大韓機械學會論文集 第15卷 第2號, pp. 677~684, 1991.

〈論 文〉

저온의 순수물속에 잠겨있는 등온수직 원기둥에 의한 자연대류 열전달에 종횡비가 미치는 영향

유갑종* · 엄용균** · 이성진**

(1990년 12월 4일 접수)

Effects of Aspect Ratio on Natural Convective Heat Transfer from a Vertical Isothermal Cylinder Immersed in Cold Pure Water

Kap Jong Riu, Yong Kyoon Eum and Sung Jin Lee

Key Words: Vertical Isothermal Cylinder(등온 수직원기둥), Short Cylinder(짧은 원기둥) Long Cylinder(긴 원기둥), Density Extremum Parameter(최대밀도 매개변수) Aspect Ratio(종횡비)

Abstract

A numerical analysis is performed about the effects of aspect ratio on natural convective heat transfer from a vertical isothermal cylinder of 0℃ immersed in cold pure water. The results of analysis include velocity profiles, temperature profiles and mean Nusselt number of the steady flow region. As aspect ratio of vertical cylinder increases, the flow and heat transfer characteristics of vertical isothermal cylinder approach to those of vertical isothermal flat plate. Numerical solutions obtained for Rayleigh number and aspect ratio indicate the the cylinders can be classified as short cylinder and long cylinder. In the cases of short cylinder and long cylinder, new heat transfer correlations are presented. Here, the coefficient values C of new heat transfer correlations are presented as the function of density extremum parameter R^*. Numerical results show that theoretical results are in close agreement with experimental results.

기 호 설 명

C_p : 정압비열(kJ/kg℃)
D : 원기둥의 직경(m)
g : 중력 가속도(m/s²)
G_r^* : 수정 그라숍프 수
h : 평균 열전달계수(W/m²℃)
h_z : 국소 열전달계수(W/m²℃)
k : 열 전도율(W/m℃)
L : 원기둥의 길이(m)
N : 종횡비
Nu : 평균 누셀트 수
Pr : 프란틀 수
q : 밀도식 (4)의 지수
q'' : 열 유속(W/m²)
R : 반경방향 무차원 좌표
R^* : 최대밀도 매개변수
Ra^* : 수정 레일리 수
$\bar{T}$: 무차원 온도
T : 온도(℃)
U : 축방향 무차원 속도
V : 반경방향 무차원 속도
Z : 축방향 무차원 좌표

* 정회원, 경북대학교 공과대학 기계공학과
** 정회원, 경북대학교 대학원

a : 열확산률
a_1 : 밀도식 (4)의 계수
ρ : 밀도(kg/m³)
ν : 동점성 계수(m²/s)
ϕ : 방향각

하 첨 자
m : 최대 밀도점의 조건
∞ : 주위물의 조건
w : 벽면의 조건

1. 서 론

유체속의 수직 원기둥에 의해 야기되는 자연대류에 있어서 원기둥의 종횡비가 열전달 특성에 미치는 효과는 최근에 많은 연구자들의 관심사가 되고 있다. 이러한 종횡비에 관한 연구로서 Elenbaas[1]와 Langmuir[2]는 수직 원기둥의 직경이 무한히 커지면 원기둥의 열전달 특성이 수직 평판(vertical flat plate)의 특성에 가깝게 된다고 주장하였다. Sparrow와 Gregg[3]는 수직 원기둥의 평균 누셀트수가 수직 평판의 누셀트수의 5% 범위내에 속하게 되면 수직 원기둥의 열전달양은 수직 평판의 결과를 사용할 수 있다는 근거를 제시한 바 있다. 이상과 같은 연구들은 주위 유체가 공기인 경우에만 한정된 것들이었다. 이후 1969년 Nagendra등[4]은 상온의 물속에 잠겨있는 일정 열유속의 수직 실린더 및 와이어로부터의 열전달에 대한 실험을 수행하여 누셀트수, 레일레이수 및 종횡비에 관한 열전달 상관식을 유도했으며, 이 때 원기둥을 짧은 원기둥, 긴 원기둥 및 강선으로 구분하였다. 한편, 주위유체가 4℃부근에서 최대밀도값을 갖는 저온의 순수물일 경우에는 상온 이상의 물에서와는 달리 유동 및 대류 열전달 현상이 매우 복잡하게 일어난다. 이러한 저온의 물속에 수직 원기둥이 잠겨 있을 때의 연구로서 Wang과 Gebhart[6]는 수직 얼음 원기둥을 공기와 순수물의 계면에 상·하로 담구어 융해율, 유동형태 및 열전달량을 실험적으로 구하였다. 또한 Riu[7]는 순수물과 소금물속에 잠겨있는 수직 얼음 원기둥에 의한 자연대류를 수치해석과 실험을 통하여 분석하였다. 그러나 저온의 물속에서 행한 상기의 연구들에서는 원기둥의 종횡비가 유동 및 열전달 특성에 미치는 영향에 대해서는 구명한 바가 없었다.

본 연구에서는 순수물 속에 등온 수직원기둥이 잠겨있을 때 야기되는 자연대류 열전달에 종횡비가 미치는 영향을 수치해석적으로 구명하였다. 즉 등온 수직원기둥의 종횡비 변화에 따른 유동특성을 밝히고, 수정 레일레이수를 도입하여 동일한 열전달 특성을 나타내는 등온 수직원기둥의 범주(category)를 종횡비가 포함된 무차원 파라미터 값들로써 제시하였다. 또한 무차원 파라미터인 누셀트수, 수정 레일레이수 및 종횡비를 이용하여 최대밀도점의 영향을 받는 저온의 영역에서 새로운 열전달 상관식을 제시하였다. 제시된 결과에 기존의 논문 및 실험결과를 비교, 고찰함으로써 그 타당성을 검증하였다.

2. 이론해석

2.1 좌 표 계

Fig. 1은 수직 원기둥 부근의 유동 및 열전달 특성을 해석하기 위하여 수치계산에 사용한 좌표계를 나타낸 그림이다.

여기서 상향유동이 지배적일 경우에는 축방향 좌표 Z의 양(+) 방향과 중력방향을 반대방향, 하향유동이 지배적일 경우에는 같은 방향으로 정하였다.

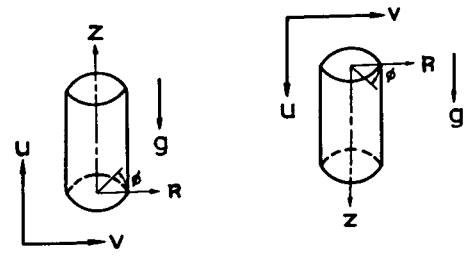
2.2 지배 방정식

지배 방정식을 단순화하기 위하여 다음과 같은 가정들을 적용한다.

(1) 유동은 이차원 정상 층류유동이다.

(2) 유체의 모든 물리적 성질은 Boussinesq Approximation을 적용한다.

(3) 점성소산, 압축성 효과, 복사 열전달은 무시한다.



(a) For dominant upflow (b) For dominant downflow

Fig. 1 Coordinate system

위의 가정에 의해 무차원화된 지배 방정식은 다음과 같다.

●연속 방정식

$$\frac{\partial U}{\partial Z}+\frac{\partial V}{\partial R}+\frac{V}{R}=0 \tag{1}$$

●운동량 방정식

$$\frac{\partial}{\partial Z}\left(U\frac{\partial V}{\partial Z}+V\frac{\partial V}{\partial R}\right)-\frac{\partial}{\partial R}\left(U\frac{\partial U}{\partial Z}+V\frac{\partial U}{\partial R}\right)=\frac{N}{Gr^*}\left[\frac{\partial}{\partial Z}\left(\frac{\partial^2 V}{\partial R^2}+\frac{1}{R}\frac{\partial V}{\partial R}-\frac{V}{R^2}+\frac{\partial^2 V}{\partial Z^2}\right)-\frac{\partial}{\partial R}\left(\frac{\partial^2 U}{\partial R^2}+\frac{1}{R}\frac{\partial U}{\partial R}+\frac{\partial^2 U}{\partial Z^2}\right)\right]\pm\frac{N^2}{Gr^*}\frac{\partial(|\bar{T}-R^*|^q)}{\partial R} \tag{2}$$

●에너지 방정식

$$V\frac{\partial \bar{T}}{\partial R}+U\frac{\partial \bar{T}}{\partial Z}=\frac{N}{Pr\cdot Gr^*}\left\{\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial R^2}+\frac{1}{R}\frac{\partial \bar{T}}{\partial R}+\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial Z^2}\right\} \tag{3}$$

위의 운동량 방정식중 체적력항(body force term)은 상향유동일 때 −, 하향유동일 때 +의 값을 가진다. 이상의 방정식들에서 사용된 무차원 변수 및 파라미터들은 다음과 같다.

$$Z=\frac{z}{L},\quad R=\frac{r}{L},\quad U=\frac{D\cdot u}{\nu\cdot Gr^*}$$

$$V=\frac{D\cdot v}{\nu\cdot Gr^*},\quad \bar{T}=\frac{T-T_\infty}{T_w-T_\infty}$$

$$Gr^*=\frac{\rho_m\cdot g\cdot \alpha_1\cdot|T_w-T_\infty|^q\cdot L^3}{\rho\cdot\nu^2},$$

$$N=\frac{D}{L},\quad R^*=\frac{T_m-T_\infty}{T_w-T_\infty}$$

$$Pr=\frac{\nu}{\alpha}$$

2.3 경계 조건 및 밀도식

계산에 적용된 경계조건을 요약해서 Fig. 2에 나타내었다. 전단(leading edge)의 위치는 유동방향이 어떤 경우라도 $R=R_w$, $Z=0$인 곳이다. $Z=L$에서는 인접한 내부의 값으로부터 외삽법을 이용하여 구하였다.

본 계산에서 사용한 순수물의 밀도식은 물의 최대밀도점의 영향을 고려한 Gebhart & Mollendorf[8]의 결과인 식 (4)를 사용하였다.

$$\rho(T)=\rho_m\{1-\alpha_1|(T-T_m)|^q\} \tag{4}$$

여기서 $1bar_{abs}$의 압력하에 순수물의 최대 밀도 ρ_m은 999.972kg/m³, 최대밀도점 온도 T_m은 4.029325℃, 계수 α_1는 $9.297173\times10^{-6}(℃)^{-q}$, 지수 q는 1.894816이다.

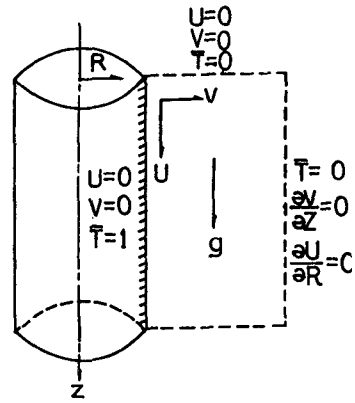


Fig. 2 Boundary conditions

2.4 수치 계산

수치해석 방법은 SUR(Successive Under Relaxation)계산법을 도입한 유한 차분법(FDM)을 사용하였다. 격자수는 충분한 절점수로 20×40을 택하였으며, 격자계는 벽면부근에 많은 수의 격자를 집중시키는 비균일 격자계를 사용하였다. 등온 원기둥의 길이는 본 실험실에서 사용하는 실험용 시편의 길이와 같은 0.232m, 직경은 0.0003m~0.4m까지로 하였다. 등온면의 온도는 0℃, 주위물의 온도는 1℃~25℃까지로 하였다. 0℃이외의 등온면에 관한 연구는 계속 연구중에 있다. 그리고 계산에 사용한 등은 벽면에서의 국소 열전달 계수(h_z), 평균 열전달 계수(h), 평균 누셀트수(Nu_D) 및 수정 레일레이수($Ra_D{}^*$)를 각각 다음과 같이 정의하였다.

$$h_z=\frac{q''}{T_w-T_\infty}=-\frac{k}{T_w-T_\infty}\left(\frac{\partial T}{\partial r}\right)\Big|_{r=r_w}$$

$$h=\frac{1}{L}\int_0^L h_z dz$$

$$Nu_D=\frac{h\cdot D}{k}$$

$$Ra_D{}^*=(Gr_D{}^*\cdot Pr)$$

계산에 사용한 물성치들은 Kukulka[9]의 연구결과를 사용하여 구하였다.

3. 결과 및 고찰

수치해석 한 결과들로부터 유동 및 열전달특성에

종횡비가 미치는 영향에 대해 다음과 같은 결과들을 얻었다. 여기서 보다 명확한 고찰을 위해 제시된 수직 평판의 값들은 Riu[7]의 결과들을 사용하였다.

3.1 유동 형태

등온 수직원기둥 주위의 유동형태는 주위물의 온도가 $1.0℃ \leq T_\infty \leq 4.4℃$인 구간에서는 상향 유동, $6.0℃ \leq T_\infty$에서는 하향 유동으로 나타났으며, 종횡비가 변화하여도 유동방향은 일정하였다. 또한 $4.4℃ < T_\infty < 6.0℃$의 온도구간에서는 수렴해가 존재하지 않았다. 해가 존재하지 않는 온도구간에서는 Riu등[10]의 실험적 결과에서 비정상상태 유동이 일어나는 것으로 밝혀졌다.

3.2 속도 및 온도 분포

원기둥의 종횡비가 속도 및 온도분포에 미치는 영향을 조사하기 위하여 종횡비(D/L)의 범위가 0.0125~1.7241일 때 경계층내의 속도, 온도분포를 계산하였다. Fig. 3은 계산 결과중에서 종횡비가 0.431, 1.724인 원기둥 및 수직 평판에 대하여 전단에서 0.035m 떨어진 곳에서의 축방향 속도성분 U와 온도분포를 반경방향 거리 R에 따라 나타낸 그림이다. 이때 주위물의 온도는 $T_\infty = 2.5℃$ ($R^* = -0.61$)일때 이다. 횡축의 R방향 좌표에서 $R=0$인 곳은 원기둥면이 된다.

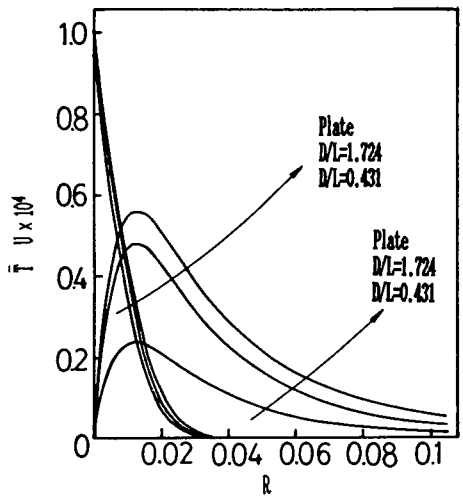


Fig. 3 Radial temperature and U-velocity profiles with R ($T_\infty = 2.5℃$)

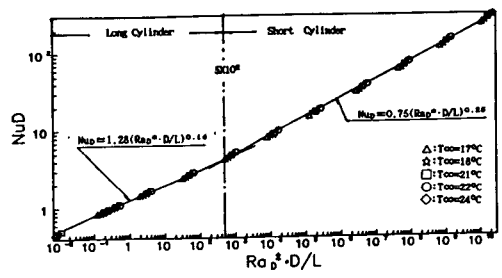
U속도의 전반적인 성향은 R값이 증가함에 따라 원기둥 벽면에서부터 속도가 급격히 증가하여 벽면 부근에서 최고속도를 나타내다가 점차 감소하여 결국 0의 값에 접근하게 된다. 온도구배는 벽면과 매우 인접된 거리내에서 매우 크게 나타나게 된다. 또한 종횡비가 증가할수록 원기둥의 속도 및 온도 경계층두께가 점차 두꺼워져서 평판의 속도 및 온도분포에 접근하는 경향을 나타내고 있다. 이러한 성향은 다른 주위물 온도에 있어서도 동일하게 나타났다. 상기의 결과들은 Elenbass[1]와 Langmuir[2], Simon등[11]에 의한 결과들과 잘 일치하고 있다.

3.3 수정 레일레이 수(Ra_D^*)와 종횡비를 고려한 열전달 상관식

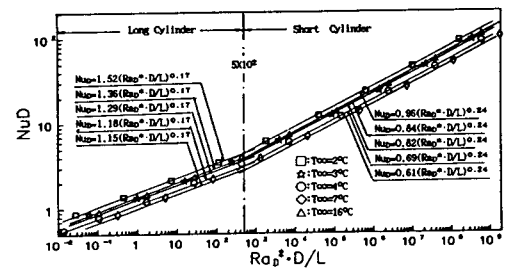
종횡비의 영향을 고려한 일반적인 열전달 상관식에 최대 밀도값의 영향이 고려된 수정 레일레이 수, Ra_D^*을 사용하면 식 (5)와 같이 나타낼 수 있다. 여기서 제시된 Ra_D^*는 밀도식에서 그 정확성이 입증된 새로운 밀도식 (4)를 사용한 무차원 파라미터이다.

$$Nu_D = C \cdot (Ra_D^* \cdot D/L)^n \tag{5}$$

Fig. 4(a)와 (b)는 식 (5)의 Nu_D와 $Ra_D^* \cdot D/L$와의 상관 관계를 알아보기 위해 계산 결과 중 일부를 도시한 것이다. 실선은 수치적으로 계산된 누



(a) $17.0℃ \leq T_\infty \leq 25.0℃$



(b) $1.0℃ \leq T_\infty \leq 16.0℃$

Fig. 4 Correlation of Nu_D versus $Ra_D^* D/L$

Table 1 Values of C, n in equation (5) with respect to long and short cylinders for T_∞=1.0℃~25.0℃

Classification / Range of T_∞	$0.05<Ra_D^*\cdot D/L<5\times10^2$ ($^*0.05<Ra_D\cdot D/L<1\times10^4$)			$Ra_D^*\cdot D/L>5\times10^2$ ($^*Ra_D\cdot D/L>1\times10^4$)		
	Long cylinders			Short cylinders		
	Flow pattern	n	C	Flow pattern	n	C
1.0℃ ≤ T_∞ ≤4.4℃	Up flow	0.17	Variable	Up flow	0.24	Variable
6.0℃ ≤ T_∞ <17.0℃	Down flow	0.17	Variable	Down flow	0.24	Variable
17.0℃ ≤ T_∞ ≤25.0℃	Down flow	0.16 (*0.16)	1.28 (*1.3)	Down flow	0.25 (*0.25)	0.75 (*0.6)

셀트수 Nu_D와 $Ra_D^*\cdot D/L$와의 관계를 curve-fitting하여 구한 선이다. 그림에서 볼 수 있듯이 두 그림의 상부선도와 하부선도가 각기 다른 성향을 나타내고 있다. 그 경계점은 그림에 나타난 바와 같이 $Ra_D^*\cdot D/L$값이 약 5×10^2인 곳이 된다. $Ra_D^*\cdot D/L$의 값이 5×10^2보다 클 때 원기둥의 누셀트수는 원기둥의 외면을 수직 평판으로 간주하여 계산한 누셀트수와 5% 정도의 차이가 있다. 따라서, Nagendra등[4,5]과 같이 $Ra_D^*\cdot D/L$의 값이 5×10^2보다 클때를 짧은 원기둥, 작을때를 긴 원기둥으로 구분하였다.

또한 Fig. 4(a)에서 선도의 경향은 각 범주에서 주위물의 온도와 원기둥의 종횡비에 관계없이 각각 하나의 식을 만족함을 볼 수 있다. Fig. 4(b)에서는 n 및 C값이 Fig. 4(a)에서의 값과 다르고, 주위물의 온도에 따라 n값은 일정하지만 C값은 일정하지 않다. 이와같이 Fig. 4(a)의 특성과 Fig. 4(b)의 특성이 구분되는 주위물의 온도가 17℃이상일때와 17℃미만일 때이다. 이와같은 결과는 1℃에서 25℃까지의 계산 결과치를 각 온도마다 curve-fitting하는 과정에서 Fig. 4(a)(b)에 나타난 바와 같이 T_∞=16℃와 T_∞=17℃의 n 및 C값이 다르게 나타남으로 해서 보여주는 결과이다. 이상의 결과를 전 계산영역에 대해서 요약하면 Table 1, 2와 같다.

Table 1에 제시된 바와 같이 물의 밀도가 온도의 증가에 따라 거의 선형적으로 변화하는 온도구간(17.0℃ ≤ T_∞ ≤25.0℃)에서 n값은 짧은 원기둥일 때에 0.25, 긴 원기둥일때는 0.16이며, C의 값은 각각 0.75및 1.28로서 주위물의 온도변화에 무관하게 일정한 값을 나타내고 있다. 이들 값이 Nagendra등[4,5]의 값과 잘 일치하므로 본 계산의 타당성을 확인할 수 있다. 단, C값 및 원기둥의 범주에서 차이가 나타남을 볼 수가 있다. 이는 본 연구에서 최대 밀도점의 영향을 고려한 더욱 정확하게 정의된 식들을 사용하였기 때문인 것으로 사

Table 2 Values of C with respect to cylinders and flat plate for T_∞=1.0℃~16.0℃

T_∞ (℃)	Long cylinders	Short cylinders	Flat plate
1.0	1.77	1.18	1.14
1.5	1.63	1.05	1.03
2.0	1.52	0.96	0.94
2.5	1.43	0.89	0.86
3.0	1.36	0.84	0.81
3.5	1.27	0.76	0.74
4.0	1.18	0.69	0.67
6.0	1.08	0.49	0.47
7.0	1.15	0.61	0.60
8.0	1.20	0.67	0.66
9.0	1.23	0.71	0.70
10.0	1.24	0.74	0.73
13.0	1.27	0.80	0.77
15.0	1.28	0.81	0.79
16.0	1.29	0.82	

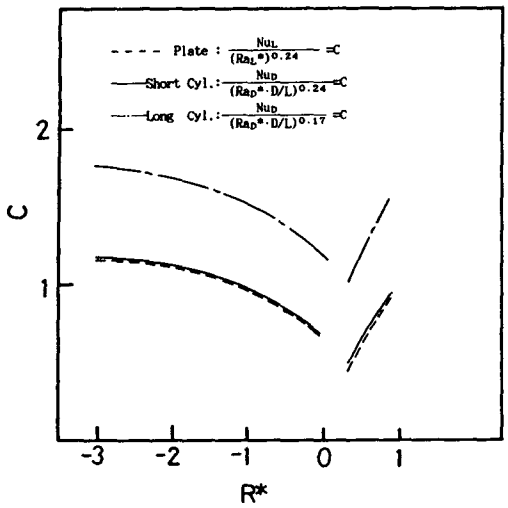


Fig. 5 Variation of C with R^* for T_∞=1.0℃~16.0℃

료된다.

주위물의 온도가 상온(17.0℃≤T_∞≤25.0℃)인 경우와는 다르게, 저온의 영역(1.0℃≤T_∞<17.0℃)에서는 짧은 원기둥 일때에 지수 n은 0.24, 긴 원기둥일 때는 0.17이다. C의 값들도 Table 2에 나타난 바와 같이 주위물의 온도에 따라 여러가지 값으로 나타난다. 이러한 C값들의 변화에 대한 최대밀도점의 영향을 조사하기 위하여 최대밀도점 매개변수, R^*와 C값들의 관계를 Fig. 5에 도시하였다. 그림에서 볼 수 있듯이 C의 값들이 R^*가 증가함에 따라 상향유동 온도구간에서는 서서히 감소하다가 하향유동 온도구간에서는 거의 직선적으로 증가하는 성향을 나타내고 있다. 이와 같이 C값이 변화하는 이유는 이 온도구간내에서 밀도가 온도의 증가에 따라 증가하다가 감소하는 특별한 성향을 나타내기 때문이다. 이때 짧은 원기둥에 있어서의 계수 C값이 평판의 값과 매우 근접된 값을 나타내고 있다. 이러한 결과는 원기둥의 직경이 증가할수록 원기둥의 열전달 특성이 평판의 특성에 접근한다는 기존의 연구결과들[2,3,4]과 일치하고 있다.

이상과 같은 결과로부터 저온의 영역(1.0℃≤T_∞<17.0℃)에서는 새로운 열전달 상관식이 성립됨을 알 수 있다.

Fig. 5의 결과로부터 C값이 R^*의 함수가 됨을 볼 수 있다. 따라서 앞서 제시된 식 (5)를 R^*의 함수식으로 변형하면 식 (6)과 같다.

$$Nu_D=f(R^*)[Ra_D^*\cdot(D/L)]^n \tag{6}$$

식 (6)에서의 함수 $f(R^*)$를 구하기 위하여 Fig. 4의 값들을 curve-fitting 한 결과, 식 (7)과 같은 3차 다항식으로 나타낼 수 있었다.

$$y=a+\sum_{j=1}^{3}b_jx^j \tag{7}$$

여기서 y는 계수 C값이고, x^j는 주위물의 최대밀도 매개변수 R^*, a와 b_i는 상수이다. curve-fitting 과정에서 각 유동형태의 특성을 고려하여 주위물의 온도구간을 다음과 같은 두 영역으로 구

Table 3 Values of Coefficient(b), constant(a) in polynomial(7) for flat plate and cylinders

Classification / Range of R^*	Flat plate		Vertical cylinders			
			Short cylinders		Long cylinders	
$-3.03\le R^*\le 0.08$ (1.0℃≤T_∞≤4.4℃)	a	0.67615	a	0.67495	a	1.18124
	b_1	−0.3885	b_1	−0.47017	b_1	−0.57062
	b_2	−0.1442	b_2	−0.20893	b_2	−0.24471
	b_3	−0.02202	b_3	−0.03556	b_3	−0.04063
	β	0.00028	β	0.00107	β	0.00056
$0.33\le R^*\le 0.75$ (6.0℃≤T_∞≤16.0℃)	a	−0.73587	a	−0.64498	a	0.25736
	b_1	6.09547	b_1	5.78519	b_1	3.95458
	b_2	−8.97610	b_2	−8.87868	b_2	−5.81781
	b_3	4.80167	b_3	5.09953	b_3	3.45580
	β	0.00008	β	0.00002	β	0.00001

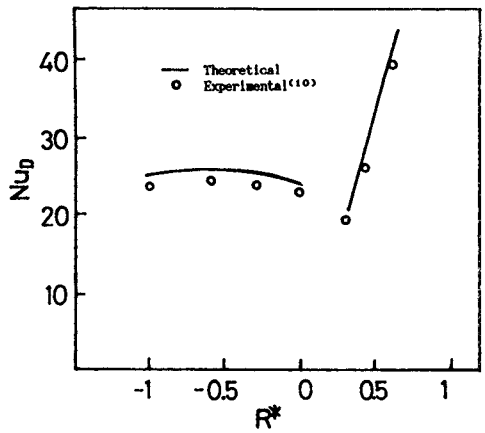


Fig. 6 Comparison of theoretical and experimental Nusselt number with R^*

분하여 계산하였다.

$-3.03 \leq R^* \leq 0.08$: 상향유동 구간

$(1.0℃ \leq T_\infty \leq 4.4℃)$

$0.33 \leq R^* \leq 0.75$: 하향유동 구간

$(6.0℃ \leq T_\infty \leq 16.0℃)$

위의 계산 결과들을 Table 3에 나타내었다. 여기서 β는 각 경우의 다항식과 결과 값들과의 최대편차를 나타낸다.

Fig. 6과 Table 4는 짧은 원기둥 범주에 속하는 $7.5\times10^5 \leq Ra_D^* \cdot (D/L) \leq 1.9\times10^7$의 범위에 있어서 R^*에 대한 누셀트 값으로 기존의 실험적 결과[10]와 본 연구의 이론해석 결과를 비교한 것이다.

상향유동 영역에서 최대 누셀트수가 존재하는 곳은 $R^*=-0.612$로서 두 결과가 일치하며, 전 영역에서 이론값과 실험값의 오차는 4~8% 정도로 잘 일치하고 있다.

Table 4 Comparison of theoretical Nusselt number with that of experiment[10] for short cylinder

R^*	Theoretical	Experimental
−1.015	25.06	23.09
−0.612	25.49	24.13
−0.343	25.32	23.84
−0.007	24.23	22.63
0.328	20.74	19.08
0.424	28.18	26.06
0.597	40.97	39.69

이상의 결과에서 보듯이, 등온 원기둥 주위에서 일어나는 자연대류 열전달에 대한 일반적인 상관식[5]은 상온 또는 그 이상의 물에 대해서는 적용될 수 있으나 최대밀도점을 포함하는 저온의 물속에서는 본 연구에서 구한 결과식으로 대치 되어야 함을 알 수 있다.

여기서 Nagendra등[5]이 강선으로 정의한$(Ra_D^* \cdot D/L) < 0.05$범위에 대한 연구는 계속 수행중에 있다.

4. 결 론

0℃등온 수직원기둥이 순수물 속$(1.0℃ \leq T_\infty \leq 25℃)$에 잠겨있을때, 원기둥의 종횡비가 자연대류 열전달에 미치는 영향을 조사한 결과 다음과 같은 결론들을 얻었다.

(1) 등온 수직원기둥 주위에서 일어나는 자연대류에 있어서 종횡비가 변화하여도 유동방향은 일정하다.

(2) 등온 수직 원기둥을 무차원 파라미터$(Ra_D^* \cdot D/L)$의 값을 이용하면 $0.05 < Ra_D^* \cdot D/L < 5\times10^2$일때 짧은 원기둥, $Ra_D^* \cdot D/L > 5\times10^2$일때 긴 원기둥으로 구분된다.

(3) 종횡비를 고려한 열전달 상관식에서 주위물이 비교적 상온$(T_\infty \geq 17℃)$인 경우는 기존의 연구결과와 잘 일치하였으며, 저온의 물에서는 짧은 원기둥일 경우 $Nu_D = C \cdot (Ra_D^* \cdot D/L)^{0.24}$, 긴 원기둥일 경우 $Nu_D = C \cdot (Ra_D^* \cdot D/L)^{0.17}$와 같이 되고, 이러한 새로운 방정식의 적용범위는 $1.0℃ \leq T_\infty \leq 16℃$이다. 여기서 계수 C는 주위물의 최대밀도 매개변수 R^*에 대한 삼차 다항식의 형태로 표시된다.

참 고 문 헌

(1) Elenbaas, W., 1948, "The Dissipation of Heat by Free Convection from Vertical and Horizontal Cylinders", J. of Applied Physics, 19, pp. 1148~1154.

(2) Langmuir, I., 1912, "Convection and Conduction of Heat in Gases", Physical Review, 34, pp. 401~422.

(3) Sparrow, E.M. and Gregg, J.L., 1955, "Laminar Free Convection Heat Transfer From the Outer Surface of a Vertical Circular Cylinder", Trans. ASME, 78, pp. 1823~1829.

(4) Nagendra, H.T., Tirunarayanan, M.A. and Ramachandran, A., 1969, "Free Convection Heat Transfer from Vertial Cylinders and Wires", J. of the Chem. Engr. Soc. Vol.24, pp. 1491~1494.

(5) Nagendra, H.T., Tirunarayanan, M.A. and Ramachandran, A., 1970, "Laminar Free Convectoin Heat Transfer from Vertial Cylinders with Uniform Heat Flux Wires", J. of Heat Transfer, Vol.25, pp. 191~193.

(6) Wang, T. and Gebhart, B., 1982, "An Experimental Study of Melting Vertical Ice Cylinders in Cold Water", Master Thesis, State Univ. of New York.

(7) Riu, K.J., 1984, "Natural Convection from a Inclined Ice Plate in Ambient Pure Water Near Its Density Extremum", Doctor Thesis, Seoul Uni.

(8) Gebhart, B. and Mollendorf, J.C., 1977, "A New Density Relation for Pure and Saline Water", Deep-sea, Vol.24, pp. 8~848.

(9) Kukulka, D. J., 1981, "Thermodynamic and Transport properties of Pure and Saline Water", Master Thesis, State Univ. of New York.

(10) Riu, K. J., Eum, Y. K. and Park, S. H., 1988, "Visualization of the Flow Adjacent to a Vertical Ice Cylinder Immersed in Cold Pure Water", The First KSME-JSME Thermal and Fluids Engineering Conference, Vol.2, pp.312~317.

(11) Simon, L. Goren., 1965, "On Free Convection in Water at 4℃", Chem. Engr. Soc. Vol.24, pp.515~518.