

索道用動揺減衰装置の特性解析

— 走行条件変化時の特性について —

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、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。

これに対して、筆者が提案している球転動式の動揺減衰装置は、1台で1方向のみならず、2方向に機能させることも期待できる装置である。

既報において、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れ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⁽³⁾。また、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挙動について、シミュレーションによる解析検討結果について報告した⁽⁴⁾。

一方、パッシブ方式の減衰装置の検討事項として、

走行条件変化時の装置の特性変化があげられる。即ち、荷重などの搬器の特性変化に伴う減衰装置の特性変化である。今回、搬器の荷重条件が空車から満車状態に変化した時に、本減衰装置を装着した搬器の特性変化について、周波数応答特性およびパルス風(突風)に対する応答特性について、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のである。

その特徴としては、

- (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の2方向についても機能させることが期待できる。
 - (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⁽⁵⁾を持たせることができる。
 - (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 の円軌道上を転動する場合、

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

のように求められる。

2.1. 周波数応答関数

本減衰装置を装着した搬器は、Fig.2のようにモデル化される。一般性を持たせるため、次の記号

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

を導入し、運動方程式を無次元化するとともに、無次元化した式において、角変位を複素数で表示して解

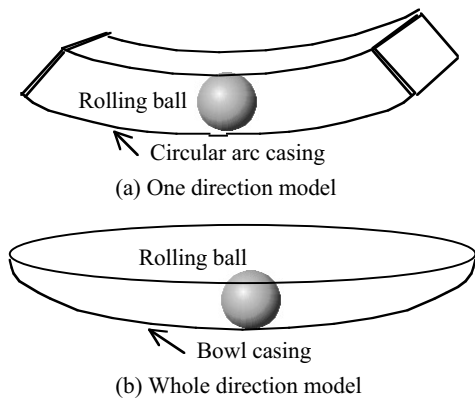


Fig.1 Ball rolling type damping equipment

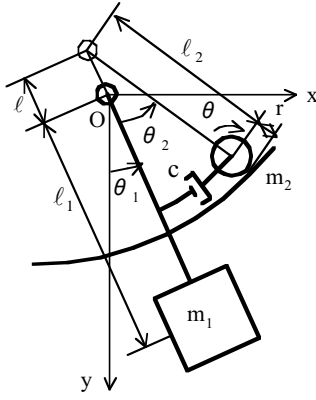


Fig.2 Analysis model

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⁽³⁾。

$$K_1(\lambda) = \sqrt{\frac{(F_6\lambda^2 + F_7)^2 + F_8^2(\zeta\lambda)^2}{(F_1\lambda^4 + F_2\lambda^2 + F_3)^2 + (F_4\lambda^2 + F_5)^2(\zeta\lambda)^2}} \quad (3)$$

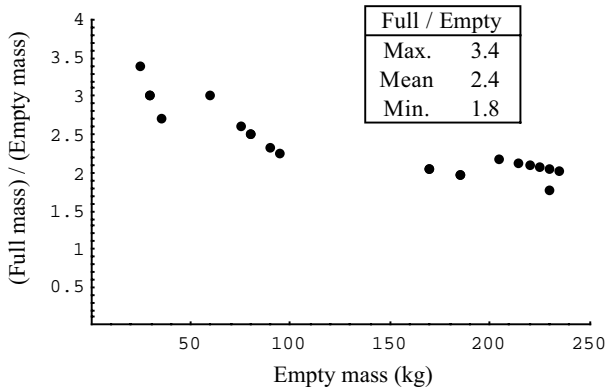
$$K_2(\lambda) = \sqrt{\frac{(F_9\lambda^2 + F_{10})^2}{(F_1\lambda^4 + F_2\lambda^2 + F_3)^2 + (F_4\lambda^2 + F_5)^2(\zeta\lambda)^2}} \quad (4)$$

ここに、

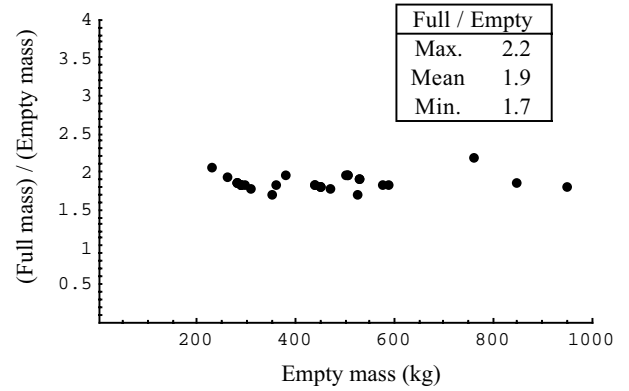
$$\begin{aligned} F_1 &= 1.4 + 0.4R\gamma^2 \\ F_2 &= -1.4v^2(1 + R\gamma^2) - 1.4 + 0.6R\gamma \\ F_3 &= 1.4(1 + R\gamma)v^2 - R \\ F_4 &= -2(1 + R\gamma^2) \\ F_5 &= 2(1 + R\gamma) \\ F_6 &= -1.4 \\ F_7 &= 1.4v^2 \\ F_8 &= 2 \\ F_9 &= 1.4v^2\gamma \\ F_{10} &= -1.4v^2 \end{aligned}$$

2.2. 最良調整値

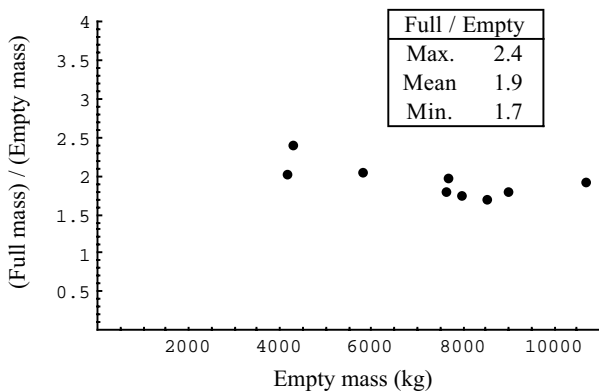
(3)式は、主系の角変位振幅比の周波数応答を表しており、2自由度振動系として2つの共振点を持つ。また、この振幅比曲線は、減衰係数比 ζ の値に無関係に2つの定点P、Qを通るので、この2定点の高さを等しくし、その付近を極大とする条件を最良調整条件と定めると、その条件を満たすべき各パラメータ間の関係が求められ、最良となる付加系と主系の固有振動数比 v_{opt} は、次のように求められる⁽³⁾。



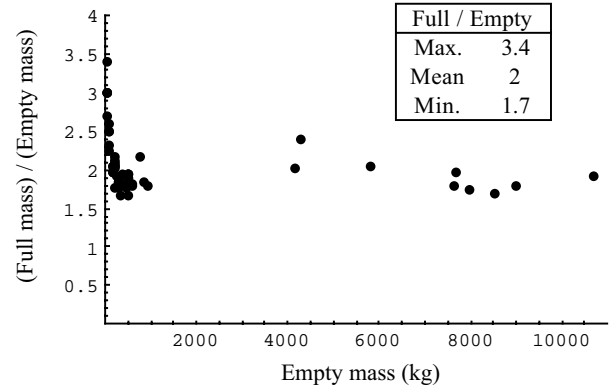
(a) Chair lifts



(b) Gondola lifts



(c) Reversible ropeways



(d) Total ropeways

Fig.3 Ratio of full mass to empty mass

$$v_{opt} = \sqrt{\frac{11.2 + 19.2\gamma R + 3.2\gamma^2 R + 11.2\gamma^3 R^2}{11.2 + 22.4\gamma^2 R + 11.2\gamma^4 R^2}} \quad (5)$$

3 . 走行条件変化時の特性

搬器走行時において、安全上重要となるのは、支柱近傍での搬器の動揺に関する特性である。この支柱近傍での搬器の動揺特性に関して、搬器の走行条件が変化した場合に、装着した減衰装置の性能に影響を及ぼすと考えられる搬器の特性変化としては、(1) 空車から満車状態への荷重(質量)変化、および(2) その場合の固有振動数変化があげられる。ここでは、まず、この二項目について索道搬器の実態調査を実施した結果について述べる。その後、搬器の走行条件変化時における搬器の応答特性変化について、シミュレーションにより解析検討を行った結果について述べる。搬器の応答特性としては、定常的な特性として、搬器の角変位に関する周波数応答特性を、また、過渡的な特性として、パルス風(突風)に対する時間応答特性を検討することとした。

3 . 1 . 空・満車時における荷重変化

各種の索道搬器について、空車から満車状態への荷重(質量)変化に関する調査を行った結果をFig.3に示す。調査は、当所でこれまで実施してまとめた(1) 握索装置の試験成績書、および、(2) 索道施設の機能試験報告書の中の主なものについて実施した。各索道メーカーの各種型式について調査を行い、調査対象は、合計60搬器(チェアリフト: 21、ゴンドラリフト: 30、交走式: 9)である。

空車時の質量に対する満車時の質量の割合は、最大3.4倍程度、最小1.7倍程度であり、チェアリフ

トにおいてその割合が大きい傾向が認められた。

3 . 2 . 空・満車時における固有振動数変化

二種類の搬器について、空・満車時における固有振動数に関する調査を行った結果をTable 1に示す。測定を行った搬器は、6人乗りと8人乗りのゴンドラリフトであり、測定は、搬器のローリングに関する固有周期について実施した。

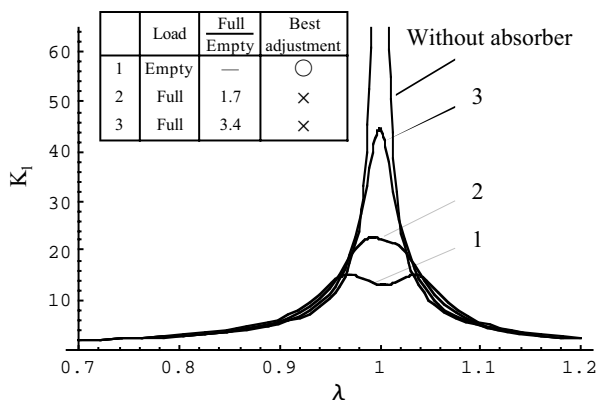
測定結果から、空・満車時における固有振動数変化は、1~2%程度であることが認められた。厳密な議論においては、この固有振動数変化は重要となるが、本シミュレーションでは考慮しないこととして実施した。

Table 1 Measured natural period under empty and full load condition

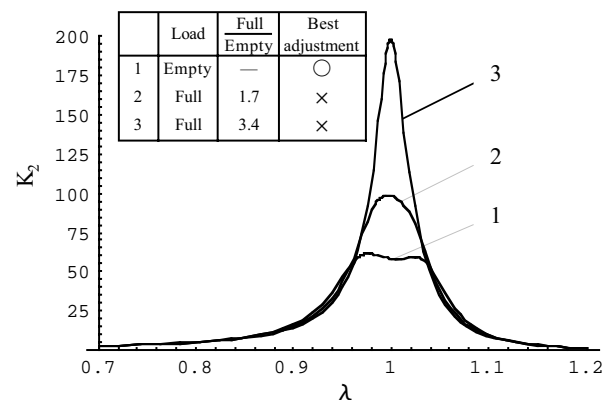
System	Carrier capacity (passengers)	Load condition	Carrier mass (kg)	Natural period (sec)
Gondola lift	8	Empty	530	3.58
		Full	1,010	3.64
	6	Empty	450	3.67
		Full	810	3.71

3 . 3 . 周波数応答

空車時に最良調整された減衰装置を装着した搬器が、空車状態から満車状態に変化した時の搬器の角変位に関する周波数応答特性についてシミュレーションを行った結果をFig.4~6に示す。満車状態としては、空車状態からの荷重変化最大の場合(3.4倍)および最小の場合(1.7倍)を考え、これらの場

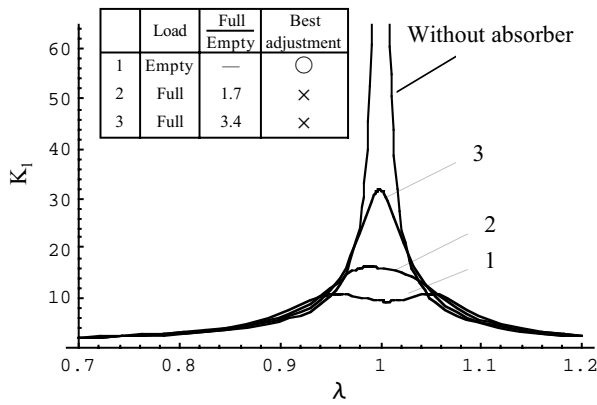


(a) Primary system

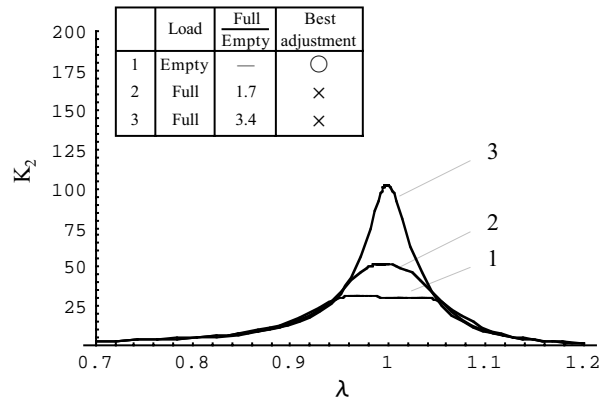


(b) Additional system

Fig.4 Frequency response (R= 0.05 , gamma = 0.5)

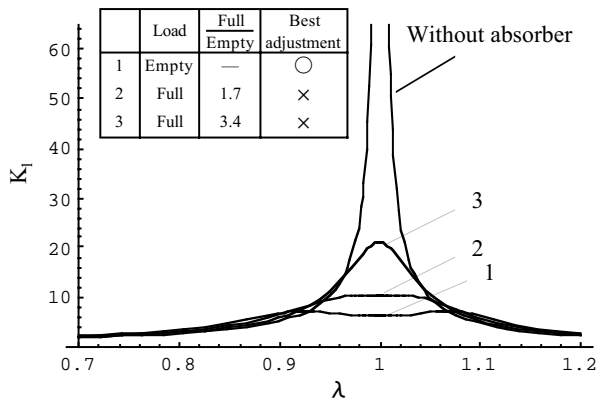


(a) Primary system

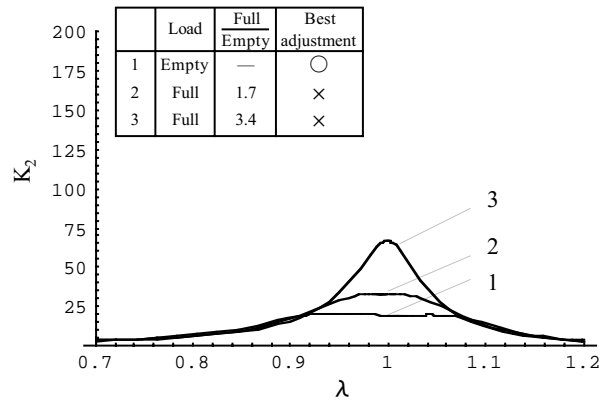


(b) Additional system

Fig.5 Frequency response (R= 0.1 , $\gamma = 0.5$)



(a) Primary system



(b) Additional system

Fig.6 Frequency response (R= 0.1 , $\gamma = 0.25$)

合についての応答特性を検討した。Fig.4は、空車時における主系の質量に対する付加質量の割合（質量比） $R = 0.05$ 、取り付け位置比 $\gamma = 0.5$ の場合であり、Fig.5は、 $R = 0.1$ 、 $\gamma = 0.5$ の場合であり、Fig.6は、 $R = 0.1$ 、 $\gamma = 0.25$ の場合である。

Fig.4～6の結果を見ると、いずれの場合も、空車状態から満車状態への荷重変化が大きい程、装置の制振性能が低下していることがわかる。また、その程度は、主系の質量に対する付加質量の割合（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ことがわかる。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、制振性能の低下の程度は小さくなることがわかる。

3.4. パルス風に対する時間応答

パルス風はFig.7のようなものを考え、風速15 m/sの風が5秒間にわたり搬器横方向に作用するものとした。この時、風外力 $F(t)$ は、次式により与えた。

$$F(t) = \frac{1}{2} \rho C_s A U(t) |U(t)|$$

なお、 ρ ：空気密度、 C_s ：搬器横方向空力係数、 A ：搬器横方向の投影面積、 $U(t)$ ：風速である。

対象搬器としては、8人乗りのゴンドラリフト ($m_1 = 660\text{kg}$ 、 $\varnothing_1 = 3.19\text{m}$) を想定し、搬器横方向の投影面積を 3.23m^2 、搬器横方向空力係数を0.57とした。

減衰装置を装着しない場合における空車搬器のパルス風に対する時間応答をFig.8に示す。また、空車

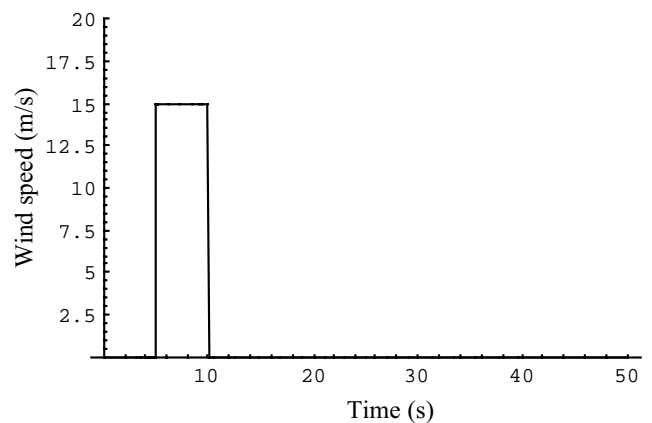


Fig.7 Pulse wind

時に最良調整された減衰装置を装着した搬器が、空車状態から満車状態に変化した時の搬器のパルス風に対する時間応答を Fig.9 ~ 11 に示す。満車状態としては、周波数応答特性を検討した場合と同様に、空

車状態からの荷重変化最大の場合 (3.4 倍) および最小の場合 (1.7 倍) を考え、これらの場合についての応答特性を検討した。Fig.9 は、空車時における主系の質量に対する付加質量の割合 (質量比) $R = 0.05$ 、取り付け位置比 $\gamma = 0.5$ の場合であり、Fig.10 は、 $R = 0.1$ 、 $\gamma = 0.5$ の場合であり、Fig.11 は、 $R = 0.1$ 、 $\gamma = 0.25$ の場合である。

Fig.9 ~ 11 の結果を見ると、いずれの場合も、空車状態から満車状態への搬器荷重が大きくなる程、搬器の初期変位角は減少するとともに、初期変位後の角変位の減衰は小さくなるのがわかる。また、その初期変位後の角変位の減衰の程度は、主系の質量に対する付加質量の割合 (質量比) および付加質量の取り付け位置の影響が表れていることがわかる。質量比を大きくする程、また、付加質量の取り付け位置

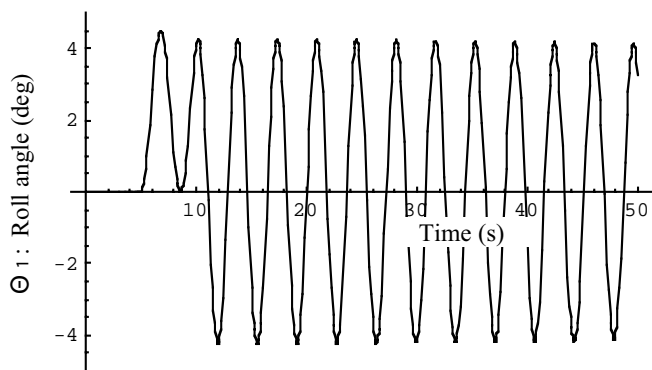
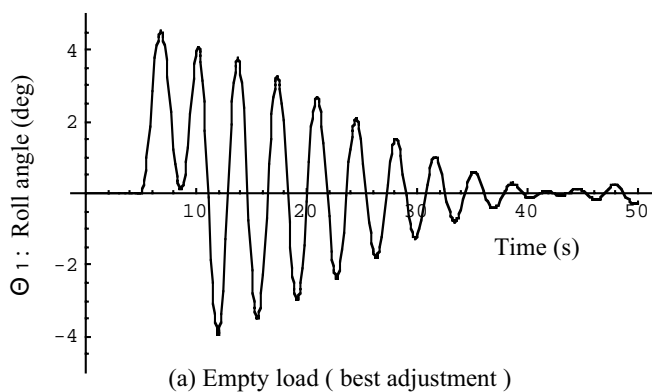
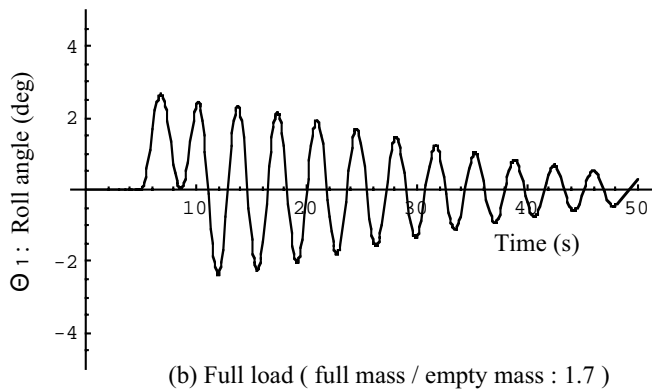


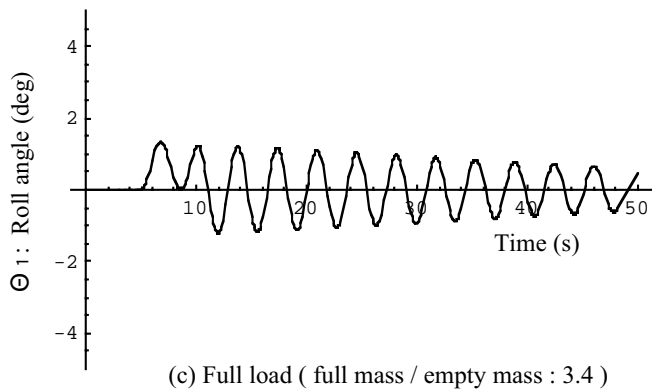
Fig. 8 Time response to pulse wind under empty load condition (Without absorber)



(a) Empty load (best adjustment)

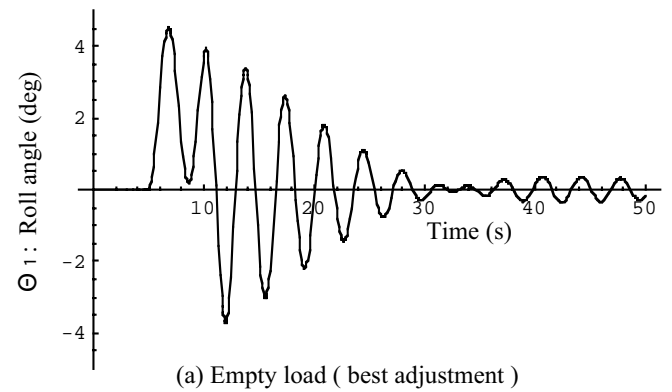


(b) Full load (full mass / empty mass : 1.7)

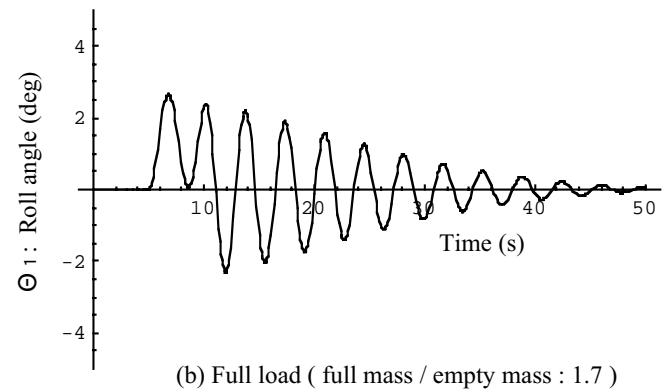


(c) Full load (full mass / empty mass : 3.4)

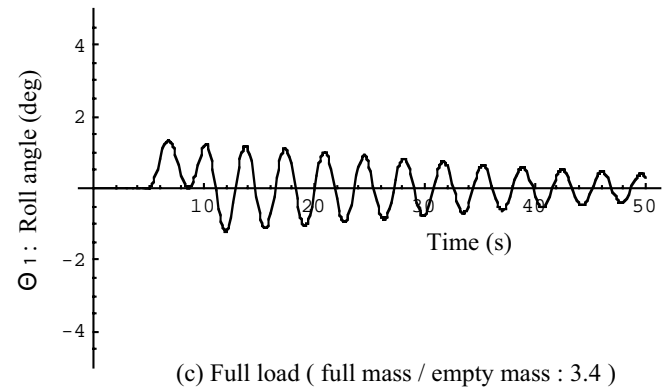
Fig.9 Time response to pulse wind ($R = 0.05$, $\gamma = 0.5$)



(a) Empty load (best adjustment)



(b) Full load (full mass / empty mass : 1.7)



(c) Full load (full mass / empty mass : 3.4)

Fig.10 Time response to pulse wind ($R = 0.1$, $\gamma = 0.5$)

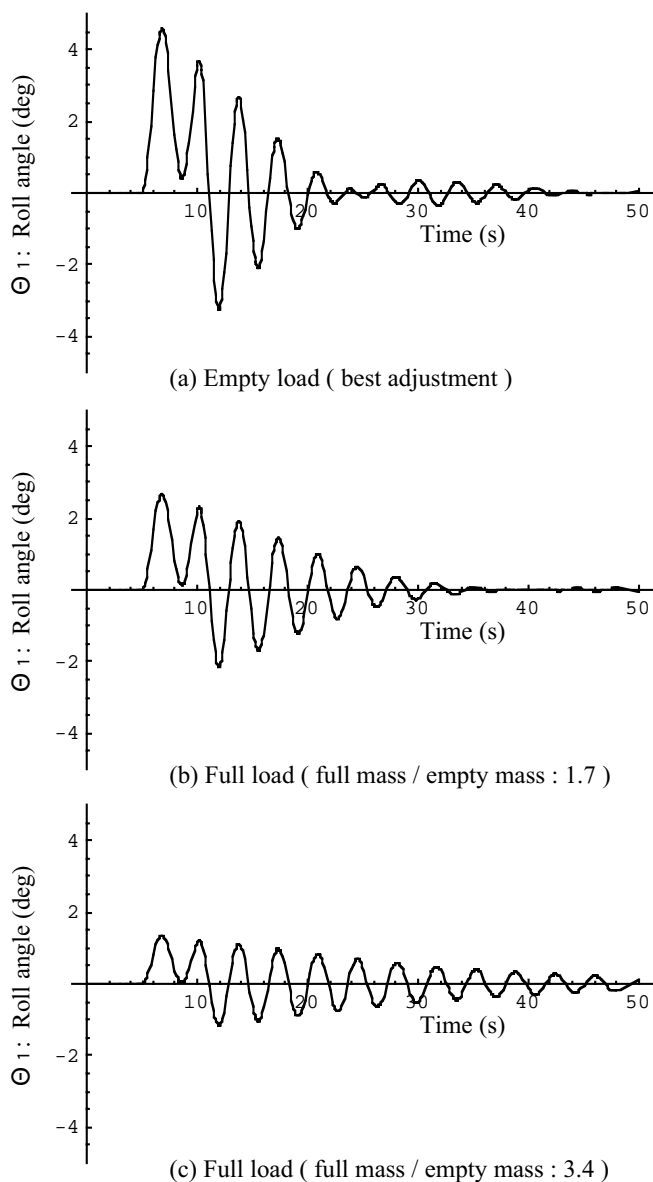


Fig.11 Time response to pulse wind ($R=0.1$, $\gamma=0.25$)

を主系の重心位置から離す程、初期変位後の角変位の減衰は大きくなるのがわかる。

以上の結果から、支柱近傍でのパルス風（突風）に対する搬器の安全性を考慮すると、搬器に装着した本装置のパラメータの調整については、空車状態において最良調整を行うことが極めて重要であると考えられる。

4. 結論

風等による索道搬器の動揺の低減を目的として、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において、搬器の荷重条件が空車から満車状態に変化した時の搬器の応答特性変化について、シミュレーションなど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) 各種の索道搬器について、空車時の質量に対する満車時の質量の割合を調査した結果、最大3.4程度、最小1.7程度であり、チェアリフトにおいてその割合が大きい傾向が認められた。

(2) 空車時に最良調整された減衰装置を装着した搬器が、空車状態から満車状態に変化した時の搬器の応答特性変化について、周波数応答特性およびパルス風（突風）に対する応答特性についてシミュレーションを行った結果、搬器の荷重変化が大きい程、搬器の応答特性変化が大きいことが認められた。

(3) 周波数応答についてのシミュレーション結果より、空車状態から満車状態への荷重変化が大きい程、装置の制振性能は低下する。その程度は、主系の質量に対する付加質量の割合（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、制振性能の低下の程度は小さくなる。

(4) パルス風（突風）に対する応答についてのシミュレーション結果より、空車状態から満車状態へ搬器荷重が大きくなる程、パルス風に対する搬器の初期変位角が減少するとともに、初期変位後の角変位の減衰が小さくなる。また、主系の質量に対する付加質量の割合（質量比）を大きくする程、付加質量の取り付け位置を主系の重心位置から離す程、初期変位後の角変位の減衰は大きくなる。

(5) 支柱近傍でのパルス風（突風）に対する搬器の安全性を考慮すると、搬器に装着した本装置のパラメータの調整については、空車状態において最良調整を行うことが極めて重要である。

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：「球転動式減衰装置による索道搬器の動揺低減」、日本機械学会 Dynamics and Design Conference、2004.9
- (4) 佐藤：「索道用球転動式動揺減衰装置の特性解析—可動質量の挙動について—」、第13回交通・物流部門大会(TRANSLOG2004)、2004.12
- (5) 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