索道用動揺減衰装置の特性解析

ー　二球転動式減衰装置の特性について　ー

交通システム研究領域　　　※佐藤久雄　千島美智男

１．緒　言

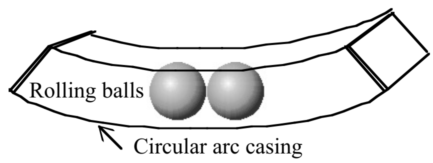
架空されたロープに搬器を懸垂させて輸送を行う、いわゆる索道システムは、急勾配に強いことや支柱間の線路長を長く設定できることなどの理由により、山間部等において旅客の輸送用に多く使用されている。また、将来的に、この特徴を生かした都市内交通機関への展開が期待されているところである。

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。

風等による搬器の動揺を低減する索道用の減衰装置としては、搬器に電源を持たないため電源が不要なパッシブ方式の装置がより現実的と考えられ、質量しゅう動式の装置が検討され実用化されている[(1)(2)]。

パッシブ方式の減衰装置では、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、機械的なダンパーや粘性流体などが用いられ、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。上記の実用化された索道用の減衰装置では、磁力を用いた機構が採用されている。

本報告では、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ー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。



(a) Structure

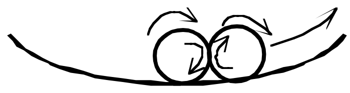

(b) Two balls behavior

Fig.1 Two balls rolling type damping equipment

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、Fig.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のもである。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、

$$\omega^2 = \frac{5}{7}\frac{g}{\ell} \tag{1}$$

のように求められる。

２．１．　解析モデルと周波数応答関数

Fig.２に示すように、搬器を１自由度の振り子と

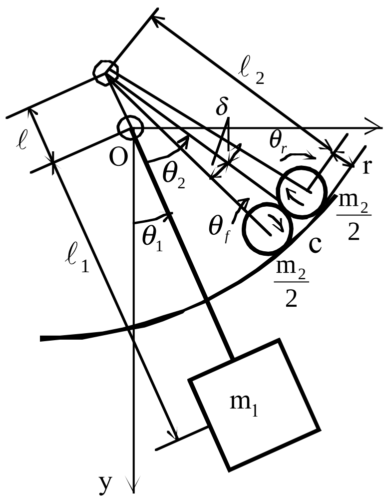


Fig.2 Analysis model

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。二つの球の接触による減衰力（接触点でお互いに逆方向の速度で接触・回転することによる摩擦力）の減衰係数をc、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^{iwt}とする。

この時、（$m_2/2$）の質量の球の慣性モーメントは、

$$I=(1/5)r^2m_2 \tag{2}$$

であること、および、球がすべることなく転がる時には、

$$r\dot{\theta}_f=\ell_2\dot{\theta}_2$$
$$r\dot{\theta}_r=\ell_2\dot{\theta}_2 \tag{3}$$

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。

$$\begin{aligned}&(m_1\ell_1{}^2+m_2\ell_2{}^2+m_2\ell^2-2m_2\ell\ell_2\cos\delta)\ddot{\theta}_1\\&+(m_2\ell_2{}^2-m_2\ell\ell_2\cos\delta)\ddot{\theta}_2\\&+(m_1\ell_1+m_2\ell_2\cos\delta-m_2\ell)g\theta_1\\&+m_2\ell_2g(\cos\delta)\theta_2=P\ell_1e^{iwt}\end{aligned} \tag{4}$$

$$\begin{aligned}&(m_2\ell_2{}^2-m_2\ell\ell_2\cos\delta)\ddot{\theta}_1+(7/5)m_2\ell_2{}^2\ddot{\theta}_2+c\ell_2{}^2\dot{\theta}\\&+m_2g\ell_2(\cos\delta)\theta_1+m_2g\ell_2(\cos\delta)\theta_2=0\end{aligned} \tag{5}$$

通常の場合、球の半径rはℓ_2に対して小さいので、

$$\delta=r/\ell_2 \ll 1 \tag{6}$$

となり、

$$\cos\delta\approx 1 \tag{7}$$

となる。よって、式（４）および式（５）は次のように求められる。

$$\begin{aligned}&(m_1\ell_1{}^2+m_2\ell_2{}^2+m_2\ell^2-2m_2\ell\ell_2)\ddot{\theta}_1\\&+(m_2\ell_2{}^2-m_2\ell\ell_2)\ddot{\theta}_2+(m_1\ell_1+m_2\ell_2-m_2\ell)g\theta_1\\&+m_2\ell_2g\theta_2=P\ell_1e^{iwt}\end{aligned} \tag{8}$$

$$\begin{aligned}&(m_2\ell_2{}^2-m_2\ell\ell_2)\ddot{\theta}_1+(7/5)m_2\ell_2{}^2\ddot{\theta}_2+c\ell_2{}^2\dot{\theta}_2\\&+m_2g\ell_2\theta_1+m_2g\ell_2\theta_2=0\end{aligned} \tag{9}$$

ここで、一般性を持たせるため、次の記号

$$\begin{aligned}&R=m_2/m_1, \quad \gamma=(\ell_2-\ell)/\ell_1,\ \omega_1{}^2=g/\ell_1,\\&\omega_2{}^2=(5/7)(g/\ell_2),\ \varsigma=c/(2m_2\omega_1),\ \nu=\omega_2/\omega_1,\\&\lambda=\omega/\omega_1, \quad \Theta_{st}=P/(m_1g)\end{aligned} \tag{10}$$

を導入し、（８）（９）式を無次元化するとともに、角変位を複素数で表示して解くと、主系の角変位振幅比の周波数応答関数は、最終的に次のように求められる。

$$K_1(\lambda)=\sqrt{\frac{(F_6\lambda^2+F_7)^2+F_8{}^2(\varsigma\lambda)^2}{(F_1\lambda^4+F_2\lambda^2+F_3)^2+(F_4\lambda^2+F_5)^2(\varsigma\lambda)^2}} \tag{11}$$

ここに、

$$\begin{aligned}&F_1=1.4+0.4R\gamma^2\\&F_2=-1.4\nu^2(1+R\gamma^2)-1.4+0.6R\gamma\\&F_3=1.4(1+R\gamma)\nu^2-R\\&F_4=-2(1+R\gamma^2)\\&F_5=2(1+R\gamma)\\&F_6=-1.4\\&F_7=1.4\nu^2\\&F_8=2\end{aligned} \tag{12}$$

以上のように、角変位振幅比に関係するパラメーターは、R, ν，ζ，γの４項目である。この４項目を設計パラメーターとして解析を行う。

２．２． 最良調整

（１１）式は、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間の関係が求められる [3]。

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、

$$2F_1F_5F_8 = F_4(F_2F_8 + F_4F_7 - F_5F_6) \tag{13}$$

この式に式（１２）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。

$$\nu_{opt} = \sqrt{\frac{11.2 + 19.2\gamma R + 3.2\gamma^2 R + 11.2\gamma^3 R^2}{11.2 + 22.4\gamma^2 R + 11.2\gamma^4 R^2}} \tag{14}$$

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。

$$\begin{Bmatrix} \lambda_P{}^2 \\ \lambda_Q{}^2 \end{Bmatrix} = \left\{ \frac{-\xi_1 \mp \sqrt{\xi_1{}^2 - 4\xi_2}}{2} \right\}_{\nu=\nu_{opt}} \tag{15}$$

$$\xi_1 = \frac{F_4F_7 + F_5F_6 + F_2F_8}{F_1F_8 + F_4F_6}$$

$$\xi_2 = \frac{F_3F_8 + F_5F_7}{F_1F_8 + F_4F_6}$$

最良減衰は、式（１１）の二乗をλ²によって微分し、

$$\frac{\partial(K_1{}^2)}{\partial(\lambda^2)} = 0 \tag{16}$$

この結果をζに関して整理し、４次の多項式を解くと、ζ²が求められる。この結果に、式（１５）で得られた $\lambda_P{}^2$、$\lambda_Q{}^2$ 及び式（１４）で得られた ν_{opt} を代入すると、$\varsigma_P{}^2$、$\varsigma_Q{}^2$ が求められる。最良減衰係数比を ς_{opt} とすると、$\varsigma_{opt}{}^2$ は、$\varsigma_P{}^2$ と $\varsigma_Q{}^2$ の平均をとることにすると、

$$\varsigma_{opt}{}^2 = \frac{\varsigma_P{}^2 + \varsigma_Q{}^2}{2} \tag{17}$$

と求められる。

式（１４）および式（１７）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。

$$(K_1)_{\max} = \left\{ \frac{F_8}{F_4\lambda_P{}^2 + F_5} \right\}_{\nu=\nu_{opt}} \tag{18}$$

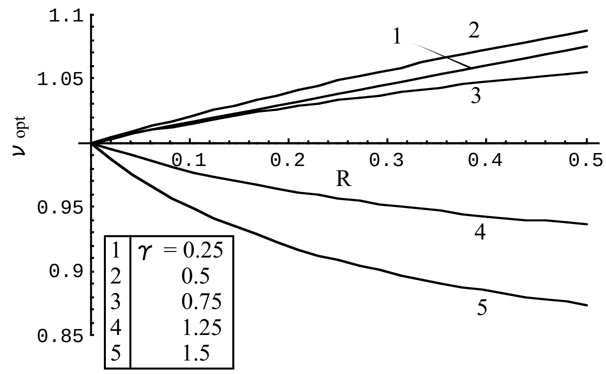
３．解析結果

３．１． 最良調整図表

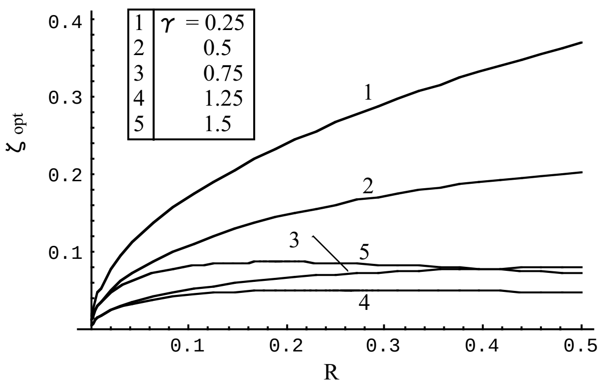
質量比Ｒを横軸にした場合の各パラメーターの最良調整図表をFig. 3に、取り付け位置比γを横軸にした場合の各パラメーターの最良調整図表をFig. 4に示す。

Fig. 3およびFig. 4における各図表は、式（１４）、（１７）、（１８）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 ς_{opt}、及び最良調整時の最大振幅比 $(K_1)_{\max}$ を示す。

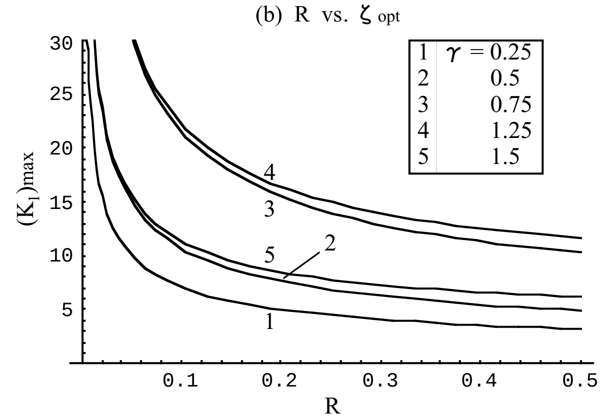
各図とも、γ＝１ の時は、付加質量を主系の重心位置に取り付けることを示しており、γ＜１の時は、付加質量を主系の重心位置より上方に、γ＞１の時



(a) R vs. ν opt

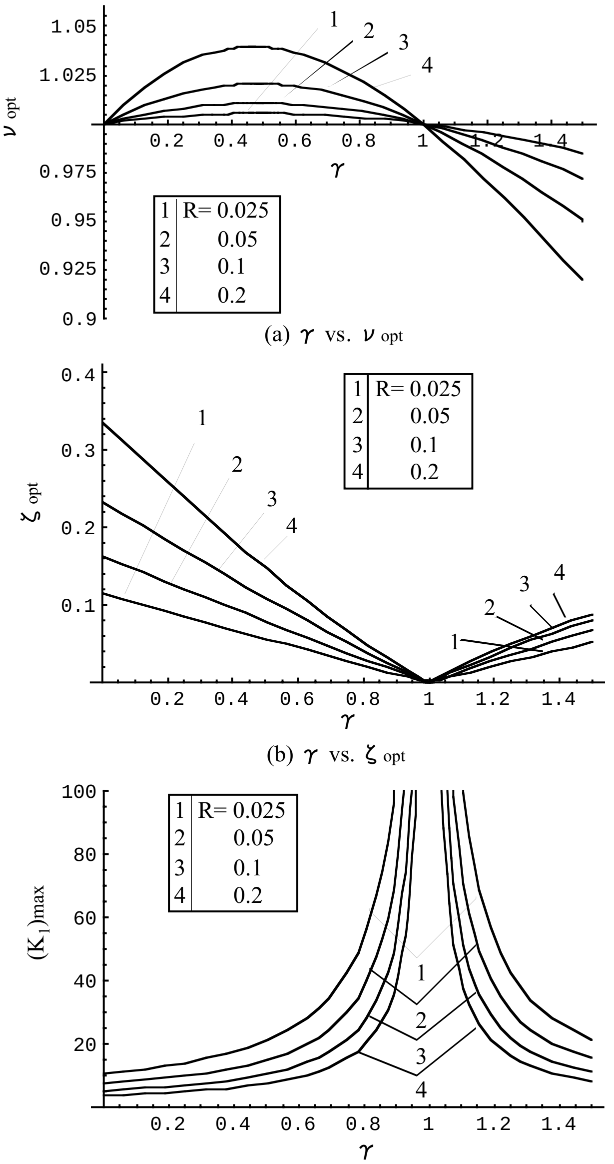


(b) R vs. ζ opt



(c) R vs. (K_1)max

Fig.3 Best adjustment charts based on mass ratio “ R“



(a) γ vs. ν_{opt}

(b) γ vs. ζ_{opt}

(c) γ vs. $(K_1)max$

Fig.4 Best adjustment charts based on position ratio “ γ “

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。

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。

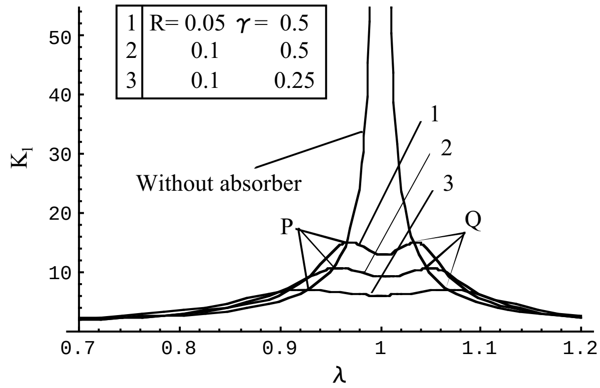
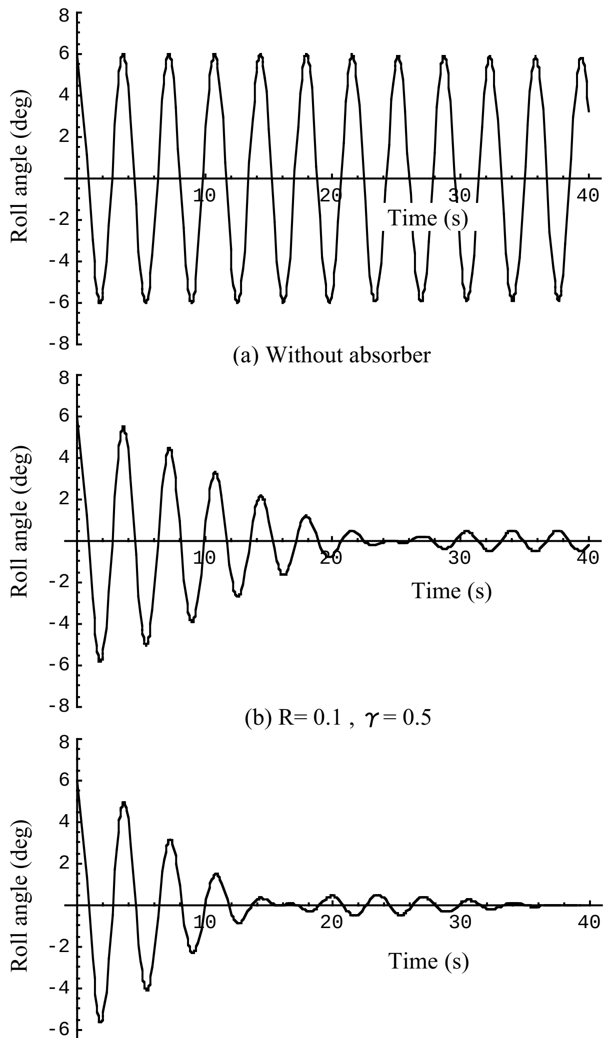


Fig.5 Frequency response of primary system



(a) Without absorber

(b) R= 0.1 , γ = 0.5

(c) R= 0.1 , γ = 0.25

Fig.6 Time response to initial displacement

３．２． 周波数応答

最良調整された減衰装置を装着した系の周波数応答をFig.5に示す。減衰装置を装着しない場合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γ＝0.5の場合は15程度、Ｒ＝0.1、γ＝0.5の場合は10程度、Ｒ＝0.1、γ＝0.25の場合は７程度になる。従って、減衰装置は十分効果があり、制振効果に対して、質量比Ｒおよび取り付け位置比γの影響が顕著であることがわかる。

３．３． 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。

初期変位に対する時間応答をFig.6に示す。質量比Ｒ＝0.1、取り付け位置比γ＝0.5の場合には、初期角約６度が３周期程で半減し、Ｒ＝0.1、γ＝0.25の場合には、２周期程で半減していることがわかる。

また、ランダム風に対する時間応答をFig.7に示す。８人乗りのゴンドラリフト（m_1＝660kg、ℓ_1＝3.19m）を想定し、搬器横面積を3.23 m²、搬器横方向空力係数を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[4]ので、風速の平均値が15m/s、標準偏差が2.194m/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求めた。減衰装置は十分効果があることがわかる。

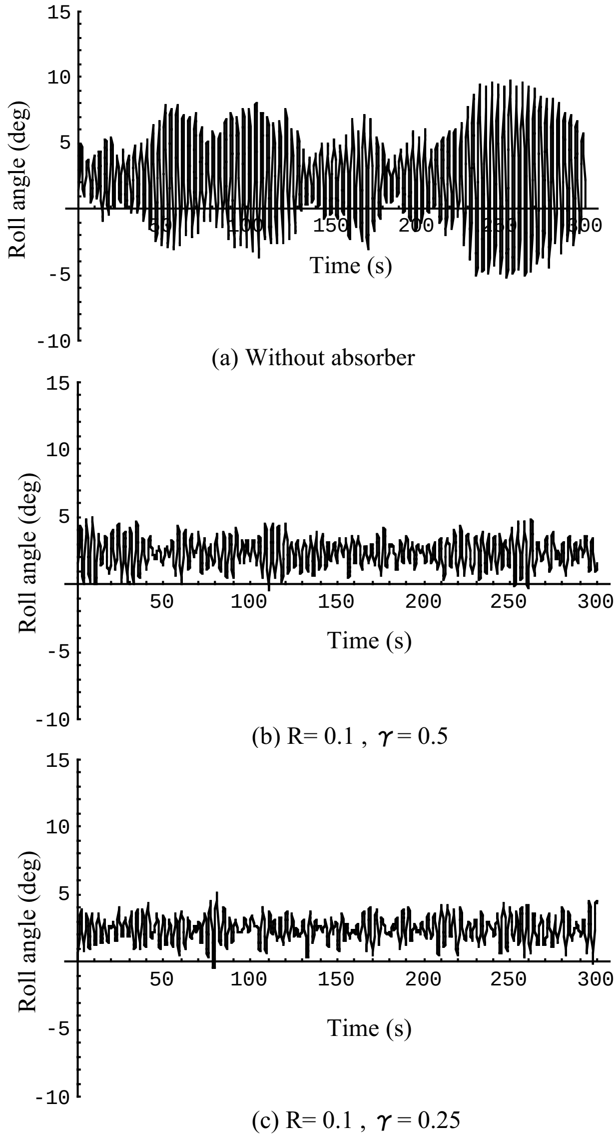


Fig.7 Time response to random wind

４．実　験

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。この時の実験系統図をFig.8に示す。m_1＝4.5kg、ℓ_1＝0.48 m、m_2＝0.45kg (0.225kg/個×２個)、ℓ_2＝0.323mである。

初期変位に対する時間応答結果をFig.9に示す。実験結果を実線で示す。質量比Ｒ＝0.1、取り付け位置比γ＝0.5の場合には、初期角が３周期程で半減し、Ｒ＝0.1、γ＝0.25の場合には、２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のシミュレーション値を破線で示す。シ

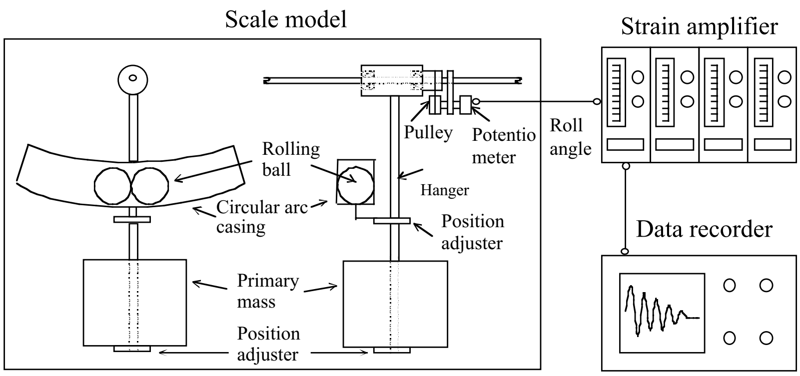


Fig.8 Experimental system

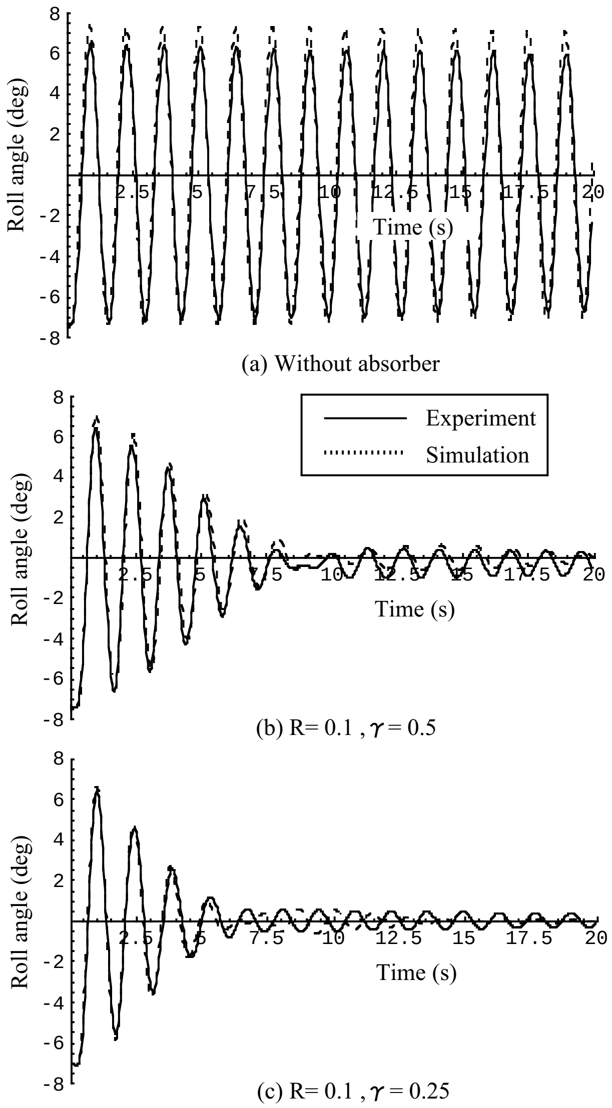


Fig.9 Experiment and simulation in time response to initial displacement

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。二つの球が逆方向の速度で接触・回転することにより生じる減衰力の減衰係数比は、最良調整値に近いものとなっていることがわかる。

５．結　論

風等による索道搬器の動揺の低減を目的として、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、減衰装置は十分効果があることを確認した。

（４）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γ＝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。

（５）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。

現状では、搬器の振れの関係で最も動揺減衰装置の装着が必要な固定式の搬器に対して、減衰装置の価格が搬器の価格と同程度になることもあるなどにより、索道用動揺減衰装置の普及が進んでいない。本装置は、現在実用化されている動揺減衰装置に比較して、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）松久寛・顧栄栄・王永金・西原修・佐藤進、索道搬器の動吸振器による制振、機論、59-562、C(1993)、1717-1722

（２）岩崎到・中川斉・谷田宏次・牟田口勝生、ゴンドラ・リフト用制振装置の開発、石川島播磨技法、38-3(1998)、199-204

（３）Den Hartog 、*Mechanical Vibrations*、(1950)、McGraw-Hill

（４）佐藤久雄・千島美智男・細川成之、索道施設における風特性と搬器動揺の調査解析および運転限界風速の推定方法、機論、71-704、C(2005)、1207-1214