

〈論 文〉

일행관군에서의 유동특성과 열전달현상에 관한 연구

부정숙* · 조석호** · 정규하**

(1990년 4월 26일 접수)

Fluid Flow and Heat Transfer around Tubes Arranged in Line

J.S. Boo, S.H. Cho and G.H. Jung

Key Words: Tube Banks(관군), Vortex Shedding(와류유출), Pitch Ratio(간격비), Reattachment Point(재부착점), Rolling Up(권입; 券入)

Abstract

An experimental study is conducted to investigate the fluid flow and heat transfer around tubes arranged in line. All measurements are performed at Reynolds number 1.58×10^4 with varying tube spacings from the small pitch ratio ($L/D=1.25$) to the large pitch ratio ($L/D=3.0$). Mean static pressures and mean temperatures of the surface of tubes and mean velocities and turbulent intensities in tube banks are measured. The flow patterns and the characteristics of heat transfer are strongly influenced by the tube spacings. Especially, in the case of very small spacings ($L/D=1.25$), the flow between neighboring tubes becomes very stagnant and the heat transfer decreases. In the case of each tube spacing, the characteristics of heat transfer around the 3rd, the 4th and the 5th tubes are nearly similar to one another, because the flow around tubes becomes stable at the 3rd tubes. The local heat transfer has the peak value near the reattachment point which has the peak value of pressure, but the local heat transfer for the 2nd tube of $L/D=1.25$ without reattaching has the peak value at $\theta=75^\circ$. For each pitch ratio, the mean heat transfer increases gradually toward the downstream tubes, because the oncoming flow through neighboring tubes comes closer to the forward and rear surfaces of the tube and the turbulent intensity becomes larger in the downstream direction.

기 호 설 명

A : 전열 단면적

\dot{C}_D : 항력계수 $[=(1/2) \int_0^{2\pi} C_p \cos \theta \, d\theta]$

C_p : 압력계수 $[=(P_{n\theta} - P_{1\theta=0}) / (\rho U^2_\infty / 2)]$

$C_{pn}(180^\circ)$: N 번째 관의 배압계수

$C_{pn+1}(0^\circ)$: $N+1$ 번째 관의 $\theta=0^\circ$ 에서의 압력계수

ΔC_{pn} : 하류측 관과 상류측 관의 갭(gap)압력차
 $[=C_{pn+1}(0^\circ) - C_{pn}(180^\circ)]$

D : 원관의 직경

δ : 원관 표면에서 반경방향으로의 거리

h : 국소열전달률 $[=q/A(T_o - T_\infty)]$

I : 전류

L : 관군의 유동방향간격

L/D : 관군의 간격비 (pitch ratio)

N, n : 관의 순서

N_{uo} : 국소 누셀트수 $[=h_o D / \lambda]$

N_{um} : 평균 누셀트수 $[=(1/2\pi) \int_0^{2\pi} N_{uo} d\theta]$

P_n : N 번째 관 표면의 평균정압

*정회원, 부산대학교 공과대학 기계공학과

**부산대학교 대학원

q	: 열플럭스(heat flux) [= VI]
R_e	: 레이놀즈수 [= $U_\infty D / \nu$]
$R_{\infty c}$: 임계레이놀즈수
T_θ	: 관 표면의 평균온도
T_∞	: 관군 상류측의 평균온도
U, U_θ	: 평균속도
U_∞	: 관군 상류측의 평균속도
$\sqrt{u^2}$: X 방향 난류변동속도의 r.m.s값
V	: 전압
X, Y	: 좌표계
θ	: 원주각
θ_a	: 재부착점을 나타내는 원주각
ρ	: 밀도
ν	: 동점성계수
λ	: 열전도율

1. 서 론

유체의 유동이 관군과 직교하는 경우의 유동특성 및 열전달에 관한 연구는 열교환기의 최소화와 고성능화를 위한 성공적인 설계 및 해석에 매우 중요하다. 이 때문에 관군에 대한 연구는 오랫동안 많은 관심을 모아왔다.

그러나, 지금까지의 많은 연구는 주로 관군 전체의 압력손실과 전열전달계수(overall heat transfer coefficient), 유력탄성진동(fluid-elastic vibration) 등에 관련된 것이 대부분을 차지하고 있다^(1~5). 최근에는 관군에서의 개개관 주위의 수송현상의 이해가 중요한 과제로 인식되어, 국소 유동특성 및 국소 열전달 현상을 규명하려는 몇몇 시도가 행해지고 있으며^(6~8), 특히 일행관군은 격자관군(in-line tube banks)의 기초적 구성요소이기 때문에 관심의 대상이 되고 있다^(9~13).

Kostič 등⁽⁹⁾은 직렬 2원관으로 이루어진 일행관군에 대해 유동과 열전달에 관한 연구를 수행했으나, 간격비 $L/D=1.6$ 의 범위에서만 행해져 매우 좁은 간격비에 대한 해명이 부족했다. Baughn 등⁽¹⁰⁾은 직렬 2원관 및 3원관에 대해 열전달 실험만을 행했으며, Igarashi 등⁽¹¹⁾은 직렬 3원관에 대한 유동특성에 관한 연구결과를 보고하고 있으나, 유동특성과 열전달 사이의 상관관계에는 관심을 가지지 않았다. 그리고, 2개 및 3개의 원관으로 이루어지는 일행관군에 대한 실험 결과는 다수열로 이

루어지는 관군에 있어서 주요한 부분을 차지하는 번째 이하의 원관에 관한 기초 정보를 얻을 수가 없다. Aiba 등⁽¹²⁾이 직렬 4원관에 대해 열전달 계정을 행했으나 4번째관 그자체가 하류측관의 영향을 받지 않으므로 3번째관 이하의 유동 및 열전달 특성을 상세히 검토하기에는 충분치 않으며, 이를 위해서는 최소한 5개 이상의 원관으로 이루어진 9행관군 배열이 요구된다. 직렬 5원관에 대해서는 Igarashi⁽¹³⁾등의 연구보고가 있으나, 표면압력과 스트로홀수 분포만으로 유동장을 설명하고 있으며 열전달에 대해서는 전혀 언급하고 있지 않다.

따라서, 본 연구는 5개의 원관으로 이루어진 9행관군에서의 원관 주위의 유동특성의 해명과 유동장이 열전달에 미치는 영향등을 보다 상세히 밝히는 데 목적이 있으며, 이를 위해 원관의 표면압력, 관 주위의 유동장의 평균속도 및 난류강도, 관의 표면온도등을 측정하였다.

2. 실험장치 및 방법

본 연구에 사용된 풍동은 305mm×305mm의 시험단면을 가진 아음속풍동이다. 실험에 사용된 모델은 5개의 원관이 풍동에 수평으로, Fig.1과 같이 주류방향에 직렬로 설치되고, 좌표계의 원점은 1번째관의 중심으로 하였다. 각 원관의 직경은 모두 24.8mm이며, 이때 폐쇄비(blockage ratio)는 8.1%이고, 형상비(aspect ratio)는 12.3이다. 또한, 레이놀즈수는 $R_e=1.58 \times 10^4$ 이고, 관군의 간격비는 $L/D=1.25 \sim 3.0$ 의 범위로 변화되었다. 본 실험의 레이놀즈수에서 관군 상류측의 자유흐름의 난류강도는 0.8%였다.

표면정압 및 속도의 측정에는 표면이 매끈한 아이크릴 재질의 원관이 사용되었다. 관 표면에 Fig.2와 같이 직경 0.8mm의 정압공을 뚫고, 여기에 마이크로 마노미터(MDC-FC004)를 연결하여, 원관을 회전시킴에 따라 임의의 각도에서 표면정압이 측정되었다. (10회 반복측정). 그리고, 속도의 측정에는 선형기가 부착된 정온도형 열선풍속계(Kanomax 7224)를 사용하였으며, 여기서 얻은 평균속도 및 속도변동성분의 신호는 A/D변환기(표본갯수 2048개)를 통하여 마이크로 컴퓨터에 연결되어 처리되고, 그 결과가 프린터에 기록되도록 하였다. 이때, 원관 후류영역의 속도 검출용 센서에는 직경 5 μ m인 텅스텐선으로 된 표준 I형 프로브

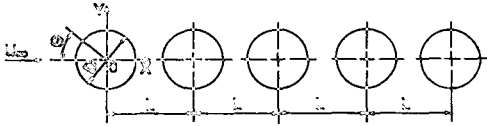


Fig. 1 Schematic diagram and coordinate system for arrangement of tube

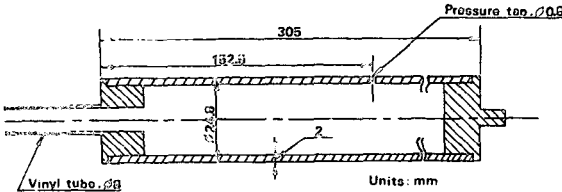


Fig. 2 Measuring model of surface pressure

를 사용하였으며, 간격비 $L/D=1.75$ 의 2번째관 주위의 속도 검출용 센서에는 직경 $4\mu\text{m}$ 인 텅스텐 선으로 된 소형 I형 프로브(Kanomax Mode 11260)를 약간 구부러서 Fig. 3과 같이 원관에 장착하여 사용하였다.

열전달 측정은 내부를 우레탄 폼으로 채운 직경 24.7mm의 베이커라이트 재료의 원관에 두께 0.05mm의 스텔레스 박판을 접착하고, 이것을 통전가열하여 열플럭스를 일정($q=1.263\text{W}/\text{m}^2$)하게 한 상태에서 수행되었다. 이때 전열 표면의 온도는 스텔레스 박판 바로 밑에 설치한 직경 0.5mm인 C-C형 열전대를 디지털 온도측정기(KAYE)에 연결시켜 15° 간격으로 측정되었다(10회 반복측정). 열전달 측정에 대한 실험장치 개략도는 Fig. 4와 같다.

정전압 교류 전원 공급기(SAR101)와 전압 조정기(한창전기, 5KVA)를 설치하고 전류 및 전압을 전류계와 전압계(T.S.I.1076)로 확인 하면서 변환기(Transformer, 0~35A, 0~10V)의 조정에 의해 측정원관에 고전류, 저전압을 일정(전력 30W)하게 공급하였다. 이때 전열표면의 온도가 안정된 정상상태에 도달하는 데에는 5분 정도의 시간이 걸렸다.

한편, 압력, 평균속도 및 난류강도의 측정은 비가열 상태에서 행해졌으며, 온도측정은 5개 원관중 측정하고자 하는 원관만 가열하여 수행되었다. 또한, 본 실험데이터에서 압력계수 C_p 및 항력계수 C_D 는 약 $\pm 7\%$, 평균속도 및 난류강도는 $\pm 5\%$, 누설

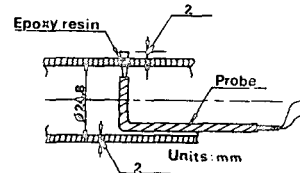


Fig. 3 Measuring model of velocity around 2nd tube for the pita ratio $L/D=1.75$

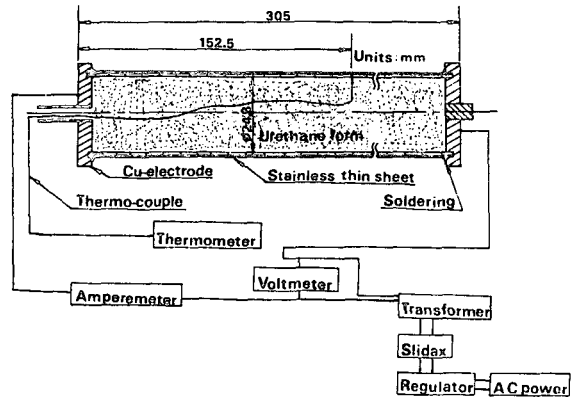


Fig. 4 Schematic diagram and measuring model of heat transfer experiment

트 수는 $\pm 11.7\%$ 정도의 불확실성(uncertainty)을 가지며, 유동특성 및 열전달에 미치는 벽면효과에 대한 수정은 행하지 않았다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 표면 평균정압과 항력

Fig. 5는 레이놀즈수 $Re=1.58 \times 10^4$ 에서 간격비 $L/D=1.75$ 에 대한 5개 원관 주위의 평균정압의 분포인데, 원관 상하면($\theta=0^\circ \sim 180^\circ$, $0^\circ \sim -180^\circ$)의 대칭성이 잘 만족되고 있으므로(Fig.6), 상면만 나타낸 것이다.

그림에는 본 실험의 단독원관에 대한 결과와 Aiba 등⁽¹²⁾($Re=4.1 \times 10^4$, 주류 난류강도 0.5~0.7%, 폐쇄비 8%, 형상비 8.6%, 직경 26mm)과 Kostic 등⁽⁹⁾($Re=2.66 \times 10^4$, 주류 난류강도 2.8%, 폐쇄비 20%, 형상비 5%, 직경 100mm)의 단독원관에 대한 결과를 함께 표시하였다. 일반적으로 단독원관 주위의 압력분포는 레이놀즈수, 주류 난류강도, 폐쇄비, 형상비, 관의 직경등에 따라 복잡하게 변화하기 때문에^(14,15), 정량적인 비교가

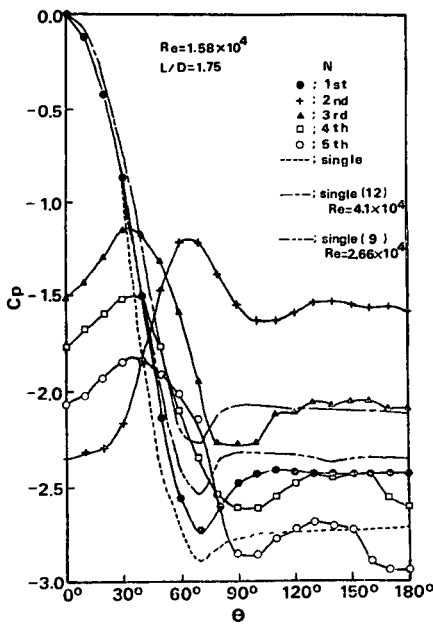


Fig. 5 Distribution of pressure coefficient around five tubes for the pitch ratio $L/D=1.75$

관관하지만 분포형태는 서로 닮아 있음을 알 수 있다.

1번째관의 압력은 점선으로 표시한 본 실험의 단독원관의 결과와 유사한 분포형태를 보이고 있으나, 최소압력($C_{p\theta=70^\circ}$) 및 배압($C_{p\theta=180^\circ}$)은 하류측관의 영향으로 인해 단독원관보다 약간 높게 나타나고 있다. 2번째관에서는 $\theta=65^\circ$ 부근에서 최대압력치가 나타나고 있으며, 이것은 1번째관의 박리전단층이 2번째관의 $\theta=65^\circ$ 부근에 재부착하고 있음을 말해주는 것이다. 또한, 2번째관 전면의 압력이 1번째관이나 3~5번째관의 전면 압력에 비해 낮은 값을 나타내고 있다. 3~5번째관의 압력분포는 하류측관일수록 약간 감소하는 경향을 보이지만, 거의 유사한 분포형태를 나타내고, 최대압력치는 2번째관보다 30° 정도 전방에 존재하여 재부착점은 $\theta=35^\circ$ 부근에 나타나고 있다. 이것은 1번째관에서는 $\theta=90^\circ$ 부근에서 박리하고 있는 것에 대해 2번째관 이하에서는 보다 후방인 $\theta=110^\circ \sim 120^\circ$ 부근에서 박리하기 때문이라고 생각된다.

Fig. 6은 간격비에 따라 5개 원관 주위의 표면평균정압분포를 나타낸 것이다. 1번째관의 압력은 간격비에 관계없이, Fig. 5에서 언급한 $L/D=1.75$ 인

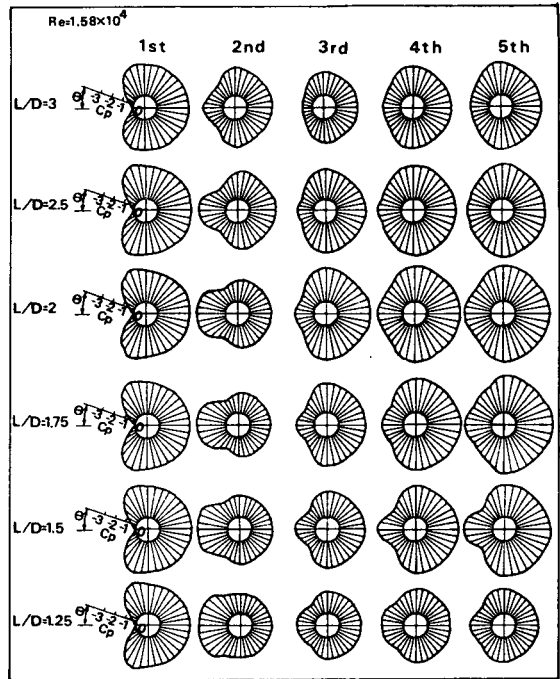


Fig. 6 Distribution of static pressure coefficient around five tubes according to the pitch ratio

경우와 같이, 단독원관과 유사한 형태를 보이고 있으나, 2번째관 및 3~5번째관의 압력은 간격비에 따라 분포형태가 달라지고 있다. 그리고, 각각의 간격비에서 4번째관 및 5번째관의 압력분포는 3번째관과 닮아 있으며, 이것은 어떤 간격비에서도 관 주위의 유동이 3번째관에서 안정화됨을 말해주는 것이다.

Fig. 7과 Fig. 8은 Fig. 6의 2번째관 및 3번째관의 압력분포를 간격비에 따라 다시 나타낸 것이다. 2번째관의 경우에는 간격비가 비교적 큰 $L/D=3.0$ 일때는 $\theta=0^\circ$ 에서의 압력이 배압($\theta=180^\circ$ 에서의 압력)보다 높게 나타나지만, 간격비가 감소하여 $L/D \leq 2.0$ 이 되면 오히려 배압이 $\theta=0^\circ$ 에서의 압력보다 높게 나타나고 있음을 알 수 있다. 또한, 간격비 $L/D=3.0 \sim 1.5$ 에서는 최대압력치가 관의 전면 존재하지만, 간격비가 매우 작은 $L/D=1.25$ 에서는 최대압력치는 존재하지 않게 된다.

3번째관의 경우에는 각 간격비에서 $\theta=0^\circ$ 에서의 압력이 배압보다 높게 나타나고, 관의 전면에서 최대압력치가 존재하는 분포형태를 보이고 있다. 특히,

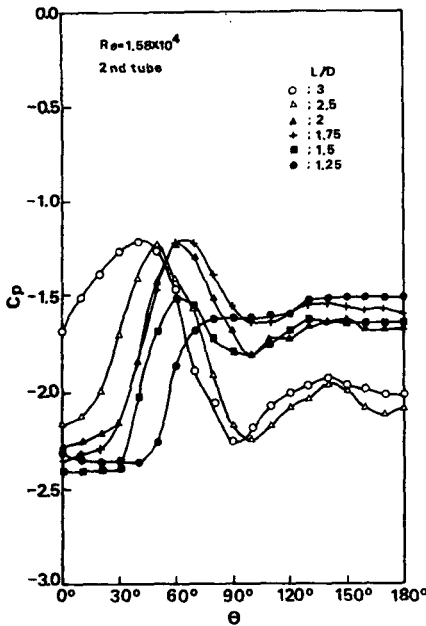


Fig. 7 Distribution of static pressure coefficient around the 2nd tube according to the pitch ratio

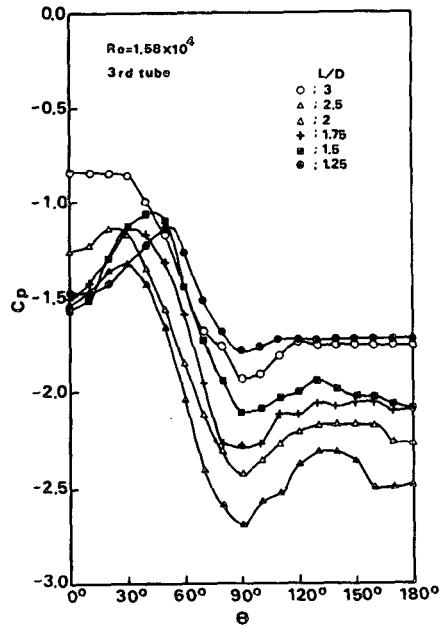


Fig. 8 Distribution of static pressure coefficient around the 3rd tube according to the pitch ratio

간격비가 비교적 큰 $L/D=3$ 일때는 최대압력치가 $\theta=0^\circ$ 에서 나타나고 있는데, 이것은 상류측관의 박리전단층이 3번째관의 $\theta=0^\circ$ 부근 바로 앞쪽에서 권입(rolling up)하여 박리와를 형성함을 암시하는 것이다.

이와 같이 최대압력치를 나타내는 재부착점의 변화를 2~5번째관에 대해 간격비에 따라 정리하면 Fig. 9와 같다.

2번째관의 경우에는 재부착점은 간격비 $L/D=1.25$ 에서는 존재하지 않으나, $L/D=1.5\sim 2.0$ 에서는 $60^\circ\sim 65^\circ$ 부근에 존재하고, 간격비의 증대에 따라 차츰 관의 전방으로 이동하여 $L/D=3$ 에서는 45° 부근에 존재함을 알 수 있다. 3~5번째관의 경우에는 동일한 간격비에서 2번째관보다 전방에 재부착점이 나타나고 있는데, 이것은 1번째관보다 2번째관 이하의 경우가 박리점이 보다 후방으로 후퇴하는 데에 기인하고, 따라서, 하류측관일수록 주류가 관의 전면과 배면에 보다 접근하여 있음을 알 수 있다. 그리고, 재부착점은 간격비의 증대에 따라 거의 단조롭게 전방으로 이동하고 있으며, $L/D=3.0$ 에서는 3~5번째 관 모두 θ_a 는 0° 가 된다.

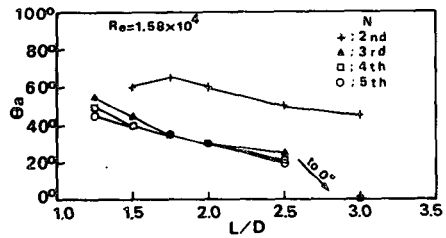


Fig. 9 Reattachment point around tubes according to the pitch ratio

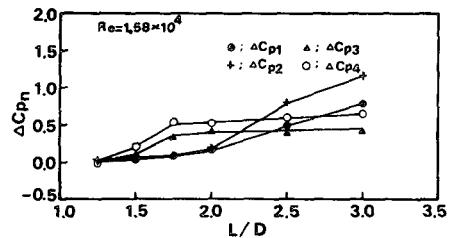


Fig. 10 Difference in gap pressure between the downstream and the oncoming upstream tubes according to the pitch ratio.

따라서, 처음으로 $\theta_a=0^\circ$ 가 되기 시작하는 간격비는 $L/D=2.5$ 와 $L/D=3.0$ 사이 존재하리라 생각된다.

Fig. 10은 하류측관의 $\theta=0^\circ$ 에서의 압력계수와 바로 인접한 상류측관의 배압계수의 차를 갭(gap) 압력차 ΔC_{pn} 으로 정의하여 간격비에 따라 나타낸 것이다. 2번째관과 1번째관의 갭 압력차 ΔC_{p1} 은 $L/D=3$ 일때는 매우 크고, 간격비가 감소함에 따라 점차 작아지며, $L/D=1.25$ 가 되면 0이 되어, 1번째관의 배압과 2번째관의 $\theta=0^\circ$ 에서의 압력은 거의 같게 된다. 이것은 Aiba등⁽¹²⁾이 제시한 임계 레이놀즈수에 의해 알 수 있듯이 이 간격비에서 이들 관 사이의 유동은 정체하고 있음을 나타내는 것이다. 즉, Aiba등은 4개관으로 이루어진 일행관군의 실험에서 임계레이놀즈수 Re_c 를

$$Re_c = 1.14 \times 10^5 \times (L/D)^{-5.84}$$

로 정의하고, 관의 갭수에 관계없이 사용할 수 있음을 보였다. 그리고, 임계레이놀즈수를 전후하여 유동형태는 급변하고, 임계레이놀즈수 이하에서는 인접한 관 사이의 유동은 간격에 의해 방해를 받아 정체하게 된다고 하였다. 이 이론에 따르면, 간격비 $L/D=1.25$ 일때의 임계레이놀즈수는 $Re_c = 3.097 \times 10^4$ 이며, 본 실험의 레이놀즈수 $Re = 1.58 \times 10^4$ 는 임계레이놀즈수 이하에 속하고 있다. 또한, 본 실험의 레이놀즈수에서 관사이의 유동이 정체하게 되는 간격비는 $L/D \leq 1.4$ 임을 알 수 있다. 그리고, 3번째관과 2번째관의 갭 압력차 (ΔC_{p2})는 간격비에 따라 ΔC_{p1} 보다 더 급격하게 변화하고, 4번째관과 3번째관의 갭 압력차 (ΔC_{p3}) 및 5번째관과 4번째관의 갭 압력차 (ΔC_{p4})는 3번째관 주위에서 유동이 안정되므로 분포형태가 유사하고, 간격비에 따른 변화도 그렇게 심하지 않음을 알 수

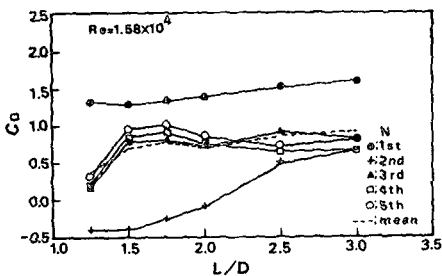


Fig. 11 Drag coefficient of five tubes according to the pitch ratio

있다.

Fig. 11은 Fig. 6의 압력분포로부터 구한 항력계수의 분포를 나타낸 것이다. 1번째관의 경우에는 간격비에 따라 항력이 그다지 크게 변화하지 않으나, 2번째관의 경우에는 항력변화가 크고, 간격비 $L/D \leq 2.0$ 에서는 음의 값을 가진다. 이와같이 항력이 음의 값으로 나타나는 것은 Fig. 6 및 Fig. 7에서 알 수 있듯이, 이 간격비에서는 배면의 압력이 전면의 압력보다 높기 때문이며, 관이 추력(thrust)을 받고 있음을 나타내는 것이다. 3~5번째관의 항력은 동일한 간격비에서 크게 차이가 나지 않으며, 점선으로 표시한 5개관의 평균항력은 대체로 3번째관의 분포에 접근하여 있다.

3.2 평균속도 및 난류강도

관군에서의 관 후류의 재순환영역의 고난류 유동장에 있어서 열선 풍속계에 의한 평균속도 및 난류강도의 측정결과에 대한 신뢰성에 관해서는 많은 논의가 있지만, 적어도 열전달과 속도장과의 정성적인 관련을 해명하려고 하는 경우에는 의미가 있는 것으로 생각된다^(6,7).

Fig. 12는 레이놀즈수 $Re = 1.58 \times 10^4$ 에서 간격비 $L/D = 1.75$ 인 경우의 평균속도 및 X방향 속도 변동성분의 난류강도 분포를 나타낸 것이다.

평균속도 및 난류강도 분포는 후류 중심선상($Y/D = 0$)을 기준으로 상하 대칭을 나타내고 있다. 1번째관과 2번째관의 중간단면($X = 0.875D$)에서의 평균속도 분포는 타지역에서 큰 속도결손이 생기고

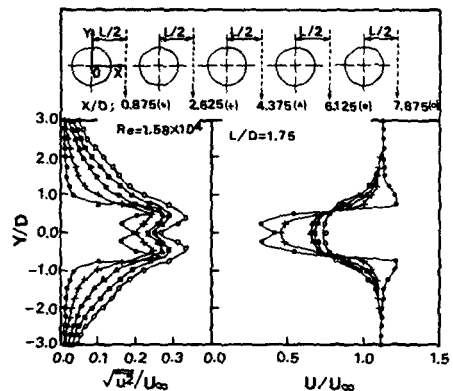


Fig. 12 Distribution of mean velocity and turbulent intensity for the pitch ratio $L/D = 1.75$

박리전단층의 속도구배도 크다. 그러나, 2번째관 이하에서는 하류로 갈수록 속도결손이 회복되고, 속도구배도 작아짐을 알수 있다. 난류강도 분포는 모든 X위치에서 후류 중심선상에서 약간 벗어난 양쪽에 최대값이 나타나는 특이한 상봉형식(bimodal)의 형태를 보이고 있는데, 이 현상은 와류유출(vortex shedding)에 기인한 것이라 생각된다. 그리고, 난류강도는 하류로 갈수록 전반적으로 증가하며 확산되고 있음을 알 수 있다.

Fig. 13은 간격비 $L/D=1.75$ 인 경우에 대해 관 표면에서 $\delta=20$ mm 떨어진 지점에서 2번째관 주위의 평균속도 및 난류강도 분포를 나타낸 것이다. 2번째관의 재부착점($\theta=65^\circ$)부근에서는 Fig. 5에서 압력은 최대치를 나타내고 있지만, Fig. 13에서 보는 바와같이 평균속도는 감소하고 있다. 이것은 1번째관으로부터의 박리전단층의 운동에너지의 일부분이 압력에너지로 바뀐 결과를 말해주는 것이다. 또한, 평균속도는 $\theta=100^\circ$ 부근에서 최대값을 가지는데, 이것은 이 부근이 주류에 의한 영향이 가장 큰 곳임을 나타내는 것이다. 난류강도 분포는 일반적으로 재부착점부근에서 높게 나타난다고 알려져 있지만, 2번째관의 재부착점부근의 난류강도는 감소하고 있다. 이것이 1번째관의 박리전단층의 최대 난류강도를 나타내는 위치(Fig. 12의 $X=0.875D$ 에서는 $Y/D=0.5$ 부근)보다도 비교적 난류강도가 적은 안쪽의 흐름이 2번째관에 재부착하는 결과를 나타낸 것이 아닌가 생각된다. 그리고, 1번째관의

박리전단층이 보유하고있는 난류강도는 2번째관 자체의 존재에 의해 강화되어 박리점($\theta=120^\circ$)부근에서 최대값을 가진다. 다시 박리점 후방에서 난류강도는 차츰 감소하고있는데, 이것은 박리후 유체입자들의 대부분은 주류근처에서 외부층(outer layer)에 융합되어 3번째관에 재부착되고, 그 일부분만 2번째관의 후면으로 흐르는 결과에 기인한다고 생각된다.

3.3 누셀트수

관군의 열전달 실험에는 측정대상으로 하는 관만 가열하는 경우⁽⁹⁾와 모든관을 가열하는 경우^(6,7)의 실험예가 있으며, Aiba등⁽¹²⁾은 레이놀즈수 $Re=1.8 \times 10^4$ 에서 행한 실험에서, 측정대상으로 하는 관만 가열한 경우의 열전달이 모든 관만 가열한 경우에 비해, 매우 작은 간격비에서는 2번째관은 약 35%, 3번째 이하의 관은 약 20%정도, 비교적 큰 간격비에서는 2번째관은 10~16%, 3번째 이하의 관은 6~7%정도 높은 값을 나타내는 것을 보였다. 본 실험은 5개 원관중 측정대상으로 하는 관만 가열한 경우이며, Aiba등이 언급한 비가열효과에 의한 수정은 행하지 않았다.

Fig.14는 레이놀즈수 $Re=1.58 \times 10^4$ 에서 간격비 $L/D=1.75$ 에 대한 5개 원관주위의 국소누셀트수의 분포를 나타낸 것이다.

1번째관의 결과는 점선으로 표시한 단독원관과 유사한 분포형태를 보이고 있으나, 전반적으로 약간 작게 나타나고 있다. 이것은 Fig. 5의 압력분포

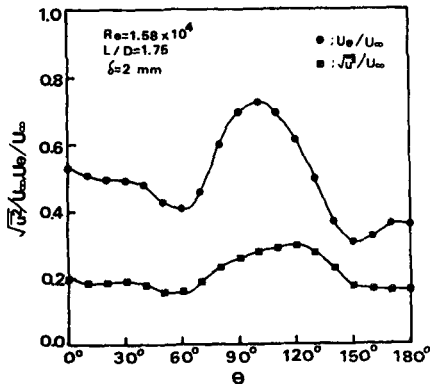


Fig. 13 Distribution of mean velocity and turbulent intensity around the 2nd tube for the pitch ratio $L/D=1.75$

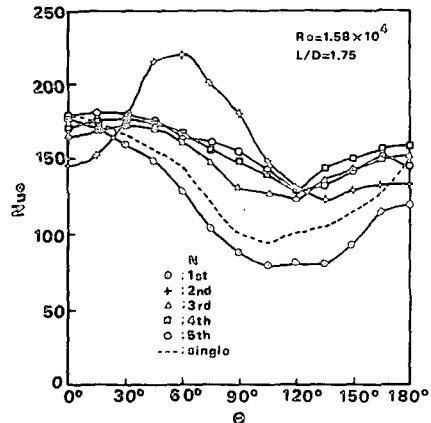


Fig. 14 Distribution of local Nusselt number around five tubes for the pitch ratio $L/D=1.75$

에서 언급한 바와 같이 1번째관이 하류측관의 영향을 받고 있기 때문이다. 2번째관에서는 $\theta=65^\circ$ 부근에서의 국소누셀트수는 비가열효과를 고려하더라도 1번째관 및 3~5번째관에 비해 크게 나타나고 있다. 이것은 Fig. 12에서 설명한 바와 같이 1번째관으로부터의 박리전단층의 속도구배가 2번째이하의 속도 구배보다도 크고, 이때문에 2번째관의 재부착점 부근의 열전달이 하류측관보다 증가하고 있는것을 말해주는 것이다. 3~5번째관의 각각의 분포는 거의 동일하고 1번째관 및 2번째관과는 현저하게 다르다. 그리고, 박리전단층의 속도 구배가 1번째관보다도 작기 때문에 국소 누셀트수의 최대치는 2번째관과 같이 명확하게 나타나지는 않으나, 2번째관보다 30° 정도 전방인 재부착점에 존재하고 있다. 또한, 관의 전면에서의 열전달이 2번째관보다 큰 값을 나타내고 있다. 이것은 앞에서 설명한 바와같이 2번째관보다 3~5번째관에 대해 주류가 보다 접근하여 있는 결과에 기인한 것이라 생각된다.

Fig. 15와 Fig. 16은 간격비에 따른 2번째관 및 3번째관의 국소누셀트수의 분포를 나타낸 것이다.

2번째관의 경우에서 관의 전면($\theta \leq 25^\circ$)에서의 국소 누셀트수는 간격비가 작아짐에 따라 감소하며, 간격비 $L/D=1.25$ 에서는 매우 낮은 값을 가진다. 이것은 Fig. 10에서 설명한 바와같이 간격이 좁아질수록 관사이의 유동은 간격에 의해 더 많은 방해 를 받으며, 간격비가 1.25가 되면 관사이의 유동이

정체하게 되는데에 기인한다고 생각된다. 또한, 2 번째관의 국소 누셀트수의 최대치는 $L/D=1.25$ 를 제외한 각 간격비에서 대체로 재부착점 부근에 존재하고, 간격비 $L/D=1.25$ 에서는 재부착점이 없는데도 불구하고 주류의 영향이 비교적 강한 $\theta=75^\circ$ 부근에 존재하고 있다. 간격비의 증대에 따라 국소누셀트수의 최대치를 나타내는 위치는 보다 전 방으로 이동하고 있다. 3번째의 경우에도 국소 누셀트수의 최대치는 간격비가 클수록 보다 전방에 존재하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 17은 5개관에 대한 평균누셀트수를 간격비

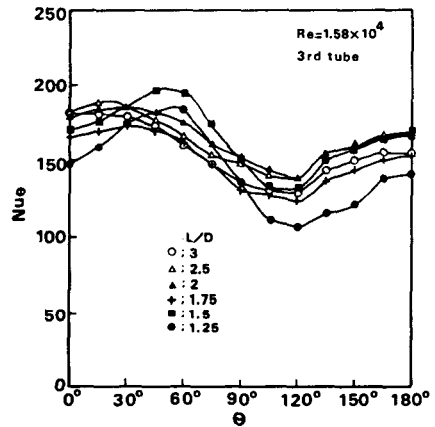


Fig. 16 Distribution of local Nusselt number around the 3rd tube according to the pitch ratio

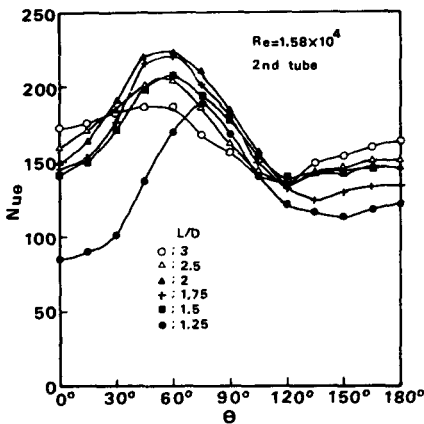


Fig. 15 Distribution of local Nusselt number around the 2nd tube according to the pitch ratio

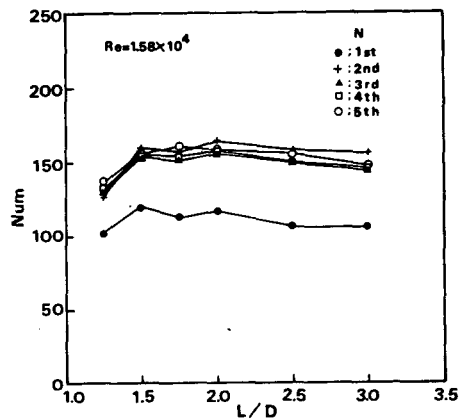


Fig. 17 Distribution of mean Nusselt number around five tubes according to the pitch ratio

에 대해 나타낸 것이다.

1번째관의 평균누셀트수는 단독원관($N_{um}=135$)보다 낮고, 하류측관의 출현으로 인해 간격비에 따라 복잡하게 변하고 있음을 보여주고 있다. 2번째관의 경우는 정성적으로 1번째관과 유사한 경향을 나타내며, 1번째관과 마찬가지로 간격비 $L/D=1.5$ 에서 비교적 높은 값을 가지고 있다. 3~5번째관의 경우는 $L/D=1.25$ 를 제외하고는 간격비에 따른 변화가 적다. 앞에서 언급한 바와 같이 본 실험은 측정 대상으로 하는 관만 가열되었으므로, 비가열효과를 고려한다면 모든 간격비에서 2번째관은 3번째관보다 낮은 값을 가질 것이다. 그러므로, 동일한 간격비에서 하류측관일수록 열전달은 증가되고 있음을 알 수 있다. 이것은 하류측관일수록 주류가 관표면에 더욱 접근하여 있으며, 또한 난류강도가 증가하는 데에 기인한다고 생각된다. 그리고, Zukauskas는 유동방향의 간격비가 감소함에 따라 열전달을 일반적으로 증가한다고 보고했지만⁽¹⁾, 관간격이 매우 좁은 $L/D=1.25$ 의 경우는 각 관 모두 평균누셀트수가 저하하고 있다. 이것은 앞에서 설명한 바와같이 레이놀즈수 $R_o=1.58 \times 10^4$ 이 임계레이놀즈수 이하에 속하고 있어서, 관 사이의 유동이 정체하고 있는 데에 기인한다고 생각된다.

4. 결 론

일행관군에서의 5개 원관 주위의 유동특성과 열전달 현상에 관한 실험적 연구 결과는 다음과 같다.

- (1) 유동형태 및 열전달 현상은 관군의 간격비에 강하게 영향을 받는다. 특히, 간격비가 매우 좁은 $L/D=1.25$ 에서는 관사이의 유동이 정체하고 열전달이 감소한다.
- (2) 어떤 간격비에서도 관 주위의 유동은 3번째관에서 안정되어, 3~5번째관의 열전달 특성이 서로 유사하게 나타난다.
- (3) 최대압력치가 나타나는 재부착점 부근에서 국소 열전달은 최대치를 나타내고, 재부착점이 없는 간격비 $L/D=1.25$ 의 2번째관의 경우는 최대 국소 열전달이 $\theta=75^\circ$ 부근에서 나타난다.
- (4) 각 간격비에서 하류측관일수록 주류가 관표면에 더욱 접근하고 난류강도는 증가하기 때문에, 평균열전달이 증가하고 있다.

참 고 문 헌

- (1) Zukauskas, A., 1972, "Heat Transfer from Tubes in Crossflow", Advances in Heat Transfer, Vol.8, Academic Press, New York, pp. 99~160.
- (2) Marek, J., Mauback, K. and Rehme, K., 1973, "Heat Transfer and Pressure Drop Performance of Rod Bundles Arranged in Square Arrays", Int. j. Heat Mass Transfer, Vol. 16, pp. 2215~2228.
- (3) Nishikawa, E. and Ishigai, S., 1977, "Structure of Gas Flow and Its Pressure Loss in Tube Banks with Tube Axes Normal to Flow", Trans. of the JSME, Vol. 43, No.373, pp. 3310~3319.
- (4) Weaver, D.S. and Grover, L.K., 1978, "Cross Flow Induced Vibrations in a Tube Bank", ASME Paper, No.78-PVP-25, pp. 1~15.
- (5) Kiya, M., Arie, M., Tamura, H. and Mori, H., 1980, "Vortex Shedding from Two Circular Cylinders in Staggered Arrangement", Trans. of the ASME, J. of Fluids Engineering, Vol.102, pp. 166~173.
- (6) Aiba, S., Tsuchida, H. and Ota, T., 1982, "Heat Transfer around Tube in In-line Tube Banks", Bulletin of the JSME, Vol.25, No.204, pp. 919~926.
- (7) Aiba, S., Tsuchida, H. and Ota, T., 1982, "Heat Transfer around Tube in Staggered tube Banks", Bulletin of the JSME, Vol.25, No.204, pp. 927~933.
- (8) 조석호, 부정숙, 1989, "일렬관군에서의 난류 후류 특성에 관한 연구", 대한기계학회논문집, 제 13권, 제 5호, pp. 1023~1031.
- (9) Kostic, Z.G. and Oka, S.N., 1972, "Fluid Flow 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 ASME, J. of Heat Transfer, Vol. 108, pp. 386~391.
- (11) Igarashi, T. and Suzuki, K., 1984, "Characteristics of the Flow around Three Circular Cylinders", Trans. of ASME, J. of Heat Transfer, Vol. 106, pp. 100~108.

- ders Arranged in Line", Bulletin of JSME, Vol. 27, No.233, pp. 2397~2404.
- (12) Aiba, S., Tsuchida, H. and Ota, T., 1980, "Heat Transfer of Tubes in an In-line Bank", Trans.of the JSME, Vol.46, No.406, pp. 1134~1145.
- (13) Ishigai, S. and Nishikawa, E., 1974, "Experimental Study of Structure of Gas Flow in Tube Bands with Tube Axes Normal to Flow", Trans. of the JSME, Vol. 40, No. 337, pp. 2599~2608.
- (14) West, G.S. and Apelt, C.J., 1982, "Effects of Tunnel Blockage and Aspect Ratio on the Mean Flow Past a Circular Cylinder with Reynolds Numbers between 10^4 and 10^5 ", J.Fluid Mech., Vol.114, pp. 361~377.
- (15) Kiya, M., Suzuki, Y., Arie, M. and Hagino, M., 1982, "A Contribution to the Free-stream Turbulence Effect on the Flow Past a Circular Cylinder", J. Fluid Mech., Vol. 115, pp. 151~164.