

# 원관 주위로 공기의 국소 대류 열전달에 대한 연구

이 역 수<sup>†</sup>

부경대학교 기계공학부

## Investigation of Local Convective Heat Transfer around a Circular Tube in Cross Flow of Air

Euk-Soo Lee<sup>†</sup>

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

(Received February 24, 2004; revision received April 16, 2004)

**ABSTRACT:** With circular tube heated directly or indirectly placed in a cross flow, heat flows circumferentially by conduction due to the asymmetric nature of the fluid flow around the perimeter of the circular tube. The circumferential heat flow affects the wall temperature distribution to such an extent that in some cases. The effects of circumferential wall heat conduction on local convective heat transfer is investigated. The wall heat conduction parameter which can be deduced from the governing energy equation should be used to express the effect of circumferential heat conduction. Two-dimensional temperature distribution is presented through the numerical analysis. The comparison of one-dimensional and two-dimensional solutions is demonstrated on graph of local Nusselt numbers.

**Key words:** Local Nusselt number(국소 Nusselt 수), Two-dimensional temperature distribution (2차원 온도분포), Wall heat conduction parameter(무차원 열전도계수), Shape factor(형상계수)

### 기 호 설 명

$b$  : 원관의 두께 [m]  
 $D$  : 원관의 외경 [m]  
 $h$  : 국소 대류 열전달계수 [ $W/m^2 K$ ]  
 $k$  : 열전도계수 [ $W/m^2 K$ ]  
 $L$  : 실험모델의 길이 [m]  
 $Nu$  : 국소 Nusselt 수  
 $P_w$  : 무차원 열전도계수,  $(\overline{h r^2})/(k_w b)$

$\dot{q}$  : 단위체적당 열발생률 [ $W/m^3$ ]  
 $q''$  : 국소 대류열유속 [ $W/m^2$ ]  
 $r$  : 원관의 반경 [m]  
 $r^+$  : 무차원 반경,  $r/r_o$   
 $Re$  : Reynolds 수,  $UD/\nu$   
 $T$  : 온도 [ $^{\circ}C$ ]  
 $T^+$  : 무차원 국소 표면온도  
 $Tu$  : 난류강도  
 $U$  : 유속 [m/s]

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-51-620-1617; fax: +82-51-623-8495

E-mail address: esolee@pusan.ac.kr

그리스 문자

$\varepsilon$  : 방사율

- $\theta$  : 원주방향 좌표  
 $\sigma$  : Stefan-Boltzmann 상수

### 상첨자

- \*, + : 무차원 변수  
 — : 평균

### 하첨자

- $c$  : 대류  
 $f$  : 유체  
 $g$  : 열발생  
 $i$  : 원관의 내부 표면  
 $o$  : 원관의 외부 표면  
 $w$  : 원관(고체)  
 $\infty$  : 자유유동

## 1. 서 론

원관에 대하여 직교방향으로 유체가 유동할 경우에, 원관 주위의 국소 대류 열전달에 대한 실험연구에서 열 경계조건을 결정할 필요가 있다. 원관은 임의의 두께를 가지고 있기 때문에 원관의 두께와 재질에 의하여 원주방향으로 열전도의 영향을 받아서 표면온도와 열유속이 일정하지 않다. 따라서 국소 열전달에 대한 실험적 연구에서는 원관 주위의 국소온도와 국소 열유속이 동시에 측정되어야 하는데, 이것은 매우 어렵다. 그러므로 대부분의 경우에 국소온도는 측정하지만 국소 열유속은 원관에 대하여 열전도방정식을 풀어서 국소 열유속을 구한다. 많은 실험적 연구에서 문제를 단순화하기 위하여 두께가 얇은 원관이나 박판 등을 가열하여, 원관에 대한 열전도 문제를 원주( $\theta$ )방향의 1차원으로 가정하고 해석하였다. 한 예로 Giedt<sup>(1)</sup>는 Lucite 재질의 원형 실린더에 나선형으로 감은 0.05 mm의 니크롬띠를 전기적으로 저항가열하여, 넓은 범위에 걸쳐서 원형 실린더 주위의 국소온도를 측정하고, 국소 열유속은 원주방향( $\theta$ )의 1차원적으로만 가정하고 연구하였는데, 국소 대류 열전달에 대한 원주( $\theta$ )방향의 열전도의 영향이 매우 작았다.

또한 원관에 대한 이론적 연구에서도 문제를

단순화시켜기 위하여 1차원으로 가정하고 해석하였다. Reynolds<sup>(2)</sup>는 원관의 내부 유동에 대하여 원관의 내벽에 원주방향의 공급 열유속을 임의로 가정하고 열전도가 대류 열전달에 미치는 영향을 이론적으로 연구하였는데, 그도 역시 열전도 문제를 1차원으로 가정하고 해석하였다. Baughn<sup>(3)</sup>도 원관의 내부 유동에서 원주방향의 열전도가 열경계조건에 미치는 영향에 대하여 이론적인 연구를 하였는데, 1차원 해(solution)와 2차원 해가 차이가 있음을 보였다.

Lee and Kakade<sup>(4)</sup>는 국소 대류 열전달계수의 분포에 원주방향의 열전도가 미치는 영향을 실험적으로 연구하였는데, 그들도 1차원으로 가정하고 해석을 하였다. 그런데 그들은 이전의 연구자들은 주로 사용한 얇은 원관이 아니라 두께가 두꺼운 상용 원관을 실험모델로 하였음에도 불구하고 열전도방정식을 1차원으로 가정하고 해석하였다. 그러나 열교환기 등에 쓰이는 대부분의 원관은 임의의 두께를 가지고 있기 때문에, 상대적으로 두꺼운 원관의 경우는 수치해석을 통한 2차원 해석이 필요하다.

본 연구에서는 전기적으로 직접가열과 간접가열되는 원관들을 실험모델로 사용하여 대류 열전달 실험을 수행하였다. 그리고 원관의 표면에서 측정된 국소 표면온도들을 보간하여 경계조건으로 사용하여 2차원으로 수치해석을 수행하고, 1차원 해석도 함께 수행하여 서로 비교하여 보고자 한다.

## 2. 실험방법과 실험모델

대부분의 대류 열전달 실험에서는 실험모델의 재질이 전기적으로 저항가열이 가능할 경우는 원관에 직접 열이 발생하는 방식(직접가열)을 사용하고, 전기저항이 매우 작거나 비철금속일 경우는 원관의 내부 표면나 외부 표면에 일정 열유속을 공급하는 방식(간접가열)을 사용한다. 그러나 이 두 가지 방법에 대하여 큰 차이는 두지 않는다.

임의의 두께를 가진 원관 주위의 국소 대류 열전달 문제에 대하여 정밀한 국소 온도측정 실험을 수행하였다. 본 연구에서 사용한 실험모델들은 재질이 SUS304로서 두께가 0.8~1.5 mm 정도이고, 열량공급방법은 간접가열과 직접가열의 2가지 방식을 사용했다.

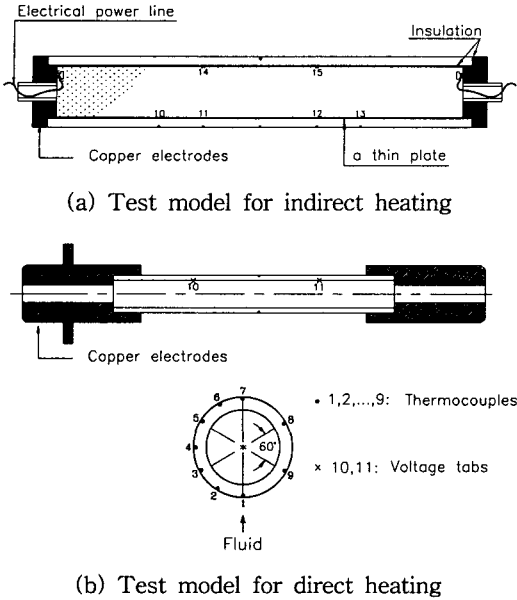


Fig. 1 Details of test models and thermocouple junctions.

Fig. 1에서 간접가열방식의 모델은 내부에 위치한 스테인레스 박판(0.03 mm)을 전기저항체로 전기가열하여 내부에 일정한 열유속( $q_i''$ )을 공급하는 방법으로 실험모델을 가열하였다. 온도측정을 위해서 실험모델들의 중심에서 위쪽 반은 30° 간격으로, 대칭성을 확인하기 위하여 아래쪽 반은 60° 간격으로 T-type의 열전대 7개를 원형 실린더 중심부의 한 단면에서 표면에 원주방향으로 심고 중심에서 좌우로 열전대를 심어서 측방향의 열전도 손실을 평가하였다. 공급열량의 측정은 원관의 중심에서 좌우로 2개의 구리선을 사용하여 직접 측정한다. 실험은 실험모델의 공급열량을 일정하게 조정하여 정상상태에서 실험을 수행하고, 실린더의 축을 중심으로 모델을 15° 회전시켜서 다시 정상상태의 실험을 한다.

직접가열방식의 실험 모델은 외경이 15 mm와 19 mm인 금속 원관을 사용하였으며, 직접 전기 저항 가열이 가능한 스테인레스 스틸 재질을 사용하여 실험 모델을 제작하였다. 온도측정은 간접가열방식과 거의 동일하지만, 직류 전원공급기에 의한 전기적 간섭 현상을 방지하기 위하여 열전도도가 높은 에폭시(thermal bond #OB-200, Omega)로 절연을 하였다. 직류 전원공급기의 용량은 200 kW 정도이다. 본 연구에서 사용한 실험

Table 1 Size of heating test tubes (Re=15,700)

No.	D (mm)	b (mm)	$\bar{r}/b$	$P_w$	Remarks
1	15.0	1.0	7.0	0.42	Direct heating
2	15.0	0.8	8.9	0.56	
3	19.0	0.8	11.4	0.71	
4	38.1	1.5	12.2	0.80	Indirect heating
5	38.1	1.0	18.6	1.21	
6	38.1	0.7	26.7	1.83	

모델들을 Table 1에 요약하여 기록하였다.

본 연구에서 사용한 풍동은 개회로 노즐형 흡입식으로 실험구간이 투명한 아크릴로 되어 있으며, 단면적의 크기가 400×400 mm이고 길이가 1,000 mm이다. 풍동 내의 공기유속은 교류 전동기의 주파수 변환기를 사용하여 조절할 수 있다. 실험구간 속도장은 보정장치에 의해서 보정된 I-Probe를 통하여 CTA형의 열선 유속계로 측정하였으며, 난류강도는 실험구간의 스크린 수와 사이즈, 그리고 속도에 의해서 변화될 수 있으나 3% 이내이다. 주류속도는 Pitot tube와 Micro-manometer로 하였다.

### 3. 원관의 열전도방정식

원관의 고체 내부에서 균일 열에너지가 발생할 경우(직접가열) 혹은 원관의 내부 표면에서 균일 열유속이 있을 경우(간접가열), 고체재료에서 2차원 온도분포에 대한 정상상태 에너지 보존모델을 생각하여 보자. Fig. 2에서 단위길이 기준으로 의

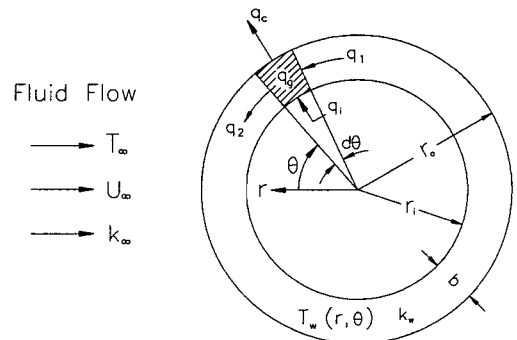


Fig. 2 Steady state energy balance for a tube wall element.

경이  $r_o$ 이고 두께가  $b$ 인 이상적인 실험모델에 벗어난 부분에 대해서 고려하면 열전달률은 아래와 같다.

$$\begin{aligned}
 q_1 - q_2 &= \frac{d}{d\theta} \int_{r_i}^{r_o} \frac{k_w}{r} \frac{\partial T_w(r, \theta)}{\partial \theta} dr d\theta \\
 q_c &= q_o''(\theta) r_o d\theta \\
 q_i &= q_i'' r_i d\theta \\
 q_g &= \dot{q} \frac{r_o^2 - r_i^2}{2} d\theta
 \end{aligned} \tag{1}$$

여기서 복사 열전달률을 대류 열전달률에 포함시켜 에너지보존법칙을 적용하면 아래와 같다.

$$q_1 + q_g + q_i = q_2 + q_c \tag{2}$$

열전도방정식인 미분방정식을 적분한 형태로 표시하면 2차원 정상상태 에너지보존방정식은 아래와 같이 표시할 수 있다.

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

### 3.1 1차원 해석

대부분의 원관 주위의 국소 열전달에 대한 실험적 연구는 원주방향의 열전도에 의한 영향을 줄이기 위해서 두께가 매우 얇은 박판이나 리본 혹은 얇은 원관으로 실험이 수행되었으며, 또한 1차원으로 가정하고 해석하였다. 원관의 두께가 얇고 반경방향의 온도변화가 원주방향의 온도변화에 비해서 무시할 수 있다면, 식(3)을 1차원 방정식의 형태인 식(4)로 표시할 수 있다.

$$\frac{k_w b}{r^2} \frac{d^2 T_w}{d\theta^2} - q_c''(\theta) + q_i'' + \dot{q} b = 0 \tag{4}$$

여기서 2차원 열전도방정식이 1차원 열전도방정식이 되기 위한 가정은 아래와 같다.

$$\begin{aligned}
 \frac{r_o^2 - r_i^2}{2r_o} \simeq b, \quad \frac{r_i}{r_o} \simeq 1, \\
 \frac{1}{r_o} \frac{d}{d\theta} \int_{r_i}^{r_o} \frac{k_w}{r} \frac{\partial T_w(r, \theta)}{\partial \theta} dr \simeq \frac{k_w b}{r^2} \frac{d^2 T_w(\theta)}{d\theta^2}
 \end{aligned} \tag{5}$$

3가지 가정 모두 원관의 두께가 반경에 비하여 얇음을 요구한다. 즉,  $b \ll r_o$ 인 경우이다. 첫번째 가정은 직접가열의 경우에 대한 것이고, 두번째 가정은 간접가열인 경우에 대한 것이다. 그리고 세번째 가정은 두 가지 모두에 해당되는데, 원관의 두께가 얇을 경우에는 반경방향의 열저항은 무시할 수 있고, 원주방향( $\theta$ )의 1차원 온도분포  $T_w(\theta)$ 로 가정할 수 있음을 나타낸다. 또한 식(5)는 원주방향의 열전도가 국소 열전달에 미치는 영향을 연구한 Reynolds<sup>(2)</sup>와 Baughn<sup>(3)</sup>의 경우와 동일하며, 저항 가열방식을 사용하여 국소 열전달을 연구한 Lee and Kakade,<sup>(4)</sup> Morcos and Bergles<sup>(5)</sup> 등이 사용했던 식과 거의 유사하다. 위 식에서 Lee and Kakade<sup>(4)</sup>는 기준반경으로 외경  $r_o$ 를 사용했고, Morcos and Bergles<sup>(5)</sup>는 내경  $r_i$ 를 사용하여 1차원으로 해석했다. 본 연구에서는 Reynolds<sup>(2)</sup>와 Baughn<sup>(3)</sup>가 제안한 평균 반경  $\bar{r}$ 를 사용한다.

간접가열( $\dot{q}=0$ ) 혹은 저항가열 같은 직접가열( $q_i''=0$ )일 경우에, 평균 열전달계수의 정의식과 공급한 전체 열량은 원관의 바깥 표면에서 유체로 전달된 열량과 같다는 에너지보존식 [ $\dot{q} b = \overline{q_c''}(r_o/\bar{r})$ ]을 이용하고, 식(4)에서 온도  $T_w$  대신에 아래의 무차원 온도  $T^+$ 를 정의하면 다음과 같은 1차원의 무차원 열전도방정식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
 \frac{d^2 T^+}{d\theta^2} - P_w \left[ \frac{q_c''(\theta)}{q_c''} - \frac{r_o}{\bar{r}} \right] = 0 \\
 T^+ = \frac{T_w - T_\infty}{T_w - T_\infty}, \quad P_w = \frac{\bar{h} \bar{r}^2}{k_w b}
 \end{aligned} \tag{6}$$

무차원 열전도방정식(6)은 둘째 항의 계수항에 해

당하는  $P_w$  값과 [] 내의 원관 표면에서 국소 대류 열전달률의 분포가 무차원 온도분포  $T^+$ 를 결정함을 의미한다. 또한, 무차원 온도분포와 이 계수항  $P_w$  값이 주어진 경우에는 원관 표면에서 국소 대류 열전달률  $q_c''(\theta)$ 을 결정할 수 있다. 여기서 무차원 열전도계수  $P_w$ 는 원주방향과 반경방향의 열저항의 비로서, 원주방향의 열전도가 반경방향의 대류열전달에 미치는 영향을 나타낸다. 또한  $P_w$ 는 수정된 열전도계수  $\bar{h}r/k_w$ 와 형상계수  $\bar{r}/b$ 로 분리하여 각각의 무차원계수로서도 해석할 수 있다. 본 연구에서는 수정된 열전도계수  $\bar{h}r/k_w$ 의 값이 비슷하므로  $P_w$ 는 형상계수의 영향을 주로 받는다. 국소 온도분포는  $P_w$  값의 영향을 받는 함수임을 알 수 있고, 대류 열전달률  $q_c''(\theta)$ 도  $P_w$  값의 영향을 받는 함수임을 알 수 있다. 극단적인 두 가지 경우, 즉  $P_w = \infty$ 인 경우는 원관 표면의 경계조건이 일정 열유속 ( $q'' = \text{const}$ )인 경우이고,  $P_w = 0$ 인 경우는 원관 표면이 일정 온도 ( $T = \text{const}$ )인 경우이다. 일반적으로 식(4)에서  $T_w(\theta)$ 를 알면 국소 대류 열전달률  $q_c''(\theta)$ 를 알 수 있다. 직접가열( $q_i'' = 0$ )일 경우에는 식(4)에서 1차원 국소 대류 열유속  $q_c''(\theta)$ 는 아래와 같이 표현할 수 있다.

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

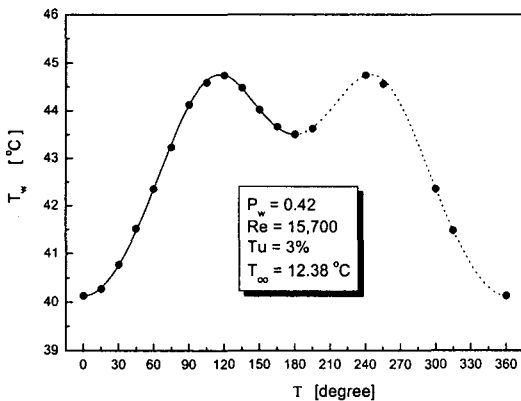


Fig. 3 A typical temperature distribution.

여기서 오른쪽 첫번째 항은 원주방향의 순(net) 열전도량을 나타내는데,  $d^2 T_w/d\theta^2$ 의 값은 Fig. 3과 같이 원주방향의 온도분포에 대한 측정값들을 5차 스플라인 보간법(5-order spline curve)을 사용하여 추정하였다. 여기서 2차 미분항이 포함되는 순(net) 열전도량은 물리적으로 선형이 아니므로 구간별로 4차식 이상이 필요하고, 또한 좌우가 대칭이므로 5차식을 사용하였다. 간접가열의 경우에도 직접가열과 비슷한 방법으로 국소 열유속을 구할 수 있고 아래와 같다.

$$q_c''(\theta) = \frac{k_w b}{r^2} \frac{d^2 T_w}{d\theta^2} + q_i'' \quad (8)$$

국소 온도분포  $T_w(\theta)$ 와 국소 대류 열전달률  $q_c''(\theta)$ 를 알면, 복사 열전달률을 고려하여 국소 대류 열전달계수는 아래의 식(9)와 같이 평가할 수 있다.

$$h = \frac{q_c''(\theta) - \epsilon \sigma (T_w^4 - T_\infty^4)}{T_w(\theta) - T_\infty} \quad (9)$$

### 3.2 2차원 해석

원관 내부의 온도 ( $T$ )가 2차원 ( $r, \theta$ ) 분포를 가질 경우에 정상상태의 에너지(전도)방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial^2 T_w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_w}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_w}{\partial \theta^2} + \frac{\dot{q}}{k_w} = 0 \quad (10)$$

식(6)의 1차원 해석과 동일하게 무차원 온도와 에너지보존을 사용하면 다음과 같은 무차원 열전도방정식이 된다.

$$\frac{\partial^2 T^+}{\partial r^{+2}} + \frac{1}{r^+} \frac{\partial T^+}{\partial r^+} + \frac{1}{r^{+2}} \frac{\partial^2 T^+}{\partial \theta^2} + P_w \left( \frac{\bar{r}}{r_o} \right) = 0 \quad (11)$$

2차원 해석에도 무차원 열전도계수  $P_w$ 의 영향을 받고 있음 알 수 있다. 2차원 열전도방정식 (10)은 원관의 바깥 표면과 안쪽 표면에서 온도

에 관한 경계조건이 실험적으로 주어지고 공급열량( $\dot{q}$  혹은  $q_i''$ )이 정해지면 원관 내부의 모든 2차원 온도분포를 2차원 전도방정식의 해법으로 알 수 있음을 뜻한다. 식(10)을 풀기 위해서 원관의 바깥 표면( $r=r_o$ )에서의 경계조건으로 실험에서 직접 측정된 표면온도와 스플라인 보간법으로 추정된 국소 표면온도  $T_w(\theta)$ 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 직접 가열일 경우에는 단열조건을 사용하였고, 간접가열일 경우에는 공급 열유속( $q_i''$ )을 사용하였다.

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

$$-k_w \frac{\partial T(r_i, \theta)}{\partial r} = q_i'' \quad (0 \leq \theta \leq 2\pi) \quad (14)$$

원주( $\theta$ )방향 경계조건으로는 원관 임의의 단면의 접촉부분, 예를 들면  $\theta=0$ 와  $\theta=2\pi$  ( $r_i \leq r \leq r_o$ )에서는 실질적으로 동일 지점이기 때문에 두 지점의 온도와 온도의 변화율(즉, 열전달률)이 같다는 연속상태의 경계 조건을 이용할 수 있다.

$$T(r, 0) = T(r, 2\pi) \quad (15)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \theta}(r, 0) = \frac{\partial T}{\partial \theta}(r, 2\pi) \quad (16)$$

2차원 정상상태의 에너지(전도)방정식은 유한체적법(finite volume method)<sup>(6)</sup>을 적용하였으며, 계산에 적용할 격자수는 형상계수  $\bar{r}/b$ 의 값에 따라 차이가 있다. 한 예로  $\bar{r}/b=7.0$ 의 경우에 격자수는  $r \times \theta$  방향으로  $50 \times 2500$ 을 사용하였다. 이산화방정식은 선순법(line-by-line method)을 사용한 수치해석방법을 이용하여 원관 단면의 온도분포를 구할 수 있다.

2차원 국소 대류 열유속은 질량과 체적을 포함하지 않는 원관의 외부 표면( $r=r_o$ )에서 검사표면(control surface)에 대하여 에너지 보존법칙을 적용하면 구할 수 있다. 즉, 원관의 단면(wall) 내

부에서 검사 표면까지  $r$ 방향으로 전도된 열유속은 원관의 표면에서 유체로 전달된 열유속과 같다. 여기에서 복사 열전달량을 고려하여 원관의 표면에서 국소 열유속을 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$h(T_s - T_\infty) + \epsilon\sigma(T_s^4 - T_\infty^4) = -k_w \frac{\partial T_w(r_o, \theta)}{\partial r} \quad (17)$$

2차원 해석에서 구한 온도분포  $T_w(r, \theta)$ 의  $r$ 방향의 온도구배를 알고 있을 경우에, 국소 열전달계수와 국소 Nusselt 수는 식(17)로부터 아래와 같이 구할 수 있다.

$$h = \frac{-k_w \frac{\partial T_w(r_o, \theta)}{\partial r} - \epsilon\sigma(T_w^4 - T_\infty^4)}{T_w(\theta) - T_\infty} \quad (18)$$

$$Nu(\theta) = \frac{hD}{k_f} \quad (19)$$

또는 2차원 온도분포를 알고 있으므로, Fig.1과 같이 검사체적을 잡아서 에너지보존식을 적용해도 동일한 값을 얻을 수 있다.

#### 4. 결과 및 고찰

##### 4.1 무차원 국소 표면온도

모든 실험은 Reynolds 수가 15,700일 경우에 대하여 수행하였으며, Table 1의 직접가열이나 간접가열에 대한 실험모델들의  $P_w$  값들은 Re가 15,700일 경우에 대한 값이다. Fig.4는 실험에서 측정된 원주방향의 무차원 국소 표면온도  $T^+$ 를 보여주는데,  $P_w$  값이 작은 모델 3개( $\square \circ \triangle$ )는 직접가열 모델이고, 나머지는 간접가열 모델이다. 여기서 무차원계수  $P_w$  값의 영향을 분명히 보여주는데,  $P_w$  값이 클수록 원주방향의 열전도량이 감소하여 원주방향에 따른 무차원 표면온도의 변화가 커짐을 알 수 있고 120° 부근에서 최대값을 보여준다. 또한 모델 3( $P_w=0.7101$ )과 모델 4( $P_w=0.7975$ )를 비교해 보면  $P_w$  값의 차이에 비해서 국

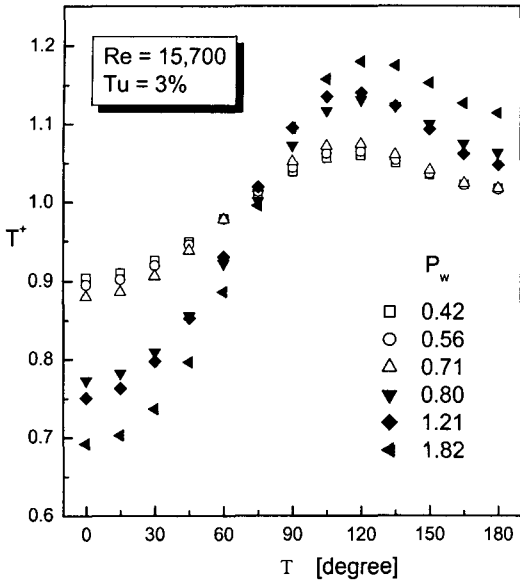


Fig. 4 Non-dimensional circumferential surface temperature distribution.

소 온도분포가 매우 큰 차이를 보이고 있다. 따라서 본 연구범위에서는 직접가열보다는 간접가열방식이 무차원 온도  $T^+$ 가 상대적으로 큰 변화를 보인다.

4.2 2차원 온도분포

간접가열 및 직접가열 모델들에 대하여 수치해석적으로 2차원 온도분포  $T_w(r, \theta)$ 를 구한 결과들 중에서 직접가열 모델 2개와 간접가열 모델 2개에 대하여 Fig. 5의 (a)~(d)에 도시하였다. 등온선은  $0.1^\circ\text{C}$  간격이며, 전체적으로는 전·후방 정체점과 박리점 부근을 제외하고는 원주방향의 1차원 온도분포에 가깝게 보인다. 직접가열 모델들의 경우는 반경방향으로 비선형 분포이지만, 원주방향의 열전도를 결정하는 온도의 2차 구배  $\partial^2 T_w / \partial \theta^2$  값에 대한 반경방향( $r$ )으로 변화는 큰 차이를 보이지 않는다.

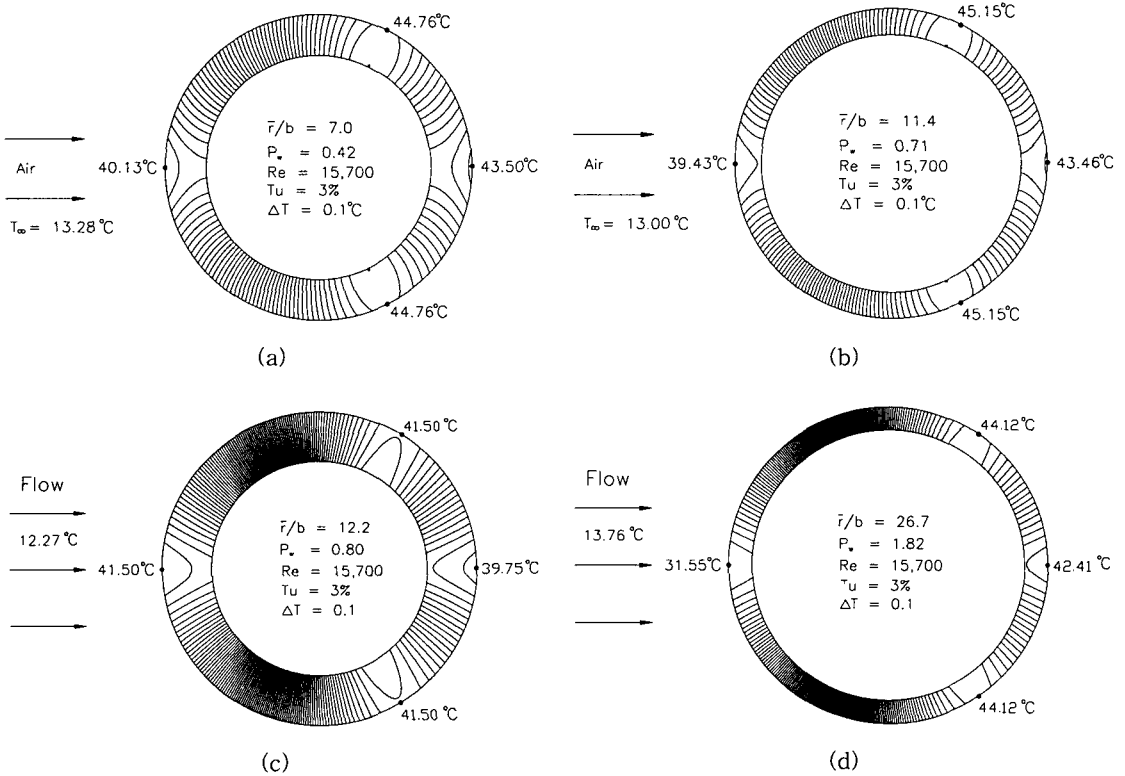


Fig. 5 Distribution of isothermal lines for indirect heating.

간접가열 모델들의 경우는 거의 선형에 가깝다. 하지만 자세히 살펴보면, 대부분의 등온선이 원관의 중심을 향하고 있지 않기 때문에 반경방향으로 온도의 2차 구배  $\partial^2 T_w / \partial \theta^2$  값의 변화는 직접가열의 경우보다는 크며, 식(5)에서 1차원으로 가정할 때 원주방향의 열전달률 평가에 대한 오차가 된다. 그리고 등온선의 분포에서 전도 열전달은 최대온도 부근인  $110^\circ$  부근에서 전방 정체점(반시계방향)과 후방 정체점(시계방향)으로 흐른다. 본 연구범위에서는 전체적인 온도분포의 모양은 큰 차이를 보이지는 않지만, 형상계수  $\bar{r}/b$ 가 작아짐에 따라서 더욱 2차원 온도분포에 가깝다.

### 4.3 국소 Nusselt 수

1차원과 2차원 해석의 차이는 주로 식(5)의 가정에 따른 것인데, 첫번째와 두번째 가정에서 무차원 열전도계수  $P_w$ 가 작아지면 좌변과 우변의 차이가 증가하므로, 2차원 해석과의 차이가 증가함을 예측할 수는 있으나, 각도( $\theta$ )에 대한 구체적인 국소 열전달량과 국소 열전달계수의 차이는 실험과 해석을 통해서만 알 수가 있다.

Fig. 6에서는 직접가열되는 실험 모델의 대한 경우로서, 열전도방정식을 1차원과 2차원으로 해

석하여 국소 Nusselt 수를 서로 비교하여 도시하였다. 본 연구의 범위에서는 수정된 열전도계수  $\bar{h}b/k_w$ 의 값이 거의 비슷하다. 전체적인 경향은 무차원 열전도계수  $P_w$  값이 작아짐에 따라 두 해들의 차이가 증가함을 알 수 있고, 각도( $\theta$ )에 따른 국소 Nusselt 수의 절대오차는 전·후방 정체점 부근에서 가장 크고, 박리점 부근에서 가장 작음을 알 수 있다. 그리고 평균 상대오차는 (a)의 경우가 8.4%이고 (b)의 경우가 5%인데, 전·후방 정체점 부근이 박리점 부근보다 2% 정도로 약간 크다. 이것은 2차원 온도분포에서도 알 수 있듯이 식(5)에서 첫번째 가정에 영향을 많이 받으며, 세번째 가정의 영향은 크지 않음을 알 수 있다. 국소 Nusselt 수는 무차원계수  $P_w$  값의 영향을 많이 받는데,<sup>(4)</sup> 이 분야에 있는 많은 연구자들이 무차원계수  $P_w$  값을 계산하는 데 필요한 정보를 구체화하지 않았고, 원관 표면의 경계조건을 균일 열유속이나 등온조건으로 가정하였다. 따라서 본 연구에서는 Lee and Kakade<sup>(4)</sup>의 1차원 해석에 대한 비교가 이루어졌는데, 국소 Nusselt 수는 무차원계수  $P_w$  값, 난류강도, 그리고 폐쇄비등의 영향을 많이 받기 때문에 차이를 보이지만, 전체적인 경향과 평균값은 거의 비슷하다.

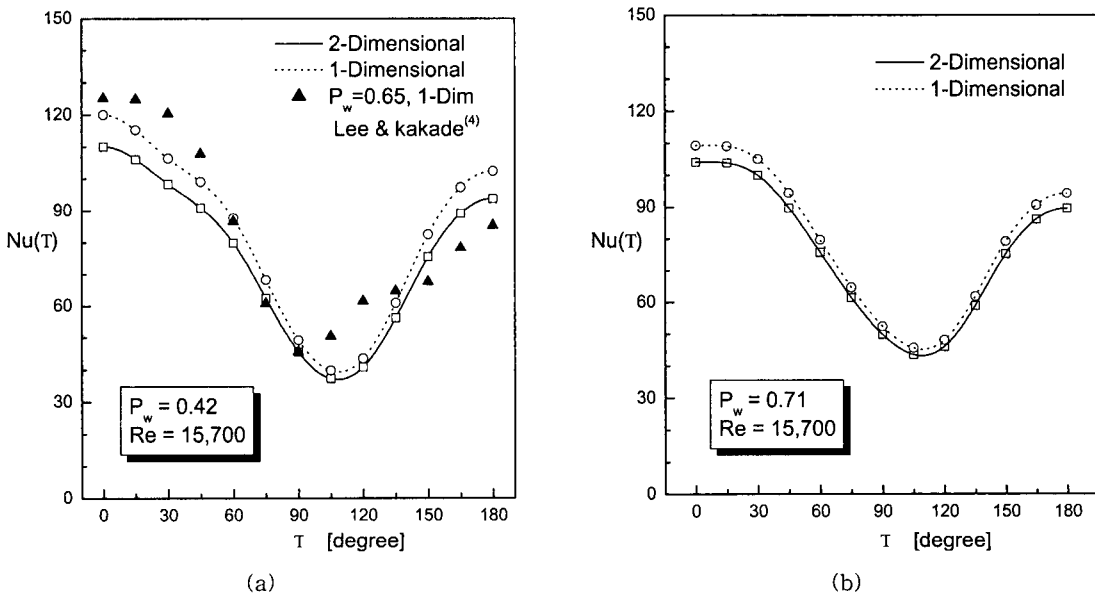


Fig. 6 Local Nusselt number for direct heating.



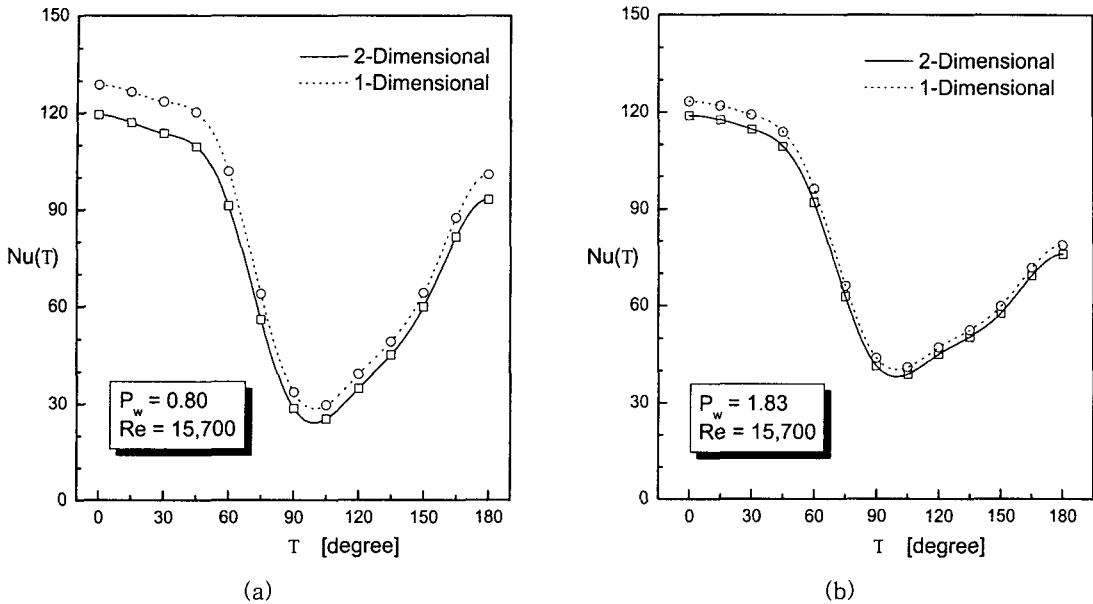


Fig. 7 Local Nusselt number for indirect heating.

Fig. 7은 간접가열의 경우에 대한 비교인데, 전체적으로는 무차원 열전도계수  $P_w$  값에 따른 두 해의 차이는 직접가열과 달리 박리점 부근에서 더 큰 차이를 보인다. 평균 상대오차는  $P_w$  값이 작은 (a)의 경우가 8.9%이고,  $P_w$  값이 큰 (b)의 경우는 4% 정도이다. 그러나 (a)의 경우에 상대오차가 전·후방 정체점 부근에서는 약 6% 정도이고 박리점 부근에서는 약 30% 정도로서 직접가열방식과는 달리 큰 차이를 보인다. 이것은 2차원 온도분포에서도 알 수 있듯이 식(5)의 두번째와 함께 세번째 가정의 영향을 많이 받기 때문이다. (b)의 경우도 전·후방 정체점 부근에서는 약 3.7% 정도이고 박리점 부근에서는 약 6% 정도로서 박리점 부근이 더 높다. 그리고 각각의 가열방식에 대하여  $P_w$  값이 커질수록 두 해(solution)의 오차는 작아진다.

## 5. 결 론

직접가열과 간접가열되는 원관에 대하여 강제 대류 열전달 실험을 수행하였다. 원주방향의 전도 열전달이 국소 대류 열전달에 미치는 영향을 2차원 수치해석적인 연구로 해석하고, 1차원 해석과 비교하여 국소 Nusselt 수로 나타내었다.

(1) 원관 주위의 국소 Nusselt 수는 무차원 열전도계수  $P_w$  값이 감소할수록, 1차원 해와 2차원 해의 오차가 증가하였으며, 국소적으로도 차이를 보인다.

(2) 직접가열과 간접가열에 대한 원관 단면의 2차원 온도분포는 차이를 보인다. 무차원 열전도계수  $P_w$  값이 비슷할 경우에 1차원과 2차원 국소 Nusselt 수를 비교해 보면, 직접가열의 경우보다 간접가열의 경우에 국소적인 오차가 더욱 커진다.

## 후 기

이 논문은 2004년도 두뇌한국 21사업에 의하여 일부 지원되었음.

## 참고문헌

- Giedt, W. H., 1949, Investigation of variation of point unit heat transfer coefficient around a cylinder normal to an air stream, Trans. ASME, Vol. 71, pp. 375-381.
- 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, Vol. 6, p. 925.

3. 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, Vol. 100, pp. 537-539.
4. 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, Vol. 19, pp. 1031-1037.
5. Morcos, S. M. and Bergles, A. E., 1975, Experimental investigation of combined forced and free laminar convection in horizontal tubes, ASME J. Heat Transfer, Vol. 97, No. 2, pp. 212-219.
6. Patankar, S. V., 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere, New York.