

# 음향구동 냉동 온도차의 주파수 및 위치 의존 특성

## Frequency and Position Dependences of Acoustically Driven Refrigerating Temperature Differences

김 용 태\*, 서 상 준\*, 정 성 수\*, 조 문 재\*

(Yong Tae Kim\*, Sang Joon Suh\*, Sung Soo Jung\*, Moon Jae Jho\*)

\* 본 논문은 한국과학재단의 1997년도 박사후 연수과정의 연구비 지원에 의해 수행되었습니다.

### 요 약

'음향열 기율기 온도 측정장치'[1]를 길이 68cm인 직관 내에서 위치를 변화시키면서 음파의 열수송 온도차를 조사하였다. 발생기 구동 전력을 50W로 고정하고 주파수를 150Hz에서 300Hz까지 10Hz 간격으로 변화시키면서 실험하여 이론값과 비교하였다. 수치 시뮬레이션을 통해 Q-값에 따른 열음향 냉동 온도차의 주파수 위치 분포를 살펴보았다. 이 분포를 이용하여 최적 구동 주파수와 열음향 교환기의 최적 위치를 결정할 수 있다.

### ABSTRACT

Investigations of temperature differences between both ends of thermoacoustic exchanger generated by acoustic heat transport have been carried out as a function of the position of TAC(Thermo-Acoustic Couple)[1] in a 68-cm-long duct. Fixed with the electric power at 50W, measurements were compared with the theory changing the frequency from 150Hz to 300Hz with 10Hz step. The frequency-position dependent distribution of temperature difference corresponding to the Q-values was obtained with the numerical simulation. Through this distribution, the optimum position of the thermoacoustic exchanger and the optimum driving frequency can be determined.

### 1. 서 론

열음향이란 매질 내에 적절한 온도 기율기를 형성하여 음파를 발생시키는 것과 음파를 이용하여 매질내의 열을 한 쪽으로 이동시켜 냉동구간을 형성하는 효과를 말한다. 음파는 매질의 속도와 음압의 주기적인 진동이며 음압의 진동은 단열 압축과 팽창을 통하여 매질 온도의 진동을 수반한다. 따라서 음파는 팽창과정에서 주변의 열을 흡수하고 압축과정에서 주변으로 열을 방출한다. 음파의 이러한 성질을 이용하여 냉동효과를 얻을 수 있다. 이 냉동 방식은 기존의 냉매 상전이식 냉동과 달리 잠열보다는 열용량을 우선 고려하는 냉매(예 : 헬륨)를 이용하므로 CFC(Chlorofluorocarbons) 계열의 냉매를 사용하지 않는 장점이 있기 때문에 최근에 활발히 연구되고 있는 분야이다.

열음향 연구의 역사는 오래되었지만 열음향 연구의 새로운 장이 펼쳐진 것은 1980년 Wheatley 등이 음향 냉동 장치를 발명[2,3]하면서 시작되었다. 최초의 고성능 냉동

기는 Hoffer[4,5]가 설계 제작한 장치로서 1/4 파장 길이의 정상파 공명관에 동근 공명통을 연결시킨 장치이다. 이들 연구의 파급효과는 미 해군 공과대학에서 Garrett[6]의 우주왕복선용 열음향 냉동장치의 개발, 포드 자동차회사의 대형 냉동장치[7], Tektronics사[8]의 150K 저온 펄스형 냉동장치의 개발에 미쳤다. 또한 Cryenco사에서는 두루말이 스택(Spiral stack)을 사용하여 초대형 LNG 액화용 40kW 냉동장치를 제작한 바 있다[7]. 국내의 연구 동향을 살펴보면 하재규[9,10], 박철민[11,12], 우삼용[13] 등의 연구진 및 본 연구진이 1/4 파장 공명 방식 음향 냉동 장치를 제작한 바 있다. 이와 같이 열음향 기관의 연구가 활발한 이유는 기관에 역학적 운동부분이 없고 사용이 규제된 기존 냉매인 CFC를 사용하지 않기 때문이다.

최근에 발표된 논문들[9~18]을 살펴보면 열음향 기관에서 열과 음파와의 에너지 교환에 이용되는 스택과 열교환기 등의 구조에 따른 열음향 특성의 연구가 주를 이룬다. 열음향 교환기의 구조적 변형을 살펴보면 Carter[14,15] 등의 평행 박판 층상형을 시작으로 Hoffer[4,5]의 두루말이 스택형, Swift의 변집형[16]과 핀-어레이형(Pin-array)[17], Amou[18] 등의 사각 격자형 등이 현재 개발되어 사용되고 있다.

\* 한국표준과학연구원

접수일자: 1998년 8월 24일

현재까지의 열음향 기관에 관련한 연구는 열음향 교환기의 형태와 열음향 기관의 성능에 초점이 맞추어져 열음향 교환기의 설치 위치에 대한 연구는 소홀한 실정이다. 따라서 본 연구에서는 열음향 교환기의 설치 위치에 초점을 맞추어, 사각격자 세라믹과 열전파일(Thermopile)을 이용한 '음향열 기동기 온도 측정장치'를 제작하여 확성기로 구동시킨 관체의 축을 따라 음파의 열수송으로 인한 열음향 교환기 양단의 온도차를 측정하고 이를 공명특성과 연계하여 분석을 시도하였다.

II. 이론적 배경과 수치 연산

열음향 이론의 정리는 Rott 등[19~26]이 발표한 일련의 논문과 김민곤 등의 논문[27]에 체계적으로 잘 정리되어 있기 때문에 여기서는 상세한 유도와 증명을 생략하고 본 연구에 관련된 부분만을 인용하여 기술하였다. 또한 여기서 정리한 이론을 이용하여 수치 연산을 통해 그 의미를 살펴보았다.

음파의 열수송으로 열음향 교환기에 형성되는 온도 기울기는 일반적으로 열음향 매질(열음향 교환기 및 냉매)의 물성에 의해 크게 영향을 받는다. 열음향기관에서 열음향 교환기와 닥트벽 및 냉매의 유효 열전도율  $K_e$ , 유효 단면적을  $A_e = (\pi/2)d_e$ , 단위시간당 열수송률을  $\dot{q}$ 라 할 때 열 평형 식은 다음과 같다.

$$\dot{q} - K_e A_e \nabla T_m = 0 \tag{1}$$

여기서  $d_e$ 는 격자를 구성하는 내부 벽재들 간의 유효 배치간격(이후 유효 배치간격)이고,  $\pi/2$ 는 관체의 직경에 관련된 기하학적 상수이다. 정상파를 가정할 때 음파에 의한 열수송률은 다음과 같다.

$$\dot{q} = -\frac{\pi}{4} \frac{p_a^2 \delta_k}{\rho_m c} \left[ \left( \frac{1+\sqrt{\sigma}}{1-\sigma} \right) \cos kx \sin kx + \frac{\nabla T_m c_p}{\omega c} \left( \frac{1-\sqrt{\sigma}}{1-\sigma^2} \right) \sin^2 kx \right] \tag{2}$$

여기서  $\rho_m$ 은 냉매의 평균 밀도,  $c$ 는 음속,  $\omega$ 는 각진동수,  $k$ 는 파수,  $p_a$ 는 음압진폭,  $\sigma$ 는 Prandtl number로  $\sigma^2 = \delta_\nu / \delta_k$  와 같이 정의되고,  $\delta_k = \sqrt{2K_e / \rho_m c_p \omega}$ 는 열침투 깊이,  $c_p$ 는 등압비열이다. 평균 온도를  $T_m$ , 냉매기체의 열전도율  $K_e$ , 점도를  $\nu$ , 점성침투 깊이를  $\delta_\nu = \sqrt{2\nu/\omega}$ 라하고, 식 (2)를 식 (1)에 대입한 다음  $T_m c_p = c/(\gamma-1)$ 과  $\cos kx \sin kx = \frac{1}{2} \sin 2kx$ 를 이용하여 열음향 교환기 양단의 평균 온도차(이후 온도차)를 구하면 다음과 같다.

$$\Delta T = -\frac{A \sin 2kx}{[1+B(1-\cos 2kx)]} \tag{3}$$

여기서 열음향 교환기 내부의 평균 온도 기울기는  $\nabla T_m = \Delta T/\Delta x$ 와 같이 선형으로 가정하였으며  $\gamma$ 는 비열비,  $\Delta x$ 는 열음향 교환기의 길이이고 계수  $A$ 와  $B$ 는 다음과 같다.

$$A = \frac{1}{4} \frac{p_a^2 \delta_k (1+\sqrt{\sigma})}{\rho_m c K_e d_e (1+\sigma)} \Delta x, \tag{4}$$

$$B = \frac{1}{4} \frac{p_a^2 \delta_k (1-\sqrt{\sigma})}{\rho_m T_m K_e d_e \omega (\gamma-1)(1-\sigma^2)}$$

두 식에서 계수  $A$ 는 열음향 교환기의 길이  $\Delta x$ 에 비례하고, 계수  $B$ 는 각진동수  $\omega$ 에 의존함을 알 수 있다. 따라서 식 (3)에서 나타낸 음파의 열수송에 의한 온도차는 주파수에 의존하고, 열음향 교환기의 길이에 비례한다.

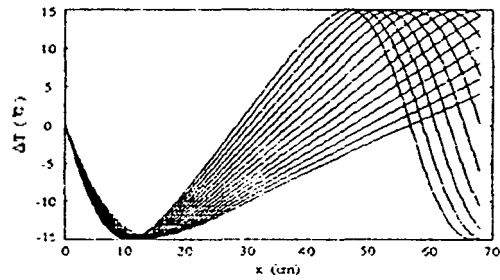


그림 1. 일정한 음압을 가정하여, 길이 68cm의 직관체 축 상의 열음향 교환기 위치(x = 0: 닥트 쪽 끝단)에 따른 음파의 열수송에 의한 열음향 교환기 양단에 형성되는 온도차의 모의실험 결과

Fig. 1. Simulation result of temperature differences across the thermoacoustic exchanger as a function of its position (x = 0: end of rigid cap side) on the axis of 68cm long linear duct by the acoustic heat transport, with assumption of constant acoustic pressure amplitude.

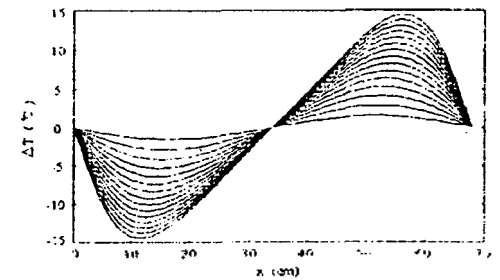


그림 2. 주파수를 250Hz로 고정하고, 열음향 교환기 위치에 따른 음파의 열수송에 의한 열음향 교환기 양단에 형성되는 온도차류 모의 실험한 그래프

Fig. 2. Simulation result of temperature differences as a function of thermoacoustic exchanger's position, fixed with frequency at 250 Hz.

그림 1과 그림 2는 식 (3)과 식 (4)를 사용하여 길이 68cm의 직관체 축 상에서  $\Delta x = 3.7$  cm의 열유향 교환기를 가정한 위치에 따른 온도차의 계산값이다. 그림 1은 일정한 음압을 가정하여  $\beta_0^2/K_c d_c = 15,989 \text{ Pa}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{K}/\text{cal}$  를 사용하여 주파수를 150Hz에서 300Hz까지 10 Hz 간격으로 변화시켰고, 그림 2는 길이 68cm인 직관의 1/2 파장 공명시의 계산상의 주파수인 250Hz로 고정하고  $\beta_0^2/K_c d_c$  를 1,000  $\text{Pa}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{K}/\text{cal}$  에서 15,000  $\text{Pa}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{K}/\text{cal}$  까지 1,000  $\text{Pa}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{K}/\text{cal}$  씩 변화시켰다. 계산에 사용한 물리량들의 값들은, 대기압의 공기에 대한 것으로,  $\sigma = 0.708$ ,  $\rho = 1.21 \times 10^{-3} \text{ g}/\text{cm}^3$ ,  $\gamma = 1.4$ ,  $K_c = 1.01 \times 10^{-3} \text{ cal}/\text{cm} \cdot \text{s} \cdot \text{K}$ ,  $c_p = 0.240 \text{ cal}/\text{g} \cdot \text{K}$ ,  $T_m = 293 \text{ K}$ ,  $c = 34,000 \text{ cm}/\text{s}$  이다. 그림 1의 곡선들을 위치 35 cm 지점을 기준으로 아래에서 위로 주파수가 낮은 쪽에서 높은 쪽으로 변한다. 그림 1에서 보는 바와 같이 최대 열수송 온도차가 나타나는 지점이 주파수가 변화함에 따라 같이 변화됨을 알 수 있다. 그림 2의 곡선들은 음압에 관련한 물리량  $\beta_0^2/K_c d_c$  가 낮은 값일 때 작은 열수송 온도차 특성을 보이고 큰 값을 가질 때 커짐을 알 수 있다. 그림 2 에서 보는 바와 같이 비록 같은 주파수를 갖는 경우라 할 지라도 음압이 변화하게 되면 최대 열수송 온도차가 나타나는 지점이 약간씩 변화함을 알 수 있다. 이는  $d(\Delta T_m)/dx=0$  일 때  $\cos 2kx = B/(1+B)$  가 되어  $B \gg 1$  일 때  $\Delta T_m \approx A \sin 2kx$  로  $\Delta T_m$  이  $x$  의 함수인 것으로도 알 수 있다.

식 (3)과 식 (4)를 이용하여 유추해 보면, 음압과 유효 열전도 및 유효 배치간격의 척도인 물리량  $\beta_0^2/K_c d_c$  가 큰 값을 가질수록 더 큰 온도차를 가짐을 알 수 있다. 이 물리량을 크게 하는 방법으로는 확성기의 입력 전력을 높여서 음압진폭을 높이는 직접적인 방법도 있으나 이는 열유향 냉동 장치의 효율 향상에는 도움이 되지 않는다. 다른 방법으로는 유효 열전도와 유효 배치 간격을 줄이는 방법이 있다. 일반적으로 고체기 기체보다 높은 열전도를 가지므로 유효 열전도에는 고체의 열전도가 큰 비중을 갖는다. 따라서 외벽과 열유향 교환기를 열전도가 낮은 물질로 구성하는 것과 배치 간격을 더욱 작게 구성하는 것이 효율 향상에 기여할 것이다.

또 다른 방법으로는 Helmholtz 공명봉 등과 같은 것을 사용하여 Q-값을 높임으로 해서 필요한 주파수의 음압 성분을 증폭시켜 사용하는 방법이 있다[4]. 일반적인 공명 방정식은 다음과 같다.

$$\beta_0^2 = (\rho_a)^2 / [1 + Q^2 (f/f_r - f_r/f)^2] \quad (5)$$

여기서  $(\rho_a)_0$  은 최대 음압 진폭이고,  $f_r$  은 공명 주파수,  $Q$  는 Q-값이다. 그림 3은 식 (5)에서 최대 진폭 값을 고정하고  $\beta_0^2$  을 반영하여 식 (3)과 식 (4)를 이용한 열수송 온도차를 계산하여 나타낸 그래프이다. 그림 3의

(a), (b), (c), (d)는  $(\rho_a)_0^2 / K_c d_c$  를 15,989로 고정하고 Q-값을 각각 0.24, 3.24, 6.24, 9.24로 변화시킨 그래프이다. 그림에서 보는 바와 같이 Q-값이 커짐에 따라 공명 주파수( $f_r = 250$ )와 최대 열수송 지점을 중심으로 산의 폭이 좁아지고 마루는 평평해 짐을 알 수 있다. 따라서 공명봉을 사용한 열유향 냉동 장치를 제작할 경우에는 열유향 교환기의 설치 위치에 따른 영향이 Q-값이 커짐에 따라 증가하게 된다.

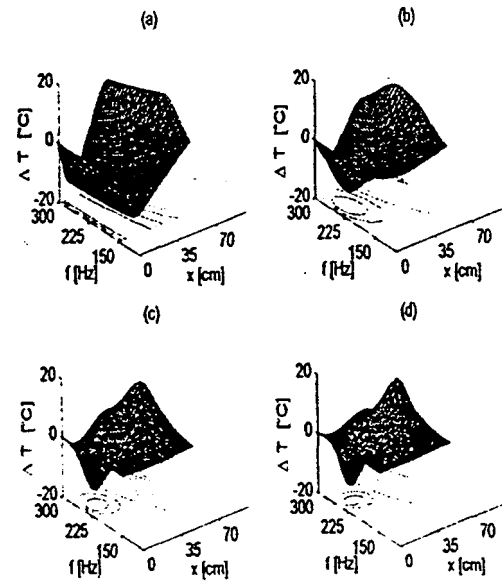


그림 3. 공명기의 Q-값에 따른 영향. 식 (5)의 공명특성을 반영하여 식 (3)과 식 (4)로 모의실험한 그래프

Fig. 3. Q-value effect of resonator. Simulation result by use of Eq. (3) and Eq. (4) with reflection of resonance property of Eq. (5).

한편 일반적으로 관체 내부에 임의의 형태의 구조물이 삽입되는 경우 관체의 공명 주파수는 구조물이 삽입되지 않을 때와 비교하여 공명 주파수가 이동된다. 원통형 직관체의 경우 삽입된 구조물의 기공도(원린 단면적과 전체 단면적의 비)에 따라 달라지며 삽입되는 위치에 의존한다 [28]. Q-값이 높은 공명봉을 사용한 경우 산의 폭이 좁기 때문에 약간의 공명 주파수의 이동도 큰 영향을 미친다.

### III. 장치 제작 및 실험

본 연구의 궁극적 목적은 고효율의 열유향 냉동 장치 설계에 필요한 각종 변수를 조사하는데 있다. 앞서 설명한 바와 같이 열유향 냉동 장치의 효율을 향상시키는데 필요한 주된 요소는 열유향 교환기의 재료와 배치 간격임은 이미 잘 알려진 사실이다. 그러나 열유향 교환기의 설치 위치가 효율에 크게 영향을 미치는 사실은 간과되어 왔다. 특히 Q-값을 통해 효율을 높이고자 Helmholtz

공명통을 사용하는 1/4 파장 공명 방식 열음향 냉동 장치는 열음향 교환기와 같은 다공성 물질을 관체 내부에 삽입할 때 나타나는 공명 주파수의 이동으로 열음향 교환기의 위치에 따른 특성도 변화한다. 따라서 열음향 냉동 장치의 설계 시 이러한 부분을 고려하여 설계될 때 보다 높은 효율이 보장될 것이다. 이러한 요소들을 이론적으로 계산하여 보상하는 방법[29]도 있으나 보다 간편하게 실험을 통해 이를 보상할 수 있다.

본 연구에서는 실험을 통한 접근을 시도하였다. 열음향 냉동 장치의 핵심 부속이라 할 수 있는 열음향 교환기의 열수송 능력을 조사하기 위해서는 열음향 교환기 양단의 온도차를 정확히 측정하는 것이 필요하며, 최적의 설치위치를 실험적으로 찾기 위해서는 이 장치의 위치를 변화시키면서 조사하여야 한다. 또한 열음향 냉동 장치의 실용화를 위해서는 제작이 쉬워야 하므로 현재 생산되고 있는 부속의 이용이 필요하다. 본 연구에서는 열음향 교환기의 재료로 자동차용 촉매 변환기(Catalytic converter)로 사용되고 있는 사각격자 세라믹을 선택하여 실험하였다. 직경 0.5mm인 크로멜-알루미늄 열전대를 10회 직렬 연결하여 열전파일을 구성하여 사용하였다. 이처럼 열전쌍을 직렬 연결하여 사용할 경우 연결 회수만큼의 감도를 향상시킬 수 있는데, 열기전력이 0.586mV/°C로 1 회 일 때 보다 10 배가 높아지며, 세라믹 양단의 상대 온도차를 직접 측정할 수 있다.

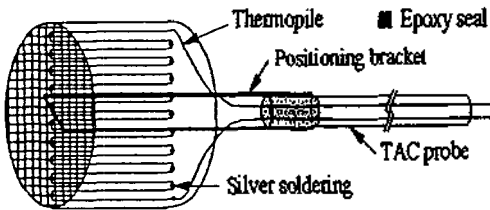


그림 4. 제작된 '음향열 기울기 온도 측정장치'  
Fig. 4. Manufactured TAC probe.

그림 4는 본 연구에서 제작한 '음향열 기울기 온도 측정장치'이다. 가로 세로가 각각 1mm인 사각 격자 세라믹을 직경 29mm, 길이 38mm인 원주형으로 가공하여 그 중심부 직선 상으로 크로멜-알루미늄 열전파일(열전쌍을 10회 직렬연결)을 삽입하였고 끝단의 두 가닥은 길게 늘려 길이 1m, 직경 6.35mm인 스테인레스 관을 통해 밖으로 뽑아 계측기에 연결할 수 있게 하였다. 위치 측정을 위해 스테인레스 관 외벽 표면에 1.2cm 간격으로 눈금을 새겼고, 사각격자 세라믹을 지지하기 위해 직경 1mm 스테인레스 모세관을 'c'자형으로 굽혀 지지대로 사용하였다.

한편 열음향 교환기의 적절한 설치 위치를 이론적으로 계산하기 위해서는 열음향 교환기로 사용한 세라믹의 열전도와 구동 음압을 정확히 알아야 한다. 그러나 본 실험

에 사용한 사각 격자 세라믹의 열전도에 대해 보고된 바 없으며 구동 음압의 경우도 관내의 공명 주파수 부근의 음압인 관계로 일반 축전기형 콘덴서 마이크로폰을 그대로 사용할 수 없다. 음압의 측정을 위해서는 소형의 모세관 프로브를 제작하여 정확한 감도를 보정하여 사용하여야 하는 불편함이 있고, 설치를 위하여 관체 벽에 구멍을 뚫어야 한다. 또한 관체 내부에 정상파가 형성되기 때문에 측정점에 따라 압력 진폭의 세기가 다르게 측정되기 때문에 음압 최대 점에 설치하여야 하는 제약이 있다. 그러나 '음향열 기울기 온도 측정장치'로 측정된 온도차를 식 (3)으로 피팅을 하여 식 (4)를 이용하여 이러한 값을 역으로 추정할 수 있기 때문에 굳이 복잡한 실험 배치를 선택하지 않고 그림 4와 같이 간단한 배치로 많은 정보를 얻을 수 있다. 따라서 본 연구에서는 실험을 통해 얻어진 결과를 분석하여 역으로 그 값을 추정하는 방법을 선택하였다.

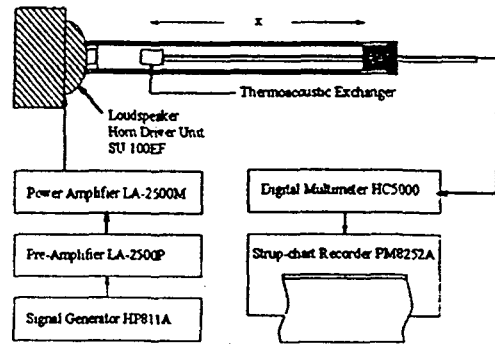


그림 5. 실험 배치도  
Fig. 5. Experimental setup.

그림 5는 '음향열 기울기 온도 측정장치'를 사용하여 열음향 교환기 양단의 온도차를 관체속 상으로 그 위치를 변화시키면서 측정할 수 있게 배치된 실험 배치도이다. 그림에 나타낸 바와 같이 신호발생기(HP 811A, Hewlett Packard Co.)에서 발생하는 정현파 신호는 전치 증폭기(LA-2500P, Lotte Co.)와 전력증폭기(LA-2500M, Lotte Co.)를 거쳐 확성기에 공급된다. 증폭된 정현파 신호를 공급받은 확성기는 PVC 관체에 정상파를 형성하고 이 정상파 음압에 의한 열수송으로 발생하는 열음향 교환기 양단의 온도차에 의해 발생하는 전압 변화를 디지털 멀티미터(HC 5000, Hung Chang Co.)로 관찰하면서 스트림차트(PM-8252A, Philips Co.)에 동시에 기록하였다. 이를 온도차로 읽어 열음향 교환기의 위치 별로 기록하였다.

관체의 길이는 본래 68cm로 1/2 파장 공명 시 250Hz의 공명 주파수를 갖도록 설계되었으나 열음향 교환기의 삽입으로 인해 공명주파수가 이동하게 된다. 또한 주파수에 따른 공명기의 Q-값의 특성으로 인하여 일정한 전역

증폭기의 출력에 대해 공명 주파수를 중심으로 점점 낮아지는 음압 특성을 가질 것으로 예상된다. 본 연구에서는 전력 증폭기에 표시되는 출력을 50W로 고정하여 확성기를 구동하고, 주파수를 150Hz에서 300Hz 까지 10 Hz 간격으로 변화시키면서 실험하였다. 관체의 재료로 PVC를 사용하였기 때문에 별도의 단열은 하지 않았으며 끝단의 막힌 쪽은 팽동으로 마개를 가공하여 중심에 1/4 in. 구멍을 뚫어 스테인레스 판을 지지하고 '음향열 기율기 온도 측정장치'가 앞뒤로 이동할 수 있게 구성하였다. 확성기로는 100W 출력이 가능한 horn driver unit(SU-100 EF, Sammi Co.)를 사용하였다.

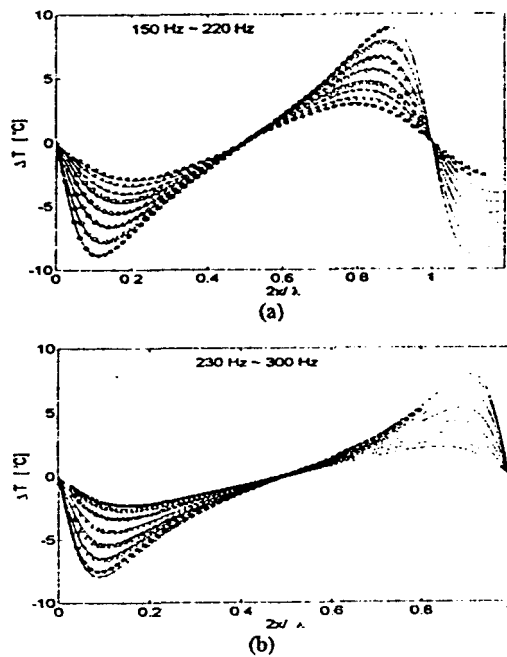


그림 6. 실험 결과와 모의실험 결과의 비교. 모의실험은 식 (3)의 비선형 곡선 피팅 파라메타를 이용하여 수행. 기호 : 실험, 실선 : 모의실험. (a) 150Hz(낮은 진폭)에서 220 Hz(높은 진폭)까지, (b) 230Hz(고)에서 300Hz(저)까지, 10Hz 간격

Fig. 6. Comparison of experimental results. Simulations were carried out using the parameters of nonlinear fitting by Eq. (3). Symbols : experiment, lines : simulation. (a) From 150Hz (low amplitude) to 220Hz(high), (b) from 230Hz (high) to 300Hz (low), with 10Hz step.

#### IV. 결과 및 분석

실험은 확성기의 구동전력을 50W로 고정하고, 150Hz에서 300Hz 구간의 주파수 범위에서 실시하였다. 그림 6(a), 6(b)는 그림 5에 나타난 실험 장치로 길이 68cm의 직관형 광방기 내부에 음향열 기율기 온도 측정장치의 위치를 변화시키면서 열유량 교환기 양단의 온도차를 반파장 대비 위치의 함수로 표현한 그래프이다. 그림 6(a)

는 주파수 구간 150Hz에서 220Hz 구간을 그림 6(b)는 230Hz에서 300Hz 구간을 10Hz 간격으로 나타낸 것이다. 기호들은 실험을 통해 수집된 값들을 표현한 것이다. 각 곡선들은 이후 다시 한번 상세히 기술하겠지만 비선형 곡선피팅을 통해 식 (3)의 A와 B를 찾은 다음, A와 B 값을 이용하여  $\beta_0^2/K_d d_c$ 를 결정하고, 결정된  $\beta_0^2/K_d d_c$  값을 다시 공명 곡선으로 피팅하여 얻어진 값을 이용하여 다시 계산한 이론 곡선이다. 측정 위치  $x$ 는 확성기 반대쪽 끝단을 원점으로 측정한 거리이며, 최초 3.3cm 지점에서 최후 64.5cm 까지 1.2cm 간격으로 측정하여 이를 각 주파수의 반파장으로 나누어 규격화하였다.

그림 6(a)와 그림 6(b)에 나타낸 바와 같이 실험 결과 '음향열 기율기 온도 측정장치'의 규격화 위치(위치를 반파장으로 나눈 값)가 막힌 쪽 끝에서 절반을 넘어가면 열수송의 방향이 바뀐다. 규격화 위치 약 0.1 근방에서 최고의 역방향(확성기 쪽에서 막힌 쪽으로) 열수송이 일어나고, 반대쪽 끝 부근 즉 규격화 위치 0.9 근방에서 최고의 정방향 열수송(막힌 쪽에서 확성기 쪽으로)이 일어남을 알 수 있다. 이러한 연유로 대부분의 열유량 냉동 장치에 1/4 파장 식 공명을 선택하여 정방향 열수송만을 이용하고 있다. 또한 주파수의 변화에 따라 최대 냉동 평평 지점이 이동함을 알 수 있다. 그림 1에서 제시한 이론 곡선과 비교할 때 일정한 전력으로 확성기를 구동하여도 주파수가 다른 온도차 특성이 다르게 나타나는 것은 관체 내부에 형성되는 정상파의 음압이 일정하지 않음을 의미하고 이는 공명기 Q-값의 주파수 특성을 감안하면 당연한 현상이다.

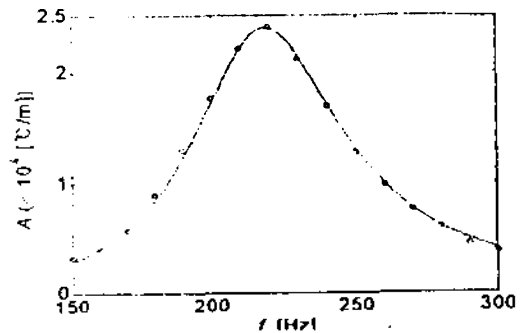


그림 7. 그림 6의 실험값들을 식 (3)으로 피팅하여 구한 주파수에 따른 A-값과 이를 공명 방정식, 식 (5)로 피팅한 그래프

Fig. 7. Fitting by Eq. (5) of A in Eq. (3) obtained by previous nonlinear fitting in Fig. 6, as a function of frequency.

그림 7은 그림 6(a)와 그림 6(b)의 실험 결과를 비선형 곡선피팅을 통해 식 (3)의 A와 B를 찾은 다음, A와 B 값으로 식 (3)을 이용하여 각각의  $\beta_0^2/K_d d_c$ 를 구하여 평균값으로 결정한 다음, 이것을 다시 공명 곡선으로 재

피팅한 그래프이다. 그림에서 보는 바와 같이 실험값들이 표준 공명 방정식의 곡선과 잘 일치함을 알 수 있다. 이때 Q-값은 3.24 이고, 공명 주파수  $f_0$ 는 219Hz 이다. 직판의 길이는 68cm로 250Hz의 공명 주파수를 가정하면 31Hz 정도 아래로 이동하였음을 알 수 있다.

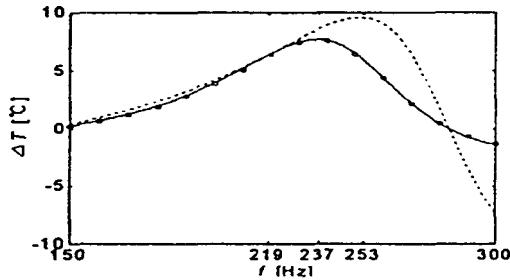


그림 8. 열음향 교환기 위치 60cm에서 주파수에 따른 온도차  
Fig. 8. Temperature difference as a function of frequency at 60cm position of the thermoacoustic exchanger.

그림 8은 열음향 교환기의 위치를 60cm로 고정하였을 때 주파수에 따라 온도차의 변화를 나타낸 곡선이다. 그림에 나타낸 기호들은 실험값을 의미하고, 실선은 일정한 음압을 가정하여 계산한 이론 곡선이며 점선은 공명 특성을 반영하여 계산한 곡선이다. 일정한 음압을 가정한 실선을 살펴보면 이론적 공명 주파수 250Hz에서 최대의 냉동 온도차가 나타나고 높은 주파수 영역 보다 낮은 주파수 영역에서 온도차의 변화가 비교적 완만하다. 한편 실제 실험 결과와 잘 일치하는 공명 특성을 반영한 점선을 살펴보면 이동된 공명 주파수 219Hz에서 최대의 냉동 온도차가 나타나고 이를 중심으로 냉동 온도차의 크기가 점차 감소하는 경향을 보이며 앞서 언급한 바와 같이 높은 주파수 영역 보다 낮은 주파수 영역에서 온도차의 변화가 비교적 완만한 특성을 보이고 있다. 만약 공명기의 Q-값이 커져 주파수에 따른 음압 특성의 변화가 커진다면 온도차의 주파수 의존도도 같이 커질 것으로 예상된다. 따라서 열음향 냉동의 효율을 높이는 방법으로 일반적으로 고려되는 Q-값이 커짐에 따라 열음향 교환기의 설치 위치에 따른 냉동 효율의 변화폭도 커질 것으로 예측할 수 있고 그 결과 열음향 교환기의 위치 선정이 더욱 중요해짐을 알 수 있다.

그림 9는 본 연구에서 사용한 사각격자형 열음향 교환기(격자 규격  $1 \times 1$  mm<sup>2</sup>, 길이 3.7cm, 직경 2.8cm)를 공명 주파수 219Hz, Q-값이 3.24 인 길이 68cm의 직판형 열음향 냉동 장치에서 열음향 교환기의 설치위지와 주파수에 따른 온도차 특성을 3차원 입체 그래프(a)와 등고선 그래프(b)로 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 정방향 열수송 온도차의 최대 지점은 주파수 219Hz에서 확성기 입구(68cm 지점)에 가깝게 나타나고, 역방향 열수송 온도차 최대 지점은 막힌 쪽 끝단(9cm 근방)에서 가깝게 나타난다. 실제 열음향 냉동 장치의 경우 열음향 교환기

의 길이와 열교환기의 길이 때문에 68cm 지점에 설치할 수 없다.

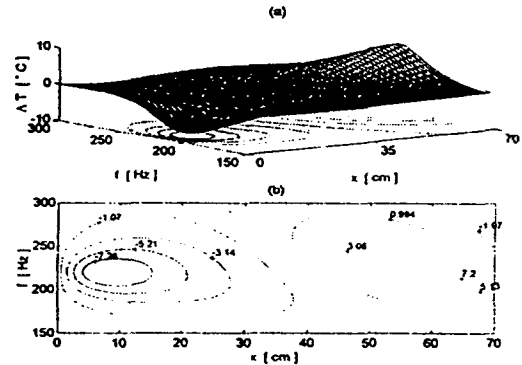


그림 9. 공명 특성을 반영한 모의실험 결과의 3차원 그래프와 등고선 그래프

Fig. 9. 3D graph and contour map of simulation result with reflection of resonance property.

이 때문에 실제 최대 냉동이 일어나는 구동 주파수가 약간 고주파 쪽으로 이동하게 된다. 결과적으로 공명 주파수와 냉동 주파수를 일치시킬 수 없다. 따라서 최선의 방법은 열음향 교환기의 설치 위치를 가능한 확성기 가까운 곳에 두고 Q-값에 따른 영향을 조사하여 사용하는 것이 최선의 방법이다. 이와 같은 결과가 나타나는 이유는 열음향 교환기를 삽입한 경우가 삽입하지 않은 경우보다 공명 주파수가 낮아지기 때문이다. 그림 3과 같이 공명 주파수가 이동하지 않거나, 그의 이동이 고주파 쪽으로 이동하는 경우라면 이를 극복하고 공명 주파수와 냉동 주파수를 일치시킬 수 있을 것이다. 이는 앞으로 연구되어야 할 분야로 사료된다.

## V. 결론

최근의 열음향 냉동 장치의 연구가 열음향 교환기의 구조연구에 관심이 집중되어 있는 실정이며, 열음향 교환기의 설치 위치에 대한 연구가 간과된 감이 있다. 본 연구에서는 열음향 교환기의 구조에 대한 연구보다는 열음향 교환기의 설치위치 연구에 초점을 맞추어 연구를 진행하였다. Rotu 등의 이론을 근간으로 열음향 교환기의 설치에 의한 공명 주파수의 이동과 이에 따른 열음향 교환기의 설치 위치 선정의 중요성을 알아보았다. 공명기의 Q-값에 따른 영향을 모의실험 하였다. 이를 통해 공명기의 Q-값이 커짐에 따라 위치-주파수 공간에서의 온도차 분포의 산과 골 근방의 기울기가 급격해짐을 확인하였다. 이로 인해 최대 열수송 지점의 설정은 Q-값이 커질수록 주파수에 더욱 민감하게 반응한다.

또한 '음향열 기울기 온도 측정장치'를 이용하여 직관 측 상의 위치에 따른 온도차를 주파수 범위 150Hz에

효 열 침투 깊이 등과 같이 측정하기 힘든 물리량 등을 추정할 수 있었다. 이러한 실험적 결과들은 Rott 등의 이론을 근간으로 모의 실험한 결과와 잘 일치하였다.

참 고 문 헌

1. 김용태, "열음향 기관의 연구," 박사학위 논문(한국외국어대, 1997)
2. J. C. Wheatley, T. Hofler, G. W. Swift, and A. Migliori, "An intrinsically irreversible thermoacoustic heat engine," *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol. 74, 153(1983).
3. J. C. Wheatley, T. Hofler, G. W. Swift, and A. Migliori, "Experiments with an intrinsically irreversible acoustic heat engine," *Phys. Rev. Lett.* 50, 499(1983).
4. T. J. Hofler, "Thermoacoustic refrigerator design and performance," Ph. D. Dissertation, U. Calif., San Diego (1986).
5. T. J. Hofler, in Proc. "Concepts for thermoacoustic refrigeration and a practical device," Proceeding of the 5th Int. Cryocoolers Conf., 18-19 August, Monterey, CA, 93(1988).
6. S. L. Garmen, D. K. Perkins, A. Gopinath, in Heat Transfer 1994: Proc. 10th Int. Heat Transfer Conf., G. F. Hewitt, ed. Inst. Chem. Eng., Rugby, UK 375(1994).
7. G. W. Swift, "Thermoacoustic engines and refrigerators," *Physics Today*, 48(7), 22(1995).
8. R. Radebaugh, "A review of pulse tube refrigeration," *Adv. Cryogenic Eng.* 35, 1191(1990).
9. 하재규, 안철용, 성평도, "열음향 냉장시스템(I) : 음향학적 해석 및 설계," *한국음향학회지*, 14(6), 5(1995).
10. 하재규, 안철용, 성평도, "열음향 냉장시스템(II) : 제작 및 실험," *한국음향학회지*, 14(6), 13(1995).
11. 박철민, 이정근, "열음향 냉동기의 설계 및 개발 : I. 내부 공간의 음향해석 및 에너지 변환예측," *한국음향학회지* 15(5), 44(1996).
12. 박철민, 이정근, "열음향 냉동기의 설계 및 개발 : II. 설계 기법 및 실험결과," *한국음향학회지* 15(5), 53(1996).
13. 우삼용, 박종호, "열음향 냉동장치의 제작," *응용물리* 10(3), 181(1997).
14. R. L. Carter, M. White, and A. M. Steele(Atomic International Division of North American Aviation, Inc., 1962, Information obtained from reference[15]).
15. G. W. Swift, "Thermoacoustic engines," *J. Acoust. Soc. Am.* 84, 1145(1988).
16. G. W. Swift, "Analysis and performance of a large thermoacoustic engine," *J. Acoust. Soc. Am.* 92, 1551(1992).
17. G. W. Swift, "Thermoacoustics in pin-array stacks," *J. Acoust. Soc. Am.*, 94, 941(1993).
18. W. P. Amott, et. al., "General formulation of thermoacoustics or stacks having arbitrary shaped pore cross sections," *J. Acoust. Soc. Am.*, 90(6), 3228(1994).
19. N. Rott, "Damped and thermally driven acoustic oscillations in wide and narrow tubes," *Z. Angew. Math. Phys.* 20, 230 (1969).

20. N. Rott, "Thermally driven acoustic oscillations, part II: Stability limit for helium," *Z. Angew. Math. Phys.* 24, 54 (1973).
21. N. Rott, "The influence of heat conduction on acoustic streaming," *Z. Angew. Math. Phys.* 25, 417 (1974).
22. N. Rott, "The heating effect connected with non-linear oscillations in a resonance tube," *Z. Angew. Math. Phys.* 25, 619 (1974).
23. N. Rott, "Thermally driven acoustic oscillations, part III: Second order heat flux," *Z. Angew. Math. Phys.* 26, 43 (1975).
24. N. Rott and G. Zouzoulas, "Thermally driven acoustic oscillations, part IV: Tubes with variable cross-section," *Z. Angew. Math. Phys.* 27, 197(1976).
25. G. Zouzoulas and N. Rott, "Thermally driven acoustic oscillations, part V: Gas-liquid oscillations," *Z. Angew. Math. Phys.* 27, 325 (1976).
26. N. Rott, "Thermoacoustics," *Adv. Appl. Mech.* 29, 135 (1980)
27. 김민곤, 김용태, "음파의 열수송과 음향 냉동," *기초과학연구(한국외대)*, 5, 53(1996). /한국학술진흥재단 1994년도 대학부설연구소 지원과제 "음향계측과 열음향 기관의 특성연구" 제 2차년도 중간보고서 별첨논문 I.
28. Y. T. Kim, S. J. Suh, M. G. Kim, "Linear resonant duct thermoacoustic refrigerator having regenerator stacks," *Proc. 16th Int. Cong. Acoust.*, 821(1998)
29. Wu Quanli and F. Frike, "Estimation of blockage dimensions in a duct using measured eigenfrequency shift," *J. Sound and Vibration*, 133(2), 289(1989).

▲김용태(Yong Tac Kim)

1986년 2월 : 한국외국어대학교 물리학과(이학사)  
 1988년 8월 : 한국외국어대학교 물리학과(이학석사)  
 1997년 8월 : 한국외국어대학교 물리학과(이학박사)  
 현재 : 한국표준과학연구원 역학표준부 음향전동그룹  
 Post Doc.  
 ※주관심분야: 열음향, 광음향, 초음파, 환경소음.

## ▲서 성 준(Sang Joon Suh)

1975년 2월 : 서강대학교 물리학과 (이학사)

1977년 8월 : 한국과학기술원 물리학과(이학석사)

1990년 8월 : 한국과학기술원 물리학과(이학박사)

현재 : 한국표준과학연구원 역학표준부 음향진동그룹 책임연구원

\*주관심분야: 열음향, 항공기 소음.

## ▲정 성 수(Sung Soo Jung)

1995년 2월 : 한국외국어대학교 물리학과(이학사)

1987년 2월 : 한국외국어대학교 물리학과(이학석사)

1995년 2월 : 한국외국어대학교 물리학과(이학사)

현재 : 한국표준과학연구원 역학표준부 음향진동그룹 선임연구원

\*주관심분야: 건축음향, 소음평가 및 측정기술, 광음향

## ▲조 문 재(Moon Jae Jho)

현재 : 한국표준과학연구원 역학표준부 음향진동그룹 책임연구원

한국음향학회지 제13권 1E호 참조