

レール継目衝撃音の騒音・振動特性の評価

環境工学研究部 騒音解析研究室

主任研究員 末木 健之

1. はじめに

レール継目部のような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。この衝撃音を効果的に低減するためには、現象解明やこれを予測するモデルが必要である。本発表では、レール継目部における衝撃音について、営業線における騒音および振動の測定結果を基に、速度特性や周波数特性、車両重量等の関係性、音源別寄与度等を紹介する。また、測定結果を基に構築した予測モデルを用いて、実測結果との整合性、各種パラメータに対する影響等について紹介する。

2. 営業線におけるレール継目部衝撃音と関連する振動の測定

2.1 測定対象軌道

図1に測定対象の軌道を示す。測定は、レール継目の有る区間（図1(a)）と継目の無い区間（図1(b)）の両方について行った。図1に示す区間はバラスト軌道であり、PC3号まくらぎ（継目の直下は木まくらぎ）、5型締結、締結間隔約0.6m、60kgレール、軌道パッドばね定数60MN/m（公称値）で構成される。継目には遊間があり、図1(a)に示すように継目をまくらぎで支える構造である（支え継目）。実測結果より、遊間の間隔は8.55mm、段差は列車進行方向に段下がりで0.1mmであった。今回は図1に示す区間のみの結果を示すため、以降では継目の有る区間を単に「継目部」、継目の無い区間を「中間部」と表記する。

2.2 測定内容およびデータ処理方法

列車走行時の騒音・振動の測定では、図1に示す位置に加速度ピックアップ（レール頭部または底部：VR1～VR3、まくらぎ中央：VS0～VS3）と無指向性マイクロホン（S1, S2）を設置した。無指向性マイクロホンは、軌道中心より2000mm離れ、レールレベルより400mm高さの位置に設置した。列車速度については、VR1およびVR2の加速度波形より台車毎に算出した。

測定データは以下に示す①～③の手順で処理を行った。2.3節の結果に関しては収録波形そのまま、2.4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用いた。

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

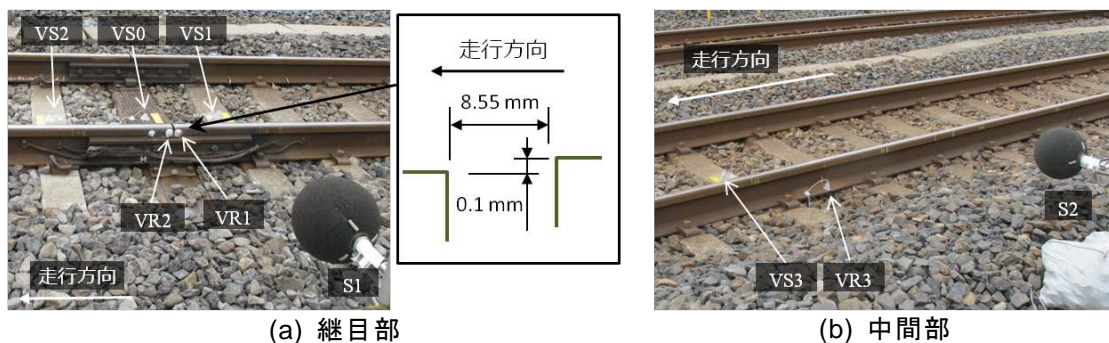


図1 測定対象軌道

- ② 騒音，振動共に周波数重み付け特性 A とし，時間重み付け特性 FAST 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）

測定結果は，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，その影響が最も小さくなる各車両の進行方向より 3 番目の軸に対応する結果を採用した。

2.3 衝撃音の列車速度特性

図 2 は，継目部の騒音と列車速度の関係を示したものである。中間部の結果についても併せて記載した。凡例に記載の「M」「T」はそれぞれ電動車と付随車を表し，図中の直線は測定結果から算出した回帰線である。図 2 より，継目部の騒音 S1 の列車速度に対する依存性は，列車速度の 2.4 乗である。中間部の騒音 S2 と比較すると，継目部の騒音 S1 は 5dB～8dB 大きい。電動車と付随車の比較では，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（1 両で 6t 差）では衝撃音にほとんど差がないことがわかる。

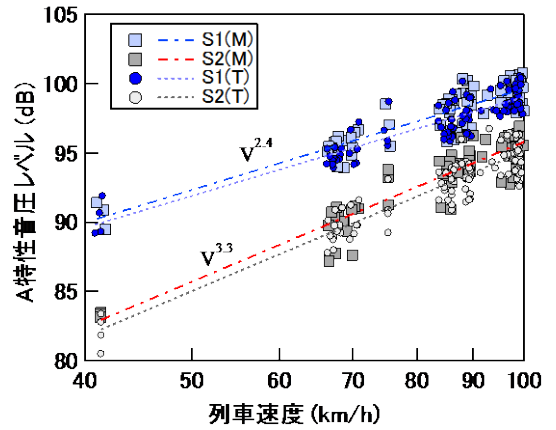


図 2 衝撃音の速度特性

2.4 衝撃音の周波数特性

図 3(a)は列車速度 99km/h 付近の騒音測定結果について，周波数スペクトルの算術平均を示したものである。また，図 3(b)(c)は衝撃音に関連するレール振動とまくらぎ振動の周波数スペクトルである。図 3(a)については電動車と付随車両方を記載し，図 3(b)(c)については付随車のみを記載した。

図 3(a)に示す継目部の騒音 S1 は，中間部の騒音 S2 と比較して全周波数帯域で音圧レベルが大きい。特に 400Hz 帯前後の音圧レベルの増加量が他の周波数帯より大きい。図 3(b)(c)に示したレール振動やまくらぎ振動では，400Hz 帯付近において継目部 VR1～VR2/VS0～VS2 が中間部 VR3/VS3 より大幅に増加する。騒音での傾向は，これらの振動の結果を反映したものである。

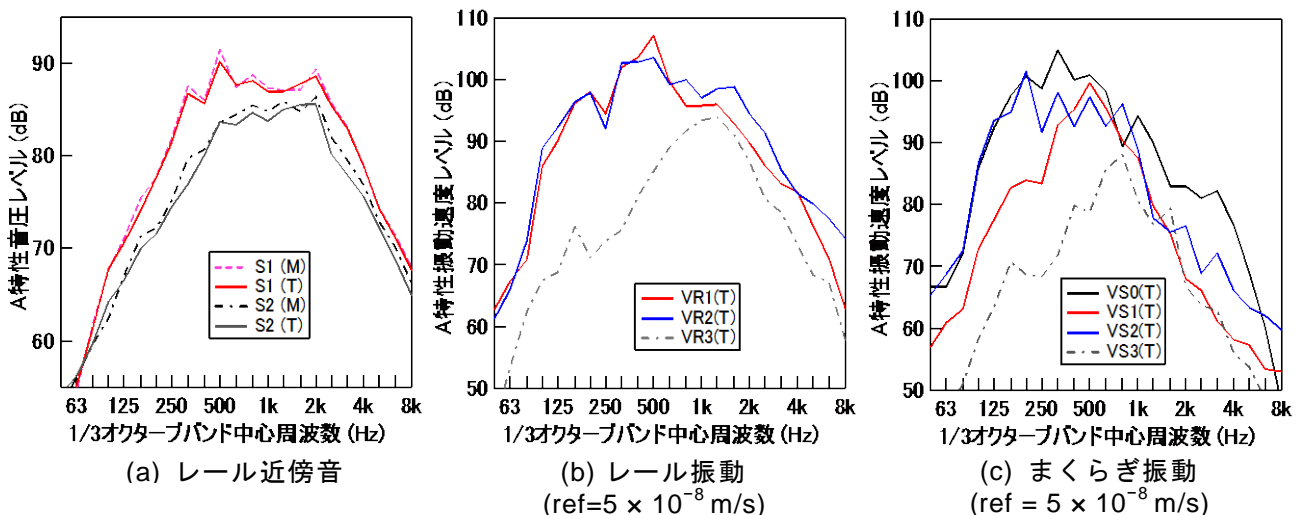


図 3 衝撃音に係わる騒音・振動の周波数スペクトル（列車速度 99km/h）

3. 音源別寄与の推定

3.1 算出方法

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対策を検討する際に重要となる。

ここでは2章より得られた試験データから音源別の寄与を推定する。なお、今回の測定では車輪の振動データが得られていない。レール近傍点における騒音（S1に相当）に対するレール、まくらぎの放射音を音響モデルから求め、車輪の放射音は測定結果からレール音、まくらぎ放射音の寄与を差し引いたものとする。

レールの場合、半空間に点音源が分布した線音源とし、測定点の音圧レベル L_{pr} を次の式とする。ここで、 ρ は空気密度、 c_0 は音速、 Ω_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、 β 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、測定点の音圧レベル L_{ps} を次の式とする。 v_s は振動面の平均代表振動速度、 S は各振動面の面積、 Ω_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。

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

以下の仮定とともに、振動や減衰成分の実測値と式(1)～式(2)より音源別の寄与を見積もる。

- ・レール振動 v_{r0} は VR2 で代表する。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、対象を継目直下とその前後の3本のみのもまくらぎとする。
- ・放射効率は文献(1)と同じとし、レール、まくらぎ共に無指向性音源とする。

3.2 算出結果

図4に音源別寄与の算出結果を示す。図4より、衝撃音は軌道による放射音が大きいと考えられる。500Hz帯以下では継目部付近で大きく揺れるまくらぎによる寄与が大きく、500Hz帯以上ではレールによる寄与が大きい。また、図4と文献(1)(2)や4章での計算モデルによる評価結果を踏まえると、車輪は2kHz付近より高い周波数帯で寄与を持つと考えられる。

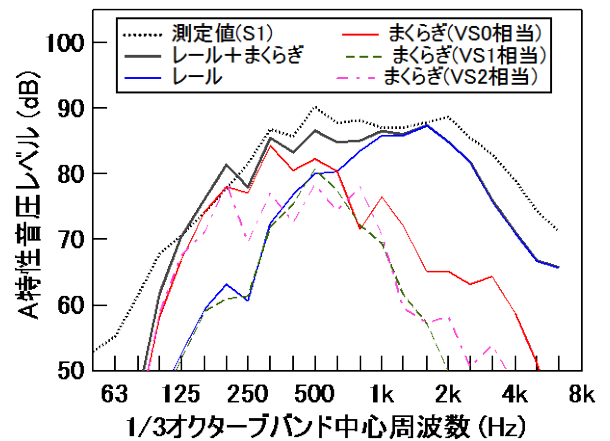


図4 実測結果に基づく衝撃音の音源別寄与

4. 衝撃音予測モデルによる評価と軌道パラメータの影響

4.1 予測モデル

継目衝撃音の低減に関し、衝撃音予測モデル⁽²⁾により検討を行う。

図5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、継目部を介して伝わる振動が前後で異なることが確認されており、それを再現するため2本の半無限長梁の端部はバネによって結合する。これらのパラメータは別途実施した加振試験により決定した。

本モデルによって継目を通過した際の等価的な凹凸（等価凹凸）を評価し，TWINS モデル⁽³⁾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 6(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。両者の傾向は概ね一致しており，また，音源別の寄与も図 4の結果に近い。

4.2 軌道パラメータによる影響

軌道パラメータとして，まくらぎ重量，レール損失係数，軌道パッドばね定数について変更を行った結果を図 6(b)に示す。これらの対策により，500Hz 以下のまくらぎに起因する成分や 1.25kHz 以上のレールに起因する成分が低減される可能性が示された。しかしながら，630Hz～1kHz のレールに起因する成分については，軌道パッドばね定数の変更により増加する可能性がある。

以上より，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検討が必要である。

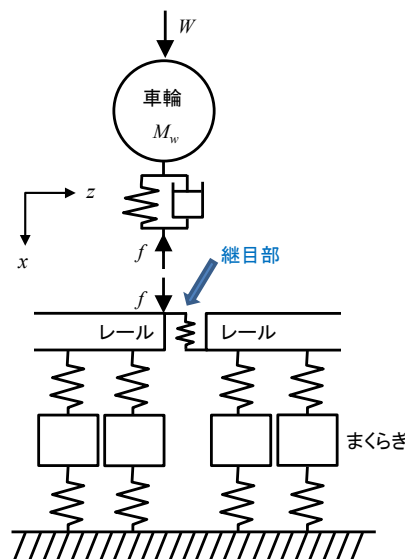


図 5 衝撃音の予測モデル

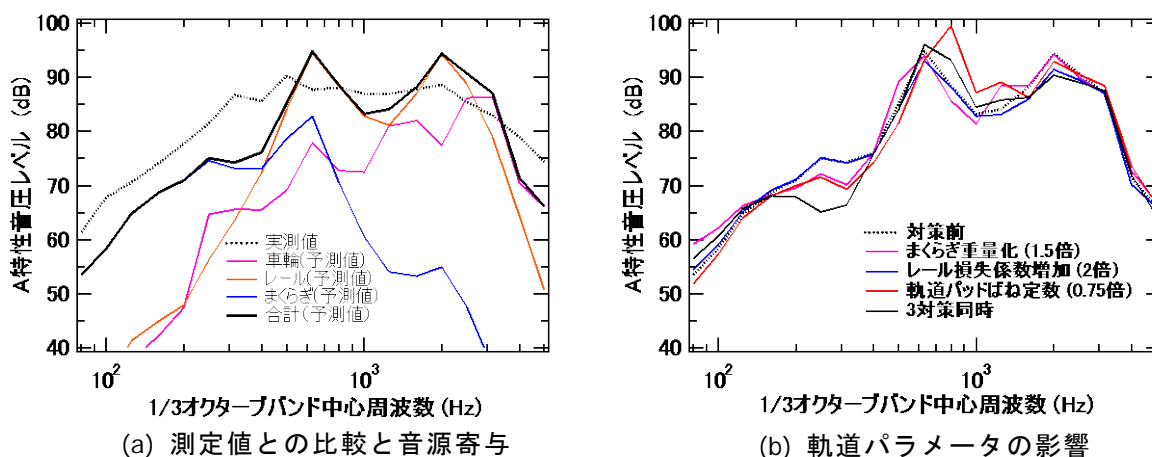


図 6 計算モデルによる評価結果

5. まとめ

営業線のレール継目部における衝撃音について，騒音および振動の測定結果を紹介した。列車速度に対する依存性は 2.4 乗であり，車両重量による差は小さかった。また，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かを明らかにした。衝撃音予測モデルを用いた評価結果により，軌道パラメータの変更により衝撃音低減の可能性を示した。今後は，衝撃音低減の実現可能性について検討を行い，実際の対策を目指す。

参考文献

- (1) 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
- (2) 北川敏樹，村田香，長倉清，川口二俊，末木健之，レール継目で生じる衝撃音の音源別寄与度評価，第 23 回環境工学総合シンポジウム 2013 講演論文集 (2013)，No. 114
- (3) D. J. Thompson, Railway noise and vibration: Mechanisms, modeling and means of control (2009), Elsevier Ltd.