

리브가 있는 판형 열교환기 관내부 최적화

이 관 수[†], 양 동근^{*}

한양대학교 기계공학부, *한양대학교 대학원

Optimization of the Channel of a Plate Heat Exchanger with Ribs

Kwan-Soo Lee[†], Dong-Keun Yang^{*}

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

^{*}Graduate School, Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

(Received July 31, 2001; revision received November 28, 2001)

ABSTRACT: In this paper, the optimum shape and arrangement of ribs in the channel of a plate heat exchanger are studied. The following dimensionless geometric parameters of ribs are selected as design variables: rib height (H_R), angle of attack (β), rib pitch (P_R), rib distance (L) and aspect ratio of rib (AR). The optimization is performed by minimizing the objective function consisting of the Nusselt number and the friction factor. The optimal values of design variables are as follows: $H_R=0.263$, $\beta=0.290$, $P_R=3.142$, $L=3.954$, $AR=0.342$. The pressure drop and the heat transfer of the optimum model, compared to those of the reference model, are increased by 15.1% and 41.6%, respectively.

Key words: Plate heat exchanger(판형 열교환기), Rib(리브), Periodic fully developed flow(주기적으로 완전 발달한 유동), Angle of attack(충돌각), Optimization(최적화)

기 호 설 명

AR : 리브의 종횡비
 B : 계산영역에서 단위길이당 압력강하 [N/m^3]
 c_p : 정압 비열 [$J/kg^\circ C$]
 D_h : 수력학적 지름 [m]
 f : 마찰계수
 h : 평균 열전달계수 [$W/m^2^\circ C$]
 H_R : 리브의 높이 [m]
 H_R : 무차원 리브 높이
 k : 열전도계수 [$W/m^\circ C$]
 L : 리브간 거리 [m]

L : 무차원 리브간 거리
 L_R : 리브의 길이 [m]
 max : 최대값
 min : 최소값
 Nu : 평균 Nusselt 수
 P : 국소 압력 [N/m^2]
 P_R : 리브 피치 [m]
 P_R : 무차원 리브 피치
 Pr : Prandtl 수, ν/α
 Re : Reynolds 수, $\bar{v}D_h/\nu$
 T : 온도 [$^\circ C$]
 u, v, w : 속도 성분 [m/s]
 \bar{v} : 입구 평균 속도 [m/s]
 W_R : 리브의 폭 [m]
 x, y, z : 좌표계

[†] Corresponding author

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

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

- X : 계산영역의 폭 [m]
 Y : 계산영역의 길이 [m]
 Z : 계산영역의 높이 [m]

그리스 문자

- α : 열확산계수 [m^2/s]
 β : 충돌각 [deg]
 β : 무차원 충돌각
 δ : Kroneker delta function
 μ : 점성계수 [kg/ms]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]
 ϕ : 무차원 온도

하첨자

- 0 : 매끄러운 평행 평판(리브가 없는 경우)
 b : 체적
 i, j, k : 텐서 인덱스
 opt : 최적값
 w : 벽

1. 서 론

최근에 자동차에는 이전의 열교환기에 비해 소형화, 고밀도화된 적층형 열교환기가 사용되고 있다. 이처럼 고밀도화된 적층형 열교환기는 관 내부에 리브나 덤플을 부착함으로써 전체 부피의 증가없이 열전달성능을 향상시킨다. 그러나 이와 같은 들출물은 열전달 향상과 더불어 압력강하 역시 증가시키는 단점이 있다. 따라서 최적의 들출물 형상과 배열에 대한 해석이 요구되고 있다.

들출물이 있는 채널 내의 주기적인 열·유동 해석과 관련된 연구에 대해 알아보면 Choudhury and Karki⁽¹⁾는 덤플이 유동 방향으로 주기적으로 분포되어 있는 관내의 유동을 2차원 층류로 수치 해석하여 열·유동 특성을 파악하였다. Lee et al.⁽²⁾는 관 내부에 주기적으로 배열되는 있는 덤플의 형상과 배열을 최적화하였다. Patankar et al.⁽³⁾는 주기적인 단면을 가진 관 내부를 수치 해석하여 열전달과 압력 강하에 대해 조사하였다. Ohara et al.⁽⁴⁾은 채널 내에 리브가 있는 경우 리브의 높이에 따른 열·유동 특성을 실험을 통하

여 조사하였다. Lau et al.⁽⁵⁾과 Hu and Chen⁽⁶⁾은 리브가 부착된 채널 내에서 리브의 각도가 열전달과 압력 강하에 미치는 영향을 실험적으로 연구하였다. 이처럼 관 내부에 주기적으로 배열된 덤플의 최적 형상과 배열에 대해서는 연구가 되었지만, 리브에 대한 기존의 연구들은 중요 형상인자에 대해 실험을 통하여 개별적인 영향만을 고려하였거나 채널의 크기가 비교적 큰 경우의 결과이므로 채널의 크기가 매우 작은 실제 판형 열교환기에 적용하기가 어렵다.

이전의 연구들을 종합해 보면 열·유동 특성에 영향을 미치는 리브의 형상인자는 리브 각도, 리브 높이, 리브의 중횡비 등이 있으며 리브의 배치 형태 또한 중요한 요소임을 알 수 있다. 또한 채널의 수력학적 지름이 수 mm로 매우 작고 채널내의 유동은 느리므로 실제의 열교환기의 운전 조건에서 층류로 생각할 수 있다.

따라서 본 연구에서는 주기적으로 완전 발달한 영역에서 서로 다른 벽면에 직교하는 리브가 있는 판형 열교환기의 관내 열·유동을 3차원 층류로 해석하여 열전달과 압력 강하 특성을 파악하고 그 결과를 이용해 열유동 특성을 극대화시킬 수 있는 최적의 리브 형상과 배열 형태를 구하고자 한다.

2. 이론해석

2.1 해석 모델 및 지배방정식

본 연구에서 고려한 물리적인 모델은 Fig. 1과 같고 관내측은 리브가 주기적으로 배열되어 있다. 따라서 Fig. 2와 같이 하나의 단위만을 계산

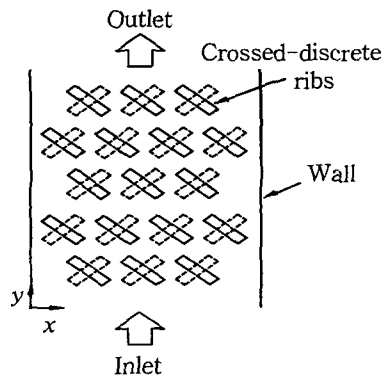


Fig. 1 Physical model.

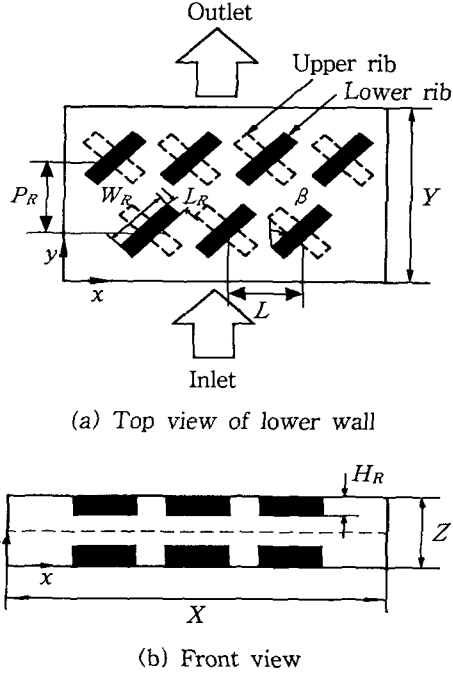


Fig. 2 Schematic diagram of a computational domain.

영역으로 설정할 수 있다.^(1,2) 리브의 높이(H_R), 주유동과의 충돌각(angle of attack, β), 리브의 피치(P_R), 리브간 거리(L), 리브의 종횡비를 중요 설계인자로 선정하고 다음과 같이 무차원화한다.

$$H_R = \frac{H_R}{Z}, \quad \beta = \frac{\beta}{\beta_{\max}}, \quad P_R = \frac{P_R}{Z}, \quad (1)$$

$$L = \frac{L}{Z}, \quad AR = \frac{L_R}{W_R}$$

여기서 $\beta_{\max} = 90^\circ$ 이고 리브의 단면적($L_R \times W_R$)은 일정하다. 상용화된 판형 열교환기를 고려하여 기준모델을 선정하였으며 그 치수는 Table 1과 같다.

본 연구에서는 열·유동 특성을 해석하기 위해서 다음과 같이 가정한다.

- (1) 유동은 3차원 정상상태이고 비압축성 층류이다.
- (2) 채널벽과 리브는 일정온도로 유지된다.
- (3) 체력(body force)과 부력은 무시한다.
- (4) 유동은 주기적으로 완전발달한다.⁽¹⁾

Table 1 Geometric parameters of a reference model.

Geometric parameter	Dimension
X (width of the channel)	31.00 mm
Y (length of the channel)	12.12 mm
Z (height of the channel)	1.96 mm
L (rib distance)	7.75 mm
L_R (length of the rib)	1.50 mm
P_R (rib pitch)	6.06 mm
β (angle of attack)	45°
W_R (width of the rib)	4.00 mm
H_R (height of the rib)	0.40 mm

압력 p 는 해석영역이 주기적으로 완전발달되었을 때에 다음과 같이 나타낼 수 있다.⁽³⁾

$$p(x, y, z) = -By + P(x, y, z) \quad (2)$$

여기서 B 는 전압력 구배상수이며, 국소압력 P 는 다음과 같다.

$$P(x, y, z) = P(x, y + Y, z) \quad (3)$$

위의 가정들을 기초로 한 문제의 지배방정식과 경계조건은 다음과 같다.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0$$

$$\rho \frac{\partial u_i u_j}{\partial x_j} = B \delta_{i2} - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} \quad (4)$$

$$\rho \frac{\partial T u_j}{\partial x_j} = a \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2}$$

채널 벽과 리브

$$u = v = w = 0, \quad \phi = 0$$

주기적 경계($y=0, y=Y$)

$$u(x, 0, z) = u(x, Y, z)$$

$$v(x, 0, z) = v(x, Y, z)$$

$$w(x, 0, z) = w(x, Y, z)$$

$$\phi(x, 0, z) = \phi(x, Y, z) / \phi_b(Y)$$

온도장은 주기적으로 완전발달하게 되며 무차원 온도 ϕ 가 주기적으로 된다.⁽⁷⁾

$$\phi(x, y, z) = \frac{T(x, y, z) - T_w}{T_b(0) - T_w} \quad (5)$$

여기서 체적온도 $T_b(y)$ 는 다음과 같이 정의한다.

$$T_b(y) = \frac{\int_0^X \int_0^Z |v| T dz dx}{\int_0^X \int_0^Z |v| dz dx} \quad (6)$$

마찰계수는 다음과 같이 정의된다.

$$f = \frac{BD_h}{\rho v^2 / 2} \quad (7)$$

총 열전달 성능은 다음의 평균 Nusselt 수로 평가할 수 있다.⁽²⁾

$$\text{Nu} = \frac{hD_h}{k} \quad (8)$$

2.2 수치해법 및 검증

지배방정식을 이산화하기 위해 유한 차분법을 사용하였다. 대류항을 모델링하기 위해 2계 중앙차분법과 적응 감속항(adaptive damping term)을 사용하여 이산화시켰다. 확산항과 생성항은 2계 중앙차분법이 사용되었다. 확산항들은 직교항과 비직교항으로 나눌 수 있는데 직교항은 암시적(implicit)으로 처리하고 비직교항은 생성항에서 명시적(explicit)으로 처리하였다. 속도와 압력의 상호 연관성을 고려하고 수치해의 발산을 피하기 위해 압력 기초예측자 및 다중수정자 방법(pressure based predictor/multi-corrector method)을 사용하였다. 에너지방정식의 경우에는 1계 상류도식(upwind scheme)이 사용되었다.

본 연구에서는 격자 의존성을 조사하기 위해, $113 \times 58 \times 35$, $129 \times 66 \times 37$, $145 \times 74 \times 39$ 의 격자계를 이용하여 해석한 결과 Nu/Nu_0 와 $f\text{Re}/(f\text{Re})_0$ 가 2% 이내에서 변하였다. 따라서 수치해석의 안정성과 효율성을 고려하여 리브 주위에 격자를

밀집시킨 $129 \times 66 \times 37$ 격자계를 사용하였다. 또한 수치해석의 수렴판정조건은 반복 계산시에 속도, 온도의 상대오차가 10^{-5} 이하이면 수렴된 것으로 판정하였다.

2.3 최적화 방법

각 설계인자에 대한 열·유동해석의 결과로 생성된 두 개의 목적함수인 Nu/Nu_0 와 $f\text{Re}/(f\text{Re})_0$ 를 결정계수(coefficients of determination)가 0.99 이상되도록 적합곡선화하여 목적함수로 결정하였다. 각 형상인자마다 2개의 목적함수가 생기므로 Rao⁽⁸⁾가 제안한 다중목적함수 기법인 전역기준방법(global criterion method)을 사용하여 두 개의 목적함수 $f_i(\mathbf{X})$, $i=1, 2$ 를 다음과 같이 정의된 전역기준함수 $F(\mathbf{X})$ 로 만들어 최적의 \mathbf{X} 값을 구한다.

$$F(\mathbf{X}) = \sum_{i=1}^k \left\{ \frac{f_i(\mathbf{X}_i^*) - f_i(\mathbf{X})}{f_i(\mathbf{X}_i^*)} \right\}^2$$

$$\text{제한조건} : g_j(\mathbf{X}) \leq 0, \quad j=1, 2, \dots, m$$

여기서 \mathbf{X}_i^* 는 제한조건하에서 각각의 목적함수 $f_1(\mathbf{X})$, $f_2(\mathbf{X})$ 를 개별적으로 최소화하여 구한 값이다. 그러나 Nusselt 수의 경우 그 값이 클수록, 마찰계수의 경우는 작을수록 각각 최적이 되기 때문에 Nusselt 수의 관계식에 역수를 취하여 두 가지 경우 모두 목적함수의 값이 최소가 될 때 최적값이 되도록 변형하였다. 이때 목적함수를 최소화하기 위해 제한조건 내에서 황금분할법(golden section method)과 다항식 방법을 같이 쓰는 방법⁽⁹⁾을 적용하였다. 또한 본 연구에서는 설계인자의 중요성을 평가해 그 순서대로 열유동을 해석하고 최적화하였다. 이때 설계인자의 중요도는 Nusselt 수와 마찰계수의 변화폭이 큰 순서로 결정하였다.

3. 결과 및 고찰

열·유동해석에 사용된 설계인자의 범위는 $\text{H}_R = 0.102 \sim 0.408$, $\beta = 0 \sim 1$, $\text{Pr} = 2.551 \sim 3.633$, $L = 3.444 \sim 4.464$, $\text{AR} = 0.24 \sim 0.51$ 이다. 기준모델을 각

Table 2 Importance of geometric parameters

Parameters	$fRe/(fRe)_0$	Nu/Nu_0
	max-min	max-min
H_R	7.62	5.62
β	0.88	1.27
P_R	0.39	0.48
L	0.40	0.31
AR	0.35	0.27

설계인자의 제한범위 내에서 변화시키면서 해석한 후 설계인자의 중요도를 결정하였다. 설계인자의 중요도는 마찰계수의 비($fRe/(fRe)_0$)와 평균 Nusselt 수의 비(Nu/Nu_0)의 최대값과 최소값의 차이가 큰 순서로 결정하였으며 Table 2와 같다. 운전조건은 $Re=500$, $Pr=4$ 이며, $(fRe)_0$ 와 Nu_0 는 등온 벽을 가지며 채널비가 매우 큰 평판채널에서의 마찰계수와 평균 Nusselt 수이고 그 값은 96과 7.54이다.⁽¹⁰⁾

3.1 리브 높이(H_R)의 최적화

기준모델에 대해 해석한 결과 H_R 이 열·유동에 미치는 영향이 다른 네 인자에 비해 현저하므로 가장 중요한 설계인자로 결정되었다. 따라서 기준모델의 해석결과를 이용하여 H_R 의 최적값을 결정하였다. H_{Ropt} 는 0.263이다. Fig. 3은 기준모델에 대해 H_R 의 변화에 따른 마찰계수와 평균 Nusselt 수의 영향을 도시한 것이다. Fig. 3

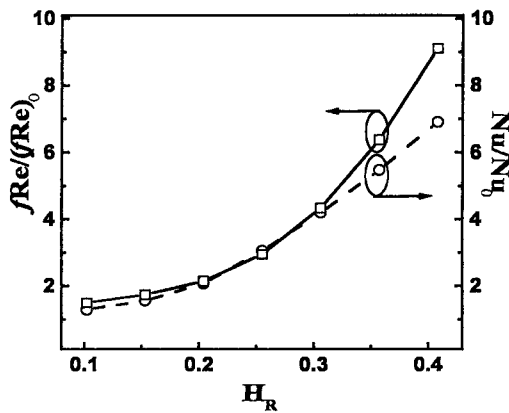


Fig. 3 Variation of friction factor and Nusselt number with rib height.

에서 볼 수 있듯이 H_R 이 증가하면서 마찰계수와 평균 Nusselt 수는 각각 증가한다. 이는 H_R 이 증가하면서 유동과 충돌하는 단면적이 커짐에 따라 유동예곡의 효과로 인해 압력강하와 열전달이 크게 증가하기 때문이다.

3.2 충돌각(β)의 최적화

β 를 최적화하기 위해 기준모델의 H_R 을 최적값으로 바꾸었다. Fig. 4는 β 를 변화시키면서 해석한 결과를 나타낸 것이다. 이 결과를 이용하여 β 의 최적값을 결정하였고 그 값은 0.29이다. β 가 0.67까지는 마찰계수와 평균 Nusselt 수는 모두 증가한다. 이는 β 가 커짐에 따라 리브가 유동을 차단하기 때문에 압력강하는 증가하고 열전달은 이차유동과 선단효과로 증가한다. β 가 0.67 이상에서는 리브의 유로 차단으로 압력강하는 증가하고 열전달은 유동과 직접 충돌하는 단면적의 감소와 이차유동의 소멸로 인해 감소한다.

3.3 리브피치(P_R)의 최적화

P_R 을 최적화하기 위해 기준모델의 H_R 과 β 를 최적값으로 바꾸었다. Fig. 5는 P_R 을 변화시키면서 해석한 결과이고 이를 이용하여 P_R 의 최적값을 결정하였고 P_{Ropt} 는 3.142이다. P_R 이 감소할수록 마찰계수와 평균 Nusselt 수는 모두 증가한다. 이는 P_R 이 감소함에 따라 앞 열과 뒷 열이 매우

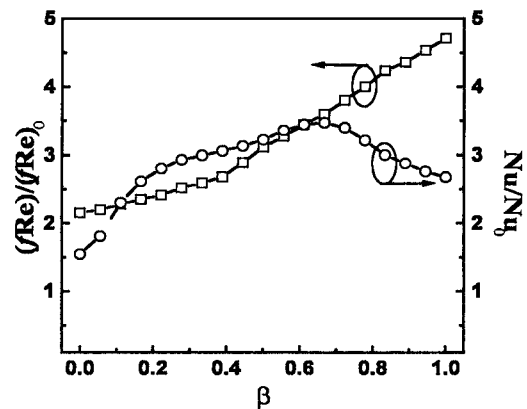


Fig. 4 Variation of friction factor and Nusselt number with angle of attack.

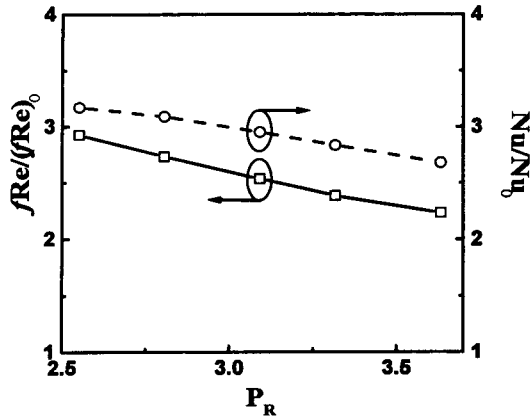


Fig. 5 Variation of friction factor and Nusselt number with rib pitch.

가 가까워져 리브에 의한 유로 차단효과와 리브와 유동의 충돌에 의한 유동왜곡이 크므로 압력강하와 열전달은 모두 증가한다.

3.4 리브간 거리(L)의 최적화

L의 최적값을 구하기 위해 기준모델의 H_R , β , P_R 을 최적값으로 바꾸고 L의 변화에 따라 해석한 결과를 Fig. 6에 나타내었다. 이 결과를 이용하여 구한 L_{opt} 은 3.954이다. L이 감소하면 채널 중앙의 리브 사이 유로는 작아지나 양쪽 채널벽과 리브 사이의 유로는 넓어져서 압력강하와 열전달은 모두 감소한다. 반대로 L이 증가하면 양쪽 채널벽과 리브 사이의 유로가 막히면서 리브 사이로 흐르는 유체가 증가하고 리브와 충돌에

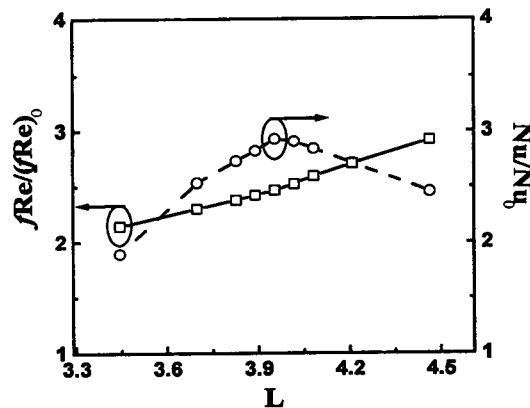


Fig. 6 Variation of friction factor and Nusselt number with rib distance.

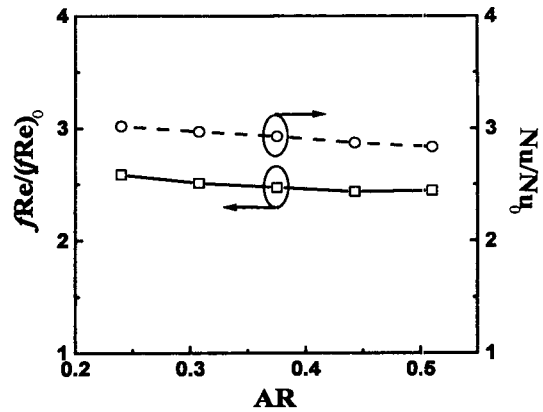


Fig. 7 Variation of friction factor and Nusselt number with aspect ratio of rib.

의한 유동왜곡으로 인해 압력강하는 증가한다.

3.5 리브 종횡비(AR)의 최적화

AR의 최적값을 결정하기 위해 기준모델의 H_R , β , P_R , L을 최적값으로 바꾸고 AR에 따라 해석한 결과를 Fig. 7에 도시하였다. 이를 이용하여 구한 AR_{opt} 은 0.342이다. AR이 감소하면 리브 사이 유로의 차단으로 압력강하는 커지고, 유동과 직접 충돌하는 단면적이 커져 열전달도 증가한다.

3.6 기준모델과 최적모델의 비교

수치해석을 통하여 구한 각 인자의 최적값으로 최적모델을 선정하고 해석하여 기준모델의 결과와 비교하였다. 먼저 기준모델과 최적모델의 마찰계수와 평균 Nusselt 수는 Table 3과 같다. 중요도가 가장 큰 설계인자인 H_{Ropt} 의 값이 $Re=300\sim 800$ 의 범위에서 2% 이내로 변화하므로 $Re=500$ 에서 구한 최적값은 위 범위에서 적용 가능할 것으로 판단된다.

Table 3 Comparison of the friction factor and Nusselt number between reference model and optimum model

Model	$fRe/(fRe)_0$	Nu/Nu_0
Reference model	2.145	2.073
Optimum model	2.469	2.935

4. 결 론

본 논문은 리브가 있는 판형 열교환기의 채널에서 수치해석을 통하여 열·유동 특성을 파악하여 리브높이, 충돌각, 리브피치, 리브간 거리, 리브 중횡비 등 리브의 중요 형상인자를 최적화하였다. 기준모델에 대해 각 인자를 변화시키면서 해석한 결과 마찰계수와 평균 Nusselt 수의 최대값과 최소값의 차이가 큰 순서로 형상인자의 중요도를 결정하였다. 형상인자의 중요도는 리브높이, 충돌각, 리브 피치, 리브간 거리, 리브 중횡비의 순으로 결정되었고 이와 같은 순서로 최적화하였다. 최적모델의 각 설계인자값은 $H_R=0.263$, $\beta=0.290$, $P_R=3.142$, $L=3.954$, $AR=0.342$ 이고, 이들 값은 $Re=300\sim 800$ 의 영역에서 적용 가능할 것으로 판단된다. 최적모델은 기준모델에 비해서 압력강하는 15.1%, 열전달은 41.6% 증가하였다.

후 기

이 연구는 한국과학재단 지정 최적설계신기술 연구센터의 지원에 의해 수행되었습니다.

참고문헌

1. Choudhury, D. and Karki, K. C., 1991, Calculation of fully developed flow and heat transfer in streamwise-periodic dimpled channels, *J. Thermophysics*, Vol. 5, No. 1, pp. 81-88.
2. Lee, K. S., Kim, W. S. and Si, J. M., 2001, Optimal Shape and Arrangement of Staggered Pins in the Channel of a Plate Heat Exchanger, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 44, No. 17, pp. 3223-3231.
3. Patankar, S. V., Liu, C. H. and Sparrow, E. M., 1977, Fully developed flow and heat transfer in ducts having streamwise-periodic variations of cross-sectional area, *J. of Heat Transfer*, Vol. 99, pp. 180-186.
4. Ohara, T., Yamamoto, T. and Fujita, H., 1991, Evaporative heat transfer and pressure drop in a rib-roughened flat channel (Effects of height and spacing of repeated transverse rib roughness), *ASME/JSME Thermal Engineering Proceedings*, Vol. 4, pp. 399-406.
5. Lau, S. C., McMillin, R. D. and Han, J. C., 1991, Turbulent heat transfer and friction in a square channel with discrete rib turbulators, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 113, pp. 360-366.
6. Hu, Z. J. and Chen, J. R., 1996, Heat transfer enhancement in a converging passage with discrete ribs, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 39, No. 8, pp. 1719-1727.
7. Bravo, R. H., Sanchez, A., Chen, C. J. and Smith, T. F., 1992, Convection and radiation heat transfer analysis in three-dimensional arrays of electronic components, *Inter Society Conference of Thermal Phenomena*, pp. 149-154.
8. Rao, S. S., 1996, *Engineering Optimization (theory and practice)*, 3rd ed., John Wiley & Sons, Inc.
9. Vanderplaats, G. N., 1993, *Numerical Optimization Techniques for Engineering Design (International Edition)*, McGraw-Hill, Inc.
10. Incropera, F. P. and DeWitt, D. P., 1996, *Introduction to Heat Transfer*, 3rd ed., John Wiley & Sons, Inc.