

縮尺模型を用いた転動音の評価法

末木 健之* 北川 敏樹* 山崎 徹**

Evaluation Method of Railway Rolling Noise Using Scale-model Tests

Takeshi SUEKI Toshiki KITAGAWA Toru YAMAZAKI

The rolling noise due to railway vehicles can be evaluated in scale-model tests. In this paper the similarity laws associated with rolling noise are developed. To verify the validity of these scaling relations, the scale-model measurements were compared with the results of actual field tests. The rail vibration measured in the scale-model test was in good agreement with the measurements from the field tests. However, the noise observed in the scale-model test had a low signal-noise ratio due to greater driven noise produced by the test rig itself. Although the noise from the test rig is relatively high, the agreement of the rail vibration indicates that scale-model tests can practically simulate actual rolling noise.

キーワード：鉄道騒音，転動音，レール振動，車輪振動，縮尺模型試験，相似則

1. はじめに

車輪とレールの間に作用する力に起因して発生する転動音は、在来線鉄道の沿線騒音に対して大きな寄与をもつ音源である。転動音の低減対策の検討やその効果の検証は、実際の車両と軌道を用いた実車試験により最も正確な結果が得られる。一方、実車試験は多大な費用と時間を要するため、条件の試行錯誤や絞り込みといった検討段階において行うことは現実的ではない。

検討段階の検証方法として、TWINS¹⁾のような解析モデルを基にした手法がある。TWINSは車輪や軌道の振動特性、車輪踏面やレール頭頂面の凹凸を基に騒音を予測するソフトウェアであり、様々な研究や検討に利用されている。TWINSでは、車輪や軌道は様な構造や材料であることが仮定されており、例えば局所的にそれらが異なるような場合には正しく評価できない。

このような場合には、縮尺模型試験による検証が考えられる。縮尺模型試験は、空力音や音の伝播に関して数多く行われている^{2) 3)}が、転動音については相似則が確立されておらず、実施した例がみられない。

そこで、本研究では、縮尺模型を使用した場合の転動音に関する相似則の確立と、縮尺模型試験および実車試験による検証を行う。

2. 相似則の検討

2.1 振動の周波数に関する相似則

転動音は車輪踏面とレール頭頂面の凹凸に起因して、車輪や軌道が振動することで発生する⁴⁾。本節ではこれ

らの振動の周波数について相似則を検討する。

車輪や軌道の振動は、弾性体の振動に関する方程式によって表されると考えられる。ここでは、図1(a)に示すように無限長の Euler-Bernoulli 梁をばねで支持するモデルを考える。このモデルは、2.2 節や 2.3 節で述べる軌道モデルや車輪モデルの基礎となる。

図1(a)のモデルは、 E を梁のヤング率、 I を梁の断面二次モーメント、 u を梁の変位、 x を梁の長手方向の位置、 s を単位長さあたりのばね定数、 m' を単位長さあたりの質量、 t を時間とすると、式(1)で記述される。

$$EI \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} + su + m' \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0 \quad (1)$$

$u=U\xi$, $x=X\eta$, $t=T\tau$ とし、式(1)に代入して整理すると式(2)となる。ただし、 ξ , η , τ は各項目の無次元量であり、 U , X , T は各無次元量に対するスケールファクタである。

$$\frac{\partial^4 \xi}{\partial \eta^4} + \frac{sX^4}{EI} \xi + \frac{m'X^4}{EIT^2} \frac{\partial^2 \xi}{\partial \tau^2} = 0 \quad (2)$$

ここで、時間に関するスケールファクタを代表時間として $T = X^2 \sqrt{m'/EI}$ と置くと、式(2)は式(3)、式(4)となる。

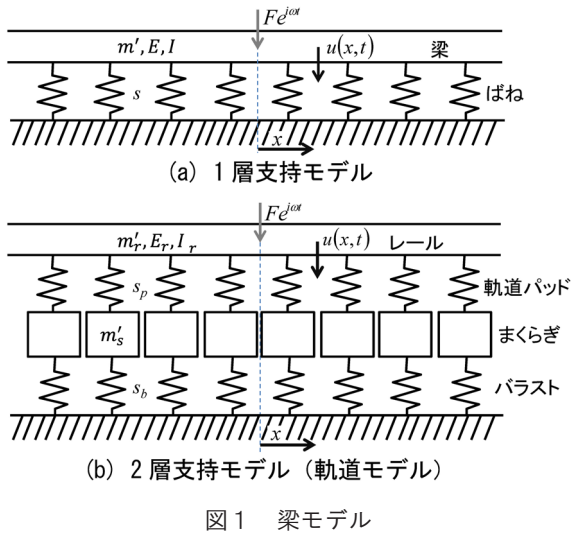
$$\frac{\partial^4 \xi}{\partial \eta^4} + \alpha \xi + \frac{\partial^2 \xi}{\partial \tau^2} = 0 \quad (3)$$

$$\alpha = \frac{s}{m'} T^2 \quad (4)$$

式(3)、式(4)は無次元化された梁の方程式であり、この式が実物と縮尺模型の両方で成り立つ場合に力学的に相似となる。したがって、実物と縮尺模型の α が一致することが必要である。各パラメータに添え字 m を付加したものを縮尺模型のパラメータとすると、式(5)の関係が成り立てばよい。

* 環境工学研究部 騒音解析研究室

** 神奈川大学工学部



$$\alpha = \frac{s}{m'} T^2 = \frac{s_m}{m'_m} T_m^2 \quad (5)$$

模型の縮尺比を $1/n$ とした場合、同じ材料を用いれば単位長さあたりの質量は幾何学的に決定され、式(5)は式(6)に変形できる。

$$\frac{T}{T_m} = \sqrt{n^2 \frac{s_m}{s}} \quad (6)$$

ここで、一般的な弾性体のばね定数を考える。ばね定数 k_e は $k_e = S_e/E_e L_e$ (S_e : 力が作用する方向の弾性体の断面積, E_e : 弾性体のヤング率, L_e : 力が作用する方向の弾性体の長さ) である。この関係から、同じ材料を用いた縮尺模型のばね定数は $k_{em} = k_e/n$ となる。この関係を図1(a)のモデルに適用するため、ばね定数をさらに長さ l で除して、長手方向の単位長さあたりのばね定数を求めると、 $k_e l = (k_e/n)/(l/n) = k_{em}/l_m$ となり単位長さあたりのばね定数は縮尺に依存しないことがわかる。この結果より $s = s_m$ となる。

以上の関係から、実物と縮尺模型の時間の関係は $T = nT_m$ となり、角周波数 ω は式(7)の関係となる。

$$\omega = \frac{1}{n} \omega_m \quad (7)$$

2.2 軌道の振動応答に関する検討

本節では、実際の軌道に近いモデルを用いて軌道の振動応答について検討する。図1(b)に示すように、無限長の Timoshenko 梁を軌道パッドに相当するばね、まくらぎに相当する質量、バラストに相当するばねで支持したモデルを考える。Timoshenko 梁は梁の断面内におけるねじれを考慮したモデルである。

このモデルに必要なパラメータを表1に示す。また、各パラメータについて、添え字の m を付加したものを縮尺模型のパラメータとし、縮尺比を $1/n$ とした時の実

表1 軌道に関するパラメータ

パラメータ	記号および実物 (左辺) と縮尺模型 (右辺) の関係
レールのヤング率	$E_r = E_{rm}$
レールの断面二次モーメント	$I_r = n^4 I_{rm}$
レール質量 (単位長さ当たり)	$m'_r = n^2 m'_{rm}$
レールのせん断弾性係数	$G_r = G_{rm}$
レールの断面積	$A_r = n^2 A_{rm}$
形状係数	$\kappa_r = \kappa_{rm}$
軌道パッドのばね定数 (単位長さ当たり)	$s_p = s_{pm}$
まくらぎ質量 (単位長さ・レール1本当たり)	$m'_s = n^2 m'_{sm}$
バラストのばね定数 (単位長さ・レール1本当たり)	$s_b = s_{bm}$

物と縮尺模型の関係も表1に示す。この時、長さに係わる定数は $1/n$ 、面積に係わる定数は $1/n^2$ 、体積に係わる定数は $1/n^3$ となり、ヤング率や密度等の材料定数は、同じ材料であれば実物と縮尺模型で一致する。

このモデルにおける波数 k および加振点におけるレール振動の周波数応答 $Z_t(0)$ (アクセラランス) と、これらの実物と模型の関係は、文献4と表1から式(8)~(13)となる。

$$k^2 = \frac{-C_2(\omega) \pm \sqrt{C_2^2(\omega) - 4C_3(\omega)}}{2} = \frac{k_m^2}{n^2} \quad (8)$$

$$C_1(\omega) = \frac{G_r A_r \kappa_r}{E_r I_r} - \frac{\rho_r I_r \omega^2}{E_r I_r} = \frac{C_{1m}(\omega_m)}{n^2} \quad (9)$$

$$C_2(\omega) = \frac{s(\omega) - m'_r \omega^2}{G_r A_r \kappa_r} - \frac{\rho_r I_r \omega^2}{E_r I_r} = \frac{C_{2m}(\omega_m)}{n^2} \quad (10)$$

$$C_3(\omega) = \left(\frac{s(\omega) - m'_r \omega^2}{E_r I_r} \right) \left(1 - \frac{\rho_r I_r \omega^2}{G_r A_r \kappa_r} \right) = \frac{C_{3m}(\omega_m)}{n^4} \quad (11)$$

$$s(\omega) = \frac{s_p (s_b - m'_s \omega^2)}{s_p + s_b - m'_s \omega^2} = s_m(\omega_m) \quad (12)$$

$$Z_t(0) = \left[-\frac{\omega^2}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{G_r A_r \kappa_r} \times \left(\frac{k^2 + C_1(\omega)}{k^4 + k^2 C_2(\omega) + C_3(\omega)} \right) e^{-ikx} dk \right]_{x=0} = \frac{Z_{tm}(0)}{n^3} \quad (13)$$

また、レール振動の距離減衰率 A は式(14)で表される。 k_i は式(8)の解の虚部であり、梁の方程式の解を e^{-ikx} の

形としていることから減衰成分を表す。

$$\Delta = -20 \log_{10}(e^{kt}) = \frac{\Delta_m}{n} \quad (14)$$

式 (13) に示すように、縮尺模型と実物のレール振動のアクセラランスは n^3 の比となる。この関係より縮尺模型試験から実物の振動応答を予測することが可能である。まくらぎの応答については、レールとまくらぎの振幅の比が $s_p / (s_p + s_b - m_s \omega^2)$ となる⁴⁾ ことから、実物と縮尺模型とで振動伝達率は同一になる。そのため、まくらぎ振動についても縮尺模型と実物で n^3 の比が成り立つ。

2.3 車輪の振動応答に関する検討

車輪の振動については、例えば図 1(a) のモデルを車輪周長で決まる長さの有限長梁とし、境界で振動が循環する梁モデルが考えられる⁴⁾。

このモデルに必要なパラメータを表 2 に示す。2.2 節と同様に、添え字の m を付加したものを縮尺模型のパラメータとし、縮尺比を $1/n$ とした時の実物と縮尺模型の関係も表 2 に示す。

表 2 車輪に関するパラメータ

パラメータ	記号および実物 (左辺) と縮尺模型 (右辺) の関係
車輪相当のヤング率	$E_w = E_{wm}$
車輪相当の断面二次モーメント	$I_w = n^4 I_{wm}$
車輪質量	$M = n^3 M_m$
車輪周長	$L = n L_m$

このモデルにおける加振点における車輪振動の周波数応答 $Z_w(0)$ (アクセラランス) と、その実物と縮尺模型の関係は、文献 4 と表 2 により式 (15) となる。

$$Z_w(0) = \frac{1}{M} + \frac{i\omega^2}{4E_w I_w k^3} \left(\frac{-i(1+e^{-kL})}{1-e^{-kL}} + \frac{1+e^{-ikL}}{1-e^{-ikL}} \right) = \frac{Z_{wm}(0)}{n^3} \quad (15)$$

式 (15) の中辺の第 1 項は質量領域のアクセラランスであり、第 2 項は梁モデルに基づくアクセラランスである。

式 (15) より、軌道と同様に、縮尺模型と実物の車輪振動のアクセラランスは n^3 の比となる。また、車輪の振動応答には kL で決まる周波数においてピークが観測されると考えられ、この周波数も縮尺模型 (縮尺換算後) と実物とで一致すると考えられる。

車輪と軌道の両方の振動が縮尺模型でも同じ倍率となることから、同じ加振力であれば車輪と軌道の振動の大きさの関係は保たれる。そのため、それぞれの放射音に

対する寄与については縮尺による倍率を考慮しなくて良いことになる。

2.4 放射音に関する検討

車輪や軌道から発生する放射音は、それらの表面が振動することによって発生する。 ρ_0 を空気密度、 c_0 を音速、 W を音源のパワー、 D を指向性、 d を音源から観測点までの距離、 S を放射面積、 v を振動速度、 σ を放射効率とすると、観測点における音圧 p は式 (16) で表される。なお、音圧や振動速度の $\langle \rangle$ は空間の平均、 $\bar{}$ は時間の平均である。

$$\overline{p^2} = \frac{\rho_0 c_0 W}{4\pi d^2} D = \frac{\rho_0^2 c_0^2 \langle v^2 \rangle \sigma D}{4\pi d^2} \quad (16)$$

縮尺模型を考えた場合、式 (16) の密度や音速は実物と同一であり、また、音波と曲げ波の波長は同じ縮尺でスケールされることから放射効率や指向性も実物と同一と考えられる。観測点の位置も縮尺比に従うとした場合、縮尺模型試験での音圧 p_m は式 (17) となる。

$$\overline{p_m^2} = \frac{\rho_0^2 c_0^2 S_m \langle v_m^2 \rangle \sigma D}{4\pi d_m^2} = \frac{\rho_0^2 c_0^2 S \langle v^2 \rangle \sigma D}{4\pi d^2} \quad (17)$$

ここで、振動速度 $\langle v_m^2 \rangle$ は車輪の振動速度 v_w とレールの振動速度 v_r が式 (18)、式 (19) で表せることを利用する。 Y_r はレールのモビリティ、 Y_w は車輪のモビリティ、 Y_c は接触ばねのモビリティ、 r は凹凸の振幅である。

$$v_r(\omega) = \frac{i\omega r Y_r}{Y_r + Y_w + Y_c} \quad (18)$$

$$v_w(\omega) = \frac{i\omega r Y_w}{Y_r + Y_w + Y_c} \quad (19)$$

2.2 節と 2.3 節に示したように、実物の車輪とレールのアクセラランスは縮尺模型の $1/n^3$ 倍であることから、モビリティは $1/n^2$ 倍となる。また、接触ばねのモビリティは、線形化されたヘルツの接触ばねより式 (20) で表される⁴⁾。 K_H は接触ばねのばね定数、 ζ は幾何学的に求まる係数、 E' はヤング率とポアソン比から求まる弾性係数、 F_0 は荷重、 R_0 は接触に関する有効曲率半径である。

$$Y_c = \frac{i\omega}{K_H} = \frac{i\omega \zeta}{2} \left(\frac{2}{3E'F_0R_0} \right)^{1/3} = \frac{i\omega \zeta}{2n} \left(\frac{2}{3n^4 E'F_0R_0} \right)^{1/3} = \frac{Y_{cm}}{n^{7/3}} \quad (20)$$

このように、実物の接触ばねのモビリティは縮尺模型の $1/n^{7/3}$ 倍であることから、接触ばねはやや大きく観測されることがわかる。ただし、文献 4 を参照すると、モビリティの多くの周波数において、車輪やレールの方が接触ばねよりもかなり大きい。したがって、実物に関するモビリティは、縮尺模型で得られるモビリティの $1/n^2$ 倍と考えても影響は小さいと考えられる。

凹凸については、波長も振幅も実物の $1/n$ となれば幾何学的に相似であるが、縮尺模型に忠実にスケージングされないことも考えられる。そこで、実物と縮尺模型の車輪踏面およびレール頭頂面の凹凸分布が波数 k の K 乗に比例すると仮定する。波長を λ 、周波数を f とし、式 (7) より縮尺模型の時間のスケールは n 倍であることから車輪の進行速度は $V = V_m$ となり、式 (21)、式 (22) が成り立つ。

$$\left(\frac{r_m}{r}\right)^2 = \left(\frac{\lambda}{\lambda_m}\right)^K = \left(\frac{V/f}{V_m/nf}\right)^K = n^K \quad (21)$$

$$r = \frac{r_m}{n^{K/2}} \quad (22)$$

以上の関係を用いると、レールと車輪の振動速度は式 (23)、式 (24) で見積もられる。

$$v_w(\omega) = \frac{i\omega r Y_w}{Y_r + Y_w + Y_c} \approx \frac{v_{wm}(\omega_m)}{n^{1+K/2}} \quad (23)$$

$$v_r(\omega) = \frac{i\omega r Y_r}{Y_r + Y_w + Y_c} \approx \frac{v_{rm}(\omega_m)}{n^{1+K/2}} \quad (24)$$

車輪・レールとも縮尺換算に関して同じ係数が掛かり、また、まくらぎは 2.2 節で述べたように縮尺模型と実物で伝達特性は同一となることから、音圧レベルの算出に必要なこれらの振動速度をまとめて表記すると式 (25) となる。

$$\overline{\langle v^2 \rangle} = \frac{\langle v_m^2 \rangle}{n^{K+2}} \quad (25)$$

縮尺模型と実車の音圧および音圧レベルの関係は、式 (16)、式 (17)、式 (25) より式 (26)、式 (27) となる。ただし、 p_0 は基準値 (20 μ Pa) である。

$$p^2 = \frac{\rho_0^2 c_0^2 S \langle v_m^2 \rangle \sigma D}{4\pi d^2 n^{K+2}} = \frac{p_m^2}{n^{K+2}} \quad (26)$$

$$10 \log_{10}(\overline{p^2}/p_0^2) = 10 \log_{10}(p_m^2/p_0^2) - 10(K+2) \log_{10}(n) \quad (27)$$

転動音に関する凹凸分布は波数 k の概ね -3 乗に比例する ($K = -3$) ことが知られている⁵⁾。この関係が縮尺模型と実物の間で成り立つと仮定すれば、式 (25) より、縮尺模型試験で得られた振動の振幅を \sqrt{n} 倍することにより実物の振動が得られる。また、式 (27) より、縮尺模型試験で得られた音圧レベルに $10 \log_{10}(n)$ [dB] を加えることにより実物の音圧レベルが得られる。

3. 縮尺模型試験と実車試験との比較

3.1 縮尺模型試験装置の概略

図 2 に本研究で用いた縮尺模型試験装置を示す。図 2 に示すように、縮尺模型試験装置は 3m 長さの軌道部分と車輪から構成される。モータを利用した駆動部により

車輪は最高 16km/h で走行が可能である。軌道部分の端部は振動が反射しにくいように加工⁶⁾されており、振動特性として無限長レールと見なせる。図 2 に示す車輪が矢印方向に進行し、車輪が通過した際の放射音の測定をマイクロホン S_m によって行う。マイクロホンは次節で述べる実車試験にほぼ対応する位置に設置されている。模型の縮尺は 1/8.5 であり、縮尺換算後の解析上限周波数は 2.4kHz である。

軌道部分は模型レール、模型まくらぎ (ただし、長さは半分である)、軌道パッド相当のゴム、バラスト相当のゴムから構成される。模型レールは 50N レール相当であり、鋼で製作されている。模型まくらぎは実物と同程度の密度を持つ材料で製作されている。ゴムのばね定数は、軌道パッド相当のゴムで約 1000kN/m、バラスト相当のゴムで約 250kN/m である。軌道の振動については、レールに設置した加速度ピックアップ VR_m で収録を行う。

車輪は、C 形平板の模型車輪であり、模型寸法で直径 100mm (実車の 860mm に相当) である。回転している車輪の振動を測定することが困難であったため、車輪振動については後述する衝撃加振試験 (定置試験) のみを行い、走行時の測定は行わなかった。

3.2 実車試験の概略

前節で述べた縮尺模型試験結果との比較のため、鉄道総研の所有する所内試験線において実車試験を行った (図 3)。測定区間の軌道は、バラスト軌道、50N レール、PC まくらぎで構成され、軌道パッドのばね定数は公称値 60MN/m である。図 3 に示すようにマイクロホン S および加速度ピックアップ VR を設置した。これらは縮尺模型試験の設置位置に概ね対応する。

3.3 軌道の振動特性

軌道の振動特性は、図 2 と図 3 に示す加速度ピックアップ (VR , VR_m) 付近をインパルスハンマ (Dytran 社製 5800B4) によって衝撃加振し、両者の出力波形より周波数応答を算出することで取得した。インパルスハンマの打撃面にはアルミチップを使用した。加振力と加速度間のコヒーレンスは、実車試験では約 10kHz、縮尺模型試験では約 2.1kHz (縮尺換算後) まで 0.8 以上であった。

図 4 は、軌道を上下方向に加振した場合の軌道の上下方向の振動特性である。図 4(a) より、応答の大きさは、実物軌道と模型軌道とで同程度であり、200Hz 付近の共振も再現されていることがわかる。

図 4(b) は、レール振動の距離減衰率 (上下方向成分) の測定結果である。距離減衰率は文献 6 の方法を用いて算出した。この結果より、1.25kHz 帯以下では概ね両者は一致するが、1.6kHz 帯以上では異なる。これは、材料自身の損失係数を相似則で考慮していないことに起因

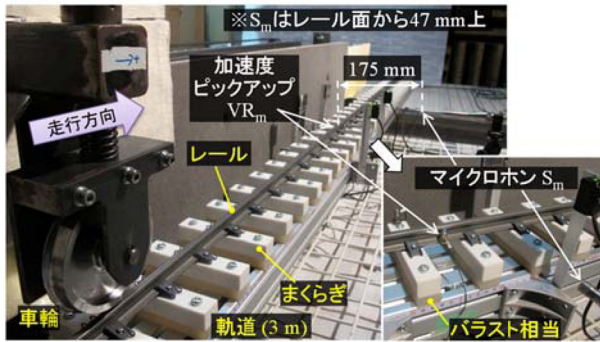


図2 縮尺模型試験

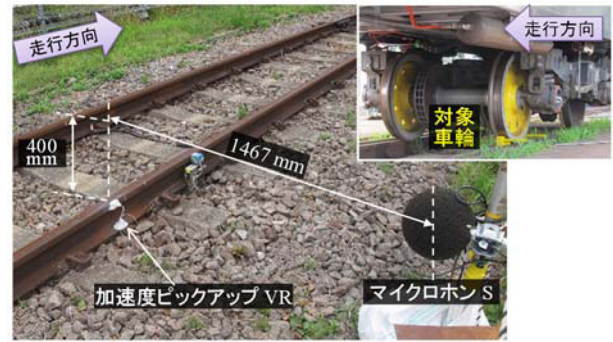


図3 実車試験

すると考えられる。そのため、レール放射音の1.6kHz帯以上についてはやや過小評価になる可能性がある。

3.4 車輪の振動特性

車輪の振動特性は、軌道と同様に車輪に加速度ピックアップを設置し、インパルスハンマを用いて衝撃加振試験を行うことにより得られる。

図5は、車輪のタイヤ部の軸方向に感度を持つように設置された加速度ピックアップ付近を軸方向に加振した場合の振動特性である。加振力と加速度間のコヒーレンスは、前節と同程度の周波数範囲で0.8以上得られている。また、実車試験で使用した実物車輪には輪重および横圧を測定するための穴が設けられているが、模型車輪には設けられていない。そのため、穴のない実物車輪についても比較を行う。

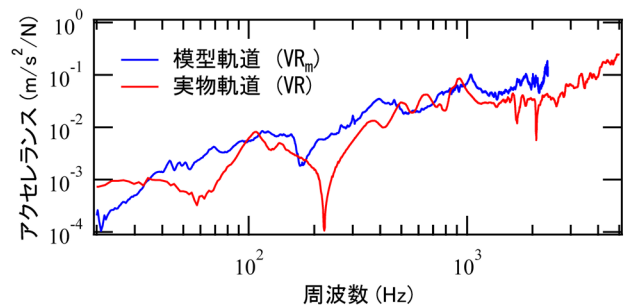
図5より、穴なし実物車輪と模型車輪を比較すると、概ね同じ周波数にピークが観測される。また、振動の大きさは両者とも同程度である。穴あり実物車輪ではピークの周波数が異なる場合があるが、応答の大きさは模型車輪と概ね一致している。なお、穴あり実物車輪に観測される50Hzおよびその高調波成分のピークは電源ノイズである。

3.5 車輪通過時の放射音とレール振動

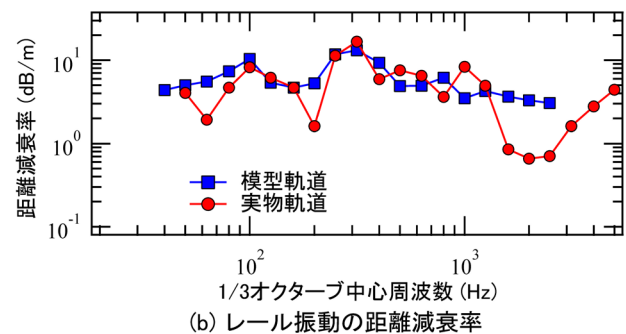
3.5.1 速度依存性

車輪が測定点を通じた際の放射音（A特性音圧レベル）およびレール振動（A特性振動速度レベル）について、実車試験および縮尺模型試験より得られた速度特性を図6に示す。図6は、測定点に対して車輪直径分が通過する時間のレベル波形を積分し、それを通過時間で除した結果である。また、縮尺模型試験結果は縮尺換算を行った結果である。縮尺模型試験については、駆動装置の影響を確認するため、車輪とレールが接触しない条件（車輪浮き）も実施した。

図6(a)より、放射音については車輪の走行と浮きでほとんど値が変わらない。これは、縮尺模型試験装置の駆動音の影響であり、放射音の評価が正しくできていないことがわかる。一方、図6(b)のレール振動では駆動装置の影響はほとんどないことがわかる。レール振動の



(a) 加振位置における周波数応答



(b) レール振動の距離減衰率

図4 軌道の振動特性（上下方向加振・上下方向応答）

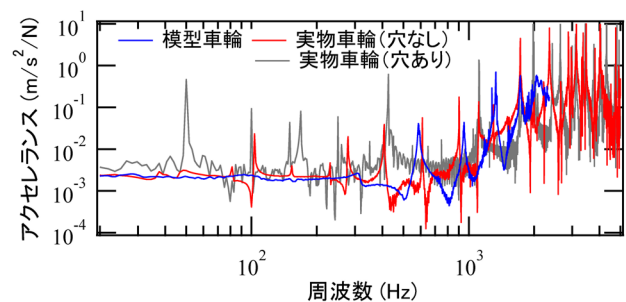


図5 車輪の振動特性（軸方向加振・軸方向応答）

実車試験と縮尺模型試験の結果を比較すると、実車走行試験がやや大きいですが、速度乗則は一致することがわかる。

3.5.2 周波数分析

図6の結果のうち、16km/h付近の結果について周波数分析を行った結果を図7に示す。この結果より、前項と同様、放射音については駆動装置の影響を受けているが、レール振動についてはその影響がないことがわかる。

レール振動のスペクトルの形は実車試験と縮尺模型試験とで類似しているが、160Hz帯～630Hz帯では10dB

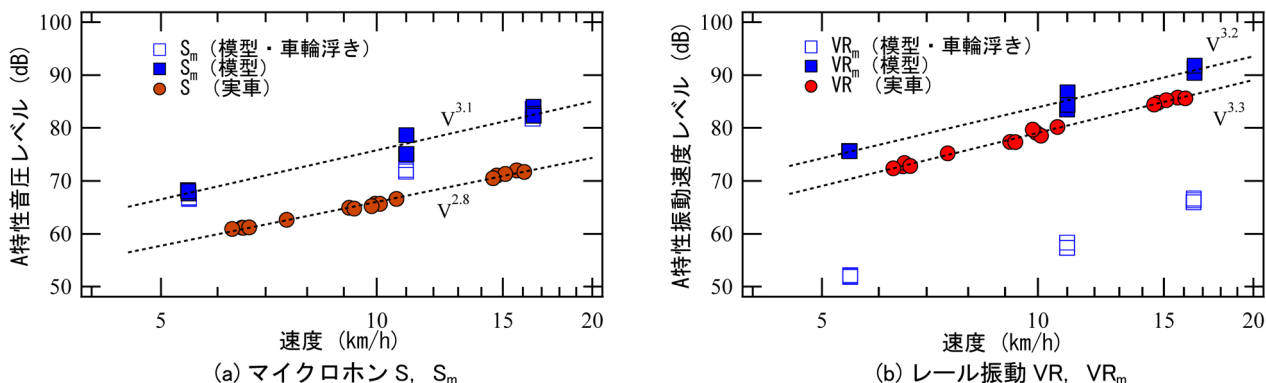


図6 放射音およびレール振動の速度特性

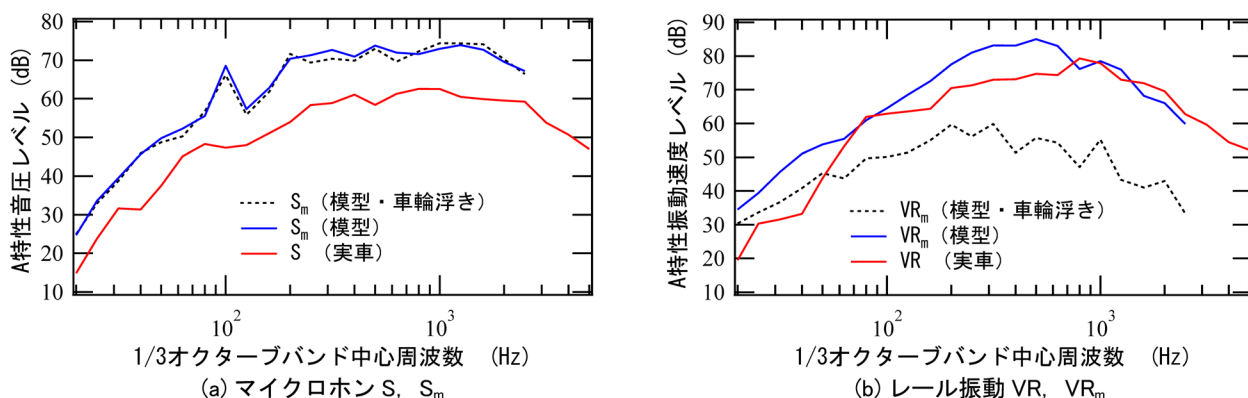


図7 転動音およびレール振動の周波数スペクトル (16km/h)

程度の差がある。これは、図4(a)に示すように、軌道の振動特性が両者で完全に一致しているわけではないことや、車輪踏面とレール頭頂面の凹凸分布の仮定が完全一致していないことが要因として考えられる。振動特性や凹凸分布を実車試験と縮尺模型試験とで完全に一致させることは容易ではないが、これらを近くすることで両者のレール振動は一致すると考えられる。

2.1節で述べたように転動音はレール等の振動に起因するため、振動が再現されれば転動音も再現されると考えて良い。今回の試験では縮尺模型試験装置の駆動音の影響が大きかったが、この駆動音が小さい場合や、車輪踏面やレール頭頂面の凹凸が大きい場合には、縮尺模型試験により転動音自体も評価可能になると考えられる。

4. まとめ

縮尺模型試験により転動音の評価を行うため、相似則の導出を行い、縮尺模型試験による結果と実車試験による結果の比較を行った。

相似則の適用により、車輪と軌道の振動特性が縮尺模型と実物とで概ね一致することを確認した。また、走行試験結果より、レール振動の速度乗則や周波数スペクトルの形状が縮尺模型と実車で一致することを示した。

転動音自体については、縮尺模型試験装置の駆動音の

影響が大きく、本研究の結果では評価不可能であった。ただし、転動音に関係するレール振動が評価可能であることを考えると、縮尺模型試験装置の低騒音化により転動音の評価は可能であると考えられる。

文献

- 1) 北川敏樹, D. J. Thompson: 車輪・レール間騒音の予測手法 TWINS の実験的検証, 鉄道総研報告, Vol.18, No.11, pp.1-6, 2004
- 2) 山崎展博, 宇田東樹, 北川敏樹, 若林雄介: 新幹線の台車構成機器が車両下部空力音に及ぼす影響, 鉄道総研報告, Vol.32, No.11, pp.6-17, 2018
- 3) 北川敏樹, 村田香, 宇田東樹, 小方幸恵, 青柳広樹: 開床式高架橋の沿線騒音を低減する効果的な対策工の形状の検討, 第23回鉄道工学シンポジウム論文集, pp.297-303, 2019
- 4) Thompson, D., Railway Noise and Vibration: Mechanisms, Modelling and Means of Control (2009), Elsevier Ltd.
- 5) 北川敏樹: 転動音の特性と軌道・車両に係わるパラメータの影響, 鉄道総研報告, Vol. 22, No. 5, pp.23-28, 2008
- 6) 末木健之, 北川敏樹, 上妻雄一, 長倉清, 奥村悠樹, 堀雄一郎, 山崎徹: 有限長試験軌道による実軌道の振動特性評価に関する研究, Dynamics and Design Conference 2013 (D&D2013) USB 論文集 (2013), No. 325