

〈論 文〉

스터링 사이클기기용 가열기 원관내부 왕복유동에서의 열전달에 관한 실험적 연구

강병하* · 이건태* · 이춘식* · 이재현**

(1992년 6월 23일 접수)

An Experimental Study on Convection Heat Transfer in an Oscillating Flow of a Heater Tube for Stirling Cycle Machines

B. H. Kang, G. T. Lee, C. S. Lee and J. H. Lee

Key Words : Stirling Cycle Machines(스터링 사이클기기), Oscillating Flow(왕복유동),
Convection Heat Transfer(대류 열전달)

Abstract

An experimental study on convection heat transfer characteristics from a heated tube to an oscillating flow has been carried out. This problem is of particular interest in the design of heat exchangers in Stirling cycle machines. Experimental system has been developed to measure temporal variations of temperature inside a heater tube during oscillating modes in a Stirling cycle machine. The dependence of temperature distributions and heat transfer rates on the oscillating frequency as well as the swept volume ratio and the mean pressure of a Stirling cycle machine is investigated in detail. The experimental results indicate that the measured temporal variations of temperature become nearly sinusoidal. The amplitude of temperature variation in the core of the tube is much more substantial than that near the tube wall, whereas the reverse is true for pulsating flows. It is also found that the heat transfer rate is increased significantly as the oscillating frequency or oscillating amplitude or the mean pressure in a tube is increased.

기 호 설 명

A : 원관 단면적

D : 원관 내경

f : 왕복유동의 진동수

h : 열전달계수

K : 왕복유동의 체적 진폭비

k : 원관내부 유체의 열전도계수

Nu : 국소 Nusselt수

\overline{Nu} : 한주기 평균 Nusselt수

P : 원관내부의 압력

P_m : 원관내부의 평균압력

q_w : 원관벽면에서의 열유속

S : 피스톤의 변위

Sc : 피스톤의 행정거리

T : 온도

t : 시간

\overline{T} : 시험부에서 원관내부 유체의 한주기 평균온도

T_b : 시험부에서 원관내부 유체의 혼합온도

\overline{T}_b : 시험부에서 원관내부 유체의 한주기 평균 혼합온도

u : 축방향속도

V_c : 압축 공간 체적

*정회원, 한국과학기술연구원 열·유체공학 연구실

**정회원, 한양대학교 기계공학과

- V_c : 압축 공간에서의 시간에 따른 체적변화
 $(= (V_c/2)(1 + \cos(\omega t + \alpha))$
- V_E : 팽창공간 체적
- V_e : 팽창공간에서의 시간에 따른 체적변화
 $(= (V_e/2)(1 + \cos\omega t)$
- V_D : 불용체적 ($V_H + V_K + V_R$)
- V_H : 가열기에서의 불용체적
- V_K : 냉각기에서의 불용체적
- V_m : 스테링 기기내부 총체적의 한주기 평균 체적
- V_R : 재생기에서의 불용체적
- V_T : 스테링 기기내부의 총체적 ($V_C + V_E + V_D$)
- V_i : 스테링 기기내부의 시간에 따른 총체적 변화
 $(V_C + V_E + V_D)$
- Y : 원관벽면에서 중심방향으로의 무차원 좌표축
- α : 위상각 (90°)
- x : 체적 치환비 (V_C/V_E)
- θ : 무차원 온도, 식(1)
- $\bar{\theta}$: 무차원 한주기 평균온도, 식(1)
- θ_w : 무차원 벽면온도
- $\bar{\theta}_w$: 무차원 한주기 평균 벽면온도
- ω : 각속도

1. 서 론

현 인류에게 필연적으로 대두되고 있는 과제인 에너지 절약 및 환경오염 방지의 측면에서 스테링 사이클 기기의 응용기술이 선진각국으로부터 상당한 관심을 받고 있으며 다투어 그 실용화를 서두르고 있다.⁽¹⁾ 특히 최근에는 종래의 압축식 냉동기 및 열펌프에 사용되는 냉매인 프레온 가스가 지구의 온도 상승 및 오존층 파괴에 미치는 영향으로 인해 프레온 계통 냉매에 대한 세계적인 규제 조치가 있어, 그 대책의 일환으로 규제 냉매가 아닌 헬륨을 사용하는 스테링 사이클기기의 냉동분야로의 응용이 적극 연구되고 있다.^(2~4)

스테링 사이클기기의 열교환기에서 원관외부는 거의 일정한 열유속을 받는 정상상태로 유지되나 원관내부는 피스톤에 의해 주기적인 왕복유동이 발생한다. 일반적으로 많이 연구되어 온 맥동유동에서는 정상상태의 주유동에 진동부분의 유동이 중첩된 형태로 나타나기 때문에 평균유동의 방향은 진동부분의 진폭비가 크지 않은 영역에서 일방향 유동이 되는 반면, 왕복유동에서는 정상상태의 주유

동이 없고, 주기적 진동부분의 유동만 존재하기 때문에 유동의 방향이 양방향으로 되며, 한주기의 시간 평균유량은 0이 된다. 지금까지 맥동유동의 특성 및 열전달에 관한 연구^(5~9)는 많이 있었지만 스테링기기의 열교환기에서 일어나는 왕복유동의 특성 및 열전달에 관한 연구는 많지 않았으며, 최근에 스테링 사이클용 열교환기의 설계를 위해 필요한 열전달 자료를 얻기 위해서 스테링기기의 개발을 담당하고 있는 미국의 NASA 그리고 Argonne National Lab. 등에서 왕복유동에서의 압력손실 및 열전달 특성에 관한 체계적인 조사 연구 결과를 발표한 바 있다.^(10~12)

스테링 사이클기기의 설계에서 이용되는 왕복유동에 의한 압력 및 마찰손실규명을 위한 유동 특성의 연구로는 Gedeon⁽¹³⁾이 두평행 평판 사이의 유동특성에 관해 해석적 해를 구한 것이 있으며 Clamen과 Minton⁽¹⁴⁾ 그리고 Eckmann과 Grotberg⁽¹⁵⁾는 파이프내에 왕복유동이 존재할 때의 유동특성에 관하여 실험적으로 연구를 하였다. 왕복유동이 열전달에 미치는 영향에 관한 연구에서 Kurzweg^(16,17)는 두 평행평판 사이에서 왕복유동이 존재할 때 축방향 열전달량이 증가한다고 이론적으로 규명하였고, 온도가 다른 두 항온조 사이에 여러개의 모세관을 설치하여 그 모세관내에 왕복유동을 주었을 때 열전달 효과는 왕복유동이 존재하지 않을 때 보다 약 17,900배 정도 증가한다는 것을 실험적으로 규명하였다.⁽¹⁸⁾ 그리고 튜브 혹은 파이프내에서 왕복유동이 존재할 때에도 축방향 열전달이 증가한다는 것은 많은 연구자들에 의한 해석적, 실험적 연구로부터 규명되었는데, 이 열전달 증가는 왕복유동의 진동수 및 진폭에 영향을 받는다고 밝혀졌다.^(19~21) 이 모든 연구는 파이프 외벽으로의 열전달은 일어나지 않는다는 가정하에 단순히 축방향의 열전달만을 고려하였기에, 실제 스테링 사이클기기의 열교환기와 같이 외벽과의 열전달이 일어나는 현상에 대한 규명은 미흡하다.

외벽과의 열전달이 일어나는 왕복유동의 경우에 대해서 최근에 파이프 벽 두께에서의 열전도와 벽면과 왕복유동과의 열전달을 함께 고려한 수치적 연구가 시도 되었다.⁽²²⁾ 그리고 Hwang과 Dybbs⁽²³⁾는 원관내의 왕복유동에서 열전달에 관한 실험을 하여 대수 평균온도로부터 구한 Nu 수를 진동수와 진폭에 대해 나타내었는데 왕복유동에서 진동수의 영향은 현저히 나타났지만 진폭의 영향은 일정하지

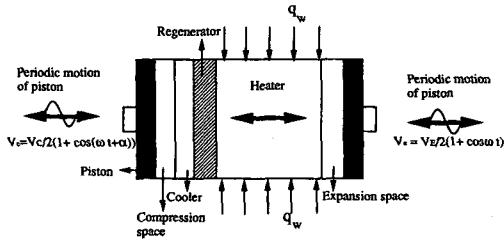


Fig. 1 Physical model of a Stirling cycle machine

않음을 보였다. 그러나 이 연구의 결과는 작동유체의 시간 평균온도의 측정에 의한 결과이기 때문에 한주기 내에서의 유체온도의 시간적 변화에 대한 현상 이해는 불가능하다. 왕복유동이 존재하는 원관내부의 유체로 열전달을 하는 스텐링 사이클기용 가열기에서는 내부유체 온도와 원관벽면 온도의 시간 평균적인 거동에 추가하여 한주기내에서의 상세한 거동에 관심을 가질 필요가 있다.

본 연구에서는 원관의외벽에 일정 열유속이 가해지는 스텐링 사이클용 가열기 튜브내부로 열전달이 일어나는 경우 원관내부의 유체온도의 시간적 변화를 측정하여 왕복유동에서의 열전달 특성을 규명하고자 하였다. 본 실험에서 사용한 물리적 모델을 Fig. 1에 나타내었으며, 스텐링기에서와 같이 원관의 양끝에서 2개의 피스톤이 90°의 위상차를 가지면서 왕복운동하도록 설정하였다. 이와같은 왕복유동에서 일정 열유속이 주어진 경우 진동수, 체적치환비, 원관내부의 평균압력이 온도 및 열전달 특성에 미치는 영향을 실험적으로 규명하였다. 그리고 원관내부 작동 유체의 영향을 규명하기 위해 스텐링기에서 작동 유체로 많이 사용되는 헬륨 뿐 아니라 공기도 사용하여 그 결과를 비교하였다.

2. 실험장치

스터링 사이클용 열교환기에서의 전열 특성을 규명하기 위하여 Fig. 2와 같은 실험용 스텐링 엔진을 제작하였다. 그림에서 PR, PG 및 PT는 각각 압력조절장치, 압력센서 및 압력 트랜스듀서이며 TC 및 FM은 각각 열전대 및 유량계의 위치를 표시한다. 이 실험용 스텐링 엔진은 시스템 성능 측정을 위한 목적 보다는 스텐링 사이클기의 가열기 내부의 열전달 특성을 규명하기 위하여 설계, 제작 되었으며 가열기, 재생기, 냉각기, 구동부 그

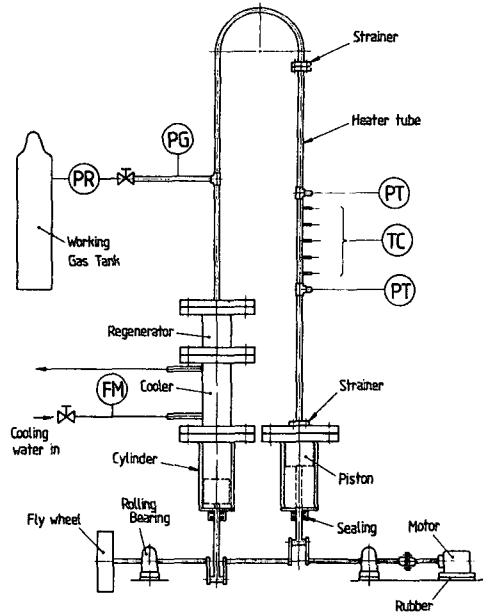


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

리고 측정장치 등으로 구성되어 있다. 아울러 스텐링 사이클의 자세한 작동원리 및 각 구성요소의 특성은 참고문헌(1, 2)에 잘 나타나 있다.

가열기는 스텐링 사이클기에 필요로 하는 열량을 공급하는 장치로서, 본 실험에서는 일정 열유속을 받는 가열기 원관내부의 온도 및 열전달 특성을 규명하기 위해 가열기 튜브로 많이 사용되는 내경 8mm, 두께 1mm의 SUS316 원관 한개로 구성되어 있으며, 가열기에서의 불용체적 V_H 는 124cc이다. 시험부는 직관부 쪽에 팽창 실린더로부터 원관 직경의 30배인 곳으로, 이 위치는 곡관부가 끝나는 지점으로부터도 원관 직경의 30배인 곳이다. 실험에 사용한 유체는 헬륨 또는 공기이고 원관 주위에 일정 열유속을 주기 위해 저항 26.4Ω이고 최대용량 2kW의 전기밴드히터를 원관벽을 따라 균일하게 감았고 그 주위를 유리섬유와 스티로폼으로 단열시켰다.

원관벽과 내부의 온도를 측정하기 위하여 시험부에 응답시간이 3ms이고 직경이 0.025mm인 K-type 열전대를 축방향으로 1cm간격을 두고 원관 내벽으로부터 중심방향으로 깊이 1mm 차이로 4개를 삽입하였다. 내벽온도의 축방향 변화를 측정하기 위해 시험부 양단의 내벽에 2개의 열전대를 추가로 부착하였다. 측정된 값은 변환속도가 100kHz인

자료 획득장치(Keithley DAS-20)에서 A/D변환된 후 컴퓨터에 입력되도록 하였다. 반복 실험결과 온도의 측정오차는 $\pm 1^\circ\text{C}$ 임을 확인하였다.

냉각기는 가열부에서 공급된 열량을 제거하여 압축공간의 온도를 일정하게 유지시키기 위한 장치이다. 냉각기의 구조는 터블러(tubular)형식으로 외경 60.5 mm, 내경 54.9 mm의 스테인리스강으로 하우징되고 그 내부에 외경 4.0 mm, 내경 3.0 mm의 구리관 37개를 배치하였으며, 냉각기에서의 불용체적 V_R 는 48.4cc이다. 냉각수로써는 수도물을 사용하며 냉각기의 입구에 밸브를 설치하여 냉각수량을 조절하였고, 출구에 유량계(rotameter : Blue White사 F45500)를 설치하여 0~20 l/min까지 냉각수 유량을 측정할 수 있도록 하였다. 또한 냉각기의 입구와 출구에 K-type 열전대를 설치하여 냉각수 온도를 측정하여 냉각기에서 제거되는 열량을 구하였다.

스터링 사이클기에서 재생기는 가열기와 냉각기 사이에 설치되어 스테링 사이클기의 효율을 향상시키는 기능을 한다. 즉 냉각기가 처리하여야 할 냉각용량을 줄이고 반대로 가열기에서 받아들여야 할 공급 열량을 감소시켜 준다. 본 실험에서의 재생기의 구조는 외경 60.5 mm, 내경 54.9 mm의 스테인리스 강관으로 하우징하고, 그 하우징 내부에 100메쉬(mesh)의 와이어스크린(wire screen)을 치밀하게 겹쳐서 65%의 공극률을 가지게 하였으며, 재생기에서의 불용체적 V_R 는 123.1cc이다. 재생기 외부에는 원주방향으로의 열전달 손실을 줄이기 위하여 유리섬유로 단열을 시켰다.

시험부에 왕복유동을 공급하는 구동부의 피스톤은 125cc 모터 사이클 엔진의 피스톤을 가공하여 사용하였고, 피스톤에는 피스톤 링을 설치하여 일차적인 밀봉 기능을 하도록 하였다. 실린더는 이 피스톤을 기준으로 하여 내경을 가공하였다. 한편 크랭크는 피스톤의 행정거리(Sc)변화에 대한 열전달 효과를 조사하기 위하여, 피스톤 행정거리를 52 mm, 84 mm, 114 mm 3가지의 경우로 변화시킬 수 있는 구조로 하였다. 이에 따라 커넥팅로드는 턴버클(tum buckle)을 설치하여 피스톤 상사부가 일정한 위치에 도달할 수 있도록 임의의 길이로 변경시킬 수 있는 구조로 하였다. 또한 실린더 블록과 커넥팅로드 사이에는 피스톤의 직선운동을 유지시켜주는 가이드와 밀봉장치를 설치하였다. 두개의 크랭크 사이에는 스테링기기의 최적 위상각에 가까

운 90° 의 위상각을 갖도록 하였다. 실험조건으로 원하는 왕복운동 진동수를 주기 위하여 0.5마력 동력의 모터를 설치하였고 30 rpm에서 1000 rpm까지 무단변속이 가능한 콘트롤러(controller)를 부착시켰다.

3. 실험결과 및 고찰

가열기의 전기밴드히터의 전원을 켜고 원관 양단의 피스톤을 구동시킨 후 시험부에 설치된 열전대를 통하여 나온 신호를 A/D변환하여 피스톤의 왕복운동에 따른 온도의 변화를 살펴 시험부에서의 온도변화가 정상주기상태(periodic steady state)라고 판단될 때 자료를 수집한다. 이와같은 방법으로 반복 실험하였다.

원관 양끝에 설치된 피스톤의 왕복운동으로 인해 스테링기기 내부의 총체적 $V_t = (V_c + V_e + V_D)$ 은 시간에 따라 주기적인 변화를 갖는다. 따라서 체적 변화로 인하여 주기적인 압력변화를 받는 원관 내에서의 온도장을 측정하기 위하여 내부 유체로서 스테링 냉동기의 작동 매체로 많이 사용되는 헬륨 또는 hot-air엔진의 작동 매체인 공기를 선택하였다. 왕복유동에서의 열전달 특성을 검토하기 위하여 원관 벽면에 일정 열유속 450 W/m^2 이 가해질 때 스테링기기 내부의 체적 치환비 α 와 평균 압력 P_m 을 각각 1.0과 0.2 MPa로 고정시킨 경우, 진동수 f 를 2 Hz에서 6 Hz까지 변화시켰으며 진동수 f 와 평균 압력 P_m 을 각각 3 Hz와 0.2 MPa로 고정시킨 경우, 체적 치환비 α 를 0.67에서 1.33까지 변화시켰다. 또한 체적 치환비 α 와 진동수 f 를 각각 0.67과 3 Hz로 고정시킨 경우, 평균압력 P_m 을 0.2 MPa에서 0.6 MPa까지 변화시키면서 실험을 수행하였다.

온도 특성을 논의하기 위하여 일정 열유속을 갖는 원관내 왕복유동에서 주로 사용되는 무차원 온도 θ , 무차원 한주기 평균온도 $\bar{\theta}$ 그리고 벽면으로부터의 무차원 거리 Y 를 아래와 같이 정의하였다.

$$\theta = \frac{T - \bar{T}_b}{q_w D / k}, \quad \bar{\theta} = \frac{\bar{T} - \bar{T}_b}{q_w D / k}, \quad Y = \frac{D - 2r}{D} \quad (1)$$

여기서, T , \bar{T} 및 \bar{T}_b 는 각각 국소온도, 한주기 평균온도 및 한주기 평균 혼합온도이다. 또한 D , k 및 r 은 각각 원관의 내경, 작동유체의 한주기 평균 혼합온도에서의 열전도계수 및 원관의 중심으로

부터 반경방향으로의 거리이다. 한주기 평균 혼합 온도 \bar{T}_b 는 시험부내에서 한 주기에 대해 시간평균한 유체의 혼합온도이며 아래와 같이 정의된다.

$$\bar{T}_b = \frac{\int_0^{2\pi} T_b d(\omega t)}{\int_0^{2\pi} d(\omega t)} \quad (2)$$

여기서 T_b 는 시험부 내부유체의 혼합온도로서 아래와 같이 정의된다.

$$T_b = \frac{\int_A T u dA}{\int_A u dA} \quad (3)$$

u 는 원관내의 국소유속이며 A 는 원관의 단면적을 나타낸다. 단면을 따라 속도분포가 일정하다는 가정하에서 식(3)은 아래의 식(4)로 표현될 수 있으며, 본 연구에서는 논의의 편의상 식(4)를 이용하여 혼합온도를 구하였다.

$$T_b = \frac{1}{A} \int_A T dA \quad (4)$$

진동수 f 가 3 Hz, 체적 치환비 x 가 1.0이고 평균압력 P_m 이 0.2 MPa인 경우, 정상 주기상태에 도달하였을 때 시험부에서 한 주기 동안의 왕복압력 분포 및 체적변동 분포를 Fig. 3에 나타내었다. 여기서 보면 원관내부의 압력은 최소 0.134 MPa에서 최대 0.266 MPa 정도로 변하는데, 정현파적인 형태와는 달리 $0 \sim \pi$ 사이에는 넓고 $\pi \sim 2\pi$ 사이에는 좁게 되는 압력분포가 주기적으로 나타나게 되며 총체적 V_t 와 비교할 때 위상차는 대략 π 정도가 됨을 알 수 있다.

체적 치환비 x 가 1.0이고 평균 압력 P_m 이 0.5 MPa인 경우 압축공간, 팽창공간 그리고 전체공간

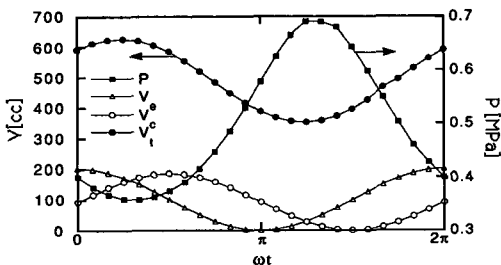


Fig. 3 Temporal variations of total volume V_t , expansion volume V_e , compression volume V_c and pressure P at oscillating frequency $f=3$ Hz and swept volume ratio $x=1.0$

에 대한 $P-V$ 선도를 Fig. 4에 나타내었다. 여기서 총 체적 V_t 는 팽창체적, 압축체적 그리고 불용체적을 합한 체적이며 불용체적은 냉각기, 재생기 및 가열기의 체적을 합한 것이다. 불용체적이 295.5cc임을 고려하면 최대 체적은 636.2cc이고 최소 체적은 353.9로서 압축비는 1.77이며 또한 최대 압력은 0.691 MPa이고 최소 압력은 0.358 MPa로서 압력비는 1.93임을 알 수 있다.

진동수 f 가 3 Hz, 체적 치환비 x 가 1.0이고 평균 압력 P_m 이 0.2 MPa인 경우, 정상주기 상태에 도달하였을 때 시험부 구간의 Y 위치에서 1초 동안 온도 변동 자료를 수집하여 시간에 따른 무차원 온도 θ 의 변화를 Fig. 5에 나타내었다. 무차원 온도가

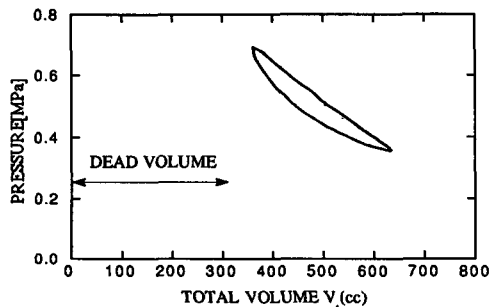
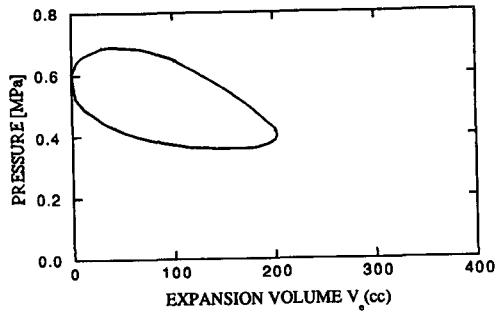
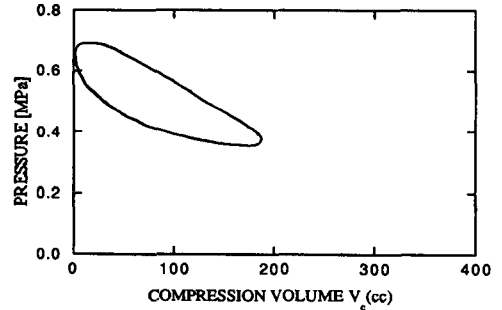


Fig. 4 $P-V$ diagram at the nominal conditions: $P_m=0.5$ MPa, $x=1.0$ and $f=3$ Hz

식(1)에 의하여 정의되기 때문에 무차원 온도가 양인 경우에는 한주기 평균 혼합온도 \bar{T}_b 보다 높음을 의미하고, 음인 경우에는 한주기 평균 혼합온도보다 낮음을 의미한다. 참고문헌(6~9)을 참조하면 맥동 유동은 한쪽 방향으로 흘러가는 정상상태의 주유동에 진동 성분이 가해지는 유동으로 진동부분의 진폭비가 큰 영역에서 역압력을 받는 경우에, 벽면 근처 영역에서 역류가 발생하는 것을 제외하고는 전체적으로 일방향성 유동을 갖는다. 따라서 맥동 유동에서 유동의 변동폭은 중심 영역에서 보다 벽면 근처 영역에서 더 크게 나타나므로 온도 분포의 변동폭도 벽면 근처에서 더 크게 나타난다.⁽⁹⁾ 그러나 Fig. 5의 왕복 유동인 경우의 온도분포를 살펴 보면 원관 벽면($Y=0.0$) 근처 영역에서 시간에 따른 온도분포는 그 주기의 진폭이 작으며 원관 중심($Y=1.0$) 영역에 가까울 수록 주기의 진폭이 점점 커짐을 알 수 있다. 이는 원관 양 끝에서 $\pi/2$ 의 위상차를 가지며 피스톤이 왕복운동을 하므로 이에 따라 원관내부 유동도 왕복유동이 되므로 원관 벽면($Y=0.0$) 근처 영역에서 보다 상대적으로 원관 중심($Y=1.0$) 영역에서 속도 변동폭이 커지기 때문이라고 판단된다. 아울러 온도의 변동은 위상각에 따른 체적과 압력의 변동을 나타낸 Fig. 3의 그림과 비교하여 볼 때, 체적 변동의 위상각 보다 $\pi/4$ 정도 뒤쳐져 일어남을 알 수 있다.

체적 치환비 χ 가 1.0이고 평균 압력 P_m 이 0.2 MPa인 경우, 정상 주기 상태에 도달하였을 때 여러가지 진동수에 대해 시험부에서의 한주기 평균 온도 $\bar{\theta}$ 의 분포를 벽면으로 부터의 무차원 거리 Y

에 따라 Fig. 6에 나타내었다. 여기서 보면 한주기 평균 온도의 Y 방향 변동량은 진동수가 증가할수록 감소됨을 볼 수 있다. 즉 벽면 온도와 원관내부 유체 온도와의 차이는 진동수가 증가할수록 감소함을 보인다. 참고문헌(14)에 의하면 왕복유동의 진동수가 높은 경우에는 왕복유동의 진동수가 낮은 경우보다 원관내의 속도 변동 폭이 작아지고, 내부 유동의 속도 분포가 균일 (flat)해지기 때문이라고 판단된다.

진동수 f 가 3 Hz이고 평균 압력 P_m 이 0.2 MPa인 경우, 정상 주기 상태에 도달하였을 때 여러가지 체적 치환비 χ 에 따라 시험부에서의 한주기 평균 온도 $\bar{\theta}$ 의 분포를 벽면으로부터의 무차원 거리 Y 에 따라 Fig. 7에 나타내었다. 여기서 보면 한주

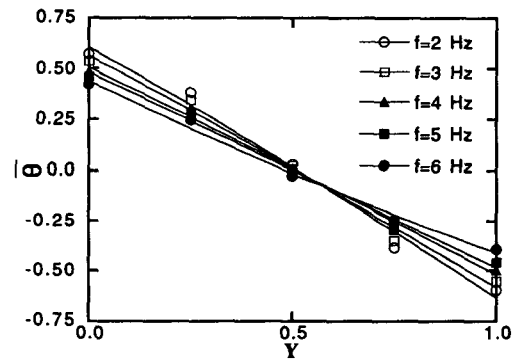


Fig. 6 A cycle-averaged temperature distributions along the distance from wall for various frequencies: $P_m=0.2$ MPa, $q_w=450$ W/m², $\chi=1.0$

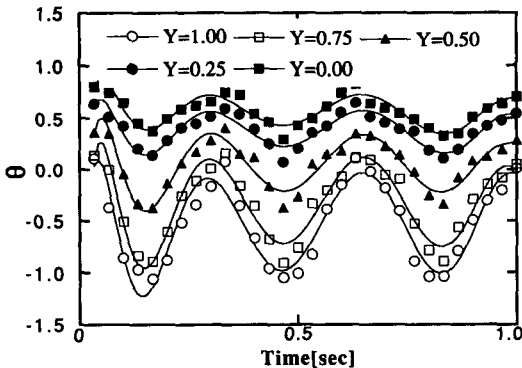


Fig. 5 Temporal variations of nondimensional temperature at various radial positions: $P_m=0.2$ MPa, $f=3$ Hz, $q_w=450$ W/m² and $\chi=1.0$

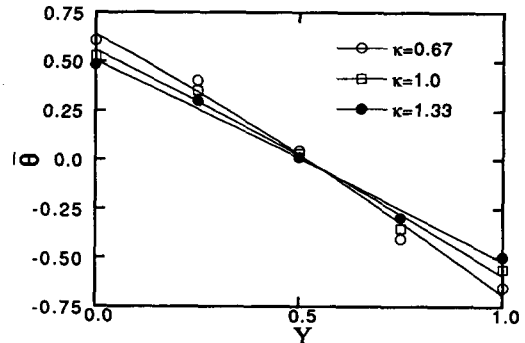


Fig. 7 A cycle-averaged temperature distributions along the distance from wall for various amplitudes: $P_m=0.2$ MPa, $q_w=450$ W/m², $f=3$ Hz

기 평균 온도의 Y방향 변동량은 체적 치환비가 증가할수록 감소됨을 볼 수 있다. 즉, 벽면 온도와 원관 내부 유체 온도와의 차이는 체적 치환비가 증가할수록 감소한다. 여기서 체적 치환비가 증가한다는 것은 원관내 체적이 증가함을 의미한다. 즉, 팽창 행정의 체적은 일정하게 하고 압축 행정의 체적을 변화시켰으므로 총체적은 증가한다. 따라서 체적 치환비가 증가할수록 원관내 유동의 속도 변동폭이 커지게 되며 유량이 증가하여 원관 벽면과 중심사이의 온도차는 감소하게 된다.

진동수 f 가 3 Hz이고 체적 치환비 α 가 1.0인 경우, 정상주기 상태에 도달하였을 때 여러가지 평균 압력 P_m 에 따라 벽면으로부터의 무차원 거리 Y 에 따라 헬륨과 공기의 한주기 평균온도 $\bar{\theta}$ 의 분포를 Fig. 8에 나타내었다. 헬륨 및 공기 두 경우 모두 평균 압력 P_m 이 증가할수록 Y방향으로의 온도분포 기울기가 완만해짐을 볼 수 있다. 헬륨의 경우에 원관 벽면과 중심사이의 온도 기울기가 큰 이유는 식(1)에 나타난 바와 같이 한주기 평균온도 $\bar{\theta}$ 를 정의할 때 사용된 온도 350K에서 열전도계수 k 의 값이 헬륨과 공기에 대해 각각 0.1691 W/m°C와 0.03003 W/m°C로 5.6배 정도 헬륨이 크기 때문에 온도 분포의 기울기가 커진다고 판단되며 열전도계수 k 의 값이 헬륨의 경우에 공기보다 큰 것을 감안하면 작동 유체가 헬륨일 때 벽면과 중심사이의 물리적인 온도차는 작음을 알 수 있다.

왕복유동을 받는 원관 벽면에 일정 열유속이 가해질 때 원관 벽면에서 내부 유체로의 열전달 특성을 알아보기 위하여 원관 벽면에서의 국소 Nusselt

수 Nu 및 한주기 평균 Nusselt 수 \overline{Nu} 에 대하여 논의하고자 한다.

열전달 효과에 대한 논의를 위하여 국소 Nusselt 수 Nu 는 다음과 같이 정의되며 무차원 벽면온도 θ_w 의 역수가 된다.

$$Nu = \frac{hD}{k} = \frac{q_w D/k}{T_w - T_b} = \frac{1}{\theta_w} \quad (5)$$

여기서 h 는 열전달계수이며 T_w 는 원관의 벽면온도이다. 한주기 평균 Nusselt 수 \overline{Nu} 는 아래의 식으로 정의되며 한주기 평균벽면온도 $\bar{\theta}_w$ 의 역수가 된다.

$$\overline{Nu} = \frac{\int_0^{2\pi} Nu d(\omega t)}{\int_0^{2\pi} d(\omega t)} = \frac{1}{\bar{\theta}_w} \quad (6)$$

평균 압력 P_m 이 0.2 MPa이고 체적 치환비 α 가 1.0인 경우, 진동수 f 가 2 Hz부터 6 Hz로 증가될 때 한주기 평균 Nusselt 수 \overline{Nu} 의 변화를 Fig. 9에 나타내었다. 진동수가 증가할수록 \overline{Nu} 도 증가함을 알 수 있으며 진동수 f 가 6 Hz일 때의 값은 진동수 f 가 2 Hz인 경우보다 약 30% 정도 증가하였다. 이는 한주기 평균 Nusselt 수 \overline{Nu} 는 한주기 평균온도 $\bar{\theta}_w$ 의 역수로 정의되었으므로 Fig. 6에서 설명한 바와 같이 진동수가 증가할수록 원관내 유동의 속도분포가 균일해짐에 따라 원관 벽면의 한주기 평균온도가 감소하기 때문에 시간평균 Nusselt 수는 증가된다.

왕복유동의 진동수 f 가 3 Hz이고 체적 치환비 α 가 1.0인 경우, 평균 압력 P_m 을 0.15 MPa에서 0.6

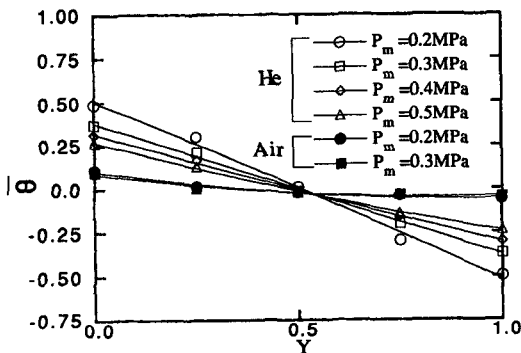


Fig. 8 A cycle-averaged temperature distributions along the distance from wall for various pressures : $f=3$ Hz, $\alpha=1.0$, $q_w=450$ W/m²

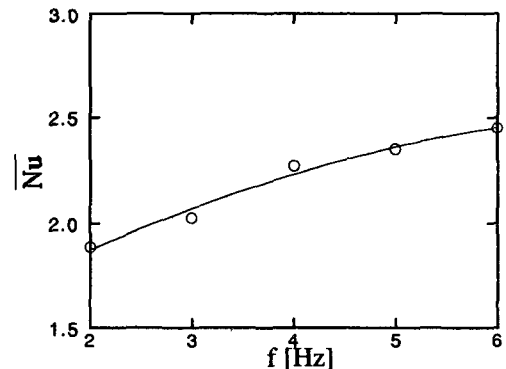


Fig. 9 Effect of frequency on a cycle-averaged Nusselt number \overline{Nu} : $P_m=0.2$ MPa, $\alpha=1.0$, $q_w=450$ W/m²

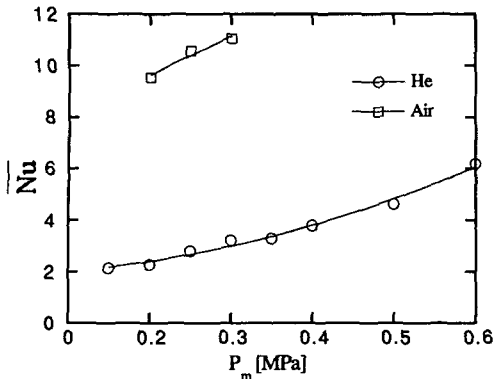


Fig. 10 Effect of mean pressure on a cycle-averaged Nusselt number \overline{Nu} : $f=3\text{Hz}$, $\alpha=1.0$, $q_w=450\text{ W/m}^2$

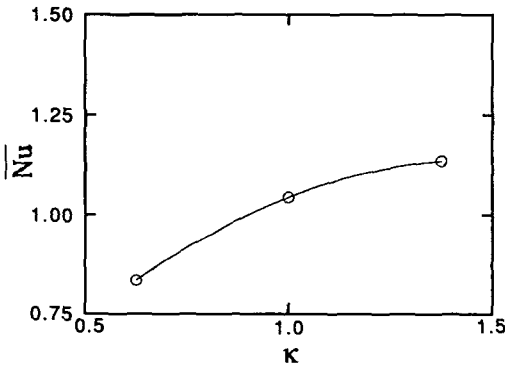


Fig. 11 Effect of amplitude on a cycle-averaged Nusselt number \overline{Nu} : $P_m=0.2\text{ MPa}$, $f=3\text{ Hz}$, $q_w=450\text{ W/m}^2$

MPa까지 증가시켰을 때 헬륨 및 공기에 대한 한 주기 평균 Nusselt수 \overline{Nu} 의 변화를 Fig. 10에 함께 나타내었다. 두 경우 모두 한 주기 평균 Nusselt수는 평균 압력 P_m 이 커짐에 따라 증가함을 볼 수 있다. 한편, 한 주기 평균 Nusselt수 \overline{Nu} 의 변화를 살펴보면 헬륨의 경우가 공기보다 낮게 나타났으나 이는 한 주기 평균 Nusselt수의 무차원 정의식에서 나누어 준 열전도계수 k 의 값이 헬륨의 경우가 공기보다 5.6배정도 크기 때문이다. 그러나 동일한 진동수일 때의 한 주기 평균 Nusselt수 \overline{Nu} 를 살펴보면 공기의 경우가 헬륨보다 4배정도 크기 때문에 열전달 계수 h 는 헬륨의 경우가 더 큼을 의미한다.

진동수 f 가 3 Hz이고 평균 압력 P_m 인 0.2 MPa

인 경우, 체적 치환비 α 를 0.62에서 1.36까지 변화시켰을 때 헬륨에 대한 한 주기 평균 Nusselt수 \overline{Nu} 의 변화를 Fig. 11에 나타내었다. 체적 치환비가 커질수록 한 주기 평균 Nusselt수는 증가함을 알 수 있다. 이는 체적 치환비가 클수록 원관내 체적의 변동이 크다는 것을 의미하며 따라서 원관내 유량 변동이 커지기 때문에 열전달률이 증가한다고 할 수 있다.

4. 결 론

왕복유동을 하는 원관의 벽면에 일정 열유속 q_w (450 W/m^2)이 가해질 때 진동수 f (2 Hz~6 Hz), 체적 치환비 α (0.67~1.33) 그리고 평균 압력 P_m (0.2 MPa~0.5 MPa)을 변화시키면서 실험하였다. 실험결과에 의하면, 맥동유동과는 달리 벽면 근처 영역보다 중심 영역에서의 온도 변동폭이 더 크게 나타났다. 왕복유동의 진동수와 스테링 기기 내부의 체적 치환비 및 평균 압력이 증가할수록 벽면과 내부 온도와의 차는 감소함으로써 열전달이 증가함을 알 수 있다. 그리고 작동 유체가 헬륨인 경우가 공기보다도 열전달계수가 크기 때문에 왕복 주파수, 체적 치환비 등 외부인자의 영향이 더욱 뚜렷하게 나타나므로 작동 유체로서 헬륨이 유리하다.

후 기

본 연구는 과학기술처의 지원아래 KIST 첨단 과제 연구의 일환으로 이루어졌으며 관계자 여러분께 감사를 드립니다.

참고문헌

- (1) West, C. D., 1986, Principles and Applications of Stirling Engines, VNR Company, New York.
- (2) Wum, J., Kinast, J. A., Roose, T.R. and Staats W. R., 1991, Stirling and Vuilleumier Heat Pumps : Design and Applications, Mc Graw-Hill, New York.
- (3) 유효선, 강병하, 1992, "Vuilleumier사이클로 작동되는 열구동 냉동기의 예비설계조건," 대한 기계학회논문집 제16권, 제12호, pp. 2358~2367.
- (4) 김웅태, 강병하, 이춘식, 1991, "가정용 열펌프 구동용 스테링 엔진의 시스템 설계 및 성능에

- 측,” 공기조화·냉동공학논문집 제3권 제4호, pp. 231~140.
- (5) 이재현, 이진태, 강병하, 1992, “주기적인 압력구배를 받는 덕트에서의 유동 및 열전달 특성에 관한 연구,” 대한기계학회논문집 제16권 제2호, pp. 369~381.
- (6) 박길문, 고영하, 1991, “An Experimental Study on The Turbulent Flow Characteristics of Developing Turbulent Pulsating Flow in The Entrance Region of A Square Duct,” KSME 추계학술대회논문집, pp. 572~577.
- (7) Rabadi, N. J., Chow, J. C. F. and Simon, H.A., 1982, “Heat Transfer in Curved Transfer in Curved Tubes with Pulsating Flow,” Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 25, No. 2, pp. 195~203.
- (8) Hamakiotes, C. C. and Berger, S. A., 1988, “Fully Developed Pulsatile Flow in a Curved Pipe,” J. Fluid Mech., Vol. 195, pp. 23~55.
- (9) 이진태, 강병하, 이재현, 이춘식, 1992, “맥동 압력을 받는 가열관 내부에서의 열전달특성에 관한 실험적 연구,” 대한기계학회논문집 제16권, 제9호, pp. 1760~1769.
- (10) Simon, T. R. and Seume, J. R., 1988, A Survey of Oscillating Flow in Stirling Engine Heat Exchangers, NASA Report CR-182108.
- (11) Tew, Jr., R.C., 1988, Overview of Heat Transfer and Fluid Flow Problem Areas Encountered in Stirling Engine Modeling, NASA Report TM-100131.
- (12) Holtz, R. E., Daley, J. G. and Roach, P. D., 1986, “Stirling Engine Research at Argonne National Laboratory,” ISEC 86-1-53, pp. 73~87.
- (13) Gedeon, D., “Mean Parameter Modeling of Oscillating Flow”, ASME J. of Heat Transfer, Vol. 108, pp. 513~518, Aug. 1986
- (14) Clamen, M. and Minton, P., 1977, “An Experimental Investigation of Flow in an Oscillating Pipe,” J. Fluid Mech., Vol. 81, pp. 421~431.
- (15) Eckmann, D. M. and Grotberg, J.B., 1991, “Experiments on Transition to Turbulence in Oscillating Pipe Flow,” J. Fluid Mech., Vol. 222, pp. 329~350.
- (16) Kurzweg, U.H., 1985, “Enhanced heat Conduction in Oscillation Viscous Flows within Parallel Plate Channels,” J. Fluid Mech., Vol. 156, pp. 291~300.
- (17) Kurzweg, U. H., 1986, “Temporal and Spatial Distribution of Heat Flux in Oscillating Flow Subjected to an Axial Temperature Gradient,” Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 29, pp. 1969~1977.
- (18) Kurzweg, U. H. and Zhao, L.D., 1984, “Heat Transfer by High-Frequency Oscillations: A New Hydrodynamic Technique for Achieving Large Effective Thermal Conductivities,” Phys. Fluids, Vol. 27, pp. 2624~2627.
- (19) Watson, E.J., 1983, “Diffusion in Oscillatory Pipe Flow,” J. Fluid Mech., Vol. 133, pp. 233~244.
- (20) Kaviany, M., 1990, “Performance of a Heat Exchanger Based on Enhanced Heat Diffusion in Fluids by Oscillation: Analysis,” J. Heat Transfer, Vol. 112, pp. 49~55.
- (21) Kaviany, M. and Reckker, M., 1990, “Performance of a Heat Exchanger Based on Enhanced Heat Diffusion in Fluids by Oscillation: Experiment,” J. Heat Transfer, Vol. 112, pp. 56~63.
- (22) Devalba, M. and Rispoli, F., 1991, “Conjugate Heat Transfer in Oscillation Fluid Flow in Stirling Engines,” IECEC, Vol. 3, pp. 170~179.
- (23) Hwang, M. F. and Dybbs, A., 1983, “Heat Transfer in a Tube with Oscillatory Flow,” ASME Paper 83-WA/HT-90.