

평행류 열교환기의 열·유동 특성에 대한 설계인자의 최적화

정길완* · 이관수**

(1999년 7월 14일 접수)

Optimization of Design Factors for Thermal and Flow Characteristics of a Parallel Flow Heat Exchanger

Kilyoan Chung and Kwan-Soo Lee

Key Words: Micro-Channel(미세유로), Parallel Flow Heat Exchanger(평행류 열교환기), Flow Nonuniformity(유량의 불균일도), ALM Method(Augmented Lagrangian Multiplier 법)

Abstract

For the heat and fluid flow analyses of a parallel flow heat exchanger, an improved model considering the effect of flat tube with micro-channels is proposed. The effect of flow distribution on the thermal performance of a heat exchanger is numerically investigated. The flow distribution is examined by varying geometrical parameters, i.e., the position of the separators and the inlet/outlet, and the aspect ratio of micro-channels of the heat exchanger. The flow nonuniformities along the paths of the heat exchanger are proposed and observed to evaluate the thermal performance of the heat exchanger. The optimization using ALM method has been accomplished by minimizing the flow nonuniformity. It is found that the heat transfer rate of the optimized model is increased by 6.0% of that of the reference heat exchanger model, and the pressure drop by 0.4%

기호설명			
A	: 면적(mm ²), 길이(mm)	Ja	: Jacobian
b	: 헤더의 너비, mm	L	: 열교환기의 길이, mm
C ₁ ~ C ₃ , C _v	: 난류 상수	L	: 상단이나 하단에서부터 위치, mm
d	: 수력학적 지름	L _h	: 루버의 두께, mm
f	: 마찰계수	\dot{m}	: 유량
FN	: 유량의 불균일도	NP	: 유로의 수
g _i	: 구속조건	NPP	: 유로의 구성
g	: 중력가속도, m/s ²	Nu	: Nusselt 수
G	: 질량플럭스, kg/m ² s	P	: 무차원 압력, $p/\rho u_{in}^2$
h	: 대류 열전달 계수, W/m ² K	P _r	: 난류에너지생성률
h _m	: 미세유로의 높이, mm	p	: 피치
H	: 스텝의 높이(무차원수)	Re _{psg}	: 레이놀즈수, $Re_{psg} = G \cdot 2h_m/\mu$
H	: 열교환기의 높이, mm	T	: 온도, K
k	: 열전도 계수, 난류운동에너지	t	: 시간
		u	: 무차원 x방향 속도, $u=U_1/U_0$
		U	: 체적반변속도
		v	: 무차원 y방향 속도, $v=U_2/U_0$
		W _L	: 루버원의 길이
		x, y, z	: 직각좌표계

* 회원, 한양대학교 대학원 기계공학부

** 회원, 한양대학교 기계공학부

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

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

그리스문자

- α : 미세유로의 종횡비
- Γ : 확산항
- ΔP : 입출구 무차원 압력차
- ΔX : 벽면과 벽면 바로 안쪽간의 거리
- $\Delta \theta$: 입출구 무차원 온도차
- ϵ : 난류소산에너지
- η_f : 편효율
- θ : 무차원 온도, $(T-T_{air})/(T_{in}-T_{air})$
- λ : Lagrangian multiplier
- μ : 점성계수, kg/ms
- ν : 동점성계수, m^2/s
- ρ : 밀도, kg/m^3
- σ : 모델상수

하첨자

- 0 : 종횡비 15인 매끈한 관
- e : 끝, 등가
- f : 편
- i, j : 텐서 인덱스
- ideal : 이상적인 경우
- imp : 개선
- in : 입구
- out : 출구
- nb : 이웃한 격자
- pth : 패스
- psg : 유로
- s : 처음
- t : 관
- tot : 전체
- wall : 헤더와 유로의 벽면

1. 서론

열교환기는 공조기기의 핵심적인 부품중의 하나로서 한정된 공간에 설치되어 사용되기 때문에 전열성능을 유지하면서 소형화할 수 있는 고밀도화가 요구된다. 이러한 추세에 따라서 종래에 사용되던 환-관 열교환기에서 사형 열교환기, 적층형 열교환기, 평행류 열교환기(parallel flow heat exchanger)로 발전되어왔다. 이들 중에서 평행류 열교환기는 브레이징(brazing)을 사용하여 접촉열저항을 완전히 배제할 수 있는 장점이 있으며, 공기측의 압력손실도 30% 이상 감소하므로 열교환기로 인한 시스템의 소음증가를 보다 쉽게 해

결할 수 있다. 그리고 동일체적의 환-관 열교환기에 비하여 열전달율이 1.5~2배 정도 높아져서 고밀도화가 가능함과 동시에 내부 면적이 감소함에 따른 냉매사용량이 30% 이상 절감되므로 근래에 대두되고 있는 환경문제에 대해서도 효과적으로 대처함과 동시에 원가절감이 가능하며, 알루미늄의 사용으로 인한 중량의 감소로 경량화가 가능하다. 그러나 평행류 열교환기가 이러한 장점을 가지고 있는 것에 반하여 국내외에서 이와 관련된 연구가 매우 미비한 실정이다.

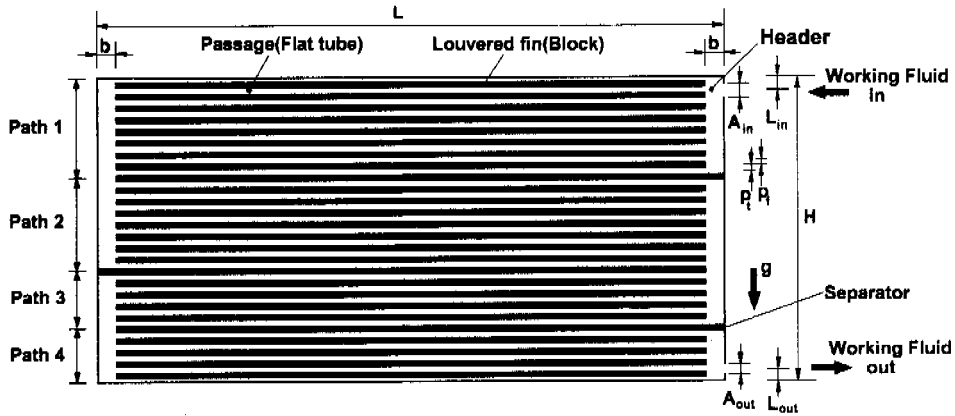
고밀도 열교환기에 관련된 기존의 연구들을 살펴보면 다음과 같다. Marvillet⁽¹⁾는 열교환기의 발전과정과 열교환기의 핵심부품에 관한 전열성능의 개선방법과 기존 연구에 관하여 일반적으로 서술하였다. Sugihara와 Lukas⁽²⁾는 자동차용 평행류 열교환기의 구조 및 재질에 대해서 기본적인 설명을 하고, 실험을 통해 전열 성능을 조사, 평가하였다. Kurosawa와 Noguchi⁽³⁾는 라미네이트형 열교환기에서 탱크의 상·하 부분을 냉매 유로와 압력관계를 고려해서 유한요소법으로 해석한 후, 냉각성능을 향상시키기 위하여 증발기의 표면 온도의 분포를 균일하게 하는 방안을 검토하였다. 또한 이관수 등⁽⁴⁾은 평행류 열교환기를 2차원적으로 모델링하여 제인자들이 열·유동에 미치는 영향을 밝히고 전열성능을 극대화한 열교환기의 형상을 제안한 바 있다. 평행류 열교환기 내부의 형상을 고려하면, 열교환기의 내부는 많은 유로를 가지는 다중유로의 문제로 모델링이 가능하고 다중유로 문제에서 열·유동 특성을 결정하는 가장 중요한 인자는 유로에서의 유량분배이다.^(4,7)

따라서 본 연구에서는 기존의 열교환기에 비하여 많은 장점을 가지고 있는 평행류 열교환기의 수치적 해석을 통하여 열교환기의 성능해석과 설계시 고려해야 할 제인자들을 설정하고, 이 제인자들이 열 및 유동 특성에 미치는 영향을 조사한 후, 전열성능을 향상시킨 최적의 열교환기 형상을 제안한다.

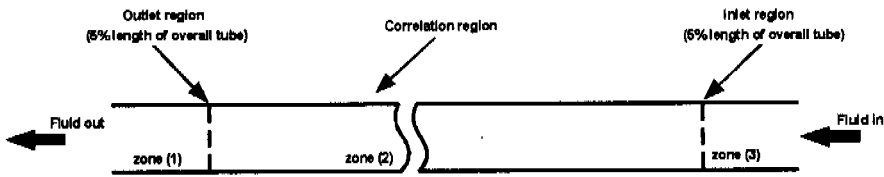
2. 이론해석

2.1 수학적 모델링

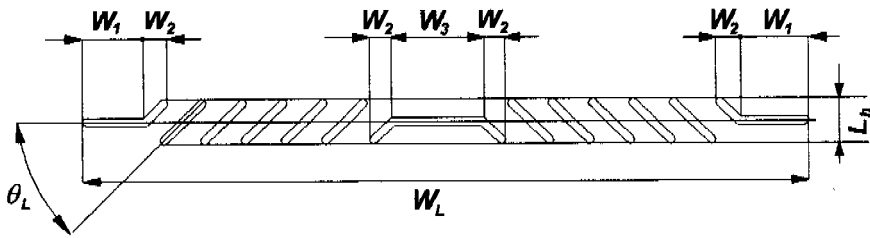
평행류 열교환기는 작동유체를 통합 또는 분할하게 되는 헤더(header), 작동유체의 유로가 되는 미세유로를 갖는 납작관(flat tube)과 유로의 패스



(a) Schematic diagram



(b) Passages of PFHE



(c) Geometry of louvered fin

Fig. 1 Model of a parallel flow heat exchanger(PFHE)

Table 1 The geometry conditions(heat exchanger and louvered fin)(unit : mm)

A_{in}	A_{out}	L_{in}	L_{out}	b
12.7	9.525	13.0	11.0	18.5
H	L	p_r	p_t	θ_L
288.0	610.0	9.0	2.0	24°
W_L	W_1	W_2	W_3	L_h
16.0	1.375	0.475	0.475	0.5

(path)를 결정하는 분리막(separator)으로 구성되어 있다. 또한 관 사이에는 공기와의 열전달을 향상시키기 위하여 루버핀(louvered fin, Table 1 참조)이 장착되어 있다. 본 연구에서는 이전의 연구⁽⁴⁾에서 사용된 평행류 열교환기(Fig. 1(a)와 Table 1 참조)를 기본모델로 하여 수치해석을 진행하였다. Fig. 1(a)에 나타난 것과 같이 평행류 열교환기에서 납

작관의 전열면적이 전체 전열면적의 대부분을 차지하므로, 전체 열전달을 좀 더 정확하게 평가하기 위하여 납작관을 3차원적으로 모델링하여 얻은 결과를 평행류 열교환기 전체를 해석시 적용한다. 미세유로를 가지는 납작관(Fig. 1(a)의 Passage 부분)을 Fig. 1(b)와 같이 모델링한다. 이때, 유동이 완전발달되는 데에 필요한 관의 입·출구 부분(zone (1), (3))은 실수치계산영역으로 두어 계산하고, 관의 나머지 부분(zone (2))에서 압력강하와 온도차를 계산하기 위해서 이전의 연구에서 제안된 상관식⁽⁸⁾을 사용한다.

2.2 지배방정식

평행류 열교환기를 해석하기 위하여 내부 유동은 2차원 정상상태, 비압축성 난류유동이라 하였

다. 열교환기 내부의 납작관에 적용할 적절한 이상유동 모델의 부재로 인하여, 내부에서 작동유체는 상변화는 고려하지 않았다. 이러한 가정하에 직교좌표계로 표현된 보존방정식들을 일반 좌표계로 변환하여 텐서형으로 나타낸 일반화된 보존방정식은 다음과 같다.

$$\frac{1}{Ja} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \phi) + \frac{\partial}{\partial \xi_i}(\rho U_i \phi) = \frac{\partial}{\partial \xi_i} \left[\Gamma_\phi g_{ij} \left(\frac{\partial \phi}{\partial \xi_j} \right) \right] + \frac{1}{Ja} S_\phi \quad (1)$$

여기서, ϕ 는 연속방정식, 운동량방정식, 에너지 방정식, 그리고 난류수송방정식에 대하여 각각 $1, u, v, h, k$, 그리고 ε 이고, 난류는 표준 $k-\varepsilon$ 으로 모델링하였다.

식(1)에서 U_i 그리고 g_{ij} 는 각각 체적가중 반변속도(contravariant velocity) 그리고 확산 metrics를 나타내며 다음과 같이 정의된다.

$$U_i = \frac{1}{Ja} u_j \frac{\partial \xi_j}{\partial x_i}, \quad g_{ij} = \frac{1}{Ja} \frac{\partial \xi_j}{\partial x_k} \frac{\partial \xi_j}{\partial x_k} \quad (2)$$

여기서, Ja는 좌표변환 Jacobian으로 다음과 같이 정의 된다.

$$Ja = \frac{\partial(\xi, \eta, \zeta)}{\partial(x, y, z)} \quad (3)$$

난류유동에 대하여, 확산계수 Γ_ϕ 는 난류와 점성계수 가정에 기반을 두는 난류모델인 표준 $k-\varepsilon$ 모델을 사용하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Gamma_\phi = (\mu + \mu_t) / \sigma_\phi \quad (4)$$

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

여기서 모델상수인 σ_ϕ 는 운동량, 에너지, k , 그리고 ε 방정식에 대하여 각각 1.00, 0.90, 1.00, 그리고 1.30이다. 식 (1)에 나타나는 각 변수에 대한 생성항 S_ϕ 은 Table 2와 같다.

Table 2에서 $V^2 = u^2 + v^2 + w^2$ 이고, k 와 ε 에 대한 생성항에서 난류운동에너지의 생성율, P_r 은 다음과 같다.

Table 2 Source term S_ϕ for the transport equations

ϕ	S_ϕ
1	0
u	$-p_x + \nabla[\Gamma_u(u_j)_x] - (2/3)(\Gamma_u \nabla u)_x$
v	$-p_y + \nabla[\Gamma_u(u_j)_y] - (2/3)(\Gamma_u \nabla u)_y$
h	$p_t + \nabla[(\sigma_h - 1)\Gamma_h \nabla(V^2/2)] - (\Gamma_h/3)\nabla(u_j \nabla u)$
k	$\rho(P_r - \varepsilon)$
ε	$\rho(\varepsilon/k)[(C_1 + C_3 P_r/\varepsilon)P_r - C_2 \varepsilon]$

$$P_r = (\mu_t/\rho) \times$$

$$[2(u_x^2 + v_y^2 + w_z^2) + (v_x + u_y)^2 + (w_y + v_z)^2 + (u_z + w_x)^2 - (2/3)(u_x + v_y + w_z)^2] \quad (6)$$

표준 $k-\varepsilon$ 난류모델에서 사용되는 모델상수 C_μ, C_1, C_2 그리고 C_3 의 값은 각각 0.09, 1.43, 1.92, 그리고 0이다.⁽⁹⁾

2.3 경계조건

평행류 열교환기를 해석하기 위해서 무차원화된 속도와 온도에 다음과 같은 경계조건을 적용한다.

속도 :

$$\text{입구에서} \quad u = u_{in}, \quad v = 0$$

$$\text{헤더와 유로면에서} \quad u = v = 0$$

$$\text{출구에서} \quad \int_{in} u dA = \int_{out} u dA \quad (7)$$

온도 :

$$\text{입구에서} \quad \theta = \theta_{in} = 1$$

$$\text{헤더와 유로면에서} \quad \theta_{wall} = \frac{\theta_{nb}}{Nu_{out} \Delta X + 1}$$

$$\text{출구에서} \quad \frac{\partial \theta}{\partial n} = 0 \quad (8)$$

식 (7)과 (8)에서 하첨자 in, wall, nb는 각각 입구, 벽면과 이웃한 격자를 의미하고, out은 출구를 나타낸다. 그리고 식 (8)에 주어진 Nu_{out} 은 벽면 또는 블록사이에서의 외부 Nusselt 수로 다음과 같이 정의된다.

$$Nu_{out} = \frac{h_e d}{k} \quad (9)$$

여기서 h_e 는 등가 대류 열전달 계수(equivalent heat transfer coefficient)로 블록에서 루버핀에 의한 열전달을 고려하기 위해서 다음과 같이 정의한다.

$$h_e = \left(1 + \eta \frac{A_f}{A_t}\right) h \quad (10)$$

여기서 η , A_f , A_t , 그리고 h 는 각각 핀효율, 핀의 면적, 관의 면적, 그리고 열전달 계수이다. 또한 공기층의 열전달 계수 h 를 구하기 위하여 루버핀에 대한 열전달 관계식⁽¹⁰⁾을 사용한다. 또한 공기는 Fig. 1(a)에 보인 열교환기의 전면에서 수직하게 약 2.5m/s(자동차 주행시) 정도의 유속을 가지고 유입된다. 그리고 핀이 장착된 납작관의 폭이 약 15mm 정도이므로 공기의 온도는 일정하다고 볼 수 있다.

3. 수치해법 및 검증

3.1 수치해법

지배 방정식 (1)과 보조식 (2)~(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(nonstaggered grid system)를 사용한다. 이 때, 엇갈리지 않은 격자계에서 발생하는 압력의 지그재그(zigzag) 현상을 해결하기 위해서 압력 수정 방정식에 4계 압력완충항⁽¹¹⁾을 더하여 사용한다.

또한 본 연구에서는 유로에서의 유량분배가 정확히 예측되어야 하므로, 유로(Fig. 1(a)의 Passage) 내의 격자 수를 각각 5, 10, 12, 15, 17개를 주어 유량을 조사하였다. 이 때 유로에 12개 이상의 격자를 주어 계산하여야 유량분포의 예측이 비교적 정확한 것으로 조사되었다. 또한 속도와 온도의 변화가 10^{-5} 이하이고, 각 유로에서의 유량 변화가 10^{-6} 이하가 되면 수렴이 되었다고 판정한다. 본 연구에서는 수렴된 해를 얻기 위하여 약 25,000번 정도의 반복계산이 요구된다.

본 연구에서의 계산 영역에는 계산시 필요하지 않은 블록(Fig. 1(a)참조)들이 많이 존재하므로 계산 시간과 컴퓨터의 메모리를 단축하기 위해서 각 변수를 1차원 배열로 정의한 후, 다중 영역법⁽¹²⁻¹³⁾을 적용한다. 또한 실제 물리적 현상에 가깝게 수치적인 모사를 하기 위해서 핀이 존재하는 평행류 열교환기의 관과 관사이와 외벽에는 대류 경계조건을 준다. 이는 단순한 온도 경계 조건이 주어진 열전달 문제, 즉 블록이나 외벽이 등온으로 주어진 경우에 비하여 해의 수렴에 상당히 많은 반복 계산이 요구된다.⁽¹⁴⁾

3.2 검증

열교환기의 내부 구조는 하나의 입구로 유입된 작동유체가 여러 개의 유로로 분할되어 흐르다가 합쳐지는 것을 패스의 수만큼 반복한 후 하나의 출구로 나가게 되는 형태를 가지므로 개발된 프로그램에 Nakamura 등⁽⁵⁾과 동일한 해석모델을 동일조건하에서 수치해석하여 유량분포를 비교한 결과를 Fig. 2에 나타내었다. 결과들은 참고문헌 (5)의 유량분포와 0.3%이내의 오차로 예측되었다. 그리고 본 연구의 해석모델의 경우, 입구에서의 유동이 난류영역에 속하므로 난류모델에 대한 검증으로 많이 사용되는 후향계단에서의 재부착지점을 조사하였다. 검증에 사용된 후향계단에 대한 형상조건 및 입구조건은 Fig. 3에, 재부착점에 대한 비교는 Table 3에 나타내었다. Table 3에 나타낸 결과는 이전의 수치해석과 0.19~5.64%의 오차를 가지고 있으나, 표준 $k-\epsilon$ 모델이 재부착지점을 20% 정도 작게 예측한다⁽¹⁷⁾는 관점에서 사용된 프로그램의 난류유동 적용이 타당하다.

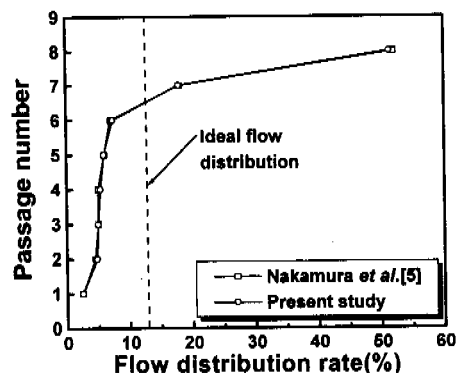


Fig. 2 Comparison of flow rate to the results from the reference (5)

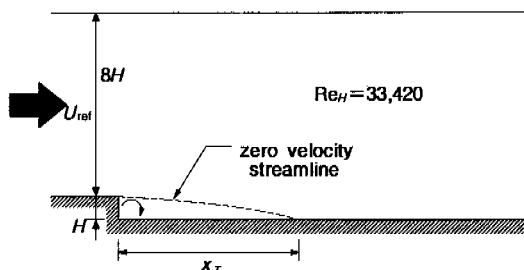


Fig. 3 Tunnel configuration for the backward facing step flow⁽¹⁵⁾

Table 3 Comparison of the attachment length between experimental and numerical analyses

	Experiment ⁽¹⁵⁾	Previous Studies	Present Study
Attachment length(x_τ)	6.26H	$5.50H^{(9)}/5.20H^{(16)}$	5.19H

3.3 유로의 처리

본 연구의 해석모델인 평행류 열교환기는 Fig. 1(a)에서 나타낸 바와 같이 매우 많은 납작관을 가지고 있으며, 관의 전열면적이 전체전열면적의 70% 이상을 차지하고 있다. 그리고 이 납작관의 내부에 형성된 여러개의 미세유로는 관에서의 열 전달을 촉진⁽¹⁸⁾시킨다. 본 연구에서는 이러한 유로 내의 형상의 영향을 고려하기 위해서 Fig. 1(b)에서 나타낸 것과 같이 관을 3개의 zone으로 나누어 완전발달된 영역에 다음과 같은 관계식⁽⁸⁾을 적용한다.

$$\frac{f}{f_0} = A_0 + A_1\alpha + A_2\alpha^2 + \frac{A_3}{\alpha} + \frac{A_4}{\alpha^2} \quad (11)$$

$$\frac{Nu}{Nu_0} = B_0 + B_1\alpha + B_2\alpha^2 + B_3\alpha^3 + B_4\left(\frac{\alpha}{10}\right)^4 \quad (12)$$

여기서 α 는 미세유로의 종횡비를 의미하며, 식의 계수 $A_0 \sim A_4$ 와 $B_0 \sim B_4$ 는 참고문헌 (8)에 나타났다. 위 관계식의 적용범위는 $150 \leq Re_{psg} \leq 460$, $0.74 \leq \alpha \leq 2.00$ 이고, 각 식들에 대한 결정계수 (coefficients of determination)는 0.99이상이다.

이 관계식을 적용하기 위해서는 각 유로에서의 Reynolds 수를 구하여 적용 해야 한다. 각 유로에서의 Reynolds 수, Re_{psg} 는 다음과 같이 계산한다.

Table 4 Comparison of $\Delta \theta$ and ΔP of the field test, previous study⁽⁴⁾, and the present study

Model (NPP, L_{in} (mm), L_{out} (mm))		Field test	Previous study ⁽⁴⁾	Present study
Reference (9-8-5-5, 13, 11)	$\Delta \theta$	1.00	0.60	0.83
	ΔP	100	70	89
1 (11-7-5-4, 13, 11)	$\Delta \theta$	1.10	0.74	0.93
	ΔP	114	89	103

$$Re_{psg} = \frac{G \cdot 2h_m}{\mu} \quad (13)$$

여기서 G 는 질량플럭스이고, h_m 은 납작관의 미세 유로의 높이, μ 는 작동유체의 점성계수이다. 그리고 유로에서의 질량유량 G 의 계산은 입구에서의 질량유량에 각 유로로의 유량분배 비율로 계산된다.

4. 결과 및 고찰

4.1 개선모델

먼저 개선된 모델링에 대한 검증으로 이전의 연구⁽⁴⁾에서의 결과와 field test에서의 입·출구 온도와 압력차를 Table 4에 비교하였다. 모든 수치모델의 입구에서 Reynolds 수는 9,766이며, 이전의 모델링은 유로전체를 수치영역으로 둔 것이며, 개선된 모델링은 유로의 90%(Fig. 1(b)참조)를 관계식 영역으로 두었다. Fig. 1(a)과 같은 형상을 하고 Table 1의 치수를 갖는 기준 모델(reference model)의 field test에서의 입·출구에서 부차원 온도차($\Delta \theta$)는 1.0, 압력차(ΔP)는 100.0으로 하여 비교하였다. 이전의 모델은 온도차는 60.0~66.4%, 압력차는 70.0~78.1% 정도로 예측하였지만, 개선된 모델에서는 온도차는 83.0~84.0%, 압력차는 89.0~90.3%로 예측의 정확도가 향상되었다. 이전의 모델에서는 모델이 변형됨에 따라 약 $\pm 4\%$ 정도의 편차를 가지지만, 개선 모델에서는 $\pm 0.6\%$ 정도의 편차를 가진다. 즉, 개선 모델은 설계인자의 변화에도 안정적인 예측이 가능하다.

4.2 인자의 영향

Fig. 1(a)에 나타낸 기준모델과 형상의 변화를 준 모델들에 대한 수치적인 해석을 수행하였다.

설계인자는 열교환기의 전체 체적에 변화를 주지 않는 것으로 선정하였다. 이는 고밀도 열교환기의 경우, 한정된 공간내에서 운전되므로 전열면적의 증가로 인한 전열성능은 바람직 하지 않기 때문이다. 이러한 제한을 둠으로 인하여 동일체적에 대한 전열능력이 극대화된 열교환기의 형상을 제안할 수 있다. 각 모델들의 유로 번호는 패스 번호와 동일하게 상단에서부터 차례대로 주어졌고 이를 Table 5에 나타내었다. 또한 사용된 관의 폭은 15mm이다. 각각의 패스별 유량의 분포를 조사하고, 불균일도를 계산한 후, 이에 따른 각 모델들의 입·출구의 무차원 온도차 및 압력강하를 비교하였다. 비교시의 무차원 압력강하값은 기준모델의 경우를 100.0으로 하였다.

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.

$$FN = \sqrt{\left\{ \sum_{n=N_s}^N \left(\frac{\dot{m}_{psg,n} - \dot{m}_{psg,ideal}}{\dot{m}_{psg,ideal}} \right)^2 \right\} / (N_e - N_s)} \quad (14)$$

Table 5 Passage numbers for the reference model and the 13 modified models in each path

Model	Passage number (number of tubes)			
	Path 1	Path 2	Path 3	Path 4
Reference	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)
4~13	1~9 (9)	10~17 (8)	18~22 (5)	23~27 (5)

여기서 N_s, N_e 는 각 패스에서의 처음 유로번호와 마지막 유로의 번호이고, psg, pth 와 $ideal$ 은 각각 유로의 번호, 패스 번호, 그리고 이상적인 경우를 뜻한다.

기준 모델이 되는 평행류 열교환기와 분리막의 위치를 변화시킨 모델들(model 1~3)의 경우 유로의 수가 많은 패스에서 불균일도가 높은 경우는 불균일도의 산술 평균이 비슷한 그렇지 않은 모델보다 전열성능이 오히려 좋지 않은 것으로 나타난다. 따라서 각 패스의 유로수를 고려한 개선된 불균일도를 정의할 필요가 있다. 개선된 불균일도는 식 (14)에서 정의한 유량의 불균일도에 전열면적의 비가 고려된 다음과 같은 형태로 정의하였다.

$$FN_{imp} = \frac{1}{NP} \sum_{m=1}^{NP} \frac{A_m}{A_{tot}} \times FN_m \quad (15)$$

여기서 A_m 과 A_{tot} 는 평행류 열교환기의 각 패스에서의 전열면적과 전체 전열면적을 의미하고, NP 는 평행류 열교환기의 패스 수이다. 개선된 불균일도는 각 패스에서의 유로수에 대한 고려가 되어있기 때문에 모델간의 성능평가가 가능하게 되므로, 이를 기준으로 각 모델에서 열전달량을 결정하는 입출구 온도차($\Delta \theta$)와 동력을 결정하는 압력차(ΔP)를 비교하였다.

4.2.1 분리막의 위치

Fig. 4에 기준모델과 분리막의 위치를 변화시킨 모델(model 1~3)들의 유량분포를 나타내었다. 모든 모델에서 동일 패스에서는 유로의 상단보다는 하단에 유량이 집중되는 현상을 보였다. 이는 열교환기가 수직하게 설치되어 운전되기 때문에 작동유체에 작용하는 체력의 영향과, 각 패스의 유로가 위치한 부분에서 헤더내 압력 변화폭이 패스의 하단부로 갈수록 증가하기 때문이다. 이 압력의 변화폭은 작동유체의 분할헤더(각 패스에서 입구가 위치하는 헤더)보다는 통합헤더(출구가 위치하는 헤더)에서 더 크게 나타난다. 각 모델에 대한 성능평가를 위하여 FN_m, FN_{imp} 와 무차원 온도차와 압력차를 조사한 결과를 Table 6에 나타내었다. 표에 나타난 것과 같이 기준모델의 경우 패스 1에서, 모델 1의 경우 패스 3과 4에서의 유량의 불균일도가 높은 것으로, 모델 2와 3의 경우 전체적인 유량의 불균일도가 높은 것으로 나

타났다. 모델 1의 경우 기준모델에 비하여 패스 1의 유량의 불균일도는 낮은 것으로 보이나 패스 4의 유량의 불균일도가 기준모델에 비하여 높아서 전체 유량의 불균일도를 증가시킨다. 그리고 모델 3의 경우, 기준모델에 비하여 패스 3과 4의 유로 수만이 다름에도 불구하고 각 패스 당 유량의 불균일도와 전체 유량의 불균일도가 비교적 높게 나타났다. 이는 열교환기의 출구가 전체적인 유량의 불균일도에 큰 영향을 미친다는 것을 의미한다. 분리막의 위치를 바꾸며 열전달과 압

력강하를 조사한 결과, 패스 1의 경우는 9개 이상, 패스 4의 경우는 5개 이상일 때, 해당 패스에서의 유량의 불균일도가 그렇지 않은 경우 보다 낮은 것으로 나타났다. 따라서 본 연구의 모델과 같이 27개의 유로를 가지는 경우의 분리막 위치는 기준모델의 것이 최적으로 판단된다.

4.2.2 입·출구의 위치

Fig. 5에는 입·출구의 위치에 따른 유량분포를 Table 6에는 FN_m , FN_{imp} , $\Delta \theta$, 그리고 ΔP 의 값들을 나타내었다. 입구의 위치를 패스 1의 최상단에 위치시킨 모델 4는 입구와 평행하게 위치한 유로 1에 상대적으로 유량이 집중되는 현상을 보인다. 나머지 유로에서는 작동유체의 체력과 압력분포의 영향에 의하여 패스의 하단으로 갈수록 유량이 커진다. 모델 5와 6의 경우 입구의 위치가 패스 1의 하단으로 변형됨에 따라서 작동유체의 체력의 영향으로 상위유로에 유량이 제대로 분배되지 못하여 패스 1의 유량의 불균일도가 커짐과 동시에 모델 전체의 유량의 불균일도가 증가한다. 입구의 위치를 변형시킨 모델들을 살펴본 결과 입구의 위치는 유로 2와 3 사이에 위치하는 것이 유량의 불균일도가 적을 것으로 예상된다. 즉 현재의 기준 모델보다는 입구의 위치를 하향조절하면 열전달과 압력강하를 개선할 수 있

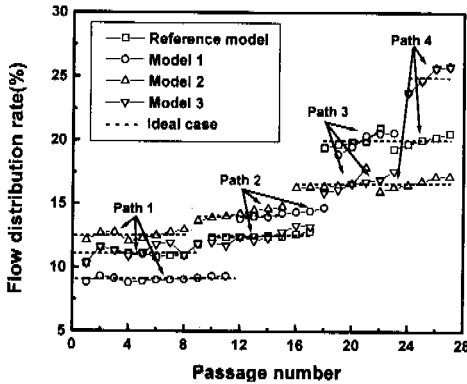


Fig. 4 Flow distribution rates in each path of the reference model and the modified models from 1 to 3

Table 6 Comparison of FN_{imp} , FN_m , $\Delta \theta$, and ΔP for the reference model and the modified models from 1 to 8

Model	NPP, L_{in} , L_{out} (mm) (mm)	$FN_{imp}(FN_m) (\times 10^4)$				$\Delta \theta$	ΔP
		Path 1	Path 2	Path 3	Path 4		
Base	9-8-5-5, 13, 11.0	2.535 (3.820) (1.287) (2.642) (2.114)				0.600	100.0
1	11-7-5-4, 13, 11.0	2.555 (2.048) (2.421) (3.326) (3.218)				0.614	117.4
2	8-7-6-6, 13, 11.0	2.766 (2.556) (2.650) (3.330) (2.618)				0.590	103.4
3	9-8-6-4, 13, 11.0	4.159 (4.938) (4.350) (3.362) (3.218)				0.582	119.5
4	9-8-5-5, 3.68, 11.0	3.672 (5.375) (3.375) (2.642) (2.114)				0.596	101.5
5	9-8-5-5, 22.32, 11.0	3.853 (5.569) (2.794) (5.183) (1.128)				0.611	105.4
6	9-8-5-5, 34.97, 11.0	4.012 (6.488) (4.811) (0.153) (2.135)				0.590	102.7
7	9-8-5-5, 13.00, 4.22	5.650 (6.077) (4.767) (5.789) (6.153)				0.582	99.8
8	9-8-5-5, 13.0, 27.80	4.416 (1.603) (4.767) (8.903) (4.430)				0.601	107.2

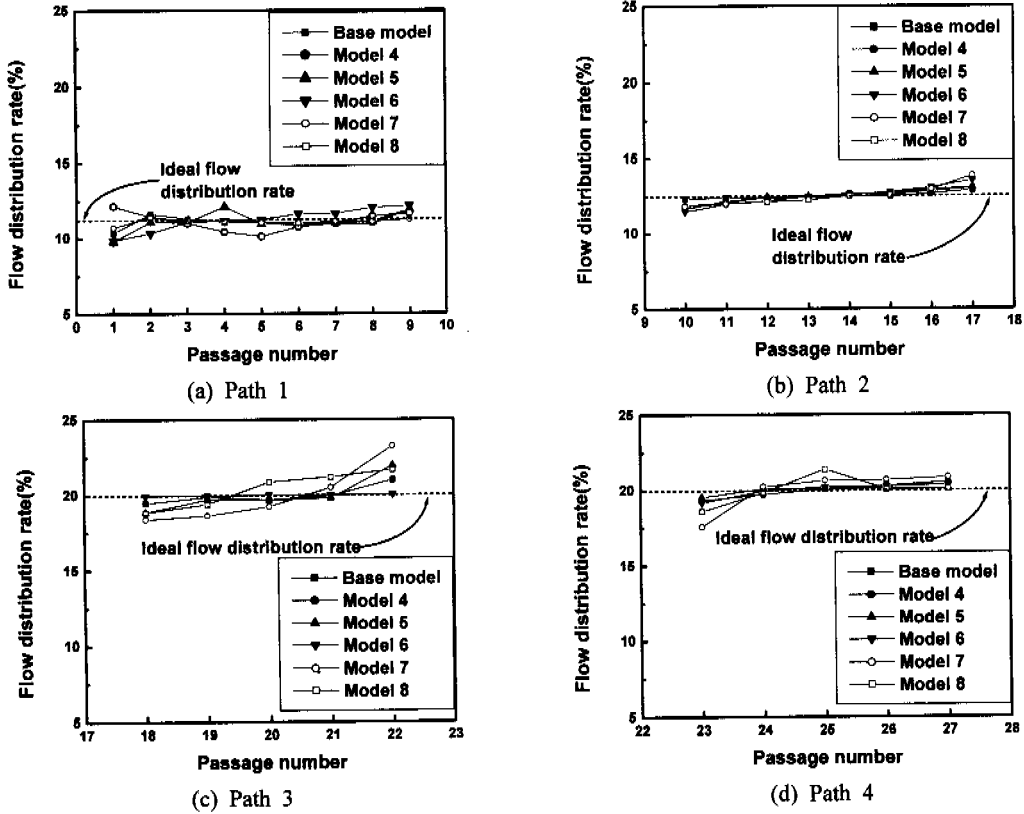


Fig. 5 Flow distribution rates in each path of the reference model and the modified models from 4 to 8

을 것으로 보인다. Fig. 5와 Table 6에서 모델 7의 경우 열교환기의 작동유체 출구의 위치가 최하단의 유로(유로 27)와 평행하게 되어 하단유로에 집중된 작동유체가 직접 출구로 배출되어 유량이 유로 27에 집중된다. 이에 반하여, 모델 8의 경우 출구의 위치가 너무 높아져서 최하단 유로에서 작동유체가 원만히 출구로 나아가지 못하고 헤더 내 유로 27의 위치에서 작동유체 일부가 역류하게 되어 전체적인 압력강하를 높이고 전열성능의 저하를 가져오는 것으로 보인다. 출구에 대한 해석을 통하여 출구의 위치는 유로 26과 27 사이에 위치하게 되면 유량의 불균일도가 감소하고, 이에 따라 전열성능이 개선될 것으로 예상된다. 입·출구 위치의 변화에 따른 압력분포는 패스 1, 2, 그리고 3의 경우 분할헤더보다는 통합헤더에서의 압력분포의 변화폭이 크며, 출구에 가까운 패스의 하단에서 변화폭이 커진다. 통합헤더부에서의 압력분포를 비교하여 보면, 이전의 연구⁽⁵⁾에서 나타난 압력분포의 변화폭보다는 변화의 폭이 상대적으로 적다. 이는 패스 1, 2 그리고 3에서 통합헤

더는 분할헤더의 역할도 같이하게 되므로 전체적인 헤더에서 압력분포가 고르게 되기 때문이다. 열교환기의 작동유체 출구가 위치하는 패스 4에서는 통합헤더부의 압력 변화폭이 다른 패스에서 보다 크게 나타나며, 패스의 하단이 아닌 열교환기의 작동유체 출구의 위치에서 압력분포의 변화폭이 가장 크다. Table 6에서 입구와 출구의 위치에 따른 온도차와 압력차를 보면, 입구의 위치 변화에 따라 열전달은 1.8%, 압력차는 2.7%, 출구의 위치 변화에 따라서 열전달은 1.3%, 압력차는 7.2%의 변화를 보인다. 따라서 입구 위치의 변화는 상대적으로 열전달에, 출구 위치의 변화는 압력강하에 많은 영향을 끼치는 것으로 나타난다.

4.2.3 관내 미세유로의 종횡비

평행류 열교환기에서 작동유체의 유로로 사용되는 납작관은 내부가 여러개의 미세유로로 구성되어 있다. 관폭이 결정되어 있을 때, 납작관의 미세유로의 수는 미세유로의 종횡비에 따라서 결정이 되며, 종횡비에 따라서 관 내 열전달과 압

력강하의 차이가 생긴다.⁽⁸⁾ 관폭이 변화하는 경우 전체 열교환기의 부피변화가 생겨 전열면적의 차이가 발생되고 관에 부착된 환의 형상 및 크기의 변화로 인한 공기층의 대류 열전달 계수가 변화하므로 열교환기의 형상인자의 변화에 따른 전열 성능의 비교가 어렵게 된다. 따라서 관 폭 및 열교환기 형상을 기준모델이 사용하는 치수로 고정 한 후, 종횡비의 변화를 줌으로 관내 미세유로의 수가 열교환기의 전열성능 및 압력강하에 미치는 영향을 조사하였다. 종횡비의 변화에 따른 압력 분포는 기준모델과 비슷한 경향을 보인다. 종횡비가 증가하면 헤더의 유로가 위치한 부분에서 압력 변화가 크고, 종횡비가 감소하면 압력의 변화는 오히려 작아진다. 이는 관내 유동저항의 증가로 인하여 작동유체가 일방적으로 하단에 집중되는 현상을 막아주며, 입구 위치의 영향을 줄여 주기 때문이다. 그러나 전체적인 압력차(ΔP)는 종횡비가 감소한 경우에 더 크게 나타난다. Table 7은 미세유로의 종횡비와 그에 따른 유로의 수 및 입·출구의 온도와 압력차를 개선된 유량의 불균일도와 같이 나타낸 것이다. Table 7에서 종횡비가 1.200에서 1.000으로 감소하면, 열전달은 1.60%, 압력강하는 0.58% 증가하고, 종횡비가 1.000에서 0.825로 감소하면, 열전달은 1.11%, 압력강하는 2.4% 증가한다. 종횡비가 1.000인 경우에 열전달의 증가비가 압력강하의 증가비보다 높은 것으로 나타나는 것으로 보아 종횡비는 1.0 부근에서 전열성능이 우수할 것으로 판단된다.

5. 최적화

형상인자들(분리막의 위치, 입구의 위치, 출구의 위치, 납작관의 미세유로의 종횡비)이 평행류

Table 7 Comparison of FN_{imp} , $\Delta \theta$, and ΔP for various aspect ratios of micro-channel

Model	Aspect ratio, α (Number of micro-channels)	FN_{imp} ($\times 10^4$)	$\Delta \theta$	ΔP
Reference	1.700(7)	2.535	0.600	100.0
9	2.000(6)	2.541	0.586	98.7
10	1.390(8)	2.533	0.607	101.6
11	1.200(9)	2.530	0.613	102.3
12	1.000(10)	2.528	0.623	102.9
13	0.825(12)	2.536	0.630	105.4

열교환기에 미치는 영향에 대하여 조사하였다. 형상인자들이 전열성능에 미치는 영향을 모두 고려하여 열교환기의 형상을 최적화하기 전에 먼저 분리막의 위치에 대하여 언급하면, 앞에서 밝힌 것과 같이 4개의 패스(27개의 유로)를 가지는 평행류 열교환기에서는 기준모델과 같은 분리막의 위치가 가장 좋은 성능을 가지는 것으로 나타났고, 분리막의 위치는 연속적인 함수로 나타내기 불가능하므로 최적화 과정에서는 고려하지 않았다.

개선된 유량의 불균일도(FN_{imp})는 평행류 열교환기의 열전달적인 측면과 압력강하의 측면 모두를 고려한 새로운 성능 평가인자로 사용이 가능하다. 즉, 유량의 불균일도가 최소화된 형상이 열교환기의 최적형상이 된다. 따라서 목적함수는 입구위치 (L_{in})와 출구위치 (L_{out}), 그리고 미세유로의 종횡비(α)의 함수로 나타내어지는 유량의 불균일도로 정의할 수 있다. 각각의 유량의 불균일도를 L_{in} , L_{out} , 그리고 α 의 다항함수로 근사화하기 위하여 추가적인 수치해석을 수행하였다. 입구와 출구의 위치와 개선된 유량의 불균일도와 관계식 도출을 위하여 추가적으로 수치해석한 결과는 Table 8에 나타내었으며, 최종적인 목적함수는 유량의 불균일도에 대한 식의 곱으로 다음과 같이 정의된다.

$$\overline{F} (L_{in}, L_{out}, \alpha) = \overline{FN}_{imp} (L_{in}) \cdot \overline{FN}_{imp} (L_{out}) \cdot \overline{FN}_{imp} (\alpha) \tag{16}$$

여기서 \overline{F} 와 \overline{FN} 은 적합곡선화 한 것을 의미하며, 식 (16)은 주어진 조건하에서 유량의 불균일도를 최소로 하는 다음과 같은 최적화 문제로 정의된다.

Table 8 Values of FN_{imp} for the various positions of inlet and outlet

Model	9-8-5-5, 5.0, 11.0	9-8-5-5, 25.0, 11.0
$FN_{imp}(\times 10^4)$	3.451	3.984
Model	9-8-5-5, 30.0, 11.0	
$FN_{imp}(\times 10^4)$	4.001	
Model	9-8-5-5, 13.0, 17.0	9-8-5-5, 13.0, 21.0
$FN_{imp}(\times 10^4)$	3.140	3.789
Model	9-8-5-5, 13.0, 6.0	9-8-5-5, 13.0, 8.0
$FN_{imp}(\times 10^4)$	4.755	3.594

$$\text{Min: } F(L_{in}, L_{out}, \alpha) = \text{Norm}[\overline{F}(L_{in}, L_{out}, \alpha)] \quad (17)$$

$$0.825 \leq \alpha \leq 2.00, 3.68 \leq L_{in} \leq 34.87, \quad (18)$$

$$4.22 \leq L_{out} \leq 27.80$$

여기서 식 (17)은 목적함수이고, 식 (18)는 구속조건이다. 다변수 문제의 최소값을 구하기 위해서 비구속 순차적 최소화 기법중의 하나인 ALM 방법을 사용하였고, 탐색방향의 결정에는 BFGS (Broyden-Fletcher-Goldfarb-Shanno)법을 사용하였다. 그리고 각 설계변수를 개선하기 위해서 황금분할법과 다항식 근사법을 혼용하는 방법⁽¹⁹⁾을 사용하였다. ALM법을 적용하기 위한 최종적인 목적함수는 다음과 같다.

$$A(L_{in}, L_{out}, \alpha, \lambda, r_p) = F(L_{in}, L_{out}, \alpha) + \sum_{j=1}^n [\lambda_j \phi_j + r_p \phi_j^2]$$

$$\phi_j = \max \left[g_j(L_{in}, L_{out}, \alpha), -\frac{\lambda_j}{2r_p} \right] \quad (19)$$

여기서 λ 는 Lagrangian multiplier이고, g_j 는 구속조건들이다.

최적화 알고리즘을 적용하여 구한 최적의 형상인자값은 $L_{in}=10.016\text{mm}$, $L_{out}=13.468\text{mm}$, $\alpha=1.0$ 이고, 이에 따른 근사적인 유량의 불균일도는 2.528×10^{-2} 이다. 이러한 형상인자의 값을 가지는 열교환기에 대한 수치해석을 한 결과, 유량의 불균일도는 2.485×10^{-2} 으로, 근사적인 값과 1.7%의 오차를 가진다. 이에 의해서 최적화에 사용된 유량의 불균일도의 근사화는 타당성을 가지며, 이에 대한 최적값들도 타당한 것으로 생각된다. 최종적으로 최적모델의 $\Delta \theta = 0.636$ 이고 $\Delta P = 100.4$ 기준모델에 비하여 열전달은 6.0% 증가, 압력강하는 0.4% 증가하는 것으로 나타났다. 이는 압력강하에 비하여 열전달의 증가의 폭이 매우 크므로 최적모델의 전열성능이 개선되었다고 할 수 있다.

6. 결론

본 연구에서는 평행류 열교환기의 내부 열·유동을 해석하고, 열교환기의 형상의 변화에 따른 열전달과 압력강하를 정량적으로 수치화하기 위하여 (개선된) 유량의 불균일도를 사용한다. 이에

따른 여러 가지 형상인자의 변화가 전열성능에 미치는 영향을 수치적으로 조사하고, 최종적으로 최적화 과정을 통하여 열교환기의 최적형상을 제안한다. 본 연구를 수행한 결과로 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 유로가 되는 납작관의 3차원적인 영향을 고려한 모델링을 하여, 예측의 정확도를 높임과 동시에 안정적인 예측이 가능하다.

(2) 분리막의 위치의 경우 패스 1과 4에 충분한 유로가 요구된다. 본 연구의 경우 패스 1의 경우 9개이상, 패스 4의 경우 5개 이상이 필요하므로 기준모델의 분리막 위치가 최적이다.

(3) 입구의 위치는 상대적으로 열전달에, 출구의 위치는 압력강하에 영향을 많이 준다.

(4) 최적화 과정을 통하여 얻어진 형상인자의 최적값은 $L_{in}=10.016\text{mm}$, $L_{out}=13.468\text{mm}$, $\alpha=1.08$ 이며, 최적모델은 기준모델에 비하여 열전달은 6.0% 증가, 압력강하는 0.4% 증가한다.

후 기

본 논문은 과학기술부가 지원하는 특정연구개발사업중 중점국가연구개발사업(기계설비요소기술개발)(과제번호 : LM-01-02-A-02)으로 지원되어 수행하였으며, 동 재단의 관계제위께 감사의 뜻을 표합니다.

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) 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.
- (4) 이관수, 정지완, 유재홍, 1998, "평행류 열교환기의 열·유동 해석 및 최적화," 대한기계학회

- 논문집(B), 제 22권 제 2호, pp. 229~239.
- (5) Nakamura, Y., Jia, W. and Yasuhara, M., 1989, "Incompressible Flow through Multiple Passages," *Numerical Heat Transfer*, Vol. 16, pp. 451~465.
- (6) 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.
- (7) 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.
- (8) 정길완, 이관수, 김우승, 1998, "미세유로를 갖는 납작관의 최적화," 대한기계학회 추계학술대회 논문집(B), pp. 154~159.
- (9) 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.
- (10) Chang, Y. J. and Wang, C. C., 1997, "A Generalized Heat Transfer Correlation for Louvered Fin Geometry," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 40, No. 3, pp. 533~544.
- (11) 이관수, 백창인, 장보웅, 임광욱, 1995, "전자장비에서 벽면의 대류열방출 및 통기구의 효과를 고려한 3차원 자연대류 냉각," 대한기계학회 논문집 제 19권, 제 11호, pp. 3072~3083.
- (12) 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.
- (13) 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.
- (14) 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.
- (15) Driver, D. M. and Seegmiller, H. L., 1985, "Features of a Reattaching Turbulent Shear Layer in Divergent Channel Flow," *AIAA Journal*, Vol. 23, No. 1, pp. 163~171.
- (16) Launder, B. E. and Sharma, B. I., 1974, "Application of the Energy Dissipation Model of Turbulence to the Calculation of Flow Near a Spinning Disc," *Letters in Heat and Mass Transfer*, Vol. 1, No. 2, pp. 131~138.
- (17) Wilcox, D. C., 1993, *Turbulent Modelling for CFD*, DCW Industries, Inc.
- (18) Webb, R. L., 1994, *Principles of Enhanced Heat Transfer*, Willey Interscience.
- (19) Vanderplaats, G. N., 1993, *Numerical Optimization Techniques for Engineering Design (International Edition)*, McGRAW-HILL, Inc.