

車内静粛性向上のための車内騒音に対する音の伝搬経路の把握と車内騒音予測



朝比奈 峰之
Mineyuki Asahina
車両技術研究部
車両振動研究室
主任研究員



槇田 耕伸
Yasunobu Makita
前 車両技術研究部
車両振動研究室
主任研究員



秋山 裕喜
Yuki Akiyama
車両技術研究部
車両振動研究室
主任研究員



瀧上 唯夫
Tadao Takigami
車両技術研究部長

はじめに

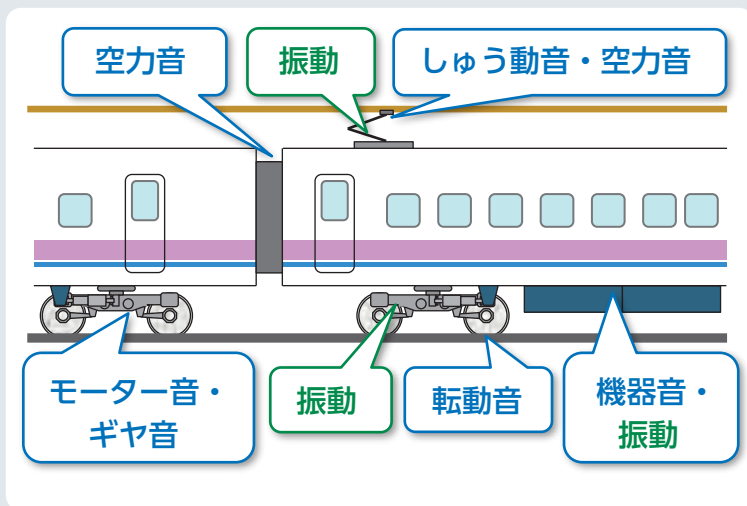
現在、新幹線をはじめとする鉄道車両では高速化や軽量化が進み、それに伴い車内における乗客の快適性向上が重要な課題になっています。その中でも「車内静粛性向上」は、快適性向上に欠かせない主要なテーマの一つです。

図1(a)に鉄道車両における主な騒音源を示します。図に示すように、鉄道車両には多くの騒音源が存在し、それらからの音や振動が様々な伝搬経路を経て車内騒音として現れます。図1(b)には、新幹線のような高速車両を例とした車内騒音の伝搬経路別の分類を示しま

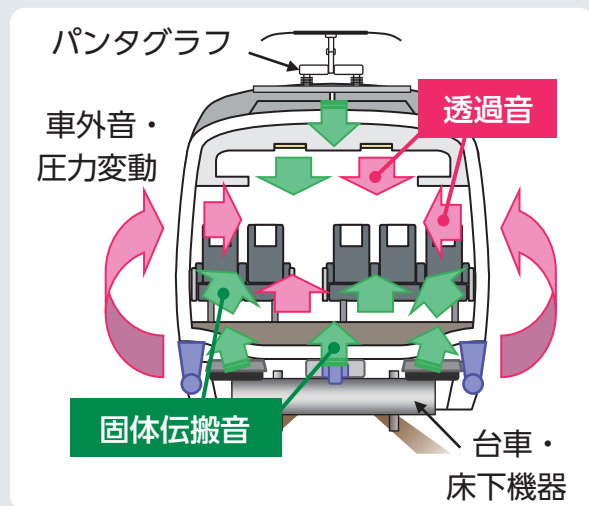
す。ここでは、台車や床下機器、パンタグラフなどで発生した振動が車体を伝わり、車内で音として放射される『固体伝搬音』、車外音や圧力変動などが車両構体を透過して侵入する『透過音』に分類できます。なお、戸袋や開いた窓から直接侵入する『空気伝搬音』もありますが、高速車両は気密構造であることから寄与は小さく、主に前述の2種類が支配的になります。

このように、鉄道車両の車内騒音には多様な騒音源と伝搬経路が関与する上、車両設計には質量やコストなどの厳しい制約が伴います。そのため、従来の騒音低減対策や「質量則」¹⁾に基

図1 鉄道車両の主な騒音源と伝搬経路による分類



(a) 主な騒音源



(b) 伝搬経路による分類 (高速車両)

づく材料の適用だけでは十分でない場合も多く、新たなアプローチによる騒音低減対策が求められています。

騒音低減対策は、大きく騒音源対策と伝搬経路対策に分けられ、一般には騒音源対策の方がより効果的です。しかし、構造や装置の制約から騒音源へ直接手を加えられない場合もあり、実際には伝搬経路対策も重要な役割を担っています。効果的な伝搬経路対策を行うためには、騒音や振動の伝搬経路を正確に把握することが不可欠です。ここでは、台車や床下機器などの騒音源から車内各部振動（床面、側面、天井）、さらに車内各部振動から車内騒音への伝搬する経路ごとの割合（寄与度）を明らかにするための解析手法について紹介します。また、寄与度解析手法を用いた車内騒音予測についても併せて紹介します。

経路①（騒音源→車内各部振動）に対する寄与度解析手法¹⁾

車内騒音の特性は車両の位置によって異なり、一般に台車直上部（車両端部）の騒音は車内中央部よりも大きいことが知られています。特に新幹線車両では、100Hz～300Hzにピークを

持つことが多く、この周波数帯域は台車からの固体伝搬音の寄与が大きいです²⁾。台車と車体は主に一本リンク、ヨーダンパー、空気ばね（以下、台車－車体間結合要素）で結合されているため、これらを伝搬経路として固体伝搬音が車内へ伝搬すると推定できますが、経路ごとの寄与度は明らかではありませんでした。そこで、伝搬経路を把握する手法として自動車分野で用いられている伝達経路解析（Transfer path analysis：TPA）の一手法である、実稼働TPAを台車からの固体伝搬音に適用しました。図2に実稼働TPAにおける入出力関係を示します。本手法では、入力として台車－車体間結合要素、出力として車内床面を設定し、入出力間の関係を表す「伝達関数」^②を走行試験のデータから推定しました。

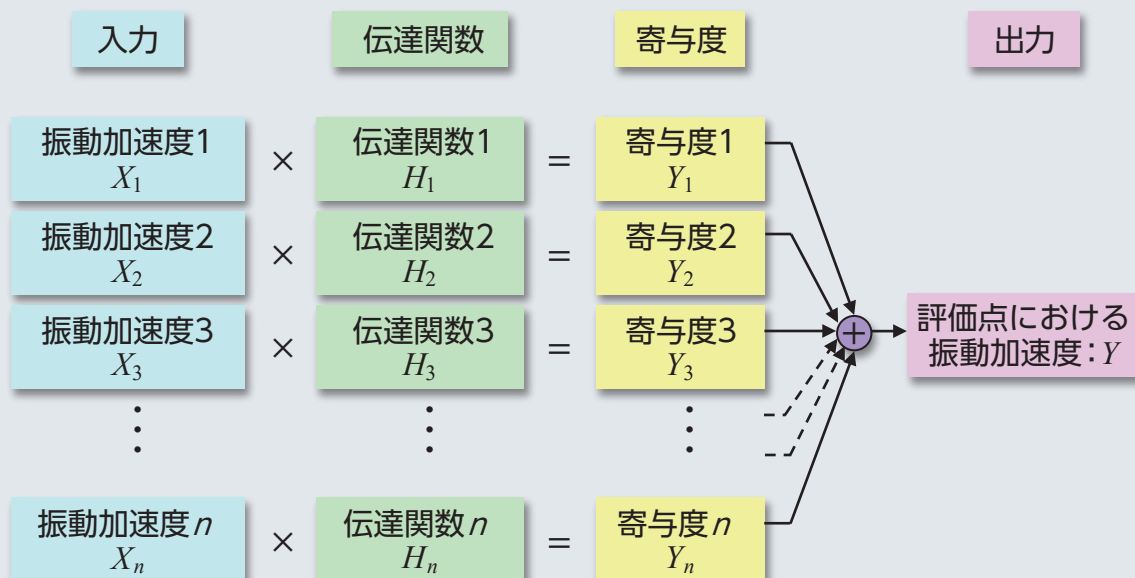
② 質量則

壁などの遮音性能がその面密度に比例して向上するという基本原理です。一般に、質量が2倍になると遮音性能は約6 dB（4倍）向上します。

③ 伝達関数

入力に対して出力がどう変化するかを数式で表したものです。特に、周波数の関数で表したものを「周波数応答関数」と呼びます。

図2 実稼働TPAにおける入出力関係



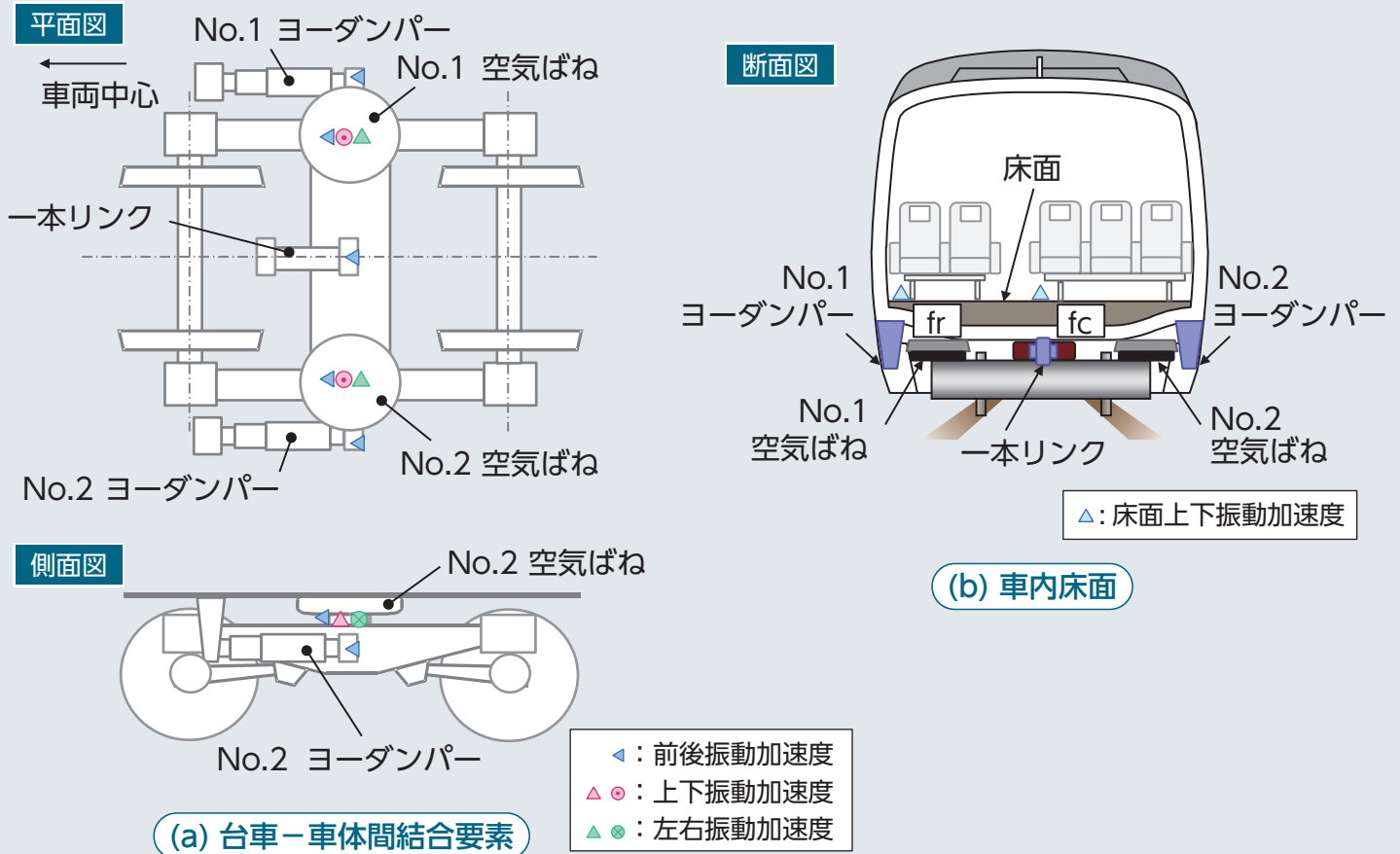


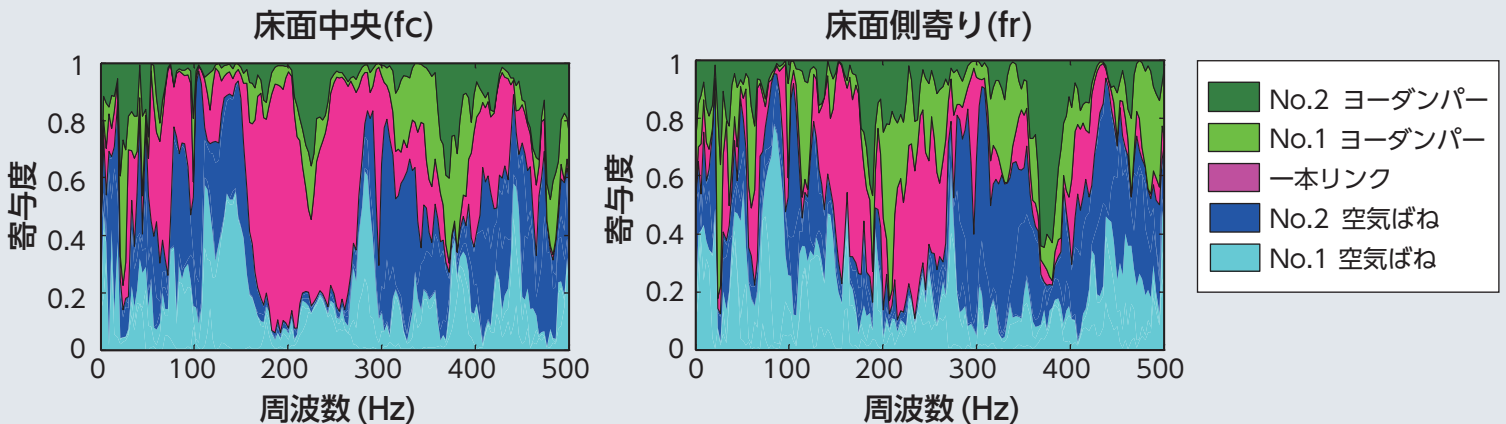
図3 新幹線車両の走行試験における測定点

新幹線車両を用いた走行試験において、台車-車体間結合要素および車内床面の振動加速度を測定し、実稼働TPAを適用しました。図3に測定点を示します。図3(a)に示すように、一本リンクとヨーダンパーでは台車側取付部の前後方向加速度を、空気ばねでは台車枠上面取付部の前後・左右・上下の各方向加速度を測定し

ました。車内床面は図3(b)のように、台車中心上の床面中央(fc)と側寄り(fr)の2箇所において上下方向の加速度を測定しました。

図4に車内床面の各位置における寄与度を示します。寄与度は、各周波数における寄与度の総和が1となるように正規化しています。また、空気ばねは前後・左右・上下の各成分を合算し

図4 台車中心上の車内床面中央(fc)および側寄り(fr)における伝搬経路別寄与度



た寄与として示しています。床面中央 (fc) では、100Hz ~ 150Hzで空気ばねの寄与が大きく、150Hz ~ 300Hzでは一本リンクの寄与が支配的です。一方、側寄り (fr) では、50Hz ~ 100Hz付近でNo.1空気ばね、150Hz付近でNo.1空気ばねと一本リンク、200Hz ~ 250Hzでは一本リンクとヨーダンパーの寄与が大きくなっています。以上より、車内床面位置および周波数帯域によって、固体伝搬音の伝搬経路別寄与が異なることを確認しました。

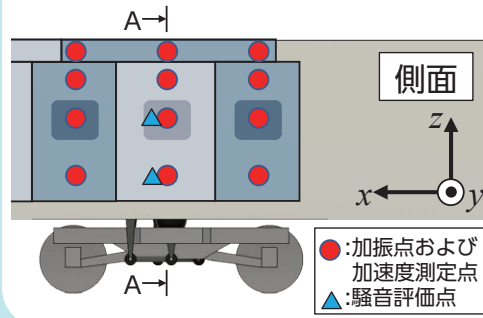
経路② (車内各部振動 → 車内騒音) に対する 寄与度解析・車内騒音 予測手法³⁾

次に、車内各部 (床面, 側面, 天井) から車内騒音に至る伝搬経路について、振動スピーカーを活用した寄与度解析・車内騒音予測手法を紹介します。本手法は、平板に設置することで平板自身から音を放射できる振動スピーカーを用いて車内各部の振動加速度から騒音評価点の音圧までの伝達関数を推定し、走行状態などにおける振動データに基づき寄与度の算出および車内騒音を予測するものです。

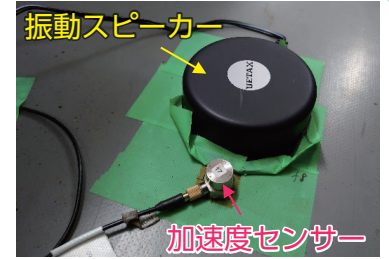
図5に本手法の手順を示します。まずステップ①では、台車直上部の車内各部に加振

ステップ①：多入力多出力の伝達関数の推定

・加振点, 加速度・騒音測定点



A-A断面



・伝達関数推定加振試験

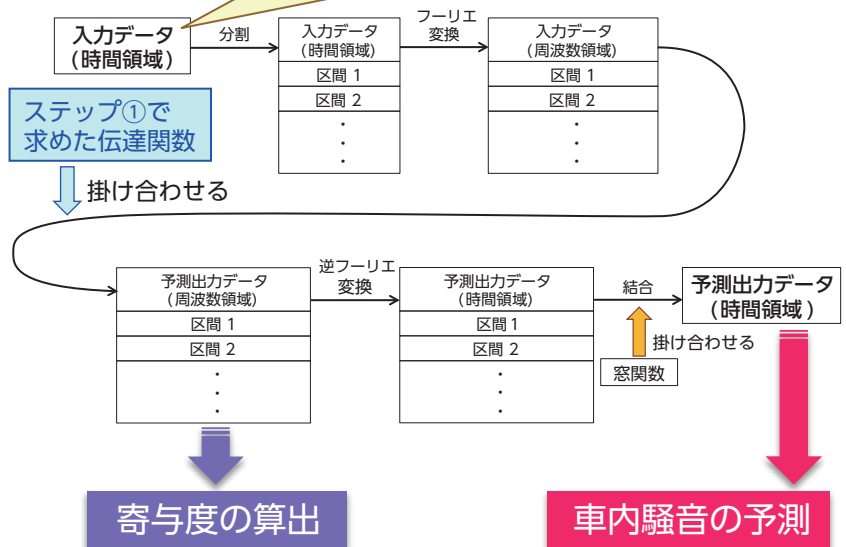
振動スピーカー1台を加振点 に設置し加振・測定を行い、 次の加振点に移設し、同様の 加振・測定を繰り返す。

多入力 (床:15, 側面:12×2, 天井:15, 計:54点)
多出力 (車内騒音:9点) の伝達関数を推定

ステップ②：車内騒音評価点での寄与度算出・音圧予測

手順

走行試験データなど (今回は車内騒音模擬試験データ)



車内騒音に対する寄与度の算出 (周波数領域)
および車内騒音の予測 (時間領域) が可能

図5 振動スピーカーを活用した車内騒音予測手法の手順

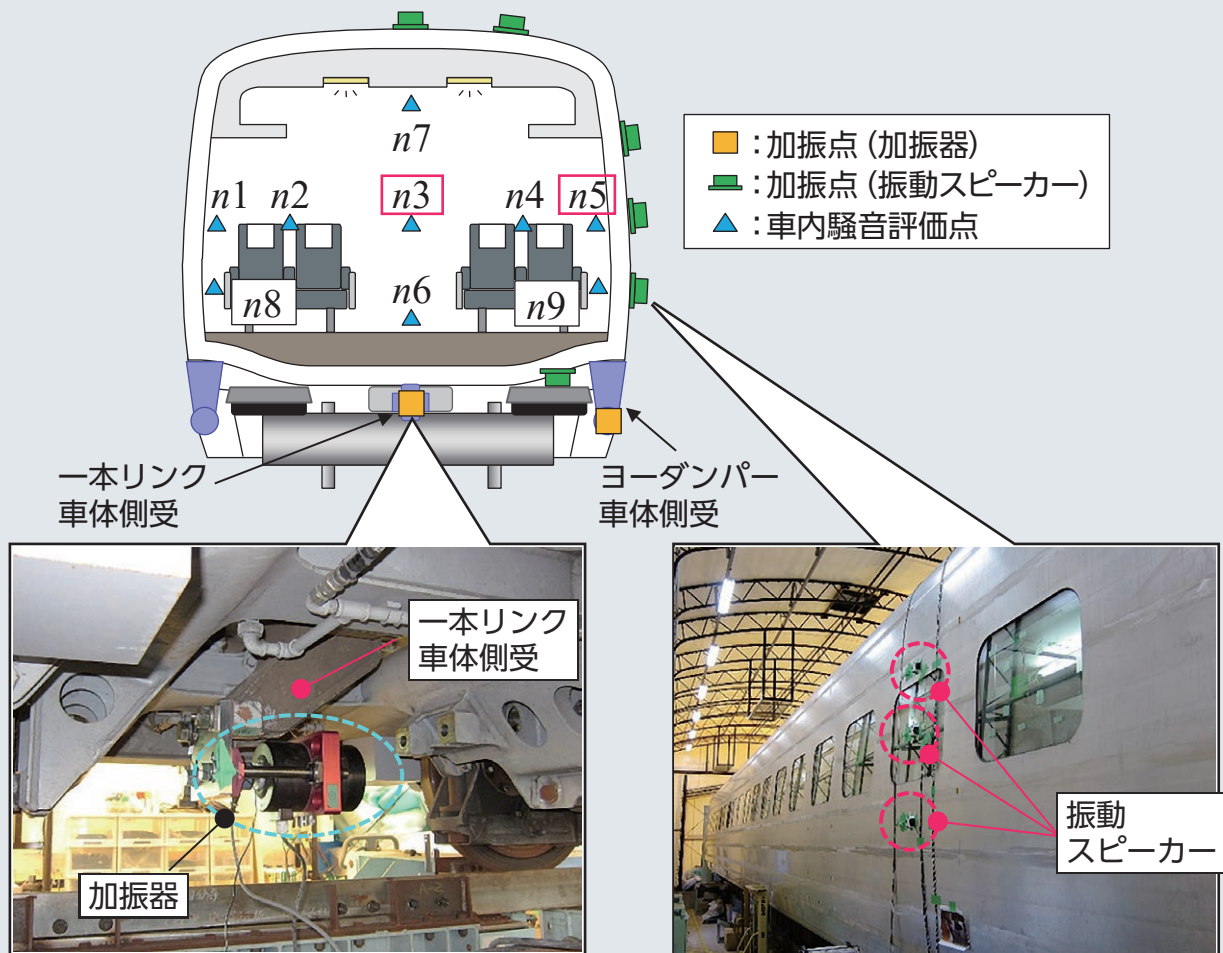


図6 車内騒音模擬試験における加振点と車内騒音評価点

点と加速度測定点（同一位置）を設定し、A-A断面に9点の騒音評価点を設けます。振動スピーカー1台を加振点に設置して加振・測定を行い、その後、振動スピーカーを次の加振点に移設して同様の加振・測定を繰り返します。これらの測定データに基づき、車内各部の加速度を入力、車内騒音を出力とした多入力多出力系として伝達関数を推定します。

続く、ステップ②では、走行状態もしくは走行中の車内騒音を模擬した試験において、ステップ①と同じ車内各部の加速度を測定し、**フーリエ変換**により周波数領域のデータに変換します。このデータにステップ①で求めた伝達関数を掛け合わせることで、騒音評価点における予測音圧を算出できます。さらに、これに基づいて各伝搬経路の寄与度を評価でき、**逆**

フーリエ変換を行うことで予測した車内騒音の時系列波形も得られます。

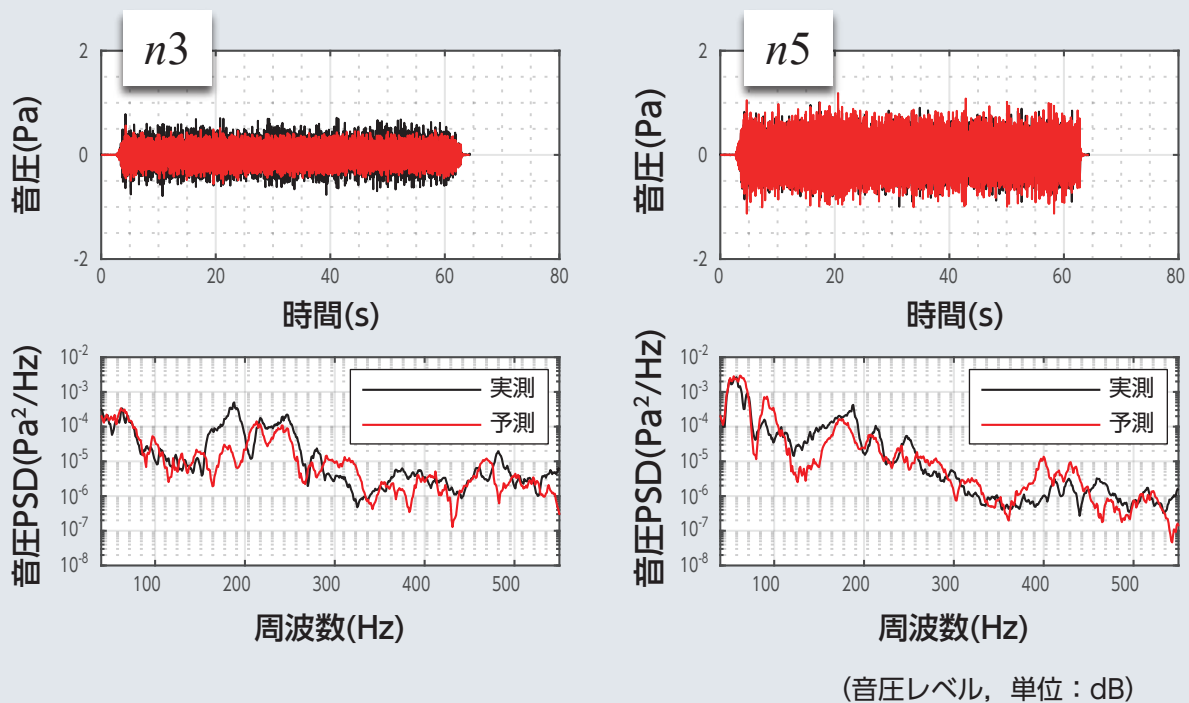
今回、ステップ②として図6に示すように、一本リンクの車体側に加振器、さらに屋根上、車体側面および床下に振動スピーカーを設置し、定置において走行中の車内騒音を模擬した試験を実施しました。測定した振動加速度デー

フーリエ変換・逆フーリエ変換

複雑な波（信号）をいくつかの単純な波（サイン波）に分解する方法です。フーリエ変換により時系列波形から、それぞれのサイン波の振幅と周波数を取り出すことができます。逆フーリエ変換はフーリエ変換した振幅と周波数を、元の時系列波形に戻す操作です。

パワースペクトル密度 (PSD)

加速度などのデータを周波数分析したもので、各周波数における単位周波数あたりのパワー（振幅の2乗に対応）を示したものです。



		車内騒音評価点								
		n1	n2	n3	n4	n5	n6	n7	n8	n9
実測		76.1	73.1	77.0	76.7	80.8	82.2	80.1	80.0	82.8
予測		75.2	72.9	74.9	77.7	82.0	80.7	78.0	79.2	83.1
誤差		-0.9	-0.2	-2.1	1.0	1.2	-1.5	-2.1	-0.8	0.3

図7 車内騒音の実測値と予測値の比較

タと別途ステップ①で推定した伝達関数を用いて車内騒音を予測し、実測値と比較することで本手法の妥当性を検証しました。図7に車内騒音の予測結果と実測との比較を示します。評価点n3およびn5における時系列波形と音圧の**パワースペクトル密度**は、いずれも実測値の傾向を良好に再現しています。また、9点の騒音評価点における音圧レベルの差は最大2.1 dB以内に収まり、本手法により車内各部振動から車内騒音を高い精度で予測できることが確認されました。

おわりに

効率的な車内騒音低減対策を実施するため、床面振動（放射音源となる振動）や車内騒音に対し、伝搬経路別の寄与度を把握する解析手法、

ならびに車内騒音を予測する手法について紹介しました。これら二つの手法を組み合わせることで、台車からの固体伝搬音に関し、騒音源である台車振動から車内各部振動、さらに車内騒音に至るまでの伝搬経路ごとの寄与度を一元的に求めることが可能となります。

今後は、台車以外の固体伝搬音や透過音への適用拡大、および解析手法そのものの精度向上に取り組んでいく予定です。RRR

文献

- 1) 朝比奈峰之, 山本克也, 富岡隆弘: 鉄道車両の台車系固体伝搬音を対象とした伝達経路解析, 鉄道総研報告, Vol.32, No.8, pp.11-16, 2018
- 2) 堀内雅彦, 橋本克史, 白石仁史, 秋山悟, 南元康文: 高速鉄道車両用窓の遮音性能, 日本機械学会第12回交通・物流部門大会講演論文集, pp.37-40, 2003
- 3) 榎田耕伸, 秋山裕喜, 朝比奈峰之, 瀧上唯夫: 振動スピーカーを活用した車内騒音の予測, 日本機械学会第30回交通・物流部門大会講演論文集 (TRANSLOG2021), TL9-3, 2021