

# 相互連結による構造物の減衰性能向上法 の実験的検証

會田忠義 (社会建設工学科) 麻生稔彦 (社会建設工学科)

森桂一 (社会建設工学専攻) 藤井俊行 (三菱重工業)

## Experimental Verification of Improvement of Damping Performance by Structure Interconnection

Tadayoshi AIDA(Dept. of Civil Eng.) Toshihiko ASO(Dept. of Civil Eng.)

Keiichi MORI(Grad. Stud., Civil Eng.) Toshiyuki FUJII(Chief Eng. Mitsubishi Heavy Industry)

Interconnection of the neighboring structures using a member, consisting of a spring and a damper, is an improvement method of damping performance of structures. When the first mode displacement is adopted as the displacement in free vibrating state, interconnected structure system is become a two-degrees-of-freedom (TDOF) system with two masses and three springs connected in series. The maximizing method of damping performance of the above TDOF system can be used for maximizing the damping performance of the structures interconnected. In this study, a rigid frame with one story was adopted as a structure. The theoretical tuning method of a connecting member, by which damping performance of rigid frames is maximized, was verified experimentally and the effectiveness of tuning method became clear.

*Key Words: Free vibration, Damping, Vibration control, Structure, Interconnection, Experiment*

### 1. まえがき

異なった動特性を有する二つの構造物を減衰性能を有する部材で互いに連結して(Fig.1.1 参照)、共に減衰性能を向上させる方法がある。この連結構造物は、両構造物の1次モードのみに注

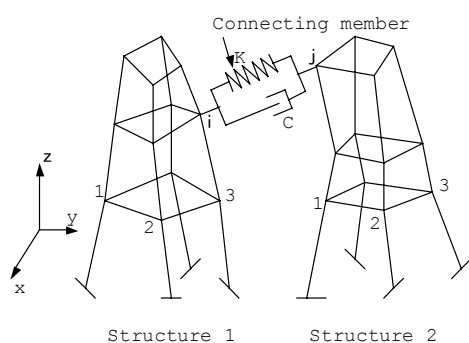


Fig.1.1 Interconnected framed structures

目すると直列に連結された Fig.1.2 に示した 2 質量 3 ばねからなる 2 自由度系に置換されることから、両構造物の減衰性能を共に等しく最大にする

るための連結部材の調整法に、Fig.1.2 に示した 2 自由度系の減衰性能を等しく最大にする中間ばね・ダンパーの調整法を適用することが出来る(1,2,3)。

Fig.1.2 に示す直列に配置された 2 質量 3 ばね系において、二つのモードの減衰性能が等しく最大になるときの中間ばね・ダンパーは、この 2 自由度系の二つのモード減衰比が等しく、かつ二つ

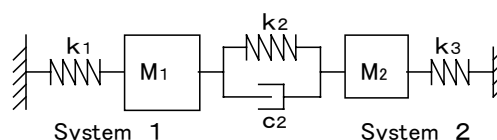


Fig. 1.2 Two-degrees-of-freedom system

の固有円振動数が等しい時に与えられることは、すでに理論的に明らかにされている(1,2,3)。本研究はせん断変形する二つの 1 層ラーメンを用い、これらを Fig. 2.1 に示すように連結するとき、連結ラーメンの減衰性能を等しく最大にする連結要素(ばね・ダンパー)の調整法を実験的に検証しようとするものである。連結ばねには板ばねを、ダ

ンパーにはシリコンオイル中に平板を運動させ、これによってエネルギーを消散させる装置を用いた。振動は、はじめに初期変位を与え自由振動させ、このとき両ラーメンの振動挙動(加速度)を計測することにより、二つの固有円振動数とモード減衰比を求めた。この実験値と理論値を比較することにより最適連結ばね・ダンパーの解析理論の妥当性を明らかにした。

## 2. 連結された1層ラーメンの減衰性能向上のための最適連結ばね・ダンパーの理論特性値

### 2.1 自由振動の運動方程式と固有値解析

Fig.2.1 に示した曲げ剛性が大きい水平材をもつせん断変形するラーメンを採用する。

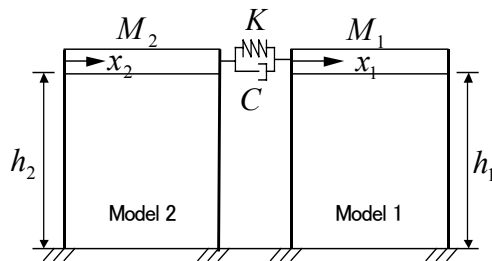


Fig. 2.1 Interconnected rigid frames

ここで固有円振動数の高い方のラーメンを Model 1 とし、低い方を Model 2 とする。このとき、運動方程式は次式で表される。

$$\begin{aligned} M_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + C(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + K(x_1 - x_2) &= 0 \\ M_2 \ddot{x}_2 + k_2 x_2 + C(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + K(x_2 - x_1) &= 0 \end{aligned} \quad (2.1)$$

ここで、

$M_1, M_2$  : Model 1 および 2 の水平材の質量

$x_1, x_2$  : Model 1 および 2 の水平変位

$k_1, k_2$  : Model 1 および 2 の柱の換算ばね係数

$$k_i = 24EI_i / h_i^3 \quad (i=1,2) \quad (2.2)$$

$I_i$  : 柱材の断面 2 次モーメント、

$h_i$  : 柱材の高さ

$K$  : 連結ばねのばね係数

$C$  : 連結ダンパーの減衰係数

式(2.1)をマトリックス表示すると次式で表される。

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{D}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{0} \quad (2.3)$$

ここで

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} M_1 & 0 \\ 0 & M_2 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{D} = \begin{bmatrix} C & -C \\ -C & C \end{bmatrix}, \quad (2.4)$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_1 + K & -K \\ -K & k_2 + K \end{bmatrix}, \quad \mathbf{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix}$$

運動方程式(2.3)の変位ベクトルの特性指数を  $\lambda$  とするとき、特性方程式は次式で表される。

$$|\mathbf{A} + \lambda \mathbf{I}| = 0 \quad (2.5)$$

$$\text{ここで } \mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{D} \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

式(2.5)を満たす  $\lambda$  は次式で与えられ、

$$\lambda_i = \alpha_i \pm i\beta_i \quad (i=1,2) \quad (2.7)$$

固有円振動数  $\omega$  およびモード減衰比  $\xi$  がそれぞれ次式で表される。

$$\omega_i = \sqrt{\alpha_i^2 + \beta_i^2}, \quad \xi_i = \frac{-\alpha_i}{\sqrt{\alpha_i^2 + \beta_i^2}} \quad (2.8)$$

### 2.2 連結ばねの最適ばね係数と連結ダンパーの減衰係数

連結系の減衰性能が最大となる連結ばねのばね係数とダンパーの減衰係数は、この系の二つのモード減衰比が等しく、固有円振動数が等しいときに与えられ、それぞれ次式で与えられる<sup>1)</sup>。

$$K_{opt} = \frac{(1 - \omega_2^2 / \omega_1^2) \{1 - (m_2 / m_1)^2 (\omega_2^2 / \omega_1^2)\} \omega_1^2 m_2}{(1 + m_2 / m_1)^2 \{1 + (m_2 / m_1) (\omega_2^2 / \omega_1^2)\}} \quad (2.9)$$

$$C_{opt} = \frac{2m_2 / m_1 (1 - \omega_2^2 / \omega_1^2)}{(1 + m_2 / m_1)} \times \sqrt{\frac{\omega_1^2 m_1 m_2}{(1 + m_2 / m_1) \{1 + (m_2 / m_1) (\omega_2^2 / \omega_1^2)\}}} \quad (2.10)$$

### 3. 減衰振動実験とその結果

水平はり部分の剛性および質量が柱部分のそれらと比べて極めて大きい、せん断変形が卓越する二つのラーメンを採用した。二つのラーメンを連結するばねに板ばねを用い、連結ダンパーには、シリコンオイル中を運動する平板によるエネルギー消散機構を採用した。本実験で用いたモデルラーメン、板ばねおよびシリコンオイルを用いた減衰装置の詳細とともに実験の手法と実験結果を

以下に示す。

### 3.1 実験モデル要素の諸元と特性

#### 3.1.1 1層模型ラーメンの諸元とその特性

##### (1) 諸元

Fig.3.1 と Table3.1 に示す諸元を持つラーメンを用いた。

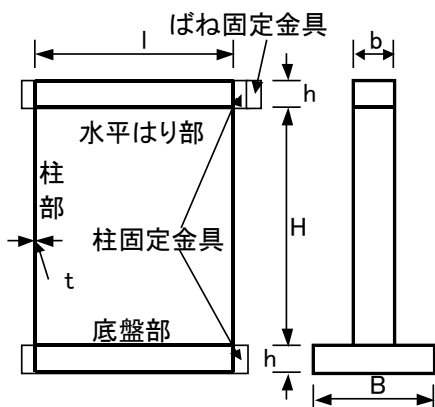


Fig.3.1 Structure of model rahmen

Table 3.1 Geometrical constants of models

ラーメン要素 (単位:mm)		Model 1	Model 2
はり部	b・h・l	50・40・300	50・40・300
柱部	b・t・H	50・1.5・400	50・1.0・400
底盤部	B・h・l	150・40・300	150・40・300

模型ラーメンの水平はり部の重量(質量)は下表の通りである。

Table 3.2 Weight of horizontal elements of models

要素重量(g)	Model 1	Model 2
水平はり部	4619.9	4615.5
柱固定金具	301.4+300.7	299.2+299.0
ばね固定金具	163.7	163.6
合計：重量(g)	5385.7	5377.3
質量(kg)	5.3857	5.3773

##### (2)換算ばね係数と固有円振動数

上記の諸元を用いて柱の換算ばね係数と固有円振動数の計算結果を以下に示す。

(換算ばね係数)

$$k = \frac{24E}{H^3} \cdot \frac{b \cdot t^3}{12} = \frac{24 \times 2.058 \times 10^7}{40^3} \times \frac{5 \times t^3}{12} = 3215.6 \cdot t^3 (N/cm)$$

Table 3.3 Converted spring constant of columns

換算ばね係数	Model 1	Model 2
k (N/cm)	10.864	3.2189

(固有円振動数)

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{M}} = \sqrt{\frac{3215.6 \cdot t^3}{M}}, M = \begin{cases} \text{Model 1: } M_1 = 5.3857 \text{kg} \\ \text{Model 2: } M_2 = 5.3773 \text{kg} \end{cases}$$

Table 3.4 Natural circular frequencies

動特性 \ Model	Model 1	Model 2
固有円振動数(rad/sec)	14.20	7.737
固有周期(sec)	0.443	0.815

### 3.1.2 減衰装置の構造と諸元

#### (1) 減衰材と減衰装置

相互に連結された二つの模型ラーメンの変位の相対速度に比例する減衰を発生させることとし、この方法として粘性液体中を運動する物体の速度に比例する減衰力を用いた。その具体的方法として、シリコンオイル(信越化学製、KF96-100000(粘度：100000CS)を用い、装置として、Fig.3.2 に示すように Model 1 に油槽を装着し、油槽にシリコンオイルを装填した。一方、先端に攪拌板を取り付けたロッドを Model 2 に装着し、この攪拌板を油槽中に浸漬させた。

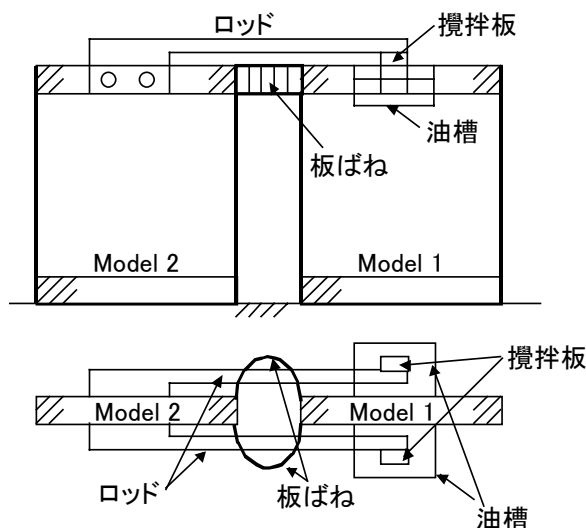


Fig. 3.2 Model rigid frames interconnected with springs and dampers

減衰装置の構造の詳細を Fig.3.3 に示す。これらの装置により Model 1 と Model 2 のラーメンが運動したとき、発生する変位相対速度により減衰力を発生させた。

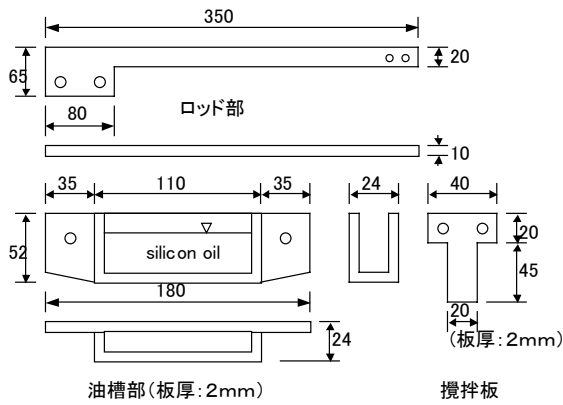


Fig.3.3 Damping Device with silicon oil

(1) 減衰実験における減衰発生状態

本実験においては、シリコンオイル中に攪拌板を浸漬させる深さを変え、次の三つの状態を作り減衰を発生させた。

- 状態 1 : シリコンオイル中の攪拌板の浸漬深さ = 1cm
- 状態 2 : シリコンオイル中の攪拌板の浸漬深さ = 2cm
- 状態 3 : シリコンオイル中の攪拌板の浸漬深さ = 3cm

上記の三つの状態の減衰装置の重量は下表の通りである。

Table 3.5 Weight of damping devices

装置	ロッド部 (Model 2 に装着)	油槽部 (Model 1 に装着)
状態 1	142.92+2.96=145.88	53.67+46.7=100.37
	144.05+2.94=146.99	53.69+45.53=99.22
	計 : 292.87g	計 : 199.59
状態 2	142.92+2.96=145.88	53.67+62.85=116.52
	144.05+2.94=146.99	53.69+62.52=116.21
	計 : 292.87g	計 : 232.73g
状態 3	142.92+2.96=145.88	53.67+80.67=134.34
	144.05+2.94=146.99	53.69+81.46=135.15
	計 : 292.87g	計 : 269.49g

また、減衰装置が上記の状態のときの模型ラメンの水平はり部の質量は Table 3.6 の通りとなった。

Table 3.6 Weight of horizontal elements of models with damping devices

減衰装置の状態	Model 1 の集中質量(kg)	Model 2 の集中質量(kg)
状態 1	5.3857+0.1996 =5.5853	5.3773+0.2929 =5.6702
状態 2	5.3857+0.2327 =5.6184	5.3773+0.2929 =5.6702
状態 3	5.3857+0.2695 =5.6552	5.3773+0.2929 =5.6702

3.1.3 連結ばねの諸元とその特性

(1) 連結用板ばねの諸元

本実験で用いた連結ばねは Fig. 3.4 と Table 3.7 に示した形状と諸元を有する 3 種類の板ばねである。

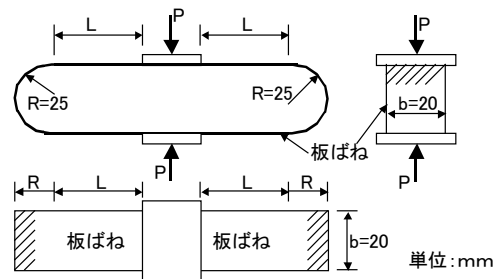


Fig.3.4 Plate-type spring

Table 3.7 Length of horizontal part of spring

L(mm)	板ばねの種類		
	No. 1	No. 2	No. 3
板ばね水平長さ L	20	30	50

(2) 連結用板ばねのばね係数

前記の板ばねのばね係数は次式で算定される。算定結果を Table 3.8 に示した。

$$k = \frac{EI}{\left\{ M_0^2 \left( \frac{\pi R}{2} + L \right) - M_0 \left( 2R^2 + \pi LR + L^2 \right) + \frac{\pi R^3}{4} + 2LR^2 + \frac{\pi L^2 R}{2} + \frac{L^3}{3} \right\}}$$

$$M_0 = \frac{L^2 / 2 + \pi LR / 2 + R^2}{\pi R / 2 + L}$$

EI : 板材の断面 2 次モーメント

さらに、一対の板ばねを Fig.3.5 に示すように一端を固定し、他端に重りを吊り下げ、このときのばねの変形量を計測することにより、吊り下げ重

量と変形量の関係より静的ばね係数を求めた。求めた結果を計算結果と共に Table 3.8 に示した。

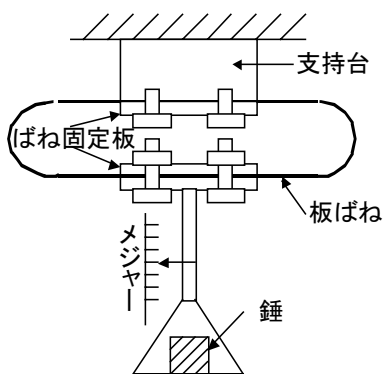


Fig. 3.5 Measurement of static spring constant

Table 3.8 Spring constant of connecting springs

N/cm	ばねの種類		
	No.1	No.2	No.3
計算値	2.310	1.318	0.554
実験値	2.297	1.310	0.558

### 3.2 減衰振動実験の手法と実験結果

#### 3.2.1 減衰振動実験手法

模型ラーメンの Model 1 と Model 2 を自由振動させて、Model の水平はり部の振動加速度を計測することにより振動波形から各 Model の固有円振動数、減衰比、減衰係数を求めた。実験の状況を Photo 3.1 に示す。

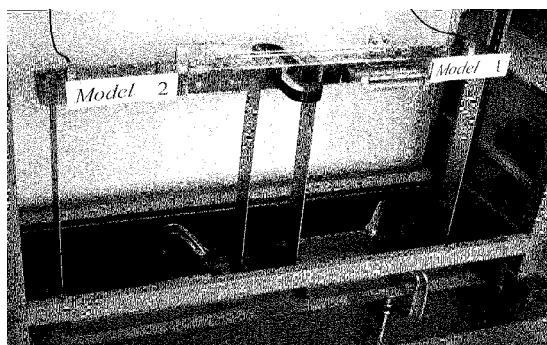


Photo.3.1 Experiment state

本実験の振動問題は微小振動問題と考えるため、自由振動はラーメンの水平はり部を水平に 2cm 初期変位を与え、これを開放することにより振動発生させた。実験手順は以下の通りである。

- ① Model 2 に減衰装置の攪拌板を装着したロッドを固定し、Model 1 にシリコンオイルを充填した油槽を装着する。
- ② ①の状態について、減衰装置の攪拌板をオイル中に浸漬させずに Model が単独な状態での自由振動実験を行う。両 Model の固有円振動数および減衰係数を測定する。
- ③ ①の状態について、攪拌板をオイル中に浸漬させ、Model 2 を固定して Model 1 の自由振動実験を行う。これより減衰装置の減衰係数の計測を行う。
- ④ ③の Model 2 の固定を解除し、②の状態に戻す。すなわち減衰装置による連結を解除し、両 Model を板ばねにより連結して、ばねのみで連結された状態での減衰自由振動実験を行う。
- ⑤ 最後に、両 Model が減衰装置と板ばねで連結された状態にして減衰自由振動実験を行う。この場合、はじめに Model 2 に初期変位を与えて、Model 1 と Model 2 の振動加速度を計測し、次いで Model 1 に初期変位をあたえ、これを開放して Model 1 と Model 2 の振動加速度を計測する。

以上の手順から各段階における諸量が求められる。すなわち

- 1.②と③の計測結果より、減衰装置の固有の減衰係数が求められる。
- 2.④の計測結果より、板ばねのみにより連結連結されたとき(連結ダンパーの減衰係数がゼロ)の固有円振動数と減衰比が求められる。
- 3.⑤の計測結果より、板ばねおよび減衰装置により連結した状態での固有円振動数および減衰比が求められる。記述のように、減衰装置の油槽のオイル中に浸漬した攪拌板の深さを 1cm、2cm および 3 cm と変化させることによって連結減衰要素としての減衰係数を変化させた。また、連結要素のばね係数については、記述の通り板ばねの水平長さ L を変化させることにより変化させた。

#### 3.2.2 減衰装置“状態 1”の実験結果

##### (1) 減衰装置装着時の非連結状態の模型ラーメンの固有円振動数と減衰係数

手順②に従って、板ばねを装着せず減衰装置装着時の非連結状態の模型ラーメンの固有円振動数と減衰係数を求めた結果は Table 3.9 の通りである。

Table 3.9 Natural circular frequencies and damping coefficients of individual models with damping devices

	固有円振動数 $\omega$ : rad/sec	減衰係数 $c$ : Nsec/cm
Model 1	$\omega_1$ : 12.03	0.0312
Model 2	$\omega_2$ : 4.25	0.00684

## (2) 減衰装置“状態1”における最適連結ばね係数と最適減衰係数

Model 1 および Model 2 の質量  $m_1$  および  $m_2$  は Table 3.6 より、状態“1”における固有円振動数  $\omega_1$  および  $\omega_2$  は Table 3.9 より下記の通りである。

$$m_1 = 5.5853 \text{ kg}, \quad m_2 = 5.6702 \text{ kg}$$

$$\omega_1 = 12.03 \text{ rad/sec}, \quad \omega_2 = 4.25 \text{ rad/sec}$$

従って式(2.9)および式(2.10)より、 $K_{opt}$  および  $C_{opt}$  は下記のように与えられる。

$$K_{opt} = 1.367 \text{ N/cm}, \quad C_{opt} = 0.3962 \text{ N} \cdot \text{sec/cm}$$

## (3) 減衰装置の減衰係数の計測

手順③に従って、板ばねを装着せず減衰装置により連結した状態において、Model 2 を動かさないように固定し、Model 1 の自由振動実験を行い、Model 1 固有の減衰と減衰装置の減衰が加わった状態の減衰係数を求めた。結果を Table 3.10 に示す。この場合、シリコンオイルは温度により粘性が変化するため減衰装置の減衰係数を測定すると同時に減衰装置連結時のすべての振動測定を行った。ここでは2回の計測を行った。第1回目の実験を Case 1、第2回目の実験を Case 2 として以下の結果には示した。表には Model 1 の固有の減衰係数 (Table 3.9 中の値) も示し、この値を本測定値から差し引くことにより、減衰装置の減衰係数を求め表示した。また、表には減衰装置の減衰係数  $C$  と連結要素の最適減衰係数  $C_{opt}$  の比 ( $C/C_{opt}$ ) も示した。

本実験では、自由振動波形から減衰係数を算出する際、振動波形が多数計測されれば、結果は良い精度を有すると考えられるが、減衰力が大きく計測波形が少ないので波形からの算出には多くの誤差が含まれると考えられる。従って減衰装置の減衰係数の算出は計測から得られた波形にフィットする 1 自由度系の波形をシミュレーションにより求め、このときの減衰係数を減衰装置の減衰係数とした。

Table 3.10 Damping coefficients of model 1 constrained by a couple of damping device

Case ＼状態	Model 1+ 減衰装置	Model 1	減衰装 置	$C/C_{opt}$
Case 1	0.3058	0.00312	0.3027	0.764
Case 2	0.3072	0.00312	0.3041	0.764

## (4) 板ばねのみによる連結状態の固有円振動数とモード減衰比

手順④に従い、両 Model を板ばねのみで連結した状態について固有円振動数とモード減衰比を求めた。結果を Table 3.11 に示した。振動数の理論値を下段の括弧内に示した。

Table 3.11 Natural circular frequencies and modal damping ratios of models interconnected by plate-type spring

Mode＼ばね	No. 1	No. 2	No. 3	
1 <sup>st</sup> mode	固有円振動数 $\omega_1$	6.47 (6.83)	5.82 (6.09)	5.03 (5.21)
	モード減衰比 $\xi_1$	0.00225	0.00193	0.00136
2 <sup>nd</sup> mode	固有円振動数 $\omega_2$	13.53 (14.1)	12.85 (13.10)	12.35 (12.50)
	モード減衰比 $\xi_2$	0.0437	0.00198	0.00238

## (5) 板ばねおよび減衰装置による連結状態の固有円振動数とモード減衰比

以下に、Case 1 および Case 2 における固有円振動数とモード減衰比の計測値を理論値と共に Table 3.12 と Table 3.13 に示す。

Table 3.12 Natural circular frequencies and modal damping ratios of models interconnected by plate-type spring and damping device in case 1

Mode＼ばね	No. 1	No. 2	No. 3	
1 <sup>st</sup> mode	固有円振動数 $\omega_1$	6.61 (7.38)	6.48 (6.89)	5.51 (5.97)
	モード減衰比 $\xi_1$	0.237 (0.168)	0.280 (0.300)	0.420 (0.493)
2 <sup>nd</sup> mode	固有円振動数 $\omega_2$	13.09 (13.02)	12.08 (11.60)	11.22 (10.88)
	モード減衰比 $\xi_2$	0.206 (0.318)	0.296 (0.286)	0.223 (0.224)

Table 3.13 Natural circular frequencies and modal damping ratios of models interconnected by plate-type spring and damping device in case 2

Mode\ばね		No. 2	No. 3
1 <sup>st</sup> mode	固有円振動数 $\omega_1$	7.66 (6.90)	6.28 (5.98)
	モード減衰比 $\xi_1$	0.317 (0.302)	0.224 (0.496)
2 <sup>nd</sup> mode	固有円振動数 $\omega_2$	12.31 (11.58)	12.32 (10.86)
	モード減衰比 $\xi_2$	0.152 (0.287)	0.133 (0.224)

理論値は括弧内の値で示す。これらの理論値は連結ばねのばね係数は Table 3.8 に示す静的ばね係数(実験値)をとり、連結ダンパーの減衰係数は Table 3.10 に示した値をとる 2 自由度系の固有円振動数とモード減衰比を複素固有値解析により求めたものである。

### 3.2.2 減衰装置 “状態 2”の実験結果

#### (1) 減衰装置装着時の非連結状態の模型ラーメンの固有円振動数と減衰係数

手順②に従って、板ばねを装着せず減衰装置装着時の非連結状態の模型ラーメンの固有円振動数と減衰係数を求めた。結果は Table 3.14 の通りである。

Table 3.14 Natural circular frequencies and damping coefficients of individual models with damping devices

	固有円振動数 $\omega$ :rad/sec	減衰係数 $c$ :Nsec/cm
Model 1	$\omega_1$ :11.88	0.0374
Model 2	$\omega_2$ :4.25	0.0122

#### (2) 減衰装置 “状態 2”における最適連結ばね係数と最適減衰係数

Model 1 および Model 2 の質量  $m_1$  および  $m_2$  は Table 3.6 より、状態“2”における固有円振動数  $\omega_1$  および  $\omega_2$  は Table 3.14 より下記の通りである。

$$m_1 = 5.6184kg, \quad m_2 = 5.6702kg$$

$$\omega_1 = 12.03rad/sec, \quad \omega_2 = 4.25rad/sec$$

従って式(2.9)および式(2.10)より、 $K_{opt}$  および  $C_{opt}$  は下記のように与えられる。

$$K_{opt} = 1.332N/cm, \quad C_{opt} = 0.3900N \cdot sec/cm$$

### (3) 減衰装置の減衰係数の計測

手順③に従って、板ばねを装着せず減衰装置により連結した状態において、Model 2 を動かさないように固定し、Model 1 の自由振動実験を行い、Model 1 固有の減衰と減衰装置の減衰が加わった状態の減衰係数を求めた。結果を Table 3.15 に示す。この場合、シリコンオイルは温度により粘性が変化するため減衰装置の減衰係数を測定すると同時に減衰装置連結時のすべての振動測定を行った。ここでも 2 回の計測を行った。第 1 回目の実験を Case 1、第 2 回目の実験を Case 2 として以下の結果に示した。表には Model 1 の固有の減衰係数(Table 3.14 中の値)も示し、この値を本測定値から差し引くことにより、減衰装置の減衰係数を求め表示した。また、表には減衰装置の減衰係数  $C$  と連結要素の最適減衰係数  $C_{opt}$  の比( $C/C_{opt}$ )も示した。

本実験でも、“状態 1”と同じように減衰装置の減衰係数の算出は計測から得られた波形にフィットする 1 自由度系の波形をシミュレーションにより求め、このときの減衰係数を減衰装置の減衰係数とした。

Table 3.15 Damping coefficients of model 1 constrained by a couple of damping device

Case \ 状態	Model 1+ 減衰装置	Model1	減衰装置	$C/C_{opt}$
Case 1	0.5280	0.00374	0.5242	1.344
Case 2	0.5188	0.00374	0.5151	1.321

#### (4) 板ばねのみによる連結状態の固有円振動数とモード減衰比

手順④に従い、両 Model を板ばねのみで連結した状態について固有円振動数とモード減衰比を求めた。結果を Table 3.16 に示した。

Table 3.16 Natural circular frequencies and modal damping ratios of models interconnected by plate-type spring

Mode\ばね		No. 1	No. 2	No. 3
1 <sup>st</sup> mode	固有円振動数 $\omega_1$	6.53 (6.83)	5.90 (6.09)	5.06 (5.21)
	モード減衰比 $\xi_1$	0.00276	0.00232	0.00206
2 <sup>nd</sup> mode	固有円振動数 $\omega_2$	13.55 (14.10)	12.73 (13.10)	12.19 (12.50)
	モード減衰比 $\xi_2$	0.00526	0.00266	0.00262

振動数の理論値を下段の括弧内に示した。

**(5) 板ばねおよび減衰装置による連結状態の固有円振動数とモード減衰比**

以下に、Case 1 および Case 2 における固有円振動数とモード減衰比の計測値を理論値と共に Table 3.17 と Table 3.18 に示す。理論値は括弧内の値で示す。

Table 3.17 Natural circular frequencies and modal damping ratios of models interconnected by plate-type spring and damping device in case 1

Mode\ばね		No. 1	No. 2
1st mode	固有円振動数 $\omega_1$	8.49 (8.54)	9.11 (8.83)
	モード減衰比 $\xi_1$	0.0834 (0.167)	0.210 (0.869)
2nd mode	固有円振動数 $\omega_2$	9.82 (11.25)	10.47 (9.04)
	モード減衰比 $\xi_2$	0.206 (0.0.699)	0.128 (0.178)

Table 3.18 Natural circular frequencies and modal damping ratios of models interconnected by plate-type spring and damping device in case 2

Mode\ばね		No. 1	No. 2	No. 3
1st mode	固有円振動数 $\omega_1$	8.17 (8.51)	8.49 (8.83)	6.28 (4.50)
	モード減衰比 $\xi_1$	0.163 (0.170)	0.216 (0.846)	0.117 (1.00)
2nd mode	固有円振動数 $\omega_2$	8.16 (11.28)	8.73 (9.04)	9.38 (9.37)
	モード減衰比 $\xi_2$	0.218 (0.680)	0.200 (0.183)	0.145 (0.164)

これらの理論値は“状態 1”と同じように、連結ばねのばね係数は Table 3.8 に示す静的ばね係数(実験値)を有し、連結ダンパーの減衰係数は Table 3.15 に示した値を有する 2 自由度系の固有円振動数とモード減衰比を複素固有値解析により求めたものである。

**3.2.3 減衰装置“状態 3”の実験結果**

**(1) 減衰装置装着時の非連結状態の模型ラーメンの固有円振動数と減衰係数**

手順②に従って、板ばねを装着せず減衰装置装着時の非連結状態の模型ラーメンの固有円振動

数と減衰係数を求めた結果は Table 3.19 通りである。

Table 3.19 Natural circular frequencies and damping coefficients of individual models with damping devices

	固有円振動数 $\omega$ :rad/sec	減衰係数 $c$ :Nsec/cm
Model 1	$\omega_1$ :11.83	0.0365
Model 2	$\omega_2$ :4.25	0.00822

**(2) 減衰装置“状態 3”における最適連結ばね係数と最適減衰係数**

Model 1 および Model 2 の質量  $m_1$  および  $m_2$  は Table 3.6 より、“状態 3”ける固有円振動数  $\omega_1$  および  $\omega_2$  は Table 3.19 より下記の通りである。

$$m_1 = 5.6552kg, \quad m_2 = 5.6702kg$$

$$\omega_1 = 11.83rad / sec, \quad \omega_2 = 4.25rad / sec$$

従って式(2.9)および式(2.10)より、 $K_{opt}$  および  $C_{opt}$  は下記のように与えられる。

$$K_{opt} = 1.328N / cm, \quad C_{opt} = 0.3885N \cdot sec / cm$$

**(3) 減衰装置の減衰係数の計測**

手順③に従って、板ばねを装着せず減衰装置により連結した状態において、Model 2 を動かさないように固定し、Model 1 の自由振動実験を行い、Model 1 固有の減衰と減衰装置の減衰が加わった状態の減衰係数を求めた。結果を Table 3.20 に示す。この場合、シリコンオイルは温度により粘性が変化するため減衰装置の減衰係数を測定すると同時に減衰装置連結時のすべての振動測定を行った。ここでは1回の計測を行った。第1回目の実験を Case 1 として以下の結果には示した。表には Model 1 の固有の減衰係数 (Table 3.19 中の値)も示し、この値を本測定値から差し引くことにより、減衰装置の減衰係数を求め表示した。また、表には減衰装置の減衰係数  $C$  と連結要素の最適減衰係数  $C_{opt}$  の比( $C/C_{opt}$ )も示した。また、本実験でも、“状態 1”と同様に減衰装置の減衰係数の算出は計測から得られた波形にフィットする 1 自由度系の波形をシミュレーションにより求め、このときの減衰係数を減衰装置の減衰係数とした。

Table 3.20 Damping coefficients of model 1 constrained by a couple of damping device

Case \ 状態	Model 1+ 減衰装置	Model 1	減衰装置	$C/C_{opt}$
Case 1	0.6879	0.00365	0.6843	1.761



#### (4) 板ばねのみによる連結状態の固有円振動数とモード減衰比

手順④に従い、両 Model を板ばねのみで連結した状態について固有円振動数とモード減衰比を求めた。結果を Table 3.21 に示した。振動数の理論値を下段の括弧内に示した。

Table 3.21 Natural circular frequencies and modal damping ratio of models inter-connected by plate-type spring

Mode \ ばね		No. 1	No. 2	No. 3
1 <sup>st</sup> mode	固有円振動数 $\omega_1$	6.56 (6.83)	5.79 (6.09)	5.10 (5.21)
	モード減衰比 $\xi_1$	0.00298	0.00232	0.00147
2 <sup>nd</sup> mode	固有円振動数 $\omega_2$	13.02 ((14.01)	12.68 (13.10)	12.19 (12.50)
	モード減衰比 $\xi_2$	0.00558	0.00273	0.00276

#### (5) 板ばねおよび減衰装置による連結状態の固有円振動数とモード減衰比

Table 3.22 Natural circular frequencies and modal damping ratio of models inter-connected by plate-type spring and damping device in case 1

Mode \ ばね		No. 1	No. 2
1 <sup>st</sup> mode	固有円振動数 $\omega_1$	8.61 (8.81)	9.11 (4.48)
	モード減衰比 $\xi_1$	0.107 (0.123)	0.087 (1.00)
2 <sup>nd</sup> mode	固有円振動数 $\omega_2$	9.52 (9.45)	9.67 (9.04)

モード減衰比 $\xi_2$	0.093 (1.00)	0.087 (0.124)
----------------	-----------------	------------------

以下に、Case 1 における固有円振動数とモード減衰比の計測値を理論値と共に Table 3.22 に示す。理論値は括弧内の値で示す。これらの理論値は連結ばねのばね係数は Table 3.8 に示す静的ばね係数(実験値)を有し、連結ダンパーの減衰係数は Table 3.20 に示した値を有する 2 自由度系の固有円振動数とモード減衰比を複素固有値解析により求めたものである。

#### 4. 実験値と理論値との比較検討

##### 4.1 連結された 1 層ラーメンにおける連結要素のばね係数と減衰係数の変動に伴う固有円振動数とモード減衰比の理論的挙動

本実験において、Model 2 には減衰装置のロッド部を装着するので質量は変わらないが、Model 1 は減衰装置の油槽部が装着されるので、減衰装置の状態 1, 2 および 3 によりシリコンオイルの充填量が変わる。従って減衰装置の状態により下表に示すように特性の異なった 2 自由度系となる。連結した両ラーメンの動特性ならびに、2 自由度系における減衰性能を最大にする連結要素の最適ばね係数  $K_{opt}$  および最適減衰係数  $C_{opt}$  は記述の通りであるが、改めて表記すると Table 4.1 の通りである。今、“状態 1”の 2 自由度系において、連結要素のばね係数および減衰係数の変動に伴うモード減衰比および固有円振動数の理論的挙動は Fig.4.1 および 4.2 の通りである。“状態 2”および“状態 3”における挙動も Fig.4.1 および 4.2 と類似の挙動を呈した。ここには省略した。

Table 4.1 Characteristics of two-degrees-of-freedom system and optimum values of connecting spring and damper

減衰装置の状態	Model 1		Model 2		最適値	
	質量 (kg)	固有円振動数 (rad/sec)	質量 (kg)	固有円振動数 (rad/sec)	ばね係数 (N/cm)	減衰係数 (Nsec/cm)
状態 1	5.5853	12.03	5.6702	4.25	1.367	0.3962
状態 2	5.6184	11.88	5.6702	4.25	1.332	0.3900
状態 3	5.6552	11.83	5.6702	4.25	1.328	0.3885

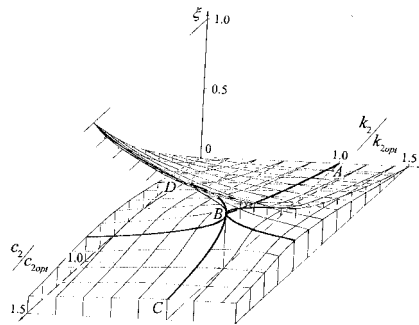


Fig.4.1 Behavior of modal damping ratio

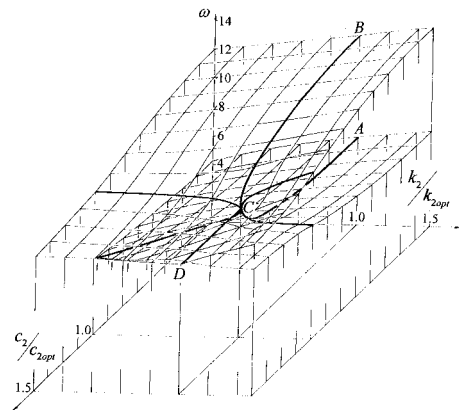


Fig. 4.2 Behavior of Natural circular frequencies

### 4.2 各ばねのばね係数に対する減衰係数の変動に伴う固有円振動数とモード減衰比の理論挙動と実験結果との比較検討

本実験において用いた連結ばね(板ばねのばね係数)を有する 2 自由度系において、連結ダンパーの減衰係数の変動に伴う固有円振動数およびモード減衰比の挙動と共に、減衰装置が“状態 1”、“状態 2”および“状態 3”を取るとききの固有円振動数とモード減衰比の実験結果を以下に示した。

#### (1) 減衰装置が“状態 1”の場合

板ばね No.1 を用いた場合の理論曲線と実験値

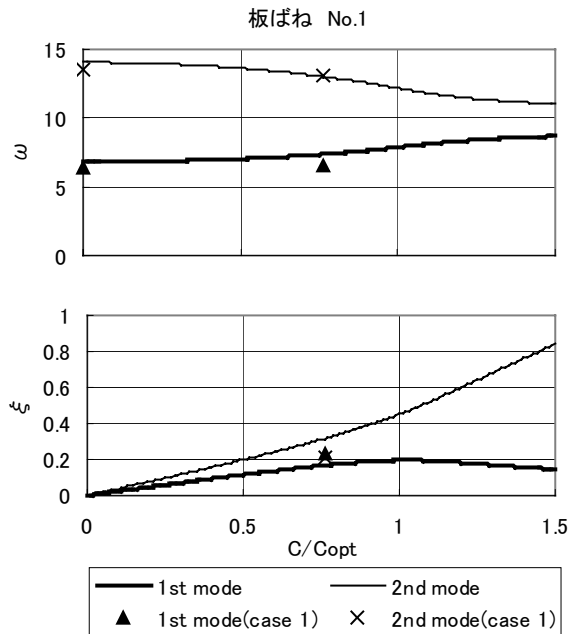


Fig4.3 Natural frequencies and modal damping ratios of interconnected frames with plate-type spring “No.1” and damping device under “condition

を Fig.4.3 に、板ばね No.2 および No.3 を用いた場合の理論曲線と実験値の比較を Fig.4. 4 および 4.5 に示した。

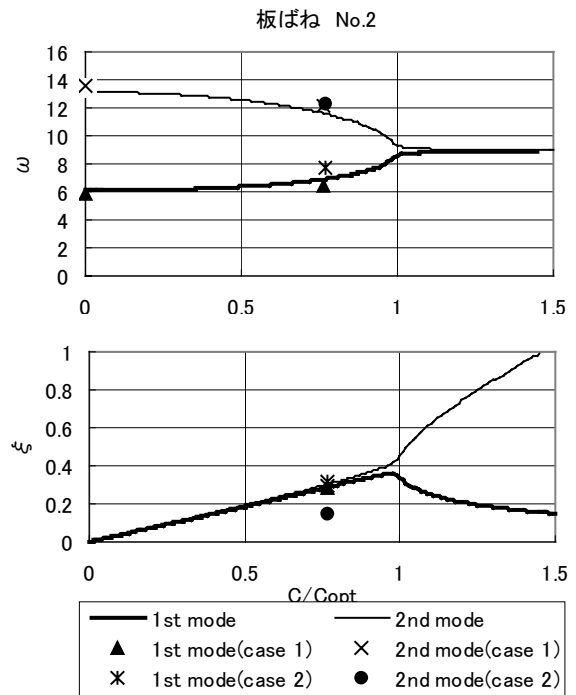


Fig.4.4 Natural frequencies and modal damping ratios of interconnected frames with plate-type spring “No.2” and damping device under “condition

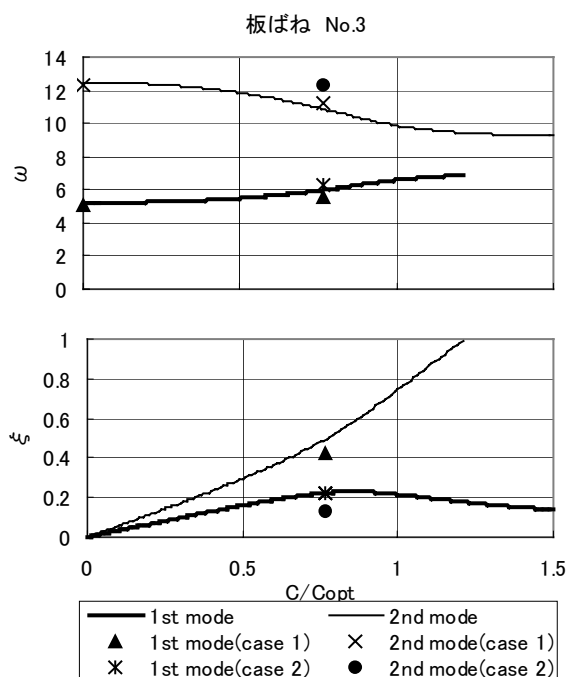


Fig.4.5 Natural frequencies and modal damping ratios of interconnected frames with plate-type spring “No.3” and damping device under “condition

(2) 減衰装置が“状態 2”の場合

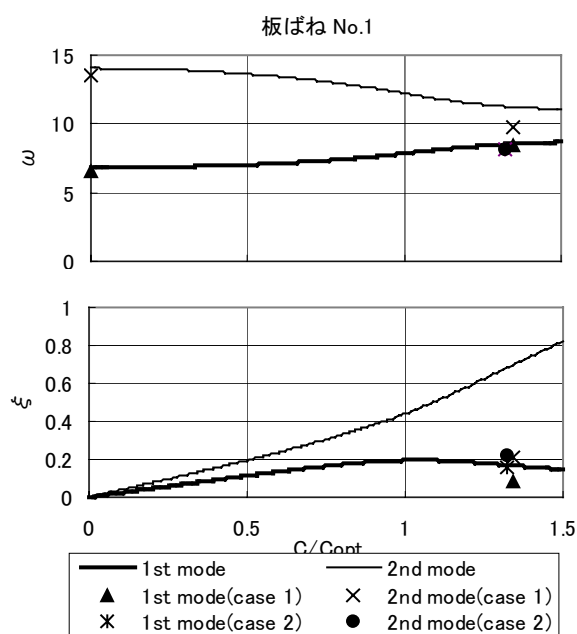


Fig.4.6 Natural frequencies and modal damping ratios of interconnected frames with plate-type spring “No.1” and damping device under “condition 2”

板ばね No.1 を用いた場合の理論曲線と実験値を Fig.4.6 に、板ばね No.2 および No.3 を用いた場

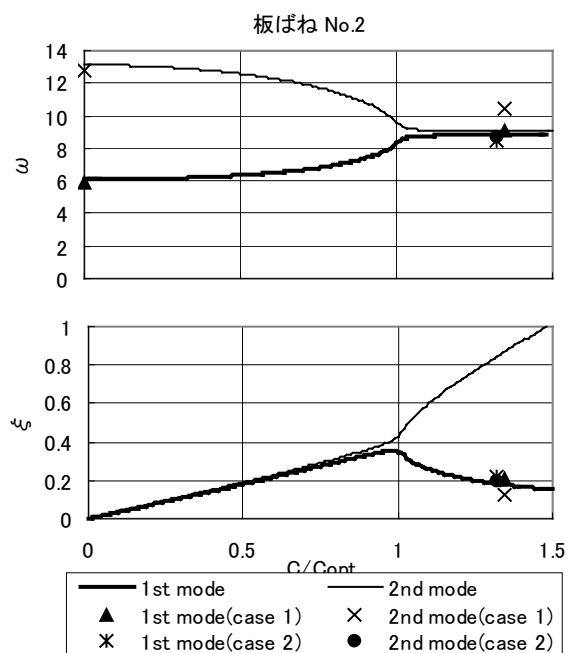


Fig.4.7 Natural frequencies and modal damping ratios of interconnected frames with plate-type spring “No.2” and damping device under “condition 2”

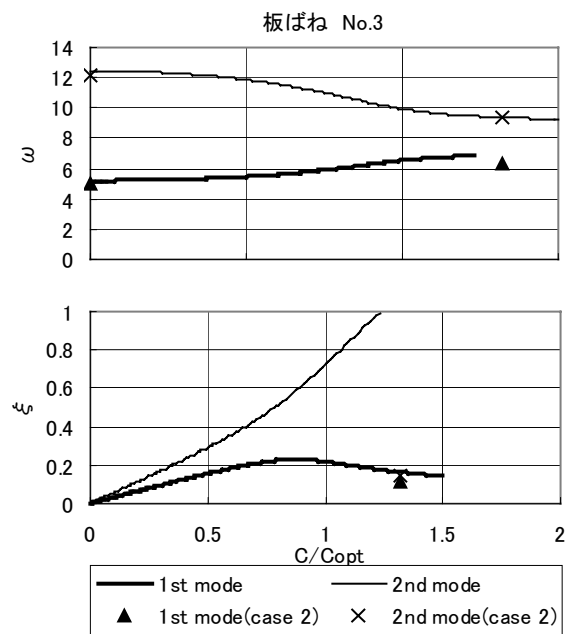


Fig.4.8 Natural frequencies and modal damping ratios of interconnected frames with plate-type spring “No.3” and damping device under “condition 2”

合の理論曲線と実験値の比較を Fig.4.7 および 4.8 に示した。

(3) 減衰装置が“状態 3”の場合

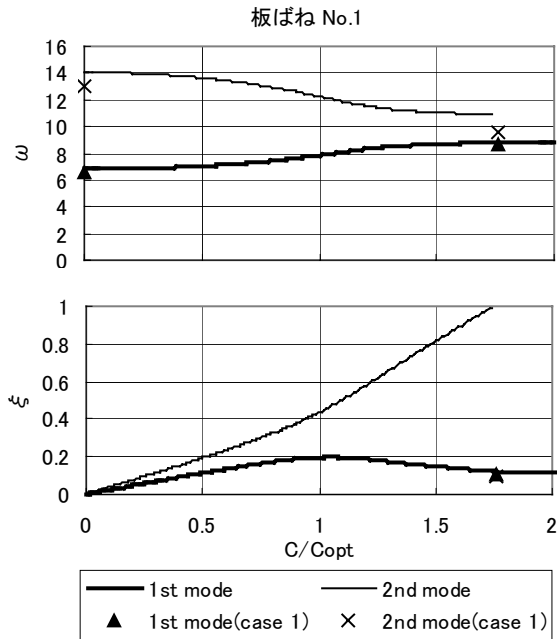


Fig.4.9 Natural frequencies and damping ratios of interconnected frames with plate-type spring “No.1” and damping device under “condition 3”

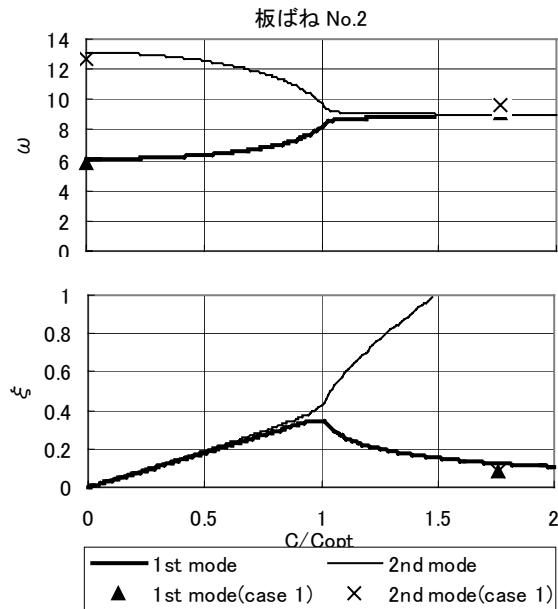


Fig.4.10 Natural frequencies and damping ratios of interconnected frames with plate-type spring “No.2” and damping device under “condition 3”

板ばね No.1 を用いた場合の理論曲線と実験値を Fig.4.9 に、板ばね No.2 を用いた場合の理論曲線と実験値の比較を Fig.4.10 に示した。

以上の理論曲線と実験結果は比較的良く一致し、2 自由度系、すなわちラーメン相互連結における減衰性能を最大に向上させるための連結要素の調整法の妥当性が明らかになった。

5. 結論

せん断振動が卓越する二つの連結された模型ラーメンについて、連結ばねには板ばねを、連結ダンパーにはシリコンオイル中を運動する平板(オイル中に浸漬する深さを変化させる)を用いて、連結された二つの 1 自由度系構造物としての固有円振動数とモード減衰比を調べた。その結果、相互連結法の基本となる、連結された 2 自由度系構造物の 2 つの固有円振動数が等しく、2 つのモード減衰比が等しくなるような連結要素のばね係数と減衰係数を有するとき、2 つの構造物の減衰性能を等しく最大にする事実を確認することが出来た。

謝辞

本研究は文部省科学研究費補助金(基盤研究(C)(2),N0.11650487)を受けて実施されたものである。ここに記して謝意を表します。

参考文献

- 1) T. AIDA, T. ASO, T. TAKIUCHI, K. TAKESHITA, T. FUJII: Improvement of Structural Damping Performance of Structures by Interconnecting Method, Journal of Sound and Vibration, (投稿中)
- 2) 會田忠義、麻生稔彦、野島庸一、拝崎晋吾：二つの構造物の相互連結による減衰性能向上に関する研究、山口大学工学部研究報告、第 5 1 巻、第 1 号(2000 年 10 月)
- 3) 會田忠義、麻生稔彦、竹下浩司、滝内友則：構造物の相互連結による減衰性能向上に関する研究、Dynamics and Design Conference 2000 講演論文集(2000 年 9 月)

(平成 12 年 8 月 31 日受理)