索道用動揺減衰装置の特性解析

― 可動質量の挙動について ―

交通システム研究領域 ※佐藤 久雄

１．はじめに

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、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)。この方式の装置は１台で１方向のみに有効であり、２方向に機能させるためには２台必要になる。

一方、筆者が提案している球転動式の動揺減衰装置(3)(4)は、１台で１方向のみならず、全方向に機能させることも可能な装置である。昨年、本装置を索道搬器に装着する場合における調整方法とその場合の効果に関するシミュレーションおよび実験による解析検討結果について報告した(5)。一方、本装置を索道搬器に装着する場合の仕様を検討する際には、本装置における可動質量の特性および挙動についても、詳細に把握しておくことが基本的に重要となる。今回、本装置が作動した場合における可動質量の応答特性および風外力が作用した場合等における可動質量の挙動について、シミュレーションにより解析検討を行ったので、その結果について報告する。

２．球転動式動揺減衰装置について

球転動式動揺減衰装置は、Fig.1に示すようなものであり、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。

その特徴としては、

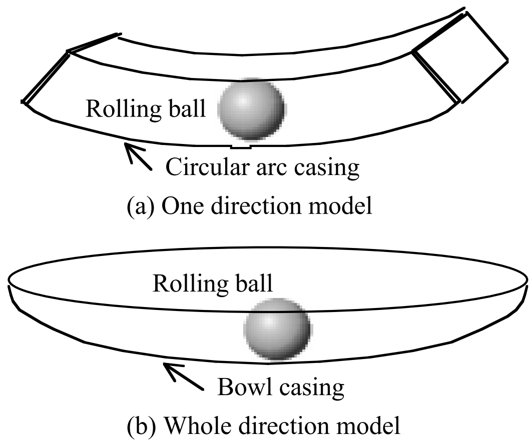


Fig.1 Ball rolling type damping equipment

（１）球転動式であるため、構造がシンプルになるとともに、可動質量の転がりが良く、動きがスムーズとなる。

（２）１台で１方向のみならず、左右方向および前後方向を含む全方向に機能させることも可能である。

（３）転動球の軌道を半球状にした場合、そのケーシングは空力付加物としてウイングあるいはフェアリングの効果(6) を持たせることが期待できる。

（４）減衰性能を上げるために質量比を増やしたい場合は、転動球の数を増やすことで対応できる。

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の円軌道上を転道する場合、

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

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

Fig.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の球が転道する方式のものであり、球の回転角をθとする。球の中心は、半径ℓ_2の円軌道上を

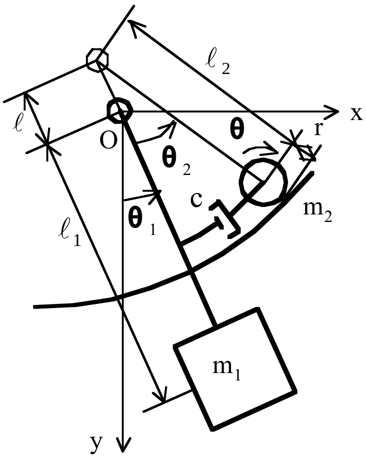


Fig.2 Analysis model

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。球の質量をm_2、減衰係数をc、角変位をθ$_2$とする。また、m_1に働く外力をPe^{iwt}とする。球の慣性モーメントは $I=(2/5)r^2m_2$ であることおよび、球がすべることなく転がる時には、$\ell_2\dot{\theta}_2=r\dot{\theta}$であることを考慮して、ラグランジェの方程式を求め、さらに線形化すると、運動方程式は次のように求められる。

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

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

ここで、一般性を持たせるため、次の記号

$R=m_2/m_1$, $\gamma=(\ell_2-\ell)/\ell_1$, $\omega_1{}^2=g/\ell_1$,

$\omega_2{}^2=(5/7)(g/\ell_2)$, $\varsigma=c/(2m_2\omega_1)$, $\nu=\omega_2/\omega_1$,

$\lambda=\omega/\omega_1$, $\Theta_{st}=P/(m_1g)$

を導入し、(2)(3)式を無次元化すると、運動方程式は次のように求められる。

$$\lambda^2\omega^{-2}(1+R\gamma^2)\ddot{\theta}_1+(5/7)R\gamma\nu^{-2}\lambda^2\omega^{-2}\ddot{\theta}_2$$
$$+(1+R\gamma)\theta_1+(5/7)R\nu^{-2}\theta_2=\Theta_{st}e^{iwt}$$

$$\gamma\lambda^2\omega^{-2}\ddot{\theta}_1+\nu^{-2}\lambda^2\omega^{-2}\ddot{\theta}_2$$
$$+(10/7)\nu^{-2}\lambda\omega^{-1}\zeta\dot{\theta}_2+\theta_1+\theta_2=0$$

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の周波数応答関数$K_1(\lambda)$および$K_2(\lambda)$は、次のように求められる。

$$K_1(\lambda)=\sqrt{\frac{(F_6\lambda^2+F_7)^2+F_8{}^2(\varsigma\lambda)^2}{(F_1\lambda^4+F_2\lambda^2+F_3)^2+(F_4\lambda^2+F_5)^2(\varsigma\lambda)^2}} \qquad (7)$$

$$K_2(\lambda)=\sqrt{\frac{(F_9\lambda^2+F_{10})^2}{(F_1\lambda^4+F_2\lambda^2+F_3)^2+(F_4\lambda^2+F_5)^2(\varsigma\lambda)^2}} \qquad (8)$$

ここに、

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

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

(2)

(7)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[7]。

(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、

(4)

$$2F_1F_5F_8=F_4(F_2F_8+F_4F_7-F_5F_6)$$

この式により、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。

(5)

$$\nu_{opt}=\sqrt{\frac{11.2+19.2\gamma R+3.2\gamma^2R+11.2\gamma^3R^2}{11.2+22.4\gamma^2R+11.2\gamma^4R^2}} \qquad (1$$

(6)

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。

$$\begin{Bmatrix} \lambda_P{}^2 \\ \lambda_Q{}^2 \end{Bmatrix} = \left\{ \frac{-\xi_1 \mp \sqrt{\xi_1{}^2 - 4\xi_2}}{2} \right\}_{\nu=\nu_{opt}} \tag{11}$$

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

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

最良減衰は、式（７）の二乗をλ²によって微分し、

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

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（１１）で得られた$\lambda_P{}^2$、$\lambda_Q{}^2$及び式（１０）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、

$$\varsigma_{opt}{}^2 = \frac{\varsigma_P{}^2 + \varsigma_Q{}^2}{2} \tag{13}$$

と求められる。

式（１０）および式（１３）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。

$$(K_1)_{\max} = \left\{ \frac{F_8}{F_4\lambda_P{}^2 + F_5} \right\}_{\nu=\nu_{opt}} \tag{14}$$

３．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Fig.3(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γ＝0.5の場合は15、R＝0.1、γ＝0.5の場合は10、R＝0.1、γ＝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Fig.3(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γ＝0.5の場合は60、R＝0.1、γ＝0.5の場合は30、R＝0.1、γ＝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。

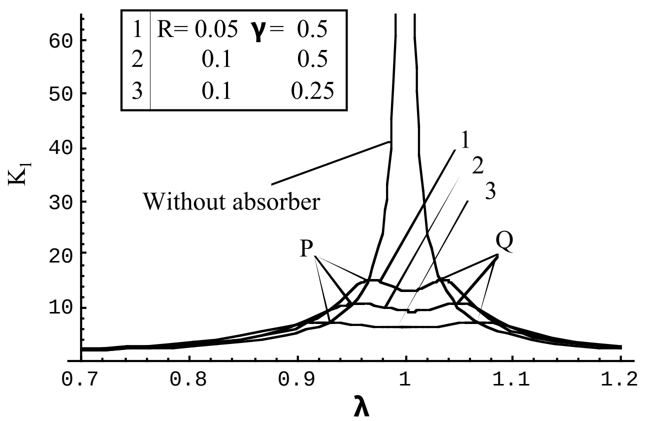
さらに、主系の角変位振幅の最大値に対する付加系の角変位振幅の最大値の割合は、質量比R＝0.05、取り付け位置比γ＝0.5の場合は４、R＝0.1、γ＝0.5の場合は3、R＝0.1、γ＝0.25の場合は2.9程度になることがわかる。

４．過渡応答

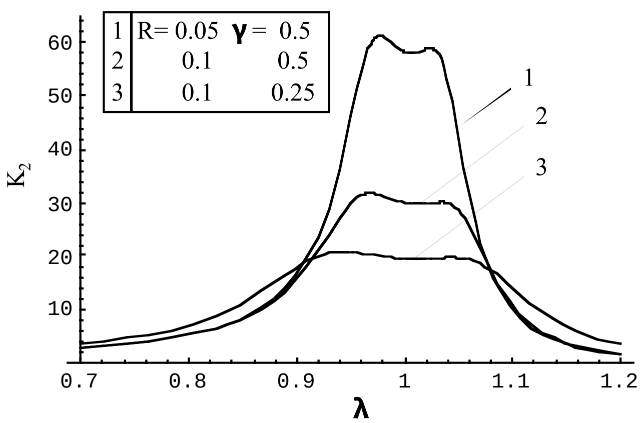
最良調整された減衰装置を装着した系の過渡応答シミュレーション結果を示す。

４．１．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Fig.4-1(a)〜Fig.4-4(a)に示す。質量比R＝0.05、取り付け位置



(a) Primary system

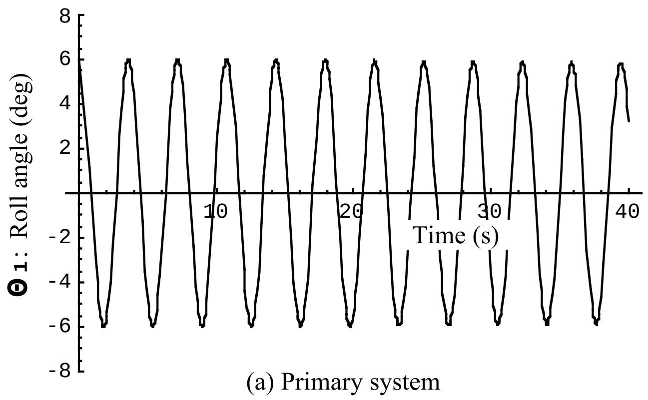


(b) Additional system

Fig.3 Frequency response

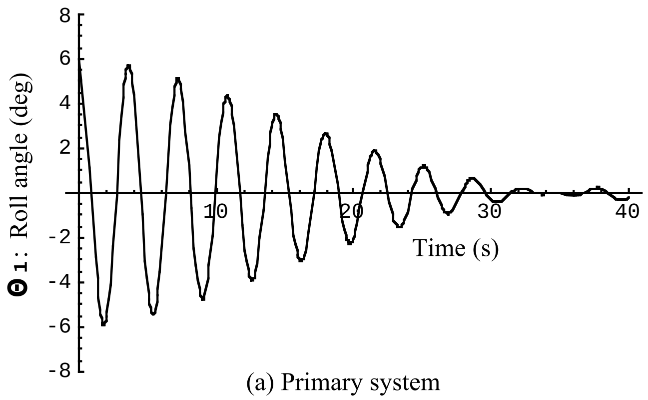
比γ＝0.5の場合には、初期角変位約６度が４周期程で半減し、R＝0.1、γ＝0.5の場合には３周期程で、R＝0.1、 γ＝0.25 の場合には２周期程で半減することがわかる。

また、初期変位に対する付加系の時間応答をFig.4-2(b)～Fig.4-4(b)に示す。主系の初期角変位約６度に対し、質量比R＝0.05、取り付け位置比γ＝0.5 の場合には、付加系の角変位の最大値は１６度、R＝0.1、 γ＝0.5 の場合には１２度、R＝0.1、 γ＝0.25 の場合には１１度程度となることがわかる。

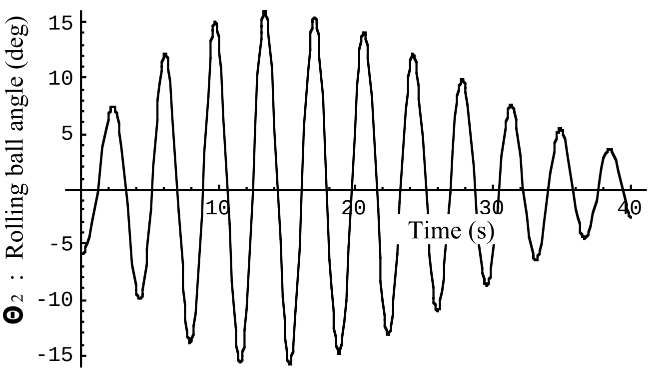


(a) Primary system

Fig.4-1 Time response to initial displacement
(Without absorber)

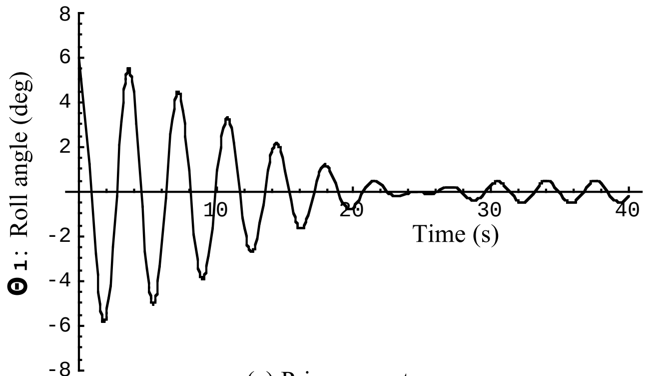


(a) Primary system

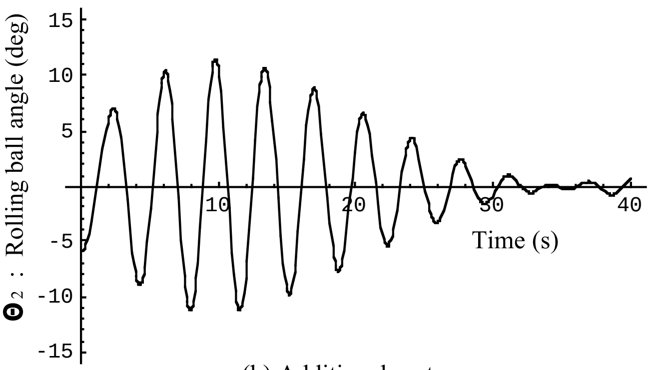


(b) Additional system

Fig.4-2 Time response to initial displacement
(R= 0.05 , **γ** = 0.5)

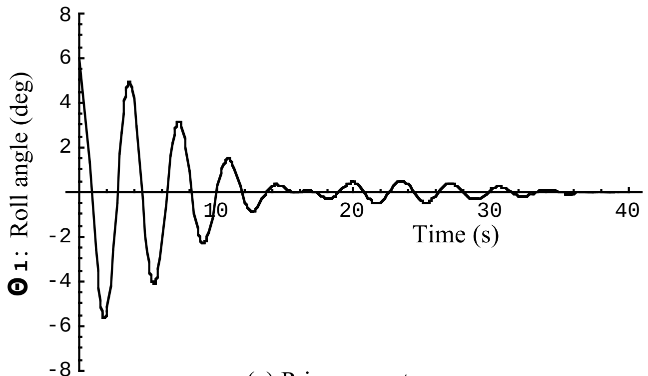


(a) Primary system

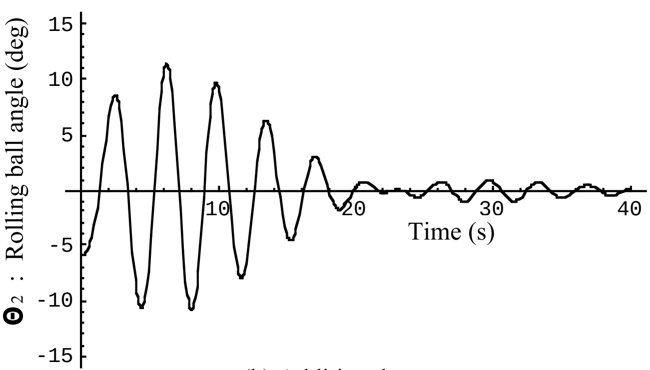


(b) Additional system

Fig.4-3 Time response to initial displacement
(R= 0.1 , **γ** = 0.5)



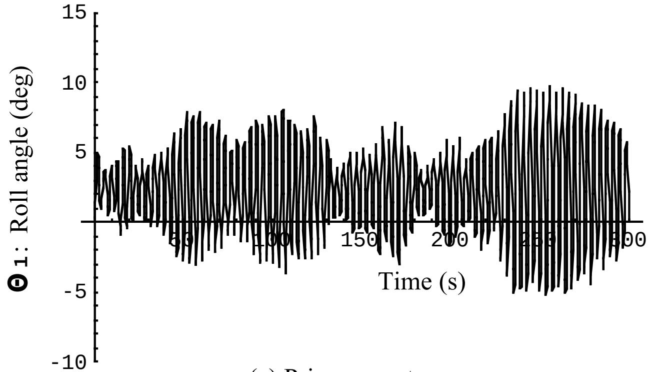
(a) Primary system



(b) Additional system

Fig.4-4 Time response to initial displacement
(R= 0.1 , **γ** = 0.25)

４．２．ランダム風に対する時間応答

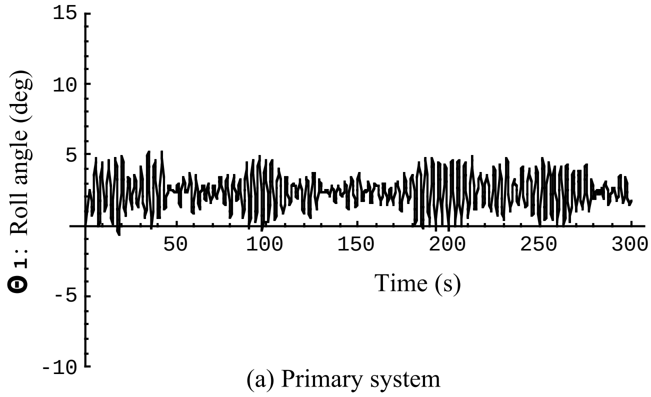


(a) Primary system

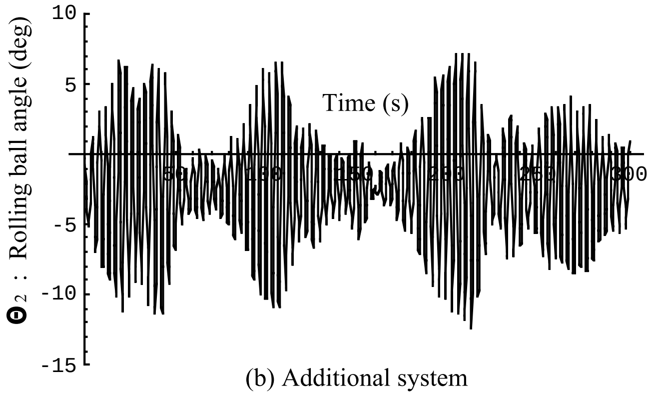
Fig.5-1 Time response to random wind
(Without absorber)

ランダム風に対する主系の時間応答を Fig.5-1(a)〜Fig.5-4(a)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 $3.23\,\mathrm{m}^2$、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[8] 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。

また、ランダム風に対する付加系の時間応答を

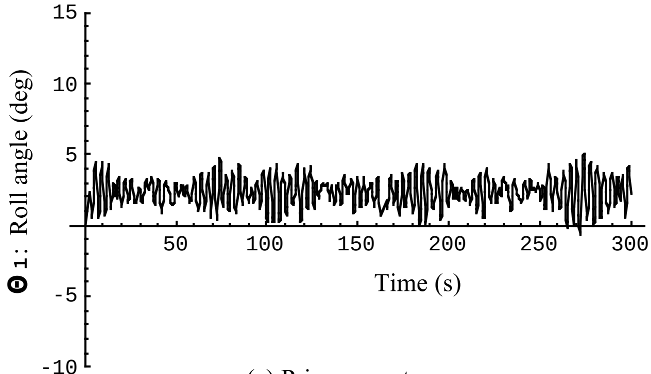


(a) Primary system

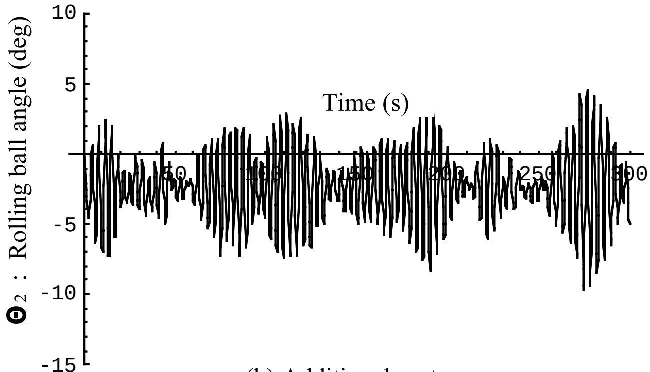


(b) Additional system

Fig.5-2 Time response to random wind
(R= 0.05 , γ = 0.5)

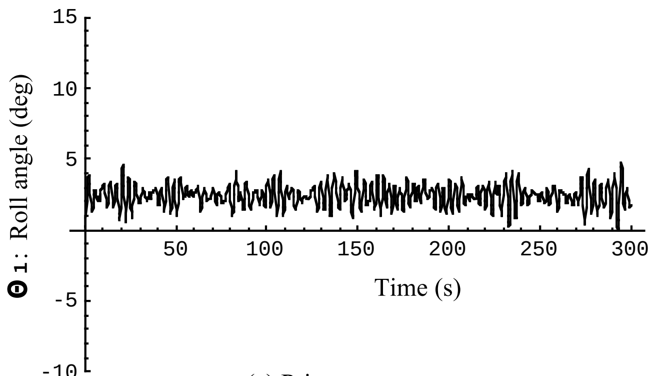


(a) Primary system

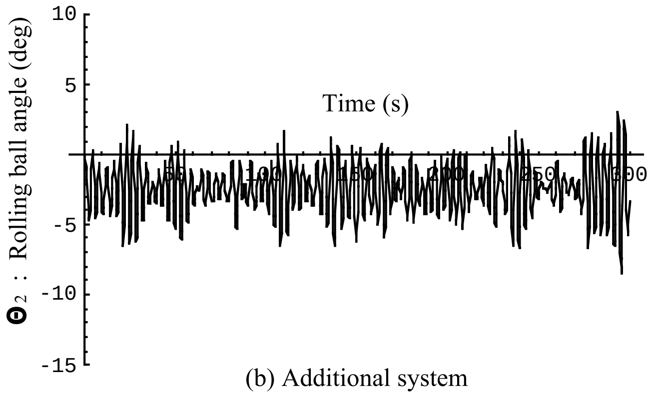


(b) Additional system

Fig.5-3 Time response to random wind
(R= 0.1 , γ = 0.5)



(a) Primary system



(b) Additional system

Fig.5-4 Time response to random wind
(R= 0.1 , γ = 0.25)

Fig.5-2(b)～Fig.5-4(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．まとめ

風等による索道搬器の動揺の低減を目的として、筆者が提案している球転動式の動揺減衰装置を搬器に装着した場合の効果、および、その場合の減衰装置における可動質量の特性および挙動について、シミュレーションにより解析検討を行った結果をまとめると、次のとおりである。

（１）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、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。

（２）付加質量の取り付け位置は、装置の制振性能を決定する上で非常に重要である。付加質量の取り付け位置を主系の重心位置より離す程、装置の制振性能は向上する。また、主系の質量に対する付加質量の割合（質量比）が大きい程、装置の制振性能は向上する。

（３）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のシミュレーション結果より、付加系の角変位振幅は、質量比および付加質量の取り付け位置の影響が顕著である。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は減少する。

（４）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＝0.1、取り付け位置比γ＝0.5の場合には３程度となる。

（５）初期変位に対する主系の時間応答については、質量比Ｒ＝0.1、取り付け位置比γ＝0.5の場合には、初期角変位が３周期程で半減する。また、この場合の付加系の角変位の最大値は、初期角変位の２倍程度となる。

（参考文献）

（１）松久他：「索道搬器の動吸振器による制振」、日本機械学会論文集、59巻、562号、(1993-6)

（２）岩崎他：「ゴンドラ・リフト用制振装置の開発」、石川島播磨技法、Vol.38、No.3、1998

（３）佐藤：「索道用傾斜振り子軌道型球転動式減衰装置の提案と検討」、第２９回交通安全公害研究所研究発表会講演概要、1999.11

（４）H. Sato : “Swing Reduction of Ropeway Carriers by Means of Inclined Pendulum Trajectory and Ball Rolling Type Damping Equipment”, ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition, 2000.11

（５）佐藤：「動揺減衰装置装着時の索道搬器の特性解析」、第２回交通安全環境研究所研究発表会講演概要、2002.11

（６）佐藤他：「索道搬器の耐風性向上に関する風洞実験」、鉄道技術連合シンポジウム（J-RAIL’01)、2001.12

（７）Den Hartog : “Mechanical Vibrations“, (1950), 122, 103, McGraw-Hill

（８）佐藤他：「索道施設における風特性と搬器動揺の調査解析および搬器の風応答シミュレーション」、日本機械学会 Dynamics and Design Conference、2002.9