

원관 주위의 대류 열전달에서 경계조건에 대한 원주방향 열전도의 영향

이상봉* · 이억수** · 김시영***

*부경대학교 대학원 제어기계공학과, **동의공업대학 기계설계과, ***부경대학교 기계공학부

Effect of Circumferential Wall Heat Conduction on Boundary Conditions for Convection Heat Transfer from a Circular Tube in Cross Flow

SANG BONG LEE*, EUK SU LEE** AND SI YEOUNG KIM***

*Graduate School of Control & Mechanical Engineering, Pukyong National University, Pusan 608-739, Korea

**Dept. of Machine Design, Dongeui Institute of Technology, Pusan 614-715, Korea

***School of Mechanical Engineering, Pukyong National University, Pusan 608-739, Korea

KEY WORDS: Local convection heat transfer 국소 대류열전달, Circumferential wall heat conduction 원주방향 열전도, Nondimensional parameter K^* 무차원계수 K^* , One-dimensional and two-dimensional solutions 1차원과 2차원해, Non-uniform heat flux 불균일 열유속

ABSTRACT: With uniform heat generation from the inner surface of the cylindrical heater placed in a cross flow boundary condition, heat flow that is conducted along the wall of the heater creates a non-isothermal surface temperature and non-uniform heat flux distribution. In the present investigation, the effects of circumferential wall heat conduction on convection heat transfer is investigated for the case of forced convection around horizontal circular tube in cross flow of air. The wall conduction number which can be deduced from the governing energy equation should be used to express the effect of circumferential wall heat conduction. It is demonstrated that the circumferential wall heat conduction influences local Nusselt numbers of one-dimensional and two-dimensional solutions.

1. 서 론

원관 주위의 열전달은 증발기, 응축기 그리고 열시스템 등에서 공학적으로 많이 응용되기 때문에 다양한 방법의 실험과 수치해석을 통하여 방대한 양의 연구결과들이 발표되었다. 공기뿐만 아니라 물과 같은 액체에 이르기까지 광범위한 실험자료를 근거로 단일 원관의 표면과 원관의 외부 혹은 내부로 유동하는 유체와의 열전달에 대한 연구에서, 평균 Nusselt수는 Reynolds수와 Prandtl수의 영향을 주로 받는 것으로 생각하여 왔다. 이 결과들은 원관의 표면을 등온(constant temperature) 조건일 경우나 일정 열유속(constant heat flux) 조건으로 가정하고, 원관 주위의 유체유동에 의한 열전달에 중점을 두고 해석한 것이다. 그러나 실제로 원관이 임의의 두께를 가지고 있기 때문에 원관의 두께와 재질에 의한 열전도의 영향을 받아서 원관의 표면온도와 열유속도가 일정하지 않게 된다. 따라서 가열되는 원관 주위의 대류 열전달에 대한 연구에서 원관의 직경, 두께 및 재질등이 원관 표면의 국소 열 경계조건과 국소 대류 열전달에 미치는 영향을 연구할 필요가 있다. Reynolds(Reynolds, 1963)는 원관의 내부유동에 대하여 원주방향의 공급열량을 임의로 가정하고 열전도가 대류열전달에 미

치는 영향을 이론적으로 연구하였는데, 열전도를 일차원으로 가정하고 해석하였다. 그리고 Baughn(Baughn, 1978)도 원관의 내부유동에서 원주방향의 열전도가 열 경계조건에 미치는 영향에 대하여 이론적 연구하였는데, 일차원 해(solution)와 이차원 해가 차이가 있음을 보였다.

Barnett(Barnett, 1972)는 핀(fin)을 가진 원관 주위의 대류 열전달에 대한 이차원 수치 해석적 연구에서 원관의 두께, 열전도계수 그리고 열량공급방법이 국소 표면온도 분포에 영향을 미침을 보였다. 또한 Sunden(Sunden, 1980)은 난류가 없고 40 이하의 매우 낮은 Reynolds 수의 경우에 대하여, 이차원 수치 해석적 방법으로 연구하였다. 그는 일정한 온도를 가지고 실린더 중심에서 가열되는 원형 실린더를 대상으로 실린더(고체) 물질과 유체의 열전도계수의 비(k/k_f)가 실린더 내부나 주위로의 대류 열전달에 크게 영향을 미침을 밝혔다.

그러나 원관 주위의 대류 열전달에 대한 실험적 연구는 수치 해석적인 연구와는 달리 두께가 얇은 원관을 대상으로 일정 열유속이나 일차원으로 가정하고 해석을 하였다. 한 예로 Krall 과 Eckert(Krall and Eckert, 1973)는 공기를 이용하여 낮은 Reynolds수 범위에서 절연 원관 주위에 0.0254mm의 스테인리스 스틸 박판을 전기적으로 가열하여 표면온도를 측정하고 국

소 대류 열전달계수를 계산하였는데, 그는 원형모델 표면의 열경계조건을 일정열유속으로 가정하였다.

그리고 Zukauskas와 Ziugzda(Zukauskas and Ziugzda, 1985)는 공기, 물 및 오일을 이용하여 0.1mm 두께의 콘스탄탄 박판과 0.25mm 두께의 스테인리스 박판으로 절연봉 주위를 감싸고서 가열하여 광범위한 범위의 대류 열전달에 대하여 실험적 연구를 수행하였다. 그들은 원주방향의 열전도 열량을 일 차원으로 가정하고 해석하였는데, 대류 열전달에 대한 원주방향의 열전도의 영향이 최대 30% 임을 보였다. 그러나 대부분의 실제 열교환기 등에 사용하는 원관은 이전 연구자들의 실험모델보다 두께가 상대적으로 두껍게 때문에, 실제로 사용하는 원관을 사용하여 열전도의 영향을 이차원으로 해석할 필요가 있다.

따라서 본 연구에서는 직교하는 유동속에서 원관 주위의 대류 열전달에 대하여, 간접가열 방식으로 원주방향의 전도 열전달이 국소 대류 열경계조건에 미치는 영향을 실험적 연구를 통하여 조사하고, 원관 내부(고체부분)의 온도분포를 수치해석으로 풀어서 원주방향(θ)만을 고려한 일차원 해와 원주방향(θ)과 반경방향(r)을 함께 고려한 이차원 해를 서로 비교해 보고자 한다.

2. 실험모델과 실험방법

원관 외부에서 대류열전달 실험을 통하여 정밀한 온도(T_w) 측정 실험을 수행하였다. 대류 열전달 실험모델은 동일한 외경에 두께와 재질이 다른 4개의 원형 실린더가 사용된다(Table 1 참조). 각각의 실험모델들은 내부에 위치한 스테인레스 박판(0.03mm)을 전기 저항체로 전기 가열하여 내부에 일정한 열유속을 공급하는 방법으로 실험모델을 가열하였다. 온도 측정을 위해서 실험모델들의 중심에서 위쪽 반은 30° 간격으로, 대칭성을 확인하기 위하여 아래쪽 반은 60° 간격으로 T type의 열전대 7 개를 원형 실린더 중심부의 한 단면에서 표면에 원주방향으로 심고 중심에서 좌우로 각각 38.1mm 와 76.2mm 위치에 4개의 열전대를 심어서 축방향으로 열전도 손실을 평가하였다. 공급열량의 측정은 원형 실린더의 중심에서 좌우 각각 38.1mm , 즉 76.2mm의 간격에서 2 개의 구리선을 사용하여 직접 측정한다. 실험은 실험모델의 공급열량을 일정하게 조정하

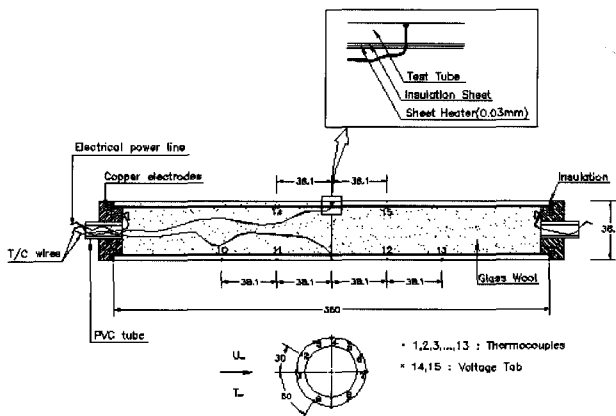


Fig. 1 Details of test model

여 정상상태에서 수행하고, 실린더의 축을 중심으로 모델을 15° 회전시켜서 다시 정상상태의 실험을 한다. 공기의 온도(T_∞)와 실험모델의 표면온도들은 온도측정장치(Digistrip 4SPLUS, Kaye) 로서 측정하고, PC에 저장하였다.

본 연구에서 사용한 풍동은 개회로 노즐형 흡입식으로 실험구간이 투명한 아크릴로 되어 있으며, 단면적의 크기가 400×400 mm이고 길이가 1000 mm이다. 풍동 내의 공기유속은 교류전동기의 주파수 변환기를 사용하여 조절할 수 있다. 실험구간 속도장은 calibrator에 의해서 보정된 I-probe를 통하여 CTA형의 열선 유속계로 측정하였으며, 난류강도는 실험구간의 스크린 수와 사이즈 그리고 속도에 의해서 변화될 수 있으나 3% 이내이다. 속도는 pitot tube 와 micro-manometer 로 측정되었다.

3. 열전도 방정식

내부에 일정 열유속(constant heat flux)를 가진 이차원 정상상태 에너지 보존모델을 사용하여 보자. 그림 2 에서 단위길이 기준으로 반경이 r_o 이고 두께가 b 인 이상적인 test model 에 빗금 친 부분에 대해서 각각의 열량을 표시하면 아래와 같다.

$$Q_1 = - \int_{r_i}^{r_o} \frac{k_w}{r} \frac{\partial T_w(r, \theta)}{\partial \theta} dr$$

$$Q_2 = - \int_{r_i}^{r_o} \frac{k_w}{r} \frac{\partial T_w(r, \theta)}{\partial \theta} dr$$

Table 1 Size of heating test tubes

No.	Material	D (mm)	b (mm)	$\frac{r_o}{b}$	$\frac{k_f}{k_w}$	K^*
1	Brass (70Cu, 30Zn)	38.1	1.0	19.05	0.00236	0.0045
2	Stainless Steel 304	38.1	1.5	12.7	0.00186	0.0236
3	Stainless Steel 304	38.1	1.0	19.05	0.00186	0.0354
4	Stainless Steel 304	38.1	0.7	27.21	0.00186	0.0506

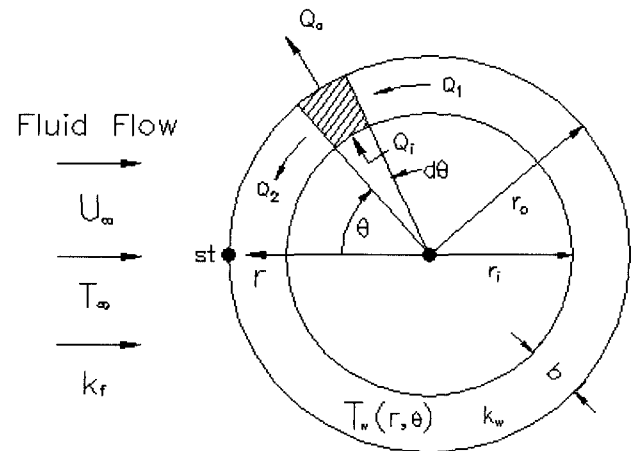


Fig. 2 Steady state energy balance for a circular cylinder wall element

$$- \frac{d}{d\theta} \int_{r_i}^{r_o} \frac{k_w}{r} \frac{\partial T_w(r, \theta)}{\partial \theta} dr d\theta \quad (1)$$

$$Q_o = q_o''(\theta) r_o d\theta$$

$$Q_i = q_i''(\theta) r_i d\theta$$

에너지 보존법칙을 적용하면 식 (2)와 같다. 여기서 복사손실은 무시할 수 있다고 가정한다.

$$Q_1 + Q_i = Q_o + Q_2 \quad (2)$$

열전도 방정식인 미분 방정식을 적분한 형태로 표시하면 이차원 정상상태 방정식은 아래와 같다.

$$\frac{d}{d\theta} \int_{r_i}^{r_o} \frac{k_w}{r} \frac{\partial T_w(r, \theta)}{\partial \theta} dr - r_o q_o''(\theta) + r_i q_i''(\theta) = 0 \quad (3)$$

3.1 일차원 해석

만약에 얇은 원관의 반경방향의 온도변화가 원주방향의 온도변화에 비해서 무시할 수 있다면, 이것은 원관의 두께가 매우 얇을 경우에 반경 방향의 열저항이 없음을 나타낸다. 식 (3)을 일차원 방정식의 형태인 식(4)로 표시할 수 있다.

$$\frac{k_w b}{r_o^2} \frac{d^2 T_w}{d\theta^2} - q_o''(\theta) + q_i''(\theta) = 0 \quad (4)$$

여기서 이차원 열전도방정식이 일차원 열전도방정식이 되기 위한 가정은 아래와 같다.

$$\frac{r_i}{r_o} \approx 1,$$

$$\frac{1}{r_o} \frac{d}{d\theta} \int_{r_i}^{r_o} \frac{k_w}{r} \frac{\partial T_w(r, \theta)}{\partial \theta} dr \approx \frac{k_w b}{r_o^2} \frac{d^2 T_w(\theta)}{d\theta^2} \quad (5)$$

두 가지 가정 모두 원관의 두께가 매우 얇음을 요구한다. 즉 $b \ll r_o$ 인 경우이다. 식 (5)는 원관의 두께가 매우 얇을 경우에는 원주방향(θ)의 일차원 온도분포 $T(\theta)$ 로 가정할 수 있음을 나타낸다. 식 (4)는 원관의 내부유동에서 원주방향의 열전도에 대하여 연구한 Reynolds(Reynolds, 1963)의 식과 동일하며, 저항 가열방식을 사용하여 국소 열전달을 연구한 Zukauskas와 Ziugzda(Zukauskas and Ziugzda, 1985)가 사용했던 식과 거의 유사하다. 또한 Baughn(Baughn, 1978)은 식 (4)의 첫 번째 항에서 외경 r_o 대신에 평균반경인 \bar{r} 를 사용하기도 했으나, 대부분의 1차원 해석의 경우에는 외경 r_o 를 사용한다. 실제로 원관 주위의 국소 열전달에 대한 대부분의 실험적 연구는 원주방향(θ)의 일차원으로 가정하고 해석하였다. 식 (4)에서 온도 T_w 대신에 무차원 온도 T^+ 를 도입하면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{d^2 T^+}{d\theta^2} - \frac{K^*}{2} \frac{\bar{Nu}}{Nu} \left[\frac{q_o''(\theta)}{q_o''} - 1 \right] = 0 \quad (6)$$

$$T^+ = \frac{T_w - T_\infty}{T_w - T_\infty}, \quad K^* = \frac{k_f}{k_w} \frac{r_o}{b}$$

$$\frac{\bar{q}_o''}{q_o''} = \bar{h} (T_w - T_\infty), \quad \bar{Nu} = \frac{\bar{h} D}{k_f}$$

미분방정식(6)은 둘째 항의 계수항에 해당하는 $0.5 K^* \bar{Nu}$ 값과 [] 내의 원관 표면에서 대류 열유속의 분포가 무차원 온도(T^+)를 결정함을 의미한다. 여기서 무차원 계수 K^* ($= k_f r_o / k_w b$)는 일차원 해석에서 원주방향(θ)으로 열전도의 효과를 나타내며, 원관 주위의 대류 열 경계조건에 영향을 준다. 그리고 이차원 해석에서는 반경방향으로 온도 구배를 고려하기 때문에, 무차원 계수 K^* 를 열전도계수의 비 k_f/k_w 와 형상 계수 r_o/b 로 분리하여 각각 무차원 계수로서 해석하는 것이 바람직하다. 또한 식 (4)와 식 (6)에서 $T_w(\theta)$ 혹은 $T^+(\theta)$ 를 알면 국소 대류 열유속 $q_o''(\theta)$ 를 알 수 있다. 원주방향(θ)의 전도 열전달을 고려한 국소 대류 열유속 $q_o''(\theta)$ 는 식 (4)에서 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$q_o''(\theta) = \frac{k_w b}{r_o^2} \frac{d^2 T_w}{d\theta^2} + q_i'' \quad (7)$$

여기서 $d^2 T_w / d\theta^2$ 의 값은 Fig. 3과 같이 원주방향의 온도분포에 대한 측정 실험 데이터들을 스플라인 보간법(spline interpolation)으로 실험으로 측정된 사이의 값을 추정된 값들을 사용하였다. 이와 같이 측정된 실험 자료를 활용하여 $q_o''(\theta)$ 값을 평가할 수 있다. 여기서 원주방향의 열전도가 국소 대류 열경계조건에 미치는 영향을 알아보기 위하여, 무차원 열전도 계수 $N_c(\theta)$ 를 정의하면 아래와 같다.

$$N_c(\theta) = \frac{q_o''(\theta) - q_i''(\theta)}{q_i''(\theta)} \quad (8)$$

식(7)에서 구한 국소 대류 열유속 $q_o''(\theta)$ 를 식(8)에 대입하면, 일차원 열전도계수 $N_c(\theta)$ 는 아래와 같이 쓸 수 있다

$$N_c(\theta) = \frac{k_w b}{q_i''(\theta)} \frac{1}{r_o^2} \frac{d^2 T_w}{d\theta^2} \quad (9)$$

열전도 계수 $N_c(\theta)$ 가 클수록 국소 대류열전달에 미치는 알짜(net) 전도열전달의 영향이 큼을 나타낸다. 그리고 국소 온도 분포 $T_w(\theta)$ 와 국소 대류 열전달을 $q_o''(\theta)$ 를 알면, 식(10)과 같이 국소대류 열전달 계수 $h(\theta)$ 도 평가할 수 있다.

$$h(\theta) = \frac{q_o''(\theta)}{T_w(\theta) - T_\infty} \quad (10)$$

3.2 이차원 해석

Fig. 4 과 같은 원형 실린더 내부의 온도(T)가 이차원(r, θ) 분포를 가질 경우에 정상상태의 에너지(전도)방정식은 다음과 같다.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{k}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + S = 0 \quad (11)$$

이차원 열전도 방정식 (11)는 원관의 바깥 표면과 안쪽 표면에서 온도에 관한 경계조건이 실험적으로 주어지고 공급열량 (q_i'')이 정해지면 원관 내부의 모든 이차원 온도 분포를 이차원 전도방정식의 해법으로 알 수 있음을 뜻한다. 식(11)을 풀기 위해서 원관의 바깥 표면 ($r = r_o$)에서의 경계조건으로 실험에서 직접 측정된 표면온도와 보간법으로 추정된 표면 온도 $T_w(\theta)$ 를 사용하였다.

$$T(r_o, \theta) = T_w(\theta) \quad (0 \leq \theta \leq 2\pi) \quad (12)$$

원관의 내부 표면 ($r = r_i$)에서 경계조건은 일정 열유속 조건을 사용하였다.

$$-k_w \frac{\partial T(r_i, \theta)}{\partial r} = q_i'' \quad (0 \leq \theta \leq 2\pi) \quad (13)$$

원주(θ) 방향 경계조건으로는 실린더 임의의 단면의 접촉 부위에서, 예를 들면 $\theta = 0$ 와 $\theta = 2\pi$ ($r_i \leq r \leq r_o$) 영역에서는 실질적으로 동일 지점이기 때문에 두 지점의 온도와 온도의 변화율(즉, 열전달율)이 같다는 연속상태의 경계 조건을

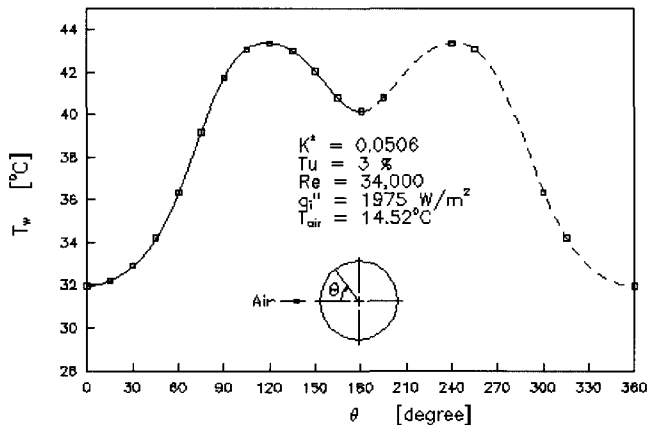


Fig. 3 Typical circumferential surface temperature distribution

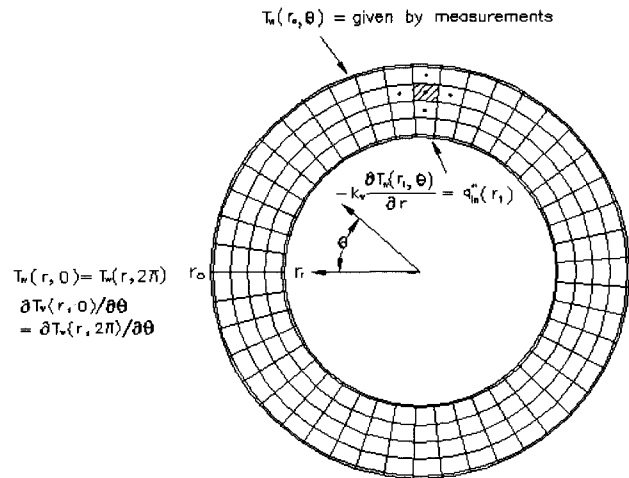


Fig. 4 Grid for finite-volume model

이용할 수 있다.

$$T(r, 0) = T(r, 2\pi) \quad (14)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \theta}(r, 0) = \frac{\partial T}{\partial \theta}(r, 2\pi) \quad (15)$$

이차원 정상상태의 에너지(전도) 방정식은 Patankar(Patankar, 1980; Lee and Lee, 1999)가 제안한 유한체적법(finite volume method)을 적용하였으며, 계산에 적용할 격자수는 r_o/b 의 값에 따라 차이가 있다. 한 예로 $r_o/b = 7.5$ 의 경우에 격자수는 $r \times \theta$ 방향으로 30×1440 을 사용하였다. 이산화방정식은 선순법(line-by-line method)을 이용한 TDMA를 적용하는 수치해석 방법을 사용하여 원관 단면의 온도분포를 구할 수 있다.

이차원 국소 대류 열전달은 질량과 체적을 포함하지 않는 원관의 외부표면($r = r_o$)에서 검사표면(control surface)에 대한 에너지 보존 법칙에 의하여 구할 수 있다. 즉 원관의 단면(wall) 내부에서 검사표면까지 전도된 열유속(q_{cond}'')은 원관의 표면에서 유체로 전달된 대류 열유속(q_o'')과 같다. 여기에서 복사 열전달량은 1% 이내이므로 무시하였고, 원관의 표면에서 이차원 국소 대류 열유속 q_o'' 값을 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$q_o''(\theta) = -k_w \frac{\partial T_w(r_o, \theta)}{\partial r} = h(\theta)[T_s(\theta) - T_\infty] \quad (16)$$

그리고 이차원 열전도 계수 $N_c(\theta)$ 는 식 (7) 대신에 식 (16)을 사용하여 식 (8)에서 구할 수 있다. 이차원 해석에서 구한 온도분포 $T_w(r, \theta)$ 와 국소 대류 열유속 $q_o''(\theta)$ 을 알고 있을 경우에, 국소 대류 열전달계수 $h(\theta)$ 는 다음과 같이 평가할 수 있다.

$$h(\theta) = \frac{q_o''(\theta)}{T_w(r_o, \theta) - T_\infty} \quad (17)$$

$$Nu(\theta) = \frac{h(\theta) D}{k_f} \quad (18)$$

4. 실험결과 및 고찰

Fig. 5는 Reynolds 수 15,700에서 무차원 표면온도 T^+ 와 각도 θ 와의 관계를 보여주고 있다. 그림에서 원관의 직경, 두께 그리고 재료의 함수인 무차원 계수 K^* 값이 원관표면의 열경계조건에 대하여 영향을 주고 있음을 분명히 보여주고 있다. 무차원 계수 K^* 값이 작아질 수록, 원주방향(θ)의 열전도량이 증가하여 무차원 온도 T 곡선의 경사가 완만해짐을 볼 수 있고 K^* 값이 크질 수록 원주방향으로 열전도의 감소와 함께 무차원 온도 T 의 변화가 급해짐을 볼 수 있다. 무차원 온도의 최소값은 항상 $\theta = 0^\circ$ 이지만 최대값은 105° 와 150° 사이에서 K^* 값의 영향을 크게 받는다.

Fig. 6은 국소 열전도계수 $N_c(\theta)$ 의 각도에 대한 변화를 보

여주고 있다. 여기서 양(+)의 $N_c(\theta)$ 값은 각도 θ 에서 정미 열전도량(net heat conduction rate)이 증가함을 나타내고, 음(-)의 $N_c(\theta)$ 값은 정미 열전도량이 감소하였음을 나타낸다. K^* 값이 작아짐에 따라서 무차원 계수 $N_c(\theta)$ 의 변화가 커짐을 볼 수 있는데, 특히 $\theta = 0^\circ, 180^\circ$ 그리고 $\theta = 105^\circ$ 부근에서 원주

방향의 국소 정미 열전도량의 크게 차이가 남을 알 수 있다. Fig. 7 (a)와 (b)는 Re 가 15,700 이고 열전도계수의 비 k_f/k_w 가 동일 할 경우에, 형상계수 r_o/b 가 19.05 와 12.7로 변화시켜 일차원과 이차원 해를 열전도계수 $N_c(\theta)$ 에 대해서 비교한 그림이다.

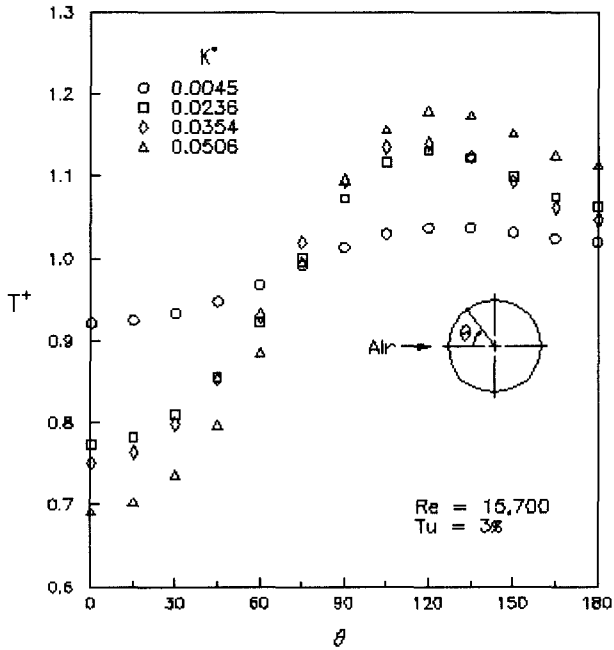


Fig. 5 Non-dimensional circumferential wall temperature distribution

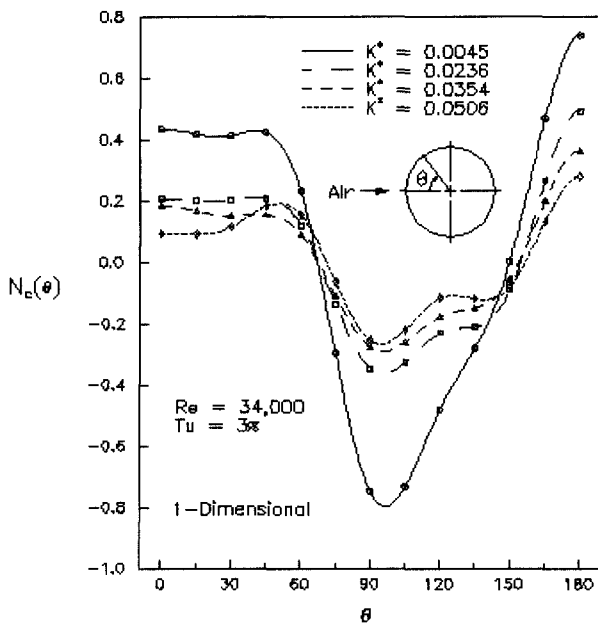


Fig. 6 Circumferential heat conduction number

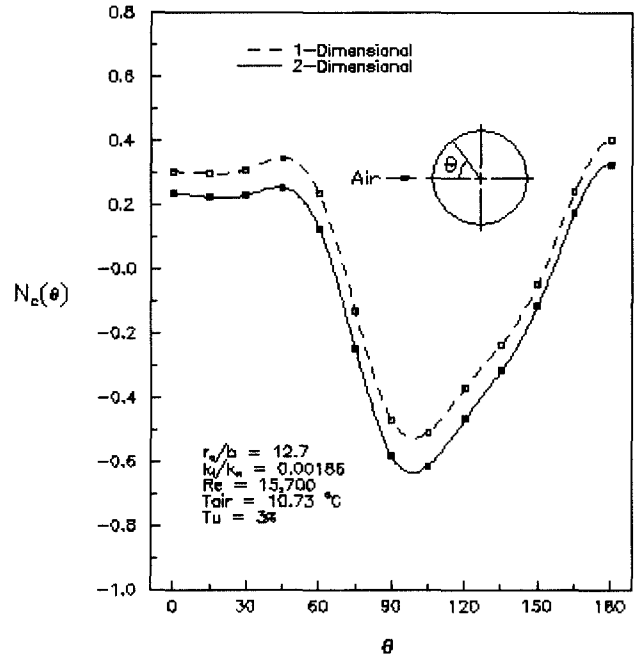


Fig. 7(a) Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions ($r_o/b=12.7, k_f/k_w=0.00186$)

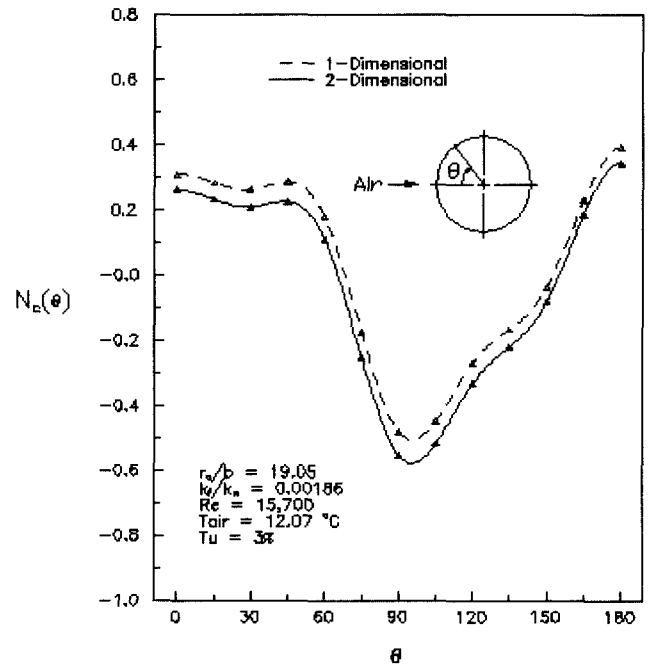


Fig. 7(b) Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions ($r_o/b=19.05, k_f/k_w=0.00186$)

전체적으로 일차원 해의 값들이 이차원 해의 값들보다 상대적으로 크를 알 수 있는데, 이것은 일차원 해의 값들은 형상계수 r_o/b 에 대한 영향을 고려하지 않았기 때문이다. 형상계수 r_o/b 가 감소할 수록 일차원 해와 이차원 해의 차이가 증가함을 알 수 있고, 일차원 해와 이차원 해의 차이는 일정하지

않으며, 특히 전방과 후방의 정체점 부근과 박리점 부근에서 그 값들의 차이가 더 커짐을 볼 수 있다. 그리고 Fig. 7(b)와 (c)는 형상계수가 동일할 경우에, 열전도계수의 비 k_f/k_w 를 달리하여 비교한 그림이다. k_f/k_w 가 작은 경우가 두 해들의 차이가 조금 크를 확인할 수 있다.

Fig. 8(a)와 Fig. 8(b)는 Re 가 34,000 일 경우에 국소 Nusselt 수를 일차원 과 이차원의 경우에, 형상계수 r_o/b 가 작은 경우에 두 값들의 차이가 커지고, 전방과 후방의 정체점 및 박리점 부근에서 일차원과 이차원 해들의 차이는 증가함을 볼 수 있다. 이것은 열전도계수 계수 $N_c(\theta)$ 의 평가에서 볼 수 있듯이, 원주방향의 열전도량의 평가에 대한 일차원 해와 이차원 해의 차이에서 기인한 것으로 보여진다. 그리고 원관 주위의 외부 유동이나 원관의 내부유동 등에서 국소 열전달계수에 대한 평가에서 형상계수 r_o/b 가 감소할 수록 일차원 해와 이차원 해의 차이가 커짐으로, 형상계수 r_o/b 가 감소할 수록 이차원적인 해석이 필요함을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서 간접 가열되는 원관 주위로 유체가 횡방향으로 유동할 경우에 대한 강제 대류열전달 실험을 수행하였다. 원관의 표면온도를 측정하여 경계조건으로 사용하고, 수치해석으로 이차원 온도분포를 해석하고 일차원 해와 비교 분석하였다.

전도 열전달이 대류 열전달에 영향을 미치는 원관 주위의 열전달에 대한 실험과 수치 해석적인 연구에서, 열전도계수의 비 k_f/k_w 와 형상계수 r_o/b 가 각각 작을수록, 원관의 원주 (θ)방향으로 전도 열전달율은 더욱 크게 증가되고, 원관 주위

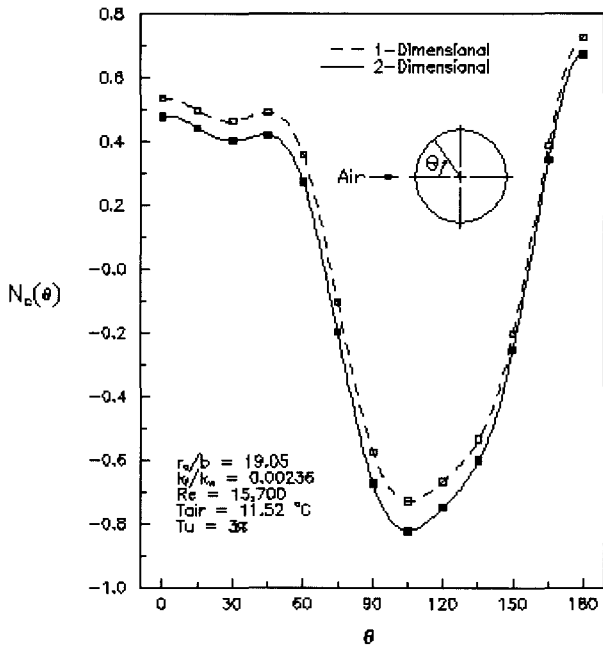


Fig. 7(c) Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions ($r_o/b=19.05$, $k_f/k_w=0.000236$)

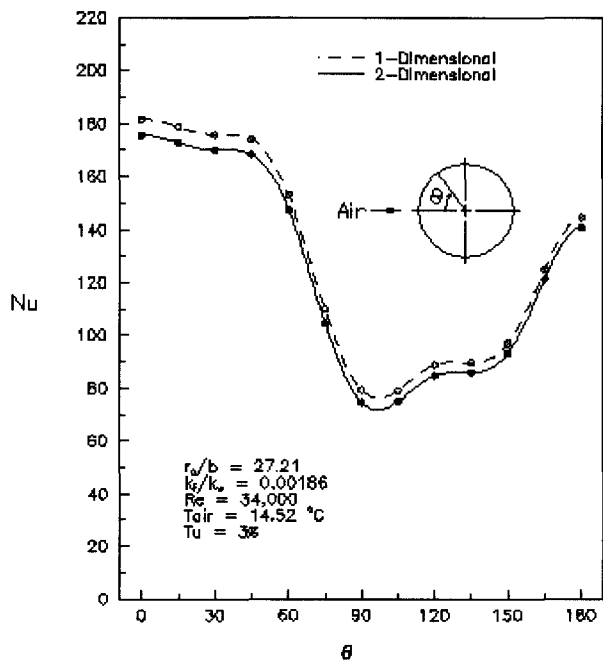


Fig. 8(a) Local Nusselt number ($r_o/b=27.21$, $k_f/k_w=0.00186$)

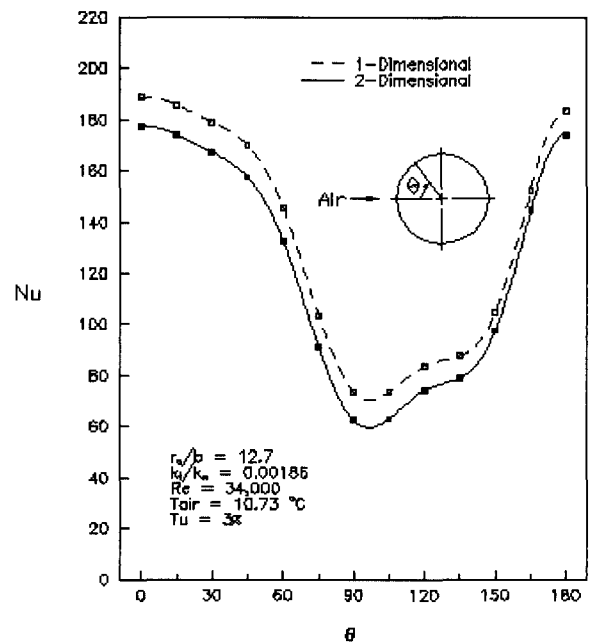


Fig. 8(b) Local Nusselt number ($r_o/b=12.7$, $k_f/k_w=18.6E-4$)

의 국소 대류 열전달계수는 더욱 크게 영향을 받고 있다는 것을 규명하였다. 특히 형상계수 r_o/b 가 작을수록 원관 주위의 전도 열전달에 대한 평가에서 일차원 해와 이차원 해의 차이가 증가하므로, 국소 대류열전달 계수에 대한 이차원 해석이 필요하다.

참 고 문 헌

- Reynolds, W. C.(1963). "Effect of Wall Heat Conduction on Convection in a Circular Tube with Arbitrary Circumferential Heat Input", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 6, 925.
- Baughn, J. W.(1978). "Effect of Circumferential Wall Heat Conduction on Boundary Conditions for Heat Transfer in a Circular Tubes", *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, 100, pp 537~539.
- Barnett, P. G., (1972). "The Influence of Wall Thickness, Thermal Conductivity and Method of Heat Input on the Heat Transfer Performance of Some Ribbed Surfaces", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 15, pp 1159~1169.
- Sunden, B.(1980). "Conjugated Heat Transfer from Circular Cylinders in Low Reynolds Number Flow", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 23, pp 1359~1367.
- Krall, K. M. and Eckert, E. R. G.(1973). "Local Heat Transfer around a Cylinder at Low Reynolds Number", *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, 95, pp 273~275.
- Zukauskas, A. and Ziugzda, J.(1985). "Heat Transfer of a Cylinder in Cross-flow", Hemisphere, Publishing Corporation.
- Patankar, S. V.(1980). "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere, New York.
- Lee, E. S. and Lee, S. H.(1999). "Effect of Wall Heat Conduction on Convection Heat Transfer From a Circular Cylinder" *Proceedings of Two-Phase Flow Modelling and Experimentation, Italy, May, 1*, pp 481~487.

2001년 2월 16일 원고 접수

2001년 3월 15일 수정본 채택