

직렬 열교환기의 열전달에 관한 연구 A Study on the Heat Transfer of In-line Heat Exchanger

최순열 · 김민수
S. Y. Choe and M. S. Kim

(접수일 : 2008년 8월 14일, 수정일 : 2008년 10월 17일, 채택확정 : 2008년 10월 23일)

Key Words : In-line Tube Bank (직렬 관군), Stagnation Point (정체점), Separation Point (박리점), Attachment Point (부착점), Circular Cylinder (원관)

Abstract : Heat exchangers are commonly used in practice in a wide range of application, from heating and air-conditioning system in a household, to chemical processing and power production in a large plant. Heat transfer in a heat exchanger usually involves convection in each fluid and conduction through the wall separating the two fluids. The heat transfer characteristics of tube banks of in-line arrangements of four circular cylinders in a cross flow are compared for a range of tube locations and Reynolds numbers. The in-line pitch ratio was set up in the range of $1.5 \leq L/d \leq 4.0$, where L is the center to center distance and d the circular cylinder diameter, and in the Reynolds number of $13,000 \leq Re \leq 50,000$.

The local and mean Nusselt numbers were estimated, and then. Subsequently, the heat transfer characteristics of four circular cylinders were found to exhibit a strong dependency upon the cylinder spacing and separation point of their upstream cylinders.

기호 설명

하첨자

- d : 원관직경 (mm)
- h : 열전달계수 ($W/m^2 \cdot K$)
- L : 이웃하는 원관 중심사이의 거리 (mm)
- Nu : 누셀트(Nusselt)수
- q : 열유속 (W/m^2)
- Re : 레이놀즈(Reynolds)수
- T_{inf} : 입구유동온도 ($^{\circ}C$)
- T_w : 벽온도 ($^{\circ}C$)
- U_{inf} : 입구유동속도 (m/s)
- λ : 공기의 열전도도 ($W/m \cdot K$)
- θ : 전방 정체점으로부터의 원관 각도($^{\circ}$)
- V : 전압
- I : 전류
- S : 전열 표면적

- m : 평균(mean)
- w : 벽(wall)

1. 서 론

관군을 이루고 있는 원관 주위의 유동 및 열전달 문제는 열교환기 등의 공학적 응용과 관련되어 많은 연구가 진행되고 있으나, 원관 주위의 유동 현상에 대한 정확한 예측은 그 기하학적 단순함에도 불구하고 고려해야 할 변수의 다양성으로 인해 실험이나 해석에 어려움이 있다. 서로 다른 온도와 고체 벽으로 분리된 두 유체들 사이의 열교환 과정을 수행하는 장치를 열교환기라 하며, 냉·난방, 공기조화, 발전소와 냉동시스템의 증발기와 응축기, 자동차의 라디에이터 그리고 화학공정 등에 이용되고 있다. 열교환기는 대개의 경우 관군(tube banks)을 형성하고, 유체가 관군에 직교하게 흐름으로서 원관 후류유동과 열전달 현상의 이해는 열교환기의 설계 및 응용에 매우 중요하다.^{1~3)} 여기에 사용되는 변수 값은 작동온도, 유체속도 그리고 열교환기의 사용시

최순열(책임저자) : 군산대학교 동력기계시스템공학부
E-mail : sychoe@kunsan.ac.kr, Tel : 063-469-1844
김민수 : 전북대학교 기계설계공학부

간에 따라 달라진다.^{4,5)} 모든 열교환기 해석에 있어서 총합열전달계수의 결정은 전도저항과 대류저항을 고려하여 결정된다. 그러나 원관 주위의 유동 및 열전달 문제가 가장 고전적인 문제들 중의 하나임에도 불구하고 아직까지 주유동의 유동특성의 변화에 따른 원관 주위의 유동 및 열전달 현상을 정확하게 예측할 수 있는 실험 데이터 또한 부족하다. 이는 원관 주위의 유동이 대단히 복잡하며 Reynolds 수와 유체의 특성, 원관 사이의 간격, 관의 배열형태, 관의 재질, 표면조도, 작동온도 등이 관군 주위의 열전달에 복합적으로 영향을 미치기 때문이다.⁶⁾ 이들 인자 중, 본 연구에서는 유동에 큰 영향을 미치는 유체의 유동속도, 실린더 간격을 고려하여 전방 원관(1st 원관)가 후방원관(2nd, 3rd, 4th 원관)의 열전달 성능에 미치는 영향을 실험하였다.

2. 실험장치 및 측정방법

실험은 최대속도가 25m/s이고, 난류강도가 1%이하인 저속개방형 풍동에서 행하여졌다. 측정부는 플렉시글래스(plexiglass)로 만들어졌고, 가로, 세로가 각각 300mm, 길이가 900mm이며, 양측면은 원관 간격이 다른 판을 갈아 끼울 수 있게 만들어졌다. 원관 간격은 열교환기 제작시 일반적으로 많이 사용되고 있는 $L/d=1.5\sim 3.0$ 의 범위에서 임의로 정하여 실험하였으며, 원관의 배열은 관군의 기본적 배열의 하나인 직렬배열(In-line arrangement)로 하였다. 각각의 원관은 지름이 38mm, 길이가 320mm, 두께가 3.4mm이고, 재질은 Poly Vinyl Chloride이다.

Fig. 1에 원관 배열의 형태 및 실험에 사용된 열전대의 위치를 나타낸 원관의 좌표를 표시 하였다.

Reynolds(Re)수는 10,000~50,000의 범위로 실험하였고, 열전달율을 측정하기 위하여 스테인레스 스틸 쉬트(stainless steel sheet)를 원관 표면에 나선형 방향으로 감고, 양쪽 끝 부분에 동전극을 접합하여 전원을 공급하였으며,^{7~9)} 스테인레스 스틸은 표면 연마처리된 두께 0.03mm, 길이와 폭이 각각 900mm와 35mm이다. 열전대는 직경이 0.25mm인 T형(Copper-Constantan)을 사용하여 원관 표면 가까이 10° 간격으로 37개를 심었으며 온도보정결과 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 이내로 일정하였다. 이 열전대중 유체유동 방향의 정면에 배치된 정체지점의 열전대를 기준($\theta=0^\circ$)으로 원관 윗 방향을 +, 아랫방향을 -로 10° 간격으로 온도를 측정하고 $\pm 180^\circ$ 방향이 되는 원관 정

후면에는 2지점에 심었다. 전원 공급은 DC Power supply 6673A(최대전압 35V, 최대전류 60A)를 사용하였으며 계측기는 Multifunction Analyzer MA6000 (Accuracy: $\pm 0.2^\circ\text{C}$)를 사용하여 온도를 측정하였다.¹⁰⁾ 원관 내부의 중공부는 발포 폴리에탄폼을 채워서 외부로의 열손실을 최소화하였으며 실험에서 얻은 온도 데이터를 기초로 하여 열유속(heat flux)이 일정한 상태하에 국소Nusselt수(Nu), 평균 Nusselt수(Nu_m)을 구하여 열전달특성을 서로 비교하였다.¹¹⁾ 단, 가열면에서 복사에 의한 열손실과 전도에 의한 열손실은 미미하므로 무시하고 아래의 식을 이용하여 산출하였다.

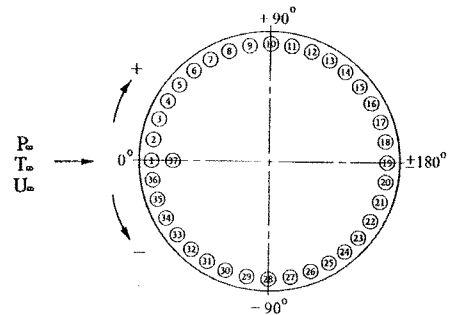
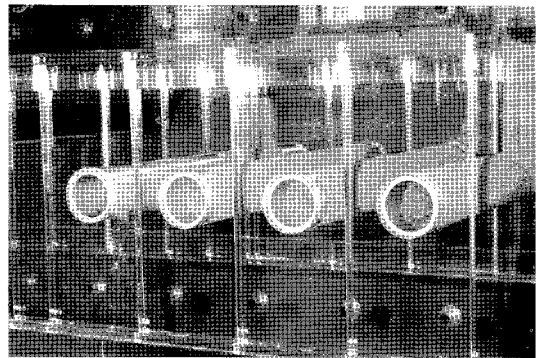


Fig. 1 Arrangement of Four Cylinders and Coordinate system of Circular Cylinder

$$q = \frac{V \cdot I}{S} \tag{1}$$

$$h = \frac{q}{(T_w - T_\infty)} \tag{2}$$

$$N = \frac{h \cdot d}{\lambda} \tag{3}$$

$$N_m = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} N(\theta) d\theta \tag{4}$$

Fig. 2에 실험장치의 개략도를 보이고 있다.

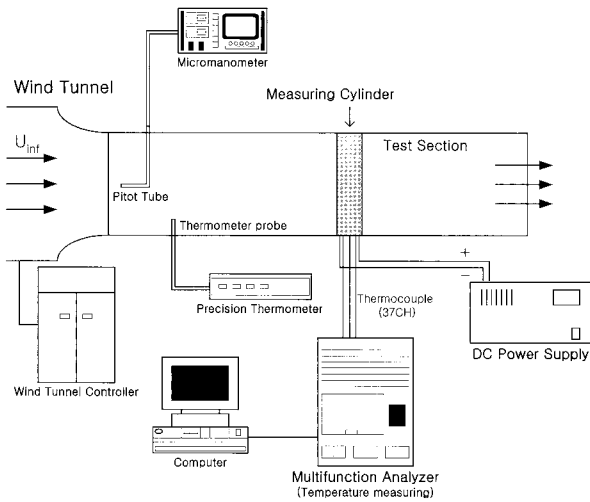


Fig. 2 Experimental set-up

3. 실험결과 및 고찰

Fig. 3은 제1원관에서부터 제4원관까지의 국소 Nusselt수를 원관간격 $L/d=1.76$, $Re=50000$ 인 경우에 대하여 나타내었는데 원관 주위의 Nu수 분포는 원관의 윗방향($0^\circ \sim 180^\circ$)과 아랫방향($0^\circ \sim -180^\circ$)이 대칭이 되므로 윗방향 분포에 대해서만 도시하였다. 제1원관의 결과는 단독원관(single cylinder)과 비교하여 경향은 유사하나 열전달율은 후방 원관의 영향을 받기 때문에 전반적으로 낮게 나타나고 있으며, 제2원관은 제1원관의 박리전단층의 부착에 의하여 $\theta=60^\circ$ 부근에서 최대치가 나타나고 있다. 이는 제1원관의 박리전단층에 의한 속도구배가 제2원관에 작용되는 영향이 제3, 4원관을 보다도 크게 작용한다는 것을 의미하며 이것이 열전달율의 증가 요인이 되는 것으로 사료된다.

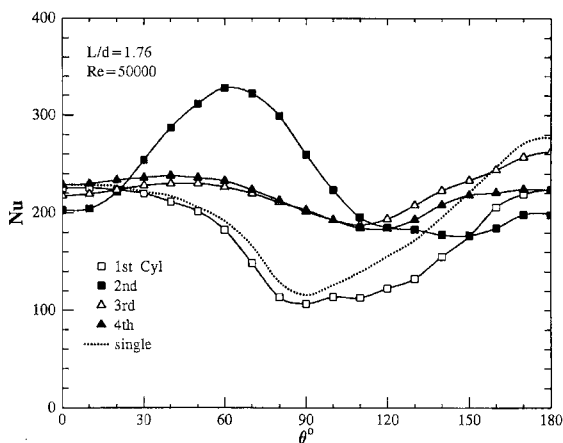


Fig. 3 Variation of local Nusselt number with each Circular cylinder

제3, 제4원관의 Nu수 분포 경향은 유사하며 제1, 제2 원관의 경향과는 현저한 차이가 있다. Nu수의 최대값은 제2원관의 경우보다 20° 정도 상류측에 존재하고 있다. 원관 전방($\theta=0^\circ$)의 열전달율은 제2원관보다도 높게 나타나고 있다. 이것은 제1 원관에서는 $\theta=90^\circ$ 부근에서 박리되는데 반하여 제2 원관에서는 $\theta=150^\circ$ 부근에서 박리되기 때문에 제3, 제4 원관의 상류측 후류폭이 감소되기 때문으로 사료된다. 그리고 박리전단층의 속도구배는 제1 원관 보다도 작기 때문에 제2원관과 같은 분명한 최대점은 나타나지 않는다.

제2원관의 국소Nu수 분포의 대표적인 예를 $L/d=1.5, 4.0$ 의 경우에 대하여 Fig. 4(a), (b)에 나타내었다. Nu_{max} 를 나타내는 각도는 $Re>13000$ 의 경우에는, 제1원관으로 부터 박리전단층의 부착에 따라, $L/d=1.5$ 에서는 원관 전방의 $\theta=\pm 60^\circ$ 부근에서, $Re \leq 13000$ 의 경우보다 20° 정도 하류측에 존재하고 있다. $L/d=4.0$ 에서는 원관 간격이 넓어짐에 따라 주류의 진입이 확대되어 $\theta=0^\circ$ 에서 최대치가 되고 모든 Re 수 변화에 대하여 분포 형상이 유사하게 나타나고 있다.

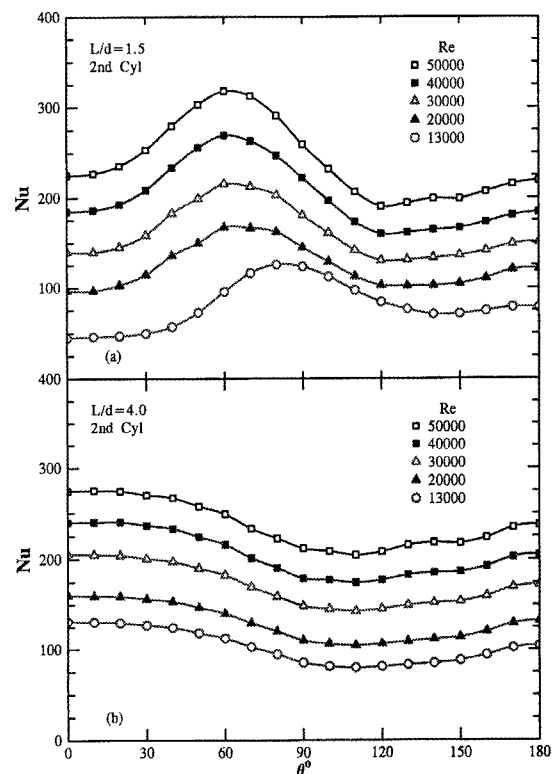


Fig. 4 Variation of Local Nusselt Number of Second cylinder with L/d
(a) $L/d=1.5$ (b) $L/d=4.0$

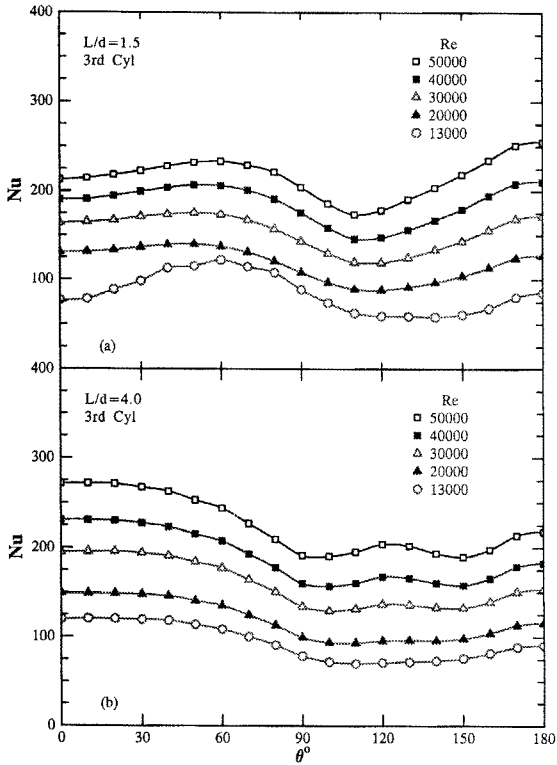


Fig. 5 Variation of Local Nusselt Number of Third cylinder with L/d
(a) L/d=1.5 (b) L/d=4.0

Fig.5 (a),(b)는 제3원관의 국소 Nu수를 Re수 변화에 따라 L/d=1.5, 4.0의 경우에 대하여 나타내었다. L/d=1.5의 경우 Re=13000에서 Nu수 분포경향이 차이가 나고 있으며, Re≥20000에서는 Nu수의 최대값이 $\theta=50^\circ$ 부근에서 나타나고 L/d=4.0의 경우보다 하류측으로 이동 되었으며 분포형상에 있어서 큰 차이는 없고 박리점의 위치는 $\theta=110^\circ$ 부근에 존재한다.

Re<20000에서는 Nu수의 최대값이 $\theta=60^\circ$ 부근으로 후퇴하게 되고 원관 전후의 열전달이 악화되어 Nu수의 최소값을 구분하기가 어려워져 박리점을 결정하기가 어렵게 된다.

원관 간격이 넓어지는 L/d=4.0의 경우 원관 전면으로 주류의 진입이 증대하기 때문에 Nu수의 최대값은 원관 정면인 $\theta=0^\circ$ 가 되며, 최소값은 $\theta=100^\circ$ 부근에 존재하게 되는데 이 부근에서 박리된 유체가 재부착됨에 따라 $\theta=120^\circ$ 부근에서 다시 상승 현상이 Re≥30000의 경우에 발생하고 있는 것을 알 수 있다.

Fig. 6 (a), (b)는 관군 하류측 원관인 제3, 제4원관의 평균Nu수를 Re수 변화에 따라 나타내고 있다.

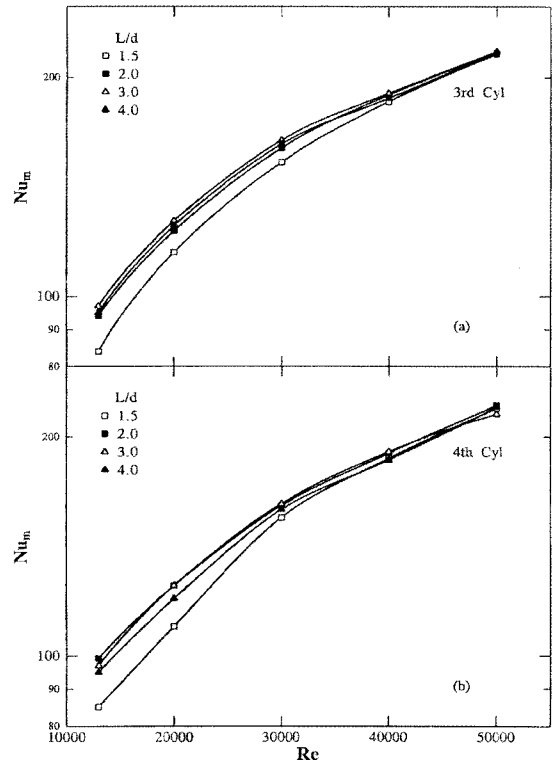


Fig. 6 Variation of Mean Nusselt Number with Cylinder distance(L/d)
(a) 3rd Cylinder (b) 4th Cylinder

L/d=1.5, Re≤20000의 경우를 제외하면 평균열전달율 Num은 원관간격 L/d에 의한 의존성은 크게 좌우되지 않는 것으로 나타났다. 그리고 L/d=1.5의 경우는 제3, 4원관 모두 Re≤20000에서 열전달이 약화되어 다른 원관 간격의 경우와 크게 차이가 나고 있다. 이것은 원관 간격이 작아지고 Re수가 작아지면 원관 사이에 주류의 진입이 작아지기 때문에 열전달이 약화되는 것으로 사료된다.

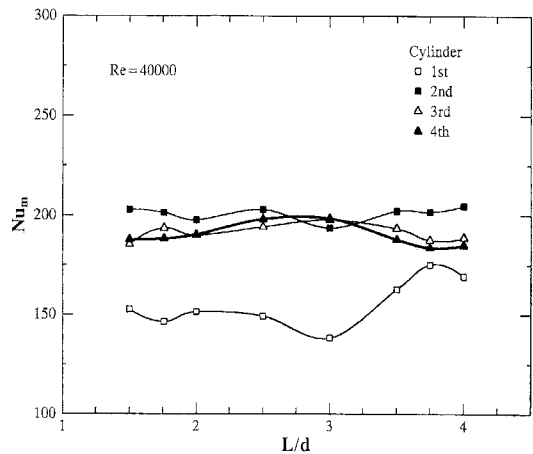


Fig. 7 Mean Nusselt Number of each Cylinder at Re=40000

Fig. 7은 $Re=40000$ 의 경우에 평균Nu수를 L/d 의 변화에 따라 나타내고 있다. 제1원관은 원관간격에 따라 크게 변화되고 있지만 그 이후의 원관은 변화의 차이가 작다. 이것은 제1원관의 열전달 거동은 단독 원관의 경우와 유사하며 박리 전단층이 제2원관의 전면에 주류를 형성하여 후방의 원관들은 열전달이 급격하게 증가된다. 또한 제3, 제4원관의 경우는 주류의 진입이 제2원관에 비하여 상대적으로 감소하기 때문에 열전달율의 저하가 일어나는 것으로 사료된다. 따라서 제1, 2원관의 경우 $L/d=3.8$ 부근에서 Nu_m 이 증가되고 있으나 제3, 4원관은 역으로 감소되는 경향을 보이고 있다.

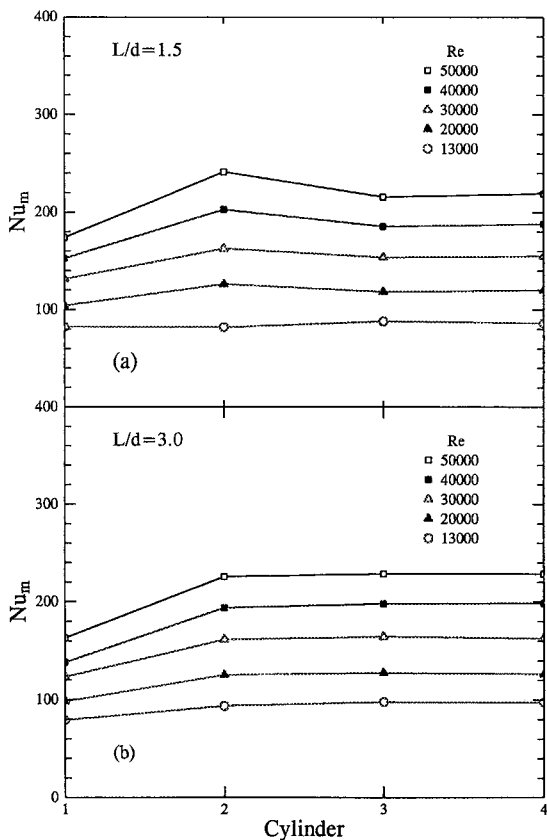


Fig. 8 Variation of Mean Nusselt Number of each Cylinder (a) $L/d=1.5$ (b) $L/d=3.0$

Fig.8(a), (b)는 $L/d=1.5, 3.0$ 에서 각 원관에 대한 평균 Nu수의 측정 결과를 나타내고 있다. 원관 간격이 작은 $L/d=1.5$ 의 제2 원관의 경우가 $Re \geq 20000$ 에서 특히 높게 나타나고 있는데 이것은 제1 원관에서 박리된 전단층이 제2원관에 가장 크게 영향을 미치는 것을 알 수 있으며 제3, 4원관의 경우는 상대적으로 그 영향이 작아지는 것으로 사료된다. 그리고 원관 간격 이 넓어지는 $L/d=3.0$ 에서는 원관 사

이에 주류진입의 증가로 인해 하류측 원관의 열전달이 양호해지는 것을 알 수 있다.

4. 결 론

관군의 기본적 배열의 하나인 직렬 4원관 배열에서 Re 수와 원관 간격을 변수로 열교환기 전열 성능에 미치는 영향에 대하여 실험 하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 제1원관의 경우 국소 및 평균 Nu수의 분포는 단독 원관의 경향과 유사하나 후방 원관의 영향으로 전반적으로 낮게 나타나며, 제2원관의 경우는 제1원관으로부터 박리된 전단층에 의해 크게 의존된다.

평균열전달율은 $L/d=1.5$ 의 경우, $Re \geq 20000$ 에서 다른 원관과의 차이가 크게 나타나고 있는데 이것은 전방 원관의 영향을 가장 많이 받게 되기 때문이다.

2) 제3, 4원관의 국소 및 평균 Nu수의 분포는 서로 유사한 경향을 보이며, $L/d \geq 1.5, Re > 20000$ 에서는 원관 간격에 의한 의존성은 전방 원관에 비하여 약하다. 박리점은 $L/d < 4.0$ 에서는 원관간격, Re 수에 의해 의존되며 $\Theta=110^\circ$ 부근에 존재한다.

제2원관 이후의 후류폭은 제1원관에 비교하여 좁고 이것이 제3, 4원관의 열전달 특성을 결정하는 요인이 된다.

참고 문헌

1. T. R. Bott, 1995 "Fouling of Heat Exchangers", Elsevier.
2. L. F. Melo, T. R. Bott and C. A. Bernardo, 1988 "Fouling Science and Technology", Kluwer Academic Publisher.
3. E. F. C. Somerscales and J. G. Knudsen, 1981 "Fouling of Heat Transfer Equipment", Hemisphere Publishing Corp.
4. S. Aiba, T. Ota and H. T. suchida. 1980 "Heat transfer of Tubes Closely Spaced in an In-line Bank", Int. Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 23, pp. 311~319.
5. S. Aiba, H. Tsuchida and T.Ota, 1980 "Heat transfer Around a Tube in a Bank", Bulletin of JSME, Vol. 23, pp. 1163~1170.

6. D. B. Murry, 1993 "A Comparison of Heat Transfer in Staggered and Inline Tube Banks with a Gas-Particle Crossflow" *Experimental Thermal and Fluid Science*, pp. 177~185.
7. T. Ota, and Y. Yamazaki, 1976 "An Experimental Investigation of Heat Transfer Around a Tube in a Bank", *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 98, pp. 503~508.
8. Lars Ljungkrona, Christoffer Norberg and Bengt Sunden, 1991 "Flow around Two Tubes in an In-line Arrangement: Flow Visualizations and Pressure Measurements", *Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics*, pp. 333~339.
9. 檜和田, 馬淵, 柳原, 1983 "同徑直列2圓柱の流動と熱傳達", *機論B*, 48卷, 427号, pp. 499~508.
10. T. Nishimura, Y. Ohori and Y. Kawamura, 1986 "Flow Pattern and rate of Mass Transfer around Two Cylinders in Tandem", *International Chemical Engineering*, Vol. 26, No. 1, pp. 123~129.
11. Tamotsu Igarashi, 1981 "Characteristics of the Flow around Two Circular Cylinders Arranged in Tandem(1st Report)", *Bulletin of the JSME*, Vol. 24, No. 188, pp. 322~331.