コリオリ力を用いた動吸振器による索道搬器の制振*

松 久 寛^{*1}, 宇津野 秀夫^{*1}, 磯 野 充 典^{*2}

Dynamic Absorber for Ropeway Gondola using Coriolis Force

Hiroshi MATSUHISA^{*3}, Hideo UTSUNO and Mitsunori ISONO^{*3} Department of Mechanical Engineering, Kyoto University,
Yoshida-Honmachi, Sakyo-ku, Kyoto-shi, Kyoto, 606-8501 Japan

The swing of a ropeway gondola is easily induced by wind and can be reduced by a dynamic absorber. To maximize the performance of conventional dynamic absorber, their location should be as high as possible. However, absorbers can not be located at high positions due to interference issues with structures such as towers and stations. To solve this problem, a new type dynamic absorber is proposed in this paper. It reduces a swing of gondola, by making use of Coriolis force which moves in the radial direction. This absorber is more effective when it is located at lower position. The damping force of conventional absorber is proportional to the amplitude of the vibration of main mass, however, the Coriolis force is proportional to the cube of amplitude. Therefore, it is more effective when the amplitude of gondola is larger.

Key Words: Vibration Control Device, Dynamic Absorber, Coriolis Force, Pendulum, Ropeway Carrier

1. 緒 言

索道(ロープウェイ)は現在, 多くのスキー場や観光地で使用されている。また, 高い輸送力と鉄道に比べて安価な建設コストという長所があるため将来の都市交通の手段として期待されている。しかし, ギンドラなどの搬器の横揺れは, 減衰が非常に小さく, 風で容易に励起されるという短所があり, スキー場などでは風速 15m/s ぐらいで運休を余儀なくされている。索道搬器はその構造上, 減衰を大きくすることは難しく, その制振手段としてはジャイロモーメントを利用する方法⁽¹⁾と動吸振器を使う方法⁽²⁾が提案されている。

外部からのエネルギー供給やセンサ, アクチュエータ, 制御装置を必要としない動吸振器は索道搬器に適しており, 円軌道型動吸振器は既に実用化されている。松久らの研究⁽²⁾によれば, 円軌道型動吸振器はギンドラの重心位置(正確にはギンドラは剛体振子であるので振動の中心)から離れた位置に取り付けると制振効果が大きくなり, 重心に取り付けると全く効果がない。従って, 実際に円軌道型動吸振器を取り付ける際には, できるだけギンドラの上部に取り付ける必要が

ある⁽³⁾。しかし, 実用上は支柱や駅舎と動吸振器との衝突を避ける等の理由から, 動吸振器をあまり上部には取り付けられない。

そこで, 取り付け位置の問題を解決するため, 本研究ではコリオリ力を利用した動吸振器を提案し, これをコリオリ型動吸振器と称す。これは振り子の半径方向に運動する質量によって生じるコリオリ力で制振する。コリオリ型動吸振器の動作原理を解析し, 特性および最適な設計法を理論解析および実験から求める。

なお, 付加質量を半径方向に動かして, 円周方向の制振をするというメカニズムはギンドラのみならず, 他の対象においても, 内外の文献には見当たらない。

2. 理論解析

2・1 運動方程式 図1に示すように, ギンドラを1自由度の単振子とする。質量を m_1 , 支点Oから重心Gまでの距離を l_1 , 角変位を θ とする。ここで, 主系には角速度に比例する減衰が働くとし, その減衰係数を c_1 とする。コリオリ型動吸振器は静止時の質量中心が支点Oから距離 l の位置になるように取り付けられ, 半径方向に直線運動するとし, その変位を u とする。また, 質量を m_2 , ばね定数を k , 減衰係数を c とする。支点Oを原点として xy 座標を図のように水平および鉛直方向にとると, ギンドラの重心位置

* 原稿受付 2006年4月6日。

^{*1} 正員, 京都大学工学研究科(☎606-8501 京都市左京区吉田本町)。^{*2} 三菱重工業(株)高砂研究所(☎678-8686 高砂市荒井町新浜2-1-1)。

E-mail: matsu@me.kyoto-u.ac.jp

Fig. 1 Coriolis absorber on a gondora.

(x_1, y_1) と動吸振器の質量の位置 (x_2, y_2) は、

$$x_1 = l_1 \sin \theta \quad (1)$$

$$y_1 = l_1 \cos \theta \quad (2)$$

$$x_2 = (l + u) \sin \theta \quad (3)$$

$$y_2 = (l + u) \cos \theta \quad (4)$$

となる。これより、両者の速度は次式で与えられる。

$$\dot{x}_1 = l_1 \dot{\theta} \cos \theta \quad (5)$$

$$\dot{y}_1 = -l_1 \dot{\theta} \sin \theta \quad (6)$$

$$\dot{x}_2 = (l + u) \dot{\theta} \cos \theta + \dot{u} \sin \theta \quad (7)$$

$$\dot{y}_2 = -(l + u) \dot{\theta} \sin \theta + \dot{u} \cos \theta \quad (8)$$

主系および動吸振器の運動エネルギーの総和 T は

$$T = \frac{1}{2} m_1 l_1^2 \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} m_2 [(l + u)^2 \dot{\theta}^2 + \dot{u}^2] \quad (9)$$

となり、位置エネルギーの総和 V は、静止時を基準に取り、重力加速度を g とすると、

$$V = m_1 g l_1 (1 - \cos \theta) + m_2 g (l + u) (1 - \cos \theta) + \frac{1}{2} k u^2 \quad (10)$$

となる。散逸関数 F は、

$$F = \frac{1}{2} c_1 \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} c \dot{u}^2 \quad (11)$$

となる。これらより、加振力 $P e^{j\omega t}$ が重心に働くとしたとき、運動方程式は、次の二式となる。

$$m_1 l_1^2 \ddot{\theta} + m_2 (l + u)^2 \ddot{\theta} + c_1 \dot{\theta} - 2 m_2 (l + u) \dot{u} \dot{\theta} + [m_1 g l_1 + m_2 g (l + u)] \sin \theta = P l_1 e^{j\omega t} \quad (12)$$

$$m_2 \ddot{u} + c \dot{u} + k u - m_2 (l + u) \dot{\theta}^2 + m_2 g (1 - \cos \theta) = 0 \quad (13)$$

式(12)の第4項のコリオリ力 $2m_2 \dot{u} \dot{\theta}$ が円周方向の制振力として働く。また、式(13)の第4項 $m_2 (l + u) \dot{\theta}^2$ は遠心力、第5項 $m_2 g (1 - \cos \theta)$ は動吸振器に加わる重力の半径方向成分であり、これらが動吸振器を半径方向に加振する力として働く。

2.2 最適設計 動吸振器を取り付けた単振子の等価な腕の長さを l_e 、固有振動数を ω_1 、動吸振器の固有振動数を ω_a とすると、これらは以下の式で与えられる。

$$l_e = \frac{m_1 l_1^2 + m_2 l^2}{m_1 l_1 + m_2 l} \quad (14)$$

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{g}{l_e}} \quad (15) \quad \omega_a = \sqrt{\frac{k}{m_2}} \quad (16)$$

ここで、以下の無次元量を導入する。

$$\mu = \frac{m_2}{m_1}, \quad \gamma = \frac{l}{l_1}, \quad f = \frac{\omega_a}{\omega_1}, \quad h = \frac{\omega}{\omega_1} \quad \zeta_1 = \frac{c_1}{2m_1 l_e^2 \omega_1}, \quad \zeta = \frac{c}{2m_2 \omega_1}, \quad \Theta_{st} = \frac{P}{m_1 g}$$

本研究で提案するコリオリ型動吸振器の設計パラメータとしては質量比 μ 、取り付け位置比 γ 、振動数比 f 、減衰比 ζ がある。これらの値と制振効果の関係を調べ、最適な振動数比 f 、減衰比 ζ を求める。

従来の線形な動吸振器の設計では、定点理論を用いることにより最適化を行う。しかし、運動方程式(12)、(13)は非線形であり、本研究で提案するコリオリ型動吸振器は従来のような定点理論による最適設計ができない。 θ および u を微小量として線形化すると θ と u が連成せず、単に振り子の質量 m_1 に質量 m_2 を付加したことを意味する。しかし、 θ および u の高次項まで考慮すると、運動方程式(12)、(13)から振動数比の最適値について次のような推論ができる。動吸振器の制振効果を高めるためには、主系が加振されたときの動吸振器の振幅をできるだけ大きくし、一周あたりのエネルギー吸収量を大きくすればよい。式(13)の第4項の遠心力および第5項の重力の半径方向成分の変動がコリオリ型動吸振器の加振力として働いており、動吸振器は主系の2倍の振動数で加振される。従って、動吸振器の固有振動数を主系の2倍に設定すれば動吸振器の振幅は共振で大きくなる。つまり、最適な振動数比 f は2付近に存在する。

運動方程式(12)、(13)より求めた周波数応答のピーク値を最小化するような振動数比 f と減衰比 ζ を数値

解析的に探索した。ここで、主系の諸元は実際の 12 人乗りのゴンドラを想定して $m_1 = 790\text{kg}$, $l_1 = 3.8\text{m}$, $\zeta_1 = 0.005$ とした。以下の理論解析において主系の諸元は基本的にこの値を用いる。振動数比と減衰比を $1.95 \leq f \leq 2.05$, $0 \leq \zeta \leq 0.15$ の範囲で変化させたときの各周波数応答の最大振幅値を図 2 に示す。

Fig. 2 Contour lines of maximum amplitude.

同図(a)は標準的なパラメータ $\mu = 0.1$, $\gamma = 1$, $\Theta_{st} = 0.01$ とし、同図(b)は動吸振器の質量を $\mu = 0.2$ と大きくしたとき、同図(c)は動吸振器の位置を $\gamma = 0.5$ と上部にしたとき、同図(d)は加振力を $\Theta_{st} = 0.02$ と 2 倍にしたときである。これより質量比 μ , 取り付け位置 γ , 無次元化外力 Θ_{st} に関わらず、振動数比の最適値は $f = 2$ より少し小さい 1.99 近傍に存在することが分かる。最適振動数比が 2 よりわずかに小さいのは減衰の影響である。また減衰比 ζ の最適値は 0.05~0.1 付近に存在する。同図(c)より、取り付け位置が上部になると動吸振器の効果が減少し、ゴンドラの振幅が大きくなる。同図 2(d)のように加振力が大きく、振幅が大きいときには最適減衰比も大きくなる。

2・3 周波数応答 動吸振器の諸元を $\mu = 0.1$, $\gamma = 1$, $f = 1.99$, $\Theta_{st} = 0.015$ としたときの周波数応答を図 3 に示す。動吸振器により共振のピークが約 1/2 に抑えられている。減衰比 $\zeta = 0.06$ が一番制振効果は高い。しかし、動吸振器の質量自体は $\zeta = 0.03$ のときの方が大きく振動している。これは動吸振器のエネルギー吸収は $\zeta = 0.06$ のときが大きいからであり、減衰比に最適値が存在することが分かる。

Fig. 3 Frequency responses for various damping ratios.

2・4 自由応答 動吸振器の諸元を $\mu = 0.1$, $f = 2$, $\gamma = 1$, $\zeta = 0.06$ とし, 初期角度 30 度から自由振動させたときの主系および動吸振器の自由応答の理論計算結果を図 4 に示す. 動吸振器により, 減衰が大きくなっている. また, 動吸振器は主系の二倍の振動数で振動しており, その振動が十分励起されるのに数周期必要であることが分かる.

Fig. 4 Free vibration of a gondola and an absorber.

2・5 ランダム応答 模擬的な風外力を主系に加えたときの応答を数値計算で求める. 動吸振器の諸元は $\mu = 0.1$, $\gamma = 1$, $f = 2$, $\zeta = 0.06$ とする. 風外力は Davenport の式⁽⁴⁾を用いて作成した. 風速 20m/s の風外力の一例を図 5 に示す. 風速 15m/s, 20m/s, 25m/s の模擬的な風外力を主系に加えたときの主系の時間応答をそれぞれ図 6 に示した. これより, 風のようなランダムな外力に対しても, 動吸振器が有効であることが確認できる. また風速が強いほど動吸振器の制振効果がより高いことが確認できる. 風速 25m/s では, 動吸振器により揺れは 2/3 程度に抑えられている. しかし, 風速 15m/s では, 動吸振器の効果はほとんどない.

Fig. 5 Simulated wind force.

Fig. 6 Time response of a gondola excited by wind force.

2・6 動吸振器の振幅依存性 線形な動吸振器においては動吸振器の制振効果は質量比のみに依存し, 加振力や主系振幅に依存しない. これに対し, 本研究で提案するコリオリ型動吸振器は非線形な動吸振器なため, 制振効果が加振力や主系振幅に依存する. コリオリ型動吸振器の取り付け位置比を $\gamma = 1$, 質量比を $\mu = 0.05, 0.1, 0.2$ とした場合の加振力と主系の周波

数応答の最大値の関係 $\Theta_{\max}/\Theta_{st}$ を図 7(a) に示す。また動吸振器の質量比を $\mu = 0.1$ 、取り付け位置比を $\gamma = 0, 0.5, 1$ とした場合の加振力と主系の周波数応答の最大値の関係を図 7(b) に示す。ただし、動吸振器の振動数比、減衰比は各加振力において数値解析的に探索した最適値を用いた。線形な動吸振器の場合、加振力に関わらず周波数応答 Θ/Θ_{st} は一定であるが、コリオリ型動吸振器の場合、加振力が大きくなるにしたがい周波数応答の最大値は急速に小さくなっている。質量比 μ が大きくなると、制振効果は増加する。また、動吸振器を下に取り付ける (γ : 大) ほど制振効果は大きい。

Fig. 7 Maximum value of frequency response as a function of Θ_{st} .

コリオリ力と主系振幅の大きさの関係について以下のように説明できる。コリオリ型動吸振器の加振力としては式(13)の第4項の遠心力 $m_2(l+u)\dot{\theta}^2$ と同第5項の動吸振器に加わる重力の半径方向成分 $m_2g(1-\cos\theta)$ がある。遠心力は主系の振幅の二乗に比例する。また主系の振幅が小さいとき、動吸振器に加わる重力の半径方向成分 $m_2g(1-\cos\theta)$ は $(1/2)m_2g\theta^2$ で近似され、これも主系の振幅の二乗に比例する。したがって、動吸振器の振幅 u は主系の振幅の二乗に比例することになる。コリオリ力は式(12)

の第4項 $2m_2\dot{u}\dot{\theta}$ で与えられるため、結局、本研究で提案する動吸振器の制振力は主系の振幅のほぼ三乗に比例する。

2・6 取り付け位置による影響 $\mu = 0.1$, $\Theta_{st} = 0.015$ とし、動吸振器の取り付け位置を $\gamma = 0, 0.5, 1$ と変えた場合の周波数応答を図 8 に示す。ただし、動吸振器の振動数比 f 、減衰比 ζ は数値解析的に探索した最適値を用いている。それぞれ最適値は表 1 に示した。この図および図 7(b) より、取り付け位置が支点から離れるほど制振効果が大きいことが分かる。この理由としては、取り付け位置が支点から離れるほど、動吸振器を加振する遠心力が大きくなるため、動吸振器が大きく振動し、さらに主系に加わるコリオリ力による制振モーメントの腕の長さが長くなるためである。

Fig. 8 Frequency response for three mass locations.

Table 1 Calculated optimal value f and ζ .

γ	f	ζ
0	1.989	0.034
0.5	1.994	0.054
1	1.992	0.064

3. 実験

3・1 実験装置 実験に用いた動吸振器の力学モデルを図 9 に、写真を図 10 に示す。主系は単振子で水平移動する加振台に取り付けられている。その写真を図 11 に示す。振り子に加振モーメントを加える代わりに、加振台を左右に振動させて、振り子の支点に強制変位 x_0 を与える。動吸振器の質量は左右の Λ 字型のガイドからばねで支えており、ばね端は Λ 字型のガイド上を滑らかに移動するリニアベアリングにつながっている。また動吸振器には軸が通っており、動吸振器の運動を半径方向のみに拘束している。動吸振器の運動

方向とガイドのなす角度を α とすると、半径方向のみかけのパネ定数は $k \sin^2 \alpha$ となり、角度 α により動吸振器の周期の調整が可能となっている。動吸振器には磁石が取り付けられており動吸振器が運動したとき、磁石とアルミニウム製の板との間に発生する渦電流を利用して減衰力を得ている。減衰の大きさは磁石の数で調整している。本実験における実験機の諸元は $m_1 = 2.54\text{kg}$, $l_c = 0.69\text{m}$, $\mu = 0.23$, $\gamma = 1$, $f = 2.0$, $\zeta = 0.07$ である。

Fig. 9 Model of experimental Coriolis dynamic absorber.

Fig. 10 Picture of Coriolis dynamic absorber.

Fig. 11 Picture of experimental apparatus.

3・2 実験結果 周波数応答の測定結果を図 12 に●印で示す。加振振幅は 8mm である。理論計算結果と同様に共振のピークはよく制振されている。初期

変位 2.5 度からの自由振動を図 13 に示す。主系振幅が大きい領域では動吸振器による減衰が大きくなっているのに対し、主系振幅の小さい領域において、その効果が小さくなっていることが確認できる。ランダム応答を図 14 に示す。なお、同図の上段は加振変位である。動吸振器によって振幅は約 2/3 になっている。

Fig. 12 Experimental results of frequency response.

Fig. 13 Experimental results of free vibration.

Fig. 14 Experimental results of random response.

動吸振器の取り付け位置を $\gamma=1$ と0.41としたときの周波数応答の実験結果を図15に示す。ただし、他の諸元は $\mu=0.23$, $f=2.0$, $\zeta=0.07$ である。取り付け位置による制振効果の差がよく表れている。

Fig. 15 Experimental results of frequency response.

これらの実験結果より、コリオリ型動吸振器の制振効果が実証され、制振効果の振幅依存性や取り付け位置依存性が確認された。

4. 結言

本研究ではゴンドラの重心位置近傍に取り付けた際にも制振効果を得られる動吸振器の開発を目的として、振り子の半径方向に運動する新しい構造の動吸振器を提案した。この動吸振器は、遠心力を起振力とし、半径方向に運動する際に生じるコリオリ力で制振する。動吸振器の取り付け位置を支点から離すほど制振効果が高いので、従来型の動吸振器では効果がない主系の重心位置に取り付けた際にも制振効果があることを確認できた。また、本研究で提案する動吸振器には振幅依存性があり、主系振幅が小さいときにはあまり効果がなく、主系振幅が大きくなるほど制振効果が高くなる。これは、制振力として働いているコリオリ力が主系振幅の三乗にほぼ比例するためである。従って、実際にこの動吸振器を用いる際には、主系の大振幅がある程度の大きさの振幅まで落とす目的で使用することが考えられる。

なお、本研究で提案した制振メカニズムはゴンドラのみならず、振幅の大きい回転振動には適用可能である。

文献

- (1) Nishihara O, et al., Vibration Damping with Gyroscopic Moments, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, 57-534, (1991), pp.497-503.
- (2) Matsuhisa H., et al., Vibration Control of a Ropeway Carrier by Passive Dynamic Vibration Absorbers, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 38, No. 4, (1995), pp. 657-662.
- (3) Matsuhisa H. and Yasuda M., Location effect of dynamic absorbers on rolling structures, *Proceedings of the Asia-Pacific Vibration Conference*, (2003), pp.439-444.
- (4) Davenport A. G., The Spectrum of Horizontal Gustiness Near the Ground in High Winds, *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society*, Vol.87, (1961), pp.194-211.