

# 高速鉄道車両用防音車輪の防音メカニズム

上西 あゆみ\* 藤本 隆裕 市川 雄基 (日本製鉄)

Damping mechanism of noise damped wheel for high-speed railway vehicles

Ayumi Uenishi\*, Takahiro Fujimoto, Yuki Ichikawa, (Nipponsteel Corporation)

In this study, we focused on the rolling noise emitted from the wheels of high-speed railway vehicles and investigated the mechanism of vibration reduction by using FEM to evaluate the equivalent radiated power (ERP) of a noise damped wheel that can reduce this noise. Based on the findings, it was clarified that the vibration reduction effect can be improved by optimizing the Young's modulus of the rubber.

キーワード：転動音，鉄道騒音，鉄道車輪，有限要素法，等価放射パワー，高速鉄道車両

(Rolling noise, Railway noise, Railway wheels, FEM, Equivalent radiated power, High-speed railway vehicles)

## 1. はじめに

鉄道騒音は，車体，パンタグラフ，車輪，モータ，レールやその下の構造物等，走行に際するあらゆる要素から発生するが，車両を音源とする騒音は(1)車両上部空力音，(2)車両下部音，(3)集電系音に大別することができる。このうち，車両上部空力音および集電系音は種々の対策によって減少しており，相対的に騒音全体に占める車両下部音の割合が増加傾向にある<sup>(1)</sup>。車両下部音は，台車空力音，床下機器音，車輪転動音から成り，車輪転動音が沿線環境に与える影響は大きい。この車輪転動音は，車輪およびレール表面に存在する微小な凹凸によって，走行に伴い連続的に加振されることで車輪やレールが振動した結果放射される音を指し<sup>(2)</sup>，これを低減可能な防音車輪が提案されている<sup>(3)</sup>。これは，車輪のリム内径側に防音装置と称するゴムと鋼から構成される部品を設置したもので，この部品の共振を利用し振動に起因する騒音を低減するという思想の基設計されている。防音車輪は車輪転動音試験によって一定の騒音低減効果が認められているが，そのメカニズムは明らかにはされていない。そこで，本報では有限要素法(FEM)の周波数応答解析を用いて車輪の音響放射能力を見積り，固有振動モードがこれに及ぼす影響を評価することによって騒音低減メカニズムの解明，ならびに，これを基にした性能向上に取り組んだ。

## 2. 評価方法

### 〈2・1〉 モデルと計算条件

放射音の評価には，周波数応答解析で得た結果から音響への寄与を簡易的に求める等価放射パワー(Equivalent Radiated Power: ERP)<sup>(4)</sup>を用いた。ERP は構造物表面の

要素面積 $\Delta S_i$ とその面の法線方向速度 $V_{ni}$ から算出でき，式(1)で表される。なお，等価放射パワーとは単位時間当たりに放出するエネルギーであり，音源からの音響放射能力を示す。

$$ERP = c \sum_{i=1}^N V_{ni}^2 \Delta S_i \quad (1)$$

$$c = \alpha \times ERP_{RLF} \times ERP_{RHO} \times ERP_C \quad (2)$$

ここで， $ERP_{RLF}$ は放射損失係数， $ERP_{RHO}$ は流体密度， $ERP_C$ は流体中の音速を示す。解析に使用した有限要素モデルの概要を Fig. 1 に示す。防音車輪は，ゴム-金属-ゴムの3層構造からなる防音装置と称する小部品を車輪リム内径に設けた溝の中に配置し，これをリング状部品で車輪に固定した構造である。モデルの境界条件として車輪に短い車軸を挿入し，軸両端の断面をばね支持として360°モデルの踏面の一か所にレール反力に相当する半径方向の加振力を与え，ERPを算出した。

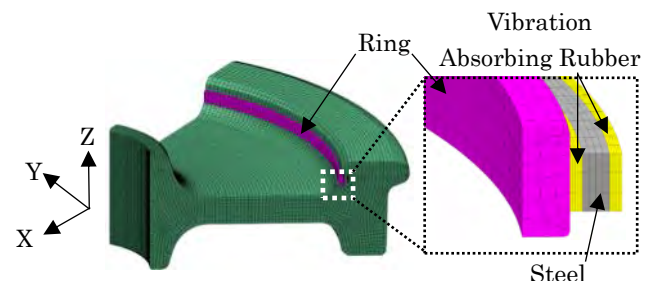


Fig. 1. Wheel model.

### 〈2・2〉 精度検証

計算結果の精度検証のため，車輪転動音試験機<sup>(5)</sup>によって転動時の放射音を評価した。本試験機は，Fig. 2 に示すよう

にレールを模擬した軌条輪を、供試車輪に油圧で押付け、供試車輪奥に位置するモータで駆動することで転動状態を模擬するものである。ここでは、軌条輪と供試車輪の接触位置から水平方向に 300 mm 離れた位置に精密騒音計を配置し、360 km/h における騒音レベルを評価した。

車輪転動音試験結果および ERP 計算結果の 1/3 オクターブバンド周波数特性を Fig. 3 に示す。同図において、第 1 軸(左側)は ERP を、第 2 軸(右側)は騒音レベルを示し、防音車輪の計算結果と実験結果を比較している。なお、同図に示す ERP は、車輪転動音試験の軌条輪由来の騒音放射を考慮するため、軌条輪もモデルに加えて計算した結果としている。

Fig. 3 に示すように、計算結果、実験結果ともに 3150 Hz を中心とする帯域の騒音レベルが最も大きく、また、O.A. 騒音レベル差も 2 dB 弱と比較的近い。以上の結果から、本モデルを用いて実験結果を十分に予測可能であることを確認した。

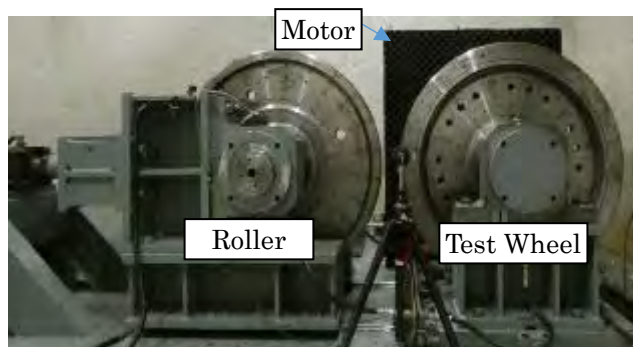


Fig. 2. Rolling noise test machine.

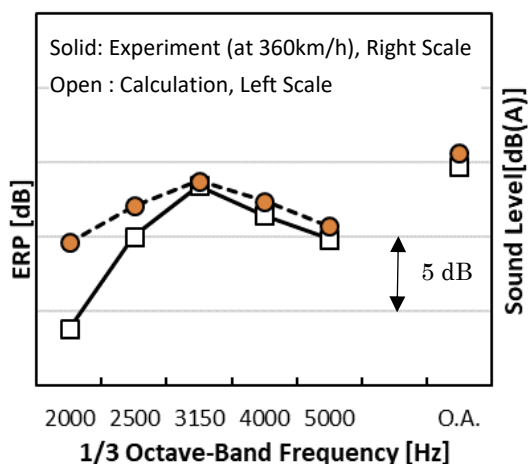


Fig. 3. Comparison of experiment and calculation.

### 3. 振動低減メカニズムの検討

#### (3・1) 動吸振器の検証

防音装置は Fig. 4 に示すように 4 種類の小部品を円周方向に順に並べた構成で、それぞれの小部品間にはわずかな空間が設けられている。これによって小部品それぞれが独

立して振動する。これら 4 種類の小部品は、全体の厚さが一定でゴム、鋼片の厚さ比がそれぞれ異なる。車輪転動音への影響が特に大きいと考えられる固有振動モードは 2000 Hz から 5000 Hz の範囲で 4 種類あり、それらへのチューニングのために厚さ比をそれぞれ変更している。

まず、動吸振器として作用しているかの検証のため、解析モデルにおける防音装置の構成を 1 あるいは 4 のいずれか 1 種類に変更し ERP を車輪単体と比較した結果、全ての周波数帯域で 4 の構成が ERP 低減効果に優れた知見を得た。そこでより詳細な検討として、ゴムの構造減衰を鋼と同等の数値に変更することで固有振動の分散度合いを評価した。

その結果を Fig. 5 に示す。Fig. 5(a)は小部品 1 のみの場合、Fig. 5(b)は小部品 4 のみの場合の ERP である。Fig. 5(a)に示す小部品 1 の構成では、構造減衰を変化させてもピークの分散数に変化はないが、Fig. 5(b)に示す 4 の構成では、構造減衰を鋼と同等の数値にした条件で車輪単体のピークをまたぐように 2 つに分裂している。このことから、この周波数近傍においては小部品 4 が動吸振器として作用するために、この周波数で ERP 低減効果が高いと考えられる。一方で、小部品 1 はピークの分裂がみられないにもかかわらず、ERP 低減効果を示す。これは、ゴム自身の減衰によるものと考えられる。

他の小部品について、同様の検討を 2000 Hz から 5000 Hz の範囲で実施した結果、一般的な動吸振器として作用している小部品は他に認められなかった。したがって、防音装置の一部は少なくとも 2300 Hz 近傍においては一般的な動吸振器として作用し、それ以外の領域ではゴム自身の減衰ないしは他のメカニズムにより ERP を低減すると考えられる。

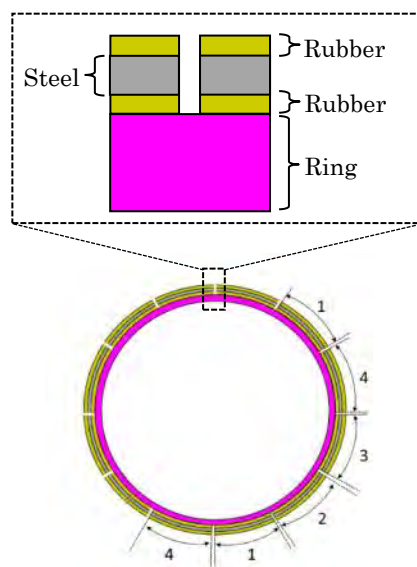


Fig. 4. Image of configuration of the device.

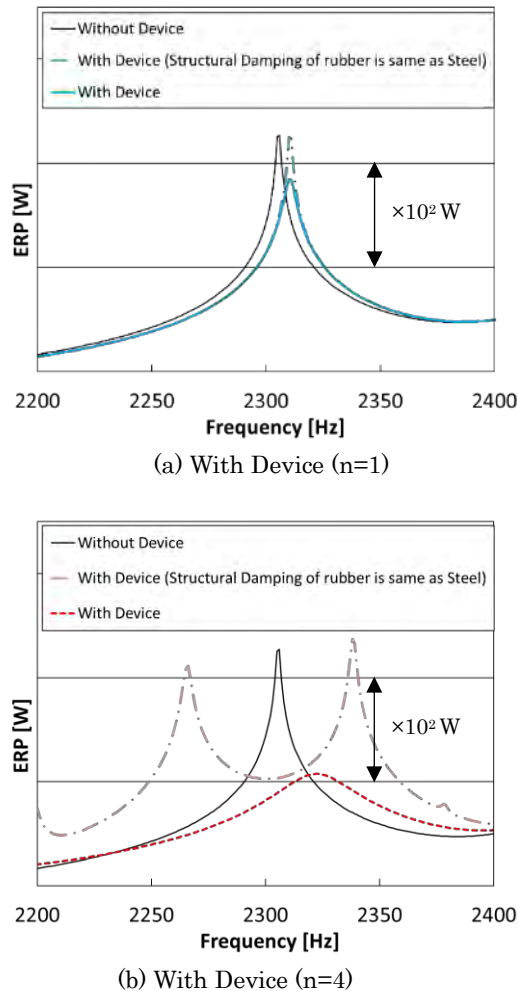


Fig. 5. ERP spectra around 2300 Hz.

### 〈3・2〉 固有振動モードの寄与

一般的に、高周波数側ではモード密度が高く1つのERPピークに多数の固有振動が含まれ、周波数毎の評価では支配的な固有振動モードの特定は困難である。そこで、この周波数に影響する固有振動モードを評価することにより振動低減メカニズムを検討した。Fig. 5 に示した 2300 Hz のピークに影響を及ぼしている多数の固有振動のうち、最も近い周波数のモード変形図を Fig. 6 に示す。同図のうち(α)はリム部が同位相で面内方向に、(β)はフランジ側と反フランジ側が逆位相で面内方向に振動し、板部が面外方向に振動する直径 2 節のモードである。以降はこれらの固有振動モードの寄与を評価した。

まず、固有振動(α)の周波数における、モード毎の ERP(以下、モーダル ERP と呼ぶ)を Fig. 6 に示す。(α)は、車輪単体では 2306 Hz、防音車輪では 2320 Hz で、Fig. 6(a)は車輪単体の、Fig. 6(b)は防音車輪の固有振動(α)の周波数におけるモーダル ERP である。車輪単体において、Fig. 6(a)に示すように、どのモードが卓越するかを確認するために設定した閾値を越える固有振動は(α)、(β)の 2 モードあり、特に(α)が支配的である。一方、防音車輪では、Fig. 6(b)に

示すように閾値を越える固有振動は 10 モードと、車輪単体と比較し大幅に増加した。この傾向は 3000 Hz 付近の領域でも観測された。

このことから、防音車輪は ERP が大きい周波数において寄与の高い固有振動モードの数が増加する、すなわち防音装置が車輪の振動エネルギーを分散することによって、振動低減効果が増加すると考えられる。

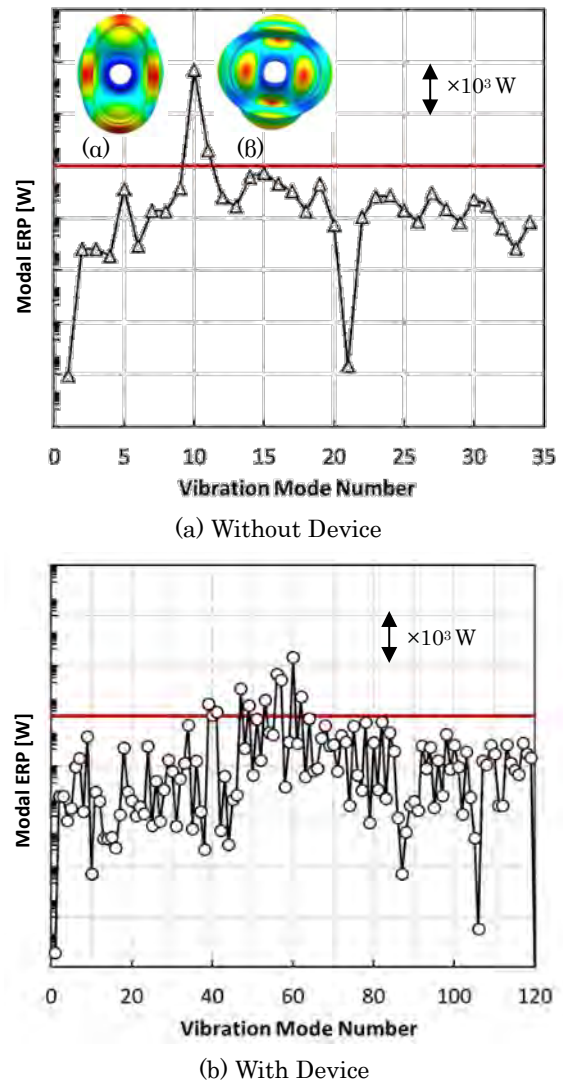


Fig. 6. Modal ERP at 2306 Hz of Without device (a) and 2320 Hz of With Device (b).

### 〈3・3〉 モード分散と減衰

本項では、より詳細な検討のため固有振動モードの分散とゴムの減衰の効果の切り分けを試みた。

Fig. 7 に防音車輪と、同モデルでゴムの構造減衰を鋼と同等の数値に変更した場合の、2320 Hz における各モードの ERP を示す。なお、本解析で得た防音車輪および車輪単体の 1 Hz から 12800 Hz までの固有振動はそれぞれ 844 モードで、構造減衰の値による固有振動の数に変化はない。参考までに、車輪単体での同範囲における固有振動は 97 モードである。Fig. 7 より、各モードにおける ERP は必ずしも一

致しない。加えて、閾値を超える固有振動は防音車輪では 10 モードであり、ゴムの構造減衰を鋼と同等とした防音車輪では 4 モードと、差が認められる。つまり、ゴムの減衰は防音装置を取り付けることによる固有振動の分散そのものには寄与しないが、各モードの ERP の値には影響を与える。このことから、防音装置自体がゴムの存在に関わらず固有振動を分散させ、分散した固有振動それぞれに対し、ゴムの減衰が作用することで ERP 低減効果を示すと考えられる。

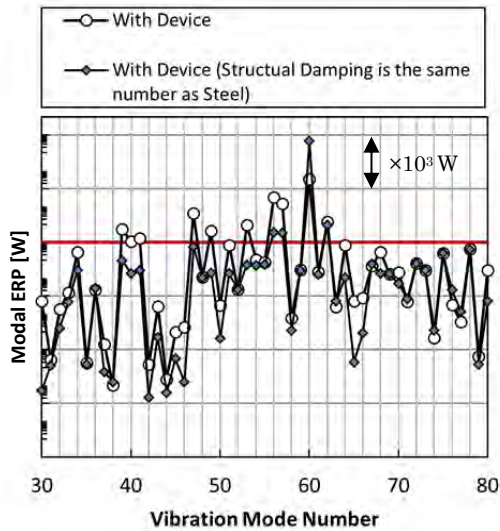


Fig. 7. Modal ERP at 2320 Hz of With Device.

#### 4. 高性能化案の検討

本節では、前項で得た知見を活用し振動モード分散の効果を有効活用することで性能向上を試みた。防音装置の分割数やゴムのヤング率、層数、リング状部品の形状等の検討を実施した結果、ゴムのヤング率増加が最も効果が得られたため、以下ではゴムのヤング率の影響について述べる。

工業的に製造可能な範囲でゴムのヤング率を表 1 に示すように E1 から E5 まで変化させ ERP を計算し、1/3 オクターブバンド周波数特性にて整理した結果を Fig. 8 に示す。同図より、ゴムのヤング率に関わらず防音装置を取り付けることで ERP は低減する。E1 から E3 のようにゴムのヤング率が増加するほど ERP は低減する傾向を示すが、E5 では 1600 Hz 帯域から 3150 Hz 帯域で E4 と比較し ERP が増加する。O.A.での評価では E3 ならびに E4 が最も小さい。このことから、ゴムのヤング率には適正な範囲があり、この範囲外でヤング率が小さい場合は車輪のエネルギーの減衰量が小さく、ヤング率が大きい場合は車輪と一体となり振動することによって、ゴムの減衰が十分に発揮されないと考えられる。

また、3・2 項と同様に( $\alpha$ )の周波数におけるモード毎の ERP を、ゴムのヤング率増加前後で比較した結果、ゴムのヤング率増加によって閾値を越える固有振動の数が 10 モードから 13 モードに増加することが認められた。また、3000

Hz 近傍においても同様の比較を行い、固有振動モードが増加することを確認した。

以上の結果から、ゴムのヤング率増加によって ERP に寄与する固有振動モードが増加することで、ERP 低減効果が向上することを確認した。また、今回検討の構成においては、ゴムのヤング率は 8 MPa から 12 MPa の範囲とすることで振動低減効果が最大となることも確認した。

Table 1. Condition of the Young's modulus of rubber.

Young's Modulus of Rubber [MPa]	E1	E2	E3	E4	E5
	3.0	5.0	8.0	12.0	19.0

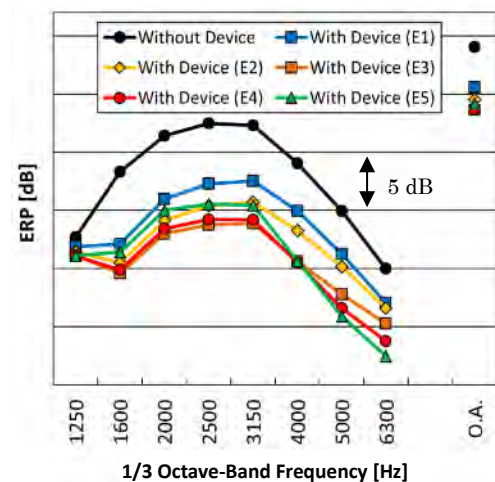


Fig. 8. 1/3 Octave band frequency characteristics of ERP.

#### 5. 結論

本研究で得られた知見を以下に示す。

- (1)ERP を評価に用いることで車輪転動音試験を模擬可能な結果が得られる。
- (2)防音車輪の騒音低減メカニズムは、防音装置が車輪の固有振動モードを多数に分散させ、これにゴムの減衰が作用することを主体とし、構成によっては一部の周波数領域に動吸振器の効果も付加される。
- (3)ゴムのヤング率増加によって、モード分散数が増加することで振動低減効果が向上する。

#### 文 献

- (1) 小方, 他: 転動音の低減に取り組む(1)ー転動音の音源を探るー, Railway Research Review, Vol.60, No.11, p.8-11 (2003)
- (2) 佐藤, 他: 転動音の低減に取り組む(2)ー車輪からみた転動音ー, Railway Research Review, Vol.60, No.11, p.12-13 (2003)
- (3) 藤本, 他: 鉄道車両用防音車輪, WO2016/013181(2016)
- (4) MSC Software : MD Nastran 2010 リリースガイド, p.222-223 (2010)
- (5) 藤本, 他: 車輪転動音の特性評価と数値解析モデルの構築, 日本機械学会第 16 回交通・物流部門大会講演論文集, No.7-51, p.63-66 (2007)