

12. ロープウェイの動揺低減の研究

—二球転動式減衰装置における好ましいダンピングの付加方法—

交通システム研究領域

※佐藤久雄 千島美智男

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、いわゆるロープウェイは、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。

このロープウェイにおいては、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つく恐れがあり、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ロープウェイ用の減衰装置としては、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、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⁽¹⁾⁽²⁾、順次導入されつつあるところである。

一方、国内のロープウェイ設置基数の約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、循環式のロープウェイ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。

既報⁽³⁾では、可動質量への減衰力の付与が自己生成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した。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した。

本報告では、本減衰装置における二球間の押し合う力の解析を行うとともに、この結果から、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を

解析し、二球間における好ましいダンピング(ここでは、二球間における摩擦係数)の付加方法を明らかにした。また、模型実験を行い、この方法の有効性を示した。さらに、模型実験および実機のチェアリフトを用いた実験により、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。

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、特別の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高く、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。

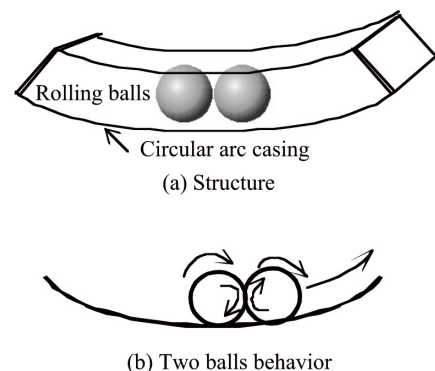


Fig.1 Two-ball rolling type damping equipment

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、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

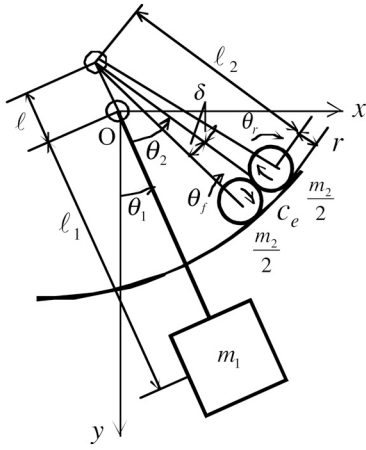


Fig.2 Analysis model

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⁽⁴⁾. 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 $P e^{i\omega t}$ とする.

この時, 運動方程式は次のように求められる⁽³⁾.

$$\begin{aligned} & (m_1 l_1^2 + m_2 l_2^2 + m_2 l^2 - 2m_2 l l_2) \ddot{\theta}_1 \\ & + (m_2 l_2^2 - m_2 l l_2) \ddot{\theta}_2 + (m_1 l_1 + m_2 l_2 - m_2 l) g \theta_1 \\ & + m_2 l_2 g \theta_2 = P l_1 e^{i\omega t} \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} & (m_2 l_2^2 - m_2 l l_2) \ddot{\theta}_1 + (7/5) m_2 l_2^2 \ddot{\theta}_2 + c_e l_2^2 \dot{\theta}_2 \\ & + m_2 g l_2 \theta_1 + m_2 g l_2 \theta_2 = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

ここで, 一般性を持たせるため, 次の記号

$$\begin{aligned} R &= m_2/m_1, & \gamma &= (l_2 - l)/l_1, & \omega_1^2 &= g/l_1, \\ \omega_2^2 &= (5/7)(g/l_2), & \zeta &= c_e/(2m_2 \omega_1), & v &= \omega_2/\omega_1, \\ \lambda &= \omega/\omega_1, & \Theta_{st} &= P/(m_1 g) \end{aligned} \quad (3)$$

を導入するとともに, 角変位を複素数で表示して解くと, 最終的に, 主系の角変位振幅比 K_1 (θ_1 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⁽³⁾.

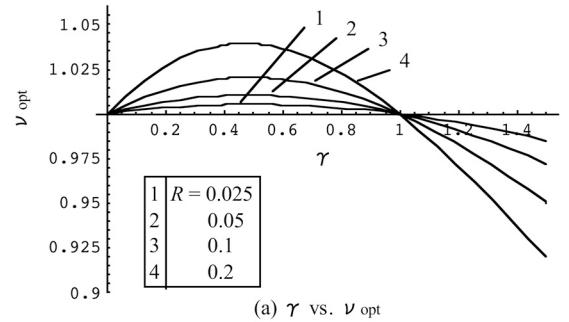
$$K_1(\lambda) = \sqrt{\frac{(F_6 \lambda^2 + F_7)^2 + F_8^2 (\zeta \lambda)^2}{(F_1 \lambda^4 + F_2 \lambda^2 + F_3)^2 + (F_4 \lambda^2 + F_5)^2 (\zeta \lambda)^2}} \quad (4)$$

ここに,

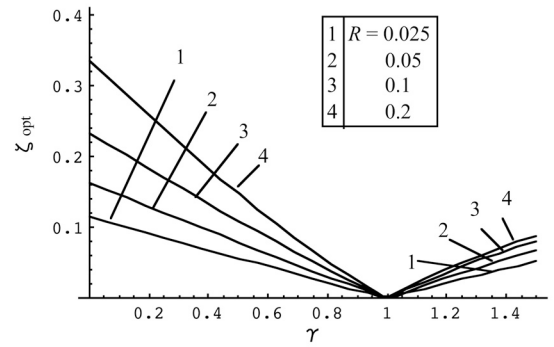
$$\begin{aligned} F_1 &= 1.4 + 0.4R\gamma^2 \\ F_2 &= -1.4v^2(1 + R\gamma^2) - 1.4 + 0.6R\gamma \\ F_3 &= 1.4(1 + R\gamma)v^2 - R, & F_4 &= -2(1 + R\gamma^2) \\ F_5 &= 2(1 + R\gamma), & F_6 &= -1.4, & F_7 &= 1.4v^2, & F_8 &= 2 \end{aligned} \quad (5)$$

2. 2. 最良調整図表

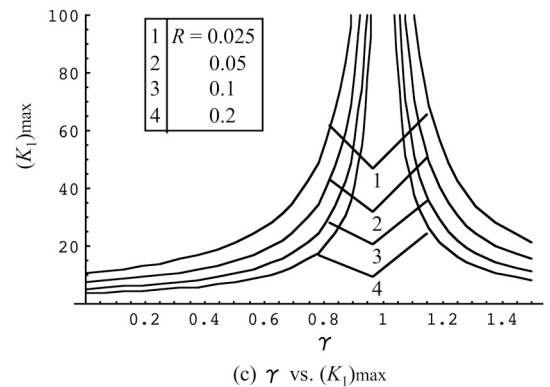
式(4)は, 主系の角変位振幅比の周波数応答を表しており, 2自由度振動系として2つの共振点を持つ. また, この振幅比曲線は, 減衰係数比 ζ の値に無関係に2つの定点 P, Q を通るので, この2定点の高さを等しくし, その付近を極大とする条件を最良調整条件と定めると, その条件を満たすべき各パラメータ



(a) γ vs. ν_{opt}



(b) γ vs. ζ_{opt}



(c) γ vs. $(K_1)_{max}$

Fig.3 Best adjustment charts based on position ratio γ

間の関係が求められる。

取り付け位置比 γ を横軸に、質量比(球の合計質量の搬器質量に対する割合) R における各パラメータの最良調整図表を、図3に示す⁽³⁾。

図3における各図表は、最良固有振動数比 v_{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 v 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。例えば、質量比を0.1にとり、装置の取り付け位置を搬器の重心位置の半分の位置に取り付ける場合は、 $R = 0.1, \gamma = 0.5$ となり、図3(a)(b)から最良調整値を読み取ると、最良固有振動数比 $v_{opt} = 1.02$ 、最良減衰係数比 $\zeta_{opt} = 0.11$ となり、この値に基づいて減衰装置の仕様を決めることができる。また、図3(c)から、この時の主系の応答の最大振幅比 $(K_1)_{max} = 10$ となることがわかる。

3. 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4に示す場合の二球の動きを考えることにする。

3. 1. 二球間の押し合う力および摩擦係数

二球間の押し合う力を求めるために、図4に示す二

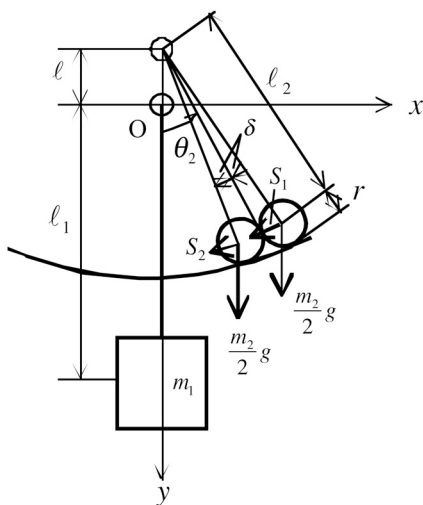


Fig.4 Analysis model of two balls behavior

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。

$$S_1 = \frac{m_2}{2} g \sin(\theta_2 + \delta) \quad (6)$$

$$S_2 = \frac{m_2}{2} g \sin(\theta_2 - \delta) \quad (7)$$

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、

$$\begin{aligned} S &= S_1 - S_2 \\ &= m_2 g \cos \theta_2 \sin \delta \end{aligned} \quad (8)$$

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、

$$S = m_2 g \delta \quad (9)$$

と求められる。式(9)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。

$$F_b = \mu m_2 g \delta \quad (10)$$

3. 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、

$$\begin{aligned} F_D &= c_e \dot{x} \\ &= c_e \ell_2 \omega \sqrt{\theta_0^2 - \theta_2^2} \end{aligned} \quad (11)$$

これより、

$$\left(\frac{F_D}{c_e \ell_2 \omega \theta_0} \right)^2 + \left(\frac{\ell_2 \theta_2}{\ell_2 \theta_0} \right)^2 = 1 \quad (12)$$

の関係が成立し、この関係を図示すると、図5(a)の

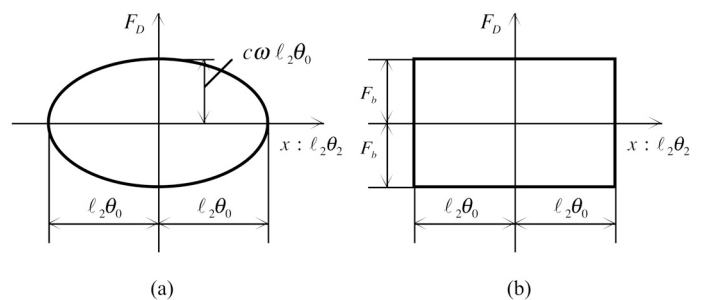


Fig.5 Damping capacity

ような楕円となる。この図は、発生する減衰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。

$$A = \pi c_e \ell_2^2 \omega \theta_0^2 \quad (13)$$

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5(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、

$$\begin{aligned} A &= 4 \ell_2 \theta_0 F_b \\ &= 4 \ell_2 \theta_0 \mu m_2 g \delta \end{aligned} \quad (14)$$

等価粘性減衰力は固体摩擦減衰力と同一の減衰容量を持つので、式(14)と式(15)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。

$$c_e = \frac{4 \mu m_2 g \delta}{\pi \ell_2 \theta_0 \omega} \quad (15)$$

3. 3. 最良減衰係数比と二球間の摩擦係数の関係

式(15)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(3)より、

$$\zeta = c_e / (2m_2 \omega_1) \quad (16)$$

式(15)と式(16)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。

$$\mu = \pi \zeta_{opt} \ell_2 \theta_0 \omega_1 \omega / (\delta g) \quad (17)$$

3. 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(17)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。

$$(7/5)m_2 \ell_2^2 \ddot{\theta}_2 \pm \ell_2 F_b + m_2 g \ell_2 \theta_2 = 0 \quad (18)$$

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、

$$\omega_2^2 = (5/7)(g/\ell_2) \quad (19)$$

であることを考慮すると、式(18)は次のようになる。

$$\ddot{\theta}_2 + \omega_2^2 \theta_2 \pm \omega_2^2 F_b / (m_2 g) = 0 \quad (20)$$

ここで、固体摩擦力 F_b は式(10)によって与えられるので、式(20)は次のようになる。

$$\ddot{\theta}_2 + \omega_2^2 \theta_2 \pm \omega_2^2 \mu \delta = 0 \quad (21)$$

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(21)の ($\mu \delta$) とは次のような関係となる⁽⁵⁾。

$$b = 4\mu\delta \quad (22)$$

式(22)より、摩擦係数 μ は、次のように求められる。

$$\mu = b / (4\delta) \quad (23)$$

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(23)から算出することが可能となる。

4. 模型実験

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。実験は、質量比 $R = 0.1$ 、取り付け位置比 $\gamma = 0.5$ 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。実験時の模型の状況を図6に、実験系統図を図7に示す。模型搬器の振れ角はポテンシオメーターに



Fig.6 Scale model ($R = 0.1$, $\gamma = 0.5$)

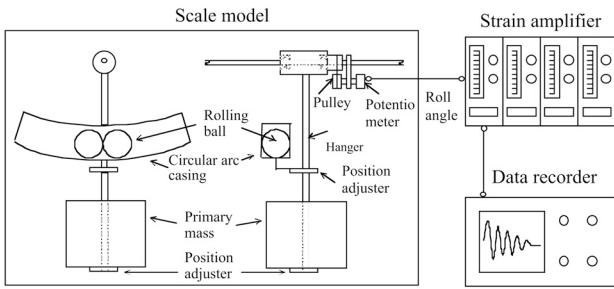


Fig.7 Experimental system

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， $m_1 = 4.5\text{kg}$ ， $l_1 = 0.48\text{m}$ ， $m_2 = 0.45\text{kg}$ ($0.225\text{kg}/\text{個} \times 2$ 個)， $r = 0.019\text{m}$ ， $l_2 = 0.323\text{m}$ ， $\delta = r/l_2 = 0.0588\text{rad}$ 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 $R_z = 0.1\mu\text{m}$ ）を用いた場合の結果である．

4. 1. 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(17)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(17)より， $\mu = 0.517$ と求められる．

4. 2. 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(23)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8に示す．この図より， $b = 0.116$ となり，式(23)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．

4. 3. 実験結果

初期変位に対する主系の時間応答結果を図9に示す．二球間の摩擦係数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．初期角

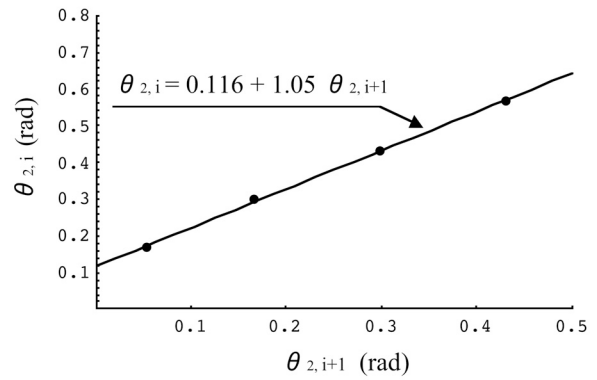
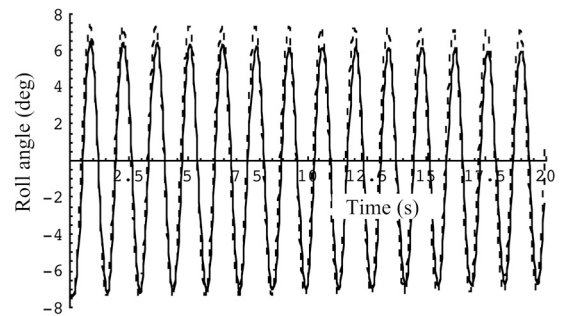
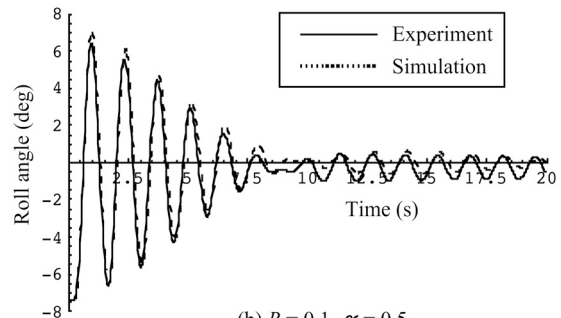


Fig.8 $\theta_{2,i}$ vs. $\theta_{2,i+1}$



(a) Without absorber



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

Fig.9 Experiment and simulation in time response to initial displacement

が3周期程で半減していることがわかる．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．

減衰装置作動時の二球の挙動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，二球が最大角変位を示した付近の挙動を，図10に示す．こ



Fig.10 Behavior of two balls in $R = 0.1$, $\gamma = 0.5$ (maximum one cycle)

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。

5. 実機実験

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、実機のチェアリフトを用いた実験を行った。実験時の状況を図11に示す。実験時の質量比は、 $R = 0.063$ 、取り付け位置比は、 $\gamma = 0.48$ である。搬器の振れ角はジャイロ式動揺計により測定し、データレコーダーに記録した。諸元は、 $m_1 = 33.35 \text{ kg}$ 、



Fig.11 Chairlift ($R = 0.063$, $\gamma = 0.48$)

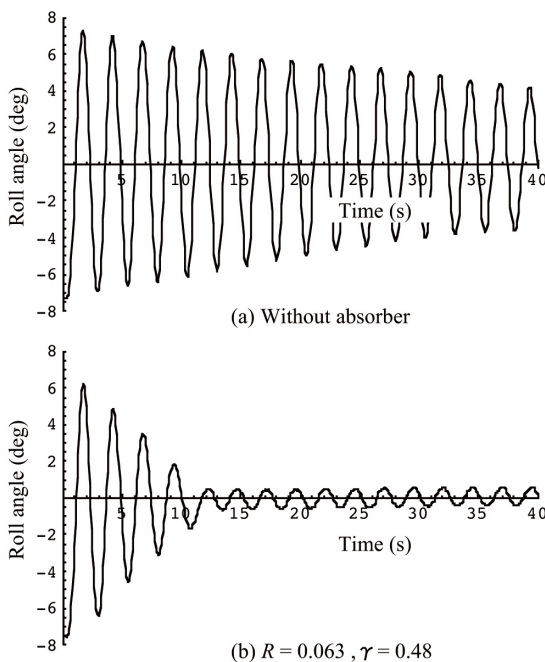


Fig.12 Experiment in time response to initial displacement

$\ell_1 = 1.58 \text{ m}$, $m_2 = 2.1 \text{ kg}$ ($1.05 \text{ kg} / \text{個} \times 2 \text{ 個}$), $r = 0.03175 \text{ m}$, $\ell_2 = 1.137 \text{ m}$, $\delta = r / \ell_2 = 0.0279 \text{ rad}$ である。

初期変位に対する主系の時間応答結果を図12に示す。本減衰装置を装着した場合には、初期角が2周期程度で半減している(図12(b))。減衰装置を装着しない場合の時間応答に若干の減衰が見られる(図12(a))ことを考慮すると、本装置による効果としては少し割り引いて考える必要があり、3周期程度で初期角が半減するものと考えられる。減衰装置作動時の二球の挙動については、二球は常に接触した状態で転動することが認められた。

6. 結論

風等によるロープウェイ搬器の動揺の低減を目的として提案している二球式動揺減衰装置について、二球間の摩擦係数の調整方法等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) 本減衰装置における最良減衰係数比と二球間の摩擦係数の関係を解析し、二球間における好ましいダンピング(摩擦係数)の付加方法を明らかにした。
- (2) 模型実験を行い、上記の方法の有効性を確認した。
- (3) 模型実験および実機チェアリフトを用いた実験により、減衰装置を装着した場合の効果を確認した。本実験条件では、初期角が3周期程で半減することが認められた。

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。

(参考文献)

- (1) 松久ほか4名, 機論, 59-562, C(1993), 1717-1722,
- (2) 岩崎ほか3名, 石川島播磨技法, 38-3 (1998), 199-204,
- (3) Sato, H. et al., 2006 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE2006-13647,
- (4) 松平精, 基礎振動学, (1973), p.44, 現代工学社,
- (5) 谷口修, 振動工学ハンドブック, (1991), p.29, 養賢堂