

공명관식 열음향 냉동기의 냉동효과에 관한 수치해석 연구

김 규 성¹⁾ · 김 동 혁²⁾

A Numerical Study on the Refrigeration Effect of a Resonator-type Thermoacoustic Refrigerator

G. S. Kim · D. H. Kim

Abstract

Basic refrigeration effect and efficiency of a thermoacoustic refrigerator is studied. The refrigerator model for numerical simulation is composed of half wavelength resonator and appropriate stack of plate. Theoretical model for thermoacoustic refrigeration suggested by Swift et. al is adapted for numerical calculation. The model contains arbitrary viscosity effect of the gas filled in the resonator. The wave equation is integrated by using 4-th order Runge-Kutta algorithm to give pressure distribution along the stack of plate. Heat flux and COP are also calculated based on the energy flux equation. The refrigeration instrument is set to examine the practical refrigeration performance at the lower part of cold heat exchanger.

1. 서 론

고도로 발전된 현대 사회의 과학 기술에 파생하여 발생한 환경문제는 이제 과학기술의 새로운 관심사로 부각되고 있다. 특히, 냉동기의 냉매로 쓰여지고 있는 CFC (염화불화탄소)가 오존층을 파괴하고 있다는 것은 익히 알려진 사실

- 1) 한국해양대학교 대학원 기계공학과
- 2) 한국해양대학교 기계공학과 교수

이다. 이러한 이유로 전 세계적으로 프레온가스의 사용을 규제하기 시작하였으며 또한 남극지방의 오존 구멍이 점차 커져 감에 따라 이제는 CFC 생산을 전면 중단하기에까지 이르렀다. 따라서 CFC에 대한 대체냉매 개발이 시급하게 되었고 세계 여러 나라에서 이를 위하여 많은 연구와 개발을 진행하고 있다. 본 논문도 이러한 시대적 부응에 요청되어 연구되어지는 신 기술의 하나이다.

열음향 냉동기의 특징은 음파(정재파:standing wave)라는 매개체를 도입하여 냉동을 한다는 것이다. 냉동기에 있어서 중요한 요소인 냉매를 He과 같은 불활성의 가스를 사용하므로 환경오염의 우려가 없고 기존의 냉동기가 공통으로 가지고 있는 압축기를 필요로 하지 않는 장점을 가지고 있다. 이것은 상당히 중요한 것으로 냉동기의 신뢰도를 높이는 결정적 요인이 된다. 그 이유는 압축기의 불필요성이 바로 소음 및 진동의 제거, 시스템의 수명 연장 및 부품의 단순화를 의미하는 것이기 때문이다. 고온 초전도 물질이 발견되고 전자회로의 고속화, 고집적화가 가속화될수록 이들을 효과적으로 냉동할 수 있는 시스템이 요구된다. 이러한 맥락에서 볼 때 열음향 냉동기술은 21세기 냉장 및 냉동시스템의 상당 부분을 대체할 수 있을 것으로 기대가 된다.

2. 이론 해석

열음향은 열역학과 음향학으로부터 파생된 의 합성어이며 열역학에 음향학을 접목시킨 학문분야이다. 이 열음향의 원리를 Swift¹⁾가 설명한 이론을 이용하여 설명하고자 한다.

열음향 냉동기에서 매개체로 사용하는 음파는 종파²⁾(Longitudinal wave)이다. 종파는 단열과정을 행하며 압력파이므로 음파가 진행하는 방향으로 기체의 압력이 주기적으로 변화하게 되어 기체의 단열 압축과 단열팽창이 반복된다. 이러한 단열압축 및 팽창은 주위기체의 온도를 상승 및 하강시켜 온도에 변화 폭을 발생하게 한다.

음압 p_1 에 의해 형성되는 온도 변화 폭을 T_1 이라 하면 관계식은 다음과 같이된다.

$$\frac{T_1}{T_m} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{p_1}{p_m} \quad (2-1)$$

여기서 γ 는 기체의 비열비, T_m 및 p_m 은 평균온도와 압력을 각각 나타낸다. 이 식에서 온도 진폭의 크기는 음압의 크기에 비례함을 알 수 있다. 이렇게 형성된 온도 진폭을 어떻게 이용할 것인가 하는 문제에 관해 오래 전부터 연구

두 번째 가정하는 것은 경계층에 대한 것인데 충전가스의 열침투깊이 (δ_k)와 박판의 열 침투깊이 (δ_s)가 두 평판 사이의 간격과 평판 두께에 비해 충분히 작다는 것이다.

이러한 가정과 유체의 열 전달 방정식, 운동 방정식, 경계조건등을 총 망라⁶⁾하여 원하는 파동방정식과 에너지 유속방정식을 구한다.

파동방정식

$$p_1 + \frac{\rho_m a^2}{\omega^2} \frac{d}{dx} \left(\frac{1-f_\nu}{\rho_m} \frac{dp_1}{dx} \right) = \frac{(\gamma-1)\delta_k p_1}{(1+i)(1+\varepsilon_s)y_0} \left(\frac{\Gamma}{(1+\sqrt{\sigma})(1-f_\nu)} - 1 \right) \quad (3-1)$$

에너지 유속방정식

$$\begin{aligned} \dot{H}_2 = & -\frac{1}{4} \Pi \delta_k \frac{T_m \beta p_1^s \langle u_1^s \rangle}{(1+\varepsilon_s)(1+\sigma)(1-\delta_\nu/y_0 + \delta_\nu^2/2y_0^2)} \\ & \times \left[\Gamma \frac{1+\sqrt{\sigma} + \sigma + \sigma\varepsilon_s}{1+\sqrt{\sigma}} - \left(1 + \sqrt{\sigma} - \frac{\delta_\nu}{y_0} \right) \right] \\ & - \Pi (y_0 K + lK_s) \frac{dT_m}{dx} \end{aligned} \quad (3-2)$$

여기에서

$$f_\nu = \frac{1}{(1+i)y_0/\delta_\nu} \quad (3-3)$$

$$\varepsilon_s = \frac{\sqrt{K\rho_m c_p}}{\sqrt{K_s\rho_s c_s}} \quad (3-4)$$

일 유속(work flux)은 y방향으로 음향 동력(acoustic power)의 유입과 출입이 없으므로 박판의 양 끝단 사이의 평균 음향 밀도 $\overline{p_1 u_1}$ 의 차이에 의해 stack 내에서 흡수되거나 발생된다.

$$\dot{W}_2 = \frac{1}{4} \Pi \delta_k \Delta x \frac{(\gamma-1)\omega(p_1^s)^2}{\rho_m a^2 (1+\varepsilon_s)}$$

$$\begin{aligned} & \times \left(\frac{\Gamma}{(1 + \sqrt{\sigma})(1 - \delta_\nu/y_0 + \delta_\nu^2/2y_0^2)} - 1 \right) \\ & - \frac{1}{4} \Pi \delta_\nu \Delta x \frac{\omega \rho_m \langle u_1^s \rangle^2}{1 - \delta_\nu/y_0 + \delta_\nu^2/2y_0^2} \end{aligned} \quad (3-5)$$

4. 수치해석 방법

4-1 계산식 유도

앞 절에서 구한 Eq.(3-1)은 상미분 방정식이다. 이식을 전산화하기 위해 p_1 에 관한 2계 상미분 방정식으로 편집하고 실수부, 허수부를 각각 나누어 계산하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$p_r'' = -\frac{1}{D_5} \left[D_1 p_r - D_2 p_i + D_3 \frac{T_m'}{T_m} p_r' - D_4 \frac{T_m'}{T_m} p_i' \right] \quad (4-1)$$

$$p_i'' = -\frac{1}{D_5} \left[D_2 p_r + D_1 p_i + D_4 \frac{T_m'}{T_m} p_r' + D_3 \frac{T_m'}{T_m} p_i' \right] \quad (4-2)$$

여기에서

$$\begin{aligned} D_1 &= A_r + \frac{C_i}{C_r} A_i \\ D_2 &= A_i - \frac{C_i}{C_r} A_r \\ D_3 &= B_r + \frac{C_i}{C_r} B_i \\ D_4 &= B_i - \frac{C_i}{C_r} B_r \\ D_5 &= C_r + \frac{C_i}{C_r} C_i \end{aligned} \quad (4-3)$$

이며, 또한

$$A = \left[1 - \frac{(\gamma - 1)\delta_k}{(1 + i)(1 + \epsilon_s)y_0} \left(\frac{\Gamma}{(1 + \sqrt{\sigma})(1 - f_\nu)} - 1 \right) \right]$$

가 수행되어져 왔다. 최근 개발된 방법은 이 온도진폭에 얇은 박판³⁾을 개재시키면 기체와 박판 사이에 열경계층이 생기고 이 열경계층을 통해서 열이 전달된다는 메커니즘이다. 이때 형성되는 열경계층 δ_k (열 침투깊이)는 다음 식으로 표현된다.

$$\delta_k = \sqrt{\frac{2\alpha}{\omega}} \quad (2-2)$$

여기서 α 는 열 확산도(thermal diffusivity), ω 는 음파의 각속도를 나타낸다. 기체와 박판사이의 열 전달은 대략 열 침투 깊이 내에서 일어난다.

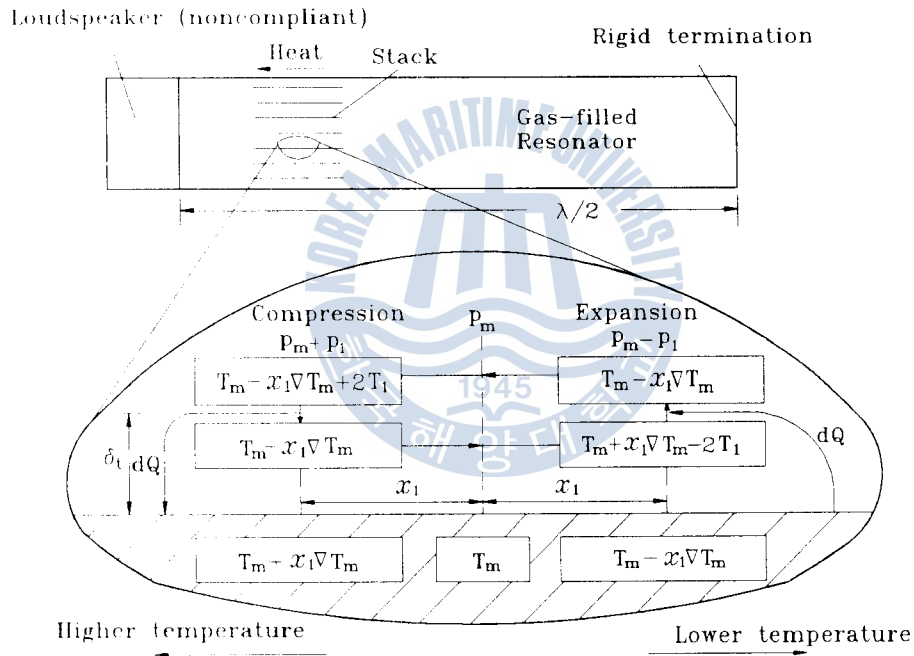


Fig. 2-1

Fig. 2-1은 박판과 기체 사이의 열 전달 메커니즘⁴⁾을 도식적으로 보여주고 있다. 여기서 사용된 공명관의 길이는 공진 주파수의 1/2 파장을 가지며 음원 구동부와 오른쪽 막힌 부분에서의 임피던스는 매우 커서 최대압력이 형성되고 있다. 박판 집적체(stack of plate)는 음원 구동부에 가깝게 위치하고 있으며 박판의 양단에 걸쳐 0 또는 아주 완만한 온도구배가 존재한다. 온도구배는 음원구동부쪽의 온도가 높도록 형성되어야 한다. 박판상의 어느 한 지점(x)의 평균온도를 T_m , 평균압력을 p_m 이라 하고 기체의 입자가 좌우로 최대 x_1 의 변위를 가지고 진동한다고 하자. 이 때 좌우측으로 최대 변위 x_1 만큼 떨어진 지점에서

의 박판온도는 각각 $T_m + x_1 \nabla T_m$ 및 $T_m - x_1 \nabla T_m$ 이다. 앞에서도 언급했듯이 음파는 종파이므로 단열압축과 팽창을 반복하는데 좌측부가 압축될 때는 기체 입자가 좌측으로 움직이게 되고 팽창될 때는 우측으로 움직이게 된다. Fig. 2-1에서 x_1 만큼 우측인 지점을 기준으로 할 때 이 지점에서의 최초의 기체온도는 박판온도와 동일한 $T_m - x_1 \nabla T_m$ 이다. 기체가 압축되면 입자는 최대압력 지점 쪽으로 $2x_1$ 만큼, 압력은 $2p_1$ 만큼 증가하며 이 과정은 가역단열과정이다. 이에 따른 온도의 증가 분은 $2T_1$ 이므로 유체온도는 $T_m - x_1 \nabla T_m + 2T_1$ 이 되고 박판온도 $T_m + x_1 \nabla T_m$ 보다 크게 되어 열량 dQ 를 박판에 전달하게 된다. 열 전달 후 기체의 온도는 박판온도와 동일하게 되는데 이 과정은 $p_m + p_1$ 의 압력 하에서 이루어지는 비가역 정압과정으로 볼 수 있다. 다시 기체가 팽창하게 되면 기체 입자는 압력 절점(pressure node)쪽으로 $2x_1$ 만큼 이동하며 압력은 $2p_1$ 만큼 감소한다. 이에 따른 온도의 감소 분은 $2T_1$ 이므로 기체의 온도는 $T_m + x_1 \nabla T_m - 2T_1$ 이 되어 박판온도 보다 낮아지게 된다. 따라서 박판으로부터 열량 dQ 를 받고 원래의 온도 $T_m - x_1 \nabla T_m$ 로 돌아오게 되어 사이클을 완성한다. 요약하면 기체의 입자(parcel)가 좌우로 진동하면서 압축과 팽창의 한 사이클을 행하는 동안 열량은 우측에서 좌측으로 온도구배를 거슬러 전달되는 열펌핑 역할을 수행하였다. 이러한 기체의 입자가 박판을 따라 연속되어 있다고 생각하면 열량은 온도구배를 거슬러 인접된 입자로 계속 전달된다고 볼 수 있다. 즉, 저온 측의 열을 빼앗아 고온 측으로 전달하는 전형적인 냉동기의 형태⁴⁾라 할 수 있다.

3. 수학적 모델

열음향 냉동기에서 가장 기본이 되는 방정식은 파동방정식과 에너지유속방정식이다. 이 방정식에는 매질의 점도, 평판 및 매질을 따르는 열전달, 그리고 평판의 열 용량 등이 모두 고려된다. 또한 모델링을 위해 몇 가지 가정도 필요하다. 첫 번째는 “과장에 비해 stack 길이가 매우 짧다”는 가정이다. 박판(stack)의 길이는 유한하여 각 지점에서의 속도, 압력, 온도 등의 분포가 다르다. 그러나 열 유속 및 흡수일량 등을 계산할 때에는 어느 한 지점을 기준으로 계산해야 한다. 따라서 박판이 아주 짧아 한 지점의 값을 취해도 무방하다고 가정하는 것이다.

$$B = \frac{a^2}{\omega^2} \left(1 - \frac{3}{2} f_v \right) \quad (4-5)$$

$$C = \frac{a^2}{\omega^2} (1 - f_v)$$

이다. 단 하첨자 r, i 는 각각 실수부와 허수부를 나타낸다.

4-2. 냉동 시스템 모델

본 절에서는 어떠한 메커니즘에 의하여 냉동이 진행되는가에 대해 설명한다.

Fig.4-1은 모델을 도식적으로 보여준다. 우측의 공명관을 둘러싸고 있는 용기 내의 온도를 효율적으로 얼마나 낮출수 있는냐가 이 부분에서 다루어지는 주요한 내용이다.

초기조건은 무한한 열 용량을 가졌다고 가정하는 300 K의 대기 중이다. 일단 음원 구동부에서 정재파가 발생하게 되면 stack의 양단에 완만한 온도구배가 존재하게 되며 박판을 따라 열유속(heat flux)이 존재하게 된다. 냉동이론에서

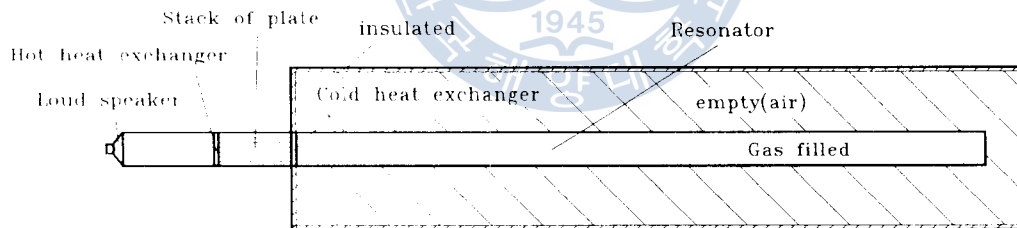


Fig. 4-1

설명했던 것처럼 열량은 박판의 우측에서 좌측으로 빠져나간다. 그렇게 되면 빠져나간 열량만큼 저온 열 교환기의 온도가 떨어지게 되고 이로 인하여 용기내의 전체적인 온도가 떨어진다. 용기내의 온도가 떨어지게 되면 용기내의 온도와 대기와의 온도차에 의해 용기 내로 열 유속이 흐르게 된다. 단지, 용기를 어떠한 절연재로 열절연(insulation)했느냐에 따라 그 양은 다소의 차이가 있을 것이다. 이 유입된 열량에 의해 용기내의 온도는 다시 한번 변화하게 되며 이로써 한 사이클을 마치게 된다. 이와 같이 한사이클을 마치고 나면 이때 최종 변화된 온도를 다시 초기온도로 하여 두번째 사이클을 수행하게 된다. 사이클이 수행되면서 고온 열 교환기 쪽은 무한한 열 용량을 가진 대기에 노출되어 있기 때문에 300K를 계속 유지하고 저온 열 교환기 쪽의 용기내의 온도는 정상상태

(steady-state) 에 이를 때까지 계속 떨어진다.

관계하는 주요 식은 다음과 같다.

$$Q_{out} = -\rho c V \frac{\partial T}{\partial \tau} \quad (4-6)$$

$$T_2 = \frac{-Q_{out} + \rho c V T_{\infty}}{\rho c V} \quad (4-7)$$

$$Q_{in} = \frac{2\pi L (T_{\infty} - T_i)}{\frac{\ln(r_o/r_i)}{K} + \frac{1}{r_o h}} \quad (4-8)$$

여기서 Q_{out} 은 저온 열 교환기에서 빠져나가는 열량, Q_{in} 은 외부에서 온도차에 의하여 유입되는 열량, T_2 는 용기내의 온도, L 은 용기의 축 방향 길이, T_i 는 용기의 내부온도, 즉 T_2 , T_{∞} 는 대기온도, r_o 는 용기의 바깥반지름, r_i 는 용기내의 안쪽 반지름, K 절연재의 열전도도, h 는 표면의 열전달 계수, ρ 는 공기의 밀도, c 공기의 비열, V 는 용기내의 체적이다.

5. 검토 및 고찰

앞 절에 정리해 놓은 수식들의 적분에는 4계 Runge-Kutta 방법이 사용되었고, 그 결과로 박판내의 압력분포, 열 유속, 시간에 따른 냉동 용기내의 온도강하정도, 효율 등을 구하였다. 변수로 작용하는 요인들은 공명관내의 충전가스의 충전 압력, 공명관내의 stack 위치, 최대음압 그리고 용기를 절연하는 재료의 열전도도, 용기의 용적 등이다.

공명관의 내부는 헬륨(He)가스로 충전되어 있으며 이 속에서의 음속은 940 m/s 이고, 박판을 구성하는 stack의 재료는 Kapton 이다. 또한 냉동용기 내에는 대기압의 공기가 채워져 있다. 각 재료의 기본적인 물성치는 다음 표에 주어졌다.

Table. 5-1 Materila properites

Gas (He)	Plate (Kapton)	냉 동 용 기
$\gamma = 1.67$ $a = 940 \text{ m/s}$ $\rho_m = 1.9 \text{ kg/m}^3$ $c_p = 5200 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$ $K = 0.13 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ $\sigma = 0.7$	$\rho_s = 1400 \text{ kg/m}^3$ $c_s = 1100 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$ $K_s = 0.16 \text{ W/m} \cdot \text{K}$	$\rho = 1.1774 \text{ kg/m}^3$ $c = 1005.7 \text{ J/kgK}$ $h = 1.0 \text{ W/m}^2\text{K}$ $K = 0.033 \text{ W/mK}$ (insulation material)

한 가지 중요한 사실은 Runge-Kutta 적분법은 초기 값을 반드시 필요로 한다는 것이다. 다시 말하면 압력 및 압력구배의 초기 값을 설정해 주어야 한다. 초기 값은 다음과 같이 계산된다.

$$p = P_A \sin\left(\frac{2\pi x}{\lambda}\right) = p^s \quad (5-1)$$

$$u = i\left(\frac{P_A}{\rho_m a}\right) \cos\left(\frac{2\pi x}{\lambda}\right) = iu^s$$

여기서 x 는 압력절점(pressure node)으로부터의 거리이다.

5-1 과도 특성 해석 고찰

충전가스에는 적당한 압력을 주게 되는데 이는 공명관내의 높은 음압에 의해 입자의 속도가 매우 빨라지게 되는 것을 억제하기 위한 것이다. 일반적으로 음압이 높아지면 입자속도가 빨라져서 경계층내의 마찰 손실이 증가하므로 효율을 향상시키기 위해서는 충전압력을 높여 입자속도를 작게 하는 것이 필요하다. 본 논문에서는 충전가스의 압력(PM)을 10bar, 20bar, 30bar 로 하면서 효율을 계산하였다. 첫 번째로 충전가스의 압력과 음압(PA)과의 관계를 살펴보았다. 여기에서 박판의 위치(중심위치)는 공명관 좌측으로부터 0.33m, 냉동용기내경 0.07m, 용기 절연재의 열전도도 0.033 W/m°C 로 고정돼 있다. Fig. 5-1은 충전

가스의 압력이 10bar, 음압 0.3bar 에서 카르노 사이클 대비 효율(CPC)이 0.6을 넘는 것을 보여 준다. Fig. 5-2 에서 충전압력을 20bar 로 높이면 같은 조건에서 CPC 가 0.5 이하로 떨어진다. 또한 충전가스의 압력을 30bar 로 더 올리면 (Fig. 5-3) 음압 0.3bar 는 CPC 가 0.3 정도로 떨어지고 대신 0.4bar 의 음압이 0.4가 넘는 효율을 보인다. 그러나 이 효율은 Fig. 5-1 의 충전가스 10bar, 음압 0.3bar 에서의 효율에는 못 미치고 있다. 다시 말하면, 음압이 높을수록 충전 압력도 높여야 하나 그에 비례하여 효율도 같이 증가하진 않는다. 충전가스의 압력이 높으면 전반적으로 열 유속이 저하하고, CPC도 떨어진다. 따라서 충전 가스의 압력은 음압을 고려하여 결정해야 하며 15bar 를 넘지 않는 것이 좋다고 판단된다.

두 번째는 충전가스의 압력과 박판의 위치에 대한 관계를 살펴보았다. Fig. 5-4는 충전압력 10bar, 박판의 위치 0.39 m 일때 가장 좋은 효율을 보여준다. 또한 Fig. 5-5는 충전압력 30bar, 박판위치 0.29m 에서 가장 좋은 효율을 보여 준다. 이것은 충전압력이 높을 때는 박판을 음원 구동부쪽에 가까이 놓아야 함을 나타내 주고 있다. 그러나 충전압력이 높아질수록 박판 위치에 관계없이 효율이 저하됨을 또한 알 수 있다. 다시 말하면 충전압력이 높을수록 압력 절점 쪽의 위치, 즉 0.29m 일 때가 효율은 좋으나 충전압력이 높다는 자체가 전체적인 효율저하를 가져오게 된다. 따라서 첫번째의 결과와 유사하게 충전압력은 15bar 이하로 유지하고 박판의 위치도 그에 맞는 곳을 선정하는 것이 좋다.

세 번째 냉동용기의 용적과 열전도도 등에 관해 살펴보았다. 충전압력 10bar, 음압 0.2bar 와 0.3bar, 박판 위치 0.33m 로 세팅하였다. 용적은 공명관 크기의 1.5배에서 3.5배 정도로 변화시키며 계산해 보았고 절연재의 열전도도는 냉동분야에서 주로 사용되는 스티로폴($K=0.033$), 석면($K=0.166$), 유리섬유($K=0.028$)에 대해 조사했다. 냉동용기가 작을수록 생각하는데 적은 시간이 걸리는 것은 당연히 예측할 수 있다. 중요한 것은 효율로서 Fig. 5-6은 용기의 크기에 상관없이 효율이 거의 같음을 볼 수 있다. 또한 음압이 0.2bar 일 때나 0.3bar 일 때도 거의 비슷한 효율을 보이고 있다.(Fig. 5-7) 이것은 용기의 크기와 음압은 효율에 아무 영향을 미치지 못함을 보여 준다. 열전도도 역시 크기에 거의 상관 없이 비슷한 일정한 효율을 보여 준다. (Fig. 5-8) 이것으로 미루어 보아 용기의 크기나 절연재의 종류는 냉동용기의 온도를 낮추는 정도를 좌우할 뿐 기관의 효율에는 큰 영향을 미치지 못함을 알 수 있다.

5-2. 정상 상태 해석 고찰

본 절에서는 냉동기가 정상상태에 이른 후 다시 변수를 변화시켜가며 효율

과 냉동능력을 추정하였다. 첫 번째 Fig. 5-9는 정상상태에 이른 후 음압을 0.2bar 에서 0.3bar 로 높여 가며 냉동용기의 용적에 대하여 살펴 본 것이다. 음압이 높아질수록 용기의 크기에 관계없이 거의 일정한 기울기로 효율이 저하 되는 것을 볼 수 있다.

두 번째로 정상상태에서의 음압과 충전압력과의 관계를 알아보았다.(Fig. 5-10) 정상상태에서도 과도 상태와 비슷한 경향을 보여주고 있다. 음압이 0.3bar일 때는 충전압력 15bar 근처에서 최고의 효율을 나타내며 0.2bar나 0.1bar에서는 10bar정도에서 최대이다.

5-3. 최적조건

이상의 결과들을 종합해 볼 때 최적의 냉동성능을 갖는 열음향 냉동기를 설계하기 위해서는 어느 한가지 사항만을 고려해서는 안된다. 전체적으로 효율을 높이면서도 냉동성능을 향상시키기 위해 각 변수를 유기적으로 잘 조화시켜야 한다.

본 절의 계산에서는 충전압력 10bar, 음압 0.3bar, 박판 위치 0.33m로 하여 최적의 효율과 냉동성능을 구하였다. 냉동용기의 용적은 중간 용적을 취하고 절연재료는 열전도도가 가장 낮은 유리섬유를 이용하였다.

이렇게 하여 계산한 결과가 Fig. 5-11 과 Fig. 5-12에 잘 나타나 있다. 효율은 0.64 정도의 비교적 높은 효율을 나타내었고 냉동용기의 온도는 255K (약 -18℃) 까지 낮출 수 있다. 물론 여기에는 앞에서 언급한 가정이 포함되어 있고, 기관내의 손실은 고려하지 않은 결과이기에 실제와 다소 차이가 있을 수 있다.

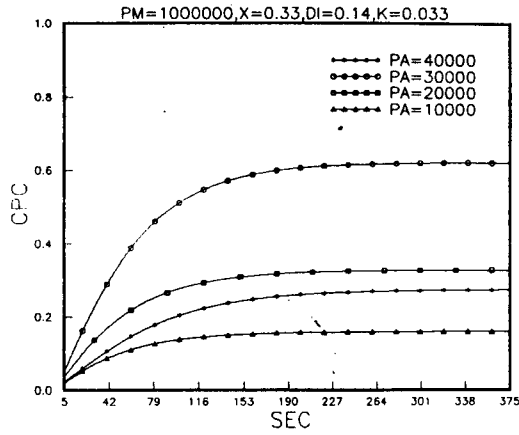


Fig. 5-1 CPC of the variable PA(Acoustic Pressure) for the constant PM(Mean Pressure)

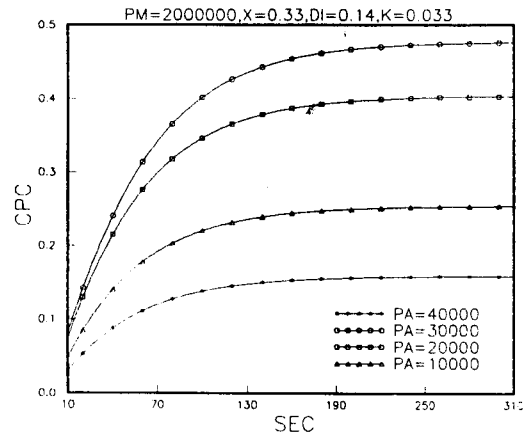


Fig. 5-2 CPC of the variable PA(Acoustic Pressure) for the constant PM(Mean Pressure)

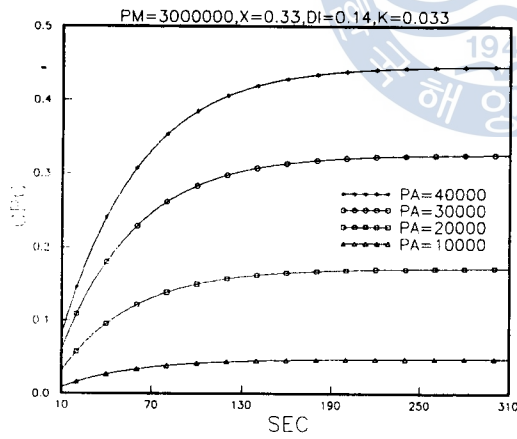


Fig. 5-3 CPC of the variable PA(Acoustic Pressure) for the constant PM(Mean Pressure)

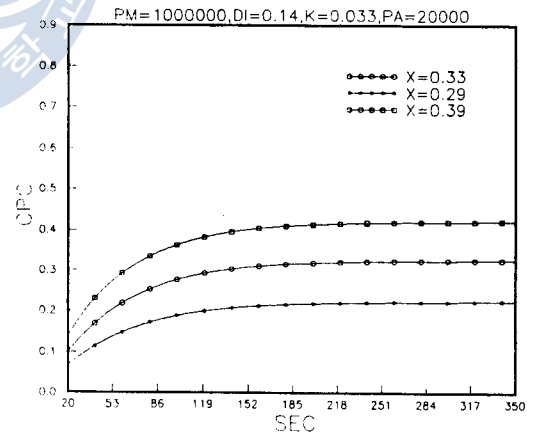


Fig. 5-4 CPC of the variable X(Location of Stack Center) for the constant PM(Mean Pressure)

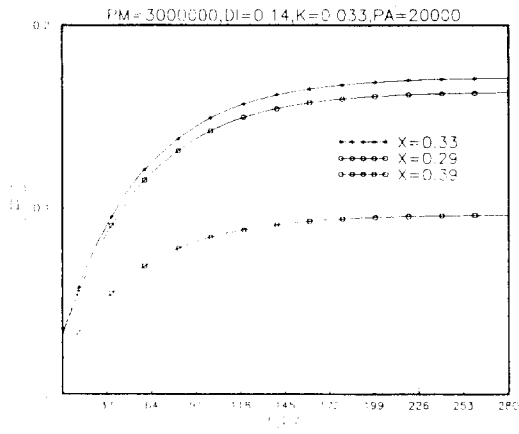


Fig. 5-5 CPC of the variable X
(Location of Stack Center)
for the constant PM(Mean Pressure)

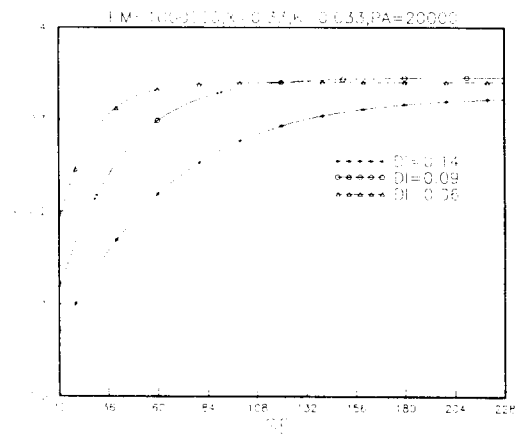


Fig.5-6 CPC of the variable DI(Vessel of Refrigeration)
for the constant PA(Acoustic Pressure)

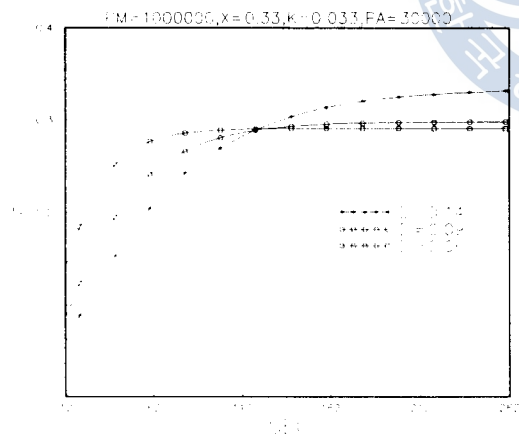


Fig. 5-7 CPC of the variable DI
(Vessel of Refrigeration)
for the constant PA(Acoustic Pressure)

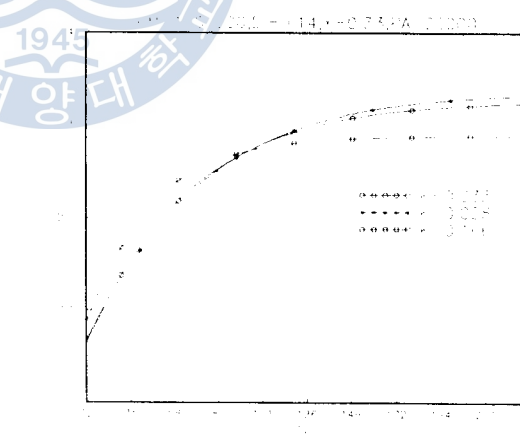


Fig. 5-8 CPC of the variable K(Thermal conductivities
of the insulation material)

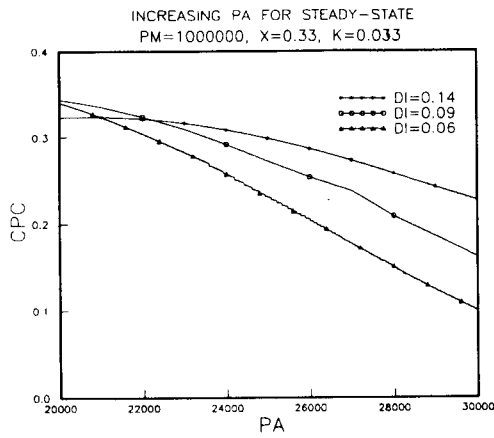


Fig. 5-9 CPC of the variable DI (Diameater of Resonator) vs PA(Acoustic Pressure)

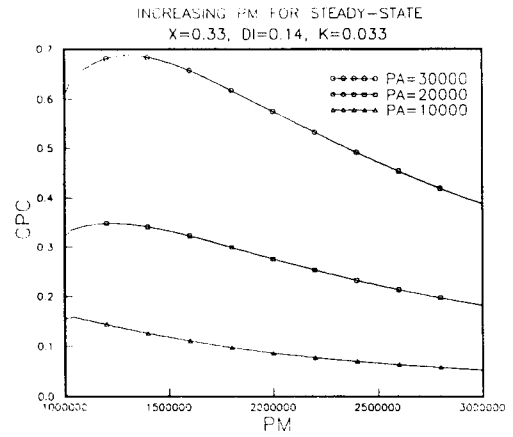


Fig. 5-10 CPC of the variable PA (Acoustic Pressure) vs PM(Mean Pressure)

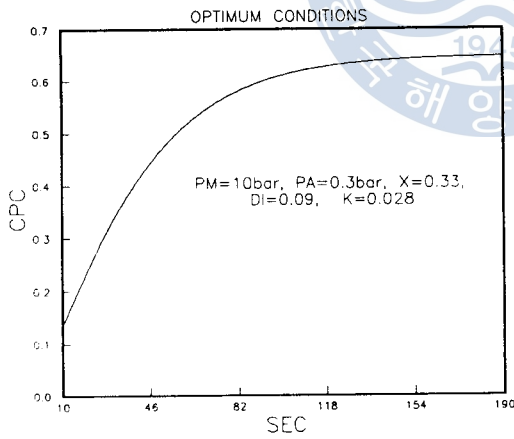


Fig. 5-11 CPC of the optimum conditions

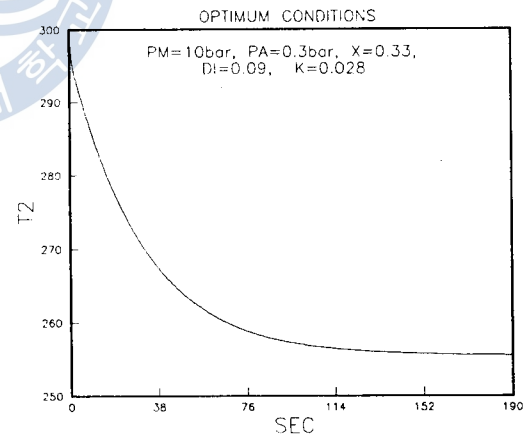


Fig. 5-12 Temperature of the optimum conditions

6. 결 론

본 논문에서는 최적의 냉동효과를 구하기 위해 수치해석을 이용하여 다각적으로 설계인자를 변화시키며 검토하였다. 효율을 지배하는 인자는 공명관내의 충전압력과 최대음압 그리고 박판의 위치등이다. 용기의 크기나 절연재의 열전도도 등은 효율에 크게 영향을 미치지 못 하였다. 여기에는 여러 가지 가정들이 포함되어 있기에 정확한 해라고는 말할 수 없으나 큰 오류는 없으리라 사료된다. 아직은 효율 면에서 떨어지는 경향이 있으나 좀 더 많은 연구와 노력이 수행되어 진다면 좋은 결과를 얻을 수 있으리라 생각된다.

본 논문의 결과를 간단히 요약하면 다음과 같다.

1. 충전가스의 압력은 대기압보다 충분히 높아야 하며 음압이 높을수록 충전압력도 높아져야 한다. 그러나 충전압력이 적정한계를 넘으면 열유속의 급격한 감소로 효율에 막대한 지장을 미친다. 시뮬레이션 결과에 의하면 약 10~15bar 정도가 임계 압력으로 판단되며 이때 가장 좋은 효율을 얻을 수 있다.
2. 대체적으로 음압이 높을수록 효율이 좋으나 0.3 bar 이상에서는 오히려 감소함을 나타낸다.
3. 박판의 위치는 충전압력과 음압 모두 영향을 받는다. 최대의 효율을 얻기 위해서는 이 두 변수를 잘 조화시켜야 한다. 시뮬레이션 결과에 의하면 박판의 위치가 압력절점으로부터 음원구동부쪽으로 0.33m , 0.39m 되는 위치에 놓이는 것이 가장 효율적으로 나타난다.
4. 냉동용기의 크기와 열절연재의 열전도도는 효율에 크게 영향을 미치지 못한다.

참 고 문 헌

1. G. W. Swift, "Thermoacoustic engines" J. Acoust. Soc. Am., Vol.84, No.4, October 1988, p.1154
2. Lawrence E. Kinsler, Austin R. Frey, Alan B. Coppens James V. Sanders, "Fundamentals of Acoustics" 3rd edition
3. Thomas James Hofer, "Thermoacoustic Refrigerator Design and Performance" Ph.D. dissertation, Physics Department, University of California at San Dicga, 1986, p.133

4. 김동혁, "열음향 냉동", 공기조화 냉동공학 학회지 제 24 권 제 3 호 1995, p.287
5. J. P. Holman, "Heat Transfer" 6th edition, p.4
6. 김동혁, "공명관식 열음향 냉동기의 최적설계를 위한 수치모사 및 설계인자 분석" 논문집 제 7 권 제 2 호 1995, p.33

