1998년도 한국음향학회 학술발표대회 논문집 제 17 권 제 1(s) 호

급격한 온도구배에 의한 열음향 발생에 관한 연구

박 태 국*, 김 승 효*, 김 동 혁**
* 한국해양대학교 대학원 기계공학과
** 한국해양대학교 기계·냉동·자동차공학부

A Study on the Thermoacoustic Sound Generation by Steep Temperature Gradient

Taekook Park*, Seunghyo Kim*, Donghyuk Kim**
* Graduate School, Department of Mechanical Engineering, Korea Maritime University
** Division of Mechanical System Engineering, Korea Maritime University
E-mail address : donghkim@hanara.kmaritime.ac.kr

요 약

파이프의 양 끝단에 심한 온도구배가 형성될 때 음향이 발생한다는 사실은 이미 알려진 사실이다. 본 연구는 열구동식 열음향냉동기를 구현하기 위해서 1단계로 열원에 의한 음향발생을 달성하고자 했다. 이를 위해 1/4 파장의 열음향 발생장치를 설계 및 제작하여 실험에 사용하였다. 열음향 발생기는 직경 3cm, 길이 16cm의 공명관에 가열부, 박판집적체, 고온부 및 저온부의 열교환기로 구성되며 발생음의 기본주파수는 520Hz로 설계하였다. 고온부를 380℃로 가열한 결과 열음향발생기의 개구부로부터 1m 떨어진 곳에서 최초 음압측정값이 약 112dB, 음향출력으로 약 1와트에 해당하는 값을 얻었다. 박판집적체에 급격한 온도구배가 형성되면서 주변의 기체가 자발적인 진동을 하여 형성된 음향동력 중 일부는 공명관 벽에 흡수되고 일부는 열교환기에서 점성에 의해 소산된다. 따라서 실제로 음향으로 변하는 부분은 이들을 감한 부분인데 실험결과 약 53%의 음향생성효율을 달성했으며 이는 스위프트 등이 얻었던 결과보다 우수하다.

I. 서 론

1777년에 히긴스(Higgins)[1]가 긴 파이프의 한 쪽 끝에 토오치로 열을 가했을 때 파이프의 반대편에서 음향이 발생하는 것을 최초로 발견한 이래 리이케(Rijke)[2], 존트하우스(Sondhaus)[3], 타코니스(Taconis)[4] 등이 유사한 현상을 발견하고 원리를 규명하였다. 이들은 파이프 양 끝단 사이에 심한 온도 구배가 형성될 때 음향이 발생한다는 사실을 관찰하였다. 이와 정반대의 현상 즉 음향을 이용하여 파이프 양 끝단에 온도차를 생성해주는 열펌핑 현상은 1960년에 와서야 비로소 지포드(Gifford)와 롱스워스(Longsworth)[5]에 의해 발견되었다. 본 연구에서는 음향에 의한 냉동을 실현함에 있어서의 전단계인 열음향발생을 실현하고 이의 메카니즘을 연구함으로써 열음향을 냉동에 적용하기 위한 방안을 모색하고자 한다.

II. 열음향 발생이론

단열 압축 및 팽창은 기체의 온도를 상승 및 하강시켜 온도에 변화폭을 발생시키게 되나 이 양은 매우 작아서 일상 생활에서는 못느끼고 지나간다. 예로서 보통 수준의 대화에 의해 발생되는 공기중의 온도 진폭은 0.0001℃ 정도의 크기를 가지고 있다. 그러나 음압이 증가하게 되어 170dB 이상이 될 경우에는 수 ℃ 정도의 온도 진폭을 유발하게 된다. 이와는 반대로 평판상에 급격한 온도구배가 존재하면 평판주위의 기체에 압축과 팽창이 유발되어 음향을 발생시키게 된다. 이러한 현상을 이용하면 열원을 이용하여 음향을 발생시킬 수 있게 된다. 음향에너지를 발생시키는데 사용되는 일은 평판

주위의 열경계층에 상당하는 부분에서 발생되고 더 멀리 떨어진 곳에서는 일의 발생이 없다. 열경계층의 열침투깊이(δ_t)는 식(1)로 표현된다.

$$\delta_t = \sqrt{\frac{2\alpha}{\omega}} \qquad (1)$$

윗식에서 α는 열확산도(thermal diffusivity), ω는 음파의 각속도를 나타낸다. 음향동력을 발생시키기 위해서는 이러한 열경계층이 필요하므로 평판을 좁은 간격 즉 δ_t 의 1-2배 정도의 거리를 두고 쌓아서 만든 박판집적체(stack-of-plate)가 필요하다. 이러한 박판집적체에서 발생되는 동력은 다음과 같다.

$$\dot{W} = \frac{1}{4}\Pi\delta_t\Delta x\frac{T_m\beta^2\omega}{\rho_m c_p}(p_1^s)^2(\Gamma-1) \qquad (2)$$

여기서 Π는 접촉길이, Δx는 박판집적체의 길이, δ_t는 열경계층의 두께를 나타내므로 발생동력은 유효유체의 체적($\Pi\delta_t\Delta$x)에 비례한다고 할 수 있다. 또한 발생동력은 정재파의 진폭 p_1^s 의 제곱에 비례하고 따라서 압력 node에서 0의 값을 가진다. Γ는 $\nabla T_m/\nabla T_{crit}$ 을 나타내며 박판 길이 방향으로의 실제 온도구배에 대한 한계 온도구배(critical temperature gradient)의 비를 의미하고 있다. 또한 박판 길이 방향으로의 열 흐름이 일어나지 않는 한계 온도구배는 다음식과 같다.

$$\nabla T_{crit} = \frac{T_m\beta\omega p_1^s}{\rho_m c_p u_1^s} \qquad (3)$$

작은 온도구배를 가진 열음향 기관에서는 $\Gamma-1 < 0$ 이 되어 발생동력이 음수의 값이 된다. 다시 말하면 동력은 박판의 경계층에서 흡수된다. 이러한 기관에서 동력이 흡수되면서 열은 저온으로부터 고온으로 이동이 될 수 있는데 이 원리가 열음향 냉동의 원리이다. 반대로 온도구배가 상당히 큰 열기관에서는 $\Gamma-1 > 0$ 이 되어 발생동력이 양수의 값이 되고 따라서 동력이 발생된다. $\Gamma-1<0$ 인 기관을 heat pump, $\Gamma-1>0$ 인 기관을 prime mover 라 부른다. 무차원 온도구배인 Γ값은 상당히 중요한 인자로 기관을 냉동기로 사용하려면 반드시 Γ가 1보다 작아야 하고 동력을 발생시키는 prime mover가 되기 위해서는 무차원 온도구배 Γ가 1보다 커야 한다. $\nabla T_m=\nabla T_{crit}$ 일 때 $\Gamma-1=0$ 이 되므로 동력은 흡수되지도 생성되지도 않는다.

III. 열음향 발생장치

본 연구에서는 스위프트(Swift)[6]의 논문을 참고하여 열음향 발생기를 제작하였다. 공명관의 길이는 구동주파수(520Hz)의 1/4파장인 16cm로, 직경은 3cm로 하였다.

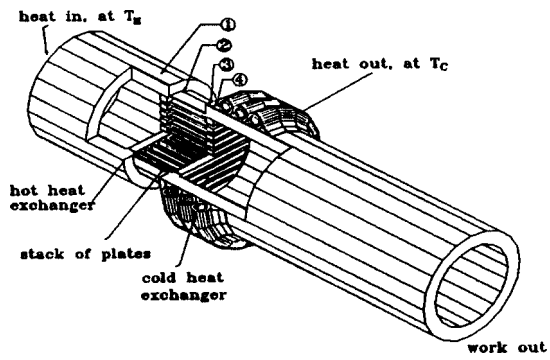

Fig. 1 Schematic drawing of thermoacoustic sound generator

열음향 발생기의 구동부는 부탄 화염에 의한 가열부이다. 가열부는 열교환기를 거쳐 스텐레스박판으로 만들어진 박판집적체와 연결된다. 따라서 가열된 부분으로부터 박판집적체의 한쪽 끝에 열이 전달되어 높은 온도를 형성하게 된다. 박판집적체의 반대편 끝에도 열교환기가 연결되어 물에 의해 일정한 온도로 냉각된다. 따라서 박판집적체의 양 끝단에는 커다란 온도차가 존재하게 되며 박판집적체의 길이에 따라 온도구배가 조절된다. 음향을 발생시키려면 한계온도구배보다 충분히 커야만 가능하다. 이를 위해서는 양단의 온도차를 크게 해주거나 박판집적체의 길이를 짧게 해주어야 하는데 길이가 너무 짧아지면 케이싱을 통한 열손실이 많아져 효율이 떨어진다. 본 연구에서 제작한 열음향 발생기의 공명관은 한 쪽 끝이 막혀 있고 다른 한 쪽 끝은 외부에 개방되어 있으며 그 형태는 실린더 모양을 갖는다. 공명관의 막힌 부분은 가열부로서 동봉을 가공하였고 냉각부는 내경이 3mm이고 관의 두께가 0.5mm인 구리파이프를 감아서 경납처리하여 저온 열교환기로부터 열전달이 원활하도록 하였다. 개구부도 동봉으로 가공하였고 박판 집적체를 싸고 있는 부분은 스테인레스 강을 두께 1mm로 가공하여 가열부와 냉각부를 연결하였다.

3.1 열교환기

열교환기는 박판집적체의 양단에 열을 공급하거나 배출하기 위하여 필요하다. 열음향 발생기에서 사용된 열교환기는 기존 개념의 열교환기와는 형상이 다르다. 우선 공명관에 삽입되기 위하여 실린더의 형태를 가져야 하고 공명관 내부에서 흐르는 유체의 흐름을 방해하지 않기 위하여 fin의 형상이 되어야 한다. 열교환기의 제작은 열효율이 좋은 구리를 사용하여 제작하였다. 본 실험에서 사용된 열교환기는 열교환기의 박판사이의 간격은 0.7mm, 박판의 두께를 0.3mm으로 하여 와이어

컷팅(Wire Cutting)법으로 제작하였는데 열교환기의 길이는 기체 입자의 최대 진폭과 비슷하게 설계하였다. 만약 열교환기의 길이가 너무 길면 점성소산에 의한 에너지 손실이 많아지게 되고 너무 짧으면 열교환기로서의 기능을 다하지 못하게 된다. 열교환기의 길이는 $2u_1/\omega$일 때가 가장 적당하며 이를 기초로 하여 열교환기 길이를 4mm로 결정하였다. 열교환기는 박판집적체에서 발생되는 열침투 깊이를 계속해서 유지시키기 위하여 박판집적체와 매우 가까운 위치에 근접하거나 닿아 있어야 한다.

3.2 박판 집적체

평판으로부터 열침투 깊이의 2배정도 되는 거리에 이르면 평판을 타고 흐르는 열유속의 값이 매우 작아진다. 그러므로 이 거리를 열유속이 유효한 거리로 보고 있으며, 최대 열유속을 얻기 위해서는 박판을 열침투 깊이의 4배에 해당하는 간격으로 일정하게 개재시켜야 한다. 또한 박판자체에 대한 x축 방향으로의 열전도도를 최소화하기 위하여 가능한한 얇은 평판을 사용해야 한다. 본 연구에서는 스텐레스 박판을 사용했는데 박판의 두께는 0.1mm이다. 박판집적체의 구조는 나선형 구조이며 얇은 스테인레스 강판(STS 304)을 감아 놓은 구조이다. 박판집적체가 일정한 간격을 유지하게 하기 위하여 직경 0.5mm의 철사를 박판에 4mm의 간격으로 붙인후 나선형으로 감았다.

IV. 열음향 발생실험

음향 발생을 위한 열원으로는 부탄가스 토오치를 사용하여 가열부를 가열하였고 냉각부에 유량 $11\times10^{-6}m^3/sec$인 냉각수를 공급하였다. 온도 측정은 각각의 측정점에 드릴로 지름 1mm 정도의 구멍을 만들어 그 내부에 열전대를 넣고 고온용 시멘트로 굳고 시켰다. 열전대는 Omega 사가 제작한 E type으로 직경이 0.005 inch이고 cromel vs. constantan 이다. 온도 측정기는 Barant 사의 692-8000 Benchtop을 사용하였다. 온도 측정기의 resolution은 0.1℃이다. 음향 측정은 공명관의 개구부로부터 1m 떨어진 곳에 마이크로폰을 설치하여 sampling 하였고 스펙트럼 분석기(FFT)를 이용하여 주파수분석을 수행하였다. 마이크로폰은 Brüel & Kjær 사의 4163, 프리앰프는 Brüel & Kjær 사의 2669 이다. 스펙트럼 분석기(FFT)는 Brüel & Kjær 사의 Signal Analyzer Unit Type 2035를 사용하였다. 스펙트럼 분석기의 사용에 있어 주파수의 범위를 0~1600Hz로 하여 800 line의 데이터를 측정했고 주파수 사이의 간격은 2Hz이다. 실험실의 조건은 실온이 300K이고 발생하는 소음은 컴퓨터와 FFT에서 나오는 소음이 주된 소음이고 그 이외 소음은 거의 없는 조용한 실험실이다. 벽은 콘크리트이고 천장은 석면으로 되어있다.

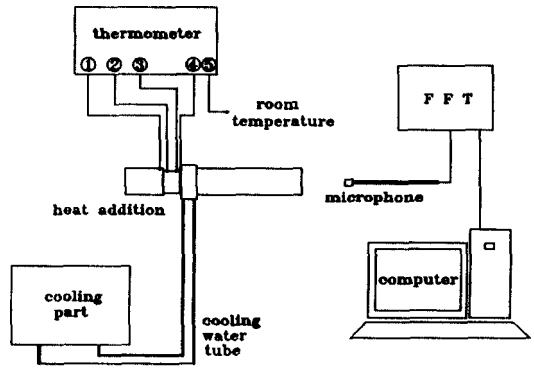

Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

V. 실험 결과 및 분석

고온 열교환기와 저온의 열교환기 사이에 일정수준 이상의 온도 차이가 생기면 음향이 발생하기 시작한다. 열음향 발생기에서 ①의 온도가 360℃, ②의 온도는 340℃, ③의 온도는 130℃, ④의 온도는 23℃일 때 음향이 발생하기 시작했다. ②,③의 온도가 380℃와 140℃가 될 때 가장 큰 음향이 발생하게 되며, 그 이상 온도를 올려도 별다른 음압의 변화를 보이지 않는다. 이 상태에서 음향의 발생은 정상상태에 도달했다고 할 수 있다. 이 때 ①,④의 온도는 각각 400℃, 23℃ 이다.

정상상태에 도달하였을 때에 음향을 측정하였고 구동부에서 가열기를 제거하였다. 그후에 음향은 정상상태를 유지하다가 급격하게 감소하며 사라졌다. 기준거리인 1m에서의 음향 측정결과는 주파수 스펙트럼으로 표시한 Fig. 3와 같이 나왔고 overall값은 112.0dB/ref 이다. 그리고 peak 값은 518Hz에서 109.5dB이고 제2의 하모닉과 제3의 하모닉의 값은 각각 1038Hz에서 56.8dB과 1556Hz에서 54.5dB이다.

실험의 반복성을 확인하기 위하여 두 번의 음향발생 실험을 추가로 수행했는데 실험간의 시간 간격은 5분이며 결과를 측정하여 그래프로 나타낸 것이 Fig. 4와 Fig. 5이다. 거의 비슷한 주파수에서 peak 값을 보여주고 있으나 음압의 크기는 상당부분 감소하였음을 알 수 있다. 이는 열음향 발생기가 충분히 식지 않은 상태에서 다시 가열을 함에 따라 박판집적체를 통과하는 열에너지의 감소를 가져오고 이에 따른 음압의 저하로 이어진다고 생각된다. 실험실 내에서 발생되는 소음은 부탄가스의 가열 소음과 냉각수가 배출되어 나갈 때 발생하는 소음 그리고 주변기기들의 소음이 합쳐진 것으로 광

대역에 피져있으며 열음향 발생기에 의해 발생된 음향과는 구분되므로 음향측정에 크게 영향을 미치지 않았다. 음향측정에 대한 Fig. 3, 4, 5을 살펴보면 음압의 Peak 값에서 약간의 차이는 있지만 기본모드와 2차, 3차 하모닉의 주파수는 일치하고 있음을 볼 수 있다.

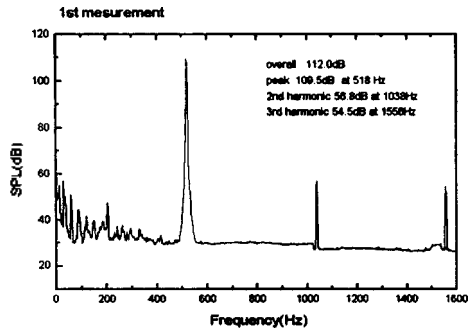

Fig. 3 The first measurement of sound generation

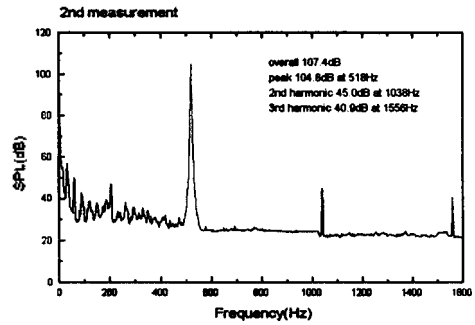

Fig. 4 The second measurement of sound generation

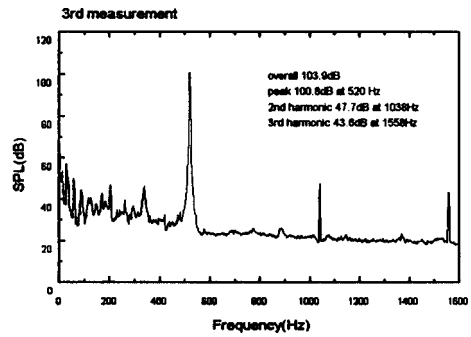

Fig. 5 The third measurement of sound generation

VI. 결 론

본 연구에서는 열원에 의해 형성되는 급격한 온도구배를 이용하여 열음향을 발생시키고 궁극적으로는 발생된 음향을 공명관 내에서 증폭시켜 냉동에 이용하려 하였다. 열음향 발생을 위해서 스위프트의 이론에 입각한 설계와 제작을 통해 만족할 만한 성과를 얻었다. 실험을 통해서 얻은 음압레벨은 열음향 발생기의 개구부로부터 1m 떨어진 곳에서 최대 112dB, 최소 104dB를 얻었으며 이를 음향출력으로 환산하면 각각 1와트 및 0.15와트에 해당한다. 이는 박판집적체에서 온도구배에 의해 생성되는 동력의 최대 약 53%에 해당하는 것으로서 공명관내부 및 열교환기 등에서 점성에 의해 소산되는 것을 감안할 때 양호한 결과라 할 수 있다.

참 고 문 헌

1. B. Higgins, Nicholson's J., vol.1, pp.130 (1802)
2. P. L. Rijke, "Notiz über eine neue Art, die in einer an beiden Eden offenen Röhre enthaltene Luft in Schwingungen zu versetzen", Ann. Phys. (Leipzig), vol.107, pp.339 (1859)
3. C. Sondhaus, "Ueber die Schallschwingungen der Luft in erhitzten Glasröhren und in gedeckten Pfeifen von ungleicher Weite", Ann. Phys. (Leipzig), vol.79, pp.1 (1850)
4. K. W. Tacoins, "Vapor-liquid equilibrium of solutions of He in He", Physica, vol.15, pp.738 (1949)
5. W. E. Gifford and R. C. Longsworth, "Surface heat pumping", Adv. Cryog. Eng., vol.11, pp.171 (1966)
6. G. W. Swift, "Thermoacoustic engines", J. Acoust. Soc. Am., Vol.84, No.4, pp.1147 (1988)
7. Hofler, Thomas James, "Thermoacoustic Refrigeration Design and Performance", Ph. D. Physics Department University of California at San Diego, pp.130-139, (1986)
8. 김동혁, "열음향 냉동", 공기조화 냉동공학, 제24권, 제3호, pp.283-296, (1995)