

열음향 냉동기 스택에서의 열전도와 열펌핑의 해석 및 실험

Analysis and Experiment of Heat Conduction and Heat Pumping in a Thermo-Acoustic Refrigerator Stack

구 분 기*, 송 태 호**
B. K. Ku, T. H. Song

Key words : Thermoacoustics(열음향), Thermoacoustic Refrigerator(열음향 냉동기), Stack(스택), Heat Pumping(열펌핑), Critical Temperature Gradient(임계 온도구배)

Abstract

A loud speaker-driven zero-c.o.p. thermoacoustic refrigerator where an automotive catalytic converter is utilized as a stack has been fabricated and investigated experimentally. Without any heat exchangers at both ends of stack (and thus with zero c. o. p.), temperatures on the stack are measured and various heat transfer rates are calculated from the measured temperatures.

Temperatures on the stack have been also calculated numerically using a finite difference method. The measured temperatures are in fair agreement with the calculated temperatures for lower frequency than 300Hz, however, the former deviates from the latter considerably for higher frequency.

Two types of c. o. p. have been defined as appropriate to the experiment. While the nominal c. o. p. is zero (the condition in which the pumped heat flow rate in the pore exactly cancels the axial heat conduction down the stack), the true c. o. p. is found to be about 0.14 for 300Hz from the experiments.

기 호 설 명

A : 기공의 단면적 [m^2]	k_r : 스택 반경 방향의 열전도계수 [$W/m \cdot K$]
A_s : 기공과 스택을 합한 벌크 단면적 [m^2]	k_z : 스택 길이 방향의 열전도계수 [$W/m \cdot K$]
c_p : 기체의 단위질량당 정압비열 [$J/kg \cdot K$]	L : 스택의 길이 [m]
D : 벌크 단면의 스택의 직경 [m]	Nu_D : 누셀수 ($= \frac{hD}{\kappa}$)
D_g : 유리관의 직경 [m]	P : 압력 [N/m^2]
F : 입자 속도의 단면 변화 함수	P_1 : 음압 [N/m^2]
g : 중력 가속도 [m/s^2]	P_{1z} : 음압의 z 에 관한 도함수 ($= \frac{dP_1}{dz}$) [N/m^3]
h : 대류 열전달 계수 [$W/m^2 \cdot K$]	P_{ref} : 기준 음압 [N/m^2]
	Pr : 프란틀수 ($= \mu c_p / \kappa$)
	\dot{Q}_t : 벌크 단면을 통해 이동되는 열유동률 [W]

* 한국과학기술원

** 정회원, 한국과학기술원

- R : 벌크 단면의 스택의 반지름[m]
- R_p : 하나의 기공의 특성 횡단 길이($\equiv \frac{2A}{S}$)[m]
- Ra_D : 레일리수($= \frac{g\beta \Delta T D^3}{\nu \alpha}$)
- r : 원통 좌표계에서 반지름 좌표[m]
- S : 기공 둘레의 길이[m]
- T : 온도[°C]
- T_0 : 평균 온도[°C]
- T_{0z} : 평균 온도의 z 에 관한 도함수[°C/m]
- T_s : 스택의 온도[°C]
- W_i : 벌크 단면을 통해 흡수되는 일유동률[W]
- z : 기공 또는 스택 길이방향의 좌표[m]

그리스 문자

- β : 열팽창 계수($= -(\partial \rho / \partial T)_p / \rho_0$)[K⁻¹]
- δ_ν : 점성 침투깊이($= (2\mu / \omega \rho_0)^{1/2}$)[m]
- δ_κ : 열 침투깊이($= (2\kappa / \omega \rho_0 c_p)^{1/2}$)[m]
- η_1, η_2 : 정의된 열음향 냉동기의 성적계수(식 (7), (8) 참조)
- κ : 기체의 열전도계수[W/m · K]
- λ : 전단 파수($= R_p(\rho_0 \omega / \mu)^{1/2}$ or $2^{1/2} R_p / \delta_\nu$)
- λ_n : 정상파의 파장[m]
- λ_T : 열교란수($= R_p(\rho_0 \omega c_p / \kappa)^{1/2}$ or $2^{1/2} R_p / \delta_\kappa$)
- λ : 라디안 길이($= \frac{\lambda_n}{2\pi}$)[m]
- μ : 기체의 점성 계수[N · s/m²]
- ν : 기체의 동점성 계수
- ρ : 기체의 밀도[kg/m³]
- \mathcal{Q} : 스택의 공극률
- ω : 각 주파수[rad/s]

상 첨 자

- * : 켈레 복소수
- : 시간에 관한 미분값

하 첨 자

- 0 : 평균값
- 1 : 일차 근사값
- z : 기공 또는 스택 길이 방향에 따른 값

1. 서 론

열음향 이론에 대한 연구는 비교적 긴 역사를 가지고 있으나, 1980년 이후로 그 이론을 냉동기나 열펌프와 같은 실제 시스템에 적용하기 시작하였다. 열음향(Thermoacoustics)이란 높은 온도구배에 의해 형성되는 열유동을 시스템에 주었을 때 음향학적 진동, 즉 음향에너지가 생기는 현상과 음파가진 형태로 입력시킨 일에 의하여 일정한 방향으로 열유동이 생기는 현상을 총칭하는 말이다. 이 현상은 동력기관이나 냉동사이클 모두에 응용할 수 있는데 열음향 냉동방식(Thermoacoustic refrigeration)이 지니는 장점으로서는 냉매가 휘발성이 없는 공기나 헬륨 등과 같은 비활성 기체로서, 현재 냉동기의 냉매로서 거의 독점적으로 사용되는 있는 CFC와는 달리 오존층 손상의 피해가 없다는 점을 들 수 있다. 또한 기존의 냉동기에는 기계적인 장치들이 필요한 반면에 열음향 냉동기에는 이 장치들이 거의 없으므로 장치의 치수가 정밀하지 않아도 원하는 기능을 할 수 있어, 대량생산시 제품의 단가를 줄일 수 있는 장점이 있다. 반면에 열음향 냉동기와 기존의 냉동기가 성능면에 비교될 때 열음향 냉동기는 효율이 매우 낮고 냉동공간으로부터의 열펌핑 능력도 상당히 낮으며 지금까지 개발된 열음향 냉동기는 120K온도에서 5와트의 열을 펌핑할 수 있다¹⁾. Hofler²⁾는 1986년에 이미 자체적으로 만든 열음향 냉동기의 제작 및 실험에 관한 논문을 발표함으로써 열음향 냉동기의 유효함을 입증하였다. 또한 미 해군 대학원(Naval Postgraduate School)과 Los Alamos 국립 연구소에서 독립적으로 각각 Space Thermoacoustic Refrigerator (STAR)와 Coolahoop라는 이름을 가진 냉동기를 개발, 실험에 성공하였다¹⁾.

현재까지의 열음향 냉동기와 관련된 연구는 주로 스택내의 공기 운동과 관련된 음향학적 해석³⁾이나 실제 경험적 개발¹⁾에 중점을 둔 것이 많았다. 그러나 실제 열음향 냉동기는 작지 않은 열전도성이 있는 스택상에서 운전되는 관계로 스택의 열전달을 기체에 의한 열펌핑과 동시에 다루어야만 공학적으로 의미있는 성능해석을 할 수가 있다. 이러한 목적을 위하여 본 연구에서는, 자동차 촉매변환장치를 스택으로 이용한 열음향 냉동장치를 구성

하고 이를 스피커로 가진하여 측정된 스택내의 온도분포를 구하였으며, 이 결과를 스택내의 비등방성 전도 열전달과 공기에 의한 열펌핑을 동시에 고려하여 수치해석으로 구한 계산 결과와 비교 검토하였다.

2. 열음향 냉동의 기체 사이클 해석

2.1 라그랑지안 관점(Lagrangian point)에서 본 열음향 냉각의 원리

스택이 놓여 있는 공면판 내에 형성된 정상파로 인해 스택상에서 일어나는 열음향 냉각 과정은 라그랑지안 관점에서 쉽게 설명이 된다. 라그랑지안 관점에서의 기술방법이란 기체 입자가 움직일 때 그 입자를 따라가면서 입자의 상태를 기술하는 방법이다. Fig.1은 하나의 기체 입자가 스택을 따라 주기적으로 진동할 때 그 입자를 따라가면서 입자가 거치는 과정들을 도식적으로 나타낸 것이다. 열

음향 냉동기는 2개의 등엔트로피과정(isentropic process)과 2개의 등압과정(isobaric process)으로 구성되는 브레이튼(Brayton) 사이클을 형성한다. Fig.2는 Brayton 사이클을 그래프로 설명한 것이다. 이 사이클을 형성하는 4개의 과정에 대해 자세히 설명하면 다음과 같다.

과정 1 : 기체 매질은 $2p_1$ 의 음압에 의해 압축되면서 온도가 $2T_1$ 만큼 상승한다. 압축되는 과정에서 매질은 $2x_1$ 만큼 이동한다. 한편, 스택 벽면은 ∇T_m 의 온도 구배를 가지고 있는데, 압축하는 시간이 매우 짧기 때문에 이 과정은 단일 과정으로 볼 수 있다.

과정 2 : 과정 1에서 압력이 $2p_1$ 만큼 증가되는 동안 기체 입자는 $2x_1$ 만큼 이동하였으므로 스택 벽면의 온도는 $2x_1 \nabla T_m$ 만큼 증가한다. 이때, 압축된 매질의 온도증가가 스택 벽면의 온도 증가보다 크게 되면 (즉, $2T_1 > 2x_1 \nabla T_m$), 기체 매질에서 스택 벽면으로 δQ 만큼의 열이 이동한다. 만일, 열

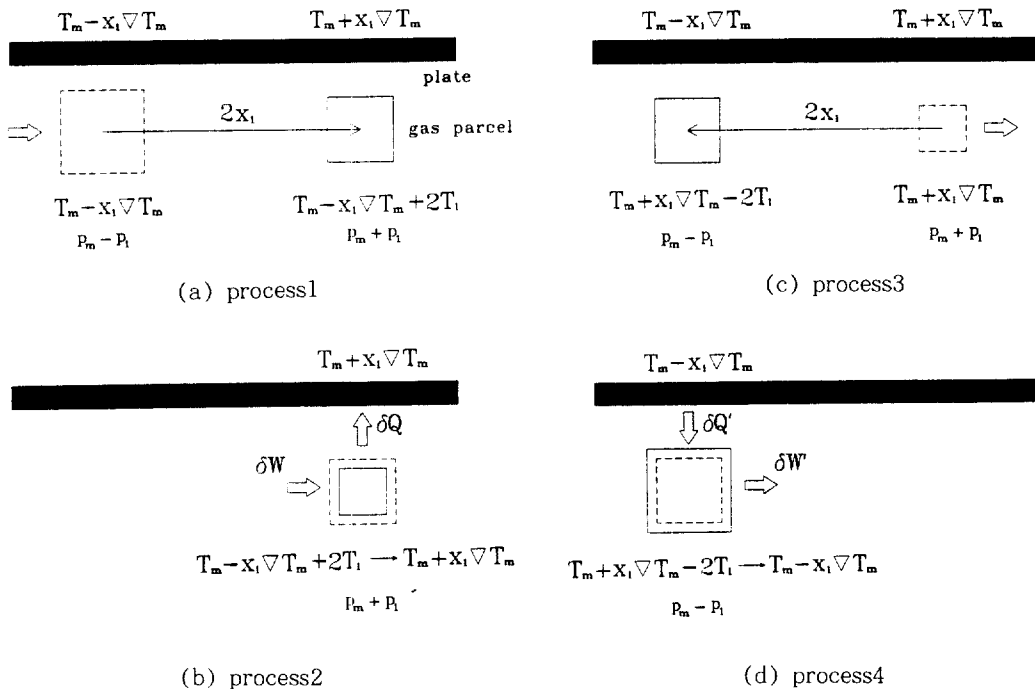


Fig.1 a four-process cycle with two adiabats (processes 1 and 3) and two constant-pressure heat transfers(processes 2 and 4)

교환을 이루는 시간이 충분하고 스택벽면의 열용량 또한 충분하다면 기체 입자와 스택 벽면은 열평형을 이룬다. 이 과정에서 기체 입자는 열을 잃으므로 수축하게 되고, 이는 외부로부터 과정 1과 과정 2동안 총 δW 만큼의 일을 받는 효과와 같게 된다.

과정 3 : 수축된 기체 입자는 음파의 진동에 의해 팽창하면서 처음 위치로 $2x_1$ 만큼 이동한다. 이때 입자의 온도는 $2T_1$ 만큼 감소한다. 또한 이 과정에서 입자는 밀(압축된 상태)→소(팽창된 상태) 변화에 따른 일의 차이를 내놓으면서 팽창하는데 과정 1에서 소→밀 변화에 의한 일과 비교하면 보다 낮은 온도에서 팽창하므로 내놓는 일의 양은 과정 1에서의 흡수일보다 작아진다.

과정 4 : $2p_1$ 의 압력 강하에 대응하는 $2T_1$ 의 온도 강하로 인하여 기체 입자의 온도가 스택 벽면의 온도보다 더 작다면, 스택 벽면에서 입자로 열전달이 $\delta Q'$ 만큼 일어난다. 입자는 열을 받으므로 팽창하여 3, 4과정에서 외부에 $\delta W'$ 만큼의 일을 하게 된다. 이것으로서 열역학적 사이클을 완성하는데, 이 사이클동안 열은 $\delta Q' < \delta Q$ 로 되고 과정 3, 4에서의 팽창일이 과정 1, 2에서의 상태보다 낮은 압력에서 이루어지므로 $\delta W' < \delta W$ 가 되어 $\delta W' + \delta Q = \delta W + \delta Q'$ 의 에너지 보존식이 성립된다. 한 사이클 동안 일어나는 현상은 단지 $(\delta W - \delta W')$ 의 일 에너지가 소모되어, 저온부에서 $\delta Q'$ 의 열을 흡수하여 고온부에 δQ 의 열을 전달하는 것이다. 이 일은 스택 내의 음향에너지로부터 주어진다.

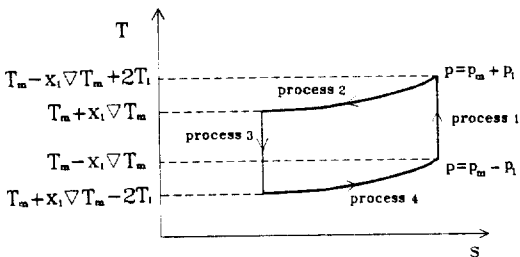
위에서 설명한 네 과정으로 구성된 한 사이클이 냉각기로 사용되기 위해서는 압축했을 때 기체 입

자의 온도가 스택보다 높아야 하고 팽창했을 때 기체 입자의 온도가 스택의 온도보다 낮아야 하며, 이를 위해서는 스택의 온도 구배가 기체 입자의 단열 압축 및 팽창시의 온도 구배보다 작아야 한다 (그렇지 않은 경우 이 사이클은 동력기관이 되어 음향에너지를 증가시킨다.) 실제적으로 냉각기로 사용되는 부분은 저온의 스택 부분으로서, 고온의 스택으로 이동되는 열을 열교환기를 이용하여 뽑아 준다면, 저온의 스택에서 고온의 스택으로 열이 지속적으로 전달되는 냉각 효과가 생길 것이며, 이때에 필요한 일은 과정 1~2와 3~4에서 받은 정미일($\delta W' < \delta W$)을 모든 스택 내의 기체에 대하여 합산한 것이다. 덧붙여 기체 입자는 단지 저온의 스택으로부터 열을 받아 고온의 스택으로 열을 건네 줄 뿐 그 자체는 냉각되지 않는다.

2.2 기초 이론 : 기체 운동의 해석

본 이론의 관심사는 스택상에서 펌핑 (pumping) 되는 열유동률과 기체 내로 흡수되는 열유동률을 계산하고 이를 사용하여 실험 혹은 수치계산에서 구한 스택의 온도구배로부터 열음향 냉동성적을 구하고자 하는 것이다. 이 절에서는 열유동률과 열유동률을 구하는데 사용되는 가정들과 필요한 관계식들을 정리하여 보고자 한다. 먼저 스택 기공내에서 기체에 의해 운반되는 열유동률과 기체로 흡수되는 열유동률을 계산하는데 이용되는 지배방정식들을 단순화하기 위해 다음과 같은 가정들이 사용되었다. 여기에는 제작한 열음향 냉동기와 스택과 공명관내 형성된 정상파에 대한 가정들이 포함되어 있다.

- ① 스택에 형성되는 온도차는 주위 기체의 절대 온도보다 훨씬 작고 스택의 길이는 정상파의 라디안 길이 (radian length : $\lambda = \frac{\lambda_a}{2\pi}$) 보다 훨씬 짧다. 여기에서 λ_a 는 음파의 파장이다.
- ② 스택의 열용량은 공기의 열용량에 비해 충분히 커서 스택 벽면의 온도는 음파에 의해 기체내에 생긴 온도 변화로 인해 국부적으로 영향을 받지 않는다.
- ③ 스택은 음향학적으로 강체이고 그 벽면은 비다공 (nonporous) 재질이다.
- ④ 선형 음향이론이 적용될 수 있다. 즉, 기체의



process 1 & process 3 : iso-entropy process
process 2 & process 4 : iso-barc process

Fig.2 Brayton cycle

모든 물리량은 1차까지만 고려하고 기체 물리량들의 곱으로 표현되는 에너지는 2차까지만 고려한다.

- ⑤ 평균 유속은 없다.
- ⑥ 음파의 파장은 열 및 점성 침투깊이(thermal and viscous penetration depths : 각기 $\delta_\kappa, \delta_\nu$)

보다 훨씬 크다. 여기에서 $\delta_\nu = \left(\frac{2\mu}{\omega\rho_0}\right)^{1/2}$ 로 정

의되며 $\delta_\kappa = \left(\frac{2\kappa}{\omega\rho_0c_p}\right)^{1/2}$ 로 정의된다. 여기에

나타난 물리량들을 설명하면, μ 는 기체의 점성계수, ω 는 각주파수(angular frequency), ρ_0 는 기체의 밀도, c_p 는 기체의 단위질량당 정압비열(isobaric specific heat), κ 는 기체의 열전도계수이다.

- ⑦ 음압은 스택의 기공(pore)내에서 스피커의 가진 주파수로 진동한다.

- ⑧ 음향학적 상태 함수들의 크기는 난류(turbulence)를 일으키지 않을 정도의 작은 양들이다. 즉, 레이놀즈수 $N_{Re} \equiv \frac{v_2 \delta_r}{\nu} < 500$ 의 범위를

만족한다⁴⁾. 여기에서 v_2 는 z 방향의 기체 속도 성분이고 ν 는 기체의 동점성 계수이다.

기공내에서의 기체의 물리량을 선형화하여 수치 계산시 필요한 열유동률과 일유동률을 유도할 수 있다. 그 자세한 유도는 참고 문헌⁵⁾으로 넘기고 여기에서는 그 결과만을 제시하도록 한다. 먼저, 앞으로 사용될 기공 단면에 평균을 취한 단면 변화 함수 F 를 보이면 다음과 같다⁵⁾.

$$F(\lambda) = \frac{64}{\pi^4} \sum_{m, n: \text{odd}} \frac{1}{m^2 \cdot n^2 \cdot Y_{mn}(\lambda)} \quad (1)$$

$$Y_{mn}(\lambda) = 1 + \left(\frac{i\pi^2}{4\lambda^2}\right)(m^2 + n^2) \quad (2)$$

여기에서 F 는 단면 변화 함수로서 입자속도가 기공 단면에서 점성에 의해 변화하는 양을 나타내는 함수이고 m, n 은 홀수인 자연수이고 λ 는 $R_p(\rho_0\omega/\mu)^{1/2}$ (또는 동일한 값으로 $\sqrt{2}R_p/\delta_\nu$)로서 전단 파수(shear wave number)라고 불리우며, R_p 는 $2A$

$/S$ 로서 A 는 기공의 횡단 면적이고 S 는 기공 둘레의 길이이다.

또한 선형화된 연속 방정식을 사용하여 유도된 압력방정식을 다시 가정①을 적용하여 단순화시키면 다음과 같이 압력의 진폭 P_1 (즉 음압)에 관한 식을 얻을 수 있다⁵⁾.

$$P_1(z) = c_1 e^{s_1 z} + c_2 e^{s_2 z} \quad (3)$$

여기에서 c_1 과 c_2 는 임의의 복소 상수이고 s_1 과 s_2 는 압력 방정식의 특성근이다. 상수 c_1 과 c_2 는 스택 양단에서의 음압으로부터 구해진다.

이 함수들을 이용하여 스택 전체 단면에서의 기체의 가진에 의해 유도되는 열유동률과 일유동률을 구하면 다음과 같다⁵⁾.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_1(z) = & \frac{\Omega A_s}{2} \beta T_0(z) \left[\text{Im} \left(\frac{P_{1s}(z) P_{1s}^*(z)}{\rho_0 \omega} \right) \right. \\ & \times \frac{F^*(\lambda_T) - F(\lambda)}{1 + \text{Pr}} \left. - \frac{T_{0s} c_p}{\beta T_0 \rho_0 \omega^3} |P_{1s}(z)|^2 \right. \\ & \left. \times \frac{\text{Im}[F^*(\lambda_T) + \text{Pr}F(\lambda)]}{1 - \text{Pr}^2} \right] \quad (4) \end{aligned}$$

$$\dot{W}_1(z) = \frac{\Omega A_s}{2} \text{Im} \left(\frac{P_{1s}(z) P_{1s}^*(z)}{\rho_0 \omega} F(\lambda) \right) \quad (5)$$

여기에서 $T_0(z)$ 는 $T(x, y, z, t) = T_0(z) + T_1(x, y, z) \exp(-i\omega t)$ 로 선형화된 식에서 시간과 기공단면 (xy) 의 평균을 취한 온도이고, $T_{0s}(z) \equiv \frac{dT_0(z)}{dz}$,

$P_{1s}(z) \equiv \frac{dP_1(z)}{dz}$, Pr 은 공기의 프란틀수, 상첨자

$*$ 는 켈레 복소수를 의미하는 기호, Im 은 복소수의 허수부를 취하는 기호, β 는 기체의 열팽창 계수이다. Ω 는 스택의 공극률(porosity)로서 일정 면적 내에 있는 총 기공의 단면적을 기공과 스택을 합한 단면적으로 나눈 값으로 정의되며, A_s 는 기공과 스택을 합한 단면적을 의미한다. 또 λ_T 는 $R_p(\rho_0 c_p \omega / \kappa)^{1/2}$ (또는 동일한 값으로서 $\sqrt{2}R_p / \delta_\kappa$)로서 전단 파수(shear wave number)라고 불리우며⁵⁾, F 는 앞에서 구한 식(1)이다.

열유동률과 일유동률을 가지고 궁극적으로 관심이 있는 냉동기의 성적 계수(η)를 계산하면[6],

$$\eta = \frac{\text{얻고자 하는 냉동 출력}}{\text{필요로 되는 일의 입력}} \quad (6)$$

이 된다. 이 식은 스택의 앞부분에 유입되는 총 음향일에 대하여 dT_0/dz 가 음인 경우 온도의 역구배 방향(즉 $-z$ 축방향)으로 펌핑한 총 열의 비를 구한 것이다. 후술하겠거니와 이 성적계수는 0.1근처의 값을 갖는다. 통상 음향일은 스피커에서 전기에너지가 변환되어 나타나는데, 스피커의 효율이 100%가 아닌 경우에 스피커에 입력된 총전력을 분모에 다 고려해서 성적계수를 정의한다면 식(6)의 분모는 음향일률(acoustic power)이 아니라 스피커에 입력되는 전력이 된다. 일반적으로 스피커의 에너지 변환효율(음향 에너지 대 전력의 비)은 1% 정도로 매우 낮으므로 위의 성적계수를 스피커의 소비 전력기준으로 정의한다면 열음향 냉동사이클은 실용화하기에는 매우 낮은 값을 갖는다. 본 연구에서는 스피커 효율은 논외로 하여 식(6)의 분모는 순수 음향일만을 취하였다.

한편 식(6)의 분자에 나타나 있는 펌핑되는 열량을 식(4)로 주어진 값, 즉 기체에 의하여 펌핑된 양을 대입할 것인가, 아니면 여기에 스택에 의한 축방향 열전도량(이 값은 dT_0/dz 와 반대 방향으로 흐르니까 기체에 의하여 펌핑된 열량을 삭감시키는 작용을 한다.)을 더할 것인가에 따라 두가지 정의가 가능하다. 본 연구에서는 식(8)의 분모를 음향일로 취하고 2종의 성적계수를 다음과 같이 정의한다.

$$\eta_1 = \frac{\dot{Q}_i(L) \text{ by eq.(4)}}{W_i(0) - W_i(L)} \quad (7)$$

$$\eta_2 = \frac{\dot{Q}_i(L) \text{ by eq.(4)} - k_z \frac{dT(L)}{dz} A_s}{W_i(0) - W_i(L)} \quad (8)$$

여기에서 k_z 는 스택에 축방향 온도 구배가 주어질 때 기공과 스택을 포함한 벌크(bulk) 면적 기준의 축방향 열전도 계수이다. 성적 계수 η_1 은 성적 계수 η_2 보다 항상 크고 이것이 열역학적으로는 실제 성적 계수이나, 실용적인 면에서는 η_2 가 중요하다.

3. 실험

앞서 이론적으로 설명한 열음향 냉동 사이클의 실체를 검증하기 위하여 일차적인 냉동 스택을 구성하고 실험을 행하였다. 제작한 열음향 냉동기 시스템은 Fig.3에 나타나 있다. Fig.3에서 볼 수 있는 바와 같이 공명관 내에 스택이 놓여져 있고 관 한쪽 끝에는 스피커가 연결되었다. 그런데 스택 양단에는 고온부 및 저온부 열교환기가 없으므로 스택 기공에서 펌핑되는 열을 외부로 뱉아 줄 수 없고(엄밀히 말하면 스택을 감싸고 있는 유리관이 단열되어 있다고 볼 때 타당하나 본 실험에서는 유리관을 통해 외부로 전달되는 열을 무시하였고 스택양단의 열교환기에 의한 열펌핑의 유무에만 초점을 맞추었다.) 다만 공기의 브레이튼 사이클을 통하여 펌핑되는 방향과 반대방향으로 스택을 통해 전도 열전달이 일어나게 된다. 그래서 펌핑되는 열과 스택을 통한 열전달이 서로 상쇄되어 앞서 정의한 성적 계수 중 $\eta_2=0$ 인 상태가 된다. 본 실험은 이런 상태하에 수행되었다. 그리고 η_1 을 구할 때의 분자는 (4)식에 의한 $\dot{Q}_i(L)$ 대신 $\eta_2=0$ 이니까 실험적으로 찾은 $k_z A_s \frac{T(0) - T(L)}{L}$ 로 취하였다.

3.1 실험 장치의 구성

열음향 냉동기를 제작할 때 우수한 성능의 냉동기가 되게 하려면 냉동기를 구성하고 있는 요소들에 대한 충분한 고찰이 필요하다. 냉동기를 구성하는 요소들은 트랜스듀서, 공명관, 열교환기, 스택이다. 각 요소들에 대한 검토는 Swift³⁾의 논문을 참조로 하였고 1차적인 실험단계에서는 트랜스듀서, 공명관, 스택을 고려하였다. 트랜스듀서로는

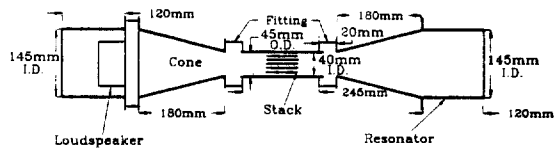


Fig.3 Thermoacoustic refrigeration system

출력(100W)이 큰 라우드 스피커를 사용하였고 공명관은 스택이 보일 수 있고 공명관 내부 기압이 대기압보다 수배 정도 높을 때에도 사용할 수 있도록 인장 강도가 큰 파이렉스(Pyrex) 유리관으로 만들었다. 유리관 안에는 스택이 놓여지고 스택 양단에서의 음압과 입자 속도(particle velocity)를 측정하기 위하여 마이크로폰이 삽입될 수 있도록 유리관 측면에 각각 지름8mm인 구멍을 스택의 전후에 뚫었다. 스택으로는 코닝(Corning)사 제품의 자동차용 촉매 변환 장치(catalytic converter)를 사용하였다. 스택의 길이는 100mm, 지름은 40mm이며 두께 0.16mm의 스택 재질이 가로 세로 1.11mm인 정사각 기공을 길이 방향으로 관통하여 뿔뿔히 구성하고 있다. 실험 조건으로는 공명관 내 평균 압력을 대기압으로 유지하고 매질은 공기를 사용하였다. 이런 실험 조건하에 스택의 길이방향으로의 온도분포와 스택 양단에서의 음압을 측정하여 공명관 주위로의 열손실량과 스택의 단면방향과 길이방향으로의 열전도량을 계산하였고 펌핑되는 유효한 열유동률은 계산하였다.

실험의 구동 및 데이터 장치는 Fig.4와 같이 구성하였다. 실험에 쓰이는 장치로는 286-AT PC, 함수 발생기, 증폭기, 오실로스코프, PCLD-789 Board, PC-LabCard(PCL-812PG Card), 마이크로폰, 신호 분석기가 있다. 이 중 PC-LabCard (Advantech사 PCL-812PG)는 PC에 연결하여 사용하며, 여러 개의 아날로그 데이터를 획득하는 카드로서, 소프트웨어적으로 입력되는 아날로그 신호를 제어할 수 있다. 또, PCLD-789 Board

(Advantech사 제품)는 PCL-812PG와 연결하여 사용하는 주변 보드(daughter board)로서, 냉접점(clod junction) 보상회로가 있어 열전대를 연결하여 온도를 직접 측정할 수 있다. 본 실험에서는 지름 0.13mm인 K 타입 열전대를 연결하여 스택의 여러 위치에서의 온도를 측정하는데 이 보드를 사용하였다. 함수 발생기는 Hewlett Packard 3310B, 증폭기는 McIntosh Mc2125 제품이며 이 두 장치는 스피커를 정현파로 가진하는데 사용되었다. 오실로스코프는 홍창 5502제품이며 증폭기의 입력 및 출력신호를 조사하는데 사용되었다. 또, 마이크로폰은 Bruel & Kjaer사 제품이며, 신호 분석기는 Hewlett Packard 사의 3562A Dynamic Signal Analyzer인데, 이 두 장치를 사용하여 스택 양단에서의 음압과 입자 속도를 측정하였다.

3.2 실험

본격적인 실험에 들어가기 전에, 제작한 냉동기의 주파수 응답 특성, 즉 전달함수를 먼저 측정하였다. 전달 함수의 측정은 스피커에 화이트 노이즈(white noise)를 가하면서 스택양단의 음압을 측정하여 출력신호 대 입력신호의 비를 신호 분석기로 계산하였다. 계산한 전달함수의 그래프는 Fig.5에 나타나 있다. Fig.5를 살펴 보면, 출력신호 대 입력신호의 비 값이 대략 300Hz, 465Hz, 700Hz 주

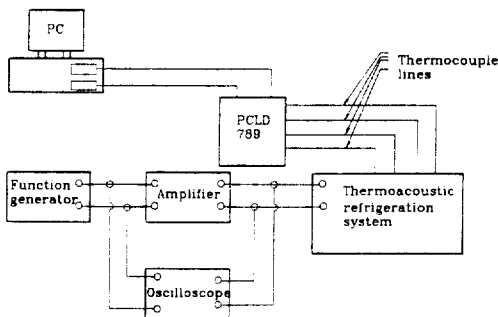


Fig.4 Experimental set-up

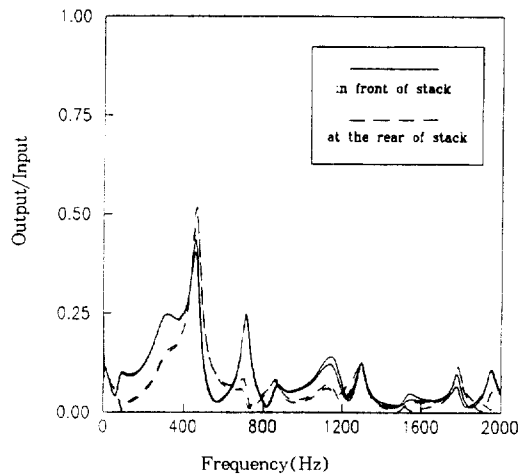


Fig.5 Transfer function of the thermoacoustic refrigeration system

파수에서 크게 나타나는데, 이 값들이 냉동기 시스템의 공명 주파수를 나타낸다고 볼 수 있다. 본 냉동기는 음압이 스피커 부근에서는 높게 걸리고 스택을 지난 아래 부근에서는 낮게 걸리도록 제작되었다. 위 3개의 주파수 값에서의 음압분포 중 300Hz에서만 원하는 음압 분포를 얻을 수 있었고, 465Hz에서는 스택 중간($z=5\text{cm}$) 부분에 높은 음압이 걸리고 700Hz 고주파수에서는 음압의 분포가 스택길이방향 내에서 여러번 변함으로 인해 냉동기로 이용하기에는 부적절하다고 판단되었다. 그 이유는, 가정에 의하면 공명관내에 형성된 정상파가 스택의 존재에 크게 영향을 받지 않도록 스택의 길이가 짧아야 하는데 고주파수에서는 이 조건을 만족할 수가 없고 또한 점성에 의한 열 및 운동량 손실이 증가하여 가해진 에너지가 거의 손실되어 버리기 때문이다. 스택내에 온도분포를 알아보기 위하여 K 타입 열전대를 스택 셀속으로 삽입하였다. 원점을 스택 중심축상의 왼쪽 끝(고온부)으로 잡았을 때 길이방향으로 $0, \frac{L}{6}, \frac{L}{3}, \frac{L}{2}, \frac{3L}{4}, L$ 위치에 열전대를 삽입하였고 반경 방향으로는 $\frac{R}{2}, R$ 위치에 삽입하였다. 스택 셀속에 삽입된 열전대로 인하여 그 셀은 막히게 되지만 직경이 4cm인 스택 단면에 셀수가 약 779개인 것을 감안한다면 10개

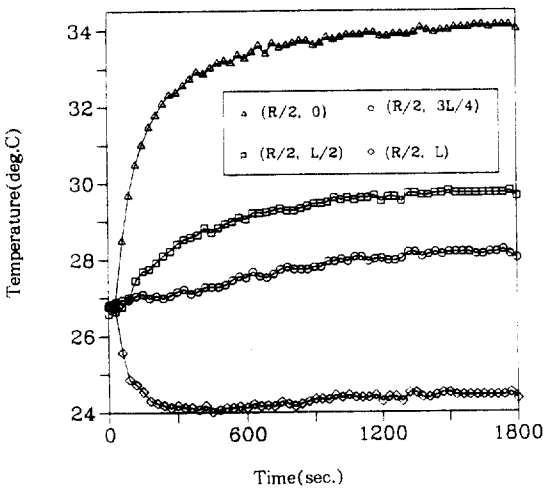


Fig.6 Change of temperature for 300 Hz and speaker input power of 10.4W

정도의 막힌 셀에 의해 손실된 열유동률은 매우 작은 값이다. 따라서 막힌 셀에 의한 영향은 거의 없다고 볼 수 있다. 스택내의 온도 분포뿐만 아니라, 유리관 표면에서 주위 공기중으로 자연 대류에 의한 열손실량을 계산하기 위하여 유리관 표면 중 $0, \frac{L}{2}, L$ 위치에 열전대를 설치하였다. 이 상태에서 가진할 주파수를 정하고 이 주파수의 증폭된 정현파 신호를 냉동기 시스템에 주어 30분간 스피커를 구동시켰다. 가진하는 동안 스피커에 입력되는 전력을 계산하기 위하여 멀티미터로 전압 및 전류를 측정하였다. 음압은 마이크로폰으로 측정하였다. 실험된 경우에 대하여 음압은 대략 rms(root mean square) 음압값으로 148dB에서 159dB로 나타났고 이때 공기의 최고 속도는 rms값으로 2.0m/s로 나타났다.

열음향 냉동시스템이 정상상태에 다다르기까지의 과정을 살펴 보면, 스피커 구동전에는 균일한 온도로 유지되어 있던 스택에 스피커로 공기를 가진해 줌에 따라 초기 몇 분 이내에 커다란 온도구배가 형성된다. 즉 Fig.6에 보인 바와같이 좌측의 온도는 상승하고 우측의 온도는 하강한다. 이 후에는 시간이 흐름에 따라 온도구배는 거의 변하지 않는 상태에서 전체적인 온도만이 천천히 상승하는 것을 관찰할 수 있다. 초기의 온도구배의 형성은 스택내의 공기에 의한 열음향 냉동효과에 의하여 생기는 반면에 후반의 온도상승은 스택내에서 소멸되는 음향일이 외부로 방출되기 위하여 천천히 스택의 온도를 올려가는 과정으로 볼 수 있다. 후자의 과정은 보통 수 시간이 걸리고 이 과정에서 실험실내의 온도도 또한 변화하므로 엄밀한 의미에서의 정상상태는 도달하지 못하였다. 다만 본 연구에서 중요한 것은 그 온도구배임을 생각하여 충분한 시간(한 시간가량)이 흐른 뒤의 온도를 정상 상태로 취급하여 측정하였다. 정상 상태에서 측정한 온도와 이로부터 계산한 열전달량을 각각 Table 1과 Table 3에 기록하였다. Table 1에는 각각의 주파수에 따른 스피커 입력전력과 스택의 여러 지점에서의 온도가 나타나 있다. Table 1의 온도를 살펴 보면, 우선 300Hz이하의 주파수에서는 온도가 z 값이 증가함에 따라 점차 감소하는 경향을 보이고 300Hz이상의 주파수에서는 주파수가 증가함에 따라 최고 온도의 위치가 점점 스택중간 부분으로 옮

겨 가는 것을 볼 수 있다. 이것은 제작한 냉동기 시스템의 음향학적 특성으로 인해 주파수가 커질수록 공명관 내에 걸리는 음압의 파장이 짧아져 관내에 형성되는 음압의 배(antinode)의 위치가 이동되기 때문이다. 이러한 사실은 음압 측정값으로부터 확인될 수 있다. Table 2에 기록한 음압 데이터를 보면 300Hz이상의 주파수에서는 주파수가 커짐에 따라 $z=0$ 에서의 음압은 감소하고 $z=L$ 에서의 음압은 증가한다. 그리고 300Hz에서는 $z=0$ 에서의 음압이 $z=L$ 에서의 음압보다 상당히 크나 400Hz에서는 두 음압의 크기가 비슷해지고 450Hz에서는 $z=L$ 에서의 음압이 $z=0$ 에서보다 커진다. 이런 사실로부터 400Hz~450Hz구간에서 스택 중간 위치에 음압의 배가 존재함을 알 수 있다. 이와 같이 주파수에 따른 냉동기의 음향학적 특성의 충분한 이해는 앞으로 냉동기로 사용할 경

우 열음향 냉동기의 최적 가진 주파수를 결정하는데 있어 상당히 중요한 문제가 된다. 제작한 열음향 냉동기의 최적 가진 주파수는 냉동기의 성적계수면에서 볼 때 가장 작은 입력 전력으로 가장 큰 온도차를 형성시키는 300Hz, 465Hz 주파수가 된다. 300Hz에서는 약 10W의 스피커입력으로 고온부와 저온부의 온도차가 10°C 정도 생기고 465Hz에서는 약 16W로 최고와 최저의 온도차가 18°C 정도 발생한다. 두 경우 모두 큰 온도차를 유도하지만, 465Hz에서는 최고 온도가 스택 중앙부에 위치하여 실제 얻고자 하는 온도 분포가 형성되지 않아 냉동기의 가진 주파수로서 유효하지 못하다. 스택의 길이가 공명관 내 형성된 라디안 길이(음파 파장/ 2π)보다 훨씬 작은 범위 내에서는, 스택의 길이가 증가함에 따라 스택상에 형성되는 온도차는 커지기 때문에 스택의 길이를 길게 하는 것이 더

Table 1 Measured temperatures of stack with various frequencies

Frequency (Hz)	Speaker input power(W)	(R/2,0) (°C)	(R/2, L/6) (°C)	(R/2, L/3) (°C)	(R/2, L/2) (°C)	(R/2, 3L/4) (°C)	(R/2, L) (°C)
200	14.6	29.6	28.5	28.1	27.1	27.4	26.2
250	17.7	32.0	30.2	29.4	28.0	27.4	25.4
300	10.4	34.0	32.5	31.6	29.6	28.0	24.3
350	12.4	31.9	32.6	32.5	31.0	29.0	24.3
400	7.66	21.3	23.2	24.4	24.1	23.7	20.6
450	8.04	21.8	27.9	32.5	34.5	33.8	25.1
465	16.1	26.6	35.9	42.4	44.7	44.1	29.6

Table 2 Measured magnitude of acoustic pressure at both ends of the stack (different from the input powers in the table 1)

$$P_{ref} = 2 \times 10^{-5} (\text{Pa}) \quad (\text{rms value})$$

Frequency (Hz)	Power(W)	P_1 at $z=0$ (Pa) (rms value)	P_1 at $z=L$ (Pa) (rms value)
200	8.10	426	162
250	7.96	667	309
300	7.95	1,296	684
350	7.95	1,239	791
400	8.00	972	801
450	8.08	1,480	1,587
465	7.97	1,552	1,915

유리하다. 또 465Hz의 경우, 스택 중간에 최고 온도가 생기는 것은 스택 길이에 심각한 제한이 있는 것이므로 가진 주파수로서는 적절하지 못하다.

Table 3에는 스택의 여러 위치에서의 열전달량을 계산한 값이 기록되어 있다. 여기에 기록된 열전달량 q_{r1}, q_{r2}, q_{r3} 는 식 (9)에 각각 $z=0, z=\frac{L}{2}, z=L$ 을 대입하여 구한 값이고 q_{z1}, q_{z2} 는 식(10)에 각각 $z_1=0, z_2=\frac{L}{2}$ 과 $z_1=\frac{L}{2}, z_2=L$ 을 대입하여 구한 값이며 q, q_{loss} 는 식(11)과 식(12)를 사용하여 계산된 값이다. 각 부분에서의 열전달량은 다음과 같은 열전도 수식을 사용하였다.

(i) 스택 단면에서 반경 방향으로의 열전도율 :

$$q_r = \frac{2\pi L k_r \left[T\left(\frac{R}{2}, z\right) - T(R, z) \right]}{\ln\left(\frac{R}{R/2}\right)} \quad (9)$$

(ii) 스택 길이방향으로의 열전도율 :

$$q_z = k_z \frac{\pi}{4} D^2 \frac{\left[T\left(\frac{R}{2}, z_2\right) - T\left(\frac{R}{2}, z_1\right) \right]}{(z_2 - z_1)} \quad (10)$$

(iii) 유리관 단면을 통한 열전도율 :

$$q = k_g \pi D t \frac{T_1 - T_2}{L} \quad (11)$$

(iv) 주위 공기의 자연 대류에 의한 열손실률 :

$$q_{loss} = h\pi D_g L \left(\frac{T_1 + T_2}{2} - T_\infty \right) \quad (12)$$

여기에서 L 은 스택의 길이, R 은 스택의 반경, D 는 스택의 직경, D_g 는 유리관의 외부지름, k_r 은 반경방향으로의 스택의 열전도계수, k_z 는 길이방향으로의 스택의 열전도계수(k_r 과 k_z 는 기공과 스택을 총괄한 벌크단면 기준의 열전도계수임), k_g 는 유리관의 열전도계수, h 는 공기의 대류 열전달 계수, t 는 유리관의 두께, T_1 과 T_2 는 각각 유리관 고온부의 온도, 유리관 저온부의 온도이며, T_∞ 는 주위 공기의 온도이다. 스택 제작자가 제공한 스택 물성치는 Table 4에 나타나 있다. 식(12)에서 열전달 계수 h 는 다음 식으로 구하였다[7].

$$Nu_{D_g} = \left(0.60 + \frac{0.387 Ra_{D_g}^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right)^2 \quad (13)$$

여기에서 Ra_{D_g} 는 레일리수(Rayleigh number)

로서 $\frac{g\beta\left(\frac{T_1+T_2}{2}-T_\infty\right)D_g^3}{\nu\alpha}$ 로 정의되고, Nu_{D_g} 는 누셀수(Nusselt number)로서 $\frac{hD_g}{k}$ 로 정의된다. 그리고 g 는 중력 가속도, ν 는 공기의 동점성 계수, α 는 공기의 열확산 계수이다.

손실되는 열량과 전도되는 열량과의 상태크기를 큰 순서대로 기술하면, 스택 고온부의 단면에서 반

Table 3 Measured heat transfers on the stack with various frequencies

Frequency (Hz)	q_{r1} (W)	q_{r2} (W)	q_{r3} (W)	q_{z1} (W)	q_{z2} (W)	q (W)	q_{loss} (W)
200	0.0571	0.00	-0.0457	0.0264	0.00876	0.00771	0.0318
250	0.158	0.0552	-0.0800	0.0426	0.0269	0.0132	0.0642
300	0.202	0.114	-0.137	0.0462	0.0558	0.0192	0.0716
350	0.0571	0.181	-0.126	0.0100	0.0702	0.0167	0.0602
400	-0.124	0.0571	-0.0780	-0.0302	0.0377	***	***
450	-0.209	0.305	-0.0190	-0.134	0.0992	***	***
465	-0.339	0.563	0.135	-0.191	0.159	***	***

경방향으로의 열전도량, 스택 저온부의 단면에서 반경방향으로의 열전도량, 주위 공기의 대류에 의한 열손실량, 고온부에서 길이방향으로의 열전도량, 유리관의 고리 단면으로의 열전도량이다. 이 중에서 냉동기로 사용할 경우 고려해야 할 열전달량은 고온부에서 저온부로 스택을 통하여 전도되는 열량이다. 이 열전달량은 저온부에서 펌핑된 열유동률에 의해 형성된 것이므로, 현재의 실험 장치에

서 $\eta_2=0$ 이니까 스택을 통한 열전도량이 클수록 η_1 이 크다는 것을 의미한다(실제 응용에 있어서는 물론 이 양을 줄이는 것이 바람직하다). 현재의 실험에 있어서 나머지 열전달량들은 일종의 열손실량으로 볼 수 있으며 실험의 목적상 가급적 이 손실량들을 줄이는 것이 바람직하다. 특히 유리관 바깥 표면에서 공기 중으로 손실되는 열이 스택 길이방향으로의 열전달량과 크기가 거의 비슷한 것을 볼 때 이 부분에 대해 단열을 할 필요성이 있다고 생각된다. 정상상태에서 스택상에 형성된 온도 구배는 제작한 열음향 냉동기의 임계 온도 구배라고 볼 수 있다. 즉 이 온도 구배를 갖는 스택을 가지고는 냉동기와 열기관 어느 쪽으로도 사용할 수 없다. 따라서 이 임계 온도 구배는 제작한 시스템이 냉동기와 열기관중 어느 것으로 작동할 것인가를 결정하는 경계상태가 된다. 냉동기로 사용하기 위해서는 임계 온도 구배보다 작은 스택의 온도 구배를 만들어 주어야 하며 임계 온도 구배는 냉동기로 사용하기 위한 스택의 온도 구배의 상한선을 결정한다. 이 임계 온도 구배는 사용하는 매질, 가진 주파수, 음압, 입자 속도 등에 의해 결정된다. 매질에 따라 열팽창 계수가 달라져 밀소에 의한 온도 변화 폭이 달라진다. 가진 주파수에 따라서는 주파수가 증가할수록 공기 입자들의 진동 진폭이 작아져 스택의 단위 길이당 진동하는 공기 입자 수가 증가하므로 저주파수보다 고주파수에서 임계 온도 구배가 커진다. 음압에 관해서는 음압이 커질수록 밀소에 의한 온도 변화 폭이 커져 임계 온도 구배는 커진다. 본 실험에서 얻은 임계 온도구배를 Table 5에 정리하였다. 또한 Table 1의 운전상태에서의 성적 계수를 Table 6에 보였다. 대략 0.1근처로 상당히 낮음을 알 수 있다.

Table 4 Properties and dimensions of the stack

Dimensions	Thermophysical properties (at 300K)
Hydraulic diameter 1.11mm	Bulk density 0.41kg/m ³
Wall thickness 0.16mm	Radial bulk thermal conductivity(k_r) 0.21 W/m · K
Porosity $\phi=0.76$	Axial bulk thermal conductivity(k_a) 0.42 W/m · K
Length L=100mm	Specific heat(c_p) 840 J/kg · K

Table 5 Measured critical temperature gradient

Frequency (Hz)	P_1 rms value (Pa)	$\frac{dT}{dz}$ (°C/m)
200	289	16.6
200	386	19.7
250	495	31.5
250	708	46.0
300	976	68.7
300	1,181	73.8

Table 6 Coefficient of performance measured from the experiments

Frequency (Hz)	$\dot{W}_i(0) - \dot{W}_i(L)$ (W)	$\dot{Q}_c(L)$ (W)	η_1
200	0.0906	0.0104	0.12
250	0.193	0.0243	0.13
300	0.258	0.0363	0.14

4. 스택내 열전달의 해석

앞에서도 서술했듯이 정상상태에서 스택 기공내에서 기체 유동에 의해 이동되는 열과 기공 내로 흡수되는 열, 스택을 통해 축방향으로 전도되는 열, 반경 방향으로 전도되는 열이 서로 평형을 이룬다. 미소 실린더 검사체적을 잡아 축방향으로 전도되는 열과 반경 방향으로 전도되는 열을 푸리에 법칙으로 표현하고 스택 기공을 통해 기체에 의해

펌핑되는 열과 기공 내로 흡수되는 일을 단위체적당 발생열(generation heat)로 표현한다. 미소 실린더 검사체적에 대한 에너지 균형식은 다음과 같다. 단, 여기에서 미소 검사체적이라 함은 적당한 수의 기공을 포함한 정도의 크기를 말한다.

$$\dot{E}_{in} + \dot{E}_g - \dot{E}_{out} = 0 \tag{14}$$

여기에서 \dot{E}_{in} 은 검사체적내로 들어오는 에너지율이고 \dot{E}_{out} 은 검사체적 외부로 나가는 에너지율, \dot{E}_g 는 검사체적내에서의 열발생률로서, 이 세가지는 다음과 같이 표현된다.

$$\dot{E}_{in} = -k_r 2\pi r dz \frac{\partial T_s}{\partial r} - k_z 2\pi r dr \frac{\partial T_s}{\partial z} \tag{15}$$

$$\begin{aligned} \dot{E}_{out} = & -k_r 2\pi r dz \frac{\partial T_s}{\partial r} - \frac{\partial}{\partial r} \left(k_r 2\pi r dz \frac{\partial T_s}{\partial r} \right) dr \\ & - k_z 2\pi dr \frac{\partial T_s}{\partial z} - \frac{\partial}{\partial z} \left(k_z 2\pi r dr \frac{\partial T_s}{\partial z} \right) dz \end{aligned} \tag{16}$$

$$\dot{E}_g = 2\pi r dr [d(\dot{Q}_i/A_s) - d(\dot{W}_i/A_s)] \tag{17}$$

여기에서 T_s 는 스택의 온도이며 \dot{Q}_i 는 앞에서 서술한 식(4)이고 \dot{W}_i 는 식(5)이다. 식(17)에서 일유동률을 포함한 항에 음수부호(-)는 일유동률이 열유동률과 방향이 반대인 것을 의미한다. 식(4)와 식(5)를 구하기 위해서는 z 방향으로의 음압 분포 $P_i(z)$ 와 λ , λ_T 값을 알아야 한다. 먼저 음압 분포 $P_i(z)$ 는 스택 양단의 음압 측정치를 경계 조건으로 하여 식(3)을 사용하여 구하고 압력의 미분치 $P_{i,z}(z)$ 는 식(3)을 미분하여 구하였다. 식(3)으로 표현되는 스택 내부의 음압분포를 구하여 보면 300Hz의 경우, 음압의 분포는 z 값이 증가함에 따라 거의 선형적으로 감소하고 465Hz의 경우에는 스택 중간부분에서 음압의 최고치가 나타난다. 다음으로 λ , λ_T 는 공기의 물성치들과 기공의 치수를 가지고 정의된 값으로서 이 값을 계산할 때 공기의 평균온도인 300K에서 구한 물성치들을 사용하여 계산하였다.

식(15), (16), (17)을 에너지 균형식(14)에 대입하여 다음의 스택내 전도 방정식을 얻는다.

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(k_r r \frac{\partial T_s}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_z \frac{\partial T_s}{\partial z} \right) - \frac{d}{dz} (\dot{W}_i/A_s) \\ + \frac{d}{dz} (\dot{Q}_i/A_s) = 0 \end{aligned} \tag{18}$$

이 전도 방정식은 비등방성으로서 다음과 같은 계산영역 및 경계조건을 적용할 수 있다. 스택은 z 축에 대해서 축 대칭이기 때문에 Fig.7에 표현한 바와 같이 rz 평면에서 z 축의 윗부분만을 고려하였고 네면에 대한 경계조건은 각각 양 옆면과 밑면은 단열조건을 적용하고 윗면은 대류 경계조건을 적용하였다. 대류 경계조건을 적용할 때 공기의 대류 열전달계수는 앞서의 식(13)을 사용하여 구하였다.

식(18)의 수치해의 유도과정을 순차적으로 설명

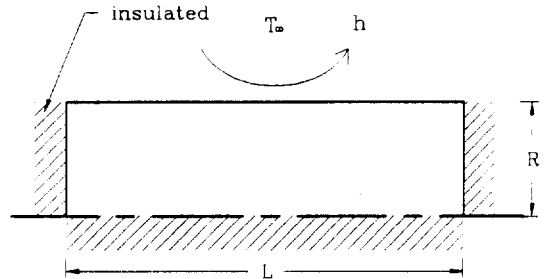


Fig.7 Numerical domain and boundary condition

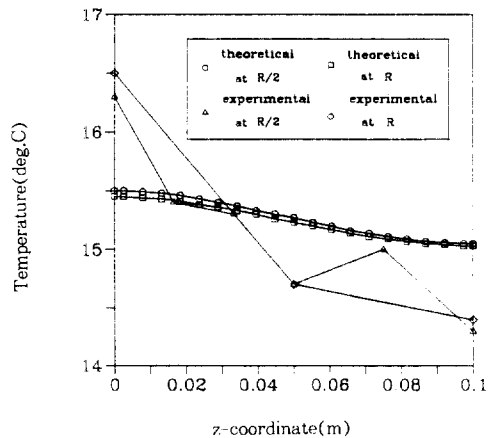


Fig.8 Comparison of measured and calculated temperatures for 200Hz

하면, 이 식에 열원으로 포함되어 있는 단위체적당 펌핑되는 열과 흡수되는 일을 식(4)와 (5)를 사용하여 먼저 구한 다음 이 값을 식(18)을 푸는 과정에서 열원으로 사용하였다. 이 온도 분포를 가지고 Q_1 를 식(4)로, W_1 를 식(5)로 새로이 계산하며 식(18)로 돌아와 수렴할 때까지 식(4) 및 식(5)와 식(18)을 반복하였다. 수치영역을 21×21 격자로 나누고 r 방향과 z 방향의 열전도계수가 다른 것을 고려한 유한 차분 코드를 이용하여 스택내의 온도 분포를 수치적으로 구하였다.

다음으로 실험에서 얻은 결과가 수치해석결과와 어느 정도 일치하는가를 살펴 보았다. 여러 가진 주파수에 따른 측정된 온도와 수치적인 온도 분포를 Fig.8에서 Fig.12에 나타내었다. 그림을 보면 300Hz이하의 주파수에서 두 온도분포가 비교적 잘 맞으며, 450Hz와 465Hz에서는 이론치가 실험치보다 훨씬 높게 예측되었다. 주파수에 따른 이론치와 측정치의 온도차를 보면, 200Hz에서는 1°C 정도이고 250Hz에서는 3°C 정도이고 300Hz에서는 4°C 정도의 오차를 보이며 450Hz, 465Hz에서는

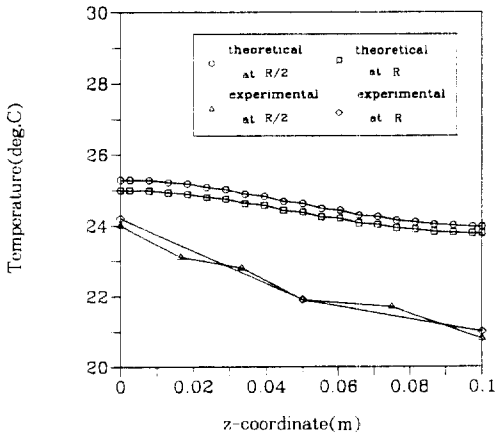


Fig.9 Comparison of measured and calculated temperatures for 250Hz

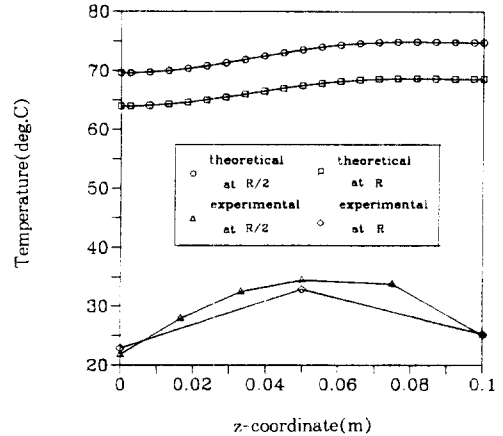


Fig.11 Comparison of measured and calculated temperatures for 450Hz

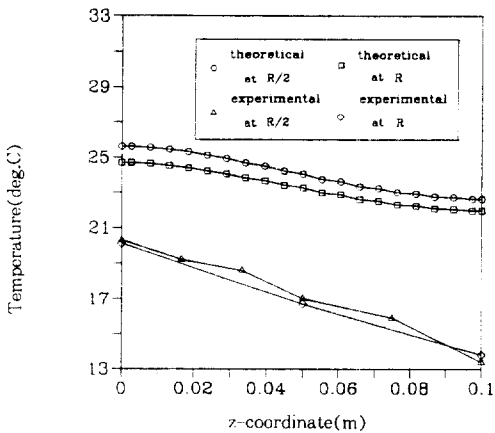


Fig.10 Comparison of measured and calculated temperatures for 300Hz

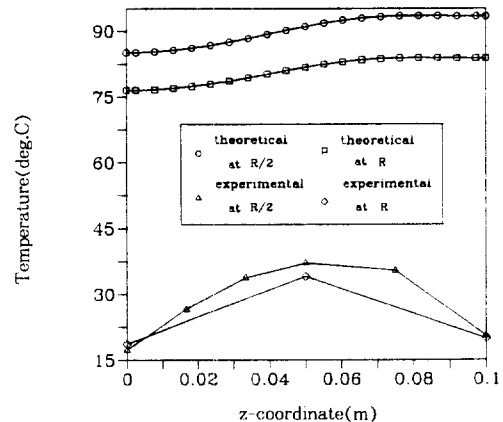


Fig.12 Comparison of measured and calculated temperatures for 465Hz

각각 40°C, 50°C의 온도차를 보인다. 300Hz까지는 그런 대로 온도차를 오차 범위 내로 간주할 수 있으나 450Hz와 465Hz에서는 오차가 매우 심하게 나타난다. 오차의 원인을 분석해 보면, 첫째, 앞서 언급한 바와 같이, 스택내의 온도구배는 비교적 빨리 정상상태에 다다르지만 전체적인 온도의 레벨은 매우 오랜 시간을 거쳐 정상상태를 이룰 수 있다. 실험치는 올바른 정상상태의 결과로 볼 수 없으므로 온도구배만을 의미있는 것으로 보는 것이 타당하다고 생각된다. 이 경우 온도구배의 실험치와 계산치는 온도의 절대치보다 훨씬 더 잘 일치한다. 둘째, 수식의 이론적인 전개 과정에서 도입한 짧은 스택 근사 가정을 들 수 있다. 고주파로 갈수록 짧은 스택 근사 가정은 그 타당성이 줄어들게 된다. 세제 스택의 평균온도는 대략 290K~305K 범위에 있어서 모든 물성치는 300K에서 계산하였다. 그러나 스택상에서의 온도차는 최고 18°C까지 생기므로 온도에 따른 물성치의 변화를 고려하지 않고 300K에서 모든 물성치를 계산한 것은 어느 정도의 오차를 유발할 수 있다. 이것에 의한 온도 오차를 정량적으로 표현하면, 최저 온도 290K에서의 물성치를 가지고 계산한 것과 300K에서 계산한 것과의 온도차이는 465Hz에서 4°C 정도이다. 네째 공명관내에 정확한 정상파가 형성되지 못한 점을 들 수 있다. 스피커에 의해 가진된 음파는 콘(cone)을 통과하여 스택이 존재하는 공명관으로 진행하는데 콘을 통과할 때 어느 정도 투과 손실이 존재하여 음파의 진폭은 감소하게 된다. 또한 반사파가 중첩되어 정현파(sine wave)는 어느 정도 일그러진 파형으로 변형될 수 있으며 스피커 입력 파워가 커질수록 이런 현상은 두드러질 것으로 예측된다. 기타, 스택 열전도 계수, 음압 측정의 부정확성 등에 의하여 1, 2°C 가량의 오차가 예상된다. 전체적으로 온도구배의 경향은 정성적으로 잘 일치하나 실제 수치적인 면에서는 수십 퍼센트의 오차가 발견된다.

5. 결 론

지금까지 스택기공을 통해 펌핑되는 열유동률과 일유동률 및 음압의 이론 수식을 보였으며 스택에 열교환기를 부착하지 않은 실험 조건하에서 스택상

의 온도를 측정하고 이 온도로부터 스택상에서의 열전달률을 계산하였다. 또한 스택내의 비등방성 열전도와 공기에 의한 열펌핑을 모델링하여 수치적으로 계산한 온도를 비교하여 보았고 본 실험에 적절한 성적계수를 정의하여 제작한 열음향 냉동기의 성능을 알아보았다. 이로부터 다음과 같은 결론을 유도할 수 있다.

- 1) 정사각형 단면의 자동차용 축매 변환장치를 스택으로 이용하여 300Hz에서 스피커 입력을 약 10W로 유지한 결과 음압은 약 154dB, 입자속도는 최고 1.5m/s로 유지되었고 축방향으로 약 70°C/m의 온도구배가 발생하였으며 이 때에 기체의 열펌핑에 의한 성적계수는 음향일 기준 약 0.14가 되었다.
- 2) 또한 스택의 열전도와 공기의 열펌핑을 감안한 계산결과와 실험결과를 비교해 보았을 때 음파의 파장이 스택 길이보다 충분히 큰 경우, 그 온도구배는 비교적 잘 일치하나, 그렇지 않은 경우 상당한 차이가 있는 것으로 드러났다.

향후의 연구과제로서 실험에 있어서는 정상상태의 달성, 온도, 음압의 정밀측정이 요구되며, 이론 및 수치해석에 있어서는 고주파 해석, 온도에 따른 물성치 변화, 비정현파, 스택 성질의 정밀 측정등이 고려되어야 하는 요소이다.

참 고 문 헌

1. S. L. Garrett, 1992, "Thermoacoustic Refrigerators," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 91, No. 1, pp. 517~518.
2. T. Hofler, 1986, "Thermoacoustic Refrigerator Design and Performance," Ph. D. thesis, University of California, San Diego, CA.
3. G. W. Swift, 1988, "Thermoacoustic engines," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 84, No. 4, pp. 1145~1180.
4. P. Merkli and H. Thomann, 1975, "Transition to Turbulence in Oscillating Pipe Flow," J. Fluid Mech., Vol. 68, Part 3, pp. 567~576.
5. W. P. Arnott, H. E. Bass, and R. Raspet, 1991, "General Formulation of Thermoacoustics for Stacks Having Arbitrarily Shaped Pore

- Cross Sections," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 90, No. 6, pp. 3228~3237.
6. R. E. Sonntag and G. J. van Wylene, 1991, Introduction to Thermodynamics : Classical and Statistical, 3rd ed., Wiley & Sons, New York.
7. F. P. Incropera and D. P. Dewitt, 1990, Introduction to Heat Transfer, 2nd ed., Wiley & Sons, New York.