

맥동관 냉동기 열교환기에 관한 실험적 연구

남 관 우, 정 상 권[†], 정 은 수^{*}

한국과학기술원 기계공학과, ^{*}홍익대학교 기계공학과

An Experimental Study on the Heat Exchangers in the Pulse Tube Refrigerator

Kwanwoo Nam, Sangkwon Jeong[†], Eunsoo Jeong^{*}

Department of Mechanical Eng., Korea Advanced Institute of Science and Technology, Taejon 305-701, Korea

^{*}Department of Mechanical Eng., Hongik University, Seoul 121-791, Korea

(Received July 20, 1999; revision received November 11, 1999)

ABSTRACT: A basic pulse tube refrigerator has been constructed with extensive instrumentation to study the characteristics of the heat exchanger experimentally under the oscillating pressure and the oscillating flow. This paper describes the sequential experiments with the basic pulse tube refrigerator. The experiments were performed for various cycle frequencies under the square pressure wave forms. First, the heat flux was measured through the cycle at the both cold and warm end heat exchangers without the regenerator. In order to enhance the thermal communication capability of the heat exchanger with the gas at low operating frequencies, a unique design of the triangular shape radial fin concept was applied to the heat exchangers. For the fin heat exchanger, the measured heat flux and the calculated heat flux from the two well-known oscillating heat transfer correlations were compared and discussed. Second, the regenerator was added to the pulse tube to make a basic pulse tube refrigerator configuration. The experiment showed the great impact of the regenerator on the temperature and the heat flux profiles. At the warm-end, the cyclic averaged heat flux had its maximum value at the specific operating frequency. The paper presents the explanation of the surface heat pumping effect as well as the experimental data.

Key words: Cryocooler(극저온 냉동기), Pulse tube(맥동관), Oscillating flow heat transfer(왕복 유동 열전달), Heat flux(열유속), Heat exchanger(열교환기), Surface heat pumping(표면 열펌핑)

기 호 설 명

$2H$: 두 평판사이의 거리 [m]
 C_p : 정압 비열 [J/kgK]
 D : 관의 직경 [m]

k : 가스의 열전도율 [W/mK]
 L : 열교환기의 유효두께
 Nu_i : 복소 누셀트수의 허수부
 Nu_r : 복소 누셀트수의 실수부
 P : 압력 [Pa]
 q'' : 열유속 [W/m²]
 q''_{in} : 안쪽 벽면의 열유속 [W/m²]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-869-3039; fax: +82-42-869-3210

E-mail address: skjeong@sorak.kaist.ac.kr

- q''_{out} : 바깥쪽 벽면의 열유속 [W/m^2]
- R : 가스 상수
- T_w : 표면 온도 [K]
- ΔT : 가스의 중심 온도와 표면 온도의 차이 [K]

그리스 문자

- α : 열교환기 재료의 열확산율 [m^2/s]
- λ : 열적 경계층의 대략적인 두께 [m]
- μ : 점도 [$Pa \cdot s$]
- ρ : 밀도 [kg/m^3]
- ω : 각속도 [rad/s]

하첨자

- i : 허수부
- in : 안쪽 벽면
- out : 바깥쪽 벽면
- r : 실수부
- w : 벽면

1. 서 론

맥동관 냉동기(pulse tube refrigerator)는 1963년 Gifford와 Longsworth⁽¹⁾가 고안해낸 소형 저온 냉동기(cryocooler)의 일종으로서 현재 세계적으로 활발히 연구되고 있는 추세이다. 맥동관 냉동기는 저온부에서 움직이는 부분이 없으므로 간단한 구조와 저진동 특성을 지니고 있고, 따라서 기계적인 신뢰성과 내구성을 가진 냉동기이다. 이러한 이유로 인하여 맥동관 냉동기는 오랜 시간동안 안정적인 작동을 요구하는 우주 환경에서 적외선 감지기의 냉각을 목적으로, 혹은 앞으로 상용화가 예상되는 고온 초전도 소자와 같은 전자 소자의 냉각에 활용되기 위하여 연구가 활발히 진행중이다⁽²⁾. 맥동관 냉동기를 비롯한 Stirling, G-M 과 같은 극저온 냉동기는 벽과 작동 유체사이에 복잡한 맥동 열전달이 발생하는데, 그 메커니즘을 이해하는 것이 극저온 냉동기의 성능 향상에 필수적이다. 스티어링 엔진에서의 맥동 열전달에 관한 연구는 그 동안 많은 발전이 있었으나, 맥동관 내부에서의 열전달에 관한 실험적 연구는 그다지 많지 않다.^(3,4) 본 논문에서는

구형파(square wave)의 맥동 압력이 가해질 때 저온부와 고온부 열교환기에서 열유속(heat flux), 가스온도 그리고 표면온도를 실시간으로 측정하였다. 열교환기의 특성을 살펴보기 위하여 서로 다른 두 가지의 열교환기를 제작하여 실험을 수행하였고, 측정된 열유속을 기존의 왕복 유동 하에서의 열전달 관계식과 비교하여 열전달 관계식의 타당성을 실험적으로 고찰하였다.

2. 실험 장치

맥동관 냉동기의 개략도는 Fig. 1과 같다. Fig. 1의 맥동관 냉동기에서는 고압인 헬륨 가스의 주기적인 압축에 의한 열을 외부로 방출시키기 위하여 재생기 입구 쪽에 냉각기(aftercooler)를 제작하였고 냉각수가 흐르도록 설계하였다. 맥동관은 두께가 0.25 mm인 스테인리스 관을 사용하였고 길이는 174 mm이고 바깥 지름은 19 mm(3/4 inch)이다. 본 논문에서는 두 가지의 열교환기 형상을 제작하여 실험을 수행하였고. 열교환기의 형상은 Fig. 2와 같다. Fig. 2(a)는 망 열교환기(mesh heat exchanger)로서, 저온부 열교환기에는 구리 망(Cu mesh: #100)을 5장 삽입하여 유입하는 헬륨의 유동을 고르게 하고 고온부 열교환기에 비하여 열적 질량(thermal mass)을 작게 하였다. 고온부 열교환기에는 40장의 구리 망을 삽입하였다. Fig. 2(b)는 핀 열교환기(fin heat exchanger)로서 저온에서 열전도성이 높은 무산소동(OFHC : Oxygen Free High purity Copper)이라는 재료를 사용하였고 전기 방전 가공(wire EDM : Electric Discharge Machining)을 이용하여 열교환기 내부에 24개의 삼각형 모양을 가진 핀(fin)이 반경 방향으로 배열되게 하였다. Fig. 2(b)의 중심막대(center pole)는 열교환기의 불필요한 공극 체적을 줄이고 헬륨 가스를 반경 방향의 핀 사이로 고르게 분배하는 역할을 하도록 하였다.

저온부와 고온부에서의 열유속은 열유속 센서(heat flux sensor : RdF model 20455-2)에 의해 측정하였다. 열유속 센서의 스텝 입력(step input)에 대한 시상수(time constant)는 60 ms이다. 저온부 열교환기에는 외부 벽면에 열유속 센서를 부착한 다음 망간 히터(Manganin-heater)를 열유속 센서의 바깥 부분에 부착하여 맥동관 냉동기

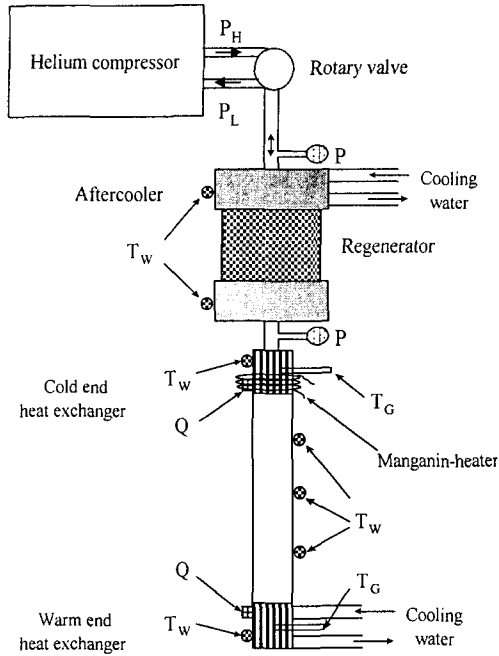


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus (T_w : wall temperature sensor, T_G : gas temperature sensor, P : pressure sensor, Q : heat flux sensor).

의 냉동 능력(cooling capacity)을 직접 측정하고자 하였다. 고온부 열교환기의 외부 벽면에도 열유속 센서를 부착하고 그 바깥 부분을 냉각수가 흐르는 무산소동 자켓(jacket)으로 덮게 하였다. 열교환기 표면과 열유속 센서 사이의 열접촉 저항을 줄이기 위하여 전도성이 좋은 그리스(grease: Lakeshore Cry-con)를 발라 주었다. 열유속 센서에 의하여 측정된 열유속 값은 표면에서 가스 내부로의 열유속이 양(+의 값)이 되도록 열유속 센서를 부착하였다.

열유속 센서가 부착되어 있는 축방향 지점에서 가스 온도와 표면 온도는 열전대(type E)로 각각 측정하였다. 시간에 따라서 급격하게 변하는 가스 온도를 정확히 측정하기 위하여, 가스 온도를 측정하는 열전대는 지름이 약 0.05 mm인 것이 사용되었다. 고압에 견디기 위한 열전대의 설치 방법은 참고 문헌 (5)에서 자세히 설명되어 있는 바와 같다. 재생기가 없는 맥동관은 재생기가 부착되지 않은 것을 제외하고는 모든 측정 방

법이 맥동관 냉동기의 경우와 동일하다.

고압의 헬륨 가스는 헬륨 압축기(CTI Model 8200)에 의해 생성되고 이 고압의 헬륨 가스가 회전 밸브(rotary valve)에 의해 맥동 파형으로 변환되어 맥동관 냉동기로 공급되도록 이루어져 있다. 스텝 모터의 회전 속도는 파형 발생기(function generator)로 제어되도록 하여 맥동 압력의 주파수를 손쉽게 바꿀 수 있도록 하였다.

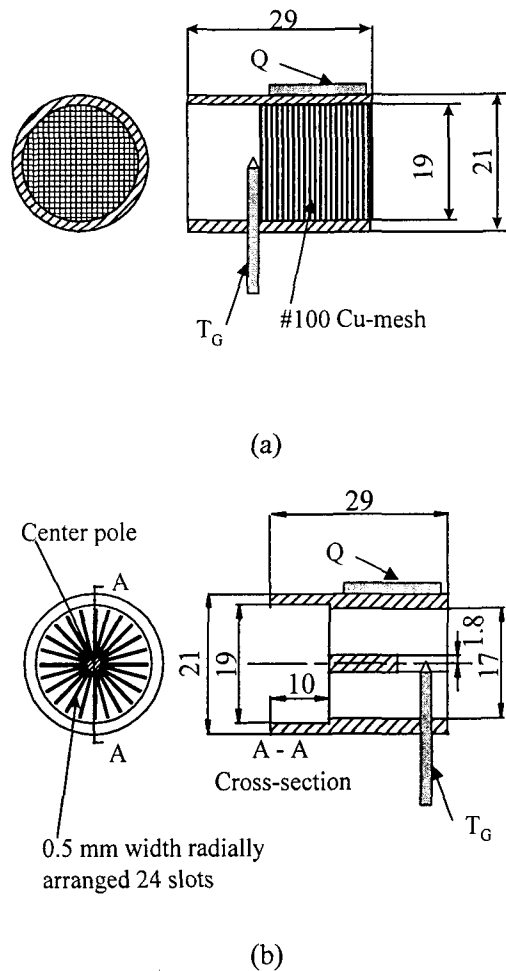


Fig. 2 Schematic diagram of the heat exchangers configurations and sensor installations(unit : mm) (a) Mesh heat exchanger (b) Fin heat exchanger(T_G : gas temperature, Q : heat flux).

대류 열전달에 의한 열손실을 막기 위해 맥동관 냉동기는 진공 챔버 내부에 삽입되었고 진공 챔버 내부는 진공 펌프 시스템으로 진공 분위기를 만들 수 있도록 하였다. 맥동 압력은 스트레인 게이지형 압력계를 냉동기 입구에 설치하였고 오실로스코프(HP Model 54600B)를 이용하여 실시간으로 관찰하였다. 증폭기를 거친 압력, 온도, 열유속 신호는 데이터 획득 장치(data acquisition system)로 연결되어 컴퓨터에 자동 저장되도록 하였다.

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 재생기가 없는 경우 열교환기 내부에서의 열전달 현상 해석

왕복 유동 하에서는 정상 상태일 때와는 달리 열유속과 가스-표면 온도차 사이에 위상차가 존재한다.⁽⁵⁾ 이런 현상을 설명하기 위하여 복소 누셀트 수(complex Nusselt number)라는 개념이 도입되어 맥동 현상에 대한 열전달을 해석하려는 노력이 있었다. Kornhauser⁽⁶⁾는 왕복 유동 하에서 열전달 관계식을 다음과 같이 표현하였다.

$$q'' = \frac{k}{D} \left(Nu_r \cdot \Delta T + \frac{Nu_i}{\omega} \cdot \frac{d\Delta T}{dt} \right) \quad (1)$$

식 (1)에서 우변의 첫번째 항은 뉴턴의 냉각 법칙(Newton's law of cooling)과 같이 gas와 표면 온도차에 비례하는 열유속이고, 두 번째 항은 온도차의 시간에 따른 변화에 의한 부가적인 열유속으로 이해할 수 있다.

Kornhauser⁽⁶⁾와는 달리 Jeong⁽⁷⁾등은 Fig. 3과 같이 두 평판 사이에서 일어나는 왕복 유동 하에

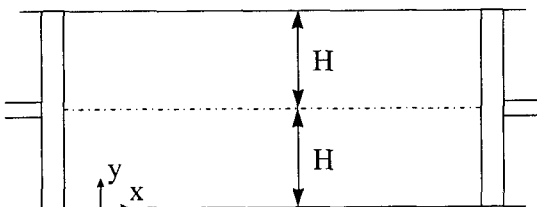


Fig. 3 Schematic diagram of the modeled oscillating pressure and oscillating flow between two flat plates.⁽⁷⁾

서의 열전달 관계식을 2차원 에너지 보존 법칙으로부터 다음과 같은 식을 유도하였다.

$$q'' = \frac{k}{H} \left(K_S \cdot \Delta T + \frac{K_I \cdot \lambda^2}{k} \cdot \frac{dP}{dt} \right) \quad (2)$$

여기서,
$$K_S \equiv \frac{6 \cdot H}{\lambda \cdot (1 - \zeta) \cdot (5 - \zeta)}$$

$$K_I \equiv \frac{-(\zeta - 1)^2 \cdot H}{\lambda}$$

$$\zeta \equiv \exp\left(\frac{-H}{\lambda}\right) \quad \lambda \equiv \sqrt{\frac{6kRT_w}{pC_p\omega}}$$

Jeong의 논문에서와는 달리 ΔT 를 gas의 중심 온도와 표면 온도와의 차이로 정의하였기 때문에 K_S 와 K_I 의 정의가 다르게 표현되었다. 식 (2)가 식(1)과 다른 점은 온도차의 시간 변화에 의한 열유속 항을 압력 변화의 항으로 대치시킨 결과인데, 결국 맥동관 내부의 온도 변화는 압력의 변화에 의하여 생성되는 것이므로 본질적으로는 같은 현상을 모델링한 것이다. 단 2 차원 유체 속도 분포를 고려하였으므로 좀 더 실제 현상에 근접된 결과를 보일 것으로 예상된다.

실험 결과와 열전달 관계식을 비교하기 위하여 측정된 열교환기의 표면 온도와 외부 벽면의 열유속으로부터 내부 벽면의 열유속을 정량적으로 구하였는데, 열교환기를 1차원의 평판으로 가정하고 다음과 같은 관계식을 이용하였다.⁽⁸⁾

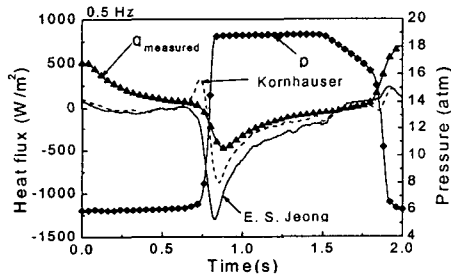
$$q''_{in} = q''_{out} - \rho C_p L \frac{dT_o}{dt} + \frac{L^2}{2\alpha} \frac{dq''_{out}}{dt} \quad (3)$$

여기서 L 은 평판의 두께이다. 핀 열교환기를 1차원 평판으로 가정할 수 있는 관 열교환기로 가정하여 식(3)을 적용하였는데, 핀 열교환기의 부피와 관 열교환기의 부피가 같도록 관 열교환기의 두께를 4 mm로 가정하였다. 이렇게 가정한 이유는 바깥쪽에서 측정된 열유속이 열교환기 몸체의 열용량 즉, 유한한 부피에 의하여 내부 벽면의 열유속보다 진폭이 작고 위상이 다르게 측정되기 때문이다.

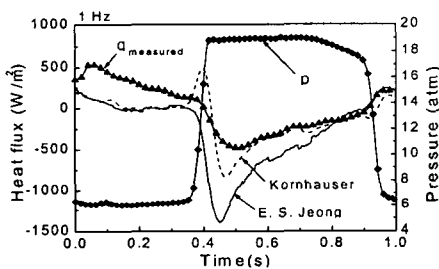
Fig. 4는 핀 열교환기가 부착된 맥동관에서 측정된 가스 온도, 표면 온도 그리고 맥동 압력 데이터⁽⁵⁾를 이용하여 식(1)과 식(2)의 관계식으로부터 열유속을 계산한 결과와 측정된 열유속을 비

교한 것이다. Nu_r 과 Nu_i 는 한 사이클당 측정된 열유속과 온도를 이용하여 식(1)을 최소자승법 (least square method)에 의하여 결정한 값들이다.^{(5),(6)} 최소자승법으로 결정된 복소 누셀트수는 한 사이클당 평균값이다. Fig. 4는 저온부 열교환기에서의 결과인데, 정량적으로 상당한 오차가 있다. 오차가 생기는 이유는 비정상 열전달 관계식의 한계성과 열교환기 형상의 복잡성 때문인 것으로 보이나, 본 논문에서는 열전달 관계식의 한계성에 대해서 주로 살펴보기로 한다. 첫 번째로 Kornhauser의 관계식은 온도 분포를 단순히 정현파(sinusoidal wave)로 가정하여 유도한 식으로서, 압력파가 정현파로 가해질 때 잘 맞는 식이다. 본 실험에서는 압력이 사각파에 가까우므로 식(1)로 예측한 순간 열유속은 실험값과 상당한 차이가 난다. 또한 사이클당 평균 열유속이 실험값은 거의 '0'이고 계산값은 '0'이 아니다. 이

것은 식(1)을 적용할 때 가스 온도를 단면 평균 온도를 대입하지 않고 중심부의 온도를 대입하였기 때문이다. 즉, 측정된 온도가 열교환기 내부를 흐르는 가스의 온도를 대표할 수 없으므로 절대

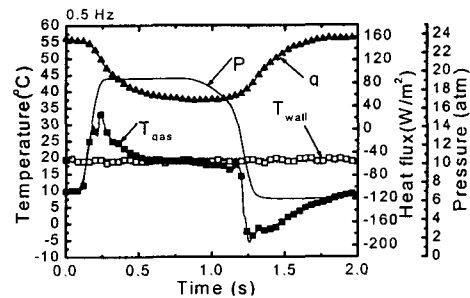


(a)

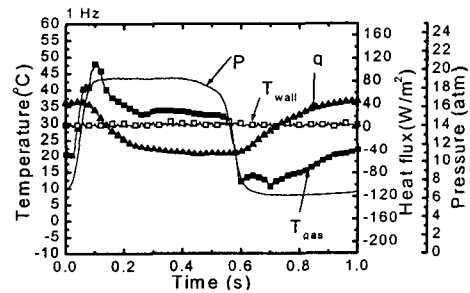


(b)

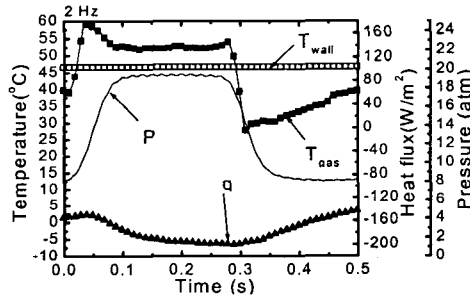
Fig. 4 Comparison of the measured heat flux and the theoretical predictions for the fin heat exchanger (a) 0.5 Hz (b) 1.0 Hz.



(a)



(b)



(c)

Fig. 5 Experimental data at the cold end for the mesh heat exchanger (a) 0.5 Hz (b) 1.0 Hz (c) 2.0 Hz.

Table 1 Cyclic mean heat transfer rate at various frequencies for the mesh heat exchanger.(No cooling load at the cold-end. Negative sign means heat from the system and positive sign means heat into the system)

Frequency(Hz)	T _L (K)	Q _L (W)	Q _H (W)	Q _A (W)
0.5	245	0.32	-1.30	-
1.0	236	0.34	-1.87	-10.7
2.0	235	0.34	-2.92	-21.4
3.0	239	0.31	-2.10	-39.3
5.0	252	0.25	-1.74	-50.0

값에서도 오차가 날 수 밖에 없다. 두 번째로 Jeong의 관계식은 평판 사이의 2 차원 에너지 보존 식으로부터 유도되었으나 벽면의 온도가 일정하다는 경계조건이 포함되어 있으므로 실제 상황과는 차이가 있다. 본 논문에서는 실험값과 계산값의 정성적인 경향에 초점을 맞추었고 다음과 같은 사실을 알 수 있었다. Fig. 4에서 보는 바와 같이 압력이 급격히 상승하는 구간에서 식(2)에 의하여 계산된 열유속의 형상이 측정된 데이터와 비슷한 경향을 보였다. 식(1)로 계산한 열유속이 압력이 상승하는 구간에서 실험값과 차이가 나는 이유는 복소 누셀트수를 사이클당 평균값으로 대입했기 때문이다. 식(2)의 K_s와 K_t는 시간에 따라 변하는 값이므로 압력이 상승하는 구간에서 열유속 값을 잘 예측함을 알 수 있었다.

Fig. 5는 저온부를 망 열교환기로 제작하였을 경우 열유속을 측정된 결과인데 외부에 부착한 열유속센서에 의하여 측정된 열유속이 내부의 가스 온도의 변화에 민감하게 반응하지 못한 결과를 보이고 있다. 이것은 망 열교환기를 제작할 때에 삽입되는 망과 무산소동 몸체사이의 접촉 저항(thermal contact resistance)이 크기 때문에 일어나는 현상이라고 판단된다. 본 실험 데이터에 대하여도 식(1)과 식(2)를 적용하려면 식(3)을 이용하여 열교환기의 내부 열유속을 결정해야 하는데, 망과 무산소동으로 이루어진 망 열교환기에서는 그것들 사이의 열접촉 저항 때문에, 식(3)을 이용하여 내부의 열유속을 예측하기는 어려우므로 Fig. 5는 실험 데이터만 보여주고 있다. 또

한, Fig. 5(c)에서 보는 바와 같이 맥동 주파수가 2 Hz로 증가하면서 저온부 열교환기에서 열유속이 음의 값을 가지는 것이 관측되었다. 이것은 주파수가 증가함에 따라 맥동관에 가해지는 사이클 입력 일(cyclic work input)이 증가할 때 열접촉 저항에 의하여 고온부에서 효과적으로 열을 방출하지 못하고 저온부의 가스 온도와 표면 온도가 상승하였기 때문이다. 이와 같은 열접촉 저항을 줄이기 위하여 무산소동의 내부 벽면에 납으로 얇게 코팅하고 망을 삽입한 다음, 접합하여 납이 망과 벽면사이에 좀더 잘 녹아 들어가게 해야 할 것이다.

3.2 재생기가 부착된 경우 맥동관 냉동기의 성능 특성

Table 1은 맥동 압력 주파수에 따라서 맥동관 냉동기의 각부분에 출입하는 열량을 측정된 것이다. 재생기의 냉각기에서 발생하는 열(Q_A)은 주기적인 압축에 의한 열로서 재생기 입구의 유동 저항에 의하여 발생하는 열이다. Q_H는 고온부에서 냉각수에 의하여 외부로 방출되는 열량이고, Q_L은 저온부에서 인위적인 열을 가해주지 않았음에도 불구하고 외부에서 유입되는 열손실(parasitic loss)이다. 재생기의 냉각기로 방출되는 열은 냉각기를 지나는 냉각수의 유량과 온도차를 이용하여 구하였고, Q_L과 Q_H는 열유속 센서로부터 측정된 열유속의 사이클당 평균값과 열교환기의 외부 면적을 고려하여 구하였다. Table 1에서 보면 주파수가 증가함에 따라 재생기의 냉각기에서 방출되는 열(Q_A)이 증가함을 알 수 있는데, 이것은 맥동관 냉동기로 공급되는 압축일이 증가하기 때문이다. 본 논문에서는 저온부 열교환기에 부착된 히터가 열을 가해주지 않았음에도 불구하고, 열유속 센서는 일정한 냉각 부하(Q_L)가 존재하는 것을 측정 결과로 보여주고 있는데 이것으로부터 시스템의 부가적인 열손실(parasitic losses)을 직접 측정할 수 있음을 알 수 있다. Table 1에서 작동 주파수가 1 Hz와 2 Hz 일 때 Q_L이 최대가 되는데 이것은 저온부의 온도가 낮아지면서 부가적인 열손실이 증가하기 때문이다. Fig. 6은 고온부 열교환기에서 온도, 압력, 열유속의 측정 결과를 보여 주고 있다. 특히 주파수가 2 Hz일 때 가스와 표면의 평균 온도차가 최

대가 되고 방출되는 평균 열량이 최대인데, 이것은 맥동관 내부의 표면 열펌핑 효과(surface heat pumping effect)⁽⁹⁾에 의하여 설명할 수 있다. 기본형 맥동관 냉동기는 주기적으로 왕복하는 가스가 맥동관 벽과 열을 주고받음으로써 저온부에서

고온부로 열을 펌핑하여 냉동효과를 내는 것이다. 이때, 맥동관의 벽면은 가스가 가지고 있는 열을 일시적으로 저장, 방출하는 재생 효과(regenerative effect)를 보이며 이 재생효과가 극대화될 때 냉동능력이 커진다. 주기적으로 왕복하는 가스의 주파수가 작으면 재생효과가 줄어들고 주파수가 커지면 가스에서 반경 방향으로 열 전달이 잘되지 않는다. 따라서, 표면 열펌핑이 최대가 되는 주파수가 존재하고 이 주파수에서 Q_H 가 최대가 됨을 알 수 있었다. 이로 인하여 Table 1에서 보는 바와 같이 저온부의 온도가 가장 낮게 측정되었다.

4. 결론

본 연구에서 다음 결론을 얻을 수 있다.

(1) 핀 열교환기를 부착한 맥동관에서 압력, 가스 온도 그리고 표면 온도를 이용하여 기존의 왕복 유동 하에서 쓰이는 두 가지의 열전달 관계식으로부터 열유속을 구하고 측정치와 비교하였다. 특히 압력이 급격히 변하는 구간에서는 Jeong의 관계식으로부터 구한 열유속이 실험적으로 측정된 것과 같은 경향을 보였다.

(2) 망 열교환기로 제작하였을 경우 외부에 부착한 열유속 센서로 측정된 열유속이 내부의 가스 온도의 변화에 민감하게 반응하지 못한 결과를 보였고, 주파수가 증가함에 따라 저온부 열교환기에서 열유속이 음의 값을 가지는 것이 관측되었다. 이것은 망 열교환기를 제작할 때에 삽입되는 망과 무산소동 몸체사이의 접촉 저항이 크기 때문에 일어난다고 판단되며, 제작시에 접촉저항을 줄이기 위한 노력이 선행되어야 할 것이다.

(3) 맥동관 냉동기의 고온부 열교환기에서 방출되는 열량은 특성 주파수에서 최대가 되며 이것은 표면 열펌핑 효과에 의하여 그 현상을 설명할 수 있었다.

후 기

본 연구는 1998년도 한국과학재단 핵심전문연구비(981-1006-038-2)의 일부를 지원 받아 수행되었으며 이에 감사를 드립니다.

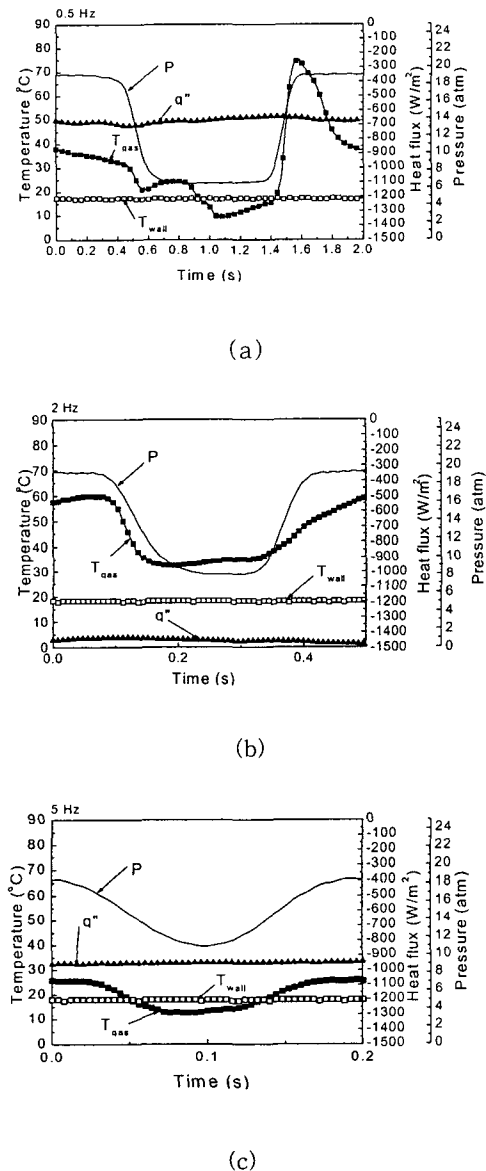


Fig. 6 Temperature, heat flux and pressure data at the warm end for the mesh heat exchanger (a) 0.5 Hz (b) 2 Hz (c) 5 Hz.

참 고 문 헌

1. Gifford, W.E. and Longworth, R.C., 1963, Pulse tube refrigeration, ASME paper No.63-WA-290.
2. Thummes, G., Landgraf, R., Giebeler, F., Mück, M. and Heiden, C., 1995, Pulse tube refrigerator for high- T_c SQUID operation, Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 41B, Plenum Press, New York, pp. 1463-1470.
3. Shiraishi, M., Seo, K. and Murakami, M., 1995, Pressure and temperature oscillations of working gas in a pulse tube refrigerator, Cryocoolers 8, Plenum Press, New York, pp. 403-410.
4. Seo, K., Shiraishi, M., Nakamura, N. and Murakami, M., 1997, Investigation of radial temperature and velocity profiles in oscillating flows inside a pulse tube refrigerator, in: Cryocoolers 9, R.G. Ross, Jr. Ed., Plenum Press, New York, pp. 365-374.
5. Jeong, S. and Nam, K., 1998, Investigation on the heat transfer characteristics in pulse tube refrigerator, Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 43B, Plenum Press, New York, pp. 2007-2013.
6. Kornhauser, A.A., 1989, Gas-wall heat transfer during compression and expansion, Sc.D. Thesis, Dept. of Mech. Eng., Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, U.S.A.
7. Jeong, E.S., 1992, Heat transfer with oscillating pressure in reciprocating machinery, Ph.D. Thesis, Dept. of Mech. Eng., Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, U.S.A.
8. Burggraf, O.R., 1964, An exact solution of the inverse problem in heat conduction theory and applications, Journal of heat transfer, Trans. ASME, Vol. 86, pp. 373-382.
9. Gifford, W.E. and Longworth, R.C., 1965, Surface heat pumping, Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 11, Plenum Press, New York, pp. 171-179.