

# 可変減衰上下動ダンパを用いた車体制振制御システムの開発

車両構造技術研究部 走り装置研究室

主任研究員 菅原 能生

## 1. はじめに

在来線の中でも、特に軌道の整備基準が低い路線では、レールの継ぎ目部の道床の支持力が低下し、周囲に比べてレール継ぎ目部がやや沈下したような状態になることがある。このような軌道を列車が走行すると、レール継ぎ目の通過周期で車両が上下に加振されるため、左右振動よりも上下振動が顕著に発生し乗り心地が悪化することがある。軌道の整備基準はその路線の輸送量や列車速度によって定められているため、このような路線に優等列車を走行させようとした場合、優等列車の乗り心地向上のためだけに軌道の整備基準を引き上げることは、軌道整備にかかるコスト等の観点から困難である場合が多い。したがって、車両側で上下振動を低減し乗り心地を向上する対策が新たに必要になる。

この対策として開発されたものの一つに、可変減衰上下動ダンパによる制振制御システム（上下セミアクティブサスペンション）がある。本稿では、コイルばね揺れまくら吊り台車向けのシステム、および空気ばねボルスタレス台車向けのシステムについて、その概要および走行試験結果について述べ、このシステムにより車両の上下振動が低減され、乗り心地向上効果が得られることを示す。

## 2. システム構成と制御則

本節では上下制振制御システムの構成について概要を紹介する。

### 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、指令電流の大きさで減衰力を制御可能な「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。

### 2.2 可変減衰上下動ダンパ

可変減衰上下動ダンパを図2(a)(b)に示す。このダンパは、減衰力制御弁に供給する指令電流の大きさにより減衰力を制御することができる。また、指令電流を供給しないときは、パッシブ上下動ダンパとして機能することで、システムのフェールセーフ性を確保している。

図2(a)は、コイルばね台車向けに開発したダンパである。「反転式」と呼ばれる制御弁を用いることにより伸び・縮み両方向の減衰力制御を1個の制御弁で行う

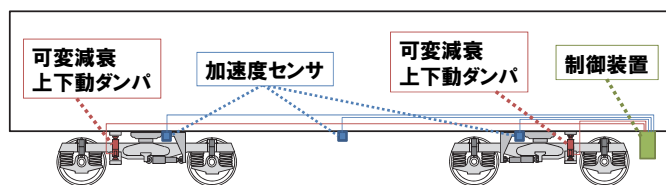
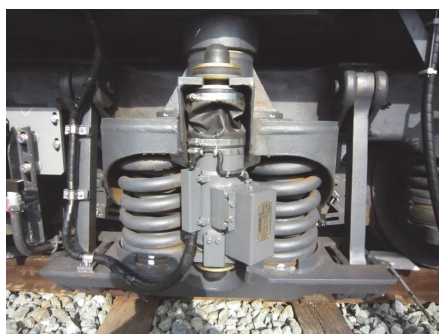
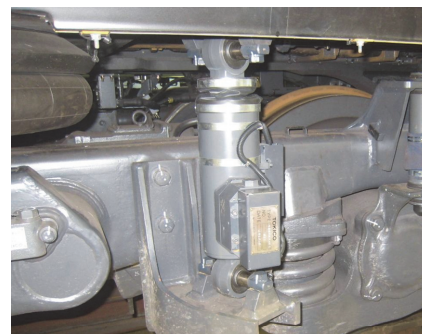


図1 制振制御システムの全体構成



(a) コイルばね台車向け



(b) 空気ばね台車向け

図2 可変減衰上下動ダンパ

ことができる<sup>1)</sup>。電源を供給しない場合は、伸び効きのパッシブダンパとなる。本ダンパの取付長は374mm、ダンパ外径120mm、最大減衰力は約18kN(ピストン速度0.4m/s)である。

図2(b)は、空気ばね台車向けに新たに開発したダンパである。柔らかい空気ばねと並列に取り付けて使用するため、ダンパの減衰力制御時に発生する「ごつごつ感」を極力抑制するよう、指令電流に対する減衰力の制御性を向上させた。これに伴い油圧回路を変更し、このダンパでは減衰力制御弁を2個(伸び/縮み行程それぞれ1個ずつ)使用している。車体および台車枠への取付は、絶縁機能を有するブッシュを使用した球面軸受を介して行う。ダンパの電源を供給していない場合は、伸び縮み両効きのパッシブダンパとなる。本ダンパの取付長は450mm、ダンパ外径112mm、最大減衰力は11.8kN(ピストン速度0.5m/s)である。

### 2.3 加速度センサの配置

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。コイルばね台車向けのシステムの場合は、車体の弾性振動が問題にならなかったため、図3(a)に示すように4個配置し、車体の上下並進、ピッチ、ロール振動を測定できるようにしている。一方、空気ばね台車向けに開発したシステムの場合は、これらに加えて車体の弾性振動を扱えるようにするため、図3(b)に示すように配置し1次曲げモードの振動も検出できるようにした。

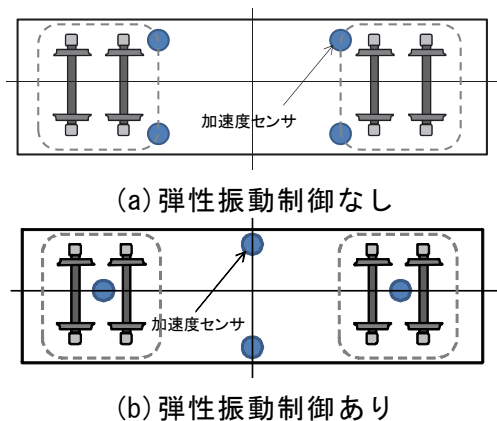


図3 加速度センサ配置例

### 2.4 制御装置と制御則

制御則には、これまでと同様にスカイフック制御を用いた。スカイフック制御とは、制振対象(車体)の上下振動速度を求め、これに比例ゲインをかけて符号を反転させたものをアクチュエータ(ないしダンパ)の力指令値として用いるものである。

ブロック図を図4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、ロール成分に展開し、それぞれ積分したうえで制御ゲインを乗じて成分ごとの減衰力目標値を計算する。この減衰力目標値を各上下動ダンパで分担させて制御を行う。なお、図3(a)のセンサ配置をとった場合、曲げ振動成分加速度は検出できないため、この成分の制御は行わない。また、スカイフック制御以外にも、例えばH<sub>∞</sub>制御のような現代制御論を用いることもできる<sup>2)</sup>。

車載用の制御装置は、車内置き用と床下置き用といずれも開発済みで、図5に床下置きタイプの例を示す。本図のものはDC100V電源で動作し、ダンパの制御機能、システムの異常検知機能の他に、車両用モニタ装置との通信機能も備えている。

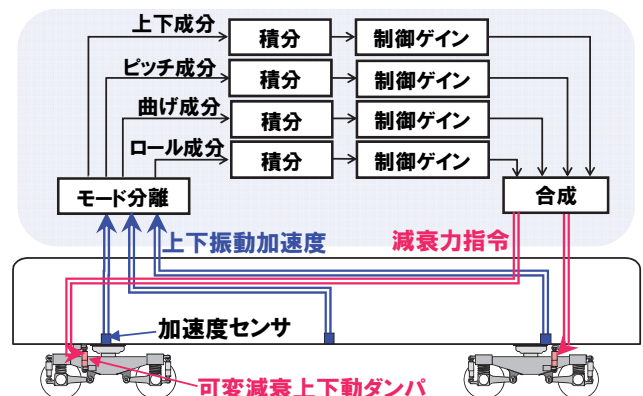


図4 制御則(スカイフック制御使用時)



図5 制御装置(床下設置用)

### 3. 走行試験による制振性能の検証

#### 3.1 コイルばね台車向けシステムの場合

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。試験車両は、車両長 20.8m、台車中心間距離 14.4m のコイルばね揺れまくら吊り台車をもつ気動車である。走行線区は地方交通線であり、走行試験区間を制御なし・ありの条件で同一速度で走行し制振制御性能を評価した。

試験線区において、特に車体剛体モードの振動が顕著であった区間（約 1 分間）を 75km/h で走行したときの進行後位側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 6 に示す。1.7Hz 付近にレールの継ぎ目通過に起因する剛体モードの振動による PSD のピークが見られる。上下動ダンパの制御を行うとこの振動が 1/5 程度に低減され、その結果乗り心地レベル( $L_T$  値)は 4.2dB 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いることから<sup>3)</sup>、本システムにより、体感でわかるレベルで振動を低減できたといえる。

走行試験区間全体にわたる乗り心地向上効果を確認するため、進行後位側台車直上の短時間  $L_T$  値および走行速度を図 7 に示す。制御を行うことにより、走行試験区間全体にわたって短時間  $L_T$  が 3dB 程度低減され、安定して乗り心地が向上していることがわかる。

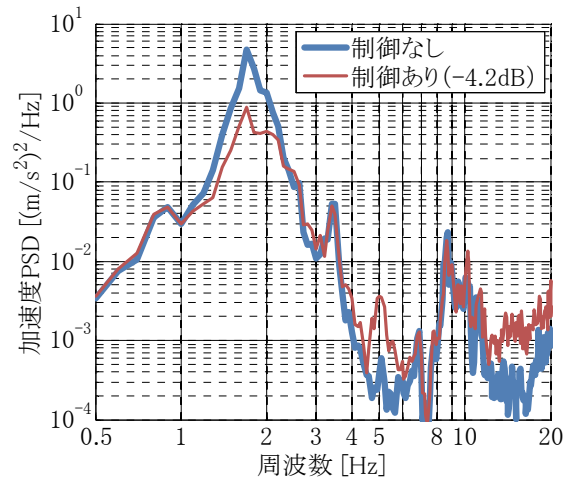


図 6 台車直上上下振動加速度 PSD (速度 75kmh, 地方交通線実走行時)

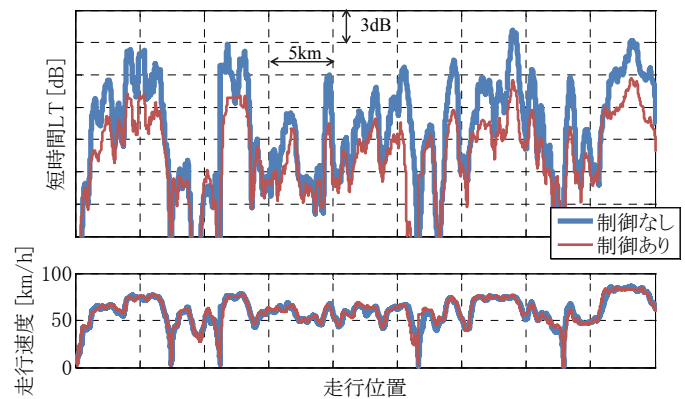
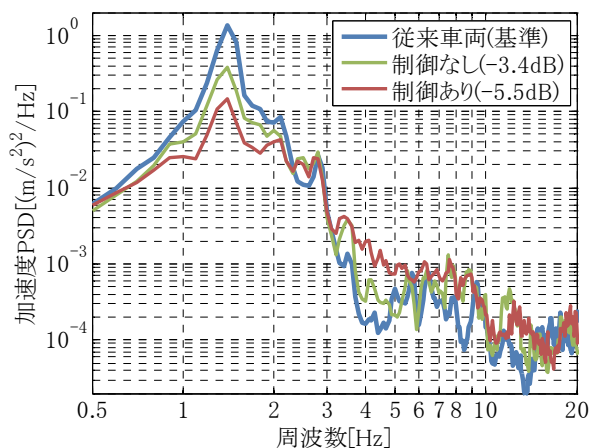


図 7 台車直上の短時間  $L_T$  値による乗り心地評価

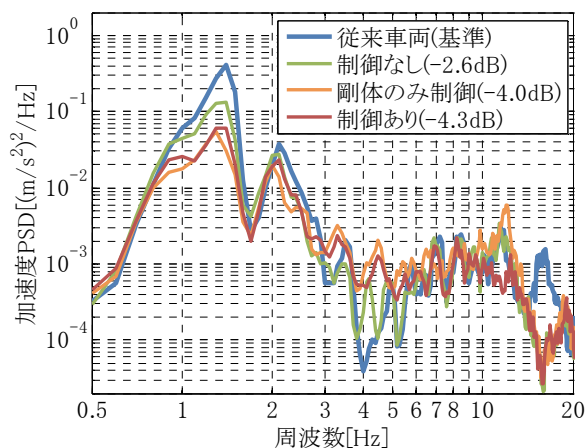
#### 3.2 空気ばね台車向けシステムの場合

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。試験車両は、車両長 20m、台車中心間距離 14.15m の空気ばねボルスタレス台車をもつ車両である。空気ばねと並列に取り付けた可変減衰上下動ダンパの減衰制御による制振効果を最大限に発揮させるため、通常空気ばねに取り付けられている絞りは取り外している。また、台車構造が非常に類似した従来車両について、同様な走行試験を行い今回の試験と比較した。走行線区は比較的軌道整備基準の低い線区であり、走行試験区間を制御なし・ありの条件で同一速度で走行し制振性能を評価した。

試験線区において、特に車体剛体モードの振動が顕著であった区間（約 90 秒間）を 60km/h で走行したときの進行後位側台車直上の車体および車体中央の上下振動加速度 PSD を図 8 に示す。台車直上、車体中央ともに、1.4Hz 付近にレール継ぎ目通過に起因する剛体モードの振動加速度 PSD ピークが見られる。試験車両の場合、「制御なし」であった場合でも従来車両よりこの 1.4Hz のピークが小さくなり、 $L_T$  値も 3dB 前後低減された。これは、従来車両に比べて試験車両の空気



(a) 上下振動加速度 PSD (後位台車直上)



(b) 上下振動加速度 PSD (車体中央)

図8 上下動ダンパ制御による振動低減効果 (走行速度 60km/h)

ばね剛性が低く、さらに上下動ダンパの押し付け時の減衰効果が、空気ばねの絞りで得られる減衰効果よりも高いためである。

台車直上では、制御を行うことにより PSD ピークが従来車両の 1/10 程度にまで低減され、 $L_T$  値も 5.5dB 低減され、良好な乗り心地向上効果が確認できた。一方、車体中央は、台車直上に比べて車体の弾性振動による影響が現れやすい。単純に剛体モードのみ制御を行うと (図 8 (b) 橙線)、11Hz 付近の弾性振動によるピークが大きくなる。一方、弾性振動も考慮した制御を行うことにより (図 8 (b) 赤)、1Hz 付近の剛体振動に加えて 11Hz 付近の弾性振動も低減され、従来車両に対する  $L_T$  値低減効果は 4.3dB に達した。

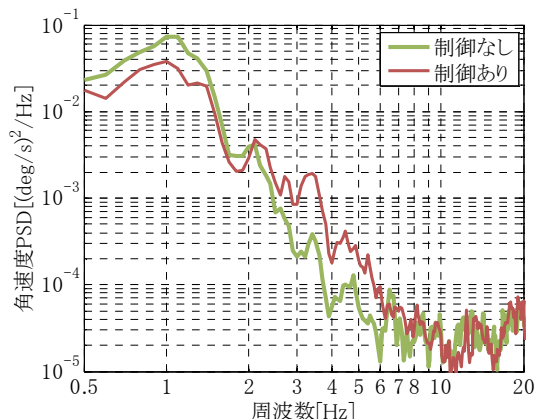


図9 ロール振動加速度 PSD の比較

図 9 に、車体のロール角速度 PSD の比較を示す。ダンパの制御を行うと 0.5~1.2Hz 付近のロール振動が制御なしに対して低減されていることがわかる。また、走行試験区間全体にわたる短時間  $L_T$  値の低減効果は、コイルばね台車の場合と同様に良好であった。

図 9 に、車体のロール角速度 PSD の比較を示す。ダンパの制御を行うと 0.5~1.2Hz 付近のロール振動が制御なしに対して低減されていることがわかる。また、走行試験区間全体にわたる短時間  $L_T$  値の低減効果は、コイルばね台車の場合と同様に良好であった。

#### 4. まとめ

まくらばねと並列に取り付ける上下動ダンパの制御により、車体の上下振動を抑制し、乗り心地向上効果が得られることを走行試験により実証した。本システムは、軌道に手を入れることなく特定の車両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。本システムは J R 九州のクルーズトレイン「ななつ星 in 九州」にも採用され、車内快適性向上に貢献している。

なお、走行試験実施にあたり、多大なご協力を頂いた九州旅客鉄道 (株)、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。

#### 参考文献

- 1) 木村：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.
- 2) 菅原ほか：軌道側からの強制加振を考慮した鉄道車両の 2 次ばね系の上下振動制御，日本機械学会 機械力学・計測制御部門講演会(D&D2011) CD-ROM 論文集，Paper No.117, 2012.
- 3) 山崎ほか：乗心地評価法の研究，鉄道労働科学，Vol.36, pp.57-73, 1982.