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 (鉄道総合技術研究所) 栗田 健 (東日本旅客鉄道株式会社)

The noise generated from the lower part of Shinkansen cars at high-speed running Toshiki Kitagawa^{*}, Kiyoshi Nagakura, (Railway Technical Research Institute) Takeshi Kurita (East Japan Railway Company)

In order to reduce Shinkansen noise, it is necessary 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, firstly, the contribution of rolling noise is quantitatively examined by using measured rail vibration and TWINS (Track Wheel Interaction Noise Software) model. Next, the contribution of aerodynamic noise to the noise generated from the lower part of cars is determined by a comparison of measured noise and rolling noise.

キーワード:高速鉄道,新幹線騒音,転動音,空力音

1. はじめに

新幹線騒音は、発生部位別に(1)集電系音、(2)車両上部空 力音、(3)車両下部音、(4)構造物音などに分離される(図1)。 (1)、(2)は主に鉄道車両が高速で走行する際に問題となる空 力音であり、その速度乗則は いである。(3)に関しては、転 動音と空力音から構成される。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り車輪とレールが 振動することによって生じる。(4)は、車輪・レール間の相 互作用に起因した加振力によるレール・軌道の振動がコン クリート高架橋に伝達され、高架橋の振動を生じ発生する 騒音である。これまでの知見から、新幹線の高速走行時で は、地上 25m 点における騒音全体に対する(1)と(3)の占める 寄与が大きくなる傾向にあることが明らかになった¹⁾。した がって、今後、新幹線沿線での騒音を低減するためには、(1) と(3)に対する対策を進めていくことが必要である。特に、 (3)に関しては、車両下部音全体に対する転動音と台車まわ りからの空力音の寄与のそれぞれの割合は明確ではない。



本報告の目的は、新幹線の車両下部音における転動音と 空力音の寄与度評価を行うことである。2章において、文献 1の手法に基づき計測結果を用いて車両下部音に対する転 動音と空力音の分離を試みる。また、3章では、転動音予測 法²⁻³⁾を用いて転動音と空力音の寄与度評価を行う。

2. 車両下部音に対する転動音と空力音の寄与

本章では、文献1の手法を用いて計測結果から車両下部 音における転動音と空力音の分離を行う。

〈2.1〉計測結果を利用した推定手法 レール振動とレール 近傍騒音の計測結果から、車両下部音に含まれる転動音と 空力音の寄与を推定する手順を以下に示す(計算法1)。こ の計算法1では、低速走行時でのレール振動とレール近傍 騒音間の伝達関数(Δσ)を、高速走行時におけるレール振 動の結果に適用し、転動音の寄与を推定する¹⁾。

- (a) 150km/h 走行時でのレール振動とレール近傍騒音のレベル差(Δσ)を周波数バンドごとに求める。「低速走行時に車両下部から発生する騒音が転動音のみである」と仮定すると、Δσはレール振動からレール近傍点における転動音への伝達関数である。
- (b) Δσは速度に依らず、周波数 (f) のみに依存すると仮定 すると、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、高速走行時でのレール振動の周 波数スペクトル (L_r(f))を用いて、次式によって求めら れる。
 - $L_r(f) = L_v(f) + \Delta \sigma(f) \tag{1}$

空力音の寄与は、レール近傍騒音とレール振動からの試 算値の周波数分布におけるパワー差で表される。この評価 法で用いた仮定は、厳密には正しくない。これは、150km/h 走行時のレール近傍騒音には転動音以外の音源(車両機器 音、空力音等)の寄与を含む可能性があるためである。

(2.2) レール近傍騒音に占める空力音 図2は、前節で述べ た手法を用いて、新幹線の高速走行時での計測結果から車 両下部音に対する転動音と空力音の寄与度を評価した結果 である。図 2(a)より、315km/h の場合、2000Hz 以上の周 波数域では、レール近傍騒音と転動音の推定値はほぼ同等 である。一方、1600Hz以下では、レール近傍騒音が推定値 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 いることが確認される。また、360km/h 走行時の結果では、 レール近傍騒音と推定値の差が現れる周波数域の上限が 4000Hz付近まで移行し、またレール近傍騒音と推定値のレ ベル差がより大きく広がる傾向である。これは、高速走行 時では、レール近傍騒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。315、360km/h ともに転動音の推定 値の結果では、200Hz付近にピークが現れる。これは、低 速走行時の結果において VVVF のインバーターによる音の 影響が含まれ、レール振動から転動音への伝達関数Δσが正 しく評価されていないためである。



図 2 レール振動から求められる転動音とレール近傍騒音の実 測値との比較

3. 転動音予測法による転動音と空力音の分離

欧州で開発された TWINS モデルの考え方に基づいた転動 音予測法を用いて転動音を推定し、実測結果との比較から 車両下部音における転動音と空力音の寄与度評価を行う。

〈3.1〉 TWINS モデルの概要 転動音に関する予測・評価を行うために、TWINS などの理論モデルが構築されている²⁻³。 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。その計算フローを図3に示す。転動音の発生メカニズムに基づき、車輪踏面およびレール頭頂面上の凹凸に起因した加振力を評価し、この加振力を車輪とレールに作用させ、発生した振動から音を評価する。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を開発した。



図 3 TWINS モデルの計算フロー2-3)(*:3.3 節参照)

(3.2) 車輪・軌道に関するパラメータの整理

(1) 車輪 新幹線で使用されている C 形圧延車輪を対象と した。C 形圧延車輪に対する衝撃打撃試験を行い、その振動 特性を評価した。また、C 形圧延車輪の有限要素モデルを構 成し、有限要素法を用いてモード解析を行い、その結果と 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 4 は、車輪タイヤ部を径方向に加振した場合における加 振点での周波数応答(アクセレランスa=a/F (m/s²/N)、a: 加速度 (m/s²)、F: 力(N)))を示したものである。実験結果 と計算結果の傾向はほぼ一致する。



(2) 軌道 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⁴⁾。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。スラブ軌道では、スラブ版をレール締結間隔で切れた マスとして扱う。測定区間(東北新幹線)の軌道に対する 衝撃加振試験の結果を参照し、軌道パッドのバネ剛性等の パラメータを決定した。図 5 は、衝撃加振試験と軌道モデ ルから得られた軌道の振動特性(加振点におけるアクセレ ランス)を比較したものである。実測と計算による結果の 傾向はほぼ一致する。また、図 6 は、レール長手方向に伝 搬する振動の距離減衰率の比較である。2つの結果が示す 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 は、200Hz 以上の周波数域で小さくなる傾向である。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。



(3.3) レール振動の実測値を用いた転動音評価 本 章 で は、転動音予測法を用いてレール振動・騒音(レール近傍 騒音)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した。この方法は、図3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。

図7は、150km/h 走行時において、レール近傍点における 転動音を評価した結果である。また、図7にはレール近傍 騒音の実測結果も併記した。1000Hz 以上の周波数域では、 転動音の予測結果とレール近傍騒音の実測結果はほぼ一致 する。しかし、800Hz以下では、2つの結果にレベル差が現 れる。2つの結果に生じた差は車両に起因した成分であり、 車両機器音や空力音等による影響であると考えられる。転 動音の評価結果と音とレール近傍騒音の実測結果の周波数 分布のパワー差を「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。





図8は、360km/h 走行時に TWINS モデルから評価された 転動音と車両機器音の寄与を足し合わせた結果と、3章での 計算法1による結果を比較したものである。250Hz 以上の周 波数域において、「転動音+車両機器音」の全体音と試算法 1による推定値はほぼ一致する。したがって、計算法1に よる評価は、車両機器音の影響が大きい周波数域を除けば、 概ね妥当であることが確かめられた。





図 9 は、転動音と車両機器音の寄与を足し合わせた結果 とレール近傍騒音の実測値を比較したものである。270km/h 走行時の場合、1000Hz 以下の周波数域において、レール近 傍騒音と「転動音+車両機器音」に差を生じ、この周波数 域において顕著な空力音が発生する。315km/h 走行時には、 この差を生じる周波数域は 1600Hz にまで上昇し、1000Hz 以下での差も大きくなる傾向にある。また、360km/h 走行時 には、この差を生じる周波数の上限は3150Hzにまで上昇し、 1000Hz 以下での差も大きくなる傾向にあり、車両下部音の 大部分を空力音の寄与が占める。



図 9 レール振動から求められる転動音とレール近傍騒音の実 測値との比較

レール近傍騒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と空力音の寄与率を求め る。ただし、周波数バンドによっては転動音がレール近傍 騒音を上回ってしまうような場合もあったので、このよう な周波数バンドにおいては「転動音=レール近傍騒音」とし た。計算結果を図 10 に示す。275km/h 走行時はレール近傍 騒音全体の大部分を転動音が占める。速度が高くなると、 レール近傍騒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。335km/h 以上で走行する 場合では、空力音がレール近傍騒音全体に対して 50%以上 の寄与を占める。



(c) 335km/h 走行時
 (d) 360km/h 走行時
 図 10 レール近傍騒音に占める転動音と空力音の寄与率(中央の数字は OA 値を示す)

4. まとめ

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、275km/h 走行時、1000Hz以下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った。また、335km/h 以上の速度で走 行すると、空力音が発生する上限周波数はより高くなり、 車両下部音全体に対して空力音の寄与率が 50%以上を占め る傾向にあることがわかった。

文 献

- T. Kitagawa, K. Nagakura : Aerodynamic noise generated by Shinkansen cars, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 231, No. 3, pp. 913-924 (2000)
- (2) D.J. Thompson, C.J.C. Jones : A review of the modelling of wheel/rail noise generation. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 231, No. 3, pp. 519–536 (2000)
- (3) 北川敏樹, D.J. Thompson: 車輪・レール問騒音の予測手法 TWINS
 の実験的検証, 鉄道総研報告, vol.18, No.11, 2004.11
- D.J. Thompson : Railway noise and vibration, Elsevier Science, (2009).