直交流を受ける管群振動に関する実験的研究*

(第1報, 狭いすきまからの直交流の場合)

藤田 勝久**, 伊藤 智博**, 河野 範夫***

Experimental Study on the Vibration of Circular Cylinders Subjected to Cross Flow

(1st Report, Case of Cross Flow Jetted from a Narrow Gap)

Katsuhisa FUJITA, Tomohiro ITO, and Norio KOHNO

The vibration phenomena of circular cylinders subjected to a cross flow which is not uniform but jetted from a narrow gap are made clear experimentally in this paper. The fundamental test apparatus was manufactured for investigating the flow-induced vibration of circular cylinders, and the vibrational behaviours of circular cylinders were measured by means of taking the number of cylinders, the relative position of the cross flow jetted from a narrow gap, and fluid density as the test parameters. As a result, it is found that the vortex shedding vibration phenomena and the fluid elastic vibration one are recognized in circular cylinders subjected to the cross flow jetted from a narrow gap, as well as in the case of the uniform flow, and that particular vibrational phenomena which are not observed in the uniform flow exist in the gap flow.

Key Words: Flow-induced Vibration, Circular Cylinders, Gap Cross Flow, Vortex Shedding Vibration, Fluid Elastic Vibration

1. 緒 言

管群に一樣な直交流が作用するとき, ある流速になると後流渦によって管群は大きな振動振幅で振動する。さらに, 流速が上昇すると, ある限界流速以上で管群は動的に不安定な状態になり, 大振幅のふれまわり振動が生ずる。このような振動現象についてはすでに多くの研究報告があり, 実験的研究では先駆的研究として Connors⁽¹⁾, 最近ではたとえば Weaver ら⁽²⁾の研究があげられる。また, 理論的研究としては Blevins⁽³⁾, Chen ら⁽⁴⁾, Paidoussis ら⁽⁵⁾, Tanaka ら⁽⁶⁾などの研究があげられる。しかしながら, 後流渦振動と不安定な振動すなわち流力弾性振動との関連および各々の発生限界については実験的に明確にされたとはいいがたい。また, 理論的にも, 流力弾性振動については, 変位メカニズム説と速度メカニズム説が提案され⁽⁷⁾, 限界流速の推定についても減衰比の影響度合に諸説が存在する⁽⁸⁾。

特に, 管群に作用する直交流が一樣流でなく, 狭いすきまからの直交流(以下, 噴流とも呼ぶ)になった場合についての研究例は少ない。わずかに, Connors ら⁽⁹⁾のシェルと管群との間を高速で流れるすきま流による管群振動の研究, Fujita ら⁽¹⁰⁾や Johnson ら⁽¹¹⁾の原子炉内でのバツフル板のすきま流による燃料棒群振動の研究や江口・矢川⁽¹²⁾のすきま流の圧損の研究などがあるのみである。

それゆえ, ここでは, 非常に狭いすきまから流出する直交流(噴流)による管群の振動現象を, 管群の本数, 管群と噴流の相対位置, 流体密度の影響などをパラメータにとり実験的に解明し, 興味ある結果が得られたので, この方面の研究の新たな進展を期待することもあつて, 第1報として報告する。

2. 実験方法

2.1 実験装置 図1に実験装置の全体についての写真を示す。図1の中央が供試体の管群を入れたきょう(筐)体であり, 左手にわずかに見えているのが円筒形の脈動などの乱れを除去する装置である。この装置の左手に, 図1に示されていないが, 15 m³/min, 45 mAq のポンプまたは 50 m³/min, 1 mAq のプロワが据え付けられた。写真の右端は出口配管を示し, 流体

* 昭和61年8月21日 第938回講演会において講演, 原稿受付 昭和61年2月17日。

** 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)。

*** 三菱原子力工業(株) (〒105 東京都港区芝公園2-4-1)。

が水の場合はフロワ下的水槽に流量調整バルブを通じて放出される構造になっている。空気の場合はそのまま大気に放出した。流量は出入口のバルブによって調節し、マノメータまたはフローメータで求めた。使用流体は常温常圧の水および空気を用いた。

2.2 供試管群 供試管群は図2に示す7×6の正方配列で、管自身は剛体として振動するようにし、管の両端を細い弾性棒で支持する構造とした。この細い弾性棒をリングで支持することにより、両端ピン支持の状態を模擬した。管の固有振動数はリングの支持間隔を変えることにより調整し、減衰比は両端に取

表1 供試管群の諸元

Items	Explanation
Rod Array	7 × 6 In Line
Number of Spans	1 Span
Diameter of Rod	16mm
Gap (h)	0.68 mm
Pitch Ratio	1.325
l	2.4 mm
δ	0, 5.7, 8.0, 10.6 mm
Rod Material	Aluminum
Fluid	Water or Air

図1 実験装置の概要

(a) 管群配列 (b) 断面図

図2 供試管群部の断面とその配列

付けた二重円筒のアニユラス部に粘性の大きい流体を満たし調節した。表1に供試管群の諸元を示す。管の直径は16mmで、すきまからの直交流の中心線が管群に対して直撃する場合($\delta=0$ mm), 直撃に対して45°の位置に相当する場合($\delta=5.7$ mm), 接線位置に相当する場合($\delta=8.0$ mm) および管と管のちょうど中央を通り抜ける場合($\delta=10.6$ mm) の4種類に変化させた。なお管の固有振動数は空中で約30 Hzを基準とした。

3. 実験結果

3.1 管群の本数の影響 図3にすきまからの直交流(噴流)が管に作用する相対位置 δ をパラメータとして振動現象の相違を検討した。図3(a)は1本の管の場合を示す。噴流が管を直撃する場合($\delta=0$)では、流速を増加させるとある流速以上になると管は急激に発散状の振動を起こすことがわかる。このときの振動の加速度周波数スペクトルと管の振動変位軌跡を図4(a)に示すが、これは図3(a)のA点に一致す

(a) 1本の管の場合

(b) 一列管(7×1)の場合

(c) 多列管(7×6)の場合

図3 噴流と管群の相対位置 δ および本数が管群振動に与える影響(水の場合)

る。一方、噴流が管に対して 45° の角度の位置で作用する場合 ($\delta=5.7$ mm) と管と管の中央を通り抜ける場合 ($\delta=10.6$ mm) では、流速を上昇させるとある流

図4 1本の管の加速度周波数スペクトルと振動変位軌跡

図5 噴流による単一管と上方壁面とによる不安定な振動現象 ($\delta=5.7, 10.6$ mm)

図6 多列管 (7×6) の加速度周波数スペクトルと振動変位軌跡

速で管は振動しはじめ、さらに上昇させると振動が小さくなる後流渦によると考えられる振動ピークが存在する。さらに流速を上昇させると再び振動が激しくなり、管と壁面が衝突振動を行うことが認められた。図3(a)のB点のスペクトルと振動軌跡を図4(b)に示す。この場合の振動軌跡は非常に安定しており、同一軌跡上で振動する安定な振動である。一方、C点では管が壁面に準静的に吸い寄せられ(これをベルヌーイ効果と呼ぶことにする)、図5に示すような4段階の挙動を経て不安定な衝突振動を繰返すと考えられる。すなわち、図5(a)では管の前面と後面に作用する圧力は、別途計測した流速分布の大小から判断して $P_0 > P_1$ であると考えられ、管は前面の壁のほうへ図5(b)のように移動させられる。このようになると壁面と管のすきまは狭くなって流速が増し、動圧は低下するのでますます管は壁面へ移動し、ついに図5(c)のように管は前方の壁面に接触するようになる。この

ようになると前面の圧力は回復し、 $P_0 < P_1$ となり、管の弾性体としての復元力との合計により管は壁面より離れはじめる。そして、図5(d)のように管は移動し壁面から最遠点に達した後、再び $P_0 > P_1$ となるとともに管の逆方向の復元力により再び図5(a)の状態に戻ると考えられる。このような不安定な振動が図3(a)のC点で繰返されていると考えられる。このような現象はギャロッピング現象に似ており、流体と管の相対位置の変化による流体力の変動を考慮し、負減衰になる流速を求めることにより安定判別が可能と考えられる。

図3(b)の一系列管の場合にも、 $\delta=0$ の直撃のときには1本の管の場合と同様、ある流速以上になると急に振動が大きくなることがわかる。一方、 $\delta=5.7$ mm や 10.6 mm のように噴流が管に対してある距離だけ偏心して作用する場合、やはり1本の管の場合と同様一度ある流速でピークの振動を示した後、最終的に不安定な振動状態になることが観察される。

図3(c)の多列管 (7×6) の場合も図3(a), (b) と同様の傾向を示す。ただし、発散状の不安定な振動は一系列管および多列管のように管群としてその本数が増すに従って管が壁面に吸い寄せられるベルヌーイ効果は小さくなり、壁面と管の相互作用より管どうしの相互作用のほうが激しくなるこ

(a) $\delta=0$ mm(D点, $V_j=5.8$ m/s) (b) $\delta=10.6$ mm(E点, $V_j=3.0$ m/s) (c) $\delta=10.6$ mm(F点, $V_j=8.5$ m/s)

図7 噴流による多列管群(7×6)の振動加速度についての時刻歴波形

とが認められた。図6(a)に図3(c)の $\delta=0$ mmの時のD点の加速度周波数スペクトルと振動変位軌跡を示す。また、図6(b)のE点の振動軌跡は時間的に非常に安定しており、ほぼ同一の軌跡上で振動していることがわかる。一方F点では管どうしの衝突振動も伴い非常に不安定である。これらの各点における時刻歴波形を観察した結果を図7に示す。D点では比較的正弦波状であるが振幅は時間的に非定常である。E点では揚力および抗力方向共に正弦波状であり、時間的にも振幅は定常で変化がない。一方、F点では振動加速度が大きく、管どうしの衝突現象も伴っているため振動波形はかなり乱れている。これらの振動ピークのうちE点は管後方に生ずる後流渦による強制的振動と考えられる。なお、 $\delta=8.0$ mmの場合は、 $\delta=5.7$ mmの場合とほとんど同じ振動挙動を示した。

3.2 管の減衰比の影響 図8は管の両端に取付けた二重円筒のアニュラス部に粘性の大きい流体を満たし、減衰比を2~8%までの数段階に変化させた場合の管の振動挙動の変化を示す。図8(a)の1本の場合のピークについて、後流渦励振と考えて管の実測応答振幅を検討すると、減衰比による応答倍率に比例して増減していることがわかる。また、図8(b)の一系列管の場合の低流速のピークは減衰比の増大とともに共振領域幅が小さくなり、ピークの立上がり流速は1本管に比べて上昇傾向にあることがわかる。また、高流速では振動が激しくなる立ち上がり点の流速も減衰比の増大とともにわずかに上昇することがわかる。

3.3 管の長さの影響 図9は管に働く流体の作用長さ L を変化させた場合の管の振動挙動の変化を示す。図9(a)は1本の管の $\delta=5.7$ mm位置で噴流が作用する場合を示し、後流渦による強制的な振動応答としての管の振幅を求めると、流体作用長さに比例して増大することがわかる。横軸は、代表寸法長さ L_0 で L を無次元化している。

図9(b)は一系列管の場合について、高流速域での発散状の不安定な振動に関し、 L の影響を検討した結果を示す。実験値が $V_j^2 h L = \text{一定}$ (V_j : 噴流の流速) の関係にほぼ従うことがわかる。

3.4 流体密度の影響 流体密度 ρ が管の振動挙

(a) 1本の管の場合($\delta=5.7$ mm) (b) 一系列管の場合($\delta=5.7$ mm)

図8 管の減衰比が管の振動挙動に与える影響

(a) 1本の管の場合

(b) 一系列管の場合

図9 管の長さが管の振動挙動に与える影響

動に与える影響を上述の水の代わりに空気を使って検討した。図10は管に対する噴流の作用位置 δ を変化させ、1本の管と多列管での振動応答を比較した。図3(a), (b)の流体が水の場合と比較すると、水の場合 $\delta=5.7$ mmおよび 10.6 mmで認められた低流速域での振動ピークが認められない。これは後流渦による励振と考えるとき、流体力は両者の密度比により約1000分の1になっているため振動ピークとして顕在化しなかったと考えられる。また、高流速域での発散状の不安定な振動の発振流速は水に比べて空気の場合、はるかに高くなっていることがわかる。

3.5 管の質量の影響 図3に示す多列管における発散状の不安定な振動の発生限界流速に与える管の質量の影響を検討した。図11はすでに報告した文献(10)に従い、横軸に $(m\delta_0/\rho D^2)^{1/2}$ をとり、縦軸に $(V_j^2 h)^{1/2}/f D^{3/2}$ をとり、振動発生流速 V_j と管の質量 m の関係を示す。ここに h はすきま幅、 D は管の直径、 ρ は流体密度、 δ_0 は管の対数減衰率、 f は管の固有振動

数である。管の質量を変えたことにより、 f も変化している。

3.6 管の固有振動数の影響 図12は、多列管について噴流の管に対する位置が $\delta=5.7$ mm の場合に関し、管の固有振動数の変化が管の振動応答特性に与える影響を示す。管の支持点距離を変化させることにより振動数を変化させた。図12より、発散状の不安定な振動の発生限界流速は、管の固有振動数の増大とともに大幅に増加していることがわかる。

4. 考 察

以上の実験結果より、狭いすきまからの直交流によって生ずる管の振動は、直交流が管に作用する相対位置によって異なるが、低流速域の振動ピークと高流速域での発散状の不安定振動現象が認められた。図13は横軸に噴流が管に作用する相対位置 δ をとり、縦軸にすきま出口における直交流の流速をとり、低流速域の共振ピークと発散状の不安定振動の発振流速を示す。

これらの低流速域で認められる振動ピークは一樣流中の管群でみられる後流渦による共振現象と同一であ

るかどうかを検討する。狭いすきまからの直交流の速度分布を次式に示す Albertson によって示された式⁽¹³⁾を用いて振動ピーク時のストローハル数を計算した。

$$\frac{V}{V_j} = \left(\frac{h}{\sqrt{\pi} C_1 x} \right)^{1/2} \exp \left\{ -\frac{y^2}{2 C_1^2 x^2} \right\} \quad \cdots \cdots (1)$$

ここに h はすきま幅、 C_1 は実験に基づく係数 (文献(13)による $C_1=0.109$ を用いた)、 x は噴流のコア領域、 y はすきまより下流方向の座標を示す。なお、この場合管が存在しないとして管を通過する流速を推定した。表2にこの逆算したストローハル数を示す。1本の管の場合約0.2であり、一列管、多列管では0.2より小さい値になっていることがわかる。一般に一樣流中の管群に対するストローハル数はピッチ比の関数になっており、本モデルの多列管の場合、文献(14)、(15)によればストローハル数は0.2以上になると報告されている。実験値が小さくなっているのは、管の存在による流速分布の推定精度にも一因があると考えられる。

以上の検討より、狭いすきまからの直交流による低

図10 低密度流体 (空気) の場合の振動応答 (1本の管と多列管の場合)

表2 低流速域での振動ピーク時のストローハル数の比較

Number of Rods	δ mm			
	0	5.7	8	10.6
Single Rod	—	0.21 (3×10^4)	0.19 (2.8×10^4)	0.19 (2.8×10^4)
Single Row	—	0.13 (3.9×10^4)	—	0.16 (3.2×10^4)
7 x 6 Array	—	0.16 (3.3×10^4)	—	0.18 (2.8×10^4)

() ; Reynolds No.

図11 管の質量が不安定振動の発振流速に与える影響

図12 管の固有振動数が管の振動応答に与える影響

図13 すきまからの直交流の位置 δ が管の振動発生流速に与える影響の比較

図 14 狭いすきまからの直交流（噴流）による管群の流力弾性振動の発生限界

流速域の振動ピークは、後流渦による振動と考えられる。これは、図3のB点およびE点に相当する図4、6の振動軌跡が時間的に比較的安定していることから、後流渦による振動であることが裏付けられる。一方、高流速域における発散状の不安定な振動では、ストローハル数は0.05程度とかなり小さく、この振動は後流渦による共振現象と考えられない。特に管が1本の場合、流体と管の相対位置変化によるギャロッピング現象に近く、管本数が増加するに従って管群と流体の相互作用による不安定な振動すなわち流力弾性振動になると考えられる。

一樣流における管群においては、流速を徐々に増加させるに従って後流渦振動が生じ、その後不安定な流力弾性振動に突入することがよく知られている。狭いすきまからの直交流による管群振動においても同様に高流速域では一種の流力弾性振動が生ずることがわかった。ここでは Connors⁽¹⁾、Blevins⁽²⁾が提案した一樣流に対する次式、

$$\frac{V}{fD} = K \left[\frac{m\delta_0}{\rho D^2} \right]^{1/2} \quad (2)$$

を拡張して、著者らがすでに報告⁽¹⁰⁾したつぎの式が狭いすきまからの直交流による管群振動の場合に適用できると考える。

$$\frac{\sqrt{V_j^2 h}}{f D^{3/2}} = K' \left[\frac{m\delta_0}{\rho D^2} \right]^{1/2} \quad (3)$$

ここに、 K, K' は比例定数である。

前述の実験データについて、横軸に質量減衰パラメータ $m\delta_0/\rho D^2$ をとり、縦軸に無次元流速 $(V_j^2 h)^{1/2}/f D^{3/2}$ をとって図14に示すごとく整理した。図14において、流体を水と空気とに変化させることにより密

度 ρ をパラメータにして $m\delta_0/\rho D^2$ を変化させたときの振動発生限界式の Best Fit Line は、 $\sqrt{(V_j^2 h)_{\text{eff}}}/f D^{3/2} = 5(m\delta_0/\rho D^2)^{0.4}$ となった。また、質量などをパラメータにして $m\delta_0/\rho D^2$ を変化させた場合、 $\sqrt{(V_j^2 h)_{\text{eff}}}/f D^{3/2} = 6(m\delta_0/\rho D^2)^{0.5}$ となった。さらに減衰を変化させた場合は、使用流体が水の実験結果であるが、 $(m\delta_0/\rho D^2)$ の指数が0.5よりはるかに小さくなった。なお、ここで添字の $()_{\text{eff}}$ は管に作用する流体の有効長さも考慮することを意味する。

5. 結 語

(1) 狭いすきまからの直交流によっても、一樣流中の管群に認められる後流渦振動と流力弾性振動と同じ現象であると考えられる管群振動が生じることがわかった。特に1本の管でも、一樣流中では生じないと考えられる一種の流力弾性振動が認められた。

(2) 流体の密度が空気から水のように高密度化すると、後流渦振動が明確になる。

(3) 狭いすきまからの直交流による管群の流力弾性振動では、特に1本の管の場合一樣流では認められないベルヌーイ効果により管が壁面に吸い寄せられ、振動現象が複雑化することがわかった。すなわち、1本の管の場合の流力弾性振動はギャロッピング現象に似ており、一列管、多列管になるに従って一樣流中における管群の流力弾性振動と同じ現象に近づく と推定される。

(4) 狭いすきまからの直交流による管の後流渦振動は、直交流と管の相対位置に微妙に影響され、発生したり、しなかったりすることがわかる。

(5) また、後流渦振動の振動軌跡は不安定な流力弾性振動に比べて時間的に非常に安定しており、この点からも両者の区別ができると考えられる。

なお、最後に以上の実験では管群のピッチ比を変化させて検討していないが、本研究の場合と大きな差のないピッチ比では同じ結論が得られると考えられる。

文 献

- (1) Connors, H. J., *ASME Paper*, No. 77-DET-90 (1977), 1.
- (2) Weaver, D. S., and Koroyannakis, D., *Trans. ASME, J. Vib., Acoust. Stress Reliab. Des.*, 105-1 (1983), 67.
- (3) Blevins, R. D., *Trans. ASME, J. Pres., Vess., Tech.*, 96-2 (1974), 263.
- (4) Chen, S. S., *Trans. ASME, J. Vib., Acoust., Stress. Reliab. Des.*, 105-1 (1983), 51.

- (5) Paidoussis, M. P., *Flow-Induced Vib. Des. Guide Lines*, ASME, PVP-50 (1981), 11.
- (6) Tanaka, H., ほか1名, *J. Sound Vib.*, 77-1 (1981), 19.
- (7) Chen, S. S., *J. Sound Vib.*, 93-3 (1984), 439.
- (8) Chen, S. S., *Trans. ASME, J. Vib., Acoust. Stress. Reliab. Des.*, 105-1 (1983), 253.
- (9) Connors, H. J., *ASME, PVP-41* (1980), 93.
- (10) Fujita, K., ほか7名, *SMIRT-6*, B 6/8 (1981-8), 1.
- (11) Johnson, D. K. and King, R. A., *SMIRT-7*, B 5/9 (1983-3), 297.
- (12) 江口・矢川, 圧力技術, 20-5 (昭57), 24.
- (13) Albertson, M. L., ほか3名, *Proc. Am. Soc. Civ. Eng.*, 74-10 (1948), 1571.
- (14) Chen, Y. N., *Trans. ASME, J. Engng., Indu.*, 90-1 (1968), 134.
- (15) Fitz-Hugh, J. S., *Proc. Int. Symp. Vib. Prob. Indu.*, Keswick, U. K., No. 427 (1973-4), 1.

討 論

〔質問〕 船 川 正 哉 (長崎大学工学部)

円柱軸に直角に幅の狭い噴流が当たるときの円柱の振動について興味ある実験結果が報告されている。内容が多岐にわたり説明不足のためか理解できない点があるので二、三質問する。

(1) 図3の(a)では抗力方向の振動のみを示しているが流れ直角の揚力方向の振動はなかったのか。

(2) 図5で抗力方向の自励振動の励振機構としてその励振力は $P_0 - P_1$ によって生じるが、円柱と壁との間の流れは本当に左向きであるのか。場合によっては噴流に誘引されて右向きになることもあったと考えられないか。

また、円柱がそのつり合い位置を上方に通過するときの P_1 は下方に通過するときの P_1 より大きいことが自励振動発生のためには必要なのでこの点についての非定常流体力の測定とフローパターンの観察が望まれる。

〔回答〕 (1) 図3(a)の場合、実験の都合上、 $\delta = 5.7 \text{ mm}$ の場合の揚力方向のデータ処理をしていなかったの図示することを省略した。図3(a)の揚力方向のデータは、抗力方向のデータとほとんど同じレベルであり、図3(b), (c)における抗力と揚力の関係と同様である。

(2) 本モデルについては、残念ながら流速分布は計測いたしていない。別途実施した、剛円柱モデルによる3倍の拡大モデルを用いた流速分布計測では、図5(a)の状態では左向きであった。 δ を大きくすると右向きに変化する傾向を持つ。

図5で述べた振動メカニズムの推定をさらに詳細に検討するには、ご意見の点が重要と考えられる。今後、機会があれば実施したい。

なお、図5の左上の縦軸の正負が逆向きである誤記を御指摘いただいた。ここに謝意を表します。