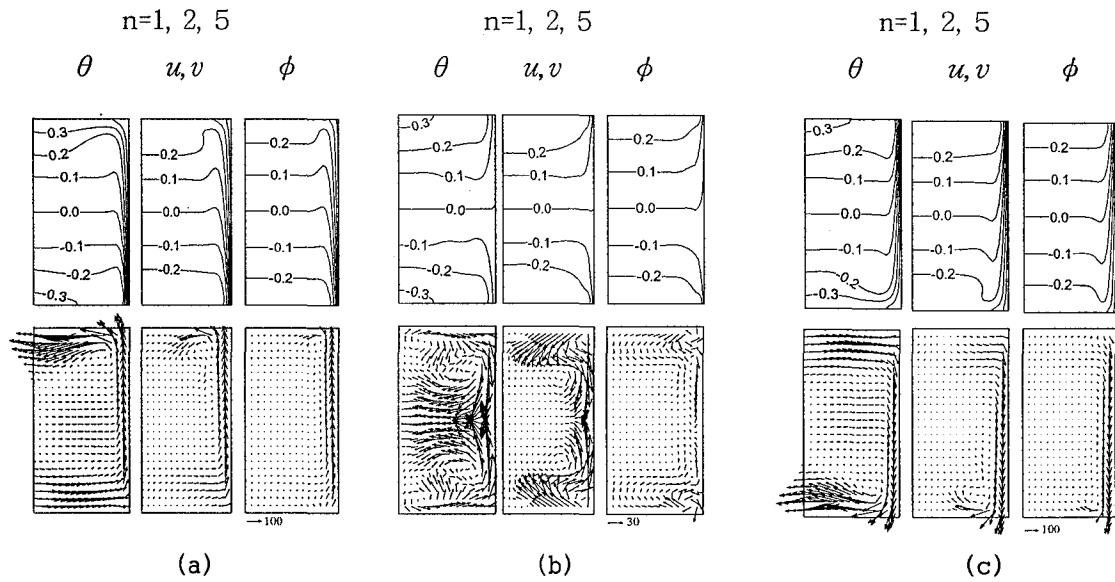


그림 1.3.10 Temperature (Upper Row) and Velocity (Lower Row) Fields on the Meridional Planes. (a) Principal Meridional Plane of $\phi=0$ ($T_w=T_h$), (b) Neutral Meridional Plane for $T_w=T_m$, (c) Principal Meridional Plane ($T_w=T_c$)

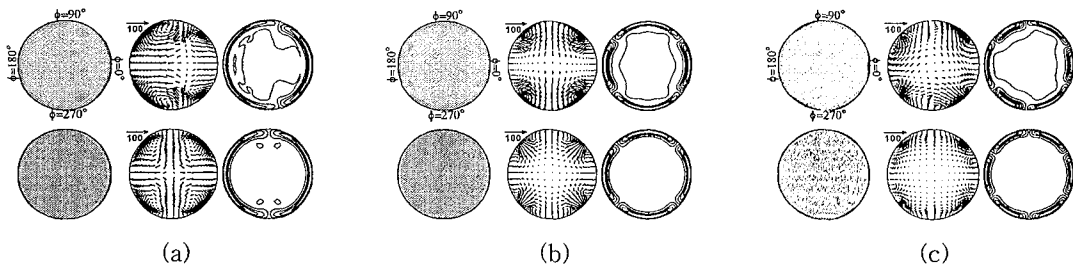


그림 1.3.11 Temperature(θ) and Velocity Fields on Planes of Constant Height. U, V Denote Horizontal Velocities, and W the Vertical Velocity. (a) $n=1$, (b) $n=2$, (c) $n=3$.

그림 1.3.11에 수평면에서의 유동형태를 예시하여 나타냈다. 중심높이를 벗어난 내부영역의 대부분에서는 $2n$ 개의 회전 셀이 형태의 수평유동이 존재한다. 반면, 중심 높이 영역에서는 대칭성조건을 만족시키기 위하여 수평유동은 $4n$ 개의 회전 셀로 구성된다. 다음으로 온도장에 대하여서는, 측벽온도의 방위각방향 온도변화는 주로 경계층에 흡수됨을 볼 수 있다. 결국, 내부영역은 거의 일정한 온도를 가진다. 또한, 수평유동이 중심 높이 부근에서 약화됨이 분명하게 나타난다. n 이 증가함에 따라 수직유동이 더욱더 수직 경계층에 집중되어 나타난다. 앞서 강조한 바와 같이, n 이 증가함에 따라 수평 유동은 크기가 작아지고 대부분의 내부영역은 거의 정지한 유동 형태를 가지고 있다.

다음으로, 실린더 벽면에서의 열전달을 살펴본다. 실린더의 벽 표면에서 국소 너셀수(Nusselt Number)는 다음과 같이 정의된다.

$$Nu = \left(\frac{\partial \theta}{\partial R} \right)_{R=1}$$

그림 1.3.12 (a)-(c)는 하나의 방위각 주기에 대한 Nu 패턴을 예시하여 나타낸 그림이다. 즉, 방위각은 $\phi=0^\circ$ 에서 $\phi=2\pi/n$ 까지 변화한다. Nu의 최대값과 최소값은 뜨거운($T_w=T_h$) 벽의 아래쪽 영역과 차가운($T_w=T_c$) 벽의 위쪽 영역에서 각각 나타난다. 이들 영역은 수직경계층에서 각각 상승 및 하강 유동이 발생하는 곳이다. 그리고, 이 영역에서는 Nu의 공간적인 변화기울기가 가장 크다. 반대로, 중심높이영역에서는 Nu의 공간적인 변화기울기가 약화된다. 또한, n이 증가함에 따라 Nu의 최고값은 조금 작아진다. 이것은 큰 n값에 대하여 경계층 내에서의 전체적인 유동의 세기가 줄어든 것을 반영한 결과이다.

대류에 의한 열전달의 증가량을 알기 위하여 열전달획득(Gain) G를 정의하였다. G는 전도에 의한 열전달량에 대한 대류효과에 의한 열전달량의 비로서 다음과 같이 정의하였다.

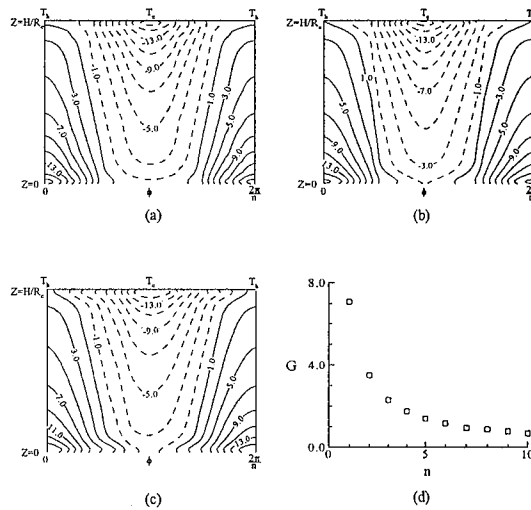


그림 1.3.12 Local Nusselt Number Nu on the Cylindrical Surface, and Gain Factor G. (a) Nu for n=1, (b) Nu for n=2, (c) Nu for n=3, (d) G.

$$G = \int_0^{H/R_c} \int_0^{\pi/2n} \left(\frac{\partial \theta}{\partial R} \right)_{R=1} d\phi dZ$$

그림 1.3.12 (d)는 n에 대한 G의 변화를 나타낸 그림이다. 앞서 설명한 바와 같이 n이 증가할수록 내부영역은 매우 작은 속도를 가지고 더욱 넓은 영역을 차지한다. 따라서, n이 증가할수록 대류의 효과는 급격히 줄어들고 그림에서와 같이 G값이 작아짐을 볼 수 있다.

1.4. 실제적 조건을 가지는 시스템의 유동공진을 이용한 열전달 촉진 기술

가. 점성이 온도에 따라 변하는 경우의 자연대류 현상 규명

시스템의 온도변화가 클 경우 유체 (특히 액체)의 점성계수(Viscosity)는 다른 물성치(Properties)와 비교하여 온도변화에 민감하게 변한다. 정상상태의 경우는 필름 온도(Film Temperature)에서의 점성계수를 이용하여 일정한 점성계수를 갖는 시스템으로 해석해도 열전달 특성은 큰 오차없이 비교적 정확하게 예측할 수 있다. 그러나 비정상 상태(Transient State)의 경우, 시간에 따른 열전달 특성은 유체의 점성 변화를 고려해야만 정확한 예측이 가능하다.

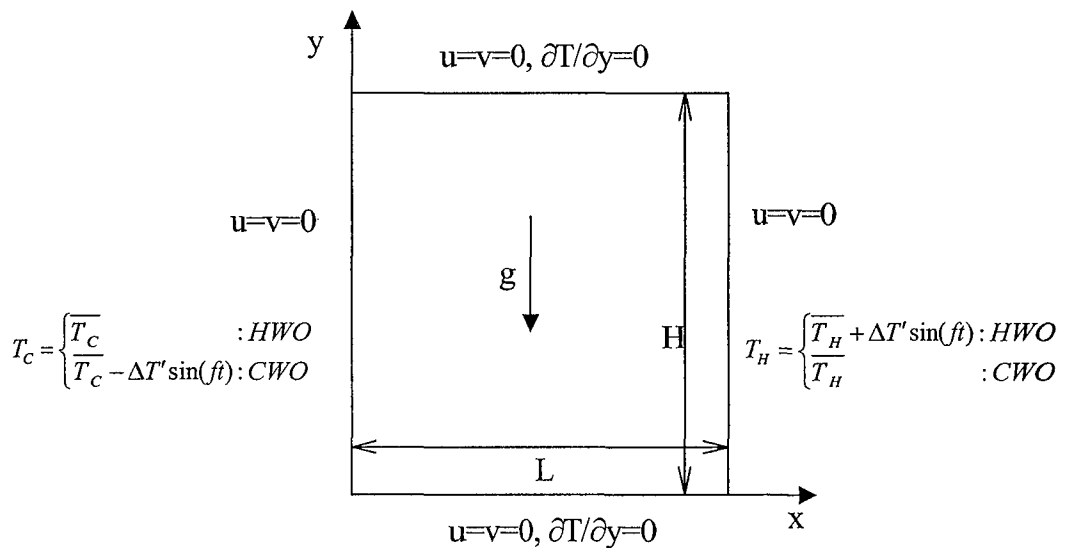


그림 1.4.1 시스템의 정의 및 경계조건

본 연구에서는 그림 1.4.1에서 보듯이 가변점성유체로 채워진 사각형 모양의 밀폐용기의 한쪽 측벽면의 온도가 시간에 따라 정현파적(Sinusoidal)으로 변하는 경우의 열전달 특성을 살펴보았다. 일정점성계수의 작동유체의 경우 그림과 같은 열적 경계조건 하에서 자연대류 열전달의 공진이 발생한다는 사실은 이전의 많은 연구결과에 의해 입증되었다. 본 연구에서는 가변점성유체를 작동유체(Working Fluid)로 사용하여 점성의 변화도와 온도진동이 가해지는 벽면의 변화에 따라 시스템의 열전달 특성을 정량적으로 규명하고자 한다. 온도 의존적인 유체의 점성계수가 미치는 영향을 알아보기 위해 높은 온도의 측벽에 온도진동이 가해지는 경우 (HWO)와 낮은 온도의 측벽에 가해지는 경우 (CWO)를 각각 고려하였다. 즉, 적절히 무차원화하여 나타내면 다음과 같다.

$$\text{HWO} : \theta_H = 1 + \varepsilon \sin(\omega\tau), \theta_C = 0.0, \quad (1.4.1)$$

$$\text{CWO} : \theta_H = 1.0, \theta_C = -\varepsilon \sin(\omega\tau). \quad (1.4.2)$$

여기서 ε 과 ω 은 각각 온도진동의 진폭 (=1.0)과 주파수이고 τ 는 시간이다. 아래첨자

C와 H는 각각 왼쪽의 낮은 온도의 측벽과 오른쪽의 높은 온도의 측벽을 의미한다. 점성계수가 온도에 따라 변하기 때문에 이를 나타내기 위해서는 적당한 모델이 필요한데 본 연구에서는 점성계수가 온도에 따라서 지수적으로 감소하는 지수모델 (Exponential Model)을 사용하였다. 낮은 온도의 벽면의 시간평균온도에서의 점성계수와 높은 온도의 벽면의 시간평균온도에서의 점성계수의 비(r)를 지수모델을 이용하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$r = \exp(C). \quad (1.4.3)$$

여기서 C는 온도의존의 정도를 나타내는 상수로 유체의 종류에 따라 결정되는 고유한 값이며 액체의 경우는 양의 값을 기체의 경우는 음의 값을 갖는다. 본 연구에서는 점성비(r)를 10미만의 값을 선택하였다. 점성비가 1.0인 경우는 점성이 온도에 관계없이 일정한 경우를 의미한다.

밀폐용기내의 유체의 온도는 시간 및 공간에 따라 변하므로 점성계수도 일정하지 않다. 따라서 본 연구에서는 시스템 레이레이 수($Ra_0=10^7$)와 시스템 프란틀 수 ($Pr_0=10$ & 100)는 필름온도(Film Temperature, $\theta=0.5$)에서의 물성치를 사용하여 정의되었다. 그림 1.4.2는 과도상태의 시스템의 열전달 특성을 나타낸다. 여기서 누셀트수(Nusselt Number)의 진폭($A(Nu^*)-\omega$ curve)은 다음과 같이 정의된다.

$$A(Nu^*) = \frac{\max[Nu(\tau)] - \min[Nu(\tau)]}{Nu_{C=C, \epsilon=0.0}}, \quad (1.4.4)$$

여기서 $Nu_{C=C, \epsilon=0.0}$ 은 온도진동이 가해지지 않은 경우에서의 누셀수이다.

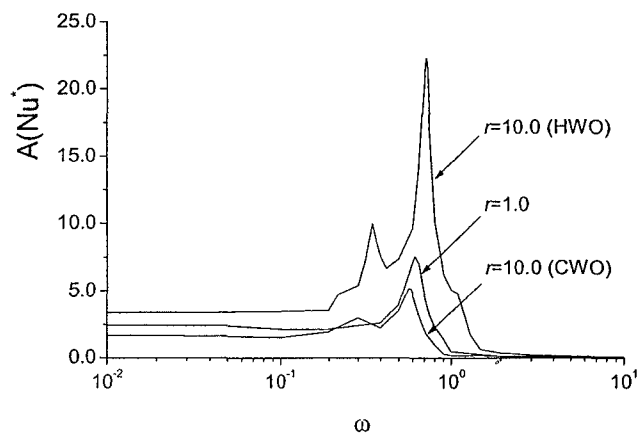


그림 1.4.2 열전달 진폭의 주파수 응답특성 ($Pr_0=10$)

그림 1.4.2에서 보듯이 모든 점성비(r)에서 특정 주파수에서 $A(Nu^*)$ 가 최대값을 갖음을 알 수 있다. 이는 내부중력진동(Internal Gravity Oscillation)모드에 의한 공진현상(Resonance Phenomenon)이다. 밀폐공간의 자연대류 공진현상에 대한 연구는 이전의 연구에 자세의 밝혀진 사실이다 [1.4.1]. 이 결과에서 주목할 점은 같은 점성비(r)인 경우에도 어느 벽면에 온도진동이 가해지는가에 따라서 열전달 진폭 및 시간 평균값이 크게 차이가 남을 알 수 있다. 즉 HWO의 경우가 공진현상이 가장 활발하며 CWO의 경우는 일정점성계수의 경우보다 억제됨을 알 수 있다. 또한 점성비(r)과 어느 벽면을 가진하는가에 따라서 누셀수의 최대값을 보이는 가진주파수(Forcing Frequency ω)의 값도 달라진다. 여기서 일정점성계수의 경우는 어느 벽면에 온도진동이 가해지기에 관계없이 같은 결과를 나타낸다는 것을 밝혀둔다 [1.4.1]. 온도진동이 높은 온도의 벽면에 가해지는 경우 (HWO)는 유체의 점성이 온도가 증가함에 따라 낮아지기 때문에 높은 온도의 벽면 근처의 유체의 점성이 상대적으로 낮아진다. 따라서 이 영역에서의 부력이 증가하고(Higher Local Ra) 댐핑이 감소하게 된다(Lower Pr). 그 결과로 그림에서 보듯이 가장 큰 최대값을 갖는다. Kwak & Hyun [1.4.1]의 연구결과에서 공진현상은 높은 Ra 수에서 그리고 O(1)정도의 낮은 Pr에서 가장 활발하게 일어남을 밝혔다. 온도진동이 낮은 온도의 벽면에 가해지는 경우 (CWO)는 전자의 경우와 반대로 낮은 온도의 벽면 근처의 영역에서 부력이 감소하며(Lower Local Ra) 댐핑이 증가하게 되어 (Higher Local Pr) 결과적으로 유동이 억제되어 열전달이 감소하게 된다.

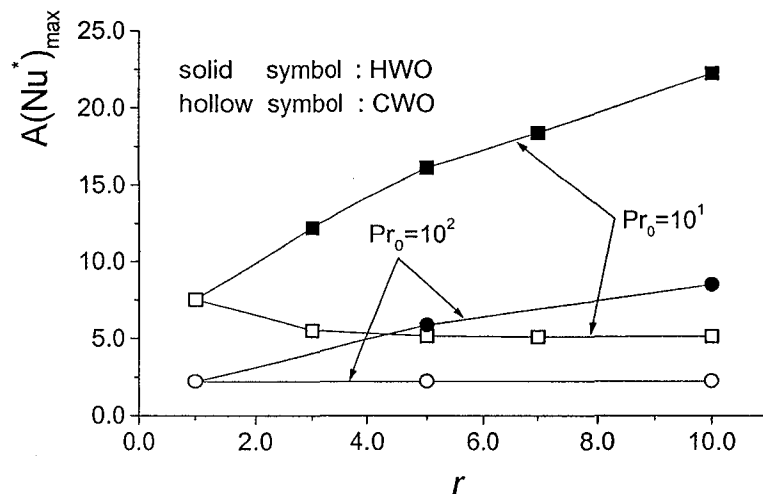


그림 1.4.3 열전달 진폭의 최대값의 변화

그림 1.4.3은 본 연구에서 수행한 다양한 점성비 (r)와 프란틀 수(Pr_0)에서의 열전달 진폭의 최대값($A(Nu^*)_{max}$)을 요약한 것이다. HWO의 경우는 점성비(r)이 증가할수록 $A(Nu^*)$ 의 최대값이 증가함을 알 수 있다. CWO의 경우는 HWO의 경우와 비교해서 변화폭이 매우 작고 점성비가 증가함에 따라 약간의 감소 경향이 있음을 알

수 있다. 또한 Pr_0 가 증가할수록 이는 점성댐핑의 증가로 온도 진동의 전파를 감소하는 정도가 크다는 것을 의미한다. 요약하면, 유체의 점성이 무시할 수 없을 정도로 변하는 경우는 이를 반드시 고려해야 한다. 본 연구의 결과에서 보듯이 측벽의 온도진동에 따른 시스템의 열전달 특성은 점성변화의 작고 큼에 따라 현격하게 차이를 보이며 온도진동이 어느 측벽에 가해지는 가에도 커다란 영향을 받는다. 온도가 증가함에 따라 점성계수가 작아지는 액체의 경우 높은 온도의 측벽에서 온도진동이 가해지는 경우가 공진(Resonance)에 의한 열전달 활성화(Heat Transfer Enhancement)가 뚜렷하게 관찰된다. 이전의 연구결과에서 보여 주듯이 일정점성계수의 작동유체의 경우는 진동벽면의 선택에 무관하게 시스템이 반응한다.

나. 갑작스런 중력 발생에 의한 밀폐공간 내부의 과도 자연대류현상 연구

측벽의 온도차가 존재하는 밀폐용기내에서 다양한 경계조건에 의한 자연대류현상 연구는 지금까지 심도 있게 연구되고 있다. 특히 최근에는 항공 우주산업의 발달에 따라 미소중력 상태에서의 자연대류 현상연구가 많은 관심을 받고 있다 [1.4.2-4]. 실제 Space Shuttle내의 열전달 시스템은 승무원의 활동이나 위치제어를 위한 분사 등에 의해 다양한 형태의 중력장에 놓이게 된다. 이러한 예측치 못한 외부 가진력은 때때로 열전달 시스템의 심각한 효율저하를 유발할 수가 있어 이에 대한 연구가 필요하다. 이에 본 연구에서는 무중력 상태에 놓인 측벽의 온도차가 존재하는 밀폐 용기 시스템에 갑작스런 중력이 발생했을 때의 과도 자연대류 현상에 대해 연구하였다. 이러한 기본적인 형태의 중력장에 대한 시스템 응답특성 연구는 보다 복잡한 시스템에서의 유동장 이해에 도움이 될 뿐 아니라 특히, 무중력 상태에서 주기적인 외부 가진에 의한 자연대류 공진의 유도 가능성을 연구하는데 기초적인 Data를 제시 할 것이다.

그림 1.4.4에서와 같이 측벽의 온도차가 존재하는 밀폐 용기에 비압축성, Boussinesq-fluid가 가득 차 있다. 초기 무중력상태($g=0$)에서 시스템은 전도 열전달 특성을 보이고 있다. 이러한 시스템에 갑작스런 중력이 발생할 경우 과도 자연대류 현상에 대해 연구하였다. 중력이 발생하자마자 위(아래) 방향의 부력이 용기의 왼쪽(오른쪽) 절반 부분에서 발생한다. 초기 유동장은 부력-관성력 균형에 의해 유지되며 속도 Scale의 크기는 아래와 같다.

$$v \sim g\Delta T t \quad (1.4.5)$$

속도 Scale (1.4.5)에 의한 용기내의 유체 flux의 크기는 다음과 같은 크기를 가진다.

$$Q(t) \sim \int_0^{L/2} v(t, x) dx \sim \frac{g\Delta T L t}{4} \quad (1.4.6)$$

(1.4.5), (1.4.6)와 같은 초기 유동장 형태는 고온(저온)벽에서 공급된 유체가 저온(고온)벽의 $y \sim O(H)$ 지점에 도달할 때까지 유지된다. 이 시간(t_M) 및 이때의 속도 (v_M), 열전달율 (Nusselt 수(Nu_M))은 아래와 같은 크기를 가진다.

$$t_M \sim \frac{H^2}{(RaPr)^{1/2} \chi}, \quad v_M \sim \frac{(RaPr)^{1/2} \chi}{H}, \quad Nu_M \sim \frac{(RaPr)^{1/2} L^2}{6H^2} \quad (1.4.7)$$

t_M 이후 용기내의 유체는 서로 완전히 섞이게 되어 초기의 전도 열전달 특성을 보인 온도장은 사라지고 고온(저온)벽에서 $\delta_T \sim (\chi t)^{1/2}$ 크기의 온도 경계층이 형성된다. 이 온도장은 벽에서 공급된 열량이 대류에 의해 위로 이동하는 열량과 균형을 이룰 때까지 자라게 되며 정상상태에서의 열경계층의 두께, 속도, 열전달율(Nusselt 수 (Nu_s))는 다음과 같은 크기를 가진다.

$$v \sim \frac{Ra^{1/2} \chi}{H}, \quad \delta_T \sim \frac{H}{Ra^{1/4}}, \quad Nu_s \sim \frac{Ra^{1/4} L}{2H} \quad (1.4.8)$$

Scale (1.4.7),(1.4.8)에서 보인바와 같이 천이 과정동안 $t \sim t_M$ 에서 가장 큰 유동장 및 열전달율을 보이게 된다.

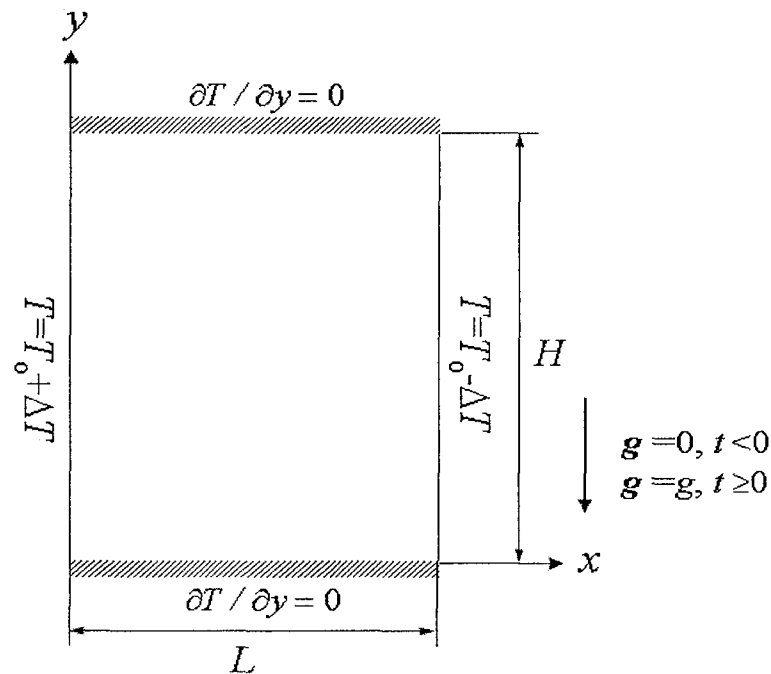


그림 1.4.4 시스템 개요

지금까지 천이 과정동안의 유동 및 열전달 특성을 차원해석 방법을 이용하여 살펴 보았다. 본 연구에서는 수치해석 방법을 이용하여 위 결과를 검증하였다. SIMPLER 알고리즘을 사용하였으며, 비선형 대류항을 처리하기 위해 QUICK scheme을 사용하였다. 62×62 의 경계밀착 격자계를 사용하였다. 그림 1.4.5(a)는 천이 과정 동안의 최대 열전달율(Nu_M)을, 그림 1.4.5(b)는 최대 열전달율(Nu_M)과 정상상태 열전달율(Nu_s)비를 나타낸 것이다. High Rayleigh(Ra)수, Prandtl(Pr)수 영역에서 최대 열전달율(Nu_M)이 정상상태(Nu_s)의 수십배 이상으로 증가하는 것을 확인할 수 있다. 그림 1.4.6은 천이 과정동안의 유동장 및 온도장 변화를 도시한 것이다. 무차원 시간 $\left(\frac{t^*}{t}\right)$ 은 t_M 에 의해 무차원 하였다. 그림에서 보는 바와 같이 $\frac{t^*}{t} \sim O(1)$, 즉 $t \sim t_M$ 일 때 유동장이 가장 강함을 알 수 있다. $\frac{t^*}{t} \sim O(1)$ 시간 이후 유동장은 점점 약해져 정상상태로 접근한다.

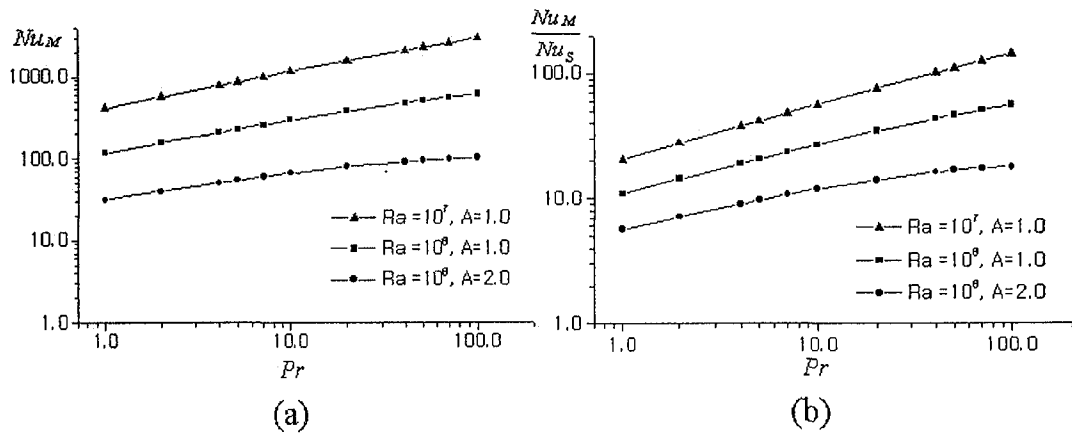


그림 1.4.5 (a) Nu_M , (b) Nu_M/Nu_s .

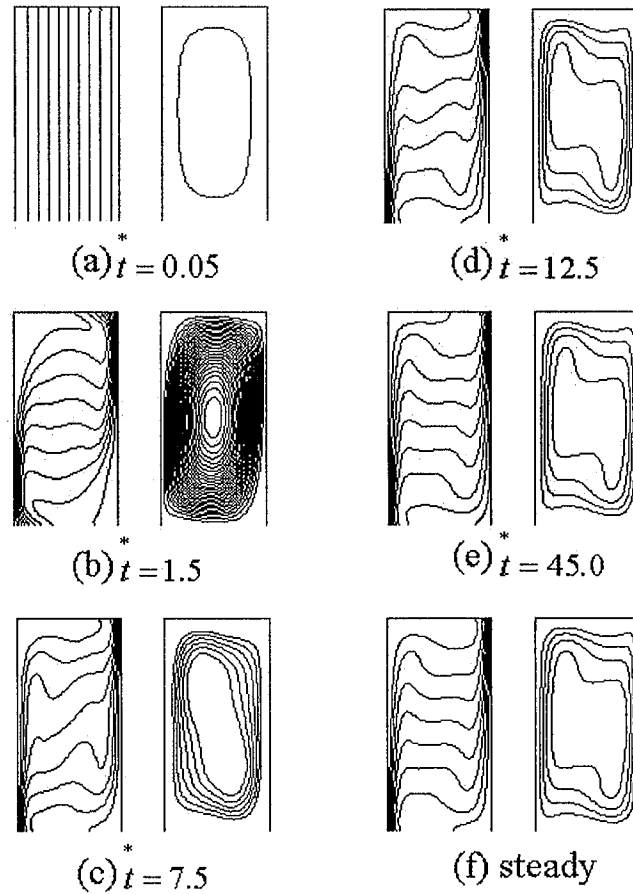


그림 1.4.6 시간에 따른 온도장(θ) 및 유동장(Ψ)변화. $Ra=10^6$, $Pr=1.0$,
 $A=2.0$, $\Delta\theta=0.2$, $\Delta\Psi=0.004$

좌우 온도차가 존재하는 밀폐 사각 용기에서 갑작스런 중력변화에 따른 자연대류현상에관하여 연구하였다. 중력이 가해지는 경우, 용기내부의 전체 유동이 발생한다. 이것은 일반적인 Heat-up 사각용기에서의 P & I Model과 대비되는 것으로 초기상태일때 용기전체에 일정한 온도장이 퍼지게 된다. 발생되어진 전체유동은 대류 열전달을 증가시키며, P & I Model의 시간 척도 보다 더 높은 차원 $t \sim t_M [\sim (RaPr)^{-1/2} H^2 / \kappa]$ 시간척도에 도달하면 사라진다. 이 시간 척도 이후에 온도장은 선형적으로 감소되고 대류 현상도 약해진다. 충분히 많은 시간이 흐르면 온도장 및 유동장은 P & I Model과 동일하게된다

다. 밀폐공간 내에서의 실제적인 점성유체의 자연대류 열전달에 관한 연구

밀폐공간 내에서의 자연대류 열전달 현상에 있어서 통상적인 뉴턴유체 뿐만 아니라 비뉴턴유체까지 포괄하는 일반적인 점성유체를 작동유체로 선택하였다. 최근

의 연구에서는 작동유체의 물성치의 변화를 고려하고 있으며, 또한 실제로 공학적으로 중요함에도 불구하고 뉴턴유체에 비해 상대적으로 많이 다루어지지 않았던 비뉴턴유체의 열전달에 대한 연구가 점차 활성화 되고 있다. 그러므로 본 연구에서는 일반적인 점성유체를 작동유체로 선택하여 유체 유동 및 열전달 현상이 통상적인 뉴턴유체의 경우와 비교하여 어떻게 그리고 얼마만큼 다른 특성을 보이는 가를 조사하였다.

유체의 점성계수가 온도에 따라 변하는 뉴턴유체를 작동유체로 선택하여 사각밀폐용기의 표준유동형상에 있어서 점성변화의 영향에 대한 수치해석적 연구를 수행하였다.

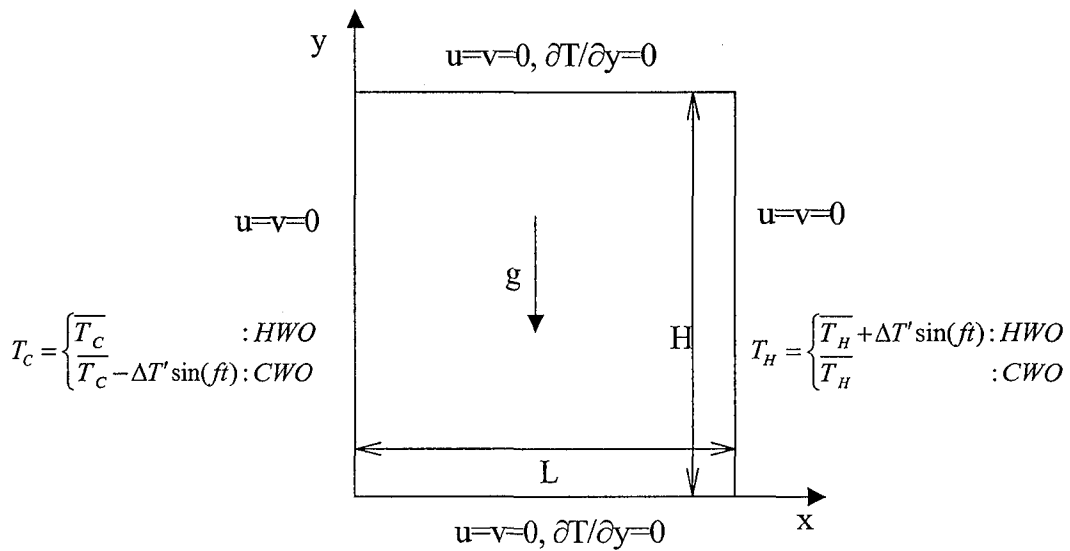


그림 1.4.7 시스템의 정의 및 경계조건

본 연구에 이용된 모델의 형상 및 좌표계를 그림 1.4.7 에 개략적으로 나타내었다. 일정점성계수의 작동유체의 경우 그림 1.4.3.1 과 같은 열적 경계조건 하에서 자연대류 열전달의 공진이 발생한다는 사실은 이전의 많은 연구결과에 의해 입증되었다[1.4.5]. 그림 1.4.8 는 점성비 -낮은 온도와 높은 온도에서의 점성계수의 비(ν) -를 다양하게 변화시키면서 점성 계수의 변화에 따른 시스템의 응답특성을 나타낸다. 모든 경우에 있어서 수치해석 결과는 특정 주파수에서 중심면에서의 열전달 계수의 증폭($A(Nu^*)$) 이 발생함을 보여준다. 선행연구에서 공진이라 명명 된 이러한 현상은 시스템의 고유 주파수와 가진 주파수가 일치할 때 발생된다. 내부 중력진동에 기초한 공진 주파수의 추정값은 Navier-Stokes 방정식의 수치해석 결과와 잘 일치한다. 점성변화에 의해 공진 주파수의 값은 약간씩 변화하는 경향을 보인다. 그림 1.4.9 은 같은 점성비를 갖는 경우라도 높은 온도의 벽면에서 온도 진동이 가해진 경우 (HWO)가 낮은 온도의 벽면에서 온도진동이 가해진 경우(CWO)보다 시스템의 반응

정도가 훨씬 민감함을 나타낸다. 높은 온도의 벽면에서 온도 진동이 가해진 경우는 점성비가 증가할수록 열전달 계수의 증폭이 더욱 크게 일어나지만 낮은 온도의 벽면에서의 가진은 반대로 증폭을 감소시키는 경향을 보인다. 이러한 결과는 온도의존적인 점성계수로 인하여 유효 Rayleigh 수와 유효 Prandtl 수가 - 대류 열전달의 세기와 벽면온도진동 전파의 효율성을 결정함 - 밀폐용기 내부에서 국부적으로 달라지기 때문에 생기는 현상으로 설명할 수 있다.

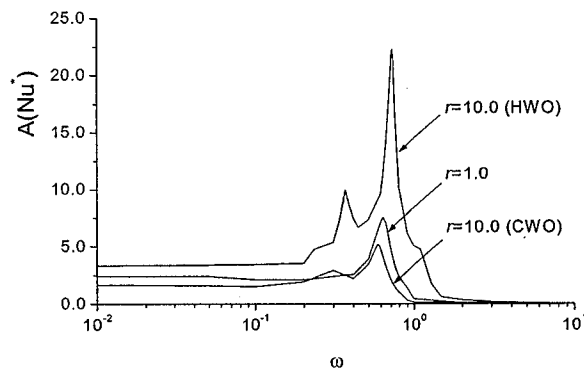


그림 1.4.8 열전달 진폭의 주파수 응답특성 ($Pr_0=10$)

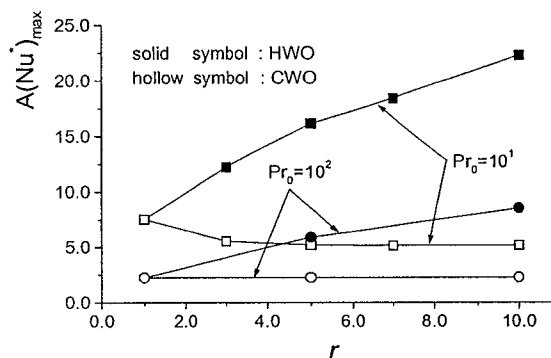


그림 1.4.9 열전달 진폭의 최대값의 변화

비뉴턴유체 중에서도 점성유체로 분류되는 Power-Law 유체를 작동 유체로 설정하였다. 유동이 없고 등은 상태로 유지되고 있는 사각 밀폐용기의 한쪽 측벽을 어느 순간에 갑자기 가열하고 반대편 측벽은 냉각 시킨 후 유동 발생 초기부터 최종적인 정상상태로의 과도발달 과정에 대해서 Order-of-Magnitude 해석에 바탕을 둔 이론적 고찰을 수행하였다. 작동유체의 유변학적 특성을 묘사하기 위해 일반적으로 널리 쓰이는 Ostwald-De-Waele Power-Law 모델을 선택하였다. 과도 발달 과정을

수직경계층 형성, 수평관입층 형성 과정 그리고 내부로의 성층화 과정을 통한 최종적인 정상상태로의 도달 과정으로 크게 세분하여 각각의 과정을 특징짓는 시간, 길이 그리고 속도 스케일을 결정하여 표 1.4.1 에 나타내었다.

표 1.4.1 시간, 길이, 속도 스케일

Length	δ_T	$H(RaPr^{n-1})^{\frac{-1}{3n+1}}$
	δ_V	$HPr^{\frac{2-n}{n+1}}(RaPr^{n-1})^{\frac{2(2-n)}{(n+1)(3n+1)}}$
	δ_H	$H(RaPr^{n-1})^{\frac{-(2n+1)}{2(n+1)(3n+1)}}Ar^{\frac{1}{2(n+1)}}$
Velocity	v_V	$\frac{\kappa}{H}(RaPr^{n-1})^{\frac{2}{3n+1}}$
	v_V	$\frac{\kappa}{H}(RaPr^{n-1})^{\frac{4n+3}{2(n+1)(3n+1)}}Ar^{\frac{1}{2(n+1)}}$
Time	t_B	$\frac{H^2}{\kappa}(RaPr^{n-1})^{\frac{-2}{3n+1}}$
	t_H	$\frac{H^2}{\kappa}(RaPr^{n-1})^{\frac{-(4n+3)}{2(n+1)(3n+1)}}Ar^{\frac{-(2n+3)}{2(n+1)}}$
	t_C	$\frac{H^2}{\kappa}(RaPr^{n-1})^{\frac{-1}{3n+1}}$
	t_D	$\frac{H^2}{\kappa}(RaPr^{n-1})^{\frac{3(1-n)}{3n+1}}Pr^{n-2}$
	t_G	$\frac{H^2}{\kappa} \frac{2\pi}{S_i} \left(\frac{1+Ar^2}{RaPr} \right)^{1/2}$
Apparent viscosity	μ_a	$(RaPr^{-4/3})^{\frac{3(n-1)}{3n+1}}$
Nusselt number at steady state	Nu_{ss}	$\frac{(RaPr^{n-1})^{\frac{1}{3n+1}}}{Ar}$

그림 1.4.10 에서 정상상태에서의 열전달 계수값을 획득하여 상관 관계식을 제시하였으며, 수직경계층에서의 등가 점성계수의 추정치로부터 n 에 따른 열전달 계수의 변화를 예측하였다. 수치해석 결과는 이론적인 해석 결과와 정성적으로 잘 일치한다. n 의 변화는 정상상태 및 과도 발달 과정에 큰 영향을 미치며 Ra 수가 증가할 수록 Pr 수가 감소할 수록 심화된다.

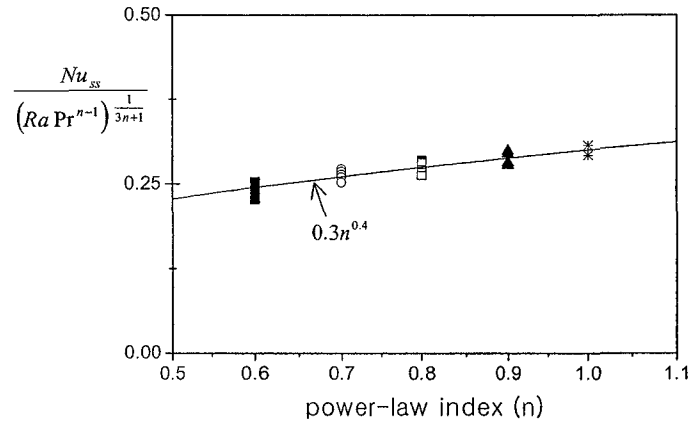


그림 1.4.10 정상상태에서 Nusselt 수의 상관식
 $10^6 \leq Ra \leq 10^7$, $10^2 \leq Pr \leq 10^4$

비뉴턴 Power-Law 유체를 작도유체로 선택하여 일정한 발열을 가지는 다공성 매질로 가득 채워진 사각 밀폐용기에서의 정상상태 자연대류에 의한 냉각문제를 다루었다. 수정 Darcy Power-Law 모델을 유동 모델로 선택하였다. 전체적으로 n 의 변화는 유동구조 및 온도 분포에 큰 영향을 미친다. 그림 1.4.11 에서 주어진 Ra_I^* 수에서 n 이 감소할수록 더욱 강한 경계층 형태의 유동구조 - 경계층의 두께가 얇아지며 유동의 세기가 증대되고 성층화된 내부 영역이 넓어짐 -를 보이며 냉각 효과가 증대됨을 알 수 있다. $n=1$ 인 뉴턴유체의 경우와 비교할 때, $n > 1$ 인 경우는 열전달이 감소하고, $n < 1$ 인 경우는 열전달 효과가 상대적으로 증가한다.

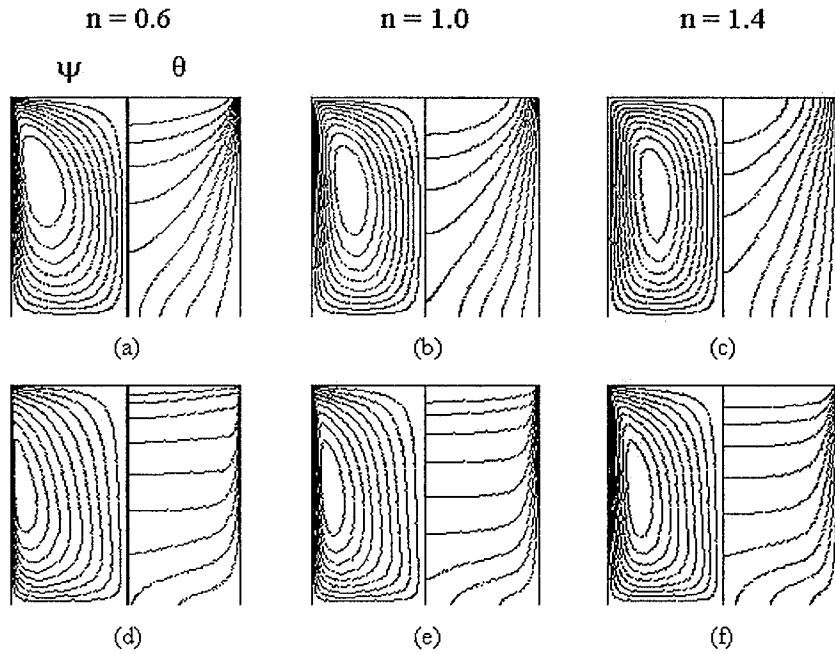


그림 1.4.11 유동장(Ψ) 및 온도장(θ). $Ar=1.0$.

- (a) $n=0.6$; $\Psi_{\max}=7.87$; $\theta_{\max}=5.80 \times 10^{-2}$; $Ra_I^*=10^3$;
 (b) $n=1.0$; $\Psi_{\max}=3.51$; $\theta_{\max}=9.85 \times 10^{-2}$; $Ra_I^*=10^3$;
 (c) $n=1.4$; $\Psi_{\max}=2.07$; $\theta_{\max}=1.24 \times 10^{-1}$; $Ra_I^*=10^3$;
 (d) $n=0.6$; $\Psi_{\max}=99.51$; $\theta_{\max}=7.29 \times 10^{-3}$; $Ra_I^*=10^5$;
 (e) $n=1.0$; $\Psi_{\max}=27.96$; $\theta_{\max}=2.23 \times 10^{-2}$; $Ra_I^*=10^5$;
 (f) $n=1.4$; $\Psi_{\max}=12.96$; $\theta_{\max}=4.20 \times 10^{-2}$; $Ra_I^*=10^5$.

라. 국부열원을 가진 관유동(Channel Flow)의 열전달 향상에 관한 연구

관 내부에 다수의 국부열원을 가진 혼합대류에 대한 연구는 정상상태에 대한 연구가 주를 이루고 있다 [1.4.6-7]. 관 내부에 다수의 국부열원이 존재할 때 시스템의 최대 온도는 가장 하류에 위치한 국부열원에서 발생하는데, 시스템의 열적 결함을 막기 위해서는 이러한 시스템의 최대 온도를 낮추는 기술이 필요시 되고 있다. 따라서, 본 연구에서는 관 유동 내부에 다수의 국부열원이 존재하는 경우에 있어, 상류에 있는 국부열원의 열적 조건을 시간에 따라 주기적으로 변화시켜 하류에 있는 국부열원의 열전달율을 향상시키는 공진 현상에 대한 연구가 이루어졌다. 또한, 국부열원의 열적조건을 어떤 특정한 주파수로 변화 시켰을 때, 공진 현상이 발생하는 것을 발견하였고, 공진주파수에 대한 물리적인 해석을 통해 관 유동 내부의 고유주파수를 추정할 수 있다. 수치적인 방법을 통해 과도 혼합대류에 대한 유동장 및 온도장을 구하고, 이를 바탕으로 국부열원에서의 열전달 특성을 파악하였다. 본 연구에 이용된 모델의 형상 및 좌표계를 그림 1.4.12에 개략적으로 나타내었다.

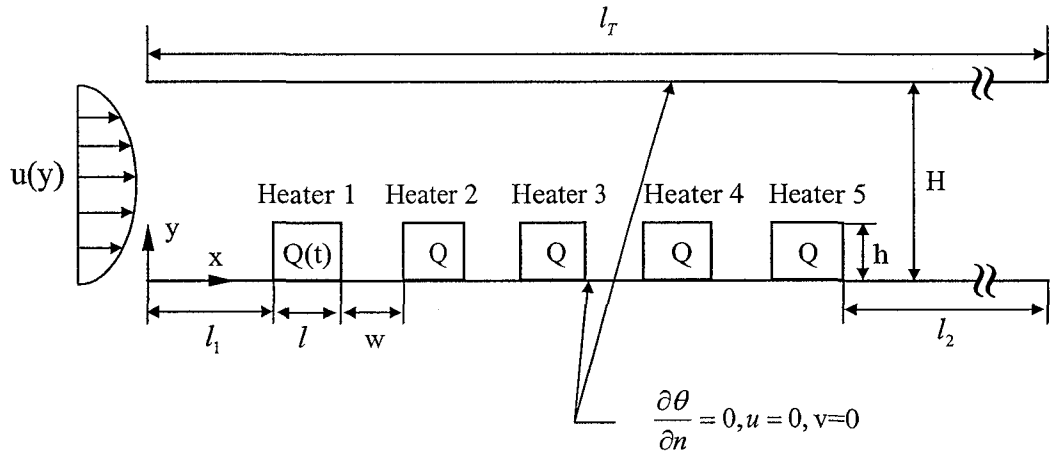


그림 1.4.12 시스템의 정의 및 경계조건

관 내부에서 하류에 위치한 Heater 2 - Heater 5의 발열량은 시간에 따라 일정하게 유지시키고, 가장 상류에 위치한 국부열원(Heater 1)의 발열량을 다음과 같이 변화시켰다. $Q(t) = Q + \Delta Q \cdot \sin \omega t$. 여기서, ω 는 열적 변화의 변화 주파수를 의미하며, 다음과 같은 범위에서 변화시켰다. $0.1 < \omega < 2.0$. Reynolds 수(Re)를 500으로 고정시키고, 작동유체로 공기를 사용하였으며, 혼합대류에서 부력의 정도를 나타내는 Richardson 수(Ri)를 10, 50, 80으로 변화시켰다. 그림 1.4.13에서는 $Re=500$, $Ri=50$ 에서 Heater 1의 열적조건을 변화시켰을 때의 열전달 향상 정도를 보여주고 있다. 열전달율이 정상상태(열적가진을 주지 않은 경우)에 비해 얼마나 증가했는가를 나타내는 열전달 향상지수, $E, E = \overline{Nu} / (Nu)_s$ 를 나타내고 있다. \overline{Nu} 는 열적가진이 주어졌을 때 한 주기동안의 평균화된 열전달율을 나타내며, $(Nu)_s$ 는 정상상태에서의 국부열원의 열전달율을 의미한다.

그림 1.4.13에서 나타난 바와 같이, 가장 상류에 있는 국부열원의 발열량을 시간에 따라 변화시켰을 때, 하류에 있는 국부열원의 열전달율이 특정 가진 주파수에서 크게 향상되는 것을 알 수 있다. 이러한 현상은 관 유동 내부의 고유 주파수로 열적 가진을 시킴으로써 나타나는 공진 현상에 의한 것이다. 열전달 향상 지수가 특정 주파수, $\omega = 0.55$ 에서 일어나는데, 이 주파수에서 열적가진의 주기는 입구에서 들어오는 유체가 국부열원들 사이(즉, Heater 1에서 Heater 2까지)를 지나는 시간을 의미하고 있다.

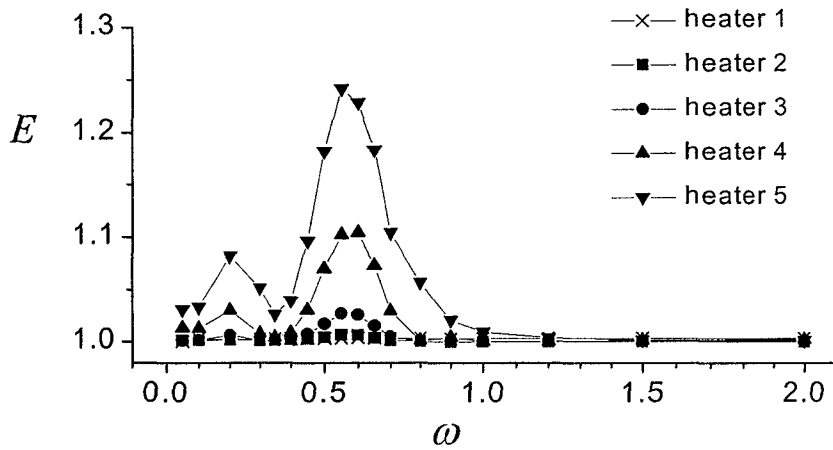


그림 1.4.13 가진주파수에 따른 열전달 향상 지수의 변화

본 연구에서의 같이 관 내부에 돌출한 형태의 국부열원이 존재하는 경우에 있어 시스템의 고유 주파수는 유체가 이동하는 대류 시간에 반비례하는 시간 스케일을 갖고 있음을 보여주고 있다. 또한, 그림 1.4.13 에서 열전달 향상 지수는 하류에 위치한 국부열원일수록 그 향상 정도가 크게 나타나고 있다. 앞서 말한 바와 같이, 시스템의 최대 온도는 가장 하류에 위치한 국부열원에서 일어나기 때문에, 이렇게 하류에 있는 국부열원의 열전달율이 크게 증가하고 있는 것은 곧, 열적 가진에 의한 공진 현상을 통해 시스템의 최대 온도를 효율적으로 낮추게 할 수 있다는 것을 보여주고 있다. 열적가진에 의한 열전달 향상의 효율성은, 정상상태의 온도 분포와 열적가진을 주었을 때에 국부열원의 온도 분포를 비교한 그림 1.4.14 에서 더욱 뚜렷이 나타나고 있다. 우선, 정상상태에서 국부열원의 온도 분포를 보면, 가장 하류에 위치한 국부열원의 온도가 가장 높음을 알 수 있고, 또한, 열적 가진을 주었을 때, 국부열원의 위치가 하류 쪽으로 갈수록 더욱 많이 열전달율이 향상되고 있는 것을 볼 수 있다. 실제로, 열적가진을 통해 시스템의 최대 온도를 약 11% 정도 감소시키고 있다. 이렇게 하류쪽으로 갈수록 열전달 향상 지수가 높아지는 것은 혼합대류에 있어 부력에 의한 효과 때문이다. 즉, 상류에서의 열적 조건이 변함에 따라 나타나는 시스템의 교란이 부력 효과에 의해 하류쪽으로 갈수록 그 정도가 심화되기 때문이다.

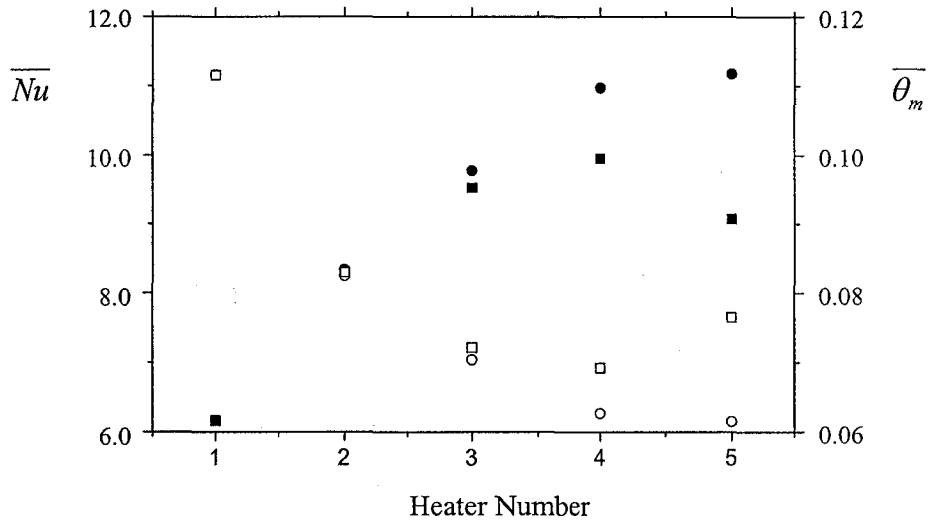


그림 1.4.14 정상상태와 열적가진이 주어진 경우에 대한 국부 열원의 온도 분포
 (□ : 열적 가진이 주어진 경우, ○ : 정상 상태의 경우;
 Solid 기호: 온도 분포, $\overline{\theta}_m$, Open 기호: 열전달율, \overline{Nu})

그림 1.4.15 는 열전달 향상 지수에 있어서 Richardson 수(Ri)의 영향을 보여주고 있다. Ri 수가 증가할수록 부력에 의한 영향이 증가되고, 이는 공진현상을 일으키는 열적 교란을 강화시키는 역할을 하게 된다. 따라서 Ri 수가 증가함에 따라 열전달 향상 지수가 증가하고 있는 것을 볼 수 있다. 하지만, 공진 주파수는 시스템의 형상에 의해 결정되기 때문에 Ri 수에 관계없이 일정한 주파수에서 공진 현상이 일어나고 있다. 관 유동에서 중요한 것은 열전달율의 향상 뿐만 아니라, 시스템의 구동력을 좌우하는 압력 강화를 줄이는 것이다. 그림 1.4.16에서는 열적 가진을 주었을 때에 나타나는 압력 강화의 증가를 보여주고 있다. 본 연구에서와 같은 열적 가진은 열전달율을 크게 향상시키는 반면, 그에 따른, 압력 강화의 증가는 아주 미미하기 때문에 효율적으로 열전달율을 향상시킬 수 있음을 보여 주고 있다.

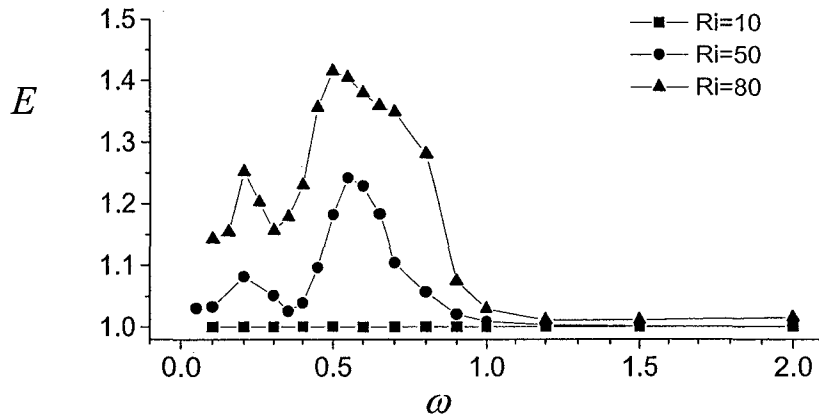


그림 1.4.15 열전달 향상 지수에 있어 Ri 수의 영향

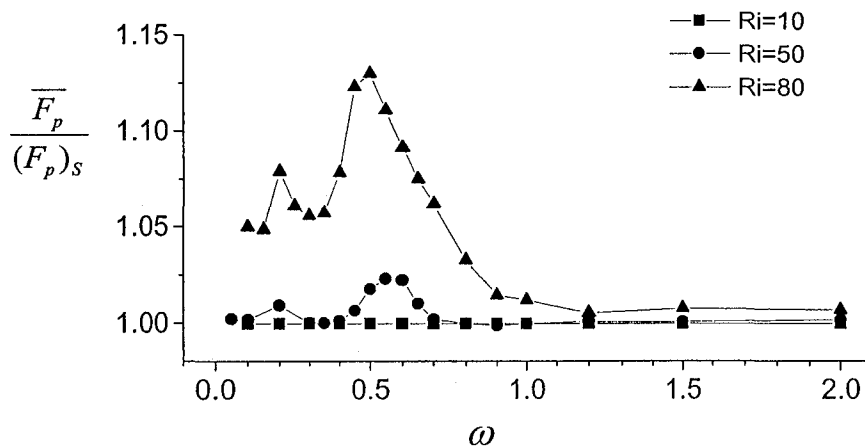


그림 1.4.16 열적가진에 의한 압력 강화의 변화

마. 이산화된 열원을 가진 밀폐공간에서 시간에 따른 자연대류에 관한 연구

고밀도, 고집적화 되어가고 있는 전자장비의 냉각 문제는 지난 수십 년간 수 많은 국내외 연구자들에 있어 지속적인 연구개발의 대상이었다. 소형화 및 경량화에 따라 전자 부품의 소비 전력이 높아지고 제한된 공간에서 부품간의 열적 간섭으로 인하여 내부 열 발생이 급격히 증가하고 있는 추세이다. 그러므로 본 연구에서는 전자부품을 그림 1.4.17에 나타난 것과 같이 밀폐된 공간에서 수직 벽면에 이산화 열원으로 모델링하여 연구를 수행하였다 [1.4.8-12].

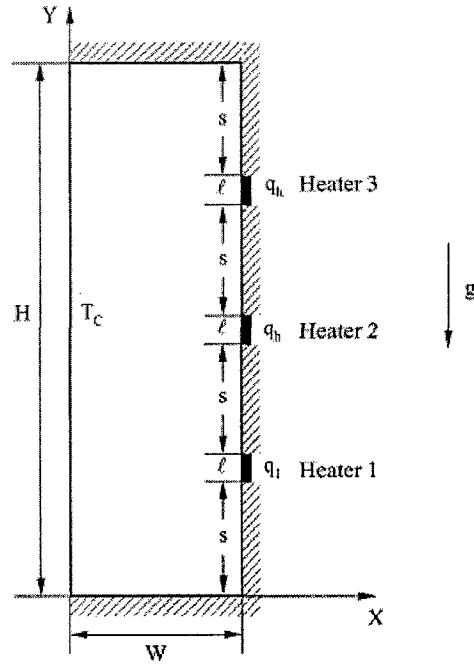


그림 1.4.17 Flow Layout and the Coordinates

수치해석 또는 실험적인 연구가 수행되었으나 대부분 정상상태에 맞춰져 있었다 [1.4.13-14]. 현대 전자 장비에서는 갑작스런 ON/OFF 또는 다양한 작동 조건을 가지므로 대류형상도 시간에 따라 변하게 된다. 그러나 이산화된 열원을 가진 밀폐공간에서 과도 대류 열전달 특성에 관한 연구는 미비한 상태이다[1.4.5.8-10]. 본 연구의 목적은 이산화된 열원을 가진 밀폐용기에서 과도 현상을 설명하는 것이다. 시간에 따른 유동은 열원의 ON Mode 와 OFF Mode로 발생된다. 낮은 부분 열원의 열적 와류의 상호작용으로 인하여 낮은 부분 열원의 영향이 높은 부분 열원 보다 더 크다. 그러므로 본 연구에서는 낮은 부분 열원이 On 인 경우(Case 1)와 Off 인 경우(Case 2) 그리고 On과 Off를 반복하는 경우(Case 3)로 나누어 수행하였다.

개략도를 그림 1.4.17에 나타내었으며 Boussinesq 근사 ($\rho = \rho_r [1 - \beta(T - T_r)]$)를 사용하였으며 다른 물성치는 고정하였다. 무차원화된 Navier-Stokes 방정식 및 지배방정식은 다음과 같다[1.4.17].

Continuity

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0$$

Momentum

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial X}(U^2) + \frac{\partial}{\partial Y}(VU) = -\frac{\partial P}{\partial X} + Pr \cdot \nabla^2 U$$

$$\frac{\partial V}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial X}(UV) + \frac{\partial}{\partial Y}(V^2) = -\frac{\partial P}{\partial Y} + (Pr \cdot Ra)\theta + Pr \cdot \nabla^2 V$$

Energy

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial X}(U\theta) + \frac{\partial}{\partial Y}(V\theta) = \nabla^2 \theta$$

경계조건은 다음과 같다.

$$\text{at } Y = 0.0 \text{ H/W} \quad U = V = \frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0$$

$$\text{at } X = 0.0 \quad U = V = 0, \theta = 0$$

$$\text{at } X = 1.0 \quad \frac{\partial \theta}{\partial X} = 1 \text{ (at Heater 2, Heater 3)}$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial X} = 0 \text{ (Elsewhere)}$$

Heater 1 의 시간에 따른 세 가지 열유속 조건을 그림 1.4.18에 나타내었다. Case 1은 'Off' 상태에서 Heater 1이 'On' 상태로 변하는 것이며 Case 2는 Heater 1이 'On' 상태에서 'Off' 상태로 변하는 것이다. Case 3은 무차원 주기 $Z[\equiv z\alpha/W^2]$ 를 가지며 'On' 상태와 'Off' 상태를 반복한다. Heater 1의 열 경계조건을 나타내면 다음과 같다.

$$\text{Case 1 : } \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0 (\tau < 0), \quad \frac{\partial \theta}{\partial X} = 1 (\tau \geq 0)$$

$$\text{Case 2 : } \frac{\partial \theta}{\partial X} = 1 (\tau < 0), \quad \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0 (\tau \geq 0)$$

$$\text{Case 3 : } \frac{\partial \theta}{\partial X} = 1 (nZ \leq \tau < \frac{Z}{2} + nZ)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial X} = 0 (\frac{Z}{2} + nZ \leq \tau < Z + nZ)$$

$$n = 1, 2, \dots$$

위 방정식을 SIMPLER 알고리즘[1.4.18]을 사용한 FVM 방법을 사용하였고 QUICK scheme을 적용하였다[1.4.19].

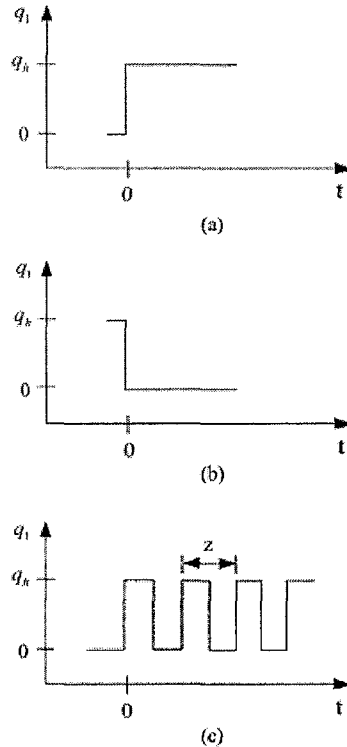


그림 1.4.18 Types of Time-dependent Thermal Boundary Conditions at Heater 1.

(a) Case 1; (b) Case 2; (c) Case 3.

본 연구에서는 참고문헌[1.4.8]과 비슷한 Heater 크기를 선택하였으며 $Pr = 0.7$, $Ra = 10^5 - 10^7$ 범위에서 수행하였다. 정상상태의 결과를 그림 1.4.19에 나타내었다. 높은 Ra 일 경우, 등온선은 Heater 가까운 부분에 형성되어 수직벽면의 경계층 유동을 발생시킨다. 낮은 부분 Heater 1 이 작동하지 않을 경우[그림 1.4.19 (a)], 부력에 의한 유동은 대부분 Heater 2 부분 위 공간에 갇히고 Heater 2 아래 부분 공간에서는 온도가 균일해 지고 유동이 정체된다. Heater 가 모두 작동하는 경우[그림 1.4.19 (b)], 밀폐공간을 지나는 전체 유동은 활발해진다. Heater 1 의 열적 와류 때문에 Heater 2 부근에서 유동이 강해지는 것을 볼 수 있다.

그림 1.4.20는 Case 1 (Heater 1 'Switch-on' Mode) 과 Case 2 (Heater 1 'Switch-off' Mode)인 경우이다. 그림에서 θ_m 은 Heater 표면의 평균 온도를 나타낸다. Heater 1 이 On 되었을 경우 [그림 1.4.20(a), 20(c), 20(e)], Heater 1 의 온도는 급격히 증가하고 Peak 값을 가진다. 그러나 Heater 1 부근에서 부력에 의한 유동이 발생하여 아래부분의 차가운 유체에 의해 온도는 떨어지고 급격히 정상 상태값으로 변한다. Heater 2 와 3에서 중요한 것은 heater 1 에 의해 발생하는 열적 와류 영향이다. Heater 2 와 3 는 Peak 값에 Switch-on 된 후 곧 바로 도달한다. 그러나 Peak 값에 도달한 후, Heater 2 근처 열적 와류에서 부력운동은 강해지고 Heater 1 아랫부분에서 상대적으로 차가운 유체를 가져온다. Heater 3의 반응은 Heater 2와 비슷하다. Heater 3 Peak 값은 Heater 2 보다 작는데 이것은 Heater 1에서 발생한 열적 와류가 위쪽으로 오면서 약해졌기 때문이다. 앞서 언급한 이런 현상은 Ra 가

증가할수록 뚜렷해진다.

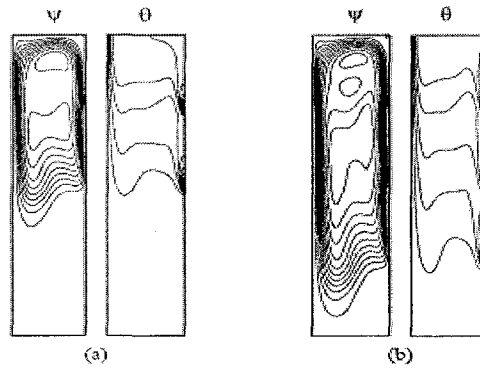


그림 1.4.19 Stream Functions (ψ) and Isotherms (θ) at the Steady State. $Ra = 10^7$.

(a) Heater 1 in 'Off' Mode [$\psi_{max}=26.54, \theta_{max}=0.0588$];

(b) Heater 1 in 'On' Mode [$\psi_{max}=30.70, \theta_{max}=0.0624$]

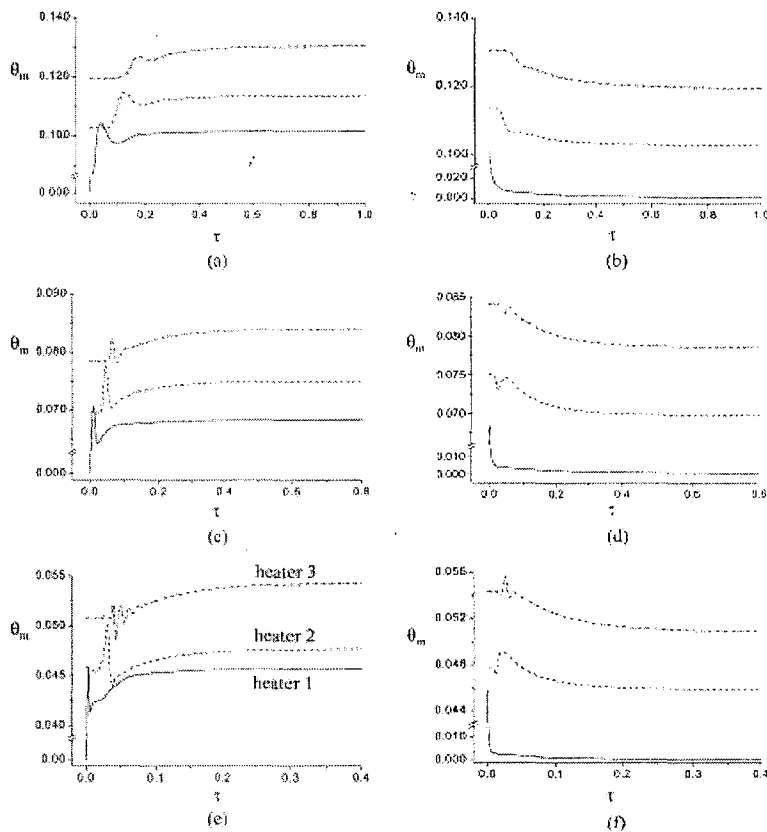


그림 1.4.20 Temperature Histories at the Heaters. (a), (b): $Ra = 10^5$; (c), (d): $Re = 10^6$; (e), (f): $Ra = 10^7$. (a), (c), (e): Case 1; (b), (d), (f): Case 2. (————: Heater 1; - - - -: Heater 2; — . — .: Heater 3)

이와 달리, Heater 1 이 Switch-off 되는 경우[그림 1.4.20(b), 20(d), 20(f)], Heater 1 온도는 차가운 벽면 온도로 급격히 감소하고 Heater 2 와 Heater 3은 천천히 정상 상태 값으

로 된다. 그림 1.4.20(d) 와 20(f)에서 보면 초기에 Heater 2 와 Heater 3 온도의 작은 Overshoot을 볼 수 있는데 이것은 Heater 1의 열적 와류가 사라졌기 때문이다. Heater 2 와 Heater 3 부근에서 부력에 의한 유동은 급격히 약해져 Heater 2 와 Heater 3의 온도를 상승 시킨다. 열적 제어의 목적은 시스템의 모든 부품이 일정한 온도를 이하로 유지하는 것이다. 이런 관점에서 볼 때, 정상 상태 뿐만 아니라 과도현상 특성도 매우 중요하다.

Heater 1 의 Switch-on 이후의 초기 시간 동안 $Ra = 10^7$ 인 경우 유동장(Ψ) 및 온도장(θ) 을 그림 1.4.21에 나타내었다. 초기에 Heater 1 근처에서 열 경계층이 형성 된다 [그림 1.4.21(a)]. Heater 1의 열적 와류는 heater 2 지역에 영향을 주는 반면에 이 영역에서 부력에 의한 유동의 세기는 충분히 크지 않다. 그러므로 Heater 2 의 Peak 값이 그림 1.4.21의 $\tau = \tau_b$ 근처에서 발생한다. 이 순간이 지난 후 Heater 2 근처에서 부력 운동은 강해지고 밀 폐용기 아랫부분의 차가운 유체를 위쪽으로 이동시킨다. 이것은 그림 1.4.20(e)에 나타난 것과 같이, Heater 2의 온도를 감소시킨다. 충분한 시간이 지나면, Heater 1의 열적 와류가 Heater 2 지역에 도달하고 앞서 설명한 것과 비슷한 영향을 준다. 그러나 Heater 3에서 Heater 1의 열적 와류의 영향은 내부영역에서 열손실에 의해 약해서 효과가 줄어든다.

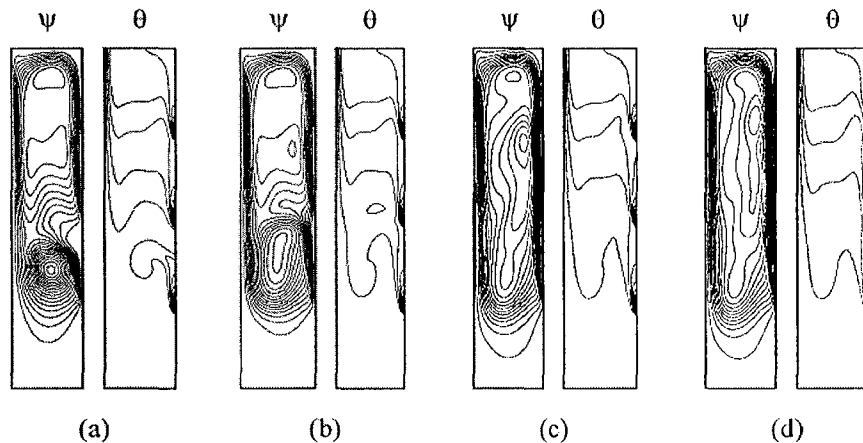


그림 1.4.21 Sequential Plots of Flow and Temperature Fields. Case 1 $Ra = 10^7$.

(a) $\tau = \tau_a = 1.5 \times 10^{-2}$; (b) $\tau = \tau_b = 3.0 \times 10^{-2}$; (c) $\tau = \tau_c = 3.9 \times 10^{-2}$;

(d) $\tau = \tau_d = 4.3 \times 10^{-2}$. $\Delta\psi = 2.5$, $\Delta\theta = 0.004$.

Case 2에 관한 결과를 그림 1.4.22에 나타내었다. Heater 1 이 작동하지 않아 Heater 1 근처에서 부력은 사라진다. 초기상태에서 Heater 2 와 Heater 3의 온도는 국소적인 약한 부력에 의해 증가한다. 시간이 지남에 따라, 내부영역에서 온도는 감소하고 이것에 따라 Heater 온도는 감소한다[그림 1.4.22(c), 22(d)]. 충분한 시간이 흐른 뒤에는 Heater 2 아랫부분에서 온도는 균일해지고 정체된다.

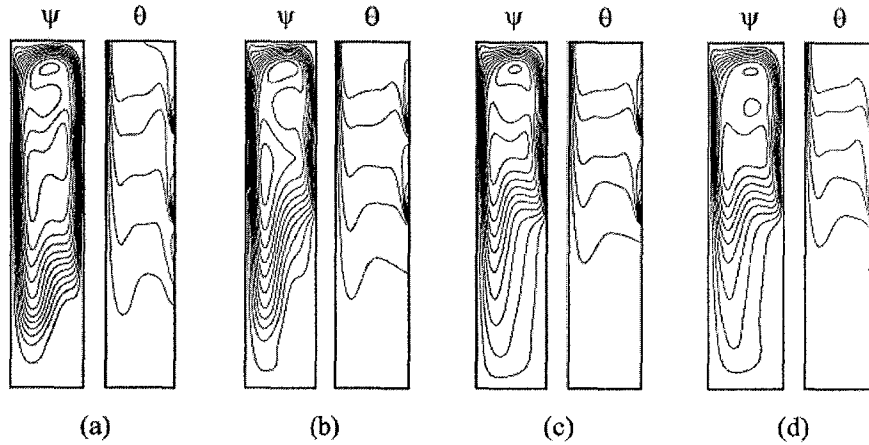


그림 1.4.22 Sequential Plots of Flow and Temperature Fields. Case 2.

(a) $\tau = \tau_a = 5.0 \times 10^{-3}$; (b) $\tau = \tau_b = 2.0 \times 10^{-2}$;

(c) $\tau = \tau_c = 5.0 \times 10^{-2}$; (d) $\tau = \tau_d = 1.0 \times 10^{-1}$.

그림 1.4.23은 Heater 2에서 시간에 따른 온도 변화와 수직 속도를 나타낸 것이다. 그림에서 가조좌표는 주기(Z)에 의해 무차원화된 시간 (τ/Z)을 나타낸다. Heater 2에서 수직 속도는 $(X, Y) = (0.95, 2.5)$ 에서 측정하였다. 비교하기 위해 Case 1 과 Case 2의 정상 상태값을 표시하였다. Case 3의 주기 (Z) 가 큰 경우, Heater 1에서 외부에 작용하는 온도변화의 직접적인 영향은 미약하다. 그러므로 이 경우에는 시스템 반응은 정성적으로 주기 반은 Case 1과 다른 주기 반은 Case 2와 비슷하다. 주기 Z 가 크므로, 이런 두 가지 반응은 각각에 대해 적은 효과를 주어 그림 1.4.5.7(d)에서의 V 형태를 나타낸다.

주기가 감소함에 따라 Case 1의 특성과 Case 2의 특성이 혼합되고 Case 3의 결과에 영향을 미친다. Case 1 (갑자기 Heater 1 이 켜짐)에서는 Heater 2 근처 부력은 Heater 1 의 열적 와류가 Heater 2 높이에 도달한 후에 강해진다. 이와 달리 Case 2 (갑자기 Heater 1이 꺼짐)에서는 Heater 2 근처 부력은 급격히 감소한다. 다시 말해 Heater 2 근처 부력의 형성은 Case 1에서는 비교적 천천히, Case 2에서는 상대적으로 빠르게 약해진다. 결론적으로, 만약 Heater 1의 켜짐과 꺼짐이 동일한 시간동안 일어난다면, Heater 2은 평균적으로 볼 때 상대적으로 약한 부력에 노출된다. 이런 경향은 Z 가 감소할수록 뚜렷해진다.

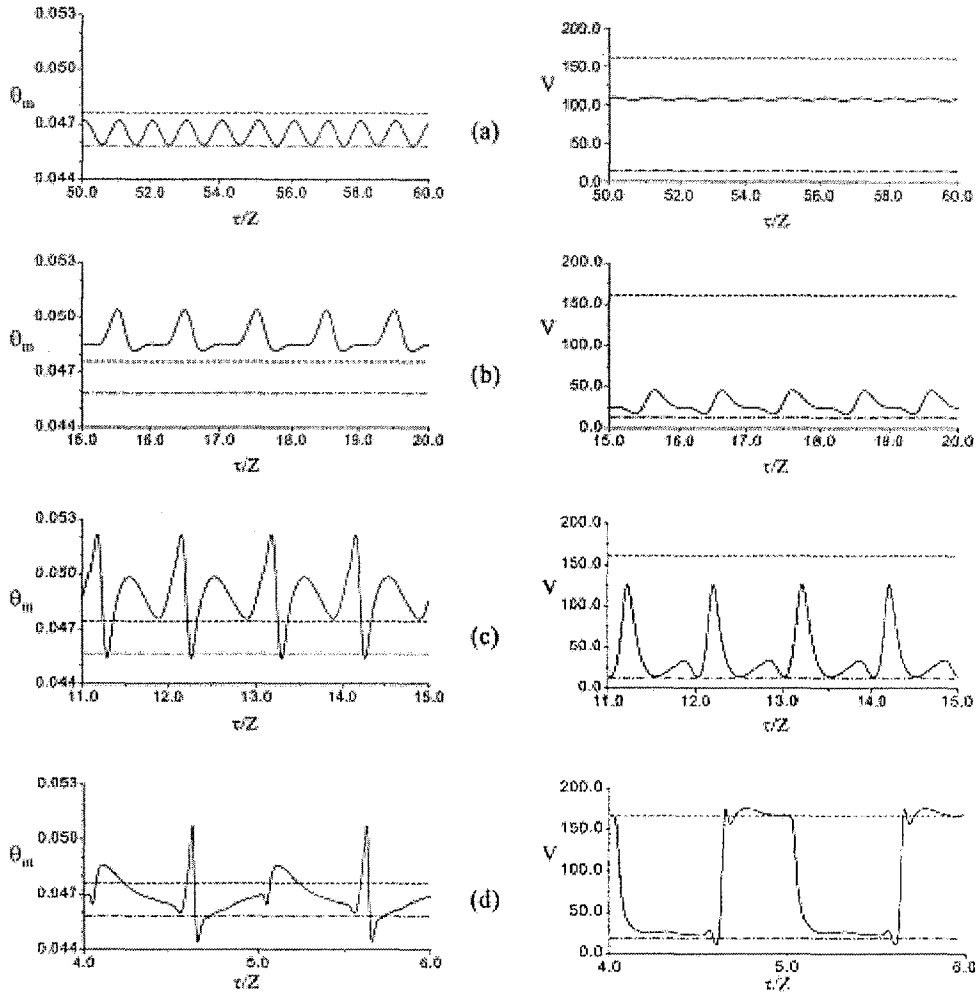


그림 1.4.23 Histories of Temperature (left column) and of Vertical Velocity (Right Column) at Heater 2. Case 3. Ra = 107. (a) Z = 0.006; (b) Z = 0.024; (c) Z = 0.04; (d) Z = 0.2. (---: Steady-state Value of Case 1; —: Steady-state Value of Case 2)

1 주기 동안 heater 1, 2, 3의 표면 평균온도는 다음과 같이 정의 된다.

$$\bar{\theta} = \frac{1}{Z} \int_{\tau_{ss}}^{\tau_{ss}+Z} \theta_m d\tau$$

Heater 1 의 Case 3 경우에 상대적인 온도 증가를 알아보기 위하여 온도 증가 계수 Θ 를 다음과 같이 정의 하였다.

$$\Theta = \frac{\bar{\theta} - \theta_{off}}{\theta_{on} - \theta_{off}}$$

위 식에서 $\theta_{on} [\theta_{off}]$ 은 Heater 1 이 Case 1 (Case 2) 인 경우 Heater의 정상상태 값을 나타낸다.

그림 1.4.24은 주기에 따른 온도 증가 계수 Θ 를 나타낸다. Z 큰 경우, heater 온도는 반

주기동안은 Case 1 정상상태 값, 다른 반 주기 동안은 Case 2 정상상태 값을 나타낸다. 그러므로 모든 heater는 온도 증가 계수가 0.5에 가깝다. Z 작은 경우, heater 1과 heater 3의 Θ 은 모든 Ra 에 대해 0.5가되고 heater 2 의 Θ 은 $Ra = 10^7$ 인 경우 0.5보다 작다. 앞서 언급 하였듯이, heater 1에서 주기적인 열적 가진은 heater 1 위 뜨거운 수직 벽면을 따라 모멘텀 경계층을 형성한다. Heater 2 부근의 평균 부력은 상대적으로 한 주기동안 강하다. 그러므로, heater 2 의 Θ 은 0.5보다 작다. Z가 중간 값일 경우, heater 2와 heater 3은 Θ 변화에서 다른 결과를 보여준다. $Ra = 10^5$ 인 경우, 대류 영향은 약해져 heater 2와 heater 3의 Θ 은 Z 에 관계없이 θ_{on} 과 θ_{off} 의 대수평균값에 가까워진다. Ra 가 증가할수록, 대류영향은 강해지고 Z는 heater 2와 heater 3의 Θ 에 영향을 준다. $Ra = 10^7$ 인 경우, heater 2의 Θ 은 $Z = 0.024$ 에서 최대값을 갖는다.

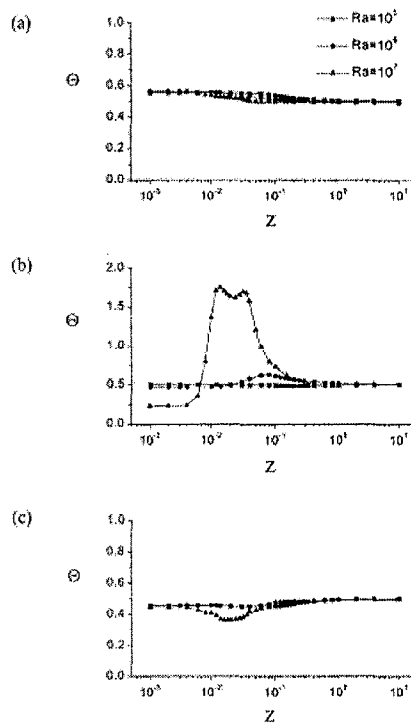


그림 1.4.24 Variations of the Temperature Factor for a Given Heater, Θ , with Z . (a) Heater 1; (b) Heater 2; (c) Heater 3.

Case 1 과 Case 2에서는, Heater 1에 의해 발생된 열적 와류의 효과와 그에 따른 Heater 부근에서의 부력 유동이 Heater 2와 Heater 3의 최대 온도를 발생시킨다. 이것은 높은 Ra 인 경우에 더 뚜렷히 나타난다. Case 3에서는 Case 1과 Case 2 효과의 상호작용으로 Heater 2 와 Heater 3 부근에서 부력유동을 발생시키고 그에따라 Heater 온도를 변화시킨다. Z가 중간값을 가지는 경우, Heater 2 부근에서 부력은 한 주기 동안 상대적으로 약해진다. Z가 매우 작을 경우, Heater 1에서 지속적인 열적 가진에 의해 Heater 1 높이 위의 수직 벽면을 따라 모멘텀 경계층이 발달하고 Heater 2 부근에서 부력은 증가한다.

$\Theta - Z$ 그림에서 $Ra = 10^7$ 인 경우, Z 가 중간값을 가질때 Heater 2의 Θ 은 최대값을 가지

는 반면 Heater 3은 최소값을 가진다. Ra 이 감소할 수록, Θ 의 최대값은 작아지고 Z 가 높은 경우에 나타난다.

15. MEMS 공정 기술을 이용한 슈퍼 단열칩의 개발

가. 연구배경 및 목적

단열은 오래전부터 열전달 관련 연구자들에게 매우 흥미롭고 중요한 주제였다. 그러한 이유로 지난 수십 년 동안 단열은 열전달과 관련하여 극저온에서부터 높은 온도까지 그 응용 범위를 넓혔다. 또한, 최근 세계적인 연구동향이 미시적인 기기에서의 각종 물리 화학적 현상으로 전향을 하고 있고 근래 수년간에 있어서 분자생물학 및 극소형 기계 및 전자 기기 분야에 있어서 이룩한 업적, 즉, 인간 유전자의 판독, 생물체의 발생학적 업적, 원자현미경의 개발, 마이크로 센서, 마이크로 로봇의 개발 등은 향후 인류의 연구의 관심분야가 어디로 가야 하는지를 잘 보여주고 있다. 우리나라의 경우에 있어서도 이와 같은 추세에 발맞추어 마이크로 및 나노 스케일의 현상규명, 기기개발 등에 연구역량을 집중하여 가고 있다. 이러한 극소형 기기들의 공통된 특징은 기존의 기구들과는 작동원리가 아예 다르거나 기구 내에서 가장 중요시되는 현상이 다르다는 것이다. 채널의 간극이나 구조체의 두께가 수 마이크로 이하로 작아지면 적외선의 간섭과 터널링 효과 등으로 인하여 열복사의 양상도 아주 다르게 된다. 이에 따라 기존의 기기에서는 열복사가 완전히 차단된다고 가정하여 열복사를 무시할 수 있었던 것들이 전혀 맞지 않게 된다. 또한 나노 크기의 구조체에서는 열전도 현상도 푸리에 법칙에 의한 연속체적인 성질을 잃어버리게 된다. 따라서 기초현상에 대한 원천연구를 하기 위해 열전달 및 열복사에 관한 연구를 마이크로 사이즈에서 연구를 수행하고자 한다.

나. 연구내용과 범위

열복사는 일단 단순한 형상의 간극, 금속이나 반도체, 유리층에 있어서 적외선의 투과, 흡수, 반사 등을 다룰 것이며 'Tunneling Effect'를 고려하여 다층구조에서의 전자기파의 전파문제를 풀어서 이 문제에 접근할 것이다. 얻어진 결과로부터 일차적인 응용은 다층구조에 의한 슈퍼 단열재를 개발하는 데에 적용할 것이다. 이 연구의 결과물로서 두께가 1~2 mm정도, 가로 세로가 수 cm정도 되는 슈퍼 단열 칩을 타일의 형태로 제시할 것이다.

이 분야에 관한 기존 연구는 거의 없는 실정이다. 다만, Liang과 Han[1.5.1]은 Evanescent Wave를 고려하지 않고 Micro/Nano크기의 Gap Size를 가진 평행한 두 평판사이에서 복사(Radiation) 문제를 다루었다. 반면에 Whale과 Cravalho[1.5.2, 1.5.3]는 evanescent wave를 고려하여 두 평판사이에서 복사 문제를 다루었지만 실제적으로 이들은 금속 코팅층이 포함된 다층 구조에서 문제를 다루지는 않았다. 본 연구에서는 기존의 문헌[1.5.4]을 바탕으로 금속 코팅층이 포함된 다층 구조에서 복사 열전달에 관한 문제를 다룬다. 복사 열전달을 줄이기 위한 최적의 변수값을 찾기 위한 복사 열전달 해석이 지금 현재 우리의 주된 관심이다.

다. 이론적 해석 및 결과

(1). 이론적 해석

적층된 다층 구조를 그림 1.5.1과 같이 단순화하였다. 각 층은 두께 δ_i 와 굴절률 n_i 를 갖는다.

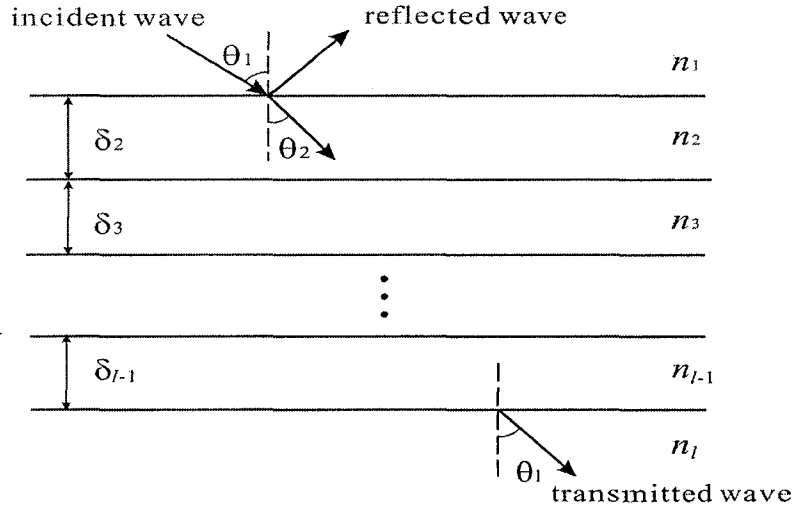


그림 1.5.1 적층된 다층 구조

일정한 각도의 입사각을 가지고 적층된 다층 구조를 지나가는 전자기파의 면(Plane of Electro-Magnetic Wave)을 생각해보자. 이러한 파(Wave)는 전기장 벡터가 입사면에 선형적으로 수직하도록 편광될 수도 있고(Transverse Electric wave, $E_x \neq 0$), 혹은 자기장 벡터가 입사면에 선형적으로 수직하도록 편광될 수도 있다(Transverse Magnetic wave, $E_x = 0$). TE wave에 대하여 각 층의 특성 행렬(Characteristic Matrix)을 각각 M_2, M_3, \dots, M_{l-1} 이라고 하면 특성 행렬은 식 1.5.1과 같이 정의되고 TM Wave에 대해서는 p_j 가 $q_j = \cos\theta_j/n_j$ 로 대체되면서 각 층의 특성 행렬이 얻어진다.

$$M_j = \begin{bmatrix} \cos\left(\frac{2\pi}{\lambda}\delta_j n_j \cos\theta_j\right) & -\frac{i}{p_j} \sin\left(\frac{2\pi}{\lambda}\delta_j n_j \cos\theta_j\right) \\ -ip_j \sin\left(\frac{2\pi}{\lambda}\delta_j n_j \cos\theta_j\right) & \cos\left(\frac{2\pi}{\lambda}\delta_j n_j \cos\theta_j\right) \end{bmatrix} \quad (1.5.1)$$

(여기서, $p_j = n_j \cos\theta_j, j=2, 3, 4, \dots, l-1$)

적층구조에 대한 총괄 특성행렬(M)은 식 1.5.2와 같이 되고 우리는 이로부터 적층구조의 반사율(Reflectivity, ρ)과 투과율(Transmissivity, τ)을 계산할 수 있다. 또한 금속 코팅층이 있는 경우 흡수율(Absorptivity, a)은 식 1.5.3으로부터 구할 수 있다.

$$M = M_2 M_3 \dots M_{l-1} = \begin{bmatrix} m'_{11} & m'_{12} \\ m'_{21} & m'_{22} \end{bmatrix} \quad (1.5.2)$$

$$\rho + \tau + \alpha = 1 \quad (1.5.3)$$

또한 식 1.5.4 ~ 1.5.5로부터 TE Wave에 대한 반사율과 투과율을 계산할 수 있고 식 1.5.6으로부터 입사광이 임의로 편광되었을 때 반사율과 투과율을 계산할 수 있다. TM Wave에 대한 반사율과 투과율은 p_j 를 q_j 로 바꿔서 얻을 수 있다.

$$\rho_{TEwave} = \left| \frac{(m'_{11} + m'_{12}p_l)p_1 - (m'_{21} + m'_{22}p_l)}{(m'_{11} + m'_{12}p_l)p_1 + (m'_{21} + m'_{22}p_l)} \right|^2 \quad (1.5.4)$$

$$\tau_{TEwave} = \frac{p_1}{p_l} \left| \frac{2p_1}{(m'_{11} + m'_{12}p_l)p_1 + (m'_{21} + m'_{22}p_l)} \right|^2 \quad (1.5.5)$$

$$\rho = \frac{\rho_{TEwave} + \rho_{TMwave}}{2}; \tau = \frac{\tau_{TEwave} + \tau_{TMwave}}{2} \quad (1.5.6)$$

보통 입사각이 전반사각도(Critical Angle)보다 큰 경우 모든 빛은 반사된다. 하지만 다층 구조에서 각각의 층간의 간격이 파장의 크기와 비슷한 크기를 가질 경우 그리고 굴절률이 높은 매질(n_j)에서 굴절률이 낮은 매질(n_{j+1})로 빛이 지나갈 경우 입사각이 전반사각도보다 큰 경우 Evanescent Wave 때문에 빛이 일부 투과하게 된다. 식 1.5.7으로부터 이러한 'Tunneling Effect'를 계산할 수 있다.

$$n_{j+1} \cos \theta_{j+1} = i \sqrt{n_j^2 \sin^2 \theta_j - n_{j+1}^2} \quad (1.5.7)$$

적층 구조내에 금속 코팅층이 포함된 경우 금속 코팅층의 굴절률은 복소수의 형태를 가지기 때문에 식 1.5.1 ~ 식 1.5.7은 n_j 를 $\tilde{n}_j = n_j(1 + ik_j) = u_j + iv_j$ 로 바꿈으로써 반사율, 투과율과 흡수율을 계산할 수 있다. u_j 와 v_j 는 식 1.5.8과 같이 표현된다.

$$2u_j^2 = A + \sqrt{A^2 + 4n_j^4 k_j^2}, \quad 2v_j^2 = -A + \sqrt{A^2 + 4n_j^4 k_j^2} \quad (1.5.8)$$

$$(\text{여기서, } A = n_j^2(1 - k_j^2) - n_{j-1}^2 \sin^2 \theta_{j-1})$$

또한 금속의 굴절률은 파장에 강한 영향을 받기 때문에 Palik[1.5.5]의 파장에 따른 굴절률 데이터와 Hagen-Rubens 관계식인 식 1.5.9를 이용하여 반사율과 투과율, 흡수율을 계산하였다.

$$n_j \approx n_j k_j = \sqrt{30 \lambda_o \sigma_{dc}}, \quad \lambda_o \text{ in cm, } \sigma_{dc} \text{ in } \Omega^{-1} \text{cm}^{-1} \quad (1.5.9)$$

마지막으로 한 표면에 입사되는 빛이 반구를 통해 균일한 분포로 입사되고 입사되는 빛이 온도와 파장에 따라 플랑크 분포(Planck Distribution)를 가진다면 총 반사율(Total Reflectivity)과 총 투과율(Total Transmissivity)은 식 1.5.10과 식 1.5.11로부터 계산될 수 있다.

$$\rho_{\lambda} = \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} 2\sin\theta\cos\theta\rho_{\lambda}(\theta)d\theta; \tau_{\lambda} = \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} 2\sin\theta\cos\theta\tau_{\lambda}(\theta)d\theta \quad (1.5.10)$$

$$\rho_{total} = \frac{\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} E_{b,\lambda}\rho_{\lambda}d\lambda}{\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} E_{b,\lambda}d\lambda}; \tau_{total} = \frac{\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} E_{b,\lambda}\tau_{\lambda}d\lambda}{\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} E_{b,\lambda}d\lambda} \quad (1.5.11)$$

(2). 해석결과

식 1.5.1~식 1.5.11을 이용하여 진공층, Quartz층, 금속 코팅층이 포함된 적층 구조의 반사율, 투과율과 흡수율을 계산하였다. 온도는 300K으로 고정시켰고 Quartz층의 두께는 300 μm 이다. 맨 위층과 맨 아래층은 각각 다른 온도의 흑체 복사, 반무한 진공 경계조건을 가진다. 우선 적층 구조내에 금속 코팅층이 없는 경우, 그 결과를 그림 1.5.2에 나타내었다. x축은 진공층의 두께와 온도에 관계된 무차원변수이다. 결과에서 적층 구조물을 지나는 복사열전달은 복사열전달 파장의 범위(0.1~100 μm)내에서 Evanescent Wave로 인해 진공층의 두께가 감소할수록 증가하고 그 값이 일정한 값에 수렴함을 알 수 있다. 또한 층의 수가 증가할수록 열 투과량은 감소하고 일정한 층의 수 이상에서는 열 투과량의 변화가 매우 적음을 확인할 수 있다. 0.5 μm 두께를 가진 진공층과 300 μm 두께를 가진 Quartz층들로 구성된 11개 층의 유효 열전도 계수를 구해보면 대략 0.01 W/m·K임을 알 수 있다. 이는 매우 얇은 두께를 가진 고성능 단열칩으로서 적당하지 않다. 그래서 다음으로 적층 구조내에 금속 코팅층이 있는 경우에 대해서 반사율, 투과율과 흡수율을 계산해 보았다. 코팅된 금속은 알루미늄이라 가정했고, 알루미늄의 dc 전기전도도(Electrical Conductivity, σ_{dc})의 값은 $3.486 \times 10^5 \Omega^{-1}\text{cm}^{-1}$ 이다. 그림 1.5.3에서 보는 바와 같이 금속 코팅층이 존재하는 경우 열 투과량은 거의 0에 가까운 것을 알 수 있다. 즉, 열전도도가 10^{-4} W/m·K까지 내려갈 수 있다. 또한 금속코팅층에 의해 흡수되는 열량은 금속 코팅층의 두께 0.05 μm ($C_2/T\delta_c > 1000$)이하에서 코팅층의 두께가 감소함에 증가함을 확인할 수 있었다.

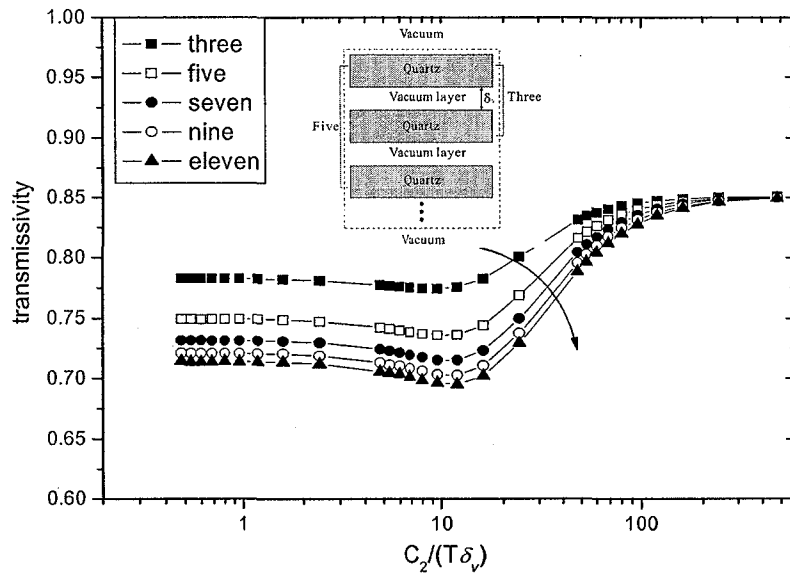


그림 1.5.2 진공층의 두께와 층의 수에 따른 투과율 ($C_2=14,388 \mu\text{mK}$)

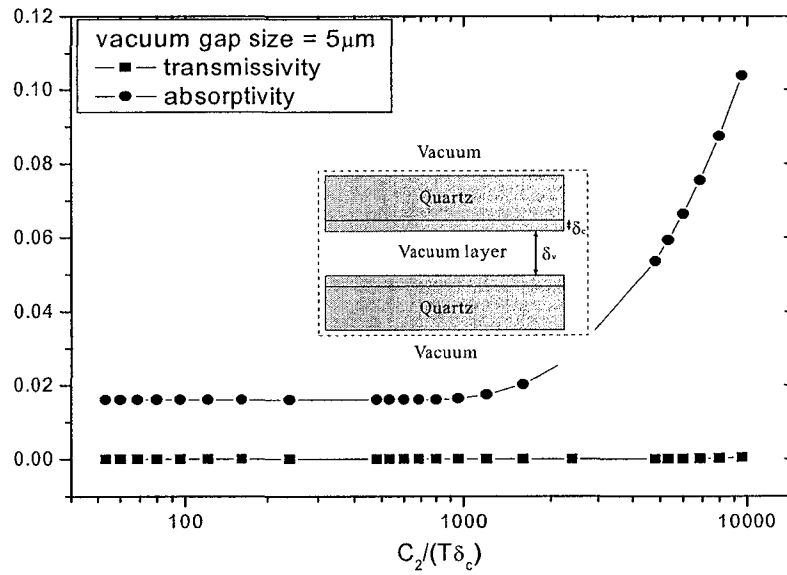


그림 1.5.3 금속 코팅층이 포함된 경우의 투과율

라. 단열체 형상 설계

Micro 두께를 가지는 단열체를 만들기 위해 MEMS 공정을 이용하기로 하였다. 열역학적 물성치가 실리콘에 비해 매우 뛰어난 Quartz를 사용하기로 하였고 실리콘과 Quartz의 물성치 비교값을 표 1.5.1에 정리하였다.

표 1.5.1 퀴츠(Quartz)와 실리콘(Silicon)의 물성치 비교

Properties	Quartz(SiO ₂)	Silicon
Thermal conductivity (W/m · K)	1.4	150
Thermal expansion coefficient (K ⁻¹)	5.5×10^{-7} (20~320 °C)	2.4×10^{-6}
Young's modulus (Pa)	7.2×10^{10}	15×10^{10}

간단한 응력해석과 전도 해석을 수행함으로써 단열체 형상을 설계하였고 설계된 형상을 그림 1.5.4에 나타내었다. 그림 1.5.4에서 보는바와 같이 퀴츠 표면에 금속 코팅을 통하여 반사율은 높이고 투과율은 줄일 수 있도록 하였다. 또한, 진공층 위아래로 존재하는 퀴츠에 가해지는 외압(대기압)에 견디기 위해 퀴츠 사이에 지지대(Support Leg)를 구상하였으며 열이 전달되는 경로를 최대한 늘리기 위해 각 층간의 지지대를 서로 엇갈리게 배치하였다.

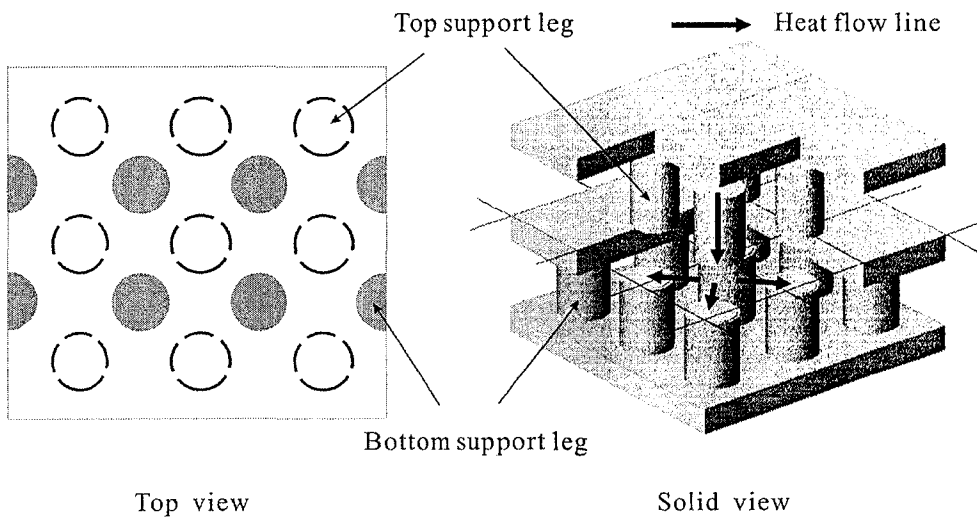


그림 1.5.4 설계된 단열체 형상

일반적으로 물체의 유효 열전도 계수(Thermal Conductivity)를 측정하는 방법은 표준으로 되어 있고 본 연구에서도 ASTM[1.5.6]에 의한 방법을 따르기로 하였다. 구성된 단열체의 유효 열전달 계수를 측정하기 위한 개략도는 그림 1.5.5와 같다. 전원 공급장치로부터 전류가 공급이 되어 가열판(Hot Plate)의 온도가 올라가면 열이 단열체를 지나 냉각

판(Cold Plate)으로 이동하게 된다. 열이 단열체를 통하여 이동한다고 하였을 때 가열판과 냉각판 사이에 단열체를 놓고 각각의 판 표면에서 온도를 측정하면 식 1.5.12에 의해 유효 열전달 계수가 얻어진다. 이러한 일련의 실험을 수행하기 위해 그림 1.5.6과 같은 진공 벨자(Vacuum Bell Jar) 시스템을 구성하였고 구성된 진공 벨자는 10^{-6} torr 정도의 높은 진공도를 얻을 수 있다.

$$q = k_{effective} A (T_{hot} - T_{cold}) / L \quad (1.5.12)$$

(여기서, L 은 각 판사이의 거리, A 는 열전달 면적)

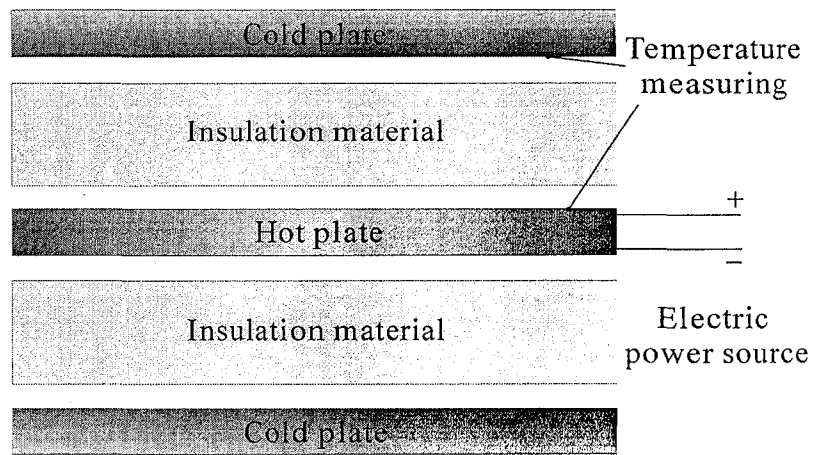


그림 1.5.5 열전달 계수 측정 개략도

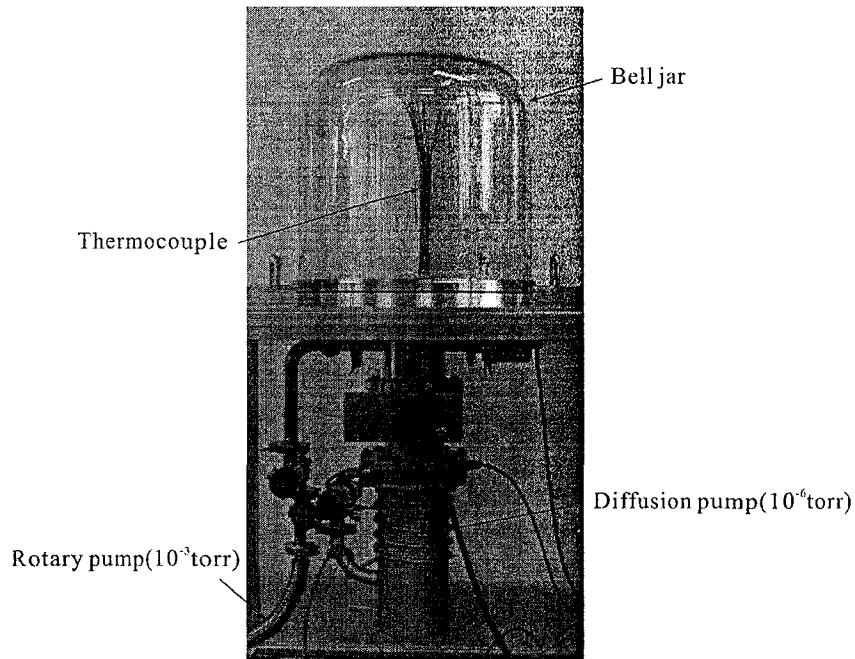


그림 1.5.6 진공 벨자 시스템

마. 결론 및 응용분야

본 연구에서는 이론적으로 다수의 층이 적층된 구조에서의 복사 열전달에 의한 열전달량을 계산해 보았다. 복사에 의한 열전달을 최소화하기 위해서는 진공층의 두께는 대략적으로 파장의 두께보다 커야하고 0.05 μm 이상의 금속 코팅층 두께를 가져야 한다. 그러면 복사 열전도 계수는 10^{-4}W/mK 까지 낮아질 수 있다.

본 연구에서 얻어진 결과들을 바탕으로 만들어지는 단열 칩은 두께 10센티미터 정도의 폴리우테탄, 혹은 스티로폼의 단열성능을 가지게 될 것이다. 즉, 이 단열 칩 한 층을 기존의 냉장고 표면에 적용하면 내용적이 100리터 가량 증가하는 효과뿐 아니라 전기사용량이 절반으로 줄어드는 효과가 있다. 가격적인 문제가 우선은 있을 것으로 보이나, 일단은 고성능 버블젯 프린팅, PCR 칩, 연료전지, 극소형 냉동기 등의 고부가가치 상품에 적용할 수 있을 것이며, 차차 저가양산화가 되면 냉장고 등의 일상용품에도 응용이 가능해 질 것으로 기대한다.

2. 반도체 냉각 기술

2.1. 경사진 충돌제트를 이용한 핀 힌 히트 싱크의 열특성 연구

가. 연구배경 및 목적

컴퓨터 산업이 20C에 급격히 발달함으로써 컴퓨터의 구성장치들의 성능 또한 눈부신 발전을 거듭하고 있다. 특히 중앙처리장치(CPU)의 경우 몇 년 동안 100MHz에서 2.8GHz의 처리속도까지 발전하였다. 컴퓨터의 처리속도가 빨라짐으로써 중앙 처리 장치의 발열량도 급격히 늘어나게 되었다. 그리고 컴퓨터에 사용되는 마이크로프로세서 등과 같은 소자는 상당한 양의 열을 발생하게 되었으며, 이에 대한 해결책으로 여러 가지 고성능의 냉각장치(Heat sink)를 개발해 왔다. 기존의 제품들은 용모 형태의 핀 힌(Pin Fin)방식이 대부분으로서, 히트 싱크의 본체는 알루미늄 등의 전열성이 양호한 재료로 형성되어 있으며, 그 상부에는 프로세서 등에서 팬을 장착한다. 이러한 히트 싱크(Pin Fin Heat Sink ; PFHS)의 형상, 재질, 냉각 풍의 방향 등에 대한 많은 연구가 있었다. 핀 힌 히트 싱크 연구는 핀 형상, 노즐에 대한 히트 싱크의 위치, 히트 싱크 재료, 레이놀즈수(Reynolds Number)등의 효과를 고려한 광범위한 영역에서 진행되어 왔다. Sara[2.1.1]는 직교류에서 힌 형상에 따른 레이놀즈수와 누셀트수(Nusselt number)의 관계식을 제시하였고, Shaukatullah[2.1.2]등은 직교류에서 핀 힌 히트 싱크의 형상을 최적화 하였다. Sparrow와 Larson[2.1.3]은 상부 냉각 방식에 대하여 나프탈렌 승화법을 이용하여 핀 힌의 가장 자리에서의 힌이 내부의 힌보다 열전달 성능이 우수함을 밝혔고, Ledezma[2.14]등은 충돌제트에서 힌 간격 설계를 최적화 하였다. Maveety[2.1.5]등은 충돌제트에서 힌 형상, 레이놀즈수, 노즐 위치를 바꿔가면서 연구를 수행하였다. 하지만, 선행 연구의 경우 냉각풍을 부는 방식으로서 수직, 수평 두 방향에 고정하여 실험을 수행하였을 뿐 경사지게 냉각풍이 충돌할 경우에 대한 실험적 연구는 없었다. 상부에 자유공간을 두고 냉각 풍을 경사지게 불어줄 경우, 먼지 등의 이물질 축적으로 유동의 막히고 열전달 효과가 거의 없는 정체구역(Dead Zone)을 줄일 수 있을 뿐만 아니라, 유량의 막힘 현상도 없고, 내구성 면에서 기존의 냉각방식보다 유리할 것으로 예측된다. 따라서 본 연구에서는 냉각풍의 충돌각도를 변화시켜가면서 그에 따른 히트 싱크의 열특성과 국부 열전달 계수의 변화를 구하였다. 실질적으로 기울어지게 충돌하는 유동 해석은 극심한 난류(Turbulence)이기 때문에 수치적으로 구하기는 어렵고, 그 결과의 신뢰성도 떨어지게 된다. 따라서 본 연구에서는 실험적 방법으로 유동 및 열특성을 규명하였다.

나. 연구내용

실험적 연구를 위하여 그림 2.1.1과 같이 하부에 자유공간을 두고 충돌각도를 변화시킬 수 있는 시험부(Test Section)를 만들고, 이를 실험하기 위한 소형 풍동을 제작하였다. 충돌각도의 변화와 유량 일정 조건하에 유량을 변화 시켜가면서 실험을 수행하였고, 유량과 충돌각도에 대한 힌의 온도분포와 체적 온도 분포를 통해 열특성을 분석하였다. 히트

싱크의 열원으로서 얇은 박막 히터를 사용 했고, 예비 실험 결과 구리 막대를 통해 양단 간 전류를 흘려 줄 일정한 저항을 유지할 수 있어서 히트 싱크 접촉면에 대하여 균일 온도분포를 얻을 수 있었다. 히트 싱크와 히터 사이에는 전기절연성이 있고 열전도성이 좋은 Chomerics사의 T410 패드(Pad)를 이용해 히터와 히트 싱크 사이의 공기층이 생기지 않도록 압착시켰다. 시험부는 150°C까지 열 변형이 없고, 열전도계수가 낮은 폴리카보네이트($k = 0.019 [W/mK]$)로 제작하였다. 시험부 윗면은 NEC 사 적외선 온도계 (Thermal Tracer)카메라인 TH3104로 히터의 온도분포를 비접촉식 방식으로 측정하기 위하여 공기 중에 개방시켜 놓았고, 좌우 측면과 밑면은 단열을 위하여 Kaowool 사의 세라믹 화이버($Al_2O_3[47\%]+SiO_2[53\%]$)을 사용하여 열손실을 최소화했다. 풍동을 흐르는 공기의 유량은 Mana 사의 장애식 오리피스 유량계를 이용하여 유량을 측정했다. 히트 싱크의 유동방향으로의 온도분포를 측정하기 위하여 열전대 레이크(Thermocouple Rake)를 만들었다. 이는 K-type 36 게이지 열전대 17개를 7mm의 등 간격으로 심어 스테인레스 스틸 박판에 고정시키고, 히트 싱크 3mm 바로 위에 위치시켜 체적온도를 측정하였다. 끝으로 측정된 온도 데이터는 HP사의 데이터 처리 장치 349704A를 이용하여 수집, 정리하였다.

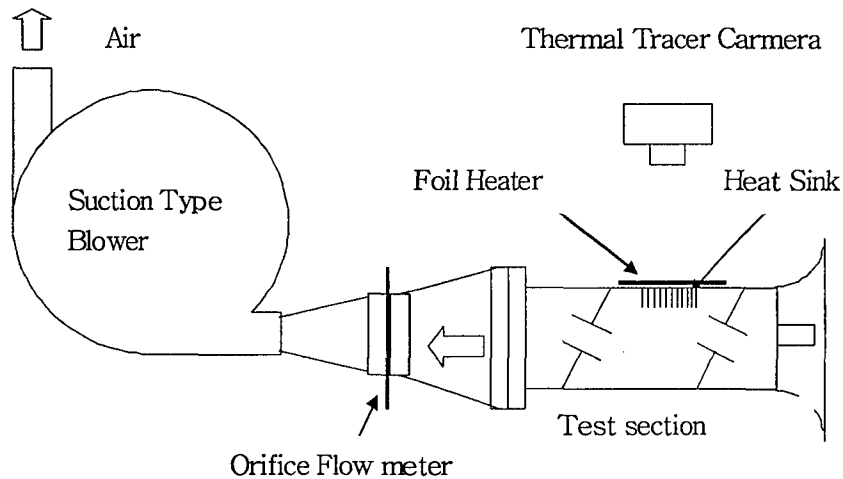


그림 2.1.1 경사진 충돌제트를 이용한 열원 냉각장치 실험 개략도

(1). PIV를 이용한 유동장 특성 파악

충돌제트의 각도 변화를 주요 냉각인자로 정하였고, 각도변화에 따른 유동장의 특성을 살피기 위해 형광물질과 PIV기술을 이용하여 유동장을 살펴보았다.

그림 2.1.2는 본 연구에서 사용된 냉각시스템 내부의 유동 특성을 보여 주고 있다. 유동장 가시화 결과를 볼 때, 주입되는 유체가 편 환 위를 전반적으로 충돌하며, 상부 공간으로 큰 시계 방향 1차 재순환류(recirculation)가 발생함을 알 수 있었고, 주입각도가 45도 일 경우, 35도와 55도에 비해 보다 넓은 충돌범위를 보였고, 55도일 때 우측 하단 부분의 2

차 재순환류가 가장 작았다.

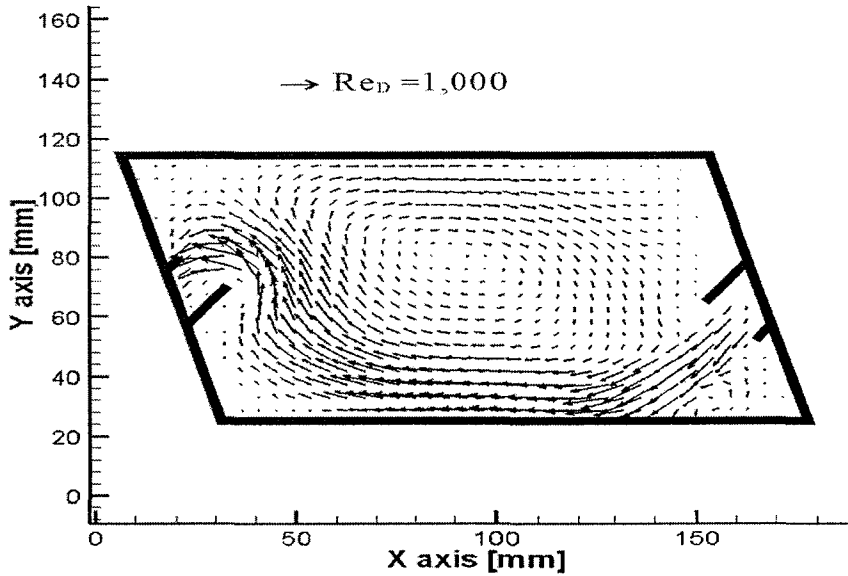


그림 2.1.2 층돌 제트의 경사각 55°에서의 유동장(Re_a=1507)

(2). 열전달 실험

그림 2.1.3은 적외선 온도계로 히터 뒷면의 온도 분포를 측정한 그림이다. 그림에서 층돌제트를 강하게 얻어맞는 부분의 열전달이 가장 활발함을 보이는 것이다. 즉, 히터 뒷면의 온도가 낮을수록 그 부분에서 열전달이 활발히 일어난다는 것을 말해준다. 그림 2.1.4는 열전대 레이크를 통해 시험부 내의 유체의 체적 온도 값을 측정한 그래프이다. 노즐의 위치는 그래프 우측 상단에 위치하여 냉각풍을 불고 있으며, 각도에 따라 체적온도의 최대 값이 우측으로 후퇴하는 값을 보였다. 55°의 경우 우측의 체적 온도값이 다른 두 경우보다 낮은 값을 나타낸다.

Newton의 냉각법칙을 이용하면 식 2.1.1과 같이 열전달 계수가 정의 된다. 여기서 q , h_t , A_f , T_w , T_b 는 각각 열량, 국부 열전달 계수, 핀의 면적, 벽 온도, 체적온도를 나타낸다.

$$q = h_t A_f (T_w - T_b) \tag{2.1.1}$$

열량의 경우 일정 열량을 환에 공급하였으므로 환의 위치와 무관한 일정 유량 공급 조건이고, T_w 는 적외선 온도계로 박막 히터의 국부 온도 값을 측정한 것이다. 이 온도를 곧 핀 환의 표면온도로 보았다. 그 이유는 핀 환이 열전도성이 매우 높은 재질로 만들어져 있어서 환 효율이 100%에 가깝고 기타의 접촉 열저항은 매우 작기 때문이다. T_b 는 다소의 오차가 있으나 열전대 레이크로 측정한 값이라고 보면 국부 열전달 계수는 식 2.1.1로부

터 국부 열전달 계수 값을 구할 수 있다.

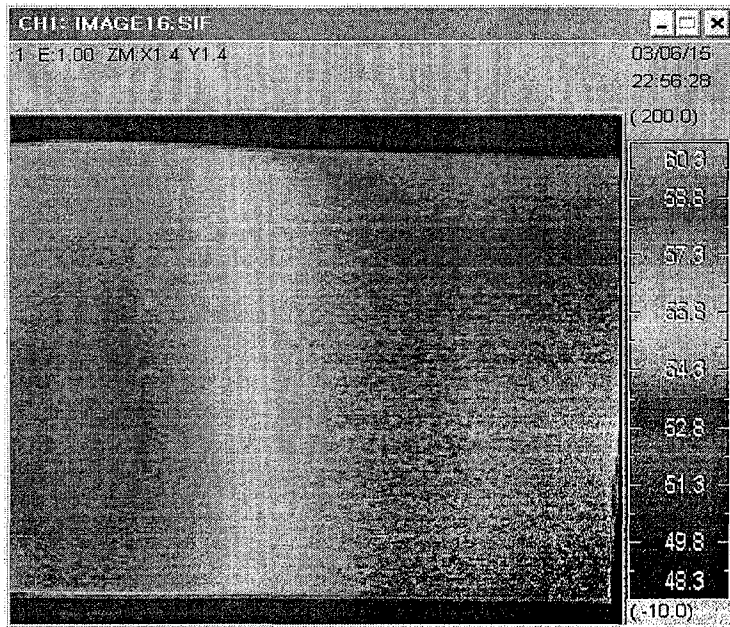


그림 2.1.3 히터 뒷면의 온도 분포

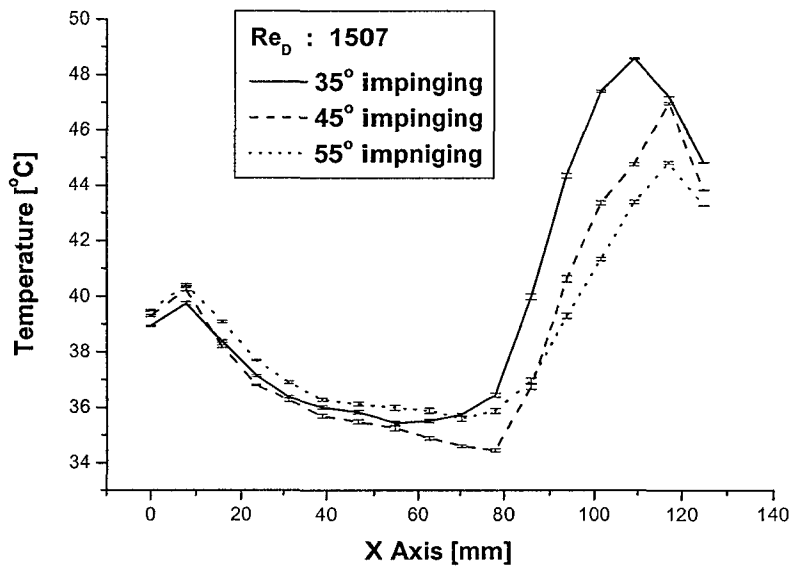


그림 2.1.4 시험부내 유체의 체적 온도값

그림 2.1.5는 125mm의 핀 등의 길이 방향으로 중심선 상의 국부 열전달 계수의 변화를 보여주고 있다. 그래프 우측상단에서 노즐을 통하여 작동유체가 충돌되고 있으며 우측에서 최대 열전달 계수값을 가지고 좌측으로 갈수록 낮은 값을 보였다. 모든 레이놀즈수에 대하여 55°로 충돌각도를 주었을 경우가 최대 열전달 계수값을 보였고, 각도에 따른 열전달 계수값은 35°일 때 가장 작은 값을, 55°일 때 가장 큰 열전달 계수값을 나타냈다. 흰

에 충돌 후, 좌측으로 갈수록 감소하는 경향을 보였는데, 이는 작동유체가 노즐에서부터 흰에 충돌할 때 충돌효과로 인하여 충돌부분에서 큰 열전달 계수를 보인다. 충돌 후 다소 열전달 계수가 감소하는데, 이는 충돌 후 반작용에 의한 유동의 상승으로 그 부분에서 흰의 유동이 적어지기 때문이다.

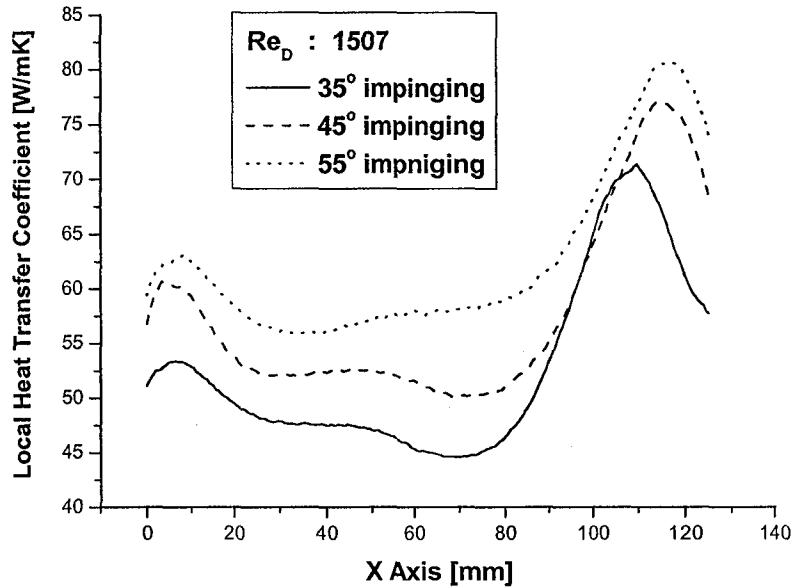


그림 2.1.5 국부 열전달 계수의 변화

다. 결론

PIV기술을 이용하여 각도변화에 따른 유동장의 특성을 살펴보았다. 유동장 가시화 결과를 볼 때, 주입각도가 45도 일 경우, 35도와 55도에 비해 보다 넓은 충돌범위를 보였고, 55도일 때 우측 하단 부분의 2차 재순환류가 가장 작았다. 열전달 실험의 경우, 국부 열전달계수는 충돌 각도가 크고, 작동 유체의 속도가 클수록 높은 값을 보였다. 즉 유동이 흰에 큰 각도로 충돌할 경우, 작동 유체의 속도가 높을 경우 흰과 흰 사이의 냉각효과가 더 크다는 것을 알 수 있었다. 따라서, 본 연구에서 제안한 냉각방식은 열전달 성능이 우수하면서도 압력손실이 작은 특성을 갖고 있어 향후 고발열체의 냉각시스템 개발을 위해 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

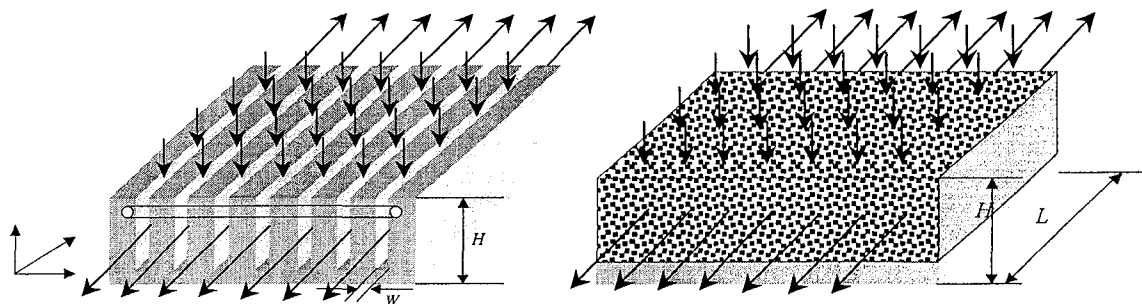
2.2. 충돌 제트를 가지는 마이크로 채널 히트 싱크에서 유체 및 열성능에 관한 실험적 연구

소형이면서 다기능을 가지는 전자 장비에 대한 소비자들의 요구에 의해 고성능 전자 장비들이 소형화, 고집적화 되었으며, 그 결과 고성능 전자 장비에서 단위 면적 당 발생하는 열이 증가할 뿐만 아니라 열을 방출하기 위해 필요한 표면적이 줄어들게 되어 열적인 문제에 직면하게 되었다[2.2.1]. 이런 열적인 문제를 해결하기 위해서 냉각 성능이 우수한 소형의 히트 싱크가 필요하게 되었다. 단위 면적 당 발열량이 큰 소형의 전자 장비를 냉각하기 위해서 많은 연구자들이 냉각 장치의 성능을 향상시켜왔다. 대표적인 예로, 평행 유동을 가지는 마이크로 채널 히트 싱크, 상변화를 이용한 냉각장치 등이 있다. 그러나 평행 유동을 가지는 마이크로 채널 히트 싱크, 상변화를 이용한 냉각장치 등의 경우, 큰 압력 강하, 상변화를 이용한 냉각 장치에서의 Instability, Hot Spot 등의 단점을 가진다. 따라서 본 연구에서는 이러한 단점을 보완하면서도 단위 면적 당 큰 열을 방출할 수 있는 냉각 장치로써 충돌 제트를 가지는 마이크로 채널 히트 싱크를 제안 하였으며 충돌 제트를 가지는 마이크로 채널 히트 싱크의 유동 및 열적 특성을 규명하기 위하여 실험적 연구를 수행 하였다. 또한 실험 결과를 바탕으로 충돌 제트를 가지는 마이크로 채널 히트 싱크의 압력 강하 및 열저항 관계식을 제안하였다. 마지막으로 본 연구에서 제시한 압력 강하 및 열저항 관계식을 이용하여 충돌 제트를 가지는 마이크로 채널 히트 싱크의 최적화된 형상을 결정하였다.

가. 충돌 제트를 가지는 마이크로 히트 싱크의 유동 특성

(1). 다공성 매질 접근법을 이용한 유동 해석

그림 2.2.1 (a)는 충돌 제트를 이용한 마이크로채널 히트 싱크를 나타내며, 본 연구에서는 히트 싱크 주위의 유동장을 해석하기 위하여 그림 2.2.1 (b)와 같이 마이크로채널 히트 싱크를 다공성 매질로 간주하여 유동장을 계산하였다.



(a) 마이크로 채널 히트 싱크

(b) 다공성 매질 모델

그림 2.2.1 충돌 제트를 가지는 마이크로 채널 히트 싱크

다공성 매질에서 유동장을 해석하기 위해 Modified Brinkman-extended Darcy equation을

사용하였으며 x방향과 y방향의 Momentum Equation과 경계조건은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & \langle u \rangle_f \frac{\partial \langle u \rangle_f}{\partial x} + \langle v \rangle_f \frac{\partial \langle u \rangle_f}{\partial y} \\ &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \langle p \rangle_f}{\partial x} + \nu_f \left[\frac{\partial^2 \langle u \rangle_f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \langle u \rangle_f}{\partial y^2} \right] - \frac{\varepsilon \nu_f}{K_x} \langle u \rangle_f - \frac{C_{E,x} \varepsilon^2}{K_x^{1/2}} \left| \langle \vec{v} \rangle \right| \langle u \rangle_f \end{aligned} \quad (2.2.1)$$

$$\begin{aligned} & \langle u \rangle_f \frac{\partial \langle v \rangle_f}{\partial x} + \langle v \rangle_f \frac{\partial \langle v \rangle_f}{\partial y} \\ &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \langle p \rangle_f}{\partial y} + \nu_f \left[\frac{\partial^2 \langle v \rangle_f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \langle v \rangle_f}{\partial y^2} \right] - \frac{\varepsilon \nu_f}{K_y} \langle v \rangle_f - \frac{C_{E,y} \varepsilon^2}{K_y^{1/2}} \left| \langle \vec{v} \rangle \right| \langle v \rangle_f \end{aligned} \quad (2.2.2)$$

$$\langle u \rangle_f = \langle v \rangle_f = 0 \quad \text{at } Y=0$$

$$\langle v \rangle_f = V_0 \quad \text{at } Y=H$$

여기서 $\langle \rangle_f$ 는 유체 영역에서의 Volume-averaged 값을 의미하며, $p, \nu_f, u, v, \varepsilon, K_x, K_y, C_{E,x}, C_{E,y}, V_0$, 그리고 H 는 각각 압력, 유체의 Dynamic Viscosity, X방향의 속도, Y방향의 속도, Porosity, X방향의 Permeability, Y방향의 Permeability, X방향의 Ergun Coefficient, Y방향의 Ergun Coefficient, 초기 충돌 속도, 히트 싱크의 높이를 나타낸다.

위의 식 2.2.1과 식 2.2.2를 이용하여 2차원의 유동장을 수치적으로 계산하는 것은 매우 복잡하다. 그러므로 본 연구에서는 Similarity Variable을 사용하여 위의 식 2.2.1과 식 2.2.2를 하나의 식으로 나타내어 유동장에 대한 Similarity Solution을 제시하였으며, Similarity Variable은 다음과 같다.

$$\eta = y \sqrt{\frac{B}{\nu_f}} \quad (2.2.3)$$

$$\Psi = \sqrt{B \nu_f} F(\eta) x \quad (2.2.4)$$

$$B = \frac{V_0}{H} \quad (2.2.5)$$

여기서 η, ψ 는 Similarity Variable과 Stream Function이다. 식 2.2.3 - 2.2.5을 사용하면 앞에서 제시한 X, Y Momentum Equation은 다음과 같은 상미분 방정식으로 변환된다.

$$B^2 x(F')^2 - B^2 xFF'' = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \langle p \rangle_f}{\partial x} + B^2 xF''' - \frac{\varepsilon \nu_f}{K_x} Bx F - \frac{C_{E,x} \varepsilon^2}{K_x^{1/2}} (Bx F \sqrt{\langle u \rangle_f^2 + \langle v \rangle_f^2}) \quad (2.2.6)$$

식 2.2.6에서 채널 높이가 X방향의 Length Scale에 비해 매우 작기 때문에 $\langle u \rangle_f^2$ 는 $\langle v \rangle_f^2$ 보다 매우 크다고 가정할 수 있다. 이 가정을 이용하여 식 2.2.6을 다시 쓰면 식 2.2.7과 같다.

$$B^2 x(F')^2 - B^2 xFF'' = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \langle p \rangle_f}{\partial x} + B^2 xF''' - \frac{\varepsilon \nu_f}{K_x} Bx F - \frac{C_{E,x} \varepsilon^2}{K_x^{1/2}} (Bx F)^2 \quad 2.2.7$$

식 2.2.7을 살펴보면 η 값이 커짐에 따라 F''' 값과 F'' 값은 0으로 접근하고 F' 값은 1으로

접근함을 알 수 있다. 그 때, $\frac{\partial \langle p \rangle_f}{\partial x}$ 값은 다음과 같이 주어진다.

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial \langle p \rangle_f}{\partial x} = B^2 x + \frac{\varepsilon \nu_f}{K_x} Bx + \frac{C_{E,x} \varepsilon^2}{K_x^{1/2}} (Bx)^2 \quad 2.2.8$$

식 2.2.8을 식 2.2.6에 대입하면 X방향 Momentum Equation은 식 2.2.9와 같이 간단해진다.

$$F'''' + FF'' - (F')^2 - \frac{\varepsilon \nu_f}{BK_x} F' + 1 + \frac{\varepsilon \nu_f}{BK_x} + \frac{C_{E,x} \varepsilon^2}{K_x^{1/2}} x - \frac{C_{E,x} \varepsilon^2}{K_x^{1/2}} x(F')^2 = 0 \quad 2.2.9$$

또한 경계 조건은 다음과 같이 변환된다.

$$F = F' = 0 \text{ at } \eta = 0, \quad F' = 1 \text{ as } \eta \rightarrow \infty \quad 2.2.10$$

Porosity와 Permeability는 Kim and Kim[2.2.2]이 제시한 사각 마이크로채널에 대한 식들을 사용하였다.

$$\varepsilon = \frac{w_c}{w}, \quad K_x = K_y = \frac{\varepsilon w_c^2}{12}, \quad w = w_c + t_f \quad 2.2.11$$

여기서 w_c 와 t_f 는 각각 채널 너비와 Fin의 두께를 나타낸다. 식 2.2.9의 상미분 방정식은 수치해석을 이용하여 풀 수 있으며 이로부터 속도장을 구할 수 있다.

충돌 제트를 가지는 마이크로채널 히트 싱크의 압력강하는 다음과 같이 결정할 수 있다. 그림 2.2.2에서 압력강하, $P_o - P_2$ 와 $P_o - P_1$ 는 다음과 같이 주어진다.

$$P_o - P_2 = \int_0^{L/2} -\frac{\partial p}{\partial x} dx = \Delta p_x \quad (2.2.12)$$

$$P_o - P_1 = \int_0^H -\frac{\partial p}{\partial y} \Big|_{x=0} dy = -\Delta p_y \quad (2.2.13)$$

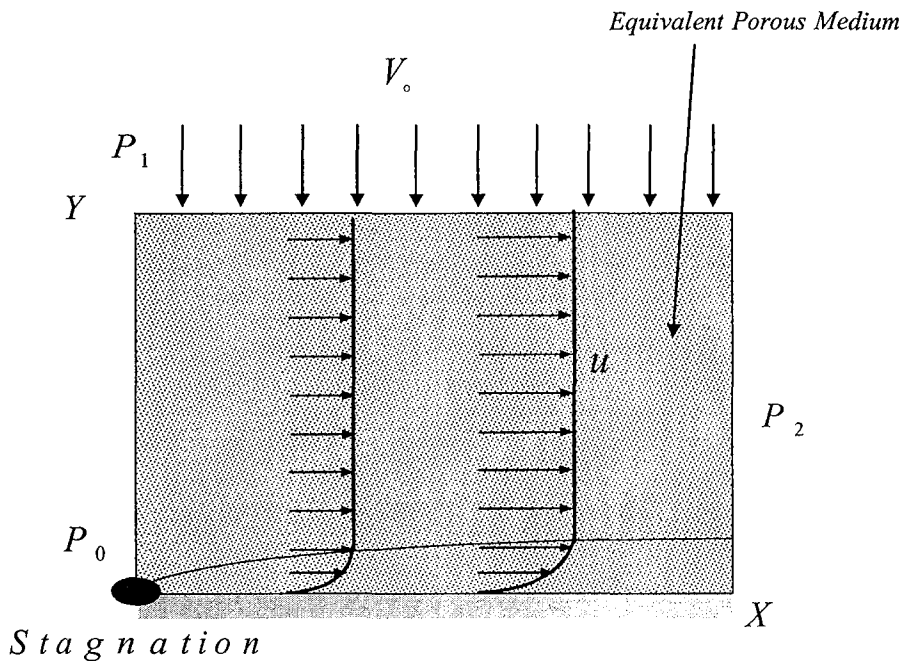


그림 2.2.2 Stagnation in an Equivalent Porous Medium

식 2.2.12와 식 2.2.13을 이용하면 P_1 과 P_2 사이의 압력강하는 식 2.2.14와 같다.

$$P_1 - P_2 = \int_0^{L/2} -\frac{\partial p}{\partial x} dx + \int_0^H \frac{\partial p}{\partial y} \Big|_{x=0} dy = \Delta p + \Delta p_y \quad (2.2.14)$$

P_1 와 P_2 사이의 압력강하를 구하기 위해서 Δp_x 와 Δp_y 값이 필요하게 된다. Δp_x 값은 식

2.2.8에서 구할 수 있다.

$$\Delta p_x = \rho \left(\frac{V_o}{H} \right)^2 \left(\frac{L^2}{8} \right) \left(1 + \frac{12}{\text{Re}_{w_c}} \frac{H}{w_c} + \frac{C_{E,x} \varepsilon^2 L}{3K_x^{1/2}} \right) \quad (2.2.15)$$

식 2.2.7로부터 Δp_y 은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta p_y = \int_0^H \left. \frac{\partial p}{\partial y} \right|_{x=0} dy = \rho \int_0^H \left(-v \frac{\partial v}{\partial y} + v_f \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} - \frac{\varepsilon}{K_y} v_f v - \frac{C_{E,y} \varepsilon^2}{K_y^{1/2}} \left| \langle \vec{V} \rangle \right| v \right) dy \quad (2.2.16)$$

Δp_y 값을 계산하기 위하여 Y방향의 속도가 필요하며 Y방향의 속도는 식 2.2.17과 같이 가정 될 수 있다.

$$v = -By \quad (2.2.17)$$

Y방향의 속도를 식 2.2.17과 같이 가정할 수 있는 이유는 그림 2.2.3에 나타난 바와 같이 경계층의 두께가 채널 높이에 비해 매우 작기 때문이다. 따라서 식 2.2.17을 식 2.2.16에 대입하면 Δp_y 값을 구할 수 있다.

$$\Delta p_y = -\rho \left(\frac{V_o}{2} \right)^2 \left(2 - \frac{24}{\text{Re}_{w_c}} \frac{H}{w_c} - \frac{4C_{E,y} \varepsilon^2 H}{3K_y^{1/2}} \right) \quad (2.2.18)$$

식 2.2.15-식 2.2.18을 이용하면 충돌 제트를 가지는 마이크로채널 히트 싱크 내의 압력강하를 해석적으로 구할 수 있으며 식 2.2.19와 같다.

$$\Delta p = \rho \left(\frac{V_o}{H} \right)^2 \left(\frac{L^2}{8} \right) \left(1 + \frac{12}{\text{Re}_{w_c}} \frac{H}{w_c} + \frac{C_{E,x} \varepsilon^2 L}{3K_x^{1/2}} \right) - \rho \left(\frac{V_o}{2} \right)^2 \left(2 - \frac{24}{\text{Re}_{w_c}} \frac{H}{w_c} - \frac{4C_{E,y} \varepsilon^2 H}{3K_y^{1/2}} \right) \quad (2.2.19)$$

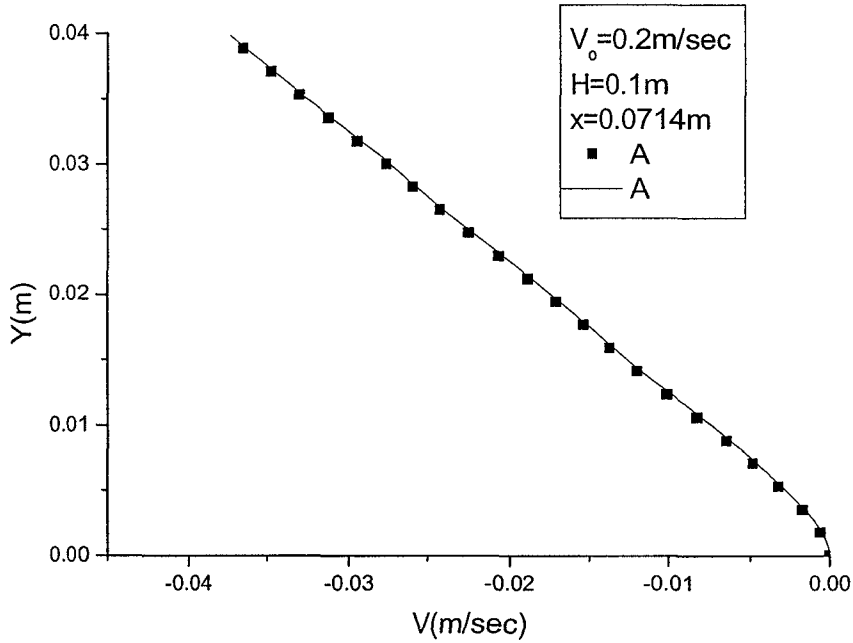


그림 2.2.3 v Velocity Distribution

실험으로부터 구한 압력강하의 타당성을 검증하기 위하여 압력강하에 대한 실험값을 Similarity Approach로부터 구한 식 2.2.19의 압력강하 값과 비교하였다. 그러나 실험으로부터 구한 압력강하 값은 입구영향이 포함되어 있으므로 정량적인 비교를 위해 식 2.2.19에 입구영향을 포함시켜 계산을 수행하였으며 입구영향에 의한 압력강하식[2.2.3]은 다음과 같다.

$$\Delta p_{inlet} = \frac{1}{2} \rho V_0^2 \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right] + K_{inlet} \quad (2.2.20)$$

여기서 A_1 , A_2 와 K_{inlet} 는 각각 마이크로채널 히트 싱크 전의 입구 면적, XZ평면의 단면적, Loss Coefficient를 나타낸다. 마이크로채널 히트 싱크 내부로 흐르는 유동이 층류이므로 Loss Coefficient, K_{inlet} 는 무시할 수 있다[2.2.4]. 또한, 출구영향에 의한 압력강하는 채널면적 대 출구면적의 비가 매우 작기 때문에 무시할 수 있다. 결과적으로, 출구와 입구의 압력강하 영향을 모두 고려한 압력강하 식은 다음과 같이 주어진다.

$$\Delta p = \rho \left(\frac{V_o}{H} \right)^2 \left(\frac{L^2}{8} \right) \left(1 + \frac{12}{\text{Re}_{w_c}} \frac{H}{w_c} + \frac{C_{E,x} \varepsilon^2 L}{3K_x^{1/2}} \right) - \rho \left(\frac{V_o}{2} \right)^2 \left(2 - \frac{24}{\text{Re}_{w_c}} \frac{H}{w_c} - \frac{4C_{E,y} \varepsilon^2 H}{3K_y^{1/2}} \right) + \frac{1}{2} \rho V_o^2 \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right] \quad (2.2.21)$$

(2). Ergun coefficient

Similarity Solution을 이용하여 마이크로채널 히트 싱크 내의 속도분포와 압력강하를 구하기 위해서는 식 2.2.21에 포함되어 있는 Ergun Coefficient를 결정해야 한다. 본 연구에서는 마이크로채널 히트 싱크 뿐만 아니라 Packed Beds, Sintered Metals, Foam Metal 등, 다양한 다공성 매질의 유체유동 특성을 해석하기 위하여 Ergun Coefficient에 대한 관계식을 제시하였다. Ergun Coefficient에 대한 관계식은 식 2.2.22와 같이 Porosity와 접수길이와 액상 단면적의 제곱근의 비의 함수로 나타내었으며 실험 결과를 이용하여 상수값들을 결정하였다. 식 2.2.23은 제안된 Ergun Coefficient 관계식을 나타낸다.

$$C_E = f \left(\varepsilon, \frac{P}{\sqrt{A_f}} \right) \quad (2.2.22)$$

$$C_E = 0.525 \left[\left(\frac{P}{\sqrt{A_f}} \right)^3 (1 - \varepsilon^{5/2}) \right]^{-0.32} \quad (2.2.23)$$

여기서, $\sqrt{A_f}$ 와 P 는 액상 단면적의 제곱근과 접수길이를 나타낸다. 그리고 관계식으로부터 구한 Ergun Coefficient와 기존의 실험결과로부터 얻은 Ergun Coefficient를 비교하여 제안된 관계식의 타당성을 검증하였고 그 결과는 그림 2.2.4는 나타내었다.

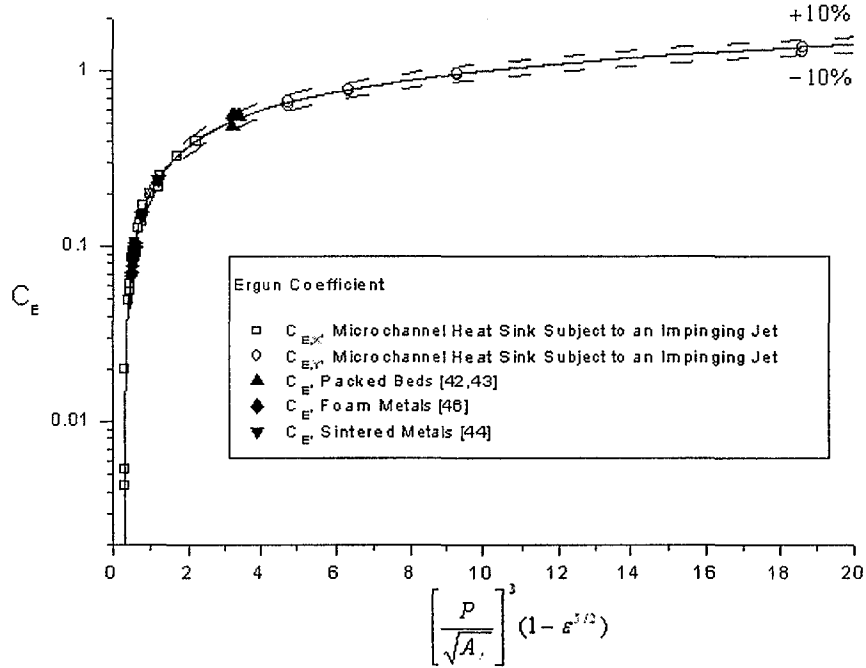


그림 2.2.4 Comparison Between the Proposed Correlation and Previous Experimental Results

(3). 압력강하에 대한 관계식

Similarity Solution을 바탕으로 충돌 제트를 가지는 마이크로채널 히트 싱크 내부의 압력강하에 대한 관계식은 식 2.2.24와 같다.

$$\Delta p = \rho \left(\frac{V_o}{H} \right)^2 \left(\frac{L^2}{8} \right) \left(1 + \frac{12}{\text{Re}_{w_c}} \frac{H}{w_c} + \frac{C_{E,x} \epsilon^2 L}{3K_x^{1/2}} \right) - \rho \left(\frac{V_o}{2} \right)^2 \left(2 - \frac{24}{\text{Re}_{w_c}} \frac{H}{w_c} - \frac{4C_{E,y} \epsilon^2 H}{3K_y^{1/2}} \right) + \frac{1}{2} \rho V_o^2 \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right] \quad (2.2.24)$$

본 연구에서는 충돌 제트를 가지는 마이크로채널 히트 싱크의 압력강하를 측정하였다. 실험에 사용된 히트 싱크의 채널 높이는 $600\mu\text{m}$, 1.0mm , 1.4mm , 1.8mm , and 2.2mm 이고 채널 폭은 $200\mu\text{m}$, $400\mu\text{m}$, $600\mu\text{m}$, $800\mu\text{m}$ 이며 Fin 두께는 $200\mu\text{m}$ 이다. 10SLM 에서 60 SLM의 유량범위 내에서 마이크로채널 히트 싱크 내부의 압력강하를 측정하였다. 제안된 압력강하 관계식으로부터 구한 압력강하량과 실험결과를 비교하였다. 그림 2.2.5에 나타난 바와 같이 최대 오차 10%로 잘 일치함을 알 수 있다. 전체 압력강하량은 먼저 채널 폭을 고정 시킨 상태에서 채널 높이를 증가시키면 감소한다. 이는 채널폭을 고정시킨 후 채널의 높이를 증가시켰을 때, X방향에 따른 압력강하의 감소량이 Y방향에 따른 압

력강하의 증가량보다 훨씬 크기 때문이다. 그러나 채널의 높이가 마이크로채널 히트 싱크 바닥크기의 절반정도 될 경우, X방향에 따른 압력강하의 감소량과 Y방향에 따른 압력강하의 증가량이 비슷해진다. 결론적으로 채널의 높이가 마이크로채널 히트 싱크 바닥크기의 절반보다 큰 경우, 전체 압력강하는 채널 높이가 증가함에 따라 증가하게 된다. 이는 그림 2.2.6에서 보여진 바와 같이 X방향에 따른 압력강하의 감소량이 Y방향에 따른 압력강하의 증가량보다 작기 때문이다.

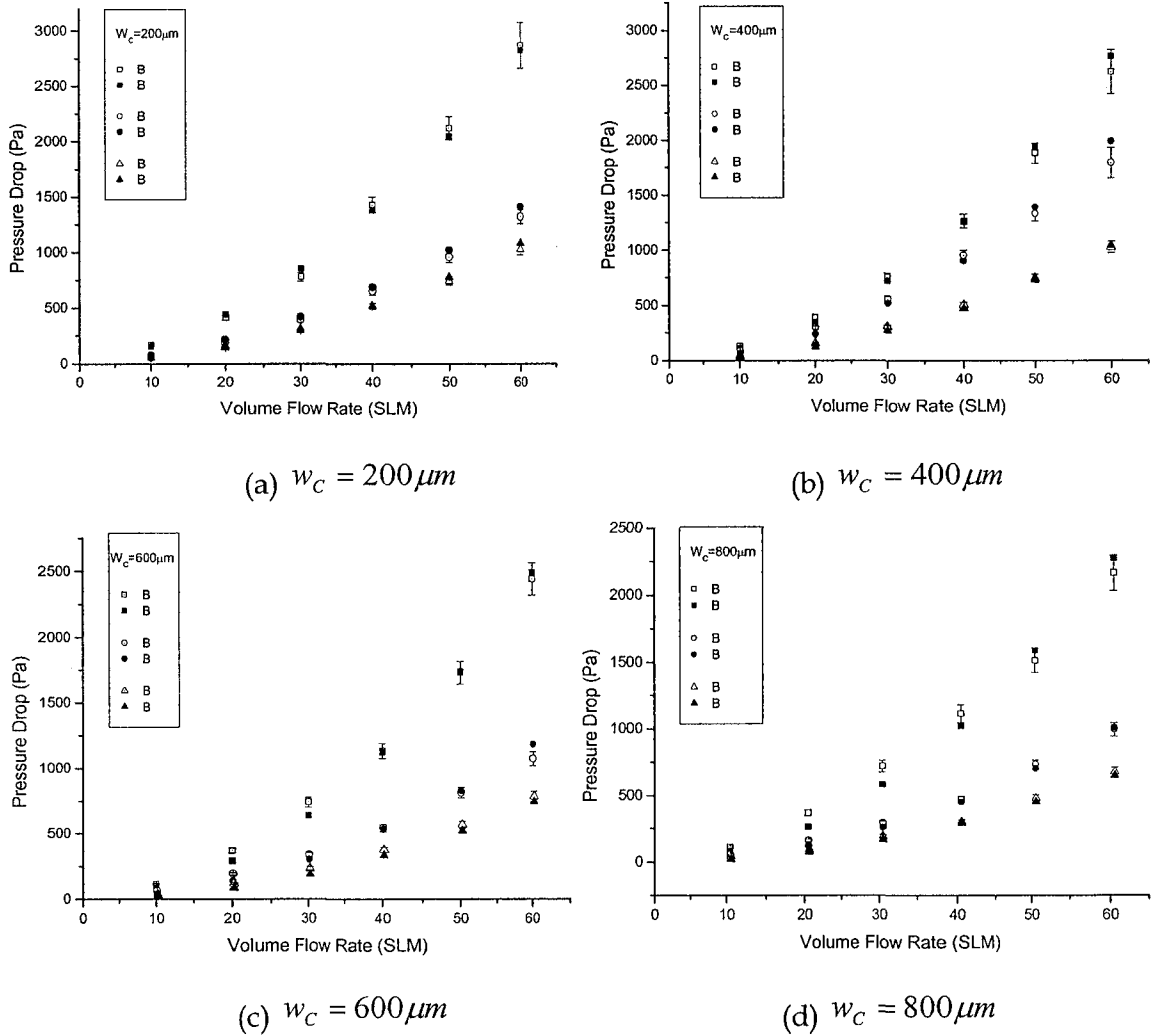


그림 2.2.5 Comparison Between the Pressure Drop from Local Similarity Solutions and That from Experimental Results:

(a) $w_c = 200 \mu\text{m}$, (b) $w_c = 400 \mu\text{m}$, (c) $w_c = 600 \mu\text{m}$, (d) $w_c = 800 \mu\text{m}$

그림 2.2.7에 나타난 바와 같이 채널 높이를 고정시킨 상태에서 채널 폭을 증가시킬 경우, 압력강하량이 감소하게 되는데 이는 X방향과 Y방향에 따른 압력강하량이 모두 감소하기 때문이다.

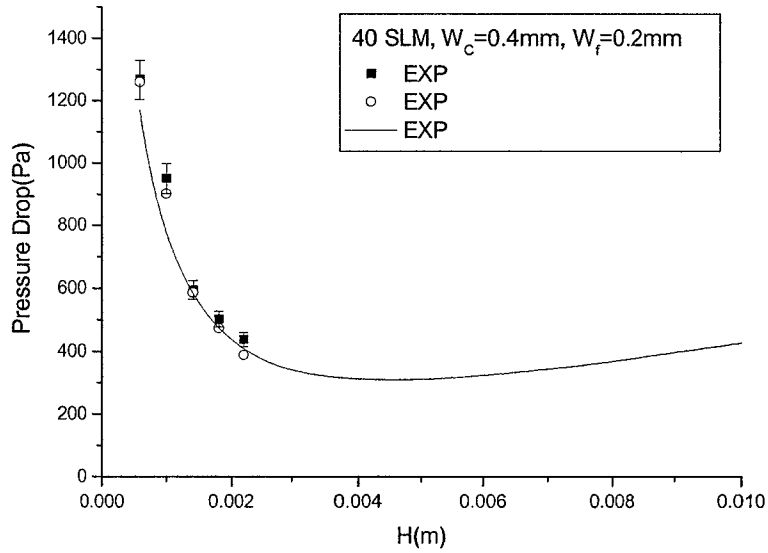


그림 2.2.6 Effect of the Channel Height on the Pressure Drop

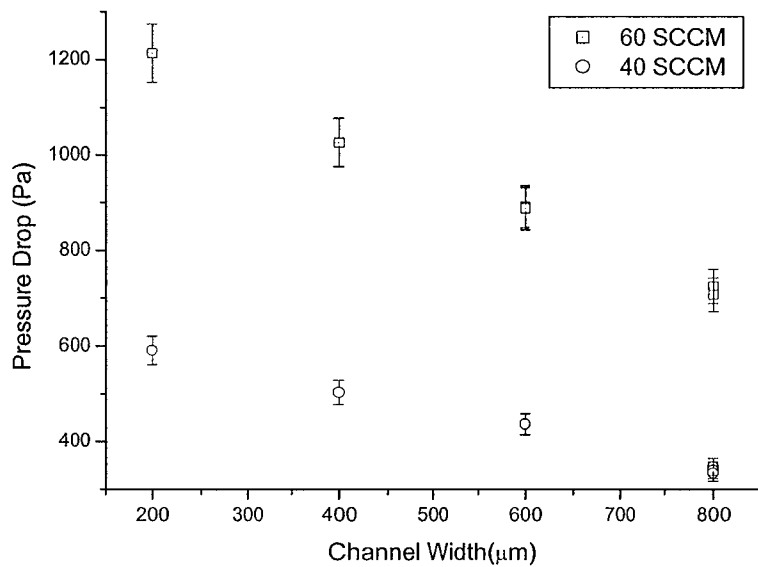


그림 2.2.7 Effect of the Channel Width on the Pressure Drop

나. 충돌 제트를 가지는 마이크로 히트 싱크의 열적 특성

(1). Micro-thermal Sensor Array를 이용한 온도 측정

충돌 제트를 가지는 마이크로채널 히트 싱크의 열적 특성을 규명하기 위하여 마이크로 채널 히트 싱크 Base의 온도 분포를 Micro-thermal Sensor Array를 이용하여 측정하였다. 그림 2.2.8은 Base 크기가 $1cm \times 1cm$ 이고 60 SLM의 부피유량을 가지는 마이크로채널 히트 싱크 Base에서 측정된 온도 분포를 나타내고 있다. 그림 2.2.8에서 알 수 있듯이, 충돌 제트를 가지는 마이크로채널 히트 싱크 Base의 한가운데 부분에서 최대 온도를 가지

고 모퉁이 부분에서 최소 온도를 가지게 되는데 이는 마이크로채널에서 X방향에 따른 속도가 한가운데 부분에서 가장 낮기 때문이다. 채널방향과 수직 방향인, Z방향을 따른 온도차는 1°C 미만인 반면에 채널방향인, X방향을 따른 온도차는 약 5°C 이다. 이는 X방향에 따른 속도가 Z방향에 대해서는 거의 일정하고 X방향에 대해서는 선형적으로 증가하기 때문이다. 따라서, Z방향에 따른 온도차는 X방향에 따른 온도차에 비해 매우 작다.

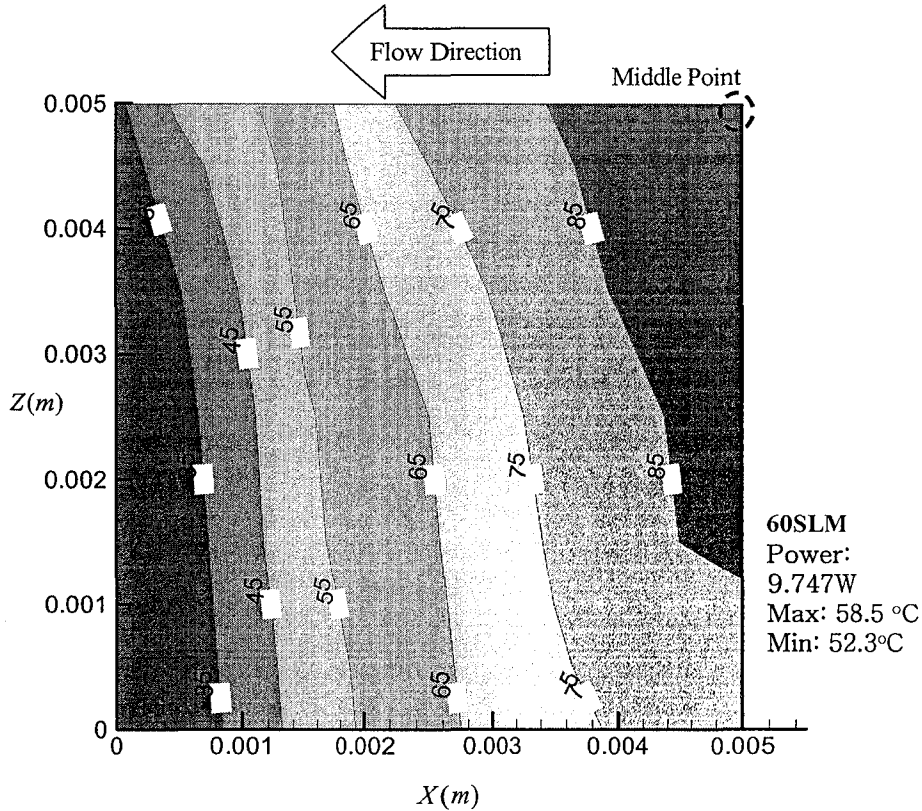


그림 2.2.8 Temperature Distribution Measured Experimentally on the Base of the Microchannel Heat Sink Subject to an Impinging Jet
(Channel Height=1.4mm, Channel Width=200 μ m, Fin Thickness=200 μ m)

(2). 열저항에 대한 관계식

충돌 제트를 가지는 마이크로채널 히트 싱크의 냉각성능은 열저항으로 평가 될 수 있다 [2.2.5-2.2.7]. 열저항을 식 2.2.25와 같이 정의된다.

$$\theta = \frac{T_{\max} - T_{\text{inlet}}}{q} \quad (2.2.25)$$

여기서 θ , T_{\max} , T_{inlet} , q 는 각각 열저항, 마이크로채널 히트 싱크의 Base 최대온도, 입구 온도, 전체 발열량을 나타낸다. 열저항은 식 2.2.26과 같이 두 항의 합으로 표현된다[2.2.3,

2.2.8].

$$\theta = \frac{T_{\max} - T_{\text{inlet}}}{q} = \frac{T_{\max} - T_{b,\text{out}}}{q} + \frac{T_{b,\text{out}} - T_{\text{inlet}}}{q} = \frac{1}{\dot{m}C_p} + \frac{T_{b,\text{out}} - T_{\text{inlet}}}{q} \quad (2.2.26)$$

충돌 제트를 가지는 마이크로채널 히트 싱크의 열저항에 대한 관계식을 나타내기 위하여 식 2.2.26의 두 번째 항은 다음과 같은 형태로 쓸 수 있다.

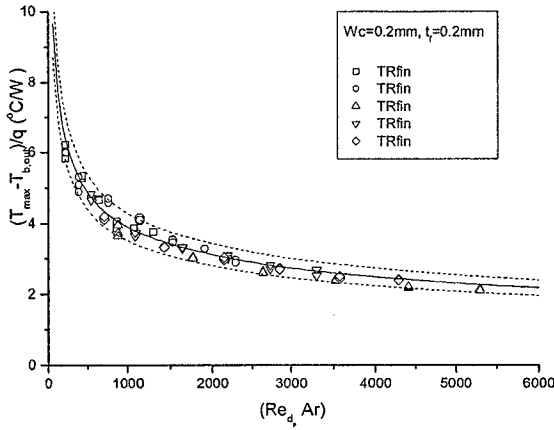
$$\frac{T_{\max} - T_{b,\text{out}}}{q} = f(H, L, w_c, \varepsilon, \text{Re}_{d_p}) = C_1 H^\alpha L^\beta w_c^\gamma \varepsilon^\delta \text{Re}_{d_p}^\chi \quad (2.2.27)$$

여기서 $C_1, \alpha, \beta, \gamma, \delta, \chi$ 는 각각 실험결과($3 \leq Ar \leq 11, 0 < \text{Re}_{d_p} < 500$)를 바탕으로 한 실험상수를 나타낸다. 본 연구에서는 충돌 제트를 가지는 마이크로채널 히트 싱크의 열저항에 대한 관계식을 식 2.2.28과 같이 제시하였다.

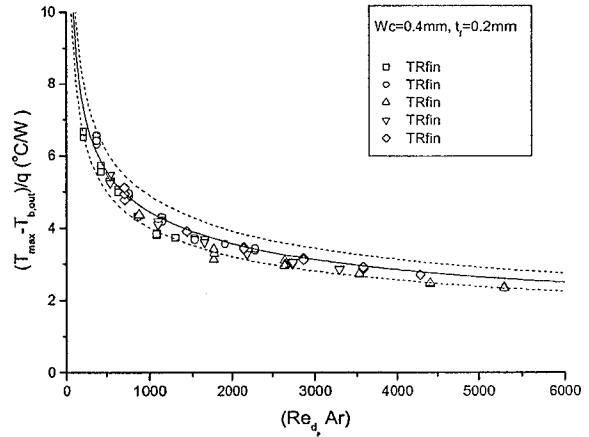
$$\theta = \frac{1}{\dot{m}C_p} + 0.028 \frac{1}{k_f L} \left(\frac{w}{L} \right)^{0.332} (\text{Re}_{d_p} \cdot Ar)^{-0.324} \quad (2.2.28)$$

$$w = w_c + t_f, \quad \frac{w}{L} \sim \frac{1}{n}, \quad Ar = \frac{H}{w_c} \quad (2.2.29)$$

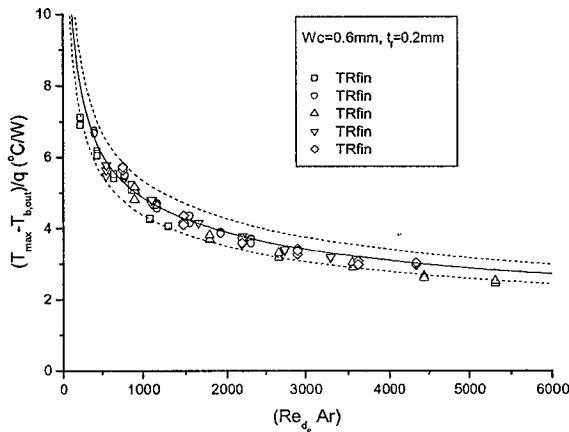
여기서 w, w_c, t_f, L, n, Ar 는 각각 채널 폭과 Fin 두께의 합, 채널 폭, Fin 두께, Base의 길이, 채널 개수와 Aspect Ratio를 나타낸다. 식 2.2.28에 나타난 열저항에 대한 관계식의 타당성을 검증하기 위하여 관계식으로부터 계산한 열저항과 실험결과로부터 얻은 열저항을 비교하였으며 이는 그림 2.2.9와 같다. 그림 2.2.9에 나타난 바와 같이 제안된 열저항 관계식은 실험결과와 최대 오차 10%내에서 잘 일치하였다.



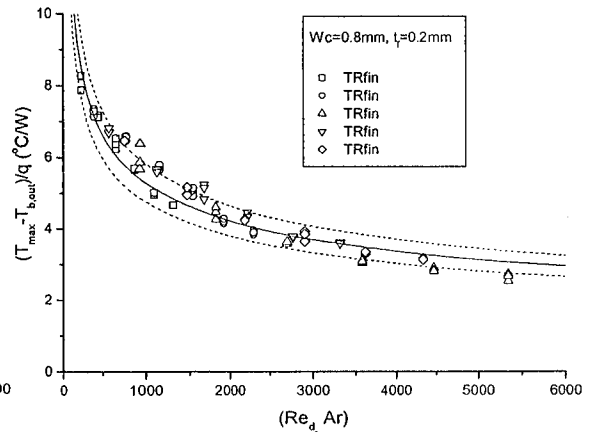
(a) $w_c = 200 \mu\text{m}$



(b) $w_c = 400 \mu\text{m}$



(c) $w_c = 600 \mu\text{m}$



(d) $w_c = 800 \mu\text{m}$

그림 2.2.9 Comparison between the Correlation for the Thermal Resistance and Experimental Results:

(a) $w_c = 200 \mu\text{m}$, (b) $w_c = 400 \mu\text{m}$, (c) $w_c = 600 \mu\text{m}$, (d) $w_c = 800 \mu\text{m}$

그리고 Pumping Power에 따른 충돌 제트를 가지는 마이크로채널 히트 싱크의 열저항을 0.011W에서 1.313 W의 Pumping Power 범위 내에서 그림 2.2.10과 같이 나타내었으며 Pumping Power는 다음 식과 같이 정의된다.

$$\text{Pumping Power} = \Delta p \cdot Q \quad (2.2.30)$$

여기서 Δp 와 Q 는 전체 압력강하량과 부피 유량을 나타낸다.

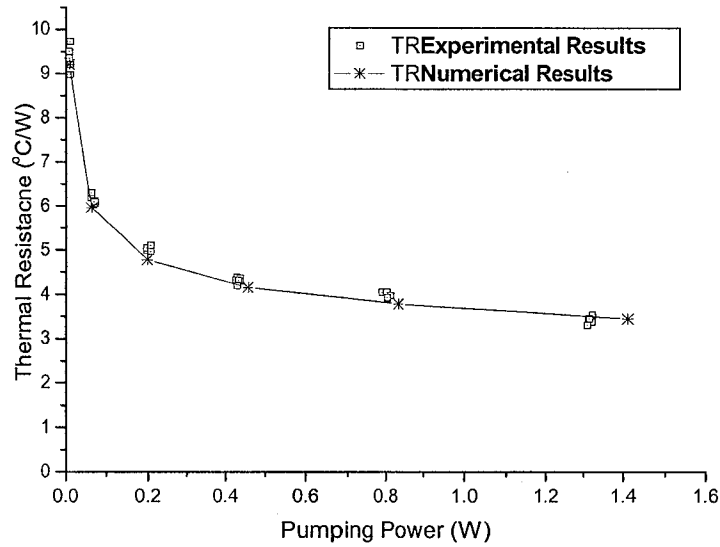


그림 2.2.10 Thermal Resistance Vs. Pumping Power

(Channel Height=1.4mm, Channel Width=200 μ m, Fin Thickness=200 μ m)

Pumping Power는 마이크로채널 히트 싱크 같은 시스템에 어떤 부피유량의 공기를 공급하는데 필요한 에너지를 의미한다. 그림 2.2.10에서 볼 수 있듯이 충돌 제트를 가지는 마이크로채널 히트 싱크의 열저항은 일반적으로 Pumping Power가 증가함에 따라 질량 유량의 증가로 인해 감소하게 된다.

다. 동일 Pumping Power조건 하에서 충돌 제트를 가지는 마이크로 히트 싱크의 열성능 최적화

동일 Pumping Power조건 하에서 최적의 채널 폭, Fin 두께, 채널 높이를 구하기 위하여 식 2.2.24와 식 2.2.28이 사용되었다. 식 2.2.24를 식 2.2.30에 대입하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\frac{PP}{Q} = \rho \left(\frac{V_o}{H} \right)^2 \frac{L^2}{8} \left(1 + \frac{12}{\text{Re}_{w_c}} \frac{H}{w_c} + \frac{C_{E,x} \varepsilon^2 L}{3K^{1/2}} \right) - \rho \left(\frac{V_o}{2} \right)^2 \left(2 - \frac{24}{\text{Re}_{w_c}} \frac{H}{w_c} - \frac{C_{E,y} \varepsilon^2}{3K^{1/2}} \frac{4}{3} H \right) + \frac{1}{2} \rho V_o^2 \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right] \quad (2.2.31)$$

여기서 PP 는 pumping power를 나타낸다.

그림 2.2.11은 채널 높이의 영향이 충돌 제트를 가지는 마이크로채널 히트 싱크의 열저항에 미치는 영향을 나타내고 있다.

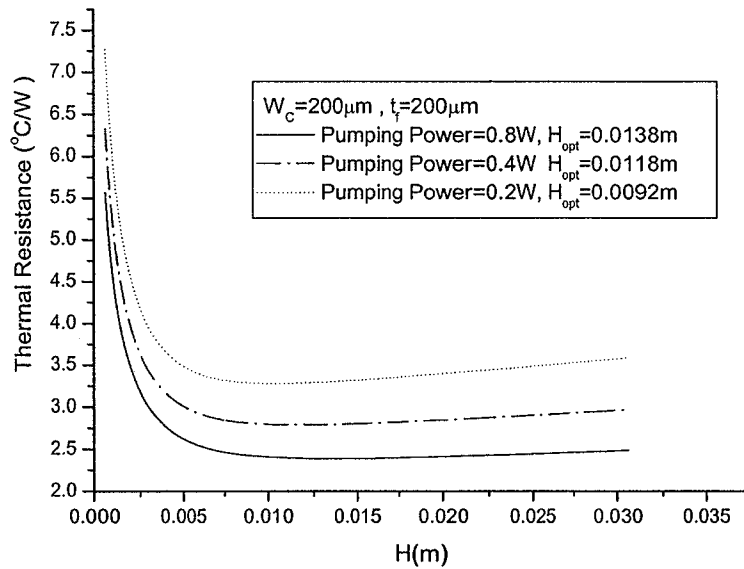


그림 2.2.11 Effect of the Channel Height on the Thermal Resistance for the Microchannel Heat Sink Under the Fixed Pumping Power Condition

그림 2.2.11에서 나타난 것과 같이 동일 Pumping Power, 채널 폭, Fin 두께 조건 하에서 열저항은 처음에는 감소하다가 다시 증가함을 알 수 있다. 즉, 충돌 제트를 가지는 마이크로채널 히트 싱크는 채널 높이에 대한 최적값이 존재 하게 된다. 이는 채널 높이가 증가함에 면적증가에 의해 열전달이 향상되지만 압력강하량의 증가에 의해 부피유량이 감소하여 열전달이 억제되기 때문이다. 특히, 압력강하는 채널 높이가 마이크로채널 히트 싱크 Base의 절반보다 클 때 증가하게 된다. 따라서 그림 2.2.11에서 보여진 바와 같이 최적화된 히트 싱크의 채널 높이는 히트 싱크 Base 크기의 절반보다 큰 위치에 존재하게 된다.

그림 2.2.12는 동일 Pumping Power, 채널 높이, Fin 두께 조건 하에서 채널 폭의 영향이 충돌 제트를 가지는 마이크로채널 히트 싱크의 열저항에 미치는 영향을 보여주고 있다. 그림 2.2.12에서 알 수 있듯이 최적화된 채널 폭이 존재하게 된다. 그 이유는 채널 폭이 증가함에 따라 전체 압력강하량의 감소로 인해 부피유량이 증가하게 되어 열전달이 향상되는 반면에 채널 개수의 감소로 인한 열전달 면적이 감소하게 되어 열전달이 억제되기 때문이다.

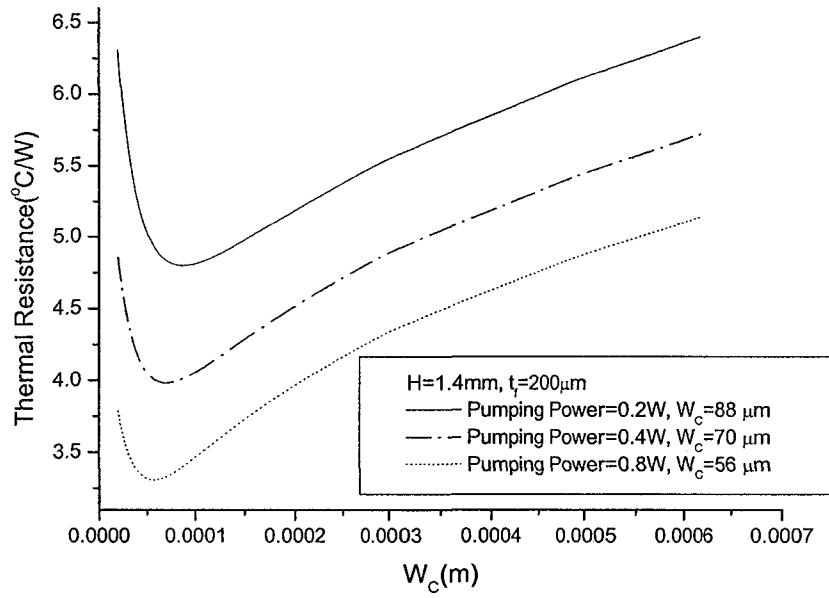


그림 2.2.12 Effect of the Channel Width on the Thermal Resistance for the Microchannel Heat Sink Under the Fixed Pumping Power Condition

2.3. MMC(Manifold Microchannel) 히트 싱크 수치 최적화

가. 개요 및 해석방법

최근 들어 전자장치의 고집적·고효율화가 급속히 이루어짐에 따라 전자장치 냉각기술에 대한 발전이 시급한 실정이다. 그에 대한 결과로서 마이크로채널 히트 싱크를 이용한 전자장치 냉각기술이 고효율 냉각방법으로 주목받고 있다. 마이크로채널 히트 싱크의 대표적인 종류로 TMC, MMC 가 있다. TMC 히트 싱크는 간단한 1차원 모델이나 더 복잡한 3차원 수치적 방법으로 연구해 왔고, 냉각성능에도 상당한 발전을 가져왔다. 그러나 TMC 히트 싱크는 상대적으로 압력손실이 크고, 히트 소스내의 온도변화량이 많다는 단점이 있다. 반면에 MMC 히트 싱크는, 그림 2.3.2에서 보는 바와 같이 냉매가 히트 싱크 베이스에 수직한 방향으로 흐른다. TMC 히트 싱크 보다 상대적으로 유동거리도 짧아 압력손실을 줄일 수 있고, 채널 유동방향을 따라 열 경계층이 자라는 현상을 억제할 수 있다. 본 보고서에는 3차원 수치 해석을 통해 MMC 히트 싱크내 유동과 열전달을 해석하였고 최적화된 히트 싱크의 모양을 결정하였다. SIMPLE-type의 유한체적법과 함께 최적화를 위해 Steepest Descent Method 기법을 이용하였다. 주어진 Pumping Power에서 열저항을 최소화 하는 최적화 과정에서 마이크로채널의 채널수, 채널폭과 채널의 높이가 결정되었다.

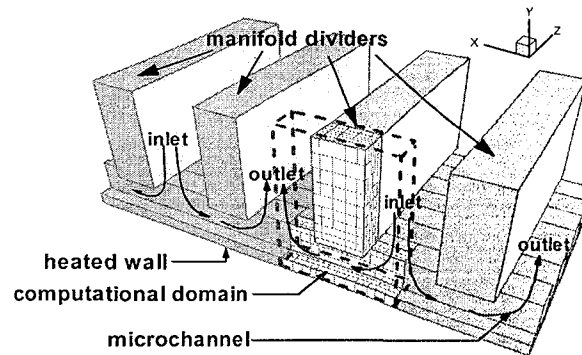
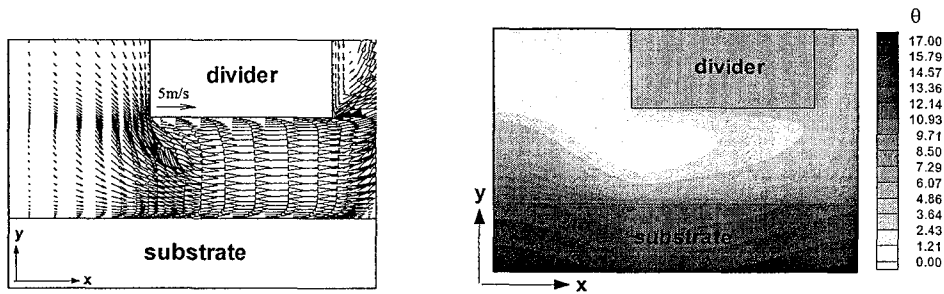


그림 2.3.1 MMC 히트 싱크의 개략도



(a) 속도분포 (b) 온도분포
 그림 2.3.2 MMC 히트 싱크의 속도분포 및 온도분포

나 결과 및 고찰

수치해석을 위해 히트 싱크의 밑면적은 가로 1cm, 세로 1cm로 정하였으며 냉각 수로는 상온의 물 히트 싱크 재료로 실리콘 ($k_s = 148W/mK$)을 사용하였다. 그림 2.3.2는 채널 중앙면에서의 속도와 온도 분포를 나타낸다. 그림 2.3.3 은 다양한 채널 수(N)에 따라 최적 형상과 열저항을 나타낸다. 열 저항은 단순하게 증가하고, 반면에 채널 폭과 핀 두께는 채널 수가 감소할수록 증가한다. 입구/출구 비는 특이한 현상을 보이고 있다. 두개의 구별되는 영역으로 나눌 수 있으며 $N < 120$ 에 대해서는 채널 깊이와 폭의 비는 2~5정도로 낮고, 입구와 출구 폭의 비는 2보다 작다. 반면에 $N > 200$ 영역에서는 채널 깊이와 폭의 비는 10정도로 높고, 입구와 출구 폭의 비는 2.5보다 크다.

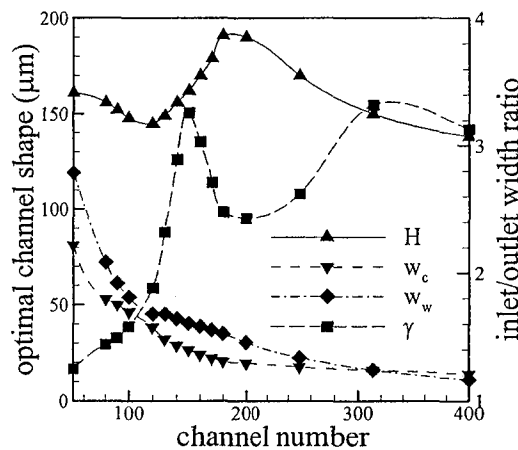
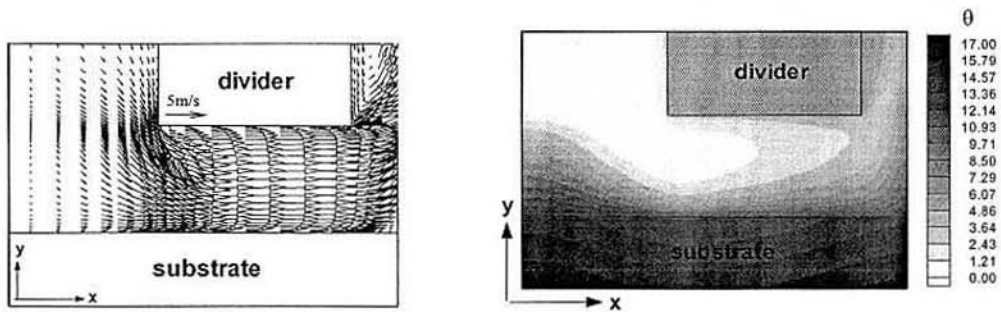


그림 2.3.3 MMC 히트 싱크의 채널수에 따른 최적 형상

다. 결론

MMC 히트 싱크내 유동과 열전달 해석 및 최적화를 위해 3차원 수치해석을 수행하였다. 주어진 펌핑 파워에서 열저항을 최소화 할 수 있는 채널 수 채널 깊이



(a) 속도분포 (b) 온도분포
 그림 2.3.2 MMC 히트 싱크의 속도분포 및 온도분포

나 결과 및 고찰

수치해석을 위해 히트 싱크의 밑면적은 가로 1cm, 세로 1cm로 정하였으며 냉각 수로는 상온의 물 히트 싱크 재료로 실리콘($k_s = 148W/mK$)을 사용하였다. 그림 2.3.2는 채널 중앙면에서의 속도와 온도 분포를 나타낸다. 그림 2.3.3 은 다양한 채널 수(N)에 따라 최적 형상과 열저항을 나타낸다. 열 저항은 단순하게 증가하고, 반면에 채널 폭과 핀 두께는 채널 수가 감소할수록 증가한다. 입구/출구 비는 특이한 현상을 보이고 있다. 두개의 구별되는 영역으로 나눌 수 있으며 $N < 120$ 에 대해서는 채널 깊이와 폭의 비는 2~5정도로 낮고, 입구와 출구 폭의 비는 2보다 작다. 반면에 $N > 200$ 영역에서는 채널 깊이와 폭의 비는 10정도로 높고, 입구와 출구 폭의 비는 2.5보다 크다.

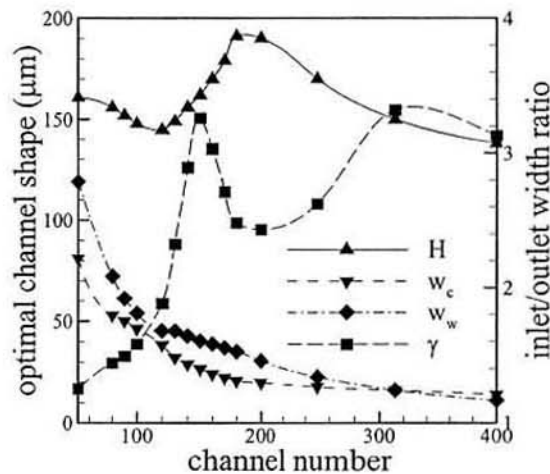


그림 2.3.3 MMC 히트 싱크의 채널수에 따른 최적 형상

다. 결론

MMC 히트 싱크내 유동과 열전달 해석 및 최적화를 위해 3차원 수치해석을 수행하였다. 주어진 펌핑 파워에서 열저항을 최소화 할 수 있는 채널 수 채널 깊이

채널 폭 편 두께 입구/출구 비등을 수치적 계산을 수행하였다. 다양한 설계변수 중에서 채널 폭과 깊이가 중요한 변수임을 확인하였고, 채널 수가 변함에 따라 최적 채널 형상과 유량이 변함을 확인하였다.

2.4. 열원 냉각용 루프 써모사이폰의 작동 특성 연구

가. 연구배경 및 목적

컴퓨터 CPU 집적 기술의 빠른 성장과 함께, 최근에는 기가헤르츠(GHz)단위의 고성능 CPU가 등장하게 되었다. 이에 따라 CPU 소비 전력도 100W 정도에 이르게 되어 이 열원을 효과적으로 냉각하는 것이 매우 중요하게 되었다. 특히 고성능 노트북의 경우 기존의 히트파이프와 팬(fan) 냉각방식으로는 한계점에 도달한 상태여서 새로운 방식의 열원 냉각 액체 순환 방식으로 CPU에서 발생한 열을 디스플레이 패널 뒷면에서 대기로 방출하는 방식까지 상품화하였다. 작은 열저항, 작동의 신뢰성과 내구성 그리고 무동력에 무소음등이 현재 CPU냉각장치로서 요구되는 조건들이다. 본 연구에서는 이러한 조건을 만족하는 냉각장치를 궁리한 끝에 전혀 새로운 메카니즘으로 순환루프를 구성할 수 있는 루프 써모사이폰(Loop ThermoSyphon: LTS)을 제시하였다. 본 연구에서 제시하는 LTS는 밀폐형 2상유동 자연순환 회로[2.4.1]와 진동세관형 히트파이프[2.4.2]를 개선한 것이라 할 수 있다. 이욱헌등[2.4.3]은 순환식 히트파이프의 작동특성에 관한 연구를 수행하였고, Chen등[2.4.4, 2.4.5], McDonald등[2.4.6, 2.4.7, 2.4.8] 이외의 많은 연구자들이 밀폐형 2상유동 자연순환 회로에 관한 연구를 수행하였다. 하지만, 기존 연구에서 알 수 있듯이 본 연구에서 제안한 LTS모델이 CPU냉각에 적용된 경우는 거의 보고된 적이 없다.

본 연구의 목적은 LTS 냉각 장치의 실용화 가능성을 실험적으로 입증하는 것이다. 이를 위해 열원의 가열량과 작동유체 충전률을 변화시켜가며 유로 각 부분의 온도를 측정하여 증발부-응축부간의 열저항의 변화를 관찰함으로써 LTS의 전열성능을 평가하였다. 또한, LTS의 유로 각 부분을 투명하게 제작하여 고속카메라 등을 이용해 작동유체의 유동형태를 가시화하여 회로내부 유동 특성도 정성적으로 분석하였다. 나아가, LTS의 장단점과 실용화에 따른 문제점도 고찰하였다.

나. 연구내용

(1). LTS의 작동 원리

그림 2.4.1과 같이 열원 부분에 부착된 Evaporator 내에 존재하는 작동유체가 증발하면서 증발잠열을 가지고 있는 기체와 뜨거운 액체가 혼합된 이상유동의 상태로 응축부까지 상승하면 자연대류에 의해 냉각되어 가지고 있던 열을 바깥으로 발산하여 다시 액체 상으로 응축되고 이것은 중력의 힘으로 다시 Evaporator로 하강하여 작동유체가 Loop 순환을 계속하게 되는 것이다. 즉 액체의 상변화 시에 흡수하고 발산하는 증발잠열이 큰 것을 이용한다는 점은 종래의 Heat Pipe나 Closed Thermosyphon의 원리와 같으나 증발하여 상승하는 유로와 응축하여 하강하는 유로를 분리하여 압력손실을 줄이고 Evaporator 부분에서 증발하여 상승할 때 기체와 액체를 따로 분리하지 않고 이상유동의 상태로 그대로 순환시키는 Loop 방식이라는 점이 다른 점이다.

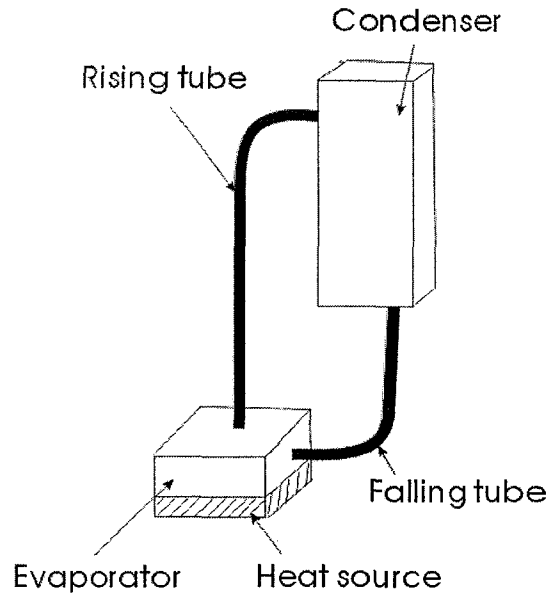


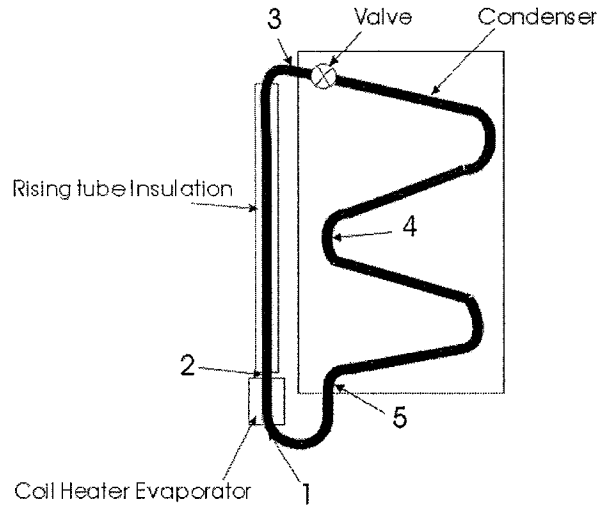
그림 2.4.1 Loop Thermosyphon 작동원리

이러한 방식을 채택한 이유는 열원에서 발생한 열을 펌프 등의 전력을 소모하는 특별한 기타장치의 도움 없이 사용자가 발열 때문에 불쾌함을 덜 느낄 수 있는 모니터 뒤쪽 같은 다른 곳으로 이동시켜 발산시킬 수 있으며 비등강화구조(Boiling Enhancement Structure)가 삽입된 Evaporator Chamber를 사용하는 기존의 Loop Thermosyphon들에 비해 더 작고 간단한 구조이기 때문이다.

(2). 실험장치

대략적인 작동유체의 유동 특성과 작동온도범위와 작동성능 등을 파악하기 위하여 1/4" 구리파이프를 이용하여 그림 2.4.2과 같은 형상을 표 2.4.1과 같은 제원으로 실험 장치를 제작하였다. 상승부 단열은 가열된 작동유체가 Condenser 입구까지 잘 상승할 수 있도록 Evaporator 출구에서 Condenser 입구까지 스티로폼으로 이루었다. 작동유체의 선정은 사용하고자 하는 온도범위와 사용되는 재질을 고려하여 물을 선택했는데 차후 에탄올이나 FC3283같은 종류의 3M사에서 나오는 Fluorinert Electronic Liquid도 사용할 것을 고려하고 있다. 최적의 작동유체 Filling Ratio를 찾는 것이 실험의 한 가지 목적으로서 현재로는 전체 내적의 20%내외의 Filling Ratio로 실험을 수행하고 있다. 작동유체 Filling Ratio 측정은 정밀저울을 이용하여 측정한다. 불응축성 가스가 Loop Pipe 내부에 남아있으면 작동유체 순환을 막아버리게 된다. 이를 제거하기 위해 LTS 실험장치에 작동유체를 집어넣고 Evaporator에 설치된 Heater를 가열시키면 시스템 윗부분에 불응축성 가스가 모이게 되는데 이때 이부분에 설치된 밸브를 통하여 기계식 진공펌프로 가스를 뽑아내고 밸브를 잠그면 약간의 작동유체 가스의 손실이 발생하지만 불응축성 가스는 제거할 수 있다. 또한

장치 내부의 진공도 동시에 얻을 수 있었다.



*번호는 열전대 번호

그림 2.4.2 시험부 형상

표 2.4.1 시험부 제원

파이프 재질	구리
파이프 Outer Diameter	1/4 inch
파이프 Inner Diameter	2.5mm
파이프 전체 길이	1300mm
파이프 전체 내적	20.7ml
Heater 재질	Stainless steel coil
Heater 저항	3.8Ω
Input Power Range	0 - 200 W
Condenser cooling 방식	11m/sec 강제대류 냉각
작동유체	Water, Ethanol, FC3283
단열재	스티로폼

(3). 실험결과

그림 2.4.3은 각 Input Power에 따른 각 지점의 온도와 열저항을 나타낸 것이다. 열저항은 식 2.4.1과 같이 정의된다.

$$\rho = (T_e - T_c) / P_{in} \quad (2.4.1)$$

(여기서, ρ 는 열저항, T_e 와 T_c 는 각각 증발기, 응축기의 평균온도를 나타내고 P_{in} 는 입력 파워(input power)를 나타낸다.)

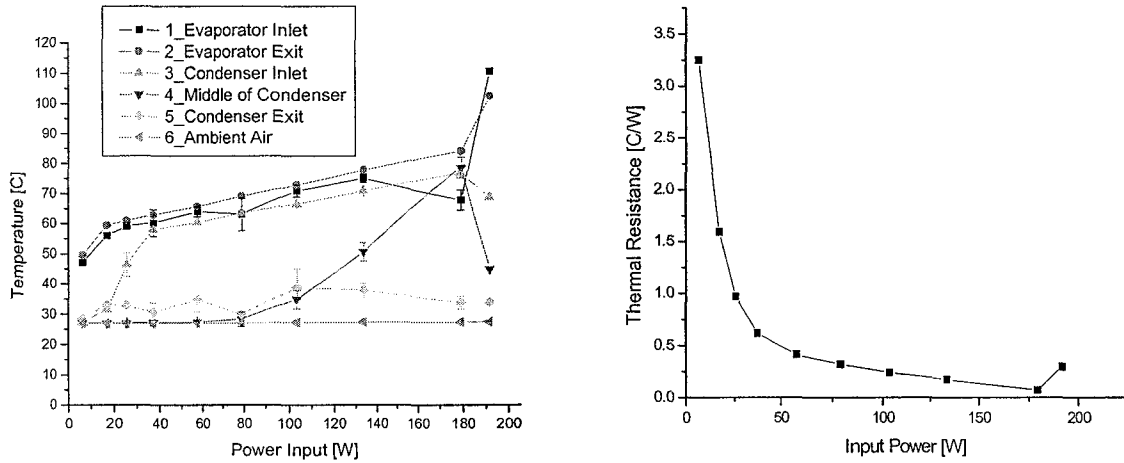


그림 2.4.3 입력 Power에 따른 각 지점의 온도와 열저항(Thermal Resistance)

위의 결과에서 알 수 있듯이 Input Power가 20W 이하일 경우는 증발기 평균온도가 낮아서 작동유체가 충분히 증발하지 않고 그에 따라 Loop 순환이 잘되지 않아서 열저항이 높은 것을 알 수 있는데 Power를 높여줄수록 작동유체 순환이 잘되어 열저항이 점점 작아지는 현상을 볼 수 있었다. 그래프 끝단에서 증발기 온도는 급격히 상승하고 반대로 응축기 온도는 급격히 떨어지는 Dry out 현상을 볼 수 있었다. 이때 열저항 역시 급격히 상승하는 것을 관측할 수 있었다. 위의 결과들을 고려해볼 때 충분히 고발열 열원 냉각장치로 사용할 수 있다는 결론을 얻을 수 있었다.

다. 결론

별도의 전력을 소모하지 않고 비교적 간단한 구조로 고발열 열원을 냉각할 수 있는 장치인 Loop Thermosyphon을 고안하게 되었다. 이 장치의 성능을 예측하기 위하여 실험을 수행하여 그 결과를 고찰해본 결과 넓은 Input Power에 대해 안정적인 냉각효과를 볼 수 있었고 열저항 역시 작은 것을 알 수 있었다.

2.5. Micro/Miniature Heat Pipe 열성능 최적화

최근 들어 전자 장치 부품들은 소형화 집적화되고 있으며, 처리 속도가 빨라지고 있다. 이에 따라 전자장치 부품에서 발열량은 급격히 증가하고 있다. 그러나 전자시스템의 크기는 점점 작아지고 있으므로 전자장치 부품을 냉각시키기 어려운 경우가 많다. 따라서 많은 열을 빠른 시간 내에 시스템 내부의 여유 공간으로 이동시킬 수 있는 냉각 방식의 필요성이 부각되고 있으며, 이에 대응하는 고효율 냉각 방식으로 히트 파이프를 이용한 냉각방식이 각광을 받고 있다. 기존의 소형 히트 파이프는 Workstation Server, 통신 중계용 옥외함체 등 비교적 부피의 제약이 없는 전자제품의 냉각에 널리 사용되고 있다. 하지만, 서브노트북(Sub-notebook)이나 PDA와 같이 제품의 부피가 시장성에 큰 영향을 주는 전자 제품의 냉각을 위해서는 가급적 냉각 모듈의 부피를 줄이는 작업이 필요하다. 이러한 이유로 기존의 소형 히트 파이프보다 부피와 크기가 작은 마이크로 히트 파이프를 이용한 냉각방식이 대두되고 있다[2.5.1].

그림 2.5.1은 사다리꼴 모양의 그루브 워 구조(Divergent Grooved Wick Structure)를 갖는 소형 히트 파이프와 곡면 삼각 그루브 워 구조(Curved Triangular Grooved Wick Structure)를 갖는 마이크로 히트 파이프를 나타낸다. 본 연구에서는 이 두 종류의 히트 파이프에서 열 및 유체 유동에 대한 수학적 모델링을 제시하였다. 특히, 히트 파이프 내 기체-액체 경계면 전단력에 의한 압력강하를 구하기 위해 Modified Shah Method를 제안하였으며, 기존의 연구 결과들의 비교를 통하여 모델의 타당성을 검증하였다.

본 연구의 최종 목표는 히트 파이프 내의 열 및 유체 현상을 파악하고 최대 열 전달량을 구하는 것이다. 따라서 이에 대한 수학적 모델을 개발하였다. 모델로부터 구한 작동 온도에 따른 히트 파이프의 최대 열전달량을 실험 결과와 비교하여 모델의 타당성을 검증하였다. 마지막으로 실험을 통해 검증된 수학적 모델링을 통해서 사다리꼴 모양의 그루브 워 구조(Divergent Grooved Wick Structure)를 갖는 소형 히트 파이프와 곡면 삼각 그루브 워 구조(Curved Triangular Grooved Wick Structure)를 갖는 마이크로 히트 파이프의 형상에 대한 열성능 최적화(Thermal Optimization)를 수행하였다.

가. 수학적 모델링

(1). 지배방정식

히트 파이프의 작동한계에는 Capillary Limitation, Viscous Limitation, Sonic Limitation, Entrain Limitation, Boiling Limitation 등이 있지만, 상온에서 작동하는 히트 파이프의 경우 대부분 모세관 한계(Capillary Pumping Limit)에 의해 정상 작동이 중지된다. 워 내부의 모세관력은 잘 알려진 Laplace-Young 방정식으로 표현된다.

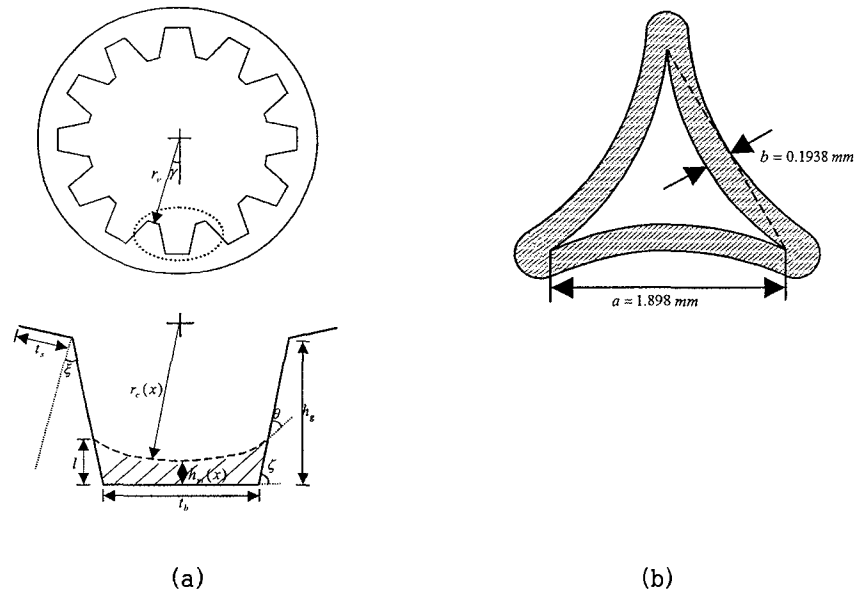


그림 2.5.1 Schematic Diagram of the Grooved Wick Structure:
 (a) Divergent Groove (b) Curved Triangular Groove

$$P_{vx} - P_{lx} = \sigma \left(\frac{1}{R_{1x}} + \frac{1}{R_{2x}} \right) \quad (2.5.1)$$

여기서, R_{1x} 와 R_{2x} 는 Principal Capillary Radius를 나타낸다. 그러나 축 방향(x 방향)의 Capillary Radius가 반경 방향의 Capillary Radius에 비해 크기 때문에 $R_{2x} \approx \infty$ 이며 식 2.5.1을 축 방향에 대해 미분하여 나타내면 식 2.5.2와 같다.

$$\frac{dP_{vx}}{dx} - \frac{dP_{lx}}{dx} = -\frac{\sigma}{R_x^2} \frac{dR_x}{dx} \quad (2.5.2)$$

식 2.5.2와 같은 지배방정식을 해석하기 위해서는 기체유동에 대한 압력강하와 액체유동의 압력강하에 대한 정확한 모델링이 필요하다.

(2). 기체 유동의 압력강하 모델

(가). 사다리꼴형 워 구조를 갖는 Miniature Heat Pipe

Faghri는 원형 히트 파이프 내부의 2차원 비압축성 기체유동에 대한 운동량 방정식으로 부터 축 방향 기체유동의 압력분포를 구하였다. 이 방정식은 히트 파이프 증발부와 응축부 벽면으로 균일한 열유속이 통과하고 있으며, 단열부 시작점에서 기체유동이 완전 발달되었다고 가정하여 얻은 속도분포 및 평균속도를 반경 방향의 유동이 존재하는 경우의 Navier-Stokes 방정식에 대입하여 얻은 해석해(Analytic Solution)이다.

$$\frac{dP_v}{dx} = \begin{cases} 2\left(-8|\text{Re}_e| - \frac{16}{3}\text{Re}_e^2\right)\left(\frac{\mu_v^2}{\rho_v r_v^4}\right)x, & 0 \leq x \leq L_e \\ \left(\frac{-8\mu_v \bar{u}_{v,a}}{r_v^2}\right), & L_e \leq x \leq L_e + L_a \\ 2\left(8|\text{Re}_c| - \frac{16}{3}\text{Re}_c^2\right)\left(\frac{\mu_v^2}{\rho_v r_v^4}\right)x + \left(\frac{16}{3}|\text{Re}_c| - 8\right)\left(\frac{\mu_v \bar{u}_{v,a}}{r_v^2}\right), & L_e + L_a \leq x \leq L_e + L_a + L_{eff,c} \end{cases} \quad (2.5.3)$$

여기서

$$\text{Re}_{r,e} = \frac{Q_{in}}{2\pi L_e h_{fg} \mu_v} \quad \text{Re}_{r,c} = \frac{Q_{in}}{2\pi L_c h_{fg} \mu_v} \quad \bar{u}_{v,a} = \frac{Q_{in}}{\rho_v \pi r_v^2 h_{fg}}$$

(나). 곡면 삼각 그루브 Micro Heat Pipe

마이크로 히트 파이프의 기체 유로는 Non-circular Channel이므로 유로의 지름을 계산하기 위하여 Hydraulic Diameter를 사용하였다. 아울러, 일반적인 원형 히트 파이프의 증발부에서는 원주방향으로 Uniform Blowing이 발생하지만, 본 연구의 마이크로 히트 파이프는 Sharp Corner에서 Non-uniform Blowing이 발생하므로 이에 대한 영향을 고려해야 한다. 최종적으로 Non-uniform Blowing의 영향을 고려한 축 방향 기체유동의 압력분포는 다음과 같다.

$$0 \leq x \leq L_e,$$

$$P_e = \left(-8\left|\frac{\text{Re}_{r,e}}{2}\right| - \frac{16}{3}\left|\frac{\text{Re}_{r,e}}{2}\right|^2\right)\left(\frac{4x\nu_v}{D_{h,v}^2}\right)^2 + P_{in,e}$$

$$L_e \leq x \leq L_e + L_a,$$

$$P_a = \rho_v \bar{w}_a \left(-\frac{32(x-L_e)\nu_v}{D_{h,v}^2}\right) + P_{in,a}$$

$$L_e + L_a \leq x \leq L_e + L_a + L_{eff,c},$$

$$P_c = 8\rho_v \bar{w}_{v,a}^2 \left(1 - \frac{2}{3}\left|\frac{\text{Re}_{r,c}}{2}\right|\right)\left(\left|\frac{\text{Re}_{r,c}}{2}\right|\right)\left(\frac{4(x-L_e-L_a)\nu_v}{\bar{w}_{v,a} D_{h,v}^2}\right)^2$$

$$-8\rho_v \bar{w}_{v,a}^2 \left(1 - \frac{2|\text{Re}_{r,c}|}{3}\right) \left(\frac{4(x-L_e-L_a)\nu_v}{\bar{w}_{v,a} D_{h,v}^2}\right) + P_{in,c} \quad (2.5.4)$$

여기서,

$$\text{Re}_{r,e} = \frac{\dot{Q}_e D_{h,v}}{2P_i N L_e h_{fg} \mu_v}, \quad \text{Re}_{r,c} = \frac{\dot{Q}_c D_{h,v}}{2P_v L_{eff,c} h_{fg} \mu_v}, \quad \bar{w}_a = \frac{4\dot{Q}_e}{\rho_v \pi D_{h,v}^2 h_{fg}}$$

(3). 액체의 압력강하 모델

기체-액체 경계면에서 전단력의 영향이 없는 경우에 액체 유동의 압력강하는 기체-액체 경계면이 Free Stream인 Open Channel의 압력강하와 같게 된다. 그러나 마이크로 히트 파이프에서는 기체와 액체가 서로 반대 방향으로 흐르기 때문에 기체-액체 경계면에서 전단력이 발생하게 된다. 따라서 액체 유동의 압력강하를 올바르게 계산하기 위해서는 그루브 벽면의 전단력에 압력강하 이외에 기체-액체 경계면 전단력에 의한 추가적인 압력강하를 고려하여 모델링하여야 한다.

(가). 사다리꼴 형 워 구조를 갖는 Miniature Heat Pipe

$$\frac{dP_l}{dx} = -\frac{2\mu_l f \text{Re}_{h,p} \dot{m}_l}{\rho_l A_p N D_{h,p}^2} \alpha + \rho_l g \sin \beta \quad (2.5.5)$$

(나). 곡면 삼각 그루브 Micro Heat Pipe

$$\frac{dP_l}{dx} = -\frac{2\mu_l \dot{m}_{lx} f_l \text{Re}_{D_{h,l}}}{N D_{h,l}^2 A_{lx} \rho_l} (1 + \alpha) \quad (2.5.6)$$

식 2.5.5와 식 2.5.6에서 $f_l \text{Re}_{D_{h,l}}$ 은 기체-액체 경계면 전단력의 영향이 없을 경우, 그루브 벽면에서 발생하는 전단력에 의한 압력강하 특성을 나타내는 변수이며, α 는 기체-액체 경계면 전단력에 의한 추가적인 압력 강하량을 나타내는 변수이다. 위에서 언급한 특성 변수 α 와 $f_l \text{Re}_{D_{h,l}}$ 의 값을 구하기 위하여 본 연구에서는 Modified Shah Method를 제안하였다.

나. Modified Shah Method

(1). Modified Shah Method[2.5.2]

Shah는 임의의 단면 형상을 가지는 Closed Channel의 완전발달 유동장에 대한 해석해를 구하였다. 본 연구에서는 그림2.5.2와 같이 임의의 단면 형상을 가지는 Open Channel에서 기체-액체 경계면 전단력이 작용하는 경우에 대한 유동장을 해석적으로 구하기 위

하여 Modified Shah Method를 제안하였다. 이를 위해 임의의 일정한 단면을 가지는 2-D Steady-State Fully-Developed Laminar Flow와 Constant Properties의 가정을 사용하였다. 이 가정 하에서 지배 방정식과 경계조건은 식 2.5.7와 같다.

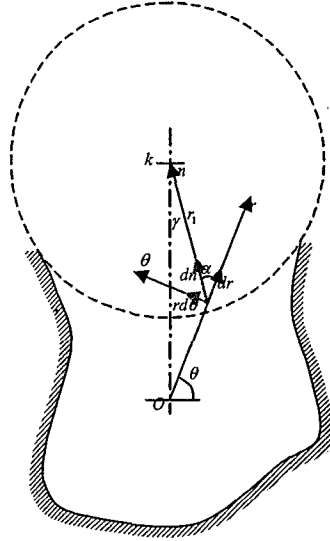


그림 2.5.2 Schematic View of a Channel with an Open and Arbitrary Cross-Section

$$\nabla^2 u_l = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_l}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_l}{\partial \theta^2} = \frac{1}{\mu_l} \frac{dP_l}{dx} = C_1 \quad (2.5.7)$$

B.C.s

$$u_l = 0 \text{ on } \Gamma_{wall}, \quad \tau_l = -\tau_v \text{ on } \Gamma_{interface} \quad (2.5.8)$$

식 2.5.7의 해석해를 구하기 위하여 Shah가 제안한 식 2.5.9와 같은 변환(Transformation)을 도입하면 지배방정식과 경계조건은 식 2.5.10 - 식 2.5.12와 같이 간단해진다.

$$-\frac{u_l}{C_1} = u_l^* - \frac{r^2}{4} \quad (2.5.9)$$

$$\nabla^2 u_l^* = 0 \quad (2.5.10)$$

B.C.s

$$u_l^* = \frac{r_i^2}{4} \text{ on } \Gamma_{wall} \quad (2.5.11)$$

$$\tau_l = \mu_l \left(\frac{\partial u_l}{\partial n} \right) = -\tau_v = -\frac{D_{h,v}}{4} \left(\frac{dP_v}{dx} \right) = -\frac{f_v}{2} \rho_v u_v^2 \quad \text{on } \Gamma_{interface} \quad (2.5.12)$$

식 2.5.12에서 n은 기체-액체 경계면에 수직한 방향을 나타낸다. 식 2.5.10과 같은 Laplace 방정식의 해는 급수 형태의 해석해로 표현 될 수 있으며, 일반해는 다음과 같다.

$$u_l^* = a_0 + \sum_{j=1}^N r^j (a_j \cos(j\theta) + b_j \sin(j\theta)) \quad (2.5.13)$$

$$\begin{aligned} -\frac{u_l}{C_1} &= -\frac{u_l(r, \theta)}{\frac{1}{\mu_l} \left(\frac{dP_l}{dx} \right)} \\ &= -\frac{r^2}{4} + a_0 + \sum_{j=1}^N r^j (a_j \cos(j\theta) + b_j \sin(j\theta)) = f(r, \theta) \end{aligned} \quad (2.5.14)$$

식 2.5.14의 해에는 Unknown Coefficients a_0, a_j, b_j 에 대한 연립 방정식을 구성할 수 있다.

$$a_0 + \sum_{j=1}^N r_i^j \cos(j\theta_i) a_j + \sum_{j=1}^N r_i^j \sin(j\theta_i) b_j = \frac{r_i^2}{4} \quad \text{on } \Gamma_{wall} \text{ (l points)} \quad (2.5.15)$$

$$\begin{aligned} \tau_l = \mu_l \left(\frac{\partial u_l}{\partial n} \right) \Big|_{interface} &= -C_1 \cdot \mu_l \left[-\frac{r_i}{2} + \sum_{j=1}^N \{ j r_i^{j-1} (a_j \cos(j\theta_i) + b_j \sin(j\theta_i)) \} \right] \left(\frac{\partial r_i}{\partial n} \right) \\ &\quad - C_1 \cdot \mu_l \sum_{j=1}^N r_i^j [j (-a_j \sin(j\theta_i) + b_j \cos(j\theta_i))] \left(\frac{\partial \theta_i}{\partial n} \right) \quad \text{on } \Gamma_{interface} \text{ (m points)} \end{aligned} \quad (2.5.16)$$

이 때 $\partial r_i / \partial n$ 항과 $\partial \theta_i / \partial n$ 항이 부가적으로 나타나는데 이 두 항은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\partial r_i / \partial n = \sin \theta_i \cdot \cos \gamma \mp \cos \theta_i \cdot \sin \gamma \quad (2.5.17)$$

$$\partial \theta_i / \partial n = (\cos \theta_i \cdot \cos \gamma \pm \sin \theta_i \cdot \sin \gamma) / r_i \quad (2.5.18)$$

여기서,

$$\cos \gamma = \frac{k^2 + r_1^2 - r_i^2}{2kr_1}, \quad \sin \gamma = \sqrt{1 - \left(\frac{k^2 + r_1^2 - r_i^2}{2kr_1} \right)^2}$$

a_0, a_j, b_j 값은 식 2.5.15와 식 2.5.16을 이용하여 구할 수 있다. 식 2.5.13의 해를 이용하여 기체-액체 경계면 전단력 영향이 없을 경우 유동 특성을 나타내는 변수 $f_l Re_{D_{b,l}}$ 의 값을 구할 수 있다. 또한 기체-액체 경계면 전단력에 의한 압력강하 특성을 나타내는 변수 α 의 값은 다음과 같은 과정을 통하여 얻을 수 있다.

- ① \bar{u}_l 을 임의의 값으로 가정한다.
- ② a_0, a_j, b_j 에 대한 $2N+1$ 개의 연립 방정식을 만든다.
- ③ 주어진 연립 방정식, 식(2.5.15)와 식(2.5.16)의 해를 구하여 a_0, a_j, b_j 를 결정한 후, 새로운 액체 유동의 평균속도 \bar{u}_l 을 다시 계산한다.
- ④ ③에서 얻은 액체 유동의 평균속도 \bar{u}_l 과 1)에서 가정한 \bar{u}_l 을 비교하여, $\bar{u}_l = \bar{u}_l$ 이 될 때까지 C_1 값을 변화시키면서 반복계산을 수행한다.
- ⑤ 최종적으로 구하고자 하는 값은 기체-액체 경계면 전단력이 존재하는 액체유동의 압력강하와 기체-액체 경계면 전단력이 0인 경우의 압력강하에 비의 값이다. 이는 식 2.5.19와 같이 나타낼 수 있다.

$$\left(\frac{dP_l}{dx} \right)' / \left(\frac{dP_l}{dx} \right) = \frac{\bar{u}_l' \int_{A_c} f(r, \theta) dA_c}{\bar{u}_l \int_{A_c} f'(r, \theta) dA_c} = (1 + \alpha) \quad (2.5.19)$$

(2). $f_l Re_{D_h,i}$ 과 α 에 대한 Correlation

(가). 사다리꼴형 워 구조를 갖는 Miniature Heat Pipe

표 2.5.1 Correlations for Poiseuille Number and F

Poiseuille number			
Aspect ratio $(A_s)^* < 1.5$		Aspect ratio $(A_s)^* \geq 1.5$	
Func. form	$y_0 + a \times \exp(-b \times A_s) + c \times A_s$	Func. form	$a \times \exp\left(-0.5 \times (\log(A_s/x_0)/b)^2\right)$
Groove wall inclination angle $(\zeta) = 84^\circ$ (O.D. 3mm heat pipe)			
y_0	$5.753\theta^{0.1841}$	a	$14.11\theta^{0.06009}$
a	$173.9 - 5.3737\theta + 0.0621\theta^2 - 0.0002\theta^3$	b	$2.083\theta^{0.0372}$
b	$8.899 - 0.1511\theta + 2.196 \times 10^{-3}\theta^2 - 7.866 \times 10^{-6}\theta^3$	x_0	$22.22\theta^{-0.3366}$
c	$2.172 + 0.0011\theta$		
Groove wall inclination angle $(\zeta) = 76^\circ$ (O.D. 4mm heat pipe)			
y_0	$6.391\theta^{0.1721}$	a	$11.23\theta^{0.09313}$
a	$137 - 5.008\theta + 0.07312\theta^2 - 0.0003808\theta^3$	b	$2.406\theta^{0.01303}$
b	$4.901 + 0.01448\theta$	x_0	$19.29\theta^{-0.3836}$
c	$-0.8141 + 0.141\theta - 2.762 \times 10^{-3}\theta^2 - 1.758 \times 10^{-5}\theta^3$		
F in $\alpha = F\psi$			
Function form	$y_0 + a \times \exp(-b \times A_s)$		
Wall inclination angle $(\zeta) = 84^\circ$ (O.D. 3mm)		Wall inclination angle $(\zeta) = 76^\circ$ (O.D. 4mm)	
y_0	$0.029 - 1.475 \times 10^{-4}\theta + 1.331 \times 10^{-6}\theta^2 + 3.059 \times 10^{-4}\theta^3$	y_0	$0.057 - 5.749 \times 10^{-4}\theta + 6.12 \times 10^{-6}\theta^2$
a	$0.247 - 3.35 \times 10^{-3}\theta + 2.396 \times 10^{-5}\theta^2$	a	$0.250 - 4.87 \times 10^{-3}\theta + 4.068 \times 10^{-5}\theta^2$
b	$1.528 - 0.0168\theta + 1.417 \times 10^{-4}\theta^2$	b	$2.054 - 0.04227\theta + 4.156 \times 10^{-4}\theta^2$

(나). 곡면 삼각 그루브 Micro Heat Pipe

삼각형 그루브에 대한 $f_l Re_{D_{h,l}}$ 값과 α 값의 Correlation은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$f_l Re_{D_{h,l}} = \left(y_0(CR_1) + \frac{a(CR_1)}{AR} + \frac{b(CR_1)}{AR^2} + \frac{c(CR_1)}{AR^3} \right) \cdot d(CR_2) \quad (2.5.20)$$

여기서,

$$y_0(CR_1) = 11.60 + 1.725CR_1 - 1.942CR_1^2,$$

$$a(CR_1) = 2.921 - 2.845CR_1 - 21.47CR_1^2,$$

$$b(CR_1) = -1.002 - 3.806CR_1 + 9.084CR_1^2,$$

$$c(CR_1) = 0.1 + 0.5347CR_1 + 2.478CR_1^2 - 45.68CR_1^3,$$

$$d(CR_2) = 1 - 2.086CR_2 - 10.75CR_2^2$$

$$\alpha = \psi \cdot f(AR) \cdot g(CR_1) \cdot h(CR_2) \quad (2.5.21)$$

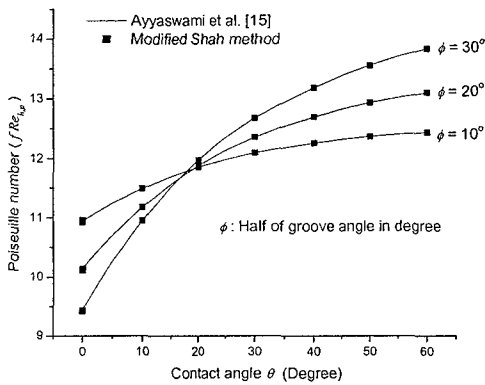
여기서,

$$f(AR) = \frac{1}{5.339 + 5.483AR},$$

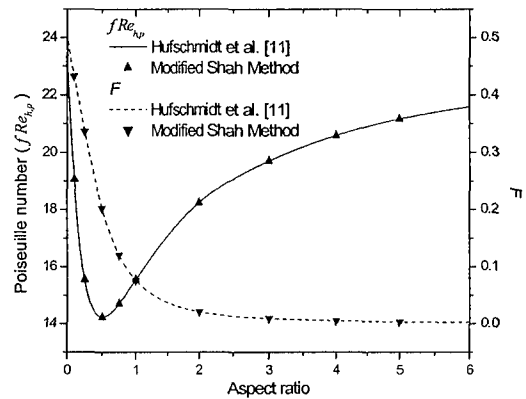
$$g(CR_1) = 1 - 0.9140CR_1 + 2.114CR_1^2,$$

$$h(CR_2) = 1 + 1.253CR_2 + 19.91CR_2^2$$

(3). 모델의 타당성 검증



(a)



(b)

그림 2.5.3 Verification of the Modified Shah Method:

(a) Comparison of Numerical Results for Poiseuille Number and (b) Comparison of Results for Poiseuille Number and F.

Modified Shah Method의 타당성을 검증하기 위하여 기존 연구자들의 연구결과와 비교하였다. $f_l Re_{D_{h,l}}$ 값에 대해 Ayyaswamy et al. 의 결과와의 최대오차는 0.2%이었고, Straub et al.의 결과와의 최대오차는 3%로 잘 일치하였다. $f_l Re_{D_{h,l}}$ 와 α/ψ 값에 대해 Hufschmidt et al.의 결과와의 최대오차는 각각 0.05%와 2%로 현재 연구의 결과와 잘 일치함을 알 수 있다.

다. 해석 모델 검증을 위한 실험적 연구

해석 모델의 타당성을 검증하기 위하여 히트 파이프의 최대 열전달량을 구하는 실험도 수행하였다. 또한 실험으로부터 구한 최대 열전달량과 본 연구에서 제시한 모델로부터 구한 결과와 비교하여 제시된 수학적 모델의 타당성을 검증하였다.

(1). 실험장치

(가). 사다리꼴형 워 구조를 갖는 Miniature Heat Pipe

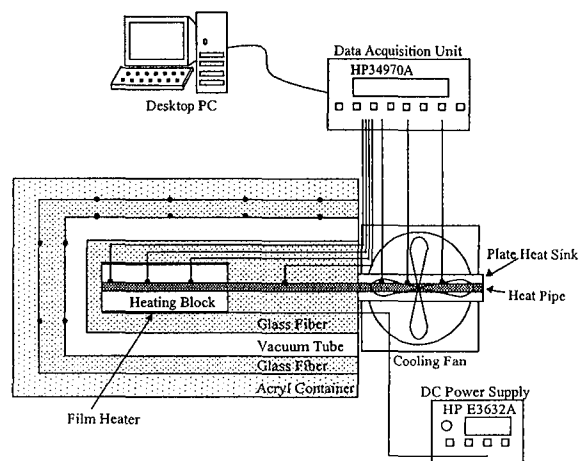


그림 2.5.4 Schematic Diagram of the Experimental Apparatus

소형 히트 파이프 실험에 대한 계략도는 다음과 같다. 본 연구에서 제시된 수학적 모델의 타당성을 검증하기 위하여 최대 열전달량과 열저항을 구하기 위한 실험을 수행하였으며, 이를 모델로부터 구한 결과와 비교하였다. 실험장치의 개략도는 그림 2.5.4과 같다. Evaporator Section에는 Uniform Heat Flux를 가하기 위해 그림 2.5.4과 같이 히트 파이프 주위를 Heating Block을 붙힌후 그 위에 Thin Film Heat를 부착하였다. 3개의 K-type Thermocouple을 히트 파이프의 외벽에 Soldering하였다. 히트 파이프와 접촉하는 표면에 Thermal Grease를 발라서 접촉 열저항을 최소화시켰다. Condenser Section에는 평판형 히트 싱크를 부착하였으며 공기를 이용하여 냉각하였다. Evaporator Section과 마찬가지로 3개의 K-type Thermocouple을 히트 파이프 외벽에 Soldering하여 온도를 측정하였다. Adiabatic Section에는 1개의 Thermocouple을 부착하였으며 Adiabatic Section에서 측정되는 온도를 작동온도로

정의하였다. Evaporator Section과 Adiabatic Section은 열전도도가 0.55W/mK인 세라믹 화이버로 단열하였으며, Heat Loss를 줄이기 위하여 Vacuum Tube를 사용하였다. 비록 Evaporator와 Adiabatic Section에 단열층을 설치하더라도 Heat Loss를 완벽히 막을 수 없다. 따라서 본 연구에서는 실험에서 발생하는 Heat Loss를 계산하기 위하여 Vacuum Tube 바깥쪽에 16개의 K-type Thermocouple를 부착하여 온도를 측정하였으며, 측정된 온도값을 이용하여 One-equation Conduction Equation을 사용하여 Total Heat Loss를 계산하였다. 최대 열전달량은 작동온도에서 Dry-out이 일어나는 입력 열량에서 Total Heat Loss를 제외한 열량으로 간주하였다.

(나) 곡면 삼각 그루브 마이크로 히트 파이프

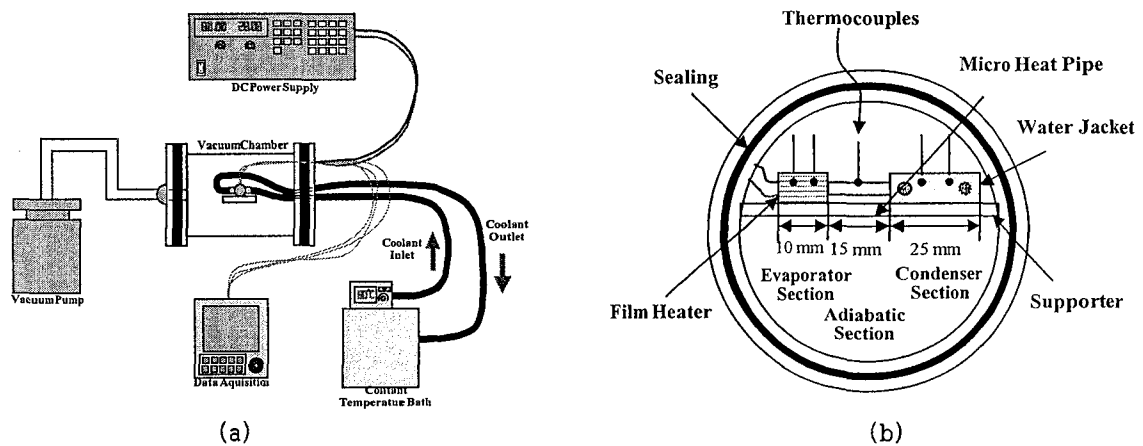


그림 2.5.5 Schematic Diagrams:

(a) Experimental Setup and (b) Vacuum Chamber

실험장치는 그림 2.5.5 (a)에서 보는 바와 같이 진공 챔버(Vacuum Chamber), DC Power Supply, 항온조(Constant Temperature Bath), Data Acquisition System, 그리고 진공 펌프(Vacuum Pump)의 5가지 부분으로 이루어진다. 진공 챔버는 아크릴로 제작되었으며 챔버의 진공도를 유지하기 위하여 진공 펌프를 사용하였고, 외부공기의 유입을 막기 위하여 연결부위를 Sealing하였다. 그림 2.5.5 (b)는 진공 챔버 내부의 마이크로 히트 파이프 실험장치를 나타내고 있다. 마이크로 히트 파이프의 재질은 구리이고 전체 체적의 20%만큼 증류수가 충전되어 있으며, 전체 길이는 50mm, 증발부의 길이는 10mm, 단열부는 15mm, 그리고 응축부는 25mm이다. 물과 구리의 접촉각(Contact Angle) 33°이다 [2.5.3]. 마이크로 히트 파이프의 단면형상이 원형이 아니므로, 마이크로 히트파이프의 원주방향으로 균일한 열유속을 가하기 위하여 길이가 1cm인 원통형 필름 히터(Film Heater)를 히트파이프의 증발부에 삽입하고 빈 공간은 Thermal Grease로 채워 넣었다. 응축부는 열을 방출시키기 위해서 Water Jacket을 이용하는 수냉 방식을 사용하였다. 또한 항온조를 사용하여 냉각수의 온도를 제어함으로써, 응축부에서 방출되는 열량을 조절

하였다. 단열부에서 대류나 전도에 의한 열손실을 최소화하기 위하여 진공 챔버를 10^{-2} Torr 정도의 진공도로 유지하면서 실험을 수행하였다. 마이크로 히트 파이프의 외벽온도를 측정하기 위하여 Thermocouple을 사용하였다. 증발부, 응축부에 각 2개, 단열부에 1개 총 5개의 Thermocouple을 사용하였고, 각각의 Thermocouple은 Thermal Epoxy를 이용하여 마이크로 히트파이프의 외벽에 부착하였다.

(2). 실험 방법

(가) 사다리꼴형 워 구조를 갖는 Miniature Heat Pipe

- ① Adiabatic Section의 온도가 원하는 작동온도에 도달할 때 까지 Film Heat에 열을 가한다.
- ② 일단 원하는 작동온도에 도달하면 작동온도를 유지하면서 Heater에 열입력량을 서서히 증가시킨다.
- ③ Evaporator Section의 시작점에서 Dry-out이 일어날 때까지 (나)의 과정을 반복한다. 본 연구에서는 Evaporator Section의 온도가 급격한 증가를 보일 때의 열입력량을 Dry-out으로 정의하였다.
- ④ 열입력량과 측정된 온도를 기록하고 기록된 값들을 이용하여 최대열전달량과 열저항을 계산한다. 실험은 외경 3mm, 4mm의 Grooved Wick Heat Pipe를 사용하였으며, 작동온도 40, 50, 60, 70°C에 대해 각각 6번의 반복 실험을 수행하였다. 형상 변수들의 값을 정확히 측정하기 위하여 SEM(Scanning Electron Microscope)를 사용하였으며, 히트파이프 내의 작동유체 충전량은 10^{-4} g의 정확도를 가지는 High Precision-weighing Machine으로 측정하였다.

(나) 곡면 삼각 그루브 Micro Heat Pipe

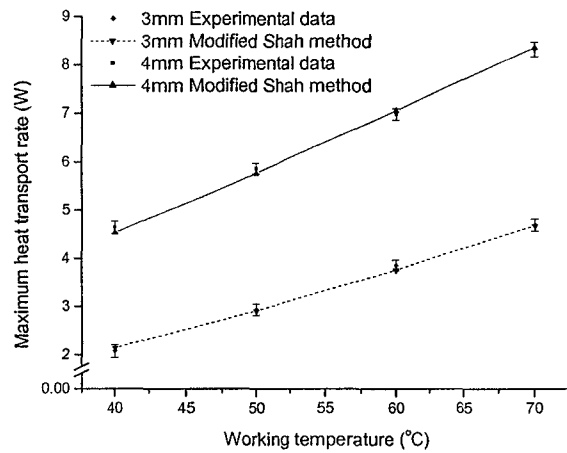
챔버의 내부가 진공 상태이므로 대류나 전도에 의한 열손실은 거의 무시할 수 있다. 따라서, 마이크로 히트파이프의 최대 열전달량은 마이크로 히트파이프에 전달되는 열입력량과 동일하다. 본 연구에서는 다음과 같은 방법으로 실험을 수행하였다.

- ① 진공 펌프를 이용하여 챔버 내의 진공도를 10^{-2} Torr로 유지시킨다.
- ② 마이크로 히트파이프의 표면에 부착된 모든 Thermocouple의 온도가 원하는 작동 온도에 도달할 때까지 필름 히터에 전력을 공급하고 냉각수의 온도를 조절한다.
- ③ Thermocouple로 측정된 모든 온도가 원하는 작동온도에 도달하면 필름 히터에 공급되는 전력은 소량 증가시키고 단열부의 온도가 작동온도로 유지 되도록 냉각수의 온도를 조절한다.
- ④ 정상상태에 도달하면 마이크로 히트파이프 각 지점의 온도, 공급 전력, 냉각수 온도 등을 기록한다.
- ⑤ Thermal Conductance가 일정한 값으로 접근할 때 까지 ③, ④과정을 반복한다.
- ⑥ 작동온도를 변화시키면서 ① - ⑤ 과정을 반복한다.

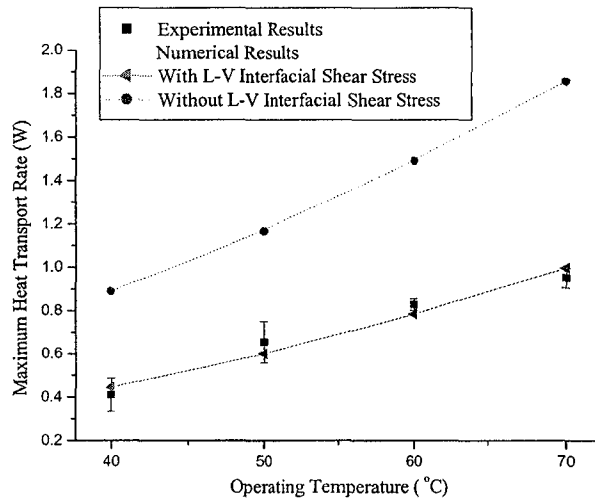
본 연구에서는 전자장치 냉각에 적용할 수 있는 온도 40-70°C 범위인 에서 작동온도를 10°C 씩 증가시키면서 실험을 수행하였다. 실험결과의 신뢰도를 위해서 각 작동온도에 대하여 3번의 반복실험을 수행하였다.

라. 결과 및 토의

(1). 해석결과와 실험결과의 비교



(a)



(b)

그림2.5.6. Comparison of the Numerical Results with the Experimental Data:

(a) Divergent Grooves, (b) Curved Triangular Grooves

해석결과의 타당성을 검증하기 위하여 해석결과로부터 얻은 작동온도에 따른 최대 열

전달량과 실험을 통해 얻은 최대 열전달량을 비교하였다.

또한, 그림 2.5.6의 그래프는 기체-액체 경계면 전단력의 영향을 나타내고 있다. 기체-액체 경계면 전단력을 고려 여부에 따라 최대 열전달량의 실험 결과에 비해 해석결과가 적은 경우는 86%, 많은 경우는 100%의 상대오차를 보이게 된다. 이 결과는 히트파이프의 해석에서 기체-액체 경계면 전단력에 대한 모델링의 중요성을 간접적으로 나타내고 있다.

표 2.5.2 Error for the Prediction of the Maximum Heat Transport Rate

곡면 삼각형 단면형상 마이크로 히트파이프 (ETRI)				
작동온도 (°C)	40	50	60	70
Q,max (W)기-액 전단력 고려	0.445	0.600	0.785	0.995
Q,max (W)기-액 전단력 무시	0.890	1.165	1.490	1.855
상대오차(%)	100.0	94.2	89.8	86.4

본 연구에서는 Modified Shah Method를 이용하여 기체-액체 경계면 전단력의 영향을 정확히 모델링 하였기 실험결과를 비교적 정확히 예측할 수 있었다. 또한 작동온도가 증가함에 따라 기체-액체 경계면 전단력의 영향이 감소함을 표2.5.2에서 알 수 있다. 이는 작동온도가 높아지면서 물성치의 영향으로 기체 유동과 액체 유동의 평균 속도비가 감소하므로 기체-액체 경계면에 작용하는 전단력이 줄어들기 때문이다.

(2). 형상에 따른 열성능 최적화

히트파이프가 정상적으로 작동하기 위해서는 구동력인 모세관력이 작동유체의 전체 압력강하보다 커야 한다. 따라서 히트파이프의 열성능을 향상시키기 위해서는 구동력의 역할을 하는 모세관력을 증가시키거나 액체의 압력강하 또는 기체의 압력강하를 감소시키는 방법이 있다. 히트파이프의 단면형상의 변화에 따라 모세관력은 증가시키면서 전체적인 압력강하는 최소화하는 형상이 존재 할 것으로 예상된다.

(가) 사다리꼴형 워 구조를 갖는 Miniature Heat Pipe

그림2.5.7은 외경이 각각 3mm, 4mm 히트파이프에 대하여, 그루브의 폭과 높이를 변화시키면서 최대 열전달량과 열저항에 최적화 결과를 나타낸다. 최적화된 워 구조에 대하여 3mm, 4mm 히트파이프는 48%와 73%의 열성능의 향상을 얻을 수 있다.

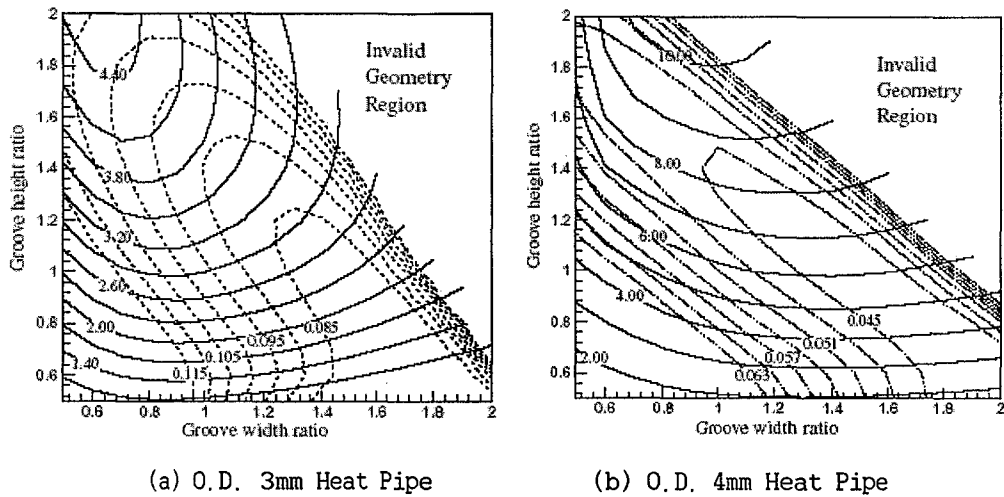


그림 2.5.7 Thermal Optimization of O.D. 3mm and 4mm Heat Pipes ($T_{work}=50^{\circ}C$)

(나) 곡면 삼각 그루브 Micro Heat Pipe

다음 그림과 같은 곡면삼각, 곡면 사각, 곡면 오각의 단면형상을 가지는 마이크로 히트파이프의 형상에 따른 열성능 최적화를 수행하였다. 제약 조건하에서 값을 변화시키면서 최상의 열성능을 가지는 형상을 구하였으며 그 결과는 그림 2.5.8 에 나타나 있다. 마이크로 히트파이프 중에서 곡면 삼각 단면형상일 경우, $b/a=0.01$, 곡면 사각 단면형상일 경우, $b/a=0.11$, 곡면 오각 단면형상일 경우, $b/a=0.16$ 의 값을 가질 때 최대 열전달량이 최대값을 가지게 된다. 이 결과를 통해서 그루브의 수가 적은 마이크로 히트파이프의 경우, b/a 가 증가할수록 모세관력 증가의 영향에 비해 기체 영역의 면적감소에 의한 기체 유동의 압력강하 증가의 영향이 지배적이고 그루브의 수가 많은 마이크로 히트파이프의 경우 b/a 가 증가할수록 전체 압력강하 증가의 영향에 비해 모세관력 증가의 영향이 지배적임을 알 수 있다.

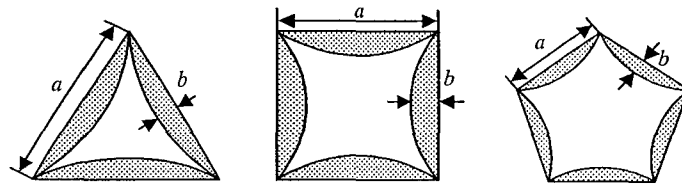


그림 2.5.8 Various Cross-Sectional Shapes of the Micro Heat Pipe

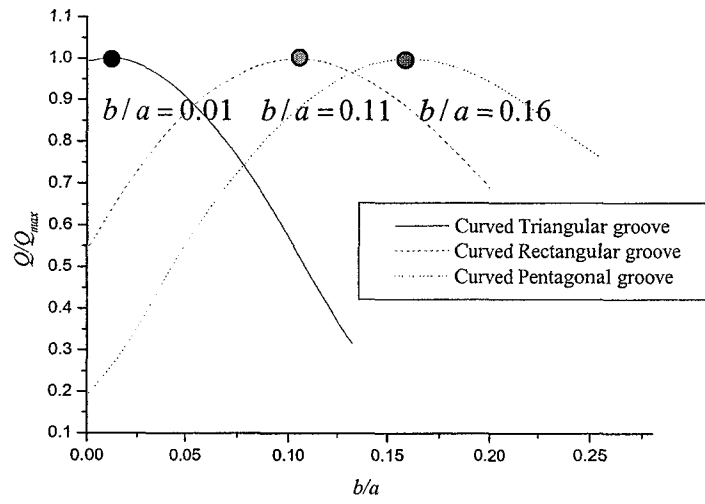


그림 2.5.9 Shape Parameter b/a vs. Dimensionless Maximum Heat Transport Rate

3. 최첨단 측정 기술

3.1. SRS를 이용한 연소가스의 온도분포 측정기술 개발

가. 연구배경 및 목적

고온의 연소가스의 온도분포와 농도분포를 정확하게 측정할 수 있는 비접촉식 측정기술의 개발을 연구목적으로 한다. 현재 고온 연소가스의 온도 측정의 경우 대개는 막연히 '분위기 온도'라는 것을 복사형 온도계로 측정하여 쓰고 있다. 그러나 복사형 온도계나 열전대(Thermocouple)를 통해 연소가스의 상세한 온도정보를 이끌어내기에는 센서 설치의 어려움 등으로 많은 제약이 따른다. 그러나 비접촉식 측정방식으로 보다 정확한 가스 온도를 측정하는 SRS(Spectral Remote Sensing)는 전반적인 장치가 저가이고 간단하면서도 시선방향의 가스 온도의 분포를 직접 계측할 수 있으며, 오차도 수 퍼센트 이내로 줄일 수 있어서 현장적 적용 가능성이 가장 크다 할 수 있다. 따라서 본연구의 목표는 CO₂ 4.3마이크론 밴드에 대한 흡수밴드를 이용하여 비접촉방법(SRS기법)으로 1000도씨 이상의 고온가스체의 온도분포 측정기술을 개발하는 것이다.

나. 연구 내용과 범위

SRS기술의 공학적 적용을 위해 이미 한국과학기술원에서 시험가스인 이산화탄소 4.3마이크론 밴드에 대한 흡수계수 데이터를 이미 완성하였으므로, 본 연구에서는 이미 개발된 가스데이터를 적용하여 2m 길이의 시험노(Test Furnace) 내의 연소가스의 온도분포를 역계산함으로써 개발된 가스데이터의 신뢰성을 실험적으로 검증하였다. 이를 기반으로 본 연구는 본격적으로 SRS기술의 현장적용을 위한 핵심기술인 빠르고 정확한 역계산 알고리즘개발과 그에 대한 다양한 실험적 검증을 연구의 주된 내용으로 한다.

다. 이론적 배경

SRS 기법은 실험적으로 파장별 복사강도를 측정한 후 이를 이용해서 온도를 역계산하는 비접촉방식이다. 그 근본원리는 식 3.1.1처럼 간단한 수학적 표현을 통해 설명될 수 있다. 임의의 온도분포를 가진 매질 내에서 방사되는 파장별 복사강도를 s=0이란 지점에서 이론적으로 계산해보면 식 3.1.1처럼 표현된다.

$$I_{\gamma}(0) = I_{\gamma}(L) \cdot e^{\int_0^L x_{\gamma}' ds'} - \int_0^L I_{b\gamma}[T(s)] \cdot \frac{\partial \tau'}{\partial s} ds \quad (3.1.1)$$

여기서 s는 경로길이를 나타내고 τ는 투과율을 나타낸다. 위식을 이용해 온도역계산이 이루어진다. 먼저 매질내의 온도분포를 적절히 가정한 후, 이에 따른 파장별 복사강도를 s=0인 지점에서 계산한다. 계산된 복사강도는 다시 실험적으로 측정된 복사강도와 비교되고 적정한 수렴조건을 만족할 때까지 반복적으로 가정한 온도분포를 갱신해 나간다. 이 과정에서 파수별 복사강도의 정확한 계산이 요구되는데, 이

것은 고온영역에서 시험가스인 이산화탄소의 흡수계수의 정확성을 의미하므로 본 연구에서는 이미 한국과학기술원에서 개발이 완성된 데이터 베이스를 그대로 활용하였다. 가장 정확한 데이터는 모든 복사선을 일일이 계산하는 LBL 데이터다. 그러나 이것은 계산시간이 오래 걸리는 단점이 있어 현장활용성을 위해 본 연구에서는 LBL 데이터와 비교해 정확성이 크게 떨어지지 않으면서 경제적인 CK-based WNB 모델[3.1.1]을 복사강도 계산에 이용하였다.

라. 단계적 연구성과

(1). 데이터 베이스의 신뢰성 검증

기존의 실험적 연구결과[3.1.1]를 바탕으로, 좀 더 확장된 2m 길이의 시험노(Test Furnace) 내의 고온 연소가스의 온도분포를 측정하였다. 즉, 고온의 연소가스로부터 방출되는 파장별 복사강도분포를 측정하여 연소가스의 1차원적인 온도분포를 역계산하였다. 뒷벽과 연소가스 모두에서 강한 방사(Emission)가 일어나는 시험조건에서의 SRS기법의 정확성을 깊이 고찰하였다.

연소가스를 만들기 위해 국내의 귀뚜라미사의 가정용 보일러를 사용하였으며, 연료는 등유(Kerosine)이다. 전체 연소가스층의 길이는 2m 정도이며 연소가스의 적절한 온도구배를 얻기 위해 연소가스는 2중 냉각관을 통해 냉각수를 흘려보냄으로써 적절히 냉각되었다. 결과적으로 연소가스의 온도범위는 고온에서 1500K 정도이며 저온에서 800K 정도이다 (그림 3.1.1). 복사강도의 측정은 기계식 분광기를 이용하여 이산화탄소 4.3마이크론 넓은 밴드에 대해 수행되었고, 온도분포의 참값 측정은 복사열손실을 줄이기 위한 복사차폐(Radiation Shield) K-type 열전대를 사용하였다. 역계산에 필요한 이산화탄소 농도측정은 디지털 가스분석기를 사용하였으며 대략 10% 정도였다. 뒷벽의 온도와 방사를 변화에 따른 다양한 실험을 수행하였다. 각각의 실험조건에 따라 복사강도가 측정되었고 Buchele기법[3.1.2]을 이용하여 역계산이 수행되었다.

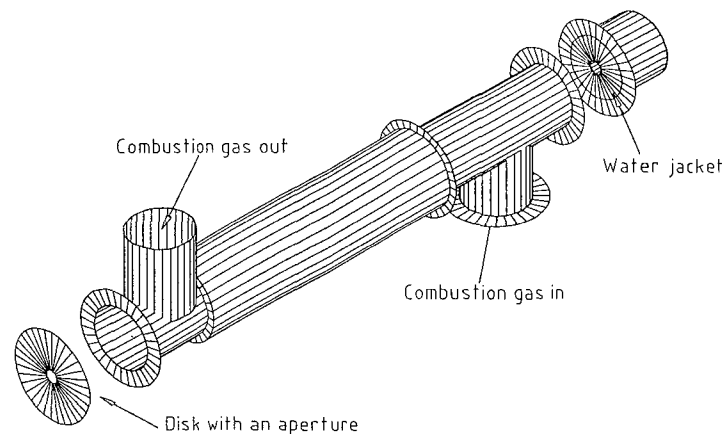


그림 3.1.1 A Test Furnace for SRS Application

역계산을 위해 2m 길이의 연소가스의 온도분포를 3개의 대표온도로 이루어진 함수형대로 표현한 후, 적당한 알고리즘을 통해 3개의 대표온도를 최적화시켜주는 방법으로 온도분포를 수렴시켰다. 이 과정에서 온도분포는 초기 가정으로부터 매 반복 계산시 조금씩 수정되는데, 이때 각 대표 온도의 수정치(Correction)는 측정된 복사강도와 계산된 복사강도의 차에 의해서 결정된다. 따라서 정확한 복사강도의 계산은 역계산에 있어서 매우 중요한데, 본 연구에서는 복사강도의 계산을 위해, 이미 그 신뢰성이 실험적으로 검증된 좁은 밴드 모델인 CK-based WNB모델[3.1.3]을 이용하였다.

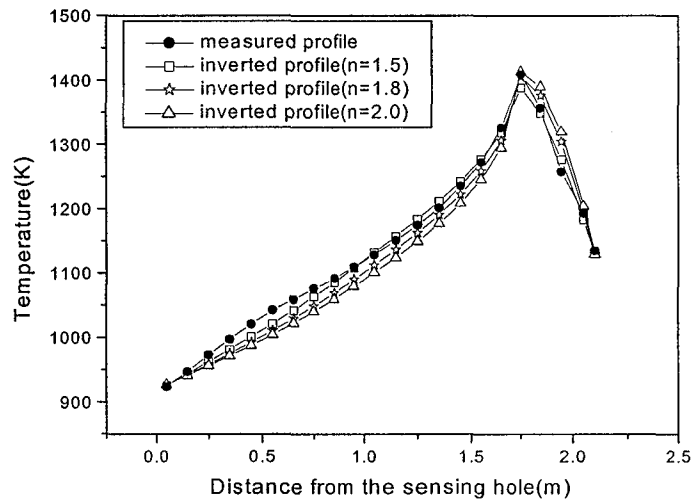


그림 3.1.2 Result of Inversion Calculation when Varying the Shape Parameter n with $N=3$ ($\epsilon_w = 0.35$).

그림 3.1.2에서 보이듯이 전체적인 역계산 결과들은 SRS 기법이 본 연구의 연소가스 온도분포를 평균 4% 이내의 정확성을 가지고 역계산할 수 있음을 증명해 주고 있다. 특히, 뒷벽의 온도와 방사율이 높을수록 뒷벽에서의 수렴성이 향상되어 전체적인 역계산 결과도 개선된다는 사실을 확인하였다 [3.1.4].

(2). 범용성의 알고리즘 개발

2m 길이 시험노에 대한 SRS기술적용이 성공적으로 끝남에 따라 다음 단계로서 현장 적용가능성을 높일 수 있는 범용성의 알고리즘 개발에 착수하였다. 다시말해, 기존의 시험노는 비교적 온도분포가 단순하고 많은 선행조건들을 이미 알고 있었기 때문에 역계산 과정에서 큰 어려움이 없었다. 그러나, 실제 현장에서 사용되는 산업노는 매우 복잡한 온도분포를 보이기 때문에 최소한의 현장정보를 통해서도 역계산을 성공적으로 수행할 알고리즘의 개발이 절실하다 하겠다. 기존의 알고리즘이 더러 있기는 하지만, 모두 피크가 한 개인 문제에 대해

서만 적용가능하다. 따라서 본 연구에서는 이러한 문제점을 보완하여 현실적 활용성이 큰 새로운 역계산 알고리즘을 제안하게 되었다.

기존의 연구에 따르면 선형적 방법 중 수렴해의 진동을 방지하고 물리적 해를 얻기 위해 Regularization기법[3.1.5]이 제안되어 대기과학 분야에서 좋은 결과들을 보였다. 그러나 온도변화가 심한 고온산업체에서는 온도에 따른 커널값의 민감한 영향으로 인해 역계산시 해의 수렴성이 좋지 않은 단점이 있었다. 따라서 본 연구에서는 Regularization기법의 '진동방지'의 장점과 비선형 반복계산법의 일환으로 수렴성이 보장된 Maximum Likelihood Estimation[3.1.6]의 장점을 조합한 개선된 알고리즘(Modified Constrained Inversion Method; MCIM)을 개발하여 수치실험을 수행했다. 또한, 기저함수를 이용한 변수근사법 알고리즘(Base Function based Inversion Method; BFIM)을 통해서도 수치실험을 수행하여 두 가지 방법의 장단점을 조사하였다.

SRS기법의 수학적 모델식인 식 3.1.1은 구하고자 하는 온도에 대해 비선형이기 때문에 플랑크함수를 변수분리법[3.1.7]을 이용하여 파장과 온도의 함수로 분리해서 행렬식으로 표현하면 식 3.1.2과 같다.

$$g(\eta_j) = K[\eta_i, T(x_j)] \cdot f[T(x_j)] \quad , i = 1, \dots, n, j = 1, \dots, m \quad (3.1.2)$$

여기서 왼쪽 항은 실제 측정을 통해서 얻어진 n개의 파수별 복사강도를 나타내는 행벡터이고, 오른쪽 항의 온도함수 $f[T(x)]$ 는 m개의 시선방향 온도값을 의미한다. $K[n, T(x)]$ 은 $n \times m$ 행렬로서 플랑크 함수의 시선방향에 따른 가중치를 나타내는 커널행렬(Kernal Matrix)이다. 선형대수이론에 따르면 식 3.1.2의 일반적 해는 최소자승법을 이용하여 다음처럼 구해진다.

$$f = [K^T K]^{-1} A^T g \quad (3.1.3)$$

그러나 고온가스체에서 역계산 문제는 대부분 불량조건(ill-posed)이기 때문에, 커널행렬 K의 특성치(Eigen Value)가 매우 작은 식 3.1.3의 해 또한 불안정할 수밖에 없다. 때문에 이러한 단점을 보완하기 위해 Twomey가 제안한 Smoothing기법을 적용하면, 식 3.1.4처럼 다시 쓸 수 있다.

$$f = [K^T K + \gamma H]^{-1} A^T g \quad (3.1.4)$$

여기서 행렬 H는 Smoothing 행렬로서 진동을 방지하며 안정적이고 물리적으로 의미 있는 단일해를 제공하는 역할을 하고, γ 은 Lagrange Multiplier이다. 그런데, 실제 문제에서 커널행렬 K가 알려져 있지 않기 때문에 식 3.1.4의 해는 결국 반복계산법으로 통해 구해지긴 하지만 안정적인 수렴성을 기대하기 힘들다. 따라서 본 연구에서는 수렴성이 보장된 Vardi의 MLE(Maximum Likelihood Estimation)방법을 이용하여 반복계산법을 수행하였다. 즉, 식 3.1.4을 통해 계산된 온도함수는 식 3.1.5의 MLE방법을 통해 한번 더 수정되고 이 값은 다시 식 3.1.4의 커널값을 계산하는 데 이용된다.

$$f^{k+1}(x_j) = r_j f^k(x_j); r_j = \frac{\sum_i K_i(x_j) g_i / y_i}{\sum_i K_i(x_j)} \quad (3.1.5)$$

다음으로 기저함수를 이용한 BFIM은 역계산에 적용했다. 알고리즘의 수학적 과정을 정리하면 다음과 같다. 먼저 구하고자 하는 온도함수는 적절한 기저함수(Base Function)들의 선형적 조합으로 표현할 수 있다.

$$f(x_j) = \sum_i \beta_i \psi_i(x_j) ; i=1, \dots, k, j=1, \dots, m \quad (3.1.6)$$

이식을 식 3.1.2에 대입해서 행렬식을 정리하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$g = Kf = K\Psi^T \beta = B\beta \quad (3.1.7)$$

식 3.1.7에서 계수행렬(Coefficient Matrix)과 온도함수는 최소자승의 원리를 통해 아래처럼 구해진다.

$$\begin{aligned} \beta &= [B^T B]^{-1} g \\ f &= \Psi^T \beta \end{aligned} \quad (3.1.8)$$

이상의 MCIM과 BFIM 알고리즘 모두 온도분포에 대한 초기가정을 통해 잔여(Residual)를 감소시켜 가는 방향으로 계속해서 온도함수를 변화시킨다. 본 연구에서 이용된 잔여(Residual)와 수렴조건은 다음과 같이 정의되었다.

$$\begin{aligned} Crit. &= \frac{\sum R_i}{N} \leq 10^{-4} \\ R_i &= \frac{I_{mea,i} - I_{cal,i}}{I_{mea,i}} \end{aligned} \quad (3.1.9)$$

수치실험에 이용된 이산화탄소의 흡수계수 데이터베이스는 WNB 모델을 이용하여 산출했으며, 측정을 위해 사용된 가상가스체는 1m의 연소가스이며 이산화탄소의 농도는 모든 점에서 10.53%로 일정하다고 가정했다. 뒷벽의 방사율은 모든 경우에 대해 0.35로 일정하다.

그림 3.1.3과 3.1.4에서처럼, 본 연구에서 제안된 MCIM은 완화기법(Smoothing)의 적용으로 뒷벽근처에서도 매우 정확한 역계산 결과를 보여주었다. 또한 측정오차가 없는 경우에, MCIM은 피크의 개수가 3개인 비교적 복잡한 온도분포 역계산에도 매우 좋은 결과를 보여주었다. 그러나 측정오차나 농도오차가 있는 경우에는 역계산 정확성이 크게 훼손되는 것을 확인하였다. 이에 반해, BFIM은 그 수렴특성이 기

저함수의 선택에 전적으로 의존하므로 기저함수가 적절히 선택만 된다면 측정오차나 농도오차에도 불구하고 항상 좋은 역계산결과를 제공하는 특성을 보였다. 그러나 반대로 BFIM은 기저함수의 선택이 적절하지 못할 때 매우 다른 역계산 결과를 보이게 된다. 마지막으로 본 연구에서는 온도와 이산화탄소 농도의 동시 역계산을 위한 이론적인 연구를 수행하였다. 결과적으로 농도역계산은 온도와 농도가 상관관계를 가지고 변하는 경우에만 가능한 것으로 확인되었다 [3.1.8].

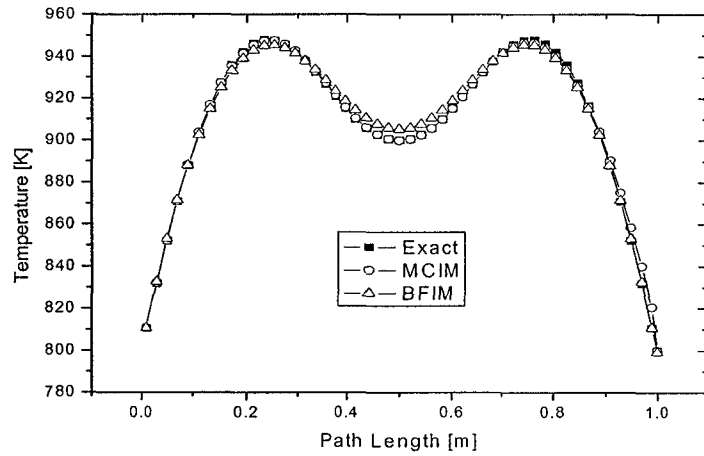


그림 3.1.3 Inversion Results for Two-peak Profile

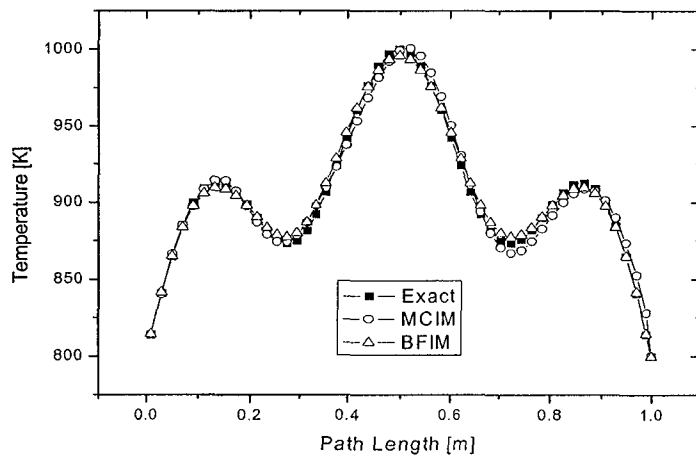


그림 3.1.4 Inversion Results for Three-peak Profile

(3). 실험적 검증 및 알고리즘 개선

기존에 개발된 두개의 역계산 알고리즘을 개선 및 보완하였고, 피크(Peak)가 여러 개인 실제 연소가스의 온도역계산에 적용함으로써 알고리즘의 성능을 평가하였다.

먼저, 역계산 알고리즘을 적용하기 위한 테스트 섹션(Test Section)을 제작하였다. 시스템의 총길이는 3.4m 이고 2개의 단열구간과 3개의 냉각구간, 2개의 버너 및 2개의 배출구로 구성되어 있다. 테스트 섹션은 녹이나 부식을 방지하기 위하여 스테인리스강을 사용하여 제작하였다. 연소가스의 온도를 1500K 정도의 고온을 유지하기 위하여 락울(Rock Wool)을 이용하여 적당한 구간을 단열시켰다. 또한, 연소가스의 온도구배를 적당히 주기 위해 냉각관을 통해 냉각수를 흘려 보낼 수 있게 설계하였다. 가정용 등유버너를 이용하여 연소가스를 생성하였다. 유입된 연소가스는 관내를 흐르며 양끝에 설치된 배기구를 통해 외부로 빠져나간다. 이때 연소가스의 배기량은 배기관내에 설치된 댐퍼(Damper)를 통해 조절될 수 있다. 이처럼 양끝의 댐퍼는 배기량을 조절함으로써 관내의 온도분포모양에도 변화를 줄 수 있다.

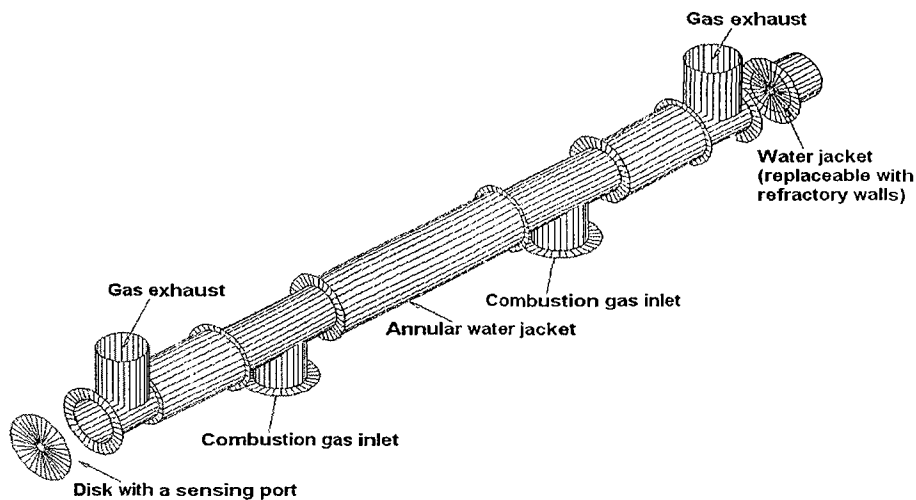


그림 3.1.5 A 3.4m-long Test Section for SRS Application

그림 3.1.5는 테스트 섹션의 주요 구성을 나타낸다. 연소가스의 온도분포가 800~1500K 범위를 유지할 수 있도록 설계변수를 조정하였으며 댐퍼를 조절하여 피크의 개수를 2개로 만들었다. 또한, 매 10cm 간격마다 가스온도와 이산화탄소 농도를 측정하기 위한 측정구(Sensing Hole)가 준비되었다.

연소가스에서 방출되는 파장별 복사강도(Spectral Intensity)를 측정하기 위한 고속분광기(ES100 Spectrometer, Spectraline Co.)를 이용하였다. 측정파장 범위는 2101cm^{-1} ~ 2460cm^{-1} 이며, 1초 동안 100개의 스펙트럼을 추출한 후 평균값을 내어 역계산 입력데이터로 사용하였다. 역계산된 온도값과 실제 연소가스의 참값을 비교하기 위해 K-형의 열전대(Thermocouple)를 이용하여 연소가스의 온도를 매 10cm 간격으로 측정하였다. 열전대 비드

(Bead)에서의 복사열손실을 보정하기 위해 비드 크기가 25mm 와 75mm 인 두 개의 열전대를 사용하였으며, 각각의 측정치는 외삽법(Extrapolation)이용해 참값으로 보정되었다. 이산화탄소의 농도분포는 디지털 가스분석기(MEXA554JK, Horiba Co.)를 이용하여 매 10cm 간격으로 측정하였다. 실험된 모든 경우에 대해 측정온도는 800~1500K 범위이며, 농도의 경우 8~10%의 체적백분율을 보였다.

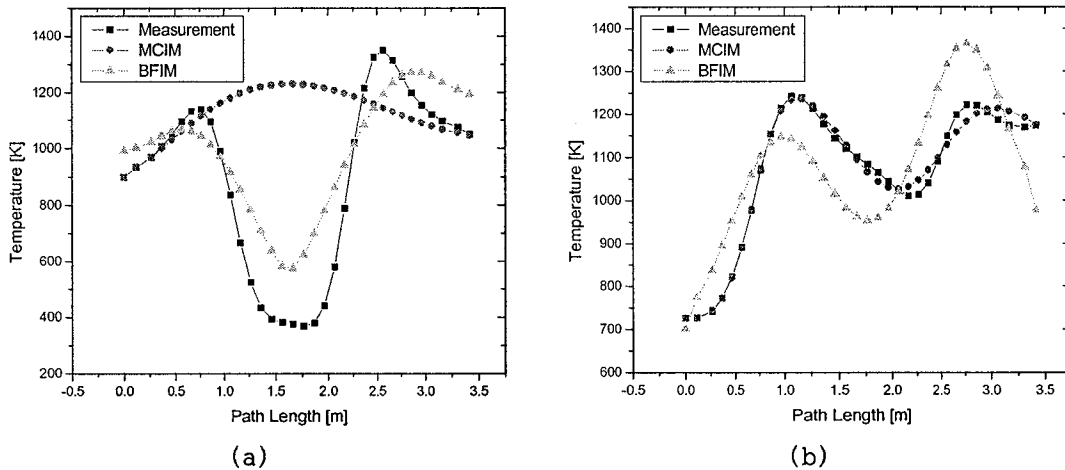


그림 3.1.6 MCIM and BFIM Applied to Two-peak Profiles

먼저 MCIM(Modified Constrained Inversion Method)과 BFIM(Base Function based Inversion Method)을 3.4m 길이의 연소가스 온도분포 역계산에 적용하였다. 그림 3.1.6에서처럼 첫 번째 온도분포의 경우 두개의 알고리즘 모두 역계산 결과에 큰 오차를 보이고 있다. 그러나, 두 번째의 온도분포의 경우, MCIM의 경우, 시선방향(Line-of-sight)으로의 급격한 온도변화를 적절히 역계산하지 못하고 있고, BFIM의 경우 적절한 기저함수(Base Function)를 선택하지 못했을 때 오차가 크다는 것을 알 수 있다. 수치실험에서 테스트된 온도분포의 경우, 온도변화가 완만하고 기저함수 선택이 용이했기 때문에 정확한 역계산이 가능했지만, 실제 연소가스의 온도분포는 다양한 형상을 가지므로 온도변화도 급격하고 적절한 기저함수를 찾는 것도 매우 어렵다고 할 수 있다. 이 문제를 보완하기 위해 본 연구에서는 MCIM과 BFIM을 동시에 이용하는 BCIM(BFIM-based MCIM)을 제안하였다. BFIM을 이용하여 대략적인 해(Solution)를 구하고, MCIM을 이용하여 완전히 수렴시키는 것이다. 즉, 온도변화가 크거나 뜨거운 가스 뒤쪽 지역에서 역계산 오차가 커지는 MCIM의 약점을 BFIM이 보강해주는 것이다.

식 3.1.6에서처럼 BFIM은 적절한 기저함수를 선택함으로써 시작한다. 본 연구에서는 2개의 피크를 모사하기 위해 로렌츠형(Lorenz Distribution) 기저함수를 사용하였다. 가정된 기저함수를 이용하여 BFIM은 식 3.1.6의 계수값을 적절한 최적화기법(Optimization Scheme)을 이용하여 구한다. 이렇게 얻어진 온도분포를 f^m 이라고 하면, 이 값은 아래 식 3.1.9의 기준값으로 이용된다.

$$Q = |Af - g|^2 + \gamma(f - f^m)^T H(f - f^m) \quad (3.1.9)$$

위 식은 목적함수(Object Function)를 나타낸다. 여기서 첫 번째 항은 계산된 복사강도와 측정된 복사강도의 차를 나타내는 잔여오차(Residual)이고 두 번째 항은 f^m 으로부터 떨어진 거리를 나타낸다. 따라서 목적함수를 최소화 시킨다는 것은 f^m 으로부터 최소거리에 존재하며 측정치를 만족시키는 참값을 찾는 것을 의미한다.

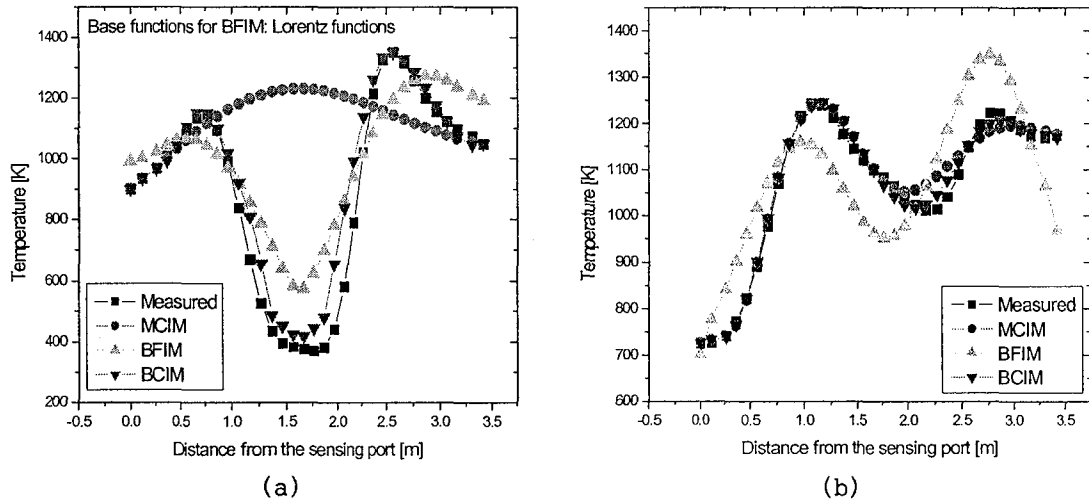


그림 3.1.7 Inversion Results with MCIM, BFIM and BCIM Applied to Two-peak Temperature Profiles

그림 3.1.7에서처럼 BCIM의 역계산 결과들은 이전의 MCIM과 BFIM의 결과와 비교했을 때 상당히 개선되었고 정확하다. 즉, BCIM은 먼저 BFIM으로 2개의 피크와 온도분포의 대략적인 모양을 모사하고 이로부터 최소 거리에 위치한 실제 온도 분포를 찾아내는 것이다. 모든 경우에서 BCIM은 상대오차 5%이내에서 정확한 결과를 보여주고 있다[3.1.9].

그림 3.1.7 (a)의 경우 MCIM은 중앙부근의 급격한 온도강하를 역계산 할 수 없지만, 2개의 피크를 모사하는 BFIM과 연동하였을 때 그림처럼 상당히 정확한 결과를 보여주었다. 반면에 그림 3.1.7 (b)의 경우, MCIM과 BCIM 모두 정확한 결과를 보여주고 있는데 그 이유는 온도분포의 특성에서 찾을 수 있다. 다시 말해, 그림 3.1.7 (b)와 같은 온도분포는 안쪽으로 갈수록 뜨겁기 때문에 뒤쪽의 복사정보가 앞쪽에 위치한 가스에 흡수되지 않고 잘 전달되기 때문이다. 뒤쪽의 복사정보는 곧 온도정보와 관계가 있으므로 이곳의 온도 역계산이 용이하게 된다. 즉, 모든 점에서의 가중치(Kernel) 값이 고르게 분포되어 있기 때문에 역계산 결과 또한 전체적으로 고른 정확성을 보이는 것이다. 이러한 결과는 BCIM의 향후 산업노 등에서의 현실적 적용성을 크게 입증해 주고 있다고 할 수 있다.

결론적으로 초기단계에서 제안된 두개의 역계산 모델, MCIM과 BFIM은 3.4m

길이의 실제 연소가스 실험을 통해 그 성능과 적용성이 깊이 있게 평가되었고, 적절히 수정 및 보완되었다. 새롭게 제안된 모델인 BCIM은 MCIM과 BFIM의 단점들을 보완해주는 방법으로서 3.4m 길이의 연소가스 실험을 통해 그 정확성과 적용성을 입증하였다.

마. 향후 활용계획

본 연구의 결과들은 직접적으로 포항제철이나 삼성코닝 등 철강회사나 유리제조 공정에서의 가열로(Furnace)에 적용되었을 때 내부의 연소가스에 대한 1차원적인 온도분포를 가장 빠르고 정확하게 역계산할 수 있다. 이로써 가열로의 작동표준화를 이룰 수 있으며 궁극적으로 생산비용절감 및 고품질 제품생산에 크게 기여할 것이다. 또한 본 연구결과는 환경 및 대기과학 분야에서 대기 중의 오염물질 농도분포 측정에도 활용이 가능하며, 특히 의료산업에 적용되었을 때 인체로부터 방사되는 열적외선을 측정하여 인체 내부의 질병과 관련된 화학종의 농도분포를 정확하게 측정하는 것에도 크게 활용될 수 있다.

3.2. 레이저를 이용한 열전달계수 측정기술 개발

가. 연구 배경 및 목적

국부 열전달 계수를 알아내기 위해서는 복잡한 실험장치가 요구되고 측정 또한 쉽지 않다. 국부 열전달 계수를 구할 목적으로 널리 쓰이는 기법의 하나가 열전달 계수와 물질 전달 계수와의 유사성을 이용한 나프탈렌 승화법이다[3.2.1]. 에너지 방정식과 물질 전달식은 유사성을 가지고 있으므로 물질 전달량을 측정하여 이를 열전달량으로 변화하여 열전달 계수를 측정하는데 사용한다. 나프탈렌은 대표적인 방향족 탄화수소로 상온에서도 쉽게 승화되는 특성을 가지고 있어 열전달 특성 실험에 사용한다.

지금까지의 나프탈렌 승화법을 사용한 실험[3.2.2, 3.2.3, 3.2.4]을 살펴보면 대부분의 경우에 있어 주조를 통해 나프탈렌 코팅면을 만들고 LVDT(Linear Variable Differential Transform)를 사용하여 나프탈렌의 두께를 측정한다[3.2.5]. 비교적 정확한 두께 측정이 가능하여 열전달 계수 계산에 오차가 작다. 그러나 이러한 주조를 통해 만든 시편과 LVDT를 사용한 실험에서는 몇 가지 문제점이 있다. 우선 나프탈렌 코팅 표면에 직접 접촉하여 측정하므로 나프탈렌 코팅면의 형상이 복잡하거나 균일하지 못한 경우 측정이 어렵고 오차가 많이 발생한다. 그리고 접촉식 두께 측정 방법을 사용하므로 시편이 단단하지 못할 경우 LVDT가 시편을 누르는 힘에 의해 오차가 발생한다. 또한 주조를 통해 시편을 만들 경우 복잡한 형상의 시편에 나프탈렌 코팅을 하는 것이 매우 어렵다. 따라서 이러한 문제점을 해결하고 복잡하고 얇은 형상의 시편에 나프탈렌을 코팅하고 그 두께를 측정하는 기법의 개발이 필요하게 되었다. 본 연구에서는 증착을 통해 나프탈렌 코팅면을 제작하는 방법과 다이오드 레이저를 사용하여 나프탈렌의 두께를 측정하는 방법을 제안하였으며 기초 연구를 수행하였다.

나. 연구 내용

(1). 나프탈렌 코팅 방법

(가). 얇은 알루미늄 조각에 나프탈렌 코팅

그림 3.2.1은 나프탈렌 증착 실험 장치이다. 반짝이는 면이 그대로 노출된 알루미늄 조각에 기체 상태의 나프탈렌을 증착하는 방법으로서 분말 상태의 나프탈렌을 내경 66mm의 비커에 넣고 Hot-plate로 가열하여 액체 상태로 만들고 계속해서 나프탈렌의 끓는 점(217°C)까지 가열하여 증기 상태의 나프탈렌이 폭발적으로 발생하도록 한다. 비커 위에 알루미늄 조각을 놓아 나프탈렌 증기가 알루미늄 조각에 닿아 바로 고체 상태로 변하도록 한다. 이 때 비커 바닥의 온도는 100°C내외로 유지시키고 비커와 알루미늄 조각은 되도록 밀착시켜 증기가 빠져나가지 못하도록 한다. 두 시간 정도 실내 온도 25°C내외, 비커 바닥 100°C내외로 유지시킬 경우 직경 66mm, 두께 200 μ m 정도의 나프탈렌 층이 만들어진다.

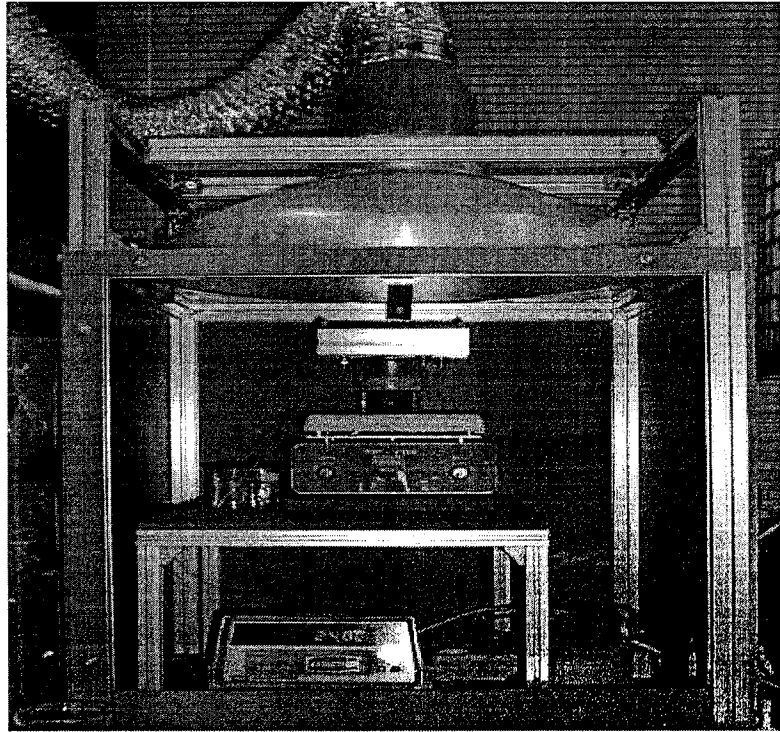


그림 3.2.1 나프탈렌 증착 실험 장치

나프탈렌 코팅 층을 만드는 방법으로 증착을 사용한 결과 대체적으로 만족할 만한 결과를 얻었다. 표면상태가 고정된 틀을 사용하는 구조보다는 매끄럽지 못하지만 상당히 균일하고 나프탈렌 층의 두께를 조정하는 것이 가능하다. 완전히 일정한 두께의 나프탈렌 코팅 층을 만드는 것은 어렵지만 증착시키는 시간을 제어해서 비교적 균일한 나프탈렌 층을 만들 수 있었다. 주의할 점은 장시간 증착할 경우 나프탈렌 표면이 매우 거칠어지고 알루미늄 표면에서 떨어질 가능성이 커진다. 따라서 최대 6시간 이상 증착시키는 것은 피하는 것이 좋다. 또 알루미늄 조각을 비커 위에 놓을 때 시간이 지체되거나 흔들릴 경우 증착이 균일하고 매끄럽게 되지 않는다.

(나). 무반사 코팅이 되어 있는 알루미늄 조각에 나프탈렌 코팅

실험에 사용한 무반사 알루미늄 조각은 시중에서 쉽게 구할 수 있는 빵 등을 굽는 팬에서 잘라낸 것이다. 1mm 두께의 알루미늄 팬에서 흑색으로 코팅된 한쪽 면은 파장 635nm의 다이오드 레이저 빛을 반사시키지 않는다. 이 알루미늄 조각에 200℃ 이상의 고온에서 증착할 경우 무반사 코팅 층의 영향으로 나프탈렌이 표면에 잘 붙지 않는 경향을 보였다. 이에 가열된 액체 상태의 나프탈렌의 온도를 변화시켜 가며 실험을 해보았다. 그 결과 180℃ 전후의 온도에서 나프탈렌 증착을 시작하고 냉각시킬 때 비커의 바닥 온도를 90℃ 정도로 유지해줄 때 가장 좋은 결과를 보였다. 본 연구에서는 알루미늄 조각에 나프탈렌 코팅 층을 만드는 방법으로 나프탈렌 증기를 알루미늄에 직접 증착하는 방법을 선택하였고 이를 이용해서 다양한 두께의 나프탈렌 코팅 층을 가진 시편들을 만들어 실험을 수행

하였다.

(2). 나프탈렌의 두께 측정

(가). 반사 코팅면에 레이저를 수직 주사하고 센서를 45° 각도에 설치

본 연구에서 사용된 방법으로 제작된 알루미늄 시편에 대해 파장 635nm의 다이오드 레이저를 사용해서 나프탈렌 코팅면의 두께를 측정하는 실험을 하였고 체계적인 실험 개략도를 그림 3.2.2에 나타내었다. 그림 3.2.3은 레이저를 수직 5cm 위에서 주사하고 45° 각도에서 센서로 레이저 빛을 검출한 결과이다. 증폭비는 20배로 하였고 비반전 회로를 사용하여 출력값이 클수록 음의 값이 커진다. 실험 결과에서 나프탈렌의 두께가 커질수록 출력값이 커지는 경향을 보이고 있다. 이는 일반적인 위치 변위 센서의 응답 특성과 유사한 것이다. 따라서 센서와 나프탈렌 표면의 거리가 가까울수록 출력값은 커지게 되는데 이는 나프탈렌 층이 두껍다는 것을 나타내는 것이라 할 수 있다. 나프탈렌의 두께가 100-200 μm 일 때의 값을 측정하였다. 총 40개의 유효 데이터를 사용하였고 하나의 시편에서 3-4 가지 두께에 대한 값을 측정하였다. 그림 3.2.3 을 보면 전체적으로 나프탈렌 두께와 센서의 출력값의 관계는 선형적임을 알 수 있다. 선형 피팅의 결과를 보면 그 경향을 좀 더 확인할 수 있는데 대부분의 데이터는 표준편차 2배내에 포함되어 95%의 신뢰도를 만족하고 있다. 오차를 많이 포함하고 있는 실험값은 나프탈렌의 표면 상태가 고르지 못할 때 발생했다. 나프탈렌의 표면 상태를 균일하게 유지할 경우 나프탈렌 두께와 센서 출력값의 선형성은 좀 더 명확해졌다. 이는 같은 시편에 대해 나프탈렌을 승화시켜 두께 변화를 주고 실험한 데이터만을 분석할 경우를 살펴보면 확인할 수 있었다.

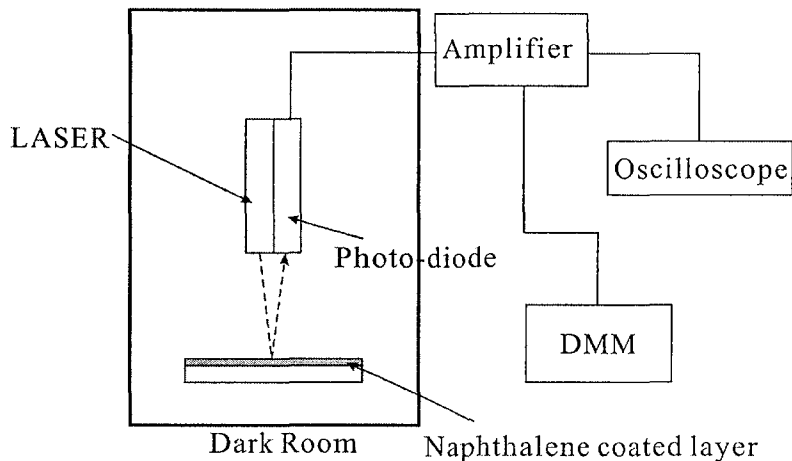


그림 3.2.2 나프탈렌 코팅두께 측정 실험 장치 개략도

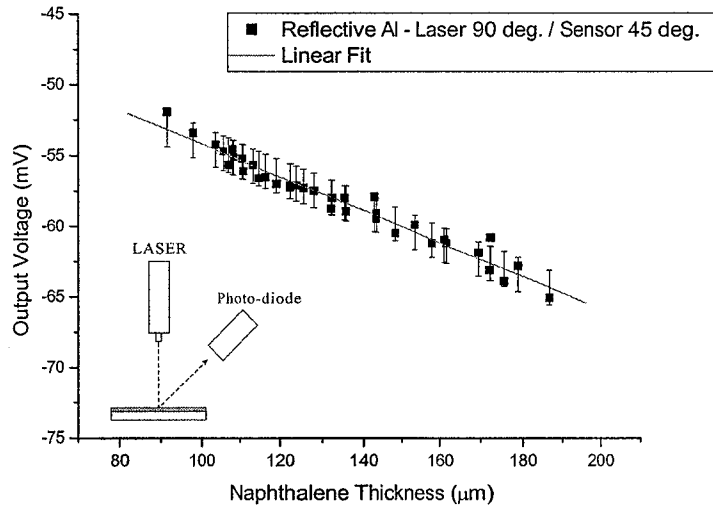


그림 3.2.3 레이저를 수직 주사하고 센서를 45° 각도에 센서를 설치한 실험 결과 (반사면 코팅)

(나). 반사 코팅면에 레이저를 45° 각도로 주사하고 센서를 반대편 45° 에 설치

다음으로 레이저를 나프탈렌 표면에 대해 45° 각도로 주사하도록 설치하고 센서는 같은 높이 반대쪽 45° 각도에 설치하고 실험을 수행하였고 그 결과를 그림 3.2.4에 나타내었다. 나프탈렌의 두께 범위는 100-200 μm 로 제한하였다. 전반적인 경향은 앞의 실험 결과와 같이 선형적인 관계를 보여주고 있다. 그러나 응답 특성을 살펴보면 나프탈렌 두께가 커질수록 출력 값이 줄어들고 전반적으로 앞의 경우보다 출력 값이 상승한 것을 볼 수 있다. 그리고 나프탈렌 두께와 출력 값의 관계식에서 기울기가 약 3배 정도 커졌다.

레이저를 수직에서 주사했을 때와 45° 각도에서 주사했을 때는 비교해보면 두 경우 모두 두 나프탈렌 두께와 센서 출력 값이 선형적인 관계를 보이지만 45°에 레이저를 설치했을 때 출력 값이 크게 나왔고 두께에 따른 출력 값의 증감은 서로 반대의 경향을 보였다. 우선 45°에서 주사했을 때 출력 값이 큰 이유는 레이저의 정반사와 난반사 특성 때문이다. 레이저를 수직으로 주사했을 경우 45° 각도에 설치된 센서는 나프탈렌 표면에서 난반사, 즉 산란과 방사되어 나오는 빛만을 검출하고 정반사되어 나오는 빛은 검출하지 않는다. 그에 비해 45° 각도로 레이저를 주사하고 반대편 45°에서 빛을 검출하는 경우에는 산란 및 방산되는 빛뿐만 아니라 정반사되는 빛도 검출한다. 이 경우 정반사되는 광량이 방산 및 산란되는 광량보다 크므로 전반적으로 출력 값이 커지게 된다.

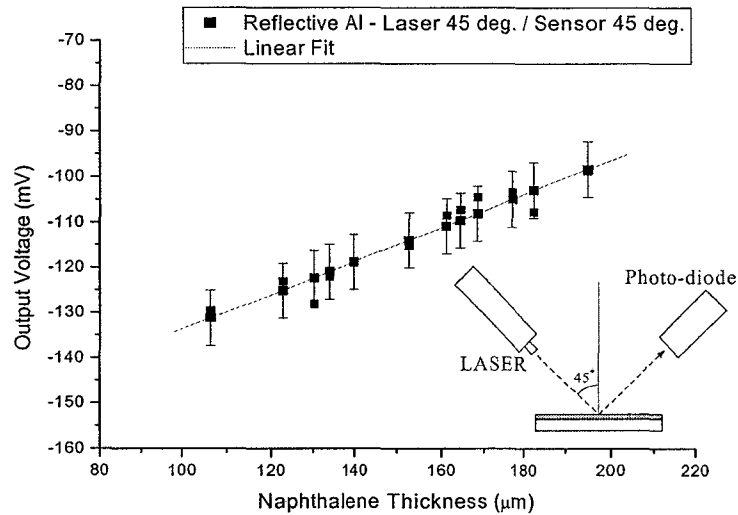


그림 3.2.4 레이저를 45°각도에서 주사하고 반대편 45°각도에 센서를 설치한 실험 결과 (반사면 코팅)

두께에 따른 출력 값의 증감 경향이 다른 것 또한 설명될 수 있다. 나프탈렌 표면에서의 방산 반사는 코팅 층의 두께에 관계없이 표면의 상태에만 관계가 있다. 산란 반사 또한 유사한 경향을 보인다. 수직에서 레이저를 주사하고 45° 각도에서 검출하는 경우 방산과 산란되는 빛에만 관계된다. 따라서 두께가 커질수록 센서와 나프탈렌 표면이 가까워지므로 더 많은 방산 및 산란 빛을 받아들이게 되어 출력 값이 커지게 되는 것이다. 반면 45° 각도에서 주사할 경우에는 난반사보다 정반사의 영향이 더 크다. 레이저와 센서는 알루미늄 시편 바닥에 대해서 45° 각도로 설치되어 있으므로 나프탈렌 두께가 커질수록 레이저가 주사되는 지점과 센서가 바라보는 지점이 어긋나게 된다. 따라서 검출되는 정반사량이 줄어들게 되어 두께가 커질수록 센서의 출력 값은 작아지게 된다. 그리고 두께가 커지면 나프탈렌이 흡수하는 빛도 커지므로 역시 센서 출력 값을 줄어든다.

그리고 나프탈렌 표면은 구조에 의해 만들어졌을 때에 비해 거칠고 균일하지 못하다. 그 표면에 레이저를 45° 각도로 주사할 경우 수직으로 주사하는 경우에 비해 오차가 커질 수 있다. 수직으로 주사하고 45°에서 검출할 경우 난반사에 의한 빛을 검출하게 된다. 그에 비해 45°에서 주사하고 반대편 45°에서 검출하는 경우 정반사의 영향이 크므로 빛이 닿는 나프탈렌 표면이 다른 시편에 비해 거칠 경우 정반사되는 빛이 줄어들어 오차가 커지게 된다. 따라서 센서의 출력 값이 크고 두께 따른 민감도는 증가하지만 오차 및 편차는 커지는 것이다. 실험 데이터를 충분히 얻을 경우 좀 더 정확한 결과를 얻을 수 있을 것으로 본다.

(다). 레이저 빛을 반사하지 않는 알루미늄 코팅면에서의 결과

그림 3.2.5에서 알 수 있듯이 레이저를 수직으로 설치한 실험의 경우 반사면의 알루미늄

을 사용했을 때와 큰 차이가 없었다. 출력 값이 다소 줄었으나 크게 차이가 나지는 않았다. 그것은 두께에 상관없이 나프탈렌 표면의 위치에 영향을 받으므로 뒤 쪽 알루미늄 면의 특성에 크게 영향을 받지 않는다는 것을 보여주고 있다. 레이저를 45°에 설치하고 반대쪽 45°에서 빛을 검출한 결과는 그림 3.2.6에 나타나 있다. 앞서 말한 바와 같이 정반사의 영향이 강하므로 두께가 커질수록 측정값이 줄어드는 경향을 보인다. 그러나 표준편차가 크고 반사면을 사용했을 때와 비교했을 때 출력 값이 다소 작아졌다. 나프탈렌 층을 투과한 빛이 알루미늄 면에서 반사한 후 다시 나프탈렌 층을 통해 센서로 전달되는 양이 작아졌고 또한 무반사면에 코팅한 나프탈렌 표면이 전반적으로 거칠었기 때문에 전반사량이 반사면을 사용했을 때 보다 줄어들어 출력 값이 작아졌다.

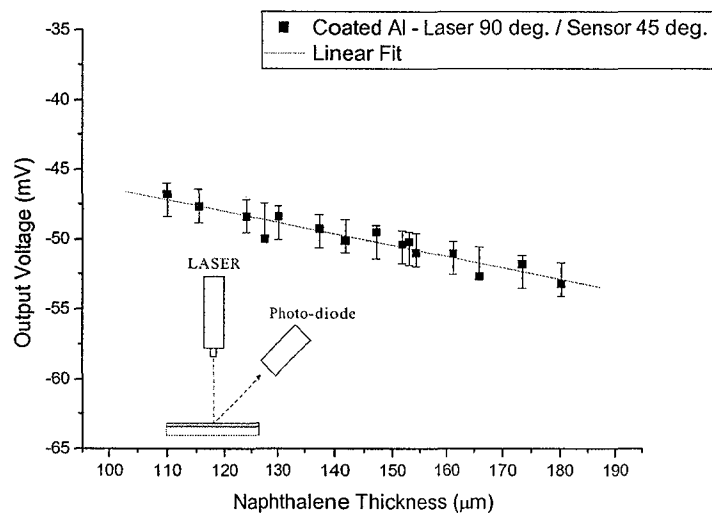


그림 3.2.5 레이저를 수직에서 주사하고 45°각도에 센서를 설치한 실험 결과 (무반사면 코팅)

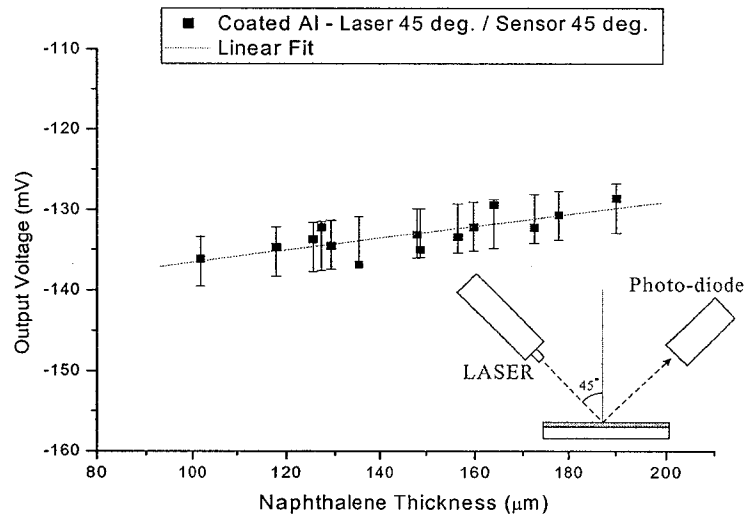


그림 3.2.6 레이저를 45° 각도에서 주사하고 반대쪽 45° 각도에 센서를 설치한 실험 결과 (무반사면 코팅)

다. 결론

본 연구에서는 복잡한 형상의 시편에 대해 나프탈렌 코팅 층을 만들기 위해 시편에 나프탈렌 증기를 증착하는 방법을 제안했고 다이오드 레이저를 사용하여 나프탈렌 두께 측정 실험을 했다. 일반적인 경우와 형상이 복잡한 경우에 대한 결과를 얻기 위해 레이저를 수직으로 주사하는 실험과 비스듬한 경우의 대표적인 각도인 45°에서 레이저를 주사하는 실험을 하였다. 레이저의 위치를 수직 상방에 놓고 45° 각도에 센서를 설치하고 실험을 수행한 결과 나프탈렌 두께가 커질수록 센서 출력 전압이 커지는 것을 확인했다. 나프탈렌 두께와 출력전압은 선형적인 관계를 나타냈다. 레이저의 위치를 나프탈렌 표면에 대해 45° 각도인 지점으로 바꾸고 실험을 한 결과 나프탈렌 두께가 커질수록 출력 전압은 작아졌다. 그러나 나프탈렌 두께와 출력 전압은 앞의 실험과 마찬가지로 선형적인 관계를 보였다. 난반사 되는 빛을 주로 검출하는 경우는 나프탈렌 표면과의 거리에 영향을 받아 두께가 커질수록 출력 전압이 커지는 경향을 보였다. 반대로 정반사의 영향이 강할 경우 나프탈렌 두께가 크면 흡수되는 빛의 양이 커지므로 출력 전압이 작아지게 되었다. 이러한 경향은 알루미늄 시편이 무반사면일 때도 유사하게 나타났다. 요약하면 두 가지 경우 모두 나프탈렌 두께와 출력 전압은 선형적인 관계를 보였다는 것이다. 다만 본 연구에서 행한 실험 결과로 얻은 관계식은 실험 장치의 종류와 설치에 따라 변하므로 실제 실험에서는 매번 교정을 해서 사용해야 한다.

3.3. Micro-thermal Sensor Array 개발

열전달 현상을 분석하는 기술과 냉각 기술에 대한 기반 기술 중에 하나인 온도 측정의 공학적인 목적으로 학교나 기업에서 많이 이루어지고 있다. 일반적으로 온도를 측정하는 경우에는 대부분이 열전대(Thermocouple)나 열복사(Thermal Radiation)의 성질을 이용하고 있다. 또한 최근에 마이크로 채널 등에서의 냉각 성능 평가를 위해 미소 영역에서 온도 분포를 측정하는 기술이 필요하게 되었다. 하지만 미소 영역에서 일어나는 열전달 현상을 규명하기 위해 온도를 측정할 경우 현재까지 상용화되어 있는 온도 측정 방법은 수십 마이크로의 두께를 가진 열전대(Thermocouple)밖에 존재하지 않는다. 그러나 이런 수십 마이크로의 두께를 가진 열전대(Thermocouple)를 이용하여 정확한 위치의 온도를 측정하다는 것은 거의 불가능한 일이며 특히 여러 개의 열전대(Thermocouple)들을 부착하여 온도 분포를 측정하는 일은 더 더욱 어려운 일이다. 그러므로 기존의 상용화된 열전대(Thermocouple)을 이용하여 미소 영역에서 정확한 위치의 온도 및 온도 분포를 측정하는 것은 적절하지 못하다. 이런 단점을 보완하기 위해서 다이오드 온도 센서 및 RTD(Resistance Thermal Detector) 온도 센서를 이용하여 미소 영역의 온도 분포를 측정하는 연구가 지금까지 많이 진행되어 왔다. 반도체 공정을 이용하여 제작되어지는 다이오드 온도 센서 및 RTD 온도 센서는 미소 영역에서 정확한 위치의 온도 및 온도 분포를 측정할 수 있는 장점이 있다. 그러나 다이오드 온도 센서 및 RTD 온도 센서는 제작 과정이 복잡하며 제작이 끝난 후에도 항상 온도와 전압 신호에 대한 보정(Calibration)작업이 필요하다. 그러므로 다이오드 온도 센서 및 RTD 온도 센서를 이용하여 미소 영역의 온도 및 온도 분포를 측정하는 방법은 시간과 제작 비용이 많이 든다. 이런 열전대(Thermocouple), 다이오드 온도 센서 및 RTD 온도 센서의 단점들을 모두 개선하기 위하여 본 연구에서는 스퍼터링 공정을 이용한 미소 영역에서 온도 분포를 측정할 수 있는 온도 센서 어레이를 개발하였다.

스퍼터링 공정을 이용한 미소 온도 센서 어레이는 열전대(Thermocouple)와 다이오드 온도 센서 및 RTD 온도 센서의 단점을 모두 극복할 수 있다. 따라서 정확한 위치의 온도 및 온도 분포를 측정할 수 있으며 제작 공정이 아주 간편하며 제작 후에도 다이오드 온도 센서 및 RTD 온도 센서와 달리 온도와 전압 신호에 대한 특별한 보정(Calibration) 작업이 필요 없으므로 시간 및 비용을 상당히 절약할 수 있는 온도 센서 어레이 이다. 스퍼터링 공정을 이용한 미소 온도 센서의 온도 측정 원리는 기존의 열전대(Thermocouple)의 온도 측정 방법인 제벡 효과(Seebeck Effect)를 이용한 것이다. 본 연구에서 개발한 미소 영역에서 온도를 측정할 수 있는 온도 센서는 웨이퍼 윗면에 제벡 효과(Seebeck Effect)를 일으키는 알루멜(Alumel)과 크로멜(Chromel)을 박막으로 증착하여 제작하였다.

가. Micro-thermal Sensor Array 제작 공정

본 연구에서 제작된 Micro-thermal Sensor Array는 5mmX5mm안에 25개의 온도 센서를 포함하고 있다. 그림 3.3.1은 실리콘 웨이퍼 위에 Alumel과 Chromel을 증착시켜 Micro-thermal Sensor Array를 제작하는 공정을 보여 주고 있다.

(1). Stainless Steel Mask의 제작

본 연구에서 제작된 Micro-thermal Sensor Array의 온도 센서는 열전대의 K-type에 해당하는 물질인 알루미늄(Alumel)과 크로멜(Chromel)로 이루어져 있다. 이 알루미늄과 크로멜을 실리콘 웨이퍼에 증착하기 위해서는 각각의 물질에 해당하는 마스크(Mask)가 필요하게 된다. 본 연구에서는 기존의 MEMS 공정에서 사용되는 PR(Photoresist) Mask가 아닌 Stainless Steel Mask를 사용하였다. Stainless Steel Mask는 PR Mask와 달리 재사용이 가능하고 물질을 증착하는 공정도 간단하기 때문에 비용과 시간의 측면에서 유리하다고 할 수 있다. 그림 3.3.2는 본 연구에서 사용된 Stainless Steel Mask 이다. 온도 센서는 알루미늄과 크로멜, 두 가지의 물질로 이루어져 있기 때문에 두 가지의 마스크(Mask)가 필요하게 된다.

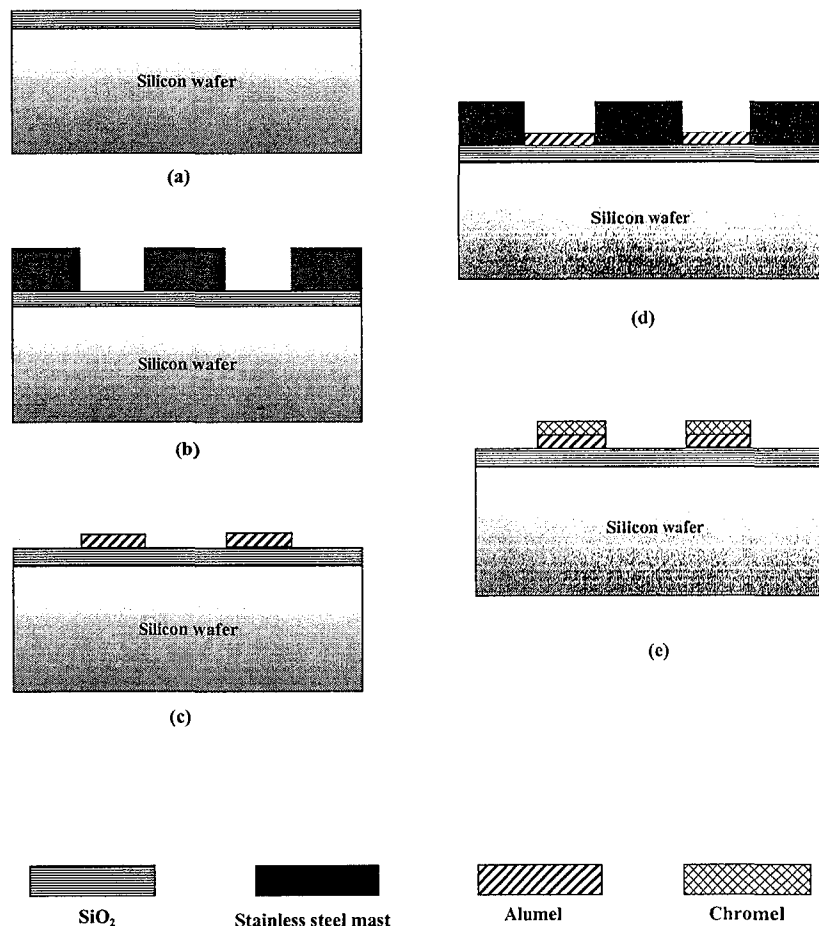


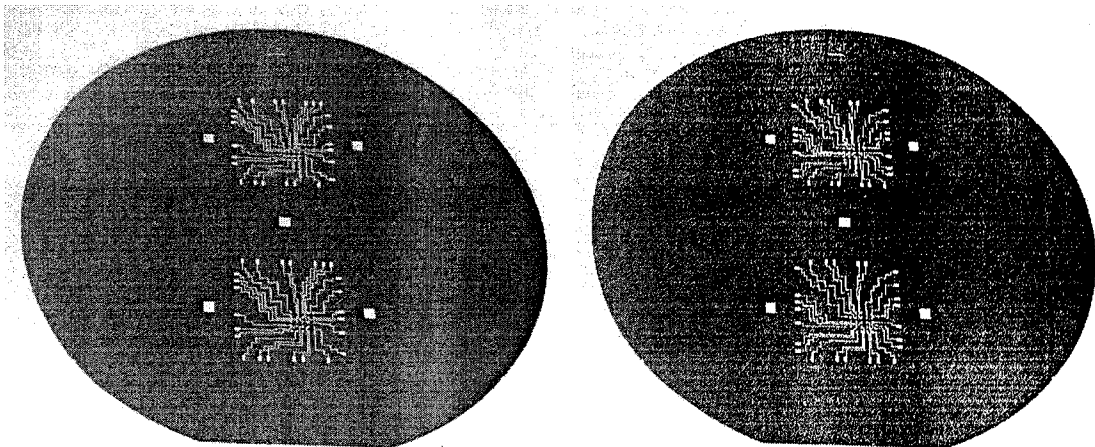
그림 3.3.1 Microfabrication Processes

(2). Alumel과 Chromel의 증착

먼저 실리콘 웨이퍼 윗면에 전기적 절연층을 형성하기 위해 2000Å 두께의 산화막을 입힌다. [그림 3.3.1(a)]

그림 3.3.2에서 제작한 Stainless Steel Mask를 이용하여 실리콘 웨이퍼 위에 알루미늄과 크로멜을 증착한다. 먼저 알루미늄 라인을 증착하기 위해서 실리콘 웨이퍼 표면 위에 그림3.3.2(a)에서 보여 주고 있는 알루미늄용 Stainless Steel Mask를 올려 놓는다. 그리고 스퍼터를 이용하여 알루미늄을 스퍼터링 한다. 그러면 음각으로 알루미늄 라인이 패터닝 되어진 부분을 통해 실리콘 웨이퍼 윗면에도 증착이 된다. 마지막으로 알루미늄용 Stainless Steel Mask를 제거하면 실리콘 웨이퍼 표면에 알루미늄 라인이 증착되어진다.

다음으로 크로멜 라인을 실리콘 웨이퍼 위에 증착한다. 실리콘 웨이퍼 표면 위에 그림3.3.2(b)에서 보여 주고 있는 크로멜용 Stainless Steel Mask를 올려 놓는다. 여기서 주의해야 할 사항은 본 연구에서 제시한 미소 온도 센서 어레이의 온도 측정 방법은 알루미늄의 접점(Junction)과 크로멜의 접점(Junction)이 접치는 부분에서 제벡(Seebeck) 효과에 의해 온도 차에 따른 기전력이 발생하여 온도를 측정하게 되므로 알루미늄 접점(Junction)과 크로멜 접점(Junction)이 겹쳐야 하며 나머지 라인들은 신호를 받는 부분이므로 서로 겹치지 말아야 한다. 이런 점을 고려하기 위해서 알루미늄용과 크로멜용의 Stainless Steel Mask에 Align Key를 고려하여야 한다. 이 Align Key를 이용하여 알루미늄과 크로멜의 접점(Junction)이 일치하도록 스퍼터링을 한다. 그 이후의 과정은 알루미늄 라인 증착과 같다.

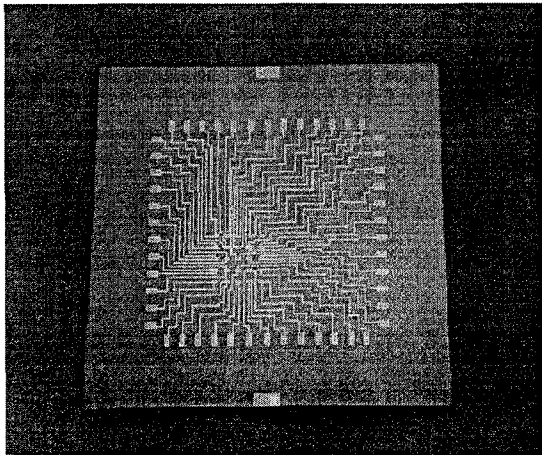


(a) Stainless Steel Mask for Alumel (b) Stainless Steel Mask for Chromel

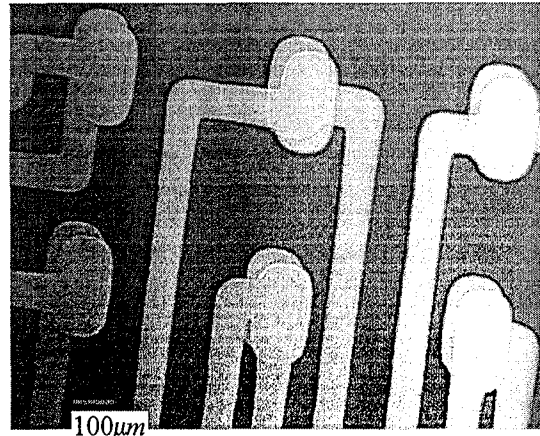
그림 3.3.2 Stainless Steel Masks

(3). Micro-thermal Sensor Array의 완성

위의 공정을 통하여 실리콘 웨이퍼 윗면에 두 개의 미소 온도 센서 어레이가 제작되어지며 이 센서들을 원하는 크기로 절단하면 미소 영역에서 온도를 측정할 수 있는 온도 센서 어레이를 만들 수 있다. 그림 3.3.3은 본 연구에서 개발한 Micro-thermal Sensor Array이다.



(a) Microfabricated
Micro-thermal Sensor Array



(b) Junctions of
Micro-thermal Sensor Array

그림 3.3.3 Micro-thermal Sensor Array

나. 연구 결과

본 연구에서 만들어진 미소 온도 센서의 접점(Junction)의 크기는 $200\mu\text{m} \times 400\mu\text{m} \times 0.5\mu\text{m}$ 이다. 한 온도 센서의 접점(Junction) 부분의 최소 크기는 Stainless Steel Mask의 두께와 관계있기 때문에 Stainless Steel Mask의 두께를 줄일수록 접점(Junction)의 크기를 수 십 마이크로 정도로 줄일 수 있다. 또한 본 연구에서 제시한 공정을 사용하면 아주 얇은 박막의 온도 센서를 제작할 수 있으며 단순한 공정으로 제작되어진 미소 온도 센서는 기존의 열전대를 이용하여 온도 신호를 받을 수 있는 Data Acquisition Board에 연결하면 기존의 열전대와 같은 온도 신호를 보여 준다. 따라서 다이오드 온도 센서나 RTD 온도 센서와 달리 온도에 대한 전압 신호를 따로 보정할 필요가 없다. 그림3.3.4는 기존의 온도 센서가 나타내는 신호와 본 연구에서 개발한 스퍼터링 공정으로 제작한 미소 온도 센서에서 나오는 신호를 보여 주고 있다. 본 실험은 항온 항습조에서 이루어졌으며 그림3.3.4에서 Standard Temperature는 항온 항습조의 온도 신호이며 Sensor 1과 Sensor 2는 본 연구에서 개발한 미소 센서 어레이이다. Standard Temperature와 본 연구에서 개발한 미소 온도 센서에서 나오는 신호는 0.6% 이내로 정확하게 일치하고 있음을 알 수 있었다.

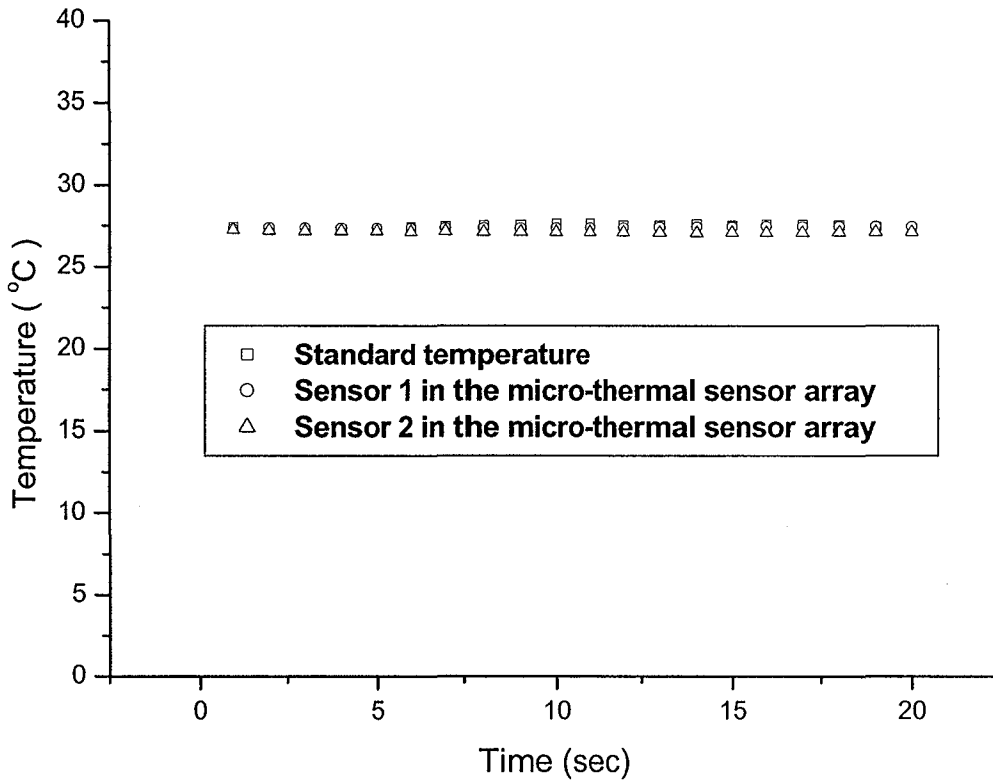


그림 3.3.4 Temperature Measured by the Micro-thermal Sensor Array

다. Micro-thermal Sensor Array의 특징

Micro-thermal Sensor Array는 다음과 같은 장점을 가지고 있다. 첫째 제작공정이 매우 간편하고 쉬우며 또한 재사용이 가능하기 때문에 경제적으로도 이점을 가지고 있다. 두 번째는 앞의 결과에서도 알 수 있듯이 특별한 Calibration없이 사용하여도 거의 표준 열전대와 같은 성능을 보여준다는 점이다. 그 이유는 열전대와 같은 원리로 온도를 측정하기 때문이다.

3.4. Micro Temperature Sensor Array (MTSA) 개발

앞 절의 연구에서 제시한 Micro-thermal Sensor Array는 간단하게 만들 수 있고 기존의 열전대(Thermocouple) 계측기로도 측정이 가능하다는 장점이 있는 반면 한계점도 가지고 있다. 각각의 열전대 접점(Thermocouple Junction)은 두 개의 연결선과 두 개의 연결 패드(Pad)를 필요로 한다. 만약 작은 마이크로 구조물에서 1,000개 지점의 온도를 측정하기 위해서는 2,000개의 연결선과 2,000개의 패드가 필요하게 된다. 이것은 Micro RTD Sensor Array에서도 나타나는 문제점으로 작은 영역에서 많은 지점의 온도 측정이 필요할 때는 열전대나 저항선을 사용하는 것이 실제적이 지 못함을 알 수가 있다.

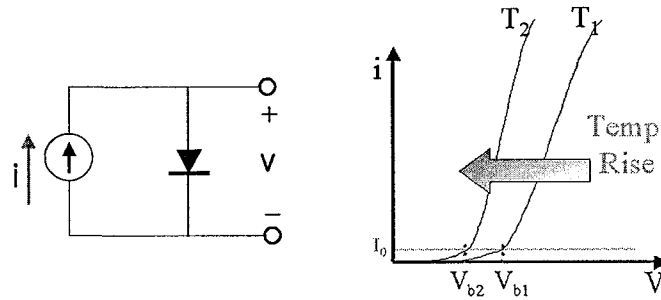
이러한 점을 극복하기 위해서 Kim et al.[3.4.1]은 다이오드(Diode)를 어레이(Array)로 제작하여 비등 현상을 관찰하는데 필요한 온도를 측정하는 것을 시도하였다. 이 방법은 가로 32개, 세로 32개의 다이오드 어레이를 3.2mm×3.2mm에 집적을 하여 온도를 측정하는 것이다. 그러나 온도를 측정하는데 있어서 제작상의 어려움으로 인해 16개의 센서만 동작하는 것을 확인하는데 그쳤다.

이에 본 연구에서는 MEMS기술과 전자회로 및 제어기술을 응용하여 마이크로 시스템 내의 온도 측정 및 제어를 위한 센서를 다이오드(Diode)를 이용한 고집적화된 온도 센서 어레이를 개발하고자 한다.

가. 다이오드 온도 센서의 측정 원리

그림 3.4.1에 보이는 바와 같이 다이오드의 일전 전류(일반적으로 1mA)를 인가하면 다이오드 양단 사이에 순방향 전압강하(Forward Voltage Drop)가 형성된다. 특히 다이오드 전류-전압 곡선(I-V Curve)에서 온도가 상승하면서 다이오드 특성의 변화가 생기게 되는데, 순방향 전압강하(Forward Voltage Drop)량이 온도가 상승하면서 V_{b1} 에서 V_{b2} 로 낮아지는 것을 확인할 수 있다. 이와 같이 온도와 순방향 전압강하(Forward Voltage Drop) 사이의 상관관계를 이용하면 온도를 측정할 수 있게 되는 것이다. 보통 상온에서 순방향 전압강하는 0.7V이며, 1°C의 온도상승 시 순방향 전압강하는 2mV가량 줄어들게 된다[3.4.2]. 그러나 이 값은 평균값을 의미하고 공정의 특성상 모든 다이오드 센서가 이와 똑같은 경향을 보이지는 않기 때문에 보정(Calibration)하는 작업이 필요하게 된다.

$$i_D = I_0 e^{qV/kT}$$



$T_2 > T_1 \longrightarrow V_{b2} < V_{b1}$
 Temp Increase Bias Volt Decrease

그림 3.4.1 The Working Principle of Diode Temperature Sensor

나. Diode Temperature Sensor Array(DTSA)의 설계

DTSA를 제작하기 위해 다음과 같은 설계를 수행하였다. 그림 3.4.2는 DTSA의 단위 다이오드를 간단하게 표시한 그림이다. 그림3.4.2(a)는 다이오드를 위에서 바라본 모습이며, 그림 3.4.2 (b)는 다이오드의 단면을 보여주는 그림이다. 다이오드 단면 그림에서 나타낸 바와 같이 실리콘 웨이퍼(Wafer)에 n-well을 형성하고 P+와 N+를 도핑(Dopping)한 후 Metal 1과 Metal 2를 각각 행과 열방향으로 배치하였다. 마지막으로 폴리실리콘(Polysilicon)을 증착하여 히터(Heater)로 사용할 수 있게 하였다. 이를 상용 프로그램인 Cadence를 이용하여 실제로 설계한 레이아웃(Layout)의 모습은 그림 3.4.3과 같다.

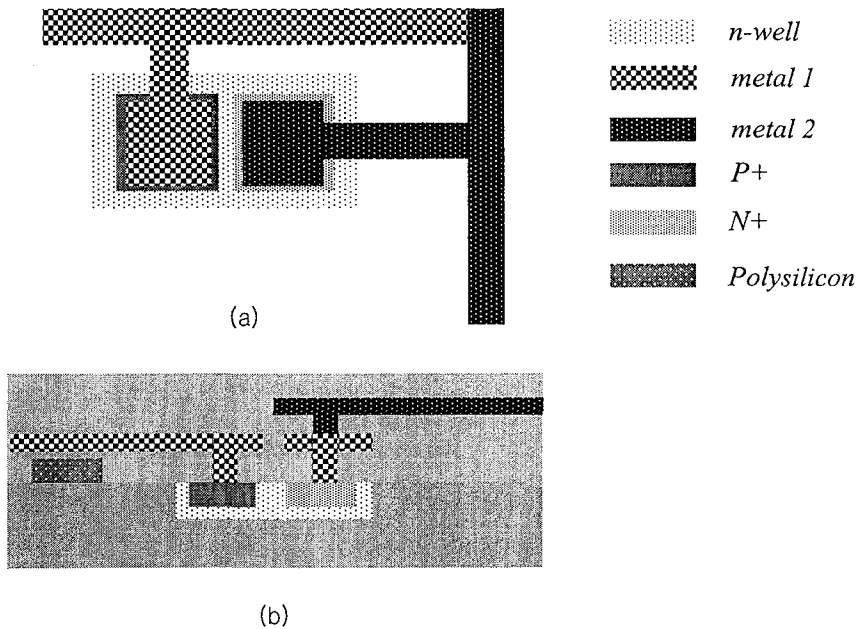


그림 3.4.2 Schematic of a Single Diode in DTSA

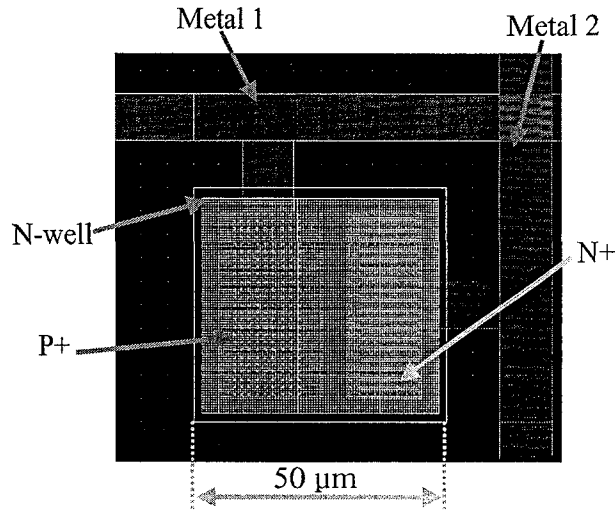


그림 3.4.3 A Diode Layout Using Cadence Program

이러한 단위 다이오드 레이아웃(Layout)을 조합하여 16X16 어레이(Array)와 32 X32 어레이(Array)로 설계를 하였다. 우선 16X16 어레이(Array)로 설계한 레이아웃(Layout)을 보면 그림 3.4.4와 같다. 16X16 DTSA는 이름 그대로 행으로 16개, 열로 16개의 다이오드 배열을 가지고 있으며, 총 256개의 다이오드가 4mmX4mm 영역에 배치되어 있다. 그림에서 빨간선으로 표시된 부분은 4개의 히터를 나타낸다. 이 어레이에 사용된 센서는 온도를 측정하는데 이용할 수 있을 뿐만 아니라 추가로 배치된 4개의 히터(Heater)에 공급되는 열량을 조절하여 칩(chip) 표면의 온도를 균일하게 제어하는 데도 사용될 수 있다. 패드(Pad)의 크기는 $100\mu\text{m} \times 100\mu\text{m}$ 로 설계되어 있어서 실질적인 온도 측정 표면은 4mmX4mm보다 작은 3.6mmX3.6mm로 설계가 되어 있다. 다음으로 32X32 DTSA에 대하여 설명하고자 한다. 이 tsp서는 그림 3.4.5에서와 같이 총 1,024개의 다이오드 온도측정 센서를 12mmX12mm영역 안에 배치하도록 설계가 되어 있으며, 8개의 폴리실리콘 히터(Polysilicon Heater)를 증착하여 DTSA의 온도를 균일하게 제어할 수도 있다. 각 히터의 저항은 약 $1\text{k}\Omega$ 로 설계가 되어 있다. 또한 패드(Pad)의 크기는 $600\mu\text{m} \times 600\mu\text{m}$ 로 설계되어 있어 패키징(Packaging)도 가능하게 설계를 하였다.

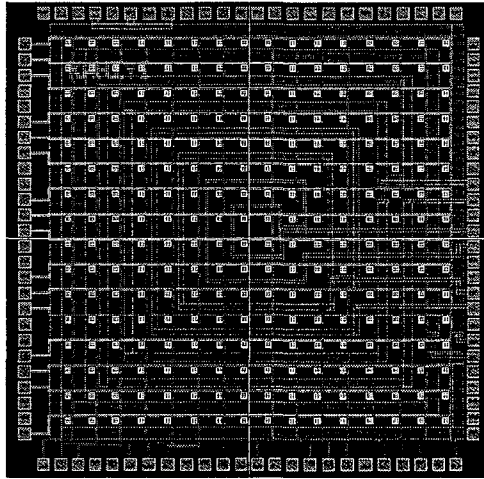


그림 3.4.4 16X16 Diode Temperature Sensor Array Layout

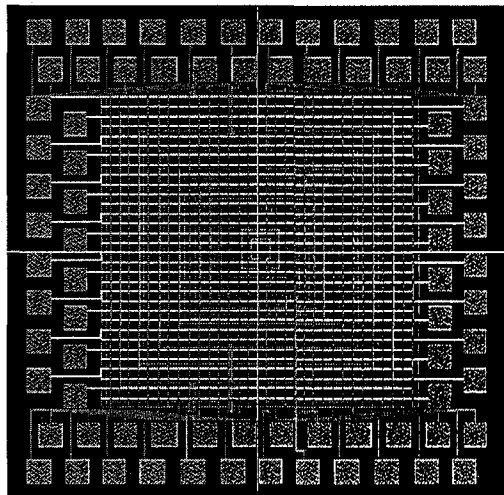


그림 3.4.5 32X32 Diode Temperature Sensor Array Layout

다. DTSA의 제작

DTSA의 제작을 위해 Hynix 0.35 μm 공정을 이용하였다. Hynix 0.35 μm 공정은 4층까지의 금속(4 Metal Layer)을 사용할 수 있으며, 게이트 길이(Gate Length)를 0.35 μm 까지 줄일 수 있는 공정이다. 이 공정을 이용하여 위에서 설계한 DTSA를 제작하였다. 그림 3.4.6은 32X32 DTSA가 제작된 칩을 나타내고 있다. 그림에 1,024개의 다이오드는 그 크기가 작아서 육안으로 볼 수가 없으며, 사면에 2층의 연결 패드(Interconnection Pad)를 볼 수가 있다. 또한 Chip 내부에 사격형 모양의 띠를 볼 수 있는데 이것이 바로 폴리실리콘 히터(Polysilicon Heater)들이다. 다이오드의 형상을 보기 위해 DTSA의 표면을 확대해 보았다. 그림 3.4.7에서 6개의 작은 사각형 띠들이 다이오드들이며, 넓은 선이 폴리실리콘(Polysilicon) 재질의 히터이다.

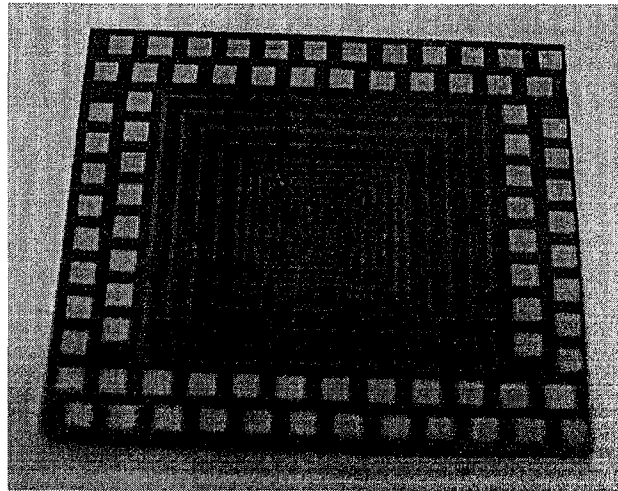


그림 3.4.6 A Photograph of 32X32 DTSA

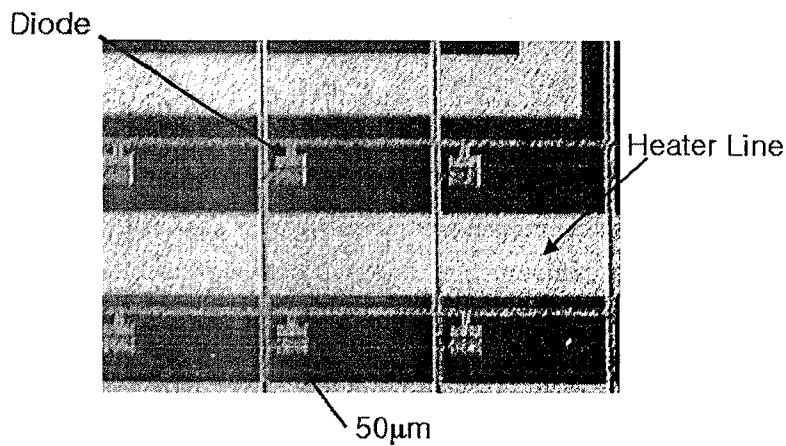


그림 3.4.7 Junction Points of the DTSA

이렇게 제작된 DTSA를 외부신호와 연결을 해주고, 온도를 측정하려는 대상과 잘 접합시켜 온도 센서로서의 이용가치를 높이기 위해 패키징(Packaging)을 하였다. 우선 16X16 DTSA는 Hynix에서 자체적으로 100pin QFP로 패키징 하였기 때문에 부가적인 패키징은 필요하지 않다. 따라서 QFP로 실장된 DTSA는 어떤 표면의 온도를 직접 측정하기는 힘들며, 다이오드 온도 센서 테스트용으로 사용하기에 적합하다. 본 연구에서 사용된 32X32 DTSA의 패키징 방법으로는 플립칩 패키징(Flip Chip Packaging)이다. 이 방법은 DTSA 칩 자체에 백금선(Au Wire)를 범핑(Bumping)하여 PCB와 정렬(Align)해서 접합하는 패키징이다. $200\mu\text{m} \times 200\mu\text{m}$ 의 패드(Pad)들이 DTSA의 패드와 맞닿을 수 있는 PCB 위치에 설계되어 있다. 또한 각 패드와 연결된 선들이 사면에 위치한 커넥터(Connector)쪽으로 연결되어 있다. 이 PCB의 전체 크기는 $50\text{mm} \times 50\text{mm}$ 이다.

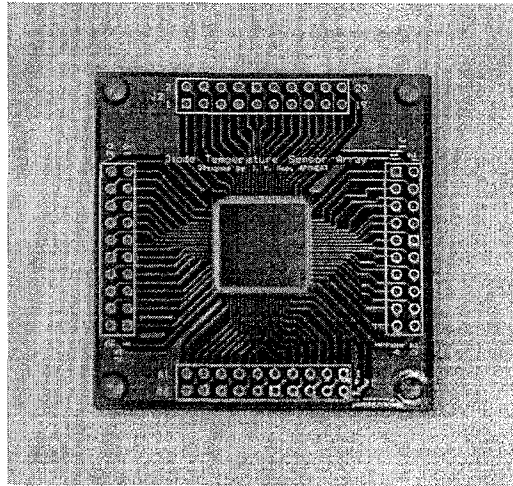


그림 3.4.8 Photograph of Flip Chip Packaging

1024개의 다이오드 중에 하나의 다이오드를 선택하고 온도 신호를 받아내며 이 온도 신호를 분석하여 적절한 파워(Power)를 히터(Heater)에 공급하게 해주는 회로가 DTSA의 구동 회로이다. 이 구동회로는 크게 Analog회로, FPGA회로, DSP Controller 회로로 나눌 수 있다. 첫 번째는 Analog회로로써 1mA의 정전류를 발생시키며, 입력되는 5V 전압을 구동회로 내부에서 사용되는 3.3V 전원과 12V 전원으로 바꾸는 작업도 수행을 한다. 두 번째 회로는 FPGA회로이다. 이 회로의 기능은 DSP Controller에서 신호를 받아 1,024개의 다이오드 중에 어떤 다이오드의 신호를 받아야 하는지를 제어한다. 이 기능은 ALTER 회사의 EPM3064A 칩을 이용하여 구현하였다. 또한 PWM(Pulse Width Modulation)신호를 발생시키기 위해서 EPK10K10 칩을 이용하였다. 이 EPK10K10 칩은 DSP Controller의 신호를 받아 8개의 PWM 신호를 발생한다. PWM 신호는 칩표면의 파워를 조절하는데 사용이 된다. 세 번째 회로는 DSP Controller 회로이다. 이는 연산속도가 40MIPS인 TMS320LF2406A 칩을 사용하여 다른 마이크로 컨트롤러 칩(Micro Controller Chip)보다 연산속도가 빠르게 설계되어 있다. 또한 선택된 다이오드의 온도 신호를 A/D 변화(Conversion)하여 받아 들이고, PID 제어기 로직(Logic)을 이용하여 적절한 파워(Power)가 DTSA안에 장착된 히터에 인가되도록 PWM정보를 FPGA2에 넘겨준다. 마지막으로 온도 신호를 컴퓨터에서 가시적으로 표현하기 위해 National Instrument 회사의 DAQ 보드와 LABVIEW를 이용하여 실시간으로 DTSA의 온도 정보를 관측할 수 있도록 한다. 이러한 시스템의 개략도를 그림 3.4.9에 나타내었다.

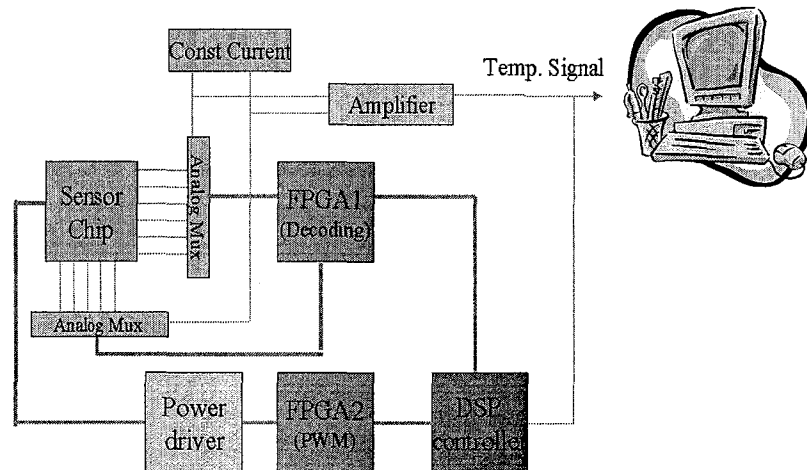


그림 3.4.9 Schematic Design of Controlling DTSA System

라. DTSA의 성능 Test

DTSA의 성능을 측정하기 위하여 온도와 다이오드의 순방향 전압강하(Forward Voltage Drop)를 측정하였다. 우선 16X16 DTSA가 QTFP로 패키징 되어 있기 때문에 100pin 소켓(Socket)을 이용하여 외부와의 신호연결을 원활하게 하였다. 다음으로 DTSA를 구동하기 위한 정전류 회로를 연결하였다. 정전류 회로는 1mA가 발생하게 된다. 온도를 변화시키기 위해 항온조에 DTSA를 넣고 온도를 변화시켰다. DTSA의 성능을 평가하기 위해서 256 다이오드 중에 4개만을 선정하였다. 그 결과는 그림 3.4.10에 보이는 바와 같다. 그래프에서 보이는 바와 같이 20℃~90℃의 온도 범위에서 4개의 다이오드 신호 모두 선형적인 경향을 보이고 있음을 알 수 있었다. 다만 반도체 제작상의 문제로 인한 기준점이 다 같지 않음을 알 수 있었으나 이 문제를 각 각의 다이오드에 맞는 상관식(Correlation)을 이용하여 보정할 수 있기 때문에 충분히 해결 가능한 문제이다. 특히 기준점의 변화는 대략 80mV이고, 이는 Kim et al.[3.4.1]에서도 80mV의 기준점 변화가 있었다고 관찰되었기 때문에 크게 문제가 되지 않는다고 볼 수 있다.

위의 성능 검사에서 보았듯이 본 연구에서 제작한 DTSA가 온도 센서로서 잘 작동한다는 것을 확인할 수 있다. 이를 토대로 패키징한 32X32 DTSA를 설계한 구동회로를 이용하여 실험을 수행한 결과가 그림3.4.11에 나와 있다.

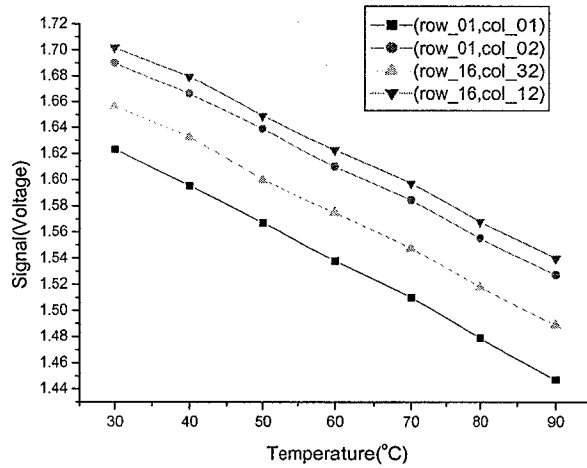


그림 3.4.10 The Test Results of 4 Diode in 16 X 16 DTSA

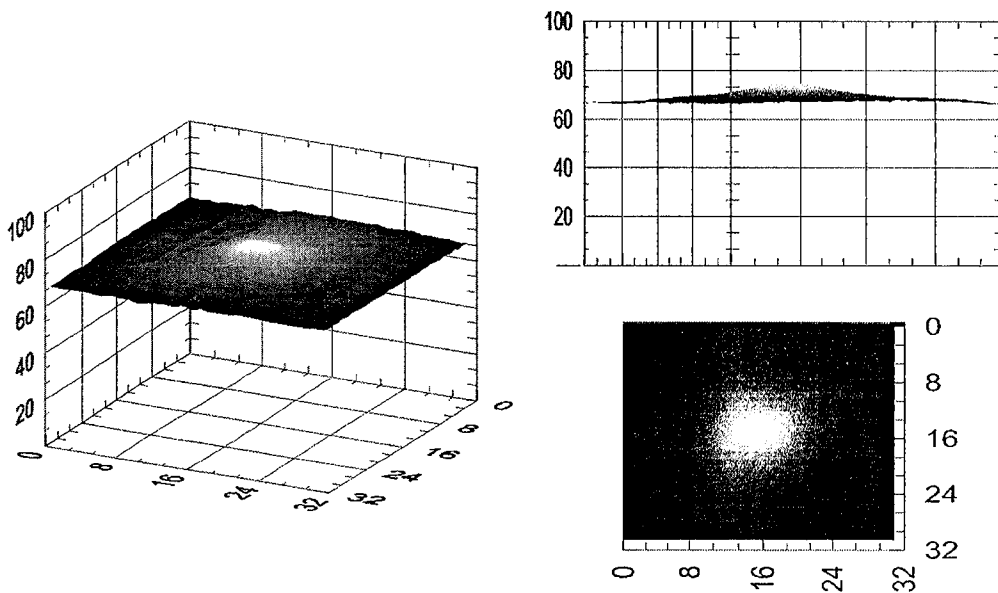


그림 3.4.11 The Test of 32 X 32 DTSA

위의 그림은 32 X 32 DTSA의 히터에 0.84W를 인가하였을 때 DTSA의 1,024개의 다이오드 온도 센서로부터 얻은 온도 데이터를 나타낸 것이다. 그림에서 보듯이 각각의 온도 센서들이 잘 작동하는 것을 알 수가 있다. 따라서 본 연구에서 제작한 DTSA는 작은 영역에서의 온도 분포를 측정하는데 매우 유용한 것을 알 수가 있다.

제 4 장 목표달성도 및 관련분야에의 기여도

연구 과제	달성도 (%)	내용	
1. 열전달 억제 및 촉진 기술	회과 열교환기의 열전달 특성 연구	100	회과 튜브의 최적의 배열이나 위치에 대한 기초적이고 포괄적이며 심도있는 연구를 완벽하게 수행하였다. 얻어진 결과들을 이용하여 높은 효율을 가지는 열교환기를 설계할 수 있다.
	3차원 6면 요철이 주기적으로 위치한 관 내 열전달 상승에 관한 연구	95	주어진 rib 형상에 대해 3차원 유동, 열전달을 해석하였으며 유동특성을 파악하고 열전달을 증진시킬 수 있는 조건을 산출하였다.
	자연대류공진을 이용한 밀폐용기 내부 열전달 촉진 기술	100	기본 형상인 밀폐 사각 용기에서 수치해석기법을 이용하여 유동공진 현상을 규명하였고 공진 주파수를 예측할 수 있는 모델을 확립하였다.
	실제적 조건을 가지는 시스템의 유동공진을 이용한 열전달 촉진 기술	100	실제적인 상황에 맞는 경우의 자연대류 공진 현상에 대하여 연구하였다. 뉴턴 유체와 비뉴턴 유체를 비교하여 비 뉴턴 유체에서 공진 현상을 규명하였고 유체의 점성이 온도에 따라 지수적으로 변하는 경우에 대한 연구도 병행하였다. 학문적인 연구를 바탕으로 하여 채널유동 및 갑작스런 중력장이 주어지는 경우 등 전자기기, space 셔틀등에 적용할 수 있는 연구를 수행하여 열전달을 증가를 이루었다.
	MEMS 공정 기술을 이용한 슈퍼 단열 칩의 개발	95	Micro구조에서 복사 열전달 특성에 관한 수치해석 연구를 완벽하게 수행하였고 고성능 단열칩을 개발하는데 기초적인 설계 기술 자료를 제공할 것으로 기대된다.
2. 반도체 냉각 기술	경사진 충동제트를 이용한 핀 형 히트 싱크의 열특성 연구	100	냉각핀의 충돌 각도를 변화시켜가면서 그에 따른 히트 싱크의 열특성과 국부 열전달 계수의 변화에 관한 실험적 연구를 완벽하게 수행하였다. 본 연구를 통하여 높은 효율을 가지는 핀 형 히트 싱크 개발이 가능할 것이다.
	충돌 제트를 가지는 마이크로 채널 히트 싱크에서 유체 및 열 성능에 관한 실험적 연구	100	소형 전자 장치 냉각에 사용될 수 있는 충돌 제트를 가지는 마이크로 채널 히트 싱크의 유체 및 열성능 연구
	Manifold Micro channel Heat Sink 수치 최적화	99	유동과 열전달의 3차원 전산해석 및 최적화 기법을 통해 열전달을 최적화하는 형상계수를 결정하였다.
	열원 냉각용 루프 써모사이폰의 작동 특성 연구	100	새로운 냉각방식인 LTS 냉각 장치의 실용화 가능성에 관한 실험적 연구를 완벽하게 수행하였으며 LTS 냉각 장치의 개발의 토대를 마련할 것이다.
	Micro/Miniature Heat Pipe 열성능 최적화 연구	100	소형 전자 장치 냉각에 사용되는 마이크로 히트 파이프의 열성능 최적화
3. 최첨단 측정 기술	SRS를 이용한 연소가스의 온도분포 측정기술 개발	100	연소가스의 온도분포를 역계산함으로써 개발된 가스데이터의 신뢰성을 실험적으로 검증하였고 SRS기술의 현장적용을 위한 역계산 알고리즘개발과 그에 대한 다양한 실험적 검증에 관한 연구를 완벽하게 수행완료 하였다. 산업용 로에 응용이 되어 효율적 공정제어가 가능할 것이다.
	레이저를 이용한 열전달 계수 측정기술 개발	100	증착을 통해 반사면 알루미늄 시편과 무반사면 알루미늄 시편 위에 나프탈렌 코팅면을 제작하는 방법을 다루었고 다이오드와 레이저를 사용하여 코팅된 나프탈렌의 두께를 측정하는 연구를 완벽하게 수행하였고, 얻어진 결과들을 이용하여 복잡한 형상에 대해서도 적은 오차와 쉬운 측정기술 개발의 토대를 마련했다.
	Micro-thermal Sensor Array 개발	100	미소 구조물의 온도를 측정할 수 있는 기술 개발
	Diode Temperature Sensor Array(DTSA) 개발	100	고집적도 영역의 온도를 측정할 수 있는 기술 개발

제 5 장 연구개발결과의 활용계획

본 연구에서 개발되어진 열전달 촉진 및 억제 기술은 응축기, 증발기 등의 열 교환기기에 응용하여 최적 설계를 통한 높은 효율을 가지는 열교환기 설계에 기여할 수 있다. 특히, 본 연구에서 개발된 유동공진을 이용한 열전달 촉진 기술은 시스템 내부를 변경하지는 장점으로 현재 사용되고 있는 열시스템에 적용하여 제품 경쟁력을 향상시킬 것으로 판단된다. 열교환기, 전자장비 냉각, 차세대 디스플레이 등의 성능 및 열적 신뢰성 향상에 활용될 수 있을 것으로 기대된다. 본 연구에서 얻어진 결과들을 바탕으로 만들어지는 단열 칩은 두께 10센티미터 정도의 폴리우레탄, 혹은 스티로폼의 단열성능을 가지게 되어, 고성능 버블젯 프린팅, PCR 칩, 연료전지, 극소형 냉동기기 등의 고부가가치 상품에 적용할 수 있을 것이며, 차차 저가양산화가 되면 냉장고 등의 일상용품에도 응용이 가능해 질 것으로 기대한다. 본 연구의 반도체 냉각 기술의 개발은 빠른 속도로 진보하고 있는 컴퓨터, 통신 기기 등의 전자 장비에 적용할 수 있다. 충돌 제트를 가지는 핀 환 및 마이크로 채널 히트 싱크의 최적 설계는 전자 장비 냉각 장비로 보편적으로 상용되는 히트 싱크의 제작에 유용하게 쓰이게 된다. 별도의 전력을 소모하지 않고 비교적 간단한 구조로 고발열 열원을 냉각할 수 있는 장치인 Loop Thermosyphon을 고안하게 되었고 이를 활용하여 CPU냉각장치에 활용을 할 수 있고 높은 냉각 성능을 보일 것으로 기대한다. 하지만, CPU냉각장치에 활용하기 위해서는 보다 깊이 있는 연구가 수행되어야 할 것이다.

마지막으로 본 연구를 통해 개발되어진 측정 기술은 국내외 최초로 시도되는 최첨단 기술이다. SRS를 이용한 연소 가스의 온도 분포 측정 기술은 환경 및 대기 과학 분야에서 대기 중의 오염 물질 농도 분포 측정에도 활용이 가능하며, 인체 내부의 질병과 관련된 화학종의 농도 분포를 측정하는 의료 산업에도 유용하게 적용될 수 있다. 특히 본 연구를 통해 개발되는 Micro-thermal Sensor Array와 Micro Temperature Sensor Array 는 최근 각광받는 마이크로/나노 시스템에서의 유동 및 열전달 현상을 규명하는데 필수적으로 활용 될 수 있다.

제 6 장 연구개발과정에서 수집한 해외과학기술정보

회과 열교환기의 열전달 특성에 연구에 대하여 기체쪽의 회표면의 국소대류열전달계수에 관한 실험적 연구와 튜브를 교차배열과 일렬 배열하였을 때의 수치해석과 실험적 연구가 완료되었다. 또한 교차배열된 2열 튜브에 대해 3차원적으로 수치해석적 연구가 수행되었으며 3차원 수치해석을 통한 회과 튜브표면의 국소열전달계수에 관한 연구 및 회 피치, 튜브 피치, 회 두께, 회 길이 변화에 따른 연구가 진행되었다.

열전달 억제에 관한 연구는 항공우주분야와 연료전지 분야에서 얇은 두께 범위 내에서 많이 이루어지고 있지만, Micro 구조에서의 복사 열전달 특성에 관한 연구는 거의 없는 실정이다. 다만, evanescent wave를 고려하지 않고 micro/nano크기의 gap size를 가진 평행한 두 평판 사이에서 복사(radiation) 문제를 다룬 연구와 evanescent wave를 고려하여 두 평판 사이에서 복사 문제를 다루었지만 실제적으로 이들은 금속 코팅층이 포함된 다층 구조에서 문제를 다루지는 않은 연구만이 수행된 상태이다.

직교류에서 회 형상에 따른 레이놀즈수와 누셀트수(Nusselt number)의 관계식을 제시한 연구와 직교류에서 핀 회 히트 싱크의 형상을 최적화하는 연구가 수행되었다. 충돌제트에서 회 간격 설계를 최적화하는 연구와 회 형상, 레이놀즈수, 노즐 위치에 따른 특성 연구가 진행되었다.

순환식 히트파이프의 작동특성에 관한 연구와 밀폐형 2상유동 자연순환 회로에 관한 연구가 진행되어 왔고 이로부터 얻어진 결과들을 이용하여 냉각장치 개발에 응용이 되어 왔다.

모든 복사선을 일일이 계산하는 LBL 모델에 관한 연구가 수행되었고 LBL의 단점을 개선한 CK-based WNB모델에 관한 연구가 수행되었다. 수렴해의 진동을 방지하고 물리적 해를 얻기 위해 Regularization기법[3.1.5]이 제안되었고 비선형 반복계산법의 일환으로 수렴성이 보장된 Maximum Likelihood Estimation이 제안되어 사용되고 있다.

나프탈렌 승화법을 이용하여 주조를 통해 나프탈렌 코팅면을 만들고 LVDT (Linear Variable Differential Transform)를 사용하여 나프탈렌의 두께를 측정하는 연구가 진행되었다.

유동공진을 이용한 열전달 촉진 기술을 열시스템에 적용하기 위해서는 먼저 열시스템 고유의 와류흐름주파수를 알아야한다. 따라서 시스템의 고유 와류흐름 주파수를 예측하는 연구가 진행되고 있다. Rlee 와 Sung [6.1], Chun 과 Sung [6.2]은 난류 영역에서 후향 계단 유동의 박리점에서 주기적인 흡입과 분사를 가함으로써 재순환 영역 축소 현상, 유입증가 그리고 와 병합 등을 각각 수치해석과 실험을 통하여 연구하였다. 같은 조건에서 Rlee 와 Sung [6.3]은 3-성분 분리 방법과 수치적 유동 가시화를 통하여 열전달 촉진 현상과 억제 현상에 대한 물리적 원인을 수치해석적 방법으로 연구하였다. Kiya et al. [6.4] 은 둔각 물체의

난류 박리 및 재부착 유동에서 둔각의 박리점에서의 유동장 교란에 의한 박리 유동 변화를 실험적으로 연구하였다. Ghaddar et al [6.5-6], Amon et. al [6.7], Azar et al. [6.8], 그리고 Suzuki et al [6.9]에 의해 고성능 반도체 소자에 대한 요구로 인하여 최근 유동 변조 (flow modulator)를 통한 효과적인 열제거를 위한 기법들이 연구되어 지고 있다.

1998년 미국 Maryland 대학의 Kim 등은 다이오드 (Diode)를 가로 32개, 세로 32개의 Array로 제작하여 온도를 측정하려고 시도하였다. 하지만 제작상의 어려움으로 인해 1024 개의 센서 중에서 16개의 센서만이 작동하는데 그치었다.

제 7 장 참고문헌

- [1.1.1] F. E. M. Saboya, E. M. Sparrow, Local and Average Transfer Coefficients for One-Row Plate Fin and Tube Heat Exchanger Configurations, ASME Journal of Heat Transfer 96 (1974) 265-272.
- [1.1.2] F. E. M. Saboya, E. M. Sparrow, Transfer Characteristics of Two-Row Plate Fin and Tube Heat Exchanger Configurations, International Journal of Heat and Mass Transfer 19 (1976) 41-49.
- [1.1.3] J. Y. Jang, M. C. Wu, W. J. Chang, Numerical and Experimental Studies of Three-Dimensional Plate-Fin and Tube Heat Exchangers, International Journal of Heat and Mass Transfer 39 (14) (1996) 3057-3066.
- [1.1.4] S. F. Tsai, Tony W. H. Sheu, Some Physical Insights into a Two-Row Finned-Tube Heat Transfer, Computers & Fluids 27 (1) (1998) 29-46.
- [1.1.5] H. Onishi, K. Inaoka, K. Matsubara, K. Suzuki, Heat Transfer Performance of a Plate-Finned Tube Heat Exchanger (A Three-Dimensional Steady Numerical Analysis for a Single Row Tube), Proceedings of the Eleventh International Heat Transfer conference, Kyongju, Volume 6, 1998, 227-232.
- [1.1.6] H. Onishi, K. Inaoka, K. Matsubara, K. Suzuki, Numerical Analysis of Flow and Conjugate Heat Transfer of a Two-Row Plate-Finned Tube Heat Exchanger, Proceedings of the Second International Conference on Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries, Banff, 1999, 175-182.
- [1.2.1] D.C.Wilcox, Turbulence Modeling for CFD - 2nd ed., DCW Industries(1998)
- [1.2.2] K. Abe, T. Kondoh, Y. nagano, A new turbulence model for predicting fluid flow and heat transfer in separating and reattaching flows-II. Thermal field calculations, Int. J. Heat Mass Transfer 38, 1467-1481(1995)
- [1.3.1] Lage, J. L., A. Bejan, A., 1993, "The resonance of natural convection in an enclosure heated periodically from the side". Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 36, pp. 2027-2038.
- [1.3.2] Kwak, H. S., Hyun, J. M., 1996, "Natural convection in an enclosure having a vertical sidewall with time-varying temperature," J. Fluid Mech., Vol. 329, pp. 65-88.
- [1.3.3] Kwak, H. S., Kuwahara, K., Hyun, J. M., 1998, "Prediction of the resonance frequency of natural convection in an enclosure with time-periodic heating imposed on one sidewall." Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 41, pp. 3157-3160.
- [1.3.4] Paolucci, S., Chenoweth. D. R., 1989, "Transition to chaos in a differentially heated vertical cavity." J. Fluid Mech., Vol. 210, pp. 379-410.

- [1.3.5] Lage, J. L., A. Bejan, A., 1993, "The resonance of natural convection in an enclosure heated periodically from the side". *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 36, pp. 2027-2038.
- [1.3.6] Kwak, H. S., Hyun, J. M., 1996, "Natural convection in an enclosure having a vertical sidewall with time-varying temperature," *J. Fluid Mech.*, Vol. 329, pp. 65-88.
- [1.3.7] Sun Y. S. and Amery, A. F., 1994, "Multigrid Computation of Natural convection in Enclosures with a Conductive Baffle," *Numer. Heat Transfer*, vol.25, pp.575-592,1994
- [1.4.1] Kwak, H. S., Hyun, J. M., 1996, "Natural convection in an enclosure having a vertical sidewall with time-varying temperature," *J. Fluid Mech.*, Vol. 329, pp. 65-88.
- [1.4.2] Kondos, P. A., and Subramanian, R. S., 1996, "Buoyant flow in a two-dimensional cavity due to a sinusoidal gravitational field," *Microgravity sci. technology*, IX/3, pp143-151.
- [1.4.3] Naumann, R. J., 2000, "An analytical model for transport from quasi-steady and periodic acceleration on spacecraft," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol.43, pp2917-2930.
- [1.4.4] Matsunaga, K. et. al., 2000, "Natural convection in enclosed cavity under periodic gravity vibration, *Proceedings of the 4th JSME-KSME thermal engineering conference*, Oct. 1-6, Kobe, Japan.
- [1.4.5] Kondos, P. A. and Subramanian, R. S., 1996, "Buoyant flow in a two-dimensional cavity due to a sinusoidal gravitational field, *Microgravity sci. technology*, IX/3 pp143-151.
- [1.4.6] Yu, D, Ameel, T. A., 1997, "Conjugate Heat Transfer with Buoyancy Effects from Micro-chip Sized Repeated Heaters," *J. Electronic packaging*, Vol. 119, pp.275-280.
- [1.4.7] Kim, S. Y., Hyun, J. M., 1992, "Mixed Convection from Multiple-layered Boards with Cross-streamwise Periodic Boundary Conditions," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 35, pp.2941-2952.
- [1.4.8] Ho, C.J., Chang, J.Y., 1994, "A study of natural convection heat transfer in a vertical rectangular enclosure with two-dimensional discrete heating: effect of aspect ratio," *Int. J. Heat Mass Transfer* Vol.37, pp917-925.
- [1.4.9] Keyhani, M, Prasad, V, Cox, R., 1988, "An experimental study of natural convection in a vertical cavity with discrete heat sources, ", *J. Heat Transfer* Vol.100, pp616-624.
- [1.4.10] Liu, Y., Thien, N.P., 2000, "An optimum spacing problem for three chips mounted on a vertical substrate in an enclosure," *Numer. Heat Transfer A* Vol. 37, pp613-630.

- [1.4.11] Peterson, G.P., Ortega, A., 1990, "The thermal control of electronic equipment and devices," *Adv. Heat Transfer* Vol.20, pp181-314.
- [1.4.12] Afrid, M., Zebib, A., 1989, "Natural convection air cooling of heated components mounted on a vertical wall," *Numer. Heat Transfer A* Vol.15, pp243-259.
- [1.4.13] Wang, H.Y., Penot, F., Sauliner, J.B., 1997, "Numerical study of a buoyancyinduced flow along a vertical plate with discretely heated integrated circuit packages," *Int. J. Heat Mass Transfer* Vol.40 pp1509-1520.
- [1.4.14] Heindel, T.J., Ramadhyani, S., Incropera, F.P., 1995, "Conjugate natural convection from an array of discrete heat sources: Part 1. Two- and threedimensional model validation," *Int. J. Heat Fluid Flow* Vol.16, pp501-510.
- [1.4.15] Khalilollahi, A., Sammakia, B., 1986, "Unsteady natural convection generated by a heated surface within an enclosure," *Numer. Heat Transfer A* Vol. 9, pp715-730.
- [1.4.16] Tsay, Y.L., 1999, "Transient conjugated mixed-convective heat transfer in a vertical plate channel with one wall heated discretely," *Heat Mass Transfer* Vol. 35, pp391-400.
- [1.4.17] Wroblewski, D., Joshi, Y., 1992, "Transient natural convection from a leadless chip carrier in a liquid filled enclosure: a numerical study," *J. Electronic Packaging* Vol.114, pp271-279.
- [1.4.18] Patankar, S.V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere, McGraw-Hill, Washington, DC.
- [1.4.19] Hayase, T., Humphery, J.A.C., Grief, R., 1992, "A consistently formulated QUICK scheme for fast and stable convergence using finite-volume iterative calculation procedures," *J. Comput. Phys.* Vol.98, pp108-118.
- [1.5.1] Liang, X. G. and Han, M. H., 2003, "Comparison of Heat Cnduction and Radiation of Nano-size Gaps," 1st international conference on micro channels and mini channels, pp. 927-931
- [1.5.2] Whale, M. D. and Cravalho, E. G., 1997, "Analysis of the Enhancement of Thermal Radiation between Closely-spaced Surfaces due to Micro Scale Phenomena," *National Heat Transfer conference*, Vol. 7, pp. 41-50
- [1.5.3] Whale, M. D. and Cravalho, E. G., 1997, "Regimes of Micro Scale Radiative Transfer for Exchange of Thermal Energy between Metallic Surfaces," *National Heat Transfer conference*, Vol. 7, pp. 65-72
- [1.5.4] Born, M. and Wolf, E., 1999, "Principles of optics," Cambridge university Press, pp. 1-74, 735-789
- [1.5.5] Palik, E. D., 1998, "Handbook of optical constants of solids," Academic Press, pp.

- [1.5.6] ASTM, 1985, "Standard Test Method for Steady-State Heat Flux Measurements and Thermal Transmission Properties by Means of the Guarded-Hot-Plate Apparatus,"
- [2.1.1] Sara, O. N., Yapici, Yilmaz, M., 2001, "Second Law Analysis of Rectangular Channels with Square Pin-fins," *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 28, No. 5, pp. 617-630
- [2.1.2] Shaukatullah, Storr, W. R., Hansen, B. J., and Gaynes, M. A., 1996, "Design and Optimization of Pin Fin Heat Sinks for Low Velocity Applications," *IEEE Transactions on components, Packing and Manufacturing Technology-Part A*, Vol. 19, No. 4
- [2.1.3] Sparrow, E. W. and Larson, E. D., 1982, "Heat Transfer from Fin-Fins Situated in an Oncoming Longitudinal Flow which Turns to Crossflow," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 25, No. 5, pp. 603-614
- [2.1.4] Ledezma, G., Morega, A. M. and Bejan, A., 1996, "Optimal Spacing between Pin Fins with Impinging Flow," *Transactions of the ASME*, Vol.118
- [2.1.5] Maveety, G. J. and Hendricks, J. F., 1999, "A Heat Sink Performance Study Considering Material, Geometry, Nozzle Placement and Reynolds Number with Air Impingement," *Transactions of the ASME*, Vol. 121
- [2.2.1] Go, J. S., Kim, S. J., Lim, G., Yun, H., Lee, J., Song, I., and Park, Y. E., 2001, "Heat transfer enhancement using flow-induced vibration of a microfin array," *Sens. Actuators A*, Vol. 90, pp. 232-239.
- [2.2.2] Kim, S. J. and Jang, S. P., 2002, "Effects of the Darcy number, the Prandtl number and the Reynolds number on local thermal non-equilibrium," *Int. J. Heat Mass Transfer* Vol. 45, pp. 3885-3896.
- [2.2.3] Kim, S. J. and Kim, D., 1999, "Forced convection in microstructures for electronic equipment cooling," *ASME J. Heat Transfer* Vol. 121, pp. 639-645.
- [2.2.4] Blevins, R. D., 1992, "Applied fluid dynamics handbook," Krieger publishing company, Chapter 6.
- [2.2.5] Jang, S. P., Kim, S. J., and Paik, K. W., 2003, "Experimental investigation of thermal characteristics for a microchannel heat sink subject to an impinging jet, using a micro-thermal sensor array," *Sensors and Actuators A*.
- [2.2.6] Lau, K. S., Mahajan, R. L., 1989, "Effects of tip clearance and fin density on the performance of heat sinks for VLSI packages," *IEEE Trans. Components, Hybrids, and Manufacturing Technology*, Vol. 12 pp. 757-765.
- [2.2.7] C. Hilbert, S. Sommerfeldt, O. Gupta, D. J. Herrell, High performance air cooled heat sinks for integrated circuits, *IEEE Trans. Components, Hybrids, and Manufacturing Technology*, 13 (1990) 1022-1031.
- [2.2.8] R. W. Knight, J. S. Goodling, D. J. Hall, Optimal thermal design of forced

- convection heat sinks-analytical, ASME J. Electronic Packaging, 113 (1991) 313-321.
- [2.4.1] Metrol, A., Greif, R. and Zvirin, Y., 1982, "Two-Deimensional Study of Heat Transfer and Fluid Flow in a Natural Circulation Loop," J. Heat Transfer, Vol. 104, pp. 508-514
- [2.4.2] 김종수, 이육현, 이종현, 정현석, 김정훈, 장인성, 1999, "진동세관형 히트 파이프의 유동가시화," 대한기계학회 열공학부문 학술대회 논문집, pp. 65-70
- [2.4.3] 이육현, 이기우, 박기호, 이계중, 노승용, 2003, "소결워를 사용한 LHP의 작동 특성에 관한 연구," 대한설비공학회 하계학술대회 논문집, pp. 357-362
- [2.4.4] Chen, K. S., Chen, Y. Y., Shiao, S. W. and Wang, P. C., 1991, "An Experimental Study of Steady-State Behavior of a Two-phase Natural Circulation Loop," Energy Convers. Mgmt., Vol. 31, No. 6, pp. 553-559
- [2.4.5] Chen, K. S., Tsai, S. T. and Yang, Y. W., 1994, "Heat Transfer Performance of Double-loop Separate-type Heat Pipe : Measurement Results," Energy convers. Mgmt., Vol. 35, No. 12, pp. 1131-1141
- [2.4.6] McDonald ,T. W. and Ali, A. F. M., 1977, "Thermosyphon Loop Performance Characteristics : Part 1. Experimental study," ASHRAE Trans., Vol. 83, Part II, pp. 250-259
- [2.4.7] Ali, A. F. M. and McDonald ,T. W. 1977, "Thermosyphon Loop Performance Characteristics : Part 2. Simulation Program," ASHRAE Trans., Vol. 83, Part II, pp. 260-278
- [2.4.8] McDonald ,T. W. and Ali, A. F. M., 1977, "Thermosyphon Loop Performance Characteristics : Part 3. Simulated Performance," ASHRAE Trans., Vol. 83, Part II, pp. 279-287
- [3.1.1] Woo, S. W. and Song, T.H., "Measurement of a gas temperature profile using spectral intensities at CO₂ 4.3 m", Int. J. Therm. Sci. 41(2002), 883-890.
- [3.1.2] Buchele, D.R., "Computer programfor calculation of a gas temperature profile by infrared emission-absorption spectroscopy", NASA(1977), TM-73848.
- [3.1.3] Yang, S.S and Song, T. H., "An improved WSGGM-based narrow band model for the CO₂ m band", Int. J. Therm. Sci. 38(1999), 228-238.
- [3.1.4] Kim, H.K. and Song, T.H., "Measurement of gas temperature distributions in a test furnace using spectral remote sensing", JQSRT 73(2002), 517-528.
- [3.1.5] Twomey, S., "On the numerical solution of Fredholm integral equations of the first kind by the inversion of the linear system produced quardrature", J. Assoc. Comput. Mach. 10(1963), 97-101.
- [3.1.6] Vardi, Y., and Lee, D., "From image deblurring to optimal investments; maximum likelihood solutions for positive linear inverse problems", J.R. Statist. B(1993), 569-612.

- [3.1.7] Chaine, M.T., "Determination of the temperature profile in an atmosphere from its outgoing radiance", *Journal of the Optical Society of America* 58(1968), 1634-1637.
- [3.1.8] Kim, H.K. and Song T.-H., Characteristics of SRS inversion for measurement of temperature and CO₂ concentration profile of a combustion gas layer, *Journal of Quantitative Spectroscopy & Radiative Transfer* 86(2004),
- [3.1.9] Kim, H. K, and Song, T.-H., Determination of the gas temperature profile in a large-scale furnace using a fast/efficient inversion scheme for the SRS technique, *Proceedings of the fourth international symposium on radiative transfer (2004)*, 375-385
- [3.2.1] Saboya, F. E. M and Sparrow, E. M., 1974, "Local and Average Transfer Coefficients for One-Row Plate Fin and Tube Heat Exchanger Configurations," *Journal of Heat Transfer*, pp. 265-272
- [3.2.2] Chyu, M. K., 1990, "Heat Transfer and Pressure Drop for Short Pin-Pin Arrays with Pin-Endwall Fillet," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 926-932
- [3.2.3] Neal, S. B. H. C., Northover, E. W. and Hitchcock, J. A, 1970, "The Development of a Technique for Applying Naphthalene to Surface for Mass Transfer Analogue Investigations," *Journal of Phys. E:Sci. Instrum.* 3, pp. 636-638
- [3.2.4] Neal, S. B. H. C., 1975, "The Development of the Thin-Film Naphthalene Mass-Transfer Analogue Technique for the Direct Measurement of Heat-Transfer Coefficients," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 18, pp. 559-567
- [3.2.5] Kim, J. Y, 2002, "평판형 환-관 열교환기에서의 관의 위치 및 배열에 따른 열전달 특성에 대한 실험적 연구, Experimental Studies of Effect of Tube Location and Arrangement on Heat Transfer Characteristics for Plate-Finned Tube Heat Exchanger," 한국과학기술원 박사학위논문
- [3.4.1] Kim, J., Whitten, M, Quine, R. W., and Kalkur, T.S., 1998, "Design and development of a diode array for use in boiling heat transfer," *Journal of Japan Society of Microgravity Application*, Vol.15, pp.202-207.
- [3.4.2] Sedra, S. and Smith, K. C., 1998, "Microelectronic circuits," 4th ed. Oxford U. Press, New Work, pp. 135-136.
- [6.1] Rlee, G. H. and Sung, H. J., 2000, "Enhancement of Heat Transfer in Turbulent Separated and Reattaching Flow by Local Forcing," *Numerical Heat Transfer A*, Vol.37, pp.733-753.
- [6.2] Chun, K. B. and Sung. H. J., 1996, "Control of Turbulent Separated Flow over a Backward-facing Step by Local Forcing," *Exp. Fluids*, Vol.21, pp.417-426.
- [6.3] Rlee, G. H. and Sung, H. J., 2000, "Numerical Prediction of Locally-forced Turbulent Separated and Reattaching Flow," *Fluid Dynamics Research*, Vol.26, Issue 6, pp.421-436.
- [6.4] Kiya, M., Shimizu, M., Mochizuki, O., Ido, Y. and Tezuka, H., 1993, "Active Forcing

- of an Axisymmetric Leading-edge Turbulent Separating Bubble," AIAA pp.93-3245.
- [6.5] Ghaddar, N. K., Korczak, K. Z., Mikic, B. B. and Patera, A. T., 1986, "Numerical investigation of incompressible flow in grooved channels. Part 1. Stability and self-sustained oscillations.", J. Fluid Mech., Vol.163, pp.99-127.
- [6.6] Ghaddar, N. K., Korczak, K. Z., Mikic, B. B. and Patera, A. T., 1986, "Numerical investigation of incompressible flow in grooved channels. Part 2. Resonance and oscillatory heat-transfer enhancement", J. Fluid Mech., Vol.168, pp.541-567.
- [6.7] Amon, C. H. and Mikic, B. B., 1991, "Spectral Element Simulations of Unsteady Forced Convective Heat Transfer : Application to Heat Exchanger Geometries, " Numerical Heat Transfer, Vol19, pp. 1-19.
- [6.8] Azar, K., 1992, "Enhanced Cooling of Electric Components by Flow Oscillation.", J. Thermophysics Heat Transfer, Vol. 6. , pp. 700-706.
- [6.9] Suzuki, K., Xi, G. N., Inaoka, K. and Hagiwara, Y., 1994, "Mechanism of Heat Transfer Enhancement due to Self-sustained Oscillation for In-line Fin Array," Int. J. of Heat Mass Transfer, Vol. 37, pp. 83-96.

[별지 제16호 서식]

특정연구개발사업 연구결과 활용계획서				
사업명	중사업명	국가지정연구실사업		
	세부사업명			
과제명		첨단 고성능 전열기기의 열전달 촉진 및 억제 기술		
연구기관		한국과학기술원	연구책임자	현재민
총연구기간		1999년. 09 월. 01 일. ~ 2004 년. 08 월. 31일. (60개월)		
총 연구비 (단위 : 천원)		정부출연금	민간부담금	합계
		1,440,161		1,440,161
기술분야		기계설비분야(200)/설계엔지니어링 기술(210)/열전달 해석기술(215)		
참여기업				
공동연구기관				
위탁연구기관				
연구결과활용 (해당항목에(√) 표시)		1. 기업화 ()	2. 기술이전(√)	3. 후속연구추진()
		4. 타사업에 활용()	5. 선행 및 기초 연구(√)	6. 기타목적활용(교 육,연구)(√)
		8. 기타()		
<p>특정연구개발사업 처리규정 제 31조(연구개발결과의 보고) 제 2항에 의 거 연구결과 활용계획서를 제출합니다.</p> <p>첨부 : 1. 연구결과 활용계획서 1부. 2. 기술요약서 1부</p> <p style="text-align: right;">2004 년 8 월 30 일</p> <p style="text-align: right;">연구책임자 : 현재민 (인) 연구기관장 : Robert B. Laughlin (직인)</p>				
<p>과학기술부장관 귀하</p>				

[첨부1]

연구결과 활용계획서

1. 연구목표 및 내용

본 연구를 통하여 건물 자동차 냉난방 기기 및 단열재, Compact Heat Exchangers, Microchannel Heat Sinks, Micro Heat Pipes 등 여러 산업 분야에 쓰일 수 있는 열전달 촉진 및 억제에 관한 신기술을 확보하고, 산업적 응용이 가능한 설계기술, 측정기술 등 기반기술을 개발하고자 한다.

구 분	연구개발 목표
1단계(2년)	밀폐공간내부의 자연대류 촉진/억제 기반기술 개발 관형 Fin/ 원관의 열전달 특성 파악 Microscale에서의 이동 현상을 정확하게 예측할 수 있는 이론적 모델 정립
2단계(3년)	자연대류의 촉진/억제 기술의 응용, 설계, 운전 기법 개발 Louver Fin 등에서의 열전달 특성 파악 및 열교환기 성능 예측 기법의 개발 Micro Channel Heat Sink, Micro Heat Pipe 설계 및 측정기술 확보 열전달 제어기술 관련 첨단 측정 기술 개발

1. 열전달 억제 및 촉진 기술

회과 열교환기의 열전달 특성 연구, 3차원 6면 요철이 주기적으로 위치한 관 내 열전달 상승에 관한 연구, 자연대류공진을 이용한 밀폐용기 내부 열전달 촉진 기술, 실제적 조건을 가지는 시스템의 유동공진을 이용한 열전달 촉진 기술, MEMS 공정 기술을 이용한 슈퍼 단열 칩의 개발의 5 가지의 세부 연구를 통해 열전달 억제 및 촉진 기술에 대한 연구를 수행하였다.

2. 반도체 냉각 기술

경사진 층동제트를 이용한 핀 힛트 싱크의 열특성 연구, 층동 제트를 가지는 마이크로 채널 힛트 싱크에서 유체 및 열 성능에 관한 실험적 연구, MMC (Manifold Microchannel) Heat Sink 수치 최적화, 열원 냉각용 루프 써모사이폰의 작동 특성 연구, Micro/Miniature Heat Pipe 열성능 최적화 연구의 5가지의 세부 연구를 통해 반도체 냉각 기술 향상에 대한 연구를 수행하였다.

3. 최첨단 측정 기술

SRS를 이용한 연소가스의 온도분포 측정기술 개발, 레이저를 이용한 열전달 계수 측정기술 개발, Micro-thermal Sensor Array 개발, Diode Temperature Sensor Array (DTSA) 개발의 4가지 세부 연구를 통해 열전달에 관련 측정 기술을 개발하였다.

2. 연구수행결과 현황 (연구종료시점까지)

가. 특허(실용신안) 등 자료목록

발명명칭	특허공고번호 출원(등록)번호	공고일자 출원(등록) 일자	발명자 (출원인)	출원국	비고
안구의 복사에너지를 이용한 채온 측정계	10-2001-20333	2001.4.	KAIST	한국	
박막형 미소온도 센서와 박막형 미소온도 센서의 제작방법	10-2002-0038276	2002.7.3	KAIST	한국	
용모면에 분출되는 경사제트를 이용한 고성능 히트 싱크	PCT/KR00/01528	2002.8.23	KAIST	한국, 중국, 미국	

나. 프로그램 등록목록

프로그램 명칭	등록번호	등록일자	개발자	비고

다. 노하우 내역

- 3차원 유동, 열전달 계산 그리드 작성
- 해당 유동에 따른 다변수 최적화 기법
- 유동 패턴 해석
- 대류 현상에 대한 수치해석기법 및 실제 시스템에 적용하고 해석하는 기법

라. 발생품 및 시제품 내역

- Micro-thermal Sensor Array
- Micro Temperature Sensor Array (MTSA)

바. 논문게재 및 발표 실적

○ 논문게재 실적

학술지 명칭	제목	게재연월 일	호	발행 기관	국명	SCI 게재 여부
International Journal of Heat and Mass Transfer	Transient cool-down of a porous medium in pulsating flow	1999	42	Elsevier Science Ltd.	영국	○
Numerical Heat Transfer, Part A	Primary and secondary instabilities in a glass-melting surface	1999	36	Taylor & Francis, INC.	미국	○
Int. J. Thermal Science	An improved WSGGM-based narrow band model for the CO ₂ 4.3 um band	1999	38	Elsevier Science Ltd.	영국	○
Fluid Dynamics Research	Flow and heat transfer in a pipe containing a coaxially-rotating disk.	2000	26	Elsevier Science Ltd.	영국	○
Int. J. of Thermophysics	Effective thermal conductivity and permeability of aluminum foam materials.	2000	21	Kluwer Academic Publishers	네델란드	○
JSME International Journal of B-Fluid Transfer	Buoyant convection in an enclosure under time-dependent boundary conditions	2000	43	JSME	일본	○
International Journal of Heat and Mass Transfer	Oscillatory enclosed buoyant convection of a fluid with the density maximum	2000	43	Elsevier Science Ltd.	영국	○
International Journal of Heat and Mass Transfer	On the local thermal equilibrium in microchannel heat sinks	2000	43	Elsevier Science Ltd.	영국	○
ASME Journal of Heat Transfer	Discussion on Heat Transfer Measurement and Analysis for Sintered Porous Channels	2000	122	ASME	미국	○
International Journal of Heat and Mass Transfer	Buoyant convection in a vertical cylinder with azimuthally-varying sidewall temperature.	2000	43	Elsevier Science Ltd.	영국	○
International Journal of Heat and Mass Transfer	Buoyant heat transfer in a rotating cup-like cavity.	2000	43	Elsevier Science Ltd.	영국	○
J. Quantitative Spectroscopy and Radiative Transfer	Data base of WSGGM-based spectral model for radiation properties of combustion products	2000	64	Elsevier Science Ltd.	영국	○

Int. J. Heat and Mass Transfer	Natural convection around horizontal downward-facing plate with rectangular grooves: experiments and numerical simulations	2000	43	Elsevier Science Ltd.	영국	○
J. Quantitative Spectroscopy and Radiative Transfer	Error analysis of spectral remote sensing by CO ₂ 4.3um band in various temperature profiles	2000	66	Elsevier Science Ltd.	영국	○
ASME J. Heat Transfer	Discrete ordinates interpolation method applied to irregular three-dimensional geometries	2000	4	ASME	미국	○
Numerical Heat Transfer, Part B	Convergence characteristics of temperature in radiation problems	2001	40	Taylor & Francis td.	영국	○
Int. J. Heat and Mass Transfer	Numerical simulation of the stability of steadily cooled flowing layer	2001	44	Elsevier Science Ltd.	영국	○
Int. J. Thermal Science	Measurement of gas temperature profile using spectral intensity from CO ₂ 4.3um band	2001	41	Elsevier Science Ltd	영국	○
International Journal of Heat and Mass Transfer	Experimental and numerical analysis of heat transfer phenomena in a sensor tube of a mass flow controller	2001	44	Elsevier Science Ltd.	영국	○
ASME Journal of Heat Transfer	Thermal interaction at the interface between a porous medium and an impermeable wall	2001	123	ASME	미국	○
Experiments in Fluids	An experimental study of large-scale vortices over a blunt-faced flat plate in pulsating flow	2001	30	Springer	독일	○
International Journal of Heat and Mass Transfer	An experimental study on cool-down of a heterogeneous porous body in throughflow	2001	44	Elsevier Science Ltd.	영국	○
International Journal of Heat and Mass Transfer	Buoyant convection in a side-heated cavity under gravity and oscillations	2001	44	Elsevier Science Ltd.	영국	○
International Journal of Heat and Mass Transfer	Effect of circumferential variation of sidewall temperature on buoyant convection in a vertical cylinder	2001	44	Elsevier Science Ltd.	영국	○
International Journal of Heat and Mass Transfer	Finite-wall effect on buoyant convection in an enclosure with pulsating exterior surface temperature	2001	44	Elsevier Science Ltd.	영국	○

Journal of Fluid Mechanics	Transient response of a compressible fluid in a rapidly rotating circular pipe	2001	42	Cambridge University	영국	○
Numerical Heat Transfer Part A-Applications	Buoyant convection in a square cavity partially filled with a heat-generating porous medium	2001	40	Taylor & Francis, INC.	미국	○
J. Fluids Engineering-Transaction of the ASME	Velocity measurements of vortex breakdown in an enclosed cylinder	2001	123	ASME	미국	○
J. Quantitative Spectroscopy and Radiative Transfer	Measurement of gas temperature distributions in a test furnace using spectral remote sensing	2002	73	Elsevier Science Ltd.	영국	○
Int. J. Heat and Mass Transfer	Microscopic phenomena and macroscopic evaluation of heat transfer from plate fins/circular tube assembly using naphthalene sublimation technique	2002	45	Elsevier Science Ltd.	영국	○
ASME J. Heat Transfer	Enclosed buoyant convection with internal heat generation under oscillating sidewall temperature	2002	124	ASME	미국	○
J. Fluid Mech.	Transient motion of a confined stratified fluid induced simultaneously by sidewall thermal loading and vertical throughflow	2002	541	Cambridge Univ. PRE	미국	○
Fluid Dyna. Research	The Stokes-flow friction on a wedge surface by the sliding of a plate	2002	30	Elsevier	일본	○
Int. J. Heat and Fluid Flow	Spin-up of a liquid with a density maximum in a cylinder	2002	23	Elsevier	미국	○
J. Thermo. and Heat Transfer	Stokes flow induced by a sliding smooth plate over a finned plate	2002	16	Amer INST.	일본	○
ASME J. Heat Transfer	Thermal optimization of a circular-sectored finned tube using a porous medium approach	2002	124	ASME	미국	○
Int. J. Heat Mass Transfer	Effects of the Darcy number, the Prandtl number and the Reynolds number on the local thermal equilibrium	2002	45	Elsevier	영국	○
Int. J. Heat and Mass Transfer	Numerical optimization of the thermal performance of microchannel heat sink	2002	45	Elsevier Science Ltd.	영국	○
Numerical Heat Transfer, Part A	Enclosed buoyant convection of a variable-viscosity fluid under time-periodic thermal forcing.	2003	43	Taylor & Francis Ltd.	영국	○
Int. J. Heat and Mass Transfer	Three-dimensional numerical optimization of a manifold microchannel heat sink	2003	46	Elsevier Science Ltd.	영국	○
Numerical Heat Transfer, Part A	Transient buoyant convection in an enclosure by sudden imposition of gravity.	2003	44	Taylor & Francis Ltd.	영국	○

International Journal of Heat and Mass Transfer	Transient buoyant convection of a power-law non-Newtonian fluid in an enclosure	2003	46	Elsevier Science Ltd.	영국	○
Sensors and Actuators A : Physical	Experimental investigation of thermal characteristics for a microchannel heat sink subject to an impinging jet, using a micro-thermal sensor array	2003	105	Elsevier Science Ltd.	영국	○
Int. J. Heat and Mass Transfer	Analytical and Experimental Investigation on the Operational Characteristics and the Thermal Optimization of a Miniature Heat Pipe with a Grooved Wick Structure	2003	46	Elsevier Science Ltd.	영국	○
Int. J. Thermal Science	Comparison of three discrete ordinates methods applied to two-dimensional curved geometries	2003	42	Elsevier Science Ltd	영국	○
Int. J. Heat and Mass Transfer	Effect of tube alignment on the heat/mass transfer from a plate fin and two-tue assembly: naphthalene sublimation results	2003	46	Elsevier Science Ltd.	영국	○
J. Quantitative Spectroscopy and Radiative Transfer	Characteristics of SRS inversion for measurement of temperature and CO2 concentration profile of a combustion gas layer	2004	86	Elsevier Science Ltd.	영국	○
ASME J. of International Electronic Packaging	Compact Modeling of Fluid Flow and Heat Transfer in Straight Fin Heat Sinks	2004	126	ASME	미국	○
Int. J. Thermal Sciences	Time dependent buoyant convection in an enclosure with discrete heat sources.	2004	43	Elsevier Science Ltd.	영국	○
Numerical Heat Transfer, Part A	Mixed convection from a multi-block heater in a channel with imposed thermal modulation.	2004	45	Taylor & Francis Ltd.	영국	○
Numerical Heat Transfer, Part A	Buoyant convection of a power - law fluid in an enclosure filled with heat generating porous media	2004	45	Taylor & Francis Ltd.	영국	○
J.Porous Medium	Transient buoyant convection in a porous-medium enclosure by sudden imposition of gravity.	in press		Begell House	미국	○
ASME J. Heat Transfer	A novel methodology for thermal analysis of a composite system consisting of a porous medium and an adjacent fluid layer	in press		ASME	미국	○
Int. J. Thermal Sciences	Buoyant convection in an enclosure with discrete protruding heaters.	Submitted		Elsevier Science Ltd.	영국	○
Int. J. Heat and Mass Transfer	Study on the transient characteristic of the sensor tube of a thermal mass flow meter	Submitted		Elsevier Science Ltd.	영국	○

대한기계학회	다공성 매질에서 local thermal equilibrium에 관한 연구	2002	8	대한기계학회	한국	
대한기계학회	다공성 매질과 비투과성 벽면사이의 경계면에 대한 열적 경계 조건	2000	12	대한기계학회	한국	
계: 건수	57편 (55편 게재, 2편 제출)					

○ 학술회의 발표 실적(필요시 별지사용)

학술회의 명칭	제목	계재연월일	국명
대한기계학회 추계학술대회	다공성 매질 접근법을 이용한 마이크로채널 히트 싱크 내의 열 및 유체 이동 해석	1999.10	한국
4th JSME-KSME	Experimental and Numerical Analysis of Heat Transfer Phenomena in a Sensor Tube of a Mass Flow Controller	2000.10	일본
4th JSME-KSME	On the Thermal Boundary Conditions at the Interface between a Porous Medium and an Impermeable Wall	2000.10	일본
4th JSME-KSME	Analysis of forced convection in a tube with circular-sectored fins	2000.10	일본
4th JSME-KSME	Three-dimensional analysis for the film flow with condensation on a grooved vertical tube	2000.10	일본
4th JSME-KSME	Thermal Optimization of a Miniature Heat Pipe with a Grooved Wick Structure Encountered in Electronic Equipment Cooling	2000.10	일본
대한기계학회 춘계학술대회	질량 유량계 센서관에서 열전달 현상에 대한 수치적 해석 및 실험적 연구	2000.4	한국
대한기계학회 춘계학술대회	원관내 부채꼴 원 주위에서의 열전달 최적화	2000.4	한국
Proc. of the 7th Australasian Heat and Mass Transfer Conference	Unsteady Buoyant Convection of an Enclosure Fluid	2000.7	호주
대한기계학회 춘계학술대회	사각 밀폐용기 내부의 밀도 최대치를 가지는 유체의 공진현상	2000.4	한국
대한기계학회 춘계학술대회	방위각방향 온도변화를 가지는 실린더내의 부력 유동	2000.4	한국
대한기계학회 추계학술대회	Natural convection in an enclosure under time dependent gravity	2000.11	한국
대한기계학회 추계학술대회	Enclosed buoyant convection with internal heat generation under oscillating sidewall temperature	2000.11	한국
대한기계학회 추계학술대회	Transient 3-D buoyant convection in a vertical cylinder with sidewall of azimuthal temperature variation	2000.11	한국
대한기계학회 추계학술대회	Spin-up of water near 4°C in a cylinder	2000.11	한국
대한기계학회	그루브 워 구조를 가진 소형 히트 파이프의 최적화된 워 구조에 관한 연구	2000.6	한국
대한기계학회논문집	파장별 복사강도를 사용한 온도 역계산의 적용	2000	한국

Proc. of the Pacific Rim / ASME Int. Electronic Packaging Tech. Conference and Exhibition	Mathematical Model and Thermal Optimization of a Miniature Heat Pipe with a Grooved Wick Structure for Electronic Equipment Cooling	2001.7.	미국
2002 Inter Society Confer. on Thermal Pheno.	Experimental analysis of shrouded pin fin heat sinks for electronic equipment cooling	2002	미국
Twelfth Int. Heat Transfer Confer.	Thermal analysis of an internally finned tube using a porous medium approach	2002	프랑스
5th JSME-KSME	Thermal Analysis of an Internally Finned Tube Using a Porous Medium Approach	2002	일본
대한 기계학회 2002 추계학술대회	다공성 매질 접근법을 이용한 내부 핀-관의 열적 해석	2002	한국
5th JSME-KSME	Analysis of unsteady two-dimensional flow in a diffuser micropump	2002	일본
Twelfth Int. Heat Transfer Confer.	Thermal analysis of an internally finned tube using a porous medium approach	2002	프랑스
5th JSME-KSME	Thermal Analysis of an Internally Finned Tube Using a Porous Medium Approach	2002	일본
5th JSME-KSME fluids Engineering Conference	Flow visualization and measurement of pressure drop in a plate fins/circular tube assembly	2002	일본
IMECE'03	Study on the transient characteristic of the sensor tube of a thermal mass flow meter	2003.11	미국
하계설비공학회	안정성증화된 Lid-driven cavity에서의 혼합대류 열전달	2003	한국
대한기계학회지 B권	제어체적 복사 열정산을 위한 구분종좌표보간법의 오차 및 보정방안	2003	한국
대한기계학회지 B권	경사진 충돌제트를 이용한 핀 환 히트 싱크의 열특성 연구	2004	한국
대한기계학회 춘계학술대회	미소 유량 센서에 관한 실험적 연구	2004.4	한국
대한기계학회 춘계학술대회	EK Pumps에서의 유동에 관한 연구	2004.4	한국
2nd BSME - ASME International Conference on Thermal Engineering	Buoyant Convection in an Enclosure under Time - Dependent Boundary Conditions	2004	미국
Itherm conference	Determination of unknown coefficient in stress and flux conditions	2004.6	미국
계: 건수	34편		

3. 연구성과

※ 기술이전이나 기업화 완료(추진중 포함) 실적

4. 기술이전 및 연구결과 활용계획

가. 당해연도 활용계획(6하원칙에 따라 구체적으로 작성)

나. 활용방법

본 연구에서 개발된 유동공진을 이용한 열전달 촉진 기술은 시스템 내부를 변경하지 않는 장점으로 현재 사용되고 있는 열시스템에 적용하여 제품 경쟁력을 향상시킬 것으로 판단된다. 열교환기, 전자장비 냉각, 차세대 디스플레이 등의 성능 및 열적 신뢰성 향상에 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

다. 차년도이후 활용계획(6하원칙에 따라 구체적으로 작성)

5. 기대효과

본 연구에서 개발되어진 열전달 촉진 및 억제 기술은 응축기, 증발기 등의 열 교환기기에 응용하여 최적 설계를 통한 높은 효율을 가지는 열교환기 설계에 기여할 수 있다. 특히, 본 연구에서 개발된 유동공진을 이용한 열전달 촉진 기술은 시스템 내부를 변경하지는 장점으로 현재 사용되고 있는 열시스템에 적용하여 제품 경쟁력을 향상시킬 것으로 판단된다. 열교환기, 전자장비 냉각, 차세대 디스플레이 등의 성능 및 열적 신뢰성 향상에 활용될 수 있을 것으로 기대된다. 본 연구에서 얻어진 결과들을 바탕으로 만들어지는 단열 칩은 두께 10센티미터 정도의 폴리우테탄, 혹은 스티로폼의 단열성능을 가지게 되어, 고성능 버블젯 프린팅, PCR 칩, 연료전지, 극소형 냉동기기 등의 고부가가치 상품에 적용할 수 있을 것이며, 차차 저가양산화가 되면 냉장고 등의 일상용품에도 응용이 가능해 질 것으로 기대한다. 본 연구의 반도체 냉각 기술의 개발은 빠른 속도로 진보하고 있는 컴퓨터, 통신 기기 등의 전자 장비에 적용 할 수 있다. 층돌 제트를 가지는 편 환 및 마이크로 채널 히트 싱크의 최적 설계는 전자 장비 냉각 장비로 보편적으로 상용되는 히트 싱크의 제작에 유용하게 쓰이게 된다. 마지막으로 본 연구를 통해 개발되어진 측정 기술은 국내외 최초로 시도되는 최첨단 기술이다. SRS를 이용한 연소 가스의 온도 분포 측정 기술은 환경 및 대기 과학 분야에서 대기 중의 오염 물질 농도 분포 측정에도 활용이 가능하며, 인체 내부의 질병과 관련된 화학종의 농도 분포를 측정하는 의료 산업에도 유용하게 적용될 수 있다. 특히 본 연구를 통해 개발되는 Micro-thermal Sensor Array와 Micro Temperature Sensor Array 는 마이크로/나노 시스템에서의 유동 및 열전달 현상을 규명하는데 필수적으로 활용 될 수 있다.

본 연구를 통해 개발 되어진 Micro Temperature Sensor Array는 과도 열전달 현상을 이용한 열적 지문 인식 방법으로 사용될 수 있으리라 예상된다. 이 경우, 이 기술을 활용한 제품의 생산 시 예상되는 국내 시장 점유율은 약 20% 정도로 예상되면 50억-200억 정도의 국내 시장 및 신규 시장에서의 시장 규모를 차지할 것으로 예상된다. 또한 본 연구를 통해 개발된 박막형 미소센서와 박막형 미소 온도 센서의 제작 기술을 활용한 제품의 생산 시 예상되는 국내 시장 점유율은 30-50%로 예상되어 지만 약 50억 정도의 시장 규모를 차지 할 것으로 예상된다.

6. 문제점 및 건의사항 (연구성과의 제고를 위한 제도·규정 및 연구관리 등의 개선점을 기재)

[첨부2]

기술 요약서

■ 기술의 명칭

체온계 (A CLINICAL THERMOMETER) 과도 열전달 현상을 이용한 열적 지문 인식 방법 박막형 미소온도센서와 박막형 미소온도센서의 제작 방법

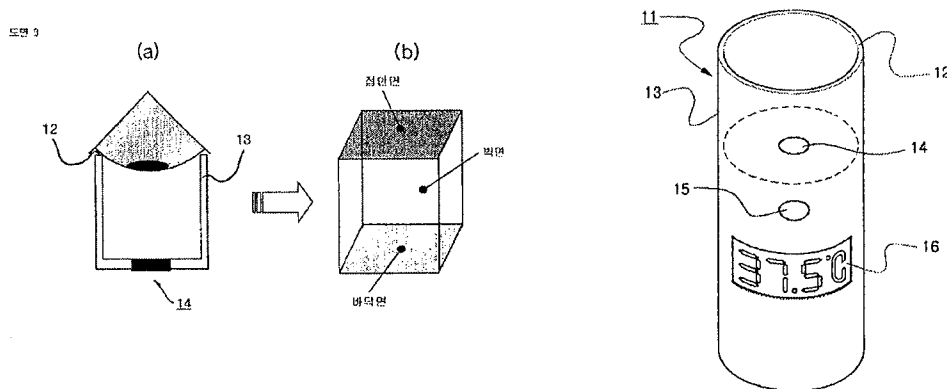
■ 기술을 도출한 과제현황

과제관리번호	2000-N-NL-01-C-134			
과제명	첨단 고성능 전열기기의 열전달 촉진 및 억제기술			
사업명	국가지정연구실 사업			
세부사업명				
연구기관	한국과학기술원	기관유형		
참여기업	없음			
총연구기간	1999.9.01~2004.8.31			
총연구비	정부(1,440,161)천원 민간()천원 합계(1,440,161)천원			
연구책임자 1	성명	현재민	주민번호	460903-1068327
	근무기관 부서	한국과학기술원 기계공학과	E-mail	jmhyun@kaist.ac.kr
	직위/직급	교수	전화번호	42-869-3052
연구책임자 2	성명	김성진	주민번호	600205-1042329
	근무기관 부서	한국과학기술원 기계공학과	E-mail	sungjinkim@kaist.ac.kr
	직위/직급	교수	전화번호	42-869-3043
실무연락책임자	성명	한일영	소속/부서	한국과학기술원/기계공학
	직위/직급	박사과정	E-mail	nyoung1@kaist.ac.kr
	전화번호	42-869-3083	FAX	42-869-8207
	주소	(305-701) 대전유성구 구성동 373-1 한국과학기술원 기계공학과		

■ 기술의 주요내용 I

[기술의 개요]

종래의 이도에 삽입하는 방식의 적외선 복사를 이용한 체온계의 장점인 정확성과 신속성을유지하면서, 환자에게 불편감을 주지 않고, 장시간 측정시에도 손질을 필요로 하지 않고 편리하게 체온을 측정할 수 있는 체온계를 제공한다. 체온계는 그의 개구 둘레부가 피측정자의 안구둘레의 피부와 접촉하며, 상기 개구 둘레부분을 따라서 아래쪽으로 연장되는 둘레벽 및, 피측정 안구로부터의 적외선 복사에너지를 전기신호로 변환하기 위한 적외선 센서가 바닥면에 설치된 개방된 통형상의 접안부와, 상기 적외선 센서로부터의 전기신호를 수신하여 검출된 데이터로부터 피측정자의 체온을 결정하기 위한



검출신호 연산수단, 및 연산된 온도를 표시하는 표시부를 포함하여 구성된다.

<기술적 특징>

(1) 본 기술은 피측정자의 안구에서 발생하는 적외선 복사에너지를 이용한 체온계로서, 그의 개구 둘레부가 피측정자의 안구둘레의 피부와 접촉하며, 상기 개구 둘레부분을 따라서 아래쪽으로 연장되는 둘레벽 및 피측정안구로부터의 적외선 복사 에너지를 전기신호로 변환하기 위한 적외선 센서가 바닥면에 설치된 개방된 통형상의 접안부와 상기 적외선 센서로부터의 전기신호를 수신하여 검출된 데이터로부터 피측정자의 체온을 결정하기 위한 검출신호 연산수단, 및 연산된 온도를 표시하는 표시부를 포함하여 구성되는 체온계를 제공한다.

(2) 접안부의 둘레부에 안구를 둘러싸는 피부면을 접촉시키면, 안구는 접안부의 바닥면에 있는 적외선 센서와 대향하게 되며, 접안부가 안구에 의하여 폐쇄되어 접안부의 내부에 빈 부분이 형성된다. 둘레벽면과 바닥면의 온도 및 접안부 내부의 빈 부분에 차있는 공기의 온도는 외부의 온도와 동일하며, 안구와의 접촉면의 온도는 체온과 같다. 아울러 빈 부분은 공기로 채워져 있으며, 공기의 대부분은 질소와 산소로 구성되어 있으므로 복사에너지를 흡수 및 분산이 매우 적다.

(3) 안구내부의 온도는 접안부의 바닥면의 온도보다 높기 때문에 안구로부터 바닥면을 향하여 복사열의 전달이 발생하게 된다. 이 때, 접안부의 바닥면에 위치한 적외선 센서가 복사열을 흡수하여 기전력을 발생시키는데, 이 기전력의 크기는 복사열전달량과 함수관계를 가진다. 또한 복사열 전달량과 눈 내부사이에서의 온도는 빈의 법칙에 의해 결정되므로, 센서에서 발생한 기전력과 눈 내부의 온도는 함수관계를 가진다.

[용도·이용분야]

(1) 의료용 체온계

■ 기술의 개발단계 및 수준

[기술의 완성도] (1개씩 선택(√호 표시)하여 주십시오)

	① 기초, 탐색연구단계 : 특정용도를 위해 필요한 신 지식을 얻거나 기술적 가능성을 탐색하는 단계
√	② 응용연구단계 : 기술적 가능성의 실증, 잠재적 실용화 가능성의 입증 등 실험실적 확인 단계
	③ 개발연구단계 : Prototype의 제작, Pilot Plant Test 등을 행하는 단계
	④ 기업화 준비단계 : 기업화에 필요한 양산화 기술 및 주변 기술까지도 확보하는 단계
	⑤ 상품화 완료단계

[기술의 수명주기] (1개씩 선택(√호 표시)하여 주십시오)

√	① 기술개념 정립기 : 기술의 잠재적 가능성만 있는 단계
	② 기술실험기 : 기술개발에 성공했으나 아직 실용성, 경제성 등이 확실치 않은 단계
	③ 기술적용 시작기: 최초의 기술개발국에서만 활용되고 있는 단계
	④ 기술적용 성장기: 기술개발국 및 일부 선진국에서 활용되고 있는 단계
	⑤ 기술적용 성숙기: 선진국사이에서 활발한 기술이전이 일어나며, 기술의 표준화가 되어가는 단계
	⑥ 기술적용 쇠퇴기: 선진국에서 개도국으로 기술이전이 활발하게 일어나고, 선진국에서는 기술의 가치가 저하되나, 개도국에서는 아직 시장의 가치가 높은 기술

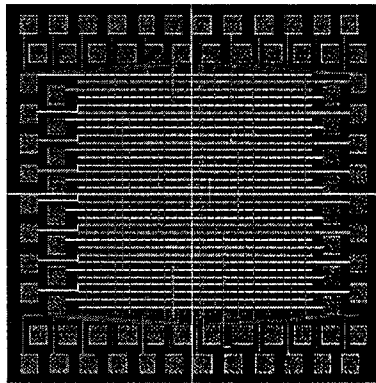
[기술발전 과정상의 기술수준] (1개씩 선택(√호 표시)하여 주십시오)

	① 외국기술의 모방단계 : 이미 외국에서 개발된 기술의 복제, reverse Eng.
	② 외국기술의 소화·흡수단계 : 국내시장구조나 특성에 적합하게 적응시킴
	③ 외국기술의 개선·개발단계 : 성능이나 기능을 개선시킴
√	④ 신기술의 혁신·발명단계 : 국내 최초로 개발

■ 기술의 주요내용 II

[기술의 개요]

기존의 지문인식 방법은 CCD를 이용한 광학방식, capacitance 방식, Electric field 방식 등이 사용되어 왔다. 그러나 광학 방식은 복제의 위험이 있어 보안을 완벽하게 유지하기 어렵고, capacitance 방식, Electric field 방식은 정전기의 영향을 받아 인식률을 낮추는 경우가 있다. 본 기술에서 제시하는 지문인식 방법은 기존의 방식과는 전혀 다른 새로운 방식으로서, 센서에 접촉하는 지문의 골과 융선 지점의 온도가 다르다는 점에 기반을 두고 있다. 잉크를 이용하여 지문을 종이에 찍어보면 지문의 융선 부분이 선명하게 찍히는 것을 알 수 있듯이 센서에 접촉하는 부분은 지문의 융선 부분이기 때문에 센서에 접촉한 융선 부분과 센서에 접촉하지 않는 골 부분의 온도가 다르게 된다. 이렇게 골과 융선에서 생긴 온도차를 측정하여 지문을 인식할 수 있게 된다. 그러나, 지문인식센서의 thermal conductivity가 클 경우, 골과 융선 부분의 온도가 처음에는 차이가 나지만 시간이 흐르면 전도 열전달 현상에 의해 온도 차이가 줄어드는 현상이 발생하기 때문에, 지문인식센서에 골과 융선의 온도차이가 가장 크게 되는 순간에 골과 융선의 온도차이를 측정한다.



<기술적 특징>

(1) 센서에 접촉하는 지문의 골과 융선 지점의 온도가 다르다는 점에 기반을 두고 있다. 잉크를 이용하여 지문을 종이에 찍어보면 지문의 융선 부분이 선명하게 찍히는 것을 알 수 있듯이 센서에 접촉하는 부분은 지문의 융선 부분이기 때문에 센서에 접촉한 융선 부분과 센서에 접촉하지 않는 골 부분의 온도가 다르게 된다. 이렇게 골과 융선에서 생긴 온도차를 측정하여 지문을 인식할 수 있게 된다.

(2) 센서에 접촉하는 지문의 골과 융선 지점의 온도가 다르다는 점에 기반을 두고 있다. 잉크를 이용하여 지문을 종이에 찍어보면 지문의 융선 부분이 선명하게 찍히는 것을 알 수 있듯이 센서에 접촉하는 부분은 지문의 융선 부분이기 때문에 센서에 접촉한 융선 부분과 센서에 접촉하지 않는 골 부분의 온도가 다르게 된다. 이렇게 골과 융선에서 생긴 온도차를 측정하여 지문을 인식할 수 있게 된다.

(3) 지문인식센서의 thermal conductivity가 클 경우, 골과 융선 부분의 온도가 처음에는 차이가 나지만 시간이 흐르면 전도 열전달 현상에 의해 온도차이가 줄어드는 현상이 발생하기 때문에, 지문인식센서에 골과 융선의 온도차이가 가장 크게 되는 순간에 골과 융선의 온도차이를 측정한다.

[용도·이용분야]

- (1) 생체인식기술
- (2) 물리적 접근제어 분야(예:출입문의 제어)
- (3) 금융, E-BUSINEES, 컴퓨터 및 기기제어, 공무, 범죄수사 등

■ 기술의 개발단계 및 수준

[기술의 완성도] (1개씩 선택(✓호 표시)하여 주십시오)

	① 기초, 탐색연구단계 : 특정용도를 위해 필요한 신 지식을 얻거나 기술적 가능성을 탐색하는 단계
✓	② 응용연구단계 : 기술적 가능성의 실증, 잠재적 실용화 가능성의 입증 등 실험실적 확인 단계
	③ 개발연구단계 : Prototype의 제작, Pilot Plant Test 등을 행하는 단계
	④ 기업화 준비단계 : 기업화에 필요한 양산화 기술 및 주변 기술까지도 확보하는 단계
	⑤ 상품화 완료단계

[기술의 수명주기] (1개씩 선택(✓호 표시)하여 주십시오)

✓	① 기술개념 정립기 : 기술의 잠재적 가능성만 있는 단계
	② 기술실험기 : 기술개발에 성공했으나 아직 실용성, 경제성 등이 확실치 않은 단계
	③ 기술적용 시작기: 최초의 기술개발국에서만 활용되고 있는 단계
	④ 기술적용 성장기: 기술개발국 및 일부 선진국에서 활용되고 있는 단계
	⑤ 기술적용 성숙기: 선진국사이에서 활발한 기술이전이 일어나며, 기술의 표준화가 되어가는 단계
	⑥ 기술적용 쇠퇴기: 선진국에서 개도국으로 기술이전이 활발하게 일어나고, 선진국에서는 기술의 가치가 저하되나, 개도국에서는 아직 시장의 가치가 높은 기술

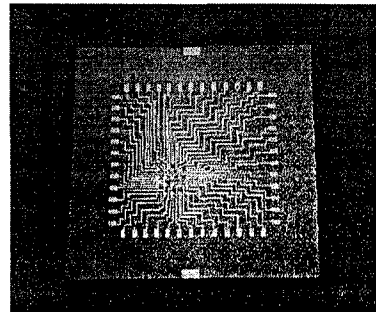
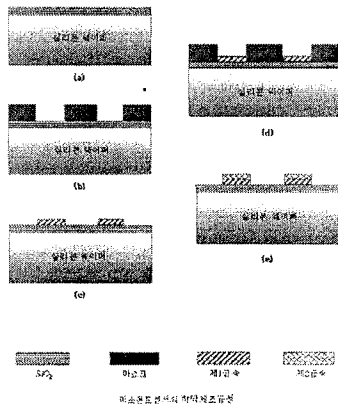
[기술발전 과정상의 기술수준] (1개씩 선택(✓호 표시)하여 주십시오)

	① 외국기술의 모방단계 : 이미 외국에서 개발된 기술의 복제, reverse Eng.
	② 외국기술의 소화·흡수단계 : 국내시장구조나 특성에 적합하게 적응시킴
	③ 외국기술의 개선·개량단계 : 성능이나 기능을 개선시킴
✓	④ 신기술의 혁신·발명단계 : 국내 최초로 개발

■ 기술의 주요내용 III

[기술의 개요]

본 기술은 스퍼터링을 이용한 박막형 미소온도센서의 제작공정과 상기 공정에 의해 제작된 박막형 미소온도센서에 관한 기술이다. 본 기술은 종래의 열전대로 온도를 측정하는 경우에 미소영역의 온도를 쉽게 측정하지 못하는 단점을 개선하고, 종래의 다이오드센서(Diode sensor)나 저항온도검출기(Resistance Thermal Detector, 약칭으로 RTD)와 같이 온도에 따른 전압신호의 캘리브레이션(Calibration)을 행하는 후공정이 불필요한 박막형 미소온도센서를 제공함에 그 목적이 있다. 또한 본 발명에 의한 박막형 미소온도센서의 제작방법은 기존의 다이오드 센서나 저항온도검출기의 제작공정과 달리 아주 단순한 공정을 사용하여 간편하게 제작할 수 있어 시간과 비용을 절감하는 효과가 있다



<기술적 특징>

(1) 박막형 미소 온도센서의 제작방법은 1.마스크 제작공정, 2. 실리콘 웨이퍼 표면에 제 1금속 증착공정, 3. 실리콘 웨이퍼 표면에 제 2금속 증착공정으로 3단계로 나누어질 수 있는바, 종래의 다이오드 센서나 저항온도검출기의 제작공정과 달리 그 단계 및 제작비용을 현저하게 절감하며, 공정단계의 축소로 인한 제작공정상의 오차를 줄여 미소온도센서의 제작의 수율을 크게 증대하는 효과가 있다.

(2) 박막형 미소온도센서는 열전대를 구성의 주체로 한 미소온도센서로서, 다이오드센서나 저항 온도검출기와 같이 측정온도에 따른 캘리브레이션(Calibration)의 후공정이 전형 필요하지 않고, 단순히 데이터어퀴지션보드에 그 배선을 연결하여 온도신호를 측정할 수 있다.

(3) 본 박막형 미소온도센서는 종래의 열전대 온도센서와는 달리 측정하고자 하는 미소영역의 온도를 정확하고 손쉽게 측정할 수 있다. 측정하고자 하는 피측정체의 특성과 측정온도범위에 따라, 단순히 열전대를 구성하는 금속의 종류를 선택 변경하여 제작할 수 있어 그 선택의 폭과 온도측정범위를 보다 광범위하게 할 수 있으며, 측정하고자 하는 피측정체의 미소영역 온도 분포의 밀도와 요구되는 정확도에 따라 열전대의 접점의 개수와 접점의 분포를 다양하게 선택할 수 있다.

[용도·이용분야]

- (1) 미소 열 유체 현상 해석에 필요한 온도 분포 측정
- (2) 반도체 가공공정에서 정밀wafer 표면 온도 측정

* 실용화예상시기 : 기술을 활용한 대표적인 제품이 최초로 생산이 시작되는 시기를 기재

■ 기술의 개발단계 및 수준

[기술의 완성도] (1개씩 선택(√로 표시)하여 주십시오)

	① 기초, 탐색연구단계 : 특정용도를 위해 필요한 신 지식을 얻거나 기술적 가능성을 탐색하는 단계
√	② 응용연구단계 : 기술적 가능성의 실증, 잠재적 실용화 가능성의 입증 등 실험실적 확인 단계
	③ 개발연구단계 : Prototype의 제작, Pilot Plant Test 등을 행하는 단계
	④ 기업화 준비단계 : 기업화에 필요한 양산화 기술 및 주변 기술까지도 확보하는 단계
	⑤ 상품화 완료단계

[기술의 수명주기] (1개씩 선택(√로 표시)하여 주십시오)

	① 기술개념 정립기 : 기술의 잠재적 가능성만 있는 단계
√	② 기술실험기 : 기술개발에 성공했으나 아직 실용성, 경제성 등이 확실치 않은 단계
	③ 기술적용 시작기: 최초의 기술개발국에서만 활용되고 있는 단계
	④ 기술적용 성장기: 기술개발국 및 일부 선진국에서 활용되고 있는 단계
	⑤ 기술적용 성숙기: 선진국사이에서 활발한 기술이전이 일어나며, 기술의 표준화가 되어가는 단계
	⑥ 기술적용 쇠퇴기: 선진국에서 개도국으로 기술이전이 활발하게 일어나고, 선진국에서는 기술의 가치가 저하되나, 개도국에서는 아직 시장의 가치가 높은 기술

[기술발전 과정상의 기술수준] (1개씩 선택(√로 표시)하여 주십시오)

	① 외국기술의 모방단계 : 이미 외국에서 개발된 기술의 복제, reverse Eng.
	② 외국기술의 소화·흡수단계 : 국내시장구조나 특성에 적합하게 적응시킴
	③ 외국기술의 개선·개량단계 : 성능이나 기능을 개선시킴
√	④ 신기술의 혁신·발명단계 : 국내 최초로 개발

■ 본 기술과 관련하여 추가로 확보된 기술

기술명	
개발단계	<input type="checkbox"/> 연구개발 계획 <input type="checkbox"/> 연구개발 중 <input type="checkbox"/> 연구개발 완료
기술개요	

[기술을 도출한 과제현황]

과제명			
사업명			
세부사업명			
연구기관		기관유형	
참여기관(기업)			
총연구기간			
총연구비	합계 : ()백만원 - 정부 : ()백만원 민간 : ()백만원		
연구책임자	소속		성명
	전화번호		E-mail
연구개발 주요내용			