

열음향 냉장시스템 (I) : 음향학적 해석 및 설계

Thermoacoustic Refrigerating System, Part I : Acoustic Analysis and Design Procedure

하 재 규*, 안 철 용**, 성 평 모**
(Zae Gyoo Hah*, Chul Yong Ahn**, Keong Mo Sung**)

※본 논문은 삼성전자의 위탁과제 결과입니다.

요 약

본 논문에서는 열음향 냉장시스템을 음향학적으로 해석하고 주어진 조건을 만족시키는 열음향냉장시스템의 설계방법을 제시하였다. 열음향 냉장시스템은 음파의 에너지를 단열팽창, 수축의 원리를 이용하여 열에너지로 변환시키는 열음향변환기이다. 열음향 냉장시스템은 일반 가정용 스피커 유닛을 사용하는 구동부, 실제의 온도 구배가 생기게 되는 스택 부분, 그리고 정상파를 생성시키는 본체 부분인 공명기 등으로 구성된다. 음향학적인 해석을 통해 주어진 조건을 만족시키도록 전체 공명기의 크기를 결정하고 스택의 크기와 위치를 설정하여 이에 따라 실제의 시스템을 설계하였다. 끝으로 설계된 공명기의 기계적 임피던스를 보의실험을 통해 구하였다.

Abstract

In this paper, acoustic analysis of thermoacoustic refrigerating system was given and the design procedure meeting the specifications was presented. The thermoacoustic refrigerator transforms the sound wave energy into the thermal energy via adiabatic process of inert gas. The system is composed of mainly three parts: the acoustic motor utilizing loudspeaker, the stack of plates for thermal transport and the resonator to form the standing wave. Based upon the acoustic analysis, resonator dimension and stack position and size were decided, and the entire refrigerating system was designed to the given specification. Also the mechanical impedance of the designed resonator was obtained by simulation.

I. 序 論

열음향 냉장시스템은 전기적인 에너지를 스피커를 통해 음향학적인 에너지로 바꾼 후 이를 단열팽창, 수축의 원리를 통해 한쪽 방향으로 열을 전달시켜 원하는 온도 차이를 얻을 수 있게 하는 일종의 전기-역학 변환기이다. 특히 냉매로 헬륨, 아르곤 등의 무공해물질을 사용한다는 점에서 아주 주목을 받고 있다. 1987년 국제연합에 의해 조인된 몬트리올 협약에 의하면 1995년 말까지 CFC 계통의 냉매를 전면 사용 금지하도록 하고 있어 이에 대한 대체 물질과 대체 냉장 기술의 개발이 시급한 상황이다. 이러한 상황에서 최근에 활발히 연구가 되고 있는 열음향 냉장시스템은 무공해 냉매를 쓴다는 점에서 뿐만이 아니라 마찰부나 윤활제, 베어링 등이 필요없는 구조의

간편함, 넓은 온도차를 얻을 수 있다는 점, 움직이는 부분이 없으므로 인한 고신뢰도 등 많은 장점을 가지고 있어 점점 부각되는 기술이라고 할 수 있다[1-3].

본 논문에서는 이러한 열음향냉장시스템의 음향학적 해석 및 설계를 위하여 열음향기관의 원리에 대하여 살펴보고, 그 설계방법을 제시하고자 한다. 설계의 지침은 크게 음향학적 정합과 열손실의 최소화인데, 음향학적 정합은 스피커와 공명기가 결합된 전체 시스템의 공진특성을 맞추어 원하는 주파수에서 정재파가 생기도록 함으로써 공명기 내부의 매질입자의 움직임에 조절하여 열펌프 작용을 극대화하는 것이고, 열손실의 최소화는 열적 부하를 가능한한 적게 하는 것이다. 이러한 지침에 따라 실제 설계에 있어 공명기 각 부위의 크기 및 모양, 위치, 재질 등이 결정된다. 또한, 설계된 열음향기관을 음향학적으로 해석하여 기계적인 공진특성을 구하고 구동주파수를 확인하였다.

*공주대학교 전자공학과

**서울대학교 전자공학과

접수일자: 1995년 7월 3일

II. 열음향 기관의 원리

II-1. 열음향냉장의 원리[4]

유체 속을 통과하는 음파는 단열과정을 이행한다. 이때 음파가 진행하는 방향으로 유체의 압력이 주기적으로 변화하게 되는데 이에 따라 유체의 온도에 변화폭이 발생한다. 그러나 이 양은 매우 작아서 일상생활에서는 느끼지 못하고, 더구나 주기적으로 변화하는 값이기 때문에 시간상으로 평균하여 보면 온도의 변화가 없게 된다. 예로서 보통 수준의 대화에 의해 발생하는 공기 중의 온도 변화폭은 0.0001℃ 정도의 크기를 가지고 있다. 이렇듯 주기적으로 바뀌는 온도의 변화를 한 쪽 방향으로 흐르도록 하는 것이 열음향기관의 원리이다. 그림 1과 같이 λ/4 공명기를 스피커로 구동하는 경우를 생각해 보자.

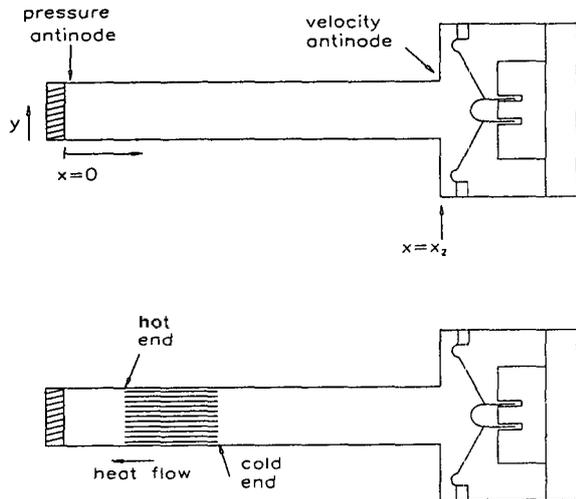


그림 1. λ/4 공명기
Fig 1. λ/4 resonator.

이 공명기에는 정재파가 생기게 되는데 공명기 안의 매질의 점성과 열전도도를 무시할 수 없는 경우에는 파동방정식을 풀 때 2차항이 고려되어야 하고 이는 물리적으로 유체와 공명기의 벽과의 상호작용을 의미한다.

이때 전단점성(shear viscosity) μ , 점성확장계수(expansion coefficient of viscosity) μ_b 에 대하여 아래와 같이 유체와 벽 사이의 온도확산과 모멘텀 확산을 나타내는 열침투깊이 δ_x 와 점성침투깊이 δ_v 는 아래와 같이 주어지고[5],

$$\delta_x = \sqrt{\frac{2x}{\omega}}, \quad x: \text{thermal diffusivity} \quad (1)$$

$$\delta_v = \sqrt{\frac{2\nu}{\omega}}, \quad \nu: \text{kinetic viscosity} \quad (2)$$

파장 λ 와 δ_x, δ_v 그리고 공명기의 직경 d 의 관계가 $\lambda \gg d \gg \delta_x, \delta_v$ 를 만족하게 된다면 공명기의 단면상에서 y 에 상관없는 일정한 음압의 분포를 갖게 된다.

편의상 음압의 분포를 공명기 벽 근처와 공명기 내부("core")로 분리해서 고려하면 코어에서의 음압 p_c , 입자속도 u_c , 온도 T 는 아래의 식 (3)~(5)의 분포를 갖는다 [5].

$$p_c = p_0 \cos kx \quad (3)$$

$$u_c = -j \frac{p_0}{\rho_m c} \sin kx = -j u_0 \sin kx \quad (4)$$

$$T_c = \left(\frac{T_m \beta}{\rho_m C_p} \right) p_1 = \frac{T_m \beta p_0}{\rho_m C_p} \cos kx \quad (5)$$

이때 첨자 c 는 코어를 나타내고 $k = \omega/c$ 는 파수, c 는 음파속도, ρ_m = 정상상태 밀도, C_p 는 등압비열, T_m 은 평균온도, β 는 열팽창계수를 의미하며 시간진동 $e^{j\omega t}$ 는 생략하였다. 식 (3)에서 보듯이 음압과 입자속도는 90°의 위상차이를 가지고 있고 온도와 음압은 동위상으로 되어 있다. 이를 고찰하면 평균에너지흐름(energy flow) \bar{H} 는

$$\begin{aligned} \bar{H} &= \bar{Q}(\text{heat flow}) + \bar{W}(\text{workflow}) \\ &= \int \rho_m C_p T_c u_c dS + \int p_c u_c dS \end{aligned} \quad (6)$$

인데 각 적분인자가 모두 90° 차이를 나타내므로 $\bar{H} = 0$ 로 된다. 즉 열의 이동을 수반하지 않게 된다. 따라서 열음향냉장을 위해서는 온도, 속도, 음압 사이에 적당한 위상차이가 존재하여 식 (6)의 적분이 0이 되지 않아야 하는 것이 필수적이다.

이러한 위상차이는 유체의 열전도도와 점성으로 인하여 벽 근처의 유체층에서 발생한다. 즉 공명기 벽과의 경계에서는 아래의 식 (7)~(9)와 같은 해가 얻어진다[5].

$$p_b = p_c \quad (7)$$

$$u_b = u_c (1 - e^{-(1+j)y/\delta_v}) \quad (8)$$

$$T_b = T_c (1 - e^{-(1+j)y/\delta_x}) \quad (9)$$

식 (7)~(9)에서의 첨자 b 는 경계면을 의미한다.

식 (7)~(9)를 고찰하면 공명기 벽으로 부터의 거리 y 가 크지 않을 때에는 음압, 온도, 입자속도 사이에 적당한 위상차가 생기게 되고 식 (6)과 비교하여 고찰하면 열흐름이 생기게 되어 공명기의 양쪽 끝 사이에 온도차이를 수반하는 현상이 발생한다.

II-2. 스택 [2]

앞의 II-1의 논의에서 보았듯이 공명기의 벽과 유체 사이의 상호작용으로 온도, 음압, 입자속도 사이의 위상변

화가 열음향 시스템의 제일 중요한 부분이 된다. 이 효과를 최대화시키려면 공명기 내부에 추가로 "벽"을 만들어서 유체-벽 사이의 상호작용을 극대화시키는 것이 당연한데 이러한 구실을 하는 것이 바로 스택이다. 우선 그림 2와 같은 간단한 스택의 모델에 대하여 그 동작원리를 규명해 보기로 한다. 계산의 편의상 아래의 사항을 가정하기로 한다.

- (a) 스택을 장착한 공명기의 열적, 음향학적 정상상태가 있다.
- (b) 스택은 파장에 비하여 충분히 짧다. 즉 정상파의 분포를 왜곡하지 않는다.
- (c) 유체의 점성은 그리 크지 않다.
- (d) 스택의 단위면적당의 비열은 충분히 크다. 즉 온도의 변화가 무시할만하다.
- (e) 스택은 ∇T_m 의 온도구배를 가지고 있다. 이것은 물리적으로 유체의 흐름으로 인한 온도 구배가 충분한 시간이 지나면 스택과 같아진다는 것을 의미한다.
- (f) 스택의 x방향으로의 열전도는 무시할만하다. 즉 ∇T_m 의 온도분포가 보존된다.
- (g) 유체의 x방향으로의 열전도는 무시할 수 있다.
- (h) 유체의 평균온도는 y에 무관하고 스택의 온도와 같다.

이상의 가정을 기초로 하여 아래의 열전달방정식 식 (10)을 풀도록 한다.

$$\rho_m T_m (j\omega s + u \frac{\partial}{\partial x} s_m) = K \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (10)$$

여기서, s는 단위질량당 엔트로피, 첨자 m은 평균을 의미한다.

s를 식 (11)과 같이 온도와 음압으로 나타내고

$$s = \left(\frac{C_p}{T_m}\right)T - \left(\frac{\beta}{\rho_m}\right)p \quad (11)$$

식 (11)을 식 (10)에 대입하여 풀면

$$j\omega\rho_m C_p T - K \frac{d^2 T}{dy^2} = j\omega T_m \beta p - \rho_m C_p \nabla T_m u \quad (12)$$

로 되고 $T(y=0)=0$ 과 $T(y=\infty)=\text{finite}$ 의 경계조건을 이용하여 식 (12)를 풀면 결국 식 (13)을 얻게 된다.

$$T = \left(\frac{T_m \beta}{\rho_m C_p} p - \frac{\nabla T_m}{\omega} u\right) (1 - e^{-(1+j)y/\delta_x}) \quad (13)$$

식 (9)와 비교하여 ∇T_m 에 의한 추가적인 항이 더해져 있고 스택의 근처에서 역시 위상차이가 있어 열전달이 생기는 것을 알 수 있다.

유체가 스택으로부터 충분히 멀어서 $y/\delta_x \gg 1$ 이면 식 (13)에서 온도 T는

$$T_c = \frac{T_m \beta}{\rho_m C_p} p - \frac{\nabla T_m}{\omega} u \quad (14)$$

가 된다. 이를 앞의 식 (5)의 간단한 해와 비교하여 고찰하면 식 (14)의 첫번째항 $(T_m \beta / \rho_m C_p) p$ 는 음압에 따라 단순하게 단일 압축·팽창하는 것이고, 둘째항은 u/ω 의 진폭으로 유체의 미소부피가 변위할 때 이미 유체내에 존재하는 온도분포 ∇T_m 에 의한 온도의 변화를 의미하는 것이다. 이러한 두가지 효과가 실제 중첩되어 유체의 온도를 결정하는데 문제는 양자 사이에 어느 효과가 주도하느냐 하는 것이다. 즉 실제 유체는 u/ω 의 변위로 움직이면서 동시에 음압도 같이 변화하는데 u/ω 만큼 변위되었을 때, 음압에 따른 온도와 ∇T_m 에 따른 온도의 차이가 어떻게 되느냐 하는 것이다. 예로 음압의 상승으로 인한 온도의 증가가 ∇T_m 으로 인한 증가분보다 크면 유체에서 스택으로 열이 흐르게 되고 그렇지 않으면 반대의 현상이 일어나게 된다. 만약 식 (14)가 0 이면 이는 음압에 따른 온도의 변화와 ∇T_m 으로 인한 온도의 변화가 상쇄되는 것을 의미하는데 이를 풀어보면

$$\nabla T_m |_{T_c=0} = \nabla T_{crit} = \frac{T_m \beta \omega}{\rho_m C_p} \frac{p}{u} \quad (15)$$

로 되고 이를 임계온도분포라 한다. ∇T_m 이 ∇T_{crit} 보다 작으면 음압변동분이 변위로 인한 변동분보다 크기 때문에 $y = \delta_x$ 에서, 고압에서는 유체에서 스택으로, 저압에서는 스택에서 유체로 열이 흐르게 되고 전체적으로 유체는 일을 흡수한다. 만약 ∇T_m 이 ∇T_{crit} 보다 크면 그 반대현상이 일어나고 결국에는 보통의 프라임 무버(Prime mover)로 작동한다.

실제로 스택에서 δ_x 만큼 떨어진 유체단위와 스택 사이에는 적당한 열적접촉이 존재하고 열교환과 위상천이가 이루어진다. 즉, 스택으로부터 δ_x 만큼 떨어진 곳의 미소 유체단위에 대하여 음압의 변동으로 온도의 변화가 생기고 유체의 속도로 열이 이동한다고 할 수 있다. 따라서 유체와 스택 사이의 상호작용이 클수록 이 효과는 커지므로 공명기의 단면에 가능한 많은 스택을 위치시켜야 할 것이다.

III. 열음향기관의 설계

III-1. 공명기의 설계 [6]

그림 1의 같이 막힌 $\lambda/4$ 공명기의 경우 스피커로부터 발생하는 열이 스택의 저온부로 전도되며, 스피커와 스택 사이 부분의 입자속도가 상대적으로 커져 점성손실(viscous loss)도 증가하여 전체적으로 시스템의 효율을 감소시키는 단점이 있다. 이러한 문제를 해결하는 방법으로 스피커를 반대쪽에 장착하는 경우를 생각할 수 있는데 이 경우 원래의 스피커 위치(즉 입자속도의 배)를

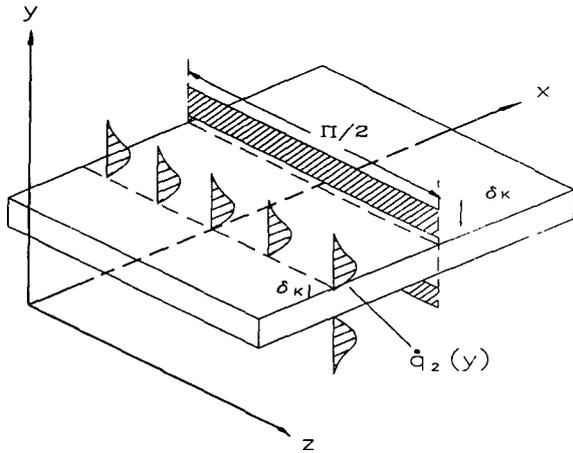


그림 2 간단한 스택의 모델
Fig 2 Simplified model of stack of plates.

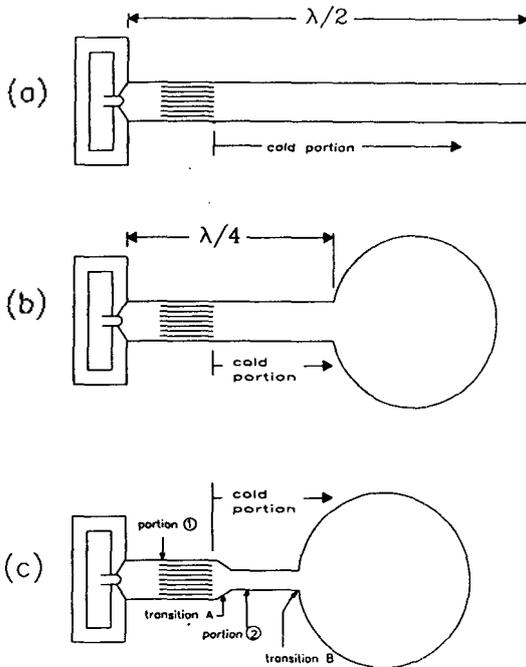


그림 3. 공명기의 여러 형태
(a) λ/2 공명기
(b) λ/4 지점에 구를 위치시킬 경우
(c) Hofler 공명기

Fig 3. Various kinds of resonator.
(a) λ/2 resonator
(b) Cavity is placed at the position of λ/4.
(c) Hofler resonator

비워 놓으면 공명기 내의 높은 정압과 적당한 열팽창 계수 β, 비열비 γ 값을 갖는 유체를 유지하지 못하므로 아래 그림 3의 (a)와 같은 λ/2 구조가 가능하게 된다. 그러나 이 경우에 관의 끝은 다시 음압의 배가 되어 추가로 열적부하로 작용하므로 효율이 떨어진다. 이를 해결하기 위해서는 λ/4 이후의 관을 구로 대체하여 λ/4 지점에서

보았을 때 거의 열린 것처럼 하는 그림 3의 (b)의 구조가 바람직하다. 이때 공명기 끝 즉 구 주위에서의 높은 입자 속도로 인한 점성손실을 줄이기 위하여 단면적을 줄일 필요가 있기 때문에 그림 3의 (c)의 구조가 호플러에 의해 제안되었으며 본 연구에서도 같은 구조를 사용하기로 하였다.

호플러 공명기의 경우 구조상 단면적의 변화를 겪게 되므로 각 경계에서 음향학적인 정합이 필요하게 되며 이로부터 설계원칙이 세워지게 된다. 우선 길이방향 x를 $X=kx$ 의 무차원 변수로 하고 그림 3의 (c)처럼 경계부 A, B 를 나타내면 ①번 관에서의 음향 임피던스는

$$Z_1 = \frac{p_1}{u_1 S_1} = j \frac{\rho_m c}{S_1} \cot X_1 \quad (16)$$

로 된다. 마찬가지로 ②번 관에서의 음향 임피던스 Z_2 는

$$Z_2 = j \frac{\rho_m c}{S_2} \cot X_2 \quad (17)$$

으로 되므로 경계 A에서 정합조건 $Z_1 = Z_2$ 로부터

$$X_{2,A} = \tan^{-1} \left[\frac{S_1}{S_2} \tan X_{1,A} \right] \quad (18)$$

가 주어진다. 마찬가지로 경계 B에서는 구가 음향학적 탄성으로 되어

$$Z_s = -j \frac{\rho_m \gamma}{\omega V_s} = -j \frac{\rho_0 c^2}{\omega V_s} \quad (19)$$

로 되므로 경계 B에서의 정합조건 $Z_{2B} = Z_s$ 에서

$$X_{2B} = \tan^{-1} \left[-\frac{V_s k}{S_2} \right] + \pi \quad (20)$$

으로 되어 ②번 부분의 길이 Δ X_2 는

$$\begin{aligned} \Delta X_2 &= X_{2B} - X_{2,A} \\ &= \tan^{-1} \left[-\frac{V_s k}{S_2} \right] + \pi - \tan^{-1} \left[\frac{S_1}{S_2} \tan X_{1,A} \right] \end{aligned} \quad (21)$$

로 정해진다.

또한 각 부분의 손실을 최소화하는 관점에서 볼 때 ①번 관의 직경 D_1 과 ②번 관의 직경 D_2 와의 비는 $\frac{D_2}{D_1} \approx 0.57$ 정도로 하는 것이 좋다고 밝혀져 있다.

공명기의 설계변수 중 나머지, 즉 ①번 관의 직경 D_1 과 길이 X_1 이 남아 있는데 이는 스택의 요구조건에 맞추어 최대의 성능을 낼 수 있도록 설계해야 한다.

III-2. 스택의 설계

스택에 관한 앞의 논의에서 스택의 면적이 클수록, 그리고 스택에서의 열손실이 점성손실보다 큰 것이 유리함을 알았는데 이제 스택의 위치와 길이를 계산해 보자. 열

음향기관을 제작하여 외부와 열적으로 완전격리된 채로 (즉 무부하상태로) 계속 구동하면 공명기의 벽에는 정상적인 평형이 존재하게 된다. 수식적으로 이를 살펴보면, $pV^\gamma = const.$ 이므로

$$\frac{p}{p_m} = -\gamma \frac{\xi}{x} \quad (22)$$

이다. 이때 ξ 는 변위를 의미한다.

앞의 식 (5)에서 $T = T_m \beta p / \rho_m C_p$ 이고 또 $T_m \beta p / \rho_m C_p = (\gamma - 1) T_m / \gamma p_m$ 이므로

$$\frac{p}{p_m} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{T}{T_m} \quad (23)$$

이다. 식 (22)와 식 (23)을 조합하면

$$\frac{T(x)}{T_m(x)} = -(\gamma - 1) \frac{\xi}{x} \quad (24)$$

로 되는데 만약

$$T(x) = \frac{dT_m(x)}{dx} \xi \quad (25)$$

이면 유체의 진동으로 인한 효과와 $T(x)$ 의 효과가 상쇄

되어 정상상태로 되므로 식 (24)와 식 (25)를 조합하면

$$\frac{T_m(x)}{T_{mref}} = \left(\frac{x}{x_{ref}} \right)^{-(\gamma-1)} \quad (26)$$

이 얻어진다. 즉 무부하상태에서 온도분포의 정상상태를 계산할 수 있으며 이것이 앞장의 논의에서 ∇T_m 에 해당한다. 열음향기관이 열펌프로 작동하기 위해서는 앞의 식 (15)의 ∇T_{crit} 에 대하여 $\nabla T_m < \nabla T_{crit}$ 을 만족해야 하므로 그러한 구간에 스택을 위치시켜야 한다.

실제 스택의 위치를 정하기 위하여 $f = 500\text{Hz}$, $p_m = 10\text{bar}$ 인 헬륨을 채운 공명기에서 $T_{mref} = 300\text{K}$ 인 경우 $x_{ref} = 2, 3, 4, 5$ [cm]로 한 경우에 대한 계산결과를 그림 4에 각각 보였다. 그림 4에서 보듯이 $T_{mref} = 300\text{K}$ 인 지점 x_{ref} 를 2-3[cm]에 위치하는 경우 대략적으로 스택은 5cm에서 시작하면 되는데 반면에 x_{ref} 가 4cm, 5cm인 경우 스택은 각각 7cm, 9cm 근방에서 시작한다는 것을 알 수 있으며 스택을 앞으로 더 당겨 놓으면, 스택의 일부는 오히려 손실을 초래하는 것을 알 수 있다. 실제의 경우에서 T_{mref} 를 지정하는 것은 그 온도의 냉각수로서 x_{ref} 부분을 냉각하여 T_{mref} 를 유지하고 동시에 스피커가 과열되는 것을 막는 것을 의미한다.

이러한 조건이 만족되어 스택의 시작점이 결정되면 스

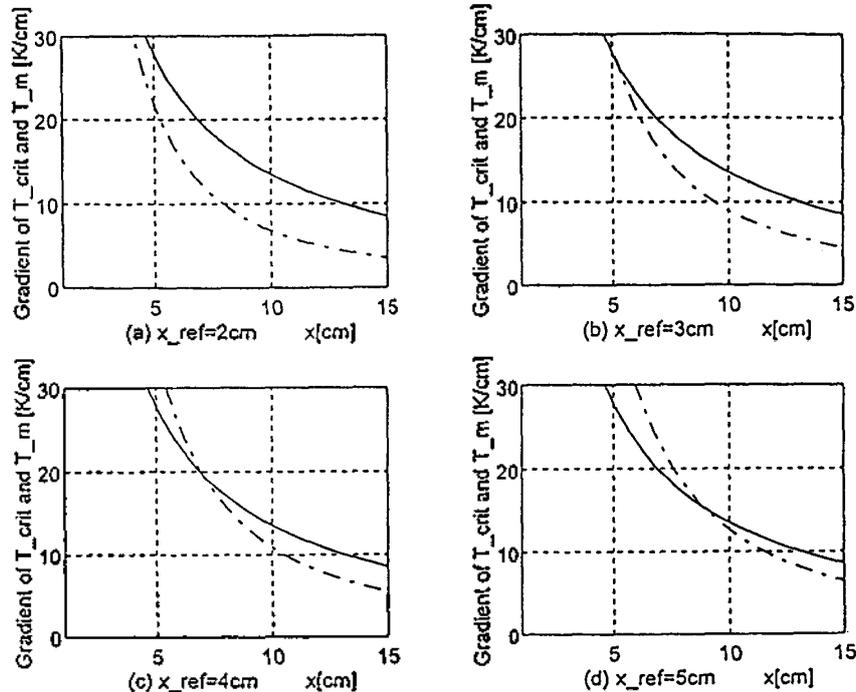


그림 4. $x_{ref} = 2\text{cm}$, (b) $x_{ref} = 3\text{cm}$,
(c) $x_{ref} = 4\text{cm}$, (d) $x_{ref} = 5\text{cm}$
(- ∇T_{crit} , - - - ∇T_m)

Fig 4. Temperature gradient according to x_{ref} and T_{ref} .
(a) $x_{ref} = 2\text{cm}$, (b) $x_{ref} = 3\text{cm}$,
(c) $x_{ref} = 4\text{cm}$, (d) $x_{ref} = 5\text{cm}$
(- ∇T_{crit} , - - - ∇T_m)

택의 길이를 결정해야 하는데 이는 원하는 온도차이 $\Delta T = T_H - T_C$ 로 결정한다. 즉 $T_H = T_{ref}$ 이므로 원하는 스택의 길이는 아래의 식 (27)로 결정된다.

$$\begin{aligned} \Delta T &= T_H - T_C \\ &= T_{ref} - T_C \\ &= \int_{x_{ref}}^{x_{ref} + \Delta x} \nabla T dx \end{aligned} \quad (27)$$

III-3. 설계된 공명기의 예

이상에서 설명한 설계방법을 정리하면 아래와 같다.

- ① x_{ref} 와 T_{ref} 로부터 스택의 시작점을 구한다.
- ② 원하는 온도차 ΔT 로부터 스택의 길이를 계산한다.
- ③ ①+② 하여 공명기의 1번관의 길이 $X_{1,A}$ 를 계산한다.
- ④ 원하는 Heat flux와 Work flux로부터 1번관의 직경 D_1 을 결정한다.
- ⑤ 2번관의 손실이 최소가 되도록 D_2 를 결정한다. ($D_2/D_1 \approx 0.57$)
- ⑥ 구에서의 손실이 최소가 되도록, 즉 X_{2B} 가 충분히 $\pi/2$ 에 접근하도록 V_s 를 결정한다. (이론적으로는 $V_s = \infty$ 이지만 현실적인 면을 고려하여 $X_{2B} \approx \pi/2$ 가 되도록 결정한다.
- ⑦ 이상의 공명기의 구조변수로부터 2번관의 길이 ΔX_2 를 결정한다.

이러한 원칙으로 설계된 공명기의 몇 가지 예를 표 1에 소개하였다. $D_1 = 3.8\text{cm}$, $D_2 = 2.2\text{cm}$ 로 고정시키고 10기압의 He 냉매가 들어있다고 가정한 경우 여러 가지 작동 주파수에 대하여 열음향기관의 세부 치수가 주어졌다. 표 1에 사용된 각 변수는 그림 5에 도시한 바와 같다.

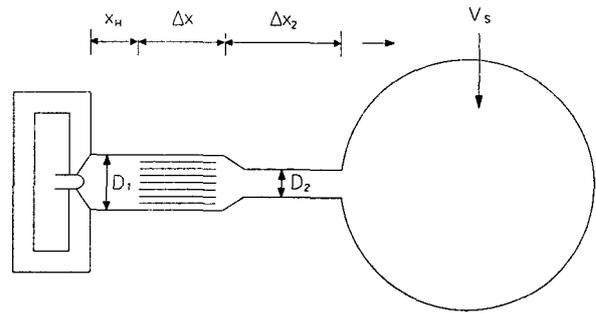


그림 5. 열음향기관의 구조와 그 설계변수의 설명
Fig 5. Hofler resonator and its design parameters.

IV. 열음향기관의 음향학적 해석

이상에서 설계한 공명기를 열음향기관으로 사용하는 경우, 음향학적 해석을 통하여 그 공진특성을 미리 알고 있어야 열음향기관을 효율적으로 구동할 수 있다. 즉, 열 펌프 기능이 최대화되는 구동주파수에 관한 것인데, 설계된 공명기를 음향학적으로 보면, 구(sphere), 2번관, 1번관, 그리고 스택으로 구성되어 있음을 알 수 있다. 이를 음향학적으로 해석하면 다음과 같다[7].

우선 ②번관의 끝 X_{2B} 에서 구를 들여다 볼 경우 구의 음향 임피던스 $Z_{S,A}$ 는

$$Z_{S,A} = -j \frac{\rho_0 c}{kV_s} = \frac{1}{j\omega C_{S,A}} \quad (28)$$

과 같이 강성(stiffness)이 $1/C_{S,A}$ 인 탄성으로 등가된다. 여기서 V_s 는 구의 부피이다. 식 (28)은 구의 최대길이 즉 직경 D_s 가 $D_s \ll \lambda$ 인 조건하에서 유도되는데 설계된 구조

표 1. 여러 가지 조건에 공명기의 크기 결정 예(단위 : cm)
Table 1. Example of resonator size for various conditions(unit : cm).

frequency	x_{ref}	$x_{\nabla T = \nabla T_{crit}}$	x_H	Δx	V_s	Δx_2
500	2	3.4	3.4	4.43	1260	29.00
500	2	3.4	5.0	11.70	1260	16.97
500	3	5.2	5.2	6.95	1260	21.97
600	2	3.5	3.5	4.74	1050	21.08
600	2	3.5	5.0	11.70	1050	11.88
600	3	5.2	5.2	6.95	1050	15.89
700	2	3.5	3.5	4.74	900	16.30
700	2	3.5	5.0	11.70	900	8.63
700	3	5.3	5.3	7.27	900	11.56
800	2	3.5	3.5	4.74	788	12.92
800	2	3.5	5.0	11.70	788	6.41
900	3	5.3	5.3	7.27	788	8.88

는 이 조건을 만족한다. 또한 ②번관과 구가 만나는 부분에는 ②번관의 목 부분의 추가질량이 더해지므로, ②번관의 단면적 S_2 에 대하여

$$Z_M = j\omega\rho_0 S_2 l' = j\omega L_M \quad (29)$$

$$\text{단, } l' = \frac{4}{3\pi} kD_2$$

와 같이 flanged인 경우의 등가질량 L_M 으로 해석된다.

또한 구의 손실은 거의 무시하고 ②번관의 손실 W 를 고려하면 이 항은 음향학적인 저항으로 등가되는 바 저항성분이 X_{2B} 근처에 집중되어 있다고 생각하면

$$R_M = 2W/u_{X_{2B}}^2 \quad (30)$$

로 계산되고[2], X_{1A} 에서의 등가 임피던스는

$$Z_{X_{1A+}} = \rho_0 c S_2 \frac{Z_M + j\rho_0 c S_2 \tan(kl_2)}{\rho_0 c S_2 + jZ_M \tan(kl_2)}$$

$$Z_{X_{1A-}} = \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^2 Z_{X_{1A+}} \quad (31)$$

$$, Z_M = R_M + j\left(\omega L_M - \frac{1}{\omega C_M}\right)$$

이므로 최종적으로 스피커에서 들여다본 임피던스는

$$Z_o = \rho_0 c S_1 \frac{Z_{X_{1A+}} + j\rho_0 c S_1 \tan(kl_1)}{\rho_0 c S_1 + jZ_{X_{1A+}} \tan(kl_1)} \quad (32)$$

로 계산된다.

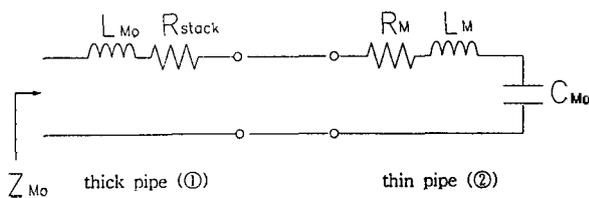


그림 6. 전체 공명기의 등가회로
Fig 6. Equivalent circuit for a resonator.

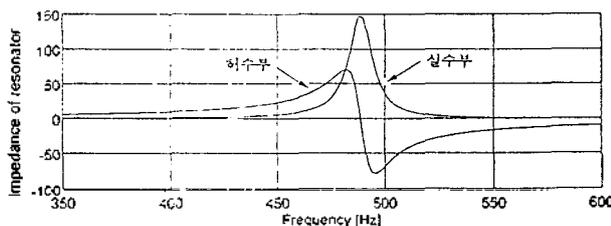


그림 7. 공명기의 기계적인 임피던스 Z_{Mo}
Fig 7. Mechanical impedance of a resonator.

이제 ①번관의 내부에 있는 스택에 대하여 손실 W_{stack} 을 고려하면 ②번관의 경우와 마찬가지로 스택의 저항 R_{stack} 은

$$R_{stack} = \frac{2W_{stack}}{u^2} \quad (33)$$

으로 계산되어진다[6].

이상을 종합하여 전체 공명기의 전기적인 등가회로를 간단히 나타내면 그림 6과 같다.

표 1과 같이 설계된 공명기 중에서 $f_o = 500$ Hz인 첫번째 예에 대하여 기계적인 임피던스 Z_{Mo} 를 그림 7에 도시하였다. 그림에서 보면 여러가지 간략화로 인하여 공진점이 500Hz보다 조금 낮게 나타났음을 알 수 있다. 이 공진점에서 공명기를 구동하였을 때 열음향기관이 가장 효율적이라고 할 수 있다.

V. 결 론

이제까지 열음향 냉장시스템의 기본원리, 설계방법에 대하여 고찰하였고 이를 음향학적으로 해석하였다. 또한 공명기의 기계적인 임피던스를 구하였다. 열음향기관의 효율성을 증대시키기 위해서는 음향학적, 열역학적 해석을 기초로 한 최적 설계방법이 필요한데, 본 연구에서는 스택의 시작위치, 원하는 온도차이, ①번관의 직경, 구의 크기 등의 변수를 기초로 하여 전체 시스템을 설계하였다. 또한 설계된 열음향기관을 전기-기계 유사(electromechanical analogy)를 통하여 등가회로로 변환하여 공진특성을 확인하였다. 열음향 냉장시스템을 실제로 제작하여 구동부와 공명기를 결합한 전체 시스템에 대하여 알아보고, 냉장성능을 실험을 통하여 확인하는 일이 다음 과제라고 할 수 있겠다.

참 고 문 헌

1. S. L. Garrett and T. J. Hofler, "Thermoacoustic refrigeration," ASHRAE Journal, Dec., pp. 28-36, 1992.
2. G. W. Swift, "Thermoacoustic engines," J. Acoust. Soc. Am., 84(4), pp. 1145-1180, 1988.
3. 河本明, 小澤守, 龍藤知成, "音響振動による熱輸送現象," 第27回 空氣調和·冷凍聯合講演會論文集, pp. 141-144, 東京, 1993.
4. N. Rott, "Thermoacoustic heating of the closed end of an oscillating gas column," J. Fluid Mech., vol. 145, pp. 1-9, 1984.
5. T. J. Hofler, *Thermoacoustic Refrigerator Design and Performance*, Ph. D. dissertation at University of California, San Diego, Dept. of Physics, pp. 8-14, 1986.
6. Reference [5], ch. 2.
7. L. Kinsler et. al., *Fundamentals of Acoustics*, John Wiley & Sons, New York, 1982.

▲하 재 규(Zae Gyoo Hah) 1962년 11월 14일생



1985년 2월 : 서울대학교 전자공학과 졸업

1987년 2월 : 서울대학교 대학원 전자공학과 공학석사

1993년 2월 : 서울대학교 대학원 전자공학과 공학박사(음향공학)

1993년 3월~현재 : 국립공주대학교 전자공학과 조교수

▲성 평 모(Keong Mo Sung) : 제 12호 5권 참조

▲안 철 용(Chul Yong Ahn) 1970년 8월 24일생



1993년 2월 : 서울대학교 전자공학과 졸업

1995년 2월 : 서울대학교 대학원 전자공학과 공학석사

1995년 3월~현재 : 서울대학교 대학원 전자공학과 박사과정