재생기가 포함된 원관내 왕복유동에 의한 열전달 특성

이건태* · 강병하* · 이재헌**

(1997년 6월 10일 접수)

Heat Transfer Characteristics by an Oscillating Flow in a Tube with a Regenerator

Geon Tae Lee, Byung Ha Kang and Jae-Heon Lee

Key Words: Oscillating Flow(왕복유동), Amplitude ratio(진폭비), Periodic Steady State(주기적 정상상태), Regenerator(재생기), Porosity(기공률)

Abstract

Fluid flow and heat transfer have been numerically investigated for an oscillating flow in a tube with a regenerator. The regenerator is placed between hot and cold spaces which are heated and cooled at uniform temperature. An oscillating flow is generated by the piston motion at both ends of a tube. The time dependent, two-dimensional Navier-Stokes equations and energy equation are solved by using the finite-volume and moving grid method. The regenerator is adopted as Brinkmann-Forchheimer extended Darcy model. Numerical results are obtained for the flow and temperature fields, and described the effects of the oscillating frequency and amplitude ratio by the piston motion as well as the aspect ratio. The numerical results obtained indicate that the heat transfer between the tube wall and oscillating flow is increased as the oscillating frequency, amplitude ratio and the aspect ratio are increased.

기호 설명

A : 왕복유동의 진폭비
a : 전열관 반경[m]
C_ε : 관성계수
Cp : 정압비열[J/kg K]
D : 직경[m]
Da : Darcy 수
f : 진동수[Hz]
H : 피스톤의 반경[m]
K : 침투율[m²]
k : 열전도 계수[W/m K]
L_1, L_2 : 고온 및 저온측 전열관의 무차원 길이(= l_1/a, l_2/a)
l_1, l_2 : 고온 및 저온측 전열관의 길이[m]
M_D : 재생기 질량
M_S : 재생기 체적에 해당하는 동일한 재질의 총 질량
Nu : 국소 Nusselt 수
$\overline{Nu}$: 공간 평균 Nusselt 수
P : 무차원 압력
P_r : Prandtl 수
R_C : 재생기 재질의 열용량비
R_K : 재생기 재질의 열전도비
s_1, s_2 : 피스톤 행정거리
T : 온도[K]
t : 시간
U, V : X-R 좌표계에서의 무차원 속도성분
u, v : x-r 좌표계에서의 속도성분[m/s]

*한국과학기술연구원 공조 · 환경제어 연구팀
**회원, 한양대학교 기계공학과

W : 무차원 재생기 길이(=w/a)
w : 재생기 길이[m]
X, R : 무차원 X-R 좌표계
x, r : x-r 좌표계

그리스문자

α : 열확산 계수[m²/s]
β : Womersley 수
ε : 기공률
μ : 점성계수[kg/m s]
υ : 동점성계수[m²/s]
θ : 무차원 온도
θ_b : 전열관내 단면평균 무차원 온도
ρ : 밀도[kg/m³]
σ : 단면적비
τ : 위상각
ω : 각속도[rad/s]

하첨자

C : 저온측
D : 재생기 영역
eff : 재생기 영역에서의 유효물성치
H : 고온측

I. 서 론

스터링 사이클 기기[1]에서 일반적으로 사용되는 열교환기의 전열관 외부는 거의 일정한 열유속을 받는 정상상태로 유지되나 전열관 내부의 작동유체는 주기적인 왕복유동을 하게된다. 이와 더불어 열교환기 사이에 놓인 다공성물질의 재생기는 열교환기를 통한 작동유체에 열을 공급하거나 흡수하는 방열 및 축열과정을 주기적으로 반복하게 된다. 스터링 사이클 기기의 출력은 작동공간의 체적과 열교환기 및 재생기를 포함한 불용체적의 비에 따라 결정되므로 체적비가 작을수록 향상되지만 불용체적이 감소한 만큼 열교환기의 열전달 면적이 작아져 열교환기를 통해 얻을 수 있는 냉난방 열량은 감소하게 된다. 따라서 스터링 사이클 기기가 갖는 이중성을 만족시킬 수 있는 열교환기와 재생기를 얻기 위해서는 이들을 함께 고려한 왕복유동하에서의 열유동 특성에 관한 자료가 필수적으로 요구된다.

그러나 Uchida[2]가 원관내 완전발달 맥동유동에 관한 해를 구한 이후로 대부분의 연구들은 원관 또는 채널내 맥동유동에 의한 유동 및 열전달 특성에 관한 것이었으며,[3~6] VM열펌프내의 작동유체 거동과 유사한 왕복유동에 관한 연구로서는 Gedeon[7]이 1차 해석모델을 이용하여 채널내의 왕복유동에 의한 마찰손실과 열전달 현상을 고찰하였으며, 이대영[8]은 원관내 층류왕복유동에 의한 열전달 연구를 통해 원관내의 온도장을 보여준 바 있다. 또한 원관의 벽두께를 고려한 열전도 및 대류열전달이 함께 고려된 수치적 연구도 수행되었다.[9,10] Zhao와 Cheng[11]은 일정 벽면온도를 갖는 원관내 왕복유동이 주어질 때 원관길이, 왕복유동의 진동수 및 진폭비에 대한 영향을 수치적으로 연구하여 원관의 길이가 짧을수록, 왕복유동의 진동수 및 진폭비가 클수록 열전달이 향상됨을 규명하였다. Kurzweg 등[12]은 직경이 다른 여러종류의 원관 내부에 왕복유동이 주어졌을 때 왕복유동의 진동수에 대한 난류천이영역을 실험적으로 규명하였다. Hwang과 Dybbs[13]는 일정 벽면온도를 유지하는 원관내 왕복유동에 의한 열전달 현상을 실험적으로 고찰하여 왕복유동의 진동수에 대한 영향은 현저히 나타났지만 진폭의 영향은 일정하지 않음을 보였다. Kaviany[14]는 온도가 다른 두 항온조 사이에 여러개의 모세관을 설치하고 왕복유동에 의한 모세관내의 유동현상을 실험적으로 고찰하였다. 결과적으로 왕복유동의 진동수가 증가할수록 열전달이 향상됨을 보였다. 강병하 등[15]은 일정열유속이 원관 벽면에 가해질 때 원관내 왕복유동에 의한 온도특성을 자세히 고찰하여 원관중심에서의 온도변화가 벽면근처 영역보다 큼을 규명하였다.

다공성물질이 고려된 채널 또는 원관내 열유동 현상에 관한 연구로서, Amiri와 Vafai[16]는 채널내 가득 채워진 다공성물질의 기공률을 변화시키고 다공성물질내의 유동이 정상유동인 경우에 유동 및 온도특성을 고찰하여 기공률이 작을수록 재생기내의 속도는 증가하지만 온도의 변화폭은 작아짐을 보였다. Kodadadi[17]와 Wang[18]은 다공성물질로 가득 채워진 채널내에 맥동유동이 주어진 경우 유동장에 관한 완전해를 구하였으며 맥동유동의 진동수가 커질수록 특정 위상각에서 유동의 역류현상을 보인바 있다. Kim 등[19]은 유사한 모델을 이용한 수치적 연구를 수행하여 다공성물질의 Da수가 작아질수록 다공성 물질내의 속도 분포가 편평해짐을 보였으며 다공성물질의 열용량비와 열전도비가 커

질수록 열전달이 증가됨을 보였다. 김진호 등[20]은 왕복유동조건에서 재생기 두께와 왕복유동의 매개변수 등이 유동 및 열전달특성에 미치는 영향을 수치적으로 고찰한 바 있다.

재생기를 구성하는 재질의 종류, 기공률, 형상 및 두께의 변화에 따라 열교환기 또는 원관내의 열전달에 미치는 영향이 다르므로 수치계산 또는 실험시에 이들 물리적 조건을 면밀히 고려하여야만 한다. 기존의 이론적, 실험적 연구들의 대부분은 열교환기의 형상 또는 열교환기와 재생기사이에 연관된 열유동 관계를 고려하지 않고 별개의 문제로 다루어왔으므로 VM열펌프의 열교환기와 재생기와 같이 서로 밀접한 연관성을 갖는 경우에 그 내부의 유동 및 열전달 특성을 명확히 예측하지 못하였다고 판단된다. 따라서 본 연구에서는 VM열펌프용 열교환기의 형상과 재생기를 함께 고려한 수치계산 모델을 통해 열교환기와 재생기 내부의 유동 및 열전달 특성을 규명하고자 하였다.

2. 해석모델 및 지배방정식

VM열펌프에서 사용되는 열교환기(저온측 방열기와 냉각기)와 재생기를 간략하게 Fig. 1에 나타내었다. 그림에서 보여지는 바와 같이, VM열펌프의 열교환기 구조는 안쪽 실린더와 바깥쪽 실린더 사이에 전열관들이 일정한 간격으로 삽입된 원통관 형태이며 안쪽 실린더내로 피스톤이 왕복운동을 할 수 있게 된다. 열교환기의 전열관내로는 작동유체가 왕복유동하며 전열관(heat transfer tube) 외부로는 각각 고온의 온수 또는 저온의 냉수가 순환되면서 전열관 벽면을 통해 열전달이 이루어지게 된다. 양쪽의 열교환기 사이에는 금망을 적층한 재생기가 일정한 두께로 놓여진다. 본 연구에서는 이와 같이 구성된 열교환기의 각 전열관내 작동유체의 거동은 동일한 것으로 가정하여, 한개의 전열관이 차지하는 재생기와 피스톤의 단면적을 반경비 H/a로 바꾸었으며 반경비가 다른 세종류의 수치계산 모델을 Fig. 2에 나타내었다. 그림에서 모델 A는 지금까지 대부분의 연구에서 이용된 직원관 모델로 H/a가 1.0이다. 모델 B는 H/a가 1.5이며 모델 C는 H/a가 2.0이다.

본 연구에서는 모델 B를 기준모델로 선정하였다. 그림에 보는 바와 같이 고온(T_H) 및 저온(T_C)으로 일정한 벽면온도를 유지하는 전열관의 반경은 a, 길이는 각각 $l_1(=0.5)$ 및 $l_2(=0.5)$이고 재생기의 길이는 $w(=0.1)$로 고정하였다. 재생기의 벽면은 단열된 것으로 간주하였다. 전열관 양단에는 실제 피스톤 운동을 모사하기 위하여 실린더 길이가 s_1 및 s_2인 피스톤 실린더영역을 두었으며 이 영역의 벽면은 단열된 것으로 간주하였다.

VM열펌프의 저온측 방열기내의 작동가스 온도는 350K~400K, 냉각기내의 작동가스 온도는 253 K로서 작동가스의 열역학적 물성치가 각 영역에서 다르므로 VM열펌프의 열교환기와 재생기 내부의 유동 및 열전달 특성을 정확히 예측하기 위해서는 이들 영향이 모두 고려될 필요성이 있다. 그러나 저온방열기와 냉각기 사이의 온도차가 크지않고 이들 영향이 모두 고려될 경우 수치계산이 용이하지 않게되므로 실제의 경우와 다소의 오차가 있기는 하지만 전열관내의 유동장 및 온도장을 용이하게 예측하기 위하여, 본 연구에서는 전열관내 작동유체의 밀도, 점성계수를 비롯한 열역학적 물성치는 온도변화에 대해 일정한 것으로 가정하여 각 영역 온도의 산술평균 온도인 300K에서의 헬륨가스의

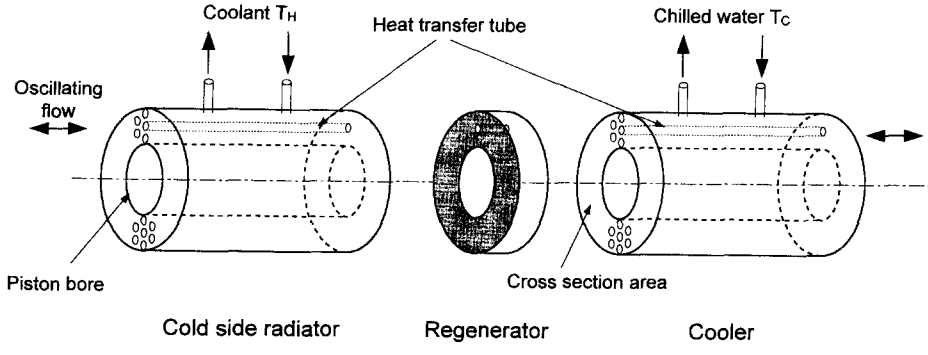

Fig. 1 The schematic diagram of cold side radiator, regenerator and cooler in a Stirling cycle machine.

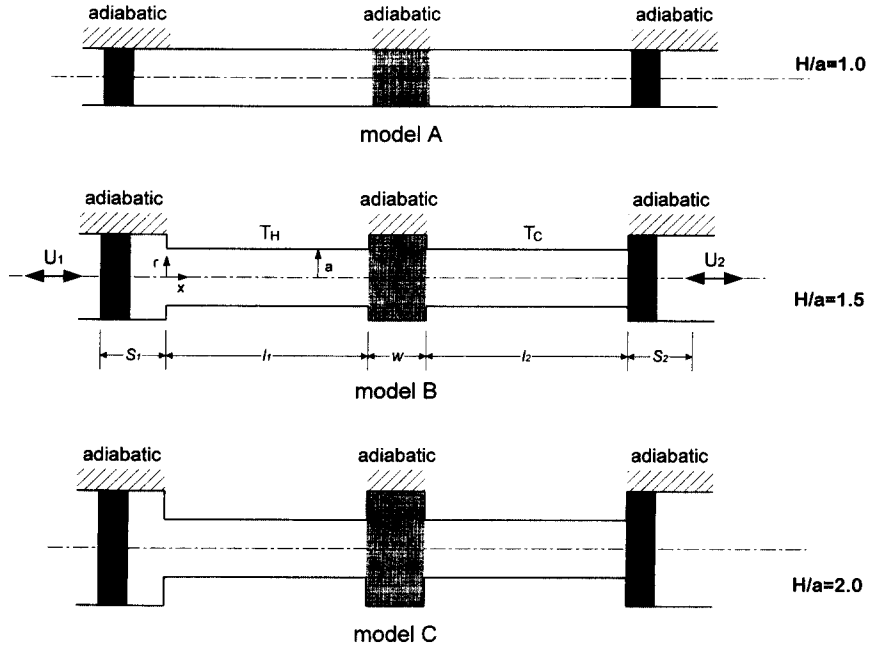

Fig. 2 The physical models for the present study.

열역학적 물성치(0.1 MPa)를 사용하였다. 전열관내 유동은 비압축성, 층류 왕복유동으로 가정하였다. 재생기영역은 다공성물질로 간주하고 재생기가 없는 유체영역과 구분하였으며, 무차원 지배방정식은 다음과 같다.

유체 영역 :

$$\frac{\partial U}{\partial X}+\frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial R}(RV)=0 \tag{1}$$

$$\beta^2\frac{\partial U}{\partial \tau}+\frac{\partial}{\partial X}(UU)+\frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial R}(RUV)=-\frac{\partial P}{\partial X}+\left[\frac{\partial^2 U}{\partial X^2}+\frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial R}\left(R\frac{\partial U}{\partial R}\right)\right] \tag{2}$$

$$\beta^2\frac{\partial V}{\partial \tau}+\frac{\partial}{\partial X}(UV)+\frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial R}(RVV)=-\frac{\partial P}{\partial R}+\left[\frac{\partial^2 V}{\partial X^2}+\frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial R}\left(R\frac{\partial V}{\partial R}\right)\right] \tag{3}$$

$$\beta^2\frac{\partial \theta}{\partial \tau}+\frac{\partial}{\partial X}(U\theta)+\frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial R}(RV\theta)=\left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2}+\frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial R}\left(R\frac{\partial \theta}{\partial R}\right)\right] \tag{4}$$

재생기 영역 :

$$\frac{\partial U_D}{\partial X}+\frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial R}(RV_D)=0 \tag{5}$$

$$\beta^2\frac{\partial U_D}{\partial \tau}+\frac{\partial}{\partial X}(U_DU_D)+\frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial R}(RU_DV_D)=-\frac{\partial P}{\partial X}+\left[\frac{\partial^2 U_D}{\partial X^2}+\frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial R}\left(R\frac{\partial U_D}{\partial R}\right)\right]-\frac{\varepsilon}{Da}U_D-\frac{\varepsilon C_E}{\sqrt{Da}}\sqrt{U_D^2+V_D^2}\,U_D \tag{6}$$

$$\beta^2\frac{\partial V_D}{\partial \tau}+\frac{\partial}{\partial X}(U_DV_D)+\frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial R}(RV_DV_D)=-\frac{\partial P}{\partial X}+\left[\frac{\partial^2 U_D}{\partial X^2}+\frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial R}\left(R\frac{\partial V_D}{\partial R}\right)\right]-\frac{V_D}{R^2}-\frac{\varepsilon}{Da}V_D-\frac{\varepsilon C_E}{\sqrt{Da}}\sqrt{U_D^2+V_D^2}\,U_D \tag{7}$$

$$Rc\beta^2\frac{\partial \theta}{\partial \tau}+\frac{\partial}{\partial X}(U_D\theta)+\frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial R}(RV_D\theta)=\frac{R_K}{\mathrm{Pr}}\left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2}+\frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial R}\left(R\frac{\partial \theta}{\partial R}\right)\right] \tag{8}$$

재생기 영역의 운동량방정식 (6)과 (7)의 생성항은 다공성물질내에서 유동의 점성 및 관성효과를 고려한 Brinkmann-Forschheimer Extended Darcy 모델[21]을 사용하였다. 일반적으로 침투율(Permeability)이 매우 작은 다공성물질을 다루는 문제에서는 Darcy 모델이 사용되지만, 본 연구에서는 설정한 재생기 모델의 침투율이 상대적으로 큰 경우로 작동유체가 재생기를 통과할 때 야기되는 관성효과등을 효과적으로 고려할 수 있는 Brinkmann-Forschheimer Extended Darcy 모델을 사용하였다. 설정한 위의 식 (1)~(8)을 무차원

화하는데 사용된 무차원 변수는 아래와 같다.

$$X=\frac{x}{a},\ R=\frac{a}{a},\ U=\frac{u}{\nu/a},\ V=\frac{v}{\nu/a},$$
$$U_D=\frac{u_D}{\nu_{eff}/a},\ V_D=\frac{v_D}{\nu_{eff}/a},$$
$$P=\frac{p}{\rho v^2},\ Da=\frac{K}{a^2},\ \theta=\frac{T-T_C}{T_H-T_C},\ \beta=a\sqrt{\frac{\omega}{\nu}},$$
$$\mathrm{Pr}=\frac{\nu}{\alpha},\ R_k=\frac{k_{eff}}{k},$$
$$R_C=\frac{(\rho C_P)_{eff}}{\varepsilon(\rho C_P)},\ \nu_{eff}=\frac{\mu_{eff}}{\rho_{eff}},\ \tau=\omega t,\ \varepsilon=\frac{M_D}{M_S},$$
$$A=\frac{s_1}{a}\ \text{or}\ \frac{s_2}{a} \tag{9}$$

여기서 하첨자 D는 재생기 영역을 지칭하며 eff는 재생기내 물성치의 유효값을 의미한다. U_D 및 V_D는 재생기 영역에서의 Darcy 속도이며, Darcy 수 Da는 다공성물질의 침투율 K와 특성길이(반경)의 제곱의 비로서 나타내는 값이다. Womersley수 β의 물리적 의미는 전열관의 반경 a와 Stokes 경계층의 두께(Stokes layer thickness)의 비, 또는 점성확산시간 a^2/v와 왕복유동 주기의 시간 $1/\omega$의 비이다. 즉 β가 증가할수록 점성 경계층이 얇아짐을 의미한다. a와 v가 일정한 경우에 왕복유동 주기의 시간이 증가되면 β가 증가하게 된다. ρ, v, a 및 k는 각각 작동유체의 밀도, 동점성계수, 열확산계수 및 열전도계수를 의미한다. k_{eff}는 재생기의 유효 열전도계수이다. 관성계수 C_E값은 원관내에 다공성물질이 존재하는 경우 일반적으로 사용되는 값이 없으므로 채널내 맥동 및 왕복유동의 경우에 채택되는 0.05[17,21]로 가정하였다. 재생기 영역의 운동량방정식에서 eff는 재생기의 유효 동점성계수로서 작동유체의 동점성계수와 같은 값으로 하였다.[22] R_K와 R_C는 각각 재생기와 작동유체의 열전도계수비 및 열용량비이며 A는 왕복유동의 진폭비를 의미한다. 무차원 초기조건 및 경계조건은 아래와 같다.

(1) 초기조건

$$U=0,\ V=0,\ \theta=0$$
$$\theta=1.0\,(s_1\le x\le s_1+l_1)$$
$$\theta=0.0\,(s_1+l_1+w\le x\le s_1+l_1+w+l_2) \tag{10}$$

(2) 경계조건

전열관 양단 :

$$U_1=U_2=(\beta^2 A\sin\tau)/2,\ V=0,\ \frac{\partial\theta}{\partial X}=0 \tag{11}$$

피스톤 실린더 벽면 :

$$U=0,\ V=0,\ \frac{\partial\theta}{\partial R}=0 \tag{12}$$

고온 및 저온 전열관 벽면 :

$$U=0,\ V=0$$
$$\theta=1.0\,(s_1\le x\le s_1+l_1)$$
$$\theta=0.0\,(s_1+l_1+w\le x\le s_1+l_1+w+l_2) \tag{13}$$

재생기 벽면 :

$$U=0,\ V=0,\ \frac{\partial\theta}{\partial R}=0,\ (s_1+l_1\le x\le s_1+l_1+w,\ r=H) \tag{14}$$

축대칭 :

$$\frac{\partial U}{\partial R}=0,\ \frac{\partial\theta}{\partial R}=0\,(r=0.0) \tag{15}$$

3. 수치계산 방법

본 수치계산의 관심영역에 해당하는 전열관 내부는 피스톤의 시간에 따른 이동으로 수치계산 영역은 시간에 대해 변화된다. 수치계산 영역의 경계가 이동함에 따라 발생되는 문제점은 시간의존좌표계를 도입하여 해결하였다.[23] 시간의존좌표계를 이용하면 계산영역이 시간에 관계없이 일정하게 유지되므로 안정적으로 해를 구할 수 있다.

관심영역에서 비정상 지배방정식 (1)~(8)은 Patankar[24]에 의해 제안된 제어체적 방법으로 이산화되었으며, 제어체적 면에서 물리량 값을 구하는 도식으로 공간에 대해 반복 계산시 해의 안정성이 우수한 것으로 알려진 멱승도식을 이용하고 시간에 대해서는 완전암시도식을 이용하였다. 아울러 해를 구하기 위해 SIMPLER 알고리즘[24]이 도입되었으며 각각의 제어체적에 관한 이산화 방정식은 선순법을 이용한 TDMA 방법에 의해 풀려진다. TDMA에 의해 반복적인 계산을 수행하면 해의 수렴성이 낮아지므로 이를 보완하기 위해 가산보정법(block correction method)이 이용되었다. 본 연구의 수치계산 영역은 시간에 따라 변화되므로 매시간 단계에서 새로운 격자계를 구성하게 된다. 물리량의 변화가 심할 것으로 예상되는 전열관 양단 및 재생기 영역에 많은 격자선을 배치하였으며, 모델 A는 90×10, 모델 B는 90×15 그리고 모델 C는

90×20의 비균일 격자계가 사용되었다. 모델 B의 경우에 80×15, 90×15 및 90×20의 격자계를 이용한 수치계산을 통해 격자계의 종속성이 거의 없음을 확인하였다. 수치계산에서 사용된 하향이완계수(relaxation factor)는 안정적인 해의 수렴을 위해 경험적으로 얻어진 이완계수로 속도와 온도에 대해서 0.9이다.

본 연구에서 전열관 내의 유동 및 열전달 현상은 시간에 따라 변화하는 비정상 열유동으로서 속도와 온도가 주기적 정상상태(periodic steady state)에 도달하기까지는 60주기 이상이 필요하였으며 왕복유동의 진폭 및 진동수가 증가할수록 더 많은 주기가 소요되었다. 본 연구에서는 수치계산 시간의 단축을 위해, 초기의 40주기는 하나의 주기를 40개의 시간간격으로 분할하고 이후의 주기에서는 120개의 시간간격으로 나누어 계산하였다. 각 시간간격에서 수렴된 값을 얻기 위한 반복계산수는 60~300회 정도가 요구되었다. 아울러 이전 주기의 물리량 값과 현재 주기 값의 오차가 10^{-4}이하일 때를 주기적 정상상태에 도달한 수렴조건으로 하였다. 본 연구는 슈퍼컴퓨터(Cray Y-MP C916)와 Digital 워크스테이션으로 수행되었으며 주기적 정상상태에 도달하기까지 슈퍼컴퓨터로는 3~6시간 워크스테이션으로는 24~48시간 정도가 소요되었다.

4. 결과 및 고찰

본 연구에서는 재생기가 고려된 열교환기 내에서의 유동 및 열전달 특성을 고찰하기 위하여, 반경비 H/a가 1.5인 모델 B를 기준 모델로 하고 왕복운동의 진동수 f가 10, 진폭비 A가 10인 경우를 기준조건으로 설정하였다. 이 기준조건으로부터 반경비, 진동수 그리고 진폭비를 변화시키면서 유동 및 열전달 특성에 미치는 영향을 고찰하였다. 본 수치계산의 모든 경우에서 재생기의 기공률은 0.7, Darcy수 Da는 5.0×10^{-5}로 하였다.

4.1 타당성 검증

본 수치계산의 타당성을 검증하기 위하여 원관내에 재생기가 고려되지 않은 모델을 이용한 Zhao와 Cheng[11]의 수치계산 연구 결과와 동일한 모델을 이용해 본 수치계산 방법으로 얻은 결과를 비교하였다. Zhao와 Cheng의 수치계산 모델을 Fig. 3에 나타내었다. 그림에서 원관의 길이는 반경 a의 80배이며, 원관의 벽면은 일정온도 T_H로 가열되고 원관 양단에서는 일정온도 T_C로 냉각될 때 원관 양단에 주기적으로 변하는 속도 $U=U_{max}\sin\tau$가 주어지는 경우이다. 여기서 U_{max}는 위상각이 90°일 때 원관 입구에서의 최대 단면평균속도를 의미한다.

본 연구의 수치계산 방법으로 수행된 계산결과와 Zhao와 Cheng의 연구결과를 Fig. 4에 함께 보여주고 있다. 이 그림은 원관내 작동유체의 Pr수는 0.7이고 왕복유동의 진동수 f가 1.23, 진폭비 A가 30일 때 축방향으로 X=12.5, 반경방향으로 R=0과 R=0.95인 위치에서 한주기 동안의 위상각에 따른 무차원 온도 와 무차원 축방향속도 U의 변화를 보여준다. 두 그림에서 보여지는 바와 같이 R=0.95인 위치에서 얻어진 결과는 거의 일치하지만 R=0인 위치에서는 Zhao와 Cheng의 결과가 약간 높게 나타남을 알 수 있다. 정량적으로 약간의 차이를 보이는 것은 Zhao와 Cheng의 수치계산에 사용된 작동유체의 물성치 및 계산조건의 불명확한 값을 치환하는 과정에서의 오차 그리고 사용된 방

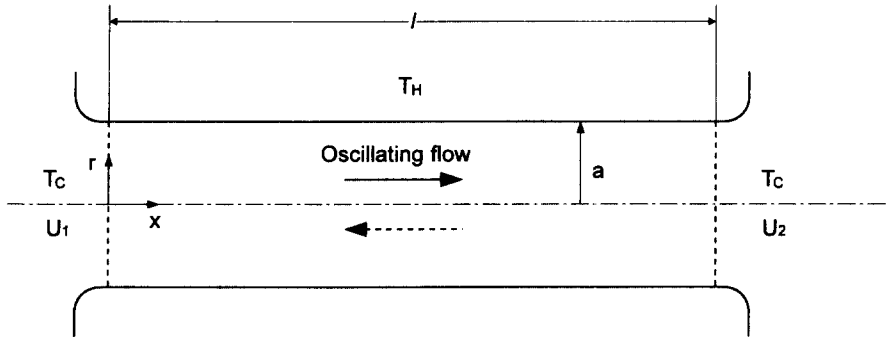

Fig. 3 Zhao and Cheng's model.

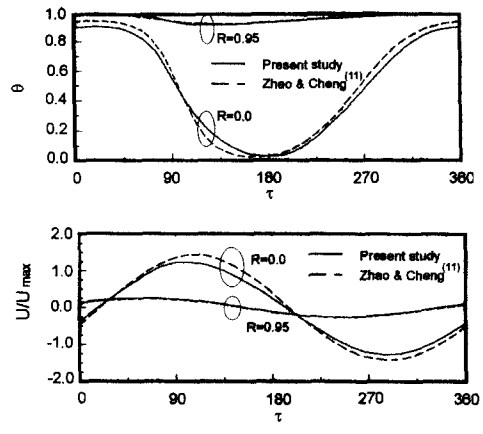

Fig. 4 Comparison of temperature and velocity variations with those of Zhao and Cheng[11].

정식의 무차원화 방법의 차이 등에서 기인한 것으로 여겨진다. 그러나 정성적인 면에서는 두 결과가 잘 일치되고 있음을 알 수 있다. 이로부터 본 수치계산 방법의 타당성을 확인할 수 있었다.

4.2 유동특성

실제 VM열펌프와 같이 열교환기 사이에 재생기가 고려된 경우 열교환기의 전열관내에서 일어나는 열유동 현상을 고찰하기 위하여 기준조건에서 진동수를 5, 20 및 30, 진폭비를 5 및 15, 그리고 반경비를 1 및 2로 변화시켰을 때 전열관내에서의 유동특성을 고찰하고자 한다.

전열관내의 유선분포를 살펴보기 위하여 기준조건일 때 한주기 동안의 몇몇 위상각에서의 유선분포를 Fig. 5에 나타내었다. 위상각이 0°~180°일 때는 작동유체가 고온전열관(heat transfer tube of hot side)에서 저온전열관(heat transfer tube of cold side)으로 이동하는 순방향유동이 되며 180°~360°일 때는 저온전열관에서 고온전열관으로 이동하는 역방향유동이 된다. 전열관 양단에서 주어지는 속도가 정현파적으로 변하므로 두 위상각 시점에서의 유선분포는 서로 대칭적인 분포를 갖게 된다. 특히 유동의 방향이 바뀌는 위상각인 180° 및 360°에서 두 전열관 사이에 놓여진 재생기에 의해서 전열관내의 유동이 정체됨을 알 수 있다. 이외의 위상각에서 유선분포를 살펴보면 작동유체가 재생기 영역을 통과할 때의 속도가 전열관내의 속도보다 증가됨을 알 수 있다. 이는 재생기면의 유로면적이 기공률에 반비례하여 줄어들므로 재생기

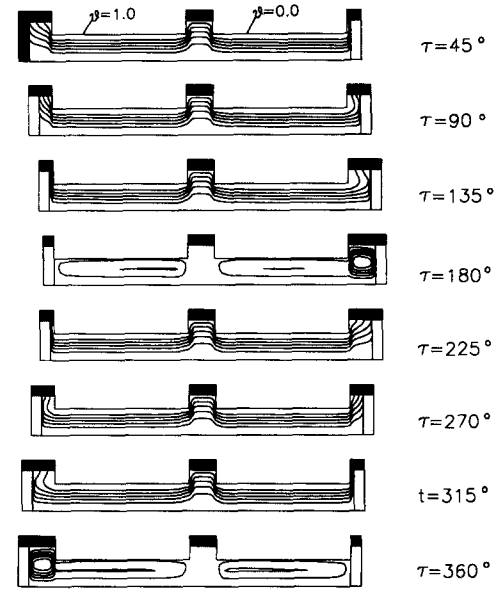

Fig. 5 Streamlines at the reference condition : H/a=1.5, f=10, A=10.

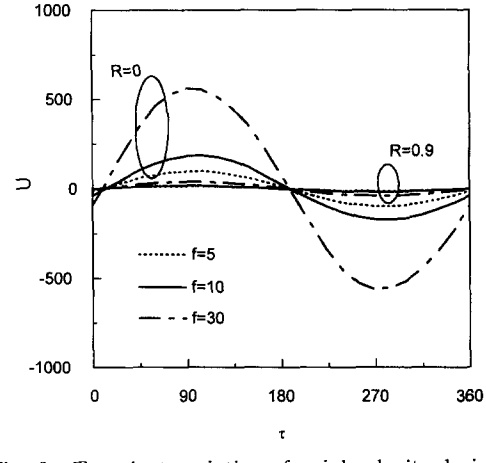

Fig. 6 Transient variation of axial velocity during a cycle at (X, R)=(25, 0) and (X, R)=(25, 0.9) for several frequencies.

양단에서의 압력차가 커지기 때문이다.

왕복유동의 진동수가 전열관내 작동유체의 유동에 미치는 영향을 고찰하기 위해서, 기준조건으로부터 왕복유동의 진동수가 5, 20 및 30으로 변화되었을 때 축방향으로, 그리고 반경방향으로 R=0 및 R=0.9인 위치에서 얻어진 축방향속도의 변화를 한주기 동안의 위상각에 대해 Fig. 6에 비교하였다. 기존의 연구에서도 살펴 볼 수 있는 결과[22,23]

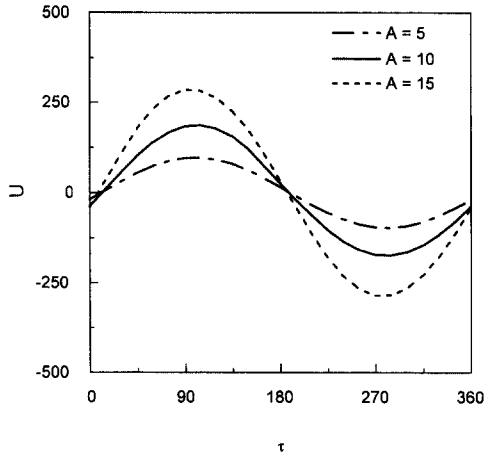

Fig. 7 Transient variation of axial velocity during a cycle at (X, R) = (25, 0) for several amplitude ratios.

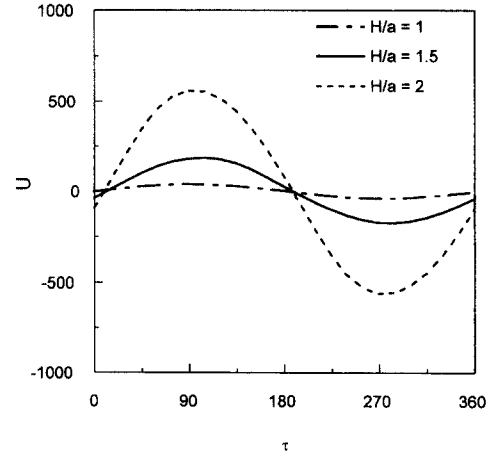

Fig. 8 Transient variation of axial velocity during a cycle at (X, R) = (25, 0) for several aspect ratios.

로서 왕복유동의 진동수가 커질수록 전열관 중심영역과 벽면근처 영역에서 축방향속도의 변동폭이 증가됨을 알 수 있다. 이는 전열관내 축방향속도의 크기는 왕복유동의 진동수에 비례하여 증가되기 때문이다. 아울러 왕복유동의 진동수가 증가할수록 전열관내 축방향속도의 분포는 전열관 중심영역에서 벽면근처 영역까지 편평해지고 벽면근처 영역의 경계층이 얇아지게 되므로 벽면근처 영역의 속도구배가 증가하게 된다.

왕복유동의 진폭비가 전열관내 작동유체의 유동에 미치는 영향을 고찰하기 위해서, 기준조건으로부터 왕복유동의 진폭비를 5와 15로 바꾸었을 때 축방향으로 X=25, 그리고 반경방향으로 R=0인 위치에서 얻어진 축방향속도의 변화를 한주기 동안의 위상각에 대해 Fig. 7에 나타내었다. Fig. 6에서 논의된 바와 같이 벽면근처 영역의 축방향속도는 중심영역(R=0)의 축방향속도와 정량적으로는 차이가 있지만 정성적으로는 동일하므로 이후에서는 중심영역의 축방향속도에 국한하여 논의하기로 한다. Fig. 7에 나타난 바와 같이 왕복유동의 진폭비가 증가할수록 축방향속도의 변동폭이 증가됨을 볼 수 있다. 이는 왕복유동의 진폭비가 증가함에 따라 전열관내에 주어지는 작동유체의 체적유량이 증가하기 때문이다. 왕복유동의 진폭비가 5인 경우에 비해 진폭비가 10인 경우에 체적유량이 2배가 되며 15인 경우에는 3배가 된다.

Fig. 8은 열교환기의 전열관 수가 다른 경우 즉 작동유체가 통과할 수 있는 유로면적이 변할 때 전열관내 유동장의 변화를 고찰하기 위해, 기준조건에서 H/a를 1 및 2로 변화시켰을 때 축방향으로 X=25, 반경방향으로 R=0인 위치에서 한주기 동안의 위상각에 따른 축방향속도의 변화를 보여주고 있다. 반경비가 커질수록 축방향속도의 변동이 두드러지게 나타남을 볼 수 있다. 전열관 양단에서 유입 또는 유출되는 체적유량은 반경비의 제곱에 비례하므로 H/a가 1.5인 경우는 H/a가 1.0인 경우에 비해 체적유량이 2.3배가 되며 H/a가 2.0인 경우에는 4배가 된다. 따라서 반경비가 커질수록 전열관 양단에서 유입되는 체적유량이 증가되므로 일정한 유로면적을 갖는 전열관내의 속도는 증가된다.

4.3 열전달 특성

왕복유동에 의한 전열관내 온도분포를 고찰하기 위해, 기준조건에 대해서 한주기 동안의 몇몇 위상각에서 얻어진 등온선분포를 Fig. 9에 나타내었다. 그림에서 무차원온도 θ가 1에 가까울수록 고온전열관 벽면온도와 같아지며 θ가 0에 가까울수록 저온전열관 벽면온도와 같아짐을 의미한다. 전열관내의 유동이 순방향유동(τ=0°~180°)일 때 저온전열관내의 등온선 가운데 θ=0.005의 등온선을 살펴보면, 유동장의 영향으로 전열관 양단에서 주어지는 축방향속도의 크기가 커질수록 θ=0.005의 등온선이 넓게 분포되지만 주어지는 속도의 위상각과

는 일치하지 않음을 알 수 있다. 즉 최대 축방향속도는 위상각 90°일 때 나타나지만 전열관내의 온도분포는 90°정도 뒤처져서 나타남을 알 수 있다. 이는 작동유체인 헬륨가스의 Pr수가 0.7로 유체의 점성 확산속도보다 열 확산속도가 늦기 때문에 작동유체의 속도와 위상차가 나타나는 것으로 판단된다. 반대로 역방향유동일 때 고온전열관내의 등온선인 $\theta=0.99$를 살펴보면 $\theta=0.005$의 등온선과 대칭적인 양상을 보이고 있음을 알 수 있는데 이것은 정현파적으로 변하는 왕복유동의 특징이라 할 수 있다. 대부분의 등온선이 재생기 영역에 집중되어 있음을 볼 수 있는데 이는 고온 및 저온전열관을 왕복유동하는 작동유체를 가열하거나 냉각시키는 재생기의 축열 또는 방열특성 때문이다.

재생기내에서 온도와 속도분포의 위상각에 따른 변화는 Fig. 5의 유선 분포와 Fig. 9의 등온선 분포에서 추정가능하기 때문에 지면관계상 생략하였다. 특히 본 논문에서는 단일한 재생기가 있을 때의 열전달 특성을 고찰한 연구이기 때문에, H/a가 변하여도 재생기의 축방향 온도분포의 정성적인 경향은 거의 변화가 없다. 그러나 재생기가 여러 가지 종류의 조합된 형태를 가질 때에는 축방향 온도분포의 정성적인 경향에 변화가 예측되며, 이에 대한 실험적 연구가 Lee 등[25]에 의하여 수행되었으므로 이를 참조바란다.

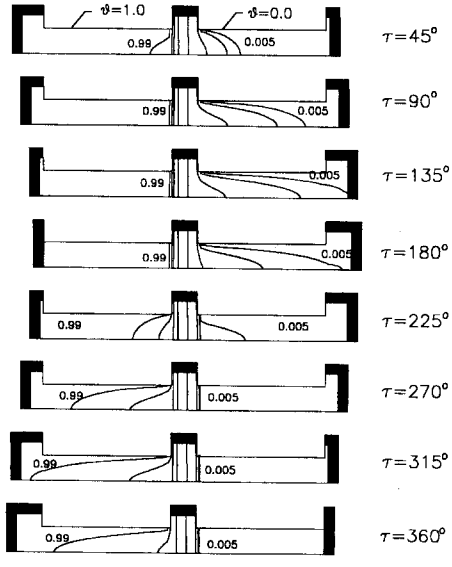

Fig. 9 Isotherms at the reference condition: H/a=1.5, f=10, A=10.

작동유체와 전열관 벽면에서의 열전달특성에 관한 논의를 위해 도입된 전열관 벽면에서의 공간평균 Nusselt수 $\overline{Nu}$는 다음과 같이 정의된다.

$$\overline{Nu}=\frac{\int Nu ds}{\int ds} \tag{16}$$

식 (16)에서 s는 전열관의 표면적을 의미하며, 국소 Nusslet수 Nu는 아래의 식으로 정의된다.

$$Nu=\frac{\theta_H-\theta_C}{\theta_H-\theta_b}\frac{d\theta}{dR} \tag{17}$$

여기서 θ_H 및 θ_C는 고온 및 저온전열관 벽면의 무차원온도이며 전열관내 단면평균온도 θ_b는 아래와 같이 정의된다.

$$\theta_b=\frac{\int |U|\theta dA}{\int |U| dA} \tag{18}$$

왕복유동의 진동수에 대한 전열관 벽면에서의 열전달특성을 고찰하기 위하여, 기준조건에서 왕복유동의 진동수를 5 및 30으로 변화시켰을 때 고온전열관 벽면에서의 공간평균 Nusselt 수 $\overline{Nu}$를 위상각에 따라 Fig. 10에 나타내었다. 저온전열관 벽면에서의 $\overline{Nu}$는 고온전열관 벽면에서의 $\overline{Nu}$와 180°의 위상차를 가질 뿐 동일한 값을 갖게 되므로 저온전열관에서의 열전달 특성에 관한 논의는 생략하기로 한다. 왕복유동의 진동수가 증가할수록 $\overline{Nu}$의 값이 높게 나타남을 볼 수 있다. 이는 진동수가 증가할수록 벽면근처 영역에서의 속도구배가 커지기 때문이다. 또한 유동의 방향이 바뀌는 시점인 위상각 0°, 180° 및 360°에서 $\overline{Nu}$의 급격한 증감이 나타남

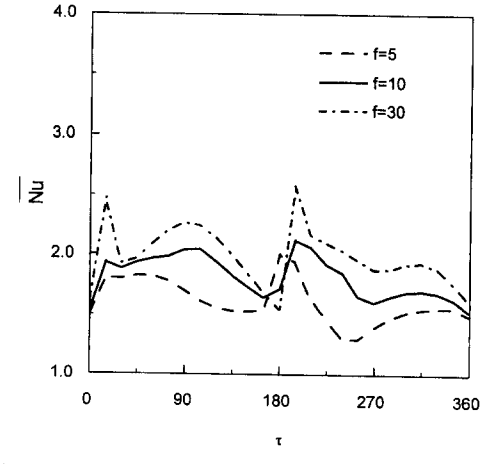

Fig. 10 Space averaged Nusselt number during a cycle at the hot wall for several frequencies.

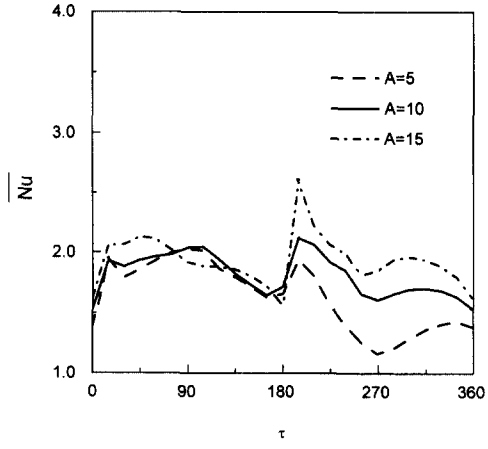

Fig. 11 Space averaged Nusselt number during a cycle at the hot wall for several amplitude ratios.

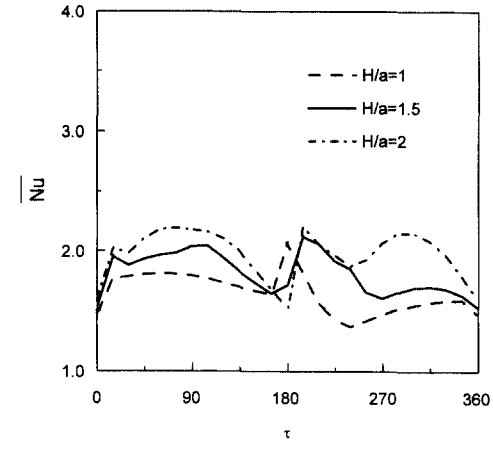

Fig. 12 Space averaged Nusselt number during a cycle at the hot wall for several aspect ratios.

을 볼 수 있다. 이는 유동의 방향이 바뀔 때 고온전열관으로 유입되는 작동유체의 온도는 고온전열관의 벽면 온도보다 낮게 되므로 전열관 벽면을 통한 열전달량이 급격히 증가되기 때문이다.

왕복유동의 진폭비에 대한 전열관 벽면에서의 전열특성을 고찰하기 위하여, 기준조건에서 진폭비를 5 및 15로 하였을 때 고온전열관 벽면에서의 $\overline{Nu}$를 위상각에 따라 Fig. 11에 나타내었다. 진폭비가 클수록 $\overline{Nu}$의 값이 높게 나타나며, 위상각이 0°~180°일 때 보다 180°~360°일 때 $\overline{Nu}$의 값이 낮게 나타남을 볼 수 있다. 진폭비가 클수록 $\overline{Nu}$의 값이 높게 나타나는 것은 진폭비에 비례해서 작동유체의 왕복거리가 늘어남에 따라 고온전열관의 벽면 온도보다 낮은 저온전열관 및 단열공간내 작동유체의 유입량이 증가하기 때문이다. 위상각이 0°~180°일 때 $\overline{Nu}$보다 180°~360°의 값이 낮게 나타나는 것은 앞절에서 논의된 바와 같이 재생기의 재생효과 때문이다. 또한 유동의 방향이 바뀌는 위상각 180°를 전후한 시점에서 $\overline{Nu}$가 급격히 증가하다 감소하며 진폭비가 증가할수록 변화폭이 커짐을 볼 수 있다. 이는 전열관내 유동이 순방향유동에서 역방향유동으로 바뀌는 위상각이므로 저온전열관내의 작동유체가 고온전열관으로 유입되기 때문이다.

열교환기 단면적에 대한 전열관 유로면적의 변화가 열전달특성에 미치는 영향을 고찰하기 위하여, 반경비를 1과 2로 하였을 때 고온전열관 벽면에서의 $\overline{Nu}$를 위상각에 따라 Fig. 12에 나타내었다. 그림에서 볼 수 있듯이 위상각에 따른 $\overline{Nu}$의 경향은 왕복유동의 진폭비 변화에 대한 $\overline{Nu}$의 경향과 정성적으로 유사하게 나타난다. 진폭비의 증가나 반경비의 증가는 전열관 양단에서 유입 또는 유출되는 체적유량의 증가를 야기시킨다. 이에따라 전열관내 작동유체의 축방향속도가 증가함에 따라 벽면근처 영역의 속도구배가 증가된다. 반면에 재생기의 열용량은 작동유체의 체적유량 증감에 관계없이 일정하므로 재생기의 재생효과는 감소하게 된다. 이로 인해 반경비가 증가할수록 저온전열관내 작동유체의 유입량이 증가하고 고온전열관내에 유입된 작동유체의 온도는 고온전열관의 벽면온도보다 더욱 더 낮아진다. 이에따라 고온전열관내의 열수지를 맞추기 위해 고온전열관 벽면을 통한 열전달량이 증가되므로 반경비가 증가될수록 $\overline{Nu}$가 증가되는 것으로 판단된다.

5. 결 론

재생기가 고려된 전열관 내에 왕복유동이 주어질 때 나타나는 유동 및 열전달 현상을 고찰하기 위하여 왕복유동의 진동수, 진폭비 및 반경비를 변화시키면서 수치계산을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 왕복유동의 진동수, 진폭비 및 반경비가 증가할수록 전열관내 작동유체의 최대 축방향속도는 진동수, 진폭비 및 반경비에 비례하여 증가되었으며 전열관 입구에서 주어지는 속도와는 위상차가 존재하지 않았다.

(2) 전열관내의 온도분포는 두 전열관 사이에 놓인 재생기의 재생효과로 인해 변동폭이 크지 않았으나 축방향속도와는 위상차가 존재하였다.

(3) 왕복유동의 진동수, 진폭비 및 반경비가 증가할수록 전열관내 축방향속도가 커져 벽면근처의 점성 경계층이 얇아지고 속도구배가 증가한다. 반면에 재생기의 열용량은 축방향속도의 증감에 관계없이 일정하므로 재생기의 재생효과는 감소된다. 따라서 전열관으로 유입되는 작동유체의 온도와 전열관 벽면온도와의 온도차가 커져 전열관 벽면을 통한 열전달량이 증가된다.

참고문헌

(1) Vuilleumier, R, 1918, "Method and Approach for Including Heat Change," Pat. U. S. 1275507.

(2) Uchida, S., 1956, "The Pulsating Viscous Flow Superposed on the Steady Laminar Motion of Incompressible Fluid in a Circular Pipe," *ZAMP*, Vol. Ⅶ, pp. 403~422.

(3) Hill, P. G. and Stenning, A. H., 1960, "Laminar Boundary Layers in Oscillatory Flow," *J. of Basic Engineering, Trans. of the ASME*, pp. 593~608.

(4) Rabadi, N. J., Simon H. A. and Chow, J. C. F., 1980, "Numerical Solution for Fully Developed Laminar Pulsating Flow in Curved Tubes," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 3, pp. 225~239.

(5) Andre, P., Creff, R. and Batina, J., 1986, "Numerical Study in Heat Transfer for a Turbulent Pulsed Ducted Flow," *Numerical Heat Transfer*, Vol. 9, pp. 201~216.

(6) 이건태, 강병하, 이재헌, 이춘식, 1992, "맥동압력을 받는 가열관 내부에서의 열전달 특성에 관한 실험적 연구," 대한기계학회 논문집, 제16권, 제9호, pp. 1760~1769.

(7) Gedeon, D., 1986, "Mean-Parameter Modeling of Oscillating Flow," *JInt. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 108, pp. 513~518.

(8) 이대영, 1994, 원관내 층류왕복유동에 의한 열전달, 서울대학교박사학위논문.

(9) Devalba, M. and Rispoli, F., 1991, "Conjugate Heat Transfer in Oscillating Fluid Flow in Stirling Engines," *IECEC '91, Boston MA*, Vol. 5, pp. 170~179.

(10) Liao, Q. D., Yang K. T. and Nee, V. W., 1994, "An Analysis of Conjugate Heat Transfer from a Heated Wall in a Channel with Zero-Mean Oscillatory Flow for Oscillatory Flow Reynolds Numbers," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 37, Suppl. 1, pp. 415~423.

(11) Zhao, T. and Cheng, P., 1995, "A Numerical Solution of Laminar Forced Convection in a Heated Pipe Subjected to a Reciprocating Flow," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 38, No. 16, pp. 3011~3022.

(12) Kurzweg, U. H., Lindgren, E. R. and Lothrop, B., 1989, "Onset of Turbulence in Oscillating Flow at low Womersley Number," *Phys. Fluids A*, Vol. 1, No. 12, pp. 1972~1975.

(13) Hwang, M. F. and Dybbs, A., 1983, "Heat Transfer in a Tube with Oscillatory Flow," *ASME paper* No. 83-WA-/HT-90.

(14) Kaviany, M., and Rockker, M., 1990, "Performance of a Heat Exchanger Based on Enhanced Heat Diffusion in Fluids by Oscllation : Experiment," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 112, pp. 56~63.

(15) 강병하, 이건태, 이춘식, 이재헌, 1993, "스터링 사이클 기기용 가열기 원관내 왕복유동에서의 열전달에 관한 실험적 연구," 대한기계학회 논문집, 제17권, 제6호, pp. 1547~1555.

(16) Amiri, A. and Vafai, K., 1994, "Analysis of Dispersion Effects and Non-Thermal Equilibrium, Non-Darcian, Variable porosity Incompressible Flow through Porous Media," *J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 37, No. 6, pp. 939~954.

(17) Khodadadi, J. M., 1991, "Oscillatory Fluid Flow through a Porous Medium Channel Bounded by Two Impermeable Parallel Plate," *J. of Fluids Engineering*, Vol. 113, pp. 509~511.

(18) Wang, C. Y., 1971, "Pulsatile Flow in a Porous Channel," *J. of Applied Mechanics*, pp. 553~555.

(19) Kim, S. Y., Kang, B. H. and Hyun, J. M., 1994, "Heat Transfer fromPulsating Flow in a channel Filled with Porous Media," *Int. J. Heat Mass*

Transfer, Vol. 37, No. 14, pp. 2025~2033.

(20) 김진호, 이재헌, 강병하, 1995, "재생기를 가진 실린더내의 왕복유동에 관한 열전 달," 대한기계학회논문집, 제19권, 제7호, pp. 1758~1769.

(21) Ludgren, T. S., 1972, "Slow Flow Through Stationary Random Beds and Suspension of Spheres," *J. Fluid Mech.*, Vol. 51, pp. 273~299.

(22) Vafai, K. and Tien, C. L., 1982, "Boundary and Inertia effects on Flow and Heat Transfer in Porous Media," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 25, No. 14, pp. 1183~1190.

(23) Kim, C. J. and Kaviany, M., 1992, "A Numerical Method for Phase Change Probless with Convection and Diffusion," *J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 35, No. 2, pp. 457~467.

(24) Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill, New York.

(25) Lee, G. T., Kang, B. H. and Lee, J. -H., 1998, "Effectiveness Enhancement of a Thermal Regenerator in an Oscillating Flow," *Applied Thermal Engineering*, to be printed.