

평행류 열교환기의 헤더부 형상 최적화

오 석 진, 이 관 수*

한양대학교 대학원, *한양대학교 기계공학부

Optimal Shape of Header Part in a Parallel-Flow Heat Exchanger

Seok-Jin Oh, Kwan-Soo Lee*

Graduate School, Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

*School of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

(Received July 19, 2001; revision received August 21, 2001)

ABSTRACT: The optimum shape of header part in a PFHE (parallel-flow heat exchanger) is studied. The optimal values of each geometric parameter are proposed according to their order of influence with varying the four important parameters (the injection angle of working fluid (θ), the shape of inlet (S), the location of inlet (y_c/D_{in}) and the height of the protruding flat tube (y_b/D_{in})). The optimal geometric parameters are as follows: $\theta = -21^\circ$, $S = \text{Type A}$ and $y_b/D_{in} = 0$. The heat transfer rate of the optimum model, compared to that of the reference model, is increased by about 55%. The optimal geometric parameters can be applicable to the Reynolds number ranging from 5,000 to 20,000.

Key words: Parallel-flow heat exchanger(평행류 열교환기), Flow nonuniformity(유량의 불균일도), Optimization(최적화)

기 호 설 명

C_μ, C_1, C_2 : 난류 상수

D_{in} : 입구 지름 [mm]

D_h : 수력 지름 [mm]

g : 난류 에너지 생성률

H : 헤더의 높이 [mm]

H_t : 납작관의 길이 [mm]

k : 열전도 계수 [W/mK]

k : 난류 운동에너지 [m^2/s^2]

L : 헤더의 길이 [mm]

L_t : 튜브의 길이 [mm]

L_t : 납작관의 두께 [mm]

\dot{m} : 질량유량 [kg/s]

n : 유로번호(1~10)

Nu : Nusselt 수, hD_{in}/k

P : 압력 [N/m^2]

Q : 열전달률 [W]

\hat{q} : 지배방정식 변수

Re : Reynolds 수, $\rho U_{in} D_{in} / \mu$

S : 입구형상

T : 온도 [K]

t : 난동온도 [K]

U : 체적반변속도 [m/s]

W : 헤더의 너비 [mm]

W_t : 납작관의 너비 [mm]

x, y, z : 직각 좌표계

† Corresponding author

Tel.: +82-2-2290-0426; fax: +82-2-2295-9021

E-mail address: ksleehy@hanyang.ac.kr

- y_b : 납작관의 돌출높이 [mm]
 y_c : 입구 중심에서 이동된 거리 [mm]

그리스 문자

- ϵ : 난류 에너지 소산율 [m^2/s^3]
 θ : 작동유체의 유입각도 [$^\circ$]
 θ : 무차원 온도, $(T - T_\infty)/(T_{in} - T_\infty)$
 μ : 점성계수 [kg/ms]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]
 σ : 유량의 불균일도
 σ_q : 난류 방정식의 실험상수

하첨자

- 0 : 기준모델
 i, j, k : 텐서 인덱스
in : 입구
opt : 최적값
out : 출구
 p : 유로
 t : 난류
 x, y, z : 방향에 대한 미분

1. 서 론

최근 연구의 초점이 되고 있는 평행류 열교환기는 동일 체적에서 원-관형의 180%, 사형의 140% 정도의 효율을 갖는 고밀도 열교환기이다.⁽¹⁾ 평행류 열교환기 내부의 형상을 고려하면, 열교환기의 내부는 많은 유로를 가지는 분지시스템(branching system)의 문제로 모델링이 가능하다. 분지시스템에서 성능의 관건은 열 및 유동 특성을 결정하는 가장 핵심인자인 유로에서의 유량분배문제로 귀착된다. 헤더부(header part)는 열교환기에서 바로 이 유량분배를 가능케 하고 조절할 수 있는 가장 중요한 부분이다.

유량분배문제와 관련된 논문으로 Nakamura et al.⁽²⁾은 변압기 내에서의 공기유동을 다중영역법을 사용하여 각각의 유로에서 유량이 가장 균일하게 되는 형상을 제안하였다. Choi et al.⁽³⁾은 전자장비의 냉각에서 냉각 튜의 입구 크기 및 기판 간

격에 따른 무차원수를 제안하고 유량분포의 균일 정도에 대하여 조사하였다. Trauser and Hughes⁽⁴⁾는 평행류 열교환기가 다른 형태의 열교환기와 비교하여 뛰어난 성능을 가지고 있음을 실험적으로 입증하였다. Lee et al.^(5, 8)은 평행류 열교환기를 2차원적으로 모델링하여 제인자들이 열 및 유동에 미치는 영향 조사 및 최적화, 적층형 열교환기 채널 내부 돌출부의 최적 형상 및 배열을 제안했고, 평행류 열교환기 헤더부에서 열유동 해석을 수행하였다. Fowler et al.⁽⁹⁾은 외부 강제 대류하에서 열전달을 극대화하기 위하여 엇갈린 튜의 최적 배열을 예측했다. O'Doherty et al.⁽¹⁰⁾은 열교환기 관에서 난류발생을 일으키는 열전달 증대장치의 최적 간격 및 높이에 대하여 연구하였다.

본 연구에서는 평행류 열교환기의 헤더(header)부로 쓰이는 분지시스템을 실제와 유사하게 해석하기 위하여 3차원 난류 모델링을 도입한다. 헤더 내부에서 입구인자들(작동유체의 유입각도, 입구형상, 입구위치)과 납작관의 돌출높이에 따른 열 및 유동 최적화를 수행하고, 최적화 작업에 의해 얻어진 결과들을 적용할 수 있는 운전범위를 제안한다.

2. 이론해석

2.1 해석모델

본 연구에서 기준이 되는 해석모델의 기하학적 형상은 Fig. 1과 같고, 그 치수는 Table 1에 있다. 입구형상은 지름이 D_{in} 인 원형이며, 작동유체의 유입각도(θ)는 0° 이다. 입구는 y 방향의 중간에 위치해 있고, 납작관의 돌출은 없다. 해석모델은 작동유체를 분할하게 하는 헤더, 작동유체의 유로가 되는 납작관(flat tube)으로 구성되는 분지시스템이다.

작동유체는 해석모델의 입구로 유입되어 헤더를 통하여 각각의 납작한 관($L_f \times W_f$)으로 분할되어 흐른다. 이때 관외부에는 루버핀(louvered fin)이 L_f 의 간격만큼 부착되어 공기와 열전달을 한다. 헤더부에서 유동형태나 열적인 발달형태가 변하지 않는 정상 상태가 되기 위하여 열 및 유체역학적으로 완전히 발달될 수 있는 충분한 납

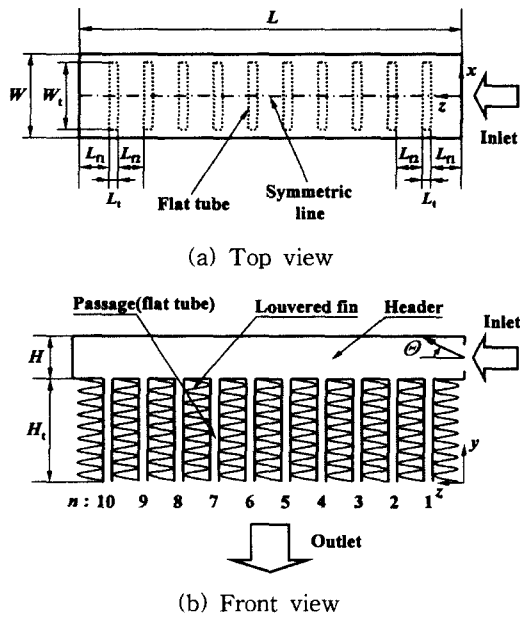


Fig. 1 Schematic diagram of header part.

Table 1 Geometric parameters of a reference model (unit: mm)

D_{in}	L	H	W
10.00	123.68	14.00	24.00
L_{fl}	L_t	L_{t2}	H_t
11.34	2.00	9.00	76.44
			W_t
			20.00

작관의 길이가 필요하다. 납작관에서 열 및 유체 역학적으로 충분히 발달된 길이(H_t)를 구하기 위하여 다음 식을 사용한다.⁽¹¹⁾

$$\left(\frac{H_t}{D_h}\right) \approx 0.05 \text{Re}_{D_h} \text{Pr} \quad (1)$$

2.2 지배방정식 및 경계조건

해석모델 내의 열 및 유동 특성을 수치적으로 조사하기 위하여 도입한 가정은 다음과 같다.

- (1) 3차원 정상 상태, 비압축성 난류 유동이다.
- (2) 작동유체의 물성치는 분지시스템 내부를 이동하는 동안 일정하다.
- (3) 납작관 부분은 단일 유로로 구성되며 유로 내부의 표면은 매끈하다.

본 문제를 해석하기 위한 연속, 운동량, 그리고

에너지방정식은 다음식들과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial \xi_j} (\rho U_j) = 0 \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \xi_j} (\rho U_i U_j) = & -\frac{\partial P}{\partial \xi_i} \\ & + \frac{\partial}{\partial \xi_j} \left[\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial \xi_j} + \frac{\partial U_j}{\partial \xi_i} \right) \right] \\ & + \frac{\partial}{\partial \xi_j} (-\rho \overline{u_i u_j}) \end{aligned} \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial \xi_j} (\rho U_j T) = \frac{\partial}{\partial \xi_j} \left[\frac{\mu}{\text{Pr}} \frac{\partial T}{\partial \xi_j} + (-\rho \overline{u_j t}) \right] \quad (4)$$

여기서 $-\rho \overline{u_i u_j}$ 는 난류 응력이고, $-\rho \overline{u_j t}$ 는 난류 열유속이다. 난류 유동해석을 위하여 일반적으로 가장 많이 쓰이고 있는 표준 $k-\epsilon$ 모델을 사용한다. 정상 상태 비압축성 3차원 일반좌표계 난류 유동의 열 및 유동 특성을 해석하기 위한 지배방정식은 다음과 같이 하나의 텐서 형태로 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial (\rho U_i \hat{q})}{\partial \xi_i} = \frac{\partial}{\partial \xi_i} \left\{ \mu_{eff} G_{ij} \left(\frac{\partial \hat{q}}{\partial \xi_j} \right) \right\} + S_q \quad (5)$$

$$J = \partial(\xi, \eta, \zeta) / \partial(x, y, z) \quad (6)$$

$$U_i = (u_j / J) (\partial \xi_i / \partial x_j) \quad (7)$$

$$G_{ij} = (\partial \xi_i / \partial x_k) (\partial \xi_j / \partial x_k) / J \quad (8)$$

$$\mu_{eff} = (\mu + \mu_t) / \sigma_q \quad (9)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu k^2 / \epsilon \quad (10)$$

식(5)~(10)에 나타낸 지배방정식의 일반적인 형

Table 2 Transport scalars \hat{q} and source terms S_q used in eq. (5)

Equations	\hat{q}	JS_q
Conservation	1	0
U-momentum	u	$-p_x + \nabla[\mu_{eff}(u_j)_x]$
V-momentum	v	$-p_y + \nabla[\mu_{eff}(u_j)_y]$
W-momentum	w	$-p_z + \nabla[\mu_{eff}(u_j)_z]$
Energy	T	$\nabla[\mu_{eff}(\Delta T_{,j})]$
k	k	$\rho(g-\epsilon)$
ϵ	ϵ	$\rho(\epsilon/k)(C_{1g}-C_{2\epsilon})$

Table 3 Turbulence modeling constants used in eqs. (9) and (10)⁽¹²⁾

Equations	Momentum	Energy	k	ϵ
σ_q	1.0	0.9	1.0	1.3
Constants	C_μ	C_1	C_2	
Standard $k-\epsilon$	0.09	1.43	1.92	

태에서 연속, 운동량, 에너지 및 난류방정식에 대한 \hat{q} 와 생성항은 Table 2에 있다. 식(9)와 식(10)의 난류 모델링 상수인 σ_q 와 C_μ 는 Steffen⁽¹²⁾의 값들을 참조하여 Table 3에 나타내었다. Table 2의 생성항에서 g 는 다음과 같다.

$$g = \frac{\mu_t}{\rho} [2(u_x^2 + v_y^2 + w_z^2) + (v_x + u_y)^2 + (w_y + v_z)^2 + (u_z + w_x)^2] \quad (11)$$

사용된 표준 $k-\epsilon$ 모델은 벽근처에서 잘 적용될 수 없다고 알려져,⁽¹³⁾ 속도장과 온도장에 대하여 벽근처에서 벽함수⁽¹⁴⁾를 사용하였다.

지배방정식의 수치해석에 사용되는 경계조건이 Table 4에 요약되어 있다. 헤더부분은 공기와 직접적으로 열전달을 하지 않는 영역이므로 단열처리를 하였다. 강제대류 열전달이 루버핀이 장착된 관과 관 사이에서 팬(fan)에 의해 송출된 공기와 일어나게 된다. 송출된 공기온도는 일정하다고 가정한다. 이때 루버핀과 납작관 사이의 열평형에 의해 구해진 다음 식이 사용된다.

$$\theta_1 = \frac{\text{Nu}_{\text{out}} \frac{\Delta X}{D_{\text{in}}} + \theta_2}{\text{Nu}_{\text{out}} \frac{\Delta X}{D_{\text{in}}} + 1} \quad (12)$$

Nu_{out} 은 유로 외부 공기에서의 Nusselt 수이고, ΔX 는 벽면과 벽면 바로 안쪽 격자간의 거리가

다. 무차원 온도 θ_1 은 경계점에서, 무차원 온도 θ_2 는 바로 인접경계 격자점에서의 값으로 정의된다.

3. 수치해석

지배방정식을 이산화하기 위하여 유한차분법을 사용하였다. 대류항을 모델링하기 위하여 2계 중앙차분법과 적응 감속항(adaptive damping term)을 사용하여 이산화하였다.⁽⁷⁾

본 연구에서는 유로에서의 유량분배가 정확히 예측되어야 하므로, 가장 지배적인 격자수인 유로 내의 z 방향 격자수를 각각 6, 11, 16개씩 주어 유량을 조사하였다. 이때 유로에 11개의 격자를 준 경우가 가장 적절하였다. 전체적으로 쓰인 격자수는 x, y, z 방향으로 각각 $28 \times 42 \times 221$ 의 격자가 사용되었다. 수치해의 수렴 여부 판정은 방정식의 정규화된 오차값이 10^{-5} 이하이면 수렴이 되었다고 판단하였다.

4. 결과 및 고찰

열교환기에서 열전달 성능은 내부의 작동유체가 균등하게 분배되어 흐를 때 극대화가 가능하다. 열교환기 성능에 지배적인 영향을 미치는 유량의 균일 정도를 알아보기 위하여 표준편차의 개념을 도입하였다. 유량의 불균일도(σ)는 각 유로에서 해석된 유량과 이상적으로 균등하게 분배되는 유량의 함수로 다음과 같이 정의한다.

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{n=1}^{N_p} (\dot{m}_{p,n} - \dot{m}_{p, \text{ideal}})^2}{N_p}} \quad (13)$$

여기서 N_p 는 유로의 수를 나타낸다. 유로번호가 유량분포 결과 분석시 편리함을 위하여 Fig. 1의

Table 4 Boundary conditions

Inlet	$w = w_{\text{in}}, k_{\text{in}} = 0.001w_{\text{in}}^2, \epsilon_{\text{in}} = 3k_{\text{in}}^{1.5}/D_{\text{in}}, \theta_{\text{in}} = 0$
Solid wall	$u = v = w = 0, \frac{\partial k}{\partial n} = 0, \frac{\partial \epsilon}{\partial n} = 0, \frac{\partial \theta}{\partial n} = 0$
Outlet	$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{\partial w}{\partial z} = 0, \frac{\partial k}{\partial n} = 0, \frac{\partial \epsilon}{\partial n} = 0, \frac{\partial \theta}{\partial n} = 0$

Table 5 Result of parameter studies

Parameters	Range	σ		Difference
		Max	Min	
θ	$-30^\circ \sim 20^\circ$	0.040	0.010	0.030
S	3 Types	0.040	0.033	0.007
y_c/D_{in}	$-0.2 \sim 0.2$	0.040	0.034	0.006
y_b/D_{in}	$0.0 \sim 0.3$	0.039	0.035	0.004

(b)에 표시되었다. 작동유체의 유입각도, 입구의 형상과 위치, 납작판의 돌출높이에 의한 영향은 모두 기준 Reynolds 수인 15,000을 기준으로 조사하였다.

분지시스템의 인자들을 최적화하기 위하여 각 인자의 변화에 대한 열유동 해석을 수행하였다. 본 연구에서는 인자의 중요성을 평가해 그 순서대로 열유동을 해석하고 최적화를 진행하였다. 인자의 중요도를 선정하기 위하여 각 인자에 대한 인자연구를 수행하였다. 인자연구는 기준모델의 인자들 중에서 조사하려는 인자를 제외한 나머지 인자들은 고정하고, 조사인자만을 변화시켜 가며 열유동 특성을 구하는 방법으로 수행하였다. 인자연구의 결과 중에서 인자의 중요도는 유량의 불균일도의 변화폭이 큰 순서대로 결정하였다. Table 5에서 볼 수 있듯이 인자의 중요도는 작동유체의 유입각도(θ), 입구의 형상(S), 입구의 위치(y_c), 납작판의 돌출높이(y_b) 순으로 나타났다. 특히 작동유체의 유입각도는 다른 인자들에 비해 그 차가 4배 이상 커서 열유동 특성에 가장 큰 영향을 주는 인자로 조사되었다. 그러므로, 우선 θ_{opt} 를 구하기 위하여 θ 의 변화에 따른 열유동 특성이 조사되었다. 이때 θ 를 제외한 나머지 인자는 기준모델의 인자값으로 고정하였다. 다음으로 S_{opt} 를 구하기 위하여 S 의 변화에 따른 열유동 특성을 구하였다. 그러나, 이때에는 S 를 제외한 나머지 인자 모두를 기준모델의 인자값으로 사용하는 것이 아니라, θ 의 경우 앞서 구한 θ_{opt} 를 적용하였다. 마찬가지로 $y_{c, opt}$ 를 구하기 위하여 y_c 의 변화에 따른 열유동 특성을 구하였으며, y_c 를 제외한 나머지 인자들 중 이미 얻어진 θ 와 S 를 최적의 상태로 고정하였고, y_b 는 기준모델의 값을 사용하였다. 마지막으로 납

작판의 돌출높이 $y_{b, opt}$ 를 구하였으며, y_b 의 변화에 따른 열유동 특성을 구하기 위하여 y_b 를 제외한 θ, S, y_c 를 최적의 상태로 고정하였다.

4.1 유입각도의 영향

작동유체의 유입각도(θ)에 따른 열유동 특성을 조사하기 위하여 유입각도를 제외한 나머지 인자들은 기준모델의 인자값으로 고정하였다. Fig. 2에 작동유체의 유입각도에 따른 유량의 불균일도와 열전달률의 관계가 나타나 있다. 작동유체의 유입각도는 최적값이 있을 것으로 예상되는 -25° 에서 -15° 까지 조사되었다. 유입각도가 양의 방향에서는 기준모델과 비교하여 유량의 불균일도(그 값이 작을수록 유량분포가 균등하게 됨)에 큰 변화가 없고, 열전달률 또한 마찬가지이다.⁽⁸⁾ 그러나, 유입각도가 음의 방향에서는 유량의 불균일도가 현저히 작아지면서 열전달률 또한 급격히 향상된다. 이는 작동유체의 유입각도가 아래 방향으로 향하게 되면서 앞쪽 유로들로 들어가는 유량이 증가하게 되고, 유량분배가 균등하게 되는 현상에서 기인된다.⁽⁸⁾

일반적인 분지시스템의 유량분배에서 유입된 유동이 뒤쪽 유로들에 과도하게 들어가는 유량 집중화가 가장 큰 문제가 된다. 유입각도가 -21° 에서 유량의 불균일도는 가장 최소가 되었고, 열전달률은 가장 최대가 되었다. 이 유입각도에서는 작동유체가 2번 유로 쪽으로 직접적으로 들어가게 되고, 전체적인 유량분배 균등화에 가장 효과적인 것으로 나타났다.

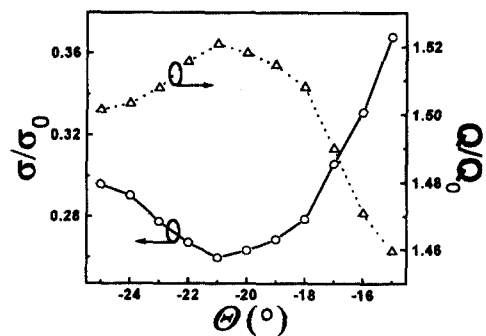


Fig. 2 Flow nonuniformity and heat transfer rate with injection angle.

4.2 입구형상과 위치에 의한 영향

입구형상(S)에 따른 열유동 특성을 조사하기 위하여 유입각도를 제외한 나머지 인자 즉 입구 위치와 납작관의 돌출높이를 기준모델의 상태로 고정하였다.

입구형상에 대한 유량의 불균일도와 열전달률의 관계를 Fig. 3에 도시하였다.

입구형상은 기준모델을 포함하여 3가지 형태로 조사되었다. 각 입구형상에서 단면적과 유량은 동일하게 설정되었다. 입구형상 중 Type A는 헤더의 높이만큼 상하로 긴 직사각형 모양이고, Type B는 기준모델, Type C는 Type A를 90° 회전시킨 모양이다. Type B, C와 비교하여, Type A에서는 유량의 불균일도가 최소가 되면서 열전달률은 최대가 된다. 유입각도가 -21°로 고정된 상태에서 Type C는 작동유체가 들어가는 유로의 형상과 유사한 모양으로 특정 유로에 유량이 과도하게 들어가게 된다. 이와는 반대로 Type A는 앞쪽 유로 여러 개로 유동이 퍼지면서 들어가므로 보다 균등한 유량분배가 가능한 것이다. 유입각도를 최적으로 고정한 상태에서 유량의 불균일도를 최소화하는 입구형상이 결정되었고, 이 입구형상은 위아래로 긴 직사각형 모양을 가지는 Type A로 조사되었다.

입구형상이 위아래로 긴 Type A로 최적형상이 결정되어 위아래로 입구를 움직이며 조사하는 입구 위치는 조사할 수 없었다. 그러나, Type B, C로 입구의 위치를 바꾸어 가며 유량의 불균일도와 열전달률을 조사하였으나 어떠한 경우에서도 Type A보다 향상된 결과를 보여주지 못했다.

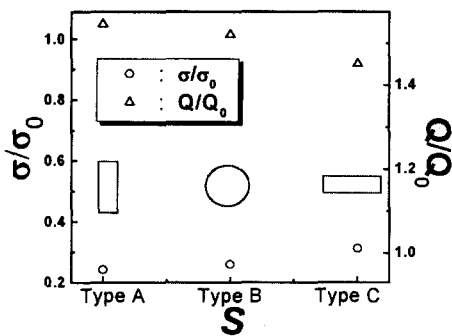


Fig. 3 Flow nonuniformity and heat transfer rate with inlet shape.

4.3 납작관의 돌출에 의한 영향

기준모델로 삼은 헤더와 납작관(유로)의 부착 모양은 이상적인 경우이지만 실제 제작과정에서는 내구성과 기술적인 문제로 위로 약간 돌출된다. 납작관의 돌출높이(y_b)에 따른 열유동 특성을 조사하기 위하여 납작관의 돌출높이를 제외한 입구인자들은 최적값으로 고정되었다.

돌출높이에 따른 유량의 불균일도와 열전달률의 관계가 Fig. 4에 나타나 있다. 무차원 돌출높이(y_b/D_{in})가 증가할수록 유량의 불균일도는 급격히 증가하다가 약간 감소하고, 열전달률은 이와 대칭형태로 나타난다. 작동유체의 유입각도가 -21°, 입구형상이 Type A인 최적값으로 고정한 상태에서 돌출높이의 증가는 유입된 유동이 납작관의 돌출면에 부딪힌 후 돌출면을 타고 넘어가면서 앞쪽 유로에 유량이 현저히 감소되고, 유량의 불균일도가 심각하게 증가하는 부정적인 요인이 된다. 무차원 돌출높이가 0.08 근방에서 약간의 반전은 높아진 납작관과 납작관 사이의 재순환 유동에서 비롯된다. 재순환 유동은 관들 사이로 들어가는 유동을 방해하게 되어 납작관들이 돌출한 것이 아니라 헤더바닥면이 돌출한 높이만큼 올라온 것과 같은 영향을 미치게 되는 것이다. 입구인자들을 최적값으로 고정한 상태에서, 유량의 불균일도를 최소화하는 돌출높이는 기준 모델 상태인 돌출이 전혀 없는 경우로 나타났다.

4.4 Reynolds 수의 영향

Reynolds 수가 최적인자에 미치는 영향을 알아

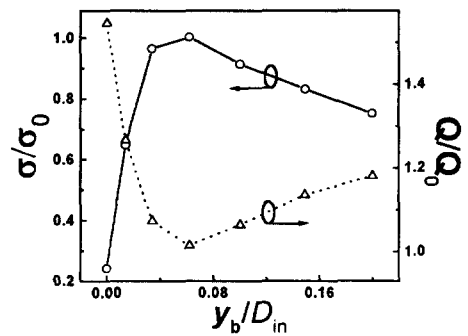


Fig. 4 Flow nonuniformity and heat transfer rate with height of protruding flat tube.

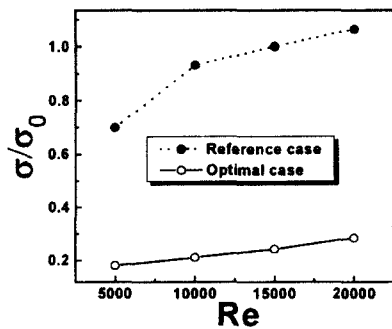


Fig. 5 Effect of the Reynolds number on the flow nonuniformity.

보기 위하여 Reynolds 수를 5,000에서 20,000까지 변화시키면서 최적인자값을 조사하였다. 모든 경우에서 최적인자값은 기준 Reynolds 수인 15,000에서와 마찬가지로 작동유체의 유입각도는 -21° , 입구형상은 Type A, 납작관의 돌출높이는 0인 경우로 나타났다. 이러한 최적모델을 Reynolds 수 5,000에서 20,000까지 변화시킬 때 유량의 불균일도가 기준모델과 함께 조사된 결과를 Fig. 5에 도시하였다. 기준모델과 최적모델은 Reynolds 수가 증가함에 따라 유량의 불균일도의 증가 경향은 동일하나 그 값은 최적모델이 상당한 차이를 나타내며 작은 값을 나타내었다. 이는 최적모델이 유량의 균등분배에 상당히 긍정적인 효과를 나타내게 되는 것을 보여준다. 따라서, 최적인자값들은 Reynolds 수가 5,000에서 20,000 사이에서 적용 가능하고, 유량분배의 균등화에 매우 효과적인 것으로 나타났다.

5. 결 론

본 연구에서는 평행류 열교환기에서 헤더부의 열유동 특성을 3차원 난류 모델링을 도입하여 조사하고, 헤더부에서 입구인자들(작동유체의 유입각도, 입구형상, 입구위치)과 납작관의 돌출높이에 따른 열유동 특성을 최적화하기 위한 인자들의 최적화를 수행하였다. 최적화는 각 인자들의 영향성을 조사하여 그 영향이 큰 순서대로 수행되었다. 최적화로 구한 최적인자값들은 작동유체의 유입각도(θ)가 -21° , 입구형상(S)이 위아래로 긴 직사각형 형태인 Type A, 납작관의 돌출높이(y_b/D_{in})가 0인 경우였다. 최적인자값들로

구성된 최적모델은 기준모델에 비하여 유량은 불균일도는 76% 감소하였고, 열전달률은 55% 증가하였다. 이 최적모델은 Reynolds 수가 5,000에서 20,000 사이에서 적용 가능하고, 유량분배 균등화에 매우 효과적인 것으로 나타났다.

후 기

본 논문은 과학기술부가 지원하는 특정연구개발사업 중 중점국가연구개발사업(기계설비요소기술개발)으로 지원되어 수행하였으며, 동 재단의 관계제위께 감사의 뜻을 표합니다.

참고문헌

1. Marvillet, C., 1993, Recent Developments in Heat Exchangers for Automotive Applications, Recent Developments in Finned Tube Heat Exchangers Theoretical and Practical Aspects, pp. 8-51.
2. Nakamura, Y., Jia, W. and Yasuhara, M., 1989, Incompressible flow through multiple passages, Numerical Heat Transfer, Vol. 16, pp. 451-465.
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. Trauger, P. E. and Hughes, G. G., 1993, Construction and performance characteristics of the PFETM evaporator, SAE Technical Paper Series 930155, pp. 171-177.
5. Lee, K. S., Chung, J. and Yoo, J. H., 1998, Thermal and flow analysis for the optimization of a parallel flow heat exchanger, Korean Journal of KSME(B), Vol. 22, No. 2, pp. 229-239.
6. Chung, K. and Lee, K. S., 2000, Optimization of design factors for thermal and flow characteristics of a parallel flow heat exchanger, Korean Journal of KSME(B), Vol. 24, No. 5, pp. 640-651.
7. Lee, K. S., Kim, W. S. and Si, J. M., 2001,

- Optimal shape and arrangement of staggerd pins in the channel of a plate heat exchanger, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 44, No. 17, pp. 3223-3231.
8. Lee, K. S. and Oh, S. J., 2000, Thermal and flow analysis inside the header of a parallel flow heat exchanger, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 12, No. 9, pp. 802-809.
 9. Fowler, A. J., Ladezma, G. A. and Bejan, A., 1997, Optimal geometric arrangement of staggerd plates in forced convection, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 40, No. 8, pp. 1795-1805.
 10. O'Doherty, T., Jolly, A. J. and Bates, C. J., 2001, Optimisation of heat transfer enhancement devices in a bayonet tube heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 21, pp. 19-36.
 11. Incropera, F. P. and DeWitt, D. P., 1996, *Introduction to Heat Transfer*, 3rd ed., John Wiley & Sons, Inc.
 12. Steffen, C. J. Jr., 1993, A critical comparison of several low Reynolds number $k-\epsilon$ turbulent models for flow over a backward-facing step, *AIAA/SAE/ASME/ASEE 29th Joint Propulsion Conference and Exhibit*, Monterey, CA, pp. 1-13.
 13. Seyedein, S. H., Hasan, M. and Mujumdar, A. S., 1995, Turbulent flow and heat transfer from confined multiple impinging slot jets, *Numerical Heat Transfer*, Vol. 27, pp. 35-51.
 14. Rokni, M. and Sunden, B., 1999, Turbulence modeling experience in ducts with forced convection flow, *Numerical Heat Transfer*, Vol. 35, pp. 629-654.