

# 유동공진에 의한 열 및 물질전달 촉진기술을 이용한 열시스템의 성능 고도화 연구

High-performance thermal system by using a resonant heat and mass transfer enhancement technology

연구기관  
한국과학기술연구원

과 학 기 술 부

# 제 출 문

과학기술부 장관 귀하

본 보고서를 “ 유동공진에 의한 열 및 물질전달 촉진기술을 이용한 열시스템의 성능고도화 연구”과제의 보고서로 제출합니다.

2001 . 8. 31.

주관연구기관명 : 한국과학기술연구원

주관연구책임자 : 김 서 영 (열유동제어연구센터 선임연구원)

연 구 원 : 이 대 영 (열유동제어연구센터 선임연구원)

“ : 김 호 영 (열유동제어연구센터 선임연구원)

“ : 백 진 옥 (열유동제어연구센터 연 구 원)

“ : 김 진 호 (열유동제어연구센터 연 구 원)

“ : 김 성 기 (열유동제어연구센터 연 구 원)

“ : 황 규 대 (열유동제어연구센터 연 구 원)

“ : 권 오 준 (열유동제어연구센터 연 구 원)

“ : 문 정 우 (열유동제어연구센터 연 구 원)

“ : 윤 여 인 (열유동제어연구센터 연 구 원)

“ : 강 승 민 (열유동제어연구센터 연 구 원)

여 백

# 요 약 문

## I. 제 목

유동공진에 의한 열 및 물질전달 촉진 기술을 이용한 열시스템의 성능고도화 연구

## II. 연구개발의 목적 및 필요성

고밀도, 고집적화 되어가고 있는 전자장비의 냉각문제는 지난 수십 년간 수많은 국내외 연구자들에 있어 지속적인 연구개발의 대상이었다. 소형화 및 경량화의 추세에 따라 전자회로의 집적도는 나날이 향상되어 초고속화, 고성능화되고 있는 반면에 이에 따라 발생하는 막대한 양의 열은 기존의 방열시스템으로는 방열 한계에 이른 상태이다. 특히 휴대용 및 데스크탑 컴퓨터의 성능이 1980년대 대형컴퓨터에 육박하는 성능으로 향상되고 있으며 이러한 경향은 앞으로 더욱 가속될 전망이다. 그러나 컴퓨터의 보급이 대중화되고 그 성능이 높아져가는 가운데 개인용 컴퓨터의 방열을 위하여 기존의 대형 컴퓨터의 방열시스템을 가정이나 사무실에 설치하는 것은 불가능하다. 일상적으로 냉각유체의 유속을 증가시켜 난류로 천이를 시켜 열전달을 증가시키는 방법이 보편적이지만 최근의 소형화, 경량화의 추세에 있는 전자장비의 방열기에 적용하기에는 신뢰도와 시스템의 대형화 측면에서 적당치 않다.

본 연구에서는 단위 면적당 발열량이 높아지고 있는 첨단 전자장비 및 산업용 열교환시스템의 효과적인 방열 및 열교환을 위한 신 개념의 유동공진 열전달 촉진 기술을 연구, 개발하고자 한다. 유동공진 열전달 촉진기술은 기존의 열시스템 내부 구조를 변화시키지 않고 대류열전달의 촉진을 위하여 단순히 냉각유체유동의 자연적인 불안정성을 이용하는 것으로, 냉각유체의 유속을 증가시키거나 냉각유체의 교환 없이 가진을 이용하여 특정주파수의 미소 유동교란을 냉각유체에 가함으로써 유로내 유동에 공진현상을 유발시켜 열전달을 촉진시키는 혁신적인 방법이라고 할 수

있다.

이러한 신 개념의 열전달 촉진기술 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 연구로서 그 가치가 매우 크다. 또한 신개념의 유동공진 열전달 촉진기술개발은 고전압 전력변환장치의 획기적인 방열 성능향상과 compact화되고 있는 냉동공조산업 및 화학공정의 열교환시스템에도 쉽게 적용할 수 있어 넓은 시장잠재력을 가지고 있다.

### III. 연구개발결과

냉각유체의 입구 유동을 주기적으로 가진하여 유동공진을 야기시킴으로써 고 발열 반도체 소자에서의 발열을 해결하기 위한 열전달 모델을 개발하여 수치해석을 수행하였다. 수치해석 결과로부터 한 주기동안 발열물체 표면에서의 벽면 시간평균 열전달량은 특정 주파수의 가진에서 최대를 보이는 유동공진이 관찰되었다. 내부 유로 형상에 따른 공진 열전달 현상을 규명하기 위하여 판형 열교환기의 유로구조를 모사한 삼각형상의 그루브 채널실험을 수행하였다. 이를 통해 유동공진 현상의 검증과 유동공진 열전달 촉진현상의 메카니즘 및 맥동유동 변수에 대한 영향을 규명하였다. 맥동유동은 층류유동영역에서 점성력에 의하여 억제된 유동의 불안정성을 활성화시킴으로써 유체혼합을 촉진시키고 열전달을 향상시킴을 알 수 있었고 맥동유동의 최적 스트라울 수가 존재하며 이는 레이놀즈 수의 증가에 따라 증가함을 알 수 있었다. 또한 유동가시화 실험을 수행하여 맥동유동에 의한 열전달 촉진현상의 메카니즘을 검증하였다.

실제 산업기기로의 적용 가능성을 평가하기 위하여 기초 실험에서 관찰된 삼각형 그루브내에서의 유동공진 열전달 현상을 판형 열교환기에 적용한 실험을 수행하였다. 그루브 채널에서와 동일하게 스트라울 수가 증가함에 따라 열전달 향상비가 점차 증가하다가 최대점에 이르고, 다시 감소하는 유동공진 현상이 관찰되었다. 본 실험영역에서 레이놀즈 수가 증가함에 따라 열전달 향상비는 증가하며 최적 스트라울 수가 증가하는 삼각형상 그루브 채널의 실험에서와 동일한 결과를 얻을 수 있었다. 본 연구의 판형 열교환기의 맥동유동 실험영역에서는 최대 열전달 향상은  $Re_{Dc}=80$ ,  $\eta=1.0$ ,  $St_D=0.678$ 에서 67%까지 증가하는 것으로 나타나 향후 유동공진 장

치의 소형화를 통해 기존 판형 열교환기의 성능을 크게 향상시킬 수 있을 것으로 기대된다.

측벽이 가열되는 중황비가 1인 밀폐계 내부에서 일어나는 자연대류 열전달의 촉진현상에 대한 실험적 연구를 수행하였다. 본 실험 연구에서는 수치해석에 의해 밝혀진 외부 가진에 의한 내부 중력장 요동 공진의 존재를 검증하고 가진 주파수, 가진 진폭 및 레일리 수 변화와 같은 다양한 조건에서의 실험을 수행하여 기존 수치연구에서 제시되었으나 실제실험으로 검증되지 않았던 현상을 증명하였고 발생 조건 또한 정성적으로 일치함을 밝혔다. 유동 공진 방열 기술의 실제 적용을 위해 유동 공진 냉각장치를 이용하여 판형 방열기와 개인형 컴퓨터 CPU의 냉각 실험을 수행하였다.

또한 유동공진 방열기술을 개발하기 위해서는 열 시스템의 고유흐름 주파수와 동일한 주파수로 열 시스템 내부의 유체를 교란시키는 가진기가 필수적이다. 이를 위하여 가동코일형 액추에이터에 의하여 구동되며 무게가 최소화된 가진 운동판과 대역폭 가진 특성을 얻기 위하여 피드백 제어구조를 갖는 가진장치를 설계하였다. 이를 통해 유동공진을 발생시키는데 필요한 최적의 저전력 구동장치의 기본개념을 확립하고 제작할 수 있는 토대를 마련하였다.

### III. 연구개발결과의 활용계획

유동공진에 의한 열전달 촉진기술이라는 신개념의 학문분야를 선도하기 위하여 유동공진 열전달 촉진이론을 정립하고 국내외 특허출원을 통한 원천기술을 확보하였으며 기술의 다분야 산업응용에 관한 기본적인 개발연구도 수행되었다.

공기계 유동공진 열전달 촉진기술을 이용한 전자기기 공명냉각장치의 개발과 액체계 유동공진 열전달 촉진기술을 이용한 판형열교환기 성능향상장치의 원천기술 개발은 1단계 연구의 성공적인 결과라 할 것이다. 또한 액적의 진동에 의한 비등 및 응축 촉진장치는 차세대 열시스템에 적용될 수 있는 신개념의 장치로 평가된다. 현재 이러한 원천기술들은 여러 국내기업의 요구에 따라 PC CPU냉각장치, 컨베션 오븐, 이동통신 중계기 냉각장치, 에어컨 실외기, 판형열교환기 등의 실제제품에 적용 시험이 진행중으로 향후 제품의 상업화를 통한 다분야 시장개척이 기대된다.

여 백

# SUMMARY

## **I. Title**

High-performance thermal system by using a resonant heat and mass transfer enhancement technology.

## **II. Objective and Significance**

Efficient thermal control of high-powered electronic system has been extensively studied for decades because the power densities in the state-of-the-art electronic devices have become extensively high. Unless the heat generated within such devices can be removed properly, the performance of sophisticated electronic devices seriously deteriorates. Thus the demand for proper and effective heat removal system for high performance electronic devices is increasing in these days.

The objective of the present project is to develop a new cooling technology by flow resonance. The new cooling method utilizes acoustic excitation, tuned with a specific frequency and amplitude of the thermal system, and the excitation causes resonance phenomenon in thermal flow and consequently enhances thermal transport inside an electronic device.

The new technology can be applied to a system without changing of hardware and structure of electronic devices such as industrial heat exchangers, electronic devices and so forth.

## **III. Results**

Numerical and experimental studies have been performed to investigate the convective heat transfer enhancement by acoustic excitation. The numerical result conducted in a channel with pulsating flow clearly demonstrates the existence of the resonant heat transfer enhancement from the surface of a block at a specific oscillation frequency.



To investigate the resonant characteristics according to the shape of flow passage, the experiment for a triangular grooved channel has been conducted. The experimental results indicate that flow resonance and heat transfer enhancement occur with the pulsating flow at a specific frequency, and the nondimensional frequency expressed by Strouhal number is found to decrease as the Reynolds number increases.

The experiment for a conventional plate heat exchanger has been performed to confirm the resonant heat transfer phenomena and apply the concept to industrial products. The result obtained disclosed that heat transfer could be enhanced in plate heat exchanger by the oscillatory flow tuned with a specific frequency as the result found in the grooved channel experiment.

The experimental study has been conducted to elucidate the resonance of natural convection in a side-heated square enclosure having a mechanically oscillation bottom wall. Under consideration is the impact of the imposed oscillating frequency, amplitude and the system Reyleigh number on the fluctuation of air temperatures. The experimental results show that the magnitude of the fluctuation of air temperature is substantially augmented at a specific frequency of the oscillating bottom wall. The resonant frequency is increased with the increase of the Reyleigh number and it is little affected by the amplitude of the oscillating wall. It is also found that the resonant frequency is relevant to the Brunt-Vaisala frequency which represents the stratification degree of the system.

In addition, the optimal design of vibrator has been developed to impose oscillatory flow effectively into the thermal system. The vibrator system consists of a light-weight moving plate with actuator of moving coil type and controller of broad band vibration characteristics by feed-back control system. The performance of the acoustic vibrator provides additional concepts of optimal design for the vibrator system.

# CONTENTS

Summary .....	7
Contents .....	9
List of figure .....	12
List of table .....	17
Nomenclature .....	18
Chapter 1 Introduction .....	23
Chapter 2 Resonant heat transfer by the inlet flow excitation in a rectangular channel .....	31
Chapter 3 Heat transfer enhancement by inlet of flow pulsation in a triangular grooved channel .....	39
Chapter 4 Application of a plate heat exchanger .....	81
Chapter 5 Experimental study on resonance of internal gravity wave oscillation .....	95
Chapter 6 Resonant heat transfer enhancement by acoustic excitation in a side-heated rectangular enclosure .....	111
Chapter 7 Heat transfer from pin-fin heat sink in a zero-mean oscillatory flow .....	127
Chapter 8 Thermal performance of a resonant cooling device for CPU in a personal computer .....	137

Chapter 9	Instability of droplet : droplet on the oscillatory surface .....	145
Chapter 10	Design of vibrator for resonant heat transfer .....	161
Chapter 11	Concluding remarks .....	187
References		

## 목 차

요약문 .....	3
목 차 .....	11
그림순서 .....	12
표순서 .....	17
기호설명 .....	18
제 1 장 서론 .....	23
제 2 장 입구 유동 가진에 의한 고열 물체 주위의 열전달 촉진 .....	31
제 3 장 삼각형상 그루브 채널에서 맥동유동에 의한 열전달 성능 향상에 관한 실험적 연구 .....	39
제 4 장 유동가진에 의한 판형 열교환기의 성능향상 .....	81
제 5 장 저주파수 벽면가진에 의한 밀폐공간 내부 유동의 공진 특성실험 .....	95
제 6 장 고주파수 벽면가진에 의한 밀폐공간 내부 유동의 공진 특성실험 .....	111
제 7 장 순수 왕복 유동에서 편형 방열기의 열전달 특성 .....	127
제 8 장 음향 공명을 이용한 개인형 컴퓨터 CPU 냉각장치의 열전달 특성 .....	137
제 9 장 액적의 불안정성 : 진동면에 놓여진 액적 .....	145
제 10 장 유동공진 가진자 설계 .....	161
제 11 장 결언 .....	187
참고문헌	

## List of Figures

Fig. 1.1	Vortex around the bridge. ....	24
Fig. 1.2	Shear layer instability. ....	25
Fig. 1.3	Hopf bifurcation. ....	26
Fig. 1.4	Flow and thermal fields for laminar steady flow. ....	28
Fig. 1.5	Flow and thermal fields for flow resonance. ....	28
Fig. 1.6	Heat transfer enhancement by flow resonance. ....	29
Fig. 1.7	Heat transfer enhancing concept by flow resonance. ....	29
Fig. 2.1	Schematic diagram of computational domain. ....	32
Fig. 2.2	Time-dependent distributions of iso-vorticity lines. ....	36
Fig. 2.3	Time-dependent distributions of temperature. ....	37
Fig. 2.4	Effect of Strouhal number on heat transfer enhancement factor. ....	38
Fig. 3.1	Modeling of a plate heat exchanger. ....	42
Fig. 3.2	Geometries of the previous researches. ....	45
Fig. 3.2	A plot of the Strouhal number versus the dimensionless wavenumber. .....	48
Fig. 3.3	Schematic diagram of the grooved channel test section. ....	51
Fig. 3.4	Photos of the grooved channel gold film heater system. ....	52
Fig. 3.5	A photo of the grooved test section. ....	53
Fig. 3.6	Schematic diagram of the experimental setup. ....	54
Fig. 3.7	Arrangement of the grooved channel experimental setup. ....	54
Fig. 3.8	Plots of the heat transfer measurement for the steady flow. ....	60
Fig. 3.9	Flow visualization for the steady flow. ....	61
Fig. 3.10	A plot of the local mean Nusselt number as a function of Reynolds number for the steady flow. ....	62
Fig. 3.11	Verification of the pulsatile frequency using FFT for $Re=370$ and $\eta=0.5$ . .....	65

Fig. 3.12	A flow pattern of the pulsatile flow. ....	66
Fig. 3.13	Plots of the local heat transfer measurement at $Re=730$ and $\eta=0.5$ . .....	69
Fig. 3.14	Plots of the local mean heat transfer measurement at $Re=730$ and $\eta=0.5$ . .....	70
Fig. 3.15	Plots of the heat transfer enhancement ratio $E$ as a function of $St$ . ...	71
Fig. 3.15	Plots of the heat transfer enhancement ratio $E$ as a function of $St$ . ...	72
Fig. 3.15	Plots of the heat transfer enhancement ratio $E$ as a function of $St$ . ...	73
Fig. 3.16	A plot of the heat transfer enhancement ratio $E$ as a function of $St$ for $\eta=0.5$ .....	73
Fig. 3.17	Flow visualization for the pulsatile flow at $Re=370$ , $\eta=0.125$ and $St=0.166$ . (a) ~ (d) .....	76
Fig. 3.17	Flow visualization for the pulsatile flow at $Re=370$ , $\eta=0.125$ and $St=0.166$ . (e) ~ (i) .....	77
Fig. 3.18	Flow visualization for the pulsatile flow at $Re=370$ and $St=0.166$ . ..	78
Fig. 4.1	Plate heat exchanger. ....	83
Fig. 4.2	Schematic diagram of plate heat exchanger experimental setup. ....	84
Fig. 4.3	A photo of plate heat exchanger experimental setup. ....	84
Fig. 4.4	A plot of the plate heat exchanger overall resistance for steady flow. ....	89
Fig. 4.5	A plot of the plate heat exchanger Nusselt number for steady flow. ....	89
Fig. 4.6	A plot of heat transfer enhancement ratio( $E$ ), as a function of frequency. .....	90
Fig. 4.7	A plot of max. heat transfer enhancement ratio as a function of $Re$ . ....	91
Fig. 4.8	A plot of frequency at max. heat transfer enhancement as a function of $Re$ .....	92
Fig. 5.1	A schematic view of experimental setup. ....	97
Fig. 5.2	Comparison of measured temperature profiles of internal air with the previous numerical results. ....	99

Fig. 5.3	Temporal behavior of non-dimensional temperature, $\theta$ for various imposed oscillation frequencies of bottom wall. ....	101
Fig. 5.4	Temporal behavior of fluctuating component, $\theta'$ for various imposed oscillating frequency of bottom wall. ....	102
Fig. 5.5	Magnitude of fluctuating component, $\theta'$ for various imposed oscillating frequency of bottom wall. ....	103
Fig. 5.6	Effect of forcing frequency on the fluctuating amplitude of air temperature. ....	105
Fig. 5.7	Effect of oscillating amplitude of bottom wall on the fluctuating amplitude of air temperature. ....	105
Fig. 5.8	Effect of Rayleigh number on fluctuating amplitude of air temperature. ....	106
Fig. 5.9	Variation of time-averaged Nusselt number for various forcing frequencies, $\omega$ at $Ra=1.2 \times 10^8$ and $A=0.027$ . ...	109
Fig. 6.1	A schematic view of experimental setup. ....	113
Fig. 6.2	Comparison of the steady state Nusselt number between the present experiment with the previous correlation. ....	115
Fig. 6.3	Temporal variation of hot wall temperature at the center point of the heated surface. ....	117
Fig. 6.4	Temporal variations of hot wall temperature at the center point of the heated surface. ....	118
Fig. 6.5	Enhancement factor as a function of forcing frequency. ....	119
Fig. 6.6	Enhancement factor as a function of velocity amplitude. ....	119
Fig. 6.7	Contour map for enhancement factor as a function of forcing frequency and velocity amplitude. ....	120
Fig. 6.8	Temporal variation of air temperatures in the enclosure for various forcing frequency. ....	122

Fig. 6.9	Temporal variation of air temperatures in the enclosure for various amplitude. ....	123
Fig. 6.10	Stratification factor as a function of forcing frequency. ....	124
Fig. 6.11	Stratification factor as a function of velocity amplitude. ....	124
Fig. 7.1	Schematic configuration of the experimental setup. ....	128
Fig. 7.2	Configuration of heat sink. ....	129
Fig. 7.3	Averaged Nusselt number for $d=2\text{mm}$ . ....	131
Fig. 7.4	Averaged Nusselt number for $d=5\text{mm}$ . ....	133
Fig. 7.5	Averaged Nusselt number for $d=5\text{mm}$ . ....	133
Fig. 7.6	Heat transfer enhancement factors. ....	134
Fig. 8.1	Schematic configuration of a Pentium CPU cooling experimental setup .....	139
Fig. 8.2	Configuration of heat sink. ....	139
Fig. 8.3	Temporal variation of surface temperature of CPU at $A=0.25\text{m/s}$ . .....	140
Fig. 8.4	Temporal variation of surface temperature of CPU at $f=40\text{Hz}$ . ....	141
Fig. 8.5	Effect of forcing frequency on the quasi steady-state surface temperature of CPU at $A=0.25\text{m/s}$ . ....	143
Fig. 8.6	Effect of velocity amplitude on the quasi steady-state surface temperature of CPU at $f=40\text{Hz}$ . ....	143
Fig. 9.1	Configuration of a liquid drop pendant from a solid surface facing downward. ....	146
Fig. 9.2	Shapes of a liquid drop at each shape oscillation mode. ....	148
Fig. 9.3	Liquid drop vibrating on a spherical bowl as analyzed by Strani and Sabetta. ....	148
Fig. 9.4	Experimental apparatus. ....	150
Fig. 9.5	Minimum forcing strength which induces drop disengagement at each frequency. ....	152



Fig. 9.6	High speed images of the liquid drop disengaging from the vibrating ceiling. ....	153
Fig. 9.7	FFT result for drop vibration due to impulsive ceiling motion. ....	156
Fig. 9.8	Evolution of the contact diameter $d$ prior to drop disengagement. .....	157
Fig. 10.1	가진기의 기계적 구조. ....	163
Fig. 10.2	가진기 운동판의 설계도면 (두께= 0.4 mm). ....	163
Fig. 10.3	가진기 운동판의 FEM 해석 결과. ....	166
Fig. 10.4	가진기 구동앰프 회로. ....	168
Fig. 10.5	가진기 운동특성 파악을 위한 실험장치 구성도. ....	169
Fig. 10.6	가진기 구동 앰프 입력전압과 가진기 이동판의 변위 관계. ....	171
Fig. 10.7	구동 앰프의 실험적 주파수 응답. ....	172
Fig. 10.8	가진기의 개루프 주파수 응답. ....	172
Fig. 10.9	SIMULINK model for PRBS generation. ....	175
Fig. 10.10	PRBS and generated/ estimated displacement. (1 mSec Sampling Time) .....	176
Fig. 10.11	PRBS and generated/ estimated displacement. (5 mSec Sampling Time) .....	179
Fig. 10.12	Lead/ Lag 보상기. ....	182
Fig. 10.13	가진기의 루프게인 주파수 응답. ....	184

## List of Table

Table 3.1	The experiment cases of the grooved channel for the pulsatile flow. .....	63
Table 3.2	Comparison of the test condition between the previous researches and the present study. ....	74
Table 4.1	Specifications of the plate heat exchanger. ....	83
Table 4.2	Transformation of dimensionless number for characteristic length in grooved channel experiment. ....	87
Table 5.1	Comparison between the previous theoretical estimation and the present experimental results for the resonance frequency, $\omega$ . ...	106
Table 7.1	Dimensions for heat sink specimens. ....	129
Table 10.1	Mechanical property of aluminum. ....	162
Table 10.2	System parameters for flow motion vibrator. ....	177

## 기호설명

A	무차원화된 하단 벽면의 진동 진폭, $A=x/L$
A	가열 면적 [ $m^2$ ] (Chap.3)
a	그루브 깊이 [mm]
$C_p$	비열 [ $J/kg \cdot ^\circ C$ ]
$D_h$	수력직경 [mm]
d	스크린 메쉬의 선 직경 [mm]
d	편형 방열기 핀 두께 [mm] (Chap. 7)
E	열전달 증가 비율
f	가진 주파수 [Hz]
g	중력가속도 [ $m/s^2$ ]
H	유로의 높이 [m] (Chap. 3)
H	밀폐계의 수직 길이 [m]
H	방열기의 길이 [m] (Chap. 7)
h	대류열전달 계수 [ $W/m^2^\circ C$ ]
h	방열기 핀 높이 [m] (Chap. 7)
k	공기의 열전도도 [ $W/mK$ ]
L	그루브 피치 [mm]
l	그루브 길이 [mm]
$\dot{m}$	질량유동률 [kg/s]
N	인치당 스크린 메쉬 수
N	핀 열의 개수 (Chap. 7)
Nu	공간 평균 누셀수 $Nu = q'' H / k\Delta T = 1/\Theta_w$ (Chap. 7)
$\overline{Nu_H}$	공간 평균 누셀수 $\overline{Nu_H} = q'' H / k\Delta T$
p	핀 피치 [m] (Chap. 7)
Pr	프렌틀 수 $Pr = \nu/\alpha$

$q''$	열유속 [ $W/m^2$ ]
$q''$	총합 열유속 [ $W/m^2$ ], $q'' = q_c'' + q_i''$ (Chap. 6)
$q_c''$	대류열유속 [ $W/m^2$ ] (Chap. 6)
$q_i''$	주위로의 열손실 [ $W/m^2$ ] (Chap. 6)
$Ra$	레이리 수 $Ra = g\beta\Delta TH^3/\alpha\nu$
$Re$	레이놀즈 수
$Re_d$	스크린 메쉬의 임계 레이놀즈 수
$Re_c$	자기부착 요동 임계 레이놀즈 수
$St$	스트라울 수
$St_n$	자기부착 스트라울 수
$t$	시간 [sec]
$t$	방열기 베이스 두께 [m] (Chap. 7)
$T$	온도 [K]
$T_a$	공기의 온도 [K] (Chap. 6, 7)
$\overline{T_h}$	고온측 벽의 공간 평균 온도 [K] (Chap. 6)
$T_w$	고온측 벽의 공간 평균 온도 [K] (Chap. 7)
$1/U$	총괄 열저항 [ $m^2C/W$ ]
$V$	평균유속 [m/s]
$W$	채널 너비 [mm]
$X, Y$	무차원화된 길이 및 높이방향 좌표, $X = x/L$ , $Y = y/H$
$x, y$	길이 및 높이방향 좌표 [m]

## GREEK SYMBOL

$\alpha$	공기의 열확산계수 [ $m^2/s$ ]
$\beta$	공기의 열팽창계수 [1/K]

$\beta$	스크린 메쉬의 다공도
$\gamma$	성층화 계수, $(T_{a,\max} - T_{a,\min})_f / (T_{a,\max} - T_{a,\min})_s$
$\eta$	맥동비율
$\lambda$	톨미엔-슈리팅 파동길이 [mm]
$\nu$	공기의 동점성계수 [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]
$\rho$	유체의 밀도 [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]
$\Delta T$	고온벽과 저온벽의 온도차 [K], $T_w - T_a$
$\Delta T_{LMTD}$	log mean temperature difference [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$\theta$	무차원화 된 온도, $\theta = (T - T_c) / (q'' H / k)$
$\theta'$	무차원화 된 온도의 요동성분, $\theta = \theta_{mean} + \theta'$
$\Theta$	무차원화 된 온도, $\Theta = (T - T_c) / (q'' H / k)$
$\Theta_w$	무차원화 된 방열기 바닥면의 온도
$\tau$	무차원화 된 시간, $\tau = tH^2/\alpha$
$\omega$	무차원화된 하단 벽면의 가진 주파수 $\omega = fH^2/\alpha$

## SUBSCRIPT

$b$	bulk temperature
$c$	저온 유체
$D$	수력직경
$f$	음향 가진
$H$	밀폐계의 특성길이
$h$	고온 유체
$i$	입구
$m$	평균
$o$	출구
$p$	맥동

$plsn$	하단 벽면 가진상태
$s$	정상상태 (Chap. 7)
$st$	정상상태
$w$	벽면
$\eta \neq 0$	맥동 유동
$\eta = 0$	정상상태 유동

여 백

# 제 1 장 서 론

## 1.1 머리말

산업용 열교환기의 고 성능화 및 고 밀도, 고 집적화 되고 있는 전자기기의 냉각성능 향상은 지난 수십 년간 지속적인 연구개발의 대상이었다. 열교환기 및 전자기기 냉각장비의 성능을 향상시키기 위해서는 발열원(고온유체)으로부터 냉각유체(저온유체)로의 열전달이 원활히 이루어져야 한다. 현재 냉각유체(열교환 매체)로는 공기, 물, FC-72등 여러 가지가 사용되고 있다. 이러한 냉각유체를 이용하여 열교환기 및 냉각장비 등의 열시스템에서 열교환 및 열방출이 일어날 경우에 냉각유체의 유속이 느리거나 유로가 매우 협소하면 유동은 와류가 없고 안정한 층류흐름을 보이게 된다. 이러한 시공간적 와류발생이 없는 정상상태의 층류유동 하에서는 냉각유체의 혼합효과가 작아 고온의 열원으로부터 저온의 냉각유체로의 대류열전달이 활발히 이루어지지 못한다. 따라서 일상적으로 대류열전달을 촉진시키기 위하여 냉각유체의 유속을 증가시켜 난류로 천이 시킴으로써 냉각유체의 상호혼합을 증진하는 방법이 보편적이지만 최근의 초 소형화, 경량화의 추세를 걷고 있는 열교환기 및 전자기기의 냉각 시스템에 적용하기에는 신뢰도와 소음발생의 측면에서 적당치 않다.

최근 이러한 소형화, 경량화 되고 있는 열시스템으로부터 효과적으로 열을 제거하기 위한 새로운 열전달 촉진방안이 제안되고 있다. 이 방안은 기존의 열시스템의 구조를 변화시키거나 교체하지 않고 대류열전달의 촉진을 위하여 유동의 자연적인 불안정성을 이용하는 것으로서, 냉각유체의 유속을 증가시키거나 냉각유체의 교환 없이 층류흐름을 보이는 유체의 유동에 특정 주파수로 미소한 유동교란을 가하여 유동공진 현상 (flow resonance)을 야기시킴으로써 유체의 혼합을 증가시키고 궁극적으로 대류열전달을 향상시키는 새로운 기술이다. 본 고에서는 최근 관심이 높아지고 있는 유동공진을 이용한 대류열전달 촉진기술에 대해 간단히 소개하고자 한다.



## 1.2 유동 공진

1940년 여름, 미국 워싱턴주의 타코마 협곡을 가로지르는 타코마브릿지 (Tacoma Narrows Bridge)가 일반에 개통되었다. 그런데 이 현수교는 충분한 강도로 설계 시공되었음에도 불구하고 같은 해 11월에 현수교 상판의 큰 진동과 함께 붕괴되었다. 붕괴 원인을 밝히기 위하여 많은 조사와 연구가 이루어졌으며, 그 당시 유체역학자인 von Karman은 Fig. 1.1과 같이 협곡을 가로지르는 현수교를 지나던 바람에 의해 발생된 거대한 와류가 현수교 붕괴의 직접적인 원인이라고 결론 지었다. 즉 바람이 현수교의 상판을 지나면서 형성된 와류가 현수교의 상판에 지속적인 상하 운동력 (vertical forces)을 가하고 이 상하운동력의 주파수가 현수교 상판의 고유진동주파수 (natural frequency)가 일치함으로써 공진 (resonance)이 발생하여 붕괴되었다는 것이다. 그 후 구조물의 안전과 와류에 의한 소음문제 등을 해결하기 위하여 유동에 의해 야기되는 진동 (flow-induced vibration)이라는 새로운 학문분야가 개척되었고 많은 연구가 이루어져 오고 있다. 유동 와류에 의한 진동을 표현

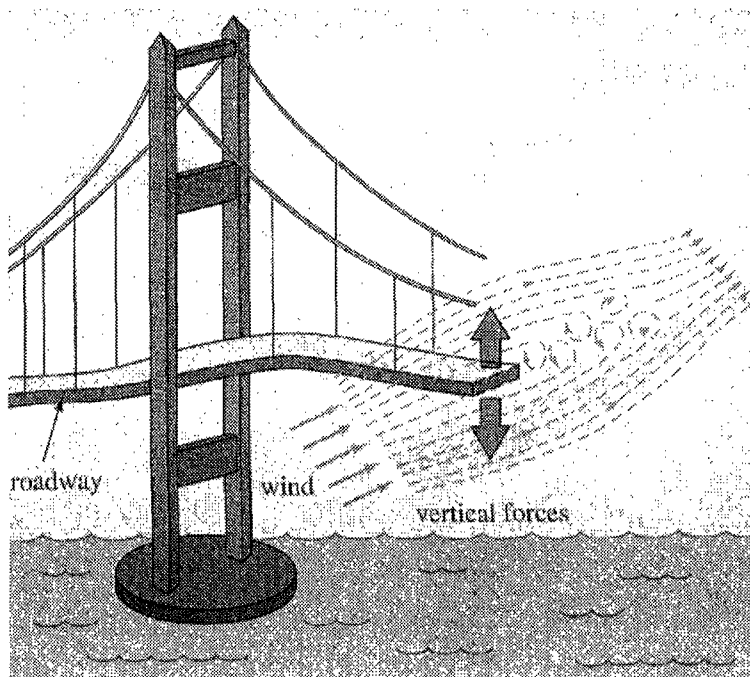


Fig. 1.1 Vortex around the bridge.

하는 중요한 변수로 스트로우헬수 (Strouhal number)가 흔히 사용되고 있는데, 이는 바람의 풍속에 대한 와류의 진동수 비를 나타내며,  $S=fH/U$ , 유동이 지나는 물체 및 유로의 형상에 따라 다른 값을 보인다. 또한 각 구조물은 유속에 따라 고유한 와류흐름 주파수인 스트라우헬수를 가지고 있음이 그 동안의 수많은 연구를 통하여 밝혀지고 있다.

### 1.3 유동공진 메커니즘

유체의 유동은 본질적으로 불안정성을 내포하고 있다. 1883년에 레이놀즈 (Reynolds)의 실험에서도 알 수 있듯이 저속에서 층류의 흐름을 보이는 유동은 유속이 증가하여 특정한 레이놀즈수 (critical Reynolds number)를 넘어서게 되면 난류로 천이가 발생한다. 즉 본질적으로 불안정성을 내포하는 유동이 유속이 느린 저 레이놀즈 수에서는 유체의 점성에 의해 불안정성이 억제되어 안정된 흐름을 보이나 유속이 증가하여 불안정성이 유체의 점성력을 이기게 되면 난류로 천이가 일어나는 것이다. 다시 말하면 유체의 유동은 본질적으로 불안정성이 내재되어 있고 점성력에 의해 제어가 된다고 볼 수 있다.

마찬가지로 유동이 물체의 주위를 지나면서 유동박리(flow separation)에 의해 Fig. 1.2와 같은 전단층 (shear layer)을 형성하는 경우를 상상해 보자. 전단층에 미

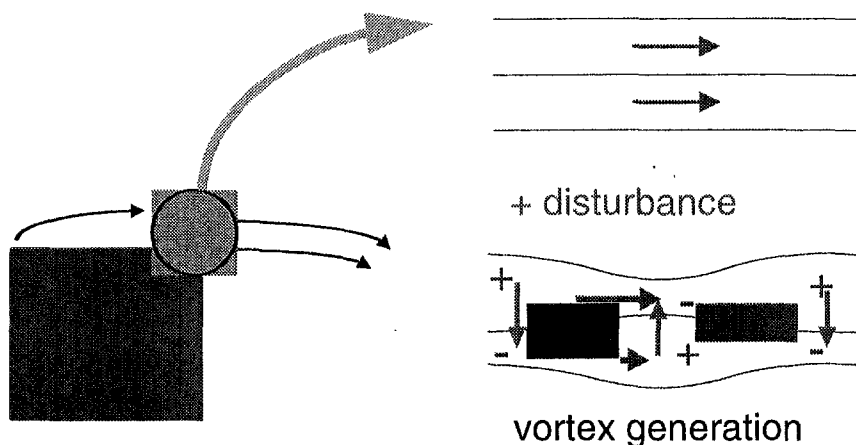


Fig. 1.2 Shear layer instability.

소한 외부 교란 (flow disturbance)이 가해져 유선에 왜곡이 발생하면 유선 사이의 폭이 좁은 곳에서는 유속이 증가하고 유선 사이의 폭이 넓은 곳에서는 유속이 감소하게 된다. 베르누이의 정리에 의해 유속이 빠른 곳에서는 압력이 낮아지고 유속이 느린 곳에서는 압력이 증가하게 되며 이는 압력이 높은 곳에서 압력이 낮은 곳으로 유선을 계속 밀어내게 되어 외부에서 가해진 미소한 교란은 사라지지 않고 증폭되게 된다. 이러한 불안정성은 유속에 관계없이 존재하나 유속이 느린 경우에는 유체의 점성력이 강하여 와류를 억제한다. 그러나 불안정성의 강도가 유체의 점성력을 이기는 어떤 특정한 유속 (임계 레이놀즈수)을 넘으면 Fig. 1.3에 도시한 바와 같이 특정한 주파수를 가지고 시간 주기적으로 운동하는 와류를 발생시킨다 (Hopf bifurcation). 결국 교란의 증폭 (불안정성)이 와류를 형성시키게 되는 것으로 이렇게 발생한 카르만 와류(Karman vortex)형태의 유동을 전단층 불안정성 (shear layer instability)에 의한 와류유동이라 부르고 있다. 따라서 물체의 주위를 지날 때 발생하는 와류는 시스템 고유의 와류흐름주파수 (natural shedding frequency)를 지니고 있다. 외부로부터 이러한 특정한 와류 흐름주파수와 일치하는 주기적인 외력이 가해지면 유동은 공진 현상을 일으키게 되고 와류의 강도는 매우 크게 증폭되어 유체 상호간의 혼합이 촉진된다. 점성력이 강한 저 레이놀즈수 영역에서도 유동의 불안정성을 증폭할 수 있는 공진 주파수의 외력이 가해지면 유체의 혼합효과가 커짐이 실험적으로 증명되고 있다.

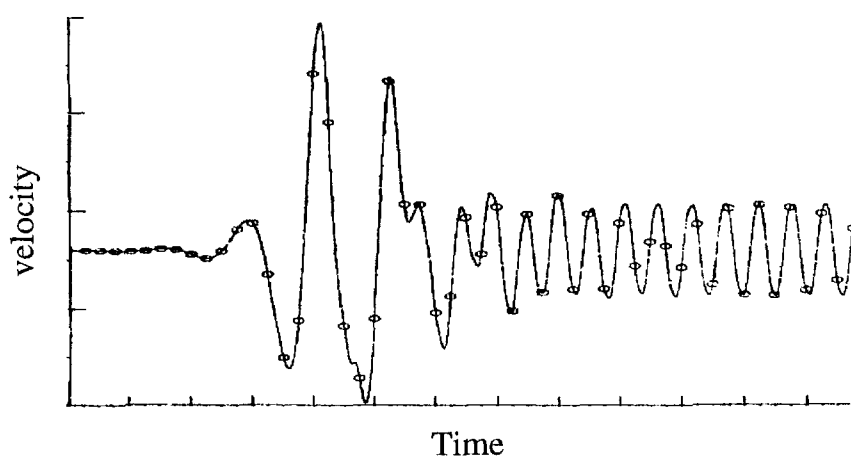


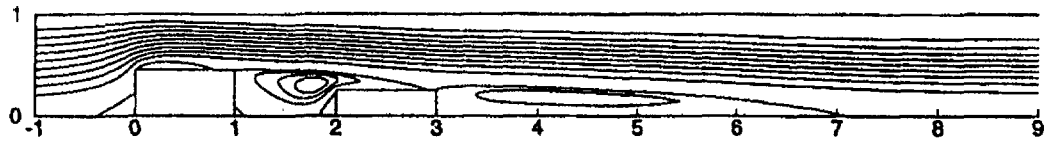
Fig. 1.3 Hopf bifurcation.

## 1.4 유동공진 응용 대류열전달촉진

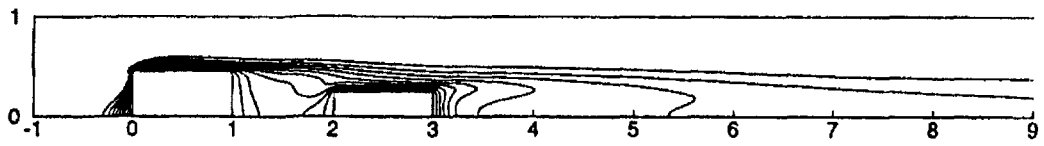
위에서 언급한 바와 같이 열시스템 내부를 흐르는 냉각유체는 고온의 발열체를 지남에 따라 유동박리 등에 의해 전단층 (shear layer)을 형성하게 되며, 이때도 유동의 불안정성에 의해 유동 고유의 흐름주파수를 갖는 와류 (vortices)를 방출하게 된다. 레이놀즈수가 낮은 영역에서는 가시적인 와류가 발생되지는 않으나 역시 특정한 흐름주파수를 갖는 불안정성이 내재되어 있다. 따라서 열시스템의 고유 흐름주파수 (natural shedding frequency)와 일치하는 유동교란 성분을 인위적으로 추가하여 유동공진 (resonance) 현상을 일으킴으로써 냉각유체의 상호혼합을 증가시키고 궁극적으로 대류열전달을 촉진시키는 방법이 고안되었는데 이를 유동공진을 이용한 대류열전달 촉진기술이라 한다.

이러한 유동공진을 응용한 대류열전달 촉진기술을 열시스템에 적용하기 위해서는 먼저 열시스템 고유의 와류흐름주파수를 알아야 한다. 고유의 흐름주파수를 알아내는 방법으로는 선형 안정성이론(linear stability theory)에 의하여 진동모드를 찾아내는 방법과 열시스템내의 유속을 증가시켜 자연발생적인 와류 (self-sustained oscillation)를 생성시켜 주파수를 측정하는 방법, 냉각유체의 유속에 급격한 순간적 변화 (white noise)를 주어 열시스템의 반응주파수를 측정하여 판별하는 방법 등이 있다. 첫 번째 방법은 이론적으로 주파수를 미리 알 수 있는 장점이 있으나 비선형성이 강한 열시스템에서의 고유주파수를 파악하기에는 부정확하고 후자의 두 가지 방법들은 실제의 열시스템을 이용하여 실험적으로 측정하여야 하는 불편함이 있다. 최근에는 컴퓨터 성능향상과 함께 수치모사를 이용하여 고유흐름주파수를 파악하는 방법도 많이 시도되고 있다.

열시스템의 고유흐름주파수를 알아내면 동일한 주파수의 외력을 가함으로써 매우 흥미로운 열전달촉진 현상을 발견할 수 있다. 유동에 외력을 가하는 방법으로는 팬의 속도를 시간 주기적으로 바꾸거나 스피커, 플랩 등을 이용하여 유동을 시간 주기적으로 바꾸는 방법 등 다양하다. Fig. 1.5는 동일한 평균유속에서 유동의 공진에 의해 냉각유체의 혼합이 놀랍게 향상된 유동 및 온도장의 형태를 보이고 있다.

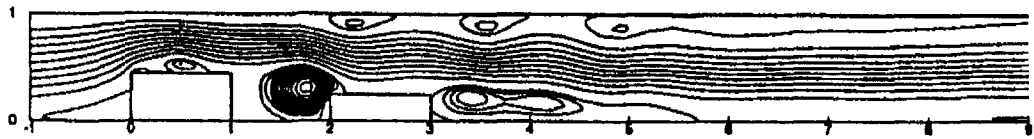


(a) Streamlines

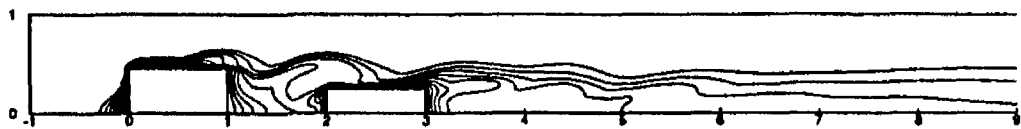


(b) Isotherms

Fig. 1.4 Flow and thermal fields for laminar steady flow.



(a) Streamlines



(b) Isotherms

Fig. 1.5 flow and thermal fields for flow resonance.

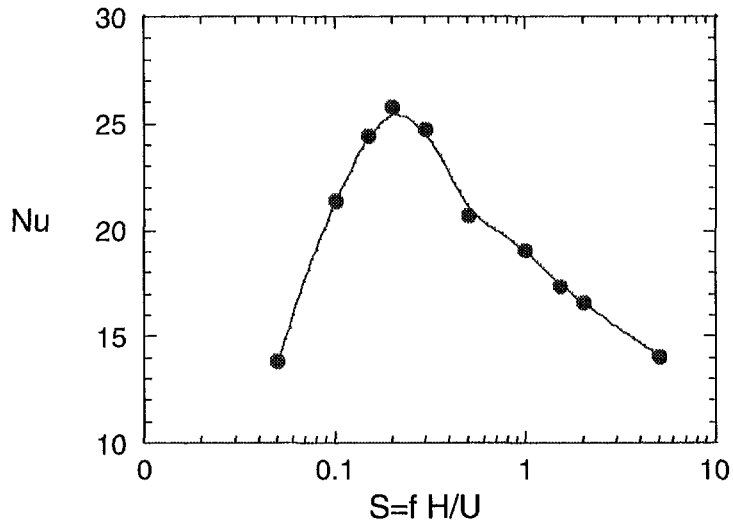


Fig. 1.6 Heat transfer enhancement by flow resonance.

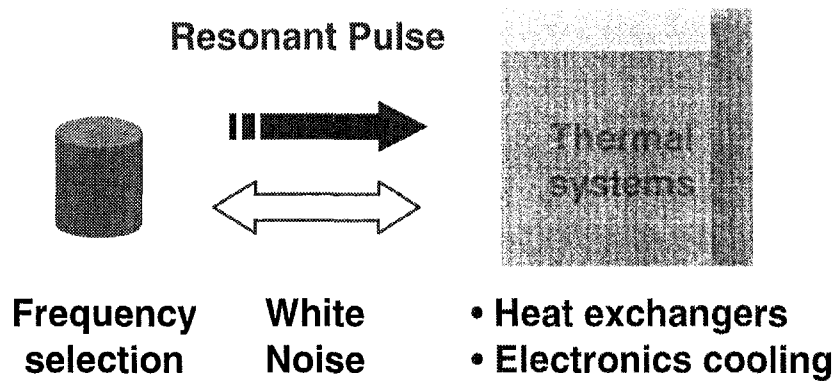


Fig. 1.7 heat transfer enhancing concept by flow resonance.

외력을 가하기 전의 유동 및 온도장의 형태 (Fig. 1.4)에 비해 대류열전달이 감소되

는 물체 후류의 재순환영역 등에서 유동공진에 의한 유체혼합 효과가 커지고 열전달이 잘 이루어짐을 알 수 있다. Fig. 1.6은 외부의 가진 주파수를 변화시켰을 때 특정한 주파수에서 열전달의 최대 값이 존재함을 보이고 있다. 즉 열시스템의 고유 흐름주파수와 일치하는 주파수를 갖는 외력이 가해짐으로써 공진이 발생하고 열전달이 촉진됨을 의미한다.

지금까지 언급한 유동공진 현상을 이용한 대류열전달 촉진기술은 현재 실제적인 산업용기기에 응용이 시도되기 위한 기술개발의 초기단계이며 아직까지는 학술적인 차원에서 활발한 연구가 수행되고 있다. 앞으로 이 기술은 기존의 열교환기 및 전자기기의 냉각장비와 같은 열시스템(thermal system)의 고유흐름주파수를 스스로 감지하고 가진 주파수를 결정하는 피드백제어 (Fig. 1.7)를 통하여 최적의 열전달 촉진성능을 이룰 수 있는 신 개념의 열전달 촉진기기의 개발로 이어질 전망이다.

## 1.5 맺음말

본 고에서는 최근 활발한 연구가 진행중인 유동공진을 이용한 대류열전달 촉진 기술에 대하여 기본적인 개념과 응용 가능성의 측면에서 기술하였다. 유동공진 현상을 응용한 대류열전달 촉진기술은 기존 열시스템의 하드웨어를 변경시키거나 교체하지 않고 열교환 및 냉각성능을 향상시킬 수 있는 기술로 관심이 모아지고 있으며, 현재 열교환기 및 전자장비의 냉각기술에 응용하기 위한 연구가 활발히 수행되고 있다. 유동공진 현상을 열시스템에 응용하기 위해서는 열시스템 고유의 유동공진 주파수를 파악하는 것이 필수적이며 유속 및 열시스템의 형상에 따라 와류흐름 주파수가 변화하므로 크기와 형태가 다른 열시스템에서 와류흐름주파수를 스스로 감지하고 유동공진을 일으킬 수 있는 열전달 촉진기기의 개발이 기술개발의 목표이다.

## 제 2 장 입구 유동 가진에 의한 고열 물체 주위의 열전달 촉진

### 2.1 서 론

정보화의 가속화로 CPU(중앙처리장치)와 메모리 장치 등이 점차 고성능화, 고집적화 되어가고 있다. 반도체 소자의 고집적화는 동일한 조건에서 많은 용량을 고속으로 처리하고자 하는 고성능화를 위해서 필수적이라 할 수 있지만, 그 에따른 전자부품의 과도한 발열은 새로운 문제점으로 부각되고 있다. 고속 CPU개발은 CPU 자체의 과열과 주변 기기 등에서의 발열 문제로 인하여 심각한 문제를 초래하고 있으며, 충분히 공기조화가 이루어지지 않는 공간에 컴퓨터가 설치되었을 경우에는 다운현상을 보이거나 성능이 현격히 저하되는 등의 문제점이 발생하고 있다. 본 연구에서는 이러한 문제점 해결의 일환으로써 입구 유동을 주기적으로 가졌을 때 반도체 소자 등에서의 열전달 문제를 해석하고자 한다.

주파수 변화에 따른 유동제어 및 열전달 촉진현상은 최근 여러 연구자들에 의하여 연구되어지고 있다. Rhee와 Sung(2000), Chun과 Sung(1996)은 난류 영역에서 후향 계단 유동의 박리점에서 주기적인 흡입과 분사를 가함으로써 재순환 영역 축소 현상, 유입 증가 그리고 와 병합 등을 각각 수치해석과 실험을 통하여 연구하였다. 같은 조건에서 Rhee와 Sung(2000)은 3-성분 분리 방법과 수치적 유동 가시화를 통하여 열전달 촉진 현상과 억제 현상에 대한 물리적 원인을 수치해석적 방법으로 연구하였다. Kiya et. al.(1993)은 둔각 물체의 난류 박리 및 재부착 유동에서 둔각의 박리점에서의 유동장 교란에 의한 박리 유동 변화를 실험적으로 연구하였다. Ghaddar et. al.(1986), Greiner et. al.(1991), Amon et. al.(1991), Azar et. al.(1992) 그리고 Suzuki et. al.(1994)에 의해 고성능 반도체 소자에 대한 요구로 인하여 최근 유동 변조(flow modulation)를 통한 효과적인 열제거를 위한 기법들이 연구되어 지고 있다. 이 기법들은 자연적으로 발생하거나 인위적인강 제 교란에 의해 생겨나는 유동의 불안정성과 관련되어 진다. 이 기법들의 물리적 배경은 전단층



에서 발생하는 동수력학적 불안정성(hydrodynamic instability)이 채널 내부의 가로 유동 혼합(lateral flow mixing)을 증가시키고 대류 열전달을 증가시킨다는 것이다. Kim et. al.(1998)은 입구 유동이 주기적으로 가진되는 채널에 위치한 두개의 고온 물체에서 발생하는 열전달 현상을 해석하였다. 그들은 주파수 변화에 따른 열전달 현상의 변화를 연구하여 특정 주파수에서 열전달이 촉진되는 것을 발견하였다. 또한 한 주기동안 유동장과 온도장이 변화하는 현상을 도시하여 열전달 촉진의 물리적 특성을 파악하였다.

CPU에 국부적으로 고온이 발생한다면 그 부분으로 인하여 전체 시스템을 정지하게 된다. 그런데, 재순환 영역에서는 고온의 유체가 정체되기 때문에 국소 고온이 발생한다. 본 연구에서 다루고자 하는 유동은 이러한 재순환 영역이 발생하므로 이 부분에 대한 집중적인 해석이 필요하다. 요약하면 비정상 2차원 타원형 나비에-스톡스(Navier-Stokes) 방정식과 에너지 방정식을 이용하여 수치해석을 행하였다. 수치 결과들은 가진 주파수( $f$ )와 물체 높이( $h$ )들의 변화에 따라 도시되었다. 물체 높이에 따른 가진 유동장의 특성과 그에 따른 열전달 특성을 연구하였으며 열전달 촉진에 대한 유동 가진 효과 규명에 그 초점을 두고 있다. 본 연구에서는 이러한 문제점 해결의 일환으로써 냉각유체의 입구 유동을 주기적으로 가진하여 유동공진을 야기시킴으로써 고발열 반도체 소자에서의 발열을 해결하기 위한 Fig. 2.1의 열전달 모델에 대하여 수치해석을 수행하였다.

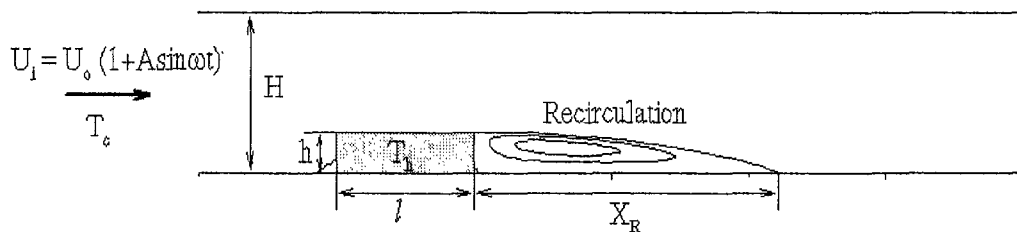


Fig. 2.1 Schematic diagram of computational domain.

## 2.2 지배방정식과 수치기법

비압축성 비정상 강제 대류 유동에 대한 지배방정식은;

$$\frac{\delta U_i}{\delta x_i} = 0 \quad (2.1)$$

운동량 전달 방정식;

$$\frac{\delta U_i}{\delta t} + U_j \frac{\delta U_i}{\delta x_j} = - \frac{\delta P}{\delta x_i} + \frac{1}{Re} \frac{\delta^2 U_i}{\delta x_j \delta x_j} \quad (2.2)$$

온도장 전달 방정식;

$$\frac{\delta T}{\delta t} + U_j \frac{\delta T}{\delta x_j} = \frac{1}{RePr} \frac{\delta^2 T}{\delta x_j \delta x_j} \quad (2.3)$$

이다. 위 식에서 Re은 레이놀즈수(Re)를 나타내며, Pr은 프란틀 수 ( $Pr = \nu/\alpha$ )를 나타낸다. 여기에서  $U_0, \nu, \alpha$  은 각각 입구에서 H, 의 평균 속도, 입구에서의 높이, 점성계수, 열확산계수를 나타낸다. 벽면에서의 속도에 대한 경계조건은 no-slip 조건으로서,

$$\begin{aligned} U(t) &= 0 \\ V(t) &= 0 \end{aligned} \quad (2.4)$$

으로 주어졌다. 여기에서 U는 유동방향 속도성분이며 V는 유동방향에 수직한 속도 성분이다. 유동 가진이 가해지는 입구에서는

$$U(Y, t) = U(Y)(1 + A_o \sin(\omega t)) \quad (2.5)$$

$$V(t) = 0$$

와 같이 주어진다. 여기에서  $U_o$ 는 평균 속도 분포로 포물선 형태의 속도 분포로

$$U(Y) = 1.5Y(H - Y)/(0.5H)_2 \quad (2.6)$$

와 같이 주어진다.

온도장의 입구 경계 조건은

$$T(t) = 0 \quad (2.7)$$

와 같이 일정한 온도로써 주어지고, 물체면을 제외한 벽면에서는 열전달이 발생하지 않는 단열 조건이

$$\frac{\delta T}{\delta n} = 0 \quad (2.8)$$

와 같이 주어진다. 이 때  $n$ 은 벽면 수직 방향이다.

물체내부와 물체 표면에서는

$$T(t) = 1 \quad (2.9)$$

과 같이 일정한 온도 조건으로 주어진다.

출구에서의 경계조건은 압력을 제외한 모든 변수에 대하여 대류 경계 조건 (convective boundary condition)으로 주어졌다.

$$-\frac{\delta \Phi}{\delta t} + U_c \frac{\delta \Phi}{\delta x} = 0 \quad (2.10)$$

여기에서  $x$ ,  $U_c$ 는 유동방향의 좌표와 대류속도를 의미한다.

본 연구에서 사용한 수치적 기법을 간단하게 정리하고자 한다. 지배방정식의 차분화는 유한 체적법을 사용하였다. 후향계단유동과 같은 타원형 문제 해석의 정확도에 가장 큰 영향을 미치는 대류항 처리는 2차 정확도를 가지는 HLLA (hybrid linear and parabolic approximation) 기법을 사용하였다. 격자계는 엇갈림 격자계에 비해서 복잡한 형상에 뛰어난 적응성을 지닌 비엇갈림 격자계를 도입하였고, 이 격자계에서 발생할 수 있는 압력 진동 현상을 방지하기 위하여 모멘텀 보간법을 사용하였다. 압력보간은 SIMPLE 알고리즘을 개선시킨 SIMPLER 알고리즘을 사용하였다. 최종적으로 얻어진 이산화된 선형 대수 연립방정식은 5 대각 행렬 해법인 SIP (strongly implicit procedure)을 사용하였다. 수렴 판정은 모든 격자점에서의 잔류량을 합하여 입구에서의 유량으로 평균화하여  $10^{-4}$  미만이 될 경우로 선택하였다. 격자의존도를 없애기 위하여 많은 격자계에 대하여 계산을 행하였고, 그 결과  $101 \times 61$ 의 격자계를 선택하였다.

## 2.3 수치해석 결과

Fig. 2.2에서는 무차원 주파수 0.4와 1.0로 입구 가진을 가했을 경우의 와도 분포의 변화를 도시하고 있다. Fig. 2.2(a)에서와 같이  $St=0.4$ 인 경우에는 와도의 중심이 발열물체의 하류 표면에서 약간 떨어진 곳에 위치하고 있다. 그러나 Fig. 2.2(b)에서 나타난 것과 같이  $St=1.0$ 인 경우에는 와도의 중심이 물체의 박리점 부근에서 형성됨을 알 수 있다. 와도의 절대적인 크기는  $St=1.0$ 에 비하여  $St=0.4$ 의 경우가 더 크다고 말할 수 있다. 그러나 물체의 하류 표면에 미치는 영향은 와도 분포에서 알 수 있듯이  $St=1.0$ 인 경우에 더욱 크게 나타나고 있다.

Fig. 2.3에서는 입구가진에 의한 온도장의 한 주기 동안의 변화를 보여주고 있다. 온도장의 변화는 유동장의 영향으로  $St=0.4$ 에서  $St=1.0$ 에 비하여 더욱 크게 나타나고 있다. 그러나 벽면 열전달 계수에 직접적으로 영향을 미치는 박리점 부근에서는  $St=1.0$ 인 경우에 온도장 구조가 더욱 밀집되게 나타나고 있다.

Fig. 2.4에서는 한 주기동안 발열물체의 표면에서의 벽면 열전달량의 시간평균

값을 보여주고 있다. 그러나 Nu수의 평균값은  $St=1.0$ 일 경우에 가장 증가함을 보이고 있다. 또한 열전달은 발열물체의 상류표면 및 상부면에서는 큰 변화가 없고 주로 하류표면에서 크게 촉진됨을 보인다. 이는 맥동유동이 없는 경우 재순환영역에 갇혀 열전달률이 낮았던 표면이 맥동에 의해 유동혼합이 증가하면서 열전달이 촉진되기 때문이다.

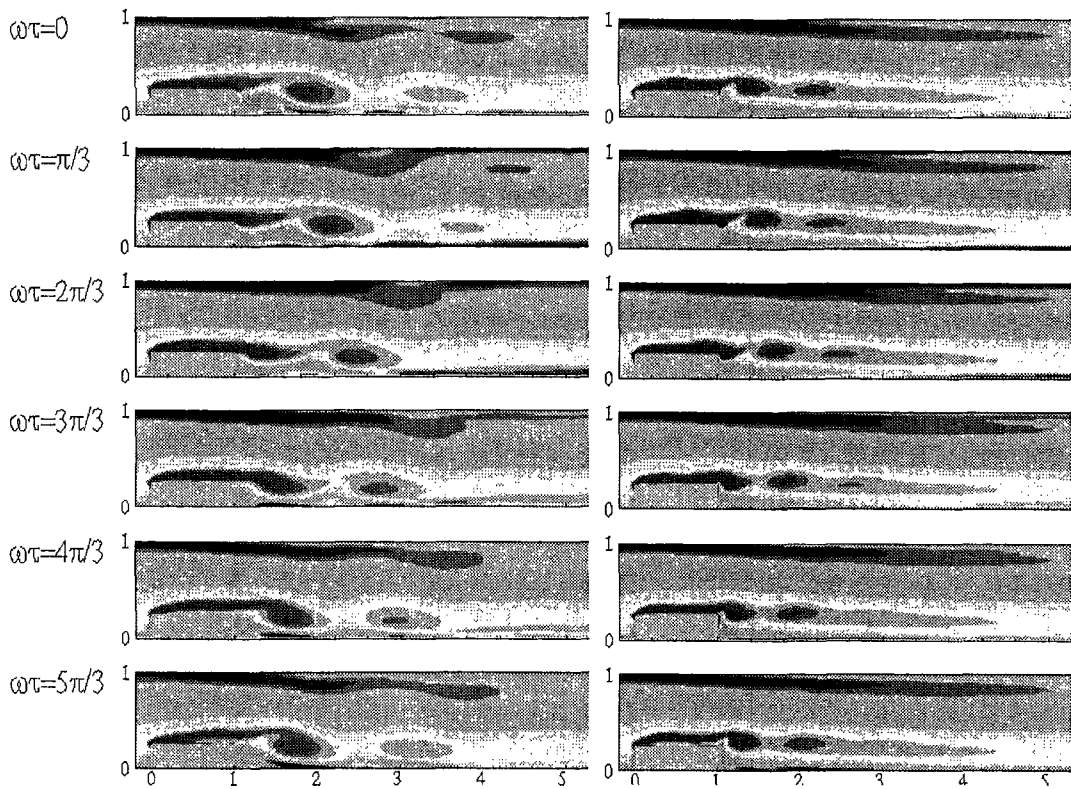


Fig. 2.2 Time-dependent distributions of iso-vorticity lines at  $Re=500$  and (a)  $St=0.4$ , (b)  $St=1.0$ .

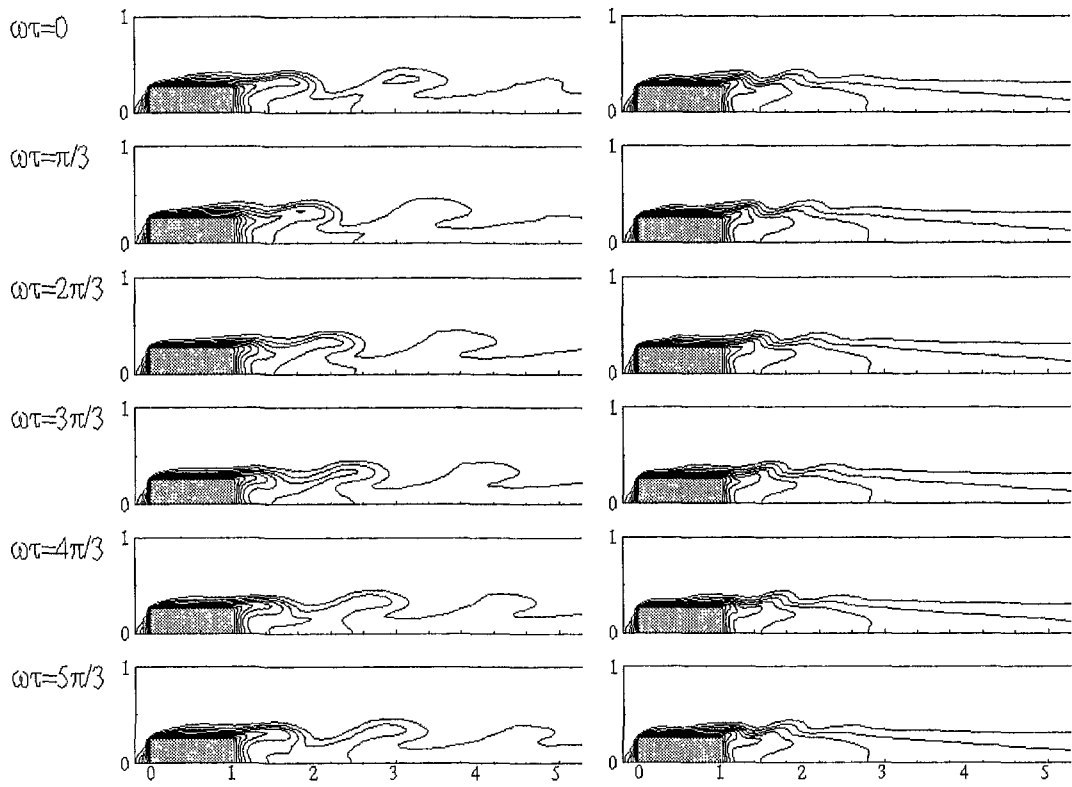


Fig. 2.3 Time-dependent distributions of temperature at  $Re=500$  and  
(a)  $St=0.4$ , (b)  $St=1.0$ .

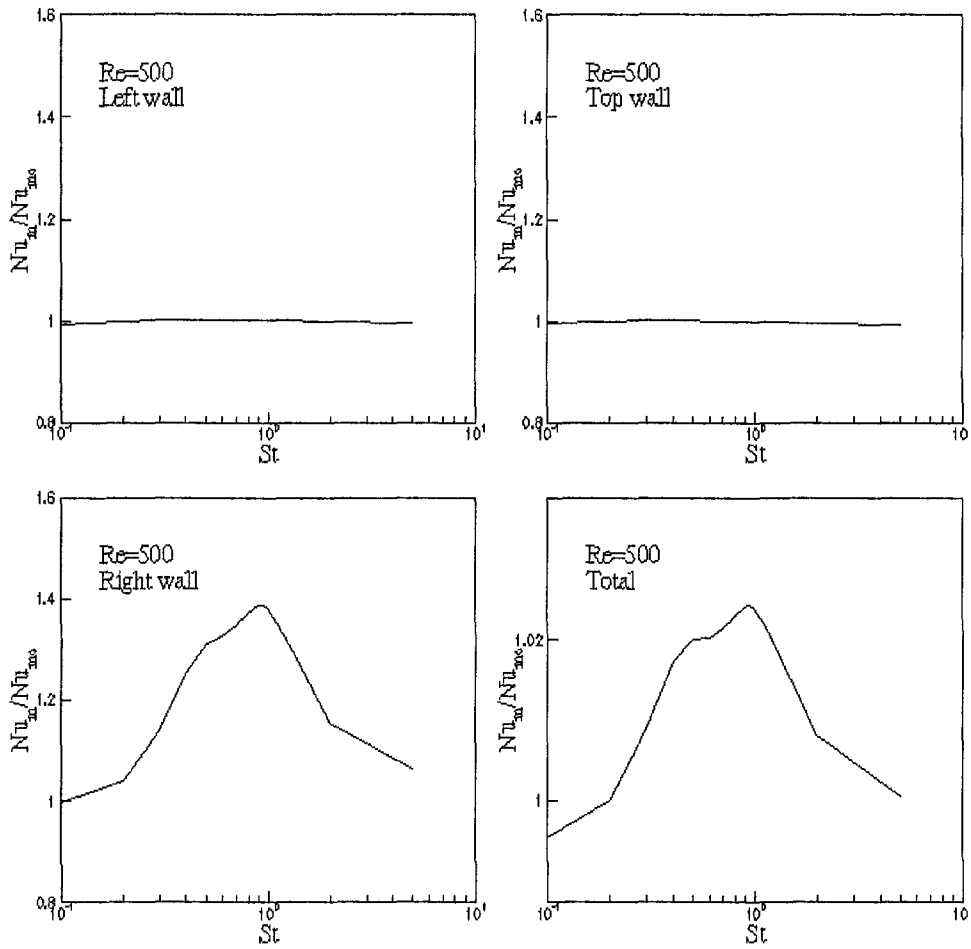


Fig. 2.4 Effect of Strouhal number on heat transfer enhancement factor at  
(a) left wall; (b) top wall; (c) right wall; (d) all walls.

# 제 3 장 삼각형상 그루브채널에서 맥동유동에 의한 열전달 성능 향상에 관한 실험적 연구

## 3.1 서 론

### 3.1.1 연구 배경

산업화가 가속화되고, 물질문명이 발달할수록 점차 개발되어지는 기기들은 소형화, 다기능화됨으로써 열의 효율적인 이송이 요구되었다. 열을 효과적으로 이송을 위하여 열의 이동과정과 그 해석을 다루는 학문인 열전달은 지난 수십 년간 지속적으로 연구되었다. 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. 이상천(1999)의 연구에 따르면 열전달 연구는 1920년대에 시작되었고, 60년대이후 활발하게 진행되었으며, 90년까지 발표된 총 논문은 4300여 편에 이르며, 2000여편이 80년이후에 연구된 것이라고 한다.

그 동안의 연구개발된 열전달 촉진기술을 크게 외부의 추가동력을 사용하지 않는 무동력법(passive technique)과 외부의 추가동력을 사용하는 유동력법(active technique)으로 구분하여 분류하였으며, 무동력법에는 금속또는 비금속인 아주 미세한 크기의 다공성 물질(porus material) 또는 분말을 표면에 처리한 처리표면법(treated surface), 인위적으로 표면을 기계가공으로 거칠게 만든 거친표면법(rough surface), 표면의 전열면적을 넓히는 확장표면법(extended surface), 가열면에 에너지 전달을 향상시키기 위하여 유동관내에 변위기구를 삽입하는 변위삽입기구법(displaced insert device), 회전류 또는 부차류를 야기시키기 위한 선회유동기구법(swirl flow device), 고밀도 열교환기를 만들기 위한 코일관법(coiled tube), 액막의 형태로 열전달시키기 위하여 표면장력을 이용하는 표면장력기구법(surface tension device), 고체입자, 액적, 기포를 첨가하는 첨가제법(additives)이 있고, 유동력법에는 기계적인 장치를 사용하여 유체를 휘젓거나 표면을 회전시키는 기계적인 보조수단법(mechanical aids), 유동벽면에 저주파나 고주파 진동을 가하는 표면진동법



(surface vibration), 유체 유동에 맥동을 가하는 유체진동법(fluid vibration), 유전성(誘電性) 유체에 직류또는 교류를 가하는 전기장법(electrostatic fields), 액상에 기체를 분사시키는 분사법(injection), 핵비동 또는 막비동에서 증기를 제거하거나 단상 유동에서 액체를 흡입하는 흡입법(suction), 단상유체를 표면에 수직또는 경사지게 충돌시키는 제트충돌법(jet impingement)등이 있다(이상천, 1999).

일반적으로 위의 대부분의 방법들은 열교환기 및 전자장비 등에서 와류(vortex)가 없고, 안정한 층류흐름에서 와류생성을 촉진시켜 대류열전달이 활발하게 진행시키려한다. 본질적으로 유체의 유동은 불안정성(instability)을 내포하고 있지만, 시공간적인 와류의 발생이 없는 층류유동하에서는 유체의 유동의 점성력에 의해 불안전성이 제어되어 대류열전달이 활발하지 못하게 된다. 안정된 층류유동영역에서 유속을 증가시켜 임계 레이놀즈수(critical Reynolds number)를 넘어서게 되면, 유동은 불안정성이 점성력을 이겨내게 되어 난류유동으로 천이되고, 와류생성으로 인하여 대류열전달이 활발하게 된다. 일반적으로 연구가들은 위와 같이 대류열전달을 촉진시키기 위하여 유체의 유속을 증가시켜 난류로 천이시킴으로써 유체의 상호혼합을 증진시키는 방법을 보편적으로 사용하여 왔다. 하지만, 최근의 초소형화, 경량화 추세에서 난류유동은 신뢰도와 소음측면에서 적당하지 않게 되어 최근 강병하와 김서영(1999)은 기존의 열시스템의 구조를 변화시키지 않고(유동력법) 유동의 자연적인 불안전성을 이용하여 불안전성이 억제된 층류유동하에서 유동의 특정주파수로 유동교란(flow perturbation)을 가하여 유동공진 현상(flow resonance)을 야기시킴으로써 유체혼합을 증가시켜 대류열전달을 향상시키는 유체진동(유동공진현상)이 주목을 받고 있다.

일반적으로 유체유동은 표면형상에 의하여 전단층에 미소한 외부교란(flow disturbance)을 받게되고, 유선왜곡의 발생으로 인한 전단층 불안전성(shear layer instability)에 의하여 와류(karman vortex)를 생성시켜 난류유동으로 천이됨으로써 대류열전달을 증가시키게 된다. 유동공진현상은 시스템 고유의 와류흐름주파수(natural shedding frequency)로 유동을 가진함으로써 유동의 불안전성이 증폭시켜 유체상호간의 혼합을 촉진시킨다. 최근의 연구에 의하면 점성력의 영향을 받고 있는 층류유동에서 시스템의 고유의 와류흐름주파수로 가진하게 되면 유체의 혼합이 증가하여 열 및 물질전달이 급격히 증가함을 수치해석적, 실험적으로 증명되고 있

다. 열시스템의 고유의 와류흐름주파수를 알아내는 방법은 선형안정성이론(linear stability theory)에 의하여 진동모드를 찾는 방법과 열시스템 내의 자연발생적인 와류(self-sustained oscillation frequency)를 생성시켜 주파수를 측정하는 방법, 유체 유동의 유속에 급격한 순간적인 변화(white noise)를 주어 열시스템의 반응주파수를 측정하여 판별하는 방법이 있다(강병하, 김서영, 1999).

본 연구는 유동공진현상을 응용하여 열교환 성능이 우수한 판형열교환기(plate heat exchanger)에서 열전달 성능을 향상시키고자 하였다. 판형열교환기는 셸-튜브(shell-tube)형식의 열교환기에 비하여 물과 물사이에서 열전달계수가 3배이상 높음으로써 1/3에서 1/5의 크기로 소형화, 경량화할 수 있는 고효율의 열교환기이다. 또한 유지관리가 간편하며, 온도근접성이 우수하며, 열교환기내의 오염도가 낮은 장점을 가지고 있다(류해성, 윤재성, 1998).

### 3.1.2 판형열교환기의 모사

본 연구에서는 실제 판형열교환기로의 유동공진현상을 적용하기에 앞서 먼저 판형열교환기를 모사(modeling)한 채널실험을 통하여 유동공진현상을 이해하고자 하였다. 판형열교환기에는 여러 가지 형태가 있지만 본 실험에서는 보편적으로 많이 사용되고 있는 herringbone 전열판과 chevron 무늬(V자형의 패턴모양)을 지닌 용접형 판형열교환기(CBE)를 모사에 사용하였고, Fig. 3.1의 (a)는 실제 모사에 사용되었던 용접식 판형열교환기의 그림을 나타내고 있으며, Fig. 3.1의 (b)는 판형열교환기의 유로구조를 간략하게 나타낸 그림이다. 유로구조를 살펴보면, 판형열교환기는 chevron 무늬로 인하여 형성되는 삼각형 형상의 유로구조는 아래·위로 엇갈리게 교차하는 구조로 유체유동은 아래·위로 엇갈리게 유입되어 교차하므로 와류의 생성을 쉽게 할 수 있는 구조로 되어 있다.(여기서 herringbone 각이 90°가 되면 아래·위의 유로가 직교 교차하게 된다.) 와류의 생성으로 인하여 낮은 유량에서도 난류유동으로 촉진시킴으로써 다른 열교환기에 비하여 높은 대류열전달계수를 나타낸다.

판형열교환기의 모사에서는 아래·위측의 유로의 형상이 동일한 점에 착안하여 판형열교환기의 유로를 위측의 유로만을 모사하여 Fig. 3.1 (c)와 같이 삼각형상의 그루브 채널로 모사하였다. 위측 유로만을 모사함으로써 유동가시화가 가능할뿐 아니

라, 그루브 형상을 제외한 채널의 형상이 기존 선행연구의 형상과 유사하여 실험장치 설계 및 실험결과의 비교·분석이 용이하도록 하였다.

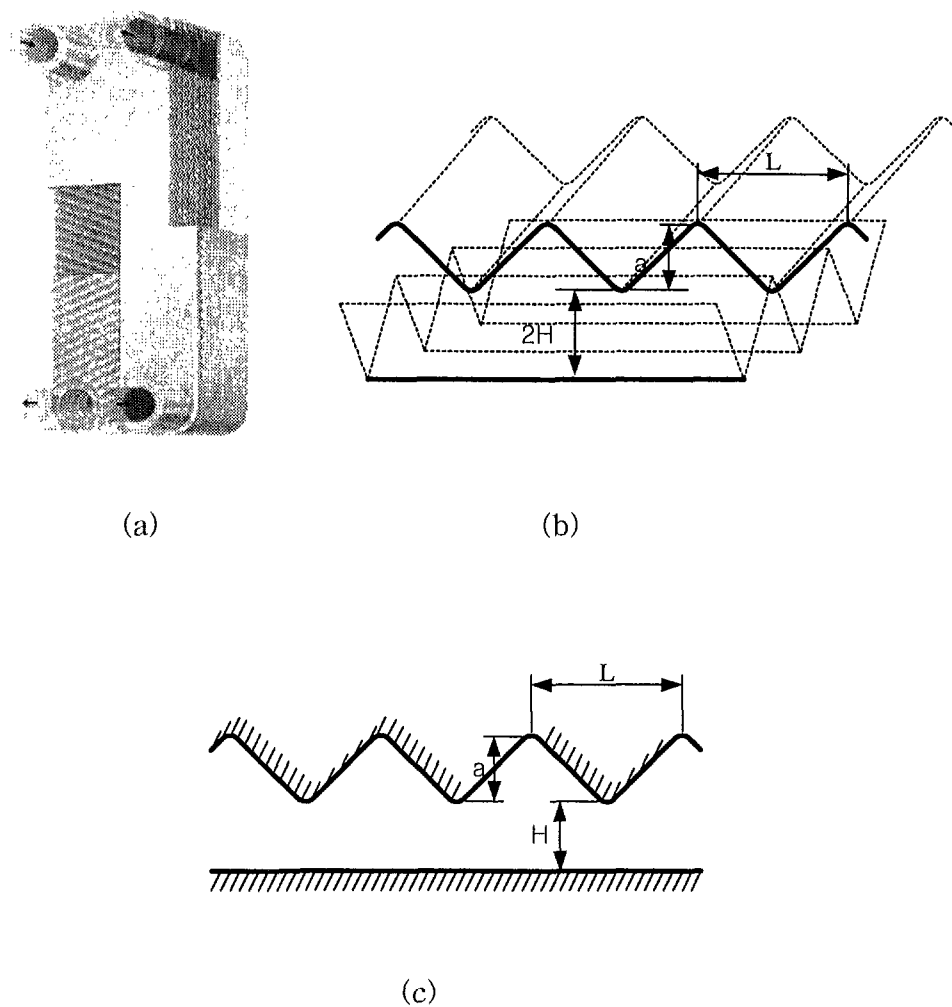


Fig. 3.1 Modeling of a plate heat exchanger.

- (a) Plate heat exchanger(CBE).
- (b) Channel geometry of the plate heat exchanger.
- (c) Modeled channel geometry of the plate heat exchanger.

### 3.1.3 연구 동향

맥동유동에 의한 유동공진 현상에 관한 연구는 최근에 보고되었기 때문에 세계적으로 많은 연구가 행하여지지 않았으며, 또한 유동공진 현상에 관한 많은 현상이 명확히 규명된 것은 아니다. 또한 유동공진 현상을 열교환기나 전자기기의 냉각 등과 같은 실제적인 응용에 대한 연구 역시 미진하다는 것이 현재의 연구현황이다. 먼저 맥동유동에 의한 유동공진 현상에 관한 연구를 살펴보면 다음과 같다.

Ghaddar(1986)와 Patra(1986)등은 Fig. 3.2 (a)와 같은 사각형상의 그루브 채널(grooved channel)에서 열전달에 대하여 맥동유동에 의한 유동공진현상을 수치해석을 이용하여 연구하였으며, 특정주파수에서 열전달이 최대가 되는 유동공진 열전달 현상을 보고하였다. 같은 형상의 사각형상의 그루브 채널에서 Patera와 Mikic(1986)과 Greiner(1991)는 실험을 통하여 유동공진 현상을 검증하였다. 이들은 유동가시화 실험을 통하여 사각형상 채널의 self-sustained oscillation이 발생하는 임계 레이놀즈수( $Re_c$ )를 찾고, 유동공진 주파수를 Ghaddar(1986)의 수치해석결과를 바탕으로 예측하고( $St_n=0.24$ ), 평균유동이 임계 레이놀즈수( $Re_c=1000$ )보다 낮은  $Re=700$ 에서 20%의 낮은 맥동비율로 가진하여 특정맥동주파수에서( $St=0.336$ ) 열전달이 최대 160%까지 증가함을 보고하였다. 그들의 실험조건은 순간 최대유량이 임계 레이놀즈수를 넘지 않은 조건, 즉 완전 층류맥동유동으로 열전달을 향상시켰다.

또한 Nishimura(2000)등은 그루브 홈의 길이( $l$ )를 3가지로 변화시켜 사각형상의 그루브 채널에서(Fig. 3.2 (a)) 평균유량, 맥동의 주파수와 맥동비율을 변수로 하여 넓은 영역에서 맥동유동 및 왕복유동에 의한 물질전달 실험하였다.  $Re=234, 500$ 에서의 맥동유동 물질전달실험을 통하여 유동공진 현상이 존재하며, 최적의 스트라울 수가 그루브 홈의 길이에 따라 달라지며, 또한 맥동유동실험을 통하여 임계 레이놀즈 수( $Re_c$ ) 부근에서 물질전달의 향상정도가 최대가 됨을 보고하였다. 그러나 맥동유동실험은 맥동유동 가진 장치의 제약으로 인하여  $Re=500$ 이상의 영역에서는 가진 주파수가 유동공진주파수보다 낮은 영역에 제한되어 레이놀즈 수가 높은 난류 유동영역에서의 유동공진현상을 명확히 보여주지는 못하였다.

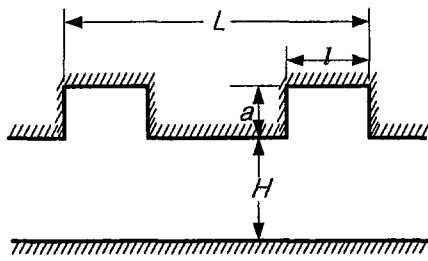
Kim(1998b; 1998c)등은 두 개의 가열 블록(block)이 설치된 채널에서(Fig. 3.2 (b)) 층류맥동유동에 의한 열전달을 수치해석 연구를 수행하였으며, 맥동유동에 의하여 특정주파수에서 열전달이 촉진되는 유동공진 열전달 현상이 존재함을 보고하

었다. 또한, 맥동유동의 열전달 향상 메카니즘(mechanism)은 vortex shedding에 의하여 층류유동하의 정체된 영역에서 유동의 혼합이 촉진됨으로 인하여 열전달이 향상이 된다고 보고하였다.

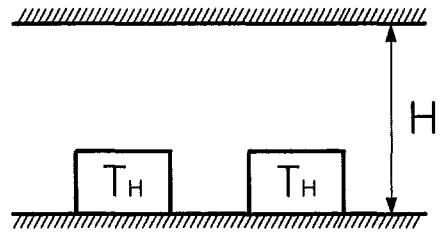
이상천(1999)등은 축방향으로 대칭인 주름진 채널(Fig. 3.2 (c))에서의 층류유동 영역에서 맥동유동 및 왕복유동에 의한 물질전달을 수치해석 연구를 수행하였다. 최적의 스트라울 수(St)가 레이놀즈 수(Re)가 증가할수록 감소하며, 채널의 주름의 간격에 반비례한다고 보고하였다.

한편 맥동유동을 실제 응용한 연구로서 Mackley(1995)등은 맥동유동을 배플(baffle)이 있는 셸-튜브(shell-tube) 열교환기에 적용하여 정상유동에 대하여 열전달 특성을 비교하였다. 유동공진 현상을 검증하지 않았지만, 맥동비율과 스트라울수(St)가 증가할수록 열전달이 향상됨을 보고하였다.

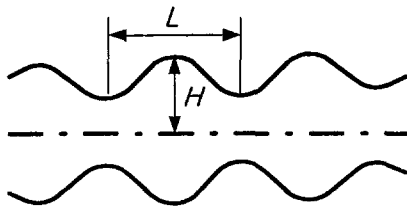
본 연구의 판형열교환기를 모사한 삼각형상 그루브 채널 형상에 대한 선행연구로서는 Greiner와 Chen(1990)의 연구가 있다(Fig. 3.2 (d)). 평판채널에 비하여 삼각형상의 그루브 채널에서 최대 65%까지 열전달이 향상됨을 보고하였으며, 열전달 향상이 되는 이유를 그루브 형상으로 인하여 Tollmien-Schlichting wave가 평판 채널에 비하여 촉진됨으로 인하여 낮은 레이놀즈 수에서 그루브 안에 정체된 영역에서 self-sustained oscillation이 일어나서 열전달이 향상된다고 보고하였다.



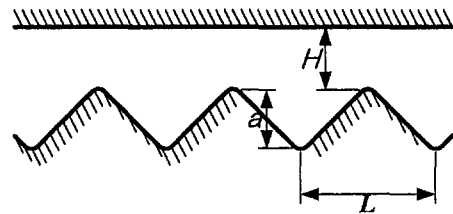
(a)



(b)



(c)



(d)

Fig. 3.2 Geometries of the previous researches.

(a) Ghaddar et al., Patera and Mikic, Greiner and Nishimura et al.

(b) Kim et al.

(c) Lee et al.

(d) Greiner and Chen.

### 3.1.4 연구 목적 및 내용

본 연구는 맥동유동에 의한 유동공진현상을 열교환성능이 우수하며, 맥동유동에 의하여 유동공진현상에 의한 열전달을 향상시킬 수 있는 유로구조를 가진 판형 열교환기에 적용하고자 하였다. 먼저 판형열교환기의 유로구조를 모사한 삼각형상의 그루브 채널실험을 통하여 유동공진 현상의 검증과 유동공진 현상의 메카니즘 및 맥동유동 변수에 대한 영향을 규명하고, 이를 실제 판형열교환기에 적용하고자 하였다.

세부적인 연구의 내용은 아래와 같이 분류할 수 있다.

- 1) 판형열교환기의 유로구조를 모사한 삼각형상의 그루브 채널에서 맥동유동에 의한 열전달 성능 향상 가능성 평가.
- 2) 유동을 가시화하여 맥동유동에 의한 열전달향상 메카니즘 규명.
- 3) 특정주파수에서 열전달이 최대가 되는 유동공진현상 검증.
- 4) 열전달향상 및 유동공진 현상에 영향을 미치는 변수(맥동의 주파수, 맥동 비율, 평균유량)에 대하여 검토.
- 5) 판형열교환기로의 적용조건 도출 및 적용.
- 6) 판형열교환기에서의 맥동유동에 의한 열전달 향상 가능성 평가 및 유동 공진 현상 검증

열전달향상에 미치는 변수들은 기존의 선행연구들이 지적한 변수인 맥동의 주파수와 평균유량에 대하여 수행하고, 또한 기존의 연구에서 깊이 다루지는 않았지만 실제 적용에 있어서 중요한 맥동비율이 미치는 영향에 대하여 고찰하고자 한다. 또한 본 연구는 기존의 연구에서 수행하지 못한 난류유동영역에서 맥동유동에 의한 유동공진현상을 검증하고자 하였다.

## 3.2. 실험장치 및 실험방법

### 3.2.1 채널의 형상 및 실험범위 설정

판형열교환기를 모사한 삼각형상 그루브 채널의 형상 및 실험범위는 선행연구자들의 연구를 바탕으로 설계를 하였다. 채널의 폭과 높이는 가용한 정량펌프와 원

심펌프의 용량을 고려하였으며, 2차원유동만을 고려하기 위하여 채널의 폭을 기존 Greiner(1991)의 연구의  $W=12.5H$ 보다 크게 본 연구에서는  $W=13.9H$ 로  $H=13.5$  mm,  $W=187.5$  mm으로 설계하였다. 유량의 범위는 Greiner와 Chen(1990)의 연구를 참고하여 마지막 그루브에서 임계 레이놀즈수( $Re_c$ )의 0.5배(Nishimura(2000)등)에서 3배까지 실험을 수행할 수 있도록 설계하였으며, 그루브의 개수를 실험장치의 길이를 고려하여 30개로 선정하였다. Greiner와 Chen(1990)의 연구에 의하면 30번째의 그루브에서의 self-sustained oscillation이 일어나는 임계 레이놀즈수  $Re_c=500$ 이었으므로, 실험 레이놀즈 범위는  $250 < Re < 1500$ 으로 설정하였다.

그루브 간격(L), 깊이(a)의 설계는 Greiner와 Chen(1990)의 연구와의 본 연구의 실험결과와 비교하기 위하여 유사한 형상비  $L/H=13.9$ ,  $L/a=2.0$ 으로 선정하여,  $H=13.5$  mm,  $L=18$  mm,  $a=9$  mm로 설계하였다. 여기서  $L/a=2.0$ 은 모사에 사용된 판형열교환기의 형상비와 동일하다.

맥동유동의 주파수범위는  $St_n$ (self-sustained oscillation Strouhal number, Ghaddar(1986)등의 수치해석 결과 이용)와 Greiner(1991)등의 연구를 참고하여 예측하였다. Greiner와 Chen(1990)의 연구에 의하면 삼각형상 그루브 채널의  $Re=770$ 에서 유동가시화를 통하여 Tollmien-Schlichting 웨이브 길이(wavelength)가 2배의 그루브 간격(L)이었다고 보고하였으며, Greiner(1991)의 연구에서 정의된 식(3.2.3)의 무차원 웨이브 수를 계산하여 Ghaddar(1986)등의 수치해석결과 Fig. 3.2을 이용하여  $St_n=0.232$ 로 예측하고, 주파수 범위를 최대평균유속에서 예측된  $St_n$ 의 1.5배까지 실험할 수 있도록  $0 \leq f \leq 2.62Hz$  으로 선정하였다. 여기서  $St_n=0.232$  이다.

$$\alpha = 2\pi h/\lambda, \quad (h = H/2) \quad (3.2.1)$$

위의 모든 과정은 원심펌프의 용량과 정량펌프의 용량 및 주파수 범위를 고려하여 시행착오법으로 선정되었다. 또한 일정 열유속 조건하에서 열량을 공급하기 위하여 Greiner와 Chen(1990)등의 연구에 기초하여( $Nu=13$ ,  $\Delta T=10^\circ C$ ), 본 실험장치의 면적은  $0.1432$  m<sup>2</sup>,  $k= 0.602$  W/mK인 경우에 대하여 400W의 열량을 공급할 수 있도록 가열기를 설계하였다.



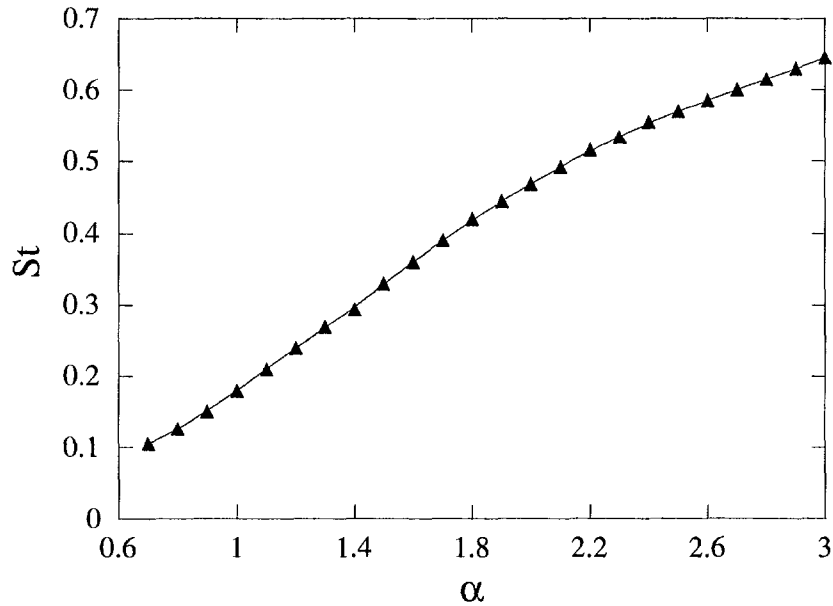


Fig. 3.2 A plot of the Strouhal number versus the dimensionless wavenumber. (Ghaddar et al.(1986) Figure 17.)

### 3.2.2 삼각형상 그루브 채널 실험장치

#### 3.2.2.1 시험시편

삼각형상 그루브 채널의 시험시편은 균일 속도조건(uniform velocity condition)과 일정 열유속 조건(constant heat flux condition)으로 실험을 수행할 수 있도록 입구부에 풍동의 설계방법을 도입하여 균일 속도조건을 구현하고, 삼각형상 그루브의 표면에 금이 증착된 필립히터를(gold film) 사용하여 일정 열유속 조건을 구현하였다. 또한 자연대류의 영향을 배제하기 위하여 그루브 열원을 위쪽에 설치하였으며, 작동유체인 물의 입출구온도 및 그루브의 벽면의 온도를 측정하기 위한 T-type 열전대를 설치하였다.

Fig. 3.3는 시험시편과 입출구부분의 개략도이다. 시험시편의 입구부분은 풍동의 설계방법을 도입하여 확산부(diffuser), 정지부(settling chamber), 수축부(contraction)를 설치하여 균일 속도 조건을 구현하였다. 먼저 확산부에 분산기와 배

플을 설치하여 좁은 입구를 통하여 유입되는 유동을 균등분배시키고, 정지부에는 3단의 철망을 설치하여 유동의 난류성분을 제어하고, 수축부에서는 Morel(1975)의 3차 곡선식을 이용하여 종형으로 제작하여 균일 속도조건을 구현하였다. 정지부에서 사용된 철망은 와이어의 지름이 0.14 mm이고 50메쉬(mesh)를 사용하였다. 이는 김광호(1990)등의 연구에서 난류제어용으로 사용 가능한 스크린의 공극률( $\beta'$ )과 철망에서 발생하는 와류를 방지할 수 있는 와이어의 직경(d)을 만족하였다. 식(3.2.2)는 김광호(1990)등의 연구에서 사용 가능한 철망의 판별기준을 나타낸다.

$$\beta' = (1 - \frac{dN}{25.4})^2 > 0.57 \quad , \quad Re_d = \frac{VD}{\beta\nu} \leq 80 \quad (3.2.2)$$

수축부는 실험장치의 크기를 고려하여 수축비(C.R)를 16으로 설계하였으며, Morel(1975)과 김광호(1990)등의 연구를 바탕으로 설계하였다. 수축부를 설치함으로써 균일한 속도분포를 얻을 수 있으며, 정지부에서 유입된 유동의 평균속도 분포의 비균일성을 감소시키며, 면적이 넓은 정지부에서부터 평균유속을 증가시켜 상대적인 난류도를 감소시키는 역할을 한다. 또한 수축부의 존재로 인한 정지부의 유속을 저속으로 유지함으로써 철망에 부가되는 동하중을 감소시킬 수 있는 장점이 있다.

상대적으로 유속이 낮은 정지부에는 작동유체인 물의 입구온도를 측정하기 위하여 3개의 T-type 열전대를(thermocouple)을 설치하였으며, 시험시편의 입구인 수축부 하단에는 맥동유동에 의한 열전달 향상 메카니즘을 분석하기 위한 유동가시화 장비를 설치하였다. 유동가시화 장비로는 잉크를 채널의 주유동과 동일한 속도로 분사시켜줄 수 있는 주사기펌프(syringe pump)와 잉크 저장용기를 설치하였으며, 기록장비로는 초당 30프레임을 찍을 수 있는 비디오카메라 시스템을 설치하였다. 그루브 안의 유동을 비디오 카메라로 관찰하기 위하여 시험시편의 옆면을 편광이 없는 강화유리로 제작하였다. 또한 수축부 출구에는 맥동유동의 주파수 검증을 위한 hot-film probe를 설치하였다.

시험시편부(test section)는 3.1절에 설계된 그루브의 형상에 따라 설계·제작하였다. 시험시편부의 옆면은 유동가시화를 위하여 편광이 없는 15 mm 강화유리를 사용하였으며, 아래·윗면은 열저항을 최소화하기 위하여 열전도율이 낮은 재질로,

윗면은 65 mm 베크라이트, 아랫면은 25 mm 아크릴을 사용하였다. 일정 열유속 조건을 구현하기 위하여 가열기(heater)는 0.2 mm의 투명필름위에 금이 2 Å 두께로 증착한 필립히터를(gold film) 사용하였으며, 가열기는 2번째 그루브에서 29번째 그루브까지 폭 150 mm로 설치하였다. 전체 저항은 3.4 Ω이었으며, 슬라이다스에 연결하여 전압을 조정하여 전체 가열량을 조절할 수 있도록 설치하였다. 또한 전력량을 측정하기 위하여 슬라이다스에 전력계를 연결하여 전력량의 출력을 전압신호로 출력하여 Yokogawa Datalogger (DR 230)를 사용하여 기록하였다.

Fig 3.4은 실제 베크라이트 그루브에 설치된 가열기를 나타낸 그림이다. Fig 3.4 (a)는 가열기와 작동유체인 물과의 직접적인 접촉을 막기 위하여 그루브로 성형한 0.1 mm 알루미늄 박판을 나타낸 그림으로서 실제 가열기는 알루미늄 박판에 설치한 뒤 베크라이트 그루브에 실리콘을 사용하여 접착하였다. 완성된 가열기 및 그루브의 모양은 Fig 3.4 (b)와 같으며, 사진은 뒤집힌 상태를 나타내고 있다. 가열된 벽면의 온도를 측정하기 위하여 각각의 그루브의 끝부분에 T-type 열전대를 설치하여 유동방향으로 30개의 벽면의 온도를 측정할 수 있도록 하였다.

출구부는 시험시편부를 거친 작동유체인 물을 저온 항온조로 순환시키기 위하여 유동을 모아주는 역할을 한다. 출구부는 유동을 모아주는 과정에서 시험시편부의 유동에 영향을 미치지 않도록 KS 규격(1982)을 참고하여 계산된 160 mm보다 충분히 길게 200 mm로 설계하였으며, 작동유체인 물의 출구온도를 측정하기 위하여 T-type 열전대를 설치하였다. 여기서 입구부와 출구부는 작동유체의 관찰을 위하여 투명 아크릴 재질을 사용하여 제작하였다.

Fig 3.5는 위에서 설계하고 제작한 입구부, 시험시편부, 출구부가 완전히 조립되어 실험이 수행되었던 실험장치의 실제모습을 나타낸 사진이다.

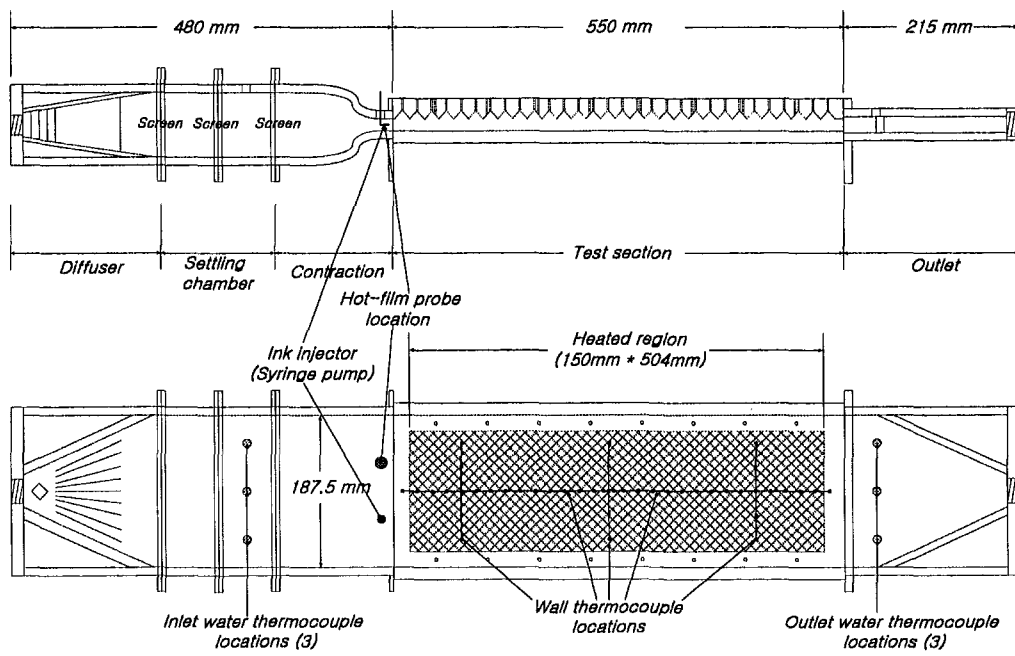
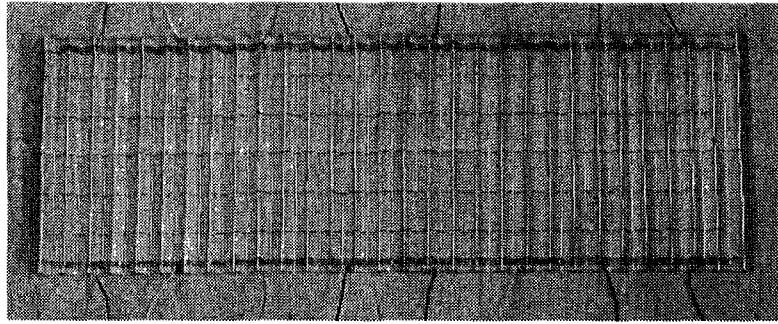
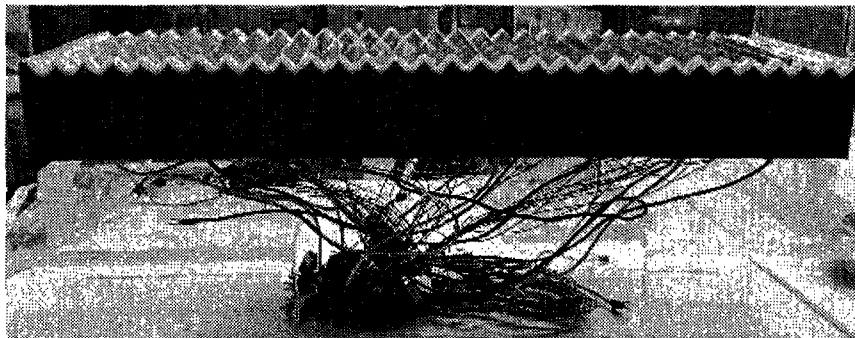


Fig. 3.3 Schematic diagram of the grooved channel test section.  
(Water enters from the left.)



(a)



(b)

Fig. 3.4 Photos of the grooved channel gold film heater system.

(a) A aluminium grooved sheet.

(b) A assembly of gold film heater and bakelite groove.

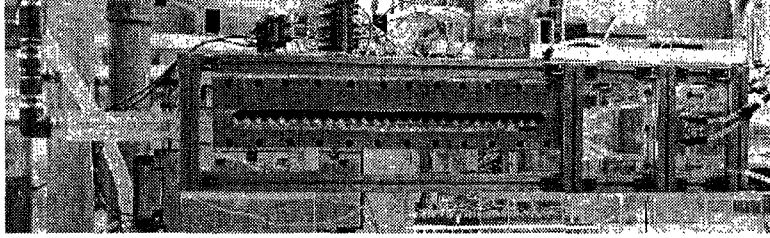


Fig. 3.5 A photo of the grooved test section.

### 3.2.2.2 전체 시스템

Fig. 3.6은 전체 그루브 실험장치를 간략히 나타낸 그림으로서 전체 시스템은 3RT급 냉동기, 저온항온조, 원심펌프, 맥동펌프, 시험시편부로 구성되어 있다. 냉동기와 연결된 250리터 용량의 저온항온조(cold reservoir)에서 시험시편부를 통과하여 가열된 작동유체인 물의 온도를 일정하게 유지시켜주며, 일정온도로 유지된 물을 원심펌프와 수위조절시스템을 이용하여 100리터 용량의 저온항온조로 자동 공급하도록 설치하였다. 원심펌프와 맥동펌프(diaphragm pump)를 사용하여 일정온도로 유지되는 물을 100리터 용량의 저온항온조에서 시험시편부로 공급하도록 하였으며, 정상유동은 원심펌프를 사용하고, 맥동유동은 원심펌프와 맥동펌프를 모두 사용하도록 하였다. 원심펌프의 최대 유량은 분당 40리터 용량의 펌프를 사용하였으며, 맥동펌프의 용량은 분당 17리터 용량으로 120 spm(stroke per minute)인 다이어프램 펌프(diaphragm pump, 동일 MT DWB 61)를 사용하였다.

Fig. 3.7은 전체 시스템이 실제 실험실에 설치된 배열을 나타내는 개략도이다.

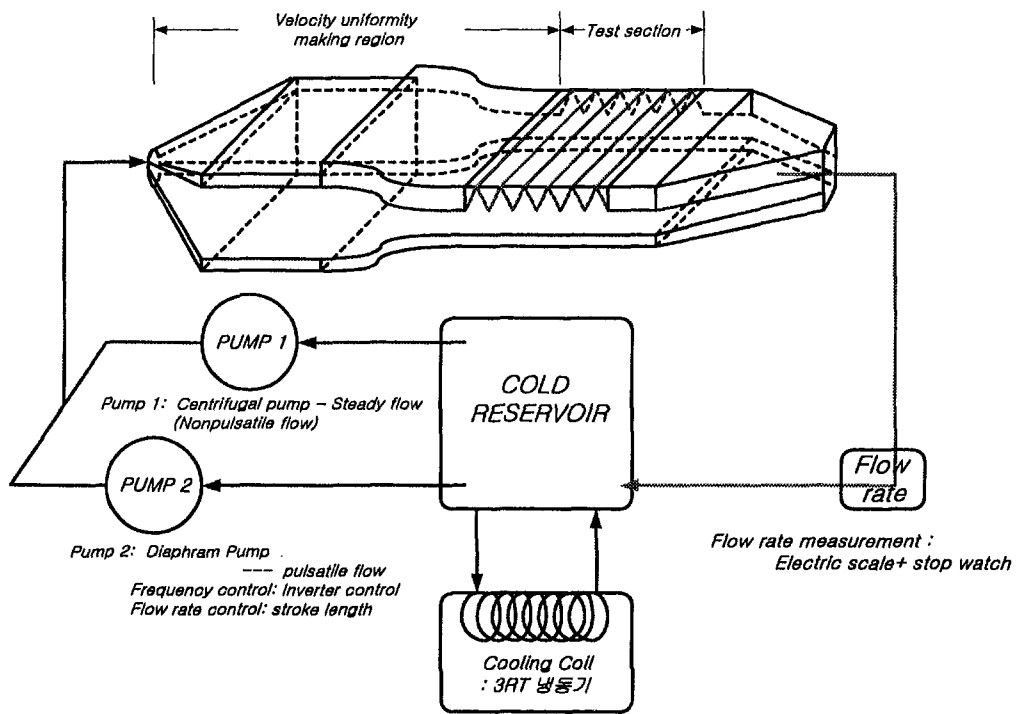


Fig. 3.6 Schematic diagram of the experimental setup.

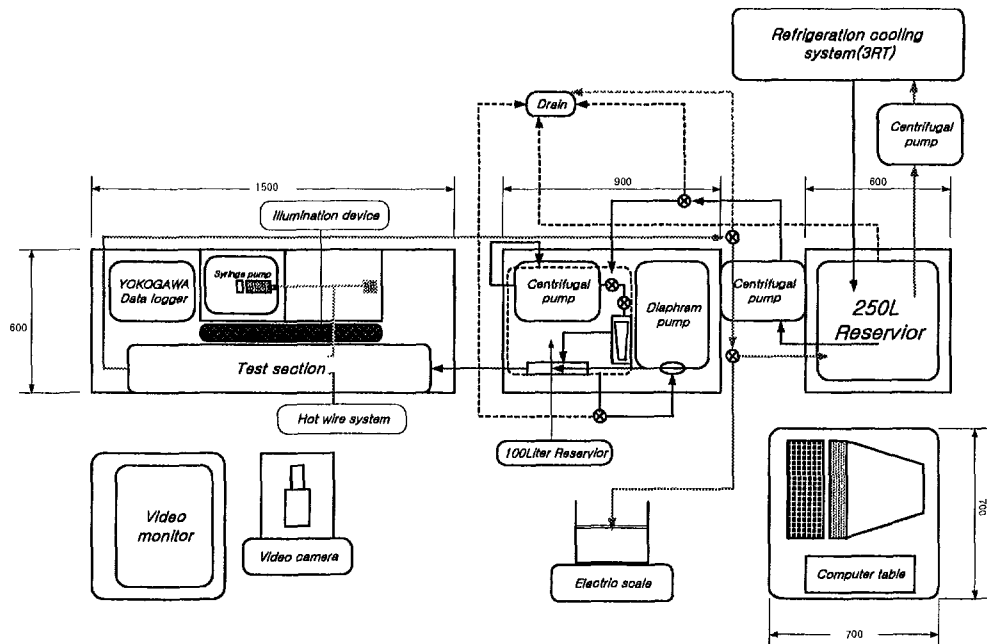


Fig. 3.7 Arrangement of the grooved channel experimental setup.

### 3.2.3 실험 방법

맥동유동에 의한 열전달 성능 향상을 평가하기 위하여 정상유동실험을 먼저 실행한 후 맥동유동 실험을 수행하였다. 정상유동은 원심펌프만을 이용하여 유량을 공급하였으며, 원심펌프 출구부에 밸브를 두 개 설치하여 유량을 조절하였다. 맥동유동은 맥동펌프(다이어프램 펌프)를 사용하였으며, 맥동유동의 주파수는 맥동펌프에 인버터를 설치하여 조절하였다. 동일주파수에서 맥동유량은 맥동펌프의 행정(stroke) 길이를 조절하여 제어하였다. 유량의 측정은 전자저울과 초시계를 사용하였으며, 전자저울은 최대 측정질량이 25 kg이고, 최소눈금은 5 g이다. 유량측정조건은 60 초, 10 kg(용기무게 2.15 kg)이상의 조건에서 정상상태(steady state)이후에 측정하였다. 정상상태에 도달하는데 걸리는 시간은 15분 이상이었으며, 정상상태에 도달한 후 10초 간격으로 기록된 온도 및 전력량 데이터를 3분 동안의 평균하여 분석하였다.

시험시편부에서 물의 평균 온도가  $21^{\circ}\text{C} \pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 가 되도록 전열량과 물의 공급온도를 조절하였다. 가열기를 통하여 공급되는 전열량은 슬라이더스로 조절하였으며, 전력계를 설치하여 기록하였다. 본 실험에서 전열량은 실험조건에 따라 180 W에서 500 W까지 시험시편부에 공급하였다.

유동가시화 실험은 주사기펌프를 사용하여 희석한 잉크(blue ink)를 외경 1.6 mm, 내경 0.7 mm 관을 통하여 유동의 평균속도와 동일하게 공급하였으며, 비디오 카메라 시스템을 이용하여 유동을 기록하여 분석하였다. 채널의 조명을 위하여 현광등을 시험시편 옆면에 설치하여 전 시험시편부에 조명을 공급하였다.

맥동유동의 주파수 검증을 위하여 설치한 hot-film probe는 본 실험장치에서 속도 보정(calibration)하여 맥동의 주파수를 검증하였다.

### 3.2.4 실험결과 처리방법

실험 결과는 레이놀즈 수(Re), 스트라울 수(St), 맥동비율( $\eta$ ), 누셀 수(Nu), 열전달 향상비(E)등으로 분석을 수행하였으며, 레이놀즈 수, 스트라울 수, 맥동비율을 각각의 실험의 조건을 표시한다.

유량의 무차원 수인 레이놀즈 수는 식 (3.2.3)과 같이 정의하였다.



$$Re = \frac{VH}{\nu} \quad , \quad V = \frac{m}{\rho HW} \quad (3.2.3)$$

물의 밀도( $\rho$ ) 및 동점성계수( $\nu$ )는 물의 입출구 평균온도에서의 물성치를 사용하고, 질량유량을 측정하여 계산되어진 평균속도를 사용하여 레이놀즈 수를 계산하였다.

맥동 주파수의 무차원 수인 스트라올 수는 식 (3.2.4)와 같이 정의하였다.

$$St = \frac{fH}{V} \quad (3.2.4)$$

맥동 주파수는 맥동펌프의 인버터에 표시되는 값을 환산하여 계산하였으며, hot-film probe를 사용하여 주파수를 검증하였다.

맥동유량의 비를 표시하는 맥동비율은 식 (3.2.5)와 같이 정의하였다.

$$\eta = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_m} \quad (3.2.5)$$

맥동비율은 물이 비압축성이고, 용적형인 맥동펌프에서 설정한 유량을 정확히 공급한다고 가정하여 실험시작전에 측정된 전체유량과 맥동유량의 비를 사용하여 계산하였다.

열전달 정도를 나타내는 누셀 수는 식 (3.2.6)과 같이 정의하였다.

$$Nu = \frac{hH}{k} \quad , \quad h = \frac{Q}{A\Delta T} \quad , \quad \Delta T = T_w - T_b \quad (3.2.6)$$

물의 열전도도( $k$ )는 물의 평균온도에서의 물성치를 사용하고, 대류열전달계수( $h$ )는 전력계로 측정된 전열량과 벽면과 물의 온도차와 전열면적을 이용하여 국소 누셀

수를 계산하였다. 전열면적은 0.1069m<sup>2</sup>이었다.

각각의 그루브의 골에 설치된 열전대를 통하여 측정된 국소 벽면의 온도로 식(3.2.6)에서 정의된 국소 누셀 수보다 실제 그루브수가 늘어날 때 그 위치까지의 평균 누셀 수가 실제 열교환기 설계에 더 많은 정보를 제공하기 때문에 식(2.7)과 같은 국소 평균 누셀 수를 정의하였다.

$$\overline{Nu}_{2 \rightarrow x} = \sum_{i=2}^x Nu_i / x \quad (3.2.7)$$

맥동유동에 의한 열전달 향상 정도를 평가하기 위한 열전달 향상비는 식(3.2.8)과 같이 정상유동과 맥동유동의 누셀 수의 비로 정의하였다.

$$E = \frac{Nu_{\eta \neq 0}}{Nu_{\eta = 0}} \quad (3.2.8)$$

### 3.3 실험결과 및 고찰

#### 3.3.1 정상유동 실험

판형열교환기를 모사한 삼각형상 그루브 채널에서 맥동유동에 의한 열전달 성능 향상을 평가하기 위하여 먼저 정상유동에서 열전달 실험을 수행하였다. 정상유동 열전달 실험을 통하여 본 연구에서 수행하고자 하는 유량범위에서 삼각형 그루브 채널에서 유동형태와 열전달 특성을 파악하고자 하였다. 물의 입출구 온도와 가열벽면의 온도를 측정하여 계산한 국소 누셀 수(local Nusselt number)를 이용하여 열전달 특성을 파악하고, 유동가시화실험을 통하여 각각의 레이놀즈 수에서 유동의 형태를 파악하였다.

Fig. 3.8은 정상유동상태의 레이놀즈 수 Re= 270, 370, 550, 730, 910에서 열전달 특성을 나타낸 그래프이다. Fig 3.8 (a)는 각각의 그루브의 골에 위치한 벽면온도와 물의 혼합평균온도(bulk mean temperature)를 통하여 계산된 국소 누셀 수

(local Nusselt number)를 나타낸 그래프이고, Fig 3.8 (b)는 각각의 그루브의 위치까지의 적산 평균한 국부 평균 누셀 수(local mean Nusselt number)를 나타낸 그래프이다. 각각의 그루브 위치에서의 물의 혼합평균온도는 시험시편의 입출구에서 측정된 물의 입출구 온도가 선형적으로 증가한다고 가정하여 계산하였다. Fig 3.8 (a)에서 국소 누셀 수는 2번째 그루브에서 29번째 그루브까지 표시하였으며, 부분적으로(2, 15-19번째 그루브) 표시되지 않은 데이터는 실험장치제작에서의 실수로 인한 열전대의 손상으로 인하여 상실된 데이터이다. 또한 각각의 그루브에서 누셀 수의 분산은 열전대의 벽면과의 부착정도와 정확한 골부분에 위치하지 못함으로 인하여 생겨난 문제점이었다. 본 연구에서는 이러한 문제점을 극복하기 위하여 국소 평균 누셀 수를 사용하였으며, 국소 평균 누셀 수는 실제 열교환기 설계에 있어서 그루브의 갯수, 즉 열교환기의 크기를 설계하는데 중요한 지표로써 사용될 수 있다.

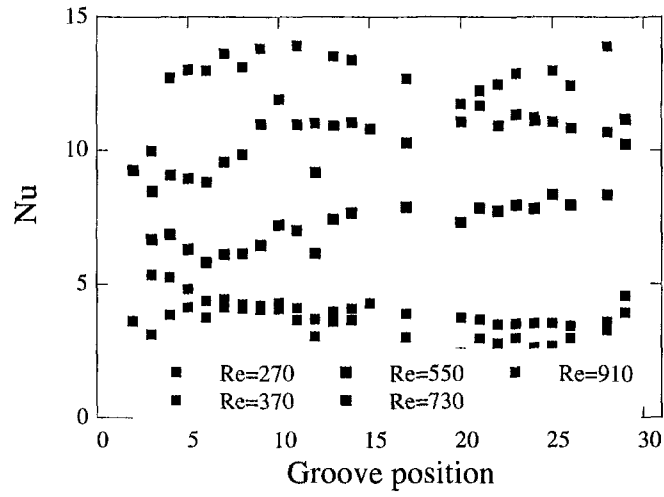
Fig. 3.8 (b)에서 화살표로 표시된 그루브의 위치는 각각의 레이놀즈 수에서 self-sustained oscillation이 일어나는 그루브의 위치를 표시하였으며, 레이놀즈 수가 커질수록 self-sustained oscillation으로 천이되는 위치가 앞으로 당겨짐을 볼 수 있다. self-sustained oscillation이 일어나게 되면 층류유동에서보다 그루브 안에서의 유체혼합이 활발하게 되어 열전달 성능이 향상되므로, self-sustained oscillation으로 천이되는 위치는 국소 평균 누셀수의 변화를 분석하여 판단하였으며, 유동가시화 실험을 통하여 확인하였다.  $Re=270, 370$ 에서는 국소 평균 누셀수가 그루브의 위치가 증가할수록, 즉 후류쪽으로 이동할수록 열경계층(thermal boundary layer)의 성장으로 인하여 저하하였고, 유동가시화 실험을 통하여 확인한 결과 self-sustained oscillation이 일어나지않음을 확인하였다. 따라서  $Re=270, 370$ 에서는 30개의 그루브 전체에서 self-sustained oscillation이 일어나지 않는 층류유동임을 알 수 있다. 유동가시화 실험과 국소 평균 누셀 수의 분석하여 판단한 self-sustained oscillation으로 천이하는 그루브의 위치는  $Re=550$ 에서 13번째 그루브,  $Re=730$ 에서 8번째 그루브,  $Re=910$ 에서 4번째 그루브였다. Greiner와 Chen(1990)의 삼각형상 그루브 채널의 연구에서 30번째 그루브의 천이되는 레이놀즈 수가  $Re=500$ 인 결과와 본 연구에서  $Re=370$ 에서는 층류유동형태이고,  $Re=550$ 에서 13번째 그루브에서 self-sustained oscillation으로 천이하는 결과는 비교적 잘 일치하였다.

Fig. 3.9는 유동가시화한 사진으로서, self-sustained oscillation으로 천이되는 위

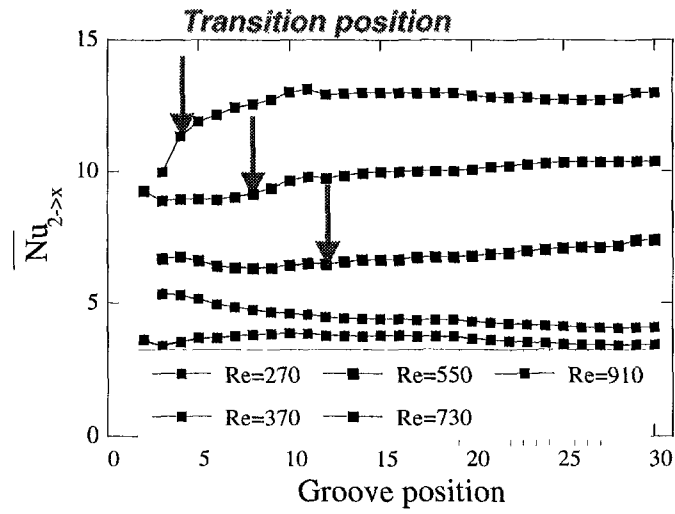
치를 Tollmien-Schlichting 웨이브가 발생하는 그루브의 위치로 결정하였다. Tollmien-Schlichting 웨이브가 발생함으로 인하여 그루브에서 self-sustained oscillation이 발생하여 국소 누셀수가 증가하게 된다. Fig. 3.9 (a)  $Re=370$ 에서는 잉크의 유선의 변화가 없이 25번째 그루브이후까지 흘러감을 관찰할 수 있고, Figs. 3.9 (b), (c), (d)에서는 Tollmien-Schlichting 웨이브가 발생하였고, 이 그루브의 위치를 self-sustained oscillation으로 천이되는 위치로 판별하였다.

본 연구에서 3.2장의 실험장치 및 실험범위 설계시에 Greiner와 Chen(1990)의 연구를 참고하여 Tollmien-Schlichting 웨이브의 길이를 그루브 간격의 2배로 예상하고, self-sustained oscillation의 스트라울 수( $St_n$ )를 계산하여 실험범위를 선정하였다. 하지만 본 유동가시화 실험을 통하여 본 그루브에서의 Tollmien-Schlichting 웨이브의 길이가 그루브의 간격과 동일한  $\lambda=18$  mm임을 알 수 있다. Fig. 3.9의 유동가시화를 통하여 관찰된 Tollmien-Schlichting 웨이브 길이를 바탕으로(Fig. 3.9 (b), (d)) self-sustained oscillation의 스트라울 수( $St_n$ )를 식(3.2.3)과 Ghaddar(1986) 등의 수치해석 결과를 이용하여 계산하면  $St_n=0.549$  였다. 본 실험계획을 넓은 유량 범위에 대하여 계획하였기 때문에 높은 레이놀즈 수 범위를 제외하면 실험적으로는 큰 문제점이 발생하지 않았다.

레이놀즈 수에 따른 30개 그루브 전체의 평균 누셀수의 변화를 Fig. 3.10에 표시하였으며, 레이놀즈 수가 증가할수록 열전달 성능이 향상됨을 알 수 있다. 층류유동에서 self-sustained oscillation으로, 또 난류유동으로 천이함으로써 열전달 성능이 향상됨을 알 수 있다.

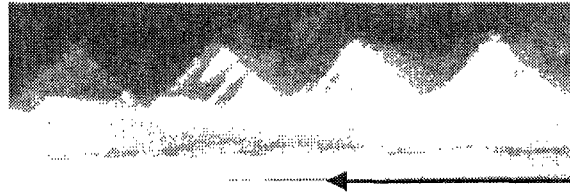


(a) Local Nusselt number

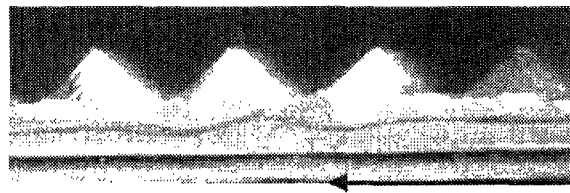


(b) Local mean Nusselt number

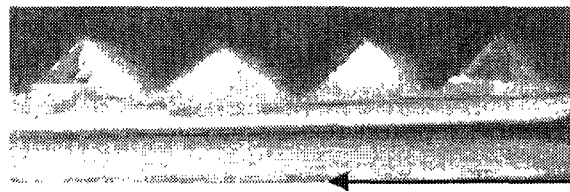
Fig. 3.8 Plots of the heat transfer measurement for the steady flow



(a)  $Re=370$ (22th ~25th groove)



(b)  $Re=550$ (11th ~14th groove)



(c)  $Re=730$ (5th ~8th groove)



(d)  $Re=910$ (3th ~6th groove)

Fig. 3.9 Flow visualization for the steady flow

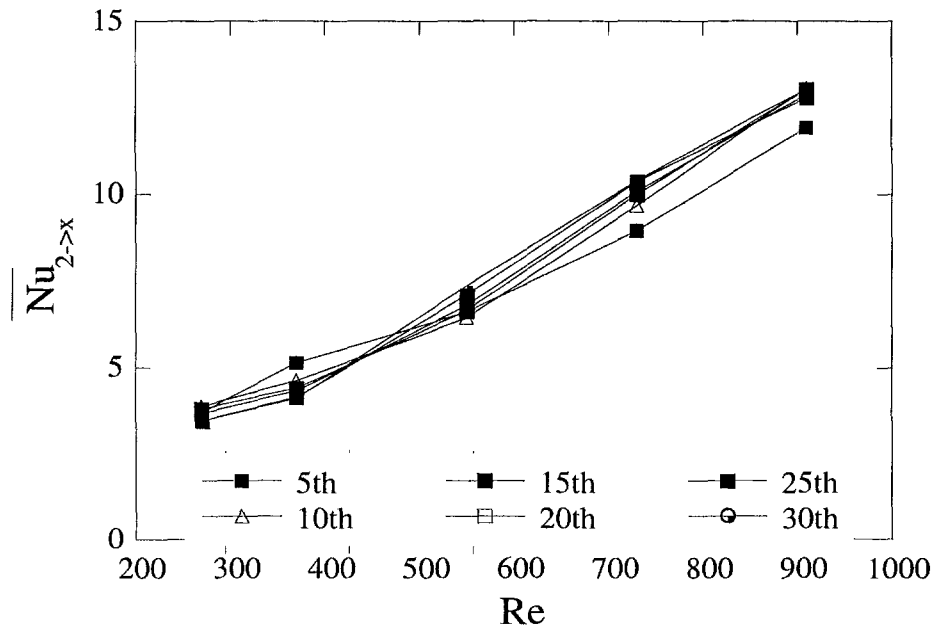


Fig. 3.10 A plot of the local mean Nusselt number as a function of Reynolds number for the steady flow.

### 3.3.2 맥동유동 실험

#### 3.3.2.1 맥동유동 실험범위

맥동유동실험은 정상유동실험에서 수행한 유량범위에서 맥동비율( $\eta$ )를 Table 3.1에서 표기하는 바와 같이 변화시키면서 실험을 수행하였다. 기호(◎)로 표시된 레이놀즈 수와 맥동비율이 본 연구에서 수행되었던 실험범위이다. 각각의 실험에서는 열전달 향상비가 최대가 되는 스트라울 수 전후에 대하여 맥동유동의 주파수를 변화시키면서 실험을 수행하였으며, 맥동비율이 '0'인 실험은 정상유동 실험을 나타낸다. 판형열교환기 응용에서 맥동비율을 적용하기 위하여 1.0보다 낮은 맥동비율에서 실험을 수행하였으며,  $Re=270$  미만의 유량은 본 실험장치의 원심펌프와 정량펌프의 주파수 및 유량범위의 제약으로 인하여 실험범위에서 제외되었고,  $Re=910$  이상의 영역에서는 열전달 성능 향상비가 작아져서 실험오차범위에 포함됨으로 인하여 실험범위에서 제외하였다.

Table 3.1 The experiment cases of the grooved channel for the pulsatile flow.

Re \ $\eta$	0	0.125	0.25	0.5	0.75
270	◎			◎	
370	◎	◎	◎	◎	
550	◎		◎	◎	◎
730	◎		◎	◎	◎
910	◎			◎	

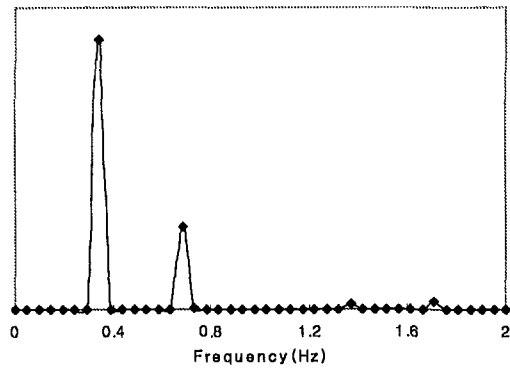


### 3.3.2.2 맥동 주파수 검증

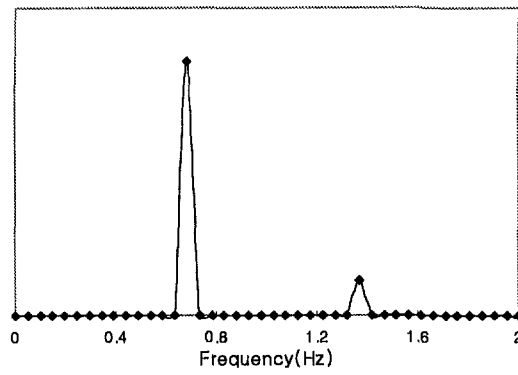
앞절에서 설정한 실험범위에서 맥동유동을 가진하기 열전달 향상 실험을 하기 전에 앞서 맥동펌프(다이어프램 펌프)에 의한 맥동유동을 hot-film probe를 사용하여 검증하였다. Hot-film probe는 물용 센서로써 본 실험장치에서 보정하여 맥동유동의 주파수를 검증하였다. Fig 3.11는 맥동의 주파수  $f=0.333, 0.667, 1.0$  Hz에 대하여 주파수를 검증한 FFT(Fast Fourier Transform) 결과 그래프이며, 맥동펌프의 인버터를 조절하여 가진한 맥동유동이 정확하게 구현됨을 검증하였다. 맥동펌프의 인버터에서 표시되는 값을 환산한 주파수와 hot-film probe로 검증한 주파수와 동일하였으므로, 이후 모든 맥동의 주파수는 맥동펌프의 인버터의 값을 환산한 주파수를 사용하였다.

맥동비율은 맥동펌프가 기계적인 시스템으로 구동하는 용적형 펌프이고, 작동 유체가 비압축성이기 때문에 실험전에 측정된 순수 맥동유량과 실험후 측정된 전체 유량(정상유동과 순수 맥동유동의 합)의 비로 표시하였다. 순수 맥동유량은 맥동펌프의 행정거리를 조절하였으며, 행정거리는 60등분된 조절막대를 통하여 조절하였다.

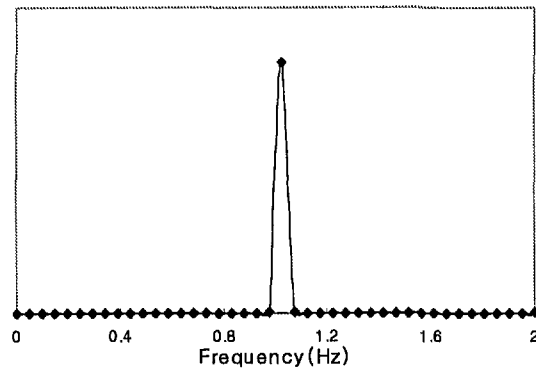
Fig. 3.12는 맥동유동 실험시에 예상되는 순간유속을 나타내었다. 맥동유동의 유속은 그림과 같이 원심펌프로 생성되는 정상유동과 맥동펌프로 생성되는 순수 맥동유동을 합해진다. 본 실험에서는 동일 맥동주파수에서 맥동비율이 감소하게 되면 순수맥동유동의 최대 순간유속은 변함이 없이 맥동유동이 부가되는 시간이 줄어드는 특성을 가지고 있다.



(a)  $f=0.333$  Hz



(b)  $f=0.667$  Hz



(c)  $f=1.0$  Hz

Fig. 3.11 Verification of the pulsatile frequency using FFT for  $Re=370$  and  $\eta =0.5$ .

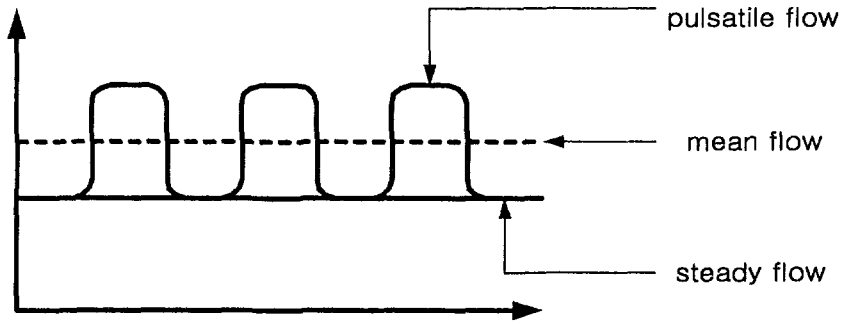


Fig. 3.12 A flow pattern of the pulsatile flow.

### 3.3.2.3 맥동유동 실험결과 및 고찰

Fig. 3.13은 레이놀즈 수  $Re=730$ , 맥동비율  $\eta=0.5$ 인 경우의 결과를 나타낸 그래프이다. Fig. 3.13 (a)는 정상유동과 맥동유동의 국소 누셀 수를 나타내고 있으며, 국소 누셀 수에 의한 열전달 향상비를 Fig. 3.13 (b)에 나타내었다. Fig. 3.13 (a)에서 화살표 표시된 부분은(8번째 그루브) 정상유동에서 분석한 난류유동으로의 전이되는 위치를 나타낸다. 화살표 앞부분의 그루브에서는 층류유동이었으며, 화살표 뒷부분의 그루브에서는 self-sustained oscillation이 일어나고, 그 후류부는 난류유동임을 알 수 있다. 일반적으로 층류유동하에서는 난류유동에서보다 열전달 성능이 나쁘므로, 국소 누셀 수가 작게 나타난다. 맥동유동에 의한 열전달 향상은 Fig. 3.6 (b)에서 보는바와 같이 전체유량에 50% 맥동유동을 가진함으로써 전체 그루브영역에서 열전달 성능이 향상되었으며, 상대적으로 정상유동에서 층류유동인 앞부분의 누셀 수가 작았기 때문에 열전달 향상비는 앞부분에서 크게 향상되는 것을 볼 수 있다. 즉 난류유동에서 맥동유동의 효과보다는 층류유동에서의 맥동유동의 효과가 더 커짐을 알 수 있다. 여기서 최대 국소 열전달 향상은 5번째 그루브에서 133%까지 증가하였다.

Fig. 3.14는 Fig. 3.6의 그래프의 실험결과에 대하여 국소 평균 누셀 수(a)와 국소 평균 누셀 수를 비교한 열전달 향상비(b)를 나타낸 그래프이다. Fig. 3.14을 보면, 그루브의 위치에 상관없이 맥동유동의 국소 평균 누셀 수와 열전달 향상비가 특정 스트라울 수( $St=0.172$ )에서 최대가 되는 것을 볼 수 있다. 이와 같은 결과로부

터 맥동유동에 의하여 삼각형상의 그루브 채널에서는 열전달이 향상되며, 열전달 향상이 최대가 되는 최적의 스트라울 수(최적의 주파수)가 존재함을 알 수 있다. 최대의 열전달 향상은 5번째 그루브에서 스트라울 수  $St=0.172$ 에서 122% 증가하였고, 전체 그루브(30번째 그루브까지의 열전달 향상비)에서는 75% 열전달이 향상되었다. 실제 열교환기 설계에 있어서는 사용범위가 층류유동인 경우에 훨씬 맥동유동에 의한 열전달 향상효과는 클 것이라 판단된다.

Fig. 3.15는 Table 3.1에서 설정한 실험범위에서 맥동유동을 실험한 실험결과를 나타낸 결과로써, 각각의 실험에서 열전달 향상비는 정상유동과 맥동유동의 30번째 그루브까지 평균한 국소 평균 누셀 수 비로 나타내었다. 본 연구영역내에서 맥동유동에 의한 최대의 열전달향상은 레이놀즈 수  $Re=270$ , 맥동비율  $\eta=0.5$ , 스트라울 수  $St=0.335$ 에서 350%까지 증가하였다. 또한 각각의 실험 레이놀즈 수 및 맥동비율에서 주파수가 증가함에 따라 열전달이 증가하다가 감소하는 경향을 보이고 있으며, 이는 최대가 되는 최적의 스트라울 수가 존재함을 보여준다. 이 결과는 Ghaddar(1986)등, Patera(1986)등, Greiner(1991), Nishimura(2000)등, Kim(1999)등, Lee(1999) 등의 연구에서 보고된 유동공진현상이 존재함을 보였으며, 본 연구영역에서는 최적의 스트라울 수 범위는 0.15~0.3이었다.

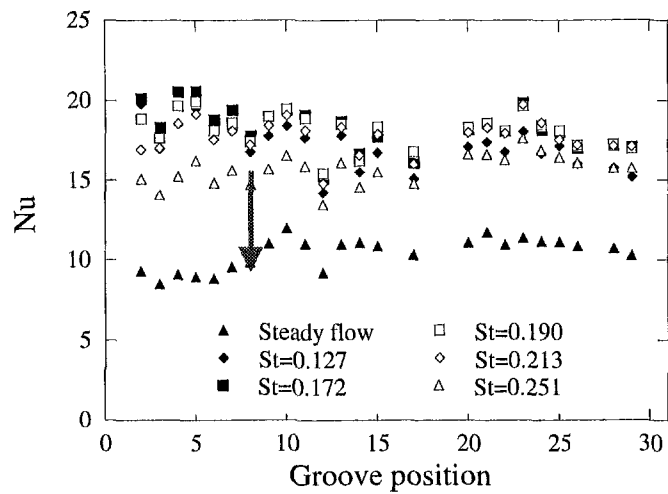
Table 3.2에서는 본 연구결과를 선행연구자들의 결과와 비교하였다. 선행연구자인 Ghaddar(1986)등, Patera(1986)등, Greiner(1991), Nishimura(2000)등의 연구에서와 같이 층류맥동유동하에서의 최적의 스트라울 수와  $St=0.3$ 에서 거의 일치하였다. 선행연구자인 Ghaddar(1986)등의 연구를 바탕으로 계산한 self-sustained oscillation 스트라울 수,  $St_n=0.549$ 와 본 연구에서의 유동공진 스트라울 수와는 대략 두·세배 정도의 차이가 있었지만 유동공진 스트라울 수와 거의 같은 범위내에 존재함을 볼 수 있다. 본 연구영역에서  $Re=730$ ,  $\eta=0.75$ 와  $Re=910$ ,  $\eta=0.5$ 의 실험에서의 열전달 향상이 최대가 되는 최적의 스트라울 수까지 실험을 수행하지 못하였다. 이는 본 실험장치 중의 맥동펌프의 주파수 및 맥동유량의 한계로 인하여 수행하지 못하였다.

또한 Figs. 3.15 (b), (c), (d)의 그래프를 보면, 동일 레이놀즈 수에서 맥동비율이 증가할수록 열전달이 향상됨을 볼 수 있다. 이 결과의 분석은 3.3.3절의 유동가시화 실험을 통하여 맥동유동에 의한 열전달 향상 메카니즘과 맥동비율이 증가함에

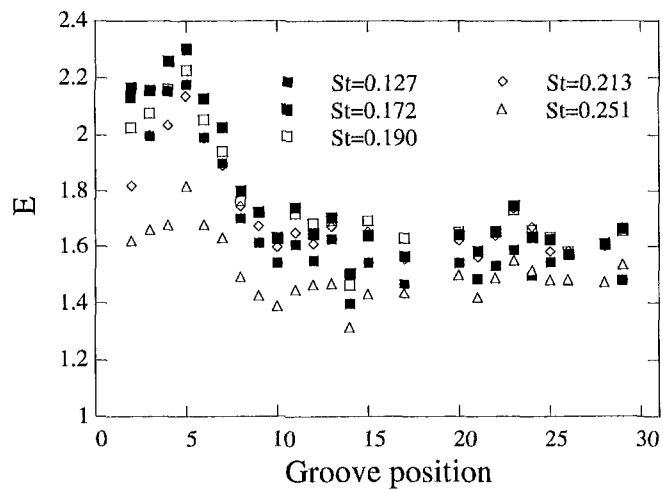
따라 열전달 향상 메커니즘을 분석하였다.

Fig. 3.16은 동일 맥동비율에서 레이놀즈 수  $Re=270, 370, 550, 730, 910$ 에서의 열전달 향상비를 비교한 그래프로서, 레이놀즈 수가 증가할수록 열전달 향상이 감소함을 볼 수 있다. 이 경향은 층류유동이 전체 그루브에서 차지하는 비율이 높을수록 맥동유동에 의한 열전달 효과를 커짐을 알 수 있으며, 이는 Fig 3.13과 3.14의  $Re=730, \eta=0.5$ 에서의 경향과 동일하였다. 맥동유동은 층류유동영역에서 점성력에 의하여 억제된 유동의 불안전성을 활성화 시킴으로써 유체혼합을 촉진시키고 열전달을 향상시키게 된다. Self-sustained oscillation으로 천이하고 난류유동인 영역에서는 정상유동에서 이미 점성력에 의하여 억제된 유동의 불안전성이 활성화됨으로 인하여 유체혼합이 활발함으로 층류유동에서보다 맥동유동의 효과가 줄어들게 된다. 본 연구에서의 층류유동영역의 실험결과와 기존의 선행연구의 결과와 비교해보면, 그 경향성이 반대이다. 선행연구에 의하면 층류유동에서 레이놀즈 수가 감소하면 맥동유동이 점성력의 영향으로 인하여 맥동유동의 불안정성을 억제됨으로써 열전달 향상비가 감소한다고 보고한 반면, 본 연구에서는  $Re=270$ 에서 열전달 향상비가  $Re=370$ 에서 보다 더 증가하였다. 이는 그들의 연구영역은 임계 레이놀즈 수보다 낮은 층류유동하에서 특정 그루브에서 맥동유동 실험을 수행하였으며, 맥동유동의 순간 최대 유속 역시 임계 레이놀즈 수를 초과하지 않는 영역에서 수행한 반면에 본 연구에서는 평균 유속은 임계 레이놀즈 수 미만이었지만, 맥동유동의 순간 최대 유속은 임계 레이놀즈 수를 초과한 상태의 실험이었으므로 점성력의 영향을 완전층류맥동유동에서보다 작게 받기 때문에 층류유동하에서도 레이놀즈 수가 감소함에 따라 지속적인 열전달 향상비가 증가하는 결과를 보였다. 따라서 선행연구와 본 연구의 결과로부터 유추해보면, 본 연구에서 레이놀즈 수를 더 낮춘다면 열전달 향상비가 감소할 것이며, 이는 레이놀즈 수 역시 최적의 조건이 존재할 것이라 판단된다.

또한 Fig 3.16을 보면 레이놀즈 수가 증가함에 따라 최적의 스트라울 수가 증가함을 볼 수 있다. 이 경향은 Nishimura(2000)등과 Lee(1999)등의 연구결과와 일치하였으며, 그 원인은 레이놀즈 수가 증가함에 따라 점성력에 의한 영향이 줄어들므로 인하여 속도장을 활성화 즉 유동의 불안전성을 가진시키는데 더 작은 에너지가 필요하기 때문에 최적의 스트라울 수는 감소하게 된다.

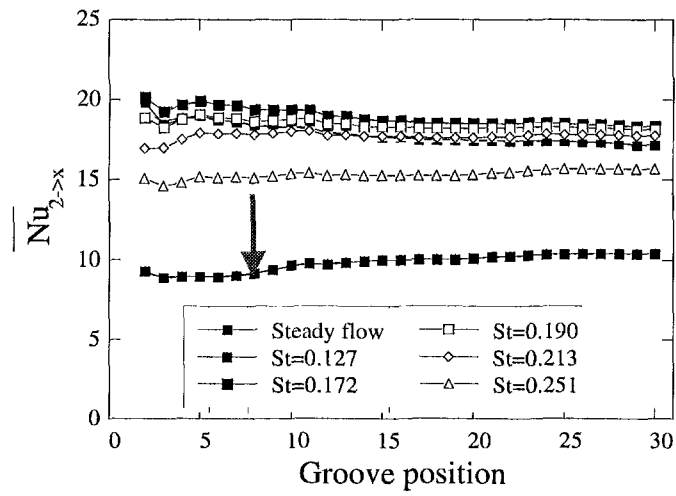


(a) Local Nusselt number

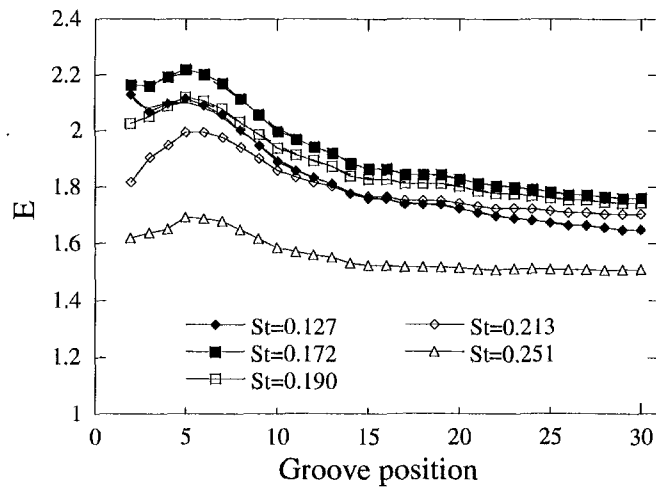


(b) Local enhancement ratio

Fig. 3.13 Plots of the local heat transfer measurement at  $Re=730$  and  $\eta=0.5$

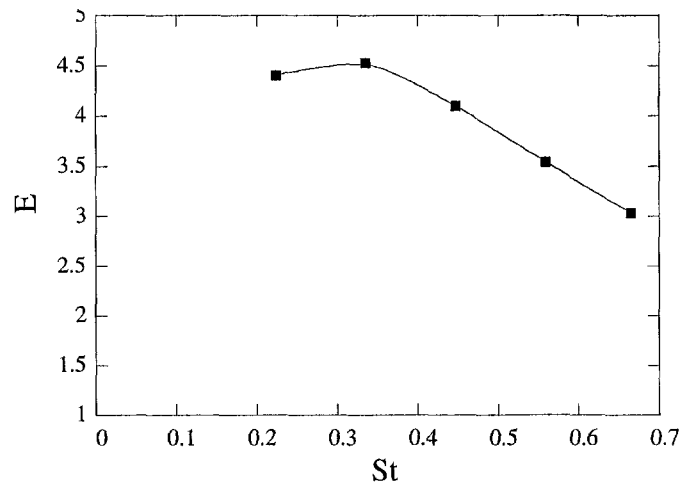


(a) Local mean Nusselt number

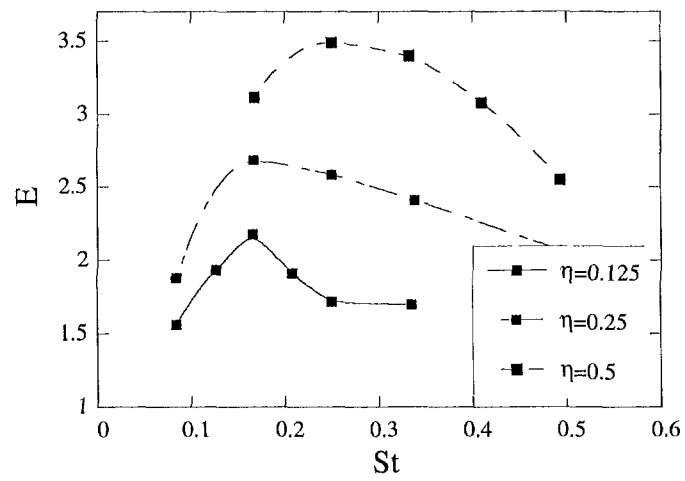


(b) Local mean enhancement ratio

Fig. 3.14 Plots of the local mean heat transfer measurement at  $Re=730$  and  $\eta=0.5$ .



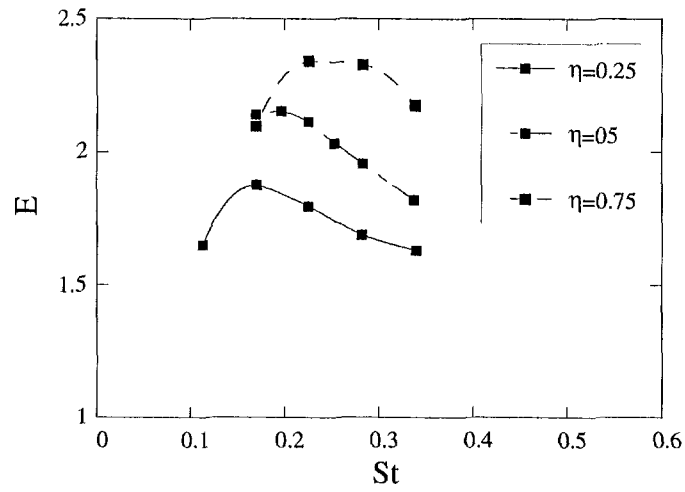
(a)  $Re=270$



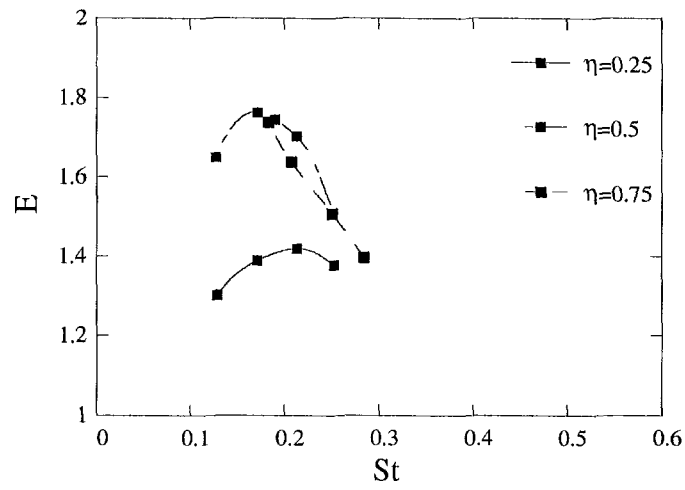
(b)  $Re=370$

Fig. 3.15 Plots of the heat transfer enhancement ratio  $E$  as a function of  $St$



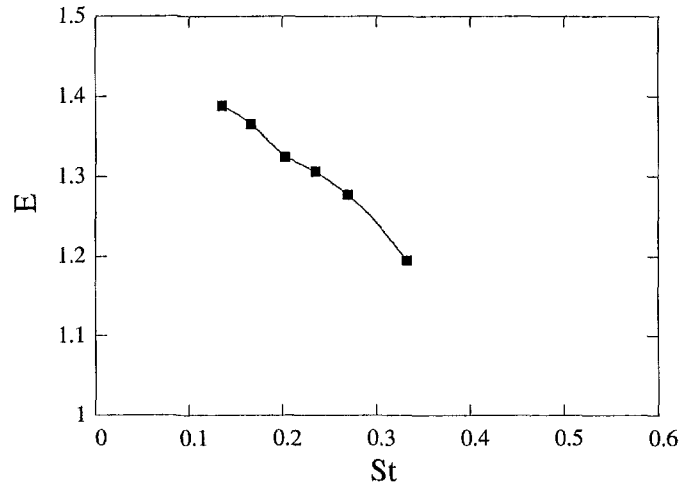


(c)  $Re=550$



(d)  $Re=730$

Fig. 3.15 Plots of the heat transfer enhancement ratio  $E$  as a function of  $St$



(e) Re=910

Fig. 3.15 Plots of the heat transfer enhancement ratio E as a function of St

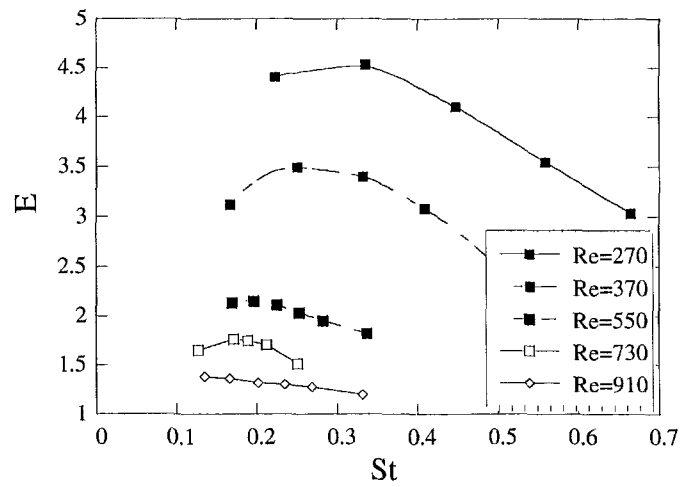


Fig. 3.16 A plot of the heat transfer enhancement ratio E as a function of St for  $\eta=0.5$ .

Table 3.2 Comparison of the test conditions between the previous researches and the present study

	Ghaddar et al. (1986) Patera et al.(1986) Greiner(1991)	Nishimura et al. (2000)	Kim et al. (1998)	Present study
Experiment	Heat transfer	mass transfer	Heat transfer	Heat transfer
Geometry	Fig. 3.3 (a)	Fig. 3.3 (a)	Fig. 3.3 (b)	Fig. 3.2 (c)
L/H	5.2	4.7	2.7	1.33
Re	700	235, 500	500, 700	270~910
$\eta$	0.2	0.4	0.2	0.125~0.75
Optimal St	0.336	0.3 (Re=500)	0.45	0.15~0.3
E	2.6	1.6	1.2	4.5

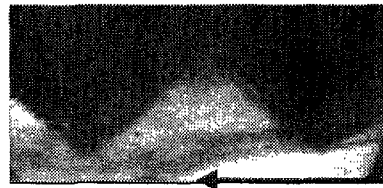
### 3.3.3 유동가시화 실험

맥동유동에 의한 열전달 향상과 맥동비율이 증가함에 따라 열전달 향상비가 증가하는 메카니즘을 분석하기 위하여 앞의 정상유동실험에서 수행하였던 유동가시화 실험을 수행하였다. Fig. 3.17은 유동가시화가 용이하였던  $Re=370$ ,  $\eta=0.125$ ,  $St=0.166(f=0.333Hz)$ 에 대한 맥동유동의 1주기동안의 그루브에서의 맥동유동의 유동 형태를 나타낸 사진이다. 여기서 화살표는 유동의 진행방향을 나타낸다.

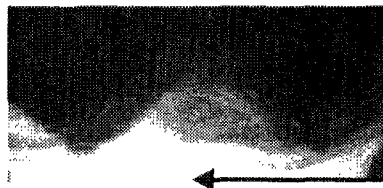
Fig. 3.17 (a)는 맥동유동에서 순수 맥동유동이 시작하는 부분에서의 유동가시화 사진으로써 순수 맥동유동이 가진됨으로써 그루브의 산부분에서 와류가 발생하며, 발생한 와류는 Fig. 3.17 (b)에서와 같이 반대편의 그루브의 경사면으로 회전하면서 이동하게 된다. 이동하는 와류는 Fig. 3.17 (c)~(f)에서 보다시피 그루브의 경

사면에 부딪치면서 그루브안의 정채된 유동과 활발하게 혼합하면서 회전하게 된다. 시간이 경과하면 회전하는 와류의 강도는 약해지고, 회전과정에서 일부 와류성분은 그루브의 밖으로 방출된다. 이렇게 약해진 와류 성분은 Fig. 3.17 (g)~(i)에서 나타난 바와 같이 점점더 약하게 회전하며서 그루브 안에서 정채되게 되고, 정채된 유동은 다음 주기의 맥동 와류에 의해 그루브 밖으로 방출된다. 이러한 일련의 과정을 통하여 그루브 안의 정채된 유동과 채널의 주유동과의 혼합을 시켜줌으로써 열전달을 향상시키게 된다.

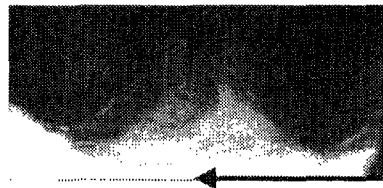
Fig. 3.18은 맥동유동의 맥동비율이 증가함에 따라 열전달 향상비가 증가하는 원인을 분석한 유동가시화 사진이다. Fig. 3.18 (a)는 Fig. 3.17 (d)와 같은 사진이며, Fig. 3.18 (b)는 동일 주파수에서 맥동비율이 0.5인 경우의 유동가시화 사진이다. 유동가시화 실험을 통하여 맥동유동을 관찰해 보았을 때 맥동비율이 증가하면 발생된 와류의 회전하는 반경이 더 커지고, 그루브 안에서 회전하는 와류의 반경 역시 더 커진다. Fig. 3.18을 보면 맥동비율이 큰 Fig. 3.18 (b)  $\eta=0.5$ 에서 회전하는 와류가 그루브 밖까지 커짐을 볼 수 있다. 이로 인하여 작은 맥동비율보다 큰 맥동비율에서 채널의 주유동과 활발히 열교환을 할 수 있게 되어 열전달 향상비가 큰 맥동비에서 더욱더 증가하게 된다.



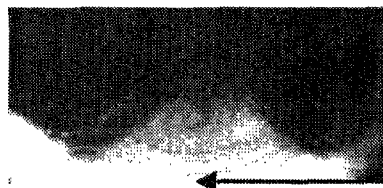
(a)  $t/T = \frac{0}{9}$



(b)  $t/T = \frac{1}{9}$

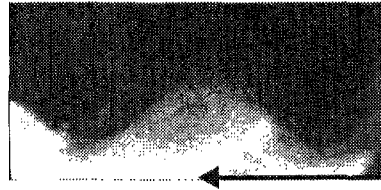


(c)  $t/T = \frac{2}{9}$

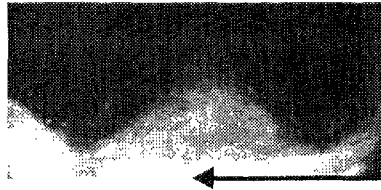


(d)  $t/T = \frac{3}{9}$

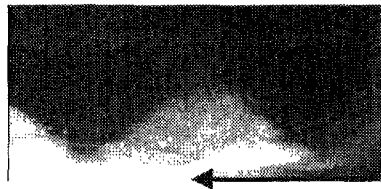
Fig. 3.17 Flow visualization for the pulsatile flow at  $Re=370$ ,  $\eta=0.125$  and  $St=0.166$ .



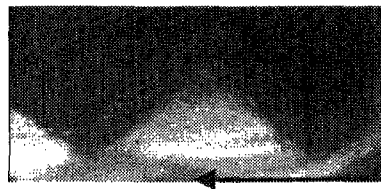
(e)  $t/T = \frac{4}{9}$



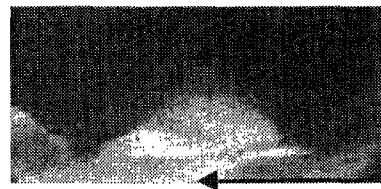
(f)  $t/T = \frac{5}{9}$



(g)  $t/T = \frac{6}{9}$

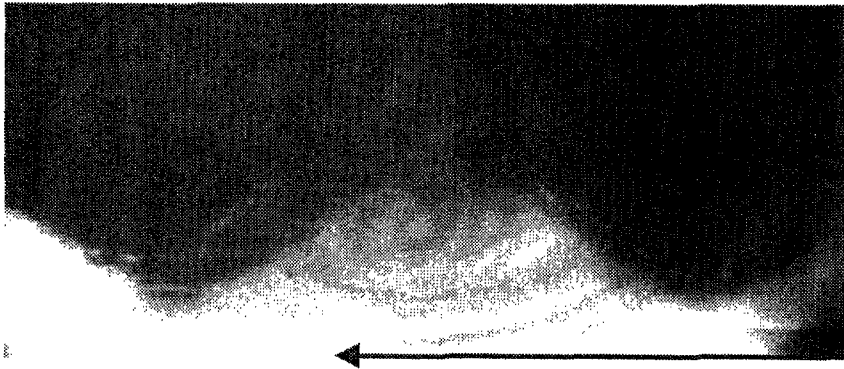


(h)  $t/T = \frac{7}{9}$



(i)  $t/T = \frac{8}{9}$

Fig. 3.17 Flow visualization for the pulsatile flow at  $Re=370$ ,  $\eta=0.125$  and  $St=0.166$ .



(a)  $\eta = 0.125$



(b)  $\eta = 0.5$

Fig. 3.18 Flow visualization for the pulsatile flow at  $Re=370$  and  $St=0.166$

### 3.4 결 론

삼각형상 그루브 채널 실험범위는  $270 \leq Re \leq 910$ ,  $0.084 \leq St \leq 0.665$ ,  $0.125 \leq \eta \leq 0.75$ 이었으며, 정상유동실험을 통하여 본 연구의 실험범위가 층류유동( $Re=270, 370$ ) 및 천이유동영역( $Re=550, 730, 910$ )이었다. 이는 유동가시화 실험을 통하여 Tollmien-Schlichting 웨이브가 발견되는 위치를 천이되는 위치로 파악하고, 국소 누셀수의 변화를 통하여 확인하였다. 천이되는 위치는 레이놀즈수가 증가할수록 천이되는 그루브의 위치가 앞으로 이동하였으며, 전체유동에서 난류유동영역이 커질수록 열전달 성능은 향상되었다.

본 연구영역에서 맥동유동에 의한 최대의 열전달 향상은  $Re=270$ ,  $\eta=0.5$ ,  $St=0.335$ 에서 350%까지 증가하였으며, 열전달 향상비는 레이놀즈 수가 감소할수록, 맥동비율이 증가할수록 증가하였다. 유동가시화 실험을 통하여 맥동유동에 의한 열전달 향상 메커니즘이 그루브 선단에서 와류가 발생하고, 그루브 안에서 회전하면서 그루브 안의 유체혼합을 촉진시킴으로써 열전달이 향상됨을 확인하였다. 또한 맥동비율이 증가하면 회전하는 와류의 크기가 커짐으로 인하여 더욱더 그루브 안의 유체혼합을 촉진시킴을 확인하였다.

본 연구영역에서 열전달 향상이 최대가 되는 최적의 스트라울 수가 존재함을 보임으로서 선행연구가들이 보고한 유동공진현상을 검증하였다. 최적의 스트라울수는  $St=0.15 \sim 0.3$ 이었으며, 레이놀즈 수가 증가할수록 감소하였다. 이는 선행연구들의 연구결과와 일치하였다.



여 백

## 제 4 장 판형열교환기에서 맥동유동에 의한 열전달 성능 향상

### 4.1 실험장치 및 실험방법

적용에 사용된 판형열교환기는 Fig. 4.1과 같으며, Table 4.1에 판형열교환기의 재원을 표시하였다. 본 연구에서 사용된 판형열교환기는 chevron 무늬(V자형의 패턴모양)를 가지고 있으며, 120 °의 herringbone 각을 가진 광각전열판으로 되어있다. (광각전열판으로 된 판형열교환기는 높은 난류도를 형성하여 상대적으로 열전달 계수가 매우 크고, 압력손실도 비교적 높은 편이다.)

판형열교환기에 맥동유동실험을 수행하기 위하여 Fig. 4.2와 같이 실험장치를 설계 및 제작하였으며, Fig. 4.3은 실제 실험장치의 사진이다. 판형열교환기 실험장치는 고온측과 저온측 두 유로로 구성되어 있으며, 각각의 판형열교환기 입출구 유로에 온도를 측정하기 위하여 T-type 열전대를 설치하였다. 맥동을 가진하는 장치는 로터리 밸브(rotary valve)를 설계·제작하여 저온측 유로에 설치하였다. 로터리 밸브는 저온측 유로상에 설치되어 유량을 단속하는 방법으로 맥동을 추가하는 방식이고, 맥동유량의 제어는 로터리 밸브 앞에 설치된 원심펌프의 유량의 바이 패스(by-pass)유량 조절과 로타미터(rotameter)를 이용하여 조절하였으며, 맥동의 주파수는 로터리 밸브에 직류 모터(motor)를 설치하여 조절하였으며, 또한 회전수계(tachometer)를 설치하여 맥동의 주파수를 기록하였다. (로터리 밸브는 60Hz까지 가능하도록 설계하였다.)

각각의 유로에는 물을 저장하기 위한 100리터급의 저장용기를 설치하였으며, 저장용기내의 온도분포를 없애기 위하여 교반기(agitator)를 설치하였다. 판형열교환기를 통하여 찬물이 얻는 열량을 방출하기 위하여 삼각형상 그루브 채널 실험장치인 3RT급 냉동시스템과 250리터급의 저온 항온조를 사용하였다.(250리터급의 저온항온조로부터 원심펌프를 이용하여 저온측 저장용기로 찬물을 순환시킨다.) 더운물측의 저장용기에는 고정 3KW 가열기와 가변식 3KW 가열기를 설치하여 더운물측이 판형열교환기를 통하여 잃는 열량을 보상할 수 있도록 하였다. 양측 유로는 저장용기

로부터 원심펌프를 이용하여 유량을 판형열교환기로 공급하며, 고온측 유로는 바이패스 밸브를 설치하여 유량을 조절하였으며, 저온측 유로는 맥동유동에 의한 압력 변화로 인하여 유량의 변화를 없애기 위하여 원심펌프 출구에 밸브를 두 개 설치하여 바이패스 유량없이 밸브조작으로만 유량을 조절하였다. 저온측 맥동유로에는 추가직을 펌프를 설치하여 로터리 밸브로 유량을 공급하였으며, 여분의 양을 바이패스 밸브를 설치하여 바이패스시켜 유량을 조절하였다. 고온측, 저온측, 맥동유동측의 3가지 유로에 각각 로타미터를 설치하여 실험시에 설정유량을 맞추어 주었다.

추가장치로는 각각의 유로에는 유로내의 공기를 제거하기 위하여 air vent를 설치하였으며, 순환하는 물의 불순물을 제거하기 위하여 필터(filter)를 설치하였다. 판형열교환기에서의 열손실을 없애기 위하여 단열재로 판형열교환기의 표면을 단열하였다.

온도를 측정하기 위한 장비로는 Yokogawa 데이터로거(DR 230 model)를 사용하여 컴퓨터로 전송하여 기록하였다. 실험은 판형열교환기 입출구 온도가 정상상태에 도달한 후(30분정도의 시간경과), 3분동안의 온도를 평균하여 사용하였으며, 정상상태 도달후 유량을 측정하였다. 모든실험은 대수평균온도차( $\Delta T_{LMTD}$ )가 최소 5°C 이상 인 조건에서 수행하였다. 판형열교환기 입출구 온도외에 물통의 온도를 측정하기 위하여 물통에 T-type 열전대를 설치하였다. 유량은 전자저울과 초시계를 이용하여 최소시간 60초, 최소 무게 10kg(용기무게 2.145kg)로 측정하였다.

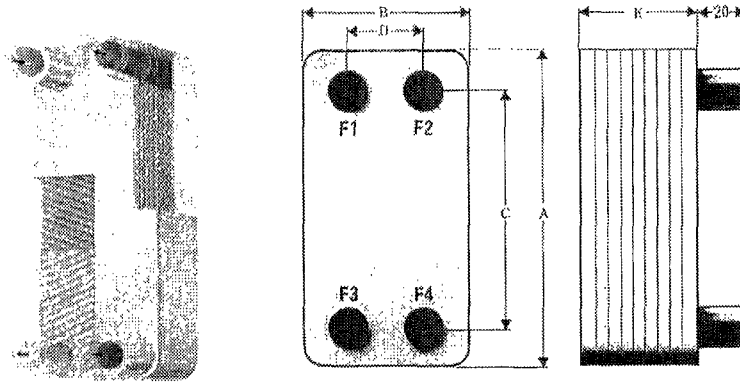


Fig. 4.1 Plate heat exchanger.(Braze type)

Table 4.1 Specifications of the plate heat exchanger.

Maker & Model	SAMHWA ACE HM 15-8
Size	A(210mm), B(130mm), E(25mm)
Plate no.(effective plate no.)	12(10)
Heat transfer area for each plate	0.032m <sup>2</sup>
Plate material	STS 304(0.3mm) + Cooper(0.1mm×2)
Herringbone angle	120 °
Hydraulic diameter	2.0mm
Plate pitch	1.417mm

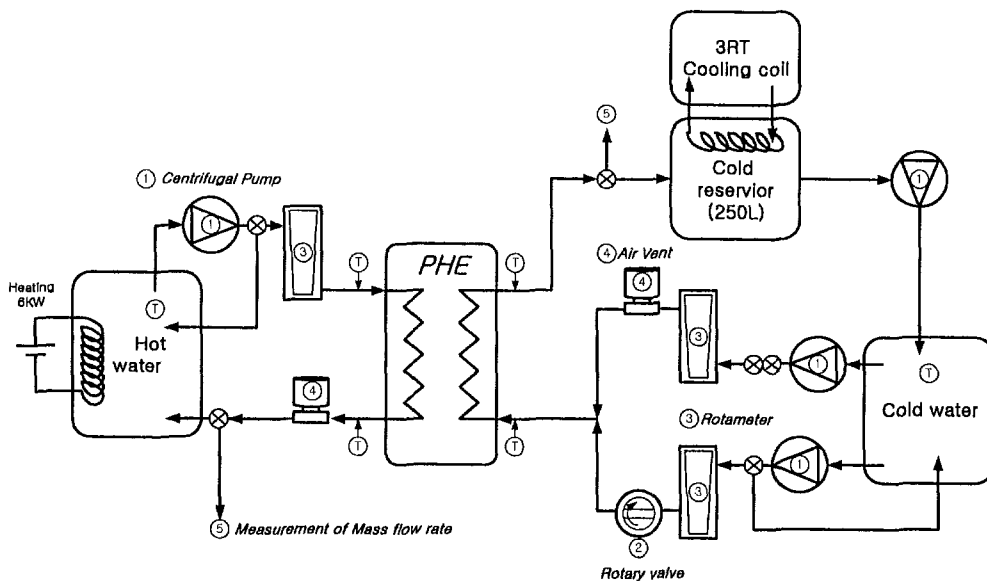


Fig. 4.2 Schematic diagram of plate heat exchanger experimental setup.

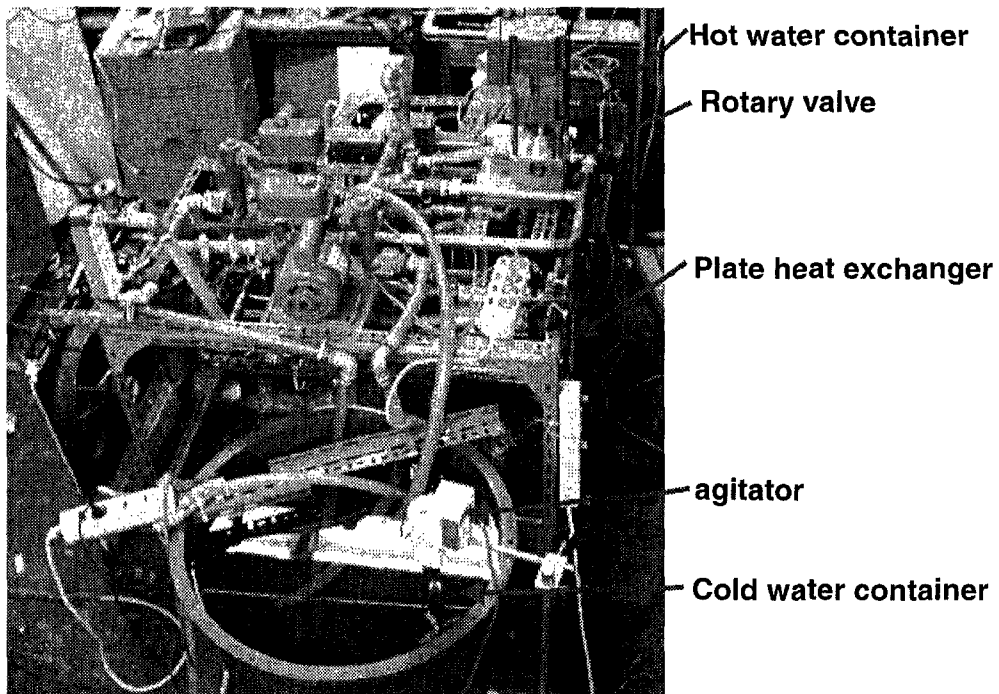


Fig. 4.3 A photo of plate heat exchanger experimental setup.

## 4.2 실험결과 처리방법

판형열교환기에서 맥동유동에 의한 열전달 향상을 평가하기 위하여 본 연구에서는 판형열교환기의 맥동유동이 부가되는 저온측의 누셀 수를 구하여 평가하고자 하였다. 저온측 누셀수를 구하기 위하여 저온측 열전달 계수를 알아야 하므로 우선 판형열교환기의 정상유동상태에서 판형열교환기의 유량에 따른 총괄열저항(overall thermal resistance)의 관계식을 도출하여 판형열교환기에서 맥동유동에 의한 열전달 향상을 평가하였다.

총괄열저항은 판형열교환기 입출구에 각각 설치된 열전대로부터 측정된 저온측과 고온측의 온도로부터 저온측의 얻은 열량과 고온측의 얻은 열량을 식(4.1)로 계산하고, 두 열량의 평균값을 판형열교환기에서 열교환량으로 선정하여 식(4.2)~(4.4)으로 계산하였다.

$$Q = \dot{m}_h c_p (T_{hi} - T_{ho}) = \dot{m}_c c_p (T_{co} - T_{ci}) \quad (4.1)$$

$$Q = UA\Delta T_{LMTD} \quad (4.2)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln\left(\frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}}\right)} \quad (4.3)$$

$$1/U = \frac{\Delta T_{LMTD} A}{Q} \quad (4.4)$$

판형열교환기의 열전달 실험을 통하여 구하여진 총괄열저항은 식(4.5)와 같이 고온측과 저온측 대류열저항과 전열판의 전도열저항으로 표시하여 식(4.6)과 같이 정의된 레이놀즈 수와의 상관관계를 excel의 최적화(해찾기) 프로그램을 이용하여 산출하였다. 상관관계식 도출과정에서 본 연구에서는 저온측과 고온측의 열전달 계수가 레이놀즈수만의 함수로 가정하였고, 식(4.5)의 우측 둘째항인 전도열저항은 주

어진 자료를 바탕으로 0.02156K/kW로 가정하였다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \Delta \frac{x}{k} + \frac{1}{h_c} \quad : \text{overall thermal resistance} \quad (4.5)$$

$$Re_D = \frac{U D_h}{\nu} \quad (4.6)$$

누셀 수와 스트라올 수는 식(4.7), (4.8)과 같이 정의하였으며 레이놀즈수와 같이 특성길이를 판형열교환기의 유로의 수력직경을 사용하였다.

$$Nu_D = \frac{h D_h}{k} \quad (4.7)$$

$$St_D = \frac{f D_h}{U} \quad (4.8)$$

실험결과처리에서 모든 물성치는 각각 유로에서의 입출구의 평균온도에서의 물성치를 사용하였다. (단 유속계산시에는 출구온도 기준으로 밀도를 계산하였다.)

### 4.3 맥동유동 적용범위 선정

판형열교환기를 모사한 삼각형상 그루브 채널에서의 맥동유동에 의한 열전달 실험을 분석해보면, 판형열교환기로의 적용조건을 다음과 같이 선정할 수 있다. 맥동이 없는 정상유동에서 층류유동 및 천이유동영역에서 열전달 향상이 기대되며, 스트라올 수 범위가  $St=0.15\sim 0.3$ , 맥동비율이 큰 조건에서 맥동유동에 의한 열전달 향상이 기대된다.

판형열교환기 실험과 그루브 채널의 실험에서 사용된 무차원수의 정의에서 특성길이가 상이하기 때문에 Table 4.2에서 그루브 채널의 실험에서 사용된 무차원수

Table 4.2 Transformation of dimensionless number for characteristic length in grooved channel experiment.

Characteristic length	channel height(H)	Hydraulic diameter( $D_h$ )
Reynolds number	270~910	490~1660
Strouhal number	0.15~0.3	0.487~0.973

의 정의에서 특성길이를 수력직경으로 바꾸어서 그루브 실험조건을 표기하여 판형 열교환기의 적용가능 스트라올수의 범위를 구하였으며, 특성길이를 수력직경 바꾼 스트라올 수 범위는  $St_D=0.487\sim0.973$ 이다.

## 4.4 실험결과

### 4.4.1 정상유동 실험결과

맥동유동에 의한 판형열교환기의 열전달 향상비를 평가하기 위하여 정상유동 실험을 먼저 수행하였으며, 정상유동 실험을 통하여 판형열교환기의 열전달 특성과 식 (4.5)와 같이 정의되는 총괄열전달계수와 레이놀즈 수와의 상관관계를 산출하였다.

맥동유동실험은 저온측의 레이놀즈수를  $Re_{Dc}$ 를 230, 425, 620으로 고정한 상태에서 고온측이 레이놀즈수를  $Re_{Dh}$ 를 100에서 650까지 변화시키면서 판형열교환기의 특성(총괄열저항)을 구하였으며, 위의 실험결과를 Fig. 4.4에 표시하였다. (실험에서는 저온측의 얻는 열량과 고온측의 얻는 열량의 오차는 5%미만이였다.) 판형열교환기에서는 저온측, 고온측 레이놀즈 수가 낮을수록 총괄열전달 계수는 증가하였다. 즉 레이놀즈수가 낮을수록 열전달 성능이 나빠짐을 알 수 있다.

정상유동 실험에서 실험결과(레이놀즈수와 총괄열저항)를 바탕으로 식 (4.5)를 고온측과 저온측의 열전달계수가 레이놀즈수만의 함수이고, 전도열저항은 계산된 값인  $0.02156K/kW$ 이라고 가정하여 식 (4.9)와 같이 총괄열저항과 레이놀즈수의 상



상관관계식을 Excel의 해찾기 프로그램을 이용하여 산출하였다. (또한 고온측과 저온측의 열전달계수는 동일 레이놀즈수에서 동일하다고 가정하였다.)

$$\frac{1}{U} = 13.86 Re_{Dh}^{-0.71} + 0.02156 + 13.86 Re_{Dc}^{-0.71} \quad (4.9)$$

상관관계식 (4.9)를 이용하여 계산한 누셀수를 Fig. 4.5에 표시하였으며, 점들은 정상유동의 실험에서의 총괄열저항값과 상관관계식을 이용하여 식(4.10)과 같이 처리된 고온측 실험 누셀수이며, 직선은 상관관계식에 의한 누셀수이며, 점선은  $\pm 5\%$  상관관계식에 의한 누셀수의 값을 표시한다. Fig. 4.5에서 보시다시피 본 상관관계식은 실험과  $\pm 5\%$ 안에서 잘 일치하였다. 상관관계식에서 레이놀즈 수의 지수인  $-0.70$ 은 물대 물에서 판형열교환기의 열전달계수의 상관관계식을 산출한 Yan등의 지수  $-0.78$ 과 원관에서 난류에서의 열전달계수의 상관관계식인 Sieder-Tate의 식의 지수  $-0.8$ 과 거의 일치하였다.

$$\frac{1}{h_c} = \frac{1}{U} - 0.02156 - 13.86 Re_{Dc}^{-0.71} \quad (4.10)$$

Fig. 4.5를 보면 누셀 수가 레이놀즈 수가 증가함에 따라 지속적으로 증가함을 볼 수 있다. 이는 원관에서 층류유동에서의 누셀수가  $Nu=3.66 \sim 4.36$ 인 결과와 비교하였을 때, 본 판형열교환기 실험영역이 난류유동영역임을 알 수 있다.(본 정상유동 실험에서는 레이놀즈수가 증가함에 따라 누셀수는 증가하였다.)

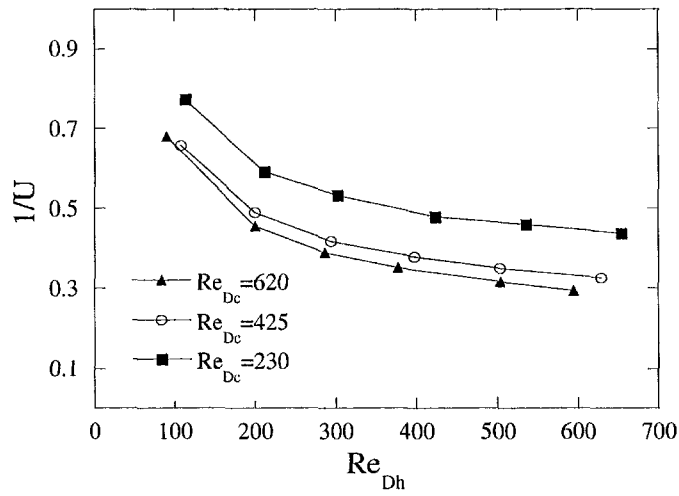


Fig. 4.4 A plot of the plate heat exchanger overall resistance for steady flow

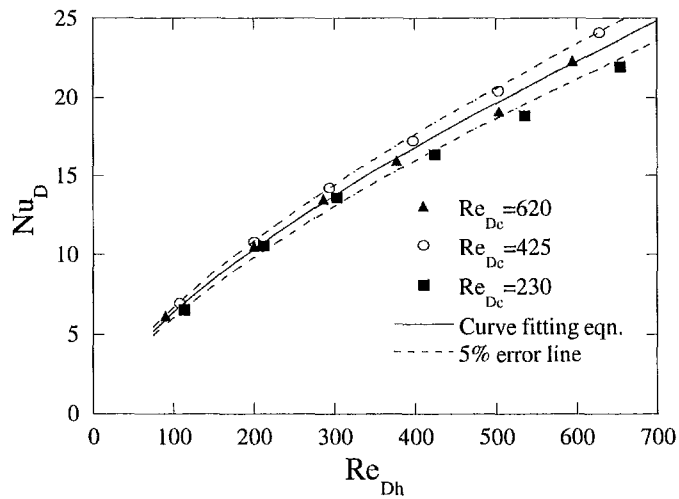


Fig. 4.5 A plot of the plate heat exchanger Nusselt number for steady flow.

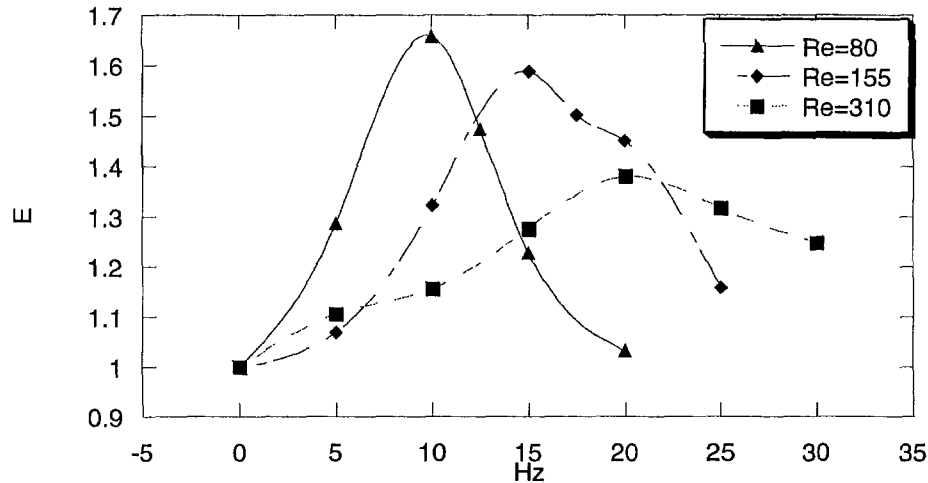


Fig. 4.6 A plot of heat transfer enhancement ratio(E), as a function of frequency

#### 4.4.2 맥동유동 실험결과

맥동유동에 의한 열전달 성능 향상 실험은 상용 판형열교환기의 실제 사용 범위인 층류에서 난류로의 천이 영역과 난류 영역에서 수행하였다. 실험은 고온측의 레이놀즈 수를  $Re=350$ 으로 고정된 상태에서 저온측의 레이놀즈 수를  $Re=30, 40, 80, 155, 310, 380, 450$ 으로 변화시키면서 맥동비율  $\eta=1.0$ 의 조건으로 실험을 수행하였으며, 저온측 레이놀즈 수가  $80, 155, 310$ 일때의 실험결과를 Fig. 4.6에 나타내었다. Fig. 4.6을 보면 맥동유동의 주파수가 증가함에 따라 열전달 향상비가 점차 증가하다가 최대점에 이르고, 다시 감소하는 유동공진 열전달 현상이 관찰되었다. 그리고 레이놀즈 수가 적을수록 열전달 성능 향상이 증가하는 것으로 관찰되었다.

본 연구에서 수행한 실험의 결과에서 저온측 레이놀즈 수에 따른 최대 열전달 성능 향상비를 Fig. 4.7에 나타내었다. 저온측 레이놀즈 수가  $Re_c > 80$ 인 영역에서는 레이놀즈 수가 증가함에 따라 최대 열전달 성능 향상비가 감소한다. 그러나 저온측 레이놀즈 수가  $Re_c < 80$ 인 영역에서는 레이놀즈 수가 감소함에 따라 열전달 성능 향상이 급격히 감소함을 나타내고 있다. 이러한 현상은 유동이 안정되어 전열

판의 주름 사이에 와류가 발생하지 않아서 열경계층이 형성되지 않았기 때문이라고 생각된다.

Fig. 4.8은 레이놀즈 수에 따른 최대 열전달 성능 향상을 나타내는 주파수를 나타낸 그래프이다. 레이놀즈 수가 80보다 낮은 영역에서는 최대 열전달 성능 향상을 보이는 주파수가 10Hz로 동일하고, 레이놀즈 수가 80에서 310까지 영역에서는 레이놀즈 수가 증가할수록 최대의 레이놀즈 수가 310보다 큰 영역에서는 최대의 열전달 성능 향상이 나타나는 주파수는 20Hz로 동일하다.

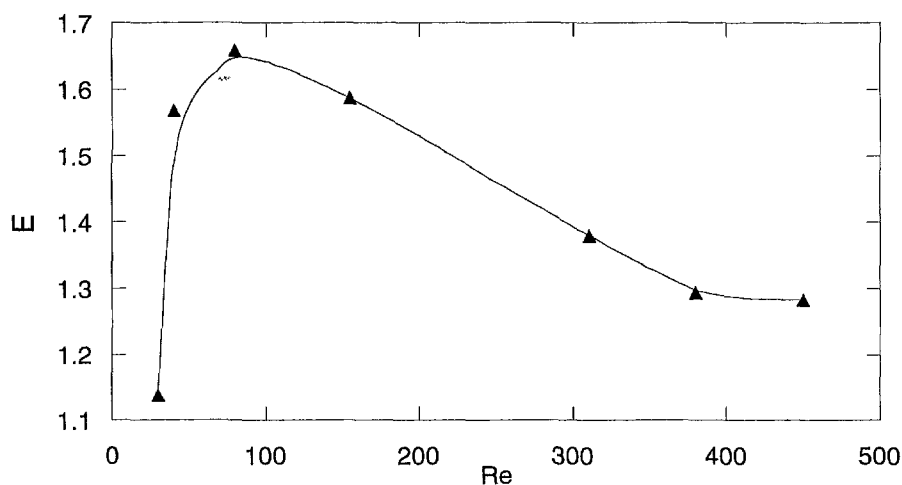


Fig. 4.7 A plot of max. heat transfer enhancement ratio as a function of Re.

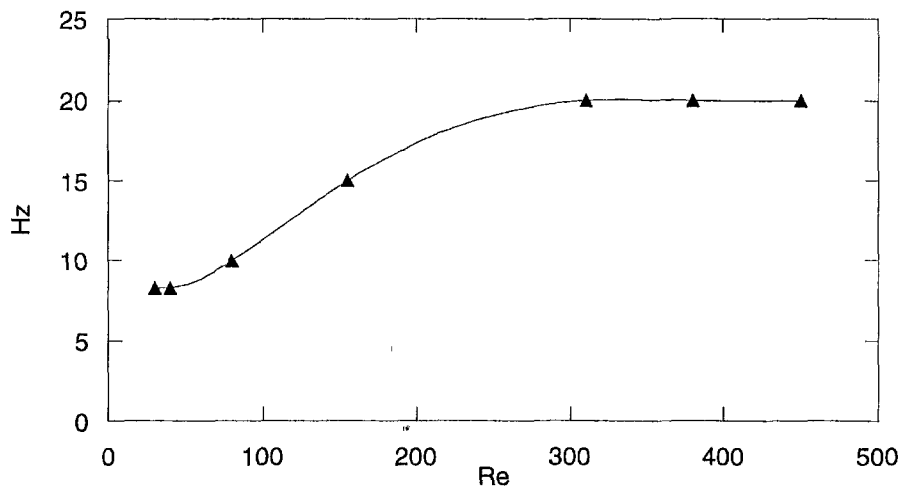


Fig. 4.8 A plot of frequency at max. heat transfer enhancement as a function of Re.

#### 4.4.3 오차해석

맥동유동에 의한 열전달 성능 향상(E)에 대하여 Benedict가 정리한 오차해석법을 이용하여 95%의 유의수준에서 오차해석을 하였다.

우선 E는 식(4.11)으로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$E = \frac{N_p}{N_m} = \frac{h_{c,p}}{h_{c,m}} \quad (4.11)$$

우선  $h_{c,p}$ 는 측정시의 오차와 관계식의 오차가 있으며, 이에 따른 오차는 식(4.12)과 같이 나타낼 수 있다. 이때 열전달 계수의 오차는 4.0%이다.

$$\Delta h_{c,p} = \sqrt{\left(\frac{1}{\Delta U}\right)^2 + \Delta h_h^2} \quad (4.12)$$

그리고  $h_{c,m}$ 는 정상유동 실험에서 구한 추세선에 의한 값이므로 이 열전달 계수

의 오차는 추세선의 오차와 동일한 값 3.2% 이다.

한편 E의 상대 오차량은 다음식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{\Delta E}{E} = \sqrt{\left(\frac{\Delta h_{c_p}}{h_{c_p}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta h_{c_m}}{h_{c_m}}\right)^2} \quad (4.13)$$

앞에서 구한 각각의 상대 오차량으로 식(4.13)을 통해 E의 상대 오차량은 4.0% 임을 알 수 있다. 이때 오차의 주요 원인은 열전달량의 측정 오차에 의한 것과 열전달 계수와 레이놀즈 수의 관계식과 실제 측정치와의 오차에 의한 것임을 알 수 있다.

## 4.5 결론

본 연구는 판형 열교환기에서 맥동유동에 의한 열전달 성능 향상에 관련한 실험으로 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 정상유동 실험의 경우, 본 연구의 실험 영역은 층류와 난류의 천이 영역과 난류 영역에 해당하였으며, 정상유동에서는 Reynolds 수가 증가할수록 열전달이 향상되었다.
- (2) 본 연구의 맥동유동 영역 중에서는  $Re_c = 80$ ,  $\eta = 1$ ,  $f = 10\text{Hz}$ 에서 최대 68% 까지 열전달 성능이 향상되었다.
- (3) 맥동유동 실험에서는  $Re_c > 310$ 인 난류유동인 영역에서 맥동에 의한 열전달 성능 향상이 최대가 되는 맥동 주파수는 20Hz로 동일하고 Reynolds 수가 증가함에 따라 열전달 성능 향상이 감소한다.
- (4) 삼각형 그루부 채널에서의 맥동 유동에 의한 열전달 성능 향상 효과를 판형 열교환기에 적용 가능하며, 맥동유동에 의한 판형열교환기의 열전달 성능 향상이 실용화 가능하다.

여 백

# 제 5 장 저 주파수 벽면 가진에 의한 밀폐공간 내부 유동의 공진 특성실험

## 5.1. 서 론

1940년대 건물 외벽의 단열을 위한 연구에서부터 시작된 밀폐계 내에서의 자연 대류 연구는 원자 반응로의 냉각, 태양열 집열판, 축열조와 같은 많은 공업적 응용 분야와 더불어 지난 수십 년 동안 많은 연구자들의 관심을 이끌어온 주제이다. 초기의 연구는 고온부의 벽면온도가 일정하거나 일정 열유속이 부여되는 정상상태에 초점이 맞추어진 연구가 대부분이었다.

하지만 대부분의 열시스템은 외부온도 변화 및 가열 시스템의 간헐적인 동작에 의해 비정상상태의 조건에서 운전되고 있다. 그러한 까닭에 시간변화에 따른 특성에 관한 많은 연구가 수행되었다. Gill and Davey(1969)가 수직벽면 온도경계층의 불안정성 분석에 의한 경계층의 요동현상을 언급한 이후 Patterson and Imberger(1980)는 사각형 공간 내부의 과도특성 연구를 통하여 공간 크기의 내부 중력장요동(internal gravity wave)이 발생하는 조건과 원인에 대한 가설을 제시하였다. 이러한 연구를 바탕으로 과도특성에 관한 많은 관심이 집중되어 Ivey(1984)에 의해 사각 밀폐계에서 고온 수직벽에 의해 생성된 유동이 수평벽의 영향을 받아 발생하는 고주파 온도 요동이 관찰되었으며 이후 Paolucci and Chenoweth(1989), Schladow(1990), Patterson and Amfield(1990) 등에 의해 사각 공간에의 벽면 근처에서의 경계층 불안정성에 의한 고주파 요동 및 내부 공기의 성층화에 기인한 저주파 요동이 존재함이 밝혀졌다.

최근에는 외부가진을 공간 내부로 부여함으로써 내부 유동장의 변화를 일으켜 열전달을 촉진시키는 연구가 활발하게 수행되었다. Yang et. al.(1974)이 고온 벽온도의 주기 및 진폭 변화를 통한 너셀 수 변화를 제시한 이후 Kazmierczak and Chinoda(1992)에 의해 고온 벽면의 주기적 온도 변화의 주파수 및 진폭변화에 따라 내부 유동장 특성이 변화함이 밝혀졌다. 이러한 온도가진에 의한 공간내부 특성 변



화에 대하여 Lage and Bejan(1993)은 수치해석 연구를 통해 주기적인 고온벽면 온도의 변화에 의해 특정 저 주파수의 가진이 주어지는 경우 너셀 수가 증가하는 공진현상이 존재함을 밝혔으며 단위해석을 통해 그 주파수가 부력에 의해 벽면을 따라 한바퀴 회전하는 내부유체 유동의 주파수와 일치함을 보였다. 또한 Xia et. al.(1995)은 고온 벽면의 주기적인 온도 변화를 통하여 내부 유동장의 변화와 요동 발생에 관한 조건을 변화시킬 수 있음을 밝혔다. 온도가진에 의한 자연대류 특성 변화 문제는 Kwak과 Hyun (1996), Kwak et. al.(1998)의 주기적 온도변화에 따른 수치해석 연구에 의하여 브룬트-바셀라 주파수(Brunt-Vaisala frequency)로 표현되는 내부중력장 요동주파수와 동일한 외부가진이 내부로 전해지는 경우, 내부 공간을 지나는 너셀수의 요동 진폭이 증가하는 공진현상이 발생하며 이는 가진 온도의 변화폭, 작동 유체의 프란틀 수에 상관없이 발생하는 자연대류계의 고유특성임이 밝혀졌다.

다른 형태의 외부가진에 의한 내부 열유동장 특성 변화에 대하여 Fu와 Shieh (1992, 1993)는 사각 밀폐계 전체 진동에 의한 내부유동장의 변화 및 열전달에 관한 연구를 통해 특정한 공진 주파수의 외부가진이 부여되는 경우, 밀폐계 전체에 대한 기계적인 요동에 의해서도 내부 유동장의 변화 및 그에 따른 열전달의 증가현상을 발생함이 밝혔다. 또한 Iwatsu et. al.(1992)는 고온 수평 벽면 가진에 의한 공진현상 연구를 통해 밀폐계로 가해지는 진동의 물리적인 수단 및 방향에 관계없이 특정 주파수의 가진이 내부로 부여되는 경우 내부유동의 패턴이 변화하며 그에 따라 너셀 수의 요동진폭이 증가하는 현상을 밝힘으로서 내부 유동의 공진 현상이 진동의 동작수단 및 방향에 관계없이 발생하는 공간 내부의 특성임이 밝혀졌다.

그러나 현재까지 밀폐계 내부로 진동을 부여하여 발생하는 유동장 및 열전달 변화에 관한 위의 연구들은 대부분 수치해석에 의한 이론적 연구에 국한되어 수행되었다. 실험적 연구로서 Forbes et. al.(1970)에 의해 밀폐계 전체 진동에 의한 자연대류 열전달 실험이 수행되어 가진 주파수의 증가에 따른 열전달 증가현상이 관찰되었고 Antohe와 Lage(1996)는 물을 작동유체로 하는 고온 벽면의 주기적 온도 변화에 따른 공진현상에 대한 실험적 연구를 수행하여 가진 주기의 증가에 따른 자연대류 열전달의 증가 현상을 관찰하였으나 내부 열유동장 공진현상의 명확한 규명은 이루어지지 못하였다. 따라서 본 연구에서는 수치해석적으로 밝혀진 외부 가진

에 의한 내부 중력장 요동 공진의 존재를 가진 주파수, 가진 진폭 및 레일리 수 변화와 같은 다양한 조건에서의 실험을 통해 검증하고자 한다.

## 5.2 실험장치 및 실험방법

측벽이 가열되는 종횡비가 1인 밀폐계에서 외부가진에 의한 자연대류 열전달의 특성에 대한 실험적 연구를 수행하였다. Fig. 5.1은 실험에 사용된 장치에 대한 개략도를 나타낸다. 사각형 밀폐계는 두께 10 mm의 플렉시 글라스를 이용하여 높이 30 cm, 폭 30 cm, 깊이 30 cm로 구성되었다. 수직 한쪽벽은 고온부로서 균일한 열유속이 발생되도록 필름히터(Courtaulds Performance films, AU-ARE-12)와 교류전원장치를 부착하였다. 또한 반대 수직벽은 저온부로 유로를 통해 냉각수가 순환되면서 등온을 유지할 수 있도록 구리재질의 저온벽을 설치하였다. 사각형 밀폐계 내부는 1기압의 공기가 작동유체로 채워져 있으며 외부로의 열손실을 최소화하기 위해 필름히터 후부는 공기 단열층 및 발포단열재를 이용하여 열손실을 최소화하였고 히터외벽을 포함한 모든 벽면은 10 mm 두께의 발포수지 단열재를 5겹 적층하여 단열하였다.

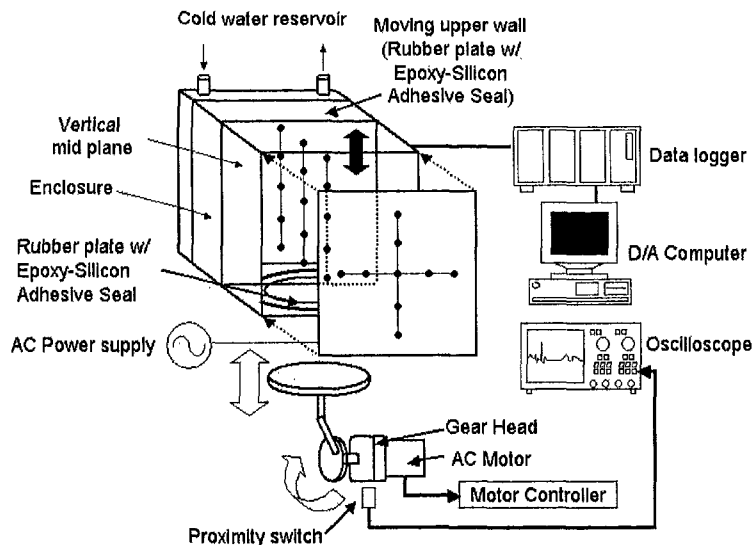


Fig. 5.1 A schematic view of experimental setup.

밀폐계 내부로 저주파 진동을 가하기 위하여 감속기어를 이용한 왕복운동 가진 기구를 사각형 밀폐계 하단부에 설치하였다. 컨트롤러와 감속기어가 부착된 전기모터가 회전함에 따라 하단 수평 벽면의 지름 20 cm인 원판이 상하로 움직이게 된다. 왕복운동시의 공기의 출입을 막기위해 원판과 하단 벽면을 실리콘-에폭시 접착제 (General Sealants)와 두께 2 mm의 고무판을 이용하여 밀봉하였다. 또한 공간내부로 부여되는 가진기구의 진동 주파수는 근접 스위치(Autonics, YS-2505-DNO)를 이용하여 검출된 펄스신호를 디지털 오실로스코프(LeCroy, 9310A)를 이용한 FFT 변환을 통하여 검출하였다.

히터의 표면에는 9개의 열전대(Omega, AWG 40)가 등간격으로 부착되어 벽면을 통한 대류 열전달의 증감을 관찰할 수 있게 하였고 벽면을 통한 열 손실을 측정하기 위하여 12개의 K형 열전대(Omega, AWG 30)가 모든 벽면의 안쪽과 바깥쪽에 부착되었다.

밀폐공간은 내부 공기의 낮은 열전도도에 의해 레일리 수가  $Ra=1.4 \times 10^8$ 일 때 열판의 뒷면으로 약 6%, 다른 벽면을 통해 약 24.5%의 열 손실이 발생하였다. 그러므로 전열판에서 발생된 열유속의 69.5%만이 밀폐공간 내부의 공기에 의해 저온벽면으로 열전달이 이루어지는 것으로 산정된다. 따라서 외부로의 열손실을 제외한 열유속만을 밀폐공간 내부로의 입력 열유속으로 계산하였다. 이러한 온도 자료는 자료획득 장치(Yokogawa, DA-100)를 통하여 컴퓨터에 저장되었다. 또한 하단 벽면의 주기적 가진에 의한 내부 온도장의 변화를 측정하기 위하여 사각 밀폐계 중심 평면상에 수평 및 수직방향 7.5 cm의 등간격으로 시상수가 약 25 ms인 직경 25  $\mu\text{m}$ 의 T형 열전대(Omega, SPCC-001, SPCP-001)를 지름 1.2 mm의 스테인레스 지지대를 이용하여 공간상에 설치하였다. 여기에서 온도측정은 고속 자료획득 장치(Real Time Device, AD 2110, TMX 32)와 측정자료 저장 컴퓨터를 이용하여 측정 및 저장하였다. 이때 자료를 취득하여 저장하는 주파수는 80 Hz 이다.

실험은 실험장치에 24시간 이상 열유속 및 저온 냉각수를 공급하여 열 및 유동장이 충분히 정상상태에 도달하게 한 후 수행되었다. 본 실험에서의 자연대류 유동장의 레일리 수  $Ra$ 는  $7.3 \times 10^7$  및  $1.2 \times 10^8$ 으로 고정되었다. 외부로부터의 기계적 가진에 대한 내부 유동장의 온도 변화를 측정하기 위하여 시스템의 열확산시간 이상 밀폐계 하단에 설치된 가진 기구가 동작하여 정해진 주파수의 가진이 밀폐계 내

부로 가해지고 이후 온도가 측정되었다. 이후 다른 조건의 실험을 수행하기 전 열 확산시간 이상 밀폐계 내부로의 가진은 정지되어 유동장이 초기의 정상상태로 복귀하도록 하였다. 본 실험에서 얻어진 공간평균 너셀 수  $\overline{Nu} = q'' H / k \Delta T$ 의 불확실성은 Kline and McClintock에 의한 단일 표본 분석법(Bechwith et al., 1993)에 의하여 95 %의 신뢰구간에서 정상상태의 레이리 수  $Ra$ 가  $7.3 \times 10^7$ 인 경우 17.0 %,  $Ra$ 가  $1.2 \times 10^8$ 인 경우 14.6 %로 계산되었다.

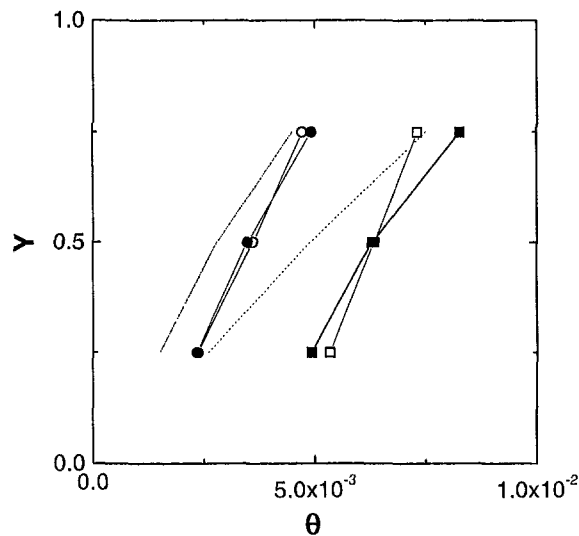


Fig. 5.2 Comparison of measured temperature profiles of internal air with the previous numerical results at  $(X, Z) = (0.5, 0.5)$ ; ■, □ :  $Ra = 7.3 \times 10^7$ ; ●, ○ :  $Ra = 1.2 \times 10^8$ , solid symbol: the steady state, hollow symbol: the oscillatory state; the numerical result (Kwak and Hyun, 1996) (dotted line:  $Ra'' = 7.0 \times 10^7$  and dash dotted line:  $Ra'' = 1.0 \times 10^8$ ).

### 5.3 결과 및 토의

Fig. 5.2는 레이리 수  $Ra$ 가  $7.3 \times 10^7$ 와  $1.2 \times 10^8$ 일 때 정상 상태 및 하단벽면 가진상태( $\omega = 713, A = 0.06$ )에 대한 내부 중심 온도의 구배를 나타낸 그림이다. 그림에서 관찰할 수 있듯이 Kwak and Hyun(1996)이 제시한 무차원화된 온도형상과 유

사한 온도구배 형태를 관찰할 수 있다. 정상상태 조건에서 두가지 레일리 수에 따른 온도구배의 경향은 유사하나 레일리 수가  $7.3 \times 10^7$ 인 경우 실험장치의 열손실 및 수평벽면의 불완전 단열조건 등의 한계로 인하여 정성적인 값의 차이가 발생함을 알 수 있다. 또한 가진상태에서 높이에 따른 온도구배가 하단 벽면가진에 의하여 낮아짐을 알 수 있으며  $Ra = 7.3 \times 10^7$ 의 경우 그러한 경향이 더욱 명확하게 관찰된다. 이는 하단벽면의 가진에 의하여 내부 공기의 성층화 정도가 변화함을 의미하는 것이다.

레일리 수가  $1.2 \times 10^8$ 일 때 외부가진에 의한 밀폐공간 내부의 온도장 변화를 살펴보기 위해 공기 온도의 시간에 따른 변화를 Figs. 5.3(a)~(c)에 나타내었다. 저주파수의 외부 가진이 주어지는 경우는 Fig. 5.3(a)와 같이 밀폐계 내부의 시간적 공기 온도변화는 화살표로 표시한 바와 같이 밀폐계 내부에서 높이에 따른 위상차를 보이고 있다. 그러나 가진 주파수가 증가하여  $\omega=927$ 이 되면 Fig. 5.3(b)에 화살표로 나타난 바와 같이 높이에 따른 공기온도의 시간적 위상차는 사라지고 공기요동의 진폭은 커짐을 알 수 있다. 가진 주파수가  $\omega=927$  이상으로 증가하는 경우에도 Fig. 5.3(c)에 보이는 바와 같이 높이에 따른 위상차는 거의 없다. 그러나 공기요동의 진폭은 Fig. 5.3(b)의 경우보다 감소하는 경향을 보인다.

레일리 수  $Ra$ 가  $1.2 \times 10^8$ 으로 일정하며 하단 벽면의 가진변위가 일정한 경우 ( $A=0.027$ ) 가진주파수 변화에 따른 공기온도의 요동성분( $\theta'$ ) 변화와 그에 대한 고속 푸리에 변환(FFT)값을 Figs. 5.4(a)~(c)와 Figs. 5.5(a)~(c)에 각각 나타내었다. 이 때 공기온도는 밀폐계 내부  $(X, Y, Z)=(0.5, 0.75, 0.5)$ 의 위치에서 측정되었다. Figs. 5.4(a)~(c)에서 관찰할 수 있듯이 공기 온도는 하단 벽면가진에 의해 주기적으로 변화하고 있음을 알 수 있다. 또한 Figs. 5.5(a)~(c)로부터  $\omega=927$ 의 가진이 주어지는 경우의 공기온도는  $\omega=356$  또는  $\omega=1997$ 의 가진이 주어지는 경우와 달리 가진 주파수를 따르는 요동 진폭의 변화가 매우 증가한 것을 관찰할 수 있다. 이로써 특정 주파수의 하단벽면 진동이 주어지는 경우에 내부 공기요동의 진폭이 급격히 증가하는 공진현상이 발생하는 것을 알 수 있다. 기존 연구들에서 알려진 바와 같이 본 실험 조건에서 자연대류가 일어나는 밀폐계의 내부는 높이에 따라 공기 온도의 성층화가 이루어지며 성층화된 공기가 가진에 의하여 진동하는 경우에 온도

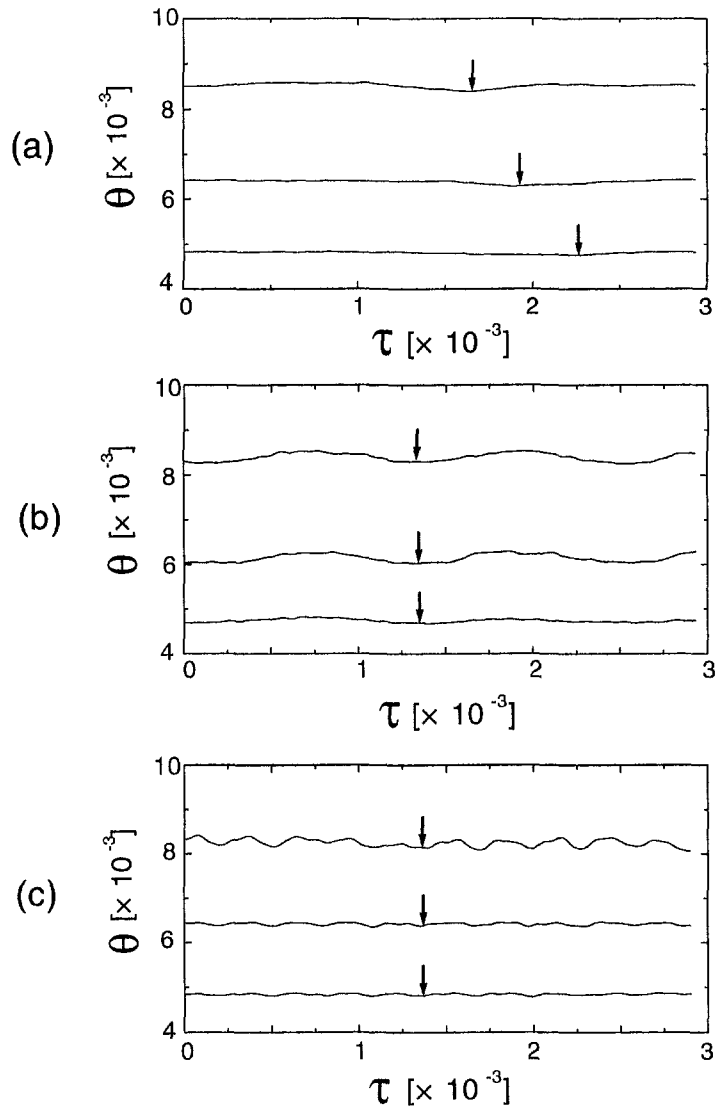


Fig. 5.3 Temporal behavior of non-dimensional temperature,  $\theta$  for various imposed oscillation frequencies of bottom wall at  $(X, Y, Z)=(0.5, 0.75, 0.5)$  for  $Ra = 1.2 \times 10^8$  and  $A = 0.06$ . (a)  $\omega=356$ ; (b)  $\omega=927$ ; (c)  $\omega=3566$ .

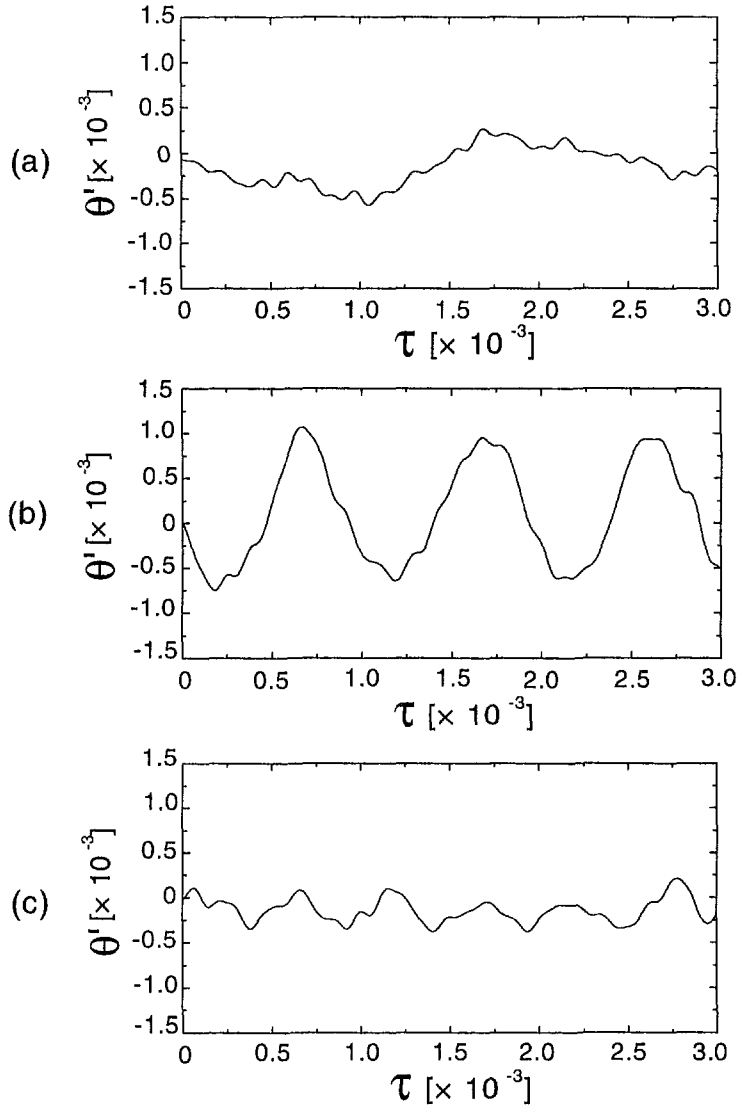


Fig. 5.4 Temporal behavior of fluctuating component,  $\theta'$  for various imposed oscillating frequency of bottom wall at  $Ra = 1.2 \times 10^8$  and  $A = 0.027$ .  
 (a)  $\omega=356$ ; (b)  $\omega=927$ ; (c)  $\omega=1997$ .

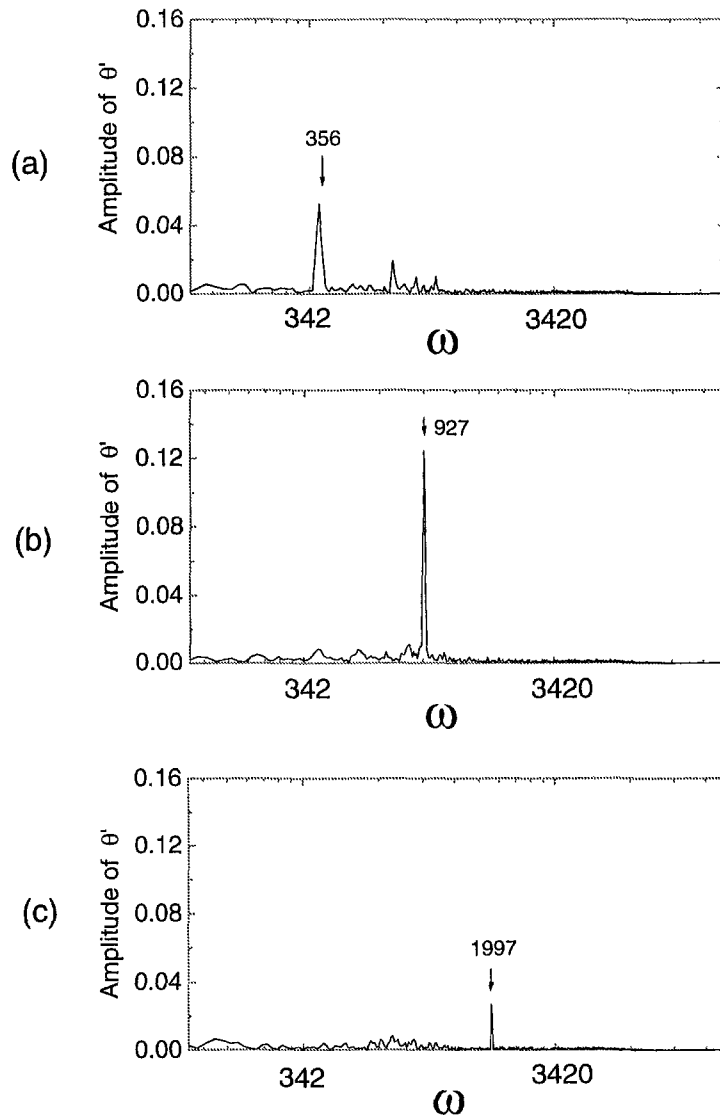


Fig. 5.5 Magnitude of fluctuating component,  $\theta'$  for various imposed oscillating frequency of bottom wall at  $Ra = 1.2 \times 10^8$  and  $A = 0.027$ .  
 (a)  $\omega=356$ ; (b)  $\omega=927$ ; (c)  $\omega =1997$ .



차이에 의한 밀도구배 또한 진동하게 된다(Kwak and Hyun, 1996; Kwak et al., 1998). 그러므로 외부에서 주어지는 진동이 성층화에 따른 내부 특성과 일치하게 되는 경우 그 요동진폭이 증가하는 공진현상을 예상할 수 있다.

이러한 공기온도의 요동에 대한 밀폐계 내부로 가해지는 가진 주파수의 영향을 살펴보기 위하여 중심부 수직단면에서의 온도 요동 강도를 Fig. 5.6에 나타내었다. 이때 하단 벽면의 진폭  $A$ 는 0.027로 일정하다. 가진 주파수가 증가함에 따라 내부 공기 온도의 요동강도가 증가하여 가진 주파수가  $\omega=927$  인 경우 모든 위치에서 가장 큰 증가를 보인다. 이로서 외부로부터 특정한 주파수의 가진이 내부로 부여되는 경우 성층화된 공기 요동의 진폭이 증가하는 공진현상의 존재를 확인할 수 있다. 또한  $Y=0.75$  위치의 온도요동 강도가 약  $\omega=1368$  부근에서 급격히 증가하는 것을 관찰할 수 있는데 이는 유동의 비선형 특성에 의한 공진주파수의 2차 조화값으로 판단된다.

공기온도 요동진폭의 영향을 알아보기 위하여 밀폐계 하단벽면의 진폭변화에 따른 성층화된 내부공기 온도의 요동특성을 Fig. 5.7에 나타내었다. 가진 진폭이 증가함에 따라 공기온도 요동진폭이 증가함을 알 수 있으며 공기온도의 최대 요동 진폭이 발생하는 공진 주파수는 벽면가진 진폭의 변화에 상관없이 변화하지 않는 것을 알 수 있다. 이는 기존 수치 및 해석적 연구에서 수행되었던 고온 벽면온도 진폭 변화에 대한 요동진폭 증가연구에서 밝혀진 결과와 일치한다(Kwak and Hyun, 1996; Antohe and Lage, 1996; Kwak et al., 1998b). 즉, 주기적으로 변화하는 고온 벽면 온도의 가진진폭이 변화할 때 내부 중심에 생성되는 성층화의 정도가 일정한 경우 공진이 발생하는 주파수는 거의 변화가 없다. 물론 고온벽면의 시간평균 온도가 상승하여 성층화 정도가 변화하게 되면 공진을 일으키는 가진 주파수가 변화한다(Kwak et al., 1998a). 그러므로 열 시스템의 레일리 수와 작동유체의 프랜틀 수가 일정한 경우 밀폐계 내부의 성층화 정도 또한 크게 변화하지 않으며 따라서 가진 진폭이 변화하여도 공진현상이 발생하는 주파수는 변화하지 않는다. 위의 결과로부터 밀폐계 내부의 성층화 정도가 변화하는 경우 공진현상이 발생하는 가진 주파수와 그 요동진폭이 변화한다는 사실을 유추할 수 있다. 이를 증명하기 위하여 레일리 수를 변화시켜 내부 공기의 성층화 특성이 변화하였을 때 발생하는 내부 공기 요동특성을 Fig. 5.8에 나타내었다. 레일리 수는  $Ra = 7.3 \times 10^7$  이며 가진진폭이

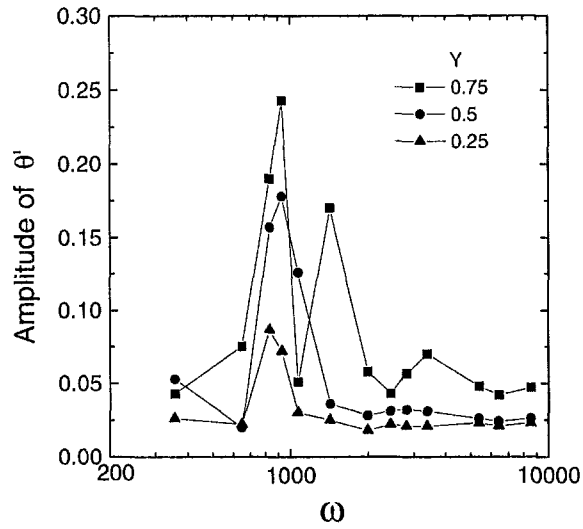


Fig. 5.6 Effect of forcing frequency on the fluctuating amplitude of air temperature at  $(X, Z)=(0.5, 0.5)$  for  $Ra=1.2 \times 10^8$  and  $A = 0.027$ .

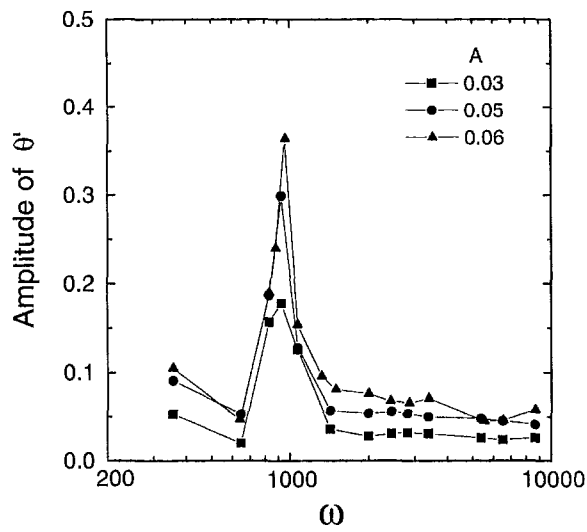


Fig. 5.7 Effect of oscillating amplitude of bottom wall on the fluctuating amplitude of air temperature at  $(X, Y, Z)=(0.5, 0.5, 0.5)$ ,  $A=\Delta x/H$  for  $Ra=1.2 \times 10^8$ .

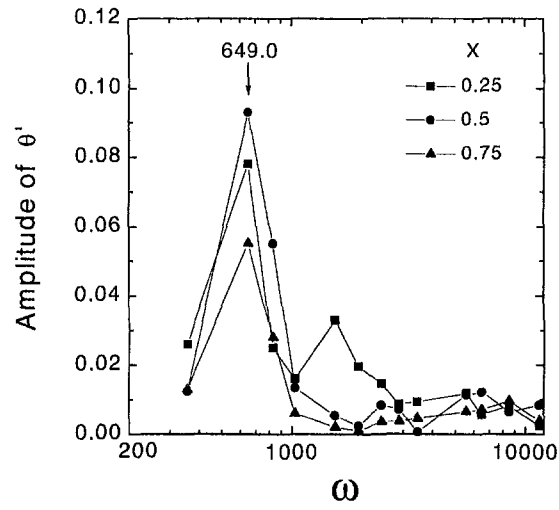


Fig. 5.8 Effect of Rayleigh number on fluctuating amplitude of air temperature at  $(Y, Z)=(0.75, 0.5)$  for  $Ra=7.3 \times 10^7$  and  $A=0.027$ .

Table 5.1 Comparison between the previous theoretical estimation and the present experimental results for the resonance frequency,  $\omega$ .

$Ra$	Theoretical prediction, (5.1) and (5.2)	Theoretical prediction, (5.1) and (5.3)	Theoretical prediction, (5.4)	Theoretical prediction, (5.5)	Experimental result
$7.3 \times 10^7$	1245	859	765	472	649
$1.2 \times 10^8$	1932	1333	980	751	927

$A = 0.027$ 로 일정하다. 요동진폭의 증가현상은  $X=0.5$ ,  $Y=0.75$  측정위치에서 가장 명확하게 관찰되었으며 그림으로부터 알 수 있듯이 공진을 일으키는 주파수는  $\omega = 649$ 로 변화한 것을 알 수 있다. 이로서 레일리 수가  $Ra = 7.3 \times 10^7$ 로 감소하면 공진을 일으키는 주파수 역시 감소함을 알 수 있다.

본 실험을 통하여 측정된 사각형 밀폐계에서의 공진 주파수와 기존의 수치해석 및 해석 연구들에 의해 예측된 공진 주파수를 비교하기 위하여 그 값들을 Table 5.1에 나타내었다. 사각형 밀폐계 내부에서 일어나는 내부 중력장 요동에 의한 유동의 저주파 공진 주파수는 유동이 사각형 밀폐계를 회전하여 돌아오는 주기 또는 성층화된 공기의 요동에 의한 내부 중력장 파동이론으로부터 예측이 가능하다. 유동의 회전주기에 의한 주파수 예측값은 고온 벽면에 의해 생성된 기류의 속도와 유동이 진행되는 밀폐계 내부거리로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$f = \frac{v}{2(L+H)} \quad (5.1)$$

여기서 속도  $v$ 는 Lage와 Bejan(1993)에 의한 차원해석을 통해 다음과 같이 표현된다.

$$v \sim \frac{\alpha}{H} [ (Ra'' \Pr)^{4/5} ]^{1/2} \quad (5.2)$$

Antohe와 Lage(1996)는 수평속도 성분을 고려하여 속도  $v$ 를 다음과 같이 나타내었다.

$$v \sim \left[ \frac{\alpha^2}{H^2} Ra'' \left( \frac{L}{H} \right) (Ra'' \Pr)^{-1/5} \left( 2 + \frac{2}{1+L/H} \right)^{-1} \right]^{1/2} \quad (5.3)$$

또한 Paolucci와 Chenoweth(1989)에 의한 내부 중력장 파동이론에 따른 공진주파수는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$f = \frac{0.95}{2\pi} \frac{\alpha}{H^2} \left( \frac{\text{Pr} Ra}{2} \right)^{1/2} \quad (5.4)$$

또한 Kwak et. al.(1998)에 의한 주파수 예측 변환식은 다음과 같다.

$$f = \frac{\sqrt{2}}{4\pi} \frac{\alpha}{H^2} \left( Ra'' \text{Pr} \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right)^{1/2} \quad (5.5)$$

레이리 수가  $7.3 \times 10^7$ 인 경우와  $1.2 \times 10^8$ 인 경우 기존연구에 의한 각각의 예측값을 살펴볼 때 공진이 발생하는 주파수의 값은 연구자에 따라 약간의 차이가 발생하였으나 대체적으로 근사함을 알 수 있다. 특히 성층화된 공기요동에 의한 내부중력장 이론에 따르는 주파수 예측값은 본 실험을 통하여 얻어진 공진 주파수와 대체적으로 잘 일치하였다(Lage and Bejan, 1993; Kwak and Hyun, 1996; Kwak et al., 1998b). 이로서 본 연구에서 기존의 수치해석 연구에 의해 제시된 사각형 밀폐계에서 발생하는 성층화된 유체의 공진현상의 존재를 확인하였고 공진 주파수는 내부중력장 이론에 의한 브룬트-바셀라 주파수(Brunt-Väisälä frequency)로 예측됨을 보였다.

이러한 내부 공기온도의 공진현상이 밀폐계 내부 고·저온 벽면간의 시간평균 대류 열전달율에 미치는 영향을 알아보기 위해  $Ra = 1.2 \times 10^8$ 이며 하단 벽면 가진 진폭  $A$ 가  $A = 0.027$ 로 고정된 조건에서 하단 벽면 가진주파수 변화에 대한 고온벽면의 너셀 수의 비,  $E(\overline{Nu})$ 의 변화를 Fig. 5.9에 나타내었다. 여기서 너셀 수의 증가정도,  $E(\overline{Nu})$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$E(\overline{Nu}) = \frac{(\overline{Nu})_P}{(\overline{Nu})_S} \quad (5.6)$$

그림에서 나타난 바와 같이 가진주파수가 증가함에 따라 고온 벽면의 너셀 수는 크게 변화하지 않고 불확실성 범위내의 미소한 증가 현상을 관찰할 수 있었다. 기존

의 수치해석에 의한 결과에 따르면 가진주파수에 증가에 따라 매우 적은 선형적인 증가를 보이거나 내부 온도장 요동진폭이 증가하는 주파수의 외부가진이 주어지는 경우 가진 진폭이 상당히 큰 경우를 제외하고 너셀 수는 큰 변화가 없는 것으로 관찰되었다(Kwak and Hyun, 1996; Kwak et al., 1998b). 따라서 본 실험을 통하여 기존 수치해석 연구 결과들의 정당성을 확인할 수 있다.

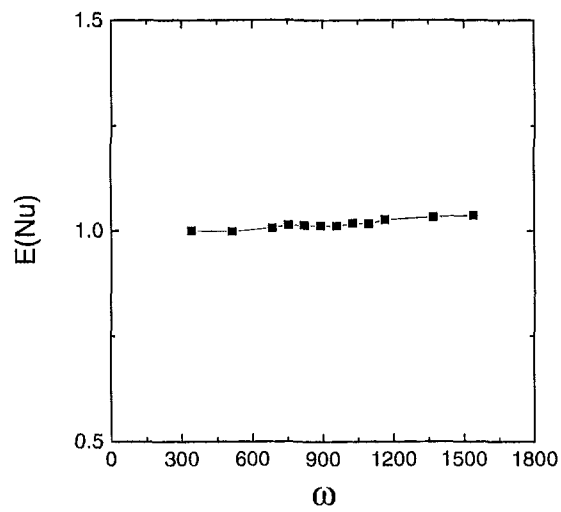


Fig. 5.9 Variation of time-averaged Nusselt number for various forcing frequencies,  $\omega$  at  $Ra=1.2 \times 10^8$  and  $A=0.027$ .

## 5.4 결 론

측벽이 가열되는 종횡비가 1인 사각형 밀폐공간내부에 하단으로부터 벽면진동을 가하는 경우 성층화된 유동장의 공진현상을 규명하기 위한 실험을 수행하였다. 주요변수로는 내부 공기요동에 미치는 진동의 가진 주파수, 가진 변위 및 유동장의 레일리 수가 고려되었다. 레일리 수가 일정한 경우, 내부 중심 공기 온도의 요동 진폭은 특정한 가진 주파수에서 상대적으로 크게 증가하는 공진현상을 보였으며 가진 진폭이 증가하는 경우 요동의 진폭은 증가하지만 공진 주파수는 변화하지 않음을 알 수 있었다. 또한 밀폐계의 레일리 수가 변화하는 경우, 공기온도의 요동 진폭과 공진 주파수가 변화함을 알 수 있었다. 이러한 기계적 진동의 변위 및 레일리 수의 변화에 따라 발생하는 공기 요동진폭의 공진 현상 특성은 기존의 고온 벽면온도 변화 및 기계적 가진에 의한 수치해석적 연구들에서 제시된 공진현상의 특성과 일치하였으며 실험을 통해 관찰된 공진 주파수는 기존의 연구들에서 내부 중력장요동 이론으로 예측한 값과 대체적으로 잘 일치함을 확인하였다.

## 제 6 장 고 주파수 벽면 가진에 의한 밀폐공간 내부 유동의 공진 특성실험

### 6.1. 서론

밀폐계의 측벽이 가열될 때 발생하는 자연대류에 대한 연구는 지난 수십년에 걸쳐 심도있게 연구되어 왔다. 대부분의 선행 연구들은 정상상태 자연대류에 대해서 관심을 기울여 왔고 레일리 수  $Ra$ , 프렌틀 수  $Pr$ , 밀폐계의 형상비  $A$ 와 같은 무차원 수에 따른 정상상태 자연대류의 특징들에 대해 밝혀내었다.

1980년대 초반부터 밀폐계 내에서 자연대류의 과도 거동이 많은 관심을 끌기 시작하였다. 대부분의 열시스템은 외부온도 변화 및 가열 시스템의 간헐적인 동작에 의해 비정상상태의 조건에서 운전되고 있다. Patterson과 Imberger(1980)는 차원 해석과 수치계산을 통하여 벽면 열경계층의 단계적인 변화에 의한 공동 내부의 과도 특성에 대해 밝혀내었고 높은 레일리 수에서 최종 정상 상태의 유동과 온도장에 시간 주기적으로 진동하며 근접함을 보였다. Ivey(1984)는 과도 온도 기록과 유동 가시화를 통하여 Patterson과 Imberger와 같은 유동 형상에서 왕복 거동의 존재를 실험적으로 입증하였다. 이후 과도 요동(fluctuation)의 메카니즘을 밝히기 위해 많은 연구가 수행되었다(Chenoweth and Paoucci, 1986; Paolucci and Chenoweth, 1989; Schladow, 1990; Paolucci, 1990; Armfield and Patterson, 1991). 이러한 연구들 중 Paolucci와 Chenoweth (1989), Schladow(1990) 그리고 Armfield와 Patterson(1991)은 최종 정상 상태에 이르는 과도 주기동안 발생하는 고주파 요동(fluctuation)과 저주파 요동을 수치해석을 이용하여 관찰하였고 특정 값 이상의 높은 레일리 수에서 내부 중력파와 관련된 저주파 요동은 최종 정상 상태에서도 자립한다는 것을 밝혀내었다. 이러한 최종 상태 저주파 요동의 주기는 밀폐계 내부의 유동 순환의 한 주기와 관련이 있었고 고주파 요동은 저주파 요동보다 1 차수 높은 주파수 값을 나타내었다. Paolucci(1990)는 수직 경계층을 따라 와류열(wave train)을 찾아내었다.



1990년대에는 외부에서 특정 주파수로 가진하여 뜨거운 벽면에서 차가운 벽면으로의 대류열전달을 향상시키는 연구들이 수행되었다 (Kazmierczak and Chinoda, 1992; Fu and Shieh, 1992; Lage and Bejan, 1993). 최근에 Antohe와 Lage(1993, 1994, 1996a, 1996b, 1997) 그리고 Kwak과 Hyun(1996)은 수치해석 방법을 이용하여 높은 레일리 수일 때 자연대류에서 공진의 존재를 밝혀내었다. 외부 가진 주파수와 밀폐계의 고유 주파수가 같으면 유동과 온도장에서 공진이 발생하여 대류 열전달이 상당히 증가한다는 것을 밝혔고 Brunt-Vaisala 주파수로 무차원화 할 수 있는 공진 주파수는 레일리 수의 증가에 거의 영향을 받지 않는다는 것을 보였다. 공진 주파수가 외부 가진 진폭에 독립적이라는 것을 Kwak 등(1998)이 보였다.

이러한 문제에서 외부 가지는 열경계층의 시간주기 변화에 제한을 받는다. 내부 중력파에 의한 고유모드(eigenmode)를 자극하기 위해서는 열적 가진의 주파수는 Brunt-Vaisala 주파수  $N$ 의 차원을 가져야 한다 (Hyun, 1994). 따라서 밀폐계의 높이가 커지면 공진 주파수는 매우 작아진다. 이러한 시간 차원  $1/N$ 은 공동 벽을 따라 회전하는 유동의 한 주기와 관계가 있다. 예를 들어 공기로 채워진 사각 공동의 높이가 0.1m라고 가정하면 공진 주파수는  $\Delta T=10K$ 일 때 약 0.2Hz이고  $\Delta T=100Hz$ 일 때 0.5Hz이다. 이러한 저주파 가진은 태양열 집열판이나 건물 공조를 위한 열 저장 시스템과 같이 열적 변화가 느린 시스템을 통해 실현될 수 있을 것이다.

그러나 공진 현상의 공업적 응용 측면에서 가진 주파수  $f$ 가  $O(10Hz)$ 이상인 것이 훨씬 바람직하다. 이러한 고주파 외부 가지는 상용 모터, 팬, 그리고 우퍼 스피커 등으로 쉽게 구현이 가능하기 때문이다. Forbes 등(1970)은 액체로 채워진 사각 밀폐계를 사용한 실험을 통하여 주파수가  $O(100Hz)$ 일 때 대류열전달 계수가 50% 증가함을 보였다. 그러나 열전달 현상에 있어서 고주파 공진에 관한 연구는 현재까지 많이 수행되지 않았다.

따라서 본 연구에서는 고주파 음향 가진에 의한 공진 열전달의 기본적인 특성을 밝히기 위해 실험 장치를 구성하였다. 우퍼스피커에 음향가진이 대류열전달에 미치는 영향을 가진주파수( $20Hz < f < 200Hz$ )와 속도 진폭( $0 < A < 2.0m/s$ )에 대하여 체계적으로 조사하였다.

## 6.2 실험 장치 및 실험 방법

측벽이 가열되는 종횡비가 1인 밀폐계에서 고주파 외부가진에 의한 자연대류 열전달의 특성에 대한 실험적 연구를 수행하였다. Fig. 6.1은 실험에 사용된 장치에 대한 개략도를 나타낸다. 사각형 밀폐계는 두께 10 mm의 플렉시 글라스를 이용하여 높이 30 cm, 폭 30 cm, 깊이 30 cm로 구성되었다. 수직 한쪽 벽은 고온부로서 균일한 열유속이 발생되도록 필름히터(Courtaulds Performance films, AU-ARE-12)와 교류전원장치를 부착하였다. 또한 반대 수직벽은 저온부로 유로를 통해 냉각수가 순환되면서 등온을 유지할 수 있도록 구리재질의 저온벽을 설치하였다. 사각형 밀폐계 내부는 1기압의 공기가 작동유체로 채워져 있으며 외부로의 열손실을 최소화하기 위해 필름히터 후부는 공기 단열층 및 발포단열재를 이용하여 열손실을 최소화 하였고 히터외벽을 포함한 모든 벽면은 10 mm 두께의 발포수지 단열재를 5겹 적층하여 단열하였다.

밀폐계 내부로 고주파 진동을 가하기 위하여 출력 100W, 직경 20.3cm의 우퍼

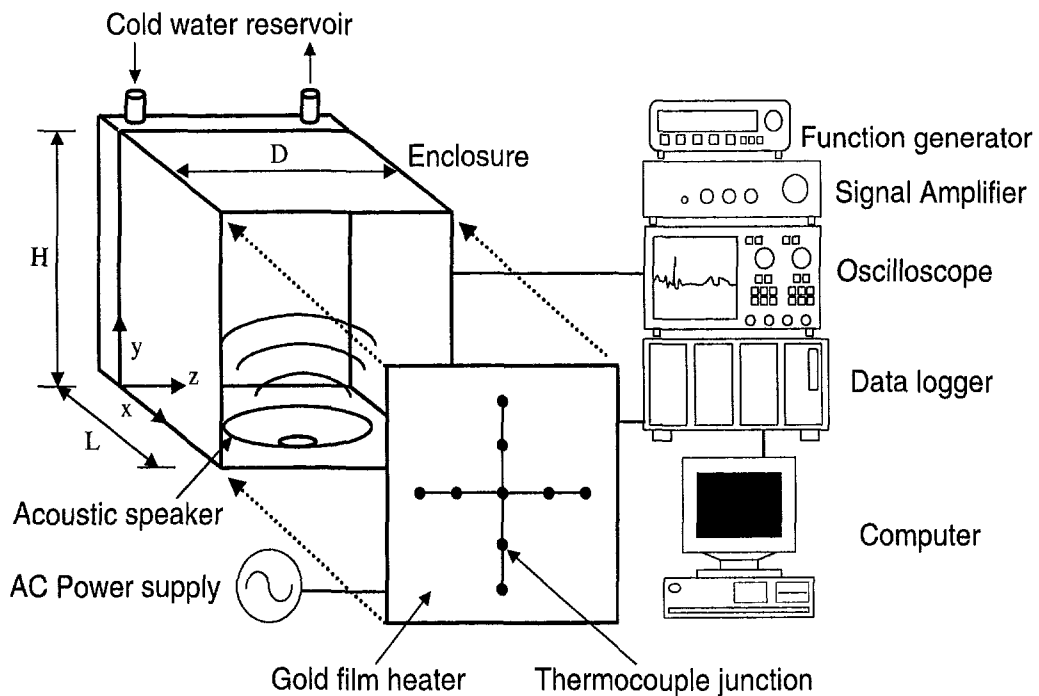


Fig. 6.1 A schematic view of experimental setup.

스피커를 사각형 밀폐계 하단부에 설치하였다. 신호 발생기(HP-33120A)는 특정 주파수의 사인형 신호를 발생시키고 이 신호는 신호 증폭기(Inkel, AX7030G)에 의해 증폭된다. 증폭된 신호는 오실로스코프(LeCroy, 9310A)를 통하여 입력 주파수와 전압을 확인한 뒤 우퍼 스피커로 전달된다. 음향파의 속도 진폭은 우퍼 스피커 중앙판의 변위에 의해 결정되며 이는 광측정 장치(Micro Epsilon, Opto NCDT2000)를 이용하여 측정하였다.

히터의 표면에는 9개의 T형 열전대(Omega, AWG 40)가 필름히터와 단열판 사이에 등간격으로 부착되어 고온부 벽면을 통한 대류 열전달의 증감을 관찰할 수 있게 하였고 벽면을 통한 열 손실을 측정하기 위하여 12개의 K형 열전대(Omega, AWG 30)가 모든 벽면의 안쪽과 바깥쪽 면에 부착되었다. 밀폐공간은 내부 공기의 낮은 열전도도에 의해 열판의 뒷면으로 약 6%, 다른 벽면을 통해 약 24.5%의 열 손실이 발생하였다. 그러므로 전열판에서 발생된 열유속의 69.5%만이 밀폐공간 내부의 공기에 의해 저온벽면으로 열전달이 이루어지는 것으로 산정된다. 따라서 외부로의 열손실을 제외한 열유속만을 밀폐공간 내부로의 입력 열유속으로 계산하였다. 이러한 온도 자료는 자료획득 장치(Yokogawa, DA-100)를 통하여 컴퓨터에 저장되었다.

실험은 실험장치에 24시간 이상 열유속 및 저온 냉각수를 공급하여 열 및 유동장이 충분히 정상상태에 도달하게 한 후 수행되었다. 이때 정상상태에 도달하는데 걸리는 시간은 약 12시간이다. 외부로부터의 기계적 가진에 대한 내부 유동장의 온도 변화를 측정하기 위하여 시스템의 열확산시간 이상 밀폐계 하단에 설치된 가진 기구가 동작하여 정해진 주파수의 가진이 밀폐계 내부로 가해지고 이후 온도가 측정되었다. 이후 다른 조건의 실험을 수행하기 전 열확산시간 이상 밀폐계 내부로의 가진은 정지되어 유동장이 초기의 정상상태로 복귀하도록 하였다.

본 실험에서 얻어진 결과의 불확실성은 Kline and McClintock에 의한 단일 표본 분석법(Beckwith et al., 1998b)에 의하여 결정되었다. 무차원 온도의 불확실성은 주로 온도의 변화 열유속 및 유체의 열물성의 변화에 기인한다. 정상 상태 실험시 고온벽면의 무차원 평균 온도와 무차원 공기 온도의 불확실성은 95%의 신뢰구간에서 각각 9.6%와 3.5%이다. 음향 가진 시 고온벽면의 무차원 평균 온도와 무차원 공기 온도의 불확실성은 각각 8.3%와 3.4% 이하이다.

### 6.3 실험 결과 및 토의

실험결과와 기술에 앞서 본 실험장치의 신뢰성을 검증하기 위하여 음향가진이 없는 순수 자연대류에 대한 실험을 수행하였다. Fig. 6.2는 레일리 수에 대한 고온 벽면에서의 공간평균 누셀트 수를 나타낸다. 세 가지의 다른 레일리 수에 대한 실험을 수행하였으며 공간평균 누셀트 수의 정의는 다음과 같다.

$$Nu_H = \frac{hH}{k} = \frac{1}{\Theta_h} \quad (6.1)$$

즉, 누셀트 수는 무차원 고온벽면온도의 역수에 비례한다. 레일리 수가 증가함에 따라 누셀트 수도 점차 증가하는 경향을 보이고 있으며, 이 경향은 기존의 상관식과도 일치된 경향을 보이고 있어 실험장치는 신뢰할 수 있는 것으로 판단된다(Bejan, 1995).

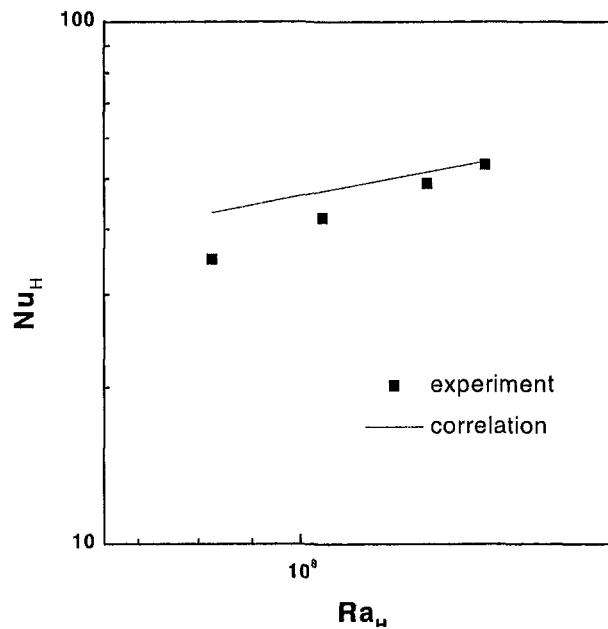


Fig. 6.2 Comparison of the steady state Nusselt number between the present experiment with the previous correlation.

### 6.3.1 벽면에서의 열전달

음향가진이 고온벽면에서의 열전달에 미치는 영향에 관하여 지금부터 살펴보고자 한다. 음향가진의 주파수 범위는 20Hz-200Hz이며, 속도 진폭의 범위는 0.3-2.0 m/s이다. 속도 진폭  $A$ 는 우퍼 중앙판의 왕복 변위  $\Delta X$ 를 측정하여 결정한다. 즉,  $A=2\pi f(\Delta X)$ 이다. 음향 가진 실험에서 레일리 수는  $1.1 \times 10^8$ 으로 고정하였다

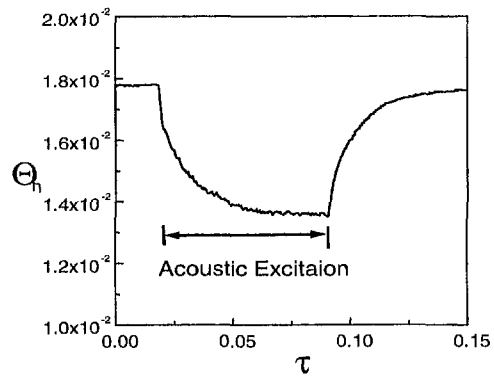
Fig. 6.3은 고온 벽면 중앙에서 무차원 고온벽면 온도의 시간적 변화를 보이고 있다. 속도 진폭은  $A=1.1\text{m/s}$ 로 고정하였다. 초기에 벽온도는 음향가진이 없는 정상상태의 벽온도를 보이고 있다. 이 때 20Hz 주파수의 음향가진이 가해지면 Fig. 6.2(a)에서 보이는 바와 같이 벽면온도는 상당히 감소한다. 다시 우퍼 진동자에 의한 음향가진이 제거되면 벽면온도는 초기의 정상상태의 온도로 환원됨을 보이고 있다. 음향가진이 50Hz의 주파수로 가해지면 Fig. 6.3(b)에서 보이는 바와 같이 벽면온도는 감소는 더욱 확연해진다. 그러나 Fig. 6.3(c)과 같이 100Hz의 고 주파수 음향가진이 가해진 경우에는 벽면온도가 오히려 약간 증가하는 것을 알 수 있다.

무차원 고온벽면 온도에 미치는 음향가진의 속도 진폭의 영향을 Fig. 6.4에 나타내고 있다. 가진 주파수는 50Hz로 고정되어 있다. Fig. 6.4(a)와 같이 속도 진폭  $A$ 가  $A=0.3\text{m/s}$ 로 작으면 가열 벽면 중앙의 온도는 조금 감소한다. 진폭  $A$ 를 1.0m/s 까지 증가시키면 벽면온도 감소폭은 훨씬 커진다(Fig. 6.4(b)). 그러나 Fig. 6.4(c)와 같이  $A$ 를 1.0m/s 이상 증가시키면 음향 공진이 벽면온도에 미치는 영향은 사라진다.

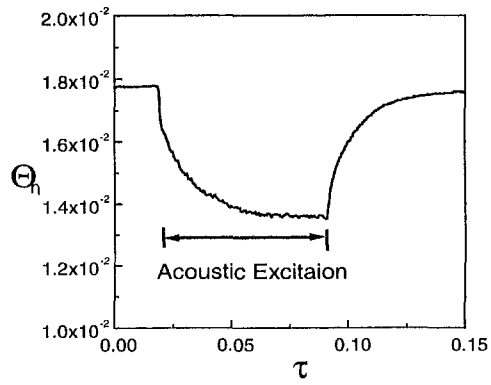
향상계수  $E$ 에 대한 가진 주파수의 영향을 Fig. 6.5에 나타내었다. 향상계수  $E$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$E \equiv \frac{(Nu_H)_f}{(Nu_H)_s} \quad (6.2)$$

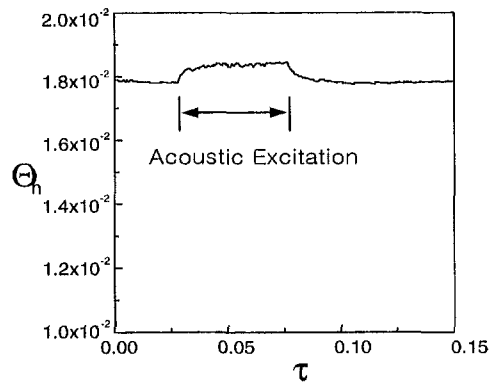
가진 주파수  $f$ 가 증가함에 따라 향상 계수  $E$ 는 50Hz 근처에서 극대값을 형성한다. 이때 열전달율은 약 16%까지 증가한다. 가진 주파수가 더 이상 증가하여도 향상 계수는 가진 주파수의 변화에 영향을 받지 않는다. 따라서 측벽 가열 공동에서 열전



(a)

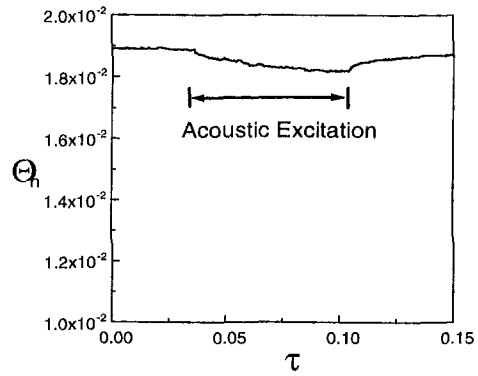


(b)

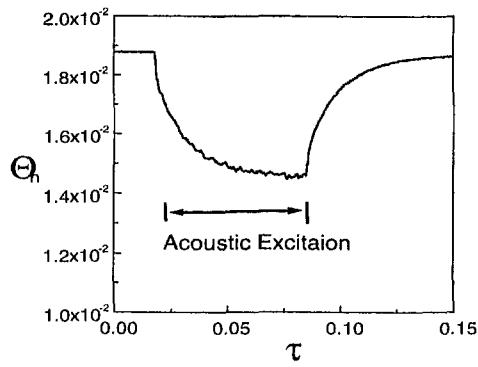


(c)

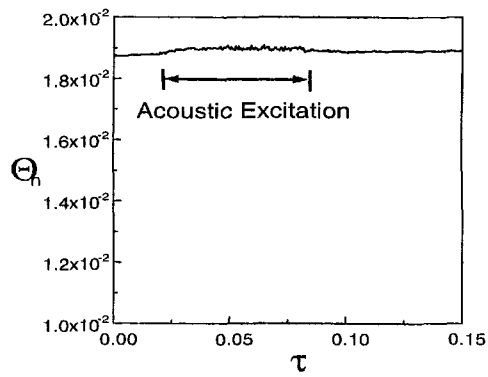
Fig. 6.3 Temporal variation of hot wall temperature at the center point of the heated surface.  $A=1.1\text{m/s}$ . (a)  $f=20\text{Hz}$ , (b)  $f=50\text{Hz}$ , (c)  $f=100\text{Hz}$ .



(a)



(b)



(c)

Fig. 6.4 Temporal variations of hot wall temperature at the center point of the heated surface.  $f=50\text{Hz}$ . (a)  $A=0.3\text{m/s}$ , (b)  $A=1.0\text{m/s}$ , (c)  $A=1.4\text{m/s}$ .

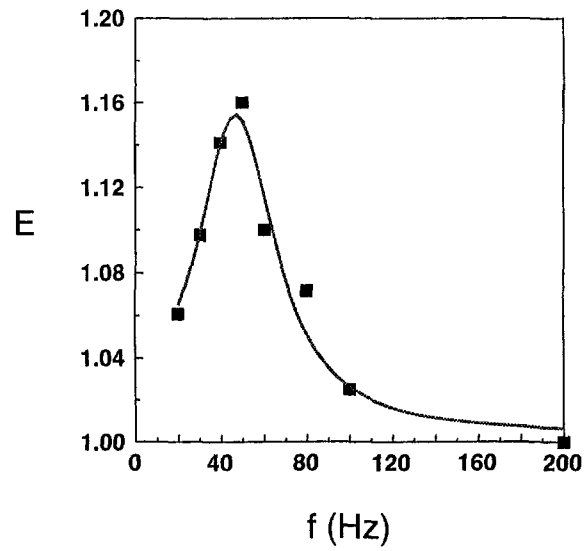


Fig. 6.5 Enhancement factor as a function of forcing frequency.  $A=1.1\text{m/s}$

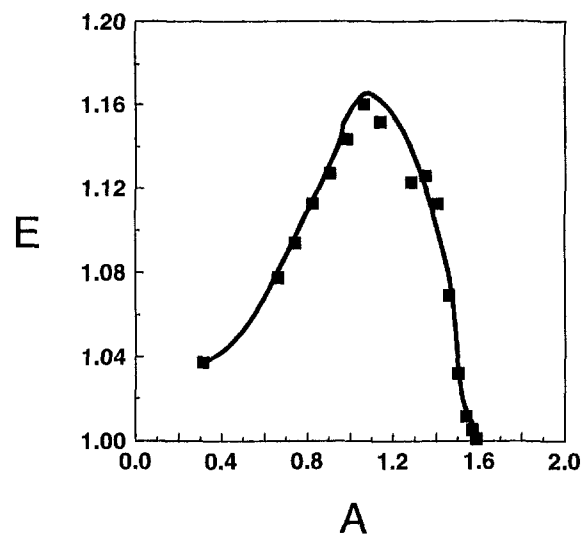


Fig. 6.6 Enhancement factor as a function of velocity amplitude.  $f=50\text{Hz}$ .



달율은 특정 주파수로 음향 가진을 하였을 때 증가한다고 결론지을 수 있다.

본 연구에서 관찰된 공진 주파수는 측벽 가열 밀폐계에서 과도상태 동안 존재하는 고주파 요동과 관련이 있을 것이라 생각된다. 이러한 고주파 요동은 측벽 경계층의 불안정성에 기인한 것이다(Amfield and Patterson, 1991). 경계층의 불안정성에 의한 주파수는 내부 중력파에 의한 주파수보다 차수가 한 차수 높다. 내부 중력파와 경계층 파동에 의한 주파수는 레일리 수가  $Ra_H=2 \times 10^8$ 일 때 각각 약 0.2Hz와 1.7Hz이고 레일리 수가  $Ra_H=10^9$ 일 때 각각 0.4Hz와 7Hz이다(Paolucci and Chenoweth, 1989). 본 연구의 실험을 통해서 관찰된 공진 주파수는 50Hz인데 이는 Paolucci와 Chenoweth에 의해 예측된 주파수보다 높다. 그러나 이 주파수는 높은 레일리 수일 때 경계층에 의한 고주파수와 차수가 대략 일치한다.

향상계수  $E$ 에 대한 속도 진폭  $A$ 의 영향을 Fig. 6.6에 나타내었다. 가진 주파수  $f=50\text{Hz}$ 로 고정되었다. 속도 진폭  $A$ 가 증가함에 따라 향상 계수는 1.0m/s까지는 증가하다 이후 감소한다. 결과적으로 열전달을 향상시키는 공진 진폭이 존재한다고 할 수 있다.

Fig. 6.7은 음향가진 주파수와 입력전압 진폭에 대한 향상계수의 분포를 나타낸

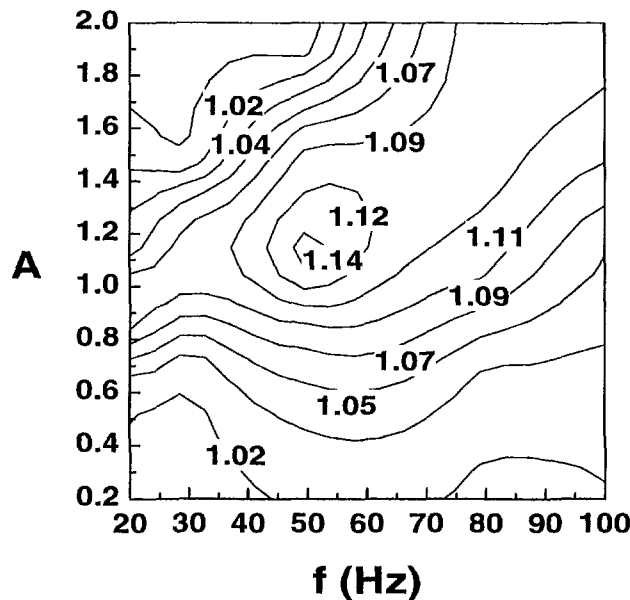


Fig. 6.7 Contour map for enhancement factor as a function of forcing frequency and velocity amplitude.

그림이다. 최적 열전달은 음향가진 주파수 50Hz, 속도 진폭 1.1m/s의 영역에서 발생되고 있다. 흥미로운 것은 가진 주파수  $f$ 가 40Hz이상일 때 열전달 향상은 스트라울수( $S \equiv fH/A \approx constant$ )가 일정한 선을 따라 이루어진다는 점이다. 따라서 열전달 향상을 시키기 위해서는 가진 주파수가 증가할 때 속도 진폭을 높여야 한다. 본 실험에서는 스트라울수는 대략 13.6이다.

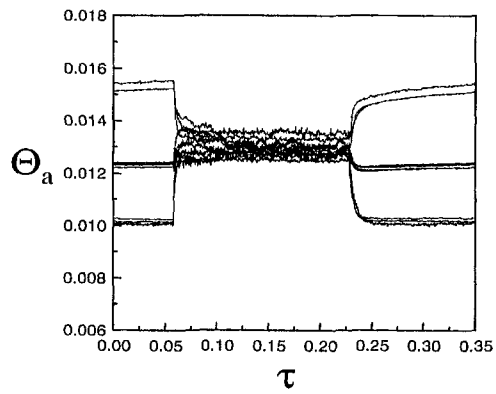
### 6.3.2 중심 공기 온도

Figure 6.8은 무차원 공기 온도의 시간적 변화를 나타내고 있다. 공기의 온도는 밀폐계 중심에 일정한 간격으로 설치되어 있는 12개의 열전대로부터 측정하였다. 속도 진폭  $A$ 는 0.9m/s로 고정하였다. 외부 가진이 없는 정상상태에서 공기의 온도는 일반적인 형태의 열적 성층화를 이루고 있다. Fig. 6.8(a)와 같이 음향가진이 20Hz의 주파수로 가해지면 공기 온도의 성층화 폭이 좁아진다. Fig. 6.8(b)에 나타난 공진 주파수에서는 공기 온도는 매우 좁은 범위 내로 모인다. 이는 밀폐계의 중앙에서의 열적 성층화가 깨어짐으로 인해 발생하는 온도의 균일화 현상이다. 가진 주파수를 공진 주파수 이상으로 증가시키면 초기의 성층화 공기 온도는 가진 주파수의 영향을 거의 받지 않는다. 따라서 중앙에서 공기의 혼합은 공진 주파수에서 확연하게 드러난다.

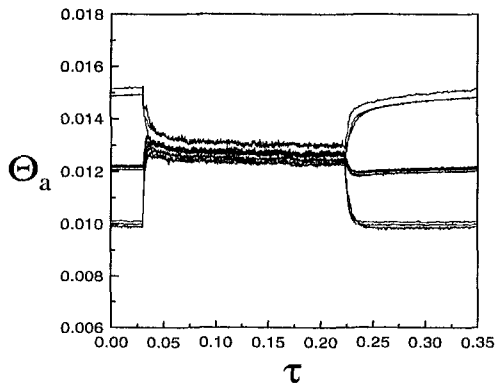
속도 진폭이 무차원 공기 온도에 미치는 영향을 Fig. 6.9에 나타내었다. 가진 주파수는 50Hz로 고정하였다. 음향 가진을 속도 진폭  $A=0.3m/s$ 로 하였을 때 공기 온도는 약간 모이는 것을 알 수 있다. 공진 진폭인  $A=1.0m/s$ 로 가진하면 공기의 온도는 평균 공기 온도로 다가간다. 그러나 진폭이 더 이상 증가하면 공기 온도의 폭은 더욱 넓어진다.

공기온도의 성층화정도를 나타내는 성층화변수를 가진 주파수와 속도 진폭에 따라 따라 도시한 것을 Fig. 6.11과 Fig.6.12에 나타내었다. 여기서 성층화변수  $\gamma$ 는 다음과 같이 정의된다.

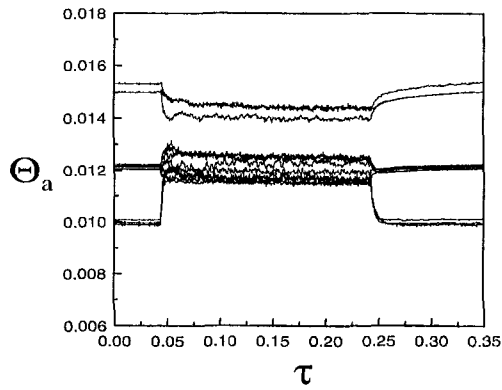
$$\gamma = \frac{(T_{a, \max} - T_{a, \min})_f}{(T_{a, \max} - T_{a, \min})_s} \quad (1.2)$$



(a)

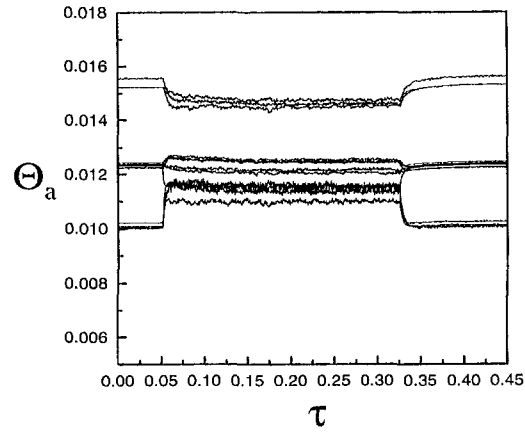


(b)

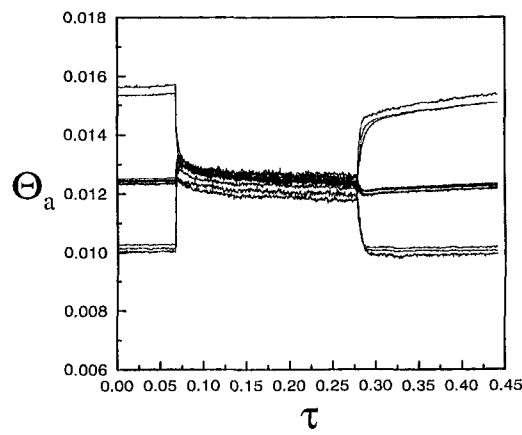


(c)

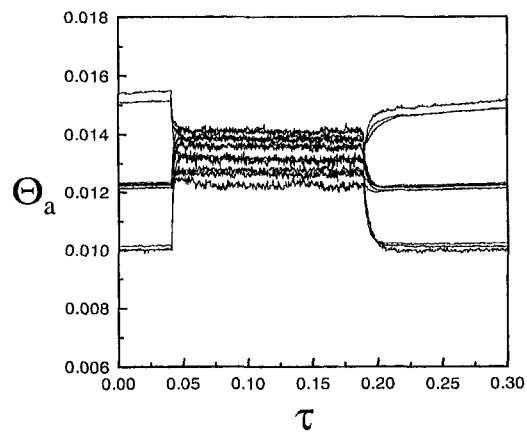
Fig. 6.8 Temporal variation of air temperatures in the enclosure for various forcing frequency.  $A=0.9\text{m/s}$ . (a)  $f=20\text{Hz}$ , (b)  $f=50\text{Hz}$ , (c)  $f=80\text{Hz}$ .



(a)



(b)



(c)

Fig. 6.9 Temporal variation of air temperatures in the enclosure for various amplitude.  $f=50\text{Hz}$ . (a)  $A=0.3\text{m/s}$ , (b)  $A=1.0\text{m/s}$ , (c)  $A=1.4\text{m/s}$ .

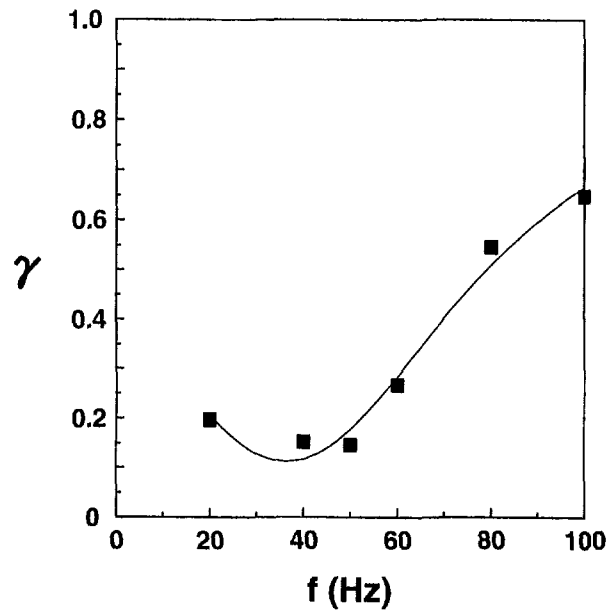


Fig. 6.10 Stratification factor as a function of forcing frequency.  $A=0.9\text{m/s}$

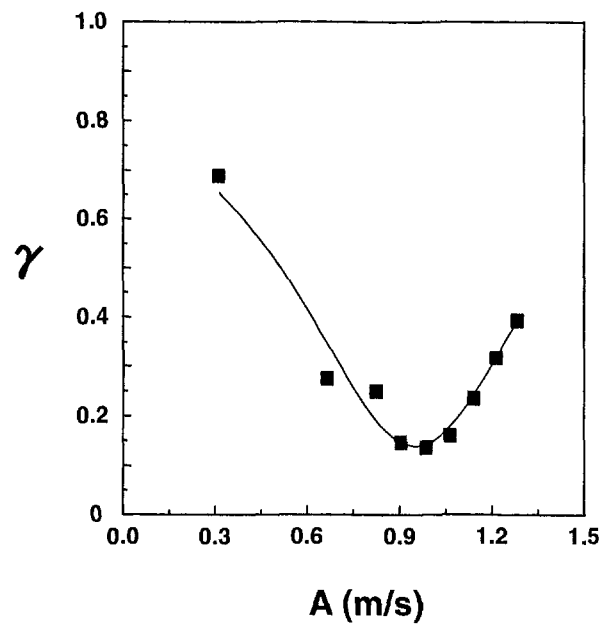


Fig. 6.11 Stratification factor as a function of velocity amplitude.  $f=50\text{Hz}$ .

따라서 성층화변수가 감소함에 따라 공기의 온도는 균일해진다. Fig. 6.10은 가진 주파수가 성층화변수에 미치는 영향을 나타내고 있다. 여기서 진폭 A는 0.9m/s로 고정하였다. 성층화변수  $\gamma$ 는 공진 주파수인 50Hz 근처에서 최소값을 나타내고 있다. 이때 성층화된 온도분포는 약 10%이내의 온도차로 균일화됨을 보이고 있다.

속도 진폭이 성층화변수  $\gamma$ 에 미치는 영향을 Fig. 5.11에 나타내었다. 가진 주파수는 50Hz로 고정되었다. 성층화변수는 진폭 A가 약 1.0m/s일 때 최소값을 가진다. 따라서 공기 온도 균일화의 경우에도 가열 벽면에서 열전달 향상시와 같은 공진 주파수와 진폭을 가진다.

## 6.4 결론

사각형 밀폐계에서 음향 공진에 의한 대류 열전달 성능 향상에 대한 특성을 밝혀내기 위하여 실험적 연구를 수행하였다. 본 연구를 통하여 특정 주파수에서 열전달이 공진 현상을 나타냄을 보였다. 이전의 연구 결과에서 알려졌던 것과 달리 벽면의 공진 열전달 촉진현상은 내부 중력파에 의한 저주파 요동과 일치하지 않음을 알 수 있었다. 본 연구에서는 경계층파동에 의한 고주파수 모드를 가진시키는 것이 주 관점이다.

실험 결과로부터 다음과 같은 결론들을 얻을 수 있었다. 고주파수 가진을 통하여 열전달 성능이 월등히 향상되었다. 공진 열전달의 증가는 음향 가진 속도 진폭에 영향을 받는다. 공진 상태에서 밀폐계 내부의 공기 온도는 좁은 범위의 평균 공기 온도로 모인다. 이러한 현상은 유동 공진에 의해 유동의 혼합이 증가하면서 밀폐계 내부의 열적 성층화가 깨어짐으로 인해 발생한다.

여 백

## 제 7 장 순수 왕복 유동에서 핀형 방열기의 열전달

### 7.1 서론

최근들어 첨단 전자기기의 냉각 성능을 향상시키는 것이 중요한 문제로 대두되고 있다. 정보통신 기기와 같은 고성능 전자 장비의 열적 신뢰성을 보장하기 위해서는 고출력 전자 부품에서 냉각유체로 열을 확산시키는 대류 열전달 방법이 효과적으로 사용되어야 한다. 효과적인 열확산이 이루어지지 않으면 전자 부품의 접점(junction)온도는 극도로 높아져 시스템의 오작동을 일으킬 수 있다(Kraus and Bar-Cohen, 1983).

대류열전달량을 증가시키기 위해서 지금까지 고성능 팬이 일반적으로 사용되어 왔다. 이러한 냉각 기기들은 돌출 방열기에 대해 일방향 유동을 만들어내며 결과적으로 블록 뒷면에서 대류열전달이 저하되는 정상 상태 재순환 영역이 형성된다. 최적의 발열원 형상과 유동조건을 찾기 위하여 그동안 일방향 유동하의 강제 대류에 관한 많은 실험적·수치해석적 연구가 이루어져 왔다(Davalath et al., 1987; Kim et al., 1992; Hollworth and Durbin, 1992; Brignoni and Garimella, 2000).

그러나 순수 왕복 유동에 의한 돌출 방열기의 열전달 특성은 많은 관심을 끌지 못하였다. 현재까지 순수 왕복 유동에서의 열전달에 관한 연구는 동맥 연구와 스티어링-사이클 기기의 재열기 분야에 주로 적용되었다(Kurzweg, 1985; Kim et al., 1993). 매끈한 유로에서 축방향의 전도는 유동의 왕복에 따라 발생하는 추가적인 확산에 의해 순수전도 열전달률에 비해 급격하게 증가하는 결과들이 보고되고 있다(Kim et al., 1993).

따라서, 본 연구에서는 평균 일방향 유동이 없는 순수 왕복 유동이 서로 다른 세가지 형태의 방열기의 대류열전달 성능에 미치는 영향을 밝히고자 한다. 주요 실험인자는 왕복유동의 가진 주파수와 진폭이다.



## 7.2 실험 장치

Figure 7.1은 실험 장치의 개략도를 나타내고 있다. 실험 영역은  $400 \times 400 \text{mm}^2$ 의 베이클라이트 판을 수직으로 배치하고 그 위에  $50 \times 50 \times 3 \text{mm}^3$ 의 구리판과  $50 \times 50 \times 5 \text{mm}^3$ 의 전기 히터를 설치하고 5mm 두께의 석면으로 단열하여 구성하였다. 구리판 표면 위에 일반적인 pin-fin형 알루미늄 방열기를 설치하였다. 실험에 사용된 세가지 방열기의 형상을 Fig. 7.2와 Table 7.1에 나타내었다. 실험용 방열기 핀의 개수는 일정하고 핀두께, 핀간격은 모두 다르다. 단열판을 통한 열손실을 줄이기 위하여

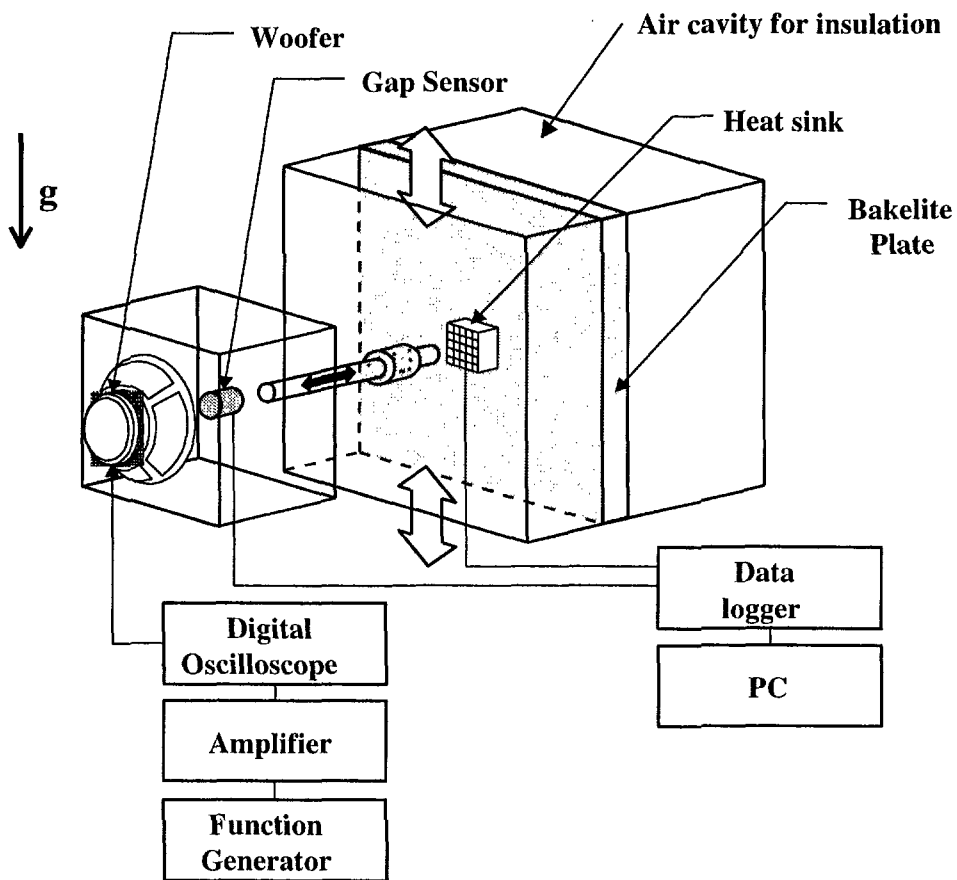


Fig. 7.1 Schematic configuration of the experimental setup.

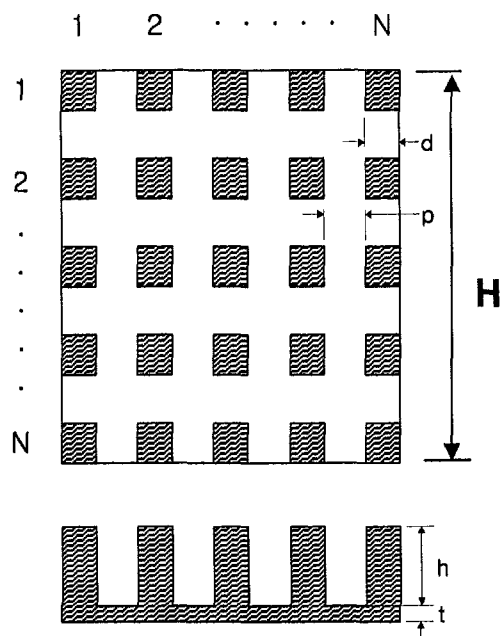


Fig. 7.2 Configuration of heat sink.

Table 7.1 Dimensions for heat sink specimens.

Case	N	d (mm)	h (mm)	t (mm)	Area (mm <sup>2</sup> )
1	5	2.0	10.0	2.0	4500
2	5	5.0	10.0	2.0	7500
3	6	8.0	10.	2.0	10500

여  $400 \times 400 \times 200 \text{mm}^3$ 의 공기 공동을 판 뒤쪽에 부착하였다.

순수 왕복유동을 만들기 위하여 직경 180mm의 우퍼 스피커(sammi Electronics, SR-08B100)를  $200 \times 230 \times 230 \text{mm}^3$ 의 박스에 설치하였다. 우퍼의 왕복 변위를 측정하기 위하여 비접촉 변위측정기(Kaman Instrumentation Operations, KD 2300-10CU)가 사용되었다. 우퍼 스피커에 의해서 생성된 왕복유동은 직경 20mm, 길이 200mm의 구리관을 통하여 방열기의 윗면에 수직으로 공급된다. 관 출구에서 일정한 속도 분포를 얻기 위해 격자와 하니콤(honeycomb)이 사용되었다. 관 출구와 방열기 윗면간의 간격은 5mm로 고정하였다.

신호 발생기(HP-33120A)를 이용하여 사인파형 신호를 발생시키고 이를 신호 증폭기(inkel, AX7030G)로 증폭시켰다. 증폭된 신호는 디지털 오실로스코프(LeCroy, 9310A)를 거쳐 입력 주파수와 전압을 조정한 뒤 우퍼 스피커로 전달된다. 우퍼스피커의 왕복 변위와 왕복 유동의 가진 주파수를 사용하여 음향파의 속도 진폭을 결정한다.

바닥면의 온도를 측정하기 위하여 9개의 K-type 열전대(Omega, AWG 40)를 히터와 구리관 사이에 깊이 1mm, 폭 1mm의 V형 홈을 가공하여 설치하였다. 접촉 표면사이에 열그리스(Toshiba Silicon, YG-6111)를 사용하여 열접촉 저항을 줄였다.

왕복 유동을 가하기 전에 히터에 전류를 가하여 방열기를 예열하였다. 방열기 예열시 온도 변화는 데이터 수집 시스템(Yokogawa, DA-100)을 사용하여 관찰하였다. 자연 대류시 정상상태 도달 시간은 30분이 소요되었다. 정상상태에서 표면 온도를 측정한 후 우퍼 스피커를 이용하여 순수 왕복유동을 방열기에 가해주었다. 왕복 유동상태에서 최종 준평형 상태에 도달하였을 때 온도가 기록되었다. 왕복 유동이 없을 때 벽을 통한 열손실은 약 47%정도 되었으며, 왕복유동이 가해지면 열손실은 40%로 줄어들었다. 열손실을 제외한 입력 열유속이 누셀수를 정의할 때 사용되었다.

### 7.3 결과 및 토의

본 연구에서는 왕복유동의 가진 주파수( $20 \text{Hz} < f < 150 \text{Hz}$ )와 속도 진폭( $0 < A <$

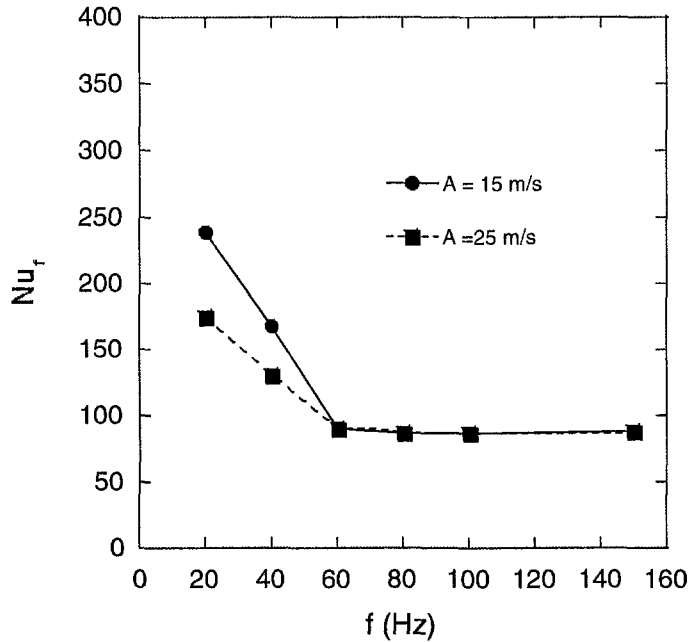


Fig. 7.3 Averaged Nusselt number for d=2mm.

25m/s)이 방열기의 바닥면 온도에 미치는 영향을 살펴보았다. 순수 왕복유동이 가해지기 전까지 방열기에서의 열은 주로 자연대류에 의해 발산된다. 이때 레일리수는  $Ra=1.9 \times 10^6$ 이다.

Figure 7.3은 왕복유동이 가해질 때 d=2mm인 방열기의 평균 누셀수를 나타낸 그림이다. 평균 누셀수는 왕복유동의 저주파수 영역에서 현저히 증가하는 것을 알 수 있다. 이러한 경향은 고진폭 가진의 경우에서 더욱 잘 드러난다. 본 연구에서 밝혀진 진폭의 영향은 이전의 결과와 잘 일치하는 것을 알 수 있다(Ghaddar et al., 1986; Kim et al., 1998b; Kim et al., 1998c). 그러나 가진 주파수가 60Hz이상으로 증가하게 되면 가진 주파수와 진폭이 열전달에 미치는 영향이 현저히 줄어든다.

방열기의 핀두께 d=5(Case 2)일 때 평균 누셀수를 Fig. 7.4에 나타내었다. 저주파수의 왕복 유동은 누셀수를 현저하게 증가시킨다. 가진 주파수가 증가함에 따라 누셀 수가 점진적으로 줄어든다. 80Hz 이상의 왕복유동에서는 누셀수의 향상이 미약하다. 또한 평균 누셀수는 가진 진폭이 증가함에 따라 증가한다.

Fig. 7.5는  $d=8\text{mm}$ (Case 3)인 방열기의 평균 누셀수를 나타낸 그림이다. 위의 경우와 유사하게 고정된 속도 진폭에서 저주파수의 왕복 유동은 평균 누셀 수를 급격하게 증가시킨다. 80Hz 이상으로 가진 주파수를 증가시켜도 누셀 수는 많이 변하지 않는다. 결과적으로 방열기로부터의 열전달은 저주파수 영역의 왕복 변위에 의해 결정된다는 것을 알 수 있다. 우퍼 스피커의 변위가 증가할수록 열전달 증가는 더욱더 뚜렷해진다.

비왕복 정상유동과 비교하여 순수 왕복 유동에 의한 전체 열전달을 밝혀내기 위하여 열전달 향상 인자를 도입하여 Fig. 7.6에 나타내었다. 여기서 비왕복 정상유동은 자연대류 조건에서 얻은 결과이다. 주변 공기의 온도는  $25^{\circ}\text{C}$ 이다. Fig. 7.6(a)에서 왕복 유동의 진폭  $A=15\text{m/s}$ 이고 가진 주파수가 20Hz일 때 핀두께  $d=8\text{mm}$ 인 방열기로부터의 열전달은 비왕복 정상유동에 비하여 2.3배 높은 것을 알 수 있다. Fig. 7.6(b)와 같이 진폭  $A=25\text{m/s}$ 로 증가하였을 때 핀두께  $d=8\text{mm}$ 인 방열기로부터의 열전달은 비왕복 정상유동에 비하여 3.8배까지 높아진다. 그러나 80Hz이상의 고주파수 왕복유동은 열전달 향상 효과가 거의 없는 것을 알 수 있다.

본 연구에서 관찰되는 저주파수 왕복에 의한 열전달 향상은 매끈한 유로/관에 왕복 유동에 의한 길이방향의 확산(dispersion) 증가 현상으로 설명할 수 있다 (Kurzweg, 1985). 확산 계수의 크기는 변위의 제곱과 주파수의 곱에 비례한다. 즉,  $\Delta X^2 f \sim A^2 X$ . 따라서 순수 왕복유동의 주기적 변위와 속도 진폭이 증가할수록 핀 표면에서 주위 공기로의 열전달 계수는 증가한다. 일정한 속도 진폭의 왕복유동일 때 우퍼스피커의 변위는 가진 주파수가 감소함에 따라 선형적으로 증가한다. 결과적으로 열전달은 저주파수 왕복에서 현저하게 증가하고 주파수가 증가함에 따라 감소한다.

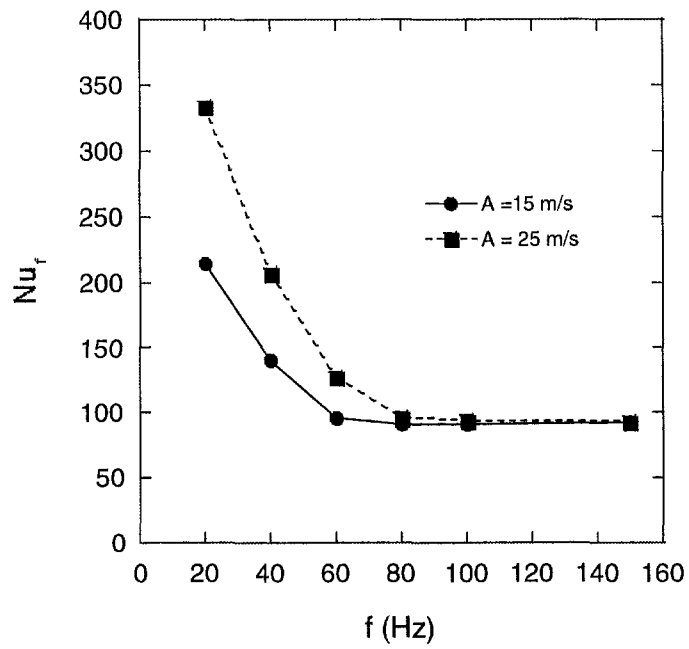


Fig. 7.4 Averaged Nusselt number for  $d=5$ mm.

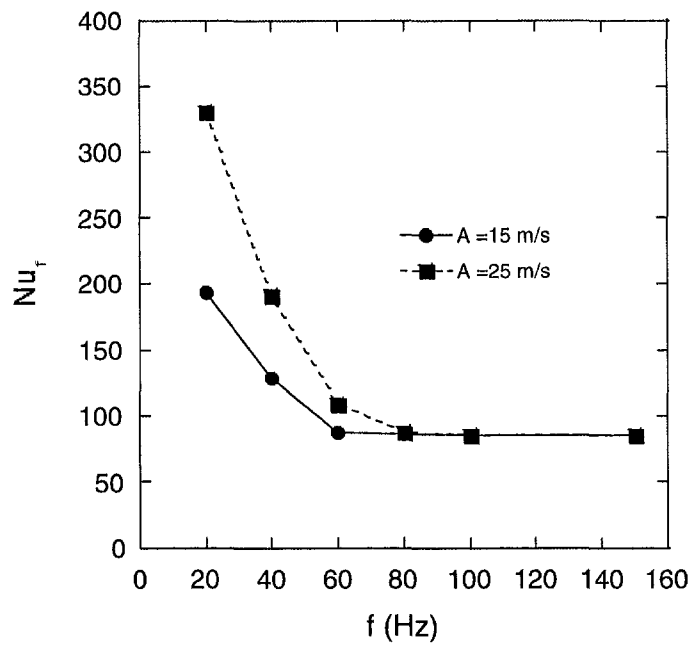
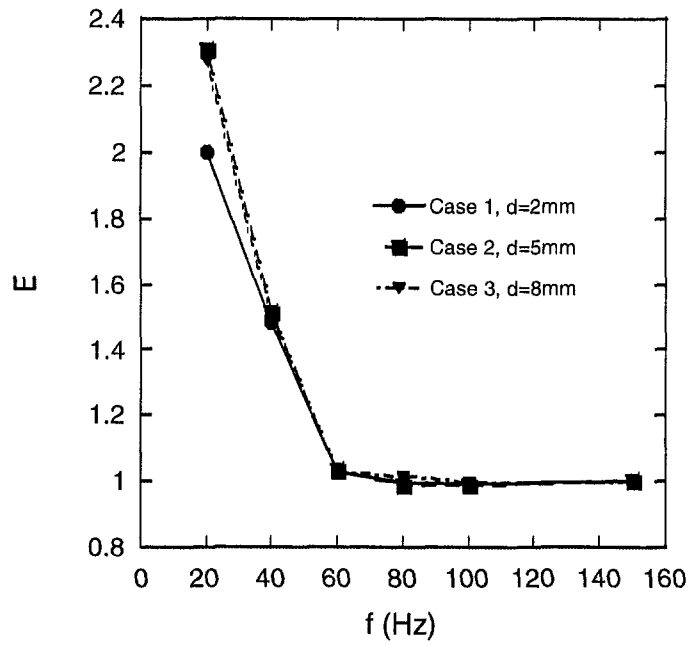
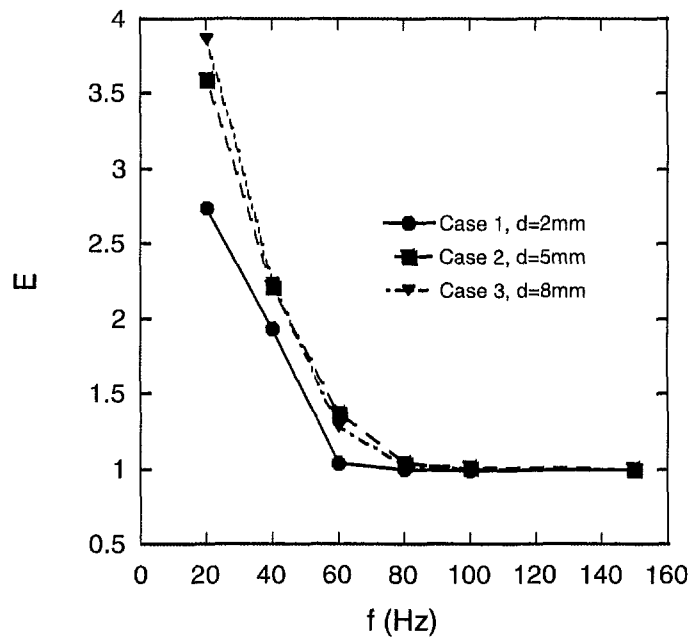


Fig. 7.5 Averaged Nusselt number for  $d=5$ mm.



(a)  $A = 15$  m/s



(b)  $A = 25$  m/s

Fig. 7.6 Heat transfer enhancement factors.

## 7.4 결론

본 연구에서는 순수 왕복유동에 의한 서로 다른 세가지 방열기의 열전달에 대해 살펴보았다. 왕복 유동은 우퍼 스피커에 의해 발생되어 방열기의 윗면으로 공급된다. 왕복 유동의 가진 주파수와 진폭이 방열기의 열전달에 미치는 영향에 대하여 관찰하였다.

실험결과를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다. 순수 왕복유동에 의해 방열기 바닥면의 온도가 현저히 낮아진다는 것을 알 수 있었다. 고정된 속도 진폭에서 저주파수 왕복 유동이 좋은 냉각 성능을 나타낸다. 높은 주파수( $f > 60\text{Hz}$ )에서 표면의 온도는 매우 적게 변화하였다. 왕복유동의 속도 진폭이 증가하면 표면 온도의 감소폭은 더욱 커진다.



여 백

## 제 8 장 음향공명을 이용한 개인형 컴퓨터 CPU 냉각장치의 열전달 특성

### 8.1 서론

현재 고집적 전자 기기의 가장 큰 열적 문제의 하나는 낮은 대류 열전달 계수인데 이는 집적화로 인하여 유로가 좁아져 냉각류의 유량이 작아지기 때문에 발생한다. 이러한 소형 전자 기기의 내부의 유동은 유동의 혼합이 적은 층류 유동과 유사하다(Kim et al., 1992; 1994; 1998a; 1998b). 결과적으로 유량의 감소로 인해 기기의 열전달율이 저하된다.

열전달율을 향상시키기 위한 시도로는 시스템에 고출력의 팬이나 펌프를 사용하거나 난류 촉진기를 적용하는 방법이 사용되고 있다. 그러나 이러한 시도들은 전자 기기의 소형화나 소음 저감이라는 현재의 기술 추세에 반하고 있다.

따라서 본 연구에서는 고집적 전자기기의 방열을 위한 새로운 대류 냉각 장치를 제안하고자 한다. 새로운 냉각 장치는 기존의 하드웨어나 냉각 유체를 교환하지 않고 사용이 가능하다. 이 장치는 신호 구동기와 진동자로 구성되어 있다(Kim et al., 2000a). 신호 구동기는 펄스생성회로와 신호증폭회로로 구성되어 있다. 특정 가진 주파수를 가진 구동기에서 생성된 사인형의 압력파는 특정 고유 주파수를 포함하는 전자기기로 가해진다. 모든 열적 시스템에는 고유 주파수가 존재하는데 이는 유동의 형상, 유량 그리고 온도 등에 의해 변한다. 외부 가진 주파수를 유동의 고유 주파수에 맞추면 전자 기기 내부의 유동의 혼합이 더욱 강해지고 이로 인하여 열전달율이 증가하게 된다(Kim et al. 1994; 1998b; 1998c).

본 연구에서는 새로운 공진 냉각장치의 성능을 고찰하기 위하여 신냉각장치를 펜티엄 150MHz의 데스크탑 컴퓨터에 적용하였다. 상용 우퍼 스피커를 이용하여 외부 음향 가진을 하였고 사인형 펄스 발생기와 신호 증폭기를 이용하여 특정 주파수와 속도 진폭을 조절하였다. 펜티엄 프로세서의 표면 온도에 대한 가진 주파수와 가진 진폭의 영향에 대하여 살펴보았으며 공진 냉각장치와 일반적인 냉각팬 사이의

냉각 성능을 비교 기술하였다.

## 8.2 공진 냉각 기기 실험 장치

Fig. 8.1은 본 연구의 실험에서 사용한 데스크탑 개인형 컴퓨터(PC) 내부구조의 개략도를 나타내고 있다. 음향공명 방열방법을 적용한 개인형 컴퓨터는 Newtec Pentium 150MHz이다. 내부의 주기판(Main board)은 수직하게 위치하여 있으며, CPU표면에는 Fig. 8.2에 도시한 바와 같은 방열핀(heat sink)이 장착되어 있다. 기존의 CPU 냉각방식에서 방열핀위에 장착되어 사용되었던 소형 DC팬( $40 \times 40 \text{ mm}^2$ , DC 12V, 0.08A)은 제거하였다. 팬을 제거하기전에 CPU표면의 온도를 측정하여 음향공명 방열방법시의 CPU 표면온도와 비교할 수 있도록 하였다. 따라서 별도의 냉각장치가 없다면 이 상태의 개인형 컴퓨터는 자연대류에 의해서만 방열이 이루어지게 된다.

공진 냉각장치의 실험장치는 진동자, 펄스 발생기, 증폭기 그리고 오실로스코프로 이루어져 있고 이를 Fig. 8.1에 나타내었다. 진동자는 직경 133mm의 우퍼 스피커(Pioneer, Ts-A1666)를 이용하여 구성하였고 컴퓨터 내에서 저주파 음향 압력파를 발생시킨다. 우퍼 스피커는 컴퓨터의 외벽에 장착되어 방열기의 윗면에 음향 압력파를 공급한다. 신호 발생기(HP-33120A)은 특정 주파수의 사인형 신호를 만들어 내고 이 신호는 신호 증폭기(Inkel, AX7030G)에 의해 증폭된다. 증폭된 신호는 오실로스코프(LeCroy, 9310A)를 통하여 입력 주파수와 전압을 확인한 뒤 우퍼 스피커로 전달된다. 음향파의 속도 진폭은 우퍼 스피커 중앙판의 변위에 의해 결정되며 이는 광측정 장치(Micro Epsilon, Opto NCDT2000)를 이용하여 측정하였다.

CPU의 표면 온도를 측정하기 위하여 T형 열전대를 CPU와 깊이 1mm, 폭 1mm의 V형 홈을 가공한 방열기 바닥면 사이에 설치하였다. 열접촉 저항을 줄이기 위하여 열그리스(Toshiba Silicon, YG-6111)을 사용하였다. 또한 컴퓨터 내부의 공기 온도 변화를 측정하기 위하여 T형 열전대를 설치하였다.

외부 가진 없이 데스크탑 컴퓨터를 시동하여 실험을 시작한다. 실험은 마이크로소프트사의 Windows 98 프로그램만 가동한 상태에서 수행되었다. CPU의 예열 시

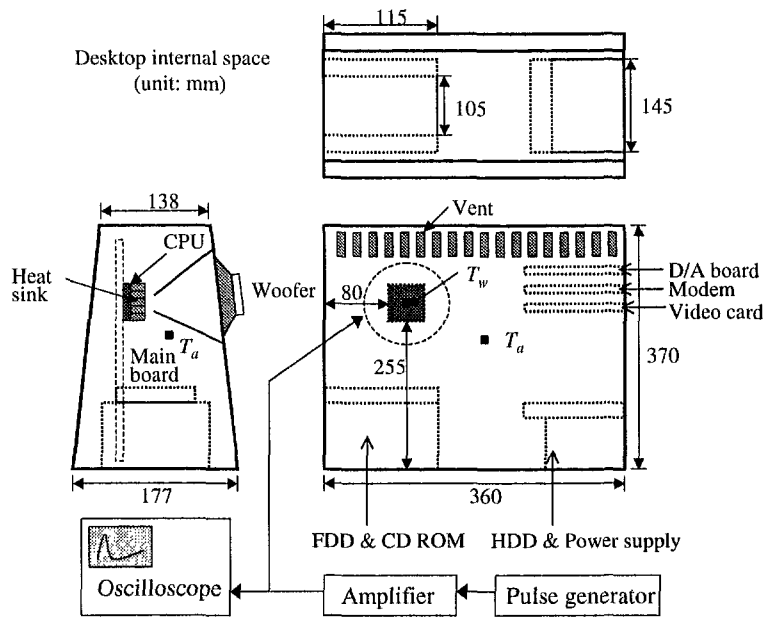


Fig. 8.1 Schematic configuration of a Pentium CPU cooling experimental setup

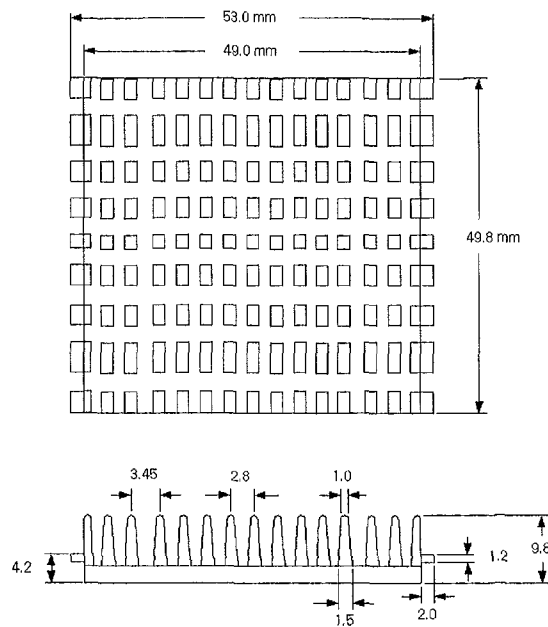


Fig. 8.2 Configuration of heat sink.

간 동안 온도는 데이터수집시스템(Yokogawa, Da-100)을 통하여 관찰하였다. 자연 대류에 의하여 CPU 온도가 정상상태에 도달하는 시간은 약 30분 정도이다. 정상 상태에서 CPU의 표면온도를 측정하고 우퍼를 가동시켜 음향파를 공급한다. 외부 가진에 의하여 준정상상태에 도달하였을 때 온도 데이터를 기록하였다.

본 연구에서 반복 실험에 의한 CPU 표면 온도의 오차는 3.4% 정도이다.

### 8.3 결과 및 토의

본 연구에서는 우퍼스피커에 의해 발생하는 음향 가진 주파수( $10\text{Hz} < f < 100\text{Hz}$ )와 속도 진폭( $0 < A < 0.83 \text{ m/s}$ )이 CPU 표면 온도에 미치는 영향에 대하여 살펴보았다. 음향 가진에 의한 속도 진폭  $A$ 는 우퍼 중앙판의 왕복 변위  $\Delta X$ 를 측정하여 결정한다. 즉,  $A=2\pi f(\Delta X)$ 이다. 음향 주파수를 가하기 전에 CPU 표면의 온도와 컴퓨터 내부의 공기 온도는 각각  $T_w=66.4^\circ\text{C}$ 와  $T_a=26^\circ\text{C}$ 를 유지하였다. Fig. 8.3

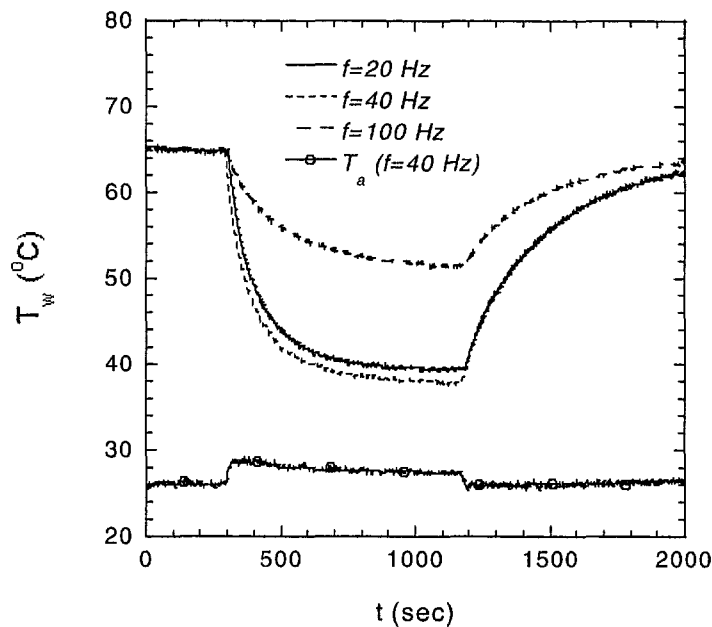


Fig. 8.3 Temporal variation of surface temperature of CPU at  $A=0.25\text{m/s}$ .

은 음향 가진이 이루어졌을 때 CPU 표면 온도의 변화를 나타낸 그림이다. 이때 속도 진폭은  $A=0.25\text{m/s}$ 이다. 초기에 CPU 표면의 온도는  $66.4^\circ\text{C}$ 이고 음향 가진은 15분 동안 이루어졌다.  $20\text{Hz}$ 의 음향 가진을 하였을 때 표면 온도는 5분 이내에 약  $40^\circ\text{C}$ 로 감소하였다. 음향 가진을 제거하였을 때 표면 온도는 빠르게 원래의 상태로 복귀하였다.  $40\text{Hz}$ 의 음향 가진을 하였을 때 표면 온도  $T_w$ 의 감소는 더욱 확연하게 나타난다. 표면 온도는  $37^\circ\text{C}$ 까지 감소한다. 그러나  $100\text{Hz}$ 의 음향 가진을 하였을 때 표면 온도의 감소 폭이 다소 작은 것을 알 수 있다. Fig. 8.3에서 컴퓨터 내부 공기 온도는 음향 가진을 하였을 때  $28^\circ\text{C}$ 까지 상승하는 것을 알 수 있다. 이는 CPU에서 냉각 공기로 열전달이 증가하였다는 것을 나타낸다.

Figure 8.4는 속도 진폭  $A$ 의 변화에 따른 CPU 표면 온도의 변화를 나타낸 그림이다. 이때 가진 주파수  $f$ 는  $40\text{Hz}$ 로 고정되었다. 우퍼 스피커가 가동되면 CPU 표면의 온도는 급격히 감소한다. 이러한 경향은 속도 진폭이 증가할수록 더욱 확연해진다. 속도 진폭이  $A=0.83\text{m/s}$ 일 때 표면 온도는  $34.6^\circ\text{C}$ 까지 감소한다. 우퍼 스피커 가진을 중지하면 온도는 빠르게 증가한다.

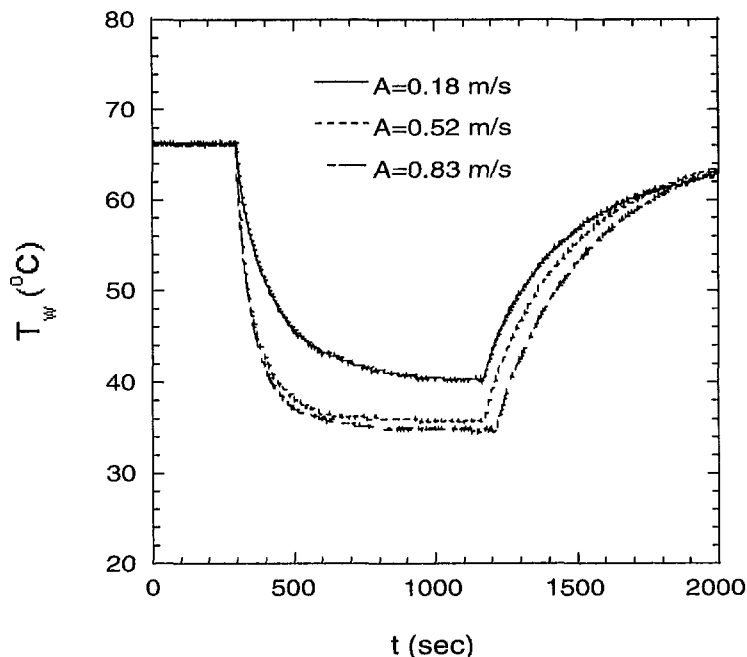


Fig. 8.4 Temporal variation of surface temperature of CPU at  $f=40\text{Hz}$ .

Figure 8.5는 준평형 상태의 CPU 표면 온도를 가진 주파수의 변화에 따라 나타낸 그림이다. 여기서 속도 진폭  $A$ 는  $A=0.25\text{m/s}$ 로 고정되었다. 가진 주파수  $f$ 를 점진적으로 증가시킬 때 CPU 표면 온도는 40Hz 근처에서 37.8°C까지 낮아지는 것을 알 수 있다. 가진 주파수를 40Hz 이상 증가시키면 CPU 표면의 온도는 다시 증가한다. 따라서 음향 가진을 하였을 때 CPU로부터의 열전달을 최대화 할 수 있는 특정 가진주파수가 있음을 알 수 있다.

본 연구의 실험에서 나타난 공진 열전달 증가는 이전의 수치해석 연구에서도 이미 기술되었던 것이다(Kim et al., 1998b; 1998c). 가진 주파수를 방열기의 고유 와류흐름 주파수에 맞추면 유동의 공진이 발생한다. 고유 와류흐름 주파수는 유량과 유동의 형상에 의해 영향을 받는다는 것은 이미 잘 알려져 있다. 공진이 발생하면 시스템의 유동 혼합이 급격히 증가하며 이에 따라 시스템의 냉각 성능 또한 향상된다.

원래 컴퓨터에 설치되어 있던 일반 상용 냉각팬을 사용하면 CPU 표면 온도는 약 40°C까지 감소한다. 따라서 공진 냉각 기기는 상용 냉각팬보다 더 나은 냉각 성능을 나타낸다. 냉각장치 소음 발생의 측면에서도 본 연구에서 사용된 공진 냉각 장치가 상용 냉각팬보다 더 우수하다. 방열기의 형상을 수정하면 공진 주파수가 가청 주파수 영역 이하에서 형성되어 본 연구에서 제시된 공진 냉각 장치는 무소음 냉각장치가 될 수 있을 것으로 기대된다.

속도 진폭  $A$ 가 준평형 상태의 CPU 표면 온도에 미치는 영향을 Fig. 8.6에 나타내었다. 여기서 가진 주파수  $f$ 는 40Hz로 고정되었다. 속도 진폭  $A$ 가 증가할수록 표면 온도의 감소폭은 커짐을 알 수 있다. 이러한 경향은 유로에 발열 블록이 일렬로 서있는 형상에 관한 이전의 수치해석 연구 결과와 잘 일치한다(Kim et al. 1998c).

CPU 냉각에 있어서 공진은 음향 가진 주파수와 속도 진폭에 강하게 영향을 받는다. 고진폭으로 가진을 하면 CPU의 접점(junction) 온도가 낮아지지만 전력 소모와 소음이 커진다. 따라서 열시스템에 음향 가진 방열을 수행할 때에는 온도의 감소, 전력 소모, 소음 저감 등을 고려하여 최적화하여야 한다.

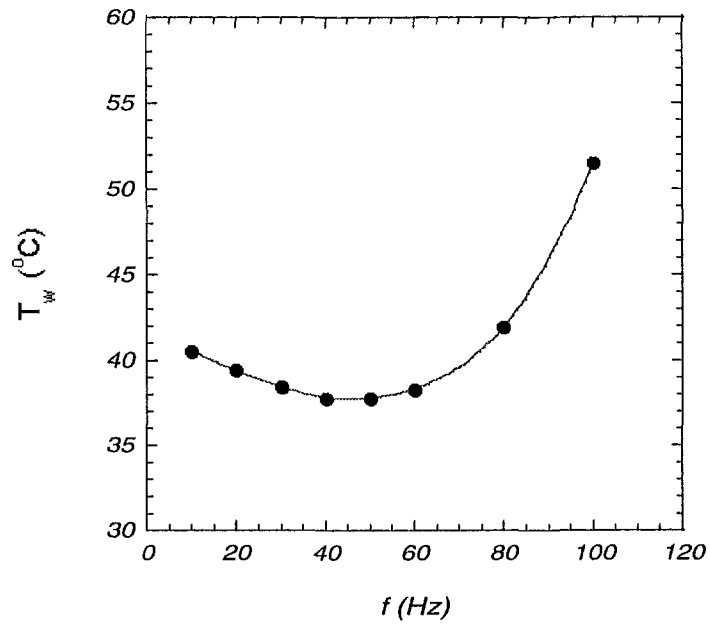


Fig. 8.5 Effect of forcing frequency on the quasi steady-state surface temperature of CPU at  $A=0.25\text{m/s}$ .

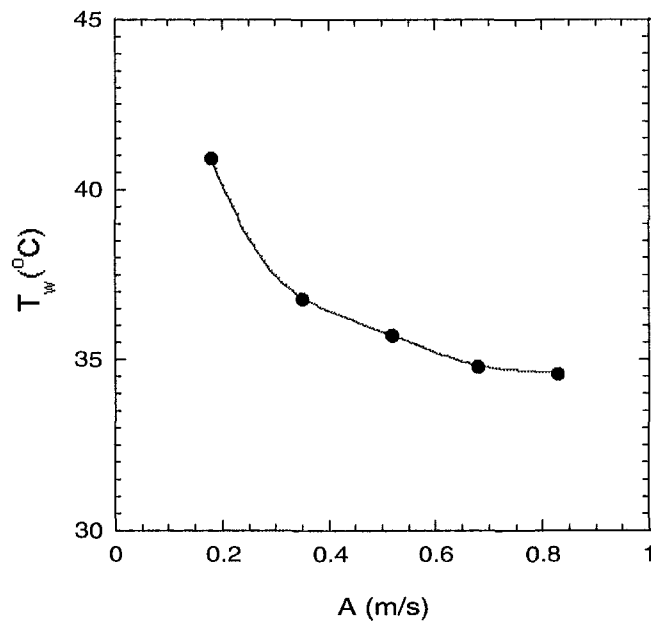


Fig. 8.6 Effect of velocity amplitude on the quasi steady-state surface temperature of CPU at  $f=40\text{Hz}$ .



## 8.4 결론

본 연구에서는 개인용 컴퓨터의 CPU 냉각을 위한 혁신적인 공진 냉각장치를 소개하였다. 펜티엄 150MHz 프로세서를 탑재한 데스크탑 개인용 컴퓨터에 냉각 장치를 탑재하여 공진 냉각장치의 성능 실험을 수행하였다.

실험 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다. 음향 가진을 통하여 CPU 표면 온도가 현저하게 떨어지는 것을 알 수 있다. 표면 온도의 감소는 가진 주파수에 따라 공진 현상을 나타낸다. 가진 주파수가 40Hz일 때 CPU 표면 온도는 약 34℃까지 감소한다. 가진 주파수 100Hz이상으로 음향 가진을 하였을 때 표면의 온도 감소 폭이 작아짐을 관찰할 수 있다. 음향 가진 속도 진폭 A가 증가하면 CPU 표면의 온도는 점진적으로 하강한다. 본 연구에서 제시된 공진 냉각 장치는 상용 냉각 팬보다 CPU 표면 온도의 감소 측면에서 우수한 성능을 나타내었다.

## 제 9 장 액적의 불안정성 : 진동면에 매달린 액적

### 9.1 서 론

수증기가 액체로 변하는 응축현상은 많은 공업장치에서 일어나는 상변화 과정이다. 특히 화력 또는 원자력 발전소의 응축기, 원유 정제 장치, 공기조화 냉동장치의 응축기 등에서는 응축현상을 촉진하여 고효율의 열전달 성능을 얻는 것이 매우 중요하다. 실제적으로 응축이 일어나는 경우의 대부분은 수증기의 포화온도보다 낮은 온도의 고체 표면에서 수증기가 액적(liquid drop)의 형상으로 상변화하는 과정으로 나타난다. 일단 액적이 고체면위에 생성되면 이 액적은 수증기와 고체면 사이에서 직접적으로 열전달이 일어나는 접촉면적을 감소시키고, 또한 차가운 고체면과 더운 수증기 사이의 열전달을 방해하는 열저항(thermal resistance)으로 작용하게 된다. 이러한 응축 현상을 촉진시키기 위하여 종래에는 응축이 일어나는 원통관의 표면을 가공하여 열전달 면적을 늘리는 방법(Marto et al., 1987), 또는 표면에 계면활성제를 코팅하거나(Wang and Chang, 1998), 이온빔을 이용하여 표면을 친수성으로 개질함으로써(Ha et al., 1998) 응축된 액체의 두께를 감소시켜 열적 저항을 줄이는 방법 등이 제안되었다. 이러한 방법 중 가공관을 이용할 경우, 관 자체가 고가일 뿐만 아니라, 가공표면의 흠에 파울링(fouling)이 발생하고 유동의 압력 손실이 증가하는 문제가 있다. 계면활성제 코팅은 사용중 유체에 용해되어 흘러내리기 때문에 시간에 따라 그 성능이 저하될 뿐만 아니라 환경오염의 문제까지 일으킬 수 있다. 이온빔을 이용한 표면의 친수성 개질 방법은 수명이 반영구적인 장점이 있으나, 아직은 고가의 가공비와 제한된 이온빔 처리 표면의 크기 등으로 상용화에 제약이 따르고 있다. 이와 같이 응축을 촉진시키기 위해서는, 응축에 의하여 생긴 액적을 그 크기가 자라나기 전에 신속하게 고체면으로부터 제거함으로써, 고체면과 수증기 사이의 직접 열전달 면적을 크게 유지하고 액적에 의한 열적 저항을 감소시키는 것이 가장 중요하다고 할 수 있다. 이에 따라, 본 연구에서는 고체면에 매달린 액적이 중력에 의하여 떨어지는 현상을 촉진하여 고체면이 수증기와 접촉하는 시간과 면적을

증가시키는 새로운 방법에 대하여 고찰하였다. 고체면에서 생성된 액적은 중력장의 영향하에서 표면장력에 의하여 Fig. 9.1과 같이 고체면에 붙어 있게 된다. 이 때 힘의 평형을 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$mg = \pi d \sigma \sin \theta \quad (9.1)$$

여기서,  $m$ 은 액적의 질량,  $g$ 는 중력가속도,  $d$ 는 접촉면의 지름,  $\sigma$ 는 액적의 표면장력,  $\theta$ 는 접촉각(contact angle)을 의미한다. 주위의 교란이 없는 한, 액적이 고체면에서 떨어져 나가기 위해서는 표면장력을 이겨낼 정도로 액적의 질량이 증가하여야 한다. 그러나 전술한 바와 같이 액적이 충분히 무거워지도록 자라는 동안 고체면과 수증기 사이의 열전달이 액적에 의해 방해될 받게 된다. 따라서 본 연구에서는 액적에 가진을 주어 형상을 진동시키고 액적과 고체면사이의 접촉면적을 감소시킴으로써 중력이 표면장력을 이겨내고 액적을 신속히 고체면으로부터 분리시킬 수 있도록 촉진하는 방법을 고찰하였다.

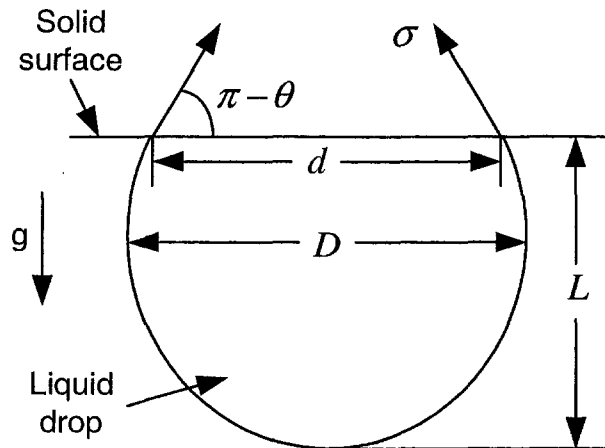


Fig. 9.1 Configuration of a liquid drop pendant from a solid surface facing downward.

## 9.2 이론적 배경

이중 유체(예를 들어 공기)에 완전히 둘러싸여서 진동하는 액적의 운동에 관한 연구는 Kelvin(1890)과 Rayleigh(1894) 등에 의하여 시작되어 오랜 기간동안 활발히 진행되어 왔다. 특히 운동의 영향을 무시할 수 있는 기체에 둘러싸여 진동하는 액적, 즉 자유액적(free drop)의 경우 진폭이 작고 점성을 무시할 경우 다음과 같은 고유진동수를 가짐이 알려져 있다(Lamb, 1932).

$$\omega_n^2 = n(n-1)(n+2) \frac{\sigma}{\rho R^3} \quad (9.2)$$

여기서,  $\omega_n$  [rad/s]은  $n$ 차 모드의 형상 진동(shape oscillation)에 해당하는 고유진동수이고,  $\rho$ 는 액적의 밀도,  $R$ 은 액적의 반지름을 의미한다. 각 형상 진동 모드에 따른 액적의 모양이 Fig. 9.2에 도시되어 있다. 자유액적의 운동에 있어 영차( $n=0$ )와 일차( $n=1$ ) 모드의 운동은 각각 부피 진동과 병진운동에 해당하기 때문에(Su, 1999) 형상의 주기적 진동을 이용하고자 하는 본 연구의 관심영역 밖에 있다고 할 수 있다. 그런데 Fig. 9.1에 보이는 바와 같이 본 연구의 대상이 되는 액적은 고체면과 접촉하고 있는 상태로서 자유 액적의 운동과는 상당히 다른 경계조건을 가지고 있다. 이렇게 고체면과 접촉하는 액적의 운동을 기술하기 위하여, Strani와 Sabetta(1984)는 Fig. 9.3과 같이 오목한 구형 고체면의 일부와 접촉하는 비점성 액적의 미소 진폭의 진동을 해석하였다. 이들은 자유 액적의 경우 1차 모드에 해당하는 형상 진동이 존재하지 않으나, 고체면과 접촉한 액적의 경우 1차 모드의 형상 진동이 존재하며 이 때의 진동은 자유액적의 2차 모드 진동과 유사한 형상을 가진다는 것을 밝혔다. 또한 다음과 같이 정의된  $n$ 차 형상 진동의 무차원 고유진동수 ( $\omega_n^*$ )가 Fig. 9.3에서 도시된  $r_0$ 와  $R$ 의 비의 함수만으로 표현됨을 보였다.

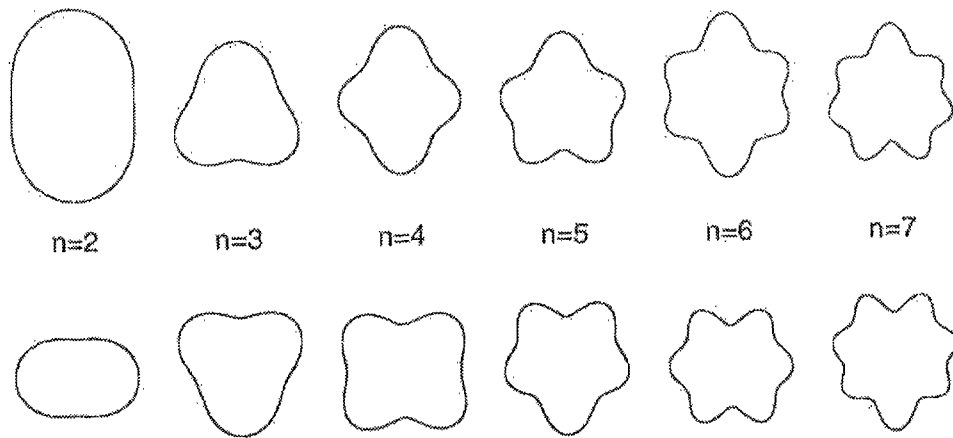


Fig. 9.2 Shapes of a liquid drop at each shape oscillation mode.

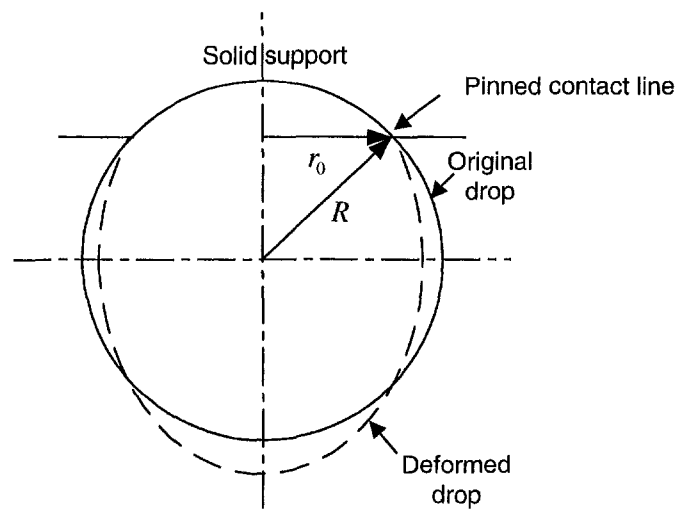


Fig. 9.3 Liquid drop vibrating on a spherical bowl as analyzed by Strani and Sabetta(1984).

$$\omega_n^* = \frac{\omega_n}{(\sigma/\rho R^3)^{1/2}} = f\left(\frac{r_0}{R}\right) \quad (9.3)$$

한편 고체면이 오목하지 않고 평판의 형상을 가지면서 액적의 접촉선이 고정되어 있는 경우에 대한 수치 해석은 Basaran과 DePaoli(1994) 그리고 Wilkes와 Basaran(1997)에 의하여 행하여진 바 있다. 이들 또한 고체면과 접촉한 액적이 형상진동모드에 따라 각기 다른 가진 주파수에서 공진 현상을 보임을 수치적으로 확인하였다.

이와 같은 선행 연구의 대상이 된 액적과 본 연구 대상의 가장 큰 차이점은, 본 연구에서 고찰하는 액적의 접촉선(contact line)이 고정되어 있지 않고 고체면 위에서 운동할 수 있기 때문에 경계조건에서 근본적인 차이가 있고 이러한 차이는 액적이 가질 수 있는 형상에 큰 자유를 준다는 것이다. 그러나 접촉선이 고정된 액적의 진동보다는 접촉선이 움직이는 액적의 진동이 훨씬 광범위하게 관찰되는 현상으로서, 실제적인 응용을 위해서는 접촉선이 움직이는 경우의 액적 거동을 이해하는 것이 매우 중요하다. 그럼에도 불구하고 이와 같은 조건에 있는 액적의 진동에 대해서는, 수학적 어려움과 접촉선에서의 경계조건 설정의 모호함 등으로 인해 이론적 해석이 시도된 바가 없을 뿐만 아니라 실험적 연구 성과 또한 전무한 실정이다. 본 연구에서는 정량적 해석에 앞서, 액적의 진동에서 가장 중요한 현상 중의 하나인 여러 형상진동 모드에 따라 각기 다른 공진 주파수가 존재하는 특징이 접촉선이 움직일 수 있는 조건의 액적 진동에서도 존재하는지를, 최초로 실험에 의해 규명하는 것을 주요 목적으로 하였다. 그리고 이렇게 진동하는 액적의 형상을 고속카메라를 이용하여 가시화함으로써 향후 이 문제에 관한 해석적 접근에도 기여하고자 하였다.

### 9.3 실험장치 및 방법

본 연구에서 사용된 실험 장치가 Fig. 9.4 에 도시되어 있다. 고체면을 일정한 주파수로 진동시키기 위하여 우퍼(woofer: RCA L12P-11WK)를 그림에서 보이는 바와 같이 중력방향과 일치하게 위치시켰다. 이를 구동하기 위하여 임의파형발생기

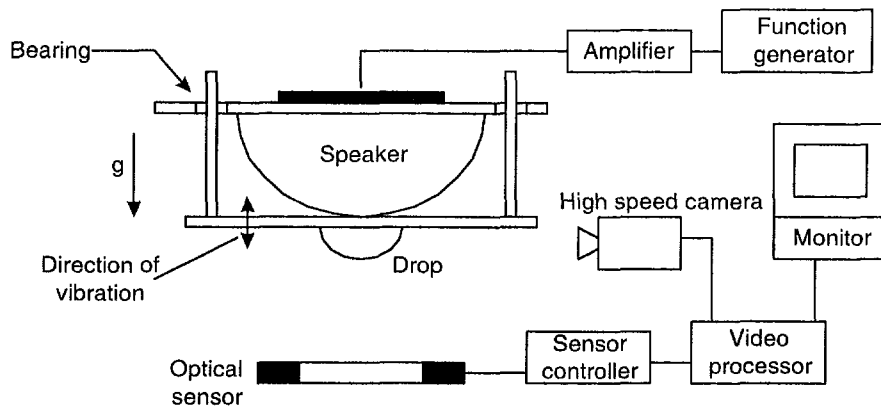


Fig. 9.4 Experimental apparatus.

(Tektronix AFG310)와 증폭기(Inkel AX-730G)를 사용하였다. 이때 우퍼에 입력되는 전압은 0 V에서 최대 17.2 V사이에서 변화되었다. 우퍼의 진동면에 아크릴판을 접착시키고 그 판위에 파라필름(Parafilm M Laboratory Sealing Film, American National Can, Chicago, IL)을 다시 붙여서 액체와 접촉하도록 하였다. 실험용 액체로는 증류수를 사용하였으며, 파이펫(Gilson Pipetman P1000)을 이용하여 파라필름면에 원하는 부피의 액적을 위치시켰다. 본 실험에서 사용된 액적의 부피는  $8 \text{ mm}^3 \pm 10\%$ 이며 이를 구로 가정했을 때 반지름은  $1.24 \text{ mm} \pm 2.2\%$ 의 반복도를 가진다. 증류수 액적과 파라필름면 사이의 평형접촉각(equilibrium contact angle)을 Schiaffino(1996)의 방법을 이용하여  $97.4^\circ$  임을 구하였다.

액적의 진동 형상과 우퍼의 진폭을 측정하기 위하여 고속 비디오 카메라 시스템(high-speed video system, Kodak Ektapro EM, 이후 HSV로 표기)을 사용하여 초당 1000프레임의 이미지를 녹화하였다. 특히 액적이 고체면에서 분리되는 순간을 촬영하기 위하여 고체면 아래에 광학센서(Keyence PG-602/610)를 두고, 분리된 액적이 이 센서를 지나갈 때 생기는 전압의 변화가 HSV를 트리거(trigger)하도록 하였다. 그리하여 HSV가 트리거되기 이전의 0.5초 동안의 영상이 녹화되도록 하였다. 이때 HSV의 디지털 메모리에 저장되는 이미지는 192 X 239 화소(pixel)로 이루어진다. 이 디지털 메모리에 저장된 이미지를 S-VHS 비디오 테이프 녹화기(Philips VR999/61)로 다운로드하였다. 실험후 비디오 이미지를 프레임그래버(Eurecard Picolo Pro2)로 컴퓨터 메모리에 옮긴 후 이미지 해석 소프트웨어를 이용하여 측정

을 수행하였다.

본 연구에서는 일정한 주파수에서 액적을 가진시켰을 때 이 액적을 고체면에서 분리시킬 수 있는 최소한의 가진 강도(진폭, 속도, 또는 가속도)를 구하고, 이러한 가진강도를 주파수의 함수로 얻기 위하여 다음과 같은 실험 과정을 수행하였다.

- (1) 증폭기의 출력 전압을 0으로 하고 임의파형발생기에서 발생하는 정현파 신호의 주파수를 고정한다.
- (2) 증폭기의 출력 전압을 서서히 올려 우퍼의 진폭을 증가시킨다.
- (3) 우퍼의 진폭이 증가함에 따라 액적의 진동이 활발해지다가 마침내 고체면으로부터 분리되어 HSV가 트리거되면서 액적 분리 현상이 디지털 메모리에 녹화된다.
- (4) 임의파형발생기의 주파수를 바꾸고 앞의 과정을 반복한다.

실험을 통하여 얻은 이미지를 분석하여, Fig. 9.1에 나오는 바와 같이 액적의 길이 ( $L$ ), 최대 지름 ( $D$ ), 접촉면의 지름 ( $d$ ), 우퍼의 진폭 ( $A$ ) 등을 측정하였다. 액적의 부피는 가진을 시작하기 전 정지상태의 액적 형상을 녹화하고 이미지 해석을 수행한 후, 수치적분을 통하여 구하였다. 위에서 설명한 바와 같이 HSV가 녹화한 이미지는 액적이 분리되는 순간에 해당하는 것이므로, 이 때 측정된 우퍼의 진폭은 주어진 주파수에서 액적을 분리시킬 수 있는 최소의 가진 진폭에 해당한다. 가진 속도( $U$ )와 가속도( $a$ )의 크기는 우퍼의 진동면이 주파수  $f$  와 진폭  $A$  를 가지고 정현파의 형태로 운동한다고 가정하여

$$U = 2\pi f A \quad (9.4)$$

$$a = (2\pi f)^2 A \quad (9.5)$$

와 같이 각각 구할 수 있다.



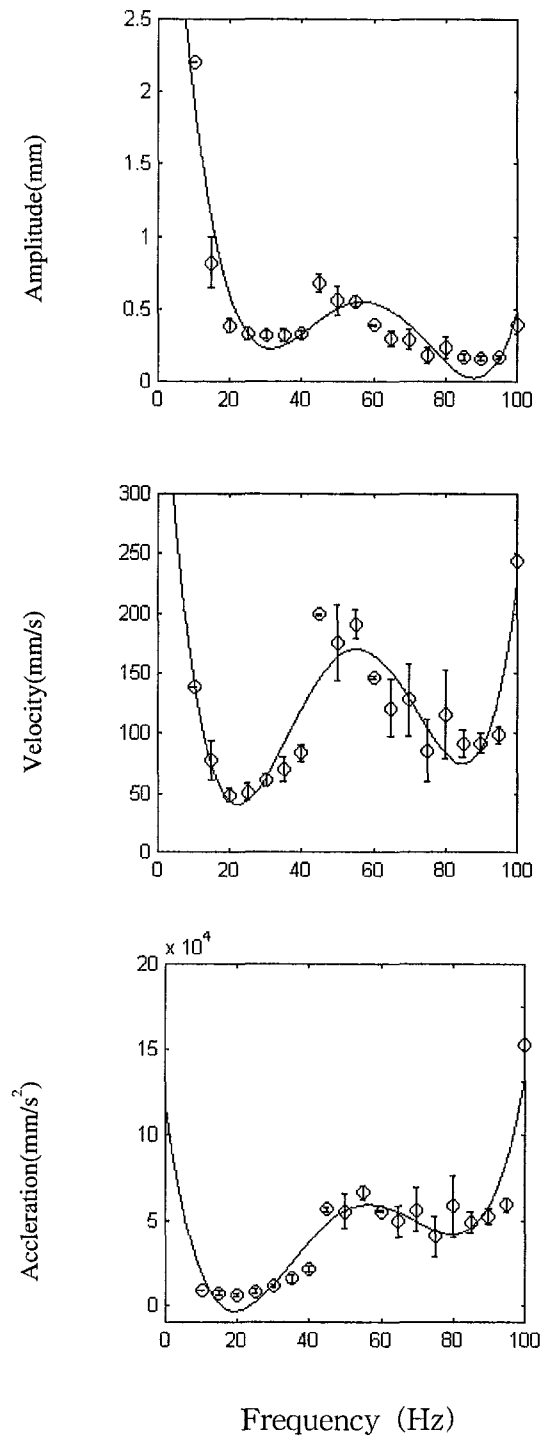


Fig. 9.5 Minimum forcing strength which induces drop disengagement at each frequency. (a) Amplitude vs. frequency (b) Velocity vs. frequency (c) Acceleration vs. frequency.

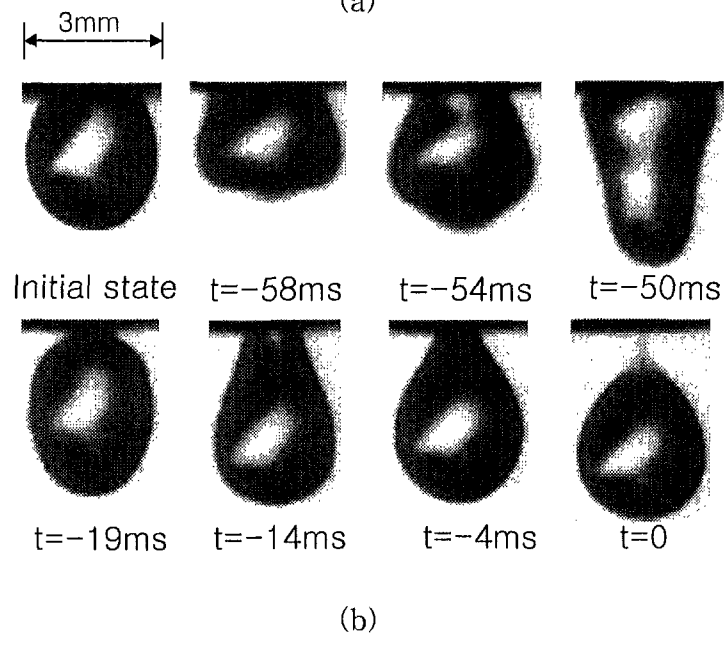
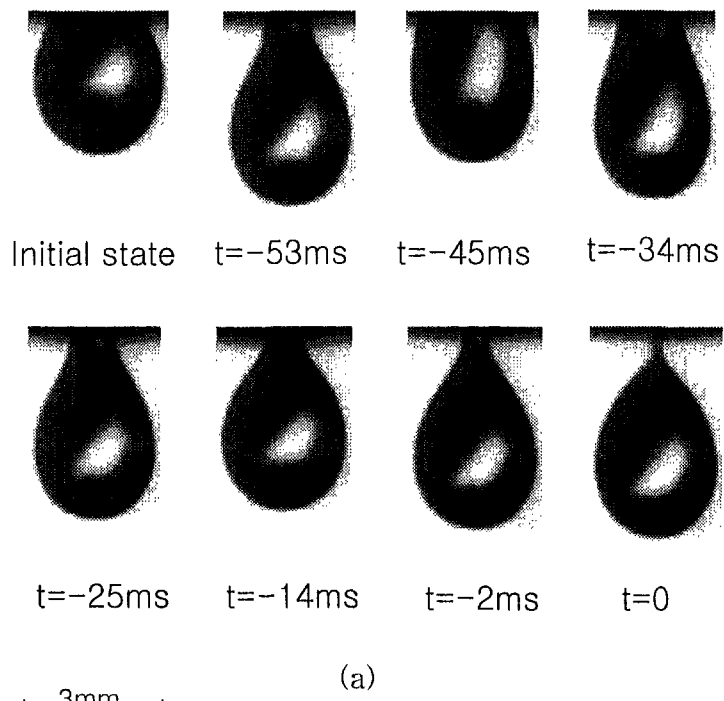


Fig. 9.6 High speed images of the liquid drop disengaging from the vibrating ceiling. (a)  $f=25$  Hz (b)  $f=75$  Hz.

## 9.4 실험결과 및 고찰

Fig. 9.5는 액적을 고체면으로부터 분리시킬 수 있는 최소한의 가진 강도를 주파수에 따라 구한 실험 결과를 도시한 것이다. 각 주파수에서 3회 이상 실험을 실시하여 구한 평균값과 표준편차를 열린 원(○)과 에러바(error bar)로 각각 나타내었다. 실선은 실험데이터들로부터 최소자승법을 이용하여 구한 4차의 다항식을 나타낸다. 가진 진폭, 속도, 가속도의 크기 모두 두 개의 주파수 영역에서 극소점을 보이는 것을 볼 수 있다. 즉 특정한 주파수 (25와 75 Hz) 근처에서 가진의 강도가 약할 때 쉽게 액적이 고체면에서 분리되며, 기타 주파수 영역에서는 가진의 강도를 상대적으로 높여야만 액적을 분리시킬 수 있다. 이러한 현상은 동적 시스템에 외부에서 가진을 주었을 때, 시스템의 고유진동수와 가진 주파수가 일치할 경우 시스템의 반응이 급격히 증가하는 공진(resonance)현상과 밀접한 관련이 있다. Fig. 9.6은 쉽게 액적이 분리되는 주파수인 25 Hz와 75 Hz에서, 액적이 진동면에서 분리될때의 모습을고속카메라로 촬영한 것이다. Fig. 9.6 (a)와 같이 주파수가 상대적으로 낮은 영역에서는, 고체면이 아래로 내려올 때 액적은 좌우로 퍼진 형태를 띄고, 고체면이 위로 올라 갈 때 상하로 퍼진 모양을 띈다. 즉 고체면이 위로 올라 갈 때 액적과 고체면의 접촉면적이 줄어들게 되는데, 특히 고체면이 다시 아래로 내려오기 전 접촉면적의 감소가 충분히 급격히 일어나서 접촉면적이 영이 되면 중력에 의해 액적이 아래로 떨어지게 되는 것이다. 그러나 Fig. 9.6 (b)와 같이 주파수가 상대적으로 높은 영역에서는 액적의 진동이 상하좌우로 퍼지는 단순한 형상이 아닌, 복잡한 모양을 가지게 된다. 즉 이는 Fig. 9.2의 자유액적과 마찬가지로 고체면에 접촉한 액적의 형상 진동 모드가 고주파 영역과 저주파 영역에서 달라짐을 보여주고 있다. 위에서 기술한 바와 같이 각각의 형상 진동 모드에 따라 서로 다른 고유진동수가 존재하므로 한 개이상의 가진주파수 영역에서 액적이 용이하게 분리되는 현상이 관찰되는 것이다. 그림에서 표시된 시간은 액적이 고체면에서 분리되는 순간을  $t=0$ 으로 했을 때의 상대적인 시간을 의미한다.

고체면에 매달린 액적의 기초적인 진동 특성을 자세히 고찰하기 위하여 순간적으로 충격(impulse)을 주고 그에 따른 액적의 거동을 고속카메라로 촬영하였다. 이

실험에서는 액적이 매달린 고체판을 갑작스럽게 위로 들어올리다 멈춤판에 의해 급정지하도록 하여 액적에 충격을 주었다. 이때 액적의  $d$ ,  $D$  와  $L$ 을 시간에 따라 측정하고 고속푸리에변환(Fast Fourier Transform: FFT)을 수행하여 진동에 내재되어 있는 주파수를 찾았다. Fig. 9.7에 보이는 바와 같이 충격에 의해 가진된 액적의 진동은 약 15 내지 25 Hz의 주파수를 가진 성분이 지배적임을 볼 수 있고 이 주파수대는 Fig. 9.5의 첫 번째 극소점과 대체적으로 일치한다. 그러나 액적의 특징적인 길이 ( $d$ ,  $D$ ,  $L$ )을 측정하는 방법으로는 형상이 복잡하게 변화하는 고차(higher order) 모드의 진동을 분석할 수 없는 한계가 있음을 FFT 결과를 통하여 확인할 수 있다. 이러한 한계는 De Paoli et al.(1995)이 행한 접촉선이 고정된 경우의 실험에 의해 지적된 바와 일치한다.

특정 주파수대에서 액적이 용이하게 분리되는 현상은 Fig. 9.8을 통하여 보다 쉽게 이해할 수 있다. 이 그림은 여러 가진 주파수에서 액적이 분리되기 직전의 접촉 지름을 1/1000초 단위로 측정하여 시간에 따라 도시한 것이다. 액적이 용이하게 분리되는 25 Hz와 75 Hz에서는  $d$ 가 진동면의 상하운동에 맞추어 증감을 거듭하다 액적이 분리되지만, 그외 주파수에서는  $d$ 의 진동과 진동면의 상하운동이 서로 어울리지 않고 부자연스럽게 액적이 진동하다가 분리되는 것을 볼 수 있다. 따라서 액적이 진동면에서 쉽게 분리되기 위해서는 액적의 고유 진동수와 고체면 진동의 주파수가 일치되는 것이 필수적임을 알 수 있다.

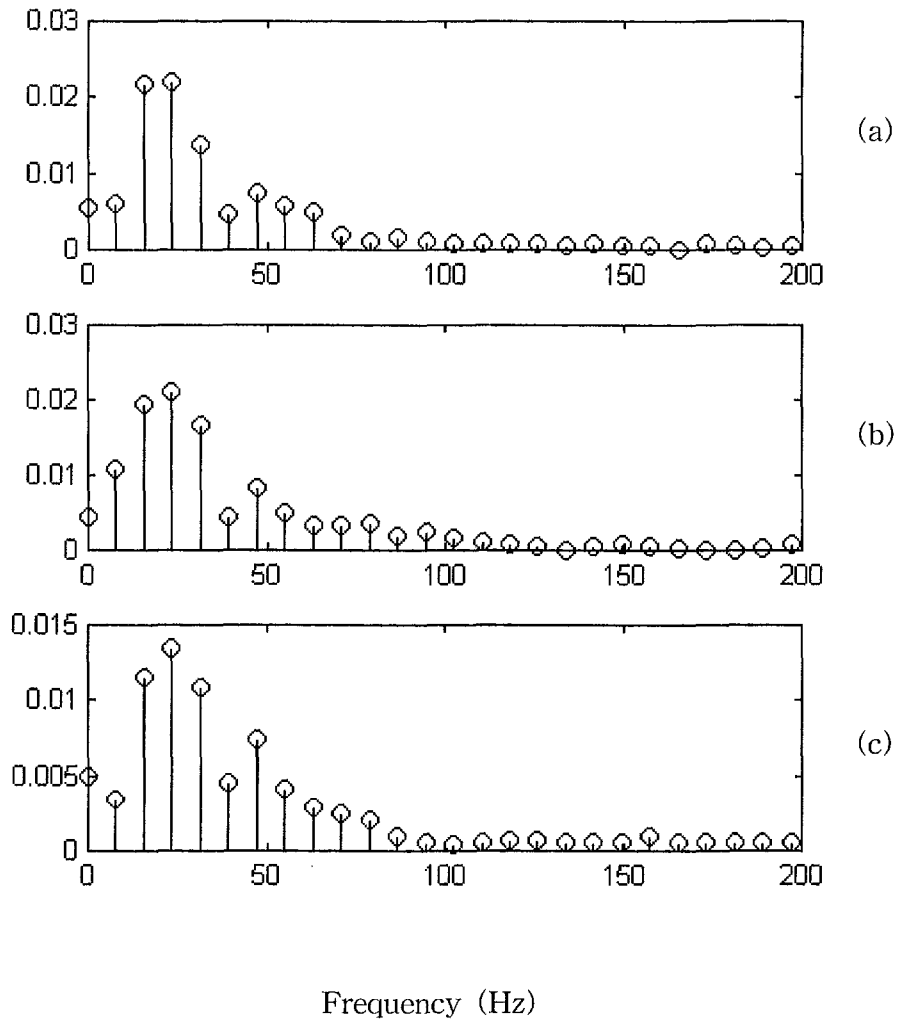


Fig. 9.7 FFT result for drop vibration due to impulsive ceiling motion. (a) Magnitude for  $d$  (b) Magnitude for  $D$  (c) Magnitude for  $L$ .

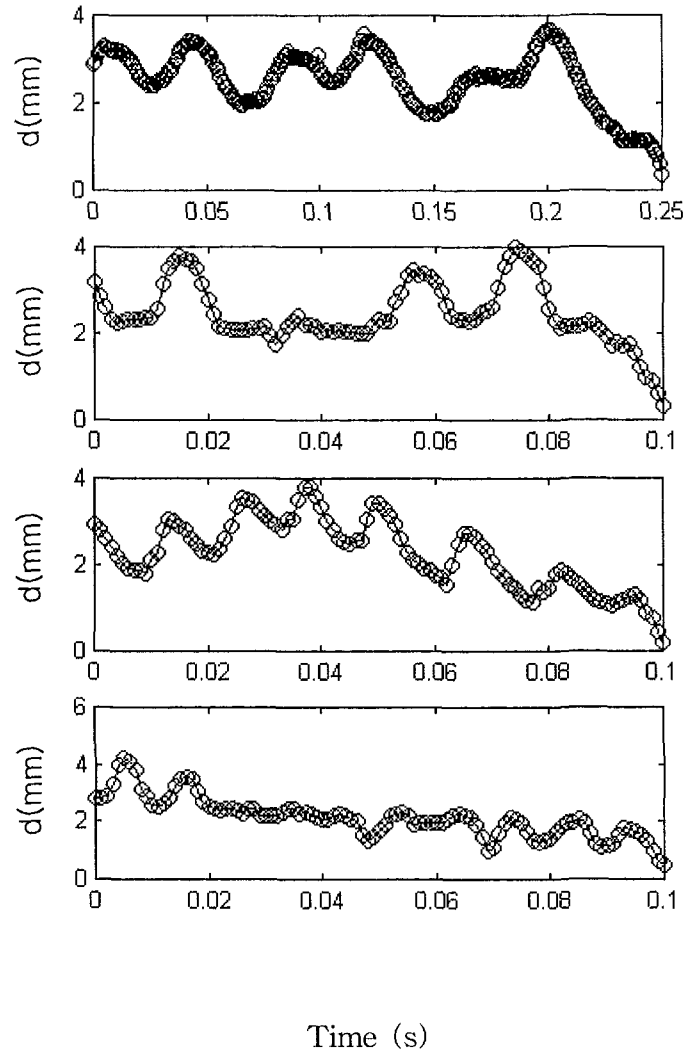


Fig. 9.8 Evolution of the contact diameter  $d$  prior to drop disengagement. (a)  $f=25$  Hz (b)  $f=50$  Hz (c)  $f=75$  Hz (d)  $f=100$  Hz.

본 연구를 통하여 고체면 위에 매달린 액적의 공진 주파수가, 일차 모드 진동에 대해서는 약 25 Hz 그리고 이차 모드 진동에 대해서는 약 75 Hz임을 확인할 수 있었다. 이렇게 구한 주파수를, 같은 크기를 가진 비점성 액적의 단순한 진동에 대해 예측된 고유 주파수들과 비교해 보았다. 먼저 기체에 둘러싸인 자유 액적의 진동의 경우 식 (9.2)에 의하여 이차 모드 진동의 고유진동수는 87 Hz, 삼차 모드의 경우 169 Hz임을 알 수 있다. 여기서 주의할 것은, 앞에서 언급한 바와 같이 자유 액적의 이(삼)차모드 진동과, 고체면과 접촉한 액적의 일(이)차 모드 진동이 매우 유사한 형태를 가진다는 것이다. Strani 와 Sabetta(1984)가 해석한 오목한 구형 고체면의 일부와 접촉하여 진동하는 액적의 경우, 액적의 모드(mode)수에 따른 고유 진동수를  $r_0/R$ 의 함수로 나타낼 수 있음을 보였으므로, Fig. 9.1의 형상에 대하여  $r_0$ 와  $R$ 에 해당하는 값을 구하여 이에 해당하는 고유 주파수를 구하여 보았다.  $r_0$ 의 값은 접촉면의 반지름을 택하였고,  $R$ 의 값으로는  $D/2$ 를 사용하여 주파수를 계산하였다. 이 때  $r_0/R$ 은 약 0.76으로 계산되고, 이 값에 해당하는 일차 모드 진동의 고유 주파수는 52 Hz, 이차 모드 진동의 고유 주파수는 127 Hz로 구해진다. 본 실험에서 구한 일차와 이차의 공진 주파수와 비교하면 Strani 와 Sabetta의 연구결과가 더 높은 주파수를 예측하고 있음을 볼 수 있다. 이는 액적이 접촉하는 고체면에서 이들이 매우 다른 경계조건을 가지기 때문이며, 또한 실제 액적의 운동에서 점성의 영향을 무시할 수 없기 때문으로 보여진다.

액적과 고체면, 그리고 기체의 3상(three phases)이 동시에 만나는 접촉선의 운동여부는 액적의 동적 특성에 매우 큰 영향을 미친다. 움직이는 접촉선 주위의 유동은, 고전적인 점착(no-slip) 조건을 적용할 경우 전단응력과 점성에너지가 모두 발산하는 문제점이 있어(Brochard-Wyart et al., 1991), 아직까지도 활발한 연구의 대상이 되고있는 실정이다. 그러나 액적이 고체면에서 모세관(capillary) 현상에 의해 퍼지는(spreading) 경우, 점성 소산의 대부분이 접촉선 부근에서 일어나는 것으로 알려져 있어서(Miller and Scriven, 1968), 접촉선의 운동이 액적의 동적 특성에 큰 영향을 끼침을 쉽게 짐작할 수 있다. 또한 Strani 와 Sabetta의 해석은 접촉선의 운동뿐만 아니라 점성의 영향을 배제하고 있다. 일반적으로 액적 진동에 있어 점성의 영향을 고려할 경우 각 모드의 고유 진동수가 비점성의 경우보다 낮아짐이 알려져 있으며(Batchelor, 1967), 이는 Strani 와 Sabetta가 비점성을 가정하여 예측한

값이 본 실험에서 구한 공진 진동수보다 높은 사실과 일치한다. 본 실험에서 사용된 액적에서 점성의 영향은 고체면 주위의 경계층 두께를 구함으로써 추정할 수 있다. 고체면에 기준좌표계를 고정할 경우 액적의 접촉면이 주기적으로 고체면에 평행한 방향으로 퍼짐과 줄어들음을 반복하는 운동을 하므로, 진동 표면 위에서의 경계층 두께,  $\delta$  를 다음과 같이 근사적으로 구할 수 있다.

$$\delta \sim (\nu/f)^{1/2} \quad (9.6)$$

여기서  $\nu$  는 액적의 동점성계수, 그리고  $f$  는 진동수를 의미한다.  $\delta$  는 주파수에 따라 약 0.4 mm(5 Hz)에서 0.1 mm(100 Hz)로 계산되며 이는 액적의 지름(2.48 mm)의 약 4~16%의 크기를 지닌다. 그러므로 점성의 영향이 부분적으로 존재함을 알 수 있다.

위에서 볼 수 있듯이 Strani 와 Sabetta의 해석으로 여기서 행한 실험과 같은 조건의 액적 진동의 공진 주파수를 정확히 예측하기는 매우 힘들다. 그러나 자유 액적의 진동 주파수와 비교해 볼 때 이들의 해석이 실험값에 훨씬 더 근접하는 결과를 예측함을 볼 수 있다. 그러므로 본 실험의 액적 진동과 같은 복잡한 운동을 예측할 수 있는 해석적 방법이 아직 시도되지 않은 시점에서, 향후 다양한 액적의 크기, 물성치 등을 이용한 실험에 대해 유용한 근사치를 얻기 위해서는 Strani 와 Sabetta의 해석 결과를 이용하는 것이 가장 타당할 것으로 보여진다.

## 9.5 결 론

본 연구에서는 수증기가 고체면에서 응축하는 과정에서 기본적으로 생성되는 액적에 일정 주파수의 진동을 가함으로써, 액적을 고체면으로부터 보다 신속히 분리시키는 새로운 방법에 관하여 실험적인 고찰을 수행하였다. 이렇게 액적을 신속히 분리시킴으로써 고체면이 새로운 수증기와 접촉하는 시간 및 면적이 증가하게 되며, 이에 따라 응축열전달을 촉진할 수 있을 것으로 기대된다.

여기서는 실험적 연구를 통하여 일정한 크기의 액적에 대해 다양한 주파수의 가진을 주어, 액적이 분리되는 최소한의 가진 강도를 주파수의 함수로 구하였다. 이



러한 실험을 통하여 고체면에 매달려 있는 액적을 용이하게 분리시킬 수 있는 하나 이상의 가진 주파수가 존재함을 보였다. 이러한 서로 다른 가진 주파수들은 각기 다른 액적의 형상 진동 모드에 해당하는 것으로서 이 형상진동의 고유진동수는 액적의 크기, 고체면과의 접촉각, 밀도, 그리고 표면장력에 따라 달라질 것으로 예상된다. 그러나 액적의 접촉선이 고체면 위에서 자유롭게 운동하는 현상에 대한 이론적 해석은 아직 수행된 바 없으며, 본 실험이 이러한 현상을 규명하기 위한 시도를 위해 유용한 초기 결과를 제공할 수 있을 것으로 기대된다.

액적에 진동을 주기 위해서는 본 실험에서 사용된 바와 같이 고체면을 직접 진동시키는 방법 외에도, 액적 주위에 교류의 전기장을 걸어주거나(DePaoli et al., 1995) 주위 공기에 음압(acoustic pressure)을 가하는 방법을 사용할 수 있다. 그러나 액적이 진동하려는 고유 성질은 불변하므로, 다양한 가진방식에 관계없이 액적의 공진 주파수와 일치하는 진동을 외부에서 가하면 액적의 분리가 급격히 일어남을 유추할 수 있다. 이와 같은 원리를 실제에 응용하기 위하여 다음과 같은 방법들을 사용할 수 있다. 응축이 일어나는 고체면 주위에 고정된 주파수의 가진을 줄 경우, 작은 액적이 성장하다가 가진주파수와 공진을 일으킬 수 있는 크기가 되면 고체면으로부터 분리되므로, 고체면 주위 액적의 크기 분포를 일정 부피이하로 유지할 수 있다. 또는 일정한 가진주파수 대신 다양한 주파수의 가진을 순차적으로 인가시켜 고체면에 생성된 다양한 크기의 액적을 분리시킬 수도 있다.

한편 본 연구에서 관찰한 액적의 공진과 관련지어, 기포의 공진을 유사한 방법으로 이용하는 방법을 생각할 수 있다. 즉 핵비등(nucleate boiling)의 가장 기본적인 과정이 고체면의 핵생성지점(nucleation site)에서 기포가 발생하고 성장하는 동안 표면장력에 의해 고체면에 붙어있다가 부력에 의해 위로 떠오르는 것임을 고려할 때, 기포의 공진을 유도하여 기포의 분리를 촉진시키면 핵비등에 의한 열전달이 촉진될 수 있음을 유추할 수 있다. 기포의 동적 특성은 액적의 특성과 매우 유사하기 때문에(Lamb, 1932), 본 실험에서 보인 바에 비추어 볼 때 이러한 공진 유도 원리를 사용하여 기포의 분리를 촉진시킬 수 있는 가능성이 매우 크다고 할 수 있다.

## 제 10 장 유동공진 가진자 설계

### 10.1 가진기 설계 및 해석

유동공진 방열현상을 가능하게 하기 위하여는 열 시스템으로 고유흐름 주파수를 갖는 유동교란을 외부에서 공급하여야 한다. 즉, 열 시스템의 고유흐름 주파수와 동일한 주파수로 열 시스템 내부의 유체를 교란시키는 가진기 (Vibration Exciter)가 필요하다. 본 연구에서 제안된 가진기는 가진 운동판의 무게를 최소화할 수 있는 가동코일 (Moving Coil)형 액추에이터에 의하여 구동되며, 고 대역폭 가진 특성 (High Bandwidth Excitation Characteristic)을 얻기 위하여 피드백 제어구조를 갖게 된다. 고 대역폭 가진 시스템 설계를 위한 첫 단계는 가진기의 운동을 표현하는 동적 모델을 정확히 기술하는 것이다. 이를 위하여 가진기 운동판의 고차 진동 모드가 포함되지 않은 단순한 3차의 해석적 모델이 제시되었고, 이 모델에서 사용된 미지의 시스템 상수 (Unknown System Parameter) 값들은 시스템 규명 (System Identification) 방법에 의하여 추정되었다. 이와 같이 얻어진 해석적 모델에 근거하여 고 대역폭 가진 특성을 갖는 제어기가 설계되었고, 이의 성능이 실험을 통하여 입증되었다. 특히, 해석적 모델에서 무시되었던 가진기 운동의 고차 진동 모드들은 고 대역폭 제어 특성을 달성하는 데 있어서 주된 제한 요소로 작용하고 있음이 실험적으로 밝혀 졌다. 본 연구에서는 저역 통과 필터 (Low Pass Filter)가 가미된 노치 필터 (Notch Filter)를 사용하여 이 문제를 해결하였지만, 보다 더 근본적인 해결책은 고차 진동모드의 주파수와 그 크기를 유리한 방향으로 설정할 수 있는 가진기 기계구조의 재 설계이다.

고 주파수 대역까지 공기 유동을 발생시킬 수 있는 가진기를 설계하기 위하여는 가진기의 고유 진동수는 일단 상당히 고 주파수 대역에 위치되어야 한다. 이를 위하여는 가진기의 운동판 무게가 작아야 하고, 또한 운동판의 이동을 제한하는 스프링의 상수 값이 큰 값을 갖도록 설계하여야 한다. 따라서, 자연스럽게 보이스 코일형의 구동부가 선택된다. 한편, 운동판의 재질로서는 가공성이 우수하고 가벼운

금속에 속하며, 거의 자성을 띠지 않는 알루미늄이 사용되었다. 아래의 Table 10.1은 알루미늄의 기계적 성질이다.

Table 10.1 Mechanical property of aluminum.

종 탄성 계수 E (N/m <sup>2</sup> )	$68.92 \times 10^9$
횡 탄성계수 G (N/m <sup>2</sup> )	$25.99 \times 10^9$
포와송 비 $\nu$	0.33
항복점 (N/m <sup>2</sup> )	$27.99 \times 10^6$
인장강도 (N/m <sup>2</sup> )	$75.97 \times 10^6$
밀도 ( kg/m <sup>3</sup> )	2705

### 10.1.1 가진기 설계

Figure 10.1은 가진기의 전체적인 구조를 나타낸다. 플라스틱 프레임에 영구자석이 고정되어 장착되고, Voice Coil은 가진기의 운동판 중앙에 고정된다. Fig. 10.1의 오른 편 그림은 가진기를 다른 각도에서 그린 그림이다. 운동판은 외부 프레임에 단단히 고정되며, 이때 운동판이 영구자석과 접촉이 일어나지 않도록 주의하여 조립이 되어야 한다. 현재 사용된 보이스 코일 형 구동기의 경우, 이동 가능한 거리는 대략  $\pm 4mm$ 이다. 한편, 가진기의 운동판은 Fig. 10.2와 같은 형상을 갖는다. 이 판의 둘레 부분은 단단하게 가진기 프레임에 구속이 되며, 보이스 코일이 연결되어 있는 중앙 판만이 운동을 하게 된다. 한편, 이 판의 둘레 부분과 중앙 판은 4개의 가는 폭을 갖는 Flexural Spring으로 연결되어 있다. 앞서도 언급되었지만, 이 스프링의 상수 값은 보이스 코일형 액츄에이터의 힘 계수 (Force Constant) 값을 고려하여 가능한 한 크게 설계되어야 한다.

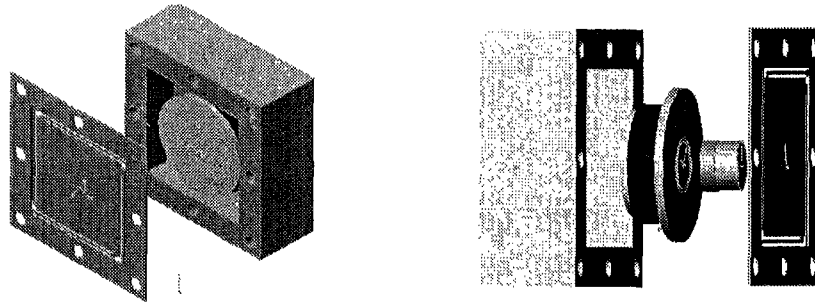


Fig. 10.1 가진기의 기계적 구조.

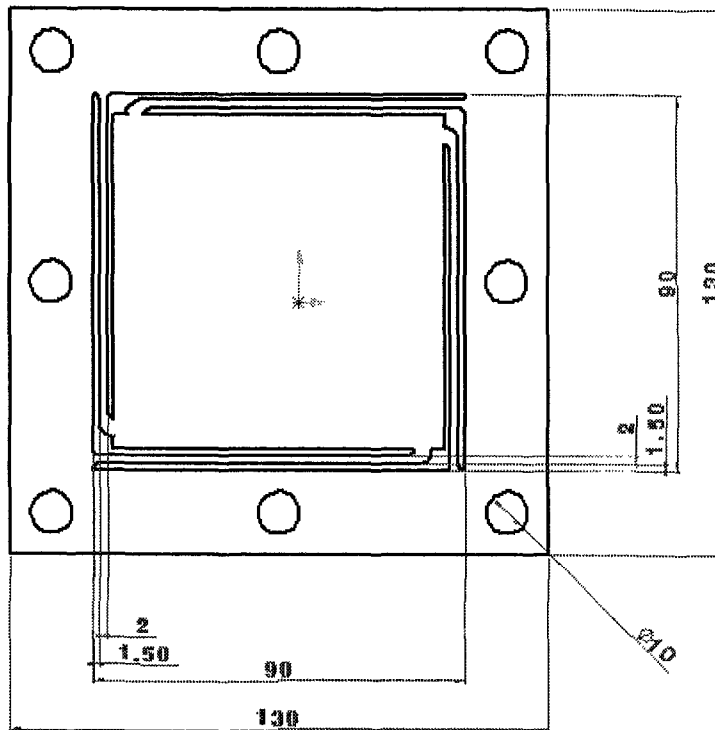


Fig. 10.2 가진기 운동판의 설계도면 (두께= 0.4 mm).

### 10.1.2 가진기의 해석적 운동 모델

가진기의 운동을 지배하는 운동 모델을 유도하여 보자. 여기서, 유도된 운동 모델은 추후 보이스 코일의 특성 결정, 이동판 스프링 상수 값 결정, 그리고 페루프를 사용한 가진기의 대역폭 (Bandwidth) 확장등에 유용하게 사용된다. 먼저, 가진기의 운동판은 다음의 뉴턴 식으로 그 운동이 결정된다.

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + c \frac{dy}{dt} + ky = k_f i \quad (10.1)$$

또한, 보이스 코일에 Kirhihoff의 전압법칙을 적용하면,

$$L \frac{di}{dt} + Ri + K_e \frac{dy}{dt} = V \quad (10.2)$$

위 식에서,  $m$  : 가진기 운동판의 질량

$c$  : 공기저항 등에 의한 운동판의 댐핑 상수

$k$  : 4개의 Flexural Spring에 의한 등가 스프링 상수

$y$  : 가진기 운동판 이동 변위

$R$  : 보이스 코일의 저항

$L$  : 보이스 코일의 인덕턴스

$V$  : 보이스 코일 인가 전압

$i$  : 보이스 코일에 흐르는 전류

$K_f$  : 보이스 코일 모터의 힘 계수 (Force Constant)

$K_e$  : 보이스 코일 모터의 역 기전력 상수 (Back EMF Constant)

이제, 식 (10.1)과 (10.2)에서 사용된 파라미터 값들 중에서 측정 가능한 값들을 정리하여 보자.

- 진동자의 질량 ( $m$ )

운동판의 질량 ( $m_1$ ) =

$$(\text{밀도}) \times (\text{체적}) = (2705 \text{ kg/m}^3) \times (0.08 \times 0.08 \times 0.0004 \text{ m}^3) = 6.9248 \times 10^{-3} \text{ kg}$$

$$\text{보이스 코일 및 접합부 질량} (m_2) = 2.2 \times 10^{-3} \text{ kg}$$

$$m = m_1 + m_2 = 9.1248 \times 10^{-3} \text{ kg}$$

- 스프링 상수 ( $k$ )

보다 정확한 스프링 상수 값을 얻기 위하여 Fig. 10.2의 운동판에 대한 FEM 해석을 하였다. 운동판 중앙에 1 Newton의 집중하중이 작용하였을 때, 운동판 변위에 대한 해석 결과는 Fig. 10.3과 같다. 이 집중하중에 대하여 운동판은 Fig. 10.3에 나타난 결과와 같이 0.0512 m 병진 이동을 하므로, 이동판의 등가 스프링 상수 ( $k$ )는 아래와 같이 결정된다.

$$k = \frac{F}{y} = \frac{1}{0.01512} = 66.14 \text{ N/m}$$

- 운동판의 고유진동수 ( $w_n$ )

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{66.14}{9.1284 \times 10^{-3}}} = 85.14 \text{ r/s} = 13.55 \text{ Hz}$$

- 보이스 코일의 저항 ( $R$ )

$$R = 4.7 \Omega$$

위의 세 파라미터 값들을 제외한 다른 값들은 해석적인 추정이나, 측정이 불가능한 값이다. 이들은 실험을 통하여 그 값들이 추정될 예정이다.

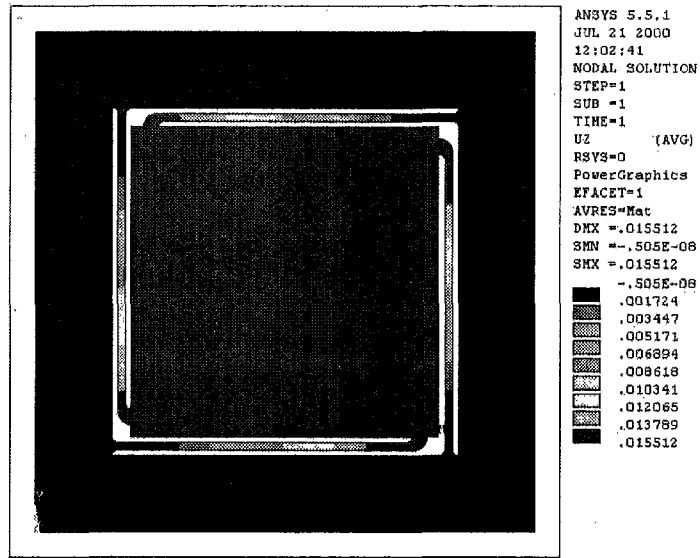


Fig. 10.3 가진기 운동판의 FEM 해석 결과.

## 10.2 가진기 제어기 및 구동 앰프 제작

가진 제어기 설계에 앞서 식 (10.1)과 (10.2)로 표현되는 가진기의 운동 특성을 좀더 해석적으로 살펴보자. 식 (10.1)을 Laplace 변환시키면, Moving Coil 입력 전압과 운동판의 변위 관계를 나타내는 식 (10.3)의 전달함수를 얻을 수 있다.

$$\frac{Y(s)}{V(s)} = \frac{k_t}{mLs^3 + (Lc + mR)s^2 + (kL + cR + K_e K)s + kR} \quad (10.3)$$

가진기 설계 규격은 다음과 같이 주어진다고 가정한다.

가진기 운동판의 변위 량:  $\pm 2mm$

가진기의 대역폭: DC - 200 Hz (TBD)

Fig. 10.1과 같은 가진기 구조를 갖고 위의 설계 규정을 만족시키는 가진 제어

기를 설계하는 방안은 아래와 같은 두 가지 방법이 있다.

### 10.2.1 개루프 가진 제어기

단지 가진기의 기계/ 전기적 특성만을 고려하여 위의 설계 규격을 만족시키는 방안이다. 즉, 대역폭이 200 Hz가 되도록 이동판의 질량( $m$ ), 이동판 지지 스프링( $k$ )의 값을 결정하고, DC에서  $\pm 2mm$ 의 이동이 가능한 보이스 코일 모터를 선정하면 된다. 그러나,  $k$ 의 값을 크게 하면 대역폭은 확장되지만, DC 게인 값이 작아지게 된다. 즉, 이 경우,  $\pm 2mm$ 의 이동거리 요구조건을 만족시키기 위하여는  $k_f$  값이 커져야 하며, 이는 매우 큰 (Volume + Mass) 보이스 코일 모터를 필요로 할 수 있다. 따라서, 위의 설계 규격이 확장되면, 이 방법에 의한 가진기 설계는 매우 제한적인 방법이 된다.

### 10.2.2 폐루프 가진 제어기

제어공학의 개념을 도입하면, 위의 Open Loop 제어기보다 우수한 성능을 갖으면서, 가진기의 기계/ 전기적 부품 특성에 덜 민감한 가진기를 설계할 수 있다. 그러나, 이 방법은 가진기 이동판의 변위를 측정할 수 있는 무 접촉 위치센서를 필요로 한다. 그러나, 가진기는 되도록 최저가 (/ 최소 전력/ 최소 무게/ 최소 체적)로 제작되어야 하기에 이는 상당한 제한 요소이다. 무 접촉 센서 중에 하나인 커패시턴스 갭 센서 (Capacitance Gap Sensor)의 경우, 수 백만원 정도가 요구되기 때문이다. 이러한 난점을 해결하면서, 목표 성능을 만족시킬 수 있는 방안은 가진기 이동판의 변위량을 추정하는 변위 추정기 (Displacement Estimator)를 이용하는 방법이다. 가진기의 기계적 구조가 단순하기 때문에 변위 추정기의 성능은 충분히 정확한 데이터를 제공할 수 있으리라 판단된다.

### 10.2.3 가진기 구동 앰프

보이스 코일 모터를 구동하는 회로는 아래 Fig. 10.4와 같다. 전류 증폭 AMP는 National Semiconductor의 LM3886 IC이며,  $4\Omega$ 의 부하저항에 대하여 68 Watt까지의 전력을 공급할 수 있다. 이 구동 앰프의 전달 특성은 아래의 식 (10.4)에 의하여



기술된다.

$$\frac{V_{out}}{V_{in}} = \frac{R_f + R_i}{R_i} = 11 \quad (10.4)$$

Fig. 10.4의 구동앰프 회로에 표시되어 있듯이  $R_i$ 의 값은  $10\text{ k}\Omega$ 이며,  $R_f$ 의 값은  $100\text{ k}\Omega$ 이다. 따라서, 구동앰프의 게인은 11이 된다. 또한, Fig. 10.4의 구동앰프 회로에는 보이스 코일 구동전류를 차단할 수 있는 MUTE 기능과 가진기 운동판의 정적 (Static) 위치를 가변시킬 수 있는 Balance Offset Nob 동작회로가 포함되어 있다. 또한, LM3886은 정상 작동 시 많은 열 (Heat)을 발생시키므로, 냉각 핀에 의한 강제 냉각법이 사용되었다.

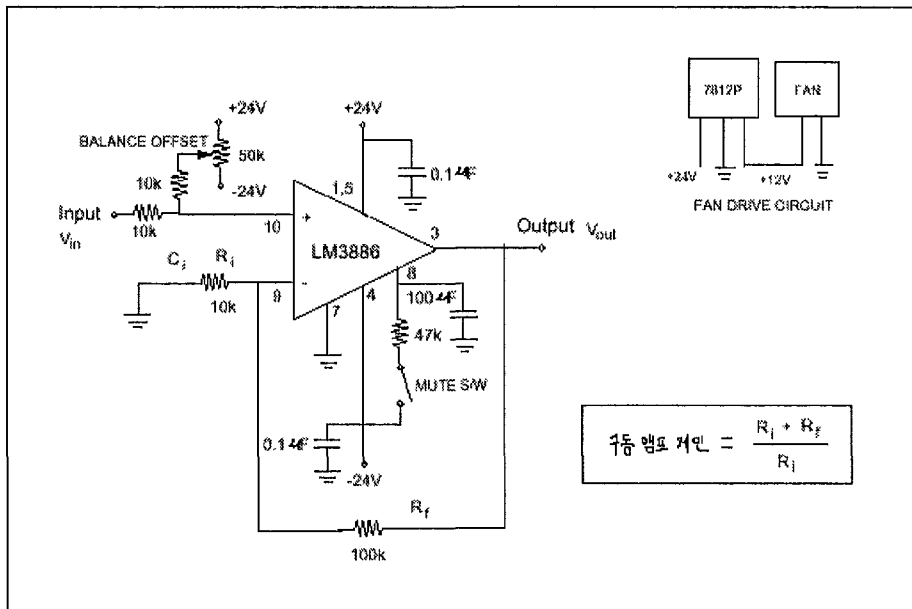


Fig. 10.4 가진기 구동앰프 회로.

### 10.3 가진기 개루프 특성 파악 실험

지금까지 논의된 가진기의 구조에 대하여, 그 특성을 결정하기 위한 여러 실험이 수행되었다. 여기서는, 페루프 가진 제어기 설계에 앞서서, 실험적 방법으로 결정된 가진기의 개루프 특성을 정리하기로 한다. 수행된 실험은 아래와 같이 4 가지로 구분될 수 있다.

- 가진기의 정적 특성 실험
- 가진기 구동 앰프의 주파수 응답 특성
- 가진기의 개루프 주파수 응답 특성
- 가진기 특성 파라미터 결정을 위한 System Identification

아래의 Fig. 10.5는 가진기 개루프 특성 파악을 위한 실험장치의 구조를 개략적으로 표현하고 있다. 가진기 운동 명령 신호는 이 그림에 표시되어 있는 대로, 함수 발생기/ 주파수 응답 해석기/ Dspace사의 디지털 제어기등에서 발생된다. 이때, 구동신호에 의하여 운동하는 가진기의 변위는 KAMAN사의 갭 센서인 KD-2300에 의하여 측정된다. 또한, 위치측정 센서신호는 오실로 스코프/ 주파수 응답 해석기/ Dspace사의 디지털 제어기 등으로 입력되어 신호처리 된다.

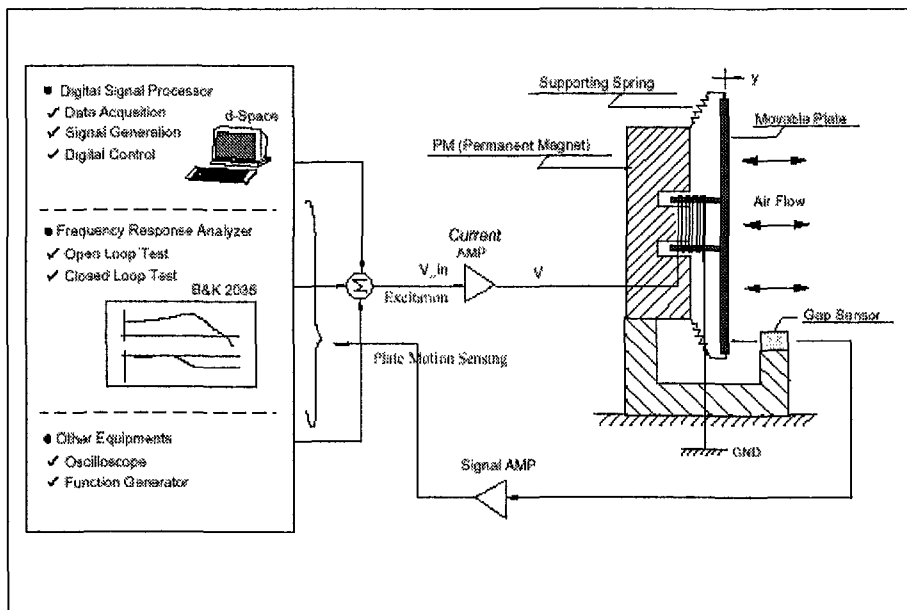


Fig. 10.5 가진기 운동특성 파악을 위한 실험장치 구성도.

### 10.3.1 가진기의 정적(Static) 특성 실험

보이스 코일 모터의 특성을 알아보기 위한 실험이다. Fig. 10.5의 구조에서 합수 발생기의 DC offset 전압, 또는 가진 앰프 회로 박스의 Balance Nob를 조절 함으로서 보이스 코일 구동 앰프에 인가되는 전압을 조정할 수 있다. Fig. 10.6에 실험 결과가 도시 되어 있다. 이 그림에서 가로 축은 인가전압을 (Volt), 그리고 세로 축은 갭 센서와 가진기 이동판의 상대적 거리를 (mm) 나타낸다. 이 그림에서 보듯이, 인가전압과 상대 변위 관계는 가진기 이동판의 위치에 따라 강한 비선형 특성을 보여주고 있다. 그러나, 이동판의 상대 변위가 6.0 mm ~ 9.5 mm 사이 영역에서는 비교적 선형운동 특성이 우세하게 나타나고 있다.

$$y_r = -3.2989V_{in} + 5.7482$$

여기서,  $y_r$  : 갭 센서와 가진기 이동판의 상대적 거리 (mm)

$V_{in}$ : 보이스 코일 구동 앰프에 인가되는 전압 (Volt)

이 실험으로부터 아래와 같이 결론할 수 있다. 가진기 운동판의 초기 위치는 갭 센서의 위치를 기준으로 하여 센서에서 7.7 mm 떨어진 곳에서 설정하고 최대 이동 폭을  $\pm 2mm$ 하면, 가진기가 대부분 선형 영역에서 작동하게 할 수 있다. 또한, 이는 구동앰프 입력 Offset 전압을 -0.6 Volt로 설정 함으로서 자연스럽게 해결 된다.

### 10.3.2 가진기 구동 앰프의 주파수 응답 특성

B&K사의 주파수 응답 해석기 (모델 #: 2035)를 사용하여 가진기 구동 앰프만의 주파수 응답 특성을 조사하였다. 가진기 구조에서 구동 앰프의 출력 단을 보이스 코일에 연결시키지 않은 상태에 대하여, 주파수 응답이 측정되었다. Fig. 10.7은 실험적 주파수 응답을 나타낸다. 앞선 10.2.3절의 해석적 결과와는 조금 다른 게인 특성을 보여주고 있다. 즉, Fig 10.8에서,  $R_i = 10k\Omega$ , 그리고  $R_f = 100k\Omega$  으로 설정한 경우, 해석적 앰프 게인은 11이지만, 실험적 앰프 게인은 대략 7.5858인 것으로 나타났다.

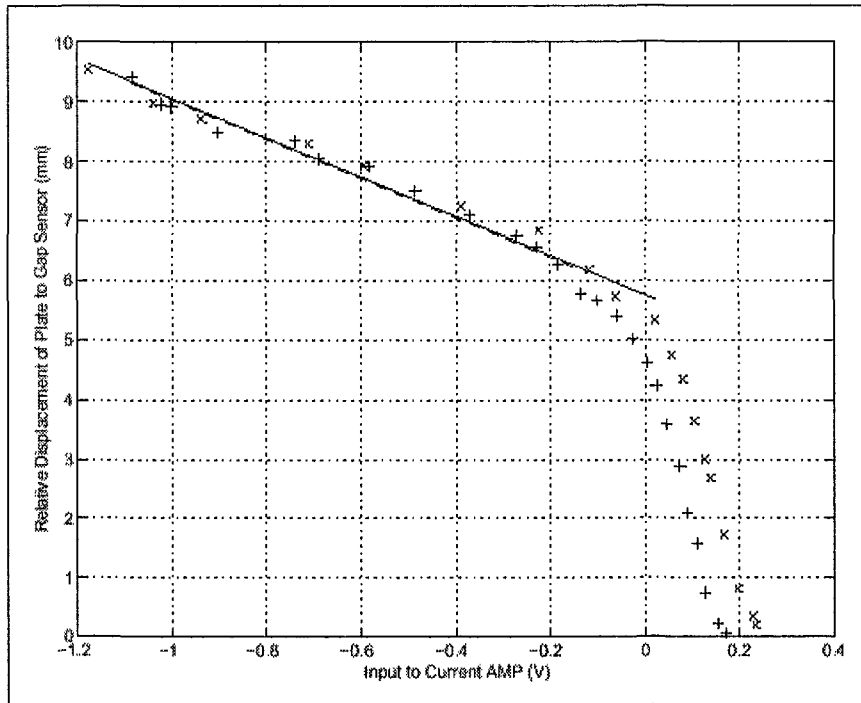


Fig. 10.6 가진기 구동 앰프 입력전압과 가진기 이동판의 변위 관계.

### 10.3.3 가진기의 개루프 주파수 응답 특성

Fig. 10.5의 실험구조에서 B&K사의 주파수 응답 해석기를 이용하여 가진기 개루프의 주파수 응답이 실험적으로 결정되었다. B&K 주파수 응답 해석기에서 발생하는 Swept Sinewave가 구동앰프를 거쳐 가진기를 구동하게 된다. 이때, 가진기의 운동판 변위는 KARMAN사의 갭 센서에 의하여 측정되었다. Fig. 10.7의 Bode 선도에 실험적인 주파수 응답과 함께 식(10.3)에 의한 해석적 주파수 응답이 그려져 있다. 이 그림에서 1 Hz부터 800 Hz 주파수 대역에 걸쳐서 그려진 3개의 실선은 실험적 주파수 응답을 의미하며, 굵은 점선으로 표시된 것은 식 (10.3)에 대한 주파수 응답을 나타낸다. 220~300 Hz의 주파수 대역에서 나타나고 있는 가진 운동의 고차 진동 모드를 식 (10.3)의 모델이 표현하지 못한다는 단점이 있지만, 식 (10.3)은 DC에서 100 Hz까지의 주파수 범위에서는 실험적 데이터와 잘 일치하고 있다. 단, 식 (10.3)의 전달함수에서 쓰여진 파라미터 값들은 다음에서 설명될 System Identification 방법으로 결정된 것이다.

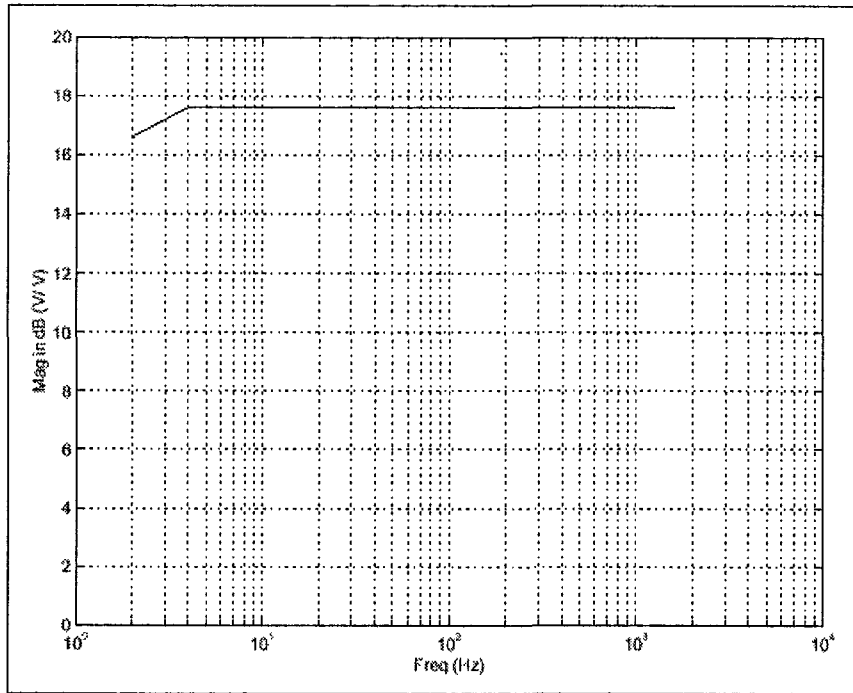


Fig. 10.7 구동 앰프의 실험적 주파수 응답.

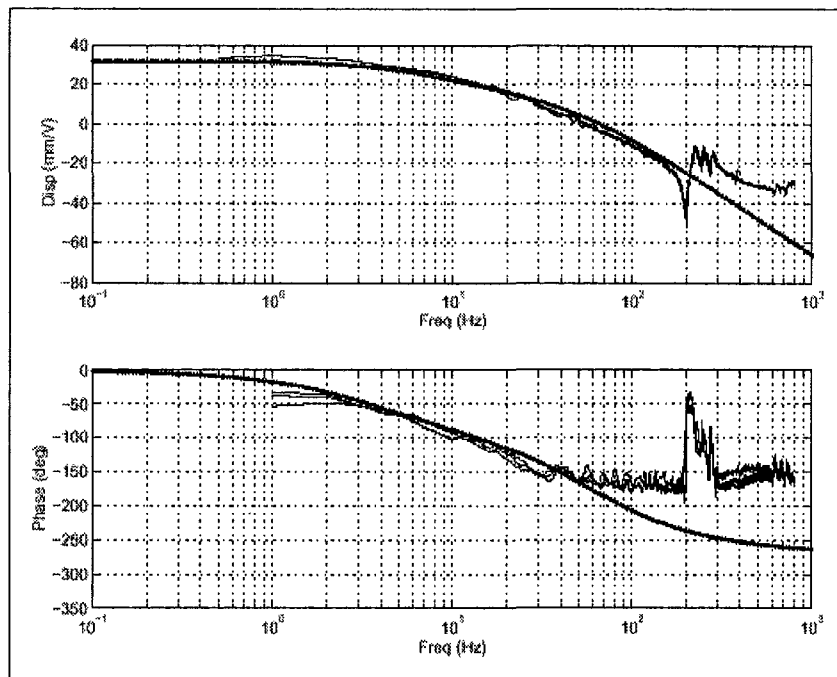


Fig.10.8 가진기의 개루프 주파수 응답.

한편, 해석적 주파수 응답은 위에서 유도된 식 (10.3)과 식 (10.4)를 결합하면 된다. 즉, 구동 앰프 입력전압에 대한 가진기 운동판의 변위 관계는 아래의 식 (10.8)로 표현된다.

$$\frac{Y(s)}{V_{in}(s)} = \frac{R_f + R_i}{R_i} \frac{k_i}{mLs^3 + (Lc + mR)s^2 + (kL + cR + K_e K_f)s + kR} \quad (10.5)$$

앞서도 언급되었지만, 위의 식 (10.5)에서  $L, c, K_f, K_e$  의 4개 파라미터들은 그 값을 측정이나, 해석적 방법등으로 구할 수 없는 것들이다. 따라서, 다음 절에서는 System Identification 방법을 사용하여 이들을 결정하기로 한다.

#### 10.3.4 가진기의 특성 파라미터 결정을 위한 System Identification

먼저 간략하게 실험 방법에 관한 소개를 한다. Fig 10.5의 실험 장치에서 Digital Signal Processor인 d-Space를 통하여 발생하는 PRBS (Pseudo Random Binary Sequence) 신호로 가진기의 운동판을 가진 시키고, 이 때 발생하는 운동판의 변위는 겹 센서를 통하여 측정된다. 즉, Fig. 10.9의 구조에 의하여 생성되는 PRBS 신호를 가진기의 구동앰프로 입력시킨다. 이 때, 구동 앰프에는 가진 앰프 박스의 Balance Nob에 의하여 -0.6 Volt가 제공된 조건으로, 가진기 운동판은 중립 위치를 유지하고 있는 상태이다. Fig. 10.9의 SIMULINK 모델은 MATLAB RTW (Real Time Workshop) 기능에 의하여 dSPACE DS1102 보드의 TMS320C31 DSP 기계어로 변환/ 다운로드 된 후 실시간으로 실행된다. 이와 같이 생성된 PRBS 신호는 DS1102 보드의 채널 1 DAC를 통하여 가진기 운동판을 가진시키고, 이에 의하여 생성된 운동판의 변위는 겹 센서에 의하여 측정된 후 채널 2 ADC를 통하여 DSP 보드로 입력된다. Fig. 10.9의 PRBS 신호 생성회로는 시프트 레지스터 역할을 하는 12개의 단위 지연기 (Unit Delay,  $z^{-1}$ )와 모듈로 2 가산기 (Modulo 2 Adder) 인 배타적 OR 논리소자로 구성되어 있으며, PRBS 신호의 on/ off을 위하여 스위치가 사용되고 있다. 또한, PRBS 출력 신호의 크기를 조절할 수 있도록 가변 게인 요소 (PRBS Gain Block)가 사용된다.

Fig. 10.9의 회로에서 중요한 설계 인자는 단위 지연기에 연동된 샘플링 시간 ( $\tau$ ), 시프트 레지스터의 개수 ( $n$ ), 그리고 PRBS 신호의 크기 이다. 먼저, 샘플링 시간,  $\tau$ 는 샘플링 정리 (Sampling Theorem)에 의하여 결정되며, 처음에는 1 mSec으로 선정 되었다. 또한, PRBS 신호는 다음의 식 (10.6)으로 결정되는 주기를 갖게 되므로, 레지스터의 개수를 12로 정하게 되면 대략 4초마다 PRBS 신호가 반복되게 된다. 이 시간은 가진기 운동판의 정착시간 (Settling Time) 보다는 충분히 큰 값이 된다. 총 4초간 얻어진 실험 데이터 중에서 처음 2초간의 데이터는 시스템 규명을 위한 데이터로 사용되었으며, 다음 2초간의 데이터는 시스템 규명 결과를 평가하는데 사용되었다.

$$T = (2^n - 1)\tau \geq \text{부하재현 장치의 정착 시간} \quad (10.6)$$

한편, PRBS 신호의 크기는 가진기의 운동판이 선형 작동영역을 벗어나지 않도록 하면서, S/N 비 (Signal to Noise Ratio)가 가능한 한 크게 되도록 선정하여야 한다.

위와 같은 실험 방법으로 얻어진 데이터에 대하여, 최소 자승법 (Least Square Method)에 근거한 추정 모델인 ARX, ARMAX, OE, 그리고 상태 공간식 모델을 사용하여 부하재현 장치에 관한 시스템 규명이 수행되었다. PRBS 신호의 크기를 0.1 Volt로 하여 얻어진 데이터를 분석한 결과를 시간 영역에서 요약하면 아래의 Fig. 10.10이 된다. Fig. 10.10의 첫 번째 그리고 두 번째 그림은 처음 0.5초 간의 0.1 Volt PRBS 가진 신호 및 이에 의하여 생성된 가진기 운동판의 변위 신호를 나타낸다. 또한, 그림 10의 마지막 그림은 처음 2초간의 실험 데이터에 대하여 상태 공간 구조를 갖는 3차의 추정모델을 적용하여 얻어진 시간 응답 특성을 실험 결과와 비교한 것이다. 즉, 전체 PRBS 입력 신호 중에서 2초부터 4초 구간 동안의 동일한 PRBS 입력 신호가 실제 가진기에 입력되어 생성된 실험 결과는 실선으로, 그리고 3차 상태공간 추정 모델에 적용되어 얻어진 결과는 점선으로 그려져 있다. 여기서 자세히 설명하지는 않지만, 샘플링 시간을 1 mSec으로 하여 얻은 데이터 Set에 대하여 System Identification을 수행한 결과는 성공적이지 못 하였다. 즉, PRBS 신호

의 크기를 가변시켜 가면서 (0.03 ~ 0.2 Volt) 얻어진 많은 데이터 Set에 대하여 ARX, ARMAX, OE, 그리고 상태 공간식 모델을 적용하여 System Identification 한 결과 항상 음의 값을 갖는 댐핑 계수  $c$ 가 얻어졌고, 이를 물리적으로 의미가 있는 양의 값으로 변환하게 되면, 식 (10.3)의 해석적 주파수 응답과 실험적 주파수 응답은 서로 많은 편차를 갖게 된다. 따라서, 샘플링 시간을 5 mSec로 확장시켜 보았다. 그 결과는 다음 절에 설명된 대로 신뢰할 만한 시스템 상수 값들을 제공하게 된다.

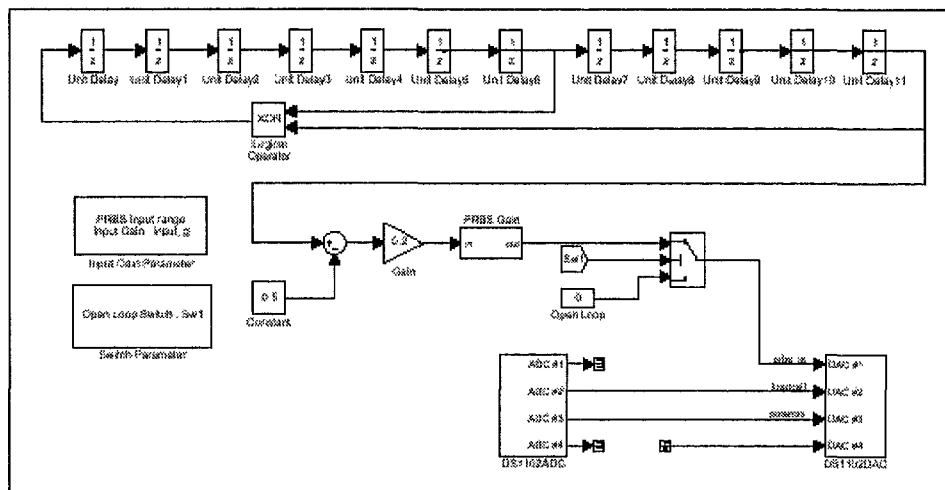


Fig. 10.9 SIMULINK model for PRBS generation.



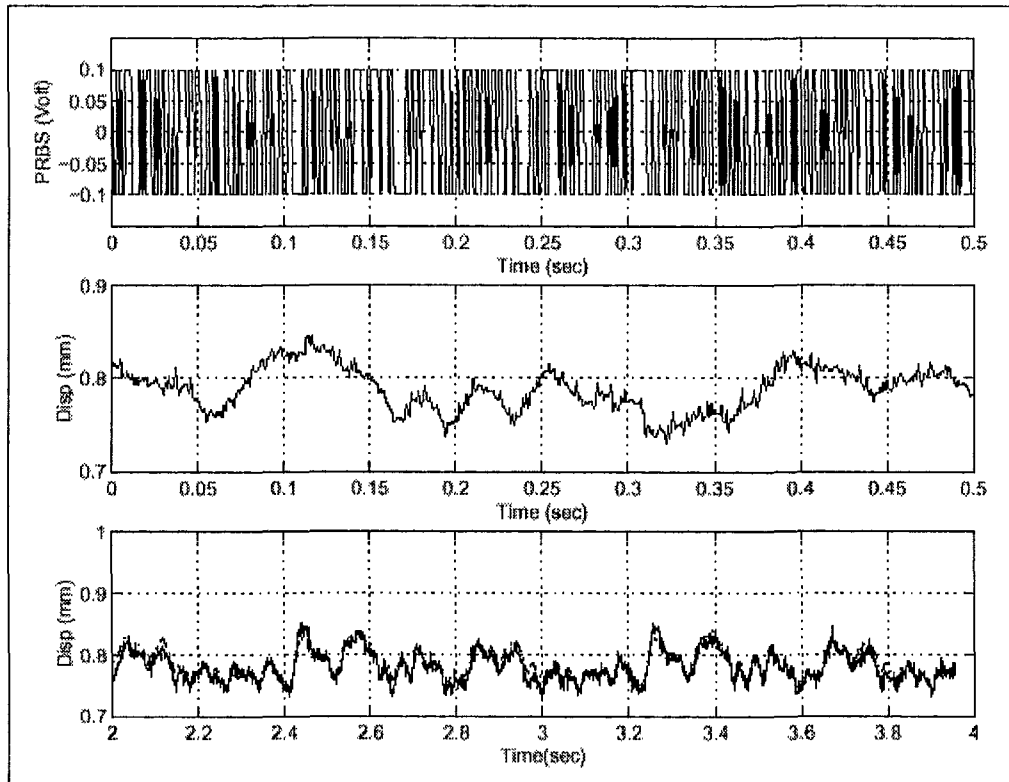


Fig. 10.10 PRBS and generated/ estimated displacement.

(1 mSec Sampling Time)

### 10.3.5 가진기의 개루프 운동 특성 모델

여기서는 PRBS 신호의 크기를 30 mV, 그리고 샘플링 시간을 5 msec으로 설정하여 얻은 System Identification 결과를 정리한다. System Identification에서 사용된 기준 모델은 아래의 식 (10.7)과 같다.

$$\frac{Y(s)}{V_{in}(s)} = G_{sv} \cdot \frac{k_t}{mLs^3 + (Lc + mR)s^2 + (kL + cR + K_e K_t)s + kR} \quad (\text{mm/V}) \quad (10.7)$$

위의 식에서  $G_{sv}$ 는 가진기 구동 앰프의 게인을 나타내며, 그 값은 앞 절에서 실험적으로 결정된 값인 7.5858 (V/V)가 사용되었다. 아래와 같이 정리된 절차를 적용하여 식 (10.7)에서 사용된 시스템 파라미터들이 결정되었다.

- 1) Step 1: PRBS 신호를 사용하여 가진기를 구동하고, 이로 인한 운동판의 변위를 측정
- 2) Step 2: System ID Toolbox를 사용하여 모델 계수 추출 ( $z$  - 전달함수)
- 3) Step 3:  $z$ - 전달함수로부터  $s$ - 전달함수 유도
- 4) Step 4: Matching Coefficient 방법으로 Unknown System Parameter 결정

위의 절차를 적용하여 얻어진 가진기의 운동 모델은 아래의 식과 같으며, 식 (10.7)에서 사용된 시스템 파라미터들은 Table.6.2에 정리되었다.

$$\frac{Y(s)}{V_{in}(s)} = \frac{1.2350 \times 10^8}{s^3 + 745.18s^2 + 1.5785 \times 10^5 s + 3.1868 \times 10^6} \quad (\text{mm/v}) \quad (10.8)$$

Table 10.2 System parameters for flow motion vibrator

Symbol	Description	Value	Unit
$m$	Mass of moving plate	$9.1248 \times 10^{-3}$	Kg
$c^*$	Damping coefficient of flow vibrator	$2.7877 \times 10^{-3}$	Newton/ (mm/s)
$k$	Spring constant of moving plate	$6.6140 \times 10^{-2}$	Newton/ mm
$R$	Resistance of moving coil	4.7	$\Omega$
$L^*$	Inductance of moving coil	10.69	mH
$K_t^*$	Force constant of moving coil motor	1.5880	Newton/ A
$K_e^*$	Back EMF constant of moving coil motor	0.001	Newton/ (mm/s)

식 (10.8)에 대한 검증에 앞서, 간략하게 System ID의 Step 4)에서 발생되었던 문제에 대하여 언급한다. 앞 절에서도 언급되었지만, System ID를 위하여 PRBS 신호의 크기를 0.03 ~ 0.2 Volt까지 변화시키면서 많은 데이터를 수집하였다. 각 데이터 Set에 대하여 위에서 설명된 절차를 적용하여, Unknown System parameter들을 구하여 보았다. 5 mSec 샘플링 시간의 경우, 대부분의 데이터 Set에 대하여  $K_e$ 가 음의 값을 갖게 되었다. 따라서, 이  $K_e$  값을 양수의 값으로 변화시키면서, 그 결과를 실험적 주파수 응답과 비교하여 보았다. 샘플이 시간이 1 mSec인 데이터 Set의 경우에는 바람직한 결과를 얻을 수 없었으며, 샘플링 시간 5 mSec이며 PRBS의 크기가 30 mV인 데이터 Set은 실험적 주파수 응답과 상당히 일치되는 결과를 제공하였다. 따라서,  $K_e$  값을 양수의 값으로 바꾸면서,  $K_e, c, L$ 의 값도 Step 4)의 계수 Matching 법으로 구한 값 들에서 조금씩 변화시키면서 식 (10.8)의 주파수 응답이 실험적 주파수 응답에 근접되도록 하였다. Table 10.2에서 '\*'의 위 첨자를 갖는 시스템 파라미터들은 이와 같은 방법으로 결정된 것이다. 샘플링 시간이 5 mSec이며, PRBS 신호의 크기가 30 mV인 데이터 Set이 다른 데이터 Set보다 좋은 결과를 제공하는 이유는 가진기의 운동 특성이 대부분 저 주파수 영역에서 결정된다는 사실과 가진 신호를 너무 크게 설정하면 가진기 운동의 선형영역에서 벗어나기 때문이 아닌가 추정된다.

앞의 Fig. 10.10은 식 (10.8)으로 주어진 가진기 최종 모델의 주파수 응답을 실험적 주파수 응답과 함께 그린 것이다. 이 그림에서 1 Hz부터 1000 Hz 주파수 대역에 걸쳐서 그려진 3개의 실선은 실험적 주파수 응답을 의미하며, 굵은 점선으로 표시된 것은 식 (10.8)에 대한 주파수 응답이다. 식 (10.8)의 해석적 주파수 응답은 1 Hz부터 1000 Hz 주파수 대역에서 비교적 실험 결과와 잘 일치하고 있다. 따라서, 앞으로 설계될 페루프 가진 제어기는 식 (10.8)로 주어지는 가진기 운동 모델에 근거하여 결정될 것이다. 이 절을 종료하기 전에 식 (10.8)의 타당성을 시간영역에 대하여 검증한 결과를 제시하기로 한다. Fig. 10.11의 상위 두 Plot은 초기 2초간의 PRBS 신호 입력과 Gap Sensor로부터 유추된 이동 판의 변위를 보여주고 있다. 또한, Fig. 10.11의 마지막 Plot은 6초부터 9초까지 입력된 PRBS에 의한 이동판의 실제 변위와 동일한 PRBS 입력에 대하여 산출된 모델 출력신호를 나타낸다. 즉, 동일

한 PRBS를 식 (10.8)의 모델에 인가한 경우, 이동판의 변위가 Dashed Line으로 표현되어 있고, Gap Sensor로 추정된 이동판의 실제 변위는 실선으로 나타나 있다. 이 그림에서 알 수 있듯이, 식 (10.8)의 모델은 실제 가진기의 운동 특성을 상당히 근접하게 표현하고 있음을 볼 수 있다.

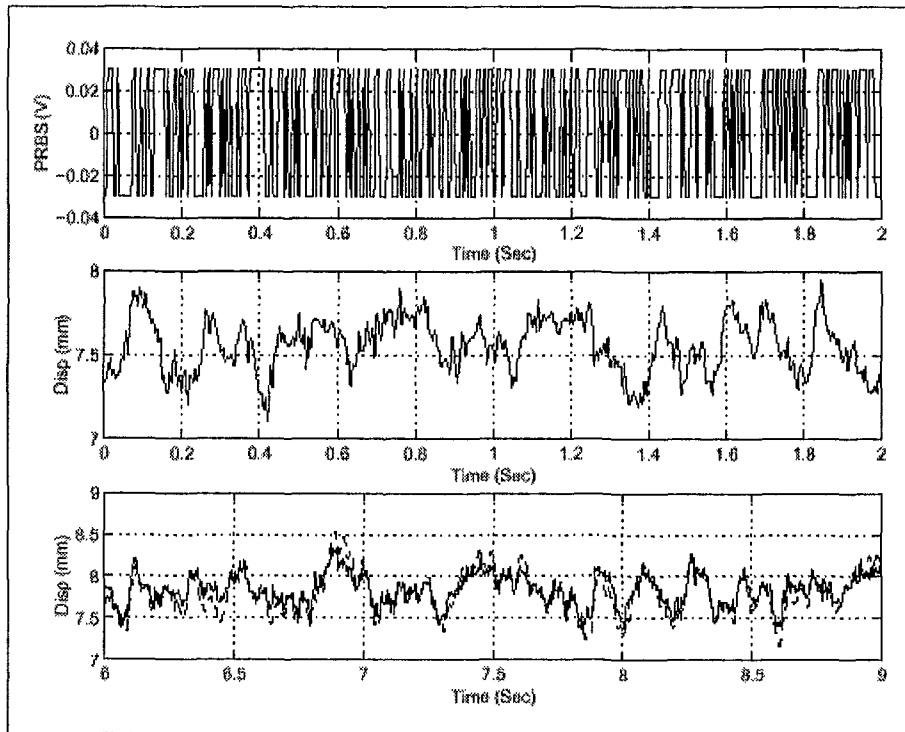


Fig. 10.11 PRBS and generated/ estimated displacement.  
(5 mSec Sampling Time)

## 10.4 페루프 가진 제어기 설계 및 평가

### 10.4.1 가진 제어기 설계

여기서는 10.3절에서 결정된 가진기의 개루프 운동 모델을 바탕으로 페루프 가진 제어기를 설계하기로 한다. 앞의 Fig. 10.8의 가진 시스템의 개루프 주파수 응답에서도 알 수 있듯이, 개루프 가진기는 DC에서 대략 수 Hz정도의 주파수 범위에서

만 일정하게 응답한다. 이와 같은 대역폭 (Bandwidth) 제한 특성은 개루프 가진 시스템이 유동공진을 위한 진동 발생에 사용되는 점에 있어서 많은 단점을 갖게 됨을 의미한다. 따라서, 폐루프 가진기를 설계 함으로서 일정한 진동 운동이 가능한 대역폭을 최대한 확장하려 한다.

Fig. 10.8로 표현된 개루프 주파수 응답특성을 갖는 가진기 구조에 대하여, 가능한 한 최대의 대역폭을 제공할 수 있는 제어기를 설계하여 보자. Fig. 10.8에서 주파수 응답의 크기선도를 살펴보면, 220 Hz 주파수 대역에서 나타나기 시작하는 고차의 진동모드의 크기가 100 Hz 근처에서의 크기와 거의 같은 값을 갖고 있음을 볼 수 있다. 따라서, 지금과 같은 기계적 특성을 갖는 가진기 구조에 대하여 100Hz 이상의 대역폭을 갖도록 제어기를 설계하는 것은 상당히 어려운 문제가 된다. 또한, 그림 8에서 100 Hz 주변에서의 위상지연 특성을 살펴보면, 실질적인 실험적 위상지연 값이 식 (10.3)으로 예상되는 값보다 작게 나타나고 있다. 이 것은 가진기의 해석적 개루프 모델인 식 (10.3)의 전달함수를 사용하여 폐루프 시스템을 설계할 때, 그 결과는 안정성 (Stability)과 과도응답의 성능면에서 항상 신중한 (Conservative) 설계를 보장 함을 의미한다. 이제, 100 Hz의 대역폭을 갖도록 폐루프 가진기를 설계하여 보자. 대역폭 확장을 위하여 일반적으로 선택되는 위상 앞섬 필터 (PLF: Phase Lead Filter)가 사용되었다. 다음은 PLF를 설계하는 절차에 대한 간략한 요약이다.

Lead 제어기는 주로 과도응답 특성을 개선시키는 목적으로 사용되며, 다음과 같은 전달함수를 갖는다.

$$K(s) = \frac{1 + \alpha Ts}{1 + Ts} \quad (10.9)$$

여기서,  $\alpha$  는 1 보다 크게 설정하며, Fig. 10.12(a) 에 그려진 주파수 응답특성을 갖는다. 이 그림에서 보듯이, Lead 제어기는  $\alpha$  와  $T$  의 값을 적절히 선정하여, 특정 주파수  $w_{MAX}$ 에서  $\phi_{MAX}$ 의 위상을 앞서게 한다. 즉, Loop Gain의 crossover 주파수 ( $w_c$ ) 대역에  $w_{MAX}$ 를 위치 시키도록  $\alpha$  와  $T$ 의 값을 선정하여 phase lead를 부

가 함으로서, 위상여유 (PM: Phase Margin)를 증가 시킬 수 있다. Lead 제어기의 설계절차는 다음과 같다.

- 1) 정상상태 오차에 관한 요구조건을 만족시키기 위한 개루프 게인  $K$ 를 설정한다.
- 2) 변경된 Loop Gain,  $KG_{loop}(s)$ 에 대한 Bode 선도에서  $PM > 50^\circ$ 의 조건을 만족시키기 위한  $T$ 와  $\alpha$ 를 선정한다. 즉, PM 조건을 만족시키기 위해 요구되는 위상 lead 값,  $\phi_{MAX}$ 를 대략적으로 결정하면, Fig. 10.12의 테이블에서  $\alpha$ 의 값을 찾을 수 있다. 또한,  $w_{MAX}$ 와  $w_c$ 의 관계로서, 적당한  $T$  값을 선정할 수 있게 된다.
- 3) Lead 보상기의 추가로 Loop gain의 주파수 응답특성이 변경되므로, PM 조건을 최종으로 만족시킬수 있을 때까지, 단계 2) 에서 결정된 최초의  $T$  및  $\alpha$  값을 중심으로 세부 Tuning이 필요하다.

Lag 보상기는 PI 제어기와 유사한 특성을 갖고 있다. 즉, 저 주파수 대역에서 게인을 증가시켜 정상상태 응답특성을 개선시키려 할 때 주로 사용된다. 또한, 이 필터의 사용으로 인하여 발생하는 위상지연이 PM에 나쁜 영향을 주는 것을 피하기 위하여 충분히 낮은 주파수 대역에서 Lag 보상기를 사용하게 된다. 즉, Lag 보상기에 의하여 추가되는 pole과 zero는 s-plane상에서 원점근처에 오도록 위치 되지만, 이들간의 상대 거리가 작기 때문에 pole-zero cancellation 효과가 나타나 과도응답에는 영향을 미치지 않게 된다. 또한, Lag 제어기는 항상 고 주파수 게인을 낮게하는 특성이 있으므로, PM을 증가시키는 바람직한 결과를 주지만, Loop gain의 crossover 주파수를 저 주파수 쪽으로 끌어 당겨 페루프의 Bandwidth를 작게 한다는 단점도 동시에 갖고 있다. Lag 보상기는 다음과 같은 전달함수를 갖는다.

$$K(s) = \alpha \frac{1+Ts}{1+\alpha Ts} \quad (10.10)$$

여기서,  $\alpha$ 는 1보다 크게 설정하며, Fig. 10.12(b)에 그려진 주파수 응답특성을 갖는다. 선정된  $\alpha$ 에 대한 위상 lag 값은 그림의 테이블에서 주어진 것과 동일하다. Lag 보상기의 설계절차는 다음과 같다.

- 1)  $\alpha$ , 또는 비례제어 계인을 함께 사용하여 정상상태 오차 요구조건을 만족시킬 수 있도록  $\alpha$ 를 결정한다. 보통  $\alpha$ 는 10을 넘지 않게 설정한다.
- 2) PM 요구조건에 위배되지 않게,  $w_{MAX}$ 의 위치를 조절한다. 물론,  $w_{MAX}$ 는 저 주파수 대역에 위치되며, 추가된 Lag filter에 의하여 PM 조건이 만족되지 않는다면,  $\alpha$ 와 비례제어 계인 값을 다시 조정한다. 즉, 이들 값의 곱은 갖게 유지하면서,  $\alpha$ 를 낮은 값으로 선정하면 Phase lag 량이 작게 된다.

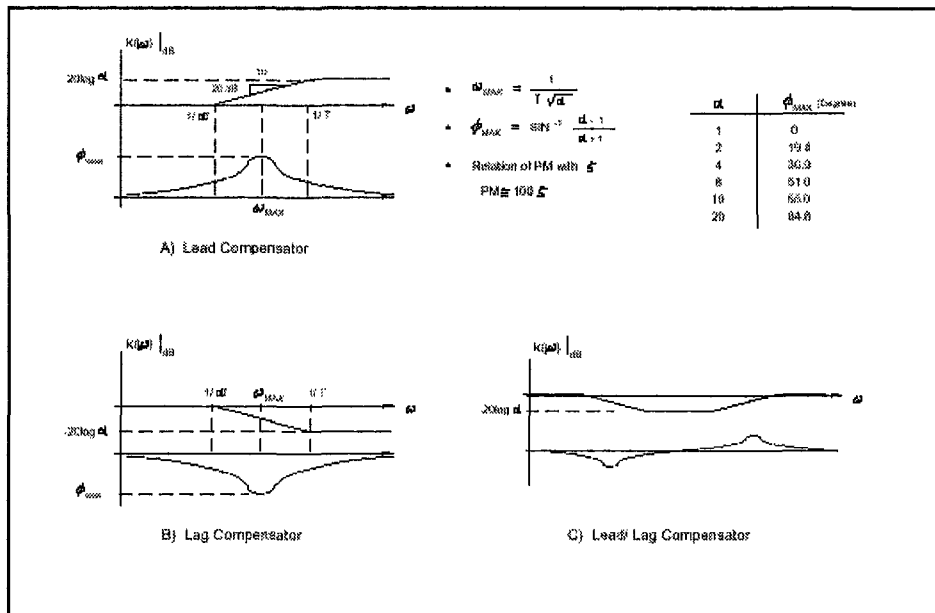


Fig. 10.12 Lead/ Lag 보상기.

위에서 설명된 두 보상기를 결합하면 Lead/ Lag 보상기를 얻을 수 있다. 이 보상기는 저 주파수에서는 DC gain을 증가시켜 정상상태 특성을 좋게 하고, 고 주파수에서는 위상을 보상하여 PM을 상승시킬 수 있다. 이 제어기의 기능은 PID 제어기의 역할과 거의 동일하다.

아래의 식 (10.11)는 위의 설계절차를 적용하여 산출된 PLF를 표현하며, 100 Hz 근처에서 대략 90도의 위상 보상 (Phase Compensation)을 할 수 있도록 설계되었다.

$$K_1(s) = \frac{0.8903(1+0.0038985s)^2}{(1+0.00064975s)^2} \quad (10.11)$$

그러나, 식 (10.11)의 PLF를 현재의 가진 시스템에 그대로 사용하게 되면, 앞서 언급된 고차의 공진모드 영향으로 설계된 폐루프 시스템은 불안정 해진다. 이 것은 PLF가 고 주파수 대역에서의 게인을 크게 하기 때문이다. 즉, PLF를 사용하게 되면, 루프 게인 보드 선도 (Loop Gain Bode Plot)에서 고차 공진모드의 크기는 0 dB 보다 크게 되어 폐루프 시스템은 불안정해진다. 이를 해결하기 위하여, 아래의 식 (10.12)와 같이 100 Hz의 차단 주파수를 갖는 1차 LPF (Low Pass Filter)와 함께 220 Hz 노치 필터가 사용되었다.

$$K_2(s) = \frac{1}{1+s/628.3} \cdot \frac{(s/1382.26)^2+0.2s/1382.26+1}{(s/1382.26)^2+0.2s/1382.26+1} \quad (10.12)$$

Fig. 10.13는 제어기 특성이 고려된 가진기의 루프 게인 주파수 응답을 의미한다. 이 그림에는 실험적인 주파수 응답 선도과 함께 두 개의 해석인 주파수 응답 선도가 그려져 있다. 이중 실선으로 표현된 것은 가진기의 개루프 전달함수에 식 (10.11)의 PLF 제어기만 고려한 루프 게인에 대한 주파수 응답 선도이며, 굵은 점선으로 표시된 것은 식 (10.11)와 식 (10.12)의 노치 필터를 함께 고려한 루프 게인에 대한 주파수 응답 선도이다. 식 (10.12)의 노치 필터를 사용한 대가는 200 Hz 이하의 주파수 대역에서 볼 수 있는 확연한 위상 지연으로, 100 Hz인 크로스 오버 주파수 (Crossover Frequency)에서 위상지연 값이 180° 보다 크게 나타나고 있다. 앞서 논의된 대로, 식 (6.3)을 사용하여 설계된 폐루프 시스템은 항상 신중한 결과를 제공하게 되는데, 이는 식 (10.3)에 근거하여 설계된 해석적 폐루프 시스템이 불안정하더라도, Fig. 10.13에 나타난 바와 같이 실제적인 폐루프 시스템은 대략 15° 정도의 위상여유 (Phase Margin)를 갖고 있음을 의미한다. 또한, 그림 13에 의하면, 식 (10.11)과 (10.12)를 사용하는 폐루프 시스템은 거의 0 dB의 게인여유 (Gain Margin)을 갖게 된다. 그러나, 현재의 구조에서 게인 여유를 증가시키는 것은 상당히 어려운 문제이다. 폐루프 시스템에 더 큰 값의 게인여유를 주기 위하여 식



(10.12)에 고차의 LPF를 추가하게 되면 위상여유가 감소하게 되기 때문이다. 따라서, 식 (10.11)과 (10.12)를 사용하여 폐루프를 구성하기로 한다. 다음 절에는 이와 같이 설계된 폐루프 시스템의 성능평가를 수행한다.

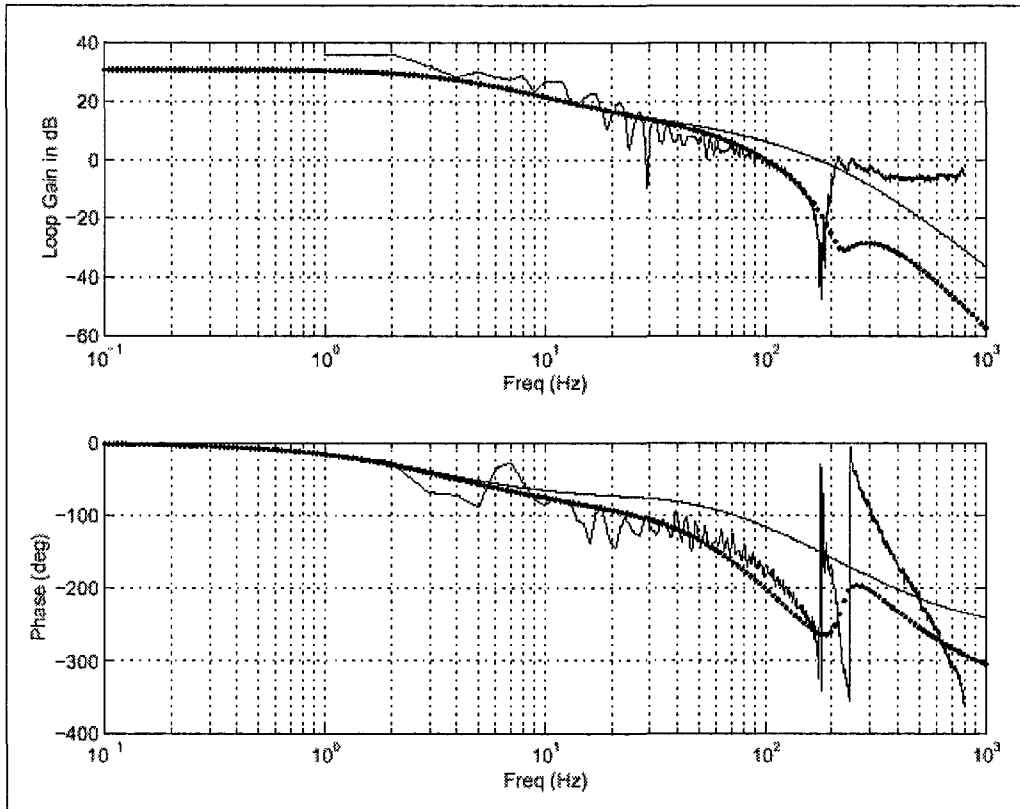


Fig. 10.13 가진기의 루프게인 주파수 응답.

## 10.5 결 론

본 연구를 통하여 대략 100Hz 정도의 대역폭을 갖게 되는 유동공진을 위한 가진 시스템이 설계되었다.

- 가진기의 대역폭과 기계적 구조의 진동 모드와의 관계:

가진기의 기계적 구조에 의하여 발생하는 고차 진동모드들이 고 대역폭 가

진기 설계의 주요 저해 요인이 됨을 알 수 있었다. 따라서, 현재 제작된 가진 시스템의 안정도 여유 (Stability Margin)를 향상시키거나, 또는 보다 큰 대역폭을 갖는 가진기를 설계하기 위하여는 고차 진동모드의 주파수와 그 크기를 유리한 방향으로 설정할 수 있는 가진기 기계구조의 재 설계가 요구된다.

- Moving Coil Actuation 방식으로 구동되는 가진 시스템에서의 주요 설계 파라미터:

이들은 가진 운동판의 무게 및 지지 스프링의 탄성 계수, 또한 Moving Coil Motor의 힘계수들이다. 일반적인 유동공진을 위한 가진기 설계에 있어서, 가진기 구조의 부피/ 무게/ 가격 등은 항상 최소화 시키면서, 목표 성능을 달성시키는 것이 필요하다. 그러나, 위의 파라미터들은 가진기 설계 시에 가진기 성능면에서 서로 배치되는 결과를 초래하게 된다. 즉, 보다 큰 대역폭으로 가진기를 설계하려 한다면 스프링의 탄성계수를 크게 설계하여야 한다. 그러나, 스프링 탄성 계수를 크게 하면, 당연히 Moving Cole 모터의 힘계수도 커져야 한다. 모터의 힘 계수가 커지면, 보다 큰 부피/ 무게를 갖는 영구자석이 필요하게 된다. 따라서, 정확한 가진기 설계 규격이 정해진다면, 이들을 모두 고려한 최적설계가 필요하다.

- 고차 진동모드 효과 억제 기술:

저역통과 필터가 부가된 노치 필터를 사용하여, 고차 공진모드의 영향으로 발생하는 페루프 시스템의 불 안정성을 해결하였다. 그러나, 이것은 소극적인 방법이며, 보다 더 근본적인 해결책은 앞서 언급된 기계구조의 최적 설계이다.

여 백

## 제 11 장 결 언

본 연구에서는 유동공진에 의한 열 및 물질전달 촉진기술을 개발하기 위하여 유동공진 방열해석을 위한 모델을 개발하고 그에 따른 실험 및 분석을 통해 유동공진에 의한 열전달 촉진특성을 밝히기 위한 체계적인 연구가 수행되었다. 또한 유동공진 방열해석을 위한 수치시뮬레이션 및 실제기기 적용실험을 수행하여 유동공진을 이용한 열전달 촉진기술에 대한 응용기술을 확보하고 이를 바탕으로 유동공진 전용 가진장치를 개발함으로써 전자장비 및 산업용 열교환 시스템에의 응용기술을 개발하고자 하였다.

냉각유체의 입구 유동을 주기적으로 가진하여 유동공진을 야기시킴으로써 고발열 반도체 소자에서의 발열을 해결하기 위한 열전달 모델을 개발하여 수치해석을 수행하였다. 이를 통해 한 주기동안 발열물체의 표면에서 벽면 시간평균 열전달량이 특정 주파수의 가진에서 최대를 보이는 유동공진이 관찰되었다. 이러한 현상을 이용하여 통신, 전자기기 냉각장치 등에 응용이 가능할 것으로 사료된다. 또한 실제 산업기기로의 적용 가능성을 평가하기 위하여 산업현장에서 수요가 많은 판형열교환기의 유로구조를 모사한 삼각형상의 그루브 채널실험을 통하여 유동공진 현상의 검증과 유동공진 열전달 촉진현상의 메카니즘 및 맥동유동 변수에 대한 영향을 규명하였다. 맥동유동은 층류유동영역에서 점성력에 의하여 억제된 유동의 불안전성을 활성화시킴으로써 유체혼합을 촉진시키고 열전달을 향상시킴을 알 수 있었고 맥동유동의 최적 스트라울 수가 존재하며 이는 레이놀즈 수의 증가에 따라 증가함을 알 수 있었다. 또한 유동가시화 실험을 수행하여 맥동유동에 의한 열전달 촉진현상의 메카니즘을 검증하였다.

기초 실험에서 관찰된 삼각형 그루브내에서의 유동공진 열전달 현상을 판형 열교환기에 적용하였다. 판형열교환기는 chevron 무늬를 가지고 있으며, 120°의 herringbone각을 가진 광각전열판으로 되어있다. 그루브 채널에서와 동일하게 스트라울 수가 증가함에 따라 열전달 향상비가 점차 증가하다가 최대점에 이르고, 다시 감소하는 유동공진 현상이 관찰되었다. 본 실험영역에서는 삼각형상 그루브 채널의 실험에서와 동일하게 레이놀즈 수가 감소함에 따라 열전달 향상비는 증가하였으며,

최적의 스트라울 수는 감소하였다. 본 연구를 통하여 판형열교환기에 맥동유동을 부여하는 경우 특정한 조건하에서 열전달량이 증가하는 것으로 나타나 향후 유동공진 장치의 소형화를 통해 기존 판형열교환기의 성능을 크게 향상시킬 수 있을 것으로 기대된다.

측벽이 가열되는 중형비가 1인 밀폐계 내부에서 일어나는 자연대류 열전달의 촉진현상에 대한 실험적 연구를 수행하였다. 본 실험에서는 수치해석적으로 밝혀진 외부 가진에 의한 내부 중력장 요동 공진의 존재를 검증하고 가진 주파수, 가진 진폭 및 레일리 수 변화와 같은 다양한 조건에서의 실험을 수행하였다. 이를 통해 기존 수치연구에서 제시되었으나 실제 실험으로 검증되지 않았던 현상에 대하여 그 현상이 실제로 존재하며 발생 조건 또한 정성적으로 일치함을 밝혔다.

사각형 밀폐계에서 음향 공진에 의한 대류 열전달 성능 향상에 대한 특성을 밝혀내기 위하여 실험적 연구를 수행하였다. 본 연구를 통하여 특정 주파수에서 열전달이 공진 현상을 나타냄을 보였다. 이전의 연구 결과에서 알려졌던 것과 달리 벽면의 공진 열전달 촉진현상은 내부 중력파에 의한 저주파 요동과 일치하지 않음을 알 수 있었다. 본 연구에서는 경계층파동에 의한 고주파수 모드를 가진시키는 것이 주 관점이다. 고주파수 가진을 통하여 열전달 성능이 월등히 향상되었고 공진 열전달의 증가는 음향 가진 속도 진폭에 영향을 받는다. 공진 상태에서 유동의 혼합이 증가하면서 밀폐계 내부의 공기 온도는 좁은 범위의 평균 공기 온도로 모인다.

순수 왕복유동에 의한 서로 다른 세가지 방열기의 열전달과 왕복 유동의 가진 주파수와 진폭이 방열기의 열전달에 미치는 영향에 대하여 관찰하였다. 순수 왕복유동에 의해 방열기 바닥면의 온도가 현저히 낮아진다는 것을 알 수 있었다. 고정된 속도 진폭에서 저주파수 왕복 유동이 좋은 냉각 성능을 나타내었고 왕복유동의 속도 진폭이 증가하면 표면 온도의 감소폭은 더욱 커진다는 것을 밝혔 내었다.

개인용 컴퓨터의 CPU 냉각을 위한 혁신적인 공진 냉각장치를 소개하였다. 펜티엄 150MHz 프로세서를 탑재한 데스크탑 개인용 컴퓨터에 냉각 장치를 탑재하여 공진 냉각장치의 성능 실험을 수행하였다. 음향 가진을 통하여 CPU 표면 온도가 현저하게 떨어지는 것을 알 수 있다. 표면 온도의 감소는 가진 주파수에 따라 공진 현상을 나타낸다. 가진 주파수가 40Hz일 때 CPU 표면 온도는 약 34℃까지 감소한다. 가진 주파수 100Hz이상으로 음향 가진을 하였을 때 표면의 온도 감소 폭이 작

아짐을 관찰할 수 있다. 음향 가진 속도 진폭이 증가하면 CPU 표면의 온도는 점진적으로 하강한다. 본 연구에서 제시된 공진 냉각 장치는 상용 냉각 팬보다 CPU 표면 온도의 감소 측면에서 우수한 성능을 나타내었다.

수증기가 고체면에서 응축하는 과정에서 기본적으로 생성되는 액적에 일정 주파수의 진동을 가함으로써, 액적을 고체면으로부터 보다 신속히 분리시키는 새로운 방법에 관하여 실험적인 고찰을 수행하였다. 실험적 연구를 통하여 일정한 크기의 액적에 대해 다양한 주파수의 가진을 주어, 액적이 분리되는 최소한의 가진 강도를 주파수의 함수로 구하여 고체면에 매달려 있는 액적을 용이하게 분리시킬 수 있는 하나 이상의 가진 주파수가 존재함을 보였다.

또한 유동공진 방열기술을 개발하기 위해서는 열 시스템의 고유흐름 주파수와 동일한 주파수로 열 시스템 내부의 유체를 교란시키는 가진기가 필수적이다. 이를 위하여 가동코일형 액추에이터에 의하여 구동되는 경량화된 가진 운동판과 고 대역폭 가진 특성을 얻기 위하여 피드백 제어구조를 갖는 가진장치를 설계하고 시제품을 제작하였다. 이를 통해 유동공진을 발생시키는데 최적의 저전력 구동장치의 기본개념을 확립하고 제작할 수 있는 토대를 마련하였다.

여 백

## 참고문헌

1. 강병하, 김서영, 1999, 유동공진을 이용한 열전달 촉진기술, 기계저널, 제39권, 제3호, pp. 47-50.
2. 김광호, 안이기, 강형석, 1990, 대형아음속 풍동의 확산-정지-수축부 설계, 과학기술처, N666-3978-2.
3. 류해성, 윤재성, 1998, 냉동공조에 있어서의 판형열교환기의 응용, 공기조화·냉동공학, 제27권, 제3호, pp. 218-231.
4. 이상천, 1999, 열전달 촉진기술의 현황과 전망, 기계저널, 제39권, 제3호, pp. 33-37.
5. KS B6311, 1982, 송풍기의 시험 및 검사 방법, 한국산업표준심의회.
6. 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,, Vol. 19, pp. 1-19.
7. Antohe B. V. and Lage, J. L., 1996, Amplitude effect on convection induced by time-periodic horizontal heating., Int. J. Heat and Mass Transfer., Vol 39, pp. 1121-1133.
8. Antohe B. V. and Lage, J. L., 1996, Experimental investigation on pulsation horizontal heating of an enclosure filled with water., ASME J. of Heat Transfer., Vol 118, pp. 889-896.
9. Azar, K., 1992, Enhanced Cooling of Electric Components by Flow Oscillation, J. Thermophysics Heat Transfer, Vol. 6, pp. 700-706.
10. Basaran, O. A. and De Paoli, D. W., 1994, "Nonlinear Oscillations of Pendant Drops", Phys. Fluids, Vol. 6, pp. 2923-2943.
11. Batchelor, G. K., 1967, An Introduction to Fluid Dynamics, Cambridge Univ. Press, Cambridge, England, pp. 353-354.
12. Beckwith, T. G., Marangoni, R. D. and Lienhard V, J. H., 1993, Mechanical measurements, Fifth edition, Addison Wesley Co. Inc.



13. Brochard-Wyart, F., Hervet, H. Redon, C. and Rondelez, F. J., 1991, Spreading of "Heavy" droplets, *J. Colloid Interface Sci.*, Vol. 142, No. 2, pp. 518-527.
14. 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.
15. DePaoli, D. W., Feng, J. Q., Basaran, O. A. and Scott, T. C., 1995, "Hysteresis in Forced Oscillations of Pendant Drops", *Phys. Fluids*, Vol. 7, pp. 1181-1183.
16. Forbes, R. F., Carley, C. T. and Bell, C. J., 1970, Vibration effects on convective heat transfer in enclosures, *ASME Trans. J. Heat Transfer*, Vol. 92, pp. 429-438
17. Fu, W. S. and Shieh, W. J., 1992, A study of thermal convection in an enclosure induced simultaneously by gravity and vibration., *Int. J. Heat and Mass Transfer.*, Vol 35, pp. 1695-1710.
18. Fu, W. S. and Shieh, W. J., 1993, Transient thermal convection in an enclosure induced simultaneously by gravity and vibration., *Int. J. Heat and Mass Transfer.*, Vol 36, pp. 437-452.
19. 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.
20. Ghaddar, N. K., Magen, M., 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.
21. Greiner, M. and Chen, R. -F., 1990, Heat transfer augmentation through wall-shape-induced flow destabilization, *Journal of Heat transfer*, Vol. 112, pp. 336-341.
22. Greiner, M., 1991, An Experimental investigation of resonant heat transfer

- enhancement in grooved channel, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.34, pp. 1383-1391.
23. Gill, A. E. and Davey, A., 1969, Instabilities of a buoyancy-driven system, *J. Fluid Mechanics*, Vol. 35, pp. 775-798
  24. Ha, S. C., Kim, C. H., Ahn, S. P. and Dreitsler, G. A., 1998, "Condensate Drainage Characteristics of Plate Fin-and-Tube Heat Exchanger", *Int. Conference and Exhibit, Heat Exchangers for Sustainable Development*, Lisbon, Portugal, pp. 423-430.
  25. Ivey, G. N., 1984, Experiments on transient natural convection in a cavity, *J. Fluid Mechanics*, Vol. 144, pp. 389-401
  26. Iwatsu, R., Hyun, J. M. and Kuwahara, K., 1992, Convection in a differentially heated square cavity with a torsionally oscillating lid, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 35, pp. 1069-1076
  27. Kazmierczak, M. and Chinoda, Z., 1992, Bouyancy driven flow in an enclosure with time periodic conditions, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 35, pp. 1507-1518.
  28. Kelvin, Lord, 1890, *Mathematical and Physical Papers*, Vol. 3, Clay, pp. 384.
  29. Kim, S. Y. and Y. Jaluria, 1998, Basic Consideration in Combined Buoyancy-induced and Forced flow in a Vertical Open Shaft, *Numerical Heat Transfer Part A - Applications*, Vol.34, Iss. 5, pp. 519-536.
  30. Kim, S. Y., Kang, B. H. and Hyun, J. M., 1998, Forced Convection Heat Transfer from Two Heated Blocks in Pulsating Channel Flow, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 41, No. 3, pp. 625-634.
  31. Kim, S. Y., Kang, B. H. and Y. Jaluria, 1998, Thermal Interaction between Isolated Heated Electronic Components in Pulsating Channel Flow, *Numerical Heat Transfer, Part A-Applications*, Vol.34, Iss. 1, pp 1-21.
  32. Kim, S. Y., Kim, S. K. and Kang, B. H., 2000, Resonant cooling device for electronic equipment, Patent Pending in Korea, Japan and USA.
  33. Kim, S. Y., Kang, B. H., Paek, J.W. and Kim, S. K., 2000, Resonant heat

- transfer enhancement by acoustic excitation in a side-heated rectangular enclosure., *Advances in enhanced heat transfer 2000, The 2000 ASME IMECE, HTD-Vol. 365*, pp. 9-16.
34. Kiya, M., Shimizu, M., Mochizuki, O., Ido, Y. and Tezuka, H., 1993, Active Forcing of an Axisymmetric Leading-edge Turbulent Separation Bubble, *AIAA paper 93-3245*.
  35. Kwak, H. S. and 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.
  36. Kwak, H. S., Kuwahara, K. and Hyun, J. M., 1998, Prediction of the resonance frequency of natural convection in an enclosure with time-periodic heating imposed on one side wall, *Int. J. Heat transfer*, Vol. 41, pp. 3157-3160.
  37. Kwak, H. S., Kuwahara, K. and Hyun, J. M., 1998, Resonant enhancement of natural convection heat transfer in a square enclosure, *Int. J. Heat transfer*, Vol. 41, pp. 2837-2846.
  38. Lage, J. L., and Bejan, A., 1993, The resonance of natural convection in an enclosure heated periodically from the side., *Int. J. Heat and Mass Transfer.*, Vol 36, pp. 2027-2038.
  39. Lamb, H., 1932, *Hydrodynamics*, Dover Publication, New York.
  40. Lee, B. S., Kang, I. S. and Lim, H. C., 1999, Chaotic mixing and mass transfer enhancement by pulsatile flow in an axisymmetric wavy channel, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 2571-2581.
  41. Mackley, M. R. and Stonestreet, P., 1995, Heat transfer associated energy dissipation for oscillatory flow in baffled tubes, *Chemical Engineering Science*, Vol. 50, No. 14, pp. 2211-2224.
  42. Marto, P. J., Mitrou, E., Wanniarachchi A. S. and Katsuta, M., 1987, "Film Condensation of Steam on a Horizontal Wire-Wrapped Tube", *Proceedings, 2nd ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference*, Vol. 1, pp. 509-516.

43. Metha, R. D. and Bradshaw, P., 1979, Design rules for small low speed wind tunnel, *Aeronautical journal*, Vol. 82, pp. 443-449.
44. Miller, C. A. and Scriven, L. E., 1968, "The Oscillations of a Fluid Droplet Immersed in Another Fluid", *J. Fluid Mech.* Vol. 32, pp. 417-435.
45. Morel, T., 1975, Comprehensive design of axisymmetric wind tunnel contractions, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 97, pp. 225-233.
46. Nishimura, T., Oka, N., Yoshinaka, Y. and Kunitsugu, K., 2000, Influence of imposed oscillatory on the mass transfer enhancement of grooved channels for pulsatile flow, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 43, No. 3, pp. 2065-2374.
47. Paolucci, S and Chenoweth, D., 1989, Transition to chaos in a differentially heated vertical cavity, *J. Fluid Mech.*, Vol 201, pp. 379-410.
48. Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere, New York.
49. Patra, A. T. and Mikic, B. B., 1986, Exploiting hydrodynamic instabilities. Resonant heat transfer enhancement, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 29, No. 8, pp. 1127-1138.
50. Patterson, J. and Imberger, J., 1980, Unsteady Natural Convection in a rectangular Cavity, *J. Fluid Mech.*, Vol 54, pp. 417-421.
51. Patterson, J. C. and Amfield, S. W., 1990, Transient features of natural convection in a cavity, *J. Fluid Mechanics*, Vol. 219, pp. 469-497
52. Rangel, R. H. and Sirignano, W. A., 1991, "The Linear and Nonlinear Shear Instability of a Fluid Sheet", *Phys. Fluids*, Vol. 3, No. 10, pp. 2392-2400.
53. Rayleigh, Lord, 1894, *The Theory of Sound*, Macmillan.
54. Rlee, G. H. and Sung, H. J., 2000, Enhancement of Heat Transfer in Turbulent Separated and Reattaching Flow by Local Forcing, *Numerical Heat Transfer, Part A*, Vol-37, No. 7, pp. 733-753.
55. 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.

56. Schiaffino, S., 1996, The Fundamentals of molten microdrop deposition and solidification, Ph.D. Thesis, MIT, Cambridge, MA.
57. Schladow, S. G., 1990, Oscillatory motion in a side heated cavity., *J. Fluid Mech.*, Vol. 213, pp. 589-610
58. Strani, M. and Sabetta, F., 1984, "Free Vibrations of a Drop in Partial Contact with a Solid Support", *J. Fluid Mech.* Vol. 141, pp. 233-247.
59. Su, Y.-H., 1999, "Numerical Study of the Nonlinear Dynamics of the Acoustic Drops and Bubbles", Ph.D. Thesis, MIT, Cambridge, MA.
60. 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.
61. Wang, C.-C. and Chang, C.-T., 1998, "Heat and Transfer for Plate Fin-and-Tube Exchangers with and without Hydrophilic Coating", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 41, pp. 3109-3120.
62. Wilkes, E. D. and Basaran, O. A., 1997, "Forced Oscillations of Pendant (Sessile) Drops", *Phys. Fluids*, Vol. 9, pp. 1512-1528.
63. Xia, Q., Yang, K. T. and Mukutomi, D., 1995, Effect of imposed wall temperature oscillations on the stability of natural convection in a square enclosure., *J. of Heat Transfer*, pp. 113-120
64. Yan, Y-Y. and Lin, T-F., 1999, Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger, *J. Heat Transfer*, Vol 121, pp. 118-127.
65. Yang, J. W., Scaccia, C. and Goodman, J., 1974, Laminar natural convection about vertical plates with oscillatory surface temperature, *J. Heat Transfer*, Vol 96, pp. 9-14.