

평행류 열교환기의 열·유동 해석 및 최적화

이관수* · 정지완** · 유재흥***

(1997년 8월 18일 접수)

Thermal and Flow Analysis for the Optimization of a Parallel Flow Heat Exchanger

Kwan-Soo Lee, Jiyoan Chung, and Jai-Heung Yoo

Key Words : Parallel Flow Heat Exchanger(평행류 열교환기, PFHE), Flow Nonuniformity (유량의 불균일도), Optimization(최적화), Object Function(목적함수)

Abstract

The present paper examines the thermal and flow characteristics of a parallel flow heat exchanger and investigates the effects of the parameters on thermal performance by defining the flow nonuniformity. Thermal performance of a parallel flow heat exchanger is maximized by the optimization using Newton's searching method. The flow nonuniformity is chosen as an object function. The parameters such as the locations of separator, inlet, and outlet are expected to have a large influence on thermal performance of a parallel flow heat exchanger. The effect of these parameters are quantified by flow nonuniformity. The results show that the optimal locations of inlet and outlet are 19.73mm and 10.9mm, respectively. It is also shown that the heat transfer increases by 7.6% and the pressure drop decreases by 4.7%, compared to the reference model.

기 호 설 명

A	: 면적, [mm ²]	L	: 열교환기의 길이, [mm]
A _{in}	: 입구 길이, [mm]	L _{in}	: 입구 위치(열교환기 최상단에서 입구 중심 까지 거리, [mm])
A _{out}	: 출구 길이, [mm]	L _{out}	: 출구 위치(열교환기 최하단에서 출구 중심 까지 거리, [mm])
b	: 헤더의 너비, [mm]	\dot{m}	: 유량, [kg/m ³]
C ₁ , C ₂ , C ₃ , C ₄	: 난류 상수	Nu	: Nusselt 수, hd/k
d	: 외기에 노출된 부분의 길이, [mm]	Nu _{out}	: 외부 Nusselt 수
f	: 목적함수(유량의 불균일도)	P	: 무차원 압력, $p/\rho u_{in}^2$
g	: 중력가속도, [kg·m/s ²]	p	: 피치, [mm]
h	: 대류 열전달 계수, [W/(m·K)]	p	: 압력, [MPa]
h _e	: 등가 대류 열전달 계수, [W/(m·K)]	T	: 온도, [K]
H	: 열교환기의 높이, [mm]	ΔX	: 벽면과 벽면 바로 안쪽간의 무차원 거리, x/L
k	: 열전도 계수[W/(m ² ·K)]		

*회원, 한양대학교 기계공학부

**회원, 한양대학교 대학원 기계공학과

***(주)두원공조 기술연구소

그리스 문자

- θ : 무차원 온도, $(T - T_{air}) / (T_{in} - T_{air})$
 Δs : 격자의 크기에 비례하는 상수

하첨자

- 1 : 경계
 2 : 경계에서 계산영역 방향으로 가장 가까운 격자점
 t : 관
 f : 핀
 air : 외부 공기
 ideal : 이상적인 경우
 p : 패스
 n : 유로 수

1. 서 론

냉동 공조기에서 열교환기는 대부분 한정된 공간 내에서 사용되기 때문에 고밀도화와 소형화를 추구하고 있다. 이러한 추세에 따라서 핀-관 열교환기에서 사형(serpentine) 열교환기, 라미네이트형(laminated) 열교환기, 평행류 열교환기로 발전되어가고 있다. 그 중에서 평행류 열교환기(parallel flow heat exchanger)는 동일 열전달 성능의 핀-관 열교환기의 50%, 사형 열교환기의 60% 정도의 체적을 갖는 고밀도화된 열교환기로서 각광을 받고 있다.⁽¹⁾ 이 경우 냉매측 열전달과 압력강하가 열교환기 전체 성능에 미치는 영향이 매우 크기⁽²⁾ 때문에 공기측만이 아니라 관내측의 열·유동에 대한 관심이 고조되고 있다. 특히 근래에 들어 열교환기 제작기술에 대한 국제적 특허 문제가 대두됨에 따라서 자체기술의 개발이라는 측면에서도 평행류 열교환기의 관내측 열·유동에 관한 연구가 필요하게 되었다.

본 연구의 대상이 되는 평행류 열교환기는 실제로 구조상 여러 개의 다중유로와 패스를 가지고 있으므로, 이에 대한 열·유동 특성을 규명하고 성능을 평가하기 위해서는 다중유로에서 유량분포에 관한 기존의 연구들에 관해 조사하고 열교환기의 수치적 해석 및 열교환기 관련 연구들을 살펴볼 필요가 있다. 먼저, 다중 유로에서 유량분포에 관한 기존의 연구들을 살펴보면, Nakamura 등⁽³⁾은 변압기내에서의 공기 유동을 다중 영역법을 사용하여 각 유로에서의 유량이 가장 균일한 형상을 설계하였다.

Evangelos와 Dennis⁽⁴⁾는 축매 변환기에서 입구 형상의 변화에 따른 유량분포에 대해 연구하였다. 이 연구에서는 입구에서의 속도분포가 균일할 때 각 유로로의 유량이 균일하다는 점에 중점을 두고 입구지름의 크기에 따른 유량분포를 조사하였다. Choi 등⁽⁵⁾은 전자장비의 냉각에서 냉각 팬의 입구 영역의 크기 및 기판 간격에 따른 유량분포의 균일화에 대한 연구를 하였다. 그리고 고밀도 열교환기에 관한 연구들을 살펴보면, Kurosawa와 Noguchi⁽⁶⁾는 라미네이트형 열교환기에서 탱크의 상·하부분을 냉매 유로와 압력관계를 고려해서 유한요소법으로 해석한 후, 냉각성능을 향상시키기 위하여 증발기의 표면 온도의 분포를 균일하게 하는 방안을 검토하였다. Sugihara와 Lukas⁽²⁾는 자동차용 평행류 열교환기의 구조 및 재질에 대해서 기본적인 설명을 하고, 실험을 통해 전열 성능을 조사, 평가하였다. 본 연구와 관련된 기존의 연구들은 다중 유로 문제의 경우 고밀도 열교환기와 직접적인 관련성이 없고, 고밀도 열교환기에 관련된 연구들이라도 형상에 변화가 오면 사용할 수 없는 실험은 문들이 대부분이다. 특히 평행류 열교환기에 관련된 연구들은 대부분 이미 제품이 되어 있는 것들에 대한 성능 평가 실험 정도이며, 이들 조차도 충분하지 않은 실정이다.

따라서 본 연구에서는 기존의 평행류 열교환기에 대한 열·유동 특성을 조사하고, 제인자들이 전열 성능에 미치는 영향을 수치적으로 해석한 후 최적화 기법을 사용하여 전열성능의 극대화를 모색하고자 한다. 이 때 인자들은 열교환기의 전열성능에 많은 영향을 줄 것으로 예상되고, 기존의 생산라인의 변화를 최소화 할 수 있는 인자 즉, 분리막의 위치, 입구의 위치, 그리고 출구의 위치등으로 하였다.

2. 이론 해석

2.1 수학적 모델

평행류 열교환기는 작동유체의 유로가 되는 납작한 관(flat tube)과 흐르는 작동유체를 합하거나 분할하게 되는 헤더(header), 유로의 패스(path)를 결정하는 분리막(separator)으로 구성되어 있다. 그리고 관사이에는 공기와의 열전달을 향상시키기 위한 루버 핀이 장착되어 있다. 본 연구에서는 Table 1과 같은 치수를 갖는 실제 상용화된 열교

Table 1 The geometry conditions(unit : mm).

$A_{in}(\varphi)$	$A_{out}(\varphi)$	L_{in}	L_{out}	b
12.7(1/2inch)	9.525(3/8inch)	13.0	11.0	18.5
H	L	p_r	p_t	
288.0	610.0	9.0	2.0	

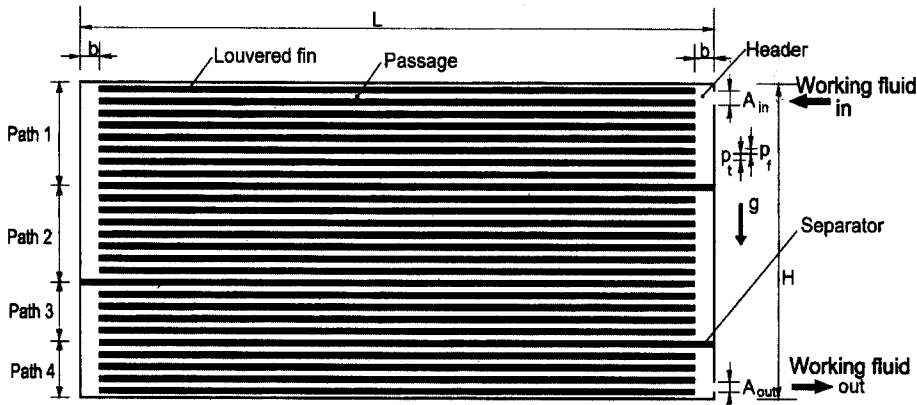


Fig. 1 Schematic diagram of PFHE(reference model).

환기를 수치해석하기 위해서 Fig. 1과 같이 2차원으로 단순화하였다. 평행류 열교환기의 열전달 성능 평가 및 개선을 위해서는 헤더에 연결된 각 관들의 유량분포를 살펴 볼 필요가 있다. 이는 다중 유로 문제에 있어서 유량분포의 균일화는 일반적으로 상층관계에 있는 열전달과 압력강하를 최적으로 하는 인자로 다루어져왔기 때문이다.⁽³⁻⁵⁾ 따라서 이 연구에서는 평행류 열교환기의 유량분포가 균일하게 되는 데에 영향을 줄 것이라 여겨지는 인자들을 선정하여 이에 따른 유량분포를 조사하고, 각 인자가 열교환기의 열·유동 특성에 주는 영향을 규명한다.

2.2 지배 방정식

평행류 열교환기내의 열 및 유동 특성을 수치적으로 조사하기 위해서 도입한 가정은 다음과 같다.

- ① 2차원 정상상태, 비압축성 난류 유동이다.
- ② 유체의 점성 계수와 밀도는 열교환기 내에서 일정하게 유지된다.
- ③ 납작한 관은 단일 유로이며, 관 내부의 포면은 매끈하다.

위와 같은 가정하에 지배 방정식을 텐서를 사용하여 일반 좌표계로 표시하면 다음과 같다. 이 때,

난류 해석을 위하여 표준 $k-\epsilon$ 모델을 사용하였다.

$$\frac{\partial(\rho U_i \bar{q})}{\partial \xi_i} = \frac{\partial}{\partial \xi_i} \left\{ \mu_{eff} G_{ij} \left(\frac{\partial \bar{q}}{\partial \xi_i} \right) \right\} + S_q \quad (1)$$

여기서

$$J = \partial(\xi, \eta) / \partial(x, y) \quad (2)$$

$$U_i = (u_j / J) (\partial \xi_i / \partial x_j) \quad (3)$$

$$G_{ij} = (\partial \xi_i / \partial x_k) (\partial \xi_j / \partial x_k) / J \quad (4)$$

$$\mu_{eff} = (\mu + \mu_t) / \sigma_q \quad (5)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu k^2 / \epsilon \quad (6)$$

식 (1)에 나타낸 지배 방정식의 일반적인 형태에서 연속 방정식, 운동량 방정식, 에너지 방정식 및 난류 운동 에너지 방정식에 대한 \bar{q} 와 생성항은 Table 2에 주어졌고, 식 (5)와 (6)의 난류 모델링 상수인 σ_q 와 C_μ 는 참고문헌 (7)에 나타나 있다. Table 2의 생성항에서 V^2 과 P_r 는 각각 다음과 같다.

$$V^2 = u^2 + v^2 \quad (7)$$

$$P_r = \frac{\mu_t}{\rho} \left[2(u_x^2 + v_x^2) + (v_x + u_y)^2 - \frac{2}{3}(u_x + v_y)^2 \right] \quad (8)$$

Table 2 \bar{q} and S_q used in Eq. (1).

Equations	\bar{q}	JS_q
Conservation	1	0
U-momentum	u	$-\rho_x + \nabla[\mu_{eff}(u_j)_x] - (2/3)(\mu_{eff}\nabla u)_x$
V-momentum	v	$-\rho_y + \nabla[\mu_{eff}(u_j)_y] - (2/3)(\mu_{eff}\nabla u)_y$
Energy	H	$P_r + \nabla[(\sigma_T - 1)\mu_{eff}\nabla(V^2/2)] - (\mu_{eff}/3)\nabla(u_j\nabla u)$
Turbulence kinetic energy	k	$\rho(P_r - \epsilon)$
Dissipation rate	ϵ	$\rho(\epsilon/k)[(C_1 + C_3P_r/\epsilon)P_r - C_2\epsilon]$

2.3 경계 조건

평행류 열교환기의 입구에서는 작동유체가 일정한 유속을 가지고 유입되므로 일정 유속 조건을, 그리고 내부에서는 질량의 손실이 없으므로 출구에서는 유량 경계 조건을 사용하였다. 헤더 내부와 블록(관과 관 사이)의 벽면에서는 점착조건을 부여하였다. 평행류 열교환기에서 헤더부분은 공기에 노출이 되어 있는 상태에서 공기와 자연 대류가 일어나고, 루버핀이 장착된 관과 관 사이에서는 팬(fan)에 의해 송출된 공기와 강제 대류 열전달이 일어나게 된다. 외벽 및 블록에서의 대류 열전달계수(h)가 주어졌을 때, 실재에서의 무차원 온도 θ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\theta_1 = \frac{\theta_2}{\frac{hd}{k}\Delta X + 1} = \frac{\theta_2}{Nu_{out}\Delta X + 1} \quad (9)$$

여기서 Nu_{out} 은 벽면 외부 또는 블록사이에서의 외부 Nusselt 수이고, θ_1 은 경계점에서의 무차원 온도, θ_2 는 경계 바로 안쪽 또는 바깥쪽의 격자점에서의 무차원 온도이다. 유입구의 단면에서 작동유체의 온도는 일정한 값($\theta=1$)을 가지고, 유출구의 단면에서의 온도 경계조건으로는 0구배 조건을 주었다. 그러나 블록에서는 루버핀이 장착되어 있으므로 열전달 계수를 계산할 시에는 핀에 의한 열전달을 무시할 수 없다. 즉, 전체 열전달은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} q_{tot} &= q_t + q_r \\ &= hA_t(T_t - T_{air}) + \eta_f hA_f(T_t - T_{air}) \\ &= \left(1 + \eta_f \frac{A_f}{A_t}\right) hA_t(T_t - T_{air}) \end{aligned} \quad (10)$$

여기서 q_{tot} 는 총전열량이며, q_r 는 핀에 의한 전열량, q_t 는 관에 의한 전열량이다. 그리고 A_t , A_f , η_f , T_t 와 T_{air} 는 각각 관의 면적, 핀의 면적,

핀의 효율, 핀의 표면온도와 관 외부의 공기 온도이다. 위의 식 (10)에서 대류 열전달 계수와 면적비 및 효율을 포함하는 우변의 앞부분을 다음과 같이 수치계산시의 등가 대류 열전달 계수(h_e)로 정의하였다.

$$h_e = \left(1 + \eta_f \frac{A_f}{A_t}\right) h \quad (11)$$

3. 수치 해법 및 검증

지배 방정식 (1)과 보조식(2)~(8)은 유한 차분법을 이용하여 이산화시켰다. 격자계는 프로그래밍이 용이한 엇갈리지 않은 격자계(nonstaggered grid system)를 사용하였다. 이 때, 엇갈리지 않은 격자계에서 발생하는 압력의 지그재그(zigzag) 현상을 해결하기 위해서 다음과 같은 압력 수정 방정식에 4계 압력완충항(4th-order pressure damping term)⁽⁸⁾을 더하여 사용하였다.

$$4^{th} \text{ order pressure damping term} = 0.01 \Delta s \nabla^4 p \quad (12)$$

여기서, Δs 는 국소격자의 크기에 비례하는 상수이며, 속도와 압력의 상호연관성을 고려하기 위해 예측자 및 다중 수정자법(predictor/multi-corrector method)을 사용하였다.

본 연구에서의 계산 영역(Fig. 1)에는 계산시 필요하지 않은 블록들이 많이 존재하므로 전체 계산영역을 여러개의 영역으로 분할하여 계산시간을 단축시킬 수 있는 다중 영역법을 사용하였다. 이때 분할한 영역들 사이의 물리량을 결정하기 위한 방법으로는 플릭스처리법⁽⁹⁾과 선형보간법⁽¹⁰⁾의 두 가지 방법이 있다. 본 논문에서는 속도값이 큰 난류 유동에 대해서 만족할만한 해를 제공하여 주는 선형 보간법을 사용하였다. 또한 실제 물리적 현상에

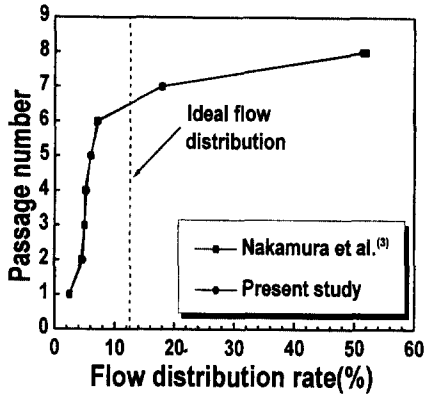


Fig. 2 Comparison of flow rate to results of reference (3).

가깝게 수치적인 모사를 하기 위해서 핀이 존재하는 평행류 열교환기의 관과 관사이와 외벽에는 대류 경계조건을 주었다. 이는 단순한 온도 경계 조건이 주어진 열전달 문제, 즉 블록이나 외벽이 등은으로 주어진 경우에 비하여 해의 수렴에 상당히 많은 반복 계산이 요구된다.⁽¹¹⁾

Fig. 2는 본 연구에 사용된 프로그램을 이용하여 Nakamura 등⁽³⁾과 동일한 모델을 동일 해석조건하에서 다중 영역법을 사용하여 풀 뒤, 각 유로에서 무차원 유량분포를 백분율로 나타내어 비교한 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 참고문헌 (3)의 결과와 최대 0.3%이내의 오차를 가지므로, 본 연구에 사용된 프로그램의 타당성을 입증하였다.

4. 결과 및 고찰

Fig. 1에 나타낸 기준모델과 형상의 변화를 준 모델들에 대한 수치적인 해석을 수행하였다. 각 모델들의 유로 번호는 패스 번호와 동일하게 상단에서부터 차례대로 주어졌고 이를 Table 3에 나타내었다. 각각의 패스별 유량의 분포를 조사하고, 불

균일도와 열유속비를 계산한 후, 이에 따른 각 모델들의 열전달 및 압력강하를 비교하였다. 비교시의 압력강하는 입구와 출구의 압력차를 의미하며, 이 때 압력강하량이 매우 적으므로 기준 모델의 압력강하량을 100.0으로 하였다.

4.1 유량의 분포와 불균일도

본 연구의 해석모델과 같이 많은 유로를 포함하고 있는 경우에 중요시 되는 것은 유량의 분포이다. 일반적인 다중 유로 문제에서 유량 분포의 균일화가 연구의 최종목표이다. 하지만 본 연구의 해석 모델은 단일 방향의 유체 유동만으로 구성된 다중유로의 문제가 아니고, 여러개의 유로가 분리막에 의해서 다른 수로 나뉘어지는 형태를 가지고 있다. 따라서 해석모델의 패스 성능평가를 위해서 각 패스별로 통계에 사용되는 분산의 개념을 이용하여 유량의 불균일도를 정의하였다. 유량의 불균일도는 각 패스에서 유로에 흐르는 유량과 그 패스에서의 이상적인 유량분포(각 유로에서 유량이 동일한 유량분포)의 함수로 다음과 같이 정의하였다.

유량의 불균일도

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

여기서 N_p 는 각 패스에서의 유로의 수, 하첨자 p , n 과 ideal은 각각 패스 번호, 유로의 번호 그리고 이상적인 경우를 뜻한다.

열전달의 평가에 있어서는 해석모델이 각 패스에서 다른 수의 유로와 전열면적을 가지고 있기 때문에 객관적인 패스간 열전달을 비교하기 위해서 다음과 같이 열유속비를 정의하였다.

$$\text{열유속비} = \frac{\text{각 패스에서의 열유속}}{\text{PFHE의 평균 열유속}} \quad (14)$$

여기서 평행류 열교환기의 평균 열유속은 전체 열전달량을 전체 전열 면적으로 나눈 값이고, 패스

Table 3 Passage number of reference model and models 1~7 in each paths.

Model	Path number	1	2	3	4
	Passage number (number of tubes)				
Reference model		1~9 (9)	10~17 (8)	18~22 (5)	23~27 (5)
Model 1		1~8 (8)	9~15 (7)	16~21 (6)	22~27 (6)
Model 2		1~9 (9)	10~17 (8)	18~23 (6)	24~27 (4)
Model 3~7		1~9 (9)	10~17 (8)	18~22 (5)	23~27 (5)

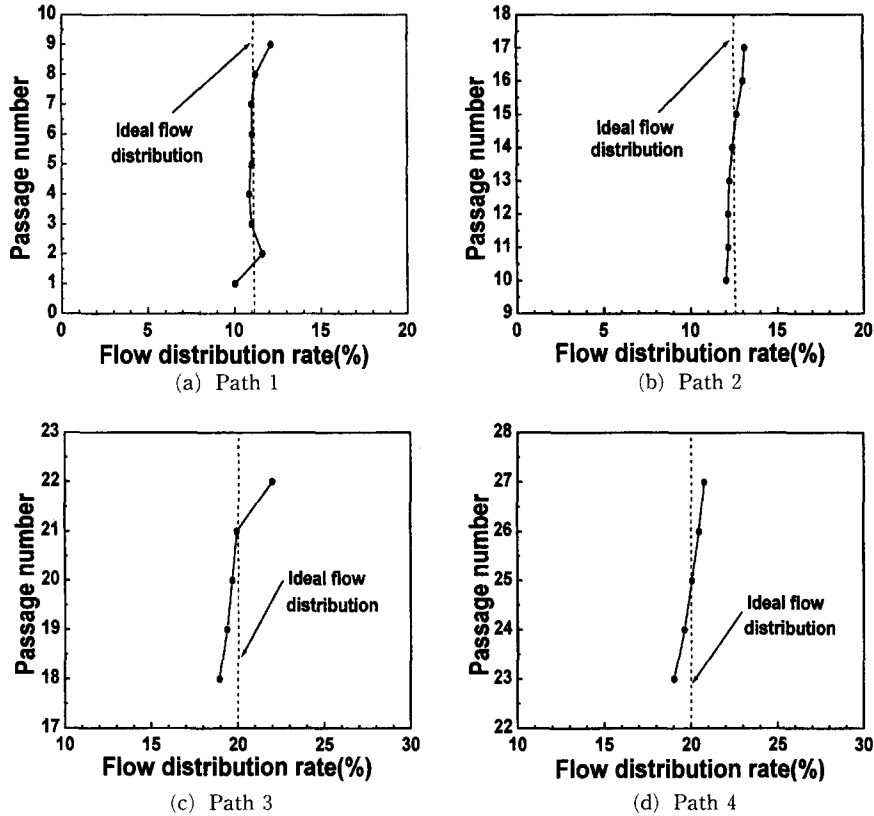


Fig. 3 Flow distribution rate of reference model in each path.

에서의 열유속비는 각 패스에서의 열전달량을 그 패스의 전열 면적으로 나눈 값이다. 열유속비가 1보다 크면 그 패스에서의 평균 열전달량이 평행류 열교환기 전체의 평균 열전달량보다 크다는 의미를 갖는다.

먼저 기준 모델에서 각 패스별 유량분포를 Fig. 3에 도시하였다. 기준 모델의 경우 일반적인 경향은 모든 패스의 하단부에 위치한 유로에서의 유량이 다른 유로에서의 유량보다 상대적으로 큰 것으로 나타났다. 이렇게 모든 패스의 하층 유로에 상대적으로 유량이 집중되는 이유는 평행류 열교환기가 수직하게 설치되어 운전됨으로써 유체가 중력에 의해서 아래쪽으로 향하게 되기 때문이다. 또한, 각 패스에서의 출구의 위치가 하단에 위치하기 때문에 압력강하가 상대적으로 다른 유로보다 커짐으로 인해 유체의 유속이 증가하여 유량이 증가하였기 때문이다. 그러나 Fig. 3(a)에 나타난 패스 1에서의 유량분포는 나머지 패스 2~4의 유량분포와는 경향을 약간 달리하고 있다. 즉, 상단에 위치한 유

로 2에서의 유량이 오히려 이보다 하단에 위치한 유로의 유량보다 큰 것으로 나타난다. 이러한 차이를 보이는 이유는 헤더의 유입구가 유로 2의 위치에 존재하므로 입구에서 유입되는 유체인 작동유체가 유로에 직접 유입되었기 때문이다. 그러나 유입구의 바로 위쪽에 위치한 유로 1의 경우는 유체가 중력의 영향으로 인하여 유체의 방향이 아래쪽을 향하기 때문에 벽에 부딪힌 일부의 유체만이 상위의 유로로 향하게 되어 유량이 상대적으로 다른 유로보다 적어지는 결과를 보이게 되었다.

식 (13)과 (14)에서 정의한 유량의 불균일도와 열유속비를 계산한 결과들을 Table 4에 다른 모델들의 결과와 함께 나타내었다. 이 결과에서 기준 모델의 패스 2와 3에서 유량의 불균일도는 상대적으로 높고, 열유속비는 상대적으로 낮은 것으로 나타났다. 이는 유량분포가 균일하면 열전달이 향상된다는 사실을 잘 설명하여 주고 있다. 이러한 결과로 미루어 보아 형상의 변화를 주어 유량의 불균일도를 줄이면 열전달은 향상되고, 이를 이용하여

Table 4 Flow nonuniformity and heat flux ratio of reference model and models 1~7.

Model (path, L_{in}^* , L_{out}^*)	Path number	1	2	3	4
Reference model (9-8-5-5, 13, 11)	Flow nonuniformity ($\times 10^3$)	0.04	3.34	4.10	1.16
	Heat flux ratio	1.31	0.89	0.87	0.96
Model 1 (8-7-6-6, 13, 11)	Flow nonuniformity ($\times 10^3$)	0.01	0.86	9.43	1.23
	Heat flux ratio	1.43	1.13	0.71	0.89
Model 2 (9-8-6-4, 13, 11)	Flow nonuniformity ($\times 10^3$)	0.04	42.30	48.62	1.38
	Heat flux ratio	1.88	0.34	0.31	0.93
Model 3 (9-8-5-5, 3.675, 11)	Flow nonuniformity ($\times 10^3$)	4.15	1.30	0.03	0.26
	Heat flux ratio	0.74	0.93	1.26	1.07
Model 4 (9-8-5-5, 22.315, 11)	Flow nonuniformity ($\times 10^3$)	0.85	0.70	3.36	0.16
	Heat flux ratio	1.05	1.06	0.76	1.13
Model 5 (9-8-5-5, 34.965, 11)	Flow nonuniformity ($\times 10^3$)	10.54	2.65	0.003	0.57
	Heat flux ratio	0.73	0.95	1.31	1.09
Model 6 (9-8-5-5, 13, 4.215)	Flow nonuniformity ($\times 10^3$)	0.02	1.29	4.19	4.73
	Heat flux ratio	1.51	0.99	0.84	0.80
Model 7 (9-8-5-5, 13, 27.8)	Flow nonuniformity ($\times 10^3$)	0.08	2.60	9.91	2.45
	Heat flux ratio	1.33	0.91	0.83	0.91

* : unit (mm)

열전달을 극대화할 수 있는 방법을 모색할 수 있다.

기준모델은 패스 2와 3에서 상대적으로 높은 유량의 불균일도를 갖는다. 이를 해결하기 위해서 선정된 첫 번째 인자인 분리막의 위치를 8-7-6-6 (모델 1)과 9-8-6-4 (모델 2)로 변형하여 유량의 불균일도와 열유속비를 조사하였다. 모델 1과 2의 경우도 기준 모델의 경우와 거의 동일하게 각 패스 하단의 유로에 유량이 상대적으로 집중되는 경향을 보였고, 패스 1에서는 입구의 위치에 대한 영향을 받는 것으로 나타났다. 또한 이들 모델은 기준모델과 마찬가지로 유량의 불균일도가 큰 패스에서의 열유속비가 상대적으로 작은 것으로 나타났다. 특히 이연구에서는 단지 분리막의 위치를 변화시키는 것만으로는 기준 모델에 비하여 전열성능이 향상된 모델을 찾을 수 없었다.

선정된 나머지 인자인 입·출구 위치의 변화가 열교환기의 전열성능에 미치는 영향을 조사하였다. 여기서 입구의 위치 (L_{in})는 열교환기의 최상단에서 입구의 중심까지의 거리로, 출구의 위치 (L_{out})

는 열교환기의 최하단에서 출구의 중심까지의 거리로 정의하였다. 입·출구의 위치를 변화시킨 대표적인 경우인 모델 3~7에 대한 유량분포를 Fig. 4에 나타내었고, 이에 대한 유량의 불균일도와 열유속비는 Table 4에 주어졌다. 입구의 위치를 변화시킨 모델들(모델 3~5)중에서 모델 3의 경우는 입구의 위치가 패스의 상단인 유로 1과 2사이에 위치하므로 인하여 작동유체의 분포가 유로 1에 상대적으로 치중되어 패스 1의 불균일도가 상대적으로 높아졌다. 또한 모델 4와 5의 경우는 입구의 위치가 아래로 변화됨에 의하여 오히려 상위 유로 1과 2의 유량이 적어져서 패스 1의 불균일도가 높아지는 것으로 나타났다. 특히 모델 5의 경우는 입구의 위치가 패스 1의 하단으로 너무 치우쳐서 상위 유로로의 유량분포가 상대적으로 매우 적어지고, 이에 따라 패스 1에서의 유량의 불균일도가 매우 높아지게 되었다. 출구의 위치를 변화시킨 모델 6과 7에서, 모델 6의 경우는 출구가 최하단에 위치함으로써 인하여 최하단 유로 27을 통과한 유체는 바로 출구로 나가는 것에 반하여 상위 유로의 유체는 원활하게

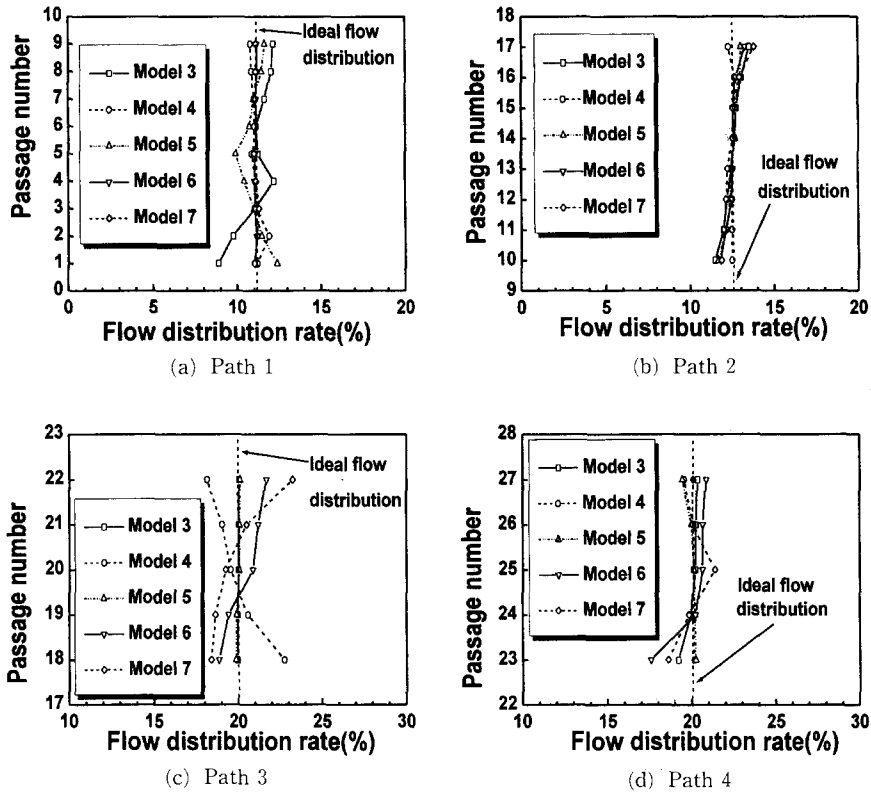


Fig. 4 Flow distribution rate of the models 3~7 in each path.

출구로 나가지 못하여 패스 4의 유량의 불균일도가 높아졌다. 모델 7의 경우는 모델 6과는 반대로 출구의 위치가 너무 상단에 치우쳐, 하단의 유로 26과 27을 통과한 유체가 일부 정체되는 현상을 유발하게 되었다. 이로 인해 상단의 패스 3의 출구부 유속이 감소하게 되어 패스 4는 물론 패스 3의 불균일도까지 크게 증가시키는 결과를 초래하였다.

4.2 열전달 및 압력강하

기준 모델이 되는 평행류 열교환기와 형상을 변화시킨 모델들(모델 1~7)의 유량 분포 및 열유속비를 살펴본 결과는 유량의 불균일도가 작은 즉, 유량의 분포가 균일한 패스에서 열전달이 상대적으로 잘 된다는 결과를 얻을 수 있었다. 그러나 하나의 모델에서 상대적인 값을 갖는 불균일도와 열유속비를 기준으로 모델간 성능평가의 기준으로 삼는 것에는 문제가 있다. 예를 들면 유로의 수가 많은 패스에서 불균일도가 높은 경우는 불균일도의 평균이 비슷한 그렇지 않은 모델보다 전열성능이 오히

려 좋지 않은 것으로 나타난다. 따라서 각 패스의 유로수를 고려한 개선된 불균일도를 정의할 필요가 있다. 개선된 불균일도는 앞에서 정의한 유량의 불균일도에 전열면적의 비가 고려된 다음과 같은 형태로 정의하였다.

개선된 유량의 불균일도

$$= \text{유량의 불균일도} \times \frac{\text{패스의 전열면적}}{\text{전체 열교환기 전열면적}} \quad (15)$$

개선된 불균일도는 각 패스에서의 유로수에 대한 고려가 되어있기 때문에 모델간의 성능평가가 가능하게 되므로, 이를 기준으로 각 모델에서 열전달량을 결정하는 출구온도와 입구와 출구의 압력차를 비교하였다. 각 모델간의 무차원 온도 및 무차원 압력강하량의 비교 결과는 Table 5와 같이 나타난다.

Table 5에 정리한 결과에서 보듯이 앞에서 고려한 모든 인자들(분리막의 위치, 입구의 위치, 출구의 위치)은 정도 차이는 있지만 모두 유량의 불균

Table 5 Comparison of the flow nonuniformity, nondimensional outlet temperature, and nondimensional pressure drops in all models.

Model(path, L_{in}^* , L_{out}^*)	Flow nonuniformity ($\times 10^3$)	Nondimensional outlet temperature	Nondimensional Pressure drop
Reference Model (9-8-5-5, 13, 11.0)	1.98	0.500	100.0
Model 1 (8-7-6-6, 13, 11.0)	2.59	0.504	105.3
Model 2 (9-8-6-4, 13, 11.0)	23.56	0.531	116.5
Model 3 (9-8-5-5, 3.675, 11.0)	1.82	0.502	96.7
Model 4 (9-8-5-5, 22.315, 11.0)	1.14	0.492	100.4
Model 5 (9-8-5-5, 34.965, 11.0)	4.41	0.528	99.8
Model 6 (9-8-5-5, 13, 4.215)	2.04	0.503	97.4
Model 7 (9-8-5-5, 13, 27.800)	3.09	0.503	109.4

* : unit(mm)

일도에 영향을 준다. 그리고 유량의 불균일도는 열전달의 성능뿐만이 아닌 압력강하도 같이 고려된 인자라는 것을 알 수 있다. 즉, 불균일도가 낮다고 해서 반드시 열전달만이 좋아지는 것이 아니라 열전달과 압력강하가 동시에 고려되는 것이다.

Table 5의 결과를 정리하면, 불균일도의 경우 분리막을 변화시킨 경우가 변화 폭이 다른 인자보다 상대적으로 큰 것으로 나타났다. 그러나 본 해석 모델의 경우는 유로의 수가 상대적으로 적기 때문에 분리막 위치를 변경할 수 있는 경우가 많지 않다. 그리고 상위패스에서 유로의 수가 적은 경우의 결과들은 대체적으로 기준모델보다 전열성능이 상당히 좋지 않은 결과들을 보였다. 또한, 개선된 불균일도에 따른 전체 열교환기 모델간의 성능 평가를 한 결과 분리막의 위치를 바꾼 것들이 모두 기준모델의 성능보다 낮은 것으로 나타났다. 즉 입구나 출구의 위치를 변화시킨 경우에도 최적의 분리막 위치는 기준모델과 같은 것으로 나타났다. 그런 이유로 최적화의 변수에서는 분리막의 위치를 제외하였다. 또한 입구의 위치 선정은 입구가 위치

한 패스 1의 중간 이하로 위치를 선정하면 모델 5와 같이 불균일도가 높아진다. 이는 앞에서 밝힌대로, 입구에서 유입된 유체가 상단의 유로 1과 2에 제대로 분배되지 못하기 때문이다. 따라서 입구의 위치는 상단의 절반 이상의 경우만 살펴보았다. 그리고, 출구의 경우도 마찬가지로 최하단의 패스 4의 절반이상의 위치에 출구 위치를 선정하면, 모델 7에서와 같이 불균일도가 증가하게 된다. 이는 출구의 위치가 높기 때문에 하단의 유로를 통과한 유체가 출구로 원활히 나가지 못하고, 오히려 유체의 일부가 하단에서 정체되는 현상을 보이게 되기 때문이다. 이러한 이유로 패스 4의 하단 유로에서는 열전달이 잘 되지 않음은 물론이고, 압력의 강하도 크게 된다. Table 5의 해석 모델중에서는 입구의 위치를 변형한 모델 4의 경우가 열전달 및 압력강하에 있어서 다른 모델보다 우수한 것으로 나타났다. 이러한 수치적인 결과를 이용하여 유량의 불균일도와 다른 제인자 간의 관계식을 도출하는 것이 가능하다. 이를 이용하여 일반적으로 열교환기의 성능을 결정하는 열전달 및 압력강하가 모두 고려

된 최적화가 가능하게 되었다.

5. 최적화

앞의 수치결과에 나타난 것과 같이 열전달과 압력강하의 최적화는 유량의 불균일도와 직접적인 관계가 있다. 다시말하면, 유량의 불균일도의 최소값을 찾는 것이 이 연구의 최종목표인 열교환기의 전 열성능의 극대화가 된다. 따라서 목적함수는 제인자인 입구위치(L_{in})와 출구위치(L_{out})의 함수로 나타내어지는 유량의 불균일도로 정의할 수 있다. 본 연구에서 수행한 수치적인 결과들을 적합곡선화하면 유량의 불균일도(f)를 L_{in} 과 L_{out} 의 다항함수로 얻을 수 있다. 이렇게 구하여진 다항함수를 이용하면 입구위치(L_{in})와 출구위치(L_{out}) 사이의 관계식은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{1}{L_{in}} = a + b\left(\frac{L_{out}}{1.78}\right) + c\left(\frac{L_{out}}{1.78}\right)^2 \quad (16)$$

여기서 상수 a , b 와 c 는 각각 3.04×10^{-1} , -1.7×10^{-2} , 그리고 2.58×10^{-4} 이다. 식 (16)을 수치결과에 의한 다항식에 대입하면 다음과 같은 유량의 불균일도 f 에 관한 식을 얻을 수 있다.

$$f = 2.1215 - 2.88 \times 10^{-3} \left[a + b\left(\frac{L_{out}}{1.78}\right) + c\left(\frac{L_{out}}{1.78}\right)^2 \right]^{-2.5} + 5.4 \times 10^{-4} \left[a + b\left(\frac{L_{out}}{1.78}\right) + c\left(\frac{L_{out}}{1.78}\right)^2 \right]^{-3} \quad (17)$$

식 (17)은 유량의 불균일도를 하나의 변수 L_{out} 에 대한 함수로 표현한 것이다. 이 식을 2계 탐색 알고리즘인 Newton 법^(12, 13)을 사용하여 불균일도를 최소로 하는 L_{out} 값을 찾는다. 그리고 구해진 L_{out} 값을 사용해서 다시 L_{in} 을 구할 수 있다. 이 때 최적의 입구위치와 출구위치는 각각 19.73mm와 10.9mm가 된다.

최적화 알고리즘에 의해 선정된 모델의 수치해석을 수행해 본 결과, 개선된 유량의 불균일도는 0.807×10^{-3} 으로 비교대상이 되는 기준 모델과 모델 1~7의 경우보다 낮은 것으로 나타났다. 또한 열전달을 나타내는 출구의 무차원 온도는 0.462, 무차원 압력강하량은 95.3으로 기준 모델에 비하여 열전달은 7.6%의 증가, 압력강하량은 4.7%의 감소를 보였다.

6. 결 론

본 연구에서는 평행류 열교환기의 내부 열·유동을 해석하고, 유량의 불균일도를 정의하여 제인자들의 영향을 수치로 정량화하였다. 정의된 유량의 불균일도에 최적화 알고리즘을 적용하여 열전달 성능을 극대화시킨 최적의 모델을 선정하였다. 평행류 열교환기의 열·유동 특성 및 최적화를 수행한 결과로 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 평행류 열교환기의 설계시 고려해야 할 기본 설계 인자들을 제시하고, 이에 대한 영향을 규명하였다.

(2) 평행류 열교환기의 평가인자로 열전달과 압력강하가 모두 고려된 유량의 불균일도를 사용하는 것이 적절하다.

(3) 최적화 알고리즘을 적용하여 선정된 최적화 모델의 경우 기준모델에 비하여 열전달은 7.6%의 증가, 압력강하는 4.7%의 감소가 되었다.

후 기

본 연구는 STEPI의 1996년도 대형기계설비 기술 개발사업 과제 “밀집형 열교환기에서의 열전달 성능 향상 기술개발(과제번호: LM-01-02-A-02)”의 연구비에 의하여 수행되었으며, 동 재단의 관계 제위께 감사의 뜻을 포함합니다.

참고문헌

- (1) Marvillet Ch., 1993, “Recent Developments in Heat Exchangers for Automotive Applications,” *Recent Developments in Finned Tube Heat Exchangers Theoretical and Practical Aspects*, pp. 8~51
- (2) Sugihara A. and Lukas H. G., 1990, “Performance of Parallel Flow Condensers in Vehicular Applications,” *SAE Technical Paper Series* 900597, pp. 1~16.
- (3) Nakamura Y., Jia W. and Yasuhara M., 1989, “Incompressible Flow through Multiple Passages,” *Numerical Heat Transfer*, Vol. 16, pp. 451~465.
- (4) Evangelos K. and Dennis A. N., 1993, “The

- Effect of Inlet Flow Distribution on Catalytic Conversion Efficiency," *Int. J. of Heat Transfer*, Vol. 36, pp. 1495~1504
- (5) 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.
- (6) Kurosawa I. and Noguchi I., 1987, "Development on a High Efficiency Drawn Cup Type Evaporator Core," *Int. Congress and Exposition, Detroit, Mi*, pp. 235~240.
- (7) Steffen, C. J., 1993, "A Critical Comparison of Several Low Reynolds $k-\epsilon$ Turbulent Flows," *Computational Methods in Applied Mechanics and Engineering* 3, pp. 269~289.
- (8) 이관수, 백창인, 장보웅, 임광욱, 1995, "전자 장비에서 벽면의 대류열방출 및 통기구의 효과를 고려한 3차원 자연대류 냉각," 대한기계학회논문집 제19권, 제11호, pp. 3072~3083.
- (9) Wright J. A., and Shyy W., 1993, "A Pressure -Based Composite Grid Method for the Navier -Stokes Equations," *J. of Computational Physics*, Vol. 107, pp. 225~238.
- (10) Agrawal A. K., Krishnan S., and Yang T. T., 1993, "Use of Subdomains for inverse Problems in Branching Flow Passages," *J. of Fluid Engineering*, Vol. 115, pp. 227~232.
- (11) Wroblewski, D. E. and Joshi, Y., 1994, "Liquid Immersion Cooling of a Substrate-Mounted Protrusion in a Three-Dimensional Enclosure : The Effect of Geometry and Boundary Conditions," *J. Heat Transfer*, Vol. 116, pp. 112~119.
- (12) Vanderplates G. N., 1993, *Numerical Optimization Techniques for Engineering Design* (International Edition), McGRAW-HILL, Inc.
- (13) Singiresu S. R., 1996, *Engineering Optimization Theory and Practice* 3rd Edition, John Wiley & Sons, Inc. Woley Eastern Limited, Publisher, and New Age International Publishers, Ltd.