

열음향 냉동

Thermoacoustic Refrigeration

김 동 혁

D. H. Kim

한국해양대학교 기계공학과



· 1953년생

· John Hopkins 기계공학과에서 이상유동 및 기포역학을 전공, 열음향냉동 및 이상유동 열전달에 관심을 가지고 있다.

1. 개 요

열음향 냉동기술(thermoacoustic refrigeration technique)은 아직까지는 많은 사람들에게 생소한 용어이다. 냉동기술을 다루고 연구하는 사람들도 이 기술의 원리를 이해하는데 다소 거부함을 느끼게 되는데 이는 이 기술이 기존의 열역학 위주의 개념에만 근거한 것이 아니고 음향학을 상당부분 도입하여 접목시키고 있다는 사실에 기인하고 있다. 열음향 냉동의 원리를 쉽게 표현하자면 음파 좀더 정확히 말해서 정재파(standing wave)에 의한 유체의 단열압축 및 팽창시에 형성되는 온도의 진폭에 특정한 매개체를 도입하여 열펌프 효과를 유도하는 것이라 볼 수 있다. 음파에 의한 유체의 단열압축 및 팽창을 이용하는 것으로 스텔링 냉동기술이 있는데 이는 진행파(progressive wave)에 의한 것으로서 정재파를 이용하는 열음향 냉동기술과 구분된다. 역시 같은 원리로 볼 수 있는 맥동관식 냉동기술(pulse-tube refrigeration technique)은 이들 두가지 기술의 복합형태로서 재생기(re-

generator)에서는 진행파를 맥동관(pulse-tube)에서는 정재파를 이용하고 있다. 열음향 냉동기술은 스텔링 냉동기술 및 맥동관식 냉동기술과는 달리 1980 년대에 들어와서 원리가 규명되어 연구가 시작되었고 아직도 상업화의 단계에는 이르지 못한 수준에 머물고 있다. 그러나 1990 년대에 들어와서는 연구개발 속도가 다소 빨라져서 비록 연구용이기는 하나 우주공간에서 작동하는 열펌프가 개발되고 가정용 열펌프의 개발도 상당히 진척되고 있다.

현재 대부분의 냉동 시스템에 채택되고 있는 증기압축식 냉동 사이클은 염화불화탄소(CFC) 계통의 냉매를 사용하고 있다. 그러나 지구환경 보존을 내세우는 몬트리올 협약(Montreal Protocol)이 조인되면서 2000 년말 이후에는 CFC의 생산을 전면 중단하게 되었고 최근 남극 지방 상공에 생긴 오존 구멍이 더욱 커짐에 따라 이 시기는 1995 년말로 앞당겨졌다. 이는 CFC 대체 냉매의 개발경쟁을 불러일으켜 미국을 비롯한 몇몇 선진국에서 대체냉매인 HFC-134a를 개발하였고 현재 국내에서도 대체냉매 개발

이 진행중이다. 아직 이 대체냉매는 가격도 비싸고 냉동성능이 저하되는 등의 단점을 안고 있으며 지구 온난화를 촉진하여(이산화탄소의 3200 배) 새로운 환경문제를 야기할 수 있다는 한계를 가지고 있다. 또한 종래의 냉동 유탄유에 용해되지 않고 냉매자체의 유탄성이 떨어지기 때문에 성능 보장을 위해서는 새로운 냉동 유탄유를 개발해야 한다는 부담도 가지고 있다. 따라서 이러한 증기압축 냉동 사이클을 부분적으로나마 대체할 수 있는 새로운 냉동기술이 필요하게 되었는데 이들 중의 하나가 열음향 냉동기술인 것이다. 열음향 냉동기술은 냉매로서 헬륨과 같은 불활성의 가스를 사용하므로 환경오염의 우려가 없으며 기존의 냉동기들이 공통으로 가지고 있는 압축기를 필요로 하지 않는다. 이는 여러가지 면으로 볼 때 매우 중요한 것으로서 냉동기의 신뢰도를 높이는 결정적 요인이 된다. 압축기의 불필요성은 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 요구되는데 여기에서도 냉동시스템의 신뢰도가 차지하는 비중은 실로 막중한 것이다. 이러한 맥락에서 볼 때 열음향 냉동기술은 21 세기에는 냉장 및 냉동시스템의 상당 부분을 대체할 수 있을 것으로 기대된다.

열음향 기관에 관한 연구는 비교적 긴 역사를 가지고 있으나 그리 많은 사람의 주목을 끌지는 못했었다. 1777년에 히긴스(Higgins)가 긴 파이프의 한쪽 끝에 토오치를 이용하여 열을 가했을 때 파이프의 반대편 쪽에서 음향이 발생하는 것을 최초로 발견하였고¹⁾ 19세기 중반에 리이케(Rijke)는 소위 리이케관(Rijke tube)을 고안하여 튜브의 양끝단의 온도차를 이용한 음향의 발생에 성공하였다.²⁾ 역시 비슷한 시기에 존트하우스(Sondhauss)는 유리 세공시 뜨거

운 유리가 찬 유리에 부착될 때 유리 튜브에서 음향이 발생하는 것을 발견하고 장치의 크기와 발생음의 주파수와와의 관계를 정량적으로 해석하여 설명하였다.³⁾ 그림 1은 최초의 존트하우스 튜브를 보여주고 있다. 1896년에 랠리 경(Lord Rayleigh)이 존트하우스 튜브에 대한 정량적인 설명을 하였는데 그는 관의 막힌 부분의 공기가 압축될 때에는 관의 뚫린 입구로부터 공기가 이동해오고 이 때 압축에 의해 온도가 올라가면 다시 공기가 팽창하면서 입구쪽으로 이동해 나가기로 공기의 진동이 유지된다고 설명하였으나 어떻게 하여 진동이 시작되는지에 관해서는 설명하지 못했다.⁴⁾ 존트하우스 튜브에 관한 보다 일반적이고 정확한 이론적 해석은 이로부터 반세기 이상 지난 20세기 중반에 이르러서 타코니스(Taconis)가 초저온 냉동장치(cryogenic apparatus)의 가스충전 튜브에서 음향이 발생하는 것을 발견하면서 시작된다.⁵⁾ 타코니스는 가스로 충전된 튜브를 상온으로부터 초저온의 냉동장치에 접촉시켰을 때 튜브에서 매우 큰 음향이 발생하는 것을 발견하고 이 현상에 대해 랠리 경과 본질적으로 동일한 설명을 하였다. 이 현상은 “타코니스의 오실레이션(Taconis' oscillation)”으로 불려지고 있으며 이 후에 클레멘트(Clement)와 개프니(Gaffney)에 의해 좀더 세밀한 관찰이 이루어졌고⁶⁾ 1980년대에 들어와 야자키(Yazaki)등에 의해 조직적인 실험이 행해지고 정량적인 해석이 가능하게 되었다.⁷⁾ 열음향 실험에 있어 가장 중요한 진보는 1962년에 카터(Carter)등이 고안한 구조물이다.⁸⁾ 이는 박판 집적체(stack of plates)와 유사한 구조로서 존트하우스 튜브 속에 삽입하여 성능을 획기적으로 개선할 수 있었다. 이러한 박판은 온도와 압력에 위상차를 형성시켜주고 일시적인 열의 저장역할을 함으로써 음향 발생 성능을 향상시켰다. 카터의 고안은 펠드만(Feldmann)으로 하여금 보다 나은 성능의 존트하우스 튜브를 만들도록 고무하여 600W의 열을 가

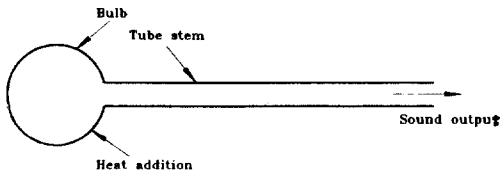


그림 1 존트하우스 튜브의 구조

해 27W의 음향파워를 발생시킬 수가 있었다.^{9),10)} 이와 비슷한 시기에 룯(Rott)은 열음향에 대한 폭넓고 튼튼한 이론적 토대를 확립하여 오늘날의 열음향 기관의 개발에 크게 기여하였다.¹¹⁾⁻¹⁶⁾ 룯의 이론은 열음향 발생에 관한 것 뿐만 아니라 열음향에 의한 냉동도 다루고 있는데 열음향에 의한 냉동효과는 1960년대에 지포드(Gifford)와 롱스워스(Longsworth)에 의해 실험으로 구현되었다.¹⁷⁾ 그들은 맥동관(pulse tube)을 이용하여 상당한 수준의 냉동을 실현하였는데 가스로 충전된 튜브에 고진폭의 저주파를 가하여 저온부 온도가 고온부 온도의 약 절반까지 떨어지게 만들었다. 이들이 사용한 맥동관에는 박판 집적체가 이용되지 않았고 맥동관 표면을 따라 열펌핑이 이루어졌다. 1970년대 중반에는 머클리(Merkli)와 톰만(Thomann)이 실린더형 공명기 내에서 공진하는 가스의 속도 antinode 근방에 냉동효과가 나타나는 것을 발견하였다.¹⁸⁾ 이들은 폭넓은 음향이론을 전개하여 가스의 Prandtl 수가 냉동효과와 깊은 관계가 있다는 것을 알아냈고 실험을 통해 이를 입증하였다. 본격적인 열음향 냉동장치의 구현은 1980년대에 들어와서야 이루어지게 되는데 1982년에 휘틀리(Wheatly) 등이 열음향 냉동장치를 제작하면서 부터이다.¹⁹⁾ 그림 2는 이들이 최초로 제작한 열음향 냉동장치를 보여주고 있다. 그림에서 볼 수 있듯이 이들은 공명관의 한쪽 끝에 음향발생용 스피커를 달고 공명관의 내부에 박판 집적체를 사용하여 열펌핑 효율을 높이려고 하였다. 1986년에 호플러(Hofler)는 공명관의 구조를 개량한 일명 호플러 공명관(Hofler res-

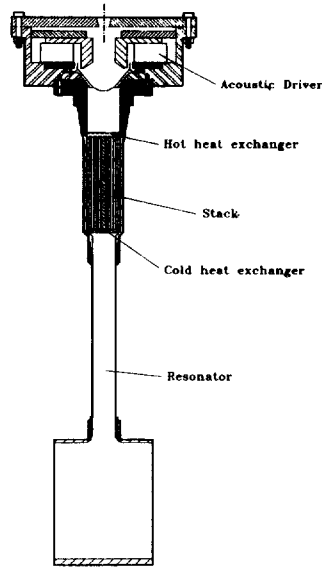


그림 2 휘틀리가 고안한 최초의 열음향 냉동기

onator)을 고안하여 휘틀리의 열음향 냉동장치에 사용하였고 가스의 점성에 의한 손실을 줄여 효율을 향상시켰다.^{20),21)} 그러나 열음향 냉동장치는 아직까지도 휘틀리가 고안한 장치가 기본이 되고 있다.

2. 열음향 냉동의 원리

열음향 냉동이론은 상당히 복잡한 편이다. 여기서는 열음향 기관이 열펌프 역할을 해주는 원리에 대해서 스위프트(Swift)가 설명한 이론²²⁾을 간략하게 소개하고자 한다. 열음향 효과는 대부분의 유체속에서 나타나나 여기서는 압축성 유체 즉 기체에 대해서 설명하기로 한다.

기체 속을 진행하는 음파는 단열과정(adiabatic process)를 이행한다. 음파는 종파인 압력파이므로 음파가 진행하는 방향으로 기체의 압력이 주기적으로 변화하게 되며 이에 따라 기체의 단열 압축과 단열팽창이 발생하게 된다. 이러한 단열압축 및 팽창은 기체의 온도를 상승 및 하강시켜 온도에 변화

폭을 발생시키게 되나 이 양은 매우 작아서 일상 생활에서는 못 느끼고 지나간다. 예로서 보통 수준의 대화(50-60dB)에 의해 발생되는 공기중의 온도 진폭(temperature fluctuation)은 0.0001℃ 정도의 크기를 가지고 있다. 그러나 음압이 증가하게 되어 170dB 이상이 될 경우에는 수 ℃ 정도의 온도 진폭을 유발하게 된다. 물론 이러한 음압은 공명관이 아니면 만들기도 어려울 뿐만 아니라 일상생활에 노출된다는 것은 상상도 할 수 없는 일이다. 120-130dB 정도의 음압도 인간의 고막을 파열시킬 수 있는 수준이기 때문이다. 이렇게 매우 높은 음압에 의해 형성된 온도의 진폭도 특수한 장치가 개재되지 않고서는 이용되지 못한다. 그러면 형성된 온도의 변화폭을 이용하여 어떻게 저온부에서 고온부로 열을 이동시키는지 알아보도록 한다. 음압 p_1 에 의해 형성되는 온도 변화폭 T_1 은 다음 식에 의해 표현된다.

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

여기서 γ 는 기체의 비열의 비, T_m 및 p_m 은 평균 온도와 압력을 각각 나타낸다. 이 식에서 온도 진폭의 크기는 음압의 크기에 비례함을 알 수 있다. 이렇게 형성된 온도 진폭에 얇은 박판이 개재되면 기체와 고체(박판) 사이에 일종의 열경계층(thermal boundary layer)이 존재한다. 이 때 기체는 빠른 속도로 진동하므로 열경계층은 어느 수준 이상으로 확대되지 못하게 되고 대략 기체의 진동주기에 해당하는 시간동안 열이 확산되는 거리인 열침투 깊이(thermal penetration depth)를 열경계층으로 대신한다. 이 때 열침투 깊이 δ_t 는 다음과 같으며

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

α 는 열확산도(thermal diffusivity), ω 는 음파의 각속도를 각각 나타낸다. 기체와 박판사이의 열전달은 대략 열침투 깊이 내에서 일어나므로 이 크기는 열음향 사이클을

이해하는 데 매우 중요한 역할을 한다. 이와 같이 기체와 박판 상호간에는 열의 수송이 이루어지게 되는데 열팽창 작용을 이해하기 위해서는 기체의 작은 덩어리(parcel)를 따라가는 Lagrangian 관점에서 살펴보는 것이 쉽다. 그림 3은 박판과 기체 사이의 열전달 메카니즘을 도식적으로 보여주고 있다.²³⁾ 여기서 사용된 공명관의 길이는 공진주파수의 1/2 파장을 가지며 음원 구동부와 오른쪽 막힌 부분에서의 임피던스는 매우 커서 압력의 antinode가 형성되고 있다. 박판 집적체(stack of plate)는 음원 구동부에 가깝게 위치하고 있으며 박판의 양단에 걸쳐 0 또는 아주 완만한 온도구배가 존재한다. 온도구배는 음원 구동부 쪽의 온도가 높도록 형성되어야 한다. 박판상의 어느 한 지점(x)의 평균온도를 T_m , 평균압력을 p_m 이라고 하고 기체의 입자가 좌우로 최대 x_1 의 변위를 가지고 진동한다고 하자. 이 때 좌우측으로 최대 변위 x_1 만큼 떨어진 지점에서의 박판온도는 각각 $T_m + x_1 \nabla T_m$ 및 $T_m - x_1 \nabla T_m$ 이다. 공명관의 양단이 압력 antinode이고 중앙이 속도의 antinode이므로 공명관의 좌측부가 압축될 때는 기체 입자가 좌측으로 움직이게 되고 팽창될 때는 우측으로 움직이게 된다. 그림 3에서 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 압력 antinode 쪽으로 $2x_1$ 만큼 이동하며 압력은 $2p_1$ 만큼 증가하는 가역 단열과정을 이행한다. 이에 따른 온도 증가분은 $2T_1$ 이므로 유체온도는 $T_m - x_1 \nabla T_m + 2T_1$ 이 되고 박판온도는 $T_m + x_1 \nabla T_m$ 보다 크게 되어 열량 dQ 를 박판에 전달하게 된다. 열전달 후 기체의 온도는 박판온도와 동일하게 되는데 이 과정은 $p_m + p_1$ 의 압력하에서 이루어지는 비가역 정압과정으로 볼 수 있다. 다시 기체가 팽창하게 되면 기체 입자는 속도 antinode 쪽으로 $2x_1$ 만큼 이동하며 압력은 $2p_1$ 만큼 감소

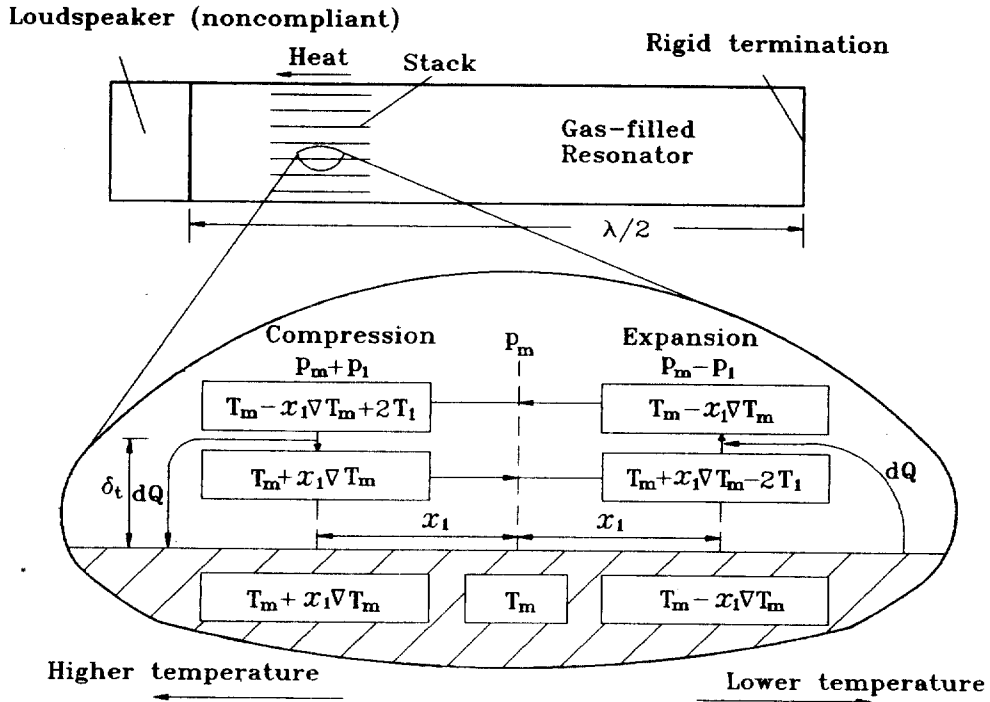


그림 3 열음향 냉동기의 음향학적 구조 및 Lagrangian 관점에서 본 열펌핑 원리

한다. 이에 따른 온도 감소분은 $2T_1$ 이므로 기체의 온도는 $T_m + x_1 \nabla T_m - 2T_1$ 가 되어 박판온도 보다 낮아지게 된다. 따라서 박판으로 부터 열량 dQ 를 받고 원래의 온도 $T_m - x_1 \nabla T_m$ 로 돌아오게 되어 사이클을 완성한다. 결국 기체의 입자 덩어리(parcel)가 좌우로 진동하면서 한 사이클을 행하는 동안 열량은 우측에서 좌측으로 즉 온도구배를 거슬러 전달되는 열펌핑 역할이 수행되었다. 이러한 기체의 parcel이 박판을 따라 연속되어 있다고 생각하면 열량은 온도구배를 거슬러 인접된 parcel로 계속 전달된다고 볼 수가 있다. 이 사이클은 두개의 가역 단열과정과 두개의 비가역 정압과정으로 이루어졌으므로 브레이턴 사이클(Brayton cycle)과 동일하다. 중요한 사실은 열음향 기관이 열펌핑 역할을 하기 위해서는 박판

양단에 주어지는 온도구배가 한계온도구배 보다 작아야 한다는 것이다. 만일 한계온도구배 보다 크게 되면 열펌핑효과 대신 음향 발생 효과가 생긴다. 한계온도구배에 관한 것은 뒤에서(식 (11)) 정의하기로 한다.

Eulerian 관점에서의 해석은 이보다 훨씬 복잡하다. 우선 온도 진폭은 일반적인 에너지 방정식으로 부터 유도되는데 이 방정식은 다음과 같다.

$$\rho T \left(\frac{\partial s}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla s \right) = \nabla \cdot (K \nabla T) \quad (3)$$

여기서 s 는 기체의 엔트로피, \vec{v} 는 속도벡터, T 는 온도, K 는 열전도도를 나타낸다. 기체의 온도 $T = T_m + T_1 e^{i\omega t}$ 로 표현되고 엔트로피 s 는 열역학적 관계식으로부터 p 와 T 로써 표현할 수 있으므로 이를 위 식에 대입하면 온도 진폭 T_1 에 관한 다음과 같은

해를 얻는다.

$$T_1 = \left(\frac{T_m \beta}{\rho_m c_p} p_1 - \frac{\nabla T_m}{\omega} u_1 \right) (1 - e^{-(1+i)y/\delta_t}) \quad (4)$$

여기서 T_m 은 기체의 평균온도, β 는 열팽창 계수, c_p 는 정압 비열, u_1 은 입자속도, y 는 박판표면으로 부터의 거리를 나타낸다. 여기에서 알 수 있듯이 온도 진폭 T_1 은 거리 y 에 의해 크기 및 위상이 모두 달라지는데 이는 그림 4에 잘 나타나 있다. 식 (4)에서 y 값에 의존하는 부분, 즉 $e^{-(1+i)y/\delta_t}$ 를 살펴 보면 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다. 즉 이 부분은 복소수이며 그림 4와 같이 y/δ_t 에 따르는 실수값과 허수값이 존재한다. 이 복소수의 크기는 $y \gg \delta_t$ 일 때 1로 근접하며 $y \ll \delta_t$ 일 때 0으로 수렴한다. 여기서 중요한 부분은 $y = \delta_t$ 일 때로서 복소수의 크기는 역시 1정도이나 상당량의 허수부를 포함하고 있다는 것이다. 이는 물리적인 의미로 볼 때 정재파에 의한 기체의 온도 진폭에 위상차가 존재한다는 것을 의미하며 유체역학에서 스토크스의 제2문제(Stokes' second problem)와 맥을 같이 한다고 볼 수 있다.

박판으로 부터의 거리에 따른 이와 같은 온도 진폭의 위상차는 결국 박판을 따라 기

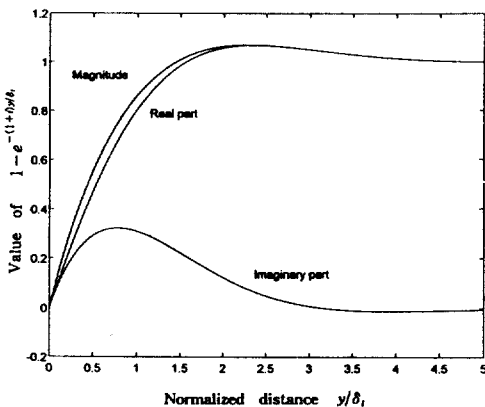


그림 4 박판으로 부터의 거리에 따른 $1 - e^{-(1+i)y/\delta_t}$ 값의 변화

체 속에 열유속(heat flux)이 형성되는 것을 암시하고 있는데 이에 대한 이론적 전개는 다음과 같다. x 방향으로의 열전달은 유체를 통해 엔트로피가 전달되는 것으로 간주될 수 있으며 유체의 속도 진폭(velocity fluctuation)을 u_1 , 엔트로피 진폭(entropy fluctuation)을 s_1 이라 할 때 전달되는 시간 평균 열유속 q 는

$$q = T_m \rho_m \overline{s_1 u_1} \quad (5)$$

으로 표시되는데 여기서 $\overline{s_1 u_1}$ 은 엔트로피 진폭과 속도 진폭의 곱에 대한 시간평균을 나타낸다. 엔트로피 진폭 s_1 을 T_1 과 p_1 으로 표시하면

$$s_1 = (c_p/T_m)T_1 - (\beta/\rho_m)p_1 \quad (6)$$

이며 s_1 과 u_1 의 곱의 시간평균값 $\overline{s_1 u_1}$ 은

$$\overline{s_1 u_1} = \frac{1}{2} \text{Re}[s_1 \tilde{u}_1] \quad (7)$$

로 표시되므로 시간평균 열유속 q 는 식 (8)과 같이 된다. 여기서 \sim 는 공액복소수를 나타낸다.

$$q = \frac{1}{2} \rho_m c_p \text{Re}[T_1 \tilde{u}_1] - \frac{1}{2} T_m \beta \text{Re}[p_1 \tilde{u}_1] \quad (8)$$

여기에서 p_1 과 \tilde{u}_1 은 위상이 반대이므로 두 번째항이 0이 되고 \tilde{u}_1 은 순수한 허수부로 이루어지므로 열유속의 형성에 기여하는 부분은 T_1 의 허수부가 된다. 이렇게 하여 판의 길이 방향으로 열유속 q 가 존재하게 되는데 이는 다음의 식으로 표시 된다.

$$q = \frac{1}{2} \rho_m c_p I_m[T] u^s \quad (9)$$

판을 따라 x 방향으로 흐르는 전체 열유속 Q 는 위 식의 q 를 $y-z$ 평면상에서 적분함으로써 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Q = -\frac{1}{4} \Pi \delta_t T_m \beta p^s u^s (\Gamma - 1) \quad (10)$$

Γ 는 $\nabla T_m / \nabla T_{crit}$ 를 나타내는데 박판 길이 방향으로의 한계 온도구배(Critical temperature gradient)에 대한 실제 온도구배의 비를 의미하고 있으며 Π 는 기체와 접하는 박판의 총면적을 나타낸다. 또한 박판 길이 방향으로의 열흐름이 일어나지 않는 한

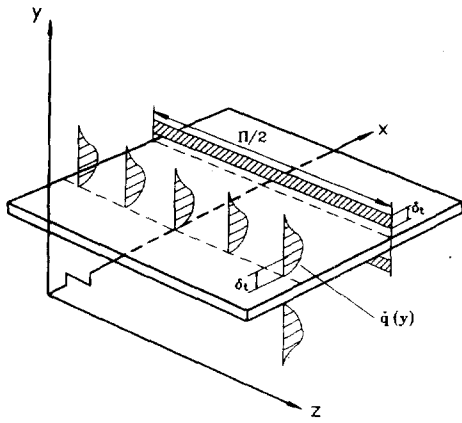


그림 5 박판에 인접한 열경계층을 따르는 열유속의 이동에 대한 이해

계 온도구배는

$$\nabla T_{crit} = \frac{T_m \beta \omega p^s}{\rho_m c \mu^s} \quad (11)$$

이며 식 (4)로 부터 명백하다.

이상과 같이 박판을 따라서 기체 속에 열유속이 존재하게 되는데 그림 5에 이를 도시하고 있다.

3. 열음향 냉동 시스템의 구성

열음향 냉동 시스템은 음원 구동부(acoustic driver), 공명관(resonator), 박판 집적체(stack of plate), 저온 및 고온 열교환기(cold and hot heat exchanger) 등으로 구성되어 있다. 음원 구동부는 오디오용 스피커를 개조해서 사용하는 전기음향 구동방식이나 온도차를 이용하여 음향을 발생시키는 열음향 구동방식을 사용할 수 있다.

3.1 박판 집적체(stack of plate)

2장에서는 박판을 타고 저온부로 부터 고온부로 열이 이동하는 원리를 설명하였다. 정재파가 형성된 곳에 적당한 온도구배를 가지는 박판이 존재하면 기체의 열침투 깊이에 해당하는 부분에서 열이 판을 따라 흐르게 된다. 이 때 박판은 기체와 접하면서 열경계층에 해당하는 부분을 만들어주며 기

체와 열을 주고 받게 된다. 평판은 일시적인 열의 저장 역할을 할 뿐 열의 이동은 기체를 통해서 이루어진다. 그림 4에서 보는 바와 같이 열의 이동은 기체의 열침투 깊이를 전후하여 가장 많이 일어나고 있다. 평판 표면으로 부터 열침투 깊이의 두배 정도되는 거리에 이르면 열의 흐름이 매우 작아진다. 통상 이 거리를 열유속이 유효한 거리로 보고 있으며 따라서 다른 박판을 열침투 깊이의 4배 정도 간격을 두고 개재시킨다. 이러한 방식으로 평면파가 진동하는 공명관의 단면에 여러 겹의 박판을 일정한 간격으로 쌓아 열유속의 밀도를 높이기 위해 고안된 기구가 바로 박판 집적체이다. 열유속단면을 크게하고 평판 자체에서의 전도 열전달을 최소화하기 위하여 판의 두께는 가능한 한 얇게 하는 것이 좋다. 이는 공명관 내에 형성되는 정재파의 파형을 유지하기 위해서도 반드시 필요하다. 그러나 판이 너무 얇아서 음압에 의한 뒤틀림 등의 변형이 일어나지 않도록 해야한다. 박판 집적체의 양쪽에는 열교환기가 있어 박판 양단에 온도차를 형성시켜 주고 있다. 박판을 타고 고온부로 부터 저온부로 열이 이동하게 되면 냉동효과가 감소하게되므로 박판의 열전도도는 매우 작아야 한다. 박판 집적체를 만들기 위해 사용하는 재료로는 듀폰사에서 상품화 하고 있는 캡톤(Kapton) 등을 들 수가 있다.

3.2 열교환기(heat exchanger)

박판 집적체의 양단에서 열을 공급하거나 배출하기 위해서는 열교환기가 필요하다. 이 열교환기는 공명관 속의 박판 집적체 양 옆에 장치되어 박판을 타고 유체역학적으로 흐르는 열을 공급 또는 배출해 주어야 하므로 일반적인 열교환기와는 다른 특성을 가지고 있다. 공명관 내에 위치해야 하므로 공명관 내의 기체 운동에 장애가 되어서는 안 된다. 따라서 fin 형상의 열교환기가 가장 적합하다. 앞서 설명했듯이 열펌핑 작용은 기체의 입자가 진동하면서 행해진다. 이러

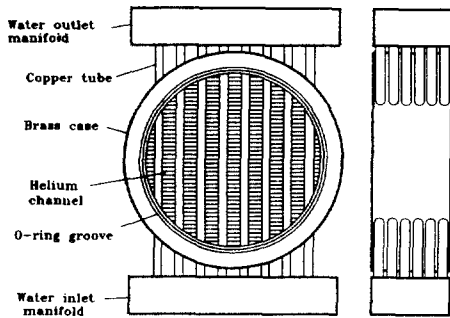


그림 6 스위프트가 고안한 수냉관을 채용한 fin 형 열교환기

한 기체 입자의 진동은 fin 표면에서도 일어나므로 열교환기 즉 fin의 길이가 기체 입자의 최대 진폭과 비슷하게 설계되어야 한다. fin의 길이가 너무 길면 점성소산에 의한 에너지 손실이 많아지게 되고 너무 짧으면 열교환기로서의 기능을 다하지 못하게 된다. 열교환기는 박판 집적체와 매우 가까이 위치해야 하며 두 부분이 거의 맞닿아 있거나 기체 입자의 최대 진폭보다 더 작은 간격을 유지해야 박판으로 부터 열의 이동이 가능해 순조로운 열교환이 이루어질 수 있다. 이상적인 열교환기는 매우 큰 열전도도를 가져야 하며 fin의 외곽과 중심부의 온도차가 매우 작도록 설계되어야 한다. 소용량의 열음향 냉동기에서는 직경이 3-4cm인 파이프를 공명관으로 사용하므로 열교환기 fin의 온도 분포도 거의 균일하다고 볼 수 있으나 파이프의 직경이 커지게 되면 fin 중심부와 외곽의 온도차가 커지게 되어 열교환 효율이 저하한다. Swift는 이러한 효율저하를 막는 한 방법으로서 fin 중간에 수냉관을 채용하였는데 그림 6에 구조를 보이고 있다.²⁴⁾

3.3 음원 구동부

그림 7은 열음향 냉동 시스템을 간략화한 그림이다. 사선으로 표시된 부분이 음원 구동부이고 공명관의 한쪽 끝 혹은 중간에 설치되어 있다. (a)와 (b)의 경우 음향학적으로서는 동일한 원리이나 (a)의 경우에는 상온

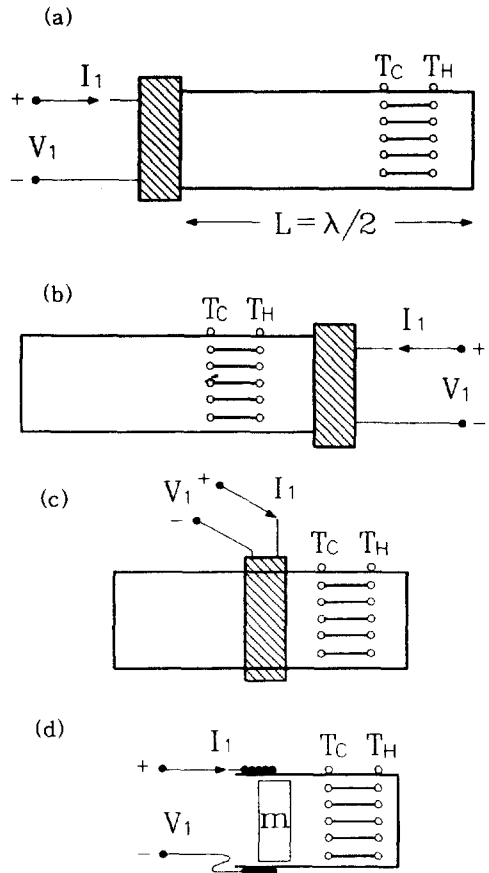


그림 7 열음향 냉동기내 음원 구동부의 종류 및 위치에 따른 음향학적 특성

혹은 그 이상의 온도를 가지는 음원 구동부가 저온 열교환기 쪽에 있어 (b)의 경우보다 효율면에서 불리하다. 이 때 공명관의 길이는 파장의 1/2로서 공명관의 양단이 매우 큰 임피던스를 가져 압력의 antinode가 되어야만 한다. 따라서 여기에 사용되는 음원 구동부의 임피던스가 커야하기 때문에 스피커의 진동판이 공명관 내부 충전가스의 압력에 의해 변형되지 않도록 해야 한다. 이와 같이 스피커가 “noncompliant” 해야만 공명관 내에서 음의 공명이 보장된다. (c)의 경우는 공명관의 중간에 음원 구동부가 위치하는 경우인데 압력 node가 존재하므로

가스 입자속도가 최대가 되는 곳이다. 이러한 상태에서 정재파를 변형시키지 않고 공명현상을 유지시켜주기 위해서는 음원 구동부가 "ultracompliant" 해야만 한다. 즉 매우 작은 임피던스의 음원 구동부가 사용되어야 한다. (d)의 경우는 음원 구동부의 질량 자체가 진동하는 것으로서 이 때의 공진 주파수는 음원 구동부 및 충전 가스의 물성에 따라 결정되며 파장의 1/4보다 더 작은 공명관을 이용해 열음향 냉동 시스템을 구성할 수 있다.

3.4 공명관

공명관은 박판집적체, 열교환기 및 음원 구동부 등을 감싸는 구조물로서 내부 충전 가스에 공명 현상에 의한 고음압의 정재파를 형성시켜 주는 기능을 가진다. 최적의 공명관은 음향 파워가 열로 소산되는 것을 최소화 할 수 있어야 한다. 이는 발생된 공명 현상이 자연적으로 감쇠되도록 하였을 때 감쇠 기간이 매우 길어야만 함을 의미한다. 음향 파워의 손실은 주로 충전가스와 공명관 벽면 간의 점성소산에 기인한다. 따라서 이를 줄이기 위해서는 가스로 충전된 공명관의 표면적을 줄여야 한다. 그림 8은 음향 파워의 손실을 줄이는 방법을 설명해 주고 있다. 여기서 공명관의 형상은 실린더형이고 음파는 평면파로 가정한다. (a)는 열음향 냉동을 해주기 위한 기본적 구조로서 공명관의 길이가 구동주파수 파장의 1/2이다. 이와 동일한 기능을 하면서 음향 파워의 손실을 줄이는 방법으로 (b)와 (c)가 있는데 (b)의 경우는 실린더의 길이를 반으로 줄인 것이다. 구의 체적이 매우 크다는 전제 하에서 구 속에서의 음파의 입자속도와 압력의 진폭은 매우 작으므로 표면에서의 점성소산을 무시할 수 있다. 결과적으로 실린더의 길이를 반으로 줄인 만큼 음향 파워의 손실이 준다고 볼 수 있다. (c)의 경우는 실린더 길이를 더 줄이고 직경도 줄인 형상인데 길이의 단축은 음향파워 손실의 감소를 가져오

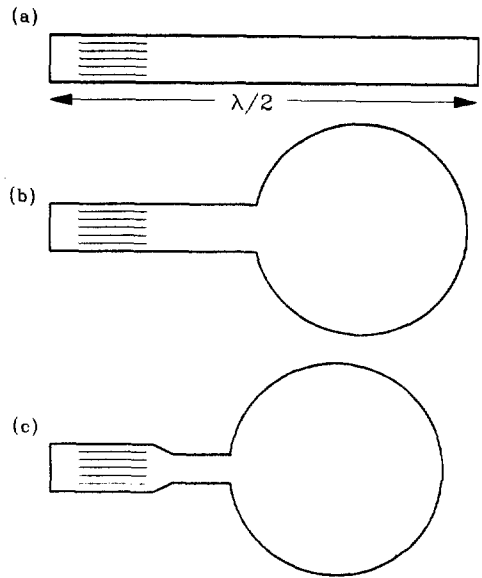


그림 8 음향 파워의 손실을 고려한 다양한 공명관의 종류

나 직경을 줄인 것은 입자속도의 증가로 인해 음향 파워의 손실을 크게 해준다. 그러나 길이와 직경을 적절히 줄이게 되면 직경감소에 의한 손실증대효과 보다 길이단축에 의한 손실감소효과가 더 크게 나타날 수 있어 최적의 공명관을 구현할 수 있다. (c)에서 보인 공명관은 1986년에 호플러가 그의 박사학위 논문²⁰⁾에서 고안해낸 것으로서 "호플러 공명관(Hofler resonator)"으로 불린다.

3.5 실제 열음향 냉동기의 구성 예

열음향 냉동기에는 여러가지 형태가 있으나 여기서는 크게 대별되는 두가지 방식의 열음향 냉동기들을 소개하기로 한다. 그림 9는 "beer cooler"로 불리우고 있는 열원 구동식 열음향 냉동기를 보여주고 있다. 이 냉동 시스템은 열에 의해서 냉동이 이루어진다고 하는 점이 아주 특이하다. 그림 9에서 보여주고 있는 시스템은 37cm 길이의 튜브 조립체와 구형의 벌브가 조합되어 공명관을 이루고 있다. 이 공명관에는 3bar의 압력의

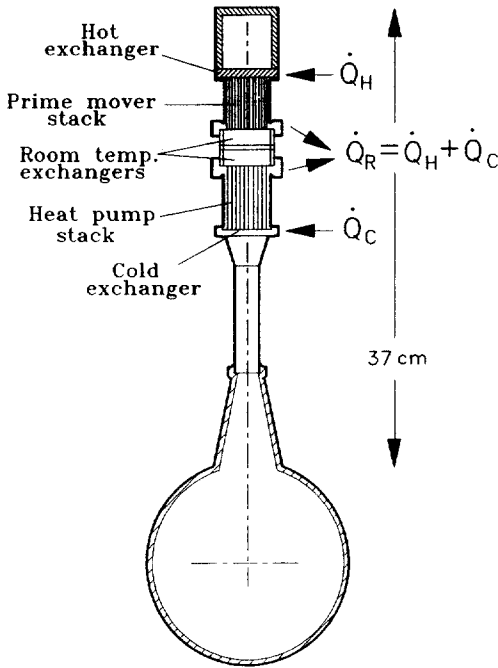


그림 9 열구동식 음향 냉동기인 "beer cooler"의 구조

로 헬륨가스가 충전되어 있으며 맨 윗부분에 고온부가 있어서 토오치 또는 기타의 방법에 의해 열을 공급하게 되어 있다. 바로 밑에는 고온 열교환기, 박판 집적체 및 상온 열교환기가 순서대로 위치하고 있다. 박판 집적체를 이루는 박판의 두께는 0.25mm이고 박판 사이의 간격은 0.8mm이다. 상온 열교환기에는 냉각수를 순환시켜 섭씨 23도를 유지시킨다. 일단 고온부에 열이 가해지고 온도가 올라가 상온부와의 온도차가 충분히 커지면 헬륨가스가 580Hz로 자발적인 진동을 하게되고 이에 따라 음향에너지가 발생한다. 여기까지는 열에너지에 의해 음향에너지를 생성하는 메카니즘이다. 이와 같이 하여 발생된 음향은 바로 밑에 연이어 설치된 박판 집적체 및 저온 열교환기의 작용으로 열펌핑을 가능하게 해준다. 따라서 전체 시스템은 열에너지를 이용한 냉동시스템의 역할을 하게 된다. 그림 10은 전형적인

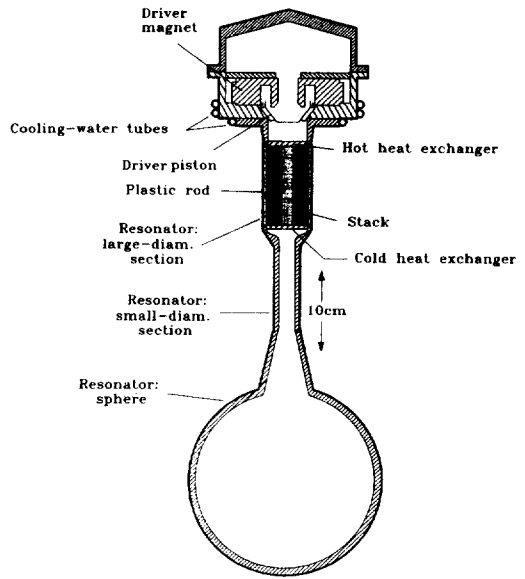


그림 10 호플러가 제작한 전형적인 열음향 냉동기

열음향 냉동기를 보여주고 있는데 외관상 앞서 예를 든 "beer cooler"와 매우 흡사하다. 그러나 음향을 발생시켜주는 구동부가 전기식인 점이 다르다. 여기에서는 스피커를 이용하여 음향을 발생하는데 공명관 내의 높은 음압에 견디어 낼 수 있도록 오디오용 스피커의 일부를 개조하여 사용하고 있다. 스피커에는 압력 antinode가 위치해야 하므로 매우 높은 임피던스를 가진 진동관이 사용된다. 고출력에 따른 음향코일에서의 발열을 배출하기 위해 스피커 몸체 주변에 냉각수를 순환시켜 준다. 스피커 유니트 밑에는 앞서의 예와 같이 고온 열교환기 및 얇은 플라스틱의 박판 집적체가 순서대로 놓이고 그 밑에는 저온 열교환기가 위치한다. 이 박판 집적체의 밖은 공명관의 일부를 구성하는 튜브가 둘러싸고 있고 밑으로는 작아진 직경의 튜브와 구형 벨브가 연결되어 공명관을 이루고 있다. 공명관 내부에는 약 500Hz로 공진하는 헬륨가스가 10기압 정도로 충전되어 있다. 공명관의 길이는 약

17cm로서 구동주파수의 약 1/4 파장이 된다. 여기에 사용된 공명관은 저손실의 호플러식 공명관이다. 박판 집적체를 구성하는 플라스틱 박판은 캡톤(Kapton)으로서 두께 0.08mm, 길이 8cm이다. 박판 간격은 0.38mm로서 열침투깊이의 약 4배정도이다.

4. 세계 각국의 연구개발 진행상황

열음향 냉동기술은 비록 짧은 역사를 가지고 있으나 기술 자체가 가지고 있는 여러 가지 장점들 때문에 비교적 빠른 연구 진척도를 보여주고 있다. 열음향 냉동 원리가 발견된지 불과 10여년밖에 되지 않았기 때문에 아직 실용화는 되지 않았으나 실용화를 위한 연구가 꾸준히 진척되어 특히 미국에서는 거의 실용화 단계에 도달한 것으로 보인다. 미국은 열음향 냉동기술을 최초로 개발한 나라답게 이 분야에서 가장 앞서가고 있다. 미국에서의 열음향 냉동기술 연구는 해군 대학원(Naval Postgraduate School)과 로스 알라모스 연구소(Los Alamos National Laboratory)가 주축이 되어 수행하고 있다. 최초의 열음향 냉동기의 구현은 로스 알라모스 연구소의 휘틀리에 의해서 행해졌다. 호플러는 휘틀리의 성과를 바탕으로 효율 좋은 호플러 공명관을 채용하여 개선된 열음향 냉동기를 제작하여 200K 까지 도달하였고 최대 12%의 카르노 사이클 대비 효율을 얻었다.²¹⁾ 1990년에는 로스 알라모스 연구소의 스위프트와 NIST(Boulder)의 라데바우(Radebaugh)가 공동으로 쿨라후프(Coolahoop)라 명명한 열구동식 저온냉동기를 개발하였다.²⁵⁾ 이 장치는 맥동관식 냉동기의 “압축기” 대신 열구동식의 기관을 사용한 것으로 전체적인 형태는 오리피스식 맥동관 냉동기를 이루고 있다. 이 장치로 최저 89K의 온도를 얻을 수 있었고 열펌핑 능력은 120K에서 5 Watt였다. 같은 해에 해군 대학원의 가렛(Garrett) 및 호플러 등은 우주공간에서 작동하는 열음향 냉동기를 개

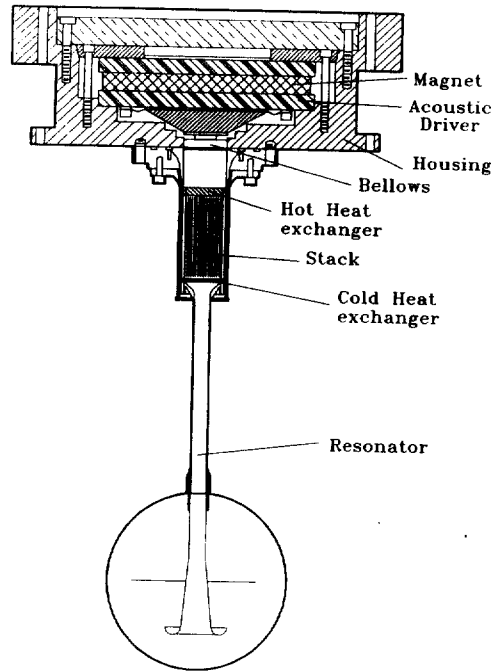


그림 11 STAR의 음향학적 구조

발하였다.²⁶⁾ STAR(Space Thermoacoustic Refrigerator)라 명명된 이 장치는 최대 80K의 냉각온도폭에 5 Watt의 열펌핑 능력을 가졌으며 400Hz에 공진하도록 설계되었다.²⁷⁾ STAR는 Space Shuttle Mission STS-42에 의해 1992년 1월 우주왕복선에 실려 지구의 저궤도에 올려져 정상적인 임무를 수행했다. STAR의 카르노 사이클 대비 최대 효율은 20%로 보고되고 있다.²³⁾ 그림 11은 STAR의 음향학적 구조를 보여주고 있다.

해군 대학원에서는 또한 TAR-3라 명명된 third generation cryocooler를 개발 중에 있는데 이는 냉각온도폭을 200K까지 향상시킨 것으로서 고온 초전도체의 냉각에 사용하고자 하는 목표를 가지고 있다. 이상의 냉동 장치들은 냉각용량 보다는 냉각온도폭을 중요시 하고 있지만 일반 가정용에서는 냉각온도 폭보다는 냉각용량이 더 중요하다. 주거용에서는 냉각온도폭은 25-45K 정

도밖에 안되지만 요구되는 열펌핑 용량은 냉장고의 경우 수백 와트 에어컨의 경우는 수 킬로와트가 필요하다. 이와 같은 조건을 만족시키려면 여러가지 설계의 변경이 필요하나 근본적으로는 동일한 원리에 의한 것이므로 큰 장애는 없다. 이 곳에서는 가정용 냉장고 및 에어컨을 개발하고자 하는 TALS R (Thermoacoustic Life Sciences Refrigerator) 프로그램이 진행되고 있다.²⁸⁾ 이 프로그램에서 개발해 내하고자 하는 냉장고는 4°C 에서 200 Watt 그리고 -22°C 에서 120 Watt 의 열펌핑이 가능하며 냉각온도폭은 25-45K 이다. 또한 2 KW 의 용량에 3-4 정도의 COP 를 가진 에어컨도 가전업체들과의 협약²⁹⁾에 의해 현재 개발 중이다. 그림 12 와 그림 13은 해군대학원의 가렛 등이 실험용으로 만들어 놓은 대용량의 열음향 냉동용으로 만든 대용량의 열음향 냉동

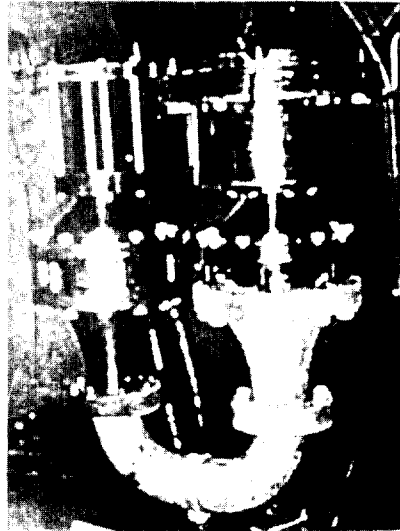


그림 12 가렛 등이 제작한 대용량 열음향 냉동기의 외관

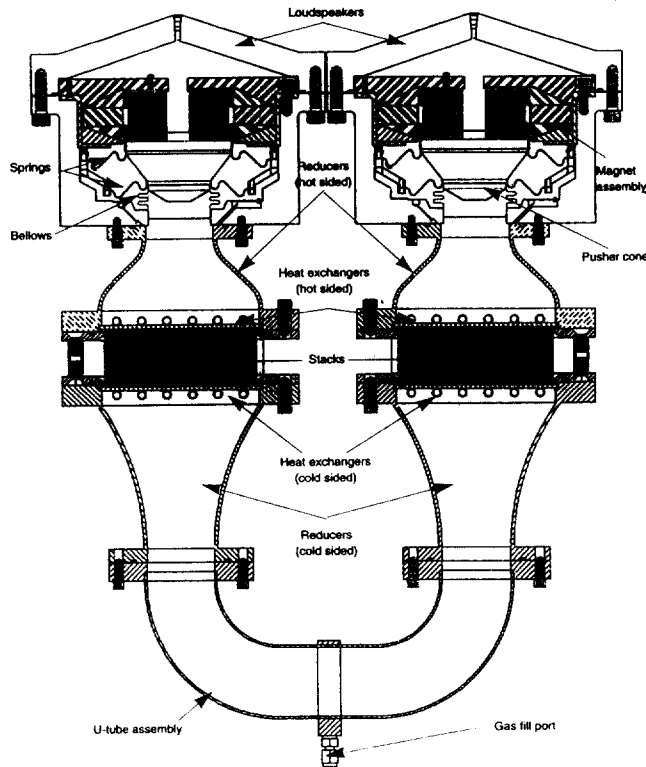


그림 13 가렛 등이 제작한 대용량 열음향 냉동기의 내부 구조도

기의 외형과 음향학적 구조를 각각 보여주고 있다.³⁰⁾ 특기할 것은 공명관의 양단에 큰 임피던스의 스피커를 각각 설치하여 압력 antinode를 만들어 줌과 동시에 두 개의 박판 집적체를 사용한 것이다. 공명관의 길이는 파장의 1/2로 늘어났지만 두 개의 박판 집적체를 사용하여 열펌핑 용량을 두 배로 증가시켰으므로 점성소산에 의한 손실은 오히려 줄어들었다고 할 수 있다. 미국 내에서의 연구는 대부분 이 두 곳에서 이루어지고 있으나 미시시피 대학의 물리음향센터(National Center for Physical Acoustic) 및 유타대학 등에서도 열음향 그룹을 조직하여 연구에 힘을 쏟고 있는 것으로 알려져 있다. 일본의 경우에는 맥동관식 냉동기에 주안점을 두고 있으며 마쓰바라(Mat-subara)와 가네코(Kaneko) 등에 의해 연구가 주도되고 있다. 그러나 공명관을 채택한 열음향 냉동 시스템에 관한 연구는 미미한 것으로 보인다. 중국의 경우에도 역시 리양(Liang) 등에 의해 맥동관식 냉동기의 연구가 진행되고 있다. 유럽에서는 쥘리히에 있는 IPCE(Institute for Process and Cryogenic Engineering)를 중심으로 열음향 냉동기의 연구 개발에 착수한 상태이다. 이에 비해 국내에서는 일부 제한적인 분야에 대한 기초연구가³¹⁾ 수행되었을 뿐 별다른 진척이 없는 상황이다.

5. 맺음말

이상에서는 열음향 냉동기술의 배경, 원리, 시스템 구조 및 연구개발의 진행상황 등에 관해서 살펴보았다. CFC를 사용하지 않아 환경문제를 야기시키지 않고 압축기를 제거하여 소음 및 진동을 저감시키는 등의 많은 장점들은 분명히 이 기술이 기존의 냉동시스템을 상당 부분 대체할 수 있도록 하는데 손색이 없다. 그러나 현 단계에서는 열음향 냉동 시스템에서 달성할 수 있는 효율이 기존의 랭킨 사이클에 비해 낮기 때문에

이를 단언하기는 힘들다고 본다. 현재 미국에서는 효율을 높이기 위한 연구가 집중적으로 행해지고 있고 수 년 내로 증기압축식 랭킨 사이클에 비견할 수 있게 되리라 예상하고 있다. 이와 같은 견지에서 볼 때 국내에서도 속히 열음향 냉동에 관한 연구 그룹이 조직되어 활발한 연구활동이 시작되어야 하며 신기술에 대한 산업체와 정부의 시각도 좀 더 장기적이고 적극적으로 변모할 필요성이 있다고 생각된다.

참 고 문 헌

1. Higgins, B., 1802, Nicholson's J., vol. 1, p.130
2. Rijke, P.L., 1859, "Notiz über eine neue Art, die in einer an beiden Eden offenen Röhre enthaltene Luft in Schwingungen zu versetzen", Ann. Phys. (Leipzig), vol.107, p.339
3. Sondhauss, C., 1850, "Über die Schall-schwingungen der Luft in erhitzten Glasröhren und in gedeckten Pfeifen von ungleicher Weite", Ann. Phys. (Leipzig), vol.79, p.1
4. Lord Rayleigh, 1945, The theory of sound, 2nd ed., vol.2, sec.322
5. Taconis, K.W., 1949, "Vapor-liquid equilibrium of solutions of ³He in ⁴He", Physica, vol.15, p.738
6. Clement, J.R. and Gaffney, J., 1954, "Thermal oscillations in low-temperature apparatus," Adv. Cryo. Eng., vol.1, p.302
7. Yazaki, T., Tominaga, A. and Narahara, Y., 1980, "Experiments on thermally driven acoustic oscillations of gaseous helium," J. Low Temp. Phys., vol.41, p.45
8. Carter, R.L., White, M. and Steele, A.M., 1962, (private communication of

- Atomics International Division of North American Aviation, Inc.)
9. Feldmann Jr., K.T., 1968, "Review of the literature on Sondhauss thermoacoustic phenomena," *J. Sound Vib.*, vol.7, p.71
 10. Feldmann Jr., K.T., 1966, "A study of heat generated pressure oscillations in a closed end pipe," Ph.D dissertation, Mechanical Engineering, University of Missouri
 11. Rott, N., 1969, "Damped and thermally driven acoustic oscillations in wide and narrow tubes," *Z. Angew. Math. Phys.*, vol.20, p.230
 12. Rott, N., 1973, "Thermally driven acoustic oscillations, part II: Stability limit for helium," *Z. Angew. Math. Phys.*, vol.24, p.54
 13. Rott, N., 1975, "Thermally driven acoustic oscillations, part III: Second-order heat flux," *Z. Angew. Math. Phys.*, vol.26, p.43.
 14. Rott, N. and Zouzoulas, G., 1976, "Thermally driven acoustic oscillations, Part IV: Tubes with variable cross-section," *Z. Angew. Math. Phys.*, vol.27, p.197
 15. Zouzoulas, G. and Rott, N., 1976, "Thermally driven acoustic oscillations, Part V: Gas-liquid oscillations," *Z. Angew. Math. Phys.*, vol. 27, p.325
 16. Muller, U.A. and Rott, N., 1983, "Thermally driven acoustic oscillation, part VI: Excitation and power," *Z. Angew. Math. Phys.*, vol.34, p. 609
 17. Gifford, W.E. and Longworth, R.C., 1966, "Surface heat pumping", *Adv. Cryog. Eng.*, vol.11, p.171
 18. Merkli, P. and Thomann, H., 1975, "Thermoacoustic effects in a resonant tube," *J. Fluid Mech.*, vol.70, p.161
 19. Wheatley, J.C., Hofler, T., Swift, G. W. and Migliori, A., 1983, "An intrinsically irreversible thermoacoustic heat engine", *J. Acoust. Soc. Am.*, vol.74, p.153
 20. Hofler, T., 1986, "Thermoacoustic refrigerator design and performance", Ph.D. dissertation, Physics Department, University of California at San Diego
 21. Hofler, T., 1988, "Accurate acoustic power measurements with a high-intensity driver," *J. Acoust. Soc. Am.*, vol.83, p.777
 22. Swift, G.W., 1988, "Thermoacoustic engines", *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 84, p.1145
 23. Garrett, S.L. and Hofler, T., 1992, "Thermoacoustic refrigeration," *ASHRAE J.*, December, p.28
 24. Swift, G.w., 1992, "Analysis and performance of a large Thermoacoustic engine", *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 192, p.1551
 25. Radebaugh, R., 1990, "A review of pulse-tube refrigerators," *Adv. Cryo. Eng.*, vol.35, p.1191
 26. Skerrett, P.J., 1991, "Refrigerator makes chilling sounds," *Pop. Sci.*, vol.239, p.44
 27. Adeff, J., 1990, "Measurement of the space thermoacoustic refrigerator performance Master's thesis, Naval Postgraduate School, Monterey, California
 28. Garrett, S., 1991, "ThermoAcoustic Life Sciences Refrigerator," NASA

- Tech. Rep. No. LS-10114, Houston, Texas
29. Bolos, J., 1990, "Technology transfer and cooperative research & development agreements," Nav. Res. Rev., vol.42, no.3, p.31
30. Perry, T.S., 1994, "Green refrigerators," IEEE Spectrum December, p.25
31. 김 동혁, 1995, "공명관식 열음향 냉동기의 최적 설계를 위한 수치모사 및 설계인자 분석," 공기조화 냉동공학회 논문집, 7권 2호, p.329