

# 車両地上同時測定による車輪・レール間騒音の音源別寄与度評価

環境工学研究部 騒音解析研究室  
主任研究員 村田 香

## 1. はじめに

鉄道車両が走行するときのレール・車輪間から発生する転動音を予測するためには、レール、車輪踏面の凹凸およびレール、車輪の振動特性を把握する必要がある。本報告では、実車走行時に生じる車輪、レールの振動および騒音の測定を実施し、欧州で開発されたTWINS(Track-Wheel Interaction Software)をベースに鉄道総研で開発した転動音予測法(図1)の有効性を検証するとともに、転動音の音源別寄与度を評価した。

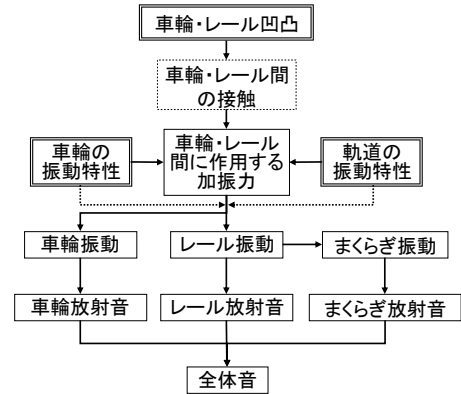


図1 転動音予測法の流れ

## 2. 測定概要および転動音に係わるパラメータの整理

騒音、振動測定を行った走行試験の概要と転動音を予測するためのパラメータを整理する。

### 2.1 走行試験概要

走行試験における測定区間の軌道条件および車両条件の概要および測定項目を以下に示す。

#### ・地上測定

A 区間：在来線バラスト軌道，60kg レール，防音壁なし，レール締結間隔 0.58m

B 区間：在来線弾性まくらぎ直結軌道，60kg レール，直形防音壁，レール締結間隔 0.70m

レール締結部間中央の頭部に加速度計を設置し，列車通過時の上下，左右方向の振動加速度を測定した。また，騒音計は軌道中心から 2m 離れ，レールレベルから 0.4m 高さに仮設した(図 2)。

#### ・車両測定

在来線車両付随車，NA 形波打車輪（車輪径 860mm，踏面勾配 1/20）

車軸中心から 0.41m 離れたタイヤ部に加速度計を設置し軸方向，径方向の振動加速度を測定した。加速度計の出力先は車軸に固定したテレメータまで配線し，テレメータから発信された無線を介して加速度信号を車内のデータレコーダに収録した(図 3)。

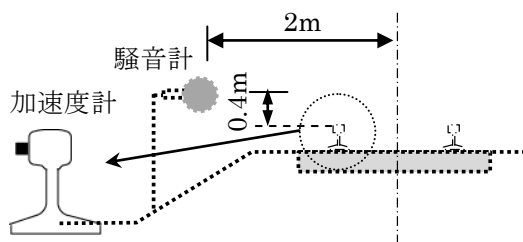


図2 地上測定概要

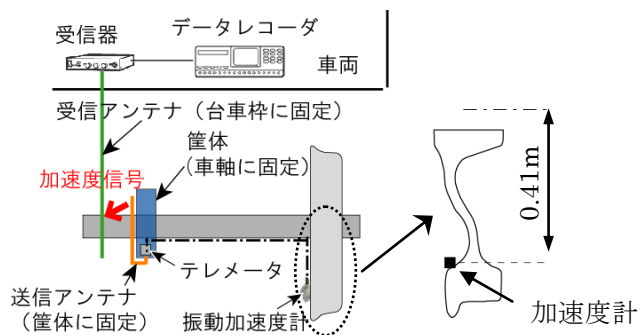


図3 車両測定概要

## 2.2 車輪，レールの凹凸

本報告で扱う車輪，レールの凹凸は走行踏面に存在する 0.1~100 $\mu\text{m}$  程度の表面振幅である。転動音の主成分となる周波数範囲は 500~2000Hz であり，列車速度が 50~120km/h の場合，これに対応する波長範囲は 7~70mm 程度に対応する ( $f=V/\lambda$ ,  $f$ : 周波数,  $V$ : 列車速度,  $\lambda$ : 凹凸の波長)。

図 4 に走行試験に用いた車両の車輪踏面の凹凸分布を示す。図の横軸に示した空間周波数は波長の逆数を表し，空間周波数  $10^{-1} \text{ mm}^{-1}$  は波長 1cm に対応する。図 4 には，在来鉄道で使用される 3 種のブレーキに対応する車輪凹凸の平均値もあわせて示した。走行試験列車の車輪に対応する凹凸は，他車輪の結果に比べて最大 10dB 程度大きい。図 5 に地上測定を行った 2 区間におけるレール頭頂面上の凹凸分布を示す。図 5 には，レール削正を行った在来鉄道他区間で得られた結果も併記した。図 5 より，2 区間の凹凸分布はほぼ同等であり，また 2 区間の結果は他のレール削正区間における

凹凸分布範囲の上限値付近にある。また，車輪，レールの凹凸分布を比較すると，両者はほぼ同等であり，転動音の大きさに同程度の影響を与える。

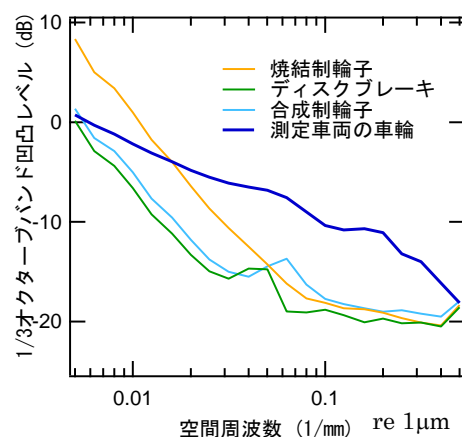


図 4 車輪踏面の凹凸分布

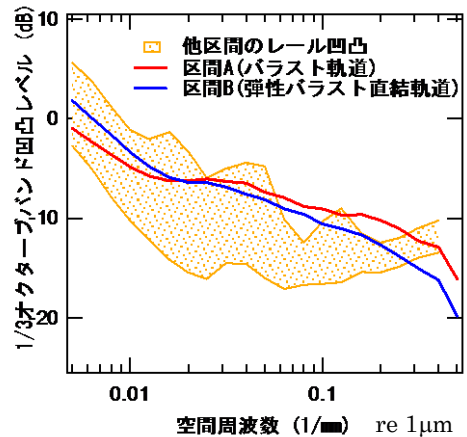


図 5 レール頭頂面の凹凸分布

## 2.3 車輪と軌道の振動特性

車輪，軌道の振動特性を整理するため，インパルスハンマを用いて車輪，軌道を加振し，転動音予測法に必要なパラメータを決定した。なお，車輪の振動特性については走行試験から得られた結果についても触れる。

### 2.3.1 車輪の振動特性

インパルスハンマを用いて車輪タイヤ部を径方向，軸方向に加振して固有振動数，周波数応答関数（アクセラランス＝単位力あたりの加速度， $[\text{m/s}^2/\text{N}]$ ）を測定した。衝撃加振試験では，車軸両端部をジャッキで持ち上げ，車輪が接地しない状態にした。図 6 に加振点における径方向のアクセラランスを示す。また，図中には，有限要素法を用いた計算結果とモード重ね合わせ法を用いて評価された

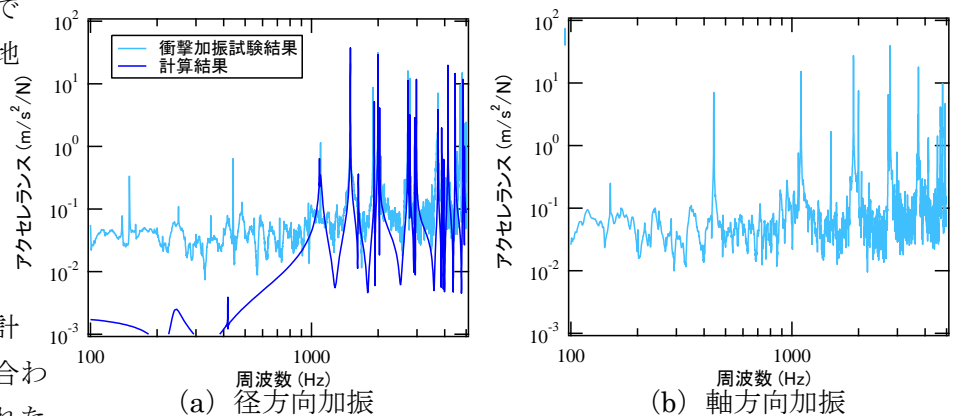


図 6 車輪の加振点応答（径方向応答）

車輪のアクセランスもあわせて示した。図6より、固有振動数、アクセランスの大きさとも、衝撃加振試験による結果と有限要素法による計算結果はほぼ一致することがわかる。一方、車両がバラスト軌道を 100km/h で走行しているときの車輪タイヤ部径方向、軸方向の振動加速度パワースペクトル密度を図7に示す。図7と図6(a)に示した径方向加振による径方向のアクセランスを比較すると、ピークとなる周波数の傾向がおおむね一致する。したがって、走行時の加振力は主に鉛直方向に働いているものと推定される。

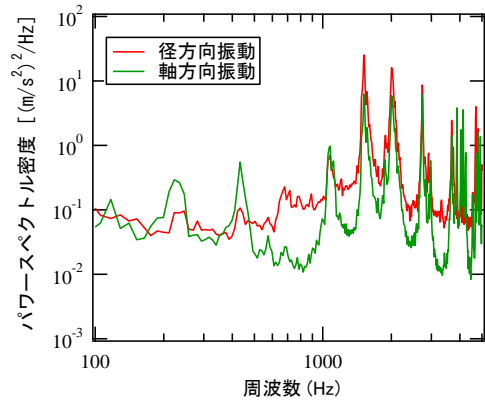


図7 走行時の車輪振動加速度 (バラスト軌道, 列車速度 100km/h)

### 2.3.2 軌道の振動特性

2つの測定区間において、レールを上下、左右方向にインパルスハンマを用いて衝撃加振し、加振に対する軌道の振動特性を整理した。また、レール長手方向に伝搬するレール振動の距離減衰率特性の評価も行った。

図8はレールを上下方向に加振した場合における加振点での上下方向の周波数応答 (アクセラランス) である。A区間における120Hz付近の緩やかな周波数ピークでは、レールとまくらぎが一体となってバラストに対応するばねに共振する。また、A、B区間における600Hz、200Hz付近のピークは、レールが軌道パッドに共振する周波数に対応し、その違いは軌道パッドのバネ定数の違いに起因する。

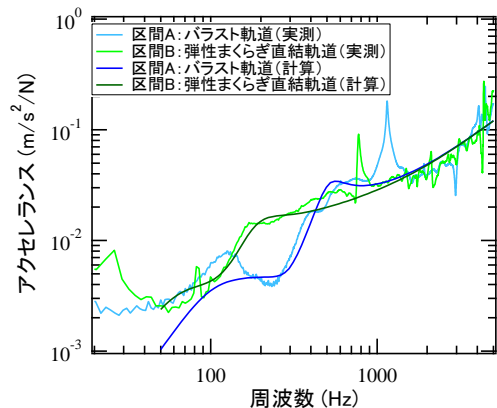


図8 レールの加振点応答(上下方向)

転動音予測法では、レールを無限長の Timoshenko 梁とし、レールに対応する梁はバネ・マス・バネ系から成る支持体によって連続的に支えられる軌道モデルを構成する。バラスト軌道の場合、この支持体は軌道パッド、まくらぎとバラストに対応する。図8には2区間を対象とした軌道モデルによる計算結果も示した。図8より、加振点における周波数応答が示す傾向は実験結果と概ね一致することがわかる。

## 3. 転動音予測法の振動・騒音に関する精度検証

### 3.1 車輪・レール振動

図9は、レール振動について予測結果と実測結果を比較したものである。予測結果は実測結果とほぼ同じ傾向を示し、また軌道条件がレール振動に与える影響も捉えている。また、図10は、車輪タイヤ部における軸方向の振動を比較したものである。1600~2000Hzでは予測結果が実測結果に比べてやや小さいが、実測結果と予測結果が示す傾向は概ね同じである。また、250Hz以下では、測定器等におけるノイズの影響のため予測結果と実測結果は異なる傾向を示す。これらの結果から、レール、車輪の振動に関して予測法の有効性が確かめられた。

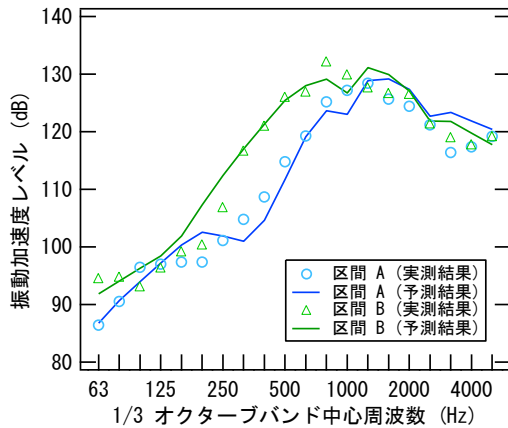


図9 レールの振動加速度（上下方向）  
（列車速度 100km/h）

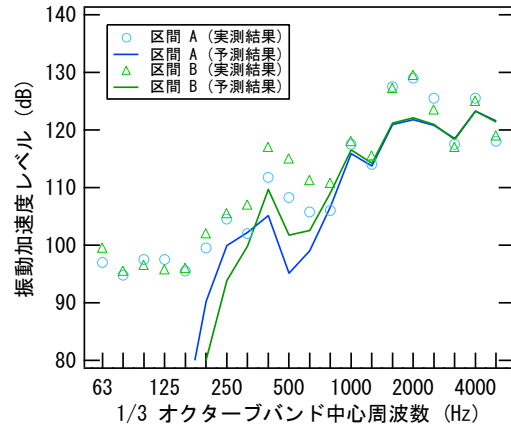
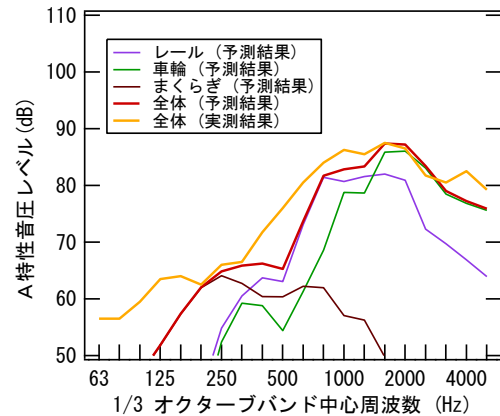


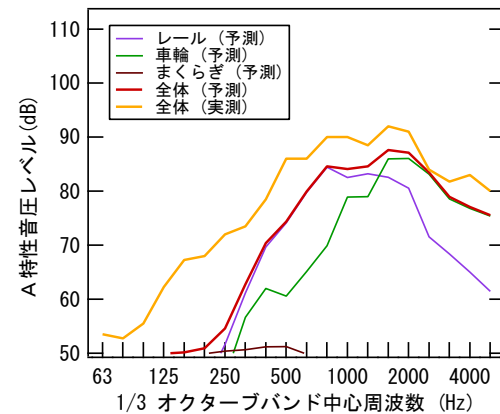
図10 車輪の振動加速度（軸方向）  
（列車速度 100km/h）

### 3.2 レール近傍点における騒音

図11はレール近傍点における騒音に関して予測結果と実測結果を比較したものである。また、図中には2区間における転動音の音源別寄与度を示した。A区間に対応する結果では、両者が示す傾向はほぼ一致する。また、転動音の音源別寄与度では、1000Hz付近ではレールの寄与が大きく、2000Hz以上では車輪放射音の寄与で占められ、転動音全体に対してレールに比べて車輪の寄与の方が大きい傾向にある。一方、B区間では、予測結果が実測結果をやや下回る。これは、A区間の場合は防音壁が存在しないが、B区間ではレール近傍点における騒音の測定点が防音壁に近く、防音壁による反射音の影響が含まれているためと考えられる。また、転動音に対してレール、車輪放射音それぞれが占める寄与が大きい周波数域はA区間での結果とほぼ同じである。しかし、A区間での結果に比べて、レール放射音の寄与が大きくなり、B区間では転動音全体に対してレール、車輪の寄与がほぼ同等になる。この差は両区間の軌道パッドのバネ定数の違いに起因すると考えられる。



(a) A区間



(b) B区間

図11 レール近傍音(列車速度 100km/h)

### 4. まとめ

本測定全体を通して、バラスト軌道、弾性まくらぎ直結軌道の場合ともに、転動音予測法による振動・騒音に関する予測精度を検証することができた。転動音の音源別寄与度では、2つの軌道ともに、1000Hz付近ではレールの寄与が大きく、2000Hz以上では車輪放射音の寄与で占められる。車輪放射音に関しては、2測定間でその大きさはほぼ同等であるが、レール放射音の寄与度は軌道パッドのバネ定数の違いによって差が見られた。