

〈논 문〉

## 딴플이 존재하는 2차원 수로유동의 계산

최서원\* · 백영호\*\* · 강호철\*\* · 김두연\*\*

(1996년 3월 22일 접수)

### Calculation of a 2-D Channel Flow with a Dimple

Seo Won Choi, Young Ho Paik, Ho Chul Kang and Doo Yean Kim

**Key Words :** Channel Flow(수로유동), Dimple(딴플), Vortex(볼텍스), Transport Phenomena(전달현상), Pressure Loss(압력손실), Reynolds Number(레이놀즈수), Nusselt Number(누셀트수), Friction Factor(마찰인자), Heat-Exchanger(열교환기), Incompressible Navier-Stokes Equation(비압축성 나비에-스톡스 방정식)

#### Abstract

Heat-transfer enhancement is sought through modifications of fin surface. Real-life plate-fin heat exchangers have complex three-dimensional geometries. Fins can have arrays of dimples and are attached to rows of penetrating tubes. To isolate the effect of surface modification, we model the real flow by a two-dimensional channel flow with a dimple on one side. The flow is analysed by solving the incompressible Navier-Stokes equation by a finite volume method on a generalized boundary-fitted coordinate. Results show a trapped vortex inside the dimple for all cases computed. Local maximum of Nusselt number occurs near the downstream end of the dimple, due to such a vortex. Location of the vortex does not change with respect to the wall temperature change, but moved downstream when Reynolds number increases. This, together with the results that in all cases vortex core is somewhat downstream of the dimple center, suggests that the mean flow above continuously feeds the kinetic energy to the recirculating flow. Heat transfer enhancement and pressure losses are studied through analysing the relevant dimensionless parameters like, Nusselt number and friction factor. In all cases computed, dimpled channel flow experiences less pressure loss than two-dimensional Poiseuille flow.

#### 1. 서 론

대부분의 에너지 관련 설비 또는 기기들은 열교환기를 사용하고 있다. 그러므로 열교환기의 효율을 높이는 것은 에너지 자원이 부족한 실정에서 매우 중요한 의미를 갖는다. Fig. 1과 같은 Plate-fin-and-tube형 열교환기는 기체(핀쪽)-액체(관쪽)

열 교환기로 널리 사용되고 있으며, 자동차 엔진의 라디에이터로 쉽게 접할 수 있기도 하다. 이러한 열교환기가 사용되는 조건은 온도차가 크지 않으므로 전도 및 대류에 의한 열전달이 일어나는데, 대류 과정에서 열저항이 전도열저항보다 훨씬 크다. 그래서 효율 향상을 위한 대부분의 연구가 대류열전달을 촉진하는 데 초점을 맞추고 있다.

대류열전달을 향상시키기 위한 방법들은 크게 능동적 방법과 수동적 방법의 두 가지로 나눌 수 있다. 능동적 방법들은 모든 유동영역에서 효과적이

\*회원, 홍익대 기계공학과

\*\*회원, 홍익대 대학원

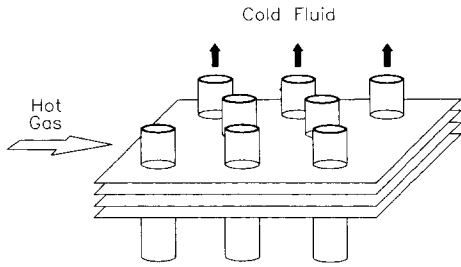


Fig. 1 Plate-fin-and-tube type heat-exchanger

나, 별도의 장비가 추가로 필요하고 이를 구동시키기 위해 필요한 에너지를 공급해 줘야 하므로 극히 제한적으로 사용되고 있다. 이에 비해 수동적 방법들은 전열면의 조작 등 기존 설계에 약간의 변화만을 주어 효율을 높일 수 있으므로 상당히 보편화되어 있다. 특히 본 연구의 해석대상인 열교환기의 핀은 전도성이 좋은 동으로 제작되었고, 따라서 연성이 좋아 가공이 매우 쉽다. 그러므로 핀 표면의 조작에 의한 효율증대는, 생산비용의 증가 없이 제품의 성능을 향상시킬 수 있는 매우 바람직한 기술이다. 현재 많이 사용되고 있는 전열면 조작 방법들로는 fin 쪽에 Offset fin, Louvered fin, Serrated fin 등이 있고, 튜브 쪽에 Rib, Groove, Corrugated tube 등이 있다. 또한 표면조작의 스케일도 대형 가스터빈에 적용하기 위해 연구되는 직경 1 inch의 덤플에서부터<sup>(13)</sup> 작게는 세포들을 분리하고 변형시키기 위해 사용되는 bioreactor에 쓰이는 수  $\mu\text{m}$  단위의 microchannel들도 있다.<sup>(12)</sup>

열교환기 설계에서 가장 중요한 두 가지 인자는 열전달계수와 압력손실이다. 효율을 위해 특별히 제어되지 않은 유동의 경우, 열전달계수를 증가시키기 위해 2차유동을 생성하면 압력손실 또한 커져서 전체적인 열교환기의 효율 증대에는 실패할 수 있다. 왜냐하면 정상 층류 유동의 경우 열전달을 향상시키려면 반드시 압력손실의 증가를 감수해야 하기 때문이다. 그러나 비정상효과 또는 유동불안정성을 이용한 천이영역의 제어를 사용하면, 열전달의 향상과 압력손실 감소를 독립적으로 추구할 수 있다.<sup>(11)</sup> 최근 전산해석의 발달로 비정상 층류 유동<sup>(1)</sup>과 난류모델에 관한 연구가 활발해져서, 최소한의 압력손실로 최대 열전달을 얻을 수 있는 표면조작 기법들이 제시되고 있다. 그러나 형상에 관련된 설계인자들은 상당히 많으므로 유동영역과 열교환기의 종류에 따른 체계적인 분석이 필요하며,

Kiknadze<sup>(9)</sup>는 다양한 여러종류의 열교환기 성능을 열전달계수와 압력손실의 무차원수로 구분하여 보여준다. 이것은 설계목표중 가장 중요한 최대 전열량과 최소 압력손실을 나타내기 위해 필요하며, 잘 정의된 형상과 유동영역의 제어를 통해 설계최적화도 가능함을 알 수 있다.<sup>(8)</sup>

유동장의 해석은 유동저항 감소만을 목표로 하는 외부유동장<sup>(2,10)</sup>과 전체적인 열교환 능력의 향상, 즉 열전달 향상과 압력손실 감소를 동시에 추구하는 내부유동장의 연구들이 모두 진행되고 있다. 전달현상과 압력손실은 유동의 특징인 혼합과 소산에 의해 각각 결정된다. 그런데 표면 유동의 형태가 이들 두 유동현상에 미치는 영향은 서로 다른 것으로 알려져 있다. 재순환영역이 존재하지 않는 유동에서도 유동저항의 감소를 얻을 수 있는<sup>(10)</sup> 반면에, 박리를 수반하지 않는 비정상유동은 전달현상을 향상시키지 않는다.<sup>(11)</sup> 이것은 대류열전달에서 가장 중요한 부분인 고체경계 근처의 유동에서, 혼합은 주로 advection에 의해 그리고 소산은 전적으로 점성에 의해 일어나는 현상이기 때문일 것이다. 그래서 점성소산에 의한 압력손실을 최소로 갖는 전달현상의 향상 방법을 정량적으로 찾으려는 연구도 시도되었다.<sup>(8)</sup> 수로유동의 전달현상은 비교적 잘 알려져 있으므로 열교환을 최적화문제로 정립하는 것이 가능하다. 이에 비해 3차원 유동구조인 유선방향 볼텍스(streamwise vortex)를 이용해<sup>(14)</sup> 튜브 쪽 열전달을 향상시키려는 연구도 진행되고 있으나,<sup>(3)</sup> 3차원 유동의 복잡성 때문에 전달현상과 압력손실을 연계한 최적화 해석은 아직 시도되지 않고 있다.

본연구에서는 전열면이 조작된 Plate-fin-and-tube형 열교환기 핀 쪽 대류열전달을 모사하기 위해 덤플이 있는 2차원 수로유동의 유동장 및 온도장을 비압축성 나비에-스톡스 방정식의 전산해로 구해보고, 그 결과를 분석하여 주어진 파라미터 영역에서 유동구조가 열전달 및 압력손실에 미치는 영향을 살펴보았다.

## 2. 문제의 정립

2차원 직교좌표계에서 정상, 비압축성 나비에-스톡스 방정식은 다음과 같이 표시된다.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

$$\rho C \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + S \quad (4)$$

이 식에서 부력은 무시된다. 왜냐하면, 부력에 의한 유동장의 변화 크기는  $Gr/Re^{5/2}$ 로 계산되기 때문이다. 본 연구에서 계산된 경우(Table 2)중 이 수치가 가장 크게 나타나는 것은  $T_w=50^\circ C=323.15K$ ,  $Re=600$ 의 경우이며 이때의 값이 0.000843이다. 즉  $(Gr/Re^{5/2})_{max}$ 이 0.1% 이하이므로 부력의 영향은 무시할 수 있다. 따라서 온도장이 유동장에 미치는 영향은 거의 없는 것으로 판단된다.<sup>(7)</sup> 계산영역은 Fig. 2와 같다. 여기서 세 종류의 경계가 존재함을 알 수 있으며 각각의 경계에 주어지는 경계조건은 다음과 같다. 상류경계 1에서는 일정한 온도  $T_{in}=125^\circ C$ 를 가진 완전히 발달한 2차원 포아제 유동(poiseuille flow)이 주어진다. 고체경계 2와 4에서는 점성유동의 경계조건인 점착조건이 주어지고, 벽면의 온도는 항상 일정하다고 본다. 즉

$$u = v = 0 \quad T = T_w = \text{const.} \quad (5)$$

하류경계 3에서는 충분히 발달된 유동조건, 즉 속도성분 및 온도의  $x$ 방향 변화가 없고, 유량이 일정하다.

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = 0$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 \quad (6)$$

하류경계에 적용된 충분히 발달된 유동 조건이 타당한지를 파악하기 위해 딴플폭  $W$ 의 4배까지 더 하류로 연장된 확장영역에서 계산을 수행해 하류유동의 변화가 더이상 없음을 확인하였다.

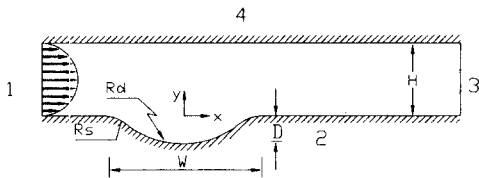


Fig. 2 Problem domain and computational boundaries.

### 3. 계산

Fig. 2에 표시된 딴플의 형상에 관련된 파라미터는  $R_a$ ,  $R_s$ 의 반경들과 폭  $W$ , 깊이  $D$  등이다. 본 연구에 사용된 딴플은 Table 1과 같은 두 가지 형상으로 정의된다.

레이놀즈수는 입구유동의 평균유속  $V$ 와 딴플이 없는 부분의 높이에 의해

$$Re \equiv \frac{VH}{\nu} \quad (7)$$

로 정의되었으며,  $H$ 는 2.13mm로 고정시켰다. 딴플부분은 반경  $R_a$ 를 가진 원호가 대부분이고 여기에 반경  $R_s$ 를 가진 작은 원이 딴플의 경계를 이어주고 있다. 계산에 사용된 Type I, II의 형상 모두가 두 원이 서로 접하는 부분에서 경계가 설정되어, 딴플의 곡면은 곡률의 변화가 연속적이다. 두 형상에 대해 Table 2에 표시된 벽면온도  $T_w$ 와 레이놀즈수의 값들이 모두 계산되었다.

Table 1 Two types of dimple geometry.

	$W$	$D$	$R_a$	$R_s$
I	4.5	0.8	2.56	1.0
II	4.0	0.7	2.41	0.8

Table 2 Parameter values used in calculation.

$T_w$ ( $^\circ C$ )	50			75		
	600	642	700	600	642	700
$Re$						

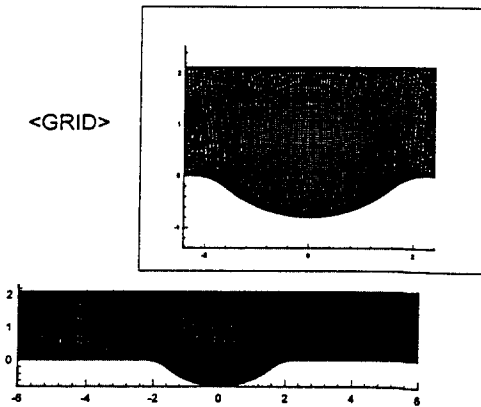


Fig. 3 Grid system

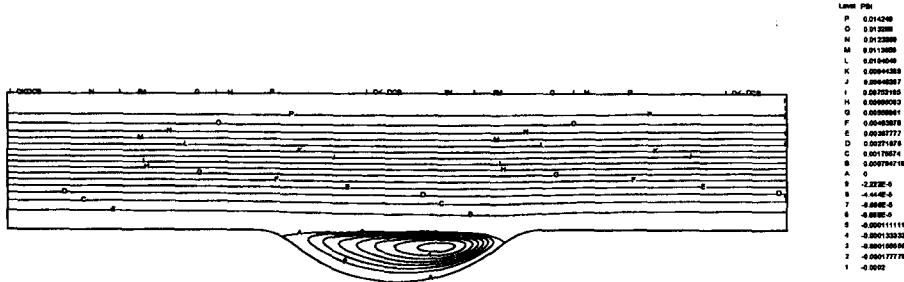


Fig. 4 Streamlines as streamfunction contours

격자계는 Fig. 3과 같이 121×121의 boundary-fitted grid를 사용하였다. 유동변수의 구배가 큰 영역을 정확히 묘사하기 위해, hyperbolic-tangent 함수를 사용하여 수직방향의 격자간격을 변화시켜서<sup>(4)</sup> 고체경계 근처에 격자들이 밀집되게 하였다.

이러한 정렬격자계에서 수치해석을 수행하기 위해 (1)~(4)의 나비에-스톡스 방정식을 일반좌표계로 좌표변환한 뒤 2차 중심차분을 사용하여 차분화하였으며, 압력의 계산은 SIMPLE 방법을 사용하였다.<sup>(4)</sup> 차분화된 방정식들의 residual을 계산하여 해의 수렴 여부를 확인하였으며, residual은 통상적인 표시방법을 사용하면

$$\text{Residual} = \sum_{i=1}^{N_I} \sum_{j=1}^{N_J} | \sum a_{nb} \phi_{nb} + b - a_p \phi_p | \quad (8)$$

이다. 여기서  $\phi$ 는 미지수,  $N_I$ 와  $N_J$ 는 각각 x 및 y방향의 최대격자수를 나타낸다. 즉 u-residual과 v-residual이 동시에  $10^{-4}$  이하로 떨어질 때를 해가 수렴한 것으로 판정하였다. 식 (8)은 차원이 있는 방정식이므로, normalized residual을 사용하면  $2 \times 10^{-5}$  이하로 떨어지는 것과 같은 조건이 된다. 계산의 반복에 따른 residual의 변화가 Fig. 11에 도시되었다.

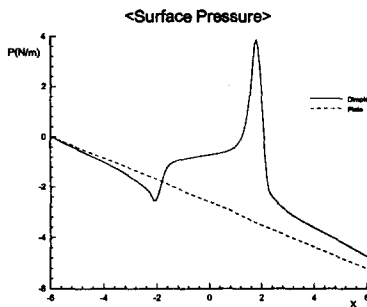


Fig. 5 Pressure distribution on the dimple-side wall

Figs. 4~7은 벽면온도가 75°C이고 레이놀즈수가 700일 때의 유동장과 온도장을 대표적으로 보여준다. 이러한 유동의 특징은 계산된 모든 파라미터 영역에서 덤플안에 재순환 영역이 존재하는 것이다. Fig. 4는 유동함수  $\Psi$ 의 등고선인 유선을 나타낸다. 재순환영역의 유선들을 보면 덤플 안의 볼텍스가 하류 쪽으로 치우쳐서 존재하는 것을 알 수 있다. 이것은 상류에서 박리된 유동이 하류로 진행하면서 인접한 수로유동으로부터 계속해서 평균유동의 운동에너지를 공급받기 때문이다. 이러한 재순환유동은 기존의 유동가시화 실험<sup>(10,11)</sup>에서 확인된 유동들과 거의 같은 형상이다. 실험으로 측정하기 어려운 재순환 볼텍스의 강도(vortex strength)는 볼텍스 중심에서 발생하는 최소유동함수의 값  $\Psi_{\min}$ 으로 표시된다. 각 경우의 볼텍스 중심의 위치와 볼텍스 강도는 Table 3에 요약되었다. 레이놀즈수가 커질수록 볼텍스는 주유동으로부터 더 많은 에너지를 공급받아 강도가 커진다. 또한 type I보다 type II의 덤플유동에서 볼텍스의 강도가 크다. Fig. 4의 등고선 A는  $\Psi=0$ 인 선이며 재순환영역과 주유동의 경계이다. 이 선 위 위쪽에 있는 주유동에서는 유동함수가 모두 양수이고, 아래쪽의 재순환영역에서는 모두 0보다 작다. 또한 이 등고선이 덤플벽면과 만나는 점들에서는 벽면전단응력이 0이 되는 박리점 및 재부착점과 일치한다. 이러한 결과는 본 계산의 결과가 정확함을 보여준다. 박리점과 재부착점의 위치들도 Table 3에 표시되었다. Fig. 6과 7을 보면 덤플의 하류 쪽 edge에 등고선들이 밀집되어 있어, 이 부근에서 압력장과 온도장이 모두 큰 구배를 가지는 것을 알 수 있다. 덤플 쪽 벽면의 압력분포(Fig. 5)는 덤플의 중심에서 약간 상류 쪽으로 극부적 극소점이 존재하고, 하류 쪽 edge에 극부 극대점이 있다.

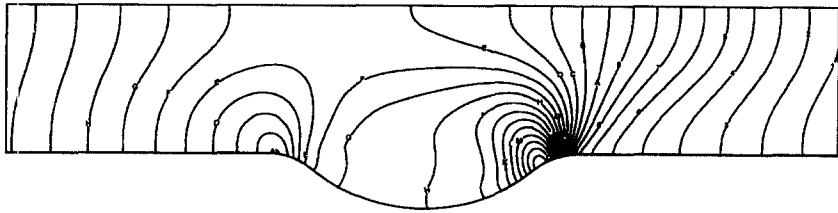


Fig. 6 Pressure contours

Level P  
 P 1.91400  
 O 1.22916  
 M 1.20923  
 N 0.71267  
 L 0.200004  
 K 0.200001  
 J 0.000001  
 I -1.10000  
 H -0.410000  
 G -0.000001  
 F -0.000004  
 E -1.17400  
 D -1.4100  
 C -1.00200  
 B -1.00720  
 A -3.10177  
 9 -2.20010  
 8 -0.04002  
 7 -2.00001  
 6 -2.10040  
 5 -3.20000  
 4 -3.01001  
 3 -3.00370  
 2 -4.10716  
 1 -4.20100

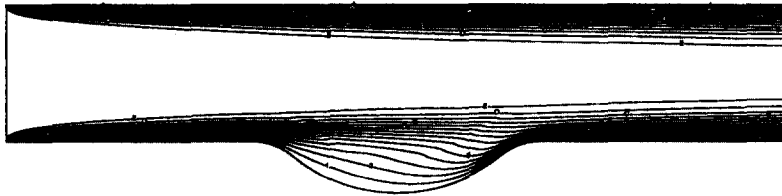


Fig. 7 Temperature contours

Level T  
 T 300.0  
 E 291.170  
 D 291.747  
 C 280.371  
 B 291.000  
 A 291.010  
 P 270.240  
 S 270.000  
 J 271.400  
 R 260.110  
 S 260.720  
 4 261.20  
 3 257.000  
 2 264.007  
 1 261.231

Table 3a Vortex strength  $\Psi_{min}$  (m<sup>2</sup>/s) and coordinates of the vortex core (m)

Type	Re	$\Psi_{min}$	$X_c$	$Y_c$
I	600	-0.1398E-3	0.5599E-3	-0.2735E-3
	642	-0.1503E-3	0.5847E-3	-0.2665E-3
	700	-0.1646E-3	0.6347E-3	-0.2622E-3
II	600	-0.1109E-3	0.4188E-3	-0.2427E-3
	642	-0.1197E-3	0.4367E-3	-0.2388E-3
	700	-0.1318E-3	0.4933E-3	-0.2381E-3

Table 3b Separation and reattachment point (m)

Type	Re	$X_s$	$X_r$
I	600	-0.178363E-2	0.165080E-2
	642	-0.170996E-2	0.166119E-2
	700	-0.179784E-2	0.167349E-2
II	600	-0.160187E-2	0.148023E-2
	642	-0.160657E-2	0.149040E-2
	700	-0.161263E-2	0.150204E-2

스의 위치는 바뀌지 않는다. 그러나 Table 3a에서와 같이 레이놀즈수가 증가하면 볼텍스의 중심이 하류쪽으로 이동하여, 전술한 평균유동의 영향을 뒷받침해준다. Fig. 7의 온도장에서 하류 edge에 밀집된 등고선은 이 부분에서의 열전달이 가장 크다는 것을 보여준다. 이것은 캐비티 유동이나 후향 계단 유동 같은 다른 종류의 재순환유동에서 재부착지점(reattachment point)의 열교환이 가장 활발한 것과 같은 이유이다. 즉 재부착지점은 항상 중심의 자유유동을 벽 쪽으로 이동하는 효과를 갖고 있다. 정확한 박리점 및 재부착점의 위치는 Table 3b에 표시되었다.

무차원 열전달계수인 누셀트수의 분포도 이러한 효과를 잘보여준다. Fig. 8은 type I의 x방향 누

비압축성유동의 계산에서는, 지배방정식 (1)~(4)에서 알 수 있듯이, 온도장이 유동장에 영향을 주지 않는다. 따라서 벽면온도가 변하여도 볼텍

셀트수분포를, 그리고 Fig. 9은 type II의 x방향 누셀트수분포를 각각 보여준다. Figs. 8, 9의 모든 그림에서 점선은 같은 조건의 덤플이 없는 평판에

서 완전발달 유동의 누셀트수를 나타낸다. 본 계산에서는 하나의 덤플만을 다루었으므로 하류에서 누셀트수의 값이 점선에 접근한다. 그러나 덤플이 계

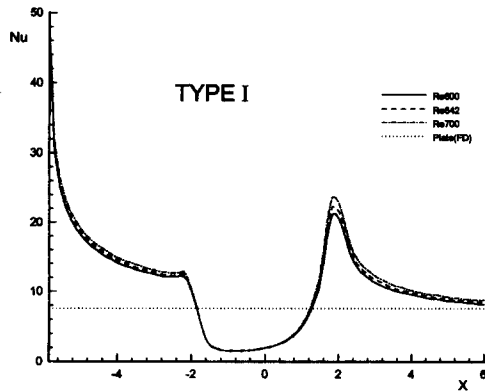


Fig. 8(a) Local Nusselt numbers of type I for  $T_w=323^\circ\text{K}$ .

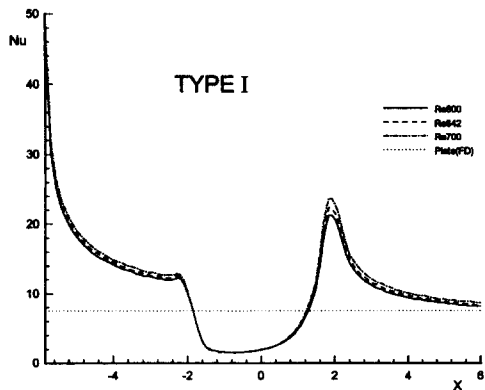


Fig. 8(b) Local Nusselt numbers of type I for  $T_w=333^\circ\text{K}$ .

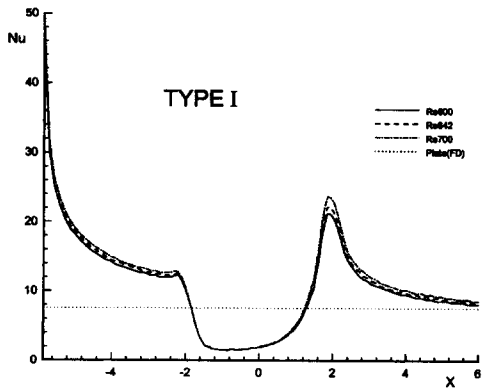


Fig. 8(c) Local Nusselt numbers of type I for  $T_w=348^\circ\text{K}$ .

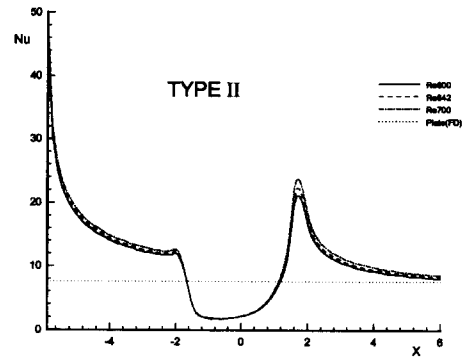


Fig. 9(a) Local Nusselt numbers of type II for  $T_w=323^\circ\text{K}$ .

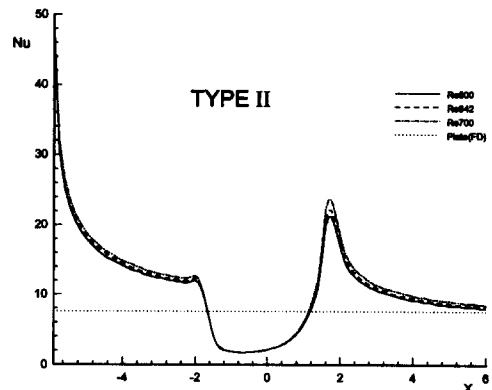


Fig. 9(b) Local Nusselt numbers of type II for  $T_w=333^\circ\text{K}$ .

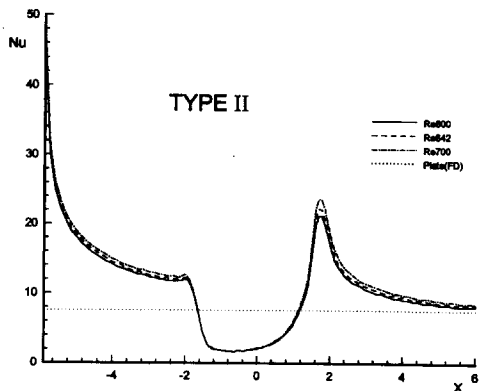


Fig. 9(c) Local Nusselt numbers of type II for  $T_w=348^\circ\text{K}$ .

속해서 연이어 존재하는 실제 열교환기의 편유동에서는 평균누셀트수가 상류의 값에 가까울 것이고 따라서 평판유동의 누셀트수보다 커짐을 알 수 있다.

모든 경우의 유동형태가 비슷하므로 누셀트수의 분포 또한 정성적으로는 대동소이하다. 그러나 누셀트수의 평균값들이 변하므로, 전체적인 열교환효과를 평가하기 위해 Fig. 10에 다음과 같이 정의된 평균누셀트수와 마찰인자의 값들을 동시에 표시하였다.

$$\bar{Nu} \equiv \frac{1}{L} \int_{-L/2}^{L/2} Nu \, dx \quad (9)$$

$$\bar{f} \equiv \frac{1}{L} \int_{-L/2}^{L/2} f \, dx \quad (10)$$

열전달이 크면서 압력손실을 작게 만드는 것이 설계목표이므로, Fig. 10의 좌상부에 위치한 값들이 가장 바람직한 파라미터 영역이 된다. 전반적으로 type II 은 열전달효과가 좋고, type I 은 압력

손실이 작은 것으로 나타났다. 이것은 type I 의 딴플이 더 크기 때문이다. 따라서 Table 3a에서처럼 vortex의 strength와 크기가 더 크다. 그러므로 벽면마찰영역이 작아져서 압력손실은 줄어으나, vortex의 높이가 큰 것은 이 부근에서의 열전달 감소를 초래한다. 계산된 레이놀즈수 영역에서 두 type들 모두 레이놀즈수가 증가하면서 계속해서 압력손실은 감소하고, 열전달이 향상되는 경향을 보이고 있다. 완전히 발달된 평판 수로유동의 마찰인자는 2차원 포아제 유동의 해로부터  $48/Re$ 가 된다. 따라서 모든 경우의 계산에서 딴플이 있는 수로유동의 마찰인자가 더 작으므로, 외부유동장뿐 아니라<sup>(2)</sup> 내부유동장에서도 딴플이 압력손실을 감소시켜주는 효과가 있음을 알 수 있다.

통상 전산해의 타당성은 실험결과와 비교하는 것으로 달성되며 딴플유동에 대한 기존의 유동가시화 사진들과 비교하여 정성적으로 유동형태가 일치함을 파악하였다.<sup>(10,11)</sup> 본연구에서 유동은 모두 층류 정상유동에 속하고 경계의 형상에 불연속점이 전혀 없으므로, 나비에-스톡스 방정식의 전산해를 정확한 유동해로 간주할 수 있다.

### 4. 결론

핀표면이 조작된 열교환기의 대류열전달을 분석하기 위해, 한 쪽 면에 딴플이 있는 2차원 채널유동의 유동장 및 온도장을 비압축성 나비에-스톡스 방정식의 전산해로 구해 보았다. 계산결과를 통해 딴플내의 하류 쪽으로 치우친 볼텍스가 존재하는 것을 알았으며, 이로 인해 딴플의 하류 edge에서 가장 활발하게 열전달이 일어나는 것을 알 수 있었다. 완전히 발달된 2차원 평판 수로유동과 비교하여 딴플이 있는 수로유동의 압력손실이 항상 작다는 결과를 얻었다. 핀 쪽에 딴플을 가공하는 것이 쉬우므로 압력손실을 줄이는 것이 중요한 열교환기의 설계에 응용되면 좋은 결과를 얻을 것으로 기대된다.

### 후 기

본 연구는 과학재단 목적기초연구비 KOSEF 95-0200-16-01-3의 지원으로 수행되었으며 관계자 여러분께 감사드립니다. 딴플의 제원은 (주)동화정기에서 제공되었으며 이에 감사드립니다.

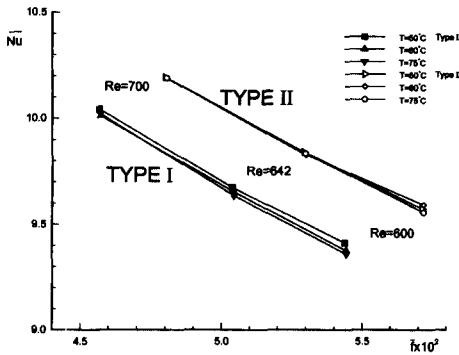


Fig. 10 Average Nusselt number vs. relative friction factor.

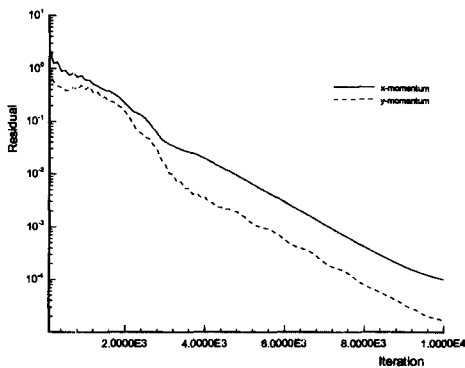


Fig. 11 Residuals vs. iteration number

## 참고문헌

- (1) Amon, C. H., 1993, "Spectral Element-Fourier Method for Transitional Flows in Complex Geometries," *AIAA J.*, Vol. 31, No. 1, pp. 42~48.
- (2) Bearman, P. W. and Harvey, J. K. 1993, "Control of Circular Cylinder Flow by the Use of Dimples," *AIAA J.*, Vol. 31, No. 10, pp. 1753~1756.
- (3) Biswas, G., Mitra, N. K. and Fiebig, M., 1994, "Heat Transfer Enhancement in Fin-Tube Heat Exchangers by Winglet Type Vortex Generators," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 37, No. 2, pp. 283~291.
- (4) Fletcher, C. A. J., 1991, "Computational Techniques for Fluid Dynamics 2," *Springer Series in Computational Physics* (2nd ed.), pp. 362~368.
- (5) Ghaddar, N. K., Korszak, K. Z., Mikic, B. B. and Patera, A. T., 1986, "Numerical Investigation of Incompressible Flow in Grooved Channels. Part 1. Stability and Self-Sustained Oscillations," *J. Fluid Mech.*, Vol. 163, pp. 99~127.
- (6) Ghaddar, N. K., Magen, M., Mikic, B. B. and Patera, A. T., 1986, "Numerical Investigation of Incompressible Flow in Grooved Channels. Part 2. Resonance and Oscillatory Heat-Transfer Enhancement," *J. Fluid Mech.*, Vol. 168, pp. 541~567.
- (7) Kang, B. H., Jaluria, Y. Tewari, S. S., 1990, "Mixed Convection Transport from an Isolated Heat Source Module on a Horizontal Plate," *ASME J. of Heat Transfer* Vol. 112, pp. 653~661.
- (8) Karniadakis, G. E., Mikic, B. B. and Patera, A. T., 1988, "Minimum-Dissipation Transport Enhancement by Flow Destabilization: Reynolds' Analogy Revisited," *J. Fluid Mech.*, Vol. 192, pp. 365~391.
- (9) Kiknadze, G. I. 1992, "Tornado-Like Processes and Apparatuses," BASERT, Moscow, p. 13.
- (10) Kimura, T. and Tsutahara, M. 1991, "Fluid Dynamic Effects of Grooves on Circular Cylinder Surface," *AIAA J.*, Vol. 29, No. 12, pp. 2062~2068.
- (11) Nishimura, T. and Kojima, N., 1995, "Mass Transfer Enhancement in a Symmetric Sinusoidal Wavy-Walled Channel for Pulsatile Flow," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 38, No. 9, pp. 1719~1731.
- (12) Peng, X. F., Wang, B. X., Peterson, G. P. and Ma, H. B., 1995, "Experimental Investigation of Heat Transfer in Flat Plates with Rectangular Microchannels," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 38, No. 1, pp. 127~137.
- (13) Yu, Y. F., 1995, Private Communication, Mechanical Engineering Dept., Carnegie Mellon University.
- (14) Zhu, J. X., Fiebig, M. and Mitra, N. K., 1993, "Comparison of Numerical and Experimental Results for a Turbulent Flow field with a Longitudinal Vortex Pair," *J. Fluids Eng.*, Vol. 115, pp. 270~274.