

내 원통이 회전하는 수평 두 원통간의 대류 열전달

김 무 현

기 계 공 학 과

(1983. 4. 30접수)

〈요 약〉

내 원통이 회전하는 수평 두 원통간의 취이영역의 대류 열전달에 대하여 실험적으로 연구하였다. 회전 Reynolds 수를 10~2000, 내 원통과 외 원통의 온도차이를 9°C~40°C, 두 원통사이의 간극($R_o - R_i$)을 0.4~7mm 범위 안에서 변화시켰고 test cylinder 주위의 유체로는 공기를 사용하였다. 실험 Data를 고찰한 결과 회전 Reynolds 수가 약 160(혹은 modified Taylor 수가 약 1700)인 때 층류영역에서부터 난류영역으로의 천이가 이루어졌고 $(Ta)_m$ 수가 5000보다 큰 영역에서 열전달은 간극비변화에 거의 무관하고 내 원통의 회전속도에만 관계되었다.

Convective Heat Transfer Between Two Horizontal Concentric Cylinders with an Inner Rotating Cylinder

Kim, Moo Hyun

Dept. of Mechanical Engineering

(Received April 30, 1983)

〈Abstract〉

A Study on Heat Transfer of Transition region Between Two Horizontal Concentric Cylinders with an Inner Rotating Cylinder was evaluated experimentally for a range of Reynolds number from 10 to 2000, temperature difference between Cylinders from 9°C to 40°C, radius difference of Cylinders from 0.4mm to 7mm. Air was used as fluid between cylinders. From the observed data transition from laminar region to turbulent was observed at the rotating Reynolds number about 160 (or at the modified Taylor number about 1700), and Heat Transfer was not relevant to Clearance ratio but relevant to rotating speed at the modified Taylor number above 5000.

〈Nomenclatures〉

D_i, D_o : inner, outer diameter of Cylinders
 F_g : geometrical Correction factor defined as Equation (6)
 G_r : Grashof number, $g\beta(T_i - T_o)d^3/\nu^2$
 K : thermal Conductivity
 N_u : Nusselt number, hd/K

Pr : Prandtle number, ν/α ,
 R_i, R_o : radius of inner, outer Cylinders
 T_a : Taylor number, $k(R_{or})^2 = \omega^2 R_i d^3/\nu^2$
 R_{or} : Rotating Reynolds number, $\omega R_i d/\nu$
 $(T_a)_m$: modified Taylor number, $\frac{1}{F_g} \cdot T_a$
 T_i : temperature of inner Cylinder
 T_o : temperature of outer Cylinder
 d : width of annulus, $R_o - R_i$
 g : acceleration of gravity

h : heat transfer Coefficient
 k : Clearance ratio, d/R_i

사이의 환상공간을 변화시키면서 천이영역 및 난류 영역에 대해 실험적으로 연구하였다. 여기서 Bjorklund 와 Kays 는

I. 서 론

$$\frac{N_{Nu}}{N_{Nu_{cond}}} = 0.175 N_{Re}^{1/2} \tag{3}$$

$$90 < N_{Re} < 2000, 0.054 < \frac{d}{R_i} < 0.246$$

수평 원통으로 부터 주위유체에로의 열전달에 관해서는 지금까지 많은 연구가 이론적으로 혹은 실험적으로 이루어져 왔다. 정지하고 있는 수평원통으로 부터의 자연대류 열전달에 관해서 Mc-Adams [1], Jakob[2]은 많은 이론적 및 실험적 결과들을 소개하였다. 한편 회전하는 수평 원통으로 부터의 혼합대류 열전달에 대해서 Taylor [3] [4], Etemad [5], Dropkin 과 Carmi [6], Kays 와 Bjorklund [7] 등이 실험적으로 연구하였다. Dropkin 와 Carmi 는 Re 가 8000이상의 값인 경우에는 자연대류 영향이 거의 무시되어

$$N_{Nu} = 0.076 R_i^{0.7} \tag{1}$$

인 결과식을 구하였고 Kays 와 Bjorklund 는 자연대류에 의한 영향과 Cross flow 에 의한 영향이 원통의 회전에 의한 강제대류에 비하여 상대적으로 작을 경우,

$$N_{Nu} = 0.095 N_{Re}^{2/3} \tag{2}$$

의 실험식을 얻었다.

Becker 와 Kaye [8], Bjorklund 와 Kays [9] 그리고 青木弘[10] 등은 내 원통이 회전하는 두 원통

의 식을 얻었고 青木弘은 축방향 유동이 없고 두 원통사이의 유체가 여러종류인 경우 실험식,

$$N_{Nu} = 0.22 (T_s)_m^{1/4} Pr^{0.3} \tag{4}$$

$$5000 < (T_s)_m < 2 \times 10^5$$

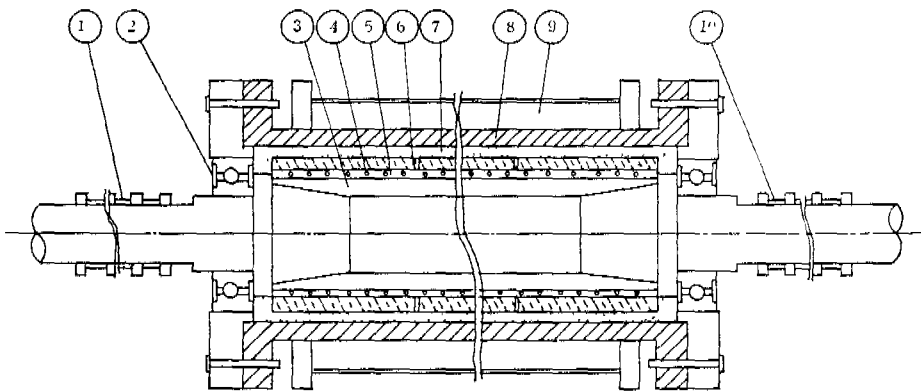
을 구하였다.

본 연구는 축 방향으로의 공기의 유동이 없고 환상공간의 간극비 및 내 원통의 회전수를 변화시키는 경우 천이 영역 및 난류유동 영역에서의 열전달 특성을 고찰하였다.

II. 실험장치와 실험방법

1. 실험장치

실험장치는 Fig.1 과 같이 시험 원통, 온도 측정부, 전원 공급장치부, 하부 동력장치부로 되어있다. 시험부 내 원통은 회전하는 발열부로서 강판, 베이크라이트, 황동판으로 이루어져 있다. 외경 51 mm, 내경 44mm 인 강판에 외경 55.5mm, 내경 51mm 인 베이크라이트 통을 끼웠고 베이크라이트



- | | |
|-----------------|----------------------------|
| 1. slip ring | 6. brass of inner cylinder |
| 2. ball bearing | 7. annulus |
| 3. steel pipe | 8. outer cylinder |
| 4. Ni-Cr wire | 9. water jacket |
| 5. bakelite | 10. slip ring |

Fig.1. Schematic diagram of test section of apparatus

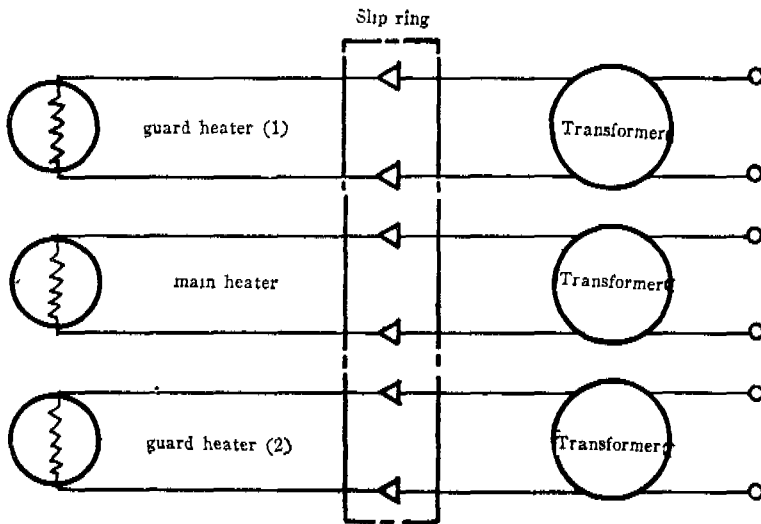
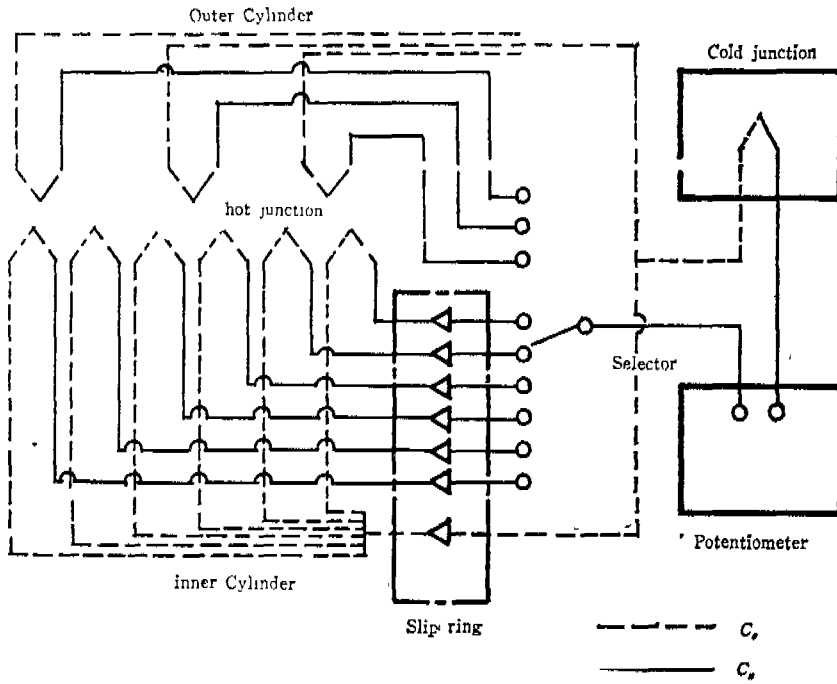


Fig.2 Schematic diagram of heat supply and measuring circuits

통의 표면에 길이 1.5mm 나선홈을 5mm 간격으로 내어 $\phi 0.7\text{mm}$ 인 나르둔신을 감았다. 그 위에 석민 테이도플 고르게 감고 외경 77mm, 내경 58mm 인 광능관을 끼웠다. 이 내 원통은 200mm 길이의 즉강부와 112mm 길이의 양쪽 가드(guard)로 구성된다. 외 원통은 내경 77.8mm 의 상관이며 환상공간의 간극비를 크게 한 경우는 내 원통의 식성은 감소시키므로써 얻는다. 온도 측정용 열전대는 $\phi 0.3\text{mm}$ 의 C_s-C_o 을 사용했고, 회전 내원통에는 중앙 즉강부에 비접, 양쪽 가드에 한 점씩, 외 원통에는 둘레 방향으로 120° 마다 한 점씩을 부착하였다. 내 원통에서 나오는 여섯 겹의 열전대 lead 선은 장치의 외쪽 slip-ring 을 사용해서 terminal 에 연결하였다. 내 원통을 가열하는 전원 공급장치는 FIG. 2 와 같이 각 가열부마다 독립된 transformer 를 사용했고 회전하는 내 원통에로의 전원공급은 장치의 오른쪽 slip-ring 을 사용하였다. 또 0~3000rpm 이내 시 인의 회전수를 얻을 수 있도록 무단 변속기와 다닌 pulley 를 설치하였다.

2. 실험방법

본 실험에서 얻고자 하는 실험치는 회전수, 반경 등세, 내 외원통의 표면온도이다. 내 원통부의 온도 측정은 중앙부와 가드부 사이의 온도기이기 없도록 전력을 공급한 후 10~20분마다 각 지점의 온

도를 측정하였으며, 대략 60~180분이 경과하면 정상상태에 도달하였다. 여기서 얻은 중앙부 열전대 내점의 평균치를 T_i , 외원통 세점의 평균치를 T_o 로 하였다.

III. Data 정리방법

Taylor [4]는 간격비 k 가 유한한 작은 값인 갖는 경우 일제 Taylor 수를

$$T_{acc} = T_{acc} \cdot F_g \quad (5)$$

로 정리하였으며, 여기서 T_{acc} 는 $k \approx 0$ 일 때의 일제 Taylor 수로서

$$T_{acc} = 1689$$

$$F_g = \frac{0.05766(1 + k/2)}{0.057(1 - 0.652k) + 0.00056(1 - 0.65k^{-1})} \quad (6)$$

이다.

그리고 Taylor는 $k \approx 0$ 으로 해석된 결과와 지종의 변경등세에 대한 실험결과를 통일적으로 비교하기 위해서 modified-Taylor 수를

$$(T_a)_m = \frac{1}{F_g} \cdot T_a \quad (7)$$

로서 정의하였다.

다음의 Table (1)에 본 실험장치의 각종 계원파 실험 Data의 범위를 정리하였다.

Table (1). 장치제원과 실험 Data 범위

| 구분 | 회 수 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|-------------------------|-----|-----------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|
| $d(\text{mm})$ | | 0.40 | 1.40 | 2.68 | 4.90 | 6.90 |
| $R_i(\text{mm})$ | | 38.50 | 37.50 | 36.22 | 34.00 | 32.00 |
| $R_o(\text{mm})$ | | 38.90 | 38.90 | 38.90 | 38.90 | 38.90 |
| k | | 0.0104 | 0.0373 | 0.0738 | 0.1441 | 0.2156 |
| F_g | | 1.0138 | 1.0456 | 1.0901 | 1.1824 | 1.2867 |
| r. p. m. | | 120~2490 | 36~2340 | 14~2136 | 14~1490 | 14~1338 |
| $T_i(^{\circ}\text{C})$ | | 27~44 | 31~59 | 33~50 | 32~51 | 29~56 |
| $T_o(^{\circ}\text{C})$ | | 18~24 | 18~21 | 15~20 | 14~19 | 14~18 |
| Rer | | 12~251 | 12~810 | 9~1370 | 16~1655 | 20~1985 |
| $(T_a)_m$ | | 2~647 | $5 \sim 2.35 \times 10^4$ | $5 \sim 1.27 \times 10^5$ | $31 \sim 3.3 \times 10^5$ | $68 \sim 6.6 \times 10^5$ |
| Gr | | 0.1~0.18 | 5~13 | 48~98 | 316~514 | 844~1610 |
| Fluid | | Air | Air | Air | Air | Air |
| $Gr \cdot Pr$ | | 0.07~0.15 | 3.5~9 | 35~70 | 220~360 | 585~1150 |

Ⅶ. 실험 결과 및 고찰

본 실험의 결과는 Fig.3 및 Fig.4로 정리되었으나 Fig.3은 다섯가지의 $GrPr$ 값에 대하여 Nu 수대 Re_r 수로서, Fig.4는 내·외원 통사이의 윗상공간

의 변화에 따라 Nu 수대 $(Ta)_m$ 수로서 정리된 것이며 이에 대한 고찰은 다음과 같다.

(1) 내원통이 회전하는 두 원통 사이에서 회전속도가 어느 임계속도를 넘어서면 축 방향에 규칙적인 Taylor Vortex가 형성되며 회전속도가 더욱 증가하면 본격적인 난류에로의 천이(transition)가 이

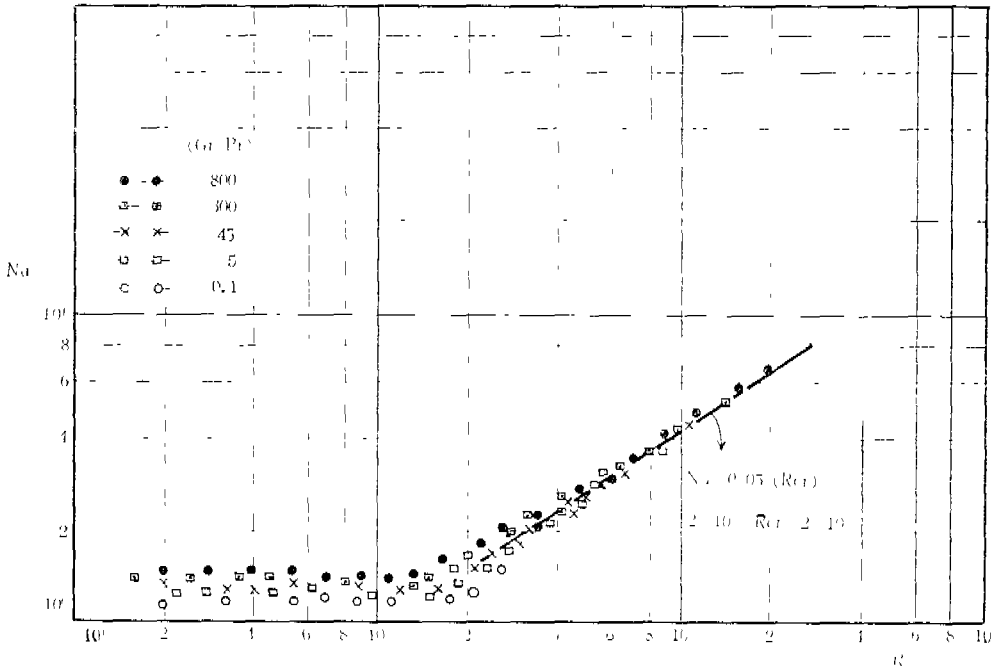


Fig.3 Nu versus Re_r for various magnitudes of $GrPr$

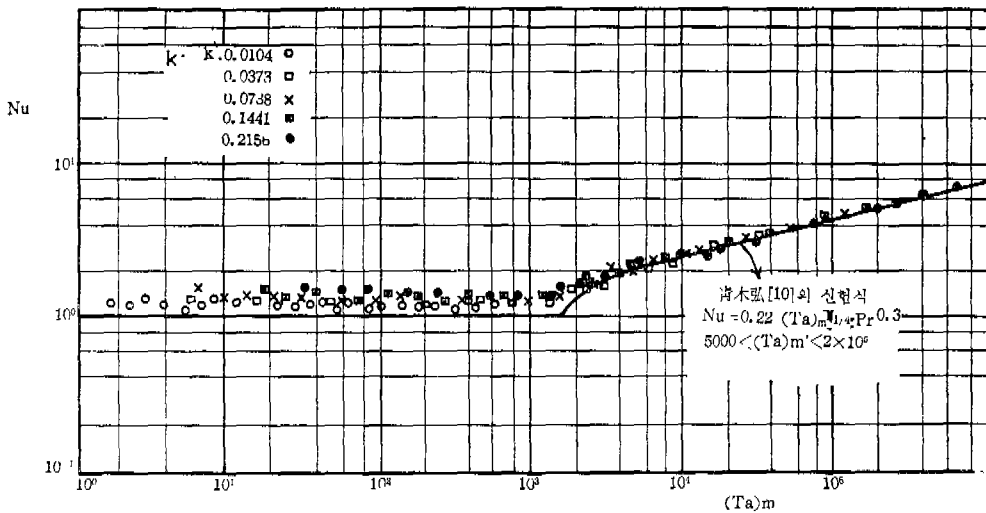


Fig.4 Nu versus $(Ta)_m$ for various magnitudes of k

루어지는 것으로 알려져 있다. Fig. 3에서 층류영역으로 부터 천이영역으로의 전환이 이루어지는 임계 Re_r 수는, $GrPr$ 수 또는 k 의 변화에 따라 조금씩 다른 값을 가지지만 본 실험의 범위에서는 대략 160이었다. 한편 Fig. 4의 경우 천이영역으로의 전환은 $(T_a)_m$ 수가 약 1700일 때 이루어졌으며, 이는 선행연구의 결과와 거의 일치하는 결과였다.

(2) 간극비, k 가 열전달에 미치는 영향은, 층류영역에서는, 큰 k 값에 대하여 약간씩 큰 N_u 값을 가진다. 그러나 차츰 내 원통의 속도가 증가되어 $(T_a)_m$ 수가 5000이상인 천이영역에서는 간극비는 열전달에 무관한 것으로 나타났고 단지 내원통의 회전속도에만 의존하여 열전달이 이루어지고 있었다.

(3) Fig. 3에서 Gr 수는 주로 두 원통의 반경차, d 에 의존한다. (2)에서 고찰한바와 유사하게 Fig. 3의 경우에는, Re_r 수가 300 이상인 천이영역에서의 열전달은 Re_r 수에만 관계된다.

Fig. 3의 천이영역에 대하여

$$N_u = 0.05(Re_r)^{2/3}, \quad 300 < Re_r < 2000 \quad (8)$$

의 식이 성립되며, 한편

Fig. 4의 천이영역에 대해서 青木弘[10]은

$$N_u = 0.22(T_a)_m^{1/4} \cdot Pr^{0.3}, \quad 5000 < (T_a)_m < 2 \times 10^5 \quad (9)$$

의 실험식을 구했으며, 그림의 굵은 실선부분에 해당한다. 본 실험의 결과도 틸새의 유체가 공기이고 $5000 < (T_a)_m < 7 \times 10^5$ 의 영역에서 실험식, (9)와 좋은 일치를 보였다.

V. 결 론

내 원통이 회전하는 두 원통사이의 천이영역에 대하여 실험한 본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1). 회전 Reynolds 수가 대략 160 또는 modified Taylor 수가 약 1700일 때 층류영역으로 부터 천이영역으로의 전환이 이루어 졌다.

(2) 두 원통사이의 간극비, k 는 층류 영역에서 열전달에 약간씩 영향을 미치지만 Re_r 수가 300이상 또는 $(T_a)_m$ 수가 5000 이상인 천이영역에서는 열전달에 무관하였다.

(3) $Re_r > 300$ 또는 $(T_a)_m > 5000$ 의 영역에서 열전달은 내 원통의 회전속도에만 관계되며 이 영역

에서

$$N_u = 0.05(Re_r)^{2/3}, \quad 300 < Re_r < 2000$$

$$N_u = 0.22(T_a)_m^{1/4} \cdot Pr^{0.3}, \quad 5000 < (T_a)_m < 2 \times 10^5$$

로서 표시되었다.

References

- [1] McAdams, W.H. "Heat transmission" 2nd ed. New York; McGraw-Hill Book Co., Inc., 1942, p. 243.
- [2] Jacob, M. "Heat Transfer," Vol. I. New York; John Wiley, Inc., 1949. pp. 525, 529.
- [3] Taylor, G.I. "Distribution of velocity and Temperature Between Concentric Rotating Cylinders," Proceedings of the Royal Society (London), A151 (1935), 494~512.
- [4] Taylor, G.I. "Stability of a Viscous Liquid" Contained Between Two Rotating Cylinders, Philosophical Transactions, Royal Society of London, 223 (1923), 269~343.
- [5] Etemad, G.A. "Free Convection Heat Transfer From a Rotating Horizontal Cylinders to Ambient Air, with Interferometric Study of Flow," ph.D. Dissertation, Berkeley, California, 1954.
- [6] Dropkin, D. and Carmi, A., "Natural Convection Heat Transfer from a Horizontal Cylinder Rotating in Air," Heat Transfer and Fluid Mechanics Institute, Stanford University, 1956.
- [7] Kays, W.M. and Bjorklund, I.S. "Heat Transfer From a Rotating Cylinder with and without Crossflow," Trans. ASME, Vol. 80, 1958, J p. 70.
- [8] Becker, K.M. and Kaye, "Measurements of Diabatic Flow in an Annulus with an Inner Rotating Cylinder," Trans. ASME, Vol. 84, 1962, p. 97.
- [9] Kays and Bjorklund, "Heat Transfer Between Concentric Rotating Cylinders," Trans. ASME, 1959, p. 175.
- [10] 青木弘, "内圓筒か 回轉すら 2 圓筒間の熱傳達" 日本機械學會 論文集, 32-242, 1966, pp. 1541 ~1549.