弾性支持された円柱群まわりの流れに及ぼす円柱間隔比の影響*
(第3報, 並列2列配置)岡本史紀^{*1}, 中村友道^{*2}, 榎林利之^{*3}
山村敏之^{*4}, 愛知雅彦^{*5}Effect of Spacing between Two Adjoining Circular Cylinders on Flow
around Two-Dimensional Circular Cylinder Rows by Elastic Support
(3rd Report, Two Rows in Side-by-Side Arrangement)Shiki OKAMOTO, Tomomichi NAKAMURA, Toshiyuki NARABAYASHI,
Toshiyuki YAMAMURA and Masahiko AICHI

In this paper we describe the effect of spacing between two adjoining circular cylinders on flow around two rows of two-dimensional circular cylinder bundles supported by wires. The experiment was carried out in an N. P. L. blow-down-type wind tunnel with a working section of 500mm×500mm×2000mm, and a Reynolds number of 9.4×10^3 . The frequency of vortex shedding from the circular cylinder, the displacement of the vibrating circular cylinder, and the mean time and fluctuating surface pressure distributions on the circular cylinder were measured. The results were compared with those for the case of a fixed support. Consequently it was found that (i) vortex shedding from circular cylinders occurs in the range of spacing ratio $S/D \geq 2$, (ii) fluid elastic vibration occurs in the range of $S/D < 2$ for the first row and $S/D < 2.3$ for the second row, and (iii) the variation of fluctuating drag coefficient and fluctuating lift coefficient corresponds to that of displacement of a vibrating cylinder.

Key Words: Vortex, Displacement, Pressure Distribution, Fluid Force, Interference, Spacing, Circular Cylinder, Fluid Elastic Vibration, Flow-Induced Vibration

1. 緒 言

近年, 一般の熱交換器, 原子炉熱交換器内の管群等の振動の対策のために, 円柱群に作用する流体力の研究, とりわけ流体力学的励振力による振動機構の解明が重要な課題となってきた。そのために円柱群まわりの流れの特性を詳細に検討することが必要である。流れの中に円柱が単独でおかれた場合に作用する流体力についての研究は従来数多く行われているが, 円柱群をよぎる流れの場合, はく離域の相互干渉が流れの状態をさらに複雑にするため, 単独円柱の場合の結果と大きく異なることが知られている。著者らは風洞測定部全幅にまたがって流れに直角に二次元円柱を等間隔に1列⁽¹⁾, 2列, 3列⁽²⁾と格子形配列に並べ, 円柱間隔比 S/D を系統的に変化させ, 円柱群まわりの円柱

の流れ特性等を詳細に調べた。しかしながら著者ら⁽¹⁾⁽²⁾の研究を含め, 従来の多くの研究は円柱群を固定支持した場合のものであり, 円柱群による円柱の振動を対象とした研究としては不十分なものであった。

円柱群による円柱の振動を対象とした研究では, 円柱間隔比は一定という条件の下, 流速を変化させ, 振動工学的観点から調べたものが多く⁽³⁾⁻⁽⁸⁾ 流体力学的特性の定量的計測結果についてはいまだその詳細が明らかにされていないのが実情である。さらに円柱間隔比による影響を調べたものは限界流速への円柱間隔比の影響を調べた田中⁽⁹⁾ による研究以外は見当たらない。

著者らはすでに, 弾性支持された円柱群まわりの円柱の流れ特性を詳細に調べる第一歩として流れに直角に円柱を1列および3列に並べた場合について報告した⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾。その中で並列1列配置の場合の流力弾性振動では流れ方向(X 方向)の振動が流れに直角方向(Y 方向)の振動に対して卓越しており, 流れに直角方向(Y 方向)の振動が支配的である渦励振とは振動の仕方が異なることを明らかにした。さらに並列3列配置の円柱の流力弾性振動では, 弾性支持された供試円柱をいずれの列に配置した場合でも流れに直角方向(Y

* 原稿受付 1996年5月20日。

^{*1} 正員, 芝浦工業大学工学部(〒108 東京都港区芝浦3-9-14)。^{*2} 正員, 三菱重工業(株)高砂研究所(〒676 高砂市荒井町新浜2-1-1)。^{*3} 准員, 三菱重工業(株)長崎造船所(〒850-91 長崎市飽の浦町1-1)。^{*4} 准員, 東日本旅客鉄道(株)(〒100 東京都千代田区丸の内1-6-5)。^{*5} 学生員, 芝浦工業大学大学院。

方向)の振動が卓越し、流れ方向(X 方向)の振動が卓越した並列1列配置の場合とは異なることを報告した。以上の結果から並列1列配置と並列3列配置の両者の流弾性振動では卓越する振動の方向が異なり、その点に注目すると円柱群の振動機構の解明のため並列2列配置についても調べることが必要である。本研究では風洞測定部全幅にまたがって流れに直角に二次元円柱を等間隔に2列に格子形配列に並べ、円柱間隔比 S/D を系統的に変化させ、弾性支持された供試円柱からの流出渦、振動変位、円柱まわりの流れ特性、および円柱に作用する流体力について詳細に調べ固定支持した場合、および弾性支持した並列1列および3列配置の場合との比較検討を行い、供試円柱が振動した状態での円柱間隔比による影響を明らかにする。

記 号

- C_D : 抗力係数
- $C_{D'}$: 変動抗力係数
- C_L : 揚力係数
- $C_{L'}$: 変動揚力係数
- C_P : 圧力係数
- $C_{P'}$: 変動圧力係数
- D : 円柱の直径
- d : 振動変位(振動の振幅)
- E_u : 変動速度の X 成分 u' のパワースペクトル
- n : 周波数
- P_s : 円柱表面の圧力
- $P_{s\infty}$: 主流の静圧
- S : 円柱の中心間距離
- St : ストローハル数
- U_∞ : 主流速度
- X, Y : 前縁より 500 mm 下流の位置に並べた円柱群中央の弾性支持した供試円柱の中心を原点とする直角座標軸で主流方向に X 軸、水平方向に Y 軸をとる
- θ : 円柱前方岐点からの角度

Fig. 1. Schema of apparatus and nomenclature

ρ : 空気の密度

2. 実験装置および実験の範囲

本実験では前報⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾と同じ風洞を用いた。モデルとなる円柱はアルミニウム製で直径 $D=20$ mm のものを用い、前縁より 500 mm 下流の位置に風洞測定部全幅にまたがって流れに直角に格子形配列に2列に固定支持し、そのうち中央に配置する円柱1本のみを供試円柱として上下方向からワイヤでつるすことによって2方向に自由度をもつ弾性支持をする。なお、図1には第2円柱を測定した状態を示す。また、第1円柱を測定する場合には第1列の中央の円柱を弾性支持する。尚、供試円柱の設置方法および円柱表面の時間平均圧力および変動圧力、振動変位、パワースペクトルの測定は前報⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾と同じ方法で行った。

本実験においてパラメータとする円柱の中心間距離 S と直径 D の比である円柱間隔比は、 $S/D=1.3, 1.5, 1.7, 2, 2.3, 2.5, 3, 4, 5, \infty$ (単独円柱) の10種類で弾性支持円柱の固有振動数は 11.25 Hz とし、レイノルズ数 $Re=9.4 \times 10^3$ のもとで行った。

3. 実験結果および考察

3・1 円柱群からの渦流出 並列2列配置の場合の円柱群から流出する渦に及ぼす円柱間隔比の影響を調べるために下流側円柱(第2円柱と表現)の中心より X 方向に $1.5D$ 、 Y 方向に $0.5D$ の位置でのパワースペクトルを図2に示す。図2は第2円柱を弾性支持した場合における第2円柱後方で測定した場合の結果で

Fig. 2. Power spectrum behind second cylinder

ある。縦軸はパワースペクトル関数 E_u で横軸は振動数 n である。パワースペクトルは、流出渦の振動数に相当する周波数で鋭いピークをもつことが知られている。図2から $S/D \geq 2$ では $S/D = \infty$ の単独円柱の場合と同様に、鋭くかつ値の大きいピークをもち、このピーク時の周波数 n が、 S/D が小さくなるにつれて高周波数領域の方に移っていく様子がわかる。このことから、本研究のような弾性支持の場合においても、 $S/D \geq 2$ では周期的な流出渦が存在し、その渦の流出振動数は円柱間隔が狭くなるにつれて高くなることがわかる。さらに $S/D \leq 1.7$ の範囲ではこのようなピークは存在せず、特に $S/D \leq 1.5$ の範囲で低周波数領域、すなわち 11 Hz 付近でややピークが見られるが、これはこの範囲では流力弾性振動が発生していることが予想され、円柱直後の流れ、すなわち近傍後流が円柱の振動変位に支配されていることを示す。以上述べた点は第1円柱を弾性支持した場合についても同じ結果となった。したがって弾性支持した円柱群においては第2円柱後方における渦流出の限界点は $S/D = 2$ であることが明らかになった。

ここでパワースペクトルで明瞭なピーク値を有し、明らかに周期的な流出渦が存在する場合について、その渦の流出振動数を円柱の直径 D と主流速度 U_∞ によって無次元化したストローハル数を求め、円柱間隔比による変化を図3に示す。図3から D/S が大きくなるにつれてストローハル数は次第に大きくなり、その変化の割合も増加している。また図中には比較のために従来報告されている代表的な結果⁽⁵⁾、および並列1列配置の結果⁽¹⁰⁾ を実線、固定支持円柱群の結果⁽²⁾ を破線で示したが、本実験の結果は従来報告されている結果に近いものであった。

3.2 円柱の振動変位 弾性支持円柱の振動変位の円柱間隔比による変化を調べるために、図4に第1円柱および第2円柱の主流方向(X 方向)および主流

Fig. 3 Strouhal number

に直角方向(Y 方向)の変位を示す。なお、図中には Connors⁽³⁾ の限界式より求めた限界流速に円柱間の間隙流速が達する範囲を図示した。図4(a)より、第1円柱の X, Y 方向の変位は、 $D/S \leq 0.5 (S/D \geq 2)$ の範囲ではほぼ一定であるが Y 方向の変位は $D/S \geq 0.5 (S/D \leq 2)$ 、 X 方向の変位は $D/S \geq 0.59 (S/D \leq 1.7)$ の範囲で急激に増加する。したがってこの振動変位は供試円柱の固有振動数に依存していることから $D/S > 0.5 (S/D < 2)$ の範囲では第1円柱は流力弾性振動が発生しているものと思われる。図4(b)に示す第2円柱の変位に関して見ると、 D/S が増加するにつれて(円柱間隔が狭くなるにつれて)、 X 方向の変位は徐々に増加し、一方 Y 方向の変位も $D/S \leq 0.33$ の範囲で増加し、 $0.33 \leq D/S \leq 0.43$ の範囲で再び減少し、 $D/S > 0.43$ の範囲で急激に増加する傾向がある。

したがって変位が再び急激に増加する $D/S > 0.43 (S/D < 2.3)$ の範囲では第2円柱は流力弾性振動が発生しているものと思われる。また第2円柱は第1円柱と比べて、 D/S が小さい値で流力弾性振動が発生していることから、第2円柱では円柱間隔が相対的に広い状態で流力弾性振動状態に入りやすいことを示している。さらに両円柱とも Y 方向の振動が卓越しており、並列3列配置の場合の振動の仕方と同じであることが明らかになった。

3.3 円柱表面の時間平均圧力分布 並列2列配置の場合における第1円柱および第2円柱の円柱表面の時間平均圧力の円周方向分布を図5に示す。縦軸に圧力係数 C_p をとり、横軸に円柱前方岐点からの角度 θ をとり、円柱間隔比 S/D をパラメータとした。図5(a)に示す第1円柱では並列1列配置と同様に圧力

(a) First cylinder

(b) Second cylinder

Fig. 4 Displacement of vibrating cylinder

分布形は円柱間隔比によらず円柱前方岐点で C_p の値は1, すなわちよどみ点となり, 単独円柱の場合の分布形と類似している。また, S/D が小さくなるにつれてよどみ点となる円柱前方岐点を除く円柱の全周にわたって C_p は低下する。しかし図5(b)に示す第2円柱では単独円柱とは異なる分布形をもつ。これは流れに平行に複数の円柱を配置した場合(直列)の研究で示されたように⁽¹²⁾, 上流側円柱のはく離せん断層が下流側円柱まわりの流れに影響を及ぼすことによるものである。直列配置の場合の従来の研究によると, 下流側円柱における C_p - θ 曲線は上流側円柱のはく離せん断層の再付着する位置で極大値を示すことが明らかにされている⁽¹²⁾。ここで第2円柱の分布形は, C_p - θ 曲線の極大となる位置の有無に関して $S/D \geq 3$ の場合と $S/D \leq 2.5$ の場合の2種類のパターンに分類することができる。第1のパターンは $S/D \leq 2.5$ のように極大値の位置が $\theta = 40^\circ \sim 60^\circ$ 付近に存在し, はく離せん断層の再付着を示す場合 [以下, 本論文では記号(I)で略記], 第2のパターンは $S/D \geq 3$ のように C_p - θ 曲線の極大値の位置が $\theta = 0^\circ$ に存在し, はく離せん断層が円柱の前方領域に巻き込まれる場合 [以下, 本論文では記号(II)で略記] である。ここでパターン(I)の代表として $S/D = 2.3$, パターン(II)の代表として $S/D = 4$ について, 第1円柱および第2円柱

Fig. 5 Time mean surface pressure distribution

を図中に同時に示した表面圧力分布を図6に示す。図6において, 第1円柱の $\theta = 180^\circ$ における C_p と第2円柱の $\theta = 0^\circ$ における C_p に注目すると, 図6のパターン(I)では両者はほぼ同じ値となり, パターン(II)では第2円柱の $\theta = 0^\circ$ における C_p は第1円柱の $\theta = 180^\circ$ における C_p より高くなっていることがわかる。これはパターン(I)は第2円柱の前面が第1円柱の死水領域に入っており, パターン(II)では第2円柱の前面は死水領域から離脱している状態を示している。

3.4 平均抗力係数および平均揚力係数 円柱に働く抗力は摩擦抗力と圧力抗力の和であるが, 本実験のレイノルズ数の範囲では, 摩擦抗力は圧力抗力と比較して十分小さく, 摩擦抗力を無視して圧力抗力を円柱に働く全抗力と考えることができる。したがって, 平均抗力係数 C_D および平均揚力係数 C_L は表面圧力の測定結果から次式により求めた。

$$C_D = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} C_p \cos \theta \, d\theta$$

$$C_L = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} C_p \sin \theta \, d\theta$$

ここで第1円柱および第2円柱の円柱表面圧力分布

Fig. 6 Time mean surface pressure distribution

Fig. 7 Drag coefficient and lift coefficient

より平均抗力係数 C_D および平均揚力係数 C_L を求め、各円柱における円柱間隔比による変化を図7に示す。縦軸は C_D および C_L で、横軸は単独円柱の結果も示すために S/D の逆数である D/S をとった。 C_L に関してはその絶対値を示した。尚、図中の矢印は流弾性振動発生位置を示す。図7(a)の第1円柱では D/S の値が大きくなるにつれ、すなわち円柱間隔が狭くなるにつれて C_D は増加し、その変化の割合も大きくなるのがわかる。平均抗力係数の変化は固定支持の場合の結果とほぼ一致した。平均揚力係数 C_L については $D/S \leq 0.5 (S/D \geq 2)$ の範囲ではほぼ零付近の値となっているが、流弾性振動状態に入る $D/S > 0.5 (S/D < 2)$ の範囲では D/S の値が大きくなるにつれて増加し、固定支持の場合とは異なり、変化もわずかである。これはこの範囲で図5(a)の表面圧力分布で $S/D=1.3, 1.5$ の場合 $\theta=0^\circ \sim 180^\circ, 180^\circ \sim 360^\circ$ の範囲で両者の分布形はわずかに対称ではなく流れの偏向が生じているようであるが固定支持の場合と比べて偏向の度合いは少ない。また図7(b)の第2円柱では固定支持の場合と同様に D/S の値が大きくなるにつれて C_D は増加し、 $0.33 < D/S < 0.4 (2.5 < S/D < 3)$ の範囲でフローパターンの違いによってステップ状に変化する。平均揚力係数 C_L については固定支持の場合では $D/S > 0.43 (S/D < 2.3)$ の範囲で増加する傾向があるが、本実験の結果は流弾性振動が発生するこの範囲では固定支持の場合と異なり図5(b)の $S/D=1.3$ の場合の表面圧力分布からも左右両側面の圧力分布の非対称性は少なく、その結果平均揚力係数 C_L

の値は小さく、第1円柱と比較して変化の割合も少なくなるものと思われる。したがって流弾性振動が発生する範囲では第1円柱、第2円柱とも固定支持の場合と比較して平均揚力係数は小さく、供試円柱を弾性支持することによって円柱左右両側面の流れの非対称性を弱める効果をもたらすものと考えられる。

3.5 円柱表面の変動圧力分布 弾性支持円柱の変動圧力は円柱の振動変位と渦流出の二つの影響を受けると考えられる。ここで、円柱の固有振動数と渦流出振動数の二つの振動数での変動圧力値を求め、図8、9に第1円柱および第2円柱表面の変動圧力の固有振動数成分と渦流出振動数成分の円周方向分布を示す。縦軸には変動圧力係数 C_p をとり、横軸には円柱前方岐点からの角度 θ をとり、円柱間隔比 S/D をパラメータとした。ただし、渦流出限界は3.1節で述べたように $S/D=2$ であることが明らかなので、渦流出振動数成分は $S/D \geq 1.7$ の範囲について示した。また、流弾性振動状態に入って、円柱が隣接した円柱と衝突した場合の結果は除いた。まず図8(a)の第1円柱の変動圧力の固有振動数成分から見ると、 $S/D \geq 2$ の範囲では C_p の値は円周方向全域にわたってほぼ零となっている。しかし、流弾性振動が発生する $S/D \leq 1.7$ の範囲では C_p は増加し $S/D=1.5$ で急激に増加していることがわかる。図8(b)の第2円柱の場合には S/D の値が小さくなるにつれ、 C_p の値は増加し、特に $S/D=1.7$ では急激に増える。一方、図9の変動圧力の渦流出振動数成分は、図9(a)の第1円柱の場合、 $\theta=0^\circ \sim 180^\circ$ の範囲では、前方岐点の $\theta=0^\circ$ から後方に行くにしたがって増加し、 $\theta=80^\circ$ 付近で最大値を示し、その後 $\theta=180^\circ$ までしだいに減少する。また円柱間隔比に対しては $S/D \geq 3$ の範囲では円柱間隔が狭くなるにつれて C_p は増加し、 $S/D=3$ で最大値に達し、その後 $S/D=2$ までは減少する。図9(b)の第2円柱については、第1円柱の分布形と著しく異

Fig. 8 Fluctuating surface pressure by natural frequency

Fig. 9 Fluctuating surface pressure by frequency of shedding vortices

Fig. 10 Fluctuating drag coefficient and lift coefficient by natural frequency

なっている。 C_D' は $\theta=0^\circ$ から急激に増加し $\theta=40^\circ$ 付近で極大値をとりその後 $\theta=180^\circ$ まで徐々に減少していく。 $\theta=180^\circ\sim 360^\circ$ の範囲においても同じである。また円柱間隔比に対しては $S/D \geq 3$ の範囲では円柱間隔が狭くなるにつれて C_D' は増加し、 $S/D=3$ で最大値に達し、そのあと S/D の値がさらに小さくなると減少する。第1円柱と第2円柱を比較すると第2円柱の変動圧力は著しく高い値を示している。

3・6 変動抗力および変動揚力 変動抗力、変動揚力の円柱間隔比による変化の様子を調べるために図10, 11に変動抗力係数 C_D' 、変動揚力係数 C_L' の固有振動数成分(NF component)と渦流出振動数成分(VF component)を示す。尚、図中の矢印は流弾性振動発生位置を示す。変動抗力係数および変動揚力係数は、変動圧力の測定結果から次式により求めた。

$$C_D' = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} C_D' \cos \theta \, d\theta$$

$$C_L' = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} C_L' \sin \theta \, d\theta$$

図10より変動抗力係数、変動揚力係数の固有振動数成分は、図10(a)の第1円柱では $D/S \leq 0.5$ ($S/D \geq 2$) では共にほぼ零付近の値で $D/S > 0.5$ ($S/D < 2$) の範囲になると D/S の値が増すにつれ急激に増加する。特に変動揚力係数は変動抗力係数に比べて変化の割合が大きく流弾性振動が発生している $D/S > 0.5$ の範囲では変動揚力係数は変動抗力係数に比べて著しく大きい値である。図10(b)の第2円柱では変動抗力係数は $0.2 \leq D/S \leq 0.33$ ($3 \leq S/D \leq 5$) の範囲はほぼ一定で $D/S > 0.33$ より増加する。変動揚力係数は $D/S \leq 0.43$ ($S/D \geq 2.3$) の範囲ではほぼ零付近の値で $D/S > 0.43$ ($S/D < 2.3$) の範囲で D/S の値が増すにつ

Fig. 11 Fluctuating drag coefficient and lift coefficient by frequency of shedding vortices

れ急激に増加することがわかる。また第1円柱の場合と同様、流弾性振動が発生している $D/S \geq 0.43$ の範囲では変動揚力係数は変動抗力係数に比べて変化の割合は大きい。著者らは既に流弾性振動が発生すると並列1列配置では、変動抗力係数が変動揚力係数に比較して大きい値となるのに対し、並列3列配置では変動揚力係数が変動抗力係数に対して大きい値となり、反対の傾向を示すことを報告した⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾。したがって並列2列配置では3・2節の振動変位の変化と同様、流弾性振動が発生すると変動揚力係数が変動抗力係数に比べて大きい値となり、並列3列配置の場合と同じ傾向を示すことが明らかになった。図4の振動変位と図10の変動抗力係数、変動揚力係数の両者を比較すると振動変位の急増する位置と変動抗力係数、変動揚力係数の急増する位置はほぼ一致し、振動変位がY方向の値が大きい時は変動揚力係数が変動抗力係数に比べて大きい結果となっている。一例として図4の第2円柱のX方向の振動数変位と図10(b)の変動抗力係数の変化もほぼ同一傾向を示している。次に渦流出振動数成分は図11(a)の第1円柱では変動抗力係数はほぼ零であるが、変動揚力係数は $D/S = 0.33$ ($S/D=3$) でピークをもつ分布形であり、渦流出が消滅する範囲ではほぼ零となる。他方図11(b)の第2円柱については、 $D/S \leq 0.4$ ($S/D \geq 2.5$) の範囲では D/S の値が増すにつれ即ち円柱間隔が狭くなるにつれて変動抗力係数、変動揚力係数は増加することがわかる。しかし $D/S = 0.4$ ($S/D = 2.5$) をこえると共に減少する。第1円柱、第2円柱とも変動揚力係数は変動抗力係数に比べて著しく大きく、またそれらの値は、図10の固有振動数成分よりはるかに大きい値を示している。さらに図11の変動揚力係数の曲線で第1円柱では $D/S = 0.33$ ($S/D=3$)、第2円柱では $D/S = 0.33 \sim 0.4$ ($S/D=2.5 \sim 3$) 付近でピーク値を示しているが、このピーク付近では円柱から流出する渦に

よる影響と隣接した他の円柱のはく離域の干渉が重なって生じているため、渦流出の変動流体力に及ぼす影響が最も大きくなることを表している。また第1円柱と第2円柱の変動揚力係数を比べると、第2円柱の方がかなり大きい値である。これは第2円柱は第1円柱の後流内に位置しており、第2円柱からの渦流出に加え上流側円柱の後流による影響を受けるため、そのような結果が生じたと考えられる。

4. 結 論

本研究では流れに直角に二次元円柱を等間隔に2列に格子形配列に並べ、すなわち並列2列配置した場合について、その各々の列の中央に配置する円柱1本のみを弾性支持し、弾性支持円柱の固有振動数およびレイノルズ数を一定の条件のもとで実験を行った。

本研究によって得られた結果を要約すれば次のとおりである。

(1) 並列2列配置の円柱群から渦が流出する円柱間隔比の範囲は $S/D \geq 2$ である。

(2) 円柱の振動変位は、円柱間隔比が狭くなるにつれて増加し、第1円柱では $S/D < 2$ 、第2円柱では $S/D < 2.3$ の範囲で流弾性振動が発生し、両円柱とも X 方向に比べて Y 方向の振動が卓越する。

(3) 第1、第2円柱においては円柱間隔比が小さくなるにつれ圧力は低下し、抗力係数、揚力係数は増加する。第2円柱の抗力係数は円柱まわりのフローパターンが変化する円柱間隔比においてはステップ状に変化し、第1、第2円柱の抗力係数とも固定支持の場合の結果にほぼ一致した。しかし揚力係数はいずれの円柱においても固定支持の場合の結果より小さい値である。

(4) 円柱表面の変動圧力分布の固有振動数成分については、流弾性振動が発生すると急激に増加する。渦流出振動数成分の変動圧力値は第1、第2円柱の順に増加する。

(5) 変動抗力係数、変動揚力係数の固有振動数成分の変化は円柱の振動変位の変化に対応して、流弾

性振動が発生すると急激に増加する。すなわち第1、第2円柱とも流弾性振動が発生すると、変動揚力係数が急激に増加する。また変動揚力係数の渦流出振動数成分は第1、第2円柱という順に大きい値となり、円柱自身からの渦流出に加え、上流側円柱の後流による影響の寄与が大きいものであることが明らかになった。

最後に本研究の遂行にあたってご協力くださいました関西電力(株)、および貴重なご助言をいただいた防衛大学校 波多野正英教授に感謝の意を表する。

文 献

- (1) 岡本史紀・佐藤徹・椎名正樹・田村誠, 円柱群まわりの流れに及ぼす円柱間隔比の影響(第1報, 並列1列配置), 機論, **60**-573, B(1994), 1568-1574.
- (2) 岡本史紀・佐藤徹・椎名正樹・田村誠, 円柱群まわりの流れに及ぼす円柱間隔比の影響(第2報, 並列2列および3列配置), 機論, **60**-578, B(1994), 3336-3344.
- (3) Connors, H. J., Ph. D. Rep., Univ. of Pittsburgh, (1969).
- (4) Blevin, R. D., Fluid Elastic Whirling of a Tube Row, *Trans. ASME, J. Press. Vessel Technol.*, **96**-4 (1974), 263-267.
- (5) Chen, S. S., *Flow-Induced Vibration of Circular Cylindrical Structures*, (1987), 303-304, Hemisphere Publishing Corp.
- (6) 田中博喜, 円柱群の流弾性振動に関する研究(多列円柱群), 機論, **46**-404, B(1980), 600-609.
- (7) Hara, F., Unsteady Fluid Dynamic Forces Acting on a Single Row of Cylinders Vibrating in a Cross Flow *Int. Conf. Flow Induced Vib.*, Paper E1(1987), 203-210.
- (8) 中村友道・藤田勝久・山口信行・坂田薫・拓殖綾夫・斉藤格, 直交二相流による管群の流体振動に関する研究(第1報, 水-空気二相流による大振幅振動の発生), 機論, **52**-473, C(1986), 252-257.
- (9) 田中博喜・高原茂・太田和秀, 円柱群の流弾性振動に関する研究(円柱間隔の影響), 機論, **49**-444, B(1983), 1668-1675.
- (10) 岡本史紀・中村友道・椎名正樹・橋本利之・山村敏之, 弾性支持された円柱群まわりの流れに及ぼす円柱間隔比の影響(第1報, 並列1列配置), 機論, **62**-598, B(1996), 2113-2120.
- (11) 岡本史紀・中村友道・橋本利之・山村敏之・愛知雅彦, 弾性支持された円柱群まわりの流れに及ぼす円柱間隔比の影響(第2報, 並列3列配置), 機論, **62**-598, B(1996), 2121-2129.
- (12) 五十嵐保・鈴木克己, 直列3本円柱まわりの流れ特性, 機論, **50**-451, B(1984), 624-631.