

## 거친 사각채널에서 열전달과 유체유동 특성에 관한 실험 및 수치해석

강호근\* · 안수환† · 배성택\*\* · 이대희\*\*\*

(원고접수일 : 2005년 12월 15일, 심사완료일 : 2006년 2월 1일)

### Experimental and Numerical Investigation on Heat Transfer and Fluid Flow Characteristics in the Ribbed Square Channel

Ho-Keun Kang\*, Soo-Whan Ahn†, Sung-Taek Bae\*\* and Dae-Hee Lee\*\*\*

**Abstract :** Experiment and three dimensional numerical investigations of incompressible turbulent flow through square channels with one- and two-sided ribbed walls are performed to determine pressure drop and heat transfer. The CFX(version 5.7) software package is used for the computation. The ribbed walls have a 45° inclined square rib. Uniform heat flux is maintained on whole inner heat transfer channel area. The numerical results coincide with experimental data that obtained for  $7,600 \leq Re \leq 24,900$ , the pitch-to-rib height ratio ( $p/e$ ) of 8.0, and the rib height-to-channel hydraulic diameter ratio ( $e/D_h$ ) of 0.0667. The results show that values of local heat transfer coefficient and friction factor in the channel with two-sided ribbed wall are higher than those in the channel with one-sided ribbed walls.

**Key words :** Ribbed Square Channel(거친 사각채널), Attack Angle of 45°(45° 충돌각), Fluid Flow(유체유동), Heat Transfer(열전달), Temperature Contour(온도 윤곽선), Roughness(거칠기)

#### 1. 서 론

$A$  : 열전달 면적 [ $m^2$ ]

$AR$  : 형상 비,  $W/H$

$C$  : 채널벽면 전체면적 [ $m^2$ ]

$C_p$  : 정압 비열 [ $J/kg^\circ C$ ]

$D_h$  : 채널 수력직경 [ $m$ ]

$e$  : 거칠기 높이 [ $m$ ]

$f$  : 마찰계수,  $\Delta p / [4(L/D_h)(\rho u_b^2)]$

$H$  : 시험부의 높이 [ $m$ ]

$I$  : 단위 질량당 엔탈피 [ $J/kg$ ]

$L$  : 시험부의 길이 [ $m$ ]

$\dot{m}$  : 질량 유량 [ $kg/s$ ]

$Nu$  : 누셀트 수,  $hD_h/\lambda$

† 책임저자(경상대학교 기계항공공학부·해양산업연구소), E-mail:swahn@gaechuk.gsnu.ac.kr

\* 경상대학교 기계항공공학부·해양산업연구소

\*\* 경상대학교 대학원 기계시스템공학과(주식회사 태건)

\*\*\* 인제대학교 기계자동차공학부

$p$  : 거칠기 피치 [m], 압력 [N/m<sup>2</sup>]  
 $Q$  : 열전달율 [W]  
 $Re$  : 레이놀즈 수,  $\rho D_h u_b / \mu$   
 $St$  : 스탠톤 수,  $Nu / [Re Pr]$   
 $t$  : 시간 [s]  
 $u$  : 유체평균 속도 [m/s]  
 $W$  : 시험 부의 폭 [m]  
 $x$  : 가열 시험 부 입구로부터의 거리 [m]

#### 그리스 문자

$\lambda$  : 열전도도 [W/m<sup>2</sup>C]  
 $\mu$  : 점성계수 [kgm/s]  
 $\rho$  : 밀도 [kg/m<sup>3</sup>]

#### 하첨자

1 : 입구  
 2 : 출구  
 $b$  : 체적 평균  
 $ra$  : 거칠기가 있는 채널의 평균값  
 $rs$  : 거친 벽면  
 $sm$  : 매끈한 벽면  
 $ss$  : 매끈한 채널에 관한 실험식  
 $w$  : 벽면

## 1. 서 론

거친 채널 벽이 열전달과 마찰계수에 미치는 영향에 대한 연구는 많이 행하여지고 있는 실정이다. 가스터빈의 에어포일(airfoil) 냉각장치는 요철(rib turbulator)을 채널의 측면에 설치한다. 양면에 거칠기가 있는 사각 채널의 완전히 발달된 영역에서 레이놀즈 수와 거칠기 형상(거칠기 높이, 거칠기 간격, 거칠기 충돌각, 그리고 거칠기 모양)이 열전달과 압력강하에 미치는 효과에 대해 연구된 바가 있다.<sup>(1),(2)</sup> 그리고 거칠기 형상과 채널의 종횡 비의 복합적 효과가 국부 열전달과 압력강하에 미치는 영향에 관한 연구가 또한 보고 된 바 있으며,<sup>(3)-(5)</sup> 연구결과 경사된 충돌각을 가진 거칠기 구조가 수직인 거칠기 구조인 경우보다, 그리고 채널 종횡 비

가 높은 채널보다 열전달 성능이 우수함을 보였다. 그리고 사각 채널에서 거칠기 구조가 평행한 배열과 교차하는 배열, 그리고 베벨 이산식(beveled discrete) 구조에 대해서도 연구되었다.<sup>(6),(7)</sup> 그 이외에 거칠기 배열에 관한 연구로는 마주보는 상하 양 벽면에 거칠기가 서로 일치한(in-line) 배열과 엇갈림(staggered) 배열이 열전달과 마찰계수에 미치는 효과에 대해서 연구되었다.<sup>(8)</sup> 국내에서는 Choi 등<sup>(9)</sup>은 덕트 내부에서의 열전달향상 및 불균일성 감소를 위한 하나의 방법으로 채널 바닥에  $\wedge$ 형과  $\vee$ 형 요철을 설치한 경우에 대하여 국소 열/물질전달 특성을 고찰하였다.  $\wedge$ 형인 경우 양쪽벽 옆벽 부분에서 하향류에 의한 열전달 촉진영역이 형성되기 때문에  $\vee$ 형 요철의 경우에 비해 약 15% 높은 열전달계수를 갖지만,  $\wedge$ 형 요철의 경우가 마찰손실 또한 약 20~25% 더 큼을 보였다. 위의 사각 거친 채널에 관한 연구는 거칠기를 일정 벽면에 고정되게 설치한 경우에 대해 행하여 졌다. 그러나 거친 벽면의 수에 따른 마찰계수와 열전달의 변화에 대한 자료가 거의 없는 실정이다. 거칠기가 설치된 채널에서 마찰계수와 열전달의 정량적인 값은 반드시 거칠기가 설치된 벽면의 수에 비례하지 않으리라 사료된다. 본 연구의 목적은 사벽면이 일정 열유속으로 가열된 벽면들을 서로 독립적으로 설치하여 가열된 사각채널에서 거칠기를 바닥에 만 설치한 경우와 바닥과 상부벽면에 설치한 경우의 열전달과 압력강하 특성에 대해 상용 CFD코드인 CFX-5.7을 이용하여 3차원 수치계산을 수행하고, 그 계산된 자료를 실험으로 검증하는데 있다. 거친 채널은 충돌각이 45°로 경사지게 거칠기가 배열된 벽으로 구성하였다. 그리고 거칠기는 거칠기 피치 대 높이의 비( $p/e$ )가 8, 거칠기 높이 대 채널 수력직경의 비( $e/D_h$ )는 0.0667이 되도록 하였으며, 수치계산의 난류모델은 standard  $k-\epsilon$  모델을 이용하였다.

## 2. 연구방법

### 2.1 실험장치 및 구성

본 연구에서의 실험장치는 Fig. 1에서와 같이 송풍기, 유동직진기, 오리피스, 온도측정 장치, 시험

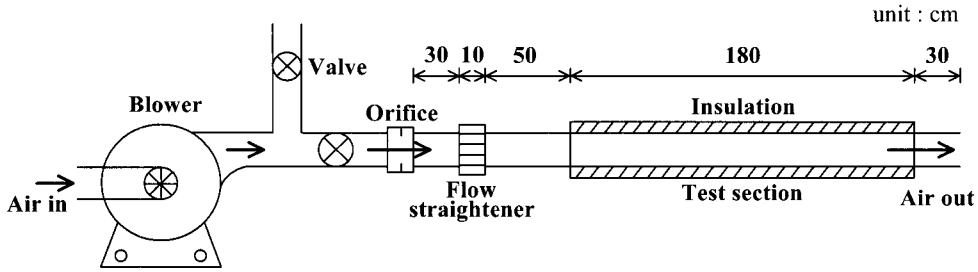
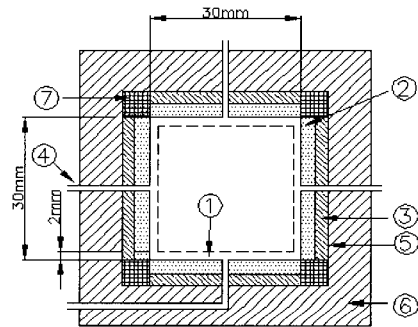


Fig. 1 Schematic diagram of test rig

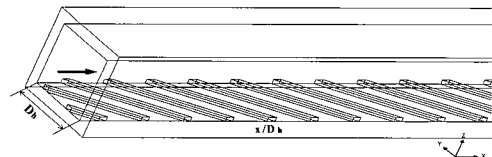
부 등으로 이루어져 있으며, 송풍기(195W, 63m<sup>3</sup>/min, A/C motor)에 의해 덕트 내부로 작동유체가 유입된다. 시험 부 덕트의 단면적( $W \times H$ )은 30 mm × 30 mm로 종횡비( $W/H$ )가 1인 정사각형으로 제작하였고, 시험 부의 수력 직경( $D_h$ )은 30 mm이다. 정사각형 덕트의 전체 길이는 2,700 mm, 실제 열전달 실험이 이루어지는 시험 부의 길이는 1,800 mm로 제작하였다. 그리고 Fig. 1과 같이 시험 부 입구부분에 600 mm의 가열하지 않는 부분을 두어 충분히 발달된 난류를 얻을 수 있었고, 출구부분에도 300 mm의 가열하지 않는 부분을 별도로 설치하여 외부로부터의 유동 변화 영향을 최소화 하였다. 작동유체는 공기를 사용하였고, 시험부에 균질류로 유체를 공급하기 위해 허니컴을 설치하였다. 온도측정은 T형 열전대를 이용하여 수은 온도계로 보정한 자료 획득장치를 이용하였다. 열전대는 각 벽면에 2 mm의 홈을 파서 심고 열에 폭시(Loctitite 384)로 고정하여 벽면의 온도를 측정하였고, 시험 부 입구와 출구에 각각 열전대를 설치하여 작동유체의 체적 평균온도를 측정하였다. 측정지점은 사벽면에 40개, 입출구에 각각 1개씩 설치하였다.

시험부 단면은 Fig. 2에 나타나 있다. 시험부 벽면과 상하면은 단열성과 가공성을 고려하여 50mm 두께의 목재(ply wood)와 가스켓을 사용하여 단열하였다. 시험부 바닥의 알루미늄(aluminum)판 밑에는 온도조절장치가 부착된 히터(woven heater, Omega Ltd.)가 각 벽면에 각각 1개씩 별도로 설치하였으며, 또한 국부 열전달계수를 구하는데 측과 둘레방향의 열전도도를 최소화 하였다.

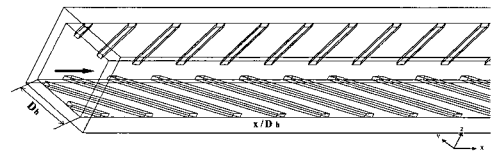


- ① Rib type roughness(9height: 2mm)
- ② Al plate(thickness: 5mm)
- ③ Woven heater(Omega, USA)
- ④ Pressure lap
- ⑤ Fiber gasket(thickness: 0.8mm)
- ⑥ Pine wood
- ⑦ Insulation(gypsun)

Fig. 2 Details of test section



(a) One rib arrangement(Case A)



(b) Two ribs arrangement(Case B)

Fig. 3 Rib arrangement on the wall

각각의 히터에는 변압기가 독립적으로 설치되어 변압기에 의해 시험 부 벽면이 일정 열 유속이 공급 되도록 하였다. 알루미늄 벽면의 온도는 히터에 공급되는 전력을 조절하여 시험부의 벽면 온도를 일

**Table 1 Governing equation and coefficient Continuity equation:**

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0$$

Momentum equation:

$$\frac{\partial \rho \mathbf{U}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \otimes \mathbf{U}) - \nabla \cdot (\mu_{\text{eff}} \nabla \mathbf{U}) = \nabla p' + \nabla \cdot (\mu_{\text{eff}} \nabla \mathbf{U})^T + \mathbf{B}$$

Energy equation:

$$\frac{\partial \rho h_{\text{tot}}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U h_{\text{tot}} + \overline{\rho u h} - \lambda \nabla T) = \frac{\partial p}{\partial t}$$

Turbulent kinetic energy equation:

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U k) = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \epsilon$$

Dissipation rate equation of turbulent kinetic energy:

$$\frac{\partial (\rho \epsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \epsilon) = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \nabla \epsilon \right] + \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} P_k - C_{\epsilon 2} \rho \epsilon)$$

Effective eddy viscosity and shear production of turbulence:

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t, \quad P_k = \mu_t \nabla U \cdot (\nabla U + \nabla U^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot U (3\mu_t \nabla \cdot U + \rho k)$$

where,

$$C_\mu = 0.09, \quad C_{\epsilon 1} = 1.44, \quad C_{\epsilon 2} = 1.92, \quad \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\epsilon = 1.3$$

정하게 유지시켰고, 시험 부 마지막 위치에서 벽면 온도와 공기평균온도의 차는 15°C 이내 이었으며, 주위의 온도는 모든 실험과정에서 24~28°C 였다. 매 실험시 열적 정상상태가 이루어 진후, 입구온도, 출구온도, 대기온도, 채널길이에 따른 온도 차를 각각 기록하였으며, 대체로 열적평형상태에 도달하는 데는 약 30분 이상 시간이 소요되었다. Fig. 3은 거칠기 배열 모습을 보여준다. 벽면에 설치된 거칠기는 2 mm × 2 mm의 정사각형 알루미늄 봉을 충돌각이 45°가 되도록 설치하였고 거칠기 피치와 높이의 비( $p/e$ )는 8이 되도록 하였다. 정사각형 알루미늄 거칠기는 고온 전도성 열접착제 (Omegabond, Omega Ltd.)를 사용하여 벽면에 단단히 고정시켰다. 실험에서 누셀트수를 Kline 과 McClintock<sup>(10)</sup>의 불확실성에 관한 공식을 이용하면 다음과 같이 유도된다.

$$\left( \frac{F_N}{N} \right)^2 = \left( \frac{F_h}{h} \right)^2 + \left( \frac{F_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left( \frac{F_k}{\lambda} \right)^2 \quad (1)$$

여기서  $F$ 는 표준편차이다. 레이놀즈 수가 24,900인 경우에 대한 누셀트 수의 불확실성은 8%이고, 같은 방법으로 마찰계수의 불확실성은 7%이었다. 그리고 레이놀즈 수가 7,600인 경우 누셀트 수와 마찰계수의 불확실성은 각각 15%와 13%이었다.

## 2.2 수치해석방법

회박기체 등의 극단적인 조건을 제외하면, 난류의 최소길이 스케일은 분자운동의 길이 스케일에 비해 훨씬 크기 때문에, 난류를 연속체의 운동으로 다룰 수 있다. 현재의 rib이 설치된 채널내의 열 및 유동과 관련된 수치해석을 하기 위하여 열·유체해석 상용 CFD코드인 CFX-5.7을 사용하였으며, Table 1에 나타난 바와 같이 비정상 3차원 Navier-Stokes방정식들은 시간의존 연속방정식, 운동량 방정식, 에너지 방정식, 난류운동 에너지 방정식 그리고 난류운동량 소산방정식으로 풀이된다.

해의 수렴판정 조건으로는 전 계산영역에서의 운동량으로 정규화한 각 격자의 연속방정식, 운동량방정식 및 에너지방정식에서 유수의 합이  $10^{-4}$  이하일 때로 정하였다. 본 연구에서는 유동흐름 및 열전달 해석에 많이 사용되어지는 standard  $k-\epsilon$  난류모델을 사용하였으며, 온도 차에 의한 부력효과가 고려되어졌다. Fig. 3(a)와 (b)는 사각의 rib형 거칠기를 갖는 채널을 나타내며, 채널의 수력직경  $D_h$  ( $=30$  mm)을 대표 길이로 설정하였다. 이 때 해석 영역은  $0 \leq x/D_h \leq 25.0$ ,  $0 \leq y/D_h \leq 1.0$  및  $0 \leq z/D_h \leq 1.0$  으로 하였다. 해석에 사용된 모델은 채널 바닥면에만 거칠기(ribs)를 갖는 경우 A (총격자수 51만개)와 상·하면에 거칠기(ribs)를 갖는 경우 B (총격자수 57만개)가 이용되었다. 초기조건으로 입구에서 초기유속  $U_0$ 는 4 m/s~13 m/s, 25°C의 공기가 유입된다. 이는 시험부의 수력 직경  $D_h$ 을 기초로 한 레이놀즈 수  $Re$ 는 7,600 ~ 25,000에 해당되며, 채널의 가열 면은 85°C의 온도로 균일하게 설정하였다. 또한 속도 경계조건으로 벽면에서 점착조건을, 출구에서는 압력 경계조건을 적용하였다.

**Table 2 Calculation conditions**

Inlet air and wall temperature	25°C, 85°C
Inlet velocity $U_0$	4 m/s ~ 13 m/s
Reynolds number	7,600 ~ 24,900
Mesh	Case A : 510,451 Case B : 570,342
Computational domain	$0 \leq x/D_h \leq 25.0$ $0 \leq y/D_h \leq 1.0$ $0 \leq z/D_h \leq 1.0$ ( $D_h = 30$ mm)

Table 2는 수치해석에 사용된 조건들을 보여준다.

계산은 계산시작 ( $t=0$ )과 더불어 채널 입구에서  $u_i(Ut/D_h=0) = (U_0, 0, 0)$ 로 하여 수치계산을 수행하였다.

### 3. 결과 및 고찰

본 연구에서의 대류열전달계수( $h$ )는 가열벽면으로부터 차가운 유동공기로 전달되는 단위면적 당 열전달율( $Q$ ), 벽면온도( $T_w$ )와 유체의 체적 평균온도( $T_b$ )로부터 다음 식으로부터 구하였다.

$$h = Q/[A(T_w - T_b)] \quad (2)$$

여기서,  $A$ 는 전열면적이며, 본 연구에서는 거친 벽면의 경우 돌출부의 면적을 무시하였다. 여기서 열전달율( $Q$ )은 아래와 같이 정의 하였다.

$$Q = \dot{m} C_p (T_{b2} - T_{b1}) \quad (3)$$

여기서,  $C_p$ 는 공기의 정압비열이고,  $T_{b1}$ 과  $T_{b2}$ 는 시험부 입구와 출구의 체적평균 유체온도이다.  $\dot{m}$ 은 채널내 유체의 질량유량이다. 그리고 사각채널의 누셀트 수( $Nu$ )는 다음과 같이 정의 하였다.

$$N = \frac{hD_h}{\lambda} \quad (4)$$

한편, 충분히 발달된 영역의 마찰계수는,

$$f = \Delta p / [4(L/D_h)(\rho u_b^2/2)] \quad (5)$$

와 같으며,  $\rho$ 는 공기의 밀도,  $u_b$ 는 체적평균 유속을 의미한다. 매끈한 벽과 거친 벽이 있는 채널의 전체 평균 마찰계수  $f_{av}$ 는,

$$f_{av} = f_{sm}(C_{sm}/C) + f_{rs}(C_{rs}/C) \quad (6)$$

와 같으며,  $f_{sm}$ 와  $f_{rs}$ 는 사각채널 중 매끈한 부분 마찰계수와 거친 벽면의 마찰계수를 의미하고,  $C$ ,  $C_{sm}$  그리고  $C_{rs}$ 는 전체 채널벽면, 매끈한 벽면, 그리고 거친 벽면의 면적을 각각 의미한다. 본 연구와 거칠기 효과를 비교하기 위하여 식(7)와 같이 완전히 발달한 매끈한 원관에서 난류 영역일 경우 ( $Re < 50000$ )에 대한 Blasius<sup>[11]</sup> 실험식을 포함하였다.

$$f_{ss} = 0.079 Re^{-0.25} \quad (7)$$

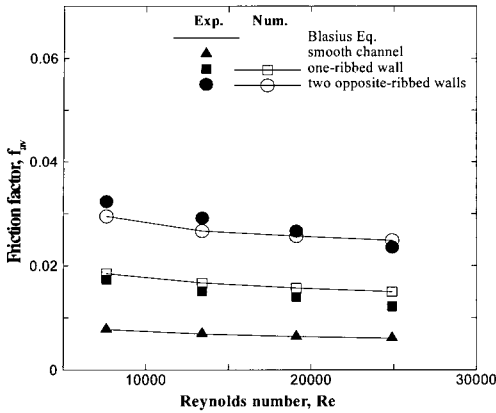
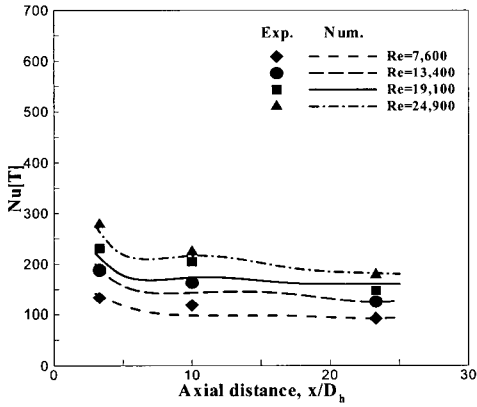
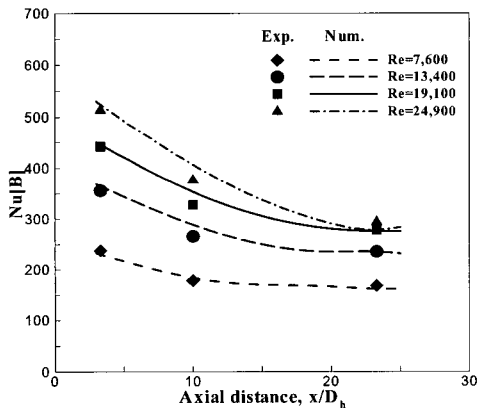


Fig. 4 Comparison of friction factors by experimental and numerical



(a) Top side



(b) Bottom side

Fig. 5 Heat transfer distribution in one-ribbed wall channel

공식(7)의  $f_{ss}$ 는 완전히 발달된 매끈한 채널의 마찰계수를 의미한다. Fig. 4는 거칠기가 바닥과 상하양면에 있는 채널의 완전히 발달된 영역에서 식(6) 및 (7)의 채널 평균 마찰계수  $f_{av}$ 를 수치계산한 결과(open)와 실험 결과(solid)를 나타내고 있다. 비교를 위해 Blasius 실험식<sup>[11]</sup>을 포함하였다. 모든 경우 레이놀즈수 증가에 따라 마찰계수가 감소하였다가 거의 일정하게 된다. 이는 레이놀즈수가 증가할수록 벽면전단응력보다 체적평균속도 제곱의 값이 크게 증가하기 때문이라 판단된다.  $Re = 20,000$ 에서 양 벽면이 거친 채널이 한측 벽면이 거친 채널보다 실험 값에서 약 82% 컸다. 이는 마찰계수는 거친 벽의 면적에 따라 증가하나 반드시 정비례하지 않음을 입증한다.

Fig. 5는 바닥에만 거칠기가 설치된 채널에서 벽면온도( $T_w$ )와 유체 평균온도( $T_b$ )로부터 실험과 이론해석에 의해 계산된 상부[T]와 바닥[B]의 누셀트 수를 나타낸다. 누셀트 수는 바닥면[B]의 경우가 상부벽면[T]보다 훨씬 컸다. 이는 거칠기가 설치된 바닥에서 난류혼합이 크게 발생하여 벽면온도와 유체체적평균 온도와의 차이가 작아지기 때문이라 사료된다. 채널입구에서 누셀트 수가 크고 거리가 입구로부터 멀어질수록 작아진 후 거의 일정하게 되었다. 이는 입구영역에서는 온도 구배가 컸다가 점점 작아진 후 완전히 발달된 영역에서는 일정하기 때문이라 사료된다.

Fig. 6은 바닥에만 45° 경사진 거칠기가 설치된 채널에서  $x/D_h = 10$ 과 23에서의 온도 윤곽선을 보여준다.  $x/D_h = 10$ 의 경우가 23의 경우보다 등온선 윤곽선이 아래 측으로 쓸림이 심하게 일어났다. 이는 입구영역일수록 균질유인 유동양상(pattern)이 바닥에 설치된 거칠기에 의한 2차 유동으로 인하여 거칠기로부터 수직방향으로의 난류유동이 크게 발생하기 때문이라 사료된다.

Fig. 7은 바닥에만 거칠기가 설치된 채널에서  $x/D_h = 23$ 의 등압 윤곽선을 보여준다. 전체적으로 등압선 분포가 좌측으로 쓸림을 보였다. 이는 채널이 Fig. 3과 같이 바닥에 45° 층돌각의 거칠기를 갖기 때문에 발생하는 2차 유동에 의한 결과로 사료된다.

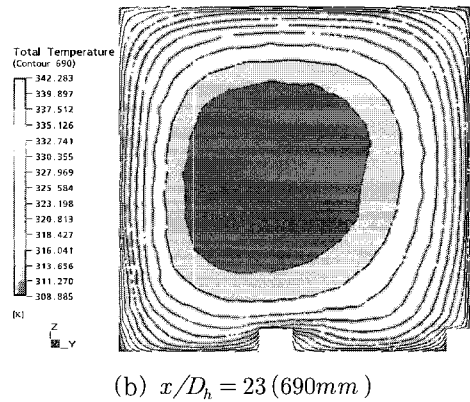
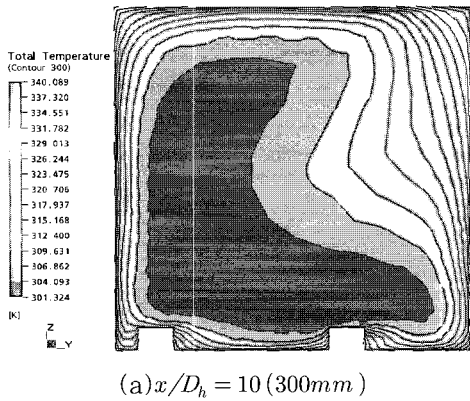


Fig. 6 Temperature contours at y-z cross section of one-ribbed wall channel.

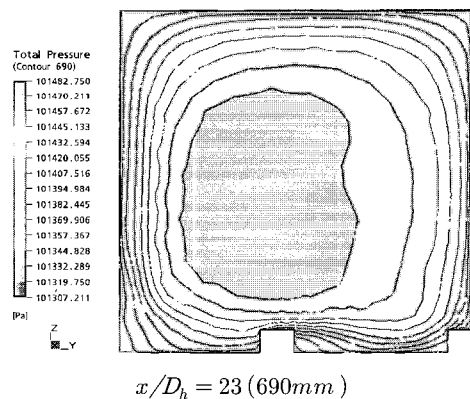


Fig. 7 Pressure contours at y-z cross section of one-ribbed wall channel.

Fig. 8은 거칠기가 상하양면에 설치된 채널에서 측면(L/R)과 바닥면(B)의 누셀트 수를 각각 실험과

수치해석 계산 결과를 나타낸다.  $x/D_h = 23$ 에서 바닥 면(B)이 측면(L/R)보다 대체로 55%에서 77% 크게 나타났다. 실험값과 수치해석에 의한 계산결과와 비교적 잘 일치하고 있다. Fig. 5의 한 면만 거칠기가 있는 경우(B)보다 양면에 거칠기가 있는 경우(B/T)에서 누셀트 수가 1.14에서 1.16배로 컸다.

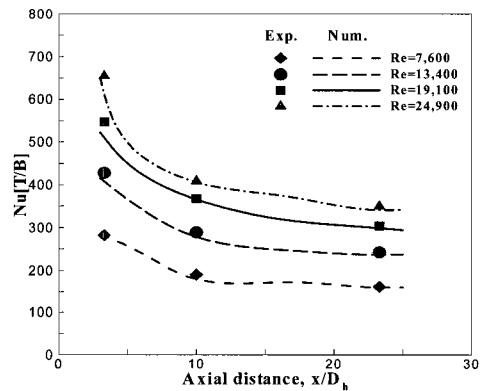
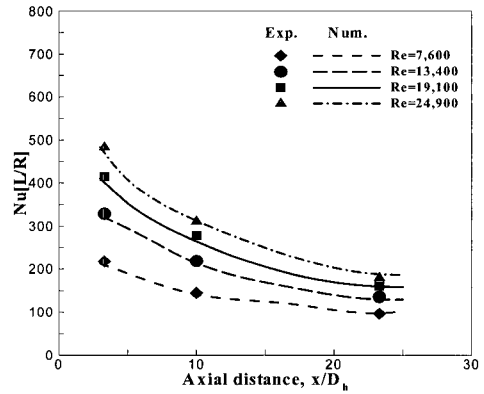
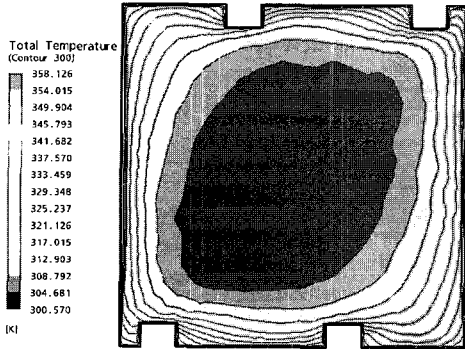


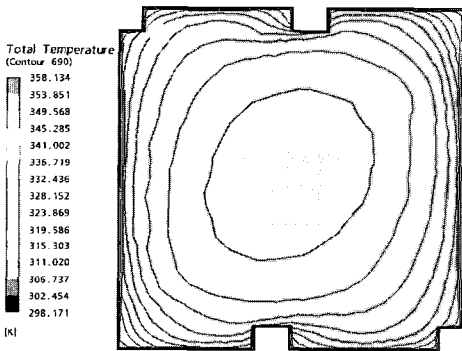
Fig. 8 Heat transfer distribution in two-ribbed wall channel

Fig. 9는 거칠기가 상하양면에 설치된 채널에서  $x/D_h = 10$ 과 23에서의 등온 윤곽선을 나타낸다. Fig. 7과는 달리 등온 윤곽선은 길이방향 거리  $x/D_h$ 에 따라 크게 변함이 없었다. 이는 거칠기가 상하양면에 설치되었기 때문이라 판단된다.  $x/D_h = 23$ 보다 10인 경우 벽면에서 중심에 따른 유

동유체의 온도차가 크게 나타났다. 이는 입구영역 일수록 온도 구배가 크기 때문이라 사료된다.

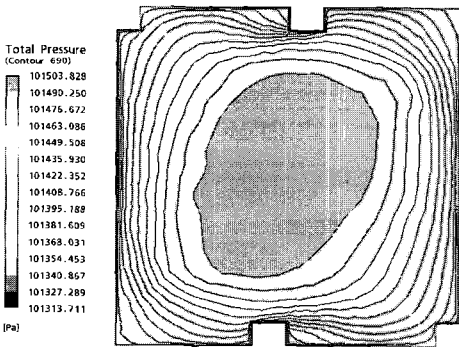


(a)  $x/D_h = 10$  (300mm)



(b)  $x/D_h = 23$  (690mm)

Fig. 9 Temperature contours at y-z cross section of two-ribbed wall channel.



$x/D_h = 23$  (690mm)

Fig. 10 Pressure contours at y-z cross section of two-opposite wall channel

Fig. 10은 상하 벽면에 거칠기가 설치된 채널에서  $x/D_h = 23$ 의 등압 윤곽선(contour)을 보여준다. 바닥에 만 거칠기가 있는 Fig. 7의 양상과는 달리 등압 윤곽선이 좌우 대각선으로 편중되었다. 이는 Fig. 10의 경우 Fig. 3(b)처럼 거칠기가 상하 양 벽면에 거칠기가 반대방향의 충돌각을 가지기 때문이라 사료된다. Figs. 7과 10의 등압선분포의 경우 시험 부 이전에 60cm 길이만큼 가열되지 않는 시험부와 동일한 구조의 채널이 설치되어 있기 때문에 시험 부 전체적으로 압력 윤곽선의 양상이 동일하였다. 차후에는 4벽면에서 각 벽면의 가열조건에 따른 열전달분포변화를 수치계산하여 열산업기기의 기초설계를 제공하고자한다.

#### 4. 결 론

사각채널에서 거칠기 설치 벽면의 수가 증가함에 따라 열전달과 압력강하 특성에 미치는 효과를 조사하기 위해 사각채널에서 충돌 각이 45°로 경사지게 배열한 돌출형 거칠기를 사각 채널 바닥에만 설치한 경우와 상하 두 벽면에 설치한 경우에 대해 각각 실험 및 상용코드를 이용한 수치해석을 행하였다. 얻어진 결과들은 다음과 같다.

(1) 거칠기를 설치한 벽면의 수가 많을수록 채널 평균 마찰계수의 값이 더 크게 나타났다. 즉,  $Re = 20,000$ 에서 양 벽면이 거친 채널의 채널평균 마찰계수는 한 벽면의 거친 채널보다 실험 값에서 약 82% 컸다.

(2) 거칠기가 상하 양 벽면에 설치된 경우가 바닥에 만 설치된 경우보다 누셀트 수가 1.14에서 1.16 배 컸다.

(3) 거칠기가 상하 양면에 설치된 채널에서  $x/D_h = 23$ 인 경우 바닥 면(B)이 측 면(L/R)보다 누셀트 수가 대체로 55%에서 77% 크게 나타났다.

(4) 바닥 벽면에 만 거칠기가 있는 경우 상하 양 벽면에 거칠기가 있는 경우보다 등압 윤곽선이 좌우 대각선으로 심하게 편중되었다.

#### 후 기

이 논문은 지방대학 혁신역량강화사업(NURI)의 지원에 의하여 연구되었음.



참고문헌

[1] J. C. Han, "Heat Transfer and Friction in Channels with Two Opposite Rib-roughened Walls," J. Heat Transfer, Vol. 106, pp. 774-781, 1984.

[2] J. C. Han, J. S. Park and C. C. Lei, "Heat Transfer Enhancement in Channels with Turbulence Promoters," J. Eng. Gas Turbine Powers, Vol. 107, pp. 629-635, 1985.

[3] J. C. Han, "Heat Transfer and Friction Characteristics in Rectangular Channels with Rib Turbulators," J. Heat Transfer, Vol. 110, pp. 321-328, 1988.

[4] J. C. Han and J. S. Park, "Developing Heat Transfer in Rectangular Channels with Rib Turbulators," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 31, pp. 183-195, 1988.

[5] J. C. Han, S. Ou, J. S. Park and C. K. Lei, "Augmented Heat Transfer in Rectangular Channels of Narrow Aspect Ratios with Rib Turbulators," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 32, pp. 1619-1630, 1989.

[6] S. C. Lau, R. D. McMillin and J. C. Han, "Turbulent Heat Transfer and Friction in a Square Channel with Discrete Rib Turbulators," J. Turbomachinery, Vol. 113, pp. 360-366, 1991.

[7] S. C. Lau, R. D. McMillin and J. C. Han, "Heat Transfer Characteristics of Turbulent Flow in a Square Channel with Angled Discrete Ribs," J. Turbomachinery, Vol. 113, pp. 367-374, 1991.

[8] R. T. Kukreja, S. C. Lau, R. D. McMillin and P. R. Chandra, "Effects of Length and Configuration of Transverse Discrete Ribs on Heat Transfer and Friction for Turbulent

Flow in a Square Channel," ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference, Vol. 3, pp. 213-218, Reno, Nevada, 1991.

[9] C. Choi, D. H. Rhee and H. H. Cho, "Heat/Mass Transfer and Pressure Drop in a Square Duct with V-shaped Ribs," Trans. of the KSME (B), Vol. 26, No. 11, pp. 1542-1551, 2002.

[10] S. J. Kline and F. A. McClintock, F. A., "Describing Uncertainties in Single Sample Experiments," Mech. Eng., Vol. 75, pp. 3-8, 1953.

[11] W. M. Kays and M. E. Crawford, Convective Heat and Mass Transfer, 2nd ed., McGraw-Hill New York, 1989.

저 자 소 개



강호근 (姜鎬根)

1969년생, 1992년 한국해양대학교 기관공학과 졸업, 1997년 한국해양대학교 대학원 기관공학과 졸업(석사), 2001년 Kobe Univ. 기계공학과 졸업(박사), 현재 경상대학교 해양산업연구소 학술연구교수



안수환 (安守煥)

1953년생, 1976년 부산수산대학 기관공학과 졸업, 1990년 Ottawa 대학교 대학원 기계공학과 졸업(석사), 1995년 부산대학교 대학원 생산기계공학과 졸업(박사), 현재 경상대학교 기계항공공학부 교수



배성택 (裵成擇)

1976년생, 2002년 경상대학교 기관공학과 졸업, 2004년 경상대학교 대학원 기관공학과 졸업(석사), 현재 주식회사 태건 근무(경상대학교 대학원 기계시스템공학과 박사과정 재학중)



이대희 (李大熙)

1956년생, 1987년 University of California at Davis 대학원 졸업(박사), 1987-92년 California State Univ. at Sacramento 교수, 현재 인제대학교 기계자동차공학부 교수, 1992-94년 인제대학교 공대학장