

맥동관 내부의 열전달에 관한 실험적 연구

Experimental study on the heat transfer in pulse tube

김민규*, 남관우**, 정상권***, 장호명[†], 정은수[‡]

Mingyu Kim*, Kwanwoo Nam**, Sangkwon Jeong***, Ho-Myung Chang[†], Eun-Soo Jeong[‡]

Abstract : The present study has been conducted to observe the heat transfer under pulsating pressure and oscillating flow. The experimental apparatus was fabricated to measure the gas temperature, the wall temperature, the pressure and the instantaneous heat flux inside the pulse tube. The measured gas temperature and heat flux must be calibrated to compensate their finite time constant in the oscillating flow conditions. The experiment was performed from 1 Hz to 5 Hz. The phase difference between the instantaneous heat flux and the gas-wall temperature difference was clearly observed. The experimental heat fluxes were compared to the theoretical correlations such as Complex Nusselt Number Model(CNNM) and Variable Coefficient Model(VCM). The heat flux predicted by CNNM was always greater than that of VCM. The experiment confirmed the validity of the VCM for the instantaneous heat flux under the pulsating pressure and oscillating flow in the warm end of the basic pulse tube.

Key Words : pulse tube, oscillating flow, pulsating pressure, heat flux, complex Nusselt number

1. 서 론

맥동 압력 하에서의 왕복 유동은 맥동관 냉동기, 스텔링 냉동기, G-M 냉동기 등의 공학적인 장치에서 흔히 볼 수 있는 현상이지만, 본질적으로 복잡한 열유체적 현상이고 이에 대한 실험적인 연구가 부족하기 때문에, 실제 장치의 열교환기 설계에 있어서는 정상 상태 열전달 관계식을 많이 사용하고 있는 실정이다. 하지만 정상 상태의 유동 현상 하에서 얻어진 열전달 관계식들은 맥동 압력이나 왕복 유동 조건에서의 열전달을 제대로 예측하지 못한다. 그 이유는 왕복 유동에 의한 열전달의 경우, 가스와 벽면의 온도차와 벽면에

서의 순간 열유속 사이에 위상차가 존재하기 때문이다. 즉, 정상 상태의 열전달 관계식인 Newton의 대류 열전달 관계식에는 왕복 유동에 의한 열전달을 설명해 줄 수 있는 항이 포함되어 있지 않기 때문에, 정상 상태 열전달 관계식을 왕복 유동에 적용하는 데에는 한계가 있다. Kurzweg[1]는 기존의 왕복 유동 열전달에 관한 연구 결과를 스텔링 기관의 열교환기에 적용시키려는 연구를 하였으며 Gedeon[2]은 Kurzweg의 결과를 이용하여 복소 누셀수 모델을 도입하여 비압축 층류 왕복 유동에서의 누셀수를 구하였고, 왕복 유동의 주파수가 클 때 벽면에서의 순간 열유속과 벽과 유체의 온도차 사이에 위상차가 발생함을 보였다. Kornhauser[3]는 자유 피스톤 스텔링 기관(free piston Stirling engine)의 실린더에서의 열전달 해석에, 복소 열전달 계수(complex heat transfer coefficient)를 도입하여 해석하는 것이 실험 결과와 일치함을 보여주었다. Jeong[4]은 평판사이의 피스톤에 의하여 왕복하는 유체에 대하여 정상 상태의 2차 속도와 온도 분포를 구하였고 맥동 압력 하에서의 새로운 열전달 관계식인 변형 계수 모델(variable coefficient model)을 제안하였다. 이대영[5]은 스텔링 사이클 기기의 열교환기에서, 원관 길이 방향으로 벽 온도 기울기가 일정하지 않을 때, 유체의 속도 분포가 단면에 대하여 균일하다고 가정하고, 작동 유체의 압축, 팽창은 고려하지 않으면서 에너지 방정식으로부터 왕복 유동에 의한 가스 및 벽의 온도장에 관하여 해석적으로 열전달을 구하였으며, 왕복 유동의 주파수와 왕복 유동 거리가 열전달에 미치는 영향을 또한 고찰하였다. 한편 실험적인 연구에서 남관우[6]는 기본형 맥동관에서 맥동관 열교환기 외부에 열유속 센서를 설치하고 그 측정 결과를 이용하여 가스와 벽면의 순간적인 열유속인 내부 열유속을 계산해 주었다. 그러나 이 실험에서는 열교환기의 관 벽면의 축열 효과를 배제시키지 못하였으므로 순간적인 열유속을 정확히 측정하였다고는 볼 수 없다.

본 논문에서는 맥동관, 오리피스, 저장소로 구성된 실험 장치를 제작하고, 작동 유체인 헬륨가스의 온도, 맥동관의 표면 온도, 고온부와 저온부 열교환기에서의 헬륨 가스와 관 내부 벽면에서의 순간적인 열유속, 그리고 맥동 압력을 실시간으로 측정함으로써 맥동관 내부에서의 열전달 현상을 실험적으로 고찰하고자 한다. 또한 왕복 유동 열전달의 대표적 관계식과 측정된 실험 결과를 비교하고, 그 관계식의 타당성과 맥동관 냉동기에 적용 가능한지를 고찰하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1. 실험장치

본 실험 장치는 Fig. 1과 같이 재생기가 없는 오리피스 맥동관 냉동기 형태로 제작이 되었다. 맥동관의

* 학생회원 : 한국과학기술원 기계공학과 석사과정

** 학생회원 : 한국과학기술원 기계공학과 박사과정

*** 정 회 원 : 한국과학기술원 기계공학과 부교수

[†] 정 회 원 : 홍익대학교 기계공학과 부교수

원고접수 : 2000년 04월 19일

심사완료 : 2000년 05월 23일

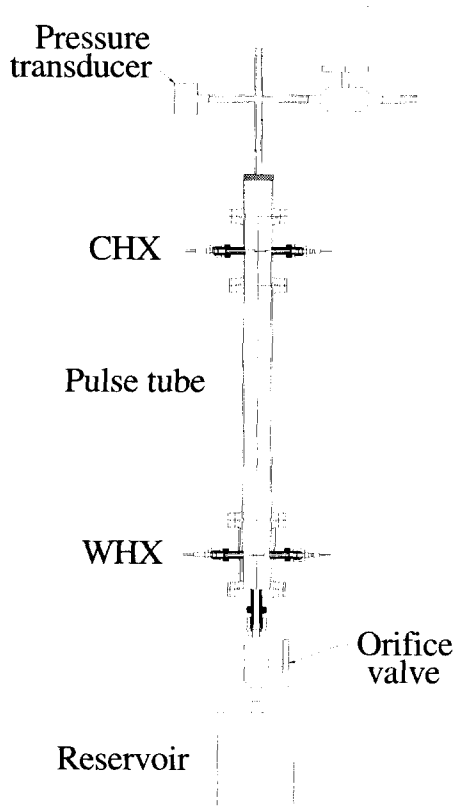


그림 2. 실험장치의 개략도.(CHX: 저온부 열교환기, WHX: 고온부 열교환기)
 Fig. 1. Schematic diagram of the experimental apparatus.(CHX : cold-end heat exchanger, WHX: warm-end heat exchanger)

저온부 열교환기로 들어오는 헬륨 가스는 작은 관에서 큰 관으로 유입되면서 분출되지 않고 일차원 유동을 이루도록, 1/4" 관과 1" 관 사이에 #200의 스테인리스 망(mesh)을 25.4 mm의 원으로 절단하여 4 mm 두께로 삽입해 주었다. 저온부 열교환기는 외경 1", 두께 1 mm의 동관을 사용하였고 관 내부 벽면에 열유속 센서 설치를 용이하게 하기 위하여 저온부 열교환기 양끝에 두께 7 mm의 플랜지를 사용하여 쉽게 탈착이 가능하도록 하였다. 고온부 열교환기는 저온부 열교환기와 형태는 같으나 열교환기 관 외부에 냉각수가 순환될 수 있도록 물 재킷(jacket)을 Fig. 2와 같이 만들어 주었다.

관 내부의 가스 온도를 측정하기 위해 Fig. 3과 같이 Swagelok의 리듀서(reducer)를 사용하여 3.2 mm 직경의 열전대(Omega model EMQSS-010E)가 관 중심에 삽입될 수 있도록 만들었다. 열전대 접점의 크기는 직경 0.038 mm로서 주파수 응답 속도가 빠른 노출형 접점(exposed junction)으로 되어 있다. 또한 관 내부에서 관 벽과 가스간의 순간적인 열유속을 측정할 수 있도록 Fig. 3과 같이 열유속 센서(heat flux sensor, RdF model 20455-1)를 CN 접착제를 이용하여 접착하였다. 열유속센서의 열저항이 헬륨이나 공기보다 훨씬 작으므로 열유속 센서가 설치되어 있는 벽면과 열유속 센서가 설치되어 있지 않은 벽면 사이의 반경 방향 열유속의 차이는 실제

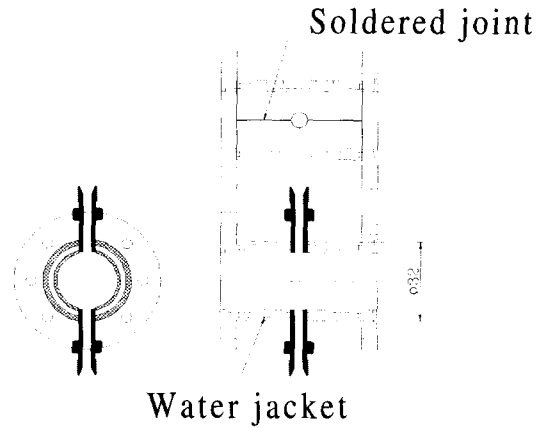


그림 2. 고온부 열교환기.(단위: mm)
 Fig. 2. Warm-end heat exchanger.(unit:mm)

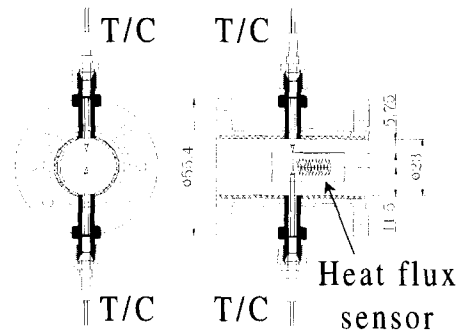


그림 3. 열전대와 열유속 센서의 설치(T/C: 열전대, 단위:mm)
 Fig. 3. Installation of the thermocouple and the heat flux sensor.(T/C: thermocouple, unit:mm)

열유속 크기의 5% 미만으로 계산되었다. 또한 열유속 센서에는 T형 열전대가 삽입되어 있어 순간적인 열유속뿐만 아니라 순간적인 벽면 온도의 변화도 측정 가능하였다.

맥동관은 외경 1", 길이 200 mm, 두께 1 mm인 스테인리스 관을 사용하였다. 맥동관 냉동기 고온부 열교환기 끝단은 1" 관에서 1/4" 관으로 연결될 수 있도록 플랜지(flange)를 제작하였고 Swagelok의 미터링밸브와 버니어핸들을 조립하여 오리피스 밸브로 사용하였다. 전체적인 실험장치는 Fig. 1과 같이 저온부, 고온부 열교환기와 맥동관, 오리피스 밸브와 저장소로 구성되어 있다.

맥동관 내부에 주기적인 가스의 압축·팽창과 왕복 유동을 만들어 줄 수 있도록, 헬륨 압축기(CTI Cryogenics: Model 8200)와 자체 제작한 회전 밸브 시스템을 맥동관에 연결하였다. 회전밸브는 스텝모터(Oriental motor corp. model UPH5913-A)로 구동되는데, 파형 발생기(function generator)와 구동 드라이버(Oriental motor corp. model UDX5114)를 이용하여 회전 밸브의 회전수를 조절할 수 있었다.

2.2. 실험방법

우선 회전 밸브 시스템과 맥동관을 연결한 후 진공 펌프를 사용하여 맥동관 내부와 회전 밸브 시스템을 진공 상태로 만들었다. 맥동관 내부와 회전 밸브 시스템에 기체 헬륨을 18 기압으로 주입하고 헬륨 압축기를 회전 밸브 시스템과 연결하였다. 원하는 왕복 주파수의 유동을 얻기 위하여 파형 발생기의 주파수를 적절히 조정하였다.

맥동관 입구의 압력을 측정하기 위한 압력계 (Sensym model ST2000)는 사용 범위가 0~35 기압이며 출력은 1~6 V로 전 범위에 대하여 출력이 선형적이며 0°C에서 70°C까지의 온도를 보상해 줄 수 있는 회로가 내장되어 있고 주파수 응답 속도도 1 ms로서 빠른 압력 변화를 측정하기에 적합하였다. 맥동관 내부의 가스 온도를 측정하기 위한 열전대는 열전대 접점의 열관성(thermal inertia)이 유한하기 때문에, 맥동관 내부의 유동과 같이 빠르게 변동하는 가스의 온도를 측정하기는 어려우므로, 열전대 신호의 크기 및 위상차를 열전대 시상수를 측정하여 보정하였다.[7]

맥동관 열교환기 부분의 가스와 벽면간의 내부 열유속을 측정하기 위한 열유속 센서 신호의 크기는 수십 μV 로서 작으며 노이즈에 민감하므로 본 실험에서는 분리증폭기(isolation amplifier: YOKOGAWA model 313100-6/E)를 이용하여 데이터 획득 장치에 저장하도록 하였다.

2.3. 실험결과 처리방법

실험을 통하여 얻어진 관 중심의 가스 온도, 벽면 온도, 맥동관 내부 압력을 이용하여 반경 방향 열유속을 계산할 수 있는 이론적인 관계식과 실제로 측정된 순간 열유속의 크기를 비교하여 보았다. 먼저 기존의 이론 관계식으로는 Kornhauser와 Jeong의 열전달 모델을 고려하였다. Kornhauser가 복소 누셀수를 이용하여 제시한 열전달 모델은 다음과 같다.[3]

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

여기서, k 는 가스의 열전도율, D 는 관의 내경, ω 는 각속도(angular speed), ΔT 는 벽면과 관 중심부 가스의 온도차, 그리고 Nu_r , Nu_i 는 각각 복소 누셀수의 실수부와 허수부이다. 식(1)로부터 열유속을 예측하기 위해서는 복소 누셀수가 필요한데, 이것은 열유속과 온도를 측정하여 2차원 곡선 근사법(curve fitting)으로부터 구한다. Kornhauser는 Peclet수 ($Pe = \rho C_p \omega D^2 / 4k$)에 따라 복소 누셀수를 제시하였다.[3] 여기서, C_p 는 정압비열이다. 한편, Jeong은 두 평행한 평판 사이의 왕복 유동에 관한 열전달 관계식을 해석적인 방법으로 2차원 에너지 보존식으로부터 다음과 같이 구하였다.[4]

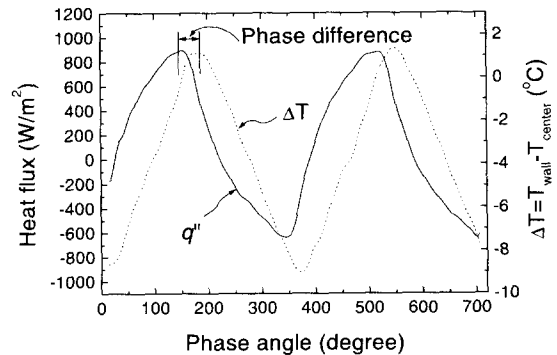
$$q'' = \frac{k}{H} \left[K_1 \cdot \Delta T + K_2 \frac{H^2}{k} \cdot \frac{dP}{dt} \right] \quad (2)$$

여기서, 식(2)를 유도함에 있어서 가스의 열전도도와 벽면의 온도는 일정하다고 가정하였다. 여기서 $2H$ 는 두 평판 사이의 거리이며, 본 논문에서는 H 를 맥

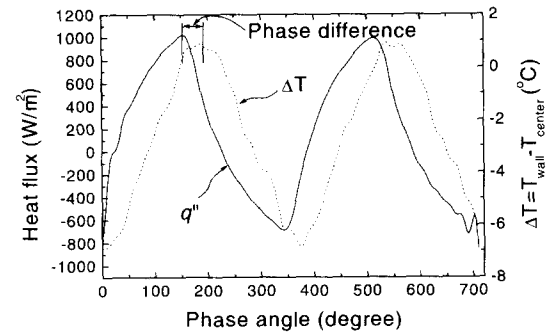
$$K_1 = \frac{H}{\lambda} \frac{6}{(1-\zeta)(5-\zeta)}, \quad K_2 = -\frac{\lambda}{H} \frac{(1-\zeta)}{(5-\zeta)}$$

$$\zeta = \exp\left(-\frac{H}{\lambda}\right), \quad \lambda = \sqrt{\frac{6 \cdot k \cdot R \cdot T_w}{P \cdot c_p \cdot \omega}}$$

동관의 반지름으로 가정하여 계산을 수행하였다.[8] 주기 평균 열유속과 열유속의 변동 진폭은 식(1)과 식(2)의 각각의 첫 번째 항으로 나타낼 수 있고 위상차는 두 번째 항으로 그 효과를 설명할 수 있다. 즉, 열유속과 온도변화의 위상차는 가스의 순간적인 열저장 효과로 인하여 내부 에너지가 시간에 따라 변하기 때문에 발생하는 것이다. Kornhauser는 내부에너지 변화를 온도의 시간 미분항만으로 표시하였다. Jeong의 관계식에서는 맥동 압력의 진폭이 클 때 온도뿐만 아니라 밀도도 같이 변하므로, 이 두 가지의 물리량을 압력으로 표현하여 압력의 시간 미분항으로 위상차 효과를 나타내게 하였다.



(a)



(b)

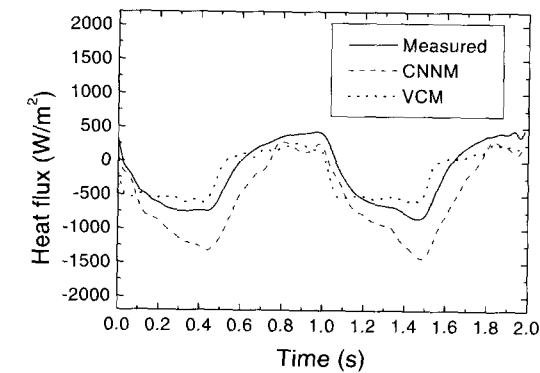
그림 4. 열유속과 가스벽면의 온도차. (a) 2 Hz (b) 3 Hz
Fig. 4. Heat flux and gas-wall temperature difference. (a) 2 Hz (b) 3 Hz

Kornhauser의 관계식은 복소 누셀수를 외형적으로 표현하고 있기 때문에 이를 CNNM(Complex Nusselt Number Model)이라고 명명하고, Jeong의 이론식은 온도차나 압력의 미분값 앞에 복잡한 변수 형태의 계수가 붙으므로 이를 VCM(Variable Coefficient Model)이라고 부른다.

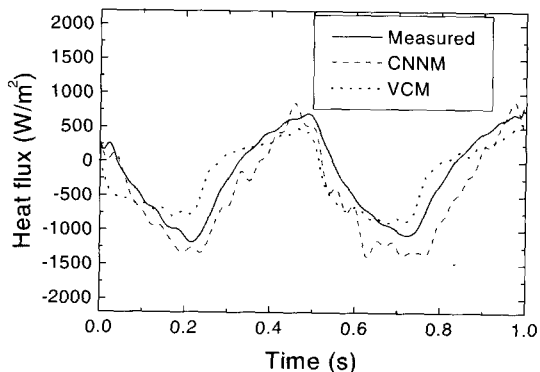
3. 실험결과 및 고찰

맥동 압력과 왕복 유동이 함께 존재하는 상황에서 벽

면과 가스의 온도차 그리고 벽면에서의 열유속을 측정
한 데이터를 보면 Fig. 4와 같다. Fig. 4는 2 Hz, 3
Hz의 왕복 주파수를 갖는 맥동관에서 헬륨 가스와 열
전달이 일어나는 고온부 열교환기에서 실시간으로 측
정한 데이터인데, 확실하게 온도차와 열유속사이에는
위상차가 존재하는 것을 알 수 있다. Fig. 5와 Fig.
6은 식(1)과 식(2)로 계산된 고온부와 저온부의 열유
속을 실제 측정된 열유속과 비교한 그림이다. Fig. 5
에서 오리피스 유량계수(C_v)가 0일 때 고온부의 열
유속 데이터가 음의 값을 나타내는 것은 열유속이 가
스에서 벽 방향으로 생김을 나타낸다. Fig. 5의 고온
부 열유속을 계산한 값들이 Fig. 6의 저온부 열유속
계산 값들에 비하여 실제 측정된 열유속에 많이 접근
되어 있음을 알 수 있다. 이러한 이유는 벽면에서의
열전달 현상이 맥동 압력뿐만 아니라 왕복 유동에 의
해서도 많은 영향을 받는다는 것이고, 상대적으로 왕
복 유동의 진폭이 큰 저온부 쪽에서 기존의 이론식이
잘 맞지 않을 수밖에 없다. 또한 왕복 유동이 활발한
저온부는 급격한 관의 확대·축소가 일어나는 구조이
므로 1차원 유동이라는 가정이 잘 성립하지 않기 때문
이기도 하다. Table 1은 $C_v=0$ 일 때 저온부와 고온
부 열교환기의 흡수, 방출 열량을 한 주기동안 적분한
것을 비교한 것이다. 고온부의 데이터가 훨씬 더



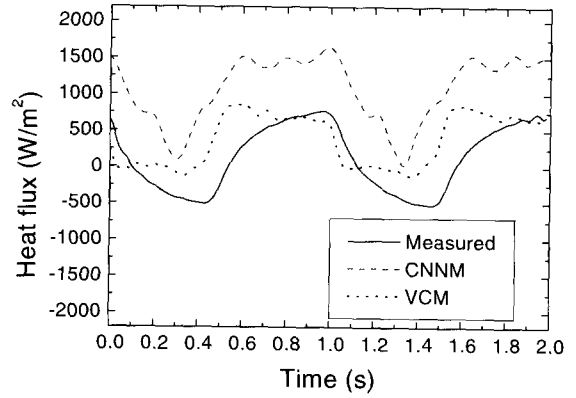
(a)



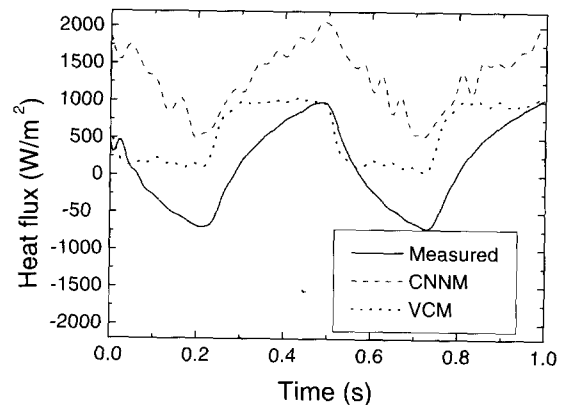
(b)

그림 5. $C_v=0$ 일 때, 고온부 열교환기에서의 열
유속. (a) 1 Hz (b) 2 Hz

Fig. 5. Heat flux at the warm-end heat
exchanger for $C_v=0$. (a) 1 Hz (b) 2 Hz



(a)



(b)

그림 6. $C_v=0$ 일 때, 저온부 열교환기에서의 열유속.
(a) 1 Hz (b) 2 Hz

Fig. 6. Heat flux at the cold-end heat
exchanger for $C_v=0$. (a) 1 Hz (b) 2 Hz

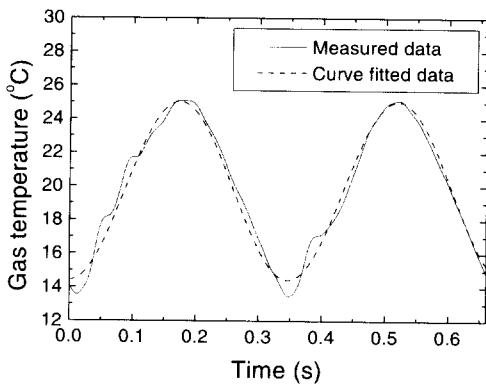
식에 접근되어 있음을 쉽게 알 수 있고, 특히 VCM이
훨씬 더 측정치에 가깝다는 것을 알 수 있다. CNNM
이 Table 1에서 처럼 크게 계산된 이유는 본 실험에
서 측정된 값으로부터 계산된 복소 누셀수에 비하여
Kornhauser가 실험을 통하여 일반화한 복소 누셀수
의 값이 크기 때문이다. 예를 들어, Kornhauser는 3
Hz일 때 Nu_r 과 Nu_i 를 각각 28.1과 18.3으로 제시하
였는데, 본실험에서 측정된 열유속과 온도로부터 구한
 Nu_r 과 Nu_i 는 각각 20.2와 18.4이다. 식(1)과 같은
CNNM은 주파수가 높은 맥동 압력 하에서의 유동에
적용하는 데에는 또 다른 어려움이 있다. 즉, 식(1)을
사용하여 열유속을 예측하기 위해서는 가스와 벽면의
온도차뿐만 아니라 그것의 시간에 대한 미분항이 필요
하기 때문이다. 즉, Fig. 7(a)에서 볼 수 있듯이 3
Hz 이상의 왕복 주파수에서 측정된 온도 데이터는 난
류 성분 및 노이즈가 포함되어 있기 때문에 이러한 값
을 미분하면 작은 온도 변동이 크게 증폭되어 Fig.
7(b)와 같이 나타난다. 이러한 인위적인 오차의 증폭
현상은 측정된 온도 데이터를 간단한 함수를 이용하여
묘사하고, 그것을 미분하여 열유속을 계산하는 식에
대입함으로써 Fig. 6(b)의 경우처럼 어느 정도 완화
될 수 있다. Fig. 8은 이러한 과정을 거치고, 본 실험
에서 구한 복소 누셀수를 사용하여 CNNM으로 예측

한 열유속을 실제 열유속과 비교한 것이다.

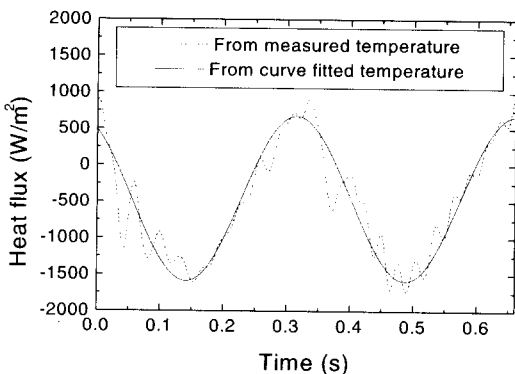
표 1. 열유속을 한주기당 적분한 값의 비교

Table 1. Comparison of the integrated heat flux during one cycle

Frequency	Heat flux at the warm-end heat exchanger[J]		
	Measured	Kornhauser	Jeong
1 Hz	0.74	1.94	0.69
2 Hz	0.39	0.93	0.40
3 Hz	0.21	0.62	0.31
Frequency	Heat flux at the cold-end heat exchanger[J]		
	Measured	Kornhauser	Jeong
1 Hz	0.71	4.63	1.63
2 Hz	0.35	2.85	1.25
3 Hz	0.20	1.60	0.78



(a)



(b)

그림 7. 곡선 근사한 가스 온도로부터 계산된 CNNM의 열유속.(3 Hz, 고온부)

Fig. 7. CNNM's heat flux using the curve fitted gas temperature.(3 Hz, warm-end)

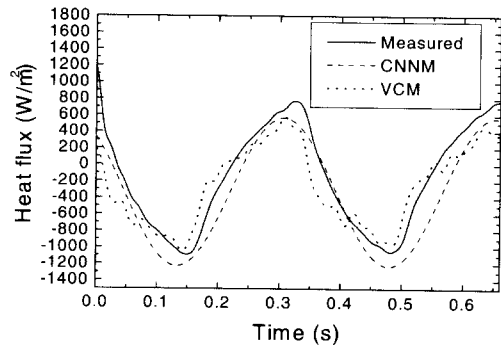


그림 8. 계산된 누셀수로 구해진 열유속의 비교.(3Hz, 고온부)

Fig. 8. Comparison of heat flux using the calculated complex Nusselt number.(3 Hz, warm-end)

4. 결 론

맥동 압력과 왕복 유동이 존재하는 맥동관에서 고온부 열교환기의 열전달 현상은 Jeong의 모델(VCM)이 Kornhauser의 모델(CNNM)에 비하여 실제 측정된 열유속을 잘 예측하고 있다. CNNM은 복소 누셀수의 크기에 따라 그 적용 가능성이 달라지는데, Kornhauser가 제시한 복소 누셀수는 기본형 맥동관에서 적용하기 어렵다. 맥동관에서 CNNM을 사용하려면 측정된 열유속과 온도로부터 복소 누셀수를 새롭게 결정해야한다. VCM은 기본형 맥동관 냉동기의 고온부 열교환기에서의 열전달 현상은 잘 예측하지만 왕복 유동의 크기가 큰 저온부 열교환기 혹은 오리피스형 맥동관에 적용하는 데에는 한계가 있다. 앞으로 왕복 유동의 진폭을 고려하는 수정된 CNNM에 대한 연구가 이루어진다면 기본형뿐만 아니라 나아가 오리피스형 맥동관 냉동기의 열전달 현상에 대한 예측도 가능하리라 판단된다.

감사의 글

본 논문은 1998년도 학술진흥재단의 연구비(과제 번호: 1998-018-E00164) 지원에 의한 결과입니다. 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

- [1] U. H. Kurzweg, "Enhanced Heat Conduction in Fluids Subjected to Sinusoidal Oscillations," J. Heat Transfer Vol. 107, pp.459-462, 1985
- [2] D. Gedeon, "Mean-Parameter Modeling of Oscillating Flow," J. Heat Transfer Vol. 108, pp.513-518, 1986
- [3] A. A. Kornhauser, Gas-Wall Heat Transfer During Compression and Expansion, Sc. D. dissertation, Dept. of Mech. Eng., Massachusetts Institute of

Technology, Cambridge, MA., 1989

- [4] Eun S. Jeong, Heat Transfer with Oscillating Pressure in Reciprocating Machinery, Sc. D. dissertation, Dept. of Mech. Eng., Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA., 1991
- [5] 이대영, 원관내 층류 왕복 유동에 의한 열전달, 박사 학위 논문, 서울대학교, 1994
- [6] 남관우, 정상권, 정은수, "맥동관 냉동기 열교환기에 관한 실험적 연구," 설비공학 논문집, 제12권 제3호, pp.284-291, 2000
- [7] 김민규, 맥동관 내부의 열전달에 관한 실험적 연구, 석사학위논문, 한국과학기술원, 2000
- [8] Eun-Soo Jeong, "Secondary flow in basic pulse tube refrigerators," Cryogenics, Vol. 36, No. 5, pp. 317-323, 1996

저 자 소 개



김민규(金珉圭)

1973년 12월 7일생, 1998년 인하대 기계공학과 졸업, 2000년 한국과학기술원 기계공학과 졸업(공학석사), 현재 한라공조 근무



남관우(南寬祐)

1973년 10월 25일생, 1996년 고려대 기계공학과 졸업, 1998년 한국과학기술원 기계공학과 졸업(공학석사), 현재 동대학원 기계공학과 박사과정



정상권(丁常權)

1962년 8월 16일생, 1985년 서울대 공대 기계공학과 졸업, 1992년 MIT 기계공학과 졸업(공학박사), 1992년~1995년 MIT Plasma Fusion Center 연구원, 현재 한국과학기술원 기계공학과 부교수



장호명(張鎬明)

1960년 9월 21일생, 1983년 서울대 공대 기계공학과 졸업, 1988년 MIT 기계공학과 졸업(공학박사), 현재 홍익대 기계공학과 부교수



정은수(鄭恩洙)

1959년 2월 5일생, 1981년 서울대 공대 기계공학과 졸업, 1991년 MIT 기계공학과 졸업(공학박사), 현재 홍익대 기계공학과 부교수