

JAERI-M
86-119

二重配管構造の振動特性

1986年8月

二川 正敏・菊地 賢司

JAERI-M レポートは、日本原子力研究所が不定期に公刊している研究報告書です。

入手の問い合わせは、日本原子力研究所技術情報部情報資料課（〒319-11 茨城県那珂郡東海村）あて、お申しこしてください。なお、このほかに財団法人原子力弘済会資料センター（〒319-11 茨城県那珂郡東海村日本原子力研究所内）で複写による実費頒布をおこなっております。

JAERI-M reports are issued irregularly.

Inquiries about availability of the reports should be addressed to Information Division, Department of Technical Information, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken 319-11, Japan.

© Japan Atomic Energy Research Institute, 1986

編集兼発行 日本原子力研究所
印刷 山田軽印刷所

二重配管構造の振動特性

日本原子力研究所東海研究所高温工学部

二川 正敏・菊地 賢司

(1986年7月24日受理)

多目的高温ガス試験炉の1次冷却系主配管に二重配管構造が使用される。二重配管構造の振動特性に及ぼすスペーサの設置間隔や内管内部断熱材の影響について調べるために、ハンマリングによる振動試験を直管型及び曲管型試験体に対して行った。

これらの実験結果を平行はり並びに等価剛性はりモデルを用いたCOSMOS-7による有限要素解析結果と比較した。

得られた結論は次の通りである。

- (1) 二重配管構造の固有振動数及び振動モードは平行はりモデルで良く表せる。
- (2) 二重配管構造の固有振動数及び振動モードはスペーサの設置位置に大きく依存する。
- (3) 二重配管構造の減衰比は単一配管より大きい。

Vibrational Characteristics of a Coaxial Double Pipe Structure

Masatoshi FUTAKAWA and Kenji KIKUCHI

Department of High Temperature Engineering
Tokai Research Establishment
Japan Atomic Energy Research Institute
Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken

(Received July 24, 1986)

A coaxial double-pipe structure is to be used in the main primary coolant system of a very high-temperature gas-cooled reactor.

In order to study the effect of both an axial pitch of spacers and an internal insulation in inner pipe on the vibrational characteristics such as natural frequencies, vibration modes and damping ratios of the coaxial double-pipe structure, vibration tests were carried out by means of hammering on the two kinds of test model : one is called a straight type model and the other an elbow type model.

These experimental results were compared with the values calculated by the COSMOS-7 code with a parallel-beam model as well as an equivalent stiffness-beam model.

The following are the conclusions we have derived :

- (1) Natural frequencies and vibration modes of a coaxial double-pipe structure are predictable by using a parallel beam model.
- (2) Natural frequencies and vibration modes of a coaxial double-pipe structure depend largely on the locations of spacers.
- (3) Damping ratios of a coaxial double-pipe structure are larger than those of a single outer pipe.

Keywords : Coaxial Double-pipe Structure, VHTR Reactor, Inner Pipe, Outer Pipe, Spacer, Insulation, Vibrational Characteristics, Parallel-beam Model, Primary Coolant System

目 次

| | |
|---------------------------|----|
| 1. 序 論 | 1 |
| 2. 二重構造配管振動試験体と試験方法 | 3 |
| 2.1 二重構造配管振動試験体 | 3 |
| 2.2 試験方法 | 3 |
| 3. 解析方法 | 12 |
| 3.1 一般式 | 12 |
| 3.2 解析モデル | 14 |
| 4. 結果及び考察 | 16 |
| 4.1 固有振動数及び固有振動モード | 16 |
| 4.2 減衰特性 | 17 |
| 4.3 応用例 | 19 |
| 5. 結 論 | 47 |
| 謝 辞 | 47 |
| 付 録 | 48 |
| 参考文献 | 52 |

CONTENTS

| | |
|---|----|
| 1. Introduction | 1 |
| 2. Experimental apparatus and method | 3 |
| 2.1 Test model | 3 |
| 2.2 Experimental method | 3 |
| 3. Analytical method | 12 |
| 3.1 General equation | 12 |
| 3.2 Analytical model | 14 |
| 4. Results and discussions | 16 |
| 4.1 Natural frequencies and vibration modes | 16 |
| 4.2 Damping ratios | 17 |
| 4.3 Applications | 19 |
| 5. Conclusions | 47 |
| Acknowledgements | 47 |
| Appendixes | 48 |
| References | 52 |

〔記号〕

- C 減衰係数
 Cc 臨界減衰係数
 [C] 減衰マトリックス
 E ヤング率
 f 振動数
 {F(t)} 加振力ベクトル
 h パイプ係数 ($= TR/r^2$)
 I 断面二次モーメント
 k たわみ係数
 [K] 剛性マトリックス
 [M] 質量マトリックス
 P 内圧
 R 曲管の曲率半径
 r 平均半径
 t 時間
 T 管の肉厚
 {X} 変位ベクトル
 Z 振動変位
 δ 対数減衰比
 ζ 減衰比
 λ 固有値
 [ψ] 固有モードベクトル
 ω_d 自由減衰角振動数
 ω_n 固有角振動数
 ω_r 共振角振動数

添字

- j j次モード

1. 序 論

多目的高温ガス試験炉 (Very High - Temperature gas - cooled Reactor, 以下略して VHTR と称する) の原子炉圧力容器と中間熱交換器との間における一次系冷却材である高温高压 He ガスの輸送には, 高温二重配管が使われる。この配管は圧力容器から中間熱交換器へ流入する 950 °C の高温 He ガス用と中間熱交換器で除熱されて 400 °C になった低温 He ガス用の 2 つの流路が同一配管内に設けられてあるために高温二重配管と呼ばれる。

高温二重配管の一例を Fig. 1¹⁾ に示す。高温ガスは中心部の管状流路を流れ, 低温ガスはその流路を取り巻くような環状流路を対向流で流れる。2 つの流路の間には, 両方のガスの間における熱交換を防止するために, 断熱材, 区画板および仕切管よりなる断熱構造物がある。流路の耐圧壁としては, 高温ガスの流路と低温ガスの流路の境界壁として一次系冷却材の流路の圧損に対する耐圧部である内管と, 低温ガス流路の大気に対する耐圧部である外管がある。これらの耐圧管の構造設計に際しては, 原子炉圧力容器と同程度の構造安全性が要求される。ところで, 高温二重配管は, すでに述べた流路の点のみならず, 構造上においても耐圧管が同心円状にあるという二重構造の配管であるため, 特にその振動特性を考慮した構造設計が要求される。

二重構造配管に対する振動特性の解析例としては, 高速増殖炉 (Fast Breeder Reactor, 以下略して FBR と称する) 「もんじゅ」の一次冷却系配管における解析例があり, はり理論を用いて配管系の固有振動数, 固有振動モード, たわみ係数の検討がなされた^{2), 3)}。しかし, VHTR の高温二重配管は次のような点において FBR の配管と構造上の相違がある。すなわち, FBR の二重構造配管では, 分割された外管が剛性の小さいベローズで結合されているため, 軸方向の変形に対する外管の剛性は内管に比べて充分小さいが, VHTR においては, ベローズ構造となっていないので内管および外管の両方の剛性を考慮する必要がある。さらに, VHTR では, FBR の場合と異なって内管の内部にある断熱構造物の振動特性に与える影響をあらかじめ把握しておく必要がある。

断熱構造物や断熱材が配管系の振動特性に及ぼす影響については次のような報告がある。すなわち, VHTR の高温二重配管において, 内管とその中の断熱構造物よりなるモデル配管について加速度応答を調べた例や,^{4), 5)} 二重構造配管でなく単一構造配管の外側に施工された断熱材が減衰特性に及ぼす影響を調べた例^{6) - 14)} などである。

しかし, VHTR 高温二重配管のような外管および内管, 断熱構造物よりなる二重構造配管の振動特性に関する報告は見当たらない。そこで, 直管および曲管よりなる二重構造配管の部分要素試験体を使用して, 内管と外管の連結支持部材であるスペーサの位置および内管内部の断熱構造物が配管系の固有振動特性¹⁵⁾ や減衰特性¹⁶⁾ に及ぼす影響¹⁶⁾ を実験的に調べると共に, はり要素を使用した有限要素解析結果と比較した。本報告はこれらの実験及び解析結果を総合的にまとめたものである。

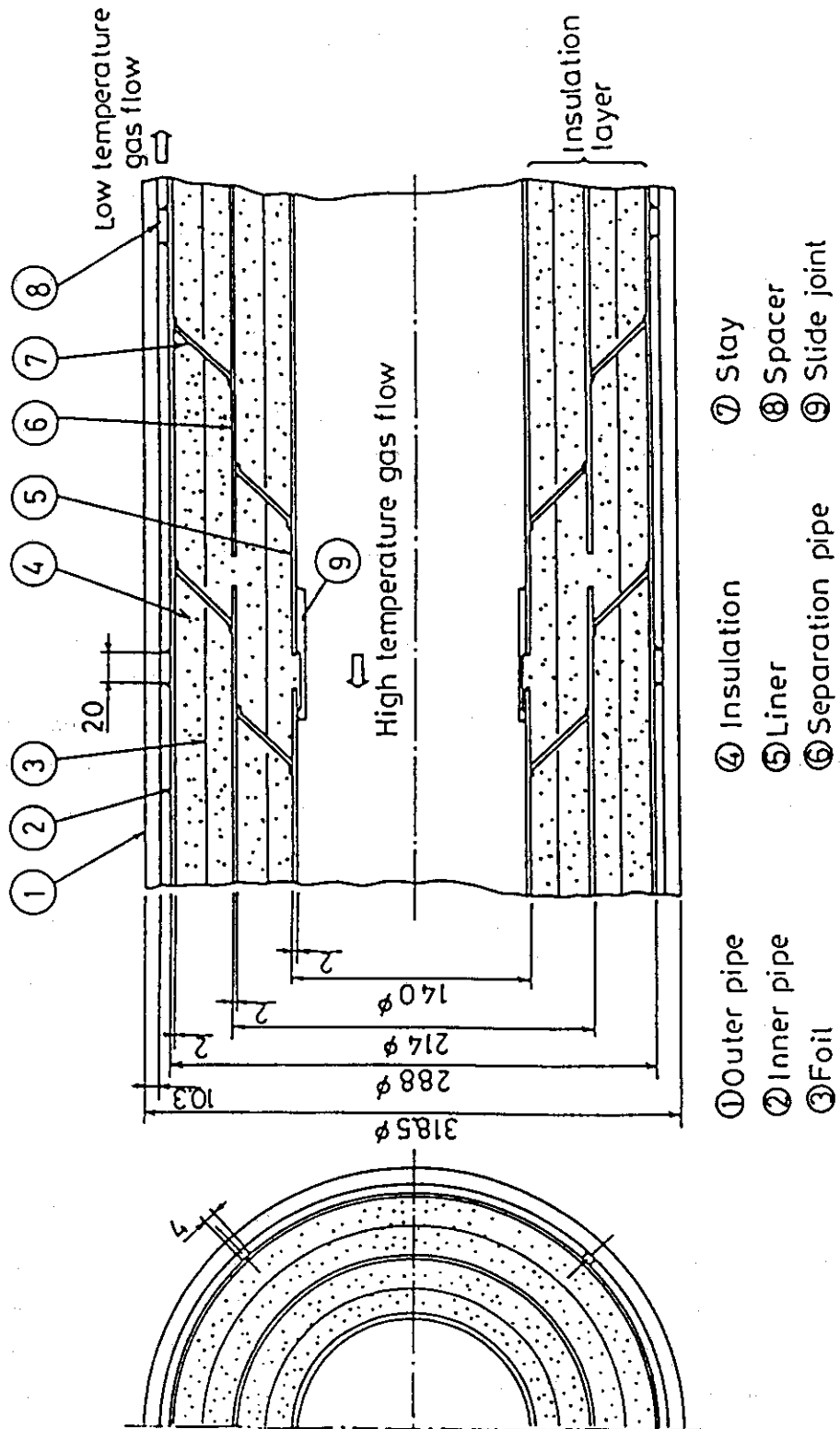


Fig.1 Sectional view of a coaxial multi-pipe

2. 二重構造配管振動試験体と試験方法

2.1 二重構造配管振動試験体

試験装置の外観をPhoto 1(a)と(b)に、また試験体の形状、寸法をFig. 2(a)と(b)に示す。(a)に示した直管型試験体は全長4.5 mであり、(b)に示した曲管型試験体は曲率半径1 mの曲管部とその両端にある1.5 mの直管部からなる。いずれの試験体においても、内・外管の外径/肉厚は100 mm ϕ /12 mm, 140 mm ϕ /16 mmである。Table 1に内・外管の主な機械的性質を示す。各配管の境界条件は次の通りである。すなわち、外管は、直管型試験体では回転支持治具によって両端単純支持とし、曲管型試験体ではフランジによって両端完全固定とした(Photo 2 参照)。なお、支持架構は両試験体の低次モードに影響しないように十分剛となっており、1次の固有振動数が100 Hz以上を示した。内管は、外管に取り付けられたスペーサによって円周方向に4点で、偏心することなく支持される(Photo 3 参照)。軸方向の支持点数は可変であり、最大支持点数は直管型では7点および曲管型では9点である。なお、各支持点数における両試験体のスペーサ設置位置をFigs. 3と4に示す。外管に取り付けられたスペーサの端はかじりを防止するためFig. 5に示すように球面とし、内管との接触荷重は60 Nとした。

また、断熱構造物を模擬して内管の内部に挿入した断熱材は、 Al_2O_3 と SiO_2 を主成分にした繊維質のセラミックファイバー(商品名カオウル)であり、充てん密度は0.2 g/cm³とした。

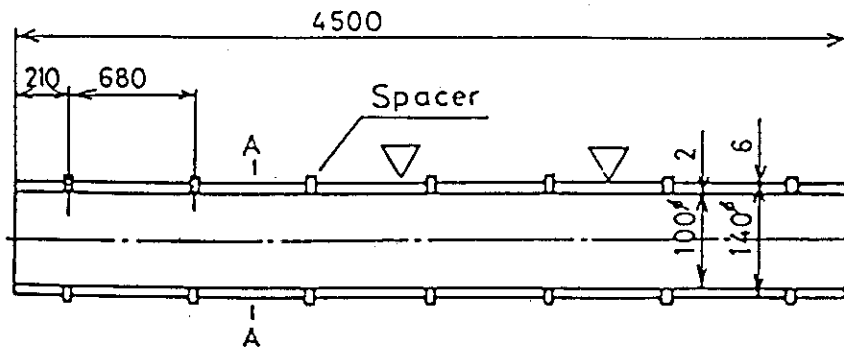
2.2 試験方法

試験にはハンマリングによる衝撃応答測定法を用いた。すなわち、1.2 kgのプラスチックヘッドを有するハンマで外管に衝撃力を与え、内・外管の加速度応答および変位応答を調べた。加振位置は、Fig. 2に示すように、直管型試験体については試験体中央と1/4地点、曲管型試験体については直管部中央と曲管部中央のそれぞれ2箇所である。なお、曲管型試験体では、それぞれの位置で面内と面外の2方向の加振を行った。

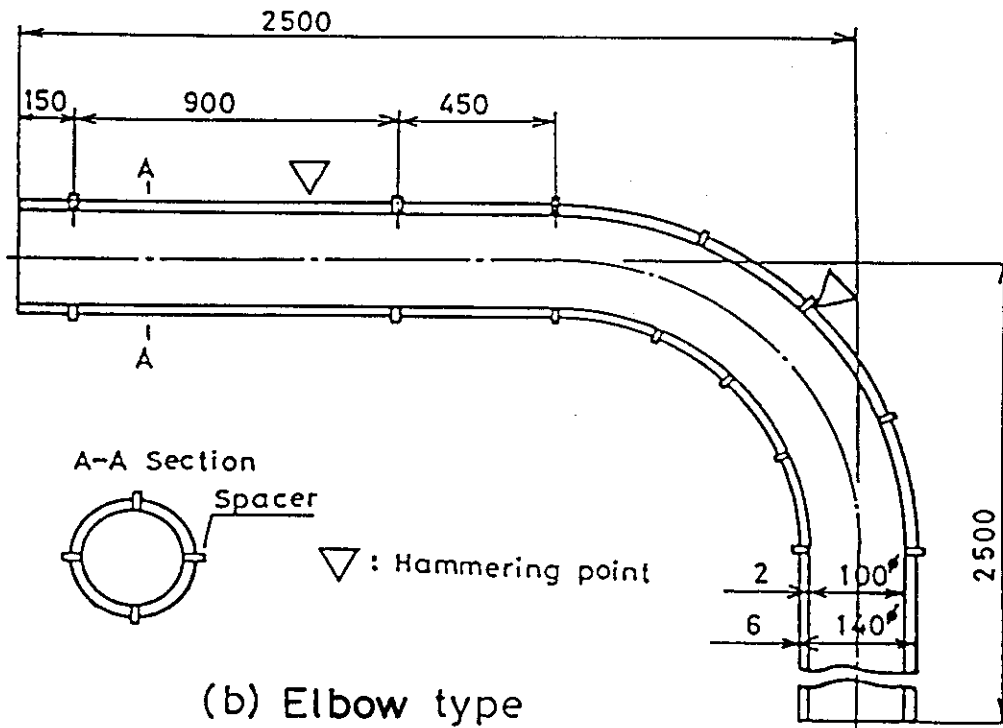
計測系のブロックダイアグラムをFig. 6に示す。ハンマからの加速度信号と内・外管の8箇所に取り付けられたひずみゲージ式加速度計および差動トランス式変位からの信号を同時にデータレコーダに記録する。その後、試験体の各測定位置における応答加速度信号に対してハンマの加速度を入力とした伝達関数をFFT(Fast Fourier Transform)アナライザによって周波数分析を行うことにより求めた。その際、固有振動数、固有振動モード及び減衰比はカーブフィット法によって得られる。また、過渡応答変位波形は、ローパスフィルタによって雑音成分を除去した変位信号をウェーブメモリに蓄えた後、X-Yレコーダに記録した。

Table 1 Mechanical characteristics of pipes for test models

| Items | Inner pipe | Outer pipe |
|--|-----------------------|-----------------------|
| Mass per unit length ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$) | 4.90×10^1 | 1.94×10^2 |
| Moment of inertia of area (m^4) | 7.76×10^{-7} | 5.66×10^{-6} |
| Young's modulus ($\text{N}\cdot\text{m}^{-2}$) | 1.93×10^{11} | 2.06×10^{11} |
| Flexural rigidity ($\text{N}\cdot\text{m}^2$) | 1.50×10^5 | 1.17×10^6 |



(a) Straight type



(b) Elbow type

Fig.2 Specified straight-type and elbow-type model

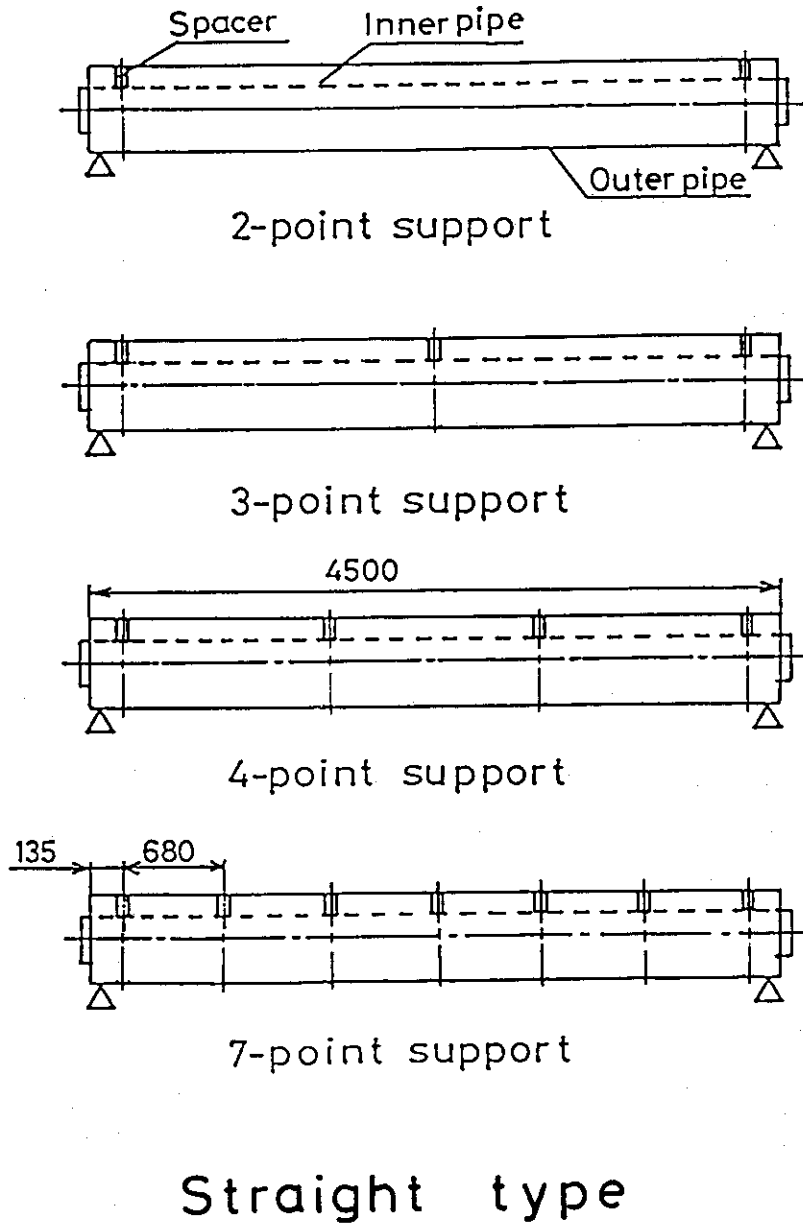
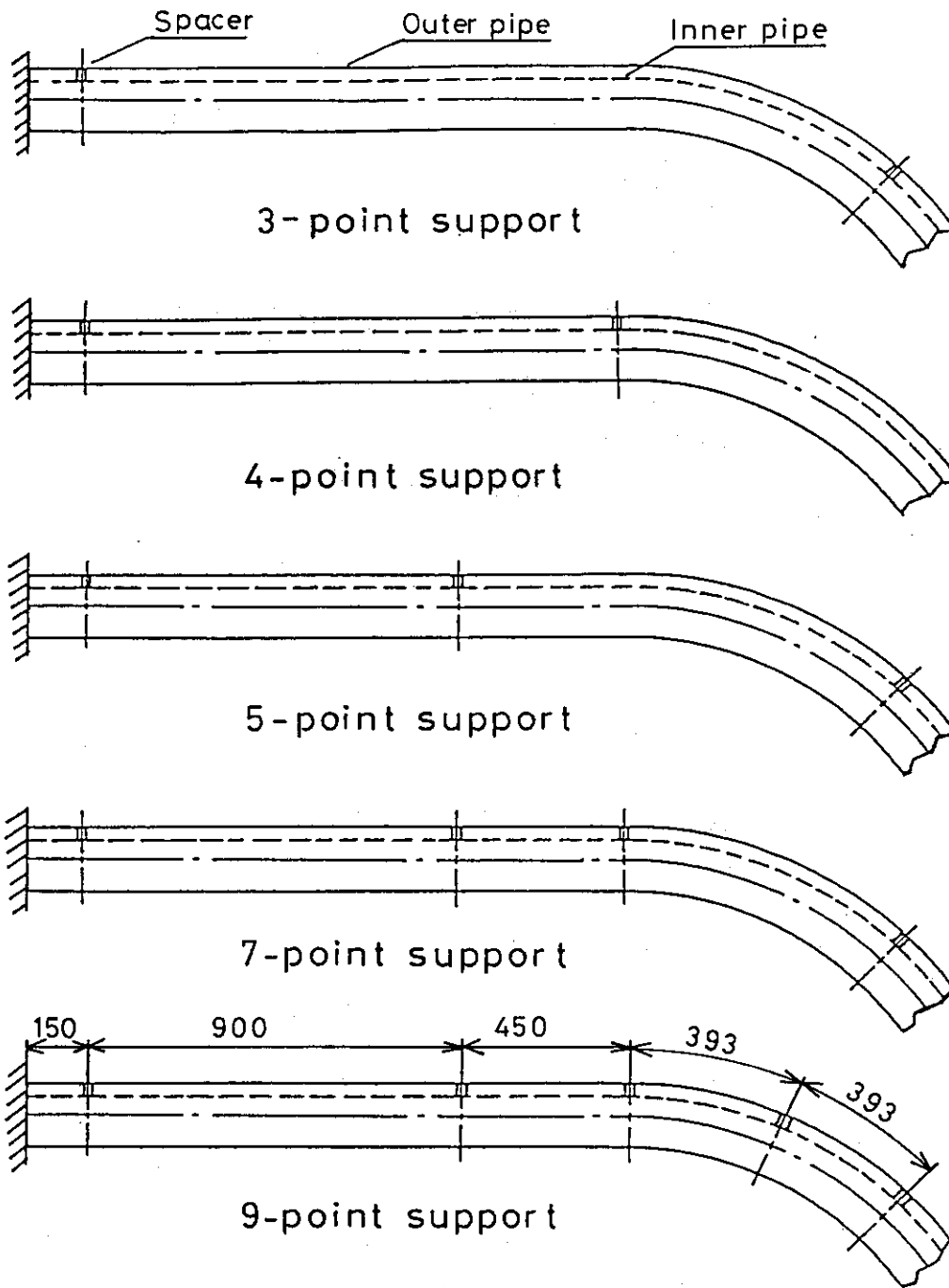


Fig.3 Spacer arrangement for straight-type model



Elbow type

Fig.4 Spacer arrangement for elbow-type model

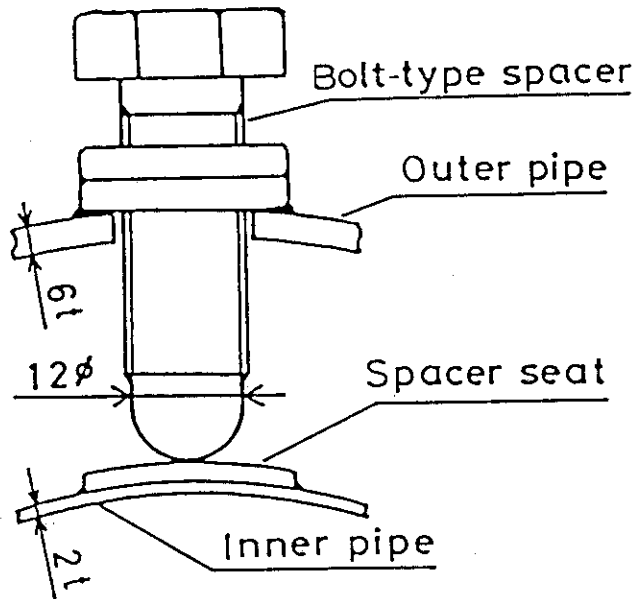


Fig.5 Bolt-type spacer

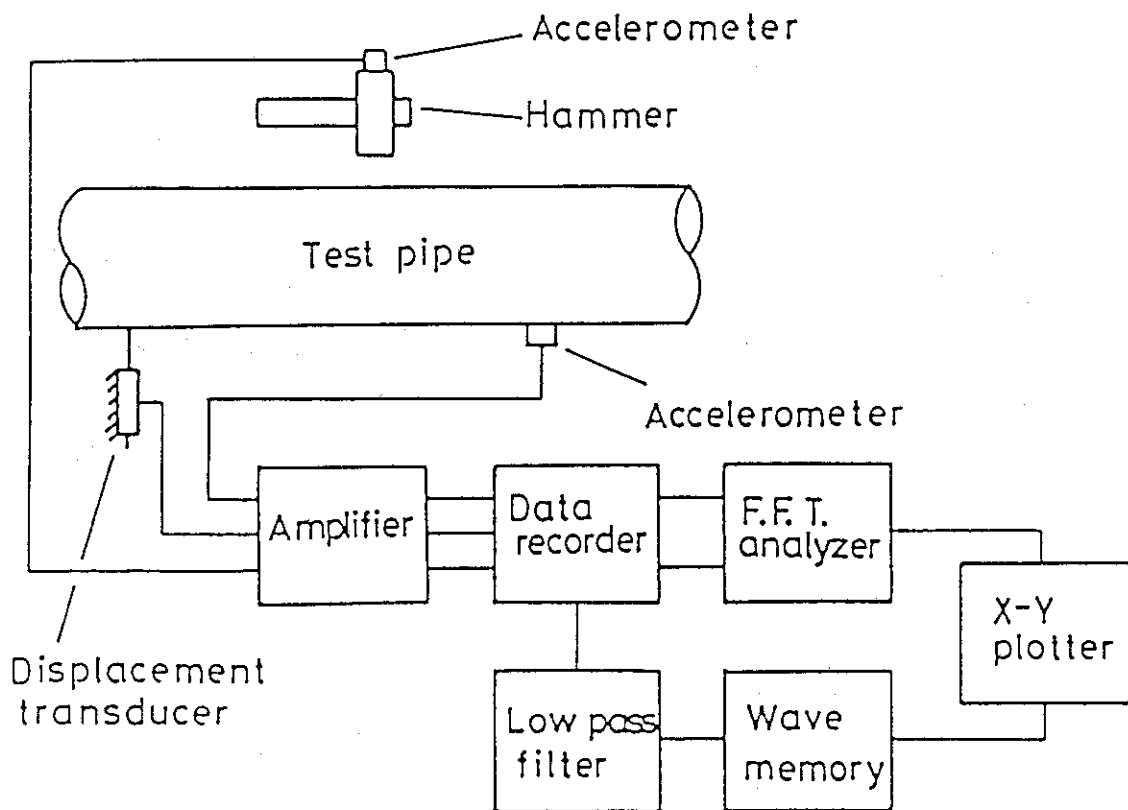
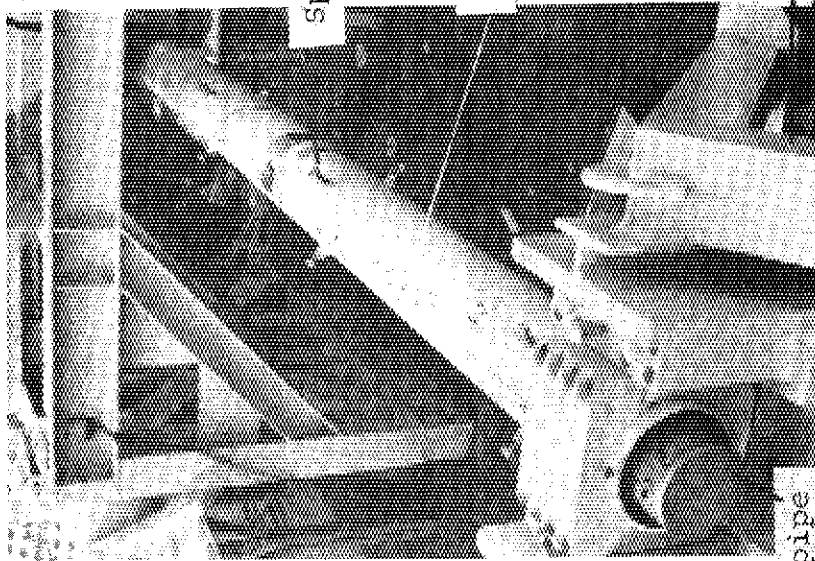
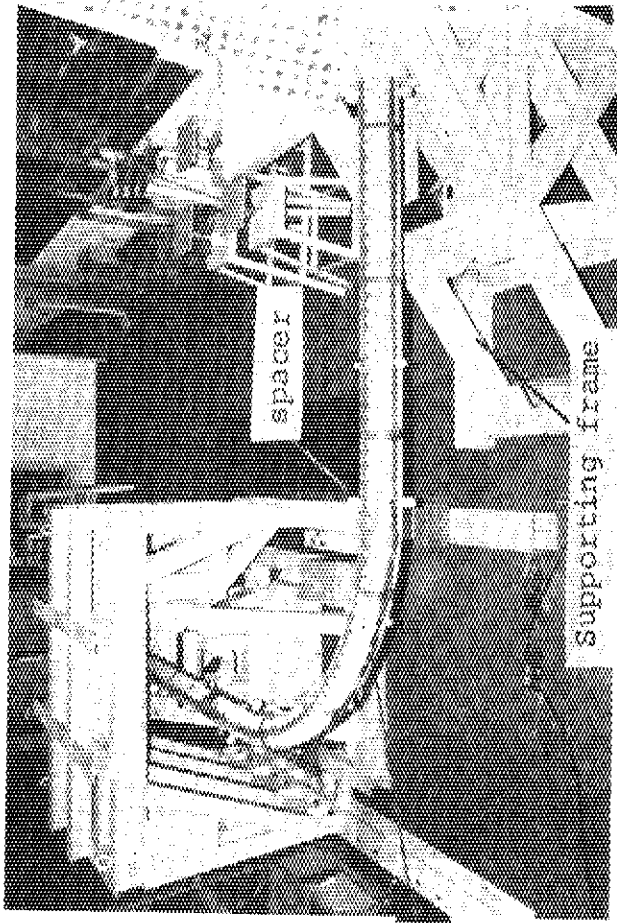


Fig.6 Block diagram of a measuring system

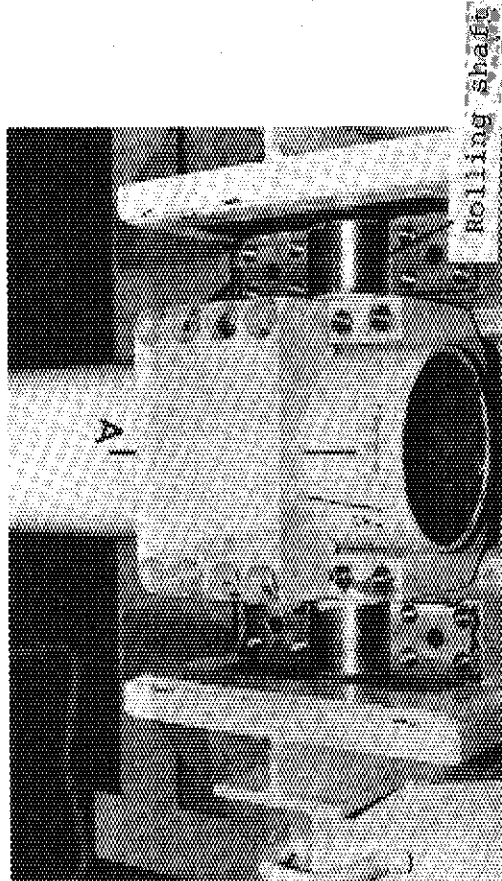
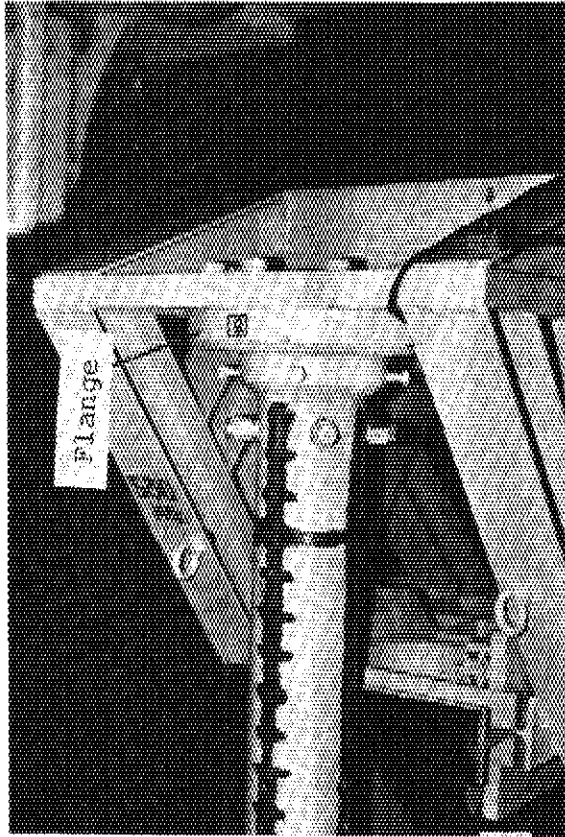


(a) Straight-type model



(b) Elbow-type model

Photo 1 Straight-type and elbow-type models



(a) Simple support for straight-type model (b) Fixed support for elbow-type model

Photo 2 Support type for straight-type and elbow-type model

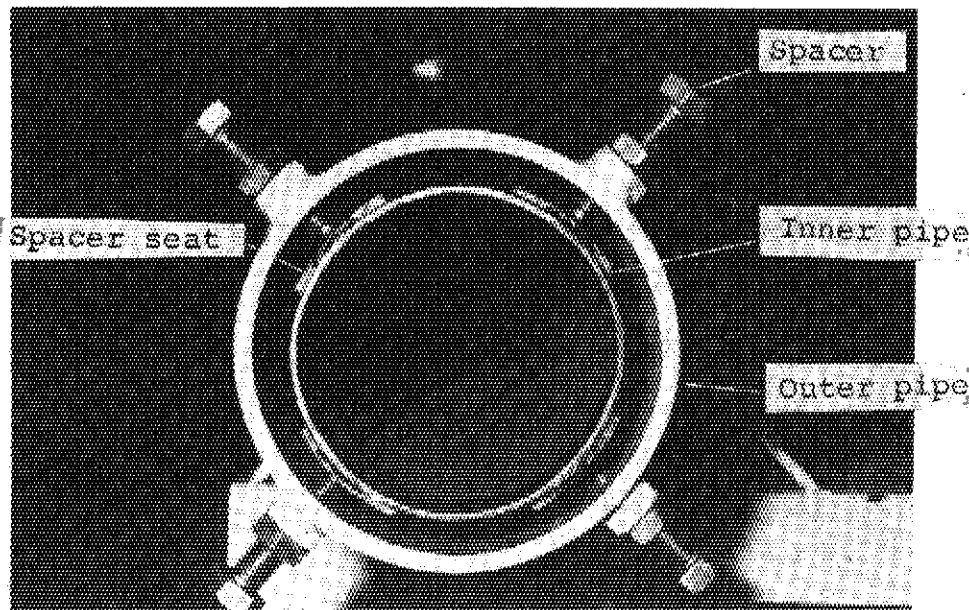


Photo 3 Sectional view of test model

3. 解析方法

3.1 一般式

構造物の減衰比が小さいときにその減衰特性を等価粘性減衰で表すと、多自由度系の振動方程式は次のマトリックス微分方程式によって示される。

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \quad (1)$$

ここで、 $[M]$: 質量マトリックス

$[C]$: 減衰マトリックス

$[K]$: 剛性マトリックス

$\{x\}$: 変位ベクトル

$\{F\}$: 加振ベクトル

このときの固有角振動数 ω_n は、

$$|[K] - \lambda[M]| = 0 \quad (2)$$

ここで、 $\lambda = \omega_n^2$

λ : 固有値

より、また j 次の固有振動モードは、

$$|[K] - \lambda_j[M]| \{\psi_j\} = 0 \quad (3)$$

ここで、 λ_j : j 次の固有値 ($= \omega_{nj}^2$)

$\{\psi_j\}$: j 次の固有モードベクトル

より、マトリックスの固有値解析として求めることができるが、実際の構造物における耐震設計上で重要となるのは、地震時に構造物が共振状態になるのか、またその時の応答の大きさはどの程度になるのかという点である。構造物に共振状態が生じるときの共振角振動数 ω_{rj} と固有角振動数 ω_{nj} との関係は、

$$\omega_{rj} = \omega_{nj} \sqrt{1 - 2\zeta_j^2} \quad (4)$$

ここで、 ω_{rj} : j 次の共振角振動数

ω_{nj} : j 次の固有角振動数

ζ_j : j 次の減衰比

と表せる。一般に弾性構造系の減衰比は数%と小さく $\zeta_j^2 \approx 0$ となるため、近似的に

$$\omega_{rj} \approx \omega_{nj} \quad (5)$$

として、共振角振動数を固有角振動数によって評価してよい。

一方、振動の応答の大小を決定する重要な因子は減衰比であり、これは次のように求められる。減衰比は減衰係数 C_j と臨界減衰係数 C_{cj} を用いて次式のように表せる。

$$\zeta_j = \frac{C_j}{C_{cj}} \quad (6)$$

また、臨界減衰係数 C_{cj} は次式で定義される。

$$\begin{aligned} C_{cj} &= 2\sqrt{M_j K_j} \\ &= 2M_j \omega_{nj} \left(\because \omega_{nj}^2 = \frac{K_j}{M_j} \right) \end{aligned} \quad (7)$$

ここで、

M_j : j 次モードの等価質量

K_j : j 次モードの等価剛性

構造物の減衰効果は、摩擦、流体抵抗、材料のヒステリシス特性などの多くの影響により生じるものであり、これら全てを数学的に正確に表現することは困難である。そこで、Rayleighは、一般構造物の減衰を簡単化し、減衰係数を質量 M_j に比例する項と剛性 K_j に比例する項の和として表した次式

$$C_j = \alpha M_j + \beta K_j \quad (8)$$

ここで、 α 、 β : 定数

を提案した。第1項は外部減衰もしくは粘性減衰と呼ばれ、摩擦、流体抵抗に関する項である。また、第2項は内部減衰もしくは構造減衰と呼ばれ、材料特性に関する項である。したがって、減衰比 ζ_j は、

$$\begin{aligned} \zeta_j &= \frac{C_j}{C_{cj}} \\ &= \frac{\alpha M_j + \beta K_j}{2M_j \omega_{nj}} \\ &= \frac{\alpha}{2\omega_{nj}} + \frac{\beta \omega_{nj}}{2} \\ &= \frac{\alpha}{4\pi f_j} + \beta \pi f_j \end{aligned} \quad (9)$$

となる。 f_j は j 次モードの固有振動数を表す。本報では、4章において、試験結果より f_j と ζ_j を求め、 α と β の値について検討すると共に、変位応答に対する解析結果と試験結果の比較を行う。また、変位などの測定値から減衰比を導出する方法及び計算コードでの減衰比の取り扱い方

については付録を参照されたい。

3.2 解析モデル

二重構造配管の振動モデルとして次の2つを検討した。

(I) 平行はりモデル

内管および外管をそれぞれ連続なはりで置き換え、それらをスペーサに対応するはりで連結する。計算モデルの例を Fig. 7 に示す。スペーサに対応するはりは、直管型モデルにおいては垂直振動方向に、曲管型モデルでは面外振動方向に配置してあり、その剛性値はスペーサ1本と同等である。またスペーサはりの境界条件は内・外管側とも完全固定である。

(II) 等価剛性単一はりモデル

内管と外管の剛性を加算した一本の連続はりである。このモデルでは、スペーサを介して生じる内管と外管の複合振動モードは表現できない。

計算には有限要素法による構造解析コード COSMOS-7^(18),付)を用い、要素ライブラリーからはり要素を使用した。また、変位の時間応答を求める動的解析には、(7)式の Rayleigh の減衰係数が導入できる直接積分法を用いた。時間増分は 5 ms、時間ステップ数は 50 で、FACOM M 380 計算機による計算時間は 10 数秒である。なお、過渡応答変位を求めるための動的解析は直管型モデルに対してのみ行った。

さらに、管の曲り部では変形に対して断面が扁平となるため剛性が低下する。COSMOS-7 では、曲りはりに対して ASME CODE Sec. III⁽¹⁹⁾で規定されているたわみ係数 k が組み込まれており、 k は断面形状やヤング率により変化する。従って、等価剛性単一はりモデルではたわみ係数で補正された剛性が等しくなるように、断面形状を決める必要がある。そこで、直管と曲り管の曲げ剛性に関する連続性を考慮して、次の連立方程式より曲り管の断面形状を決めた。

$$\begin{cases} E_e I_e = E_o I_o + E_i I_i & (10) \\ \frac{E_e I_e}{k_e} = \frac{E_o I_o}{k_o} + \frac{E_i I_i}{k_i} & (11) \end{cases}$$

ここで、

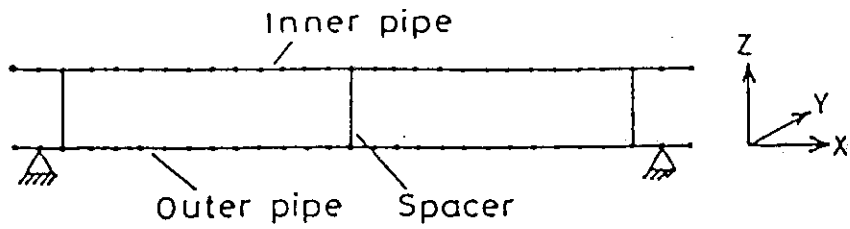
$$k = \frac{1.65}{h \left(1 + \frac{Pr}{TE} X_R \right)}$$

ただし、

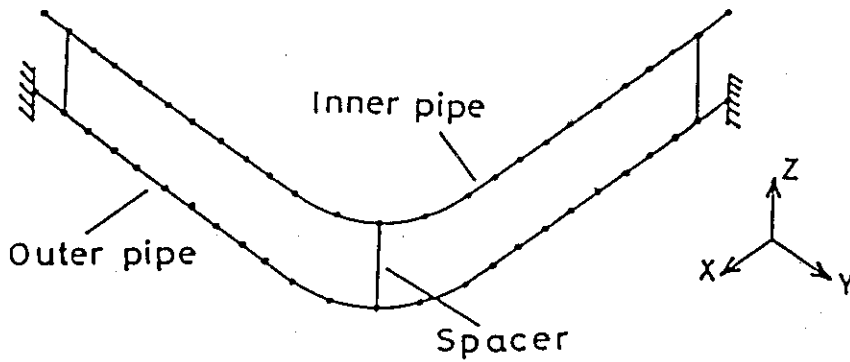
$$X_R = 6 \left(\frac{r}{T} \right)^{\frac{4}{3}} \left(\frac{R}{r} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$h = \frac{TR}{r^2}$$

計算に際しては、内管の内部に挿入される断熱材は、その質量のみを内管はりに付加した。



(a) Straight type



(b) Bend type

| Items | Straight type | | Bend type | |
|------------------------|---------------|------------|------------|------------|
| | Inner pipe | Outer pipe | Inner pipe | Outer pipe |
| Number of elements | 28 | 28 | 24 | 24 |
| Number of nodal points | 29 | 29 | 25 | 25 |

Fig.7 Calculational models

4. 結果及び考察

4.1 固有振動数及び固有振動モード

ここでは、耐震上重要となる低次モードについて検討し、以下では0～200 Hzの振動数領域のみを取り上げる。また、測定結果は、Fig. 8に示すように、振幅と位相で表した伝達関数より求めた。位相が $\pm 90^\circ$ でかつ、振幅がピークとなる振動数が固有振動数を示しており、その振幅値が振動モードを表すことになる。この測定例は直管型7点支持のものであるが、断熱材によって各次モードの固有振動数はわずかに低下するが振幅値の各次モード間の相関はほとんど変化していない。以下に、この伝達関数より求めた固有振動数と振動モードの実測値と解析値との比較を行う。

Fig. 9は、直管型試験体についてスペーサによる内管と外管の支持点数を変化させた場合に得られた固有振動数の結果を示している。平行はりモデルによる二重構造配管の固有振動数の解析値は、内管の内部に挿入した断熱材の有無にかかわらず実験値とほぼ同じ値を示しており、支持点数およびモードの次数による変化をよく表していることがわかる。また、一次モードでは明らかではないが、支持点数が減少するに従って固有振動数は低下する傾向がある。内管内部に挿入した断熱材は固有振動数をわずかに低下させる効果を示しており、このことは解析結果にも表れている。

断熱材が無い場合、スペーサ支持点数による二重構造配管の固有振動モードの変化をFig. 10～13に示す。また、等価剛性単一はりモデルによる計算結果をFig. 14に示す。Fig. 13に示した7点支持の場合、試験結果と解析結果はよい対応を示すと共に、内管と外管が同位相及び同振幅で一体となって振動することも示している。これらのモードは、Fig. 14等価剛性単一はりの結果とも同じであり、さらにFig. 9の振動数についても一致していることがわかる。この内・外管の一体振動は、3点支持の1次モード (Fig. 11)、4点支持の1, 2次モード (Fig. 12)にも現れている。しかし、前述した以外のモード、すなわち2点支持の各モード、3点支持の2, 3, 4次モードそして4点支持の3, 4次モードでは内管と外管が一体となった振動をせず、二重構造配管特有の振動モードを示している。しかも、平行はりモデルによる解析値は、振動数のみならず振動モードにおいても、これらの特性をよく表した。

断熱材が内管の内部に挿入された場合でも、振動モードはほぼ同じ結果を示しており、断熱材は固有振動数を低下させる振動モードには影響しないことがわかった。

次に、曲管型試験体において、スペーサの数を変化させた場合に得られた固有振動数の測定結果と解析結果との比較をFig. 15に示す。この場合においても、平行はりモデルによる固有振動数の解析値は、内管内部の断熱材の有無にかかわらず実験値とほぼ同じ値を示しており、固有振動数をわずかに低下させる断熱材の効果も直管型試験体の場合と同じである。

断熱材が無い場合、スペーサによる振動モードの変化をFig. 16～20に示す。また、等価剛性単一はりモデルによる解析結果もFig. 21に示す。Fig. 20の9点支持やFig. 19の7点支持の場

合は内管と外管が一体となって振動しており、Fig. 21の等価剛性単一はりモデルによる解析結果とも一致している。また、固有振動数についても、9、7点支持の平行はりモデルと等価剛性単一はりモデルでは良く一致している。しかし、Fig. 16の3点支持の2、3、4次モード、Fig. 17、18の4点、5点支持の4次モードでは、内管と外管が一体となって振動しておらず、等価剛性単一はりモデルでは表しきれない二重構造配管特有のモードとなっている。

曲管型試験体においても、断熱材は固有振動数をわずかに低下させるものの、振動モードには影響を及ぼさないことは直管型試験体の場合と同じである。

以上より、二重構造配管の固有振動特性においては、内管と外管がスペーサを介して影響を及ぼし合うため、両方の管が同一位相、同一振幅で一体となって振れるモードの他に、一体となって振れない二重構造配管特有のモードがあることがわかった。そして、これらの特性は、内管、外管およびスペーサをはり要素で置き換えた平行はりモデルで解析できることがわかった。ところで、振動モードとスペーサ位置との関係を調べると、二重構造配管特有の内管と外管が一体になって振れないモードは、等価剛性単一はりモデルによる振動モードの節に対応する場所のみスペーサが設置されている場合に生じているのに対し、一体となって振動するモードの場合には腹近傍にもスペーサが配置されていることがわかる。従って、実際に高温二重配管を用いて原子炉圧力容器と中間熱交換器の間を連結するとき、振動の応答を低減させるためにメカニカルスナッパーやオイルダンパーなどを外管に取り付けて配管を支持しても、スペーサの位置が等価剛性単一はりの振動モードの節のみに設置されている場合には、外管の応答は低減できても内管の振幅は増大し過度の変形や破損をきたす恐れがある。そのため、あらかじめ内管と外管が一体に振動するモードにするため、スペーサ設置位置を特に低次モードの腹にする必要があるといえる。

次に、平行はりモデルで用いたスペーサはりの傾き角と剛性値が固有振動数の解析結果に与える影響について述べる。高温二重配管においては、内管と外管は同一円周上で4本のスペーサにより支持し合っているが、平行はりモデルでは1本のスペーサの剛性しか持たないはり要素で模擬している。さらに、内・外管の振動方向に対するスペーサはりの傾き角が問題となりうる。これは、Fig. 22に示すように、内・外管が同心軸上にないためスペーサの傾き角によって、振動方向に対する平行はりモデルの断面2次モーメントが変化するためである。直管及び曲管型試験体に対し、解析モデルのスペーサはりの傾き角による固有振動数の変化を調べた結果、高々数%の変化でありスペーサはりの傾き角は固有振動解析にはほとんど影響を与えないことがわかった。また、スペーサの剛性値についても本解析で用いたスペーサ1本分の値を実際と同じく4本分の値にまで変化させても、固有振動数はほぼ一定であり、スペーサの剛性値の影響は無視できることがわかった。なお、この結果は他の二重構造配管モデルの試験結果^{4),5)}とも一致している。

4.2 減衰特性

ハンマにより外管に加えた衝撃力は、全試験を通してほぼ一定の300 Nである。ハンマからの加速度応答の例をFig. 23に示す。加速度のピーク値は約250 m/s²である。

二重構造配管に対する衝撃応答により得られた減衰比と固有振動数の関係を次に示す。Fig. 24は、直管型試験体におけるスペーサの支持点数が2の場合の減衰比と固有振動数の関係である。

一次の固有振動モードに対応する約 20 Hz における減衰比が最大で、以下固有振動数の増加と共に減衰比は低下し、ほぼ一定となることがわかる。スペーサの支持点数を 3, 4, 7 点に増加させたときに得られた減衰比と固有振動数の関係を Fig. 25, 26, 27 に示すが、耐震上重要となる 1 次モードに対応する減衰比は、いずれの場合においても最も大きな値を示していることがわかる。また、一次モードの減衰比については、スペーサの支持点数の増加と共にわずかに大きくなる傾向がある。

また、直管型試験体において、外管のみの単一構造配管に対して行った衝撃応答試験の結果得られた減衰比と固有振動数の関係を Fig. 28 に示す。1 次の固有振動数における減衰比は 4.5 ~ 6.5 % であり、二重構造配管に比べて小さい値である。さらに、いずれの場合でも断熱材を挿入すると減衰比は若干低下する傾向を示す。

以上の結果より、二重配管構造の一次モードの減衰比は、外管のみの単一構造配管に比べて増大していること、および断熱材の付加によりわずかに低下することがわかった。ところで、単一構造配管の外側周囲に施された断熱材は減衰比を増加させること、またその場合に断熱層の厚さや配管径が増すほど増加の割合は大きくなるという報告が^{9),10),11)}ある。これは、配管と断熱材との間の摩擦抵抗や断熱材内部の摩擦エネルギー、および断熱材・配管と大気との粘性抵抗による散逸エネルギーの増加に起因すると考えられる。しかし、本試験では配管内部に挿入された断熱材は上記の報告と反対の結果を示している。

一方、(6), (7)式より $\zeta_j \propto \frac{1}{\sqrt{M_j}}$ なので、断熱材の挿入による重量の増加による減衰比は低下することになる。また、

$$\sqrt{M_j} = \frac{\sqrt{K_j}}{2\pi f_j} \quad (12)$$

より、(6)式は

$$\zeta_j = \pi \frac{C_j}{K_j} f_j \quad (13)$$

のように表せる。断熱材は配管の剛性 K_j にほとんど寄与しないので、減衰比 ζ_j は固有振動数 f_j に比例することになる。そこで、断熱材の挿入による固有振動数の低下の割合いと減衰係数比の低下の割合いを比較すると、一次モードにおいて、スペーサの支持点数が 2, 3, 4, 7 点の場合の固有振動数の低下の割合いは、それぞれ数%の程度であり、減衰比の低下の割合いとほぼ一致することがわかった。また、外管のみの単一構造配管の場合における、断熱材の挿入による一次の固有振動数の低下はほぼ 14 % であり、これも減衰比の低下の割合いに一致している。

従って、二重構造配管の場合のように配管の内部に挿入された断熱材は低次の固有振動モードにおいて減衰比をわずかに低下させるが、それは断熱材の重量付加により固有振動数が低下したためといえる。

Figs. 24 ~ 27 で示した減衰比と固有振動数との関係においては、(8)式で表された Rayleigh の減衰比を用いて、最小自乗法で整理した場合の曲線も示してある。このようにして、直管型試験体を用いて得られた減衰係数の各項の定数とスペーサの支持点数の関係を Fig. 29 に示す。ス

ペーサの支持点数により β はほとんど変化せず一定値を示したが、 α はわずかに増加する傾向を示した。また、断熱材によって α は低下している。 α は β に比べて約 10^6 倍であるから、200 Hz以下（本試験周波数領域）では α の減衰比に及ぼす影響は大きく、特に100 Hz以下では $(\alpha / 4\pi f_j) \gg (\beta \pi f_j)$ となり減衰比に対して α は支配的となる。従って、 α の変化は減衰比の変化に対応しているといえる。

次に、二重構造配管の直管型試験体における過渡応答波形について述べる。Fig. 23において示したハンマからの加速度応答の波形を、Fig. 30に示す外力の波形に近似して、過渡応答波形を計算した。

断熱材が無い場合において、配管の中央点で得られた過渡応答変位曲線はスペーサ支持点数が3, 4, 7点のときにはほとんど変化がなかったので、7点のみの結果をFig. 31に示す。衝撃力に対して自由減衰振動するときの配管変位の過渡応答曲線においては、最も振幅の大きな一次のモードが強く現れる。4.1節で検討したように、スペーサの支持点数が3, 4, 7点の場合の一次モードでは内管と外管が一体となって振動するが、この場合にも内管と外管がほぼ同一振幅、同一位相で減衰していくことが確認できる。しかし、スペーサの支持点数が2点の場合には、一次の固有モードでは内管と外管が一体になって振れておらず、その様子はFig. 32に示した過渡応答曲線にも現れている。以上のことは断熱材が内管の内部にある場合でも同じであった。また、平行はりモデルによる計算結果は実験結果とよく一致していることがわかる。

4.3 応用例

VHTRに使用される二重構造配管の振動特性に及ぼすスペーサ設置位置および内管の内部に挿入される断熱材の影響を明らかにする目的で、直管型試験体と曲管型試験体を用いて、衝撃応答による振動試験を行った。その結果、固有振動モードとしては、内管と外管が同一振幅、同一位相ではなく、両者が一体となって振れない二重構造配管特有のモードがあることがわかった。しかも内管と外管との間に設置するスペーサの位置によっては、このモードは耐震上重要な一次の振動モードにも現れることが明らかとなった。配管系に据付けられるメカニカルスナバやオイルスナバは外管のみを支持し、内管を外管から支持することは事実上不可能である。従って、そのような二重構造配管特有の振動モードが現れると、内管が過度に変形したり、破損する恐れが生じるため、そのような振動モードはあらかじめ防止しなければならない。

この場合、本報で検討している計算用の平行はりモデルは、内管、外管およびスペーサをはり要素で近似したモデルであるが、そのような二重構造配管の固有振動特性をよく表せることがわかった。しかも、同時に検討した単純な等価剛性単一はりモデルであらかじめ得られた振動モードの節にのみ、平行はりモデルのスペーサはり要素が設置されていると、二重構造配管特有の振動モードが現れることがわかった。従って、実際的には、等価剛性単一はりモデルで得られる振動モードの腹にもスペーサを設置すれば、内管と外管が一体となって振動するモードとなる。

また、二重構造配管の内管内部に挿入される断熱材が配管系の減衰に及ぼす影響について調べた結果では、配管の外側に施工された断熱材が減衰特性に与える効果とは逆に、減衰比をわずかに低下させた。さらに、断熱材の挿入は固有振動数をもわずかに低下させたが、それらの低

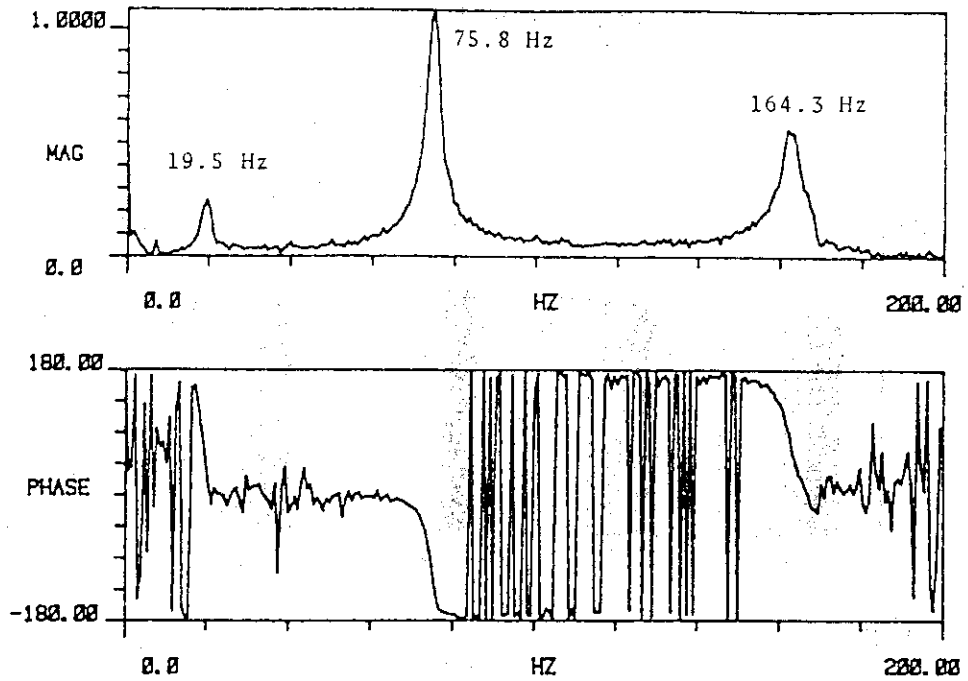
下の割合いはほぼ対応していることがわかった。これは、(13)式により、減衰比が固有振動数に比例するためと考えられる。また、二重構造配管の過渡応答振動に対しても平行はりモデルの有効性が示された。

次に以下では、二重構造配管の振動特性に及ぼすスペーサ位置の影響より得られた結果をVHTR一次冷却系高温二重配管の振動解析に適用した例を示す。

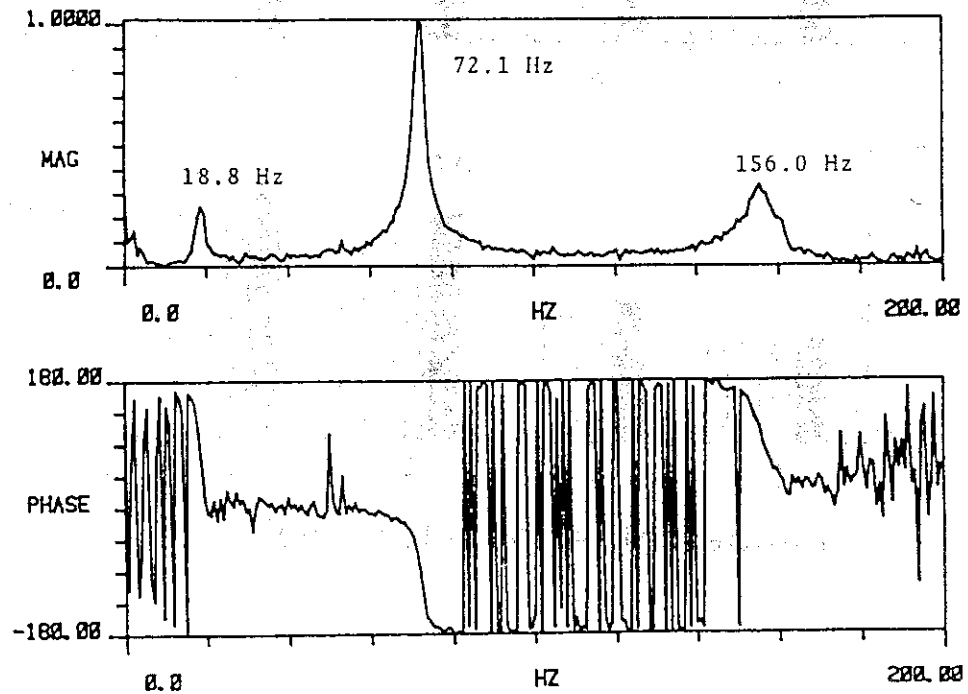
VHTR配管系の等価剛性単一はりによるモデルをFig. 33に示す。配管の要素数は47、節点数は48であり、スペーサは考慮していない。境界条件はVHTRの詳細設計-I²⁰⁾に準じて、機器ノズルは剛支持とし、防振器はバネ支持とした。固有振動モードの計算結果をFig. 25に示す。以下では耐震上重要な低次のモードである一次、二次にのみ着目する。固有振動数は一次が15.7 Hz、二次が16.0 Hzとなっており、振動モードの腹に相当する節点番号は、7、8、9；13、14、15；39、40、41；45、46、47となっている。

Fig. 34は、VHTR配管系の平行はりによるモデルを示す。外管は48節点、47要素で、内管は49節点、48要素で構成されている。外管の外側に施工される保温材の重量は外管はりに、また内管の内部に挿入される断熱材などの断熱構造物の重量は内管はりに付加した。スペーサはりについては、片持ちはりとしたときの曲げ剛性が詳細設計-I²⁰⁾で用いているバネ剛性に等価であるとした。境界条件については、スペーサ端は外管側の軸方向変位のみ自由で他は拘束である。機器ノズルと防振器については等価剛性単一はりモデルの場合と同様である。スペーサの設置位置については、等価剛性単一はりモデルで得られた振動モードの腹の他に、施工上の取り合いをも含めてFig. 35のようにした。すなわち、振動モードの腹では、外管の節点番号7、9、15、40、46に設置してある。計算結果をFig. 36に示す。一次の固有振動数が14.8 Hzとなって等価剛性単一はりモデルの計算値より約6%低下しているが、振動モードはほとんど同じであることがわかる。

次に、モードの腹に設置されたスペーサはりを除去した場合の計算結果の例を示す。Fig. 37は外管の節点番号9と40に連結したスペーサはり要素を除去した場合の計算結果である。一次の固有振動数は等価剛性単一はりモデルの計算値に比べて約20%低下し、かつ振動モードにも明らかな相違が見られる。従って、VHTR一次冷却系の配管のような二重構造配管においては、内管と外管の間にあるスペーサの位置が固有振動特性に影響を及ぼすことがわかる。



(without the insulation)



(with the insulation)

Fig.8 Transfer functions of 7-point supported straight-type model

Straight type

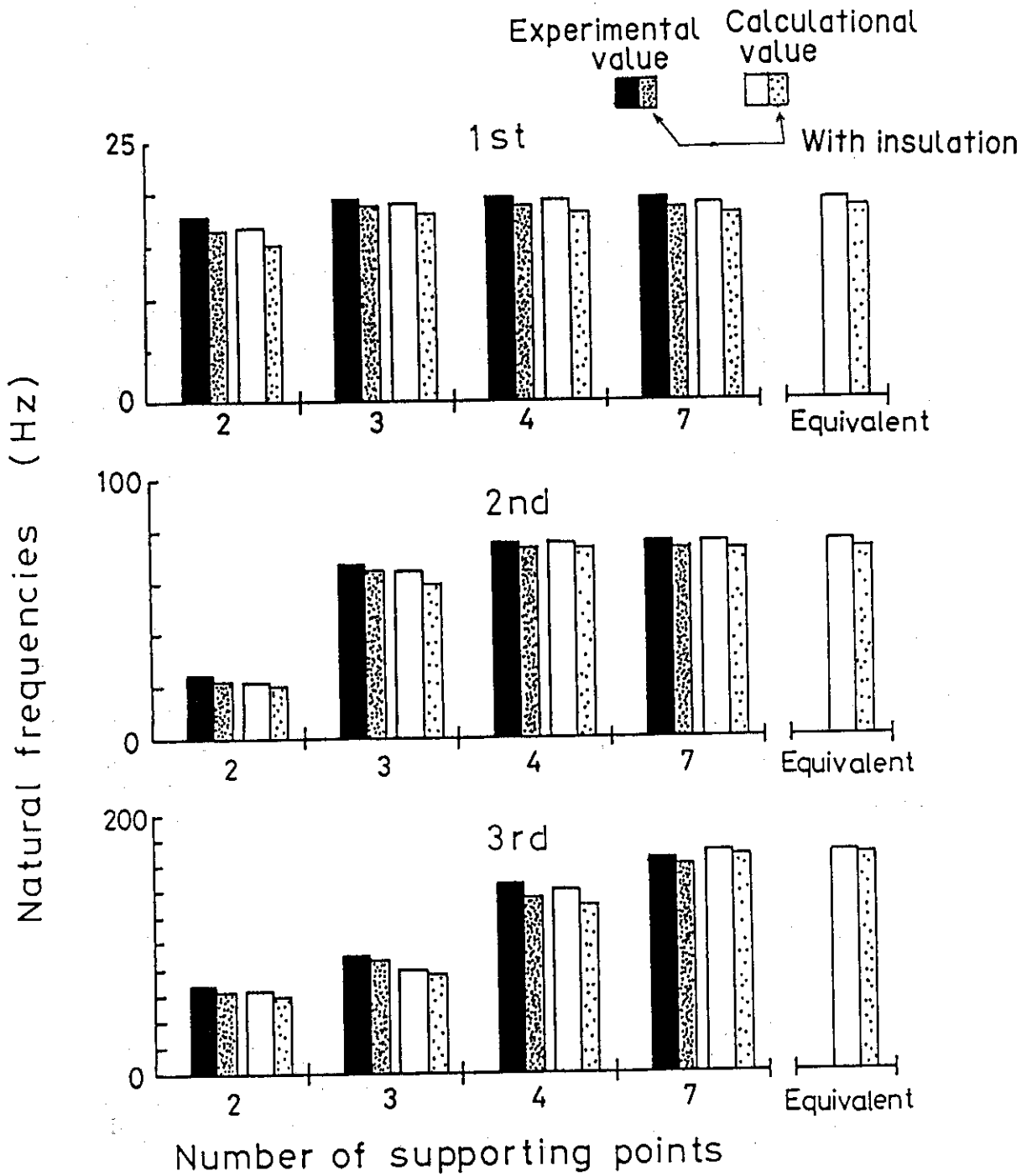


Fig.9 Natural frequencies of straight-type model

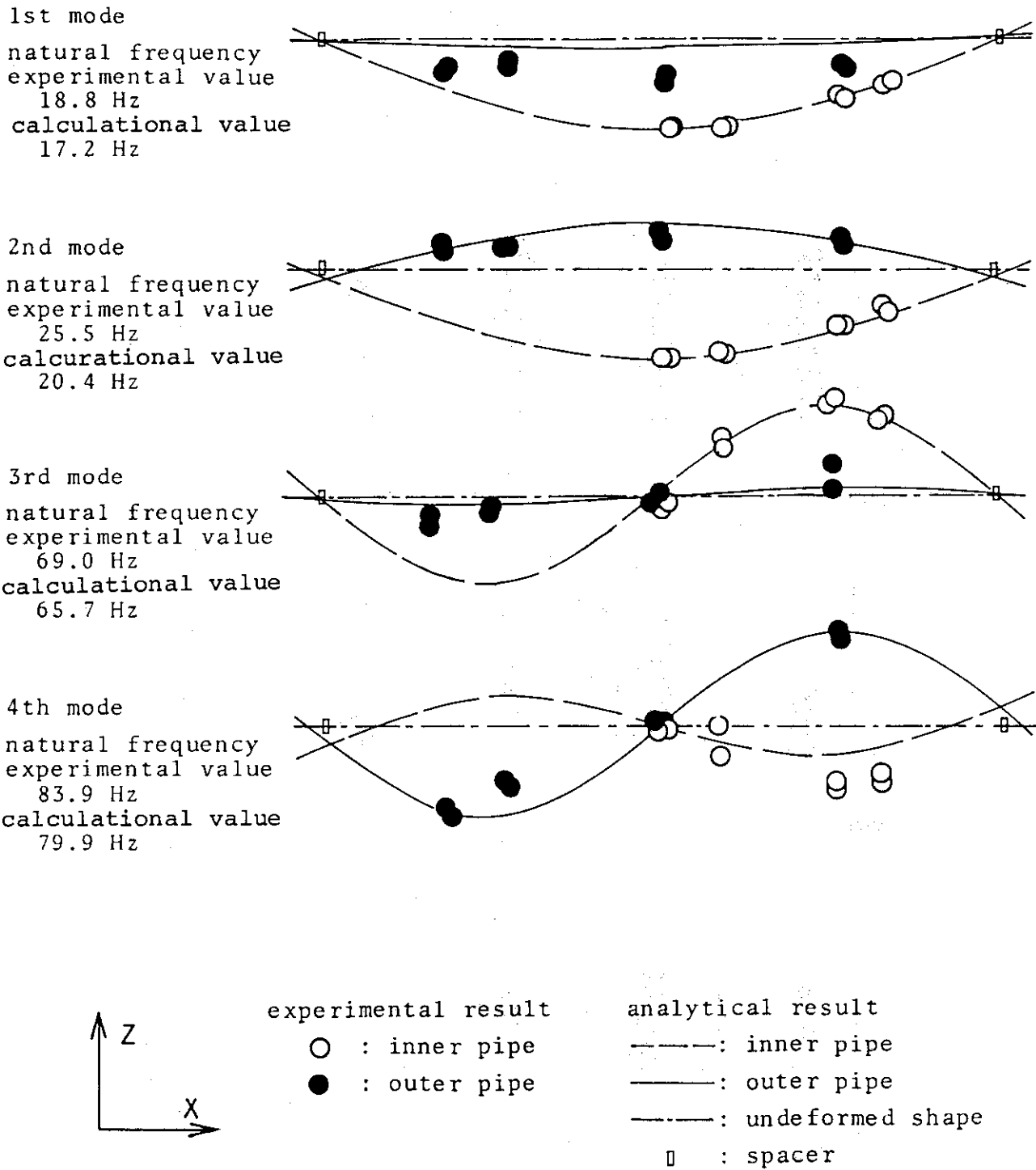


Fig.10 Vibration modes of 2-point supported straight-type model

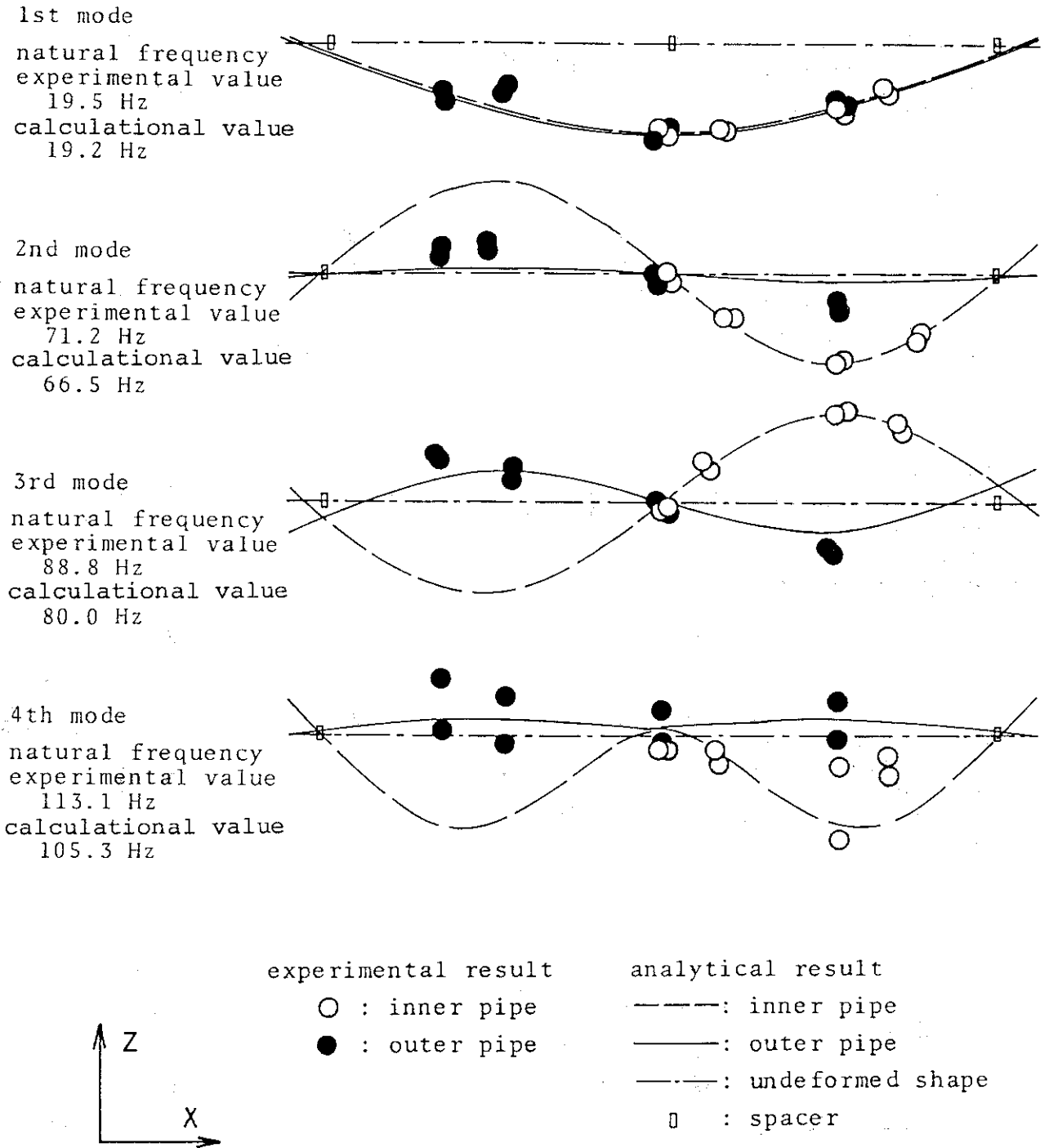


Fig.11 Vibration modes of 3-point supported straight-type model

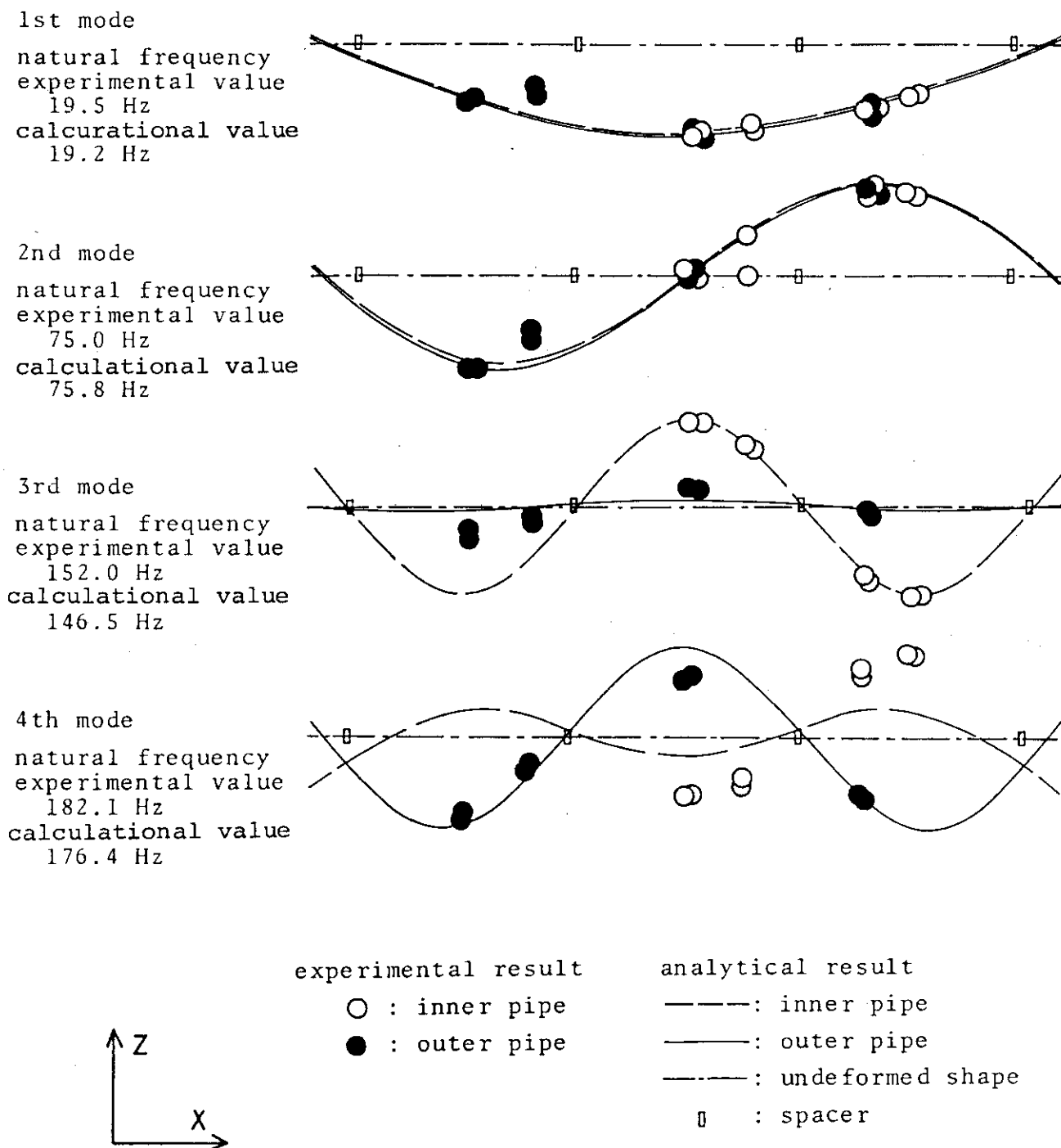


Fig.12 Vibration modes of 4-point supported straight-type model

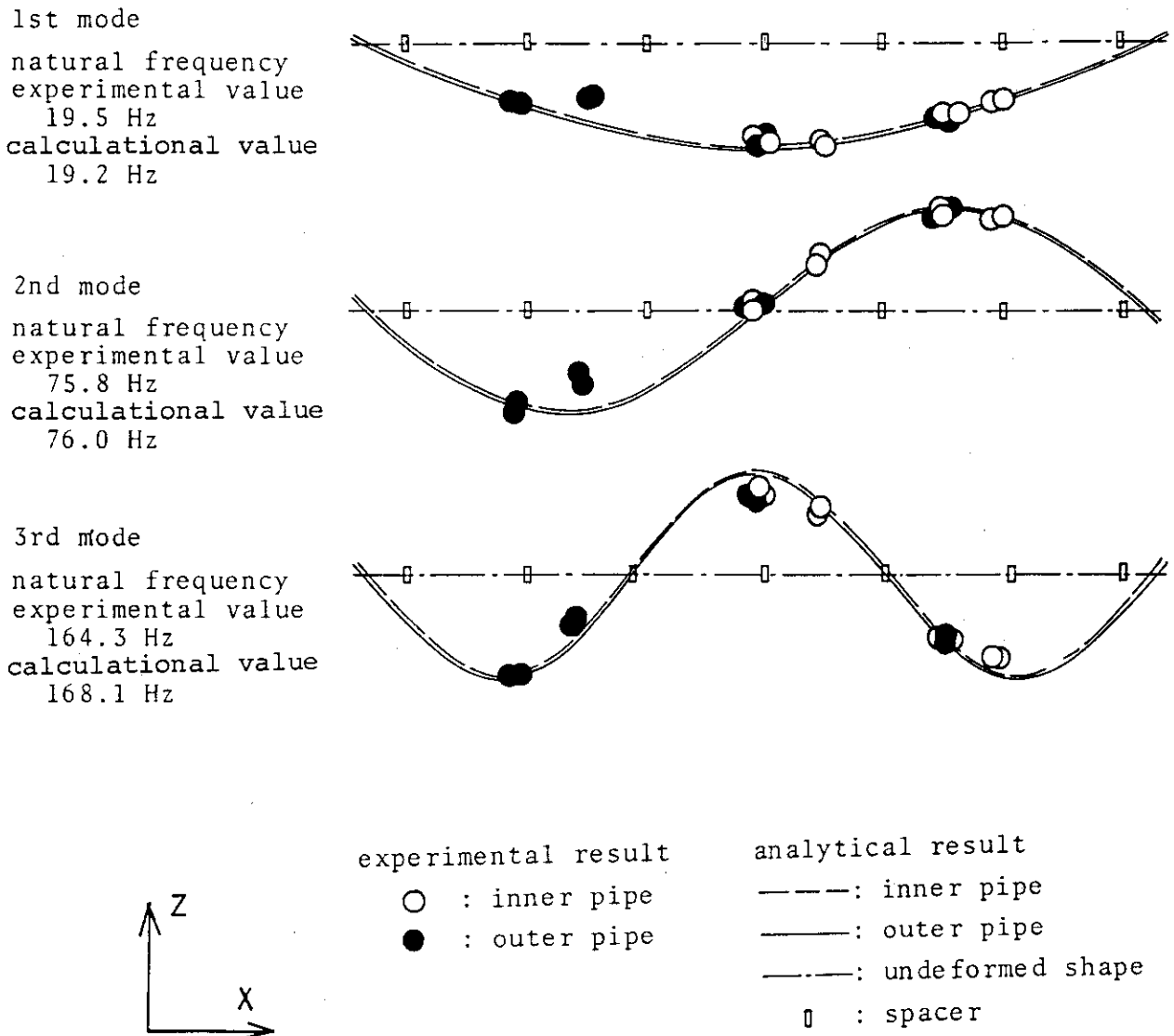


Fig.13 Vibration modes of 7-point supported straight-type model

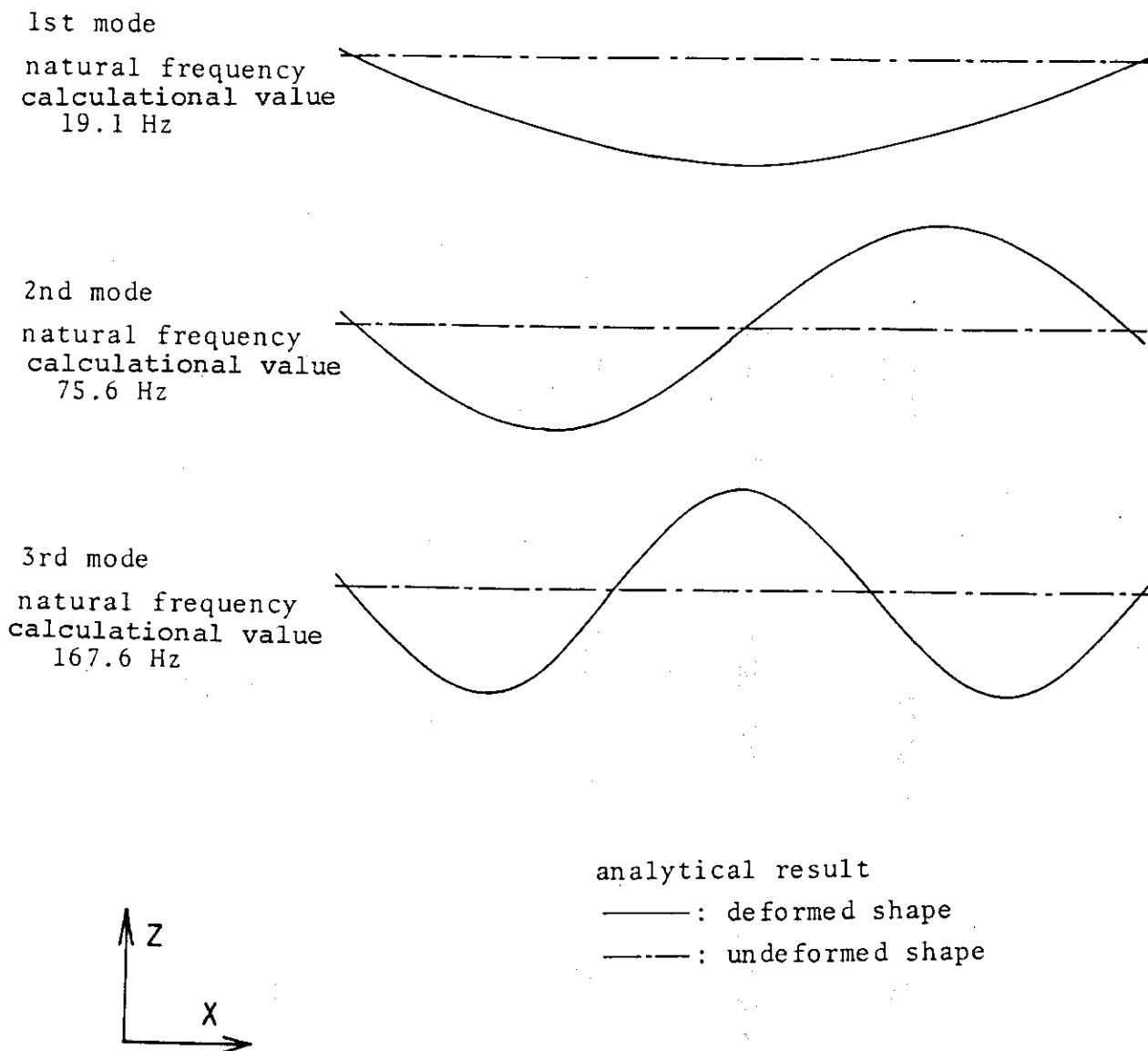


Fig.14 Vibration modes calculated by using an equivalent stiffness beam model (straight-type model)

Elbow type

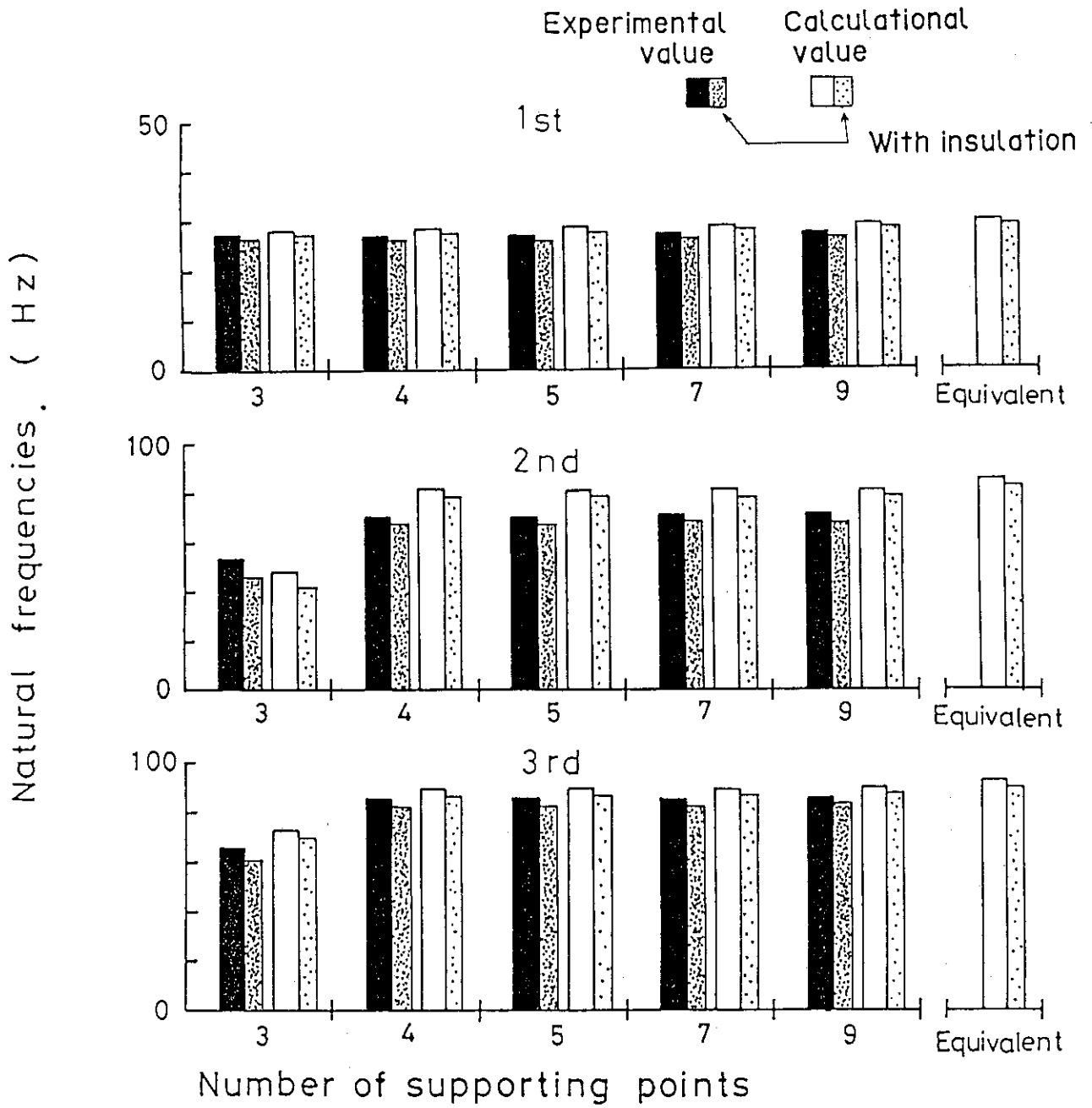
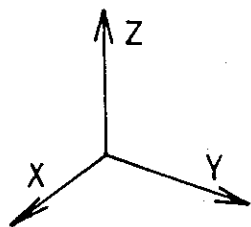
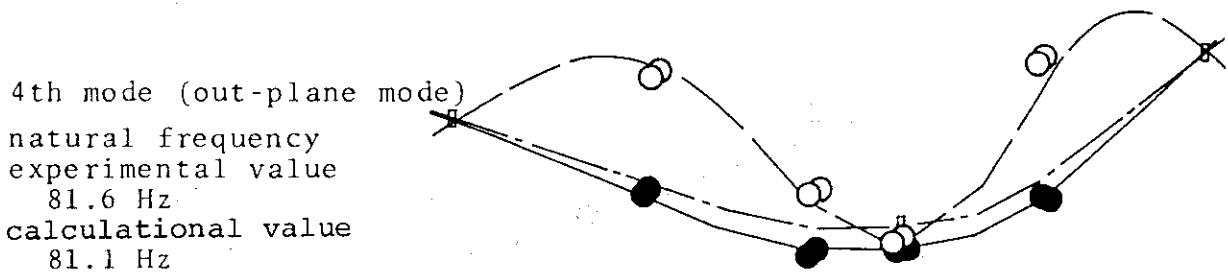
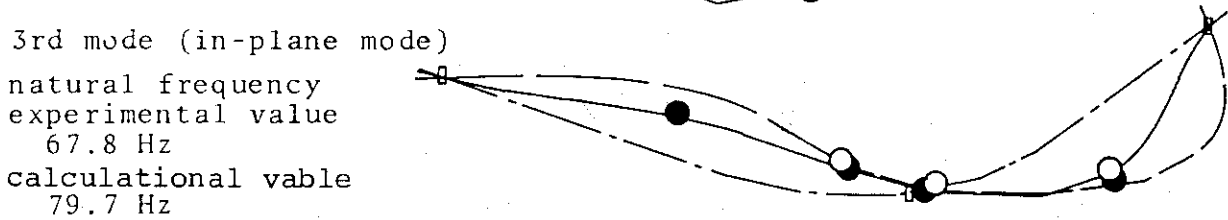
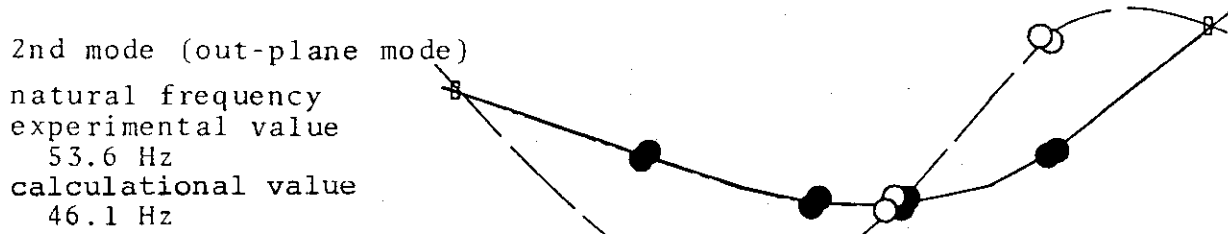
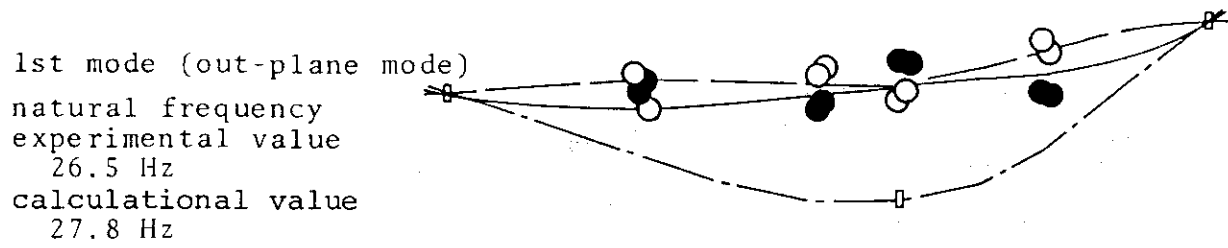


Fig.15 Natural frequencies of elbow-type model

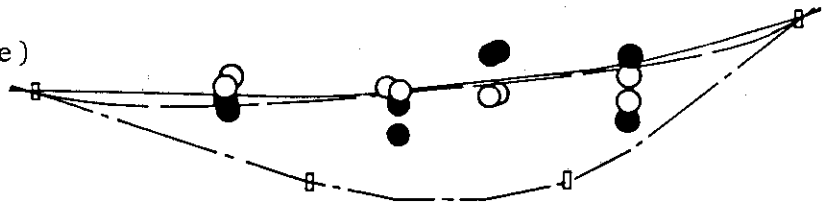


| | |
|---------------------|-------------------------|
| experimental result | analytical result |
| ○ : inner pipe | ----- : inner pipe |
| ● : outer pipe | ————— : outer pipe |
| | ----- : undeformed pipe |
| | □ : spacer |

Fig.16 Vibration modes of 3-point supported elbow-type model

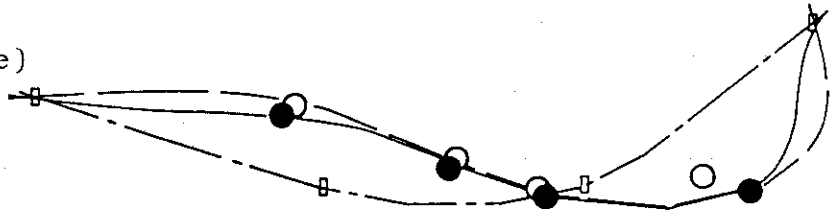
1st mode (out-plane mode)

natural frequency
 experimental value
 27.0 Hz
 calculational value
 28.6 Hz



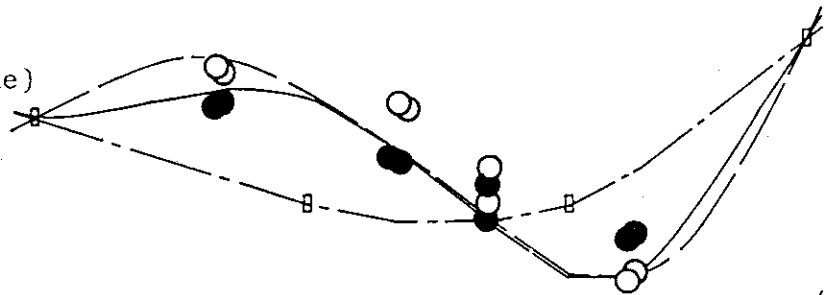
2nd mode (in-plane mode)

natural frequency
 experimental value
 68.0 Hz
 calculational value
 82.8 Hz



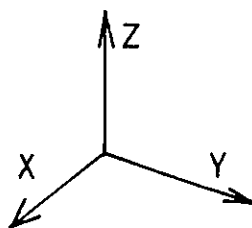
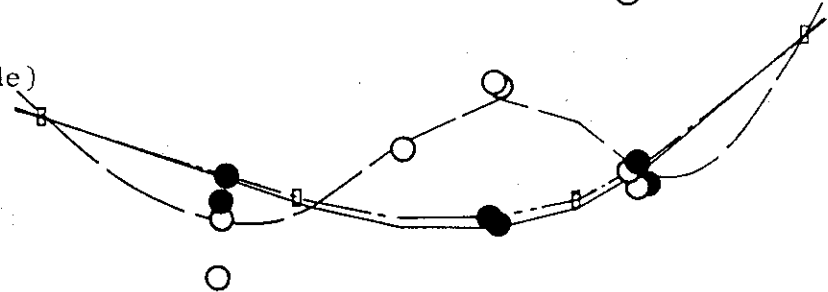
3rd mode (out-plane mode)

natural frequency
 experimental value
 85.7 Hz
 calculational value
 89.3 Hz



4th mode (out-plane mode)

natural frequency
 experimental value
 98.8 Hz
 calculational value
 102.5 Hz



experimental result

- : inner pipe
- : outer pipe

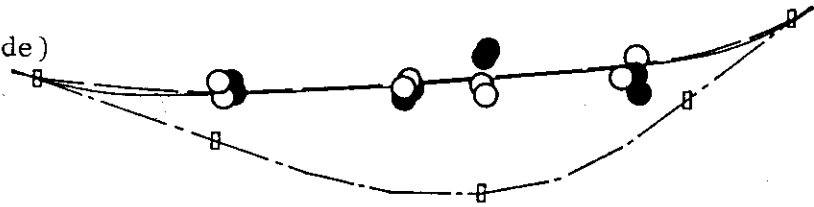
analytical result

- : inner pipe
- : outer pipe
- · — · —: undeformed shape
- : spacer

Fig.17 Vibration modes of 4-point supported elbow-type model

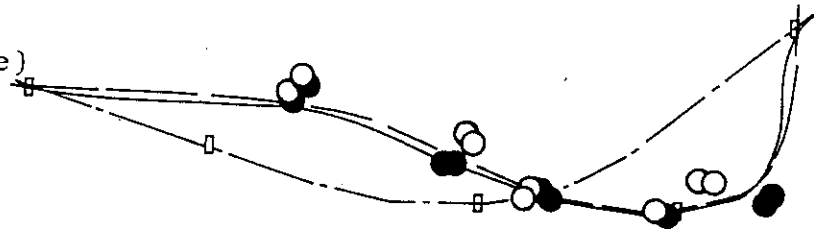
1st mode (out-plane mode)

natural frequency
 experimental value
 27.2 Hz
 calculational value
 28.9 Hz



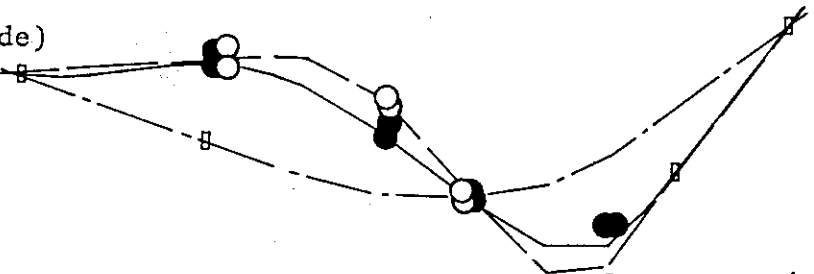
2nd mode (in-plane mode)

natural frequency
 experimental value
 68.4 Hz
 calculational value
 83.6 Hz



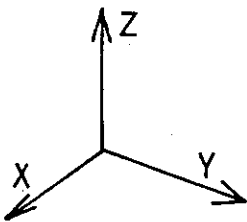
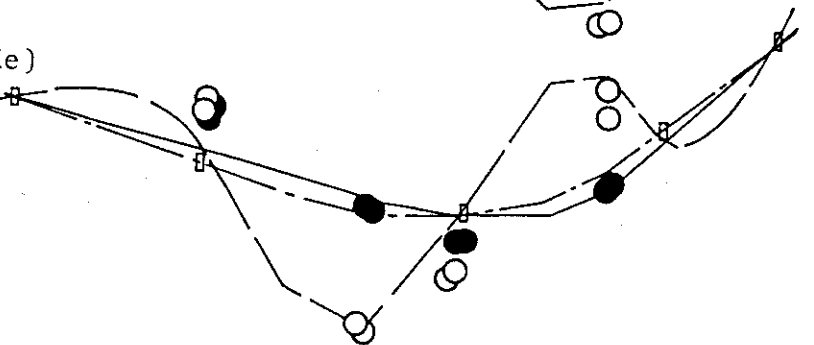
3rd mode (out-plane mode)

natural frequency
 experimental value
 84.9 Hz
 calculational value
 89.6 Hz



4th mode (out-plane mode)

natural frequency
 experimental value
 152.7 Hz
 calculational value
 160.9 Hz



experimental result

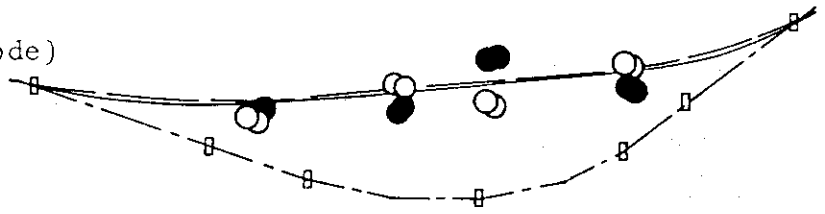
- : inner pipe
- : outer pipe

analytical result

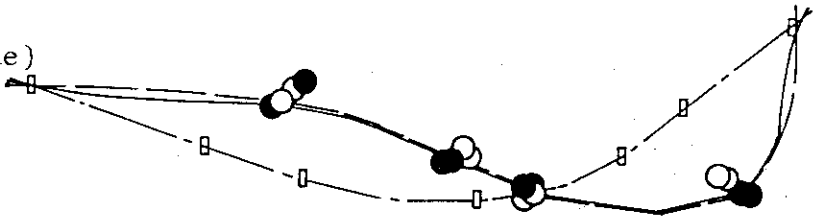
- : inner pipe
- : outer pipe
- : undeformed shape
- : spacer

Fig.18 Vibration modes of 5-point supported elbow-type model

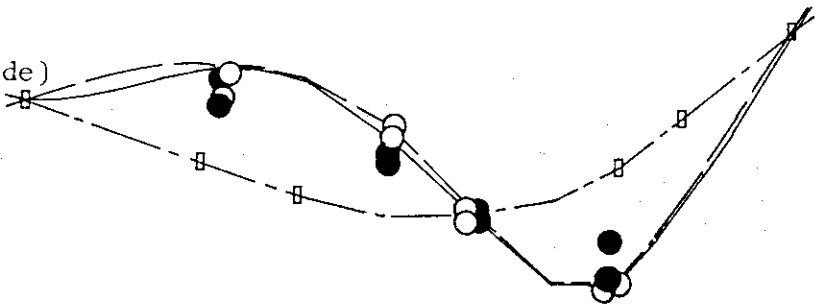
1st mode (out-plane mode)
 natural frequency
 experimental value
 27.0 Hz
 calculational value
 28.9 Hz



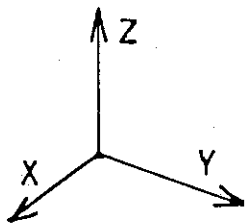
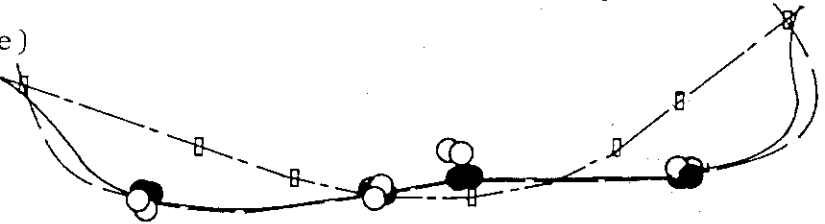
2nd mode (in-plane mode)
 natural frequency
 experimental value
 68.1 Hz
 calculational value
 83.7 Hz



3rd mode (out-plane mode)
 natural frequency
 experimental value
 84.8 Hz
 calculational value
 90.4 Hz

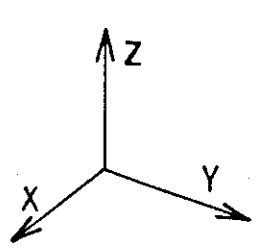
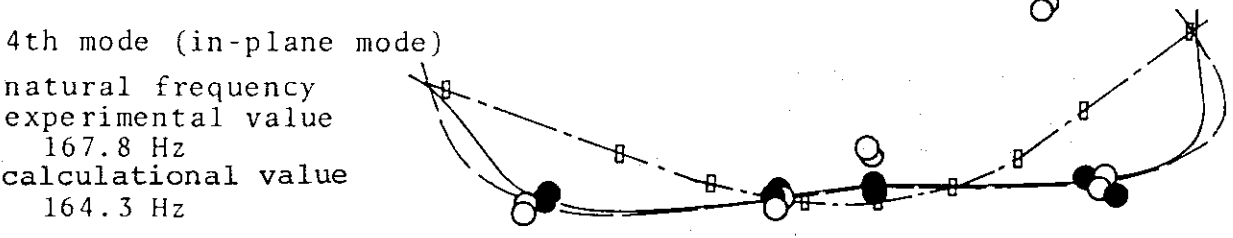
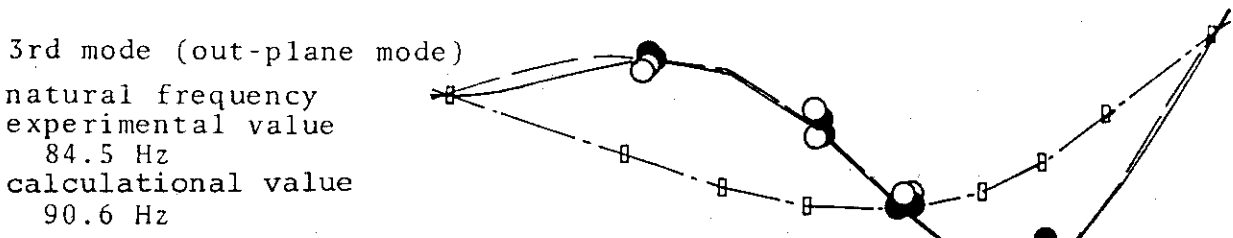
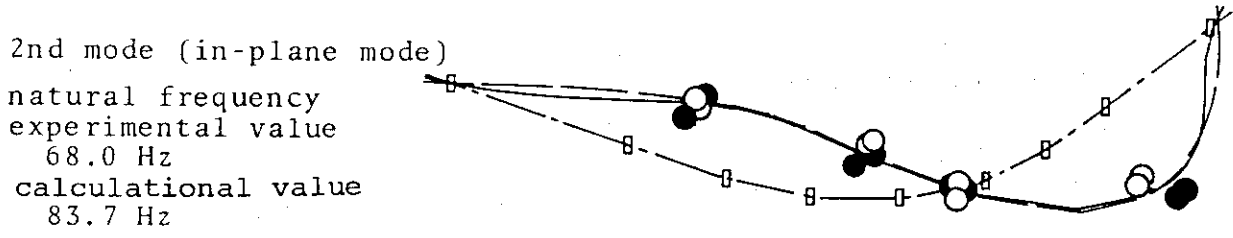
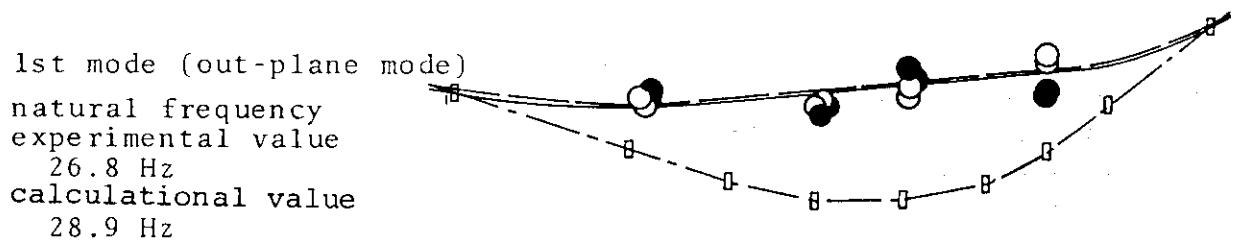


4th mode (in-plane mode)
 natural frequency
 experimental value
 167.8 Hz
 calculational value
 164.5 Hz



| | |
|---------------------|------------------------------|
| experimental result | analytical result |
| ○ : inner pipe | -----: inner pipe |
| ● : outer pipe | —————: outer pipe |
| | — · — · — : undeformed shape |
| | □ : spacer |

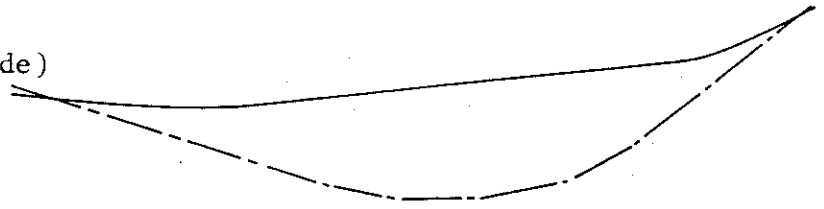
Fig.19 Vibration modes of 7-point supported elbow-type model



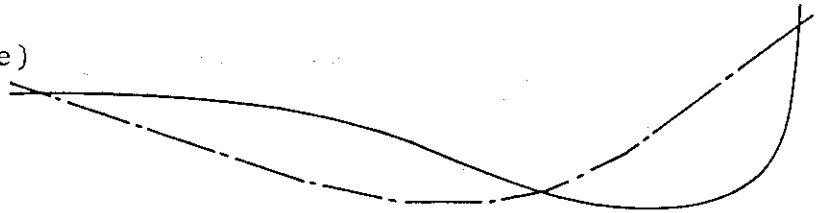
| | |
|---------------------|----------------------------|
| experimental result | analytical result |
| ○ : inner pipe | -----: inner pipe |
| ● : outer pipe | ————: outer pipe |
| | - - - - : undeformed shape |
| | □ : spacer |

Fig.20 Vibration modes of 9-point supported elbow-type model

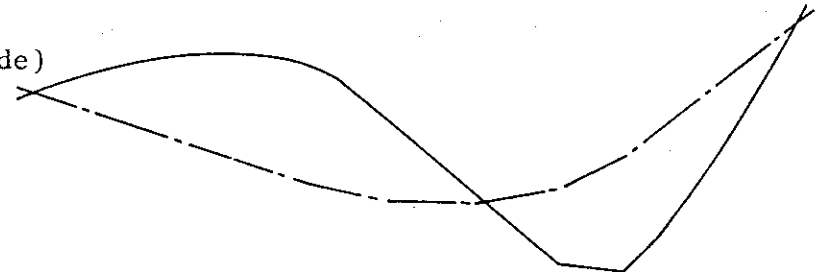
1st mode (out-plane mode)
 natural frequency
 calculational value
 30.4 Hz



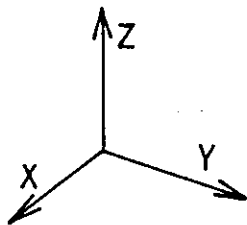
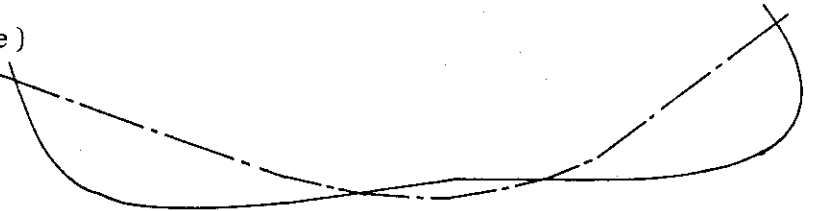
2nd mode (in-plane mode)
 natural frequency
 calculational value
 87.0 Hz



3rd mode (out-plane mode)
 natural frequency
 calculational value
 94.4 Hz



4th mode (in-plane mode)
 natural frequency
 calculational value
 170.7 Hz



analytical result
 — : deformed shape
 - - - : undeformed shape

Fig.21 Vibration modes of calculated by using an equivalent stiffness beam model (elbow-type model)

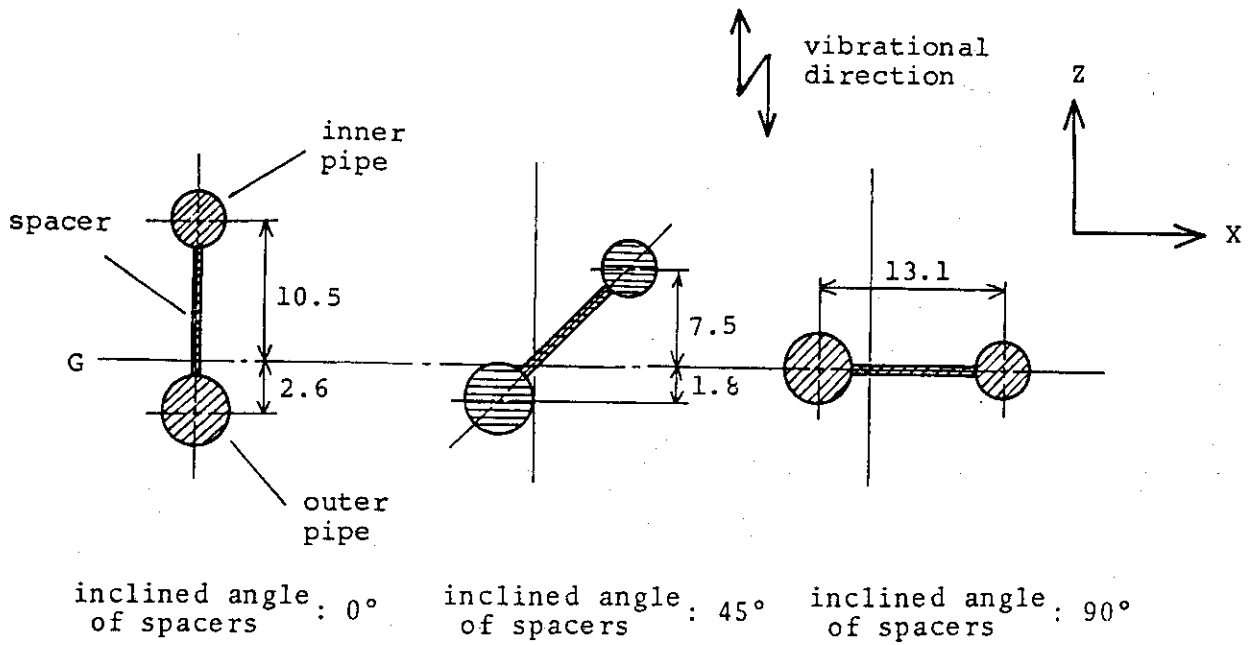


Fig.22 Cross section of parallel-beam model

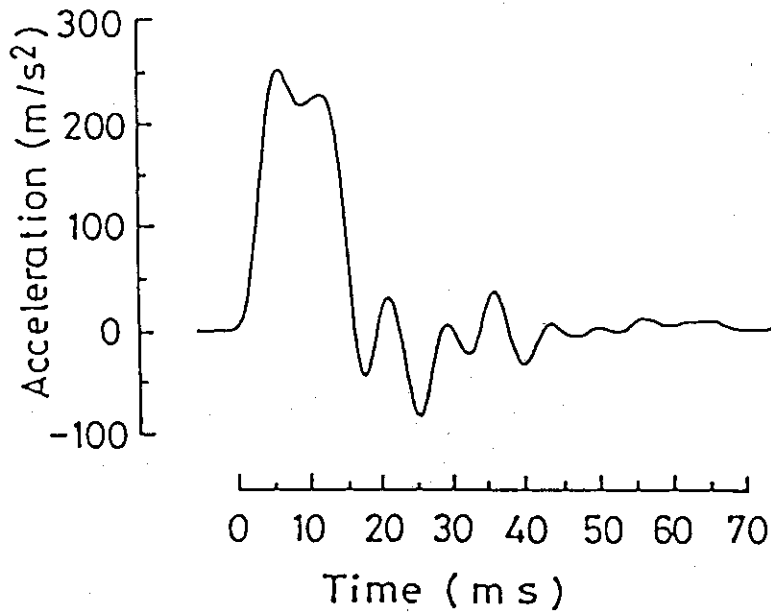


Fig.23 Acceleration response from a hammerhead

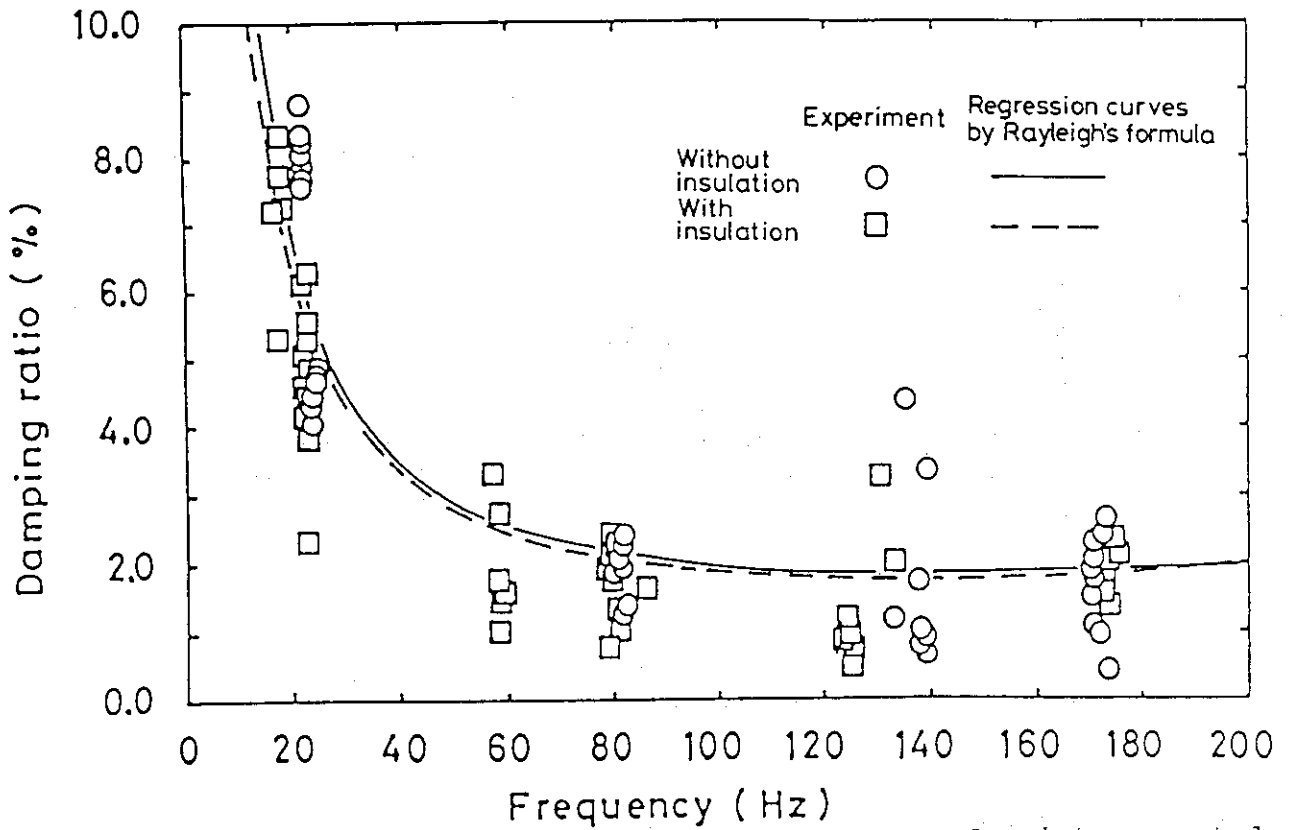


Fig.24 Damping ratios versus frequencies for 2-point supported straight-type model

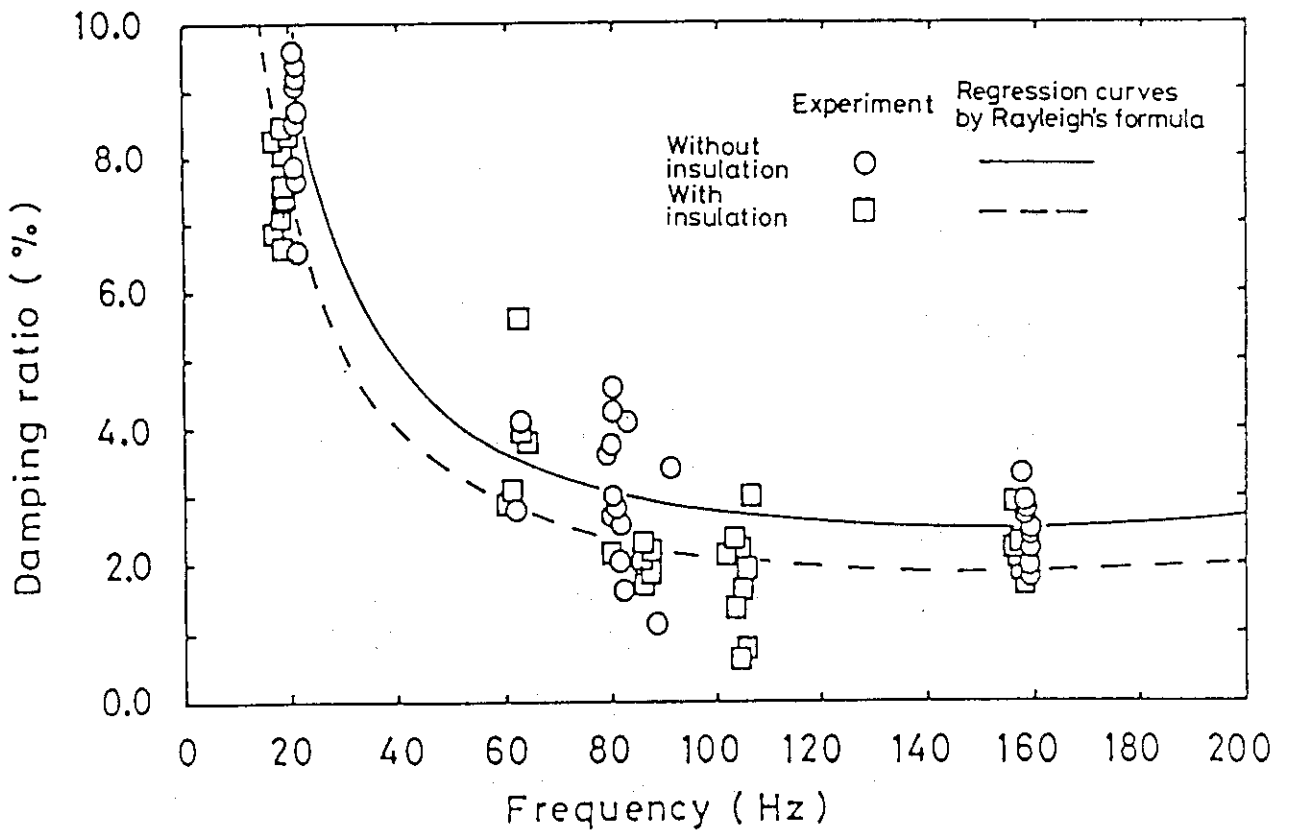


Fig.25 Damping ratios versus frequencies for 3-point supported straight-type model

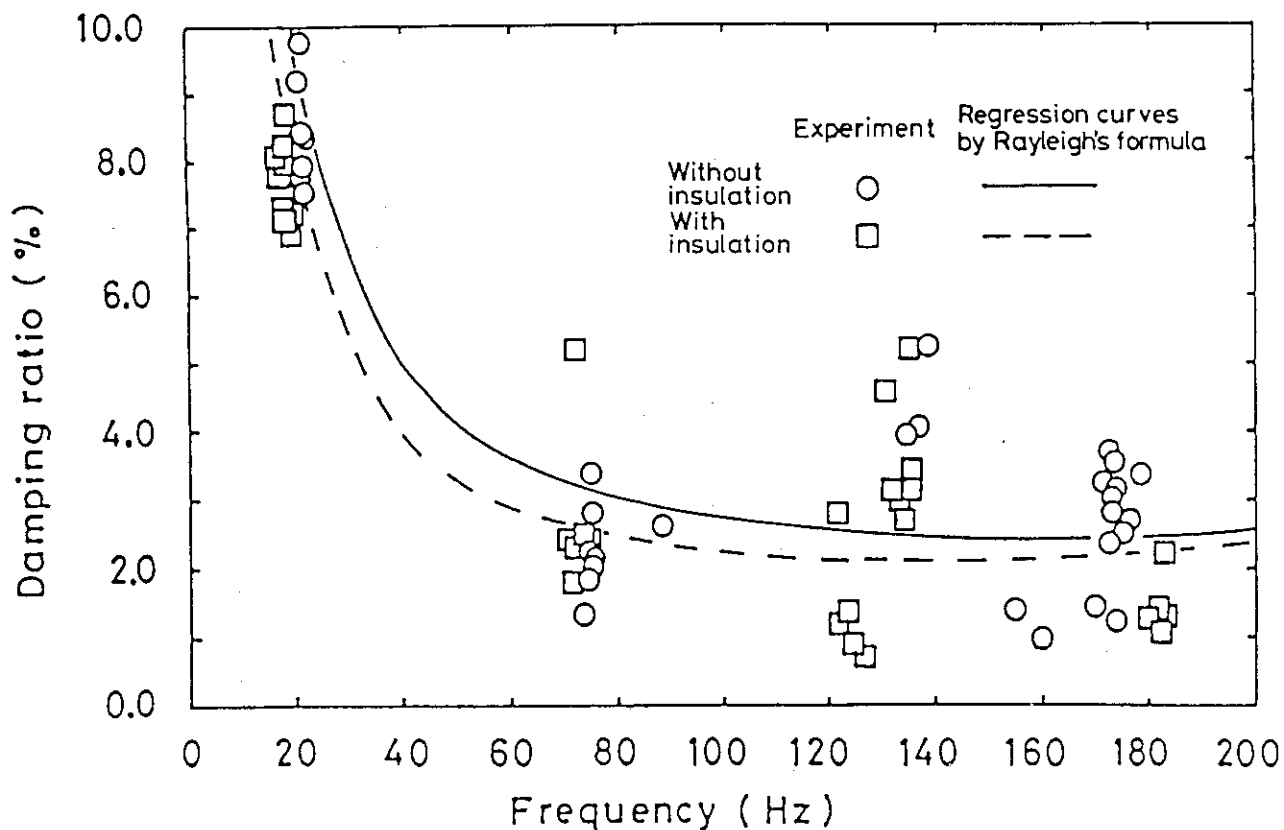


Fig.26 Damping ratios versus frequencies for 4-point supported straight-type model

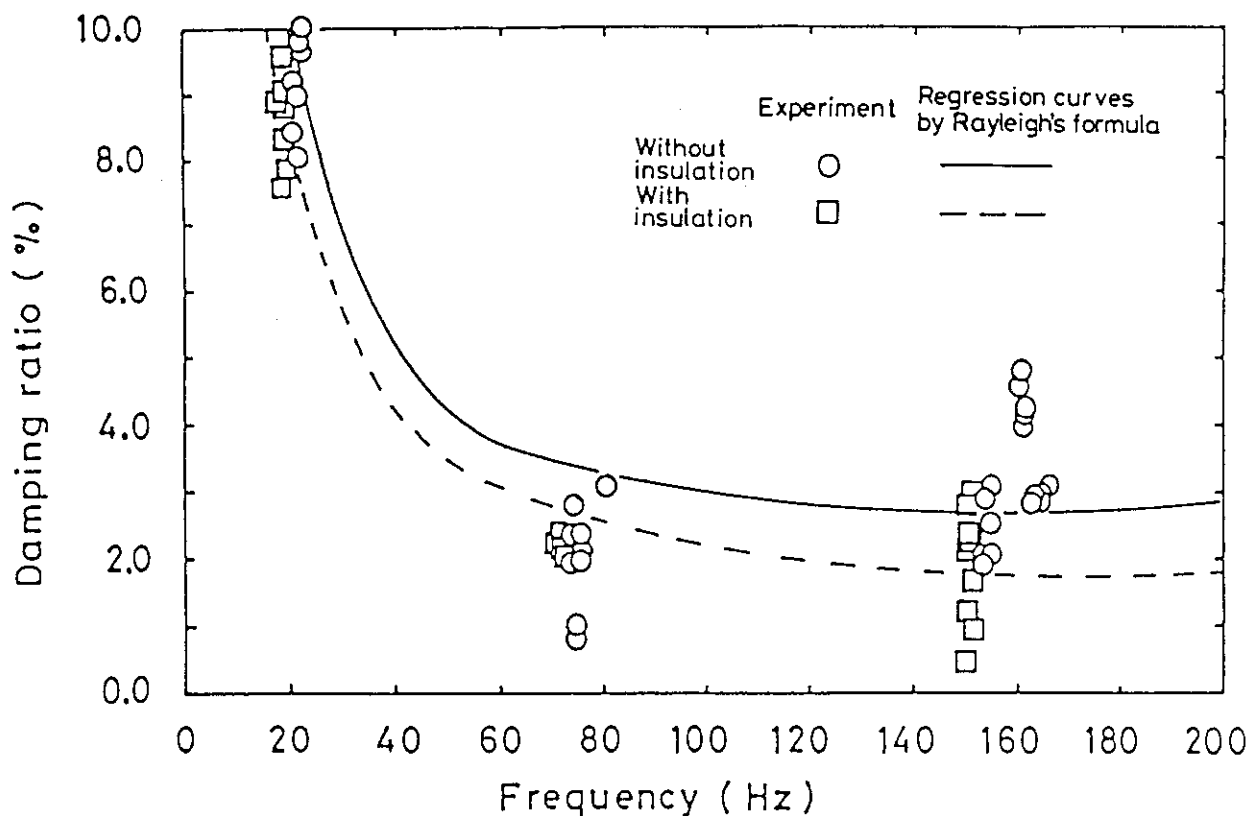


Fig.27 Damping ratios versus frequencies for 7-point supported straight-type model

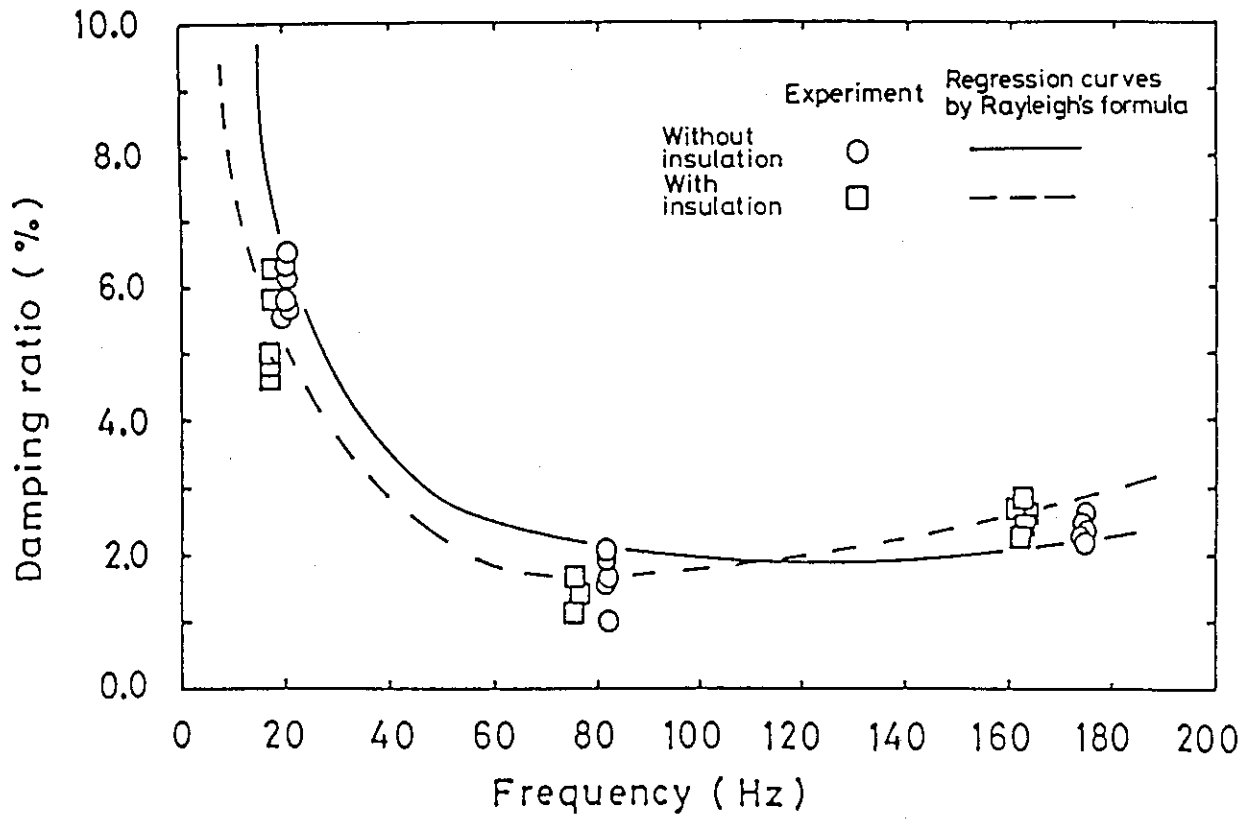


Fig.28 Damping ratios versus frequencies for single outer pipe

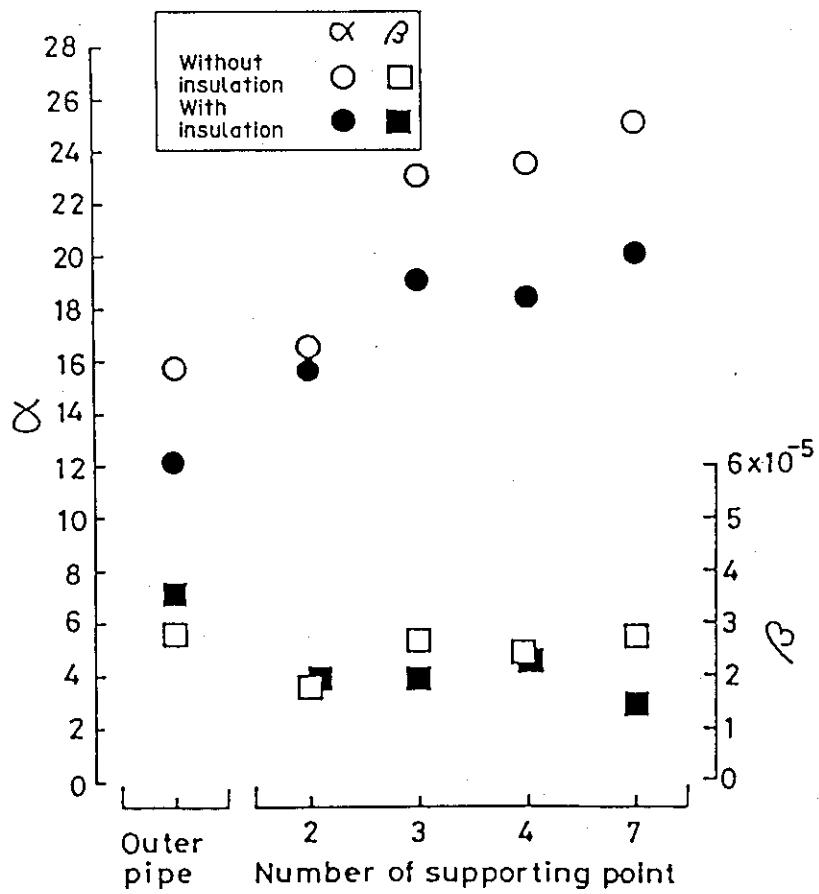


Fig.29 Coefficients of Rayleigh damping

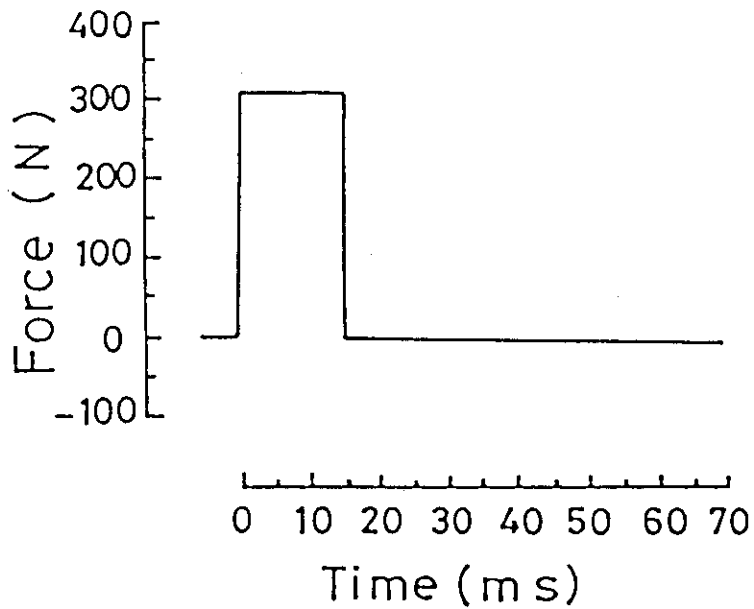


Fig.30 Simulated acceleration response from hammerhead

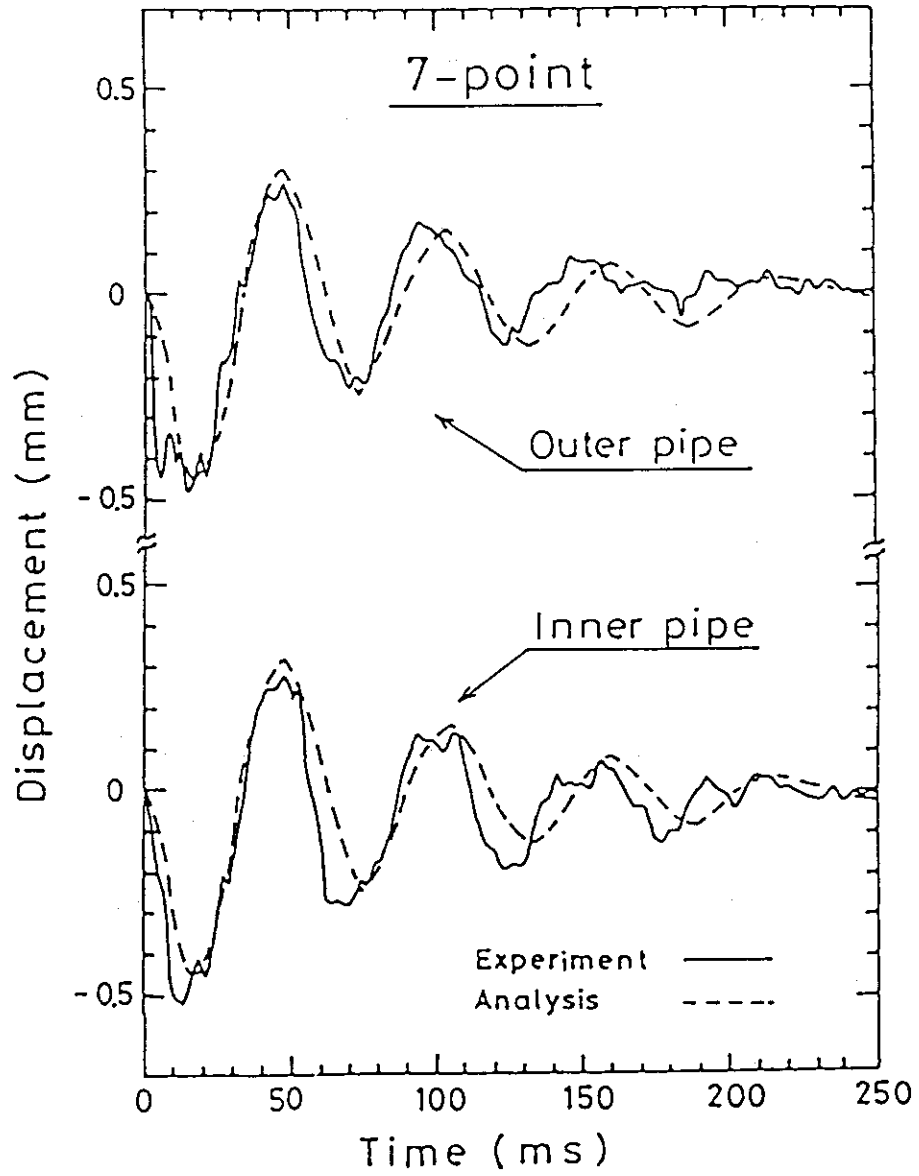


Fig.31 Displacement-time response of 7-point supported straight-type model

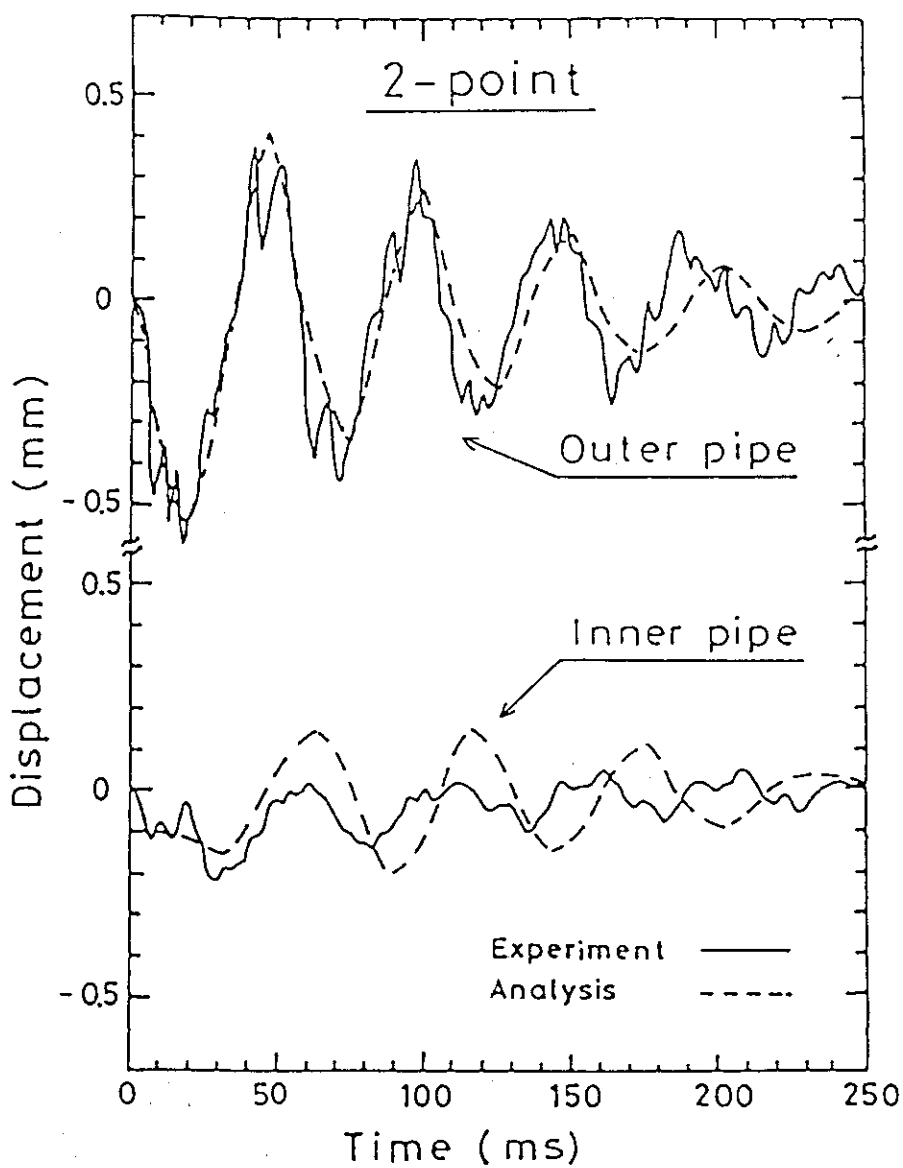
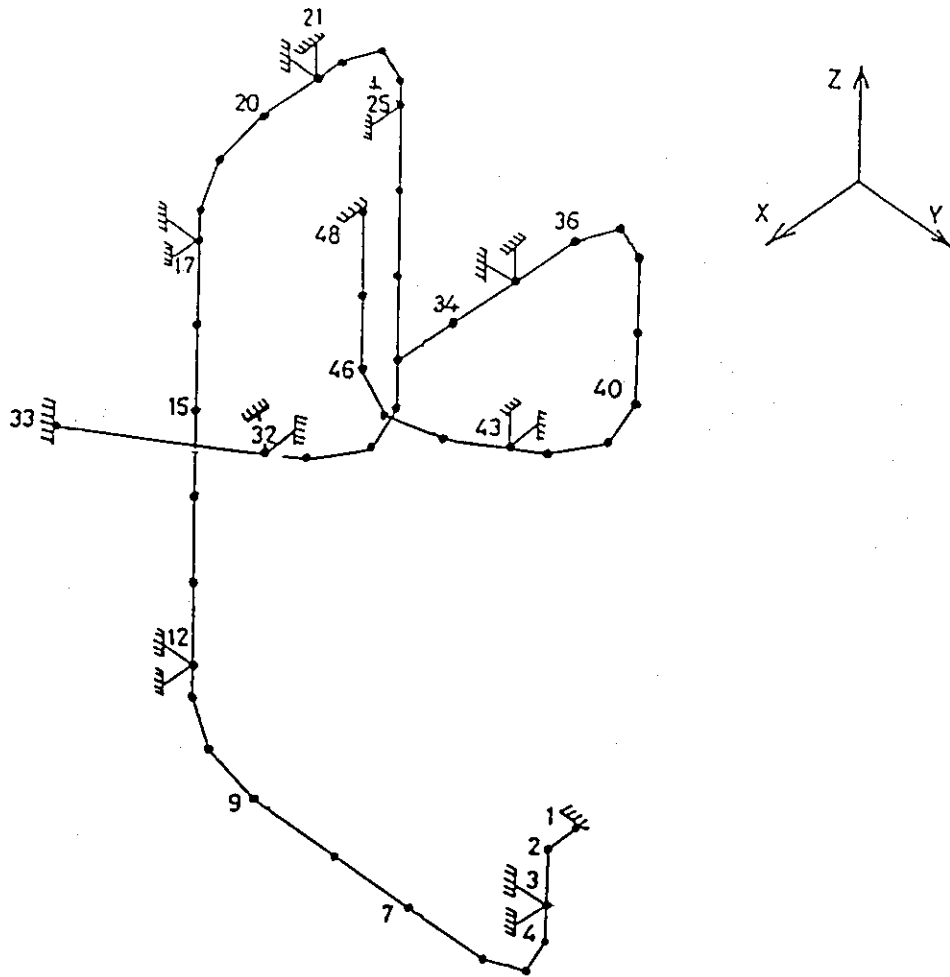


Fig.32 Displacement-time response of 2-point supported straight-type model



| | Symbol | Number of elements | Number of nodal points |
|--------|--------|--------------------|------------------------|
| | ————— | 47 | 48 |
| Damper | ≡— | 16 | |

Fig.33 Element mesh of coaxial double-pipe of VHTR primary cooling system for equivalent stiffness beam model

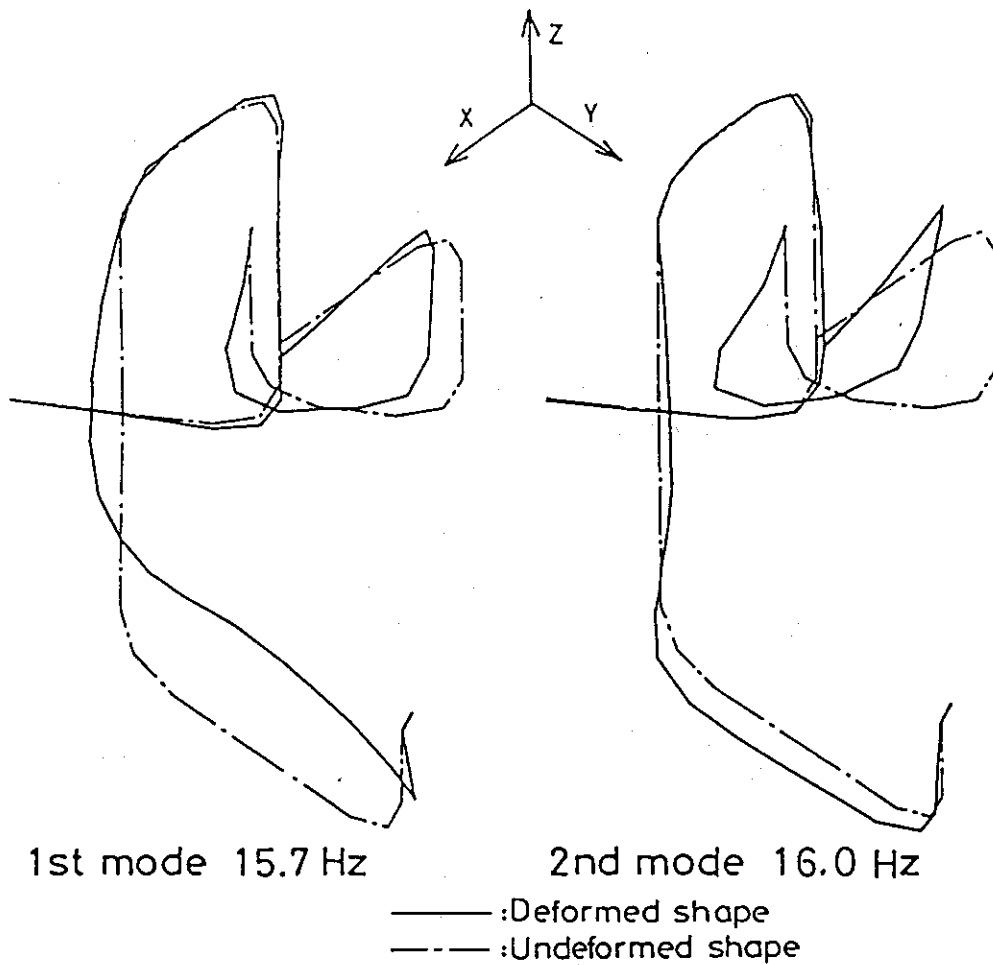


Fig.34 Vibration modes of coaxial double-pipe of VHTR primary cooling system with equivalent stiffness beam model

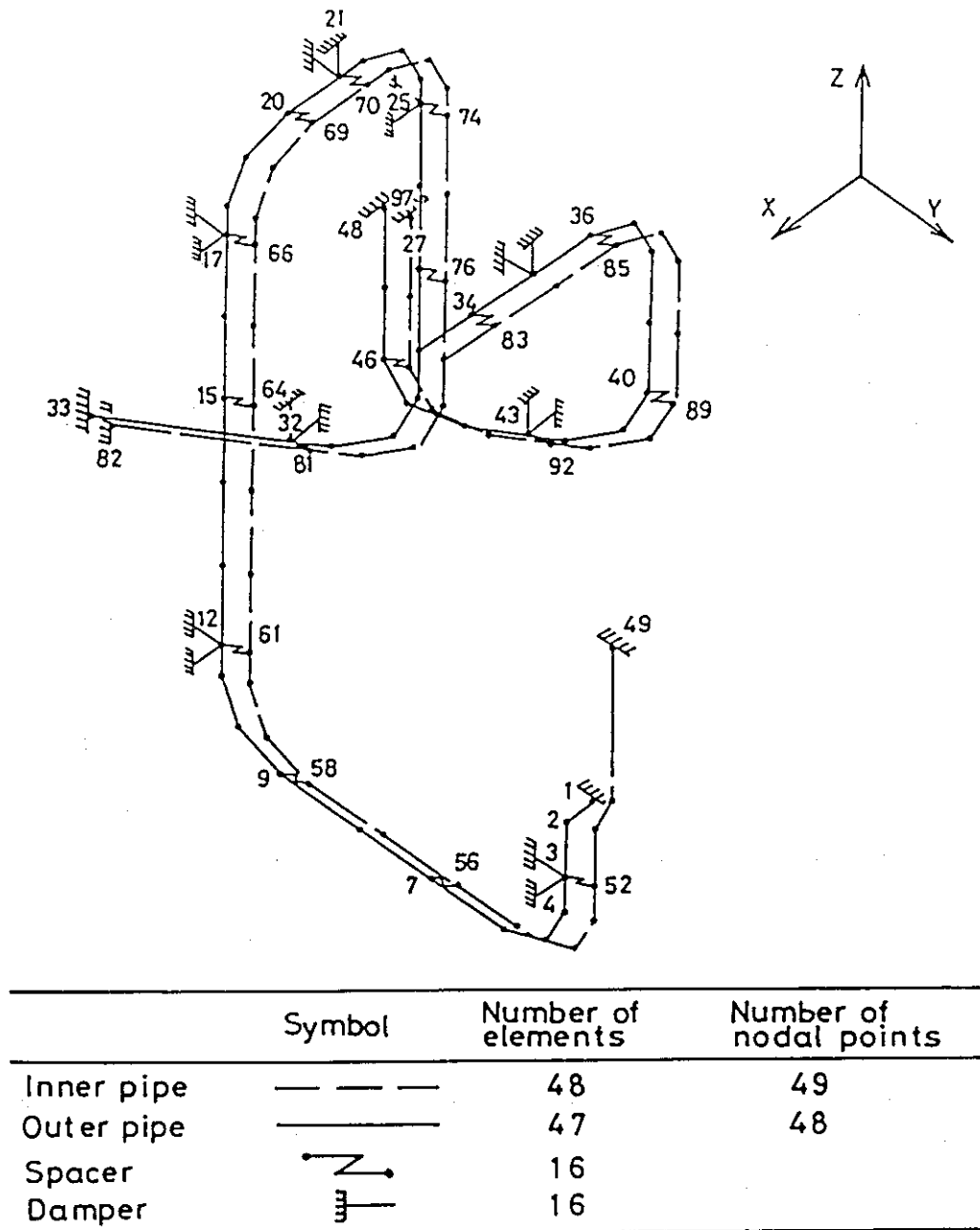


Fig.35 Element mesh of coaxial double-pipe of VHTR primary cooling system for parallel beam model

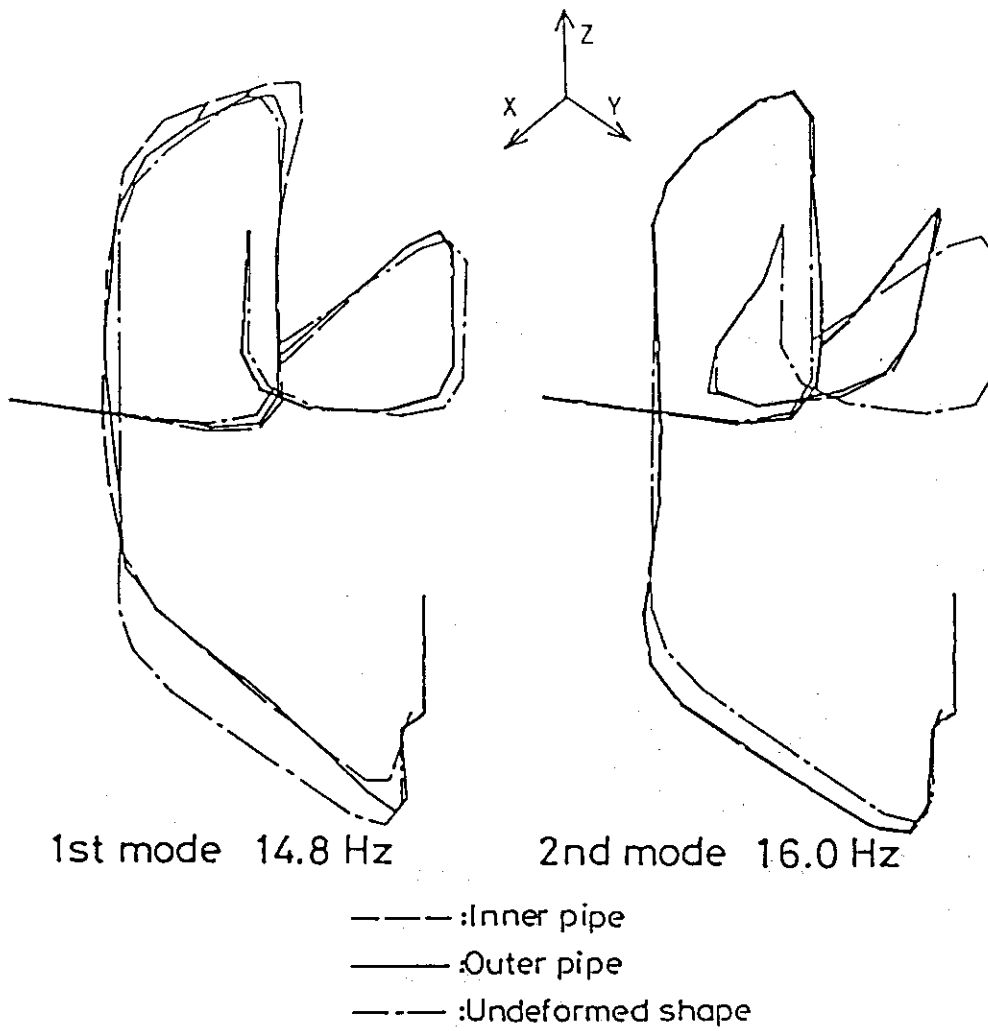


Fig.36 Vibration modes of coaxial double-pipe of VHTR primary cooling system with parallel-beam model

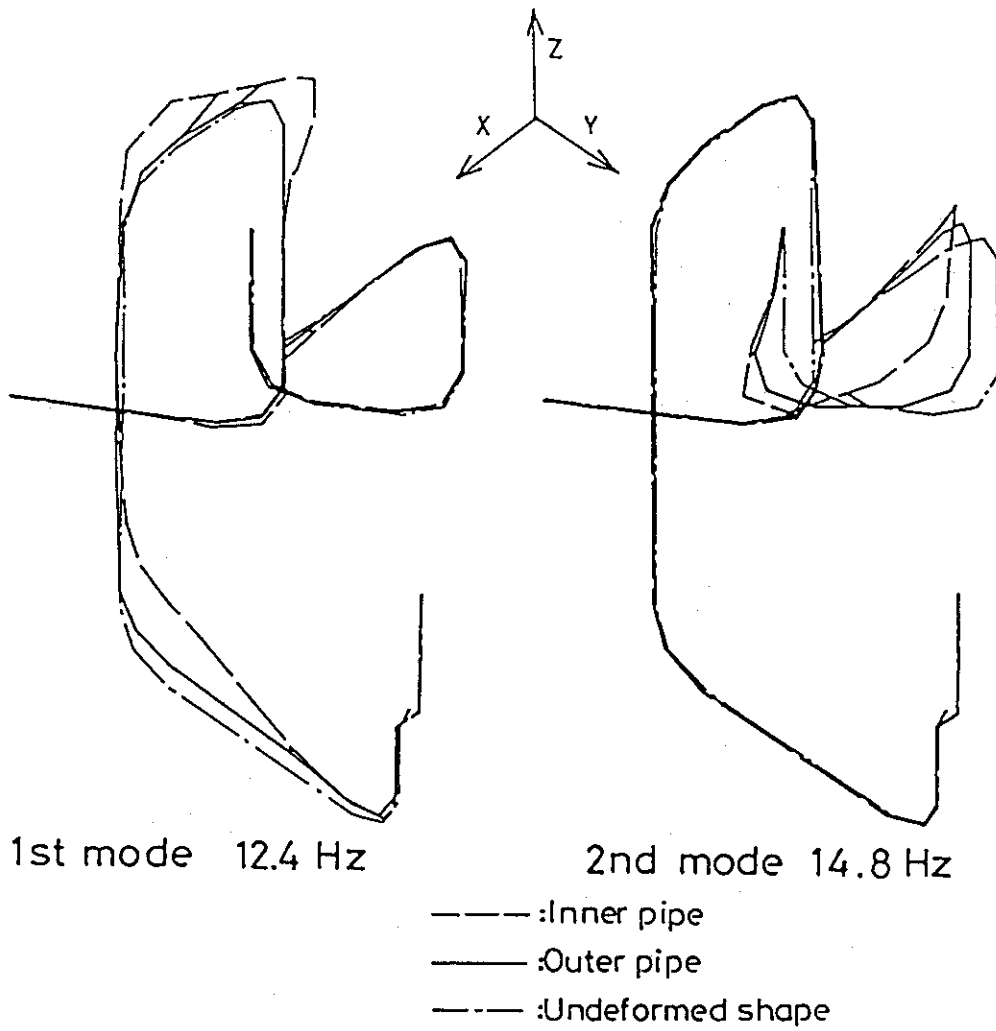


Fig.37 Vibration modes of coaxial double-pipe of VHTR primary cooling system with parallel-beam model excluded the spacer beams placed at antinodes

5. 結 論

VHTR一次冷却系高温二重配管の振動特性を明らかにするために、二重構造配管の直管型と曲管型の部分要素モデルによる衝撃応答試験及びモデル計算を行った。モデル試験においては、高温二重配管の構成要素のうちの内管と外管を同心円状に配置した二重構造の配管を用いた。また、内部断熱構造物は、内管内部に挿入した断熱材で模擬した。計算に用いたモデルは、内管と外管を一本の連続はりに置き換えた等価剛性単一はりモデルと、内管と外管をそれぞれ別々の平行に配置された連続はりで置き換え、それらをスペーサを模擬したはりで連結するという平行はりモデルである。得られた結果は次のとおりである。

(1) 内管、外管、スペーサをはり要素で連結した平行はりモデルは、二重構造配管の振動特性をよく表している。

(2) スペーサの設置位置により二重構造配管の振動特性は変化し、等価剛性単一はりモデルの振動モードの腹にスペーサが設置されると、二重構造配管特有の内管と外管が別々に振動するモードは除去できる。

(3) 内部断熱材の振動特性に与える影響は、固有振動数および振動モードについてはその質量を平行はりモデルにおける内管はりに付加すれば得られ、また二重構造配管の減衰比をわずかに低下させる。

(4) 二重構造配管の減衰比はスペーサ支持点数が増加するほど高くなる。

(5) 過渡応答変位は、Rayleigh の比例減衰比を適用した平行はりモデルによる解析から得られる。

謝 辞

本研究を行うに当たり、有益な御助言と御討論を頂いた動力炉開発・安全性研究炉管理部 佐野川好母部長および高温工学部高温構造工学研究室 武藤康室長並びに本実験について御助力を頂いた同部高温試験技術室 橘勝美氏に謝意を表する。

5. 結 論

VHTR 一次冷却系高温二重配管の振動特性を明らかにするために、二重構造配管の直管型と曲管型の部分要素モデルによる衝撃応答試験及びモデル計算を行った。モデル試験においては、高温二重配管の構成要素のうちの内管と外管を同心円状に配置した二重構造の配管を用いた。また、内部断熱構造物は、内管内部に挿入した断熱材で模擬した。計算に用いたモデルは、内管と外管を一本の連続はりに置き換えた等価剛性単一はりモデルと、内管と外管をそれぞれ別々の平行に配置された連続はりで置き換え、それらをスペーサを模擬したはりで連結するという平行はりモデルである。得られた結果は次のとおりである。

(1) 内管、外管、スペーサをはり要素で連結した平行はりモデルは、二重構造配管の振動特性をよく表している。

(2) スペーサの設置位置により二重構造配管の振動特性は変化し、等価剛性単一はりモデルの振動モードの腹にスペーサが設置されると、二重構造配管特有の内管と外管が別々に振動するモードは除去できる。

(3) 内部断熱材の振動特性に与える影響は、固有振動数および振動モードについてはその質量を平行はりモデルにおける内管はりに付加すれば得られ、また二重構造配管の減衰比をわずかに低下させる。

(4) 二重構造配管の減衰比はスペーサ支持点数が増加するほど高くなる。

(5) 過渡応答変位は、Rayleigh の比例減衰比を適用した平行はりモデルによる解析から得られる。

謝 辞

本研究を行うに当たり、有益な御助言と御討論を頂いた動力炉開発・安全性研究炉管理部 佐野川好母部長および高温工学部高温構造工学研究室 武藤康室長並びに本実験について御助力を頂いた同部高温試験技術室 橋勝美氏に謝意を表する。

付 録

1 実験から減衰比を求める方法

変位などの実測値から減衰比を求める方法はいくつか考案されており、最も簡単で一般的な測定法は対数減衰法とハーフ・パワー法である。これらは、同時に各次モードの減衰比を測定することが不可能であること、隣接した固有周期を持つモードの場合には誤差が多く含まれることなどの欠点があるが、比較的モードの分離がしやすい構造物の低次モードに対しては、簡略的な計測として充分実用性を有している。

対数減衰法は、求めようとする振動モードに対して自由振動を生じさせて、振幅の減衰過程より減衰比を測定する方法である。j 次モードの振動は、等価質量 M_j 、等価剛性 K_j 、並びに減衰係数 C_j を用いれば、1 自由度系の式として次のように表せる。

$$M_j \ddot{Z}_j + C_j \dot{Z}_j + K_j Z_j = f \quad (\text{A-1})$$

ここで、 Z_j : j 次モードの振動変位

f : 外力

自由振動は外力 f を 0 にすることにより得られ、減衰比 ζ_j が $0 < \zeta_j < 1$ のときの解は

$$Z_j(t) = ae^{-\zeta_j \omega_{nj} t} \cos(\omega_{dj} t + \theta) \quad (\text{A-2})$$

ここで、 a : 初期振幅

$$\omega_{nj} = \sqrt{K_j / M_j}$$

$$\omega_{dj} = \omega_{nj} \sqrt{1 - \zeta_j^2} \quad (\text{自由減衰振動数})$$

$$\zeta_j = C_j / C_{cj}$$

$$\theta = \text{初期位相}$$

となり、Fig.A-1 のように表せる。隣り合う最大振幅の比は、

$$\begin{aligned} \frac{|Z_1|}{|Z_2|} = \frac{|Z_2|}{|Z_3|} = \dots = \frac{|Z_k|}{|Z_{k+1}|} &= e^{2\pi\omega_{nj} / \omega_{dj}} \\ &= e^{2\pi\zeta_j / \sqrt{1 - \zeta_j^2}} \end{aligned} \quad (\text{A-3})$$

となり、その対数を δ_j とするとき

$$\delta_j = \log \frac{|Z_k|}{|Z_{k+1}|} = \log e^{\frac{2\pi\zeta_j}{\sqrt{1-\zeta_j^2}}} = 2\pi \frac{\zeta_j}{\sqrt{1-\zeta_j^2}} \quad (\text{A-4})$$

として、対数減衰比が求められる。 $\zeta_j^2 \approx 0$ のときは、近似的に

$$\zeta_j = \frac{\delta_j}{2\pi} \quad (\text{A-5})$$

としてよいから、減衰比は対数減衰比より簡単に求まる。

ハーフ・パワー法¹⁷⁾は振動数の関数である共振応答曲線より減衰比を求めるものであり、j 次モードの減衰比は次のように表せる。

$$\zeta_j = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_2 + \omega_1} \quad (\text{A-6})$$

ここで、 ω_1 と ω_2 は、j 次モードの共振振幅の $1/\sqrt{2}$ 倍の振幅を示す振動数である (Fig. A-2)。一般的な加振機を用いた振動数掃引試験より得られる共振応答曲線にこの方法を適用すれば簡単に減衰比は求められるが、加振機の取り付け位置により測定可能な振動モードが限定される。

また、近年の測定技術の進歩に伴い、モーダル・パラメータを測定伝達関数のデータに対して数学的伝達関数のモデルにあてはめることによって識的するカーブ・フィッティング法がいくつか開発されている。^{17), 21)} 本試験に使用した HP 5420-FFT アナライザは各振動モード間に減衰による連成が生じないとしたシグナル・モード法を基礎とするカーブ・フィッティング法を用いており、Fig. A-3 に示すように伝達関数の最大振幅の $1/\sqrt{2}$ 倍の振動数幅、及び共振時の位相曲線の傾きから減衰比を求めている。このため、その精度は周波数分解能に依存し、複雑でかつ高次のモードほど低下する。

2 構造解析計算コードにおける減衰定数¹⁰⁾

構造物の振動解析 (特に動的応答の時刻歴) を実行できる汎用計算コードはいくつか開発されている。一般にその計算手法には 2 通りあり、各運動方程式を直接時間積分する直接積分法 (direct integration method) と各モードごとに計算を行った後にそれらを合成するモード合成法 (modal superposition method) である。

Table A-1 に主な計算コードに用いられている減衰定数の取り扱い法を示す。各コードとも (NUPIPE-II を除く) 直接積分法には Rayleigh の減衰定数が用いられている。モード合成法では、NUPIPE-II と SAP VI, VII が各モードに対し一律な定数を用いており、NASTRAN, ADINA 及び COSMOS-7 は各モードごとに定数を与えるようになっている。

Table A-1 Computer code damping descriptions

| Code | Direct integration damping description | Modal superposition damping description |
|------------|---|---|
| NUPIPE-II | Option not available | Constant |
| SAP VI,VII | Rayleigh | Constant |
| NASTRAN | Nodal dampers and stiffness proportional damping. Can be reduced to Rayleigh. | Table of damping vs. frequency |
| ADINA | Nodal dampers. Can be reduced to Rayleigh with $\beta=0$. | Individual value for each mode. |
| ANSYS | Element dampers or Rayleigh | Option not available |
| COSMOS 7 | Nodal dampers. Can be reduced to Rayleigh. | Individual value for each mode |

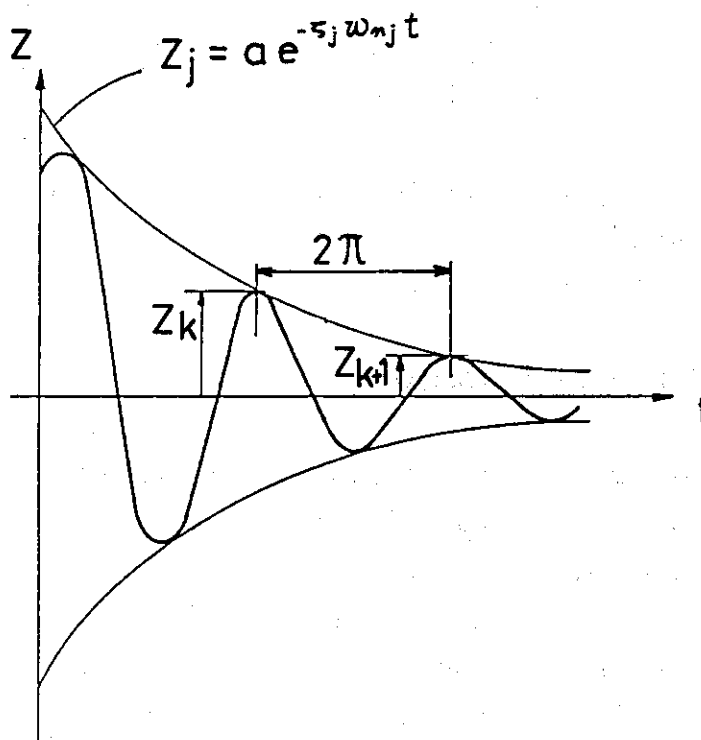


Fig.A-1 Typical logarithmic decrement curve

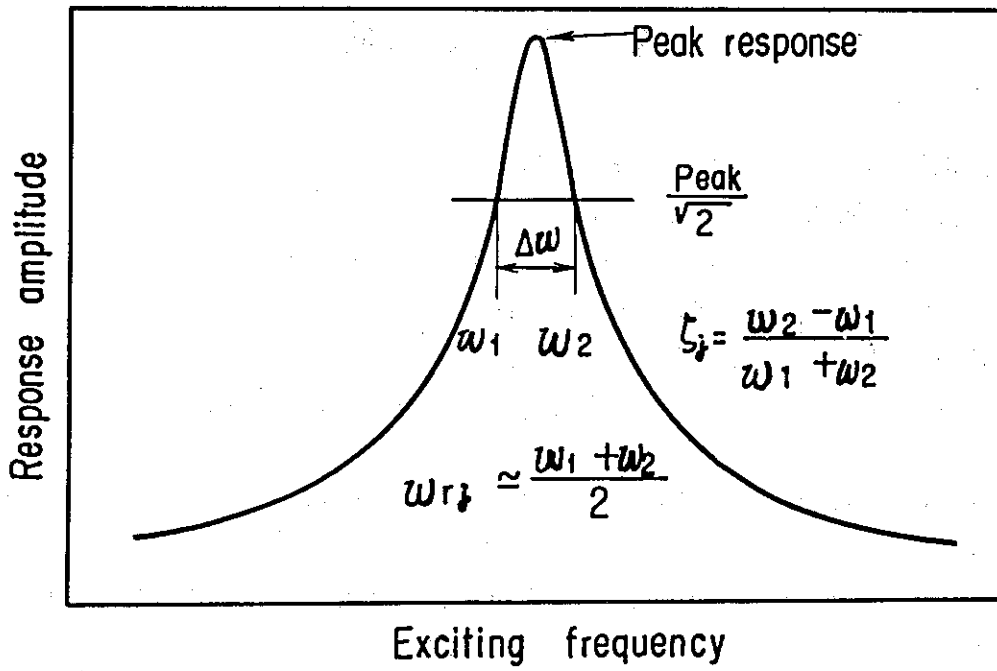


Fig.A-2 Half power method computation

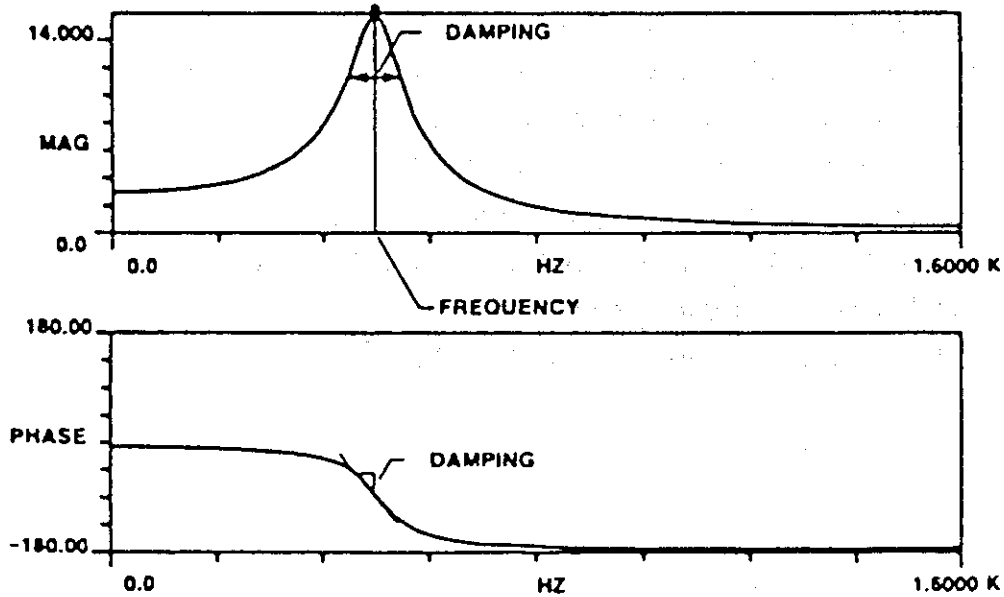


Fig.A-3 Curve fitting method

参 考 文 献

- 1) 大熊嗣男, 他: JAERI-M 8775, (1980)。
- 2) 川口修, 他: 機講論 740-3, (1974)。
- 3) 川口修, 他: 三菱重工技報, 11-5, pp 37-47, (1974)。
- 4) 小畑清和, 他: 原子力学会昭和 58 年秋の分科会, B 53。
- 5) 小畑清和, 他: FAPIG 105, pp. 9-16, (1983)。
- 6) H. Shibata, et al. : Trans. 5th SMiRT-Conference, Vol. K 11 / 3, Berlin, (1979)。
- 7) H. Shibata, et al. : Trans. 6th SMiRT-Conference, Vol. K 13 / 4, Paris, (1981)。
- 8) H. Shibata, et al. : Trans. 6th SMiRT-Conference, Vol. K 6 / 4, Paris. (1981)。
- 9) H. Shibata, et al. : Trans. 6th SMiRT-Conference, Vol. K 6 / 5, Paris, (1981)。
- 10) G. Ware : NUREG / CR - 2406, (1981)。
- 11) G. Ware : NUREG / CR - 3022, (1982)。
- 12) G. Ware, et al. : NUREG / CR - 3722, (1984)。
- 13) L. K. Severud, et al. : ASME PVP, Vol. 107, pp. 142-147, (1985)。
- 14) M. J. Anderson, et al. : ASME PVP, Vol. 107, pp. 366-372, (1985)。
- 15) 二川正敏, 他: 原子力学会誌, Vol. 27, No. 6, pp. 553 ~ 562 (1985)。
- 16) 二川正敏, 他: 原子力学会誌, Vol. 28, No. 4, pp. 337 ~ 343 (1986)。
- 17) 田中基八郎: 振動モデルとシミュレーション, 応用技術, (1984)。
- 18) M. Lashkari : COSMOS-7 User's Manual, (1983)。
- 19) ASME Boiler and Pressure Uessel Code, Sec. III, (1968)
- 20) 日本原子力研究所: 多目的高温ガス実験炉詳細設計-I, (1981)。
- 21) M. H. Richardson : NUREG / CR - 1431, (1980)。