

高速車両用鉄道車輪の静粛性評価

Evaluation of Silent Properties of Wheel for High-speed Railway Vehicles

上西 あゆみ*
Ayumi UENISHI

市川 雄基
Yuki ICHIKAWA

抄 録

高速鉄道車両では、速度の増加に伴い騒音の増加が課題となっている。日本製鉄(株)では、鉄道車両から生じる騒音のうち車輪から放射される転動音に着目し、これを低減する防音車輪を開発している。本研究ではこの車輪を対象に、有限要素法(FEM)による静粛性評価手法の構築を通じた、防音車輪の騒音低減メカニズムの検討に取り組んだ。その結果、防音車輪に取り付けた、ゴムと金属からなる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で振動低減効果を発揮し、騒音低減に寄与することを明らかにした。この知見を基に、性能向上と低コスト化、それぞれについて検討した結果を紹介する。

Abstract

In high-speed railway vehicles, noise associated with speed increase is a problem. We have developed a new wheel that can damp the rolling noise radiated from the wheel. By developing a method for evaluating the silent properties of this wheel using the finite element method (FEM), we worked to elucidate the noise damping mechanism of the noise damped wheel. As a result, it was clarified that the noise damped device consisting of rubber and metal attached to the noise damped wheel disperses many natural vibration modes of the wheel, and the damping of the rubber acts on these modes to reduce vibration and contribute to noise reduction. Based on this knowledge, the results of studies to improve performance and to reduce cost are presented.

1. 緒 言

鉄道は多数の乗客が利用する公共交通機関であり、住宅密集地に駅や軌道を設けることも少なくないことから、沿線の住環境保全の観点で新幹線などの高速鉄道車両の騒音を低減することが望まれている。高速鉄道に係る鉄道沿線の騒音については、環境庁(現環境省)が1975年に定めた環境基準によって規定されており、その社会的な要請に応えるべく、鉄道事業者ならびに部品メーカー各社が騒音低減に向けた開発を行っている。

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、走行に際してあらゆる箇所から発生するが、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。車両下部音は、台車空力音、床下機

器音、車輪転動音からなり、車輪転動音が沿線環境に与える影響は大きい。

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であり、車輪を騒音源とするものを車輪転動音と呼ぶ²⁾。日本製鉄(株)ではこの転動音を低減可能な防音車輪を開発している^{3,4)}。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で設計され、後述する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。しかしながら、防音車輪の最適設計技術は確立されておらず、性能向上の余地がある。また、近年ではCAEの発展もあり、本研究では有限要素法(FEM)による静粛性評価手法の構築を通じ、防音車輪の騒音低減メカニズムの検討と、その知見を活用した改良に取り組んだので、その結果について報告する。なお、本報は、著者らによる

* 関西技術研究部 交通産機品研究室 商品開発課 主任研究員 兵庫県尼崎市扶桑町1-8 〒660-0891

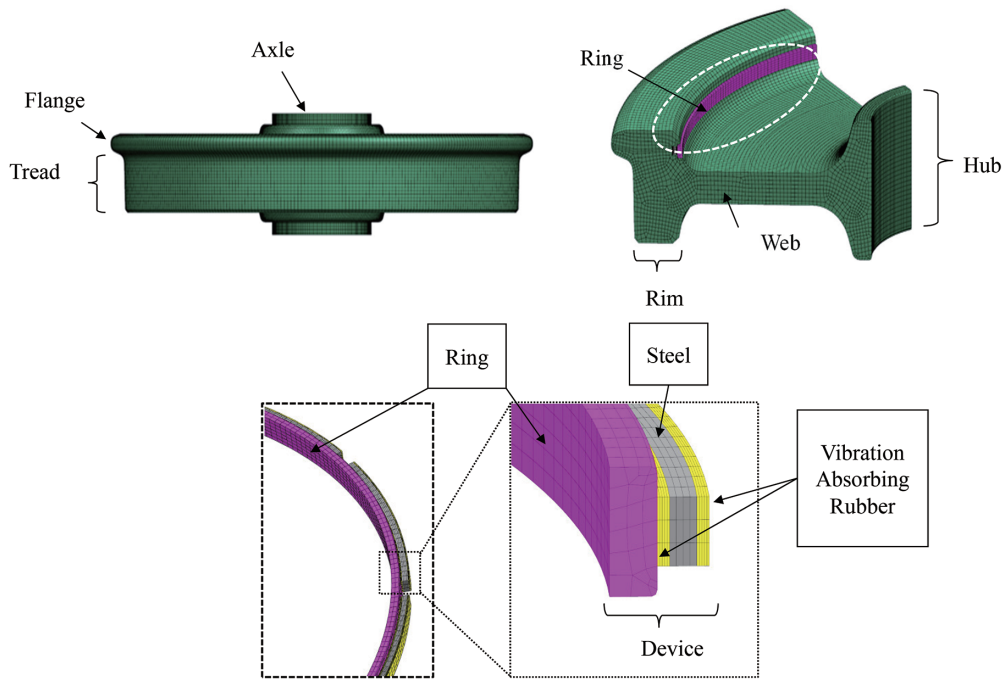


図1 防音車輪のFEM解析モデル⁵⁾
The wheel model used for calculations⁵⁾

文献⁵⁾を基に記述したものである。

2. 数値計算

2.1 モデルと計算条件

放射音は、構造物の振動が周囲の空気の圧力変化を生み、それが空間内に伝播することで生じる。放射音の解析には、構造物と音響空間を連成させ、空気伝搬音を計算する手法もあるが、計算負荷が高いという問題点がある。そこで、FEMの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) を用いることとした。このERPは、単位時間当たり放出するエネルギー、すなわち振動のエネルギー効率であり、音響放射能力を示す。

解析に使用した有限要素モデルの概要を図1に示す。同図に示すように、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12個配置し、これを金属製のリング状部品で車輪に固定した構造である。ここでは、金属を鋼としている。このモデルを使用し、レール反力を模擬した加振力を与えてERPを計算した。

2.2 計算結果

図2に、防音装置を除去した溝付き車輪 (以下、車輪単体) および防音車輪のERPを示す。車輪単体では、2300Hzから5000Hz付近においてERPが大きく、高周波数になるにつれその絶対値は低下する。防音車輪においても同様の傾向が見られるが、ほぼ全ての領域で車輪単体と比較しERPが低減する。上記結果から、防音装置を取り付けることに

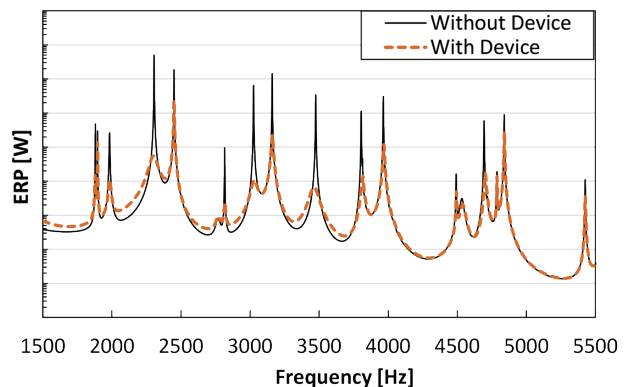


図2 ERPに及ぼす防音装置の影響⁵⁾
Effect of damping device on ERP⁵⁾

よって一定の制振効果を発揮することを確認した。

2.3 精度検証

2.3.1 車輪転動音試験

計算結果の精度検証のため、図3に示す車輪転動音試験機によって転動時の放射音を評価した。本試験機は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⁶⁾。本試験機の性能を表1に示す。押付荷重は最大100kNで、最高速度400km/hまで試験可能である。ここでは60kgレール [JIS E 1101] 相当の踏面形状を有する軌条輪を使用し、精密騒音計で360km/hにおける騒音レベルを評価した。

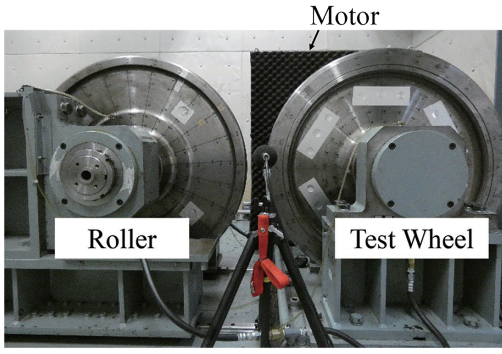


図3 車輪転動音試験機⁵⁾
Rolling noise test machine⁵⁾

表1 車輪転動音試験機のスペック⁵⁾
Capacity of rolling noise test machine⁵⁾

Maximum Load	100 kN
Maximum Speed	400 km/h (2400 rpm)
Roller Diameter	φ915 mm
Tread Surface Shape of Roller	JIS 60 kg Rail
Test Wheel Diameter	φ660-φ910 mm

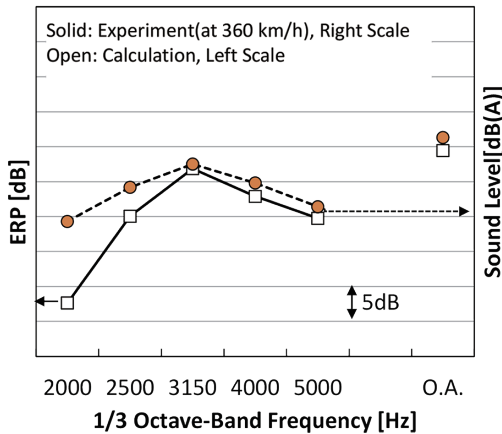


図4 実験結果と計算結果の比較⁵⁾
The comparison of experiment and calculation⁵⁾

2.3.2 計算結果と試験結果の比較

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図4に示す。同図において、第1軸(左側)はERPレベル(ERP[W]の対数表記の10倍)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の比較を示す。その結果、両者ともに3150Hzを中心とする帯域の騒音レベルが最も大きく、また、全周波数領域の総和であるO.A.(オーバーオール)騒音レベル差も比較的近い。本報では割愛するが、車輪単体においても同様の結果であった⁵⁾。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。

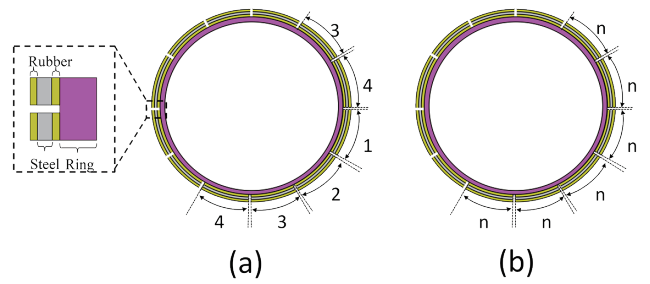


図5 防音装置の構成⁵⁾
The image of the configuration of the device⁵⁾

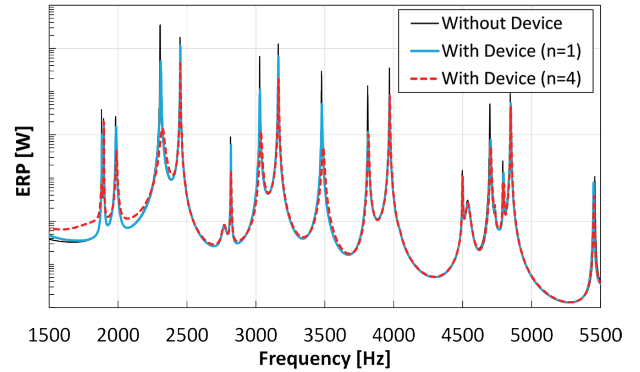


図6 ERPに及ぼす防音装置の構成の影響⁵⁾
The ERP spectra of a device composed of one type of parts⁵⁾

3. 考 察

3.1 メカニズムの検討

3.1.1 動吸振器の検証

本防音車輪の設計当初の思想によれば、防音装置は動吸振器⁷⁾として車輪と共振する、すなわち車輪の振動エネルギーを防音装置が吸収・発散することで振動低減効果を発揮する。加えて、部品の構成要素に含まれるゴム自身の減衰によって振動低減効果が得られることから、防音車輪の振動低減効果は上記2種のメカニズムが重畳して作用した結果得られたものと考えられる。

防音装置の構成を図5(a)に示す。同図は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2000Hzから5000Hz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、図5(b)に示すように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を図6に示す。同図に示すように、全ての周波数帯域で4の構成がERP低減効果に優れる。

そこでより詳細な検討に向け、ERP低減効果の大きい

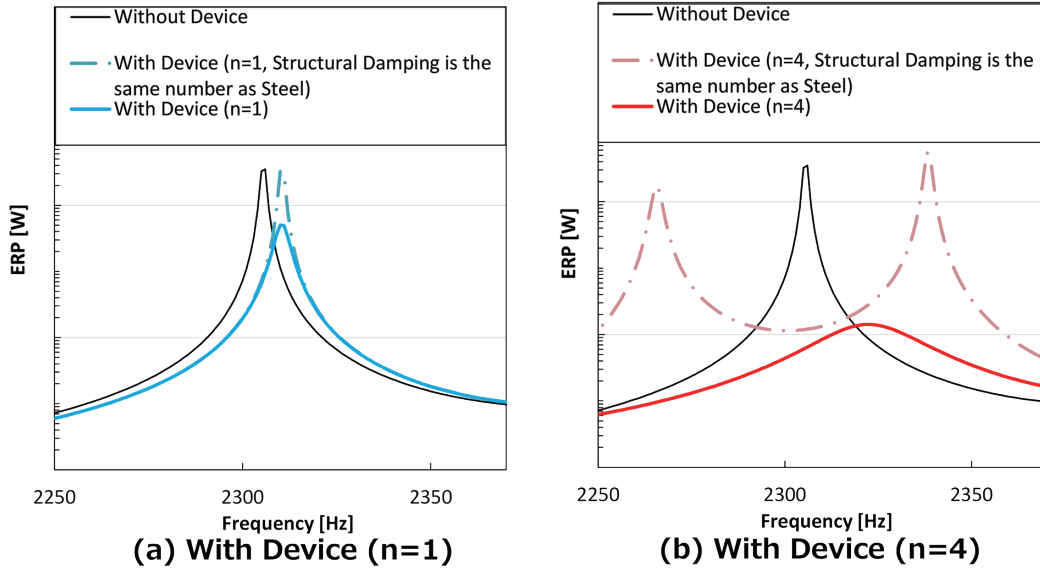


図7 2300Hz 近傍における ERP⁵⁾
The ERP spectra around 2300 Hz⁵⁾

2300Hz 付近に注目し、ゴムの減衰にかかわるパラメータ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。その結果を図7に示す。図7(a)は小部品1のみの場合、図7(b)は小部品4のみの場合のERPである。図7(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、図7(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、2300Hz 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はピークの分裂が見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、図7と同様の検討を2000Hzから5000Hzの範囲で実施した結果、図7(b)のように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2300Hz 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。

一般的に、高周波数側では1つのERPピークに多数の固有振動を有する。固有振動とは、構造物毎に固有の揺れやすい振動のことを指し、この固有振動が狭い領域に多数存在することをモード密度が高いという。このモード密度が高い状態においては、周波数毎の評価では支配的な固有振動モード(形状)の特定は困難である。そこで、特定の周波数に絞り、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。防音車輪および車輪単体の、2100Hzから3200HzにおけるERPを図8に示す。同図から、ERP低減効果の大きい2300Hz

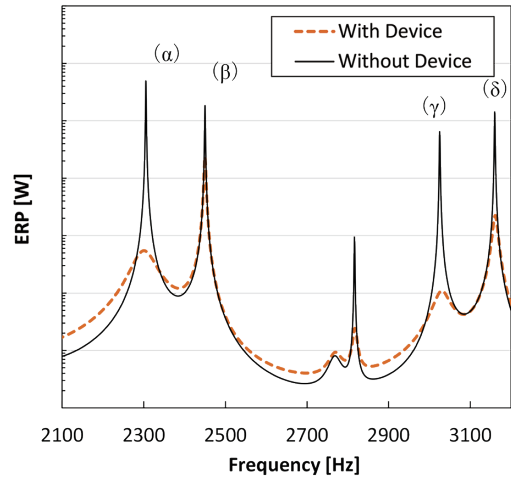


図8 2100Hz から 3200Hz における ERP⁵⁾
The ERP spectra of with device and without device from 2100 Hz to 3200 Hz⁵⁾

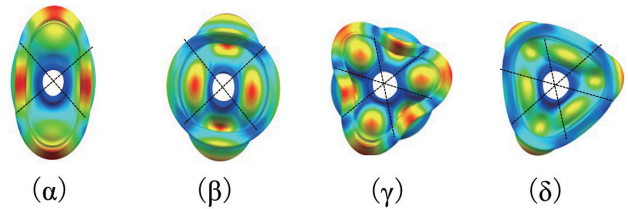


図9 車輪単体の固有振動モード⁵⁾
The wheel vibration mode of without device corresponding to peaks (α) to (δ)⁵⁾

付近と、3000Hz 付近に着目した。

次に、図8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図9に、同図のモードに対応する固有振動周波数を表2に示す。カラーコンターは、青を基底とし、緑から黄、赤の順で変位量が

表2 (α) から (δ) までのモードに対応する固有振動数⁵⁾
The wheel vibration mode and corresponding natural frequency⁵⁾

Natural Frequency of Wheels [Hz]	Mode	α	β	γ	δ
		Without Device	β	γ	δ
Without Device		2306	2450	3028	3162
With Device		2320	2451	3034	3162

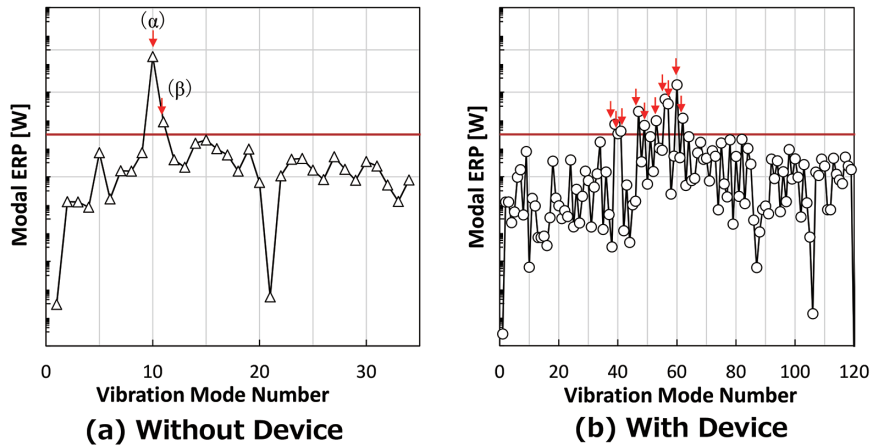


図10 固有振動 (α) におけるモーダル ERP⁵⁾
Modal ERP at 2306 Hz of without device (a) and 2320 Hz of with device (b)⁵⁾

大きい。図9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。一方、同図の(γ)および(δ)は、いずれも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3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。

3.1.2 固有振動モードの寄与

2300Hz 近傍の固有振動 (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) を図10に示す。(α)は、車輪単体では2306Hz、防音車輪では2320Hzである。図10(a)に車輪単体の、図10(b)に防音車輪の各モーダル ERP を示す。図中の(α)および(β)は、図8に示した固有振動と同一である。図10の車輪単体において、図10(a)に示すように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、図10(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。さらに、車輪に加えリング状部品と鋼片のモード変形図を表3に示す。表中に示す10種類の車輪の固有振動モードのうち8種類(同表赤枠内)は直径節を2本持つモードと見られる。残りの固有振動モードは直径節を4本持つと考えられる。また、同表に示す範囲ではリング状部品、鋼片ともに半径方向へ振動する固有振動モードである。鋼片とゴムの厚さ比は配置によって変化させているため、必ずしも対称な振動モードとなっていない。

以上の結果から、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可能性が示唆された。

3000Hz 付近においても、2300Hz 付近と同様の結果が得られたことから、固有振動モードの増加が振動低減効果に寄与するといえる。したがって、防音車輪は一部の周波数で一般的な動吸振器として作用する他に、それ以外の領域では車輪の固有振動モードを多数に分散することによる2つの作用によってERP低減効果を発揮すると考えられる。動吸振器としての作用は限定的なものであることから、ERP低減効果はモード分散によるものが主体と示唆される。

3.1.3 モード分散と減衰

前項において、防音装置が車輪の固有振動モードを分散させることによりERP低減効果を示すことを明らかにした。ここでは、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。

図11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、2320HzにおけるモーダルERPを示す。なお、構造減衰の値による固有振動の数に変化はない。同図より、防音車輪および構造減衰を鋼と同等の値とした防音車輪、それぞれのモーダルERPは必ずしも一致しない。また、構造減衰を鋼と同等の値とした防音車輪において、図11内の赤矢印で示すように閾値を越える固有振動は4モードである。

表3 (a) のピークに寄与する車輪および防音装置の固有振動⁵⁾
List of natural vibrations of with device at 2320 Hz corresponding to (a)⁵⁾

	Wheel	Ring and Steel	Wheel	Ring and Steel	Wheel	Ring and Steel	Wheel	Ring and Steel
Vibration Mode								
Mode Number	39		40		41		47	
Frequency [Hz]	1706		1770		1943		2082	
Vibration Mode								
Mode Number	49		53		56		57	
Frequency [Hz]	2082		2181		2181		2320	
Vibration Mode								
Mode Number	60		62					
Frequency [Hz]	2451		2535					

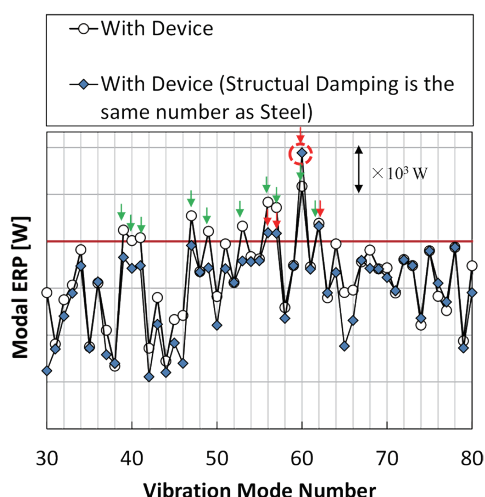


図11 2320HzにおけるモーダルERP⁵⁾
The modal ERP at 2320 Hz of with device⁵⁾

このうち、図11赤点線部の固有振動モードNo. 60におけるモーダルERPが卓越していることから、構造減衰を鋼と同等の値とした防音車輪において、2320HzのERPはNo. 60の固有振動モードの寄与が特に高い。

一方、防音車輪において、図11内の緑矢印で示すように閾値を越える固有振動は10モードである。防音車輪のNo. 60におけるモーダルERPは、構造減衰を鋼と同等の値とした防音車輪よりも1/100以下となり、No. 60以外の多数の固有振動モードのモーダルERPが増加することから、2320HzのERPに対するNo. 60の寄与が低減し、その他の固有振動モードの寄与が増加していると考えられる。

以上の結果から、ゴムの減衰は固有振動の分散には寄与しないが、モーダルERPの値には影響を与える。すなわち、ゴムの減衰にかかわらず、防音装置が車輪の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防音車輪はERP低減効果を示すと考えられる。

3.2 防音装置の高性能化

3.1節での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。ここでは、モード分散効果の強化を目的に、ゴムのヤング率の影響を検討した結果について述べる。

工業的に製造可能なE1～E5の範囲でゴムのヤング率を変化させ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図12に示す。基本設計時のヤング率はE1に相当し、E1からE5にかけてヤング率が増加するよう設定している。同図より、ゴムのヤング率にかか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1600Hz帯域から3150Hz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。

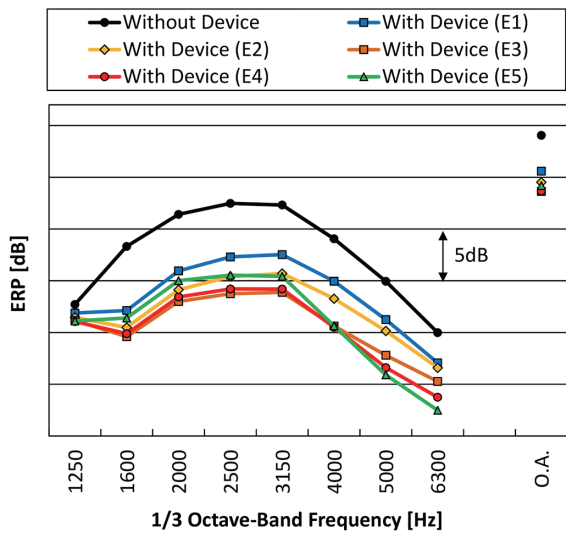


図 12 ERP に及ぼすヤング率の影響⁵⁾
Effect of Young's modulus on ERP⁵⁾

3.3 防音装置の低コスト化

本報で対象としている防音装置は細かいものも含めると 37 点もの部材からなり、製造時のコストが高いことが課題であることから、コストを低減可能な構成を検討した。その結果、防音装置の層数を変更することでモード分散数を制御可能な知見を得た。この知見を基に図 13 に示すような、部材を径方向に分割しない、リング状のままの構成を開発した。防音装置の合計層数を少なくとも 4 層以上とすることで、モード分散の効果を十分に発揮する。これにより、モード分散の効果を十分に発揮する。これにより、部品点数は最小 4 点にまで削減でき、製造コストを大幅に低減するとともに、メンテナンス性も向上する。

4. 結 言

FEM による静粛性評価手法の構築を通じ、防音車輪の振動低減メカニズムの検討に取り組んだ。その結果、車輪の等価放射パワー (ERP) を見積り、特定周波数における、モード毎の ERP (モーダル ERP) を評価することによって、

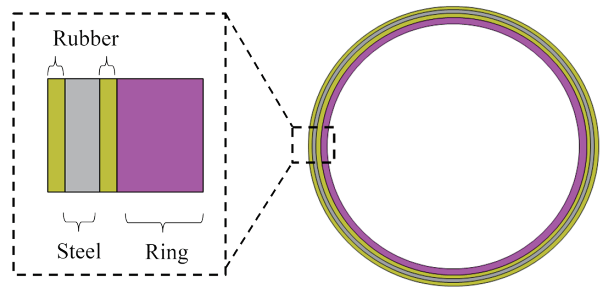


図 13 低コスト防音装置の構成
Configuration of a low-cost device

その周波数に寄与の高い固有振動モードを明らかにした。これにより、防音車輪の振動低減メカニズムは、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ことを明らかにした。この知見を活用し、ゴムのヤング率を適正化することでモード分散数を増加させ振動低減効果が向上すること、また、防音装置の層数を制御することでコスト低減が可能なることを見出した。本研究で確立した静粛性評価手法を鉄道車輪の開発に適用することで、さらなる鉄道分野の発展、および利便性の向上に貢献していきたい。

参考文献

- 1) 環境省：新幹線鉄道騒音に係る環境基準について、1975
- 2) 佐藤潔 ほか：Railway Research Review. 60 (11), 12 (2003)
- 3) 公開特許公報，特開昭 58-116202. 1983 年 7 月 11 日
- 4) 国際特許，WO2016/013181. 2018 年 11 月 16 日
- 5) 上西あゆみ ほか：日本機械学会論文集. 88 (908), 1 (2022)
- 6) 藤本隆裕 ほか：日本機械学会第 16 回交通・物流部門大会講演論文集. 7 (51), 63 (2007)
- 7) Newland, D.E.: 機械振動の解析と計算. 初版. 東京, オーム社, 1992, p.36



上西あゆみ Ayumi UENISHI
関西技術研究部 交通産機品研究室
商品開発課 主任研究員
兵庫県尼崎市扶桑町1-8 〒660-0891



市川雄基 Yuki ICHIKAWA
交通産機品事業部 交通産機品技術部
交通産機品技術室 鉄道車両品課 主査