

다패스 열교환기에서의 유량분배 특성

김민수*, 강수진*, 이관수†

*한양대학교 대학원, 한양대학교 기계공학부

Flow Distribution Characteristics in a Multi-Pass Heat Exchanger

Min-Soo Kim*, Soojin Kang*, 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

ABSTRACT: This paper numerically investigates to evaluate the performance according to the number of passes and the inlet/outlet diameter in a multi-pass multi-branch heat exchanger. A *JF* factor is used as an evaluation characteristic value to consider the heat transfer rate and the pressure drop simultaneously. It estimates the performance according to the number of passes and the inlet diameter of the reference heat exchanger. When the ratio of the inlet diameter to the header height is about 0.5, the optimum number of passes is selected along with the inlet diameter.

Key words: Multi-pass heat exchanger(다패스 열교환기), Number of passes(패스 수)

1. 서론

평행류 열교환기와 같은 다분지 열교환기(multi-branch heat exchanger)에서 가장 큰 문제는 압력 분포의 불균일과 복잡한 유동 특성에 의한 열교환기 내 유량 분배의 불균일이다. 이런 유량 분배의 불균일(maldistribution)은 열전달량을 감소시키고 열교환기 내 압력강하를 크게하여 열교환기의 성능을 저하시키며, 국부적인 과열 영역(hot spot)의 발생으로 열교환기의 수명을 단축시킨다. 따라서 다분지 열교환기에서 열교환기 내 유량 분배 특성과 성능을 파악하는 것은 매우 중요하다.

다분지 열교환기에 대한 기존의 연구⁽¹⁻⁴⁾는 유량

분배 및 성능에 영향을 주는 많은 인자들이 조사되었으며, 이에 따라 균일한 유량 분배 및 성능 향상을 위한 많은 방법들이 제안되었다. 그러나 위의 연구들은 분배 헤더(dividing header)와 혼합 헤더(combining header)가 각각 한 개로 구성된 단패스 다분지 열교환기에 대한 것이다. 최근의 다분지 열교환기는 기존의 단패스 형태가 아닌 헤더가 다수로 구성되어 분배와 혼합을 반복하는 다패스 형태를 취하고 있으며, 이에 따라 다패스 다분지 열교환기에서의 유량 분배 및 성능 분석이 요구된다.

Nakamura and Yasuhara⁽⁵⁾는 다중 유로를 갖는 충전기 내의 균일한 유량을 얻을 수 있도록 다패스 배열을 제안하였으나 각 혼합헤더(combining header)마다 출구가 있기 때문에 엄밀하게 다패스 형태라고 말하기는 어렵다. Chung et al.⁽⁶⁾은 4 패스의 평행류 열교환기에서 패스 별 채널 수, 입·출구 위치에 따른 유량 분배 특성에 대해 조사하고 최적화를 하였다.

†Corresponding author

Tel.: +82-2-2220-0426; fax: +82-2-2295-9021

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

Rao and Das⁽⁷⁾는 3가지의 다른 패스 배열에 따른 평판형 열교환기에서 열적 성능에 대해 연구했지만 패스 수가 2, 3 패스인 열교환기에만 한정되어 있고, 유동 특성에 대한 분석은 이루어지지 않았다. 이처럼 다패스 다분지 열교환기에 대한 연구들은 그 수가 매우 적으며, 다패스 열교환기에서의 본질적인 문제인 패스 수의 변화에 따른 분배 특성 및 열교환기 성능에 대한 분석이 아직까지 이루어지지 않고 있다.

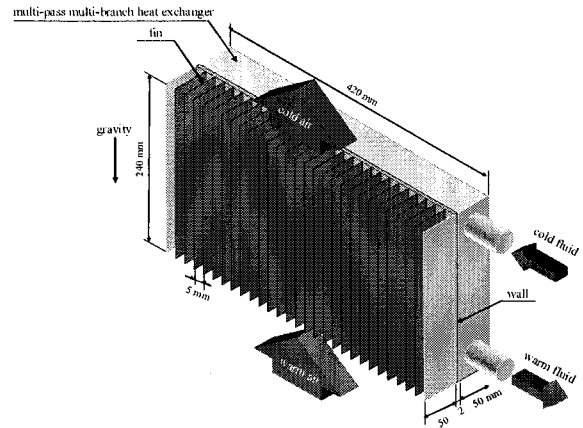
따라서 본 연구에서는 다패스 다분지 설계 시 패스 수와 입·출구 크기에 따른 유량 분배 특성 및 열적 성능을 동시에 평가하여 최적의 패스 수와 입·출구 크기를 갖는 열교환기를 선정한다. 또한 성능에 영향을 주는 설계 인자들에 대한 영향도 조사를 수행한다.

2. 해석 대상 및 수치 모델링

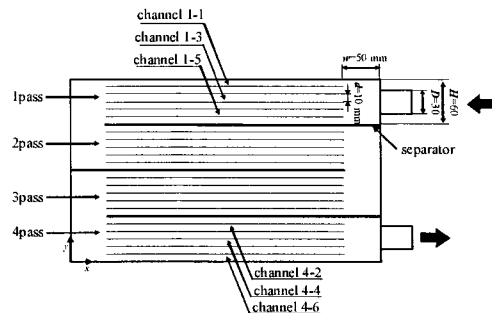
2.1 해석 대상

해석 대상이 되는 열교환기는 Fig. 1과 같이 외부의 환과 내부의 다패스 열교환기(multi-pass heat exchanger)로 이루어져 있다. 환과 다패스 열교환기 사이에는 2 mm의 벽(wall)이 있으며, 이 벽을 통해 열전달이 이루어진다. 외부 환은 길이 240 mm, 높이 50 mm, 두께가 0.5 mm인 83개의 환(fin)으로 구성되며 입구에서 환과 평행하게 들어온 고온의 유체는 냉각되어 출구로 나가게 된다. 다패스 열교환기는 다수의 패스(pass)로 구성되며, 지름(D)이 30 mm인 입구와 출구는 첫 번째 패스와 마지막 패스의 중앙에 위치한다. 각 패스의 크기는 동일하고 크기(d)가 10 mm인 다수의 채널로 구성되며 채널 벽(channel wall)의 두께는 0.5 mm이다. 다패스 열교환기의 경우, 입구를 통해 들어온 저온의 유체는 분배 헤더에서 각 채널로 분배되고 혼합 헤더에서 혼합되는 과정을 패스마다 반복하며 고온의 상태로 출구에서 유출된다.

패스 변화에 따른 성능을 분석하기 위하여 외부의 환에 대한 인자는 고정하고 다패스 다분지 열교환기의 격벽의 수와 위치만을 바꾸어 Fig. 2와 같이 열교환기를 선정할 수 있으며, 입구 지름에 따라 20 mm는 12-pass, 30 mm는 8-pass, 50mm는 4-pass까지 가능하다. 설치 상의 제약으로 인하여 입·출구는 열교환기의 우측 면에 부착되므로 짝수의 패스 수를 갖는다. 이 때,



(a) Exterior of a multi-pass heat exchanger



(b) 4-pass heat exchanger

Fig. 1 Schematic diagram of a typical multi-pass heat exchanger

입구지름이 30 mm이고 2패스인 열교환기를 기준 열교환기로 선정하였다. 각 열교환기의 전체 크기와 채널 지름 및 헤더 폭 등의 다른 형상은 기준 열교환기와 동일하고, 격벽(separator)에 따라 각패스로 나누어지게 된다.

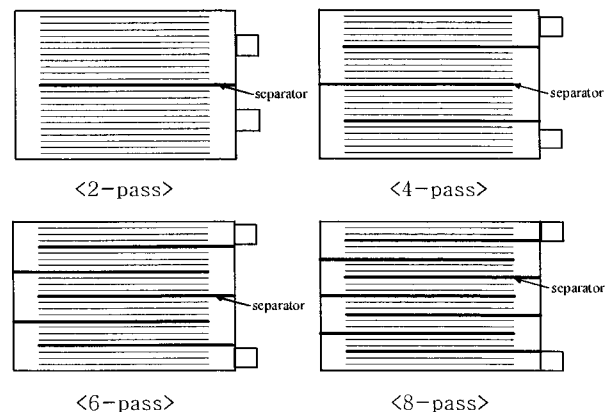


Fig. 2 Various pass arrangements for the heat exchanger (inlet diameter : 30 mm)

2.2 지배 방정식과 경계 조건

본 연구에서 해석모델 내의 유동 특성을 수치적으로 조사하기 위하여 도입한 가정은 다음과 같다.

- (1) 유체의 흐름은 3차원 정상상태, 비압축성 난류 유동이다.
- (2) 작동 유체는 단상이며 물성치는 일정하다.
- (3) 각 고체의 접합부에서의 접촉 열저항은 무시한다. 해석하고자 하는 열교환기 내 유동은 수력 저항과 입구 유속을 고려하였을 경우, 완전 발달한 난류 유동이므로 표준 $k-\varepsilon$ 모델을 사용하였으며 지배방정식은 다음과 같이 연속방정식, 운동량 방정식, 난류운동량 에너지 방정식, 난류운동량 에너지 소산을 방정식 및 에너지 방정식이다.

(1) 유체 영역 (fluid region)

연속 방정식:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

운동량방정식:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right] + \rho f_{bi} \quad (2)$$

난류 운동량 에너지 방정식:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (3)$$

난류 운동량 에너지 소산을 방정식:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_1 \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4)$$

에너지 방정식:

$$\rho C_p \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j T) = k_{eff} \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} + (\tau_{ij})_{eff} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (5)$$

여기서,

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6)$$

$$G_k = 2\mu_t S_{ij} S_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_j}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (7)$$

$$C_1 = 1.44, C_2 = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3 \quad (8)$$

Table 1 Boundary conditions

Inlet of the fin	$\dot{m}_{in} = 0.02115 \text{ kg/s}, T_f = T_{in} = 5^\circ\text{C}$ $k_{in} = 0.01 u_{in}^2, \varepsilon_{in} = \frac{C_\mu k_{in}^2}{0.05 D_{in}}$
Inlet of the multi-pass heat exchanger	$\dot{m}_{in} = 0.004 \text{ kg/s}, T_f = T_{in} = -30^\circ\text{C}$ $k_{in} = 0.01 u_{in}^2, \varepsilon_{in} = \frac{C_\mu k_{in}^2}{0.05 D_{in}}$
Outlet	$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out}$ $\frac{\partial k}{\partial n} = \frac{\partial \varepsilon}{\partial n} = \frac{\partial p}{\partial n} = \frac{\partial T}{\partial n} = 0$
Contact region between fluid and solid	$u_{wall} = v_{wall} = w_{wall} = 0$ $T_f = T_s, k_f \frac{\partial T_f}{\partial n} = k_s \frac{\partial T_s}{\partial n}$

$$(\tau_{ij})_{eff} = \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \quad (9)$$

$$k_{eff} = k_f + \frac{C_p \mu_t}{Pr_t}, \mu_{eff} = \mu + \frac{\mu_t}{0.9}$$

(2) 고체 영역 (solid region)

휀(fin), 채널벽(baffle), 벽(wall)의 고체 내부에서의 전도 방정식은 다음과 같다.

$$k_s \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} = 0 \quad (10)$$

제시한 모델을 수치 해석하기 위하여 적용한 경계 조건은 Table 1에 나타내었다.

3. 결과 및 고찰

다패스 다분지 열교환기의 패스 수(N_p) 및 입구 지름(D)에 따른 성능을 비교하기 위하여 수치 해석을 수행하였으며, 최적의 패스 수와 입구 지름 선정 후, 다른 설계 인자를 선정하여 영향도 및 민감도에 대해 조사하였다.

3.1 패스 수와 입구 지름 변화에 따른 영향

다패스 다분지 열교환기의 선행 설계 인자인 패스 수(N_p) 및 입구 지름(D)에 따른 성능을 비교하기 위하여 입구 지름은 기하학적인 한계 범위인 20 ~ 50 mm에서 5 mm간격으로 변화시켰으며 입구와 출구의 크기는 같게 하였다. 패스 수는 설치상의 제약으로 입출구가 우측면에 부착되므로 입구 지름에 따라 짝수인 2, 4, 6, 8, 12 패

Table 2 The performance of heat exchangers

D(mm)	N_p	D/H	Q (W)	Δp (Pa)	JF
20	2	0.167	104.3	99.0	0.54
	4	0.333	111.7	130.5	0.62
	6	0.5	117.7	122.2	0.64
	8	0.667	121.0	201.6	0.58
	12	1	124.9	610.4	0.49
25	2	0.208	103.4	37.0	0.76
	4	0.417	111.7	45.7	0.84
	6	0.625	117.3	68.8	0.79
	8	0.833	121.0	150.0	0.78
30	2*	0.25	104.2	18.6	1
	4	0.5	111.8	27.1	1.02
	6	0.75	117.4	51.2	0.88
	8	1	120.8	134.1	0.71
35	2	0.292	104.2	10.6	1.25
	4	0.583	111.4	19.3	1.18
	6	0.875	116.6	49.9	0.91
40	2	0.333	104.6	6.9	1.52
	4	0.667	112.0	15.8	1.32
	6	1	116.4	49.9	0.94
45	2	0.375	105.5	5.1	1.75
	4	0.75	112.4	14.3	1.36
50	2	0.417	106.5	4.2	1.89
	4	0.833	112.4	13.7	1.39

* : reference heat exchanger

스가 선정된다. 이 때, 각 열교환기에 대한 성능을 비교하기 위하여 JF factor⁽⁸⁾를 사용하였으며, 각 열교환기에 대한 성능은 Table 2에 나타내었다.

패스 수를 고정하고 입구 지름만을 변화시켰을 경우에는 Table 2에 나타낸 것과 같이 열전달량의 변화는 거의 없으나 압력강하량은 감소하여 JF factor는 입구 지름이 증가할수록 커지게 된다. 예를 들면 패스 수가 4패스일 때, 입구 지름이 증가함에 따라 열전달량은 약 111 ~ 112 W로 거의 변화가 없으나, 압력 강하량은 약 104 ~ 14 Pa로 급격히 감소한다. 따라서 입구 지름이 커질수록 전체적인 열교환기의 성능은 좋아지므로 입구 지름이 50 mm일 때 가장 좋은 성능을 보이고 있다. 입구 지름을 고정하고 패스 수를 변화시켰을 경우에는 패스 수가 늘어날수록 열전달량과 압력 강하량은 증가한다. 이는 첫 번째 패스의 각 헤더에서의 압력 분포를 이용하여 설명할 수 있다. 2 패스 열교환기에서는 헤더 높이(H)에 비해 입구 지름(D)이 작기 때문에 중앙부분에서 압력이 크고 이에 따라 압력 차이가 중앙부분에서만 생기며 나머지 채널에서는 압력 차이가 생기지 않는다.

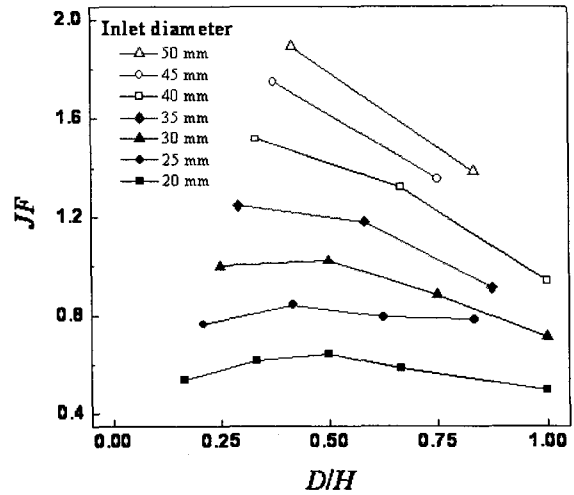


Fig. 3 JF factor with respect to the ratio of the inlet diameter to header height

따라서 대부분의 유량이 중앙 채널에만 흐르고, 나머지 채널에는 유체가 흐르지 못하여 열전달량을 감소시킨다. 패스 수가 4에서 8패스로 증가할수록 헤더 높이에 비해 입구 지름이 커지기 때문에 압력 차이가 균일해지며 유체가 흐르는 영역이 증가하여 열전달량이 증가한다. 그러나 패스의 증가로 인하여 열교환기 전체의 압력 강하가 커지게 된다. 이처럼 패스 수의 증가에 따라 망대특성인 열전달량과 망소 특성인 압력강하량이 동시에 증가하기 때문에 입구 지름에 따라 최적의 성능을 보이는 패스 수는 20 mm에서는 6패스, 30 mm에서는 4패스, 50 mm에서는 2패스 등 지름에 따라 다르다. 따라서 입구 지름에 따른 패스 수의 관계를 알아보기 위해 Fig. 3처럼 각 패스의 헤더 높이에 대한 입구 지름의 비(D/H)와 JF factor에 대해 알아보았다. 입구 지름의 변화에 따라 D/H 가 0.5 근방일 때, 가장 좋은 성능을 보이고 있다. 이는 본 연구에서 사용된 열교환기의 경우, 각 패스의 헤더 높이에 대한 입구 지름의 비를 0.5근방으로 할 경우, 입구 지름에 따른 최적의 패스 수를 선정할 수 있다. 예를 들면, 입구 지름이 30 mm로 제한되는 경우, 최적의 성능을 보이는 열교환기는 D/H 가 0.5인 4패스 열교환기이다.

본 연구에서는 입구 지름이 50 mm이고 패스수가 2개인 열교환기를 선택한 경우, 기준 열교환기보다 성능이 89.3% 향상되어 이를 이용하여 나머지 설계 인자에 대한 영향도를 파악한다.

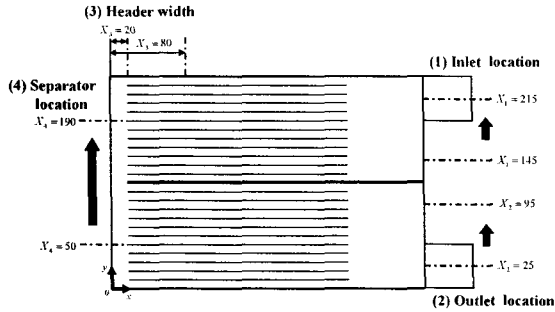


Fig. 4 Ranges of the design parameters

3.2 설계 인자의 영향 및 민감도 조사

입구 지름과 패스 수를 선정 한 후, 나머지 설계 인자에 대한 영향을 고려하였다. 설계 인자는 Fig. 4 와 같이 입구 위치(\$X_1\$), 출구 위치(\$X_2\$), 헤더 폭(\$X_3\$), 격벽 위치(\$X_4\$)의 4개 인자를 선정하였으며, 각 설계 인자는 기하학적인 한계 범위 내에서 변화시켰으며 상한(\$X_{i,max}\$)과 하한(\$X_{i,min}\$)을 이용하여 \$x_1, x_2, x_3, x_4\$로 정규화 했고, 이는 Table 3에 나타내었다.

Fig. 5는 입구 위치의 변화에 따른 \$JF\$ factor와 유량균일도의 변화를 나타내고 있다. 유량균일도는 해석 대상 열교환기가 다패스 형식이므로 다음과 같이 정의한다.

$$S_{total} = \sqrt{\left\{ \sum_{j=1}^{N_p} \sum_{i=1}^{N_c} \left(\frac{\dot{m}_{i,j} - \dot{m}_{i,ideal}}{\dot{m}_{i,ideal}} \right)^2 \right\} / N_c} \quad (11)$$

여기서 하첨자 \$i, j\$는 각각 패스 번호와 채널 번호를 나타내며 \$N_p\$는 패스의 개수, \$N_c\$는 채널의 총 개수를 나타낸다. Fig. 5에서 입구 위치가 하단에서 상단으로 변화할수록 \$JF\$ factor는 증가하고 유량 균일도는 감소한다. 이는 입구 위치가 상단으로 변화할수록 열교환기의 유량 분배의 균일성이 향상되어 열교환기 성능이 개선됨을 의미한다.

입구 위치를 제외한 나머지 설계 인자에 대한 \$JF\$ factor의 변화는 Fig. 6에 나타내었다.

Table 3 Ranges and levels of the normalized design parameters

Design parameter	Normalization		
	-1(lower)	0(ref.)	+1(upper)
\$X_1\$	145 mm	180 mm	215 mm
\$X_2\$	25 mm	60 mm	95 mm
\$X_3\$	20 mm	50 mm	80 mm
\$X_4\$	50 mm	120 mm	190 mm

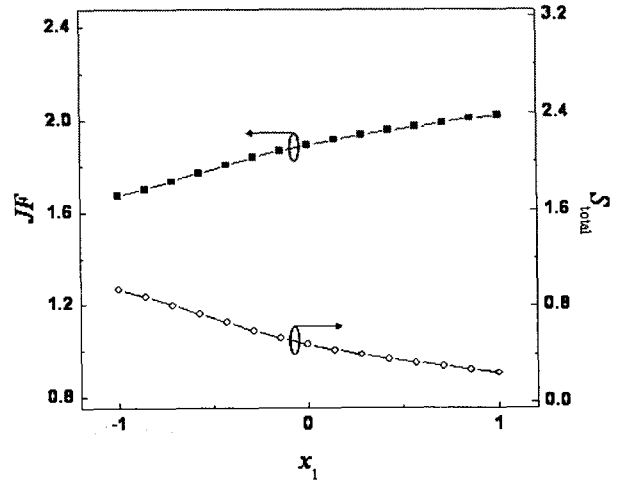


Fig. 5 \$JF\$ factor and flow distribution uniformity with respect to the inlet location

출구 위치를 변화시킬 경우, \$JF\$ factor는 \$x_2\$가 \$-0.57(X_2 = 40 \text{ mm})\$까지 증가하다 이후에는 감소한다. 이는 출구의 위치가 위로 올라갈수록 열전달량은 완만하게 증가하고 압력 강하량은 \$x_2\$가 \$-0.57\$까지는 감소하다가 이후 급격하게 증가하기 때문이다. 즉, 출구 위치 변화에 따른 열전달량의 변화는 작고 압력 강하량의 변화는 크기 때문에 \$JF\$ factor는 압력 강하량이 가장 작을 경우에 최대가 된다.

헤더 폭은 열교환기의 좌측 벽을 기준으로 \$20 \sim 80 \text{ mm}\$로 변화시켰으며, 이 때, 채널의 길이는 \$320 \text{ mm}\$로 고정한다. 헤더 폭의 변화에서는 \$JF\$ factor가 급격하게 증가하다 \$x_3\$가 \$0.67(X_3 = 70 \text{ mm})\$이후에는 거의 변하지 않는다.

격벽 위치를 변화시켰을 경우에는 \$x_4\$가 \$-0.28(X_4 =

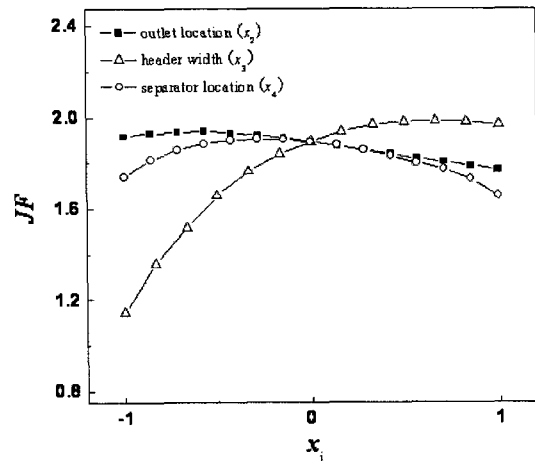


Fig. 6 \$JF\$ factor variation with respect to the design parameters other than the inlet location

Table 4 The sensitivity of the design parameters

Content	Range (mm)	JF factor		Difference	Order
		Max	Min		
Inlet	145 ~ 215	2.018	1.672	0.346	2
Outlet	25 ~ 95	1.941	1.771	0.170	4
Header width	120 ~ 80	1.983	1.145	0.838	1
Separator	50 ~ 190	1.905	1.657	0.248	3

100 mm)까지는 JF factor가 급격히 증가하고 이후 서서히 감소한다. 두 패스의 유량 균일도의 변화로 인하여 열교환기의 전체 유량 균일도는 격벽의 위치가 중앙 부근일 때 가장 좋으며, 격벽의 위치가 중앙보다 하단에 있을 때가 상단에 있을 때보다 압력 강하량이 작기 때문에 JF factor는 중앙에서 하단부인 x가 -0.28($X_2 = 100$ mm)에서 가장 우수하였다.

각 설계 인자가 성능에 미치는 영향을 분석한 후, JF factor의 최대와 최소값의 차이를 이용하여 설계 인자의 민감도를 조사하였으며, 그 결과는 Table 4에 나타내었다. 각 설계 인자가 성능에 미치는 영향은 헤더 폭, 입구, 격벽, 출구 위치의 순이었다.

4. 결론

본 연구에서는 다패스 다분지 열교환기에서의 유동 및 열적 특성을 분석하기 수치해석 하였다. 패스 수와 입구 지름을 변화시켜 성능 분석을 하였고 이에 따라 최적의 패스 수와 입구 지름을 선정하였다. 선정된 열교환기를 이용하여 입구 위치, 출구 위치, 헤더 폭, 격벽의 위치를 변경하면서 이에 따른 성능을 분석하여 영향도를 조사하였다.

입구 지름과 패스 수 선정 시, 입구 지름에 따라 최적의 패스 수는 각각 다르며, 패스의 헤더 높이에 대한 입구 지름의 비를 0.5 근방으로 할 경우, 최적의 패스 수를 선정할 수 있다.

설계 인자가 성능에 미치는 영향은 헤더 폭, 입구 위치, 격벽 위치, 출구 위치 순으로 크다.

패스 수와 입구 지름 선정에서 기준 열교환기 성능을 89.3% 개선시킬 수 있었으며, 나머지 설계 인자의 영향도는 상대적으로 미미하였다. 이는 적적할 패스 수와 입구 지름 선정만으로도 성

능을 크게 개선시킬 수 있으며, 다패스 다분지 열교환기에서 패스 수와 입구 지름 선정의 중요성을 나타낸다.

후 기

이 연구는 한국과학재단 지정 한양대학교 최적 설계기술연구센터(iDOT)의 지원에 의해 수행되었습니다.

참고문헌

1. 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. Com. Heat Mass Transfer*, Vol. 20, No. 2, pp. 221-234.
2. Lalot, S., Florent, P., Lang, S. K. and Bergles, A. E., 1999, Flow maldistribution in heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 19, No. 8, pp. 847-863.
3. Jiao, A., Zhang, R. and Jeong, S., 2003, Experimental investigation of header configuration on flow maldistribution in plate-fin heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23, No. 10, pp. 1235-1246.
4. Lee, K. S. and Oh, S. J., 2004, Optimal shape of the multi-passage branching system in a single-phase parallel-flow heat exchanger, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 27, No. 1, pp. 82-88.
5. Nakamura, Y., Jia, W. and Yasuhara, M., 1989, Incompressible flow through multiple passages, *Numerical Heat Transfer Part A*, Vol. 16, pp. 451-465.
6. Chung, K., Lee, K. S. and Kim, W. S., 2002, Optimization of the design factors for thermal performance of a parallel-flow heat exchanger, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 45, No. 24, pp. 4773-4780.
7. Rao, B. P. and Das, S. K., 2004, Effects of Flow Distribution to the Channels on the Thermal Performance of the Multipass Plate Heat Exchangers, *Heat Transfer Engineering*, Vol. 25, No. 8, pp. 48-59.
8. Yun, J. Y. and Lee, K. S., 2000, Influence of design parameters on the heat transfer and flow friction characteristics of the heat exchanger with slit fins, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 43, No. 14, pp. 2529-2539.