

平成21年 6月12日現在

研究種目：若手研究（B）

研究期間：2007～2008

課題番号：19760147

研究課題名（和文） トロイダル可変質量型制振装置の開発

研究課題名（英文） Development of Variable Inertia Damper Using Toroidal Mass Wheels

研究代表者

松岡 太一（MATSUOKA TAICHI）

秋田大学・工学資源学部・助教

研究者番号：80360189

研究成果の概要：本研究は、慣性質量のみ用いて振動低減効果をより高めることを目的として可変慣性質量型の制振装置を開発しようとするものである。主な成果は、①慣性接続質量による反共振振動数を調整させることで振動遮断または低減できる、②制振装置にハーフトロイダル型増減速器を用いた可変慣性質量機構を適用し、慣性質量のみを連続的かつ任意に制御できる、③周波数応答および地震応答の結果、広周波数領域における本装置の振動抑制効果が理論と実験によって実証されたことである。

交付額

（金額単位：円）

	直接経費	間接経費	合計
2007年度	1,900,000	0	1,900,000
2008年度	1,100,000	330,000	1,430,000
年度			
年度			
年度			
総計	3,000,000	330,000	3,330,000

研究分野：工学

科研費の分科・細目：機械工学・機械力学・制御

キーワード：振動制御

## 1. 研究開始当初の背景

振動低減手法としてこれまでに制振装置、免震・耐震装置、動吸振器など数多く研究されてきた。近年の制御技術の向上から、ばね定数や減衰係数または摩擦力を操作し、経済的で効果の高いセミアクティブ型の制振装置の開発が行われ、様々な分野で用いられるようになった。これらの可変力の動的特性は変位や速度にのみに依存するものであった。装置は徐々に小型かつ高性能化されており、抵抗力を補うものとして慣性力が挙げられる。慣性力を利用して振動を抑制、吸収するものとしては、動吸振器、慣性ダンパ、メカ

ニカルスナッパなどがあり多くが実用化されている。対象物間の相対加速度によって生じる慣性力は、慣性接続質量（シリーズマス）として動作する。

しかし振動対象物から最も抑えなければならぬのは力すなわち加速度に比例するものである。加速度を抑制するには加速度に比例する動的特性すなわち慣性力を変化させるという方法がある。奥村教授らは、この慣性接続質量の共振振動数を加振振動数に同期させると、反共振点が生じ、振動を低減もしくは遮断できることを利用した振動遮断接続機構を開発した。研究代表者はその発

展型として、流体の質量移動を用いた振動低減装置を開発し、その成果を発表した。流体を用いた場合、管断面積圧縮比の二乗に比例した慣性質量が得られ、一種の拡大機構であるのに加え、機能性流体を用いることで外部環境によって減衰力だけでなく見かけの慣性質量をも可変させることができるという特長があった。

慣性質量を適宜変化させて反共振に同調させることができれば、より広範囲な周波数域において振動遮断もしくは低減効果があるはずである。これまでも、回転慣性モーメントなどを変化させるものとして二値切替や、LCRダンパなどがあるが減衰力の補助的なものであった。

## 2. 研究の目的

本研究では、慣性質量の回転速度を連続的に変化させて慣性力のみを制御し、振動抑制効果を得ることを目的としたトロイダル可変慣性質量型の制振装置を開発するものである。原理は、車両用に開発されている無段変速機構を応用して、慣性円盤の回転半径を変えることで、変速比の二乗に比例した慣性力が得られ、小さな慣性質量でも大きな効果が得られるというものである。慣性質量のみを機械的および連続的に直接可変にして制御する装置はあまり例がない。

本制振装置を試作し、可変慣性質量を確かめるために抵抗力特性を測定した。次に、周波数領域における振動低減効果を確認するために、一自由度振動モデルを用いた周波数応答実験および地震応答実験とそれらの解析を行った。車両等に比べて地震動の制御は応答が早く、時間遅れが必ず生じるだけでなく、慣性質量は二次遅れ系となるため、その制御手法を模索すると共に、振動抑制効果を確認し、本装置の有効性を実証した。

## 3. 研究の方法

### (1) 実験装置の設計および製作

本件で提案するトロイダル可変慣性質量型制振装置の構造を図1に、その諸元を表1に示す。本装置は、ピストンシリンダ、ロッドエンド、ボールねじ、ボールナット、ベアリング、カップリング、ハーフトロイダル型円盤①および②、パワー伝達円盤、クロスローラーベアリング、皿ばね、フライホイール、サーボモータからなる。

ボールねじ機構によってピストンの相対運動が回転運動に変換され、ハーフトロイダル型円盤①（以降トロイダル円盤と記す）が回転する。トロイダル円盤②にはフライホイールが取り付けられている。図1に示す二つに向かい合うトロイダル円盤①および②は、角度を任意に変えられるパワー伝達円盤を介して取付けてある。パワー伝達円盤の傾転角

を調整することによって円盤の回転半径が変わり、その回転速度が変化する。慣性モーメントの大きさは回転速度すなわち回転半径比に比例するため、大きな慣性力が必要な時は、回転半径比を大きくし、小さな慣性力の場合は回転半径比を小さくすることで慣性力を任意に変えることができる。

パワー伝達円盤はトロイダル円盤との接触面の摩擦力を保持するために、皿ばねにより中心軸方向に予圧されている。パワー伝達円盤の傾転角は15~75度まで操作可能であり、独立した二個のサーボモータによって制

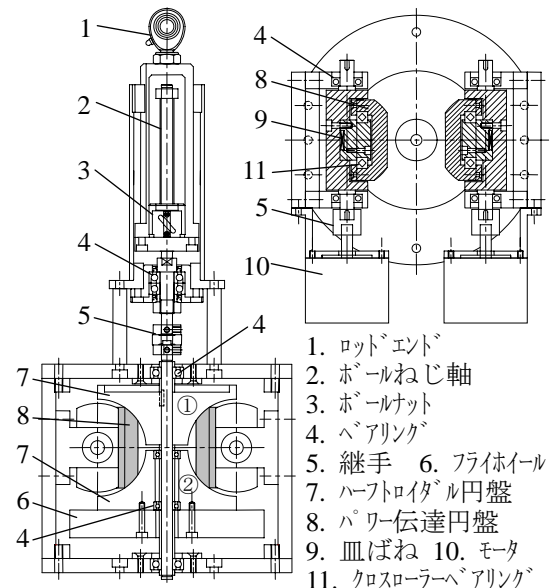


図1 試作装置

表1 設計諸元

ハーフトロイダル円盤	傾転中心半径	$r_t$	50 mm
	キャビティ半径	$r_0$	35 mm
	キャビティアスペクト比	$k_0$	0.43
	密度 (鉄)	$\rho$	7850 kg/m <sup>3</sup>
	慣性モーメント	$I_T$	7.36×10 <sup>-4</sup> kgm <sup>2</sup>
パワー伝達円盤	軸までの距離	$a$	19.6 mm
	軸までの距離	$b$	29 mm
	半頂角	$\theta_0$	$\pi/4$ rad
	傾転角	$\phi$	$\pi/12 \sim 5\pi/12$ rad
	慣性モーメント	$I_P$	1.36×10 <sup>-4</sup> kgm <sup>2</sup>
フライホイール	外径		140 mm
	厚さ		20 mm
	密度 (銅)		8500 kg/m <sup>3</sup>
	慣性モーメント	$I_C$	6.41×10 <sup>-3</sup> kgm <sup>2</sup>
ボールねじ	リード	$L$	4 mm
	直径		10 mm
	回転効率	$\eta$	0.94
	ストローク		±38 mm
モータ	トルク比		0.42 Nm
	感度		0.72°/step
	最大回転速度		3000 rpm

御される。

(2) 理論式の導出

トロイダル円盤およびパワー伝達円盤をそれぞれ図3(a), (b)に示すように中心軸方向に微小要素に分割したとき、その微小要素の回転慣性モーメント  $dI$  は

$$dI = \frac{1}{2} \rho \pi R_i^2 dh \times R_i^2 \quad (1)$$

となり、ここで  $dh$  は微小要素の幅、 $R_i$  は円盤の原点から距離  $h$  における回転半径、 $\rho$  は材料の密度である。半径  $R_i$  は図3から幾何学的に次式で与えられる。

$$R_1 = r_t - \sqrt{r_0^2 - h^2} \quad (2)$$

$$R_2 = \sqrt{r_0^2 - h^2} \quad (3)$$

ここで、 $r_t$  は傾転中心半径（トロイダル円盤の外径に同じ）、 $r_0$  はキャビティ半径を示す。式(2)を式(1)に代入して積分することにより、トロイダル円盤の回転慣性モーメント  $I_T$  が得られ、その式は

$$I_T = \frac{\rho \pi r_0}{2} \left\{ r_t^4 + 4r_t^2 r_0^2 + \frac{8}{15} r_0^4 - \pi r_t r_0 \left( r_t^2 + \frac{3}{4} r_0^2 \right) \right\} \quad (4)$$

となる。同様に式(1), (3)からパワー伝達円盤の回転慣性モーメント  $I_P$  は次式となる。

$$I_P = \frac{\rho \pi}{2} \left\{ r_0^4 (b-a) - \frac{2}{3} r_0^2 (b^3 - a^3) + \frac{b^5 - a^5}{5} \right\} \quad (5)$$

ここで  $a$  および  $b$  は図2に示されるように傾転中心から厚さ方向の距離である。

一方、パワー伝達円盤の任意時姿勢を図3に示す。パワー伝達円盤の傾転角  $\phi$  と回転半径比すなわち変速比の関係は、図3から幾何学的に次式で表される。

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{r_t - r_0 \cos \phi}{r_0 \sin \theta_0} \quad (6)$$

$$\frac{r_1}{r_3} = \frac{r_t - r_0 \cos \phi}{r_t - r_0 \cos(2\theta_0 - \phi)} \quad (7)$$

なお、 $r_1, r_2, r_3$  はそれぞれトロイダル円盤①、パワー伝達円盤、トロイダル円盤②の接触回転半径である。パワー伝達円盤の回転慣性モーメント  $I_P$  は変速比  $r_1/r_2$  に、フライホイールおよびトロイダル円盤②の回転慣性モーメント  $I_T + I_C$  は変速比  $r_1/r_3$  にそれぞれ比例するので、ボールねじ軸に働く全慣性トルク  $T$  は

$$T = I_T \ddot{\theta}_1 + \frac{r_1}{r_2} I_P \ddot{\theta}_2 + \frac{r_1}{r_3} (I_T + I_C) \ddot{\theta}_3 \quad (8)$$

ここで  $\theta_1, \theta_2, \theta_3$  はトロイダル円盤①、パワー伝達円盤、トロイダル円盤②の回転角である。なお、各回転慣性モーメントは式(4), (5)に加え、フランジ部および中空部の差分が足

し合わされている。ボールナットの直線運動力  $F$  とボールねじ軸の回転トルク  $T$  は一般的に次式で表される。

$$F = \frac{1}{\eta} \left( \frac{2\pi}{L} \right) T \quad (9)$$

ここで  $\eta$  はボールねじの逆作動変換効率を表し、 $L$  はボールねじのリードである。各軸の回転角とボールナットの並進量  $u$  との関係は  $\theta_i = (r_1/r_i)(2\pi/L)u$  なので、式(6)~(9)より

$$F = \frac{1}{\eta} \left( \frac{2\pi}{L} \right)^2 \left\{ I_T + \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 I_P + \left( \frac{r_1}{r_3} \right)^2 (I_T + I_C) \right\} \ddot{u} \quad (10)$$

上式からわかるように、傾転角を変化させることで、付加慣性質量を変化させることができる。この加速度項の係数を  $m_e$  とする。

(3) 慣性力測定実験

制振装置の一方を固定壁に取付け、他方をロードセルを介してモータからのスライダリンク機構に取付けて正弦波状変位を加えて抵抗力特性を測定した。振幅 10 mm、周波数 0.18 Hz に設定し、パワー伝達円盤の傾転角を  $\pi/12$  rad ( $r_1/r_3 = 0.40$ ),  $\pi/4$  rad (1.00),  $\pi/3$  rad (1.65),  $5\pi/12$  rad (2.53) の四通りに変化させて、その際の荷重と変位の関係を測定した。実験装置を図4に示す。

実験結果を式(10)から得られる計算結果と併せて図5に示す。なお、摩擦力は実験結果から同定した。図5から左肩上がりの直線で示される慣性力に加え、摩擦力が組み合わさっていることがわかる。これは、トロイダル

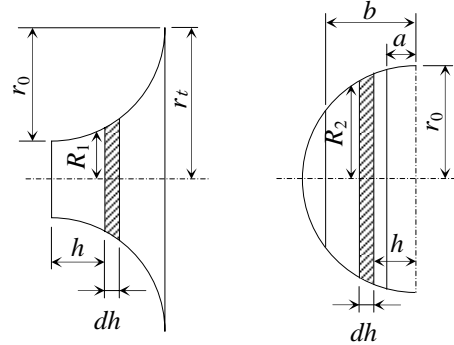


図2 微小円盤モデル

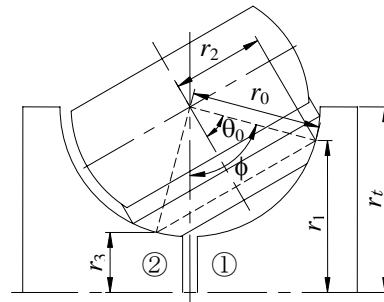


図3 パワー伝達円盤姿勢図



図4 実験装置

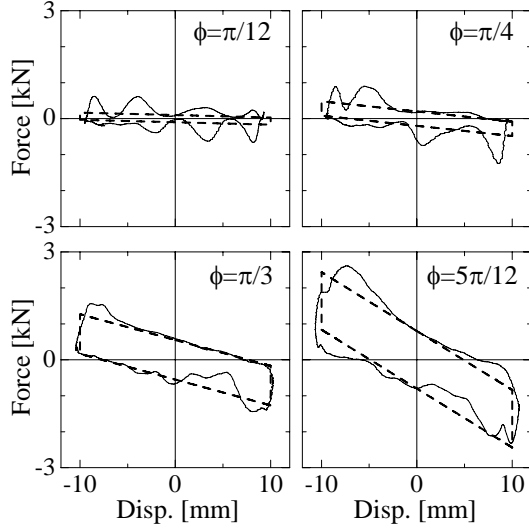


図5 実験結果 (実線は実験, 破線は計算)

円盤とパワー伝達円盤間のトルク伝達のための摩擦力によるものであるが、その伝達トルク増加に比例して垂直抗力が上がるため、傾転角が大きくなると摩擦力も増加すると考えられる。高速回転時において、荷重が抜けている箇所があるが、これは高いトルクによってスリップ現象が起きたと考えられる。また、実験結果と計算結果が概ね一致していることがわかる。

#### (4) 数値解析

本制振装置が取り付けられた主質量  $m$ 、減衰係数  $c$ 、ばね定数  $k$  の一自由度振動モデルを図6(a)に示す。本モデルの運動方程式は

$$m\ddot{x} + m_e(\ddot{x} - \ddot{z}) + c(\dot{x} - \dot{z}) + k(x - z) = 0 \quad (11)$$

となる。ここで  $u = x - z$  を用いて表すと、

$$(m + m_e)\ddot{u} + c\dot{u} + ku = -m\ddot{z} \quad (12)$$

となり、これは図6(b)に示すような主質量  $(m + m_e)$  に外力が作用する単純な振動系と等価になる。調和振動  $x = X e^{i\omega t}$ 、 $z = Z e^{i\omega t}$  として式(12)を絶対座標系  $x$  について整理すると、伝達率  $T = (X/Z)$  は

$$T = \frac{\sqrt{(1 - \varepsilon v^2)^2 + 4\zeta^2 v^2}}{\sqrt{\{1 - (1 + \varepsilon)v^2\}^2 + 4\zeta^2 v^2}} \quad (13)$$

となり、これは振動遮断装置と同じとなる。ここで  $\varepsilon$  は質量比、 $\zeta$  は減衰比、 $\omega_n$  は固有振動数、 $v$  は振動数比として次式で定義する。

$$\varepsilon = \frac{m_e}{m}, \quad \zeta = \frac{c}{2\sqrt{mk}}, \quad \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad v = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (14)$$

式(13)を  $v^2$  で一階微分して零と等値にすることによって、質量比  $\varepsilon$  の最適値を導くと次式となる。

$$\varepsilon = \frac{2 + (4\zeta^2 - 1)v^2 + v\sqrt{v^2 + 16\zeta^2(1 + \zeta^2 v^2)}}{2v^2} \quad (15)$$

また、伝達率の極大値および極小値における振動数比  $v$  (添え字は小さい方から 1, 2) はそれぞれ

$$\left. \begin{aligned} v_1^2 \\ v_2^2 \end{aligned} \right\} = \frac{1 + 2\varepsilon \mp \sqrt{1 + 8\zeta^2(1 + 2\varepsilon)}}{2\varepsilon(1 + \varepsilon) - 4\zeta^2(1 + 2\varepsilon)} \quad (16)$$

となるが、減衰が無視できる程小さい場合は式(16)から  $v_2$  は

$$v_2 = \sqrt{1/\varepsilon} \quad (17)$$

となり、これは反共振振動数である。加振振動数に付加慣性質量による反共振振動数を同期させると、その振動は低減できる。さらに、慣性質量の効果によって振動系の共振振動数  $v_1$  が低くなることがわかる。式(16)の  $v_2$  を式(13)に代入し、極小点における伝達率を求めると次式となる。

$$T|_{v_2} = \sqrt{\frac{B}{A + B}} \quad (18)$$

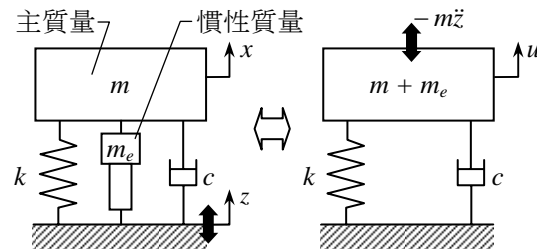
$$A = 2\varepsilon^2 + (1 + 2\varepsilon)\left\{1 + 4\zeta^2 + \sqrt{1 + 8\zeta^2(1 + 2\varepsilon)}\right\}$$

$$B = \varepsilon^2 \left\{ \sqrt{1 + 8\zeta^2(1 + 2\varepsilon)} - 1 - 4\zeta^2 \right\} + 8\zeta^2(1 + 2\varepsilon)(\varepsilon - \zeta^2)$$

上式より  $\zeta = 0$  の場合は質量比に関係なく  $v_2$  の所で  $T = 0$  となり完全に振動を遮断できることがわかる。ところで、式(16)より

$$\zeta < \frac{\sqrt{\varepsilon(1 + \varepsilon)}}{\sqrt{2(1 + 2\varepsilon)}} \quad (19)$$

という条件が得られる。減衰比が式(19)右辺の値以上になると、反共振点(極小値)が出



(a) リアルモデル (b) 等価モデル

図6 解析モデル

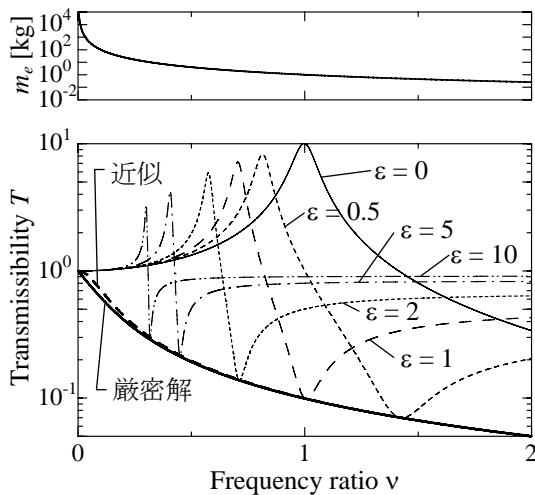


図7 周波数応答

てこなくなるが、実用的には減衰比が式(19)を上回することは殆どないか、もしくは質量比が限りなく小さい場合すなわち本装置の適用外である。

これらの理論式を確かめるために、数値計算を行った。式(15)から得られる最適な慣性質量および伝達率の計算結果を図7に示す。振動系の減衰比は $\zeta=0.05$ とした。式(15)から得られる厳密な最適解、および式(17)から得られる近似解は極低振動数域で若干差異が見られるものの、ほとんど同じであり、各共振曲線の反共振点(図中下に凸)を通っていることがわかる。

式(15)および(17)からわかるように、減衰比が大きい場合、低振動数比では式(17)は式(15)に比べて差が大きくなるため、厳密に反共振点を通らない。この誤差は減衰比が少ない場合はその影響は少なく、式(15)と式(17)はほぼ同じである。

したがって、装置の慣性質量を式(15)から $m_e = k/\omega^2$ になるように操作すれば、広範囲に振動を遮断もしくは低減できる。また、慣性質量が増すにつれて固有振動数とともに遮断周波数も低い方に移動する。制御時は遮断周波数における最小振幅比の点を通ることがわかる。これにより、本研究で提案した理論が確かめられた。

地震入力時における本制振装置の振動抑制効果を確認するために、周波数応答解析で用いた一自由度振動モデルにインペリアルバレー地震(1940)エルセントロ南北成分を $3 \text{ m/s}^2$ に、日本海中部地震(1983)秋田港南北成分、兵庫県南部地震(1995)神戸海洋気象台南北成分、日本建築センター模擬波BCJ-L2を $2 \text{ m/s}^2$ にそれぞれ基準化した波形を入力した場合の主質量の地震応答解析を行った。主質量の絶対加速度および相対変位

表2 地震応答

		Acc.	Disp.
エルセントロ	装置なし	0.41	27.8
	最適比例制御	0.31	22.6
	非制御( $m_e=20$ 一定)	0.72	19.9
神戸	装置なし	0.50	35.0
	最適比例制御	0.49	34.3
	非制御( $m_e=20$ 一定)	0.47	27.2
秋田港	装置なし	0.94	67.8
	最適比例制御	0.61	61.1
	非制御( $m_e=20$ 一定)	0.59	50.7
BCJ-L2	装置なし	1.57	115
	最適比例制御	1.40	114
	非制御( $m_e=20$ 一定)	1.18	101
	非制御( $m_e=10$ 一定)	1.36	112

Acc.;  $\text{m/s}^2$ , Disp.; mm

を算出した。なお、本解析では、実際の実験を想定して、付加慣性質量の上限を $m_e = 20 \text{ kg}$ としたが、制御時は試行錯誤により $1 \sim 10 \text{ kg}$ とした。

地震応答解析結果の最大値をまとめて表2にまとめて示す。振動モデルのパラメータは、装置非装着時でもある程度の免震効果が表れているが、それよりも制御時の方が良い場合があることがわかる。非装着時に対して応答加速度は最大で $3/4$ 、応答相対変位は $4/5$ 程度に低減している。また、装置装着時においても非制御時に比べて制御時の方が比較的優れていることがわかる。

#### 4. 研究成果

可変慣性質量機構をもつ制振装置を開発し、その抵抗力特性を測定した。また、一自由度振動モデルを用いた周波数応答および地震応答解析を行った。主な成果は以下の通りである。

- (1) ハーフトロイダル型円盤およびパワー伝達円盤からなる可変慣性質量機構により、慣性質量のみを連続的に制御できる。
- (2) 抵抗力特性実験の結果、実験値と理論値がほぼ一致しており、理論式が確かめられた。その特性は加速度比例の慣性力および摩擦力の和で与えられる。
- (3) 一自由度振動モデルを用いた周波数応答実験の結果、広周波数領域において振動を遮断することができる。
- (4) 一自由度振動モデルを用いた地震応答実験の結果、制振装置を取付けない場合に比べて、比例制御時における最大応答加速度は $3/4$ 程度に、最大相対変位は $4/5$ 程度に低減した。

(5) 慣性接続質量のみを変化させることで振動抑制に効果があることが実証された。

## 5. 主な発表論文等

(研究代表者、研究分担者及び連携研究者には下線)

[学会発表] (計1件)

- ① 松岡太一, トロイダル型可変慣性質量型制振装置の研究, 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2008, No.436, 2008.9.3. 横浜.

[その他]

## 6. 研究組織

### (1) 研究代表者

松岡 太一 (MATSUOKA TAICHI)

秋田大学・工学資源学部機械工学科・助教

研究者番号：80360189