

정지된 상류의 원형실린더 사이의 편심률이 후방실린더의 열전달에 미치는 영향

유갑종[†] · 박철우* · 장충선**

(2004년 6월 22일 접수, 2004년 8월 31일 심사완료)

Effects of Eccentric Ratio Between Stationary Upstream Circular Cylinders on Heat Transfer of a Heated Downstream Cylinder

Gap-Jong Riu, Cheol-Woo Park and Chung-Sun Jang

Key Words : Convective Heat Transfer (대류열전달), Eccentric Ratio (편심률, 엇갈림비), Thermal Boundary Layer (열경계층), Vortex Shedding (와류shedding)

Abstract

The influence of eccentric(=staggeredness) ratio between stationary upstream circular cylinders on heat transfer characteristics of a heated downstream circular cylinder installed in a channel was investigated experimentally. In order to enhance the heat transfer rate of the heated downstream cylinder surface, we have changed the configuration of upstream cylinder. As a result, we were able to obtain local time-averaged convective heat transfer enhancement of the heated cylinder by the relative replacement of upstream cylinder. This is basically attributed to the mean flow structure change, such as flow separation, vortex shedding, and recirculation of the upstream cylinder including the reattachment and new thermal boundary developed at the downstream cylinder which are the results of the increase of the staggeredness ratio.

기호설명

A_h	: 가열된 원기둥의 면적, [m ²]
D	: 원기둥 직경, [mm]
h	: 대류 열전달 계수, [W/m ² °C]
I	: 전류, [A]
k_a	: 공기의 열전도도, [W/m °C]
n	: 열전대 갯수
Nu	: 누셀트수(=h·d/k _a)
Q	: 열량, [W]
Re	: 레이놀즈수(=V _{in} ·d/ν)
T	: 온도, [K]
V_{in}	: 유입 공기의 속도, [m/s]

그리스문자

ϵ	: 무차원 편심률(=엇갈림비) (=y/d)
ϕ	: 원주방향 위치의 각도, [°]
η	: 무차원 간격비(=x/d)
ρ	: 공기의 밀도, [kg/m ³]
σ	: 스테판-볼츠만 상수, [W/m ² K ⁴]

1. 서론

최근 들어 열교환기의 용도는 매우 다양해지고, 특히 전자 산업분야에서의 활용도가 증가됨에 따라 보다 고성능화, 고밀도화 및 고집적화가 요구되어지고 있는 추세에 있다.⁽¹⁾ 또한 휴대용 컴퓨터와 이동통신기기의 사용량이 급증하고 이들 전자 장치의 단위 면적 당 열소산율은 매우 높아져, 열교환기 설계기술과 관련한 효율적인 냉각기술이 도입되지 않을 경우 온도가 매우 증가하여 부품의 기능을 제대로 수행할 수 없게 된다.

[†] 책임저자, 회원, 경북대학교 기계공학부
E-mail : kjriu@knu.ac.kr
TEL : (053)950-5571 FAX : (053)950-6550

* 회원, 경북대학교 기계공학부

** 경북대학교 대학원 기계공학과

그런데 보통 이러한 열 시스템으로부터 효과적으로 열을 제거하기 위한 열전달 촉진방안은 기존의 열 시스템의 구조를 단순변화시키거나, 혹은 유동의 자연적인 불안정성을 이용하거나 유동에 미소에너지로 교란을 가하는 방식을 이용한 대류 열전달 촉진 방안이었다. Bloor⁽²⁾는 원기동으로터 박리되는 두 개의 자유 전단층의 상호작용으로부터 야기된 전단층 와류를 관찰하여, 난류로의 천이에 있어서의 중요성을 제안하였다.⁽³⁻⁶⁾ Lee 등⁽⁷⁾은 액정 및 미소압력계를 이용하여 원기동 주위의 유동 및 열전달을 연구하여 원기동 끝단의 한계 유선을 가시화 하였다. Zdravkovich⁽⁸⁾는 두 원기동의 일렬배열에 대해 가능한 유동영역을 포함한 측면유동에 있어서 원기동의 다양한 배열을 분류하였다. Kostic 등⁽⁹⁾은 2개의 직렬 원기동으로 이루어진 일행관구에 대해 유동과 열전달에 관한 연구를 수행하였다. Baughn 등⁽¹⁰⁾은 2개 또는 3개의 직렬 원기동에 대해 열전달 실험만을 수행하였으나, 유동특성과 열전달 사이의 상관관계를 구하지는 못했다. Meinders 등⁽¹¹⁾은 완전히 발달된 난류 채널유동에 위치한 2개의 육면 가열체 배열에서 대류 열전달에 관한 상대적 장애물 위치의 영향에 관하여 실험적으로 연구하였다. 그들은 일렬과 엇갈린 배열에 대한 국소 대류 열전달의 분포에 있어서 다양한 변화를 연구하였다. Boo 등⁽¹²⁾은 일행관구의 5개 원관 주위의 유동특성과 열전달 현상에 관한 실험적 연구를 통하여 대류 열전달은 간격비에 강하게 영향을 받게 됨을 밝혔다. Fu 등⁽¹³⁾은 횡단류를 가로지르는 가열된 진동하는 실린더의 유동형태와 열전달 특성들을 수치해석적 연구를 통해 수행하였고, lock-in 영역에서 실린더의 열전달이 상당히 향상된다는 것을 밝혔다.

이처럼 기존의 연구들은 대부분이 돌출물이나 장애물이 설치된 채널에서의 유동장과 온도장의 측정을 다루거나, 열 전달 향상을 위한 전열면적의 변화에 대한 연구가 대부분이었다. 그러나 채널의 열전달현상에 큰 영향을 줄 수 있는 편심률이나 방해물의 영향을 동시에 고려한 연구는 아직까지 미비한 실정이다.

따라서 본 연구에서는 균일 유동장에 놓여진 고정된 실린더 방해물을 통과하여 지나가는 유동에 의해 발생하는 와류출과 편심률변화에 따른 후단의 가열된 원기동의 열전달 현상과 유동장변화에 대하여 실험적으로 조사하였다.

2. 실험장치 및 방법

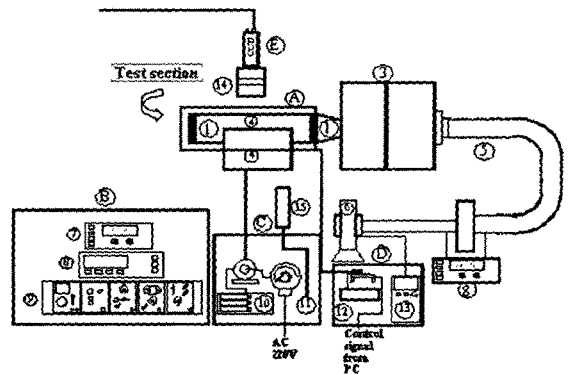
2.1 실험장치

Fig. 1은 본 실험에서 사용한 장치의 개략도이다.

실험장치는 크게 실험 장치부[Ⓐ], 데이터 처리부[Ⓔ], 전원 공급부[Ⓒ], 유동 및 정지된 원기동의 위치변화를 위한 제어부[Ⓓ], 가시화 측정부[Ⓕ]로 구성된다.

실험 장치부[Ⓐ]는 균일 유동을 발생시킬 수 있도록 제작된 개방형 흡입식 풍동이다. 입구부^①은 2.7 mm×2.7 mm 사각형의 세라믹으로 제작된 허니콤(honey comb)을 부착하였다. 채널의 높이와 폭 및 길이는 117 mm×127 mm×375 mm로 하였고, 흡입 공기의 온도를 측정하기 위하여 1개의 K형 열전대를 배치하였다. 시험부인 가열되는 원기동^②는 독립된 폴리카보나이트 위에 부착하였다. 출구 플레넘(exit plenum)^③에 와이어 스크린을 설치하여 유동이 지속적으로 균일하게 흐르도록 하였으며, 정지된 원기동의 위치 변화를 위하여 스텝모터, 선형가이드, 타이밍벨트로 구성된 이송장치^④를 채널 하부에 설치하였고, 스텝모터의 과열을 막기 위해 냉각장치가 부착되어 있다. 플렉시블 호스^⑤를 이용하여 송풍기^⑥에 연결하여 송풍기에서 발생하는 진동이 시험부에 영향을 미치지 않도록 하였으며, 채널 내의 공기가 누설되지 않도록 처리하였다.

데이터 처리부[Ⓔ]에서는 입구, 가열 원기동 온도를 측정하기 위하여 실험부에서 외부로 유도된 열전대를 데이터처리장치(FLUKE 2400B)^⑦에 연결하였다. 채널의 입·출구에서 압력강하를 측정하기



① Honey comb	⑧ Micro minometer
② Test section	⑨ YOKOGAWA WT110
③ Exit plenum	⑩ Down transformer
④ Cooling device	⑪ FREQROL-E500
⑤ Flexible hose	⑫ Step motor
⑥ Blower	⑬ Control PC
⑦ Fluke 2400B	⑭ CCD camera

Fig. 1 Schematic diagram of overall experimental apparatus for forced convection

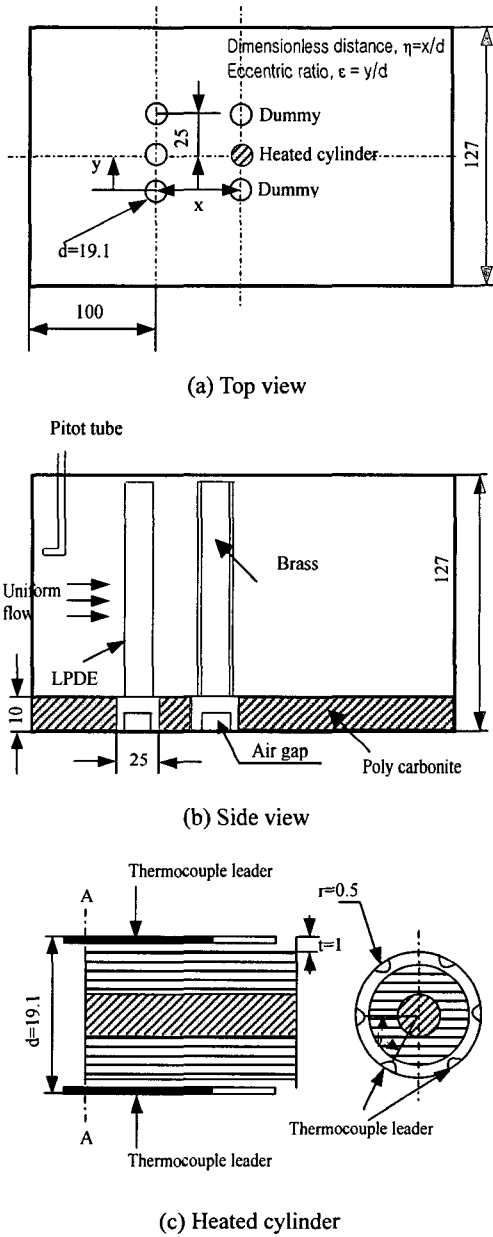


Fig. 2 Schematic diagram of test section and a heated circular cylinder

위한 마이크로마노미터(FCO 12)⑧을 사용하였다. 전원 공급부⑨에서 공급되는 동력은 디지털동력 측정장치(YOKOGAWA, WT110)⑩를 이용하여 측정하였다. 실험에 적합한 전압은 교류 전압조정기(DOWN TRANSFORMER)⑪을 이용하여 필요한 동력을 공급하였다. 정지된 원기둥 위치변화 및 송풍기 속도 제어부

⑫에서 송풍기의 속도조절은 인버터(FREQROLE 500)⑬의 주파수를 조절하여 맞추었다. 정지된 원기둥 위치 변화를 위한 이송장치⑭는 스텝모터⑮, 모터드라이버, 전원공급장치 등으로 구성된다.

Fig. 2는 시험부의 평면, 측면 및 가열 원기둥의 상세도를 나타낸 그림이다. 정지된 기둥은 채널입구로부터 기둥의 중심부까지 100 mm위치에 설치하였다. 정지된 3개 기둥의 기둥중심과 기둥 중심 사이의 거리는 25 mm가 되게 설치하였다. 정지된 기둥은 3개를 설치하여 하류에 위치한 가열되는 원기둥에 대한 방해물의 대칭성을 얻을 수 있도록 고려하였다.

정지된 기둥의 중심과 가열되는 원기둥 사이의 거리를 무차원 간격비 $\eta=x/d$ 로 정의하였으며, 거리를 30.9, 35.1, 51.6 mm로 설정하여 무차원 간격비를 $x/d=1.62\sim 2.7$ 로 변화시켰다. 이와 같이 기둥 사이의 간격을 변화시킨 것은 기존의 연구에서 기둥사이의 간격이 유체유동 및 열전달에 크게 영향을 주며 특히 무차원 간격비 $x/d=2\sim 3$ 을 기점으로 유체유동 및 열전달이 크게 변하는 것으로 알려져 있기 때문이다.⁽¹⁴⁾ 또한 예비실험을 통하여 $x/d=3$ 이상의 거리에서는 열전달 현상에 크게 영향이 없는 것으로 판단되어 실험범위에서 배제하였다.

가열 원기둥은 직경 19.1 mm, 길이 116.5 mm로 중심으로부터 세라믹히터, 황동, 저밀도 폴리에틸렌으로 제작하였다. 그리고 하류의 가열되는 원기둥 좌우에 보조기둥(dummy)을 설치하였는데 이들 보조기둥은 비가열 기둥으로 유체유동의 대칭성을 유지하기 위하여 설치한 것이다. 가열되는 원기둥에는 원주방향으로 60° 간격으로 6개의 k형 열전대를 부착하여 국소 온도변화를 측정할 수 있도록 하였다.

2.2 실험방법 및 범위

본 실험에서는 외부 온도를 $25\pm 0.5^\circ\text{C}$ 로 일정하게 유지한 후 송풍기의 속도를 조절하여, 예비실험을 통하여 열선풍속계로 상하 3개 지점, 좌우 6개 지점을 측정하였다. 측정결과 채널내의 유동은 열전대가 놓여진 중앙에서 거의 균일 유동분포를 나타내었고, 유속의 차이는 최대 0.01m/s로 나타났다.

공급열량은 다운트랜스포머(down transformer)를 이용하여 공급전압을 조절하며 변화시켰으며, 이때 공급되는 열량은 파워미터(powermeter)를 사용하여 측정하였다.

데이터 처리장치 및 열선풍속계를 이용하여 데이터를 확인한 후 온도변화가 $\pm 0.5^\circ\text{C}/\text{분}$ 이내일 때 정상상태에 도달하는 기준으로 정하였다. 정상

상태에 도달하면 정지된 기둥과 후단에 놓여진 가열된 원기둥과 일렬배열일 때의 정상상태 온도를 측정하였다. 본 연구에서의 무차원 편심률 (=엇갈림비, y/d)은 하류에 고정된 원기둥 중심에 대한 상류 원기둥 중심의 편심(=엇갈림)된 거리를 원기둥의 직경(d)으로 무차원화한 값이다. 정지된 기둥의 위치변화를 위한 이송장치를 작동하여 편심률 y/d 를 변화시켜가면서 정상상태 온도를 측정하였다. 실험의 조건은 Table 1에 표시 하였다.

2.3 실험 데이터의 계산

본 실험에서 주위 유체로 사용한 유입 공기의 물성치는 식 (1)로 표현되는 막온도(film temperature)에서의 값들을 사용하였다.

$$T_f = (\bar{T}_h + T_{in})/2 \tag{1}$$

여기서 \bar{T}_h 는 가열 원기둥에 부착된 6개 열전대의 평균온도이다. T_{in} 은 채널내로 유입되는 주위공기의 온도이다.

강제대류에 의하여 가열원기둥에서 주위 공기로 전달되는 정미 대류열전달량은 에너지 평형 방정식인 식 (2)로 계산하였다.

$$Q_c = Q_{in} - Q_r - Q_k \tag{2}$$

여기서 $Q_{in}(=VI)$ 은 입력열량이고, Q_r 는 복사 열손실, Q_k 는 전도 열손실을 나타낸다.

발열체의 온도는 주위온도보다 항상 높기 때문에 발열면으로부터 주위로의 복사 열전달이 발생한다. 본 실험에서 가열원기둥으로부터 복사에 의한 열손실량 Q_r 은 열복사에 대한 식 (3)으로 나타내었다.⁽¹⁵⁾

$$Q_r = \epsilon_r \sigma F A_h (\bar{T}_h^4 - T_{in}^4) \tag{3}$$

여기서 ϵ_r 은 방사율(흑색페인트:0.87), σ 는 스테판 - 볼츠만상수(=5.67×10⁻⁸ W/m²K⁴), \bar{T}_h 는 가열된 원기둥의 평균온도, T_{in} 은 채널입구의 온도이다.

식 (2)에서 계산된 정미 대류 열전달량을 이용하여 열전달계수와 열전도도는 식 (4)와 (5)로 계산하였다.

$$h = Q_c / A_h (T_s - T_{in}) \tag{4}$$

$$k_a = A \sqrt{T} / \left(1 + \frac{B \times 10^{-(C/T)}}{T} \right) \tag{5}$$

Table 1 Parameters and range of experiment

Parameter	Range	Specification
Ambient temperature	25.5 ± 0.5	
Input power(Q _{in})	4.5~6W	
Reynolds number(Re)	200~1400	Laminar flow (Re<2×10 ³)
Inlet air velocity(V _{in})	0.11~0.78m/s	
Eccentric ratio(ε=y/d)	0~0.581	dimensionless
Distance(η=x/d)	1.62~2.70	dimensionless



(a) x/d=1.62



(b) x/d=2.70

Fig. 3 Visualized wake between upstream and downstream cylinders (Re=200, y/d=0)

여기서, 공기의 열전도도 K_a 의 값은 Shaukatullah 등⁽¹⁶⁾이 제시한 식으로서 $A=6.325 \times 10^{-6} \times 418.4$, $B=245.4$, $C=12$ 이며 누셀트수(Nusselt Number)는 식 (6)과 같이 계산하였다.

$$Nu = hd/k_a \tag{6}$$

또한 평균 누셀트수는 식 (7)과 같이 계산 하였다.

$$\bar{Nu} = \sum_{\phi=0}^6 Nu_{\phi} / 7 \tag{7}$$

3. 결과 및 고찰

3.1 유동가시화

Fig. 3은 편심률이 $y/d=0$ 일 때 상류와 하류 원기둥 사이의 무차원 간격비 x/d 가 1.62와 2.70인 경우의 원기둥의 중앙높이 단면에서 유동을 가시화한 결과이다. 유동가시화는 먼저 원기둥의 축방향으로는 2차원성이 유지되는 중앙높이에서 XY-단면을 가시화하였다. 그러나, 실험 조건상 편심이 있을 경우에는 횡방향으로의 2차원성과 대칭성은 유지되지 못하였다.

먼저 무차원 간격비가 $x/d=1.62$ 인 경우를 보면, 상류에 설치된 원기둥의 뒤쪽에 재순환 영역(recir-

ulation zone)이 형성되어 유동이 전반적으로 정체되고 있어 가열된 원기둥의 전면부의 표면온도가 높게 나타난다.

반면에, 무차원 간격비가 $x/d=2.70$ 일 때는 이와 달리 와류출 현상이 관찰되고 곳곳에 와류 구조가 형성되는 것을 잘 관찰할 수 있다. 이것은 무차원 간격비가 증가되어짐에 따라 와류출에 의해 난류 강도가 증가되어지고, 또한 전방에 형성된 와류에 의해 혼합효과가 다소 활발하게 되어 하류의 가열된 원기둥의 표면온도는 무차원 거리가 $x/d=1.62$ 일 때 보다 다소 감소된다.

특히 이처럼 무차원 간격비에 따른 유동구조의 변화는 기존의 Prasad 등⁽¹⁷⁾ 과 Igarshi⁽¹⁸⁾가 밝힌 것처럼 텐덤쌍의 실린더 후류에서 나타나는 두 가지의 특정한 유동구조 형태인 캐비티모드(cavity mode)와 후류 충돌모드(wake impingement mode)에 상응되며 이들의 결과와 잘 일치하고 있다.

Fig. 4는 무차원 거리가 $x/d=1.6$ 일 때 편심률 y/d 변화에 따른 유동구조의 변화를 보여주고 있다. 먼저 편심률이 $y/d=0$ 인 경우, 전방에 설치된 원기둥의 뒤쪽에 재순환영역이 형성되고 후방의 유동이 전반적으로 정체되어 있어 가열된 원기둥의 전면부의 표면온도가 높게 나타난다.

그러나 Fig. 4(b)-(c)의 경우와 같이 편심률이 증가 되어짐에 따라 대칭성이 붕괴되며 가열된 원기둥을 기점으로 양쪽에 재순환 영역이 동시에 형성되는 것을 관찰할 수 있다. 즉, 편심률이 증가할수록 상류 원기둥에서 박리된 유동이 가열된 원기둥의 전면부에 직접 부딪히는 유량이 증가함으로 인해 표면온도는 감소되어진다. 또한 이러한 유동구조는 박리유동의 불안정성에 기인하여 좌우로 진동 되어지기도 한다.⁽¹³⁾



(a) $y/d=0$



(b) $y/d=0.377$



(c) $y/d=0.581$

Fig. 4 Visualized flow between upstream and downstream cylinders ($Re=200$, $x/d=1.62$)

3.2 가열된 원기둥의 입력열량의 영향

Fig. 5는 레이놀즈수(Re)가 $Re=200$ 과 600인 경우에 입력열량(Q_{in})이 4.5, 5, 5.5, 6 W일 때 가열된 원기둥의 원주방향 위치의 각도(ϕ)에 따른 표면 온도와 외기의 온도차를 나타낸 그림이다. 원주방향 위치의 각도(ϕ)는 유동방향 전면으로부터 반시계 방향으로 각각 0° , 60° , 120° , 180° , 240° , 300° , 360° 의 각도이다.

먼저 레이놀즈수가 $Re=200$ 이고 입력열량이 4.5 W인 경우를 보면, ϕ 가 증가할수록 표면온도가 증가하다가 ϕ 가 $60^\circ < \phi \leq 120^\circ$ 영역에서 유동박리로 인한 혼합효과로 인해 ϕ 가 증가할수록 표면온도가 감소하며, 그 후 영역에서는 원기둥 후방에 형성된 재순환 영역의 영향으로 인해 ϕ 가 증가할수록

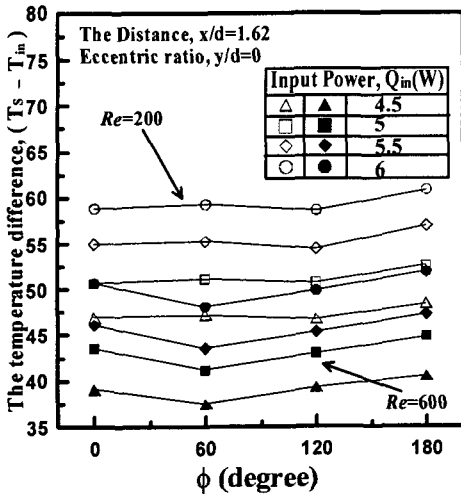


Fig. 5 Temperature distribution of a heated cylinder for different Reynolds number

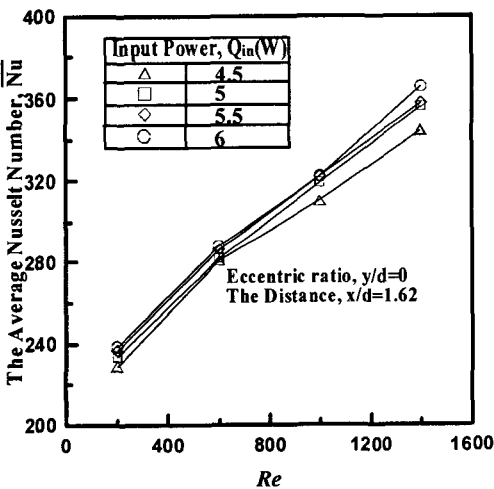


Fig. 6 The average Nusselt number of a heated cylinder for various input powers

표면온도가 증가한다.

이에 반해 레이놀즈수가 $Re=600$ 이고 입력열량이 4.5 W일 때에는 $\phi=0^\circ$ 에서 표면온도가 높게 나타나고 있다. 이것은 유입되는 유동의 속도가 증가하여 상류 원기둥의 후방에 형성된 재순환 영역의 크기가 다소 감소하여 가열된 원기둥의 전면부에 고온의 정체영역(stagnation zone)이 형성되어 대류 열전달이 상대적으로 감소되기 때문이다.

그리고 $0^\circ < \phi \leq 60^\circ$ 범위에서는 ϕ 가 증가할수록 표면온도가 감소하고 $\phi=60^\circ$ 에서 최소값을 나타내고 있다. 이는 여기에서 상류 원기둥에서 박리된 유동이 재부착되어지고 있기 때문이다. 그러나,

이후 영역에서는 재부착영역을 기점으로 가열된 원기둥의 표면에 새롭게 형성된 경계층의 두께가 증가하여 상대적으로 대류 열전달이 감소하며 ϕ 가 증가할수록 표면온도가 증가하여 $\phi=180^\circ$ 에서 최대값을 나타내고 있다.

또한 레이놀즈수가 $Re=600$ 인 경우, $Re=200$ 인 경우에 비해 가열된 원기둥의 표면온도가 전반적으로 낮게 나타난다. 이것은 유입 유동의 속도가 증가함에 따라 유체의 불안정성을 제어하는 점성력에 비해 관성력이 증가하여 표면에 형성되는 경계층의 두께가 감소하므로 대류 열전달이 상대적으로 증가되기 때문이다.

Fig. 6은 입력열량 변화에 따른 가열된 원기둥의 평균 누셀트수의 변화를 나타낸 그림이다. 먼저 입력열량이 4.5 W인 경우를 보면, 레이놀즈수가 증가할수록 가열된 원기둥의 평균 누셀트수가 선형적으로 증가하며, 입력열량 변화에 따른 경향은 거의 동일하게 나타나고 있다. 그러나 상대적으로 높은 레이놀즈수인 $Re=1400$ 에서는 열량이 4.5 W에서 6 W로 증가될 경우, 가열된 원기둥의 평균 누셀트수는 약 6.2% 정도로 상승되었다.

따라서 이러한 결과들로부터, 입력열량의 증가로 인한 유동패턴의 변화나 가열된 원기둥의 원주방향의 위치에 따른 열전달 특성의 변화는 상대적으로 크지 않음을 알 수 있다. 그러나, 레이놀즈수가 증가될 경우, 유입되는 유동의 속도변화로 인해 재순환영역과 재부착점의 위치변화 및 증가된 관성력에 의한 경계층 두께의 변화 등으로 인하여 가열된 원기둥의 열전달 특성에 변화를 야기하고 있음을 알 수 있다.

3.3 거리에 따른 영향

Fig. 7은 상류에 고정된 원기둥과 하류에 설치된 원기둥 사이의 무차원 간격비(x/d)의 변화가 하류의 가열된 원기둥의 원주방향의 위치에 따른 표면온도 분포에 미치는 영향을 보여주고 있다.

먼저 레이놀즈수가 $Re=200$ 이고 무차원 간격비가 $x/d=1.62$ 인 경우를 보면, ϕ 가 증가할수록 표면온도가 증가하다가 $60^\circ < \phi \leq 120^\circ$ 영역에서 ϕ 가 증가할수록 표면온도가 감소하여 $\phi=120^\circ$ 에서 최소값을 보여주고 있는데 이는 원기둥 양측면의 유동 박리영역에서의 강한 혼합효과에 기인한 것이며, 완전한 대칭성을 만족 시키지는 못하고 있음을 볼 수 있다. 그 후 영역에서는 ϕ 가 증가할수록 표면온도가 증가하여 $\phi=180^\circ$ 에서 최대값을 나타내고 있다. 이것은 가열된 원기둥 하류에 형성된 재순환영역으로 인하여 외부로부터 차가운 외기의 유

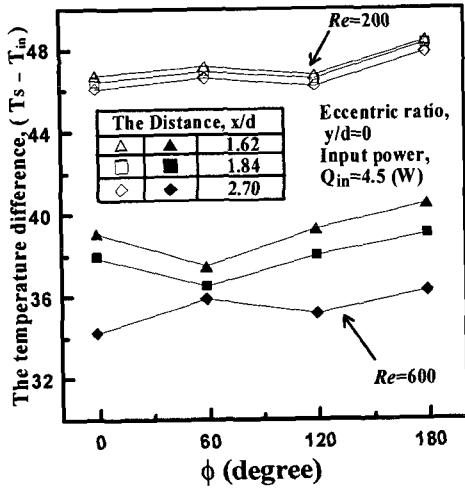


Fig. 7 Effects of dimensionless distance (x/d) on the temperature distribution

입이 어렵기 때문이다.

그러나 무차원 간격비가 $x/d=1.84$ 와 2.70 로 증가될수록 전체적으로 표면온도가 약간 감소하는데 이는 상류에 설치된 원기둥에서 발생된 와류출에 의해 난류강도의 증가와 와류유출에 의해 형성된 와류에 의해 혼합효과가 증가되어 나타나는 것으로 알려진 후류 충돌모드에 의한 결과이다.

이에 반해 레이놀즈수가 $Re=600$ 이고, 무차원 간격비가 $x/d=1.62$ 와 1.84 인 경우를 보면, ϕ 가 0° 에서 표면온도가 높게 나타나는데 이는 유입되는 유속의 증가로 인하여 상류 원기둥의 후방에 형성된 재순환영역이 하류로 성장하여 하류에 위치한 가열된 원기둥의 전면까지 확장되고 이로 인하여 하류의 가열된 원기둥의 전면부에 고온의 정체영역이 형성된다. 따라서 이 영역에서의 대류열전달이 상대적으로 감소하기 때문이다.

그러나, 무차원 간격비가 $x/d=2.70$ 인 경우에는, 온도분포의 경향이 낮은 레이놀즈수인 $Re=200$ 일 때의 결과와 동일한 성향을 나타내고 있으며 표면온도가 크게 감소하였다. 이는 와류출에 의한 난류강도의 증가와 유속의 증가로 인해 경계층 두께가 감소되어지고 재부착점의 위치가 변화됨에 의한 것으로 생각된다.

Fig. 8은 무차원 간격비가 $x/d=1.62, 1.84, 2.70$ 일 때 레이놀즈수 변화에 따른 가열된 원기둥의 평균 누셀트수의 변화를 보여주고 있다. 전체적으로 평균 누셀트수는 레이놀즈수가 증가할수록 선형적으로 증가하고 있다.

무차원 간격비가 $x/d=1.62$ 인 경우, 가열된 원기둥의 평균 누셀트수는 레이놀즈수가 증가될수록 증가한다. 즉, 레이놀즈수가 증가할수록 유체 유동

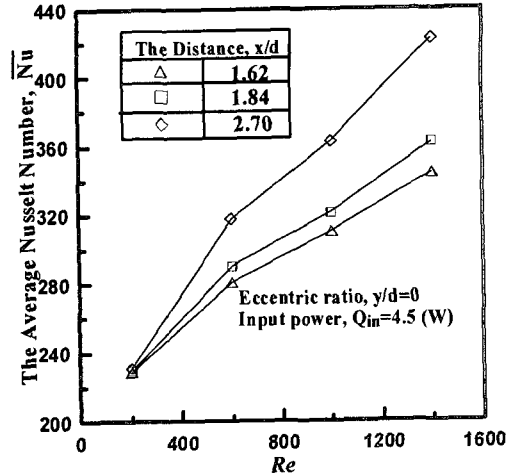


Fig. 8 The average Nusselt number of a heated cylinder for various dimensionless distances

의 불안정성을 제어하는 점성력에 비해서 관성력이 증가함으로 인해 가열된 원기둥에 새롭게 형성된 경계층의 두께가 감소하여 상대적으로 대류 열전달이 증가되기 때문이다.

특히, $200 \leq Re \leq 600$ 사이에서 평균 누셀트수가 매우 급격히 증가하는데 이는 유입된 공기의 속도의 증가함에 따른 재부착점의 위치 변화와 와류유출에 의한 난류강도의 변화, 가열된 원기둥에 새롭게 형성된 경계층의 두께변화, 재순환영역의 위치변화 등이 변화되어지기 때문이다.

또한, 무차원 간격비가 증가할수록 가열된 원기둥의 평균 누셀트수가 증가되었지만, 본 연구에서 수행한 간격비의 범위내에서는 누셀트수가 최대 값을 가지는 임계 무차원 간격비는 얻을 수 없었다.⁽¹⁴⁾ 그러나, 레이놀즈수가 $Re=1400$ 에서 무차원 간격비를 $x/d=1.62$ 에서 2.70 으로 증가할 경우, 가열된 원기둥의 평균 누셀트수는 약 23% 정도 상승하였다. 또한 전방에 원기둥이 설치되지 않은 경우보다 상대적으로 높은 평균 누셀트수를 나타내고 있으므로 이를 통해 무차원 간격비가 증가할수록 와류출에 의한 난류강도의 증가가 대류열 전달에 미치는 영향력이 매우 크다는 것을 알 수 있다.⁽¹²⁾

3.4 편심률의 영향

Fig. 9는 입력열량(Q_{in})이 4.5 W, 원기둥사이의 무차원 간격비(x/d)가 1.62 인 경우, 레이놀즈수와 편심률($\epsilon=y/d$)의 변화가 가열된 원기둥의 원주방향의 위치에 따른 표면온도와 외기의 온도차에 미치는 영향을 보여주고 있다.

먼저 레이놀즈수가 $Re=200$ 이고, 편심률이 0 인

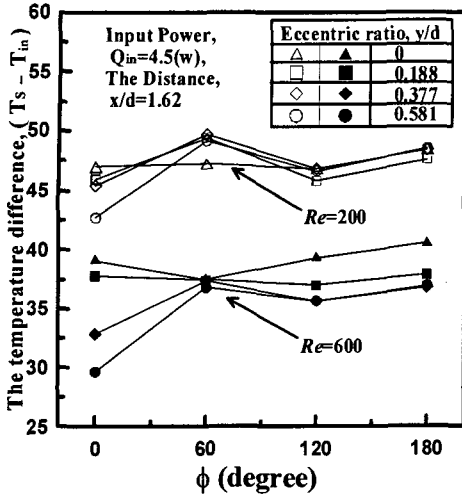


Fig. 9 Effects of eccentric ratio (y/d) on the temperature distribution

경우, 즉 원기둥 방패물과 가열된 원기둥이 일렬 (in-line) 배열인 경우를 보면, 온도차의 분포가 $\phi=120^\circ$ 에서 최소값을, $\phi=180^\circ$ 에서 최대값을 나타내고 있다.

그러나, 이러한 온도분포 성향은 편심률이 증가할수록 다른 경향을 나타내고 있는데 $\phi=0^\circ$ 에서 보면 편심률이 증가할수록 표면온도가 감소하고 이후 영역에서도 같은 결과를 보여주고 있다. 이것은 편심률이 증가할수록 가열된 원기둥에 직접 부딪치는 유입된 공기의 양이 증가하기 때문이며, 재부착점의 위치변화, 표면에 형성된 경계층의 두께 변화, 재순환영역의 위치 변화 등의 영향 때문인 것으로 생각된다.

이에 반해 레이놀즈수가 $Re=600$ 이고, 편심률이 $y/d=0$ 인 경우에는 앞 부분의 결과에서 알 수 있듯이 $\phi=0^\circ$ 에서 고온의 정체영역이 형성됨으로 인해 표면온도가 높게 나타나고 $\phi=60^\circ$ 에서 재부착점이 형성되게 되어 이 지점을 기점으로 경계층이 다시 증가하여 이와 같은 성향을 나타내게 된다. 따라서, 편심률이 증가할수록 가열된 원기둥의 원주 방향의 위치에 따른 표면온도 분포가 달라지게 된다. 그리고 낮은 레이놀즈수와 편심률이 $y/d=0$ 인 경우에 비해 표면온도차가 약 16.7% 정도 감소되어지는데 이것은 가열된 원기둥의 표면에 새롭게 형성된 경계층의 두께가 감소하여 상대적으로 대류 열전달이 증가하였기 때문이다.

Fig. 10은 편심률과 레이놀즈수 변화에 따른 가열된 원기둥의 평균 누셀트수의 변화를 나타내고 있다. 먼저 편심률과 레이놀즈수가 증가할수록 유동의 관성력의 증가와 편심률 변화에 따른 재부착점의 위치변화, 그리고 가열된 원기둥에 새롭게

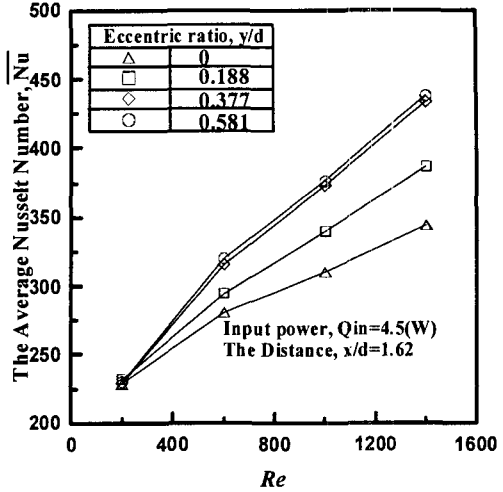


Fig. 10 The average Nusselt number of a heated cylinder for various eccentric ratios

형성된 경계층의 두께변화 등으로 인해 평균 누셀트수가 전체적으로 증가하는 경향을 나타내고 있다.

그러나, 편심률이 $y/d=0.377, 0.581$ 인 경우, 평균 누셀트수의 변화는 편심률이 적은 경우에 비해 상대적으로 작게 나타났다. 그러나, 레이놀즈수가 $Re=1400$ 일때, 편심률이 $y/d=0$ 에서 0.581 로 변화될 경우, 평균 누셀트수는 약 27% 정도 증가한 것으로 나타났다.

3.5 최적화

Fig. 11과 Fig. 12는 본 연구를 통해 수행된 각 실험변수들의 범위내에서 편심률 변화에 따른 최적의 열전달 특성을 나타낸 그림이다. Fig. 11은 입력열량이 4.5 W이고 원기둥사이의 무차원 간격비가 1.62일 때 편심률과 레이놀즈수 변화에 따른 가열된 원기둥의 평균 누셀트수의 변화를 보여 주고 있다.

먼저 레이놀즈수가 $Re=200$ 인 경우를 보면, 평균 누셀트수는 편심률의 변화와 상관없이 거의 일정하게 나타났으며, 편심률이 $y/d=0.188$ 일때의 평균 누셀트수가 상대적으로 약간 높은 값을 가졌다.

그러나 레이놀즈수가 $Re=600\sim 1400$ 으로 증가되어짐에 따라 평균 누셀트수는 편심률이 증가함에 따라 증가되어지고 있다. 이러한 평균 누셀트수의 증가는 편심률이 $y/d=0.581$ 인 경우를 지나면서는 편심률의 영향이 적어지며 일정한 값을 가지는 분포를 보여주고 있다. 따라서 본 연구에서는 레이놀즈수가 $Re=1400$ 이고 편심률이 $y/d=0.581$ 인 경우에 최대의 평균 누셀트수값을 가짐을 확인할 수 있었다.

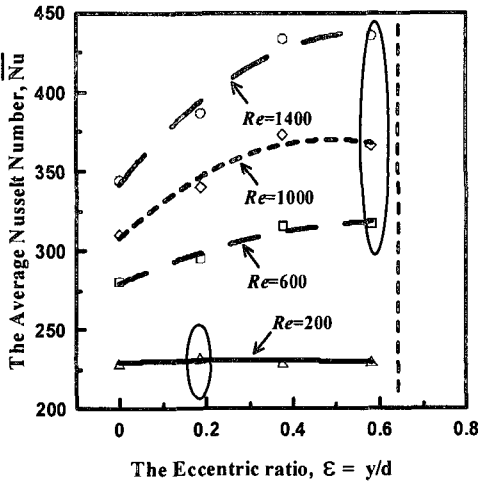


Fig. 11 Effects of Reynolds number variation on average Nusselt number of a heated cylinder ($x/d=1.62$, $Q_{in}=4.5W$)

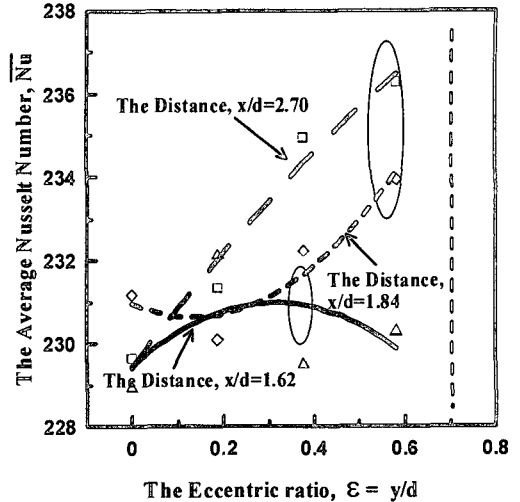


Fig. 12 Effects of dimensionless distance variation on average Nusselt number of a heated cylinder ($Re=200$, $Q_{in}=4.5W$)

Table 2 Experimental conditions for maximum heat transfer

Reynolds number	Eccentric ratio	Dimensionless distance	Eccentric ratio
$Re=200$	$\epsilon=0.188$	$\eta=1.62$	$\epsilon=0.377$
$Re=600$	$\epsilon=0.581$	$\eta=1.4$	$\epsilon=0.581$
$Re=1000$	$\epsilon=0.581$	$\eta=2.70$	$\epsilon=0.581$
$Re=1400$	$\epsilon=0.581$	-	-

또한 Fig. 12는 편심률 및 상류에 설치되어진 원기둥과의 무차원 간격비의 변화에 따른 가열된 실린더의 최적의 평균 누셀트수의 변화를 나타낸 그림이다.

먼저 캐비티모드 범위에 속하는 무차원 간격비가 $x/d=1.62$ 인 경우에는, 편심률이 $y/d=0.377$ 부근에서 최대값을 가지고 이 값을 경계로 평균 누셀트수는 오히려 감소되어지고 있는 분포를 나타낸다. 그러나 무차원 간격비가 증가되어 후류 층돌모드가 되면 평균 누셀트수의 값은 편심률이 증가될수록 증가되어지고 있다. 또한 편심률이 $y/d=0.581$ 이상으로 증가되어도 후류의 모드가 거의 변하지 않고 와유출 현상이 나타나게 되어 평균 누셀트수에 대한 영향은 적은 것으로 나타났다.

따라서 본 연구에서의 열전달 현상은 상류에 설치되어진 원기둥의 후류의 패턴 변화가 일어나는 무차원 간격비를 중심으로 유동구조의 변화와 함께 열전달 현상의 변화도 크게 나타남을 알 수 있다.

본 연구에서 수행된 실험범위에서의 속도와 거리에 따른 열전달이 가장 큰 편심률의 위치를 정리하여 보면 Table 2 와 같다.

4. 결론

본 연구에서는 상류에 원기둥이 고정 배열되어 있고, 하류에 가열된 원기둥이 놓여져 있을 경우, 유동구조와 열전달 특성의 변화에 영향을 줄 수 있는 여러 가지 변수, 즉 입력열량, 유입 공기속도, 무차원 간격비, 그리고 편심률 등을 변화시켜 가면서 가열된 원기둥 표면의 열전달 현상과 유동의 변화를 연구하였다. 본 연구의 결과를 정리하여 보면 다음과 같다.

(1) 입력열량의 증가로 인한 유동패턴의 변화와 가열된 원기둥의 원주방향의 위치에 따른 열전달 특성의 변화는 상대적으로 크지 않았다.

(2) 레이놀즈수가 증가될수록 유입 공기의 속도 변화로 인해 원기둥 후방의 재순환영역과 재부착점의 위치변화 및 관성력에 의한 경계층 두께의 변화 등으로 인하여 가열된 원기둥의 열전달 특성이 변화되었다.

(3) 무차원 간격비가 증가될수록 상류에 설치된 원기둥에서 발생된 와유출에 의해 난류강도의 증가와 와류에 의해 혼합효과가 증가되어 전체적으로 표면온도가 감소하였으며, 유동구조의 변화도 크게 나타났다.

(4) 편심률 변화에 따른 유동패턴, 즉, 유입공기의 양, 재부착점의 위치, 경계층의 두께 및 재순환 영역의 위치 등의 변화에 따른 열전달 특성이 크게 변화되었다.

참고문헌

- (1) Hanneman, R. E., 1994, "Thermal Management in Electronics : The Next Ten Years," *IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium, SEMITHERM X*.
- (2) Bloor, M. S., 1964, "The Transition to Turbulence in the Wake of a Circular Cylinder," *J. Fluid Mech.*, Vol. 19, pp. 290~304.
- (3) Park, C. W. and Lee, S. J., 2001, "Effect of Cylinder Aspect Ratio on Wake Structure Behind a Finite Circular Cylinder Located in an Atmospheric Boundary Layer," *Trans. of the KSME (B)*, Vol. 25, No. 12, pp. 1821~1830.
- (4) Choi, S., Choi, H. and Kang, S., 2002, "Characteristics of Flow Over a Rotationally Oscillating Cylinder," *Trans. of the KSME (B)*, Vol. 26, No. 4, pp. 515~523.
- (5) Prasad, A. and Williamson, C. H. K., 1997, "A Method for the Reduction of Bluff Body Drag," *J. Wind Eng. and Ind. Aerodyn.*, Vol. 69~71, pp. 155~167.
- (6) Igarashi, T., 1997, "Drag Reduction of a Square Prism by Flow Control Using a Small Rod," *J. Wind Eng. and Ind. Aerodyn.*, Vol. 69~71, pp. 141~153.
- (7) Lee, K. B., Son, J. H. and Yang, J. S., 1996, "Study on Fluid Flow and Heat Transfer Around the Circular Cylinder Located on a Flat Plate in Crossflow," *Trans. of the KSME (B)*, Vol. 20, No. 4, pp. 1458~1471
- (8) Zdravkovich, M. M., 1988, "Review of Interference-Induced Oscillations in Flow Past Two Parallel Circular Cylinders in Various Arrangements," *J. Wind Eng. and Ind. Aerodyn.*, Vol. 28, No. 1, pp. 183~199.
- (9) Kostic, Z. G. and Oka, S. N., 1972, "Low and Heat Transfer with Two Cylinders in Cross Flow," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 15, pp. 279~299.
- (10) Baughn, J. W., Elderkin, M. J. and Mckillop, A. A., 1986, "Heat Transfer from a Single Cylinder, Cylinders in Tandem and Cylinders in the Entrance Region of a Tube Bank with a Uniform Heat Flux," *Trans. of the ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 108, pp. 386~391.
- (11) Meinders, E. R. and Hanjalic, K., 2002, "Experimental Study of the Convective Heat Transfer from In-Line and Staggered Configurations of Two Wall-mounted Cubes," *Int. J. Heat Mass Transfer*, No. 4, pp. 465~482.
- (12) Boo, J. S., Cho, S. H. and Jung, G. H., 1989, "Fluid Flow and Heat Transfer Around Tubes Arranged in Line," *Trans. of the KSME (B)*, Vol. 14, No. 6, pp. 1603~1612.
- (13) Fu, W. S. and Tong, B. H., 2003, "Effects of Eccentricity of Cylinder and Blockage Ratio on Heat Transfer by an Oscillating Cylinder in a Channel Flow," *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 30, No. 30, pp. 401~412.
- (14) Lin, J. C., Yang, Y. and Rockwell, D., 2002, "Flow Past Two Cylinders in Tandem : Instantaneous and Averaged Flow Structure," *J. Fluids and Structures*, Vol. 16, No. 8, pp. 1059~1071.
- (15) Choi, Y. M. and Park, K. A., 1993, "Natural Convection in a Vertical Channel with Thermal Blocks," *Trans. of the KSME (B)*, Vol. 17, No. 2, pp. 438~444.
- (16) Shaukatullah, H., Michael, A. G. and Lawrence, H. W., 1994, "A Non-Dimensional Correlation for the External Thermal Characteristics of Surface Mount Metal Quad Flat Packs," *InterSociety Conference on Thermal Phenomena*, pp. 80~87.
- (17) Prasad, A. and Williamson, C. H. K., 1997, "Method for the Reduction of Bluff Body Drag," *J. Wind Eng. and Ind. Aerodyn.*, Vol. 69~71, pp. 155~167.
- (18) Igarashi, T., 1997, "Drag Reduction of a Square Prism by Flow Control Using a Small Rod," *J. Wind Eng. and Ind. Aerodyn.*, Vol. 69~71, pp. 141~153.