

2 次ばね系油圧ダンパの減衰力制御による車体上下振動低減

菅原 能生* 小島 崇 風戸 昭人 (鉄道総合技術研究所)

Suppression of Vertical Vibration of Railway Vehicles
by Damping Control of Secondary Vertical Oil Damper

Yoshiki Sugahara*, Takashi Kojima, Akihito Kazato (Railway Technical Research Institute)

To improve ride comfort of railway vehicles running on the track with large irregularity, the suppression of vertical rigid-body-mode vibration is important. For suppressing this vibration, the secondary suspension damping force control system with variable vertical damper is being developed. This paper reports the results of running test carried out applying this system to two types of meter-gauged railway vehicles: one employs coil springs for the secondary suspension, and the other employs air springs. The control algorithm which controls variable damper is based on sky-hook control theory. The results of vehicle running tests on the local lines demonstrate that this system can reduce PSD peak value of vertical vibration acceleration in the rigid body mode to about 25 % for both types of vehicles.

キーワード：鉄道車両，油圧ダンパ，乗り心地，振動制御，可変減衰ダンパ
(Railway Vehicle, Oil-damper, ride comfort, vibration control, variable damper)

1. はじめに

軌道不整が小さい線区を走行する車両（新幹線電車など）の上下方向の振動乗り心地向上のためには，車体の 1 次曲げ振動を主体とする弾性振動の低減を必要とする場合が多い¹⁾。そのため，この振動の低減を目的とした様々な手法が提案されている^{2,3)}。

しかし，在来線の軌道保守条件があまり厳しくない区間を走行する車両では，レールの継ぎ目落ちや軌道不整に起因する車体の上下剛体モード（上下並進，ピッチング）の振動が乗り心地に対して支配的であることが多い。一般に，軌道の整備基準はその路線の輸送量（通過トン数）によって定められ，輸送量が小さい路線ほど整備基準が低く設定されているため，このような線区では車体の剛体モードの振動が大きくなる傾向がある。

その振動の対策例として，空気ばねと並列にパッシブ上下動ダンパを取付ける方法が検討され，走行試験が実施されている⁴⁾。さらなる乗り心地向上効果を得る方法として，この上下動ダンパに制御技術を導入し，振動制御を行う方法が考えられる。そこで，空気ばねと並列に取付ける可変減衰上下動ダンパ，およびその制御方法について実用に向けた研究開発を行い，装置を開発した⁵⁾。

本稿では，装置の概要，および 2 次ばねに空気ばね車両を用いた車両とコイルばねを用いた車両それぞれに対して本装置を適用して実施した走行試験結果について述べ，い

ずれの車両に対しても，本システムにより振動低減効果および乗り心地向上効果が得られることを示す。

2. 制振システムの構成

〈2・1〉全体構成 可変減衰上下動ダンパを用いた制振制御システムの全体構成を図 1 に示す。上下動ダンパ（1 両あたり 4 本）は，指令電流の大きさに減衰力を変化できる「可変減衰ダンパ」であり，車体に取り付けた加速度センサの出力をもとに，制御装置において目標減衰力を計算して各ダンパの減衰力を制御する。加速度センサの個数および車体への取付け位置は，制御対象とする車体の振動モードの数と種類によって異なるが，概ね 3～4 個で行う。

〈2・2〉可変減衰上下動ダンパ 開発した可変減衰上下動ダンパの外観を図 2 (a) に示す。このダンパには，減衰力を制御するための“減衰力制御弁”と，システム電源が Off のときに現用パッシブ上下動ダンパ（試験対象車両に

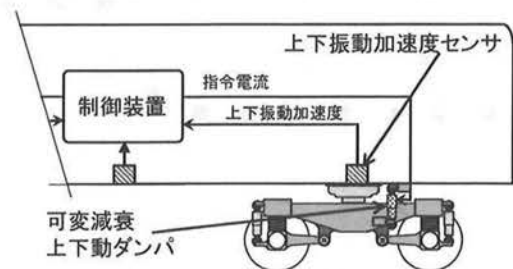


図 1 全体構成

元々取付けられていた実績のある減衰特性固定の上下動ダンパ)に近い特性とするための“フェールセーフ弁”と呼ぶ切替弁が取り付けられており、フェールセーフ性を備えた減衰制御を行うことができる。

本ダンパの指令電流－減衰力特性を図 2(b)に示す。このダンパの減衰制御機構(減衰力制御弁)には、反転式と呼ばれる制御弁を採用した⁹⁾。これにより、ダンパに対して伸縮を助長する方向の力が要求されるときには最小減衰になる機能を制御弁自体の作用として実現した。

本ダンパには、減衰力制御弁の他に安全弁が内蔵されており、減衰力制御弁が故障した場合でも概ね 6kN 以上の減衰力が発生しないよう配慮した。

(2・3) 制御則 制御アルゴリズムのブロック図を図 3 に示す。車体の上下振動加速度から、車体の上下並進、ピッチング、1 次曲げ、ロール成分を抽出し、それぞれの振動モードごとにフィルタで積分して速度を求め、スカイフック制御を行う。

3. ボルスタレス空気ばね台車による走行試験

(3・1) 試験条件 走行試験は、西日本旅客鉄道(株)の協力を得て在来線において実施した。使用車両は、車両長 20m、台車中心間距離 13.8m の近郊型通勤電車相当の車両である。

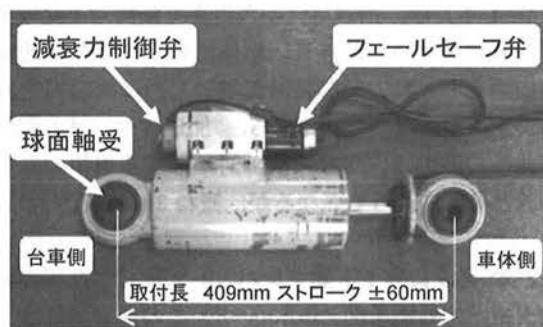
可変減衰上下動ダンパの現車への取付状況を図 4 に示す。この走行試験において、ダンパの減衰制御性能を最大限に利用するため、ダンパ取付時には空気ばね内部の固定

絞りを取り外し、2 次ばね系の減衰はほぼすべて可変減衰上下動ダンパで発生するようにした。以下、上下並進・ピッチング制御を行った場合を“ダンパ制御 A”(ないし“制御 A”)、これに加えて曲げ振動制御を行った場合を“ダンパ制御 B”(ないし“制御 B”)と記す

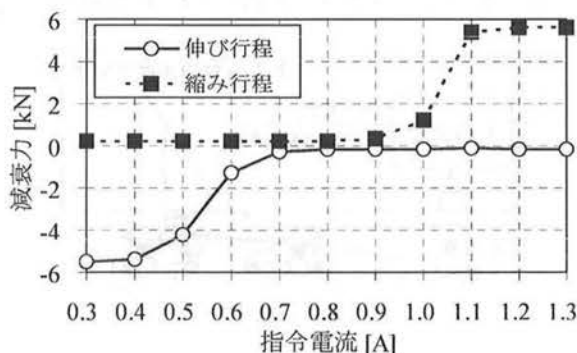
(3・2) 試験結果 試験を実施した線区において、とくに車体剛体モードの振動が顕著であった試験区間(区間 a、走行速度 62km/h)の台車直上の車体上下振動加速度パワースペクトル密度(PSD)を図 5(a)に示す。1.4Hz 付近に顕著なピークが見られる。これは、25m の定尺レールをこの速度で走行した場合のレール継目を通過する周波数と一致しており、レールの継目通過に起因する振動によるものと考えられる。

このような車両に対し制御 B を行くと、上下動ダンパなしの場合に比べて 2Hz 以下の振動が全体的に減少し、特に 1.4Hz の PSD ピーク値は 1/5 程度に減少した。その結果、 L_T 値(乗り心地レベル)は 3.8dB 程度低減された。一般に L_T 値で 3~5dB 程度の相違があると乗り心地の差が体感できるとされており⁷⁾、本システムにより乗客が明確に知覚できるレベルで振動を低減できたといえる。

次に、車体剛体モードの振動に加えて車体曲げ振動が顕著であった区間(区間 b、走行速度 83km/h)の車体中央の上下振動加速度 PSD を図 5(b)に示す。制御 A を行くと、1~2Hz の剛体モードの振動が低減されるが、車体中央における 9Hz 付近の曲げ振動に起因する PSD ピークの低減効果はあまり得られていない。これに対し、曲げ振動も制御す



(a) ダンパ外観



(b) ダンパ減衰力特性(電流－減衰力、ピストン速度 6cm/s)

図 2 可変減衰上下動ダンパ(空気ばね車両向け)

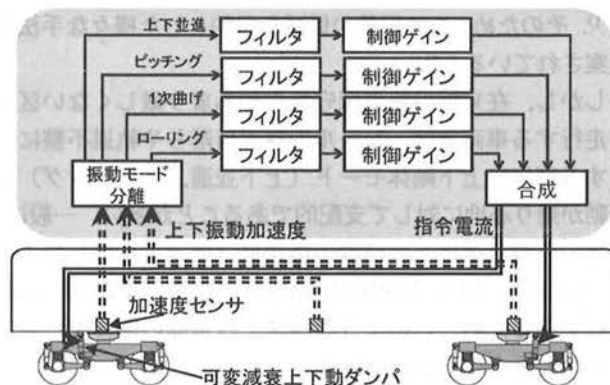


図 3 制御アルゴリズム

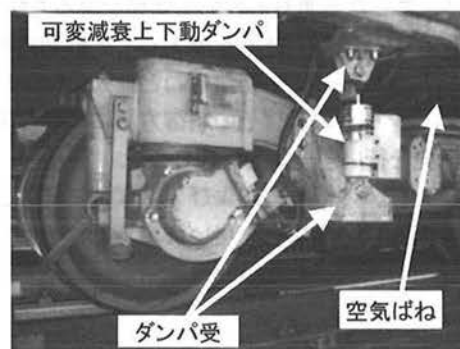


図 4 実車への取付状況(空気ばね車両)

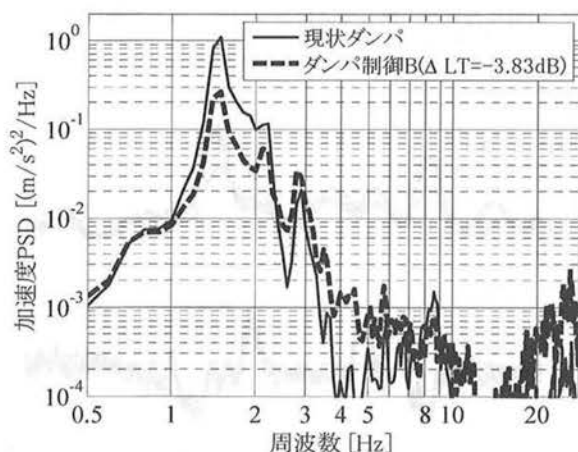
る制御 B を行うと、1~2Hz の剛体モードの振動の低減効果を損なうことなく、車体曲げ振動による PSD ピーク値を約 1/10 に低減することができた。その結果、車体中央での L_T 値低減効果は 1.8dB から 2.6dB に向上し、車体の剛体モードに加えて曲げ振動を制御することにより、さらに優れた乗り心地向上効果が得られることを確認した。

走行試験区間全体での乗り心地向上効果を確認するため、短時間 L_T (各地点における乗り心地評価のため、 L_T の評価時間を 1 分未満としたもの) を計算した結果を図 6 に示す。約 50km の試験区間内には様々な軌道条件が含まれ、走行速度も変化するが、走行区間全体にわたり短時間 L_T 値が 2.5~3dB 程度低減され、本システムが安定した乗り心地向上効果を発揮していることがわかる。

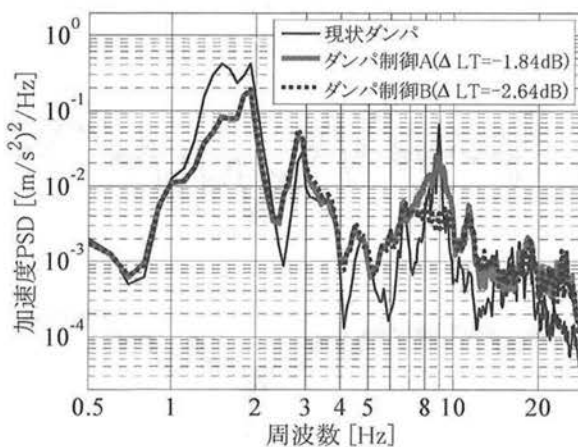
4. ボルスタコイルばね台車による走行試験

〈4・1〉試験条件 走行試験は、九州旅客鉄道(株)の協力を得て在来線において実施した。使用車両は、車両長 20.8m、台車中心間距離 14m の気動車である。

この車両の台車は、コイルバネを 2 次ばねとしたボルス



(a) 台車直上車体 (区間 a, 走行速度 62km/h)



(b) 車体中央 (区間 b, 走行速度 83km/h)

図 5 車体上下振動加速度 PSD
(ボルスタレス空気ばね車両による走行試験結果)

タ台車が使用され、そのコイルばねと並列にパッシブ油圧ダンパが取り付けられている。今回の走行試験では、このパッシブダンパを可変減衰上下動ダンパに交換し、制御を行った。可変減衰上下動ダンパは、基本的に 3 章のダンパと同じ構造であるが、減衰力制御弁とフェールセーフ弁の機能を、1 個の制御弁で実現できる改良型の減衰力制御弁を開発して使用した。そのダンパの実車への取付状況を図 7 に示す。なお、現状のパッシブ上下動ダンパの減衰係数が 3 章のダンパと比較して大きい (減衰係数 80kN/(m/s))、可変減衰上下動ダンパの減衰力もこれに対応して大きくした (図 8)。

また、この車両は 3 章で示した車両とは異なり、車体の剛体モードの振動と比較して曲げ振動が相対的に小さいことがわかったため、車体上下並進・ピッチング、ローリング制御を行い、曲げ振動制御は行わないこととした。

〈4・2〉試験結果 走行試験を実施した線区において、とくに車体剛体モードの振動が顕著であった試験区間 (走行速度 85km/h) における台車直上の車体上下振動加速度 PSD を図 9 に示す。3 章の場合と同様に、レールの継目走行に起

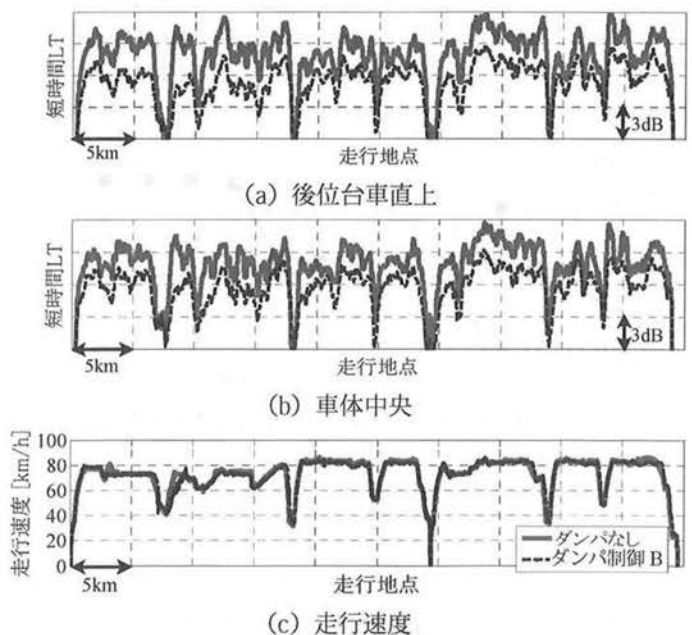


図 6 走行試験区間全線の短時間 L_T 値の比較
(ボルスタレス空気ばね車両による走行試験結果)

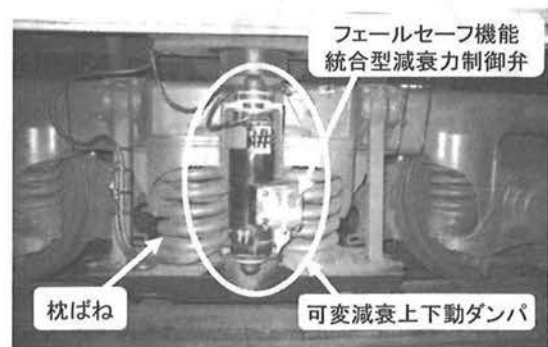


図 7 実車への取付状況 (コイルばね台車)

因する加速度 PSD ピークが 1.9Hz 付近に見られる。これに対し、車体上下並進・ピッチング・ローリング制御を行うと (図9点線), 1~2.2Hz 付近の振動が低減された。この結果, L_T 値を 3.3dB 低減する乗り心地向上効果が得られた。

ロール振動低減効果を確認するため, 車体ロール角加速度 $\ddot{\theta}$ のパワー $\ddot{\theta}^2$ を比較した結果を図10に示す。上下・ピッチング制御のみ行った場合には, 現状パッシブダンパ使用時と比較してロール角加速度パワーはほとんど減少していないが (図中黒点線), これに加えてロール制御を行うと (図中黒実線), ロール角加速度パワーが減少し, とくに角加速度パワーが大きい箇所での低減効果が大きかった。

走行試験区間全体での乗り心地向上効果を確認するため, 3章と同様に短時間 L_T を計算した結果を図11に示す。約16kmの試験区間内には様々な軌道条件が含まれ, 走行速度も変化するが, 走行区間全体にわたり短時間 L_T 値は低減された。特に速度 60km/h 以上の比較的短時間 L_T 値が大きい区間でその値が 2.5~3dB 程度低減され, 本システムにより効果的に乗り心地が向上されていることがわかる。

5. おわりに

2次ばねと並列に取り付ける上下動ダンパの制御を行うことにより, 車体の剛体モードに加えて曲げ振動の低減効果が得られることを, 空気ばね車両を用いた走行試験により実証した。また, コイルばね車両においても, 同様の剛

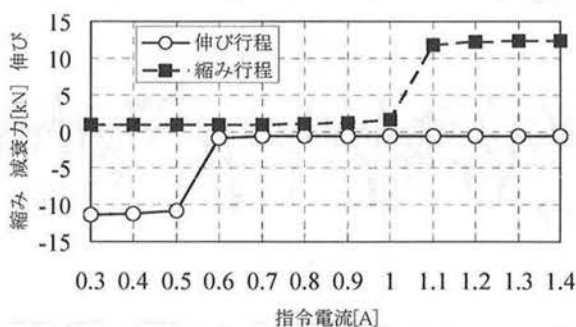


図8 可変減衰上下動ダンパの減衰力特性
(コイルばね車両向け)

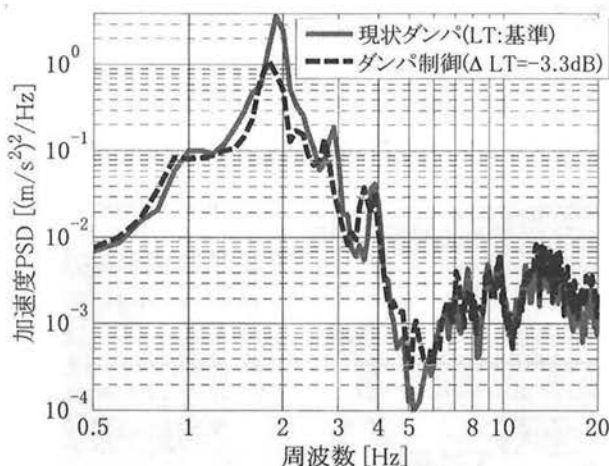


図9 台車直上 車体上下振動加速度 PSD
(ボルスタコイルばね車両による走行試験結果)

体モードの振動低減効果が得られることを走行試験により確認した。本システムは, 軌道整備状況を変更することなく特定の編成ないし号車の乗り心地を低コストで向上させたい場合に特に有効な手法であると考えられ, 現在, 本システムの早期実用化に向けた取り組みを行っている。

なお, 走行試験実施にあたり, 多大なご協力を頂いた西日本旅客鉄道(株), 九州旅客鉄道(株), および可変減衰上下動ダンパの開発にご尽力頂いた日立オートモティブシステムズ(株)の関係各位に感謝の意を表する。

文 献

- (1) 鈴木康文ほか: 車体の曲げ振動解析—車体曲げ剛性と振動乗り心地に関する一考察—, 鉄道総研報告, Vol. 3, No. 2, pp. 44-50(1989)
- (2) 富岡隆弘: 鉄道車両の車体曲げ振動の解析と低減技術, 車両技術, No.231, pp.96-106(2006)
- (3) 菅原能生ほか: 制振制御技術(その2), R&M, Vol.17, No.2, pp.53-56(2009)
- (4) 山之口学ほか: ロール振動改善の取り組み (在来線試験車 U@tech 試験台車による技術検証), 第14回鉄道技術連合シンポジウム CD-ROM 論文集, pp.135-136(2007)
- (5) 菅原能生ほか: 空気ばね並列油圧ダンパの減衰力制御による車体上下振動低減, 鉄道総研報告, Vol.24, No.6, pp.17-22(2010)
- (6) 木村隆: セミアクティブサスペンションシステムの開発, 自動車技術, Vol.58, No.4, pp.76-80(2004)
- (7) 山崎和秀ほか: 乗り心地評価法の研究, 鉄道労働科学, Vol.36, pp.57-73, (1982)

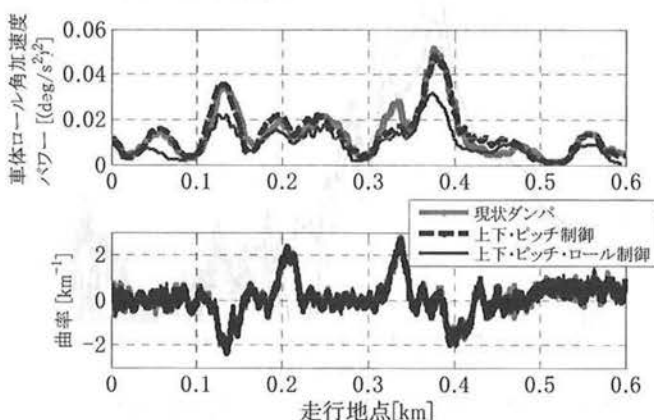


図10 車体ロール角加速度パワーの比較 (60km/h)
(ボルスタコイルばね車両による走行試験結果)

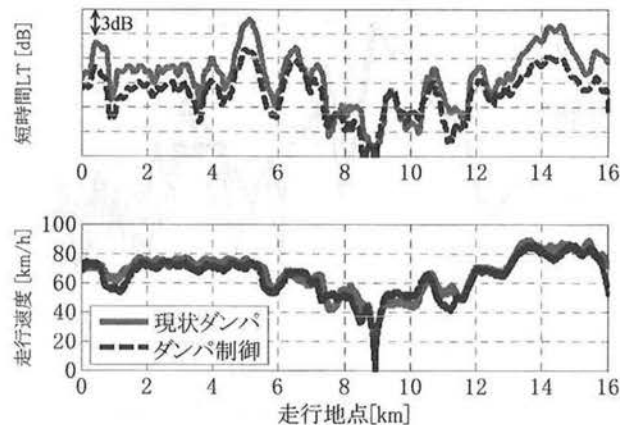


図11 走行試験区間全線の短時間 L_T 値の比較
(ボルスタコイルばね車両による走行試験結果)