

공학석사 학위논문

헬륨을 냉매로 사용한  
열음향 냉동기의 제작 및  
성능평가

The Construction and Performance Evaluation of a Speak-driver  
Thermoacoustic Refrigerator with Helium Refrigerant

지도교수 김 동 혁

2007년 2월

한국해양대학교 대학원

냉 동 공 조 학 과

최 두 원

본 논문을 최두원의 공학석사 학위논문으로 인준함.

위원장 공학박사 유 삼 상 (인)

위 원 공학박사 도 덕 희 (인)

위 원 공학박사 김 동 혁 (인)

2007년 2월

한국해양대학교 대학원

냉 동 공 조 공 학 과

최 두 원

# 목 차

Abstract

사용기호

그림 목차

표 목차

## 제 1 장 서론

- 1.1 연구 배경 ..... 1
- 1.2 연구 내용 ..... 3

## 제 2 장 열음향 냉동이론

- 2.1 열음향 냉동원리 ..... 5
- 2.2 Lagrangian 관점의 열음향 냉동원리 ..... 9
- 2.3 열유동률 .....11
- 2.4 일유량 .....14

## 제 3 장 열음향 냉동 실험장치

- 3.1 열음향 냉동기 .....17
  - 3.1.1 열교환기 .....20
  - 3.1.2 박판집적체 .....20

3.1.3 공명관 .....	25
3.1.4 음향 발생장치 .....	25
3.2 헬륨가스 충전 .....	25
3.3 실험장치의 구성 .....	28
3.4 실험내용 및 방법 .....	31
3.4.1 실험내용 .....	31
3.4.2 실험방법 .....	31

## 제 4 장 실험결과 및 고찰

4.1 스위핑 작업 결과 .....	33
4.2 스피커 동력별 온도 측정 결과 .....	33
4.3 가압실험 및 성능평가 결과 .....	34
4.4 음향동력 .....	47
4.5 성능계수 계산 .....	48

## 제 5 장 결론 .....

## 참고문헌 .....

# The Construction and Performance Evaluation of a Speak-driver Thermoacoustic Refrigerator with Helium Refrigerant

Doo-Won Choi

Department of Refrigeration & Air-Conditioning  
Engineering  
Graduate School, Korea Maritime University

## Abstract

The thermoacoustic refrigerator has not only considerable possibility but also commercial usability, because it has high reliability, lower vibration, no moving part, and can be easily constructed. In this study, a thermoacoustic refrigerator using a resonant standing acoustic wave has been built. It employs a loudspeaker to sustain a standing wave in a resonance tube. The resonator type  $1/2$  wavelength thermoacoustic refrigerator is designed and fabricated according to the method suggested by Hofler. The apparatus is capable of driving closed systems containing helium at mean pressures ranging from 1-6 bar. The resonance tube is 1040mm in length, theoretical resonance frequency of which is about 465Hz.

But the actual resonance frequency is observed to be 476Hz. The resonator type  $1/2$  wavelength thermoacoustic refrigerator is composed of a resonator of 40mm diameter, stack of plates, heat exchangers and speaker driver. The thickness of the hot heat exchanger and the cold heat exchanger is 10mm, 6mm respectively. The stack of plates made of Kapton(Mylar) is of spiral type having finite spaces of 0.6mm. The length of the stack of plates is 80mm. The maximum temperature drop obtained in the experiment is observed to be 39.3°C when it is driven at 476Hz and 120W of speaker power. The cold-part temperature of the exchanger falls to -18.3°C. The COP relative to Carnot's cycle has its maximum of 2.47% when the speaker is driven at 50W.

## 사 용 기 호

$a$	:	음속 [ $m/s$ ]
$COP$	:	성능계수
$COP_c$	:	카르노(Carnot) 성능계수
$c_p$	:	정압 비열 [ $kJ/kg \cdot K$ ]
$f$	:	주파수
$Im$	:	허수부
$k$	:	열전도율 [ $W/m \cdot K$ ]
$l$	:	박판 두께의 1/2 [ $m$ ]
$p$	:	압력 [ $N/m^2$ ]
$Q$	:	열량 [ $kJ$ ]
$\dot{Q}$	:	열유동률 [ $W$ ]
$\dot{q}$	:	열유속 [ $W/m^2$ ]
$R$	:	공명관의 반지름 [ $m$ ]
$Re$	:	실수부
$s$	:	비엔트로피 [ $J/kg \cdot K$ ]
$T$	:	온도 [ $K$ ]
$t$	:	시간 [ $sec$ ]
$u$	:	속도의 x방향성분 [ $m/s$ ]
$v$	:	속도의 y방향성분 [ $m/s$ ]

$\dot{W}$	:	일유동률[ $W$ ]
$\dot{w}$	:	단위 체적당 동력[ $W m^3$ ]
$y_0$	:	박판 간격의 1/2[ $m$ ]

## 그리스 문자

$\alpha$	:	열확산도(thermal diffusivity)[ $m^2/s$ ]
$\beta$	:	열팽창계수
$\Gamma$	:	무차원 온도구배
$\gamma$	:	비열비
$\Delta x$	:	박판 집적체의 길이[ $m$ ]
$\delta$	:	열 침투깊이[ $m$ ]
$\eta$	:	효율
$\lambda$	:	파장[ $m$ ]
$\lambda$	:	파의 라디안 길이[ $m$ ]
$\Pi$	:	유체와 박판이 접하는 총길이[ $m$ ]
$\rho$	:	밀도[ $kg/m^3$ ]
$\omega$	:	각 주파수[ $rad/s$ ]

## 상첨자

$\rightarrow$	:	벡터
$\sim$	:	공약 복소수
$Im$	:	고체, 정재파

## 하첨자

1	미소진폭
$A$	진폭
$ac$	음향
$C$	cold 혹은 카르노 사이클
$crit$	한계
$elec$	전기
$H$	hot
$m$	평균
$t$	열경계층
$w$	물
$x$	음파의 진행방향
$y$	음파의 진행방향에 대한 수직방향

## 그림 목 차

- Fig.1 The heat-flux density along  $x$  near the surface of the plate
- Fig.2 Heat Transfer Mechanism
- Fig.3. Normalized distance from the plate surface
- Fig.4 Thermoacoustic refrigerator( $f=476\text{Hz}$ , Helium)
- Fig.5 Dimensions and picture of cold heat exchanger
- Fig.6 Dimensions and picture of hot heat exchanger
- Fig.7 Dimensions and picture of Stack of plate
- Fig.8 Schematic diagram of experimental apparatus
- Fig.9 Photograph of 1/2 wave Thermoacoustic refrigerator
- Fig.10 Temperature histories of cold side with stack location and frequency sweeping

- Fig.11 Temperature histories of the hot side and cold side  
heat exchangers according to time with speaker power(10W)
- Fig.12 Temperature histories of the hot side and cold side  
heat exchangers according to time with speaker power(30W)
- Fig.13 Temperature histories of the hot side and cold side  
heat exchangers according to time with speaker power(50W)
- Fig.14 Temperature histories of the hot side and cold side  
heat exchangers according to time with speaker power(80W)
- Fig.15 Temperature histories of the hot side and cold side  
heat exchangers according to time with speaker power(100W)
- Fig.16 Temperature ratio and operating frequency versus  
mean pressure of refrigerator at speaker power 50W
- Fig.17 Temperature ratio according to the electric heater power
- Fig.18 Coefficient of performance according to  
the electric heater power

Fig.19 Coefficient of performance relative to Carnot`s  
coefficient of performance according to the electric  
heater power

Fig.20 Temperature histories of the hot side and cold side  
heat exchangers according to time with speaker power(120W)

## 표 목차

Table 1 Dimensions of thermoacoustic refrigerator and  
operation conditions

Table 2 Thermophysical properties of working fluid in a  
thermoacoustic refrigerator

Table 3 Calculation of experiment data at the speaker power(50W)

Table 4 Data of performance measurements

# 제 1 장 서 론

## 1.1 연구배경

현재 각종 냉동기에 사용되고 있는 프레온가스(CFC, Chloro Flouro)계열의 냉매는 환경 오염원으로 사회문제가 되고 있고, 환경보호를 위해 사용이 규제 받고 있어 2016년에는 생산이 중단 될 예정이다. 그리하여 이에 대한 대체냉매과 함께 새로운 냉동기술들이 개발되고 있다. 그 중 비교적 최근에 새로운 냉각기술로 개발된 열음향 냉동기는 증기 압축식 냉동기에 비해 큰 동력을 필요로 하지 않는 저온 냉동기술 중의 하나이다.

열음향 냉동기는 기존 냉동기의 압축기가 스피커로 대체되었으며 CFC를 냉매로 사용하는 대신에 헬륨, 아르곤 등 환경에 무해한 기체를 사용한다. 또한 기존의 냉동기에는 기계적인 장치들이 필요한 반면에 열음향 냉동기에는 이 장치들이 거의 없으므로 구조가 비교적 간단하여 대량 생산 시 제품의 단가를 줄일 수 있는 이점이 있으며, 유지 보수가 쉽고 기계적 신뢰도 또한 높다.

첫 번째 열음향학적 현상의 예로서 18세기 유리 세공자들은 뜨거운 유리공에 차가운 유리관을 접합시킬 때 유리관의 개구부에서 음향이 발생하는 것을 목격한 것으로 시작된다. 1777년에는 히긴스(Higgins)[1]가 커다란 관에서 수소불꽃 실험을 통해 음향진동 현상을 발견하였고, 그 후 리이케(Rijke)[2], 존드하우스(Sondhauss)[3], 타코니스(Taconis)[4] 등이 음향진동과 열음향 효과를 분석하였다. Sondhauss tube는 액체 헬륨(4°K) 사용자들에게 Taconis 진동기로 알려져 있는데 극저온 냉동장치에서 가스가 주입된 관이 상온에서 극저온에 접근할 때 매우 큰 진폭을 갖는 Taconis 진동 발생에 대하여 정성적인 방법으로 그 현상을 설명하였다. 1954년에는 클레멘트(Clement), 게프니(Gaffney)가 1980년에는 야자키(Yazaki)등에 의해 연구가 계속 되었다.

1966년 Gifford[5]는 관속의 가스에 매우 낮은 주파수와 높은 진폭을 가진 압

력진동에 의한 냉동효과를 제시하였으며, 1975년 Merkli 등이 실린더 형상과 공진하는 공명기 내 최대 속도위치에서 냉각효과가 발생하는 것을 실험하였고, 공명기 내 가스의 압력변화와 유동에 의한 위상차로 온도변화가 발생하여 관속에서 열펌핑 작용이 일어남을 규명하였다. 1980년대 들어와서 이 원리가 규명되어 1980년대 중반부터 이 연구가 본격적으로 시작되었다.

열음향의 역사에서 본격적인 열음향 냉동장치의 구현은 1982년에 미국의 국립 Los Alamos 연구소의 휘틀리(Wheatley)[6]등이 하였고, 1986년에 호플러(Hofler)[7]는 중음 스피커를 구동기로 하고 공명기 내에 헬륨기체를 10기압으로 채우고 플라스틱 적판과 구리 열교환기를 이용하여 500Hz로 공진시켜 영하 70℃의 저온을 얻어 실용화 가능성을 보였다. 1988년에 스위프트[8]는 열음향 냉동이론에 대한 원리를 체계적으로 정리 발표하였다. 이 스위프트의 논문 발표 이후 열음향 냉동기술도 크게 발전하는 계기가 되었다.

현재까지 열음향 냉동기술에 대한 연구는 미국의 국립 Los Alamos 연구소와 미 해군 대학원이 주축이 되어 연구가 수행되어 왔으며, 미국의 펜실베니아 주립대학교에서도 활발한 연구를 수행 중에 있다.

최근 선진국에서는 열음향 엔진과 열음향 냉동기를 결합한 자동차용 공기조화 장치, 레이더 전파발생장치 냉각용, 소형 냉장고(TALSR, 작동주파수 320Hz), 우주선용 냉각기(STAR,  $f=400\text{Hz}$ )가 개발되어 실용화되었으며, 대용량, 대규모의 열음향 냉동기의 실용화를 위한 연구가 현재도 진행 되고 있다.

국내에서의 열음향 냉동에 대한 연구는 1990년대 중반부터 수행되기 시작하였다. 1995년에 한국해양대학교에서 관의 직경이 일정한 공명관식 열음향 냉동장치에 대한 수치해석적 모델을 제시하여 박판 집적체의 길이와 평균압력 등이 성능에 미치는 영향에 대해 조사하였다[9]. 한국과학기술원에서는 공명관의 주파수 특성을 전달행렬을 이용하여 해석하고 이때 유도된 에너지 평형식에서 열음향 효과를 예측하여 설계기법을 개발하였으며, 자동차용 촉매 변환장치를 박판 집적체로 사용하여 열음향 냉동장치를 제작하여 열펌핑 효과에 대해 실험을 하였다[10]. 서울대학교에서는 호플러(Hofler) 냉동장치를 모델로 하여 음향학

적 해석을 통해 설계방법을 제시하고, 제작하여 PET필름으로 만든 박판 집적체에서 열음향 효과를 관찰하였다[11]. 1996년에 홍익대학교에서는 호플러 공명관식 열음향 냉동장치에 대한 수치 해석적 모델을 제시하였다[12]. 1997년에는 한국표준과학연구원과 충남대학교가 공동으로 얇은 플라스틱관을 말아서 박판 집적체를 제작하고, 호플러 공명관 형식의 열음향 냉동장치를 제작하였고[13], 1998년에는 한국해양대학교에서 고온부 박판 집적체의 양단에 일정한 온도구배를 형성시켜 음향을 발생시키고 이 음향을 이용하여 열음향 냉동장치의 저온부를 냉각시키는 열구동식 열음향 냉동장치에 관한 연구를 수행하였다[14]. 2002년에는 충남대학교에서 공기와 질소를 냉매로 사용하여 열음향 냉동장치를 구현하였고, 2003년에는 1/4과장 열음향 냉동기의 제작 성능평가도 하였다. 그에 이어 2005년 한국해양대학교에서는 1/2과장 열음향 냉동기의 제작(작동주파수 268Hz) 및 성능평가도 하였다[18].

## 1.2 연구 내용

새로운 냉동기술로서 열음향 냉동기는 지난 20년간에 걸쳐서 꾸준히 연구되어져 왔다. 열음향 냉동기는 음파를 이용하는 시스템이고, 그 기술은 음향학, 열전달 및 열역학에 대한 많은 지식을 요구하며 시스템을 설계하기 위해서는 이들 모든 분야에 대한 전문지식이 필요하다.

열음향 냉동기는 구동부의 형식에 따라 스피커 구동식과 열 구동식으로 나누어진다. 스피커 구동식은 전기에너지를 음향에너지로 바꾸는 형식이고, 열 구동식은 파이프 양단에 온도차가 존재할 때 적절한 장치를 이용하여 음향을 발생시킬 수 있다는 원리를 이용하여 열에너지를 음향에너지로 바꾸는 형식이다.

본 연구에서는 공명관식 중에서 스피커 구동식에 의한 열음향 냉동장치를 설계 제작하여 그 성능 시험을 하고자 하였다. 스피커구동 공명관식 열음향 냉동

기는 밀폐된 공명관 내부에 설치된 스피커가 공명관의 길이와 냉매의 음속에 의해 산출된 구동주파수를 발생시킨다. 공명관 내부의 충전 가스는 단열 압축과 단열 팽창의 과정을 반복하면서 온도진폭을 형성하게 된다. 이러한 온도진폭에 박판 집적체를 온도 구배가 완만한 곳에 개재시켜 열펌핑 효과를 유도하여 냉동을 하는 방식이다.

본 연구에서는 헬륨을 작동 매질로 공명관 내를 가압하고, 1/2파장 열음향 냉동기를 제작하여 음향동력, 스택의 위치, 구동주파수를 변화시켜가면서 공명관에서의 온도 구배를 관찰하였고, 공명관내의 적판 위치에 따른 냉각력과 최적조건에서의 성능계수를 시험하였다.

본 논문에서의 열음향 냉동기는 관의 직경이 일정한 열음향 냉동기로 스위프트 논문을 참고하여 제작하였으며 제작방법과 과정, 열음향 냉동기의 구성 부품을 소개하고 실험 결과를 비교 검토하여 결론부에서는 최종 결과와 앞으로의 연구 진행 방향을 제시하려고 한다.

## 제 2 장 열음향 냉동이론

### 2.1 열음향 냉동 원리

열음향은 열역학과 음향학으로부터 파생된 합성어이며 열역학에 음향학을 접목시킨 학문이다. 이 열음향의 원리를 여기서는 Swift가 설명한 이론을 이용하여 설명하고자 한다.

소리(음파)는 매질의 밀도의 떨림이 전달되는 것으로 매질이 기체인 경우 밀도의 떨림은 바로 압력과 온도의 떨림이 된다. 소리와 열(온도차) 사이의 관계는 오래 전에 유리 세공을 하는 사람들 사이에서 알려졌다는데, 유리 세공을 위하여 파이프를 고온의 유리에 대는 경우 관에서 소리가 나는 현상으로서 아주 큰 온도구배가 파이프에 개제되면 파이프에서 소리가 나면서 열을 전달하는 현상이다. 이렇게 온도차에 의해서 소리를 발생하거나 소리에 의해서 열의 이동이 생기는 현상을 열음향 효과라고 부른다. 이러한 현상을 역으로 이용한 것이 열음향 냉동기이다.

기체 속을 진행하는 음파는 단열과정(adiabatic process)을 이행한다. 음파는 종파인 압력과 이므로 음파가 진행하는 방향으로 기체의 압력이 주기적으로 변화하게 되며 이에 따라 기체의 단열압축과 단열팽창이 발생하게 된다. 음파의 진행시에도 단열과정을 이행하게 되어 기체의 온도변화 폭을 발생시키게 되나 이 양은 매우 작아서 일상생활에서는 우리가 거의 못 느끼고 지나간다. 그 예로서 보통 수준의 대화는 보통 60dB을 나타내는데 그 때 발생하는 공기 중의 온도진폭은  $0.0001^{\circ}\text{C}$  정도의 크기를 가지고 있어 온도 변화를 거의 못 느끼는 것이다. 그러나 음압이 증가하게 되어 170dB 이상이 될 경우에는 수도 정도의 온도 진폭을 유발하게 된다. 물론 이러한 음압은 인간의 고막을 파열시킬 수 있는 수준이기 때문에 공명관이 아니면 만들기도 어려울 뿐만 아니라 일상생활

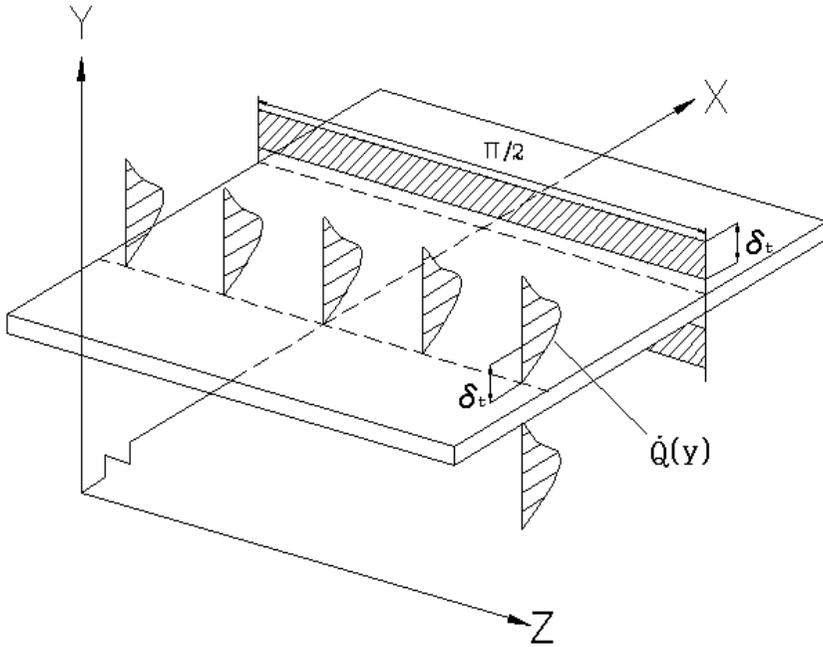


Fig. 1 The heat-flux density along x near the surface of the plate

에 노출된다는 것은 상상도 할 수 없는 일이다. 이렇게 매우 높은 음압에 의해 형성된 온도의 진폭도 특수한 장치가 개재되지 않는다면 이용할 수 없다.

Fig.1은 하나의 고체 평판이 정재파의 진동방향에 병렬로 배치되어 있는 그림이다. 평판은 길이가  $\Delta x$ 이고 폭이  $\pi/2$ , 두께는 무시할 만큼 얇은 고체 평판이다. 길이  $\Delta x$  는 x축에 대한 길이이고, 평판주위에는 정재파가 기체의 x축 방향을 따라서 존재한다고 가정하자. 이때 압력은  $P_A \sin(x/\lambda) \cos(\omega t)$ 이고 입자 속도는  $-(P_A/\rho_m a) \cos(x/\lambda) \sin(\omega t)$ 으로 나타내어진다. 여기서  $P_A$ 는 정재파의 압력진폭이고,  $\omega$ 는 파의 주파수,  $t$ 는 시간,  $\rho_m$ 은 기체의 평균밀도,  $a$ 는 기체 중에서의 음속 그리고  $\lambda = a/\omega$ 은 파의 radian 길이이다. 복소수 기호법을 이용하면 음향정재파의 압력은  $p = p_m + p_1 e^{i\omega t}$ 이고 x축의 종속변수인 속도는

$u = u_1 e^{i\omega t}$ 이 된다.

$$P_1 = P_A \sin(x/\lambda) \equiv i P_1^s \quad (1)$$

$$u_1 = i(P_A/\rho_m a) \cos(x/\lambda) \equiv i u_1^s \quad (2)$$

여기서  $s$ 는 정재파를 의미한다.

평판이 존재하지 않을 경우에 음파는 단열과정을 이행한다. 이때 온도진폭  $T_1$ 은 열역학의 관계식들을 이용하여 다음 식과 같이 표시할 수 있다.

$$\begin{aligned} T_1 &= \left( \frac{\partial T}{\partial p} \right)_{s,1} = - \frac{1}{\rho_m^2} \left( - \frac{\partial p}{\partial s} \right)_{s,1} \\ &= - \frac{1}{\rho_m^2} \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_{s,1} \left( \frac{\partial T}{\partial s} \right)_{s,1} = \frac{T_m \beta}{\rho_m c_p} p_1 \end{aligned} \quad (3)$$

여기서는 일반 열팽창 계수이다.  $\beta = -(\partial p / \partial T)_{p,1} / \rho_m$  이상기체에 관해서는 쉽게 식(4)와 같이 된다.

$$T_m \beta / \rho_m c_p = (\gamma - 1) T_m / \gamma p_m \quad (4)$$

여기서  $\gamma$ 는 비열비이고 단원자 기체에 대하여 5/3이고 그 외에 기체에 대하여는 그보다 다소 작다. 그러므로 음압  $p_1$ 에 의해 형성되는 온도 진폭을  $T_1$ 이라 하면 관계식은 식 (5)과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{T_1}{T_m} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{p_1}{p_m} \quad (5)$$

식(5)에서  $T_m$ 과  $p_m$ 은 평균온도와 평균압력을 각각 나타낸다. 이 식(5)로부터 온도 진폭의 크기는 음압의 크기에 비례함을 알 수 있다. 이렇게 형성된 온도진폭에 얇은 박판이 개재되면 기체와 박판 사이에 열 경계층(thermal boundary)이 형성되고 이 열 경계층(thermal boundary)을 통해서 열이 전달된

다. 이러한 위상 차이는 판의 아주 근접된 부분의 유체에서만 발생하게 되는데 대개 유체의 열침투 깊이에 해당하는 경계층에서 존재한다. 이때 발생하는 열 경계층의 열침투깊이(Thermal penetration depth,  $\delta_t$ )는 식(6)으로 표현된다.

$$\delta_t = \sqrt{\frac{2\alpha}{\omega}} \quad (6)$$

식 (6)에서  $\alpha = k/\rho c$ 는 열 확산도(thermal diffusivity),  $\omega$ 는 음파의 각 속도를 나타낸다. 열 침투깊이는 대략 기체의 진동주기에 해당하는 시간동안 열이 확산되는 거리를 의미한다. 기체와 박판 사이의 열전달은 대부분 열 침투 깊이 내에서 일어나므로 이 크기는 열음향 사이클을 이해하는데 매우 중요한 역할을 한다. 이와 같이 기체와 박판 상호간에는 열의 전달이 이루어지게 되어 열펌핑 작용을 하게 된다.

## 2.2 Lagrangian 관점의 열음향 냉동이론

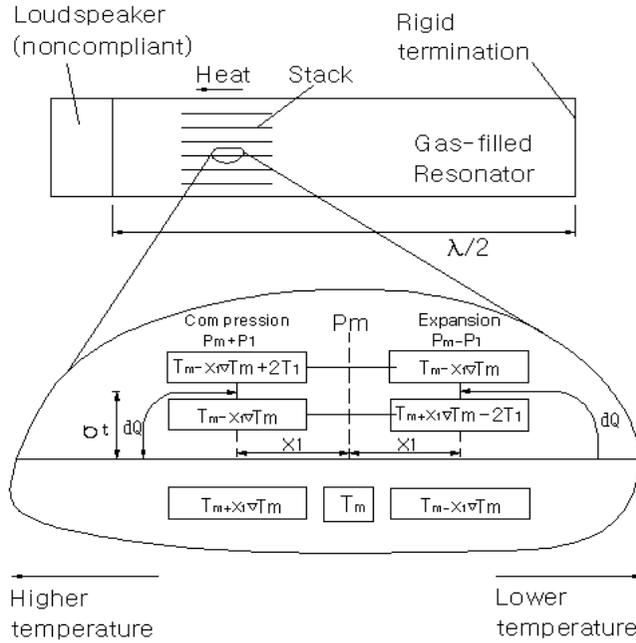


Fig. 2 Heat Transfer Mechanism

Lagrangian 관점에서의 기술 방법이란 기체 입자가 움직일 때 그 입자를 따라가면서 입자의 상태를 기술하는 방법이다.

Fig. 2는 열음향 냉동기의 박판 집적체내 기체의 작은 덩어리가 박판을 따라 주기적으로 진동할 때 기체 덩어리를 따라 가면서 기체 덩어리가 거치는 과정을 나타낸 것으로 박판과 기체 덩어리 사이의 열전달 메커니즘을 도시적으로 보여주고 있다. 여기서 사용된 공명관의 길이는 공명 주파수의 1/2 파장을 가지며 음원 구동부와 오른쪽 막힌 부분에서의 임피던스는 매우 커서 압력의 antinode가 형성되고 있다. 박판 집적체는 음원 구동부에서 압력 구배가 완만

한 적당한 위치에 있으며 박판의 양단에 걸쳐 0 또는 아주 완만한 온도구배가 존재한다. 온도구배는 음원 구동부 쪽의 온도가 높도록 형성되어야 한다. 박판 상의 어느 한 지점(x)의 평균온도를  $T_m$ , 평균압력을  $p_m$ 이라 하고 기체의 입자가 좌우로 최대  $x_1$ 의 변위를 가지고 진동한다고 하자. 이때 좌우측으로 최대 변위  $x_1$  만큼 떨어진 지점에서 박판의 온도는 각각  $T_m + x_1 \nabla T_m$  및  $T_m - x_1 \nabla T_m$  이다. 공명관의 양단이 압력 antinode이고 중앙이 속도 antinode 이므로 공명관의 좌측부가 압축될 때는 기체 입자가 좌측으로 움직이게 되고 팽창될 때는 우측으로 움직이게 된다. Fig. 2를 4개의 과정으로 나누어 상세히 설명하면 다음과 같다.

과정 1 : Fig 2에서  $x_1$  만큼 우측인 지점을 기준으로 할 때 이 지점에서의 최초의 기체 덩어리 온도는 박판의 온도와 동일한  $T_m - x_1 \nabla T_m$  이다. 이 기체 덩어리가 진동에 의해 압력 antinode 쪽으로  $2x_1$  만큼 이동하면 압축되어 압력은  $2p_1$  만큼 증가하고 이에 따른 온도 증가분은  $2T_1$  이므로 기체 덩어리 온도는  $T_m - x_1 \nabla T_m + 2T_1$ 이 된다. 이 과정은 압축되는 시간이 매우 짧기 때문에 가역 단열과정으로 볼 수 있다.

과정 2 : 과정 1에서 의해 이동해 온 기체 덩어리 온도는  $T_m - x_1 \nabla T_m + 2T_1$  이고 이 지점에서의 박판의 온도는  $T_m + x_1 \nabla T_m$  이다. 만일 여기서  $|x_1 \nabla T_m| < |T_1|$  이면 기체 덩어리의 온도가 박판의 온도 보다 크게 되어 열량  $dQ$ 을 박판에 전달하게 되고 열전달 후 기체 덩어리의 온도는 박판의 온도와 동일하게 되는데 이 과정은  $p_m + p_1$ 의 압력 하에서 이루어지는 비가역 정압과정으로 볼 수 있다.

과정 3 : 다시 진동에 의해 기체 덩어리는 속도 antinode 쪽으로  $2x_1$  만큼 이동하며 팽창하게 되어 압력은  $2p_1$  만큼 감소한다. 이에 따른 온도 감소분은  $2T_1$  이므로 기체 덩어리의 온도는  $T_m + x_1 \nabla T_m - 2T_1$  가 된다. 이 과정은 첫

번째 과정의 역 과정으로 가역단열과정이다.

과정 4 : 과정3에 의해 이동해온 기체 덩어리의 온도는  $T_m + x_1 \nabla T_m - 2T_1$  이 되고 박판의 온도  $T_m - x_1 \nabla T_m$  보다 낮기 때문에 박판으로부터 열량  $dQ$  을 받고 원래의 온도  $T_m - x_1 \nabla T_m$  으로 돌아오게 되어 한 사이클을 완성한다. 이 과정은  $p_m - p_1$ 의 압력 하에서 이루어지는 비가역 정압과정이다.

결국 기체 덩어리(parcel)가 좌우로 진동하면서 한 사이클을 행하는 동안 열량은 우측에서 좌측으로 즉, 온도구배를 거슬러 전달되는 열 펌핑 역할이 수행되어진다. 이러한 기체의 덩어리가 박판을 따라 연속되어 있다고 생각하면 열량은 온도구배를 거슬러 인접된 기체 덩어리로 계속 전달된다고 볼 수가 있다. 이 사이클은 두 개의 단열과정과 두 개의 정압과정으로 이루어져 있으므로 브레이튼 사이클(Brayton cycle)과 동일하다. 중요한 사실은 열음향 기관이 열펌핑 역할을 하기 위해서는 박판 양단에 주어지는 온도 구배가 한계온도 구배 보다 작아야 한다는 것이다. 만일 한계온도 구배 보다 크게 되면 열펌핑 효과 대신 음향발생 효과가 생긴다. 한계온도 구배에 관한 것은 뒤에서(식) 정의하기로 한다.

## 2.4 열유동률

x방향으로의 열전달은 유체를 통해 엔트로피가 전달되는 것으로 간주될 수 있고 유체의 속도 진폭(velocity fluctuation)을  $u_1$ , 엔트로피 진폭(entropy fluctuation)을  $s_1$ 이라 할 때 전달되는 시간평균 열 유속  $\dot{q}$ 는 식 (7)으로 표현된다.

$$\dot{q} = T_m \rho_m \overline{s_1 u_1} \quad (7)$$

여기서  $\overline{s_1 u_1}$ 는 엔트로피 진폭과 속도 진폭의 곱에 대한 시간평균을 나타낸다. 엔트로피 진폭  $s_1$ 을  $T_1$ 과  $p_1$ 의 관계식으로 나타내면 식 (8)와 같다.

$$s_1 = \left(\frac{c_p}{T_m}\right) T_1 - \left(\frac{\beta}{\rho_m}\right) p_1 \quad (8)$$

$s_1$ 과  $u_1$ 을 곱한 것의 시간평균  $\overline{s_1 u_1}$ 은

$$\overline{s_1 u_1} = \frac{1}{2} Re [s_1 \tilde{u}_1] \quad (9)$$

식 (9)과 같이 표시되므로 시간평균 열유속  $\dot{q}$ 는 식 (10)과 같이 된다. 여기서  $\tilde{\cdot}$ 는 공액 복소수를 나타낸다.

$$\dot{q} = \frac{1}{2} \rho_m c_p Re [T_1 \tilde{u}_1] - \frac{1}{2} T_m \beta Re [p_1 \tilde{u}_1] \quad (10)$$

$p_1$ 과  $\tilde{u}_1$ 은 위상이 반대이므로 두 번째 항은 0 이고  $\tilde{u}_1$ 은 순수한 허수부로 이루어지므로 열유속 형성에 기여하는 부분은  $T_1$ 의 허수부가 된다. 이렇게 하여 판의 길이 방향으로 열유속  $\dot{q}$ 가 존재하게 되어 식 (11)과 같이 표시된다.

$$\dot{q} = \frac{1}{2} \rho_m c_p Im [T_1] u_1^s \quad (11)$$

평판을 따라 x방향으로 흐르는 전체 열유동률  $\dot{Q}$ 는 위 식의  $\dot{q}$ 를 y-z 평면 상에서 적분함으로써 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\dot{Q} = -\frac{1}{4} \Pi \delta_t T_m \beta p_1^s u_1^s (\Gamma - 1) \quad (12)$$

위의 식 (12)은 박판에서 열유동률이 존재한다는 것을 의미한다. 이것은 Fig. 2에서 도식적으로 나타내 주고 있다. 식 (12)에서  $\Pi$ 는 유체와 박판이 접하는 총 길이,  $\delta_f$ 는 열 경계층의 두께를 나타낸다. 열유동률은 박판이 접하는 총 길이와 열 경계층의 곱 ( $\Pi\delta_f$ )에 비례한다.  $\Pi$ 와  $\delta_f$ 는 서로 반비례 관계이므로 두 인자의 곱이 최대가 되도록 해야 한다. 또한 열유동률은 서로 반비례 관계에 있는  $\beta_1^s$ 와  $u_1^s$ 의 곱에 비례하므로  $\beta_1^s u_1^s$ 가 최대가 되는 곳에 박판이 위치하도록 해야 한다.  $\Pi$ 는 유체와 박판이 접하는 총 길이로서 식 (13)을 이용하여 구할 수 있다.

$$\Pi = \pi R^2 / (y_0 + \delta) \quad (13)$$

$\Gamma$ 는  $\nabla T_m / \nabla T_{crit}$ 을 나타내며 박판 길이 방향으로의 실제 온도 구배에 대한 한계 온도 구배(critical temperature gradient)의 비를 의미하고 있다. 여기서  $\nabla T_{crit}$ 는 박판 길이 방향으로의 열흐름이 일어나지 않는 한계 온도 구배로 식 (14)과 같다.

$$\nabla T_{crit} = \frac{T_m \beta \omega \beta_1^s}{\rho_m c_p u_1^s} \quad (14)$$

식 (14)에서  $\nabla T_m = \nabla T_{crit}$  일 때  $\Gamma - 1 = 0$ 이며 열유동률은 없다.

$\nabla T_m > \nabla T_{crit}$ ,  $\Gamma - 1 > 0$  이면 열유동률은 고온부에서 저온부로 흐르고 반면  $\nabla T_m < \nabla T_{crit}$ ,  $\Gamma - 1 < 0$  이고 열유동률은 저온부에서 고온부로 흐른다. 만일  $T_H$ 와  $T_C$  온도의 적절한 크기의 열교환기가 평판의 양끝 ( $T_H - T_C = \nabla T_m \Delta x$ )에 설치하게 되면 열은 한쪽 열교환기로부터 다른 쪽으로

전달된다.

## 2.5 일유량

여기에서 말하는 일유동률은 박판에서 발생되거나 흡수되는 음향 동력을 말하는 것이다.

$$\dot{w} = w\beta i \overline{p_1 T_1} = -\frac{1}{2}\omega\beta p_1^s \text{Im}[T_1] \quad (15)$$

식 (15)은 식 (11)의 열유속의 밀도에서와 마찬가지로 단위 체적당 발생되거나 흡수되는 음향 동력은  $\text{Im}[T_1]$  에 좌우된다. 이것은 그림.4 에서도 명백하다. 즉, 순수한 일을 하기 위한 진동압력에 대하여 시간의 위상을 가진 평판에서 열침투 깊이만큼 떨어져 있는 유체는 팽창과 압축 때문에 변동하게 된다. 이것은 일유동률로 Fig. 2에서 보이는 빗금친 부분과 같은 유체이다. 다른 장소에서의 유체는 일을 하거나 흡수하는 데에 유용하지 않다. 그리고  $y \gg \delta_s$ 와  $y \ll \delta_s$ 에 대한 진동밀도도 진동압력과 위상이 같다. 따라서 순수한 일을 하거나 흡수하지 않는다.

전체 일유동률  $\dot{W}$  는  $T_1$  에 대한 식(6)을 이용하여 모든 공간으로  $\dot{w}$  를 적분해서 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{W} &= -\Pi \Delta x \int_0^\infty \frac{1}{2} \omega\beta p_1^s \text{Im}[T_1] dy \\ &= \frac{1}{2} \Pi \Delta x \omega\beta p_1^s \left( \frac{T_m \beta}{\rho_m c_p} p_1^s - \frac{\nabla T_m}{\omega} u_1^s \right) \delta_s \text{Im}\left[\frac{1}{1+i}\right] \\ &= \frac{1}{4} \Pi \delta_s \Delta x \frac{T_m \beta^2 \omega}{\rho_m c_p} (p_1^s)^2 (\Gamma - 1) \end{aligned} \quad (16)$$

일유동률은 유체의 체적 ( $\Pi \delta_{\Delta x}$ ), 즉 평판으로부터의 열 침투 깊이에 비례한다. 또한 일유동률은  $(\rho_1^s)^2$ 에 비례하고 압력 node에서 소멸된다. 그리고  $\dot{W}$  는  $\dot{Q}$  에 보여주는 것과 같은 온도구배 요소  $\Gamma - 1$ 에 비례한다.  $\nabla T_m = \nabla T_{crit}$  일 때  $\Gamma - 1 = 0$  이고 유체에서 온도진폭은 없고 음향 동력은 발생하거나 흡수되지 않는다.

$\nabla T_m > \nabla T_{crit}$  에 대하여  $\Gamma - 1 > 0$  이고 음향 동력이 평판 근처에서 발생한다.  $\nabla T_m < \nabla T_{crit}$  에 대하여  $\Gamma - 1 < 0$  이고 음향 동력이 평판 근처에 흡수된다. 여기서  $\nabla T_m = 0$  인 경우는 음향 흡수에 대한 경우이다. 단위 면적당 표면에 의해 흡수되는 음향 동력은 식 (16)에  $\gamma - 1 = T_m \beta^2 a^2 / c_p$ 을 식(7)을 이용하여 식 (17)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\dot{W}}{\Pi \Delta x} = \frac{1}{4} \delta \rho (\gamma - 1) \frac{\dot{\rho}_1^2}{\rho_m a^2} \quad (17)$$

식(18)은 열경계층 손실을 나타낸다.

지금까지 정재파의 단일 평판에서 표현되는 열유동률과 일유동률에 대해 알아왔다. 온도 구배가 충분히 작을 경우, 즉  $\Gamma - 1 < 0$  일 때 식 (12)에서 주어진 열유동률  $\dot{Q}$  은 양의  $x$  방향이고, 식 (16)의 일유동률  $\dot{W}$ 는 음의 값이 나온다. 즉, 열은 저온에서 고온으로 이동하고 평판근처에서의 음향 동력이 흡수하게 된다. 이것은 Heat pump이다. 비슷하게 충분히 큰 온도구배  $\Gamma - 1 > 0$  이면 열유동률  $\dot{Q}$ 은 음의 값이 나오고 열유동  $\dot{W}$ 는 양의 값이 나오게 되어 열은 고온에서 저온으로 흐르고 음향 동력이 발생된다. 이 장치가 Prime mover이다. 무차원 온도 구배인  $\Gamma$  값은 상당히 중요한 인자로 기관을 냉동기로 사용하려면 반드시 1보다 작아야 한다.

단일 평판 정재파에 대한 효율을 계산해 보자.

열기관의 효율은  $\eta = \dot{W}/\dot{Q}_H$  이다.

짧은 평판에 대하여  $\dot{Q}$ 는 근본적으로  $x$  방향으로 일정하다. 그래서  $\dot{Q}_H = \dot{Q}_c = \dot{Q}$  이고, 그 때의 효율은 식 (16)과 식 (12)의 비로 나타낼 수 있다. 즉

$$\eta = \frac{\Delta x^3 \omega \rho_1^s}{\rho_m c_p u_1^s} \quad (18)$$

이것은 식 (14)과 비슷함을 주목할 필요가 있다.  $\nabla T_{crit}$  를 써서 표현하면 식 (19)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta = \frac{\nabla T_{crit} \Delta x}{T_m} = \frac{\nabla T_m \Delta x}{\Gamma T_m} = \frac{\Delta T}{\Gamma T_m} = \frac{\eta_c}{\Gamma} \quad (19)$$

여기서  $\eta_c$ 는 카르노 효율이다.  $\Gamma > 1$ 이므로 단일 평판 열기관의 효율은 카르노 효율보다  $1/\Gamma$ 의 곱한 만큼 값이 작다. 이것은 동력과 효율사이의 관계가 근본적으로 대립한다는 것을 보여주는데 실제 열기관에서 흔히 일어나는 관계이다. Heat pump의 작동에 대하여도 비슷한 계산 공식을 만들 수 있다. 그리고 관련된 효율은 성적계수로  $COP = \dot{Q}/W$ 로 나타낼 수 있다. 위의 식 (19)의 효율을 구한 방법을 사용할 때 식 (20)을 얻을 수 있다.

$$COP = \Gamma COP_c \quad (20)$$

Heat pump에서도  $\Gamma < 1$  이기 때문에 역시 카르노 효율보다 적음을 알 수 있다. 카르노 효율에 접근하기 위해서는  $\Gamma - 1 \rightarrow 0$  접근하는 것, 즉 Heat pump 엔진이 0으로 접근함으로써 얻을 수 있다.

## 제 3 장 열음향 냉동장치

### 3.1 열음향 냉동기

본 연구의 실험에서는 열음향 냉동기의 성능을 좌우하는 음향동력, 최적주파수, 공명관 내 적관위치에 대한 냉동효과를 실험하기 위하여 1/2과장의 실린더 모양의 내경 40mm, 두께 5mm의 아크릴 파이프를 제작하고 측정 장치를 설치하여 측정한 후, 그 데이터를 바탕으로 설계된 열음향 냉동기의 성능평가실험을 하였다.

예비 실험용 열음향 냉동기의 구조의 특징은 박판(stack)에서 직접 열전대로 온도변화를 측정하였기 때문에 열을 흡수하여 방출하기 위한 고·저온 열교환기는 설치하지 않았고, 적관을 이동할 수 있는 로드(rod)를 만들었으며, 변수로는 주파수와 음향동력, 적관위치를 변화시키면서 측정하였다.

실험을 바탕으로 설계된 열음향 냉동기는 음향발생기(function generator)와 증폭기(power amplifier), 열음향 냉동기 내부의 스피커에 의해 열음향 냉동에 필요한 음압을 발생시키고 공명관(resonator)에 의해 증폭되는 형태이다. 스피커와 체결되는 고온부 공명관, 스택, 저온부 공명관의 재료는 아크릴 파이프이다. 공명관의 전체 길이는 구동주파수의 1/2과장 형태는 실린더 모양을 갖는다. 열음향 냉동기의 주요 부품으로는 알루미늄으로 만든 스피커하우징, 아크릴 파이프로 만든 공명관(resonator), 구리로 만든 고온 및 저온 열교환기, Kapton으로 만든 박판 집적체(stack of plates)로 이루어져있다. 부품 제작에 있어서 주의해야 할 것은 일정한 간격을 유지해야 하는 박판 집적체와 스택과 열교환하는 열교환기의 제작이다. 실험에 사용된 박판 집적체와 열교환기는 Swift[8]가 제시한 방법을 참고하여 응용 제작 하였다. 박판 집적체의 양쪽 끝에는 구리로 만든 열교환기가 축 방향과 동일한 방향으로 배치되게 하였고, 이때 열교환기와 박판 집적체가 아주 근접한 위치에 있게 하여야 한다. 열교환기와 박판 집적체 사이에 틈이 크면 저온 열교환기에서 박판집적체로 전달되는

열과 박판 집적체의 열펌핑에 의해 박판 집적체에서 고온 열교환기로 전달되는 열이 제대로 전달되지 않아 고온의 열을 배출하지 못하여 오히려 열은 역류하게 되어 저온 열교환기의 저온부분의 온도가 상승하게 되는 원인이 된다. 그러므로 박판 집적체의 양끝은 아주 정교하게 제작하여 근접거리가 0.1mm 이하가 되게 정밀 제작하여야 한다.

저온 열교환기에는 COP를 측정하기 위하여 냉동부하를 주는 외경 0.53mm이고, 저항이(0.373 Ω/m)인 테프론 절연전선을 90cm 감았다. 냉동부하를 줄때 주변의 열침입을 막고 열을 단열시켜주기 위해서 주위에 유리섬유를 감고, 열전도가 낮고 단단하며 고온에 잘 견디는 재질의 플라스틱인 MC를 사용하여 2차 단열을 하였고, MC와 열교환기 접촉부분과 열교환기 외부에도 단열재를 씌워 3차 단열을 하였다. 냉각수는 내경이 10mm인 호스를 통해 통하여 흐르고, 냉각수가 흐르는 호스는 열교환기와 직접 닿아 효과적으로 열을 제거할 수 있도록 하였다. 스피커의 알루미늄 하우징과 알루미늄 판과의 결합은 하우징에 O-ring 홈을 가공하고 거기에 O-ring을 삽입하여 볼트로 결합하였으며, 스피커의 전원공급선은 하우징 옆면에 2mm의 홈 두 개를 내어 통과하도록 하였고, 아크용접과 에폭시를 이용해서 헬륨이 새어나가는 것을 막았다. 스피커의 알루미늄 하우징과 고온부 공명관의 체결도 같은 방법으로 하였다. 이처럼 모든 체결부위는 음압이 새어나가는 것을 막기 위해 O-ring과 실링을 이용하여 체결하였다. 그리고 외부와의 열전달을 막기 위하여 1차로 절연 테이프를 공명관에 감고 2차로 그 위에 절연재를 덮어 씌워 외부의 열침투를 최소화 하였다.

열음향 냉동기 공명관 전체 길이  $L = \lambda/2$  로 계산하는데 내부 충전 가스의 종류와 구동주파수에 따라 달라진다. 내부 충전 가스가 헬륨이고 498Hz가 구동주파수일 경우 공명관의 길이는 1040mm가 된다.

Fig. 4는 실험에 사용한 스피커구동 공명관식 열음향 냉동기의 개략도이다. Fig. 4에서 ①은 음향 동력원인 스피커 알루미늄 하우징, ②는 음향 동력원인

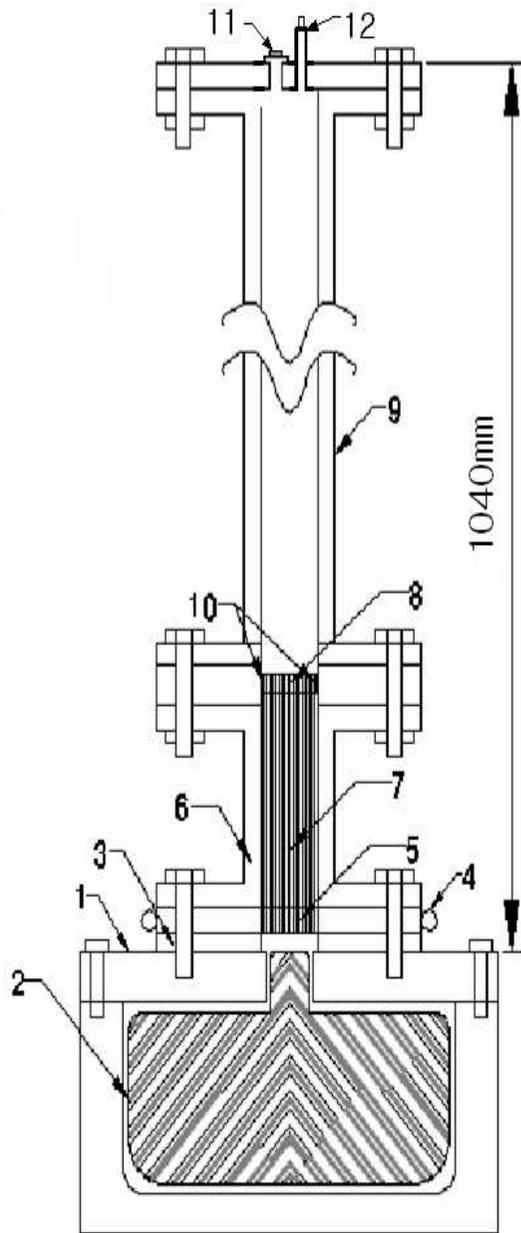


Fig. 4 Thermoacoustic refrigerator ( $f=476\text{Hz}$ , Helium)

SU150EF 스피커, ③은 고온부공명관, ④는 냉각수가 흐르는 내경 10mm인 호스, ⑤는 고온 열교환기, ⑥은 박판 집적체를 감싸는 두께 10mm 아크릴 파이프, ⑦은 Kapton 재질의 박판 집적체, ⑧은 저온 열교환기, ⑨는 저온부 공명관, 1⑩은 테프론 절연전선, ⑪은 음압을 측정하는 PCB 마이크로폰, ⑫는 헬륨을 주입하기 위한 냉매가스 주입구이다.

### 3.1.1 열교환기

열교환기는 박판 집적체의 양단에 열을 공급하거나 배출하기 위하여 필요하다. 여기서는 열을 공급하기 위한 저온 열교환기와 열을 배출하기 위한 고온 열교환기를 사용하였다. 열음향 냉동기에서 사용된 열 교환기는 기존 개념의 열교환기와는 형상이 다르다. Fig. 5와 같이 공명관 내부에 흐르는 유체의 흐름을 방해하지 않기 위하여 열교환기는 fin 형상이 되어야 한다. 열교환기는 기체입자가 진동하면서 열을 운반하므로 입자의 진폭 내에 박판 집적체와 함께 위치하여야 한다.

열교환기의 크기는 고온부 열교환기는 외경이 130mm, fin 간격 0.6mm, fin 두께 0.2mm 이다. 저온부 열교환기는 외경이 55mm, fin 간격 0.6mm, fin 두께 0.2mm 이다. 본 연구에서 사용된 열교환기는 와이어 커팅법으로 정밀하게 제작하였다. Fig. 5은 와이어 커팅법으로 제작된 열교환기의 도면과 사진이다.

### 3.1.2 박판집적체

박판 집적체는 Fig. 1에서 보았듯이 열침투 깊이의 2배 정도가 되는 거리에 이르면 열유속 값이 매우 작아진다. 그러므로 이 거리를 열유속이 유효한 거리로 보고 있으며, 박판을 열침투 깊이의 4배에 해당하는 간격으로 일정하게 위

치시키면 열유속 단면을 최대로 활용할 수 있다. 또한 박판 자체에 대한 x축 방향으로의 열전도를 최소화하기 위하여 가능한 열전도율이 낮으며 어느 정도 열용량을 가지는 재질인 얇은 평판을 사용해야 한다. 정재과가 형성되는 적당한 곳에 박판이 존재하게 되면 기체의 열침투 깊이에 해당하는 부분에서 열이 박판을 따라 흐르게 된다. 여기서 박판은 일시적인 열저장소의 역할을 할 뿐 실질적으로 열의 이동은 기체를 통하여 이루어진다. 박판 집적체의 구조는 Fig.6 과 같은 나선형 구조이다. 박판 집적체는 두께가 0.15mm인 얇은 Kapton 재질의 평판을 말은 구조이다. 제작방법으로 우선 박판 집적체의 재료인 Kapton을 폭 80mm로 자른다. 박판 사이의 간격(2y)은 0.7mm로서 이 간격을 일정하게 유지하기 위하여 직경이 0.5mm인 뉘싯줄을 박판에 5~7mm 간격으로 에폭시를 이용하여 접착한 뒤 이것을 말아서 직경이 38mm가 되도록 하여 길이 80mm의 적판을 만들었다. 여기서 박판 집적체의 박판 사이의 간격을 0.7mm로 결정한 것은 접착제를 간격을 고려하고 공명관 내부 충전가스가 헬륨이기 때문에 계산되어지는 열침투 깊이(  $\delta_p$  )의 약 4배 정도로 제작하였다. 열침투 깊이에 따라 박판 집적체의 총 길이 (  $\Pi$  )가 변화한다. 그러므로 (  $\Pi$  )는 열유속에 직접 적용되는 중요한 인자이며, 총 길이가 필요 이상으로 길어지면 음향 출력이 점성 소산에 의해 감소되므로 최적의 조건을 찾아 제작해야 한다.

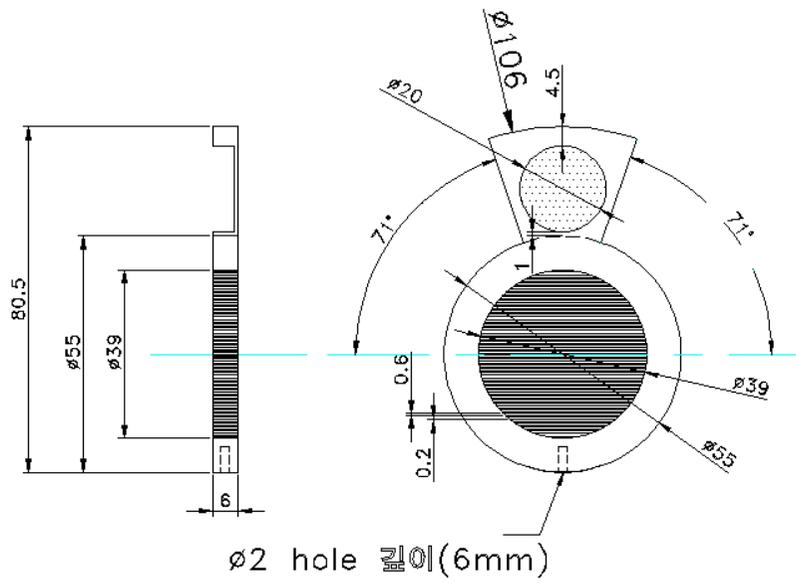


Fig. 5 Dimensions and picture of cold heat exchanger



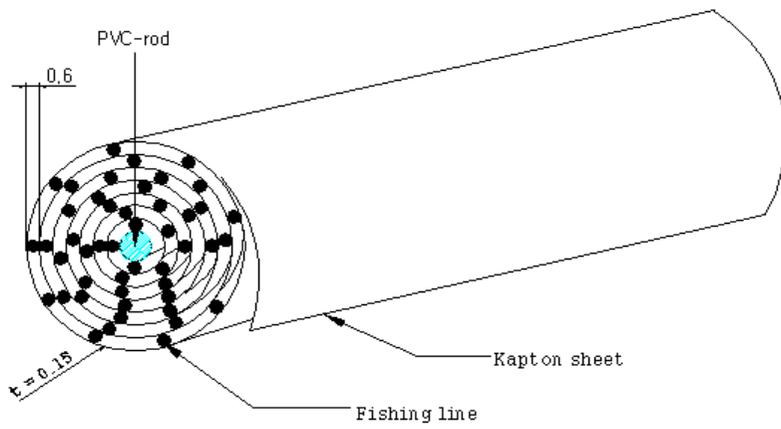


Fig. 7 Dimensions and picture of Stack of plate

### 3.1.3 공명관

공명관은 박판 집적체를 감싸주고 음원 구동부와 연결되는 구조물로서 내부 충전가스의 공명 현상에 의한 고음압의 정재파를 형성시켜 주는 기능을 가진다. 최적의 공명관은 음향 파워가 마찰에 의해 열로 소산되는 것을 최소화할 수 있어야 한다. 본 연구에서는 제작상의 편의를 도모하기 위해서 열전도율이 낮은 아크릴 파이프를 사용하여 실린더 형태의 공명관을 만들었다. 실험에 사용되어진 공명관의 길이는 1040mm이고, 관 내부의 거칠기는 정밀가공을 통하여  $0.2\mu m$  이하로 만들어졌다. 관 내부의 충전 가스는 헬륨이고, 주파수 465Hz에서 음향의 1/2과장으로 설계하였다.

### 3.1.4 음향 발생장치

열음향 냉동기에서 전기적인 에너지를 입력받아 음향 에너지를 발생시키는 부분이 스피커의 음원 구동부이다. 스피커의 내부는 보이스 코일, 콘, 벨로즈 등으로 이루어져 있다. 여기서 사용된 음향 동력원은 공명관 내부와 잘 들어맞는 고성능 확성기에 사용되는 Horn-driver(SU-150EF)를 사용하였으며, 정현파 신호를 함수발생기에서 생성하여 증폭기를 거쳐 디지털 오실로스코프로 주파수를 관찰하는 과정을 통해서 음압을 발생시켰다.

## 3.2 헬륨가스 충전

일반적으로 공명관 내 작동유체는 공기, 질소, 헬륨 또는 아르곤가스를 사용한다. 여기서 헬륨가스는 분자량이 작은 비활성기체이므로 빠른 유속을 가지며

열전도가 커서 가압을 하게 되면 Power density를 증가시킬 뿐 아니라 냉동기의 단위 부피 당 동력을 증가시키고 공기의 경우보다 열 침투 깊이가 깊어서 적판 간격이 크므로 적판과 열교환기를 비교적 쉽고 정밀하게 제작할 수 있는 이점이 있어서 여기서는 헬륨을 냉매로 사용하였다. 이와 같이 헬륨을 사용하면 경계층 마찰 손실을 줄이는 데 도움이 되나, 반면에 적판 표면의 열유속도의 크기도 작아지기 때문에 최적 효율의 압력을 실험으로 찾아야 한다. 열음향 냉동기에 헬륨가스를 주입할 때는 먼저 진공펌프를 약 10분간 가동하여 공명관 내를 진공상태로 만든다. 그 후 약간의 헬륨을 주입 한 후에 다시 진공펌프를 가동하여 진공으로 뽑은 후, 설정압력만큼 헬륨을 충전시켜야 한다. 순수 고순도의 헬륨가스만을 사용해야 하기 때문에 다른 불순물이 충전 되지 않게 하기 위해서이다. Table(1)은 열음향 냉동기의 부품의 치수들이며, Table (2)는 열음향 냉동기의 작동유체 물성치와 작동 조건들을 정리해 놓은 것이다.

Table 1. Dimensions of thermoacoustic refrigerator  
and operation conditions

Component	Length(mm)	Radius(mm)	2y(mm)	2l(mm)
Resonator	1040	40		
Hot heat exchanger	10	39	0.6	0.2
Cold heat exchanger	6	39	0.6	0.2
Stack of plates	80	39	0.5	0.15

Table 2. Thermophysical properties of working fluid in a  
thermoacoustic refrigerator

$P_m$	4bar	$T_m$	270K
$\rho_m$	0.703kg/m <sup>3</sup>	$a$	960m/s
$C_p$	5193(J/kg · K)	$r$	20 mm
$k$	0.145(W/m · K)	$f$	465Hz
$\delta_k$	0.2086mm	$\gamma$	1.667
Working fluid	Helium		

### 3.3 실험장치의 구성

Fig. 8은 본 연구에 사용된 실험장치의 계략도를 보여주고 있다. 냉동을 실현하기 위한 열음향 냉동기, 열음향 냉동기 각각의 point에 온도를 측정하기 위한 열전대와 온도 측정기, 고온 열교환기 주위를 냉각시키기 위해 냉각수가 흐르는 냉각부가 있고 열음향 냉동기에서 음압을 발생시키기 위한 Function Generator와 Power Amplifier로 구성되어 있다.

열음향 냉동기에 사용된 스피커는 고성능 확성기에 사용되는 Horn-driver(SU-150EF 150watt)를 사용하였다. Fig. 7에서 Point (1), (2), (3), (4), (5)는 온도 측정점이고, YOKOGAWA사의 MV200 MobileCorder로 실험 중의 온도데이터를 실시간으로 저장 및 관찰하였다. Function Generator는 YOKOGAWA사의 1채널 사양이고 Power Amplifier는 Fidek사의 2채널 방식의 FPA-G12이다.

열음향 냉동기의 음압 측정은 PCB Piezotronics사의 Model 103A02 ICP형태인 마이크로폰과 PCB 4채널 신호조절기(MODEL 482A16)와 YOKOGAWA사의 DL1620 디지털 오실로스코프를 사용하여 측정하였다. 증폭기에서 스피커로 들어가는 전력은 YOKOGAWA사의 WT210 Digital Power Meter로 측정하였고, 냉동부하를 주기 위해서 흥창사의 DC Power Supply를 사용하였다.

냉각부는 직경 10mm의 강화호스를 사용하여 고온열교환기에 부착시켰고 냉각수는 호스 내부로 흘러들어가서 고온열교환기를 식혀준 후 순환되도록 하였다. 냉각수의 저장은 아크릴판으로 만든 물통에 일정한 양의 냉각수를 확보한 후 유량계 설치하여 한일 펌프사의 소형펌프(정량송액펌프)를 작동시켜 냉각수를 강제 순환시키는 방법을 사용했다.

스피커에는 스피커에서 발생하는 열을 제거하기 위해서 스피커 외부에 물을 흘리게 하여 스피커에서 발생하는 열을 제거하여 스피커 발열로 인한 보이스코일이 타는 것을 막았다.

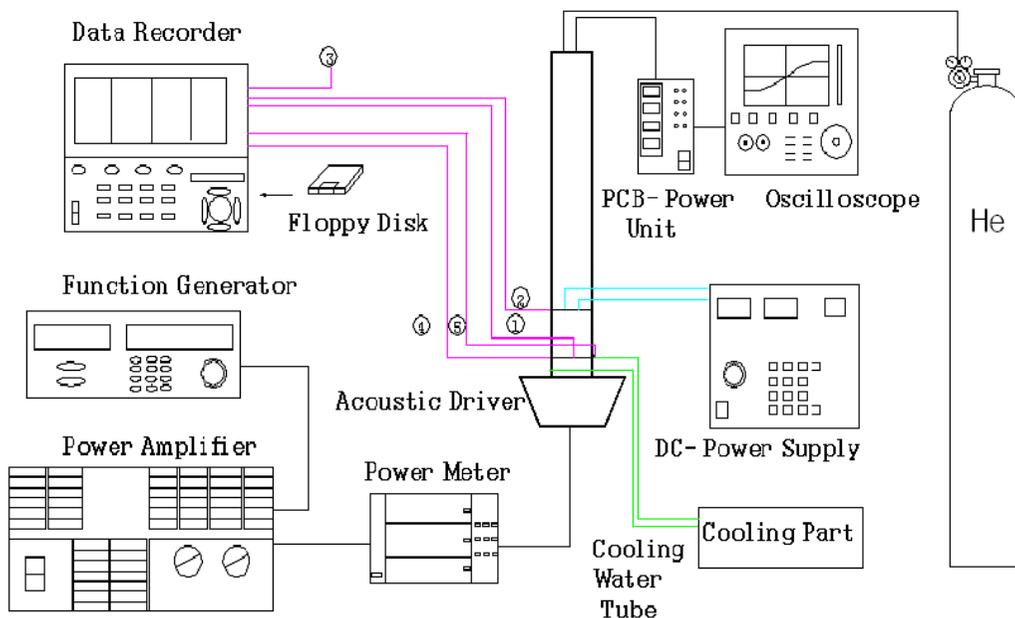


Fig. 8 Schematic diagram of experimental apparatus



Fig. 9 Photograph of 1/2 wave Thermoacoustic refrigerator

### 3.4 실험내용 및 실험방법

#### 3.4.1 실험내용

본 연구에서는 다음과 같은 실험을 수행하였다.

1. 스위핑 작업: 음향 드라이버(Acoustic driver)에서 스택(stack)의 위치에 따른 온도 분포와 열음향 효과 측정
2. 적절한 스택의 위치와 최적 구동주파수 관찰
3. 헬륨 가압실험: 1~6  $kgf/cm^3$  로 가압하여 최고 효율 압력 실험
4. 무부하 상태(열선에 동력을 인가하지 않은 상태)에서 음압의 세기에 따른 온도 분포와 냉각력(cooling power)의 변화 실험
5. 음향 동력과 냉동부하에 따른 온도비( $T_c / T_h$ ) 변화 실험
6. 냉동부하에 따른 COP / COPc의 변화 실험
7. 공명관식 열음향 냉동기의 설계 및 제작과 특성 관찰

#### 3.4.2 실험방법

열음향 냉동기에 필요한 음압의 발생은 함수발생기(Function Generator)로부터 정현파를 발생시키고 증폭기(Power Amplifier)로 증폭한 후, 스피커로 공명관 내부에 음압을 발생시킨다. 본 실험에 앞서 450Hz에서 490Hz까지 10Hz간격으로 5분 정도의 시간을 두고 스위핑 작업을 통하여 각 주파수별 온도변화 추이를 관찰하였다.

음압레벨 측정은 음원 구동부에서 1040mm지점에 Piezotronics 사의 Model 103A02 Microphone을 설치하여 PCB Model 482A16 Power unit으로 output을 받아 YOKOGAWA사의 DL1620 디지털 오실로스코프로 보내서 말단지점의 음압을 측정하였다. 온도 측정점은 고온 열교환기 내부(point 1), 저온 열교환기 내부

(point 2) 실내 온도, 냉각수 입·출구 등 5개 지점으로 하였고, 각각의 온도 측정점에 열전대를 심어서 온도를 측정하였다. 측정점은 드릴로  $\Phi 2\text{mm}$  정도의 구멍을 만들어 그 내부에 열전대를 심어서 고온시멘트로 응고시켰다. 온도 측정은 YOKOGAWA사의 MV200 MobileCorder를 사용하였으며 열전대는 Omega사의 K type을 사용하였다. 실험에 사용된 열음향 냉동기는 외부로의 열의 방출을 막기 위하여 1차로는 보온단열테이프로 감은 후 그 위에 다시 단열재를 덮어 씌워서 외부로의 열방출을 최소화 하였으며, 음향 동력원인 Speaker의 발열로 인한 보이스 코일이 타는 것을 막기 위하여 냉각수를 흘려서 Speaker Housing의 가열된 부분을 냉각시켰고, 페리 플로오르 용액을 Speaker 자석 GAP에 투입하였고, Speaker Housing에 변압기 오일을 채워 넣어 Speaker에서 발생하는 열을 밖으로 방출시켰다.

## 제 4 장 실험결과 및 고찰

### 4.1 스위핑 작업 결과

450Hz에서 490Hz까지 주파수를 10Hz 단위로 변경시켜가면서 온도변화 추이를 관찰한 결과 470Hz을 전후한 460~480Hz 범위 안에서 가장 큰 폭의 온도변화가 관찰 되어졌다. 스위핑 작업은 각 주파수내에서 5분 정도의 시간을 두고 해하였으며 데이터는 1분당 1개의 데이터를 얻었다. Fig. 10은 스위핑 작업하에서 각각 스택의 위치와 주파수별로 온도변화를 나타내는 그래프이다. 실험결과 470Hz에서 11.9℃로 온도 감소폭이 가장 컸으며, 스택이 스피커로부터 3cm 떨어진 위치에서 온도 감소폭이 큼을 알 수 있었다.

### 4.2 스피커 동력별 온도 측정 결과

스위핑 작업과 함께 온도변화를 관찰한 뒤 온도변화가 큰 폭으로 변하는 주파수는 470Hz 임을 예측하고, 실제 열음향 냉동기를 제작했다. 실제 제작한 열음향 냉동기의 구동주파수는 오실로스코프로부터 반 파장 파형임을 관찰하였고, 함수발생기로 주파수를 세밀하게 조절하여 정확한 구동주파수는 476Hz임을 알 수 있었다. 고온부 열교환기에서는 Cooling을 하고 무부하 상태에서 장시간 온도변화를 관찰하였다. Fig. 11에서 Fig. 15는 구동주파수 476Hz에서 증폭기(power amplifier)로 증폭시킨 후, 무부하 상태에서 스피커 동력을 10W, 30W, 50W, 80W, 100W로 증가시키면서 실험한 그 온도변화를 나타낸 그래프이다. 구동시킨 지 약 1시간 20분 후에 온도를 측정한 결과, 실내온도 30℃에서 저온부의 온도  $\Delta T$ 는 각각 16.9℃, 19.8℃, 21.8℃, 22.7℃, 27.6℃ 온도감소폭을 나타내었다. 그 결과 스피커출력을 높일수록 더 낮은 온도를 얻을 수 있음을 알 수 있었다.

### 4.3 가압실험 및 성능평가 결과

Fig. 16은 냉동기에 가압 실험을 한 도표이다. 스피커 출력을 50W로 하였을 때 470Hz 인가시  $1\text{kgf}/\text{cm}^2$ 의 압력에서는  $17.3^\circ\text{C}$ ,  $2\text{kgf}/\text{cm}^2$ 의 압력에서는  $12.9^\circ\text{C}$ ,  $4\text{kgf}/\text{cm}^2$ 의 압력에서는  $11.7^\circ\text{C}$ ,  $6\text{kgf}/\text{cm}^2$ 의 압력에서는  $13.3^\circ\text{C}$ 로 나왔다. 따라서 모든 실험에서 가장 낮은 온도로 나온 헬륨  $4\text{kgf}/\text{cm}^2$ 를 충전 압력으로 사용하였다.

Fig. 17은 Fig. 9의 데이터를 근거로 하여 실제 열음향 냉동기를 제작하여 냉동부하와 함께 스피커 동력을 10W, 30W, 50W 인가시켜서 나타난 온도비율 그래프이다. 스피커 출력이 높을수록 온도비는 감소하였고, 냉동부하가 클수록 온도비는 상승하였다.

Fig. 18은 냉동부하와 스피커 동력에 따른 COP변화를 나타낸 결과로서 COP는 스피커 동력과 함께 냉동부하에 따라 증가하고, COP의 기울기(slope)는 스피커 동력이 증가함에 따라 감소한다. 여기서 알 수 있는 것처럼 냉동능력(cooling power)도 스피커 동력에 따라 크게 변화하는 것을 알 수가 있다.

Fig. 19는 Fig. 16과 Fig. 17에서 산출된 데이터를 근거로 계산한  $\text{COP}/\text{COP}_c$  그래프이다. 무부하 상태에서 정상 상태에 도달하는 온도를 기준으로 하고 앞서 산정해 둔 냉동부하를 히터로 가열해서 저온부가 정상상태에 도달하는 온도로 성적계수( $\text{COP}$ )를 산출한 뒤 카르노의 성적계수( $\text{COP}_c$ )와 대비시켜 나타낸 결과이다.  $\text{COP}/\text{COP}_c$ 는 스피커 동력에 따라 포물선 모양에 가까운 특성을 나타내지만, 스피커 동력에 따른  $\text{COP}/\text{COP}_c$  비와 최대값은 변하게 된다. 스피커 동력 50W에서 약 2.47%로 가장 큰  $\text{COP}/\text{COP}_c$ 를 보여주고 있다.

Fig. 20은 스피커 동력 120W시 고온부와 저온부에서의 온도이력을 나타낸 것이다. 약1시간 20분 후 저온부의 온도는  $-18.3^\circ\text{C}$ 를 나타내었다. 1시간 20분이 지나면서 온도 떨어짐이 둔화되기 시작하였는데, 스피커 동력으로 인한 스피커 발열이 스피커 하우징을 타고 열교환기로 열전도 됨이 그 원인으로 사료된다.

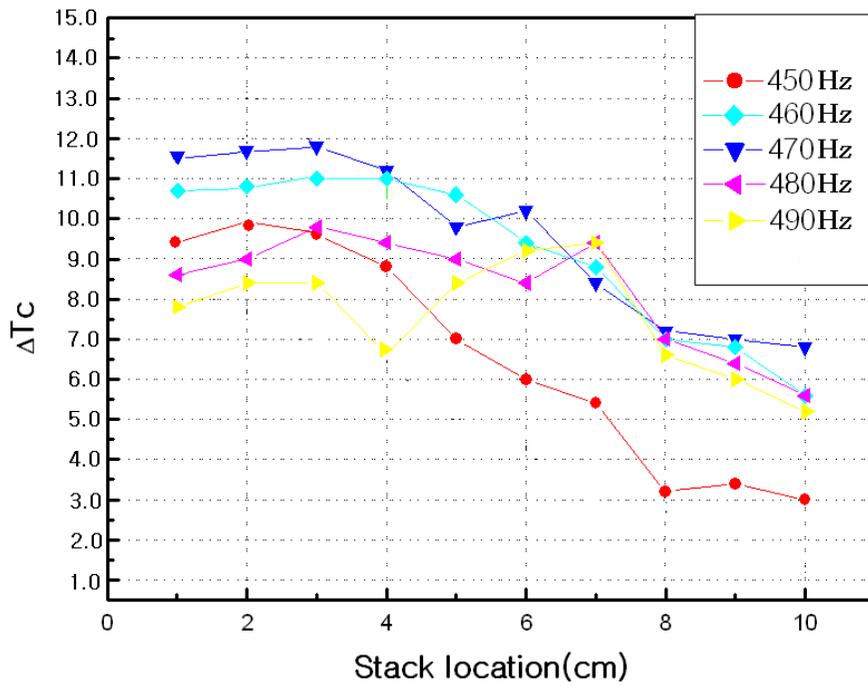


Fig.10 Temperature histories of cold side with stack location and frequency sweeping

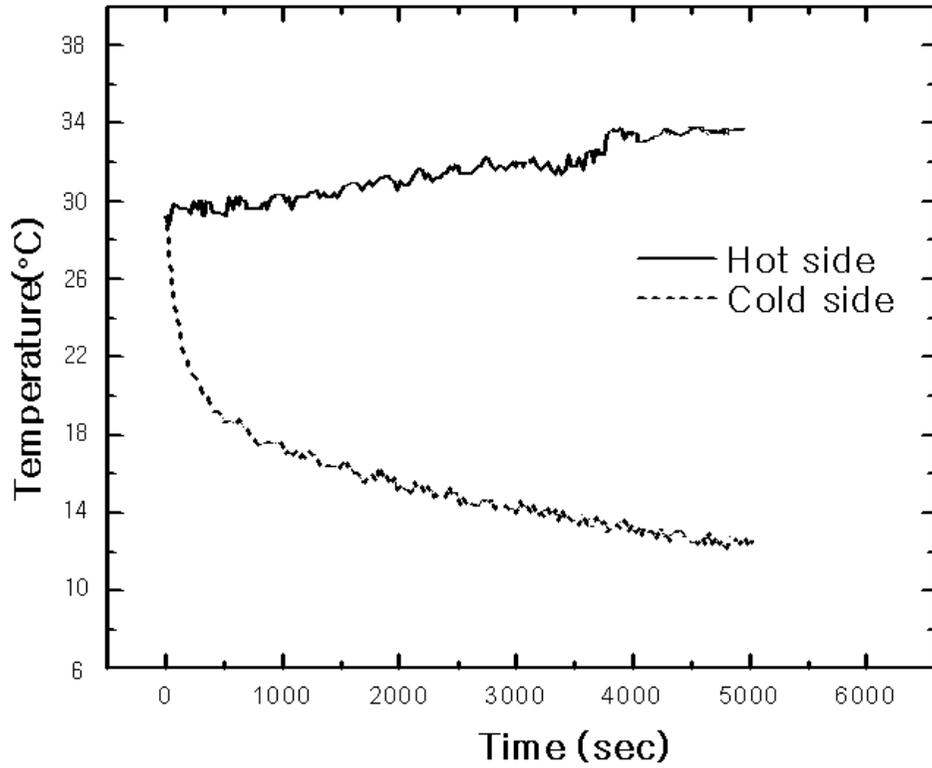


Fig.11 Temperature histories of the hot side and cold side heat exchangers according to time with speaker power(10W)

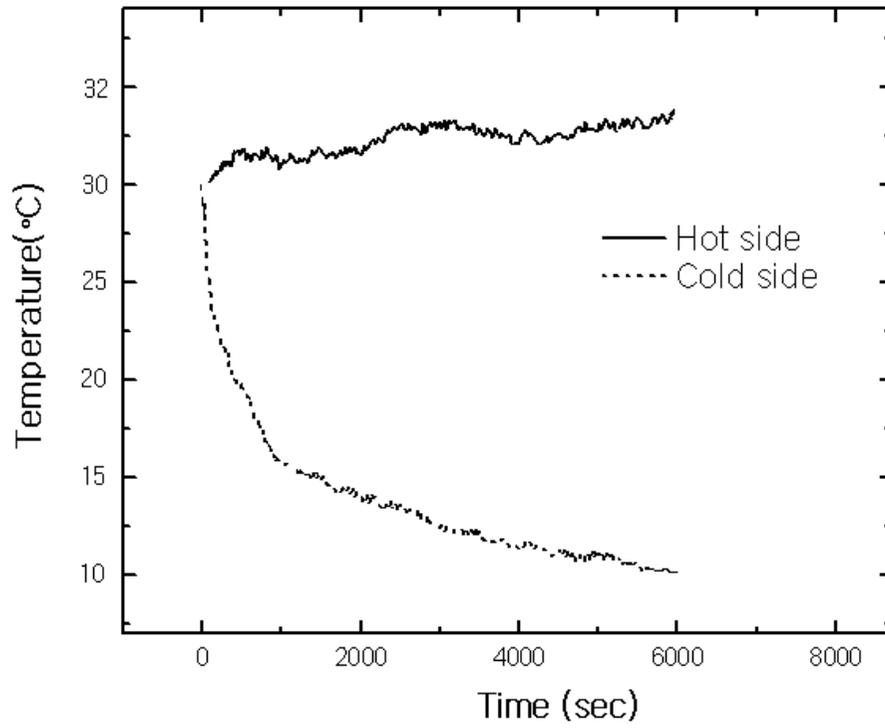


Fig.12 Temperature histories of the hot side and cold side heat exchangers according to time with speaker power(30W)

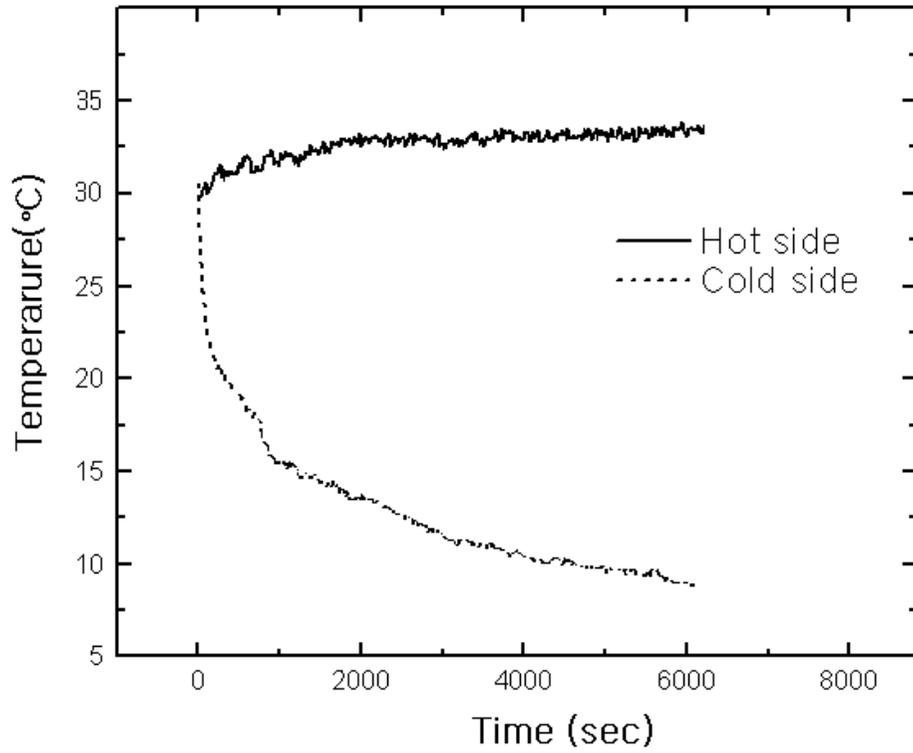


Fig.13 Temperature histories of the hot side and cold side heat exchangers according to time with speaker power(50W)

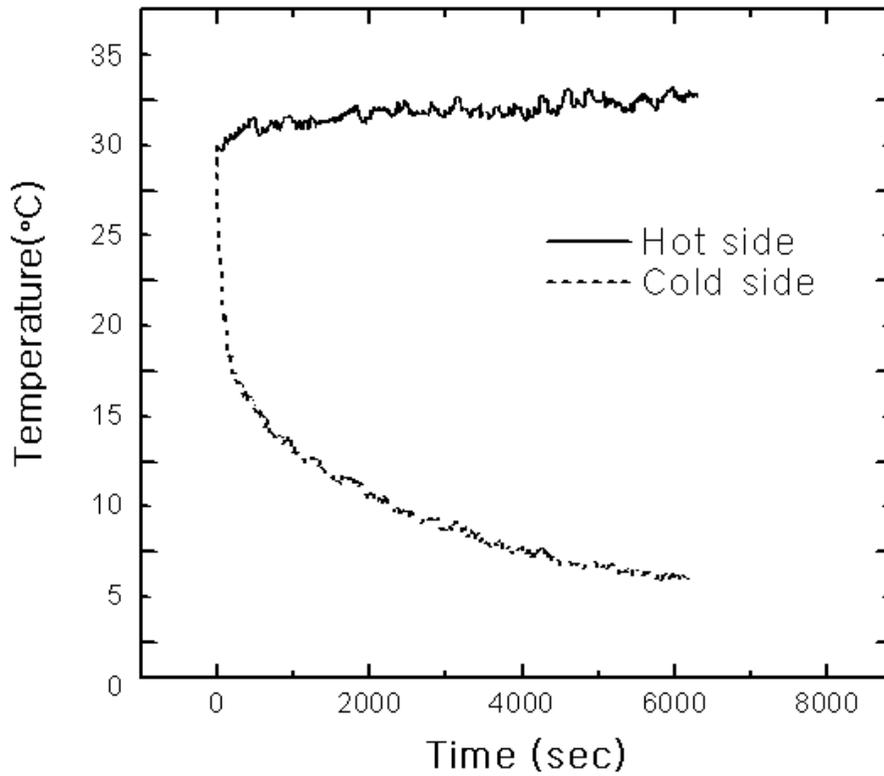


Fig.14 Temperature histories of the hot side and cold side heat exchangers according to time with speaker power(80W)

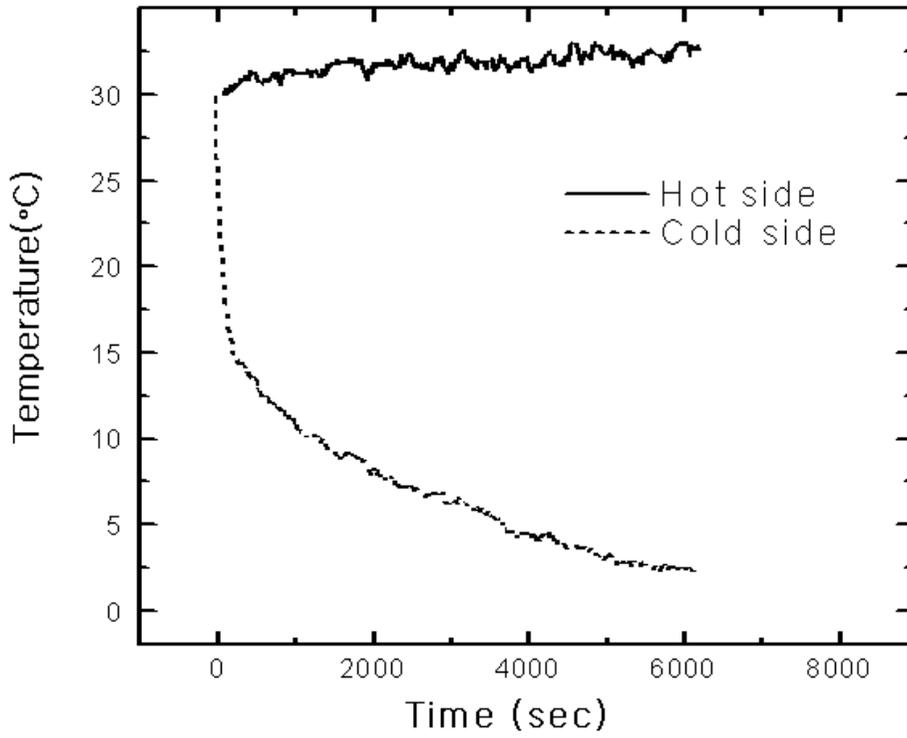


Fig.15 Temperature histories of the hot side and cold side heat exchangers according to time with speaker power(100W)

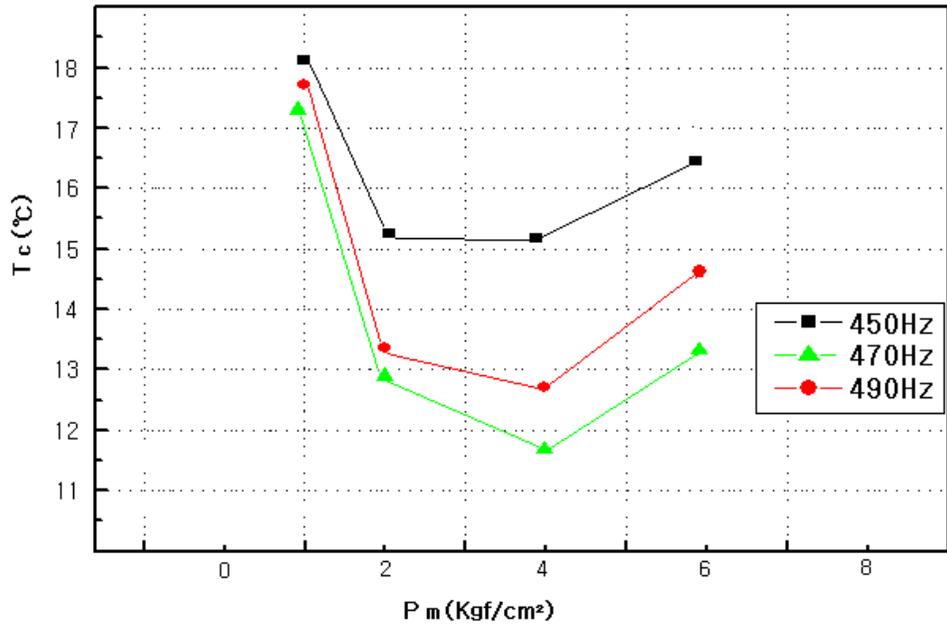


Fig. 16 Temperature ratio and operating frequency versus mean pressure of refrigerator at speaker power 50W

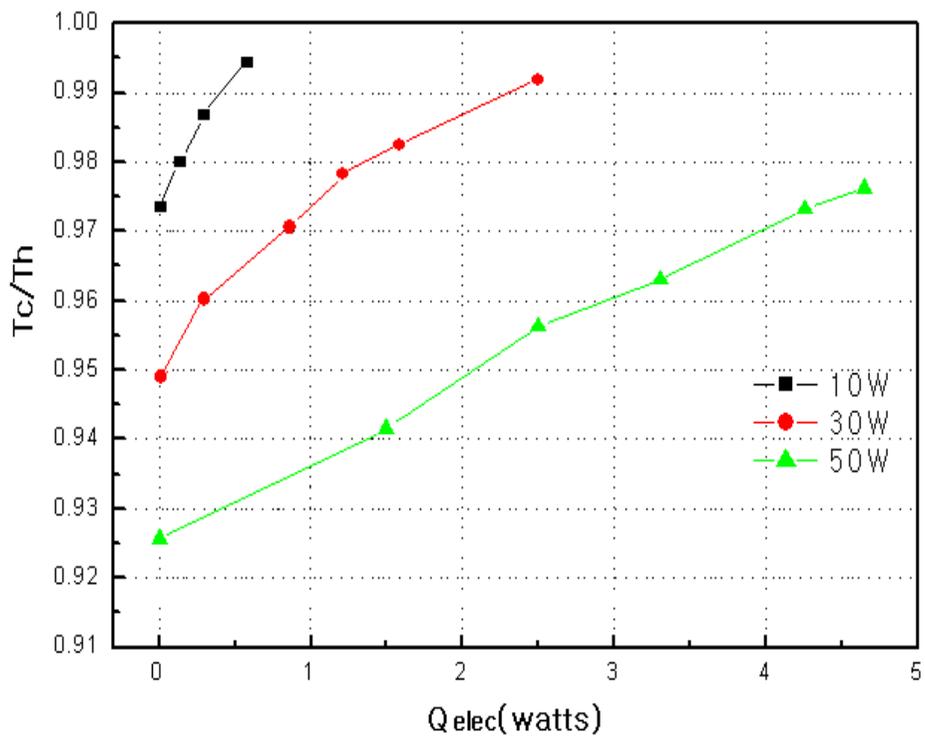


Fig. 17 Temperature ratio according to the electric heater power

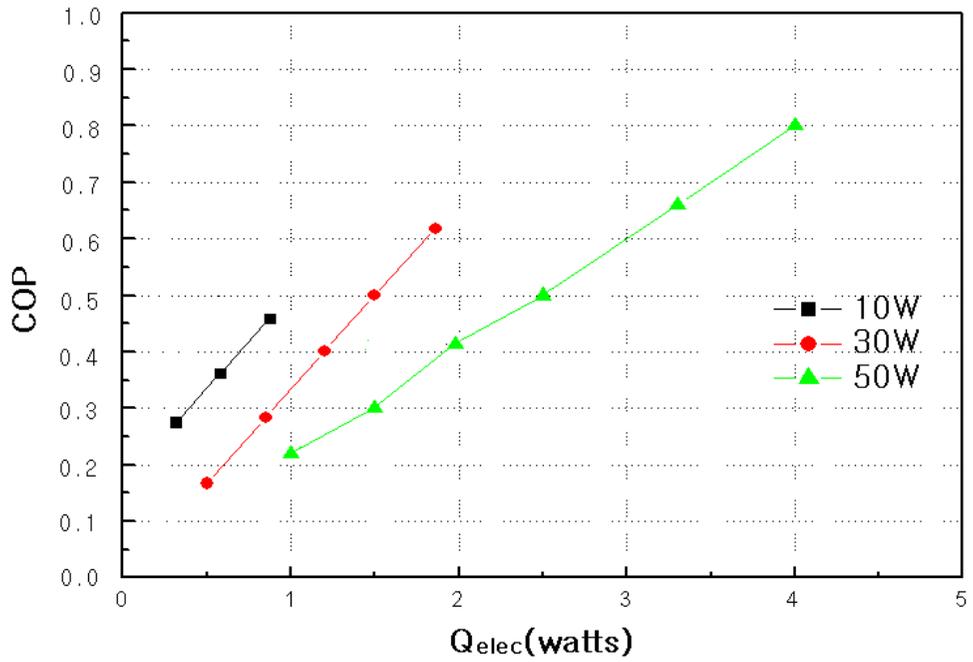


Fig. 18 Coefficient of performance according to the electric heater power

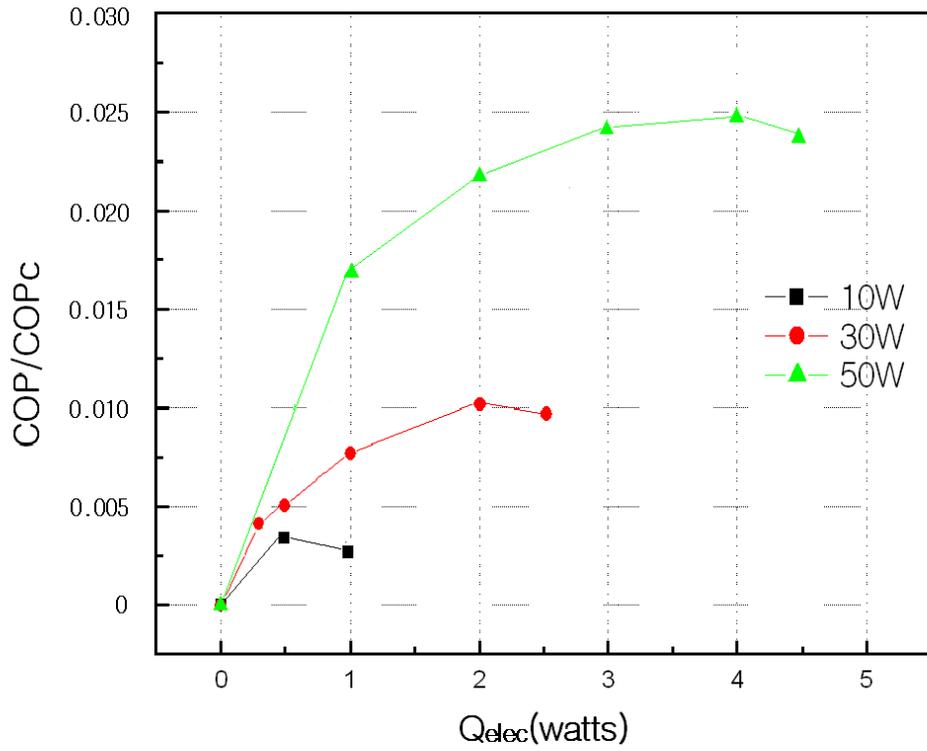


Fig.19 Coefficient of performance relative to Carnot's coefficient of performance according to the electric heater power

Table. 3 Calculation of experiment data at the speaker power(50W)

$Q_{elec} (W)$	10W	20W	30W	40W
$T_c / T_h$	0.935	0.948	0.961	0.970
$COP$	0.22	0.42	0.60	0.80
$COP_c$	14.388	18.248	24.641	32.333
$COP / COP_c$	0.0531	0.0230	0.0243	0.0247

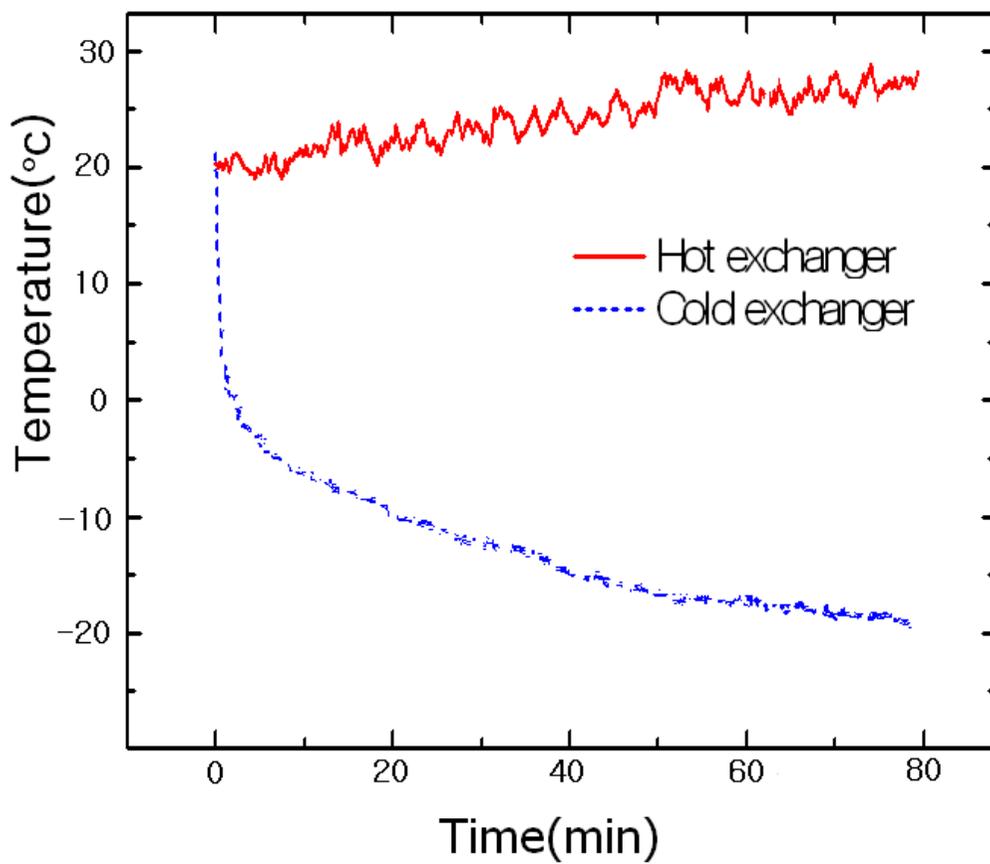


Fig. 20 Temperature histories of the hot side and cold side heat exchangers according to time with speaker power(120W)

#### 4.4 음향 동력

출력 음압레벨(SPL)은 Power Amplifier의 출력 교류 전압을 최대로 하여 열음향 냉동기를 구동하였을 때, 공명관 상단 끝에 설치된 마이크로폰에 의해 측정된다. 이 측정값을 바탕으로 음향동력으로 환산하면 식(21)에 의해 구해진다. 열음향 냉동기의 공명관 끝에서 출력 음압레벨(SPL)은

$$SPL = 20 \log_{10} \left( \frac{P}{P_0} \right) [dB] \quad (21)$$

여기서  $P_0$ 는 정상청력을 가진 사람이 1000[Hz]에서 가청 할 수 있는 최소 음압 실효치( $2 \times 10^{-5} [N/m^2]$ )이고, P는 대상음의 음압 실효치이다.

여기서, 음향강도레벨은 아래 식을 이용하여 구한다.

$$SIL = 10 \log_{10} \left( \frac{I}{I_0} \right) [dB] \quad (22)$$

이 식에서  $I_0$ 의 값은  $10^{-12} W/m^2$  이다.

음향동력은 식 (23)로 구한다.

$$W_{ac} = IA [W] \quad (23)$$

식(22)과 식(23)에서 I는 음압강도이고, 식(23)에서 A는 음파가 통과한 면적( $\pi r^2$ )이 된다. 그런데 음압레벨(SPL)과 음압강도레벨(SIL)은 거의 같은 값을

가하므로 식(23)는 식(24)과 같이 쓸 수 있다.

$$W_{ac} = \pi r^2 I = \pi r^2 \times 10^{-12} \times 10^{\frac{-SIL(=SPL)}{10}} \quad (24)$$

#### 4.5 성능계수 계산

열음향 냉동기의 효율을 구하기 위하여 냉각수에 의해 제거되는 열량은 시간당 흐르는 냉각수의 양( $\dot{m}$ ), 유입되는 냉각수의 온도와 유출되는 온도의 차이( $\Delta t$ ), 물의 비열( $C_p$ )을 이용하여 구할 수 있다.

$$Q_H = \dot{m} C_{p_w} \Delta t_w \quad (25)$$

$$COP = \frac{\text{cooling load}}{\text{electrical input power}} = \frac{Q_L}{W_{ac}} = \frac{Q_H - W_{ac}}{W_{ac}} = \frac{Q_{elec}}{W_{ac}} \quad (26)$$

$$COP_c = \frac{T_c}{T_h - T_c} \quad (27)$$

식(27)는 모든 냉동기의 최고 성능계수인 카르노 성능계수 라고 부른다.

1040mm 열음향 냉동기에서 COP를 구하기 위해 필요한 계산된 열유속 값은 에너지의 입·출입 관계를 에너지 보존 법칙을 적용하여 Table(4)과 같이 나타내었다. 열역학 에너지보존법칙으로 볼 때,  $Q_H = \dot{m} C_{p_w} \Delta T_w$ ,  $Q_H = W_{ac} + Q_{elec}$ 의 값이 같게 나와야 되는데, 스피커 동력 10W, 30W, 50W 모두에서 열유속 값은 에너지 평형이 이루어지지 않았다. 그 이유로 스피커동력이 커지면 커질수록 스피커 발열은 더 크게 된다. 이 때 스피커의 발열은 외부와의 자연대류로

제거되거나, 그 열이 스피커 하우징으로부터 고온 열교환기로 열전도 되었기 때문인 것으로 사료된다.

Table 4. Data of performance measurements

<i>Speaker Working</i> (W)	$C_{p_w}$ (J/kg · K)	$\Delta T_w$ (°C)	$\dot{m}$ (l/min)	$Q_H$ (W)
10	4180	0.10	0.5	3.48
30	4180	0.21	0.5	7.32
50	4180	0.28	0.5	9.75
<i>Speaker Working</i> (W)	$W_{ac}$ (W)	$Q_{elec}$ (W)		Total Input (W)
10	1.98	0.4		2.38
30	4.31	1.3		5.43
50	5.22	3.1		8.32

## 제 5 장 결론

본 논문에서는 Swift 논문을 기초로 한 열음향 원리를 이용하여 1/2과장 열음향 냉동기를 제작하여 각 주파수 별 음향 출력에 대한 온도 특성을 조사하였다. 사용된 냉매로는 공기나 질소 대신에 음속이 약 3배 더 빠른 비활성기체 헬륨을 사용하였다. 본 실험연구에 제작, 사용된 열음향 냉동기는 Horn-driver 스피커, 박판집적체, 고온 열교환기, 저온 열교환기, 공명관 등으로 구성되었으며, Horn-driver 스피커를 통하여 열음향 냉동기 내부에 음압을 발생시키고 이 음압을 이용하여 열음향 냉동기의 저온부를 냉각시키는 시스템으로 설계하였다. 최적의 조건을 찾기 위해서 스택의 위치, 주파수별로 실험하였고, 그 최적의 조건을 찾기 위한 가압실험과 열음향 냉동기의 성능평가에 대한 실험연구를 하였다.

본 연구에서 얻은 결론을 요약하면 다음과 같다.

1. 1040mm 공명관 내에서 작동 유체를 헬륨으로 사용하였고, 구동주파수는 476Hz가 최적냉동주파수이었으며, 스택의 최적 위치는 스피커로부터 3cm 거리에서 가장 큰 온도 차이를 보인다.
2. 가압실험에서 같은 주파수라도 헬륨 충전 압력에 따라 온도변화가 다르게 나타났다. 헬륨을  $4\text{kgf/cm}^2$  충전 시켰을 때 가장 큰 온도 변화를 나타낸다.
3. 냉동부하를 증가시키면서 정상상태에 도달하는 온도를 측정한 결과 온도비는 냉동부하에 비례하였고, 스피커 동력에 반비례하는 경향을 보였다. 스피커동력 50W 인가 시  $COP/COP_c$ 가 2.47%로 최대였으며, 이때 냉동능력은 4W 이었다.

4. 열음향 냉동기를 실제 제작하여 냉동부하를 인가하지 않고 구동시켜 본 결과 스피커 동력 120W 인가 시, 1시간 20분 경과 후에 저온부의 온도는  $-18.3^{\circ}\text{C}$ 에 도달할 수 있었고,  $\Delta T$ 는  $39.3^{\circ}\text{C}$ 를 나타내었다.

향후 연구과제로 헬륨을 이용한 공명관 길이를 짧게 할 수 있는 1/4과장 열음향 냉동기를 제작하여 공명관 내 마찰손실을 줄여, 더 나은 효율의 열음향 냉동기를 제작할 필요가 있다. 그리고 열음향 냉동기를 보다 더 정밀하게 제작하여 음압손실이 없도록 하고, 외부와의 열전달을 최소화 하도록 진공처리를 하고, Stack의 길이와 공명관의 길이에 따른 Stack의 위치, 박판 집적체와 열교환기의 공극률 조화에 관한 좀 더 세밀한 연구가 수행되어야 한다. 효율을 향상시키기 위한 다른 향후 연구로 기존의 전기에너지를 이용한 음향에너지를 얻는 방식(스피커구동방식)보다, 열에너지를 이용한 열구동 방식의 음향발생장치를 설계, 제작하여 효율을 개선시키는 방안도 연구해 볼 필요가 있다. 이런 방법으로 효율을 개선시켜 실생활에 적용할 수 있는 냉동기를 제작한다면, 열음향 냉동기는 실제 냉동기를 대체할 만한 냉동기로 발전할 수 있을 것으로 보인다.

## 참고문헌

- [1] Higgin B, 1802, Niholson's J, vol.1 p.130
- [2] Rijke, P.L. 1859, "Notiz über eine neue Art, die in einer an beiden Enden offenen Röhre enthalten Luft in Schwingungen zu versetzen", Ann. Phys.(Leipzig), vol.107, p.339
- [3] Sondhauss, C., 1850, "über die Schallschwigen der Luft in erhitzten Glasröhren und in gedeckten Pfeifen von ungleicher Weite", Ann. Phys.(Leipzig), vol.79, p.1
- [4] Taconis, K.W., 1949, "Vapor-liquid equilibrium of solutions of  $^3\text{He}$  in  $^4\text{He}$ ", Physica, vol.15, p.738
- [5] Gifford. W.E and Longworth, R.C., 1966, "Surface Heat Pumping", Adv. Croyg. Eng., Vol. 11, p.171
- [6] J.C Wheatley, T. J. Hofler, G.W Swift. and A. Migliori, 1983, "An Intrinsically Irreversible Thermoacoustic Heat Engine", J. Acoust. Soc. Am. Vol. 74 No.1, p.153
- [7] Hofler, T.J., 1986, "Thermoacoustic Refrigerator Design and performance", Ph.D. Thesis, University of California, SanDiego
- [8] Swift, G.W., 1988, "Thermoacoustic engines", J. Acoust. Soc. Am.

- [9] 김동혁, 1995 “공명관식 열음향 냉동기의 최적설계를 위한 수치모사 및 설계인자분석”, 공기조화 냉동공학 논문집 제7권 제2호, p.329-340
  
- [10] 구분기, 송태호, 1995, “열음향 냉동기 스택에서의 열전도와 열펌핑의 해석 및 실험”, 공기조화냉동공학 논문집 제7권 제3호, p.473-487
  
- [11] 하재규, 안철용, 성광모, 1995, “열음향 냉장시스템”, 한국음향학회지 제14권 제6호, p.5-20
  
- [12] 채왕병, 정은수, 1996, “열음향냉동기의 수치적 모델”, 공기조화냉동공학 논문집 제8권 제1호, p. 110-119
  
- [13] 우삼용, 박종호, 1997, “열음향 냉동장치의 제작”, 한국물리학회지 제10권 제3호, p.181-185
  
- [14] 김동혁, 1998, “열구동 공명관식 열음향 냉동기 개발”, 한국과학재단 연구결과 보고서 KOSEF 과제번호 961-1006-045-2
  
- [15] Steven L. Garret, Thomas J. Hofler, 1992 "Thermoacoustic refrigeration", ASHRAE Journal, December, pp.28-36
  
- [16] 송영수, 1998, “열원에 의해 구동되는 열음향 발생기에 관한 연구”, 한국해양대학교 공학석사 학위논문
  
- [17] 박태국, 1999, “스피커구동 공명관식 열음향 냉동기에 관한 실험적 연구”

- [18] 진창열, 2005, “스피커구동 열음향 냉동기의 제작 및 성능평가”  
한국해양대학교 공학석사 학위논문
- [19] L. D. Landau and E. M. Lifshitz, 1982, "Fluid Mechanics" , Pergamon  
Oxford, Eq(49.4)
- [20] W. Z. Black and J. G. Hartley, 1996, "Thermodynamics" , Third  
Edition, SI Version, Harper Collins College Publishers, P563-587

## 감사의 글

본 논문이 완성되기까지 여러모로 도움을 주시고, 함께한 모든 분들에게 감사의 말을 지면을 통해서나마 올립니다.

먼저 힘들 때 힘이 되어 주고 대학원 생활을 무사히 마칠 수 있게 지켜주신 하나님께 감사함을 드립니다. 그리고 항상 부족한 저를 아낌없는 가르침과 도움을 주시고 본 논문을 지도해 주신 김동혁 교수님께 진심으로 감사의 마음을 전하며, 아울러 바쁘신 와중에도 귀한 시간을 내서어 논문심사를 해주신 유삼상 교수님과 도덕희 교수님께도 감사함을 드립니다. 또한 윤상국 교수님, 방광현 교수님, 정형호 교수님, 황광일 교수님께도 깊은 감사의 말씀을 드립니다.

실험실 생활을 함께 하면서 실험에 많은 도움을 준 창렬 선배, 상룡, 지익, 현주에게 감사의 마음을 전합니다. 좋은 충고의 말을 아끼지 않으셨던 증명선배, 경록 선배님께도 감사함을 드리며, 대학원 생활을 함께 보내며 여러모로 도움을 준 양호 선배, 경규 선배, 옥근 선배님과 종진, 상우, 군의, 동훈, 지선이와 공기조화 연구회의 태일, 영준, 유민, 재민, 형진, 동국과 냉동공학 실험실 모든 선·후배, 99학번 동기들에게도 감사를 드립니다. 그리도 모두의 앞날에 영광이 가득하고 잘 되길 기원합니다.

대학원 과정동안 항상 믿어주시고 학업에 전념할 수 있도록 함께 해주신 부모님께 감사드리고, 동생, R, 한마음 식구들에게도 이 논문으로 진심어린 사랑과 감사의 마음을 전합니다.