粒子トーションダルダンパの開発*

(粒子群内の減衰機構)

佐藤 元 宥^{*1}, 松田 孝^{*1}

Development of Torsional Damper with Crowds of Solid Balls

(Damping Mechanism in Crowds of Solid Balls)

Motohiro SATO and Takashi MATSUDA^{*2}^{*2} Department of Mechanical Engineering, Shizuoka University,
3-5-1 Johoku, Hamamatsu-shi, Shizuoka, 432-8561 Japan

It has been clarified by experiments and computer simulation on torsional vibration of testing crankshaft system with a newly developed torsional damper, that the damper works well for the torsional vibration reduction. However, dynamic model of the system is insufficient for optimum design of the damper. Then, in this paper, the model is revised by adding the damping in crowds of solid balls to both the friction loss due to the sliding between damper mass and crowds of solid balls, and the fluctuation of natural frequency of the system in every period of torsional vibration by alternating the sliding and the coupling of damper mass and casing, as the damping mechanism. And the vibration is simulated by the revised model and those results are compared with the experimental results. As a result, it is ascertained that the revised model is effective for optimum design of this damper.

Key Words: Torsional Damper, Solid Ball, Friction, Damping, Torsional Vibration, Natural Frequency

1. 緒言

粒子の遠心力による摩擦結合を利用した摩擦ダンパの1種である本粒子トーションダルダンパについて、これまでに、つぎのことを明らかにしてきた^{(1)~(6)}。

1) 実験的に試作ダンパの粒子量と制振性能の関係を求め、粒子量により制振性能を最適化できることを示した^{(1),(2)}。2) 供試軸系振動のモデリングとシミュレーションおよび実験により、従来の摩擦ダンパのような摩擦エネルギーの散逸だけでなく、最適粒子量領域におけるダンパマスの結合と滑りの切り替わりによる共振周波数変化が制振に大きく影響していることを示した⁽³⁾。しかし、このモデルでは最適値より少ない粒子量で実験機より過剰制振となるため最適粒子量を特定できない。その原因として、粒子群内部の性状が影響していることが推測される。

本ダンパの最適設計のためには最適粒子量の特定は不可欠であるので、本報告では、まず、粒子群内部の性状を実験から推測する。ついで、上述のモデルにこの影響を加えた制振モデルを作成し、さらに、振動のシミュレーションと実験によりその妥当性について検討する。

2. 粒子群の減衰機構

粒子トーションダルダンパの構造を図1に示す。ダンパケース（以後、ケースという）とダンパマス（以後、マスという）の間には粒子群が封入されている。マスには、クランク軸と剛体結合されたケースの回転により遠心力を受ける粒子群との接触面で、ケースの駆動トルクによる摩擦トルク T_f および、クランク軸のねじり振動などによる慣性トルク T_i が作用する。この関係に基づいて、これまで、慣性トルク T_i が摩擦トルク T_f 未満ではマスとケースは一体運動し、トルク T_i がトルク T_f 以上では両者に相対滑りを生じるとしてきた。

しかし、このモデルでは、実験で得られた最適粒子量付近より少ない粒子量において、過剰制振となるため最適粒子量を特定できない。これは、この粒子量ではトルク T_i がトルク T_f 未満において粒子群内部の性状を剛体として扱えなくなっていると推測できる。

そこで、実験によりこの性状を検討し、その結果に基づき試作ダンパの制振モデルを作成する。

2.1 ダンパマスとダンパケースの摩擦結合

粒子群内部の変形や滑りに関する性状を知るために図1の測定装置により次の実験を行った。

ケースを一定速度で回転させ、マスに掛けたスチー

* 原稿受付 2004年5月26日。

^{*1} 正員、静岡大学工学部(〒432-8561 浜松市城北3-5-1)。

E-mail: tmtmatu@ipc.shizuoka.ac.jp

Fig.1 The structure of torsional damper with crowds of solid balls and the experimental setup on frictional coupling

ルワイヤの引張り側ロードセルを固定し、緩み側のロードセルにレバーを取り付け、その引く速度の加減により張力の立ち上げ時間を変えた。張力はロードセルにより検出し、制動トルク（以後、制動トルク T_b ）に換算した。同時に電磁式回転検出器でマスとケースの角速度 ω_m, ω_c を検出し、その相対角速度 $\omega_r (= \omega_c - \omega_m)$ と制動トルク T_b との関係求めた。この関係に及ぼすダンパの回転速度と粒子量の影響を調べるために、回転速度を 600 rpm ~ 2500 rpm の範囲で 100 rpm 毎に、粒子量を 51.2 g ~ 512 g の範囲で 51.2 g 毎に測定した。

実験結果の一例として、図 2 にダンパの回転数 2400 rpm、粒子量 256 g、制動トルク T_b が 0 Nm からほぼ一定となる変曲点 F 付近までの立ち上がり時間が約 3 sec, 7 sec の場合を示す。図中の細線が相対角速度 ω_r 、太線がトルク T_b である。

トルク T_b の上昇は図中の変曲点 L 付近までは緩やかであり、LF 間で急となり、F 以後で緩やかになる。これに対して相対角速度 ω_r の変化は変曲点 S 付近まで上昇が微小である。この範囲をこれまで一体結合として近似したが、微小範囲の粒子群の変形を考慮したモデルを検討する必要がある。そこで、相対角速度 ω_r から求めた粒子群の変形によるねじれ角 δ_r とトルク T_b との関係を図 3 に示す。

図 3 より、図 2 では不明確であった変曲点 F 付近のトルク T_b が求まり、この値を摩擦トルク T_f としている。

2. 2 粒子群の減衰

図 3 より制動トルク T_b とねじれ角 δ_r はほぼ比例していると仮定し、変曲点 F の座標を (T_f, δ_f) すると、

(a) Raising time of braking torque is 3sec

(b) Raising time of braking torque is 7sec

Fig.2 Measured braking torque

Fig.3 Relationship between torsional angle and braking torque

両者の関係は

$$T_b = \frac{T_f}{\delta_f} \delta_r \quad (1)$$

となる。また、ケースに振動数 ω で比例範囲の最大振幅 δ_f の強制角変位 $\delta_c = \delta_f \sin \omega$ を与えたとき、ケースとマス間に位相差 ϕ と振幅比 α を持つとすれば、両者間の相対角変位は $\delta_r = \alpha \delta_f \sin(\omega t - \phi)$ となり、(1)式は

$$T_b(t) = T_f \alpha \sin(\omega t - \phi) \quad (2)$$

となる。

ここで、相対変位 θ を調和振動 $(=a \sin \omega t)$ で与えたときの粒子群内部の減衰による振動1サイクル中の減衰容量 W_f は

$$W_f = \int_0^{2\pi} T_b(t) \dot{\theta}(t) dt \quad (3)$$

であるから、 $\dot{\theta}(t) = a\omega \cos \omega t$ および(2)式を代入し

$$\begin{aligned} W_f &= \int_0^{2\pi} \alpha T_f \sin(\omega t - \phi) a\omega \cos \omega t \cdot dt \\ &= \pi \alpha T_f a \sin \phi \end{aligned} \quad (4)$$

が得られる。等価粘性減衰係数 C_d として、粘性減衰容量 $(W = \pi C_d \omega a^2)$ と等置すると

$$C_d = \frac{\alpha T_f}{a\omega} \sin \phi \quad (5)$$

が得られる。図3のFL間での振動中において、粒子群内部の等価剛性を k_d とすると、トルク T_b は次式で表すことができる。

$$\begin{aligned} T_b(t) &= C_d \dot{\theta}(t) + k_d \theta(t) \\ &= C_d a\omega \cos \omega t + k_d a \sin \omega t \end{aligned} \quad (6)$$

また、(2)式は次のように展開できる。

$$T_b(t) = \alpha T_f \sin \phi \cos \omega t + \alpha T_f \cos \phi \sin \omega t \quad (7)$$

(6), (7)式から

$$k_d = \frac{\alpha T_f}{a} \cos \phi \quad (8)$$

を得られる。この結果を解析に用いる場合、クランク軸系の固有振動数はマスと粒子群系の固有振動数に比較して大きいことから、ここで対象とする振動範囲においては振幅比 α をほぼ1として近似できる。位相差 ϕ はねじり振動の実験値と計算値が一致する位相差 ϕ の値を求める。(5),(8)式において、図3の変曲点Fの

T_b 値を T_f に、変曲点Fの δ_r 値を a に代入して C_d, k_d が求められ、 T_f/a が変曲点Fまでの傾き(粒子群の剛性)として近似できる。しかし、変曲点Fの位置は制動トルクの立ち上げ時間によって変動することから相対加速度に依存している。したがって、ダンパの使用状態においては相対加速度が一定ではないことから変曲点Fの定数値を用いられないので、振動解析においては次に述べる数値を用いる。

変曲点Fの T_f は摩擦トルクであるが、それ以下の滑りの生じていない範囲のトルクは粒子群に変形を与えるトルクであり、これを T_f' とする。ダンパが回転中に生じる振動においては、この変形範囲ではマスに作用する慣性トルク T_i と T_f' は等しく、そのトルクに対する相対変位 θ を生じる。この変形範囲ではほぼ比例関係にあるから傾き T_f'/θ は定数で T_f/a の近似値となる。したがって、電算機による解析中では、(5),(8)式中の T_f に T_f' ($=T_i$)を用い、 a には θ を用いる。

2. 3 負荷トルクの周波数分析

(5)式中の ω は強制変位の角振動数であり、その変位は調和振動で与えられている。しかし、軸系への負荷トルク T_i は多くの周波数成分を含んでいる。そこで、次のように負荷トルク T_i を回転次数比分析して負荷トルクの各次数の調和振動として扱った。負荷トルク T_i は次のように表される。

$$T_i = T_1 \sin \omega t + T_2 \sin 2\omega t \cdots + T_j \sin n\omega t \quad (9)$$

等価粘性係数 C_d および等価剛性 k_d を用いて解析する場合、負荷トルク T_i には回転次数の調和振動 $T_j \sin j\omega t$ を代入してそれぞれの回転次数毎に解析し、その結果を合成してねじり振動波形を求めた。本実験で扱う回転速度範囲と負荷トルクの主な周波数成分を考慮し、回転次数 $j=6$ とした。

3. 供試軸系のモデリング

本ダンパの性能実験に使用した装置の力学モデルを図4に示す。この軸系のねじり振動に対するダンパの制振機構を(1)軸系の共振周波数変化(2)マスと粒子群

Fig.4 Torsional vibration model

の間の摩擦減衰 (3) 粒子群内の減衰, として T_i が T_f 未満では粘弾性体として k_d , C_d のみが作用し, T_i が T_f 以上では両者に相対滑りが生じ T_f のみが作用すると仮定したダンパ部分の振動方程式を次に示す.

$$T_i = |I_d \ddot{\theta}_1| \quad (10)$$

$$T_f < T_i, \quad \dot{\theta}_d - \dot{\theta}_1 > 0 \quad \text{の場合}$$

$$I_d \ddot{\theta}_d - T_f = 0 \quad (11)$$

$$I_1 \ddot{\theta}_1 + k_1(\theta_1 - \theta_2) + T_f = 0 \quad (12)$$

$$T_f \geq T_i \quad \text{の場合}$$

$$I_d \ddot{\theta}_d + C_d(\dot{\theta}_d - \dot{\theta}_1) + k_d(\theta_d - \theta_1) = 0 \quad (13)$$

$$I_1 \ddot{\theta}_1 + k_1(\theta_1 - \theta_2) - C_d(\dot{\theta}_d - \dot{\theta}_1) - k_d(\theta_d - \theta_1) = 0 \quad (14)$$

$$T_f < T_i, \quad \dot{\theta}_d - \dot{\theta}_1 < 0 \quad \text{の場合}$$

$$I_d \ddot{\theta}_d + T_f = 0 \quad (15)$$

$$I_1 \ddot{\theta}_1 + k_1(\theta_1 - \theta_2) - T_f = 0 \quad (16)$$

式中記号は T_f : 粒子とマス間の摩擦トルク, θ_d : マスの振動角変位, θ_1 : ケースの振動角変位, k_d : 粒子群の等価剛性, C_d : 粒子群の等価粘性係数, I_d : マスの慣性モーメント, I_1 : ケースの慣性モーメント

ダンパ以外の振動方程式は次のようになる.

$$I_2 \ddot{\theta}_2 + k_2(\theta_2 - \theta_3) - k_1(\theta_1 - \theta_2) + C_p \dot{\theta}_2 = T_e \quad (17)$$

$$I_3 \ddot{\theta}_3 + k_3(\theta_3 - \theta_4) - k_2(\theta_2 - \theta_3) = 0 \quad (18)$$

$$I_4 \ddot{\theta}_4 + k_4(\theta_4 - \theta_5) - k_3(\theta_3 - \theta_4) = 0 \quad (19)$$

$$I_5 \ddot{\theta}_5 + k_5(\theta_5 - \theta_6) - k_4(\theta_4 - \theta_5) = 0 \quad (20)$$

$$I_6 \ddot{\theta}_6 - k_5(\theta_5 - \theta_6) = 0 \quad (21)$$

I_2 : ピストンクランク機構部の慣性モーメント, I_n ($n = 3 \sim 6$): 継手およびフライホイールの慣性モーメント, k_n ($n = 1 \sim 6$): ねじり剛性, θ_n ($n = 2 \sim 6$): 振動角変位

4. 結果と検討

前章のモデリングにもとづいて解析プログラムを作成し, 供試軸系ねじり振動のコンピュータシミュレ-

Fig. 5 Calculated value of friction torque and measured value of braking torque

Fig. 6 Torsional vibration of shaft system

ションを行い, 実験値との比較により本ダンパの減衰を同定する.

4. 1 等価粘性減衰係数と等価剛性

図5は一例として図3の変曲点Fにおけるトルク T_b 値 (摩擦トルク T_f) を○印, 変曲点Lにおけるトルク T_b 値を△印で示し, 摩擦トルク T_f の計算式⁹⁾より求めた近似計算値を細線で示し, その 1/12 の値を太線で示す. この結果から○と△の実験値の関係は摩擦トルク T_f のおよそ 1/12 に変曲点Lのトルク T_b があることが確認され, 他の粒子量においても同様の関係が確認された. 等価粘性減衰係数 C_d および, 等価剛性 k_d を(5), (8)式より求める場合, 図2中の制動トルク T_b の変動が緩やかな変曲点L以下における式中の a に用いる相対変位 θ は, T_f に用いるトルク T_f' が $T_f/12$ のトルク以下では一定とした.

Fig. 7 Effect of phase difference ϕ on torsional vibration

Fig. 8 Comparison between calculated & measured results

4. 2 位相差

等価粘性減衰係数 C_d および、等価剛性 k_d を求める (5), (8) 式には位相差 ϕ が含まれる。この ϕ は図 3 の傾きがトルク T_b の立ち上げ時間で変化することから特定できないので、位相差 ϕ の値を $0 \sim \pi/2$ まですべて解析し、実験値を近似する位相差を求めた。その一例として粒子量 512 g において、ダンパの回転速度を 600~2500 rpm の範囲における 10 rpm 毎の軸系のねじり振動振幅 θ を実験および計算より求め、その 2 次成分の共振付近を抽出し図 6 に示す。同図は横軸に強制

変位の角振動数 ω とこの軸系の基本固有角振動数 ω_0 との比 ω/ω_0 、縦軸にねじり振動角振幅 $\theta (= \theta_1 - \theta_0)$ と静的角変位 θ_{st} の比 θ/θ_{st} として表す。この結果から位相差 ϕ が 0.4~1.0 rad ではよく近似しており、およそ中間値にあたる $\pi/4$ rad を用いて等価粘性減衰係数 C_d および等価剛性 k_d を求めた。

また、この位相差がねじり振動と粒子量の関係にどのような影響を与えるかを知るために、位相差 ϕ が $0 \sim \pi/2$ の範囲において、図 6 と同様の実験および計算を粒子量 51.2 g~512 g の範囲で 51.2 g 毎に行い、それぞれの粒子量に対する 2 次成分の共振域での最大ねじり振幅を求め図 7 に示す。図示のように、位相差に違いがあっても粒子量に対するねじり振動はほぼ同じ傾向を示している。この結果から、特定が困難な位相差の厳密な値が求められなくても、粒子トーションアルダンパの設計段階において、このモデルを用いられることがわかる。

4. 3 振動解析

前節までの解析結果と表 1 に示す供試軸系の諸値を用いて数値解析した。図 8 はダンパの粒子量を 256 g, 153.6 g, 102.4 g の場合について、ダンパの回転速度を 600~2500 rpm の範囲において 10 rpm 毎に、軸系のねじり振動波形を実験および計算により求め、その振動波形の次数比分析結果を示す。この結果から、粒子量が変わっても、計算結果と実験結果はよく近似しており、粒子群内部の減衰機構を「2. 2」のように模擬することの妥当性が確認された。

次に、ダンパの粒子量 0~512 g の範囲において 51.2 g 間隔に、ダンパの回転速度を 600~2500 rpm の範囲において 10 rpm 毎に、軸系のねじり振動振幅を計算した結果を図 9 に、同条件で実験した結果を図 10 に示す。両図を比較すると、ねじり振動の計算結果と測定結果は近似しており、最適粒子量を特定していることが確認できる。このことから本ダンパの最適粒子量の特定に、この減衰モデルが妥当であることがわかる。

Table 1 Specifications of crankshaft system with the torsional damper

Torsional spring constant Nm/rad		Moment of inertia kg · m ²	
k_1	34914	I_d	4.305×10^{-3}
k_2	47983	I_1	15.251×10^{-3}
k_3	8482	I_2	1.267×10^{-3}
k_4	13920	I_3	3.212×10^{-3}
k_5	27785	I_4	2.319×10^{-3}
Damping coefficient		I_5	140.982×10^{-3}
C_p	0.3 Nms/rad	I_6	9.458×10^{-3}

Fig. 9 Calculated torsional vibration of crankshaft

Fig. 10 Measured torsional vibration of crankshaft

5. 結 言

粒子群内部の変形による減衰について、実験およびモデリングとシミュレーションを行い、つぎのことを明らかにした。

- (1) 本ダンパの制振機構としては、ダンパマスのフィンと粒子群間の摩擦損失と軸系の共振周波数変化によるものだけでなく、粒子群内部の微小な変形を考慮する必要がある。
- (2) ダンパマスとケースの相対滑りのない範囲における粒子群の振動特性は粘弾性体として模擬できる。
- (3) これら3種の制振機構を組み込んだ力学モデルにより、本ダンパの最適粒子量を求めることができる。

おわりに、本研究を支援いただいた富士機工株式会社の関係各位に感謝する。

文 献

- (1) 松田孝・佐藤元有, 粒子トーションアルダンパの開発 (基本的な構造および性能), 機論, 64—625, C(1998), 3348—3353.
- (2) 佐藤元有・松田孝, 粒子トーションアルダンパの開発 (制振性能に及ぼす粒子量の影響) 機論, 65—640, C(1999), 4647—4652.
- (3) 佐藤元有・松田孝, 今田琢己, 粒子トーションアルダンパの開発 (減衰機構のシミュレーション) 機論, 69—680, C(2003), 1178—1183.
- (4) 国枝正春, 実用機械振動学, (1980), 理工学社.
- (5) 長松昭男, モード解析, (1985), 培風館.