

# 分割床板による高速鉄道車両の車内騒音低減対策

朝比奈 峰之\* 山本 克也\* 秋山 裕喜\*  
佐藤 裕之\*\* 間々田 祥吾\*\*\*

A Noise Reduction Countermeasure for Interior Noise in a High-speed Railway Vehicle  
by Divided Floor Panels Supported Elastically

Mineyuki ASAHINA Katsuya YAMAMOTO Yuki AKIYAMA  
Hiroyuki SATO Shogo MAMADA

In a railway vehicle, the radiated sound from the floor panels, which is one of the structure borne sounds propagated from the bogie is one of the main elements of the interior noise. The authors have proposed a new countermeasure for reducing the radiated sound by dividing the floor panels supported elastically. In this paper, firstly we describe the reduction effect of the radiated sound from the divided panels by shaking tests using the models, and then show that the radiated sound from the floor panels decreases by the cancellation mechanism of the sound using numerical analysis. Finally, the noise reduction effect by divided floor panels has been confirmed in excitation tests of a high-speed experimental vehicle.

キーワード：鉄道車両，車内騒音，騒音低減対策，固体伝搬音，放射音

## 1. はじめに

近年、高速化及び軽量化が進むことによって、鉄道車両の車内騒音の低減は乗客の快適性向上の重要な課題の一つとなっている。

車内騒音は伝搬経路によって固体伝搬音と透過音に大別される。固体伝搬音は、台車で発生する振動がけん引リンクやヨーダンパ等の台車-車体間結合要素を經由して車体に伝わり、車内の床及び内装板等から放射される。透過音は、主に車外音が屋根、窓、腰板、床等を透過するものである。これまでの知見から、高速鉄道車両の台車直上位置における車内騒音は100～300Hzの周波数帯域が特に高いレベルを示し、台車からの振動伝搬成分が支配的であることがわかっている。また、部位別・発生原因別にみると車内床面から放射される固体伝搬音の比率が高いことが報告されている<sup>1)</sup>。

100～300Hzの周波数帯域の騒音に対しては、吸音材等による対策の低減効果は低く、質量則による対策が有効であるが、それは鉄道車両の軽量化に相反する。そこで、筆者らは、質量則に依らない台車からの固体伝搬音対策として、床板を小面積に分割し、振動の位相差を与えることで放射音のキャンセレーションを図る新たな手法を検討した<sup>2)</sup>。本稿では、まずパネル模型を用いた

加振試験によって、隣り合うパネルの振動の位相差による放射音低減効果を検証した結果について述べる。次に、新幹線タイプの試験車体を用いて、定置で台車からの固体伝搬音を模擬的に発生させ、現状の床板の振動及び放射音の特性について詳細に調べた。そして、現状の床板を模擬的に15分割し、隣り合う床板パネルの振動速度に位相差を与えたときの音響放射パワーを算出し、位相差と音響放射パワーの関係を解析した。さらに、試験車体の床板を分割して弾性支持にすることによって、音響放射パワーが低減したことを報告する。

## 2. 床構造に着目した固体伝搬音低減対策

最近の新幹線車両の床構造は、図1に示すように床構体（床構造のうち、客室床板を除く構体部分を、本稿では「床構体」とする）と床板の間に空調ダクトがレー

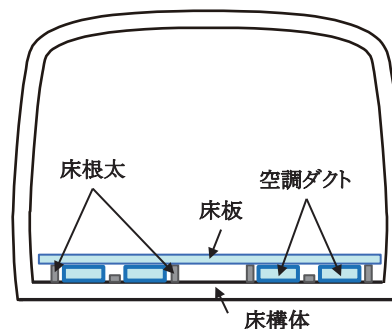


図1 新幹線車両の床構造

\* 車両構造技術研究部 車両振動研究室  
\*\* 車両構造技術研究部 車両強度研究室  
\*\*\* 材料技術研究部 防振材料研究室

特集：車両技術

ル方向に配置されており、床板は床構体の床根太とよばれるレール方向にのびる梁状の部材に固定支持されている。そのため、台車からの固体伝搬音は、床構体及び床根太から床板に振動として伝わり、車内に放射されると考えられる。これまでの床構造に関する固体伝搬音対策の代表的なものとして、床板と床構体（床根太）の間に防振ゴム等を挿入して弾性支持する浮床構造が挙げられ、最近の新幹線車両にも採用されている<sup>3)</sup>。

筆者らは、新たな固体伝搬音対策として、床板を分割して弾性支持することにより床板からの放射音を低減する対策を検討した。現状の床板（約3m×約1.2m）のように面積が大きい平板の場合は、けん引リンクやヨーダンパ等から伝搬してくる台車系振動に対して、入力箇所が局部的に大きく振動し、さらに床板全体の固有モードの振動が発生する。これに対し、新たな低減手法として、床板を小面積に分割し、分割した板をそれぞれ防振ゴム等によって支持するとともに、隣り合う床板同士の振動に位相差を与える方法を考案した。それにより、各床板からの放射音のキャンセレーションを引き起こすことで、床板全体からの放射音の低減を図ることができる。また、床板を小面積に分割した上でそれぞれを弾性支持し、分割床板と防振ゴムからなる振動系のパラメータを変更することにより、低減対象の周波数を調整することができる。

### 3. 模型試験による放射音低減効果の検証

#### 3.1 試験概要

隣り合うパネル間の振動に位相差を設定することにより放射音を低減できることを、パネル模型を用いた加振試験によって検証する。図2 (a) ~ (c) に示すように、アルミニウム製のフレームの上にアルミニウム製のパネル (0.235m × 0.235m × t0.003m) 16枚をそれぞれの角部4点で固定支持した模型を用いて加振試験を行い、パネルからの放射音特性について評価を行った。放射音圧については、図2 (b) に示すように、5個のマイクロホンをパネルの上部に、マイクロホン高さを調節できるように配置して測定した。パネルの振動は、図2 (c) に示すように、16枚のパネルのうち、4枚分の範囲（図中のパネル振動測定範囲）に加速度ピックアップを設置することにより各パネルについて25点ずつ測定した。

#### 3.2 加振試験結果

まず、パネルの放射音圧（パネルからのマイクロホン高さ0.1, 1.0m位置）のパワースペクトル密度（PSD）を図3に示す。0 ~ 500Hzの周波数帯域において、複数のピークが確認されるが、特にグラフ内の赤破線で示した250Hzにおいて共通して高いピークを示している。高さ0.1mの位置においてはパネルの中央部のマイクロ

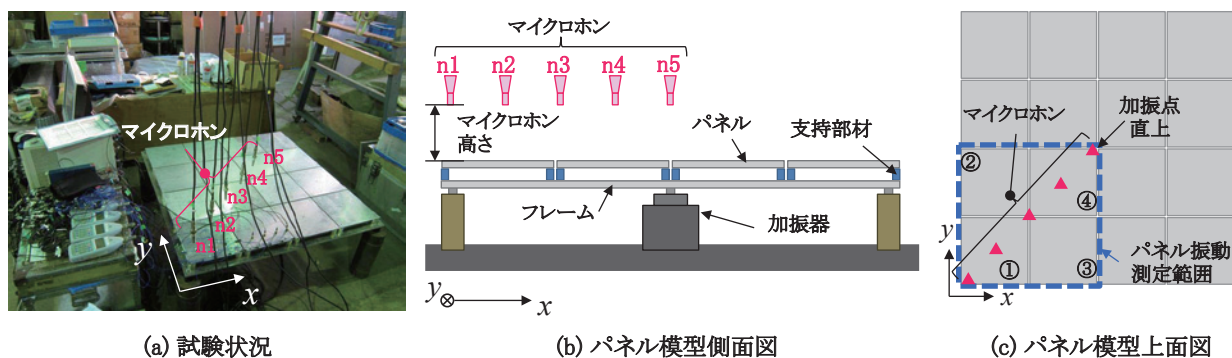


図2 パネル模型を用いた加振試験

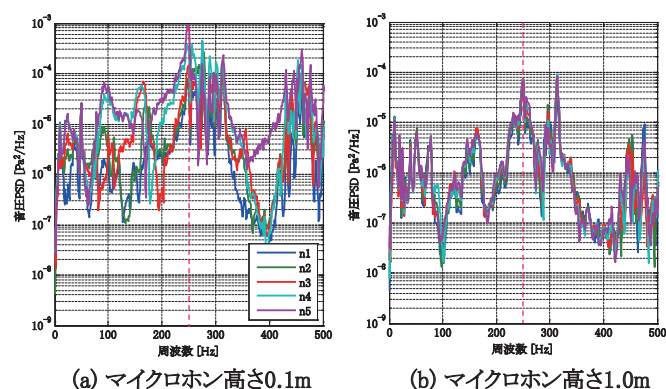


図3 放射音圧パワースペクトル密度

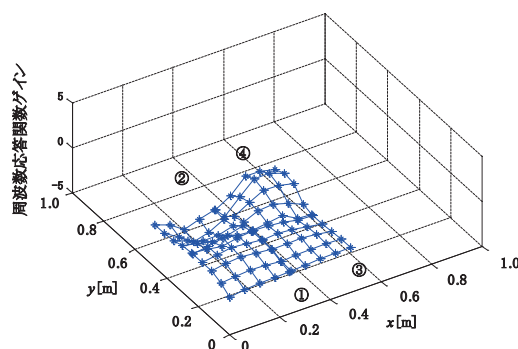


図4 パネルの振動形状 (250Hz)

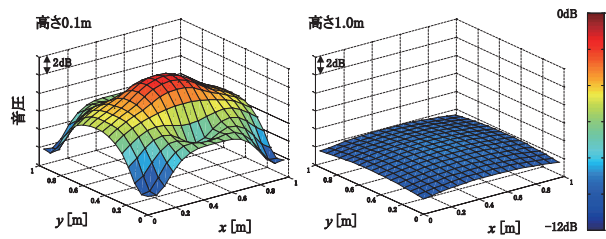
ホン5 (n5) の音圧 PSD が最も高く、外側に向かって  $n4 > n3 > n2 > n1$  の順で低くなっている。高さ 1.0m の位置では、5つのマイクロホンの音圧 PSD の値がほぼ同じになっている。

また、250Hz におけるパネル 4 枚分範囲の振動形状を図 4 に示す。各パネルの振動形状は、パネルの中央部が大きく振動する平板の (1, 1) 振動モード形状に似ており、特に、パネル②とパネル④の振幅が他のパネルより大きく、隣り合うパネル②とパネル④の位相がほぼ逆位相である。

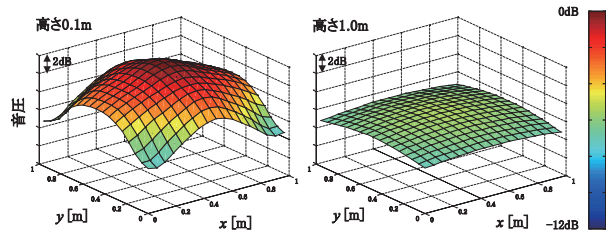
### 3.3 パネル振動から求めた放射音圧分布による検証

模型を用いた加振試験で得られたパネルの振動データを用いて、開空間における放射音圧分布を算出し隣り合うパネルの位相差による放射音への影響について検証を行った。パネル振動は、模型全体の 1/4 にあたる 4 枚分の範囲についてのみ測定した。パネル 16 枚分の放射音圧分布を求めるにあたり、残りの 3/4 の範囲については、計測範囲の振動状況が、加振点に対して、点対称かつ、隣接するパネルについて線対称に現れることを仮定して、パネル全体からの放射音圧分布を求めた。

図 5 (a) の放射音圧分布の結果から、高さ 0.1m 位置では、中央部の音圧が高く、外側に向かうにつれて、音圧が低くなっている。高さ 1.0m 位置では、音圧は全体的に均一になっている。これは、図 3 (b) で示した加振試験において測定された音圧 PSD の結果と一致している。また、隣り合うパネル (パネル②とパネル④) が逆位相となった 250Hz において、パネル振動から求めた放射音圧分布 (パネルからの高さ 0.1, 1.0m) とパネル②の振動速度の位相を 180[deg] ずらし、パネル②とパネル④がほぼ同位相としたときの放射音圧分布を図 5 (b) に示す。各音圧分布の  $z$  軸は合わせており、カラーメッシュは暖色ほど音圧が高いことを表す。なお、加振試験において、パネルの振動速度はモビリティ (速度/加振力) を用いたため、音圧についても周波数応答関数 (音圧/加振力) で求められ、グラフの音圧分布はその絶対値をとって表示したものである。隣り合うパネル同士が逆位相の場合を同位相の場合と比べると高さ 0.1m の位



(a) パネル振動から求めた音圧分布



(b) パネル②とパネル④の振動速度を同位相として求めた音圧分布

図 5 250Hz におけるパネル放射音分布の比較

置では中央部の音圧はほぼ同じであるが、高さ 1.0m の位置では全体的に音圧が低減していることが確認できる。

以上より、位相差が存在することにより放射音が低減される見通しを得た。

## 4. 分割床板による放射音低減効果

### 4.1 現状の床板及び放射音特性

現状の床板の振動及び放射音特性を調べることを目的に、定置において鉄道総研所有のアルミニウム合金製ダブルスキン構体構造を持つ新幹線タイプの試験車体の車内に台車からの固体伝搬音を模擬的に発生させる加振試験を実施した。試験では、図 6 のように、けん引リンクの車体側受に動電型の振動発生装置を取り付け、前後方向 (レール方向) に加振を行った。加振信号は、カットオフ周波数が 20Hz と 500Hz のバンドランダム波を使用した。試験における振動測定範囲 (加振点直上の床板 1 枚分、約 3m × 約 1.2m) を図 7 に示す。位置座標については、図中に示した  $x$ - $y$  軸のように、マクラギ方向を

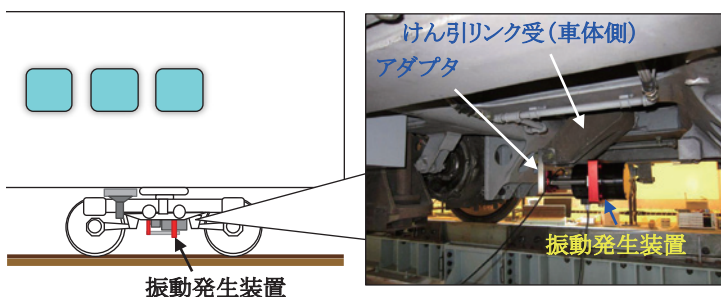


図 6 試験車体の加振試験の状況

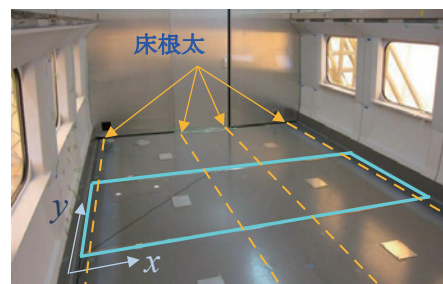


図 7 床板振動測定範囲

特集：車両技術

$x$  軸，レール方向を  $y$  軸とし， $x, y$  方向ともに約 0.1m 間隔で床板各部の上下方向振動加速度を詳細に測定した。なお，車内は図 7 のように腰掛が設置されていない状態で試験を実施した。

まず，床板からの放射音特性を求めるため，床板振動から音響放射パワーを算出する。平板が調和振動する場合，振動構造物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）を積分することにより音響放射パワーが，式 (1) で得られる<sup>4)</sup>。

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

ただし， $\rho_0$  は空気の密度， $S$  は平板の領域， $k$  は波数， $v(x_1), v(x_2)$  は平板上の任意点  $x_1 = (x_1, y_1), x_2 = (x_2, y_2)$  における振動速度，\* は複素共役である。 $r$  は平板上の任意の点  $x_1$  と  $x_2$  の間の距離であり，式 (2) で定義される。

$$r = |x_1 - x_2| = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2} \quad (2)$$

このように，式 (1) を用いて，平板の振動速度から音響放射パワーを求めることができることから，測定した床板の振動加速度データをステップ近似による数値積分法を用いて振動速度データに変換し，加振力に対する周波数応答関数（モビリティ：速度/力）として求めた。解析によって得られた音響放射パワーを図 8 に示す。けん引リンク受からの振動入力に対して，床板からの振動放射音は 150 ～ 300Hz の周波数帯域にピークを持つ特性であることがわかる。

ここで，音響放射パワーのピーク周波数である 186Hz 及び 285Hz における床板の振動形状を図 9 に示す。振動形状は，加振力を入力として床板の各振動加速度を出力とした周波数応答関数（ゲイン，位相）を求め，各床板振動測定点に設定した周波数，ゲイン（振幅に相当）及び位相を持つ正弦波を与えることにより作成した。186Hz 及び 285Hz とともに，加振点であるけん引リンク受直上付近が大きく振動している。285Hz においては，床板がより複雑に振動していることが確認できた。

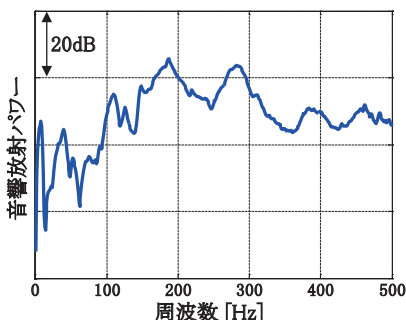


図 8 床板の音響放射パワー

4.2 数値解析による低減効果の予測

前節で示したように，現状の床板は約 3m × 約 1.2m の面積を有する平板であり，音響放射パワーが最も大きくなる 186Hz 付近では加振点直上部が大きく振動している。本検討においては，キャンセレーション効果による放射音低減の可能性に関し，数値的な基礎検討を行うために，隣接する床板間の位相差を任意に設定できるものとした。

現状の床板を，図 10 のように模擬的に  $x$  方向に 5 分割， $y$  方向に 3 分割した床板パネルについて，隣り合うパネル間の振動速度に位相差  $\phi$  を与えた場合の音響放射パワーの変化を数値計算により求めた。ここで，振動速度の振幅については現状の床板の振動速度データを用い，同一パネル内では同一位相となることを仮定した。図 11 に前章で音響放射パワーが最大となった 186Hz におけるパネル間の位相差と音響放射パワーとの関係を示す。なお，縦軸については，位相差  $\phi = 0[\text{deg}]$  のときの音響放射パワーを 1 とし，音響放射パワー比で表示した。音響放射パワーは，位相差  $\phi = 90[\text{deg}]$  で約 0.6， $\phi = 180[\text{deg}]$  で約 0.1 となり最小値をとる。このように，床板パネル間の振動に位相差をつけることにより放射音を低減できる可能性が示された。

4.3 数値解析による床板からの放射音圧分布

続いて，分割床板を適用した際の車内の騒音特性の変化を評価した。鉄道車両の車内空間は，新幹線車両の場合，約 3.2m（マクラギ方向）× 約 20.5m（レール方向）× 約 2.3m（高さ方向）の直方体の閉空間であるため，閉空間における音響モードの影響を考慮しなくてはならない。ただし，この車内空間における音場は，加振点直上の床板 1 枚範囲の振動放射音のみによって励起されると仮定して音圧分布を求める。車内空間内の点  $r_i$  に存在する点音源の体積速度が  $q$  のとき，空間内の任意の点  $r_e$  における音圧は式 (3) で定義される<sup>5)</sup>。

$$p(r_e) = \sum_{l=0}^{\infty} \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{j\omega \rho c^2}{(\omega_{lmn}^2 - \omega^2)} \psi_{lmn}(r_e) \psi_{lmn}(r_i) q \quad (3)$$

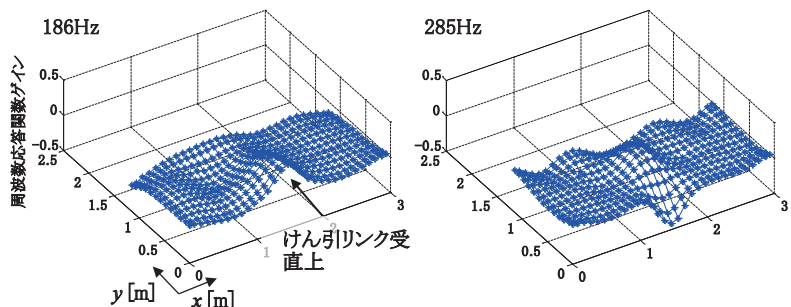


図 9 加振点直上の床板振動形状（186Hz, 285Hz）

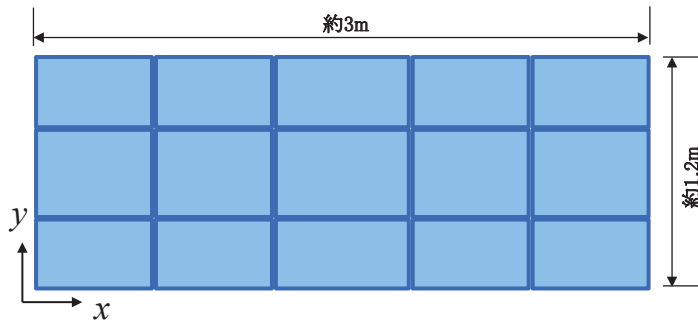


図10 現状の床板を模擬的に15分割したパネル

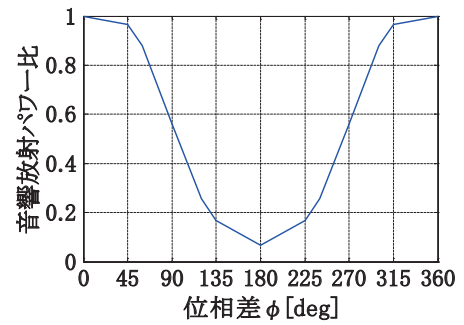


図11 位相差  $\phi$  と音響放射パワーの関係 (186Hz)

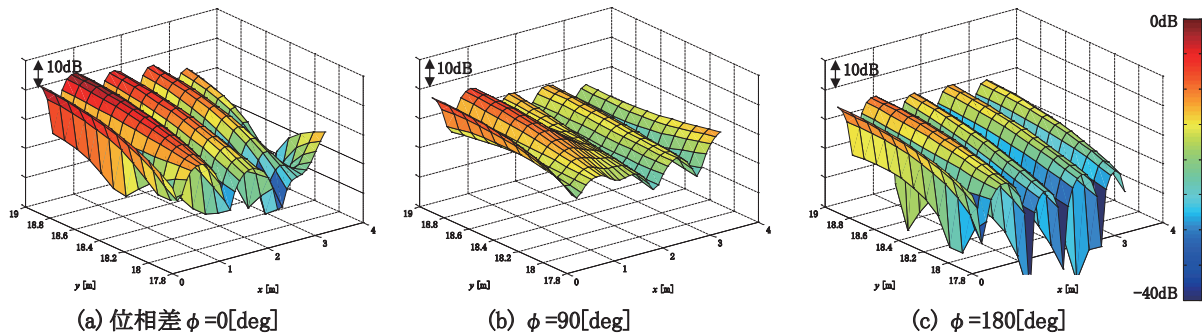


図12 音圧分布の比較 (186Hz, 高さ 1.2m 位置における加振点直上の床板 (3m × 1.2m) 範囲)

ここで、 $j$  は虚数単位、 $\omega$  は角振動数、 $\rho$  は空気密度、 $c$  は音速、 $\omega_{lmn}$  は音響 ( $l, m, n$ ) 次モードの固有角振動数を表す。 $l$  はマクラギ ( $x$ ) 方向、 $m$  はレール ( $y$ ) 方向、 $n$  は高さ ( $z$ ) 方向である。また、 $\psi_{lmn}(r_e)$  は閉空間内の任意の点  $r_e$  における音響モード関数、同様に、 $\psi_{lmn}(r_i)$  は床板1枚範囲内の任意の点  $r_i$  における音響モード関数である。前章で音響放射パワーを求めたときと同様に、床板振動速度はモビリティを使用しているため、音圧  $p$  は入力加振力、出力が音圧の周波数応答関数の形で求められる。周波数応答関数は複素数で表され振幅及び位相情報を含んでおり、絶対値をとることにより、空間の位置  $r_e$  における音圧分布を求めることができる。

図12に現状の床板 (位相差  $\phi = 0[\text{deg}]$ )、分割床板の隣り合うパネルの振動速度の位相差  $\phi = 90[\text{deg}]$  にしたとき及び  $\phi = 180[\text{deg}]$  にしたときの音圧分布を示す。音圧分布を求めた範囲は、床上高さ 1.2m 位置における加振点直上の床板1枚分とした。なお、車内空間全体の音圧分布を求めた後に、当該の表示範囲を切り出しているため、 $y$  軸は車端部からの座標となっている。各グラフの  $x$ - $y$  断面に音圧の腹と節が交互に現れているのは、閉空間における音響モードの影響であると考えられる。現状の床板の音圧分布に対して、分割床板の位相差  $\phi = 90[\text{deg}]$  及び  $\phi = 180[\text{deg}]$  を与えたときの音圧分布の方が全体的に低下していることがわかる。求めた音圧分布の範囲における平均音圧を算出し、現状の床板と比較すると、 $\phi = 90[\text{deg}]$  では 5.3dB、 $\phi = 180[\text{deg}]$  では 7dB

低下している。

#### 4.4 試験車体への適用

試験車体の一部の床構造を弾性支持 (浮床構造) にした場合及び床板を分割して弾性支持 (分割床板) にした場合の床板振動及び放射音特性について、現状の床構造との比較を行った。

浮床構造の適用範囲は、試験車体の床板の台車直上部の内妻壁から4枚分とし、防振ゴムのばね定数は、100Hz以上の周波数で十分な振動低減効果が得られるよう、床板と腰掛2組の質量と防振ゴムの剛性による固有振動数が50Hzとなるように設定した。ただし、今回の試験時は腰掛が未設置のため、床板の質量と防振ゴムの剛性による固有振動数は約87Hzとなった。この場合、弾性支持された床板は加振力に対する応答倍率が1より小さくなる周波数が約123Hz (87Hzの $\sqrt{2}$ 倍)となることから、この周波数以上の帯域で振動低減効果が得られると期待される。また、分割床板の適用範囲は、浮床構造を適用した範囲とほぼ同じ台車直上付近の床板4.5枚分の範囲で、図13に示すように現状の床板1枚を腰掛部×2、足置き部×2、通路部×1に5分割し床根太に防振ゴムを用いて弾性支持した。防振ゴムのばね定数は分割床板と防振ゴムの固有振動数が概ね50Hzとなるように設定しているため、浮床構造と同様に約70Hz以上 (50Hzの $\sqrt{2}$ 倍)の周波数帯域で低減効果が期待される。ただし、腰掛を設置する分割床板については、今

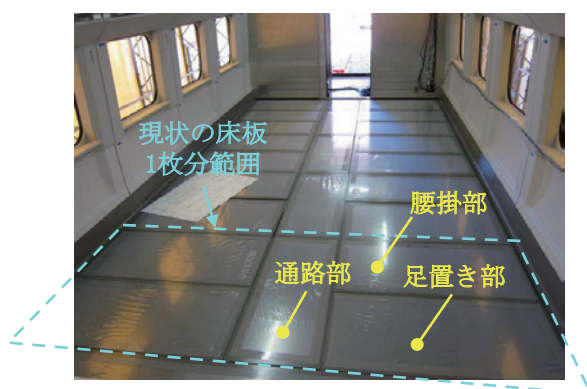


図 13 分割床板の車内設置状況

回の試験では腰掛を設置していないため固有振動数は約 141Hz となり、約 199Hz (141Hz の  $\sqrt{2}$  倍) 以上の周波数で低減効果が期待できる。

現状の床構造に対する変更した床構造の放射音の低減効果について音響放射パワーを算出することにより評価を行った。ここで、音響放射パワーを求めるにあたり、床板範囲は加振点直上の現状床板 1 枚の範囲とし、分割床板についても現状床板と同じ面積で計算した。結果を図 14 に示す。100Hz 以上において、現状床板の音響放射パワーが最も大きく、現状床板の弾性支持及び分割床板は周波数が高くなるにつれて低下している。前述したように、浮床構造の場合は 123Hz 以上、分割床板の場合は 70Hz (ただし、腰掛部は 199Hz) 以上で振動低減効果を持つことから、音響放射パワーが低下したと考えられる。また、浮床構造と分割床板を比較すると、170Hz より低い周波数帯域では分割床板、170Hz より高い周波数帯域では浮床構造の音響放射パワーが小さくなっている。

以上のように、分割床板の弾性支持による騒音低減効果が示されたが、キャンセレーション効果によるものか、防振ゴムの振動絶縁によるものか、明確な分離ができなかった。支配的な低減メカニズムの同定が今後の課題である。

## 5. まとめ

高速車両の台車からの固体伝搬音に対して、新たな低減対策として、床構造に着目し床板を分割し弾性支持する手法を検討した。まず、パネル模型を用いた加振試験を行い、隣り合うパネルの振動が逆位相となる周波数において、放射音圧が同位相の場合より低減することが確認された。次に、新幹線タイプの試験車体を用いて、定

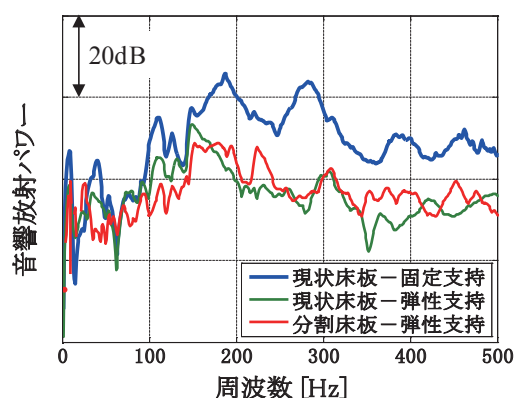


図 14 各床構造における音響放射パワー

置において車内に台車からの固体伝搬音を発生させる加振試験を実施し、床板振動及び放射音特性について詳細に調べた。そして、得られた床板振動の測定データを用いて模擬的に床板を分割し、隣り合うパネル同士に位相差をつけることで放射音が低減できることを示した。さらに、試験車体の一部の床構造を浮床構造及び分割床板の弾性支持に変更し、加振試験を行い放射音の低減効果を評価した。その結果、分割床板の弾性支持が 170Hz 以下の周波数帯域で音響放射パワーが最小となり、放射音低減効果の可能性が示された。

分割床板の弾性支持による放射音対策は、隣り合う床板パネルを支持する防振ゴム等の特性を変えることにより生じる共振周波数の差を利用することによって、隣り合うパネルの振動に位相差を与えることが実現可能と考えられる。今後は、分割床板の剛性や弾性支持に関する様々なパラメータの最適条件を求め、実際の車両における床板からの放射音の低減効果を確認していく。

## 文 献

- 1) 堀内雅彦, 橋本克史, ほか 3 名: 高速鉄道車両用窓の遮音性能, 日本機械学会第 12 回交通・物流部門大会講演論文集, pp.37-40, 2003
- 2) 朝比奈峰之, 山本克也, ほか 3 名: 鉄道車両の床板構造の違いによる床板振動・放射音特性, 第 23 回環境工学総合シンポジウム講演論文集, pp.82-85, 2013
- 3) 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
- 4) 田中信雄: 振動音響制御, コロナ社, pp.79-80, 2009
- 5) 小林こずえ, 田中信雄: 太鼓型構造物における静粛化, 日本機械学会論文集 (C 編), 71-704, pp. 1215-1222, 2005