

# 振り車両の乗り物酔い解消を目指して

風戸 昭人

車両構造技術研究部(走り装置研究室 副主任研究員)



かごと あきひと

## はじめに

振り車両は、曲線走行中に車体を内側に傾けることで、乗客にかかる遠心力を緩和して、乗り心地を確保しながらスピードアップを実現しており、国内だけでなく、海外でも広く運行されています。その一方で、振り車両は乗り物酔いを起こしやすいと指摘されることがあります。鉄道総研では、振り車両の乗り物酔いに対して、振り制御の観点からその解消に取り組んでいます。ここでは、振り制御用の空気圧アクチュエータの性能向上による取り組みについて紹介します。

## 振り車両の傾斜機構

振り車両の傾斜機構について、図1の振り台車の構造図に沿って説明します。振り台車には、傾斜機構として、振りはりが設けられています。振りはりは、円弧状のガイドと軸受を介して台車枠の上に搭載されており、その上面に

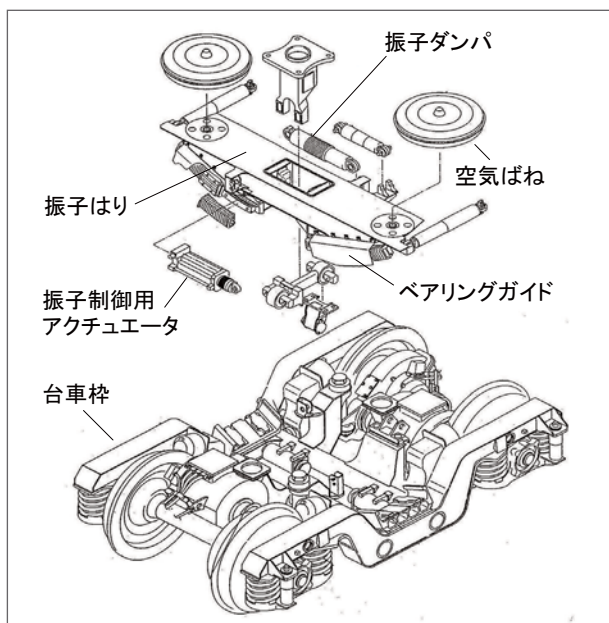


図1 振り台車の構造

は左右一対の空気ばねを介して、車体が搭載されています。なお、振り動作の回転中心は、車体の重心よりも高い位置に設定されているため、曲線走行中に超過遠心加速度が作用すると、自然に車体は曲線内側に傾きます。これを「自然振子性」と呼びます。自然振子動作をアシストする振り制御用アクチュエータは、振りはりと台車枠の間に設けられ、これを伸縮させることによって、振りはりが傾き、車体も傾く機構となっています。また、振り制御を行わないときに、自然振子動作を安定化させる、油圧式の振りダンパがアクチュエータと並列に取り付けられています。

## 乗り物酔い

乗り物酔いは、乗り物に乗ることによって引き起こされる一過性の自律神経失調状態の総称で、正式には動揺病と呼ばれます。その症状は、頭痛、冷や汗、めまい、嘔吐など多様ですが、その発生メカニズムは十分に解明されていません。また、酔いに対する感受性は、個人差が非常に大きいことが特徴です。乗り物酔いは様々な乗り物で発生しますが、代表的なものは船酔いです。船酔いの発症に影響の大きい振動は、0.16Hz程度のゆっくりとした上下振動であることが分かっており、このような低周波振動の累積値で酔いの発生を評価する指標として、MSDV指標(Motion Sickness Dose Value, 乗り物酔い暴露量値)がISO2631-1規格に示されています。鉄道は比較的酔いにくい乗り物と言われていますが、振り車両における酔いが、国内だけでなく海外でも話題になることがあります。そこで、鉄道総研では振り車両を用いた大規模な乗り心地アンケート調査を行い、振り車両の乗り物酔いの主要因が、0.25~0.315Hzの左右振動であることを明らかにしました<sup>1)</sup>。この知見をもとに、振り車両の酔い評価に適用できる指標として、MSDV<sub>y</sub>指標を開発しました。これは、車体で観測される左右振動加速度のうち、酔いに影響の大きい上記の周波数成分を重点的に抜き出した加速度を累積し

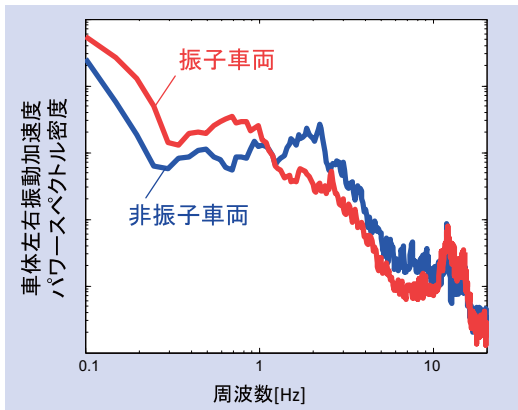


図2 振子車両と非振子車両の左右振動比較

て評価値とするものです。

図2に振子車両と非振子車両の左右振動の比較例（パワースペクトル密度，PSD）を示します。振子車両は、1Hz以上の周波数領域では、非振子車両よりも振動が小さいものの、1Hz以下の低周波数領域では、振動が大きいことが分かります。

そこで、振子車両の乗り物酔いを解消するには、左右方向の低周波振動を低減することが効果的であると考えられます。左右方向の低周波振動は、曲線出入口での振子動作遅れや、軌道不整などを入力とするロール動揺によって発生しますので、これを抑える振子制御が必要になります。

### 振子パターン

必要となる振子の角度は、車両が走行している地点の軌道の曲率、カントの大きさと走行速度によって決まります。車両は、軌道の線形情報をデータベースに記憶しており、別の方法で検出した現在走行地点の情報をもとに、この角度を計算しています。この角度のことを振子パターンと呼びます。従来の制御付き振子車両では、CAモード（図3の青線）と呼ばれる振子パターンが用いられています。CAモードは、空気圧アクチュエータの応答遅れを補償するために、実際の曲線位置よりも早めに、かつ目標傾斜角の一定の割合がステップ状に変化するパターンを出力します。

これに対して、鉄道総研では、JTMパターンと呼ぶ振子パターンを開発しました。JTMパターンは、現在走行中の曲線を、現在の速度で走行するとき、人間工学的な評価関数を最適化する傾斜角のパターンを自動生成する方式で、応答性の高いアクチュエータの使用を前提としています。JTMパターンの波形例を図3に赤線で示します。従来の振子制御（CAモード）では、傾斜角速度を抑えるために、短い緩和曲線では、実際よりも長いものとして傾斜パ

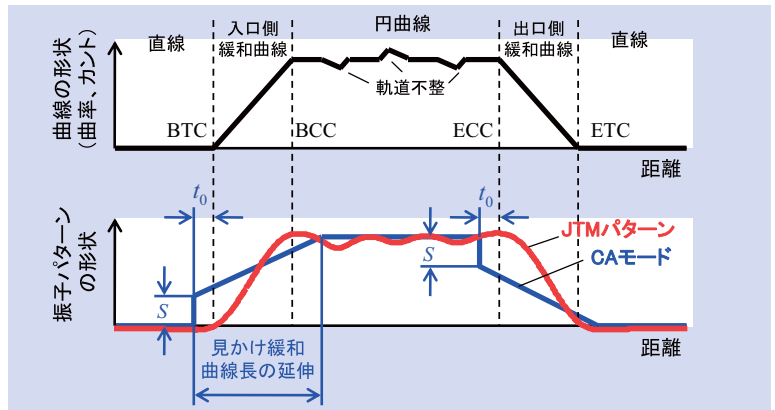


図3 振子パターンの波形例

ターンを計算しますが、JTMパターンでは曲線位置に合った波形が出力されます。また、図3の円曲線中の波形のように、軌道不整によって発生する、乗り物酔いに影響の大きい0.3Hz程度の動揺を積極的に打ち消す波形が出力されます。

### 応答性の高い空気圧アクチュエータ

JTMパターンによる振子制御の実現には、応答性の高い振子制御用アクチュエータが必要です。鉄道総研ではこれまでに、応答性や最大発生力に優れた電動油圧式アクチュエータ（EHA）<sup>2)</sup>を開発し、走行試験でMSDV<sub>y</sub>の低減を確認しました。しかし実用化に際しては、コスト面の問題があること、および高剛性であるがゆえに台車からの高周波振動を車体に伝えやすく、振動乗り心地を悪化させてしまう課題があります。そこで、従来から使用されている空気圧式の振子制御用アクチュエータの性能を向上して、JTMパターンによる振子制御を実現することとしました。図4に開発したアクチュエータを示します。シリンダは従来品と同様のもので、シリンダに流出入する空気量の制御を行うサーボ弁を、従来の圧力制御弁から流量制御弁に変更しました。また、図中の制御・ダンパ回路切替弁ブロック

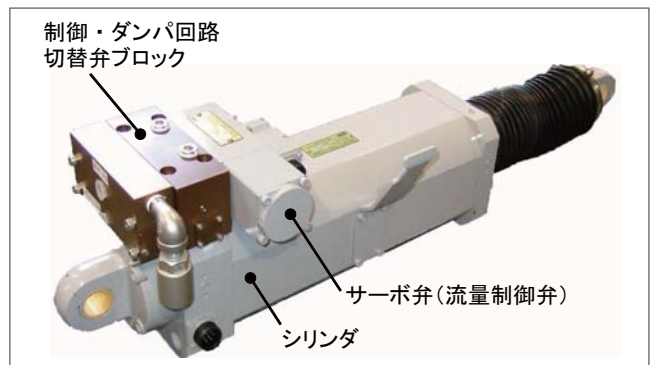


図4 応答性を向上した振子制御用空気圧アクチュエータ

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することができます。これにより、従来、別に設置していた油圧式振子ダンパを省略でき、部品点数の削減、振子機構の簡略化を実現します。以下に、本アクチュエータ開発の取り組み、および性能を紹介します。

### (1) 応答性向上の取り組み

アクチュエータの応答性向上のため、①サーボ弁の変更(従来の圧力制御弁を流量制御弁に変更)による給排気特性の向上、②アクチュエータと並列に設けられる油圧式振子ダンパの取り外しによる振子動作の抵抗減を行いました。ただし、空気圧アクチュエータの応答性を上げようとすると、空気の大きな圧縮性により、動作が不安定になる傾向があります。本アクチュエータでは、従来の変位フィードバック制御に対して、ピストン変位を2階微分して得られるピストン加速度のフィードバック制御を加えることにより、安定性を確保することができました。加速度の計算には、従来から装備されている変位センサの出力を用いるため、新たなセンサを必要としません。

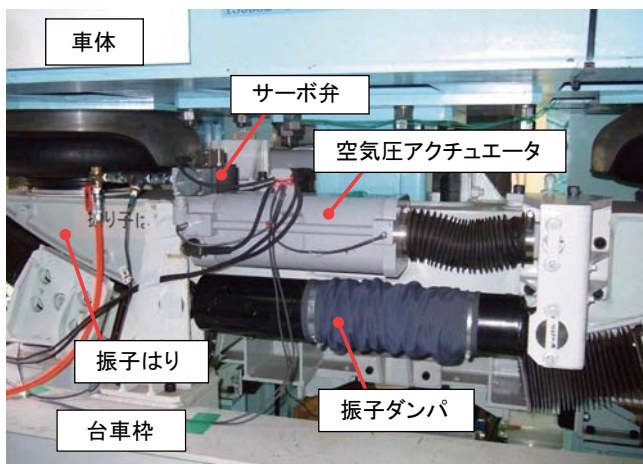


図5 振子試験装置への空気圧アクチュエータの仮設状況

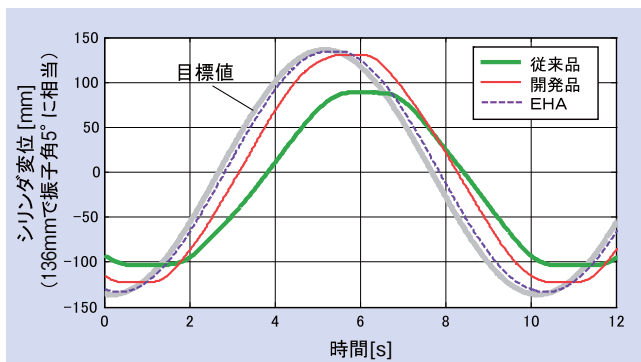


図6 目標値に対する追従性能(定置試験結果)

### (2) 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のための定置試験を、実物大の振子試験装置(図5)を使って行いました。図6に、アクチュエータの追従性の試験結果を示します。目標値は、周波数0.1Hz、振幅±136mm(振子角5°に相当)の正弦波としました。従来品では、目標値に対して1~1.5秒の遅れがありますが、開発品では約0.4秒に短縮し、かつ、最大変位量も従来品に比べ拡大しました。EHAの追従性(遅れ約0.15秒)には及ばないものの、遅れ時間は一定であり、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ます。

### (3) 高周波振動の絶縁性能

EHAでは、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りました。そこで、(2)と同じ試験装置を用いて、装置の台車枠相当のフレームを左右方向に加振したときの車体左右振動加速度を測定しました。振子制御の条件は中立位置を保持する制御としました。図7に、車体左右振動加速度のパワースペクトル密度(PSD)と、自然振子を基準とした乗り心地レベル( $L_T$ )の増分を示します。EHAは、自然振子と比べて高周波側の振動が顕著に大きく、 $L_T$ も3.5dB増加したのに対し、空気圧アクチュエータの場合は、従来品も開発品も自然振子とほぼ同等の振動状況でした。よって、開発品が車体の高周波左右振動を増加させることはないと考えられます。

### (4) 振子ダンパ機能

応答性向上には振子ダンパを取り外すことが有効ですが、振子制御がフェールして自然振子で走行する場合には、振子ダンパ相当の減衰力が必要になります。そこで、振子制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

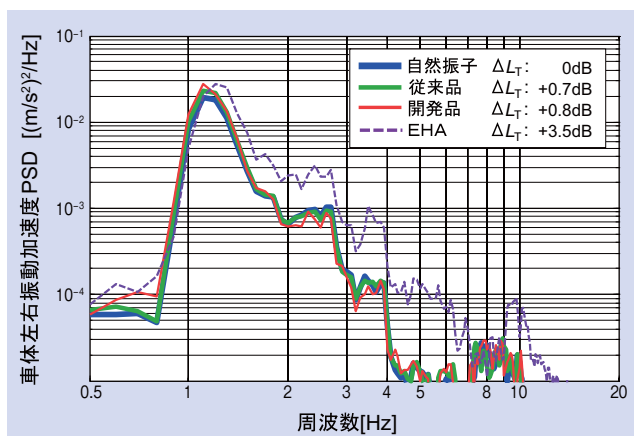


図7 台車枠を左右加振したときの車体左右振動の状況(パワースペクトル密度)

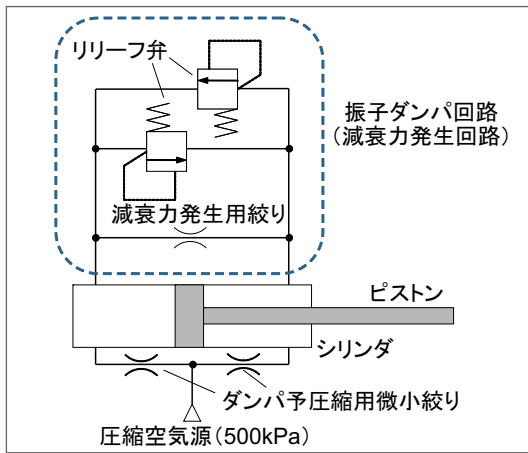


図8 振子ダンパ回路

て機能させることとしました。図8に空気圧式振子ダンパの回路構成を示します。減衰力は絞りを通過する空気の圧力損失によって得られます。ピストン速度が大きいときには、空気の圧縮性によるばね作用が現れるため、リリーフ弁を設けて過大なばね力の発生を抑制しました。

### シミュレーションによる乗り心地評価

開発品を車両に適用したときの乗り心地を検証するため、振子車両の一車両モデルを用いたシミュレーションを行いました。空気圧アクチュエータのモデルは、理想気体の状態方程式を考慮した詳細なものとししました。車両モデルは、マルチボディダイナミクス解析ソフトであるSIMPACKで作成し、空気圧アクチュエータのモデルをこれに組み込みました(図9)。計算に用いた軌道の線形は、急曲線が連続する実在の区間(4km)であり、軌道不整も含まれます。

シミュレーション結果を図10に示します。乗り物酔いの評価には、MSDV<sub>y</sub>指標を用います。開発品とJTMパターンを組み合わせた新システムのMSDV<sub>y</sub>は、自然振子に対して45%、従来システム(従来品とCAモードの組み合わせ)に対して25%低減しました。 $L_T$ は、新システムの場合、最大で1dB程度増加しましたが、これは無視できる大きさだと考えられます。

また、空気圧式振子ダンパをモデル化し、自然振子で走行させたときの乗り心地は、従来の油圧式振子ダンパで走行した場合と同等の結果となりました。

### おわりに

応答性と安定性に優れ、低コストな空気圧を用いた振子制御用アクチュエータを開発しました。本アクチュエータを用いて、人間工学的な評価関数から算出される振子パ

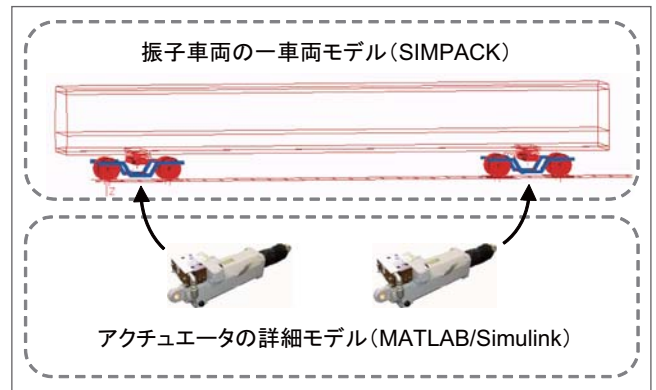


図9 シミュレーションに用いた車両モデル

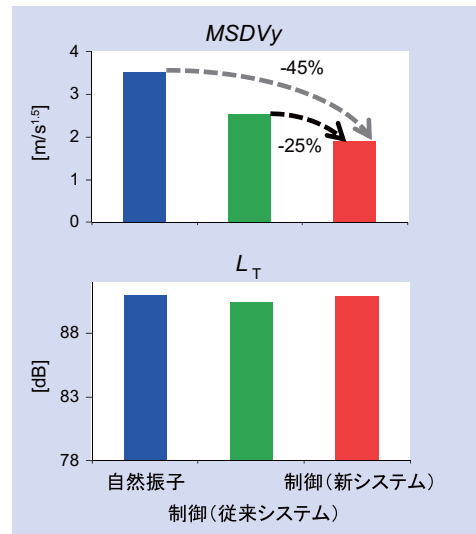


図10 シミュレーションによる乗り心地評価結果

ターン(JTMパターン)で振子制御を行うと、振子車両の乗り物酔いを改善できることをシミュレーションによって確認しました。また、その際に、比較的高周波の振動を増加させず、乗り心地レベル( $L_T$ )も悪化させないことを確認しました。さらに、振子ダンパ機能をアクチュエータに統合したことで、振子機構の簡略化、部品点数削減によるメンテナンス性向上にも貢献することができます。

乗り物酔いは個人差の大きい現象ですが、経験した人にとっては耐え難い苦痛になります。今後も、乗り物酔いの解消に向けた振子技術、制御技術の開発に努めて参ります。

RRR

### 文献

- 鈴木浩明, ほか: 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, 2004
- 鴨下庄吾: 振子車両の車体傾斜用電動油圧アクチュエータ, 油圧技術, Vol.44, No.10, 2005