

왕복유동에서 재생기 특성 및 열전달에 관한 수치해석

A Numerical Study on the Regenerator Performance and Heat Transfer in Oscillating Flow

이 건 태*, 강 병 하*, 이 재 현**
G. T. Lee, B. H. Kang, J. H. Lee

Key words : Regenerator(재생기), Oscillating flow(왕복유동), Stirling cycle(스터링 사이클), Porosity(공극률)

Abstract

The present study is concerned with the flow friction and heat transfer characteristics of the combination of various regenerator materials, using the different Darcy number and porosity, which is filled uniformly and partially in a tube under oscillating flow condition. The porous medium is adopted as Brinkmann-Forschheimer extended Darcy model. Numerical results are obtained for the flow and temperature fields and described the effect of the combination of various regenerator materials and Womersley number on the pressure drop, the heat transfer and the regenerator efficiency. The results obtained indicate that not only heat transfer between the tube wall and oscillating flow but also the pressure drop at both ends of the regenerator are increased, while the regenerator efficiency is decreased in the increase of Womersley number. It is also found that the friction factor is increased as Reynolds number is increased. The comparison between the combination of the various regenerator materials and the homogeneous regenerator material shows that the regenerator efficiency can be enhanced with the proper combination of various regenerator materials even though the averaged porosity of the regenerator is same.

기 호 설 명

a : 전열관 반경 [m]
C_E : 관성계수

C_p : 정압비열 [kJ/kg K]
d : 재생기 와이어직경 [m]
Da : Darcy 수
D_h : 재생기 수력직경 ($= \frac{4ed}{\phi(1-\epsilon)}$)
f : 진동수 [Hz]
f_h : 마찰계수

* 한국과학기술연구원, 공조 환경제어 연구실

** 한양대학교 기계공학과

- k : 열전도 계수[W/mK]
- K : 침투 면적[m²]
- L1, L2 : 고온 및 저온측의 무차원 전열관 길이
(= $\ell 1/a$, $\ell 2/a$)
- \dot{m} : 질량 유량[kg/s]
- Nu : 국소 Nusselt 수
- Nu_s : 공간 평균 Nusselt 수
- Nu_{s-c} : 공간-시간 평균 Nusselt 수
- p : 압력[Pa]
- P : 무차원 압력
- Pr : Prandtl 수
- Q_{H,in} : 고온측 재생기면에 유입되는 전열량[J]
- Q_{C,out} : 저온측 재생기면에서 방출되는 전열량 [J]
- Q_{C,in} : 저온측 재생기면에 유입되는 전열량[J]
- R_C : 재생기 영역에서의 비열비
- Re_h : Reynolds 수(= $\frac{u_{max,D} D_h}{\nu}$)
- R_K : 재생기 영역에서의 열전도비
- t : 시간[sec]
- T : 온도[K]
- u,v : x-r 좌표계에서의 속도성분
- U, V : 무차원 X-R 좌표계에서의 속도성분
- w : 재생기 길이[m]
- W : 무차원 재생기 길이(=w/a)
- x, r : x-r 좌표계
- X, R : 무차원 X-R 좌표계

그리스 문자

- α : 열확산 계수[m²/s]
- β : Womersley 수
- Δx : 피스톤 행정길이[m]
- ΔX : 무차원 피스톤 행정길이(= $\Delta x/a$)
- ΔP : 무차원 압력강하
- ϵ : 공극률
- ϕ : 형상계수
- μ : 점성계수[kg/ms]
- ν : 동점성계수[m²/s]
- θ : 무차원 온도
- ρ : 밀도[kg/m³]
- τ : 무차원 시간

- ω : 각속도[rad/s]

하첨자

- b : 용적
- C : 저온측
- D : 재생기 영역
- eff : 재생기 영역에서의 물성치
- H : 고온측

1. 서 론

세계적으로 환경문제에 대한 관심이 고조됨에 따라 냉동기 및 열펌프등에 사용되는 프레온계 냉매의 사용 규제에 대한 대책 및 하절기 냉방전력의 절감 측면에서 볼 때 냉난방 기기로서 활용 가치가 있는 Vuilleumier 및 스테링 사이클 기기의 실용화에 대한 관심이 고조되고 있으며, 효율향상을 위한 연구개발이 활발하게 진행되고 있다. 특히, 이들 기기는 재생기에 의한 재생 사이클로 구동되기 때문에 재생기는 시스템의 압력 손실 및 효율에 큰 영향을 미치게 한다. 따라서 Vuilleumier 및 스테링 사이클 기기의 재생기를 설계할 때는 보다 효율이 높고 압력손실이 적은 재생기를 선택하는 것이 필요하지만 이에 대한 공학적인 측면에서의 연구가 미흡한 편이다.

재생기를 고려한 스테링 사이클 기기내에서는 열유동 현상이 복잡하므로 주로 다공성 물질이 없는 원관 및 채널 내의 왕복 유동에 대한 유동 및 열전달 특성을 규명하기 위한 이론 및 실험적 연구가 수행되었다.^(1~6) 스테링 사이클 기기와 무관하게 Khodadadi⁽⁷⁾는 왕복유동 상태에서 채널내에 다공성 물질이 완전히 채워졌을때 Darcy수와 Womersley수에 대한 유동현상을 이론적으로 규명하였으며, Kim등⁽⁸⁾은 동일한 기하학적 모델을 이용하여 맥동유동 상태에서 유동 및 열전달 현상을 수치적으로 규명하였다. Modest⁽⁹⁾는 스테링 사이클 기기에 적용하기 위하여 무한히 큰 열용량을 갖는 재생기에서의 온도 변화에 대한 완전해를 구하였으며, Jones⁽¹⁰⁾는 주기적인 질량 유량비 및 압력변동이 일정한 열용량을 갖는 재생기에 주어졌을 때 스테링 사이클 기기에 미치는 동력손실 및 비유동도를

이론적으로 연구하였다. Organ⁽¹¹⁾은 재생기가 적층금망식으로 구성되어진 것으로 가정하여 재생기 내에서의 유동 및 온도장을 구하였다. 김진호등⁽¹²⁾은 재생기 길이와 재질을 변화시켜, Womersley수와 피스톤 행정길이에 대한 유동 및 열전달 특성을 수치적으로 연구하였다. 한편 실험적 연구를 살펴보면, Hamaguchi등^{(13),(14)}은 정상유동 상태에서 여러 종류의 적층금망을 구성하여 Reynolds수에 압력손실량을 측정하여 마찰 손실에 대한 실험식을 구하였으며 재생기에서의 열전달 현상도 규명하였다. Tanaka등⁽¹⁵⁾은 왕복 유동에서 동일 종류의 적층금망을 재생기 재료로하여 운전회전수에 대한 압력손실량, 재생기 효율 및 마찰 손실에 대한 실험식을 구하였으며, 결과적으로 회전수가 증가할수록 압력손실은 증가하고 재생기 효율은 감소함을 보였다.

그러나 위에 언급된 연구의 대부분은 단순히 원관 또는 채널내 왕복 유동에 대한 유동 및 열전달 특성 규명에 국한되었으며, 다공성 물질이 존재하는 경우에도 동일한 종류의 다공성 물질 또는 적층금망 형태의 재생기에 대한 압력강하 및 재생기 효율 등에 관한 연구였다. 따라서 본 수치적 연구에서는 보다 효율이 좋으며 압력손실이 적은 재생기를 얻기 위한 노력으로 서로 다른 공극율을 갖는 금망을 적절히 조합한 혼합형 재생기와 동일 종류의 적층금망으로 구성된 단일형 재생기를 상정하였다. 스테링 사이클 기기와 같이 고온 및 저온으로 유지되는 전열관 양단에서 주기적으로 변하는 속도가 주어질 때, 혼합형 재생기 및 단일형 재생기에서 Womersley수를 주요 변수로 하여 압력강하, 재생기 효율 및 열전달 특성 등을 규명하고자 하였다.

2. 계산 모델 및 지배 방정식

2.1 계산 모델

Fig.1은 본 연구에서 사용된 수치해석 모델의 개략도이다. 그림에 나타난 바와 같이 일정한 온도로 유지되는 고온측($T_H=373K$) 전열관과 저온측($T_C=273K$) 전열관의 반경은 a 로 하였으며, 전열관 양단에는 스테링 사이클 기기의 왕복유동을 모사하

여 동일 위상각의 주기적인 속도 u_1, u_2 를 주었다. 피스톤 행정 길이는 $\Delta x (=10a)$ 이며, 전열관의 길이는 l_1 및 l_2 로 각각 $20a$ 이다. 또한 두 전열관 사이에 위치한 재생기의 길이는 $w (=2.5a)$ 로 하고 이 영역을 3등분하여 공극률 및 Darcy수가 다른 금망 및 동일 재질의 금망으로 하였다. 재생기의 재질 및 형태는 보통 사용되는 스테인레스 금망으로 선정하였으며 재생기의 벽면은 단열되었다고 가정하였다. 아울러 원관 내부의 작동유체는 헬륨 가스로 T_H 와 T_C 의 산술평균 값인 $320K$ 에서의 물성치를 계산에 사용하였으며, 이에 대한 상대오차는 최대 10%이다.

2.2 지배 방정식

본 연구의 모델을 해석하기 위한 유동은 비압축성, 층류 및 축대칭이며, 작동유체의 물성치는 온도에 관계없이 일정하게 유지된다고 가정하였으며, 비정상 지배방정식은 유체 영역과 재생기 영역으로 구분하였다. 유체영역과 재생기영역으로 구분된 무차원 지배방정식은 다음과 같다.

유체 영역 :

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

$$\begin{aligned} \beta^2 \frac{\partial U}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial X}(UU) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R}(RVU) \\ = -\frac{\partial P}{\partial X} + \left[\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial U}{\partial R} \right) \right] \end{aligned} \quad (2)$$

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

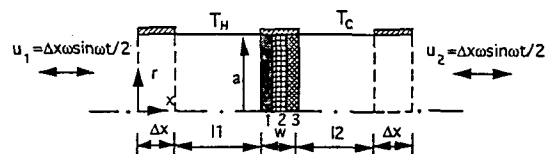


Fig.1 Schematic diagram of the present model.

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

재생기 영역 :

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

$$\beta^2 \frac{\partial U_D}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial X} (U_D U_D) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} (RV_D U_D) = -\frac{\partial P}{\partial X} + \left[\frac{\partial^2 U_D}{\partial X^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial U_D}{\partial R} \right) \right] - \frac{\epsilon}{Da} U_D - \frac{\epsilon C_E}{\sqrt{Da}} \sqrt{U_D^2 + V_D^2} U_D \quad (6)$$

$$\beta^2 \frac{\partial V_D}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial X} (U_D V_D) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} (RV_D V_D) = -\frac{\partial P}{\partial R} + \left[\frac{\partial^2 V_D}{\partial X^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial V_D}{\partial R} \right) \right] - \frac{\epsilon}{Da} V_D - \frac{\epsilon C_E}{\sqrt{Da}} \sqrt{U_D^2 + V_D^2} V_D \quad (7)$$

$$R_c \beta^2 \frac{\partial \theta}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial X} (U_D \theta) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} (RV_D \theta) = \frac{R_k}{R_r} \left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial \theta}{\partial R} \right) \right] \quad (8)$$

재생기 영역의 운동량방정식 (6), (7)에서 사용된 Brinkman-Forschheimer Extended Darcy 모델은 재생기 영역에서의 점성 및 관성효과를 나타내며 에너지방정식 (8)에서 사용된 R_c 와 R_k 는 유체 및 재생기 재료의 비열과 열전도계수의 비를 각각 나타낸다. 지배방정식의 무차원 변수는 아래와 같다.

$$X = \frac{x}{a}, R = \frac{r}{a}, U = \frac{u}{\nu/a}, V = \frac{v}{\nu/a}, U_D = \frac{u_D}{\nu_{eff}/a}, V_D = \frac{v_D}{\nu_{eff}/a}, P = \frac{pa^2}{\rho \nu^2}, Da = \frac{K}{a^2}, \theta = \frac{T - T_C}{T_H - T_C}, \beta = a \sqrt{\frac{\omega}{\nu}}, Pr = \frac{\nu}{\alpha}, R_k = \frac{k_{eff}}{k}, R_c = \frac{(\rho C_P)_{eff}}{\epsilon (\rho C_P)}, \nu_{eff} = \frac{\mu_{eff}}{\rho_{eff}} \quad (9)$$

여기서, U_D 및 V_D 는 각각 재생기 영역에서의 Darcy 속도이며, Darcy 수 Da 는 다공성 물질의 침투 면적 K 와 특성길이(반경)의 제곱의 비로서 나타내는 값이다. Womersley 수 β 의 물리적 의미는 튜브의 반경 a 와 Stokes 경계층의 두께(Stokes layer thickness)의 비, 또는 점성확산시간 a^2/ν 와 왕복유동 주기의 시간 $1/\omega$ 의 비이다. 즉, Womersley 수가 증가할수록 점성 경계층이 얇아짐을 의미한다. 또한 a 와 ν 가 일정한 경우, 왕복유동의 주기($1/\omega$)가 증가하면 Womersley 수도 증가한다. 한편 ϵ 는 재생기의 공극률을 나타내며 ρ, ν, α 및 k 는 각각 작동유체의 밀도, 동점성계수, 열확산계수 및 열전도 계수를 의미한다. 아울러, k_{eff} 는 재생기의 유효 열전도계수이고 Brinkman 항의 ν_{eff} 는 재생기의 유효 동점성계수로서 작동유체의 동점성계수와 같은 값으로 하였다.^{(7),(14)} 또한 Forschheimer 항의 관성 계수 C_E 값은 원관내에 다공성 물질이 존재하는 경우 일반적으로 사용되는 값이 없기 때문에 채널내 맥동 및 왕복유동의 경우에 채택되는 0.05^{(7),(8),(16)}로 가정하였다. 무차원 경계조건은 아래와 같다.

전열관 양단 :

$$U_1 = U_2 = \beta^2 \Delta X \sin \omega t / 2, V = 0, \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0 \quad (10)$$

피스톤 실린더 벽면 :

$$U = 0, V = 0, \frac{\partial \theta}{\partial R} = 0 \quad (11)$$

고온 및 저온 전열관 벽면 :

$$U = 0, V = 0, \theta = 1.0 (\Delta X \leq X \leq \Delta X + L1), \theta = 0.0 (\Delta X + L1 + W \leq X \leq \Delta X + L1 + W + L2) \quad (12)$$

재생기 벽면 :

$$U = 0, V = 0, \frac{\partial \theta}{\partial R} = 0 \quad (13)$$

축대칭면 :

$$\frac{\partial U}{\partial R}=0, \quad V=0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial R}=0 \quad (14)$$

본 연구에서 비정상 지배방정식 (1)~(8)은 SIMPLER 알고리즘⁽¹⁸⁾과 100×22 비균일 격자망을 사용하여 수치계산 되었으며, 유동 및 온도장의 해는 이전 주기의 값과 현재 주기의 값의 오차가 10^{-4} 이하일 때를 수렴조건으로 하였다. 이에 따른 반복 주기는 대략 60 주기 이상이었고 슈퍼컴퓨터 (Cray Y-MP C916)로 3~4시간이 소요되었다. 각 주기에 대한 시간 간격은 계산 시간의 단축을 위해, 초기의 50 주기는 40등분하고 이후의 주기는 해의 정확성을 위해 120등분으로 나누었으며 각 시간 간격에서의 반복 계산수는 50회 정도에서 수렴되었다. 본 연구 결과에 대한 타당성을 검증하기 위하여 결과 및 고찰 부분에서 Tanaka⁽¹⁵⁾의 실험결과와 비교하였다.

3. 결과 및 고찰

본 연구는 Fig.1에 나타난 해석모델에 대해 공극률 ϵ 이 0.5~0.9, Darcy수 Da 가 10^{-4} ~ 10^{-2} 인 재생기 재질중에서 3종의 재질을 선택하여 3등분으로 나누어진 재생기 영역에 채운 혼합형 재생기와 1종의 재질로 이루어진 단일형 재생기에 대하여 주요 변수인 Womersley수 β 를 3.5에서 8.6으로 변화시켜 계산을 수행하여 비교, 검토하였다. 계산한 경우에 대한 재생기 성분별 Table 1에 나타내었다. 각 경우에 재생기 삽입위치는 좌측의 재생기 재질부터 고온측 전열관(T_H)에서 저온측 전열관(T_C)측으로 순서대로 삽입된다.

본 연구의 결과는, 유동장의 경우 압력강하 ΔP 및 마찰계수 f_h 로 나타내었으며 각각의 아래의 식

으로 정의된다.

$$\Delta P = |P_{H,D} - P_{C,D}| \quad (15)$$

$$f_h = \frac{\Delta p D_h}{\frac{1}{2} \rho u_{max,D}^2 D^W} \quad (16)$$

윗식(15)에서 $P_{H,D}$ 및 $P_{C,D}$ 는 고온 및 저온측의 재생기 양단에서의 압력이다. 식(16)에서 $u_{max,D}$ 는 재생기 내에서의 최대속도를 나타낸다. D_h 는 재생기 면에서 유체가 통과하는 수력직경으로서 다음과 같다.

$$D_h = \frac{4\epsilon d}{\phi(1-\epsilon)} \quad (17)$$

식(17)에서 ϕ 는 다공성 물질의 형상계수로서 금망의 경우에 통상 4.0의 값을 갖는다.⁽¹⁵⁾ d 는 재생기 재질인 금망의 와이어 직경으로서 다음의 식으로 부터 구하여진다.⁽¹⁹⁾

$$d = \frac{\sqrt{180 Da (1-\epsilon)a}}{\epsilon^{3/2}} \quad (18)$$

한편, 재생기효율 η 는 식(19)에 의해 구해지며, 고온측 재생기에 주어진 열량과 저온측 재생기에서 방출된 열량의 차에 대한 저온측 재생기에서의 열손실량의 비로 나타낸다. 저온측 재생기에서 유입 및 방출되는 열량의 차이가 작을수록 즉, 온도차가 작을수록 효율은 증가하게 된다.

$$\eta = \frac{Q_{H,in} - Q_{C,out}}{Q_{H,in} - Q_{C,in}} \quad (19)$$

여기서, 전열량 $Q_{H,in}$ 및 $Q_{C,out}$ 는 원관내의 작동 유체가 고온측 전열관으로부터 저온측 전열관 방향

Table 1 Combinations of the various regenerator materials for numerical simulation.

	Porosity(ϵ)			Darcy No.(Da)			Regen. length(W)	Womersley No.(β)
	0.5	0.7	0.9	10^{-4}	10^{-3}	10^{-2}		
Case 1	0.5	0.7	0.9	10^{-4}	10^{-3}	10^{-2}	2.5	3.5~8.6
Case 2	0.9	0.7	0.5	10^{-2}	10^{-3}	10^{-4}	2.5	3.5~8.6
Case 3	0.7	0.7	0.7	10^{-3}	10^{-3}	10^{-3}	2.5	3.5~8.6
Case 4	0.5	0.5	0.5	10^{-4}	10^{-4}	10^{-4}	2.5	3.5~8.6

으로 흐르는 순방향($\omega t=0\sim\pi$)일 때 재생기에서의 유입 및 방출전열량이며, $Q_{c.in}$ 은 유체가 저온측 전열관으로부터 고온측 전열관 방향으로 흐르는 역방향($\omega t=\pi\sim 2\pi$) 유동인 경우에 저온측 재생기에 유입되는 전열량이다. 전열량 Q 는 아래의 식으로 정의된다.

$$Q = \dot{m}C_p \int T_D dt \quad (20)$$

여기서 T_D 는 재생기면에서의 온도를 나타낸다. 아울러 전열관 벽면에서의 열전달은 벽면에서의 국소 Nusselt수 Nu , 공간 평균 Nusselt수 Nu_s 및 공간-시간 평균 Nusselt수 Nu_{s-c} 에 의해 나타내었으며 아래의 식과 같다.

$$Nu = \frac{\theta_H - \theta_c}{\theta_H - \theta_b} \frac{d\theta}{dR} \quad (21)$$

$$Nu_s = \frac{\int Nu ds}{\int ds} \quad (22)$$

$$Nu_{s-c} = \frac{\int Nu_s d(\omega t)}{\int d(\omega t)} \quad (23)$$

여기서, 원관내 평균온도 θ_b 는 아래와 같이 정의하였다.

$$\theta_b = \frac{\int |U| \theta dA}{\int |U| dA} \quad (24)$$

3.1 유동 특성

본 연구의 타당성 검증을 위해, 균일한 재생기 재질을 사용하여 원관내 왕복 유동상태에서 얻어진 Tanaka⁽¹⁵⁾의 실험식($f_h = 175/Re_h + 1.6$)과 본 연구의 결과를 식(16)에서 정의된 마찰계수 f_h 를 이용하여 Reynolds수 $Re_h (= u_{max,D} D_h/\nu)$ 에 대하여 Fig.2에 나타내었다. 그림에 나타난 바와 같이 균일한 재생기 재질($\epsilon=0.7$ 및 0.5)로 이루어진 Case 3과 Case 4의 경우 Re_h 가 작은 경우에 다소의 오차는 있으나 Re_h 가 큰 경우에는 비교적 잘 일치함을 볼 수 있다.

Case 2($\epsilon=0.9, 0.7, 0.5$)와 Case 3($\epsilon=0.7$)의 경우 β 가 3.5일 때 각각의 재생기 영역(1, 2, 3)

에서 속도장 U_1, U_2 및 U_3 을 위상각 $\omega t(0\sim 2\pi)$ 에 대해 Fig.3에 비교하였다. Case 3의 속도장은 일정하게 유지되는데 반해, Case 2의 속도장은 공극률이 작은 재생기 영역을 통과할 수록 벽면 근처 영역에서의 경계층이 얇아지며 원관 중심 영역까지 속도장이 편평해짐을 알 수 있다. 아울러 Case 2의 속도분포 U_1, U_2 및 U_3 을 고찰하면, 작동유체가 고온측 전열관에서 저온측 전열관 방향으로 흐르는 순방향($\omega t=0\sim\pi$) 유동일 때 위상각 $\omega t=\pi/2$ 에서 최대 속도가 된다. 위상각 $\omega t=\pi$ 인 경우는 음의 속도가 벽면에서 원관 중심 영역까지 넓게 분포된다. 이는 위상각 $\omega t=\pi$ 일때 전열관 양단에서 주어지는 속도의 방향이 바뀌는 시점으로 유체의 관성력 때문에 이와 같은 현상이 나타난다. 또한 재생기 2, 3 영역에서의 속도 분포 U_2 와 U_3 은 유체가 순방향($\omega t=0\sim\pi$)과 역방향($\omega t=\pi\sim 2\pi$)일 때 서로 대칭적인 양상을 보이는 반면에 재생기 1 영역에서의 속도분포 U_1 은 비대칭이 됨을 볼 수 있다. 이는 Womersley수($\beta=3.5$)가 작기 때문에 순방향($\omega t=0\sim\pi$) 유동인 경우 고온 전열관측의 재생기 전면에 주어지는 속도 분포는 원관 유동에서 흔히 볼 수 있는 포물선 형태가 된다. 아울러 U_1 속도분포가 존재하는 재생기 1 영역의 공극률($\epsilon=0.9$)이 크기 때문에 이 영역내에서의 속도분포는 포물선 형태를 계속 유지하게 된다. 그러나

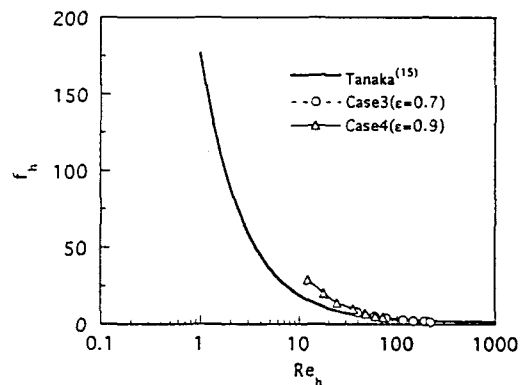


Fig.2 A comparison of the friction factor between the present study and Tanaka's empirical relationship.

저온측 전열관에서 고온측 전열관 방향으로 흐르는 역방향($\omega t = \pi \sim 2\pi$) 유동일 때 재생기 1 영역에 주어지는 속도는 이미 재생기 3, 2 영역($\epsilon = 0.5, 0.7$)을 통과한 속도이므로 이의 영향으로 순방향일 때의 속도분포보다 편평해진것으로 여겨진다.

Fig.4는 각 경우에 대해 Womersley수를 3.5~8.6으로 변화시켰을 때 한 주기에 대해 재생기 양

단면에서 단면-시간 평균된 압력강하량을 나타낸 것이다. 그림에서 나타난 바와 같이 Womersley수가 증가할 수록 모든 경우에 압력강하는 점진적으로 증가함을 볼 수 있다. 이는 Womersley수가 증가할 수록 벽면 근처 영역에서의 점성 경계층이 얇아져 전단응력의 크기가 증가하며 상대적으로 비점성 영역은 넓어진다. 이에따라 원관의 한 단면에

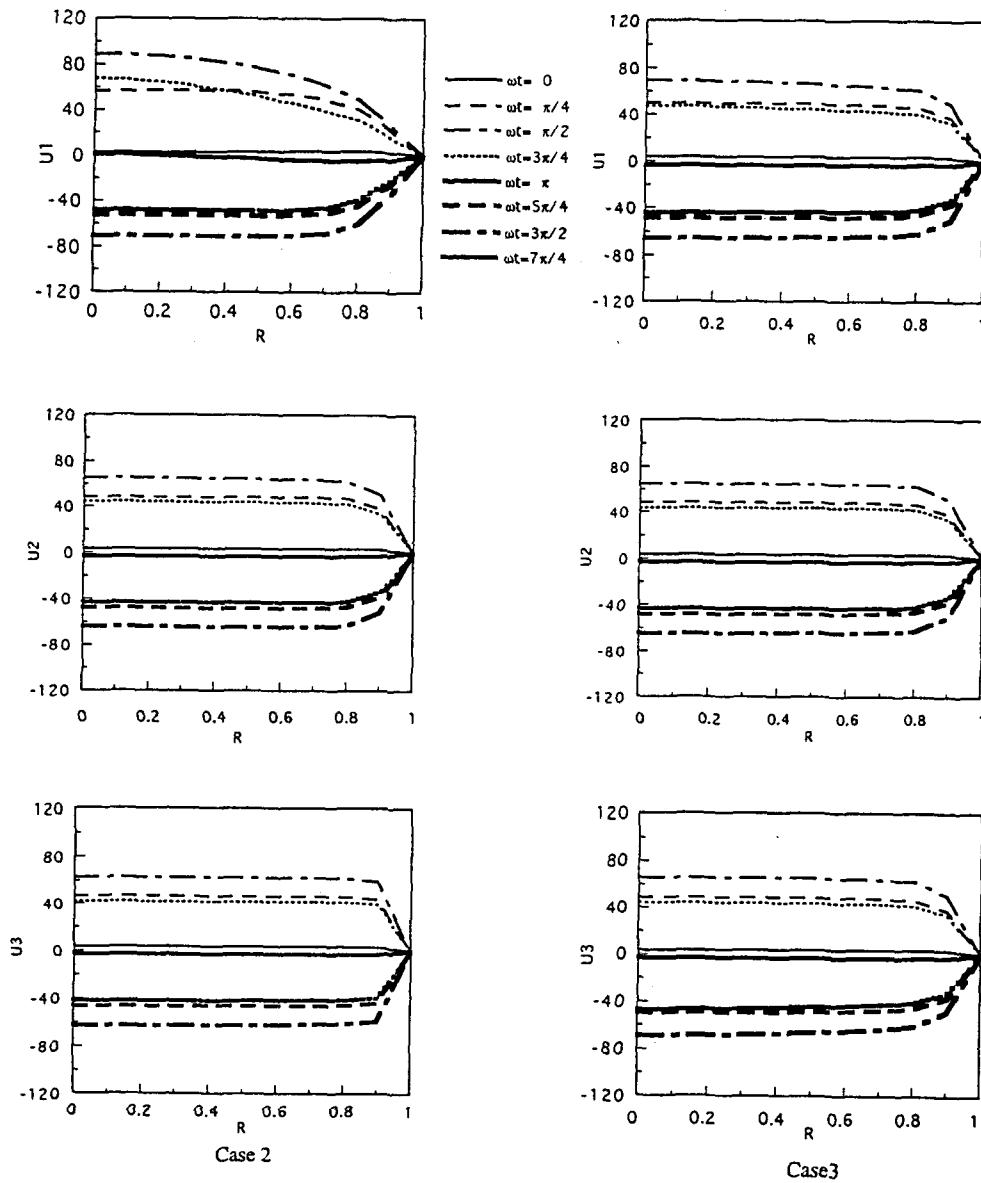


Fig.3 U-velocity profiles for Case2($\epsilon = 0.9, 0.7, 0.5$) and Case3($\epsilon = 0.7$).

대한 압력분포는 Womersley수가 작은 경우보다 균일해지므로 단면-시간 평균 압력강하량은 증가하게 된다. 아울러 공극률이 0.5인 단일형 재생기로 채워진 Case 4의 경우에 압력강하량이 다른 경우에 비해 크게 나타난다. 이는 작동유체가 통과하는 재생기 재질의 공극률이 작을 수록 재생기 내의 속도장이 중심영역 뿐만 아니라 벽면 근처영역까지 편평해지기 때문에 압력강하는 증가한다.^{(13), (15)} 한편, 본 연구에서는 작동유체의 물성치가 온도에 관계없이 항상 일정한 값을 갖도록 하였기 때문에 혼합형 재생기인 Case 1($\epsilon=0.5, 0.7, 0.9$)과 Case 2($\epsilon=0.9, 0.7, 0.5$)의 한주기에 평균된 압력강하량은 동일하게 나타났으며, 전체적인 평균 공극률이 같은 Case 3($\epsilon=0.7$)과 비교하면 상대적으로 크게 나타남을 볼 수 있다. 이는 재생기 영역의 운동량방정식(6,7)에서 점성항은 공극률과 Da수의 비이기 때문에 Da수가 작을 수록 점성항의 값은 증가하게 된다. 이에따라 혼합형 재생기에 포함된 공극률 0.5($Da=1.0 \times 10^{-4}$)인 재생기 재질이 압력강하의 지배적인 요인이 될 것으로 판단된다.

3.2 열전달 특성

혼합형 재생기와 단일형 재생기가 원관내에 놓여져 있을 때 이로 인한 전열관 벽면과 작동유체 사이의 열전달 현상 및 재생기 효율을 규명하고자 하였다.

각각의 재생기에 대한 재생기효율 η 를 Womersley수에 대해 Fig.5에 나타내었다. 재생기효율은 식(19)에 정의된 바와 같이, 작동유체가 순방향일 때 재생기 양단에 주어진 전열량에 대해서 유체가 역방향일 때 저온측의 재생기에 주어진 열량의 비로 정의된다. 그림에서 볼 수 있듯이 Womersley수가 증가할수록 효율은 감소함을 볼 수 있다. 이는 Womersley수가 증가할 수록 작동유체의 속도가 증가함에 따라 재생기내에서 충분한 축열이 이루어지지 못한채 재생기를 통과하기 때문이다. 평균 공극률이 가장 작은 Case 4의 경우가 효율이 가장 좋았으며, 평균 공극률이 같은 Case 1, 2, 3을 비교하면, Case 2의 경우가 재생기 효율이 높게 나타났다. 결과적으로, Fig.2의 결과를 고려하면 압력손실 측면에서는 Case 3의 경우가 유리하며 재생기 효율 측면에서는 Case 2의 경우가 유리할것으로 판단된다. 본 연구의 결과로써 회전수가 큰 영역에서 스테링 사이클 기기를 운전하고자 할 때에는 재생기의 공극률이 작은 재생기 재질을 선택하는 것이 유리하리라 생각하지만 이에따른 압력손실이 고려되어야 한다.

Case 3의 경우에 전열관 벽면에서의 국소 Nusselt수 Nu를 위상각 ωt 에 대해 Fig.6에 나타내었다. Fig.6(a)는 작동유체가 순방향($\omega t=0 \sim \pi$) 유동일 때 고온 및 저온 전열관 벽면에서의 국소 Nusselt수이고, Fig.6(b)는 작동 유체가 역방

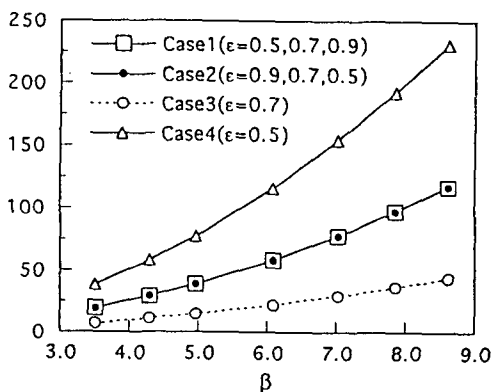


Fig.4 Pressure drop along Womersley number for several regenerator combinations.

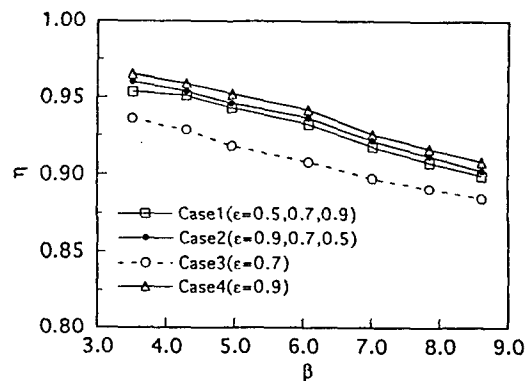


Fig.5 Effect of the Womersley numbers on regenerator efficiency for several regenerator combinations.

향($\omega t = \pi \sim 2\pi$)으로 흐를 때의 국소 Nusselt 수를 나타내었다. 두 그림을 비교해 보면, 서로 대칭적인 양상을 보이고 있으며, 특히 작동유체가 순방향($\omega t = 0 \sim \pi$)일 때 저온측 재생기에 가까운 벽면에서의 Nu와 역방향($\omega = \pi \sim 2\pi$)일 때 고온측 재생기에 가까운 벽면에서의 Nu 값이 크게 나타난다. 이는 순방향($\omega t = 0 \sim \pi$) 유동일 때 저온 전열관측의 재생기를 통과한 유체의 온도가 전열관 벽면의 온도보다 높아 온도구배가 커지기 때문에 식 (21)에서 정의된 바와 같이 국소 Nusselt 수가 증가하며 반대로 역방향($\omega t = \pi \sim 2\pi$) 유동일 때는 고온 전열관측의 재생기를 통과한 유체의 온도가 전열관 벽면의 온도보다 낮아짐으로써 온도구배가 커지기

때문이다.

β 가 3.5($f=10\text{Hz}$)일 때 평균 공극률이 같은 Case 1, 2, 3에 대해 고온 및 저온 전열관 벽면에서의 공간 평균 Nusselt 수 Nu_s 를 위상각 ωt 에 대해 Fig.7 (a)와 (b)에 나타내었다. 고온 전열관 벽면에서의 Nu_s (Fig.7a)를 살펴 보면 각 경우에 대한 Nu_s 의 전체적인 경향은 비슷하며 작동유체가 순방향($\omega t = 0 \sim \pi$)일 때의 Nu_s 는 역방향($\omega t = \pi \sim 2\pi$)일 때의 Nu_s 보다 큰 값을 보이며, 저온 전열관 벽면에서의 Nu_s (Fig.7b)와는 반대의 결과를 보인다. 또한 위상각 ωt 가 $\pi/6$ 및 $7\pi/6$ 일 때 고온과 저온 전열관 벽면에서 Nu_s 값이 갑자기 증가함을 볼 수 있다. 이는 유동 방향이 바뀐 직후의 위

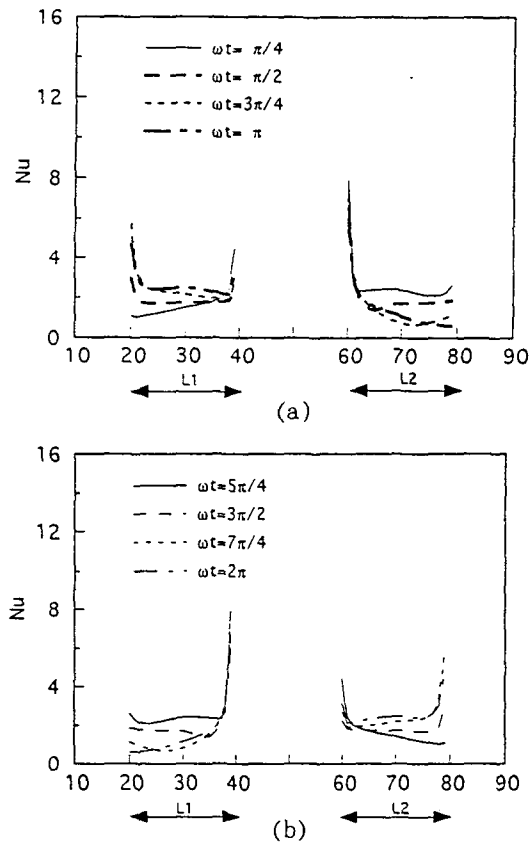


Fig.6 The local Nusselt number variation along the hot and cold wall at $\beta=3.5$ for case3 ($\epsilon=0.7$).

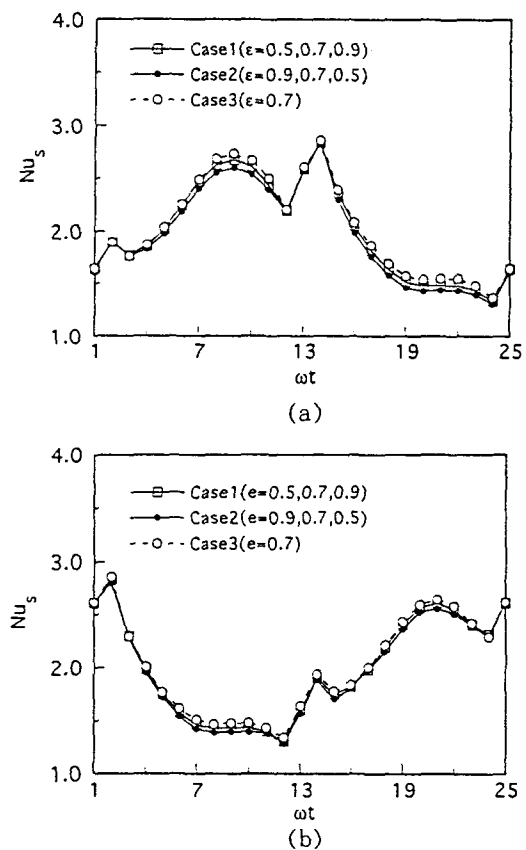


Fig.7 The space averaged Nusselt number variation during a cycle at $\beta=3.5$: (a) hot wall, (b) cold wall.

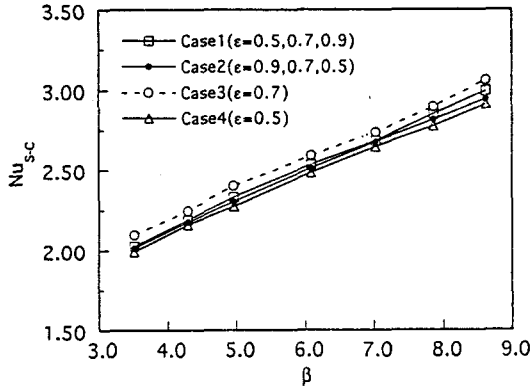


Fig.8 The space and cycle averaged Nusselt number along Womersley number at the hot wall for several regenerator combinations.

상각으로 Fig.6에서 설명한 바와 같이 재생기에 축열된 열량과 전열관 벽면에서 공급하는 전열량의 차이로 인해 재생기를 통과한 유체의 온도와 벽면의 온도차가 순간적으로 커졌기 때문이다.

Womersley수 β (3.5~8.6)에 대한 고온측 전열관 벽면에서의 공간-시간평균 Nusselt수 Nu_{s-c} 의 변화를 각 경우에 대해 Fig.8에 나타내었다. 이 그림에서 Womersley수가 증가할 수록 Nu_{s-c} 가 증가함을 볼 수 있다. 이는 Fig.5에서 설명한대로 β 가 증가할 수록 재생기의 축열효과가 작아져 재생기의 효율이 감소하기 때문에 재생기에서의 열손실이 증가하므로 작동유체와 전열관 벽면을 통한 열전달이 증가하기 때문이다. 아울러 효율이 가장 좋은 Case 4의 경우에 전열관과 작동유체 사이의 열전달은 작은 반면에 효율이 나쁜 Case 3의 경우는 열전달이 다른 경우에 비해 크다. 이는 재생기 효율이 좋을 수록 재생기를 통한 열손실이 작기 때문에 전열관을 통한 열의 공급 및 방출량이 작아짐을 의미한다.

4. 결 론

본 연구는 압력 및 열손실이 적은 재생기를 얻기 위한 기초적인 연구로서, 공극률 ϵ 이 0.5~0.9, Darcy수 Da 가 10^{-4} ~ 10^{-2} 인 재생기 재질중에 3

종의 재질을 적절히 조합한 혼합형 재생기와 동일한 공극률을 갖는 단일형 재생기를 선정하였다. 이들 재생기를 고온 및 저온으로 유지되는 원관내에 일정길이로 삽입하고 원관 양단에 스테링 사이클 기기의 왕복유동을 모사한 주기적으로 변하는 동일 위상각의 속도를 주었을 때, 주요변수인 Womersley수를 3.5에서 8.6으로 변화시켜 수치계산을 수행하여 다음의 결과를 얻었다.

1) Womersley수 β 가 증가할 수록 전열관 벽면에서의 경계층이 얇아지므로 재생기 양단에서의 압력강하는 증가한다.

2) 평균 공극률이 같은 혼합형 재생기(Case 1, Case 2) 및 단일형 재생기(Case 3)를 비교하면 혼합형 재생기의 경우가 압력손실은 크지만, 재생기 효율은 증가 하였다. 즉, 혼합형 재생기에 포함된 공극률이 작은 재생기 재질이 유동 및 열전달 특성에 지배적인 영향을 미치기 때문이다.

3) Womersley수가 증가할 수록 효율은 감소한 반면에 공간-시간평균 Nusselt수는 증가한다. 이는 Womersley수가 증가할수록 작동유체의 속도가 증가하므로 재생기내에서 충분한 축열이 이루어지지 못하여 전열량 손실이 증가하기 때문이다.

참 고 문 헌

1. Hwang, M. F. and Dybbs, A., 1983, *Heat Transfer in a Tube with Oscillatory Flow*, ASME Paper 83-WA/HT-90.
2. Kurzweg, U. H., 1985, "Enhanced Heat Conduction in Oscillating Viscous Flows within Parallel-Plate Channel", *J. Fluid Mech.*, Vol. 156, pp. 291~300.
3. Kaviany, M. and Reckker, M., 1990, "Performance of a Heat Exchanger Based on Enhanced Heat Diffusion in Fluids by Oscillation : Experiment", *Transactions of the ASME*, Vol. 112, pp. 56~63.
4. Watson, E. J., 1983, "Diffusion in Oscillatory Pipe Flow", *J. Fluid Mech.*, Vol. 133, pp. 233~244.
5. 강병하, 이근태, 이춘식, 이재현, 1992, "스터

- 링 사이클 기기용 가열기 원관 내부 왕복유동에서의 열전달에 관한 실험적 연구”, 대한기계학회 논문집, 제17권, 제6호, pp. 1547~1555.
6. Simon, T. R. and Seume, J. R., 1988, *A Survey of Oscillating Flow in Stirling Engine Heat Exchangers*, NASA Report CR-182108.
 7. Khodadadi, J. M., 1991, “Oscillatory Fluid Flow Through a Porous Medium Channel Bounded by Two Impermeable Parallel Plates”, *J. of Fluids Engineering*, Vol. 113, pp. 509~511.
 8. Kim, S. Y., Kang, B. H. and Hyun, J. M., 1994, “Heat Transfer from Pulsating Flow in a Channel Filled with Porous Media”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 37, No. 14, pp. 2025~2033.
 9. Modest, M. D. and Tien, C. L., 1974, “Thermal Analysis of Cyclic Cryogenic Regenerators”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 17, pp. 37~49.
 10. Jones, J. D., 1986, “Performance of Stirling Engine Regenerator Having Finite Mass”, *Transactions of the ASME*, Vol. 108, pp. 669~673.
 11. Organ, A. J., 1994, “The wire mesh regenerator of the Stirling cycle machine”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 37, pp. 2525~2534.
 12. 김진호, 이재현, 강병하, 1995, “재생기를 가진 실린더내의 왕복유동에 관한 열전달”, 대한기계학회 논문집, Vol. 19, No. 7, pp. 1758~1769.
 13. Hamaguchi, K., Takahashi, S. and Miyabe, H., 1982, “Pressure Drop of Regenerator Matrix”, *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng.*, (in Japanese), Vol. 48, No. 435, pp. 2207~2216.
 14. Hamaguchi, K., Takahashi, S. and Miyabe, H., 1983, “Thermal Performance of Regenerator matrix”, *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng.*, (in Japanese), Vol. 49, No. 445, pp. 2001~2010.
 15. Tanaka, M., Yamashita, I. and Chisaka, F., 1990, “Flow and Heat Transfer Characteristics of the Stirling Engine Regenerator in an Oscillating Flow”, *JSME Int. J., Series II*, Vol. 33, No. 2, pp. 283~289.
 16. Vafai, K. and Tien, C. L., 1982, “Boundary and Inertia Effects on Convective Mass Transfer in Porous Media”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 25, pp. 1183~1190.
 17. Ludgren, T. S., 1972, “Slow Flow Through Stationary Random Beds and Suspensions of Spheres”, *J. Fluid Mech.*, Vol. 51, pp. 273~299.
 18. Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill, New York.
 19. Kaviany, M., 1991, *Principles of Heat Transfer in Porous Media*, Springer Verlag, New York.