

車内騒音の固体伝搬音低減のための吊り床構造の開発

後藤 友伯* 山本 克也* 朝比奈 峰之*

Suspended Floor Structure for Reducing Structure-Borne Sound of Interior Noise

Tomonori GOTO Katsuya YAMAMOTO Mineyuki ASAHINA

As a basis of the study on the reduction of interior noise of a railway vehicle, we compared the vertical vibration of the floor and that of the side structural panel using a bullet train-type test vehicle, and as its result smaller vibration was found at the side structural panel. Thus, for the purpose of reducing the structure-borne sound from the bogie, we investigated a suspended floor structure in which the floor panels were suspended from the side structural panels, which is different from the conventional floor structure in that they were fixed on the floor structural panels. We fabricated a prototype in the test vehicle and conducted stationary excitation tests. As a result, we clarified that the radiated sound power from the floor panel was reduced in a frequency range of hundreds of Hertz.

キーワード：車内騒音，固体伝搬音，床構造，吊り床構造，定置加振試験，音響放射パワー

1. はじめに

近年、鉄道車両の走行速度は 300 km/h を超える領域まで高められ、高速化に伴う走行エネルギー抑制や地盤振動対策として車体をアルミニウム合金で製作するなどの軽量化が進められた。高速化に伴い車輪がレールを転がることにより発生する転動音は大きくなり、また軽量化により振動が車内へ伝わりやすくなるため、これらは車内騒音を増大する要因となる場合がある。図 1 に一般的な新幹線車両の車内騒音特性を示す。新幹線の車内騒音はこのように 400Hz 以下の低周波域の騒音が卓越し、特に明かり区間では台車からの音が支配的であることが多い¹⁾。これら数十～数百 Hz の低周波域の音は、車内への伝搬を吸音材などの軽量な材料を用いて低減させることが困難である。

鉄道車両の車内騒音は台車等で発生する振動が床板や

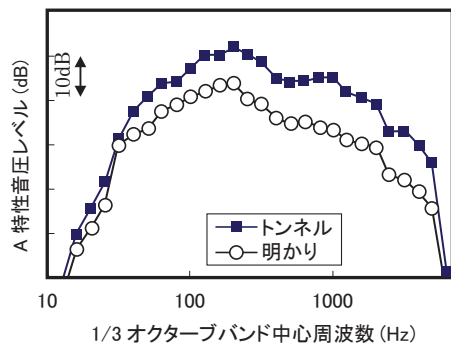


図 1 一般的な新幹線車両の車内騒音特性

内装に伝搬して発生する固体伝搬音や、車両の周囲で発生する空力的な騒音が車内に伝搬する透過音によって発生する。図 2 に客室内の 200Hz 帯の音圧分布を示す¹⁾。台車付近である 3 列目、18 列目付近は車内騒音が大きくなっており、このように車内騒音は客室中央部では小さく、台車上の客室端部では大きい傾向が見られる。

床板から放射される固体伝搬音について考えると、鉄道車両の従来の床構造は、図 3 のように床板を床構体上の床根太によって支持していることから、台車からの振動がけん引リンク、ヨーダンパ、空気ばねを介して床構体に伝搬し、床根太により床板へ伝搬する。さらに、床板は床構体から振動を受け固体伝搬音として車内に放射している。この床板振動を低減させるための対策法として、床根太と床板との間に防振ゴム等の防振材料を挿入して振動絶縁する浮き床構造が実用化されており、高周波域での車内騒音低減に寄与している²⁾。しかし、浮き床構造は高周波域には効果があるが、低周波域を対象とする場合、ばね定数を大幅に低く設定する必要があり、乗客が歩行時に違和感を覚えるなどの課題がある。

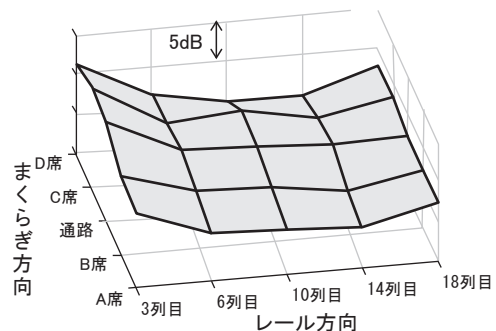


図 2 車内の音圧分布 (200 Hz 帯)

* 車両構造技術研究部 車両振動研究室

特集：車両技術

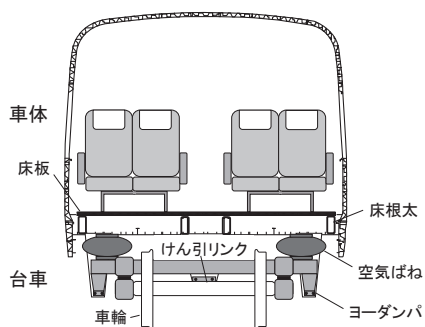


図3 一般的な新幹線車両の車体構造

本研究では、固体伝搬音を低減する新たな床構造の開発を目的とする。そのためにまず、新幹線タイプの試験車体（多目的試験車体）を用い、床構造と側構体の振動特性を測定した。その結果、上下振動は床構造より側構体のほうが小さいことが分かった。そこで、床板を振動の小さい側構体から吊り下げる構造（吊り床構造）³⁾を考案した。そして、多目的試験車体の床構造の一部を吊り床構造として定置加振試験を実施し、数百 Hz 以下の低周波域における床板の振動低減効果を確認した。また、一般的に床板は前後の隣接する床板と結合されているため、複数の床板を連結して吊り床構造とした場合の効果も検証した。本稿ではこれら検証試験の結果等について報告する。

2. 車体振動特性把握のための振動測定試験

2.1 試験の概要

車両構体の振動特性を把握することを目的に、鉄道総研が保有する多目的試験車体（図4）を定置で加振し構体の振動を測定した。

多目的試験車体は現行の新幹線車両と同じアルミニウム製のダブルスキン構造で、客室内には内装および腰掛を有する。前述の通り新幹線車両の車内騒音は400Hz以下の低周波音が卓越しているため1000Hz以下の周波数帯域に着目し、加振源としてアクチュエータ（有限会社旭製作所製 SW-1015）を構体のけん引リンク受（車体側）に装着し20～1000Hzのランダム波で加振した（図5）。

ここでは側構体と床構造の上下振動、および床構造の測定位置による上下振動について振動特性を検証した。



図4 多目的試験車体



図5 アクチュエータによる加振状況

2.2 試験結果

2.2.1 床構造と側構体の上下振動

床構造と側構体の振動を測定するにあたり、通常側構体は左右方向（枕木方向）の振動を測定するが、本測定では上下方向の振動を測定した（図6）。

構体の上下振動測定は図7に示すように車端部から4座席目付近の側構体に6点（左右3点ずつ）×3列、床構造に6点×3列ずつ、圧電式加速度センサ（RION製 PV-94）を取り付けて測定した。

2列目で測定した構体の上下振動加速度パワースペクトル密度（PSD）の平均を図8に示す。床構造と側構体の上下振動加速度を比較したところ、側構体の上下振動加速度は50～500Hzの帯域で10～20dB低かった。そこで、床構造の振動状態を確認すると図9のように面外振動として中央部が大きく振動していた。その一方で側構体では上下振動は面内振動となるため振動が小さいものと考えられる。このことから、従来の床構造では振動の大きい床構造の中心部から床根太を介し伝搬しているため、固体伝搬音が大きくなっていただけと推察される。



図6 側構体の上下振動測定

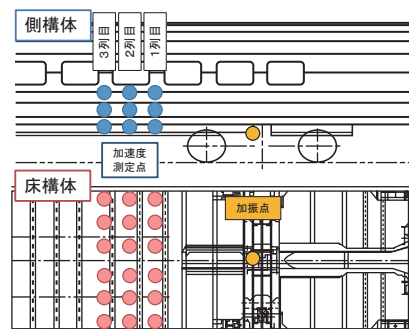


図7 構体加速度測定点

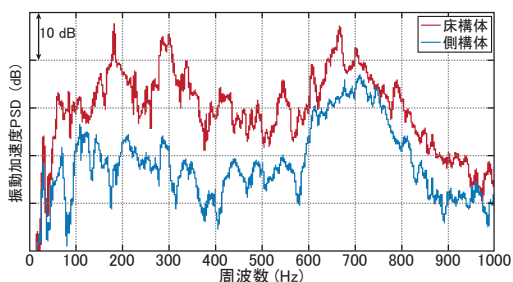


図8 床構体と側構体の上下振動加速度

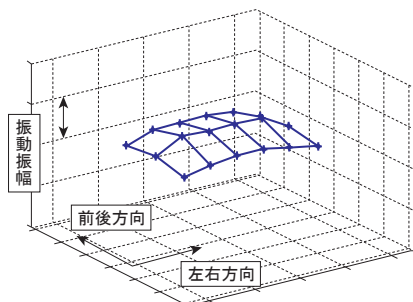


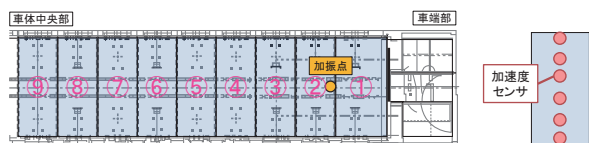
図9 床構体の面外振動

2.2.2 床構体の測定位置による上下振動

次に、図10に示すように車端部から中央部まで床構体の上下振動加速度を測定した。振動測定箇所ごとにまくらぎ方向に6点ずつ、圧電式加速度センサ (RION製 PV-94) を取り付けて測定した。

振動加速度の平均を図11に示す。加振点に最も近い①と最も離れた⑨とで最大20dBの差があり、中間の⑤は概ね①と⑨の間であった。このことから床構体の振動加速度は加振点に近いほど大きいことがわかり、図2で示したように車内騒音が大きい箇所と小さい箇所が存在する一因となっているものと考えられる。

以上より、構体の上下振動加速度は側構体のほうが床



(a) 車体長手方向振動測定断面 (b) 各床板の加速度センサ取付

図10 振動測定位置

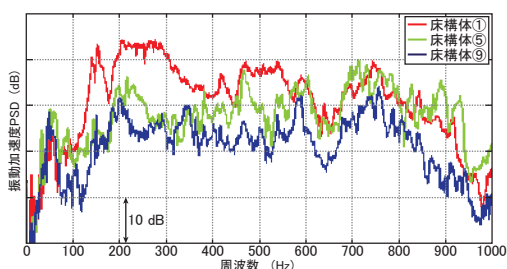


図11 測定位置による上下振動比較

構体に比べて小さく、床構体の上下振動加速度は加振点に近いほど大きい傾向があることが確認された。

3. 吊り床構造の提案

前章で側構体の上下振動加速度は床構体よりも小さく、床構体の上下振動加速度は加振点に近いほど大きい傾向であることが分かった。このことから床板を従来のように床構体上に床根太で固定するのではなく、振動の小さい側構体から支持することで台車からの固体伝搬音を低減させることが可能と考えられる。

そこで、図12のように床板を側構体から吊り部材により吊り下げる構造 (吊り床構造) を考案した。吊り床構造では床板を側構体から吊り下げることで、側構体の上下振動のみが吊り部材を介し床板に伝搬し、床板の振動および床板からの固体伝搬音の低減を図る。

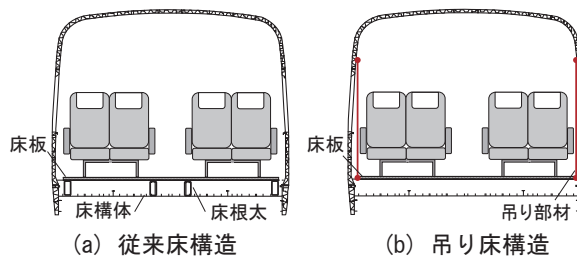


図12 吊り床構造のコンセプト

4. 定置加振試験における吊り床構造の検証

4.1 試験概要

多目的試験車体の一部を吊り床構造に改造し、下記の項目をパラメータとして吊り床構造の基本特性を検証した。

- (1) 吊り下げ位置、吊り部材の長さ
- (2) 吊り部材の材質、剛性

ここでは、表1および図13のように3種類の吊り下げ方法を試行した。吊り位置として、室内の高い位置である荷棚受および低い位置である窓下パネル受を、吊り部材として、帯板、ワイヤー、平板を選択した。また、

表1 検証した床構造

床構造	吊り部材	吊り下げ位置
(a) 帯板吊り	SUS304 帯板 t = 1 mm, w = 115 mm l = 1475 mm	荷棚受
(b) ワイヤー吊り	ワイヤー φ = 6 mm, l = 1000 mm	荷棚受
(c) 平板吊り	SUS304 平板 t = 1 mm, w = 835 mm l = 118 mm	窓下 パネル受
床根太固定 (従来床構造)	—	—

特集：車両技術

床板振動の基準データとして従来床構造の床根太固定状態の振動加速度も測定した。なお、吊り床構造では床板を両端のみで支持するため、板厚を上げ剛性を向上させた床板を製作し全条件で使用した。

加振方法は第2章で実施した振動測定試験と同じく、

構体のけん引リンク受にアクチュエータを取り付け20～1000Hzのランダム波で加振した。床板の上下振動加速度は図14に示すように車両前後方向の両端に6点ずつおよび中央1点の合計13点で測定し、各測定点の振動加速度の平均値により床板からの音響放射パワーを検証した。



(a) 帯板吊り



(b) ワイヤー吊り



(c) 平板吊り

図13 試作した吊り床構造

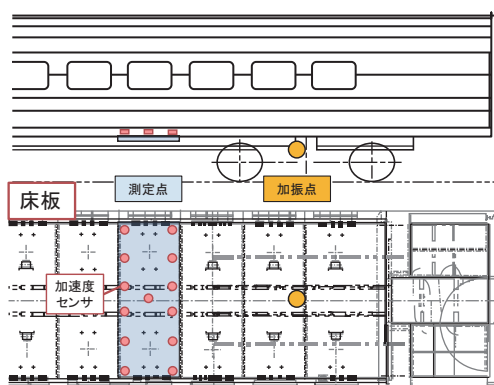
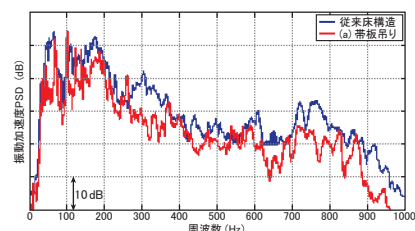


図14 床板上下振動測定点

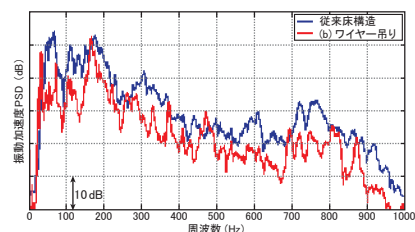
4.2 床板の振動特性比較

吊り床構造における従来床構造との床板振動特性の比較を図15(a)～(c)に示す。図15(a)の帯板吊りでは全体的に振動加速度が5～15dB低下し、60Hz、300Hz、750Hz、900Hz付近など15dB以上の高い振動低減効果があった。図15(b)のワイヤー吊りでは、全体的に帯板吊りと比較しより振動加速度が低下し、70～140Hzおよび500～600Hzの振動がさらに5dB程度低下した。図15(c)の平板吊りでは50Hz、330Hz、750Hz付近で従来床構造より振動加速度が約10dB低下したものの、550Hz付近および600～700Hzで振動加速度が約10dB増加するなど帯板吊りやワイヤー吊りほどの低減効果は得られなかった。

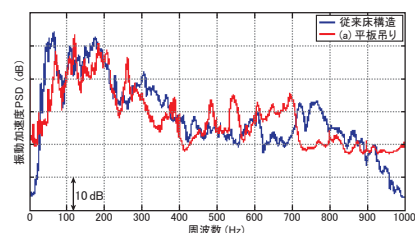
ここで前節の(1)吊り下げ位置、吊り部材長さについて比較すると帯板吊り、ワイヤー吊りのように高い位置から長く吊り下げたほうが高い低減効果が得られた。また、(2)吊り部材の材質、剛性について比較すると、剛性の低いワイヤーでは帯板と比較してさらに振動加速度が低減した。これは、ワイヤーに振動減衰性があるた



(a) 帯板吊り



(b) ワイヤー吊り



(c) 平板吊り

図15 吊り床構造による床板振動比較

めと考えられる。

一方で最も剛性の高い平板では500Hz以上の周波数域で振動が大きくなった。これは平板と側構体、床板を接続する蝶番でビビリ振動が発生したためと考えられる。また、吊り床構造では床板の面外振動に対する拘束点が少ないためいずれの条件でも70～140Hzの帯域で床板の弾性振動による振動ピークが現れ、これらのピーク周波数では振動加速度が10dB程度増加した。

4.3 床板からの音響放射パワー低減

一般に構造物の振動特性とその構造物から放射される音の特性は必ずしも一致するとは限らないことから、吊り床構造における床板からの音響放射パワーの低減効果を評価した。音響放射パワーは、振動する平板の表面における音響インテンシティ（単位面積を通過する音響パワー）を積分することで求められ、式(1)で得られる⁴⁾。

$$P_w = \frac{\omega \rho_0}{4\pi} \iint_S v(x_1) \frac{\sin kr}{r} v^*(x_2) dx_1 dx_2 \quad (1)$$

ただし、式(1)において ρ_0 は空気の密度、 S は平板の領域、 k は波数、 $v(x_1)$ 、 $v(x_2)$ は平板上の任意の2点 x_1 、 x_2 における振動速度、 r は、 x_1 、 x_2 間の距離、 $*$ は複素共役を表す。ここで、振動速度は定置加振試験で測定された床板の振動加速度を、平均加速度法によるステップ近似による数値積分によって求めた。

床板各測定点の振動速度を式(1)に代入して音響放射パワーを計算し、吊り床構造と従来の床構造とを比較した。結果を図16に示す。

図16(a)の帯板吊りでは振動加速度が低減された50Hz帯以下、300Hz帯、および800Hz帯で音響放射パワーが約10dB低減した。一方で床板の弾性振動のピークが発生した63Hz帯、80Hz帯の音響放射パワーは従来床構造とほぼ同じレベルであった。図16(b)のワイヤー吊りでは振動加速度が50～100Hzで10～20dB低減したが音響放射パワーも同様に100Hz帯で最大25dB低減され、また50～1000Hz帯の幅広い帯域で10～20dB低減した。図16(c)の平板吊りでは振動加速度が一部の周波数帯域で増大した結果、音響放射パワーは80Hz帯および630Hz帯で約5dB増大したがそ

他の周波数帯域では5～10dB低減した。

これらの結果、台車からの固体伝搬音が大きいとされる500Hz以下の周波数帯域において、吊り床構造によって床板から放射される音響放射パワーは概ね10dB程度低減できることが確認された。この時、床板の振動低減効果と同様に音響放射パワーの低減効果はワイヤー吊り、帯板吊り、平板吊りの順に高く、吊り部材としてワイヤーなどの剛性の低く長い部材で吊り下げることが最も効果が高いことが分かった。

5. 連結された床板の吊り床構造

第4章では多目的試験車体の座席1列分の床板を吊り床構造に改造して定置加振試験を実施した。一方で一般的な鉄道車両では隣接する床板同士は結合され、床面全体が樹脂製の床敷物や絨毯などで覆われている。このため、床板間で振動伝搬が存在し相互の振動特性に影響しているものと考えられる。

そこで、吊り床構造で床板が連結されている場合の床板振動への影響を調べるために、多目的試験車体の複数の床板をワイヤーによる吊り床構造として定置加振試験を実施した。加振方法は第2章、第4章で実施した試験と同じく、構体のけん引リンク受をアクチュエータで加振した。また、床板振動は第4章での定置加振試験と同じく各床板で13点の上下振動加速度を測定し、13点の平均値で評価した。

多目的試験車体の3枚の床板(図10(a),床板③～⑤)を吊り床構造として定置加振試験を実施した。図17に試験の状況を示す。この試験では床板を窓下からワイヤーで吊り下げる構造とした。3枚の床板を床根太に固定した場合と連結せずに単独で吊下げた場合、そして厚さ2mmのステンレス鋼板で隣接する床板どうしを連結した場合それぞれについて床板の振動特性を比較した。

結果を図18に示す。3枚の床板の振動加速度の大きさに着目すると、図18(a)の床根太に固定した場合は加振点に近い順に振動加速度が大きかった。また図18(b)に示すように単独で吊下げた場合は、加振点に近い順に床板の振動加速度が大きく、100～400Hzの帯域で最大

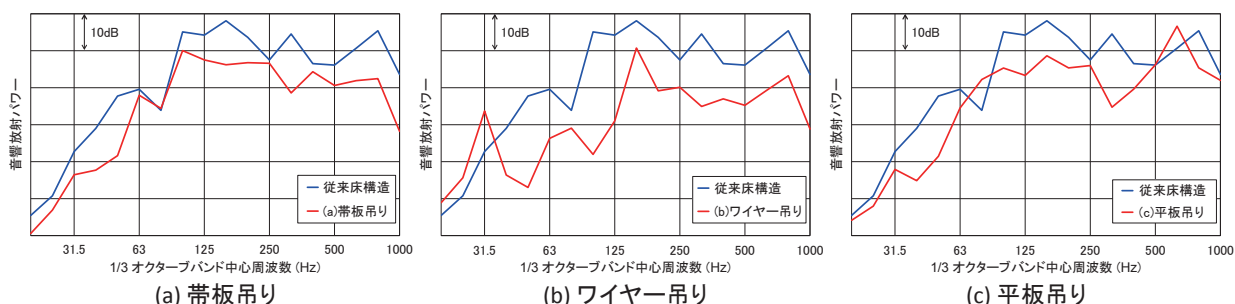
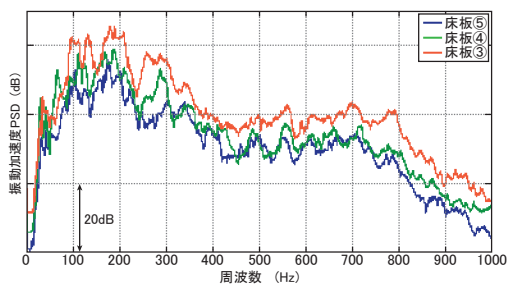


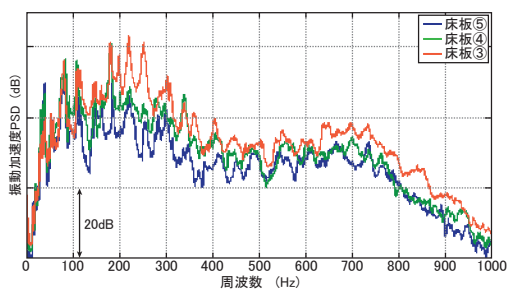
図16 吊り床構造による音響放射パワー低減効果



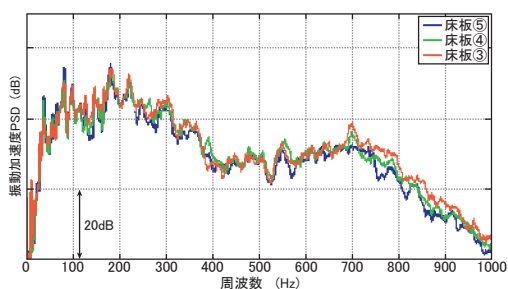
図 17 連結された吊り床構造



(a) 従来床構造



(b) 吊り床構造 (単体吊り)



(c) 吊り床構造 (連結)

図 18 床板支持状態による振動特性

20dB 程度の差があった。また、加振点に最も近い床板③では 150 ~ 250Hz で振動加速度のピークが現れた。

床板を連結して吊り下げた場合は、図 18 (c) に示すように各床板の振動特性が概ね一致した。また、図 18 (b) の床板③で床板を単体で吊り下げた場合に発生した振動加速度のピークが低下した。これは吊り床構造において複数の床板を連結することにより、3 枚の床板が 1 枚の平板のように振動したことによるものと考えられる。

各条件での床板上下振動のオーバーオール値を算出した。図 19 に示すように、従来床構造の床根太に固定

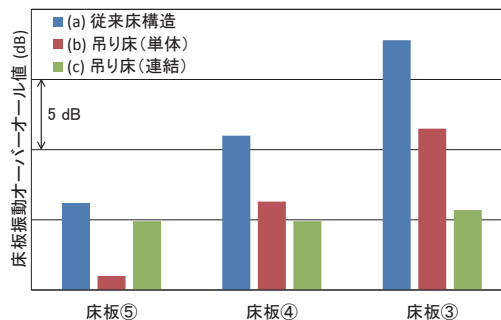


図 19 床板上下振動のオーバーオール値比較

した場合には床板③と⑤を比較すると床板振動オーバーオール値で約 10dB の差があった。また床板を単体で吊り下げた場合には各床板とも 5 ~ 6dB 低減され、床板の位置によらず同程度の低減効果が得られた。一方で吊り下げた床板を連結することで 3 枚の床板振動オーバーオール値がほぼ同レベルとなった。

よって、従来は図 2 のように車両内で車内騒音が客室中央部では小さく、台車上の客室端部では大きい傾向が見られたが、それらを平準化させることが期待できる。

6. おわりに

車内騒音低減を目的に車両の床板を側構体から支持する吊り床構造を提案し、定置加振試験により床板振動および音響放射パワーの低減効果を評価した。得られた知見を以下に示す。

- (1) 構体の上下振動は床構体よりも側構体のほうが小さく、加振点に近いほど床構体の振動が大きい傾向が確認された。
- (2) 試作した吊り床構造による定置加振試験の結果、床板から放射される音響放射パワーが概ね 10dB 程度低減された。
- (3) 複数の床板を連結して吊り下げた場合、連結された床板が 1 枚の平板のように振動したことによって、各床板の振動特性が一致した。

今後は走行状態の車両における効果の検証、ならびに客室以外の室内空間への適用拡大に取り組む計画である。

文 献

- 1) 山本克也, 石森章純, 朝比奈峰之: 車内騒音を探る, RRR, Vol. 73, No. 8, pp. 16-19, 2016
- 2) 青柳俊彦: 九州新幹線の開業と 800 系新幹線の概要, 鉄道車両と技術, No. 96, pp. 2-13, 2004
- 3) 山本克也, 朝比奈峰之, 秋山裕喜, 石森章純: 吊り床構造による鉄道車両の固体伝搬音低減対策, 第 21 回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集, 2014
- 4) 田中信雄: 振動音響制御, コロナ社, pp. 79-80, 2009