

〈論 文〉

직사각형단면을 갖는 180° 곡관에서 강제 대류 열전달 특성에 관한 실험적 연구

문 찬* · 이건휘** · 최영돈***

(1992년 4월 1일 접수)

An Experimental Study on Forced Convective Heat Transfer in a Rectangular Duct with 180° Bend

C.Moon, G.H.Lee and Y.D.Choi

Key Words : Forced Convective Heat Transfer(강제 대류 열전달), 180° Bend(180°곡관) Curvature Effect(곡률 효과), Secondary Flow(2차 유동)

Abstract

An experimental study has been performed to investigate the characteristics of forced convective heat transfer in a rectangular duct with a 180° bend. The Nusselt number of outer wall has maximum value near 105° at which secondary flow is most active and the Nusselt number of inner wall has maximum value near the inlet of a duct. Near the outlet of a duct, the Nusselt number of outer wall decreases, the Nusselt number of inner wall increases and so those access each other through the influence of a straight duct attached to the end of a duct with a 180° bend. Results of this experimental study would be the fundamental data when streamline curvature correction models are developed in the numerical study for forced convective heat transfer in a curved duct.

기 호 설 명

A : 직사각형 단면의 면적	L : 곡관의 길이
C_1, C_2, C_{1p}, C_{2p} : 난류모델상수	Nu : 누셀트수
C_p : 정적 비열	\overline{Nu} : 평균 누셀트수
C_μ : 와점성 계수의 유선곡률 수정계수	n : 유선에 수직인 방향 좌표
$C_{\mu 0}$: 난류 모델상수	P : 열발생률
DH : 수력직경	$P_{element}$: 국부 열발생률
f_q : 전기 저항 수정계수	P_{loss} : 열손실율
H : 덕트의 높이	Rr : 프란틀수
h : 열전달 계수	Pr_t : 난류 프란틀수
k : 열전도계수, 난류 운동 에너지	Pr_{to} : 난류 프란틀수 수정모델 계수
	R : 가열관의 전기적 저항, 유선 곡률
	Re : 레이놀즈수
	T : 온도
	T_B : 유체의 평균온도

*정회원 순천대학교 기계공학과

**정회원 고려대학교 기계공학과 대학원

***정회원 고려대학교 기계공학과

T_e	: 출구 유체온도
T_r	: 입구 유체온도
T_w	: 벽면온도
U	: 주유동 속도
U_s	: 유선방향 속도
V	: 전압
W	: 덕트의 폭
Z	: 유선에 수직한 방향 좌표
ϵ	: 난류 운동에너지 소멸율

1. 서 론

복잡한 재순환유동은 일반적으로 열유체기계에 광범위하게 나타난다. 이러한 유동과 열전달현상을 정확히 예측하는 것은 오늘날 전산수치해석에 의해 열유체기계의 유로형상을 최적설계하는데 있어서 가장 중요한 관건이 되고 있다. 전산수치해석에 있어서 수치해의 정확성에 가장 큰 영향을 주는 것은 정확한 난류 모델의 설정이라 할 수 있다. 실제 열유체기계내의 유동은 그 특성을 정확히 측정하기 어렵고, 이런 유동은 전산수치해석으로 해석하였다 하더라도 그 수치해의 정확성에 영향을 주는 여러 가지 인자가 복합되어 있기 때문에 그 중 어느 하나의 인자의 영향을 분리해서 그 인자에 대한 모델의 정확성을 판별하기 어렵다. 따라서 전산수치해의 정확성에 영향을 미치는 인자들에 대한 적합한 모델을 정하는 단계에서는 급격 확대유로^(1~3)나 180° 곡관유동^(4~7)등과 같이 단순한 유로형태를 택하여 시험한다.

과거의 난류모델에 관한 연구에서는 k, ϵ 2방정식 모델과 레이놀즈 응력방정식 모델, 대수응력 모델 등이 가장 많이 사용되었는데 과거 수년간의 연구 결과에 의하면 k, ϵ 2방정식 모델은 2차원유동은 비교적 정확히 예측해주나 3차원의 복잡한 유동일수록 그 정확성이 대수응력모델이나 레이놀즈응력모델보다 떨어지는 것으로 밝혀지고 있다. 그러나 k, ϵ 2방정식은 프로그램을 간단히 해주고 전산해의 수렴성이 좋으며 전산시간이 적게 들어 아직 3차원 유동해석에서 많이 사용되고 있으며 k, ϵ 2방정식 모델의 정확성을 높여서 그 사용범위를 넓히기 위한 연구도 많이 진행되고 있다. 그 연구들 중의 대표적인 예로는 와점성계수의 유선곡률 수정에 관한 연구^(8~11), 비등방성 k, ϵ 방정식모델에 관한 연구들^(12~14)이 있다.

이러한 연구들은 k, ϵ 2방정식들의 정확성을 상당히 높여서 그 사용범위를 확장해 주고 있다. 이와 최^(8,15)는 과거의 유선곡률 수정모델들의 정확성을 비교 검토하였고 곡률좌표계에서의 대수응력모델로부터 다음과 같은 와점성계수의 유선곡률수정계수 모델을 제시한 바 있으며, 이 식은 2차원 재순환유동을 비교적 정확히 예측해 주었다.

$$C_\mu = \frac{C_{\mu 0}}{1 + 4K_1^2 \frac{k^2}{\epsilon^2} \frac{\partial U_s}{\partial n} \frac{U_s}{R}} \quad (1)$$

윗식에서 $C_{\mu 0}$ 는 난류모델상수로 일반적으로 0.09가 사용되고 있다. $K_1 = (1 - C_2)/C_1$ 을 나타내며 U_s 는 유선방향속도, R 은 유선의 곡률, n 은 유선에 수직한 방향 좌표이고 C_1, C_2 는 난류모델상수로 일반적으로 1.8, 0.6이 사용된다⁽¹⁶⁾. 그러나 과거의 k, ϵ 방정식모델에 대한 유선곡률수정모델은 주로 유동해석에 제한된다. 실제 열유체기계 내의 유동은 열전달이 복합된 유동이므로 열유체기계의 성능예측에서는 열전달현상의 정확한 예측이 필수적으로 수반되어야 한다.

유선곡률 현상이 난류구조에 영향을 주고 이것이 와점성계수에 영향을 준다면 그 영향은 열전달특성에도 큰 영향을 미치리라 생각된다. 그러나 이에 관한 실험적 연구는 몇몇있으나^(17,18) 이론적 연구는 극히 드물다. Simon등⁽¹⁷⁾은 유선곡률이 곡면의 열전달계수에 영향을 준다는 것을 실험적으로 밝혔고 이 현상을 혼합거리모델을 수정하여 이론적으로 예측하고 있다. 그러나 혼합거리모델은 근본적으로 실험에 의존하는 모델이어서 복잡한 2차원 유동이나 3차원 유동의 해석에 확장시키기 어려워져서 더 고차의 난류모델에서 유선곡률이 열전달에 미치는 영향에 대한 연구가 필요하다. 물론 레이놀즈응력 모델이나 대수응력모델을 원통좌표계에서 적용하면 자동적으로 유선곡률효과가 열전달특성에 미치는 영향이 고려되지만 우리가 관심을 두는 것은 이보다 사용이 편리한 k, ϵ 방정식 모델에서 유선곡률이 열전달에 미치는 영향의 규명에 있다. 유선곡률이 k, ϵ 방정식 모델에서의 열전달에 영향을 미친다면 그 영향이 직접적으로 나타나는 계수는 난류프란틀수가 될 것이며 이에 대한 수정모델이 필요하다. 이와 최⁽⁸⁾가 유선곡률좌표계에서 대수응력모델로부터 와점성계수 수정모델식(1)을 유도하는 과정과 똑같은 과정을 따라서 대수응력모델의 난류유속식에서 난류프란틀수 수정모델을 유도하면 다음식과

같은 식이 얻어진다.

$$\frac{P_{rt}}{P_{rto}} = \frac{1 + K_3^2 R_i}{1 + \left[4K_1^2 + \frac{(2K_1 + K_3)}{K_2} C_{\mu o} \right] R_i - \frac{(2K_1 + K_3)}{K_2}} C_{\mu o} \left[\frac{k}{\varepsilon} \right]^2 \left[\frac{U_s}{R} \right]^2 \quad (2)$$

여기서

$$R_i = \left[\frac{k}{\varepsilon} \right]^2 \frac{\partial U_s}{\partial n} \frac{U_s}{R} \quad (3)$$

$$K_1 = \frac{1 - C_2}{C_1} \quad (4)$$

$$K_2 = \frac{2/3(1 - C_1 - C_2)}{C_1} \quad (5)$$

$$K_3 = \frac{1 - C_{2\rho}}{C_{1\rho}} \quad (6)$$

여기서 $C_1, C_2, C_{1\rho}, C_{2\rho}$ 는 난류모델 상수로 일반적으로 1.8, 0.6, 3.0, 0.33이 쓰여진다⁽¹⁹⁾.

그러나 이식의 정확성은 아직 판명되지 않은 상태에 있으며, 이의 검증을 위해서는 적합한 실험자료가 있어야 한다. 유선곡률이 있는 열전달유동에 대한 대표적인 실험자료는 Simon등⁽¹⁷⁾의 곡관에서의 열전달계수 측정자료와 Johnson⁽⁵⁾의 4각단면의 180°곡관에서 열전달특성 측정자료, Launder와 Iacovides⁽²⁰⁾의 180°원관에서 열전달특성 측정자료가 있다. 그러나 Simon등⁽¹⁷⁾의 자료는 벽면 열전달계수에 대해서는 측정자료가 풍부하게 있으나 실험장치 유로현상과 입구조 조건 등의 정확한 제원과 난류특성에 대한 자료가 부족하여 식(2)를 판명하기 위한 자료로는 부족한 점이 많다고 판명되며, Johnson의 자료와 Launder와 Iacovides의 자료는 열전달계수, 온도분포, 난류특성등에 대해서는 비교적 풍부한 자료가 있으나 그들이 실험한 유로는 정사각형단면의 180°곡관유동과 원형 단면의 180°곡관유동으로서 강한 2차유동이 수반되는 유동이다. 곡관유동에서 열전달특성에 가장 큰 영향을 주는 것은 2차유동과 유선곡률 효과이다^(4,5). 그러나 이 두가지 현상이 같은 정도의 크기로 복합되어 있으면 그 중 어느 하나의 영향을 분리해서 알아내기 어렵다. 따라서 Johnson이나 Launder와 Iacovides의 실험자료도 역시 식(2)의 정확성을 판명하는데 사용하기 어렵다고 생각된다. 곡관의 열전달 유동에서 유선곡률 효과의 영향만을 알아내기 위해서는 가능한 2차유동의 발생을 억제해야 하며 이를 위해

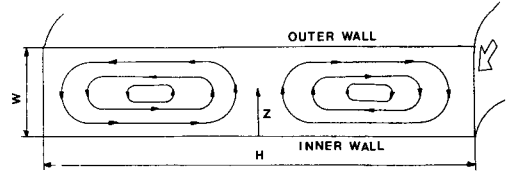


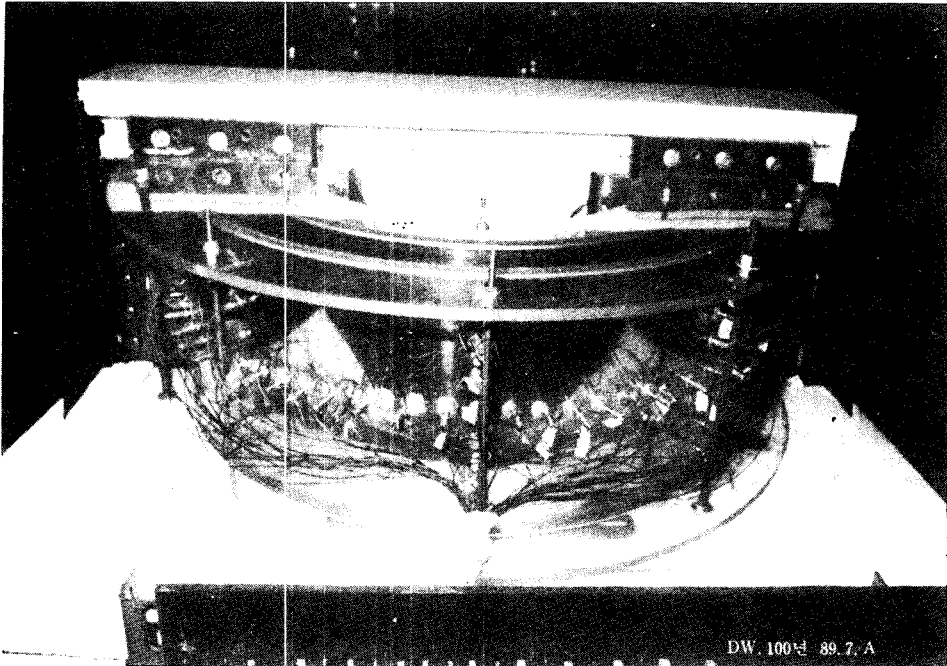
Fig. 1 General flow pattern of secondary flow in a curved duct

서는 곡관단면의 종횡비(높이(H)/폭(W))를 되도록 크게하는 것이 좋다. 이론적으로 종횡비를 무한대로 하면 좋으나 이와 같은 실험장치의 제작은 불가능하고 약간의 2차유동을 허용하고 실험에 불편이 없는 범위에서 종횡비를 정하면 된다. 일반적으로 종횡비는 7:1정도가 적합하다고 알려져 있다.⁽²¹⁾

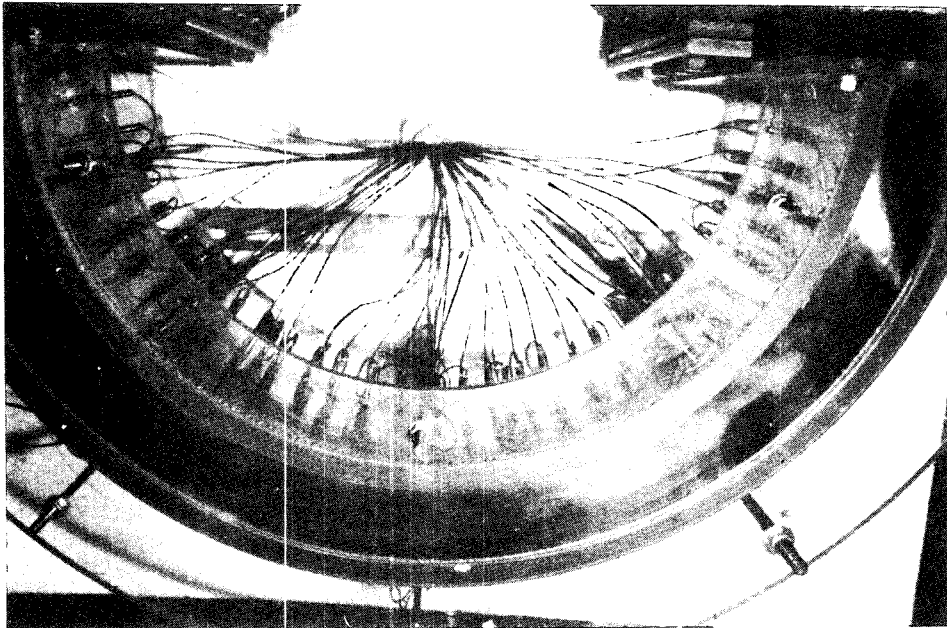
본 연구에서는 곡관유동에서 2차유동을 되도록 억제하여 유선곡률 효과가 열전달특성에 미치는 영향을 판명하는데 적합한 실험을 하기 위해서 종횡비 5:1인 직사각형 단면을 갖는 180°곡관 유동에 대한 열전달특성 측정실험을 하였다(Fig. 1). 종횡비가 일반적으로 제시되는 7:1보다 약간 작게 잡은 것은 종횡비를 7:1로 하는 경우 실험장치가 방대해져 실험장치 제작과 측정에 어려움이 크기 때문이었다. 그러나 식(2)의 적합성을 규명하는 해석을 2차원유동으로 하지 않고 직사각형 단면의 3차원유동을 그대로 풀게 되면 2차유동의 발생효과와 유선곡률 효과를 어느 정도 분리해 낼 수 있어서 약간의 2차유동 발생이 유선곡률효과 검증에 큰 영향을 주지 않을 것으로 생각된다. 본 연구에서 측정된 것은 곡관의 입출구에서 유동의 평균속도 분포, 곡관의 내외벽면 온도분포와 곡관의 출구에서의 주유동 방향에 수직인 방향의 온도분포 등이었고 이들을 레이놀즈수와 벽면열유속을 변화시키며 측정하였다.

2. 실험 장치 및 측정 방법

본 연구에 사용한 유체는 송풍기를 사용하여 흡입된 공기이며 Fig. 2는 실험에 사용된 실험 장치의 개략도이다. 실험 장치는 두께가 15mm인 아크릴로 제작한 공기 흡입부, 직사각형 단면의 직관부와 곡관부, 공기 유출부, 송풍기, 유량을 측정하기 위한 오리피스와 U 마노미터, 디지털 마노미터, 피토투브, Variac, 전원 공급 장치, Multimeter,



(a) front view



(b) plan view

Fig. 5 Photograph of experimental duct attached with thermocouples

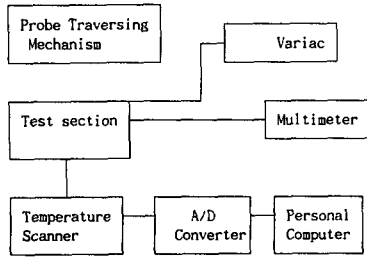


Fig. 6 Schematic diagram of temperature measurement

또한, 유입부의 공기 온도를 측정하기 위해 -4.0DH에 C-A열전대를 설치하였고 곡관에서 유출되는 공기의 온도분포를 측정하기 위해 곡관의 출구부에 인접한 +0.2DH인 지점의 덕트 중심선 상에 구멍을 뚫고 끝단에 열전대가 부착된 온도측정기를 자동이송 장치에 부착시켜 내벽에서 외벽으로 이동할 수 있도록 설치하였다.

Fig. 6은 온도 측정과 신호처리 장치를 나열한 그림이며, 열전대를 통해 나오는 신호는 Scanner와 A/D 변환기를 거쳐 컴퓨터에 입력된다. 실험에 사용한 A/D 전환기는 12비트의 분해능과 10μ sec의 전환속도의 기능을 가지고 있다.

3. 실험 내용

본 연구에서는 유동의 레이놀즈수와 벽면에서 가열되는 열유속의 크기를 변화시키면서 실험하였는데 실험에 사용한 레이놀즈수와 열유속은 Table 2에 표시하였다. 가열판에서 발생하는 열발생률(P)은 다음 식으로 얻을 수 있다.

$$P = \frac{V^2}{RWL} \quad (W/m^2) \quad (7)$$

여기서 V는 전압, R은 가열판의 저항, W는 덕트의 폭이며 그리고 L은 곡관의 길이이다.

각 벽면에서의 무차원 열전도 계수(nusselt number)는 다음 식으로 계산하였다.

$$NU = \frac{f_q P_{element}}{(T_w - T_B) k} \quad (8)$$

여기서 f_q 는 실험전과 실험후의 가열판의 전기 저항을 측정하여 그 차이에 의해 전열량을 보정하는데 쓰이는 계수이다⁽²⁰⁾. 실험은 각각 3회를 실시하였는데 3회의 실험 결과가 서로 밀집되어 있을

Table 2 Experimental conditions and Heat losses

Reynolds No.	Heat Flux (W/m ²)	Heat Loss (%)
5000	100	12.14
	150	17.32
10000	150	11.75
	200	10.26
15000	300	7.24
	400	5.38
20000	300	5.27
	400	5.79
25000	300	4.86
	400	4.14
	500	4.69
30000	300	4.28
	400	3.82
35000	500	3.67
	300	4.06
40000	500	2.67
	700	2.96
50000	500	2.64
	700	2.72
60000	500	2.42

Table 3 Experimental conditions and Heat losses for Johnson, R.W.⁽⁴⁾

Reynolds No.	Heat Loss (%)
10000	6.5
56000	2.0
100000	1.3

때는 이를 평균하여 누셀트수를 계산하였고 분산되어 있을 때에는 f_q 가 1에 가까운 값을 택하였다.

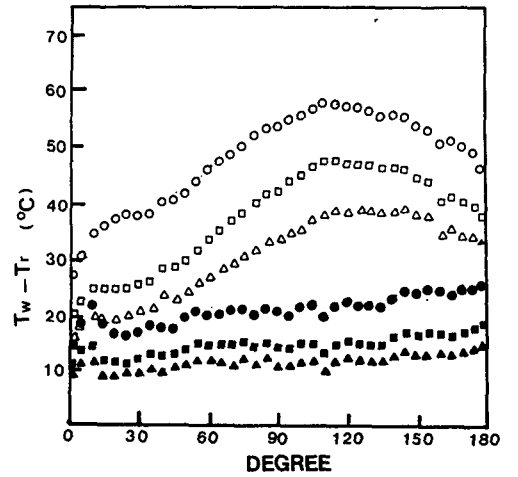
단열부를 통해 외부로 누출되는 열손실량은 다음 식으로 계산하였고, 각 실험마다 손실된 열량 (P_{loss})은 Table 2에 나타나 있다.

$$P_{loss} = (\rho C_p UT)_{inlet} - \int_{outlet} \rho C_p UT dA / (W \cdot H) \quad (9)$$

여기서 U 는 주유동 속도, T 는 유체의 온도이며 그리고 dA 는 미소 단면적이다. 정사각형 단면을 가진 곡관에 대한 Johnson⁽⁹⁾의 열전달 실험에서의 열 손실량은 Table 3에 표시되어 있으며 본 실험에서와 거의 유사한 경향을 보여주고 있다.

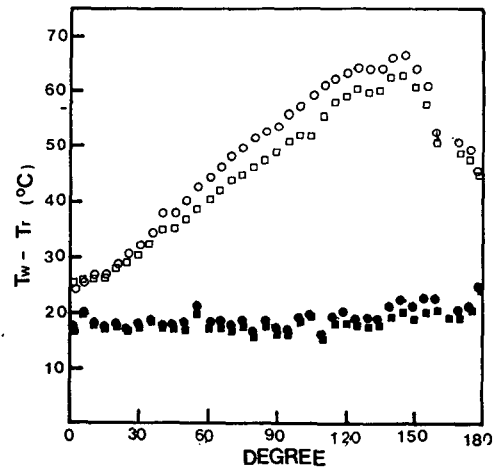
4. 실험 결과 및 고찰

Fig. 7은 곡관내 벽면의 온도분포를 나타낸 그림이다. 그림에서 T_r 은 유입 공기 온도를 나타내며 횡축은 곡관의 각도를 나타내는데 그림에서 0° 인 곳은 곡관에서 유입부이고 180° 인 곳은 출구이다. Fig. 7(a)는 전열량이 300 W/m^2 이고 레이놀즈수가 15,000, 20,000, 30,000일 때 벽면의 온도 분포인데 내벽면 온도는 15° 까지는 급히 상승하고 이후 105° 까지는 비교적 완만히 상승하다가 120° 이후에는 감소하며, 외벽면 온도는 20° 부근까지 급히 상승하다 다시 떨어진 후 출구까지 상당히 완만하게 상승하는 것을 보여준다. 곡관의 입구 부근에서 외벽면 온도가 급격히 상승한 후 감소하는 것을 보여준다. 곡관의 입구 부근에서 외벽면 온도가 급격히 상승한 후 감소하는 것은 입구부에서 유동이 유로 길이가 상대적으로 짧은 내벽면쪽으로 치우쳐 흐르고 다시 외벽쪽으로 유동이 흐르는 현상을 반영한 것이며 내벽면 온도가 $90\sim 120^\circ$ 부근까지 증가하나 더 이상 증가하지 못하는 것은 이 부근에서 2차 유동이 강하게 작용하여 열전달이 좋아지기 때문이다^(4,5,7,11). 곡관의 출구 부근에서는 내벽면 온도는 하락하고 외벽면 온도는 상승하는 것은 곡관이 직관과 연결되어 있으므로 하류인 직관 부근의 유동의 영향을 받아 두 벽면의 온도가 서로 접근하는 경향을 보이는 것이라 생각된다. Fig. 7(b)는 전열량이 700 W/m^2 이고 레이놀즈수가 상대적으로 높은 경우의 양벽면 온도 분포인데 외벽면 온도는 Fig. 7(a)에서와 마찬가지로 곡관의 입구부에서 상승한 후 다시 감소하다가 곡관의 출구부로 갈수록 완만히 증가한다. 내벽면 온도는 곡관의 각도가 140° 인 부근까지 계속해서 증가하는데, 레이놀즈수가 증가하면 2차 유동이 이 부근에서 가장 강력하기 때문이라고 생각되며 곡관의 출구부에서는 저레이놀즈수에서와 같이 감소하는 경향을 보인다. 곡관 내벽면과 외벽면에서의 열전달계수의 차이는 곡관유동에서 원심력에 의해 유동이 외벽쪽이 쏠리는 현상과 유선곡률이 난류프란틀수와 난류점성계수에 미치는



△ : inner wall , ▲ : outer wall for Re=15000
 □ : inner wall , ■ : outer wall for Re=20000
 ○ : inner wall , ● : outer wall for Re=30000

(a)



□ : inner wall , ■ : outer wall for Re=40000
 ○ : inner wall , ● : outer wall for Re=50000

(b)

Fig. 7 Distribution of wall temperatures in the 180° bend

영향에 의해 일어난다. 그러나 실제유동에서 2차 유동을 가능한 억제했다하더라도 이를 완전히 방지할 수 없기 때문에 두가지 현상이 어느 정도 복합되어 있다. 따라서 두가지 효과가 열전달에 미치는 영향을 분리해서 규명하기 위해서는 유선곡률에 의한 와점성계수와 난류프란틀수 모델을 사용한 반복

적인 유동해석 결과를 실험결과와 비교함으로써 가능해질 것이다.

Fig. 8은 곡관내 양벽면의 온도와 유체의 평균온도의 변화를 나타낸 그림들이다. 곡관내 양벽면의 온도는 앞에서 설명한 바와 같은 특성을 가지며 유동의 평균 온도는 곡관의 입구부에서 출구까지 거의 선형적으로 증가하며, 레이놀즈수가 20,000이고 전열량이 400 W/m²인 경우에는 약 7°C, 레이놀즈

수가 50,000이고 전열량이 700 W/m²인 경우에는 약 4°C 증가함을 볼 수 있는데 유동의 평균온도의 기울기는 외벽면 온도의 기울기와 근사하다. 이것은 외벽면쪽 유체의 구조가 빨리 확립되어 안정된 형태를 가진 반면 내벽면쪽의 유동은 그 난류 구조면에서 지속적인 변화를 일으키고 있음을 뜻한다.

Fig. 9는 출구에서의 유체의 온도분포를 나타낸 그림으로 횡축의 좌표 Z가 0mm인 곳은 내벽면이

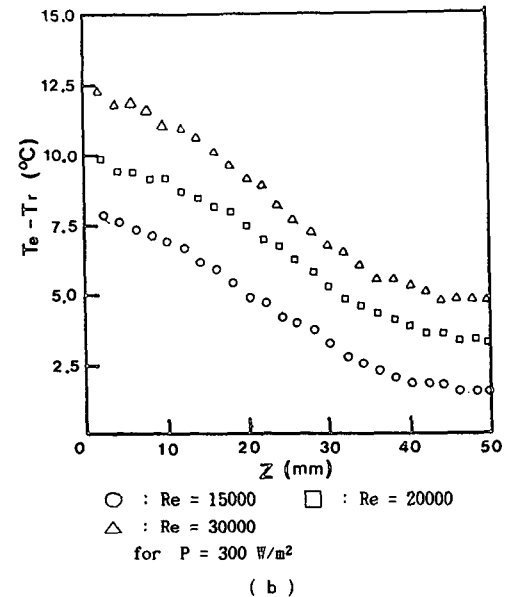
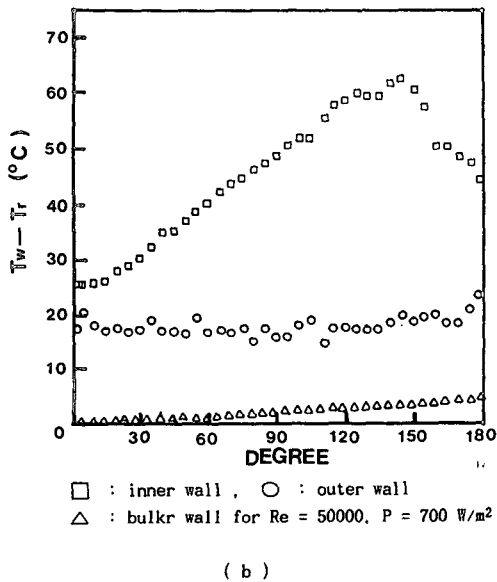
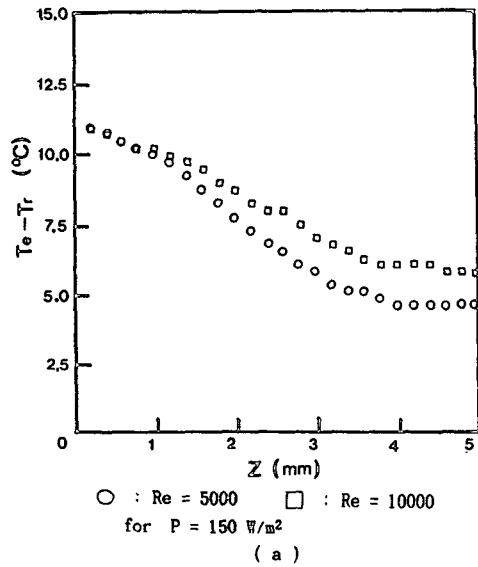
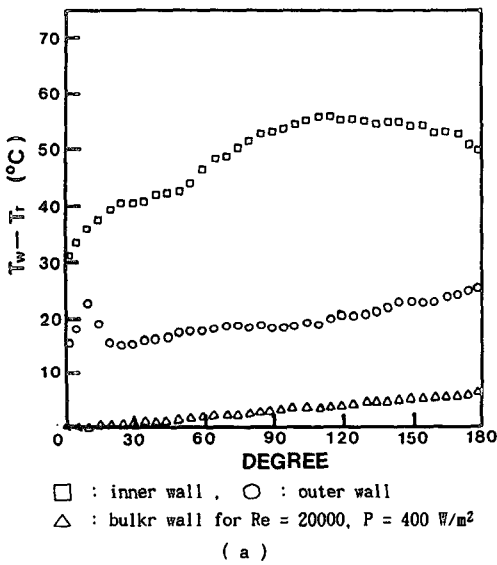


Fig. 8 Distribution of wall temperatures and bulk temperatures in the 180° bend

Fig. 9 Distribution of exit temperatures of fluid in the 180° bend

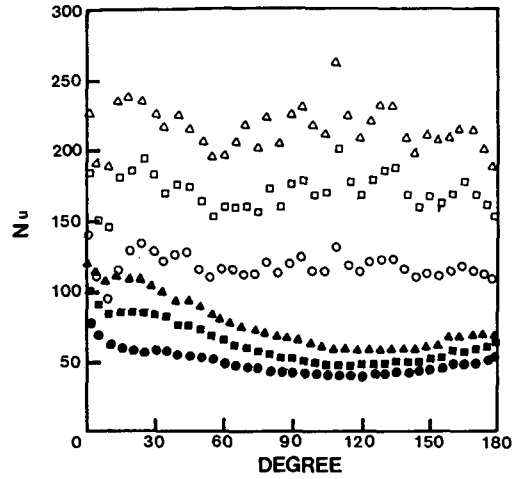
고 50mm인 곳은 외벽면이다. 곡관의 출구에서 유동의 온도는 내벽면쪽이 가장 높고 외벽면쪽으로 갈수록 감소하며 외벽에 근접하면 일정한 온도를 유지하는데 레이놀즈수가 커지면 상대적으로 외벽에 근접한 부근까지 감소하다가 이후 일정한 온도를 유지한다.

Fig. 10은 레이놀즈수 변화에 따른 양벽면의 누셀트수를 나타낸 그림이다. 그림에서 볼 수 있는 바와 같이 레이놀즈수가 클수록 열전달이 잘 되며 외벽면이 내벽면보다 누셀트수가 약 2~3배 정도 크다. 외벽면의 누셀트수는 105°부근에서 가장 크게 나타나며 변화가 심한데, 이는 이 부근에서 2차 유동이 크게 발생하여 열전달을 증대시키기 때문이며 그 이후에는 2차 유동이 감소하여 누셀트수가 감소됨을 알 수 있으며, 내벽면의 누셀트수는 입구 부근에서 가장 크고 점차 완만히 감소하나 레이놀즈수가 커지면 곡관의 각도가 5°인 부근에서 가장 크게 나타난다. 이러한 현상은 전술한 바와 같이 레이놀즈수가 커질수록 곡관의 입구 부근에서 유동이 일시적으로 내벽쪽으로 치우치는 현상이 열전달에 반영된 것이라 예측되어진다. 내벽면 누셀트수는 곡관의 각도가 150°이상이 되면 다시 증가한다. 곡관의 출구 부근에서 외벽면의 누셀트수는 감소하고 내벽면의 누셀트수는 증가하는 현상이 보이는데, 곡관의 출구부와 연결된 직관부에서는 곡관의 효과가 점차 감소하여 두 값이 같아지리라 예상된다. 이와 같은 곡관의 유동은 준 표준형 유동으로서 하류의 유동이 상류의 유동에 영향을 주게 되므로 곡관의 출구 부근에서 이러한 특성이 나타나는 것으로 생각된다^(4,5,11).

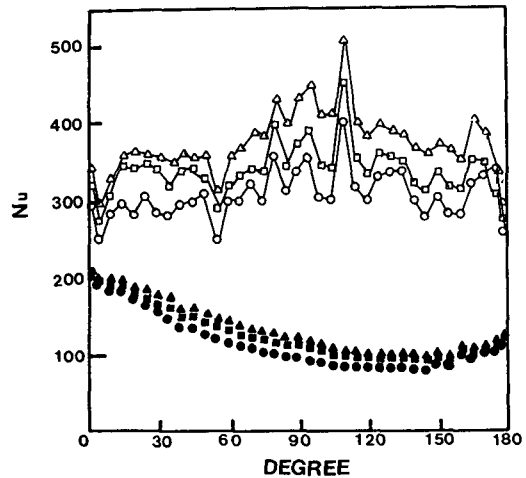
Fig. 12는 레이놀즈수에 따라 평균 열전달 계수나 열전달이 어떻게 변하는가를 나타낸 그림으로서 종축은 각각 외벽면과 내벽면 전체에 걸쳐 평균한 누셀트수와 이들 두 값의 평균값을 도시한 것이다. 레이놀즈수의 증가에 따라 누셀트수는 선형이 아닌 지수적으로 증가하는 것을 볼 수 있으며 외벽면의 평균 누셀트수는 본 실험 조건하에서 60~380이고, 내벽면의 평균 누셀트수는 20~130이며 곡관 전체 벽면의 평균 누셀트수는 40~250의 값을 갖는다.

Fig. 13은 레이놀즈수에 따른 평균 누셀트수를 log-log 상에 나타낸 그림이다. 그림에서 점선은 Dittus와 Boelter⁽¹³⁾가 제안한 매끄러운 원관에서 완전 확립된 난류유동의 열전달에 관한 실험식을 log-log 상에 나타낸 것이며, 직선으로 나타낸 것

은 곡관 전체의 평균 누셀트수를 나타낸다. Dittus와 Boelter가 제안한 실험식은 $Nu_d = C(Re)^m (Pr)^n$ 의 형태를 취하였는데 실험결과를 같은 형태의 식으로 나타내면 아래와 같다.



○ : outer wall , ● : inner wall for Re=15000
 □ : outer wall , ■ : inner wall for Re=20000
 △ : outer wall , ▲ : inner wall for Re=30000
 (P = 400 W/m²)
 (a)



○ : outer wall , ● : inner wall for Re=40000
 □ : outer wall , ■ : inner wall for Re=50000
 △ : outer wall , ▲ : inner wall for Re=60000
 (P = 500 W/m²)
 (b)

Fig. 10 Distribution of Nusselt numbers in the 180° bend

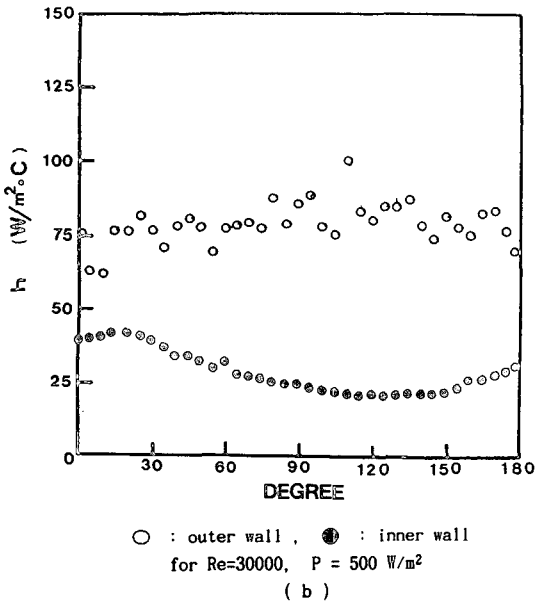
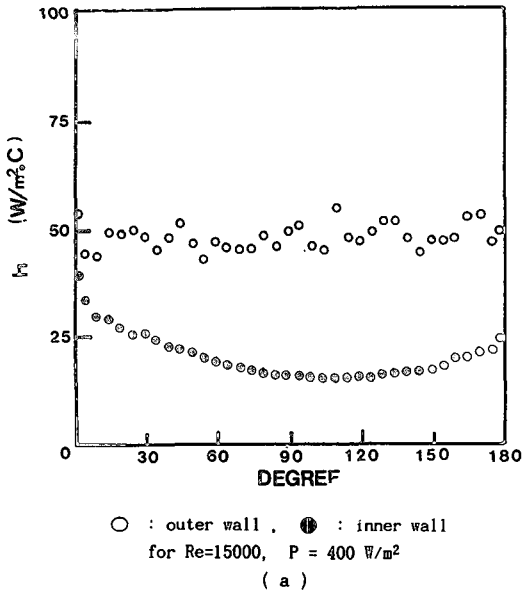


Fig. 11 Distribution of heat transfer coefficients in the 180° bend

$$\begin{aligned}
 Nu_{d,outer\ wall} &= 0.033(Re^{0.88})(Pr^{0.4}) \\
 Nu_{d,inner\ wall} &= 0.017(Re^{0.85})(Pr^{0.4}) \\
 Nu_{d,mean} &= 0.024(Re^{0.87})(Pr^{0.4}) \\
 Nu_d &= 0.023(Re^{0.80})(Pr^{0.4}) \\
 &: \text{Dittus \& Boelter}
 \end{aligned}$$

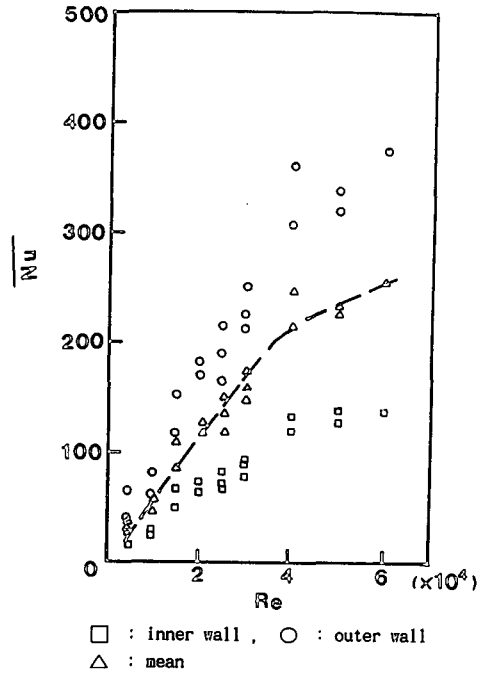


Fig. 12 Distribution of mean Nusselt numbers with respect to Reynolds numbers

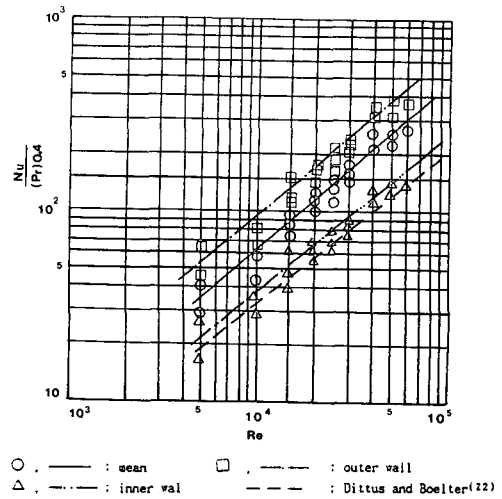


Fig. 13 Distribution of mean Nusselt numbers with respect to Reynolds numbers on log scale

곡관에서의 열전달은 원관에 비해 레이놀즈수의 증가에 따라 열전달이 더욱 증가하는 특성을 나타내며, 180° 곡관에서의 열전달은 같은 레이놀즈수에서 매끄러운 원관에 비해 약 2배 가량 좋아진다.

4. 결 론

본 연구에서는 5 : 1 직사각형 단면의 180°곡관의 내외벽면에 일정 열유속을 주고 양 벽면의 열전달 계수를 측정하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

내벽면의 온도는 입구부에서터 증가되어 105°부근에서 가장 높고 출구에 가까워지면 다시 감소하며, 외벽면 온도는 20°부근에서 급격히 상승한 후 다시 감소하다가 150°이후에는 출구쪽으로 갈수록 완만히 증가하며, 유체의 평균온도는 곡관을 통과하는 동안 본 해석조건하에서 5~7°C 상승하고 출구부에서 유체의 온도는 내벽면쪽이 외벽면쪽보다 3~8°C 정도 높게 나타난다. 외벽면 누셀트수는 105°C전후에서 2차 유동의 영향을 받아 가장 높으며 2차 유동의 소멸로 인해 출구로 갈수록 감소하며 내벽면의 누셀트수는 입구쪽에서 가장 높고 감소하다가 130°이후에는 다소 증가한다.

본 실험 조건하에서 외벽면 누셀트수는 60~380 사이의 값을 가지며 레이놀즈수의 0.88승에 비례하고, 내벽면 누셀트수는 20~150사이의 값을 가지며 레이놀즈수의 0.85승에 비례하고, 평균 누셀트수는 40~250정도이며 레이놀즈수의 0.87승에 비례하며 같은 수력직경을 갖는 원관에 비해 열전달이 2배 정도 좋아진다. 유선곡률이 내외벽면의 열전달에 미치는 영향을 알아보기 위해서는 유선곡률수정 난류프란틀수와 난류점성계수 모델을 사용한 곡관의 유동해석과 열전달이 필요하다.

참고문헌

- (1) Launder, B.E., 1982, "Modelling of Turbulent Flow in Gas-Turbine Blading Achievement and Prospects" Int. J. Heat & Fluid Flow, Vol.3, No. 4, pp. 171~184
- (2) Rayleigh, J.W.S., 1916, "On the Dynamics of Revolving Fluids," Proc Roy Soc A, Vol.93, pp. 239
- (3) Hawthorne, W.R., 1951, "Secondary Circulation in Fluid Flow," Proc Roy Soc A, Vol.206, pp. 374
- (4) Humphrey, J.A., Whitelaw, J.H. and Yee, G., 1981, "Turbulent Flow in a Square Duct with Strong Curvature," J. Fluid Mech., Vol.103, pp.

443

- (5) Johnson, R.W., 1984, "Turbulent Convecting Flow in a Square Duct with a 180° Bend ; Experimental and Numerical Study," Ph.D. Thesis, UMIST.
- (6) Enayet, M.M. and Yianneskis, M., 1982, "Measurement of Turbulent Developing Flow in Moderately Curved Square Duct," Int. J. Heat Fluid Flow, Vol.3, p. 221.
- (7) 최영돈, Launder, B.E., 1985, "4각단면의 180° 곡관에서의 난류유동과 열전달해석", 대한 기계학회논문집, 제 9권, 제1호, pp. 91~108
- (8) 최영돈, 이병근, 1986, "주기적으로 단면이 변하는 완전 확립된 난류 재순환 유동과 난류 열전달의 수치해석", 대한기계학회논문집, 제 10권, 제1호, pp. 138~149.
- (9) Launder, B.E., Priddin, C.H. and Sharma, B.S., 1977, "The Calculation of Turbulent Boundary Layers on Spinning a Curved Surface," Trans. of ASME, J. Fluids Eng., Vol.99, pp. 231~239
- (10) Demuren, A.O and Rodi, W., 1984, "Calculation of Turbulence Driven Secondary Motion in Noncircular Ducts," J. Fluid Mech., Vol.140, pp. 189~222
- (11) 문 찬, 1988, "정사각형단면 180° 곡관내의 난류유동 특성과 강제대류 열전달에 관한 연구", 전남대학교 박사학위 논문
- (12) Hanjatic, K. and Lounder, B.E., 1980, "Sensitizing the Dissipation Equation to Irrotational Strains," Trans. of ASME, J. Fluid Engineering, March, Vol.102, pp. 34~40
- (13) Yosizawa, A., 1984, "Statistical Analysis of the Deviation of the Reynold Stress from Its Eddy Viscosity Representations," Phys. Fluids, Vol.27, pp. 1377~1387
- (14) Speziale, C., G., 1987, "On Nonlinear k-1 and k-ε Models of Turbulence," J. fluid Mech., Vol. 178, pp. 459~475.
- (15) Lee, B.K., Chol, N.H. and Choi, Y.D., 1988, "Analysis of Periodically Fully Developed Turbulence Flow and Heat Transfer by k-ε Equation Model in Artificially Roughened annulus," Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 103, No. 9, pp. 1797~1806

- (16) Leschziner, M.A. and Rodi. W., 1981" Calculaiton of Annular and Twin Parallel Jets Using Various Disretization Schemes and Turbulence Model Variation," Trans. of ASME, J. Fluid Engineering, June, Vol.103, pp. 352~360.
- (17) Simon,T., Johnston, J.P., Kays, W.M. and Moffat, R.J., 1980, "Turbulent Boundary Layer Heat Transfer Experiments : Convex Curvature Effects Including Introduction and Recovery," Rept. No. HMT-32, Dept. of Mech. Engr., Stanford Univesity, CA.
- (18) Hollingsworth, D.K., Kays, W.M. and Moffat, R.J., 1990, "The Effect of Concave Surface Curvature on the Turbulent Prandtl Number and the Thermal Law of the Wall," Proc. of International Symposium of Engineering Turbulence Modelling and Experiments, pp. 759~768
- (19) Gibson, M.M. and Launder,B.E., 1978, "Ground Effects on Pressure Fluctuations in the Atmospheric Boundary Layer," J. Fluid Mech., Vol. 67, pp. 569~581
- (20) Iacovides, H., 1986, "Momentum and Heat Transfer in Flow through 180° Bends of Circular Cross Section," Ph.D. Thesis, Faculty of Technology, University of Manchester
- (21) Moore, J., 1967, MIT Gas Turbine lap. Rep. 89
- (22) Dittus, F.W., and Boelter, L.M.K., 1930, Univ. Calif.Pub.Eng., Vol. 2, pp. 443