

원형 실린더 주위의 전도-대류 열전달

이상봉* · 이억수** · 김시영***

*부경대학교 대학원 제어기계공학과, **부산대학교 기계기술연구소, ***부경대학교 기계공학부

Wall Heat Conduction and Convection Heat Transfer from a Cylinder in Cross Flow

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

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

**Research Institute of Mechanical Technology, Pusan National University, Pusan 609-735, Korea

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

KEY WORDS: Local heat transfer coefficient 국소 열전달계수, Two-dimensional temperature distribution 이차원 온도분포, Circumferential wall heat conduction 원주방향 열전도, Shape factor r_o/b 형상계수 r_o/b , Conductivity ratio k_f/k_w 열전도계수의 비 k_f/k_w

ABSTRACT: With uniform heat generation within the wall of the cylinder placed in a cross flow, heat flows by conduction in the circumferential direction due to the asymmetric nature of the fluid flow around the perimeter of the cylinder. The circumferential heat flow affects the wall temperature distribution to such an extent that in some cases significantly different results may be obtained for geometrically similar surfaces. In the present investigation, the effects of circumferential wall heat conduction on local convective heat transfer is investigated for the case of forced convection around horizontal cylinder in cross flow of air. Two-dimensional temperature distribution $T_w(r, \theta)$ is presented through the numerical analysis. The one-dimensional and two-dimensional solutions are in good agreement with experimental results of local heat transfer coefficients.

1. 서 론

가열되고 있는 원형실린더에 대하여 수직방향(in cross flow)에서 유체가 유동할 경우에, 원형실린더 주위의 대류 열전달에 대한 많은 실험적, 해석적 연구가 있어왔으며, 특히 실험적 연구에서는 원형 실린더 표면의 국소 열경계조건을 결정할 필요가 있다. 일반적으로 실험적 연구에서는 원형 실린더 외부 표면의 열경계조건을 일정 열유속(constant heat flux)으로 가정하였다. 한 예로 Giedt(1949)는 Lucite 재질의 원형 실린더에 나선형으로 감은 0.05mm의 니크롬피를 전기적으로 가열하여, 넓은 범위에 걸쳐서 원형 실린더 주위의 온도분포와 온도 구배를 원주방향(θ)의 일차원적 해(solution)로 가정하고 연구하였는데, 그는 국소 대류 열전달계수에 니크롬피를 따른 원주(θ)방향의 온도분포에 의한 열전달율의 영향이 거의 무시할 만하다고 결론지었다. 그리고 Petrie와 Simpson(1972)도 0.05mm 스테인리스 스틸 막판을 원형으로 감아서 전기적으로 저항 가열하여 적교 유동 속에서 대류열전달 실험을 하였는데, 일정 열유속으로 가정하였다. 그러나 열교환기들에 사용하는 대부분의 원형실린더들은 적당한 두께를 가지고 있기 때문에, 가열되는 원형실린더 주위로 비대칭적으로 유체가 유동할 경우에는 원형실린더의 원주방향으로 열전도의 영향을 받아서 표면온도와 열유속이 일정

하지 않게 된다.

따라서 실험적인 연구에서는 국소 표면온도와 국소 표면 열유속을 동시에 측정하여야 하지만 이것은 매우 어렵다. 그러므로 원형실린더 주위의 열경계조건은 원형실린더 표면의 국소 온도들을 측정하고, 측정된 온도를 이용하여 원형실린더 벽에 대하여 열전도 방정식을 풀어서 국소 열유속을 구한다. 이 열전도 방정식은 원형실린더의 직경, 두께, 재질 그리고 작동유체의 물성치등의 영향을 받으며, 이 식을 풀면 원주방향의 열전도가 국소 대류 열전달에 미치는 영향을 알 수 있다. 한 예로 Lee와 Kakade(1976)의 연구에서 국소 대류 열전달계수의 분포에 영향을 미치는 실린더 벽면의 온도 분포와 실린더 내부의 원주 방향의 열전달에 관한 문제를 실린더의 두께(b), 외경($2R$) 그리고 유체와 실린더의 열전도계수의 비(k_f/k_w)에 따른 무차원 계수 ($K^* = k_w R / kb$)를 사용하여 평가하고, 실험모델을 직접 전기저항으로 가열하여 실험적인 방법으로 원주방향(θ)의 일차원 해로 가정하고 연구하였다. 그는 무차원 계수 K^* 의 값에 따라 실린더 내부의 원주 방향의 열전달효과가 서로 다르며, 계수 K^* 의 값에 따라 국소 표면온도와 국소 대류 열전달계수의 분포는 서로 크게 다를 수 있다고 보고하였다. 그러나 전기적으로 직접 원형실린더를 가열하는 저항가열방식의 대류 열전달 실험에서 원형 실린더의 두께에 관계없이 일차원으로 가정하고 해석을 하

있을 뿐, 수치해석을 병행한 이차원 열전달 해석은 하지 않았다. 특히 Lee와 Kakade(1976 ; 1972)는 이전의 연구자들이 사용한 박판의 원형실린더가 아니라 두께가 두꺼운 상용 원형실린더를 실험모델로 하였음에도 불구하고 열전도 방정식을 일차원으로 가정하고 해석하였다. 그리고 Lee등(1990)도 직접 저항가열 방식으로 원형실린더의 재질과 두께등을 달리하여 원주방향의 열전도가 풀비등(pool boiling) 열전달에 미치는 영향에 대하여 연구하였는데, 국소 열전달계수를 일차원으로 가정하고 계산하였다.

본 연구에서는 직교유동 속에서 전기적으로 직접 저항 가열하는 원형실린더를 대상으로 대류열전달 실험을 수행하고, 원형실린더 표면에서 측정된 국소 표면온도들을 경계조건으로 사용하여, 원형실린더 고체부분의 이차원 온도분포를 수치해석으로 풀어서 국소 열전달계수를 일차원 해석과 서로 비교한다. 그리고 기존의 연구자가 일차원으로 해석한 것을 다시 이차원으로 해석해서 서로 비교해 보고자 한다.

2. 실험모델과 실험방법

본 연구에서 사용한 풍동은 개회로 노즐형 흡입식으로 실험구간이 투명한 아크릴로 되어 있으며, 내부 단면의 크기가 $151 \times 64\text{mm}$ 이고 길이가 1200mm 이다. 균일 유동을 얻기 위하여 송풍기 입구에 메시(mesh)가 설치되었고 풍동내의 공기유속은 송풍기 뒤에 설치된 유량조절 밸브의 개도를 사용하여 조절할 수 있다. 실험구간 속도장은 calibrator에 의해서 보정된 I-Probe를 통하여 CTA형의 원선 유속계로 측정하였으며 난류강도는 3% 이내이다. 주류속도는 피토(Pitot) 튜브와 마이크로 마노미터로 측정하였다.

실험은 공기의 속도를 $10 \sim 30 \text{ m/s}$ 범위에서 맞춘 후, 실험모델의 공급 열량을 설정하고, 정상상태에서 실험을 반복 수행하여 재현성을 확인한다. 공기의 온도들은 32개의 지점을 동시에 0.01°C 의 분해능으로 측정할 수 있는 온도측정장치(digistrip 4SPPLUS, Kaye)로서 측정하고, PC를 통해서 저장된다. 실험모델들의 전압은 $1.0 \times 10^3 \text{ mV}$ 까지 측정이 가능한 디지털 밀리볼트에 연결하여 측정하고, 전류는 Shunt가 부착된 전류계와 밀리 볼트미터를 사용하여 측정한다. 직류 전원공급기 용량은 100 kW 이상이다.

실험모델은 외경이 15mm 인 금속 원형 실린더를 사용하였으며, 직접 전기저항 가열이 가능한 스테인레스 스틸 재질을 사용하여 2개의 전기 저항가열식의 실험모델을 제작하였다. 온도측정을 위해서 실험모델들의 중심에서 좌측 반은 30° 간격으로, 대칭성을 확인하기 위하여 우측 반은 60° 간격으로 T-type의 열전대 9개를 원형실린더 표면에 원둘레 방향으로 부착하였다. 열전대와 모델의 표면이 접하는 부분에는 공기 속에서 직접 표면온도 측정이 가능하도록 식류 전원공급기에 의한 전기적 간섭 현상을 방지하기 위하여 열전도도가 높은 예폭시로 절연을 하였다. 단열재로서는 석면을 사용하여 내부 벽면에서 단열조건을 만들었다. 전기가열식 실험모델에서 공급된 전압을 측정하기 위하여 원형실린더의 중심으로부터 좌측 30mm , 우측 30mm 즉 60mm 의 간격으로 전압측정을 위한 단자로 2개의 선을 원형실

린더 내부 벽면에 절용점으로 부착하였다.

그리고 본 연구에서 사용한 2 개의 실험모델 이외에, 두께와 재질이 다른 5 개의 원형실린더들을 이용하여 본 연구와 거의 동일한 실험을 하였으나, 일차원으로만 해석한 Kakade(1976 ; 1972)의 데이터들을 다시 이차원으로 분석하여 비교하고자 한다. 실제로 Kakade가 사용한 실험모델들은 직경이 약 25.4mm (약 1인치) 부근이고 두께가 약 $0.85\text{mm} \sim 3.5\text{mm}$ 정도의 모델들로서 상용 열교환기 등에 직접 사용하는 원형실린더들이다. 따라서 이전의 연구자들이 사용한 약 0.05mm 정도의 두께를 가진 원형의 실험모델들과는 상당한 차이를 보이고 있다. 본 연구에서 사용한 실험모델 2 개와 Kakade의 실험모델 5 개를 Table 1에 요약하여 기록하였다.

3. 열전도 방정식

원형실린더의 고체내부에 균일 열에너지가 발생(constant heat generation)할 경우(직접가열)에 고체재료에서 이차원 온도분포에 대한 정상상태 에너지 보존모델을 생각하여 보자. 그림 2 에서 단위길이 기준으로 반경이 r_0 이고 두께가 b 인 이상적인 test model 에 빛줄 친 부분에 대해서 고려하면

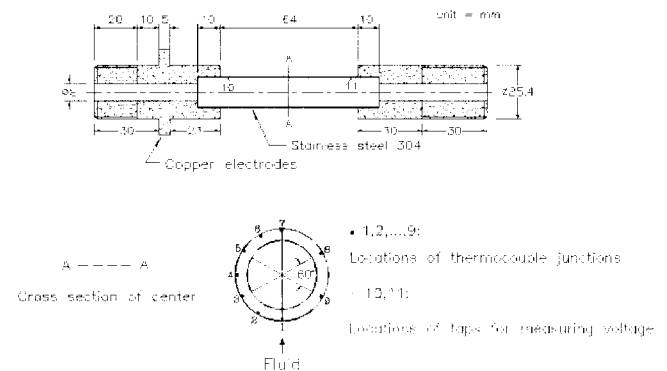


Fig. 1 Details of test model and thermocouple junction

Table 1 Size of heating test tubes for direct heating

No.	Material	D (mm)	b (mm)	$\frac{r_0}{b}$	$\frac{k_f}{k_s}$	K^*	Remarks
1	SUS 304	15.0	1.0	7.50	0.00186	0.0134	Present study
2	SUS 304	15.0	0.8	9.38	0.00186	0.0175	study
3	Monel 400	25.8	3.5	3.69	0.00044	0.00164	
4	SUS 304	25.3	3.3	3.85	0.00186	0.0071	
5	Inconel 600	25.8	2.35	5.49	0.00172	0.0095	Kakade
6	SUS304	25.4	1.25	10.16	0.00186	0.0189	
7	SUS304	25.4	0.85	14.94	0.00186	0.0278	

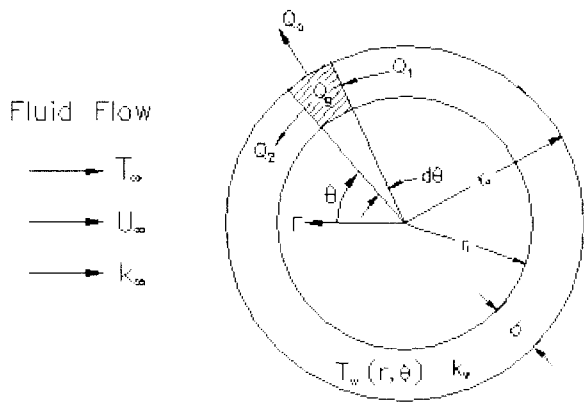


Fig. 2 Idealized test model for direct heating

$$\begin{aligned}
 Q_1 &= \int_{r_i}^{r_o} \frac{k_w}{r} \frac{\partial T_w(r, \theta)}{\partial \theta} dr \\
 Q_2 &= - \int_{r_i}^{r_o} \frac{k_w}{r} \frac{\partial T_w(r, \theta)}{\partial \theta} dr \\
 &= \frac{d}{d\theta} \int_{r_i}^{r_o} \frac{k_w}{r} \frac{\partial T_w(r, \theta)}{\partial \theta} dr d\theta \quad (1)
 \end{aligned}$$

$$Q_w = q_w''(\theta) r_o d\theta$$

$$Q_{in} = \dot{q} (\pi r_o^2 - \pi r_i^2) \frac{d\theta}{2\pi} = \dot{q} \cdot \frac{r_o^2 - r_i^2}{2} d\theta$$

이고 에너지 보존법칙을 적용하면 아래와 같다. 여기서 복사손실을 무시할 수 있다고 가정한다.

$$Q_1 + Q_{in} = Q_w + Q_2 \quad (2)$$

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

$$\begin{aligned}
 &\frac{d}{d\theta} \int_{r_i}^{r_o} \frac{k_w}{r} \frac{\partial T_w(r, \theta)}{\partial \theta} dr \\
 &= r_o q_w''(\theta) + \frac{r_o^2 - r_i^2}{2} \dot{q} = 0 \quad (3)
 \end{aligned}$$

3.1 일차원 해석

직접 저항 가열되고 있는 원형 실린더의 두께가 얇고 반경방향의 온도변화가 원주방향의 온도변화에 비해서 무시할 수 있다면, 즉, 원형 실린더의 두께가 매우 얇을 경우에 반경 방향의 일차원이 없음을 경우에, 식 (3)을 일차원 방정식의 형태인 식 (4)로 표시할 수 있다.

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

여기서 이차원 열전도방정식이 일차원 열전도방정식이 되기 위한 가정은 아래와 같다.

$$\frac{r_o^2 - r_i^2}{2r_o} \approx b,$$

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

두 가지 가정 모두 원형실린더의 두께가 매우 얇음을 요구한다. 즉 $b \ll r_o$ 인 경우이다. 식 (5)는 원형실린더의 두께가 매우 얇을 경우에는 원주방향(θ)의 일차원 온도분포 $T(\theta)$ 로 가정할 수 있음을 나타낸다. 이 식은 저항 가열방식을 사용하여 국소 열전달을 연구한 Giedt, Kakade 등이 사용했던 식과 거의 동일하다. 식 (4) 에서 온도 T_w 대신에 무차원 온도 η 를 도입하면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{d^2 \eta}{d\theta^2} - \frac{K^*}{2} \overline{Nu} \eta \left[\frac{q_w''}{q_w''} - 1 \right] = 0 \quad (6)$$

$$\eta = \frac{T_w - T_{in}}{T_{st} - T_{in}}, \quad \overline{\eta} = \frac{\overline{T_w} - T_{in}}{\overline{T_{st}} - T_{in}}$$

$$K^* = \frac{k_f r_o}{k_w b}, \quad \overline{q_w''} = \dot{q} b$$

미분방정식 (6)은 물체항의 계수항에 해당하는 $0.5K^* \overline{Nu} \eta$ 값과 [1] 내의 원형실린더 표면에서 대류 열전달율의 분포가 온도 분포(η)를 결정함을 의미한다. 또한, 온도 분포(η)와 이 계수항의 값이 주어질 경우에는 원형실린더 표면에서 대류 열전달율 $q_w''(\theta)$ 을 식 (4)에 의하여 결정할 수 있다는 뜻이기도 하다. 여기서 $K^*(=k_f r_o/k_w b)$ 는 일차원 해석에서 원주방향의 열전도의 효과를 나타내는 중요한 무차원 계수이다. 그리고 이차원 해석에서는 반경방향으로 온도 구배를 고려하기 때문에, 무차원 계수 K^* 를 열전도계수의 비 k_f/k_w 와 형상계수 r_o/b 로 분리하여 각각 무차원 계수로서 해석하여야한다. 국소 온도분포는 K^* 값의 영향을 받는 함수임을 알 수 있다. 대류 열전달율 $q_w''(\theta)$ 는 K^* 값의 영향을 받는 함수임을 뜻하고 있다. 극단적인 두가지 경우, 즉 $K^* = \infty$ 라는 원형실린더 표면의 경계조건이 $q'' = constant$ 인 경우이고, $K^* = 0$ 인 경우는 원형 실린더 표면의 열경계조건이 $T_w = constant$ 인 경우가 될 수 있다. 일반적으로 식 (4)와 식 (6)에서 $q''(\theta)$ 혹은 $T_w(\theta)$ 를 알면 국소 대류 열전달율 $q_w''(\theta)$ 를 알 수 있다. 직접 저항가열일 경우에, 원주방향(θ)의 전도 열전달을 고려한 일차원 국소 대류 열유속 $q_w''(\theta)$ 는 식 (4)에서 아래와 같이 표현할 수 있다.

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

여기서 $d^2 T_w / d\theta^2$ 의 값은 Fig. 3과 같이 원주방향의 온도분포에 대한 측정 실험 데이터를 스플라인 보간법(spline curve)으로

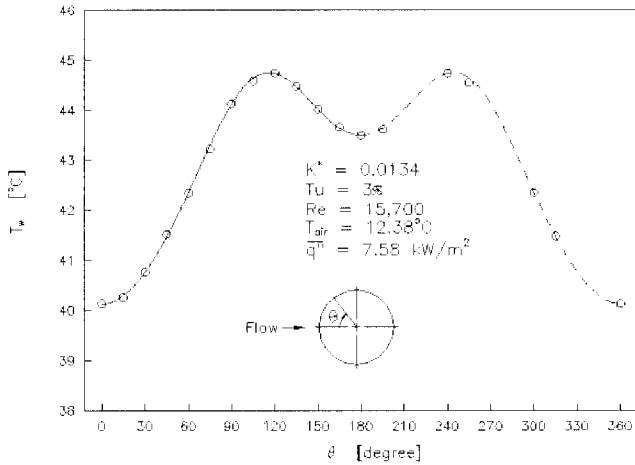


Fig. 3 A measurements of circumferential wall temperature distribution

로 실험으로 측정된 사이의 값을 추정된 값들을 사용하였다. 이와 같이 측정된 실험 자료를 활용하여 $q_w''(\theta)$ 값을 평가할 수 있다.

국소 온도분포 $T_w(\theta)$ 와 국소 대류 열전달율 $q_w''(\theta)$ 를 알면, 식 (8)과 같이 국소대류 열전달 계수 $h(\theta)$ 도 평가할 수 있다.

$$h(\theta) = \frac{q_w''(\theta)}{T_w(\theta) - T_\infty} \quad (8)$$

3.2 이차원 해석

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

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(k_r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(k_\theta \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + \frac{\dot{q}}{k_w} = 0 \quad (9)$$

이차원 열전도 방정식 (9)는 원형실린더의 바깥 표면과 안쪽 표면에서 온도에 관한 경계조건이 실험적으로 주어지고 공급열량(\dot{q})이 정해지면 원형실린더 내부의 모든 이차원 온도 분포를 이차원 전도방정식의 해법으로 알 수 있음을 뜻한다. 식 (9)를 풀기 위해서 원형실린더의 바깥 표면 ($r = r_o$)에서의 경계조건으로 실험에서 직접 측정된 표면온도와 보간법으로 추정된 국소 표면 온도 $T_w(\theta)$ 를 사용하였다.

$$T(r_o, \theta) = T_w(\theta) \quad (0 \leq \theta \leq 2\pi) \quad (10)$$

원형실린더의 내부 표면 ($r = r_i$)에서 경계조건은 단열조건을 사용하였다.

$$-k_w \frac{\partial T(r_i, \theta)}{\partial r} = 0 \quad (0 \leq \theta \leq 2\pi) \quad (11)$$

원주(θ) 방향 경계조건으로는 실린더 임의의 단면의 접촉 부위에서, 예를 들면 $\theta = 0$ 와 $\theta = 2\pi$ ($r_i \leq r < r_o$) 영역에서

는 실질적으로 동일 지점이기 때문에 두 지점의 온도와 온도의 변화율(즉, 열전달율)이 같다는 연속상태의 경계 조건을 이용할 수 있다.

$$T(r, 0) = T(r, 2\pi) \quad (12)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \theta}(r, 0) = \frac{\partial T}{\partial \theta}(r, 2\pi) \quad (13)$$

이차원 정상상태의 에너지(전도) 방정식은 Patankar(1980)가 제안한 유한체적법(finite volume method)을 적용하였으며, 계산에 적용할 격자수는 r_o/b 의 값에 따라 차이가 있다. 한 예로 $r_o/b = 3.3$ 의 경우에 격자수는 $r < \theta$ 방향으로 50×1250 을 사용하였다. 이산화방정식은 선순법(line-by-line method)을 이용한 TDMA를 적용하는 수치해석 방법을 사용하여 원형실린더 단면의 온도분포를 구할 수 있다.

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

$$\begin{aligned} q_w''(\theta) &= -k_w \frac{\partial T_w(r_o, \theta)}{\partial r} \\ &= h(\theta) [T_w(\theta) - T_\infty] \end{aligned} \quad (14)$$

이차원 해석에서 구한 온도분포 $T_w(r, \theta)$ 와 국소 대류 열유속 $q_w''(\theta)$ 을 알고 있을 경우에, 국소 대류 열전달계수 $h(\theta)$ 는 다음과 같이 평가할 수 있다.

$$h(\theta) = \frac{q_w''(\theta)}{T_w(r_o, \theta) - T_\infty} \quad (15)$$

4. 실험결과 및 고찰

Kakade는 비교적 넓은 범위의 무차원 계수 K^* 값을 가진 실험모델들에 대하여 국소 표면온도들을 측정하면서 강제대류 열전달 실험을 하였으며, 원주방향으로 일차원 온도분포로 가정하고 해석하였다. Table 1을 살펴보면, 본 연구에서 실험한 모델(원형실린더) 1 과 2 는 무차원 계수 K^* 값이 Kakade가 실험한 모델 5 와 6 사이의 범위에 있음을 알 수 있다. 또한 열전도계수의 비 k_i/k_w 의 값은 동일하며, 형상계수 r_o/b 의 값들도 실험모델 5 와 6 사이의 범위에 있다. 따라서 본 연구에서는 Kakade의 실험모델들은 중심으로 이차원 해석을 시도하고 일차원 해석과 비교해 보고자 한다.

4.1 무차원 국소 표면온도 T^+

직접 저항 가열한 모델에 대하여 Reynolds 수가 15,700 일 경우에, Fig. 4 는 실험에서 측정된 원주방향의 무차원 국소 표면온도 T^+ 를 보여준다. 여기서 무차원 계수 K^* 의 영향을 분명히 보여주는데, K^* 의 값이 클수록 원주방향에 따른 무차원 표면온도의 변화가 커짐을 알 수 있다. 그리고 본 연구에서 실험한 모델의 T^+ 값과 Kakade의 실험모델들의 T^+ 값을 비교하였는데, 박리점 부근(약 110°) 이전에는 전체적인 경향이 잘 일치하고 있으며, 박리점 부근 이후는 본 연구의 모델이 상대적으로 변화가 커짐을 알 수 있는데, 이것은 풍동의 내부단면, 난류강도, 세채비 등의 차이에서 기인한 것이라고 보여진다.

4.2 이차원 온도분포

수치해석으로 이차원 온도분포 $T_m(r, \theta)$ 를 구한 결과를 Fig. 5 (a)~(c)에 도시하였는데, Reynolds수는 54,000 이고 등온선은 0.1°C 간격이다. 형상계수 r_o/b 가 작은 Fig. 5(a)와 (b)의 경우에 등온선의 분포를 보면, 원주방향과 반경방향의 이차원 온도분포 $T_m(r, \theta)$ 를 보여주고 있고, 열전도계수의 비 k_f/k_w 가 상대적으로 큰 Fig. 5(b)의 경우가 원주방향의 온도구배와 반경방향의 온도구배가 모두 증가하였고 등온선 간격도 조밀함을 알 수 있다. 이것은 원주방향과 반경방향으로의 열전도가 상대적으로 작기 때문이다. 그리고 등온선의 분포에서 전도 열전달은 최대 온도 부근인 110° 부근에서 전방 정재점(반시계방향)과 후방 정

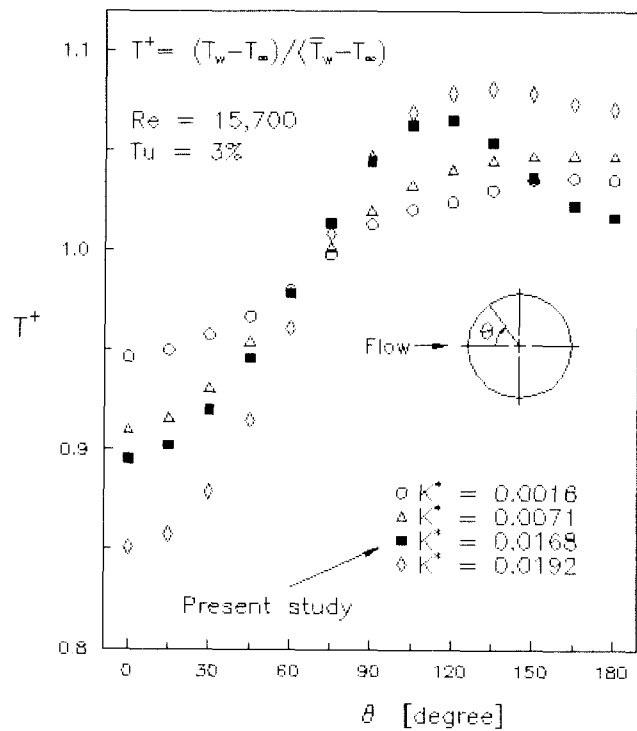


Fig. 4 Non-dimensional circumferential surface temperature distribution

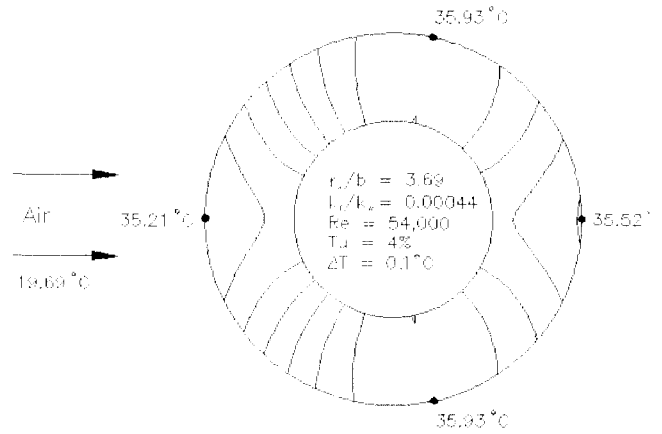


Fig. 5(a) Distribution of isothermal lines
($r_o/b=3.69, k_f/k_w=0.00044, \overline{q_w''}=2393 \text{ W/m}^2$)

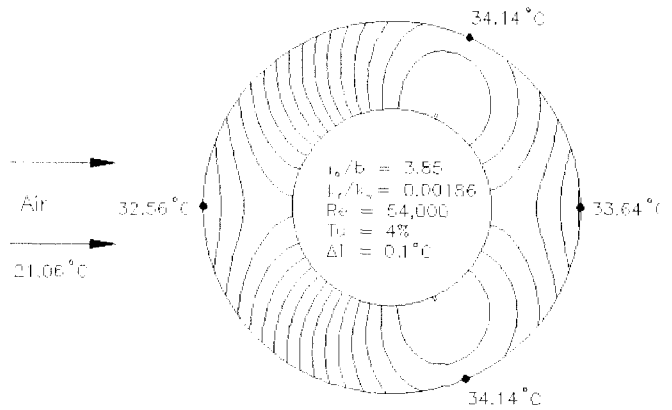


Fig. 5(b) Distribution of isothermal lines
($r_o/b=3.85, k_f/k_w=0.00186, \overline{q_w''}=1978 \text{ W/m}^2$)

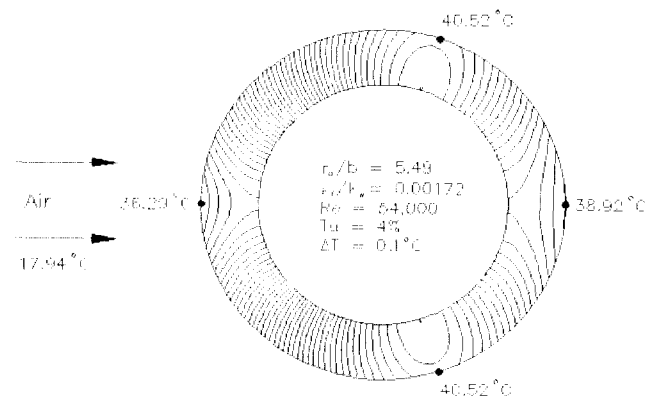


Fig. 5(c) Distribution of isothermal lines
($r_o/b=5.49, k_f/k_w=0.00172, \overline{q_w''}=3299 \text{ W/m}^2$)

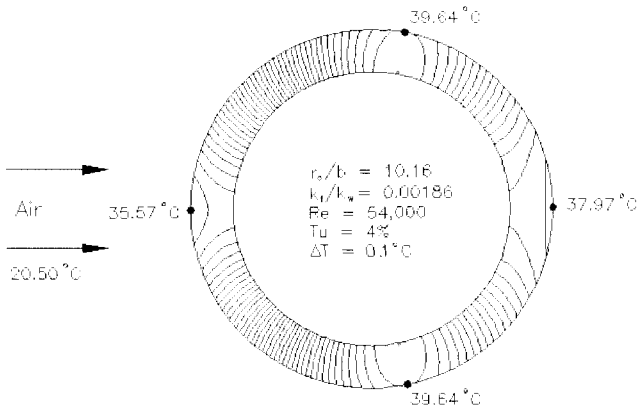


Fig. 5(d) Distribution of isothermal lines
 ($r_o/b=10.16$, $k_f/k_w=0.00186$, $\overline{q_w''}=2813$ W/m²)

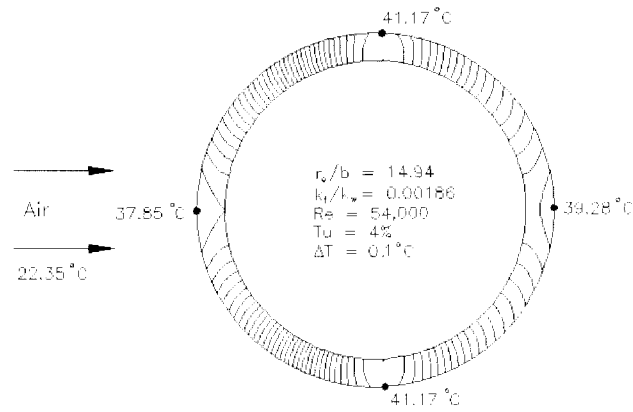


Fig. 5(e) Distribution of isothermal lines
 ($r_o/b=14.94$, $k_f/k_w=0.00186$, $\overline{q_w''}=2982$ W/m²)

체짐(시계방향)으로 흐름을 알 수 있다.

Fig. 5(c)의 경우에는 형상계수가 상대적으로 증가하면서 온도의 분포는 원주방향으로의 일차원 온도분포 $T_w(\theta)$ 에 가까워진다. 그러나 전방 정체점 ($\theta = 0^\circ$) 부근, 최대온도 부근($\theta=115^\circ$)과 후방 정체점 ($\theta=180^\circ$) 부근에서는 반경방향으로 일차원적인 온도분포 $T_w(r)$ 이 지배적임을 볼 수 있다. 그리고 Fig. 5(d)와 (e)에서는 형상계수가 더욱 증가함에 따라 원주방향으로의 일차원 온도분포 $T_w(\theta)$ 에 접근해 감을 알 수 있다.

4.3 전도열전달이 대류열전달에 미치는 영향

원주방향의 전도 열전달이 반경방향의 국소 대류 열전달에 미치는 영향의 정도를 알아보기 위하여 Baughn(1978)이 사용한 식과 유사한 개념의 무차원 식 (16)를 정의하여 무차원 계수 K^* 값에 따라서 분석한 결과를 Fig. 6 에서 보여주고 있다.

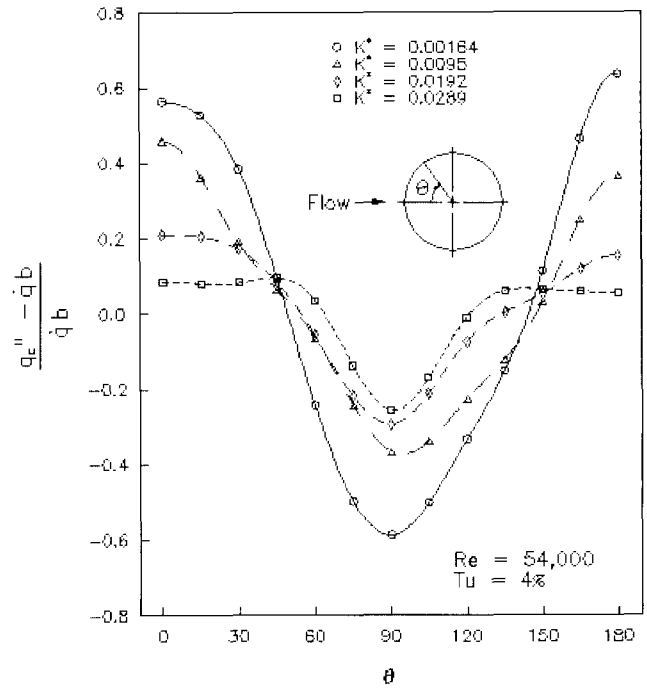


Fig. 6 Effect of wall heat conduction on convection heat transfer

$$\frac{q_w'' - \dot{q}b}{\dot{q}b} = \frac{q_1'' - q_2''}{\dot{q}b} \tag{16}$$

여기서 무차원 식 $(q_w'' - \dot{q}b) / \dot{q}b$ 값은 반경방향의 국소 대류 열전달에 대한 원주방향의 전도 열전달의 영향을 나타내는 데, K^* 값이 작아질수록 상대적으로 증가하여, 무차원 식 $(q_w'' - \dot{q}b) / \dot{q}b$ 값의 변화가 커짐을 볼 수 있다. 특히 전·후방 정체점 부근과 최소 대류 열전달 영역($\theta=110$ 부근)에서 원주방향의 전도열전달의 영향이 크음을 알 수 있다. 그 정도는 최소 대류 열전달 영역에서 최대이며 대략 60% 정도이다.

4.4 국소 대류열전달 계수

Fig. 7(a)~(e) 에서 Reynolds수 54,000의 경우에 전도 열전달을 원주방향(θ)의 일차원으로 해석하였을 경우와 이차원으로 전도 열전달을 해석할 경우의 국소 열전달 계수를 서로 비교하여 도시하였다. 원주방향의 전도열전달을 일차원으로 가정하였을 경우에 식(5)의 첫 번째식에서 형상계수 r_o/b 가 작아짐에 따라서 좌변과 우변의 차이가 증가하므로, 이차원 해석과의 차이가 증가함을 예측할 수는 있으나, 각도(θ)에 대한 구체적인 국소 열전달 계수의 차이는 실험과 해석을 통해서 알 수가 있다. 전체적인 경향은 형상계수 r_o/b 가 작아짐에 따라 두 해들의 차이가 증가함을 알 수 있고, 각도(θ)에 따른 국소 열전달 계수의 상대오차는 박리점 부근(약 90°)에서 가장 크다. 또한 Fig. 7(a)와 (b)에서 열전도계수의 비 k_f/k_w 의 영향을 볼 수 있는데, 열전도 계수의 비가 작아짐에 따라 원주방향의 열전도가 증가하여, 국

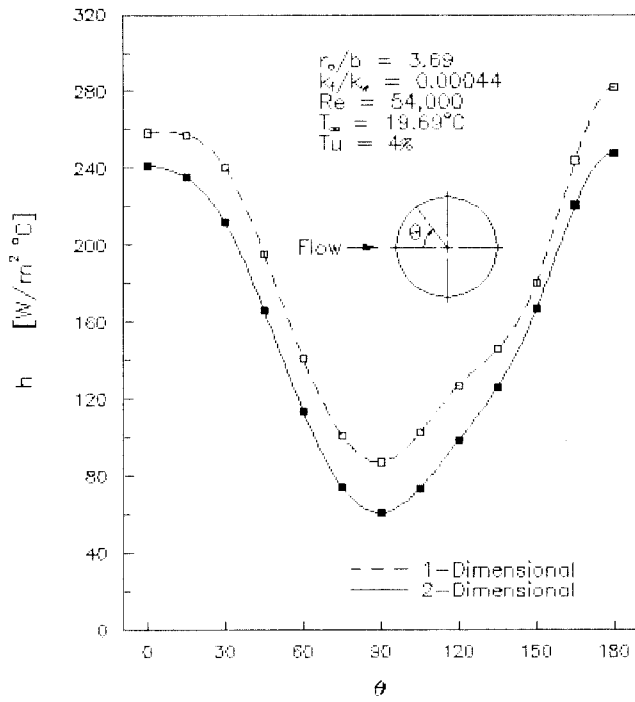


Fig. 7(a) Local heat transfer coefficients
 ($r_0/b = 3.69$, $k_t/k_w = 0.00044$, $K^* = 0.00164$)

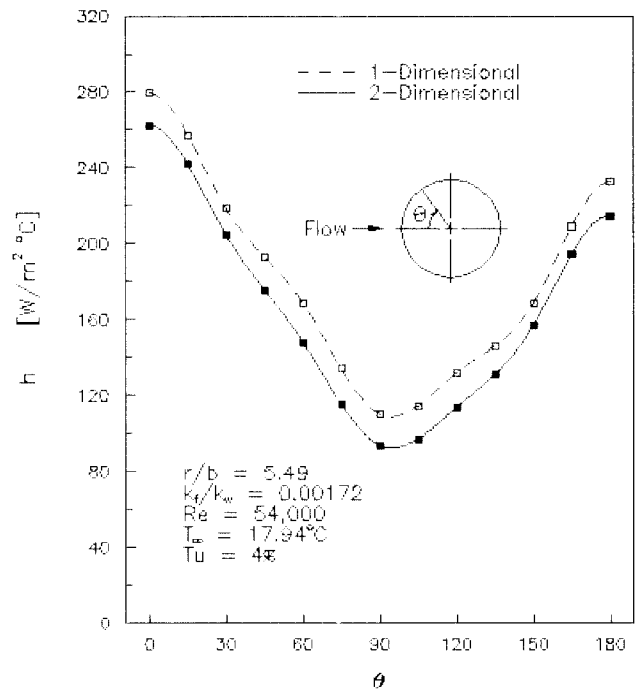


Fig. 7(c) Local heat transfer coefficients
 ($r_0/b = 5.49$, $k_t/k_w = 0.00172$, $K^* = 0.095$)

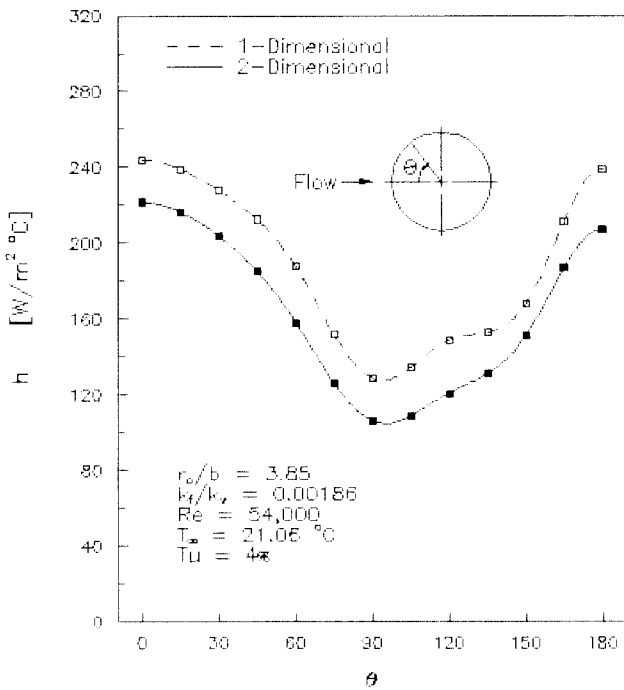


Fig. 7(b) Local heat transfer coefficients
 ($r_0/b = 3.85$, $k_t/k_w = 0.00186$, $K^* = 0.0071$)

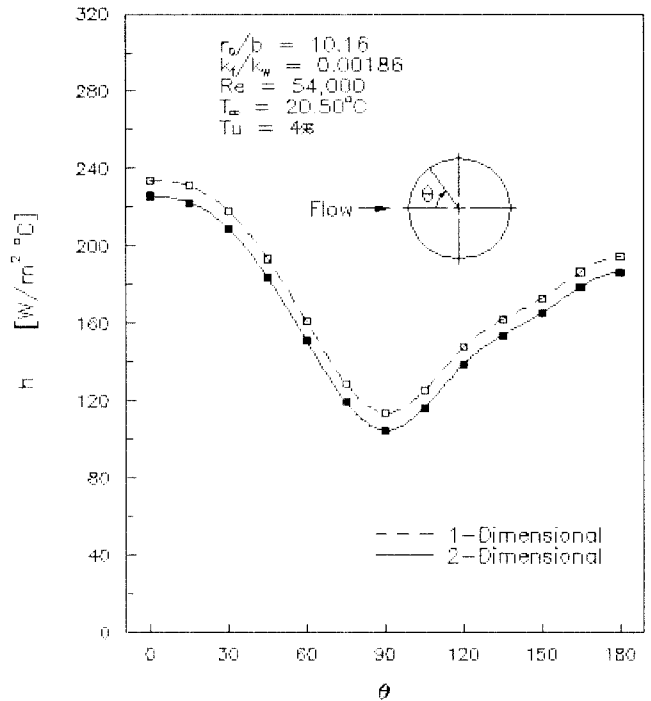


Fig. 7(d) Local heat transfer coefficients
 ($r_0/b = 10.16$, $k_t/k_w = 0.00186$, $K^* = 0.0192$)

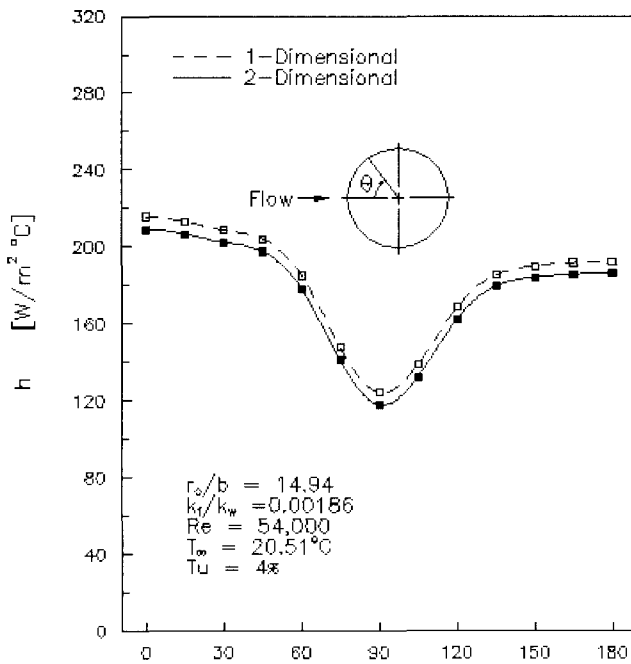


Fig. 7(e) Local heat transfer coefficients

$$(r_o/b = 14.94, k_f/k_w = 0.00186, K^* = 0.0289)$$

소 열전달 계수의 변화가 증가함을 알 수 있다(Fig. 6 참조). 그러므로 최소 국소열전달이 일어나는 박리점 부근에서 절대오차는 거의 비슷하지만, 열전도계수의 비 k_f/k_w 가 작아지면 원주 방향의 열전도가 증가하여 국소 열전달계수의 최소값이 감소하므로 일차원 해와 이차원 해의 상대오차는 증가한다. 실제로 Fig. 7(a)와 (b)의 최소 국소 열전달계수에 대한 절대오차는 (a)의 경우가 26.3 정도이고 (b)의 경우가 23.0 정도이지만, 상대오차는 (a)의 경우가 43% 이고 (b)의 경우가 22% 로 약 2배의 차이를 보여준다. 그리고 Fig.7(d)와 (e)에서 형상계수 r_o/b 가 작아짐에 따라 국소 열전달 계수의 상대적인 변화가 증가함을 알 수 있다. 따라서 형상계수 r_o/b 와 열전도계수의 비 k_f/k_w 가 작아질수록 국소 열전달계수에 대한 일차원 해와 이차원 해의 상대오차가 증가함을 알 수 있다.

5. 결 론

직접 가열되는 원형실린더에 대하여 강제대류 열전달 실험을 수행하였다. 전도 열전달이 대류 열전달에 미치는 영향을 이차

원 수치 해석적인 연구로 해석하고 일차원해석과 비교하였으며, 반경방향의 국소 대류열전달에 원주방향의 전도 열전달이 미치는 영향을 연구하였다.

- (1) 형상계수 r_o/b 가 작을수록 원형실린더 단면의 온도분포는 이차원방향의 온도분포가 뚜렷하다.
- (2) 열전도계수의 비 k_f/k_w 와 형상계수 r_o/b 가 작아질수록 원형실린더 주위의 국소 대류 열전달계수는 원주방향의 전도열전달의 영향을 더욱 크게 받고 있으며, 원형실린더 주위의 국소 열전달계수에 대한 평가에서 일차원해와 이차원 해의 차이가 증가하였다.

참 고 문 헌

- 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.
- Giedt, W. H.(1949). "Investigation of variation of point unit heat transfer coefficient around a cylinder normal to an air stream", Trans. Am. Soc. Mech. Engrs 71, pp 375~381.
- Kakade, S. G.(1972). "Effect of Peripheral Wall Conduction on Heat Transfer from a Cylinder from a Cylinder in Cross Flow", M.S. Thesis, University of Ottawa.
- Lee, Y. and Kakade, S. G.(1976). "Effect of Peripheral Wall Conduction on Heat Transfer from a Cylinder in Cross Flow", Int. J. Heat Mass Transfer, 19, pp 1031~1037.
- Lee, Y.(1993). "Effect of Conjugation on Heat Transfer in Single and Two Phase Flows", Invited Lecture, AFERC Conference.
- Lee, Y., Zeng, Y. and Shigechi, T.(1990). "Conjugated Heat Transfer of Nucleate Pool Boiling on a Horizontal Tube", Int. J. Multiphase Flow, Vol. 16, No. 3, pp 421~428.
- Patankar, S. V.(1980). "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere, New York.
- Petrie, A. M. and Simpson, H. C.(1972). "An experimental study of the sensitivity to free stream turbulence of heat transfer in wakes of cylinders in cross flow", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.15, pp 1497~1513.
- Zukauskas, A. and Ziugzda, J.(1985). "Heat Transfer of a Cylinder in Cross-flow", Hemisphere Publishing Corporation.

2001년 2월 16일 원고 접수

2001년 4월 25일 수정본 채택