

1415 1次ばね系の減衰制御による車体上下弾性振動の低減 (車端にダンパを有する車両の場合)

Suppression of Bending Vibration of Railway Car Bodies by Primary Suspension Damping Control

正 [機] ○菅原 能生 (鉄道総合技術研究所) 正 [機] 小島 崇 (鉄道総合技術研究所)
正 [機] 瀧上 唯夫 (鉄道総合技術研究所) 正 [機] 富岡 隆弘 (鉄道総合技術研究所)
相田 健一郎 (鉄道総合技術研究所) 朝長 篤司 (J R 西日本)
八野 英美 (J R 西日本)

Yoshiki SUGAHARA, Railway Technical Research Institute. 2-8-38, Hikari-cho, Kokubunji-shi, Tokyo
Takeshi KOJIMA, Railway Technical Research Institute.
Tadao TAKIGAMI, Railway Technical Research Institute.
Takahiro TOMIOKA, Railway Technical Research Institute.
Kenichiro AIDA, Railway Technical Research Institute.
Atsushi TOMONAGA, West Japan Railway Company.
Hidemi YANO, West Japan Railway Company.

In order to suppress vertical vibration of railway car body, we are under development of the primary suspension damping control system. The system enables to reduce the vertical vibration acceleration in the first bending mode effectively. In this study, the authors applied the system to reduce the forced vibration of the car body generated by bogie vibration. This paper reports the results of running test on Sanyo-Shinkansen line using an existing Shinkansen vehicle equipped with this system. The control algorithm, which controls axle dampers, is based on sky-hook control theory in one case and LQG control theory in another case. The results of the running tests demonstrated that the vertical vibration of the car body decreased by almost half as compared with the case of using conventional passive axle damper.

Key Words : railway vehicle, vibration control, semi-active suspension, primary suspension, bending vibration

1. は じ め に

最近の日本の新幹線車両では、振動制御装置などによって左右方向の乗り心地が大幅に向上した結果、相対的に上下振動が大きく感じられる傾向がある。上下方向の乗り心地を向上するためには、人間が上下振動に敏感に感じる4~8 Hzに近接した周波数帯に固有振動数を有する車体の弾性振動、特に車体1次曲げ振動を低減する必要がある場合が多く⁽¹⁾、様々な車体1次曲げ振動の低減方法が提案されている⁽²⁾⁽³⁾。

ところで、ある新幹線電車で上下振動測定を行ったところ、軌道側からの強制加振が原因と考えられる車体の曲げ振動が比較的低い周波数帯(4~8Hz)で発生する場合があることがわかった。この振動を低減すれば、さらに乗り心地を向上させることができると考えられ、これまで、特に10Hz以下の周波数領域での車体の弾性振動は車体の固有振動によるものが主体であったため、この周波数帯での強制加振が原因となる弾性振動の対策が検討された例はあまりみられない。

筆者らはこれまでに、車両の1次ばね系の減衰制御による車体振動低減手法を提案してきた。これは、車両の1次ばね系の制御によって車体への主要な加振源である台車振動を抑制して車体の振動を低減するもので、走行試験により良好な振動低減効果を確認している。そこで、このシステムを用いて軌道側からの強制加振を緩和して、車体の振動を低減できるかどうか検討を行った。

本稿では、新幹線電車を用いて実施した加振試験結果と走行試験結果について示し、1次ばね系の減衰制御システムによって軌道側からの強制加振が原因と考えられる車体の曲げ振動が

軽減されることを示す。

2. 1次ばね系の減衰制御システムの概要⁽⁴⁾

2.1 システムの全体構成 本システムの構成を図1に示す。制御に用いる可変減衰軸ダンパは図に示すように1次ばねと並列に取り付け、1両あたり8本使用する。計測・制御系は、台車枠および車体に設置した加速度センサ、アンチエイリアスフィルタ、計算機(DSP)、および可変減衰軸ダンパの制御弁へ指令電流を供給する電流ドライバにより構成する。

2.2 可変減衰軸ダンパ 可変減衰軸ダンパを実車に搭載した状態を図2に示す。このダンパは、信頼性向上および低コスト化に対応したダンパで、既報⁽⁴⁾では1本の軸ダンパあたり制御弁1個と切り替え弁(フェールセーフ弁)1個を搭載していたのに対し、本稿で使用したダンパはこれらの機能を統合し、1個の制御弁によってフェールセーフ性を備えた減衰制御が可能となっている⁽⁵⁾。

図3にダンパのピストン速度-減衰力特性を示す。ダンパの

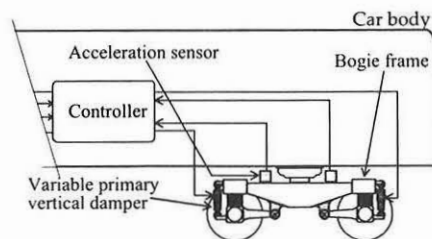


Fig. 1 Primary suspension damping control system

最大減衰力は約 6kN、最小減衰力は約 0.5kN であり、0.01m/s 以上の速度領域では約 5.5kN の減衰力可変幅を有している。また、図 3 に示すように、本開発品は減衰力制御弁の電源を Off とすることにより、現用パッシブ軸ダンパに近い減衰力特性となる。

開発したダンパは取付寸法、最大減衰力など主要な諸元を現用品と合わせて製作しているため、既存車両に対して、軸ダンパ交換とセンサ・制御装置搭載により、車両側の大幅な改造を行うことなく本システムを適用することができる。

3. 定置加振試験

車体の振動モードを把握するため、走行試験に先立ち試験対象車両に試験機材を積載した状態で定置加振試験を実施した。試験対象車両は車体長さ 24.5m の比較的新しい新幹線車両である。加振試験は、隣接車体を結合する油圧ダンパ類やヨーダンパを全て取り付け、空気ばねは車体高さが所定の位置にある状態で実施した。

車体の加振は、図 4 に示すように動電型加振器（最大出力約 1kN）を用い、空気ばね直近をロードセルを取り付けた加振棒を介して行った。加振波形は、5～30Hz の周波数成分を持つパ

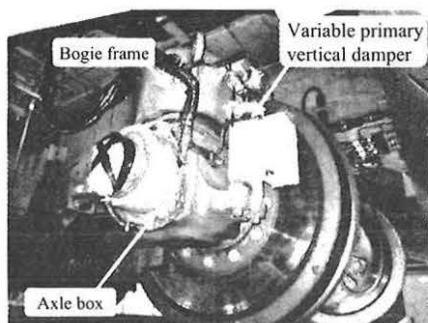


Fig. 2 Installation of variable primary vertical damper

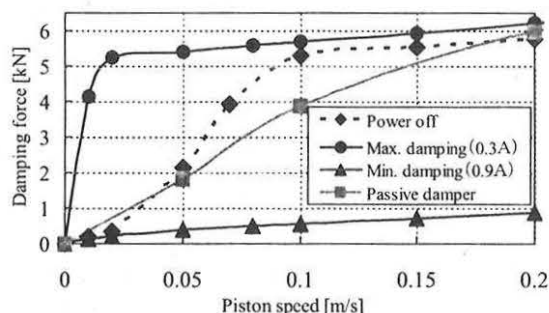


Fig. 3 Relationship between piston speed and damping force of passive/variable primary vertical damper

ンドランダム波を用いた。

車体の振動加速度の測定は、車体の床面 17 点（上下方向）、天井 14 点（上下方向）、側面 14 点（左右方向）にそれぞれ圧電式加速度センサを貼付して振動加速度の測定を行った。センサの貼付位置を図 5 に示す。

加振試験結果より線形予測モデルを用いて同定⁽⁶⁾した車体の振動モードのうち、5～15Hz の周波数領域においてモード減衰比 10% 以下で同定された固有振動モード（固有振動数、振動形状）を図 6 に示す。各図の図中の細線は変形前の車体形状、太線は振動しているときの車体の曲げ変形形状を表す。

図 6 に示すように、固有振動はそれぞれ 9.74Hz、12.22Hz、12.94Hz で観測され、このうちとくに 12.22Hz（図 6(b)）は、両端自由な単純梁の 1 次曲げモードに近い形状で変形するモードである。また、同定されたモードは、床の変形形状と比較して、屋根の変形形状が車体前後で非対称となる傾向が強かった。これは、試験対象車両がパンタグラフを搭載している車両のため、パンタグラフのカバーなど屋根上の構造の非対称性による影響が表れていることが推測される。

4. 走行試験

走行試験は、山陽新幹線において行った。車両条件は、加振試験時と同様にはほぼ空車状態であり、現状測定時には現用のパッシブ軸ダンパを、軸ダンパ制御時には可変減衰軸ダンパを取り付けて走行試験を実施した。走行試験区間は区間長さ約 50km で、曲線/直線、トンネル/橋梁/駅、バラスト軌道/スラブ軌道、など様々な軌道条件が含まれている。本節では、この試験区間のうち比較的車体の振動の大きい約 5km の区間を抽出してデータ解析を行った。なお、走行の際には、車輪の輪重および横圧を常時測定し走行安全性を監視しながら試験を実施した。

4.1 現状測定試験 現用パッシブ軸ダンパを用いて試験区間を 3 通りの速度で等速走行した場合の車体中央および後位台車直上の車体床面の上下振動加速度パワースペクトル密度 (PSD) を図 7 に示す。

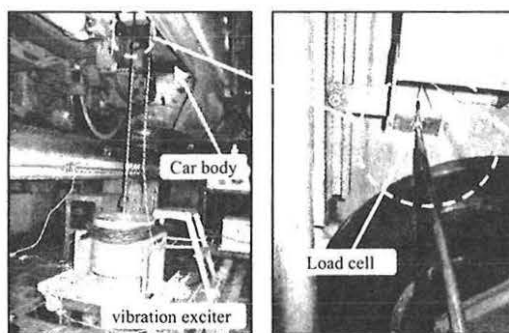


Fig. 4 Experimental setup of excitation test

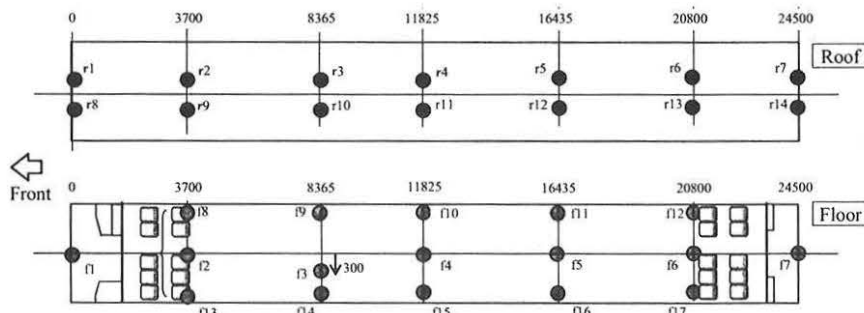


Fig. 5 Measurement points of acceleration in the excitation test

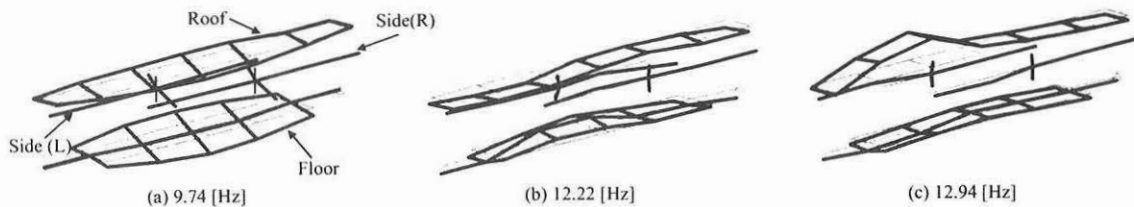


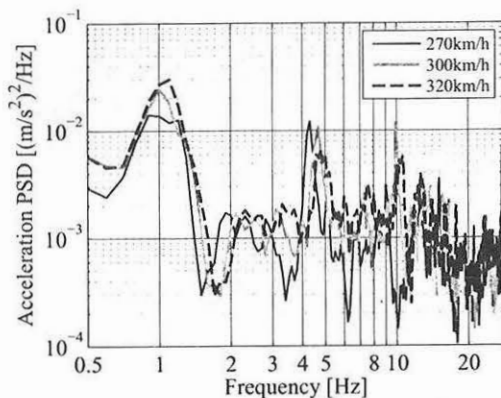
Fig. 6 Mode shapes of the Shinkansen vehicle car body in the excitation test

通常の新幹線車両では、1Hz 付近に車体の剛体モードの振動によるピークが、8~12Hz 付近に車体の1次曲げ振動によるピークが観測されるのが一般的である。しかし、この車両の場合、車体中央 (図 7(a)) では4~5Hz 付近に、台車直上 (図 7(b)) ではさらに6~7Hz 付近に振動のピークが観測され、そのピーク周波数が走行速度に依存して変化することがわかる。

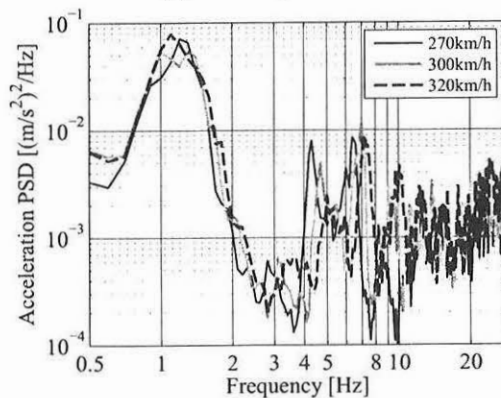
この振動の様子を知るため、実走行データから軸箱上下振動加速度に対する台車枠および車体床面の上下振動加速度の伝達関数を計算し、そのゲインと位相情報をもとに車体と台車の振動状況の推定を行った。300km/h 走行時の4.7Hz (車体中央の振動加速度のピーク周波数) および7.1Hz (台車直上の車体の振動加速度のピーク周波数) の推定結果を図8に示す。

4.7Hz は車体の両端が振動の節、車体中央が腹となり、前後の台車が同相で上下・ピッチング運動していることがわかる。一方、7.0Hz は車体の中央が振動の節、台車直上ないしその若干車端部側が腹となり、前後の台車が逆相で上下・ピッチング運動していることがわかる。

車体曲げ振動は、台車中心間距離 (l_{BC} m) による「軌道不平整の平均化」の影響を受け、同振幅の不平整であっても波長 (λ m) によって車体曲げ振動の生じやすさが異なることが知られている



(a) Car body center



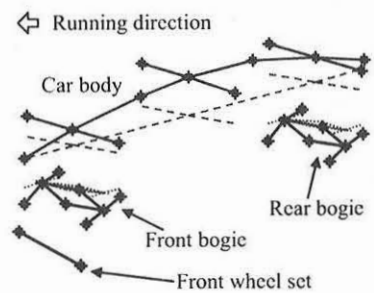
(b) above the rear bogie center

Fig. 7 Acceleration PSD of the car body

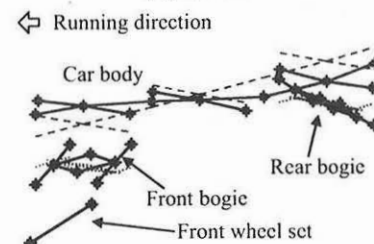
(7). この車両の場合、 $l_{BC} = 17.5$ m、車体長が24.5mであることを考慮して走行速度300km/hの場合の幾何学的な検討を行うと、4.7Hzの加振に対応する軌道不平整の波長は17.5mとなり、これは各号車の前後の台車枠が同相で上下し、隣接する車体とは逆相に近い位相で上下する条件になる (図9(a)). 同様に、7.1Hzでは、各号車の前後の台車枠が逆相で上下し、隣接する車体とは同相に近い位相でピッチングする条件になる (図9(b)). この結果と図8の結果はよく一致していること、および3章に示した定置加振試験では10Hz以下のこのような固有振動モードは観察されなかったことから、この振動は、台車の上下運動によって車体が強制的に変形させられた結果発生しているものと推測される。

4.2 制振制御試験

4.2.1 制御方針 制振制御試験では、特に乗り心地に影響が大きいと考えられる4~8Hz 付近の振動低減を目標に制御を行うこととした。とくに、300km/h 走行の場合は4.7Hzの弾



(a) 4.7 Hz



(b) 7.1 Hz

Fig. 8 Mode shapes of the Shinkansen vehicle car body in the running test

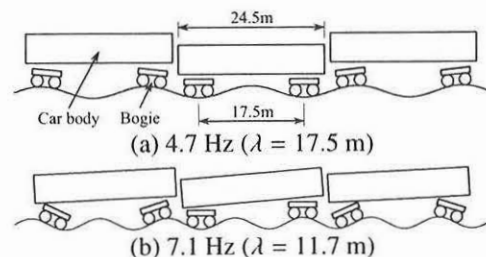


Fig. 9 Phase relationship of the bogies and car bodies motion at 300km/h running

性振動の低減を主体とした制御を行う。

これまで、1次ばね系の減衰制御システムは、車体の固有振動である1次曲げ振動を抑制するように軸ダンパの制御を行っていた。今回の車両では、車体の固有振動ではなく台車からの強制加振によるものであると考えられるが、以下のようにこれまでの制御則の一部を変更のうえ適用することとした。

スカイフック制御 車体の振動モードを考慮せずに台車振動を抑制し、車体への加振入力を小さくすることによって車体の振動を低減する制御則である⁽⁴⁾。

強制加振状態を考慮したLQG制御 車両のモデルに基づいた制御を行う制御則である。今回の車両では両端が節となる4.7Hzの振動を低減することを目指すため、300km/h走行時に限定したモデルを作成し、それに基づいて制御を行うこととした。そこで、図10に示すように車体の両端が節となる固有モードがあるものと仮定し、このモードの振動を低減しようコントローラを設計することとした。なお、既報⁽⁴⁾のLQG制御則に使用していたモデルの車体の曲げモードは、両端自由の車体1次曲げモードである。

4.2.2 制御試験結果 300km/h走行時の台車および車体の上下振動加速度PSDを図11に示す。スカイフック制御を適用した場合は、3~12Hz付近の台車枠の上下振動が全体的に低減され、この周波数帯の車体の振動も同様に全体的に低減されていることがわかる。

一方、4.7Hzの車両の両端が節となる振動モードをLQG制御則によって集中的に低減した場合、台車枠の上下振動は4~5Hz付近で最も低減され、その結果、車体の4.7Hzの振動のピーク値もスカイフック制御以上に低減された（パッシブダンパ使用時比で1/2に低減）。ただし、4.7Hzの振動のみを集中的に制御しているため、これ以外の周波数領域では振動低減効果が小さく、乗り心地評価指標（ L_T 値）⁽⁸⁾の低減効果はスカイフック制御を行った場合が最も大きかった。

5. おわりに

1次ばね系の減衰制御システムを適用するにあたり、ある新幹線電車の車体の振動測定を行ったところ、台車からの強制加振が原因と考えられる車体の弾性振動が観測された。これを低減するために、台車枠のスカイフック制御、およびLQG制御則を適用して1次ばね系の減衰制御を行った。

その結果、台車からの強制加振が原因と推定される4.7Hzの車体の曲げ振動に対し、LQG制御を用いることにより振動加速度PSDのピーク値を現用パッシブダンパ使用時の半分に低減することができた。

今回適用したLQGコントローラは4.7Hzの振動を低減することのみに着目したチューニングを行っていたが、幅広い周波数帯域で振動低減効果のあるスカイフック制御則のような特性を併せ持ったコントローラチューニングを行うことができれば、さらに性能向上が可能であると考えられる。

最後に、可変減衰軸ダンパ開発に際し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。

参考文献

- (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、3-2(1989)、pp.44-50。
- (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、231(2006)、pp.96-106。

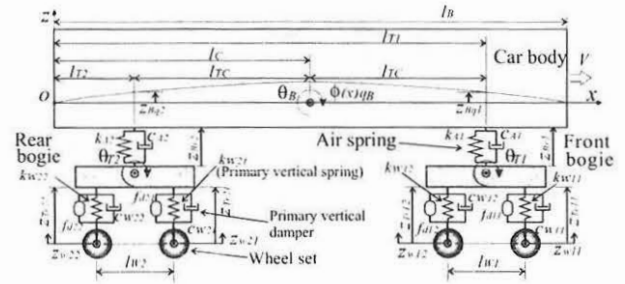
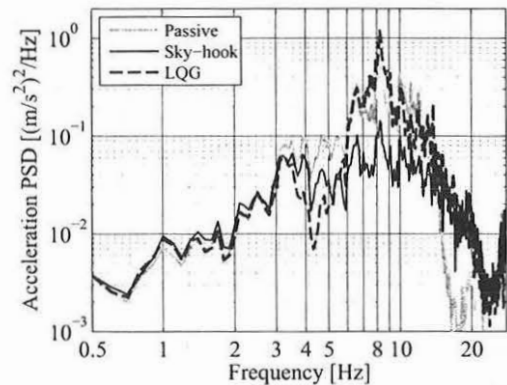
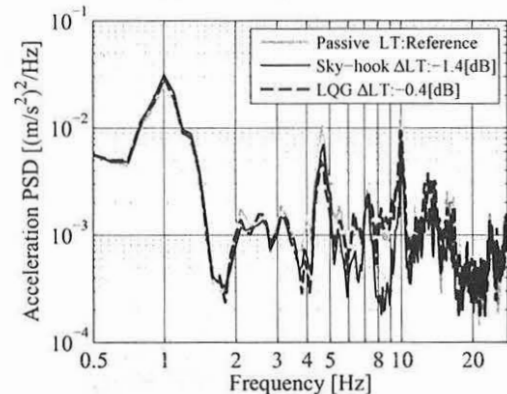


Fig. 10 7-DOF vehicle model for damping force control



(a) Rear Bogie frame



(b) Car body center

Fig. 11 Acceleration PSD at running test w/o control

- (3) 菅原能生ほか、制振制御技術（その2）、R & m、17-2(2009)、pp.53-56。
- (4) 菅原能生ほか、鉄道車両の1次ばね系の減衰制御による上下振動低減（新幹線電車による走行試験結果）、機論、74-741、C(2008)、pp.1222-1230。
- (5) 菅原能生ほか、鉄道車両の1次ばね系の減衰制御による上下振動低減（フェールセーフ機能統合型減衰力制御弁による走行試験結果）、春季フルードパワーシステム講演会講演論文集（2009）、pp.59-61。
- (6) 富岡隆弘ほか、鉄道車両の振動モード解析への線形予測モデルの適用、機論、75-753、C(2009)、pp.1295-1303。
- (7) 谷藤克也ほか、高速で走行するボギー車の車体上下曲げ振動（台車間隔による軌道不整量平均化の影響）、機論、56-529、C(1990)、pp.2327-2334。
- (8) 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）機論、52-481、C(1986)、pp.2405-2408。