超臨界レイノルズ数領域の直交流中に
設置された円柱の乱流励起振動*河村 勉^{*1}, 中尾 俊次^{*2}
林 正明^{*3}, 村山 貢一^{*4}Turbulence-Induced Vibrations of a Circular Cylinder in Cross Flow at
Supercritical Reynolds NumbersTsutomu KAWAMURA^{*5}, Toshitsugu NAKAO,
Masaaki HAYASHI and Kouichi MURAYAMA^{*5} Power & Industrial Systems R & D Laboratory, Hitachi, Ltd.,
Omika-cho 7-2-1, Hitachi-shi, Ibaraki, 319-1221 Japan

Turbulence-induced vibrations of a circular cylinder were measured in a water cross flow at supercritical Reynolds numbers. Turbulence intensities of the incoming flow were varied from 1% to 13% in order to investigate the effect on the power spectra of fluctuating forces. The power spectra of the fluctuating lift above the Strouhal number agreed with those of the fluctuating drag. Normalized spectra of the fluctuating lift above the Strouhal number were independent of Reynolds numbers and moved toward higher frequency with increasing turbulence intensity. Empirical expressions of the normalized spectra of the fluctuating lift for each turbulence intensity were given to estimate the displacement due to turbulence-induced vibration. The calculated displacement agreed with the measured one with a standard deviation of 30%.

Key Words: Turbulence, Flow-Induced Vibration, Supercritical Reynolds Number, Cross Flow, Circular Cylinder, Strouhal Number

1. 緒 論

工業用プラントにおける配管内の温度計さや管のように流れに直交して円柱構造物を設置する場合、対称渦およびカルマン渦による同期振動⁽¹⁾を回避または抑制すると共に、カルマン渦による強制振動および流れの乱れに起因したランダム励振力による振動(乱流励起振動)で発生する繰返し応力を疲労限より小さくする必要がある。直交流中に設置された円柱構造物の流れ振動評価指針に関しては、ASME基準⁽²⁾や日本機械学会基準の「配管内円柱状構造物の流れ振動評価指針」⁽¹⁾があり、渦による同期振動の回避・抑制条件と乱流励起振動による繰返し応力の評価手法が示されている。

同期振動に関する従来の研究は、主に亜臨界レイノルズ数領域における実験^{(3)~(5)}であり、工業用プラントのような高レイノルズ数領域での実験^{(6),(7)}は僅か

であった。しかし、最近になり高レイノルズ数領域における同期振動の実験がいくつか報告されており^{(8)~(9)}、著者ら⁽⁸⁾は超臨界レイノルズ数領域において同期振動特性に及ぼすストローハル数の影響を明らかにした。

非同期振動時にはカルマン渦強制振動および乱流励起振動により発生する繰返し応力を評価することが必要であり、カルマン渦強制振動に関しては、振幅評価で必要となるカルマン渦による変動揚力係数および変動抗力係数の実験結果^{(10)~(12)}が報告されている。

一方、乱流励起振動に関しては、振幅評価手法⁽¹⁾は理論的に求められているが、振幅評価で必要となる変動流体力のパワースペクトルに関する報告は極めて少なく、Fung⁽¹³⁾による超臨界レイノルズ数領域における風洞実験、Mulcahy⁽¹⁴⁾による超臨界レイノルズ数領域および岩田ら⁽¹⁵⁾による超臨界域から極超臨界レイノルズ数領域における配管内水流動実験が報告されているが、超臨界レイノルズ数領域における乱れ強度の影響は不明である。

そこで、本研究では超臨界レイノルズ数領域において変動流体力のパワースペクトルに及ぼす乱れ強度の影響を実験的に評価し、乱流励起振動における振幅評価手法の妥当性を検討した。

* 原稿受付 2000年4月13日。

^{*1} 正員, (株)日立製作所 電力・電機開発研究所(☎319-1221 日立市大みか町7-2-1)。^{*2} 正員, (株)日立製作所 事業企画本部(☎101-8010 東京都千代田区神田駿河台4-6)。^{*3} 正員, (株)日立製作所 原子力事業部(☎317-8511 日立市幸町3-1-1)。^{*4} (株)日立製作所 原子力事業部。

E-mail: tsutomu_kawamura@pis.hitachi.co.jp

2. おもな記号

- c'_D : 変動抗力係数 (-)
 c'_L : 変動揚力係数 (-)
 C_n : 無次元減衰 $4\pi\zeta M$ (-)
 D : 試験部容器内径 (m)
 d : 円柱直径 (m)
 f : 周波数 (Hz)
 f_n : 静水中における円柱試験体の固有振動数 (Hz)
 f_t : 渦放出周波数 (Hz)
 L : 円柱試験体の全長 (m)
 L_e : 直交流中に突き出た円柱長さ (m)
 L_f : 流体力を測定する円柱長さ (m)
 L_t : 流れ方向の乱れの積分スケール (m)
 M : 円柱と流体の質量比 (-)
 m : 円柱の単位長さ当りの質量 (kg/m)
 Re : レイノルズ数 Vd/ν (-)
 S : 無次元周波数 fd/V (-)
 Sc'_D : 変動抗力係数のパワースペクトル密度 (1/Hz)
 Sc'_L : 変動揚力係数のパワースペクトル密度 (1/Hz)
 S_n : 無次元固有振動数 $f_n d/V [=1/V_f]$ (-)
 St : ストローハル数 $f_t d/V$ (-)
 S_y : 振幅のパワースペクトル密度 (m^2/Hz)
 TI : 乱れ強度 u'/V (-)
 u' : 変動流速の rms 値 (m/s)
 V : 配管内断面平均流速 (m/s)
 V_f : 無次元流速 $V/f_n d$ (-)
 x : 円柱の軸方向座標 (m)
 y : 円柱の一般化した振幅 (m)
 β : 刺激係数 (-)
 ζ : 減衰比 (-)
 ν : 動粘性係数 (m^2/s)
 ρ : 流体密度 (kg/m^3)
 Φ : 変動流体力の規格化スペクトル (-)
 ϕ : 1次振動モード関数 (-)

3. 乱流励起振動の振幅評価手法

乱流励起振動により発生する円柱の一般化した振幅^{(8),(9)}の rms 値 y_{rms} は次式で与えられる⁽¹⁾.

$$y_{rms} = \sqrt{\frac{\beta^2 G(f_n)}{64\pi^3 m^2 f_n^3 \zeta}} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 β は刺激係数、 $G(f_n)$ は円柱の固有振動数 f_n における単位長さ当りの変動流体力のパワースペクトル密度、 m は流体の付加質量を含む円柱の単位長さ当たりの質量、 ζ は流体減衰を含んだ円柱の減衰比を示す。

本研究では、無次元数を用いて式(1)を次式のように表す。

$$\frac{y_{rms}}{d} = \frac{\beta c'}{8\pi} \sqrt{\frac{V_f^3 \Phi(S_n)}{M C_n}} \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 d は円柱直径、 c' は変動揚力係数 c'_L または変動抗力係数 c'_D 、 V_f は無次元流速、 S_n は無次元固有振動数、 Φ は単位長さ当りの変動揚力または変動抗力の規格化スペクトル⁽¹⁾、 C_n は無次元減衰を示す。 M は円柱と流体の質量比であり、次式で表される。

$$M = \frac{\int_L m(x) \phi^2(x) dx}{\rho d^2 \int_{L_e} \phi^2(x) dx} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで、 L は円柱の全長、 L_e は直交流中の円柱長さ、 x は円柱の軸方向座標、 ρ は流体密度、 ϕ は1次振動モード関数⁽⁹⁾を示す。

乱流励起振動による振幅を求める場合、変動流体力のパワースペクトル (変動流体力係数 c' と規格化スペクトル Φ) は実験的に求める必要がある。しかしながら、変動流体力のパワースペクトルに関する報告は極めて少なく、超臨界レイノルズ数領域における乱れ強度の影響は不明である。そこで、超臨界レイノルズ数領域において変動流体力のパワースペクトルに及ぼす乱れ強度の影響を実験的に評価し、乱流励起振動による振幅を評価した。

4. 実験装置および方法

実験は既報^{(8),(9)}で示した水流動試験ループを用いて実施した。試験部の概略を図1、試験体の仕様を表1に示す。試験体 No.1, 3 は既報^{(8),(9)}で使用したものであり、試験体 No.2, 4 及び 5 は新たに製作した。流路内に挿入する円柱部分の外径 d は 40mm、長さ L_e は 200mm である。円柱先端には3次元的な流れのはく離を防止するためエンドプレートを設置した。流路面積に対するエンドプレートを含む円柱試験体の投影面積比である閉塞比は 16.5 % であり、十分に広い流路での実験結果に比べて、流速 V およびレイノルズ数 Re は、亜臨界域で 0.93 倍、超臨界域で 0.96 倍の過小評価となる^{(8),(9)}。円柱表面は鏡面仕上げとし、軸方向の中心線平均粗さ Ra と円柱直径 d の比は 3.4×10^{-6} である。円柱に働く変動流体力および振幅を評価するため、試験体の付根から 20mm の位置に 90° 間隔で 4 枚の歪ゲージを設置した。試験体の1次モードの固有振動数 f_n および減衰比 ζ は静止した水中で測定した。試験体 No.1 におい

て流体力を測定する円柱部分の長さ L_f と直径 d の比であるアスペクト比 L_f/d は 4.5 であり、試験体 No.2 から No.5 のアスペクト比 L_f/d は 5.0 である。本実験ではカルマン渦および対称渦による同期振動が発生しないように、無次元流速 V_f は約 1 以下とした。

実験では超臨界レイノルズ数領域において円柱に働く変動流体力のパワースペクトルに及ぼす乱れ強度 TI の影響を調べるため、試験部上流の配管をレデュース、直管、多孔板に変えることにより配管中心位置での乱れ強度 TI をそれぞれ 1%, 5% および 13% と変化させた^{(8), (44)}。表 2 に示すように、それぞれの乱れの積分スケールと円柱直径との比 L_e/d は 5.7, 0.53 および 0.089 であった。

本実験では、レイノルズ数条件は超臨界域を対象にしたが、乱れ強度 TI が 13%, レイノルズ数が 5.1×10^5 から 6.7×10^5 では極超臨界域に達した^{(8), (44)}。

5. 実験結果および考察

5.1 変動流体力の周波数特性 変動流体力の評価方法を以下に示す。実験において歪ゲージを設置した位置 x_ε での応力 σ は、測定した歪 ε を用いて次式で評価できる。

$$\sigma(x_\varepsilon) = E \varepsilon \quad (4)$$

ここで、 E は縦弾性係数を表す。一方、歪ゲージ位置 x_ε における応力 σ は、長さ L_f に亘り一様に作用する分布荷重 F を用いて次式で求めることができる。

$$\sigma(x_\varepsilon) = \frac{F L_f L_\varepsilon}{Z} \quad (5)$$

ここで、 Z は断面係数、 L_ε は L_f の中心から歪ゲージ位置までの長さである。また、一様分布荷重 F は、次式に示す単位長さ当りの流体力が長さ L_f に亘り一様に作用すると仮定して評価した。

$$F = C q d \quad (6)$$

ここで、 q は動圧を示す。また、 C は流体力係数であり、流体力 F が抗力の場合は抗力係数 C_D 、変動揚力の場合は変動揚力係数 C_L' 、変動抗力の場合は変動抗力係数 C_D' を示す。以上より、式(4)~(6)を用いて測定した歪から流体力係数を求めることができる。既報⁽⁴⁴⁾に示すように抗力係数は従来の試験と良い一致を示しているため、流体力の評価方法は妥当であると考えられる。また、変動流体力を評価する場合、固有振動数近傍における円柱の応答の影響を補正するため、変動流体力のパワースペクトルを次式に示す応答倍率 A の 2 乗で除した。

$$A = 1 / \sqrt{\{1 - (f/f_n)^2\}^2 + \{2\xi(f/f_n)\}^2} \quad (7)$$

Fig. 1 Test section

Table 1 Principal particulars of test cylinders

No.	f_n (Hz)	C_n (-) [Drag]	C_n (-) [Lift]	M (-)	L_f/d (-)	β (-)	Material
(8), (14) 1	530	0.14	0.06	8.1	4.5	0.78	Stainless steel
2	335	0.08	0.05	7.7	5	0.80	Stainless steel
(8), (14) 3	225	0.05	0.05	7.5	5	0.77	Stainless steel
4	213	0.05	0.04	2.1	5	0.77	Aluminum alloy
5	199	0.08	0.06	2.1	5	0.77	Aluminum alloy

Table 2 Turbulence intensity and integral scale

Method for changing TI	TI (%)	L_e/d (-)
Reducer	1	5.7
Straight pipe	5	0.53
Perforated plate	13	0.089

ここで、 f は周波数であり、減衰比 ξ は振動時の円柱の応答スペクトルから半値幅法⁽⁴⁹⁾を用いて評価した。

超臨界域における変動揚力係数 C_L' および変動抗力係数 C_D' のそれぞれのパワースペクトル $S_{C_L'}$, $S_{C_D'}$ を図 2 に示す。変動抗力成分は流れの乱れに起因するため、低周波数側で大きく高周波数になるにつれて単調に減少している。一方、変動揚力成分はカルマン渦放出と乱れに起因しており、低周波数側では渦放出の影響が支配的であるため変動抗力成分より大きい。カルマン渦放出周波数より周波数が増加すると、乱れによる変動流体力が支配的となり、変動揚力および変動抗力は一一致する。 $TI=1\%$ の場合は無次元周波数 $S \geq 0.8$, $TI=5\%$ の場合は $S \geq 0.65$, $TI=13\%$ で超臨界域の場合は $S \geq 0.53$, $TI=13\%$ で極超臨界域の場合は $S \geq 0.5$ におい

Fig.2 Power spectrum densities of fluctuating lift and drag coefficients

て変動揚力と変動抗力のパワースペクトルは一致した。

一般に、変動流体力は相関長さを持つため、アスペクト比 L_f/d が大きいほど円柱全体に働く正味の変動流体力は減少する。したがって、図2に示す変動流体力のパワースペクトルは、 $L_f/d=4.5, 5$ の円柱に固有な結果である。そこで、本研究では変動流体力のパワースペクトルを L_f/d に固有な変動流体力係数と L_f/d に依存しない規格化スペクトルに分離して評価した。

$L_f/d=5$ の変動揚力係数と変動抗力係数を既報⁽⁴⁾に示した $L_f/d=4.5$ の結果と比較して図3に示す。 $L_f/d=5$ の変動揚力係数と変動抗力係数は、 $L_f/d=4.5$ の場合に比べて僅かに小さく、相関長さの影響が現れている。

5.2 変動流体力の規格化スペクトル 変動揚力および変動抗力の規格化スペクトル Φ_L, Φ_D を Fung⁽¹³⁾ および Mulcahy⁽¹⁵⁾ の近似式と比較して図4に示す。

変動揚力の規格化スペクトル Φ_L に関しては、 $TI=1\%$ の場合、 $Re=2.1 \times 10^5$ の亜臨界域と $Re=2.9 \times 10^5, 3.8 \times 10^5$ の超臨界域ではカルマン渦放出周波数におけるピーク以外ほぼ同様の周波数特性を示している。 $TI=5\%$ の場合も $Re=9 \times 10^4$ の亜臨界域と $Re=3.7 \times 10^5, 8.2 \times 10^5$ の超臨界域ではカルマン渦放出周波数におけるピーク以外、 Φ_L は同様の周波数特性を示している。 $TI=13\%$ の場合、 $Re=6.7 \times 10^5$ の極超臨界域ではカルマン渦放出周波数より低周波数側の Φ_L は $Re=1.5 \times 10^5, 3.6 \times 10^5$ の超臨界域に比べて減少しているが、 $S>0.5$ では同様の周波数特性を示している。

一方、変動抗力の規格化スペクトル Φ_D は、どの乱れ強度 TI においてもレイノルズ数の影響は小さい。

Fung⁽¹³⁾ は $3 \times 10^5 \leq Re \leq 1.4 \times 10^6$ の超臨界域において $S<0.7$ の範囲で Φ_L を測定しているが、カルマン渦によるピークは発生していないため、次式に示すように周波数の増加と共に単調に減少する等方性乱流を仮定し

Fig.3 Fluctuating lift and drag coefficients

たスペクトルで近似した。

$$\Phi_L(S) = 2(L_f/d) \frac{1 + 12\pi^2 (L_f/d)^2 S^2}{[1 + 4\pi^2 (L_f/d)^2 S^2]^2} \quad (8)$$

ここで、Fung は、流れ方向の乱れの積分スケールと円柱直径の比 L_f/d を 2.4 とした。Fung による近似式

Fig.4 Normalized spectra of fluctuating forces

は本実験における超臨界域のデータと比較すると低周波数側では同様の傾向を示しているが、高周波数側では過大評価となる。

Mulcahy⁽⁹⁾は $Re \approx 2 \times 10^4$ の亜臨界域から $Re \approx 3 \times 10^5$ の超臨界域において乱れ強度 TI をパラメータとして Φ_L および Φ_D を測定した。Mulcahyは Φ_L の実験値を $0.001 \leq S \leq 1.0$ で示しており、 $St=0.2$ のカルマン渦による変動揚力成分を除き、実験値を包絡して次式のように近似した。

$$\begin{aligned} \Phi_L(S) &= 3.41 & (S \leq 0.22) \\ &= 7.98 \times 10^{-3} S^{-4} & (S > 0.22) \end{aligned} \quad \cdots (9)$$

式(9)は、カルマン渦放出周波数におけるピーク以外では本実験における超臨界域の Φ_L と同様の傾向を示し

ているが、高周波数側では本実験値に比べて大きい。本実験では、 TI の増加に伴い、カルマン渦放出周波数より大きい周波数範囲で Φ_L は高周波数側に移動している。これは、表2に示すように TI が大きいほど乱れの積分スケール L_c が減少することより、乱れ成分が高周波数側に移動したためと考えられる。

Φ_D に関してMulcahyは実験値を示していないが、乱流エネルギースペクトルを用いて次のように近似した。

$$\Phi_D(S) = \frac{4}{1 + 4\pi^2 S^2} \quad \cdots (10)$$

Mulcahyによる Φ_D の近似式は、 $S < 0.8$ で本実験と良く一致しているが、図2に示すようにカルマン渦放出周

Fig.5 PSD of displacement of cylinders

波数より大きい周波数領域では変動抗力と変動揚力のスペクトルが一致することより、 Φ_D も Φ_L と同様に S の約 -4 乗で減少すると推定され、 S^{-2} で減少する式 (10) は過大評価になると考えられる。

本実験では乱流励起振動を評価するため、変動揚力と変動抗力のパワースペクトルが一致する周波数範囲で、各乱れ強度 TI において変動揚力の規格化スペクトル Φ_L を以下のように近似した。

$$\Phi_L(S) = 2.1 \times 10^{-3} S^{-4.4} \quad (S \geq 0.8, TI=1\%, 2.1 \times 10^5 \leq Re \leq 3.8 \times 10^5) \cdots (11)$$

$$\Phi_L(S) = 2.8 \times 10^{-3} S^{-4.4} \quad (S \geq 0.65, TI=5\%, 9.0 \times 10^4 \leq Re \leq 8.2 \times 10^5) \cdots (12)$$

Fig.6 Fluctuating displacement by turbulence-induced vibration

Fig.7 Comparison of measured and calculated displacements by turbulence-induced vibration

$$\Phi_L(S) = 5.1 \times 10^{-3} S^{-4.4}$$

$$(S \geq 0.5, TI=13\%, 1.5 \times 10^5 \leq Re \leq 6.7 \times 10^5) \cdots (13)$$

5.3 乱流励起振動の振幅評価 本実験では測定した振動歪から1次振動モードを仮定して、一般化した振幅 y を評価した⁽⁸⁾。一般化した振幅 y のパワース

ペクトルを図5に示す。本実験は同期振動を回避するため、 $V_f \leq 1$ で実施した。低周波数側ではカルマン渦による強制振動が発生し、揚力方向の振幅は抗力方向に比べて大きい。一方、固有振動数では乱流励起振動がほぼ等方的に発生した。

規格化スペクトルの近似式を用いた乱流励起振動の振幅評価手法の妥当性を確認するため、式(2)から求めた振幅と本実験により評価した振幅をそれぞれ図6に示す。また、乱流励起振動の実験値に対する計算値の精度を図7に示す。ここで、乱流励起振動による振幅の実験値は、図5に示す振幅のパワースペクトル S_f を、固有振動数の近傍で積分して求めた。

乱流励起振動では揚力方向と抗力方向の振幅は同程度であるため、式(2)から求める振幅は揚力方向とした。ここで、刺激係数 β 、無次元流速 V_f 、円柱と流体の質量比 M は試験条件と試験体の仕様から評価できる。変動揚力係数 c_L' は図3、規格化スペクトル ϕ_L は式(11)~(13)の近似式から求めた。また、無次元減衰 C_D は、実験時の振動している試験体の減衰比 ξ を用いて評価した。

図6に示すように、式(2)より評価した振幅は実験値と同様の傾向を示しており、図7に示すように実験値に対する計算値のばらつき(標準偏差)は30%である。このばらつきは、式(11)~(13)における規格化スペクトル ϕ_L の近似精度に依存する。式(2)による振幅評価において、式(11)~(13)の規格化スペクトル ϕ_L は円柱のアスペクト比 L_f/d に依存しないが、アスペクト比 L_f/d の減少に伴い変動揚力係数 c_L' は増大するため、同じアスペクト比 L_f/d の変動揚力係数 c_L' を用いる必要がある。同一条件の実験値がない場合には、対象とする円柱よりアスペクト比 L_f/d の小さい変動揚力係数 c_L' を使用すれば、保守的な振幅評価となる。

6. 結 論

超臨界レイノルズ数領域の直交流中に設置された円柱の乱流励起振動による振幅を求めるため、変動流体力のパワースペクトルに及ぼす乱れ強度の影響を実験的に評価した結果、以下の知見を得た。(1) 変動揚力と変動抗力のパワースペクトルは、カルマン渦放出

周波数より大きい周波数範囲で一致した。(2) カルマン渦放出周波数より大きい範囲で、変動揚力の規格化スペクトルは、レイノルズ数に依存せず、乱れ強度の増加に伴い高周波数側へ移動した。(3) 各乱れ強度に対して変動揚力の規格化スペクトルの近似式を作成した。また、変動揚力係数と規格化スペクトルの近似式を用いて乱流励起振動による振幅を評価できることを確認した。

文 献

- (1) 日本機械学会, 日本機械学会基準 S012, (1998), 丸善.
- (2) ASME, Boiler and Pressure Vessel Code, Section III, Division 1, Appendix N-1300, (1995).
- (3) Scruton, C., *Proc. Int. Conf. Wind Effects on Buildings and Structures*, Paper 16 (1963), 798-833.
- (4) King, R., ほか 2 名, *J. Sound Vib.* **29-2** (1973), 169-188.
- (5) Chen, S.S. and Jendrzeczyk, J.A., *ASME J. Pressure Vessel Technol.*, **101** (1979), 106-112.
- (6) Wootton, L.R., *Proc. Inst. Civ. Engrs.*, **43** (1969), 573-598.
- (7) Wootton, L.R., ほか 2 名, *Flow-Induced Structural Vibrations*, Ed., E. Naudascher, (1974), 587-601, Springer-Verlag.
- (8) 河村勉・ほか 4 名, 機論, **65-635, B** (1999), 2221-2229.
- (9) 岡島厚・ほか 4 名, 機論, **65-635, B** (1999), 2196-2203.
- (10) 堺公明・ほか 4 名, 機論, **65-635, B** (1999), 2230-2236.
- (11) Chen, S.S., *Flow-Induced Vibration of Circular Cylindrical Structures* (1987), 248-302, Springer-Verlag.
- (12) Schewe, G., *J. Fluid Mech.*, **133** (1983), 265-285.
- (13) Fung, Y.C., *J. Aerospace Sciences*, **27** (1960), 801-814.
- (14) 河村勉・ほか 4 名, 機論, **65-635, B** (1999), 2212-2220.
- (15) Mulcahy, T.M., *ASME Symp. Flow-Induced Vibrations*, **1** (1984), 15-28.
- (16) 岩田耕司・ほか 4 名, 機論, **65-635, B** (1999), 2237-2242.
- (17) Blevins, R.D., *Formulas for Natural Frequency and Mode Shape*, (1979), 101-202, Van Nostrand Reinhold.
- (18) Blevins, R.D., *Flow-Induced Vibration*, (1977), 213-253, Van Nostrand Reinhold.