

音響透過板を用いた台車部空力音の測定および評価手法

宇田 東樹* 北川 敏樹*

Development of Measurement Method for Aerodynamic Bogie Noise using Porous Plate

Toki UDA Toshiki KITAGAWA

A new measurement and evaluation method is proposed to precisely identify sources of the aerodynamic bogie noise in a wind tunnel test. A part of the ground under a bogie section is replaced by a porous plate, which lets the sound wave pass through while blocking off the airflow. A microphone array is installed under the porous plate toward the bogie. This measurement method makes it possible to determine sound sources of the bogie in detail. It is found that traction motors and gear unit, which are located downstream in the bogie section, are dominant sources. This experimental method and results can lead to a better understanding of the aerodynamic bogie noise and a contribution to the development of reduction techniques.

キーワード：新幹線，空力音，台車部，音響透過板，マイクロホンアレイ，風洞試験

1. 緒 言

新幹線沿線における環境の維持・負荷低減は、鉄道事業者が取り組むべき課題の1つとされている。中でも沿線騒音については、住宅の密集した地域を走行する日本固有の事情もあり、昭和50年に住宅地域で70dB、商工業地域で75dBという環境基準が定められている。このような厳しい環境基準を満足しながらも、沿線環境の負荷低減あるいは列車速度の向上を目指し、車両の低騒音化に向けた技術開発、防音壁のかさ上げや形状改良、軌道パッドの低バネ剛性化など、車両側と地上側の両面から多くの騒音対策が講じられている。

新幹線騒音は主にパンタグラフ空力音・車両下部音・車両上部空力音・構造物音から構成されており、環境基準の評価が行われる標準点（近接側軌道中心から25m離れ、地上1.2m高さ）における全体騒音への寄与は図1に示すように車両下部音が最も大きい^{1) 2) 3)}。この車両下部音は主に、①レールと車輪の接触に伴って発生する転動音、②車両まわりの高速気流によって生じる空力音、で構成される。一般に、車輪・レールの固体振動による転動音のパワーは列車速度の2～3乗に比例して増加するのに対して、物体まわりの流れの渦度変動によって生じる空力音のパワーは列車速度の6乗以上で増加する性質をもつ。このような両者の速度特性の違いによって、列車速度が増加するほど空力音の寄与が増大する傾向を示す。実際、先行研究の試算³⁾によれば、新幹線が320km/hで走行する場合、車両下部空力音の寄与度は、

25m離れの標準点における全体騒音に対して30%を越えるとされている。このため、車両下部空力音の発生メカニズムの解明や低減対策の検討は、速度向上における重要な課題と位置づけられ、風洞実験・数値計算等を活用した研究開発が進められている⁴⁾。

車両下部空力音の発生部位は主に台車部周辺⁵⁾であり、台車部を対象とした風洞実験が行われている。一般に、風洞実験における騒音測定や音源探索は供試体の側方に観測点を定めることが多く、台車部についても新幹線沿線における25m離れの標準点を想定して側方にマイクロホンアレイを設置して空力音源の分布を空間積分する計測・評価などが行われてきた⁴⁾。この評価方法は、測定が比較的容易であることに加え、風洞実験結果を現車換算して音源別の寄与度を推定するうえで最適な手法である。しかし、側方からの放射音測定では、台車装置の空力音源位置を詳細に特定することはできない。このため、低減対策を試行錯誤的に進めざるを得ず、空力音の発生機構を理解しながら低減対策を効率的に進めるこ

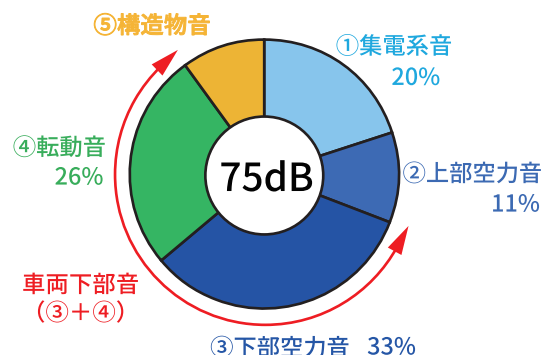


図1 新幹線の音源別寄与（320km/h 走行時）³⁾

* 環境工学研究部 騒音解析研究室

とが難しい。そこで、本研究では台車装置から発生する空力音の位置を詳細に把握するとともに低減メカニズムの現象理解を深めるために、台車装置の下方からマイクロホンアレイを用いた音源探査を行う風洞試験手法を新たに開発した。本論文では、新幹線の台車装置模型に対して本手法を適用し、台車部空力音の発生源を詳細に特定した結果について報告する。

2. 風洞実験手法

2.1 風洞実験の概要

鉄道総研の所有する大型低騒音風洞（滋賀県米原市）において、実機の 1/7 縮尺の車両模型を用いた風洞実験を実施した。使用した風洞の吹出口は幅 3m × 高さ 2.5m テストセクションの長さは 7.0m である。測定時の主流速度は 325km/h とした。車両模型およびマイクロホンアレイの設置概略図を図 2 に示す。台車装置の直下にマイクロホンアレイを設置するため、アルミフレームと構造用合板を用いて模型支持台車上に高さ 850mm のかさ上げ地面を構築した。レールは幅 19mm、高さ 28.5mm の矩形で簡易に模擬した。車両模型の下面と地面板の隙間は模型寸法で 57mm、現車換算後 400mm であり、実際の新幹線の位置関係と一致させている。また、本風洞試験では地面板は移動せず、車両模型と地面の相対運動は模擬していないが、車両模型下面付近の空気流については地面の移動の有無で大きく変化しないため、発生する空力音も大きな違いがないと考えられる。

台車部直下の地面は図3に示す音響透過板（富士ケ

ミカル株式会社製バルイーター）で置換した。使用した音響透過板は連続気孔の三次元網目構造を有した発泡樹脂（多孔板）であり、平均気孔径は $150\mu\text{m}$ 、気孔率は 89%、厚み 2mm の場合の圧力損失は 60Pa である。音響透過板の大きさは流れ方向 1300mm、幅 650mm、厚さ 30mm である。このような音響透過板を用いることで、主流による流体力学的な圧力変動は遮断し、台車装置から発生した空力音のみを透過させることが可能となる。また、音響透過損失は多孔板の厚みに比例して増大するが、乱れを伴った高速気流による変動力が音響透過板に働くことを考慮して、十分な厚み（30mm）の多孔板を使用することで強度を確保した。さらに、レールで音響透過板を挟み込む構造とすることで、送風中のばたつきを抑えた。

2.2 マイクロホンアレイを用いた音源探査

使用したマイクロホンアレイ (Bruel&Kjaer 製) は直径 1m の円形であり、66 本の 1/4 インチマイクロホンがホイール状に配列されている。図 2 に示すように、マイクロホンアレイは音響透過板上面から 370mm 下方に上向き設置し、周囲に 50mm 厚の吸音材を敷き詰めて反射音を抑制した。音源探査時の音源面を車両下面と考え、マイクロホンアレイまでの距離 427mm (図 2 の 370mm+57mm) に設定した。なお、ビームフォーミングによる音源探査の性質上、奥行き方向に対する感度が鈍く (分解能が低く)、音源面の設定高さによる影響は小さい。台車装置から発生した音波が気流中を横切るせん断距離は 60mm 以下であり、移流による音源位置の

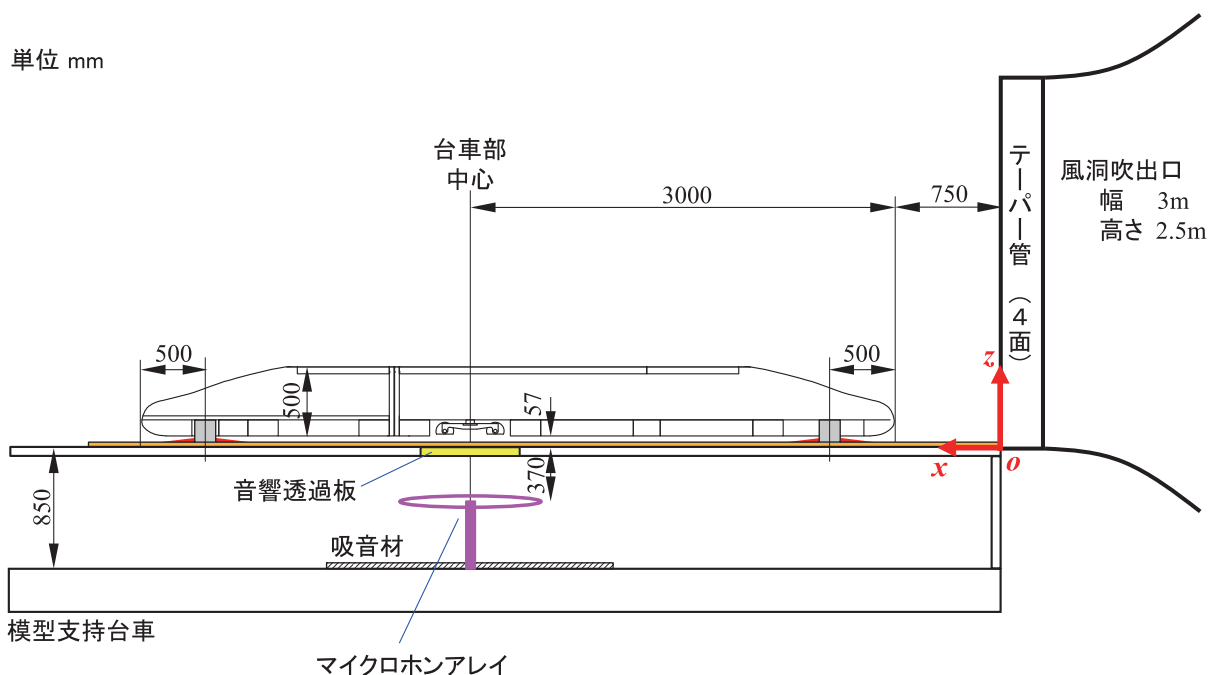


図2 風洞試験の設置概略図（側面図）

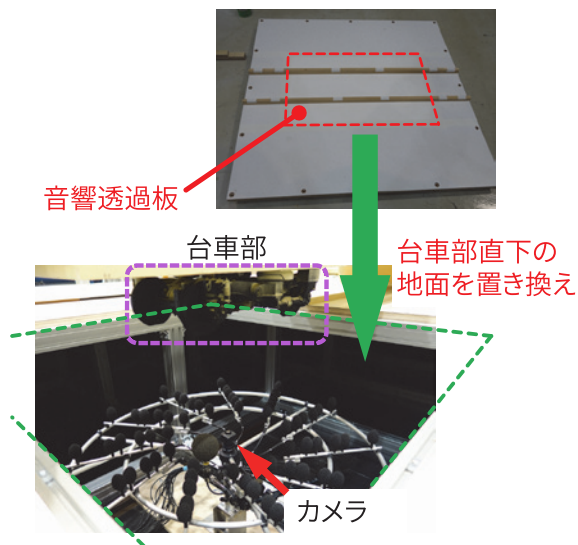


図3 台車部直下に設置した音響透過板

同定誤差は無視できる。また、主流の自由せん断層が存在しないため、音波の屈折・減衰等の位相ずれの影響を受けにくい。

分析周波数は1/3オクターブバンドの800Hz帯～20kHz帯であり、厳密には1/7縮尺の現車換算後の値として114Hz～2.9kHzに対応するが、便宜上125Hz帯～3.15kHz帯とする。これは、現車において台車部空力音が卓越する250Hz～500Hzの周波数帯をカバーしている。周波数分解幅は16Hz（現車換算後2.3Hz）に設定した。音源分布の計算に際しては、デコンボリューション法⁶⁾を用い、5mm間隔で音圧レベルの空間分布を算出した。

3. 音響透過板の遮音量

音響透過板として用いた多孔板の遮音量を確認するために無風状態で音響試験を実施した。

音源として台車部に設置したスピーカからホワイトノイズを発生させ、マイクロホンアレイの中心に設置した無指向性マイクロホンで音圧レベルを測定した（図4）。図5に多孔板の有無による音圧レベル差を示す。図の縦軸は多孔板なしの音圧レベルから多孔板ありの音圧レベルを差し引いた値であり、音圧レベル差が大きいほど多孔板による遮音量が大きいことを意味する。図より、台車部空力音の代表的な周波数である現車換算後250Hz～500Hz帯付近は対数軸の周波数に依存して概ね右上がりに線形増加すること、800Hz帯以下では音響透過板による遮音量は20dB以内に収まることが確認できる。

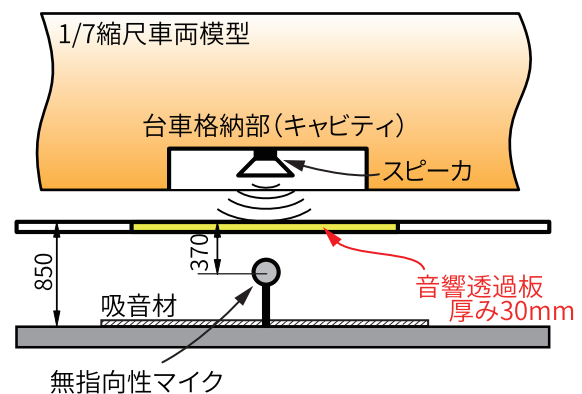


図4 スピーカ試験の概略図

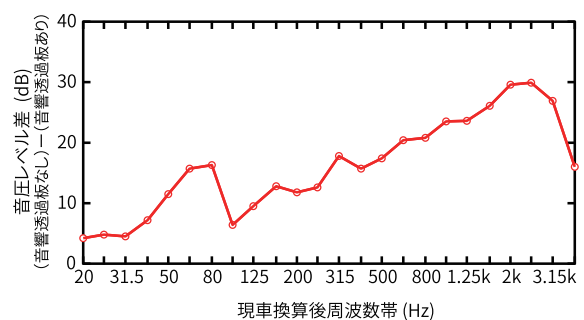


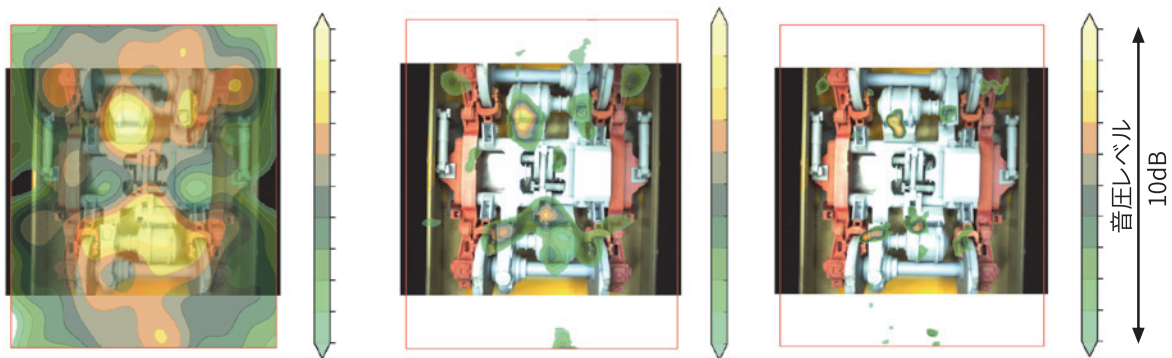
図5 音響透過板の遮音量

4. 台車部空力音の音源探査結果

4.1 音源探査手法による比較

ビームフォーミングによる音源探査の信号処理方法として最も標準的な手法は遅延和 (Delay and sum, DAS) を用いたものである。しかし、遅延和法では、真の音源分布にマイクロホンアレイと音源の幾何学的な配置によって定まる Point spread function (PSF) が畳み込まれており、必要とされる空間分解能を得られないことが多い。このため、遅延和演算の音源マップから PSF を除去するデコンボリューションと呼ばれるアルゴリズムが開発されている。本研究では、従来の遅延和法に加え、デコンボリューションとして非負最小二乗法 (Non-negative least square, NNLS)⁶⁾ と CLEAN-SC 法⁷⁾ について、音源分離性能を比較した。

図6に示すように、最も基本的なビームフォーミング法である (a) の遅延和演算法は音源の空間分解能が悪く、詳細な音源位置は不明確である。一方、デコンボリューションによる (b) と (c) の手法では音源位置を明瞭に識別できる。これらの手法では、遅延和演算の計算を実行した後、アレイと音源の幾何学的な位置関係から定まる Point spread function の除去を行っている。このため、サイドローブが低減して空間分解能が大幅に向上している。特に、(c) の CLEAN-SC はメインローブと



(a) 遅延和演算法 (b) 最小二乗法によるデコンボリューション (c) CLEAN-SCによるデコンボリューション

図6 音源探手法による音像の違い（現車換算後 400 ～ 500Hz 帯）

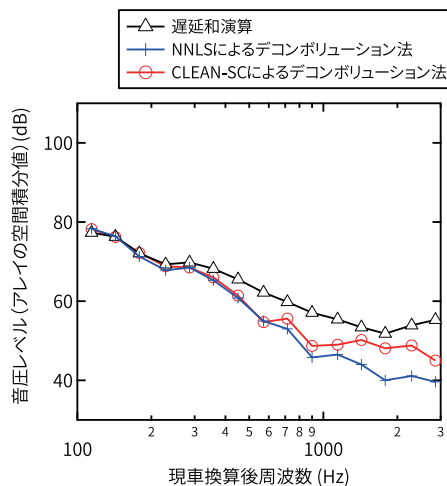


図7 音源探査結果の空間積分値

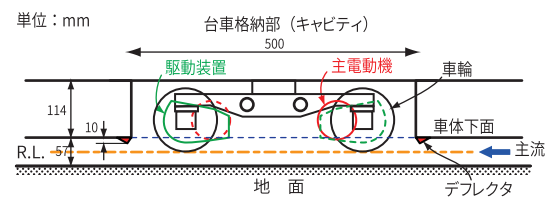
サイドローブがコヒーレントであることを利用した手法であり、今回比較した中では最も明確な音源分布が得られている。また、図7には図6の全測定領域について音源分布を空間積分した音圧レベルを示す。台車部空力音の代表的な周波数である現車換算後 250Hz ～ 500Hz 帯付近に着目すると、デコンボリューション法の NNLS と CLEAN-SC でほとんど違いがないが、遅延和演算はこれらより高周波数域で音圧レベルが増加している。この原因の1つは、遅延和演算法の空間分解能が不十分であり、真の音源以外も積算しているためと考えられる。したがって、部位別の音圧レベル値などを算出するにはデコンボリューション法を適用した音源探査処理を行うことが必要と考えられる。

以上から、音源分布の計算に際しては、CLEAN-SC 法にもとづくデコンボリューション法⁶⁾を採用した。

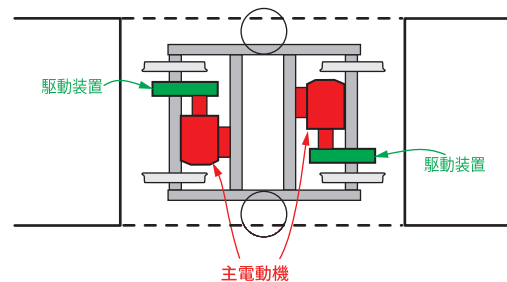
4.2 台車装置の空力音源

2章に示した測定手法を用いて、主流速度 325km/h における台車装置付近の空力音源の特定を試みた。図8に台車部の構造を簡略化して示す。音響透過板は不透明であるため、音響透過板を外した状態でアレイ中心に設置したカメラで撮影した画像と音源分布を重ね合わせて表示した。図9のように、各周波数帯において主電動機と駆動装置などの詳細な音源が明確に捉えられており、本研究で開発した台車部空力音の風洞試験法が有効であることが確認できる。以下、周波数帯別の音源位置について考察する。

図9(a)の 100 ～ 125Hz 帯では、主電動機や車軸付近が音源であり、下流側の音圧レベルが大きいことがわか



(a) 側面図



(b) 上面図

図8 台車部付近の概略図

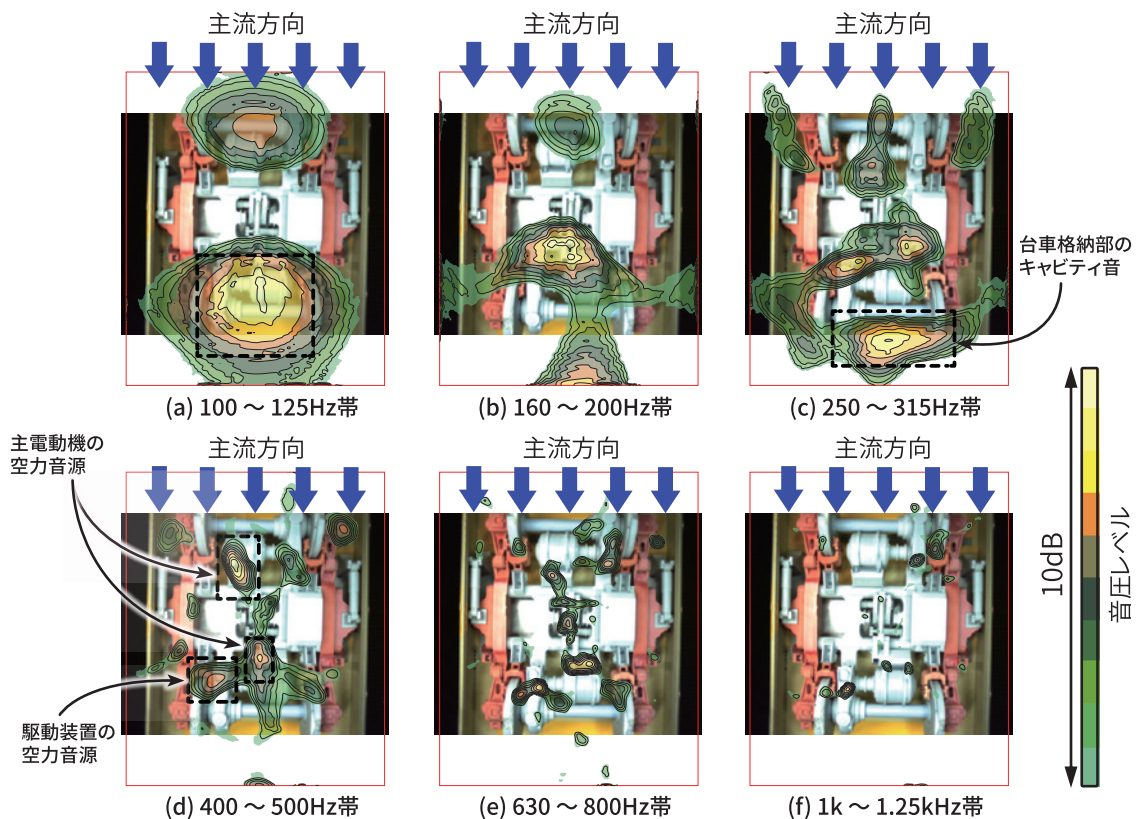


図9 台車部付近の空力音源分布（下方からアレイ測定）

る。図9(c)の250～315Hz帯では台車装置より下流の部位で音圧レベルが最も大きくなっている。ここでは結果を示していないが、台車装置をすべて取り外した台車格納部のみのキャビティ条件でも最下流に同様の空力音源が分布しており、この空力音源は台車格納部の下流側端部付近から発生するキャビティ音であると考えられる。図9(d)の400～500Hz帯の結果からは、空力音源が①上流側の主電動機の下流側付近、②下流側の主電動機の上流側付近、③歯車装置付近に局在することがわかる。これらの部位はいずれも車体下面とほぼ同一あるいはわずかに下方に飛び出す位置にあり（図8参照）、高速の気流がこれらの部位に衝突して空力音を発生させていると考えられる。したがって、台車装置から発生する空力音を低減する設計指針の1つは、台車装置の構成要素である主電動機や駆動装置が車体下面から下方に出ないように鉛直上方に位置させることであると考えられる。一方、台車装置の設計変更以外の低騒音対策としては、台車格納部への流入速度を低減させること、あるいは台車格納部の前後の車体下面に流れを偏向させるデフレクタなどのデバイスを取り付けることが考えられる。

5. 車体下面デフレクタによる台車部空力音の低減

車体下面デフレクタ（図8）は台車格納部の前後に三角形のデバイスを取り付けるもので、車両下面付近の流れを地面側に跳ね下げて台車部空力音を低減する効果が認められている⁸⁾。本章では、車体下面デフレクタが台車部のどの空力音源を減少させているのかを検証し、低減メカニズムを考察する。

図10にデフレクタの有無で音源分布を比較した結果を示す。図より、デフレクタの取付けにより、250～315Hz帯では下流側の主電動機・駆動装置付近の音圧レベルが低減し、400～500Hz帯では上流側の主電動機の低減が顕著であることがわかる。これらは車体下面のデフレクタにより、台車装置全体の流速が減少したことを示唆しており、デフレクタによる台車部空力音の低減メカニズムを説明するものと考えられる。

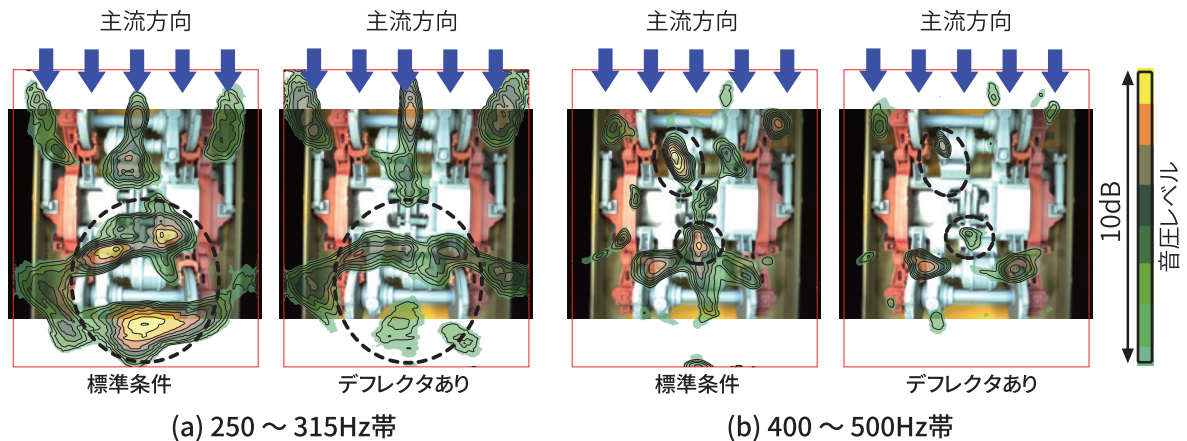


図 10 デフレクタの有無による台車部付近の空力音源の違い
(下方からアレイ測定)

6. 結 言

新幹線に代表される高速鉄道の台車部から発生する空力音の位置を詳細に把握し、台車部空力音の発生・低減メカニズムの解明を進めるために、台車部の下方からマイクロホンアレイにより詳細な音源探索を行う風洞実験手法を開発した。本手法を用いて、台車部付近の空力音の発生源を特定した結果、以下の知見を得た。

- (1) 風洞実験において、台車部直下の地面板を音響透過板に置き換え、下方にマイクロホンアレイを設置することで、台車装置の空力音源を詳細に特定することが可能である。
- (2) 本実験で用いた台車部形状では、現車換算後 400 ~ 500Hz 帯の空力音源は①上流側の主電動機の下流側付近、②下流側の主電動機の上流側付近、③歯車装置付近に局在することがわかった。台車装置から発生する空力音を低減する設計指針の一つは、これらの台車装置の構成要素が車体下面から下方に出ないように鉛直上方に位置させることであると考えられる。
- (3) 台車部空力音の低減効果が認められている車体下面デフレクタについて、本測定法を用いて低減メカニズムを検証した。その結果、車体下面のデフレクタにより、台車装置全体の流速が減少し、上流側の主電動機および下流側の主電動機・駆動装置の空力音源が低減することがわかった。

文 献

- 1) 長倉清, 善田康雄: 新幹線騒音予測手法, 鉄道総研報告, Vol.14, No.9, pp.5-10, 2000
- 2) 北川敏樹, 長倉清, 栗田健: 高速走行時における車両下部音の音源別寄与度, 鉄道総研報告, Vol.27, No.1, pp.23-28, 2013
- 3) 飯田雅宣: 高速化のための沿線環境の評価・対策, RRR, Vol.72, No.7, pp.44-47, 2015
- 4) 山崎展博, 北川敏樹, 宇田東樹, 栗田健, 若林雄介, 西浦敬信: 新幹線の台車部から発生する空力音の実験的推定法, 日本機械学会論文集, Vol.83, No.851, DOI:10.1299/transjsme.17-00146, 2017
- 5) 栗田健: 高速新幹線車両の車外騒音低減に関する研究, 早稲田大学学位論文, 2012
- 6) Ehrenfried, K., and Koop, L., "Comparison of Iterative Deconvolution Algorithms for the Mapping of Acoustic Sources," AIAA Journal, Vol.45, No.7, pp.1584-1595, 2007.
- 7) Sijtsma, P., "CLEAN based on spatial source coherence," AIAA paper 2007-3436, 2007.
- 8) Uda, T., Murata, K., and Kitagawa, T., "Identification of aerodynamic bogie noise for high speed trains," 13th WESPAC, AA3/03. 2018.