

ISSN 0386-5878

土研資料第1560号

ST. Division

4

土 木 研 究 所 資 料

海洋構造物の設計外力及び耐荷力
に関する研究報告 (I — 1979)

昭和 55 年 3 月

建設省土木研究所
構造橋梁部構造研究室

Copyright © 1980 by P.W.R.I.

All rights reserved. No part of this book may be reproduced by any means, nor transmitted, nor translated into a machine language without the written permission of the Director of P.W.R.I.

この報告書は、土木研究所長の承認を得て刊行したものである。したがって、本報告書の全部又は一部の転載、複写は土木研究所長の承認を得ずしてこれを行ってはならない。

序

海洋構造物の設計外力及び耐荷力に関して実施した研究結果をとりまとめ、以下の項目について報告する。

- (1) 潮流によるパイプ部材の渦励振の推定方法
- (2) 流れ方向に並列した複数パイプの渦励振特性
- (3) 海洋構造物の疲労設計に関する文献調査

昭和 55 年 3 月

構造研究室 室 長 成 田 信 之

研究員 佐 藤 弘 史

野 村 一 夫

湯 沢 聡

神 崎 一 夫

目 次

1. 研究の概要	1
2. 潮流によるパイプ部材の渦励振の推定方法	1
2.1 まえがき	1
2.2 記 号	1
2.3 基 本 式	2
2.4 実 用 式	3
2.5 推定精度の検討	5
2.6 ま と め	5
3. 流れ方向に並列した複数パイプの渦励振特性	6
3.1 まえがき	6
3.2 実験方法	6
3.3 実験結果	8
3.4 考 察	9
3.5 ま と め	10
4. 海洋構造物の疲労設計に関する文献調査	11
5. おわりに	22
参考文献	22
表	23
図	25

1. 研究の概要

近年、海中を陸上と同様に空間として利用しようとする時代の要請から各種の海洋構造物が注目をあびているが、これらの構造物は海中という特殊な条件下にあることや、新しい構造形式の採用が考えられるため、作用する外力や耐荷力に関して不確かな点が少なくない。

当研究室では海洋構造物としてパイプ構造物を、外力として潮流力をそれぞれ考え昭和51年度より本テーマのもとで研究を行ってきた。現在までに実施した研究内容としては、パイプ構造物におよぼす潮流力の影響を明らかにするための前段階として、流れの中におかれたパイプあるいはパイプ列に作用する流体力およびパイプの振動について文献調査を行ったこと¹⁾、複数パイプに作用する定常的な流体力を明らかにするために、文献調査および風洞実験を行ったこと²⁾、などが挙げられる。

今回は非定常な流体力に起因するパイプの渦励振について従来の成果に基きその推定方法を提案するとともに、研究成果の少ない複数パイプの渦励振について実験的にその特性を求め報告する。またこれらの振動による疲労問題に対する設計法について文献調査を行ったが、その結果もあわせて報告する。

2. 潮流によるパイプ部材の渦励振の推定方法

2.1 まえがき

海洋構造物としてのパイプ構造物の設計にあたっては、その諸元を適切に定めることにより、渦励振が通常考える環境のもとで起こらないようにする、あるいは起こっても、それによる振幅や応力が構造物の安全性上および使用性上支障のないようにすることが必要であり、そのためには構造物の諸元と渦励振の発現する流速との関係、および構造物の諸元と渦励振時の振幅および応力との関係を知ることが必要である。

パイプの渦励振現象については古くから数多くの研究がなされているので、ここではそれらの成果を用いて上記の意味で海洋構造物の設計に関して有効と考えられる資料を作成した。その成果をとりまとめ以下に報告する。なお対象とした構造物は単体のパイプのほりである。

2.2 記号

A : パイプの断面積

l : パイプの長さ

C_L : 揚力係数

M : モーメント

C_M : 質量係数

m : 単位長さあたりの質量

D : パイプの外径

p : 単位長さあたりの分布外力

E : ヤング率

R : パイプの半径

f : 振動数, 添字 o : 固有振動数

S : ストローハル数

g : 重力加速度 ($= 9.8 \text{ m/s}^2$)

t : 時間

I : 断面 2 次モーメント

t_A : パイプ厚

U : 流速, 添字 d : 設計流速, c : 発振流速	ε : パイプのひずみ, 添字 a : 基準値
w : 単位重量, 添字 w : 海水, s : パイプ	ρ : 密度, 添字 w : 海水, s : パイプ
X : 第1次の基準関数	σ : 応力, 添字 a : 基準値
Y : 流体力の3次元性を表わす関数	ϕ : 流体力と変位の位相差
x : パイプの長さ方向の座標	ψ : 一般座標
y : パイプの変位, 添字 a : 基準値	ω : 円振動数, 添字 o : 固有円振動数
δ : 構造物の対数減衰率	ζ : 構造物の減衰定数

2.3 基本式

渦励振においては最低次のモードの振動が、最も低い風速で発現するので、このモードのみに着目する。Lagrange の運動方程式は次のように示される。

$$\ddot{\psi} + 2\omega_o \zeta \dot{\psi} + \omega_o^2 \psi = \frac{\int_0^l X(x)p(x,t)dx}{\int_0^l m\{X(x)\}^2 dx} \quad y(x,t) = X(x)\psi(t) \dots\dots\dots (1), (2)$$

分布外力 $p(x,t)$ が自励的なもの、つまり $\dot{\psi}$ に比例するものと考えれば、これを左辺に移項し、 $\dot{\psi}$ の係数の正負で安定・不安定を判定できるわけであり、一方変位と無関係な強制力と考えれば、たたみこみ積分などで変位、応力を推定でき、これがある基準値を越えるか否かで安全性を判断できるわけである。

ところで渦励振の発生機構については、強制力による共振現象とする見方や、物体振動系と流体振動系の連成自励振動とする見方があるが、まだ一般的な結論を与えるまでには至っていないようである⁴⁾。しかし、渦励振が顕著になる領域ではほぼ正弦波的な流体力が物体の運動とある位相差をもって作用することが知られており、流体力を次式で仮定することが多い⁴⁾。

$$p(x,t) = Y(x) \cdot \frac{1}{2} C_L \rho U^2 D \sin(2\pi f_o t + \phi), \quad \text{ただし } y(x,t) = X(x) \psi_o \sin 2\pi f_o t \dots\dots\dots (3), (4)$$

また振幅がピーク値をとる領域では位相差はほぼ 90 度とみなせる⁴⁾ が、このとき上述の渦励振に関する安定・不安定の判定条件は、その対象とした振幅についてそれを越えるかどうかの条件式と全く同じになる。すなわち、

$$y(x) = \frac{\int_0^l X(x) Y(x) dx C_L \rho_w U^2}{8\pi f^2 \delta \int_0^l m\{X(x)\}^2 dx} D \cdot X(x) < y_a \dots\dots\dots (5)$$

この式は、渦励振振幅が y_a をこえない条件であり、逆にいえば、 y_a の振幅をもつ渦励振が減衰する条件である。 $Y(x)$ は流速がパイプ軸方向に一定でないことなどによる流体力の 3 次元効果を示す関数であり、この効果を見捨て流体力を 2 次元的に取扱えば、 $Y(x) = 1$ として、

$$y(x) = \frac{\int_0^l X(x) dx C_L \rho_w U^2 D}{8\pi f^2 \delta \int_0^l m\{X(x)\}^2 dx} X(x) < y_a \dots\dots\dots (6)$$

さらに構造物の 3 次元性をも無視すると、 $X(x) = 1$ として

$$y(x) = \frac{C_L \rho_w U^2 D}{8 \pi f^2 \delta m} < y_a \quad \dots\dots\dots (7)$$

となる。以上式(5)～式(7)はいずれも渦励振が発生する可能性のある流速領域に構造物がおかれた場合の判定式であるが、より厳しい条件としては渦励振が発生する可能性のある流速領域に構造物をおかない、逆にいえば想定される流速領域では渦励振の発生の可能性をなくすることが考えられる。つまり

$$U_d < U_c \quad \dots\dots\dots (8)$$

となる。流体力の3次元効果については不確かな点が多く、また2次元的に取扱った方が安全側であることを考慮して式(6)についてさらに定式化を進めるとともに、より簡単な、より安全側な式として式(8)についても、構造物の諸元を代入して定式化を進める。

2.4 実 用 式

まず式(8)をもとにして展開する。Parkinson らの報告⁶⁾⁴⁾によれば渦励振の発生する流速領域は渦の発生周波数と物体の固有振動数とが一致する流速 ($U^* = f_o D/S$) よりやや低い風速から U^* の1.7倍までであり、また Sainsbury らの報告³⁾によれば U^* の0.7倍より振動が始まっている。したがって U_c/U^* を α とすれば式(8)は次のように書き直せる。

$$U_d < \alpha \cdot f_o D/S \quad \dots\dots\dots (9)$$

一方はりの固有振動数は、支持状態のちがいを示す定数を β とすれば、

$$f_o = \frac{\beta^2}{2 \pi l^2} \sqrt{\frac{E I g}{w A}} \quad \dots\dots\dots (10)$$

である。パイプ半径に比べ厚さが小さい ($t_h \ll R$)、パイプ材料は鋼とする ($E = 2.1 \times 10^{10} \text{ kgf/m}^2$, $w_s = 7.85 \times 10^3 \text{ kgf/m}^3$)、パイプの中の海水およびそれと同体積の水も同時に振動する ($w_w = 1.03 \times 10^3 \text{ kgf/m}^3$, $C_M = 2.0$ ⁶⁾)、を仮定し式(9)を変形すると、次式が得られる。

$$(D/l)^2 > \frac{U_d 2 \pi S}{\alpha \beta^2} \sqrt{\frac{6.3 \times 10 + 4.1 \times (D)/t_h}{2.1 \times 10^8}} \quad \dots\dots\dots (11)$$

ただし U_d の単位は m/s 、また β は支持方法のちがいにより次のように求められる⁷⁾
 両端ピン…… π 、片持ばり……1.8751、両端固定……4.7300、一端固定・他端ピン
 ……3.9266、 α の値としては0.7³⁾、 S の値としては0.2⁶⁾ が適当と考えられる。

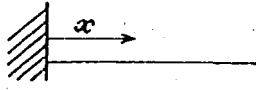
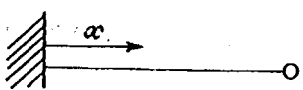
次に式(6)をもとにして展開する。上述のように本式は渦励振が顕著に起こる流速領域でのものであり、Parkinson らの報告⁶⁾⁴⁾によれば渦励振の振幅が最大となる流速 U_p は、 U^* の1.3倍程度である。 U_p/U^* を γ とし、パイプの中の海水およびそれと同体積の水も同時に振動すると仮定すると、式(6)は次のようになる。

$$\frac{\gamma^2 C_L}{8 \pi^2 S^2 \delta (7.62 t_h/D + \frac{1}{2})} \left| \frac{\int_0^l X(x) dx}{\int_0^l \{X(x)\}^2 dx} X(x) \right| < y_a/D \quad \dots\dots\dots (12)$$

また応力で安全性を判定する場合には次式となる。

$$\frac{\gamma^2 C_L}{8 \pi^2 S^2 \delta (7.62 t_h/D + \frac{1}{2})} \left| \frac{\int_0^l X(x) dx}{\int_0^l \{X(x)\}^2 dx} \cdot \left(\frac{D}{l}\right)^2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \left(-l^2 \frac{d^2 X}{dx^2}\right) \right| < \sigma_a/E \quad \dots\dots\dots (13)$$

表 2 - 1 基準関数に関する諸量

支持方法 諸 量	両端ピン	片 持 ば り 	両 端 固 定 	一端固定・他端ピン
$X(x)$ (B は定数)	$B \sin \frac{\pi x}{l}$	$B \{ (\cos \beta \frac{x}{l} - \cosh \beta \frac{x}{l}) + (\frac{\sin \beta - \sinh \beta}{\cos \beta + \cosh \beta}) \times (\sin \beta \frac{x}{l} - \sinh \beta \frac{x}{l}) \}$ ここに $\beta = 1.8751$	$B \{ (\cos \beta \frac{x}{l} - \cosh \beta \frac{x}{l}) - (\frac{\cos \beta - \cosh \beta}{\sin \beta - \sinh \beta}) \times (\sin \beta \frac{x}{l} - \sinh \beta \frac{x}{l}) \}$ ここに $\beta = 4.7300$	$B \{ (\cos \beta \frac{x}{l} - \cosh \beta \frac{x}{l}) - (\frac{\cos \beta - \cosh \beta}{\sin \beta - \sinh \beta}) \times (\sin \beta \frac{x}{l} - \sinh \beta \frac{x}{l}) \}$ ここに $\beta = 3.9266$
$\int_0^l X(x) dx / B l$	0.637	-0.783	-0.831	-0.860
$\int_0^l \{ X(x) \}^2 dx / B^2 l$	0.500	1.000	1.000	1.000
$X(x) / B$ $x/l = 0$ 1/4 1/2 3/4 1	0.000 0.707 1.000 0.707 0.000	0.000 -0.195 -0.679 -1.315 -2.000	0.000 -0.863 -1.588 -0.863 0.000	0.000 -0.650 -1.509 ($x/l = 0.58$) -1.221 0.000
$\frac{d^2 X}{dx^2} \cdot \frac{l^2}{B}$ $x/l = 0$ 1/4 1/2 3/4 1	0.000 -6.979 -9.870 -6.979 0.000	-7.032 -4.625 -2.388 -0.684 0.000	-44.746 4.438 27.197 4.439 -44.744	-30.836 -1.502 20.462 ($x/l = 0.62$) 17.438 0.000

式(12)および式(13)を用いるための、基準関数に関する諸量を表 2 - 1 に示す。一方式中の C_L , S , δ および r に関しては一般的な数値を与えることが難しい。従来の研究により求められている値を参考として以下に示す。

$$r : 1.3^{6)4)}$$

$$S : 0.2^{6)} \quad \text{ただし } 10^3 < R_e < 10^5$$

C_L : 静止円柱にはたらく変動揚力より求めたもの

$$0.3 \sim 0.4 \quad R_e = 4 \times 10^3$$

$$0.4 \sim 0.5 \quad R_e = 6 \times 10^3$$

$$0.6 \quad 8 \times 10^3 < R_e < 1.1 \times 10^4$$

$$0.5 \quad R_e \div 10^4 \quad 9)$$

$$0.1 \sim 0.8 \quad 5 \times 10^4 < R_e < 2.5 \times 10^5 \quad 10)$$

8)

ただし標準偏差より求めている。

C_L : 振動中の円柱にはたらく非定常揚力により求めたもの。

0.4 $3 \times 10^4 < R_e < 8 \times 10^4$ ¹¹⁾ 加振振幅および流速を変化させたときの
最大値である。($U/f_0 D \doteq 5.9$, $y/D \doteq 0.1$)

振動変位より非定常揚力を求めたもの

2.0 ⁶⁾⁴⁾

δ : 0.25 ¹⁰⁾ 片持ちばり

0.14 ~ 0.18 ¹²⁾ 片持ちばり

2.5 渦励振振幅の推定精度の検討

Sainsbury らの報告³⁾によれば, Immingham Oil Terminal の建設中にくいおよび構造物の渦励振が観測された。くいは外径 30 in, 厚さ 1/2 in, 長さ 90 ft の鋼管であり, その中の片持ちばり形式のあるものは, 無次元流速 ($U/f_0 D$) 5.4 程度で 0.8 D 程度の振幅で振動したそうである。ここではこの値をもとにして式(12)の推定精度を検討する。

式(12)で用いる各パラメータの値を, 応答がより安全側の値となるように,

$$r = 1.3, S = 0.2, C_L = 0.4 \text{ (文献 11 における最大値)}, \delta = 0.14$$

とし, 式(12)に代入すると, 推定振幅 y/D ははりの自由端で 3.80 という大きな値となる。この原因としては, 観測時の流速が U^* の 1.08 倍であること, 揚力係数は振幅に対して一定ではなく, 振幅がある値を越えると揚力係数が減少すること (文献 11 では $y/D = 0.033$ のとき $C_L = 0.3$, $y/D = 0.100$ のとき $C_L = 0.4$, $y/D = 0.200$ のとき $C_L = 0.2$ である), 対数減衰率が実際の値を異なっていることなどが考えられる。これらのことを考慮して次のようにパラメータを設定すると,

$$r = 1.08, S = 0.2, C_L = 0.2, \delta = 0.25$$

推定振幅 y/D は, はりの自由端で, 0.73 となり, 観測結果と近い数値になる。このように式(12)による振幅推定は, r , C_L , δ による影響が大きく, しかもこれらの値については一般的な値は求められていないので, 式(12)の使用に関してはそのパラメータの設定について注意し, 場合によっては多少安全側の値を用いる必要がある。

2.6 ま と め

海洋構造物として用いられるパイプ部材の渦励振を検討する方法について述べてきた。本方法を用いる場合は, まず式(11)を用いてパイプ部材が想定する流速範囲で渦励振を起こす可能性があるかどうかを判定し, 可能性のある場合には式(12)および(13)を用いて発生振幅あるいは発生応力の安全性を判定することになる。

今後の課題としては, まず式(11)~(13)に用いられている次のパラメータの値をより正確に定めることが挙げられる。

- $\alpha = U_c/U^*$: 渦励振開始流速に関する係数
- S : ストロークハル数
- $r = U_p/U^*$: 最大振幅のあらわれる流速に関する係数
- C_L : 揚力係数

e. δ : 海中における構造物の対数減衰率

また、式(11)~(13)を導くために用いた付加質量に関する仮定も吟味する必要がある。さらに、今回は流体力の3次元性については式(5)の基本式を示すにとどめたが、平均流速あるいは振幅のちがいによる流体力の3次元性を考慮した実用式を提案し、その妥当性を検討していきたい。

3. 流れ方向に並列した複数パイプの渦励振特性

3.1 まえがき

パイプの渦励振は、流れの中におかれたパイプの後流に発生するカルマン渦に起因するものであり、この渦は流速に比例した周波数を持ち、一般に渦の周波数とパイプの固有振動数が一致した流速付近で発生するものである。したがっていくつかのパイプ部材により構成されるパイプ構造物においては、着目する部材の周辺にもパイプ部材があるために、パイプに作用する流れの特性の変化、および後流側部材によるカルマン渦の干渉などが起こり、その渦励振特性も単体パイプのそれとはかなり異なることが予想される。単体パイプの渦励振については、従来より多くの研究成果が得られているが、複数パイプについての研究は必ずしも充分でない。

本研究では流れ方向に並列した2本のパイプをとり上げ、風洞実験により渦励振特性を把握し、またその現象を解明するため、カルマン渦の測定、およびこれに起因する非定常な流体力の測定もあわせて実施した。以下に現在まで得られた成果をとりまとめ、報告する。

3.2 実験方法

実験に使用した風洞は建設省土木研究所構造研究室所属の非定常空気力風洞であり、その諸元を表3-1に示す。実験には直径10cm、長さ98cmで両端に直径15cm、厚さ5mmの端板を取付けたパイプ模型を使用した。実験ケースとしては単体パイプおよび風路に固定したダミー模型を振動模型の上流側に設置した場合と下流側に設置した場合の3種とした。並列パイプの間隔、振幅、加振周期等実験ケースの一覧を表3-2に示す。

3.2.1 バネ支持模型実験

渦励振現象を把握するために行なうバネ支持模型実験とは、風路に模型をスプリングで支持し通風時の模型の挙動を計測し、風速と振動振幅の関係を求める実験である。今回の実験では流れ直角方向に振動できるように支持し、その固有振動数は4Hz、構造減衰率は対数減衰率で0.02とした。バネ支持模型実験の実験条件を表3-3に示す。なお、模型の挙動は非接触型光学式変位計により計測した。

3.2.2 非定常空気力実験

1) 非定常空気力の意味

流体中の1自由度の振動系の運動は次の運動方程式で表わされる。

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t) \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここに、 m : 質量, c : 粘性抵抗, k : バネ定数, x : 変位, $f(t)$: 外力

外力 $f(t)$ は物体が振動することによって流体より受ける力であり、特に空力現象を対象とする場合この力を非定常空気力と呼ぶ。非定常空気力は物体の振動変位と振動速度に比例する成分よりなり次のように表わすことができる。

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = A\dot{x} + Bx \quad \dots\dots\dots (2)$$

(2)式を变形して

$$m\ddot{x} + (c - A)\dot{x} + (k - B)x = 0 \quad \dots\dots\dots (3)$$

(3)式の $(c - A)$ の値により振動の消長が規定されることになる。すなわち

- (1) $c - A > 0$: 減 衰
- (2) $c - A = 0$: 中 立
- (3) $c - A < 0$: 発 散

従って(3)式の定数 A, B (すなわち非定常空気力) がわかれば構造物の応答を推定することができることになる。

2) 非定常空気力の計測法

今回実施した非定常空気力実験は流れ直角方向に強制加振したときの変動揚力の計測である。強制加振を行なうと検出器には空気力の外に慣性力も作用するが、実験に使用した検出器はあらかじめ機械的に慣性力を除去し通風時の空気力のみ検出する機構をしている。また、振動変位の計測は非接触型光学式変位計を使用し、空気力と合わせて大型電子計算機によりデータを解析した。実施した実験の計測および解析の回路図を図3-1に示す。

3) 非定常空気力の算出

非定常空気力は変位との間に位相差をもつので、つぎのように複素数表示され実数部が変位位相成分であり、虚数部が速度位相成分である。

$$\text{変動揚力 } L_H = L_{HR} + i L_{HI}$$

計測された空気力より非定常空気力係数を算出するにはつぎのようにして行なう。非定常空気力 $L(t)$ は周波数応答成分 $L_m(t)$ とその他の成分 $L_a(t)$ よりなると考えられる。

$$L(t) = L_m(t) + L_a(t)$$

模型の変位 $Y(t)$ を $Y(t) = Y_0 \cdot \cos \omega_m t$ とおくと、周波数応答成分は

$$L_m(t) = \frac{1}{2} \rho V^2 D l C_{Lm}(t) = \frac{1}{2} \rho V^2 D l \{ C_{LHR} \cos \omega_m t + C_{LHI} \sin \omega_m t \}$$

と書ける。

この C_{LHR}, C_{LHI} がいわゆる非定常空気力係数 C_L の変位位相成分および速度位相成分である。ところで一般には空気力は乱れも含むため、実験結果の整理では次式より空気力係数を求めた。

$$L(t) = \frac{1}{2} \rho V^2 D l C_L(t) = \frac{1}{2} \rho V^2 D l \{ C_0 + C_1 \cos \frac{2\pi}{T} t + C_2 \sin \frac{2\pi}{T} t \dots\dots\dots + C_{LHR} \cos \omega_m t + C_{LHI} \sin \omega_m t \dots\dots\dots \}$$

$$\therefore \int_0^T L(t) \cos \omega_m t dt = \frac{1}{2} \rho V^2 D l \int_0^T C_{LHR} \cos^2 \omega_m t dt = \frac{1}{2} \rho V^2 D l \frac{T}{2} C_{LHR}$$

$$C_{LHR} = \left\{ \frac{2}{T} \int_0^T L(t) \cos \omega_m t dt \right\} / \frac{1}{2} \rho V^2 D l$$

同様にして

$$C_{LHI} = \left\{ \frac{2}{T} \int_0^T L(t) \sin \omega_m t dt \right\} / \frac{1}{2} \rho V^2 D l$$

D : パイプ模型の直径 (m)

l : 模型長 (m)

V : 風速 (m/s)

ρ : 空気密度 ($\text{kg} \cdot \text{sec}^2 / \text{m}^4$)

T : $50 T_m$ (T_m : 加振周期)

C_{LHR}, C_{LHI} : 非定常空気力係数 (添字 L : 揚力 H : たわみ振動

R : 実数部 (変位位相成分) I : 虚数部 (速度位相成分))

また、今回の解析では加振周波数に対応する非定常空気力係数を求める外に加振周波数成分以外の空気力係数も計算し、渦励振時のパイプに作用する変動揚力の検討を行なった。

3.2.3 後流渦の計測

非定常空気力実験時に後方模型の後方に熱線風速計 I 型プローブを設置し、パイプの後流渦を計測し渦の卓越周波数を求めた。熱線風速計 I 型プローブを設置した位置を図 3-2 に示す。既往の実験では後流渦の卓越周波数を無次元化 ($S = N \cdot D / V$ N : 渦の卓越周波数) した場合、単体パイプでは一般に $S = 0.2$ という結果が得られている。今回の実験では単体パイプの外に並列パイプの後流渦も計測しており、その卓越周波数を求め後流渦と変動揚力の関係にも検討を加えることにする。

3.3 実験結果

3.3.1 バネ支持模型実験

実験結果を図 3-3 および図 3-4 に示す。図の横軸は換算風速 $V / N D$ (V : 風速 N : 固有振動数 D : パイプ模型の直径), 縦軸は定常振動を続ける時の振動振幅 (倍振幅) である。振動振幅は定常振動時もうねりを含んでおり、図には最大振幅と最小振幅を直線で結びその中心に記号をプロットした。図 3-3 はダミー模型を振動模型の上流側に設置した結果でありまた、図 3-4 は下流側に設置した結果である。これらの図からつぎのことがわかる。

- 1) 単体パイプの結果は換算風速が 5.2 より大きくなると定常振動 (渦励振) が起こり、5.6 で最大振幅となり 6.25 で振動が収まることを示している。
- 2) 渦励振の発現風速はダミー模型を置くことにより単体パイプの場合に比べて高くなる。
- 3) 渦励振の振幅はダミー模型を上流に置くと単体パイプの場合に比べて小さくなり、また下流に置くと大きくなる。
- 4) 並列パイプの間隔を広くした場合についてみると、ダミー模型を上流側に置いた場合には下流側のパイプの渦励振の発現風速および発生振幅に影響がみられるが、下流側に置いた場合にはその影響は小さい。

3.3.2 非定常空気力実験

実験結果を図 3-5 ~ 8 に示す。図 3-5 および図 3-6 は単体パイプの結果であり、また図 3-7 ~ 8

は並列パイプの結果である。図の横軸は換算風速、縦軸は非定常空気力係数である。空気力係数の変位位相成分 (C_{LHR}) は振動周波数に影響を及ぼす成分であり、速度位相成分 (C_{LHI}) は減衰に影響を及ぼす成分である。以降では速度位相成分について検討を加えることにする。空気力係数 (C_{LHI}) は正の値で不安定状態を表わすことになる。

単体パイプの結果よりつぎのことがわかる。

- 1) 単体パイプでは換算風速が 4.5 ～ 5.5 の間で係数が負から正へ急激に変化する。
- 2) 振幅が 5 mm の場合を除き、加振振幅が大きくなると係数正の極大値も大きくなり、その発現風速も高くなる。

並列パイプの結果よりつぎのことがわかる。

- 3) ダミー模型を上流に置くと係数正の値が極大となる風速は変わらないが、下流に置くと発現風速が高くなる。
- 4) $\pm 1 D$ の場合を除きダミー模型を上流に置くと係数の負への変化はなくなるが、下流に置くと単体パイプと同じように係数がいったん負になり、その後に急激に正へと変化する。
- 5) $+1 D$ では換算風速の 7 付近で負に変化し、 $-1 D$ では負から正への急激な変化はみられない。
- 6) 並列パイプの間隔を広くした場合についてみると、ダミー模型を上流に置くとその影響が顕著に現われるが、下流に置いた場合にはその影響は小さい。

3.3.3 後流渦

非定常空気力測定時にパイプの背後で測定した後流渦のスペクトル解析を行なった。その一部を図 3-9 ～ 13 に示す。また、卓越することが認められた渦の周波数を表 3-4 に示す。それによると、

- 1) 単体パイプでの卓越周波数は無次元化すると 0.204 となり既往の実験結果 0.2 とよい対応を示す。
- 2) 並列パイプの場合、ダミー模型を設置することにより無次元化周波数は小さくなる。なお、
- 3) パイプの間隔を広くするにつれて単体パイプの値に近づく。
- 4) 並列パイプの間隔が $+3 D$ の場合は卓越する周波数が得られない。

3.3.4 加振周波数以外の空気力特性

振動するパイプに作用する変動揚力には、パイプの振動に対応する成分の外にパイプの後流に生ずる渦に対応する成分がある。ここでは非定常空気力実験時の加振周波数以外の領域での空気力の特性を知るために空気力をフーリエ解析した。表 3-5 は加振周波数以外の空気力の卓越する周波数を無次元化して示したものである。無次元化した卓越周波数は風速の違いによって値がばらつく場合もあるので、各風速での卓越周波数を求めて平均した。それによると、

- 1) 空気力の加振周波数以外の卓越周波数は後流渦のそれと類似している。
- 2) ダミー模型を上流に設置すると、並列パイプの間隔を大きくしても卓越周波数は単体に比べ小さくなるが、ダミー模型を下流に設置すると並列パイプの間隔を大きくすれば単体パイプの値に近い結果となる。
- 3) 並列パイプの間隔が $\pm 3 D$ のときは、無次元化した卓越周波数が風速の違いによって大きくばらつく。

3.4 考 察

3.4.1 後流渦の周波数と渦励振発現風速の関係

後流渦の周波数 N_v がパイプの固有振動数 N に一致すると渦励振が発現する。すなわち、

$$N = N_v = \frac{V \cdot S_t}{D}$$

$$V_{cr} = \frac{N \cdot D}{S_t}$$

(V_{cr} : 渦励振発現風速)

バネ支持実験においてダミー模型を置いた場合、単体パイプに比べて V_{cr} が増加したが、これは S_t の減少に対応すると考えられ、後流渦の周波数測定結果と定性的によい一致を示しているといえる。

3.4.2 渦励振現象と非定常空気力との関係

鉛直たわみ変位に起因する速度と同位相の揚力係数は、これが正のとき構造物の振動を促進することを意味するが、今回のバネ支持実験と非定常空気力係数とを比較すると、下流側にダミー模型を設置した場合は両者がよく一致することを示しているが、上流側にダミー模型を設置した場合は V_{cr} が増加する傾向を非定常空気力は示していない。また、渦励振振幅の変化と非定常空気力の値の変化も必ずしも一致していない。この理由については現在のところ明らかにされておらず、今後の課題といえよう。

3.5 ま と め

今回の実験より明らかとなった事項をまとめると以下のとおりである。

- 1) 流れに並列に設置したパイプの渦励振の発現風速はパイプの間隔が $0 \sim 10D$ の範囲で単体パイプに比べやや高くなる。
- 2) 渦励振振幅は、下流側にダミー模型がある場合は単体パイプに比べ大きくなり、上流側にある場合は小さくなる。
- 3) 渦励振発現風速の変化は後流渦の無次元周波数の変化とよい対応を示している。
- 4) 強制振動法より求めた非定常空気力係数と渦励振現象との対応は必ずしも充分でなく、今後の課題といえよう。

4. 海洋構造物の疲労設計に関する文献調査

今回調査を行った文献は、波力による海洋構造物の鋼管接合部の疲労を扱っている。潮流力によるパイプの振動に関する疲労設計法を扱った論文は今回の調査では得られなかったが、波力に対する疲労設計の重要性、およびこのプロセスの多くの部分は潮流力に対する疲労設計に大いに参考になることなどを考慮し、得られたものについて文献抄録を作成した。対象とした文献は以下のとおり。

4.1 Fatigue Design of an Offshore Structure

4.2 海洋構造物の疲労設計

4.3 Evaluation of Fatigue Consideration in the Design of Framed Offshore Structures

4.4 Fatigue analysis of steel offshore structures

4.5 Probabilistic Fatigue Design for Ocean Structures

4.6 Probability-based Fatigue Design Algorithm for Offshore Structures

4.7 Problems in Long-life Fatigue Assessment for Fixed Offshore Structures

4.8 Materials and Fabrications Requirements for Offshore Constructions

なお著者名、掲載論文集名、発表年度については、以下の文献抄録にあわせて示されている。また、これらの文献より得られた波力による海洋構造物の鋼管接合部の疲労設計プロセスを、主な手法とあわせて図4に示す。

4.1 Toshio Atsuta, Shoji Toma, Yoshiaki Kurobane, and Yoshiyuki Mitsui
Fatigue Design of an Offshore Structure
Prepr. Annu. Offshore Technol. Conf.
Vol. 8th, No. 2, Page 873-888, 1976.

4.2 熱田稔雄, 当麻庄司
海洋構造物の疲労設計
橋 梁
Vol. 14, No. 5, Page 12-18, 1976

4.1 および 4.2 は同様の内容なので 4.1 を中心に, その内容の概略を述べる。

構造物の動的解析法および波, 風, 潮流の統計的データを用いた海洋構造物の疲労設計法が述べられている。また実際の設計計算がジャッキアップングを例にとって行われている。まず波, 風のパワースペクトルを決め, 3 自由度のランブトマスモデルにより動的応答が計算される。応力集中係数および Neuber 則より塑性ひずみの頻度分布関数が求まり, Palmgren-Miner 則および材料の疲労曲線より疲労寿命の算定ができる。論文 4.1 の主な項目は以下のとおり。

Abstract

Introduction

Outline of design procedure

Description of structure

Design condition

波のスペクトルとしては, Bretschneider の式, 風のスペクトルとしては日野の式, 潮流の分布パターンとしては実測値より求めたものを用いている。

Load 風や潮流の卓越周波数は構造物の基本振動数に比べて低いので, これらは静的な荷重として計算される。波力の計算にあたっては Airy の理論および Morison の式を用いている。

Response of jack-up platform in waves

Nominal stress

ジャッキアップリグの脚のトラス部材の見かけの応力スペクトルより, 2 時間の暴風の中での平均応力, 最大応力, そのくり返し回数が推定でき, 15 年間に 2 時間の暴風が 25 回起こるとする仮定のもとに見かけの応力とそのくり返し回数が推定される。

Hot spot strain range

Neuber 則により見かけの応力 σ_n と鋼管接合部のホットスポットにおける実応力振幅 $\Delta \sigma$ と実ひずみ振幅 $\Delta \epsilon$ は次のように表わされる。

$$\Delta \epsilon \cdot \Delta \sigma = K_f^2 \frac{\Delta \sigma_n^2}{E}$$

ここに K_f : 疲労強度低減係数 $K_f = \sqrt{K_o \cdot K_e}$ (Neuber 則)

$$K_f = K_t \cdot K_w$$

K_o : 塑性応力集中係数

K_e : 塑性ひずみ集中係数

K_t : 構造的な応力集中係数

K_w : 溶接止端部における微視的なノッチ効果による疲労強度低減係数

またホットスポットにおける実応力振幅と実ひずみ振幅の関係としては, J. D. Morrow の提案式を用いる。これより実ひずみ振幅とその繰返し回数の関係が求まる。

Fatigue design

安全係数が 20 の S - N curve と実ひずみ振幅 - 繰返し回数より, Palmgren-Meiner 則を用いると 15 年間の累積疲労損傷比が求まり, 15 年をこの比で除すと疲労寿命が 44 年と求まる。この値は疲労破壊に対して充分安全なものである。

Acknowledgements

Reference

Appendix - Evaluation of stochastic data from power spectral density function

4.3 Joseph Kallaby and James B. Price

Evaluation of Fatigue Consideration in the Design of Framed Offshore Structures
Prepr. Annu. Offshore Technol. Conf.

Vol. 8th, No. 2, Page 907-917, 1976

本論文ではニュージーランド沖のマウイプラットフォームAにおける経験にもとづき、プラットフォーム設計の疲労基準を評価している。また実用的な疲労基準の必要を強調し、いくつかの解析方法を調べている。さらに適切な応力集中係数を推定する必要があることを示し、プラットフォームの重量や費用におよぼす疲労の影響について議論されている。本論文の主な項目は以下のとおり。

Abstract

Introduction

Maui platform A

Significant elements of fatigue design

疲労設計に重要な要因としては、疲労寿命、環境条件、仮定の簡略化、構造物のモデル化、応力集中係数、動的応答倍率、許容くり返し応力、および疲労損傷の集積があげられている。これらの説明が以下になされる。

Fatigue life

Environmental conditions

Simplifying assumptions

計算を簡単にするための仮定としては、疲労損傷は応力振幅により起こり、この応力は波によるものだけであること、波による応力は対称であること、最大応力が生ずる荷重条件とその部材の位置の関係を簡略化してよいこと、波の方向としては2方向だけを計算すればよいこと、が挙げられている。

Structural modeling

構造モデルとしては、各鋼管接合部における応力の差異を調べるためのものと、プラットフォームの動特性を調べるために必要なものの2つがある。

Method for determining stress concentration factors (SCF)

SCF (応力集中係数) は鋼管接合部のホットスポット応力と見かけの応力との比と定義され、ホットスポット応力は鋼管接合部の最大応力と定義される。SCFの求め方としては、他の研究者が提案した式を用いる、モデルテストを行う、有限要素法により解析するなどが挙げられている。

Equations for estimating SCF

SCF推定のために、Toprac and Beale の式、Reber の式、Visser の式、Kuang, Potvin, and Leick の式が示されている。

Comparative evaluation of SCF

複雑な接合部のSCFについて有限要素法により求めたものとReberの式により求めたものとを比較すると、後者はどれも適切にSCFを推定しておらず、修正が必要で

ある。

Dynamic amplification

D A F (動的応答倍率) を用いることは正確に動的応答を評価していることにはならないが、離散的な疲労解析手法とともに用いるならば合理的な方法といえる。

Allowable cyclic stresses

接合部のホットスポット応力を考慮するうえで有用な S - N 曲線としては、American Welding Society が提案しているもの、Lloyds Basic S - N 曲線、いわゆる Lloyds 改良 S - N 曲線がある。

Summation of fatigue damage

広く用いられている方法としては、Palmgren - Miner 線形集積損傷理論がある。

Method of fatigue analysis

疲労解析として広く用いられている方法には、スペクトル法、離散的方法、許容応力度法がある。これらの説明が以下になされる。

Spectral method

次のステップにより実施される。伝達関数の決定 → 有義波高に応じた適切な波スペクトルの選定 (Bretschneider, Pierson - Moskowitz) → 応答スペクトルの計算 → 同じ有義波高をもつグループでのある波高を越える波数の決定 → 波数と応答の大きさとの関係の決定 → 応答の大きさとその発生回数の関係を求める。

Discrete method

次のステップにより実施される。いくつかの波高と再現期間の選択 → この波による応力振幅の決定 → 動的応答倍率をかける → 波高と応力振幅をプロットする → いくつかのグループにわけ平均波高で代表させる → 各グループの平均波高に対応した応力レベルにおける許容くり返し回数の決定 → 疲労損傷、疲労寿命の計算。

Allowable stress method

次のステップにより実施される。いくつかの波高と再現期間の選択 → 波高に応じた基部のせん断力を決める → 波高と基部のせん断力を波高と基部の最大くり返しせん断力で定義 → 波数と波高の関係を求める → 動的倍率をかける → くり返し応力振幅をせん断力に比例配分させて求める → 発現波数とくり返し応力振幅の関係を求める → 最大くり返し応力振幅に対応した許容くり返し回数を S - N 曲線より求める → 疲労損傷、疲労寿命の計算。

Fatigue premium

Additional tonnage for fatigue requirements

Concluding remarks

Acknowledgement

References

本論文は海洋構造物の疲労破壊に関する評価をするための単純な式を、決定論的な方向およびスペクトル解析的な方向から求めている。これらは、S-N曲線、波高超過スペクトル、および応力振幅-波高、に関する単純な相互関係式に基くものである。100年間を単位とする集積疲労損傷はMiner則から求められており、疲労寿命は100を集積損傷で除すことにより求められる。疲労解析はくり返し行うものであり、設計の進行に伴いより正確なデータを導入することにより、初期の疲労に関する評価を拡張し、最終設計を確実なものとする。以下に本論文の主な項目を記す。

Introduction

Basic parameters

S - N curves (fatigue curves)

$$\log \sigma = \log \sigma_1 + m_1 \log n \quad \dots\dots\dots (1)$$

なる関数形を用いる。

H - N curves (wave exceedance spectrum)

$$H = H_m + m_2 \log N \quad \dots\dots\dots (2)$$

なる関数形を用いる。

S - H curves (stress range / wave height)

$$\sigma = a_1 H + a_2 H^2 \quad \dots\dots\dots (3)$$

なる関数形を用いる。

Analysis

Cumulative damage

$$\Delta D = dN/n \quad \dots\dots\dots (4)$$

式(1)~式(4)より、集積損傷は諸パラメータを代入することにより計算される。

Linear relationships of all parameters

More general expressions

$$\sigma = a H^b \quad \dots\dots\dots (5)$$

を式(3)の代わりに用いても同様に D は計算できる。動的増幅関数 $g(H)$ を含んだ

$$\sigma = f(H) q(H) \quad \dots\dots\dots (6)$$

の場合も積分の形で D が表現される。

Dynamic amplification factor

構造物の振動は基本モードのみと仮定し、波の周波数と波高の関係を

$$\omega = c_1 e^{-c_2 H} \quad \dots\dots\dots (7)$$

とおけば、 $q(H)$ が求まる。

Rayleigh distribution

波高分布のような現象には Rayleigh 分布が適用できる。すなわち

$$p(H) = \frac{2H}{\bar{H}^2} e^{-H^2/\bar{H}^2} \dots\dots\dots (8)$$

Damage integral using Rayleigh distribution

波高超過スペクトルのかわりに Rayleigh 分布を用いても同じように決定論的な解析ができる。

Spectral fatigue analysis

スペクトルエネルギー密度曲線 (half amplitude squared energy density spectrum) としては Pierson-Moskowitz の式を用いる。これより特定のホットスポットでの動的応力スペクトルが求まり、応力ピークの分布を Rayleigh 分布と仮定して疲労解析ができる。

Comparison between deterministic and spectral methods

試算結果によれば、疲労寿命は動的増幅を考慮しない場合には決定論的方法も、スペクトル解析法も大差ないが、これを考慮した時は、決定論的方法では特定の同波数の増幅効果しか考慮しないため、大きな差異が見られる。

Summary

Acknowledgements

Appendix - A basis for reconciling observed and theoretical seas

References

4.5 Paul H. Wirsching, Bernhard Stahl, and Kenneth G. Nolte

Probabilistic Fatigue Design for Ocean Structures

Proc. A. S. C. E., J. Struct. Div.

Vol. 103, No. 10, Page 2049-2062, 1977

4.6 P.H. Wirsching, B. Stahl, and K.G. Nolte

Probability-based Fatigue Design Algorithm for Offshore Structures

Conf. Prepr. A. S. C. E.

No. 2834, 1977

4.5 および 4.6 は同様の内容なので 4.5 を中心にその内容の概略を述べる。

本論文は海洋構造物の疲労設計方法を扱っており、設計におけるすべての不確定要素を説明し、不規則過程として応力を扱うこともできる。本方法の最大の特長は、比較的大きな変動係数を有する因子を含む設計、および信頼性理論の二次モーメント法で有意義な誤差を生ずるような設計において、その危険性を推定できることである。また本方法のアルゴリズムは閉じた形で記述されているため、電子計算機を必要とせずとくに予備設計の段階で有用といえる。本論文の主な項目は以下のとおり。

Introduction

Fatigue model

$$L = EH^g \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここに L ; 荷重, E ; 変動を表わす不規則変数, H ; 波高

$$F_H(h) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{h}{\delta}\right)^{\xi}\right] \text{ Weibull distribution } \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここに F_H ; 波高の累積分布

$$S = CL \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここに S ; 応力, C ; 応力解析における不確定性を表わす不規則変数

$$NS^w = K \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここに N ; 応力 S で疲労破壊をおこすくり返し回数

式(1)〜式(4)より疲労損傷 DO_0 が計算され、これがある値 d を越えると疲労破壊が起こる。

Application of fatigue model

General model

より一般的には暴風時の波による損傷の他に、作業可能な海の状態における波による損傷もあわせて考慮する必要がある。

Fatigue damage in storms

波高は Rayleigh 分布と仮定し、有義波高は時間の関数と仮定すると、1つの暴風による損傷が時間による積分を含んだ式で表現され、これを構造物の寿命 T 内で発生が予想される暴風について加えると、暴風による損傷が求まる。まれ暴風の発生が

Poisson 分布と仮定すれば、損傷の平均値、標準偏差が求まる。

Uncertainties in design factors

各因子の変動は平均値と標準偏差で計算されるものとし、経験式における指数は一定とする。このとき以下の因子 X の不確定性は、標準偏差を平均値で除した変動係数 V_x で示される。

Design life, M cycles ; $V_M = 0.05$

Weibull parameter, δ ; $V_\delta = 0.05$

Hot spot stress parameter, C , and force variability, E ;

$$V_{CE} = 0.30, V_C \approx 0.2, V_E \approx 0.2$$

Fatigue curve parameter K ; $V_K = 2.013$

Palmgren - Miner failure level, A ; $V_A = 0.70$

Large variance problem

変動係数が大きい場合の破壊確率を、すべての変数は対数正規分布 (lognormal distribution) であるとの仮定のもとに求めている。

Example

Conclusion

Acknowledgement

Appendix I - Closed form fatigue damage expressions

Appendix II - Lognormal distribution formulas

Appendix III - References

4.7 P. W. Marshall

Problems in Long - life Fatigue Assessment for Fixed Offshore Structures

Conf. Prepr. A. S. C. E.

No. 2638, 1976

本論文は固定型の海洋構造物の疲労解析について述べたものであり、既に実施された多くの研究成果をふまえ、問題点、有用なデータ、今後実施すべき研究についてとりまとめたものである。主な内容は以下のとおり。

Introduction

The problem

- 鋼管の溶接接合部の疲労については 1960 年代より調査がなされ A P I および A W S の基準に反映されている。
- くり返し载荷時には接合部は塑性ひずみから熱が生じ（ホットスポット）、 10^5 程度の低いくり返し数で破壊する（低サイクル疲労）。
- 3 ～ 5 ksi のホットスポット応力振幅では、荷重のかかる回数が数オーダほど増加し、構造物の固有周期と近い波の周期により、構造物の応答も動的に増幅される。
- 従来多くの研究はホットスポット応力振幅が 20 ～ 80 ksi の領域に関心が向けられていたが、3 ～ 5 ksi の領域のデータはほとんどないために、最近はこちらの問題が強調されている。
- 不静定次数の高い構造物は全体的な崩壊までにかかなりの時間がかかるため、疲労による危険の大部分は経済的なものであり、環境、公共の利益、人材の安全などに対する危険を意味しない。
- 疲労損傷は、1 サイクルごとに集積される疲労の計算、あるいは Startling が提案している非定常不規則疲労計算、などにより求められる。

Some available data

- 腐蝕疲労に関するデータ…… Fig. 4
- せまい周波数領域での不規則荷重载荷による疲労試験のデータ…… Fig. 5
- 疲労によるひびがある段階以上に達すると、Miner 則では損傷を与えないような荷重でも破壊に寄与する…… Fig. 6
- この荷重の値は、腐蝕をうながす海水においては低下する…… Fig. 7
- 破壊の基本式は

$$da = f(\Delta K) dN$$

ここに a ; ひびの大きさ, N ; くり返し回数, ΔK ; くり返し応力集中係数であるが、 ΔK と da/dN の関係が Fig. 8 に示されている。

Research needed

重要な問題としては、海水中の電気防食された溶接部の腐蝕疲労に関するデータを集めること、および高サイクル腐蝕疲労に関する研究を行うことが挙げられる。

References

4.8 H. C. Cotton

Materials and Fabrications Requirements for Offshore Constructions

Autumn Rev. Course Performance Offshore Struct.

Page 56-64

大型の海洋構造物の建設にあたっては、その環境にあわせた独特の設計を考慮して、鋼材、溶加材、溶接順序を選ぶ必要がある。また架設にあたって生ずる問題と同様に、脆性破壊、疲労および応力腐蝕についても注意を払う必要がある。本論文は、これら海洋構造物の建設にあたり検討すべき事項をまとめたものであり、その主な項目は以下のとおりである。

Steel or concrete

What grade of steel ?

Weldability

Inclusion morphology

Fatigue 疲労の問題を、とくに使用材料の選択の面から論じている。

Better steels

Better weld metal

Better design data

References

5. お わ り に

現時点までの調査により、潮流によるパイプ部材の渦励振の単純な推定方法、渦励振におよぼす近接部材の影響、疲労設計のプロセスの概要が明らかとなった。今後は、渦励振におよぼす3次元性、流れの乱れ、および流体が水であることなどの影響を把握し、潮流におけるパイプ部材の渦励振の推定精度を高め、潮流力に対するパイプ構造物の設計法を提案するよう研究を実施していくつもりである。

参 考 文 献

以下では第4章で参考とした文献は除いてある。

1. 建設省土木研究所構造研究室：パイプ構造物におよぼす潮流力に関する文献調査，土木研究所資料第1231号，昭和52年3月
2. 建設省土木研究所構造研究室：複数パイプに及ぼす流体力に関する調査，土木研究所資料第1370号，昭和53年3月
3. R. N. Sainsbury, D. King : The flow induced oscillation of marine structures, Proc. Instn. Civ. Engrs. 49, 1971
4. 岡内, 伊藤, 宮田：耐風構造，丸善，昭和52年5月
5. G. V. Parkinson : Wind -induced instability of structures, Phil. Trans. Roy. Soc. A 269, 1971
6. 土木学会：海洋鋼構造物設計指針（案）解説，昭和48年8月
7. 小坪清真：土木振動学，森北出版，昭和48年3月
8. R. E. D. Bishop, A. Y. Hassan : The lift and drag force on a circular cylinder in a flowing fluid, Proc. Roy. Soc. A, 1964
9. 山本, 関田：潮流海域における浮遊式鋼管構造物および海底パイプライン等に作用する振動力について，第20回海岸工学講演会論文集，昭和48年
10. 勝井, 宮崎, 花村：潮流下におけるパイプの防振対策に関する実験的研究，第22回海岸工学講演会論文集，昭和50年
11. 松井, 田中, 高原, 梅村, 池上：カルマン渦による円柱の振動について，三菱重工業株式会社，昭和49年
12. 今本, 武山：開水路流れに設置された円柱の振動特性について，京大防災研究所年報第13号B，昭和50年

表 3 - 1 非定常空気力風洞諸元

			非定常空気力風洞
風 洞 形 式			単回路還流式
主要寸法	測定胴	幅 (mm)	1,000
		高 (mm)	2,000
		長 (mm)	3,000
	縮流胴	入 口 (mm×mm)	3,000 × 5,000
出 口 (mm×mm)		1,000 × 2,000	
		縮流比	7.50
	風 路 全 長 (mm)		55,000
送 風 機	形 式		固定ピッチ動翼軸流式
	動 翼 直 径 (mm)		1,500
	有 効 全 圧 (mm Ag)		40.0
	風 量 (m ³ /s)		70.0
	回 転 数 (rpm)		1,250.0
	容 量 (kw)		50.0
気 流	最 大 風 速 (m/s)		30.0
	乱 れ 率 (%)		0.5 %以下

表 3 - 2 実験ケース一覧表

実験の種類別	実 験 ケ ー ス							
非定常空気力実験	並列パイプ	パイプ間隔	+ 10 D	+ 3 D	+ 1 D	- 1 D	- 3 D	- 12 D
		加振周波数 (Hz)	4	4	4	4	4	4
		片 振 幅 (mm)	10	10	10	10	10	10
	単体パイプ	片 振 幅 (mm)	1	2	5	10	15	20
		加振周波数 (Hz)	5	5	5	4	4	4
								25
バネ支持模型実験	並列パイプ	パイプ間隔	+ 10 D	+ 1 D	- 1 D	- 3 D	- 12 D	
	単 体 パ イ プ							

- ① パイプ間隔は正がダミー模型を上流側に設置した場合であり、負が下流に設置したことを表わす。
 ② D : パイプの直径 (10 cm)

表 3 - 3 パネ支持模型実験条件

模 型 重 量	3217 gf/model
振 動 数 (たわみ)	4.0 Hz
パ ネ 定 数	2073.6 gf/cm 上パネ: 411.5 gf/cm × 4本 下パネ: 213.8 gf/cm × 2本
支 持 方 法	たわみ 1 自由度
構 造 減 衰	0.02

表 3 - 4 後流渦の特性

ダ ミ ー 模 型 (D : パイプの直径)	風 洞 風 速		卓 越 周 波 数	
	V (m/s)	V/ND	N_v (Hz)	$St = N_v D/V$
NONE	6.45	16.13	13.15	0.204
1 D	8.92	22.30	13.00	0.146
3 D	6.38	15.95	-	-
10 D	6.47	16.18	11.60	0.179
- 1 D	6.44	16.10	9.50	0.148
- 3 D	6.44	16.10	11.85	0.184
- 12 D	-	-	-	-

注) ○ 3 D の卓越周波数は不明

○ - 12 D は未計測

○ 記号説明

V/ND : 無次元化した風洞風速

N : 模型の加振周波数

St : 無次元化した卓越周波数

N_v : 後流渦の卓越周波数

表 3 - 5 加振周波数以外の空気力特性

ダ ミ ー 模 型 (D : パイプの直径)	風 洞 風 速		卓越周波数 ($St = N_v \cdot D/V$)	
	V (m/s)	V/ND	範 囲	平 均 値
NONE	2.28 ~ 3.71	5.70 ~ 9.28	0.197 ~ 0.209	0.204
1 D	3.67 ~ 4.90	9.18 ~ 12.25	0.146 ~ 0.154	0.149
3 D	2.01 ~ 4.11	5.03 ~ 10.28	0.159 ~ 0.201	0.183
10 D	2.08 ~ 3.95	5.20 ~ 9.88	0.176 ~ 0.188	0.183
- 1 D	3.18 ~ 5.27	7.95 ~ 13.18	0.147 ~ 0.155	0.152
- 3 D	2.12 ~ 4.17	5.30 ~ 10.43	0.150 ~ 0.196	0.181
- 12 D	2.46 ~ 3.64	6.15 ~ 9.10	0.204 ~ 0.211	0.208

注) V/ND : 無次元化した風洞風速

N : 模型の加振周波数

St : 無次元化した卓越周波数

N_v : 加振周波数以外の卓越周波数

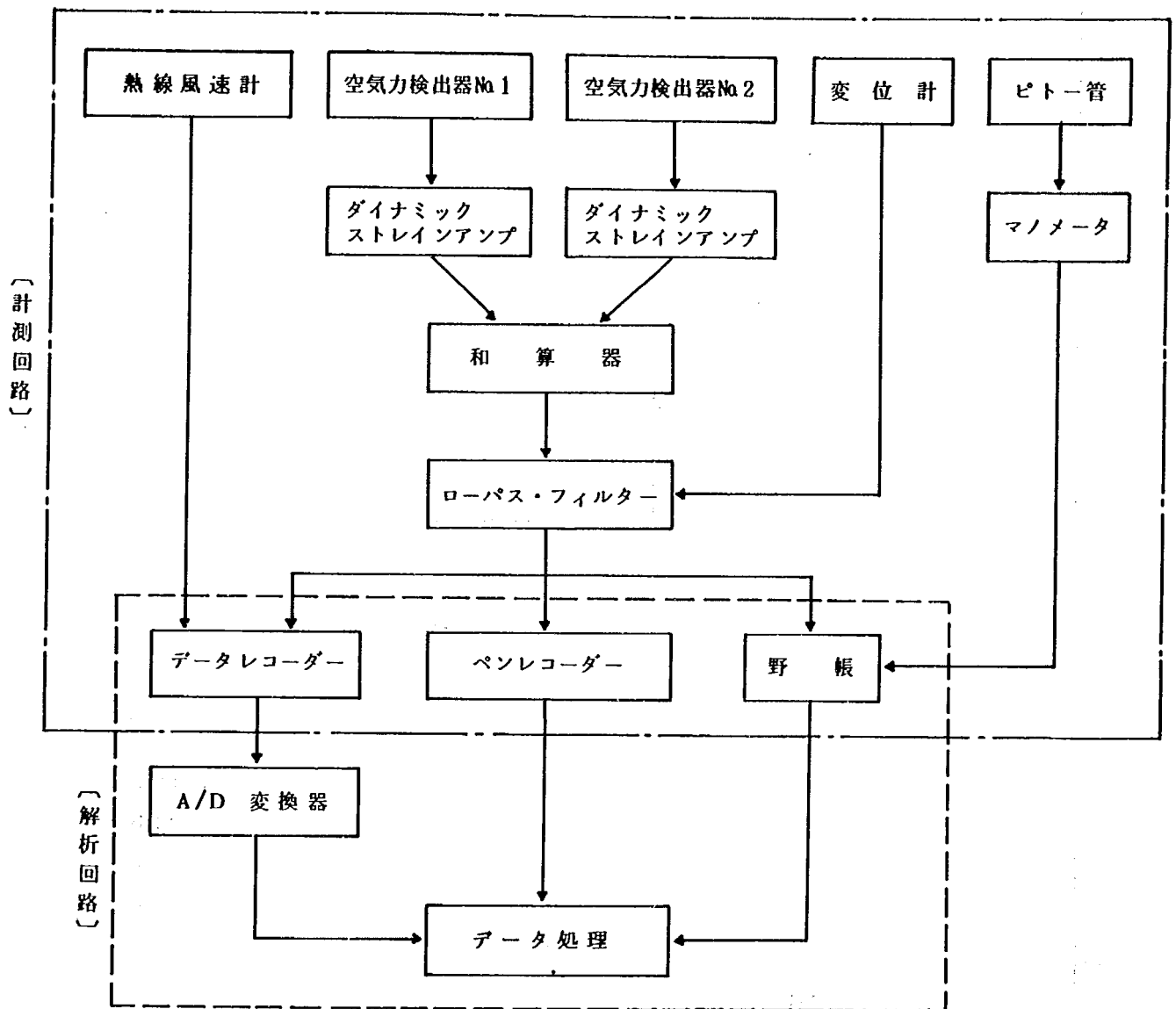


図 3 - 1 非定常空気力実験の回路図

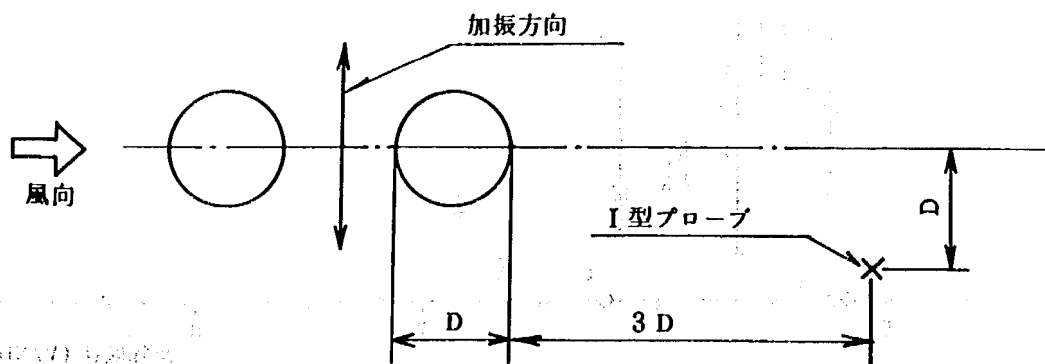


図 3 - 2 熱線風速計の設置位置

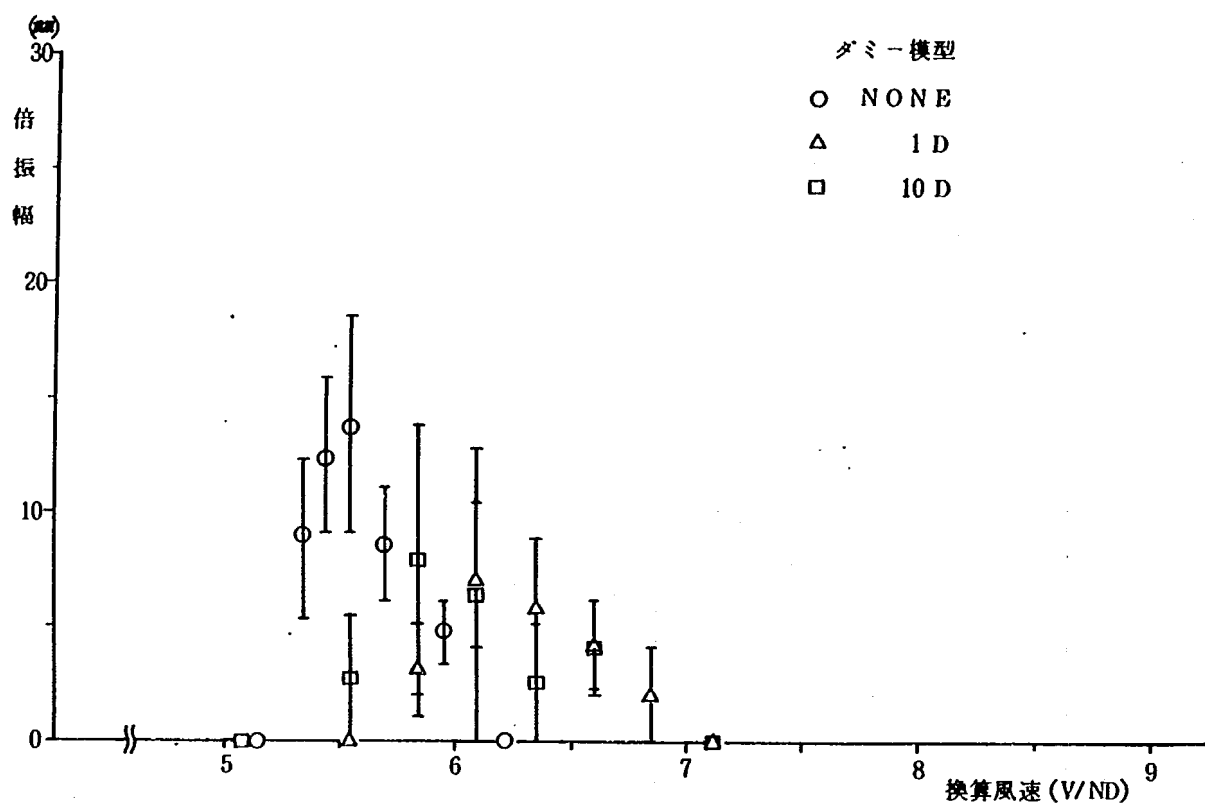


図 3 - 3 渦励振振幅と換算風速の関係 (ダミー模型上流側)

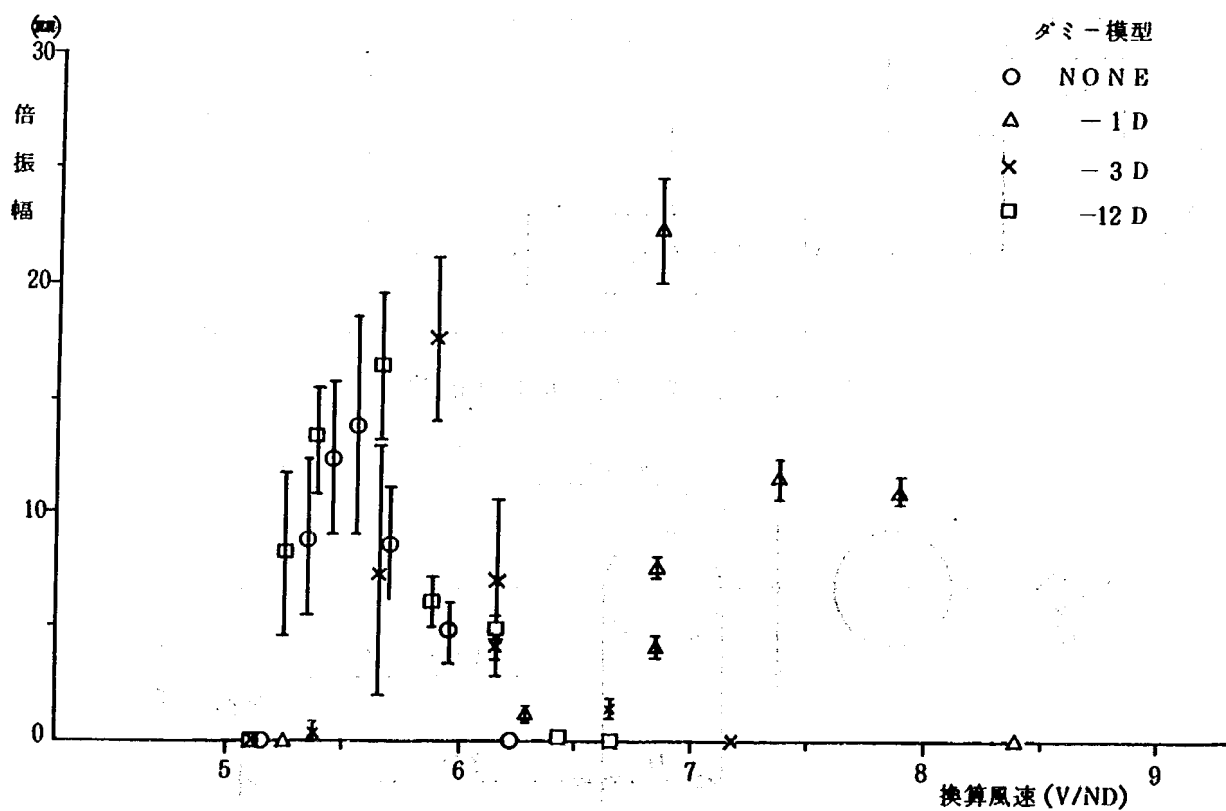


図 3 - 4 渦励振振幅と換算風速の関係 (ダミー模型下流側)

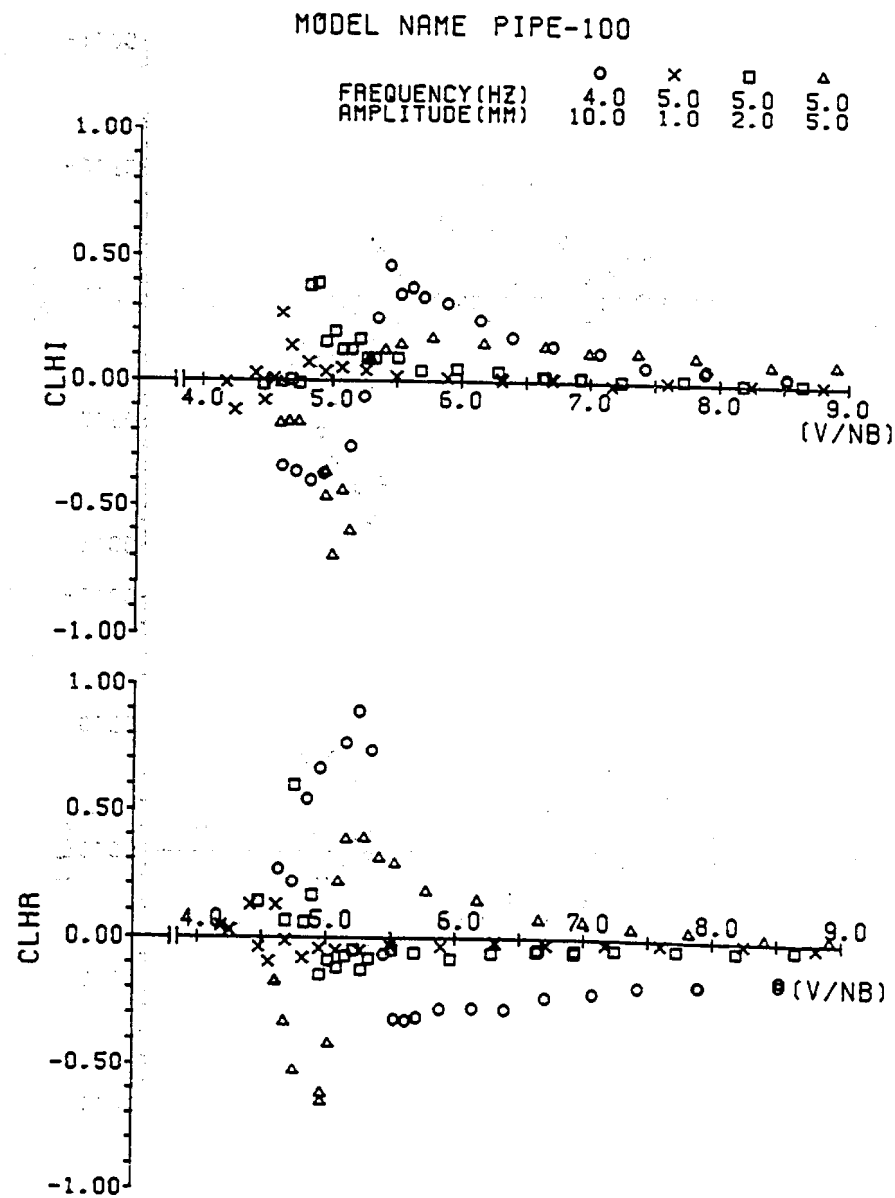


図 3 - 5 非定常空気力係数 (単体パイプ)

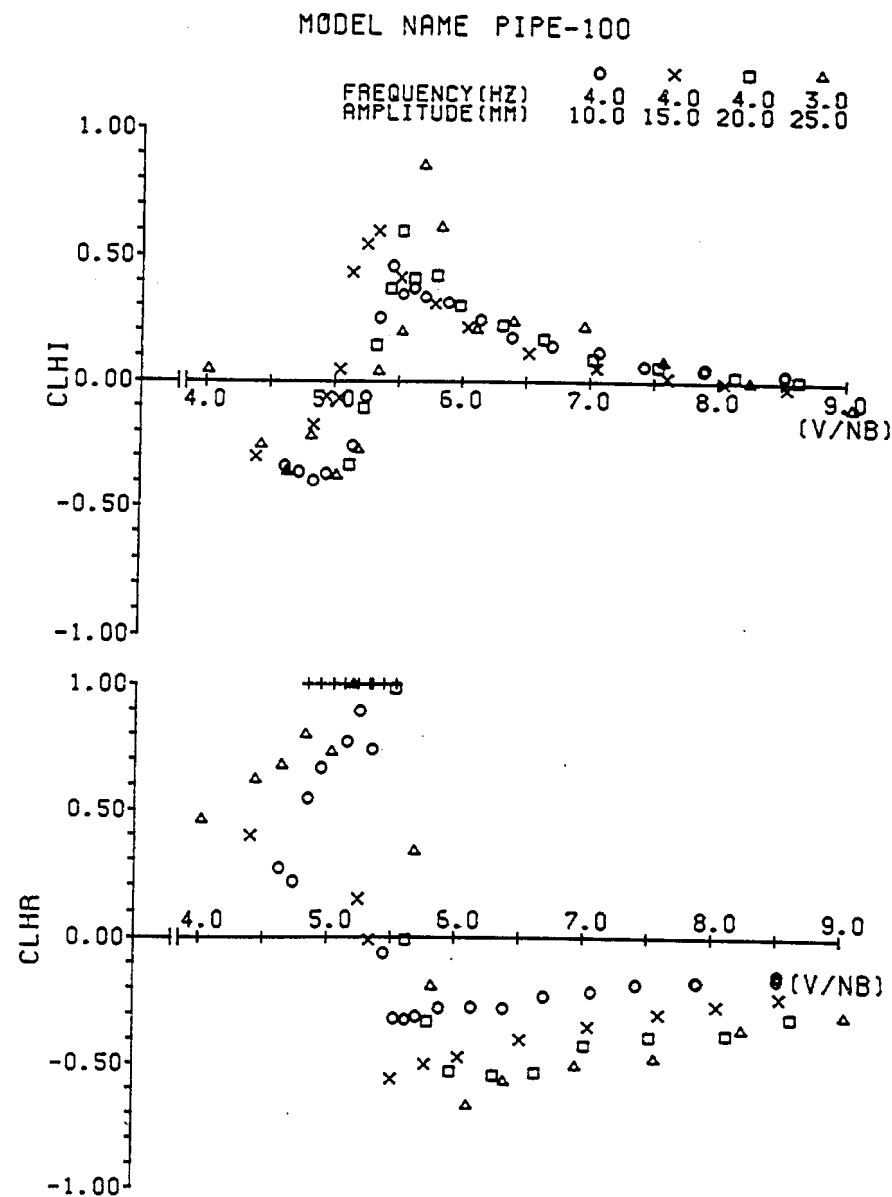


図 3 - 6 非定常空気力係数 (単体パイプ)

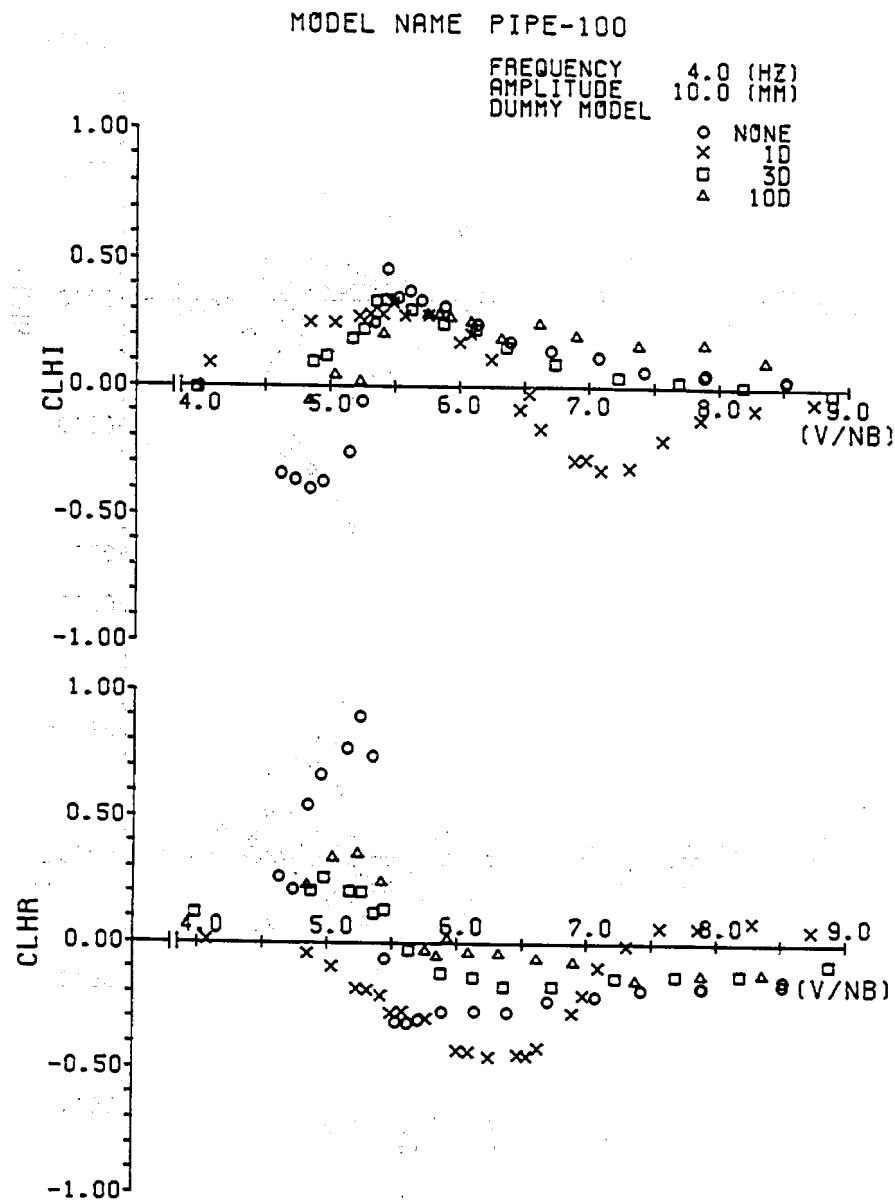


図3-7 非定常空気力係数(ダミー模型上流側)

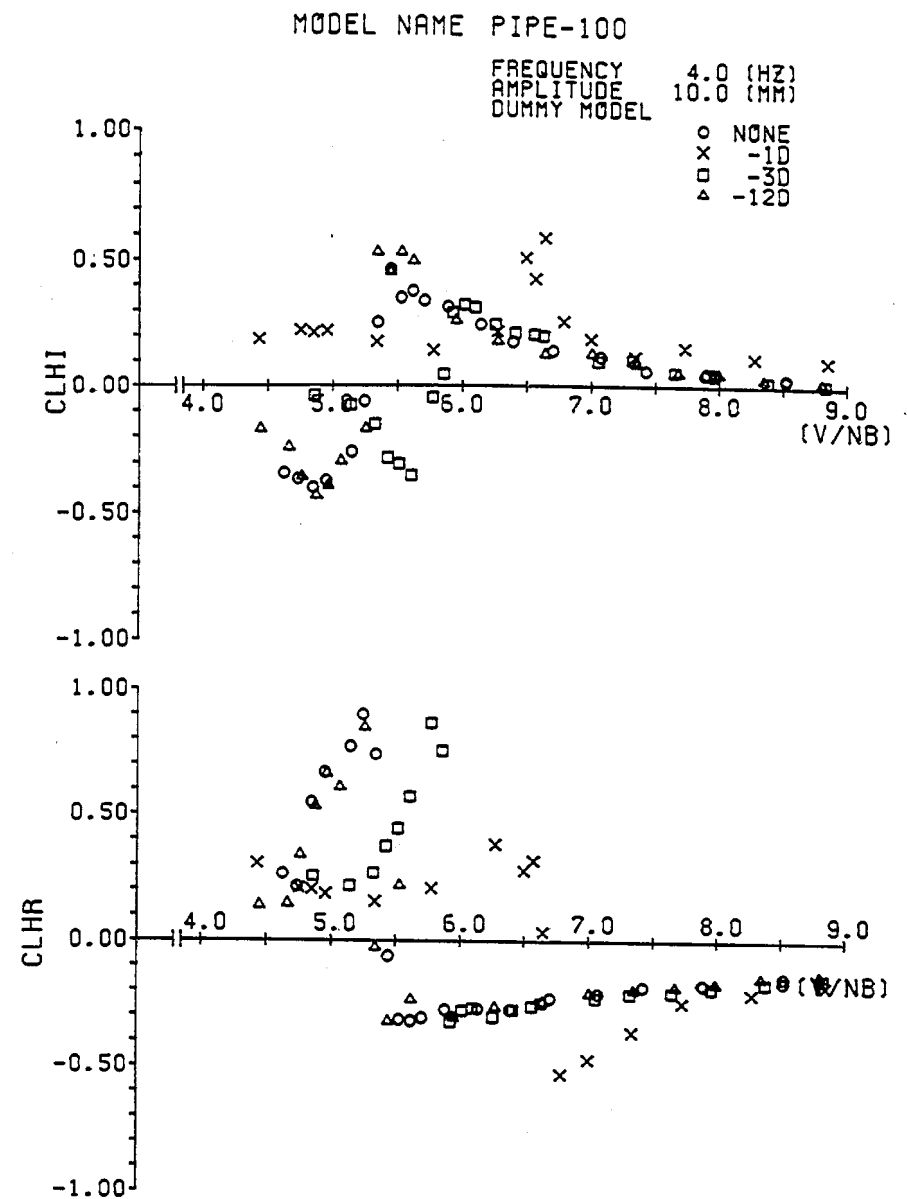


図3-8 非定常空気力係数(ダミー模型下流側)

POWER SPECTRAM OF WIND

MODEL NAME : PIPE-100
FLOW : UNIFORM
VIBRATION MODE : DEFLECTION 4.0(HZ)
DUMMY MODEL : NONE
AMPLITUDE : 10.00 (MM)
WIND SPEED : 6.45 (M/S)

P.S.D BY MEM
DT= 10(MS)
N= 1001
FPE(LAG=3*N**0.5)

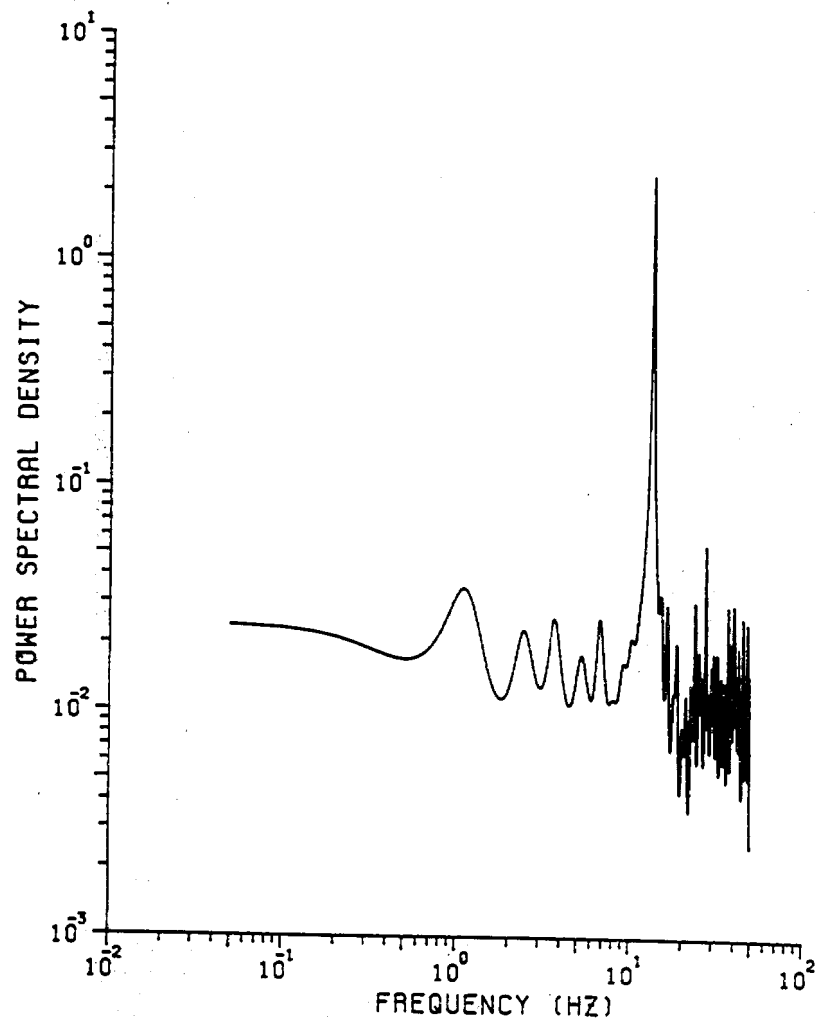


図 3 - 9 後流渦の P. S. D

POWER SPECTRAM OF WIND

MODEL NAME : PIPE-100
FLOW : UNIFORM
VIBRATION MODE : DEFLECTION 4.0(HZ)
DUMMY MODEL : 10
AMPLITUDE : 10.00 (MM)
WIND SPEED : 8.92 (M/S)

P.S.D BY MEM
DT= 10(MS)
N= 1001
FPE(LAG=3*N**0.5)

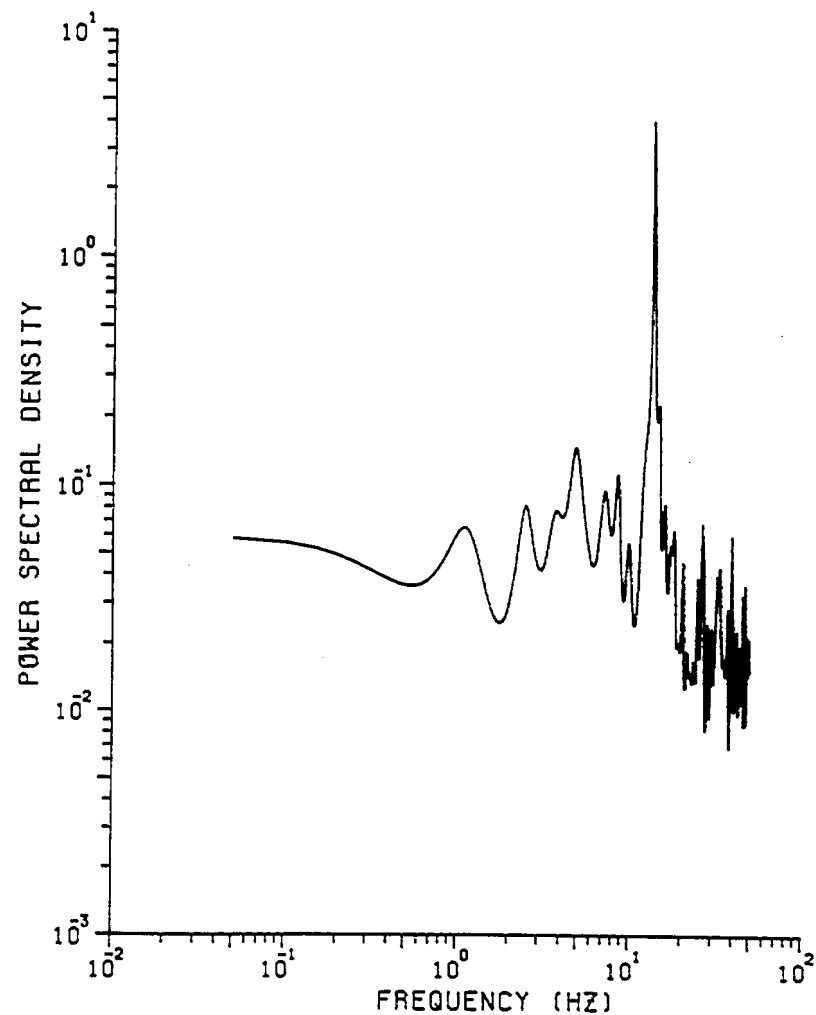


図 3 - 10 後流渦の P. S. D

POWER SPECTRAM OF WIND

MODEL NAME : PIPE-100
 FLOW : UNIFORM
 VIBRATION MODE : DEFLECTION 4.0(HZ)
 DUMMY MODEL : 3.0
 AMPLITUDE : 10.00 (MM)
 WIND SPEED : 6.38 (M/S)

P.S.D BY MEM
 DT= 10(MS)
 N= 1001
 FPE(LAG=3*N**0.5)

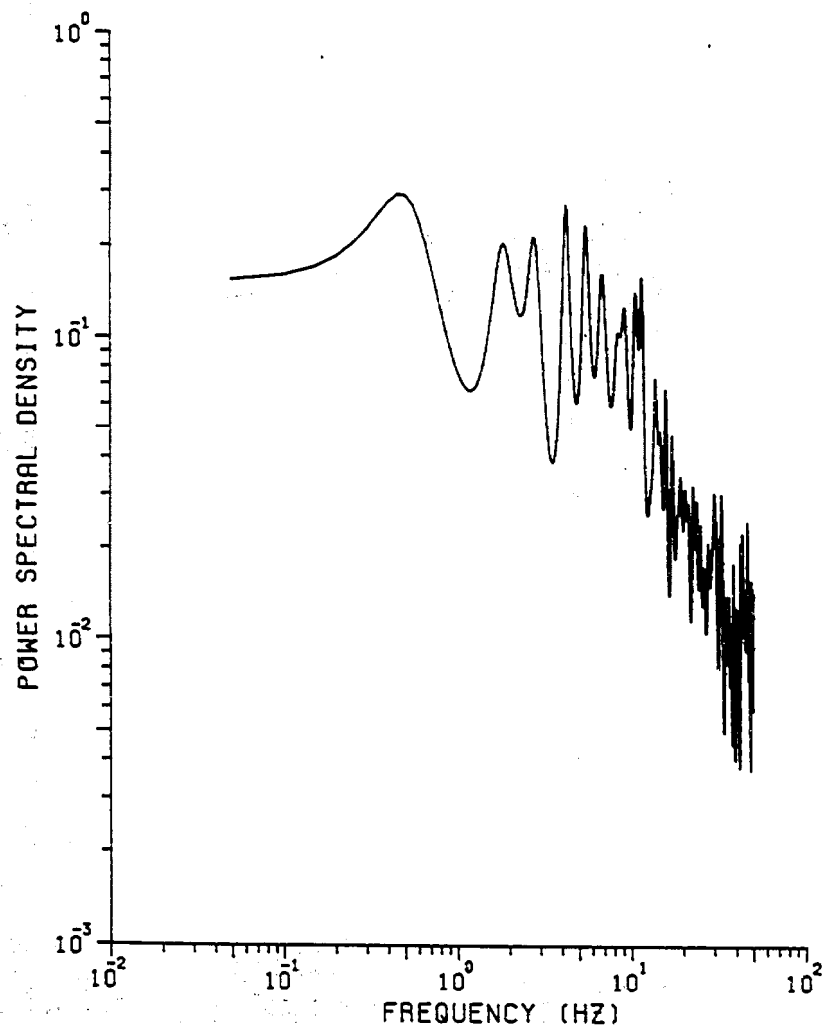


図3-11 後流渦のP.S.D

POWER SPECTRAM OF WIND

MODEL NAME : PIPE-100
 FLOW : ICHIYOH
 VIBRATION MODE : DEFLECTION 4.0(HZ)
 DUMMY MODEL : 10.0
 AMPLITUDE : 10.00 (MM)
 WIND SPEED : 6.47 (M/S)

P.S.D BY MEM
 DT= 10(MS)
 N= 1001
 FPE(LAG=3*N**0.5)

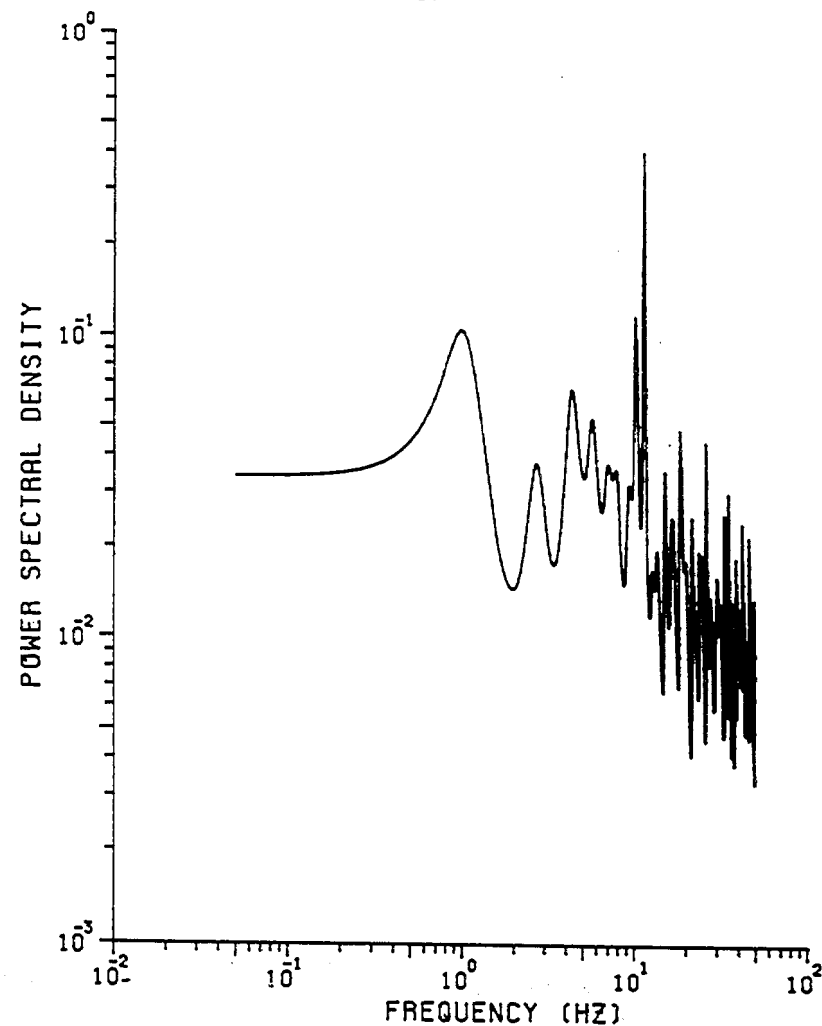


図3-12 後流渦のP.S.D

POWER SPECTRAM OF WIND

MODEL NAME	: PIPE-100	P.S.D BY MEM
FLOW	: UNIFORM	DT= 10(MS)
VIBRATION MODE	: DEFLECTION 4.0(HZ)	N= 1001
DUMMY MODEL	: -1.0	FPE(LAG=3*N**0.5)
AMPLITUDE	: 10.00 (MM)	
WIND SPEED	: 6.44 (M/S)	

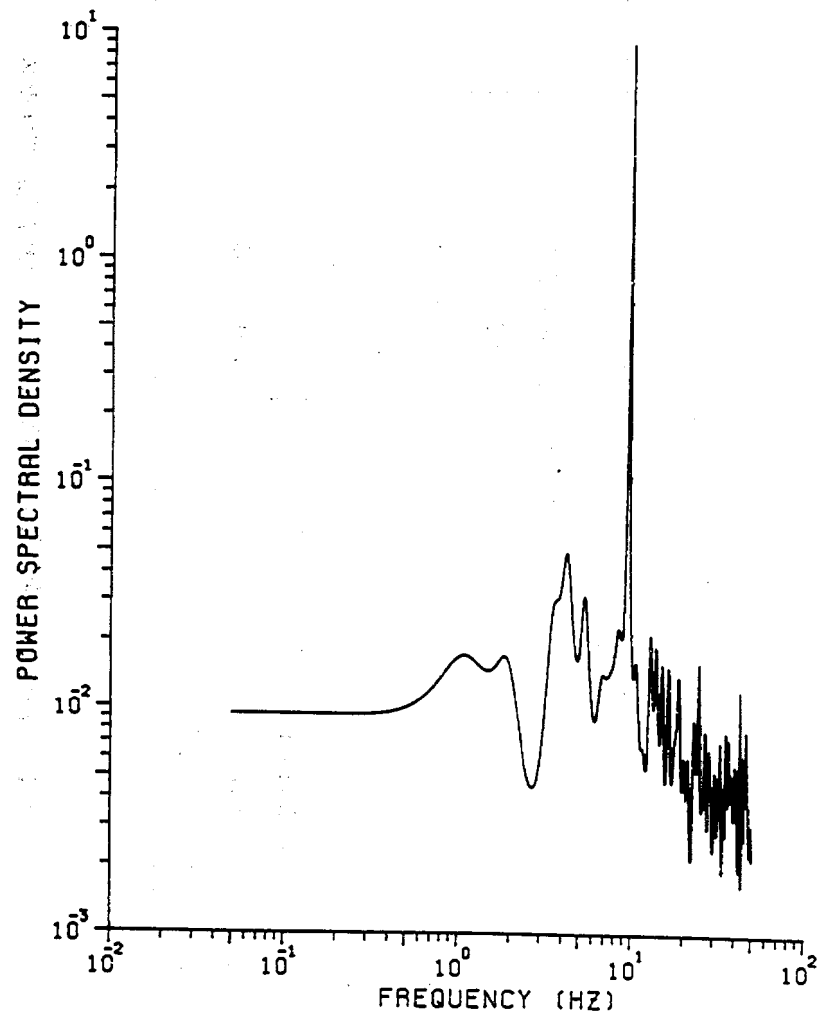


図 3 - 13 後流渦の P . S . D

POWER SPECTRAM OF WIND

MODEL NAME	: PIPE-100	P.S.D BY MEM
FLOW	: UNIFORM	DT= 10(MS)
VIBRATION MODE	: DEFLECTION 4.0(HZ)	N= 1001
DUMMY MODEL	: -3.0	FPE(LAG=3*N**0.5)
AMPLITUDE	: 10.00 (MM)	
WIND SPEED	: 6.44 (M/S)	

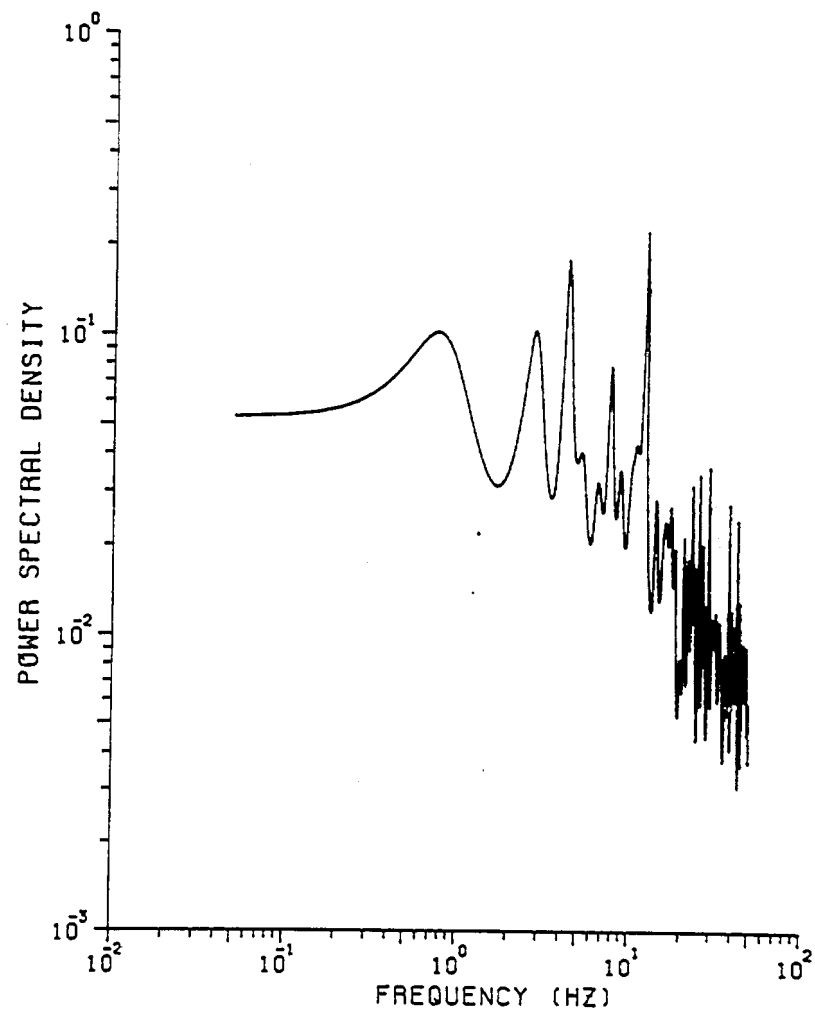


図 3 - 14 後流渦の P . S . D

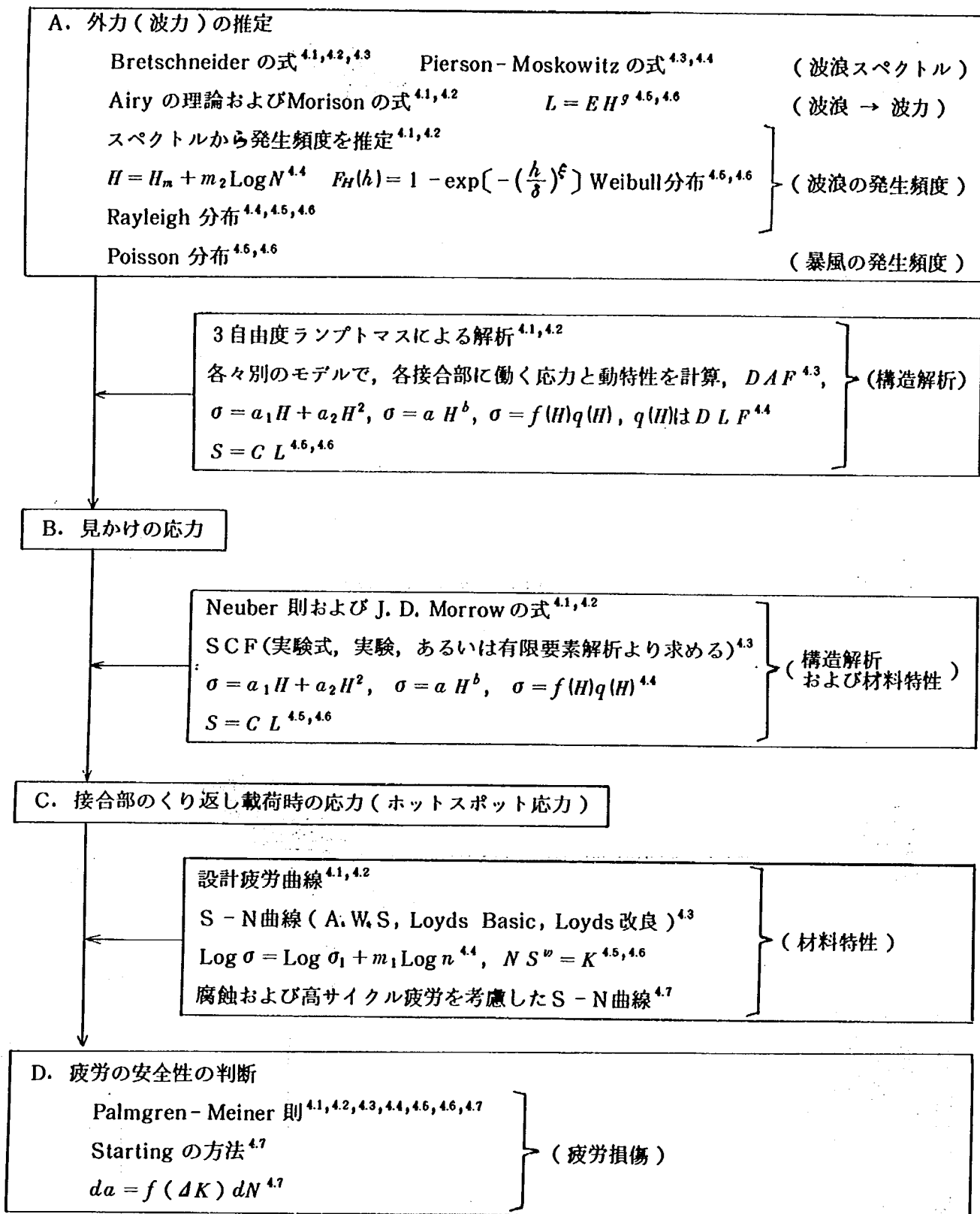


図4. 波力による海洋構造物の鋼管接合部の疲労設計プロセス

海洋構造物の設計外力及び耐荷
力に関する研究報告(I-1979)

ISSN 0386-5878
土木研究所資料第1560号
昭和55年3月 (1980)
成田・佐藤

キーワード パイプ構造物, 潮流, 渦励振, 疲労設計

要旨

以下の項目について報告した。

- (1) 潮流によるパイプ部材の渦励振の推定方法
- (2) 流れ方向に並列した複数パイプの渦励振特性
- (3) 海洋構造物の疲労設計に関する文献調査

郵便はがき

二十円切手
を貼って
さい

305-□□

茨城県筑波郡豊里町大字旭一番地

建設省土木研究所

構造研究室御中

No. 4

No. 4

配布先氏名

配布先住所

土木研究所資料第 1560 号 部

上記のとおり受領しました。

所 属(住所)

氏 名

印