

# 風洞試験を用いた新幹線車両下部から発生する 空力音の評価手法

山崎 展博\* 長倉 清\*  
北川 敏樹\* 宇田 東樹\* 若林 雄介\*\*

An Evaluation Method for Aerodynamic Noise Generated from the Lower Part of Shinkansen Train

Nobuhiro YAMAZAKI Kiyoshi NAGAKURA  
Toshiki KITAGAWA Toki UDA Yusuke WAKABAYASHI

We have developed a method to estimate aerodynamic noise generated from a bogie of a high speed train by using a directional microphone array in a low-noise wind tunnel test. First, on the basis of the measurements obtained in a running test, the horizontal velocity profile under the running train cars was modeled appropriately for wind tunnel tests. To simulate the velocity profile, flow velocity gradient in a free shear layer around the nozzle was suitably applied. Second, the noise generated from the bogie section was measured using a two-dimensional microphone array, and a method to estimate the noise using the measured results has been developed. Finally, the proposed method was validated by comparing the estimated lower part noise with the result of a field test conducted near the track.

キーワード：空力音，台車部，マイクロホンアレイ，風洞試験

## 1. はじめに

高速で走行する新幹線車両から発生する空力音は大きな環境問題であり，長年その低減に関する研究が数多くおこなわれている<sup>1)</sup>。新幹線騒音は主として，(1)パンタグラフ空力音，(2)車両上部空力音，(3)構造物音，(4)車両下部から発生する騒音（以下，車両下部音）から構成されている。

一般的に新幹線の騒音レベルは近接側軌道中心から25m離れた地上点で評価される（以下，25m地点）。近年では，防音壁が設置された区間においても25m地点では車両下部音が主たる寄与を占める状況となっている。車両下部音は転動音，空力音および車両機器音からなるが，文献2)によると，特に300km/h以上の速度域では車両下部音が主に空力音によって構成されていることが示されている。車両下部における空力音の発生源は，台車部から発生する騒音（以下，台車部空力音）や車両間隙部下部から生じる空力音が挙げられる。文献1)では，現車試験における2次元アレイによる測定結果から，台車部が主たる騒音源の一つであることが示されている。しかし，車両下部における空力音を定量的に推定するには至っていない。

\* 環境工学研究部 騒音解析研究室

\*\* 東日本旅客鉄道株式会社 先端鉄道システム開発センター

台車部空力音を定量的に評価するためには，台車部空力音と密接に関連する車両下部の複雑な流れ場を把握する必要がある。筆者らはこれまで，車両下部における流速のレール方向成分について，まくらぎ方向中心における鉛直方向分布のみを模擬した風洞試験により台車部空力音を推定する試みを行い<sup>3)</sup>，その中で台車部空力音が車両下部全体の流れ場の影響を強く受けることが分かった。

そこで本研究では，まず車両下部における（レール方向の）流速のまくらぎ方向分布（以下，流速のまくらぎ方向分布）を風洞試験で模擬する手法を検討した。次に，2次元マイクロホンアレイにより台車部空力音の測定を行うとともに，測定結果から沿線における台車部空力音に対応した騒音レベル評価方法を提案する。最後に本評価手法の妥当性を検証するため，台車部空力音と転動音<sup>2)</sup>からなる車両下部音について，推定結果と現地試験結果との比較を行った。

## 2. 流速のまくらぎ方向分布

図1に現車でのレール方向成分の平均流速に関するまくらぎ方向分布<sup>4)</sup>を示す。平均流速は列車速度で無次元化してあり，車両側からみた値を示す。中間車両（4，5，6両目）ではまくらぎ方向中心（ $y=0$ ）で約60%であり車両側部で約70%になるまで徐々に増加している。

特集：環境工学

先頭車両に対しては平均流速が  $y = 0 \sim 600\text{mm}$  および  $y = 1200 \sim 1700\text{mm}$  の範囲で中間車両よりも大きくなっている。次節では、先頭車両および中間車両（5両目）それぞれに対して風洞試験で流速のまくらぎ方向分布を模擬する手法について示す。

3. 風洞試験

3.1 流速分布調整法

風洞試験での供試体および測定装置の設置状況を図2に示す。x, z軸はそれぞれ主流方向および鉛直方向, y軸はこれらに直交する向きとする。1/7縮尺の車両模型（1.5両分）が地面板上に2本の支持脚を介して開放型測定部に設置されている。図3に検討した台車部形状条件を示す。台車模型は図3(a)に示す通りキャビティ内に設置されている。この条件は、3.2節で述べる換算係数を算出する際に適用した形状である。台車部空力音を測定する際には、台車キャビティ部の両側をカバーで完全にふさいだ状態とした（図3(b)）。本実験では、図3(c)に示す台車部を完全にふさいだ条件での測定結果を暗騒音レベルとする。図2に示す通り、車両先頭部付近で発生する騒音の影響を除去するため、車体側方に遮音板を設置した。台車部流入箇所における流速はピトー管により測定した。図1に示した車両下部の流速のまくらぎ方向分布を模擬するため、以下に示す2つの手法を提案する。

方法1：ノズルまわりの自由せん断層を活用する方法

この手法は、台車部付近の流速を低減させる方法である。ノズルまわりに生じる速度勾配を伴った自由せん断層の模式図を図4(a)に示す。台車部流入箇所における流速は、自由せん断層内における模型の位置、ここではノズル底面と地面との鉛直方向間隔  $H$ （寸法は模型スケールで記載）を変化させることにより調整した。 $H$ が流速のまくらぎ方向分布に及ぼす影響を図5に示す。

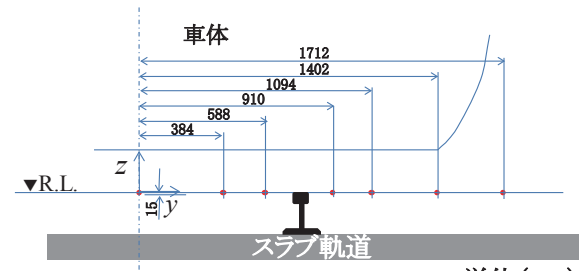
が大きくなるにつれて平均流速はまくらぎ方向全体に渡って減少する傾向が見られる。

方法2：車両下部に取り付けた流速分布調整部材を用いる方法

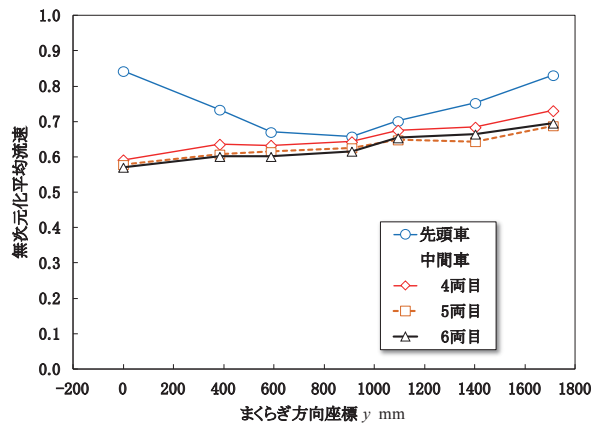
図4(b)に示す通り、柱状の部材を台車部の上流域における車両下部に取り付け、部材の後流域に生じる速



(a) 流速評価領域

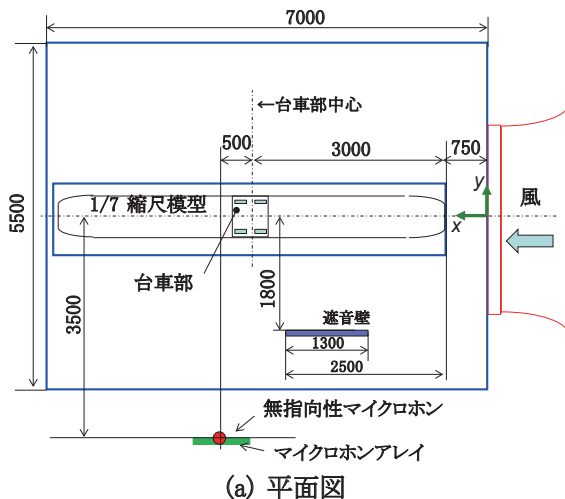


(b) 測定点

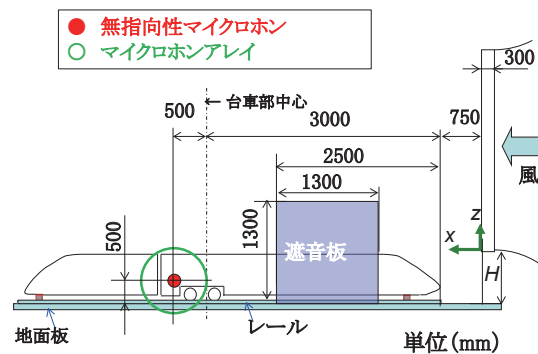


(c) 無次元化平均流速(列車速度で無次元化)

図1 床下流速のまくらぎ方向分布（現地試験）



(a) 平面図



(b) 側面図

図2 風洞試験での供試体設置図

度欠損領域を部材の幅  $L_1$ ,  $L_2$  (図4 (b) 参照) で変化させることによって、流速のまくらぎ方向の分布を模擬する。図6に台車部流入箇所における部材の幅が流速分布に及ぼす影響を示す。レール間 ( $y < 800\text{mm}$ ) での平均流速が部材の幅により変化していることが分かる。

先頭車両および中間車両の流速分布を模擬するためのパラメータ  $H$ ,  $L_1$ , および  $L_2$  の条件を以下に示す。

- ・先頭車両:  $H = 0\text{mm}$ ,  $L_1 = L_2 = 20\text{mm}$
- ・中間車両:  $H = 175\text{mm}$ , 部材無

現車試験と風洞試験により得られた先頭車両と中間車両における流速分布を図7に示す。いずれの流速分布も提案する手法により精度良く模擬できているといえる。

### 3.2 騒音レベル推定手法

本節では、風洞試験で台車部空力音を推定するための手法について述べる (図8参照)。最初に2次元マイクロホンアレイを用いて、台車部空力音の2次元音圧レベル分布を算出する。台車部空力音は3.1節で示した流

れ場の条件下で従来のビームフォーミング法により求めた。2次元マイクロホンアレイは直径1mで66本のマイクロホンにより構成されており、実スケールで2kHz帯までの音圧レベルの計測が可能である。マイクロホンアレイは、車両中心から3.5m側方に設置した。

次に、音圧レベル  $L^W(f)$  を推定するため、無指向性マイクロホンにより次の式を使って測定した。

$$L^W(f) = 10 \log_{10} \left( 10^{\frac{\{L_{integral}^A(f) - C(f) + A_w(f)\}}{10}} - 10^{\frac{\{L_{integral}^{BGN}(f) - C(f) + A_w(f)\}}{10}} \right) \quad (1)$$

$$C(f) = L_{integral}^{St}(f) - L_{omni}^{St}(f) \quad (2)$$

ここで、換算係数  $C$  は  $L_{omni}^{St}(f)$  により求めた。  $L_{omni}^{St}(f)$  は参照用マイクロホンにより測定した音圧レベルである。  $L_{integral}^A(f)$ ,  $L_{integral}^{BGN}(f)$  および  $L_{integral}^{St}(f)$  は2次元音圧レベル分布上の台車部まわりの一定領域で平均化した音圧レベルである。本研究では、  $L_{omni}^{St}(f)$  と  $L_{integral}^{St}(f)$  は参照用マイクロホンでも信号対雑音比が十分確保できる図

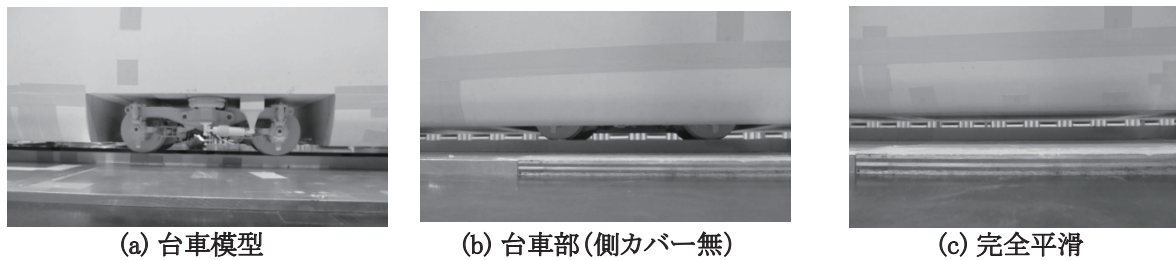
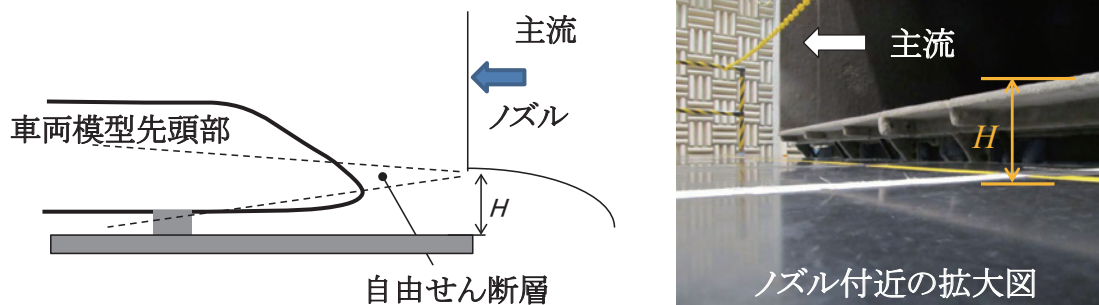
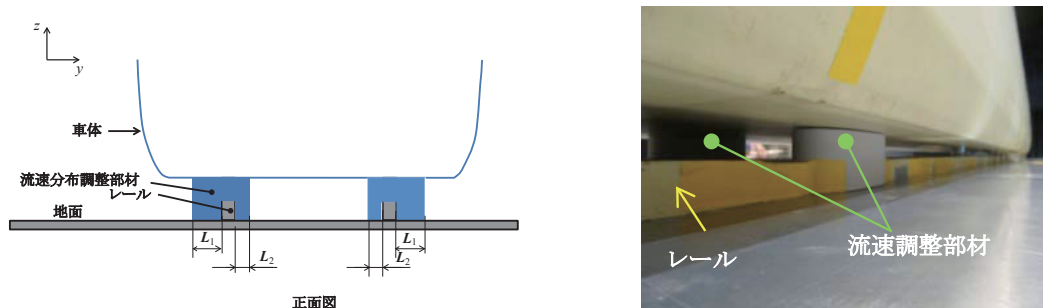


図3 台車部条件



(a) 方法1 (ノズルまわりの自由せん断層活用)



(b) 方法2 (流速分布調整部材活用)

図4 車両模型下部流速のまくらぎ方向分布を模擬する方法

特集：環境工学

3 (a) の台車部条件下で測定した。

次に、風洞試験で測定された台車部空力音の結果を用いて、現車試験のレール近傍点における測定点に対応した騒音レベル（以下、レール近傍騒音）を評価する。参照用無指向性マイクロホンと台車部との位置関係を図9に示す。この図の単位は全て実スケールで示す。車両中心を含む解析平面と風洞試験でのマイクロホンアレイとの距離は実スケールで24.5m（平面A）に対応する。ここで、騒音源Sは車両下部に位置するとする。音源Sと騒音測定点Nとの位置関係に基づき、マイクロホンアレイを構成する個々のマイクロホンの中から参照用マイクロホンMを選定した。

換算係数Cを図10に示す。マイクロホンアレイの空間分解能は低周波数域ほど悪化するため、Cは大きくなる。図3 (b) に示す台車形状で得られたマイクロホンアレイと参照用マイクロホンでの信号対雑音比を図11に示す。参照用マイクロホンでは3dB以下であるのに対し、マイクロホンアレイでは5dB以上確保されている。この結果から、台車部空力音の定量的評価のためにはマ

イクロホンアレイを用いた評価が必要であるといえる。図12に代表的なレール近傍音の時間変化を示す。先頭車両と中間車両の音圧レベルは、隣接2台車が通過する際の音圧レベルの平均値として算出する。騒音測定点Nにおける音圧レベルは式(3)により推定する。

$$L^F = L^W + 20 \log_{10}(r\alpha / 2.7175) + 10 \log_{10}(n) = L^W + 22 \text{ [dB]} \quad (3)$$

ここで  $1/\alpha$  は模型スケール、 $n$  は台車の数、 $r$  は模型中心から解析平面までの距離であり、本実験では  $\alpha = 7$ 、 $n = 2$ 、 $r = 3.5\text{m}$  である。

3.3 結果

図13に推定した車両下部音と典型的なスラブ軌道で測定した現地試験結果の比較を示す。ここでは車両下部音が主として台車部空力音と転動音等から構成されると仮定する。推定した車両下部空力音に対しては、転動音の推定値<sup>2)</sup>を加えた。車両下部音の総合音は現地試験結果とよく一致しており、本手法が台車部空力音の

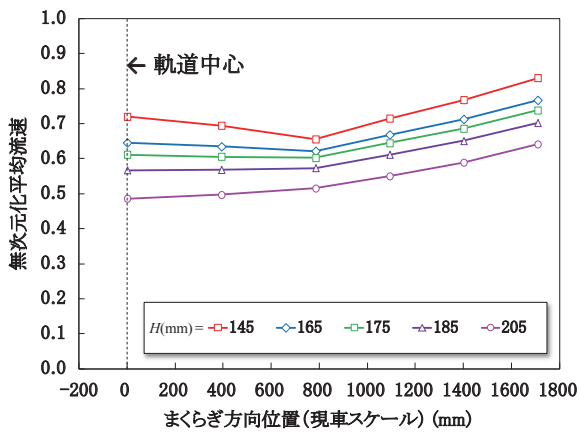


図5 自由せん断層内設置位置がまくらぎ方向分布に与える影響（台車部流入箇所）

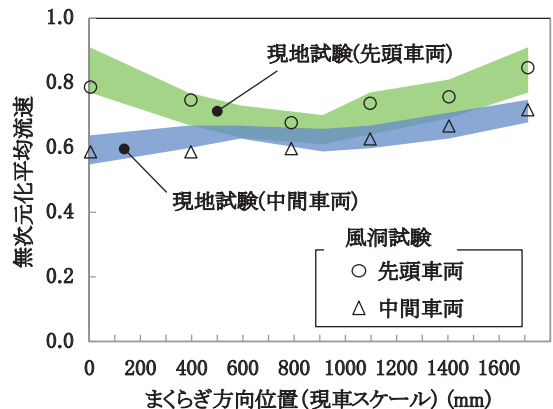


図7 まくらぎ方向流速分布調整結果

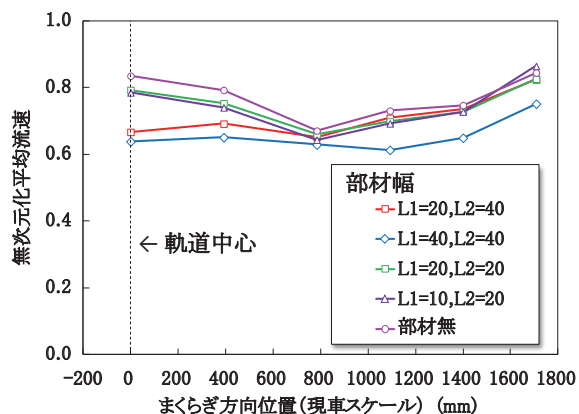


図6 流速調整部材がまくらぎ方向分布に与える影響（台車部流入箇所）

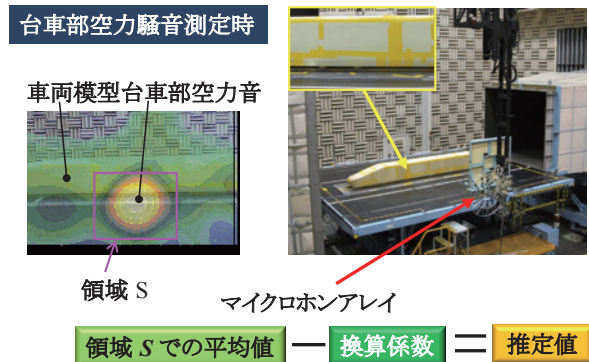


図8 換算係数による推定音圧レベルの算出手順

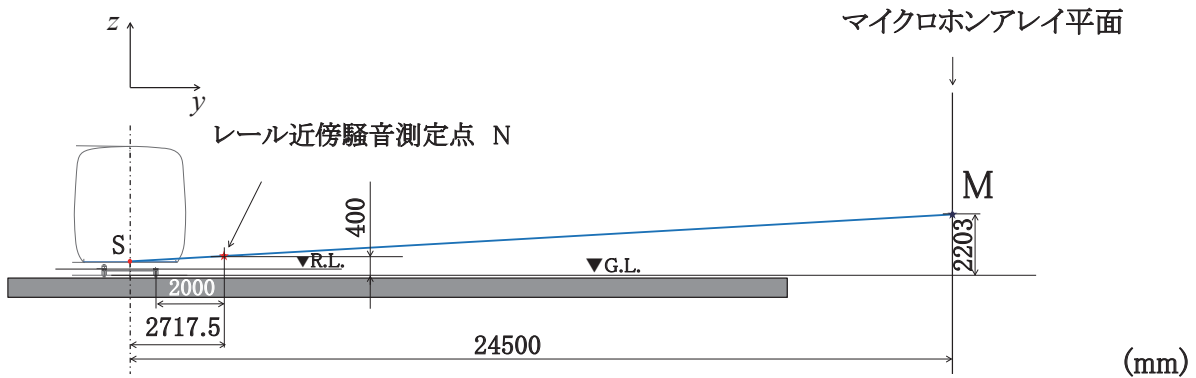


図9 軌道側方における騒音測定地点の位置関係（現車スケール）

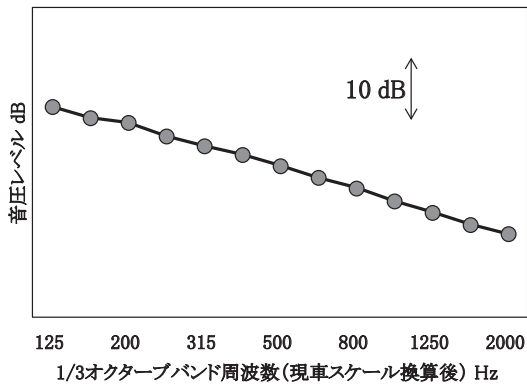


図10 換算係数の周波数特性

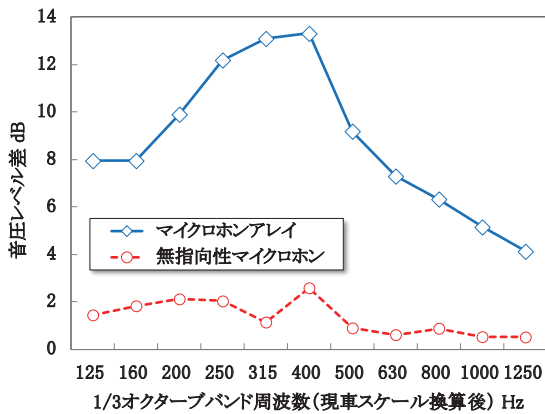


図11 信号対雑音比

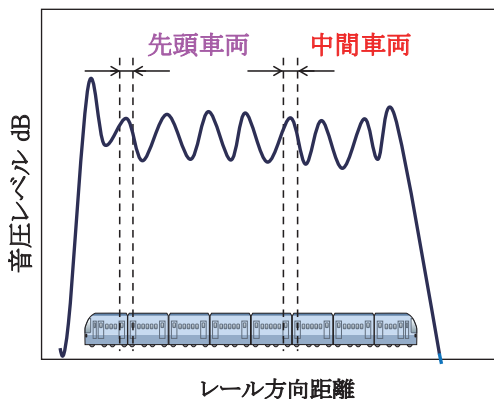


図12 レール近傍音での測定波形例

定量的な推定を行うのに妥当であることを示している。さらに、400Hz帯にピークを持つ推定台車部空力音は125Hz帯～500Hz帯において現地試験結果と同程度となっている。これは、この周波数帯域において、台車部空力音が転動音に比べて支配的になっていることを示している。

図14に先頭車両と中間車両の車両下部音測定結果を示す。先頭車両と中間車両での騒音レベル差は、現地試験と風洞試験いずれの場合でも約4dBである。表1に先頭車両と中間車両の平均流速  $V_L$ 、 $V_M$  を示す。ケース1ではいずれのまくらぎ方向全体にわたって平均した結果、ケース2ではまくらぎ方向中心 ( $y = 0\text{mm}$ ) での値である。ここで、一般に空力音のパワーが流速の6乗に比例することを考慮すると、先頭車両と中間車両での音圧レベル差は式(4)により推定できる。

$$\Delta L = 60 \log_{10}(V_L / V_M) \quad (4)$$

ケース1では音圧レベルの差はおおよそ  $60 \log_{10}(0.76/0.64) \approx 4\text{dB}$  と見積もられ、図14に示す結果に近い。しかしながら、ケース2での音圧レベルの差  $60 \log_{10}(0.79/0.59) \approx 8\text{dB}$  はこれよりも大きい。つまり、まくらぎ方向の流速分布を模擬することが風洞試験で台車部空力音を推定するうえで重要であると言える。

#### 4. まとめ

風洞試験により台車部空力音を推定する手法を開発した。最初に、ノズルまわりの自由せん断層や車両下部に設置した部材により生じる速度欠損領域を活用し、現車での流速のまくらぎ方向分布を適切に模擬した。次に2次元マイクロホンアレイを活用して台車部空力音を推定した。最後に推定した台車部空力音を現地試験結果と比較し、本手法の妥当性を検証した。また推定結果から、低周波数域において台車部空力音が支配的であることを示した。

今後は、台車部空力音の発生メカニズムの解明ならびに低減効果の開発に本手法を活用していく予定である。

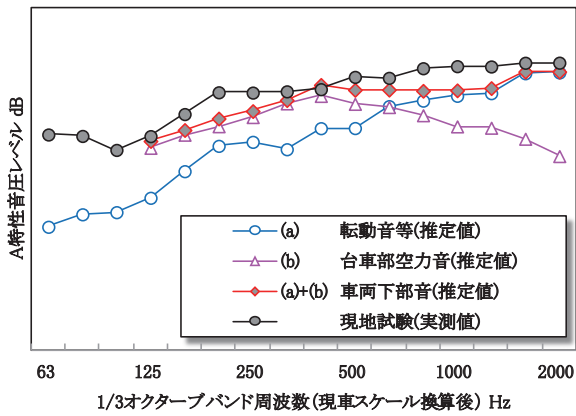


図 13 中間車両での車両下部音推定結果  
(速度条件 約 320km/h)

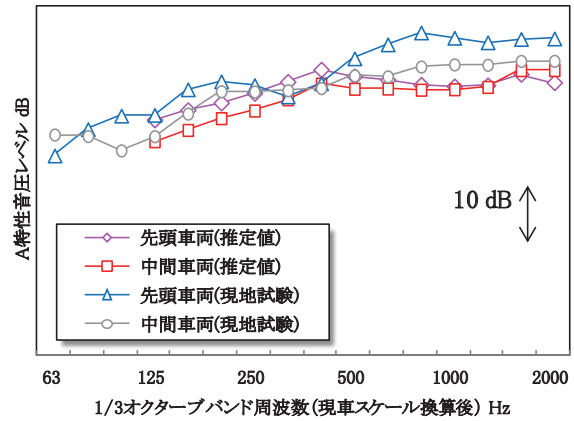


図 14 先頭車両と中間車両での車両下部音比較 (速度条件 約 320km/h)

表 1 まくらぎ方向流速分布から推定した台車部空力音の推定音圧レベル差

	流速の算出法	先頭車両 $V_L$	中間車両 $V_M$	レベル差 $\Delta L$
ケース 1	まくらぎ方向全体で平均化	0.76	0.64	4.8
ケース 2	まくらぎ方向中心	0.79	0.59	7.5

文献

- 1) Kurita, T., et al. "Reduction of Wayside Noise from Shinkansen High-Speed Trains." *Journal of Mechanical Systems for Transportation and Logistics* Vol. 6, No. 2, 2013.
- 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.7, No.1, pp.66-75, 2012
- 3) Yamazaki, N, et al., "Evaluation Methods for Aerodynamic Noise from a High-Speed Train Bogie in a Wind Tunnel Test," Proc. of INTER-NOISE, 2011.
- 4) 岩崎誠, 井門敦志, 山崎展博, 宇田東樹, 若林雄介: 新幹線通過時における車両床下流れの特性, 鉄道総研報告, Vol.29, No.5, pp.11-16, 2015