

## 열음향냉동기의 수치적 모델

### A Numerical Model of Thermoacoustic Refrigerators

채 왕 병\*, 정 은 수\*

W. B. Chai, E. S. Jeong

**Key words :** Thermoacoustic(열음향), Refrigerator(냉동기), COP(성능계수), Cooling capacity(냉동용량), Numerical model(수치적 모델)

#### Abstract

A numerical model of thermoacoustic refrigerators has been developed. Effects of heat transfer and viscosity on pressure and velocity distributions in resonators and heat exchangers were considered. Predictions of cooling capacity and COP agreed well with previous experimental results. Effects of important design parameters, such as pressure ratio, spacing between the plates in the stack and stack length, on the performance of thermoacoustic refrigerators were shown.

#### 기 호 설 명

$A$  : 유동면적  
 $a$  : 음속( $=\sqrt{\gamma RT_m}$ )  
 $C_p$  : 정압비열  
 $C_s$  : 평판의 비열  
 $H$  : 엔탈피  
 $i$  : 허수단위( $=\sqrt{-1}$ )  
 $k$  : 열전도도, 파동수  
 $p$  : 압력  
 $Pr$  : Prandtl수  
 $R$  : 반지름, 가스상수  
 $T$  : 온도

$u$  : 작동유체의 축방향 속도  
 $V$  : 체적  
 $W$  : 정미일유속  
 $x$  : 축방향 좌표  
 $Z$  : 임피던스

#### 그리스 문자

$\beta$  : 열팽창계수  
 $\gamma$  : 비열비  
 $\nu$  : 동점성계수  
 $\rho$  : 밀도  
 $\kappa$  : 열확산계수  
 $\Pi$  : 평판의 접수길이  
 $\omega$  : 피스톤의 각속도

\* 홍익대학교 기계공학과

## 하첨자

- 1 : 1차항  
 2 : 2차항  
 B : 소직경부분  
 m : 평균값  
 h : 고온열교환기  
 c : 저온열교환기  
 s : 구, 평판

## 1. 서론

현재 거의 모든 냉장고와 냉동기에 사용되고 있는 CFC에 의한 오존층 파괴를 막기 위하여 CFC 냉매의 사용이 점차 규제되고 있으며, 2000년부터 CFC 냉매의 생산이 금지되도록 예정되어 있다. 이러한 CFC 규제를 피하기 위한 방안으로 대체냉매의 개발과 CFC를 사용하지 않는 새로운 형태의 냉동기를 개발하기 위한 연구가 국내외적으로 활발히 진행되고 있다. 또한, 상온초전도 물질의 냉각과 고집적 전자부품의 냉각 등을 위하여 장기간 보수가 필요없는 고신뢰성의 냉동기의 개발이 요구되고 있다<sup>(1)</sup>.

열음향냉동기(thermoacoustic refrigerator) 또는 공명 맥동관냉동기(resonant pulse tube refrigerator)는 작동유체로 헬륨을 사용하고 냉동기의 신뢰성을 저하시키는 마찰부가 없으므로, CFC 규제를 피할 수 있으며 동시에 고신뢰성이 요구되는 냉동기로 사용하기에 적합한 장점을 갖고 있다<sup>(1)(2)</sup>. 1975년 Merkli와 Thomann<sup>(3)</sup>은 열음향현상에 의하여 공명관(resonance tube)의 압력절점(pressure node)부근에서 압력변화의 최대점(pressure antinode) 부근으로 열이 펌핑되는 것을 처음으로 보였으며, 1980년대 중반에 Wheatley 등<sup>(4), (5)</sup>은 공명관의 내부에 열교환기와 스택(stack)을 삽입한 열음향냉동기를 제작하였다. 열음향냉동기를 우주왕복선 탑재용이나 상온초전도체 냉각용의 소형 극저온냉동기로 개발하려는 노력이 현재 진행되고 있으며, 또 한편으로는 주거용 냉장고/냉동고와 공기조화기 용도의 대용량 열음향냉동기를 개발하려는 프로그램도 진행되고 있다<sup>(1)</sup>.

열음향현상에 관한 이론적 연구는 대부분 Rott<sup>(6)~(8)</sup>에 의하여 이루어졌다. Hofler<sup>(9)</sup>는 Rott의 열음향이론을 열음향냉동기에 적용하였으며, Swift<sup>(10)</sup>는 열을 일로 변환하는 열음향기관(thermoacoustic engine)에 Rott의 이론을 적용한 수치적 모델을 제시하였다. Hofler가 만든 열음향냉동기에서 측정된 고온과 저온열교환기의 온도차는 Rott의 열음향이론을 적용하여 계산한 값과 10~20% 정도 차이가 있는데, 그 이유는 공명기(resonator) 내부의 압력과 속도를 이상적인 정재파(standing wave)로 가정하여 스택(stack) 내부의 열펌핑(heat pumping)량을 계산하고, 공명기와 열교환기들에서 일어나는 손실들을 보정하였기 때문으로 생각된다. 김동혁<sup>(11)</sup>은 스택의 길이가 음파의 파장에 비하여 매우 짧다고 가정한 근사해를 관의 직경이 일정한 열음향냉동기에 적용하여 스택의 길이, 작동유체의 평균압력 등이 성능에 미치는 영향을 보였는데, 공명기 내부의 압력과 속도를 이상적인 정재파로 가정하였다.

열음향냉동기 내부의 작동유체는 왕복운동을 하며 주기적으로 압력과 온도가 변화하므로 공명기와 열교환기의 고체부분과 작동유체 사이의 열전달과 마찰에 의한 손실들(losses)이 발생한다. 이 손실들은 저온에서 고온으로 열을 펌핑하는데 사용되어야 할 일(work)을 흡수하고, 특히 공명기의 저온부(소직경부분과 구)에서 발생하는 손실은 열음향냉동기에 추가열부하(extra thermal load)로 작용하여 저온열교환기의 냉동용량을 감소시키므로 열음향냉동기의 성능을 저하시킨다<sup>(12)</sup>. 또한, 마찰과 열전달은 압력과 속도의 크기 뿐만 아니라 압력과 속도 사이의 위상차에도 영향을 미치는데, 이것들은 스택의 열펌핑량에 직접적인 영향을 준다. 따라서, 열음향냉동기의 성능을 정확하게 예측하기 위해서는 압력과 속도분포를 마찰과 열전달을 무시한 이상적인 정재파로 가정하여 열펌핑량을 계산하고 그 값에 여러 손실들을 보정하는 대신 마찰과 열전달이 압력과 속도에 미치는 영향을 직접 고려하여 계산하는 것이 필요하다.

본 연구에서는 마찰과 열전달을 고려한 열음향냉동기 내부의 압력과 속도분포를 구하고, 이것들을 이용하여 냉동용량과 일을 직접 계산하는 열음향냉

동기의 수치적 모델을 제시하였다. 이 모델을 사용하여 Hofler<sup>(9)</sup>의 열음향냉동기를 수치모사하였으며, 냉동용량과 성능계수를 실험결과와 비교하였다. 또한, 열음향냉동기의 여러 설계변수들이 성능에 미치는 영향을 알아보았다.

2. 해석 모델

Fig.1은 열음향냉동기의 대략적인 구조를 나타낸다. 왼쪽에 위치한 피스톤은 상용화된 스피커를 개조한 것으로 열음향냉동기 내부에 공명(resonance)이 일어나는 주파수로 진동한다. 피스톤의 주기적 운동에 의하여 열음향냉동기 내부의 작동유체는 좌우로 이동하며 압축과 팽창을 반복하므로 작동유체의 온도는 주기적으로 변화하는데, 축방향 온도구배를 갖는 스택(stack)과의 열전달에 의하여 작동유체의 온도와 압력 사이에 위상차가 발생하게 된다. 열음향냉동기에서는 이 온도와 압력의 위상차에 의하여 스택의 저온측에서 고온측으로 열이 이동하게 되는데, 외부와의 열전달을 위하여 스택의 좌우에 고온열교환기와 저온열교환기가 위치한다. 공명기(resonator)는 스택과 열교환기들이 위치한 대직경부분(large diameter section), 소직경부분(small diameter section), 그리고 구(sphere)로 이루어진다. 압력변화의 최대점(pressure antinode)은 피스톤면에 위치하고, 압력의 절점(pressure node)은 소직경부분과 구의 경계면 근처에 위치한다. Fig.1의 공명기는 직경이 일정한 공명기에 비하여 저온측의 열전달과 마찰에 의한 손실을 경감시킬 수 있는 구조로 Hofler<sup>(9)</sup>에 의하여 고안되었다. 스택은 축방향 온도구배를 갖지만 스택이 없는 대직경부분이나 소직경부분, 그리고 열교환기들의 온도는 축방향으로 일정하다고 가정할 수 있다.

2.1 스택의 열음향 모델

열음향냉동기의 스택은 저온에서 고온으로 열이동이 일어나는 가장 중요한 부분이다. 스택의 구조는 Fig.2와 같이 두께 2l인 평판들이 평행하게 위치하고, 평판사이의 간격 2y<sub>0</sub>로 작동유체가 움직인다. 평판과 작동유체는 축방향으로 온도구배를

갖는다.

스택의 열음향 해석모델에 사용되는 주요 가정은 다음과 같다.

- (1) 압력과 온도 등의 시간에 따른 변화량은 평균값들에 비하여 매우 작다.
- (2) 스택 내부의 유동은 층류이다.
- (3) 스택의 평판들은 고정되어 있고 변형되지 않는다.
- (4) 한 지점에서 속도의 시간평균값은 0이다.
- (5) 작동유체와 평판의 시간평균온도는 같으며 오직 x만의 함수이다.

가정 (1)에 의하여 작동유체의 압력과 온도를 각각  $p = p_m + p_1 e^{i\omega t}$ ,  $T = T_m + T_1 e^{i\omega t}$ 로 표현할 수 있는데,  $p_m$ 과  $T_m$ 은 시간평균압력과 시간평균온도이고,  $p_1$ 과  $T_1$ 은 1차(first-order)압력과 1차 온도를 각각 나타낸다. 위의 가정들을 이용하여 작

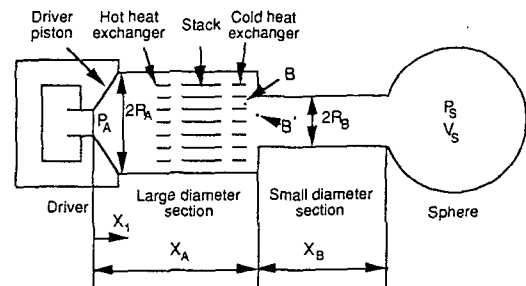


Fig.1 Schematic of a thermoacoustic refrigerator

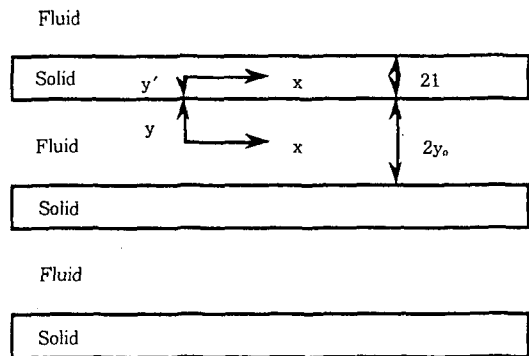


Fig.2 Structure of a stack

동유체의 질량, 운동량, 에너지보존식들과 평판의 에너지보존식에서 다음과 같이 1차압력에 관한 파동방정식(wave equation)을 얻을 수 있다<sup>(12)</sup>.

$$\left(1 + \frac{(r-1)f_\kappa}{1+\epsilon_s}\right) p_1 + \frac{\rho_m a^2}{\omega^2} \frac{d}{dx} \left( \frac{1-f_\nu}{\rho_m} \frac{dp_1}{dx} \right) - \beta \frac{a^2}{\omega^2} \frac{f_\kappa - f_\nu}{(1-\text{Pr})(1+\epsilon_s)} \frac{dT_m}{dx} \frac{dp_1}{dx} = 0 \quad (1)$$

$$f_\nu = \frac{\tanh[(1+i)y_0/\delta_\nu]}{(1+i)y_0/\delta_\nu} \quad (2)$$

$$f_\kappa = \frac{\tanh[(1+i)y_0/\delta_\kappa]}{(1+i)y_0/\delta_\kappa} \quad (3)$$

$$\epsilon_s = \frac{\sqrt{k \rho_m C_p} \tanh[(1+i)y_0/\delta_\kappa]}{\sqrt{k_s \rho_s C_s} \tanh[(1+i)l/\delta_s]} \quad (4)$$

$$\delta_\nu = \sqrt{2\nu/\omega} \quad (5)$$

$$\delta_\kappa = \sqrt{2\kappa/\omega} \quad (6)$$

$$\delta_s = \sqrt{2\kappa_s/\omega} \quad (7)$$

열음향냉동기의 스택은 주위와 열전달을 하지 않으므로 주기적 정상상태에 도달하였을 때 스택의 단면을 통과하는 정미에너지유속(net energy flux)은 일정하다. 축방향으로의 에너지이동은 작동유체의 왕복유동에 의한 엔탈피의 이동과 작동유체와 평판의 열전도에 의하여 일어난다. 스택을 통과하는 축방향의 정미에너지유속은 다음과 같이 표현된다<sup>(12)</sup>.

$$\begin{aligned} \dot{H}_2 = & \frac{\Pi y_0}{2\omega \rho_m} \text{Im} \left[ \frac{d\tilde{p}_1}{dx} p_1 \left( 1 - \tilde{f}_\nu - \frac{\beta T_m (f_\kappa - \tilde{f}_\nu)}{(1+\epsilon_s)(1+\text{Pr})} \right) \right] \\ & + \frac{\Pi y_0 C_p}{2\omega^3 \rho_m (1-\text{Pr})} \frac{dT_m}{dx} \frac{dp_1}{dx} \frac{d\tilde{p}_1}{dx} \\ & \text{Im} \left[ \tilde{f}_\nu + \frac{(f_\kappa - \tilde{f}_\nu)(1+\epsilon_s f_\nu/f_\kappa)}{(1+\epsilon_s)(1+\text{Pr})} \right] \end{aligned}$$

$$-\Pi (y_0 k + l k_s) \frac{dT_m}{dx} \quad (8)$$

여기서  $\text{Im}[\ ]$ 는 복소수의 허수부를 나타내고,  $\sim$ 는 공액복소수를 의미한다.

스택을 통과하는 정미일유속(net work flux)은 아래 식에서 구할 수 있다<sup>(12)</sup>.

$$\bar{W}_2 = \Pi \int_0^{y_0} \langle \tilde{p}_1 u_1 \rangle dy = \Pi y_0 \text{Re} \left[ \frac{i}{2\omega \rho_m} \tilde{p}_1 \frac{dp_1}{dx} (1-f_\nu) \right] \quad (9)$$

여기서  $\text{Re}[\ ]$ 는 복소수의 실수부를 나타낸다.

### 2.2 열교환기와 덕트의 압력분포

열교환기와 덕트(스택이 없는 대직경부분과 소직경부분)에서는 평균온도가 축방향으로 일정하므로 식 (1)의 파동방정식은 다음과 같이 된다.

$$\left(1 + \frac{(r-1)f_\nu}{1+\epsilon_s}\right) p_1 + \frac{a^2}{\omega^2} (1+f_\nu) \frac{d^2 p_1}{dx^2} = 0 \quad (10)$$

$x=L$ 인 점에서의 압력과 압력구배를 알면 식 (10)의 압력분포는 다음과 같이 표현된다.

$$p_1(x) = (p_1)_{x=L} \cos k(x-L) + \frac{1}{k} \left( \frac{dp_1}{dx} \right)_{x=L} \sin k(x-L) \quad (11)$$

열교환기의 파동수(wave number)는 다음 식에서 구할 수 있고

$$k = \frac{\omega}{a} \sqrt{\frac{1+(r-1)f_\kappa/(1+\epsilon_s)}{1-f_\nu}} \quad (12)$$

덕트의 파동수는 덕트의 반지름이 온도와 속도의 침투깊이에 비하여 매우 크므로 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$k = \frac{\omega}{a} \sqrt{1 - \frac{1+i}{2} \frac{\delta_\nu}{R} + \frac{1-i}{2} (r-1) \frac{\delta_\kappa}{R}} \left/ (1+\epsilon_s) \right. \quad (13)$$

### 2.3 매칭조건(matching condition)

열음향냉동기의 압력분포는 식 (1)과 (10)의

파동방정식들을 이용하여 스택이 없는 대직경부분, 고온열교환기, 스택, 저온열교환기, 소직경부분, 그리고 구의 각 영역에 대하여 구할 수 있다. 이러한 영역들 사이의 경계에서는 유동면적(flow area)이 변하거나 압력분포를 결정하는 파동방정식이 다르므로 경계의 좌우 영역의 압력분포를 매칭시켜야 한다. 매칭조건은 두 영역의 경계에서 압력과 체적속도 또는 압력과 임피던스(impedance)가 같다는 조건을 사용한다.

구가 단열되었다고 가정하면 구의 임피던스(압력/체적속도)는 다음과 같이 표현된다<sup>(9)</sup>.

$$Z_s = \frac{p_s}{\langle u_s \rangle A_B} = -\frac{i\gamma p_m}{\omega V_s} \quad (14)$$

여기서  $p_s$ 는 구 내부의 1차 압력이고  $\langle u_s \rangle$ 는 소직경부분과 구 사이의 경계를 통과하는 단면평균속도이다. 식 (14)에서  $\langle u_s \rangle$ 를 다음과 같이 구할 수 있고

$$\langle u_s \rangle = \frac{i\omega V_s p_s}{r p_m A_B} \quad (15)$$

임의의 단면의 평균속도  $\langle u_1 \rangle$ 은 다음과 같이 표현되므로<sup>(12)</sup>

$$\langle u_1 \rangle = \frac{1}{y_0} \int_0^{y_0} u_1 dy = \frac{i}{\omega \rho_m} \frac{dp_1}{dx} (1-f_v) \quad (16)$$

식 (15)와 (16)에서 구와 인접한 소직경부분의 압력구배는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\left( \frac{dp_1}{dx} \right)_{B,s} = \frac{\omega^2 \rho_m V_s p_s}{r p_m A_B (1-f_{v,B})} \quad (17)$$

구와 인접한 소직경부분의 압력은 구의 압력  $p_s$ 와 같고 압력구배는 식 (17)과 같이 주어지므로 식 (11)을 사용하여 소직경부분의 압력분포를 구할 수 있다. 저온열교환기와 인접한 소직경부분의 압력은 다음과 같다.

$$\left( p_1 \right)_{B'} = p_s \cos kx_B - \frac{1}{k} \frac{\omega^2 \rho_m V_s p_s}{r p_m A_B (1-f_{v,B})} \sin kx_B \quad (18)$$

압력과 체적속도가 같다는 조건을 Fig.1에 보여진 바와 같이 대직경부분과 소직경부분의 경계면 좌우에 위치한 저온열교환기의 끝부분 B점과 소직경부분 B'점에 적용하면 다음과 같이 표현된다.

$$\left( p_1 \right)_B = \left( p_1 \right)_{B'} \quad (19)$$

$$\left\langle u_1 \right\rangle_B A_C = \left\langle u_1 \right\rangle_{B'} A_{B'} \quad (20)$$

식 (16)과 (20)에서 B점의 압력구배는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\left( \frac{dp_1}{dx} \right)_B = \frac{A_B}{A_C} \frac{1-f_{v,B}}{1-f_{v,C}} \left( \frac{dp_1}{dx} \right)_{B'} \quad (21)$$

스택과 저온열교환기, 스택과 고온열교환기, 고온열교환기와 스택이 없는 대직경부분의 경계에 압력과 체적속도가 같다는 조건을 사용하여 각 영역의 압력분포를 매칭시킨다.

#### 2.4 공진주파수

열음향공동기에서 공명이 일어나는 피스톤의 주파수는 다른 조건들이 같아도 저온열교환기의 온도 즉 냉동온도와 피스톤에서의 압력변화의 진폭에 따라 달라진다. 마찰과 열전달은 공진주파수에 큰 영향을 미치지 않으므로 이상적인 정재파의 압력과 속도분포를 이용하여 공진주파수를 구하였다. 마찰과 열전달의 영향을 무시하면 압력분포는 스택이 없는 대직경부분, 스택이 있는 대직경부분, 소직경부분, 그리고 구의 4영역으로 나누어 구할 수 있다. 스택이 없는 대직경부분의 온도는 고온열교환기의 온도  $T_h$ , 소직경부분과 구의 온도는 저온열교환기의 온도  $T_c$ 이고, 스택을 포함하는 대직경부분의 온도는  $T_c$ 와  $T_h$ 의 평균온도로 가정할 수 있다. 각 영역에서 정재파의 압력과 임피던스는 다음 식들과 같은 형태로 표현될 수 있다<sup>(9)</sup>.

$$P_1 = P_A \cos(kx) \quad (22)$$

$$Z_1 = \frac{p_1}{u_1 A} = \frac{i\alpha \rho_m}{A} \cot(kx) \quad (23)$$

각 영역의  $x$ 축의 원점의 위치는 서로 다른데, 원점 사이의 거리는 매칭조건들을 이용하여 구할 수 있

다.  $A$ 는 단면적이고,  $k$ 는 정재파의 파동수로 다음과 같이 표현된다.

$$k = \frac{\omega}{a} = \frac{\omega}{\sqrt{\gamma RT_m}} \quad (24)$$

위의 4영역의 경계들에서 좌우의 압력과 임피던스를 같게 하는 주파수를 반복법을 사용하여 구한다.

### 3. 수치해석방법

축방향 온도구배가 없는 영역의 압력분포는 파동방정식 (10)의 해인 식 (11)을 이용하여 구할 수 있다. 그러나, 스택은 축방향 온도구배가 존재하므로 파동방정식 (1)과 정미에너지유속식 (8)에서  $h$ 과  $T_m$ 을 같이 구하여야 한다. 식 (1)과 (8)을 4차 Runge-Kutta 방법을 이용하여 수치적으로 적분하여  $h$ 과  $T_m$ 을 계산한다<sup>(12)</sup>. 스택의 저온측에서의 경계조건으로는 평균온도  $T_m$ 과 압력  $h$ , 그리고 압력구배  $dp/dx$ 가 필요한데,  $T_m$ 은 저온열교환기의 온도(냉동온도)이고, 압력과 압력구배는 저온열교환기의 압력분포에서 매칭조건을 이용하여 구한다.

스택 내부의 압력분포와 평균온도는 식 (1)과 (8)에서 알 수 있는 것과 같이 정미에너지유속  $\dot{H}_2$ 에 의존한다. 스택의 고온측 온도는 고온열교환기의 온도와 같아야 하므로 이 조건을 만족하는 정미에너지유속을 구하기 위하여 반복법을 사용한다. 먼저  $H_2$ 를 가정하여 식 (1)과 (8)을 스택의 저온측에서 고온측까지 적분한다. 수치적분에서 구한 스택의 고온측 온도가 고온열교환기의 온도와 다르면  $H_2$ 를 다시 가정하여 스택의 고온측 온도가 고온열교환기의 온도와 같을 때까지 반복한다.

Fig.3은 열음향냉동기 수치모사 프로그램의 계산순서를 보여준다. 열전달과 마찰을 고려한 압력분포를 구하는 과정은 소직경부분과 구의 경계에서 시작하여 소직경부분, 저온열교환기, 스택, 고온열교환기, 스택이 없는 대직경부분의 순서로 진행된다. 이러한 과정을 수행하기 위하여 소직경부분과 구의 경계면에서의 1차압력과 1차압력의 구배가 경계조건으로 필요한데, 이 경계조건들을 반복하여

변화시키면서 피스톤면에서의 압력의 진폭이 원하는 값이 되도록 하여야 한다. 피스톤에서의 압력의 진폭을 가정하여 2.4절에 기술한 방법에 따라 마찰과 열전달을 무시하였을 경우의 공진이 일어나는 주파수와 소직경부분과 구의 경계에서의 압력과 압력구배를 구하여 이것들을 경계조건으로 사용한다. 식 (11)과 매칭조건들을 이용하여 소직경부분과 저온열교환기의 압력분포를 구한다. 저온열교환기의 압력분포와 매칭조건을 이용하여 스택의 저온측의 압력과 압력구배를 구하고, 이것들을 경계조건으로 하여 스택의 평균온도와 압력분포, 그리고 정미에너지유속  $\dot{H}_2$ 를 계산한다. 그 다음에 식 (11)과 매칭조건들을 이용하여 고온측열교환기와 스택이 없는 대직경부분의 압력분포를 구한다. 피스톤

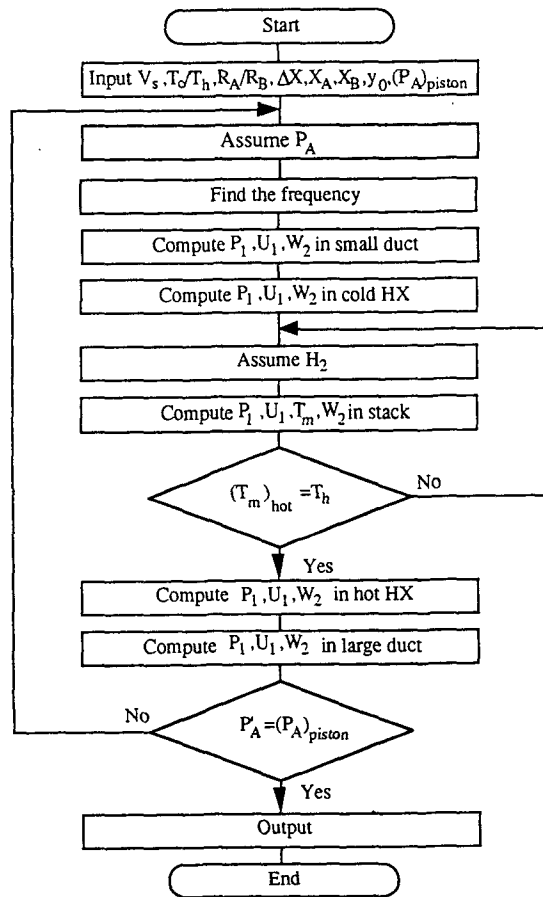


Fig.3 Flow chart

면에서 압력의 진폭이 원하는 값과 다르면 새로운 피스톤 압력의 진폭을 가정하여 전체과정을 다시 수행한다.

4. 결과 및 토의

본 연구에서는 Hofler<sup>(9)</sup>가 제작한 열음향냉동기에 대하여 수치모사를 수행하고 실험결과와 비교하였다. 계산에 사용된 열음향냉동기의 제원과 기준 작동조건은 Table 1에 제시되었고, 작동유체인 헬륨과 스택의 재질인 캡톤(Kapton)의 열물성치는 Table 2에 나타내었다. 헬륨의 밀도와 열팽창계수는 헬륨을 이상기체로 가정하여 구하였다.

Fig.4는 피스톤면에서의 압력의 진폭과 평균압력의 비  $p_A/p_m=0.03$ 일 경우의 1차압력의 분포를 보여준다. 피스톤면에서 멀어질수록 1차압력의 진폭은 작아지며,  $p_1$ 의 허수부는 실수부에 비하여 매우 작은 것을 알 수 있다. 스택이 없는 대직경 부분에서  $p_1$ 은 완만하게 감소하다가 스택에서 기울기

가 커지는 것을 볼 수 있으며, 소직경부분에서  $p_1$ 의 기울기는 더 커지거나 거의 일정한 것을 볼 수 있다. 압력의 절점( $p_1=0$ 인 점)은 소직경부분과 구의 경계면의 왼쪽에 위치하고 있는 것을 알 수 있다.

Fig.5는 저온열교환기와 고온열교환기의 온도비에 따른 냉동용량과 성능계수의 변화를 보여준다. Hofler의 수치모사결과<sup>(9),(12)</sup> 보다 본 모델의 수치모사결과가 실험결과에 훨씬 잘 맞는 것을 알 수 있다. 피스톤면에서의 압력의 진폭과 평균압력의 비  $p_A/p_m=0.015$ 일 경우에 Hofler의 수치모사결과는 실험결과와 비슷하나,  $p_A/p_m=0.03$ 일 경우에 실험결과와 차이가 크게 나는 것은 압력변화의 진폭이 커질수록 온도변화와 속도의 진폭이 커지므로 마찰과 열전달이 압력분포에 미치는 영향이 커지고 손실도 커지기 때문으로 생각된다. 본 연구에서 제시한 모델은 마찰과 열전달이 압력분포에 미치는 영향을 직접 계산하였기 때문에 압력변화의 진폭이 커져도 실험결과와 잘 맞는 것으로 생각된다.

저온열교환기의 온도 즉 냉동온도가 낮아짐에 따라 냉동용량이 선형적으로 감소하는 것을 Fig.5의 (a)에서 볼 수 있다. 같은 냉동온도에서 압력의 진폭이 커짐에 따라 성능계수는 약간 감소하나 냉동용량이 크게 증가한다. 냉동온도가 낮을수록 본 모델의 수치모사결과와 실험결과 사이의 차가 커지는 것을 알 수 있는데, 이것은 헬륨의 열전도도, 점도, Prandtl수 등의 물성치에 미치는 온도의 영향을 고려하지 않았기 때문으로 생각된다.  $T_c/T_h=0.7$

Table 1 Reference dimensions and operating conditions

Component	Length(cm)	Radius(cm)	$2y_0$ (mm)	$2l$ (mm)
Large duct	13.89	1.9		
Hot HX	0.64		0.5	0.25
Stack	8		0.38	0.08
Cold HX	0.25		0.38	0.25
Small duct	16.7	1.1		
Sphere	$V=1060\text{cm}^3$		$T_c/T_h$	0.8
$P_m$	10bar		$p_A/p_m$	0.03

Table 2 Thermophysical properties of helium and stack

	Helium	Stack(Kapton)
$C_p$ (kJ/kg-K)	5.2	1.1
$k$ (W/m-K)	0.13	0.16
$r$	1.67	-
Pr	0.68	-
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	-	1400

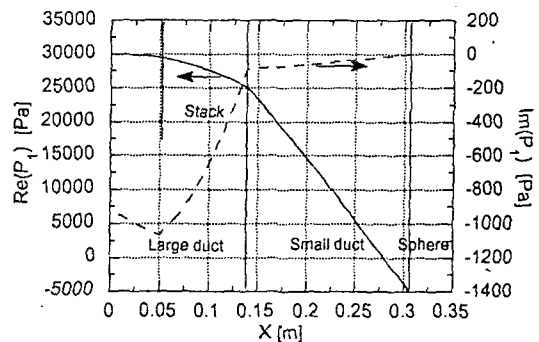


Fig.4 First-order pressure distribution

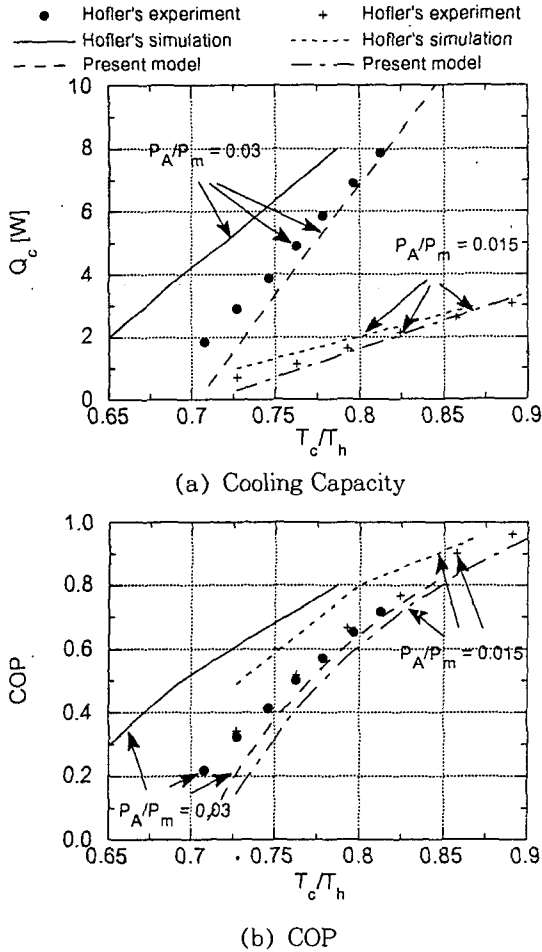


Fig.5 Cooling capacity and COP with varying temperature ratio

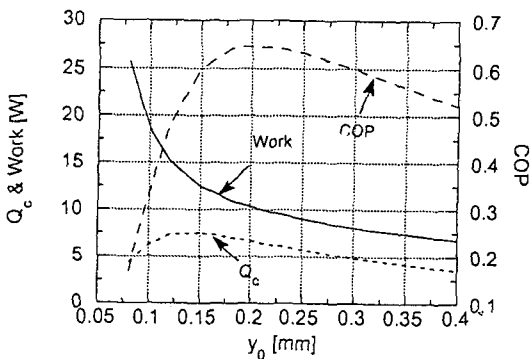


Fig.6 Cooling capacity, work and COP with varying the plate gap

인 경우 고온부와 저온부의 온도차는 약 90K이므로 온도변화에 따른 물성치의 변화는 상당하다. 온도의 영향을 고려한 헬륨의 물성치를 사용하면 본 모델의 수치모사결과와 실험결과와 더 잘 맞을 것으로 생각된다.

Fig.6은 스택의 평판사이의 간격이 냉동용량과 성능계수에 미치는 영향을 보여준다. 평판사이의 간격이 커질수록 일은 감소하나, 냉동용량과 성능계수는 증가하다가 감소한다. 간격이 작아질수록 일이 커지는 것은 마찰에 의한 손실이 평판사이의 간격이 작아질수록 커지기 때문이다. 저온에서 고온으로의 열펌핑, 즉 냉동효과를 얻는데 기여하는 작동유체는 평판표면에 생기는 온도경계층의 두께 근처에 있는 것들이며, 경계층 바깥이나 평판 가까이 작동유체는 상대적으로 냉동효과에 작게 기여한다<sup>(12)</sup>. 따라서, 평판사이의 간격이 너무 작으면 위, 아래 평판에 발달하는 경계층이 서로 만나므로 냉동용량이 감소하고, 간격이 커질수록 냉동용량과 성능계수는 증가하나, 평판사이의 간격이 너무 커지면 평판사이의 간격이 경계층에 비하여 커지므로 냉동효과에 기여하지 못하는 경계층 외부의 작동유체가 많아진다. 평판사이의 간격이 경계층의 2배 정도 보다 더 커지면, 간격이 커질수록 냉동용량과 성능계수는 감소한다.

Fig.7은 스택의 길이에 따른 냉동용량과 성능계수의 변화를 보여준다. 스택의 길이가 커질수록 냉동용량과 성능계수 모두 증가하다가 다시 감소하는

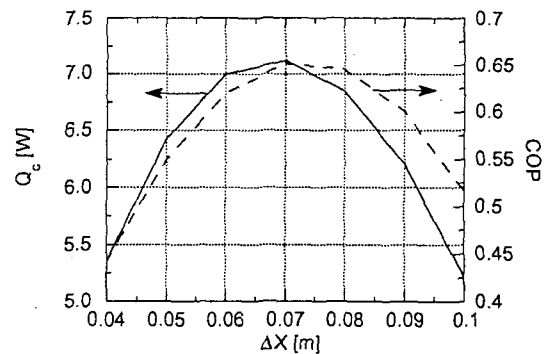


Fig.7 Cooling capacity and COP with varying stack length



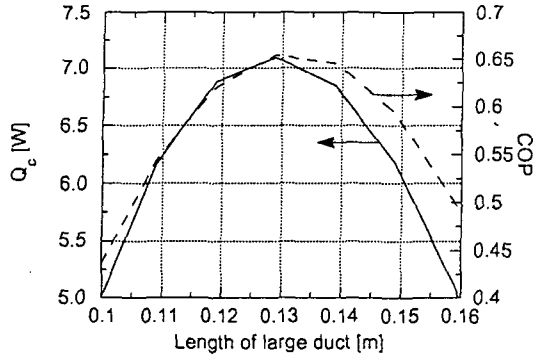


Fig.8 Cooling capacity and COP with varying the length of large duct

것을 볼 수 있다. 스택이 짧으면 평균온도의 기울기가 커지므로 냉동용량이 감소하는 것으로 생각되고, 스택이 너무 길면 마찰과 열전달에 의한 손실이 증가하므로 냉동용량과 성능계수가 감소하는 것으로 생각된다.

Fig.8은 대직경부분의 길이를 변화시켰을 때의 냉동용량과 성능계수의 변화를 보여준다. 스택은 대직경부분의 우측에 위치하므로 대직경부분의 길이가 증가한다는 것은 피스톤과 스택 사이의 거리가 커진다고 생각할 수 있다. 피스톤과 스택 사이의 거리가 커질수록 냉동용량과 성적계수 모두 증가하다가 다시 감소하는 것을 볼 수 있다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 마찰과 열전달을 고려하여 열음향 냉동기 내부의 압력과 속도를 구하고, 공명기와 열교환기의 손실들을 직접 계산하는 열음향냉동기의 수치적 모델을 제시하였다. 마찰과 열전달을 무시한 압력분포를 이용하여 열평평량을 계산하고 그 값에 덕트와 열교환기의 손실들을 보정하는 모델의 냉동용량과 성능계수는 압력변화의 진폭이 작을 경우에는 실험결과와 비슷하나 압력변화의 진폭이 큰 경우에는 실험결과와 큰 차이를 보이는데, 본 모델을 이용하여 얻은 냉동용량과 성능계수는 압력변화의 진폭이 클 경우에도 실험결과와 비교적 잘 맞는다.

본 모델을 이용하여 압력비, 스택의 평판사이의 간격, 스택의 길이, 대직경부분의 길이 등의 설계 변수들이 열음향냉동기의 성능에 미치는 영향을 알아보았다. 압력비가 증가할수록 성능계수는 약간 감소하나 냉동용량은 크게 증가하고, 스택의 평판사이의 간격은 경계층 두께의 2배 정도에서 성능계수와 냉동용량이 최대가 된다. 스택의 길이와 피스톤과 스택 사이의 거리는 냉동용량과 성적계수가 최대가 되는 최적점이 존재한다.

## 후 기

이 논문은 1995년도 홍익대학교 교내연구비의 지원을 받아 수행된 연구의 결과이다.

## 참 고 문 헌

- Garret, S. L., Hofler, T. J., 1992, "Thermoacoustic refrigeration," ASHRAE Journal, December, pp. 28~36.
- Hofler, T. J., 1988, "Concepts for thermoacoustic refrigeration and a practical device," Proceedings of the 5th International Cryocooler Conference, pp. 93~101.
- Merkli, P. and Thomann, H., 1975, "Thermoacoustic effects in a resonant tube," J. Fluid Mech., Vol. 70, pp. 161~177.
- Wheatley, J., Hofler, t. J., Swift, G. W., and Migliori, A., 1985, "Understanding some simple phenomena in thermoacoustics with applications to acoustical heat engines," Am. J. Phys., Vol. 53, No. 2, pp. 147~162.
- Wheatley, J. and Cox, A., 1985, "Natural engines," Phys. Today, Vol. 38, No. 5, p. 50.
- Rott, N., 1969, "Damped and thermally driven acoustic oscillations in wide and narrow tubes," Z. Angew. Math. Phys., Vol. 20, pp. 230~243.
- Rott, N. 1975, "Thermally driven acoustic oscillations, part III : second-order heat

- flux," *Z. Angew. Math. Phys.*, Vol. 26, pp. 43~49.
8. Rott, N. 1984, "Thermoacoustic heating at the closed end of an oscillating gas column," *J. Fluid Mech.*, Vol. 145, pp. 1~9.
9. Hofler, T. J., 1986, "Thermoacoustic refrigerator design and performance," Ph. D. Thesis, Department of Physics, University of California, San Diego.
10. Swift, G. W., 1992, "Analysis and performance of a large thermoacoustic engine," *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol. 92, No. 3, pp. 1551~1563.
11. 김동혁, 1995, "공명관식 열음향냉동기의 최적설계를 위한 수치모사 및 설계 인자 분석," *공기조화냉동공학회 논문집*, 제 7권 제 2호, pp. 329~340.
12. Swift, G. W., 1988, "Thermoacoustic engines," *J. Acoust. Soc. Am.* Vol. 84, No. 4 pp. 1145~1180.