사각 채널에 설치된 테이프가 열전달과 마찰계수에 미치는 효과

안수환† · 강호근* · 배성택** · 아리바시아크리시나 부트라**

Effects of Tape on Heat Transfer and Friction Factor in a Square Channel

Soowhan Ahn, Hokeun Kang, Sungtaek Bae and Ary Bachtiar Krishna Putra

Key Words : Twisted Tape(테이프), Rough Square Cannel(거친 사각채널), Heat Transfer(열전달), Number of Heating Walls(가열벽면 수), Friction Factor(마찰계수)

Abstract

Heat transfer distributions and friction factors in square channels (3.5 × 3.5 cm) with twisted tape inserts and with twisted tape inserts plus interrupted ribs are respectively investigated. Tests are performed for Reynolds numbers ranging from 8,900 to 29,000. The rib height-to-channel hydraulic diameter, e/Dh, is kept at 0.057 and test section length-to-hydraulic diameter, L/Dh is 30. The twisted tape is 0.1 mm thick carbon steel sheet with diameter of 3.3cm, length of 90cm, and 2.5 turns. The square ribs are arranged to follow the trace of the twisted tape and along the flow direction defined as axial interrupted ribs. Each wall of the square channel is composed of isolated aluminum sections.

The following conclusions from the experimental study were drawn as:

1) In the 4 heating wall channel with twisted tape inserts, Nusselt number based on bottom wall temperature is enhanced by 1.2 - 1.6 times if adding the axial interrupted ribs on the bottom wall only.

2) The twisted tape with interrupted ribs under the two-sided heating condition produces the highest heat transfer performance.

3) Friction factor data obtained for the square channel with twisted tape inserts plus axial interrupted ribs are less than those in the past publications for circular tubes with axial interrupted ribs and twisted tape inserts.

기호설명

B : 채널 바닥면
D_h : 수력직경, $4A_c/P_e$ (m)
e : 거칠기 높이 (m)
f : 마찰계수
h : 열전달 계수 ($W/m^2℃$)
k : 작동유체의 열전도도 ($W/m^2℃$)
L : 시험부 채널길이 (m), 채널 좌측벽면
Nu : 누셀트 수 ($h·D_h/k$)
P : 거칠기 피치 (m), 압력강하 (Pa)
R : 채널 우측벽면
Re : 레이놀즈 수
Q : 열전달율 (W)
T_b : 평균온도 (℃)
T_w : 벽면온도 (℃)
T : 채널 상부벽면
u_b : 체적 평균유속 (m/s)
W : 채널 시험부 폭
ρ : 공기 밀도 (kg/m^3)

† 안수환, 경상대학교 기계항공공학부,해양산업연구소
E-mail : swahn@gaechuk.gsnu.ac.kr
TEL : (055)640-3125 FAX : (055)640-3128
* 경상대학교 해양산업연구소
** 경상대학교 대학원 기계시스템공학과

1. 서 론

열적응력을 많이 받고 있는 기기의 표면위에 열전달 성능을 더욱 향상시키기 위하여 인공적으로 거칠기 구조를 설치하는 방법은 잘 알려진 방법이다. 현재까지 개발된 수동적 열전달 촉진 방법으로는 거친관, 그루브(groove)형관,

나선 파형관, 내외부에 핀을 설치한 관 등과 같이 내·외부 관이나 채널의 벽면을 가공하거나 핀(fin)을 설치한 표면의 열전달 촉진(surface promoter)방법과 꼬임식 테이프(twisted tape insert)를 삽입한 열전달 촉진 방법, 그리고 코일형 튜브(coiled tubes)를 설치한 열전달 촉진 방법 등이 있다.[1] 열전달 촉진 장치를 설치하면 채널을 통과하는 유동은 수직방향으로 난류강도를 증가시키는 2 차 유동이 발생하여, 주유동과의 유동혼합으로 인하여 열전달 촉진효과를 가져오게 된다. 돌출형 거칠기가 설치된 사각채널의 응용분야인 가스터빈의 블레이드 냉각을 위해 블레이드의 형상 때문에 일반적으로 냉각채널에서 거칠기를 마주보는 두면에 설치한다. 그러나 전자기기의 전자칩 냉각을 위한 마이크로 채널에서는 사각채널에서 거칠기를 4 벽면 중 일부 또는 전부에 설치될 수 있다. 사각채널에서 마주보는 두 벽면에 거칠기를 설치한 채널에서 유체유동의 열전달과 마찰계수 특성에 관한 연구는 많은 문헌들에 의해 보고되고 있다. 그 중에서 양면에 거칠기가 있는 사각채널의 완전히 발달된 영역에서 레이놀즈 수와 거칠기 형상이 열전달과 압력강하에 미치는 효과에 대해 Han[1]과 Han 등[2]이 연구한 바 있다. 거칠기 형상과 사각채널 종횡비의 복합적 효과가 국부열전달과 압력강하에 미치는 영향에 관한 연구는 Han 등[3]과 Lau 등[4]이 연구하였다. Han 등[3]과 Lau 등[4]의 연구결과는 경사된 충돌 각을 가진 거칠기 구조가 유동방향과 직각인 거칠기 구조인 경우보다, 그리고 채널 종횡비가 높은 채널보다 채널 종횡비가 낮은 채널에서 열전달 성능이 우수함을 보였다. 사각채널에서 거칠기 구조가 평행한 배열과 교차하는 배열, 그리고 베벨 이산식 구조에 대한 연구는 Lau 등[5]이 행하였다. 마주보는 양 벽면에 거칠기가 서로 일치한 배열과 엇갈림 배열의 효과는 Kukreja 등[6]이 연구하였다. 국내에서는 Choi 등[7]이 채널 내부의 열전달 향상에 관한 연구로서 사각채널 바닥에 ∧형과 ∨형 요철을 설치한 경우에 대하여 국소 열/물질전달 특성을 실험적으로 고찰하였다. 그 결과 ∧형인 경우 유체가 하향류에 의해 열전달을 촉진시키기 때문에 ∨형 요철의 경우에 비해 약 15% 높은 열전달계수를 갖지만, 마찰손실도 20～25% 더 컸다.

Ahn 등[8]은 거친 사각채널에서 가열 벽면의 수에 따른 열전달은 조사 한바 있다. 그 결과 양 벽면에 거칠기를 설치한 경우 2 면 가열의 경우가 4 면 가열의 경우보다 누셀트수가 1.49 에서 1.52 배 더 컸음을 보였다.

많은 연구자[9,10]들이 테이프가 설치된 원형관에서 완전히 발달된 유동의 압력강하와 열전달특성에 대해 연구하였다. 이들 연구는 테이프를 삽입하면 큰 압력손실이 발생함과 동시에 열전달도 크게 향상되었음을 보였고, 테이프가 설치된 튜브에서의 열전달 계수와 압력강하는 튜브직경에 대한 테이프 꼬임 피치의 비와 레이놀즈 수에 영향을 받는다고 밝혔다.

본 연구의 목적은 열적 부하가 큰 가스터빈 블레이드나 전자장비의 냉각에 관한 기초 연구를 위해, 위의 다양한 방법 중에서 사각채널에 길이방향 거칠기(axial interrupted rib)와 꼬임식 테이프(twisted taper)가 열 시스템 기기의 열전달 성능에 미치는 영향을 조사하는데 있다. 실험조건은 거칠기의 채널 수력직경에 대한 거칠기 높이 비는 e/D_h=0.057 이며 테이프(twisted taper)는 길이가 90 cm 이며 2.5 번(turns) 꼬였으며, 사각채널의 벽면을 2 면 가열과 4 면 가열로 각각 분리 가열하여 가열벽면 수의 효과도 조사하였다.

2. 실험장치

실험장치의 전체적 개략도는 Fig. 1 과 같으며 실험장치는 송풍기, 오리피스, 온도 측정장치, 시험부(test section)로 이루어져 있다. 시험부 채널의 단면적($W\times H$)은 35 mm×35 mm 로 종횡비($AR=W/H$)가 1 인 정사각형으로 제작되었고, 시험부의 수력직경(D_h)은 35 mm 이다. 정사각형 채널의 전체 길이는 2,700 mm 이며, 실제 열전달 실험이 이루어지는 시험부의 길이는 900 mm 로 제작하였으며, Fig. 1 과 같이 시험부 입구부분에 1,500 mm 의 가열하지 않는 부분을 두어 시험부에서는 충분히 발달된 난류를 얻을 수 있다. 그리고 출구부분에도 300 mm 의 가열하지 않는 부분을 별도로 설치하여 외부로부터의 유동간섭 영향을 최소화 하였다.

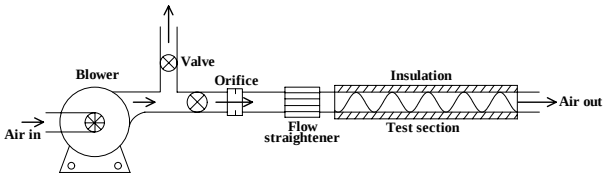

Fig. 1 Schematic diagram of experimental setup

시험부는 거칠기와 테이프설치가 용이하도록 상부를 개방할 수 있게 제작하였다. 그리고 내부의 가열되지 않는 부분과 가열되는 부분은 유동변화를 최소화하기 위해 수평으로 제작하였다. 상부 판을 조립할 때 유체가 채널 내부에서 외부로 세어 나가거나 채널 외부의 유체가 혼입되는 것을 방지하기 위해 비교적 열에 강한 점성 석고(gypsum)를 좌우측판과 상부 판이 접하는 부분의 틈에 바른 뒤 상부 판을 단단히 고정시켰다. Fig. 2 는 사각채널에서 시험부 바닥에 거칠기(rib)와 가운데 테어퍼(tape)가 설치된 시험부의 모습이다.

거칠기(rib) 길이는 23 mm, 단면적은 2×2 mm^2, 거칠기 사이의 길이방향 간격은 15 mm 이며, 그리고 횡 방향 간격도 15 mm 이고 거칠기 들은 2 줄로 평행하게 설치되었다. 그리고 거칠기의 재질은 알루미늄이다. 테이프는 길이가 900 mm 이고 폭은 33 mm 이며 두께는 0.1 mm 의 스테인레스로 제작되었다. 이 테이프를 채널중앙에 놓이도록 4 벽면과 테이프 사이에 1 mm 두께의 아크릴(acrylic)을 끼우고 벽면에 고온용 접착제로 아크릴(고온용)을 벽면에 고정하였으며 아크릴 면적은 최소화하였다. 그리고 테이프는 고온용 접착제로 아크릴에 고정시켰다.

작동유체는 공기를 사용하였고, 송풍기로부터 공급되는 작동유체는 회전하는 송풍기 날개의 영향으로 발생하는 선회류(swirl flow)를 균질류 유체로 공급하기 위해 허니콤(honeycomb)을 설치하였다. 유체의 이송은 송풍기(195 W, 6 m^3/min, AC motor)를 사용하였으며, 작동유체는 송풍기에 의해 흡입되어 허니콤(honeycomb), 입구에 가열되지 않는 부분, 시험부 순으로 지나 출구측 가열되지 않는 부분에서 대기로 배출되며, 송풍기에 설치된 유량조절장치(gate valve)로 시험부의 유속을 조절하여 얻고자 하는 레이놀즈 수를 얻을 수 있었다. 본 연구에서 사용한 유속은 4 m/s ~ 13 m/s 이며 이를 시험부의 수력직경을 기초로 한 레이놀즈 수로 표시하면 8,900 ~ 29,000 범위이며, 오리피스 전후의 정압측정용 구멍에서 측정된 차압을 보정한 유속으로부터 레이놀즈 수를 구하였다. 유속과 차압측정은 정밀 차압계(FCO-12 Furness Control Ltd.)를 이용하였으며, 정밀 차압계의 측정범위는 ±199.9 mmH_2O, ±19.99 mmH_2O 이며 각각의 측정오차는 0.1 mmH_2O, 0.01 mmH_2O 이다. 온도측정은 T 형 열전대를 이용하여 수은온도계로 보정한 자료획득 장치(Yokogawa Inc., data acquisition unit DA100)를 이용하였다. 열전대는 각각 알루미늄 벽면에 2 mm 의 홈을 파서 심고 열 에폭시(Loctite 384)로

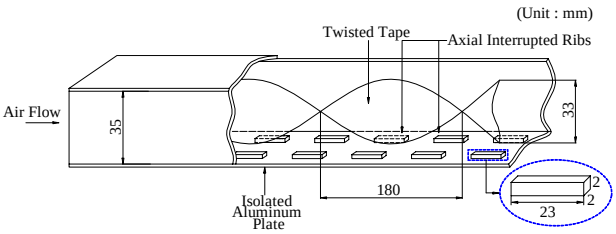

Fig. 2 Square test channel with twisted tape insert plus axial ribs

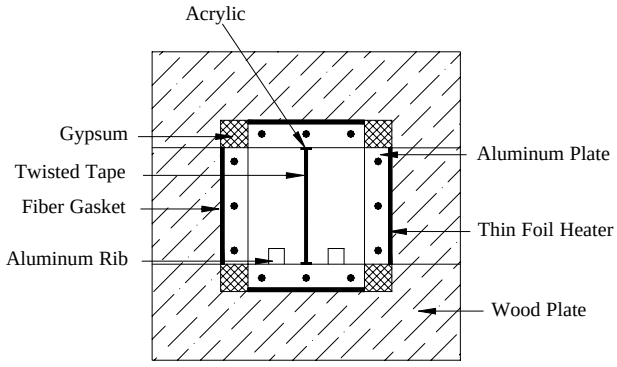

Fig. 3 Details of cross test section

고정하여 벽면의 온도를 측정하였고, 4 벽면에 7 개씩, 입출구에 각각 1 개씩 설치하여 벽면온도와 유체체적 평균온도를 각각 측정하였다. 출구측 유체체적평균온도는 채널 바닥에서 상부까지의 등간격의 위치에서 측정된 온도와 유속으로부터 구하였다.

Fig. 3 은 시험부의 단면을 나타내고 있다. 시험부 외부는 단열성과 가공성을 고려하여 50 mm 두께의 목재(ply wood)를 사용하였다. 시험부에는 0.15 mm 두께의 포일히터를 사용하였고, 5 mm 두께의 알루미늄 판을 용이하게 목재에 접착시키기 위해 목재의 중앙부에 홈을 만들고, 그 위에 히터의 열이 목재 부분으로 전도되어 나가는 것을 방지하기 위해 단열성이 우수한 가스켓(fiber gasket)을 설치한 후 각 벽면에 온도조절장치가 독립적으로 부착된 히터위에 알루미늄 판을 목재에 단단히 고정하였다. 각 벽면의 히터는 1 개씩 별도로 설치하여 가열벽면의 수를 조절할 수 있게 하였다. 매 실험시 온도변화가 열적평형이 되는 정상상태를 확인한 후 실험을 행하였으며, 대체로 정상상태에 도달하는데 소요되는 시간은 1 시간 이상 되었다.

열전달계수(h)는 열전달율(Q)과 벽면온도(T_w) 및 평균온도(T_b)로부터 아래와 같이 구할 수 있었다.

$$h = \frac{Q}{A(T_w - T_b)} \quad (1)$$

여기서 Q 는 가열된 벽면으로부터 차가운 유동공기로 전달되는 열전달율, T_w 은 벽면온도, T_b 는 유체의 체적평균온도, 그리고 A 는 전열면적이며, 본 연구에서는 거친 벽면의 경우 돌출부의 면적은 무시하였다. 본 연구에서는 단상교류전원을 사용하였으며, 열전달율(Q)은 전압(V)의 제곱에 저항(R)를 나눈 값으로 정의하였다.

$$Q = V^2/R - Q_{loss} \quad (2)$$

여기서 Q_{loss} 는 전도 손실열이며 전도 열 손실은 단열제로 사용된 목재(pine wood)의 내외측 온도로부터 구하였고 전체 열전달율의 1.1%의 손실이 발생하였다. 식(1)으로부터 얻어진 대류열전달계수(h)로부터 누셀트수(Nu)는 아래와 같이 정의된다.

$$Nu = (hD_h/k) \quad (3)$$

$$f = \frac{\Delta P}{4(L/D_h)(\rho u_b^2/2)} \quad (4)$$

여기서 ΔP 는 시험부 입구와 출구간의 압력강하(static pressure drop), L 은 시험부 채널길이, D_h 는 사각채널의 수력직경, u_b 는 체적 평균유속, 그리고 ρ 는 공기밀도이다. 평균마찰계수에서 최대불확실성 [11]은 레이놀즈수가 8,900 일 때 11%이었다.

3. 결과 및 고찰

Fig. 4 는 테이프가 설치된 매끈한 사각채널에서 2 면 만 가열 했을 경우와 4 면 모두 가열한 경우의 국부 누셀트 수의 변화이다. 2 면 가열과 비교했을 경우보다 4 면 가열의 경우가 작음을 알 수 있다. 이것은 $h=Q/[A(T_w-T_b)]$의 식에서 4 면 가열시 열전달율 Q 가 2 면보다 2 배 증가하게 되는데 비해, T_w 와 T_b 의 온도차이 증가율은 Q 의 증가율 보다 낮기 때문에 누셀트수가 큰 것으로 사료된다. 이러한 현상은 가열되지 않는 벽면위의 차가운 유

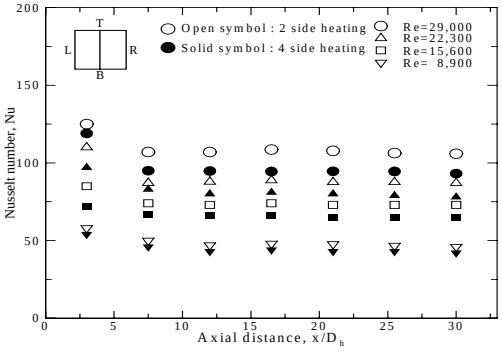

Fig. 4 Local Nusselt numbers

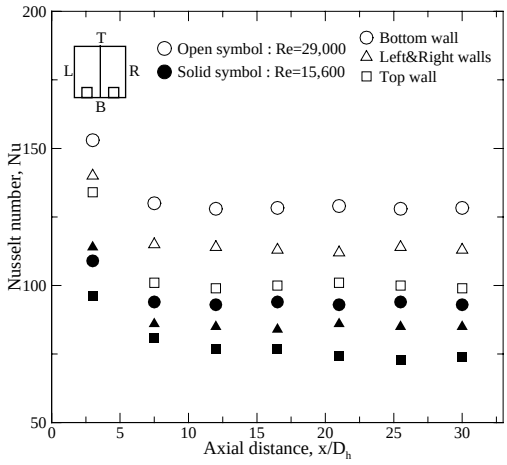

Fig. 5 Local Nusselt numbers in the 4 side heating channel

체가 가열된 뜨거운 공간 쪽으로 이동하기 때문이라고 판단된다. 그리고 Fig. 4 에서 입구부분의 온도가 큰 이유는 입구 영역(경계층)에서는 높이에 따른 온도 기울기가 크기 때문이고 완전히 발달된 영역에서 누셀트 수의 값이 일정한 것은 길이방향 거리에 따라 온도 기울기가 일정하기 때문이다. 레이놀즈 수 증가에 따라 누셀트수가 증가하는 것은 유속이 증가할수록 열전달 계수와 관련이 큰 난류 혼합이 커지기 때문이다.

Fig. 5 는 테이프와 거칠기가 바닥에 설치된 4 각 채널을 4 면으로 가열한 경우에 대한 누셀트 수이다. 벽면온도(T_w)를 상부벽면[T], 양측벽면[L/R], 그리고 바닥벽면[B]으로 측정한 경우의 국부 누셀트 수를 각각 나타낸다. 누셀트 수의 크기는 벽면온도 측정을 바닥 면[B], 측 면[L/R], 그리고 상부 면[T]의 순이었다. 이는 거칠기가 바닥에 설치되어 있기 때문에 거칠기 설치 위치에 가까운 벽면 일수록 벽면 온도가 낮기 때문에 이라 사료된다. 그리고 Fig. 5 의 거칠기와 테이프가 설치된 경우와 테이프 만 설치된 Fig. 4 보다 전체적으로 누셀트수가 1.2 에서 1.6 배 컸다. 이는 테이프 만 설치한 경우보다 테이프와 거칠기를 동시에 설치한 경우 난류 유동혼합의 형성에 더 크게 영향을 준다는 것을 입증한다.

Fig. 6 은 열적으로 완전히 발달된 영역에서 매끈한 채널의 경우, 매끈한 채널에 테이프가 설치된 경우, 그리고 테이프와 거칠기가 설치된 경우에 대한 각각의 누셀트 수를 보여준다. 누셀트수는 Figs. 4 와 5 처럼 테이프와 거칠기가 설치된 경우에서 누셀트수가 가장 컸다. 그리고 4 면이 가열된 경우보다 2 면을 가열하는 경우에서 누셀트

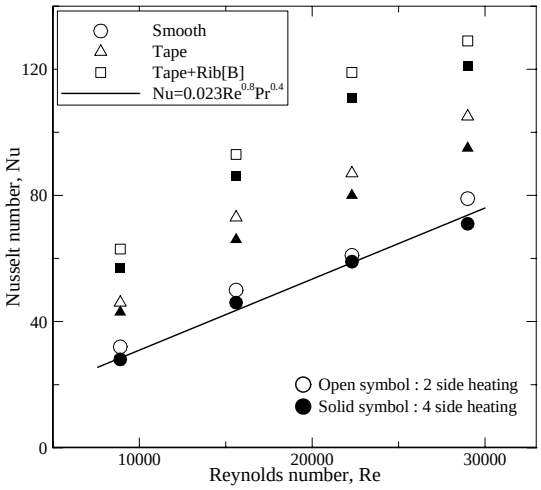

Fig. 6 Average Nusselt numbers

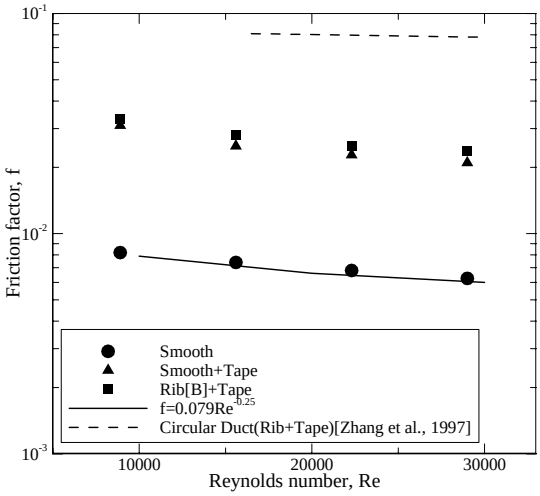

Fig. 7 Friction factors

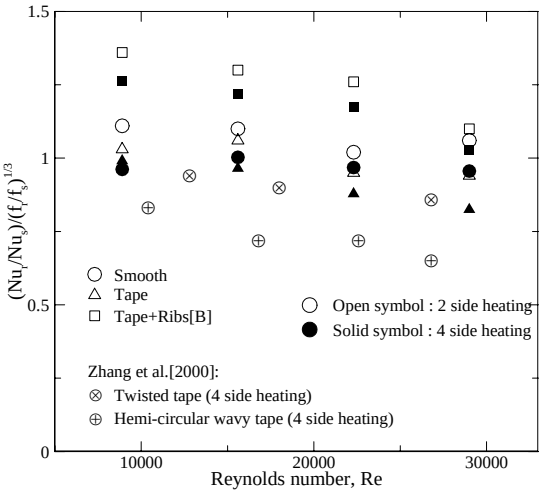

Fig. 8 Heat transfer performance under a constant pumping power

수가 더 컸다. 비교를 위하여 Dittus 와 Boelter 의 상관관계식을 포함하였다. 본 연구와 잘 일치 함을 보였다.

Fig. 7 은 매끈한 채널의 경우, 거칠기가 설치된 경우, 그리고 거칠기와 테이프가 설치된 경우의 마찰계수 값들이다. 거칠기보다 테이프가 마찰계수에 미치는 효과가 훨씬 컸다. 이는 테이프가 채널의 길이 방향으로 설치된 거칠기보다 유동저항이 큼을 의미한다. 비교를 위해 원관에서 테이프를 설치한 경우 [12]를 포함하였다. 테이프가 설치된 사각 채널보다 마찰계수가 훨씬 큼을 보여준다. 이러한 현상은 사각 채널에서는 구석효과(corner effect)가 발생하기 때문이라 사료된다. 다시 말하면, 꼬임식 테이프와 거칠기가 있는 사각채널내의 유동장은 원형튜브보다 채널내에서 발생하는 2 차 유동이 훨씬 복잡해지고 4 구석에 유체유동이 유입되어 각 구석에서 와(vortices)를 형성한다. 그러나 원형관의 유동장은 거의 모든 유체가 꼬임식 테이프를 따라 회전하는 스월(swirl) 유동이 발생한다. 이러한 현상으로 원형관보다 사각채널에서 마찰계수가 적다고 사료된다.

Fig. 8 은 열전달 성능지수를 나타낸다. 본 연구에서 열전달 성능지수를 $(Nu_r/Nu_s)/(f_r/f_s)^{1/3}$ 로 사용하였다. 열전달 성능지수가 1 보다 큰 경우는 유익한 설계를 의미하고 1 보다 작은 경우에는 불리한 설계임을 의미한다. 비교를 위해 사각채널에서 4 벽면을 가열한 채널에서 꼬임식 테이프를 설치한 경우와 반원형 테이프를 설치한 Zhang 등 [13]의 결과를 포함하였다. 반원형 테이프의 경우 본 연구 결과보다 매우 작았다. 이는 반원형의 경우 테이프가 주 유동 방향에 수직으로 놓이기 때문이라 사료된다.

열전달 성능지수의 크기는 채널에서 테이프+거칠기를 설치한 경우 > 매끈한 경우> 테이프만 설치한 경우임을 알 수 있다. 본 연구의 경우 테이프만 설치한 경우 오히려 열전달 성능지수가 감소함을 보여준다. 그러므로 테이프를 설치함으로서 압력강하가 크게 증가하므로 테이프의 사용은 제한적일 수 있으며, 터빈 냉각통로에 테이프를 설치함으로서 냉각성능이 더욱 악화 될 수 있기 때문에 블레이드 냉각 등의 설계 기술자들은 테이프 설치가 필요한 곳인지를 판단한 후 적합한 테이프를 설치하고 거칠기를 적절히 병행하는 것이 유익하다고 사료된다.

4. 결론

사각채널에서 바닥벽면에만 테이프와 거칠기를 설치하였을 때 시험부에서 가열벽면의 수, 그리고

유속의 변화가 열전달에 미치는 영향을 조사한 결과 아래와 같은 결론을 얻었다.

(1) 테이프가 설치되거나 거칠기가 설치된 경우 모두 2 면 가열한 경우가 4 면 가열한 경우보다 누셀트 수가 컸다. 이는 가열되지 않는 벽면위의 차가운 유체가 가열된 뜨거운 공간 쪽으로 이동하기 때문이라고 판단된다.

(2) 테이프가 있는 4 면 가열채널에서 바닥에 만 거칠기가 설치된 경우가 거칠기가 설치되지 않은 경우보다 바닥온도 기준의 누셀트 수가 1.2～1.6 배 증가하였다.

(3) 테이프와 거칠기가 없는 경우, 테이프만 설치된 경우 그리고 테이프와 거칠기 모두 설치한 경우 중에서 테이프와 거칠기 모두 설치한 경우에서 열전달 성능이 가장 컸다.

후 기

이 논문은 첨단기계산업 기술혁신 인력사업(NURI)의 지원에 의해 연구되었음.

참고문헌

(1) Han, J. C., 1984, "Heat Transfer and friction in channels with two opposite rib-roughened walls," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 106, pp. 774~781.

(2) Han, J. C., Park, J. S. and Lei, C. K., 1985, "Heat transfer enhancement in channels with turbulence promoter," *ASME J. Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 107, pp. 628~635.

(3) Han, J. C., Ou, S., Park, J. S. and Lei, C. K., 1989, "Augmented heat transfer in rectangular channels of narrow aspect ratios with rib turbulators," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 32, pp. 1619~1630.

(4) Lau, S. C., McMillin, R. D. and Han, J. C., 1991, "Turbulent heat transfer and friction in a square channel with discrete rib turbulators," *J. Turbomachinery*, Vol. 113, pp. 360~366.

(5) Lau, S. C., McMillin, R. D. and Han, J. C., 1991, "Heat transfer characteristics of turbulent flow in a square channel with angled discrete ribs," *J. Turbomachinery*, Vol. 113, pp. 367~374.

(6) Kukreja, R. T., Lau, S. C., McMillin, R. D. and Chandra, P. R., 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.

(7) Choi, C., Rhee, D. H. and Cho, H. H., 2002, "Heat/mass transfer and pressure drop in a square duct with V-shaped ribs," *Trans. KSME(B)*, pp. 1542~1551.

(8) Ahn, S. W., Kang, H. K., Bae, S. T. and Lee, D. H., 2007, "Heat transfer and friction factor in a square channel with one, two, or four inclined ribbed walls," *ASME J. of Turbomachinery*. in press.

(9) Smithberg, E. and Landis, F., 1964, "Friction and forced convection heat transfer characteristics in tubes with twisted tape swirl generators," *ASME J. of Heat Transfer*, February, pp. 39~49.

(10) Lopina, R. F. and Bergles, A. E., 1967, "Heat transfer and pressure drop in tape generated swirl flow," *MIT, Department of Mechanical Engineering Report, No. DSR 70281-47*.

(11) Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, "Describing uncertainties on single sample experiments," *Mechanical Engineering*, Vol. 57, pp. 3~8.

(12) Zhang, Y. M., Han, J. C. and Lee, C. P., 1997, "Enhanced heat transfer and friction characteristics of turbulent flow in circular tubes with twisted tape inserts and axial interrupted ribs," *J. of Enhanced Heat Transfer*, Vol. 4, pp. 297~308.

(13) Zhang, Y. M., Azad, G. M., Han, J. C. and Lee, C. P., 2000, "Turbulent heat transfer enhancement and surface heating effect in square channels with wavy, and twisted tape inserts with interrupted ribs," *J. of Enhanced Heat Transfer*, Vol. 7, pp. 35~49.