

## 다공성 모델링을 이용한 평행류 열교환기의 열·유동 해석

정길완\* · 이관수†

(2001년 4월 11일 접수, 2001년 10월 8일 심사완료)

### Heat and Flow Analysis of a Parallel Flow Heat Exchanger Using Porous Modeling

Kilyoan Chung and Kwan-Soo Lee

**Key Words:** Parallel Flow Heat Exchanger(평행류 열교환기), Micro-Channel(미세유로), Porosity(다공도), Flow Non-uniformity(유량의 불균일도)

#### Abstract

Numerical analysis on a parallel flow heat exchanger(PFHE) is performed using 2 dimensional turbulent porous modeling. This modeling can consider three-dimensional configuration of passage (flat tube with micro-channels), and the stability and accuracy of numerical results are improved. The geometrical parameters(e.g., the position of separators, inlet/outlet, and porosity of passages of a PFHE) are varied in order to examine the flow and thermal characteristics and flow distribution of the single phase multiple passages system. The flow non-uniformities along the paths of the PFHE are observed to evaluate the thermal performance of the heat exchanger. The location of inlet affects the heat transfer, and the location of outlet affects the pressure drop. The porosity with the optimum thermal performance is around 0.53.

기호설명			
$A_{in}$	: 무차원 입구 지름(기준길이)	$k$	: 열전달계수, 난류 운동 에너지
$A_{out}$	: 무차원 출구 지름	$K$	: 투과도 (= $1 - \phi$ )
$b$	: 무차원 헤더 폭	$L$	: 무차원 열교환기 폭
$c$	: 정압비열 [ $Jkg^{-1}K^{-1}$ ]	$L_{in}$	: 무차원 입구 위치
$C_F$	: Fochheimer inertia coefficient	$L_{out}$	: 무차원 출구 위치
$C_{\epsilon 1-4}, C_{\mu}$	: 모델링상수	$\dot{m}$	: 질량유속
$FN_{imp}$	: 개선된 유량의 불균일도	$n$	: 수직방향
$FN_{pth}$	: 각 단의 유량의 불균일도	$N$	: 유로번호
$g$	: 중력가속도 [ $ms^{-2}$ ]	$NPP$	: 유로의 배열
$H$	: 무차원 열교환기 높이	$p_f$	: 무차원 핀피치
$J$	: 점성비(= $\mu_{eff} / \mu$ )	$p_t$	: 무차원 관피치
		$p'$	: 압력의 난동성분
		$P$	: 시간 평균 압력
		$P$	: 무차원 압력 (= $P/0.5\rho U_{in}^2$ )
		$Re$	: 레이놀즈 수
		$u'$	: 속도의 난동성분
		$U$	: 속도 [ $ms^{-1}$ ]
		$U$	: 무차원 속도 (= $U/U_{in}$ )

\* 회원, 한양대학교 대학원 기계공학부

† 책임저자, 회원, 한양대학교 기계공학부

E-mail : ksleehy@hanyang.ac.kr

TEL : (02)2290-0426 FAX:(02)2295-9021

그리스문자

$\beta$	: 체적팽창계수 [ $K^{-1}$ ]
$\phi$	: 다공도
$\delta$	: Kroneker Delta 연산자
$\nu$	: 동점성계수 [ $m^2s^{-1}$ ]
$\mu$	: 점성계수 [ $kgm^{-1}s^{-1}$ ]
$\theta$	: 시간평균온도 [K]
$\theta'$	: 온도의 난동성분
$\Theta$	: 무차원온도
$\Delta$	: 차이
$\rho$	: 밀도 [ $kgm^{-3}$ ]
$\sigma_t$	: 난류 Prandtl 수

하첨자

$e$	: 끝
$f$	: 유체
$i, j, k, l$	: 텐서 인덱스
ideal	: 이상적인 경우
in	: 입구
out	: 출구
psg	: 유로
pth	: 단
s	: 시작

1. 서론

평행류 열교환기(parallel flow heat exchanger, 이하 PFHE)는 근래에 들어 차세대 자동차용 열교환기로 가장 주목을 받는 열교환기이다. 현재까지 평행류 열교환기에 대한 연구는 관 외측(환측)에 관한 연구가 대부분을 차지하고 있으며, 관 내측에 대한 연구는 상대적으로 미비한 실정이다. 그러나 근래에 들어서 신형 열교환기의 설계능력을 갖추기 위하여 많은 연구들이 진행되고 있지만, 대부분이 실험적인 연구에 중점을 두고 있기 때문에 형상의 변화가 있으면 적용하기 힘들다는 단점이 있다.

Sugihara와 Lukas<sup>(1)</sup>는 자동차용 평행류 열교환기의 구조 및 재질에 대해서 기본적인 설명을 하

고, 실험을 통해 전열 성능을 조사, 평가하였으나 단일 제품에 대한 비교, 평가에 치중하였다. PFHE 내부 구조와 유사한 다중 유로에 대한 연구들 중에서 Kim 등<sup>(2)</sup>은 입구형상에 따른 다중유로의 형태를 갖는 전자장비내의 유량분배를 레이놀즈 수에 따라 조사하였고, Choi 등<sup>(3)</sup>은 입구의 종횡비에 따른 전자장비내의 유량분배를 조사하였다. 이러한 다중유로 연구에서는 공통적으로 유량의 분배가 균일한 형상에서 전열성능이 우수하게 나타난다. 이러한 형상의 특성을 이용하여 PFHE를 다중유로의 문제로 접근하여 해석하였다. 이관수 등<sup>(4)</sup>은 평행류 열교환기를 2차원 난류로 모델링하여 제인자들이 열·유동에 미치는 영향을 밝히고 전열성능을 극대화한 열교환기의 형상을 제안하였다. 정길완 등<sup>(5)</sup>은 유로의 3차원적인 형상을 고려하기 위해 추가적인 관계식<sup>(6)</sup>을 이용한 수치해석을 하여, 최적의 열교환기 형상을 제안하였다. 이 연구들은 유로의 3차원적 형상의 영향을 고려하지 않았거나 추가적인 관계식을 필요로 하고 있다.

본 연구에서는 PFHE를 다공성 난류 모델링을 적용하여 유로의 3차원적인 형상을 고려한 수치해석을 수행하고, 형상인자의 변화에 따른 열·유동 특성을 조사한다.

2. 이론해석

2.1 수학적 모델링

평행류 열교환기는 크게 유로부(passages), 헤더부(headers), 그리고 분리막(separator)으로 구분할 수 있다. 유로부는 미세유로를 갖는 납작관과 관외부에 장착된 루버핀(louvered fin)으로 구성되어 있으며, 납작관은 관내의 열전달을 극대화하기 위하여 미세유로로 구성되어 있다. 헤더부는 열교환기의 작동유체를 각각의 유로로 분할(dividing)하거나 각각의 유로에서의 작동 유체를 통합(combining)하는 역할을 한다. 분리막은 헤더의 내부에 설치되며, 열교환기의 전체 단(path)수를 결정한다. 본 연구에서는 이전의 연구<sup>(4~5)</sup>에서 사용된 평행류 열교환기(Fig. 1과 Table 1 참조)를 기본형상(Type 0)으로 하여 수치해석을 진행한다. Fig. 1에 나타난 것과 같이 평행류 열교환기의 전열면적의 대부분이 유로부이므로 이를 구성하는 납작관의 3차원적인 형상의 영향을 다공성 모델

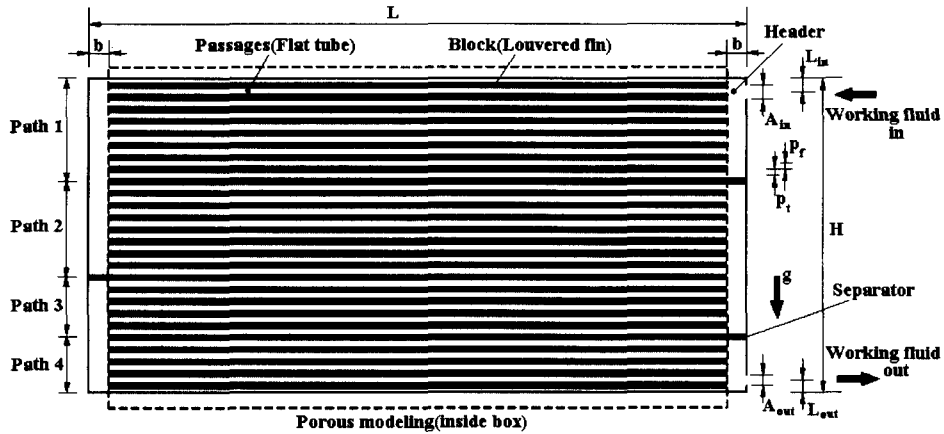


Fig. 1 The physical model of a parallel flow heat exchanger(PFHE)

Table 1 The geometry conditions of Type 0 (dimensionless)

$A_{in}$	$A_{out}$	$L_{in}$	$L_{out}$	$b$
1.0	0.75	1.02	0.87	1.48
$H$	$L$	$p_f$	$p_i$	
22.68	48.03	0.71	0.16	

로 구현한다.

2.2 지배방정식

평행류 열교환기를 해석하기 위하여 내부 유동은 2차원 정상상태, 비압축성 난류유동이라 가정하고, 납작관의 3차원적인 형상을 고려하기 위해 표준  $k-\epsilon$  모델에 다공성의 영향을 고려한 지배방정식을 사용한다. 일반적으로 실제 열교환기 부품을 설계하거나 성능평가를 할 때는, 물실험(water-test)을 기준으로 하고 있으므로, 작동유체는 실험과 동일하게 설정하여 수치해석한다. 본 연구에서의 지배방정식들은 다음과 같다.

연속 방정식

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

운동량 방정식

$$U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho_f} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu_f \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial \overline{u'_j u'_i}}{\partial x_j} - \delta_{2g} - \phi \frac{\nu}{K} U_i - \frac{\phi^2 C_F}{K^{1/2}} \times$$

$$\left[ (U_j U_j)^{1/2} U_i + \frac{U_j}{(U_j U_j)^{1/2}} \overline{u'_j u'_i} \right] \tag{2}$$

여기서  $\phi$ 는 다공도,  $K$ 는 투과도, 그리고  $f$ 는 점성비이다.

에너지 방정식

$$\phi(\rho c)_e \frac{\partial \theta}{\partial x_j} + \phi(\rho c)_f U_j \frac{\partial \theta}{\partial x_j} = k_e \frac{\partial^2 \theta}{\partial x_j \partial x_j} - \phi(\rho c)_f \frac{\partial \overline{u'_j \theta'}}{\partial x_j} \tag{3}$$

Reynolds 플러스 ( $\overline{u'_j u'_i}$ )와 온도의 난류 플러스 ( $\overline{\theta' u'_i}$ )는 참고문헌 (7)과 같이 처리하였으며, 난류 동점성계수는 다음과 같다.

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \tag{4}$$

난류 운동 에너지 방정식

$$U_k \frac{\partial k}{\partial x_k} = -\overline{u'_i u'_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k} + \delta_{2g} \overline{u'_i \theta'} - \frac{J\epsilon}{2} + \frac{\partial}{\partial x_k} \left( \nu_f \frac{\partial k}{\partial x_k} + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_k} \right) - 2\phi \frac{\nu}{K} k - \frac{\phi^2 C_F}{(U_k U_k)^{1/2} K^{1/2}} [2k(U_k U_k) + \overline{u'_i u'_k} (U_i U_k)]$$

$$\begin{aligned}
 & - \frac{\phi^2 C_F}{(U_k U_m)^{1/2} K^{1/2}} C_i \frac{k}{\epsilon} \left( \overline{u_i' u_i'} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right. \\
 & \left. + 2 \overline{u_i' u_i'} \frac{\partial \overline{u_k' u_k'}}{\partial x_i} \right) \quad (5)
 \end{aligned}$$

여기서  $C_i$ 는 확산 상수이다. 난류 운동에너지가 난류 소산률을 무시할 정도로 크지 않으면, 식 (5)의 마지막 항은 생략이 가능하다.<sup>(7~8)</sup>

난류 소산 방정식

$$\begin{aligned}
 U_k \frac{\partial \epsilon}{\partial x_k} = & - C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{k} \\
 & + C_{\epsilon 3} \frac{\partial}{\partial x_k} \left( \frac{k}{\epsilon} \overline{u_k' u_i'} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) \\
 & - \frac{2\phi^2 C_F}{K^{1/2}} \left\{ \frac{5}{6} (U_k U_m)^{1/2} \epsilon + \frac{\nu}{2} \times \right. \\
 & \left. \frac{\partial}{\partial x_j} [(U_m U_m)^{1/2}] \frac{\partial k}{\partial x_j} \right. \quad (6) \\
 & \left. + \frac{\nu}{2} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \frac{U_k U_i}{(U_m U_m)^{1/2}} \right] \frac{\partial \tau_{ik}}{\partial x_j} \right\} \\
 & + \frac{8}{3} \frac{\phi^2 C_F}{K^{1/2}} \frac{U_k}{(U_m U_m)^{1/2}} \left[ C_{\epsilon 1} \frac{k}{\epsilon} \times \right. \\
 & \left. \overline{u_k' u_i'} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] - 2\phi \frac{\nu}{K} \epsilon
 \end{aligned}$$

여기서, 사용된 상수들은 각각  $C_{\epsilon 1} = 1.44$ ,  $C_{\epsilon 2} = 1.92$ ,  $C_{\epsilon 3} = 0.13$ ,  $C_{\epsilon 4} = 0.99$ ,  $C_{\mu} = 0.08$ , 그리고  $\sigma_k = 1.0$ 이다.  $C_{\epsilon 1}$ 는 본 논문에서 프로그램 검증과 수치 해석에 사용하기 위해 수치적 반복에 의해 제안된 값이며, 이값은 납작관을 직접 수치해석한 결과와 비교하여 얻어진다. 또한 수치해석에 사용된 경계조건은 Table 2에 나타내었다.

3. 수치해법 및 검증

지배 방정식 (1)~(3), (5)와 (6)은 유한 차분법을 이용하여 이산화한다. 지배방정식의 대류항은 2계 중앙차분법과 적응감속항을 사용하여 이산화한다. 확산항은 직교항과 비직교항으로 나눌 수 있는데 직교항은 암시적(implicit)으로 처리하고, 비직교항은 생성항에서 명시적(explicit)으로 사용하였다. 에너지 방정식의 경우 1계 상류 도식이 사용된다. 격자계는 프로그래밍이 용이한 엇갈리지 않은 격자계(non-staggered grid system)를 사용

Table 2 Boundary conditions

	Inlet	Solid wall	Outlet
Velocity	$U_{1, in} = 1,$ $U_{2, in} = 0$	$U_i = 0$	$\int_{A_{in}} U_{i, in} dA =$ $\int_{A_{out}} U_{i, out} dA$
Temperature	$\theta_{in} = 1$	Convective boundary condition <sup>(4, 5)</sup>	$\frac{\partial \theta}{\partial n} = 0$
Kinematic energy	$k_{in} = 0.001 U_{1, in}^2$	$\frac{\partial k}{\partial n} = 0$	$\frac{\partial k}{\partial n} = 0$
Dissipation rate	$\epsilon = 3 \frac{k_{in}^{1.5}}{A_{in}}$	$\frac{\partial \epsilon}{\partial n} = 0$	$\frac{\partial \epsilon}{\partial n} = 0$

한다. 이 때, 엇갈리지 않은 격자계에서 발생하는 압력의 지그재그(zigzag) 현상을 해결하기 위해서 압력 수정 방정식에 4계 압력완충항을 더하여 사용한다. 그리고 유로부의 해석을 위하여 다공성 모델링을 채택하였으며, 이로 인하여 난류 지배 방정식에 추가된 항들은 모두 생성항(source term)으로 처리하였다.

또한 본 연구에서는 유로에서의 유량분배가 정확히 예측되어야 하므로, 유로(Fig. 1의 Passage)내의 격자 수를 각각 5~17개를 주어 유량을 조사하였다. 이 때 유로에 12개 이상의 격자선이 위치하여야만 유량분포의 예측이 비교적 정확한 것으로 조사되었다. 또한 속도와 온도의 변화가  $10^{-5}$  이하이고, 각 유로에서의 유량 변화가  $10^{-6}$  이하이면 수렴되었다고 판정한다. 본 연구에서의 계산 영역에는 계산시 필요하지 않은 블록들이 존재하므로 계산 시간과 컴퓨터의 기억용량을 단축하기 위해서 각 변수를 1차원 배열로 정의한 후, 다중 영역법(multi-block method)을 적용한다. 또한 실제 물리적 현상에 가깝게 수치적인 모사를 하기 위해서 편이 존재하는 평행류 열교환기의 관과 관사이와 외벽에는 대류 경계조건<sup>(4~5)</sup>을 준다.

본 문제에 대한 해석프로그램의 타당성 검증을 위해 이전의 연구<sup>(4~5)</sup>에서의 결과들과 field test에서의 입·출구 온도와 압력차를 Table 3에 비교하였다. 모든 수치 모델의 입구에서 Reynolds 수는 9,766이며, Modeling I은 열교환기 전체를 2차원 난류 모델링한 것이고<sup>(4)</sup>, Modeling II는 유로의 90%(유로의 입구부와 출구부는 수치해석)에 추가적인 관계식을 적용하여 해석한 것이다<sup>(5)</sup>. 현 모델링(Modeling III)은 유로부를 다공성 물질로 가정한 모델링을 사용하여 수치해석하였다. Fig. 1과

**Table 3** Comparison of  $\Delta \theta$  and  $\Delta P$  between the field test and numerical results for Type 0

	Field test	Modeling I	Modeling II	Modeling III
$\Delta \theta$	100.0	60.0	83.0	109.9
$\Delta P$	100.0	70.0	89.0	110.8

Table 1에서 나타난 것과 같은 기준형상(Type 0)의 field test에서의 입·출구에서 무차원 온도차( $\Delta \theta$ )와 압력차( $\Delta P$ )를 모두 100으로 하여 비교하였다. 기준형상에 대하여, Modeling I은 온도 및 압력차를 30~40%, Modeling II는 11~17%를 하향 예측하였다. 본 연구에서 사용된 Modeling III은 온도 및 압력차를 8~10%정도 상향 예측하였다. Modeling III의 경우 온도차와 압력차를 모두 상향 예측한 것은 유로의 단면에 미세유로가 균일한 크기로 분포되어 있다는 다공성 모델링 자체의 가정 때문인 것으로 보인다. 온도 및 압력의 오차 범위로 보았을 때, Modeling I에 비하여 10%이상, Modeling II보다 7%이상 정확도가 향상되었다. 또한 Modeling II의 경우 관계식의 적용을 위하여 추가적인 수치해석이 요구되나, 본 연구에서 적용된 Modeling III의 경우 납작관의 다공도만을 계산함으로써 수치해석이 가능하다.

#### 4. 결과 및 고찰

Fig. 1에 나타난 기준형상과 설계인자(분리막의 위치, 입·출구 위치, 납작관의 다공도)에 변화를 준 형상들에 대한 수치해석을 수행하였다. 이 때의 설계인자들은 열교환기의 전체 체적에 변화를 주지 않는 것으로 하였다. 이는 고밀도 열교환기의 경우, 한정된 공간 내에서 운전되므로 전열면적의 증가로 인한 전열성능의 향상은 바람직하지 않기 때문이다. 각 형상들의 유로 번호는 단(path)의 번호와 동일하게 상단에서부터 차례대로 주어졌고 이를 Table 4에 나타내었다. 각각의 단별 유량의 분포를 조사하고, 불균일도를 계산한 후, 이에 따른 각 형상들의 입·출구의 무차원 온도차 및 압력강하를 비교하였다. 비교시의 무차원 온도차와 압력강하 값은 기준형상의 경우를 모두 100으로 하였다.

본 연구의 해석모델과 같이 많은 유로를 포함하고 있는 경우에 중요시되는 것은 유량의 분포

**Table 4** Passage numbers of path for various Types

Type	Passage number (number of tubes)			
	Path 1	Path 2	Path 3	Path 4
0	1~9 (9)	10~17 (8)	18~22 (5)	23~27 (5)
1	1~11 (11)	12~18 (7)	19~23 (5)	24~27 (4)
2	1~8 (8)	9~15 (7)	16~21 (6)	22~27 (6)
3	1~9 (9)	10~17 (8)	18~23 (6)	24~27 (4)
4~8	1~9 (9)	10~17 (8)	18~22 (5)	23~27 (5)

이다. 일반적인 다중 유로 문제<sup>(2-3, 9)</sup>에서 유량 분포의 균일화가 연구의 최종목표이다. 그러나 본 연구의 해석 형상은 단일 방향의 유체 유동만으로 구성된 다중유로의 문제가 아니고, 분리막에 의해 유로의 수가 다른 4개의 단으로 형성되어 있다. 따라서 PFHE의 전열성능 향상을 위해 하나의 열교환기 내의 각 단과 열교환기 전체의 성능을 하나의 값으로 나타낼 수 있는 성능평가인자들이 필요하므로, 참고문헌들<sup>(3-4)</sup>의 유량의 불균일도(FN)와 개선된 유량의 불균일도를 성능평가인자로 채택한다. 따라서 본 연구에서 사용된 유량의 불균일도(FN)와 개선된 유량의 불균일도( $FN_{imp}$ )는 다음과 같다.

$$FN_{pth} = \sqrt{\left[ \left\{ \sum_{n=N_s}^{N_e} \left( \frac{\dot{m}_{psg, n} - \dot{m}_{psg, ideal}}{\dot{m}_{psg, ideal}} \right)^2 \right\} / (N_e - N_s) \right]} \quad (7)$$

$$FN_{imp} = \frac{1}{NP} \sum_{m=1}^{NP} \frac{A_m}{A_{tot}} \times FN_{pth} \quad (8)$$

여기서  $N_s, N_e$ 는 각 단에서의 처음 유로번호와 마지막 유로의 번호이고,  $psg, pth$ 와  $ideal$ 은 각각 유로의 번호, 단 번호, 그리고 이상적인 경우를 뜻한다.  $A_m$ 과  $A_{tot}$ 는 PFHE의 각 단에서의 전열면적과 전체 전열면적을 의미하고,  $NP$ 는 PFHE의 단수이다.

##### 4.1 분리막의 위치

Fig. 2에 기준형상과 분리막의 위치를 변화시킨 형상들(Type 0~3)의 유량분포를 나타내었다. 모든 형상에서 상대적으로 제 1단의 작동유체 입구 위치(유로번호 2와 3사이)와 각 단(path)의 하부에

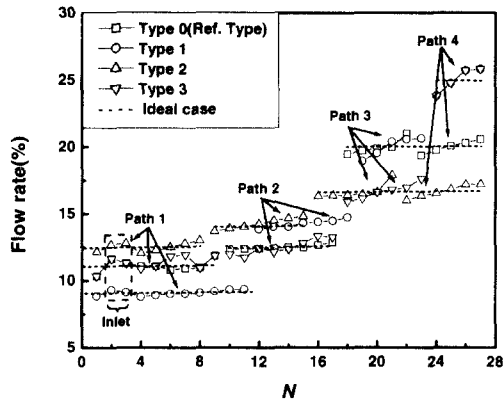


Fig. 2 The effect of separator location on the flow rate of each path

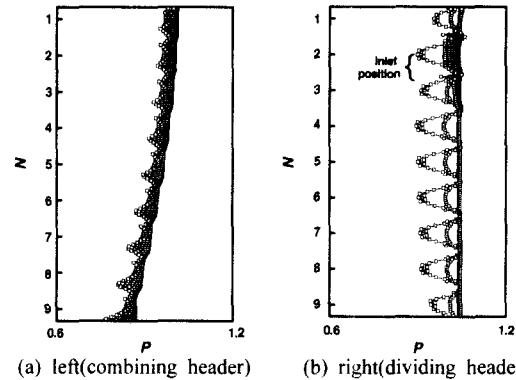


Fig. 3 Pressure distributions for the headers of path 1 for reference model (Type 0)

Table 5 Comparison of  $FN_{imp}$ ,  $FN_{pth}$ ,  $\Delta \theta$ , and  $\Delta P$  for varying design factors

Type	$NPP, L_{in}, L_{out}$	$FN_{imp}(FN_{pth}) (\times 10^2)$				$\Delta \theta$	$\Delta P$
		$FN_1$	$FN_2$	$FN_3$	$FN_4$		
0	9-8-5-5, 1.02, 0.87	(3.744)	(1.266)	(2.589)	(2.072)	100.00	100.00
1	11-7-5-4, 1.02, 0.87	(2.007)	(2.373)	(3.259)	(3.154)	109.28	113.67
2	8-7-6-6, 1.02, 0.87	(2.505)	(2.597)	(3.263)	(2.566)	98.22	109.81
3	9-8-6-4, 1.02, 0.87	(4.839)	(4.263)	(3.295)	(3.154)	96.88	126.91
4	9-8-5-5, 0.29, 0.87	(5.268)	(3.308)	(2.589)	(2.072)	99.21	107.79
5	9-8-5-5, 1.76, 0.87	(5.458)	(2.738)	(5.079)	(1.105)	99.07	98.90
6	9-8-5-5, 2.75, 0.87	(6.358)	(4.715)	(1.502)	(2.092)	96.31	103.72
7	9-8-5-5, 1.02, 0.33	(5.955)	(4.672)	(5.673)	(6.030)	97.22	130.54
8	9-8-5-5, 1.02, 2.19	(1.571)	(4.672)	(8.725)	(4.341)	106.95	112.94

유량이 집중되며, 이러한 현상들은 유체에 작용하는 체력과 헤더부의 압력분포로 설명이 된다. 기준형상 제 1단의 통합헤더(combining header, 제 1단의 좌측헤더)의 압력분포곡선은 Fig. 3(a)에, 분할헤더(dividing header, 제 1단의 우측헤더)의 것은 Fig. 3(b)에 각각 나타내었다. 압력분포는 제 1단의 최하부에서 상부로 올라가면서 동일한 높이에 위치한 격자들에서의 압력값을 나타낸 것이다. 제 1단의 좌측에 위치한 통합헤더의 압력분포곡선(Fig. 3(a) 참조)은 체력에 의한 유량분포를 잘 보여주고 있다. 유체의 체력의 영향에 의해 유량이 큰 하부의 유로 9에서 압력분포곡선의 진

폭이 크게 나타난다. 제 1단의 우측에 위치한 분할헤더의 압력분포곡선(Fig. 3(b) 참조)에서 PFHE 입구가 위치한 유로 2, 3사이의 압력분포의 진폭이 상대적으로 크게 나타나 유입된 작동유체가 유로 2, 3에 직접 유입되어 유량이 증가된 현상을 잘 보여준다.

분리막의 위치를 변화시킨 형상 1~3과 기준형상(Type 0)의 유량의 불균일도( $FN_{pth}$ ), 개선된 유량의 불균일도( $FN_{imp}$ ), 무차원 온도차( $\Delta \theta$ )와 무차원 압력차( $\Delta P$ )를 Table 5에 나타내었다. 분리막 위치변화에 따른 형상의 유량의 불균일도를 보면, 제 1단과 4단의 유로 수가 PFHE의 열전달

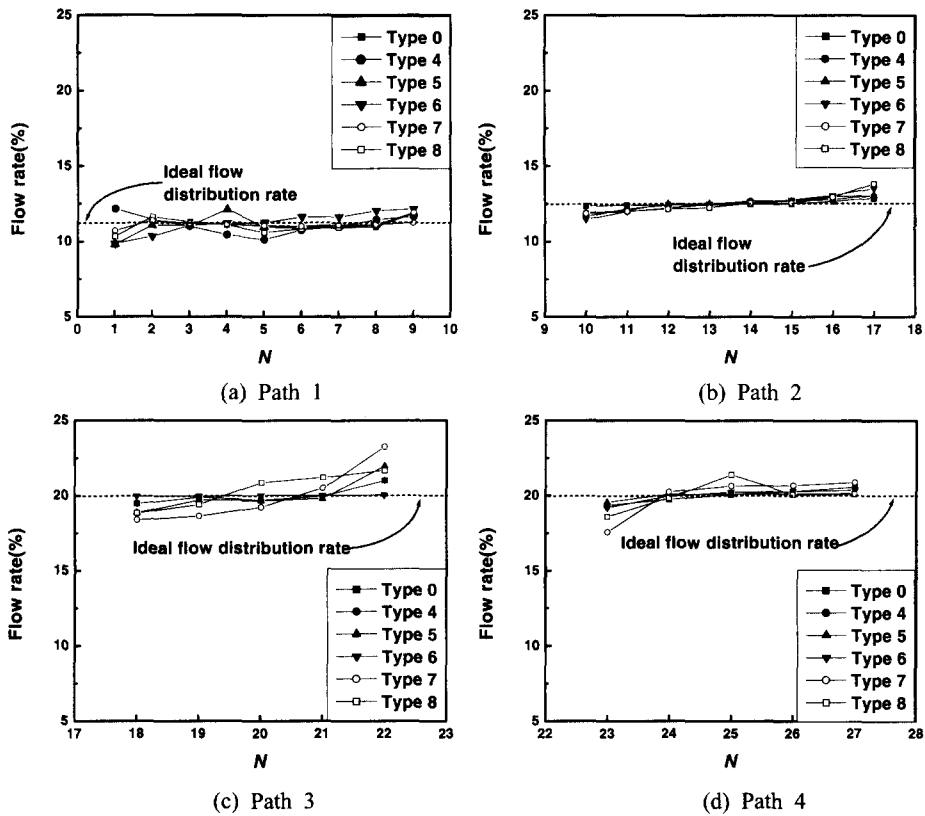


Fig. 4 The effect of inlet/outlet location on the flow rates of each path

과 압력강하에 상대적으로 큰 영향을 주는 것을 알 수 있다. 제 1단의 유로수를 증가시킨 형상 1의 경우 제 1단의 유량의 불균일도( $FN_1$ )의 감소로 전체 열교환기의 열전달은 향상되었으나, 상대적으로 유로의 수가 감소된 제 4단의 유량의 불균일도( $FN_4$ )의 급격한 증가는 큰 압력강하를 초래한다. 그리고 모든 단에서 유로의 수를 비슷하게 배분한 형상 2의 경우 제 1단의 유량의 불균일도( $FN_1$ )는 기준형상에 비하여 감소되었으나, 나머지 유량의 불균일도가 증가하여 기준형상에 비해 성능이 저하되었다. 기준형상의 제 3, 4단의 유로수만을 변화시킨 형상 3의 경우 제 4단의 유로수 감소로 인한 특정유로의 유량집중이 상위단(upper path)의 유량의 불균일도를 증가시켜 PFHE의 열전달 감소와 압력강하 증가를 유발한다. 분리막의 위치 변화에 따른 형상 0~3의 각 단에서 유량의 불균일도를 살펴보면, PFHE에서 상대적으로 전열면적이 큰 제 1단의 유량의 불균일도( $FN_1$ )의 감소는 전체 열교환기의 전열성능을 향

상시킨다. 제 4단의 유로수를 감소시킨 형상(Type 1, 3)에서는 제 4단의 특정유로에 유량이 집중됨에 따라서 제 4단의 유량의 불균일도( $FN_4$ )가 급격히 증가하여 상위 단의 유량의 균일 분배에도 악영향을 끼쳐 열교환기의 성능 저하를 가져온다. 따라서 상위 단의 유량분배에 영향을 끼치는  $FN_4$ 의 증가를 막기 위해서 제 4단에 5개 이상의 유로가 필요하다. 그리고 열전달을 향상시키기 위해서는 전열면적의 비율이 상대적으로 큰 제 1단의 유량의 불균일도( $FN_1$ )를 감소시켜야 하며, 이 때 요구되는 적절한 유로의 수는 9개 정도이다.

#### 4.2 입·출구의 위치

Table 5(Type 4~8)와 Fig. 4에 입·출구의 위치에 따른  $FN_{pth}$ ,  $FN_{imp}$ ,  $\Delta \theta$ , 그리고  $\Delta P$  및 유량 분포를 나타내었다. 입구의 위치는 PFHE의 전열면적 비율이 상대적으로 큰 제 1단의 유량의 불균일도( $FN_1$ )에 직접적으로 영향을 주며, PFHE 전

체 열전달에도 영향을 미친다. 입구의 위치가 너무 상단(예를 들면, Type 4)으로 치우치게 되면 최상부 유로와 체력의 영향이 큰 하단의 유로에 유량이 편중된다. 이러한 유량의 편중은 제 1단의 유량의 불균일도( $FN_1$ )를 증가시켜 전열성능의 저하를 가져온다. 반대로 입구의 위치를 제 1단의 하부로 이동(Type 5, 6)시키면 유체에 작용하는 체력에 의해 입구보다 상부에 위치한 유로에 유량이 제대로 분배되지 못하여 제 1단의 유량의 불균일도가 급격히 증가하여 전체 열전달의 감소를 가져온다. 따라서 입구의 위치는 기준형상에 비하여 약간 하향 조절하는 것이 유량의 불균일도를 감소시켜 전체 전열성능을 향상시킬 수 있는 것으로 판단된다.

출구의 위치는 상위 단(upper path)의 유량분배에 큰 영향을 끼치는 제 4단의 유량의 불균일도( $FN_4$ )에 직접적으로 영향을 주며, PFHE의 압력강하는  $FN_4$ 에 의해 지배적으로 결정된다. 출구의 위치를 상부로 이동(Type 8)하면 제 4단의 유로를 통과한 작동유체가 원활하게 출구로 나아가지 못하고 제 4단의 통합헤더 하부에서 작동유체의 일부가 역류하게 되어, 제 4단의 압력강하가 급격히 증가함과 동시에 전체적인 압력강하를 크게 증가시킨다. 출구를 최하부로 이동(Type 7)하면 열교환기의 작동유체 출구의 위치와 평행한 최하단의 유로(유로번호 27)에 유량이 집중되어 제 4단의 유량의 불균일도를 급격히 증가시킨다. 따라서 출구의 위치를 기준형상에 비하여 약간 하향조절하는 것이 제 4단의 유량의 불균일도 및 압력강하를 저하시켜 PFHE의 성능을 향상시킬 것으로 예상된다. Table 5의 Type 4~8에서 입구의 위치 변화에 따라 열전달은 3.69%, 압력강하는 7.79%, 출구의 위치 변화에 따라서 열전달은 6.95%, 압력강하는 30.54%의 변화를 보인다. 따라서 제 1단의 유량의 불균일도에 직접적인 관계가 있는 입구 위치의 변화는 상대적으로 열전달에, 제 4단의 유량의 불균일도와 직접적인 관계가 있는 출구 위치의 변화는 상대적으로 압력강하에 많은 영향을 끼친다.

4.3 유로부의 다공도(porosity)

평행류 열교환기에서 작동유체의 유로로 사용되는 납작관은 내부가 여러 개의 미세유로로 구성되어 있다. 본 논문에서는 관의 3차원적인 형

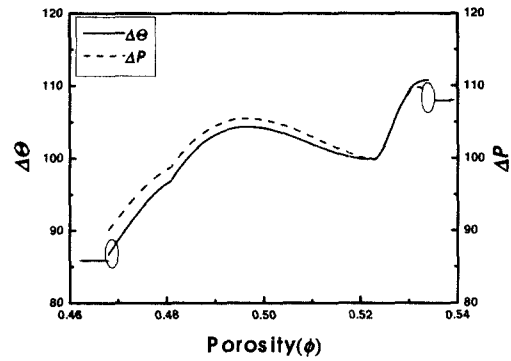


Fig. 5 The effect of the porosities ( $\phi$ ) on  $\Delta \theta$  and  $\Delta P$

상의 영향을 고려하기 위해서 유로부에 다공성 모델링을 적용하였다. 다공성 모델링의 적용을 통하여 열전달과 압력강하의 예측 정확도가 향상 되었음은 Table 3에 나타내었다. Fig. 5는 다공도에 따른 입·출구 온도차와 압력차를 나타낸 것이다. 다공도( $\phi$ )가 0.520~0.535사이에서 압력곡선과 온도곡선이 급격하게 변화하는 것을 볼 수 있다. 온도곡선과 압력곡선이 거의 동일하게 증가하는 부분( $0.520 < \phi < 0.535$ )에서 PFHE 전체의 유량의 불균일도( $FN_{imp}$ )가 가장 낮게 나타나 최적의 전열성능을 가지는 다공도는 압력곡선과 온도곡선이 만나는 0.53근방이다.

5. 결론

본 연구에서는 PFHE의 내부 열·유동을 2차원 난류 다공성 모델링을 이용하여 해석하고, 열교환기의 형상의 변화에 따른 열전달과 압력강하를 정량적으로 수치화하기 위하여 유량의 불균일도를 사용하였다. 이에 따른 여러 가지 형상인자의 변화가 전열성능에 미치는 영향을 수치적으로 조사하였다. 본 연구를 수행한 결과로 얻은 결론은 다음과 같다.

- (1) 다공성 모델링을 이용하여 예측의 정확도와 안정도를 높인 평행류열교환기에 대한 새로운 수치모델을 제안하였다.
- (2) 유량분배의 균일화를 위하여 제 1단의 경우 9개 이상, 제 4단의 경우 5개 이상의 유로가 필요하다.
- (3) 입구의 위치는 평행류열교환기의 제 1단의



유량의 불균일도( $FM_1$ )와 열전달에, 출구의 위치는 제 4단의 유량의 불균일도( $FM_4$ )와 압력강하에 영향을 끼친다.

(4) 최적의 전열성능을 가지는 유로의 다공도( $\phi$ )는 0.53근방이다.

### 후 기

본 논문은 과학기술부가 지원하는 특정연구개발사업중 중점국가연구개발사업(기계설비요소기술개발)과 BK21사업으로 지원되어 수행하였음을 밝힙니다.

### 참고문헌

- (1) Sugihara, A. and Lukas, H. G., 1990, "Performance of Parallel Flow Condensers in Vehicular Applications," *SAE Technical Paper Series* 900597, pp. 1~16
- (2) Kim, S., Choi, E., and Cho, Y. I., 1995, "The Effect of Header Shapes on the Flow Distribution in a Manifold for Electronic Packaging Applications," *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 22, No. 3, pp. 329~341
- (3) Choi, S. H., Shin, S., and Cho, Y. I., 1993, "The Effect of Area Ratio on the Flow Distribution in Liquid Cooling Module Manifolds for Electronic Packaging," *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 20, pp. 221~234
- (4) 이관수, 정지완, 유재홍, 1998, "평행류 열교환기의 열·유동 해석 및 최적화," 대한기계학회 논문집(B), 제 22권 제 2호, pp. 229~239
- (5) 정길완, 이관수, 2000, "평행류 열교환기의 열·유동 특성에 대한 설계인자의 최적화," 대한기계학회 논문집(B), 제24권 제5호, pp. 640~651
- (6) 정길완, 이관수, 김우승, 1999, "미세유로를 갖는 납작관의 열·유동 해석," 대한기계학회 논문집(B), 제23권 제8호, pp. 978~986
- (7) Grtachev, D. and Mynkowycz, W. J., Lage, J. L., 2000, "A Modified Flow of The k- $\epsilon$  Model for Turbulent Flows of an Incompressible Fluid in Porous Media," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 43, No. 16, pp. 2909~2915
- (8) Antohe, B. V. and Lage, J. L., 1997, "A General Two-Equation Macroscopic Turbulent Model for Incompressible Flow in Porous Media," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 40, No. 13, pp. 3013-3024
- (9) Nakamura, Y., Jia, W., and Yasuhara, M., 1989, "Incompressible Flow through Multiple Passages," *Numerical Heat Transfer*, Vol. 16, pp. 451~465