

高速走行時における車両下部音の音源別寄与度

北川 敏樹* 長倉 清* 栗田 健**

Contribution of Rolling Noise and Aerodynamic noise to the Total Noise Generated from the Lower Part of Shinkansen Cars Running at High-speed

Toshiki KITAGAWA Kiyoshi NAGAKURA Takeshi KURITA

In order to reduce Shinkansen noise, it is important to develop appropriate countermeasures for pantograph noise and the noise generated from the lower part of cars. The noise generated from the lower part of cars mainly consists of aerodynamic noise and rolling noise. In this paper, an attempt is firstly made to estimate the contribution of rolling noise quantitatively. Next, the contribution of aerodynamic noise to the total noise generated from the lower part of cars is determined by a comparison of measured noise and analytically estimated rolling noise. It is concluded that, above 335km/h, the aerodynamic noise has a much greater contribution to the total noise generated from the lower part of cars than the rolling noise.

キーワード：新幹線騒音，車両下部音，転動音，空力音

1. はじめに

新幹線騒音を効果的に低減するためには、音源の位置、その音源が全体音に対して占める寄与を把握することが必要である^{1) - 3)}。図1は、新幹線騒音を構成する主な音源を発生部位別に示したものである。集電系音と車両上部空力音は、鉄道車両が200km/h以上の高速で走行する場合に問題となる空力音であり、そのパワーは列車速度の6乗に比例する。車両下部音は、主に転動音と台車まわりの空力音から構成される。コンクリート高架橋上面の振動により生じる構造物音は車両下部音に含まれるが、車両下部音全体に与える影響は小さい⁴⁾。転動音は、車輪・レール面上の凹凸に起因して発生する加振力によって車輪とレールが振動して生じる。構造物音は、車輪・レール間の相互作用に起因する加振力がレール・軌道を通じてコンクリート高架橋に伝達され、高架橋の振動から発生する騒音である。これまで得られた知見から、新幹線が200km/h以上の速度で走行する場合、地上25m点における騒音全体に対して集電系音と車両下

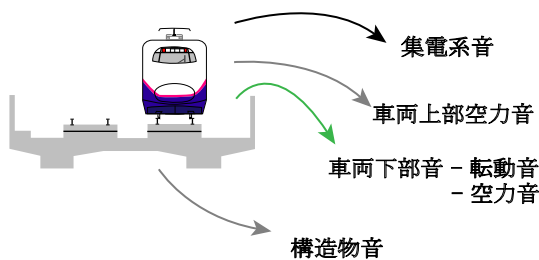


図1 新幹線騒音の音源

部音が占める寄与が大きい傾向にある^{4) 5)}。したがって、今後、新幹線沿線における騒音を低減するためには、これら2つの音の対策を進めていくことが必要である。集電系音については、集電装置の形状等の変更による騒音低減の技術開発が行われている²⁾。一方、車両下部音に関しては、転動音と台車まわりからの空力音の寄与度が明らかではなく、対策のターゲットが明確ではない。

転動音を予測・評価するために、欧州では、その発生原理に基づいてTWINSモデル等の理論モデルが構築され、その有効性が確かめられている^{6) - 8)}。TWINSモデルは、レール、車輪とまくらぎの振動およびそれらからの放射音を予測する総合的な計算モデルである。図2は、TWINSモデルにおける計算フローである。TWINSモデルによる転動音に対する音源別寄与度評価では、2000Hz以上の周波数域で車輪の寄与が大きく、500～1600Hzにおいてはレールが主要な音源であることが示さ

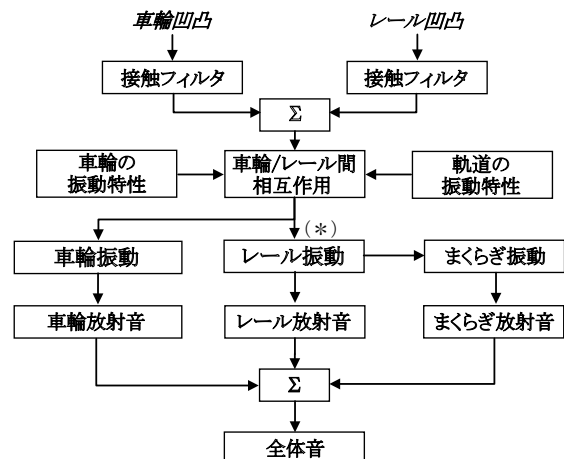


図2 TWINSにおける計算フロー^{6) 7)}

* 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

特集：環境技術

れている。また、鉄道総研では、このTWINSモデルでの考え方に基づいた転動音予測法の構築を行っている⁹⁾。

本報告の目的は、新幹線の車両下部音に対する転動音、空力音の寄与度の評価を行うことである。2章において、新幹線列車における車両上部空力音と車両下部音の寄与度を評価する⁵⁾。次に、3章において、文献5の手法に基づき測定結果から車両下部音における転動音と空力音の分離を試みる。また、4章では、転動音予測法を用いて車両下部音における転動音と空力音の寄与度を評価する。

2. 車両上部空力音と車両下部音の分離

本章では、新幹線列車での集電系装置が搭載されていない車両を対象として、現車試験による測定結果に基づいて車両上部空力音と車両下部音の寄与度を評価する。表1は、試験区間における地上条件である。また、測定対象とした車両は高速試験用新幹線であり、空力音を低減するために車両表面の平滑化が行われ、車両間間隙部には全周ホロが設置されるなどの対策が行われている。図3は試験区間における測定概要である。測定項目を以下に整理する。

- レール振動 測定位置：レール底部，測定方向：上下方向
- レール近傍音 測定位置：近接側レールから2m離れ，レールレベルから+0.4m高さ
- アレイ装置¹⁰⁾ 測定位置：近接側軌道中心から25m離れ，地上1.2m高さ

レール近傍騒音とアレイ装置の測定結果から、地上25m点における車両上部空力音と車両下部音の寄与を評価する手順を以下に示す。

- (a) 200km/h以下で新幹線が走行する場合に、レール近傍音と25m点でアレイ装置での騒音を同時に測定

表1 試験区間の地上条件

軌道形式	スラブ軌道
レール	60 kg
締結装置	直結8型
構造物	コンクリート高架橋 (GL-RL: 9 m)
防音壁	直立型 (RL+1.84 m)

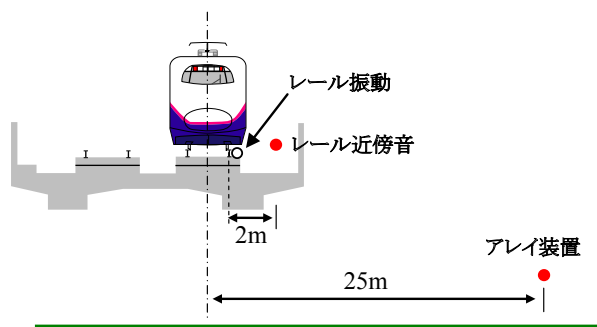


図3 測定概要

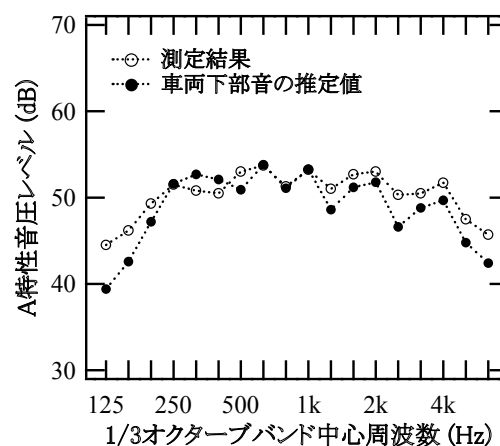
する。200km/h以下では、新幹線騒音における主要な音源は車両下部音である⁵⁾。

- (b) 200km/h以下での走行時における2測点での測定結果から1/3オクターブバンドごとのレベル差 $\delta(f)$ を次式から求める。

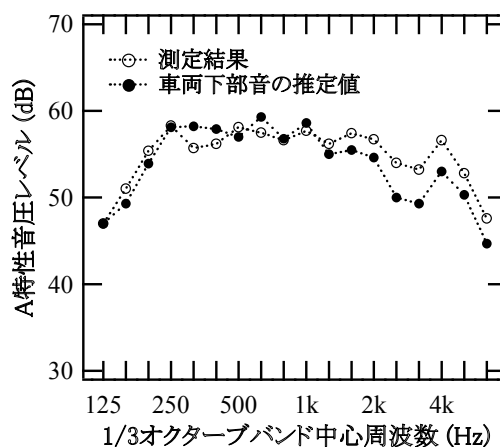
$$\delta(f) = L_R(f) - L_A(f) \quad (1)$$

ここで、 $L_R(f)$ はレール近傍音を時間重み特性Fで再生したピークレベル値のパワー平均値である。また、 $L_A(f)$ はアレイ装置の測定結果を時定数35msで再生し、集電系装置を搭載していない車両に対応するピークレベルをパワー平均した値である。200km/h以上で新幹線が走行する場合においても、車両下部音の音源位置が台車付近にあり、また2つの測定点の位置が同じであれば、このレベル差 $\delta(f)$ は、車両下部音が地上25m点に伝搬するまでの伝達関数に対応し、周波数のみに依存する。

- (c) 200km/h以上の速度において、レール近傍音の測定結果から $\delta(f)$ を差し引くことによって、地上25m点における車両下部音の寄与度が評価される。また、



(a) 315km/h



(b) 360km/h

図4 地上25m点における測定結果と車両下部音の推定結果

車両上部空力音の寄与度は、アレイ装置による測定結果とレール近傍音から評価された車両下部音との周波数バンドごとのレベル差で表される。

図4は、地上25m点で、高速走行時における車両下部音の推定値とアレイ装置の測定結果を比較したものである。315、360km/hともに、2500Hz以上の周波数域において、2つの結果に3dB以上の差があり、この周波数域において車両上部空力音が騒音全体に対して大きな影響を与えていることがわかる。また、1000Hz以下では、推定値と測定結果の差は小さい傾向である。なお、1000Hz以下では、推定値が測定結果を上回る場合も散見される。この原因には、測定には±1dB程度の誤差が含まれていることなどが考えられる。

以上の結果から、集電系装置が搭載されていない車両では、全体音に対して車両下部音が占める寄与が大きいことは明らかである。したがって、新幹線騒音において、車両下部音における音源別寄与度の評価や対策が必要であることが改めて理解される。

3. 測定結果を用いた車両下部音の寄与度推定

本章では、現車試験での測定結果から車両下部音における転動音と空力音の分離を行う。

3.1 測定結果を利用した転動音の推定法

レール振動とレール近傍音の測定結果を用いて、車両下部音に含まれる転動音と空力音の寄与度を推定する方法を以下に示す。なお、試験区間は2章と同じである。

(a) 160km/h 走行時でのレール振動とレール近傍音のレベル差 ($\Delta\sigma$) を1/3オクターブバンドごとに求める。「低速走行時では車両下部音は転動音のみで構成される」と仮定した場合、 $\Delta\sigma$ はレール振動・転動音間の伝達関数に対応する。また、レール振動とレール近傍音の測定位置が同じであれば、 $\Delta\sigma$ は速度に依存せず、周波数 (f) のみに依存する。

(b) レール近傍点における転動音の周波数スペクトル ($L_r(f)$ とする) は、(2) 式から得られる。

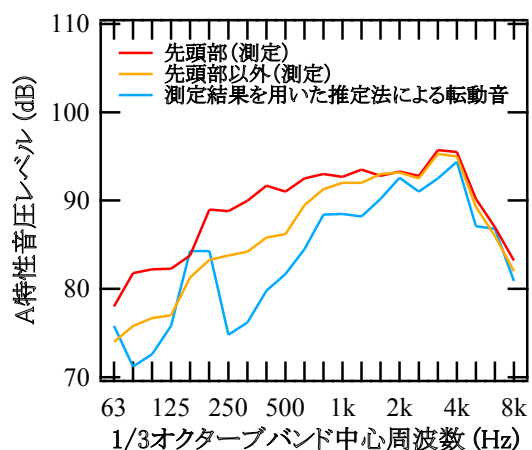
$$L_r(f) = L_v(f) - \Delta\sigma(f) \quad (2)$$

ここで、 $L_v(f)$ は、高速走行時でのレール振動の周波数スペクトルである。

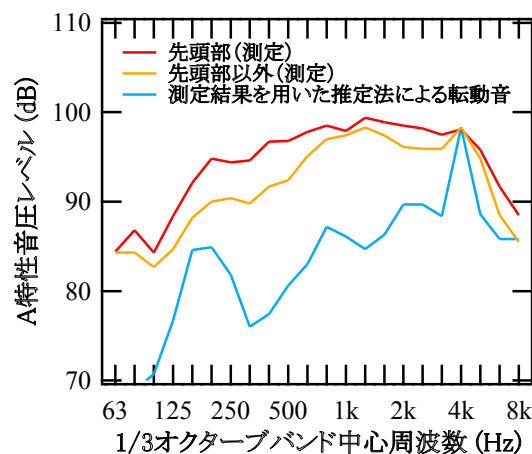
この推定法では、高速走行時の空力音の寄与は、レール近傍音の測定結果と上記手順による転動音の差として表される。ただし、この推定法での仮定は、厳密には正しくない。これは、160km/h 走行時のレール近傍音には転動音以外の音源（車両機器音、空力音等）の寄与が含まれる可能性があるためである。

3.2 測定結果を用いた推定法による評価結果

図5は、新幹線の高速走行時におけるレール近傍音と転動音の推定値を比較したものである。図5(a)より、315km/hの場合、2000Hz以上の周波数域では、測定結果と転動音の推定値はほぼ同等であり、この周波数域では転動音が主音源である。1600Hz以下では、レール近傍音が転動音の推定値を上回り、この周波数域において顕著な空力音が発生していることがわかる。また、360km/h 走行時の結果では、4000Hz以下において、レール近傍音と転動音の推定値には最大15dB程度のレベル差を生じる。これは、顕著に空力音が発生する上限周波数が高くなり、レール近傍音に占める空力音の寄与が大きくなることを示している。また、転動音の推定値には、160-200Hzにピークが認められる。この原因としては、低速走行時の結果において車両機器音（VVVFのインバーターによる音など）の影響が含まれていることが考えられ、レール振動から転動音への伝達関数 $\Delta\sigma$ が正しく評価されていない可能性がある。



(a) 315km/h



(b) 360km/h

図5 レール近傍点における測定結果と測定結果を用いた推定法による結果

4. 転動音予測法による車両下部音の寄与度評価

本章では、転動音予測法を用いて転動音を推定し、車両下部音における音源別寄与度を評価する。試験区間は、2, 3章と同じである。転動音予測法に必要なパラメータは、車輪・レール凹凸、車輪、軌道の振動特性である。このうち、測定対象となった列車の車輪凹凸を測定することができなかった。そこで、転動音予測法を用いてレール振動・騒音（レール近傍音）間の伝達関数を整理し、この結果をレール振動の実測結果に適用して転動音を評価する。この方法は、図2で、レール振動の実測結果から*印の矢印を反対に辿ることによって加振力を逆に推定し、次にこの加振力から生じる車輪とレールの振動、放射音を評価することに相当する。

4.1 車輪・軌道に関するパラメータの整理

4.1.1 車輪

インパルスハンマーを用いた衝撃打撃試験から新幹線で使用されているC形圧延車輪の振動特性を評価し、車輪に生じる各振動モードにおける損失係数を求めた。また、C形圧延車輪を対象として有限要素モデルを構成し、NX/NASTRAN6.1を用いてモード解析を行った。有限要素モデルによる計算結果と実験で得られた損失係数からモード重ね合わせ法を用いて車輪の振動応答を評価した。図6は、車輪タイヤ部を径方向に加振した場合における加振点での径方向の周波数応答（アクセラランス $\alpha = a/F$ ($m/s^2/N$), a : 加速度 (m/s^2), F : 力 (N)) である。実験結果と計算結果の傾向はほぼ一致する。

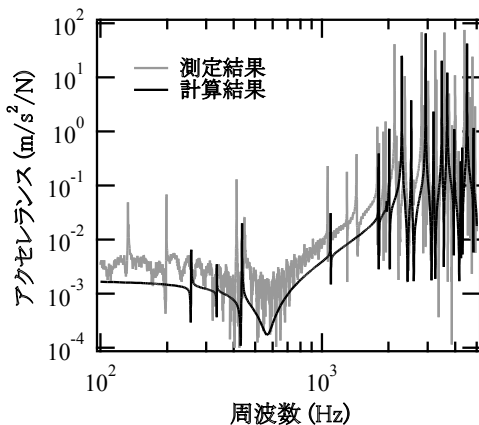


図6 車輪の振動特性（径方向加振，径方向応答，C形圧延車輪）

4.1.2 軌道

軌道の振動特性を評価するために衝撃加振試験を実施した。試験では、無荷重状態のレールを上下，左右方向に加振し，加振に対する軌道の周波数応答等を測定した。得られた測定結果から，予測法に必要なパラメータ（軌道パッドのバネ剛性等）を決定した。また，予測法では，軌道を，レールを模擬する無限長のTimoshenko梁

とバネ-マス-バネ系から成る支持体でモデル化した⁷⁾。この支持体は，軌道パッド，スラブとスラブマットに対応する。スラブ軌道に関しては，ここではスラブ版を簡略化し，レール締結間隔で切れたマスとして考える。図7は，衝撃加振試験と軌道モデルから得られた軌道の周波数応答を比較したものである。また，表2には，計算に使用した軌道に係わるパラメータを整理した。実測と計算による結果の傾向はほぼ一致する。また，図8は，レール長手方向に伝搬する振動の距離減衰率である。2

表2 評価対象の軌道に係るパラメータ

項目	上下方向	左右方向	
レール	曲げ剛性	$6.49 \times 10^6 \text{ Nm}^2$	$1.08 \times 10^6 \text{ Nm}^2$
	断面積	$7.75 \times 10^3 \text{ m}^2$	
	損失係数	0.015	0.015
	質量	60 kg/m	
	締結間隔	0.625 m	
締結部	バネ剛性	$0.7 \times 10^8 \text{ N/m}$	$0.11 \times 10^8 \text{ N/m}$
	損失係数	0.1	0.1
スラブ モルタル 層	バネ剛性	$0.20 \times 10^9 \text{ N/m}$	$0.20 \times 10^9 \text{ N/m}$
	損失係数	2.0	2.0

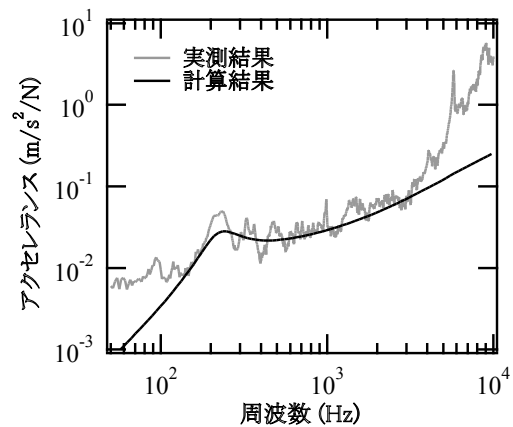


図7 加振点における周波数応答（上下方向加振，上下方向応答）

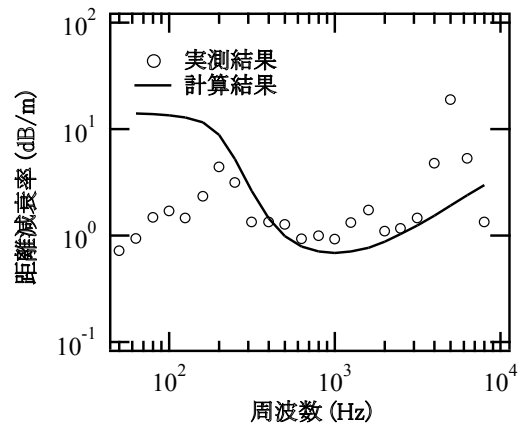


図8 上下方向のレール振動における距離減衰率

つの結果の傾向はほぼ一致する。上下方向のレール振動の距離減衰率の場合では、200Hz以上の周波数域で小さくなり、遠方までレール振動が伝搬する。これは、200Hz付近でレールが軌道パッドに共振し、200Hz以上では支持体がレールに与える影響が小さくなるためである。また、160Hz以下では、2つの結果が合わない。これは、振動加速度計においてSN比が十分確保できなかったためである。

4.2 車両下部音に占める転動音と空力音の寄与

図9は、160km/h走行時におけるレール近傍点での騒音の測定結果と転動音の評価結果を比較したものである。1000Hz以上の周波数域では、転動音の評価結果は実測結果とほぼ一致する。しかし、800Hz以下では、2つの結果に差が現れる。これは、車両に起因した成分による影響(車両機器音や空力音等)であると考えられる。ここでは、転動音の評価結果とレール近傍での騒音の測定結果の差を「車両機器音」の寄与として考え、その音のパワーは速度に依らず一定であると仮定する。これは、一般的に、新幹線に搭載された機器類から生じる騒音の速度依存性が低いためである。

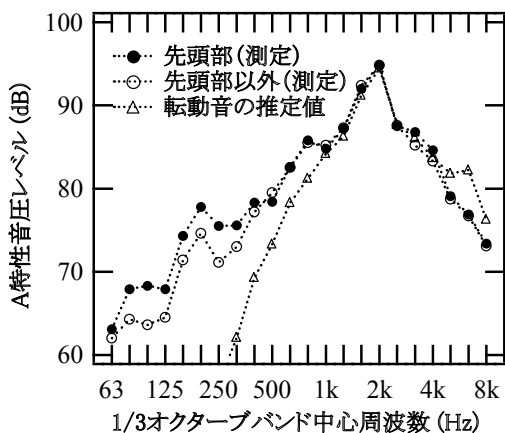


図9 レール近傍点での測定結果と転動音の推定値 (160km/h)

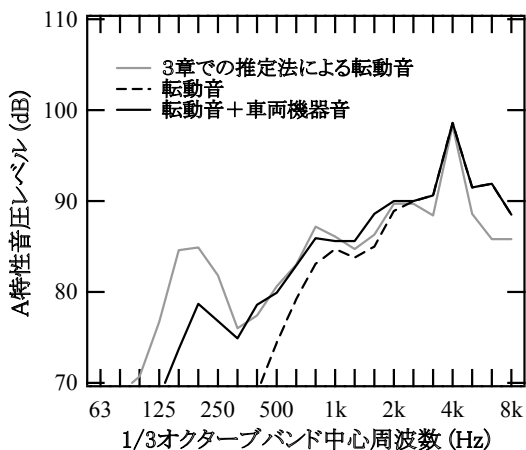
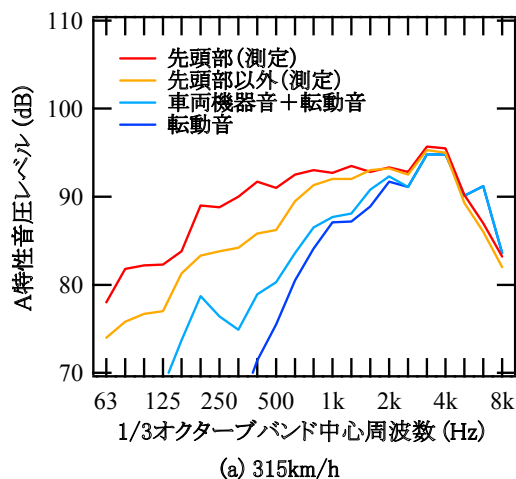
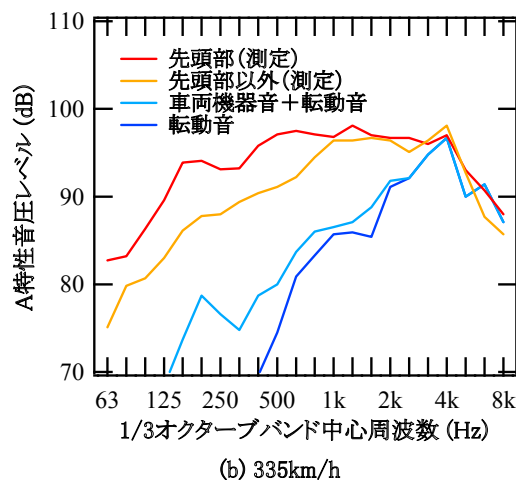


図10 転動音予測法と3章での推定法による評価結果の比較 (360km/h)

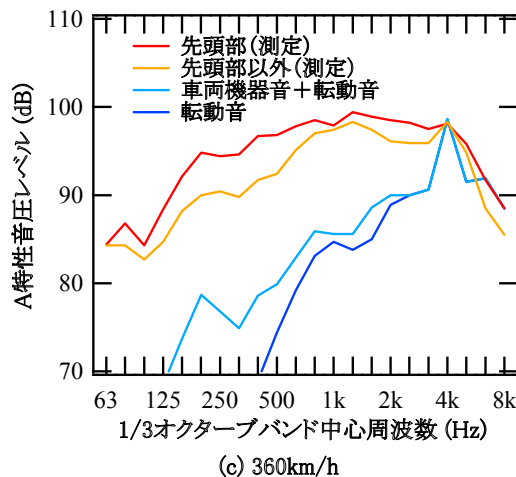
図10は、360km/h走行時において、予測法から評価された転動音と、この転動音と車両機器音の寄与を足し合わせた結果を示したものである。また、比較として、3章での推定法による転動音の結果を併記した。1kHz以上の周波数域では、3章での推定法による結果は転動音の評価結果とほぼ同等である。しかし、800Hz以下では、3章での推定法による結果が転動音の評価結果を上回り、車両機器音の影響が大きい周波数域では、3章での推定法は、



(a) 315km/h



(b) 335km/h



(c) 360km/h

図11 車両下部音における音源別寄与度(レール近傍点)

特集：環境技術

転動音をやや過大に評価していたことがわかる。また、「転動音+車両機器音」と3章での推定法による結果を比較すると、250Hz以上ではほぼ一致する。車両下部音に対する空力音の寄与度は実測結果とそれ以外の音（転動音+車両機器音）との差から評価される。したがって、3章での推定法は、車両下部音における空力音の寄与に関しては、250Hz以上で概ね正しい評価を与えていたと考えられる。

図11は、300km/h以上の速度における転動音と車両機器音の寄与を足し合わせた結果とレール近傍音の測定結果を比較したものである。315km/h走行時の場合、1600Hz以下において、レール近傍音と「転動音+車両機器音」の推定値には差を生じる。これは、この周波数域において顕著な空力音が発生することを示している。また、335km/h以上で走行する場合には、この差が生じる周波数の上限は3150Hzにまで上昇し、速度増加とともに1000Hz以下での差も大きくなる傾向にある。

レール近傍音の実測結果と転動音の評価結果のパワー差から周波数バンドごとに空力音の寄与度を決定し、そのOA値を求めることにより転動音、空力音等の寄与率を求めた。ただし、周波数バンドによっては転動音がレール近傍音を上回ってしまうような場合（例えば、図11(a)の6.3kHzバンド）があるので、この場合は「転動音の寄与=レール近傍音」とした。図12は、レール近傍音に占める各音源の寄与率で示したものである。275km/h走行時では、レール近傍音全体の大部分を転動音が占める。しかし、速度が高くなると、レール近傍音全体に対する転動音の寄与率が減り、空力音の寄与が大きくなる傾向にある。また、335km/h以上で走行する場合には、空力音がレール近傍音全体に対して50%以上の寄与を占めることがわかる。

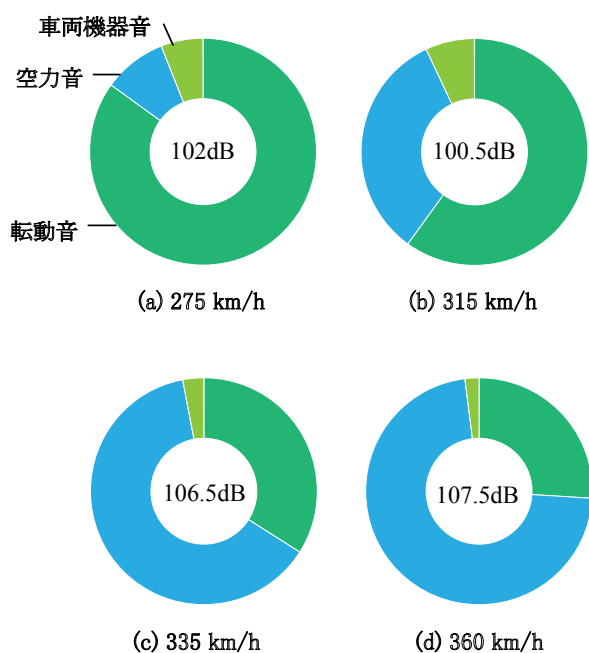


図12 車両下部音の音源別寄与率（レール近傍点、中央の値はOA値、各音源のエネルギー比）

5. まとめ

現車試験の測定結果と転動音予測法を用いて、新幹線の車両下部音における転動音と空力音の寄与度の推定を行った。その結果を以下に整理する。

- (1) 315km/h以下で列車が走行する場合、1600Hz以下の周波数域において空力音が発生するが、車両下部音に対して大きな影響を与える音源は転動音である。
- (2) 335km/h以上の速度では、空力音が発生する上限周波数は3150Hzまで高くなる傾向を示し、また車両下部音全体に対する空力音の寄与率は50%以上を占める。

これらから、360km/h超で走行する新幹線の騒音のうち車両下部音を低減するためには、台車まわりから発生する空力音に対して対策を進めていくことが必要である。

文献

- 1) Moritoh, Y., Zenda, Y., Nagakura, K., Noise Control of high speed Shinkansen, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 193(1), 1996, pp. 319-334.
- 2) Kanda, H., Tsuda, H., Ichikawa, K. and Yoshida, S., Environmental Noise Reduction of Tokaido Shinkansen and Future Prospect, *Noise and Vibration Mitigation for Rail Transportation Systems Proceedings of the 9th International Workshop on Railway Noise, Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multi-disciplinary Design*, Vol. 99, (2008), pp. 1-8, Springer.
- 3) Kurita, T., Development of external noise reduction technologies for Shinkansen high-speed trains, *Journal of Environment and Engineering*, Vol. 6, No. 4, (2011), pp. 805-819.
- 4) 長倉清, 善田康雄; 新幹線沿線騒音予測手法, 鉄道総研報告, Vol.14, No.9, pp.5-10, 2000
- 5) Kitagawa, T., Nagakura, K., Aerodynamic noise generated by Shinkansen cars, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 231 (3), (2000), pp. 913-924.
- 6) Thompson, D.J., Jones, C.J.C., A review of the modelling of wheel/rail noise generation, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 231 (3), (2000), pp. 519-536.
- 7) Thompson, D.J., *Railway noise and vibration*, (2009), Elsevier Science.
- 8) Kitagawa, T., Thompson, D.J., Comparison of wheel/rail noise radiation on Japanese railways using the TWINS model and microphone array measurements, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 293 (3-5), (2006), pp. 496-509.
- 9) 北川敏樹, 転動音の特性と軌道・車両に係わるパラメータの影響, 鉄道総研報告, Vol.22, No.5, pp.23-28, 2008
- 10) 北川敏樹, アレイ式指向性マイクロホン, RRR, Vol.69, No.9, pp.41, 2012