

# 床下機器弾性支持質量の違いによる 車体弾性振動低減効果の検証

相田 健一郎\* 瀧上 唯夫\* 秋山 裕喜\*

Verification of the Influence of Elastically Supported Mass of Underfloor Equipment  
on the Reduction of Elastic Vibration of Carbody

Ken-ichiro AIDA Tadao TAKIGAMI Yuki AKIYAMA

We have developed the high-damping elastic support of underfloor equipment as one method for reducing the elastic vibration of carbody. In this report, first, we conduct a running test on a commercial line to verify the effectiveness of the high-damping elastic support of mass. Secondly, we conduct an excitation test in the rolling stock testing plant to verify the effect of the elastically supported mass on the reduction of the elastic vibration of carbody. As a result of the excitation test, we confirm that the larger the elastically supported mass is, the larger the effect of improving the riding comfort is.

キーワード：車体弾性振動，乗り心地，床下機器，動吸振器，振動低減

## 1. はじめに

上下方向の振動乗り心地向上を目的とした車体弾性振動低減手法の一つとして、著者らは「床下機器の高減衰弾性支持」（以下、提案手法）を提案してきた<sup>1)2)3)</sup>。提案手法は、床下機器を一種の動吸振器として活用するものであり、乗客が車体弾性振動に対して減衰付与効果を有し、それによって複数の車体弾性振動モード（以下、複数モード）に対応するピーク値が低減するという知見に基づく方策である<sup>4)</sup>。乗客と同様の制振効果を床下機器で模擬することによって、車体弾性振動低減による乗り心地向上を目指している。

床下機器を利用した車体弾性振動低減手法については、近年、国外を中心に多数の研究事例<sup>5)6)7)</sup>が報告されているが、著者らが提案する手法では、床下機器を車体よりも高い減衰特性を有する部材で弾性支持し、制振対象とする車体弾性振動の固有振動数よりも若干低い固有振動数となるようにはね定数を設定することを特徴としている。これまでに、鉄道総研所有の試験車両の床下機器に提案手法を適用し、車両試験台における加振試験で、複数モードの同時制振による車体弾性振動低減効果などを確認してきた<sup>1)2)</sup>。

本論文は提案手法の車体弾性振動低減および乗り心地向上効果の検証結果を報告するものであり、最初に、高減衰部材で質量を弾性支持することの有効性検証を目的に実施した営業線での走行試験による車体上下振動測定結果を示す。次に、既報<sup>2)</sup>にて未検証であった床下機器

の質量の違いが車体弾性振動低減効果に及ぼす影響を検証するため、鉄道総研所有の試験車両に提案手法を適用し、車両試験台による加振試験を行った結果を示す<sup>3)</sup>。なお、弾性支持する床下機器の質量については、既報<sup>2)</sup>では新幹線の主変圧器を想定した3400kg程度の比較的大きな質量を対象としていたが、本論文では、より小さい質量における車体弾性振動低減効果を検証するため、数100kgから1000kg程度を対象とした。

## 2. 質量高減衰弾性支持の有効性の検証

提案手法の基本原理である「質量の高減衰部材による弾性支持」の有効性を検証するため、本章では、床下機器ではなく、車両の床面上に鉄板を付加質量として設けて弾性支持する条件を対象とし、営業線における走行試験で車体弾性振動に対する低減効果を検証した。なお、走行試験の供試車両は、振り機構を有する特急車両とした。

走行試験で用いた鉄板とその支持部材から構成される弾性支持装置を図1に示す。支持部材は既報<sup>2)</sup>にて示したブチルゴム製の防振ゴムを使用し、4個の防振ゴムによって鉄板を弾性支持した。

### 2.1 弾性支持装置の固有振動数の設定

供試車両の走行時の車体弾性振動（上下振動）を事前調査したところ、周波数8~10Hz付近の加速度パワーが大きいことがわかった。そこで、制振対象周波数を9Hz程度とし、弾性支持装置の固有振動数を設定することにした。なお、これまでの検討<sup>3)</sup>により、弾性支持装置の固有振動数は制振対象周波数よりも若干低くなるよ

\* 車両構造技術研究部 車両振動研究室

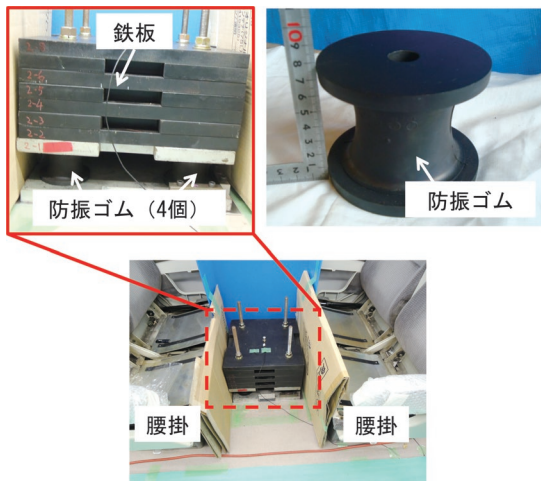


図1 弾性支持装置（走行試験時の設置状況）

表1 弾性支持装置の特性値

防振ゴムの動ばね定数（1個あたり）	$1.7 \times 10^5$ N/m
防振ゴムの損失係数	0.29
弾性支持質量（鉄板の総質量）	240 kg
固有振動数（理論値）	8.5 Hz

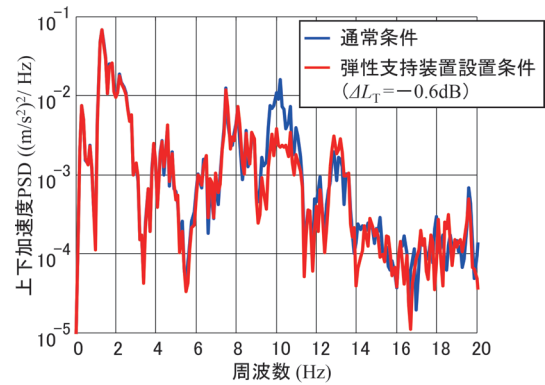
うに設定することが効果的であることがわかっているため、9Hzよりも小さくなるように鉄板の質量を調整した。

弾性支持装置の防振ゴムの製造時における動ばね定数と損失係数の測定結果と弾性支持質量（積載した鉄板の総質量）および固有振動数（理論値）を表1に示す。弾性支持装置は車体中央部付近の左右の側寄り（腰掛位置）に1台ずつ、計2台を車内床面上に設置した。

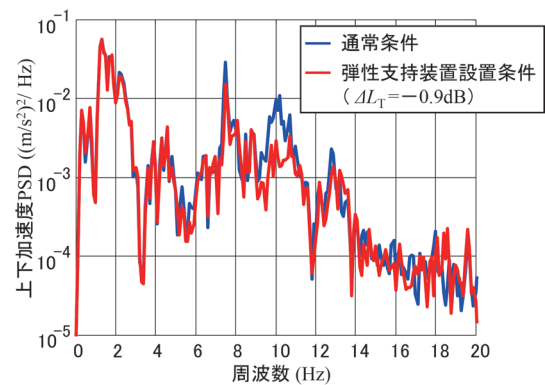
## 2.2 走行試験結果

弾性支持装置（図1）有無の条件で、同じランカーブで走行し、車体床面の上下振動加速度を比較した。図2に走行速度110～123km/hにおける車体中央と車体中央側寄り（弾性支持装置設置位置の近傍）の床面上下振動加速度のパワースペクトル密度（以下、PSD）を示す。なお、図2の凡例においてdBを付した数値は、弾性支持装置有無による乗り心地レベル値（以下、 $L_T$ 値）の増減量を示しており、負の値は弾性支持装置によって乗り心地が向上（改善）したことを意味する。

図2より、弾性支持装置を設置した条件（赤色線）について、通常条件（弾性支持装置を設置していない条件、青色線）と比較すると、車体中央では、10Hz付近にみられるピーク値が低減していることがわかる。また、車体中央側寄りでも同様に10Hz付近のピーク値が低減しているほか、低減量は小さいが7.8Hz付近のピーク値についても低減効果がみられる。以上より、弾性支持装置の設置によって、制振対象周波数とした9Hz付近における車体弾性振動が低減することを確認した。



(a) 車体中央



(b) 車体中央側寄り

図2 床面上下加速度 PSD（走行試験結果）

ここで、図2の凡例に示した $L_T$ 値の低減量に着目すると、車体中央と車体中央側寄りでは、ともに1dB未満の結果であり、乗り心地向上効果は限定的であった。これは、1～2Hz付近にみられる剛体振動のピークの $L_T$ 値への寄与が大きいことが関係していると考えられるが、提案手法について、より大きな乗り心地向上効果を得るための検討が必要であることを示唆する結果となった。

なお、本章では振子機構を有する特急車両の走行試験結果を示したが、別途、振子機構を有していない車両でも営業線での走行試験を行い、本章と同様に弾性支持装置の床面設置によって車体弾性振動が低減することを確認している<sup>1)</sup>。これより、「質量の高減衰部材による弾性支持」の有効性が特定の車両や線区に限定されることが示されたといえる。

## 3. 弾性支持質量の違いによる影響の検証

一般的な動吸振器による制振効果を高めるためには、質量比（制振対象の質量に対する動吸振器の質量の比）を大きくすることが有利であると言われている<sup>8)</sup>。床下機器の弾性支持で動吸振器を構成する場合であれば、機器質量が大きい方が車体振動低減効果が大きくなることに相当する。床下機器の弾性支持質量と車体弾性振動低



図3 新幹線型試験車両

減効果の関係については、数値解析による検討事例<sup>7)</sup>が報告されているが、実車による検証事例は調べる限り見当たらない。また、著者らの提案手法についても、これまでに弾性支持質量の違いが車体弾性振動低減効果に及ぼす影響については未検証であった。そこで本章では、図3に示す新幹線型試験車両(以下、試験車両)を対象とし、床下機器の弾性支持質量について複数の条件を設定して、鉄道総研の車両試験台において加振試験を行い、車体弾性振動低減および乗り心地向上効果を検証した<sup>3)</sup>。

### 3.1 試験車両の条件

#### 3.1.1 車体弾性振動モード特性

試験車両の制振対象周波数を検討するため、後述する床下機器箱を装荷した状態で加振試験(車両試験台による4軸同位相上下加振)を行い、車体の床面17点と天井14点の上下振動加速度の測定データから、車体弾性振動の固有振動モードを同定した。そのうち、上下方向の振動加速度に対して人間の感覚が敏感な周波数である4~8Hzに近い固有振動数となる振動モード2つを図4に示す。

8.9Hzで同定されたモードは、車体断面のせん断変形を伴うモード(以下、Dモード)、また、10.9Hzで同定されたモードは、弾性はりの一次曲げ振動に相当する

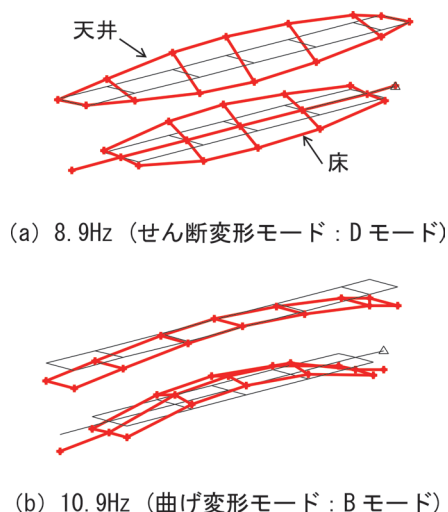


図4 試験車両の車体弾性振動モード

モード(以下、Bモード)であった。どちらのモードも車体中央部付近に振動の腹をもち、また固有振動数が近接しているといえる。本研究ではこのDモードとBモードの同時制振を図ることとした。

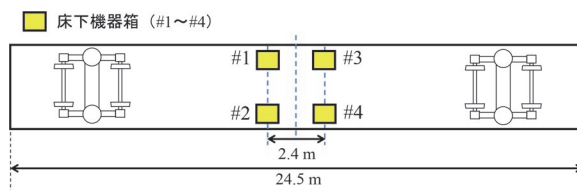
#### 3.1.2 弾性支持用床下機器箱

提案手法の検証に用いた床下機器箱について、試験車両における配置位置および構成を図5に示す。床下機器箱は車体中央部近傍の左右の側寄りに2台ずつ計4台を設置し、一部の在来線営業車両にみられるデッドウェイト積載構造と同様、車体の台枠に固定する機器枠と質量模擬のための鉄板を設ける構成とした。鉄板の質量は4台とも同じ260kgとし、その支持条件を変更可能とするため、2章で示した走行試験の弾性支持装置と同様、鉄板の支持部材を4個配置することにした。なお、この時の車体質量は約26tであったことから、床下機器箱1台あたりの鉄板の質量は車体質量の1%程度、床下機器箱4台合計では車体質量の4%程度に相当する条件となる。

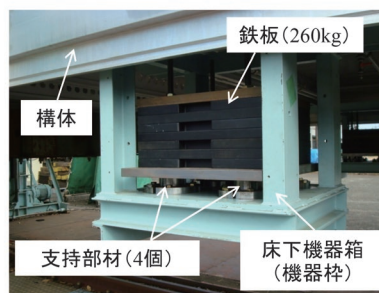
支持部材については、剛体とみなせる鉄製のスペーサーおよび防振ゴムを用いることにし、スペーサーを介して鉄板を機器枠に剛に固定した条件(以下、剛支持条件)と、防振ゴムを用いて鉄板を弾性支持する条件(以下、弾性支持条件)を設けることにした。なお、防振ゴムは、2章の走行試験の供試品と同じ個体を使用した。防振ゴム4個で鉄板の質量260kgを弾性支持した時の固有振動数(理論値)は8.1Hzであり、前項で示したDモードの固有振動数よりも小さい条件となる。

#### 3.1.3 弾性支持質量

表2に図5(a)に示した各床下機器箱(#1~#4)における鉄板の支持条件および弾性支持質量条件を示す。



(a) 床下機器箱の配置位置



(b) 床下機器箱の構成

図5 試験車両の床下機器箱

表2 床下機器箱の弾性支持質量の条件

試験条件	床下機器箱の質量支持条件				弾性支持質量 $m_e$
	箱 #1	箱 #2	箱 #3	箱 #4	
Case.A 剛支持	剛	剛	剛	剛	(0 kg)
Case.B 弾性支持	剛	弾性	剛	剛	260 kg
Case.C 弾性支持	弾性	弾性	剛	剛	520 kg
Case.D 弾性支持	弾性	弾性	弾性	剛	780 kg
Case.E 弾性支持	弾性	弾性	弾性	弾性	1040 kg

Case.A は4台全ての床下機器箱を剛支持とする条件である。それに対して、各床下機器箱の支持条件を弾性支持条件に変更することで4通りの弾性支持質量  $m_e$  (260kg, 520kg, 780kg, 1040kg) を設定した。3.2節では、Case.A を剛支持条件、Case.B~Case.E を弾性支持条件と呼ぶことにする。

### 3.2 車両試験台加振試験結果

試験車両の床下機器箱の支持条件を表2に示す5つの条件とし、車両試験台において加振試験を行い、車体床面複数点(17点)の上下振動加速度を測定した。

#### 3.2.1 加振条件

車両の加振に用いた信号は、実走行時の軌道変位入力を模擬するため、営業線での走行試験から得られた台車軸箱の上下振動加速度を再現する加振波形を使用し、試験車両を上下方向に加振した。なお、速度と走行区間が異なる2種類の加振波形を用いることにし、速度240km/h相当(以下、速度240km/h実走行模擬加振)と、速度320km/h相当(以下、速度320km/h実走行模擬加振)の波形による加振を行った。

#### 3.2.2 複数モード同時制振効果

速度240km/h実走行模擬加振を行い、車体床面の上下振動加速度PSDを算出した。図6に、台車上部および車体中央と車体中央側寄りにおける加速度PSDを示す。各図に共通して、周波数10.7Hzや13.3Hz付近に、また、図6(c)では加えて9.0Hzにおいて顕著なピークがみられることがわかる。これらのピークのうち、9.0HzのピークはDモード、10.7Hz付近のピークはBモードに対応すると考えられる。

図6の各測定点で観測される10.7Hz付近のピークに着目すると、剛支持条件(Case.A)よりも、各弾性支持条件(Case.B~Case.E)の方がピーク高さが小さいことがわかる。なお、 $m_e=260\text{kg}$ (Case.B)などの小さい弾性支持質量でもピーク高さが低減しているが、弾性支持質量が大きい方がピーク値の低減量も大きいことがわかる。また、図6(c)に着目すると、10.7Hzに加え、9.0Hzのピークについても、剛支持条件(Case.A)よりも各弾性支持条件(Case.B~Case.E)の方が、そのピーク高さが小さいことや、弾性支持質量が大きい条件の方

がピーク値の低減量も大きいことがわかる。

以上の結果から、 $m_e=260\text{kg}$ (Case.B)などの小さい弾性支持質量でもDモードとBモードに対する同時制振効果がみられたが、弾性支持質量が大きい方がピーク値に対する低減効果も大きくなる傾向を示すことを確認した。なお、図6(c)では、8.5Hzから11.5Hz付近において、弾性支持による振動低減効果がみられることから、比較的広い周波数にわたる制振効果を有することが示され、それによって、固有振動数が近接したDモードとBモードについて、同時制振が実現していると考えられる。また、複数モードの同時制振効果が得られた要因として、DモードとBモードの振動の腹の位置である車体中央部付近に弾性支持した床下機器箱を配置したことによる影響が大きいと考えられる。

#### 3.2.3 乗り心地向上効果

速度240km/hと速度320km/hの実走行模擬加振による床面上下加速度測定データから、 $L_T$ 値を算出した。図6(b)および図6(c)で取り上げた車体中央と車体中央側寄りにおける各弾性支持条件(Case.B~Case.E)と剛支持条件(Case.A)の $L_T$ 値の差を図7に示す。また、図8に床面17点における弾性支持条件Case.E( $m_e=1040\text{kg}$ )と剛支持条件の $L_T$ 値の差を示す。図7と図8において負の値は、弾性支持条件によって $L_T$ 値が低減(乗り心地が向上)したことを意味している。

図7より、速度240km/hおよび320km/hの両加振条件で、各弾性支持条件において乗り心地が向上していることが両測定点で確認できる。なお、 $m_e=260\text{kg}$ (Case.B)でも $L_T$ 値の低減がみられるが、弾性支持質量が大きい方が、 $L_T$ 値の低減量も大きくなる傾向であった。車体中央に着目すると、Case.B( $m_e=260\text{kg}$ , 車体質量の1%程度に相当する質量)では、1dB以下の低減に留まるが、Case.E( $m_e=1040\text{kg}$ , 車体質量の4%程度に相当する質量)では、3dB以上の低減効果が観測された。

次に、図8に示す床面各部の $L_T$ 値の増減量に着目すると、速度240km/hおよび320km/hの両加振条件で、全17点において $L_T$ 値が低減していることがわかる。低減量は弾性支持した床下機器箱設置位置の近傍となる車体中央で最も大きい。台車上や車端部でも一定の効果がみられることから、乗り心地向上効果は局所的ではなく、車体床面の広範囲に及ぶことを確認した。

以上より、複数の速度および軌道条件に基づく加振試験結果から、提案手法に基づき構成した床下機器によって、車体弾性振動が低減することに加え、弾性支持質量が大きい方が乗り心地向上効果が大きくなる傾向を確認した。また、試験車両において $L_T$ 値で3dB以上の改善を実現するためには、車体質量の4%程度に相当する質量が必要であるとの結果を得た。床下機器を活用して車体弾性振動の低減を図るには、床下機器を制振対象とす

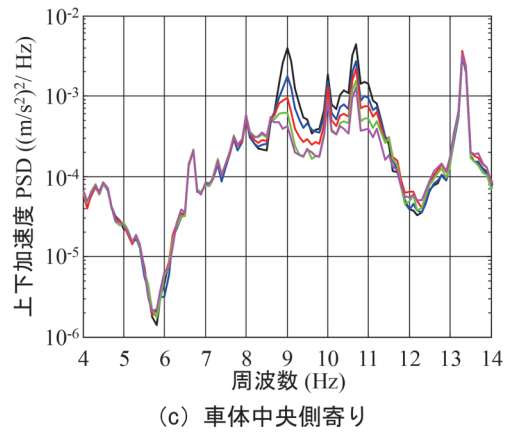
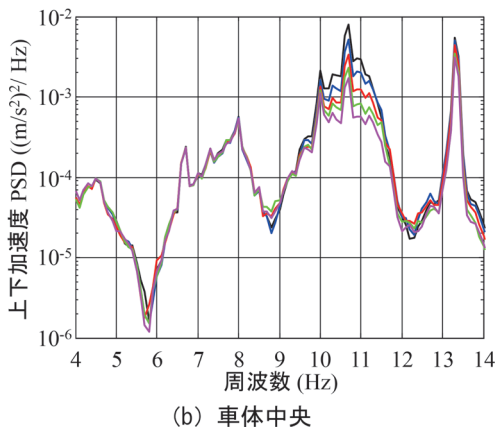
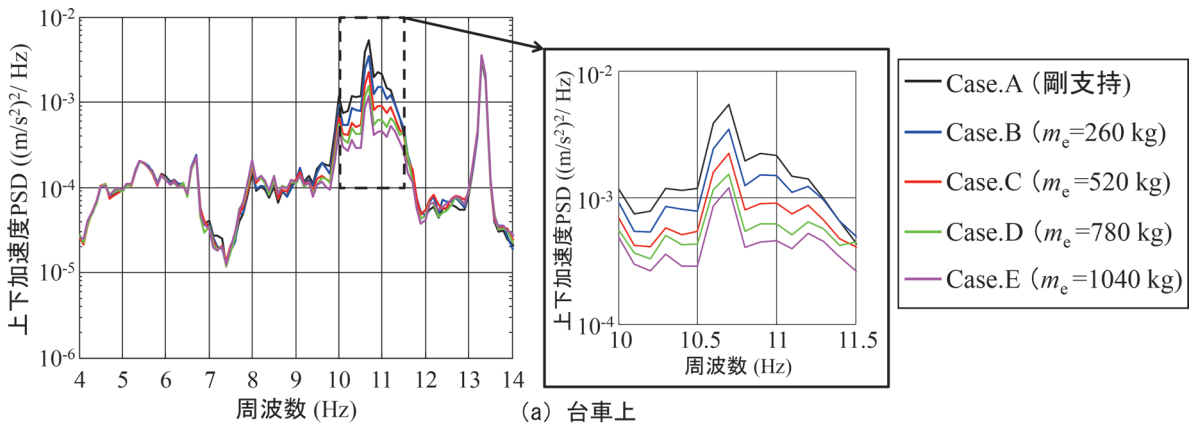
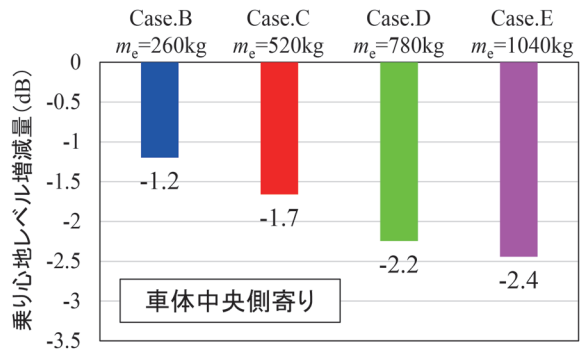
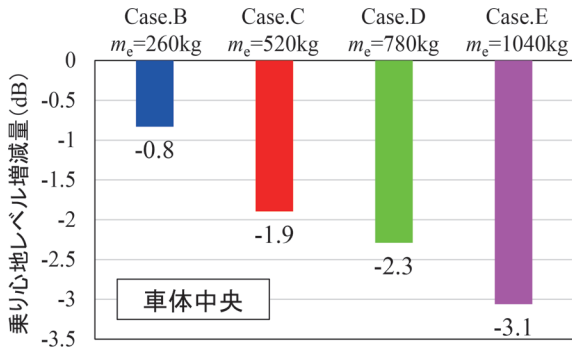
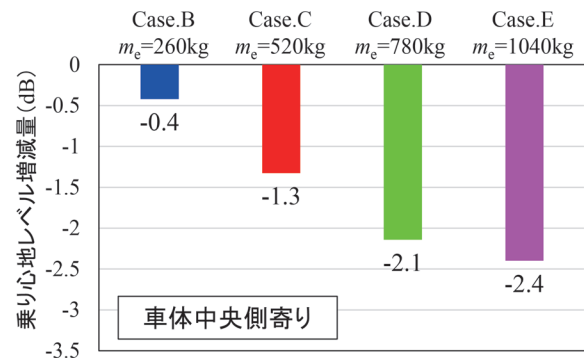
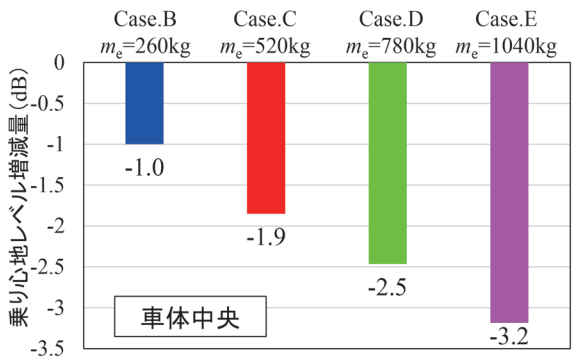


図6 床面上下加速度 PSD (速度 240km/h 実走行模擬加振)



(a) 速度 240km/h 実走行模擬加振



(b) 速度 320km/h 実走行模擬加振

図7 上下乗り心地レベル値増減量 (各弾性支持条件と剛支持条件の乗り心地レベル値の差)

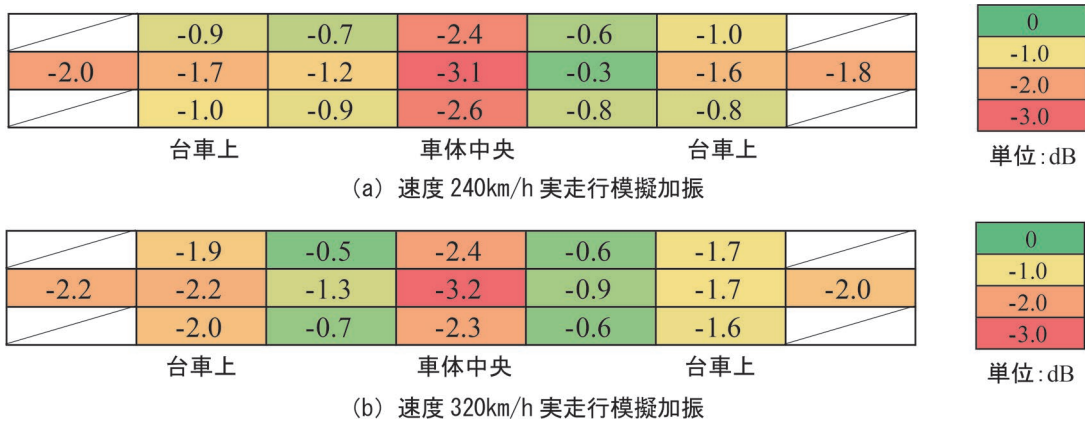


図8 上下乗り心地レベル値増減量（弾性支持条件（Case.E）と剛支持条件の乗り心地レベル値の差）

る振動モードの腹の位置に設置し、その固有振動数を制振対象とする車体の固有振動数よりも若干低めにするこ  
と、また支持部材の減衰を大きくすること、そして弾性  
支持質量は大きくすることが望ましいことを実車で確認  
した。

#### 4. まとめ

本研究で得られた結果を以下に示す。

- (1) 「質量の高減衰部材による弾性支持」の有効性を検証するため、特急車両の車体床面に防振ゴムで弾性支持した付加質量を設置し、営業線での走行試験を行った結果、8~10Hz付近の車体上下振動加速度パワーのピーク値が低減することを確認した。ただし、乗り心地レベル値の低減量は1dB未  
満であった。
- (2) 床下機器の弾性支持質量の違いによる車体弾性振動低減および乗り心地向上効果を検証するため、鉄道総研所有の新幹線型試験車両を対象とし、複数の弾性支持質量条件で車両試験台による加振試験を行った。試験の結果、弾性支持質量が大きい方が上下振動加速度パワーのピーク値の低減量および乗り心地向上効果が大きいことを確認し、試験車両において乗り心地レベル値で3dB以上の改善を実現するためには、車体質量の4%程度に相当する質量が必要であるとの結果を得た。

#### 5. おわりに

本論文で対象とした試験車両よりも車体質量が小さい  
在来線車両の一部では、転覆耐力向上などのため、車両  
の床下に質量1tを超えるデッドウェイトを積載してい  
るものがみられる。本論文で示した検証結果より、それ  
らの車両ではデッドウェイトを高減衰部材で弾性支持す

ることによって、上下方向の振動乗り心地が向上すると  
推察する。引き続き、床下機器を活用した車体弾性振動  
手法について、検討を進めていく考えである。

#### 文 献

- 1) 富岡隆弘：床下機器の高減衰弾性支持による車体弾性振動低減, Rolling Stock & Machinery (R&M), Vol.21, No.2, pp.11-14, 2013
- 2) 相田健一郎ほか：床下機器の高減衰弾性支持による車体弾性振動低減, 鉄道総研報告, Vol.29, No.2, pp.35-40, 2015
- 3) 相田健一郎ほか：床下機器の高減衰弾性支持による鉄道車両の車体上下振動低減, 日本機械学会論文集, Vol.87, No.902, DOI:10.1299/trasnjsme.21-00075, 2021
- 4) 富岡隆弘ほか：乗客による鉄道車両の車体弾性振動低減効果とそれを活用した制振デバイス検討のためのモデリング, 日本機械学会論文集C編, Vol.79, No.803, pp.2298-2313, 2013
- 5) D. Gong, et al., "Method of multi-mode vibration control for the carbody of high-speed electric multiple unit trains," Journal of Sound and Vibration, Vol.409, pp.94-111, 2017.
- 6) C. Huang, et al., "Numerical and experimental studies on the car body flexible vibration reduction due to the effect of car body-mounted equipment," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, Vol.232, Issue.1, pp.103-120, 2018.
- 7) M. Dumitriu, "Numerical study of the influence of suspended equipment on ride comfort in high-speed railway vehicles," Scientia Iranica Transactions B: Mechanical Engineering, Vol.27, Issue 4, pp.1897-1915, 2020.
- 8) 背戸一登, 丸山晃市：振動工学 解析から設計まで, 森北出版, p.194, 2002