

# 高速鉄道の曲線区間で発生する高周波音の音源別寄与度評価

川口 二俊\* 末木 健之\* 北川 敏樹\*

Contribution of Wheel/rail Noise to Railway Noise above 10 kHz Generated on a Curved Section of High-speed Railway Line

Tsugutoshi KAWAGUCHI Takeshi SUEKI Toshiki KITAGAWA

As well-known, the wheel/rail noise from 250 Hz to 4 kHz has greater influence on the wayside noise along railway lines. However, when a train runs on a gently curved section, the noise due to wheel and rail vibrations above 10 kHz (high-frequency noise) has sometimes a greater contribution to the total wayside noise. In this paper, the contribution of the high-frequency noise to wayside noise on a high-speed railway line is investigated in field tests and static experiments. It is found that wheel noise above 10 kHz is generated mainly by the outside leading wheel of each bogie, and the noise level depends on the train speed.

キーワード：鉄道沿線騒音，車輪・レール間音，高周波音，曲線軌道，現車走行試験，定置試験

## 1. はじめに

鉄道の一部の曲線区間で、列車通過に伴って10kHz以上の周波数域の音（以下、高周波音）が発生し、沿線騒音全体に対して大きな寄与をもつ場合がある。これまでに在来線で発生する高周波音に対して、車輪・レール放射音の寄与度（音源別寄与度）が評価されている<sup>1) 2)</sup>。文献1では、レール近傍における主要な音源は、列車通過中（列車が受音点正面にある時間）は曲線の外側レール（以下、外軌）上の車輪、列車通過前後は外軌であることが示されている。高速鉄道においても高周波音が発生している事例が報告されている<sup>3)</sup>が、その特性は明らかになっていない。そこで、高速鉄道におけるレール振動とレール近傍騒音の測定結果から列車速度毎の音源別寄与度を評価<sup>4) 5)</sup>した。また、音源別寄与度の評価によって明らかになった主要な音源に対して、その詳細な発生位置に関する検討<sup>4) 6)</sup>を行った。

をそれぞれ4点設置した。感度方向は、頭部は上下・左右方向、腹部は左右方向、底部は上下方向である。測定断面の外軌近傍にマイクロホン（リオン社製、UC-29、～100kHz）を1点設置した（以下、レール近傍音）。マイクロホンの設置位置は、外軌頭頂面中心から水平方向3.5m離れ、鉛直方向は車軸中心に相当する高さである。列車速度は、外軌に設置した車軸検知器で得られる全車軸の通過時刻と車軸間距離を基に算出した。振動、騒音の測定データは、1/3オクターブバンド周波数ごとのA特性振動速度、A特性音圧で整理した。図2に、レール

## 2. 試験概要およびデータ整理

### 2.1 現車走行試験

試験区間の軌道は、曲線半径2500m、60kgレール（ロングレール）のバラスト軌道である。円曲線内に設けた測定断面1ヶ所に計測機器を設置した。評価対象とする列車は同一車種で構成され、220～274km/hの速度で通過する。図1に示すように、曲線の両側レールに振動加速度計（リオン社製、PV-90I, PV-91C、～20kHz）

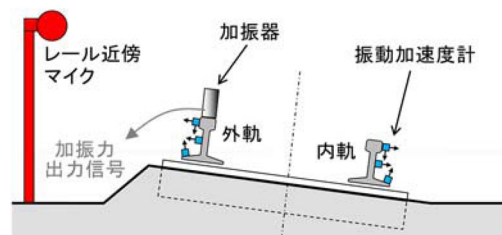


図1 レール振動・騒音の測定状況

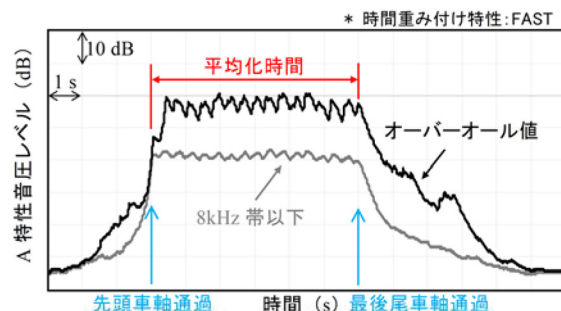


図2 レール近傍音の時間レベル変動

\* 環境工学研究部 騒音解析研究室

特集：空気力学・騒音

近傍音（オーバーオール値）の時間レベル変動の測定例を示す。同図には、8kHzバンド以下の周波数域の結果を併記する。同図より、列車通過に伴う高周波音が大きなパワーを持っていることが分かる。列車が測定断面を通過している時間（図2に示す平均化時間）において等価振動レベル（A特性振動速度の時間平均レベル）および等価騒音レベルを算出した。また、等価振動レベルを基に振動評価点まわりのレール単位長さ当たりの音響パワーを求めた。音響パワーの算出には、図3に示す振動測定点ごとに定義した音響放射面積を適用した。なお、音響放射面積は、振動測定点まわりで振動が一樣と仮定する範囲とし、レール面の単位長さ当たりの面積である。音響放射効率を1とした。

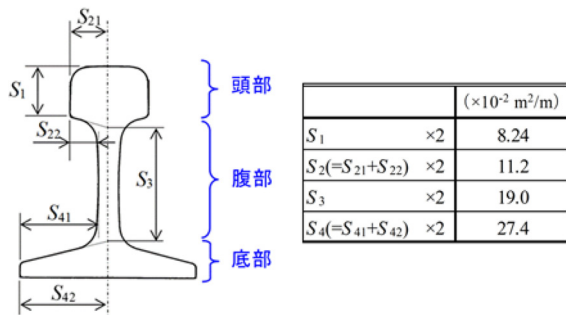


図3 レール単位長さ当たりの音響放射面積 (60kg レール)

2.2 レール加振試験

加振器を用いて両側レールを個別に定常加振させた際の加振力、レールに生じた振動および騒音を測定した（図1参照）。振動・騒音の測定点は、全て現車走行試験と同じである。試験で使用した加振器（Wilcoxon社製F7）の最大加振周波数は20kHzである。曲線走行時の車輪・レール間加振力は、主にレール上下方向、左右方向に作用すると考えられる。そこで、加振器をレール頭頂面（走行痕中心）あるいは頭部側面に設置し、設置面に対して法線方向にレールを加振した。加振器本体からの放射音による影響を防ぐため、加振器を測定断面からレール方向に15m程度離れた。また、内面に吸音材（ユニウール910、50mm厚）を貼付した無響箱を加振器に被せた。なお、この周波数におけるレール振動の距離減衰率は小さい<sup>1)</sup>ため、加振点を測定断面から離れたことにより、測定断面付近にてレール長手方向にはほぼ一樣な振動分布となり、レール伝搬波から放射される音を捉えられると考えられる。加振に用いた信号は、ホワイトノイズ（～20kHz）である。測定データは、1/3オクターブバンド周波数ごとの単位加振力当たりの（加振時間内における）等価振動レベル、等価騒音レベルで整理した。

2.3 音源別寄与度の評価方法

図4は、車輪・レール放射音の音源別寄与度の算出フローである。以下に具体的な手順を述べる。

- 1) 現車走行時とレール強制加振時のレール断面内における振動分布を比較し、両者の傾向が類似する加振方向（上下方向あるいは左右方向）を判定する。判定した加振方向は、現車走行時の車輪・レール間加振力の主作用方向に対応すると考える。
- 2) 手順1)で判定した加振方向にてレールを強制加振した場合のレール振動・騒音間の伝達関数（レールの単位長さ当たりの音響パワーとレール近傍音のレベル差）を求める。
- 3) 現車走行時のレールの単位長さ当たりの音響パワーレベルに手順2)で得た伝達関数を加え、現車走行時のレール放射音を推定する。
- 4) 現車走行時の全体音（実測値）から手順3)で得たレール放射音の寄与を差し引き、車輪放射音を推定する。

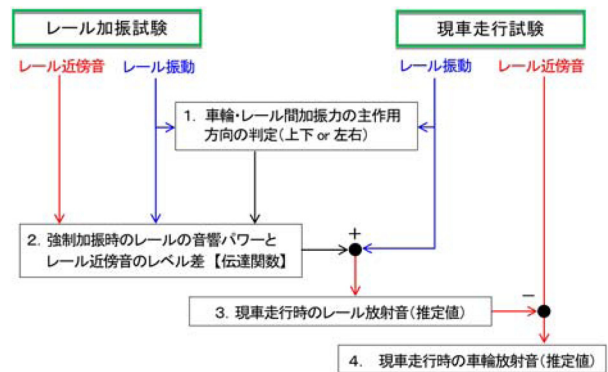


図4 音源別寄与度の評価手順

3. 試験結果

3.1 列車走行時のレールの音響パワーレベル

図5に、2.1節の試験で求めた列車通過中のレールにおける単位長さ当たりの音響パワーの周波数特性を示す。なお、音響パワーは列車速度域230～239km/hに該当する試番のデシベルでの算術平均である。同図より、10kHz帯以上の周波数域におけるレールの主要な音源は、外軌の頭部および腹部であることがわかる。10kHz帯以上の周波数域における外軌の音響パワーは、全測定点で内軌を上回る。これは、列車走行時に車輪・レール間に作用する力が外軌で大きいことを示唆している。また、本報告では示していないが、他の列車速度においても外軌の音響パワーが内軌よりも大きい傾向であった。作用・反作用の法則により、外軌上の車輪に対しても大きな加振力が作用しているため、車輪放射音についても内軌上の車輪よりも外軌上の車輪の方が大きいと考えられる。

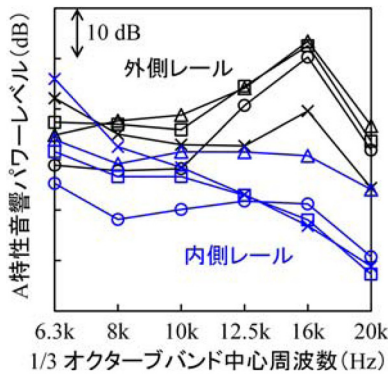
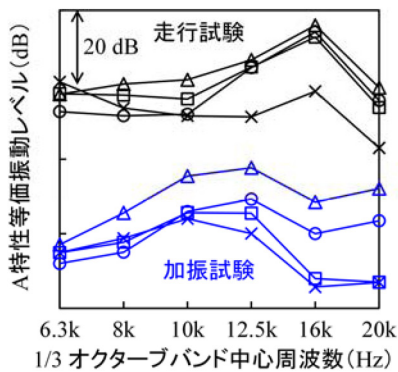


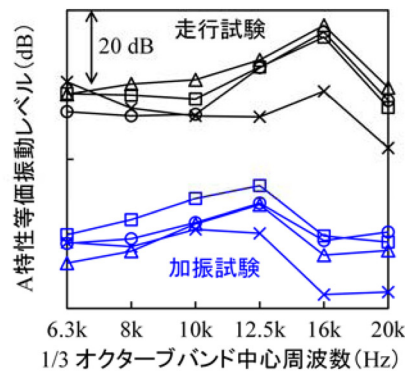
図5 列車通過時のレールの音響パワーレベル  
(○：頭部左右，△：頭部上下，□：腹部，×：底部，  
230-239km/h)

### 3.2 車輪・レール間加振力の主作用方向の推定

列車走行時の車輪・レール間加振力の主作用方向を周波数帯ごとに推定した。図6に、2つの試験における外軌の等価振動レベルを示す。列車走行時の16kHz帯における等価振動レベルは、頭部、腹部の振動レベルの差が列車走行時と同様に約5dBの範囲に収まっており、底部については他点の振動レベルよりも10～20dB低い。これは、左右方向に強制加振した場合の結果に類似する。よって、図6の16kHz帯のケースにおいては、主要な加振力は左右方向に作用していると考えられる。



(a) 上下方向加振



(b) 左右方向加振

図6 外側レール振動の周波数特性

(○：頭部左右，△：頭部上下，□：腹部，×：底部，230-239km/h)

表1 列車通過時の車輪・レール間加振力の主作用方向の推定結果  
(加振試験における加振方向に対応，○：上下方向，●：左右方向)

	列車速度	1/3 オクターブバンド中心周波数 (Hz)						
		6.3 k	8 k	10 k	12.5 k	16 k	20 k	
外側レール	230-239 km/h	○	○	○	●	●	●	
	250-259 km/h	○	○	○	○	●	●	
	270-274 km/h	○	○	○	○	●	●	
内側レール	230-239 km/h	○	○	○	○	○	○	
	250-259 km/h	○	○	○	○	○	○	
	270-274 km/h	○	○	○	○	○	○	

同様な考察により、他ケースにおける加振力主作用方向を推定した。表1に、推定結果を示す。同表より、内軌に作用する主要な加振力方向は全周波数帯で上下方向であり、外軌の12.5kHz帯以上の加振力方向は左右方向である。前節の結果より、車輪・レール間に作用する加振力は外軌の方が大きいことを考慮すると、高周波音の発生には加振力の左右方向成分が関連していると推察される。

### 3.3 音源別寄与度

図7に、列車通過時の外軌近傍における音源別寄与度の推定結果を示す。円グラフの大きさは高周波音全体(10kHz帯以上)のエネルギーの大きさを、内訳は高周波音全体のエネルギーに対する各音源による音のエネルギーの割合を表す。外軌側・内軌側車輪の寄与については、列車通過中のレール振動における外軌側・内軌側のエネルギー比を車輪放射音の推定値に適用することにより求めた。同図より、高周波音全体に対して最大の寄与をもつ音源は、列車速度によらず外軌側車輪である。外軌側車輪の放射音の卓越周波数帯は、列車速度によって結果が異なる(列車速度が低い順に16kHz帯、12.5kHz帯、10kHz帯)。また、高周波音全体のエネルギーは、列車速度が高くなるほど小さくなる傾向にある。列車速度に対するこれらの変化は、車輪とレールの接触状況(加

特集：空気力学・騒音

振力の作用位置や周波数特性等) が列車速度によって異なることを示している。

4. 主要な音源に対する発生位置の評価

高周波音の発生メカニズムを理解するため、外軌上の車輪から放射される高周波音の発生位置に関してパラボラ收音装置を用いた検討を行った。

4.1 パラボラ收音装置の音響特性

(1) 指向性收音装置の検討

車輪放射音の発生位置を評価する高速車両において、車軸間距離が最短となる位置は二軸ボギー台車の車軸間隔(軸距: 2.5m)である。よって、軸距だけ離れた2つの車輪からの放射音を分離する手法が必要となる。しかし、無指向性マイクロホン単体の測定では、各車輪からの放射音を分離して評価することはできない。そこで、指向性收音装置としてパラボラ收音装置を採用した。

(2) パラボラ收音装置の設計

図8に、パラボラ收音装置の外観を示す。当該装置は、回転放物面型反射板および焦点位置に設置された1本の無指向性マイクロホンで構成される。この装置は入射する音波を平面波と仮定して設計される。しかし、現車走

行試験における收音装置と近接側車輪(直径0.86m程度)の離れは4mと近いことから、当該車輪は点音源とみなされると考えられる。そこで、球面波の入射(点音源)を前提とした收音装置の音響特性に関する検討および設計を行った。

回転放物面型反射板がある場合の音圧レベルと自由音場での同じ音源位置における音圧レベルの差を増幅率<sup>7)</sup>と定義する。図9に、收音装置の正面を通る直線上(x軸上)にて点音源をトラバースさせた時の増幅率の変化(特性曲線)の例を示す。同図において、收音装置正面(x=0)での増幅率が最も高く、メインローブの幅が狭いほど指向性が鋭いことになる。ここで、メインローブの幅を表す量として、x=0の位置に比べて増幅率が10dB下がる距離を分解幅と定義する。ここで、パラボラ收音装置に平面波が入射した場合、分解幅に対応するx方向位置と装置正面のなす角度 $\theta$ が $5^\circ$ (または $\theta=10^\circ$ )の条件で、パラボラ開口端の直径は波長の約12倍(または約6倍)となる関係<sup>8)</sup>がある。この関係からパラボラ開口端の直径を固定した場合、周波数が高いほど分解幅は狭くなる。一方、球面波が入射した場合の関係は上記と異なるが、收音装置の音響特性の概算および開口端直径の決定のため上記の関係を適用した。よって、10kHzにおける $\theta=5^\circ$ での分解幅が軸距以下の車輪半径

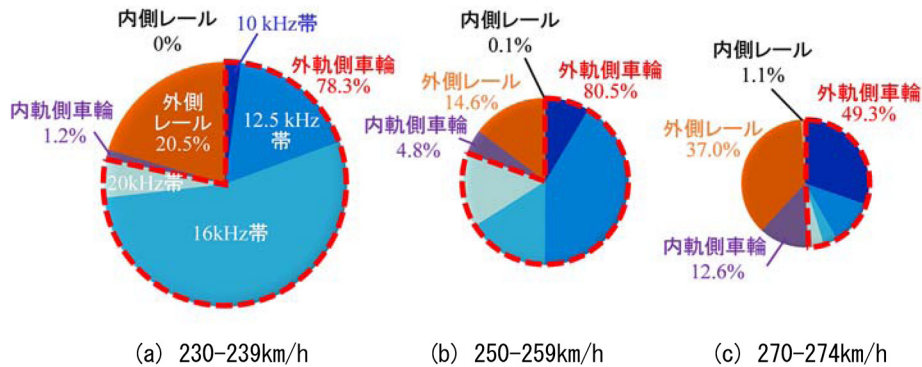


図7 列車通過時の外側レール近傍における高周波音に対する音源別寄与度の推定結果

- \* 円グラフの大きさ：高周波音全体のエネルギーの大きさ
- \* 円グラフの内訳：高周波音全体のエネルギーに対する各音源による音のエネルギーの割合

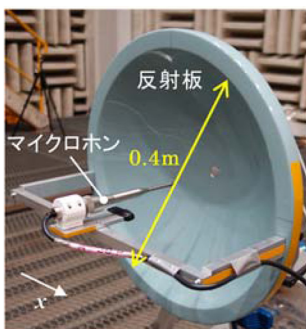


図8 パラボラ收音装置

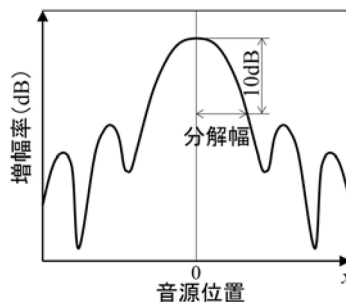


図9 増幅率と分解幅の定義

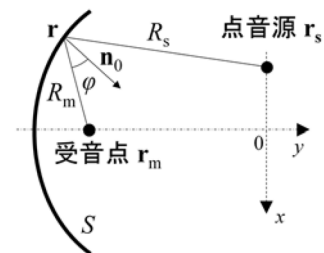


図10 音圧計算における反射板、音源、受音点の位置関係<sup>7)</sup>

程度(0.43m)となるようにパラボラ開口端の直径を0.4mと定めた。收音装置の焦点と音源の離れが4mの場合、 $\theta=5^\circ$ での分解幅は約0.35m( $\approx 4 \cdot \tan 5^\circ$ )となる。

(3) 音響特性評価

製作した收音装置の音響特性を実験的に評価した。試験場所は、鉄道総研が所有する大型低騒音風洞の無響室である。マイクロホン(測定上限周波数100kHz)から收音装置正面方向に4m離れた位置で音源をx方向にトラバースして音圧を測定した。x方向の移動範囲は、マイクロホン正面(x=0)を基準として軸距に相当する±2.5mである。音源として無指向性点音源を模擬できるジェットノイズ型音源装置(1.6kHz~100kHz)を用いた。自由音場における音圧レベルを評価するため、マイクロホンを收音装置の焦点と同じ位置に反射板がない状態で設置し、上記と同じ音源条件にて測定を行った。実験結果の妥当性を示すため、反射板收音装置の受音点 $\mathbf{r}_m$ における音圧 $P(\mathbf{r}_m)$ について式(1)を用いて増幅率と分解幅を求めた。図10に、音圧計算における反射板、音源およびマイクロホンの位置関係を示す。なお、図10に示す $\mathbf{r}$ は反射点の位置ベクトル、 $\mathbf{n}_0$ は反射面の単位法線ベクトルである。音源は実測に対応する位置に単位時間の湧き出しの強さ $m$ の無指向性点音源を与えた。

$$P(\mathbf{r}_m) = -\frac{m}{8\pi^2} \iint_S \frac{e^{ik(R_m+R_s)}}{R_m \cdot R_s} \left( ik - \frac{1}{R_m} \right) \cos\phi(\mathbf{r}) d^2\mathbf{r} \quad (1)$$

ただし、 $S$ は反射板の表面、 $k=2\pi f/c_0$ ( $f$ :周波数、 $c_0$ :音速)は波数、 $R_m=|\mathbf{r}-\mathbf{r}_m|$ はマイクロホンと反射面との距離、 $R_s=|\mathbf{r}-\mathbf{r}_s|$ は音源と反射面との距離である。音圧の測定結果および計算結果は、1/3オクターブバンド周波数で整理した。

(4) 増幅率および分解幅

図11に、10kHz帯における特性曲線を示す。実測値、計算値ともに收音装置正面(x=0)を頂点としたメインローブが現れている。また、サイドローブのピークレベルはメインローブのピークレベルよりも10dB以上小さ

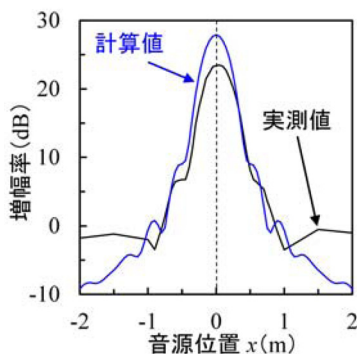


図11 特性曲線

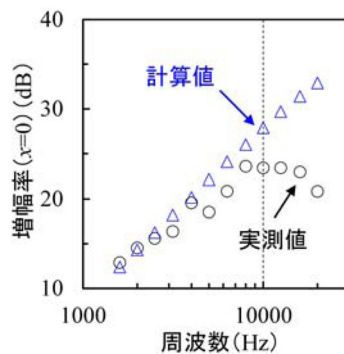


図12 増幅率の周波数特性

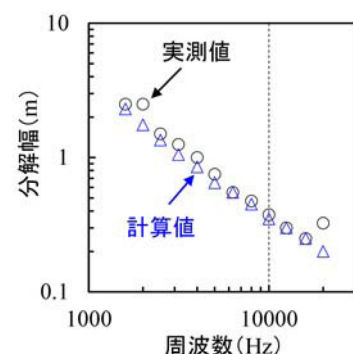


図13 分解幅の周波数特性

い。図12に、当該装置正面(x=0)における増幅率の周波数特性を示す。増幅率の実測値は、10kHz帯以上の周波数域で計算値を下回る。しかし、20dB以上の増幅率が得られている。実測値が計算値を下回る原因としては、試験で使用した音源が反射板面内で完全な無指向性点音源ではないこと、反射板面の形状精度等が挙げられる。図13に、分解幅の周波数特性を示す。同図より、分解幅の実測値は計算値とほぼ一致する。また、10kHz帯における分解幅は0.375m(平面波の入射に対する設計値:約0.35m)である。以上の結果から、当該の收音装置を用いることで、軸距だけ離れた2つの車輪からの放射音を分離して評価できると考えられる。

4.2 現地試験の概要

図1に示した測定断面の外軌近傍にパラボラ收音装置を設置した。当該装置と外軌の離れは4m、マイクロホンの鉛直位置は車軸中心相当の高さである。測定データは、1/3オクターブバンド周波数ごとの騒音レベルで整理した。また、騒音レベルの時間変動を基に車輪通過ごとの等価騒音レベルを求めた。平均化時間は、車軸中心から前後1.25m(軸距の1/2)の範囲が当該装置正面を通過する時間とした。

4.3 評価結果

図14に、パラボラ收音装置による音圧レベルの時間レベル変動を示す。同図より、車輪通過に伴って音圧レベルが変動することがわかる。10kHz以上の周波数成分を含む結果は、台車前軸通過時に鋭いピークが発生している。ピークの先端が二つに分かれているのは、軸箱、軸箱支持装置や車輪板部に取り付けられたブレーキディスクによって車輪放射音が遮蔽されること、車軸の延長線上では高次の固有振動数において車輪から放射された音波が互いに干渉して音圧が下がること<sup>9)</sup>等が原因と考えられる。鋭いピークの位置では、10kHz以上の成分を含めた結果は、同時刻における8kHz帯以下の周波数成分に比べて10dB以上大きい。また、鋭いピークは、

特集：空気力学・騒音

前軸通過時に発生している。これは、前軸通過時に高周波音が顕著に発生していることを表している。一方、後軸通過時にも高周波音は発生している可能性があるが、前軸通過時に比べて十分小さいと考えられる。図15に、16kHz帯における車輪通過毎の等価騒音レベルを列車速度域別に示す。なお、同図の結果は、各速度域の試番に対するデシベルでの算術平均である。同図より、等価騒音レベルは列車速度が低いほど（ばらつきを有する複数列車のデータの平均値は）大きくなる傾向にあり、特に中間車両において顕著である。軸位や列車速度によって高周波音の発生状況が変化する要因としては、車輪とレールの接触状況が軸位によって異なること、前軸外軌側車輪とレールの接触状況が速度によって異なることが考えられる。

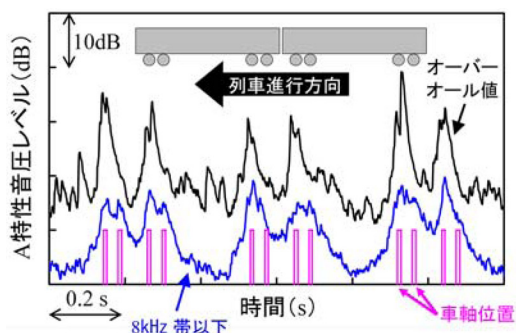


図14 パラボラ收音装置によるレール近傍音の時間レベル変動 (232km/h, レベル再生時定数: 5ms, OA: 20kHz帯以下の成分)

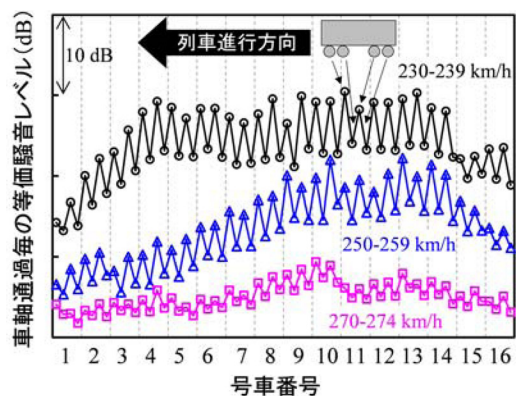


図15 列車速度に対する車輪通過毎の等価騒音レベル (16kHz帯)

5. まとめ

高速鉄道の曲線区間で発生する高周波音について、音源別寄与度および主要な音源の発生位置を実測により評価した。その結果、以下の知見が得られた。

- (1) 在来線での試験を通して得られている過去の知見と同様に、列車通過中の主要な音源は高速鉄道においても外軌上の車輪である。また、台車前側（列車進行側）の外軌上の車輪から顕著に発生する。
  - (2) 今回の試験区間において、台車前側の外軌側車輪から発生する高周波音は、低速ほど大きくなる傾向にあることを220～270km/hの列車速度域において示した。
  - (3) 10kHz以上の周波数域における外軌の振動は内軌よりも大きく、レールの主要な音源部位は外軌の頭部および腹部である。
  - (4) 高周波音の発生は、車輪・レール間加振力の左右方向成分が関連している可能性が示唆された。
- 今後、車輪とレールの接触状況が高周波音の発生に及ぼす影響について調査を行う予定である。

文献

- 1) 川口二俊, 北川敏樹, 熊倉孝雄: 曲線区間で発生する10kHzを超える高周波音の現象解明, 鉄道総研報告, Vol.29, No.5, pp.29-34, 2015
- 2) T. Kawaguchi, Y. Kozuma, and T. Kitagawa, "Investigation of high-frequency sounds radiated from Japanese railway on curved tracks," EURONOISE 2012, (2012).
- 3) 樋田昌良, 古田修一, 緒方正剛: 新幹線鉄道騒音における高周波音の発生事例について, 騒音制御工学会春季講演論文集, pp.749-752, 2006
- 4) T. Kawaguchi, T. Sueki, T. Kitagawa, M. Nishimura and H. Abe, "Railway noise above 10kHz generated on a curved section of high-speed railway line," INTER-NOISE 2018, 2018.
- 5) 川口二俊, 末木健之, 北川敏樹, 西村昌也, 阿部寿: 高速鉄道の曲線区間で発生する高周波音の音源別寄与度評価, 第28回環境工学総合シンポジウム講演論文集(CD-ROM), ID103, 2018
- 6) 川口二俊, 末木健之, 北川敏樹, 西村昌也, 阿部寿: 高速鉄道の曲線区間で発生する高周波音の音源位置に関する実験的検討, 第28回環境工学総合シンポジウム講演論文集(CD-ROM), ID104, 2018
- 7) 長倉清: 指向性收音装置を用いた風洞実験データ解析法, 鉄道総研報告, Vol.13, No.12, pp.15-20, 1999
- 8) 時田保夫: 音の環境と制御技術 第I巻基礎技術, フジ・テクノシステム, pp.938-939, 2000
- 9) 北川敏樹, 村田香, 善田康雄: 車輪の振動・音響特性の解析と数値シミュレーション, 鉄道総研報告, Vol.15, No.5, pp.47-52, 2001