

## 원관 주위의 대류 열전달에 대한 복합 열전달

### Conjugated heat transfer on convection heat transfer from a circular tube in cross flow

이 승 흥\*, 이 익 수\*\*, 정 은 행\*\*\*  
S. H. Lee, E. S. Lee, E. H. Jeong

**Key words :** Two-dimensional temperature distribution(2차원 온도분포), Conjugation parameter  $K^*$ (복합 무차원 계수  $K^*$ ), Circumferential wall heat conduction(원주방향 전도 열전달), Local convection heat transfer(국소 대류 열전달)

#### Abstract

The convection heat transfer on horizontal circular tube is studied as a conjugated heat transfer problem. With uniform heat generation in a 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 are investigated for the case of forced convection around horizontal circular tube in cross flow of air and water. Non-dimensional conjugation parameter  $K^*$  which can be deduced from the governing energy differential equation should be used to express the effect of circumferential wall heat conduction. Two-dimensional temperature distribution  $T_w(r, \theta)$  is presented. The influence of circumferential wall heat conduction is demonstrated on graph of local Nusselt number.

#### 기 호 설 명

$b$  : 원관의 두께,  $m$   
 $D$  : 원관의 외경,  $m$   
 $h$  : 국소 대류 열전달계수,  $W/m^2 \cdot ^\circ C$   
 $k$  : 열전도 계수,  $W/m \cdot ^\circ C$

$q_1'', q_2''$  : 국소 전도 열유속,  $W/m^2$   
 $q_c''$  : 원관 외부표면에서 국소 대류 열유속,  $W/m^2$   
 $q_{in}''$  : 원관 내부표면에서의 국소 열유속,  $W/m^2$   
 $\dot{q}$  : 단위 체적당 열발생율,  $W/m^3$   
 $R$  : 원관의 외부반경,  $m$   
 $R_i$  : 원관의 내부반경,  $m$   
 $r, \theta$  : 반경방향과 원주방향의 좌표  
 $T$  : 온도,  $^\circ C$   
 $T_w$  : 원관(고체) 단면 온도  
 $Tu$  : 난류강도

\* 정회원, 부산대학교 기계공학부

\*\* 부산대학교 기계기술연구소

\*\*\* 부산대학교 대학원 기계설계공학과

- $V$  : 유속,  $m/s$   
 $r'$  : 무차원 반경,  $r/R$   
 $T_s^+$  : 무차원 국소 표면온도,  $[(T_w(R, \theta) - T_\infty)] / [\overline{T_w}(R, \theta) - T_\infty]$   
 $T_w^+$  : 원관 단면 무차원 온도,  $[(T_w(r, \theta) - T_\infty)] / [\overline{T_w}(R, \theta) - T_\infty]$   
 $K^*$  : 복합 무차원 계수,  $k_f R / k_w b$   
 $Nu$  : 국소 누셀트수  
 $Pr$  : 프란틀 수  
 $Re$  : 레이놀즈 수

## 상첨자

- : 평균

## 하첨자

- $f$  : 유체  
 $in$  : 원관의 내부 표면  
 $s$  : 원관의 외부 표면  
 $st$  : 전방 정체점  
 $w$  : 원관(고체)단면  
 $\infty$  : 자유유동

## 1. 서 론

전기저항가열, 복사가열, 핵가열 등과 같이 균일한 열량이 발생(constant heat generation)하는 원관과 외부로 유동하는 유체사이의 열전달 문제는 공학적으로 다양하게 응용되는 분야이므로 많은 선형 연구가 이루어져 왔다. 원관의 축 방향과 직교하는(cross-flow) 유동장 내에 있는 원관 표면에서의 평균 열전달 계수(혹은 평균 Nusselt 수)는 Hilpert<sup>(1)</sup>등이 제안한 실험식에서 식 (1)과 같이 Reynolds 수와 Prandtl 수의 영향을 받는 함수의 형태로 생각되어져 왔다.

$$\frac{\bar{h}D}{k_f} = c \left[ \frac{V_\infty D}{\nu} \right]^n Pr^m$$

혹은  $\overline{Nu} = c Re^n Pr^m$  (1)

가열되는 원관 주위에서 원주(circumferential) 방향으로 비대칭적으로 유체가 유동할 때는, 많은 경우에 실험적·해석적 연구에서 고체의 표면조건이 일정한 온도(constant temperature) 혹은 일정한 열유속(constant heat flux)으로 가정하였다. 한 예로 Giedt<sup>(2)</sup>는 얇은 니크롬 리본(두께=0.002")을 원통에 나선형으로 감아 전기적으로 직접 가열하여 직교 유동장 내에서 대류 열전달 실험을 수행하였다. 그는 원관(니크롬 리본)의 미소체적에 에너지 보존법칙을 적용하여 국소 열전달 계수를 연구하였는데, 원주방향 열전도의 영향은 무시할 수 있을 만큼 작다고 분석하였다.

그러나 Sunden<sup>(3)</sup>은 Reynolds 수가 매우 낮은 경우에 대하여, 원관 내부의 중심에 일정한 온도를 가진 원형실린더를 대상으로 수치 해석적 방법으로 연구하여 원관(고체) 물질과 유체의 열전도계수의 비( $k_w/k_f$ )가 원관의 국소 대류 열전달(Nusselt 수)에 영향을 미침을 보였다. Davis와 Gill<sup>(4)</sup>은 나란한 평판들 사이의 층류 Couette 유동에 대한 대류 열전달 연구에서, 평판의 두께와 길이의 비( $\delta_1/L$ )와 유체와 고체(평판)의 열전도계수의 비( $k_2/k_1$ )로 이루어진 무차원수  $\beta(=k_2 \delta_1 / k_1 L)$ 가 축방향의 열전도와 국소 대류 열전달 계수 등에 영향을 미침을 보였다.

Lee와 Kakade<sup>(5)</sup>는 직접 전기 저항가열에 의하여 열이 공급되는 원관에 대한 공기 속에서의 강제 대류 열전달 실험을 수행하였다. 그들은 반경방향의 온도구배는 무시하고 원관의 온도분포를 원주방향으로 1차원적으로 가정하고 국소 열전달을 연구하였는데, 원관의 재질과 두께가 원관 주위의 대류 열전달과 국소 온도분포에 영향을 미침을 밝혔다. 또한 Iqbal 등<sup>(6)</sup>은 층류 혼합 대류 영역에서 사각 덕트내의 열전달 문제를 해석적으로 연구를 하였는데, 열전도 계수의 비( $k_w/k_f$ )와 채널의 두께와 수력학적 직경의 비( $w/D$ )에 따른 무차원 계수  $K(=wk_w/Dk_f)$ 를 정의하여, 무차원 전도계수  $K$  값이 국소 표면 온도분포와 국소 열전달계수에 영향을 미침을 보였다. 그리고 Lee 등<sup>(7)</sup>은 수평 원관의 잠김 막비등(film pool boiling) 열전달에 관한 해석적 연구에서, 원주방향의 열전도효과를 나타내는 무차원수  $H$  값이 국소 열유속, 증기 막두께 그리

고 평균 열전달 계수 등에 영향을 미침을 밝혔다. 최근에 고체 영역에서 전도 열전달과 유체 영역에서 대류 열전달이 복합적(conjugated)으로 관련되어 전도-대류 열전달이 함께 존재하는 열전달 문제로 다룸으로서 실제의 열전달 현상을 연구하는 경향이 나타나고 있다. 그러나 작동유체가 전도-대류 복합 열전달에 미치는 영향에 대한 연구는 거의 없는 실정이다. 특히 액체가 원관의 외부로 흐를 경우의 복합 열전달에 대한 연구는 대규모 실험장치와 정밀한 실험을 요구하기 때문에 극히 제한되어 있다.

본 연구에서는 유체가 원관의 외부를 수직방향으로 흐를 경우(cross flow)에, 원주방향( $\theta$ )의 전도 열전달이 반경방향( $r$ )의 대류 열전달에 미치는 영향을 복합 열전달 문제(conjugate heat transfer problem)로서 연구하기 위하여, 원관의 두께, 직경 그리고 작동유체를 열교환기에서 많이 사용하는 물과 공기의 2가지 경우로 달리하여 강제대류 열전달 실험을 수행하고, 2차원적으로 해석하여 보고자 한다.

## 2. 이론적인 배경

실제의 많은 공학적인 응용에서 원관이 임의의 두께를 가질 경우에, 직교 유동내의 원관과 접촉하고 있는 유체의 유동상태가 원주방향으로 비대칭이기 때문에 원관 표면의 위치( $\theta$ )에 따라서 대류 열전달 조건이 동일하지 않고 불균일한 표면 온도분포를 형성한다. 따라서 이 온도 차이에 의해서 원관 단면에서 원주방향( $\theta$ )으로 전도 열전달 현상이 생기게 되고, 원관 단면 내부의 온도분포는 유체의 온도분포와 유동상태에 상호 의존하게 된다. 그 결과로 원관의 표면온도가 일정하지도 않고, 국소 대류 열유속도 일정하지 않게 된다. Fig.1에서 단위 길이 기준으로 반경이  $R$ 이고 두께가  $b$ 인 이상적인 모델을 보여주고 있다.

일반적으로 직경에 비해 길이가 길고 임의의 두께( $b$ )를 가지는 원관의 단면 내부에서 온도 분포는 2차원  $T_w(r, \theta)$ 으로 가정할 수 있다. 고체 내부 균일한 열에너지가 발생 ( $source = \dot{q}$ )할 경우에 고체 재료(원관 단면)에서 정상상태 2차원 온도분포

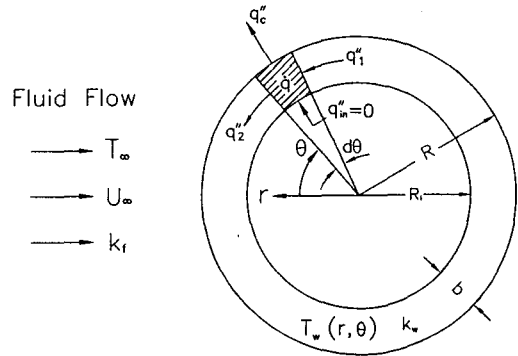


Fig.1 Idealized test model

$T_w(r, \theta)$ 에 관한 열전도 방정식은 다음과 같다.

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

식 (2)에서  $T_w$  대신에 무차원 온도  $T_w^+$ 를 정의하고, 공급한 전체 열량은 원관의 바깥표면에서 유체로 전달된 열량과 같다는 에너지 보존식 ( $\pi D \overline{q_c} = \pi D b \dot{q}$ )을 사용하면, 다음과 같이 2차원 무차원 열전도 방정식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial^2 T_w^+}{\partial r^{*2}} + \frac{1}{r^*} \frac{\partial T_w^+}{\partial r^*} + \frac{1}{r^{*2}} \frac{\partial^2 T_w^+}{\partial \theta^2} + \frac{1}{2} K^* \overline{Nu} = 0 \quad (3)$$

여기서,

$$T_w^+ = \frac{T_w(r, \theta) - T_\infty}{T_w(R, \theta) - T_\infty}, \quad r^* = \frac{r}{R},$$

$$K^* = \frac{k_f R}{k_w b}, \quad \overline{Nu} = \frac{\bar{h} D}{k_f}$$

열전도 방정식 (3)은 복합 무차원 계수  $K^*$ , 평균 Nusselt 수 ( $\overline{Nu}$ ) 그리고 경계조건(B.C.)에 의해서 무차원 온도분포 ( $T_w^+$ )가 결정됨을 의미한다.  $K^*$ 는 반경방향( $r$ )의 대류 열전달에 대한 원주방향( $\theta$ )의 전도 열전달의 영향을 나타내는 중요한 무차원 변수이고, 유체와 원관의 열전도 계수의 비( $k_f/k_w$ )와 원관의 반경과 두께의 비( $R/b$ )의 곱(product)로

이루어져 있다. 본 연구에서는 평균 Nusselt 수가 거의 동일한 조건에서 2차원 열전도 방정식을 경계 조건과 함께 풀어서 무차원 계수  $K^*$ 의 영향을 보고자 한다.

### 3. 실험 장치와 실험방법

#### 3.1 풍동실험(Wind tunnel test)

본 연구에서 사용한 풍동(Fig.2 참조)은 개회로 노즐형 흡입식으로 실험구간이 투명한 아크릴로 되어 있으며, 내부 단면의 크기는 151mm×64mm이고 길이는 200mm이다. 균일한 유동을 얻기 위하여 송풍기 입구에 방사(mesh)가 설치되었고 풍동 내의 공기유속은 송풍기 뒤에 설치된 유량조절 밸브의 개도를 사용하여 조절할 수 있다. 실험구간 속도장은 Calibrator에 의해서 보정된 I-Probe를 통하여 CTA형의 열선 유속계로 측정하였으며 난류강도( $Tu$ )는 3% 이내이다. 주류속도는 피토티브와 마이크로 마노미터로 측정되었다. 실험모델(Fig.4 참조)의 전압은  $1.0 \times 10^{-3}V$ 까지 측정이 가

능한 디지털 전압계에 연결하여 측정하고, 전류는 분로(shunt)가 부착된 전류계(0~200A)와 밀리 볼트미터를 사용하여 측정한다. 직류 전원 공급기의 용량은 100kW 이상이다.

실험은 공기의 속도를 10~30m/s 범위에서 맞춘 후, 실험모델의 공급 열량을 설정하고, 정상상태에서 실험을 반복 수행하여 재현성을 확인한다. 실험모델의 국소 온도들과 공기의 온도는 0℃~200℃ 사이의 범위에서 0.01℃의 분해능으로 측정할 수 있는 온도 측정장치(Digistrip 45PLUS, Kaye, 32 isolated status input)로서 측정하고 PC를 통해서 저장된다.

#### 3.2 수동실험(Water tunnel test)

Fig.3의 본 실험장치는 내경 3인치의 스텐레스 강관과 연결구들로 순환루프 시스템을 이루며, 원심펌프(15HP, 전기구동 모터)로 유체를 순환시킨다. 작동유체는 주 순환라인의 유량 계측장치, 60kW 용량의 예열장치와 시험부(test section)를 통과하여 응축 열교환기(condenser)와 기체 제거장치(de-gassing chamber)를 통과하여 펌프로 돌아오게 된다. 응축을 위한 열교환기는 셸-튜브형 단일 관로(single tube pass), 대향류(counter flow)형이다. 어큐물레이터(accumulator)의 압력은 2,100kPa 까지 사용될 수 있고, 18kW 용량은 히터가 부착되어 있어서 온도를 조절할 수 있다. 3개(3/4", 2", 3")의 벤츨리 관류(유량: 0~32liters/s)이 차등 압력변환기와 U자 형의 수은 마노미터와 연결되어 test section 입구의 속도를 측정할 수 있다. 시험부 내부 단면의 크기는 178mm×76mm이고, 길이는 760mm이다. Lexan 재질의 투명한 2개의 창(115mm×253mm, 두께 37mm)이 있어서 실험모델의 가시적 관찰이 가능하다. 시험부 입구에는 난류강도를 감소시키고 일정한 속도분포를 위해서 허니콤(honeycomb)과 직선베인(straightening vane)이 사용된다. 실험모델을 직접 전기저항 가열하여 열량을 공급하기 위하여 200kW까지 전원공급이 가능한 직류 전원 공급장치를 사용하였다.

실험은 먼저 미네랄 필터를 통과한 정류된 작동 유체(물) 속의 기체를 제거하기 위하여 어큐물레이터 내의 상부가스의 압력을 약 1기압 정도로 유지

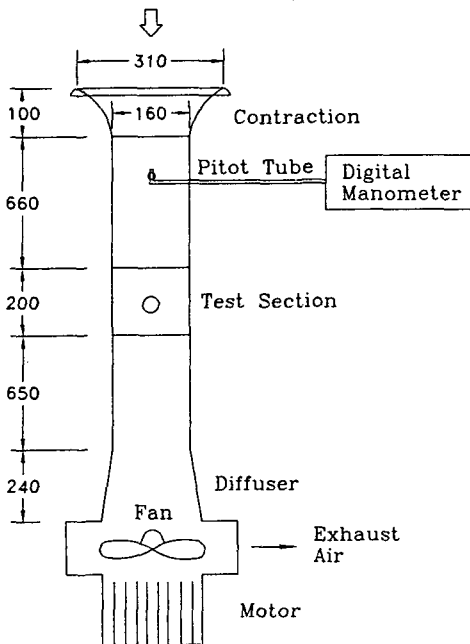


Fig.2 Schematic diagram of wind tunnel (unit=mm)

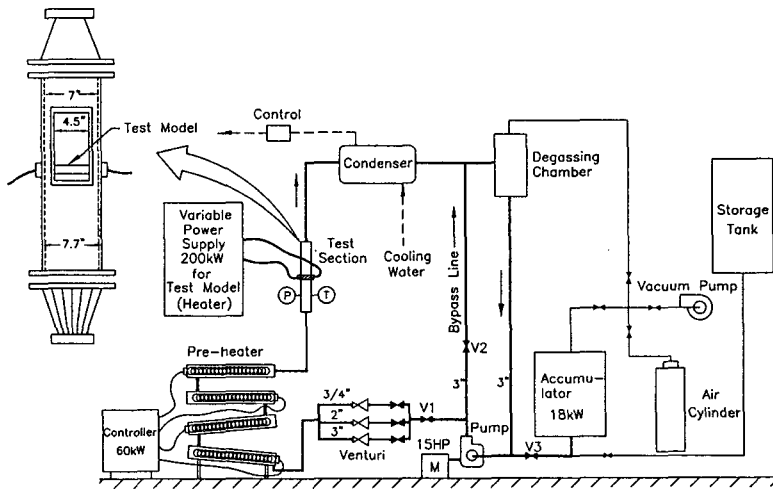


Fig.3 Schematic diagram of water tunnel

하면서 예열장치와 응축 열교환기를 이용하여 비등과 응축을 동시에 하는 작업을 반복하면 작동유체에 녹아있던 기체가 기체 제거장치에 모이게 되고 진공펌프를 연결하여 제거한다. 약 10시간 정도 이 작업(degassing)을 반복한다. 작동유체의 속도는 주 순환라인 밸브(V1)와 바이패스 밸브(V2)의 개도를 조절함으로써 맞추고, 예열장치의 열량공급과 응축 열교환기의 냉각수 유량 그리고 어큐뮬레이터 상부의 공기압력을 조절해서 작동유체의 온도와 수동(water tunnel)의 압력을 조절한다. 유체(물)의 속도, 온도 그리고 압력을 맞춘 후, 실험모델(Fig.4 참조)의 공급 열량을 설정하고, 정상상태에서 강제대류 열전달 실험을 반복 수행하여 재현성을 확인한다. 평균 Nusselt 수를 공기와 거의 같은 조건으로 맞추기 위하여 유속  $V=0.15m/s$  ( $Re=4,000$ )의 조건에서 수행하였다. 실험모델의 국소 온도들, 유체의 온도 그리고 전압·전류는 풍동 실험과 동일한 장비로 측정한다.

### 3.3 실험 모델과 표면온도의 측정

실험모델은 외경이 15mm와 19mm이고, 두께가 0.8mm와 1.0mm인 금속 원관을 사용하였다. 직접 전기저항 가열이 가능하도록 스테인레스 강관(SUS 304,  $k_w=13.98W/m \cdot K$ ) 재질을 사용하여 5개의 전기 가열식의 실험모델을 제작하였다(Fig.4 참조).

온도측정을 위해서 실험모델들의 중심에서 좌측 반은  $30^\circ$  간격으로, 대칭성을 확인하기 위하여 우측 반은  $60^\circ$  간격으로 T-type(copper-constantan, 36 Gage)의 열전대 9개를 원관 표면에 원주방향으로 부착하였다. 열전대는 물 속에서 직접 표면온도 측정이 가능하도록 방수와 전기적인 절연이 가능하고, 또한 열전도도가 높은 전도성 수지(OMEGA BOND #OB-200)를 사용하여 원관 표면에 부착하였다(Fig.4(c) 참조). 실험모델과 구리 전극봉(copper electrodes)은 접촉저항을 최소화하기 위하여 은용접(silver solder)으로 결합하였다. 단열재로서는 석면을 사용하여 내부 벽면에서 단열조건을 만들었다. 전기 가열식 실험모델에서 공급된 열량을 측정하기 위하여 원관의 중심으로부터 좌측 30mm, 우측 30mm 즉 60mm의 간격에서 전압측정을 위한 단자로서 2개의 선을 원관 내부 벽면에 점용접(spot welding)으로 부착하였다.

실험모델 5개와 실험조건들은 Table 1에 요약하여 기록하였다. 실험모델 1~3은 풍동(wind tunnel)에서, 그리고 실험모델 4와 5는 수동(water tunnel)에서 강제대류 열전달 실험을 수행하였다. 평균 Nusselt 수는 대략 74.7 정도이다.

Fig.5는 작동유체를 물(water)과 공기(air)의 2가지로 실험한 경우에 측정한 전형적인 원주방향( $\theta$ )의 국소 표면 온도분포를 보여주고 있다. □ ○로

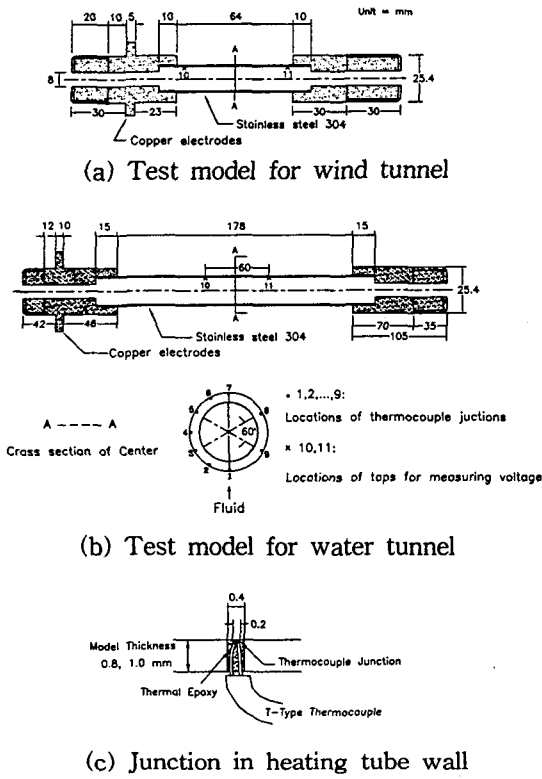


Fig.4 Details of test models and thermocouple junction

표시된 점들이 실험에서 직접 측정된 온도이고, 원관의 상부와 하부의 표면온도 분포가 대칭임을 보여주고 있다. 실선과 점선은 측정된 온도들의 좌우에서 전도열량과 전도열량의 변화율이 같다는 조건을 만족하고, 원관의 상반구와 하반구에서 표면온도가 대칭이라는 경계조건을 만족하는 Spline 보간식으로 추정된 온도이다. 표면온도들은 원관 단면의 2차원 온도분포 해석의 경계조건으로 사용된다. 물을 작동유체로 사용할 경우는 복합 무차원 계수  $K^*(=k_f R/k_w b)$ 가 공기에 비하여 상대적으로 큼을 알 수 있다. 이것은 물이 작동유체일 경우는 공기가 작동유체일 경우보다, 원주방향( $\theta$ )의 전도 열전달에 대한 반경방향( $r$ )의 대류 열전달이 상대적으로 커짐을 뜻한다. 거의 동일한  $\overline{Nu}$  조건에서 국소 표면온도 분포는 작동유체가 물과 공기 모두 전방 정체점에서 최소값을 보여주고 있으며, 약 120° 부근에서 최대값을 보여주고 있다.

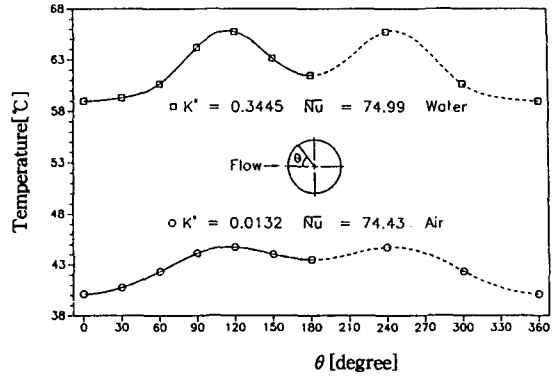


Fig.5 A typical circumferential surface temperature distribution

Table 1 Specifications of test models and experimental conditions

Name.	Symbol [Unit]	Test model No.				
		1	2	3	4	6
Outside diameter	$D$ [mm]	15	15	19	15	15
Thickness	$b$ [mm]	1.0	0.8	0.8	1.0	0.8
Reynolds number	$Re$	Air 15,700	Air 15,700	Air 15,700	Water 4,000	Water 4,000
Average Nusselt number	$\overline{Nu}$	74.43	74.72	74.38	74.99	75.09
Conjugation Parameter	$K^*$	0.0132	0.0165	0.0209	0.3445	0.4307

#### 4. 원관 단면 내부의 2차원 온도분포의 해석

열전도 방정식 (2)는 원관의 바깥 표면과 안쪽 표면에서 온도에 관한 경계조건이 실험적으로 주어지고 공급열량 ( $\dot{q}$ )이 정해지면 원관 내부의 모든 2차원 온도 분포가 2차원 전도방정식의 해법으로 풀 수 있음을 뜻한다. 식 (2)를 풀기 위해서 원관의 바깥 표면( $r=R$ )에서의 경계조건으로 실험에서 직접 측정된 표면온도와 보간법으로 추정된 표면 온도  $T_s(\theta)$ 를 사용한다.

$$T_w(R, \theta) = T_s(\theta) \quad (0 \leq \theta \leq 2\pi) \quad (4)$$

원관의 내부 표면( $r=R_i$ )에서의 경계조건은 단열 조건으로 가정하였다.

$$-k_w \frac{\partial T_w(R_i, \theta)}{\partial r} = 0 \quad (0 \leq \theta \leq 2\pi) \quad (5)$$

원주방향( $\theta$ ) 경계조건으로는 원관 임의의 단면의 접촉 부위에서, 예를 들면  $\theta=0$ 와  $\theta=2\pi$ ( $R_i \leq r \leq R$ ) 영역에서는 실질적으로 동일 지점이기 때문에 두 지점의 온도와 온도의 변화율(즉, 열전달율)이 같다는 연속상태의 경계조건을 이용할 수 있다.

$$T_w(r, 0) = T_w(r, 2\pi) \quad (6)$$

$$\frac{\partial T_w}{\partial \theta}(r, 0) = \frac{\partial T_w}{\partial \theta}(r, 2\pi) \quad (7)$$

2차원 정상상태의 에너지(전도) 방정식은 Patankar<sup>(8)</sup>가 제안한 유한체적법(finite volume method)을 적용하였으며, 계산에 적용할 격자수는  $R/b$ 의 값에 따라 차이가 있다. 한 예로  $R/b=7.5$ 의 경우에 격자수는  $r \times \theta$  방향으로  $15 \times 720$ 을 사용하였다. 이산화 방정식은 선순법(line-by-line method)을 이용한 TDMA를 적용하는 수치해석 방법을 사용하여 원관 단면의 온도분포를 구할 수 있다.

2차원 국소 대류 열전달은 질량과 체적을 포함하지 않는 원관의 외부표면( $r=R$ )에서 검사표면(control surface)에 대한 에너지 보존 법칙에 의하여 구할 수 있다. 즉 원관의 단면(wall) 내부에서 검사표면까지 전도 열유속( $q''_{cond}$ )은 원관의 표면에서 유체로 전달된 대류 열유속( $q''_{conv}$ )과 같다. 여기에서 복사 열전달은 무시하였고, 원관의 표면에서 국소 대류 열유속  $q_c''$  값을 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$q_c'' = -k_w \frac{\partial T_w(R, \theta)}{\partial r} = h[T_s(\theta) - T_\infty] \quad (8)$$

원주방향의 전도 열전달을 무시할 수 있다고 가정하는 경우에는, 국소 대류 열유속  $q_c''$ 가 일정한 값을 가진다.

$$q_c'' = \dot{q}b = constant \quad (9)$$

식 (8)에서  $q_c''$  값을 알고 있을 경우에, 혹은 식 (9)에서 국소 대류 열유속  $q_c''$  값이 일정한 경우에, 국소대류 열전달계수  $h$ 는 표면 온도분포  $T_s(\theta)$ 와 함께 다음과 같이 평가할 수 있다.

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

$$Nu = \frac{hD}{k_f} \quad (11)$$

평균 Nusselt 수  $\overline{Nu}$ 는 원관의 원주방향으로 국소 Nusselt 수를 적분함으로써 구할 수 있다.

## 5. 결과 및 고찰

### 5.1 무차원 국소 표면온도, $T_s^+$

Fig.6은 평균 Nusselt 수가 거의 일정한 경우에, 실험에서 측정된 원주방향( $\theta$ )에 따른 무차원 국소 표면온도  $T_s^+ = [(T_w(R, \theta) - T_\infty) / (\overline{T_w}(R, \theta) - T_\infty)]$ 를 보여주고 있다. 여기서 복합 무차원 계수  $K^*$  값의 영향을 분명히 보여주고 있는데, 이

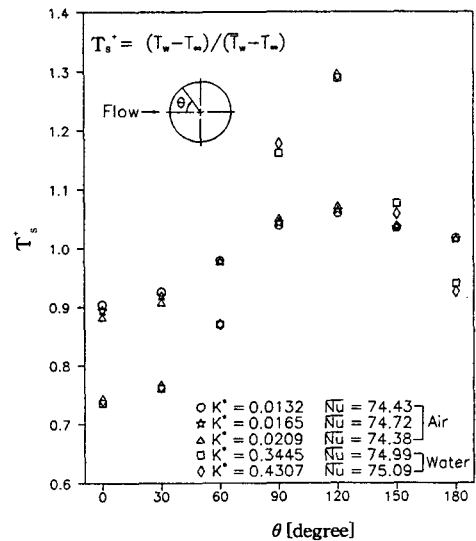


Fig.6 Non-dimensional circumferential surface temperature distribution

$K^*$  값이 클수록 원주방향에 따른 무차원 표면온도의 변화가 커짐을 볼 수 있다. 또한 공기 유동내의 대류 열전달과 물 속에서 대류 열전달의 경우로 크게 두가지로 구분될 수 있는데,  $K^*$  값이 큰 물의 경우에 원주방향에 따른 무차원 표면온도의 변화가 공기의 경우보다 상대적으로 큼을 보여주고 있다. 즉, 본 연구의 범위에서는 원관의 두께( $b$ )와 직경( $D$ )의 변화가 무차원 표면온도에 주는 영향에 비하여 작동유체(공기와 물)가 무차원 표면온도에 주는 영향이 상대적으로 큼을 알 수 있다. 작동유체를 물로 사용하였을 경우가, 작동유체를 공기로 사용하였을 경우보다, 반경방향의 대류 열전달에 대한 원주방향의 전도 열전달의 영향이 상대적으로 작아짐으로 무차원 표면온도의 변화가 크게 나타나고 있음을 알 수 있다.

5.2 2차원 온도분포,  $T_w(r, \theta)$

수치해석으로 2차원 온도분포  $T_w(r, \theta)$ 를 구한 결과를 Fig.7(a)~(e)에 도시하였다. 등온선은  $0.1^\circ\text{C}$  간격으로 표시하였다. Fig.7(a), (b), (c)에서  $K^*$  값이 작은 공기의 경우( $K^*=0.0132, 0.0165, 0.0209$ )에 나타나는 등온선의 분포를 보면, 원주방향으로의 온도분포는 차이를 보여주고 있는데 비하여 반경방향( $r$ )으로의 온도분포는 차이가 상대적으로 작다. 따라서 이 경우의 온도의 분포는 원주방향으로의 1차원 온도분포  $T_w(\theta)$ 에 가깝다. 등온선의 분포에서 전도 열전달은 최대온도 부근인  $110^\circ$  부근에서 전방 정체점(반시계방향)과 후방 정체점(시계방향)으로 흐름을 알 수 있다.  $K^*$  값이 큰 물의 경우( $K^*=0.3445, 0.4307$ )를 보여주고 있는 Fig.7

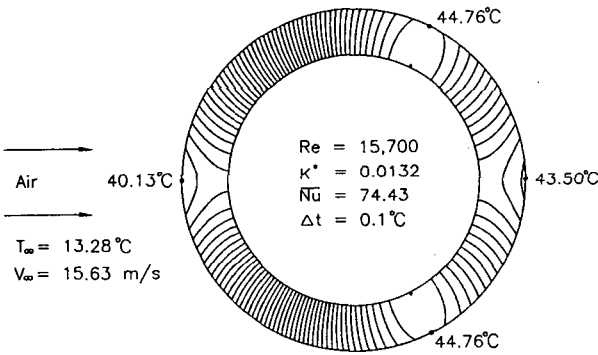


Fig.7(a) Distribution of isothermal lines ( $D=15.0\text{mm}, b=1.0\text{mm}$ )

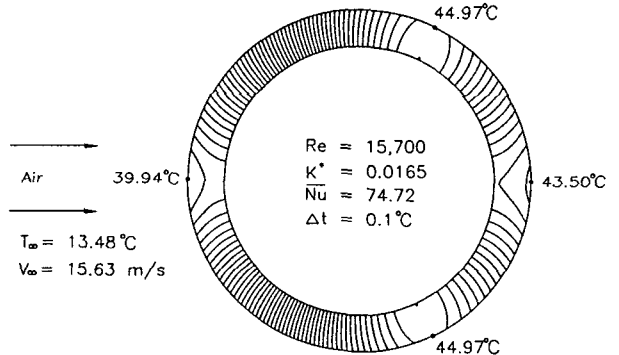


Fig.7(b) Distribution of isothermal lines ( $D=15.0\text{mm}, b=0.8\text{mm}$ )

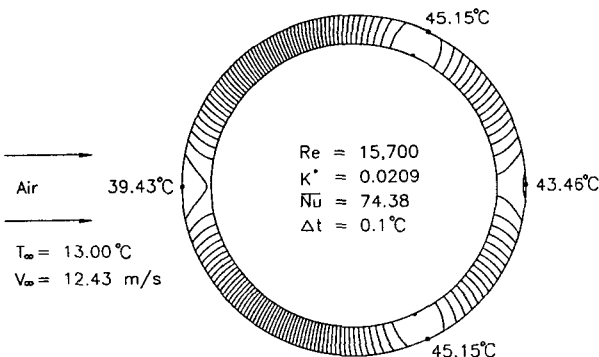


Fig.7(c) Distribution of isothermal lines ( $D=19.0\text{mm}, b=0.8\text{mm}$ )

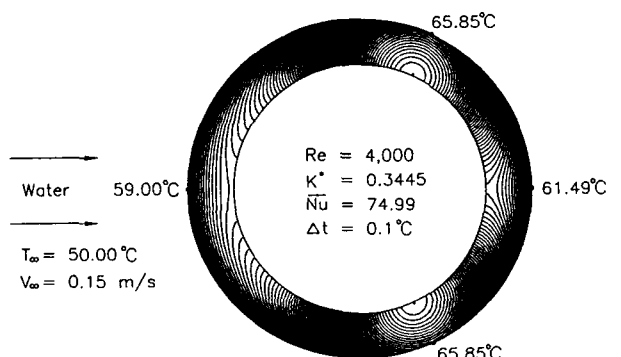


Fig.7(d) Distribution of isothermal lines ( $D=15.0\text{mm}, b=1.0\text{mm}$ )



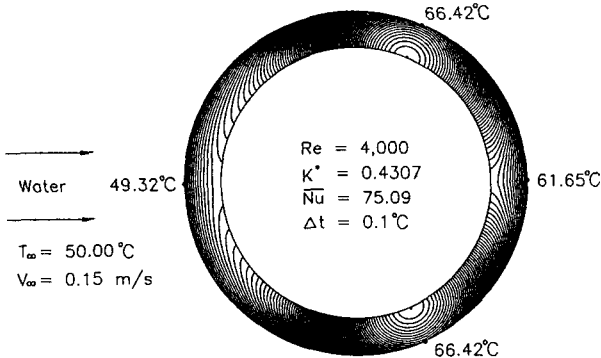


Fig.7(e) Distribution of isothermal lines (D=15.0mm, b=0.8mm)

(d), (e)에서는, 원주방향의 온도구배와 반경방향의 온도구배가 모두 증가하여 등온선 간격도 조밀하고, 2차원적인 온도 분포,  $T_w(r, \theta)$ 의 경향이 더욱 뚜렷하다. 그리고 전방 정체적( $\theta=0^\circ$ ) 부근, 최대 온도 부근( $\theta=115^\circ$ )과 후방 정체점( $\theta=180^\circ$ ) 부근에서는 반경방향으로 1차원적인 온도분포  $T_w(r)$ 이 지배적임을 볼 수 있다. 이는 작동유체가 물일 경우에는 원주방향의 전도 열전달에 대한 반경방향의 대류 열전달이 공기의 경우보다 상대적으로 증가하므로, 전형적인 2차원적인 온도분포  $T_w(r, \theta)$ 를 보여준다.

### 5.3 전도 열전달이 대류 열전달에 미치는 영향

원주방향의 전도 열전달이 반경방향의 국소 대류 열전달에 미치는 영향의 정도를 알아보기 위하여 Baughn<sup>(9)</sup>이 사용한 식과 유사한 개념의 무차원 식 (12)를 정의하여 복합 무차원 계수  $K^*$  값에 따라서 분석한 결과를 Fig.8에서 보여주고 있다. 식 (12)에서 사용한 기호는 Fig.1에서 정의하였다.

$$\frac{q_c'' - \dot{q}b}{\dot{q}b} = \frac{q_1'' - q_2''}{\dot{q}b} \quad (12)$$

본 연구의 범위에서는 무차원 식  $(q_c'' - \dot{q}b)/\dot{q}b$  값이 공기와 물의 두 가지 경우로 뚜렷하게 구분됨을 볼 수 있다. Fig.8에서 반경방향의 국소 대류 열전달에 대한 원주방향의 전도 열전달의 영향이  $K^*$  값이 작아질수록 상대적으로 증가하여, 무차

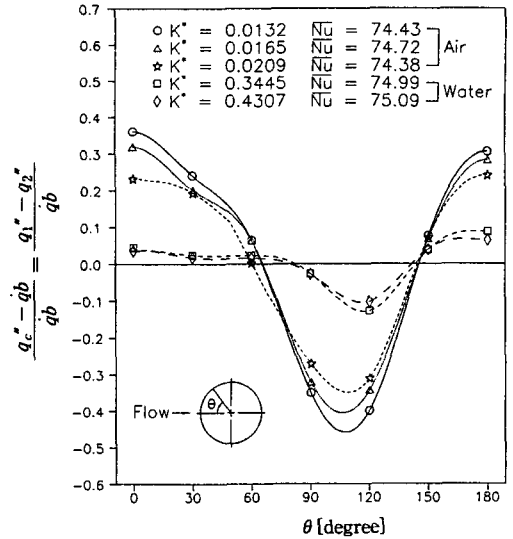


Fig.8 Effect of wall conduction on convection heat transfer

원 식  $(q_c'' - \dot{q}b)/\dot{q}b$  값의 변화가 커짐을 볼 수 있다. 특히  $K^*$  값이 작은 공기의 경우에 전·후방 정체점 부근과 최소 대류 열전달 영역( $\theta=110^\circ$  부근)에서 원주방향의 전도 열전달의 영향이 큼을 알 수 있고, 대략 50% 이내이다.  $K^*$  값이 큰 물의 경우에는, 공기에 비하여 상대적으로 전도 열전달의 영향이 작음을 알 수 있고, 공기와 마찬가지로 최소 대류 열전달 영역( $\theta=115^\circ$  부근)에서 최대를 보이며 대략 15% 이내이다.

### 5.4 국소 대류 열전달 계수

Fig.9(a)~(e)에서는 고체 단면의 원주방향( $\theta$ )으로 전도 열전달( $q_1'', q_2''$ , Fig.1 참조)을 고려하였을 경우에 국소 Nusselt 수와 원주방향의 전도 열전달을 무시했을 경우( $q_c'' = \text{constant}$ )의 국소 Nusselt 수를 서로 비교하여 도시하였다. 원주방향의 전도 열전달을 무시하면, 국소 대류 열유속  $q_c''$ 가 일정한 값(상수)을 가지게 되므로 국소 표면온도에 의하여 대류 열전달 계수가 정해진다. 그리고 원주방향의 전도 열전달을 고려한 경우에는, 전도 열전달의 영향으로 인하여 국소 대류 열유속  $q_c''$ 는 각도( $\theta$ )의 함수이고, 국소 표면온도의 영향도 함께 받아서 국소 Nusselt 수의 변화가 크게 됨을 알 수

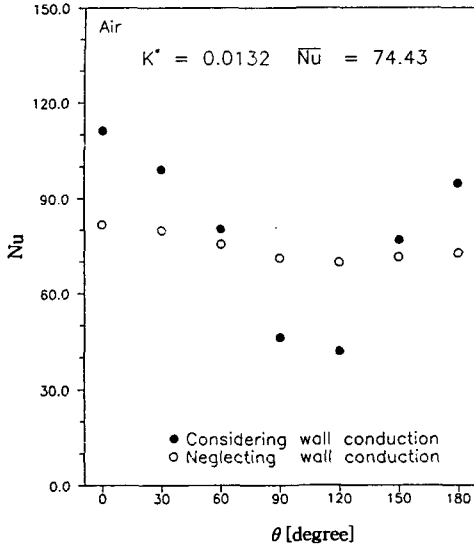


Fig.9(a) Local Nusselt number distribution

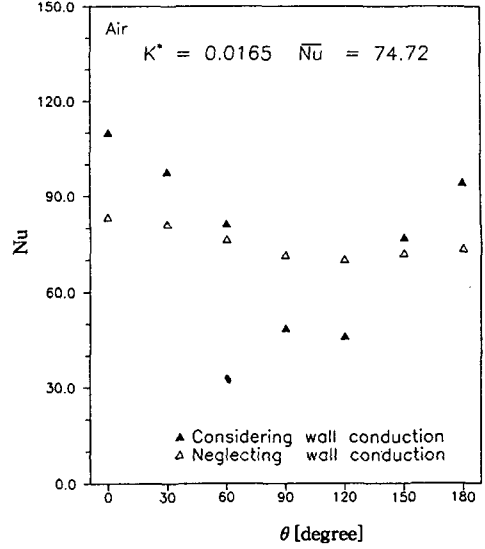


Fig.9(b) Local Nusselt number distribution

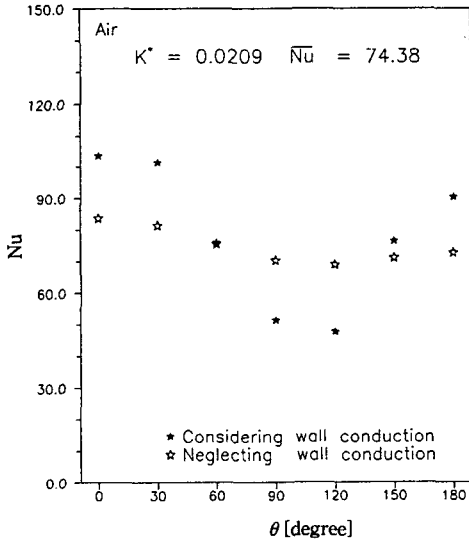


Fig.9(c) Local Nusselt number distribution

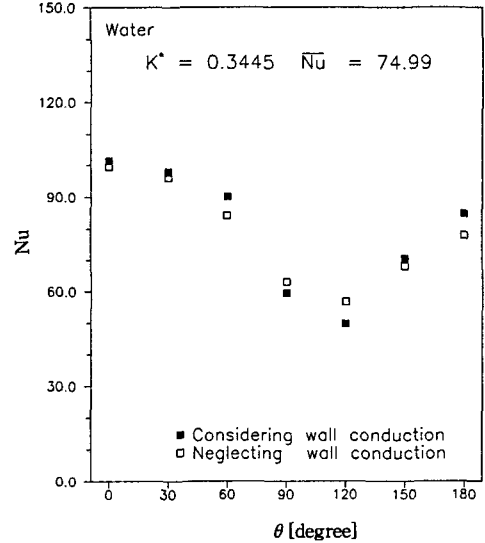


Fig.9(d) Local Nusselt number distribution

있다. Fig.9의 (a), (b), (c)에서 복합 무차원 계수  $K^*$  값이 작은 공기의 경우는 반경방향의 열전달 (혹은 대류 열전달)에 대한 원주방향의 전도 열전달의 영향이 상대적으로 중요해진다. 따라서 원주방향의 전도 열전달을 고려한 경우와 고려하지 않은 경우의 국소 Nusselt 수는 차이가 커짐을 알 수 있고,  $K^*$  값이 커질수록 두가지 경우의 차이가 작아짐을

알 수 있다. 최대오차는 Fig.9(a)의 경우에  $120^\circ$  부근에서 약 95%의 차이를 보여주고 있으며, Fig.9(c)의 경우에는  $120^\circ$  부근에서 약 45%의 차이를 보여준다.

$K^*$  값이 큰 물의 경우를 나타낸 Fig.9의 (d), (e)에서, 대류 열전달이 작동유체가 공기일 경우에 비하여 크게 증가하여 반경방향의 대류 열전달에

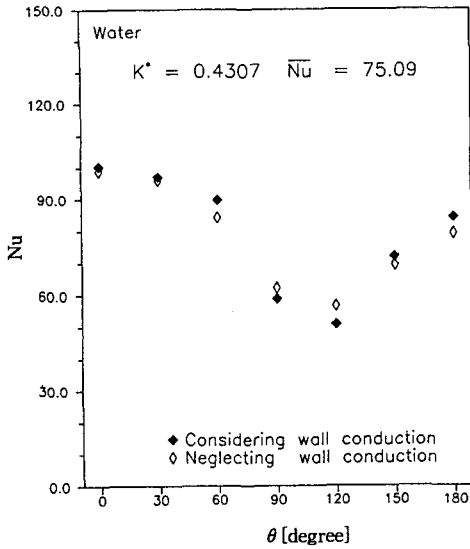


Fig.9(e) Local Nusselt number distribution

대한 원주방향의 전도 열전달이 미치는 영향이 상대적으로 작다. 따라서 원주방향의 전도 열전달을 고려한 경우와 고려하지 않은 경우의 국소 Nusselt 수의 차이가 공기에 비해서 상대적으로 작음을 보여주고 있는데, Fig.9(d)의 경우에 최대 오차는 120° 부근에서 13% 정도이다.

### 6. 결 론

본 연구에서 유체가 원관에 직교하여 흐를 경우에, 균일한 열량이 발생하는 원관에 대하여 강제 대류 열전달 실험을 수행하였다. 원관의 직경과 두께 그리고 작동유체(공기와 물)를 달리하여 원관의 표면온도를 직접 측정하였다. 전도-대류 열전달이 동시에 일어날 경우에, 측정한 원관의 표면온도를 경계조건으로 사용하여 원관 단면의 온도분포를 2차원으로 분석하여, 원주방향의 전도 열전달이 반경방향의 대류 열전달에 미치는 영향을 연구하였다.

1) 본 연구의 범위에서는 작동유체(공기와 물)가 원관의 직경과 두께보다 국소 표면 온도분포에 미치는 영향이 뚜렷하였다. 무차원 국소 표면온도  $T_s^+$ 는 공기와 물의 경우로 크게 2종류로 나타났다.

2) 복합 무차원 계수  $K^*(=k_f R/k_w b)$  값이 작은 공기 유동내의 원관에 대한 강제대류 열전달에서,

원관 단면의 온도 분포는 원주방향( $\theta$ )의 1차원 온도 분포에 가까운 경향을 보여주고 있다. 이 경우에 반경방향의 대류 열전달량에 비하여 원주방향의 전도 열전달량이 커지므로, 원주방향의 전도 열전달을 고려한 경우와 고려하지 않은 경우의 국소 Nusselt 수의 분포는 큰 차이를 보인다.

3) 복합 무차원 계수  $K^*$  값이 공기에 비하여 상대적으로 큰 물 속의 원관에 대한 강제대류 열전달에서, 반경방향의 대류 열전달이 매우 잘 일어남으로 원주방향의 전도 열전달량이 대류 열전달량에 비하여 상대적으로 작다. 그러므로 원주방향의 전도 열전달을 고려한 경우와 고려하지 않은 경우의 국소 Nusselt 수의 분포는 큰 차이를 보이지 않는다. 그리고 반경방향과 열전달이 공기에 비하여 크게 증가하므로, 원관 단면의 온도 분포는 원주방향과 반경방향의 2차원적인 온도 분포  $T_w(r, \theta)$ 를 보여준다.

### 참 고 문 헌

- Hilpert, R., 1993, "Experimental study of heat transfer of heated wire and pipe in an air current", *Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens*, Vol. 4, pp. 215 ~ 224.
- 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.
- Sunden, B., 1980, "Conjugated heat transfer from circular cylinders in low Reynolds number flow", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 23, pp. 1359 ~ 1367.
- Davis, E. J. and Gill, W. N., 1969, "The effects of axial conduction in the wall on heat transfer with laminar flow", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 13, pp. 459 ~ 470.
- Lee, Y. and Kakade, S. G., 1976, "Effect of peripheral wall conduction on heat tran-

- sfer from a cylinder in cross flow", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 19, pp. 1031~1037.
6. Iqbal, M., Aggarwala, B. D. and Khatri, A. K., 1972, "On the conjugate problem of laminar combined free and forced convection through vertical non-circular ducts", *Trans. ASME, J. Heat Transfer, Series C*, Vol. 94, pp. 52~57.
  7. 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.
  8. Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Publishing Co.
  9. 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.