

테이퍼가 설치된 리브(rib)이 있는 채널의 열전달에 대한 수치해석 강호근¹ · 안수환[†]

(원고접수일 : 2010년 4월 12일, 원고수정일 : 2010년 5월 26일, 심사완료일 : 2010년 6월 2일)

Numerical Analysis of Heat Transfer in the Ribbed Channel Inserted with Tape

Ho-Keun Kang¹ · Soo-Whan Ahn[†]

요 약 : 사각 덕트내 열전달과 유동 양상을 조사하기 위해 꼬임식 테이프 만 설치한 경우와 꼬임식 테이프와 리브(rib)를 설치한 경우에 대해 충분히 발달된 난류유동에 관한 수치 해석을 행하였다. 수치 해석에서는 레이놀즈 수가 8,900에서 29,000 범위의 난류 스웰유동, 채널수력직경에 대한 리브의 높이(e/D_h)가 0.067, 그리고 채널 수력 직경에 대한 시험부 길이(L/D_h)가 30인 경우에 대해 고려하였다. 리브는 채널 바닥면에 만 길이 방향으로 설치하였다. 꼬임식 테이프는 0.1 mm 두께의 탄소강 판 재질이며, 폭은 28 mm, 길이는 900 mm이고 2.5 번 회전시켰다. 각 벽면은 서로 단열된 알루미늄 판으로 구성되었다. 2가지의 가열 조건에 대해 조사 하였다: (1) 사각 전체 벽 면적에 일정한 열유속으로 가열, 그리고 (2) 사각 채널에서 마주보는 상하 양면 만 가열. 연구 결과 상하 양면 만 가열하는 경우가 4면 모두 가열하는 경우보다 열전달 계수가 우수하였고 꼬임식 테이프와 리브를 설치한 경우 열전달 계수가 현저히 향상되었다.

주제어 : 열전달, 꼬임식 테이프, 거친 사각덕트, 가열 벽면 수, 온도분포

Abstract: Numerical predictions of a fully developed turbulent flow through a square duct (30mm x 30mm) with twisted tape inserts and with twisted tape plus interrupted ribs are respectively conducted to investigate regionally averaged heat transfer and flow patterns. A rib height-to-channel hydraulic diameter(e/D_h) of 0.067 and a length-to-hydraulic diameter(L/D_h) of 30 are considered at Reynolds number ranging 8,900 to 29,000. The interrupted ribs are axially arranged on the bottom wall. The twisted tape is 0.1 mm thick carbon steel sheet with diameter of 28 mm, length of 900 mm, and 2.5 turns. Each wall of the square channel is composed of isolated aluminum sections. Two heating conditions are investigated for test channels with twisted tape inserts and rib turbulators: (1) electric heat uniformly applied to four side walls of the square duct, and (2) electric heat uniformly applied to two opposite walls of the square channel. The results show that uneven surface heating enhances the heat transfer coefficient over uniform heating conditions, and significant improvements can be achieved with twisted tape inserts plus interrupted ribs.

Key words: Heat Transfer, Twisted Tape, Rough Square Duct, Number of Heating Walls, Temperature Distributions

[†] 교신저자(경상대학교 해양산업연구소 기계시스템공학과, E-mail: asw9294@naver.com, Tel: 055-640-3125)

¹ 한국선급협회 기술개발연구소

기호설명

- A : 열전달 면적 (m^2)
 D_h : 수력직경 (m)
 k : 열전도율 ($W/m^{\circ}C$)
 Nu : 누셀트 수
 P_k : 점성과 부력에 의한 난류발생량 (kg^2/m^4s^3)
 Re : 레이놀즈 수
 x : 시험입구에서부터의 거리(m)
 ϵ : 난류 소산율 (N/m^2s)
 κ : 난류 운동에너지 (m^2/s^2)
 ω : 난류 주파수(Hz)

1. 서 론

사각 덕트나 원형 덕트에서 꼬임식 테이프와 리브(rib)를 설치하는 것은 열 시스템에서 대류 열전달을 향상시키는 수동적인 방법이 된다.

꼬임식 테이프는 열교환기를 밀집(compact)형으로 제작하는데와 가스 유동의 높은 열 유속 시스템에서 국부적 온도 상승을 방지하는데 사용되고 있다. 꼬임식 테이프에 의한 열전달 향상은 테이프의 유동 방해물로 인해 발생하는 매우 복잡한 수직유동과 높은 유동속도에 영향을 받는다.

한편으로 리브(rib)는 층류 저층(laminar sublayer)을 파괴하고 리브로부터 발생하는 유동분리와 리브 사이의 재부착 때문에 벽면 난류유동을 형성시킨다. 꼬임식 테이프가 설치된 원형 튜브내의 완전히 발달된 압력강하와 열전달특성에 관한 연구는 Manglic과 Bergles[1], Eiamasard 등[2], 그리고 Chang 등[3]에 의하여 실험적으로 행하여졌다. 이들 연구들은 꼬임식 테이프를 설치한 경우 열전달과 압력강하 모두 크게 증가 하였다. 특히 꼬임식 테이프가 설치된 튜브에서 열전달 계수와 압력강하는 튜브 직경에 대한 테이프 꼬임 피치의 비와 레이놀즈 수에 크게 좌우 되었다.

튜브내 꼬임식 튜브는 주 유동을 2개로 나누고 각 유동은 튜브길이에 따라 나선을 형성하는 반(semi) 원형 튜브를 통과한다. 이러한 나선 회전 반원형 튜브는 스월(swirl)유동을 발생시킨다. 이러한 스월 유동 때문에 압력강하와 열전달이 증가 된다. 또한 내부유동 채널에 설치된 리브(rib)는

대류 열전달을 향상시킨다는 사실은 잘 알려져 있다. Webb[4]은 원형 튜브내에 설치된 리브에 의한 열전달과 압력강하는 리브 형상과 레이놀즈 수에 좌우 된다는 것을 보였다. Han[5]과 Ahn 등[6]은 리브가 설치된 사각 채널에서 열전달과 마찰 계수 특성에 대해 조사 하였다. 이들 연구들은 열전달 향상과 압력강하는 리브 높이, 리브 간격, 리브 경사각 그리고 가열 조건에 따라 크게 변화하였고 결론지었다.

꼬임식 테이프와 리브가 열전달에 미치는 효과에 관해서는 Zhang 등[7]이 행하였다. Zhang 등[7]은 꼬임식 테이프나 리브 만 별도로 설치된 것보다 꼬임식 테이프와 리브 모두 설치 된 경우가 열전달 향상에 더 효과적임을 밝혔다. 위의 꼬임식 테이프가 설치된 채널의 사전 연구들은 원형튜브내 유동에 한정되었기 때문에 다양한 채널에 대해서는 아직 풀리지 않은 의문들이 있어 자세한 연구 분석이 이루어져야한다고 사료된다. 실제로 사각 채널은 터빈 블레이드 냉각통로 등과 같은 많은 분야에서는 원형 튜브보다 더 일상적으로 사용되고 있다. 그러므로 본 연구의 목적은 사각 채널내 꼬임식 테이프 만 설치한 경우와 꼬임식 테이프와 리브 모두 설치한 경우의 유동양상과 열전달 특성에 대해 상용코드 CFX 11.0을 이용한 수치해석과 실험으로 조사하고자 한다. 또한 벽면 가열조건이 열전달 계수에 미치는 효과도 조사하는데 있다.

2. 실험장치 및 방법

실험 장치는 Figure 1과 같이 송풍기, 오리피스 유량기 그리고 시험부로 구성되어 있다. 0.86kW 송풍기로 공기를 채널에 유입하고 오리피스 메터, 유동 직진기를 거쳐 시험부를 통해 외부로 배출한다. 사각 채널 시험부는 가스터빈과 같은 열 시스템의 냉각장치를 조사하기 위해 채널 단면적을 3.0cm x 3.0cm로 제작하였다. 시험부 길이(L)는 90cm이다. 꼬임식 테이프는 0.1mm 두께의 탄소강이며 꼬임 직경은 2.8cm이고 길이는 90cm이다. 꼬임식 테이프는 시험부 전체길이에에서 2.5번 회전 꼬임이다. 꼬임식 테이프는 테이프와 알루미늄 가열벽면 간의 전도열을 최소화하기 위해

열적으로 단열이 되도록 하였다. 시험부 바닥면에는 Figure 3과 같이 축 방향 리브를 2열로 나란히 설치하였고 리브의 치수는 $2\text{mm} \times 2\text{mm} \times 23\text{mm}$ 이고 리브 간의 간격으로는 축 방향으로 23mm 이고 횡 방향으로 15mm 이다. 바닥에 설치된 리브의 재질은 가열벽면과 동일한 알루미늄이고 열 에폭시로 접착 시켰다. 알루미늄 가열벽면 간에는 전도열을 방지하기 위해 0.2mm 두께의 나무 가스켓을 설치하였다. 알루미늄 판은 알루미늄 뒷면에 접착된 0.1mm 두께의 서로 독립된 스테인레스 히터로 가열된다. 두 가지 가열조건에 대해 조사하였다. 즉, (1) 4벽면 모두 전기적으로 일정 열유속으로 가열한 경우, (2) 상하 2벽면 만 가열 하는 경우.

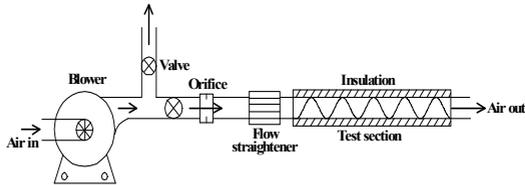


Figure 1: Schematic of experimental setup

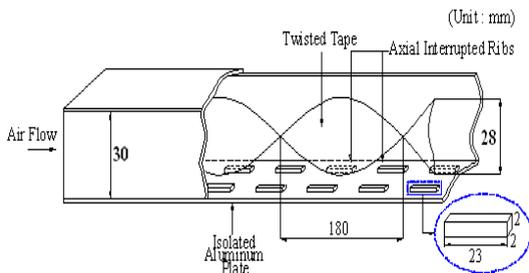


Figure 2: Square test channel with twisted tape insert plus axial ribs

시험부 입구와 출구의 공기 체적 평균온도의 측정을 위해 열전대를 입구와 출구에 각각 설치하였고, 출구의 체적평균온도는 시험부 바닥에서 상부까지 수직 방향으로 측정된 국부온도를 평균하여 구하였다. 48채널 하이브리드 데이터 로그와 컴퓨터로 자료획득과 정리를 하였다. 시험부의 체적 평균속도는 시험부 앞에 설치된 오리피스로부터 구하였다.

오리피스는 유동 직진기보다 1.5m 앞에 설치하고 오리피스는 전자 마노미터로 보정하였다.

국부 열전달 계수(h)는 가열벽면에서 냉각공기로 전달되는 열전달율, 국부벽면온도(T_w) 그리고 국부 체적평균온도(T_b)로부터 식 (1)과 같이 정의된다.

$$h = (q - q_{\text{loss}}) / [A(T_w - T_b)] \quad (1)$$

스테인레스 히터로부터 발생하는 열전달율(q)은 전압과 저항으로부터 측정하였다. 시험부의 열손실(q_{loss})은 유동이 없는 상태에서 정상상태에 도달할 때까지 시험부에 전력을 공급하여 구하였다. 레이놀즈 수의 범위는 채널 내 설치된 0.1mm 두께의 스테인레스 강 테이퍼 때문에 $8,900$ 에서 $29,000$ 까지로 한정하였다. 본 연구에서는 레이놀즈수가 $10,000$ 에서 5% 정도의 열손실이 발생하였다. 식 (1)의 국부체적평균온도는 식 (2)에 의한 방법으로 구할 수 있다.

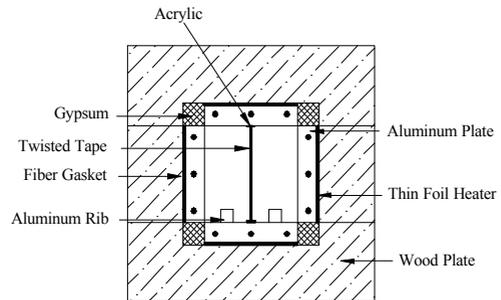


Figure 3: Details of cross test section

$$T_{bi} = T_{in} + \sum_{z=0}^{z=i} (q - q_{\text{loss}}) / m \dot{c}_p \quad (2)$$

여기서 T_{bi} 는 i 위치에서의 국부 체적평균공기온도 시험부 출구의 공기 체적평균온도는 위의 두 방법 간에 얻어진 결과 값은 6% 정도 차이를 보였다. 시험부 입구 체적 평균온도는 $21\text{--}28^\circ\text{C}$ 이고 벽면온도는 $48\text{--}61^\circ\text{C}$ 가 되었다. 국부 누셀트 수(Nu)는 식 (3)와 같이 정의하였다.

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

여기서 D_h 는 시험부 채널의 수력직경이고 k 는 공기의 열전도율이다. 문헌에 보도된 물성치 값의 변화와 실험장치의 길이 치수에 관련된 오차는 3.0%이었고 공기체적 속도 편차는 $\pm 4.1\%$ 이고 열전달율의 최대 불확실성은 6.2%이었다. 이들의 불확실성으로부터 레이놀즈수가 19,000에서 대류 열전달계수의 불확실성은 8.9%가 되었다[8].

3. 수학적 모델

수치해석은 CFX 11.0상용코드를 사용하여 유체 유동과 열전달을 예측하였다. 수치해석에 사용된 기본 보존 방정식은(질량, 운동량, 그리고 에너지)에 대한 기술은 유체 열공학 교과서나 CFX 매뉴얼에 소개되어 있어 본 연구에서는 설명을 생략하고 전단응력 수송(SST)모델에 대해서만 설명하기로 한다. 난류유력과 난류점성(μ_t)은 Menter[9]에 의해 개발된 천이 전단응력 수송 모델로 계산하였다. 이는 식 (1)과 같이 $\kappa-\epsilon$ 모델과 난류 와(eddy) 주파수를 사용한 Wilcox(1986)의 $\kappa-\omega$ 모델의 조합이다.

$$w = \rho\kappa/\mu_t \quad (4)$$

벽면에서는 난류 주파수 ω 가 난류 소산율 ϵ 보다 훨씬 정확하게 정의 된다[10]. 그러므로 SST 모델은 식 (5)과 같이 혼합함수 F_1 을 1.0으로하여 벽면 근처에서 Wilcox모델[10]을 활성화 시키고 벽면으로부터 떨어진 곳에서는 F_1 을 0.0으로 하여 $\kappa-\epsilon$ 모델을 활성화시키게 한다.

$$SSTmodel = F_1 \cdot (\kappa-\omega)model + (1-F_1)(\kappa-\epsilon)model \quad (5)$$

식 (5)을 이용하여 난류 운동에너지 κ 의 수송방정식은 식 (6)과 같이 된다.

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\bar{v}\kappa) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla \cdot \kappa \right] + P_k - \beta' \rho \kappa \omega \quad (6)$$

그리고 난류 와(eddy) 주파수 ω 에 대한 방정식은

식 (7)과 같다.

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\bar{v}\omega) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_w} \right) \nabla \cdot \omega \right] + \alpha_3 \frac{\omega}{\kappa} P_k + (1-F_1) \frac{2\rho}{\sigma_w} \nabla \cdot \omega - \beta \rho \omega^2 \quad (7)$$

벽 스케일 공식은 식 (8)와 같다.

$$\nabla^2 \psi = -1 \quad (8)$$

여기서 ψ 는 벽면 스케일 값이다. 벽 거리(wall distance)는 벽 스케일로부터 식 (9)과 같이 정의 된다.

$$wall\ distance = -|\nabla\psi| + \sqrt{|\nabla\psi|^2 + 2\psi} \quad (9)$$

여기서 ψ 는 항상 (+)값이므로 벽면거리도 항상 (+)값이다.

4. 결과 및 고찰

Figure 4는 바닥면에 리브(rib)는 없고 꼬임식 테이프(twisted tape)만 설치된 매끈한 채널에서 상하 양면만 가열한 경우와 4면 모두 가열한 경우에 대한 국부 열전달을 각각 보여준다. 상하 양면만 가열한 경우가 4면 모두 가열한 경우보다 국부 뉴셀트 수가 약간 높았다. 그 이유는 상하 양면만 가열한 경우 가열되지 않는 벽면 근처의 차가운 공기유체가 가열된 벽면 근처로 유동하여 대류 열전달 계수가 높아지기 때문이라 사료된다. 완전히 발달된 유동에서 상하 양면만 가열된 경우의 뉴셀트 수는 4면 모두 가열된 경우보다 동일한 레이놀즈수에서 1.08에서 1.19배 컸다.

레이놀즈 수가 뉴셀트 수에 미치는 효과는 4면 모두 가열된 경우보다 양면 가열의 경우가 더 현저하게 컸다. 국부 뉴셀트 수는 x/D_h 가 증가 할수록 감소하다가 $x/D_h=7$ 이후부터는 거의 일정하였다.

Figure 5는 리브와 꼬임식 테이프 모두 설치되고 4면 모두 가열된 채널에서 상부 벽면온도, 측면 온도, 바닥벽면 온도를 기초로 구한 뉴셀트 수를 나타낸다. 바닥벽면 온도기준의 뉴셀트 수가 측면과 상부 벽면 온도 기준의 경우보다 레이놀즈 수가

29,000에서 16%와 27% 각각 컸다. 바닥 벽면 온도 기준일 때가 가장 큰 것은 바닥에 설치된 리브 때문에 난류가 발생하여 열 경계층 성장을 억제시키기 때문이라 사료된다.

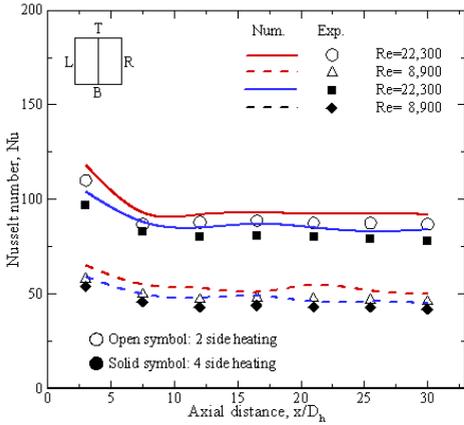


Figure 4: Local Nusselt number(twisted tape)

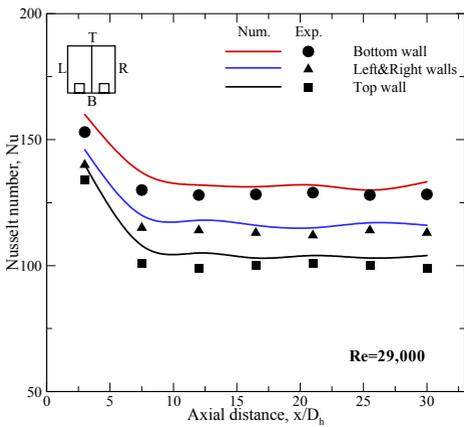
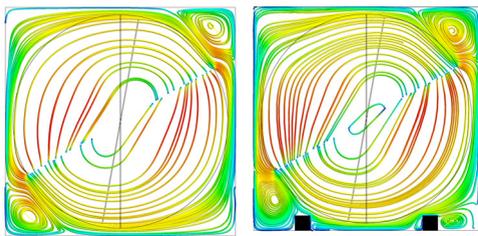
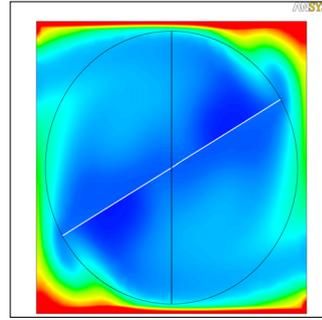


Figure 5: Local Nusselt number(twisted+ribs)

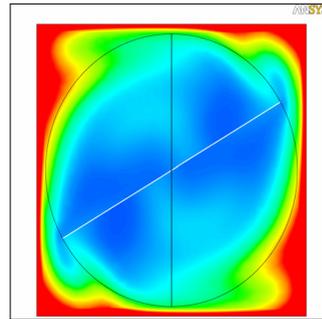


(a) Twisted tape (b) Twisted tape + rib

Figure 6: Streamlines(x/Dh=14.0)

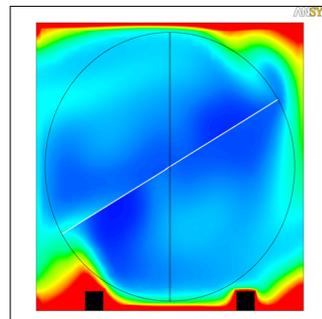


(a) 2 sided heating

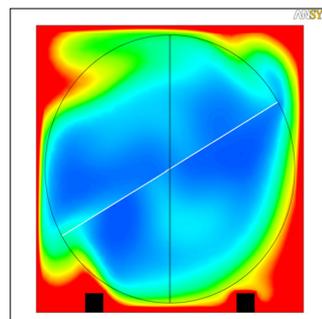


(b) 4 sided heating

Figure 7: Temperature distribution with no rib



(a) 2 sided heating



(b) 4 sided heating

Figure 8: Temperature distribution with ribs

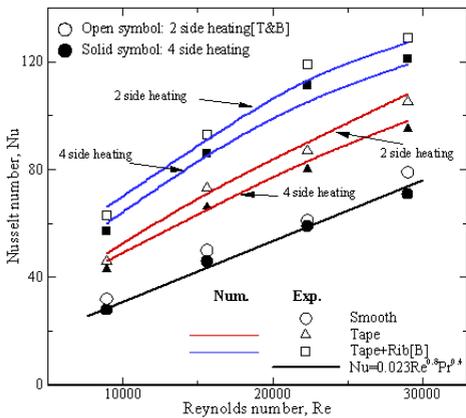


Figure 9: Average Nusselt number

Figure 6은 꼬임식 테이프 만 설치된 경우(a)와 꼬임식 테이프와 리브가 설치된 경우(b)에 대한 수치해석 결과에 의한 유선들이다. 꼬임식 테이프에 의해 발생한 원심유동은 주 유동에 중첩되어 2차 유동을 발생시킨다. 이러한 유동 효과는 열전달을 증가시켰다. 또한 바닥의 가열벽면에 설치된 리브도 난류촉진기 역할을 하였다. Figs. 7과 8은 채널 바닥면에 리브를 설치한 경우와 리브를 설치하지 않은 경우에 대한 온도분포를 각각 보여준다. 그리고 상하 양면 가열과 4면 모두 가열의 2가지 가열 조건에 대해서도 비교하였다. 양면 가열의 경우가 4면 모두 가열한 경우보다 열 경계층 두께의 성장이 억제 되고 있다. 이는 양면 가열의 경우 가열되지 않는 측 벽면 근처의 공기가 가열된 상하 벽면 근처로 이동하기 때문이고 이러한 이유로 Figure 4와 같이 양면 가열이 높은 누셀트 수를 보인다. Figure 6의 유선들과 Figures. 7과 8의 4면 모두 가열된 경우의 온도분포는 변화율 (gradient)에서 서로 유사한 양상을 보인다. 이는 본 연구에서는 난류 프란틀 수가 1에 가깝기 때문에 유체의 운동량 방정식과 에너지 방정식에 의한 결과가 유사한 양상을 보인다고 사료된다.

Figure 9는 발달된 유동에서 매끈한 면으로만 구성된 채널, 꼬임식 테이프가 설치된 채널 그리고 바닥면에 리브가 있고 꼬임식 테이프가 설치된 채널의 3가지 경우에 대해 실험과 수치해석 결과에 의한 채널평균 누셀트 수를 각각 나타낸다. 리브

와 꼬임식 테이프가 있는 경우에서 가장 높은 누셀트 수를 보였다. 그 이유는 Figures. 4와 5에 대한 기술에서 언급하였다.

그리고 Figure 9에서는 가열조건에 대한 효과를 조사하기 위해 상하 양면 가열과 4면 모두 가열에 대해서도 비교하였다. 양면 가열이 4면 가열 경우보다 누셀트 수가 컸다. 그 이유는 누셀트 수의 정의에서 가열 벽면온도와 공기 체적평균온도의 차이가 상하 양면 가열의 경우에서 작아 대류 열전달 계수가 크게 된다고 사료된다.

본 연구에서는 누셀트 수의 결과를 검증하기 위해 매끈한 채널에 대한 누셀트 수를 조사하고 매끈한 채널에 대한 Dittus와 Boelter의 실험식 결과와 비교하였다.

채널 전체벽면이 가열된 경우 본 연구 결과와 Dittus와 Boelter의 실험식이 비교적 잘 일치하였다.

터빈 냉각 장치와 같은 열 시스템에서는 꼬임식 테이프를 설치한 경우 압력강하가 매우 클수 있기 때문에 기존의 열 냉각 시스템보다 압력강하를 고려한 열전달 성능(heat transfer performance)이 저하 될수 있어 꼬임식 테이프를 제한적으로 사용해야 한다고 사료된다.

본 연구에서는 테이프와 리브가 설치된 채널에 대한 연구 결과를 소개하여 문헌에 이용 되도록 한다. 그러므로 터빈 냉각장치 등의 설계자는 특정 분야에서 본 연구의 결과를 사용해야 할 것인지를 결정해야한다.

5. 결 론

- 1) 꼬임식 테이프가 설치된 채널에서 상하 양면 가열의 경우가 4면 모두 가열의 경우보다 동일한 레이놀즈 수에서 누셀트수가 1.08배에서 1.19배 컸다.
- 2) 리브가 바닥면에 설치되고 꼬임식 테이프가 있는 채널에서 4면 가열한 경우 바닥면 온도기준일 때가 측 벽면온도와 상부벽면온도 기준일 때보다 누셀트수가 16%와 27%컸다.
- 3) 본 연구의 결과는 압력강하 효과를 무시할 수 있는 열시스템에 유용하게 적용할 수 있으리라 사료된다.

참고문헌

- [1] R. M. Manglik and A. E. Bergles, "Heat transfer and pressure drop correlations for twisted tape inserts in isothermal tubes: part II-transition and turbulent flows", ASME J. Heat Transfer, vol. 115, pp. 890-896, 1993.
- [2] S. Eiamsa-ard, C. Thianpong and P. Promvonge, "Experimental investigation of heat transfer and flow friction in a circular tube fitted with regularly spaced twisted tape elements", Int. Comm. Heat Mass Transfer, vol. 33, pp. 1225-1233, 2006.
- [3] S. W. Chang, Y. J. Jan and J. S. Liou, "Turbulent heat transfer and pressure drop in tube fitted with serrated twisted tape", Int. J. Thermal Science, vol. 28, pp. 97-115, 2007.
- [4] R. L. Webb, "Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surface in heat exchanger design", Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 24, pp. 715-726, 1981.
- [5] J. C. Han, "Heat transfer and friction characteristics in rectangular channels with rib turbulators", ASME J. Heat Transfer, vol. 110, pp. 321-328, 1988.
- [6] S. W. Ahn, H. K. Kang, S. T. Bae and D. H. Lee, "Heat transfer and friction factor in a square channel with one, two or four inclined ribbed walls", ASME J. Turbomachinery, vol. 130, 034501-1, 2008.
- [7] Y. M. Zhang, G. M. Azad, J. C. Han and C. P. Lee, "Turbulent heat transfer enhancement and surface heat effect in square channels with wavy and twisted tape inserts with interrupted ribs", J. Enhanced Heat Transfer, vol. 7, pp. 35-49, 2000.
- [8] S. J. Kline and F. A. McClintock., "Describing Uncertainties in Single Sample Experiments", Mech. Eng. Am. Soc. Mech. Eng., vol. 75, pp. 3-8, 1953.
- [9] F. R. Menter, "Zonal two equation $\kappa-\omega$ turbulence models for aerodynamic flows", AIAA Paper, 98-0522, 1993.
- [10] D. Wilcox, "Turbulence modelling for CFD", DCW Industries Inc., La Canada, CA, 1986.

저 자 소 개



강호근 (姜鎬根)

1992년 한국해양대학교 기관공학과 졸업(공학사), 1997년 한국해양대학교 기관공학과(공학석사), 2001년 Kobe University 대학원 기계공학과(공학박사), 현재 한국 선급협회 기술개발연구소 선임연구원.



안수환 (安守煥)

1976년 부산수산대학 기관공학과졸업(공학사), 1990년 캐나다 Ottawa University 대학원 기계공학과(공학석사), 1995년 부산대학교 대학원 생산기계공학과(공학박사), 현재 경상대학교 교수.