

수직핀이 부착된 평행평판 채널내의 유동 및 열전달에 관한 수치해석

Numerical Analysis of Fluid Flow and Heat Transfer in a Parallel-Plate Channel with Transverse Fins

황 기 영,* 김 흥 제,** 모 정 하***

K. Y. Hwang, H. J. Kim, J. H. Moh

Key words : Staggered fins (엇갈린 핀), Parallel-plate channel (평행평판 채널), Laminar forced convection (층류강제대류), Heat transfer (열전달), Pressure drop (압력강하)

Abstract

An analysis is made of the laminar fluid flow and heat transfer characteristics in a parallel-plate channel to whose walls are fitted with a series of equidistant staggered fins placed transversely to the flow direction. The governing equations are solved numerically by a finite-volume method for elliptic flows. Based on the obtained solutions of flow and temperature fields, the effects of Reynolds number and various geometric parameters on the heat transfer performance and pressure drop are evaluated. A comparison of the heat transfer characteristics between the channels with and without staggered fins is also made.

1. 서 론

최근 에너지 소비의 증가 추세로 인하여 산업 전반에 걸쳐 에너지 절약형, 즉 고성능 열교환장치의 개발이 절실히 요구되고 있다. 셸-튜브(shell-and-tube) 열교환기의 셸쪽을 흐르는 유체의 유동은 특히 복잡한 흐름특성을 갖는다. 셸 쪽에서는 때때로 열저항이 지배적인 것으로 나타나기 때문에 방해판(baffle)을 설치하여 주유동을 튜브에 수직방향으로 유도함으로써 열전달 계수를 증가시킨다. 일반적으로 고성능 열교환기(compact heat exchanger)내의 유동은 유동통로가 작고 지속이므로

종종 층류유동(laminar flow)이 된다⁽¹⁾. 따라서 매끈한 채널내의 유동에서 얻어지는 열전달계수값이 매우 작기 때문에 층류유동인 경우에 열전달 성능의 향상은 특히 중요하다. 열전달 성능을 증가시키기 위해서는 이미 언급한 바와 같이 열전달 표면을 크게 하고 작동유체를 혼합시키는 역할을 하는 핀(fin)을 부착하는 방법과 작동유체가 흘러가는 유동로(flow passage), 즉 수력직경(hydraulic diameter)을 가능한 작게 함으로써 작동유체와 전열면과의 접촉을 증가시키는 방법이 있다. 산업체에서 사용하는 열교환기나 태양열 집열기⁽²⁾등에는 열전달 면적을 증가시키고 유체혼합을 촉진하기 위하여 보통 전열면에 핀이나 리브(rib)를 부착한다.

평행평판내의 강제대류 유동에 대해서는 지금까지 많은 연구가 이루어져 왔다. 즉 여러 연구자들에게 의해 단일 장애물 블럭^{(3),(4)}, 다수의 블럭⁽⁵⁾ 또

* 정회원, 국방과학연구소

** 정회원, 한국에너지 기술연구소

*** 정회원, 원광대학교 기계공학과

는 다수의 흰^{(6)~(13)}이 부착된 채널내의 강제대류 유동을 수치 또는 실험적 방법을 통하여 이들이 열전달 성능에 미치는 영향은 물론 유동의 박리(separation), 재부착(reattachment) 등의 현상에 대하여 연구가 이루어졌다. 채널내의 표면에 두열로 흰이 부착된 경우에 유동은 좁은 입구영역을 제외하고는 '주기적으로 완전 발달된(periodic fully-developed)' 흐름특성을 나타내는 것으로 보고되고 있다^{(10), (11)}. Rowley 등⁽¹²⁾은 이와 같은 특성을 조사하기 위하여 원주방향으로 흰이 부착된 원관내의 유동을 수치 해석하였고, Kelkar 등⁽¹⁾은 엇갈린(staggered) 흰이 부착된 평행평판내의 유동현상에 대하여 해석하였다. 그 결과 엇갈린 배열 부착 흰이 정렬배열(in-line arrangement) 부착 흰보다 열전달 성능이 보다 우수한 것으로 나타났다. 즉 엇갈린 흰의 경우에는 유동이 파도모양처럼 흰 상태로 진행되는 현상을 나타내는 반면에 정렬흰의 경우에는 유동이 벽에서 분리되는 현상을 나타내어 벽 표면으로부터의 열전달 성능이 떨어지게 되는 결과를 가져왔다. 한편 흰 부착으로 인해 열전달 성능은 증가하나 마찰손실에 따른 압력강하가 크게 증가함으로써 펌프동력(pumping power)의 증가가 요구된다. 따라서 실제 상황에서는 마찰손실은 고려되어야 할 중요한 요소의 하나로서 열전달 성능의 향상 방안 고려시에는 열 및 유동특성 간의 상관관계에 대한 평가가 중요하다. 최근 Yeh⁽²⁾는 흰이 달린 태양열 집열기의 성능에 관한 실험적 연구를 수행하였는데, 최상의 집열기 성능을 위한 최적설계와 이의 실용화를 위한 확장된 연구의 필요성을 주장하였다.

지금까지 발표된 흰이 부착된 열교환 채널에 대한 열 및 유동해석 연구의 대부분은 전체영역의 계산에 따른 과도한 격자계의 사용으로 인하여 채널의 입·출구영역을 제외한 완전히 발달된 영역에 대하여 연구가 진행되었다. 그러나 최근에는 컴퓨터의 급속한 발전으로 인하여 이러한 문제점이 기본적으로 해결이 가능하게 되었다. 또한 실제 열교환 채널내에서는 완전히 발달된 영역 뿐만 아니라 입구 및 출구영역이 존재하는데, 특히 입구영역에서는 얇은 열경계층(thin thermal boundary layer)이 존재하여 열전달계수가 상대적으로 크게 나타나므로 열교환 채널의 길이 설정시 중요한 인자로 작용한다. 부가하여 태양열 집열기 등의 설계시 주어진 열교환 채널의 길이 및 기후조건 등 여러가지 조건하에서 얻고자 하는 열매체의 출구온도를 구하기 위해서는 전체 열교환 채널에 대한 에너지 해석이 반드시 필요하다. 이에 영향을 미치는 인자로는 흰의 높이, 배열위치 및 유량 등을 들 수 있다.

따라서 본 연구에서는 엇갈린 흰이 부착된 수평평행 채널의 전체를 계산영역으로 하여 유한체적법⁽¹⁴⁾으로 수치 해석하였으며, 흰의 높이, 배열위치 및 유량 등의 변화가 전체 채널의 유동 및 열전달 특성에 미치는 영향을 고찰하였다.

2. 해 석

2.1 해석모델

본 연구에서는 수직권이 부착된 채널내의 유동 및 열전달 특성을 해석하기 위하여 Fig.1과 같은

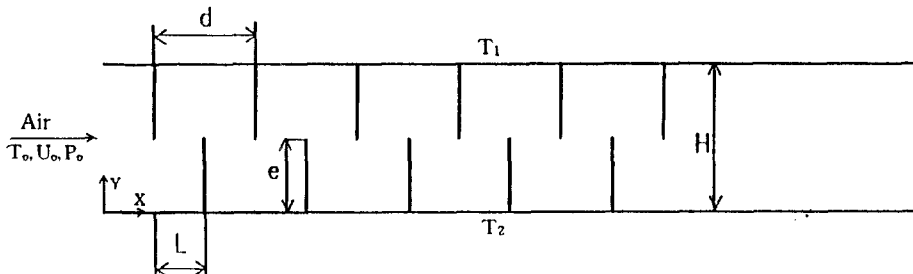


Fig.1 Schematic diagram of parallel-plate channel with fin arrays

모델을 선택하였다. 채널의 윗면과 아랫면에는 엇갈린 형태의 흰이 각각 6개 및 5개가 부착되어 있고, 흰들은 일정한 간격(d)으로 배치되어 있다. 채널높이에 대한 흰 높이의 비(e/H)는 각각 0.25, 0.5 및 0.75로 가변적이며, 흰의 배열위치(L/H)도 각각 0.3, 0.6 및 1.0으로 가변적이다. 채널의 윗면과 아랫면은 각각 일정한 온도 T_1, T_2 로 유지되고 아랫면은 윗면보다 온도가 높다. 흰의 표면온도는 해석의 단순화를 위해 Cheng등^{(7),(8)}과 유사하게 채널벽면의 온도와 같은 완전한 전도 흰(perfectly conductive fin)으로 가정하였다. 또한 채널의 입구에서는 온도 $T_1(=T_1)$, 속도 U_0 및 압력 P_0 를 유지하며 출구에서는 정상상태의 유출 경계조건(outflow boundary condition)을 적용하였다. 채널의 길이는 맨 마지막 흰 후단의 재순환유동 발생영역 이후에 정상흐름이 나타날 수 있도록 채널 높이(H)의 18배로 하였다. 한편 본 연구에서 채널을 통과하는 작동유체는 공기(air)이다.

2.2 기본방정식 및 경계조건

본 연구에서 유체의 모든 물성치는 일정하고 비압축성, Newton 유체로서 강제대류 2차원 층류유동으로 가정한다. 해석에 일반성을 부여하고, 시스템을 지배하는 변수의 영향을 정량적으로 고찰하기 위하여 무차원 변수를 다음과 같이 정의한다.

$$x = \frac{X}{H}, \quad y = \frac{Y}{H}, \quad u = \frac{U}{U_0}, \quad v = \frac{V}{U_0} \quad (1)$$

$$p = \frac{P}{\rho U_0^2}, \quad \theta = \frac{T - T_1}{T_2 - T_1}, \quad Re = \frac{U_0 D_h}{\nu}, \quad Pr = \frac{\nu}{\alpha}$$

$$Pe = Re \cdot Pr = \frac{U_0 D_h}{\alpha}, \quad D_h = 2H$$

여기서 U_0 는 채널 입구에서 속도이며, T_2 및 T_1 은 각각 채널 아랫면(고온면)과 윗면(저온면)의 온도이다. Re 는 Reynolds수, Pr 은 Prandtl수, Pe 는 Peclet수로서 대류에 대한 확산강도의 비이며, D_h 는 수력직경으로 채널의 너비가 높이보다 훨씬 큰 경우 $2H$ 가 된다⁽¹⁵⁾.

이상과 같은 무차원 변수를 이용하여 지배방정식을 무차원화하면 다음 식과 같이 표시된다. 즉

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2)$$

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

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{2}{Re} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

$$u \frac{\partial \theta}{\partial x} + v \frac{\partial \theta}{\partial y} = \frac{2}{Pe} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} \right) \quad (5)$$

무차원 경계조건은 다음과 같다.

- 채널 윗면 및 윗면 흰 : $u=0, v=0, \theta=0$
- 채널 아랫면 및 아랫면 흰 : $u=0, v=0, \theta=1$
- 채널입구 : $u=1, v=0, \theta=0$
- 채널출구 : $\frac{\partial u}{\partial x}=0, v=0, \int_0^1 u dy = 1, \frac{\partial \theta}{\partial x}=0$

2.3 수치계산 방법

본 연구에서 종속변수의 계산은 유한체적법(finite volume method)을 사용하여 수행하였다. 해석영역내에는 유체가 통과하는 액체영역과 흰이 있는 고체영역이 공존하지만 전체영역을 규칙격자계로 만든 후 속도장의 계산시에 Patankar⁽¹⁴⁾가 제시한 방법대로 흰 영역에 대해서는 점성계수를 크게 해줌으로써 해결하였다 각 변수에 대하여 경계를 제외한 모든 격자점에서 선순법(line-by-line method)을 적용하여 TDMA(Tri-Diagonal Matrix Algorithm)로 해를 구하였다. 이 과정에서 해를 안정되게 수립시키기 위해 하향 이완계수를 사용하였으며, 이완계수는 운동량방정식의 경우에 0.5, 에너지방정식과 압력 보정방정식의 경우에는 0.8을 사용하였다. 또한 해석영역의 격자수는 x 방향으로 812개, y 방향으로 52개로 하였는데, 이는 여러가지 격자수에 대한 수치계산의 결과 결정한 것이다. 즉 흰의 한개 모듈($d \times H$)에서의 격자수는 104×52 개인데, 이 격자수는 완전히 발달된 영역에 대한 기존 연구가^{(11),(8)}들의 수치계산 격자수와 유사하다. 본 해석모델에서 흰의 무차원 두께는 0.02로 하였으며, 흰 내에서의 격자수는 x 방향으로 2개, y 방향으로는 $e/H=0.25, 0.5, 0.75$ 인 경우 각각 13, 26, 39개로 변화시켰었다. 해 수립의 판정은 연속방정식의 수립여부를 결정하는 질량생성

(mass source)항이 1.0×10^{-6} 이하이고, 각 격자 점에서 무차원 종속변수의 최대변화가 속도의 경우 1.0×10^{-4} 이하, 온도의 경우 1.0×10^{-5} 이하가 각각 되도록 하였다. 본 수치계산은 슈퍼컴퓨터 (CRAY Y-MP2E/232)를 사용하였으며, 해가 수렴되기까지 반복계산 횟수와 수치계산 시간은 계산 조건(Reynolds수, 원의 높이 및 간격)에 따라 약간의 차이가 있었지만 각각 약 1700회 및 3100회 이었다.

2.4 특성인자

Reynolds수, 원의 높이 및 원의 배열위치에 따른 열전달 특성을 조사하기 위하여 다음과 같은 일반화된 형태의 특성인자를 도입한다. 채널벽면에서 무차원 열유속 Q_w 와 원 표면에서 무차원 열유속 Q_s 는 각각 다음 식과 같이 정의된다.

$$Q_w = -\frac{H}{T_2 - T_1} \frac{\partial T}{\partial Y} \Big|_{wall} = -\frac{\partial \theta}{\partial y} \Big|_{wall} \quad (7)$$

$$Q_s = \pm \frac{H}{T_2 - T_1} \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{fn} = \pm \frac{\partial \theta}{\partial x} \Big|_{fn} \quad (8)$$

여기서 식(8)의 +, - 부호는 각각 원의 왼쪽면과 오른쪽면을 나타내며, 온도기울기는 면에 인접한 3개의 격자점에서의 온도를 이용하여 구한다.

채널벽에서의 국소 Nusselt수는 다음과 같이 정의된다.

$$Nu = -\frac{D_h}{T_2 - T_m} \frac{\partial T}{\partial Y} \Big|_{wall} = -\frac{2}{1 - \theta_m} \frac{\partial \theta}{\partial y} \Big|_{wall} \quad (9)$$

여기서 T_m 은 채널을 가로지르는 단면에서의 평균온도로서 다음 식과 같다.

$$T_m = \frac{\int_0^H |U| T dY}{\int_0^H |U| dY}$$

3. 해석결과 및 고찰

본 연구에서는 Reynolds수(Re 수), 원의 높이

및 원의 배열위치에 따른 유동 및 열전달 특성을 고찰하기 위해 $L/H=1.0$, $e/H=0.5$ 인 채널에 대하여 Re 수를 100, 200 및 300으로 변화시켰으며, 채널높이에 대한 원의 배열위치, 즉 L/H 는 $e/H=0.5$, $Re=200$ 인 경우에 대해 각각 0.3, 0.6 및 1.0으로 변화시켰다. 또한 채널높이에 대한 원 높이, 즉 e/H 는 본 수치해석 결과에 대한 타당성 여부를 입증하기 위해서는 본 해석조건과 동일한 모델에서 얻은 기존의 실험결과와 비교하는 것이 가장 타당하나, 이에 대한 실험결과가 없기 때문에 동일한 모델에 대해 완전히 발달된 영역에서 수치해석한 결과⁽⁸⁾와 상호 비교하였다. 본 수치해석 결과 완전히 발달된 영역은 Re 수에 크게 영향을 받으며, Re 수가 100인 경우에는 약 7번째 원(4번째 모듈) 이후에 거의 완전히 발달된 영역이 나타나는 것으로 확인 되었다. 그러나 Re 수가 200 및 300인 경우에 유동장에서는 채널의 후반부에 완전히 발달된 영역이 나타났는 것처럼 보이나 온도장을 살펴보면 채널의 후반부까지에서도 약간의 변화가 나타남을 볼 수 있다. 본 연구에서는 수치계산의 타당성 입증을 위하여 Re 수가 100인 경우에 Cheng등⁽⁸⁾의 온도장에 대한 수치계산 결과를 Fig.2와 같이 상호 비교하였으며, 그 결과 잘 일치하는 것으로 나타났다.

3.1 유동장

Fig.3은 원의 배열위치가 $L/H=1.0$, 원의 높이

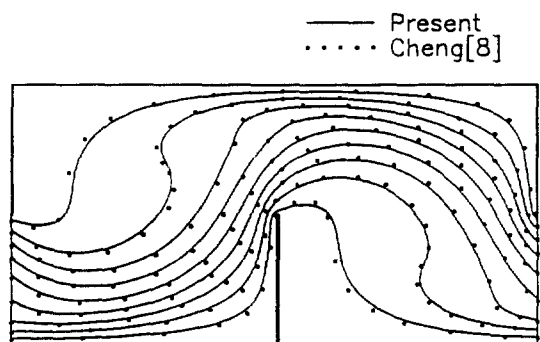


Fig.2 Comparison of the calculated isotherms with other's result for $Re=200$, $L/H=1.0$ and $e/H=0.5$



(a) $Re=100$



(b) $Re=100$



(c) $Re=300$

Fig.3 Streamlines patterns for three different Reynolds numbers with $L/H=1.0$ and $e/H=0.5$



(a) $L/H=0.3$



(b) $L/H=0.6$



(c) $L/H=1.0$

Fig.4 Streamlines patterns for three different arrangements of fin with $e/H=0.5$ and $Re=200$

가 $e/H=0.5$ 인 평행평판 채널내에서 유동장에 대한 Re 수의 영향을 나타낸다. 그림에서 보면 Re 수가 증가함에 따라 재순환유동의 강도는 상대적으로 증가되고, 맨마지막 핀 뒤에 형성된 재순환유동의 중심위치가 뒤로 점차 이동하며 채널의 최하류에서는 시계방향의 재순환유동이 생겨나 점차 발달함을 알 수 있다. 그러나 핀 사이의 유동형상은 일반적으로 거의 유사한 형태를 나타낸다.

Fig.4는 핀의 높이가 $e/H=0.5$, $Re=200$ 인 경우에 유동장에 대한 핀의 배열위치(L/H)의 영향을 나타낸다. 그림에서 보면 핀의 배열 위치가 변함에 따라 주유동이 휘는 정도 및 재순환유동의 형상 등이 크게 차이를 나타내는데, L/H 가 작을수록 주유동은 좁은 통로를 지나감에 따라 채널 윗면쪽으로 주로 밀집되어 나타나며 아랫면쪽에는 재순환유동이 형성되어 주유동의 영향이 거의 미치지 못하고 있다. 또한 L/H 가 클수록 무차원 최대 유선함수(Ψ)의 값이 증가하는 반면에 최소 유선함수의 값은 감소하는 것으로 나타난다.

Fig.5는 핀의 배열위치가 $L/H=1.0$, $Re=200$ 인 경우에 유동장에 대한 핀의 높이(e/H)의 영향을 나타낸다. 그림에서 보면 핀의 높이가 증가할수록 주유동이 크게 휘는 경향이 나타나며, 또한 재

순환유동 영역이 현저하게 크게 나타남을 알 수 있다. 그리고 이러한 영향은 맨마지막 핀 이후의 재순환유동에도 나타남을 볼 수 있다.

3.2 온도장

Fig.6은 핀의 배열위치가 $L/H=1.0$, 핀의 높이가 $e/H=0.5$ 인 경우에 온도장에 대한 Re 수의 영향을 나타낸다. 그림에서 보면 Re 수가 증가할수록 재순환유동에 따른 대류의 영향이 강하게 나타남으로 인하여 등온선이 점차 심하게 휘게 됨을 알 수 있다. 온도경계층은 유체가 핀사이를 지나가면서 직접 부딪치는 지점인 채널 아랫면과 핀 선단의 왼쪽면 부근에서 보다 조밀하게 형성되며, 핀의 오른쪽면 부근에서는 재순환유동에 따른 단열효과로 인하여 온도경계층이 넓게 형성된다.

Fig.7은 핀의 높이가 $e/H=0.5$, $Re=200$ 인 경우에 온도장에 대한 핀의 배열위치(L/H)의 영향을 나타내는데, 온도장은 L/H 의 값에 영향을 받는다. 즉 L/H 값이 작을수록 아랫면 핀의 왼쪽면 부근에서는 온도경계층이 조밀하지만 오른쪽면 부근에서는 온도경계층이 넓게 형성된다.

Fig.8은 핀의 배열위치가 $L/H=1.0$, $Re=200$ 인 경우에 온도장에 대한 핀의 높이(e/H)의 영향을

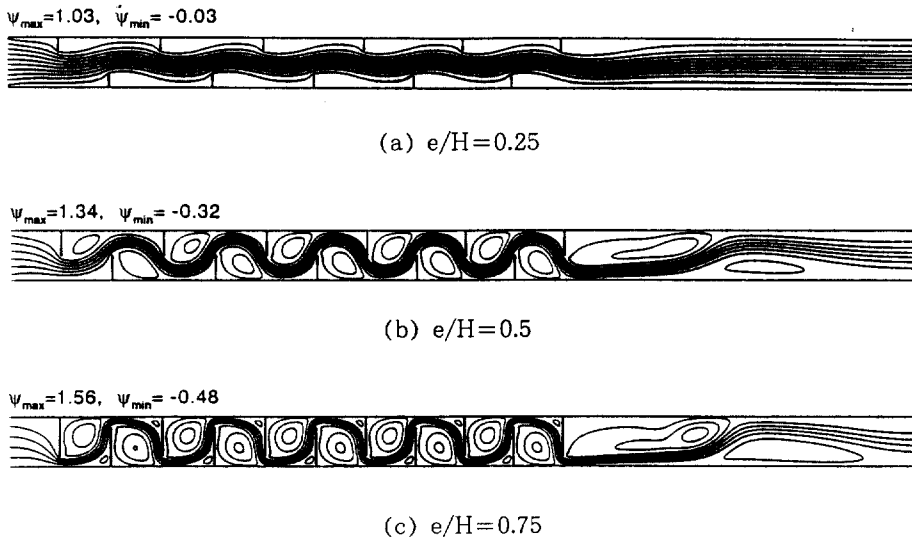


Fig.5 Streamlines patterns for three different heights of fin with $L/H=1.0$ and $Re=200$



(a) $Re=100$



(b) $Re=200$



(c) $Re=300$

Fig.6 Temperature distribution for three different Reynolds number with $L/H=1.0$ and $e/H=0.5$



(a) $L/H=0.3$



(b) $L/H=0.6$



(c) $L/H=1.0$

Fig.7 Temperature distribution for three different arrangements of fin with $e/H=0.5$ and $Re=200$

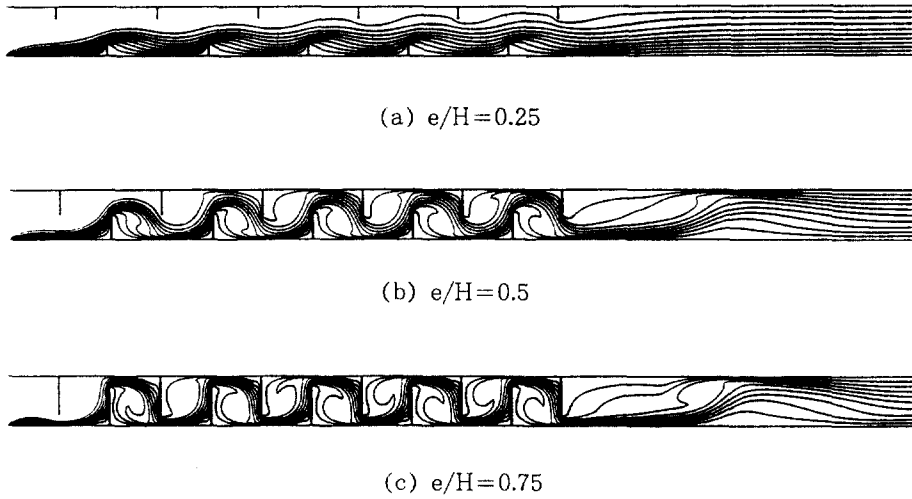


Fig.8 Temperature distribution for three different heights of fin with $L/H=1.0$ and $Re=200$

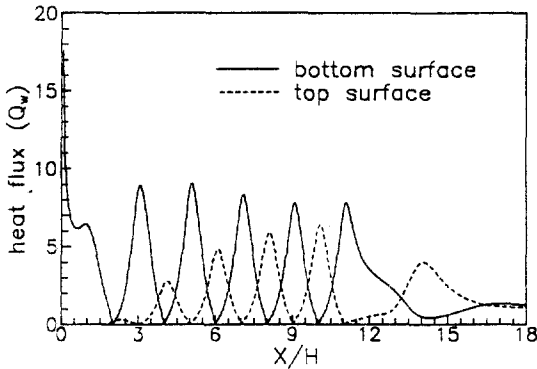


Fig.9 Variation of local heat transfer on walls for $L/H=1.0$, $e/H=0.5$ and $Re=200$

나타낸다. 그림에서 핀의 높이가 작을수록 온도장은 매끈한 관내유동에서 나타나는 완전히 발달된 흐름의 경우와 유사한 선형적인 온도분포를 나타낸다. 그러나 핀의 높이가 커지면 채널벽과 핀 사이의 좁은 통로로 인하여 핀 사이를 지나가는 유동이 심하게 휘게 되며, 이에 따라 온도분포도 심하게 변화한다. 즉 벽면 근처에서 온도구배가 심하게 나타나며, 그 결과 채널벽면과 핀표면에서 열전달이 증가하게 된다.

3.3 열전달 및 마찰손실

Fig.9는 $L/H=1.0$, $e/H=0.5$ 및 $Re=200$ 인 경우에 채널의 윗면과 아랫면에서 채널 길이방향의 국소 열유속(heat flux)을 나타낸 것이다. 채널 아랫면의 경우, 열유속은 입구에서부터 첫번째 아랫면 핀($X/H=2$)까지 급격히 감소하나 이 핀을 지나서 다시 증가하여 첫번째 핀과 두번째 핀($X/H=4$)의 중간 부근에서 최대가 되며, 그 이후 다시 감소하는 경향을 나타낸다. 그리고 이러한 경향은 각 핀 사이를 지나면서 유사하게 나타나며 맨마지막 핀($X/H=10$)을 지난 후 $X/H=14.5$ 에서 최소로 되었다가 $X/H=17$ 이후부터는 거의 정상상태에 도달하는 것으로 나타난다. 채널의 윗면인 경우에는 채널 입구에서는 온도가 낮아서 열유속이 거의 0에 가깝지만 핀을 지나면서 증가하게 되며, 채널 윗면에 부착된 핀은 아랫면에 부착된 핀과 엇갈리게 놓여져 있기 때문에 핀사이에서는 아랫면의 경우와는 거의 반대인 특성을 나타낸다.

Fig.10은 $L/H=1.0$, $e/H=0.5$ 및 $Re=200$ 인 경우에 채널 아랫면 첫번째 부착 핀의 왼쪽과 오른쪽면에서 핀 길이방향의 국소 열유속을 나타낸 것이다. 핀의 왼쪽면은 주로 주유동과 접촉하며 오른쪽면은 재순환유동과 접촉하게 된다. 따라서 국소

열유속은 원의 오른쪽면보다 왼쪽면에서 보다 크게 나타나고, 왼쪽면은 오른쪽면보다 Re 수에 크게 영향을 받는다. 또한 양쪽면에서 국소 열유속은 원의 선단($Y/H=0.5$) 부근에서 현저하게 증가하는데, 이는 원의 선단 부근에서 높은 속도의 주유동이 지나가고 온도구배가 높기때문에 나타난 현상이다.

Fig.11은 $L/H=1.0$, $e/H=0.5$ 인 채널의 경우에 채널 길이방향에 따른 채널 아랫면에서의 국소 열유속을 Re 수의 변화에 대하여 나타낸 것이다. 그림에서 보면 Re 수가 증가할수록 온도구배의 증가에 따라 국소 열유속이 현저하게 크게 나타나 열유속 분포형태는 거의 유사하게 나타난다.

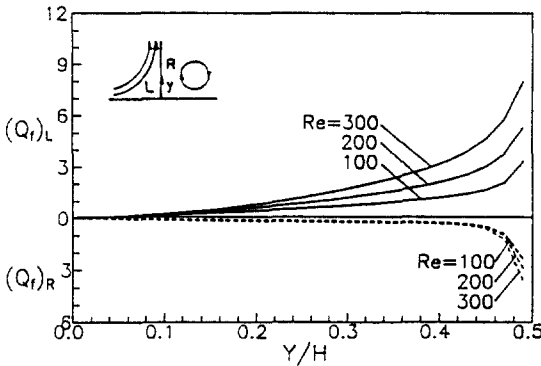


Fig.10 Variation of local heat transfer on the first fin surfaces attached bottom wall for $L/H=1.0$, $e/H=0.5$ and $Re=200$

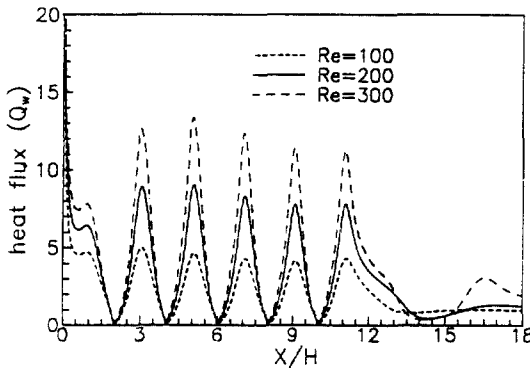


Fig.11 Effect of Reynolds number on local heat transfer over bottom wall for $L/H=1.0$ and $e/H=0.5$

Fig.12는 $L/H=1.0$, $e/H=0.5$ 인 채널의 경우에 원이 없는 매끈한 채널에 대한 채널 아랫면에서의 국소 Nusselt수의 비, 즉 Nu_x/Nu_0 를 Re 수의 변화에 대하여 나타낸 것이다. 그림에서 보면 아랫면 첫번째 원($X/H=2$), 즉 입구영역에서는 재순환영역이 발달하지 않은 관계로 본 Re 수의 범위내에서 Re 수에 관계없이 Nu_x/Nu_0 의 값이 거의 동일하게 나타나 첫번째 원 이후에는 Re 수의 증가에 따라 재순환유동이 점차 발달하며, 그 결과 Nu_x/Nu_0 의 값이 증가하고, 그 경향은 하류 쪽으로 갈수록 현저하게 나타난다.

Fig.13은 $e/H=0.5$, $Re=200$ 인 경우에 채널 길

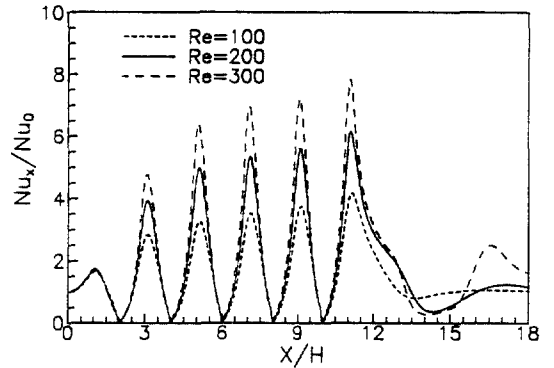


Fig.12 Effect of Reynolds number on local Nusselt number over bottom wall for $L/H=1.0$ and $e/H=0.5$

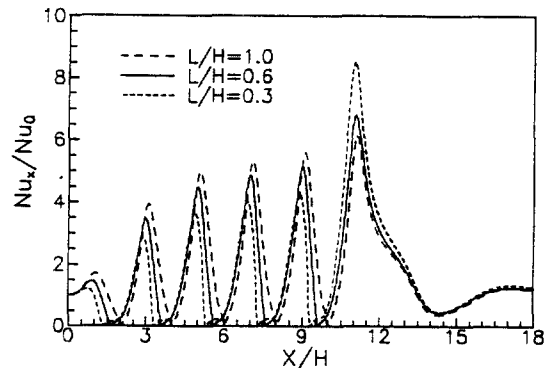


Fig.13 Effect of relative position of fin arrays on local Nusselt number over bottom wall for $e/H=0.5$ and $Re=200$

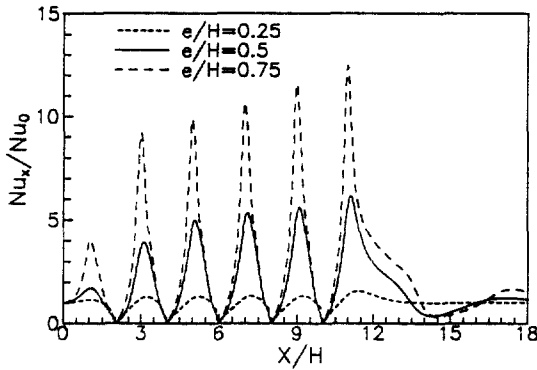


Fig. 14 Effect of fin height on local Nusselt number over bottom wall for $L/H=1.0$ and $Re=200$

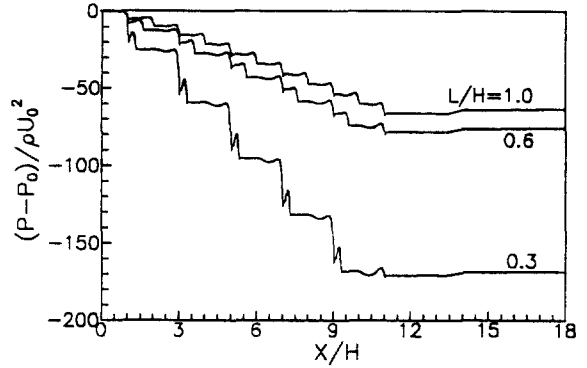


Fig. 16 Effect of relative position of fin arrays on pressure variation along central line for $e/H=0.5$ and $Re=200$

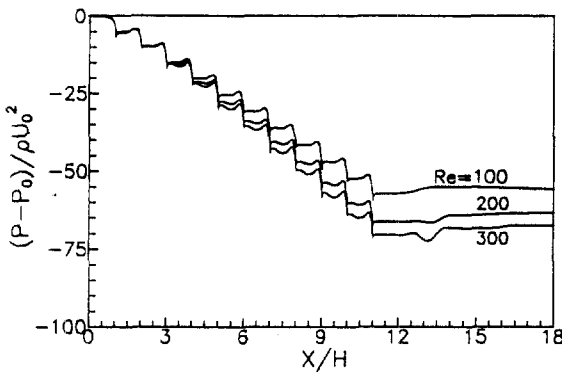


Fig. 15 Effect of Reynolds number on pressure variation along central line for $L/H=1.0$ and $e/H=0.5$

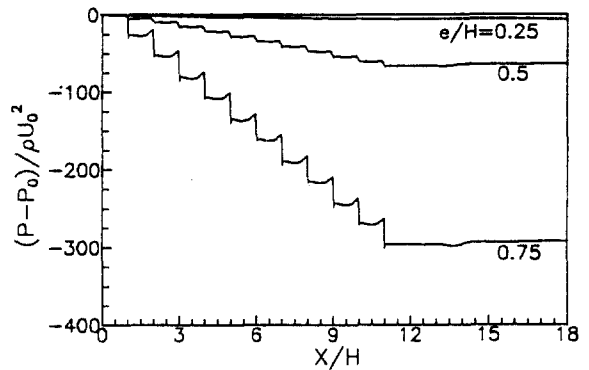


Fig. 17 Effect of fin height on pressure variation along central line for $L/H=1.0$ and $Re=200$

이방향에 따른 아래면에서의 Nu_x/Nu_0 값을 원의 배열위치(L/H) 변화에 대하여 나타낸 것이다. 그림에서 보면 마지막 원($X/H=9.3\sim 10$) 이전의 채널내에서 L/H 의 값이 작을수록 Nu_x/Nu_0 값이 작게 나타나는데, 이는 Fig. 4에서 보는 바와 같이 L/H 이 작을수록 주유동이 아래면에 미치는 영향이 작게 나타나기 때문이다. 반대로 맨마지막 원의 이후에는 L/H 값이 작을수록 오히려 증가하는 현상이 나타난다. 그러나 Nu_x/Nu_0 값에 미치는 원배열 위치(L/H)의 영향은 그리 크지 않다.

Fig. 14는 $L/H=1.0$, $Re=200$ 인 경우에 채널 길이방향에 따른 Nu_x/Nu_0 값을 원의 높이(e/H)

변화에 대하여 나타낸 것이다. 그림에서 보면 원의 높이(e/H)가 증가함에 따라 채널 전체 길이에 걸쳐 Nu_x/Nu_0 는 급격히 증가하는 것으로 나타난다. 이러한 경향은 Fig. 5에서 보듯이 유선함수의 강도가 e/H 의 증가에 따라 현저하게 증가하기 때문이다. 따라서 원의 높이 변화가 원의 배열위치 변화보다 열전달에 상대적으로 훨씬 크게 영향을 미칠 수 있다.

Fig. 15는 $L/H=1.0$, $e/H=0.5$ 인 채널의 경우에 채널 길이방향에 따른 채널 가운데 위치($Y/H=0.5$)에서의 무차원 압력분포를 Re 수의 변화에 대하여 나타낸 것이다. 그림에서 보면 압력은 원이 부

착된 위치($X/H=1, 2, \dots, 10, 11$)에서 급격하게 감소하나 원을 지나면서 약간 증가되고 다음 원에서 또 다시 감소하는 경향을 반복해서 나타낸다. 또한 압력은 Re 수에 관계없이 X/H 가 3 정도까지는 거의 동일하게 나타나는데, 이는 입구영역에서 유동장이 발달해 가는 초기과정에서 생성된 재순환 유동이 본 Re 수의 범위내에서 미세하기 때문에 나타난 결과로 판단된다. 그러나 이후에는 Re 수가 증가할수록 압력강하는 재순환유동이 점차 발달함에 따라 크게 나타나며, 그 감소폭은 Re 수가 증가할수록 상대적으로 작게 나타난다.

Fig.16은 $e/H=0.5$, $Re=200$ 인 경우에 채널 길이방향에 따른 무차원 압력분포를 원 배열위치(L/H)의 변화에 대하여 나타낸 것이다. 그림에서 보면 L/H 가 작을수록 압력이 크게 감소함에 따라 압력강하의 정도가 훨씬 크게 나타난다. 이는 원의 한개 모듈내에서 유체가 상대적으로 좁은 통로를 지나는 동안 나타난 결과로서 압력강하 측면에서 볼 때 윗면과 아랫면 원을 서로 균일한 간격으로 엇갈린 배치($L/H=1.0$)를 하는 것이 원의 효율면에서 보다 효과적임을 알 수 있다.

Fig.17은 $L/H=1.0$, $Re=200$ 인 경우에 채널 길이방향에 따른 무차원 압력분포를 원의 높이(e/H) 변화에 대하여 나타낸 것이다. 그림에서 보면 원의 높이(e/H)가 커질수록 압력강하는 크게 나타나는데, 이는 채널면과 원 선단 사이의 틈새가 줄어들음에 따라 나타난 결과로서 이에 따른 압력강하의 정도는 현저하게 증가된다.

4. 결 론

본 연구에서는 원이 부착된 수평채널내의 유동과 열전달 특성을 고찰하기 위하여 $100 \leq Re \leq 300$, $0.3 \leq L/H \leq 1.0$ 및 $0.25 \leq e/H \leq 0.75$ 의 범위에서 수치해석한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 완전히 발달된 영역은 $L/H=1.0$, $e/H=0.5$ 인 채널에 대해 Re 수가 100일 때 약 4번째 모듈(module)부터 나타나며, Re 수가 증가할수록 채널 입구에서 멀리 떨어진 모듈에서 나타난다.

2) Re 수가 증가할수록 재순환유동의 상대적 강도는 현저하게 증가하게 되고 채널벽면 및 원 부근에서 온도구배가 심하게 되어 국소 열유속은 크게

증가하며, 압력강하는 Re 수가 증가할수록 크게 나타나나 압력강하의 폭은 작아진다.

3) 원의 배열 위치를 나타내는 L/H 가 변화할수록 주유동이 휘게 되는 정도 및 재순환유동의 형상에서 크게 차이를 나타내며, L/H 가 작을수록 국소 열유속은 미소한 차이를 나타내는 반면에 압력강하는 크게 되고 압력강하 정도는 L/H 가 작을수록 훨씬 증가 된다. 따라서 윗면과 아랫면 원을 서로 균일한 간격으로 엇갈리게 배치($L/H=1.0$)하는 것이 원의 효율면에서 유리하다.

4) 원의 높이(e/H)가 증가할수록 주유동이 크게 휘게 되고 재순환유동의 형상이 크게 나타나며, e/H 가 증가할수록 열전달이 급격히 증가한 반면에 압력강하 또한 상대적으로 급격히 증가한다.

5) 원의 왼쪽면은 주유동과 접촉하게 되지만 오른쪽면은 재순환유동과 접촉하게 되어 오른쪽면에서는 온도가 상당히 높게 되어 국소 열유속은 오른쪽면보다 왼쪽면에서 크게 나타난다. 또한 원의 선단 부근에서는 높은 속도의 주유동이 지나가며, 온도구배가 높기 때문에 국소 열유속은 원 선단에서 현저히 증가한다.

참 고 문 헌

1. Kelkar, K. M. and Patankar, S. V., 1987, "Numerical Prediction of Flow and Heat Transfer in a Parallel Plate Channel with Staggered Fins", ASME J. Heat Transfer, Vol. 109, pp. 25~30.
2. Yeh, H. M., 1994, "Efficiency of Upward-Type Baffled Solar Air Heaters", Energy, Vol. 19, pp. 443~448.
3. Bunditkul, S. and Yang, W. J., 1979, "Laminar Transport Phenomena in Parallel Channels with a Short Flow Construction", ASME J. Heat Transfer, Vol. 101, pp. 217~221.
4. Tropea, C. D., and Gackstatter, R., 1985, "The Flow Over Two-Dimensional Surface-Mounted Obstacles at Low Reynolds Numbers", ASME J. Fluids Engng, Vol. 107, pp. 489~494.

5. Davalath, J. and Bayazitoglu, Y., 1987, "Forced Convection Cooling Across Rectangular Blocks", ASME J. Heat Transfer, Vol. 109, pp. 321~328.
6. Durst, F., Founti, M. and Obi, S., 1988, "Experimental and Computational Investigation of the Two-Dimensional Channel Flow Over Two Fences in Tandem", ASME J. Fluids Engng, Vol. 110, pp. 48~54.
7. Cheng, C. H., and Huang, W. H., 1989, "Laminar Forced Convection Flows in Horizontal Channels with Transverse Fins Placed in Entrance Regions", Numer. Heat Transfer, part A. Vol. 16, pp. 77~100.
8. Cheng, C. H. and Huang, W. H., 1991, "Numerical Prediction for Laminar Forced Convection in Parallel-Plate Channels with Transverse Fin Arrays", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 34, pp. 2739~2749.
9. Webb, B. W. and Ramadhyani, S., 1985, "Conjugate Heat Transfer in a Channel with Staggered Ribs", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 28, pp. 1679~1687.
10. Berner, C., Durst F. and McEligot, D. M. 1984, "Flow Around Baffles", ASME J. Heat Transfer, Vol. 106, pp. 743~749.
11. Patankar, S. V., Liu, C. H. and Sparrow, E. M., 1977, "Fully Developed Flow and Heat Transfer in Ducts Having Streamwise Periodic Variation of Cross-Sectional Area", ASME J. Heat Transfer, Vol. 99, pp. 180~186.
12. Rowley, G. J. and Patankar, S. V., 1984, "Analysis of Laminar Flow and Heat Transfer in Tubes with Internal Circumferential Fins", Int. J. Heat mass Transfer, Vol. 27, pp. 553~560.
13. Lazaridis, A., 1988, "Heat Transfer Correlation for Flow in a Parallel-Plate Channel with Staggered Fins", ASME J. Heat Transfer, Vol. 110, pp. 801~802.
14. Patankar, S. V., 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere Publishing Corp., Washington.
15. Holman, J. P., 1986, Heat Transfer, McGraw-Hill.