

<논 문>

균일 열플럭스가 있는 180° 원형단면 곡관의 선회유동 열전달특성 연구

이상배* · 권기린** · 장태현***

(1996년 1월 18일 접수)

A Study on the Heat Transfer Characteristics of Swirling Flow in a Circular Sectioned 180° Bend with Uniform Heat Flux

Lee Sang Bae, Kwon Ki Rin and Chang Tae Hyun

Key Words: Swirling Flow(선회 유동), Non Swirling Flow(비선회 유동), Swirl Chamber(와류실), Swirl Generator(선회 발생기), Wall Temperature(벽면온도), Bulk Temperature(체적온도), Uniform Heating(균일 가열)

Abstract

An experiment was performed to local heat transfer coefficient and Nusselt number in the circular duct of 180° bend for $Re = 6 \times 10^4, 8 \times 10^4$ and 1×10^5 at swirling flow and non-swirling flow conditions. The test tube with circular section was made by stainless which has curvature ratio 9.4. The wall of test tube was heated directly by electrical power to 3.51 kW and swirling motion of air was produced by a tangential inlet to the pipe axis at the 180 degree. Measurements of local wall temperatures and bulk mean temperature of air are made at four circumferential positions in the 16 stations. The wall temperatures show particularly reduced distribution curve at bend for non-swirling flow but this effect does not appear for swirling flow. Nusselt number distributions for swirling flow which was calculated from the measured wall and bulk temperatures were higher than that of non-swirling flow. Average Nusselt number of swirling flow increased about 90~100% than that of non-swirling flow whole through the test tube. The Nu/Nu_{DB} values at the station of 90° for non-swirling flow and swirling flow are respectively about 2.5 and 4.8 at $Re = 6 \times 10^4$. Also that is good agreement with Said's result for non-swirling flow.

기 호 설 명

A : 시험관 단면적
 C_p : 정압 비열
 d : 와류실의 내경
 D : 시험관의 내경
 \bar{h}_i : 평균 열전달계수

h_{ij} : 국소 대류열전달계수
 k : 열전도율
 L : 와류실 내의 선회발생기 거리
 L/D : 선회유동의 강도
 \dot{m} : 질량유량
 Nu : 누셀트수
 Q : 열량($I \cdot V$)
 r : 시험관 반경
 R : 곡률 반경

*회원, 대구공업전문대학 자동차과

**회원, 제주대학교 기계공학과

***회원, 경남대학교 기계공학과

R_c	: 반경비 (R/r)
Re	: 레이놀즈수 (uD/ν)
T	: 온도
T_b	: 체적온도
T_w	: 벽면온도
x	: 축방향 거리
x/D	: 무차원 거리
y	: 관벽에서 반경방향 거리
θ	: 곡관의 각도

1. 서 론

180° 곡관(U-bend)에서의 유체유동은 유동 형태가 직관에서보다 매우 복잡하게 나타나므로 많은 연구의 대상이 되어 왔다. 특히 유동방향으로 곡률이 존재하는 곡관 내에서의 대류열전달은 화력발전소에 있어서 열교환기나 응축기의 설계에 기초자료가 되며 터빈 날개(turbine blade)의 내부 냉각통로 등에서 응용이 되고 있다.

이러한 곡관을 통한 유체흐름에서는 압력이 만곡의 중심으로부터 외벽으로 갈수록 커지며 내벽에 가까울수록 적어지게 된다. 주유동방향에 대한 수직단면 내에서의 압력손실은 만곡의 중심으로 향해 안 쪽으로 힘을 받고 축 가까이 고속유체는 바깥 쪽으로 밀리게 되는데 여기서 축방향속도(axial velocity)에 겹쳐진 2차유동(secondary flow)이 생성되게 된다. 즉, 곡관 내 유동장에서 유체의 내면 운동에 의해 일어나는 강한 단면흐름이 발생됨을 뜻한다.

2차유동은 Thomson⁽¹⁾에 의하여 채널흐름에서 최초로 발견되었으며 이후 곡관 내의 완전발달된 유동상태를 측정하기 위하여 피토폴(pitot-tube), 열선유속계(hot-wire) 등이 사용되었고, 최근에는 레이저유속계(LDA)를 이용하여 유동구조의 폭넓은 자료가 제공되고 있다.

Ito⁽²⁾는 원형단면을 가지는 곡관 내에서 압력손실의 중요성을 발표하였고, Yianneskis⁽³⁾는 90° 곡관에서 Laser-Doppler에 의한 방법으로 층류와 난류흐름의 유동특성에 대해 측정하였는데 2차유동이 곡관의 안 쪽에서 생성됨을 알았다. Johnson⁽⁴⁾은 사각단면을 갖는 180° 곡관 내의 유체유동을 수치해석적으로 연구하였고, Chang⁽⁵⁾은 실험적방법으로 사각단면 곡관에서의 유체유동과 열전달현상

을 발표하였다. 이러한 연구는 특이한 기하학적 형상을 가진 곡관 내에서의 유체유동에 대해 언급한 것인데 열전달특성은 시험관 내의 유동상태에 따라서도 결정되어지지만 가열방법이나 측정요소 등에 의해서도 다른 양상을 보이게 된다.

곡관에서의 열전달특성에 관한 연구로 Metha⁽⁶⁾는 원형단면 곡관에서 층류유동의 열전달계수에 관하여 발표하였다. 180° 곡관에 전기봉(electrode)을 직접 연결하고 직류전류를 통하여 저항에 의한 열발생을 시도한 점은 특이하나 곡관부분을 제외하고 상류부분과 하류부분에서만 벽면온도를 측정하여 열전달계수 특성을 제시하였다. Iacovide⁽⁷⁾는 곡률반경과 관직경의 비가 3.375인 황동주물 곡관에 가열코일(heating coil)을 감아 균일 열유속을 형성하였고 관 내의 체적온도를 측정하여 Nu 수의 특성을 조사하였는데 최대 정점은 곡관 내 가운데 부분에서 나타남을 알았다. 여기서 열전달계수에 영향을 미치는 벽면온도와 체적온도 중 Metha는 체적온도를, Iacovide는 벽면온도를 계산에 의하여 구하였음을 알 수 있다. 또한 곡관에서 열전달 특성은 제시하였으나 열전달 향상에 대한 언급은 없다.

열교환기 등의 설계에 있어 에너지의 효율적 이용 측면은 많이 강조가 되어 왔으며 열전달계수를 향상시킬 수 있는 방법의 제시는 중요하다. 종래부터 사용된 방법은 인공조도의 활용, 열전달면에 나선형표면의 제작 또는 와이어코일을 만들거나 핀을 이용하여 열전달면을 증가시킴으로써 열전달향상을 도모하였다.

이러한 접촉면의 증가와는 다른 방법으로 제시할 수 있는 것이 유동에 선회를 일으켜 난류유동의 강도를 높여주는 것이다. 직관의 경우 선회유동에 관한 실험은 Talbot⁽⁸⁾에 의해 층류 선회유동에서 선회방정식이 유도되었고 선회유동의 소멸현상이 연구되었다. 장⁽⁹⁾은 선회유동에 따른 관마찰계수와 속도성분에 대하여 연구하였고 유동가시화 작업을 통하여 선회각(swirl angle)에 대해 발표하였다. 이론적으로 선회유동은 접선방향속도에 대한 유선의 길이가 비선회유동에 비해 길기 때문에 가열된 관벽근처에서 유체입자가 더 많은 에너지를 이동시킬 수 있으므로 열전달계수를 향상시킬 수 있다.

본 연구에서는 고주파베딩으로 원형단면을 갖는 180° 곡관을 제작하여 시험관 재질의 저항을 이용한 직접 가열방법으로 열전달 실험을 행하였다. 시

험관 입구에 선회유동(swirling flow)을 발생시킬 수 있는 장치를 부착할 수 있도록 하여 비선회유동과 선회유동의 경우에 유동량의 형태를 변화시켜 가면서 벽면온도와 체적온도를 직접 측정하여 곡관의 영향과 선회에 따른 온도분포 관계를 규명하고, 이로부터 Nusselt 수를 구하여 열전달 특성을 연구하였다.

선회발생에 따른 열전달특성은 각종 열교환기 등의 설계에 있어 기초자료가 되리라 본다.

2. 실험

2.1 실험 장치

Fig. 1은 전체적인 실험 장치의 개략도이고 Fig. 2는 시험관에 열전대를 부착한 형태를 나타낸 사진이다.

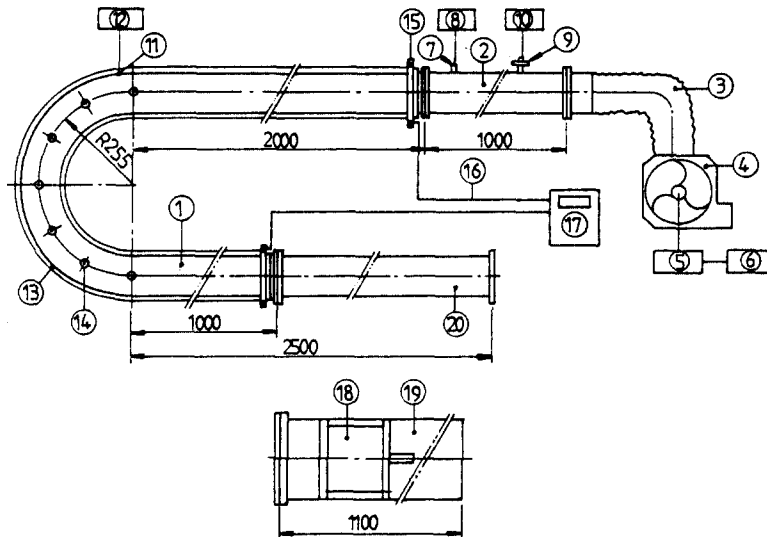
시험관은 내경 54.5 mm, 두께 3mm인 스테인리스 304 원형관에 고주파벤딩 방법을 이용하여 곡률반경 $R=255\text{mm}$ 로 제작하였다. 따라서 180° 곡관부의 곡률비($Rc=R/r$)는 9.4로 된다. 전체적으로 시험관은 상류부분(upstream), 곡관부분(bend),

하류부분(downstream)으로 구성되었고 기준점은 곡관 입구부분으로 하였으며 각종 재원은 Table 1에 제시하였다.

비선회유동의 경우는 관 내 완전발달 유동을 얻기 위하여 입구부분에 시험관과 같은 직관을 부착하였고 선회유동을 발생시키기 위하여서는 와류실(swirl chamber)을 부착할 수 있도록 플랜지를 이용하였다.

선회유동을 발생시키기 위하여서는 비틀림테이프(twist tape), 안내깃(guide vane) 등의 방법들이 사용되었으나 본연구에서는 접선방향의 입구(tangential inlet)로 선회유동을 발생시키는 방법을 사용하였다. 선회발생기가 장착된 와류실의 구조는 Fig. 3에 나타내었으며 선회발생기는 아크릴 원통관에 측면으로 $\phi 3.2\text{mm}$ 구멍을 길이 방향으로 28개 가공하고 원주방향 45° 간격으로 확장하여 동일하게 작업하였으며 단면을 Fig. 4와 같이 제시하였다.

Fig. 3의 와류실 내 선회발생기에서의 유체 유동 경로는 단면 A-A의 가장자리로 공기가 흡입되어 측면의 구멍으로 유입되면서 선회유동이 발생되어



- | | | |
|-------------------------------|--------------------------------|------------------------------------|
| 1) Test tube ($\phi 54.5$) | 8) Electronic manometer | 15) Copper connector |
| 2) Steel tube | 9) Multi-pitot tube | 16) Lead wire($\phi 30$) |
| 3) Flexible hose | 10) Inclined manometer | 17) Voltage regulator(20kW) |
| 4) Turbo fan | 11) Thermocouple (K-type) | 18) Swirl generator |
| 5) Motor (220V \times 10HP) | 12) Thermometer(HR2500) | 19) Swirl chamber |
| 6) R.P.M. controller | 13) Insulation | 20) Stainless tube ($\phi 54.5$) |
| 7) Pitot tube | 14) Measuring hole($\phi 3$) | |

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

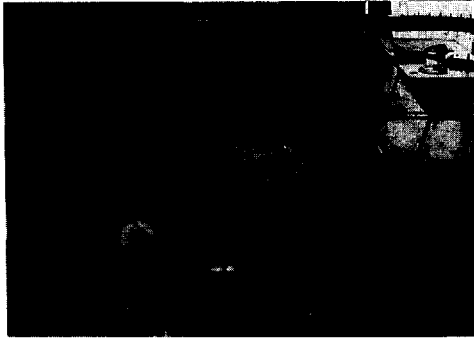


Fig. 2 Photograph of test tube

시험관으로 흘러들어 간다. 이때 선회발생기의 뒷판에 의해 선회의 균형이 이루어지고 와류실의 길이 L 와 시험관의 내경 D 의 비(L/D)에 의해 선회 유동의 강도가 결정되어지도록 하였다.

시험관 전체에 균일가열(uniform heating)을 위하여 30 mm의 동전선(cable)을 전압조정기에서 시험관의 구리 연결핀까지 4가닥 연결하여 직접가열방식을 택하였으며 이때의 전류는 650(A) 전압은 5.4(V)로 가열량은 3.51(KW)이다. 시험관의 외부에는 두께 $\phi 30$ mm의 유리 섬유로 덮고 다시 비닐 테이프로 감아서 열량손실을 최대한 억제하였다.

벽면온도(wall temperature)의 측정 위치는 Table 2에 나타내었으며 상류부분에서 3단면, 곡관 내에서 7단면, 후류부분에서 6단면을 선택하여 열전대(thermocouple : K-type)를 온도기록계(Hybrid recoder : HR2500)에 연결하였다. 열전대는 보정을 거친 후 내열 테이프로 부착하여 관벽으로부터 이탈을 방지하였다.

벽면온도를 측정할 위치에 유동장 내의 체적온도(bulk temperature)를 얻기 위해 관벽에 3mm의 구멍을 뚫고 $\phi 3 \times L40$ mm의 스테인리스관을 끼워 접착제(devcon epoxy)로 고정하여 안내홀을 Fig. 5와 같이 만들었다. 위 쪽과 바깥 쪽의 안내홀을 통하여 열전대를 삽입할 수 있도록 하고 체적온도는 각 단면을 4등분으로 나누어 한 등분에서 7지점을 Table 3과 같이 선택하여 측정하고 평균값을 한 부분의 체적온도로 하였다.

2.2 실험 방법

시험관 끝 부분에는 멀티피토관(multi-pitot tube : TORBAR 301)을 설치하고 피토관을 이용하

Table 1 Specification of test tube

Material		-	SUS 304
Tube diameter	Outside	mm	60.5
	Inside	mm	54.5
Straight section		m	6
Bend radius (R)		mm	255
Curvature ratio(R_c)		-	9.4
Heat flux		kW	3.51

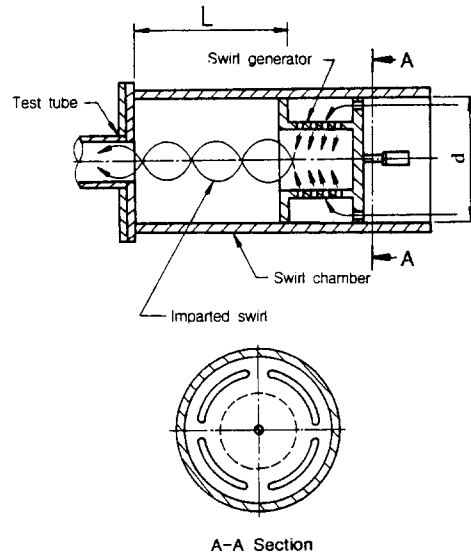


Fig. 3 Schematic diagram of the inlet section

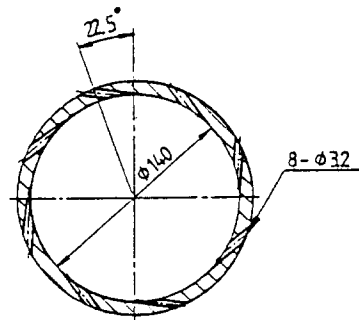


Fig. 4 Cross section of swirl generator

여 보정곡선(calibration curve)을 구하였다. 여기서 Re 수의 평균속도값이 압력으로 환산되므로 이를 이용해 송풍기를 조절 가동하여 필요한 Re 수를 구할 수 있다.

Table 2 Measurement sections of temperature

Test tube	No. of test section	Nondimensional distance (x/D)
Upstream	1	-10 D
	2	- 6 D
	3	- 2 D
Bend	4	0°
	5	30°
	6	60°
	7	90°
	8	120°
	9	150°
	10	180°
Downstream	11	1 D
	12	3 D
	13	6 D
	14	10 D
	15	16 D
	16	24 D

Table 3 Measurement positions of bulk temperature

Measure point	0~0.5~1.5~3.5~6.5~11.5~18.5~27.25 (wall)	(center)
Interval [mm]	0.5 1 2 3 5 7 8.75	

후 체적온도 측정을 하는데 벽면온도의 기록은 실험시작시, 중간, 마지막시에 64점을 온도기록계로 동시에 측정하여 평균값을 취하였다. 이때 표준편차에 대한 오차는 3% 이내이며 그 이상이 되면 값을 취하지 않았다.

2.3 계산식

전압조정기를 통하여 시험관에 가한 전류와 전압을 측정하면 직접가열 방식에 의한 열유속을 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$Q_{conv} = (I) \cdot (V) \tag{1}$$

열균형에 있어 오차율은

$$percent\ error = \frac{Q_{input} - Q_{output}}{Q_{input}} \times 100 \tag{2}$$

로 구하는데 여기서 시험관에 가한 열량

$$Q_{input} = I \cdot V - Q_{loss} \tag{3}$$

이고, 시험관에서 손실되는 열량은 다음과 같다.

$$Q_{output} = \dot{m}[(T_b)_{i+1} - (T_b)_i] \tag{4}$$

시험관 내 유체의 국소온도(local flow temperature)는 열전대로 직접 측정하여 다음 계산식과 상호 비교하였다.

벽면온도는 한 단면에서 평균온도로 구하면

$$(T_w)_i = \frac{1}{4} \sum_{j=1}^4 (T_w)_{ij} \tag{5}$$

이며 체적온도는 관단면을 4부분으로 나누고 한 부분에서 7점을 측정하였으므로

$$(T_b)_{ij} = \frac{1}{7A} \sum_{k=1}^7 [(T_b)_{ijk}] dA \tag{6}$$

$$(T_b)_i = \frac{1}{4} \sum_{j=1}^4 (T_b)_{ij} \tag{7}$$

이고 여기서 A는 시험관의 단면적이다.

벽면 온도와 체적 온도를 구하면 국소 대류 열전달계수(local heat transfer coefficient)와 평균열전

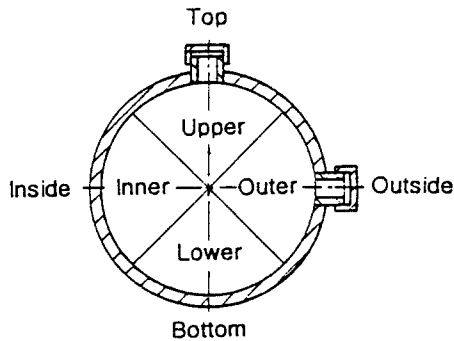


Fig. 5 Cross section of test tube

시험관 전체에 AC 전원 (650×5.4=3.51 kW)을 가하여 균일 열유속을 이루고 Re 수가 6×10⁴, 8×10⁴, 1×10⁵의 경우에 입구에서의 비선회유동, 강선회유동(L/D=0), 중간선회유동(L/D=7), 약선회유동(L/D=14)의 변화로 전부 12회 조건으로 실험을 행하였다.

시험관 내에 균일열유속을 이루는 방법은 먼저 송풍기를 구동하여 필요한 Re 수에 맞춘 다음 전압조정기에서 조정된 전류가 시험관에 흐르게 하여 열량으로 변환시킨다. 직접가열이 30분 정도 이루어지면 시험관 내에는 균일열유속이 이루어지고 이

달계수 (average local heat transfer coefficient) 는 다음 식으로 구한다.

$$q_{ij} = \dot{m} C_p \sum_{j=1}^4 [(T_b)_{i+1,j} - (T_b)_{ij}] \quad (8)$$

$$h_{ij} = \frac{q_{ij}}{[(T_w)_{ij} - (T_b)_{ij}]} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \bar{h}_i &= \frac{1}{4} \sum_{j=1}^4 \frac{q_{ij}}{[(T_w)_{ij} - (T_b)_{ij}]} \\ &= \frac{1}{4} \sum_{j=1}^4 [h_{ij}] \end{aligned} \quad (10)$$

대류열전달계수 h_{ij} 또는 \bar{h}_i 를 이용하여 Nusselt 수를 다음 식으로 구하였다.

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k} \quad (11)$$

3. 결과 및 고찰

3.1 벽면온도

균일한 열발생을 가지는 원형단면관을 통한 내부 유동에서 두꺼운 벽의 외부가 단열되었다면 평균 대류열전달계수에 영향을 미치는 요인들로 벽면온도와 체적온도를 들 수 있다. 이러한 온도분포는 관내 유체의 유동형태에 의하여 나타나는데 본 연구에서는 Mullin⁽¹⁰⁾이 연구한 곡관 내의 유체유동을 기본모델로 하여 열전달 특성을 논하였다.

Fig. 6은 유동형태가 비선회이고 $Re=1 \times 10^5$ 인 경우 시험관의 상류, 곡관, 후류부분의 벽면온도를 위(top), 아래(bottom), 안 쪽(inside), 바깥 쪽(outside)의 4부분에서 측정된 결과를 나타내고 있다. 곡관의 상류부분에서는 4지점의 온도가 거의 일정하게 나타나고 있으며 점차 차이를 나타내다가 곡관입구 부분부터는 관단면의 안 쪽과 바깥 쪽이 약 15°C 정도의 차이를 보이기 시작한다.

곡관 내에서는 30° 지점에서 안 쪽으로의 온도가 일시적으로 상승하나 다시 감소하여 90° 지점에서 최저값을 나타내고 그 이후 점차 상승함을 보여준다. 바깥 쪽 역시 입구부분부터 벽면온도가 감소되기 시작하여 90° 지점에서 최저값을 보이고 이후 점차 상승하고 있다. 관단면의 위 쪽과 아래 쪽은 비슷한 형상을 이루고 있으며 관벽온도의 차이는 근소함을 보이고 있다. 관내 벽면근처의 유체유동현상과 관벽면의 온도변화는 서로 밀접한 관계를 가지므로 이러한 현상은 유체유동이 곡관의 입구부터 부분적으로 가속되고 있음을 보여주고 있다.

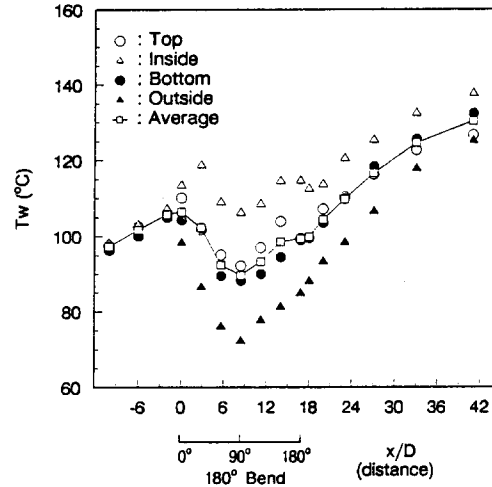


Fig. 6 Wall temperature profiles along the test tube with non-swirl for $Re=1 \times 10^5$

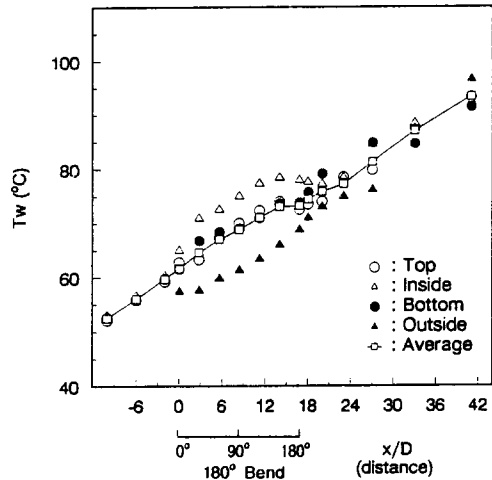


Fig. 7 Wall temperature profiles along the test tube with swirl of $L/D=14$ for $Re=1 \times 10^5$

Fig. 7은 시험관 입구에서 선회강도가 $L/D=14$ 이고 $Re=1 \times 10^5$ 인 경우로 비선회유동의 경우와 마찬가지로 곡관의 입구부분에서 관단면의 안 쪽과 바깥 쪽이 온도차이를 보이기 시작하나 양 쪽 모두 온도의 감소함이 없이 계속적으로 증가하고 있다. 이는 유체유동이 선회로 인하여 곡관의 형상에도 불구하고 거의 직관에서와 같은 형태를 보여주고 있다. 따라서 비선회유동의 경우보다 선회유동의 경우에는 곡관의 기하학적 형상의 영향을 최소화하여 직관에서의 유동형태와 거의 흡사하며 열전달이

끌고루 잘 일어날 수 있음을 암시하고 있다.

또한, 비선회의 경우에는 곡관후류 24D 부근에서 관단면의 4지점 온도가 거의 일정하나 선회의 경우에는 곡관후류 6D 부근에서 관단면 4지점 온도가 일정하게 나타난다. 이는 곡관 후류에서 난류 유동의 완전발달함이 비선회유동의 경우보다 선회유동의 경우가 훨씬 일찍 일어남을 보여주며 곡관에 의한 후류의 영향을 선회로 최소화할 수 있음을 보여주고 있다.

Fig. 8은 비선회유동이고 $Re=6 \times 10^4$, 8×10^4 , 1×10^5 인 경우 평균벽면온도의 형상을 시험관의 거

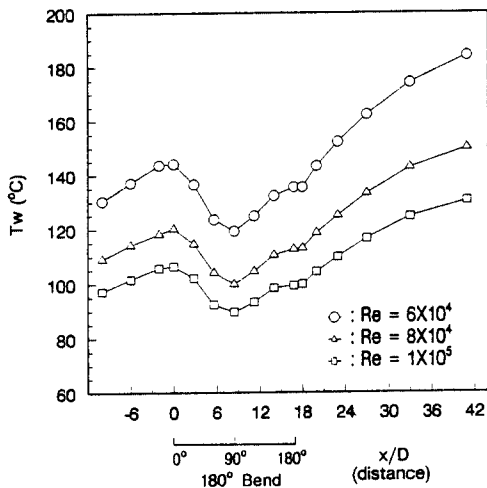


Fig. 8 Average wall temperature profiles along the test tube with non-swirl

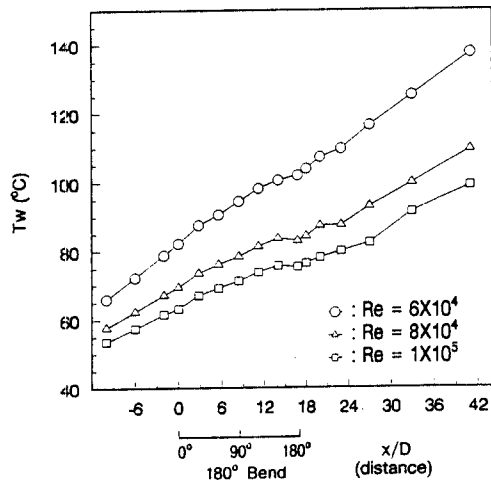


Fig. 9 Average wall temperature profiles along the test tube with swirl of $L/D=7$

리에 따라 나타낸 것이다. 이 경우 평균관벽온도는 Re 수에 관계 없이 입구부분에서 상승하고 곡관부분에서는 점차 감소하여 90° 지점 부근에서 최저값을 보이다가 다시 상승하고 후류부분에서는 지속적으로 상승함을 보여주고 있다. 여기서, 평균 속도에 따른 질량유량의 증가로 인하여 Re 수가 클수록 평균벽면온도는 작아지게 됨을 잘 나타내고 있다.

Fig. 9는 선회강도 $L/D=7$ 인 경우 각 Re 수에 따라 평균관벽온도를 표시한 것으로 곡관의 상류부분과 하류부분은 직선적으로 증가하는 반면 곡관부

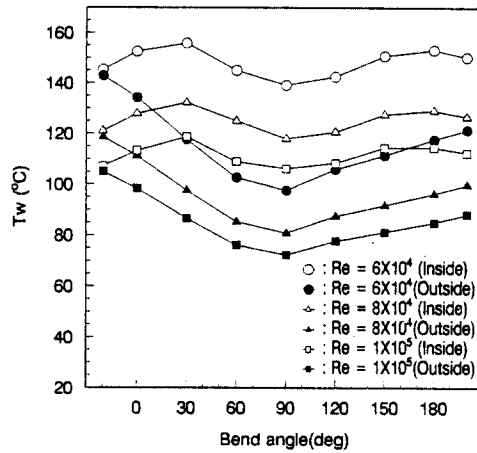


Fig. 10 Distribution of wall temperature profiles between inside and outside along 180° bend with non-swirl.

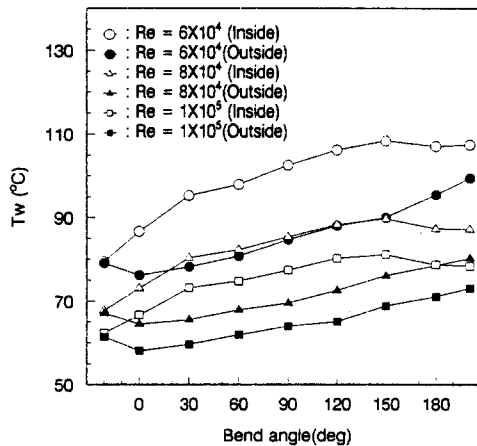


Fig. 11 Distribution of wall temperature profiles between inside and outside along 180° bend with swirl of $L/D=7$

분에서는 약간 높게 곡선적으로 증가함을 보이고 있다. Fig. 8의 비선회유동의 경우와 비교하면 전반적인 온도의 하강을 볼 수 있고 곡관 부분에서의 특이한 분포곡선을 구분할 수 있는데 이는 선회유동의 영향으로 인하여 곡관의 영향이 최소화되는 것으로 사료된다. 또한, 이런 현상이 열전달계수에 영향을 줄 것이다.

Fig. 10은 비선회유동의 경우 $Re=6 \times 10^4$, 8×10^4 , 1×10^5 에 따라 곡관 내의 안 쪽과 바깥 쪽 온도차를 나타낸 것으로 곡관 입구부터 온도 차이가 나타나기 시작하여 90° 부근을 기점으로 가장 크게 나타난다. 바깥쪽은 계속 감소하다가 증가하나 안쪽은 일시 증가하다가 30° 부터 감소하여 안팎의 온도차를 크게 만들어 주고 있다.

이에 비해 Fig. 11은 선회강도 $L/D=7$ 의 경우에 관벽의 안 쪽과 바깥 쪽의 온도차를 각 Re 수 별로 나타낸 것으로 곡관 입구부터 온도의 차이가 나타나기 시작하여 30° 부터 150° 사이에 비교적 큰 값을 보여주고 있다. 여기서 비선회유동의 경우 관단면의 안 쪽과 바깥 쪽 온도차이가 40°C 정도 나지만 선회유동의 경우는 약 20°C 정도 차이를 보여 비선회유동의 경우가 훨씬 크게 나타난다. 또한 전반적인 온도분포도 비선회유동의 경우 높게 나타나고 있음을 볼 수 있는데 이는 곡관 내의 유체유동에서 비선회가 선회에 비해 부분적 가속이 크게 일어나고 2차유동의 생성도 활발함을 나타내는 현상으로 기인된다.

3.2 체적온도

시험관의 벽면온도를 측정할 위치에서 관단면을 윗부분(upper), 아랫부분(lower), 안부분(inner), 바깥부분(outer)의 4부분으로 나누어 관내 체적온도를 측정하여 Fig. 12에서 보여주고 있다.

여기서 비선회유동의 경우에는 시험관 전체에 걸쳐 온도분포가 비교적 크게 차이를 보이고 있다. 곡관입구에서는 윗부분과 아랫부분의 체적온도 분포가 적은 차이를 나타내고 있으나 그 이후부터는 안부분과 바깥부분의 체적온도 분포가 크게 나타나고 있다. 이 차이는 곡관각 90° 지점에서 최소차를 보이다가 다시 증가함을 보여주고 있다. 따라서 벽면온도에서 보여준 것과 같이 곡관각 90° 지점에서 최대열전달의 가능성을 보여주며 이는 관내 유동이 90° 지점에서 안 쪽과 바깥 쪽으로 가속됨에 따라 나타나는 현상으로 사료된다.

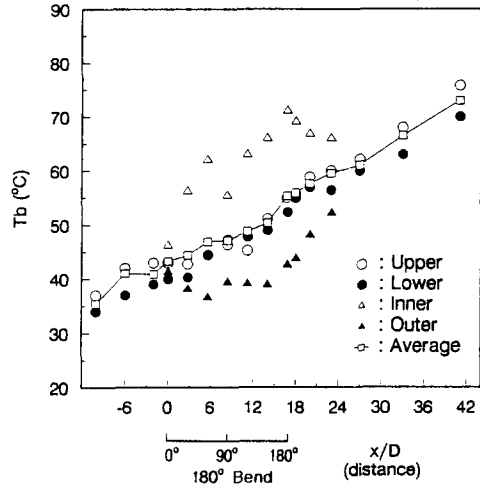


Fig. 12 Bulk temperature profiles along the test tube with non-swirl for $Re=1 \times 10^5$

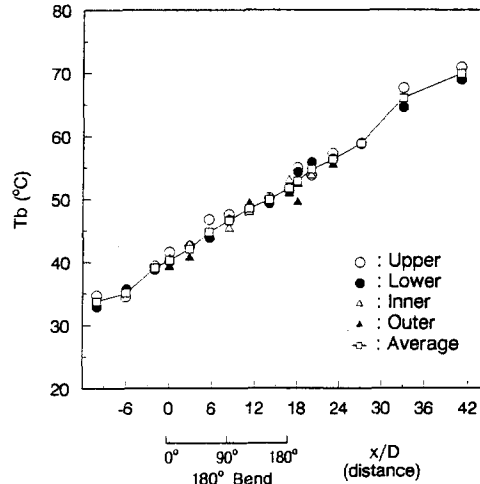


Fig. 13 Bulk temperature profiles along the test tube with swirl at $L/D=0$ for $Re=1 \times 10^5$

시험관 내 강한 선회유동을 발생시켜 $Re=1 \times 10^5$ 에서 체적온도를 측정할 Fig. 13에서는 비선회유동의 경우와는 현저한 차이를 보여주고 있다. 관내 체적온도의 분포는 어느 지점에서나 거의 일정함을 나타내고 시험관을 따라 서서히 증가함을 보여주고 있다. 이는 강한 선회유동의 영향으로 인하여 시험관내 부분적인 유체가속이 완전히 배제됨을 나타내며 관내 어떤 지점에서든 거의 일정한 체적온도의 분포를 보여준다.

Fig. 14는 비선회유동이고 Fig. 15는 선회유동인 경우 각 Re 수에 따라 내부의 온도를 합한 평균

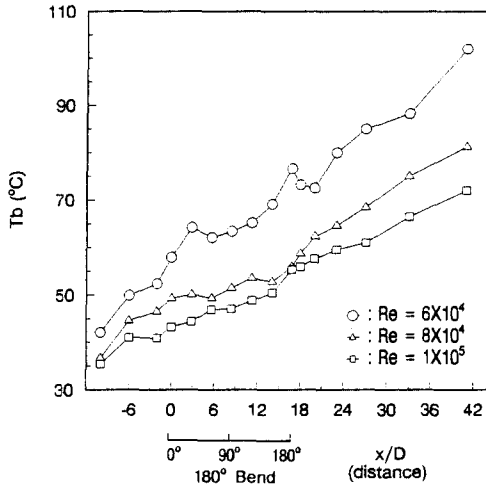


Fig. 14 Average bulk temperature profiles along the test tube with non-swirl

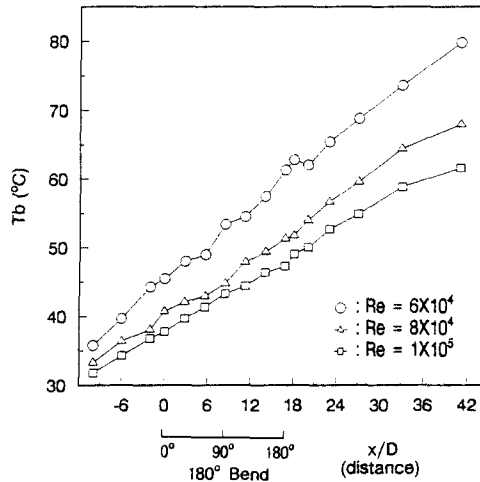


Fig. 15 Average bulk temperature profiles along the test tube with swirl at $L/D=7$

체적온도를 표시한 것이다. 전반적인 경향에 있어서는 선회나 비선회의 구분이 명확하지는 않게 나타난다. 다만, 선회 유동이 전반적으로 온도분포가 낮게 나타나며 관내 유체의 온도변화가 비교적 단조롭게 나타남을 볼 수 있다.

3.3 무차원 온도

무차원온도 $(Tw-T)/(Tw-Ta)$ 를 반경에 대해 측정거리를 직경까지 도시하여 Fig. 16과 Fig. 17에 나타내었다. Fig. 16은 비선회유동이고 $Re=6 \times 10^4$ 의 경우 곡관 내의 단면에서 위로부터 아래로 무차

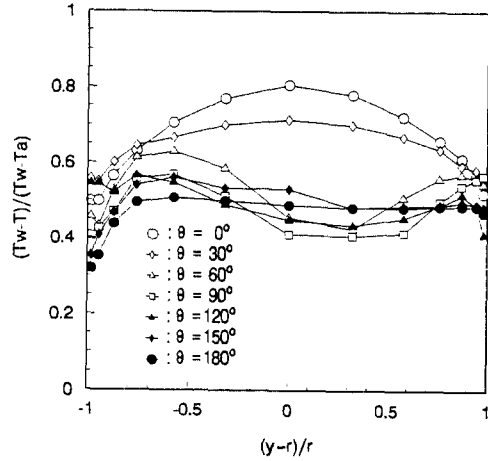


Fig. 16 Comparison of $(Tw-T)/(Tw-Ta)$ with variation of between top to bottom for non swirl at $Re=6 \times 10^4$

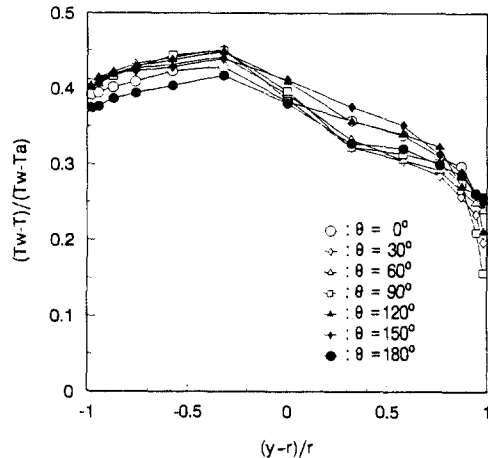


Fig. 17 Comparison of $(Tw-T)/(Tw-Ta)$ with variation of between inside to outside for swirl $L/D=0$ at $Re=6 \times 10^4$

원온도를 도시한 것이다. $\theta=0^\circ, 30^\circ$ 에서는 관중심까지 증가하다가 점차 감소하여 벽면근처에서는 0.55~0.6 사이에 접근하고 있다. $\theta=60^\circ, 90^\circ, 120^\circ$ 에서는 관중심의 절반까지 증가하다가 그 이후 감소하고 다시 관벽으로 갈수록 증가함을 보인다. $\theta=150^\circ, 180^\circ$ 에서는 어느 정도 증가하다가 0.5 정도의 일정한 값으로 유지되고 있다. 곡관 내의 온도분포는 곡관의 영향으로 인해 유동형태의 변화함을 보여주는 것으로 사료된다.

Fig. 17은 선회유동($L/D=0$)이고 $Re=6 \times 10^4$ 의 경우 곡관 내의 단면에서 안에서 바깥 쪽으로 무차

원온도를 도시한 것이다. 이경우 곡관 내의 각부분에서는 일정한 형태의 온도분포를 표시하고 있다. 곡관전체에 대하여 0.35~0.4 정도의 범위에서 $(y-r)/r = -0.3$ 정도까지 증가하다가 그 이후 점차 감소함을 보이고 있다.

전반적인 수치는 비선회유동의 경우보다 훨씬 적게 나타나고 있으나 전체적인 형태가 고르게 분포하고 있다. 이는 선회유동의 경우는 비선회유동의 경우에 비해 곡관의 형태가 유체유동에 미치는 영향이 적으며 선회로 인하여 관내부의 온도는 떨어지나 일정한 형태를 유지함을 보여주고 있다.

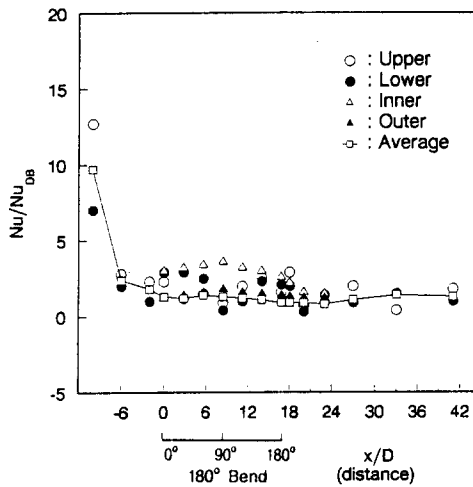


Fig. 18 Nusselt number profiles along the test tube with non-swirl for $Re=1 \times 10^5$

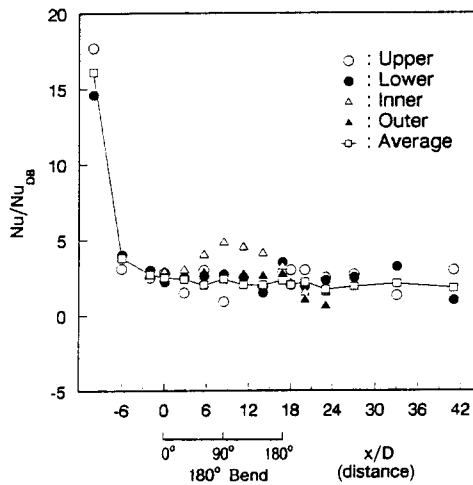


Fig. 19 Nusselt number profiles along the test tube with swirl at $L/D=7$ for $Re=6 \times 10^4$

3.4 열전달 특성

시험관의 상류, 곡관, 후류부분에서 구한 벽면온도와 체적온도로부터 Nu 수를 계산하고 이를 다시 Dittus-Boelter의 식과 무차원하여 시험관 전체에 따라 Figs. 18, 19에 도시하였다.

곡관의 상류 직관부분에서의 Nu/Nu_{DB} 감소와 곡관의 입구부분에서 관단면 안 쪽과 바깥 쪽의 Nu/Nu_{DB} 감소형태는 Kays⁽¹¹⁾에서 제시된 형태와 유사함을 보여주고 있다.

비선회유동의 경우 곡관에서 안 쪽의 Nu/Nu_{DB} 값이 점차 증가하다가 90° 지점에서 최대치를 보이

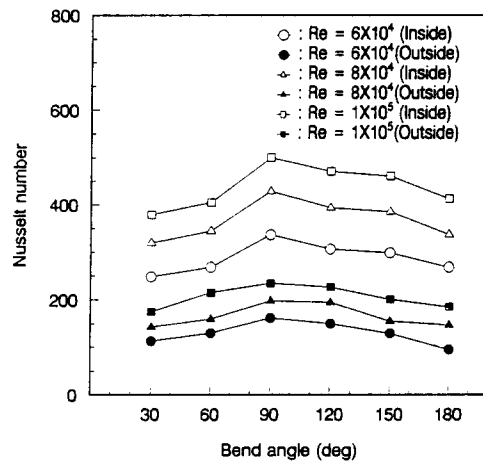


Fig. 20 Distribution of Nu profiles between inner and outer along 180° bend with non-swirl

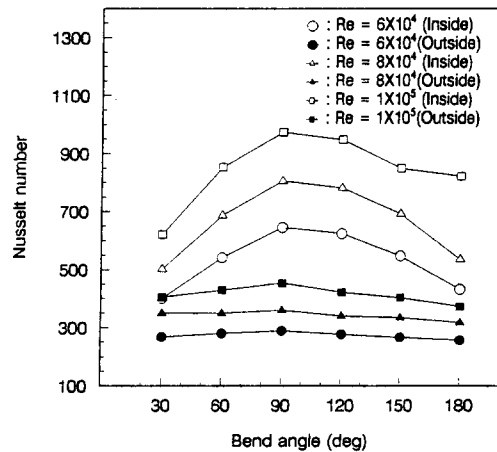


Fig. 21 Distribution of Nu profiles between inner and outer along 180° bend with swirl at $L/D=0$

고 다시 감소하고 있는 것은 시험관내 안 쪽으로 90° 지점에서 최대열전달이 일어나고 있음을 보여 주고 있다. 선회유동의 경우에도 이러한 경향이 나타나며 비선회의 경우보다 Nu/Nu_{DB} 의 값이 더 크게 나타나며 데이터의 산만함은 적게 나타나고 있다. 이는 선회유동의 경우에 180° 곡관 내에서 열전달이 전반적으로 향상되고 있음을 보여주고 있다.

Fig. 20은 비선회유동의 경우 각 Re 수에 따라 곡관 내의 안부분과 바깥부분의 Nusselt 수를 도시한 것이다. 곡관 내에서 안부분의 Nu 수가 크게 나타나며 90° 지점까지 증가하다가 다시 감소한다. 이 경우 안부분의 Nu 수는 바깥부분의 Nu 수에 비해 2.0~2.1배 정도 크게 나타난다.

Fig. 21의 선회강도 $L/D=0$ 의 경우에도 안 쪽에서 Nu 수가 크게 나타나며 증가하는 기울기는 비선회유동보다 크게 나타나고 전체적인 Nu 수의 값도 높게 나타난다. 또한 안부분의 Nu 수는 바깥부분의 Nu 수에 비해 2.2~2.3배 정도로 크게 나타난다. 이는 벽면온도와 체적온도의 측정에서 고찰한 바와 같이 이미 예견된 결과이다.

비선회유동에 비교한 선회유동에서의 열전달향상 정도와 선회강도의 정도에 따라 나타나는 열전달률을 비교하기 위하여 각 유동조건에 따른 Nu 수의 크기 정도와 증가율을 Table 4에 나타내었다. 선회강도 $L/D=0$ 인 경우 비선회유동에 비해 평균 Nu 수는 약 90~100% 증가하며 선회강도 $L/D=7$ 이나 $L/D=14$ 의 경우에는 비슷하게 나타나는데 평균 Nu 수가 약 40~70%의 증가를 보인다. 선회

강도 $L/D=0$ 인 경우에는 강한 선회유동으로 시험관 전체에서 작용하고 선회강도 $L/D=7$ 이나 $L/D=14$ 의 경우는 후류에서의 선회소멸에 의하여 비선회에 가까운 유동으로 나타나는 현상 때문으로 기인된다.

여기서의 데이터는 곡관 내에서 일어나는 국소열전달에 관해서는 그 효과를 고려하지 않았고 관단면의 평균온도와 평균속도를 기준으로 하였다. 여러 유동조건에 대하여 상류부분의 측정단면 1에서부터 하류부분의 측정단면 16 사이의 시험관에 대해서만 그 영향을 고려하였다.

Fig. 22는 $Re=6 \times 10^4$ 이고 비선회유동의 경우, 곡관 내에서 관단면의 안 쪽과 바깥 쪽의 Nu 수를 무차원화하여 나타낸 것으로 90° 지점에서 안 쪽 Nu/Nu_{DB} 가 2.5로 가장 높은 값을 나타내며 최대치를 이룬다. 선회유동의 경우에도 관단면의 90° 지점에서 Nu/Nu_{DB} 가 4.8로 가장 높으며 전체적으로 비선회유동의 경우보다 높은 값을 나타낸다. 이를 Said⁽¹²⁾의 결과와 비교해 보면 대체로 전체적인 경향이 일치되는 것으로 보인다.

여기서의 연구는 시험관의 직경 D 와 와류실의

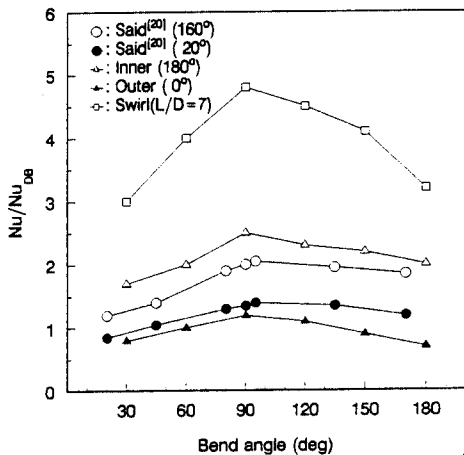


Fig. 22 Distribution of Nu/Nu_{DB} along the 180° bend for $Re=6 \times 10^4$

Table 4 Increased ratio of Nusselt number at given flow conditions

Flow condition	Reynolds number	Heat transfer coefficient [h]	Nusselt number [Nu]	Ratio of increase [%]
Non-swirl	6×10^4	74	151	-
	8×10^4	88	181	-
	1×10^5	106	218	-
Swirl $L/D=0$	6×10^4	142	291	93
	8×10^4	176	363	100
	1×10^5	214	440	102
Swirl $L/D=7$	6×10^4	104	215	42
	8×10^4	146	300	66
	1×10^5	175	360	66
Swirl $L/D=14$	6×10^4	103	22	40
	8×10^4	139	287	59
	1×10^5	180	371	70

직경 d 의 비가 일정한 경우이지만 이 비율의 차이나 입구조건에 따라 선회유동의 강도 차이가 예상된다. 또한 곡률비의 변화에 따라서는 열전달특성이 달라질 것으로 예상된다.

4. 결 론

곡률비 9.4인 180° 곡관을 원형단면의 스테인리스관으로 제작하였다. 전압조정기에 의해 직접가열 방식으로 $Re=6 \times 10^4$, 8×10^4 , 1×10^5 의 경우 선회유동과 비선회유동에 관한 실험을 하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 벽면온도는 시험관 전체에서 지속적인 증가를 나타내고 있으나 비선회유동의 경우 곡관에서 일시 감소하여 $\theta=90^\circ$ 지점에서 최소값을 보이며 선회유동의 경우에는 곡관의 기하학적 형상의 영향이 감소되어 지속적으로 증가한다.

(2) 체적온도의 분포는 비선회유동의 경우에 같은 단면 내에서 크게 차이를 보이며 산만하게 나타나고 선회유동의 경우는 거의 일정하게 나타나며 지속적으로 온도가 증가한다.

(3) 선회유동에서의 무차원온도는 비선회유동보다 곡관전체에서 일정한 형태를 유지하면서 온도의 값은 낮게 분포한다.

(4) 곡관에서의 Nu 수는 $\theta=90^\circ$ 지점에서 최대값을 보이고 관단면의 안 쪽이 바깥 쪽보다 약 2.0~2.3배 크게 나타난다. 시험관 전체에 대한 평균 Nu 수는 비선회유동보다 선회유동의 경우에 전반적으로 향상되고 있으며 선회강도 $L/D=0$ 인 경우에는 약 90~100%의 최대 증가율을 보인다.

(5) $Re=6 \times 10^4$ 일 때 곡관 내 $\theta=90^\circ$ 지점에서 Nu/Nu_{DB} 는 비선회유동의 경우에는 2.5로 가장 높고 이러한 형태는 Said의 결과와도 잘 부합된다. 선회강도 $L/D=7$ 인 선회유동의 경우에는 4.8로 가장 높게 나타난다.

후 기

본 논문은 1995년도 경남대학교 학술연구조성비로 수행되었습니다.

참고문헌

(1) Thomson, J., 1876, "On the Origin of Winding

of River in Alluvial Planic, with Remarks on the Flow of Water Round Bend in Pipe," *Proc. K. Soc. London Ser. A25*, pp. 5~8.

(2) ITO, H., 1960, "Pressure Losses in Smooth Pipe Bends," *Journal of Basic Engineering*, pp. 131~139.

(3) Enayet, M. M., Gibson, M. M. Taylor, A. M., K. P. and Yianneskis, M., 1982, "Laser-Doppler Measurements of Laminar and Turbulent Flow in a Pipe Bend," *Int. J. Heat & Fluid Flow*, Vol. 3, No. 4, pp. 213~220.

(4) Richard W. Johnson, 1988, "Numerical Simulation of Local Nusselt Number for Turbulent Flow in a Square Duct with a 180° Bend," *Numerical Heat Transfer*, Vol. 13, pp. 205~228.

(5) Chang S. M., Humphrey J. A. and Modavi A., 1988, "Turbulent Flow in a Strongly Curved U-Bend and Downstream Tangent of Square Cross Section," *PCH Physico Chemical Hydrodynamics*, Vol. 4, pp. 243~253.

(6) Metha, N. D. and Bell, K. J., 1981, "Laminar Flow Heat Transfer in a Tube Preceded by a 180° Bend," *Heat Transfer-Soviet Research*, Vol. 103, No. 6, pp. 71~80.

(7) Baughm, J. W., Iacovides, H. Jackson D. C. and Launder, B. E., 1987, "Local Heat Transfer Measurements in Turbulent Flow Around a 180-deg Pipe Bend," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 109, pp. 43~48.

(8) Talbot, L., 1954, "Laminar Swirling Flow," *J. of Applied Mechanics, ASME*, Vol. 21, pp. 1~7.

(9) Medwell, J. O., 장태현, 권순석, 1989, "수평 원통관내에서 Swirling Flow의 유동에 관한 연구," *공기조화냉동공학논문집 제1권 제4호*, pp. 265~275.

(10) Mullin, T. and Greated, C. A., 1980, "Oscillatory flow in Curved Pipe. Part 1. The Developing-Flow Case," *J. Fluid Mech.*, Vol. 98, Part 2, pp. 383~395.

(11) Kays, W. M. and Crawford, M. E., 1980, *Convective Heat and Transfer*, Second Edition, McGraw-Hill.

(12) Said Dini, Nader Saniei and Daniel Bartlett, 1992, "Use of Liquid Crystal for Local Heat

Transfer Coefficient Measurement Around a 180° Bend," *ASME, HTD-Vol. 210*, pp. 107~114.

모멘트 난류모형에 의한 정사각단면의 180° 곡덕트 난류유동의 수치해석," 대한기계학회 '95년도 추계학술대회논문집(II), pp. 290~295.

(13) 신종근, 최영돈, 1995, "저 레이놀즈수 2차