

慣性質量要素を有する粘性減衰装置の開発

Development of Viscous Damping Device with Inertia Mass Element

中南 滋樹 SHIGEKI NAKAMINAMI

鈴木 亨 TORU SUZUKI

免制震技術部 木田 英範 HIDENORI KIDA

設計統括部 古橋 剛 TAKESHI FURUHASHI

(株)免制震デバイス 田中 久也 HISAYA TANAKA

近年、構造物に慣性質量要素を与えることにより、振動系の周期や振動モードを制御して応答を制御しようとする研究が注目されている。しかしながら、この応答制御法の実用化には至っていないのが現状である。これまでに筆者らは、増幅機構付き減衰装置「減衰こま」の開発の中で、本装置に副次的な慣性質量効果があることを確認しており、積極的にこの効果を利用する応答制御法の実用化を進めている。ここでは、本装置の慣性質量要素の評価式を導くとともに、本装置を組み込んだ構造物の応答性状の検討を行った。また、実機レベルの動的試験を行い、本装置が慣性質量要素として十分な性能を有することを確認した。

キーワード：応答制御、慣性質量、粘性ダンパー、増幅機構、ボールねじ

Studies on the response control system of structures by giving inertia mass elements have become attractive although practical applications have not yet been undertaken. The Authors point out that the ‘RDT’ amplification mechanism damping device has a secondary effect of inertia mass. The authors have also been studying the practical application of a response control system that positively uses this effect. In this paper, the proposed equations evaluating this system and the response performances of the structures are shown. In addition, from the dynamic excitation tests of an actual device, it was confirmed that this device could be evaluated by the proposed equation, and is able to work effectively as an inertia mass element.

Key Words: Response Control, Inertia Mass, Viscous Damping Devices, Amplification Mechanism, Ball Screw

1. はじめに

構造物の応答は外乱に対して、振動方程式の相対加速度に関する質量項を調整するか、相対速度に関する粘性減衰項を調整するか、あるいは相対変位に関する剛性項を調整することによって制御できる。剛性項や粘性減衰項を調整する装置としては様々な装置が提案され、実用化されている。一方、相対加速度に関する質量項を調整して、構造物の応答を制御しようとする研究^{1)~5)}の中には、いくつかの機構の提案がなされているが、実用化には至っていないのが現状である。その理由は、この応答制御法によると、一般的に大きな質量を必要とし、その質量を重量により対処するためには膨大な重量が必要となるためである。

これまでに筆者らは、増幅機構付き減衰装置「減衰こま」⁶⁾の開発で、本装置に副次的な慣性質量効果がある

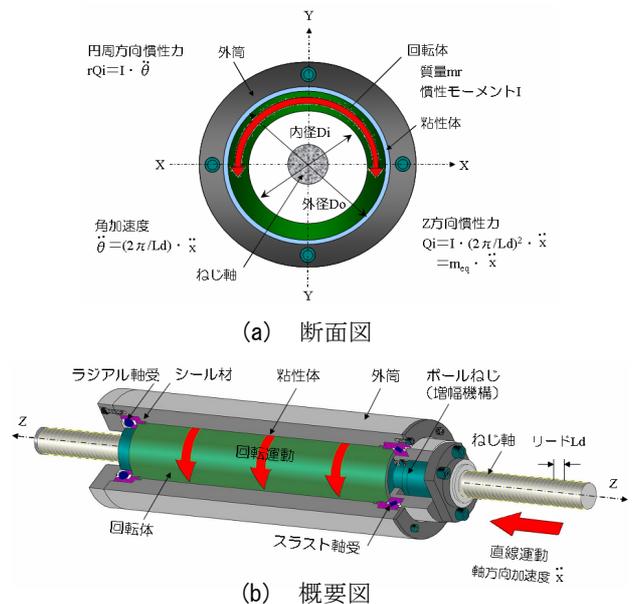


図-1 慣性質量要素を有する粘性減衰装置

ことを確認している。本装置は、装置のもつ回転体の質量を、増幅機構により数千倍にもすることが可能であり、積極的にこの機構を利用することにより、この応答制御法の実用化の可能性を示している。

本報では、本装置の慣性質量要素の評価式を導くとともに、本装置を組み込んだ構造物の応答性状の特徴を考察した。また、本装置の評価式の整合性を確認することを目的とした実機レベルの動的試験について報告する。

2. 装置の概要

図-1に装置の概要を示す。本装置は、ボールねじを用いて直線運動を回転運動に変換する機構(増幅機構)を有しており、増幅機構の原理として、ねじとナットの関係(図-2)を利用している。ナットは、ねじ山1リード L_d で1回転する。これは、ねじが1リードで、ナット外周が $2\pi R$ (R :ナット外周半径)で進むことを意味しており、ナットの外周速度は、軸方向速度 \dot{x} に対して $2\pi R/L_d$ 倍(= S :速度増幅率)増幅されることとなる。また、軸方向加速度 \ddot{x} も回転(角)加速度 $\ddot{\theta}$ に変換される。角加速度 $\ddot{\theta}$ は、1リードで1回転(2π ラジアン)であるから、角加速度 $\ddot{\theta}$ は軸方向加速度 \ddot{x} の $2\pi/L_d$ 倍となる。この増幅された角加速度 $\ddot{\theta}$ を、回転体の質量 m_r に作用させることによって、回転慣性モーメントを生じさせる。ここで得られた回転慣性モーメントは、直線運動への再変換過程においてさらに $2\pi/L_d$ 倍されて軸方向慣性力 Q_i となる。

ここで、トルク T 、角加速度 $\ddot{\theta}$ 、回転体の慣性モーメント I の間には、式(1)の関係がある。

$$T = I \cdot \frac{d^2\theta}{dt^2} = I \cdot \ddot{\theta} \quad (1)$$

また、軸方向加速度 \ddot{x} と角加速度 $\ddot{\theta}$ の関係は、式(2)で表される。

$$\ddot{\theta} = \frac{2\pi}{L_d} \cdot \ddot{x} \quad (2)$$

したがって、トルク T と軸方向加速度 \ddot{x} との関係は、式(2)を式(1)に代入して式(3)を得る。

$$T = \frac{2\pi}{L_d} \cdot I \cdot \ddot{x} \quad (3)$$

このトルク T が作用した時の軸方向慣性力 Q_i は、式(4)となる。

$$Q_i = T \cdot \frac{2\pi}{L_d} = \left(\frac{2\pi}{L_d} \right)^2 \cdot I \cdot \ddot{x} \quad (4)$$

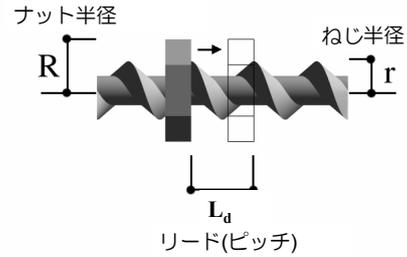


図-2 ねじとナットの関係

$$= \left(\frac{2\pi}{L_d} \right)^2 \cdot \frac{m_r (D_o^2 + D_i^2)}{8} \cdot \ddot{x}$$

ここに、 m_r :回転体質量 D_i :回転体内径 D_o :回転体外径

式(4)中、式(5)および式(6)で表されるものをそれぞれ等価質量 m_{eq} 、質量増幅率 β と呼ぶこととする。

$$m_{eq} = \left(\frac{2\pi}{L_d} \right)^2 \cdot I \quad (5)$$

$$\beta = \left(\frac{2\pi}{L_d} \right)^2 \cdot \frac{(D_o^2 + D_i^2)}{8} = \frac{m_{eq}}{m_r} \quad (6)$$

これらの関係式より、元の回転体の質量 m_r は、軸方向慣性力 Q_i を発生させる際、質量増幅率 β 倍されることが分かる。この β の設定は、ねじのリード L_d 、回転体の内径 D_i および外径 D_o を調整することにより容易にできる。過去の研究^{6),7)}において、この β 値は m_r に対して、数百倍になっていることを確認している。このことは1トンの重量の回転体を設置すれば、数百トンの重量を与えたのと同じ効果を発揮することを意味している。

一方、粘性抵抗力は、 S 倍に増幅された速度を粘性体(ジメチルシリコンオイル)に作用させることによって発生する。ここで得られた粘性抵抗力は、直線運動への再変換過程においてさらに S 倍され軸方向力となる。

ここで、円周方向に作用するせん断応力 τ は、粘度を $\eta(V,t)$ 、せん断歪速度を $\dot{\gamma}$ とすると式(7)で表される。

$$\tau = \eta(V,t) \cdot \dot{\gamma} \quad (7)$$

式(7)にせん断面積 A_e を掛けた円周方向の粘性抵抗力 Q_v と軸方向粘性抵抗力 Q_v との関係は、式(8)で表される。

$$Q_v = S \cdot r \cdot Q_v = S \cdot \eta(V,t) \cdot \dot{\gamma} \cdot A_e \quad (8)$$

せん断歪速度 $\dot{\gamma}$ を速度増幅率 S とせん断隙間 d_y で表すと、結局、軸方向粘性抵抗力 Q_v は式(9)となる。

$$Q_v = S \cdot \eta(V,t) \cdot \frac{S \cdot \dot{x}}{d_y} \cdot A_e \quad (9)$$

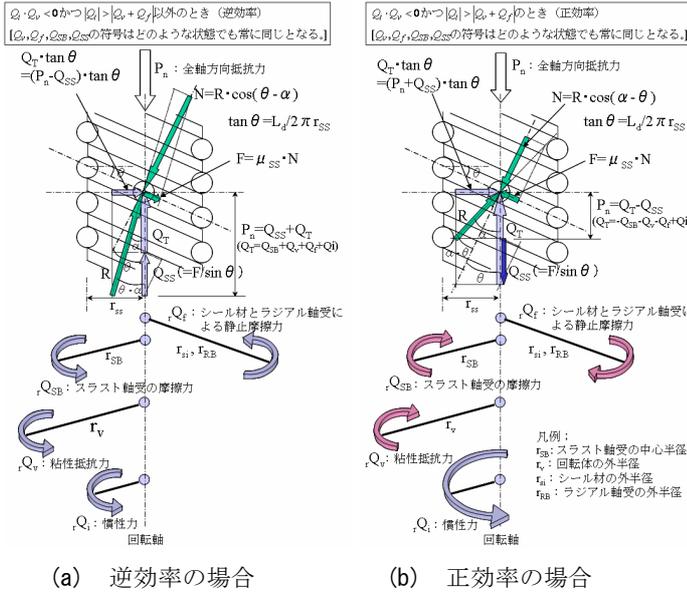


図-4 ねじ面での力の釣り合い

$$= S^2 \cdot \eta(V, t) \cdot \frac{\dot{x}}{d_y} \cdot A_e$$

さらに、直線運動への再変換過程において、軸方向慣性力 Q_i と軸方向粘性抵抗力 Q_v は、ねじとスラスト軸受の摩擦を受ける。本装置の全軸方向抵抗力 P_n は、 Q_v と Q_i を加えたものにこの摩擦分を掛け合わせたものとなる。この摩擦分の係数は、ねじ面での力の釣り合い(図-4)より導かれる。ねじは発生する慣性力 Q_i が粘性抵抗力 Q_v とシール材やラジアル軸受の静摩擦力 Q_f の合計よりも大きい場合(かつ $Q_i \cdot Q_v < 0$)、回転運動を直線運動に変換し(正効率)、それ以外の場合は、直線運動を回転運動に変換する(逆効率)。そのため、効率の状態により、全軸方向抵抗力 P_n は、式(10)または式(11)となる。

$$P_n = \lambda_1 \cdot (Q_v + Q_i + Q_f) \quad (\text{逆効率の場合}) \quad (10)$$

$$\lambda_1 = \frac{1}{1 - \frac{\mu_{SS} \cdot \left(\frac{1}{\tan \theta} + \tan \theta \right)}{1 + \mu_{SS} \cdot \tan \theta} - \mu_{SB} \cdot S_{SB}}$$

$$P_n = \lambda_2 \cdot (Q_v + Q_i + Q_f) \quad (\text{正効率の場合}) \quad (11)$$

$$\lambda_2 = \frac{1}{1 + \frac{\mu_{SS} \cdot \left(\frac{1}{\tan \theta} + \tan \theta \right)}{1 - \mu_{SS} \cdot \tan \theta} + \mu_{SB} \cdot S_{SB}}$$

ここに、 P_n : 全軸方向抵抗力 λ_1 : 等価摩擦係数(逆効率時)

λ_2 : 等価摩擦係数(正効率時) Q_v : 軸方向粘性抵抗力

Q_i : 軸方向慣性力 μ_{SS} : ねじの摩擦係数 μ_{SB} : スラスト軸受の摩擦係数 $\tan \theta$: リード角 S_{SB} : スラスト軸受の増幅率

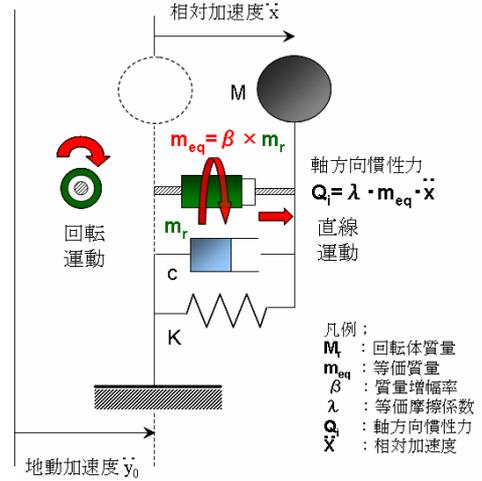


図-5 本装置を組み込んだ1質点振動系

3. 本装置を組み込んだ1質点系の応答

付加質量のない質量 M 、バネ定数 k 、粘性減衰係数 c をもつ1質点系の振動方程式は、 \ddot{y}_0 を地盤から構造物に入力する外乱の加速度とし、質量 M と地盤との相対変位を x 、相対速度を \dot{x} 、相対加速度を \ddot{x} とすると、式(12)で表される。

$$\ddot{x} + 2h_0\omega_0\dot{x} + \omega_0^2 x = -\ddot{y}_0 \quad (12)$$

ここに、

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{M}}, \quad 2h_0\omega_0 = \frac{c}{M}$$

一般に、地震による応答を小さくするには固有円振動数 ω_0 を小さくするか(免震化)、 h_0 を大きくするとよい。 ω_0 を小さくするには k を小さくするか、 M を大きくする必要がある。しかし、 M を大きくする場合、それを支持する部材の鉛直支持強度を大きくしなければならず、これは k を大きくすることになる。したがって、自重の増加を抑え、質量のみを増加させることが必要となる。

式(12)において質量 M は、絶対加速度を受けて慣性力となるが、絶対加速度ではなく、本装置のように相対加速度 \ddot{x} を受けて慣性力となる質量 $\lambda \cdot m_{eq}$ (λ_1, λ_2 を λ とする)を振動系に組み込む(図-5)と式(13)となる。回転体を含む装置自体の質量は等価質量 m_{eq} に対して非常に小さいため無視できるものとして扱った。

$$\ddot{x} + 2h_1\omega_1\dot{x} + \omega_1^2 x = -\frac{M}{M + \lambda \cdot m_{eq}} \cdot \ddot{y}_0 \quad (13)$$

ここに、

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{k}{M + \lambda \cdot m_{eq}}} \quad 2h_1\omega_1 = \frac{c}{M + \lambda \cdot m_{eq}}$$

式(12)と式(13)を比較して分かるように、相対加速度 \ddot{x} を受けて慣性力となる質量 $\lambda \cdot m_{eq}$ が付与される場合、以下のことが分かる。

①固有円振動数 ω_0 は ω_1 に変化する。つまり、 ω_0 は

$$\omega_0 \times \sqrt{\frac{M}{M + \lambda \cdot m_{eq}}} \text{ に減少する。したがって、周期}$$

$$T_0 = 2\pi\sqrt{\frac{M}{k}} \text{ は、 } T_1 = 2\pi\sqrt{\frac{M + \lambda \cdot m_{eq}}{k}} \text{ に伸長する。}$$

②減衰項 $2h_0\omega_0$ は $2h_1\omega_1$ に変化する。つまり、

$$\frac{M}{M + \lambda \cdot m_{eq}} \text{ 倍に減少する。}$$

③系への入力加速度は $\frac{M}{M + \lambda \cdot m_{eq}}$ 倍に減少する。

つまり、相対加速度 \ddot{x} を受けて慣性力となる質量を付加することは、周期の伸長と振動系への入力加速度の低減を計れるメリットがある反面、減衰項が減少することが分かる。この減少分の粘性減衰は、本装置のもつ粘性減衰を利用することによって補うことができる。

ここで、付加質量のある場合の絶対加速度応答倍率を導く。式(13)において $\lambda=1$ 、構造物の主質量 M と等価質量 m_{eq} との比を質量比 $\alpha (=m_{eq}/M)$ として、複素形の調和地動加速度 $\ddot{y}_0 = a_0 \cdot e^{ipt}$ に対する特解を $x=c \cdot e^{ipt}$ として相対加速度 \ddot{x} を求めると式(14)となる。

$$\ddot{x} = \left(\frac{1}{1 + \alpha} \cdot \frac{-a_0 p^4}{\omega_1^2 - p^2 + 2h\omega_1 i} \right) \cdot e^{ipt} \quad (14)$$

一方、絶対加速度 $\ddot{Y} = \ddot{x} + \ddot{y}_0$ は式(15)で表される。

$$\ddot{Y} = \left(\frac{1}{1 + \alpha} \cdot \frac{-a_0 p^4}{\omega_1^2 - p^2 + 2h\omega_1 i} \right) \cdot e^{ipt} + \ddot{y}_0 \quad (15)$$

したがって、絶対加速度倍率は式(16)となる。

$$\frac{\ddot{Y}}{\ddot{y}_0} = \sqrt{\frac{\left\{ 1 - \left(\frac{\alpha}{1 + \alpha} \right) \cdot \left(\frac{p}{\omega_1} \right)^2 \right\}^2 + \left\{ 2h \cdot \left(\frac{p}{\omega_1} \right) \right\}^2}{\left\{ 1 - \left(\frac{p}{\omega_1} \right)^2 \right\}^2 + \left\{ 2h \cdot \left(\frac{p}{\omega_1} \right) \right\}^2}} \cdot e^{-i(\varphi_1 - \varphi_2)} \quad (16)$$

$$\text{ここに、} \quad \varphi_1 = \tan^{-1} \frac{2h \cdot \left(\frac{p}{\omega_1} \right)}{1 - \left(\frac{\alpha}{1 + \alpha} \right) \cdot \left(\frac{p}{\omega_1} \right)^2}, \quad \varphi_2 = \tan^{-1} \frac{2h \cdot \left(\frac{p}{\omega_1} \right)}{1 - \left(\frac{p}{\omega_1} \right)^2}$$

式(16)において、質量比を $\alpha=0.1 \sim 10$ に、減衰定数を $h=0 \sim 0.3$ に変化させたときの加速度応答倍率を図-6に示

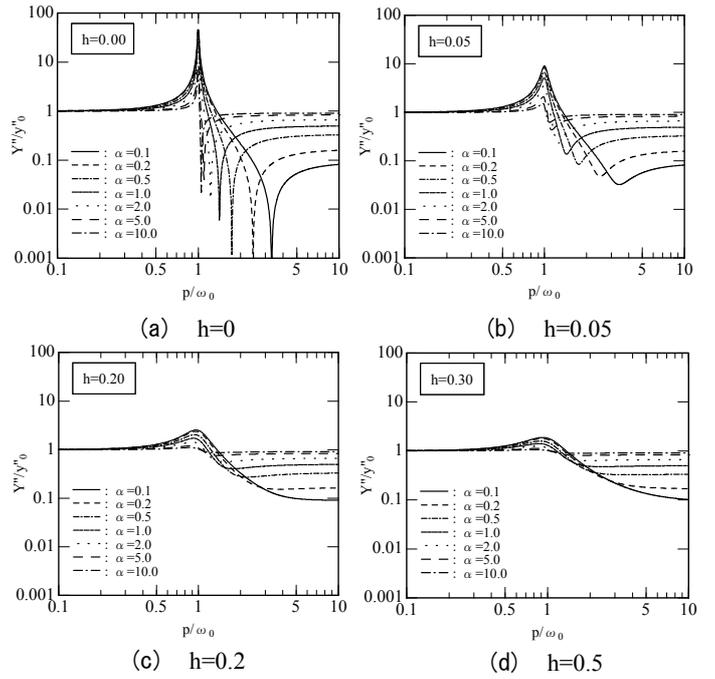


図-6 調和振動に対する絶対加速度応答倍率

す。付加質量のないときは、固有周期を伸ばしていくと絶対加速度応答は0に近づくのに対し、質量比 α を増加させると絶対加速度応答は1に近づく。減衰 h を増やすと、共振点での応答倍率が低下する反面、最小応答倍率の値が上昇することが分かる。また、 $h=0$ で、絶対加速度を0にするためには式(16)の分子を0にすればよく、これらを満たす等価質量 m_{eq} を導くと $m_{eq}=k/p^2$ を得る。これは系のバネ定数 k を外乱の固有円振動数 p の2乗で割った値であり、調和振動を受ける1質点系構造物は、 $m_{eq}=k/p^2$ を付与することにより、絶対加速度を0にすることができることを示唆している。

4. 本装置を組み込んだ多質点系の応答

付加質量のない多質点系の振動方程式は式(17)で、相対加速度 \ddot{x} を受け慣性力となる質量 λm_{eq} を有する振動方程式は式(18)となる。

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [k]\{x\} = -[M]\{1\}\ddot{y}_0 \quad (17)$$

$$([M] + [\lambda m_{eq}])\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [k]\{x\} = -[M]\{1\}\ddot{y}_0 \quad (18)$$

ここで、 $[Mm] = [M] + [\lambda m_{eq}]$ とすると、式(18)は式(19)となる。なお、本装置は層間に等価質量を配置するため、付加質量マトリクス $[\lambda m_{eq}]$ は、剛性マトリクス $[k]$ と同じ形の3重対角マトリクスとなっている。

$$[Mm]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [k]\{x\} = -[Mm]\{\eta\}\ddot{y}_0 \quad (19)$$

表-1 試験体諸元

諸元	記号	単位	TYPE1	TYPE2	TYPE3	TYPE4	TYPE5
慣性質量要素	回転体質量	m_r	$\text{kN} \cdot \text{s}^2/\text{m}$	0.409	1.202	0.583	
	等価質量	m_{eq}	$\text{kN} \cdot \text{s}^2/\text{m}$	19.9	998	484	
	質量増幅率	β	—	48.6	830.5		
	慣性モーメント	I	$\text{kN} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$	0.000002	0.0163	0.0079	
粘性減衰要素	粘性抵抗力	Q_v	kN	—	1,300	900	1,000, 1,300
	軸方向速度	V	m/s	—	0.15	0.15	0.15, 0.15
	粘性体温度	t	$^{\circ}\text{C}$	—	20	20	20, 20
	速度増幅率	S	—	9.1	40.2		
摩擦要素	逆効率	λ_1	—	1.29	1.46		
	正効率	λ_2	—	0.82	0.76		
ねじ軸外径	D_B	mm	20	140			
リード	L_d	mm	20	25			
回転体外径	D_o	mm	58	320			
回転体内径	D_i	mm	24	0(ねじ軸の稼動部分以外)			
有効長さ	L_e	mm	130	1,900	863		
せん断隙間	d_v	mm	2.5	2.5			
粘性体粘度	η_{25}	cSt	—	10,000	20,000	30,000	60,000

ここに、 $\{\eta\} = [Mm]^{-1}[M]\{1\}$ (入力低減係数) (20)

式(20)より、

$$\begin{aligned}
 [M]\{1\} &= [Mm]\{\eta\} = ([M] + [\lambda m_{eq}])\{\eta\} \\
 [M]\{1 - \eta\} &= [\lambda m_{eq}]\{\eta\}
 \end{aligned}
 \tag{21}$$

式(21)において、 λm_{eq} を m として最上階 n 階、中間 i 階、1階での釣合いを求めると、式(22)~式(24)となる。

$$M_n(1 - \eta_n) = m_n(\eta_n - \eta_{n-1}) \tag{22}$$

$$M_i(1 - \eta_i) = -m_{i+1}(\eta_{i+1} - \eta_i) + m_i(\eta_i - \eta_{i-1}) \tag{23}$$

$$M_1(1 - \eta_1) = -m_2(\eta_2 - \eta_1) + m_1\eta_1 \tag{24}$$

式(22)~式(24)より、各階への付加質量 m_n, m_i, m_1 は、入力低減に応じて式(25)~式(27)で表される。

$$m_n = \frac{M_n(1 - \eta_n)}{\eta_n - \eta_{n-1}} \tag{25}$$

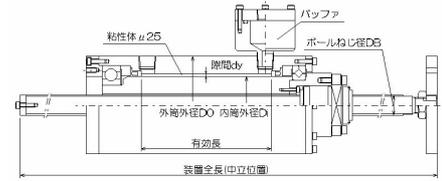
$$m_i = \frac{\sum_{k=i}^n M_k(1 - \eta_k)}{\eta_i - \eta_{i-1}} \tag{26}$$

$$m_1 = \frac{\sum_{k=1}^n M_k(1 - \eta_k)}{\eta_1} \tag{27}$$

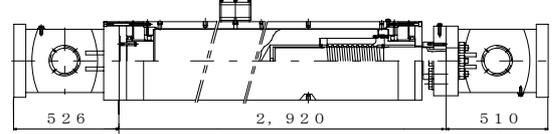
以上より、付加質量が正の値かつ η が 1 以下の条件は、 $1 \geq \eta_i$ かつ $\eta_i > \eta_{i-1}$ となる。付加質量はその階より上の本体質量の線形和となることが分かる。

5. 単体動的加振試験

軸方向慣性力 Q_i および軸方向粘性抵抗力 Q_v の評価式の整合性を検証するため、表-1 に示す 5 タイプの単体試験を実施した。図-7 に試験体概要図を示す。TYPE1 は粘性体の充填されていない小型タイプであり、TYPE2~5



(a) TYPE1



(b) TYPE2~5

図-7 試験体概要図

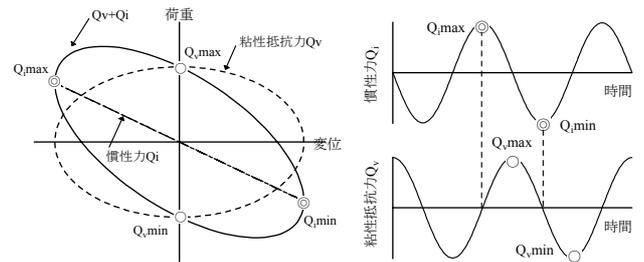


図-8 履歴特性概念図

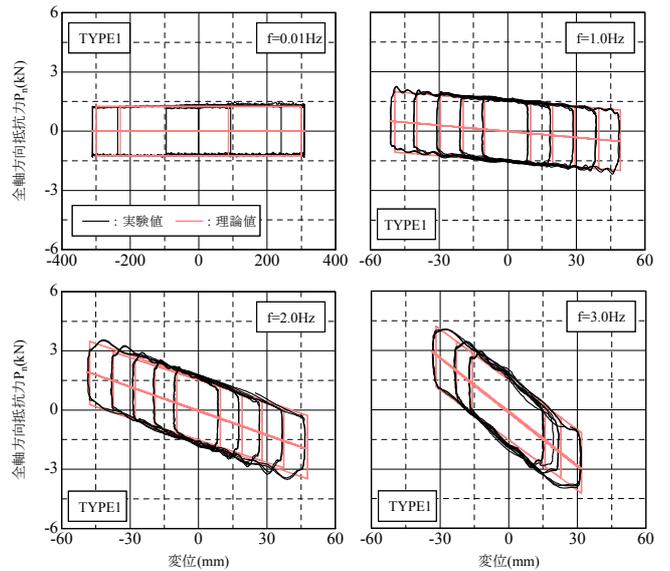
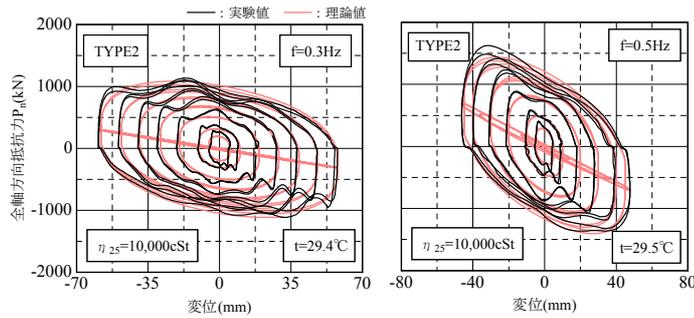
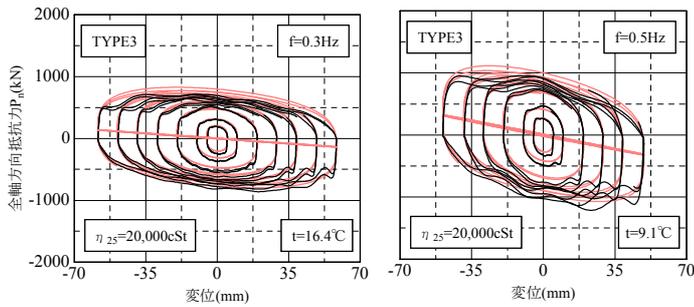


図-9 履歴ループ(TYPE1(粘性体なし))

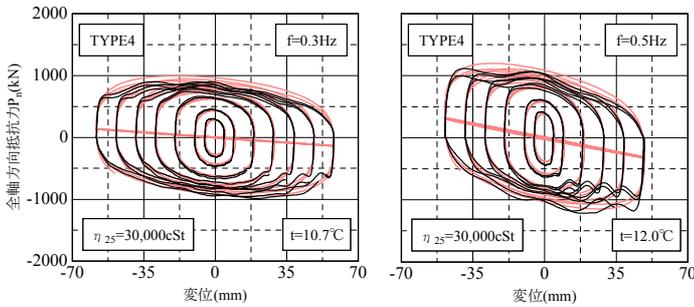
は粘性体の充填された実機相当のタイプである。TYPE1 の質量増幅率 β は 48.6 倍とした。TYPE2 の β は 830 倍、粘性体粘度 η_{25} は 10,000cSt、等価質量 m_{eq} は 998kN・s²/m とした。TYPE3~5 の m_{eq} は、TYPE2 の約 50% になるように、TYPE2 試験体の回転体部分を切断(有効長 1,900→863)し、484kN・s²/m とした。また、 η_{25} は TYPE3 で 20,000cSt、TYPE4 で 30,000cSt、TYPE5 で 6,000cSt とした。図-8 に履歴特性の概念図(λ と Q_f は無視)を示す。 Q_i と Q_v の最大値は、位相が $\pi/2$ ずれて発生するため、両者を足し合わせた履歴ループは、左肩上がりの形状となる。



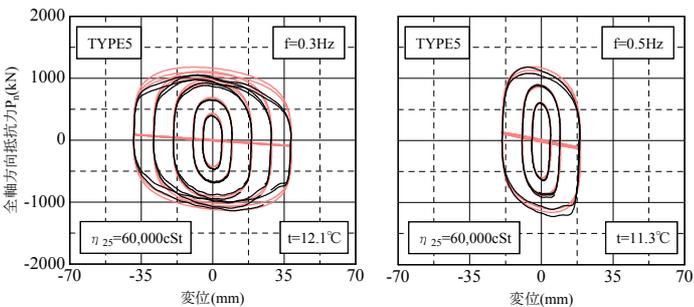
(a) TYPE2



(b) TYPE3

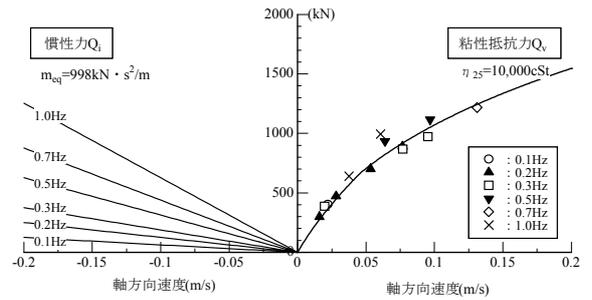


(c) TYPE4

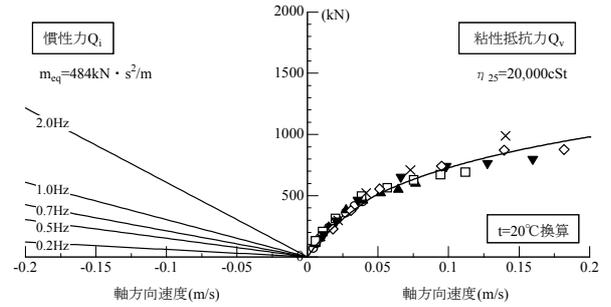


(d) TYPE5

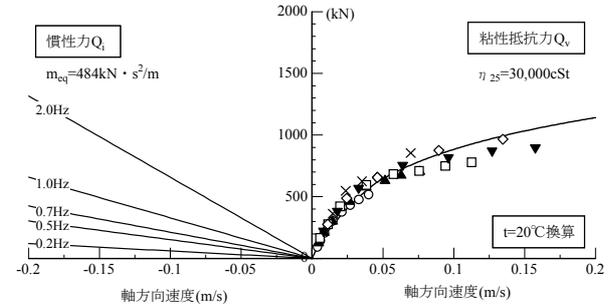
図-10 履歴ループ



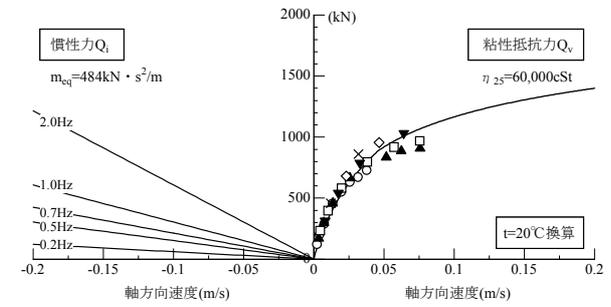
(a) TYPE2



(b) TYPE3



(c) TYPE4



(d) TYPE5

図-11 慣性力と粘性抵抗力

TYPE1 の試験は 50kN ダイナミックアクチュエータ (ACT)が取り付けられた門型フレーム内に試験体を設置し、変位制御による動的加振を行った。入力波形は前後テーパ付きの正弦波とし、振動数 1, 2, 3Hz, 最大速度 0.65m/s, 最大加速度 12.4m/s² の範囲で試験を行った。図-9 に履歴ループおよび等価摩擦係数λの影響を含む慣性力 Q_i の理論値を示す。装置の静摩擦力は 1.25kN であった。高振動数になるにつれ、履歴形状が左肩上がりになっているのが分かる。速度が減速する領域において、慣性力が摩擦力を上回る部分では、正効率となっている。

TYPE3~5 の試験は 3,000kNACT を使用し、振動数 0.1 ~ 1Hz, 最大速度 0.17m/s, 最大加速度 0.79m/s² の範囲で行った。図-10 に振動数 0.3Hz と 0.5Hz の履歴ループ(定常サイクル部分)を、図-11 に各タイプの慣性力(左図)と粘性抵抗力(右図)と速度の関係を示す。右図のプロットは実験の Y 切片荷重を示しており、図中の曲線は式(9)で与えられる理論値を示している。履歴は図-8 で示したように慣性力と粘性抵抗力を足し合わせた形状となっている。慣性力の割合は等価質量と振動数が大きくなるほど、粘性抵抗力の割合は高粘度の材料を使用するほど大

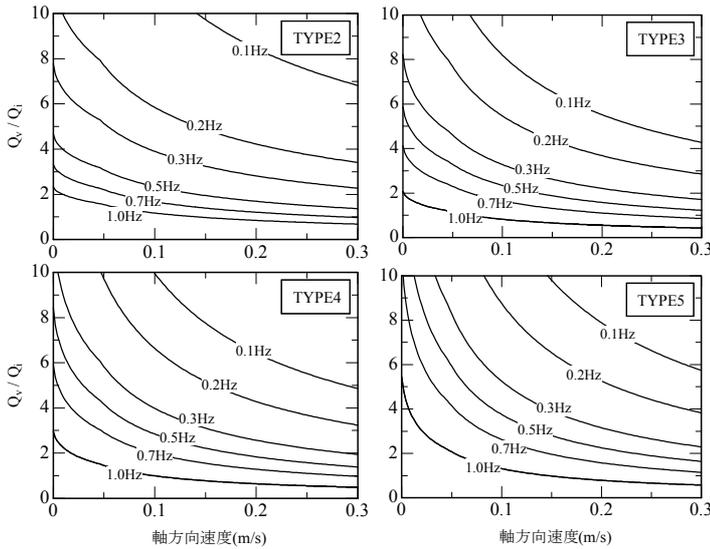


図-12 粘性抵抗力 Q_v と慣性力 Q_i との比

きくなることが分かる。本試験体の場合、粘性抵抗力と慣性力との比率(Q_v/Q_i) (図-12)は、振動数 0.5Hz、速度 0.15m/s 時には、TYPE1 で 1.95,TYPE2 で 1.87, TYPE3 で 2.22, TYPE4 で 2.80 の比率となっている。また、 Q_v をせん断面積で割った単位減衰力と軸方向速度の関係(図-13)より、高粘度になるにつれ初期の勾配が上がり、非線形性が強くなっている。このことは、粘度の高い材料を使用したほうが、微小変形時において高いエネルギー吸収効果を期待できることを意味している。

6. 装置の軸剛性の評価

設計段階において、装置の減衰効果を適切に評価するためには、ブレースなどの付帯架構同様、装置本体の軸剛性の評価が重要となる。ここでは、本装置の軸剛性を把握するため、3,000kNACT による圧縮・引張試験(写真-1)を行った。試験体は TYPE2 とし、試験体の回転体を平行ピンで拘束した。

試験は、ねじ軸位置の異なる 4 箇所(中立, 中立+55mm 伸び, 中立+80mm 伸び, 中立-100mm 縮み)において、圧縮方向で 2,000kN、引張方向で 1,500kN までの(同パラメータで 2 回)計 14 回の試験を行った。図-14 に計測項目および入力サイクルを示す。入力は変位入力とし、最大荷重到達後、最大荷重の 1/2 の点まで除荷し、再度最大荷重まで上昇させ、原点に戻すサイクルとした。

図-15 に装置変位と荷重の関係を示す。表-2 に実験値と理論値との比較を示す。実験値の割線剛性と接線剛性は、1 回目と 2 回目の平均値とした。理論値の算出は、圧縮・引張時それぞれで軸力を伝達する部材(表-3)の軸剛性を直列に接続して評価した。図-16 に個々の部材の軸剛性の理論値を示す。ボールナットおよびスラスト軸受は軸

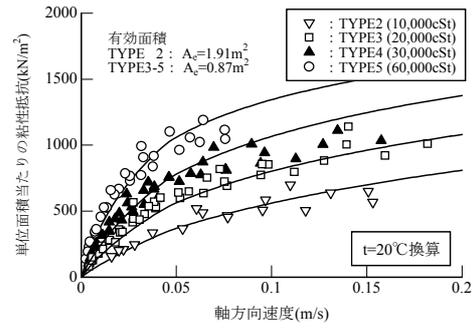


図-13 単位減衰力と軸方向速度との関係



写真-1 圧縮・引張試験状況(TYPE2)

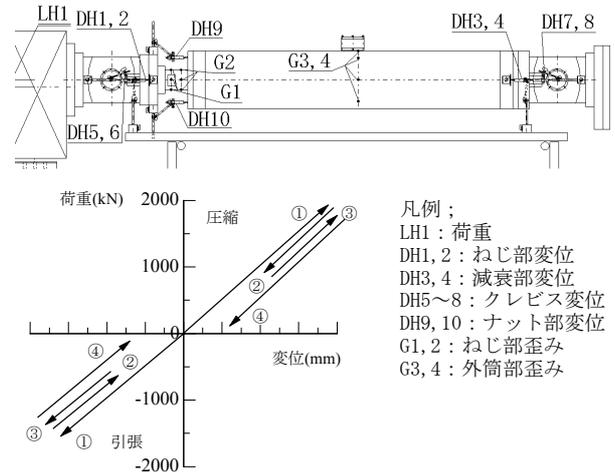


図-14 計測項目および入力サイクル

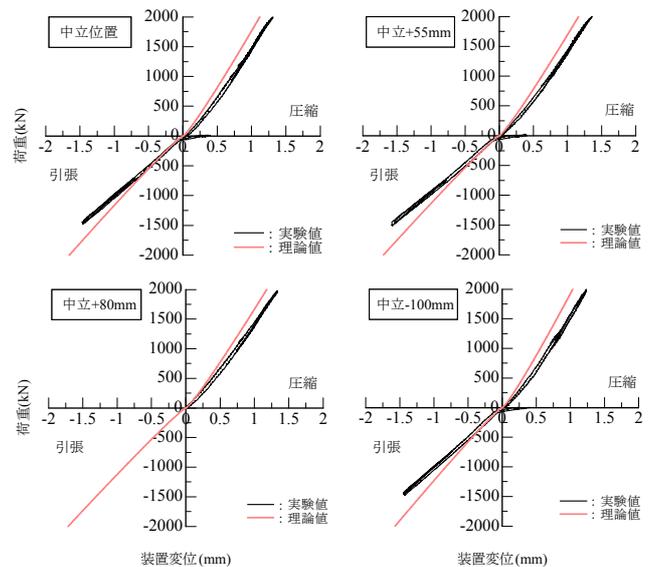


図-15 装置変位と荷重の関係

力の大きさに依存して剛性が変化する特性をもっている。ねじ軸の剛性算出に必要なねじ軸の長さは、ナット中心位置からねじ軸端部までの長さとした。図-17に軸剛性の理論値を示す。実験値に対する理論値の比率は、割線剛性で0.82~0.85、接線剛性で0.83~1.03であり、おおむね一致している。このことより、本装置の軸剛性は対象とするバネを直列に配置することにより評価できることが分かった。

7. まとめ

慣性質量要素を有する本装置の理論的考察および実験結果より、以下の知見が得られた。

- ①ねじ面での力の釣り合いにより、本装置の軸方向慣性力の評価式を導いた。
- ②本装置の回転体の質量 m_r は、軸方向加速度が作用すると、質量増幅率 β 倍された質量となる。
- ③本装置のように相対加速度 \ddot{x} を受けて慣性力となる質量を構造物に付与することは、周期の伸長と振動系への入力加速度の低減を図れる、減衰項が減少することが分かった。この減少する減衰分は、本装置のもつ粘性減衰を減少分上げることによって補うことが可能である。
- ④調和振動を受ける1質点系構造物は付加質量 $m_{eq} = k/p^2$ を与えることにより絶対加速度を0にすることができる。
- ⑤多質点系に本装置を組み込む場合の入力低減効果に応じた各階の付加質量の関係式を導いた。
- ⑥実機レベルの装置単体試験により、慣性質量要素の評価式の妥当性を確認した。
- ⑦本装置の軸剛性は対象とするバネを直列に配置することにより評価できることが分かった。
- ⑧本装置を使って以下のような用途が考えられる。1) 外乱が調和振動数を持つ機械などの防振 2) 免震構造の周期と減衰付与 3) 制震建物の周期調整と減衰の付与 4) 固有周期の異なる建物間の連結制震

謝辞：本試験を実施するに当たり、(株)エヌ・ティ・ティ・ファシリティーズの斉藤賢二様には多大なるご指導・ご鞭撻をいただきました。ここに、深く感謝の意を示します。

参考文献

1) 石丸辰治：構造物の地震応答制御概論，「応用シリーズ2 建築構造物の設計力学と制御動力学」，日本建築学会，pp.199~202，1994.11

表-2 実験値と理論値との比較

ねじ軸位置	ねじ軸 ナット中心位置 までの長さ(mm)	加力方向	割線剛性			接線剛性	
			①実験値 kN/mm	②理論値 kN/mm	①/②	③理論値 kN/mm	③/②
中立	533	圧縮	1462	1782	0.82	1830	1.03
		引張	1002	1183	0.85	1008	0.85
中立+55mm 伸び	588	圧縮	1428	1720	0.83	1741	1.01
		引張	953	1155	0.83	960	0.83
中立+80mm 伸び	613	圧縮	1444	1694	0.85	1704	1.01
		引張	-	-	-	-	-
中立-100mm 縮み	433	圧縮	1559	1906	0.82	1902	1.00
		引張	1010	1236	0.82	1025	0.83

表-3 圧縮・引張時に剛性を考慮する部材

加力方向	剛性を考慮する部材							
	ねじ軸	ボールナット	スラスト軸受	内筒	外筒	軸受ホルダA	軸受ホルダB	ボルト
圧縮時	○	○	○	○	-	-	○	-
引張時	○	○	○	-	○	○	-	○

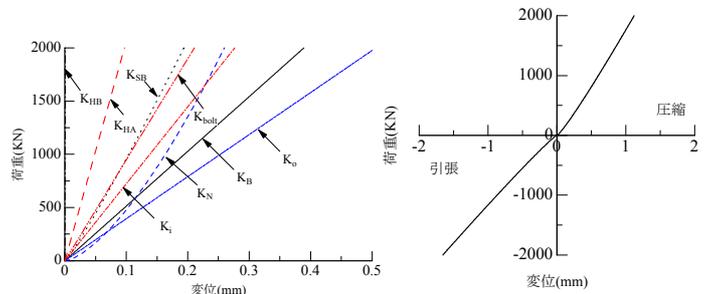


図-16 各部材の剛性(理論値) 図-17 軸剛性の理論値

2) 奥村敦史：振動遮断接続機構，「早稲田大学技術シリーズ」，NO.TLO2000-02，2000.3

3) 古橋 剛・石丸辰治：慣性接続要素によるモード分離 慣性接続要素による応答制御に関する研究(その1)，日本建築学会構造系論文集，第576号，55-62，2004.2

4) Kenji SAITO et al： APPLICATION OF ROTARY INERTIA TO DISPLACEMENT REDUCTION FOR VIBRATION CONTROL SYSTEM，13th World Conference on Earthquake Engineering，2004.8

5) 斉藤賢二他：慣性質量要素を利用した粘性ダンパーによる構造骨組の応答制御，パッシブ制振構造シンポジウム2004，東京工業大学 建築物理研究センター，2004.11

6) 黒田英二他：増幅機構付き減衰装置の開発(その1~その7)，日本建築学会大会学術講演梗概集,1997.8~2000.9

7) 中南滋樹他：増幅機構付き減衰装置の高速度領域における評価(その1~その3)，日本建築学会大会学術講演梗概集,2003.9