

일정 열유속을 가진 사각채널에서 거친 벽면의 수가 열전달에 미치는 효과

Effect of Number of Rough Walls on Heat Transfer in the Square Channel with a Uniform Heat Flux

배성택 · 김명호 · 안수환 · 이대희

S. T. Bae, M. H. Kim, S. W. Ahn and D. H. Lee

Key Words : Number of Rough Walls(거친 벽면의 수), Square Duct(사각덕트), Attack Angle of 45°(45° 충돌각), Heat Transfer Coefficient(열전달계수)

Abstract : Repeated ribs are used on heat exchanger surfaces to promote turbulence and to enhance convective heat transfer. Applications include fuel rods of gas-cooled nuclear reactors, inside cavities of turbine blades, and internal surfaces pipes used in heat exchangers. Despite the great number of literature papers, only few experimental data concerns detailed distributions of friction factors and heat transfer coefficients in square channels varying the number of rough walls. This issue was tackled by investigating effects of different number of ribbed walls on heat transfer and friction characteristics in square channel. The rough wall had a 45° inclined square rib. Uniform heat flux was maintained on the whole inner heat transfer channel area. The heat transfer coefficient and friction factor values increased with increasing the number of rough walls.

기호 설명

- A : 열전달 면적 [m^2]
- AR : 형상비, W/H
- C : 채널벽면 전체면적 [m^2]
- C_p : 정압비열 [$J/kg^\circ C$]
- D_h : 채널 수력직경 [m^2]
- e : 거칠기 높이 [m]
- H : 시험부의 높이 [m]
- k : 열전도도 [$W/m^\circ C$]
- L : 시험부의 길이 [m]
- \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
- Nu : 누셀트수, $h D_h/k$
- p : 거칠기 피치 [m]
- Pr : 프란틀 수, $C_p \mu/k$
- Q : 열전달율 [W]

- Re : 레이놀즈 수, $\rho D_h u_b/\mu$
- T : 온도 [$^\circ C$]
- u : 유체평균 속도 [m/s]
- W : 시험부의 폭 [m]
- x : 가열 시험부 입구로부터의 거리 [m]

아래첨자

- 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

접수일 : 2004년 11월 9일
 안수환(책임저자) : 경상대 기계항공공학부, 해양산업연구소
 E-mail : swahn@gaechuk.gsnu.ac.kr, Tel : 055-640-3125
 배성택 : (주) 태건, 김명호 : 경상대학교 대학원
 이대희 : 인제대 기계자동차 공학부

1. 서 론

거칠기 요소는 채널유동의 열전달 성능에 매우 중요한 인자가 된다. 사각채널에서 거친 채널벽이

열전달에 미치는 영향에 대한 연구는 많이 행하여지고 있는 실정이다. 특히 마주보는 양측에 거칠기를 설치한 사각채널유동의 열전달 특성에 관한 연구는 많이 보고 된 실정이다. 양면에 거칠기가 있는 사각 채널의 완전히 발달된 영역에서 레이놀즈수와 거칠기 형상(거칠기 높이, 거칠기 간격, 거칠기 충돌각, 그리고 거칠기 모양)이 열전달에 미치는 효과에 대해 연구된 바가 있다.^(1,2) 그리고 거칠기 형상과 채널의 종횡비의 복합적 효과가 국부열전달에 미치는 영향에 관한 연구가 또한 보고 된 바 있으며^(3~5), 연구결과 경사된 충돌각을 가진 거칠기 구조가 수직인 거칠기 구조인 경우보다 열전달 성능이 우수함을 보였다. 사각 채널에서 거칠기 구조가 평행한 배열과 교차하는 배열, 그리고 베벨 이산식(beveled discrete) 구조에 대해 연구되었다.^(6,7) 마주보는 양벽면에 거칠기가 서로 일치한(in-line) 배열과 엇갈림(staggered) 배열의 효과가 연구된바 있다.⁽⁸⁾ 국내에서는 Choi 등⁽⁹⁾은 덕트 내부에서의 열전달향상 및 불균일성 감소를 위한 하나의 방법으로 채널 바닥에 \wedge 형과 \vee 형 요철을 설치한 경우에 대하여 국소 열/물질전달 특성을 고찰하여, \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. 광범위한 거칠기 형상에 대한 열전달계수의 실험식은 거친 벽면 위를 유동하는 벽상사법칙(law of wall similarity)으로부터 유도된바 있다. 상사법칙의 개념은 Nikuradse⁽¹⁰⁾에 의해 처음 제안되었다. 그는 벽 상사법칙을 이용하여 모래입자형 거칠기가 있는 튜브 내에서 완전히 발달된 유동에 관한 마찰계수의 자료를 공식화하는데 성공하였다. 종전의 사각 거친 채널에 관한 연구는 거칠기를 일정벽면에 고정되게 설치한 경우에 대해 행하여 졌다. 거칠기가 설치된 채널에서 열전달계수의 정량적인 값은 반드시 거칠기가 설치된 벽면의 수에 비례하지 않으리라 사료된다. 본 연구의 목적은 사벽면이 일정 열유속으로 가열된 사각채널에서 거칠기가 설치된 벽면의 수가 증가함에 따라 열전달 특성에 미치는 효과를 조사하여 열교환 시스템기기설계에 관한 실험적 자료를 제공하고자 한다. 본 연구는 충돌각이 45°로 경사지게 배열한 돌출형 거칠기를 사각 채널 바닥에만 설치한 경우, 상하 두 벽면에 만 설치한 경우, 그리고 사면 모두 설치한 경우에 있어서 각각 행하였다. 거칠기 피치 대 높이의 비(p/e)는 8, 거

칠기 높이 대 채널수력직경의 비(e/D_h)는 0.0667이 되도록 하였다.

2. 실험장치 및 방법

Fig. 1과 같이 실험장치는 크게 송풍기, 유동직진기, 오리피스, 온도측정 장치, 시험부 등으로 이루어져 있으며, 송풍기(195W, 63m³/min, A/C motor)에 의해 덕트 내부로 작동유체가 유입된다. 시험부 덕트의 단면적(W×H)은 30 mm×30 mm로 종횡비(W/H)가 1인 정사각형으로 제작하였고, 시험부의 수력직경(D_h)은 30 mm이다. 정사각형 덕트의 전체 길이는 2700 mm, 실제 열전달 실험이 이루어지는 시험부의 길이는 1800 mm로 제작하였다. 그리고 Fig. 1과 같이 시험부 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 공급하기위해 시험부 입구에 허니컴을 설치하였다. 송풍기에 의해 흡입된 공기는 허니컴, 가열되지 않는 부분, 시험부 순으로 지나 시험부 끝에서 대기로 배출되며, 송풍기에 설치된 유량조절장치(gate valve)로 시험부 유량을 조절하여 얻고자 하는 레이놀즈수를 얻을 수 있었다. 시험부의 수력직경을 기초로 한 레이놀즈수는 7600에서 25000의 범위이며, 오리피스 전후의 정압측정용 구멍에서 측정된 차압을 보정한 유속으로부터 레이놀즈수를 구하였다. 유속과 차압측정은 정밀차압계(Micro-manometer, FCO12 Furness Control Ltd.)를 사용하였으며, 정밀 차압계의 측정범위는 +199.9mmH₂O, +19.99mmH₂O에 따라 각각 측정오차는 0.1mmH₂O, 0.01mmH₂O이다. 온도측정은 T형 열전대를 이용하여 수온온도계로 보정한 자료 획득장치(Yokogawa Inc.)를 이용하였다. 열전대는 각 벽면에 2 mm의 홈을 파서 심고 열 에폭시(Loctitite 384)로 고정하여 벽면의 온도를 측정하였고, 시험부 출구 체적평균온도는 시험부에서 20cm 후의 단열된 채널 내에 설치된 열전대로부터 측정하였다. 벽면온도측정지점은 사벽면에 40군데이다. 시험부 단면은 Fig. 2에 나타나 있다. 시험부 벽면과 상하면은 단열성과 가공성을 고려하여 50 mm 두께의 목재(ply wood)와 가스켓을 사용하여 단열하였다. 시험부 바닥의 알루미늄판(aluminum) 밑에

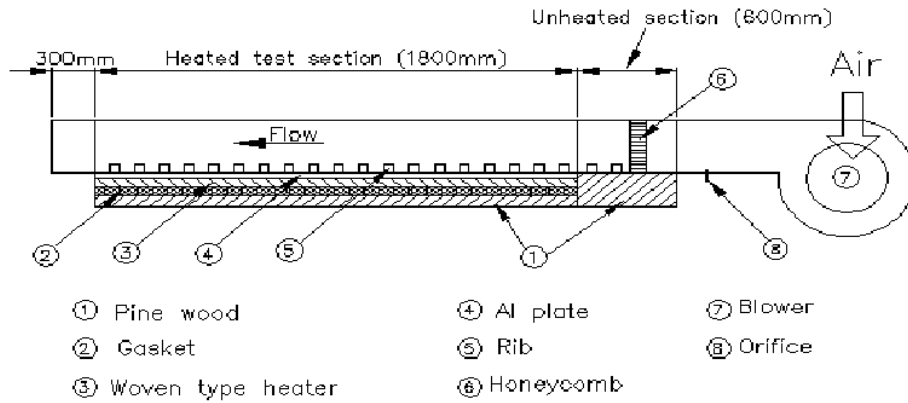


Fig. 1 Schematic diagram of experimental setup

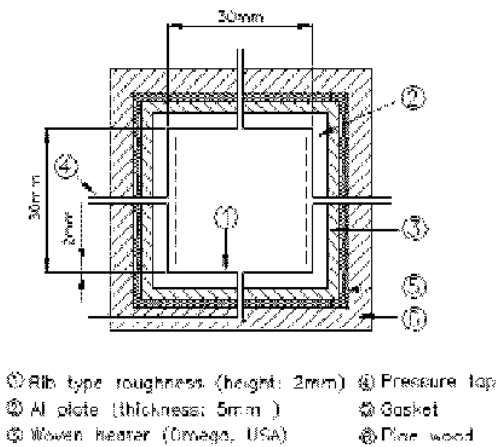


Fig. 2 Cross-section of test section

는 온도조절장치가 부착된 히터(woven heater, Omega Ltd.)가 각면에 각각 1개씩 별도로 설치하였으며, 또한 국부 열전달계수를 구하는데 길이과 수직방향의 열전도도를 최소화 하였다. 각각의 히터에는 변압기가 독립적으로 설치되어 변압기에 의해 시험부 벽면이 일정 열유속이 공급 되도록 하였다. 알루미늄 벽면의 온도는 히터에 공급되는 전력을 조절하여 시험부의 벽면 온도를 일정하게 유지시켰고, 시험부 마지막 위치에서 벽면온도와 공기평균온도의 차는 15°C 이내 이었으며, 주위온도는 모든 실험과정에서 22~28°C에 들었다. 매 실험시 열적 정상상태가 이루어진 후, 입구온도, 출구온도, 대기온도, 채널길이에 따른 온도 차를 각각 기록하였으며, 대체로 열적평형상태에 도달하는 데는 약 30분 이상 시간이 소요 되었다. Fig. 3은 거칠기 배열 모습을 보여준다. 벽면에 설치된 거칠기는 2 mm×2 mm의 정사각형 알루미늄 봉을 총돌각이 45°가 되도록 설치하였고 거칠기 피치와 높이의 비(p/e)는 8이 되도록 하였다. 정사각형 알루미늄 거칠기는 고온

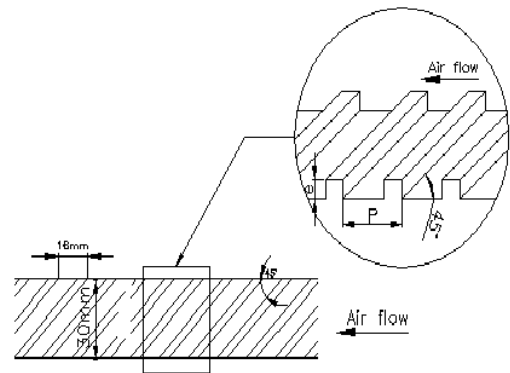


Fig. 3 Attack angle of ribs on the wall

전도성 열접착제(Omegabond, Omega Ltd.)를 사용하여 벽면에 단단히 고정시켰다.

3. 이론해석

대류열전달계수(h)는 가열벽면으로부터 차가운 유동공기로 전달되는 열전달율(Q), 벽면온도(T_w)와 유체의 체적평균온도(T_b)로부터 아래와 같이 구하였다.

$$h = Q/[A(T_w - T_b)] \quad (1)$$

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

$$Q = \dot{m} C_p (T_{b2} - T_{b1}) \quad (2)$$

여기서, C_p 는 공기의 정압비열이고, T_{b1} 과 T_{b2} 는 시험부 입구와 출구의 체적평균 유체온도이다.

그리고 \dot{m} 은 질량유량이다. 완전히 발달된 영역에서 매끈한 채널에 대한 열전달 실험을 행하여 Sieder and Tate⁽¹¹⁾의 매끈한 채널에서 제안한 실험식 (Nu_{ss})과 잘 일치함을 확인한 후 Sieder and Tate⁽¹¹⁾의 실험식을 기준값으로 하여 그 값을 Eq. (3)과 같이 무차원화 하여 거칠기 효과를 정량적으로 표현할 수 있었다.

$$\frac{Nu}{Nu_{ss}} = \frac{(h D_h / k)}{\{0.027 Re^{0.8} Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.14}\}} \quad (3)$$

일부의 벽면에 만 거칠기가 설치된 경우 각 벽면의 누셀트 수는 동일하지 않았다. 각 벽면의 온도로부터 계산된 각 벽면 누셀트 수를 이용하여 채널전체 평균 누셀트 수(Nu_{ra})를 공식 (4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$Nu_{ra} = Nu_{sm}(C_{sm}/C) + Nu_{rs}(C_{rs}/C) \quad (4)$$

여기서 Nu_{sm} 와 Nu_{rs} 은 사각채널 중 매끈한 벽면 누셀트 수와 거친 벽면의 누셀트 수를 의미하고, C , C_{sm} 그리고 C_{rs} 은 전체 채널벽면, 매끈한 벽면, 그리고 거친 벽면의 면적을 각각 의미한다. Kline과 McClintock⁽¹²⁾에 의한 열전달계수의 불확실성은 레이놀즈수가 24,900일 경우 8%이내 이었다.

4. 결과 및 고찰

Fig. 4는 열적으로 완전히 발달된 영역에서 4벽면 모두 일정 열유속으로 가열된 매끈한 채널에서 레이놀즈 수에 대한 채널길이 평균 누셀트 수의 변화를 보여준다. 거칠기가 설치된 사각채널의 열전달 실험을 행하기전에 먼저 매끈한 채널에서 열전달 실험을 행하여 얻어진 열전달계수(h_{sm})값으로부터 누셀트 수를 구하였다. 본 실험과의 비교를 위하여 Sieder와 Tate⁽¹¹⁾의 실험식을 포함하였으며, 실험식과 비교적 잘 일치함을 보여준다. 본 연구에서는 Sieder와 Tate⁽¹¹⁾의 실험식을 기준값으로 하여, 거친 채널의 누셀트 수를 Sieder와 Tate⁽¹¹⁾의 실험값으로 무차원화 함으로서 거칠기 효과를 효율적으로 나타낼 수 있었다. Fig. 5는 매끈한 사각채널의 축방향 거리에 따른 국부 누셀트 수(Nu_{sm})를 Sieder와 Tate⁽¹¹⁾가 제안한 실험값(Nu_{ss})으로 무차원한 값이다. 입구부근에서 $Nu_{sm}/Nu_{ss}=1$ 보다 약간 크게 나

타난다. 이는 본 연구의 경우 입구영역에서는 온도 구배가 크기 때문에 누셀트 수가 크나, Nu_{ss} 의 경우 완전히 발달된 영역에 대한 값이기 때문이라 판단된다. Fig. 6은 거칠기를 바닥에만 설치한 경우, 바닥(B), 좌우(L/R), 그리고 상부(T)벽면의 온도와 유체 체적평균온도 값의 차로부터 각각 계산된 누셀트 수를 Nu_{ss} 로 무차원화 한 것이다. 무차원 누셀트 수 값은 바닥면의 경우(B)가 가장 컸고, 상부벽면(T)이 가장 작았으며, 모든 무차원 누셀트 수 값은 1보다 크게 나타나고 있다. 이는 거칠기가 설치된 벽면에 따른 벽면(T_w)과 유체평균온도(T_b)의 온도차에 의한 결과로 사료된다. 그리고 거칠기가 없는 매끈한 벽면을 비교해보면 좌우측벽면(L/R)이 값이 상부벽면(T)보다 크게 나타났다. 이는 거칠기가 설치된 바닥면(B)과 접해있어 거칠기가 주유동(main stream)에 영향을 주었기 때문이라 판단된다. Fig. 7은 거칠기를 상하양면에 설치한 경우 상하벽면(T/B)과 좌우측벽면(L/R)의 무차원 누셀트 수를 나타낸다. 상하벽면(T/B)의 무차원 누셀트 수 값이 좌우측벽면(L/R)보다 크게 나타나고 있다. 이에 대한 설명은 Fig. 6과 같은 이유 때문이라 사료된다.

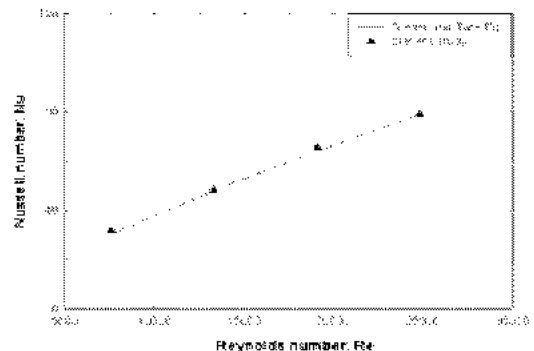


Fig. 4 Average Nusselt numbers for smooth channel

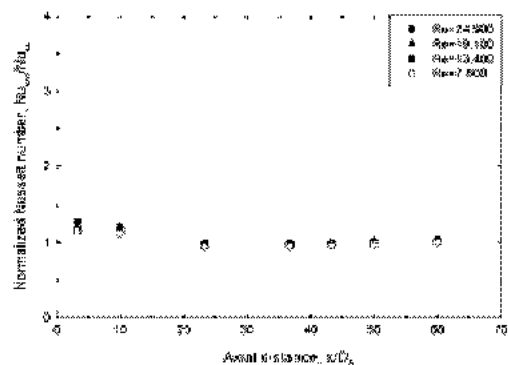


Fig. 5 Normalized local Nusselt number smooth channel

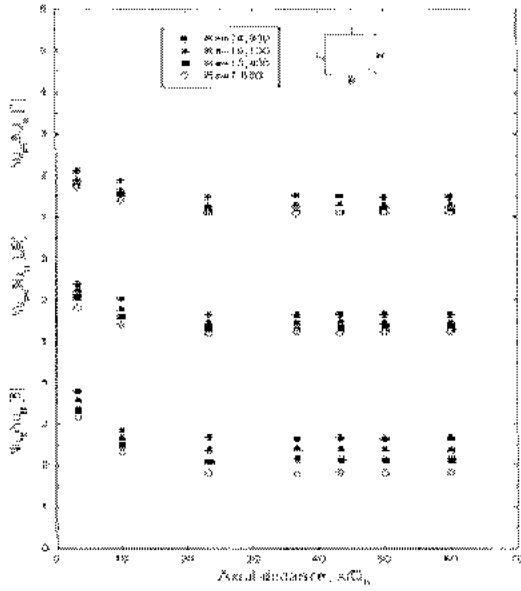


Fig. 6 Normalized heat transfer distributions in one-ribbed wall channel

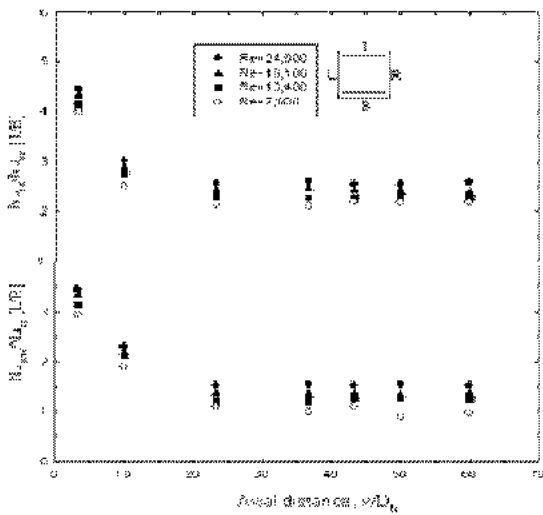


Fig. 7 Normalized heat transfer distributions in two-ribbed wall channel

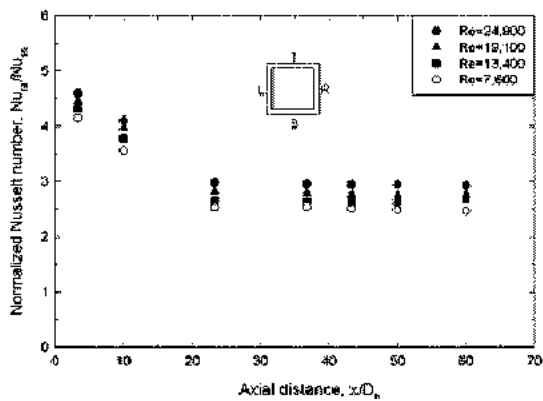


Fig. 8 Normalized heat transfer distributions in four-ribbed wall channel

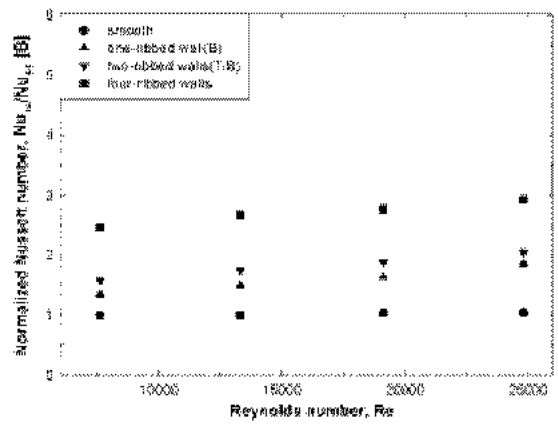


Fig. 9 Normalized average Nusselt number rate against Reynolds number

Fig. 8은 거칠기를 사면에 모두 설치한 경우의 무차원 누셀트 수를 나타낸다. 레이놀즈 수가 증가할수록 무차원 누셀트 수도 증가하였다. 이는 레이놀즈 수가 클수록 열전달계수에 밀접한 관련이 있는 난류혼합이 증가되었기 때문이라 사료된다. Fig. 9는 거칠기 벽면수가 평균 무차원 누셀트 수에 미치는 효과를 보여준다. 평균 누셀트 수는 각벽면의 온도와 유체체적평균온 도로부터 구한 누셀트 수들을 채널가열벽 전체면적으로 평균한 값이다. 거칠기를 설치한 벽면의 수가 증가할수록 평균 무차원 누셀트 수가 컸다. 이는 거칠기를 설치한 벽면의 수가 증가할수록 거칠기 효과로 인해 유체평균온도가 증가하였기 때문이라 사료된다. 즉, 레이놀즈수가 13,400인 경우 매끈한 채널의 평균 누셀트 수보다 한 면만 거칠기가 있는 경우 1.48배, 양면에 거칠기가 있는 경우 1.78배, 그리고 사면 모두 거칠기가 있는 경우 2.62배로 컸다.

5. 결 론

1. 레이놀즈 수가 증가할수록 거칠기 설치 유무에 관계없이 무차원 누셀트 수가 증가 했다.
2. 바닥에만 거칠기를 설치한 경우 무차원 누셀트수의 값은 바닥 면을 벽면으로 한 경우[B]가 가장 컸고, 상부 면을 벽으로 한 경우[T]가 가장 작았으며, 모든 경우 무차원 누셀트수는 1보다 컸다.
3. 거칠기가 설치된 벽면의 수가 많을수록 무차원 누셀트 수가 높게 나타났다. 즉, 레이놀즈수가 13,400인 경우 매끈한 채널의 평균 누셀트 수보다 한 면만 거칠기가 있는 경우 1.48배, 양면에

거칠기가 있는 경우 1.78배, 그리고 사면 모두 거칠기가 있는 경우 2.62배로 컸다.

후 기

이 논문은 지방대학 혁신역량강화사업(NURI)과 2003년도 학술진흥재단의 지원에 의하여 연구되었음(KRF-2003-002-D00044).

참고문헌

1. J. C. Han, 1984, "Heat Transfer and Friction in Channels with Two Opposite Rib-roughened Walls", J. Heat Transfer, Vol. 106, pp. 774-781.
2. J. C. Han, J. S. Park and C. K. Lei, 1985, "Heat Transfer Enhancement in Channels with Turbulence Promoters", J. Eng. Gas Turbine Powers, Vol. 107, pp. 629-635.
3. J. C. Han, 1988, "Heat Transfer and Friction Characteristics in Rectangular Channels with Rib Turbulators", J. Heat Transfer, Vol. 110, pp. 321-328.
4. J. C. Han, and J. S. Park, 1988, "Developing Heat Transfer in Rectangular Channels with Rib Turbulators", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 31, pp. 183-195.
5. J. C. Park, S. Ou, J. S. Park, and C. K. Lei, 1989, "Augmented Heat Transfer in Rectangular Channels of Narrow Aspect Ratios with Rib Turbulators", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 32, pp. 1619-1630.
6. S. C. Lau, R. D. McMillin, and J. C. Han, 1991, "Turbulent Heat Transfer and Friction in a Square Channel with Discrete Rib Turbulators", J. Turbomachinery, Vol. 113, pp. 360-366.
7. S. C. Lau, R. D. McMillin, and J. C. Han, 1991, "Heat Transfer Characteristics of Turbulent Flow in a Square Channel with Angled Discrete Ribs", J. Turbomachinery, Vol. 113, pp. 367-374.
8. R. T. Kukreja, S. C. Lau, R. D. McMillin, and P. R. Chandra, 1991, "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.
9. C. Choi, D. H. Rhee, and H. H. Cho, 2002, "Heat/Mass Transfer and Pressure Drop in a Square Duct with V-shaped Ribs", Trans. KSME(B), pp. 1542-1551.
10. J. Nikuradse, 1950, "Laws for Flow in Rough Pipes", NACA TM, 1292.
11. E. N. Sieder, and C. E. Tate, 1936, "Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes", Ind. Eng. Chem., Vol. 28, pp. 1429-1936.
12. S. J. Kline, and F. A. McClintock, 1953, "Describing Uncertainties in Single Sample Experiments, Mech.", Eng, Vol. 75, pp. 3-8.