

転動型制振装置の最適パラメータに関する研究

作間友幸^{*1}・島崎洋治^{*2}

Optimum Parameters for a Tuned Rotary-Mass Damper

by

Tomoyuki SAKUMA, Yoji SHIMAZAKI

(Received on Mar. 29, 2002)

Abstract

We suggest a new mechanical vibration absorber, tuned rotary-mass damper (TRMD), which consists of a rolling mass (Rotary-Mass) and a container allowing the free movement of the mass along its inner arc. This TRMD has a simple construction and is applicable to structures which may vibrate in higher frequency modes. The tuning of TRMD can be performed by adjusting the diameter of the Rotary-Mass and the internal curvature of the container. To determine optimal damping and tuning ratios for a linear system of TRMD, a TMD design technique is applied. The frequency response analysis is also performed for the nonlinear system of TRMD. It is shown that optimal parameters vary according to the nonlinearity.

Keywords: Vibration Control, Tuned Mass Damper, Nonlinear Analysis, Optimum Design,

1. 緒言

風や地震に対する構造物の制振は、工学上重要な課題である。今まで、転動する回転子(転動子)とそれを受けける円弧の容器(外殻)から構成される転動型制振装置(Tuned Rotary-Mass Damper: 以下 TRMD)を提案し、実験により本装置の制振効果を評価し、その有効性を確認してきた¹⁾。また、非線形性を考慮した理論式を導出し、実験との比較によりその妥当性についても検証を行った。本装置は、従来のパッシブ型制振装置 TMD の挙動とは異なり、制振力に非線形性を有している。従って、実際の構造物に TRMD を有効に適用する場合、設計時に装置の制振力の非線形特性を十分に把握できている必要がある。

本論文では、まず、パッシブ型動吸振器の最適設計法として古くから知られている定点理論^{2),3)}をTRMDに適用し、線形領域での最適パラメータを導出する。次に、非線形を考慮した理論式に対し、周波数応答解析を行い、非線形領域での最適パラメータの傾向を考察する。

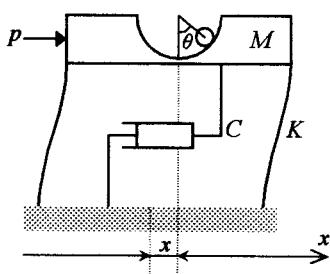


Fig. 1 TRMD-structure system

2. 線形領域での最適パラメータ

2.1 本論文で使用する記号の説明

x	: 構造物の変位	θ	: 転動子の振れ角
M	: 構造物の質量	m_t	: 転動子の質量
C	: 構造物の減衰係数	c_t	: 粘性減衰係数
K	: 構造物のばね定数	μ'	: クーロン摩擦係数
P	: 調和外力	F_t	: TRMD の制御力
N	: 垂直抗力	ℓ	: 転動子重心の運動半径
ξ_s	: 構造物の減衰比	ξ_t	: TRMD の減衰比
ω_s	: 構造物の角振動数	ω_t	: TRMD の角振動数
μ	: 質量比	m'_t	: $m_t + I/r^2 = m_t + B$
γ	: 同調比	I	: 慣性モーメント
β	: 外力振動数比	r	: 転動子の半径
g	: 重力加速度		

2.2 運動方程式

Fig.1 は、TRMD-構造物の力学モデルである。このような構造を持つ TRMD-構造物の運動方程式は、次式のようになる。

$$m' \ell \ddot{\theta} + \mu' N \operatorname{sgn} \dot{\theta} + c_{\ell} \ell \dot{\theta} + m_{\ell} g \sin \theta + m_{\ell} \ddot{x} \cos \theta = 0 \quad \dots \dots \dots \quad (2)$$

式(1),(2)を $\mu' \equiv 0$, $\theta \approx 0$ (線形仮定) とすると次式となる

$$(1+\mu)\ddot{x} + 2\xi_s\omega_s\dot{x} + \omega_s^2 x = -\mu\ell\ddot{\theta} + \frac{p}{\omega_s} \quad \dots \dots \dots \quad (3)$$

この定常振動に対する応答の解は、次のように仮定できる。

$$x \equiv \bar{X} \exp(i\alpha t), \quad \theta \equiv \bar{\theta} \exp(i\alpha t), \quad p \equiv \bar{P} \exp(i\alpha t)$$

さらに、次のような無次元量を導入する。

*1 大学院工学研究科土木工学専攻博士課程前期
*2 工学部土木工学科教授

定点での応答倍率は、 β_p^2 あるいは β_ϱ^2 を式(9)に代入して次式となる。

$$D|_{\beta=\beta_P=\beta_Q} = \sqrt{\frac{2+\mu\{1+(B/m'_t)\}}{\mu\{1-(B/m'_t)\}}} \dots \dots \dots (16)$$

次に最適減衰比(ξ_{opt})を導出する。最適減衰比(ξ_{opt})は、
 $\frac{d(P^2)}{d(\beta^2)} = 0$ から導かれる。そして、式(14),(15),(16)を考慮す
るごとく減衰比 ξ_t は次式で表される。

$$\xi_t^2 = \frac{1}{8} \frac{\mu \{1 - (B/m_t')\}}{1 + \mu} \left[3 \mp \sqrt{\frac{\mu \{1 - (B/m_t')\}}{2 + \mu \{1 + (B/m_t')\}}} \right] \dots \dots \dots (17)$$

最適減衰比(ζ_i)_{opt}は、式(17)の2つの減衰比の平均とすると次式で表すことができる。

ここで、転動子が円柱の場合の慣性モーメントを考慮すると、

$$B/m_t' = \left\{ m_t r^2 / 2 \right\} r^2 / \left\{ m_t + \left(m_t r^2 / 2 \right) r^2 \right\} = 1/3 \dots \dots \dots \quad (19)$$

よって、式(14), (18)に式(19)を代入すると、最適同調比 γ_{opt} および最適減衰比 $(\xi_i)_{opt}$ は次式となる。

$$\gamma_{opt} = \frac{\sqrt{1+\mu/3}}{1+\mu} \quad \dots \dots \dots \quad (20) \quad (\xi_t)_{opt} = \sqrt{\frac{2\mu}{8(1+\mu)}} \quad \dots \dots \dots \quad (21)$$

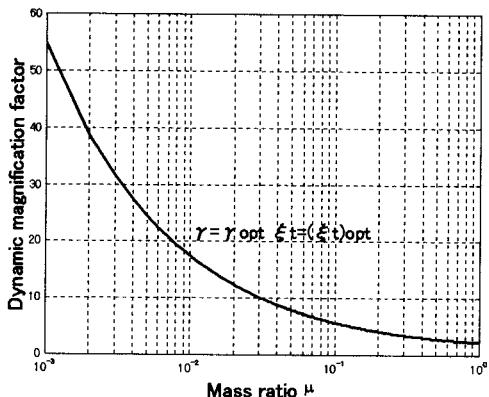


Fig.4 The relation between frequency response and mass ratio

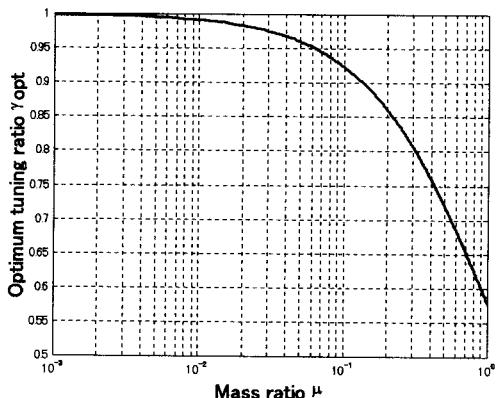


Fig.5 The optimum tuning ratio in the linear domain

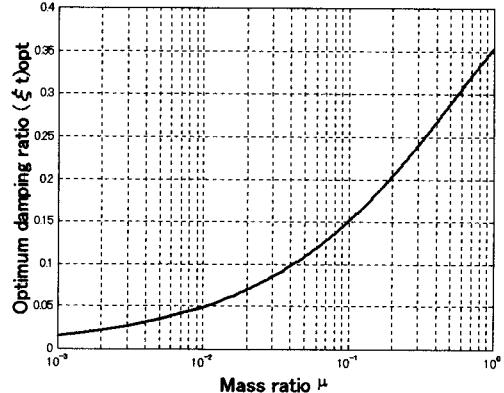


Fig.6 The optimum damping ratio in the linear domain

Fig.4 は、各質量比 μ に対して式(20)より最適同調比 γ_{opt} および式(21)より最適減衰比(ζ_1)_{opt} を選び、それぞれの質量比に対する最大の応答倍率(定点での応答倍率)を求めたものである。例えば、質量比 μ が 0.01 のとき最大応答倍率は 20 以下に抑えられていることがわかる。

Fig.5 は、各質量比 μ に対して最適同調比 γ_{opt} を示したものである。Fig.5 より質量比 μ が 10^{-3} から 10^0 のとき最適同調比 γ_{opt} は 1.0 から 0.6 となっている。また、**Fig.6** は、各質量比 μ に対して最適減衰比(ξ_i)_{opt} を示したものである。Fig.6 より質量比 μ が $10^{-3} \sim 10^0$ のとき最適減衰比(ξ_i)_{opt} は 0 から 0.35 の値となっており、質量比 μ を増加した場合には、大きな減衰力が必要だということがわかる。

3. 非線形領域での最適パラメータ

3.1 周波数応答特性

非線形領域での最適同調比 γ_{opt} および最適減衰比(ξ_s)_{opt}を把握することを目的とし、Fig.1 で示した TRMD-構造物の力学モデルに対して周波数応答解析を行う。数値解析では、構造物の質量 M を 100kg、減衰比 ξ_s を 0.005、固有振動数 f_1 を 1.0Hz、転動子の質量 m_t を 1.0kg とし、式(1),(2)で示した運動方程式に対し、4 次の Runge-Kutta 法を適用して行う。

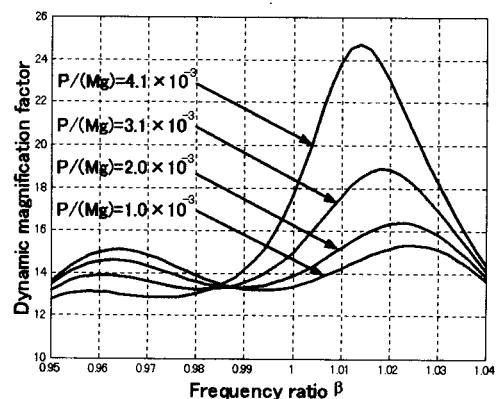


Fig.7 The frequency response with $p/(Mg)$ ratios

Fig.7 は、外力比($p/(Mg) = 1.0 \times 10^{-3} \sim 4.1 \times 10^{-3}$)を変化させたときの応答倍率を示す。ここでは式(20),(21)より求めた最適同調比および最適減衰比($\gamma = 0.9917$, $\zeta_t = 0.0498$)を用いた。外力比が小さいときは、応答は小さくなる。しかし、応答曲線は明

らかに外力比に依存しており、外力比が大きくなると2つのピークが次第に1つに移行する特性を有している。

3.2 非線形領域での最適同調比と最適減衰比の傾向

式(20),(21)より求めた線形領域での最適同調比 γ_{opt} および最適減衰比 $(\xi_t)_{opt}$ は、非線形領域では適用できない。そのため、応答倍率が最も小さくなるような同調比 γ および減衰比 ξ_t を非線形領域での最適パラメータとする。

Fig.8は、同調比 γ および減衰比 ξ_t を一定とし、外力比 $p/(Mg)$ を変化させたときの最大応答倍率を示したものである。同調比 $\gamma=0.9955$ 、減衰比 $\xi_t=0.0514$ のときは、外力比が 1.0×10^{-4} から 2.0×10^{-3} までは応答が小さくなるが、外力比が 2.0×10^{-3} から 1.0×10^{-2} では、応答が大きくなる。同調比 $\gamma=1.0927$ 、減衰比 $\xi_t=0.0834$ のときは、外力比が 2.0×10^{-3} から 1.0×10^{-2} でも、非制振時の1/2以下に応答を抑えられていることがわかる。従って、各外力比に対して適切な同調比 γ および減衰比 ξ_t を選ぶことで非線形領域での応答を小さくできる。

Fig.9は、各外力比 $p/(Mg)$ に対して非線形領域での最適同調比 γ_{opt} の傾向を示したものである。最適同調比 γ_{opt} は、外力比が 1.0×10^{-4} から 2.0×10^{-3} まではほぼ一定の値である。外力比が 2.0×10^{-3} から 8.0×10^{-3} では値が大きくなる。**Fig.10**は、各外力比 $p/(Mg)$ に対して非線形領域での最適減衰比 $(\xi_t)_{opt}$ の傾向を示したものである。最適減衰比 $(\xi_t)_{opt}$ は、外力比が 1.0×10^{-4} から 4.0×10^{-3} まではほぼ一定の値である。外力比が 4.0×10^{-3} から 8.0×10^{-3} では値が大きくなる。これらのことからTRMDは、外力比が 2.0×10^{-3} 以上のとき非線形性の影響を強く受けないと考えられる。

Fig.11は、式(20),(21)より求めた最適同調比および最適減衰比($\gamma=0.9917, \xi_t=0.0498$)を一定とし、外力比 $p/(Mg)$ に対する転動子の最大振れ角を示したものである。**Fig.11**は、外力比が 2.0×10^{-3} 付近では、最大振れ角が20度程度になっている。従って、転動子の振れ角が20度以上になった場合、非線形性の影響が強くあらわれるが、大きな減衰力を設定することで応答を小さくできると考えられる。

4. 結言

TRMDに定点理論を適用し、線形領域での最適パラメータを導出した。また、非線形を考慮した理論式に対し、周波数応答解析を行い、非線形領域での最適パラメータの傾向を示すことができた。TRMDは外力比に依存性を示すため、外力比が小さい場合には、線形領域での最適パラメータが有効であることを示すことができた。また、外力比が大きい場合には、同調比および減衰比を調整することでTRMDの最適な制振効果が得られることを示した。

参考文献

- 1)尾畠守夫他,複数個設置した転動型制振装置の制振効果,土木学会第27回関東支部技術研究発表会講演概要集,pp.26-27,2000.
- 2)DenHartog,J.P.,MechanicalVibration,McGraw-Hill,pp87-104,1956.
- 3)山口宏樹,構造物振動・制御,共立出版株式会社 pp.133-149,1996.

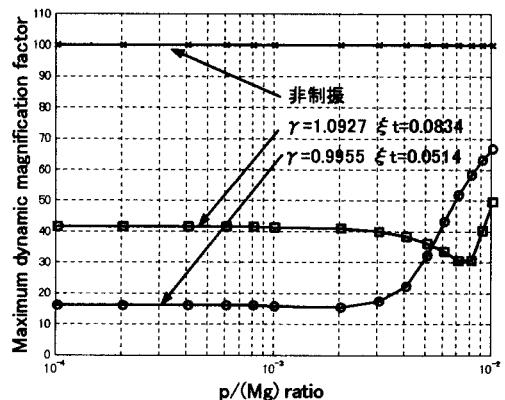


Fig.8 Maximum dynamic magnification factor vs. $p/(Mg)$

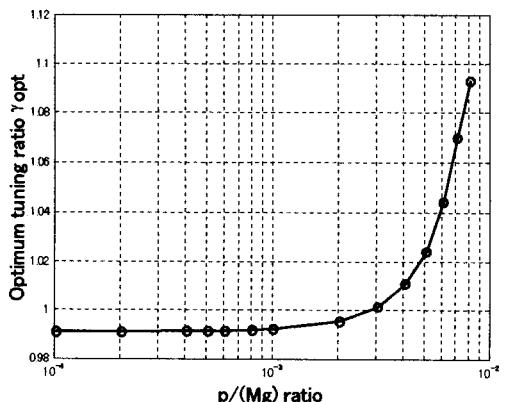


Fig.9 The optimum tuning ratio in the nonlinear domain

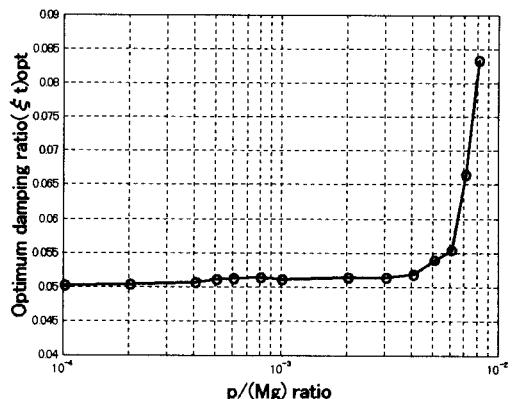


Fig.10 The optimum damping ratio in the nonlinear domain

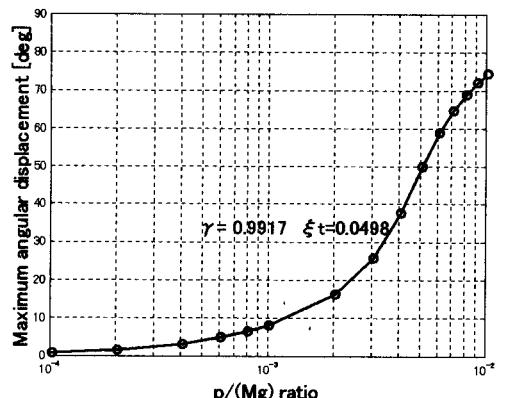


Fig.11 Maximum angular displacement vs. $p/(Mg)$