

〈논 문〉

## 다공성 재생기의 방향성을 고려한 왕복유동 수치해석

양문흠\* · 박상진\*\* · 노승탁\*\*\*

(1997년 5월 25일 접수)

### Numerical Analysis in Oscillating Flow Considering Orientation of Porous Media Regenerator

Moon Hum Yang, Sang-Jin Park and Sung Tack Ro

**Key Words :** Oscillating Flow(왕복유동), Regenerator(재생기), Porous Media(다공성 물질), Periodic Adiabatic Condition(주기적 단열조건), Aeolotropic Model(이방성 모델)

#### Abstract

Numerical analyses were performed to investigate the characteristics of regenerator in oscillating flow by using moving boundary method and Darcy model. In this work, periodic adiabatic boundary condition was suggested as the boundary condition of adiabatic part so that the effects of the thermal inertia of the wall could be considered. In carrying out numerical analyses, two models were applied and compared. One called isotropic model has the same thermal conductivity in radial and axial directions within a porous media. The other called aeolotropic model has different conductivity in each directions. Isotropic model could not show the advantage of energy reduction which needs to maintain constant wall temperature difference between heater and cooler. But aeolotropic model could simulate the reduction of energy consumption.

#### 1. 서 론

최근 환경문제와 에너지 이용문제가 대두되면서 이러한 문제들을 해결할 가능성을 가지고 있는 스티어링 사이클(Stirling cycle) 기기 또는 VM 사이클(Vuilleumier cycle) 기기 등과 같은 재생형 사이클 기기에 관심이 모아지고 있다. 이들 재생형 사이클 기기들은 공학적으로 엔진뿐만 아니라 저온용 냉동기 및 상온 히트펌프 등 응용분야가 다양하고 열효율 및 작동유체의 안전성 매우 높기 때문에 미래형 기기로서 그 이용이 모색되고 있다. 재생형 사이클 기기의 열교환기는 가열부, 냉각부 그리고

재생부로 구성되고 작동유체가 그 내부에서 왕복유동을 형성하면서 열전달이 이루어지고 일 또는 냉열을 발생시키게 되므로, 일반적인 여타의 내연기관이나 냉동기와는 확연히 구별되는 특성을 가진다.

재생형 사이클 기기에서는 각각의 구성요소에서 입구, 출구라는 구분조차 확실하지 않으며, 각 구성요소 간의 상호작용이 밀접하다. 이러한 이유로, 아직까지 각 구성요소에서의 유동이나 열전달 등 일반적인 특성에 대하여 많이 알려져 있지 않다. 따라서 이들 기기의 효율적인 설계 및 개발을 위해서 왕복유동에서의 유동 및 열전달에 대한 연구가 매우 시급하게 요구되고 있다.

왕복유동에 대한 연구는 인체의 호흡기와 순환기 내에서의 물질전달현상을 규명하기 위해서 시작되었다. 종류 왕복유동의 유동특성의 경우에는 해석

\*삼성전자 생활시스템연구소

\*\*회원, 한국기계연구원 환경설비연구부

\*\*\*회원, 서울대학교 기계공학과

해가 존재하나,<sup>(1)</sup> 난류 왕복유동의 경우에는 발표된 연구결과가 그리 많지 않다. 열전달에 대하여는 Kurzweg과 Zhao<sup>(2)</sup> 등이 평면 채널에서 왕복유동장 내의 열전달현상을 해석적으로 연구하였으며, Lee 등<sup>(3)</sup>은 무한히 긴 원관에서 슬러그(slug) 유동이라는 가정을 도입하여 축방향뿐만 아니라 반경방향까지 고려한 2차원 비정상 에너지 방정식의 해석해를 구하였다.

한편 재생형 사이클 기기의 구성부 중에서 기기의 성능에 가장 중요한 영향을 미치는 부분은 재생부이다. 좋은 성능의 재생형 사이클 기기를 만들기 위해 요구되는 재생기의 조건은 높은 열교환효율, 재생기가 차지하고 있는 부피에 의해서 생기는 사체적(dead volume)의 최소화, 그리고 작동 유체가 재생기를 통과할 때 생기는 압력손실의 최소화 등이다. 이전의 재생기에 대한 연구들은 기본적으로 반경 방향의 효과를 무시한 일차원 모델에 근거를 두었고, 지배방정식에 유체와 축방열 매체인 매트리스간의 열전달 계수가 포함되어있으며 열전달 계수 값으로는 실험치를 적용함으로써 그 응용성에 제한이 있다.<sup>(4)</sup> 그리고 이러한 모델들은 일반적인 실제 현상을 기술하는데 제한을 가진다. 이외에 재생기를 다공성물질로 모델링하여 재생기의 열전달 현상에 대한 연구가 진행되었고<sup>(5)</sup>, 김진호 등<sup>(6)</sup>은 재생기를 등방성의 다공성물질로 모델링하고 단열부의 경계조건으로 순간 단열조건을 적용하여 재생기를 가진 실린더 내부의 왕복유동 열전달 현상의 2차원 수치해석을 수행하여 위에서 언급된 재생기 연구들보다는 좀 더 실제에 가까운 계산을 수행하였다.

본 연구에서는 재생형 사이클기기의 단열부의 경계조건으로 주기적 단열조건을 제시하였고, 그

유용성을 살펴보고 재생기의 역할을 살펴보기 위해서 등방성 다공성 물질 모델과 이방성 다공성 물질 모델의 경우를 각각 계산하여 재생기 해석을 수행하였다.

## 2. 왕복유동 열전달 해석

### 2.1 해석모델

실제 재생형 사이클기기의 열교환기는, Fig. 1과 같이 반지름이 작은 원관들이 다발을 형성하여 커다란 재생기에 연결되어 있다. 본 연구에서는 재생기의 해석을 위하여 원관다발을 형성하고 있는 원관들 중 하나만을 대표로 선택하여 모델링하였다.

해석모델은 Fig. 2의 시스템과 같다. 원관의 반지름은  $a$ , 원관의 길이는  $L$ , 재생기가 설치될 여유부분의 길이는  $L_a$ 이고 재생기 두께는  $L_r$ 이다. 원관의 양끝에 피스톤이 설치되어 있다.  $l$ 은 피스톤의 행정길이를 나타낸다. 원관 내부의 중앙에는 재생기에 해당하는 다공성 물질로 차있고 그 양쪽은 각각 냉각부와 가열부에 해당하는 부분이다. 재생기의 재질은 스테인리스 스틸(AISI 302)이고 자세한 물성치는 Table 1에 나타내었다. 작동유체는 상압(1atm)의 공기로 하였고 그 물성치를 Table 1에 함께 나타내었다.

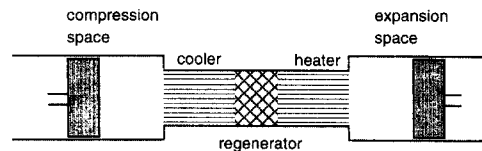


Fig. 1 Typical configuration of a regenerative cycle machine.

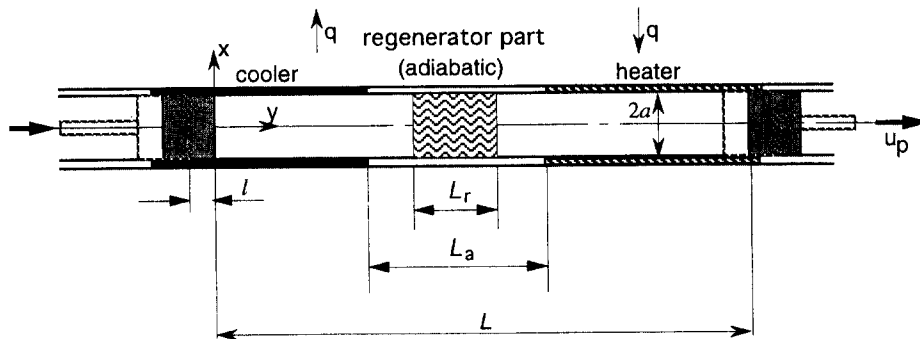


Fig. 2 Analysis model of the present study.

**Table 1** Physical properties and dimensions of the analysis model.

Radius ( $a$ )		1.25cm
Displacement of piston ( $l$ )		1.5cm
Length ( $L$ )		10cm
Adiabatic region length ( $L_a$ )		3.3cm
AISI 302	Density ( $\rho_s$ )	8055kg/m <sup>3</sup>
	Specific Heat ( $C_{ps}$ )	480J/kgK
	Conductivity ( $k_s$ )	15.1W/mK
Air (300K)	Density ( $\rho_f$ )	1.16kg/m <sup>3</sup>
	Specific Heat ( $C_{pf}$ )	1.007kJ/kgK
	Conductivity ( $k_f$ )	0.026W/mk
	Kinematic viscosity ( $\nu_f$ )	$15.9 \times 10^{-6}$ m <sup>2</sup> /s
	Pr	0.707
porous media	Porosity ( $\varepsilon$ )	0.7
	Permeability ( $K$ )	$5.0 \times 10^{-7}$ m <sup>2</sup>

## 2.2 지배방정식 및 수치해석

수치해석시 원관 내부에서 연속방정식, 운동량방정식, 에너지 방정식을 주어진 경계조건을 사용하여 해석하였다.  $x$ 방향은 반경방향이고  $y$ 방향은 축방향이다. 수치해석에서 사용된 가정은 다음과 같다.

- ① 원관 내의 유동은 비압축성 층류유동이다.
- ② 부력의 효과는 무시한다.
- ③ 모든 물성치는 일정하다.
- ④ 재생기는 다공성 물질로 간주한다.

지배방정식은 다음의 일반형 축대칭 지배방정식을 사용하였다.<sup>(7)</sup>

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(Ax\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x}\left[Bx\rho u\phi - x\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial x}\right] \\ + \frac{\partial}{\partial y}\left[Bx\rho v\phi - x\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial y}\right] = xS(x, y) \end{aligned} \quad (1)$$

위에서  $\phi$ 는 일반종속변수이고  $\Gamma$ 는 유효확산계수,  $S$ 는  $\phi$ 에 따라서 정의되는 생성항이다. 유체 영역과 재생기 영역에서의  $\phi$ ,  $\Gamma$ ,  $S$ 에 해당하는 내용은 Table 2와 Table 3에 각각 나타내었다. 표의 각 행은 순서대로 연속방정식,  $x$ 방향 운동량방정식,  $y$ 방향 운동량방정식, 그리고 에너지방정식에

**Table 2** Parameters of Eq. (1) within cool and hot spaces.

$\rho$	A	B	$\phi$	$\Gamma$	S
$\rho_f$	1	1	1	0	0
$\rho_f$	1	1	$u$	$\mu$	$-\partial p/\partial x - \mu u/x^2$
$\rho_f$	1	1	$v$	$\mu$	$-\partial p/\partial y_j$
$\rho_f$	1	1	$T$	$k_f/c_f$	0

**Table 3** Parameters in Eq. (1) within regenerator.

$\rho$	A	B	$\phi$	$\Gamma$	S
$\rho_f$	1	1	1	0	0
$\rho_f$	1	1	$u$	$\mu$	$-\partial p/\partial x - \mu u/x^2 - \mu\varepsilon u/K$
$\rho_f$	1	1	$v$	$\mu$	$-\partial p/\partial y - \mu\varepsilon v/K$
1	$r_m \cdot \varepsilon$	$\varepsilon/\rho_f$	$T$	$k_m/(\rho c)_f$	0

적용되는 변수들을 의미한다. 표에서 나타낸 하첨자  $s$ 와  $f$ 는 각각 고체부와 유체부를,  $m$ 은 공극률이  $\varepsilon$ 일 때 유효 등가량을 나타내며 다음의 식과 같은 관계가 성립한다.

$$k_m = \varepsilon \cdot k_f + (1 - \varepsilon) \cdot k_s, \quad (\rho c)_m = \varepsilon \cdot (\rho c)_f + (1 - \varepsilon) \cdot (\rho c)_s \quad (2a)$$

$$r_m = (\rho c)_m / (\varepsilon (\rho c)_f) \quad (2b)$$

문제를 보다 효과적으로 해석하기 위해서 다음의 무차원 변수들을 도입하였다.

$$t^+ = \omega t, \quad x^+ = \frac{x}{a}, \quad y^+ = \frac{y}{a} \quad (3a)$$

$$u^+ = \frac{u}{l\omega}, \quad v^+ = \frac{v}{l\omega}, \quad \theta = \frac{T - T_0}{T_0},$$

$$p^+ = \frac{p}{\rho(l\omega)^2}, \quad \lambda = \frac{a}{l} \quad (3b)$$

$$\begin{aligned} \beta = a\sqrt{\frac{\omega}{\nu_f}}, \quad \beta_a = a\sqrt{\frac{\omega}{\alpha_f}}, \quad \beta_{am} = a\sqrt{\frac{\omega}{\alpha_m}}, \\ \gamma = a\sqrt{\frac{\varepsilon}{K}} \end{aligned} \quad (3c)$$

$$a = k_f/(\rho c)_f, \quad \alpha_m = k_m/(\varepsilon(\rho c)_f) \quad (3d)$$

여기서  $\omega$ 는 왕복유동을 생성하는 피스톤의 각속도이고  $T_0$ 는 임의의 기준온도로 특별한 물리적 의미는 없다. 수정된 Darcy수  $\lambda$ 의  $K$ 는 다공성물질의 침투율(Permeability)이다. 위의 무차원 변수들을 사용하여 지배방정식 식 (1)을 다음의 식으로 무차원화 하였다.

**Table 4** Dimensionless parameters in Eq. (4) within cool and hot spaces.

$\rho^+$	A	B	$\phi^+$	$\Gamma^+$	$S^+$
1	1	1	1	0	0
1	$\lambda$	1	$u^+$	$\lambda/\beta^2$	$-\partial p^+/\partial x^+$ $-\Gamma^+ u^+/x^{+2}$
1	$\lambda$	1	$v^+$	$\lambda/\beta^2$	$-\partial p^+/\partial y^+$
1	$\lambda$	1	$\theta$	$\lambda/\beta_a^2$	0

**Table 5** Dimensionless parameters in Eq (4) within regenerator.

$\rho$	A	B	$\phi$	$\Gamma$	S
1	1	1	1	0	0
1	$\lambda$	1	$u^+$	$\lambda/\beta^2$	$-\partial p^+/\partial x^+ - \Gamma^+ u^+/x^{+2} - \lambda\gamma^2 u^+/\beta^2$
1	$\lambda$	1	$v^+$	$\lambda/\beta^2$	$-\partial p^+/\partial y^+ - \lambda\gamma^2 v^+/\beta^2$
1	$r_m \cdot \lambda$	1	$\theta$	$\lambda/\beta_{am}^2$	0

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t^+}(Ax^+ \phi^+) + \frac{\partial}{\partial x^+} \left[ Bx^+ u^+ \phi^+ - x^+ \Gamma^+ \frac{\partial \phi^+}{\partial x^+} \right] \\ & + \frac{\partial}{\partial y^+} \left[ Bx^+ v^+ \phi^+ - x^+ \Gamma^+ \frac{\partial \phi^+}{\partial y^+} \right] \\ & = x^+ S^+(x^+, y^+) \end{aligned} \quad (4)$$

유체 영역과 재생기 영역에서의  $\phi^+$ ,  $\Gamma^+$ ,  $S^+$ , A, B의 내용을 Table 4와 Table 5에 각각 나타내었다. 재생기의 유동모델로는 Darcy 모델<sup>(8)</sup>을 사용하였다.

본 연구의 계산영역은 피스톤의 시간에 따른 이동으로 이동경계(moving boundary)를 포함하게 된다. 이동경계에 대한 수치적 해석방법은 Kim<sup>(7)</sup>의 연구를 참조하였다. 계산영역은 물리량의 변화가 심하게 예상되는 지역에 보다 더 밀집된 격자를 부여하는 비균일 격자망으로 하였고 격자망의 총수는  $41 \times 131$ 로 하였다. 또한 엇갈림격자계(staggered grid system)를 사용하였으며 대류항과 확산항은 맥승차분기법으로 처리하였다.<sup>(9)</sup> 그리고 SIMPLE 알고리즘<sup>(9)</sup>과 BASIS 행렬해법<sup>(10)</sup>을 이용하여 해를 구하였다. 수렴조건은 각각의 검사체적에서 각 방정식의 절대잔류량이  $10^{-5}$ , 상대잔류량이  $10^{-4}$  미만일때 수렴된 것으로 하였다.

비정상 방정식을 풀기위해 한 주기를 200개의 시간단계로 나누어 계산하였고 이전주기의 물리량과

현주기의 물리량의 상대 오차가  $10^{-2}$  미만일때를 주기적 정상상태(periodic steady state)로 판단하였다.

### 2.3 경계조건

각 부분에서의 경계조건은 다음과 같이 기술된다.

- 1) 원관 중심 ( $x=0, 0 \leq y \leq L$ )

$$u=0, \frac{\partial v}{\partial x}=0, \frac{\partial T}{\partial x}=0 \quad (5)$$

- 2) 원관 왼쪽 끝 ( $0 \leq x \leq a, y=0$ )

$$u=0, v=l\omega \sin(\omega t), T=T_{cool} \quad (6)$$

- 3) 원관 오른쪽 끝 ( $0 \leq x \leq a, y=L$ )

$$u=0, v=l\omega \sin(\omega t), T=T_{hot} \quad (7)$$

- 4) 원관 측면

- 4.1) 냉각부  $\left[ x=a, 0 \leq y \leq \frac{L-L_a}{2} \right]$   

$$u=0, v=0, T=T_{cool} \quad (8)$$

- 4.2) 가열부  $\left[ x=a, \frac{L+L_a}{2} \leq y \leq L \right]$   

$$u=0, v=0, T=T_{hot} \quad (9)$$

- 4.3) 재생기 여유부분과 재생기 부분

$$\begin{aligned} & \left[ x=1, \frac{L-L_a}{2} \leq y \leq \frac{L+L_a}{2} \right] \\ & u=0, v=0 \end{aligned} \quad (10)$$

Instantaneous or periodic insulation condition

단열조건에 대해서 3.2절에서 자세히 다루고 있다.

## 3. 결 과

### 3.1 수치해의 검증

본 연구에서 계산한 유동장의 타당성을 검증하기 위해서, 계산된 수치해와 이대영(1994)의 왕복유동 해석해를 비교하였다. 이대영<sup>(11)</sup>의 해석해와 비교하기 위해서 재생부를 제거한 단순원관 내의 유동장을 구하였다. 유동해석 모델의 물리적 치수는 Table 1에 나타난 것과 같다. 검증영역으로는 완전 발달 유동이 보여지는 영역(원관의 중심부)으로 하였다. Fig. 3은 해석해와 수치해의 결과가 잘 일치함을 보여준다. 여기서  $\beta$ 는 9.43이다. 이로써 본 연구에서 사용한 이동경계를 이용한 유동의 수치해가 타당함을 알 수 있다.

다음과정으로 온도장을 검증하였다. 검증방법은

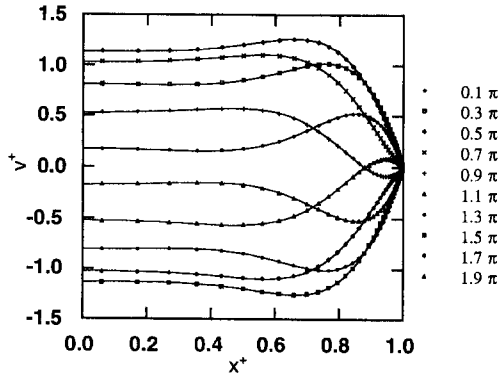


Fig. 3 The comparison of velocity field between analytic solution (Lee, line) and present work (symbol) over a period in fully developed region without regenerator ( $\beta=9.43$ ).

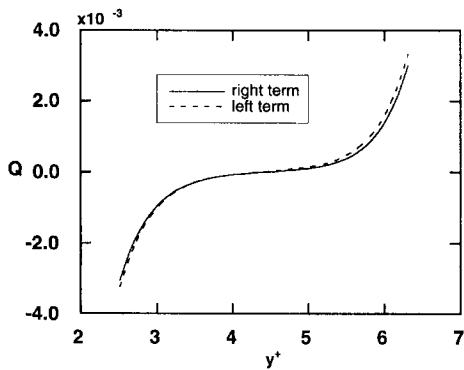


Fig. 4 Verification of temperature field by Eq. (11).

다음과 같다. 식(11a)의 에너지방정식을 시간, 단면에 대해 적분하면 식(11b)와 같은 에너지 평형식을 얻을 수 있다. 그리고 수치해석의 결과를 가지고 식(11b)의 좌변항값과 우변항값을 각각 계산, 비교하여 온도장의 타당성을 검증한다. 검증영역으로는 피스톤에 가까운 부분을 제외한 완전 발달 유동이 보여지는 영역을 선정하였다.

$$\lambda \frac{\partial \theta}{\partial t^+} + \frac{\partial (v^+ \theta)}{\partial y^+} = \Gamma^+ \frac{1}{x^+} \frac{\partial}{\partial x^+} \left[ x^+ \frac{\partial \theta}{\partial x^+} \right] + \Gamma^+ \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^{+2}} \quad (11a)$$

$$\frac{\partial \langle v^+ \theta \rangle}{\partial y^+} = \Gamma^+ \frac{\partial \bar{\theta}}{\partial x^+} + \Gamma^+ \frac{\partial^2 \langle \theta \rangle}{\partial y^{+2}} \quad (11b)$$

여기서  $\langle \rangle$ 은 단면에 대한 적분평균,  $\bar{\theta}$ 은 시간에 대한 적분평균을 의미한다. 식(11b)의 좌변항은 대류에 의해 검증영역내로 전달되는 에너지량이며

우변의 첫번째항은 벽면에서 검증영역내로 전달되는 에너지량이며 나머지 항은 확산에 의해서 전달되는 에너지량이다. 왕복유동의 경우 유동의 방향이 바뀌기 때문에 차분식에서의 오차가 증폭되어 확산항으로 작용할 가능성이 크므로 이와 같은 온도장의 검증이 필요하다. 식(11b)의 좌변과 우변의 값을 길이방향으로 누적 적분하여 Fig. 4에 같이 나타내었다. Fig. 4에서 보이는 바와 같이 두 값의 차이가 크지 않으므로 온도장의 오차가 본 연구의 결과에 그리 큰 영향을 미치지 않을 것으로 판단된다.

### 3.2 단열부 경계조건

#### 3.2.1 주기적 단열조건

실제 재생형 사이클 기기의 열교환기를 비롯한 대부분의 열교환기에서는 열적경계조건이 열교환관의 외벽에서 주어진다. 작동유체가 정상상태일 경우에는 내벽의 조건이 외벽과 동일하거나 무시할 수 있을 만큼의 차이 밖에 발생하지 않지만 왕복유동과 같이 시간에 대하여 그 특성이 많이 변하는 경우에는 외벽의 조건을 내벽에 그대로 적용하면 실제 상황을 정확하게 모사하기가 매우 어렵다. 해석시 벽까지 계산영역에 포함시키면 이러한 문제가 없지만 비정상문제를 수치적으로 해석할 시에는 벽의 열용량이 매우 크기 때문에 수렴성 및 계산속도가 매우 떨어져 실제로는 본 연구와 같이 작동유체 영역만을 해석하고 내벽에서의 조건을 경계조건으로 주는 경우가 많다. 왕복유동에서는 Lee 등<sup>(3)</sup>의 논문에서 정리된 바와 같이 벽의 열용량이 작동유체의 열용량보다 매우 크고 유체의 왕복유동 주파수가 일정수준 이상에서는 벽면의 주기적 온도변동이 유체온도에 비하여 매우 작아 벽온도를 시간에 대하여 일정한 것으로 볼 수 있는데 일반적인 재생형 사이클 기기의 경우 작동유체가 열용량이 매우 작은 기체이고 작동주파수가 앞서의 조건을 만족시킴으로 벽의 평균온도 뿐만 아니라 내벽면의 온도 역시 시간에 대하여 진동하지 않는 것으로 볼 수 있다. 따라서 온도분포를 경계조건으로 주는 경우에는 벽온도가 시간에 대하여 일정하고 금속관과 같이 열전도율이 작동유체에 비하여 매우 큰 경우 벽 내부에서 반경방향으로의 온도구배를 무시할 수 있으므로 외벽의 온도조건을 내벽의 조건으로 주어도 별다른 오차를 수반하지 않고 해석을 수행할 수 있다.

그러나 외벽에서 단열 또는 일정 열유속이 경계 조건으로 주어진 경우에는 외벽의 조건을 바로 내벽에 적용할 수 없다. 만일 내벽에서 시간에 대하여 일정 열유속조건을 주게 되면 내벽면의 온도가 인접한 유체온도의 주기적인 변동에 따라 변화하게 되어 앞서 언급한 왕복유동에서의 벽온도 특성을 위배하게 된다. 실제 상황에서는 외벽면에서 시간에 대하여 일정 열유속이 공급되더라도 내벽면에서의 열유속은 시간에 대하여 주기적으로 변동하므로 수치해석에 이에 대한 영향을 고려해야 한다.

본 연구에서는 외벽에서 단열되어 있는 벽의 효과를 고려하기 위해서 내벽면에서 순간 단열조건이 아닌 주기적 단열조건을 내벽의 경계조건으로 하였다. 주기적 단열조건은 내벽의 순간 열유속은 유한한 값을 가지고 주기적으로 변동하더라도 시간평균 값은 0이 되도록 해주는 온도를 경계조건으로 주는 방법이다. 그리고 주기적 경계조건을 구현하기 위해서 벽온도 보정 방법을 사용하였다. 벽온도 보정 방법이란 초기 벽온도로 임의의 값을 준 다음 한주기 동안 벽에서의 열유속을 계산하여 원하는 열유속이 벽으로부터 나가도록 벽온도를 보정해주는 방법이다. 벽온도 보정 과정은 다음과 같다.

먼저 초기 벽온도를 임의로 설정한 후 한주기후 벽에서의 총 열유속을 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{\Gamma^+ \Delta t^+}{\Delta x^+} (n\theta_w - (\theta_{a1} + \theta_{a2} + \dots + \theta_{an})) = 2\pi \cdot q''_{rw} \quad (12)$$

여기서  $\theta_w$ 는 벽온도이고,  $\theta_w$ 는 벽에 가장 근접한 검사체적의  $i$ 번째 시간 스텝에서의 온도이다.  $q''_{rw}$ 는 한주기 동안의 벽에서의 시간 평균 열유속이 된다. 우리가 원하는 한주기 동안의 시간 평균 열유속을  $q''_{iw}$ 라고 하면 임의의 온도로 벽이 고정시켰을 때의 열유속과 우리가 원하는 열유속과의 차는 벽온도 보정량과 다음과 같은 관계가 있다.

$$q''_{iw} - q''_{rw} = \Delta q''_w = \frac{\Gamma^+}{\Delta x^+} \Delta \theta_w \quad (13)$$

$\Delta \theta_w$ 는 벽온도 보정량이 되고 한주기후 벽온도는 다음과 같이 보정이 된다.

$$\theta_w = \theta_w^* + \alpha \cdot \Delta \theta_w \quad (14)$$

여기서  $\theta_w^*$ 는 이전의 벽온도이고  $\theta_w$ 는 새로 보정된 벽온도이다.  $\alpha$ 는 이완계수로서 수렴을 빨리 시키기 위한 값이다. 주기적 단열조건에서는  $q''_{iw}$ 을 0으

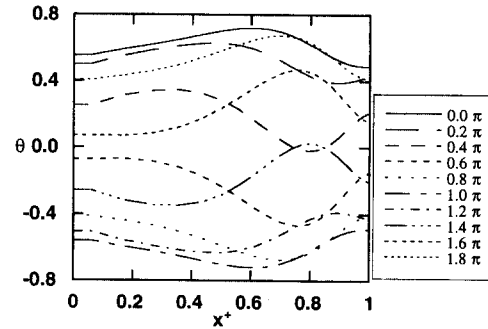
로 주면 된다.

이 벽온도 보정법은 주기적 단열조건을 구현하는 장점뿐만 아니라 외벽에서 일정 열유속조건 즉, 주기적 일정 열유속조건을 구현하는 장점도 가진다. 일정 주기 열유속조건을 구현하기 위해서는  $q''_{iw}$ 의 값으로 원하는 열유속 값을 넣어주면 된다.

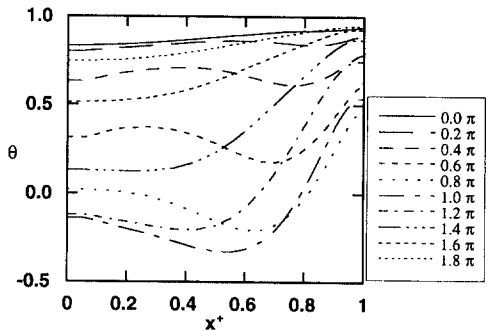
### 3.2.2 단열부 경계조건의 영향 고찰

본 절에서는 2.3절에서 언급한 단열조건에 대하여 고찰하고자 한다. 단열조건을 고찰하기 위하여 Fig. 2의 모델에서 재생기를 제거하여 원관 내에는 작동유체인 공기만이 왕복유동을 하는 모델을 사용하였다. 가열부와 냉각부의 길이, 피스톤의 진폭 등 다른 조건은 일정하게 두고 왕복유동 각속도가 50 rpm, 100 rpm, 200 rpm인 경우에 대하여 단열부의 경계조건으로 각각 순간 단열조건과 주기적 단열조건을 적용하여서 결과를 비교하였다.

Fig. 5(a), (b)는 왕복유동의 각속도가 200 rpm 일때 순간 단열조건을 적용하였을 경우 각각 단열부의 중심 그리고 단열부끝에서의 한주기동안의 반

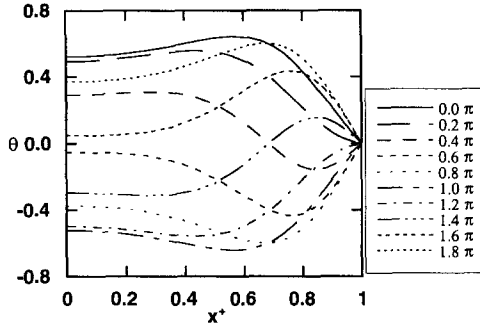


(a) Center of adiabatic region

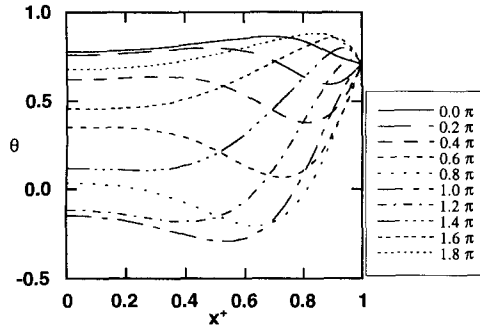


(b) End of adiabatic region

Fig. 5 Radial temperature profile during a period with instantaneous adiabatic boundary condition ( $\omega=200$  rpm).



(a) Center of adiabatic region



(b) End of adiabatic region

Fig. 6 Radial temperature profile during a period with periodic adiabatic boundary condition ( $\omega = 200$  rpm).

경방향 온도분포이다. 3.2.1 절에서 언급했듯이 벽 온도가 주기적으로 벽과 접하는 유체의 온도에 따라서 변동함을 보여준다. Fig. 6(a), (b)는 주기적 단열조건을 적용하였을 경우 각각 단열부의 중심 그리고 단열부끝에서의 한주기 동안의 반경방향 온도분포를 보여준다. 벽온도가 고정되어 Fig. 5(a), (b)와는 다른 온도분포를 보여준다.

순간 단열조건과 주기적 단열조건에 열전달특성을 살펴보기 위해서 가열부에서 공급되는 길이 평균 열유속과 단면 평균 유체온도를 다음과 같이 정의하였다.

$$\overline{q_w''} = \frac{1}{L_h^+} \int_0^{L_w^+} \int_0^{2\pi} \frac{\partial \theta}{\partial x^+} dt^+ dy^+ \quad (15)$$

$$\overline{\theta}_r = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^1 \theta \cdot x^+ dx^+ dt^+ \quad (16)$$

여기서  $\overline{q_w''}$ 와  $\overline{\theta}_r$ 는 각각 길이 평균 열유속과 단면 평균 유체온도이고  $L_h^+$ 는 길이 평균 열유속을 계산하는 공간의 길이이다.

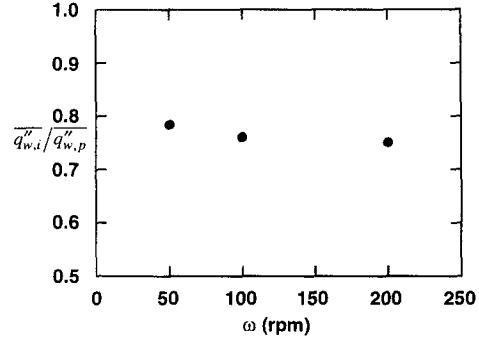


Fig. 7 Ratio of averaged heat flux in Eq. (15) with instantaneous adiabatic boundary condition to that with periodic adiabatic boundary condition along with  $\omega$ .

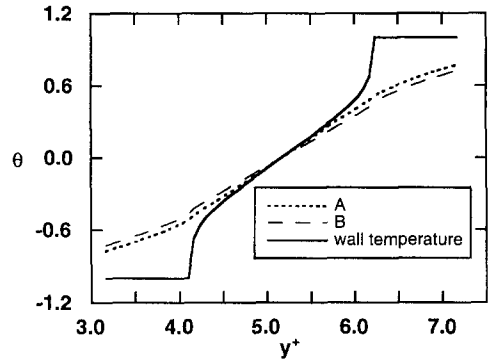


Fig. 8 Comparison of section-averaged fluid temperature at  $\omega = 200$  rpm (A : instantaneous adiabatic boundary condition, B : periodic adiabatic boundary condition).

왕복유동의 각속도를 50 rpm, 100 rpm, 200 rpm으로 변화시켜 가면서 순간 단열조건인 경우의 길이 평균 열유속과 주기적 단열조건인 경우의 길이 평균 열유속의 비를 Fig. 7에 나타내었다. Fig. 7은 각속도의 증가에 따라 약간의 변화는 있지만 순간 단열조건인 경우가 주기적 단열조건인 경우보다 열전달량을 약 25% 정도 적게 예측함을 보여준다. 또한 Fig. 8을 보면 순간 단열조건인 경우가 주기적 단열조건인 경우보다 단면 평균 유체온도를 가열부에서는 높게 그리고 냉각부에서는 낮게 예측하고 있다. 따라서 왕복유동에서 벽을 풀지않고 정확한 열전달 특성을 파악하기 위해서는 내벽면 경계조건으로 주기적 단열(일정열유속)조건을 주어야 함을 알 수 있다. 즉 3.2.1절에서 설명한 바와 같이 실제 경계조건을 반영하지 못하는 내벽면에서의

순간 단열조건으로는 정량적인 온도장 예측이 불가능함을 보여주는 결과이다. 이와 같은 차이가 생기는 이유는 실제로 외벽면에서의 열유속이 0이더라도 내벽면에서는 주기적으로 유체와 열전달을 수행하는데 순간 단열조건에서는 이러한 현상을 전혀 묘사할 수 없다는 데 있다.

### 3.3 재생기 모델 고찰

#### 3.3.1 고찰방법

본 절에서는 재생기에 의한 에너지 절감이라는 관점에서 등방성의 다공성물질 모델과 이방성의 다공성 물질모델을 살펴보았다. 여기서 등방성이란 재생기 내에서 반경방향과 길이방향의 열전도율 값을 같게 준 것을 말하고 이방성이란 재생기 내에서 반경방향과 길이방향의 열전도율을 다르게 적용한 것을 말한다.

등방성의 다공성물질 모델을 고찰하는 방법으로 등방성의 다공성물질 모델을 적용한 재생기를 삽입한 경우와 재생기를 제거한 경우 가열부와 냉각부 사이의 일정한 벽온도차를 유지시키기 위해서 가열부에서 한주기 동안 공급되는 열량을 비교하는 방법을 택하였다. 이방성의 다공성물질 모델을 고찰하는 방법은 등방성의 다공성물질 모델의 경우와 같다. 그리고 이방성의 조건은 축방향 열전도율값으로 작동유체의 열전도율값을 사용하였고 반경방향의 열전도율값은 다공성물질의 열전도율값을 사용하여 결과를 고찰하였다. 이러한 조건은 축방향 열전도율이 반경방향 열전도율보다 매우 작은 극한(이상적인 재생기)의 경우이며 실제 상황과는 차이가 있지만 실제로 가장 많이 이용되고 있는 금속제의 망(mesh)을 절단하여 충전한 재생기의 경우 길이방향 보다 축방향 유효 열전달율이 높기 때문에 이방성 모델의 영향을 고찰하기에는 큰 무리가 없다고 판단된다. 좀 더 세밀한 고찰을 위해서 왕복유동의 각속도 그리고 재생기의 길이를 변화시키면서 그 결과를 살펴보았다.

#### 3.3.2 등방성 모델

논의의 편의를 위해서 3.2절에서 정의한 길이평균 열유속과 단면평균 유체온도를 사용하였다. Fig. 9는 왕복유동의 각속도를 변화시키기에 따라 재생기를 삽입한 경우와 제거한 경우의 길이평균 열유속의 변화를 보여준다. 재생기를 삽입한 경우와

제거한 경우 모두 각속도가 증가함에 따라 길이 평균 열유속이 증가함을 볼 수 있다. 그러나 재생기를 제거한 경우보다 삽입한 경우가 가열부와 냉각

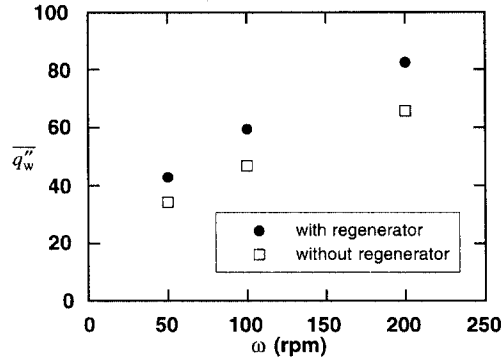


Fig. 9 Comparison of averaged heat flux along with  $\omega$  at  $L_r=2.25\text{cm}$  and  $\varepsilon=0.7$ .

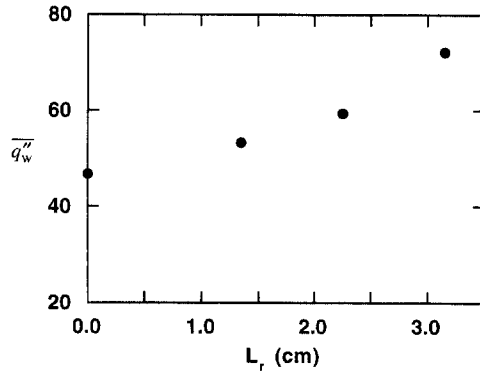


Fig. 10 Effect of regenerator length on averaged heat flux along with  $L_r$  at  $\omega=100\text{rpm}$  and  $\varepsilon=0.7$ .

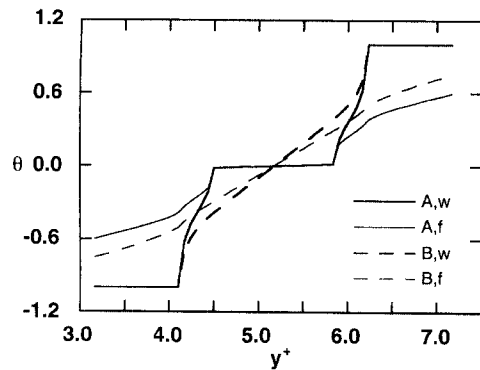


Fig. 11 Comparison of section-averaged fluid temperature and wall temperature at  $L_r=2.25\text{cm}$ ,  $\omega=100\text{rpm}$  and  $\varepsilon=0.7$  (A : a case with regenerator, B : a case without regenerator).



부 사이의 일정 온도차를 유지시키는데 더 많은 에너지가 필요함을 보여준다. Fig. 10은 재생기의 길이를 변화시킨 경우이다. 재생기의 길이가 증가함에 따라 길이평균 열유속이 증가함을 보여준다. 이 경우에도 재생기를 삽입한 경우가 에너지 이득을 얻지 못함을 보여주고 있다.

이상의 결과는 재생기를 삽입함으로써 가열부와 냉각부 사이의 일정 온도차를 유지시키는데 더 많은 에너지를 소비한다는 것을 의미하고, 또한 재생형 사이클기에 사용된 재생기의 역할 중 에너지의 이득부분을 제대로 반영하지 못하고 있다는 것을 보여준다.

다음 과정으로 벽온도 분포와 유체의 단면 평균 온도 분포를 살펴보았다. Fig. 11은 각속도 100 rpm에 대하여 재생기를 제거한 경우와 재생기를 삽입한 경우 중 재생기의 길이가 2.25 cm일 때의 벽온도와 유체의 단면 평균 온도를 보여준다. 재생부에서의 벽면의 온도 기울기와 단면 평균 유체 온도 기울기가 재생기를 삽입한 경우보다 재생기를 제거한 경우에 더 크다. 실제 재생형 사이클 기에서 재생기의 역할이 가열부와 냉각부 사이의 온도차를 유지시키는 것이라고 한다면 재생기를 삽입한 경우보다 제거한 경우가 훨씬 더 바람직한 단면 평균 유체온도 기울기를 가짐을 알 수 있다. 즉 에너지 절감 측면에서 재생기가 전혀 효과를 나타내지 못하고 있는 것이다.

이러한 현상은 재생기의 모델로 등방성의 다공성 물질모델을 사용했기 때문에 발생한 것으로 생각된다. 다공성물질의 유효 열전도율은 공극률에 의하여 다음과 같이 나타내어진다.

$$x_m = \varepsilon \cdot x_f + (1 - \varepsilon) \cdot x_s \quad (17)$$

여기서  $x_m$ 은 다공성물질의 열전도율이고,  $x_f$ 은 작동유체인 공기의 열전도율이며,  $x_s$ 은 다공성물질의 재질인 스테인레스 스틸의 열전도율이다.  $\varepsilon$ 은 공극률이다.

Table 1에서 나타낸 바와 같이  $x_s$ 의 값이  $x_f$ 의 값보다 약 600배 정도 되므로 재생기의 열전도율은  $\varepsilon=0.7$  일 때 작동유체인 공기보다 약 200배 정도의 값을 가진다. 한편 재생기의 모델로 열전도율이 길이방향과 반경방향이 모두 같다고 가정하는 등방성의 다공성물질 모델을 사용함으로써 길이방향의 전도에 의한 열전달이 증가하게 된다. 이러한 길이방향 전도 열전달의 증가는 가열부에서 냉각부로 한

주기 동안의 손실에너지량을 증가시키는 역할뿐만 아니라 재생기 내부에서의 열확산을 증가시키는 역할을 하게 된다. 이러한 열확산의 증가는 가열부와 냉각부의 온도차를 줄이는 역할을 하게 되며, 그 결과로 재생기를 통과하여 냉각부로 나가는 유체의 단면 평균 온도가 올라가고 재생기를 통과하여 가열부로 나가는 유체의 단면 평균 온도가 내려가는 현상이 생기게 되었다고 생각된다. 이러한 현상은 재생기가 재생기의 역할보다는 오히려 전도체의 역할을 하고 있음을 보여주는 것이다.

### 3.3.3 이방성 모델

3.3.1절에서 언급했던 이방성 모델의 조건을 가지고 계산을 수행하였다. Fig. 12는 각속도 100 rpm일 때 재생기 길이의 변화에 따른 길이 평균 열유속을 보여주고 있다. 3.3.2절의 경우와는 달리 재생기의 길이가 증가함에 따라서 길이 평균 열유속이 감소함을 보여주고 있다. 이러한 결과는 재생

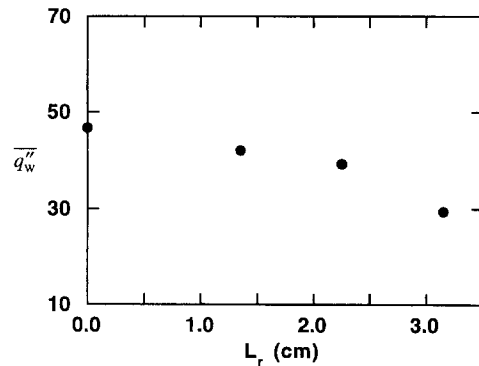


Fig. 12 Effect of regenerator length on averaged heat flux in Eq.(15)  $L_r$  at  $\omega=100$  rpm and  $\varepsilon=0.7$ .

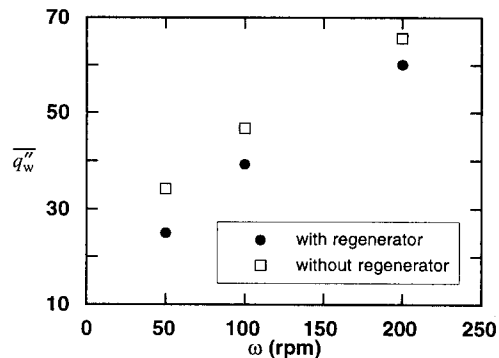


Fig. 13 Comparison of averaged heat flux in Eq.(15) along with  $\omega$  at  $L_r=2.25$ cm and  $\varepsilon=0.7$

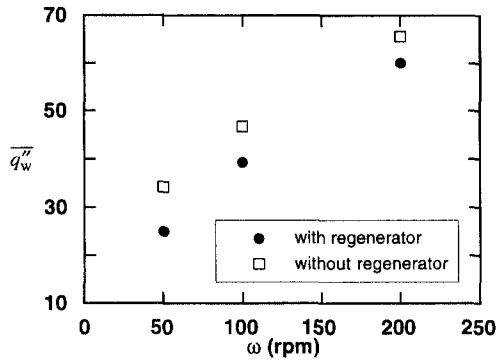


Fig. 14 Section-averaged fluid temperature and wall temperature along with  $L_r$  at  $\omega=100$  rpm and  $\epsilon=0.7$ .

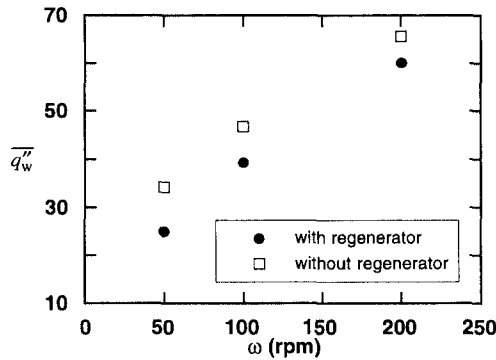


Fig. 15 Section-averaged fluid temperature and wall temperature along with  $\omega$  at  $L_r=2.25$  cm and  $\epsilon=0.7$ .

기가 재생기로서의 역할을 제대로 하고 있음을 보여주는 것이다. Fig. 13은 각속도의 변화에 따라 재생기를 삽입한 경우와 제거한 경우의 길이 평균 열유속을 보여준다. Fig. 13은 3.3.2절의 결과와 같이 각속도가 증가함에 따라 길이 평균 열유속이 증가함을 보여준다. 그러나 각속도를 변화시킬 때 도 재생기를 제거한 경우보다 재생기를 삽입한 경우가 길이 평균 열유속이 적음을 알 수 있다.

한편 Fig. 14와 Fig. 15는 유체의 단면 평균 온도와 벽온도를 각각 재생기 길이변화에 대하여 그리고 각속도 변화에 대하여 나타낸 것이다. 각각의 그림들은 3.3.2절의 결과와 경향이 같음을 보여준다. 그러나 3.3.2절의 결과와는 달리 유체의 단면 평균 온도가 가열부에서는 더 높고 냉각부에서는 더 낮아짐을 보여준다. 이는 재생기가 온도차를 유지시키는 역할을 잘 수행하고 있음을 보여주는 결

과이다.

#### 4. 결 어

단일관 내부에서 왕복유동에 의한 열전달 현상을 수치적으로 해석하였다. 특히 벽면에서의 경계조건과 재생기의 모델링 방법에 따른 영향을 고찰하였다.

왕복유동에서의 열전달현상을 수치적 방법으로 해석할 때 외벽에서 열유속이 경계조건으로 주어진 경우, 벽을 계산영역에 포함시키지 않고 벽의 영향을 고려하기 위해서는 주기평균 일정 열유속 조건을 내벽면에 적용하는 것이 필요하다. 본 연구에서는 이와 같은 조건을 만족하는 내벽면의 온도분포를 반복계산을 통해 구하는 방법을 도입하였다. 온도장 비교에서 단순한 내벽면 순간 열유속조건과 정량적인 차이가 나타나 보다 합리적이고 정확한 결과를 얻기 위해서는 주기적 단열조건의 도입이 필수적임을 알 수 있었다.

다공성물질로 이루어진 재생기의 모델링에 있어서 본 연구와 같이 한 점에서 유체와 다공성물질의 온도를 동일하게 주는 경우, 등방성모델로는 재생기의 효과적인 역할의 반영이 어렵다. 그러나 이방성 모델을 도입하면 다공성 재생기내에서 유체와 다공성물질을 따로 계산하지 않더라도 재생기 효과를 반영할 수 있다. 이는 실제 상황과는 다른 이상적인 경우에 대한 것이지만 현실적으로 유체와 다공성물질의 온도차를 고려한 해석을 수행하는 것이 매우 어려우므로 그 대안으로서의 의의를 가진다고 할 수 있다.

또 길이방향 열전도율이 큰 재생기는 재생기의 역할을 하지 못하고 오히려 에너지를 더 소비시키는 전도체의 역할을 하게 됨을 알 수 있다. 이는 재생형 사이클기의 재생기를 제작할 때 재생기의 길이방향 열전도율을 가능한 작게 하는 것이 필요하다는 것을 의미한다.

#### 후 기

이 연구는 서울대학교 터보 동력기계연구센터(TPMRC)의 지원에 의하여 이루어졌습니다.

#### 참고문헌

(1) Uchida, S., 1956, "The Pulsating Viscous Flow

- Superposed on the Steady Laminar Motion of Incompressible Fluid in a Circular Pipe," *Z. Angew. Math. Phys.*, Vol. 7, pp. 403~422.
- (2) Kurzweg, U. H. and Zhao, L., 1984, "Heat Transfer by High Frequency Oscillations," *Phys. Fluid.*, Vol. 27, No. 11, pp. 2624~2627.
- (3) Lee, D. -Y., Park, S. -J. and Ro, S. T., 1995, "Heat Transfer by Oscillating Flow in a Circular Pipe with a Sinusoidal Wall Temperature Distribution," *Int. J. Heat Transfer*, Vol. 38, No. 14, pp. 2529~2534.
- (4) Walker, G., 1980, *Stirling Engine*, Oxford University Press : New York, US, pp. 140~151.
- (5) Siegel, R., 1987, "Effect of Flow Oscillations on Axial Energy Transport in a Porous Material," *Trans. ASME J. Heat Transfer*, Vol. 109, pp. 242~244.
- (6) 김진호, 이재현, 강병하, 1995, "재생기를 가진 실린더 내부의 왕복유동에 관한 열전달," 대한기계학회 논문집, 제19권, 제7호, pp. 1758~1769.
- (7) Kim, C. -J., Ro, S. T. and Lee, J. S., 1993, "An Efficient Computational Technique to Solve the Moving Boundary Problems in the Axisymmetric Geometries," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 36, No. 15, pp. 3756~3764.
- (8) Kaviany, M., 1991, *Principle of Heat Transfer in Porous Media*, Springer-Verag New York Inc., US, pp. 15~18.
- (9) Patankar, S. V., 1975, *Numerical Prediction of Three Dimensional Flow in B. E. Launder (ed). Studies in Convection: Theory, Measurement and Applications*, Vol. 1, Academic, New York.
- (10) Kim, C. -J. and Ro, S. T., 1995, "A Block-Correction Aided Strongly Implicit Solver for the Five-point Formulation of Elliptic Differential Equations," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 38, pp. 999~1008.
- (11) 이대영, 1994, 원관 내 층류왕복유동에 의한 열전달, 서울대학교 박사학위 논문, 서울