

円柱の渦励振回避・抑制条件に関する試験研究
(研究報告)

2000年3月

核燃料サイクル開発機構
大洗工学センター

本資料の全部または一部を複写・複製・転載する場合は、下記にお問い合わせ
ください。

〒319-1184 茨城県那珂郡東海村村松 4 番地 4 9

核燃料サイクル開発機構

技術展開部 技術協力課

Inquiries about copyright and reproduction should be addressed to:

Technical Cooperation Section,

Technology Management Division,

Japan Nuclear Cycle Development Institute

4-49 Muramatsu, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki 319-1184.

Japan

© 核燃料サイクル開発機構 (Japan Nuclear Cycle Development Institute)

2000

円柱の渦励振回避・抑制条件に関する試験研究 (研究報告)

堺 公明*, 森下正樹**, 岩田耕司***, 北村誠司**

要　旨

サイクル機構では、温度計さや管の破損を防止する観点から、渦励振および乱流励振に対する評価方法を整備するとともに、それらの実験的検証を進めている。本試験研究は、配管内水流中の円柱の渦励振に関して、従来ほとんど報告が見当たらない構造減衰の影響を調べた試験データを取得し、設計基準等で採用している渦励振の回避・抑制条件の妥当性の検討に資することを目的としている。流力振動試験は、配管によるループを用いて、配管内に突き出した片持ち支持の円柱試験体について行った。円柱試験体は合計4体で、外観寸法が同一の円柱の内部に質・量の異なる粘性体を充填することにより構造減衰を変化させた。円柱試験体の換算減衰 C_n は、それぞれ、0.49, 0.96, 1.23, 2.22 であった。

無次元流速 (V_r) が約 0.7～約 5 の範囲 ($V_r=1$ におけるレイノルズ数: 約 8×10^4) で流速を漸増し円柱の変位を測定した。その結果、換算減衰 0.49 および 0.96 の試験体は、無次元流速 1 以上において流れ方向振動が発生したが、換算減衰 1.23 および 2.22 の試験体は、振動は、直径の 1% 以下のレベルに抑制され、有意な渦励振は認められなかった。

流れ方向および流れ直交方向渦励振の抑制条件として、ASME ボイラ・圧力容器規格 Sec III, Appendix N-1300 やサイクル機構の策定した「温度計の流力振動防止のための設計方針」に用いられている判定基準「 $V_r < 3.3$ かつ $C_n > 1.2$ 」は、本試験体系(配管内水流片持ち支持円柱)の範囲において概ね適切であった。

*大洗工学センター システム技術開発部 热流体技術開発グループ、**大洗工学センター システム技術開発部 構造・材料技術開発グループ、***大洗工学センター システム技術開発部

Experimental study on the avoidance and suppression criteria
for the vortex-induced vibration of a circular cylinder

Takaaki Sakai*, Masaki Morisita **, Koji Iwata***, Seiji Kitamura***

Abstract

Experimental validation of the design method to prevent the failure of a thermometer well by the vortex-induced vibration has been performed for the effect of structure damping of a cylinder. The available experimental data in piping were very limited for the high damping region in water flow, because of the difficulty to increase the structure damping for the one-side supported cylinder in experiments. In this experiment, high viscosity fluid was charged into the tested cylinders to control the cylinder's damping. Resulting values of the reduced damping are 0.49, 0.96, 1.23, 1.98, 2.22 in the experiments.

Reduced velocity(V_r) was increased gradually in the range of $0.7 \leq V_r \leq 5$ (Reynolds number at $V_r=1$ is 8×10^4). The displacements of the cylinder by the vortex-induced vibration were measured. As the results, Tested cylinders of reduced damping 0.49 and 0.96 showed vortex-induced vibration in flow direction at $V_r > 1$ region. However, in case of reduced damping of 1.23, 1.98 and 2.22, the vortex-induced vibrations in flow direction were suppressed lower than the 1% displacement of the cylinder diameter.

In conclusion, it is confirmed that the suppression criteria of the " $V_r < 3.3$ and $C_n > 1.2$ " for vortex-induced vibration in flow direction, which is used in ASME code; "Boiler and Pressure Vessel Code Sec.III Appendix N-1300" and the "FIV design guide in JNC", is reasonably applicable to the one-side supported cylinder in water flow piping.

*Thermal-Hydraulic Research Group of System Engineering Division in Oarai Engineering Center,

**Structure and Material Research Group of System Engineering Division in Oarai Engineering Center ,

***System Engineering Division in Oarai Engineering Center

目 次

1. 緒 言	1-1
2. 涡励振による同期振動の回避・抑制条件と最近の研究	2-1
3. 試験内容	3-1
4. 試験結果	4.1-1
4.1 試験体	4.1-1
4.2 流動特性試験	4.2-1
4.3 評価	4.3-1
5. 結 言	5-1
参考文献	R-1
謝 辞	R-2
 付録 A 試験体説明書	A-1
付録 B 試験ループ設置条件での打撃試験結果	B-1
付録 C 試験体の臨界減衰比について	C-1
付録 D 換算減衰評価結果	D-1

表リスト

表 4.1-1 試験体臨界減衰比と換算減衰

表 4.2-1 流動特性試験ケース一覧

表 4.2-2 流動試験ループ運転実績

表 4.3-1 流れ方向試験条件の比較

図 リスト

- 図 2-1 涡励振による同期振動特性($Re=9.9 \times 10^4$)
- 図 2-2 涡励振による同期振動特性($Re=2.8 \times 10^5$)
- 図 2-3 岡島らによる流れ方向振動実験結果
- 図 3.2-1 高温水流動試験装置
- 図 3.2-2 試験体寸法
- 図 4.1-1 試験体取り付け概略図
- 図 4.1-2 試験体取り付け部概略図
- 図 4.1-3 試験体の臨界減衰比に関する温度依存性(加振試験結果)
- 図 4.2-1 加速度センサ位置(バックグラウンド測定用)
- 図 4.2-2 水流動試験測定・収録系概要図
- 図 4.2.5-1 換算流速と変位振幅の関係試験ケース1
- 図 4.2.5-2 換算流速と変位振幅の関係試験ケース2
- 図 4.2.5-3 換算流速と変位振幅の関係試験ケース3
- 図 4.2.5-4 換算流速と変位振幅の関係試験ケース4
- 図 4.2.5-5 換算流速と変位振幅の関係試験ケース5
- 図 4.3-1 流れ方向振幅(最大片振幅)の既存研究との比較(線形軸)
- 図 4.3-2 流れ方向振幅(最大片振幅)の既存研究との比較(対数軸)
- 図 4.3-3 直交方向同期振動による最大振幅の換算減衰依存性(King)
- 図 4.3-4 直交方向同期振動振幅のレイノルズ数依存性
- 図 4.3-5 超臨界レイノルズ数領域における直交方向最大変位の換算減衰依存性

1. 緒 言

高速増殖原型炉「もんじゅ」にて 1995 年 12 月に発生したナトリウム漏洩事故は、2 次主冷却系配管の温度計さや管が流体一構造連成振動によって破損したことが発端であった⁽¹⁾。一連の原因究明作業によって、破損の原因是対称渦を伴う流れ方向の振動であることが判明した。同種の原因による破損を防止する観点から、サイクル機構では、1997 年 3 月に「温度計の流力振動防止のための設計方針」（以下、「設計方針」という）を策定した⁽²⁾。

「設計方針」は、ASME ボイラ・圧力容器規格(Boiler&Pressure Vessel Code)Sec. III Appendix N-1300⁽³⁾（以下、ASME 基準という）に基本的には準拠しながら、その策定時点で利用可能な既存のデータに基づき構築した。したがって、実際の高速炉の設計条件範囲に適用していくためには、特にデータが限られている高レイノルズ数領域について新たな試験による確認の必要があった。そのため、1997 年～1998 年にかけて、高レイノルズ数領域での流力振動特性データを取得し、「設計方針」の高レイノルズ数領域への適用性を実験的に検証した⁽⁴⁾。

一方、日本機械学会では、広く工業プラント全般に対する一部設計指針を取りまとめる観点から 1998 年 9 月に「配管内円柱状構造物の流力振動評価指針」⁽⁵⁾（以下、「機械学会指針」という）が発行された。「機械学会指針」は、事故後に得られた新しい実験的知見を取り入れている部分もあり、サイクル機構の策定した「設計方針」の評価方法と一部相違するところがある。後述するように、特に、渦励振に関して、流れ方向の同期振動を抑制するための減衰条件は、ASME 基準及び「設計方針」が換算減衰 $C_n > 1.2$ としているのに対して、「機械学会指針」では $C_n > 2.5$ が設定された。

この「機械学会指針」の数値の根拠となった岡島らの試験⁽⁶⁾は、比較的低いレイノルズ数における空気流中の両端支持の剛な円柱を対象として測定を実施したものであるが、高速炉の配管内の温度計を対象とする場合、レイノルズ数条件、流体と構造物の密度比及び円柱の支持条件がそれとは異なっている。このため、換算減衰により同期振動を抑制する条件に関しては、新たに実験データの蓄積が必要であると考えられる。

そのため、本試験では、配管内に突き出した片持ち支持円柱について、円柱内に粘性体を充填することによって構造減衰を増大させた試験体を作製し、流れ方向振動に関する換算減衰依存性を測定し、これまでの試験結果とあわせて比較評価することとした。

2. 涡励振の回避・抑制条件と最近の研究

渦励振(本報告では、しばしば同期振動*とも呼ぶ)に関する同期振動の回避・抑制条件を最初に取りまとめたものとして、ASME によるボイラ・圧力容器規格(Boiler & Pressure Vessel Code) Sec. III Appendix N 流力振動に対する設計指針(N-1300)がある。また、もんじゅ事故後、サイクル機構では、基本的に ASME の N-1300 に準じた「設計方針」を策定した。さらに、日本機械学会では、1998 年に「機械学会指針」を策定しており、現状、3つ評価方法が参照可能となっている。

以下、これらの内容について示すとともに、その根拠及び適用性評価として実施された最近の研究について概説し、本試験の目的を明確化する。

1991年にASMEボイラ・圧力容器規格(Boiler & Pressure Vessel Code) Sec.III Appendix Nの中に流力振動に対する設計指針(N-1300)が新規に整備された⁽³⁾。これは、流力振動に関する初めての体系立った指針であり、渦励振による流れ直交方向及び流れ方向の同期振動を回避または抑制するためには、以下の(a)～(d)の条件いずれかを満足させることとしている。

$$(a) V/f_1 d < 1$$

この条件が満たされれば、流れ直交方向及び流れ方向振動が回避される。ここで、 V/f_nd は基本(1次)モードに対する無次元流速($V_r = V/f_nd$ で $n=1$ したもの)。ただし、 V : 平均流速, f_n : n 次モードの固有振動数, d : 円柱外径(一様))である。

(b) $C_n > 64$

この条件が満たされれば、減衰が大きいために、 n 次モードの流れ直交方向及び流れ方向振動が抑制される。ここで、 C_s は換算減衰であり、次式で表される。

$$C_n = \frac{4\pi \xi M_n}{\rho d^2 \int_{L_e} \phi_n^2(x) dx} \quad \dots \dots \dots \quad (2-1)$$

ρ : 流体の質量密度,

ξ_n : 大気中での n 次モードの臨界減衰比

($= \delta_n / 2\pi$ 、 δ_n :n次モードの対数減衰率)

*構造物の固有振動数で振動する流力振動で、対称渦を伴う流れ方向の自励振動や、交互渦による流れ直交方向のロックイン振動などを総称する。

M_n : 一般化質量($= \int_0^L m_i(x) \phi_n^2(x) dx$),

ただし、 ϕ_n は n 次の振動モード関数、 $m_i(x)$ は円柱構造物の単位長さ当たりの有効質量である。

(c) $V_f < 3.3$ かつ $C_n > 1.2$

この条件が満たされれば、 n 次モードの流れ直交方向振動は回避され、流れ方向振動は抑制される。

(d) $f_n < 0.7f_s$ あるいは $f_n > 1.3f_s$

ここで、 f_n は渦放出振動数、 f_s は円柱の n 次の固有振動数である。この条件が満たされれば、 n 次モードの流れ直交方向振動は回避される。

これに対して、高速増殖炉「もんじゅ」の事故踏まえて 1997 年に策定された「設計方針」は、基本的には N-1300 に準拠しているが、一様円柱についてのみ定めた N-1300 の V_r 及び C_r の表示式をテーパ形状等の非一様断面円柱にも適用できるように、以下のように修正している。

$$C_n = \frac{4\pi \zeta M_n}{\rho \int d^2(x) \phi_n^2(x) dx} \quad \dots \dots \dots \quad (2-3)$$

ここで、式(2)において、円柱最小径 d_0 を用いることとしている。また、条件(a)に関して、 n 次モードの固有振動数 f_n を考慮する（基本モードの選定の仕方によらず常に安全側）こととしている点で N-1300 との相違がある。さらに、式(3)において、 $d(x)$ は円柱構造物外径であり、軸方向 x に対する変化を考慮している点に N-1300 の条件(b)及び 条件(c)との相違がある。また、「設計方針」では、条件(d)は必ずしも必要な条件ではないとしている。

以上のように、ASME 基準と「設計方針」を比較した場合、同期振動の回避・抑制条件の評価方法の間に若干の相違があるが、判定値となる基本的な数値は整合している。しかしながら、いずれにしても、これらは主として亜臨界レイノルズ数領域($10^4 < Re < 2 \times 10^5$)での渦励振挙動の知見に基づき設定されたものであり、渦周波数及び定常抗力係数が大きく変化する超臨界域以上の高レイノルズ数領域については、適用性の確認は十分とはいえないと考えられた。

そこで、著者らは、1997年～1998年にかけて高レイノルズ数領域における流力振動試験を実施し、超臨界域を含む条件において、「設計方針」が配管内の円柱及びテーパー付き円柱に対して

適用可能であることを確認した^{(1),(7),(8)}。以下、その概要を示す。

流れ方向振動に関して、流体温度を変化させることによってレイノルズ数域を変化させた測定結果⁽⁸⁾を図2-1及び図2-2に示す。図2-1は、流れ方向振動回避条件である $V_r=1$ にて、 $Re=9.9 \times 10^4$ の亜臨界条件である。図2-2は、 $V_r=1$ にて、 $Re=2.8 \times 10^5$ 条件であり、 $V_r=0.96$ において、パワースペクトル密度の後流渦周波数(f_w)が不明確となっていることから、超臨界域に達していると考えられる。

図2-1では、 $V_r=1.56$ までは、ストローハル数($St=d_0/f_w/V$, d_0 :先端径)が0.19に相当する後流渦周波数のピークが観察されたが、 $V_r=1.67$ 以上では固有振動数の1/2(すなわち $f_w/f_i=0.5$)のピークが顕著となることから、渦周波数 f_w は固有振動数 f_i の1/2にロックインしていると考えられる。さらに、 $V_r=2.45$ 以上では、流れ直交方向変位が増大し、パワースペクトル密度は、 $f_w/f_i=1.0$ を示していることから、渦周波数 f_w は固有振動数 f_i にロックインしていることが分かる。

また、超臨界域の図2-2では、 $V_r=1$ 以上の流れ方向振動の開始初期から、固有振動数の1/2のピークが顕著となっており、そこでの後流渦周波数 f_w は、固有振動数 f_i の1/2にロックインしていることが分かる。

したがって、超臨界域のレイノルズ数領域においては、同期振動の形態が亜臨界域とは異なるものの、流れ方向振動の開始条件については、高レイノルズ数領域においても、 $V_r < 1$ によって回避できることが判明した。

一方、1998年9月に発行された日本機械学会「配管内円柱状構造物の流力振動評価指針」⁽⁵⁾では、岡島等⁽⁶⁾のデータに基づき、条件(c)に代えて

$$V_r < 3.3 \quad \text{かつ} \quad C_n > 2.5 \quad \dots \quad (2-4)$$

とし、ASME N-1300の条件(c)とは異なる値が設定された。

岡島等の実験では、エッフェル型風洞装置を用いて、電磁ダンパにより対数減衰率を詳細に変化させ、流れ方向振動の第1及び第2領域における円柱変位及び後流の速度変動周波数等を測定している。尚、円柱は剛で両端柔支持されている。図2-3にその結果を示す。図2-3(a)より、低流速側の第1励振域と高流速側の第2励振域では、変位振幅に対する換算減衰の影響が明らかに異なることが分かる。図2-3(b)に示されるように、第1励振域の変位振幅は、 $C_n \approx 1.2$ において円柱径の0.5%程度まで抑制されているが、第2励振域の変位振幅が円柱径の0.5%程度まで十分に抑制されるためには、換算減衰 C_n を約2.5以上とする必要があることが分かる。

前に述べた高レイノルズ数領域での試験は、比較的減衰が小さい条件であり、換算減衰が変位振幅へ及ぼす影響は明らかになっていない。特に、条件(c)の流れ方向振動抑制条件に用いられる大きな換算減衰については、片持ちの円柱による試験体の減衰を増大させるための特別な工夫が必要であり、これまで配管内でのデータはほとんど得られていない。

そこで、本試験では、新たに、円柱状試験体の中に粘性体を充填することによって換算減衰を増大させ、変位振幅への影響を調べることとした。

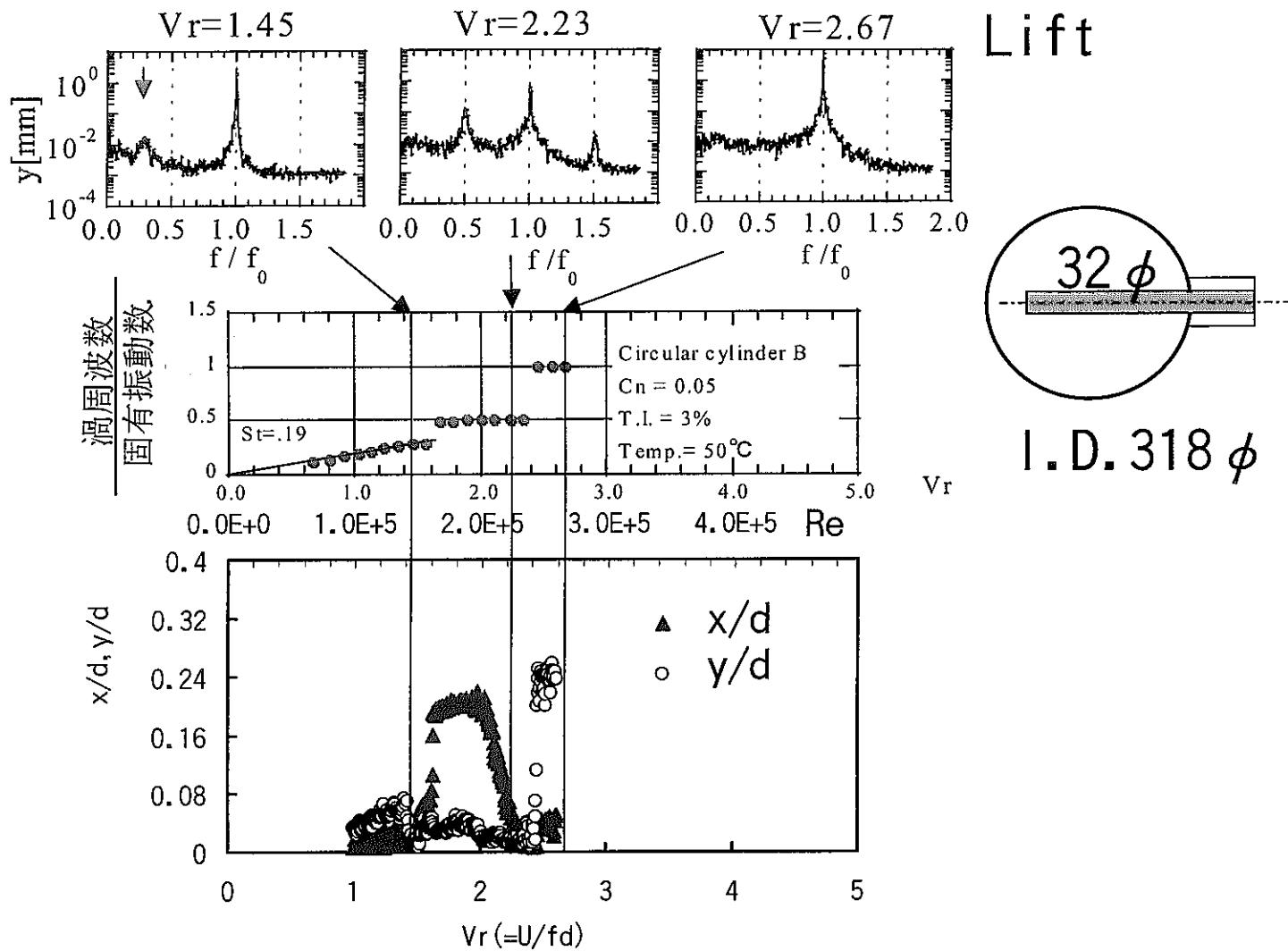


図2-1 涡励振による同期振動特性($Re=9.9 \times 10^4$ at $V_r=1$)

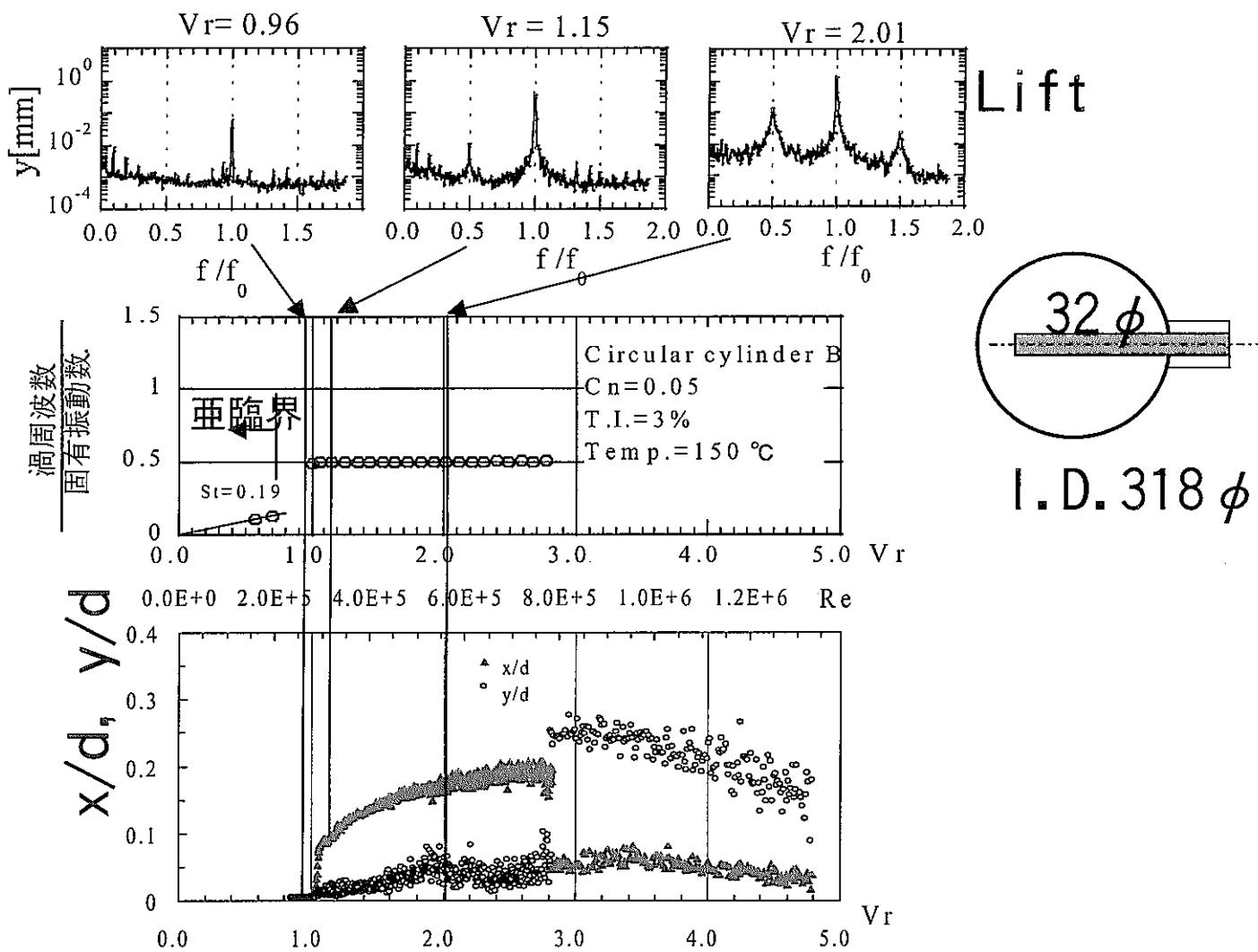
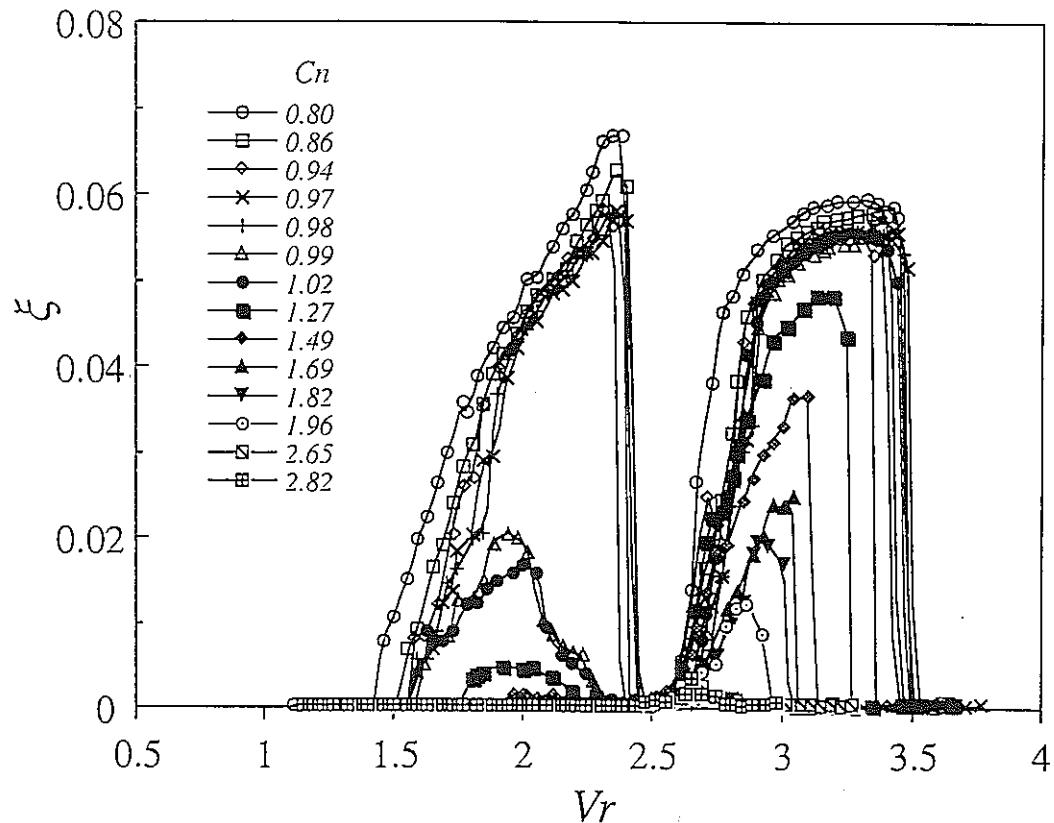
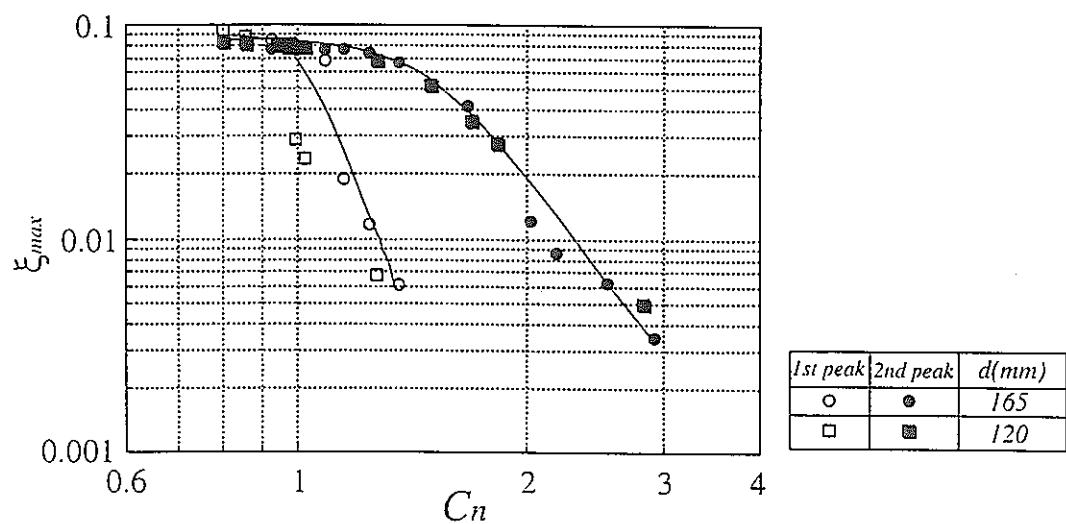


図2-2 涡励振による同期振動特性($Re=2.8 \times 10^5$ at $V_r=1$)

(a) 両端弾性支持した剛な円柱の流れ方向応答振幅 ζ (b) 両端弾性支持した剛な円柱の C_n に対する流れ方向最大応答振幅 ζ_{max} 図 2-3 岡島らによる流れ方向振動実験結果⁽⁵⁾

3. 試験内容

3.1 はじめに

本試験は、渦励振による同期振動特性に関する換算減衰依存性を明らかにすることを目的に、構造減衰を増大させた試験体を製作し、その流動特性試験を実施する。特に、流れ方向振動特性に着目したデータを取得し、前回の試験結果とあわせて、その換算減衰依存性を評価する。本章では、以下に、試験の基本方針、使用する試験装置、試験体等の内容について示す。

3.2 試験内容

3.2.1 基本方針

流れ方向の同期振動条件に対する換算減衰の影響を明らかにするため、換算減衰を設定可能な試験体を製作する。試験体は、円柱の中に鉄心を二重円管型に挿入し、それらによって形成される環状空間に粘性体を適量充填することによって、減衰比を目標の値に設定する。それらについて、打撃試験及び配管内での流動特性試験を実施し、換算減衰増大による流れ方向振動の抑制効果について評価する。

3.2.2 流動試験装置

水流動試験設備のループ及び試験体取付部を図3.2-1に示す。本装置は、水温約200℃の加圧条件で配管内最大流速約15m/secの水流動試験が可能である。また、試験部横の観察窓よりレーザ流速計によって乱流強度が測定可能である。

3.2.3 試験体

試験体は、上記の基本方針にもとづき臨界減衰比を変化させた4体とする。試験体寸法を図3.2-2に示す。

- ① 試験体A：減衰小（目標臨界減衰比 0.5%）
- ② 試験体B：減衰中（目標臨界減衰比 1%）
- ③ 試験体C：減衰大（目標臨界減衰比 2%）
- ④ 試験体D：減衰大大（目標臨界減衰比 3%）

試験体寸法は、目的のレイノルズ数域における無次元流速及び換算減衰を達成できるように設計した。振動応答測定のため、円柱根元近傍の内側に歪ゲージを2方向（流れ方向・流れ直角方向）に設置している。試験体の詳細については、付録Aを参照のこと。

3.2.4 試験パラメータ

(a) 流速

無次元流速は、流量変化によって設定する。また、レイノルズ数域は、水温によって変化させる。試験では、配管内流速を漸増させることで、同期振動挙動の流速依存性を計測する。

(b) 水温

レイノルズ数域は、水温によって設定する（水温を変化させることによって水の動粘性係数を変化させる）。

(c) 換算減衰

換算減衰については、円柱の中に鉄心を二重円管型に挿入し、それらによって形成される環状空間に粘性体を適量充填することによって、減衰比を目標の値に設定する。

3.3 評価内容

3.3.1 評価方法

(1) 振動・振幅

試験体の振幅は、変位を円筒外径で規格化した無次元振幅で評価する。

(2) 無次元流速

配管断面平均流速を次式のように試験体固有振動数と円柱外径で規格化した無次元流速で評価する。固有振動数は、流力試験で計測された付加質量を含んだ固有振動数（1次モード）を用いる。

$$\text{無次元流速: } V_r = V / (f_n \times d) \quad (3-1)$$

V : 配管断面平均流速、

d : 円筒外径、

f_n : 固有振動数（付加質量含）

(3) 換算減衰

換算減衰は、2章に示した以下の定義によるものとし、1次モードの値を用いる。

$$\text{換算減衰: } C_n = \frac{4\pi\xi_n M_n}{\rho \int_{L_e}^L d^2(x) \phi_n^2(x) dx} \quad (3-2)$$

ρ : 流体の質量密度、

ξ_n : 大気中での n 次モードの臨界減衰比

($= \delta_n / 2\pi$ 、 δ_n : n 次モードの対数減衰率)

M_n : 一般化質量($= \int_0^L m_i(x) \phi_n^2(x) dx$)、

ただし、 ϕ_n は n 次の振動モード関数、 $m_i(x)$ は円柱構造物の単位長さ当たりの有効質量である。

3.3.2 評価内容

渦励振の発生状況が換算減衰によってどのように変化するか、特に、流れ方向振動に着目して、最大振幅の換算減衰依存性を明らかにする。また、既存の試験結果等との比較により、「設計方針」の適用性について明らかにする。

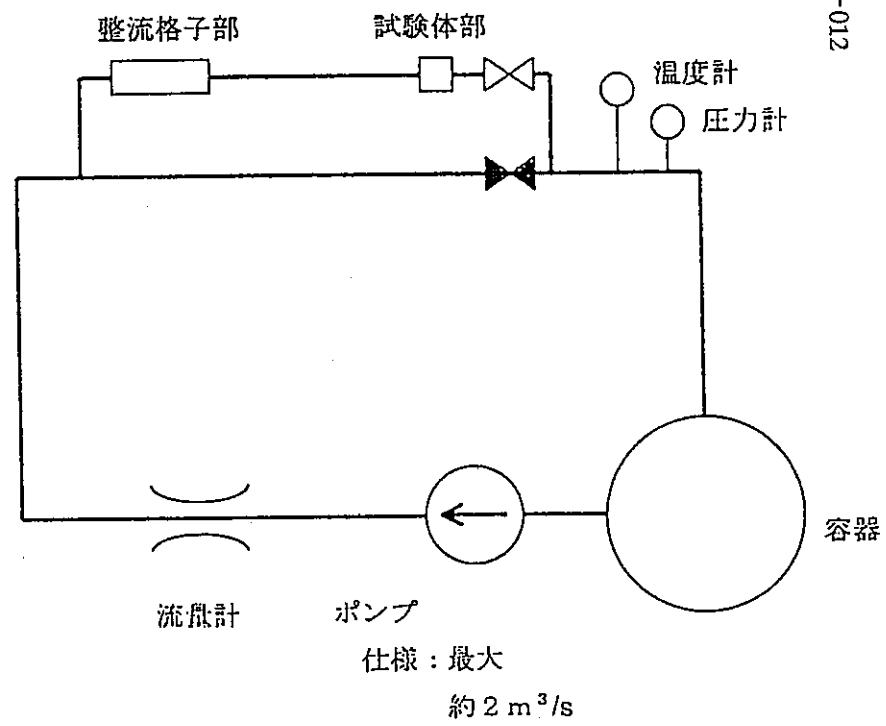
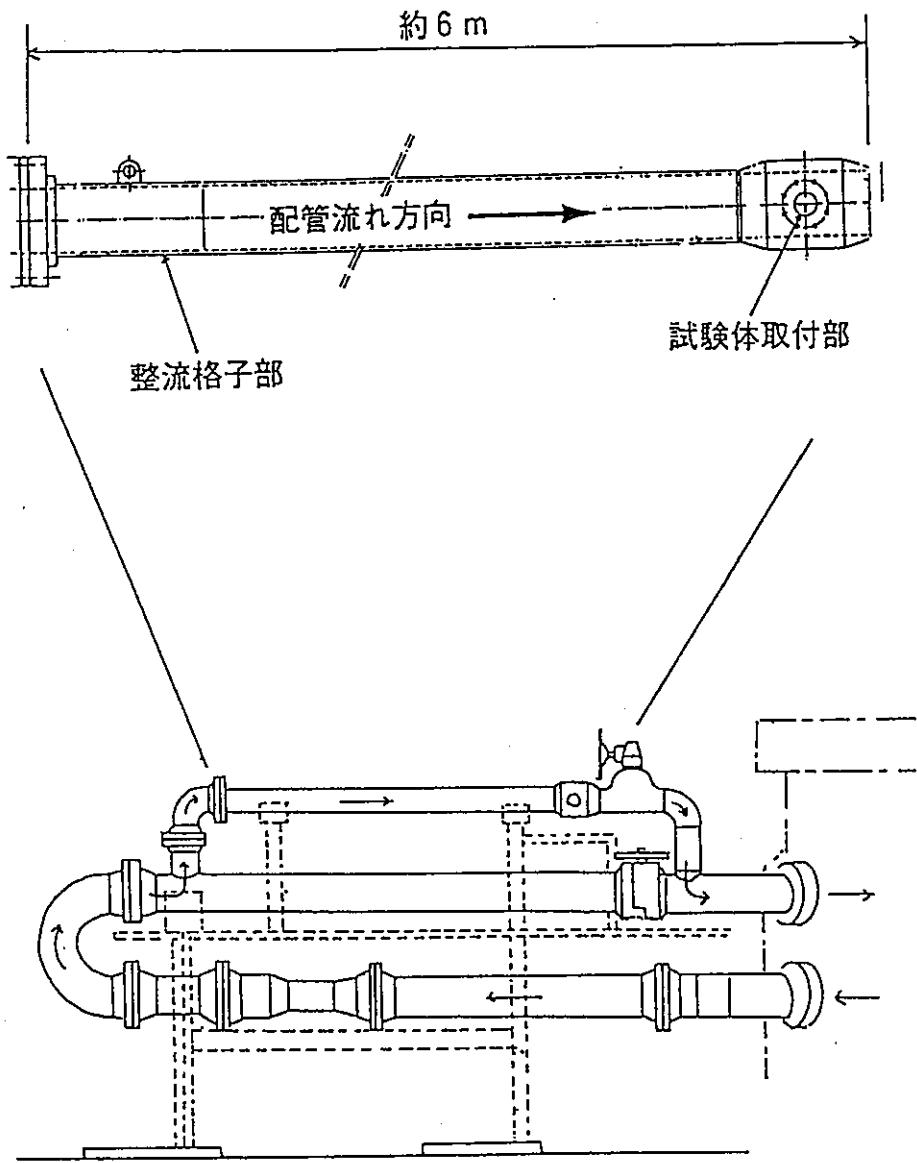


図 3. 2-1 高温水流動試験装置

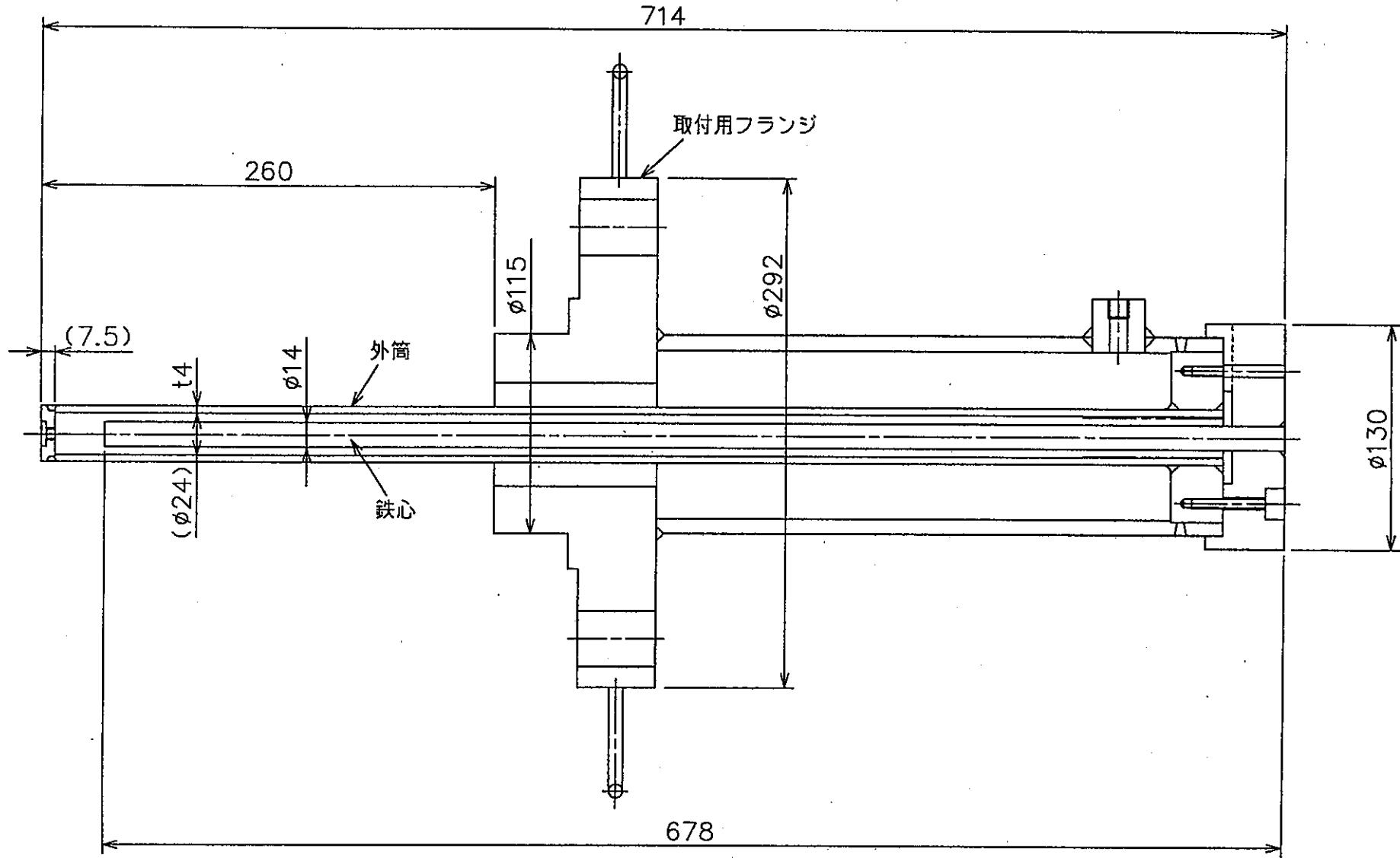


図3. 2-2 試験体寸法

4. 試験結果

4. 1 試験体

流れ方向の同期振動条件に対する換算減衰の影響を明らかにするため、換算減衰を設定可能な試験体を製作した。以下、それらの結果について示す。

(1) 試験体構造

試験体は、3.2.3 に述べたように、A,B,C,D の 4 体であり、それぞれ、臨界減衰比が異なる。試験体の寸法は、図 3. 2-2 に示した通りであり、円柱中に封入される粘性流体の量を除き、寸法等は同一である。円柱試験体の内径は 24mm であり、円柱の中に外径 14mm の鉄心が同心で挿入されている。円柱表面の粗さは、数十ミクロンであり、特別な鏡面仕上げ研磨は実施していない。詳細寸法については、付録 A. を参照のこと。

試験体の中の鉄心と外管により形成された環状空間に粘性体を適量充填することによって、臨界減衰比を調整した。使用した粘性体は、ダンパ等に用いられるシリコンオイルであり、目標とする臨界減衰比に応じて、500~3000cSt(センチストークス)の粘性のオイルを使用し、試験体の中にそれぞれ、深さ約 20mm~90mm の粘性体を充填した。各試験体に充填した粘性体の粘性及び充填深さについては、付録 A. を参照のこと。

(2) 試験体計装

振動変位を測定するため、円柱の根元の内側に 4 個の歪みゲージを設置した。流れ方向変位及び流れ直交方向変位を測定するために、それぞれ、1 方向に 2 個ずつの歪ゲージを設置した。各ゲージをそれぞれ 1 チャンネルとし 1 ゲージ法のブリッジを組み測定を行う。各ゲージは動歪みアンプに接続され、変動歪みに比例した電圧信号として出力される。したがって、変動歪み信号は 4 チャンネルである。

これらの歪信号について、流動ループの試験部に試験体を取り付けた状態で打撃試験を行い、先端変位と歪信号の較正を実施した。較正值の詳細については、付録 B. を参照のこと。

また、試験時の粘性体温度を測定するため、鉄心の先端に熱伝対を設置している。

(3) 試験体取付け方法

流動試験ループへの試験体の設置方法を図 4.1-1 に示す。試験体内に粘性体が充填されているため、粘性体が静定するように、円柱は配管内へ垂直に上から挿入している。試験体の取付け部は、図 4.1-2 に示すように、鉄製の立方体中に接続配管内径(318mm)と同径の円形流路が設けられており、上面に設けられた挿入孔より試験体を挿入してフランジにより接続する。フランジ面にはシール材を使用せず、ボルト締めによって直接設置している。したが

って、試験体の根元は、十分に剛な条件で設置されていると考えられる。

(4) 試験体換算減衰比

試験体の換算減衰比は、「機械学会指針」に添付されている流力振動評価ソフトを使用して算出する。円柱内側の質量は、気中での打撃試験での固有振動数との比較から、等価的な質量を設定した（付録 D 参照のこと）。また、試験体の臨界減衰比は、振幅依存性及び温度依存性を考慮して、打撃試験及び加振試験での結果に基づき決定した（付録 C 参照のこと）。

円柱の中に充填したシリコンオイルの粘性は温度依存性を有することから、本試験体の臨界減衰比は温度依存性を有している。加振試験の結果得られた臨界減衰比の温度依存性を図 4.1-3 に示す。目標減衰比の増大にしたがって温度による臨界減衰比の変化が大きくなる傾向が現れている。これは、目標減衰比の大きな試験体程、減衰に対する粘性体の寄与が大きいため、目標減衰比の増大にしたがって温度依存性が増大すると考えられる（シリコンオイル粘性の温度依存性については、付録 A を参照のこと）。臨界減衰比の評価では、試験時の粘性体温度を測定し、その温度条件での臨界減衰比を用いている。

結果として得られた試験体の臨界減衰比及び換算減衰比を表 4.1-1 に示す。

表 4.1-1 試験体臨界減衰比と換算減衰

試験 Case	試験体 No.	目標臨界減衰比[%]	温度 [°C]	臨界減衰比[%](製作後)	換算減衰比 Cn[-]
Case 1	A	0.5	38	0.81	0.49
Case 2	B	1.0	38	1.57	0.96
Case 3	C	2.0	38	1.87	1.23
Case 4	D	3.0	39	3.52	2.22
Case 5	D	3.0	49	3.13	1.98

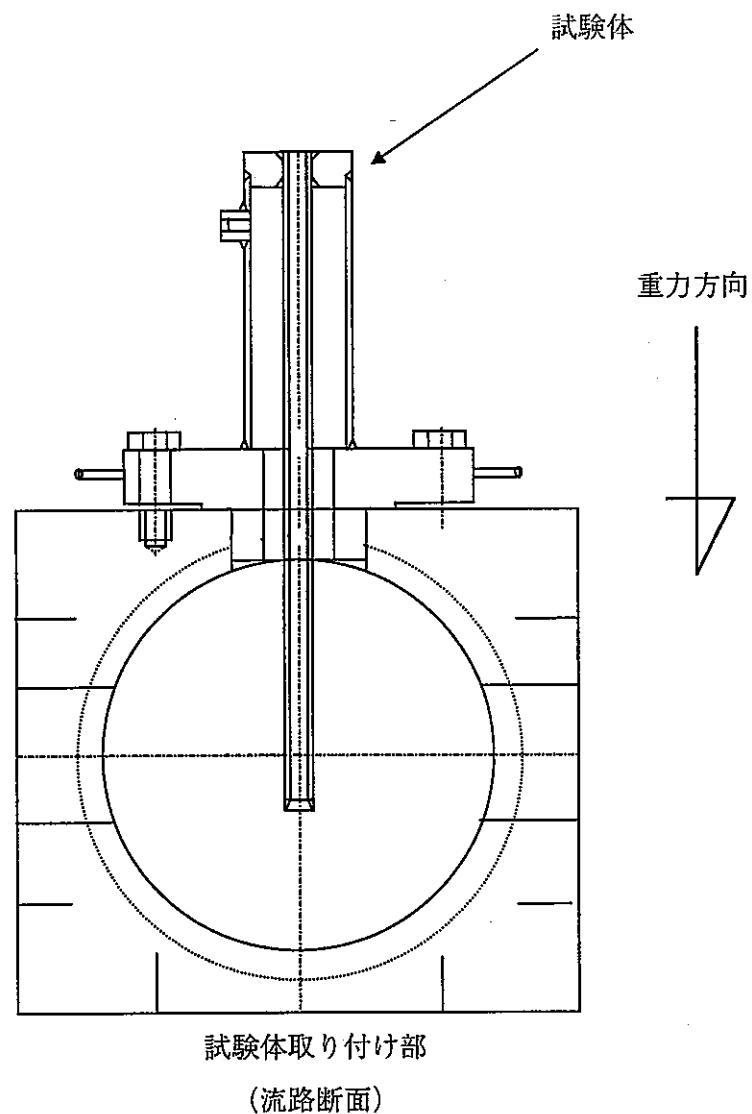


図4. 1-1 試験体取り付け概略図

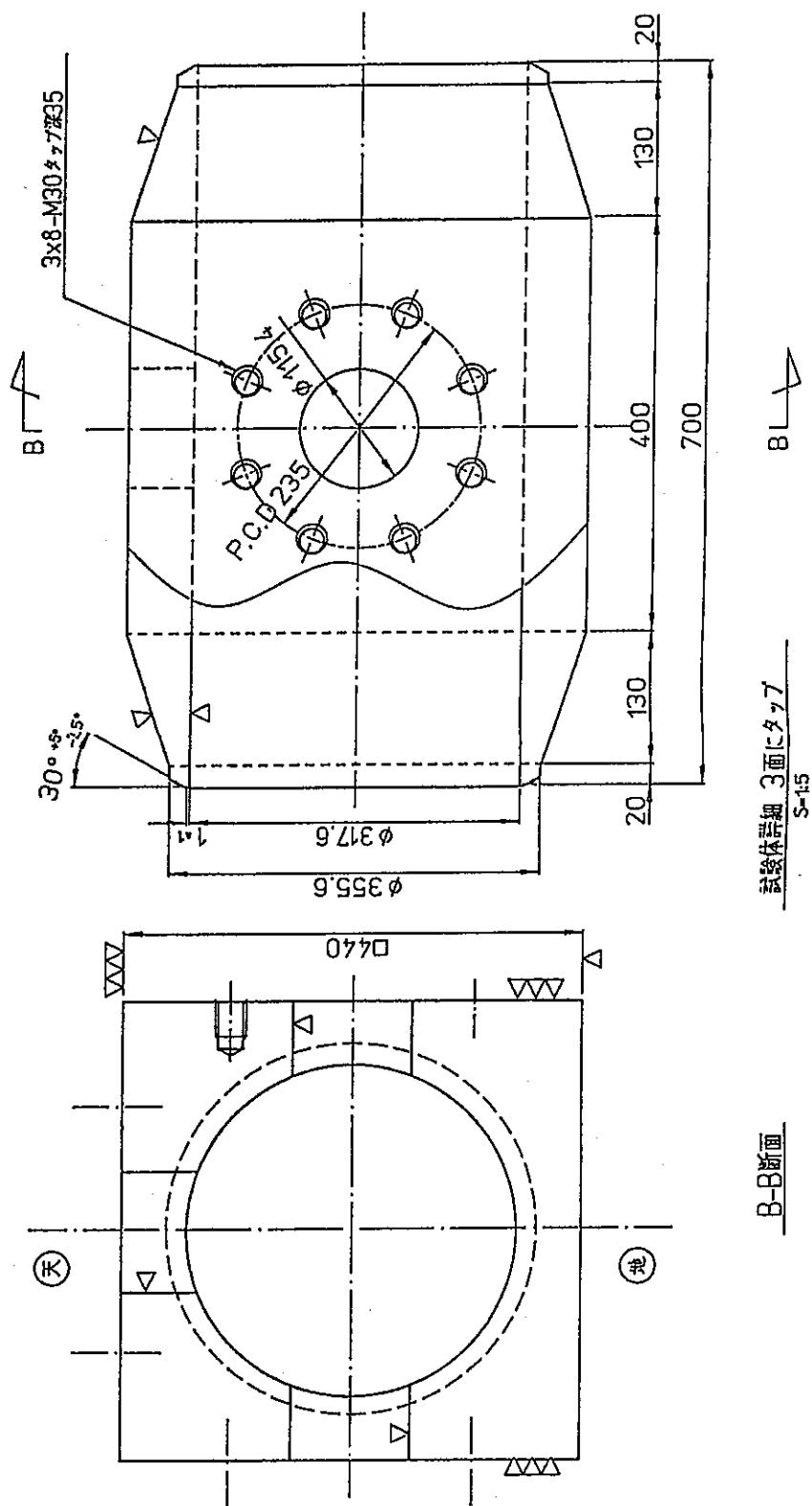


図4. 1-2 試験体取り付け部概要図

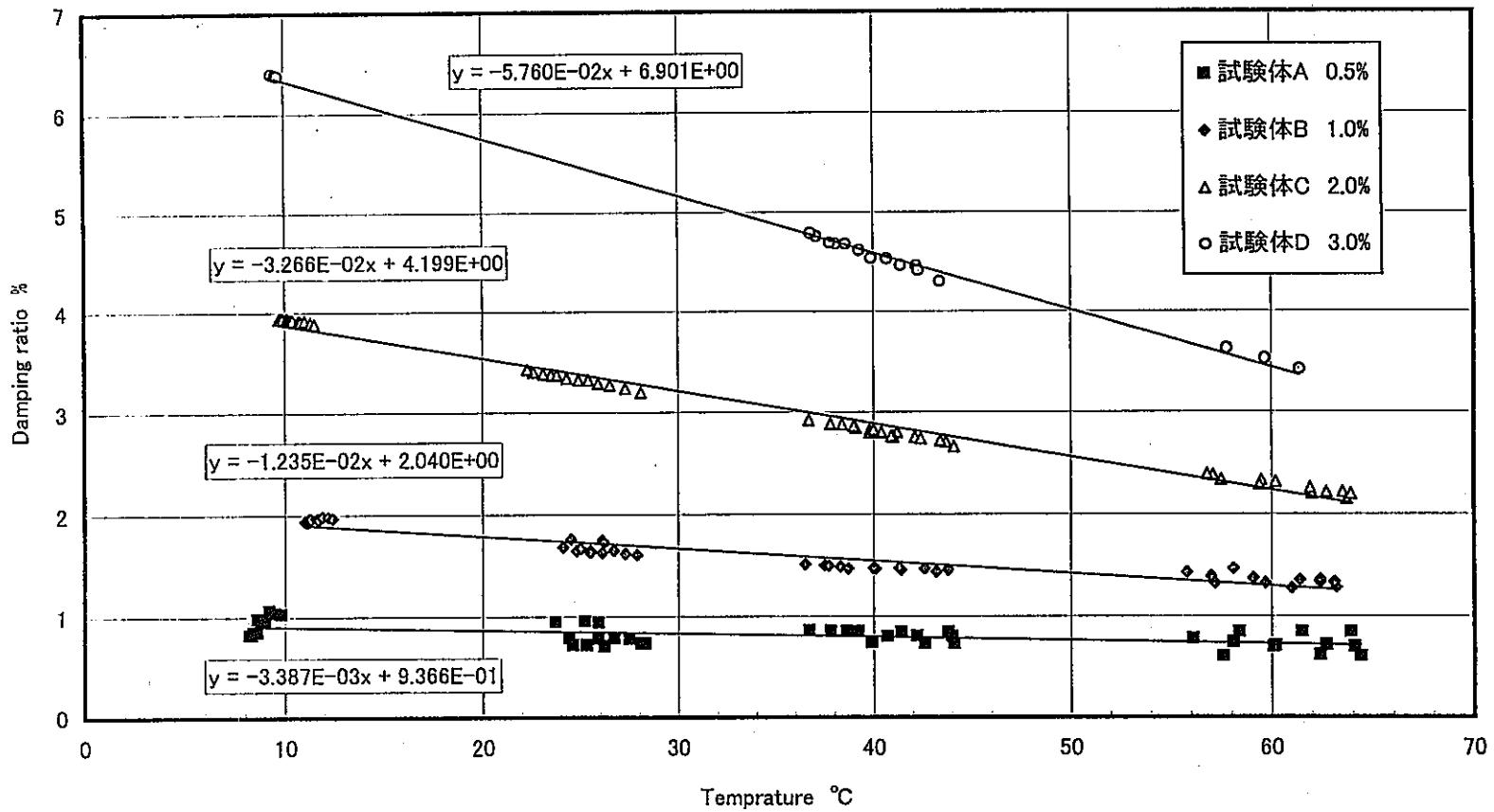


図 4.1-3 試験体の臨界減衰比に関する温度依存性（加振試験結果）

4. 2 流動特性試験

4. 2. 1 流動特性試験装置

試験装置(流動ループ)は、3.2-1に示した通りである。この設備では、配管内径317.6mm、肉厚19mmの炭素鋼配管を設置している。試験体を取り付ける部分は一辺が440mmの正方形のブロック形状とし、その3面に試験体の取り付け等に使用する窓を設ける。なお、試験体取り付け部の流路は配管と同じく内径317.6mmの円形流路である。試験体取り付け部より上流約15Dには、乱流強度を調整するための整流格子が設置されている。試験では、中心部乱流強度3%相当の整流格子を使用する。

4. 2. 2 計測系

(1) 計測装置

試験装置においては流動ループの運転状態を次の二つの計測系で測定する。

a. ループ流量

試験装置に備え付けたベンチュリー流量計でループの流量を測定する。ベンチュリー流量計の仕様を以下に示す。

定格流量値(測定定格値) : $1.56 \text{ m}^3/\text{s}$

流量測定精度 : 約0.5%

b. 水温

試験装置に備え付けた測温抵抗体でループ水温を測定する。測温抵抗体の仕様を以下に示す。

白金測温抵抗体 (JIS0.15級)

測温精度 : $\pm 1\text{K}$ ($^\circ\text{C}$)

(2) 試験体センサ

試験体には4個の歪みゲージを設置し変位の測定を行う。また、バックグラウンドの振動を測定するために図4. 2-1に示すように試験体に流れ方向、流れ直交方向にそれぞれ1個の加速度センサを設置する。加速度センサはチャージアンプにより加速度に比例した電圧信号として出力される。したがって、加速度信号は2チャンネルである。

(3) モニタおよび収録系

上述(1)および(2)に記載した各センサからの信号はデータレコーダに収録される。このうち試験体センサからの信号はチャートレコーダに生波形として出力しモニタする。また、周波数分布モニタとして2チャンネルFFTアナライザを用いる。収録系の概要図を図4. 2-2

に示す。

4. 2. 3 試験方法

(1) 試験ケース

試験ケースと使用する試験体、試験条件等について表4. 2-1にまとめて示す。試験ケース1～4は同一レイノルズ数条件でのスイープ試験で、流れ方向同期振動に及ぼす換算減衰の影響を把握することを目的とするものである。試験ケース5はケース4と同一の換算減衰条件で、レイノルズ数が流れ方向同期振動に及ぼす影響を確認することを目的とするものである。

(2) 測定方法

測定はループ流量を漸増させて振動応答を変動歪みにより測定する。

流速は試験部流速が $0.02[m/s]/s$ （固有振動数を $50[Hz]$ とした場合、換算流速で $0.013[Vr]/s$ 程度）の上昇率に抑えることを目標にポンプ回転数を $0.14%/s$ の割合でスイープ変化させる。

4. 2. 4 データ処理方法

(1) 同期振動評価

試験体の振幅は先端変位振幅の実効値(Root Mean Square Value)を円筒外径で規格化したもので評価する。データレコーダに電圧信号として記録された歪み変動を RMS メータにより実効値直流成分に変換し、AD 変換器を用いて流量信号とともに数値化する。これを打撃試験から得られた歪み・先端変位の較正係数を用いて先端変位振幅に変換する。流速は、配管断面平均流速を以下のように試験体固有振動数と円筒外径で規格化した換算流速で評価を行う。固有振動数は、水流動試験で計測された付加質量を考慮した固有振動数である。

(2) 同期振動流速近傍でのスペクトル分析

歪みゲージからの時系列信号を A/D 変換器を用いてサンプリング周波数 $256Hz$ でサンプリングを行い、この信号から FFT アナライザーによって $0\sim100Hz$ までの変動歪みのパワースペクトル密度 PSD(Power Spectrum Density)を求める。

データ処理方法は、FFT アナライザーの平均化処理機能を用いる。平均時間は約 8.3 秒であり、4 秒間のデータを約 0.6 秒ごとずらして重ね合わせ計 8 回分の平均をとる。代表換算

流速 V_r は平均時間の中間点付近（平均化処理開始から約 4.15 秒後の点）での流速から求め
る。このスペクトルに打撃試験から得られた歪み・先端変位の較正係数を用いて先端変位振
幅のスペクトルに変換する。

表 4.2-1 流動特性試験ケース(試験計画条件)

試験 Case No.	試験体 No.	目標臨界減衰比 [%]	水温[℃]	Re 数(Vr=3) 備考
1	A	0.5%	40	2.6E5
2	B	1.0%	40	2.6E5
3	C	2.0%	40	2.6E5
4	D	3.0%	40	2.6E5
5	D	3.0%	50	3.1E5

試験部

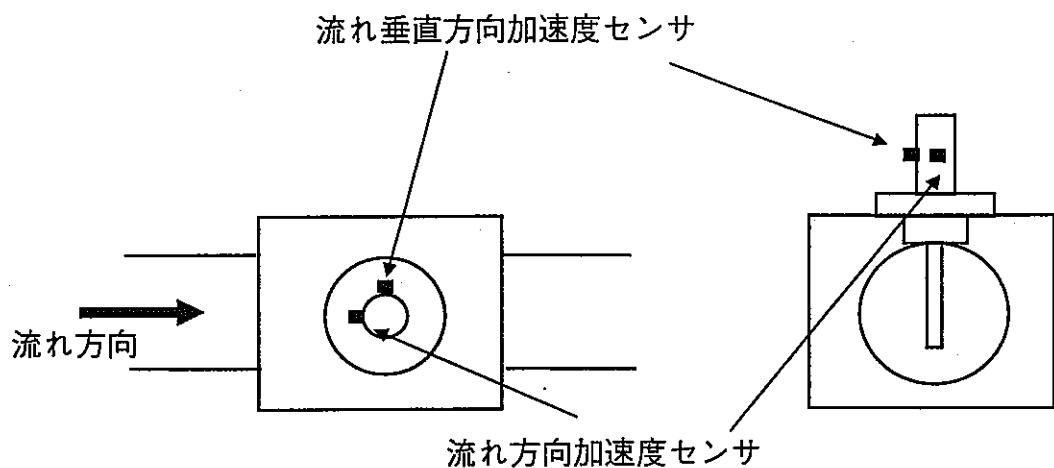


図4. 2-1 加速度センサ位置 (バックグラウンド測定用)

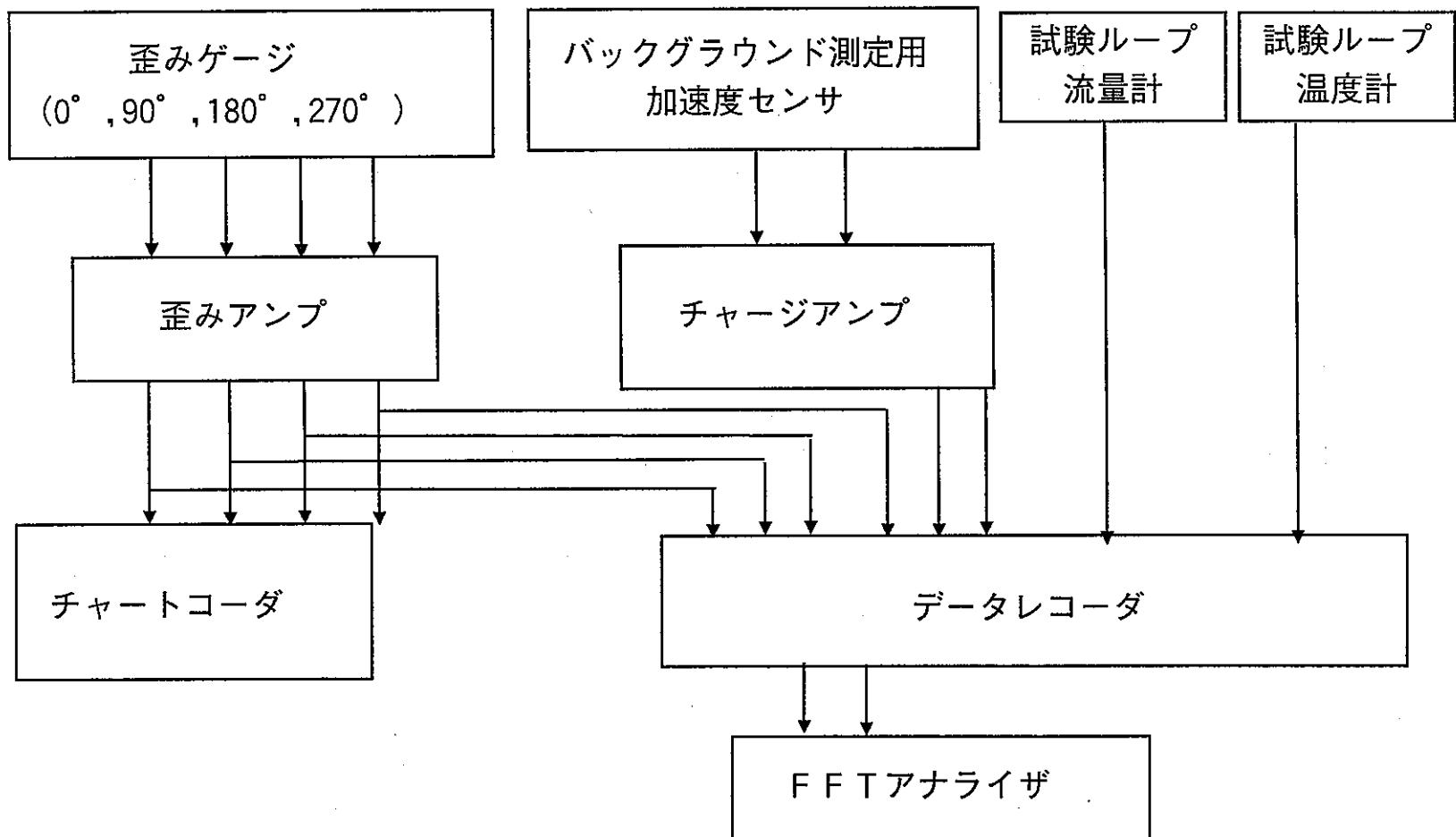


図 4.2-2 水流動試験測定・収録系概要図

4. 2. 5 流動特性試験結果

(1) 試験ケース

表 4. 2-2 に各試験ケースの実績条件を示す。

(2) 換算流速と先端変位振幅の関係

換算流速と先端変位振幅の関係についての試験結果を以下に示す。

a. ケース 1 (試験体 A ; 換算減衰比 0.50、流体温度 38°C)

図 4. 2. 5-1 に試験結果を示す。スイープ開始後、まず流れ方向の同期振動が換算流速 1.3 程度から生じた。また、流れ方向の同期振動が収まる、換算流速 2.5 程度で直交方向の同期振動が生じ、換算流速 4 程度で収まった。流れ方向の最大無次元振幅は実効値で約 0.08、直交方向は約 0.12 であった。

b. ケース 2 (試験体 B ; 換算減衰比 0.96、流体温度 38°C)

図 4. 2. 5-2 にスイープ試験結果を示す。スイープ開始後、流れ方向の同期振動が換算流速 1.5 程度で生じ、換算流速が 2.3 程度で収まった。最大無次元振幅は実効値で約 0.05 であった。直交方向の振幅は急激な増加は見られないが、換算流速約 3 程度から増加傾向が計測された。

c. ケース 3 (試験体 C ; 換算減衰比 1.23、流体温度 38°C)

図 4. 2. 5-3 にスイープ試験結果を示す。振幅は、流れ方向及び流れ直交方向とも、渦励振あるいは同期振動と識別できるようなピークを示すことなく、無次元流速の増加とともに非常に緩やかに比例的に増加する傾向が認められた。また、全体的に流れ方向振幅に較べて、流れ直交方向振幅のほうが大きい。

d. ケース 4 (試験体 D ; 換算減衰比 2.22、流体温度 39°C)

図 4. 2. 5-4 にスイープ試験結果を示す。ケース 3 と同様に、振幅は、流れ方向及び流れ直交方向とも、渦励振あるいは同期振動と識別できるようなピークを示すことなく、無次元流速の増加とともに非常に緩やかに比例的に増加する傾向が認められた。また、全体的に流れ方向振幅に較べて、流れ直交方向振幅のほうが大きい。

e. ケース 5 (試験体 D ; 換算減衰比 1.98、流体温度 49°C)

図4. 2. 5-5にスイープ試験結果を示す。ケース4と比較して、レイノルズ数が若干大きいが、流れ方向及び直交方向ともに無次元流速の増加とともに非常に緩やかに比例的に増加する傾向が認められた。

表4. 2-2 流動試験ループ運転実績

ケース番号	試験体	流体温度	流速[m/s]	換算流速	Re 数($\times 10^5$)	水中固有振動数
1	A	38°C	1.15~9.52	0.71~5.83	0.56~4.6	51.0Hz
2	B	38°C	1.15~9.80	0.70~5.98	0.56~4.8	51.3Hz
3	C	38°C	1.15~9.66	0.72~6.04	0.56~4.7	50.0Hz
4	D	39°C	1.15~9.60	0.72~6.00	0.56~4.7	50.0Hz
5	D	49°C	1.15~9.55	0.72~5.97	0.66~5.5	50.0Hz

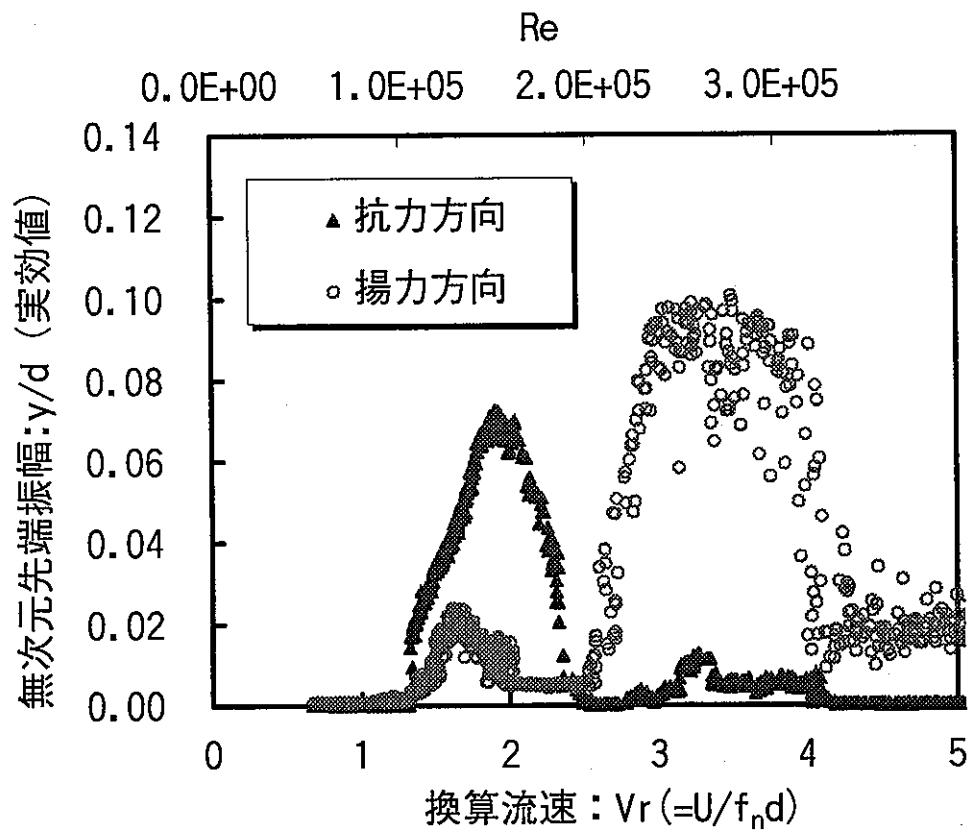


図4. 2. 5-1 换算流速と変位振幅の関係試験ケース1 (試験体A ; Cn:0.49)

流体温度 : 38°C、固有振動数 f_n : 51.0Hz、外径 : 32mm

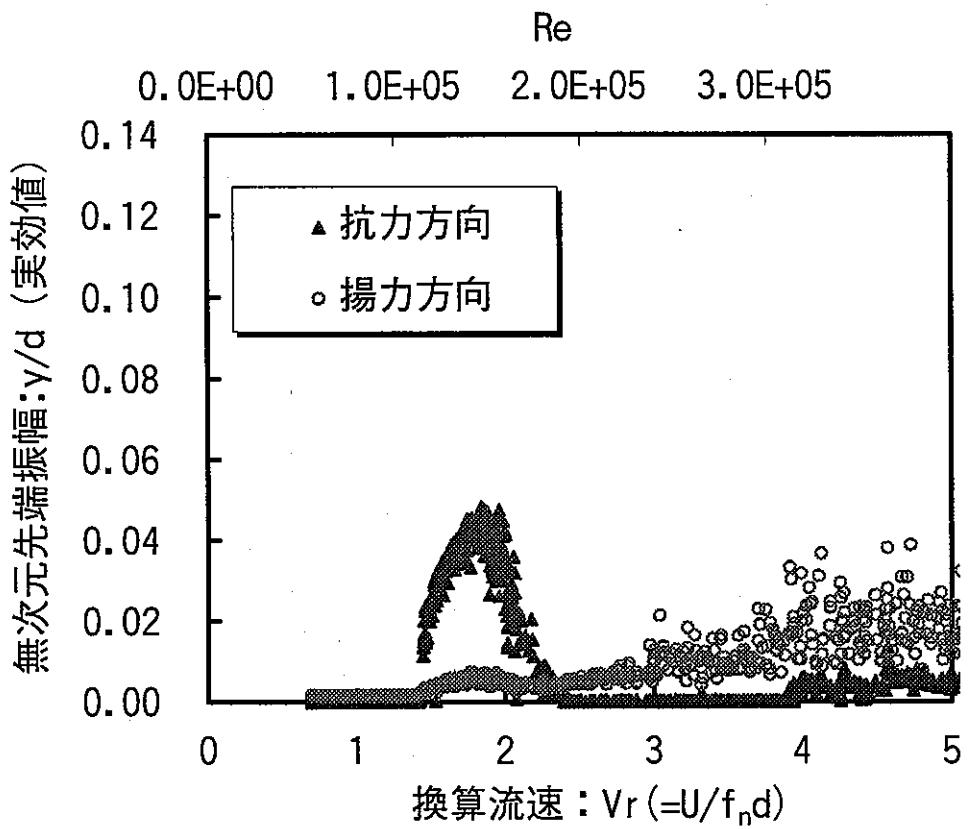


図4. 2. 5-2 換算流速と変位振幅の関係試験ケース2 (試験体B; $C_n:0.96$)

流体温度: 38°C、固有振動数 f_n : 51.3Hz、外径: 32mm

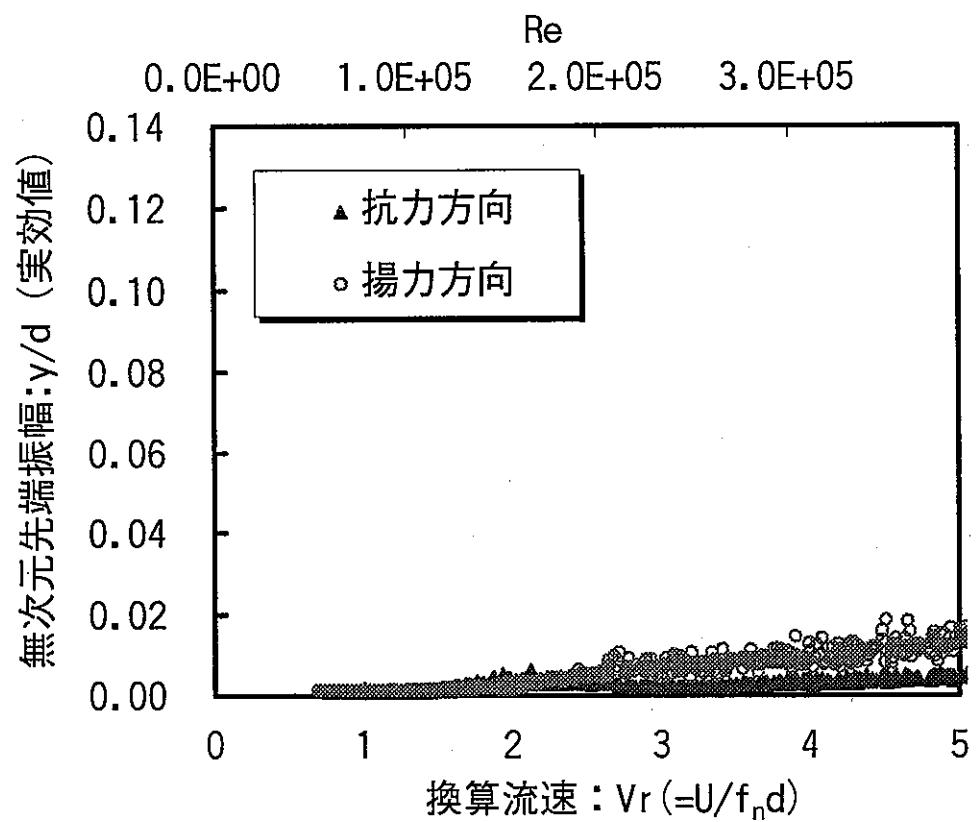


図 4. 2. 5 - 3 換算流速と変位振幅の関係試験ケース3 (試験体C ; Cn:1.23)

流体温度：38°C、固有振動数 f_n : 50.0Hz、外径：32mm

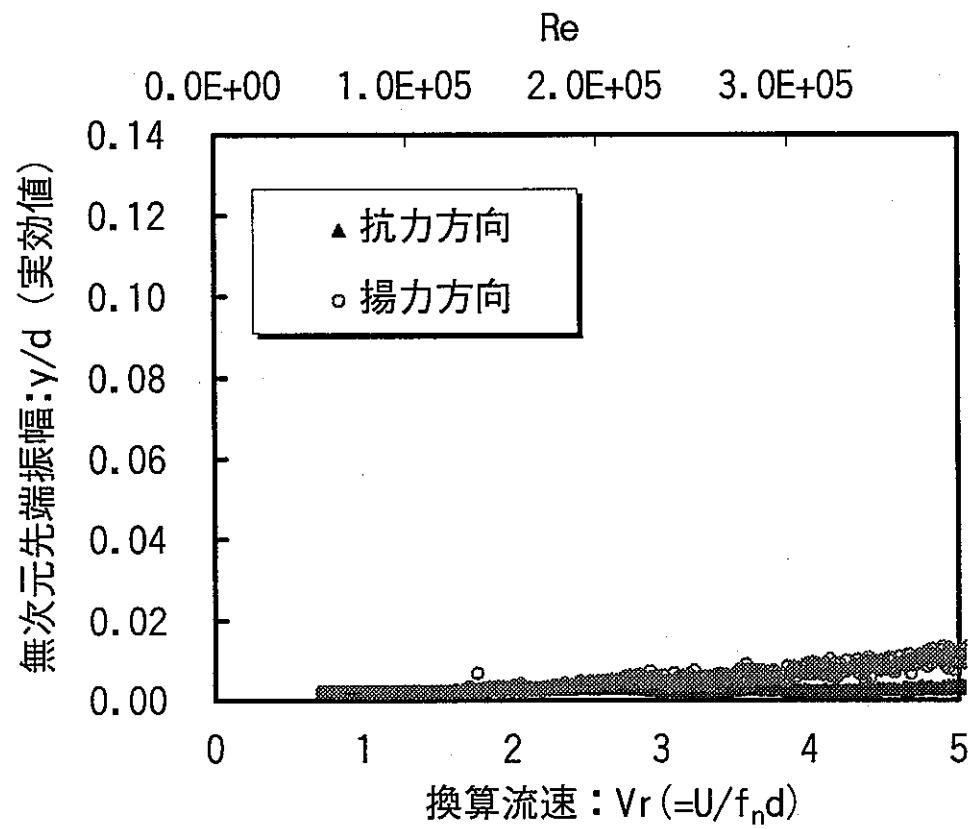


図4. 2. 5-4 換算流速と変位振幅の関係試験ケース4 (試験体D ; Cn:2.22)

流体温度 : 39°C、固有振動数 f_n : 50.0Hz、外径 : 32mm

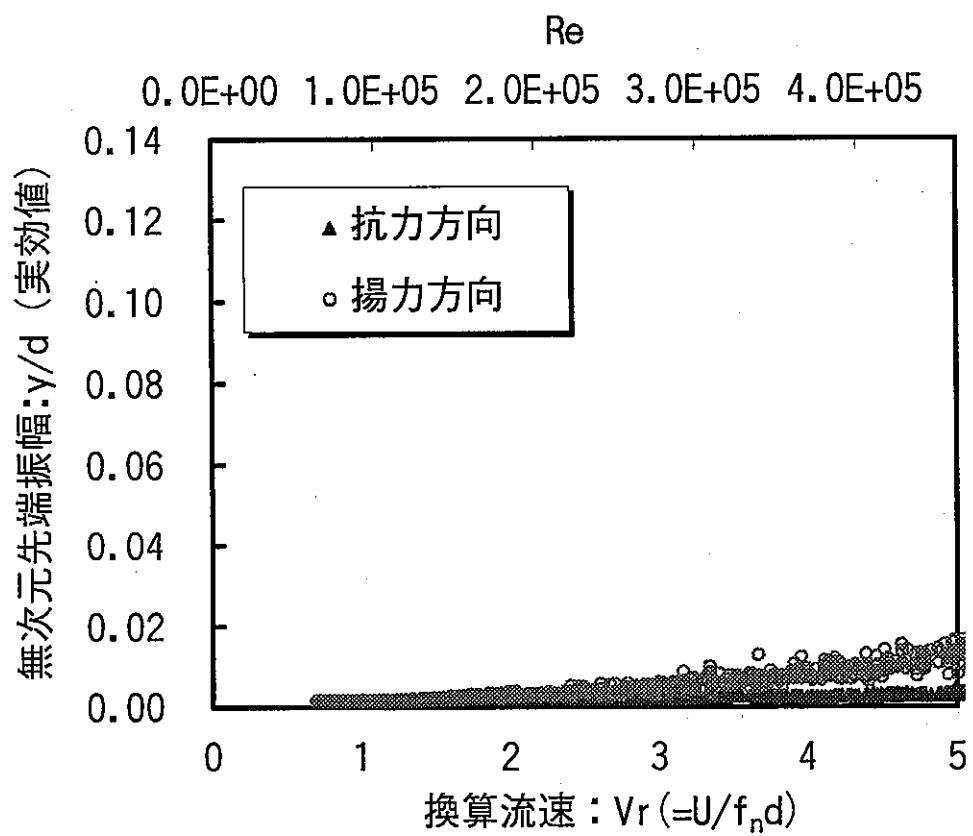


図4.2.5-5 換算流速と変位振幅の関係試験ケース5（試験体D；Cn:1.98）

流体温度:49°C、固有振動数 f_n:50.0Hz、外径:32mm

4. 3 評 價

(1) 流れ方向同期振動の換算減衰依存性

前述の流れ方向変位振幅について、同一形状の試験体を用いて従来得られているデータ⁽⁸⁾とあわせて図 4.3-1,2 に示す。図中には King⁽⁹⁾及び Okajima⁽¹⁰⁾によるデータも比較して示している。表 4.3-1 に示すように、それぞれの試験条件は異なっていることに注意を要する。King の実験と本実験では、片持ち支持の条件であり、円柱は流れ方向と直交方向の 2 自由度を有するが、Okajima の実験では両端柔支持の条件で、流れ方向のみに自由度を有している。また、King の実験では自由端が水面上に突き出しているのに対して、本試験では、自由端は水中にある。さらに、作動流体、レイノルズ数条件、流路形状に相違がある。

流れ方向変位振幅の減衰依存性に対する本試験結果では、King 及び岡島の試験結果に見られるような第 1 励振域と第 2 励振域は区別できず、それらが複合された 1 つの励振域が形成されている。図 2-1 に示したように、亜臨界レイノルズ数域で $V_r=1$ に到達する場合、流れ方向振動に伴う渦周波数は、St 数が現れている領域と固有振動数の 1/2 にロックインする領域がひとつの励振域に現れていることが分かる。したがって、本試験結果については、減衰依存性に関して、第 1 励振域と第 2 励振域を分離して整理することが困難であり、図 4.3-1,2 には、流れ方向振動の最大振幅を示している。

一方、King は、変位振幅の減衰依存性を整理する際に、第 1 励振域の変位振幅データに基づき整理している⁽⁹⁾。Okajima は第 1 励振域と第 2 励振域において、振幅に対する減衰依存性が異なることを指摘しており、比較の観点から King の論文より、第 2 励振域における最大振幅を読み取り、あわせて図 4.3-1,2 に示すようにプロットした。

図 4.3-1,2 より、King の試験結果も Okajima の試験結果と同様に第 2 励振域の振幅の方がより大きい換算減衰でなければ抑制されない傾向を示している。

また、配管内で測定した本試験結果は、King の第 2 励振域データに近い傾向を示し、換算減衰の増大に伴い、換算減衰 1.23 では、直径の 0.5% 程度まで変位が抑制されていることが分かる。しかしながら、換算減衰 2.22 で測定した試験でも同等の変位振幅を示し、減衰依存性に下げ止まり傾向があることが認められる。

変位振幅が直径の 10% を超えるような同期振動時には、乱流励振による変位は支配的ではないが、変位振幅が直径の 1% 未満となる場合については乱流励振による変位振幅とオーダーが等しくなる。本試験条件に対して $V_r=3$ での変位振幅を「設計方針」により評価したところ、変位振幅評価値は試験結果よりも大きく見積もられた。乱流励振による変位は、定数を整理すると、無次元流速の関数として、次式で示される。

$$y_{rms} = \sqrt{\frac{L_C G_F(f_i) \int_{L_e} \varphi_i^2(x) dx}{64\pi^3 M^2 f_i^3 (\xi_i + \zeta_i)}} \varphi_i(x)$$

$$= A V_r^2 \sqrt{\frac{V_r}{V_r^2 + 4\pi^2}} \quad \dots \dots \dots \quad (4.3-1)$$

(ここで、A は定数)

したがって、無次元速度 V_r の増大にともない、乱流励振振幅は、累乗的に徐々に増大する。図 4.2.5-3,4,5 に示すように、換算減衰 $C_n = 1.23, 1.98, 2.22$ の 3 ケースの振幅は、無次元流速の増大に伴い徐々に増大する傾向を示しており、(4.3-1)式の乱流励振に特有な傾向を示している。したがって、ここでの変位は、渦励振が抑制された状態における乱流励振によるものと考えられる。

本試験結果では、 $C_n=1.23$ での変位振幅は直径の 0.5%程度であり、流れ方向振動は、 $C_n=1.23$ で十分に抑制される結果となった。他の試験結果との相違の原因について、試験条件の相違から推定する場合、本試験では円柱の自由端が水中にあることから端部に生じる渦が励振力を低下させていることが考えられるが、レイノルズ数等の条件も異なっており現象的な支配機構は明確ではない。

2章に示したように、「設計方針」では、流れ方向同期振動の抑制条件として、 $C_n > 1.2$ が設定されているが、配管内の条件で行った本試験条件の範囲では、 $C_n > 1.2$ により流れ方向同期振動はほぼ抑制されることが明らかとなった。

(2)直交方向同期振動の換算減衰依存性について

直交方向の同期振動については多くの報告があり、本試験はその挙動を明らかにすることを目的とするものではないが、流れ方向振動との比較の観点から、直交方向振動の換算減衰による抑制について整理する。

図 4.8-3 に、King による直交方向同期振動振幅の換算減衰依存性に関する整理を示している。直交方向同期振動は、固有振動数に交互渦周波数が同期して生じるものであり、その変位は流れ方向振動より 1 オーダー大きく、直径の 2 倍に達する。一方、Okajima は、換算減衰 6 の条件において粗面円柱を用いて、レイノルズ数を変化させた試験を実施し、図 4.3-4 に示すように、超臨界域では直交方向の同期振動がほとんど生じなくなることを示している。図 4.2.5-1～5 に示すように、本試験結果の直交方向振幅は全般的に小さく、換算減衰が 1.23 以上のケースでは、直交方向振動も、ほぼ抑制される結果が得られている。直交方向振幅に関して、最大振幅と換算減衰の関係を図 4.3-5 に示す。図中には従来試験によって直交方向

振幅のピークが観察されたケース($REB \cdot 2, C_n = 0.05$)も合わせて示している。

以上より、本試験での直交方向振動は、一般的な亜臨界域条件での変位振幅よりもかなり小さく、換算減衰 1.23 の条件では直径の 1%未満に抑制されることが評価された。

(3) まとめ

- a. 流れ方向の振動振幅は換算減衰の増加とともに抑制された。また、流れ方向同期振動開始点は、換算流速が 1 以上であった。
- b. 試験ケース 1 ($C_n = 0.49$)において直交方向の同期振動が確認され、無次元流速 V_r が 2.5 程度より開始した。
- c. 本試験条件では、換算減衰 C_n が 1.23 程度以上で、流れ方向の同期振動が抑制される結果が得られた。

表 4.3-1 流れ方向試験条件の比較

Researcher	Cylinder support	Number of free direction	Status of the cylinder end	Reynolds No. region	Fluid	Flow area
King	Single-side	Two	Above the water surface	Sub-critical (約 6,000<Re<約 19,000)*	Water	Rectangular channel
Okajima	Both-side One(flow-direction)		End plate(both-side)	Sub-critical (約 8,000<Re<約 27,000)*	Air	Rectangular wind tunnel
JNC	Single-side	Two	Free-end in water	Sub-critical～Super-critical (約 60,000<Re<約 500,000)	Water	Circular pipe

*) Estimated by JNC

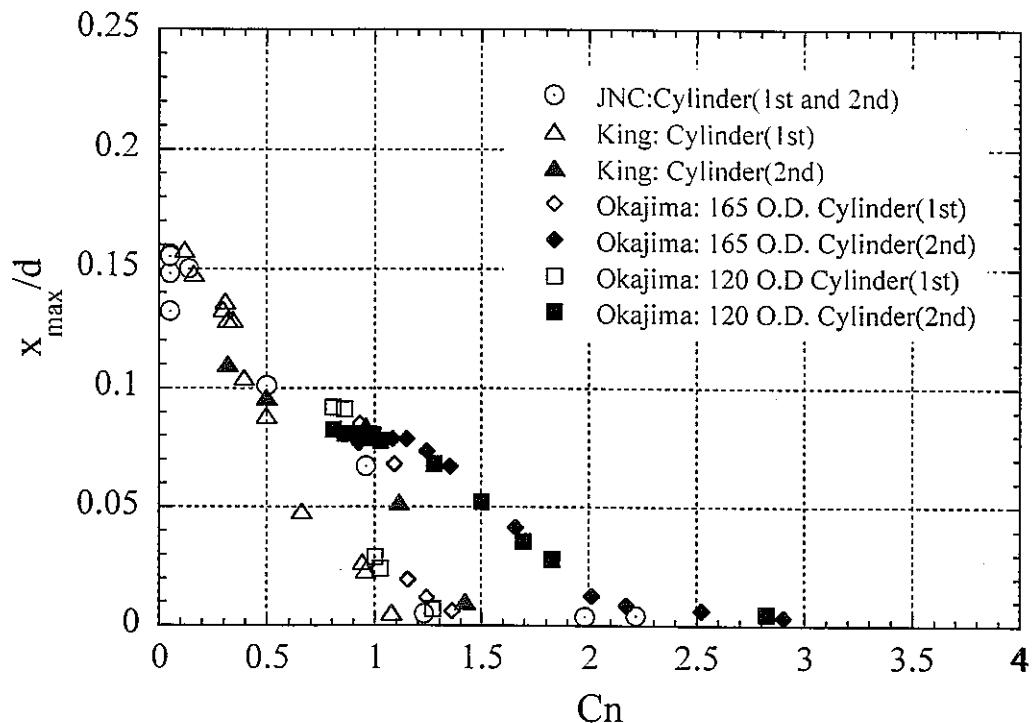


図4.3-1 流れ方向振幅（最大片振幅）の既存研究との比較（線形軸）

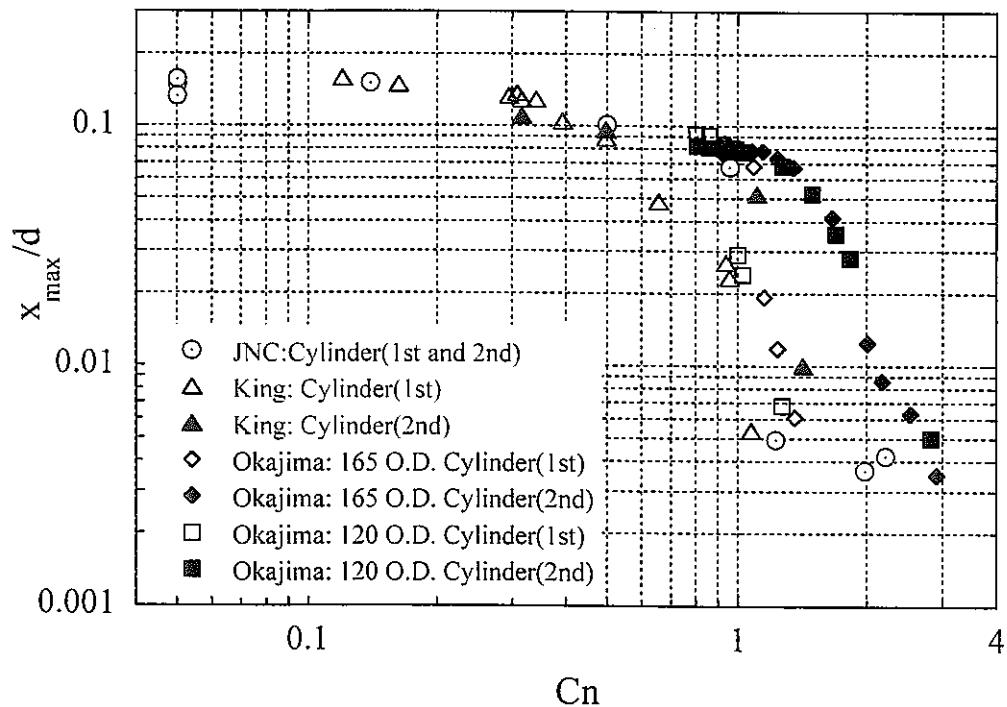


図4.3-2 流れ方向振幅（最大片振幅）の既存研究との比較（対数軸）

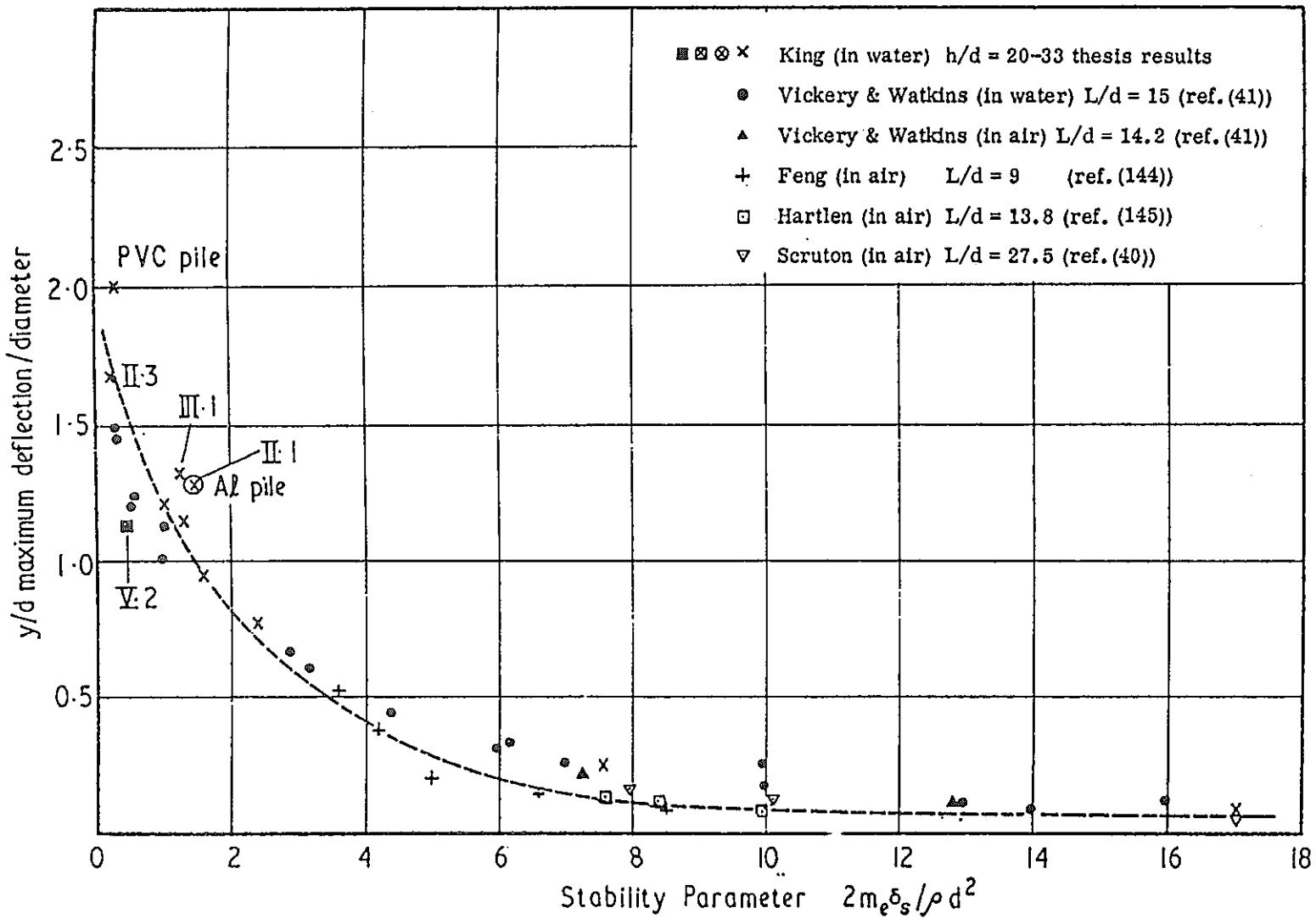


図 4.3-3 直交方向同期振動による最大振幅の換算減衰依存性(King)

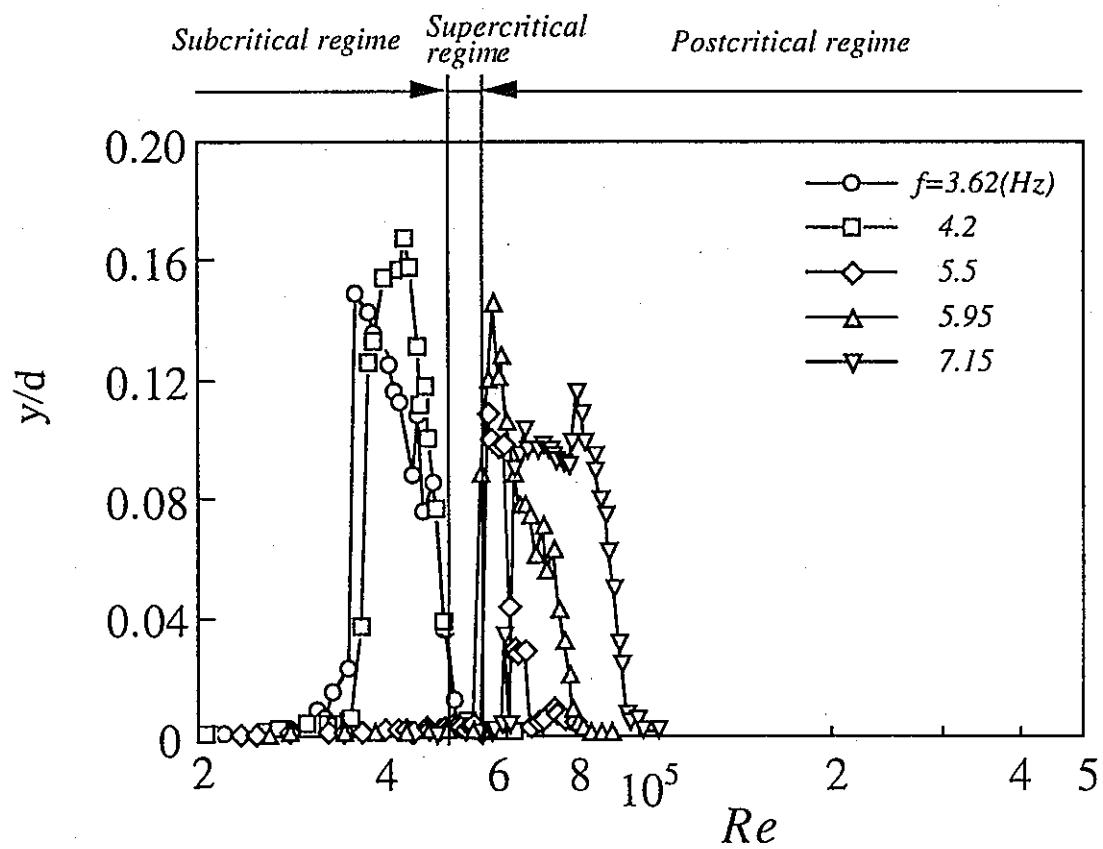


図 4.3-4. 直交方向同期振動振幅のレイノルズ数依存性($C_n=6$)

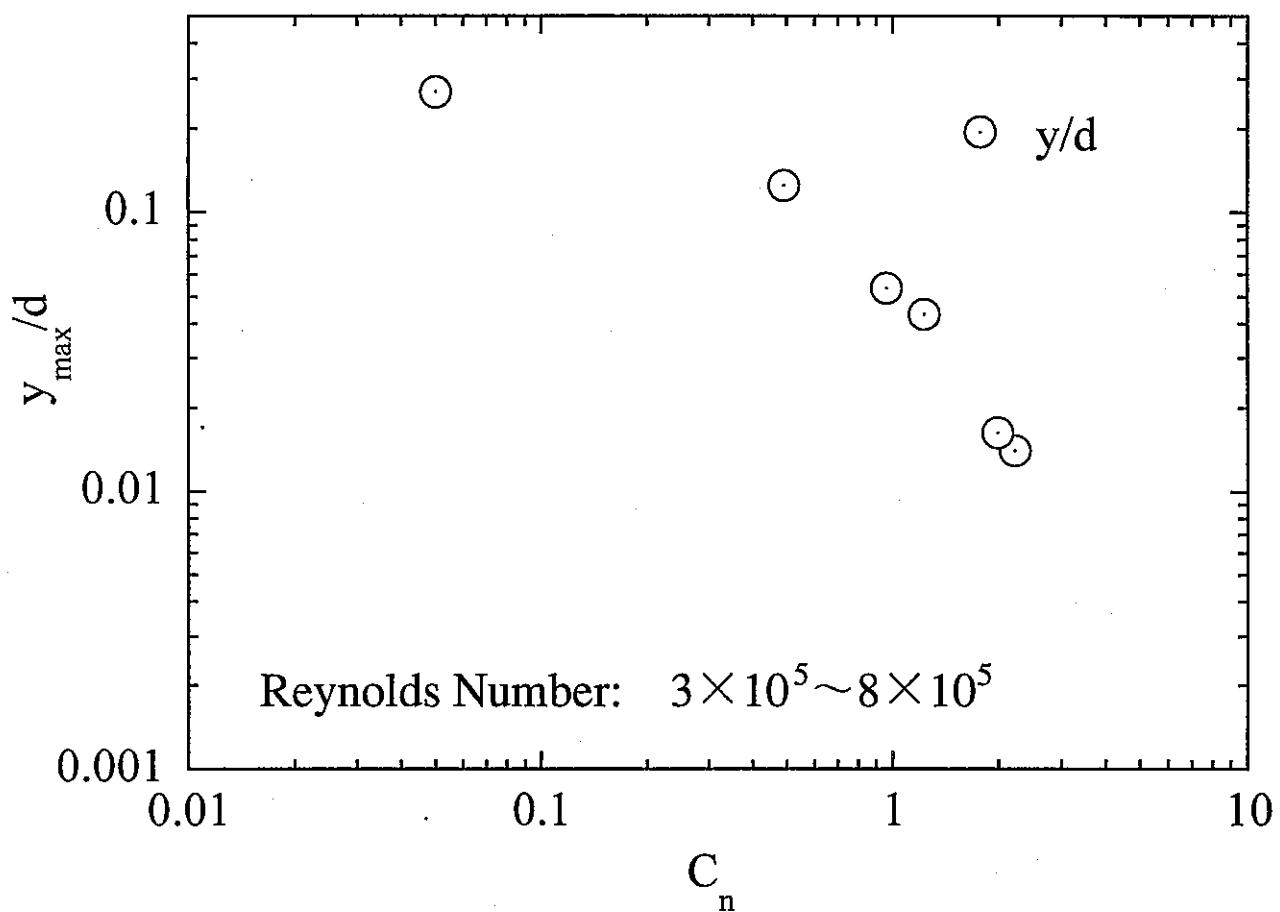


図4.3-5 超臨界レイノルズ数領域における直交方向最大変位の換算減衰依存性

5. 結 言

本試験は、配管水流中の試験データが不足していると考えられる減衰条件において、円柱の渦励振挙動データを取得し、渦励振の回避・抑制条件の妥当性の検討に資することを目的として実施した。そのため、配管内に突き出した片側支持円柱について、円柱内に粘性体を充填することによって構造減衰を変化させた試験体4体を製作し、流動特性試験を実施した。

減衰条件は、円柱内部に充填する粘性流体の粘度と充填量を変えることでパラメータとして設定した。水流動試験は、配管径約318mmの高温水流動試験装置を使用し、換算流速Vr、レイノルズ数等をパラメータとして実施した。

試験の結果得られた主要な成果を以下に示す。

(1) 試験体減衰特性

打撃試験及び加振試験によって、臨界減衰比を測定した。それらについて、臨界減衰比の温度依存性補正後、水流動試験条件での換算減衰CnをFEM解析によって算定した。換算減衰計算結果を以下に示す。

・試験体 A (38°C)	: 0.49
・試験体 B (38°C)	: 0.96
・試験体 C (38°C)	: 1.23
・試験体 D (39°C)	: 2.22
・試験体 D (49°C)	: 1.98

(2) 流れ方向同期振動に及ぼす減衰の影響

無次元流速(Vr)が約0.7~約5の範囲(Vr=1におけるレイノルズ数:約8×10⁴)で流速を漸増し円柱の変位を測定した。その結果、換算減衰0.49および0.96の試験体は、無次元流速1以上において流れ方向振動が発生したが、換算減衰1.23および2.22の試験体は、振動は、直徑の1%以下のレベルに抑制され、有意な渦励振は認められなかった。

以上より、流れ方向および流れ直交方向渦励振の抑制条件として、ASMEボイラ・圧力容器規格SecIII, Appendix N-1300やサイクル機構の策定した「温度計の流力振動防止のための設計方針」に用いられている判定基準「Vr<3.3かつCn>1.2」は、本試験体系(配管内水流片持ち支持円柱)の範囲において概ね適切であった。

参考文献

- (1) 伊藤和元,他,"もんじゅ事故に関する技術報告", 原子力誌, 39[9],704 (1997).
- (2) 温度計設計方針検討会,"温度計の流力振動防止のための設計方針", PNC TN9410 97-042 (1997).
- (3) ASME Boiler & Pressure Vessel Code) Sec.III Division 1., Appendix N-1300, (1995) ASME.
- (4) 堀公明, 山口彰, 森下正樹, 岩田耕司, "高レイノルズ数領域における流力振動評価手法の実験的検証", PNC TN9410 98-036 (1998).
- (5) 配管内円柱状構造物の流力振動評価指針, 日本機械学会基準, (1998), JSME S012.
- (6) 岡島厚, 大津山澄明, 他, "円柱及び矩形柱の流れ方向流力振動特性", 機論B, 65巻, 635号,(1999), pp.2196-2203.
- (7) 堀公明, 岩田耕司, 山口彰, 森下正樹, 小倉健志, "高レイノルズ数領域における円柱の渦励振特性", 機論B, 65巻, 635号, (1999), pp.2230-2236.
- (8) 堀公明, 岩田耕司, 山口彰, 森下正樹, "超臨界レイノルズ数領域における円柱の流力振動", No.99-1, 日本機械学会 1999 年度年次大会講演論文集(Ⅲ), 論文 No.2920 (1999) pp.433-434.
- (9) King, R., "An investigation of the criteria controlling sustained self-excited oscillations of cylinders in flowing water", Proc. of the 4th Biennial Symposium on turbulence in liquids, Univ. of Missouri-Rolla, U.S.A. (1975) pp.179-191
- (10) Okajima, A., Nagamori,T., Matsunaga, F., Kiwata, T., "Experimental study on flow-induced vibration of a circular cylinder with surface roughness at high Reynolds numbers", Proc. 98 ASME/JSME PVP conf., Sandiego(1998)

謝　　辞

本検証を進めるにあたり、システム技術開発部 热流体技術開発グループ 山口 彰
グループリーダーには、全般にわたる有益なご助言を頂きました。高減衰試験体の開発は、
三和テック株式会社にてご担当頂きました。また、加振試験の実施にあたっては、安全工
学部 機器・構造安全工学グループの堀切守人副主研にご担当きました。さらに、流動特
性試験の実施にあたっては、(株)東芝の萩原剛氏、斎藤登氏、小倉健志氏他の方々にご担当
頂きました。ここに深く感謝致します。

付録 A. 試験体説明書

流力振動試験用高減衰円筒試験体説明書

1. 構 造

「高減衰円筒試験体」は図-1に示す中空円筒試験体に粘性流体を充填後、図-2に示す鉄心を挿入することで構成する。円筒試験体の内径は24mm、鉄心外径は14mmであるため、アニュラス部の隙間は5mmとなる。鉄心は円筒試験体にボルトで固定する。

なお、試験状態での粘性材料温度を測定するため、鉄心先端部に熱電対を設置する。

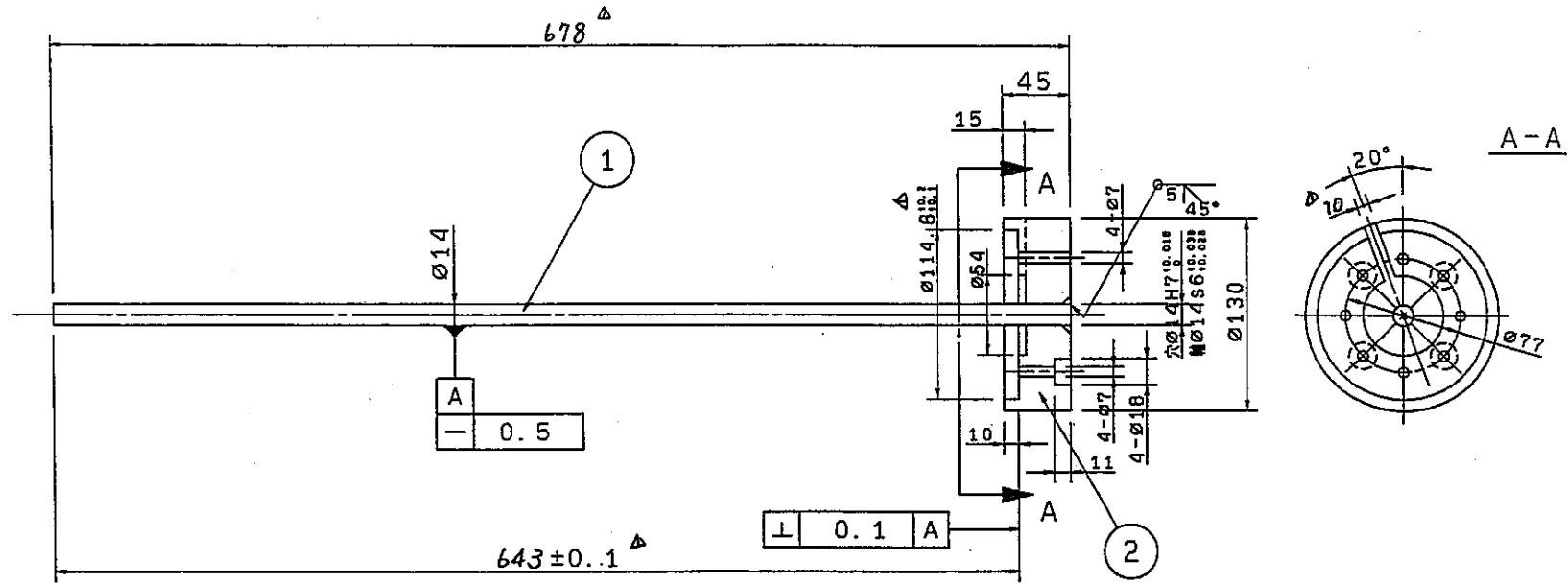
2. 仕 様

各試験体に充填した粘性流体の仕様と鉄心深さは下記のとおりである。

試験体減衰仕様 (目標値)	試験体番号 (実施計画書)	試験体番号	粘性流体仕様 (動粘度)	鉄心深さ ^(注)
減衰小 (0.5%)	A	NO.8	500cSt	23mm
減衰中 (1%)	B	NO.6	500cSt	59mm
減衰大 (2%)	C	NO.9	1000cSt	86mm
減衰大々 (3%)	D	NO.1	3000cSt	33mm

(注) 円筒試験体の底から鉄心先端(下端)までの長さはすべての試験体に共通で28mmである。粘性流体はこの領域には完全に充填されている。「鉄心深さ」は粘性流体中の鉄心長さで、鉄心先端から粘性流体液面までの長さを示す。

なお、充填する粘性流体は温度依存性を持つため、減衰比の評価に際してはこれを考慮することが必要である。温度依存性を含む減衰比の測定結果は付録Cに示すが、ここではカタログベースでの粘度の温度依存性を資料として章末に添付した。



注記

- 仕上げ
 - 指示なき様加工部は系面のこと
 - 表面処理: 無電解ニッケルめっき 15 μm
 - 上記寸法はめっき後の寸法を示す

図-2. 円筒試験体内部に挿入する鉄心

2	フランジ	1	SS400	球3			
1	ロード	1	SS400	丸3			
品番	部品名	個数	材質	表面處理	部品図面	規格	参考
粘性材料用鉄心		案内 粘性材料サイクル開発機構造向け 高力振動試験用高減衰円筒試験体					
日付	98.12.18	尺度	1:4				
基準	ISO 3	変更	なし				
要因	なし	水温	なし				
					160-3C-0198A		

[添付資料]



信越シリコーン

technical data

T6	—	8B
3	—	1
72	—	2

オイル

技術資料 (3)

オイルの温度による粘度変化

シリコーンオイルの特異な性質の一つとして温度による粘度変化が少いことが挙げられます。ここでは信越シリコーンオイルを数種とり、実用的な戻地から行った実験の結果を示します。

シリコーンオイルは一般に、無色透明、無味なオイルで、0.65csから1,000,000csにわたる各種の粘度の製品が揃っています。粘度範囲が限度されている他の有機系オイルと異なり、使用目的に応じて適当な粘度のものを選ぶことができます。然もシリコーンオイルの最も注目すべき性質の一つに温度による粘度変化の少ないことがあげられます。従ってシリコーンオイルを利用するとき、先ず粘度を自由に選択でき、然もその粘度が温度によりあまり変化しないので、オイルの粘性を利用する

ような用途に大変好都合です。たとえば、自動車車や航空機の計器類、プレイヤーのピックアップなどの防振油、ダッシュボットダンパやショックアブソーバーなどのダンパ油、計器油、光学機器やカメラなどの潤滑油などに使用しますと、作動を常に一定に保つことができます。

シリコーンオイルには、その他耐熱性や耐酸化安定性がよく、沸点が高く凝固点が低いこと、表面張力が小さく圧縮率が大きいこと、広い周波数範囲で誘電損失が小さいこと、幾多の特長を兼備しておりますが、ここではシリコーンオイルのユニークな特性である粘度の温度による変化の測定結果について以下説明します。

測定方法

粘度の測定は ASTM D 445-46T (JIS Z 8803でも可)によるウッペローデ粘度計によりました。ただし、KF96 1,000csの0℃以下の測定には、落下球粘度計 (JIS Z 8803に記してある) を使用しました。恒温槽は25~50℃には水浴を、それ以上の高温には高温用シリコーンオイルKF 54の油浴を用い、真空管式リレーに接続した水銀ローリ

ーによって±0.05~0.1℃以内に測定温度を保ちました。また0℃又はそれ以下の測定には、氷一水あるいはドライアイス-メタノール混合物を用い、寒剤の投入量を調節して測定温度を±0.5℃以内に調節しました。なお0℃以下の測定には水分の凝縮を防止するため、粘度計の管孔部に塩化カルシウム管を接続しました。

測定結果

信越シリコーンオイルKF 96 50cs、100cs、350cs、1,000cs、10,000csおよびKF 50 100cs、1,000cs並びにKF 54につき、-60~250℃にわたって動粘度を測定した結果を表-1に示し、図-1に表わしました。

また25℃の粘度を基準とした粘度変化率を表-2および図-2-1に示しました。図-2-2は、図-2-1を拡大したもので、使用頻度の高い0

~50℃を示したものです。

また、石油系オイルとシリコーンオイルを比較するため、石油系オイルとして粘度20cs前後の緩衝機油、ダンパー油、スピンドル油を選び、KF 96 20csと共に-30~100℃にわたる動粘度を測定し、表-3および図-3に示し、粘度変化率を表-4および図-4に示しました。

以上信越シリコーンオイルの各種類について粘度

の温度による変化を測定しましたが、ジメチルポリシロキサンからなるKF 96は粘度変化が最も小さく、また低粘度のもの程その変化が小さくなっています。しかしジメチルシロキサンとジフェニルシロキサンとの共重合物であるKF 50およびKF 54はフェニル基の影響により粘度変化は大きくなり、特にフェニル基の含有率の多いKF 54は、粘度変化が著しく大きくなっています。石油系オイルに近

い変化を示しています。

またメチルシリコーンオイルと石油系オイルとの比較では、表および図で明らかのように、メチルシリコーンオイルは温度による粘度変化が小さいことがわかります。

図-2を用いることにより信越シリコーンオイルの表示粘度から任意の温度における粘度を容易に推定することができます。

表-1 各温度における動粘度 (CS)

温度(℃) オイル	-60	-55	-50	-45	-35	-25	0	25	50	100	150	200	250
KF 96 (20)	—	—	—	—	(注) 66.4	—	32.8	20	13.0	6.70	—	—	—
KF 96 (50)	—	586	437	327	220	164	88.0	50	32.5	15.9	9.13	5.81	—
KF 96 (100)	—	1,223	909	700	480	324	171	100	64.6	31.3	17.9	11.4	—
KF 96 (350)	—	4,570	3,350	2,530	1,700	1,190	598	350	221	107	59.1	37.1	—
KF 96 (1,000)	—	16,100	10,000	7,530	4,860	3,400	1,720	1,000	633	302	165	104	—
KF 96(10,000)	—	—	97,200	75,200	48,700	34,100	17,500	10,000	6,370	3,020	1,700	1,030	—
KF 50 (100)	2,340	—	1,400	—	—	435	181	100	60.8	27.7	15.1	9.3	6.11
KF 50 (1,000)	24,000	—	14,500	—	—	4,380	1,830	1,000	600	270	146	88.1	5.65
KF 54 (450)	—	—	—	—	(注) 50,400	24,800	1,770	450	167	46.3	20.0	10.9	6.56
Silicolube F400	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Silicolube F500	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

(注) 測定温度 -30℃

表-2 温度による粘度変化率

温度(℃) オイル	-60	-55	-50	-45	-35	-25	0	25	50	100	150	200	250
KF 96 (20)	—	—	—	—	(注) 3.32	—	1.65	1.00	0.653	0.335	—	—	—
KF 96 (50)	—	11.7	8.75	6.54	4.82	3.28	1.76	1.00	0.649	0.318	0.183	0.116	—
KF 96 (100)	—	12.2	9.09	7.24	4.80	3.24	1.71	1.00	0.646	0.313	0.179	0.114	—
KF 96 (350)	—	13.1	9.57	7.23	4.88	3.41	1.71	1.00	0.633	0.306	0.169	0.106	—
KF 96 (1,000)	—	16.1	9.58	7.53	4.86	3.40	1.72	1.00	0.633	0.302	0.165	0.104	—
KF 96(10,000)	—	—	9.72	7.52	4.87	3.41	1.75	1.00	0.637	0.302	0.170	0.103	—
KF 50 (100)	23.4	—	14.0	—	—	4.35	1.81	1.00	0.608	0.277	0.151	0.0935	0.061
KF 50 (1,000)	24.0	—	15.0	—	—	4.38	1.83	1.00	0.601	0.270	0.146	0.088	0.0565
KF 54	—	—	—	—	(注) 112	55.0	3.93	1.00	0.372	0.103	0.0446	0.0241	0.0146
Silicolube F400	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Silicolube F500	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

(注) 測定温度 -30℃

図-1 シリコーンオイルの温度—粘度変化

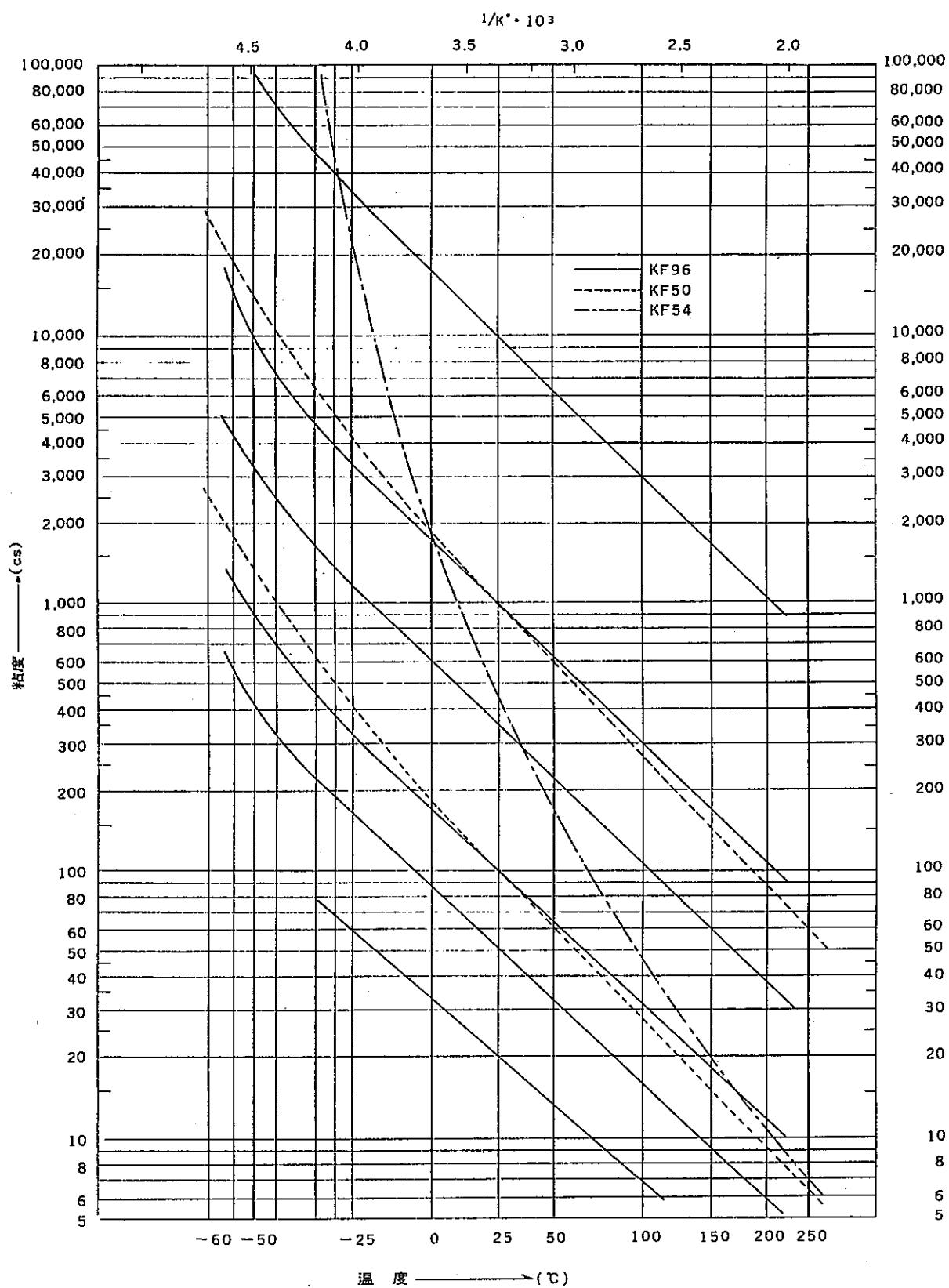


図-2-1 溫度による粘度変化率

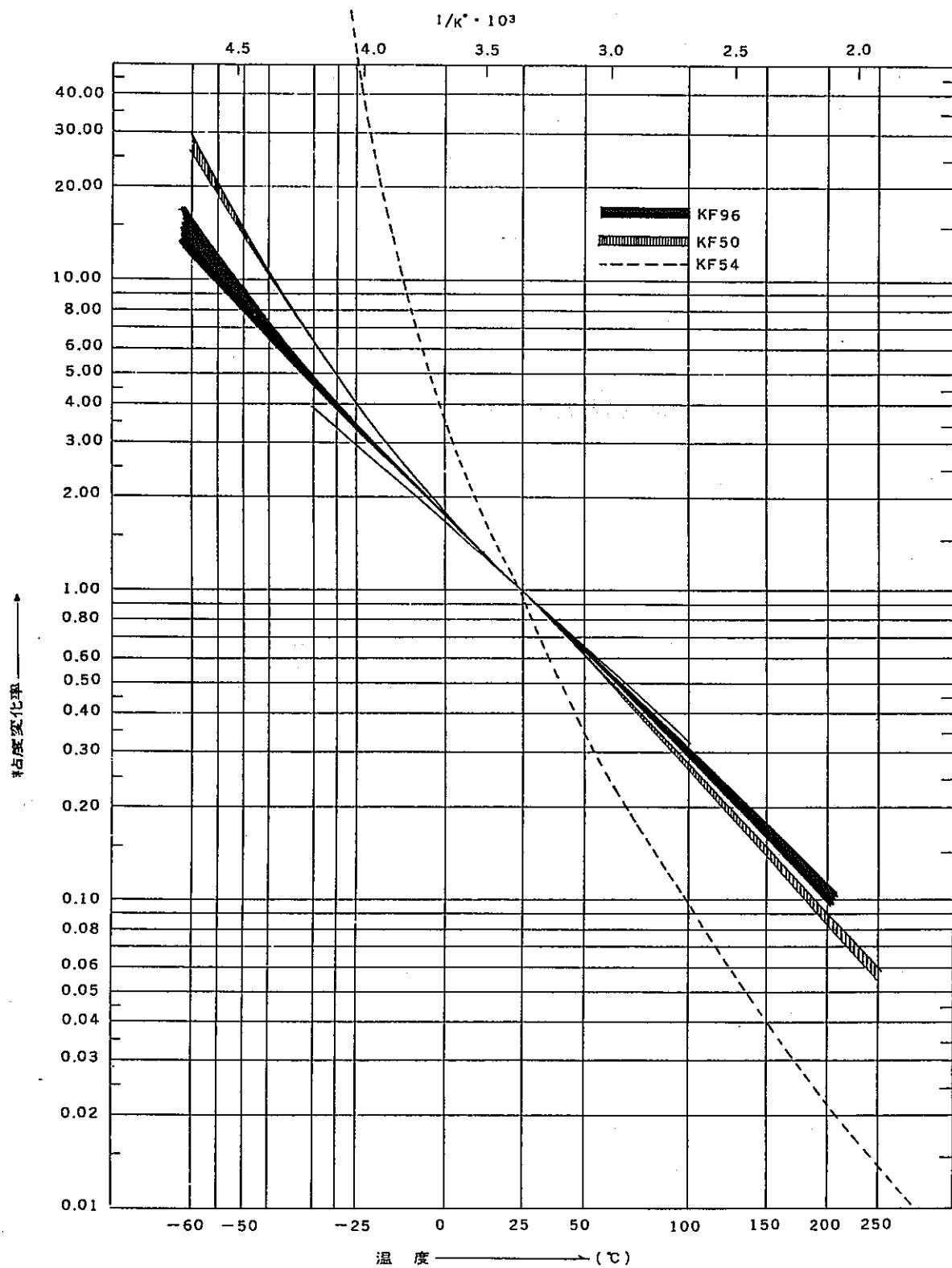
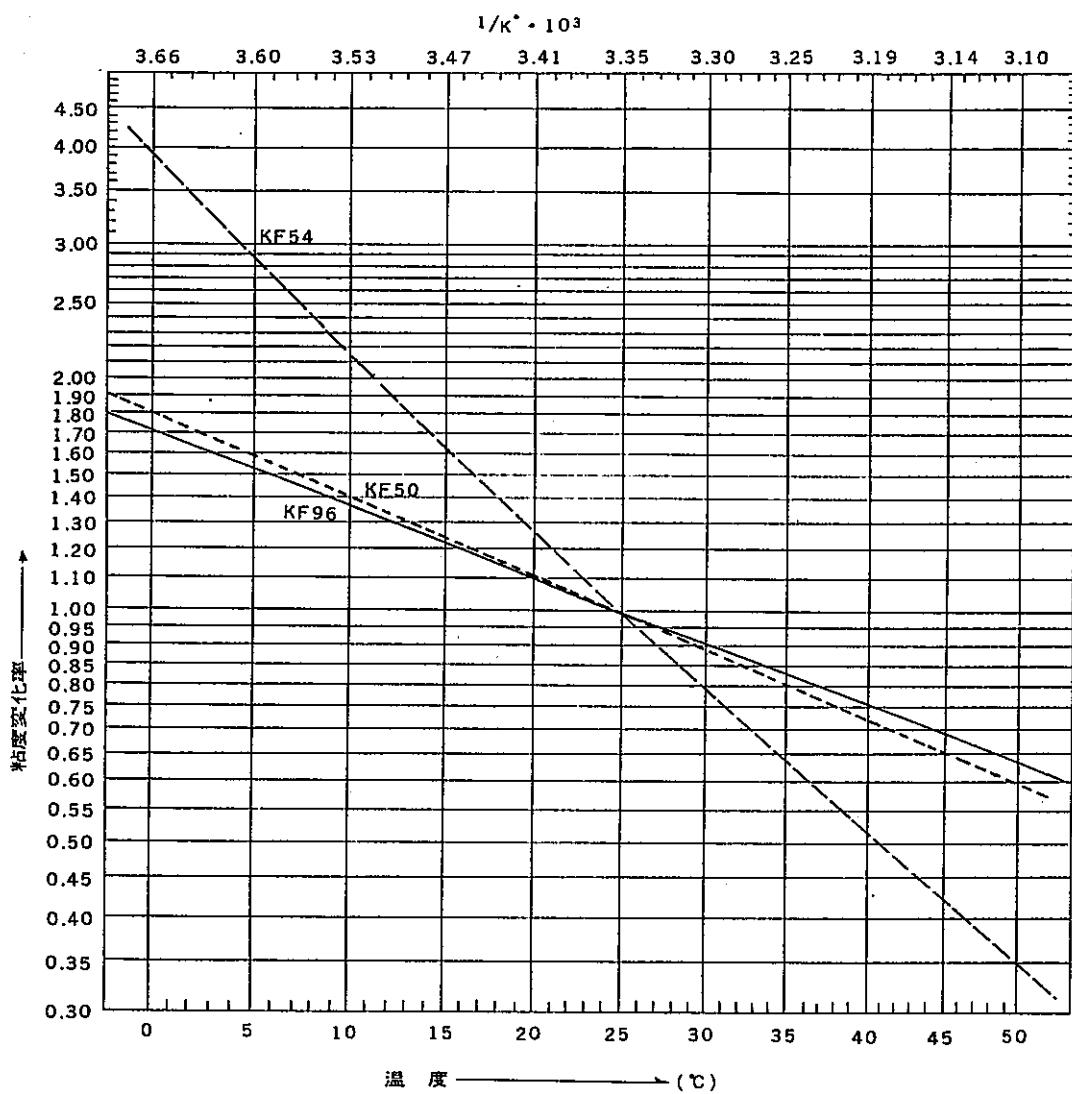


図-2-2 シリコーンオイルの粘度変化率 ($0^{\circ} \sim 50^{\circ}\text{C}$)

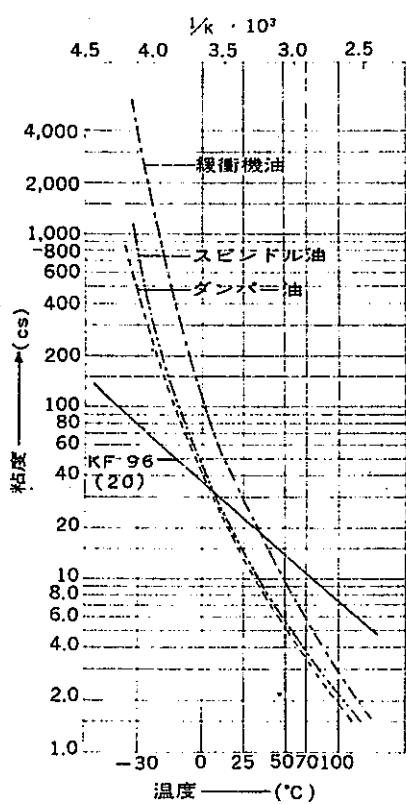
表一3 各種オイルの各温度における動粘度 (CS)

オイル	温度(°C)	-30	0	25	50	70	100
KF 96 (20)	70.4	34.8	21.2	13.7	10.3	7.10	
緩衝機油	3880	136	29.3	10.6	5.95	3.19	
ダンパー油	521	48.8	14.9	6.38	3.90	2.14	
スピンドル油	860	53.6	16.1	6.59	3.79	2.27	

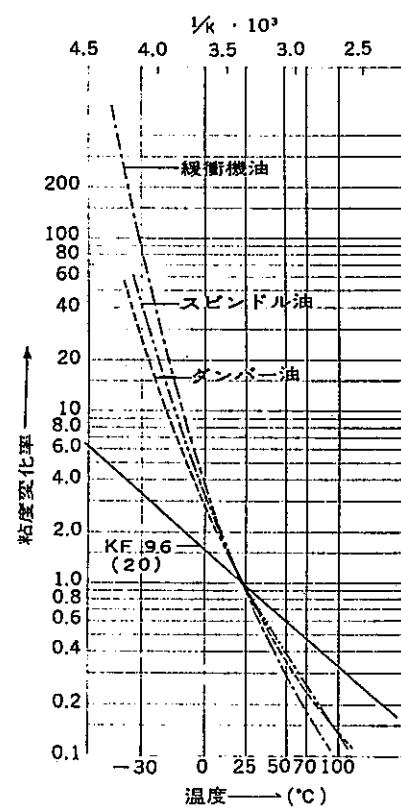
表一4 各種オイルの温度による粘度変化率

オイル	温度(°C)	-30	0	25	50	70	100
KF 96 (20)	3.32	1.65	1.00	0.653	0.486	0.335	
緩衝機油	132	4.64	1.00	0.362	0.203	0.109	
ダンパー油	35.0	3.27	1.00	0.428	0.262	0.134	
スピンドル油	53.4	3.33	1.00	0.410	0.235	0.141	

図一3 各種オイルの粘度—温度変化



図一4 各種オイルの粘度変化率



付録 B 試験ループ設置条件での打撃試験結果

付録 B 試験ループ設置条件での打撃試験結果

1. 内容

流動ループの試験部に試験体を取り付けた状態で気中打撃試験を行い、先端変位振幅と測定歪みの関係及び臨界減衰比の測定を行う。

(1) 試験体

試験体は単純円筒形であり、円筒部に封入される粘性流体の量により減衰比を調整している。試験体数は試験体 A, B, C, D の 4 体であり、それぞれ減衰比が異なる。各試験体の名称とその試験目的について以下に示す。

- ①試験体 A : 減衰小（目標臨界減衰比：0.5%）
- ②試験体 B : 減衰中（目標臨界減衰比：1%）
- ③試験体 C : 減衰大（目標臨界減衰比：2%）
- ④試験体 D : 減衰大大（目標臨界減衰比：3%）

なお、試験体 4 体は、円筒部に封入される粘性流体の量を除き、寸法等は同一である。

打撃試験は、流動ループの試験部に試験体を取り付けた状態で気中において行う。試験体取り付け部は断面の一辺が 440mm の正方形となるブロック形状であり、その 3 面に試験体の取り付け等に使用する窓を設ける。試験体は鉛直方向に据え付けるため、上部の窓を使用して設置する。

(2) 試験体センサ

試験体には 4 個の歪みゲージを設置し、各ゲージをそれぞれ 1 チャンネルとし 1 ゲージ法のプリッジを組み測定を行う。

また、試験体先端部には流れ方向、流れ直交方向にそれぞれ 1 個の加速度センサを設置する。加速度センサはチャージアンプにより加速度に比例した電圧信号として出力される。したがって、加速度信号は 2 チャンネルである。

2. 測定方法

流動ループの試験部に試験体を取り付けた状態で気中打撃を行い、振動応答を先端加速度および根元部の変動歪みにより測定する。

(1) 試験ケース

減衰の異なる 4 体の試験体 (A、B、C、D) について、各々流れ方向と流れ直交方向について打撃試験を実施する。

(2) 試験条件

打撃試験は外気中、常温状態で実施する。ただし、試験体の減衰に影響を与えないように鉄芯に取り付けられた熱電対により、打撃試験時の粘性流体温度を測定し記録するものとする。

(3) 試験方法

試験体の先端部に流れ方向・流れ直角方向の加速度センサを設置してハンマで打撃を行う。打撃は流れ方向・流れ直交方向に対して、各々、5 回づつ行う。

3. データ処理方法

データ処理により次の項目を求める。

(1) 先端変位振幅

加速度信号を周波数分析し、試験体の固有振動数と加速度振幅を求める。これを時間について 2 階積分することにより先端変位振幅をもとめ、これと歪みゲージ信号を比較して先端変位振幅と測定歪みの間の較正係数を求める。

(2) 臨界減衰比

加速度時系列の包絡曲線を求め、振幅を対数表示した場合のこの曲線の傾きと固有振動数より臨界減衰比を求める。

4. 打撃試験結果

(1) 先端変位振幅

打撃試験により得られた先端変位振幅と測定歪みの間の関係を、表4. 1-1 及び図4. 1. 4-1～8 に示す。

図4. 1. 4-1～8 には、先端変位振幅と歪みのデータとともに、これらのデータに対する近似曲線を示している。各試験体におけるデータの近似曲線からのバラツキは大きくなく、この近似曲線により先端変位振幅と歪みの関係を近似できる。この近似曲線の傾きである先端変位振幅に対する歪みの比率を表4. 1-1 に示す。

なお、試験体D の歪みゲージのうち1体（直交方向180°）は作動不良となっている。

(2) 臨界減衰比

表4. 1-2 に打撃試験により得られた各試験体の固有振動数および臨界減衰比を示す。臨界減衰比は加速度時系列の包絡曲線から、振幅を対数表示した曲線の傾きと固有振動数より求めた。図4. 1. 4-9～図4. 1. 4-16 に、打撃試験時の加速度時系列波形を各試験体の各方向代表例について示す。また、表4. 1-3 に測定時粘性流体温度を示す。

表4. 1-1 先端変位振幅と歪みの関係

試験体名	先端変位振幅に対する歪みの比率($\mu \varepsilon /mm$)			
	0°	90°	180°	270°
試験体 A	81.5	86.0	94.6	99.3
試験体 B	111.0	80.2	75.3	116.4
試験体 C	102.8	88.1	100.8	103.0
試験体 D	78.3	83.5	—	115.2

表4. 1-2 各試験体の固有振動数及び臨界減衰比

	固有振動数[Hz]	臨界減衰比[%]
試験体 A	57.5	0.42
試験体 B	57.0	0.84
試験体 C	55.0	2.39
試験体 D	56.3	3.90

表4. 1-3 打撃試験測定時の粘性流体温度

	粘性流体温度[℃]	
	流れ方向 (90-270° 方向)	直交方向 (0-180° 方向)
試験体 A	26.2	26.0
試験体 B	21.2	22.1
試験体 C	23.8	23.5
試験体 D	29.2	29.2

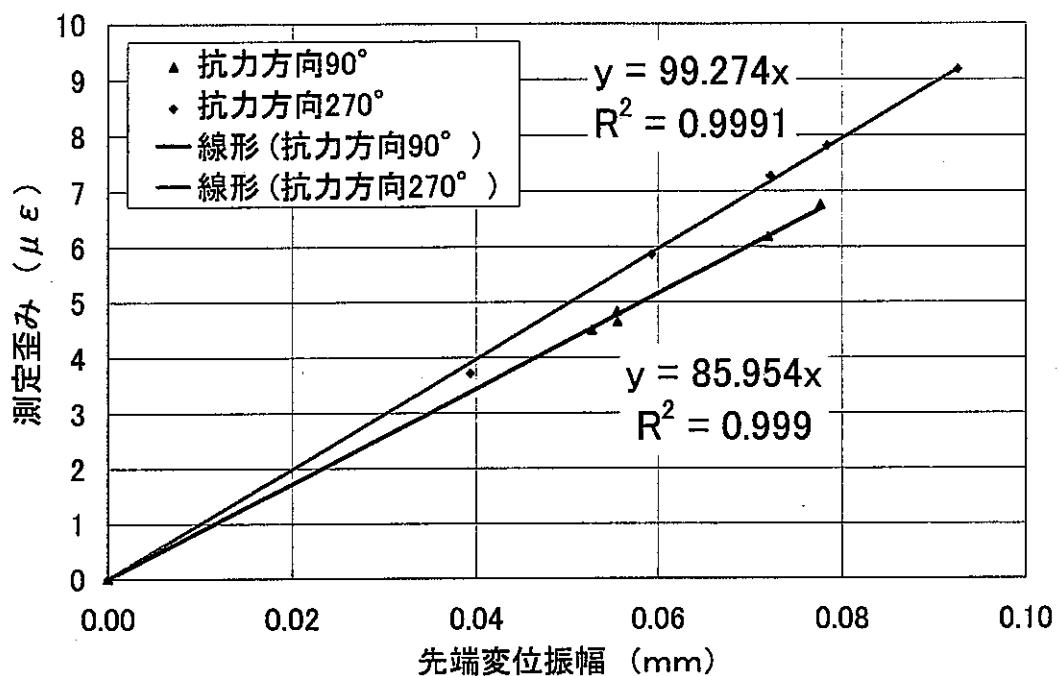


図4. 1. 4-1 試験体A：変位歪み較正（流れ方向）

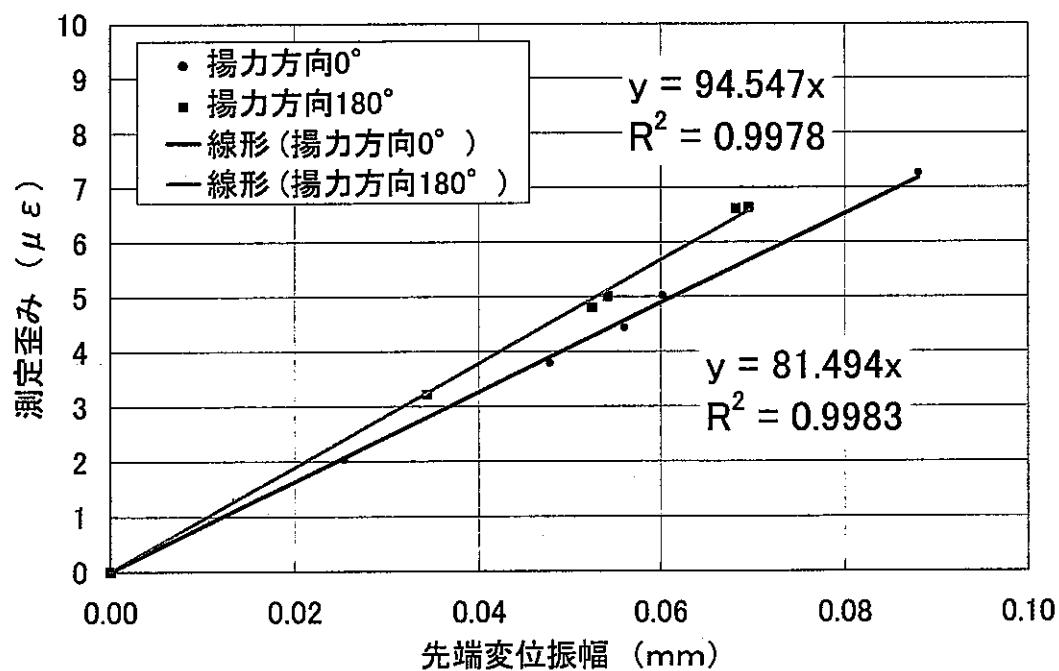


図4. 1. 4-2 試験体A：変位歪み較正（直交方向）

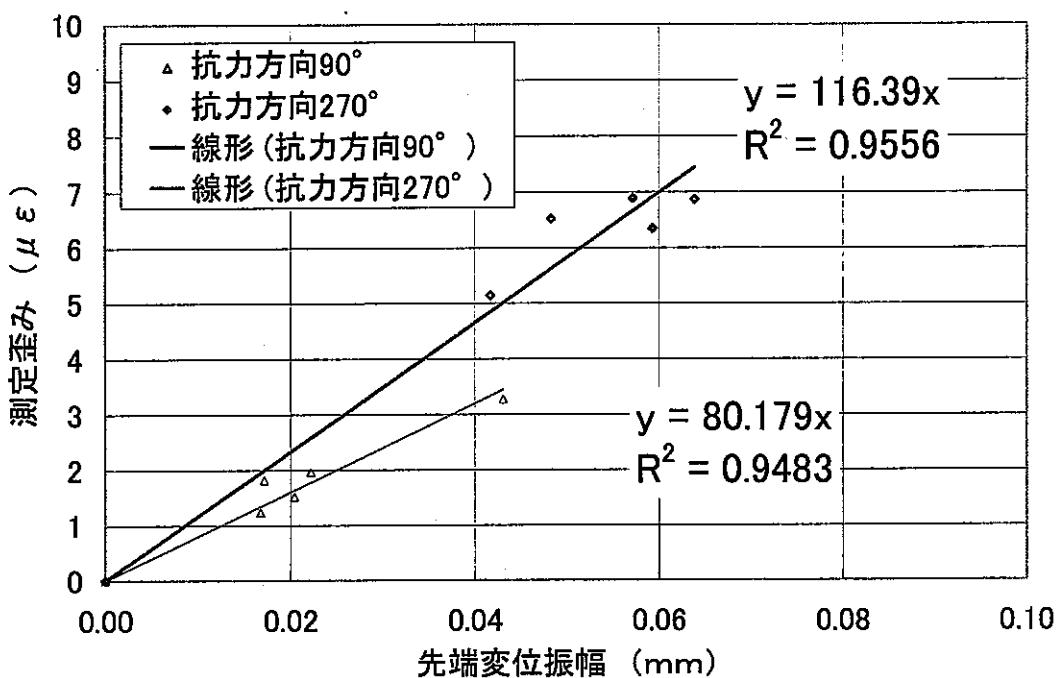


図4. 1. 4-3 試験体B：変位歪み較正（流れ方向）

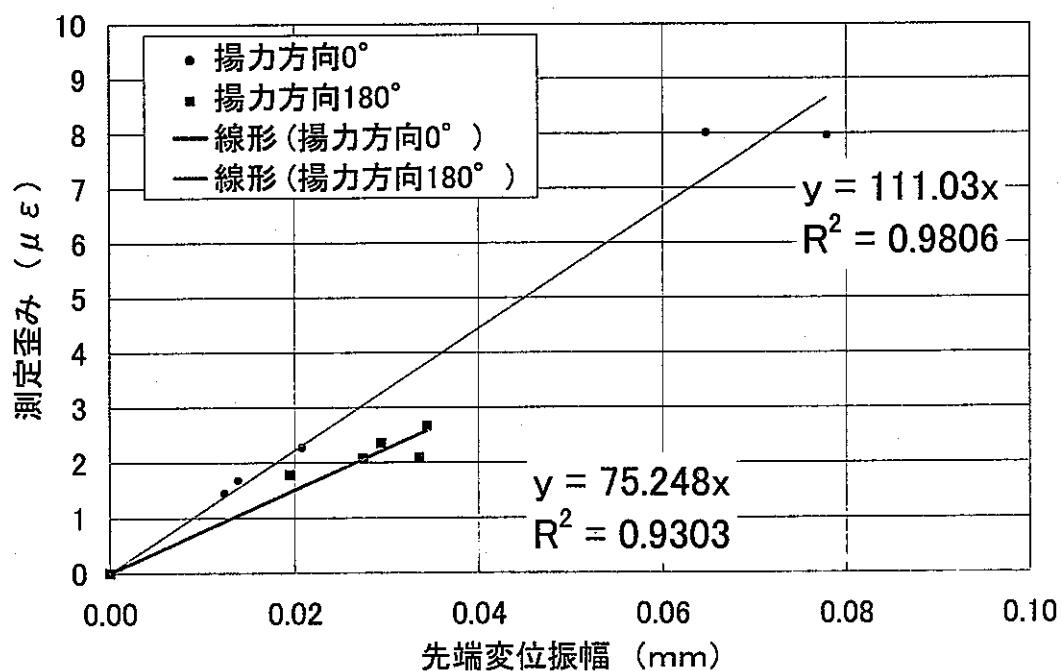


図4. 1. 4-4 試験体B：変位歪み較正（直交方向）

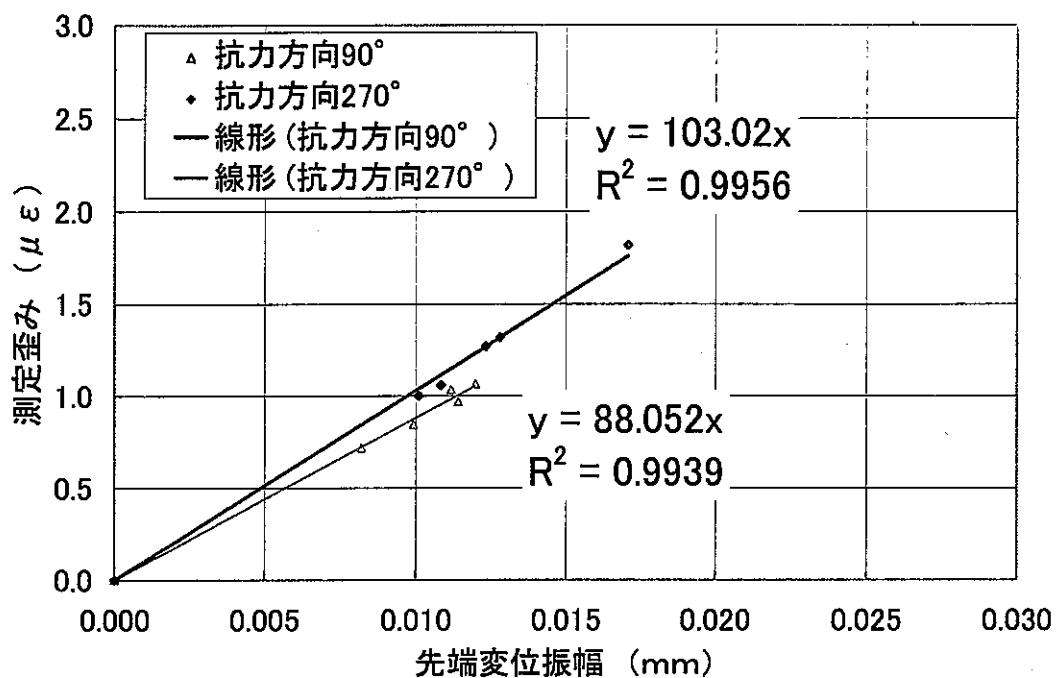


図4. 1. 4-5 試験体C：変位歪み較正（流れ方向）

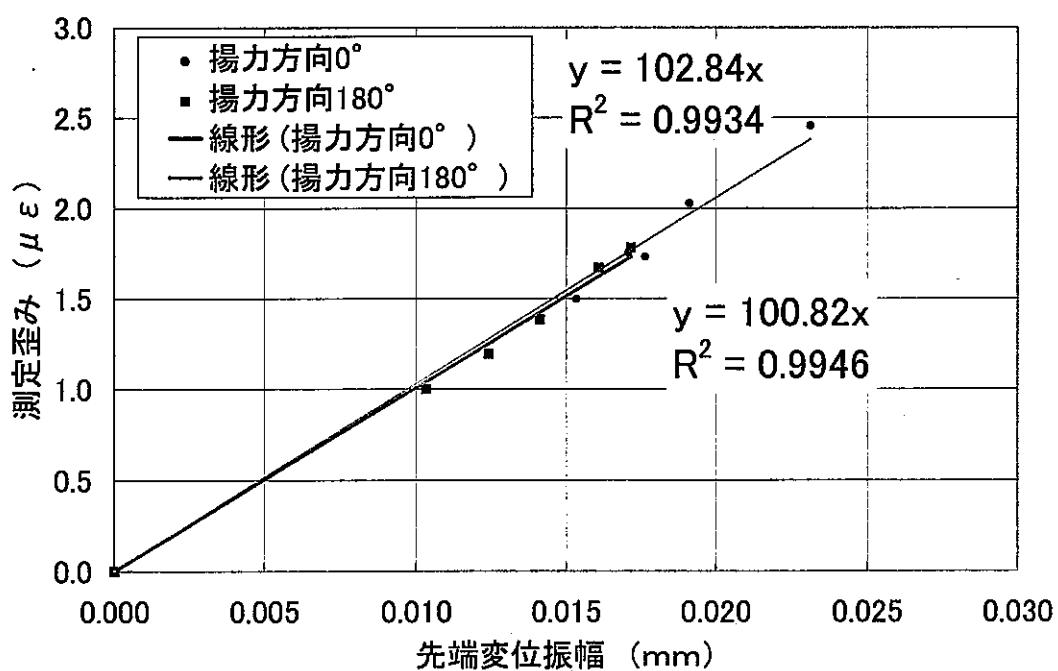


図4. 1. 4-6 試験体C：変位歪み較正（直交方向）

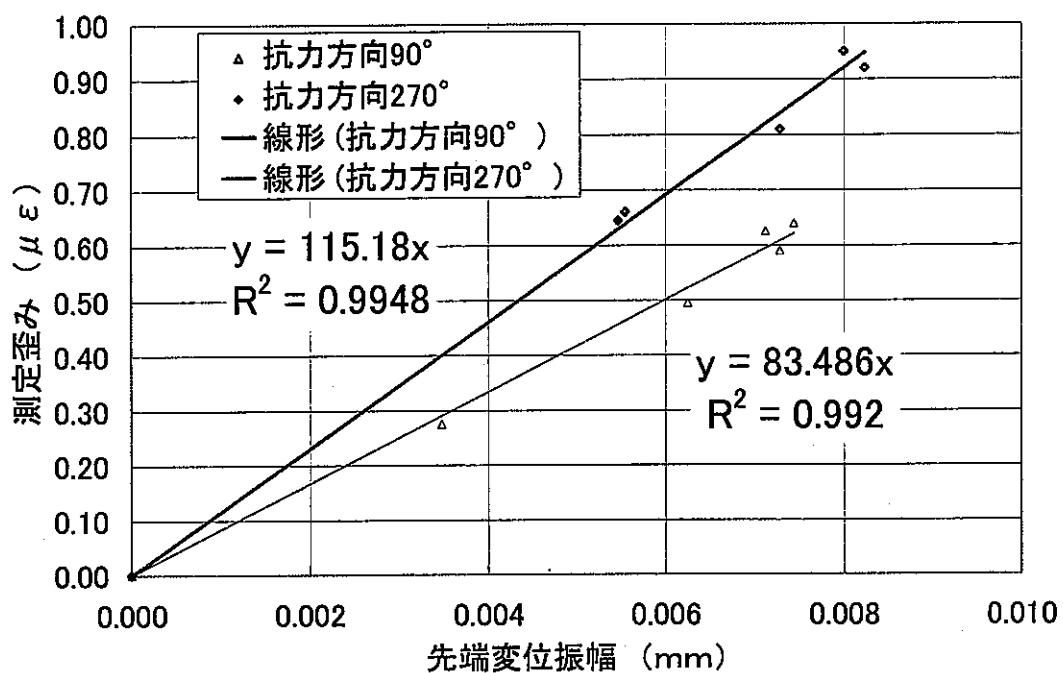


図4. 1. 4-7 試験体D：変位歪み較正（流れ方向）

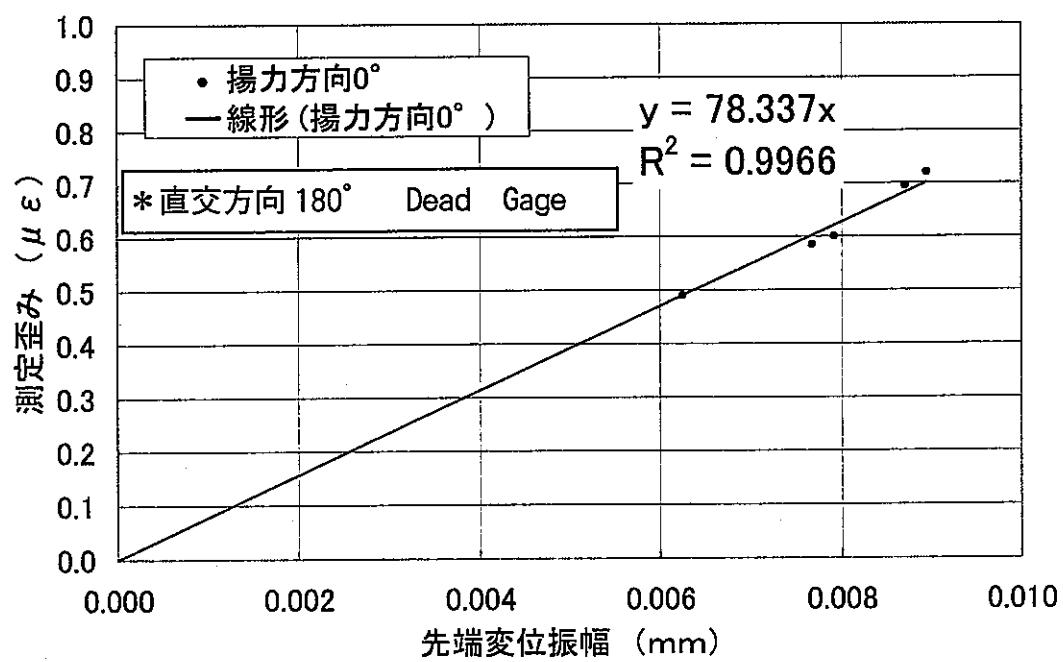


図4. 1. 4-8 試験体D：変位歪み較正（流れ方向）

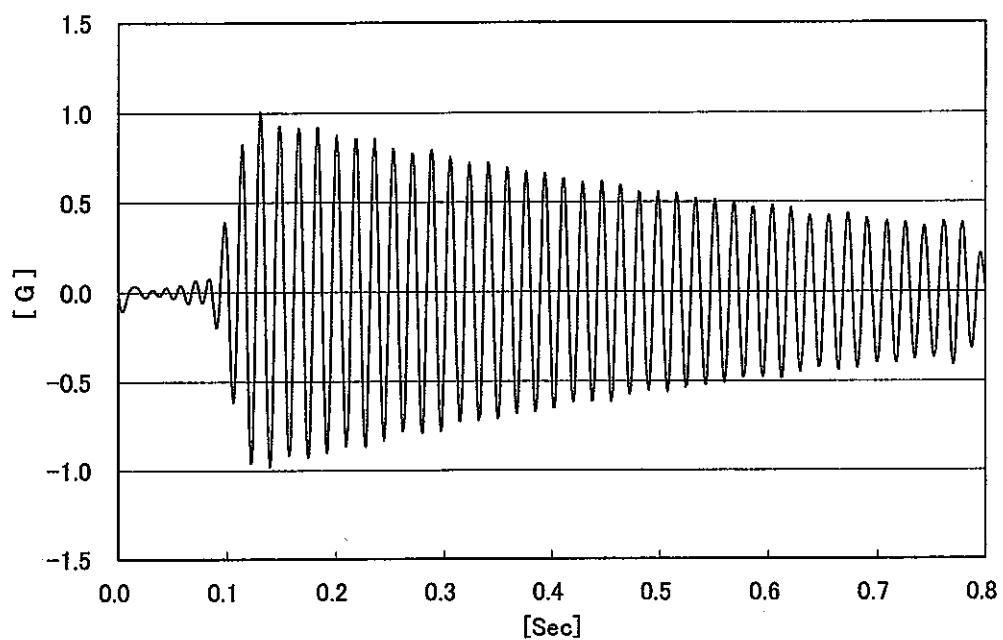


図4. 1. 4-9 試験体A：加速度時系列波形（流れ方向）

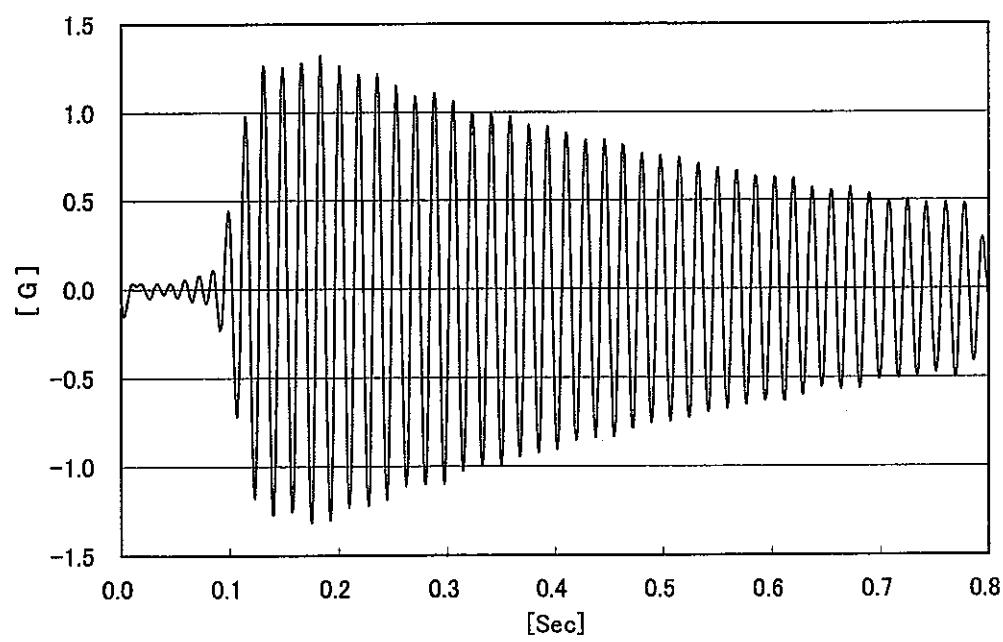


図4. 1. 4-10 試験体A：加速度時系列波形（直交方向）

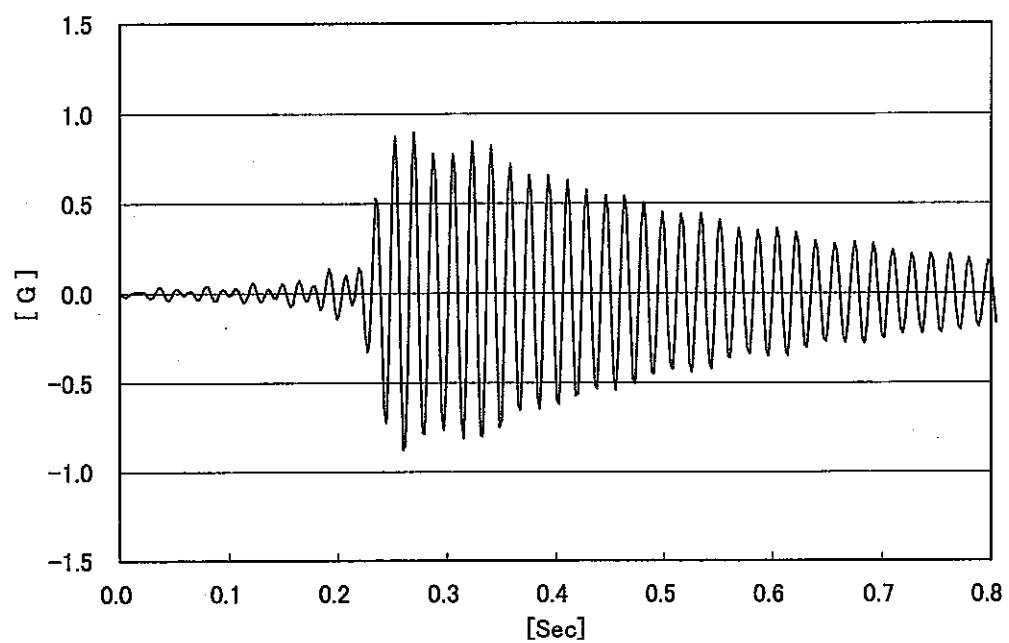


図4. 1. 4-11 試験体B：加速度時系列波形（流れ方向）

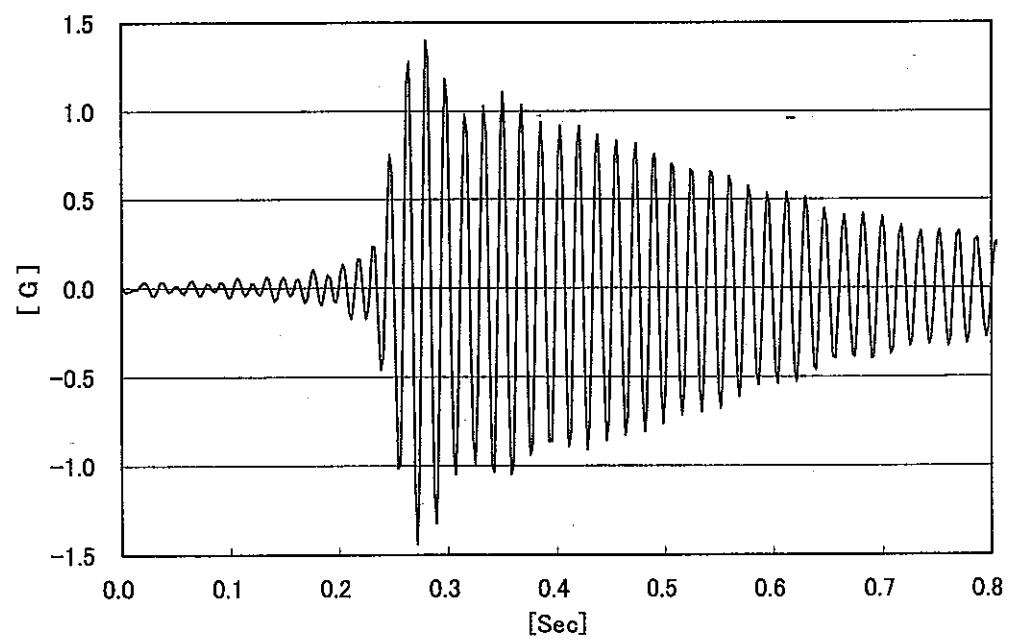


図4. 1. 4-12 試験体B：加速度時系列波形（直交方向）

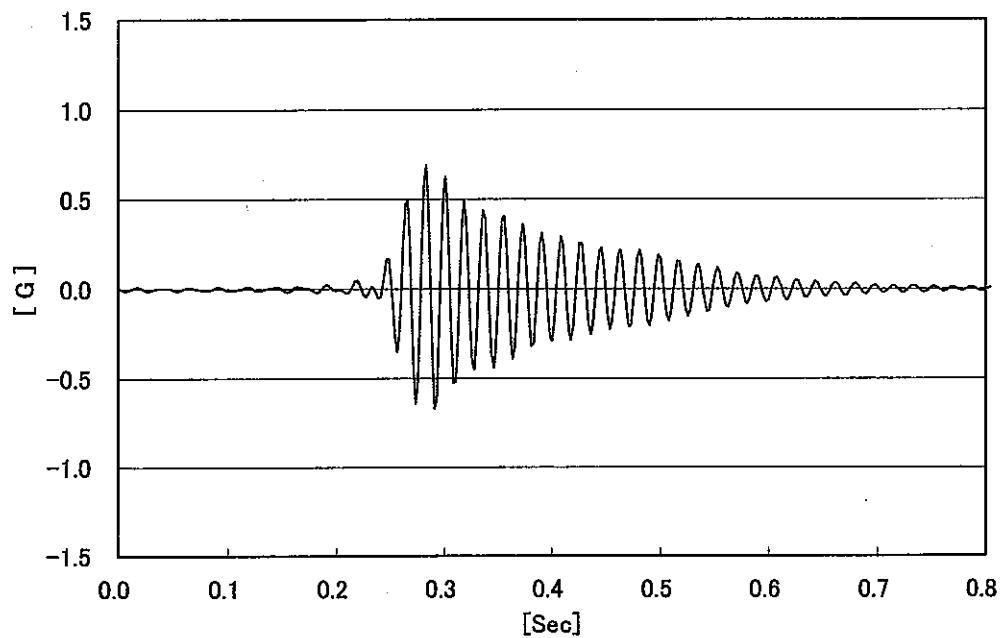


図4. 1. 4-13 試験体C：加速度時系列波形（流れ方向）

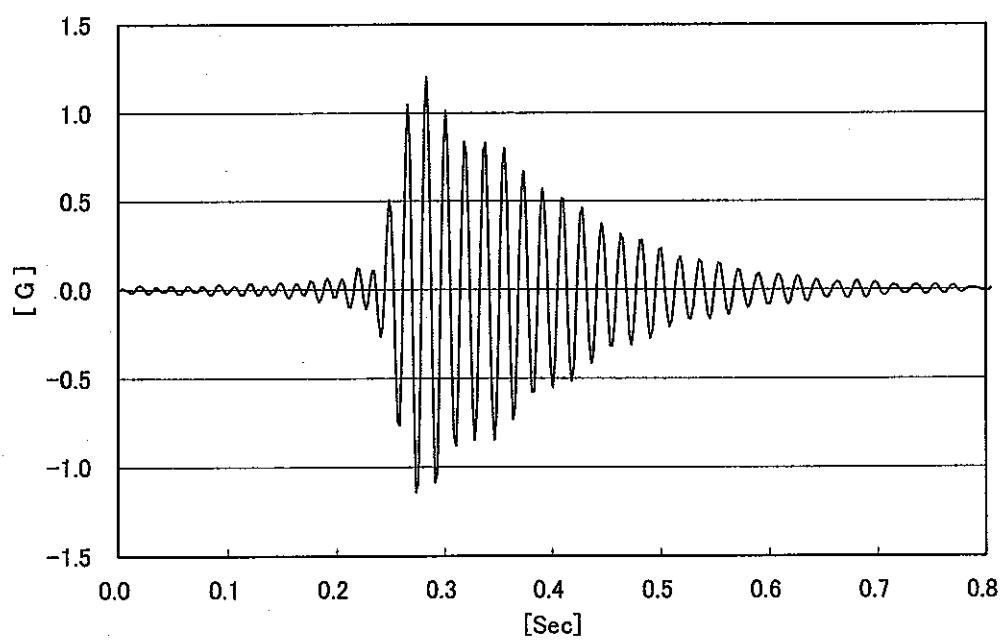


図4. 1. 4-14 試験体C：加速度時系列波形（直交方向）

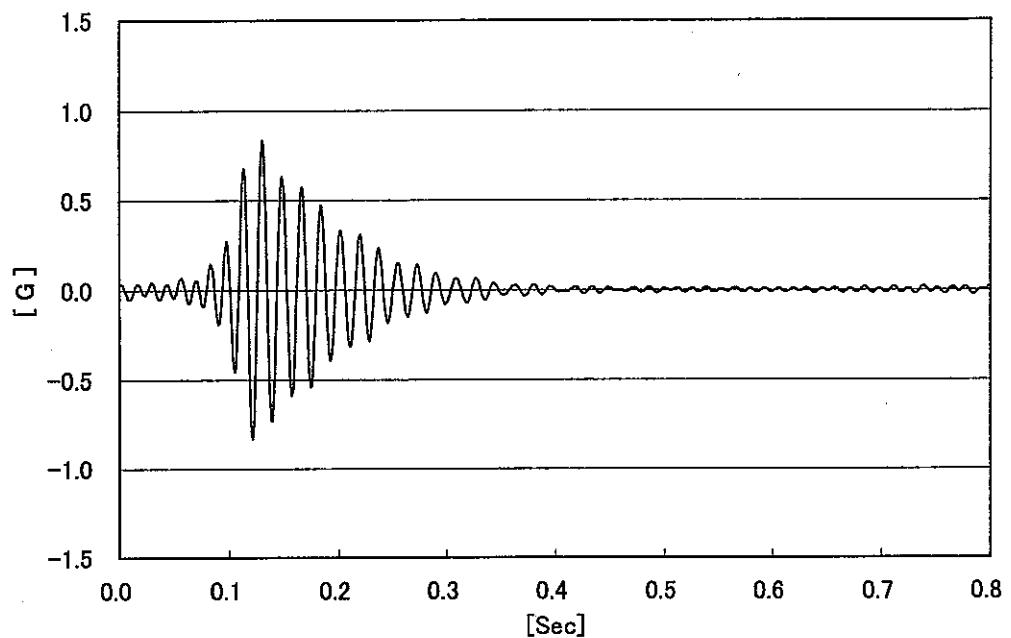


図4. 1. 4-15 試験体D：加速度時系列波形（流れ方向）

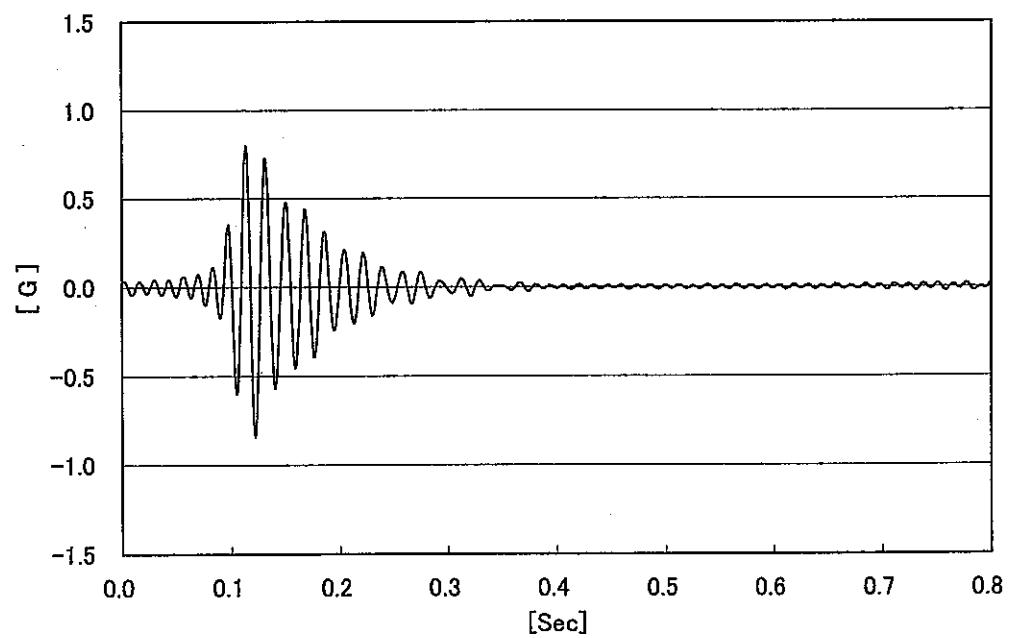


図4. 1. 4-16 試験体D：加速度時系列波形（直交方向）

付録 C. 試験体の臨界減衰比について

付録 C 試験体の減衰比について

1. 目的

円柱の流力振動の評価に際しては、試験体の減衰比を正確に把握しておく必要がある。今回の試験で用いた試験体は、2重円筒構造であり、その間隙部に封入した粘性流体の効果（流体の種類と量）によりその減衰比を調整できるよう設計されている。流体の粘性は、温度依存性が顕著であるため、試験体の減衰比も温度の影響を受けることになる。さらに、試験体の減衰比は、応答振幅に依存することが予想される。そこで、減衰比の測定試験を実施し、試験体の減衰比の温度依存性、応答振幅依存性を明確にする。

さらに、円柱の流力振動評価の際に用いる、減衰比の算定方法（温度補正の際に参照するデータの選択方法）について検討する。

2. 減衰比測定試験

試験体の減衰比の温度依存性、応答振幅依存性を明確にするため、①試験体単体の打振試験、②振動台上でランダム波による加振試験、及び③流力試験ループ設置状態での打振試験の3通りの方法で、空気中における減衰比の測定試験を実施した。

2.1 試験体単体の打振試験*

試験体上部フランジ面で十分剛な治具に固定した状態で先端部をハンマで打撃し、先端部の自由振動応答を計測した（衝突荷重等は計測していない）。試験体の温度をパラメタ（室温～60°C）とし、同じ条件下で3回の計測を行った。試験体の昇温には、試験体外面に巻いたヒータを用いており、打振試験は、目的温度（計測時には±3°C程度のばらつきが生じる）に達した時点でヒータを取り外した状態で行った。

応答加速度波形の隣接するピーク値から対数減衰率を求め、適当な評価区間（時間）内における平均値から減衰比を算出した。先端最大応答変位については、1自由度系の応答と見做し、最大応答加速度を角速度の2乗で割った値から求めた。

2.2 振動台上でランダム波による加振試験

流力振動ループ取りつけ用フランジ面で振動台上に設置した十分剛な治具に固定した状態で、ランダム波（試験体の固有振動数約55Hzに対し40～80Hzの帯域で加振）による加振試験を行い、先端部の応答加速度を計測した。試験体の温度及び入力レベルをパラメタとし、同じ条件で3回計測を行った。試験体の昇温方法は、試験体単体の打振

*本試験は、流力振動試験ループへの取りつけ用フランジを付加する改造以前に行っており、他の試験とは試験体の構造が若干異なっている。フランジ部改造前後に同じ条件で、振動台上でランダム波による加振試験を行ったところ、計測された減衰比に顕著な差異は認められなかった。よって、フランジ部改造が減衰比に及ぼす影響は小さいと考える。

試験と同様の方法で行った。入力加速度に対する応答加速度の伝達関数を求め、ハーフパワー法により減衰比を算出した。

2.3 流力試験ループ設置状態での打振試験

「付録 B 試験ループ設置条件下での打撃試験結果」を参照のこと。

3. 減衰比測定試験の結果

3. 1 減衰比の温度依存性

単体打振試験及びランダム加振試験で計測された減衰比の測定結果を図 C-1 及び 2 にそれぞれ示す。図では横軸に温度、縦軸に減衰比として整理している。各測定データの応答変位はそれぞれ異なっているが本図中においては区別していない。

これらの図から、減衰比の温度依存性が顕著に表れており、その傾向については、温度に対して直線近似できることがわかる。図中にそれぞれの近似直線及び近似式（温度依存性評価式）を示している。一方、測定範囲内においては、応答変位の相違が減衰比に及ぼす影響は、温度が及ぼす影響に比べ小さいことがわかる。

図 C-3 は、試験体毎に上記の 2 種類の試験結果及び流力試験ループに設置した状態での打振試験結果を比較している（但し、試験体 A の単体打振試験は実施していない）。温度に対して右下がりの直線で近似できるという傾向は一致しているものの、その大きさ及び勾配が異なっていることがわかる。

3. 2 減衰比の応答振幅依存性

図 C-4 は、単体打振試験及びランダム加振試験で計測された減衰比の測定結果を、横軸に無次元先端振幅（最大値）、縦軸に減衰比として整理している。各試験体とも、温度毎にほぼ一定値となり、振幅依存性は確認できない。ここで図中に示す温度は設定目標温度であり、実際の試験温度は±3°C 程度ばらついた。

これらの結果を比較するため、試験体毎に片対数グラフ上で整理したものを図 C-5 に示す。この図中に示す減衰比は、図中に示す温度に近い温度で計測した減衰比を、前節においてそれぞれの試験から得られた試験体毎の近似直線の勾配を用いて、図中に示す温度に補正した値を用いている。ランダム加振試験で計測した無次元先端振幅の領域は、単体打振試験よりも 1 オーダー程度大きく、両試験の計測範囲の間に重なり合う領域が存在しない。

この図から、両試験で計測した減衰比の大きさの相違について、応答振幅依存性の観点から、次の 2 通りの解釈が考えられる。

① 全体的な傾向として、減衰比は応答振幅に対して図上で右上がりと捕らえる。

何らかの曲線を用いて両試験のデータ領域を補間することができる。

② $y/D=0.01$ 近傍に、減衰比が不連続となる点（若しくは領域）がある。この点の前後においては、減衰比の振幅依存性は小さく、ほぼ一定値となる。

仮に、①の解釈に立った場合においても、精度の高い補間式を導出した結果は $y/D=0.01$ 近傍で大きく変化し、その前後においては変化が小さい値を算出する式を用いることになる。これは、結局②と同じ結果になる。従って、本検討においては、試験体の減衰比は、 $y/D=0.01$ 近傍で不連続となり、その前後においては減衰比の振幅依存性は小さいと解釈する。

減衰比が応答振幅の大きさにより不連続となる現象については、2重円筒のはり状構造、さらにその間隙部の先端に粘性流体を内包している試験体特有の構造に起因すると推測するが、正確な原因については不明である。

4. 結論

1) 試験体の減衰比の振幅依存性に関し、

- 無次元先端振幅（最大値） $y/D=0.01$ 近傍で不連続値をとる。
- 上記の不連続点の前後において、試験体及び温度毎に、ほぼ一定値となる。

2) 試験体の減衰比の温度依存性に関し、

- 減衰比の大きさは、温度により大きく変化する。この関係は直線近似できる。
- 上記の不連続点の前後において、試験体毎に、温度依存性評価式を得た。

5. 円柱の流力振動評価の際に用いる減衰比について

上記の検討結果に基づき、流力振動評価の際に用いる減衰比の温度補正は、無次元先端振幅（最大値）の大きさにより、以下の温度依存性の評価式を参照するのが妥当と考える。

$y/D > 0.01$ の場合 : ランダム波加振試験から得た評価式

$y/D < 0.01$ の場合 : 打振試験から得た評価式

本研究においては、試験体設置条件の相違が振動挙動（減衰比）に及ぼす影響を最小限に抑えるため、 $y/D < 0.01$ の場合、試験ループ設置条件下で測定した減衰比を、単体打振試験から得た温度依存性評価式の勾配のみを参照して温度補正する。

以上

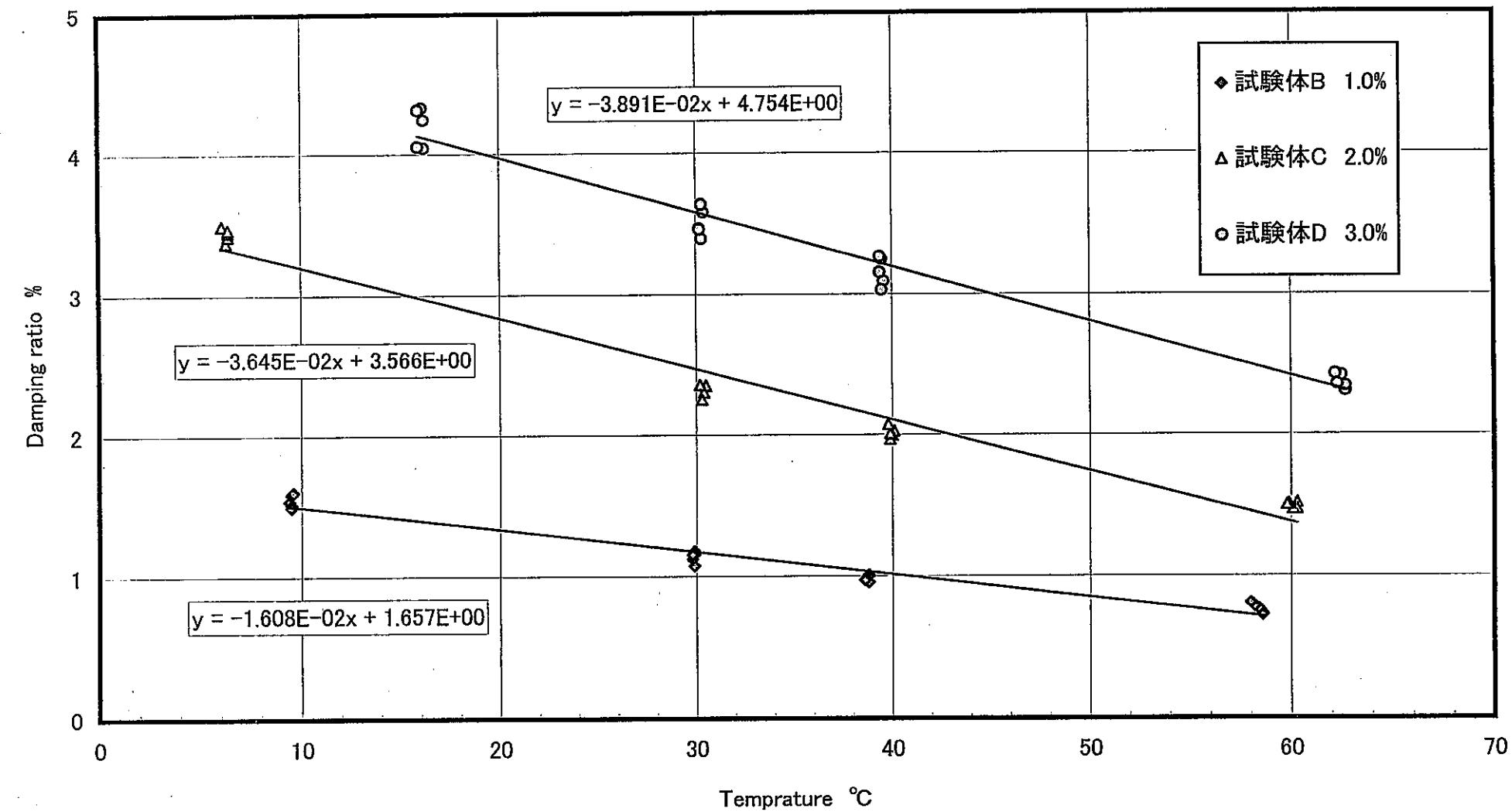


図 C-1 単体打振試験で求めた減衰比の温度依存性

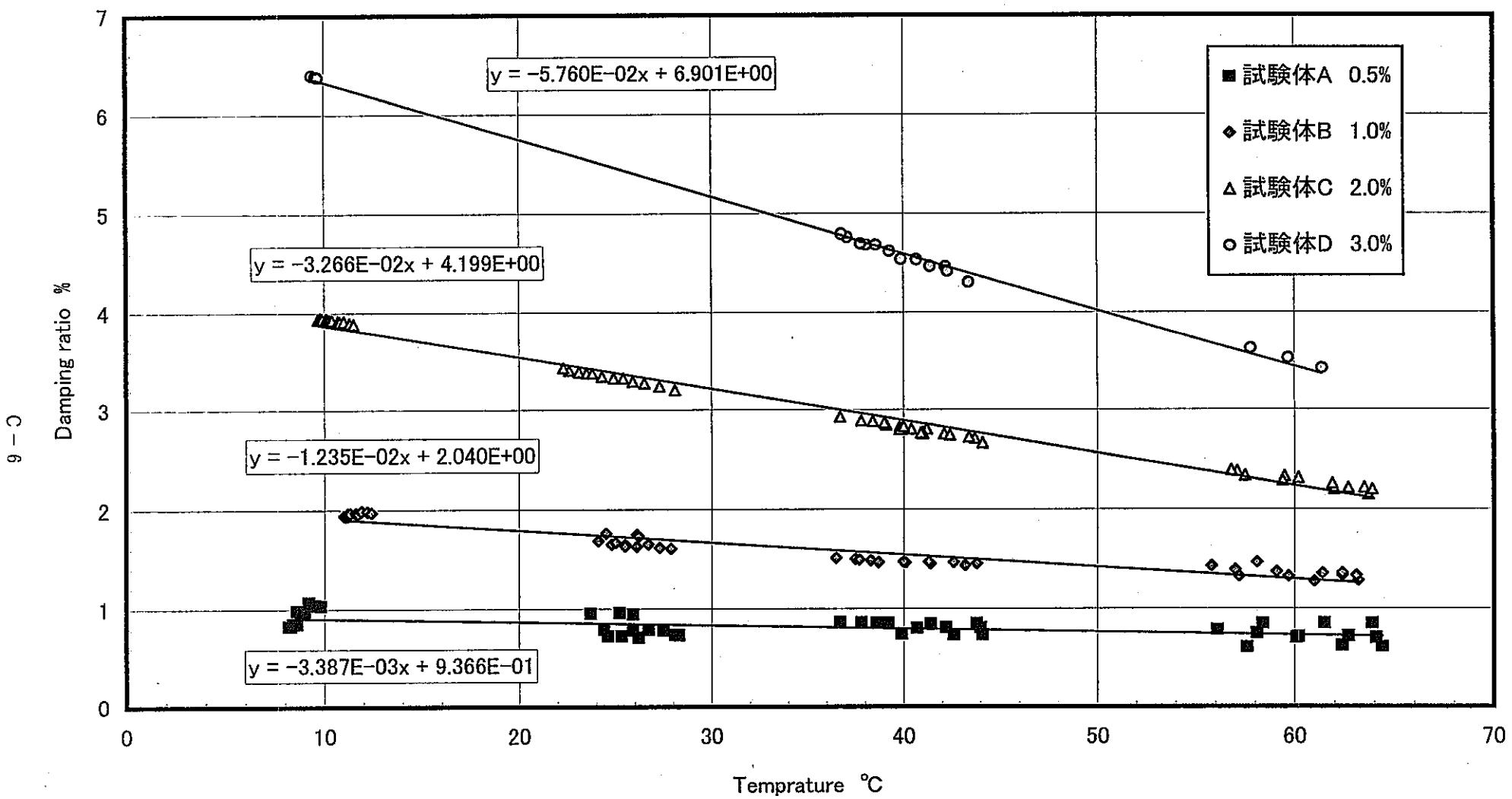
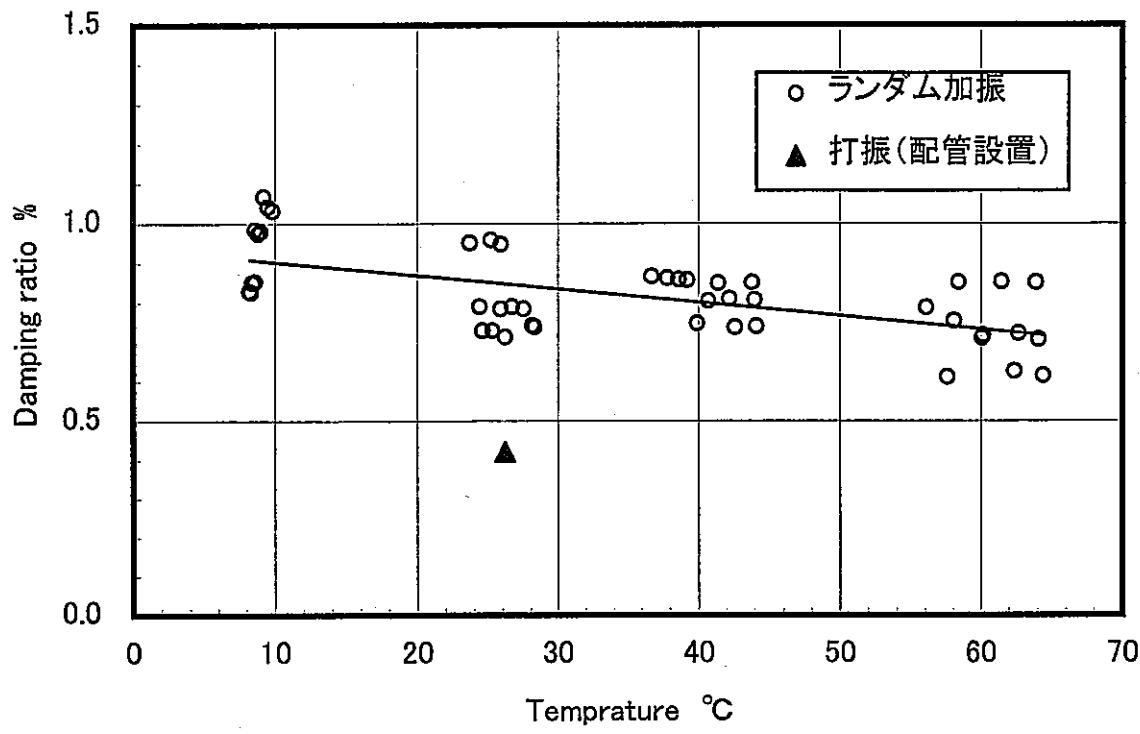
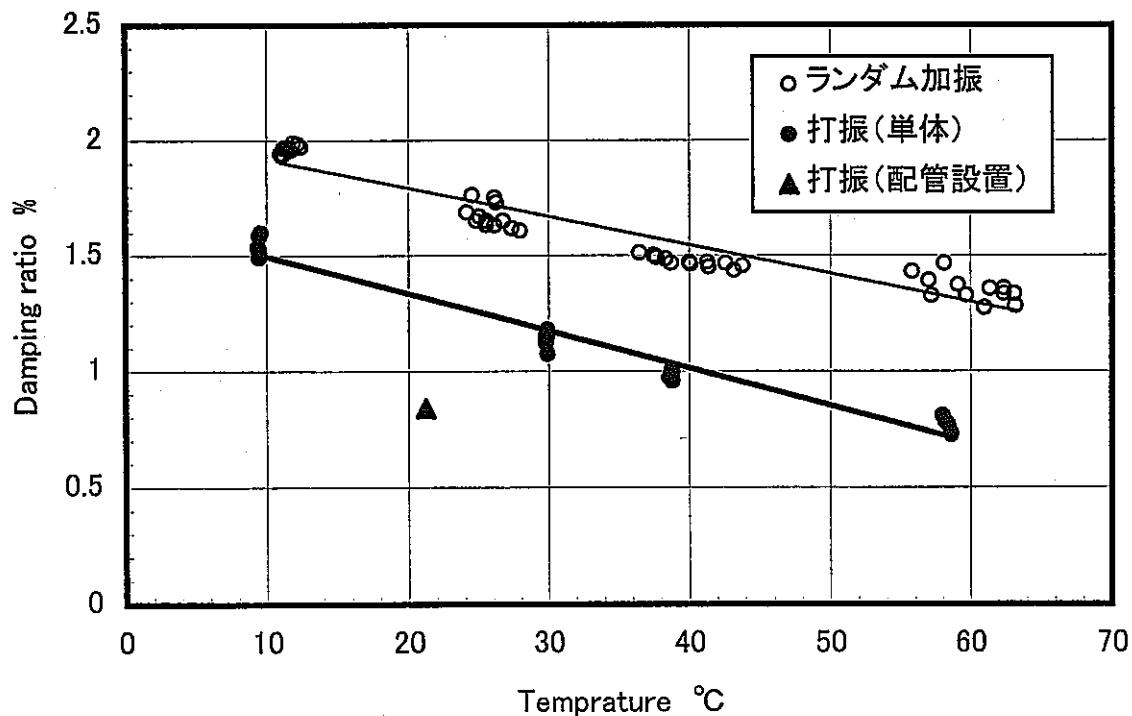


図 C-2 ランダム波加振試験で求めた減衰比の温度依存性

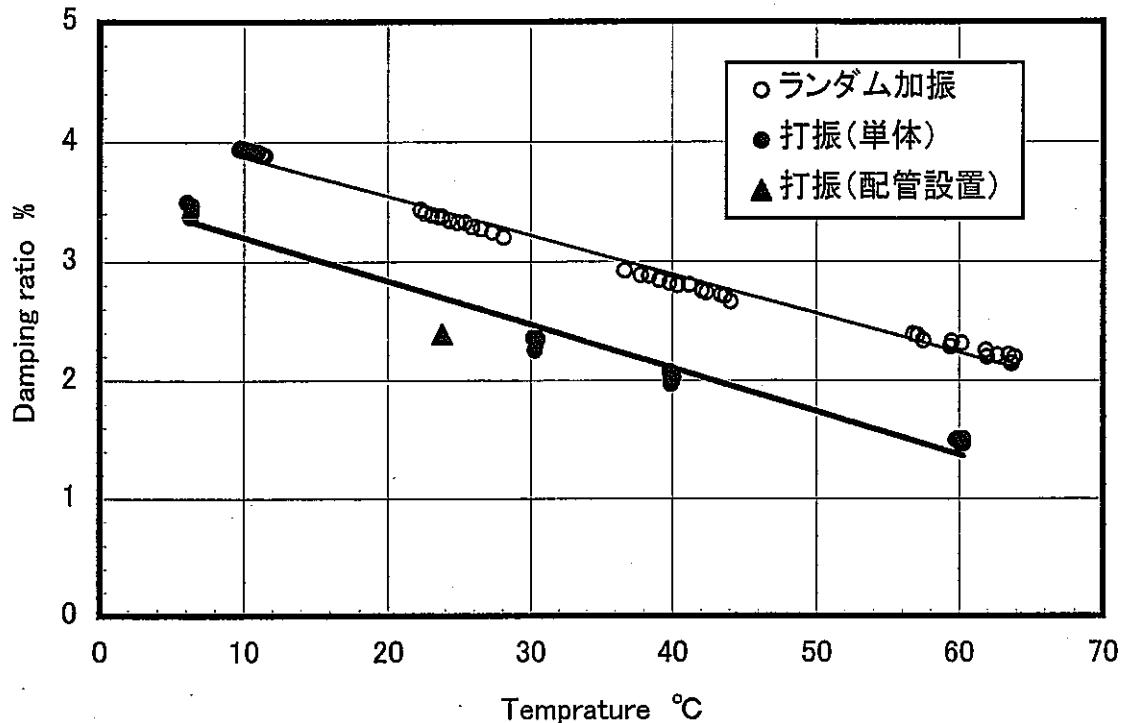


(1) 試験体A(0.5%)の減衰比の比較

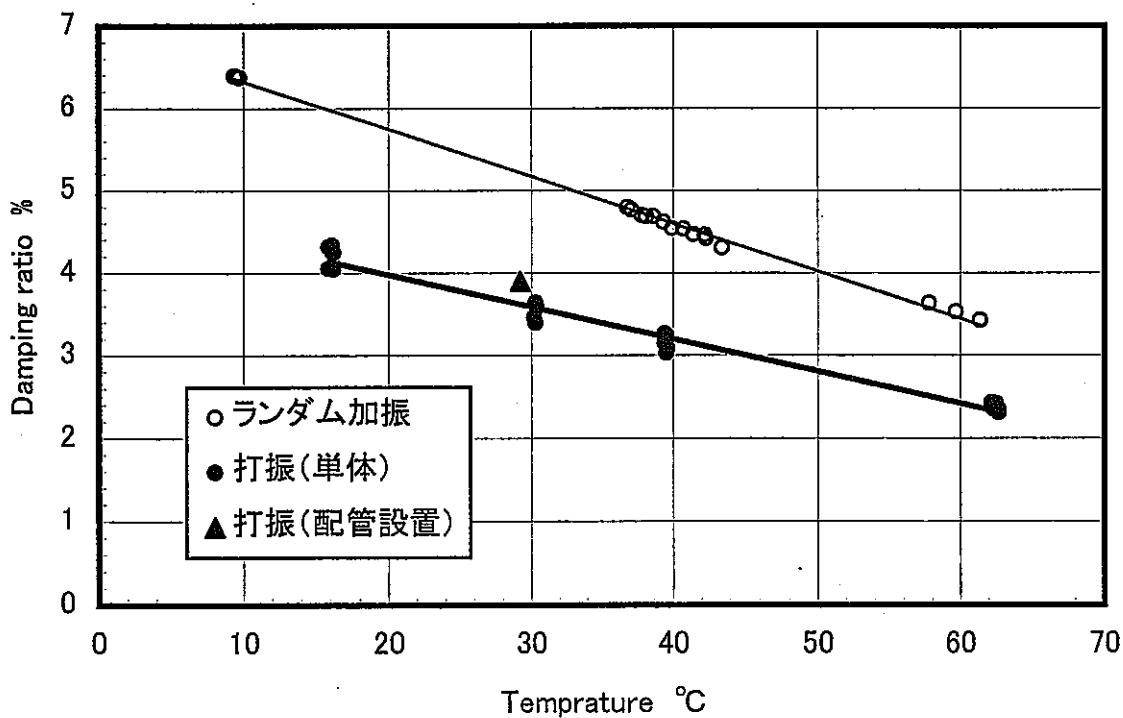


(2) 試験体B(1.0%)の減衰比の比較

図 C-3 各試験で得られた減衰比の比較(その1)



(3) 試験体C(2.0%)の減衰比の比較



(4) 試験体D(3.0%)の減衰比の比較

図 C-3 各試験で得られた減衰比の比較(その2)

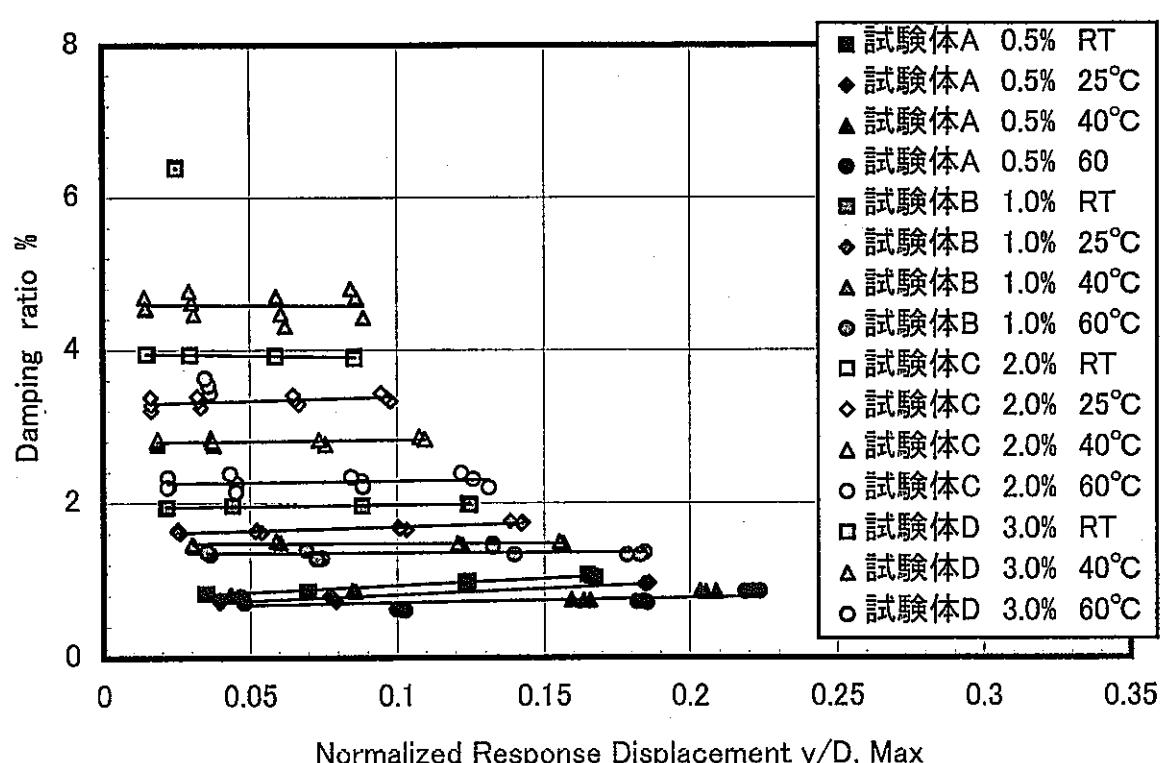
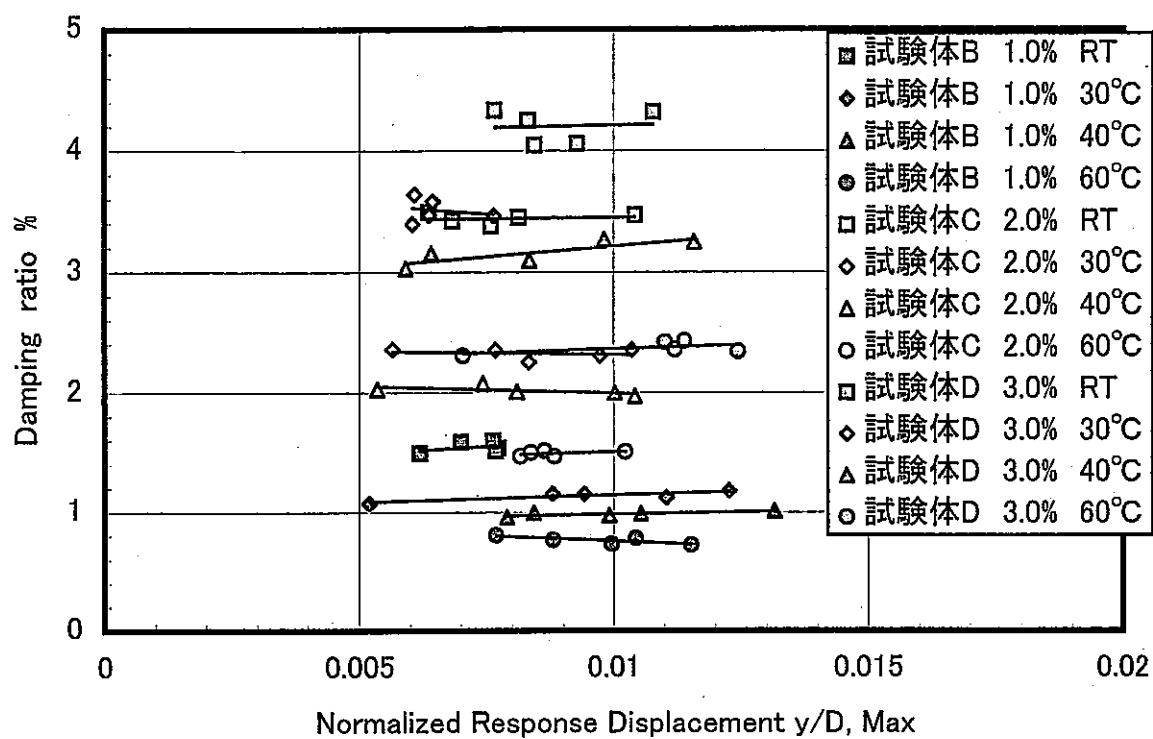
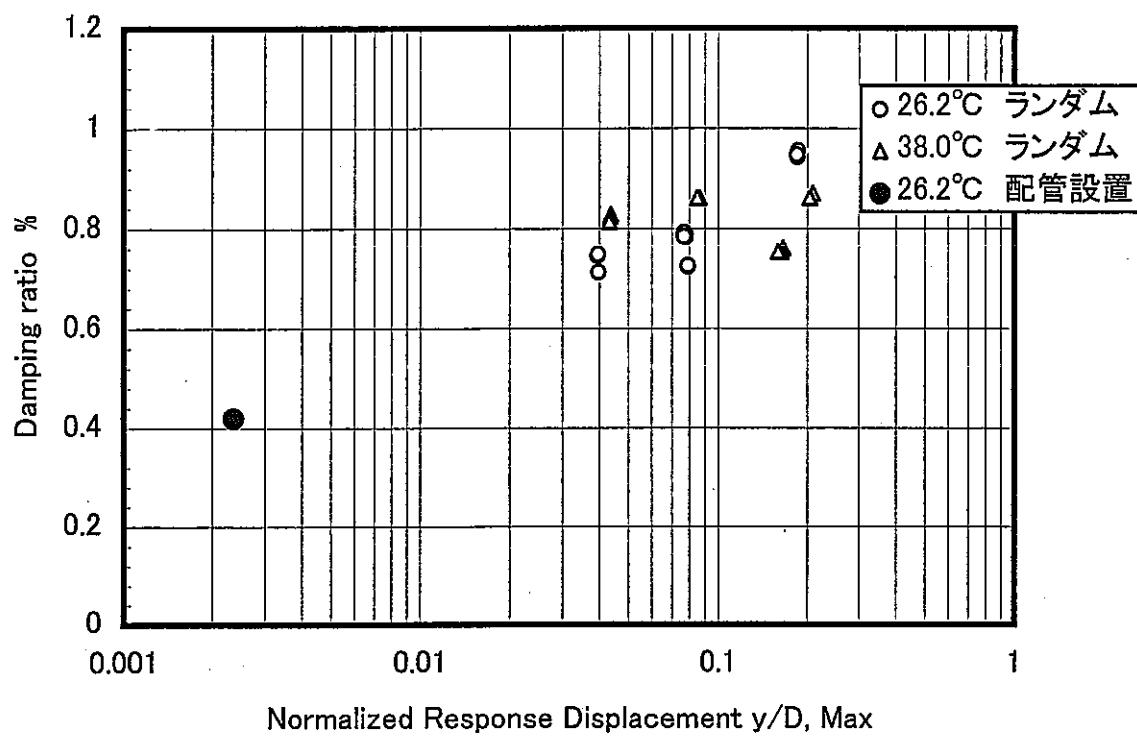
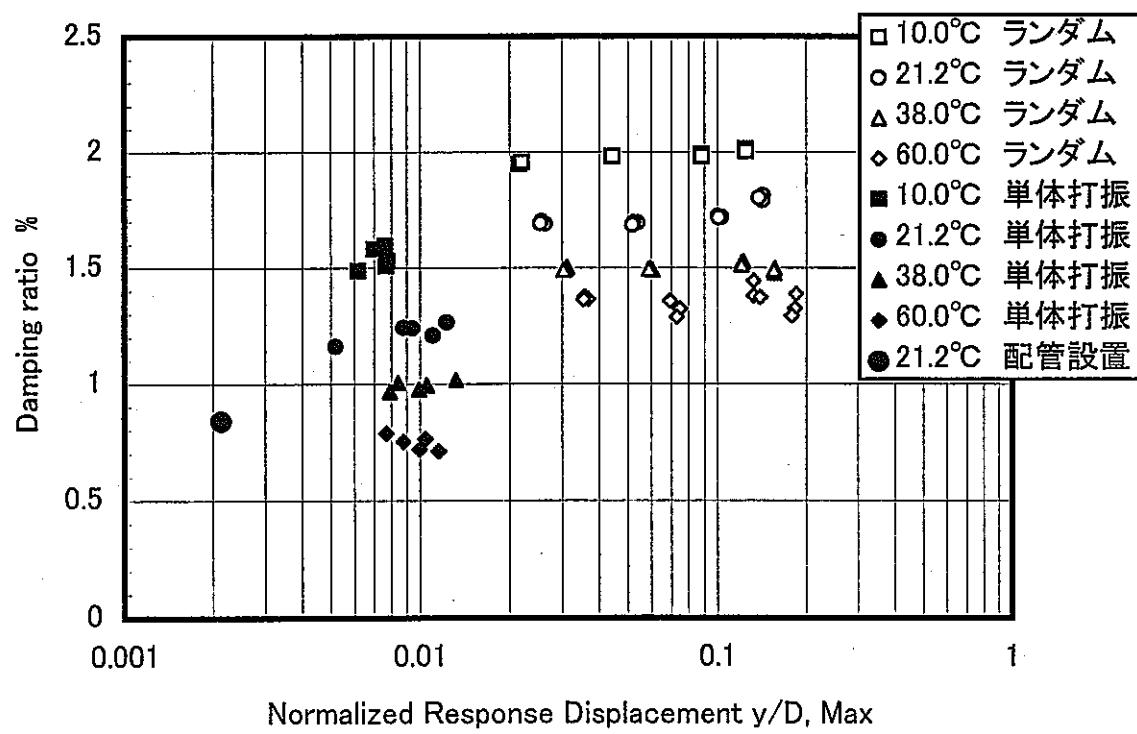


図 C-4 各試験で得られた減衰比の振幅依存性

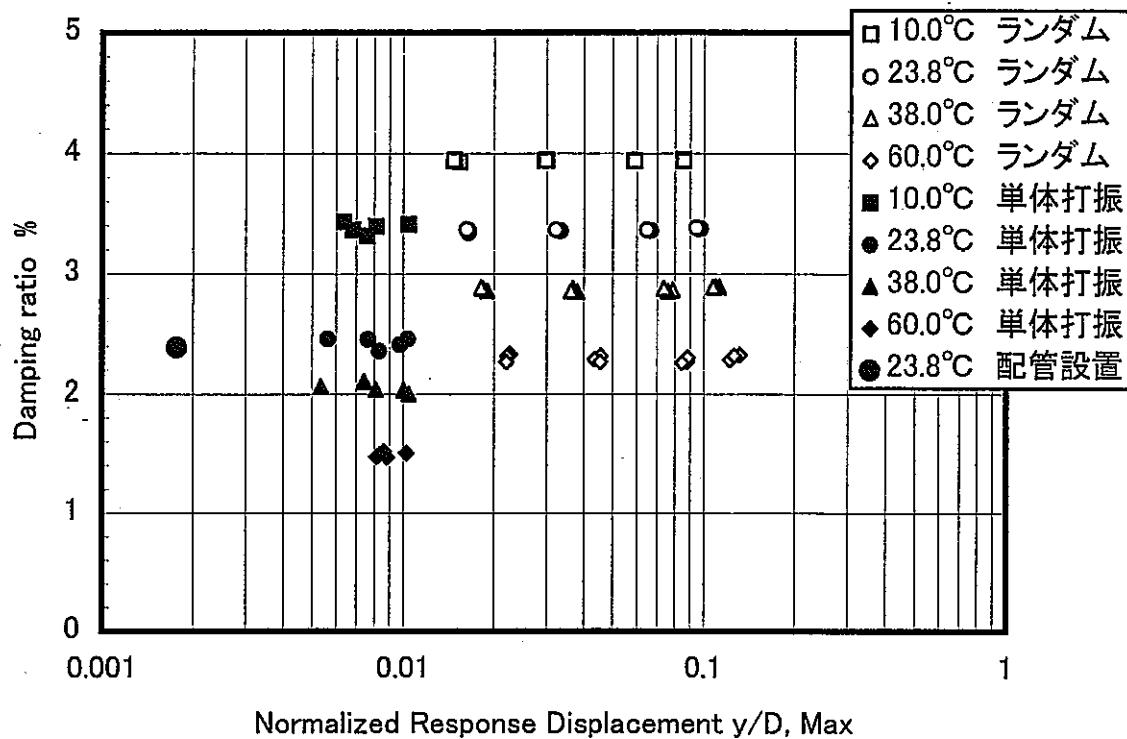


(1) 試験体A(0.5%)の減衰比の振幅依存性

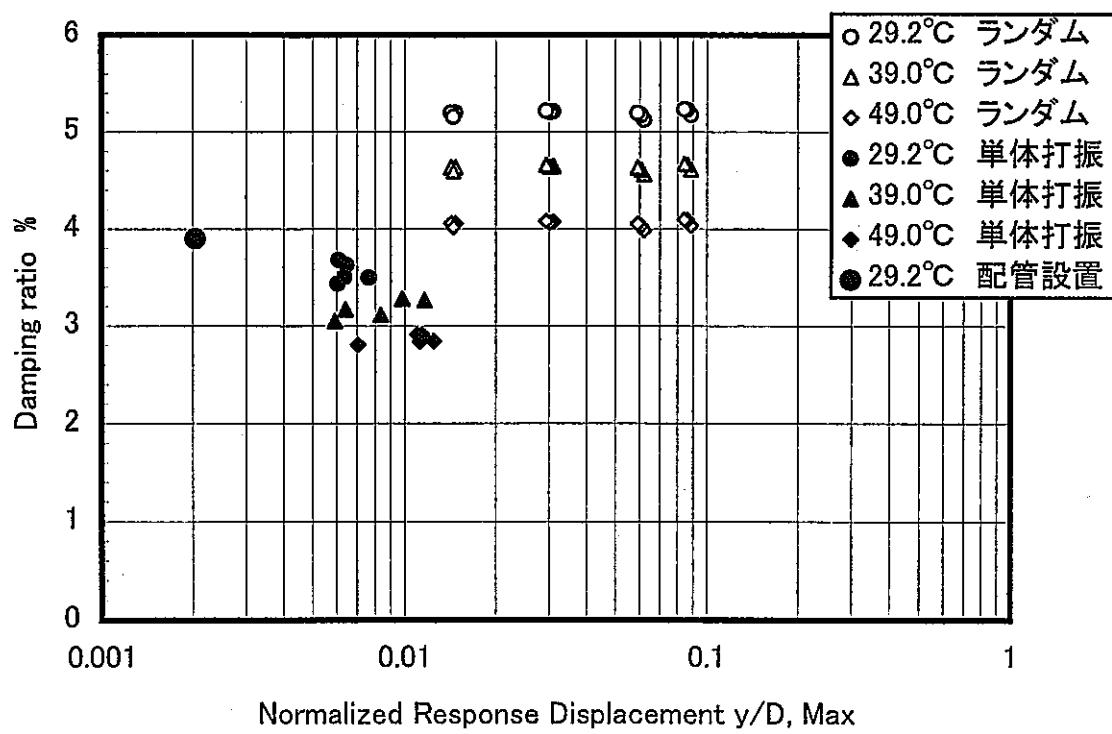


(2) 試験体B(1.0%)の減衰比の振幅依存性

図 C-5 各試験で得られた減衰比の比較(その1)



(3) 試験体C(2.0%)の減衰比の振幅依存性



(4) 試験体D(3.0%)の減衰比の振幅依存性

図 C-5 各試験で得られた減衰比の比較(その2)

付録D. 換算減衰評価結果

付録 D 換算減衰評価結果

1. 計算方法

試験体の換算減衰は、下記の「機械学会指針」の付属コードを用いて算定した。ただし、粘性体及び鉄心部の取り扱いについては、気中での固有振動数より内側円筒の等価的な構造物密度を求めて流動試験条件を評価した。計算方法を以下に示す。

(1) 使用ソフト

J S M E S 0 1 2 - 1 9 8 8 配管内円柱状構造物の流力振動評価指針

付録C D-R O Mに収録されている流力振動評価計算ソフト

(2) 試験体のモデル化

①内側円筒を円筒状構造物、外側円筒を管台と考える。

②粘性流体の重量は無視する。

③気中試験体の固有振動数を振動試験結果に近くなるよう、内側円筒の密度を変更する。

(管台部分の密度は変更しない。)

④変更した密度を用いて、水中試験条件での固有振動数、換算減衰率C n を求める。

2. 臨界減衰比の評価

試験体の臨界減衰比は、「付録C. 試験体の臨界減衰比について」の 「5. 円柱の流力振動評価の際に用いる減衰比について」に示される方針にしたがって、以下のように行う。

(1) 試験体A, B

試験体A（目標臨界減衰比0.5%）及び試験体B（目標臨界減衰比1.0%）については、
 $y/D > 0.01$ であることから、ランダム波加振試験から得た評価式（付録Cの図C-2）
 より、臨界減衰比を求める。

(2) 試験体C、D

試験体C（目標臨界減衰比2.0%）、試験体D（目標臨界減衰比3.0%）は、 $y/D < 0.01$ であることから、打振試験結果に基づき、臨界減衰比を評価する。この際、各試験体について、試験ループ設置条件での打撃試験データを基準とし、それらを温度補正することによって臨界減衰比を評価する。

温度補正是、単体打振試験による温度依存性の近似直線（付録Cの図C-1）の勾配を保持して行うこととする。

これを式の形で示すと以下のようになる。

[水中試験温度での減衰比] (外挿値)

= [気中打撃試験による減衰比]

+ [温度依存性近似式の傾き] × ([水中試験温度] - [気中試験温度])

以上 の方法による、各試験体の臨界減衰比評価結果を図D-1に示す。

3. 換算減衰値の計算

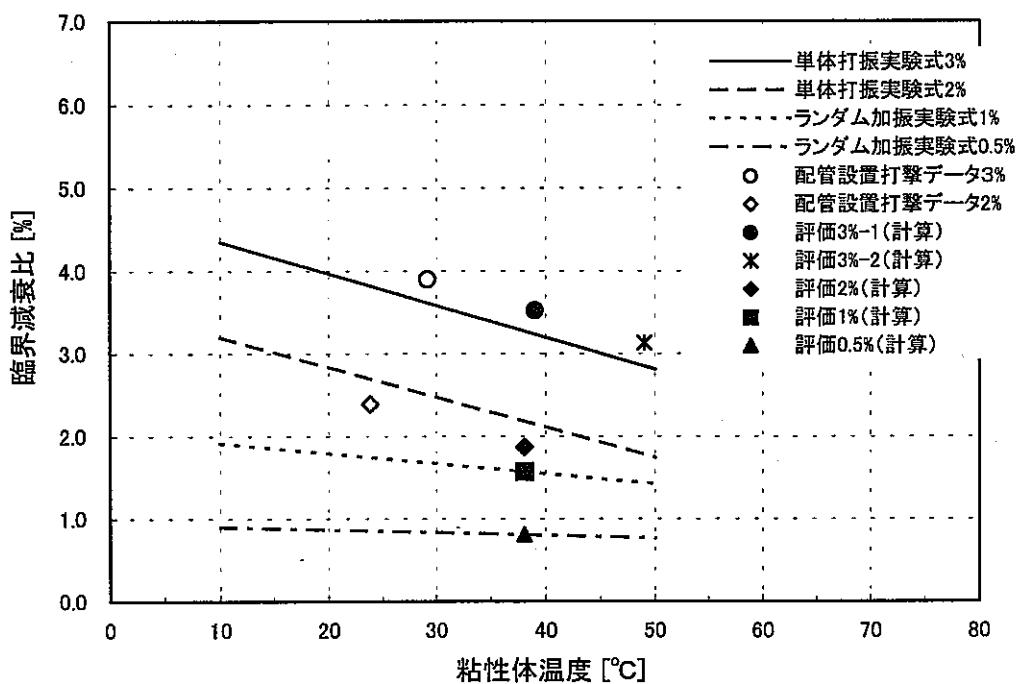
試験ループに設置した条件での気中打撃試験で得られた、固有振動数に基づき、構造材の等価的密度を設定し、流動試験時の水中条件での固有振動数及び換算減衰を1の方法により求めた。

計算結果を気中打撃試験で得られた固有振動数、減衰比等とあわせ 表D-1に示す。試験体の固有振動数は、気中と水中で数Hzの相違がある。ここでは、気中試験での固有振動数で設定した構造材等価密度をそのまま、水中条件に用いている。計算で求めた水中での固有振動数の予測値と、実際の試験で得られた水中での固有振動数の相違は1Hz程度であり、ほぼ妥当な結果と考えられる。

解析ソフトによる評価結果を図D-6～10に示す。

表 D-1 換算減衰計算結果

ケースNo.		1	2	3	4	5
試験体No.		A	B	C	D	D
目標臨界減衰比[%]		0.5	1.0	2.0	3.0	3.0
試験ループ 設置、 気中での打 撃試験	温度[℃]	試験	26.2	21.2	23.8	29.2
	固有振動数[Hz]	試験	57.5	57	55	56.3
	臨界減衰比[%]	試験	0.42	0.84	2.39	3.9
コードの構 造材等価密 度の設定	等価密度[kg/m ³]	設定	9450	9630	10500	9950
	固有振動数[Hz]	計算	57.5	57	55	56.3
流動試験 温度条件 での臨界 減衰比	評価方法		ラ波加振式	ラ波加振式	打振式勾配	打振式勾配
	試験水温[℃]	試験時	38	38	38	39
	臨界減衰比[%]	評価	0.81	1.57	1.87	3.52
流動試験 温度条件 での換算 減衰	固有振動数[Hz]	計算	51.9	51.5	50.0	51.0
	換算減衰[-]	計算	0.49	0.96	1.23	2.22
流動試験での固有振動数[Hz]	試験	51	51.3	50	50	50



図D-1 試験体臨界減衰比の評価結果

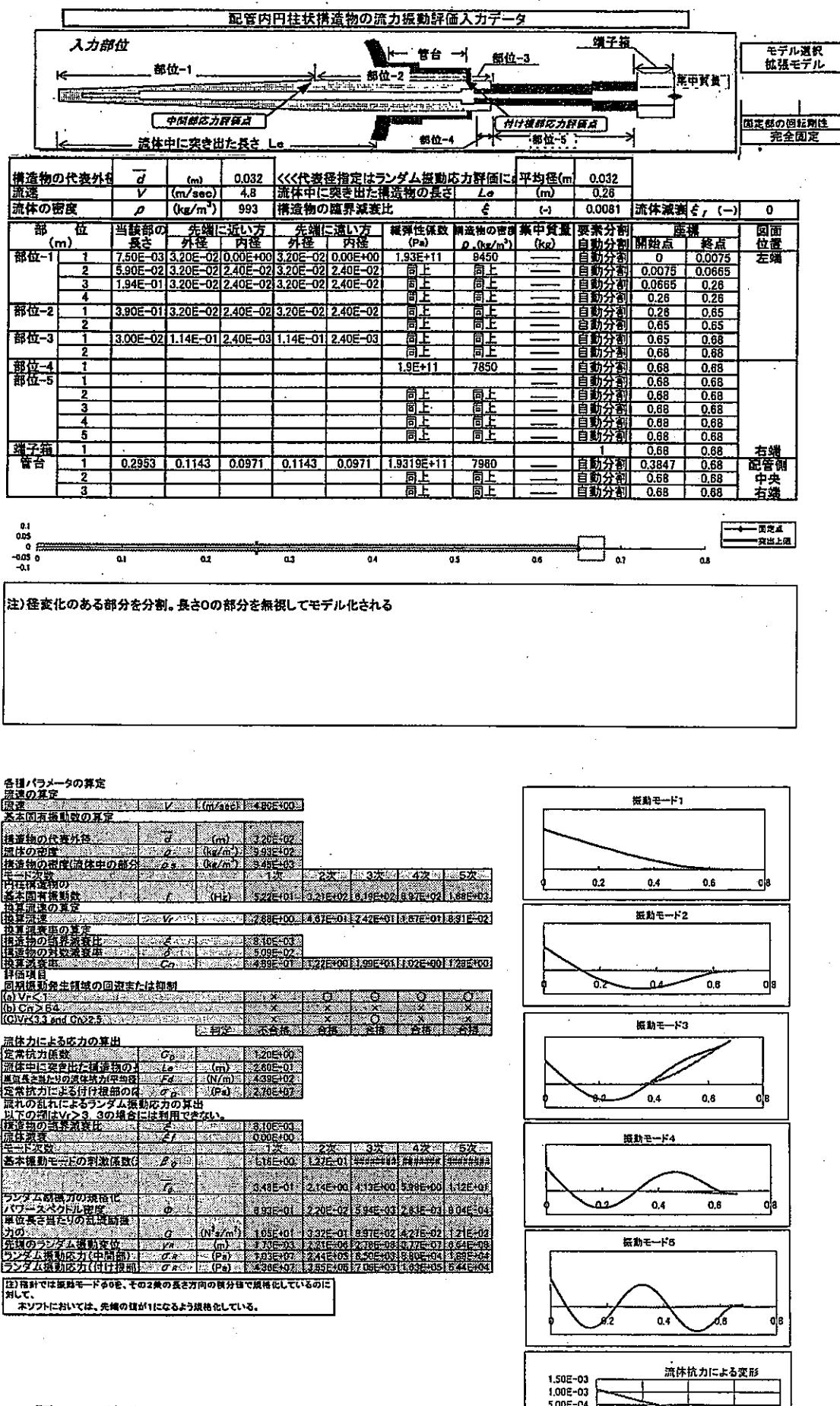
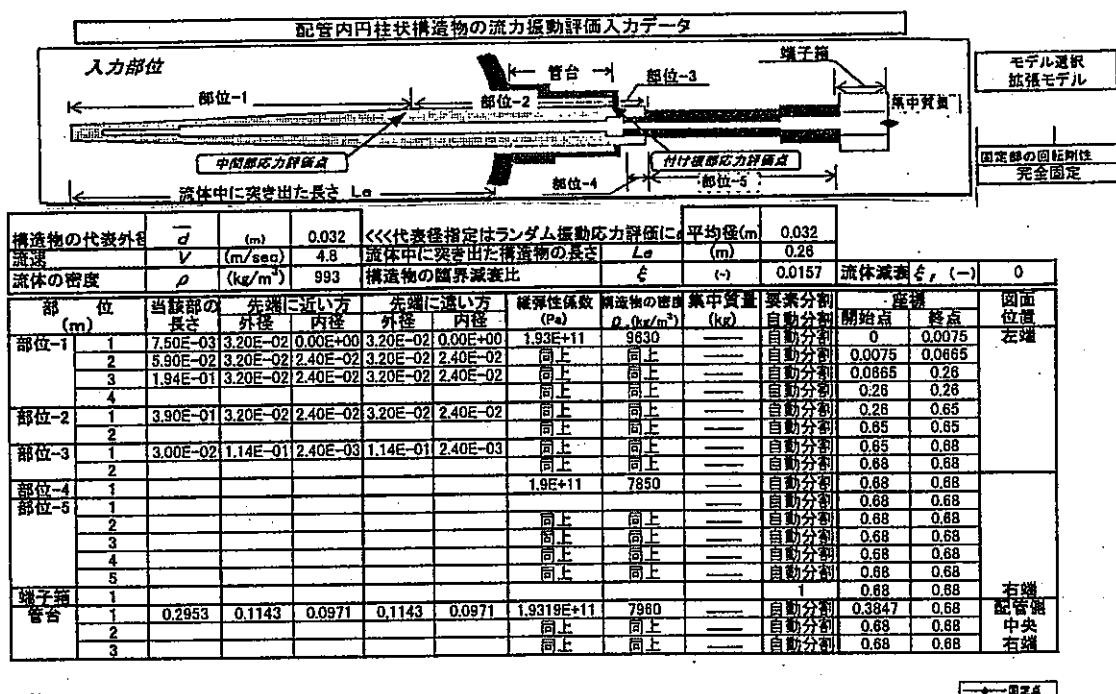


図 D-2 試験体解析結果（ケース 1 試験体 A）

($C_n = 0.49$, $\xi = 0.81\%$)



注)様変化のある部分を分割。長さ0の部分を無視してモデル化される。

1 各種パラメータの算定

- | | | | | | |
|-------------------------------|--|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|
| 各項パラメータの算定 | | | | | |
| (1) 計算の算定 | V (m ³ /sec) 1.450±100% | | | | |
| (2) 基本回転運動量の算定 | | | | | |
| 被進物の代表長径 | d (m) 3.70±0.2 | | | | |
| 液体の密度 | ρ (kg/m ³) 933±0.2 | | | | |
| 被進物の密度(液体中の部分) | ρ _s (kg/m ³) 933±0.3 | | | | |
| シード次数 | 1次 2次 3次 4次 5次 | | | | |
| 上位被進物の
基本回転運動量 | (H _r) 5.18E+01 3.19E+02 1.15E+03 8.90E+02 1.67E+03 | | | | |
| (3) 投算流量の算定 | | | | | |
| 投算流量 | V 2.50E+00 4.71E+01 1.41E+01 1.09E+01 3.99E+01 | | | | |
| (4) 投算速度差の算定 | | | | | |
| 被進物の質量割合比 | S 1.97E-02 | | | | |
| 被進物の支承摩擦因数 | μ 9.8E-02 | | | | |
| 投算速度差 | C _r 9.32E-01 2.40E+00 3.35E+01 2.01E+00 2.53E+00 | | | | |
| 2. 各種項目 | | | | | |
| (1) 同期振動発生領域の回数または初期 | | | | | |
| (a) V<1 | <input checked="" type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |
| (b) C _r >5.4 | <input type="checkbox"/> | <input checked="" type="checkbox"/> | <input checked="" type="checkbox"/> | <input checked="" type="checkbox"/> | <input checked="" type="checkbox"/> |
| (c)V<2.1且つC _r <3.5 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input checked="" type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input checked="" type="checkbox"/> |

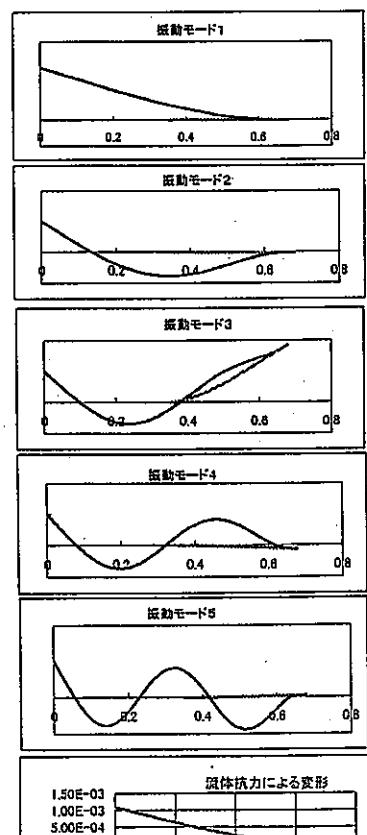


図 D-3 試験体解析結果（ケース 2 試験体 B）

($C_{\text{in}} = 0.96$, $\xi = 1.57\%$)

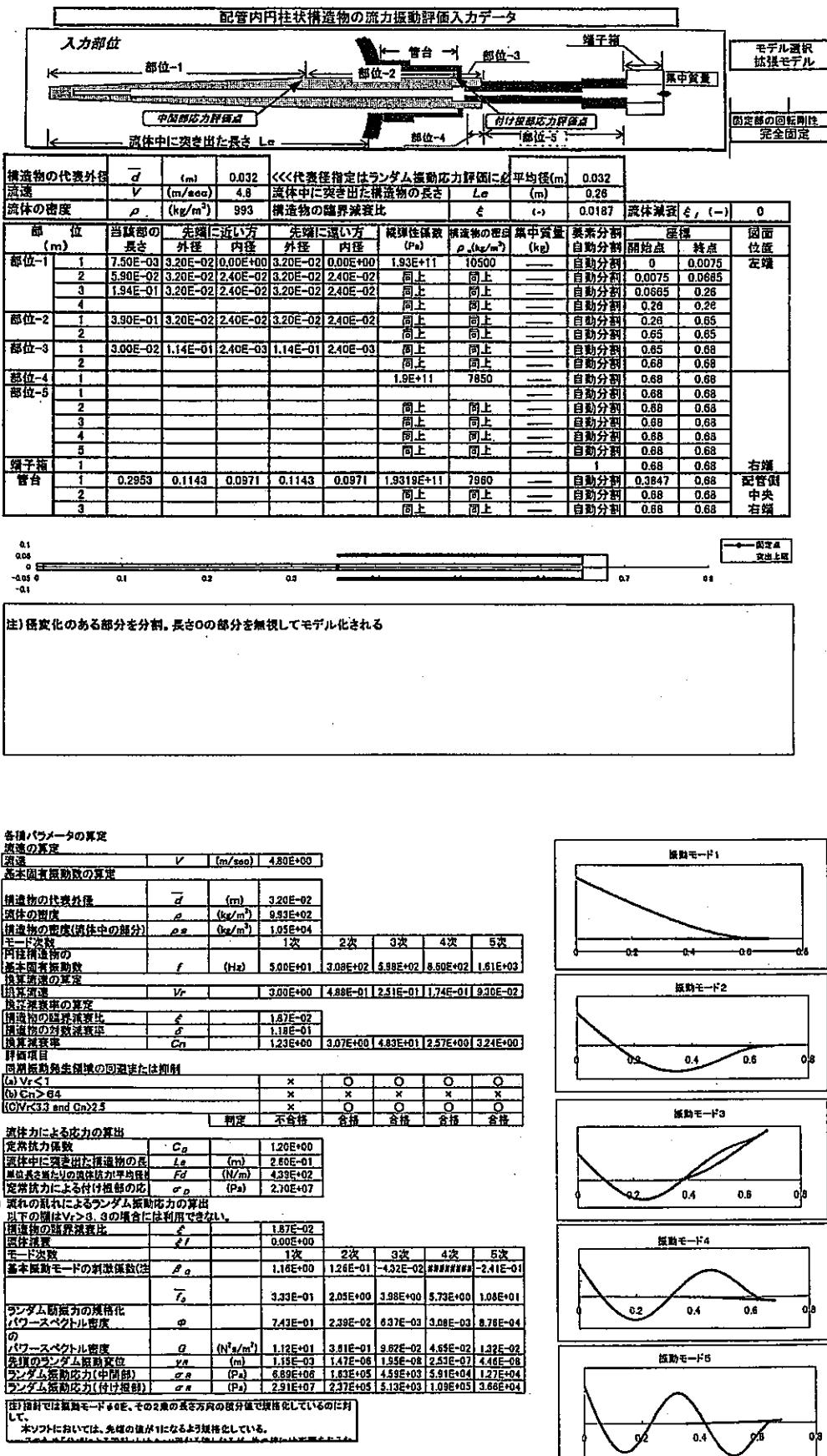
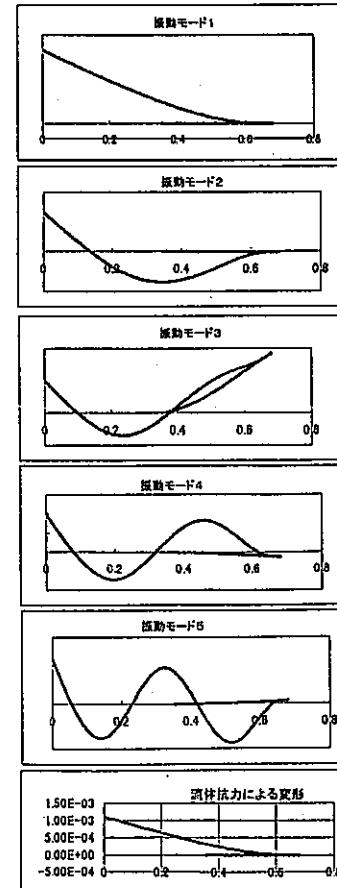


図 D-4 試験体解析結果 (ケース 3 試験体 C)
($C_n = 1.23$, $\xi = 1.87\%$)



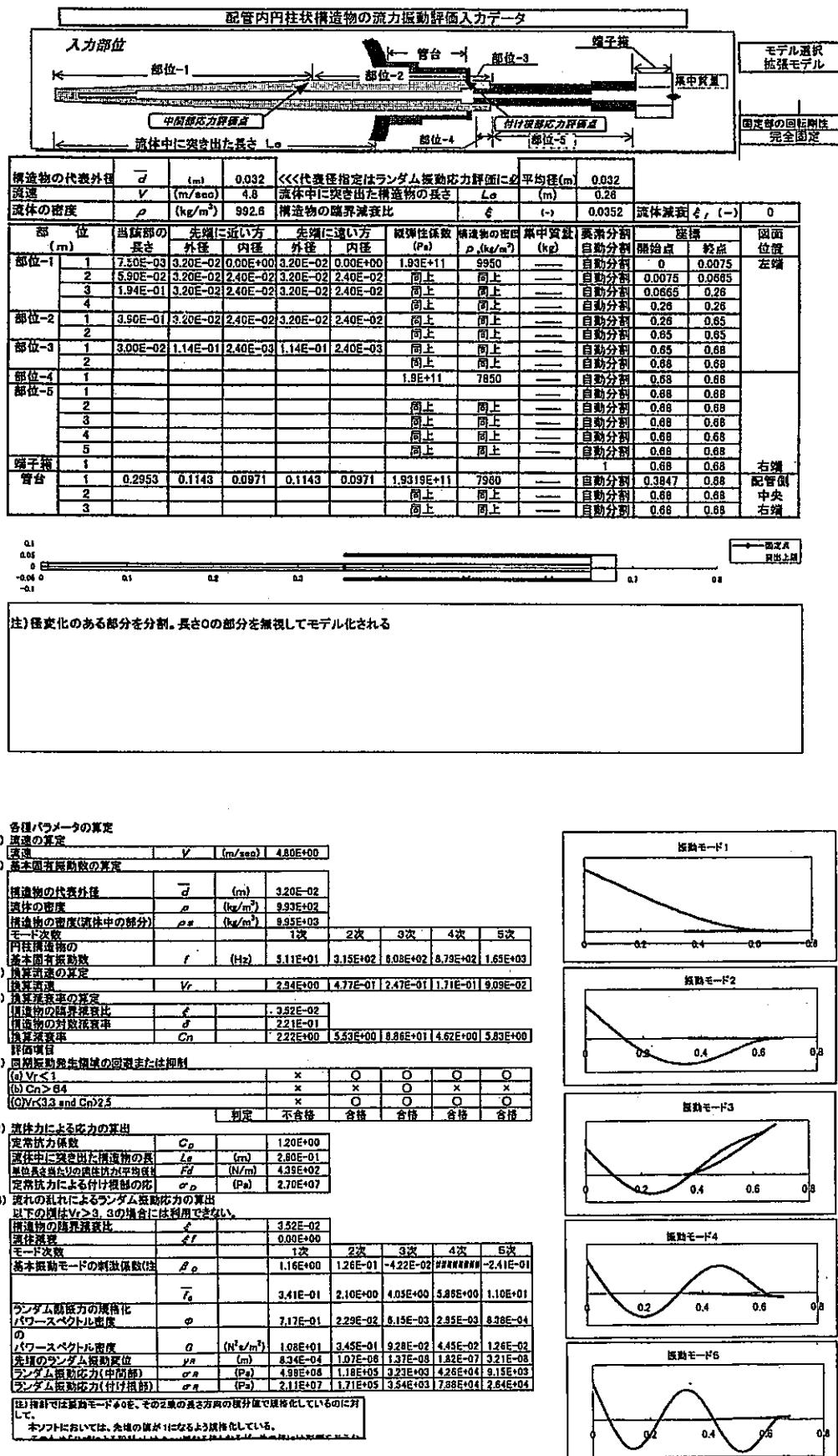


図 D-5 試験体解析結果（ケース 4 試験体 D）

(Cn = 2.22, ξ = 3.52%)

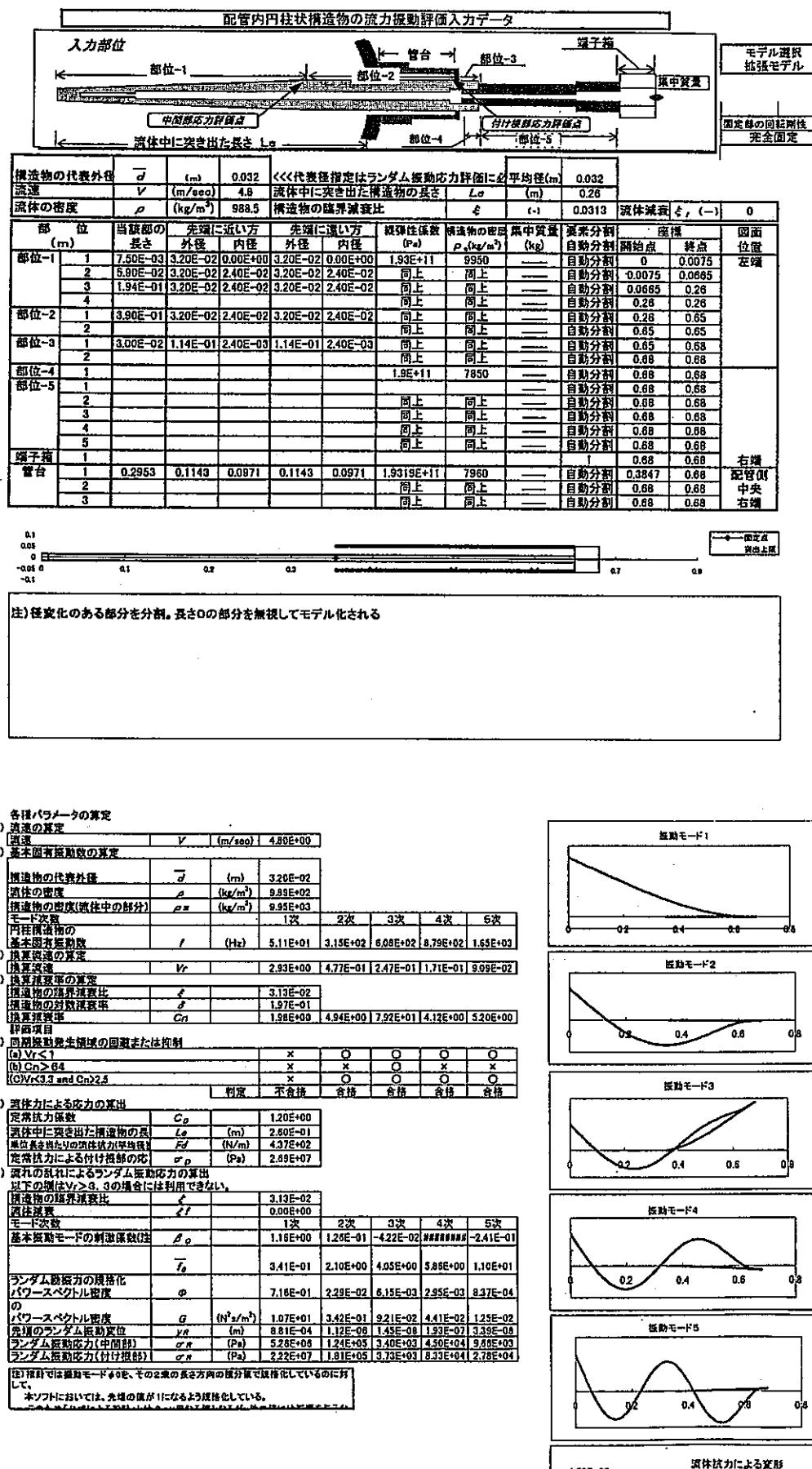


図 D-6 試験体解析結果（ケース 5 試験体 D）

(Cn = 1.98, ξ = 3.13%)