

実車を用いたきしり音の特性に関する実験的検討

清水 康博* 末木 健之* 川口 二俊*
北川 敏樹* 金元 啓幸** 葛田 理仁**

Experimental Study on Curve Squeal Noise with a Running Train

Yasuhiro SHIMIZU Takeshi SUEKI Tsugutoshi KAWAGUCHI
Toshiki KITAGAWA Hiroyuki KANEMOTO Masahito KUZUTA

Curve squeal noise is one of the major railway noise sources, which need to be reduced by strong social demands. It is important to understand the generation mechanism of the squeal noise and develop mitigations for the noise. In this study, field tests in RTRI were carried out to understand the mechanism during a train running. It is found that the curve squeal noise is generated at the frequency closely related to the resonances of the wheel, and the dominant noise source is the leading wheel on the inner rail of the curved section.

キーワード：鉄道沿線騒音，車輪・レール間音，レール振動，車輪振動，現車試験

1. はじめに

鉄道車両が急曲線を通過する際に発生するきしり音（卓越周波数：1kHz～8kHz）は、沿線騒音に対する苦情原因のひとつである。きしり音には、曲線区間内軌側に位置する車輪の踏面がレール上で滑る際に発生する踏面きしり音と、曲線区間外軌側に位置する車輪のフランジがレールと接触することにより発生するフランジきしり音が存在する¹⁾。これらの低減対策として、車輪/レール接触面への塗油や散水、摩擦緩和材の散布等が行われている²⁾。また、きしり音に関する縮尺模型実験や数値計算等の研究も行われているが^{3) 4) 5)}、実車を対象としたきしり音に関する研究例は少なく、その特性が明確になっていない。

本研究では、実車において発生するきしり音の特性を明らかにすることを目的として、鉄道総研内の試験線において実車を用いた走行試験を実施し、車上と地上において同一車両を対象として振動・騒音の測定を行った。車上側の測定項目は、車輪振動および車輪近傍での騒音等である。また、地上側の測定項目はレール振動およびレール近傍での騒音である。本稿では、これらの測定結果に基づいてきしり音の特性に関する検討を行う。また、車輪およびレールからの放射音を推定し、きしり音の音源別寄与度を評価する。

2. 試験概要

2.1 試験車両および走行区間の概要

走行試験は、鉄道総研の所有する所内試験線（軌間1067mm，50Nレール）で実施した。図1に測定対象とした試験車両を示す。試験車両（全長20m）は付随車であり、ディーゼル機関車で牽引される。牽引時の最高速度は約30km/hである。試験車両の進行方向に対し後位の台車（以下、試験台車）を測定対象とした。試験台車の進行方向前側の車輪はC形平板車輪（以下、前軸



図1 試験車両



図2 試験区間（曲線部）

* 環境工学研究部 騒音解析研究室

** 鉄道力学研究部 車両力学研究室

車輪), 進行方向後側の車輪はNA形波打車輪(以下, 後軸車輪)である。

地上測定点は曲線部2箇所(図2)および直線部1箇所に設けた。3箇所ともにバラスト軌道であり, 曲線の諸元は以下の通りである。

曲線部1: 半径230m, カント20mm, スラック20mm

曲線部2: 半径160m, カント20mm, スラック20mm

なお, レール頭頂面の試験条件は, レール表面が乾燥状態(以下, ドライ条件)および湿潤状態(以下, ウェット条件)とした。走行速度は約5km/h~30km/hである。また, 走行方向は図1, 図2に示した1方向とした。

2.2 衝撃加振試験

地上測定点の軌道ならびに試験台車の車輪に対し, インパルスハンマを用いて衝撃加振を行い, 軌道と車輪の振動特性を把握した。それぞれの加振点を図3に示す。車輪加振においては, 両車輪の板部およびタイヤ部に振動加速度計を設置した。また, 車軸中心と加速度計を結ぶ直線の延長線上の断面を0°とし, 踏面およびタイヤ部の0°~180°の範囲を7.5°間隔で加振した。レール加振においては, レール頭部を上下および左右方向に加振した。また, 測定断面から加振点の距離を変えることによって距離減衰率を測定した。

2.3 地上測定

地上測定の状態を図2に示す。曲線部1, 2における両レールの頭部, 腹部及び底部に振動加速度計VRH1~VRH4, VRL1~VRL4を設置した。また, 軌道の両側にマイクロホンSHC, SLCを設置した。曲線部における設置位置を図4(c)に示す。また, ここでは示していないが, 直線部においては, 片側のレールにのみ振動加速度計を設置し, 同レール近傍にマイクロホンを設置した。

2.4 車上測定

試験台車の各車輪に対し, 図4(a), (b)に示す位置に振動加速度計VS1~VS8, およびVT1, VT2を設置した。また, 前軸車輪の近傍にはマイクロホンS1, S2を設置した。反対側の車輪からの放射音の影響を小さくするために, マイクロホンは車軸外側の近傍に設置した。なお, 前軸, 後軸の振動加速度計の信号は, それぞれスリッピング, テレメータを介して伝達される。測定可能な周波数の上限は, 前軸は20kHzであり, 後軸は5kHz程度である。

2.5 データ分析条件

衝撃加振試験においては, インパルスハンマと振動加速度計の出力に対して周波数分析を行い, 周波数応答を

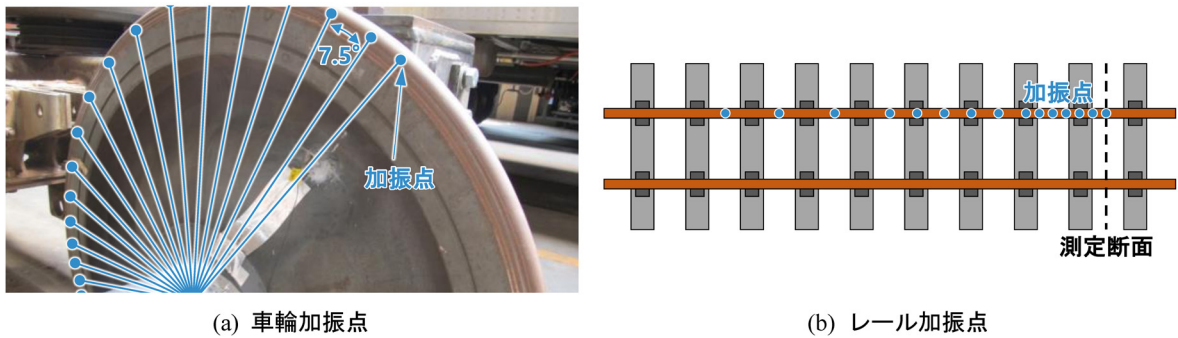


図3 車輪・レール加振点

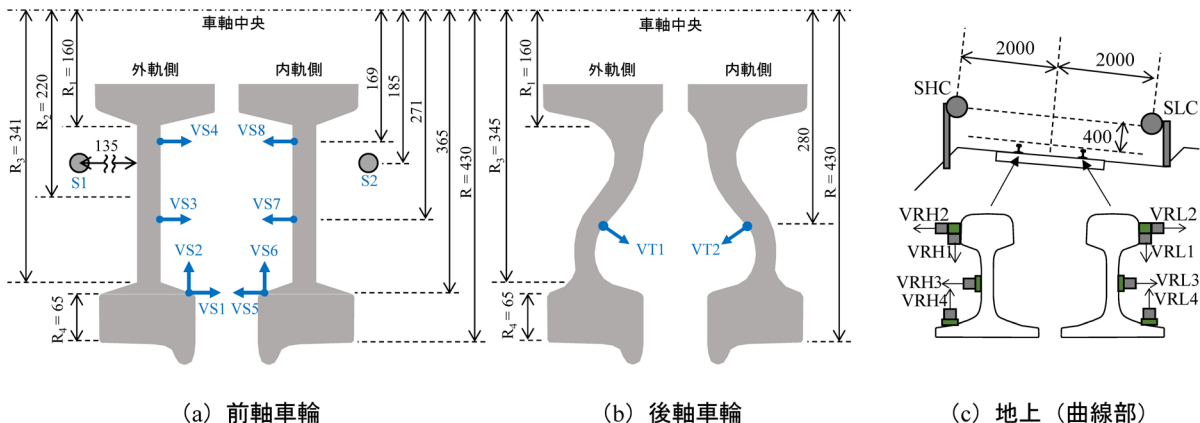


図4 センサ取付位置(単位: mm)

求めた。また、前軸車輪における加振位置ごとの周波数応答を比較することで、振動モード形状を同定した。

走行試験においては、各車輪が地上測定点正面を通過する時間範囲の車輪振動・騒音およびレール振動について、周波数分解能 6.25Hz（車上）、12.5Hz（地上）、オーバーラップ 25% で周波数分析を行った。また、レール近傍騒音は、地上測定点正面を試験台車全体が通過する時間範囲のデータに対して周波数分析を行った。

3. 試験結果および考察

3.1 衝撃加振試験結果

図 5 に、衝撃加振試験より得られた内軌側車輪（VS7、VT2）および曲線区間の内軌側のレール（VRL2）のアクセラランス（単位力当たりの振動加速度）を示す。

同図 (a) より、前軸車輪の結果においては、1.1kHz、2.0kHz、2.4kHz、3.0kHz 等に周波数ピークが確認できる。なお、両加振方向に対して確認できるピークの周波数は同じであるが、その大きさはピークにより異なる。これらのピークのうち、1.1kHz、2.0kHz、3.0kHz はそれぞれ C 形平板車輪の 3、4、5 節直径の 0 節円面外振動モードに対応し、2.4kHz は 2 節直径の 1 節円面外振動モードに対応する。他のピークに関しても、その多くが面外振動に対応する。また、後軸車輪の結果には、1.4kHz、2.0kHz、2.9kHz 等の周波数にピークが現れている。これらも、その多くが NA 形車輪の面外振動モードに対応する⁶⁾。

一方、同図 (c) より、レールの振動特性においては曲線部 1、2 ともに、どちらの加振方向でも明瞭なピークが確認できない。

3.2 地上測定結果

地上測定においては、車軸方向振動に対応する振動（レールの左右方向）について検討する。図 6 に、ドライ条件において、曲線部 1、2 を約 30km/h で走行した際のレールの左右方向振動およびレール近傍での騒音の

周波数分析結果を示す。また、騒音の結果には直線部に設置したマイクロホンの結果を併せて示した。

曲線部 1 の場合、前軸車輪、後軸車輪ともに、通過時のレール振動（図 6(a)）に特徴的なピークは確認できない。曲線部 1 におけるレール近傍騒音（図 6(b)）は直線部と同程度であり、曲線部 1 ではきしり音は発生していなかったと考えられる。

曲線部 2 では、前軸車輪、後軸車輪の通過時のレール振動（図 6(c)）に、2.0kHz および 4.0kHz 付近に卓越したピークが確認できる。また、これらの周波数成分は、後軸車輪通過時よりも前軸車輪通過時に大きいこと、内軌側が外軌側よりも大きいことがわかる。次項で示す車上測定の結果と合わせ、きしり音は内軌側の前軸車輪で最も顕著に発生していると考えられる。また、これらの周波数は衝撃加振試験において測定した車輪の固有振動数と一致すること、またレールの振動特性（図 5(c)）には顕著な周波数ピークが確認できないことから、これらは車輪の振動に起因して生じたものであると考えられる。レール近傍の騒音（図 6(d)）では、レール振動とほぼ同じ周波数のピークが観測される。ただし、内軌側と外軌側のピークレベルの差は振動の結果と比べて小さい。これは、外軌側の騒音には内軌側車輪から発生したきしり音による影響が含まれているためと考えられる。

曲線部 1 と曲線部 2 できしり音の発生状況が異なる原因は現時点で不明であるが、曲率半径等の軌道条件が影響していると考えられる。

3.3 車上測定結果

前節に示したように、内軌側の前軸車輪が曲線部 2 を通過する際に顕著なきしり音が発生した。そこで、車上測定については曲線部 2 の内軌側の前軸車輪に着目して検討を行う。図 7 に、約 30km/h でドライ条件、ウェット条件の曲線部 2 を走行した場合における前軸車輪板部の振動、車輪近傍での騒音の周波数分析結果を示す。なお、図 7 には直線区間の結果も併せて示した。

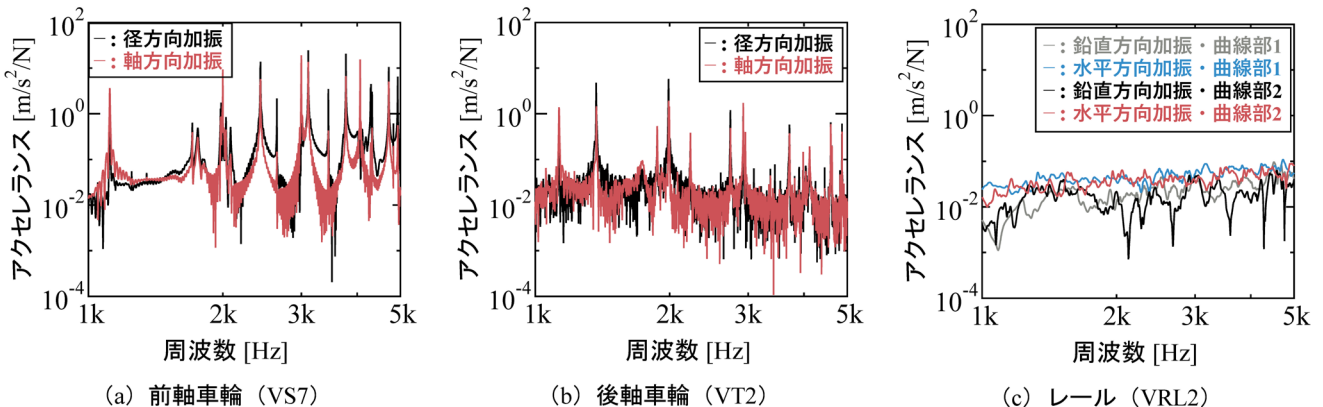


図 5 周波数応答

ドライ条件における車輪振動の場合（図7(a)）、1.1kHz、2.0kHz、2.4kHz、3.0kHz等の周波数にピークが現れる。3.1節に示した衝撃加振試験の結果のように、きしり音の卓越周波数は車輪の面外振動モードに対応している。また、前軸車輪の振動は2.0kHz付近のピークが最も大きい。この傾向は、地上測定の結果と整合している。車輪近傍での騒音（図7(b)）の場合では、1.1kHz、2.0kHz、3.0kHz等にピークが形成される。これらは、車輪振動における顕著なピークの周波数成分による影響である。しかしながら、これら全ての周波数成分による影響はレール振動

やレール近傍騒音に必ずしも現れてはいない。この原因は現時点で不明であり、今後の検討課題である。

ウェット条件の場合、車輪振動においては、2.0kHz付近の周波数成分は小さくなる。一方、1.1kHz付近の周波数成分はドライ条件よりもやや大きい。この傾向は、騒音においても現れている。この傾向が現れた原因として、散水によって車輪・レール間の摩擦条件が変化することが考えられる。

なお、後軸車輪の振動と騒音の結果はここには示していないが、前軸車輪の結果と同様に、車輪の面外振動モー

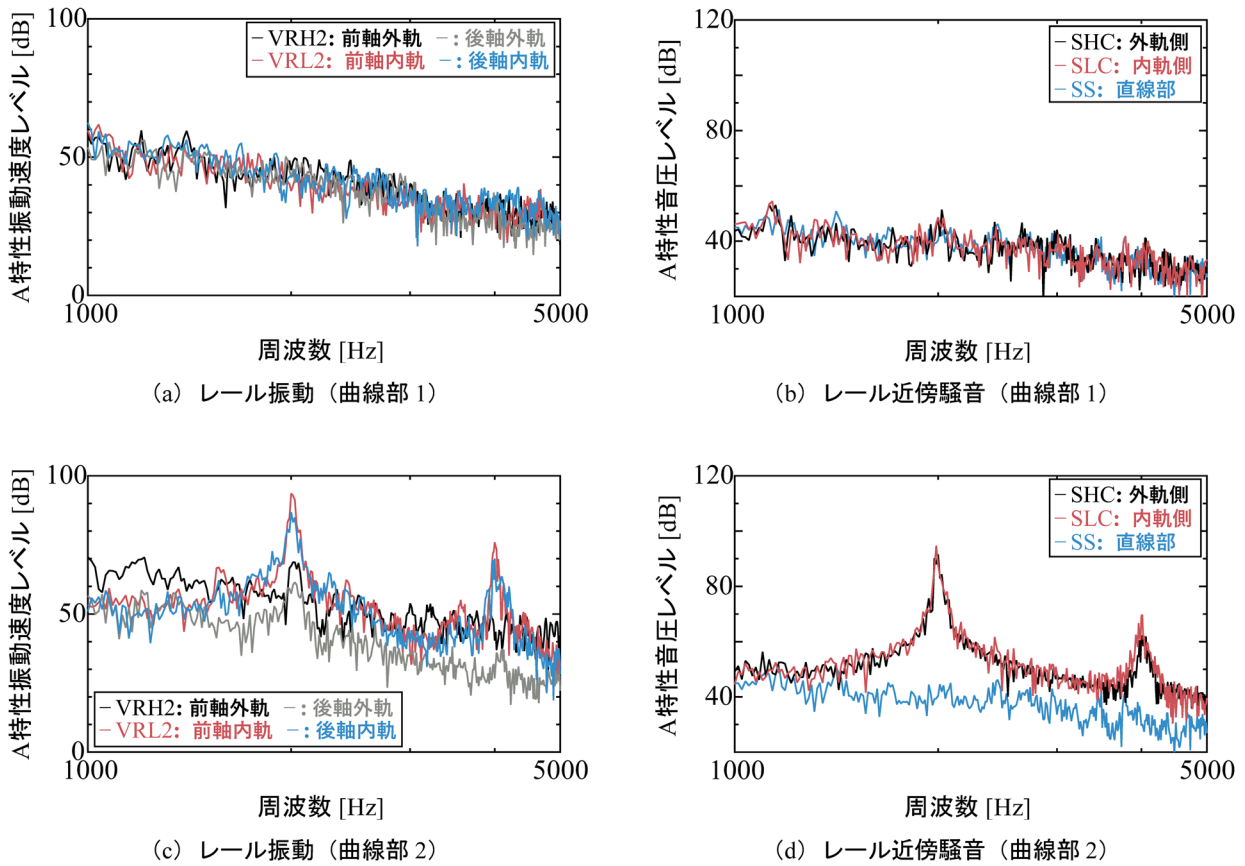


図6 レール振動・騒音（ドライ条件）

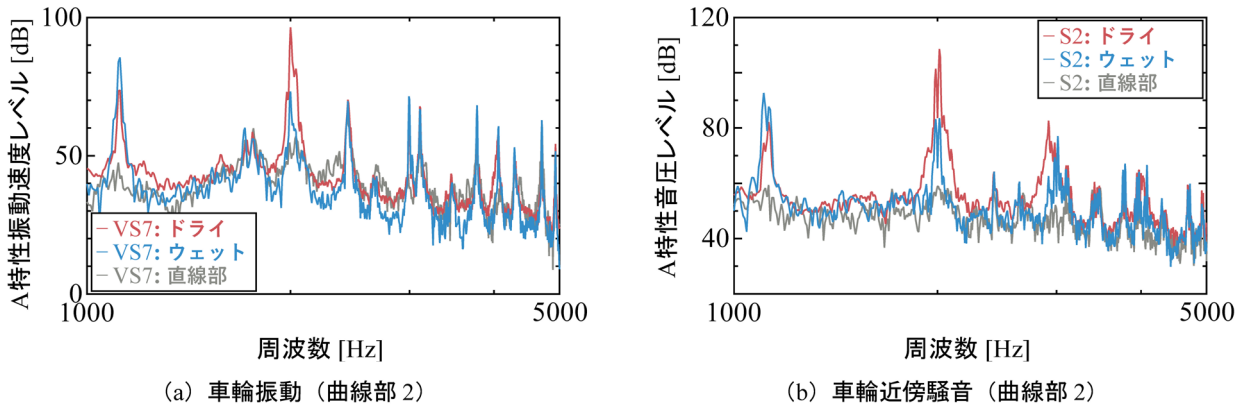


図7 車輪振動・騒音（前軸車輪・内軌側）

ドに対応した振動と騒音が生じる傾向にあった。また、地上測定での結果と同様に、後軸車輪に生じた振動は前軸車輪よりも小さい傾向であった。

4. きしり音の音源別寄与度の推定

3章において、きしり音は主として前軸内軌側の車輪の振動によって発生することが明らかになった。一方、実際に発生するきしり音には、車輪からの放射音に加え、車輪によって加振されたレールからの放射音も含まれていると考えられる。そこで、実車走行試験の測定データからきしり音に対する音源別寄与（車輪・レール）を推定する。

4.1 車輪放射音の推定

レール近傍点における近接側・遠隔側の車輪からの放射音を推定する。車輪の音源モデルは、車輪が地面に近いことから半空間放射の点音源と仮定した。また、地面による反射音の成分は考慮していない。音源位置は、各車輪の中心（車軸中心）である。車輪1枚当たりの音響パワーは式(1)により求めた。

$$W_{\text{wheel}} = \rho c_0 \sum_i v_{wi}^2 S_{wi} \Omega_{wi} \quad (i=1\sim 3) \quad (1)$$

ただし、 ρ は空気密度、 c_0 は音速である。また式中の i はそれぞれ車輪のタイヤ部、板部を表し、 v_{wi}^2 は図4に示した各測点での振動速度の二乗平均値、 S_{wi} は音響放射面積であり、 Ω_{wi} は音響放射効率である。

音響放射面積は、図8(a)に示すように車輪を3分割して求め、実測結果を各範囲における代表的な振動とした。なお、後軸車輪の板部は湾曲しているが、簡単のために平板とみなした。表1に、各点の振動と音響放射面積の対応を示す。車輪の寸法は図4(a)、(b)に示した値を用いている。なお、走行中の後軸車輪のタイヤ部の振動は、後軸車輪に対する加振試験（タイヤ部の車軸方向加振）におけるタイヤ部と板部での周波数応答の差から求めたタイヤ部～板部間の伝達関数と、走行時における

表1 車輪の音響放射領域

車輪		振動観測点	音響放射面積
前軸	タイヤ部	VS1/VS5	$\pi(R^2 - (R - R_4)^2) \times 2$
	板部A	VS3/VS7	$\pi(R_3^2 - R_2^2) \times 2$
	板部B	VS4/VS8	$\pi(R_2^2 - R_1^2) \times 2$
後軸	タイヤ部	推定	$\pi(R^2 - (R - R_4)^2) \times 2$
	板部(A+B)	VT1/VT2	$\pi(R_3^2 - R_1^2) \times 2$

板部の振動（VT1/VT2）を用いて推定した。また、きしり音の卓越周波数(1kHz～)における音響放射効率は、概ね1であることから $\Omega_{wi} = 1$ とした¹⁾。放射音の観測点位置は、比較する実測結果が1台車通過時のデータであることを考慮して、台車中央（音源と観測点の相対位置は時間的に不変）とした。

レール近傍点における車輪1枚当たりの音圧レベルは式(2)によって表される。ただし、 W_{ref} は音響パワーの基準値（ $= 10^{-12}$ W）、 d は音源から観測点までの最短距離である。

$$L_{\text{pw}} = 10 \log(W_{\text{wheel}}/W_{\text{ref}}) - 20 \log(d) - 8 \quad (2)$$

4.2 レール放射音の推定

レール近傍点における近接側・遠隔側のレールからの放射音は式(3)を用いて推定した。レールの音源モデルは、レールが地面に近いことを考慮し、半空間放射の点音源がレール長手方向に連続的に分布した線音源（音源位置：頭頂面中心）であると仮定した。

$$L_{\text{pr}} = 10 \log_{10} \left(\frac{\rho c_0 \Omega_r P \bar{v}_0^2}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{e^{-2\beta|x|}}{x^2 + y^2} dx \right) - 10 \log_{10}(W_{\text{ref}}) \quad (3)$$

ただし、 Ω_r はレールの音響放射効率であり、車輪と同様に1とした⁴⁾。 P は振動測定点位置や感度方向に対応した振動に係る部位の周囲長さ（図8(b)参照、レール全周を考慮）である。 \bar{v}_0 は台車通過時間におけるレール振動速度の平均値である。 β は加振試験の結果から導出した波数の減衰成分である。 x は観測点正面からのレール長手方向の位置、 y はレールから観測点までの最短距離である。

4.3 推定結果

図9に、曲線部2における車輪およびレール放射音の推定結果を示す。同図より、2.0kHz付近の結果に関して、内軌側、外軌側ともに、前軸車輪の推定値が最も大きい。特に、内軌側前軸車輪の推定値は後軸車輪およびレールの推定値より10dB以上大きい。図10に、曲線部2に

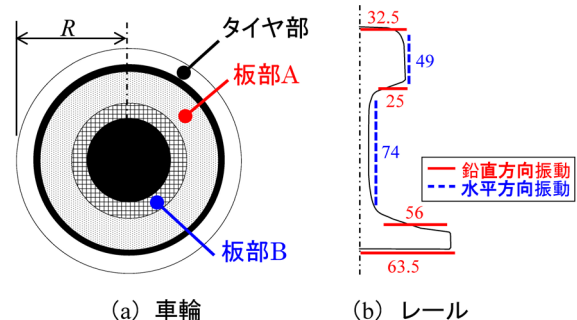


図8 音響放射関連寸法（単位：mm）

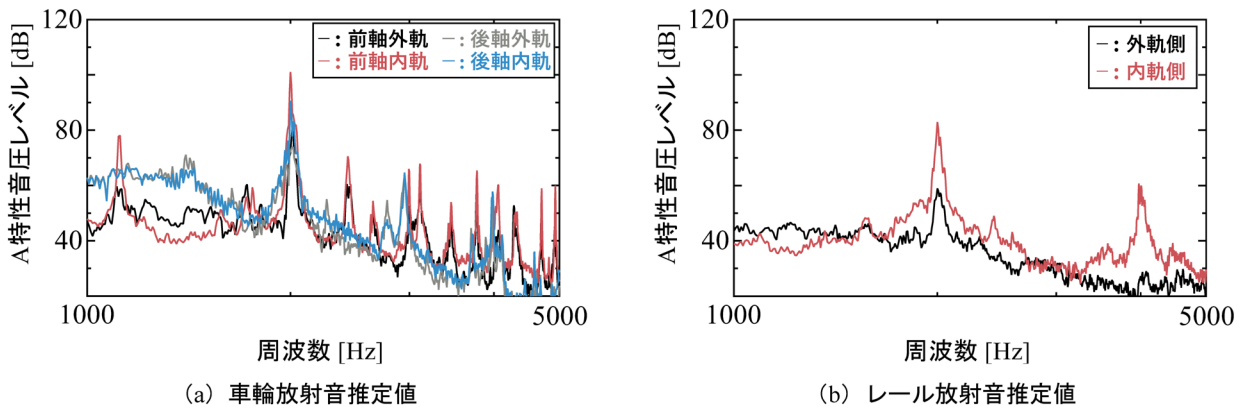


図9 曲線部2における放射音推定結果

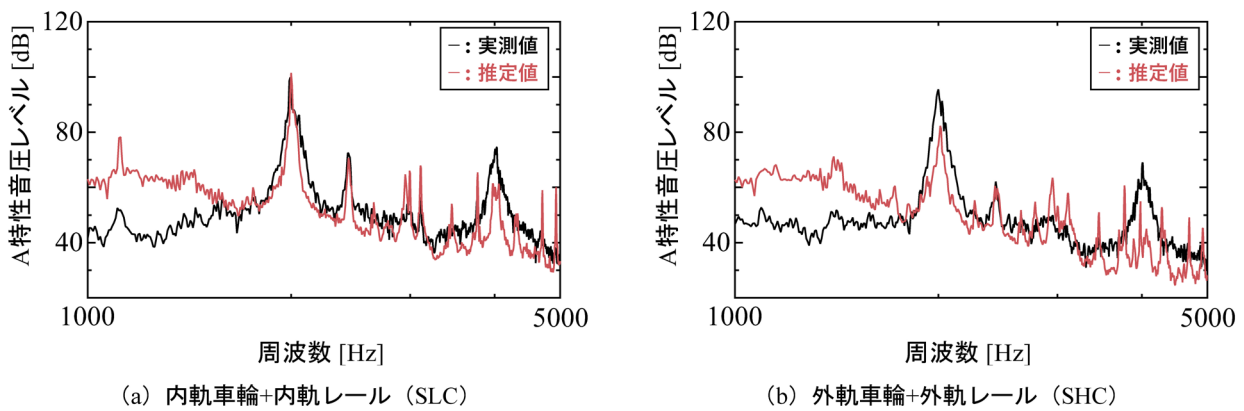


図10 曲線部2における無指向性マイクロホン実測値と推定値の比較

におけるマイクロホン (SHC, SLC) の測定結果との比較を示す。同図 (a) より、2.0kHz 付近の結果に関して、内軌側の推定値は実測値とよく一致している。一方、外軌側車輪に対する推定値は実測値よりも小さい。前述の通り、これは外軌側の測定結果には内軌側から発生した騒音が含まれているためと考えられる。これらの結果より、きしり音に対する寄与は前軸車輪からの放射音が最も大きいことや、本推定手法による評価が有効であることが示された。

5. まとめ

鉄道総研内の試験線において実車走行試験を実施し、得られた結果に基づいてきしり音の特性に関する考察を行った。また、本試験により得られたきしり音の特性は以下の通りである。

- ・きしり音に関連する振動は、曲線の内軌側において、台車の進行方向前側の車輪で最も顕著に発生し、その卓越周波数は車輪の面外振動モードに対応する。
- ・車輪における振動・騒音の卓越周波数は、必ずしも地上においてきしり音として観測されない場合がある。
- ・地上で観測されるきしり音の卓越周波数に対する寄与

の大きさは、進行方向前側の車輪、後側の車輪、レールの順であった。

文献

- 1) Thompson, D.J., "Railway noise and vibration: Mechanisms, modeling and means of control", Elsevier Ltd., 2009.
- 2) 伴巧, 名村明, 石田誠: 車輪/レール摩擦緩和システムの開発, JREA, 50巻9号, pp.50-52, 2007
- 3) A.D. Monk-Steel, et al.: An investigation into the influence of longitudinal creepage on railway squeal noise due to lateral creepage, Journal of Sound and Vibration, 293, pp.766-776, 2006.
- 4) F.G. de Beer, et al.: Squeal noise of rail-bound vehicles influenced by lateral contact position, Journal of Sound and Vibration, 267, pp.497-507, 2003.
- 5) P. J. Remington: Wheel/rail squeal and impact noise: What do we know? What don't we know? Where do we go from here?, Journal of Sound and Vibration, 116(2), pp.339-353, 1987.
- 6) T. Kitagawa, et al.: Application and Validation of the TWINS Model for Japanese Railways, ISVR Technical Memorandum 919, 2003.