

圧電材料を用いた騒音低減システムの 実車両への適用

朝比奈 峰之* 山本 克也* 山本 大輔*
間々田 祥吾** 佐藤 大悟**

The Noise Reduction System with Use of Piezoelectric Materials
Applied to the Railway Vehicles

Mineyuki ASAHINA Katsuya YAMAMOTO Daisuke YAMAMOTO
Shogo MAMADA Daigo SATO

Recently, development of a new lightweight and economical countermeasure for reducing the interior noise of railway vehicle has been required. Therefore, the authors have developed a new noise reduction system with use of piezoelectric materials. The system is composed of panels consisting of thin plates on which piezoelectric materials are stuck, and control circuits. Since a resonant circuit is created between a capacitor of the piezoelectric materials and an inductance in the control circuit, the transmitted noise is reduced in the frequency range near the resonant one. In this paper, we describe the noise reduction system and the results of its application to the ceil panels under pantograph and the floor above the transformer in railway vehicle.

キーワード：車内騒音，圧電材料，鉄道車両，騒音低減

1. はじめに

近年，新幹線をはじめとした鉄道車両の高速化及び軽量化が進み，車両内外の環境に関する問題が多く取り上げられ，様々な研究開発が進められている。その中でも車内騒音の低減は，車内快適性向上の重要な課題の一つとなっている。鉄道車両の車内騒音は，その伝搬経路によって，主に屋根，窓，腰板，床などを透過する透過音と，主に台車で発生する振動が牽引装置やヨーダンパといった台車と車体間の結合要素を介して車体に伝搬し，床及び内装板から放射される固体伝搬音に分類できる。これらの騒音に対して，これまで吸音材や制振材を用いた対策や質量則による対策がなされてきたが，1kHz以下の比較的低い周波数の騒音に対しては効果が低い。このような車内騒音に対して，軽量かつ低コストの新たな騒音低減対策が望まれている。

そこで，筆者らは，壁面に対して，薄板（金属板）と圧電材料で構成された騒音低減パネルを取り付け，制御回路を接続することによって，壁面を透過する音を低減させる新しい騒音低減システムを開発している。本システムは，制御回路をインダクタンス回路として，圧電材

料の静電容量との間で共振回路を構成し，共振周波数付近の透過音を低減する。

本論文では，騒音低減システムの概要と新幹線車両のパンタグラフ下の天井内装板や主変圧器直上の床板に対して本システムを適用した結果について報告する。

2. 騒音低減システムについて

2.1 騒音低減システムの概要

騒音低減システムの概要図を図1に，騒音低減パネル（200Hz用）を図2に示す。騒音低減パネルは，圧電材料を貼付した薄い金属板（以下，遮音板と呼ぶ）を図2のように平面状に配列したものである。遮音板は，板の中央部のみが振動の腹となる(1,1)振動モード(平板の振動モードは， x 軸方向及び y 軸方向に沿って存在する振動の腹の数で表す)の固有振動数を制御対象周波数として設計を行う。遮音板は，周辺固定支持の正方形の平板とみなすと，その辺長 a は次式で求められる¹⁾。

$$a = \frac{4}{3} \sqrt{\frac{\pi D}{f \sqrt{\rho h}}} \quad \text{ただし,} \quad D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (1)$$

ここで， f , ρ , h , E , ν は，それぞれ，制御対象周波数，遮音板の密度，板厚，縦弾性係数，ポアソン比を表す。

本システムの騒音低減原理は，以下の通りである。

(1) 入射音によって遮音板に振動が励起され，遮音板に

* 車両構造技術研究部 車両振動研究室

** 材料技術研究部 防振材料研究室

特集：車両技術

貼付された圧電材料から電圧が発生する。

- (2) 圧電材料に接続する制御回路にインダクタンス回路を採用すると、圧電材料の静電容量との間に共振回路が構成され、共振周波数を中心に遮音板の振動低減効果が得られる²⁾。
- (3) 遮音板の振動低減によって、空気層内の音響エネルギーが小さくなる。
- (4) その結果、対象板への入射音響エネルギーが小さくなるため、対象板の透過音が低減する。

上記の(2)は、圧電材料の電気-機械エネルギー変換特性を利用し、遮音板に仮想的な動吸振器を付加して遮音板自身の振動を低減させる方法と等価である³⁾。騒音低減パネルを、図1のように、空気層を介して設置することによって、対象板の振動状態を同定することなく、放射音を低減することが可能となる⁴⁾。また、対象板自身の振動によって音が発生している場合においても、対象板の外側(図1では左側)に空気層を介してパネルを設置させることによって透過音は低減する。

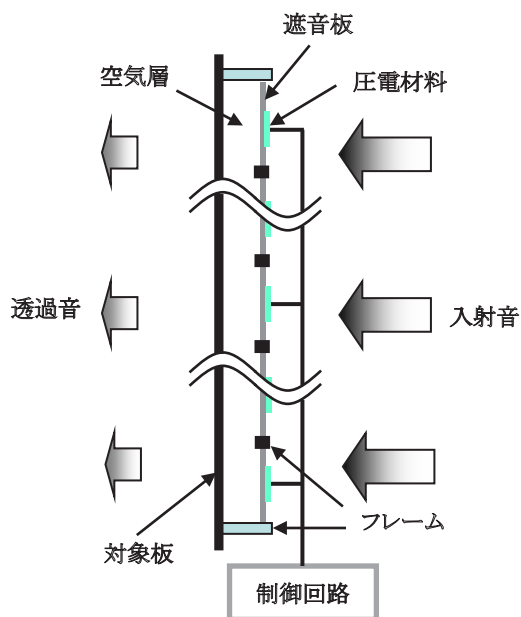


図1 騒音低減システムの概要図

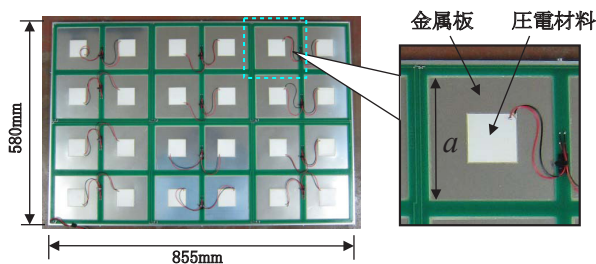


図2 騒音低減パネル(200Hz用)

2.2 残響箱を用いた騒音低減効果の評価

図2で示した制御対象周波数が200Hzの騒音低減パネルについて、残響箱を用いて騒音低減効果の評価を

行った。図3に評価試験の状況を示す。スピーカを内蔵した残響箱の上側開口部に騒音低減パネルを取り付け、内蔵スピーカから200Hzの純音を発生させ、騒音低減パネルから500mmの高さに取り付けられたマイクロホンで透過音を測定し、制御の有無による透過音の変化を調べた。パネルに接続する制御回路の回路定数は、事前にLCRメータによって求めたパネルの特性値(抵抗, 静電容量, インダクタンス, インピーダンス)から設定し、透過音のワースペクトルをモニタしながら、制御回路の回路定数を調整した。複数枚の騒音低減パネルについて、透過音の低減効果を測定し、その内の2つの例(仮にパネルAとパネルBとする)を図4に示す。パネルによって個体差はみられたが、制御によって透過音を約10dB~20dB低減できる性能を有していることが確認された。

次に、新しい車内騒音の低減対策には軽量であることが求められている。そこで本システムの質量増加の面からの有用性について検証を行うため、対象板(均一な材料からできている平板とする)に対して騒音低減パネルを適用した場合と質量則による透過音低減対策をした場合との比較を行う。

対象板に対して、垂直入射する音がある場合、透過損失は式(2)のように近似できる。



図3 残響箱を用いた騒音低減試験

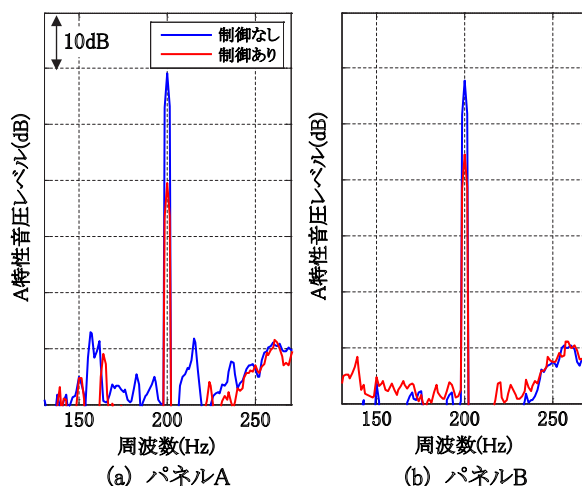


図4 騒音低減システムによる騒音低減効果の例

$$TL_0 \approx 20 \log_{10} \left(\frac{\omega \rho_A}{2 \rho c} \right) \quad (2)$$

ここで、 TL_0 , ω , ρ_A , ρ , c は、それぞれ、透過損失、角振動数、材料の面密度、空気の密度、音速である。式(2)より、透過損失は角振動数と材料の面密度の対数に比例する。そのため、同じ透過損失を得るには、低い角振動数(周波数)の音に対しては対象板の質量を大きくしなくてはならない。

平板の面密度を $\Delta\rho_A$ 大きくすることにより透過損失が ΔTL_0 増加したとすると、

$$TL_0 + \Delta TL_0 = 20 \log_{10} \left\{ \frac{\omega(\rho_A + \Delta\rho_A)}{2 \rho c} \right\} \quad (3)$$

となる。続いて、式(2)を式(3)に代入すると、

$$\Delta TL_0 = 20 \log_{10} \left(\frac{\rho_A + \Delta\rho_A}{\rho_A} \right) \quad (4)$$

$$\Delta\rho_A = \rho_A \left(10^{\frac{\Delta TL_0}{20}} - 1 \right) \quad (5)$$

となる。式(4)及び(5)では、式(3)の角振動数の項が消えることから、材料の面密度の増加と等価損失の増加の関係は、角振動数に関わらず同じ傾向となることがわかる。式(5)から、透過損失の増加量 ΔTL_0 と既存の対象板の面密度の増加量 $\Delta\rho_A$ の関係を図5に示す。既存の対象板として、アルミ板 1.5mm 厚、2mm 厚、鉄板 1mm 厚、2mm 厚がある場合、騒音低減パネルを設置した場合について示す。透過損失を 10dB 増加させる場合、既存の対象板がアルミ板 1.5mm 厚では面密度は約 9 kg/m² の増加、鉄板 2mm 厚では約 34 kg/m² の増加が必要となる。このように、透過損失を同じ量だけ増加させる場合、元の対象板の面密度が大きいほど面密度の増加量は大きくなる。一方、騒音低減パネルの場合は、制御対象周波数である 200Hz に限るが、面密度の増加量は透過損失の増加量に関わらず、パネルの取付による面密度の増加量の約 5kg/m² となり、図5の赤線のようになる。

騒音低減パネルは残響箱試験結果から、制御対象周波数の 200Hz において、透過損失を約 10dB ~ 20dB 低減

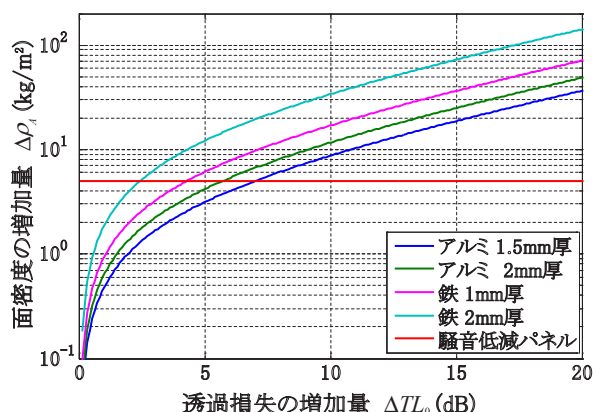


図5 透過損失の増加量と面密度の増加量の関係

できる性能を有していることから、この透過損失の増加量の領域では、質量則による騒音低減対策と比較して、軽量の騒音低減対策であることがいえる。

3. 騒音低減システムの実車両への適用

3.1 新幹線車両の天井内装板への適用試験

実際の鉄道車両に対して騒音低減システムの評価を行うために、新幹線車両のパンタグラフからの発生音への適用試験を実施した。

3.1.1 試験概要

事前に測定した騒音特性からパンタグラフ下の車内騒音には、パンタグラフから天井内装板を透過する音に起因する 200Hz 付近のピークがあることがわかっており、制御対象周波数を 200Hz とした。

本試験では、より実用に近い状態で騒音低減効果を検証することを目的として、図6のように、天井内装板の背面に8枚の200Hz用騒音低減パネル(1枚:730×490×厚さ25mm)を設置した。図7に騒音低減パネル及びマイクロホン設置位置を示す。パネルは車両の客室端部からレール方向に約3.35m、マクラギ方向に約0.5mの左右2列の範囲に設置し、レール方向のパンタグラフ位置をカバーしている。また、マイクロホンは天井内装板近傍に1箇所(図7中の(a))とパネル範囲の天井内装板直下の床から1.2m位置に3箇所(図7中の(b)~(d))設置した。

走行試験では、同じ区間をほぼ同じ速度で走行することから、同一区間における各騒音測定点の制御の有無によるA特性音圧レベルを求め、比較を行った。

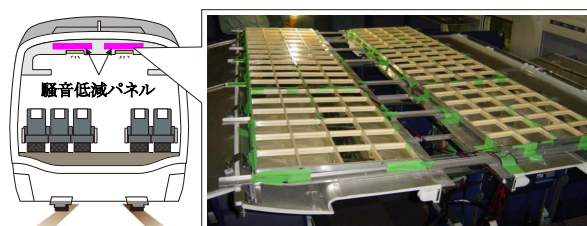


図6 騒音低減パネルの設置状況

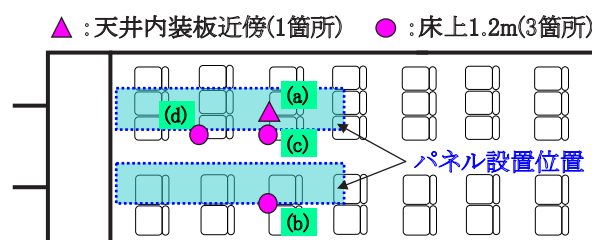


図7 騒音低減パネル及びマイクロホン設置位置

3.1.2 試験結果

図8に制御の有無による各騒音測定点の周波数解析結果を示す。制御なしの場合のパンタグラフ下の各騒音測

特集：車両技術

定点の車内騒音には 200 ～ 220Hz 付近にピークがある。それぞれのパネルについて、圧電材料の静電容量と制御回路のインダクタンスとの共振周波数を制御対象のピークの周波数と一致するように、制御回路の調整を行った。各測定点の制御の有無による A 特性音圧レベルを比較すると、ピークのある 200 ～ 220Hz の周波数範囲において、天井内装板直下で約 5dB、床上 1.2m の各位置で最大約 4dB の低減が確認された。

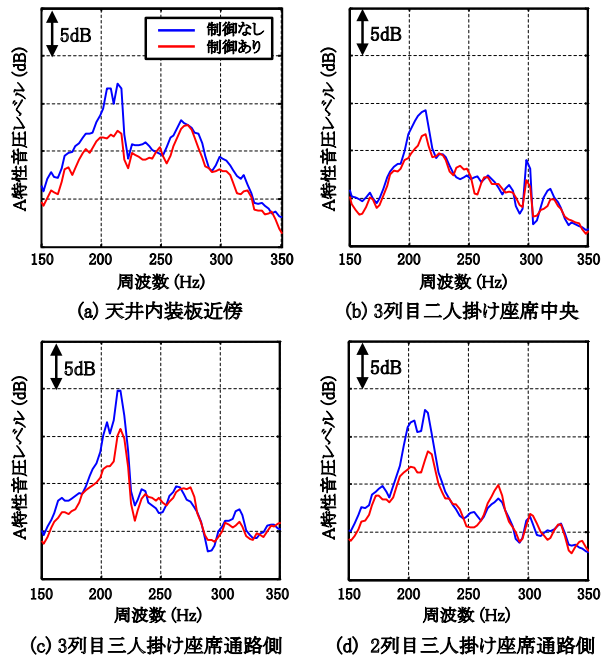


図8 制御の有無による各騒音測定点の周波数解析結果

3.2 実車両の主変圧器放射音への適用試験

鉄道車両の床下搭載機器である主変圧器は、架線電圧を主回路や空調装置などの補助回路に降圧して供給する機器である。変圧の過程で発生する磁歪音等が主変圧器から放射され、床板等を透過し車内騒音となっている。

そこで、実車両の主変圧器からの放射音に対して、騒音低減システムの適用を試みた。

3.2.1 事前試験（放射音特性測定）

新幹線車両の主変圧器からの放射音に対する騒音低減システムの適用試験の事前試験として、定置（加圧・停車状態）における車内騒音測定試験を行い、制御対象周波数を決定した。事前試験の測定点を図9に示す。図9中の赤破線範囲が主変圧器直上の床である。主変圧器直上の床上0.1m位置の3箇所(S1～S3)及び床上1.2m(S4)の位置にマイクロホンを設置して、車内騒音を測定した。同時に、主変圧器直上の床3点(V1～V3)に加速度ピックアップを設置して床上振動加速度(上下)を測定した。

車内騒音及び床上振動加速度の周波数解析結果を図10に示す。床上0.1m位置の騒音(S2)と床上振動加速度(V2)には、100Hzとその整数倍の周波数にピークがみられ、床上1.2m位置の騒音(S4)は200Hzに卓越したピークがあり、さらに、100Hz、300Hz、400Hzにもピークがみられる。その他の騒音、振動測定点においても同様の傾向が確認された。主変圧器からの放射音は電源周波数の倍を基本波として、その高調波成分をもつことが知られており、試験対象車両の場合、主変圧器の電源周波数は50Hzのため、放射音のもつ基本波の周波数は100Hzとなる。各測定点で確認されたピークの周波数成分は主変圧器からの放射音成分であると推測される。

よって、各測定点において、床からの騒音成分と推定される200Hzに大きなピークがあることから、騒音低減システムの制御対象周波数を200Hzと決定した。

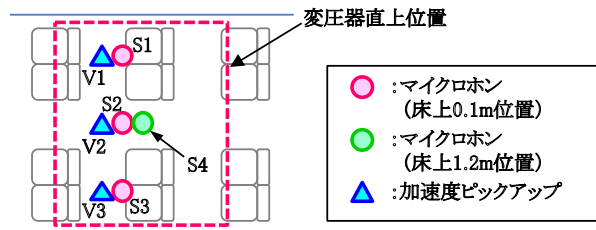


図9 事前試験の測定点（車内主変圧器直上）

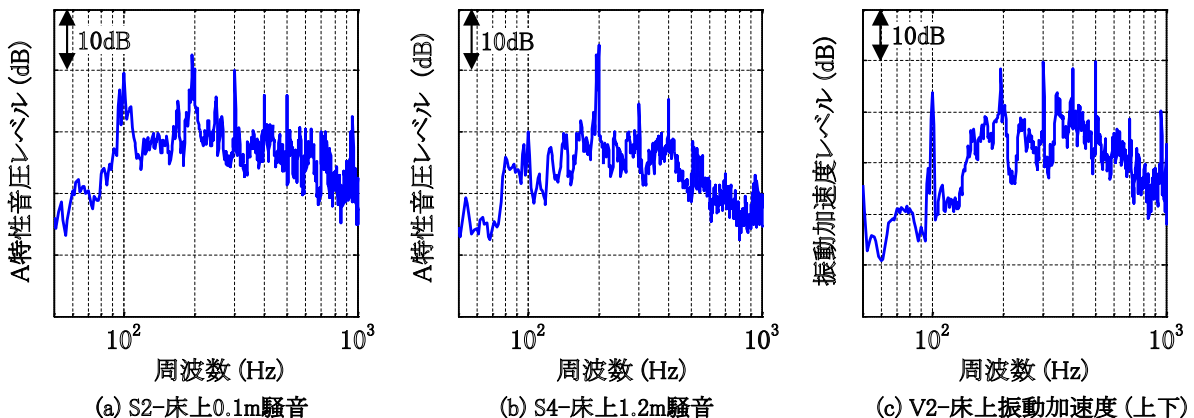


図10 事前測定における車内騒音及び床上振動加速度の周波数解析結果

3.2.2 適用試験概要

事前試験の結果を踏まえて、定置における騒音低減システムの実車両の主変圧器への適用試験を実施した。試験の測定点及び騒音低減パネルの設置状況を図11に示す。

騒音低減効果の評価は、制御の有無による透過音の評価と全方位音源探索システム⁵⁾を用いて行った。全方位音源探索システムは、31個のマイクロホンと12個のCCDカメラが埋め込まれた球状のセンサとADコンバータ、ノートPCで構成された測定システムで、その設置位置の周囲全体について騒音の強さを視覚的に表示するため、音が放射されている箇所や測定点に対して影響の大きい騒音源を特定するのに役立つ。

主変圧器直上の車内床に騒音低減パネルを7枚設置し、床上1.2m(通路)の位置に全方位音源探索システムを、パネル2,3,4,5の各パネルの上面から0.1mの位置にマイクロホン(S1~S4)を設置して、主変圧器直上床付近からの放射音を測定した。

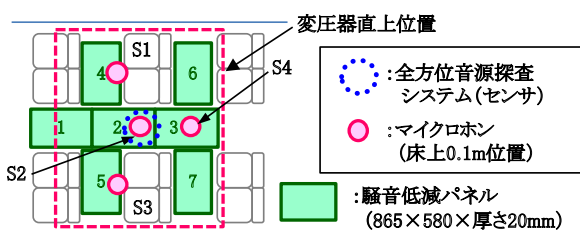


図11 適用試験の測定点（車内主変圧器直上）

3.2.3 適用試験結果

騒音低減パネル7枚の制御の有無による各騒音低減パネル近傍騒音の周波数解析結果を図12に、全方位音源探索システムによる放射音分布測定結果を図13に示す。放射音分布測定結果について、図13中の黒破線部が騒音低減パネルの設置位置であり、図13の各図の中央に

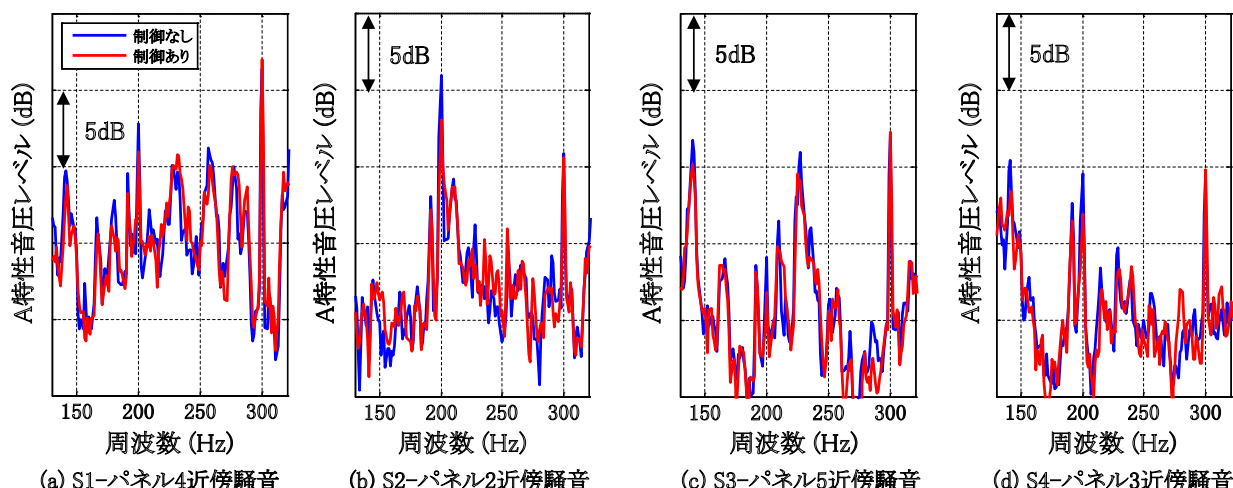


図12 制御の有無による各騒音低減パネル近傍騒音の周波数解析結果

設置した騒音低減パネルをパネル2、その上側をパネル1、右側をパネル4、左側をパネル5、下側をパネル3と表示する。

周波数解析結果から各パネル近傍騒音の200Hzのピークが約2dB~3dB低減していることがわかる。また、放射音分布測定結果から、パネル2,3付近からの放射音が低減していることが確認できる。したがって、パネル2及びパネル3近傍のマイクロホン及び全方位音源探索システムの通路部で観測された変化は騒音低減パネルの制御による低減効果であると考えられる。

3.3 実車両における騒音低減効果に関する考察

2.2節で残響箱試験における騒音低減システムの騒音低減効果の評価を行い、200Hzの純音に対して透過音を10dB~20dB低減する性能があることを示した。しかし、実車両への適用試験では、走行中のパンタグラフ直下の天井内装板に適用した場合、内装板近傍の騒音測定点で最大約5dBの低減、定置における主変圧器からの放射音に適用した場合は、床上0.1m位置で最大約3dBの低減が確認され、残響箱試験と比較すると低減量が小さい。

これは、残響箱試験では、暗騒音が非常に小さい環境下で行い、主に騒音低減パネルの透過音の変化を観測したのに対して、実車両での試験では、測定点において騒音低減パネルの透過音以外の騒音の影響が大きく、本システムによる騒音低減効果が小さくなったと考えられる。天井内装板への適用試験の場合、騒音低減パネルを透過する騒音の他に、車両の走行によって発生する様々な騒音の影響が考えられる。また、主変圧器への適用試験では、主変圧器直上範囲の床板に騒音低減パネルを適用したが、座席の真下は構造上、パネルの設置が難しかったため、このようなパネル未設置範囲からの音の影響が考えられる。

騒音低減効果を高めるためには、本システムの特性上、

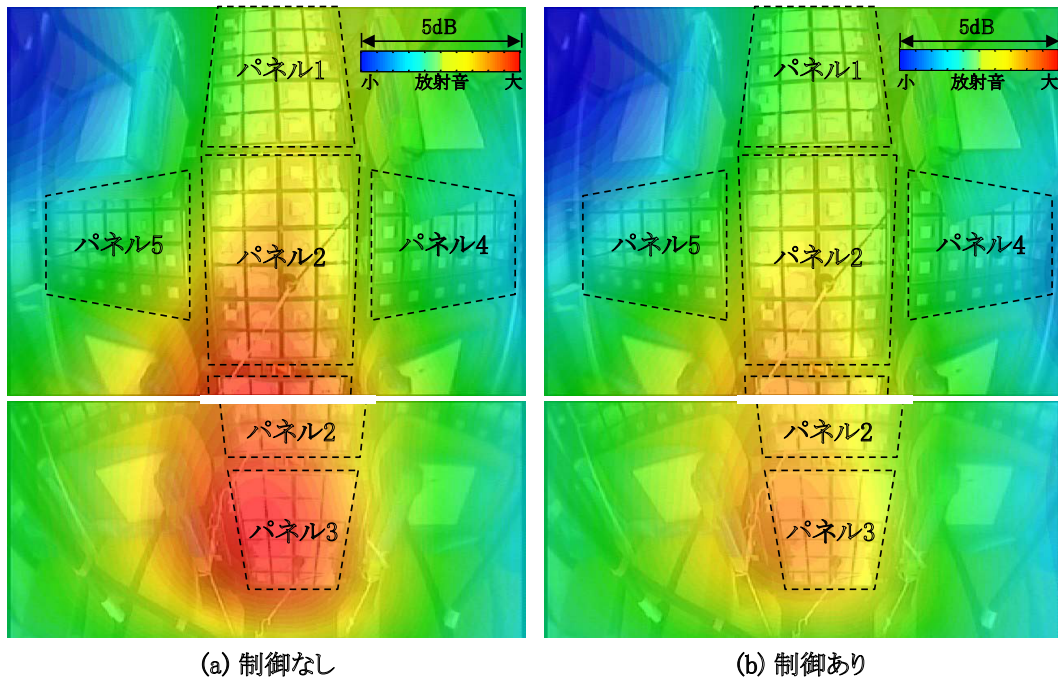


図 13 全方位音源探査システムによる放射音分布測定結果
(中心周波数 200Hz の 1/3 オクターブバンド)

音が透過または音を発している範囲全体に適用することが有効であると考えられる。例えば、主変圧器からの放射音に適用する場合は、騒音源である主変圧器の筐体に直接騒音低減パネルを設置すると、さらなる低減効果が得られる可能性があると考えられる。

4. まとめ

鉄道車両の新たな車内騒音対策として、圧電材料を用いた騒音低減システムを開発してきた。

本システムを新幹線車両のパンタグラフ下部の天井内装板及び主変圧器直上の床板に適用し、騒音低減効果の評価を行った。天井内装板への適用試験では、走行状態において、車内騒音の 200Hz 近傍のピークの周波数帯域で最大約 5dB の低減効果が確認された。主変圧器から発生する騒音の伝搬経路である車内床面に騒音低減パネルを設置した適用試験では、定置試験においてパネル透過音の 200Hz のピークが最大約 3dB 低減した。また、全方位音源探査システムを用いた放射音分布測定により、騒音低減パネル設置範囲から客室への入射音が低減していることを確認した。

実車両に対する今回の適用試験では 200Hz 近傍の騒音を対象としていたが、実際にはそれ以外の周波数帯域の騒音を含めた広帯域での低減が必要である。今後、制御対象周波数の広帯域化や車両搭載するため本システムのさらなる性能向上を進め、実用化に向けて取り組んでいく。

謝辞

現車試験の実施にあたり、ご協力を頂いた東日本旅客鉄道株式会社の関係各位に深く感謝致します。

文献

- 1) A. W. Leissa, *Vibration of Plates (the Reprinted Edition)*, Acoustical Society of America through the American Institute of Physics, pp.58-65, 1993.
- 2) N. W. Hagood and A. Von Flotow, "Damping of Structural Vibrations with Piezoelectric Materials and Passive Electrical Networks," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 146, No. 2, pp. 243-268, 1991.
- 3) 山田啓介, 他: 圧電素子を用いた制振システムの等価機械モデルと等価電気モデル, 日本機械学会論文集 (C 編), Vol.73, No.730, pp.1625-1632, 2007
- 4) 山本克也, 他: 鉄道車両の内装透過音制御システムの開発 (第 2 報, 遮音板配列型騒音制御システムの提案), 日本機械学会論文集 (C 編), Vol.75, No.752, pp.890-897, 2009
- 5) 山本克也, 他: 全方位音源探査システム (ノイズビジョン) による車内騒音侵入経路調査法について, 日本機械学会第 16 回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集 (J-RAIL2009), pp.201-204, 2009