流れ方向振動する有限スパン長さ円柱周りの流れ*

(スパン方向の渦周波数分布)

中 村 晶^{*1}, 岡 島 厚^{*2}
玉 城 怜 士^{*3}, 木 綿 隆 弘^{*4}

The Flow around a Cantilevered Circular Cylinder with Finite Span-length under Flow-Induced In-line Oscillation (Vortex Frequency Distribution along Span Direction)

Akira NAKAMURA^{*5}, Atsushi OKAJIMA,
Ryouji TAMAKI and Takahiro KIWATA

^{*5} Institute of Nuclear Technology, Institute of Nuclear Safety System, Inc.,
64 Sata, Mihama-cho, Mikata-gun, Fukui, 919-1205 Japan

The flow-induced in-line oscillation of a cantilevered circular cylinder was experimentally studied by free oscillation tests in a water tunnel. Two hot-film probes were set in the wake of a test cylinder to measure the fluctuating velocity in the near-wake. These probes were moved along the span direction at some reduced velocities V_r . Two types of test cylinders, AR 10 with the aspect ratio of 10 and AR 21 with the aspect ratio of 21, were investigated. AR 21 with an end plate had two excitation regions against V_r but AR 10 had one excitation region. The vortex structure of the AR 21 cylinder with the end plate was the symmetrical vortex at the first excitation region and was the alternate vortex from the end of the first excitation region to the second excitation region. So, the valley between these excitation regions is caused by the characteristics of the alternate vortex. Because the vortex structure of the AR 10 cylinder was mainly symmetrical vortex at any reduced velocity, the excitation region of AR 10 is caused by the instability related to the symmetrical vortex. The vibration characteristic that was caused by aspect ratio was explained by the flow around the tip of cylinder, because AR 10 with end plate had two excitation regions. The aspect ratio of the cylinder influences the vortex structures and the characteristics of vibration.

Key Words: Flow-Induced Vibration, In-Line Oscillation, Cantilevered Circular Cylinder, Aspect Ratio, Reduced Mass-Damping Parameter, Lock-In, Symmetrical Vortex, Alternate Vortex

1. 緒 論

種々のプラント配管において内部流体の管理のため配管内に温度計など円柱状構造物を設置するが、このような構造物周りでは流れの剥離が生じて渦励振などの流力振動 (Flow-Induced Vibration) が発生する場合がある。

作動流体が液体の場合には気体の場合に比べて構造物と流体の密度比 (質量比) が小さいため換算減衰率が小さくなり、振動が励起されやすくなる。この流力振動の発生する条件を調べて構造物の損傷を防止することは重要であり、日本機械学会の「配管内円柱状構造物の流力振動評価指針」⁽¹⁾ (以下、指針) 等を用いて適切に設計する必要がある。

この一様流中の円柱に生じる流力振動、特に流れ方向 (In-line) に生じる流力振動にはまだ未解明な部分が多い。King⁽²⁾は水槽により円柱の流れ方向振動を調べ、換算流速 V_r が 1~2.5 の範囲と 2.6~3.6 の範囲で二つの励振域が生じることを示した。その渦構造の観察から、最初の励振域では対称な渦放出、第二の励

* 原稿受付 2004 年 1 月 28 日。

^{*1} 正員, (株)原子力安全システム研究所 (〒919-1205 福井県三方郡美浜町佐田 64)。

^{*2} 正員, フェロー, 金沢大学工学部 (〒920-8667 金沢市小立野 2-40-20)。

^{*3} 学生員, 金沢大学自然科学研究科 [現: (株)ダイヘン]。

^{*4} 正員, 金沢大学工学部。

E-mail: a-naka@inss.co.jp

振域では交互な渦放出を伴うことを述べた。岡島ら⁽³⁾は風洞により換算減衰率 C_n を変えて U_r に対する 2 次元円柱の流れ方向振動振幅を詳細に調べ、 $C_n > 2.5$ では両方の励振域において振動が抑制されることを示した。Okajima ら⁽⁴⁾、Nakamura⁽⁵⁾らは回流水槽により円柱の振動特性を詳細に調べ、2 次元円柱とアスペクト比が 21 のような長い有限スパン長円柱では二つの励振域が生じるが、アスペクト比が 10 より小さいと一つの励振域しか生じないことを示した。

振動特性と渦構造の関係については、Aguirre⁽⁶⁾の実験が知られている。池田⁽⁷⁾の解説によると Aguirre は第一励振域の後流の渦構造との関係に a. 抗力倍調和励振 b. 後流渦再形成 c. ロックインの 3 つの状態があることを示した。このような渦構造は振動メカニズムと密接な関係がある。さらに有限スパン長円柱のアスペクト比が円柱の振動特性に影響を与えることから、振動円柱のスパン方向に渦構造を調べることで、その励振機構の変化と有限端の影響を明らかにできると思われる。そこで本研究では、有限スパン長円柱がもつ振動特性と励振機構を明らかにするため、円柱のアスペクト比や換算流速を変えて、自由振動する円柱近傍の後流渦構造を詳細に調べた。

また、有限スパン長円柱の先端に端板をつけて振動させると、換算流速に対する円柱の振動振幅の特性は 2 次元円柱に近くなる。そこで端板つき円柱についても円柱周りの渦構造を詳細に調べ、有限端が振動振幅と渦構造に及ぼす影響を考察する。特にアスペクト比 10 円柱は一つの励振域だけが形成されるため、円柱後流に流れを分割するスプリッタープレートを設置し、振動時の後流の渦構造を制御する。アスペクト比 21 円柱の結果と合わせて、換算流速に対する渦構造の変化を考察する。

2. おもな記号

- C_n : 換算減衰率 [-]
 d : 円柱の直径 [m]
 f_c : 水中で振動する円柱の振動数 [Hz]
 f_k : 静止円柱後流の放出周波数 [Hz]
 f_w : 振動円柱後流の渦放出周波数 [Hz]
 L : スパン方向長さ [m]
 m : 流体付加質量を含む円柱の単位長さあたりの質量 [kg/m]
 m_a : 単位長さあたりの流体付加質量 [kg/m]

- m_s : 単位長さあたりの円柱の質量 [kg/m]
 Re : レイノルズ数, Ud/ν [-]
 U : 平均流速 [m/s]
 U_r : 換算流速, $U/(f_c d)$ [-]
 x : 円柱の流れ方向位置 [m]
 y : 円柱の流れ直角方向位置 [m]
 z : 円柱の長さ方向位置 [m]
 δ : 円柱の対数減衰率 [-]
 ν : 流体の動粘度 [m^2/s]
 ρ : 流体の密度 [kg/m^3]
 ϕ_b : 円柱の基本モード関数
 ϕ : 円柱の振動モード関数
 ψ : 位相差
 ξ_{rms} : 円柱先端の流れ方向変位の無次元振幅の 2 乗平均値 (root mean square), x_{rms}/d [-]

3. 実験装置と実験方法

3.1 回流水槽 実験では図 1 に示す長さ約 10.5 m、高さ約 2.0 m の循環式の回流水槽を使用し、作動流体として水を用いた。地下水槽の水をポンプにて吸い上げて、拡散・整流の順に水が流れ、縮流胴にて速度場・圧力場を一樣にした後に測定部へ水が流れていく。振動実験の前にあらかじめ測定部流路における流れの均一性や乱れ強さをピトー管や I 型熱膜プローブを用いて測定した結果、流速が $U = 1.5 \text{ m/s}$ の時の測定断面における速度分布の均一性は $\pm 0.5\%$ であり、この範囲の流れの乱れ強さは 2.0% 以下である。

3.2 試験体と試験条件 図 2(a)にはアスペクト比 $AR = 10$ ($d = 20 \text{ mm}$, $L = 200 \text{ mm}$) を設置した場合を示す。試験体はこの他にアスペクト比 $AR = 21$ ($d = 14 \text{ mm}$, $L = 300 \text{ mm}$) も用いた。円柱近傍に成長する渦をとらえるため、図 2(b)のように円柱近傍に 2 本の I 型熱膜プローブを設置した。位置の設定は、別途実施した 2 次元円柱の数値解析結果により、渦が成長・

Fig. 1 Water tunnel

剥離を行う円柱後流でかつ円柱がプローブに衝突しない箇所とした。プローブは円柱長手方向(z 方向)に移動させて円柱近傍の変動流速を計測し、その FFT 解析から卓越成分を渦放出周波数とした。ピトー管は円柱前方約 200 mm の位置に設けた流速測定部から挿入し、ピトー管背後の剥離による乱れが円柱に影響を及ぼさないよう上方に設置し、平均流速 U を計測した。 U を 0.4~2.3 m/s の範囲で増加させて換算流速を変化させた。その結果、レイノルズ数は $Re \leq 6 \times 10^4$ の亜臨界領域である。実験では流速を増速した後、振動が安定するまで 2 分程度待ち、40 秒間データを計測した。

円柱の材質は 304 ステンレスを使用した。試験体は中実構造で、円柱表面は十分に滑らかである。先端に加速度センサを埋め込み、その出力を積分することにより先端変位を求めた。試験体は鋼製の板バネによって流路壁面から片端を弾性支持され、流れ方向にのみ振動可能である。試験体は板バネにより剛体として回転の 1 次モードで振動する。Okajima ら⁽⁴⁾、Nakamura ら⁽⁵⁾の結果から並進モードで振動する 2 次

元円柱と、十分に長く片端を弾性支持した有限スパン長円柱の振動実験結果は振動範囲、振動振幅ともに良い一致を示している。また、プラント配管で用いられる温度計などの構造物は片持ちりの曲げモードで振動するため、本実験で用いた板バネによる回転モードは並進モードより実条件に近いと考えられる。

板バネは厚みの異なる数種類を用意し、試験体毎に変えて固有振動数を調整した。 δ は静水中での約 20 回の打撃試験により平均して求めた。換算減衰率は指針⁽¹⁾に従い次式により定義した。

$$C_n = \frac{2M\delta}{\rho \int_{Le} d^2(x) \phi^2(x) dx / \int_L \phi_0^2(x) dx} \quad (1)$$

ここで

$$M = M_s + M_a \quad (2)$$

$$M_s = \int_{Le} m_s(x) \phi^2(x) dx / \int_L \phi_0^2(x) dx \quad (3)$$

Fig.2 Experimental apparatus of a circular cantilever supported at single end, test cylinder with the aspect ratio of 10, unit: mm.

(a) Without end plate, $U = 1.60$ m/s

(b) With end plate, $U = 0.57$ m/s

Fig.3 Frequency of vortex shedding in the wake with fixed AR21 cylinder and phase difference between two hot-film anemometers.

4. 振動する有限スパン長さ円柱からの渦放出

4.1 アスペクト比 21 静止円柱のスパン方向渦特性

振動実験を行う前に静止円柱からの渦放出周波数を調べるため、アスペクト比 21 円柱を剛に支持し、熱膜プローブでスパン方向に円柱近傍の渦放出周波数を計測した。得られた波形から強度の強い周波数と、その周波数における 2 つのプローブの位相差を求めた結果を図 3 に示す。円柱の先端を $z = 0$ として根本方向に位置 z を定義している。また、円柱先端に直径 60mm の端板をつけて端部を回り込む流れを抑制することにより、端部の影響を減らして 2 次元性を増した場合も調べた。

図 3(a)から円柱先端近傍では、カルマン渦より低い周波数の渦が生じている。これは河村⁽⁸⁾が静止円柱先端で観察した円柱端渦と考えられ、Kitagawa⁽⁹⁾はカルマン渦放出周波数の 1/3 程度の周波数であると述べていて本実験結果と一致する。円柱の中間から根本にかけてカルマン渦が放出され、円柱左右で位相が 180° 近くずれて周波数はストローホール数に換算すると平均で $S_k = 0.22$ に相当する。実験条件でのレイノ

ルズ数は $Re = 2.1 \times 10^4$ である。図 3(b)では端板をつけることにより円柱端渦が抑制され、全体にカルマン渦が観察される。この場合 $S_k = 0.20$ であった。流速は (a)より遅く、 $Re = 7.3 \times 10^3$ である。

4.2 アスペクト比 21 振動円柱のスパン方向渦特性

有限スパン長さ円柱の振動特性はアスペクト比により影響され、円柱のアスペクト比が大きくなるとこの有限端の影響は相対的に小さくなる。まずアスペクト比 21 の円柱を弾性支持し、自由振動実験により換算流速に対する振動特性を調べた結果を図 4 に示す。

アスペクト比 21 円柱では流れ方向振動に二つの励振域が現れる。第一励振域は $Vr = 1.2 \sim 2.4$ の範囲で生じ、第二励振域は $Vr = 2.5 \sim 3.0$ の範囲で生じる。図中の矢印が示してある換算流速において、同時に渦放出周波数をスパン方向に調べた結果を図 5 に示す。

図 5(a)から、第一励振域の開始直後である $Vr = 1.28$ において円柱近傍の渦は、円柱の振動数に同期 (lock-in) して位相差が小さい対称渦が円柱先端近傍に現れ、先端から 100mm より根本側では位相差が 180° 近くである交互渦であることが分かる。この交互渦の周波数は円柱の振動数の分調波とは異なり、ほぼ静止円柱から自然発生する渦放出周波数であるので、図中にはカルマン渦と記してある。第一励振域で振動振幅が増加する途中である $Vr = 1.77$ では、円柱の先端から中心にかけて、円柱の振動数に同期して位相差が小さい対称渦が生じている。

振動振幅の谷である $Vr = 2.45$ では円柱全長に渡り、円柱の振動数の 1/2 に同期して位相差が 180° に近い交互渦が観察される。そして図 5(c)(d)においては円柱のほぼ全長に渡り、円柱の振動数の 1/2 に後流の渦放出周波数が引き込まれる状態、すなわちロックイン現象が生じていることが分かる。第二励振域である $Vr = 2.80$ ではスパン方向全体にわたって同期して渦放出が

Fig.4 Vibration amplitude of the AR21 cylinder against reduced velocity at $Cn = 0.43$. Arrows show the points when the vortex frequencies are measured.

Fig.5 Frequency of vortex shedding in the wake with the vibrating AR21 cylinder and phase difference between two hot-film anemometers.

生じ、円柱の振動数の $1/2$ の交互渦が安定して現れる。

このように換算流速に対する変化を見ると、第二励振域はロックインが生じて交互渦だけが観察されることに對し、第一励振域では円柱の先端側に対称渦が現れる。

4・3 端板のあるアスペクト比 21 振動円柱のスパン方向渦特性 つぎにアスペクト比 21 の円柱先端に直径 60mm の端板をつけて端部の流れを抑制することにより、円柱の振動特性を 2 次元円柱の特性に近づけて実験した。換算流速に対する振動振幅を図 6 に示す。図中の矢印をつけた換算流速においてスパン方向に渦放出周波数を調べた結果を図 7 に示す。

$Vr = 1.2 \sim 2.2$ は第一励振域、 $Vr = 2.3 \sim 2.4$ は振動の谷、 $Vr = 2.5 \sim 3.2$ は第二励振域である。第一励振域の

Fig. 6 Vibration amplitude of the AR21 cylinder with the end plate against reduced velocity at $Cn = 0.47$. Arrows show the points when the vortex frequencies are measured.

開始直後である $Vr = 1.22$ では、円柱近傍の渦は円柱の振動数の $1/4$ に同期して、位相差が 180° 近くの交互渦が観察される。第一励振域で振動振幅が増加する途中である $Vr = 1.79$ では、円柱の先端から $1/3$ までの間は振動数に同期して位相差が 0° 近くの対称渦が生じている。これより根本側は静止円柱のカルマン渦放出周波数に近い周波数を持つ交互渦が生じている。振動振幅が第一励振域のピークにさしかかった $Vr = 2.01$ では、渦放出周波数は円柱の振動数の $1/2$ に近くなるが、完全には同期せず、時間的に変動する不安定な状態となる。振動振幅の谷が始まる $Vr = 2.24$ では全体にロックインが生じて円柱の振動数の $1/2$ に同期する交互渦となり周波数が安定する。

振動振幅が急減して谷を形成する $Vr = 2.40$ では、渦放出周波数が円柱の振動数の $1/2$ に同期する交互渦が生じる。第二励振域である $Vr = 2.50 \sim 3.30$ の間では、渦放出周波数は換算流速の影響をほとんど受けず、スパン方向全体にロックインが生じて円柱の振動数の $1/2$ に同期する交互渦が生じる。

このように換算流速に対する変化を見ると、第二励振域はロックインが生じて交互渦だけが観察されることに對し、第一励振域はより複雑な挙動を示す。最も興味深いことは、振動振幅の谷の間は振幅が急減するにも関わらず安定した交互渦が生じており、谷の前後ではロックインが生じて渦放出周波数は振動数の $1/2$ に同期していることである。対称渦と交互渦の切り替わりは $Vr = 2.0$ で生じ、振動振幅の谷から第二励振域にかけては渦構造の変化が全く観察されない。従

Fig. 7 Frequency of vortex shedding in the wake with the vibrating AR21 cylinder with the end plate and phase difference between two hot-film anemometers.

って、谷が生じる原因は交互渦自体が有する振動特性によると考えられる。

4.4 アスペクト比 10 振動円柱のスパン方向渦特性 次にアスペクト比 10 の円柱について換算流速に対する振動振幅を調べた結果を図 8 に示す。

アスペクト比が 10 になると振動振幅は $V_r = 1.2 \sim 3.2$ の範囲で一つの励振域を形成し、谷の部分が生じなくなる。図 8 中の矢印で示した換算流速におけるスパン方向の渦放出周波数を図 9 に示す。 $V_r = 1.41$ の場合は、先端から根本近傍まで渦放出周波数は円柱の振動数に同期して位相差が少なく、対称渦が放出されている。端板つきアスペクト比 21 円柱で $V_r = 1.37$ の場合である図 7(b)では先端から中央にかけて対称渦が放出されたことと異なる。

$V_r = 1.77$ の場合である図 9(b)では円柱先端近傍に円柱の振動数の 1/2 に同期した渦が生じ、円柱の根本にかけて円柱の振動数に同期した対称渦が見られる。端板つきアスペクト比 21 円柱で $V_r = 1.79$ の場合である図 7(c)では円柱先端から中央までは対称渦、中央から根本ではカルマン渦が観察されることに対し、アスペ

クト比 10 円柱でカルマン渦が見られないことが異なる。

端板つきアスペクト比 21 円柱で $V_r = 2.24$ からは対称渦が見られなくなることにに対し、アスペクト比 10 円柱では $V_r = 2.19, 2.49$ では対称渦が先端側に生じ、中央から根本側に円柱の振動数の 1/2 に同期する交互渦が生じる。すなわち、アスペクト比が小さくなることにより第二励振域が見られなくなると同時に、対称渦が生じる換算流速範囲が広がっている。

5. 考 察

5.1 アスペクト比 10 振動円柱に端板を付けた場合と後流にスプリッタープレートを設置した場合 円柱後流の渦構造を変えることによる振動特性を比較するため、図 10 のようにアスペクト比 10 円柱に直径 60mm の端板をつけた場合と、後流に長さ 200mm のスプリッタープレートを設置した場合を調べた。端板は円柱先端を回り込む流れを抑制する。また、Aguirre⁽⁶⁾、岡島ら⁽¹⁰⁾の研究から、スプリッタープレートを円柱後流に設置することで流れを左右に分け、交互渦の発生を抑制して対称渦を伴う励振で振動するようにできるこ

Fig.8 Vibration amplitude of AR10 cylinder against reduced velocity at $C_n = 0.20$. Arrows show the points when the vortex frequencies are measured.

Fig.10 AR10 cylinder with the end plate (left), and with the splitter plate in the wake (right).

Fig.9 Frequency of vortex shedding in the wake with the vibrating AR10 cylinder and phase difference between two hot-film anemometers.

とが知られている。振動振幅を比較するため、どの場合でもほぼ $C_n=0.3$ 程度となるように調整した。振動実験結果を図 11 に示す。

アスペクト比 10 円柱が一つの励振域を形成するのに対し、端板つきアスペクト比 10 円柱は $V_r = 2.2 \sim 2.4$ の範囲で振動振幅が減少して谷が生じ、 $V_r = 2.5 \sim 3.3$ の範囲で第二励振域を形成する。一方、スプリッタープレートを設置したアスペクト比 10 円柱では、 $V_r = 1.2 \sim 3.2$ の範囲で一つの励振域を形成する。この場合、通常のアスペクト比 10 円柱に比べて振幅は大きくなっている。

このスプリッタープレートを設置した場合を中心に図 11 の他の場合と比較して、振動特性と渦構造との関係を考察する。通常のアスペクト比 10 円柱では振動開始直後の $V_r = 1.2$ 近傍でスプリッタープレートを設置した場合より振動振幅がわずかに増加する。この振動振幅が肩を持つ状態は図 6 の $V_r = 1.22$ の場合でも見られることから、この換算流速では図 7(a) のように円柱の振動数の 1/4 に同期する交互渦が生じていると考えられる。 $V_r = 1.2 \sim 2.0$ の範囲で振動振幅はどの場合も一致しており、対称渦を伴う励振であることが分かる。 $V_r = 2.0 \sim 2.2$ の範囲では、スプリッタープレートにより対称渦だけが生じる場合に比べて他の場合は振幅が小さくなる。これはスプリッタープレートがないと、図 9(c) のように円柱の根本側で対称渦から円柱振動数の 1/2 に同期する交互渦へと渦構造が変化するためと考えられる。4.3 で考察したようにこの交互渦は振動の谷を形成する特性を有していることから、振動振幅を抑制する影響を及ぼすと考えられる。

端板つきアスペクト比 10 円柱では $V_r = 2.2 \sim 2.4$ の範囲でさらに振幅が小さくなる。これは端板付きアス

Fig.11 Vibration amplitude of the AR10 cylinder against reduced velocity: ○, without end plate and splitter plate; ◇, with the end plate; △, with the splitter plate.

ペクト比 21 円柱で図 7(e)(f)に現れているように、円柱振動数の 1/2 に同期する交互渦が生じ、交互渦が持つ振動特性により振幅が減少し、振動振幅の谷が現れる。通常のアスペクト比 10 円柱とスプリッタープレートを設置したアスペクト比 10 円柱では、交互渦に比べて対称渦を伴う励振機構が支配的であるために谷が現れず、また第二励振域が形成されない。

端板があれば流れの 2 次元性が増すため、端板付きアスペクト比 10 円柱はアスペクト比 21 円柱と同様に $V_r = 2.5 \sim 3.3$ の範囲で第二励振域を形成するようになる。この場合、図 5(d), 図 7(g), (h) のように円柱振動数の 1/2 に同期する交互渦が励振していると考えられる。

5.2 振動円柱周りの渦形態 ここまでの実験結果から、端板を付けて流れの 2 次元性を増して、十分に長い円柱と見なすことができる場合に生じる渦構造を換算流速に対して整理して表 1 に示す。

このような励振域と渦構造の関係は、Aguirre⁽⁶⁾による並進 2 次元円柱の考察とよい一致を示す。2 次元円柱の特性に対し、アスペクト比 10 円柱は先端近傍の流れの影響により交互渦の発生が抑制され、図 8 のように一つの励振域を形成する。すなわち(3)~(6)のような交互渦による振動特性の変化が見られなくなる。これが最も顕著に表れるのが、スプリッタープレートを設置した場合であり、図 11 のように大きな単一の励振域だけが現れる。

6. 結 論

有限スパン長さ円柱の流れ方向の流力振動特性と渦構造の関係に注目して、円柱近傍の変動流速から円柱後流の渦放出周波数と円柱左右での位相差をスパン方向に調べた。2 次元円柱の振動特性に近いアスペクト比 21 の円柱と有限スパン長さの影響が大きいアスペ

Table 1 Oscillation regions and vortex structures against reduced velocity with a long cantilevered cylinder.

	Reduced velocity	Oscillation region	Vortex frequency	Phase difference	Vortex Structure
(1)	$V_r \approx 1.2$	First region	$f_c / 4$	180°	Alternate
(2)	$1.4 < V_r < 2.0$		f_c	0°	Symmetrical
(3)	$2.0 < V_r < 2.2$		$f_c / 2$,	180° , unstable	Alternate
(4)	$2.2 < V_r < 2.4$		Unstable		
(5)	$2.4 < V_r < 2.5$	Valley	$f_c / 2$	180°	
(6)	$2.5 < V_r < 3.2$	Second region			

クト比 10 の円柱の結果から、次の結論を得た。

(1) アスペクト比 21 円柱の場合、対称渦と交互渦という渦構造は換算流速に従って変化し、 $V_r = 2.0$ で入れ替わる。しかし渦の変化に際して振動振幅の急変は見られない。第一励振域の終わりに振動振幅の谷を経て第二励振域にかけて交互渦が生じるが、渦構造は変化しない。従って振動振幅の谷は交互渦自体の流体力振動特性によって生じる。

(2) アスペクト比 10 円柱の場合、換算流速が変化しても常に円柱振動数に同期した対称渦が生じており、端板つきアスペクト比 21 円柱に比べて交互渦の作用が弱いことが分かる。そのため、対称渦を伴う励振機構の流体力振動特性により一つの励振域のみが生じる。

(3) アスペクト比 10 円柱の後流にスプリッタープレートを設置して交互渦の発生を抑制すると、振動振幅は換算流速に対して一つの励振域を生じ、振幅はスプリッタープレートを設置しない場合よりも大きくなる。すなわちアスペクト比 10 円柱で $V_r = 2.2$ から見られた、円柱の根本側に生じる円柱振動数の $1/2$ に同期した交互渦が対称渦による励振を抑制していたと考えられる。

(4) アスペクト比 10 円柱の先端に端板をつけると、端部を回り込む流れを抑制して 2 次元性が増す。これにより交互渦が強められ、交互渦の流体力振動特性により谷が生じ、第二励振域を形成するようになる。円柱の振動に対するアスペクト比の影響はこの端部の流れに起因する。

文 献

- (1) 日本機械学会, 配管内円柱状構造物の流体力振動評価指針 JSME S 012, 1998.
- (2) King, R., Prosser, M. J. and Johns, D. J., On Vortex Excitation of Model Piles in Water, *Journal of Sound and Vibration*, 292, pp.169-188, 1973.
- (3) 岡島厚ほか 4 名, 円柱および矩形柱の流れ方向流体力振動特性, 日本機械学会論文集 B 編, 65 巻, 635 号, pp.10-17, 1999.
- (4) Okajima, A., Kosugi, T. and Nakamura, A., Experiments on Flow-Induced In-Line Oscillation of a Circular Cylinder in a Water Tunnel (1st-Report, The Difference on the Response Characteristics When a Cylinder is Elastically Supported at Both Ends and Cantilevered), *JSME International Journal, Series B, Fluids and Thermal Engineering*, Vol. 44, No. 4, pp.695-704, November 2001.
- (5) Nakamura, A., Okajima, A., and Kosugi, T., Experiments on Flow-Induced In-Line Oscillation of a Circular Cylinder in a Water Tunnel (2nd Report, Influence of the Aspect Ratio of a Cantilevered Circular Cylinder), *JSME International Journal, Series B, Fluids and Thermal Engineering*, Vol. 44, No. 4, pp.705-711, November 2001.
- (6) Aguirre, J. E., Flow-Induced, In-line Vibrations of a Circular Cylinder, Doctoral Dissertation, Imperial College of Science and Technology, London, 1977.
- (7) 池田孝志, 流れ方向流体力振動に関する対称渦放出と後流周波数の関係, 日本原子力学会誌, Vol.43, No.10, 2001.
- (8) 河村隆雄ほか 4 名, 平板上に設置された有限長円柱まわりの流れ (円柱長が乱流境界層厚さを超える場合), 日本機械学会論文集 B 編, 50 巻, 450 号, pp.332-341, 1984.
- (9) Kitagawa, T., Effects of Free-end Condition on End-cell-induced Vibration, *Journal of Fluids and Structures*, Vol.13, No.4, pp.499-518, 1999.
- (10) 岡島厚ほか 3 名, 円柱構造物の流れ方向振動, 日本流体力学会年会'98 講演論文集, pp.71-72, 1998.