

# レール継目部から発生する衝撃音の騒音・振動特性評価

末木 健之\* 北川 敏樹\* 川口 二俊\*

## Evaluation of Acoustic and Vibratory Characteristics of Impact Noise Due to Rail Joints

Takeshi SUEKI Toshiki KITAGAWA Tsugutoshi KAWAGUCHI

Impact noise induced by rail joints is one of important noise sources at waysides of railway lines. In order to investigate the vibratory and acoustic characteristics of the impact noise, the field tests were conducted at two rail joints on an operational meter-gauged railway line. It was found out that the sound power of the impact noise increases in proportional to about 2.5 powers of train speed in the speed range of 40 km/h to 100 km/h. The impact noise does not depend on vehicle weight, but on track conditions at rail joints. Estimation of contributions from rail and sleepers to the impact noise by using their vibration shows that the noise generated from the sleeper below the rail joint can be the most dominant source below 500 Hz and that from the rail can be the most dominant above 1 kHz. An attempt was made to verify validity of a prediction model for impact noise. Prediction using the model mostly agrees with the results derived from a field test and it is indicated that modifying the track parameters has a potential to reduce impact noise.

キーワード：レール継目部，衝撃音，騒音，振動，音源別寄与，予測モデル

### 1. はじめに

レール継目部のように、軌道における不連続部を鉄道車両が通過する際には、通常の区間での転動音と比較して衝撃性の大きな音（以下、衝撃音）が発生する。衝撃音に対する有効な対策としては、不連続部を溶接によって連続化するロングレール化が挙げられる。しかしながら、分岐器や橋梁部ではロングレール化が困難な場合があることや、ロングレール区間であっても絶縁継目を設ける場合があり、レールの不連続部を完全に除去することは困難な状況にある。

衝撃音の音源そのものを効果的に低減するためには、現象解明や予測モデルの構築が必要である。文献1)では、レール継目部の衝撃音に関する車輪や軌道の騒音・振動特性の解明や騒音予測モデルの構築が行われている。しかしながら、文献1)での結果は、試験軌道における低い列車速度（35km/h以下）を対象としており、営業線の100km/h付近での検証が行われていない。

本報告では、営業線のレール継目部2箇所を対象とした現地試験を行い、衝撃加振試験による軌道の振動特性評価や、列車速度40km/h～100km/hにおける衝撃音の騒音・振動特性評価を行う。また、現地試験から得られた結果を基にした音源別寄与の評価により、衝撃音に対するまくらぎやレール等の寄与を試算する。さらに、衝撃音予測モデルを用いて、100km/h付近相当の騒音予測を行い、現地試験結果との比較や軌道のパラメータの変更が衝撃音に与える影響の検証を行う。

### 2. 測定対象軌道と測定項目の概要

対象軌道は、図1に示すバラスト軌道である。図1に示した区間は、PC3号まくらぎ（継目直下のみ木まくらぎ）、5型締結（一部除く）、締結間隔0.625m、60kgレール、軌道パッドばね定数60MN/m（公称値）で構成される。測定は、遊間支え継目の区間（2箇所）と継目の無い区間（1箇所）について行った。なお、遊間支え継目とは、図1(a)(b)に示すように、遊間のレール継目をまくらぎで支持する構造のことを言う。以降では、図1(a)に示す区間を「継目部A」、図1(b)に示す区間を「継目部B」、図1(c)に示す継目の無い区間を「中間部」と略記する。

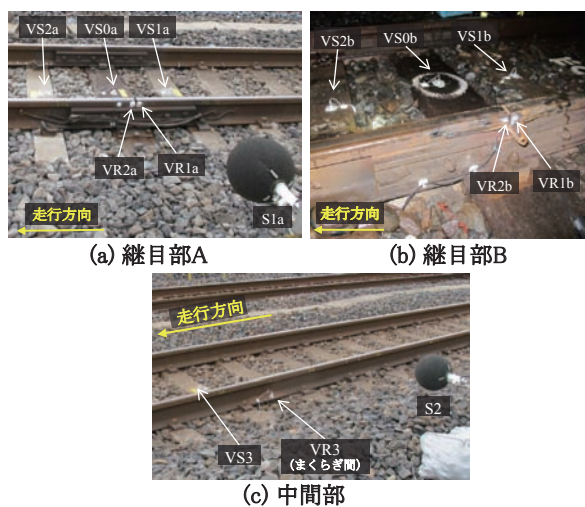


図1 測定対象軌道

(VR：加速度ピックアップ，S：マイクロホン)

\* 環境工学研究部 騒音解析研究室

特集：環境工学

図1に示す軌道に、マイクロホンと加速度ピックアップを設置した。加速度ピックアップを示す記号としてVR1aやVR1b等を使用し、マイクロホンを示す記号としてS1aやS1b等を使用する。記号の最後のaおよびbは、それぞれ継目部Aと継目部Bの設置位置であることを示している。マイクロホンの設置位置は、離れは軌道中心より2m、高さはレールレベルより0.4mである。S1bは図1(b)には示されていないが、S1aと同様に設置した。以下では、マイクロホンで収録された騒音をレール近傍音と表記する。

図2は継目部のレール頭頂面の段差を測定した結果である。図2は、図1に示すマイクロホンおよび加速度ピックアップを設置した側(図1(a)(b)の手前側の継目)の測定結果である。図2の結果より、継目の段差についてはどちらもほぼ水平であった。

3. 衝撃加振による軌道の振動特性

3.1 測定内容および測定方法

列車走行時の衝撃音の騒音・振動特性を検討するため、インパルスハンマを用いた衝撃加振により継目部に関する軌道の振動特性を測定した。

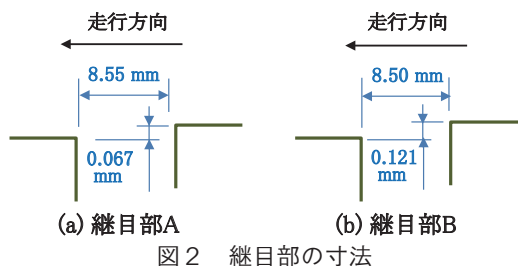


図2 継目部の寸法

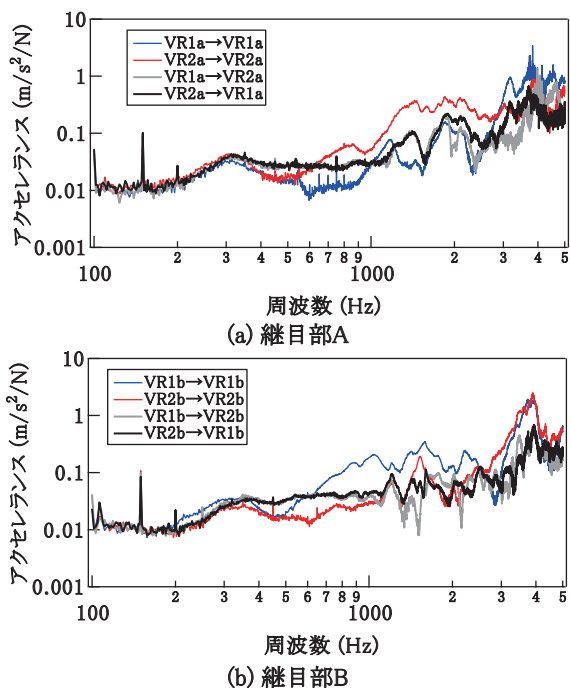


図3 継目部における衝撃加振試験結果 (レール加振時のレールの応答)

測定は、インパルスハンマにより各加速度ピックアップの位置を加振し、その位置における周波数応答関数や他の位置における周波数応答関数を求めた。なお、衝撃音は上下方向の加振が主であると考えられるため、周波数応答関数測定の際の加振方向および加速度ピックアップの感度方向は全て上下方向とした。

3.2 継目部における振動周波数応答

図3は、継目部における向かい合う2つの位置(VR1a/VR2a, VR1b/VR2b)において、各測定点や継目を挟んで対称となる位置を加振した場合のレール振動の周波数応答関数(ゲイン特性)の測定結果である。図中の凡例において、例えば「VR1a→VR2a」と記載されているものは、「VR1aを加振した場合のVR2aの応答」を意味する。図3では、シグナル/ノイズ比が確保出来た周波数のみを表示した。なお、100Hzや150Hz等に見られるピークは電源ノイズの重畳である。

まず、継目部Aについて述べる。図3(a)より、VR1aおよびVR2aの加振位置における応答(凡例はVR1a→VR1a, VR2a→VR2a)は、400~500Hz付近までは両者とも同一である。また、この時の位相も両者は一致する<sup>2)</sup>。これは、2つのレールが一体で振動することを意味する。400~500Hzを超えると両者の振動は異なり、VR1aよりもVR2aの応答が大きくなる。これは、加振点に近接した位置でありながら継目板前後で異なる振動特性を持つことを意味する。

ここで、VR1aを加振した場合のVR2aの応答(VR1a→VR2a)およびその逆(VR2a→VR1a)の結

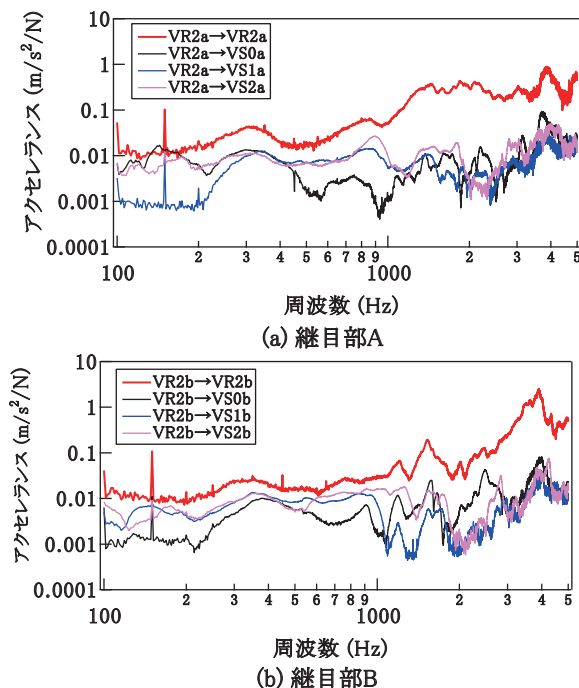


図4 継目部における衝撃加振試験結果 (レール加振時のまくぎの応答)

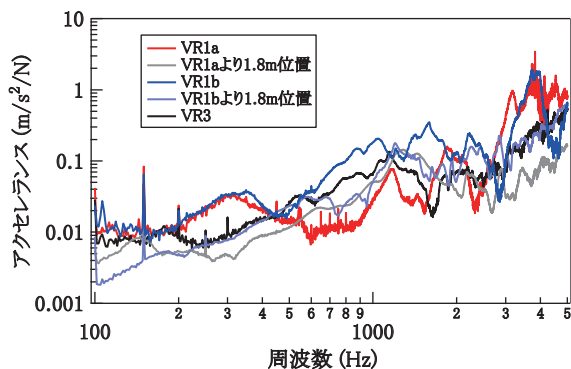


図5 加振位置における周波数応答の比較

果に着目すると、これらは3kHz付近まで概ね同一である。これは、継目板等で伝達される振動の大きさが、加振位置の振動の大きさに依存しないことを示している。

図3(b)に示す継目部Bの測定結果では、継目部Aとほぼ同等の特徴がみられる。ただし、加振位置における応答では、VR2bよりもVR1bの方が大きく、継目部Aとは逆の傾向である。

図4はVR2a/VR2bを加振した場合の継目部付近における各まくらぎの周波数応答(ゲイン特性)を示したものである。継目部Aと継目部Bはほぼ同じ軌道条件ではあるが、まくらぎの振動特性が異なる。例えば、継目部直下のまくらぎ(VS0a/Vs0b)と直下以外のまくらぎの応答を300Hz以下で比較すると、継目部Aと継目部Bで大小関係が異なることがわかる。この要因として、まくらぎの敷設状態が異なる可能性が挙げられる。

図5は、継目部A/Bと中間部の加振位置における応答(ゲイン特性)を比較した結果である。「VR1a/VR1bより1.8m位置」は、VR1a/VR1bより1.8m離れたレール底部(約3締結分離れ、まくらぎ間)に加速度ピックアップを設置し、3.1節で述べた方法で測定した結果である。図5より、継目部から約3締結分離れると、継目部AもBも概ね中間部のVR3と同程度の応答になる。これは、継目部付近で局所的に軌道の応答が異なることを示している。

#### 4. 列車走行時のレール継目部衝撃音の騒音・振動特性

##### 4.1 測定内容およびデータ処理方法

列車走行時の騒音・振動の測定は、図1に示す継目部(2箇所)および中間部(1箇所)において行った。測定には、第3章で述べた加速度ピックアップと無指向性マイクロホン(レール近傍音)を使用した。

測定データは以下に示す①～③の手順で処理を行った。4.2節の結果に関しては収録波形そのまま、4.3節の結果に関しては1/3オクターブバンドフィルタで濾波した波形を基に処理を行った。

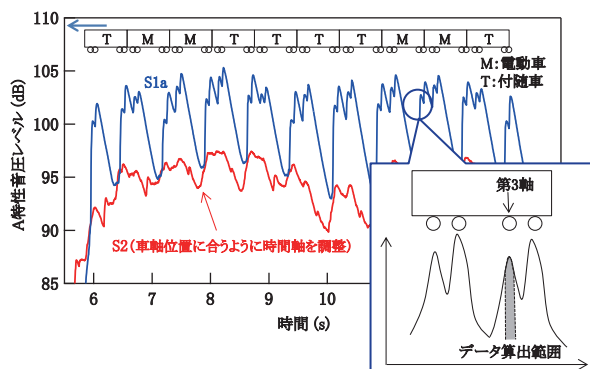


図6 時系列のレベル波形例とデータ算出範囲

- ① 放射音との関連を考慮し、レール振動およびまくらぎ振動は振動速度へ変換
- ② レール近傍音、振動共に周波数重み付け特性Aとし、時間重み付け特性Fでレベル化
- ③ 車軸通過時のピークレベル付近を積分し時間平均(車輪直径分程度の通過時間、図6参照)

図6に時系列のレベル波形例を示す。測定結果は、特定の一形式の電動車と付随車で分類を行い、付随車の結果については隣接台車が電動車の場合は除外した。また、時間重み付け特性の影響により前軸の結果が後軸の結果に混入するため、この影響が最も少ない各車両の進行方向より3番目の軸の結果を採用した。

##### 4.2 測定内容およびデータ処理方法

図7は、継目部のレール近傍音と列車速度の関係を示したものである。併せて中間部の結果についても記載した。凡例に記載の「M」「T」はそれぞれ電動車と付随車

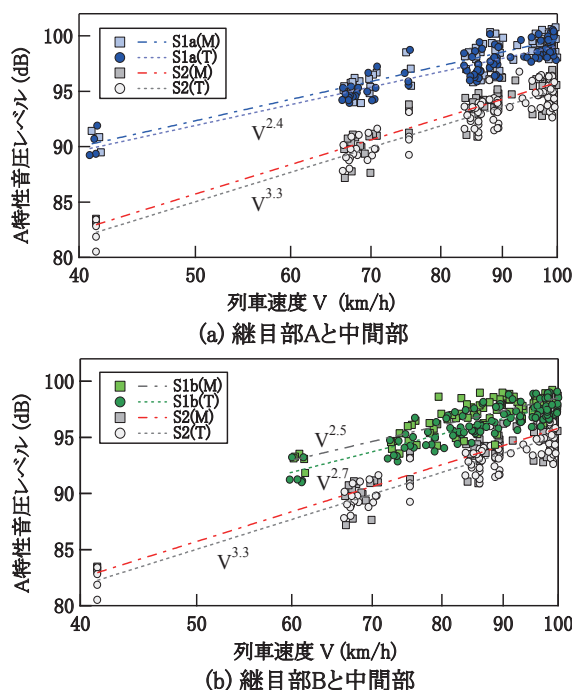
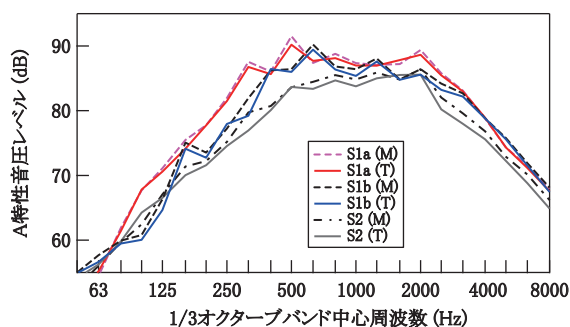
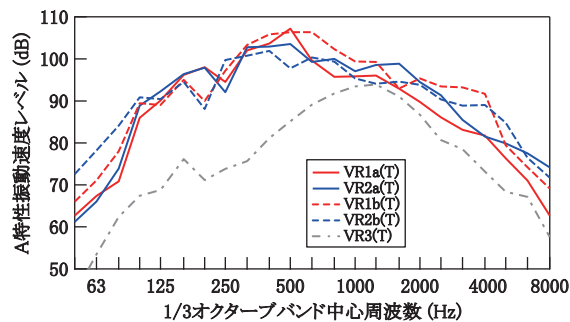


図7 レール近傍音と列車速度の関係

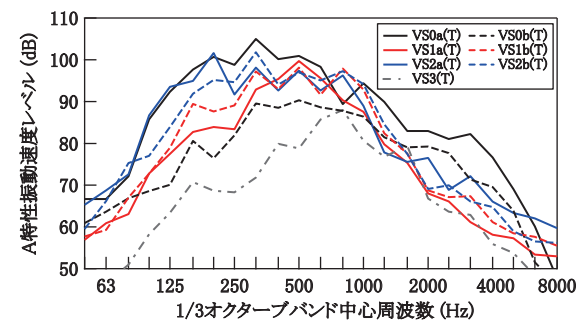
(M：電動車，T：付随車，中間部は(a)(b)共通)



(a) レール近傍音



(b) レール振動, ref =  $5 \times 10^{-8}$  m/s



(c) まくらぎ振動, ref =  $5 \times 10^{-8}$  m/s

図8 99km/h 付近の周波数分析結果

(M：電動車, T：付随車)

を表し、図中の直線は測定結果から算出した回帰線である。図7より、レール近傍音の列車速度に対する依存性は、どちらの継目部も2.5乗程度である。中間部の結果と比較すると、継目部でのレール近傍音はA特性音圧レベルで3dB～8dB大きい。電動車(28t)と付随車(22t)の比較では、両者の騒音の速度特性はほぼ同等であり、この範囲の重量差では衝撃音にほとんど差が現れないことがわかる。

#### 4.3 衝撃音の周波数特性

図8(a)は、列車速度が99km/h付近のレール近傍音の周波数スペクトルの算術平均を示したものである。

継目部A(S1a)および継目部B(S1b)は、中間部(S2)と比較して全周波数帯域で音圧レベルが大きく、特に315Hz帯～800Hz帯の音圧レベル増加量が大きい。また、周波数スペクトルでも各継目部での電動車と付随車の差は小さい。ここで、図8(b)(c)に示したレール振動やまくらぎ振動の結果(付随車のみ)を見ると、

中間部に比べて継目部は800Hz帯以下の振動速度レベルが大幅に増加していることがわかる。レール近傍音での増加傾向は、これらの振動の結果を反映したものである。図8(c)に示すまくらぎの振動は、継目部Aと継目部Bとで傾向が異なっており、3.2節で述べたまくらぎの振動特性が表れているものと考えられる。

### 5. 音源別寄与の推定

#### 5.1 推定方法

衝撃音について、全体音に占める音源別の寄与を求めることは今後対策を検討する際に重要となる。ここでは第4章で得られたデータから音源別の寄与を推定する。なお、第4章の測定では車輪の振動データが得られていない。そこで、レール近傍音(S1aやS1bに相当)に対するレール、まくらぎの寄与を各部位の振動の実測結果を基に音響モデルから求め、車輪の寄与は測定結果からレール、まくらぎの寄与を差し引いたものとする。また、付随車を仮定し、機器音等の他の音源は無いものとする。

レールの場合、半空間に点音源が分布した線音源とし、測定点における音圧レベル $L_{pr}$ を式(1)とする。ここで、 $\rho$ は空気密度、 $c_0$ は音速、 $\Omega_r$ はレールの放射効率、 $P$ は上下振動に係わる部位の周囲長さ、 $v_{r0}$ は継目部のレール振動速度、 $\beta$ はレール振動に関する減衰成分、 $x$ はレール長手方向の位置、 $y$ はレールから測定点までの距離、 $W_{ref}$ は音響パワーの基準値である。

$$L_{pr} = 10 \log_{10} \left( \frac{\rho c_0 \Omega_r P |v_{r0}|^2}{2\pi} \int_0^\infty \frac{e^{-2\beta x}}{x^2 + y^2} dx \right) - 10 \log_{10}(W_{ref}) \quad (1)$$

まくらぎの場合、半空間の点音源とし、測定点におけるまくらぎ1本あたりの音圧レベル $L_{ps}$ を式(2)とする。 $v_s$ は振動面の平均代表振動速度、 $S$ は各振動面の面積、 $\Omega_s$ は各振動面の放射効率、 $r$ はまくらぎと測定点の距離である。

$$L_{ps} = 10 \log_{10} \left( \frac{\rho c_0 v_s^2 S \Omega_s}{2\pi r^2} \right) - 10 \log_{10}(W_{ref}) \quad (2)$$

次の仮定のもとに、振動等の実測値と式(1)(2)より音源別の寄与を見積もる。

- ・測定点はレール近傍音(S1aやS1b)相当とする。
- ・レール振動 $v_{r0}$ はVR2a/VR2bで代表し、測定点側のレールのみを対象とする(反対側は車体で隠れるため考慮しない)。
- ・まくらぎは片側の継目により加振されるものとし、振動面を半分とする。また、継目直下とその前後の3本のまくらぎのみを対象とする。
- ・放射効率は文献4)と同じとし、レール、まくらぎ共に無指向性音源とする。

5.2 推定結果

図9に音源別寄与の推定結果を示す。図9より、2つの継目部ともに、衝撃音は軌道による放射音が大きいと考えられる。概ね500Hz帯以下では継目付近で大きく揺れるまくらぎによる寄与が大きく、500Hz～1kHz帯ではまくらぎとレール両方の寄与、1kHz帯以上ではレールによる寄与が大きい。また、500Hz帯付近や2kHz帯以上ではレール+まくらぎと実測値との差が大きい。第6章の結果や車輪の固有振動数が2kHz以上<sup>3)</sup>であることを考えると、車輪の寄与は2kHz帯以上の高い周波数帯であると考えられる。そのため、500Hz帯付近での推定結果は過小評価と考えられる。

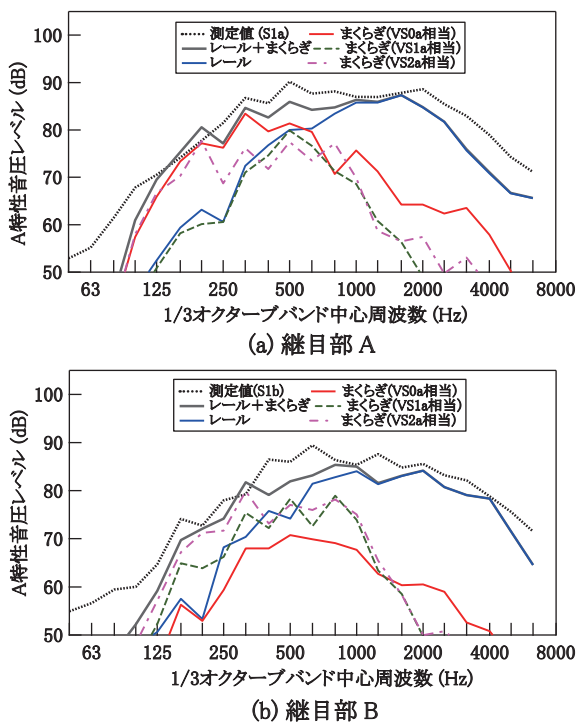


図9 音源別寄与の推定結果

6. 衝撃音予測モデルによる評価と軌道パラメータの影響

6.1 衝撃音予測モデル

本章では、これまで述べてきた継目部Aを対象とし、文献1)の衝撃音予測モデルを適用する。また、軌道パラメータ変更が衝撃音に与える影響について検討を行う。図10は、車輪および軌道からなる衝撃音の予測モデルである。車輪モデルは車輪質量に対応するマスおよびバネ、ダンパーにより構成される。軌道モデルは、レールを半無限長のTimoshenko梁とし、これを軌道パッド、まくらぎやバラストに対応するバネ-質量-バネで構成される機構で連続的に支持する。また、3.2節で述べた継目板等で伝達される振動の特性を再現するため、2本の半無限長梁の端部をバネによって結合する。

レール・車輪に作用する加振力 $f$ について、転動音を検討する際には線形な接触バネを用いる<sup>3)</sup>。この接触バネはミクロンオーダーの凹凸を想定しており、衝撃音の場合にはこの凹凸のオーダーを超えると考えられる。そこで、非線形を考慮したヘルツのバネを用いて以下の式を仮定する<sup>5)</sup>。式中の $C_H$ はヘルツの定数<sup>3)</sup>であり、 $x_w$ 、 $x_r$ 、 $r$ はそれぞれ車輪、レール、凹凸の変位である。

$$f = \begin{cases} C_H(x_w - x_r - r)^{\frac{3}{2}} & x_w - x_r - r > 0 \\ 0 & x_w - x_r - r \leq 0 \end{cases} \quad (3)$$

これらより、4次のルンゲ・クッタ法を用いて時間領域の車輪、レールの振動と加振力を求める。次に、予測モデルで得られた加振力と等価になるような凹凸(等価凹凸)を算出し、TWINSモデル<sup>3)</sup>によって車輪、レール、まくらぎから発生する騒音の評価を行う。図11(a)に本モデルによって計算した結果と実測値の比較を示す。音源別の寄与は図9の結果に近く、両者の傾向は概ね一致していると考えられる。

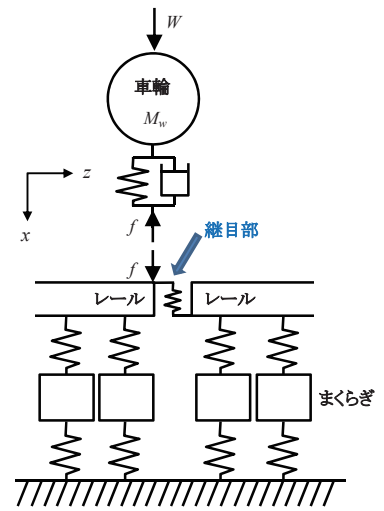


図10 衝撃音予測モデル

6.2 軌道パラメータによる影響

衝撃音の低減には、音源対策や伝搬系対策が考えられる。音源対策は軌道や車両条件の変更が考えられ、伝搬系対策は軌道面吸音材等が考えられる。本節では、軌道のパラメータ変更が衝撃音に与える影響を評価し、衝撃音低減の可能性について検討を行う。

以下に変更したパラメータおよびその狙いを示す。これらのパラメータ変更は材料としては有り得る範囲であるが、特定の部材や材料を示しているものではない。

- i) まくらぎ重量：1.5倍に変更する(重量化)  
重量化によりまくらぎ自体を揺れにくくし、また、バラストに起因する共振周波数の変更により、まくらぎの振動を抑える。
- ii) レール損失係数：2倍に変更する(損失係数増加)  
レール長手方向に伝搬する振動を抑制する。
- iii) 軌道パッドバネ定数：3/4倍に変更する(低バネ化)  
軌道パッドに起因する共振周波数を変更し、まくらぎに伝達される振動の特性を変更する。また、車輪がレールに当たる際の衝撃を緩和することで、加振力自体を小さくする。

特集：環境工学

図 11 (b) に軌道のパラメータ変更による衝撃音の予測結果を示す。以下にそれぞれの特徴を示す。

まくらぎを重量化した場合、主に 250Hz 帯付近の音圧レベルが低減する。これは、重量化によりまくらぎ自身が揺れにくくなったことや、バラストに相当するバネ剛性とまくらぎ・レールの質量に起因する共振周波数が低下し、その共振周波数以上でレールからまくらぎへの振動が絶縁されたことで、まくらぎの振動が小さくなったためであると考えられる。

レールの損失係数を増加させた場合、1kHz 帯～3.15kHz 帯で低減効果が確認できる。これは、レール振動の伝搬抑制によるものである。

軌道パッドを低バネ化した場合、250Hz 帯付近で音圧レベルが低減される。しかしながら、800Hz 帯以上で音圧レベルが増加する。250Hz 帯付近については、軌道パッドのバネ定数を変更することにより加振力が変化したためである。一方、800Hz 帯以上では、軌道パッドのバネ定数を変更したことによりレールと軌道パッドからなる系の共振周波数が低くなり、レール振動の距離減衰が変化したことが増加要因である。

まくらぎ重量化・レール損失係数増加・軌道パッド低バネ化を同時に行った場合は、それぞれのパラメータ変更により影響があった周波数帯において音圧レベルの

変化が観測される。特に 250Hz 帯付近の低減が大きく、10dB 程度の低減効果が得られた。

これらの結果より、軌道のパラメータ変更が実現可能であり、それが達成された場合、衝撃音の低減が可能であると考えられる。ただし、全ての周波数帯で騒音低減が達成されるわけではないため、音源の寄与度等についても検討が必要である。

7. まとめ

営業線のレール継目部 2 箇所を対象とした現地試験を行い、レール継目部から発生する衝撃音に関する騒音・振動特性の評価を行った。また、衝撃音予測モデルにより、軌道パラメータの影響評価を行った。以下に本報告のまとめを示す。

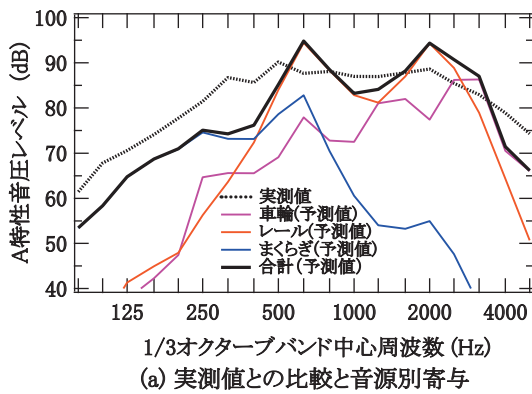
- ・ 衝撃音は列車速度の約 2.5 乗で増加する。
- ・ 電動車と付随車程度の重量差であれば、衝撃音に対する影響は小さい。
- ・ 500Hz 帯以下ではまくらぎの寄与が大きく、1kHz 帯以上ではレールの寄与が大きい。
- ・ 軌道パラメータの変更により、衝撃音が低減される可能性がある。

謝 辞

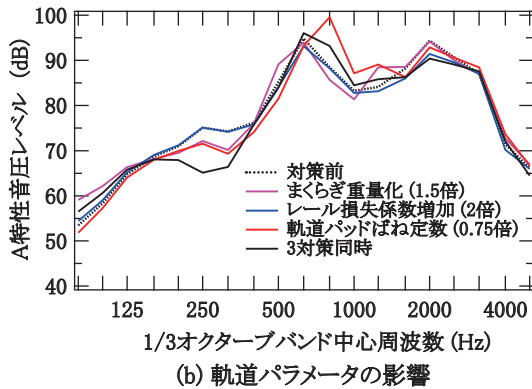
現地試験の実施にあたり、ご協力を頂いた東日本旅客鉄道株式会社の関係各位に深く感謝いたします。

文 献

- 1) 北川敏樹, 村田香: レール継目部で発生する衝撃音の特性と予測手法, 鉄道総研報告, Vol.29, No.5, pp.23-28, 2015
- 2) 末木健之, 川口二俊, 北川敏樹, 奥村悠樹, 堀雄一郎: 在来線鉄道におけるレール継目衝撃音の特性, Dynamics and Design Conference 2014 (D&D2014) USB 論文集 (2014), No. 252
- 3) D. J. Thompson, Railway noise and vibration: Mechanisms, modeling and means of control (2009), Elsevier Ltd.
- 4) 村田香, 長倉清, 北川敏樹, 田中慎一郎, 川口二俊: レール継目通過時における衝撃音の音源別寄与度, 第 19 回鉄道技術連合シンポジウム (J-RAIL2012) 講演論文集 (2012), pp. 325 - 328
- 5) T. X. Wu, and D. J. Thompson, On the impact noise generation due to a wheel passing over rail joints, Journal of Sound and Vibration, Vol.267, No.3, 2003, pp. 485 - 496.



(a) 実測値との比較と音源別寄与



(b) 軌道パラメータの影響

図 11 衝撃音予測モデルによる評価結果