索道用二球転動式動揺減衰装置の調整方法とその効果*

佐藤 久雄^{*1}, 千島 美智男^{*2}Adjusting Method and Effects of Two-Ball Rolling Type
Swing Damping Equipment for Ropeway CarriersHisao SATO^{*3} and Michio CHISHIMA^{**3} Traffic System Research Department, National Traffic Safety and Environment Laboratory,
7-42-27 Jindaijihigashi-machi, Chofu-shi, Tokyo, 182-0012 Japan

To enhance transport safety and reliability of ropeway systems, it is essential to reduce the swing of the carriers by wind. As for swing damping equipment for the ropeway system, passive equipment which does not need a power supply can be realized easily for the system. In this passive equipment, it plays an important role to give damping force to additional mass in order to reduce the resonance amplitude of the ropeway system with this equipment. This paper proposes two-ball rolling type damping equipment in which damping force to additional mass is generated self and makes clear an adjustment method of parameters of this equipment. The effects of this equipment that we confirmed by simulation and experiments are reported as well.

Key Words: Ropeway, Wind, Carrier Swing, Damping Equipment

1. 緒言

架空されたロープに搬器を懸垂させて輸送を行う、いわゆる索道システムは、急勾配に強いことや支柱間の線路長を長く設定できることなどの理由により、山間部等において旅客の輸送用に多く使用されている。また、将来的に、この特徴を生かした都市内交通機関への展開が期待されているところである。

この索道システムにおいては、風等による過大な搬器動揺は、支柱との衝突等の大事故に結び付く恐れがあり、輸送の安全性及び信頼性をより高めるためには、風等による搬器の動揺の低減を図ることが極めて重要である。

搬器の動揺を低減する索道用の減衰装置としては、ジャイロモーメントを利用する方法と、動吸振器を使う方法が考えられる。ジャイロモーメントを利用する方法は、索道搬器用としても検討が行われ⁽¹⁾⁽²⁾、6人乗ゴンドラ用のシステムが試作・開発された⁽³⁾⁽⁴⁾が、装置へのエネルギー供給用に搬器に電源が必要になることなどの理由により、現状では導入には至って

いない。一方、動吸振器を使う方法としては、電源が不要なパッシブ方式の装置が現実的と考えられ、ばね質量型のものや振り子型のものなどが検討されてきた⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾。現在は、それらをベースにした質量しゅう動式の装置が実用化され⁽⁸⁾⁽⁹⁾、順次導入されつつあるところである。

このパッシブ方式の装置では、可動質量に対する減衰力付与が共振振幅を抑えるために重要な役割を果たしており、何らかの減衰力付与機構が必要になる。一般的には、オイルダンパや磁気ダンパ、ゴムなどが用いられ⁽¹⁰⁾、現実的に減衰装置を構築する際には、スペース的な制約の中での装置への組み込み方や減衰力の付与の仕方などが大きな問題となる。実用化された索道用の減衰装置では、可動質量に対する減衰力付与は磁気ダンパを用いた機構が採用されている。

一方、国内の索道設置基数の約95%は循環式のシステムであり、このシステム全体の搬器数は、多いもので100~200搬器となっている。このように、循環式の索道システムでは搬器数が多いため、減衰装置を導入する際には、より低価格のものが望まれている。現状では、減衰装置の価格がシステム全体として、搬器数が多いため相当高価なものになるなどにより、必ずしも装置の普及が進んでいない。

本報告では、可動質量への減衰力の付与が自己生成

* 原稿受付 2006年10月16日。

^{*1} 正員、(独)交通安全環境研究所(〒182-0012 調布市深大寺東町7-42-27)。^{*2} (独)交通安全環境研究所。

E-mail: h-sato@ntsel.go.jp

Fig.1 Two-ball rolling type damping equipment

される減衰装置として、二つの球を可動質量に使用した減衰装置（以下、「二球転動式動揺減衰装置」と記述する）の提案を行うとともに、本装置のパラメータの調整方法を明らかにする。また、最良調整された本装置を搬器に装着した場合の効果についてシミュレーションを行い、主系の周波数応答、初期変位に対する時間応答、ランダム風に対する時間応答について確認する。さらに、模型実験を行い、本減衰装置を装着した場合の効果を確認したので、その結果について報告する。なお、本文中における数式処理および数値計算は、全て科学技術計算ソフトウェア「Mathematica」を使用して行った。

2. 二球転動式動揺減衰装置について

二球転動式動揺減衰装置は、図1に示すようなものであり、二個の転動球の慣性力を反力として、搬器の動揺を低減しようとするものである。球への減衰力は、二つの球が同じ方向に回転しつつ、接触点ではお互いに逆方向に運動することにより自己生成される。

その特徴としては、

- (1) 可動質量への減衰力は、二つの球により自己生成されるため、特別な付与機構を必要としない。
- (2) 球転動式であるため、可動質量の転がりが良く、動きがスムーズであり、性能が安定している。
- (3) 構造がシンプルであるため、メンテナンスが容易であるとともに、装置が安価となる可能性がある。などがあげられる。

なお、この方式の装置の固有振動数 ω は、球の中心が半径 ℓ の円軌道上を転動する場合、

$$\omega^2 = \frac{5g}{7\ell} \quad (1)$$

のように求められる。

2・1 運動方程式および周波数応答関数

図2に示すように、搬器を1自由度の振り子とし、

Fig.2 Analysis model

減衰は無視する。搬器の質量を m_1 、支点から重心までの距離を ℓ_1 、角変位を θ_1 とする。減衰装置は、半径 r の二つの球が転動する方式のものであり、二つの球の回転角を θ_f および θ_r とする。球の中心は、半径 ℓ_2 の円軌道上を動くものとし、その支点は、主系の支点の上方 ℓ にあるものとする。二つの球の質量は、それぞれ $(m_2/2)$ とし、合計の質量は m_2 とする。

二つの球の間の接触による摩擦力は固体摩擦力であるが、ここでは、等価粘性減衰力として扱い、その減衰係数を、等価粘性減衰係数 c_e とする。これは、固体摩擦力を等価粘性減衰力として扱うことにより、数学的取り扱いが容易になり、しかも、減衰力が小さく、振動が調和振動と見なし得る場合には、実用上十分な精度を有するからである⁽¹⁾。ここで、等価粘性減衰力とは、1サイクル当たりのエネルギー損失が真の減衰の場合と等しい値を有する粘性減衰力の意味である。

二つの球の接触点における角変位を θ_2 とする。球の中心における角変位と θ_2 との差の角変位を δ とする。また、 m_1 に働く外力を $Pe^{i\omega t}$ とする。

この時、 $(m_2/2)$ の質量の球の慣性モーメントは、

$$I = (1/5)r^2 m_2 \quad (2)$$

であること、および、球がすべることなく転がる時には、

$$\begin{aligned} r\dot{\theta}_f &= \ell_2 \dot{\theta}_2 \\ r\dot{\theta}_r &= \ell_2 \dot{\theta}_2 \end{aligned} \quad (3)$$

であることを考慮して、運動エネルギー T 、位置エネルギー V 、および散逸関数 F を求め、ラグランジェの方程式に代入すると、運動方程式が求められる。 θ_1 および θ_2 を微小量とするとともに、式の高次項を省略することにより線形化すると、運動方程式は次のように求められる。

$$\begin{aligned}
 & (m_1 \ell_1^2 + m_2 \ell_2^2 + m_2 \ell_2^2 - 2m_2 \ell \ell_2 \cos \delta) \ddot{\theta}_1 \\
 & + (m_2 \ell_2^2 - m_2 \ell \ell_2 \cos \delta) \ddot{\theta}_2 \\
 & + (m_1 \ell_1 + m_2 \ell_2 \cos \delta - m_2 \ell) g \theta_1 \\
 & + m_2 \ell_2 g (\cos \delta) \theta_2 = P \ell_1 e^{i\alpha} \quad (4)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & (m_2 \ell_2^2 - m_2 \ell \ell_2 \cos \delta) \ddot{\theta}_1 + (7/5) m_2 \ell_2^2 \ddot{\theta}_2 + c_e \ell_2^2 \dot{\theta}_2 \\
 & + m_2 g \ell_2 (\cos \delta) \theta_1 + m_2 g \ell_2 (\cos \delta) \theta_2 = 0 \quad (5)
 \end{aligned}$$

通常の場合、球の半径 r は ℓ_2 に対して小さいので、

$$\delta = r / \ell_2 \ll 1 \quad (6)$$

となり、

$$\cos \delta \approx 1 \quad (7)$$

となる。よって、式 (4) および式 (5) は次のように求められる。

$$\begin{aligned}
 & (m_1 \ell_1^2 + m_2 \ell_2^2 + m_2 \ell_2^2 - 2m_2 \ell \ell_2) \ddot{\theta}_1 \\
 & + (m_2 \ell_2^2 - m_2 \ell \ell_2) \ddot{\theta}_2 + (m_1 \ell_1 + m_2 \ell_2 - m_2 \ell) g \theta_1 \\
 & + m_2 \ell_2 g \theta_2 = P \ell_1 e^{i\alpha} \quad (8)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & (m_2 \ell_2^2 - m_2 \ell \ell_2) \ddot{\theta}_1 + (7/5) m_2 \ell_2^2 \ddot{\theta}_2 + c_e \ell_2^2 \dot{\theta}_2 \\
 & + m_2 g \ell_2 \theta_1 + m_2 g \ell_2 \theta_2 = 0 \quad (9)
 \end{aligned}$$

ここで、一般性を持たせるため、次の記号

$$\begin{aligned}
 R &= m_2 / m_1, & \gamma &= (\ell_2 - \ell) / \ell_1, & \omega_1^2 &= g / \ell_1, \\
 \omega_2^2 &= (5/7)(g / \ell_2), & \varsigma &= c_e / (2m_2 \omega_1), & \nu &= \omega_2 / \omega_1, \\
 \lambda &= \omega / \omega_1, & \Theta_{st} &= P / (m_1 g) \quad (10)
 \end{aligned}$$

を導入すると、式 (8)、(9) の運動方程式は次のように求められる。

$$\begin{aligned}
 & \lambda^2 \omega^{-2} (1 + R \gamma^2) \ddot{\theta}_1 + (5/7) R \gamma \nu^{-2} \lambda^2 \omega^{-2} \ddot{\theta}_2 \\
 & + (1 + R \gamma) \theta_1 + (5/7) R \nu^{-2} \theta_2 = \Theta_{st} e^{i\alpha} \quad (11)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & \gamma \lambda^2 \omega^{-2} \ddot{\theta}_1 + \nu^{-2} \lambda^2 \omega^{-2} \ddot{\theta}_2 \\
 & + (10/7) \nu^{-2} \lambda \omega^{-1} \varsigma \dot{\theta}_2 + \theta_1 + \theta_2 = 0 \quad (12)
 \end{aligned}$$

これらの式において、角変位を複素数で表示して解くと、最終的に、主系および付加系の角変位振幅比 K_1 および K_2 (それぞれ θ_1 および θ_2 の振幅の Θ_{st} に対する比) は、次のような周波数応答関数として求められる。

$$K_1(\lambda) = \sqrt{\frac{(F_1 \lambda^2 + F_7)^2 + F_8^2 (\varsigma \lambda)^2}{(F_1 \lambda^4 + F_2 \lambda^2 + F_3)^2 + (F_4 \lambda^2 + F_5)^2 (\varsigma \lambda)^2}} \quad (13)$$

$$K_2(\lambda) = \sqrt{\frac{(F_9 \lambda^2 + F_{10})^2}{(F_1 \lambda^4 + F_2 \lambda^2 + F_3)^2 + (F_4 \lambda^2 + F_5)^2 (\varsigma \lambda)^2}} \quad (14)$$

ここに、

$$\begin{aligned}
 F_1 &= 1.4 + 0.4 R \gamma^2 \\
 F_2 &= -1.4 \nu^2 (1 + R \gamma^2) - 1.4 + 0.6 R \gamma \\
 F_3 &= 1.4 (1 + R \gamma) \nu^2 - R \\
 F_4 &= -2 (1 + R \gamma^2) \\
 F_5 &= 2 (1 + R \gamma) \\
 F_6 &= -1.4 \\
 F_7 &= 1.4 \nu^2 \\
 F_8 &= 2 \\
 F_9 &= 1.4 \nu^2 \gamma \\
 F_{10} &= -1.4 \nu^2 \quad (15)
 \end{aligned}$$

以上のように、角変位振幅比に関するパラメータは、 $R, \nu, \varsigma, \gamma$ の 4 項目である。この 4 項目を設計パラメータとして解析を行う。

2・2 最良調整 式 (13) は、主系の角変位振幅比の周波数応答を表しており、2 自由度振動系として 2 つの共振点を持つ。また、この振幅比曲線は、減衰係数比 ς の値に無関係に 2 つの定点 P、Q を通るので、この 2 定点の高さを等しくし、その付近を極大とする条件を最良調整条件と定めると、その条件を満たすべき各パラメータ間の関係が求められる⁽¹²⁾。ここに、P、Q 点は、減衰 0 の共振曲線と減衰無限大の共振曲線との交点を表し、低い周波数の点を P 点、高い周波数の点を Q 点とする。

まず、定点を通るという条件と P、Q 点の高さを等しくする条件より、

$$2F_1 F_5 F_8 = F_4 (F_2 F_8 + F_4 F_7 - F_5 F_6) \quad (16)$$

この式に式 (15) を代入することにより、最良となる付加系と主系の固有振動数比 ν_{opt} が求められる。

$$\nu_{opt} = \sqrt{\frac{11.2 + 19.2 \gamma R + 3.2 \gamma^2 R + 11.2 \gamma^3 R^2}{11.2 + 22.4 \gamma^2 R + 11.2 \gamma^4 R^2}} \quad (17)$$

この時の 2 定点 P、Q における強制振動数比 λ_p 、 λ_q は、次のように求められる。

$$\left\{ \begin{array}{l} \lambda_p^2 \\ \lambda_q^2 \end{array} \right\} = \left\{ \frac{-\xi_1 \mp \sqrt{\xi_1^2 - 4\xi_2}}{2} \right\}_{\nu=\nu_{opt}} \quad (18)$$

$$\xi_1 = \frac{F_4 F_7 + F_5 F_6 + F_2 F_8}{F_1 F_8 + F_4 F_6}$$

$$\xi_2 = \frac{F_3 F_8 + F_5 F_7}{F_1 F_8 + F_4 F_6}$$

最良減衰は、式 (13) の二乗を λ^2 によって微分し、

$$\frac{\partial(K_1^2)}{\partial(\lambda^2)} = 0 \quad (19)$$

この結果を ζ に関して整理し、4次の多項式を解くと、 ζ^2 が求められる。この結果に、式(18)で得られた λ_p^2 、 λ_Q^2 及び式(17)で得られた ν_{opt} を代入すると、 ζ_p^2 、 ζ_Q^2 が求められる。最良減衰係数比を ζ_{opt} とすると、 ζ_{opt}^2 は、 ζ_p^2 と ζ_Q^2 の平均をとることによって、

$$\zeta_{opt}^2 = \frac{\zeta_p^2 + \zeta_Q^2}{2} \quad (20)$$

と求められる。

式(17)および式(20)によって最良同調調整された時、P、Q点での主系の角変位振幅比(最大振幅比)は、次のように求められる。

$$(K_1)_{\max} = \left\{ \frac{F_8}{F_4 \lambda_p^2 + F_5} \right\}_{\nu=\nu_{opt}} \quad (21)$$

Fig.3 Best adjustment charts based on mass ratio R

3. 最良調整図表

質量比 R を横軸にした場合の各パラメーターの最良調整図表を図3に、取り付け位置比 γ を横軸にした場合の各パラメーターの最良調整図表を図4に示す。

図3および図4における各図表は、式(17)、(20)、(21)を用いて作成された最良固有振動数比 ν_{opt} 、最良減衰係数比 ζ_{opt} 、及び最良調整時の最大振幅比 $(K_1)_{\max}$ を示す。

各図とも、 $\gamma = 1$ の時は、付加質量を主系の重心位置に取り付けることを示しており、 $\gamma < 1$ の時は、付加質量を主系の重心位置より上方に、 $\gamma > 1$ の時は、重心位置より下方に取り付けることを示している。

それぞれの図において、 R 、 γ を指定することによって、最良調整に必要な ν 及び ζ を読みとることができ、更に、最良調整時の $(K_1)_{\max}$ の値を読みとることができる。

Fig.4 Best adjustment charts based on position ratio γ

これらの図を見ると、主系の最大角変位振幅比は、付加質量の取り付け位置を主系の重心位置より上方あるいは下方に離す程小さくなり、装置の制振性能が向上し、重心位置では全く効果がないことがわかる。更に、主系に対する付加系の質量比が大きい程、装置の制振性能が向上し、また、質量比の増加に対する制振性能の向上効果は、質量比が小さい時程顕著であることがわかる。

各パラメーターの調整値の選定に際しては、実際の索道システムでは、線路上の構造物、あるいは停留場内の設備等との位置関係から種々の制約条件が生じるため、慎重に調整値を選ぶ必要があると考えられる。

4. 最良調整時の応答特性

減衰装置が最良調整された場合の主系および付加系の応答特性（周波数応答および過渡応答）について、シミュレーションにより検討を行った結果を示す。

4・1 周波数応答 最良調整された減衰装置を装着した主系の周波数応答に関するシミュレーション結果を図5(a)に示す。減衰装置を装着しない場合、主系の角変位振幅比の最大値は無限に大きくなるが、減衰装置を装着した場合には、角変位振幅比の最大値は、質量比 $R=0.05$ 、取り付け位置比 $\gamma=0.5$ の場合は15程度、 $R=0.1$ 、 $\gamma=0.5$ の場合は10程度、 $R=0.1$ 、

$\gamma=0.25$ の場合は7程度になることがわかる。従って、減衰装置は十分効果があり、主系に対する付加系の質量比を大きくする程、また、付加質量の取り付け位置を主系の重心位置より離す程、装置の制振性能が向上することがわかる。

また、最良調整された減衰装置が機能している場合の付加系の周波数応答シミュレーション結果を図5(b)に示す。付加系の角変位振幅比の最大値は、質量比 $R=0.05$ 、取り付け位置比 $\gamma=0.5$ の場合は60程度、 $R=0.1$ 、 $\gamma=0.5$ の場合は30程度、 $R=0.1$ 、 $\gamma=0.25$ の場合は20程度になることがわかる。従って、減衰装置が機能している場合の付加系の角変位振幅は、質量比 R および取り付け位置比 γ の影響が顕著であり、質量比を大きくする程、また、付加質量の取り付け位置を主系の重心位置から離す程、付加系の角変位振幅が減少することがわかる。

さらに、主系の角変位振幅の最大値に対する付加系の角変位振幅の最大値の割合は、質量比 $R=0.05$ 、取り付け位置比 $\gamma=0.5$ の場合は4倍程度、 $R=0.1$ 、 $\gamma=0.5$ の場合は3倍程度、 $R=0.1$ 、 $\gamma=0.25$ の場合は2.9倍程度になることがわかる。

4・2 過渡応答 最良調整された減衰装置を装着した系の過渡応答シミュレーション結果を示す。パラメータとしては、8人乗りのゴンドラリフト ($m_1=660\text{kg}$, $\ell_1=3.19\text{m}$) の場合を考えることとした。

4・2・1 初期変位に対する時間応答 初期変位に対する主系の時間応答を図6(a)～図9(a)に示す。初期角変位は6度とし、式(8)および式(9)において、外力 $P=0$ 、初期条件 $\theta_1(0)=6\text{deg}$ 、 $\theta_2(0)=-6\text{deg}$ 、 $\dot{\theta}_1(0)=\dot{\theta}_2(0)=0$ としシミュレーションを行った。

質量比 $R=0.05$ 、取り付け位置比 $\gamma=0.5$ の場合には、初期角変位6度が4周期程で半減し、 $R=0.1$ 、 $\gamma=0.5$ の場合には3周期程で、 $R=0.1$ 、 $\gamma=0.25$ の場合には2周期程で半減することがわかる。

Fig.5 Frequency response

Fig.6 Time response to initial displacement
(Without absorber)

Fig.7 Time response to initial displacement
($R=0.05$, $\gamma=0.5$)

Fig.8 Time response to initial displacement
($R=0.1$, $\gamma=0.5$)

また、初期変位に対する付加系の時間応答を図7(b)～図9(b)に示す。主系の初期角変位6度に対し、質量比 $R=0.05$ 、取り付け位置比 $\gamma=0.5$ の場合には、付加系の角変位の最大値は約1.6度であり、主系の初期角変位に対し2.7倍程度の振れとなることがわかる。また、 $R=0.1$ 、 $\gamma=0.5$ の場合には約1.2度であり2倍程度、 $R=0.1$ 、 $\gamma=0.25$ の場合には約1.1度で

Fig.9 Time response to initial displacement
($R=0.1$, $\gamma=0.25$)

あり1.8倍程度の振れとなることがわかる。

4・2・2 ランダム風に対する時間応答

ランダム風に対する主系の時間応答を図10(a)～図13(a)に示す。8人乗りゴンドラリフトの搬器横面積 A_s を 3.23 m^2 、搬器横方向空力係数 C_s を0.57とした。風速については、風速の確率密度関数は正規分布するとみなしてよい⁽¹³⁾ので、風速の平均値 μ_0 が 15 m/s 、標準偏差 σ_0 が 2.19 m/s の正規分布の確率密度関数に従う乱数を発生させ、これを横方向風速とした時の応答を式(8)および式(9)により求めた。ここでは、風外力 $P(t)$ は、次式により与えた。

$$P(t) = \frac{1}{2} \rho C_s A_s U(t) |U(t)| \quad (22)$$

ここに、 ρ :空気密度、 C_s :搬器横方向空力係数、 A_s :搬器横面積、 $U(t)$:(μ_0, σ_0)の正規分布の確率密度関数

Fig.10 Time response to random wind
(Without absorber)

 Fig.11 Time response to random wind
 ($R=0.05$, $\gamma=0.5$)

 Fig.12 Time response to random wind
 ($R=0.1$, $\gamma=0.5$)

に従う乱数として与えられる搬器横方向風速である。減衰装置は十分効果があることがわかる。

また、ランダム風に対する付加系の時間応答を図 11 (b)～図 13 (b)に示す。付加系の角変位は、質量比 R および取り付け位置比 γ の影響が顕著であり、質量比を大きくする程、また、付加質量の取り付け位置

 Fig.13 Time response to random wind
 ($R=0.1$, $\gamma=0.25$)

を主系の重心位置から離す程、付加系の角変位振幅が減少することがわかる。

5. 最良減衰係数比と二球間の摩擦係数の関係

二球間の押し合う力、等価粘性減衰係数と二球間の摩擦係数の関係および理論で求めた最良減衰係数比と二球間の摩擦係数の関係等について検討を行う。これらの検討に際しては、 $\theta_1 = 0$ の場合の二球の動きを考えても、本質的に変わらないと考えられるので、図 14 に示す場合の二球の動きを考えることにする。

Fig.14 Analysis model of two balls behavior

5・1 二球間の押し合う力および摩擦力

二球間の押し合う力を求めるために、図14に示す二球の上方の球の重力の円周方向成分を S_1 、下方の球の重力の円周方向成分を S_2 とすると、 S_1 および S_2 は、次のように与えられる。

$$S_1 = \frac{m_2}{2} g \sin(\theta_2 + \delta) \quad (23)$$

$$S_2 = \frac{m_2}{2} g \sin(\theta_2 - \delta) \quad (24)$$

二球間の押し合う力を S とすると、三角法の加法定理を用いて、

$$\begin{aligned} S &= S_1 - S_2 \\ &= m_2 g \cos \theta_2 \sin \delta \end{aligned} \quad (25)$$

のように求められる。ここで、 θ_2 および δ を微量とすると、

$$S = m_2 g \delta \quad (26)$$

と求められる。式(26)の結果から分かるように、二つの球が押し合う力は、 θ_2 (二つの球の接触点における角変位) によらず、ほぼ一定値になることが分かる。

二球間の摩擦係数を μ とすると、二球間の固体摩擦力 F_b は次のように与えられる。

$$F_b = \mu m_2 g \delta \quad (27)$$

5・2 等価粘性減衰係数と二球間の摩擦係数の関係 二球間の摩擦力を等価粘性減衰力として扱った場合において、二球に $\theta_2 = \theta_0 \sin \omega t$ の強制変位を与えた時に発生する減衰力を F_D とすると、

$$\begin{aligned} F_D &= c_e \dot{x} \\ &= c_e \ell_2 \dot{\theta}_2 \\ &= c_e \ell_2 \omega \theta_0 \cos \omega t \\ &= c_e \ell_2 \omega \sqrt{\theta_0^2 - \theta_2^2} \end{aligned} \quad (28)$$

これより、

$$\left(\frac{F_D}{c_e \ell_2 \omega \theta_0} \right)^2 + \left(\frac{\ell_2 \theta_2}{\ell_2 \theta_0} \right)^2 = 1 \quad (29)$$

の関係が成立し、この関係を図示すると、図15(a)のような楕円となる。この図は、減衰力に発生する力と変位の関係を示しており、この曲線に囲まれた面積が振動の1サイクル中に消費されるエネルギー(減衰容量)を表す。この面積を A とすると、楕円の面積の公式から、次のように求められる。

Fig.15 Damping capacity

$$A = \pi c_e \ell_2^2 \omega \theta_0^2 \quad (30)$$

次に、二球間に固体摩擦力が働く場合において、前と同じ強制変位を与えた時に発生する減衰力 F_b は、 $\dot{\theta}_2$ の正負によって同じく正、負の値となるが、その絶対値は常に一定($\mu m_2 g \delta$)であり、振動の1サイクルの間の減衰力と変位との関係は、図15(b)のようになる。減衰容量は、この図の面積であり、これを A とすると、

$$\begin{aligned} A &= 4 \ell_2 \theta_0 F_b \\ &= 4 \ell_2 \theta_0 \mu m_2 g \delta \end{aligned} \quad (31)$$

等価粘性減衰力と固体摩擦減衰力と同一の減衰容量を持つので、式(30)と式(31)との A を等置することにより、 c_e と μ との関係は、以下のように求められる。

$$c_e = \frac{4 \mu m_2 g \delta}{\pi \ell_2 \theta_0 \omega} \quad (32)$$

5・3 最良減衰係数比と二球間の摩擦係数の関係 式(32)は、二つの球の間の摩擦係数と等価粘性減衰係数との関係を与える式である。

一方、減衰係数比 ζ と等価粘性減衰係数 c_e は、式(10)より、

$$\zeta = c_e / (2m_2 \omega_1) \quad (33)$$

式(32)と式(33)より、最良減衰係数比 ζ_{opt} が与えられた時の二球間の摩擦係数 μ は、次のように求められる。

$$\mu = \pi \zeta_{opt} \ell_2 \theta_0 \omega_1 \omega / (\delta g) \quad (34)$$

5・4 二球間の摩擦係数の算出方法 理論で求めた最良減衰係数比 ζ_{opt} が与えられた時に、目標とする二球間の摩擦係数 μ は、式(34)により求めることができる。

一方、実際の二球間の摩擦係数の値については、二

球の減衰自由振動波形の peak-to-peak 値から算出する方法により検証を行うこととした。具体的な算出方法は、以下のとおりである。

二球間に固体摩擦力 F_b が働く時の、二球の減衰自由振動時の運動方程式は次のようになる。

$$(7/5)m_2\ell_2^2\ddot{\theta}_2 \pm \ell_2 F_b + m_2 g \ell_2 \theta_2 = 0 \quad (35)$$

ここに、 F_b の符号は、 $\dot{\theta}_2 > 0$ の時は正、 $\dot{\theta}_2 < 0$ の時は負である。また、

$$\omega_2^2 = (5/7)(g/\ell_2) \quad (36)$$

であることを考慮すると、式 (35) は次のようになる。

$$\ddot{\theta}_2 + \omega_2^2 \theta_2 \pm \omega_2^2 F_b / (m_2 g) = 0 \quad (37)$$

ここで、固体摩擦力 F_b は式 (27) によって与えられるので、式 (37) は次のようになる。

$$\ddot{\theta}_2 + \omega_2^2 \theta_2 \pm \omega_2^2 \mu \delta = 0 \quad (38)$$

一方、減衰自由振動波形の相次ぐ谷から山、山から谷の peak-to-peak 値を $\theta_{2,1}$, $\theta_{2,2}$, $\dots$ とし、 $\theta_{2,i}$ を y 軸、 $\theta_{2,i+1}$ を x 軸に点をプロットすると、直線が求められる。この直線が $\theta_{2,i}$ 軸を横ぎる位置を b とすると、 b と式 (38) の $(\mu \delta)$ とは次のような関係となる⁽¹⁴⁾。

$$b = 4\mu\delta \quad (39)$$

式 (39) より、摩擦係数 μ は、次のように求められる。

$$\mu = b / (4\delta) \quad (40)$$

即ち、二球間の摩擦係数 μ は、減衰自由振動波形の相次ぐ peak-to-peak 値を測定し、 $\theta_{2,i}$ と $\theta_{2,i+1}$ の点をプロットした直線が $\theta_{2,i}$ 軸を横ぎる位置 b を求めることにより、式 (40) から算出することが可能となる。

6. 実験

6・1 実験概要 二球式減衰装置を装着した場合の効果の確認をするために、模型実験を行った。

6・1・1 実験方法 実験は、(1) 質量比 $R=0.1$ 、取り付け位置比 $\gamma=0.5$ の場合、および (2) $R=0.1$ 、 $\gamma=0.25$ の場合について行った。 $\gamma=0.5$ の場合は、主系の重心位置の半分の位置に装置を取り付けることを意味しており、実際の索道システムにおける通常の設置位置付近と考えられる場所である。 $\gamma=0.25$ の場合は、 $\gamma=0.5$ の場合より上方に装置を取り付けることにより装着の効果がより大きく期待できるが、実際の索道システムでは線路上の構造物や設備な

(a) $R=0.1, \gamma=0.5$ (b) $R=0.1, \gamma=0.25$

Fig.16 Scale model

Fig.17 Experimental system

どの関係から、装置の設置が難しいことが多いが場合により設置可能と考えられる場所である。実験時の模型の状況を図 16 に、実験系統図を図 17 に示す。模型搬器の振れ角はポテンショメーターにより検出し、ストレインアンプを介してデータレコーダーに記録した。模型の諸元は、 $m_1=4.5\text{kg}$ 、 $\ell_1=0.48\text{m}$ 、 $m_2=0.45\text{kg}$ ($0.225\text{kg}/\text{個} \times 2\text{個}$)、 $r=0.019\text{m}$ 、 $\ell_2=0.323\text{m}$ 、 $\delta=r/\ell_2=0.0588\text{rad}$ である。

可動質量への減衰力付与の調整方法としては、球の表面粗さを変えることにより行うこととした。市販の球およびこれに対して二種類の表面仕上げを行った球を各二個用意し、球の組み合わせを変えることにより 6 通りの変更を可能とした。以下に示した実験結果は、二つの球に市販の球 (表面粗さ: 最大高さ $R_z=0.12$) を用いた場合の結果である。

6・1・2 目標とする二球間の摩擦係数

質量比 $R=0.1$ 、取り付け位置比 $\gamma=0.5$ の場合の理論で求めた最良減衰係数比は、最良調整図表より $\zeta_{opt}=0.11$ となり、この値に対する二球間の摩擦係数は、式 (34) により与えられる。 θ_0 の代表値としては、振動の頻度を考慮し実験時の初期変位角を用いることにすると、 $\theta_0=7.5\text{deg}=0.131\text{rad}$ となる。また、 ω の代表値としては、主系の固有振動数を用いることとし、 $\omega=\omega_1$ とする。この時、目標とする二球間の摩擦係数は、式 (34) より、 $\mu=0.517$ と求められる。

Fig.18 $\theta_{2,i}$ vs. $\theta_{2,i+1}$

6・1・3 実際の二球間の摩擦係数 実験に用いた球の二球間摩擦係数は、減衰自由振動波形の相次ぐpeak-to-peak値を測定することにより、最終的に式(40)から算出される。二球の減衰自由振動波形を直接測定することは困難なため、その挙動をビデオカメラで撮影し、画像解析をすることにより、peak-to-peak値を求めることとした。求めた値をプロットした結果を図18に示す。この図より、 $b=0.116$ となり、式(40)より $\mu=0.493$ と求められた。実際の二球間の摩擦係数は、目標とする二球間の摩擦係数に近い値になっていることがわかる。

6・2 実験結果 質量比 $R=0.1$ 、取り付け位置比 $\gamma=0.5$ の場合の実験においては、上記の摩擦係数の球を用いて実験を行ったが、 $\gamma=0.25$ の場合の実験においては、今回は $\gamma=0.5$ の場合と同じ球を用いて行っており、二球間の摩擦係数については、特に変更しない状態で実施した。

6・2・1 主系の応答 初期変位に対する主系の時間応答結果を図19に示す。二球間の摩擦係数

Fig.19 Experiment and simulation in time response to initial displacement

を理論で求めた最良減衰係数比相当とした場合の実験結果を実線で示す。質量比 $R=0.1$ 、取り付け位置比 $\gamma=0.5$ の場合には、初期角が3周期程で半減し、 $R=0.1$ 、 $\gamma=0.25$ の場合には、2周期程で半減しているこ

Fig.20 Behavior of two balls in $R=0.1$, $\gamma=0.5$ (initial one cycle)

 Fig.21 Behavior of two balls in $R=0.1$, $\gamma=0.5$ (maximum one cycle)

とがわかる。また、パラメーターが最良調整された場合（二球間摩擦力は等価粘性減衰力とした場合）のシミュレーション値を破線で示す。シミュレーション値と実験値は良く合っていることがわかる。

6・2・2 二球の挙動 減衰装置作動時の二球の挙動については、質量比 $R=0.1$ 、取り付け位置比 $\gamma=0.5$ の場合、および $R=0.1$ 、 $\gamma=0.25$ の場合について観察したところ、二球は常に接触した状態で転動し、離れる状況は認められなかった。この理由については、「二球間の押し合う力」についての解析結果に示されるように、二つの球の間には、 θ_2 （二つの球の接触点における角変位）によらず、常にほぼ一定の押し合う力が働いているためであると考えられる。

減衰装置作動時の二球の挙動の一例として、質量比 $R=0.1$ 、取り付け位置比 $\gamma=0.5$ の場合の状況を図20および図21に示す。図20は、最初の1サイクルの二球の挙動を示しており、図21は、二球が最大角変位を示した時の挙動を示している。これらの結果が示すように、二つの球は離れることなく常に接触した状態で転動していることがわかる。また、この条件における二球の最大角変位は、初期角変位に対し約2倍程度の振れになることが認められた。

7. 結 論

風等による索道搬器の動揺の低減を目的として、二球式動揺減衰装置について検討を行った結果をまとめると、次のとおりである。

- (1) シンプルな構造で、より実用的と考えられる二球転動式動揺減衰装置の提案を行った。
- (2) 二球転動式減衰装置のパラメーターの調整方法を明らかにした。また、パラメーターの調整図表の作成を行った。

(3) 最良調整された減衰装置を装着した場合の効果について、主系の周波数応答、初期変位に対する時間応答、ランダム風に対する時間応答についてシミュレーションを行い、その効果を確認した。

(4) 本減衰装置における二球間の押し合う力、等価粘性減衰係数と二球間の摩擦係数の関係、理論で求めた最良減衰係数比と二球間の摩擦係数の関係などを明らかにした。

(5) 模型実験を行い、減衰装置を装着した場合の効果を確認した。初期変位に対する時間応答結果では、質量比 $R=0.1$ 、取り付け位置比 $\gamma=0.5$ の場合には、初期角が3周期程で半減することが認められた。

(6) 実験値とシミュレーション値との比較検討を行い、シミュレーション値と実験値は良く合っていることを確認した。

本装置は構造がシンプルであり、価格も低価格になる可能性があり、固定式の搬器など幅広い搬器への展開が期待される。

References

- (1) Nishihara, O. et al., Vibration Damping Mechanisms with Gyroscopic Moments, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.57, No.534(1991), pp.497-503.
- (2) Matsuoka, H. et al., Control of the Rolling Motion of a Ropeway Gondola by a Gyro Device, *Dynamics & Design Conference*, No.920-55(B)(1992), pp.178-183.
- (3) Kanki, H. et al., Development of CMG Active Vibration Control Device for Gondola, *the 1st International Conference on Motion and Vibration Control (MOVIC)*, (1992), pp.310-314.
- (4) Hoshio, K. et al., Stabilizer by Control Moment Gyro,

- Mitsubishi Heavy Industries Technical Review*, Vol.31, No.3(1994), pp.213-216.
- (5) Sato, H. et al., Improvement of Windproof Performance for Ropeway Gondolas, *OITAF-NACS 5th Symposium*, (1992), pp.43-56.
- (6) Yamaura, H. et al., Optimal Tuning Method for a Swing Reduction of Gondola Lift by Pendulum Type Dynamic Absorber, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.59, No.561(1993), pp.1400-1406.
- (7) Matsuhisa, H. et al., Vibration Control of a Gondola by Passive-Type Dynamic Absorbers, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.59, No.562(1993), pp.1717-1722.
- (8) Yakabe, N. et al., Development of LIBRA (Gondola Swing Damper), *Tokyu Car Technical Review*, No.46(1996), pp.29-35.
- (9) Iwasaki, I. et al., Development of Passive Mass Damper for Aerial Ropeway Gondolas and Chair Lifts, *Ishikawajima-Harima Technical Report*, Vol.38, No.3(1998), pp.199-204.
- (10) Nagamatsu, A. et al., *Dynamics Handbook in Japanese*, (1993), Asakurashoten
- (11) Matsudaira, T., *Basic Vibrations in Japanese*, (1973), p.44, Gendaikogakusha.
- (12) Hartog, D., *Mechanical Vibrations*, (1950), McGraw-Hill
- (13) Sato, H. et al., Investigation of Wind and Carrier Swing Characteristics in Ropeway Installations and Estimation Method of Limit Wind Speed of Operation, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.71, No.704(2005), pp.1207-1214.
- (14) Taniguchi, O. et al., *Vibration Engineering Handbook in Japanese*, (1991), p.29, Yokendo
- (15) Shiraishi, A. and Yamakawa, I., Analysis of Dynamic Vibration Absorber System with Viscous Damping and Coulomb Friction (2nd Report, Coulomb Friction in the Absorber) in Japanese, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.48, No.431(1982), pp.946-953
- (16) Shiraishi, A. and Yamakawa, I., Effect of Coulomb Friction on a Dynamic Vibration Absorber System with Harmonic Base Excitation (1st Report, Coulomb Friction in the Absorber), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.51, No.467(1985), pp.1755-1759
- (17) Shiraishi, A., Research on Dynamic Vibration Absorber System with Coulomb Friction in Japanese, *Doctoral Thesis of Nagaoka University of Technology*, (1992-9)