

〈論 文〉

물성치의 변화를 고려한 균일유동 중에 있는 원형 실린더 주위의 층류 열전달

강신형* · 홍기혁** · 고상근*

(1992년 12월 15일 접수)

Effects of Variable Properties on the Laminar Heat Transfer around a Circular Cylinder in a Uniform Flow

S.-H. Kang, K. H. Hong and S. Kauh

Key Words: Circular Cylinder(원형 실린더), Laminar Heat Transfer(층류 열전달), Variable Property(변하는 물성치)

Abstract

Many researches were carried out to estimate heat transfer rate on a circular cylinder in a uniform flow. Various empirical correlations were suggested in the past through experimental studies, however there are considerable discrepancies in the estimated values of heat transfer coefficient. Effects of variable properties of fluid on the heat transfer between a circular cylinder and the external uniform flow were numerically investigated in the present study. The flow and temperature fields were solved using a finite volume method for the uniform flow temperature of 200-900K and the wall temperature of 300-900K. The cold as well as the hot cylinders in the uniform flow of constant temperature were investigated. A unified correlation was obtained for the both cases.

1. 서 론

균일한 유동 중에 있는 원형 실린더 주위의 열전달은 공학적인 응용면에서나 유동 현상적인 면에서 흥미로운 연구과제이다. 실린더의 직경을 기준으로 한 레이놀즈수가 큰 경우에는 실린더 주위에는 층류경계층, 천이, 난류경계층, 유동박리, 후류 등으로 설명되는 복잡한 현상이 나타나며, 열전달도 대부분 강제대류에 의해서 이루어진다. 이에 관해서 과거 많은 연구가 수행되었으며, 대부분 실험적인 방법 또는 경계층 이론에 기본을 둔 이론 및 수치

해석적 방법으로 수행되었다. 레이놀즈수가 매우 작을 때에는 자연대류에 의한 열전달이 중요해지며 혼합대류 문제가 된다. 이에 관한 연구도 현재까지 많이 이루어지고 있다.

열선풍속계의 열선 등 가는 와이어 주위의 열전달 현상은 레이놀즈수가 충분히 작아서($Re=UD/\nu < 40$) 와이어 주위의 유동은 정상 층류가 되며, 이때 와이어의 온도와 자유유동의 온도의 차이가 크기 때문에 온도에 따른 유체의 물성치의 변화를 고려해야 한다. 열선풍속계에서 열전달의 특성은 바로 열선풍속계의 점정곡선의 특성과 관계된다. 평균 열전달계수를 나타내는 무차원수인 누셀트수 $Nu (=hD/k)$ 는 보통 레이놀즈수 Re , 프란틀수 $Pr (=C_p\mu/k)$ 의 함수로 나타내며, 온도 차이에 따

*정회원, 서울대학교 기계공학과

**서울대학교 기계공학과 대학원

른 물성치 변화의 영향을 적절히 보정해서 나타낸다. 이때 Nu , Re , Pr 에서 사용된 물성치는 적절하게 정의된 기준온도 T_m (많은 경우 실린더 온도 T_m 와 자유유동 온도 T_a 의 평균값을 사용)에서의 값을 사용한다. 유동과 열전달에 영향을 미치는 물

성치는 밀도 ρ , 정압비열 C_p , 점성계수 μ , 열전도계수 k 및 이에 따른 프란틀수 Pr 이다. 물성치는 공기, 수소, 산소, 헬륨 등과 같은 기체는 온도의 증가에 따라서 밀도는 감소하고, 점성계수와 열전도계수가 증가하며, 정압비열과 프란틀수의 변화

Table 1 Summary of correlations of heat transfer

Author (ref.)	Fluid	l/D	$(T_m/T_a)_{max}$	Re	correlation
<u>heat transfer from cylinder to fluid</u>					
King (3)	air	1290-1520	2.73	0.055 ~ 55	a
Hilpert (15)	air	5120	1.14	0.4 ~ 4	b
				4 ~ 40	c
				40 ~ 44	d
Collis and Williams (1)	air	2070-8660	1.50	0.02 ~ 44	d
Fand (16)	water	7.8	1.01	0.1 ~ 10 ⁵	e
Hatton <i>et al.</i> (2)	air	96-1190	1.34	0.6 ~ 45	f
Churchill and Bernstein (9)	air and liquid	-	-	less than 4000	g
<u>heat transfer from fluid to cylinder</u>					
Amad (5)	hot gas		0.875	4 < Re < 40	h
* for both case					
*Zhukauskas (4)	air and liquid	8.3	1.18	1 < Re < 40	i
*Chang and Finlayson (6)	liquid	14	-	Re < 50	j
<u>correlations</u>					
a.	$Nu = 0.318 + 0.690 Re_m^{0.5}$				
b.	$Nu = 0.891 Re_m^{0.33} \left(\frac{T_w}{T_a} \right)^{0.25 \cdot 0.33}$				
c.	$Nu = 0.821 Re_m^{0.385} \left(\frac{T_w}{T_a} \right)^{0.25 \cdot 0.385}$				
d.	$Nu = (0.24 + 0.56 Re_m^{0.45}) \left(\frac{T_m}{T_a} \right)^{0.17}$				
e.	$Nu = (0.35 + 0.56 Re_m^{0.52}) Pr_m^{0.3}$				
f.	$Nu = (0.384 + 0.581 Re_m^{0.439}) \left(\frac{T_m}{T_a} \right)^{0.154}$				
g.	$Nu = 0.3 + \frac{0.62 Re_m^{1/2} Pr_m^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr_m} \right)^{1/4} \right]^{1/4}}$				
h.	$Nu = (0.207 + 0.497 Re^{0.45}) \left(\frac{V_m}{V_a} \right)^{0.15}$				
i.	$Nu = 0.75 Re_s^{0.4} Pr^n \left(\frac{Pr_s}{Pr_w} \right)^{0.25}$ $n = 0.37$ for $Pr \leq 10$, $n = 0.36$ for $Pr > 10$				
j.	$m = 0.29 + 0.0228 \log_{10} Re$				
	$Nu = (0.36 + 0.58 Re^{0.48}) Pr_m^n \left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^n$ $n = 0.05 + 0.038 \log_{10} Pr_s$ $4 < Pr_s < 1948$				
	$n = -0.12 + 0.10 \log_{10} Pr_s$ $19 < Pr_s < 1948$				

는 타 물성치의 변화에 비해서 상대적으로 작다. 액체의 경우에는 온도의 증가에 따라서 점성계수가 감소하고, 기타 물성치의 변화는 적기 때문에, 프란틀수의 변화가 점성계수의 변화에 따라서 상대적으로 크다. 따라서 액체와 기체의 경우를 동일한 경험식으로 나타내기는 어렵다. 그래서 본 연구에서는 기체, 특히 공기의 경우에 주 관심을 두었다. 이 경우 현재 제안된 몇가지 경험식을 Table 1에 나타내었다.

지금까지의 연구들은 자유유동 온도 T_a 가 300K 근처에서 연구되었고 Collis와 Williams,⁽¹⁾ Hatton et al.,⁽²⁾ King⁽³⁾ 이외에는 평균 온도비 T_m/T_a 이 1.2보다 작은 경우가 대부분이었다. T_m/T_a 가 1.2인 경우 일정 물성치에서의 평균열전달계수에 대해 보정량은 약 3% 정도이다. 온도비가 작은 경우는 경계층 내의 물성치 변화가 적으므로 어떠한 방법을 취하더라도 큰 차이는 없으나 온도차가 큰 경우는 Pr 수의 비로 기체와 실린더간의 열전달을 나타내는 것은 온도차가 증가할수록 오차가 커지게 된다. 한편 실린더에서 유체로의 열전달에 대해서는 많은 연구가 있었으나($T_m/T_a > 1.0$ 인 경우), 유체에서 실린더로의 열전달에 대해서는($T_m/T_a > 1.0$ 인 경우) Zhukauskas,⁽⁴⁾ Amad,⁽⁵⁾ Chang과 Finlayson⁽⁶⁾ 외에는 거의 없는 실정이며 특히 온도차가 큰 경우에는 Amad⁽⁵⁾가 $T_m/T_a = 0.63 \sim 0.88$ 인 범위에서 실험적 연구를 수행하였다.

Table 1에서 대부분의 경험식은 $Nu = (A + B Re^m) (T_m/T_a)^p$ 의 형태로 표현된다. 여기서 A 와 B 는 보통 상수이며 A 는 자연대류 및 전도열전달에 의한 값이다. 전도의 영향은 무한히 긴 실린더의 경우에는 유체로의 전도, 유한길이를 갖는 경우에는 축방향으로의 전도에 의한 영향이 커지게 된다. Andrews⁽⁷⁾ 등은 $Re < 40$ 에서는 A 가 0이 아닌 것이 합리적이고, 실린더의 형상비가 감소하면 A 는 증가하고 B 는 약간의 영향만 받으며 m 은 변하지 않는다고 하였다. p 는 대부분의 연구에서는 $-0.67 \sim 0.3$ 의 범위의 상수값이나 Morgan⁽⁸⁾의 분석에 의하면 Re 의 증가에 따라 감소하거나 T_m/T_a 의 증가에 따라 커지는 경향이 있다고 보고되는 등 많은 논란이 되고 있다. 한편 열선유속계에 대한 연구는 주로 열전달계수를 직접 온도와 속도에 따른 함수 $h = f(T_w, T_a, U)$ 로 나타내었다. 그러나 지금까지의 연구들은 속도 및 온도가 열전달계수에 미치는 영향에 관하여 서로 상이한 결과들을 제시

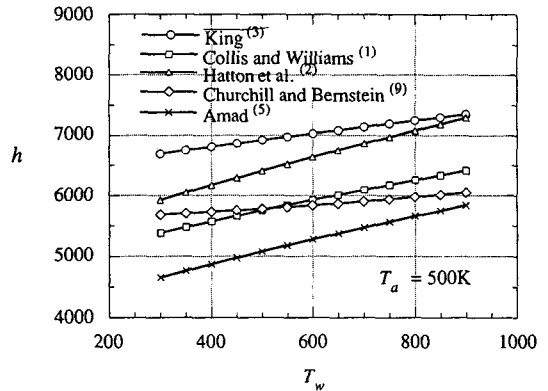


Fig. 1 Predicted heat transfer coefficients by several correlations over a circular cylinder

하고 있어서 보다 정밀한 연구가 요구되고 있다. 실제 열선의 직경이 $10 \mu\text{m}$, 유동의 속도를 22 m/s 이고, 자유유동의 온도 T_a 가 500K 일 때, 실린더 벽면의 온도 T_w 를 $300 \sim 900\text{K}$ 의 범위에서 변화할 때 Table 1에 나타난 몇가지 관계식을 사용하여 예측되는 열전달계수를 Fig. 1에 나타내어 보았다. 물성치 보정의 경향은 대체로 비슷한 경향을 보이거나, 정량적인 면에서 대략 $\pm 18\%$ 의 차이를 보이고 있는 실정이다. 이와같이 원형실린더 주위의 대류에 관한 많은 실험적 연구가 수행되었으나 일관성 있는 결과를 보여주지 못하고 있으며 Zhukauskas,⁽⁴⁾ Morgan,⁽⁸⁾ Churchill과 Bernstein⁽⁹⁾ 등은 실험 오차의 주요 원인으로 Blockage 효과, Free-stream Turbulence, 형상비, 자연대류 등을 지적하고 이러한 영향들을 고려하는 방법을 제시하였다.

최근에는 보다 정밀한 계측의 시도 외에도 물성치들의 변화를 고려한 수치해석적 연구가 활발히 진행되고 있다. Chang과 Finlayson⁽⁶⁾은 점성의 변화가 큰 액체에서 냉각 및 가열의 경우에 대해 실험과 계산을 수행하였으며 보다 합리적인 실험식을 제시하였다. 또한 Chen과 Weng⁽¹⁰⁾은 온도 변화에 따른 Re 수의 변화가 열전달에 미치는 영향을 계산하였으나 T_a 는 고정시키고 T_w 만 변화시켰기 때문에 전반적인 온도의 영향을 고려할 수가 없었다.

따라서 본 연구에서는 Re 수가 40이하의 정상 층류유동에서 온도가 실린더와 자유유동 사이의 열전달계수에 미치는 영향을 수치해석적으로 연구하였다. 유체의 온도 T_a 를 $200 \sim 900\text{K}$, 실린더의 온도

T_w 를 300~900K의 범위에서 T_m/T_a 를 0.67~2.75까지 변화시키며 계산을 수행하였다. 수치계산 결과를 분석하여 실험적으로 관찰하기 어려운 물성치의 변화가 열전달에 미치는 영향을 검토하고, 아울러 실린더가 자유유동에 의해서 냉각되는 경우 뿐만 아니라 가열되는 경우의 연구도 병행하였고, 두가지 경우에 모두 적용할 수 있는 열전달 관계식을 구하였다. 본 연구에서는 $Gr/Re^2=O(10^{-6})$ 이고 복사에 의한 열전달량은 강제대류에 의한 열전달량의 1% 이하이므로 자연대류 및 복사열전달의 효과는 무시하였다.

2. 지배방정식 및 수치해석 방법

2.1 지배방정식

레이놀즈수가 40 이하인 실린더 주위의 유동은 정상 층류유동이라고 알려져있다. 본 연구에서는 Fig. 2에서와 같이 실린더 중심에 원점을 둔 Cartesian 좌표계 x, y 를 설정하였다. u, v 를 각각 x, y 방향의 속도 성분이라고 하면, 일반 비직교 좌표계 ξ^1, ξ^2 에서 연속방정식, 운동량방정식 및 에너지방정식은 각각 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$(\sqrt{g}\rho U^i)_{\xi^i} = 0 \quad (1)$$

$$[\sqrt{g}(\rho U^i u - \mu g^{ij} u_{\xi^j})]_{\xi^i} + (y_{\xi^2} p)_{\xi^1} - (y_{\xi^1} p)_{\xi^2} = 0 \quad (2)$$

$$[\sqrt{g}(\rho U^i v - \mu g^{ij} v_{\xi^j})]_{\xi^i} + (x_{\xi^2} p)_{\xi^1} - (x_{\xi^1} p)_{\xi^2} = 0 \quad (3)$$

$$[\sqrt{g}(\rho c_p U^i T - k g^{ij} T_{\xi^j})]_{\xi^i} = 0 \quad (4)$$

여기서 $\xi^1 = \xi, \xi^2 = \eta, U^i = \vec{a} \cdot (u \vec{i} + v \vec{j}), \vec{a} = \nabla \xi^i, g^{ij} = \vec{a}^i \cdot \vec{a}^j$ 이다. 운동량방정식에서 자연대류를 나타내는 부력항과, 에너지방정식에서 압력에 의한 일 및 점성소산항은 무시하였다. 밀도는 이상기체

의 상태방정식에서 절대압력의 변화를 무시하고 절대온도에 반비례한다고 하였다. 점성계수, 정압비열 및 열전도계수는 온도의 함수로 주어진다(참고 문헌(11)의 표 사용).

2.2 경계조건

경계조건은 Fig. 2에 나타낸 바와 같이 직경 D 인 실린더 벽면에서 점착조건과 등온조건을($T = T_w$), 실린더에서 충분히 떨어진 상류와 바깥 경계면에서는 균일 등온 평행유동($u = U, v = 0, T = T_a$)을 가정하였다. 기준 압력은 입구에서의 압력을 택하였으며 그 값은 0으로 고정시켰다. 실린더로부터 충분히 떨어진 하류 출구 경계에서는 변수 u, v, T 의 x 에 대한 구배를 0으로 하였다.

2.3 수치해석 방법

격자계는 실린더 주위의 유동 및 열전달에 큰 영향을 미치는 정체점 부근의 정확한 수치해석을 위하여 C형태의 격자계를 사용하였다. 실제 유동은 대칭 유동으로 가상되나, 여기서는 후후 비대칭 유동의 연구를 위해서 전영역을 포함하였다. 수치격자는 일반적인 비직교좌표계이나 실린더 주위에서 유동과 온도장이 심하게 변하는 영역에서는 조밀하게 배열되도록 하였고, 가급적 직교성이 유지되도록 노력하였다.

지배방정식 (1)~(4)는 확산계수와 원천항만이 다른 형태이므로 일반적으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$[\sqrt{g}(\rho U^i \phi - \Gamma g^{ij} \phi_{\xi^j})]_{\xi^i} - b = 0 \quad (5)$$

여기서 ϕ 는 임의의 변수를 나타낸다. 모든 종속변수들은 격자점에서 계산, 저장되며(non-staggered grid system) 유한체적법을 적용하면 다음과 같은 이산화된 방정식이 얻어진다.

$$A_p \phi_p = A_N \phi_N + A_E \phi_E + A_S \phi_S + A_W \phi_W + S_p \quad (6)$$

계수 A_i 는 검사표면을 지나는 대류항 및 확산항을 적분하여 얻어지는 계수이며 하첨자 N, S, E, W 는 격자점 P 의 주변 4개의 격자점을 나타낸다. S_p 는 검사체적에 비례하는 모든항과 비직교성에 관련되는 항들이 포함된다. 본 계산에서는 레이놀즈수가 크지 않으므로 Hybrid 방법을 사용하였다.

압력항의 계산은 속도 및 보정된 압력장이 연속방정식 및 운동량방정식을 만족할 때까지 반복 수

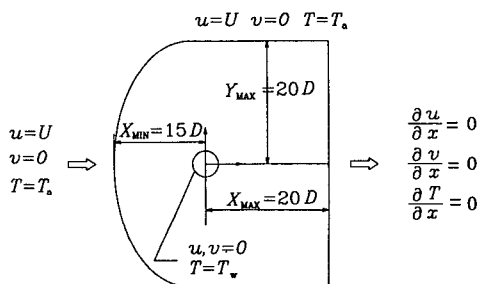


Fig. 2 Calculation domain, coordinate system and boundary conditions

정해주는 Simple 알고리즘이 사용되었다. 그러나 비엇갈림 격자계에서 압력장을 계산할 때 검사면에서의 플럭스를 계산하기 위해 단순히 속도를 주변 격자점에서의 값으로부터 평균하게 되면 구해진 압력이 진동하는 현상이 생기게 된다. 따라서 본 연구에서는 각 검사면에서의 속도를 선형화된 운동량 방정식을 풀어 플럭스를 계산하였다.

속도는 가정된 속도장, 압력장 및 온도장으로 부터 계산되며 각 격자점에서의 압력이 수정된 후 온도장이 계산된다. 수렴 여부는 전 영역에서의 원천 항의 합으로 판정하였다.

3. 결과 및 검토

3.1 계산의 검증

계산영역은 Coutanceau와 Bouard⁽¹²⁾의 실험과 Chen과 Weng⁽¹⁰⁾의 계산영역을 참조하고, 경계면의 위치를 변화시키면서 여러가지 계산을 수행한 결과 Fig. 2에 나타난 바와 같이 상류는 $x/D = -15$, 바깥 경계는 $y/D = +/- 20$, 하류경계는 $x/$

$D=20$ 으로 정하였다. (지면상 결과를 비교하여 나타내지 않았음.) 격자수를 ξ 와 η 방향으로 각각 83×31 , 103×41 , 123×51 의 세가지 경우에 대하여, Re 수가 40일때 실린더 주위의 유동 및 열전달을 계산하여 격자계의 영향을 시험하였다. 이때 물성치의 변화는 고려하지 않았다. 그 결과를 Table 2에 나타내었으며, 본 연구에서는 123×51 의 격자를 사용하였다.

Fig. 3에는 벽면에서 와도(속도구배)의 변화를 나타내었으며, 이는 유동해석에서 가장 민감한 비교의 대상이 된다. 속도구배의 크기는 51.8도에서 최대가 된후 감소하며, 129도에서 0이 되어 유동박리가 일어나며 Dennis와 Chang⁽¹³⁾의 계산결과와 잘 일치한다. 한편 Fig. 4에 나타난 압력계수의 분포도 Grove et al.⁽¹⁴⁾의 실험결과 및 Dennis와 Chang⁽¹³⁾의 계산결과와 비교할 때 오차 범위내에서 잘 일치한다. 실린더 후류의 중심선에서 속도의 크기를 Fig. 5에 나타내었다. Coutanceau와 Bouard⁽¹²⁾의 실험결과에서 차폐효과를 고려한 경우보다는 약간 크게 예측되기는 하나, 실험오차 범위내에서 정량

Table 2 The effect of computational domain and number of grids

number of grid points	Min. C_p	Stag. C_p	Max. $C_f \sqrt{Re}$	\overline{Nu}
83 x 31	-1.00	1.31	3.75	3.42
103 x 41	-0.93	1.25	3.69	3.31
123 x 51	-0.93	1.20	3.59	3.28
Experiment by Grove et al. ¹⁴ - 0.90		1.20		
Experiment by Acrivos et al. ¹⁷			3.71	
Exp. corr. by Collis and Williams ¹				3.16
Exp. corr. by Hatton et al. ²				3.30
Calculation by Badr ¹⁸				3.50

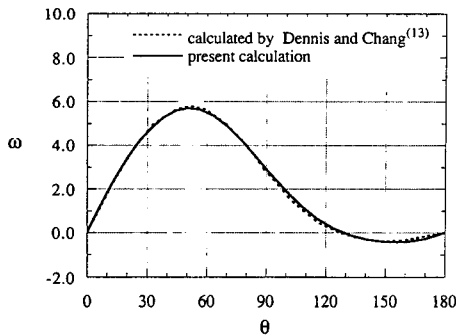


Fig. 3 Vorticity distributions on a cylinder surface for $Re=40$

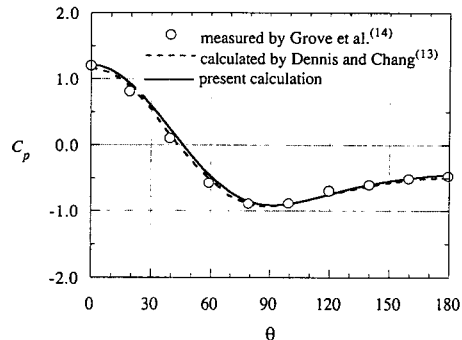


Fig. 4 Distributions of pressure coefficient on a circular cylinder for $Re=40$

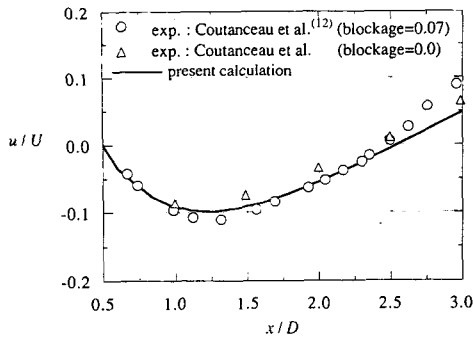


Fig. 5 Velocity distributions on the center-line behind a circular cylinder for Re=40

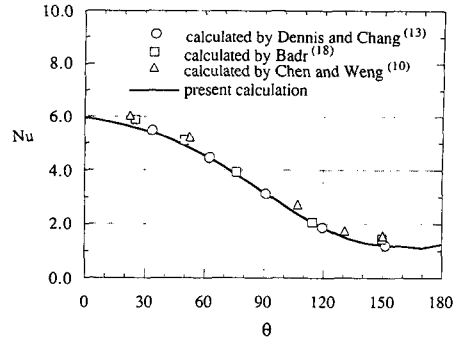


Fig. 6 Variation of local Nusselt number on a circular cylinder for Re=40

Table 3 Separation angle, separation length and average Nusselt number with Reynolds number

Re	10	20	30	40
<u>Separation angle (degree)</u>				
Exp. by Coutanceau and Bouard ⁽¹²⁾				
blockage=0.07	159.0	137.7	131.0	127.2
blockage=0.0	147.5	135.2	129.9	126.5
Cal. by Dennis and Chang ⁽¹³⁾	150.4	136.3	---	126.2
Present calculation	149.8	137.5	132.0	128.2
<u>Separation length (L/D)</u>				
Exp. by Coutanceau and Bouard ⁽¹²⁾				
blockage=0.024	0.28	0.87	1.46	2.04
Present calculation	0.27	0.87	1.50	2.06
<u>Average Nusselt Number</u>				
Exp. by Collis and Williams ⁽¹⁾	1.82	2.40	2.83	3.19
Exp. by Hatton <i>et al.</i> ⁽²⁾	1.98	2.55	2.97	3.32
Cal. by Badr ⁽¹⁸⁾	---	2.54	---	3.48
Present calculation	1.86	2.46	2.91	3.28

적으로 잘 일치한다고 할 수 있다. 실린더 벽면에서 국소누셀트수는 실험자료가 없어서 타 연구자들의 계산결과와 비교하였다(Fig. 6). 모두 동일한 경향을 보이나, Dennis와 Chang⁽¹³⁾의 계산결과와 잘 일치한다.

한편 레이놀즈수를 변화시키면서 유동 및 온도분포를 관찰하였다. Table 3에는 박리각도, 실린더 후류의 재순환 길이를 실험 및 Dennis와 Chang⁽¹³⁾

의 계산 결과와 비교하였다. Re수가 작아지면 박리점이 하류로 이동하고 재순환 영역의 길이가 짧아지며, 평균누셀트수는 감소한다. 이러한 결과도 정량적으로 실험 및 계산결과와 매우 잘 일치한다. 이러한 유동특성에 대한 검토는 여러 문헌에서 자세히 발표된 바 본 논문에서는 다루지 않았고, 다만 이로부터 본 연구에서 채택한 수치해석 방법에 의한 결과가 충분히 정확함을 알 수 있다.

3.2 물성치의 변화가 열전달계수에 미치는 영향

물성치의 변화를 고려할 때 열전달의 예측에는 현재 Collis와 Williams⁽¹⁾가 제안한 식을 많이 사용한다. 본 연구에서는 넓은 온도 범위에서 수행된 수치계산 결과가 제한된 온도 범위에서 연구된 경험식의 결과와 어느정도 일치하는가 라는 점과, 물성치의 변화가 어떻게 열전달량 및 계수에 영향을 미치는가라는 점에 관심을 두었다. 실린더의 직경을 10 μm, 유동의 속도를 22 m/s로 고정시키고 자유 유동의 온도 T_a 를 200K~900K, 실린더 벽면의 온도 T_w 를 300~900K의 범위에서 변화시키면서 계산을 수행하였다. 유체는 공기를 대상으로 하였다.

Fig. 7에는 T_w 와 T_a 에 대한 열전달계수 h 및 Nu 수의 변화를 Collis와 Williams⁽¹⁾가 제안한 식에 의한 결과와 비교하여 나타내었다. 전체 계산된 범위 내에서 약 5% 정도의 차이를 나타내고 있으며, 이는 두 결과가 잘 일치함을 나타내며, 1950년대에 수행한 실험이 매우 정밀하고 신빙성 있게 수

행되었음을 간접적으로 나타낸다. 그러나 공기로부터 실린더로 열전달이 되는 경우 ($T_w < T_a$, cold cylinder, 이 경우에는 실험을 수행하지 않았음)에는 본 계산과는 상이한 경향을 보인다. 열전달계수 h 는 대체로 T_w 가 높을수록 T_a 가 낮을수록 증가하며 Nu 수는 T_w 와 T_a 가 낮을수록 커진다. 여기서 열전달계수는 $h = -k_w \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_w / (T_w - T_a)$ 과 같이 정의된다.

본 연구에서는 물성치의 변화가 유동 및 열전달에 미치는 변화의 경향을 검토하였다. 그 예로 우선 T_a 가 300, 500, 700K일 때 T_w 에 따른 h 의 변화를 Fig. 8에 나타내었다. T_w 이 증가하면 h 가 증가한다. T_w 가 증가하면 점성계수가 증가하고, Re 수가 작아져 경계층이 두꺼워지며 온도구배는 감소한다(Fig. 9). 그러나 실린더 벽면에서의 열전도계수가 증가하는 양이 온도구배의 감소양보다 크기 때문에 결과적으로 열전달계수는 증가한다. 한편

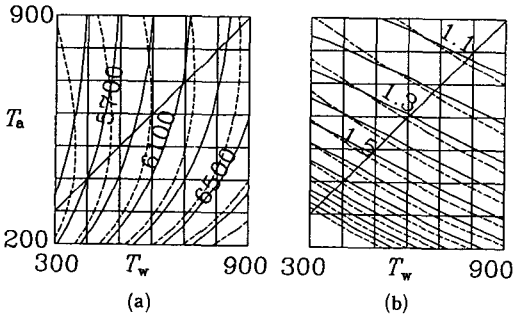


Fig. 7 (a) Contours of heat transfer coefficient, h (b) Nusselt number, Nu :(—) present calculation, (.....) Collis and Williams⁽¹⁾

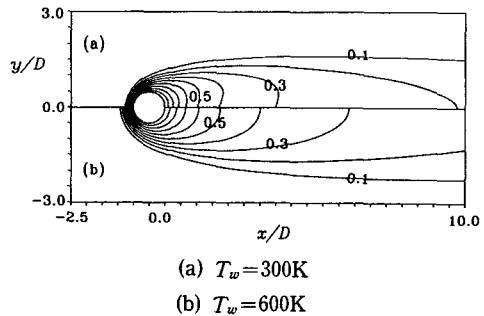


Fig. 9 Calculated temperature contours at $T_a=100K$

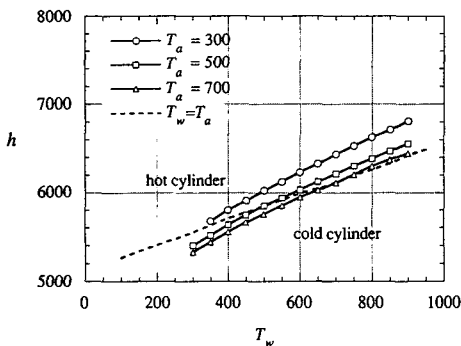


Fig. 8 Variations of heat transfer coefficient with wall temperature at air temperature: $T_a=300, 500, 700K$

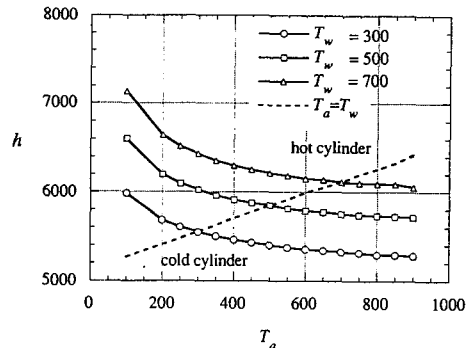


Fig. 10 Variation of heat transfer coefficient with air temperature at wall temperature, $T_w=300, 500, 700K$

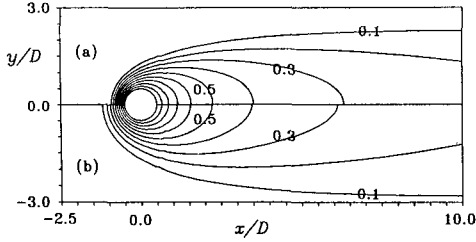


Fig. 11 Calculated temperature contours at $T_w = 600\text{K}$. (a) $T_a = 100\text{K}$, (b) $T_a = 300\text{K}$

T_w 를 300, 500, 700K으로 고정하고 T_a 의 변화에 따른 h 의 변화를 Fig. 10에 나타내었다. 자유유동의 온도 T_a 가 증가하면 h 가 감소한다. T_a 가 증가하면 유동 전체의 점성계수가 증가하고, Re 수가 작아져 경계층이 두꺼워지며 온도구배는 감소한다 (Fig. 11). 그러나 실린더 벽면에서의 열전도계수는 거의 동일하기 때문에 결과적으로 열전달계수는 감소한다. 만약 T_w 와 T_a 의 평균온도 T_m 을 일정하게 유지하고 T_w 을 증가시킨다면 벽면근처의 점성계수는 증가하고 외부유동에서의 점성계수는 상대적으로 감소할 것이다. 이때 Fig. 12에 나타낸 바와 같이 h 는 T_w 의 증가에 따라서 증가한다. 동일한 경우 T_w 을 증가시키면 자유유동의 온도 T_a 는 감소하게 된다. 따라서 Fig. 13에 나타낸 바와 같이 T_a 가 감소하면 열전달계수는 증가하게 된다. 이때 평균온도가 일정하므로 전단층 내의 점성계수는 비슷하여 Fig. 14에서 경계층의 두께는 큰 변화가 없고, 벽면에서의 열전도계수의 증감이 전체 열전달계수의 증감을 지배하게 된다. 한편 동일한 온도차, 즉 $T_w - T_a$ 를 일정하게 유지하면서 T_m 을 변화시킨다면 전체 유동의 점성계수는 T_m 의 증가에 따라서 증감을 할 것이다. T_m 이 증가하면 점성계수는 증가하나, 레이놀즈수, 경계층의 두께 및 온도구배는 감소한다. 그러나 벽면온도의 증가에 따른 열전도 계수의 증가가 우선되어 Fig. 15에서 열전달계수는 대체적으로 증가한다. 그러나 온도차가 200, 300, 400K의 경우 평균 온도가 작은 경우에는 오히려 열전달계수의 변화가 반대로 되는 현상을 관찰할 수 있다. 이는 이 구역에서 경계층이 두께에 따라서 온도구배의 감소하는 율과, 실린더 벽면에서의 열전도계수의 증가하는 율, 즉 결국 온도구배 감소와 열전도계수 증가의 상반된 영향의 상호 작용에 의해 열전달계수는 평균온도의 증가에 따라 감소하는 경우도 가능하게 됨을 나타낸다. 한

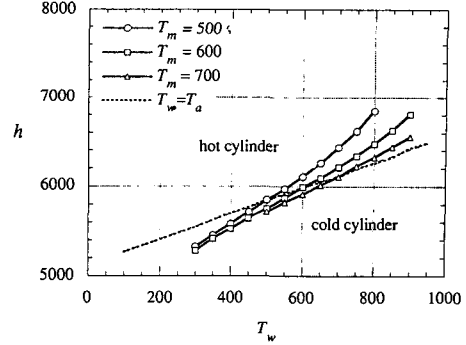


Fig. 12 Variations of heat transfer coefficient with wall temperature at the mean temperature, $T_m = 500, 600, 700\text{K}$

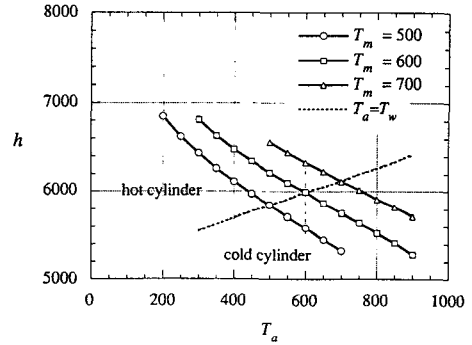


Fig. 13 Variations of heat transfer coefficient with air temperature at the mean temperature, $T_m = 500, 600, 700\text{K}$

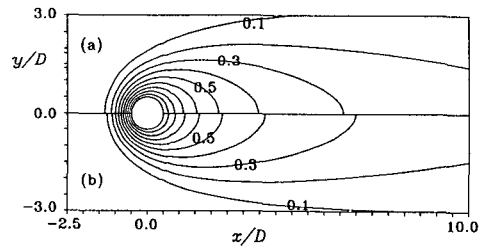


Fig. 14 The effect of air and wall temperature on thermal field at (a) $T_a = 400\text{K}$, $T_w = 600\text{K}$ (b) $T_a = 300\text{K}$, $T_w = 700\text{K}$

편 동일한 온도차이에서 실린더가 자유 유동에 의해서 가열되는 경우가 냉각되는 경우보다 열전달계수가 상당히 큼을 알 수 있다. 냉각되는 경우가 가열되는 경우에 비하여 상대적으로 벽면에서의 점성계수가 크고 자유유동에서의 점성계수가 작기 때문에 전체 경계층의 두께는 상대적으로 얇지만, 벽면

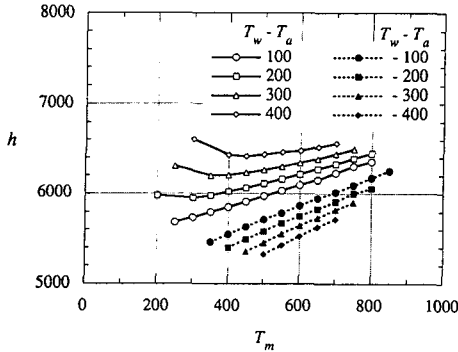


Fig. 15 Variations of heat transfer coefficient with mean temperature for $T_w - T_a = 100, 200, 300, 400\text{K}$

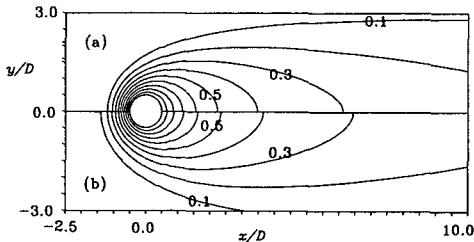


Fig. 16 Calculated temperature contours for $T_w - T_a = 300\text{K}$: (a) $T_a = 300\text{K}, T_w = 600\text{K}$ (b) $T_a = 400\text{K}, T_w = 700\text{K}$

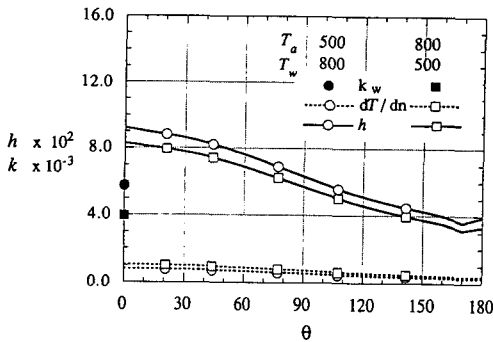


Fig. 17 Heat transfer coefficient, temperature gradient on the cylinder surface and thermal conductivity at the wall: $T_m = 650\text{K}, |T_w - T_a| = 300\text{K}$

에서의 온도구배는 상대적으로 작다(Fig. 16, 17). 그러나 벽면의 열전도계수가 상당히 크기 때문에 평균 및 국소열전달계수는 모두 증가한다.

이와같이 온도차가 커서 물성치의 변화의 영향이 큰 경우에는 유동장과 온도장이 서로 영향을 미치기 때문에 평균 유동장의 특성을 나타내는 Re 수

만으로는 열전달 현상을 설명할 수가 없다. 따라서 Nu 수 및 h 의 온도에 따른 변화 양상은 본 연구에서와 같이 각각 실린더의 온도 T_w , 공기의 온도 T_a , 평균온도 T_m 및 온도차 $|T_w - T_a|$ 의 4경우로 나누어 생각하는 것이 효과적이라고 생각된다.

3.4 열전달 관계식

Collis와 Williams⁽⁴⁾의 연구결과 제시된 열전달 관계식은 수치계산 결과와 비교할 때 열전달계수를 합리적으로 예측하기는 하지만 기본적으로 실린더가 가열되는 경우에(cold cylinder)는 적용하기가 어렵다는 문제점을 내포하고 있음은 전절에서 지적한 바와 같다. 그러나 앞 절에서 검토한 바와 같이 실린더의 온도가 자유유동의 온도를 전후하여 모든 물리적인 현상은 연속적이 되어야 함은 당연하다. 그러나 두가지 경우 실험에 필요한 장치가 상당히 다르기 때문에 지금까지 두 경우를 동시에 고려한 연구 결과는 없다. 따라서 수치해석된 결과를 이용하여 실린더가 가열 또는 냉각되는 경우, 동시에 사용할 수 있는 관계식을 구해보는 것은 본 연구의 또 다른 관심의 대상이다. 이러한 시도는 물론 수치계산 결과의 신빙성에 근거를 두어야한다. 1950년대에 수행된 Collis와 Williams의 실험에서, 실험 오차를 명확히 예측하기는 어려우며, 그들의 실험이 제한된 범위의 온도비, 특히 실린더가 냉각되는 경우(hot cylinder)에 수행되었음을 고려할 때 수치계산의 결과를 이용하여 합리적인 관계식을 구해보려는 본 연구의 시도는 자연스러운 것이다.

전절에서 여러가지의 온도에 대하여 계산된 열전달계수를 $Nu-Re$ 의 관계로 Fig. 18에 나타내었다. 여기서 물성치는 평균온도에서의 값으로 하였으나, 경계층 내의 물성치 변화에 대한 보정이 필요함을 말해주고 있다. Collis와 Williams가 제한한 온도 보정을 수행하면 Fig. 19에서 $T_w > T_a$ 경우 즉, 실린더가 냉각될 때(hot cylinder)에는 모든 데이터가 한 곡선에 수렴되고 있으나, 실린더가 가열될 때(cold cylinder), 즉 $T_w < T_a$ 경우에는 상당히 분산되고 있다. 따라서 $T_w < T_a$ 의 경우에는 그들의 식을 적용할 수 없음을 알 수 있다. 이는 그들의 실험이 $T_w > T_a$ 에 대한 것이었으므로 당연한 결과라고 생각된다. Fig. 20에는 Amad⁽⁵⁾가 제안한 보정을 한 결과인데(원래 점성계수의 비로 보정하였으나, 여기에는 온도의 비로 환산하였음) 반대의 경향을 보인다. 즉, Amad의 보정식은 $T_w < T_a$ 의

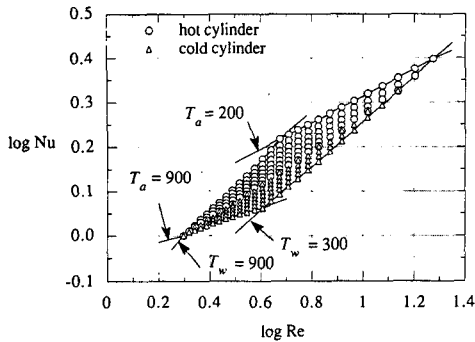


Fig. 18 Variation of the calculated Nusselt number with Reynolds number showing residual effect of temperature loading

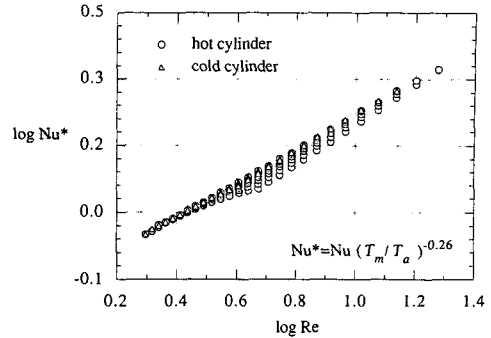


Fig. 20 Variation of the calculated Nusselt number with Reynolds number using temperature loading of Amad's(5)

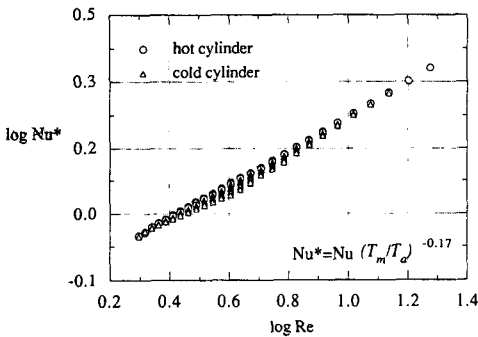


Fig. 19 Variation of the calculated Nusselt number with Reynolds number using temperature loading of Collis and Williams(1)

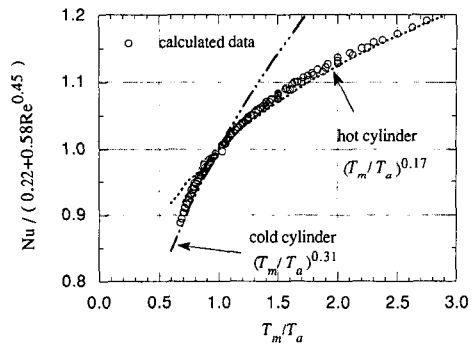


Fig. 21 Temperature loading as a function of T_m/T_a with different power index, which shows the inadequacy of parameter T_m/T_a

경우에는 적용할 수가 있으나 $T_w > T_a$ 의 경우에는 적합하지 않음을 알 수 있다. 이 또한 그의 실험이 $T_w < T_a$ 경우에 국한되었음에 기인하는 것이라고 볼 수 있다. 이와 같이 온도차가 큰 경우에는 아직까지 $T_w > T_a$ 와 $T_w < T_a$ 의 두 경우 동시에 사용할 수 있는 열전달 관계식은 없다.

Fig. 21에는 Collis와 Williams가 제안한 온도에 대한 보정량 $(T_m/T_a)^{0.17}$ 과 Amad가 제안한 보정량 $(T_m/T_a)^{0.31}$ 을 나타내었는데 온도차가 클수록 보정량도 커짐을 알 수 있다. 그러나 $T_w = T_a$ 를 경계로하여 보정량의 기울기가 불연속적이 되는 물리적으로 타당하지 않은 결과를 보이고 있다. 이것은 실린더가 냉각될 때와 가열될 때의 온도보정량의 p 를 자기 다른 상수로 하였다는데 그 원인이 있으며 본 연구의 데이터에 의해 분석해보면 Fig. 22와 같이 p 는 T_m/T_a 에 따라서 상당히 변함을 알 수 있다. T_m/T_a 가 증가할수록 p 는 점차 감소하

며, 이러한 경향은 Morgan(8)이 King(3)과 Hilpert(15)의 데이터를 분석한 후 실린더 벽면과 공기의 온도차가 커질수록 p 의 값이 증가한다고 언급한 것과는 반대의 결과이다. Fig. 21, 22에서 $Re^{0.45}$ 는 Collis와 Williams,(1) Amad(5) 및 Andrews(7) 등의 제안에 따른 것이며 계수 0.22, 0.58은 데이터의 분산을 고려함과 동시에 $T_w = T_a$ 일 때의 온도보정량을 $Nu/(A+B Re^m) = 1.0$ 이 되도록 하여 구하였다. 그러나 Fig. 22에 나타낸 바와 같이 p 가 T_m/T_a 의 4차 이상의 다항식으로 표현되기 때문에 간단한 관계식을 만들기는 다소 복잡하다.

본 연구에서는 온도 보정량을 T_m/T_a 대신 T_w/T_a 의 함수로 보고 여러가지 시도를 하였다. 그 결과를 Fig. 23에 나타내었다. 이 경우에는 $T_w > T_a$ 와 $T_w < T_a$ 의 전 온도 영역에 대하여 성립하는 일관된 식을 얻을 수 있었으며 p 또한 온도의 함수가 아닌 상수값인 0.113을 구할 수 있었다. 이렇게

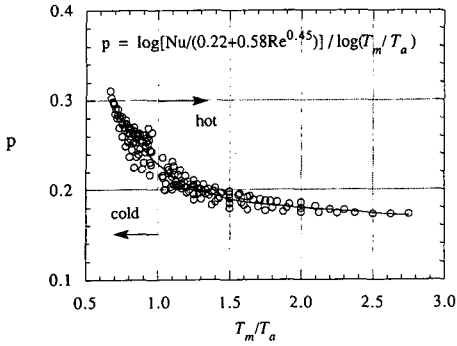


Fig. 22 Power index of temperature loading as a function of T_m/T_a

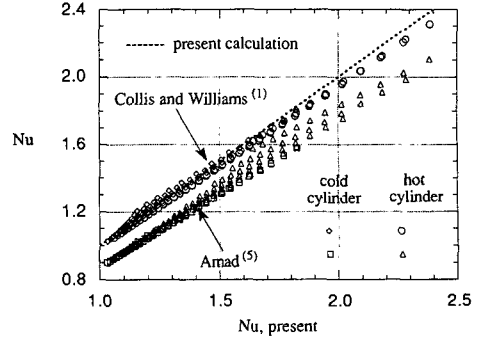


Fig. 25 Comparison of Nusselt numbers between present calculation and experimental correlations

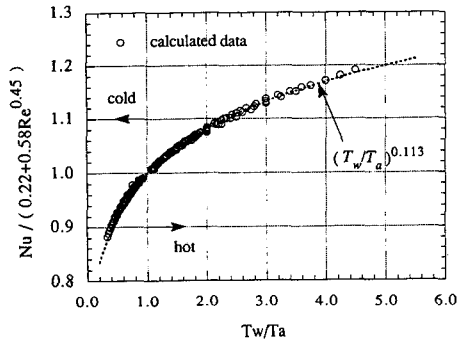


Fig. 23 Temperature loading as a function of T_w/T_a for the entire range of temperature

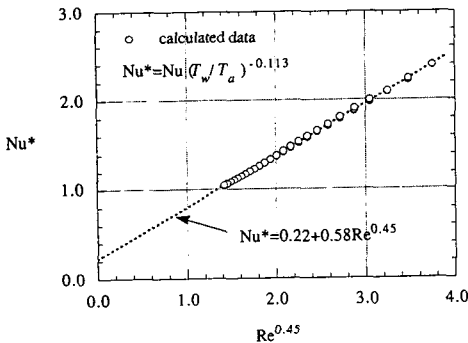


Fig. 24 Proposed correlation for both hot and cold cylinders

보정된 Nu 수를 Re 수의 함수로 나타내면 Fig. 24와 같은데 데이터의 분산이 거의 없이 다음의 식에 의해 매우 잘 표현되고 있음을 알 수 있다.

$$Nu = (0.22 + 0.58Re^{0.45}) (T_w/T_a)^{0.113} \quad (7)$$

Fig. 25에는 본 연구에서 구한 식(7)에 의해 예측된 Nu 수와 Collis와 Williams, 및 Amad의 결과를 비교하여 나타내었다. Collis와 Williams가 제안한 경험식은 $T_w > T_a$ 의 경우 대략 5%의 범위에서 본 연구의 결과와 일치하고 있으나 T_w/T_a 의 경우에는 오차가 훨씬 커짐을 알 수 있다. Amad의 식은 본 연구 뿐만 아니라 Collis와 Williams의 결과와도 큰 편차를 보이며 특히 $T_w > T_a$ 의 경우에는 데이터의 분산이 매우 심해지고 있다.

4. 결론

본 연구에서는 균일유동 중에 있는 원형 실린더 주위의 층류 열전달을 물성치의 변화를 고려하여 살펴보았다. 본 연구의 결론을 요약하면 다음과 같다.

(1) T_a 일정한 경우 T_w 가 커짐에 따라 h 는 증가하며 T_w 일정한 경우는 T_a 가 증가하면 h 는 감소한다. 또한 T_m 이 일정한 경우에는 온도차가 커짐에 따라 h 는 $T_w > T_a$ 이면 증가, $T_w < T_a$ 이면 감소하며 온도차가 일정한 경우에 있어서는 T_m 이 증가하면 h 는 증가하나 최저치가 나타난다.

(2) 열전달계수 h 는 T_w 및 T_a 의 영향을 동시에 받으나 T_w 에 보다 직접적으로 영향을 받는다. 즉 T_a 는 Re 수에 의해 평균적인 유동장 및 온도장에 영향을 주는 반면 T_w 는 평균적인 유동장 및 온도장에 영향을 주는 외에도 실린더 벽면 근처의 국소적인 온도장에 영향을 미치기 때문에 열전달계수는 T_w 의 변화에 보다 민감하다고 할 수 있다.

(3) 경계층에서의 물성치의 변화가 열전달계수에 미치는 영향은 평균온도 T_m 만으로는 충분히 나타

낼 수 없기 때문에 온도보정을 하게 되는데 본 연구에서는 T_m/T_a 대신에 T_w/T_a 의 함수로 온도보정을 함으로써 실린더가 가열되는 경우 및 냉각되는 경우 동시에 적용할 수 있는 통일된 열전달 관계식을 구할 수 있었다.

참고문헌

- (1) Collis, D. C. and Williams, M. J., 1959, "Two-Dimensional Convection from Heated Wires at low Reynolds numbers," J. Fluid Mech. Vol. 6, 357
- (2) Hatton, A. P. James D. D. and Swire, H. W. 1970, "Combined Forced and Natural Convection with Low Speed Air Flow over Horizontal Cylinders," J. Fluid Mech. 42, pp. 17~31
- (3) King, L. V. 1914, "On the Convective Heat Transfer from Small Cylinders in a Stream of Fluid. Determination of Convective Heat Transfer from Small Cylinders in a Stream of Fluid. Determination of Convective Constants of Small Platinum Wires with Application to Hot-Wire anemometry," Phil. Trans. R. Soc. 214A, pp. 373~432
- (4) Zhukauskas, A. and Ziugzda, J. 1985, "Heat Transfer of a Cylinder in Cross Flow," Hemispheres Pub.
- (5) Amad, A. M. 1968, "Forced Convective Heat Transfer to Cooled Cylinders," CADRE TR 588/68
- (6) Chang, M. W and Finlayson, B. A, 1987, "Heat Transfer in Glow Past Cylinder at $Re < 150$ ", Part I, II. Numer. Heat Transfer, Vol. 12, pp. 179~195.
- (7) Andrews, G. E, 1972, "Hot Wire Anemometer Calibration for Measurement of Small gas Velocities," Int. J. Heat Mass Transfer Vol. 15, pp. 1765~1786
- (8) Morgan, V. T, 1975, "The Overall Convection Heat Transfer from Smooth Circular Cylinders," Advances in Heat Transfer, Vol. 11, pp. 99~264
- (9) Churchill, S. W. and Bernstein, M, 1977, "A Correlating Equation for Forced Convection from Gases and Liquids to a Circular Cylinder in cross flow," Trans. of the ASME Vol. 99, pp. 300~306
- (10) Chen, C. H. and Weng, F. B, 1990, "Heat Transfer for Incompressible and Compressible Fluid Flow over a Heated Cylinder," Numer. Heat Transfer, Vol. 18, pp. 325~342
- (11) De-Xuan Wang, 1990, "Effect of Variable Thermophysical Properties on Laminar Free Convection of Gas," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 33, No. 7, pp. 1387~1395
- (12) Coutanceau, M. and Bouard, R, 1977, "Experimental Determination of the Main Features of Viscous Flow in the Wake of a Circular Cylinder in Uniform Translation," Part I Steady flow, J. Fluid Mech. Vol. 79, pp. 231~256
- (13) Dennis, C. S. R. and Chang, G. Z, 1970, "Numerical Solutions for Steady Flow Past a Cylinder at Reynolds Number up to 100," J. Fluid Mech. Vol. 42 pp. 471~489
- (14) Grove, A. S. Shair. F. H, Peterson. E. E, and Acrivos. A, 1965, "An Experimental Investigation of the Steady Separated Flow Past a Circular Cylinder," J. Fluid Mech. Vol. 21, 737
- (15) Hilpert, R, 1933, "Warmeabgabe von Geheizten Drahten und Rohren in Luftstrom," Forsch. Geb. Ing. 4, pp. 215~224
- (16) Fand, R. M, 1965, "Heat Transfer by Forced convection from a Cylinder to Water in Cross Flow," Int. J. Heat Mass Transfer 8, pp. 995~1010
- (17) Acrivos, A, Leal, L. G, Showden. D. D. and Pan. F. 1968, "Further Experiments on Steady Separated Flows Past Bluff Objects," J. Fluid Mech. 34, Part I, pp. 25~48
- (18) Badr, H. M. 1983, "A Theoretical Study of Laminar Mixed Convection from a Horizontal cylinder in a Cross Stream," Int. J. Heat Mass Transfer 26, pp. 639~653
- (19) Suhuh, M. J. 1987, "Numerical Prediction of Fluid and Particle Motions in Flow Past Tubes," Ph.D. Thesis, University of California, Berkeley.
- (20) 고상근, 1991, "온도가 실린더 주위의 열전달 계수에 미치는 영향에 관한 실험적 연구," 대한 기계학회 춘계학술대회 논문집 pp. 316~319.