

振子制御用空気圧アクチュエータの 応答性向上による低周波左右振動低減

風戸 昭人* 鴨下 庄吾** 山長 雄亮*

Suppression of Low-frequency Lateral Vibration by Improving the Response of Pneumatic Actuator for Tilt Control

Akihito KAZATO Shogo KAMOSHITA Yusuke YAMANAGA

Tilting vehicles have a certain problem area causing a possible motion sickness as caused by tilting delay on transition curve tracks and low-frequency rolling motions on straight tracks. The purpose of this study is to try to cope with this problem by controlling tilt angle toward the ideal target angle precisely with high response actuator. The new actuator have acquired high response and control stability by the following features: The driving source is pneumatic power as with a conventional system. For the servo valve, the flow control valve has been used for the reason of its good flow characteristics. In addition, the tilt damper, mounted parallel with the tilt actuator in conventional system, has been removed to reduce the friction. Furthermore, to ensure the control stability, the rate change of the piston speed of the actuator was fed back to the control algorithm. To examine the effect of the new actuator, we analyzed the ride comfort of a full vehicle model by multi-body dynamics simulation. We calculated motion sickness dose value for lateral motion (as abbreviated MSDVy) and ride comfort level (L_T) from the acceleration observed on the floor of the vehicle body. Consequently, we have indicated that the proposed system with the flow control valve was able to suppress the low-frequency lateral vibration, which causes motion sickness.

キーワード：振子車両，車体傾斜，空気圧制御，乗り心地，乗り物酔い

1. はじめに

現行の制御付き振子車両に使用されている振子制御用空気圧アクチュエータは、油圧や電動式などのアクチュエータに比べて、空気の圧縮性により、位置決め精度や応答特性が劣り、曲線が連続する区間での傾斜遅れや、乗り物酔いを誘発しやすいという課題がある。これらを解決するため、鉄道総研では次世代振子制御システム¹⁾の開発の一環として、高応答、高出力の振子制御用アクチュエータである電動油圧式アクチュエータ（略称：EHA）を開発し、乗り物酔いの原因となる低周波左右振動の低減等の効果を得ることができた²⁾。しかし、EHAは高コストであり、また高剛性であるが故に台車からの比較的高周波の振動を車体に伝えやすいという課題があり²⁾、実用化に至っていない。

そこで低コストな空気圧を用いた現行の振子制御用アクチュエータをベースとして、構成要素や制御系の変更を加えることで、位置決め精度、応答特性の向上を図るとともに、振子ダンパ機能も兼ね備えた振子制御用アクチュエータを開発した。本稿ではまず、開発したアク

チュエータの概要を述べる。次に、このアクチュエータを車両に適用した際の乗り心地を、振子車両の一両モデルによるシミュレーションで検証し、乗り物酔いの主因である車体の低周波左右振動を低減できることを示す。

2. 応答性を向上した振子制御用空気圧アクチュエータ

2.1 開発したアクチュエータの概要

図1に、応答性を向上した振子制御用空気圧アクチュエータを示す。シリンダには従来品と同様のものを用いるが、サーボ弁を圧力制御弁から流量制御弁に変更し、

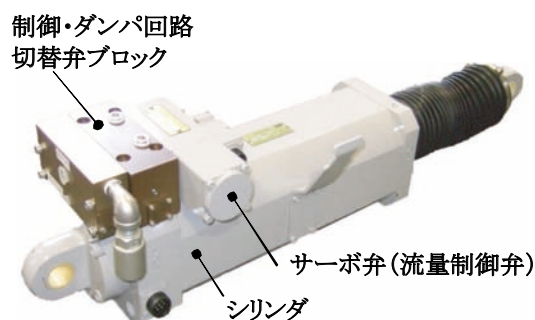


図1 応答性を向上した振子制御用空気圧アクチュエータ

* 車両構造技術研究部 走り装置研究室

** 車両構造技術研究部 車両振動研究室

特集：車両技術

給排気特性を向上した³⁾。また、図中の制御・ダンパ回路切替弁ブロック内に振子ダンパ回路を持ち、非制御時には振子ダンパ相当の減衰力を発生できる。これにより、従来、別に設置していた油圧式振子ダンパを不要にでき、部品点数の削減、振子機構の簡略化を実現できる。

2.2 応答性の向上

空気圧アクチュエータの応答性を向上する方策として、①サーボ弁の変更による給排気特性向上、②併設の油圧式振子ダンパ取り外しによる振子動作の抵抗減、が有効であると考えられる。

①サーボ弁の変更による給排気特性向上³⁾

従来の振子制御用空気圧アクチュエータには、圧力制御弁と呼ばれるサーボ弁が用いられている。圧力制御弁は、空気の出し入れを行う弁体（スプール）の背面にシリンダ内圧がフィードバックされる構造であり、制御安定性は高いものの、応答性や発生力の点では不利である。本アクチュエータでは、シリンダ内圧のフィードバック構造を持たない流量制御弁を採用した。これにより、シリンダ内圧の大きさに影響されず弁を開閉できるため、給排気特性が向上し、応答性や発生力を向上できる。

②併設の油圧式振子ダンパ取り外し

従来の制御付き振子台車には、振子アクチュエータと並列に、油圧式の振子ダンパが設けられている。このダンパは、振子制御がフェールした際に自然振子状態で走行するときの減衰要素として必要なものであるが、制御走行時にはアクチュエータの動作に対する抵抗となる。そ

こでこの振子ダンパを取り外して応答性の向上を図った。

2.3 加速度フィードバックによる制御安定性向上

サーボ弁を流量制御弁とした場合、振子ダンパがないと過敏な応答特性となり、制御安定性が低下する。そこで、制御則の変更によって制御安定性を確保することとした。図2に、制御ブロック図を示す。従来の制御則は、シリンダ変位の目標値と、シリンダに内蔵された変位センサから得られる実変位との偏差の大きさに応じた、単純な変位フィードバック制御であった。空気圧サーボ制御は一般的に、変位フィードバックのみではオーバーシュート特性になりやすく、不安定な動作となる。この解決には、変位フィードバックに加えて、速度フィードバック、加速度フィードバック、圧力フィードバックなどを併用することが有効であるとされている⁴⁾。これらのフィードバックを種々検討した結果、振子制御には加速度フィードバックが有効であると考えられ、実験による検証を行った。加速度目標値、および実加速度は、変位目標値、および実変位をそれぞれ2階微分することで得る。なお、この制御則の変更には新たなセンサは必要としない。

2.4 動作試験結果

(1) 目標値への追従性能

開発したアクチュエータの動作検証を、図3に示す実物大の振子試験装置により行った。図4に、変位目標値を周波数0.1Hz、振幅±136mm（振子角5°に相当）の正

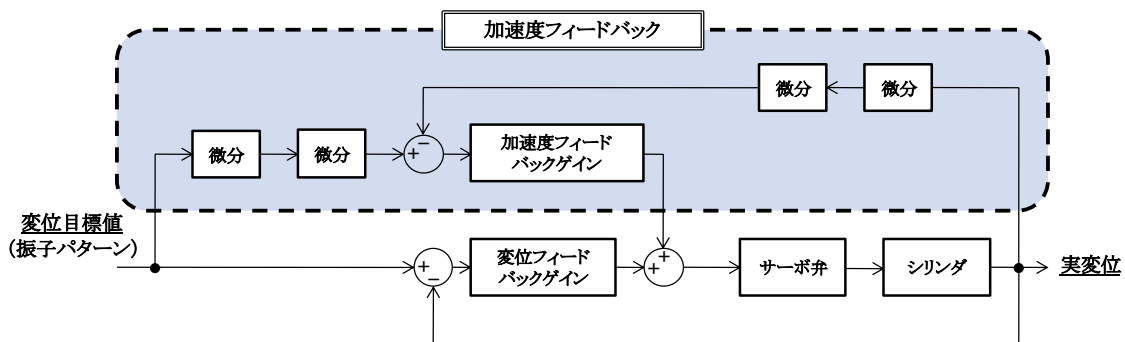


図2 変位フィードバックに加速度フィードバックを付加したときの制御ブロック図

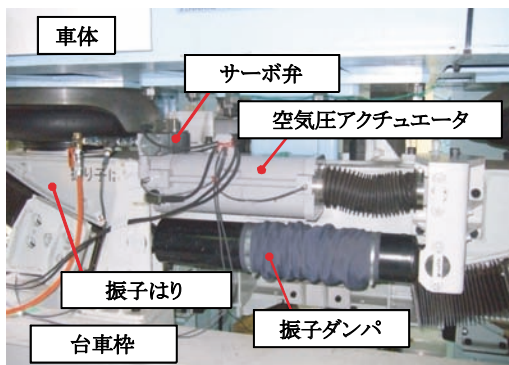


図3 定置試験装置への空気圧アクチュエータの仮設状況

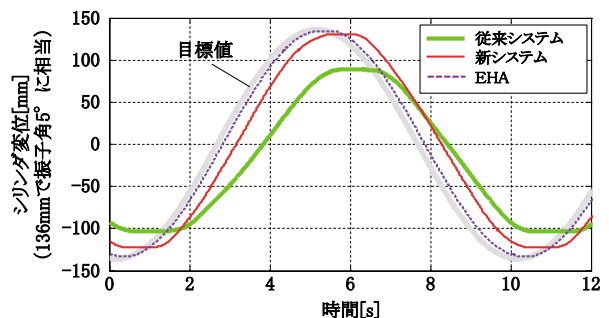


図4 目標値に対する追従性能（定置試験結果）

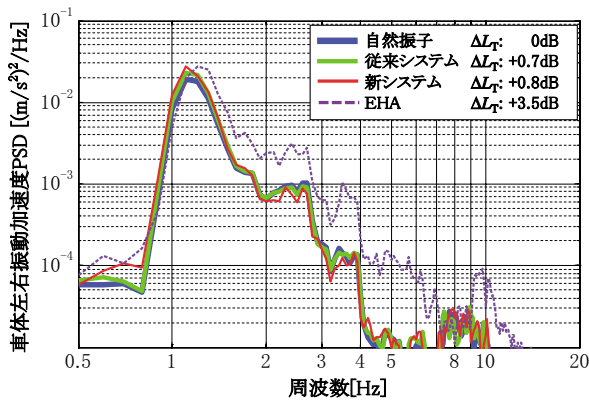


図5 台車枠左右加振時の車体左右振動加速度 PSD (アクチュエータ中立制御時)

弦波としたときの、アクチュエータの実変位を示す。圧力制御弁を用いる従来システムの場合、目標値に対して1～1.5秒の遅れを生じるが、流量制御弁と加速度フィードバックによる新システムでは、遅れは約0.4秒に短縮した。さらに、最大変位量も拡大していることから、より大きな発生力を得られたことが分かる。EHAの追従性能には及ばないが、目標値に対する遅れ時間はほぼ一定であり、目標値である振子パターンを実際の走行位置よりもわずかに進めて出力することで補償できると考えられる。

(2) 高周波振動の絶縁性能

EHAにおいては、油圧の剛性の高さ起因して、比較的高周波の振動を台車から車体に伝えやすいという課題があった。そこでアクチュエータを図3の装置に取り付け、装置の台車枠に相当するフレームを、加振用の電動アクチュエータで左右方向に加振し、そのときの車体左右振動加速度を測定し、その大きさと乗り心地レベル (L_T)⁵⁾ による比較評価を行った。加振波形は、実車走行試験で取得した台車枠の左右振動加速度のうち、0.9～4Hzの成分を再現した波形を用いた。なお、装置の制約により、加振振幅は50%の大きさとした。図5に、車体左右振動加速度のパワースペクトル密度 (PSD) を示す。EHAでは、1.1Hz以上の振動が大きく増加し、乗り心地レベル (L_T) は自然振子に対して3.5dB悪化した。一方、空気圧アクチュエータの場合は、自然振子のときとほぼ同等の加速度 PSD を示した。自然振子に対する L_T 値は、従来システムで0.7dB増加、新システムでは0.8dB増加した。自然振子に対する増加量はわずかであり、また、従来システムに対しては同等の値であった。よって、新システムは振動乗り心地を悪化させないと言える。

2.5 空気圧による振子ダンパの実現

2.2節で、併設の振子ダンパを取り外すと、アクチュエータの応答性を向上できることを示したが、振子制御がフェールし、車両が自然振子状態で走行する際には、振子ダンパによる減衰力が必要である。そこで、振子制

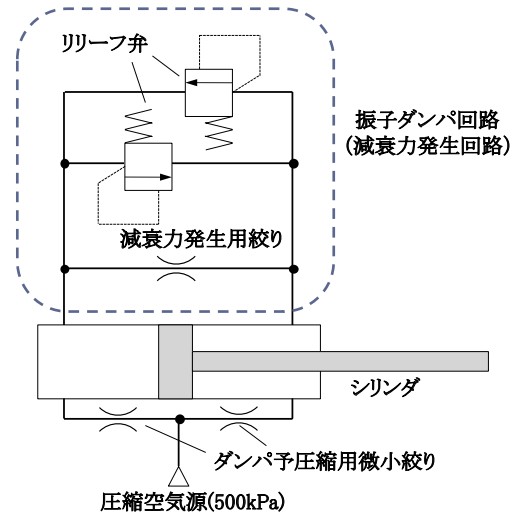


図6 振子ダンパ回路

御を行わないときには、アクチュエータを振子ダンパとして機能させることを考えた。ここで課題となるのは、既存の振子ダンパは圧縮性が小さく、大きな減衰力を容易に得られる油を作動流体としているのに対し、空気を作動流体とした場合、圧縮性によるばね作用が発現することや、大きな減衰力を得ることが難しいことである。一方で、振子ダンパに求められる減衰係数は、20kN・s/m程度であり、車両に使われている他のダンパよりは格段に小さく、回路構成の工夫により実現可能性はあると考えた。

図6に、考案した振子ダンパ回路を示す。減衰力は、シリンダ内の2室を結ぶ通路に設けられた絞りを通過する空気の圧力損失によって得るが、できるだけ大きな減衰力を確保するため、シリンダ内に500kPaの予圧をかける構成とした。また、ピストン速度が大きくなると、空気の圧縮性によるばね効果が顕著になるため、これを緩和するリリーフ弁を構成している。なお、制御回路とダンパ回路の切り替えは、制御用圧縮空気のオンオフで行うことができる。

3. シミュレーションモデル

開発したアクチュエータの乗り心地への効果を確認するため、一両モデルによる走行シミュレーションを行った。このシミュレーションでは、振子制御用空気圧サーボシステムの仕様をできるだけ忠実に再現することが必要なため、詳細な理論モデルを使用した。このモデルを振子車両の一両モデルに組み込み、実在の軌道線形上を模擬走行させたときの車体左右加速度から算出される乗り心地評価値を比較検証した。

3.1 サーボ弁のモデル化³⁾

圧力制御弁のスプールに作用する力の関係を図7に示す。スプールは、ソレノイド駆動電流によって発生する

特集：車両技術

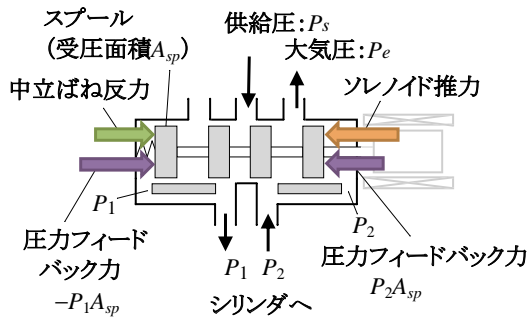


図7 圧力制御弁のスプールに作用する力の関係

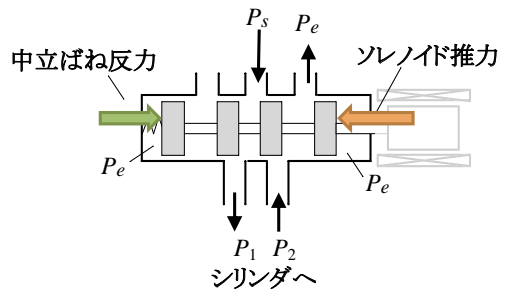


図8 流量制御弁のスプールに作用する力の関係

推力と中立ばね反力、およびスプール背面に作用する圧力フィードバック力との釣り合いによって位置、すなわち空気通路の開口面積が決まる。流量制御弁の場合には、ソレノイド推力と中立ばね反力だけの釣り合いによって求まる(図8)。これらの力の釣り合い関係から求まるスプール変位を x_{sp} 、スプールの円周長さを w_p 、オーバーラップ量を ε_i とすると、スプールの開口面積 a_i は、式(1)で表せる。なお、添字 i はシリンダ内空気室1または2を表す。

$$a_i = \begin{cases} 0, & |x_{sp}| \leq \varepsilon_i \\ w_p (|x_{sp}| - \varepsilon_i), & |x_{sp}| > \varepsilon_i \end{cases} \quad (1)$$

3.2 シリンダ発生力の導出

アクチュエータが発生する力を詳細に求めるには、シリンダ内空気室の圧力とその変化を正確に捉える必要がある。そこで、理想気体の状態方程式を用いて圧力を求める手法を用いる³⁾。図9に、シリンダ内空気の状態量等を示す。ここで、 P_i はシリンダ内圧(絶対圧)、 V_i はシリンダ容積、 W_i は空気質量、 T_i はシリンダ内空気温度、 G_i はサーボ弁を通過する空気の質量流量、 A_i はシリンダ受圧面積を表す。

シリンダ内圧を P_i ($i=1, 2$)、大気圧を P_e 、受圧面積を A_i とすると、シリンダ発生力 F は、式(2)で表せる。

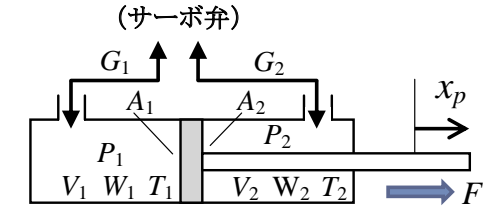


図9 シリンダの状態量等

$$F = A_1 P_1 - A_2 P_2 - (A_1 - A_2) P_e \quad (2)$$

シリンダ内圧 P_i は、式(3)の理想気体の状態方程式の微分形から求める。

$$\frac{dP_i}{dt} = -\frac{P_i}{V_i} \frac{dV_i}{dt} + \frac{W_i R}{V_i} \frac{dT_i}{dt} + \frac{RT_i}{V_i} G_i \quad (3)$$

ここで、容積 V_i は、シリンダ変位の幾何学的関係で決まり、温度 T_i は断熱変化と仮定する。流量 G_i は、サーボ弁を絞りとして考え、絞りの開口面積と、上流と下流の圧力比から求める。

3.3 振り車両の一両モデル

図10に、振り車両の一両モデルを示す。一般的なボルスタレス振り車両の諸元を持つモデルであり、汎用のマルチボディダイナミクス解析ソフトであるSIMPACK⁶⁾で作成した。車体質量は25.2t、車体重心高さはレール面上1.56m、振り回転中心高さは2.27mとした。

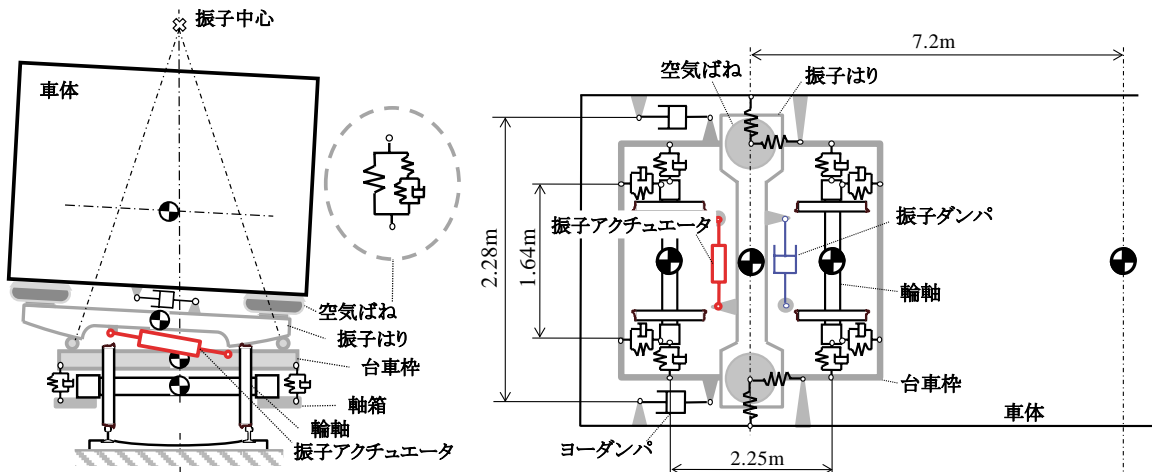


図10 振り車両の一両モデル

3.4 計算条件と制御条件

計算を行った軌道線形は、急曲線が連続する実在の4km区間であり、1mごとの曲率とカントの実測値を用いて再現した。これには軌道の通り不整と水準不整が含まれる。走行速度は80km/h一定とした。振子制御条件は表1の通りである。

(1) CAモード

CAモードは従来の制御付き振子車両で使用されている振子パターンであり、曲線の曲率とカントの大きさ、及び走行速度から算出される。CAモードのパターン形状例を図11に示す。空気圧アクチュエータの応答遅れを補償するために、緩和曲線の位置に対して早め時間 t_0 が設定され、ステップ状のパターン(図11中のS)を持つことが特徴である。

(2) JTMパターン

JTMパターン²⁾は、次世代振子制御システム用に開発された振子パターンであり、緩和曲線における乗り心地総合評価指標(TC_T)と、乗り物酔いの主因である低周波の左右振動加速度値を統合した評価関数を用い、軌道の曲率とカント、及び走行速度から、評価関数を最小化するように出力されるパターンである。評価関数 f_{JTM} を式(4)に示す。なお、 $\phi(t)$ は振子角である。

$$f_{JTM}(\phi(t)) = (1-\alpha) \cdot f_{JT}(\phi(t)) + \alpha \max_{T_0 \leq t \leq T_1} |y_f(\phi(t))| \quad (4)$$

ここで、 f_{JT} は式(5)で表される。

$$f_{JT}(\phi(t)) = 0.6 \max_{T_0 \leq t \leq T_1} |y_p(\phi(t))| + 0.3 \max_{T_0 \leq t \leq T_1} |y_j(\phi(t))| + 0.03 \max_{T_0 \leq t \leq T_1} |\theta_p(\phi(t))| + 0.12 \max_{T_0 \leq t \leq T_1} |\theta_j(\phi(t))| \quad (5)$$

f_{JT} は、 TC_T を基にした評価関数であり、走行速度と軌道線形(曲率、カント)から推定される4つの状態量、 y_p :車体左右振動加速度、 y_j :車体左右ジャーク、 θ_p :車体ロール角速度、 θ_j :車体ロール角加速度から構成される。さ

表1 シミュレーションにおける振子制御条件

	サーボ弁	振子パターン	振子ダンパ
自然振子	-	-	従来油圧ダンパ相当
従来システム	圧力制御弁	CAモード	
新システム	流量制御弁	JTMパターン	なし

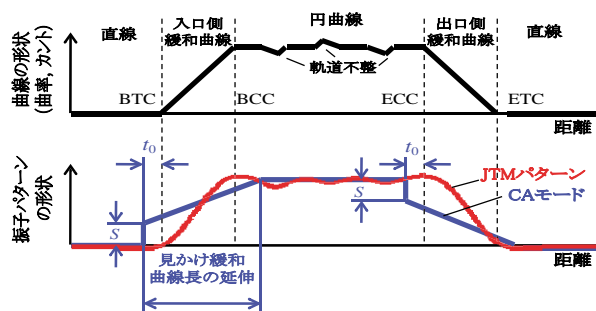


図11 振子パターンの波形例

らに、 f_{JTM} は、 f_{JT} に加えて、車体左右振動加速度推定値に0.3Hz帯域に大きな重みをかけたバンドパスフィルタを適用した y_f とから成る。 α は、 TC_T と y_f の相互の重み付けを決定する係数である。現時点から数秒間の走行条件予測に基づき、 f_{JTM} を最小にする ϕ を二次計画法により求めることで、振子パターンを計算する。

JTMパターンは、図11に示すように、軌道の曲率、カントの変化によく対応したパターンであり、また、0.3Hz帯域の振動を積極的に低減するパターンであるので、乗り物酔いの低減に有効である。ただし、高い走行位置検出精度が必要である。

4. シミュレーションによる乗り心地検証結果

乗り心地の評価には、乗り物酔いについては乗り物酔い暴露量値(MSDVy)⁷⁾、振動乗り心地については乗り心地レベル(L_T)を用いる。

MSDVyは、船酔い評価などで国際的に広く用いられているMSDV (Motion Sickness Dose Value)を、列車酔い評価に適合するよう見直したものである。MSDVyは、0.25~0.315Hzに最大の重み付けがされた補正フィルタを車体左右振動加速度に適用し、補正済み加速度について式(6)により算出される。

$$MSDVy = \left(\int_0^T a_w^2(t) dt \right)^{1/2} \quad (6)$$

ここで、

a_w : 補正フィルタによる補正済み左右振動加速度

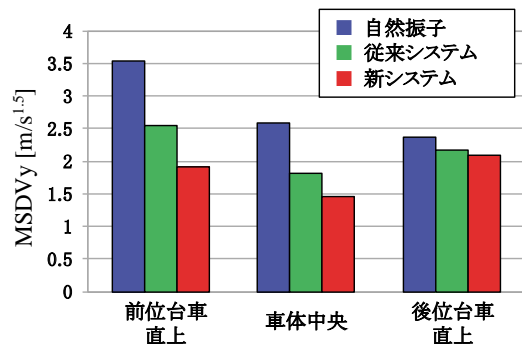


図12 乗り物酔い暴露量値(MSDVy)

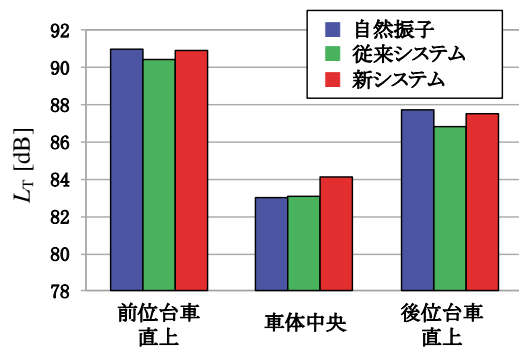


図13 乗り心地レベル(L_T)

特集：車両技術

[m/s²]

T ：振動暴露時間の総時間 [s]

である。通常、MSDV_yは、30分間の累積値、または30分間に換算した値で評価を行う。

図12に、走行全区間での車体左右振動加速度から算出したMSDV_yを振子制御条件別に示す。図13には同様に L_T を示す。また、図14に時刻歴波形を示す。ここに、短時間MSDV_y、短時間 L_T とは、どのような軌道条件の箇所で大いなる値を取るかを把握するため、それぞれの値を通常よりも短い時間範囲（ここでは20秒間とした）で算出したものである。これらの結果から次のことが分かる。

4.1 乗り物酔い

図12から、振子制御によりMSDV_yが低減されることは明らかである。特に、自然振子時にMSDV_yの大いなる車体前方ほど低減効果が大きく、本アクチュエータを用いた新システムの場合のMSDV_yを、前側台車直上において、自然振子に対して54%、従来システムに対して75%に低減した。

また、図14の短時間MSDV_yによると、MSDV_yが大いなるのは緩和曲線と、円曲線中の通り不整の箇所であることが分かる。振子パターンに対する遅れが出やすいこのような箇所において、新システムの制御は有効であることが分かる。

4.2 振動乗り心地

図13、及び図14の短時間 L_T によると、振子制御を行うと L_T は若干増加傾向にあるが、最も大きく増加した車体中央においても、従来システムに対して約1dBの増加量であり、無視できると考えられる。

4.3 車体ロール角速度

車体ロール角速度は、従来システムも新システムも大きな差はなく、いずれの制御条件においても、目安値である5°/sを超過することはなかった。

5. まとめ

現行の振子制御用空気圧アクチュエータに対して、サーボ弁の変更による給排気特性の向上、及び併設の油圧式振子ダンパを取り外すことによって、アクチュエータの応答性を大きく向上でき、かつ、シリンダ変位の2階微分によって得られるシリンダ加速度をフィードバックすることによって、制御安定性を確保できることを示した。また、空気圧による振子ダンパ回路を実現し、アクチュエータに一体化することができた。

このアクチュエータを用いて振子車両の乗り心地を向上できることを、振子車両の一両モデルと、振子制御用空気圧サーボシステムの詳細モデルを用いたシミュレ

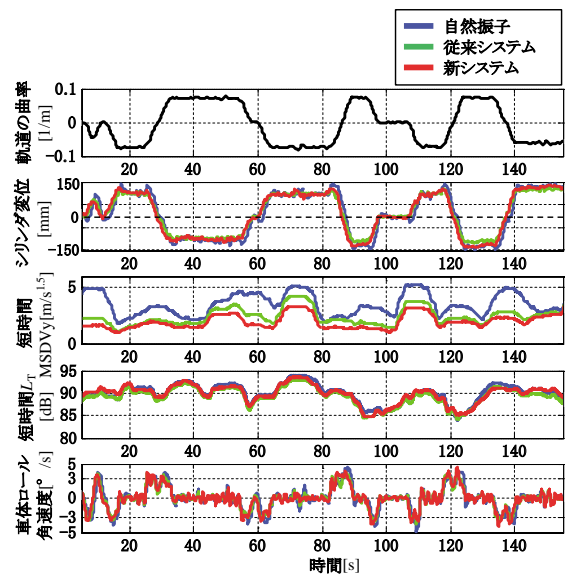


図14 一両モデルのシミュレーション時刻歴波形 (振子制御条件による乗り心地比較)

シオンによって確認した。応答性を向上したアクチュエータと、次世代振子制御システム用に開発した振子パターンであるJTMパターンを組み合わせることにより、乗り物酔い暴露量値MSDV_yを低減できることがシミュレーションにより明らかになった。また、かつてEHAで課題となった、比較的高周波の左右振動は増大せず、乗り心地レベル (L_T) をほとんど悪化させなかった。

今後は、実車走行試験による性能評価を実施したいと考えている。最後に、本研究にご協力いただいたピー・エス・シー(株)の関係各位に心より感謝の意を表す。

文献

- 1) 榎本衛, 鴨下庄吾, 神山雅子, 佐々木君章, 濱田寿弘, 風戸昭人: 電動油圧アクチュエータを用いた振子制御システムの開発, 鉄道総研報告, Vol.19, No.4, pp.29-34, 2005
- 2) 畠田憲司, 鴨下庄吾, 真木康隆, 風戸昭人: 乗り物酔いに着目した振子制御システムの開発, J-Rail2007講演論文集, pp.283-286, 2007
- 3) 風戸昭人, 鴨下庄吾: 振子制御用空気圧サーボシステムの応答性向上, 鉄道総研報告, Vol.25, No.1, pp.17-20, 2011
- 4) 小山紀: 空気圧システム入門, 日本フルードパワーシステム学会, pp.62-64, 2003
- 5) 谷藤克也: 乗り心地管理のための振動解析システムの開発 (第1報, 振動解析システムの概要), 日本機械学会論文集 (C編), Vol.52, No.481, pp.2405-2408, 1986
- 6) Schupp, G., et al.: Multibody System Simulation of Railway vehicles with SIMPACK, Vehicle System Dynamics Supplement 31, pp.101-118, 1999.
- 7) 鈴木浩明, 白戸宏明, 手塚和彦: 低周波振動が列車酔いに及ぼす影響, 鉄道総研報告, Vol.18, No.2, pp.9-14, 2004