

車体の振動を台車から絶つ

菅原 能生

車両構造技術研究部(車両振動 主任研究員)



すがはら よしき

はじめに

交通機関を利用する際、多くの人は快適な車内(機内)で移動したいと考えていると思います。列車の快適性は、振動、騒音、温度、車窓の眺望、座席の座り心地などの様々な要因が影響すると考えられています。鉄道工学の分野では、主に振動に起因して生じる快-不快の評価を“振動乗り心地”と呼んでいます。この“振動乗り心地”は列車の快適性にとくに大きな影響を与える因子の一つであることが、乗客に対するアンケート調査結果から明らかにされています¹⁾。そのため、車両の振動低減に向けた様々な取り組みが行われてきました。

本稿では、上下方向の振動乗り心地を向上するために開発を進めている“軸ダンパの減衰制御システム”の紹介をします。なお、これ以降、本稿で単に“乗り心地”と示した場合は、“振動乗り心地”のことを指すものとします。

上下方向の振動と乗り心地

一般に、鉄道車両の乗り心地は、上下方向よりも左右方向が課題になることが多かったため、左右の振動低減技術の研究開発が優先的に行われてきました。そして、とくに高速走行と乗り心地を高いレベルで両立する必要がある新幹線列車では、セミアクティブサスペンションもしくはアクティブサスペンションと呼ばれる振動制御装置が標準的に搭載されるようになりました²⁾。これらは、車体と台車との間に発生力を制御できる機構(発生力の制御が可能なダンパないしアクチュエータ)を装着し、車体の振動を計測しながらその振動に応じて最適な力を車体に加えて振動を低減させるものです。この装置によって、列車の走行速度と乗り心地の両方の向上が可能になりました。

最近の新幹線車両では、振動制御装置などによって左右方向の振動が低減されて乗り心地が向上した結果、相対的に上下振動が大きく感じられる傾向がみられ、列車のさらなる乗り心地向上を行うために効果的な上下方向の振動低

減手法が求められています。

では、上下方向の乗り心地を向上するためにはどのような振動を低減する必要があるのでしょうか。実は、振動に対する人間の感じやすさには周波数依存性があることが知られています。周波数とは振動の小刻みさの程度を表す概念で、1秒間に1回(1周期)の割合で揺れる振動を1Hzといえます。

鉄道車両の乗り心地評価によく用いられる指標に「乗り心地レベル(L_T)」と呼ばれるものがあります。これは車体の振動加速度の実効値に対して、人間の感じやすさを表す評価重みをかけて基準値で割ったものをdBを単位として表したもので、 L_T 値が小さいほど乗り心地がよいことを示します。 L_T 値算出の際に用いられる評価重み(乗り心地フィルタと呼ばれる)の特性を図1に示します。この線図は、同じ大きさ(振幅)をもち周波数が異なる振動加速度が乗り心地に及ぼす影響の強さを示しており、値が大きいほど乗り心地に大きな影響を与えることを示します。図1より、4Hzから8Hzの振動に対する重みが最も大きく、人間が振動を敏感に感じる事がわかります。したがって、上下方向の乗り心地向上のためには、この周波数帯の車体の振動を低減することが必要です。

次に、実際に走行中の新幹線車両の上下振動の例を示し

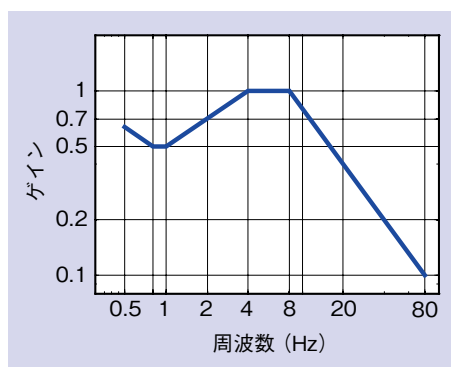


図1 乗り心地フィルタの特性(上下方向)

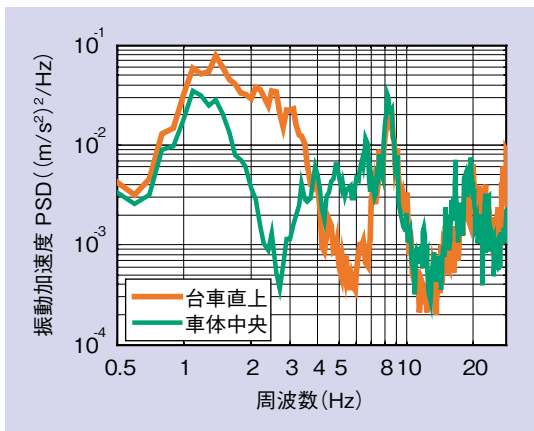


図2 走行中の新幹線電車の上下振動の例車体床面の上下振動加速度パワースペクトル密度

ます。図2は、車体床面の上下振動加速度の周波数成分(パワースペクトル密度)を示したもので、値が大きいほどその周波数の振動が大きいことを表します。車体中央では、最も大きなピーク値は8Hz付近にみられ、次に大きいピーク値は1Hz付近であることがわかります。

このうち、1Hz付近の振動成分は車体全体が上下方向に動くことによるものです。この振動は、車体の変形が伴わないことから、“剛体モードの振動”ともいいます。この振動の例として、図3(a),(b)に示すように上下並進、ピッチングの成分があります。

いっぽう、8Hz付近の振動成分は、主に車体の変形することによって発生する振動です。変形の仕方は図3(c)に示すように、車体の中心の変形量が大きく、空気ばねの若干内側は変形しない前後対称の形状で、“車体1次曲げ振動”と呼ばれています。この振動は、実際に車両に乗車したときに、上下に小刻みに“ブルブル”と感じられます。

この車体1次曲げ振動は図1に示した乗り心地フィルタの評価重みの大きい周波数(4~8Hz)と近接していることが多く、上下の振動乗り心地向上のためには、この振動の低減が必要になる場合がほとんどです。

今までに提案された振動低減手法の例

今までに提案されていた車体1次曲げ振動の低減手法を大きく分類すると、“曲げ振動を起こしにくい車体とするもの”と、“車体に制振に必要な力を直接加えて振動を抑制するもの”の2通りがあります。例えば前者の例として、車体に制振材を貼付して、車体の曲げ振動エネルギーを熱として散逸させる方法があります(図4(a))。この方法は、JR東日本の一部の新幹線車両に採用されています。また後者の例として、車両の2次ばね系(一般的には空気ばね)と並列にアクチュエータを取り付けて振動制御を行う方法(アクティブサスペンション)があげられます(図4(b))。

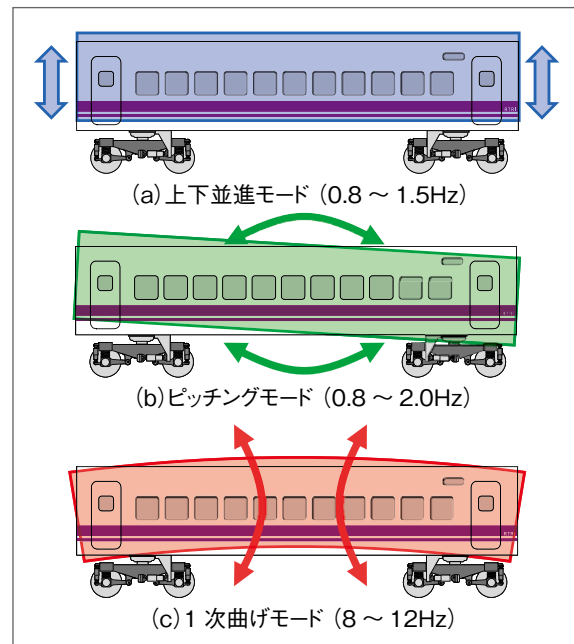


図3 上下系の代表的な車体の振動形状(括弧内は新幹線車両の場合の固有振動数の例)

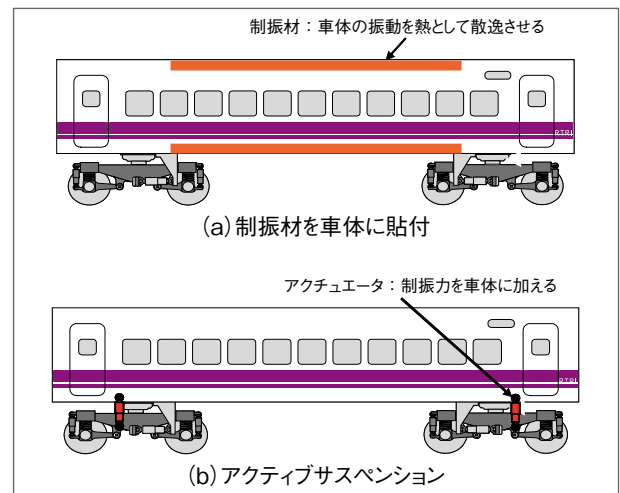


図4 今までに提案されてきた振動低減手法の例

この方法は原理的には高い振動低減効果が得られるのですが、実用化されるには至っていません。この原因として、アクチュエータの応答性能が十分ではなかったため車体曲げ振動の低減効果が想定よりも小さい、などの理由が挙げられます。

これらの方法以外にも様々な方法によって車体の曲げ振動の低減が試みられていますが、とくに新幹線車両の走行試験で大幅な乗り心地向上効果(L_T 値で3dB以上低減)が示された例はほとんど見られません。

軸ダンパの減衰制御システム

コンセプト—車体の振動を台車から絶つ—

そこで、本研究では発想を転換して、車体には一切触れることなく“車体の曲げ振動を引き起こすような振動が車

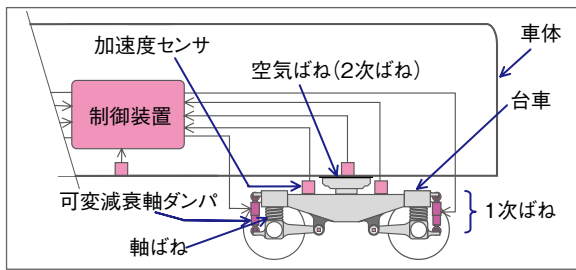


図5 軸ダンパの減衰制御システム

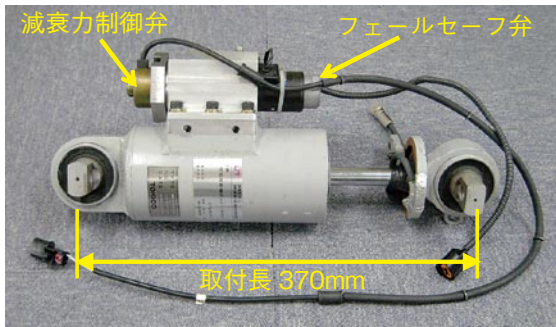


図6 走行試験に使用した可変減衰軸ダンパ

体に加わらないようにする”ことを目指しました。一般の鉄道車両の上下支持系は、輪軸を支える軸箱、1次ばね(軸ばね・軸ダンパ)、台車枠、2次ばね(空気ばね)、そして車体で構成されています(図5)。提案する方法は、1次ばね系の減衰要素である軸ダンパの減衰力を制御して、車体への主要な加振源となっている台車振動を抑制することによって車体の振動を低減するという方法です。いわば、“車体の振動を台車から絶つ”ことに相当します。

システム構成

システム構成を図5に示します。可変減衰軸ダンパ、制御装置、そして台車枠に取り付ける加速度センサにより構成されます。また、とくに車体の振動形状(振動モード)を考慮して制御を行いたい場合には、車体にも加速度センサを取り付けます。このシステムは、加速度センサにより得られた情報をもとに、車体1次曲げ振動低減に適した減衰力指令値を制御装置で計算し、可変減衰軸ダンパに電流値で指令します。可変減衰軸ダンパは、指令された電流値に従って減衰力を発生させます。

走行試験用に試作した可変減衰軸ダンパを図6に示します。減衰力の制御は、図中に示した減衰力制御弁により行います。このダンパの伸縮速度(ピストン速度)に対する減衰力特性を図7に示します。現用品の軸ダンパの減衰力特性は図7の灰色の線で示したように1通りに固定されています。それに対し、今回開発した可変減衰軸ダンパは、図中の青線(減衰最小)と赤線(減衰最大)との間の領域の任意の力を発生させることができます。また、フェールセーフ弁(図6)を取り付けることによって、ダンパの制御電源

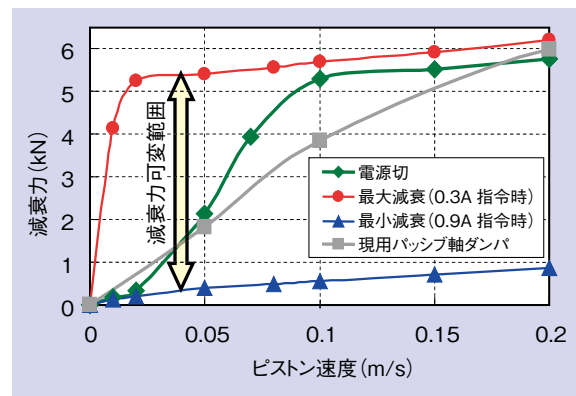


図7 可変減衰軸ダンパの減衰力特性

が供給されていない場合は現用パッシブ軸ダンパに比較的近い特性となるように設計されており、フェールセーフ性を確保しています(図7特性図中に電源切と表示)。

このダンパは優れた応答性をもつよう工夫されており、10Hz程度までの減衰力制御が可能なおえ、ダンパの微振幅時における減衰力の低下も小さく抑えられています。なお、可変減衰軸ダンパの取り付け寸法および最大減衰力は現在使用されているパッシブ軸ダンパと同等としているため、ダンパの取り付け部に要求される強度などを含め現用の軸ダンパとの互換性を有しています。そのため、新製車両だけではなく既存車両に対しても、軸ダンパ交換と制御装置および加速度センサの搭載によって、このシステムを実装することができます。

新幹線電車による走行試験結果

本システムを新幹線電車に適用し、JR西日本の山陽新幹線で走行試験を実施しました³⁾。可変減衰軸ダンパを実際の新幹線車両に取り付けた状態を図8に示します。なお、営業線上の走行試験で車両の1次ばね系を制御した事例は今回の走行試験が国内外でも初となるため、とくに安全性には配慮して車輪とレールの接触力(輪重)などの計測を行い、安全性を確認しながら徐々に走行速度を上げて走行試験を実施しました。

図9に300km/hで等速走行したときの台車中央、および車体中央の上下振動加速度パワースペクトル密度(PSD)を示します。まず台車の振動に着目すると、現用軸ダンパ(制御なし)使用時に比べて、軸ダンパの制御を行うと5~12Hz付近の台車振動が低減されていることがわかります(図9(a))。その結果、これと同じ周波数領域で車体中央床面の上下振動加速度PSDも低減されることがわかります(図9(b))。車体の1次曲げ振動によるPSDピークは8.2Hz付近に見受けられますが、軸ダンパの減衰制御を行うことによって、この振動を現用軸ダンパ使用時の1/5に低減することができました。また、他の周波数帯での振動増加は

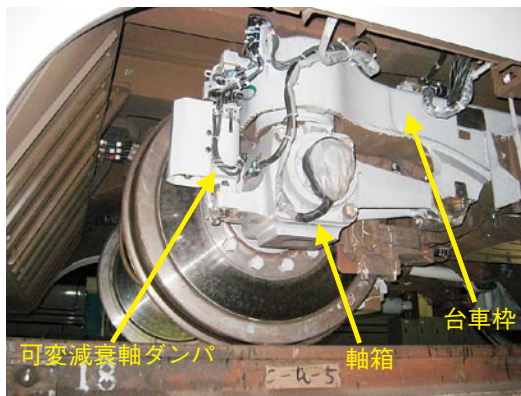


図8 新幹線電車への軸ダンパの取り付け状況

みられず、良好な振動低減効果が得られました。この結果、乗り心地評価指標である L_T 値は3.2dB減少しました。一般に L_T 値は3~5dB異なると乗り心地の差が体感できるとされており、ダンパの制御により体感レベルで乗り心地を向上する効果を得られたことがわかります。

また、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、300km/h等速走行区間全体にわたって短時間 L_T 値を計算した結果を図10に示します。一般に L_T 値は 3 ± 2 分で評価を行います。これより短い時間で L_T 値の評価を行ったものを短時間 L_T 値と呼びます。図10より、地点によらず L_T 値が低減され、乗り心地を向上できたことがわかります。

おわりに

新幹線車両の営業線における1次ばね系の減衰制御システム（軸ダンパの減衰制御システム）の走行試験は今回が初の試みでしたが、優れた振動低減・乗り心地向上効果を実証することができました。さらに、JR東日本の東北新幹線においても本システムの走行試験を実施し、優れた振動低減効果を確認しました。また、これらの走行試験の際、走行安全上とくに問題となる事象は見受けられませんでした。このシステムは比較的単純な構成で車体1次曲げ振動の低減が可能であり、既存車両に対してもダンパ交換とセンサ・制御装置搭載によって車両側の大きな改造をすることなく実装できるため、実用性が高いと考えています。今後3年程度で、可変減衰軸ダンパの耐久性の実証試験などを実施し、早期の実用化を目指す予定です。

なお、本稿は主に新幹線車両に関するものでしたが、在来線車両の上下振動低減に関しても、様々な取り組みがなされています⁴⁾。

最後に、試験にご協力いただいた西日本旅客鉄道(株)、東日本旅客鉄道(株)、可変減衰軸ダンパの開発にご尽力いただいた(株)日立製作所オートモティブシステムグループの関係各位に感謝の意を表します。[RRR]

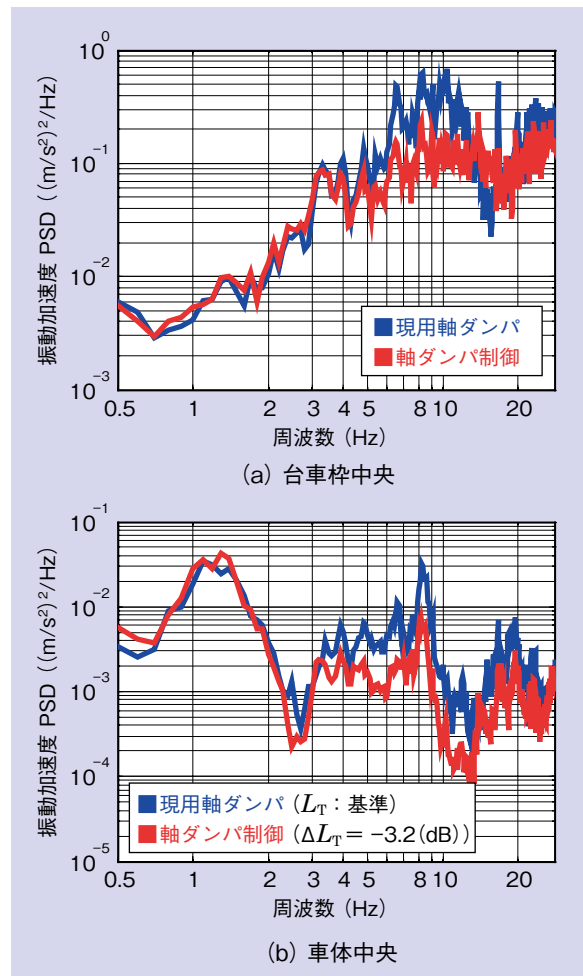


図9 上下振動加速度パワースペクトル密度の比較 (山陽新幹線 走行試験結果)

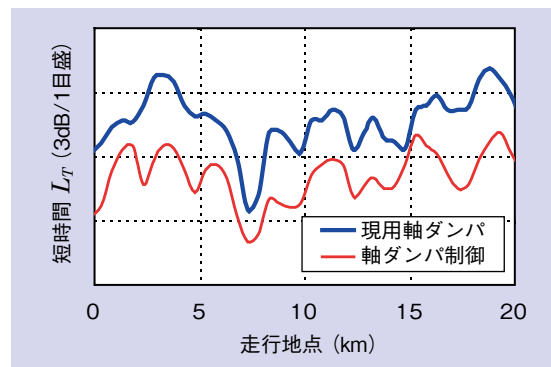


図10 短時間乗り心地レベル(L_T)値の比較 (300km/h走行時)

文献

- 1) 鈴木浩明ほか：列車の車内快適性に影響する要因の特定, RRR, Vol.54, No.11, 1997年
- 2) 佐々木君章ほか：振動制御による乗り心地向上, RRR, Vol.62, No.12, 2005年
- 3) 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 (新幹線電車による高速走行試験結果), 日本機械学会論文集(C編), Vol.74, No.741, 2008年
- 4) 富岡隆弘ほか：高速車両の車体曲げ振動とその制振法, RRR, Vol.62, No.5, 2005年