엇갈린 핀 배열을 갖는 평판 열교환기의 최적 설계

박경우† · 최동훈* · 이관수* · 장규호**

Design Optimization of Plate Heat Exchanger with Staggered Pin Arrays

Kyoungwoo Park, Dong-Hoon Choi, Kwan-Soo Lee and Kyu-Ho Chang

Key Words : Optimum Design(최적설계), Plate Heat Exchanger(평판 열교환기), Periodic Flow and Heat Transfer(주기적인 열/유동), SLP(순차적 선형 프로그래밍)

Abstract

The design optimization of the plate heat exchanger with staggered pin arrays for a fixed volume is performed numerically. The flow and thermal fields are assumed to be a streamwise-periodic flow and heat transfer with constant wall temperature and they are solved by using the finite volume method. The optimization is carried out by using the sequential linear programming (SLP) method and the weighting method is used for solving the multi-objective problem. The results show that the optimal design variables for the weighting coefficient of 0.5 are as follows; S = 6.497 mm, P = 5.496 mm, D_1 = 0.689 mm, and D_2 = 2.396 mm. The Pareto optimal solutions are also presented.

1. 서론

냉각시스템에 널리 사용되고 있는 핀(pin)이 부착된 평판 열 교환기 설계의 기본적인 목적은 열적인 성능향상이다. 그러나 열 교환기는 시스템 내의 제한된 공간에 설치되어야 하는 제약성 때문에 열전달 뿐만 아니라 설치 가능한 공간의 크기, 압력강하 등 많은 인자들을 고려하여 설계되어야 한다. 따라서, 일정한 크기의 공간에서 핀 간격, 핀 피치 뿐만 아니라 적절한 핀의 형상을 얻기 위해서는 최적 설계가 이루어져야 할 것이다.

지금까지 열교환기의 성능을 향상시키기 위한 연구는 꾸준히 이루어져 왔고 또 앞으로도 계속 진행될 것이다. Sparrow 와 Vemuri[1]가 열교환기 내에 최대 성능을 보장하는 최적의 간격이 존재한다고 보고한 이래, 열전달 현상만을 고려한 최적 간격을 얻기 위한 연구가 많이 이루어져 왔다. Stanescu 등[2]은 실린더 사이의 최적 간격을 얻기 위해 실험, 수치, 그리고 해석적인 연구를 수행하여 실린더 간격에 대한 상관관계식을 제시하였으며, 실험결과와도 비교하였다. Jang 등[3]은 다열 평판-핀 관 열교환기의 유동 및 열전달특성에 대해 연구하여, 엇갈리게 관을 배열한 경우가 직렬로 배열한 경우보다 열전달은 15-27%, 압력강하는 20-25% 정도 각각 높다고 하였다. Matos 등[4]은 유한요소법을 이용하여 엇갈리게 배열된 원형 및 타원형 관을 선택하여 열교환기의 기하학적인 최적값을 구하고자 하였다. 이들은 최적의 관 간격을 갖는 상태에서 타원형 형상이 원형에 비해 열전달이 약 13% 증가한다고 발표하였다. 그러나 이들의 연구는 실제 최적화 수치 기법을 사용하지 않고 열·유동장에 대한 매개변수의 영향을 통한 상관관계식을 제시한 것에 지나지 않는다. 최근에 Lee 등[5]은 평판 열교환기의 채널 내에 엇갈리게 부착된 핀의 최적 형상 및 배열에 대해 최적화 기법을 사용하여 설계변수값을 제시하였다. 그러나 이들은 비 제약(unconstraint) 최적화 문제로 모델을 국한시켰다.

따라서, 이 연구에서는 체적이 일정한 경우의 엇갈린 핀 배열을 갖는 평판 열교환기를 선택하여 핀의 배열(핀의 간격 및 피칭) 및 핀 형상(핀의 상·하부 직경)에 대한 최적 설계를 수치적으로 수행한다. 열교환기 내의 열·유동특성을 규명하기 위해

† 한양대학교 최적설계신기술연구센터
E-mail : kwoopark@hanyang.ac.kr
TEL : (02)2290-1639 FAX : (02)2291-4070
* 한양대학교 최적설계신기술연구센터
** ATES ㈜

유한체적법을 이용하며, 제약조건을 고려한 다목적함수 문제는 설계 최적화 기법을 사용한다.

2. 이론 해석

2.1 열·유체 유동

이 연구에서 해석하고자 하는 평판 열교환기의 기하학적인 형상과 좌표계를 Fig. 1 에 나타내었다. 뜨거운 유체가 핀이 부착된 채널내를 흐르며, 핀을 포함한 모든 벽면은 차가운 온도로 일정하게 유지 된다. 또한, 핀의 배열이 연속적으로 반복되어 유동형태가 주기적일 것으로 예상된다. 이 때, 압력강하는 주기적인 경계면에서 발생하여, 이는 완전 발달 유동 또는 주기적인 유동을 야기시킨다[6]. 또한 일정한 온도나 일정한 열유속의 경계조건을 갖는 경우에 주기적인 열전달 문제가 발생하는데, 이때 온도장 역시 주기적으로 완전 발달하게 된다. 이 연구에서는 비압축성, 정상상태, 층류 유동이라 하였으며, 점성소산항은 무시한다.

주기적으로 완전발달한 유동의 속도장과 압력강하는 다음과 같이 표현된다[6].

$$\mathbf{V}(x,y,z)=\mathbf{V}(x,y+Y,z)=\mathbf{V}(x,y+2Y,z)=\cdots \quad (1)$$

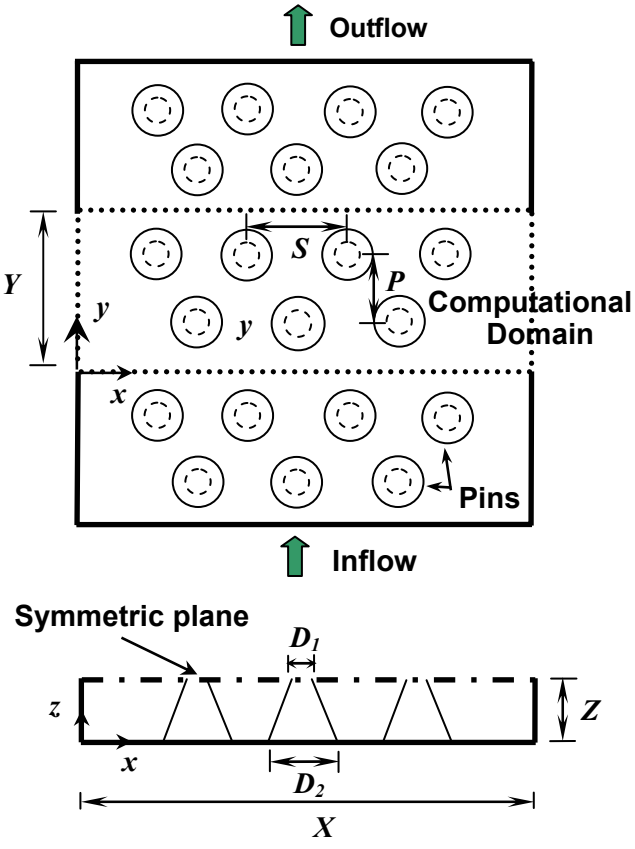

Fig. 1 Schematics of heat exchanger with staggered pin arrays and computational domain

$$\nabla p(x,y,z)=-\beta(y)+\nabla\tilde{p}(x,y,z) \quad (2)$$

식(2)의 우변의 첫번째, 두번째 항은 선형-변화 압력 구배 및 주기 압력의 구배이다. β 값은 질량유동율의 초기 예측값과 계산된 값 차이가 수렴조건을 만족할 때까지 반복함으로서 구해진다

앞에서 언급한 가정에 기초한 질량, 운동량, 그리고 에너지방정식의 텐서형태는 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j)=0 \quad (3a)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j)=-\frac{\partial\tilde{p}}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\mu\frac{\partial u_j}{\partial x_j}\right)+\beta\cdot\delta_{2j} \quad (3b)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho c_p u_i T)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(k\frac{\partial T}{\partial x_j}\right) \quad (3c)$$

여기서 δ 는 Kroneker-델타이며, $j = 2$ 이면 1 이다.

주기적인 온도장인 경우, 유체가 흘러감에 따라 유체의 온도는 벽면 온도에 접근하게 되므로 다음과 같은 무차원 온도를 도입한다

$$\theta=\frac{T(x,y,z)-T_w}{T_b(0)-T_w} \quad (4)$$

여기서 T_w 는 벽면 온도이고, $T_b(0)$ 는 입구에서의 체적온도를 의미한다. 총열전달 성능은 다음과 같은 평균 Nusselt 수를 이용하여 예측할 수 있다.

$$Nu=\frac{hD_h}{k} \quad (5)$$

여기서 h 는 평균 열전달계수, D_h 는 수력직경을 의미하며, 이들에 대한 정의식은 참고문헌 [5]에 잘 나타나 있다.

경계조건 : 주기적인 문제를 해석하기 위해서는 입구면($y=0$)에서 질량유동율과 체적온도가 주어져야 하는데, 이 연구에서는 각각 $\dot{m}_{in}=2.5\times10^{-5}$ kg/s 와 $T_{in}=353K$ 로 하였다. 벽과 핀 표면은 속도에 대해 점착조건을, 온도는 저온으로 일정하게 유지된다고 하였으며($T_w=290$ K), 대칭면($z=Z$)에는 대칭조건을, 그리고 $y=0$ 과 $y=Y$ 에는 식 (1)과 같은 주기적 조건을 부여하였다.

2.2 최적화

제약조건(constraint)을 갖는 비선형 문제를 수치적으로 해석하는 최적 설계문제는 다음과 같이 수학적으로 표현된다.

$$\textit{Find} \qquad \mathbf{X}=\{X_1,X_2,\cdots X_N\}^T \quad (6)$$

$$\textit{to minimize or maximize} \qquad F(\mathbf{X}) \quad (7)$$

$$\textit{subject to} \qquad g_j(\mathbf{X})\le 0 \quad \text{for} \quad j=1,M \quad (8a)$$

$$\mathbf{X}_i^L\le\mathbf{X}_i\le\mathbf{X}_i^U \quad \text{for} \quad i=1,N \quad (8b)$$

여기서 **X** 은 벡터형의 설계변수를, $F(\mathbf{X})$ 는 목적함수를, 그리고 $g_j(\mathbf{X})$ 는 부등호제약조건을 의미한다, $\mathbf{X}_i^L$ 및 $\mathbf{X}_i^U$ 는 설계변수에 대한 하한 및 상한치로서, 설계변수의 범위를 제한한다.

수치 최적화 기법은 목적함수가 하나인 문제에만 적용할 수 있고, 목적함수의 중요도에 따라 순차적으로 최적화 과정을 수행하기 때문에, 다목적함수 문제를 해석하기 위해서는 특별한 처리가 필요하다. Koski [7] 가 다목적함수 문제에 대한 Pareto 기법의 전형적인 표현을 제안한 이래, 수많은 수치 기법들이 개발되어 왔다. 이들 중, 서로 다른 가중요소($\omega_i \geq 0$)를 갖는 목적함수들의 합을 최소화하는 가중법(weighting method)이 가장 널리 사용되고 있다. 가중법은 모든 목적함수들을 선형적인 합으로 표현하여 새로운 목적함수 문제로 전환시키며, 이 때, 모든 목적함수들은 동일한 차수로 표현되어야 한다.

가중법을 이용한 다목적 함수 최적화 문제의 일반적인 표현은 다음과 같다.

$$\textit{Minimize} \qquad \sum_{i=1}^{o} \omega_i F_i(\mathbf{X}) c_i \qquad (9)$$

$$\textit{subject to} \qquad \textit{Eq. (13)}$$

여기서 ω_i 는 가중요소이며, 이들의 합은 1 이다. 식(9)에서, c_i 는 상수로서, $c_i = 1/F_i^0(\mathbf{X})$ 일 때 가장 최상의 결과가 얻어진다. 여기서 $F_i^0(\mathbf{X})$ 는 초기조건에 대한 목적함수 값이다.

3. 수치 해석

엇갈리게 핀이 배열되어 있는 열교환기의 최적설계값을 얻기 위해서는 다음과 같은 3 개의 프로그램이 사용된다: (1) 여러가지 배열과 변수들을 정의하는 주-프로그램, (2) 목적함수들을 계산하는 해석기(analyzer), 즉, 열 및 유동장 해석을 위한 프로그램, 그리고 (3) 비선형 최적화 문제를 계산하는 최적화기(optimizer)등 이다.

일단, 목적함수가 열 및 유동장 해석의 결과로 얻어지면, 주-프로그램은 최적화를 수행하기 위해 최적화기를 이용한다. 이 때, 최적화기는 설계변수를 수정할 수 있으며, 수정된 설계변수로 인해 새로운 목적함수들을 필요로 하게 될 때, 주-프로그램으로 돌아가서 해석기를 이용하여 이들을 계산하게 된다. 이 때, 최적화기가 새로운 설계변수를 제안하기 때문에 해석기는 새로운 격자를 생성하여야 한다. 이러한 과정은 최적화가 완전히 종료될 때까지 반복적으로 수행되며, 이상의 모든 과정은 자동화된다. 각 프로그램에 대한 보다 자세한 설명은 다음과 같다.

열·유동장 : 3 차원 곡선좌표계에서 열·유동 지배방정식은 유한체적법을 이용하여 수치적으로 계산한다. 운동량 방정식의 압력수정식은 SIMPLE 알고리즘[8]을, 대류와 확산항은 멱급수법으로 처리한다. 해석영역은 $120\times90\times25$ ($N_x \times N_y \times N_z$)의 비균일 격자계로 나누며, 3 개의 격자계에 대해 압력강하 등을 비교함으로서 격자의존성을 조사한다. 압력강하 및 열전달량을 계산하기 위한 열·유동 해석은 FLUENT [9]를 사용하며, 각 변수들에 대한 유수(residual)합과 매 반복시 상대오차가 10^{-5} 보다 적게 되었을 때의 결과를 수렴된 해로 간주한다.

최적화 : 열교환기의 최적설계값을 구하기 위해 순차적 선형프로그래밍(sequential linear programming, SLP) 알고리즘[10]을 사용한다. 계산에 필요한 함수의 항을 이용하는 이 방법은 효율성이 매우 높다. SLP 법는 일련의 선형근사법을 이용하여 설계 변수들에 대한 비선형함수를 풀며, 각각을 함수는 선형프로그래밍을 이용하여 계산한다.

식(6)-(8)의 최적화 문제를 풀기 위해 비선형함수를 현재의 계산점 즉, $X_0 = \{X_{01}, X_{02}, \cdots X_{0N}\}^T$ 에서 아래의 식과 같이 1 계 Taylor 급수확장을 이용하여 선형화 해야 한다.

$$\textit{Maximize} \qquad F(\mathbf{X}) = F(\mathbf{X_0}) + \nabla F(\mathbf{X})^T \delta\mathbf{X} \qquad (10)$$

$$\textit{subject to} \qquad g_j(\mathbf{X}) = g_j(\mathbf{X}_0) + \nabla g_j(\mathbf{X}_0)^T \delta(\mathbf{X}) \leq 0$$
$$\mathbf{X}_i^L \leq \mathbf{X}_i \leq \mathbf{X}_i^U \quad \text{for} \quad i = 1, N \qquad (11)$$

여기서 $\delta(\mathbf{X}) = \{X_1 - X_{01}, X_2 - X_{02}, \cdots, X_N - X_{0N}\}^T$ 이다. 식(10)-(11)은 변수들이 $\delta(\mathbf{X})$ 에 포함된 선형프로그래밍 문제를 의미하며, 이는 행렬법(matrix method) [11]으로 쉽게 계산된다. 위의 식에서 $\mathbf{X}_1$ 이 구해지면, 이 $\mathbf{X}_1$ 위치에서 원래의 문제를 선형화하며 새로운 선형프로그래밍 문제를 푸는 것이다. 이러한 과정은 정확한 해가 얻어질 때까지 반복된다.

4. 결과 및 고찰

이 연구에서는 엇갈린 핀 배열을 갖는 평판 열교환기의 최적설계값을 수치적으로 구하고자 한다. 목적함수를 계산하기 위해 열 및 유동장을 해석하며, 다목적함수 문제를 해석하기 위해 가중법 및 국소최적화(local optimization) 기법인 SLP 법을 이용한다.

설계변수로는 핀 간격(S), 핀 피치(P), 그리고 핀의 상부 및 하부면 직경(D_1 와 D_2)을 선택하였다. 채널내의 압력강하량(Δp)이 최소이고, 열전달량 (Nu)이 최대일 때 최적 설계값이 얻어지므로 Δp 와 Nu 를 목적함수로 취하였으며, 이를 각각

$F_1(\mathbf{X})$ 과 $F_2(\mathbf{X})$ 로 표기한다. Table 1 은 이 연구의 목적함수, 제약조건, 그리고 상·하한 조건등을 나타낸 표이며, 기준모델에 대한 기하학적 변수들은 Table2 에 나타내었다.

4.1 매개변수 연구

매개변수 연구는 열교환기 성능에 미치는 제인자들의 영향을 평가하고, 가장 적합한 최적화 기법을 선택하기 위해서 수행된다.

여러 가지 핀 간격에 대한 압력 강하와 총 평균 *Nu* 를 Fig. 3 에 나타내었다. 이때 다른 설계변수(P, D_1, D_2) 들은 기준모델로 고정되어 있다. S 가 증가함에 따라, 채널의 양 끝보다 핀 사이의 확장된 통로를 통하여 더 많은 유체가 흐르기 때문에 총 열전달률과 압력강하가 동시에 증가한다.

Figure 4 는 핀 피치의 영향을 설명하고 있다. P = 8mm 을 제외하면 압력 강하와 열전달률 변화는 유사한 경향을 보인다. P 가 증가함에 따라 Δp 와 *Nu* 은 최소치를 갖는 P = 6mm 까지 감소한 후 다시 증가한다. 목적함수에 대해 하나의 최소값이 존재한다는 것은 국소 최적화 기법이 전역(global) 최적화법 보다 효율적이라는 것을 의미한다. 또한 *Nu* 수의 최고치는 핀 피치의 가장 낮은 값에서 발생한다. 이 결과로부터 모든 가중치에 대한 P 의 최적값은 P = 4mm 와 6mm 사이에 존재할 것으로 예측된다 (Table 4 참조).

Figures 5 와 6 은 Δp 와 *Nu* 에 대해 핀 지름의

Table 1 Objective functions, design variables, constraints, and side constraints

Objective function	Δp , *Nu*
Design variables	D_1 , D_2 , S, P
Constraints	$3S + D_2 \le X$, $P + D_2 \le Y$ $D_2 \le S$, $D_2 \le P$, $D_1 \le D_2$ $D_2 \le \left[P^2 + (S/2)^2\right]^{1/2}$
Side constraints [mm]	$0 \le S \le 10$, $0 \le P \le 12$ $0 \le D_1 \le 8$, $0 \le D_2 \le 8$

Table 2 Geometric parameters of the baseline domain

Parameters	values
X (width of the channel)	*31.00* mm
Y (length of the channel)	*12.12* mm
Z (height of the channel)	*0.98* mm
S (pin spacing)	*7.00* mm
P (pin pitch)	*6.06* mm
$\boldsymbol{D_1}$ (pin diameter at z = ***Z***)	*1.40* mm
$\boldsymbol{D_2}$ (pin diameter at z = *0*)	*3.80* mm

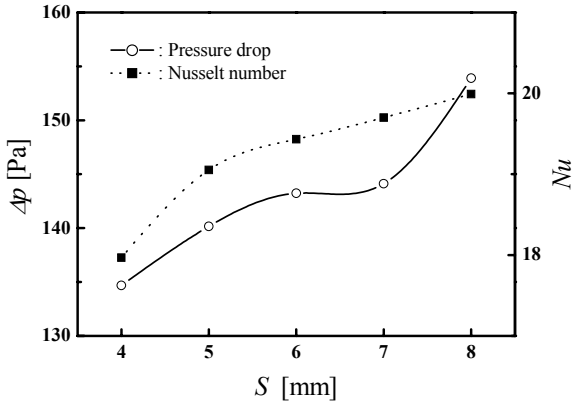

Fig. 3 Effect of pin spacing (S)

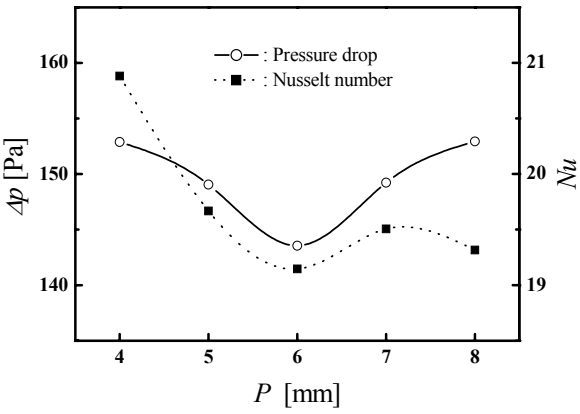

Fig. 4 Effect of pin pitching (P)

영향을 보여주는 그림이다. 핀의 상·하부면의 지름이 증가함에 따라 Δp 와 *Nu* 은 동시에 증가한다. 이것은 핀 직경의 증가로 열전달 면적이 증가하여 열전달률은 상승하고, 동시에 유동을 방해하기 때문에 압력강하도 증가한다. 열전달률과 압력강하의 변화폭은 Figs. 3 과 4 에서 논의한 핀 간격과 핀 피치의 차이에 비하여 매우 크다. 이로부터 다른 설계변수에 비하여 D_1 과 D_2 등 핀의 지름이 열교환기의 열적인 성능에 미치는 영향이 더 큼을 알 수 있다.

4.2 최적설계

가중치가 0.5 인 경우, 최적 및 기준모델에 대한 Δp 와 *Nu* 를 참고조건과 비교를 위해 Nu/Nu_r 과 $\Delta p/\Delta p_r$ 등 비의 항으로 Table 3 에 나타내었다. 여기서 첨자 r 참고조건으로, 핀이 없는 매끈한 직각 채널인 경우이다. 이에 대한 Δp 와 *Nu* 는 각각 71.82 Pa 과 6.72 이다. Table3 에서 보듯이, 최적모델에 대한 열전달률은 참고조건에 비해 137 % 증가하는 반면, 기준 모델은 189% 증가하였다. 따라서, 오직 열전달 관점에서 보면 기준 모델이 최적 모델보다 더 우수하다고 할 수 있다. 그러나, 최적모델의 압력 강하는 41.6% 정도 증가하는 반

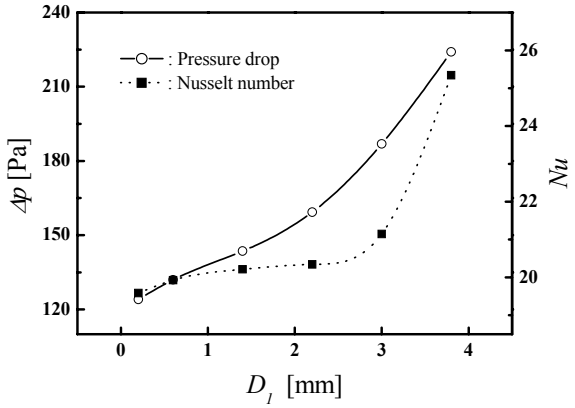

Fig. 5 Effect of upper diameter of pin (D_1)

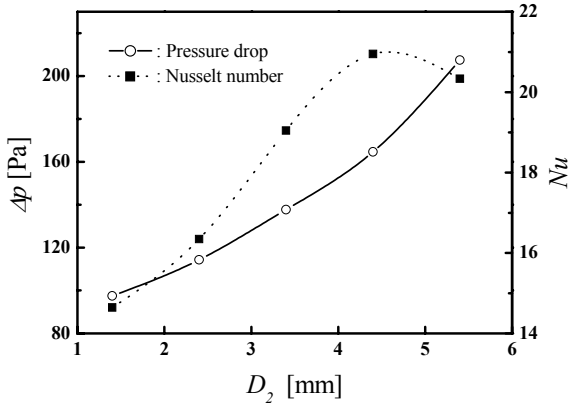

Fig. 6 Effect of lower diameter of pin (D_2)

면, 기준 모델은 106.7% 증가하였다. 이러한 사실로부터, 열교환기의 최적설계를 위해서는 압력강하와 열전달률의 중요도를 고려함으로써 적합한 설계 설계변수의 선택이 필요함을 알 수 있다. 이를 위해, 여러 가지 가중치에 대한 최적 설계변수 값과 이에 상응하는 압력 강하와 열전달률을 Table 4 에 나타내었다. 평판 열교환기의 최적의 기하학적 형상(설계변수)을 Table 4 에서 직접 구할 수 있다. 가중치(ω_i)를 사용한 다목적함수 문제에 대한 결과는 아래의 식과 같이 정규화하여 얻는다.

$$F(\mathbf{X}) = \omega_1 \cdot \left(\frac{F_1(\mathbf{X})}{\Delta p_i} \right) + \omega_2 \cdot \left(\frac{F_2(\mathbf{X})}{Nu_i} \right) \qquad (12)$$

여기서 Δp_i 와 Nu_i 는 각각 기준모델에 대한 초기 압력강하와 열전달률이며, 각각 148.77 Pa 과 19.14

Table 3 Pressure drop and Nusselt number between optimal and baseline models

	Nu / Nu_r	$\Delta p / \Delta p_r$
Optimal model	2.38	1.42
Baseline model	2.89	2.07

Table 4 Optimum values and corresponding objective functions

	Design variables				Objective functions	
ω_1 / ω_2	D_1	D_2	S	P	Δp	Nu
0.2 / 0.8	1.166	4.364	8.506	4.946	166.09	23.12
0.3 / 0.7	0.902	4.052	7.125	5.962	143.12	21.91
0.4 / 0.6	0.501	3.862	6.165	4.496	129.21	19.99
0.5 / 0.5	0.689	2.396	6.497	5.496	101.75	15.73
0.6 / 0.4	0.744	2.074	5.999	5.691	96.28	14.55
0.7 / 0.3	0.568	1.354	6.166	5.467	86.15	12.28
0.8 / 0.2	0.102	0.835	5.825	4.823	77.98	10.50
Initial Value	1.4	3.8	7	6.06	148.77	19.14

이다. 가중치 ω_1 의 증가는 압력강하의 최소화를 열전달률의 증가보다 더 중요하게 여긴다는 것을 의미이다. 예상할 수 있듯이, $F_1(\mathbf{X})$ 에 대한 ω_1 이 증가하면 압력강하는 감소하고 총열전달률 또한 감소한다. 이러한 결과는 다음의 사실로부터 기인한다. 가장 중요한 설계변수인 핀의 하부면 지름 (D_2)은 Table 4 의 두 번째 열에서 볼 수 있듯이 압력강하를 줄이기 위해 감소한다. 그러나 감소된 D_2 는 핀의 표면적을 감소시켜, 열전달률을 감소시킨다. 그러나, 입구 속도가 일정한 경우, D_2 가 감소함에 따라 핀 주의의 유체는 출구쪽으로 더 빨리 흐르고 되어, 핀 표면과 핀 주변과의 온도차가 증가함으로서 열전달률이 향상된다. 위에서 언급한 바와 같이, D_2 의 변화에 대한 상반된 사실은 열전달률의 향상이 온도구배의 증가보다는 열전달 면적의 증가에 더 많은 영향을 받음을 보여주고 있다. 또한, Table 4 에서 보듯이, 설계 변수값은 가중치에 따라 변하지만 얻어진 결과가 일정한 경향을 갖지 않음을 알 수 있다. 즉, D_2 가 증가함에 따라 열전달률과 압력강하는 감소하지만, D_2 를 제외한 모든 설계 변수는 강한 비선형성을 가지고 있으며 설계변수, S 와 P 그리고 D_1 는 가중치에 상관없이 서로에게 의존한다. 그러나 목적함수는 가중치 ω_i 에 따라 일정한 경향을 가진다.

다목적함수에 대한 최적해는 설계자가 Table 4 에 근거하여 우선권이 있는 해를 선택할 수 있도록 표현할 수 있다. 이를 위해, 엇갈린 핀의 배열을 가진 열교환기에 대한 목적함수(Δp , Nu)들의 관계를 Fig. 7 에 나타내었다. 그림의 (*a*)에서 (*g*)까지 곡선상에 있는 해를 Pareto 최적해라고 한다. 일반적으로, 두 개의 목적함수를 모두 최소화 할

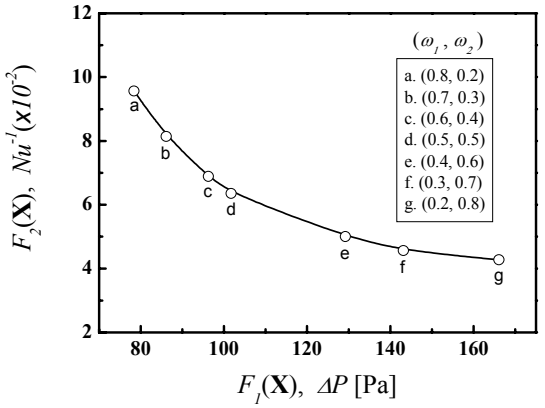

Fig. 7 Relationship between objective functions

때 Pareto 최적해를 구할 수 있으므로 Fig.7 의 열전달률 항, $F_2(\mathbf{X})$ 는 Nu 의 역수인 Nu^{-1} 로 나타내었다. Pareto 최적해는 열교환기의 최적설계를 위해 설계자에게 매우 유용하게 이용된다. 예를 들면, 설계자가 압력강하를 감소시키는 것보다 오히려 열전달률을 향상시키는데 주안점을 둔다면, 그들은 Fig.7 의 곡선상의 (*d*) - (*g*)와 같은 점을 선택할 수 있으며, 이에 상응하는 최적설계 변수값을 Table 4 에서 찾으면 된다.

열교환기의 열적 성능 향상은 근본적으로 열전달률의 최대화이며, 이는 Figs. 3 - 6 에서 논의된 바와 같이 열전달 면적과 핀 사이의 속도를 증가시킴으로서 이룰 수 있다. 그러나 열전달 향상을 위한 열교환기 내 유동속도의 증가는 필연적으로 압력강하량의 증가를 초래하며, 이는 팬의 크기를 결정하는 요소로 작용하기 때문에 비용적인 문제를 수반하게 된다. 그러므로 Pareto 해 중에서 어느 것을 선택하느냐는 열교환기 설계자의 의도에 달려있다고 할 수 있다.

5. 결론

체적이 일정한 엇갈린 핀 배열을 가진 평판 열교환기의 최적 형상 및 최적 정렬을 수치적으로 조사하였다. 목적함수인 열전달률과 압력강하를 계산하기 위해 FVM 을 이용하여 3 차원곡선좌표계의 지배방정식을 계산하였다. 또한 최적화를 수행하기 위해 SLP 법을 사용하고, 다목적함수문제는 가중법을 이용하였다.

열전달률과 압력강하에서 가장 영향을 많이 미치는 설계변수는 핀의 하부 직경(D_2)이고, 핀 간격 및 핀 피치의 영향은 그다지 크지 않았다. 열전달 면적의 증가가 온도구배의 증가 보다 열전달률의 향상에 더 많은 영향을 미쳤다. 가중치가 0.5 인 경우의 최적 설계 값은 다음과 같다: S = 6.497 mm, P = 5.496 mm, D_1 = 0.689 mm, 그리고 D_2 = 2.396 mm. 또한, 최적 모델은 기준모델에 비하여 열전달률이 137%정도, 압력강하 약 41%정도 증가하였다. 두 개의 목적함수에 대한 Pareto 최적해를 구했으며, 이 연구의 결과는 설계자들이 더 관심을 갖는 목적함수에 상응하는 최적 설계 변수를 선택하는 데 도움을 줄 수 있을 것이다.

후 기

이 연구는 한국과학재단 지정 한양대학교 최적설계신기술연구센터(*iDOT*)의 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

[1] E.M. Sparrow, S.B. Vemuri, 1985, Natural convection/radiation heat transfer from highly populated pin fin arrays, ASME J. of Heat Transfer, vol. 107, pp. 231-243.

[2] G. Stanescu, A.J. Fowler, A. Bejan, 1996, The optimal spacing of cylinders in free-stream cross-flow forced convection, vol. 39, no. 2, pp. 311-317.

[3] J.Y. Jang, M.C. Wu, W.J. Chang, 1996, Numerical and experimental studied of three-dimensional plate-fin and tube exchangers, Int. J. Heat Mass Transfer, vol.39, no.14, 3057-3066.

[4] R.S. Matos, J.V.C. Vargas, T.A. Laursen, F.E.M. Saboya, 2001, Optimization study and heat transfer comparison of staggered circular and elliptic tubes in forced convection, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 44, pp. 3953-3961.

[5] K.S. Lee, W.S. Kim, J.M. Si, 2001, Optimal shape and arrangement of staggered pins in the channel of a plate heat exchanger, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 44, pp. 3223-3231.

[6] S.V. Patankar, Liu, C.H., Sparrow, E.M., 1977, Fully developed flow and heat transfer in ducts having streamwise-periodic variations of cross-sectional area, ASME J. of Heat Transfer, vol. 99, pp. 180-186.

[7] J. Koski, 1984, Multicreterion optimization in structural design, in New directions in optimum structural design, pp. 483-503, John Wiley, New York.

[8] S.V. Patankar, 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere, Washington.

[9] FLUENT 5 User's Guide, FLUENT Inc., 1998.

[10] G.N. Vanderplaats,1984, Numerical optimization techniques for engineering design with application, Chap.2, McGraw-Hill, New York.

[11] B. Kolman, R.E. Beck, 1980, Elementary linear programming with applications, in Chap.2. Academic Press, Orlando.