

딴플이 있는 판형 열교환기 관내측 열유동 최적화

A numerical study for optimizing the thermal and flow performance in the channel of plate heat exchanger with dimples

이 관 수*, 시 종 민**, 정 길 완***
K. S. Lee, J. M. Si, K. Y. Chung

Key words: Plate heat exchanger(판형 열교환기), Dimple(딴플), Periodic fully developed flow(주기적으로 완전 발달한 유동), Optimization(최적화)

ABSTRACT

The optimum dimple shape and arrangement in the channel of a plate heat exchanger with staggered dimples are proposed in this study. Four important geometric parameters are selected as design variables, the pressure drop and heat transfer characteristics are examined in the channel of plate heat exchangers. The optimization is accomplished by minimizing the global criterion function which consists of the correlations of Nusselt number and pressure drop. The optimum geometric parameters were found at the dimensionless dimple distance (L) of 0.272, the dimensionless dimple angle (β) of 0.44, the dimensionless dimple volume (V) of 0.106 and the dimensionless dimple pitch (G) of 0.195. It is found that the heat transfer and pressure drop of the optimum model are increased by approximately 227.9% and 32.9%, respectively, compared to those of the base model.

기 호 설 명

A	: 매끄러운 평행평판(딴플이 없는 경우) 채널의 전열면적 [m^2]	L	: 딴플간 거리 [m]
B	: 모듈에서의 단위길이당 압력강하 [N/m^3]	L	: 무차원 딴플간 거리
D_1	: 대칭면에서의 딴플지름 [m]	Nu	: 모듈 평균 Nusselt수
D_2	: 바닥면에서의 딴플지름 [m]	P	: 국소 압력 [N/m^2]
D_h	: 수력학적 지름 [m]	Pr	: Prandtl수, ν/α
f	: 마찰계수	Q	: 모듈의 총열전달율 [W]
G	: 딴플 피치 [m]	Re	: Reynolds수, $\bar{v}D_h/\nu$
G	: 무차원 딴플 피치	T	: 온도 [$^{\circ}C$]
h	: 모듈 평균 열전달계수 [$W/m^2^{\circ}C$]	u, v, w	: 속도 성분 [m/s]
		\bar{v}	: 입구 평균 속도 [m/s]
		V	: 딴플 체적 [m^3]
		V	: 무차원 딴플 체적
		x, y, z	: 좌표계
		X	: 계산영역의 폭 [m]
		Y	: 계산영역의 길이 [m]

* 정회원, 한양대학교 기계공학부

** 한양대학교 대학원 기계공학과

*** 정회원, 한양대학교 대학원 기계공학과

Z : 계산영역의 높이 [m]

그리스 문자

- β : 딴플각 [deg]
- β : 무차원 딴플각.
- ρ : 밀도 [kg/m³]
- ϕ : 무차원 온도

하첨자

- 0 : 매끄러운 평행평판
- b : 체적
- base : 기준모델
- max : 최대값
- opt : 최적값
- w : 벽

1. 서론

자동차나 비행기 같은 운송기기에 사용되는 열교환기는 한정된 공간에서 사용되기 때문에 최근에는 이전의 열교환기에 비해 소형화, 고집적화된 판형 열교환기가 이들의 공조 시스템 등에 널리 사용되고 있다. 일반적으로 이들 기기의 유로는 수력학적 지름이 수 mm로 매우 작고, 통로를 지나는 유동은 느린 속도를 가지므로 작동 범위 내 주요 부분의 유동을 층류로 생각할 수 있다.⁽¹⁾ 전체 부피를 증가시키지 않으면서 판형 열교환기의 성능을 증가시키는 방법은 여러 가지가 있으며 그 중 열교환기 관내 딴플이나 리브같은 돌출물을 부착하는 방법은 여러 선행 연구자들에 의해 연구되었다. 돌출물은 유동을 교란시켜 유동 왜곡과 2차 유동을 생성시키고 열경계층을 깨뜨리므로 국소적으로 또는 전체적으로 열전달을 향상시키지만 압력강하를 증가시키는 단점도 가지고 있다. 그러므로 돌출물의 효과를 극대화하기 위해서는 압력강하를 최대한 억제하면서 열전달을 향상시키는 최적의 돌출물 형상이나 배열에 대한 해석이 필요하다.

돌출물이 있는 채널내의 열유동 특성과 최적화에 관련된 이전 연구 내용을 살펴보면 Choudhury와 Karki⁽¹⁾는 유동방향으로 딴플이 주기적으로 있는 관내 완전발달 유동을 2차원 층류로 수치해

석하여 채널내 열유동 특성을 조사하였다. Ohara 등⁽²⁾은 평판 채널내 가로방향으로 리브가 부착된 경우 리브의 높이와 간격에 따른 열전달 성능과 압력강하를 실험적으로 조사하였다. 이관수 등⁽³⁾은 주기적으로 딴플이 부착된 열교환기 내의 열유동을 3차원적으로 수치해석하여 딴플형상의 중요인자를 제안하였다. Bejan 등⁽⁴⁾은 강제대류가 있는 외부유동에서 평행평판의 열전달을 극대화하기 위한 최적 평판배열을 실험과 수치해석을 통하여 예측하였다. 이와 같이 기존의 연구들은 선정된 기준모델을 실험적 또는 수치적으로 해석하여 열유동 특성과 돌출물 형상의 중요 인자를 제안하거나 외부유동하에서 열전달만을 고려하여 최적화를 수행하였다. 그러나 관 내부의 유동에서 압력강하와 열전달을 동시에 고려한 돌출물의 배열이나 형상에 대한 연구는 거의 전무한 실정이다.

따라서 본 연구에서는 딴플형 돌출물이 있는 판형 열교환기의 관내 열유동을 3차원 층류유동으로 해석하고 그 결과를 이용해 최적화를 수행하여 열유동 특성을 극대화시킬 수 있는 딴플의 중요 형상인자값을 제안하고자 한다.

2. 이론 해석

2.1 지배방정식

규칙적으로 배열된 딴플을 갖는 열교환기의 관내측 열유동 특성을 조사하기 위해 본 연구에서 고려한 물리적 형상은 Fig.1과 같다. 그림과 같이 열교환기 관내측은 딴플이 주기적으로 배열되어 있기 때문에 유동은 관 대부분의 영역에서 주기적으로 완전발달하게 된다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 2과 같이 완전발달하는 하나의 영역만을 계산영역으로 설정하였다. 딴플간 거리(L), 딴플피치(G), 딴플각(β)과 딴플부피(V)를 중요 형상인자로 선정하고 다음과 같이 무차원화하였다,

$$L = \frac{L}{X}, G = \frac{G}{X}, \beta = \frac{\beta}{\beta_{max}}, V = \frac{V}{V_0} \quad (1)$$

여기서 β_{max} 는 90° 이고 V_0 는 매끄러운 평행평판(딴플이 없는 경우)의 체적이다. 실제 상용화된 판형 열교환기 내부를 근간으로 하여 기준 모델

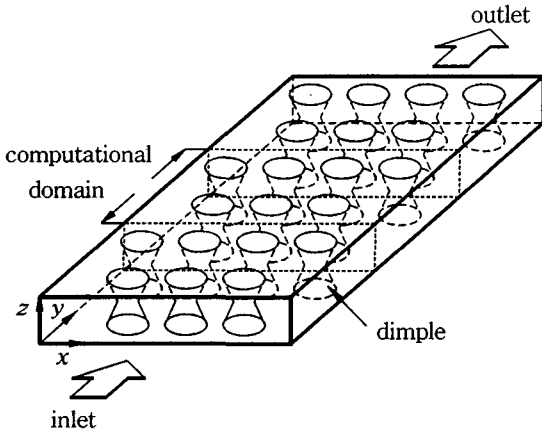


Fig. 1 The physical model for the present study.

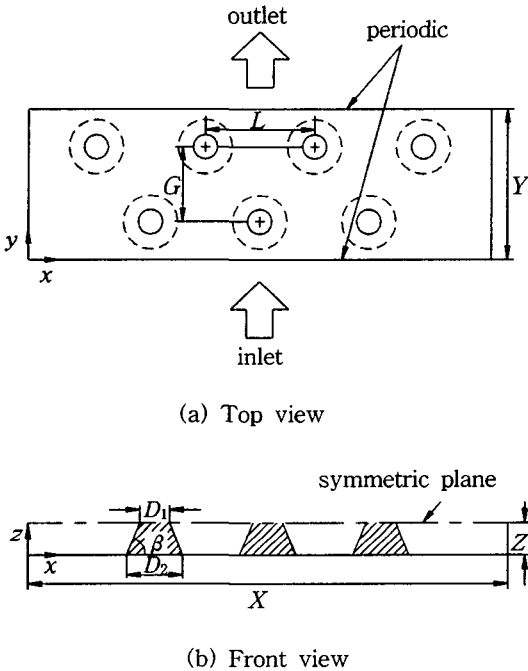


Fig. 2 The schematic diagram of the computational domain.

을 선정하였으며 그 치수는 Table 1에 표시하였다. 본 모델의 열유동 특성을 연구하기 위하여 도입한 가정은 다음과 같다.

① 유동은 3차원 정상상태이고 비압축성 층류이다.

Table 1 The geometric parameters of the base model

Geometric parameter	Dimension
X (width of the channel)	31.00mm
Y (length of the channel)	12.12mm
Z (height of the channel)	0.98mm
L (dimple distance)	7.00mm
G (dimple pitch)	6.06mm
β (dimple angle)	39.2°
D_1 (dimple diameter at the symmetric plane)	1.40mm
D_2 (dimple diameter at the bottom)	3.80mm

Table 2 Γ_ϕ and S_ϕ of the transport equations

ϕ	1	u	v	w	ϕ
Γ_ϕ	1	μ	μ	μ	k/c_p
S_ϕ	0	$-p_x$	$-p_y+B$	$-p_z$	0

- ② 채널 벽과 딤플은 일정 온도로 유지되어 있다.
- ③ 계산영역은 주기적으로 완전발달한다.
- ④ 체력(body force)과 부력은 무시한다.

압력 p 는 영역이 주기적으로 완전발달되었을 때에 다음과 같이 나타낼 수 있다.⁽⁵⁾

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

여기서 B 는 전압력 구배를 나타내는 상수이며, 주기적 방법에서 국소압력 P 는 다음과 같다.

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

위의 가정들과 압력 관계식에 기초한 지배방정식은 다음과 같다.

$$\rho u_j \frac{\partial \phi}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + S_\phi \quad (4)$$

여기서 ϕ 는 연속방정식, 운동량방정식 그리고 에너지방정식에 대하여 각각 1, u , v , w , ϕ 이고 각 방정식에 대한 Γ_ϕ 와 S_ϕ 는 Table 2에 정리하였

다. 에너지 방정식에서 온도장은 주기적으로 완전발달하게 되며 무차원 온도 ϕ 가 주기적으로 된다.⁽⁶⁾

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

여기서 T_w 는 벽온도를 나타내고, 체적온도 $T_b(y)$ 는 다음과 같이 정의한다.

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

2.2 경계조건

주기적 경계와 모든 벽면 및 딴플 표면에 대한 경계조건은 다음과 같다.

모든 벽면과 딴플 표면

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

대칭면 ($z = Z$)

$$\partial u / \partial z = 0, \quad \partial v / \partial z = 0, \quad w = 0, \quad \partial \phi / \partial z = 0$$

주기적 경계 ($y = 0, y = Y$)

$$\begin{aligned} u(x, 0, z) &= u(x, Y, z) \\ v(x, 0, z) &= v(x, Y, z) \\ w(x, 0, z) &= w(x, Y, z) \\ \phi(x, 0, z) &= \phi(x, Y, z) / \phi_b(Y) \end{aligned}$$

여기서 $\phi_b(Y)$ 는 $y=Y$ 에서의 무차원 체적온도 $\phi_b(y)$ 값이고, 이는 다음과 같이 정의된다.

$$\phi_b(y) = \frac{\int_0^X \int_0^Z |v| \phi dz dx}{\int_0^X \int_0^Z |v| dz dx} \quad (7)$$

속도장은 이전의 연구⁽⁵⁾에서 사용하였던 방법인 계산 시작시 전압력구배 B 에 임의의 값을 부여하고 Reynolds 수가 일정하게 유지되도록 점성

μ 를 변화시켜 반복 계산하는 방식을 적용하였다. 마찰계수는 다음과 같이 정의된다.

$$f = \frac{BD_h}{\rho \bar{v}^2 / 2} \quad (8)$$

여기서 수력지름 D_h 와 평균 속도 \bar{v} 는 다음과 같다.

$$D_h = 4XZ / 2(X + Z) \approx 2Z \quad (9)$$

$$\bar{v} = \frac{\int_0^X \int_0^Z v dz dx}{XZ} \quad (10)$$

총 열전달 성능은 다음의 평균 Nusselt 수로 평가할 수 있다.

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (11)$$

이 때 평균 열전달계수 h 는 다음과 같이 정의한다.

$$h = \frac{Q}{A \cdot \text{LMTD}} \quad (12)$$

여기서 A 는 매끄러운 평행 평판채널의 전열면적을 나타내고, Q 는 계산영역의 총열전달율로 다음과 같다.

$$Q = \rho \bar{v} XZ c_p (T_b(0) - T_b(Y)) \quad (13)$$

관내 온도를 대표하는 온도차로 대수평균 온도차 LMTD를 사용하였으며 다음과 같이 정의한다.

$$\text{LMTD} = \frac{(T_w - T_b(Y)) - (T_w - T_b(0))}{\ln[(T_w - T_b(Y)) / (T_w - T_b(0))]} \quad (14)$$

2.3 수치해법 및 검증

지배 방정식을 이산화하기 위해 유한 차분법을 사용하였다. 대류항을 모델링하기 위해 2계 중앙차분법과 적응 감속항(adaptive damping term)을

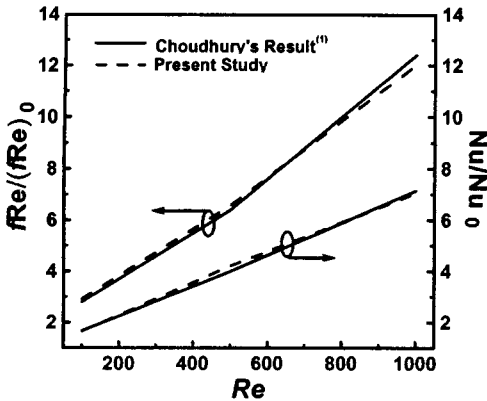


Fig. 3 The comparison of the friction factor and Nusselt number for the present study and Choudhury's result.

사용하여 이산화시켰다. 여기서 적응 감속항은 물리적 변화가 심한 영역에서 2계 중앙차분을, 평탄한 영역에서 4계 중앙차분을 사용하였다. 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 기초 예측자 및 다중 수정자 방법(pressure based predictor/multi-corrector method)을 사용하였다. 에너지 방정식의 경우에는 1계 상류도식(upwind scheme)이 사용되었다. 정상 상태 문제를 풀기 위해서 시간을 진행시켜 정상상태가 되도록 하는 방법을 사용하였으며 이 때 시간항의 이산화는 암시적 Euler법을 사용하였다.

본 연구에서 적용한 수치해법을 검증하기 위해서 Choudhury와 Karki⁽¹⁾의 해석 결과와 비교하였다. Fig. 3는 본 연구에서 사용한 수치해법을 이용하여 참고문헌 (1)과 동일한 모델을 동일 해석조건하에서 풀 뒤, 각 Reynolds 수에 대한 마찰계수의 비와 Nusselt 수의 비를 비교한 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 마찰계수와 Nusselt 수는 상대오차 4%이내에서 서로 잘 일치하고 있으며, 이는 본 연구에서 적용한 수치적 방법이 타당함을 보여준다.

2.4 최적화 기법

덱플의 형상인자를 최적화하기 위해 각 인자에

대한 열유동 해석결과에서 결정계수(coefficients of determination)가 0.99이상 되도록 적합곡선화하여 Nu/Nu_0 와 $fRe/(Re)_0$ 의 관계식을 만들었고 이들을 목적함수로 선정하였다. 한 인자마다 2개의 목적함수가 생기므로 이들의 영향을 동시에 고려해주기 위해서 Rio⁽⁷⁾가 제안한 다중 목적함수 기법인 전역 기준방법(global criterion method)을 사용하여 2개의 목적함수 $f_i(X)$, $i=1,2$ 를 다음과 같이 주어진 전역 기준함수 $F(X)$ 로 만들었으며 $F(X)$ 가 최소가 될 때 최적의 X값이 얻어진다.

$$F(X) = \sum_{i=1}^k \left\{ \frac{f_i(X_i^*) - f_i(X)}{f_i(X_i^*)} \right\}^2 \quad (15)$$

제한조건

$$g_j(X) \leq 0, \quad j=1,2,\dots,m$$

여기서 X_i^* 는 제한조건하에서 각각의 목적함수 $f_1(X)$, $f_2(X)$ 를 개별적으로 최소화하여 구한 값이다. 그러나 Nusselt 수의 경우 그 값이 클수록 최적조건이 되고, 마찰계수의 경우는 작을수록 최적조건이 되는 상반된 특성을 가지고 있기 때문에 적합곡선화하여 구한 목적함수들을 직접 식 (15)에 적용할 수는 없다. 따라서 식을 적절하게 변형하여 두 가지 경우가 일관된 특성을 가지도록 하여야 한다. 본 논문에서는 개발한 최적화 프로그램에 적용하기 위해 Nusselt 수의 관계식에 역수를 취하여 두 가지 경우 모두 목적함수의 값이 최소가 될 때 최적값이 되도록 변형하였다. 전역 기준방법에 의해 만들어진 기준함수를 최소화하기 위해 제한조건내에서 황금 분할법(golden section method)과 다항식 방법을 같이 쓰는 방법⁽⁸⁾을 적용하였다. 적합곡선화를 이용하여 최적화하는 경우 주어진 여러 인자들을 동시에 변화시키면서 구한 열유동 해석결과로 최적화하는 것은 거의 모든 위치에서의 결과를 얻어야 하므로 임의 탐색이나 다를 것이 없다. 따라서 본 연구에서는 인자의 중요성을 평가해 그 순서대로 열유동을 해석하고 최적화하였다. 인자의 중요도는 이전 연구⁽³⁾의 결과에서 Nusselt 수와 마찰계수의 변화폭이 큰 순서로 결정하였는데 L, β , V, G순으로 나타났다. 특히 L은 β , V, G에 비해 변화폭이 2배 이상 커서 열유동 특성에 가장 큰 영향을 주는 인자임을 알 수 있었다. 그러므로 먼

저 기준모델을 해석하여 L 을 최적화한 다음 L_{opt} 를 이용해 β 에 대한 열유동 특성을 해석하고 β_{opt} 를 구하였다. 앞의 두 최적값을 이용해 V 에 대한 열유동 특성을 해석하고 V_{opt} 를 구하였다. 마지막으로 L_{opt} , β_{opt} , V_{opt} 를 이용해 G 에 대한 열유동 특성을 해석하고 G_{opt} 를 구하였다. 그리고 하나의 인자만을 변화시키면서 열유동을 해석한 결과로 최적화를 하는 단점을 보완하기 위해 변화시키는 인자를 제외한 나머지 인자를 보다 작은 값과 큰 값으로 바꾸어 열유동을 해석하고 변화시키지 않은 모델과 비교하여 더 좋은 열유동 결과가 나오면 그 때의 인자값들을 새로운 기준 모델로 삼아 다시 위의 과정을 반복하는 방법을 사용하였다.

3. 결과 및 고찰

운전 조건은 $Re=1000$, $Pr=4$ 일 때이며 해석 결과는 마찰계수의 비 $fRe/(fRe)_0$ 와 평균 Nusselt 수의 비 Nu/Nu_0 으로 나타내었다. 여기서 $(fRe)_0$ 와 Nu_0 은 등은 벽을 가지고 종횡비가 0인 매끄러운 평행 평판채널(딴플이 없는 경우)에서의 마찰계수와 평균 Nusselt 수로 이 값은 각각 96과 7.54⁽⁹⁾이다.

3.1 L 의 영향에 따른 열유동 특성 및 최적화

Fig. 4는 기준모델을 이용해 L 의 영향을 조사한 것이다. 최적값을 구하기 위해 물리적으로 가

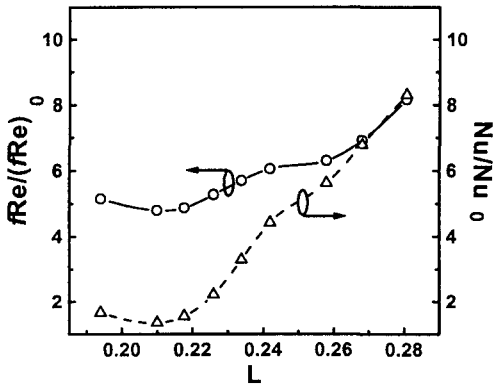


Fig. 4 Friction factor and Nusselt number vs. dimple distance.

능한 대부분의 범위에서 열유동 특성을 해석하였다. 열유동 특성을 살펴보면 L 이 너무 가까우면 딴플 사이의 유로가 막히고 채널의 양 가장자리는 매우 넓어져서 유체가 거의 채널의 양 가장자리로 흐르게 되므로 열전달과 압력강하는 작다. L 이 커지면서 채널의 양 옆쪽으로 흐르던 유체가 딴플 사이로 흐르게 된다. 그로 인해 딴플 사이로 흐르는 유체의 양이 많아져 딴플과 충돌에 의한 유동왜곡의 효과가 커지게 되므로 열전달과 압력강하는 크게 증가한다. L_{opt} 를 구하기 위해 기준 모델의 열유동 해석결과를 이용하였으며 이때 L_{opt} 는 0.272이었다. β , V , G 를 변화시켜가면서 L 의 열유동 특성을 조사하고 최적화한 결과 L 이 0.27부근에서 최적값을 갖는 것으로 나타나 다른 3개의 인자가 L_{opt} 의 위치에 큰 영향을 주지 않는 것으로 판단된다.

3.2 β , V , G 의 영향에 따른 열유동 특성 및 최적화

이 절에서는 β , V , G 의 영향을 조사하고 최적화하였다. 3.1절에서 L_{opt} 가 β , V , G 에 따라 크게 변하지 않는 것으로 나타났기 때문에 L 을 L_{opt} 로 고정하였다.

Fig. 5와 6은 β 의 변화에 대한 열유동 특성을 나타낸 것이다. 이 때 딴플은 채널내에서 동일 부피를 가지도록 하였다. β 가 커지면 유동이 딴플을 타고 흐르는 현상이 작아지게 된다. 그러므로 딴플전면에서의 열전달이 증가하고 박리점의 위치가 전면으로 이동하게 되어 재순환영역이 발달하게 되므로 열전달과 압력강하는 증가한다. G 의 변화가 β 에 미치는 영향을 알아보기 위해 G 가 G_{base} 보다 큰 0.226과 작은 0.171에 대해 열유동 특성을 조사하였다. 모든 경우에서 β_{opt} 가 0.42~0.46사이에서 결정되어 β_{opt} 가 G 에 큰 영향을 받지 않는 것으로 판단된다. V 의 경우는 최적값이 동일하지는 않았지만 V_{base} 보다 큰 0.139와 작은 0.070에서 구한 열유동 특성이 G_{base} , V_{base} 의 경우에 비하여 개선되지 않았다. β 의 영향을 고려한 5가지 경우를 최적화한 결과 G_{base} , V_{base} 를 적용한 경우의 최적값이 가장 우수한 열유동 특성을 나타내었고 그때의 β_{opt} 는 0.44이었다.

Fig. 7과 8은 V 의 변화에 따른 영향을 나타내었다. V 가 커짐에 따라 압력강하와 열전달은 대체로 증가하는 경향을 보이는데 이는 유동 단면

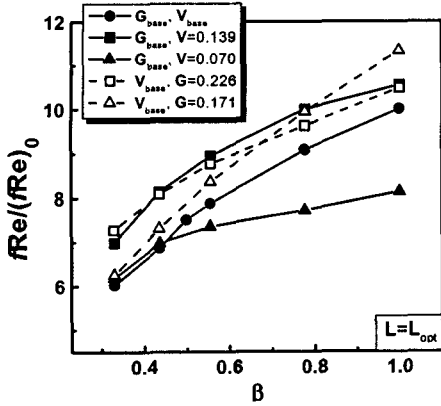


Fig. 5 Friction factor vs. dimple angle.

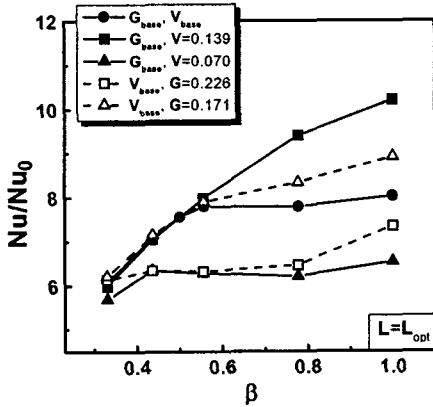


Fig. 6 Nusselt number vs. dimple angle.

적이 작아지고 유동이 직접 덩플과 부딪히는 충돌 효과가 커지기 때문이다. 그러나 β 가 작은 경우 V 가 0.09부근에서 0.11부근까지는 압력강하와 열전달 모두 감소하는 것을 알 수 있는데 이는 재순환영역 감소의 영향으로 판단된다. β 의 변화가 V 에 미치는 영향을 알아보기 위해 β 가 β_{opt} 보다 큰 0.78과 작은 0.33에서 V 에 변화에 따른 Nusselt 수와 마찰계수를 구하였고 마찬가지로 G 의 변화가 V 에 미치는 영향을 알아보았다. 그러나 위 4가지 경우의 열유동 특성이 G_{base} , β_{opt} 의 경우에 비해 개선되지 않아서 새로운 기준모델을 선정하지 않고 G_{base} , β_{opt} 를 이용하여 최적값을 구하였고 이 때의 최적값은 V 가 0.106이었다.

G 변화에 따른 영향을 Fig. 9와 10에 나타내었다. G 가 커지면 앞열과 뒷열사이 공간이 넓어져 재순환 영역이 발달하게 되므로 압력강하와 열전달 모두 증가하지만 G 가 어느 일정 값이상이 되

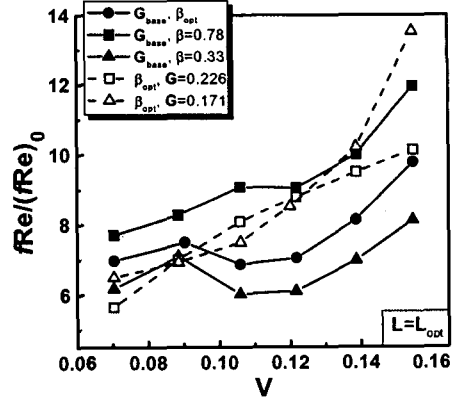


Fig. 7 Friction factor vs. dimple volume.

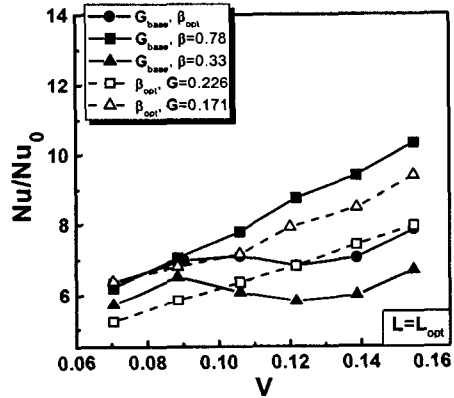


Fig. 8 Nusselt number vs. dimple volume.

면 생성된 재순환 영역이 유동에 미치는 영향이 작아져 감소하게 된다. β_{opt} 를 구할 때 G 의 변화에 따라 β_{opt} 의 위치가 거의 변하지 않았기 때문에 β 에 의한 영향은 고려하지 않았다. V 의 변화가 G 에 미치는 영향을 알아보기 위해 V 가 V_{opt} 보다 큰 0.139와 작은 0.070에 대해 열유동 특성을 조사하였다. 최적값의 열유동 특성이 가장 좋은 경우는 β_{opt} , V_{opt} 에서였고 G 가 0.195이었다.

지금까지 구한 최적인자값을 이용해 최적모델을 선정하고 이를 프로그램에 적용하여 열유동특성치를 구하였다. 이 때 최적인자값은 Table 3에 정리하였고 최적모델에서의 Nusselt 수와 마찰계수의 비는 Table 4에 나타내었다. 표에서 알 수 있듯이 최적모델은 기준모델보다 좋은 열유동 특성을 나타냈음은 물론 최적화 진행과정 중에 계산한 어떤 모델보다도 좋은 특성을 나타내 최적인자값이 실제적인 최적값임을 확인할 수 있었다.

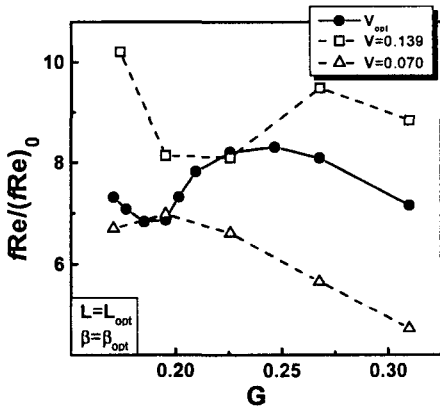


Fig. 9 Friction factor vs. dimple pitch.

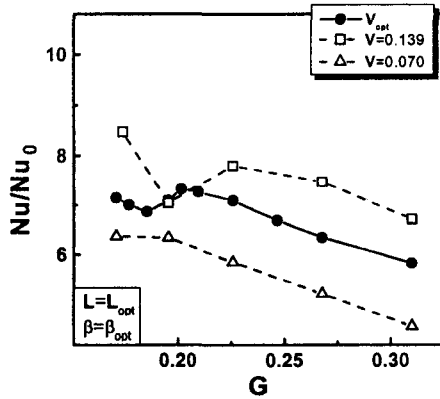


Fig. 10 Nusselt number vs. dimple pitch.

Table 3 The optimum values of each parameter

Parameters	Values
L	0.272
β	0.44
V	0.106
G	0.195

Table 4 The comparison of the friction factor and Nusselt number between optimum model and base model

	$fRe/(fRe)_0$	Nu/Nu_0
Optimum model	7.011	7.297
Base model	5.275	2.225

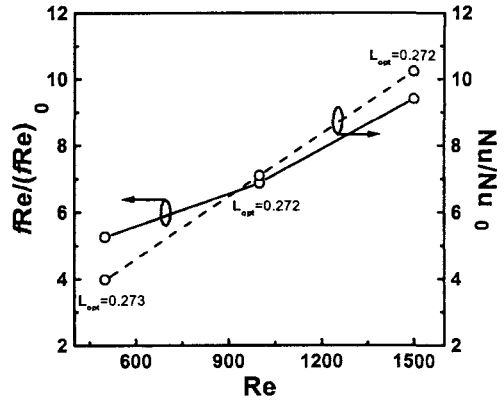


Fig. 11 Friction factor and Nusselt number vs. Reynolds number.

3.3 Reynolds 수의 영향

Fig. 11은 Reynolds 수가 최적형상인자에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 여기서 Nusselt 수와 마찰계수값은 3.2절에서 얻은 최적인자값을 이용해 구한 L_{opt} 에서의 값이다. Reynolds 수가 증가할수록 유동왜곡현상이 심해지기 때문에 Nusselt 수와 마찰계수 모두 증가하는 경향을 보인다. 그러나 L_{opt} 는 Reynolds 수가 500일 때는 0.273, Reynolds 수가 1000, 1500일 때는 0.272로 거의 일치하는 특성을 보인다. 열유동 특성에 가장 지배적인 영향을 미치는 L 이 Reynolds수의 변화에 일정한 값을 가지므로 앞에서 구한 최적형상인자 값을 그대로 500에서 1500사이의 Reynolds 수에 적용이 가능할 것으로 판단된다.

4. 결론

본 논문에서는 수치해석을 이용해 주기적으로 딴플이 있는 열교환기 관내 열유동 특성을 조사하고 딴플의 중요 형상인자를 최적화하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) Nusselt 수와 마찰계수의 변화폭을 이용해 인자의 중요도를 L, β, V, G 순으로 선정하였고 이 순서로 열유동을 해석하여 최적화하였다.

(2) 최적인자값은 L 이 0.272, β 가 0.44, V 가 0.106, G 가 0.195이다.

(3) 최적모델을 수치해석한 결과 기준모델에 비해 열전달은 227.9%, 압력강하는 32.9% 증가하는 것으로 나타났다.

(4) Reynolds 수가 1000일 때 구한 최적인자값은 Reynolds 수가 500부터 1500일 때까지 적용가능하다.

후기

본 연구는 1996년 한국과학재단의 목적기초(특정) 연구과제(과제번호:96-0200-10-01-3)지원의 연구비에 의하여 수행되었으며, 이에 동재단의 관계제위께 감사의 뜻을 표합니다.

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. 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.
3. 이관수, 정제원, 백창인, 1998, "딴폴형 돌출물 부착된 판형 열교환기의 관내측 열유동 해석", 대한 기계 학회 논문집 B권, 제22권, 제1호, pp. 122-130.
4. Fowler, A. J., Ledezma, G. A., and Bejan, A., 1997, Optimal geometric arrangement of staggered plates in forced convection, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 40, No. 8, pp. 1795-1805.
5. 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, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 99, pp. 180-186.
6. 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, *InterSociety Conference of Thermal Phenomena*, pp. 149-154.
7. Singiresu S. Rao, 1996, *Engineering Optimization(theory and practice)*, 3rd ed., John Wiley & Sons, Inc.
8. Vanderplaats, G. N., 1993, *Numerical Optimization Techniques for Engineering Design (International Edition)*, McGRAW-HILL, Inc.
9. Incropera, F. P. and DeWitt, D. P., 1996, *Introduction to Heat Transfer*, 3rd ed., John Wiley & Sons, Inc.