

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

朝比奈 峰之* 山本 克也* 富岡 隆弘**

Transfer Path Analysis (TPA) of the Structure Borne Sound from the Bogie of the Railway Vehicle

Mineyuki ASAHINA Katsuya YAMAMOTO Takahiro TOMIOKA

It is important to understand exact transfer paths in reducing the interior noise of the railway vehicle effectively. The purpose of this study is to propose a new analytical method of clarifying the contribution ratios according to the transfer paths of the structure borne sound from the bogies. In this paper, we have shown the conditions under which the operational TPA can be applied by evaluating the coherence between the inputs, and the influence of the chosen inputs on the output using the data at the rolling stock test plant. Moreover, we have applied the operational TPA to the data in running tests under the conditions and have clarified the contribution ratios according to the vibration transfer paths from the bogie to the cabin floor.

キーワード：車内騒音，固体伝搬音，台車，伝達経路解析，寄与度，関連度関数，多重関連度関数

1. はじめに

鉄道車両における車内騒音の低減は乗客の快適性向上の重要な要素の一つである。鉄道車両の車内騒音には、騒音源と車内騒音に至る伝搬経路が多数存在し、車内の音場は複雑で解明することが困難である。また、車両に対する重量やコストなどの制約により、これまで適切な騒音低減対策が必ずしもとられていない現状がある。低減対策としては、主に騒音源対策と伝搬経路対策があり、前者が最も効果的ではあるが、対策が施工できない場合もあり、実際には後者も多く実施されている。車内騒音は伝搬経路によって2つに大別でき、1つは台車や床下機器等の振動源から振動として車体に伝搬し車内に放射される「固体伝搬音」、もう1つは車外の音が車体構体を透過する「透過音」である。効果的な伝搬経路対策を行うためには、伝搬経路を正確に把握することが重要である。

車内騒音の特性は、車内の位置によって異なり、一般的に、台車直上部（車両端部）の方が車内中央よりもレベルが大きく、さらに新幹線車両等では100Hz～300Hzにピークを持ち、台車からの固体伝搬音（以下、台車系固体伝搬音と呼ぶ）の寄与が大きいことがこれまでの取り組みからわかっている¹⁾。台車と車体は、主に一本リンクやヨーダンパ、空気ばね（以下、台車-車体間結合要素と呼ぶ）で結合されているため、台車系固体伝搬音の伝搬経路と特定することができるが、経路ごとの寄与度はわかっていない。そこで、筆者らは台車系固

体伝搬音などの伝搬経路ごとの寄与度を明らかにする解析手法の提案に取り組んでいる。

ところで、自動車分野では伝搬経路を把握するための解析手法として、伝達経路解析（Transfer path analysis: TPA）が普及している。近年、TPAの新たな手法として実稼働TPAが提案されており²⁾、構造的に従来のTPAの適用が難しい鉄道車両への適用が期待される。しかし、実稼働TPAの適用には、入力間の相関が低いことや省略した経路の影響を受ける等の制約条件がある³⁾。鉄道車両の台車系固体伝搬音の寄与度解析に実稼働TPAを適用するためには、それらの適用条件を満たしていることを確認する必要がある。

本報告では、まず鉄道総研の車両試験台を用いた転走試験で発生する台車系固体伝搬音を対象とし、台車-車体間結合要素の振動を入力、車内床面の振動を出力として、振動伝搬における入力間の相関や選択した入力の出力に対する影響度を評価することによって、実稼働TPAを適用できる条件を明らかにする。次に、新幹線車両の走行試験の測定データに対し実稼働TPAを適用し、その条件下において信頼性の高い伝搬経路別寄与度を明らかにできることを示す。

2. 伝達経路解析について

2.1 伝達経路解析の概要

伝達経路解析（TPA）は、騒音源および振動源から応答点までの伝搬経路ごとの寄与を把握する解析技術である。TPAには、従来から用いられている主な手法（以下、従来TPAと呼ぶ）として、逆行列法やマウント剛性法が

* 車両構造技術研究部 車両振動研究室
** 車両構造技術研究部 車両振動研究室
(現 秋田県立大学)

特集：車両技術

ある。これらは伝達関数を求める際に入力（作用力）を同定する必要があるが、実際には困難なことが多いといった問題点がある³⁾。それに対し、新たな TPA の手法として主成分分析を用いた実稼働 TPA が提案されている²⁾。実稼働 TPA は、様々な入力によって励起された、各部の振動加速度や音圧の信号から入力点及び評価点（応答点）を選択し、入力点と評価点間の伝達関数を求める。そして、実稼働中に発生する信号を入力として、求めた伝達関数を掛け合わせるにより、評価点における合成振動または合成音を生成し、伝達経路ごとの寄与度を求めるものである。

実際の鉄道車両の台車系固体伝搬音などを考えると、入力として走行中に発生する力を同定することは困難であるため、従来 TPA の適用は難しいと考えられる。一方、実稼働 TPA は各入力間の相関が低ければ、入力同士を切り分けることが可能であり、従来 TPA と同等に寄与度を求めることができる。ただし、入力として考慮されない経路の影響を受けるなどの制約がある⁴⁾。ここでは、各入力間の相関については、関連度関数 (coherence function) を用いた検証により、さらに選択した入力が出力に対しどの程度の割合で含まれているかについては、多重関連度関数を用いて多入力系における出力に対する入力の影響度を求めることにより検証する。実稼働 TPA は走行中の台車及び車体の振動加速度や音圧の信号を用いて寄与度解析を行える可能性があることから、適用条件を明らかにすることで車内騒音の伝搬経路の把握に活用できるものと考えられる。

2.2 実稼働 TPA²⁾

実稼働 TPA では、評価点における応答を N 個の入力点からの振動応答の重ね合わせとして、次のような入出力関係を考える。

評価点において、計測を M 回繰り返したとき、実稼働中の入力側の振動応答を複素フーリエスペクトル行列 $[X(f)]$ (M 行 N 列)、評価点側の振動応答を複素フーリエスペクトルベクトル $\{Y(f)\}$ (M 行 1 列) とすると、未知の伝達関数ベクトル $\{H(f)\}$ (N 行 1 列) を用いて入出力関係は式 (1) で表される。なお、 f は周波数である。

$$\{Y(f)\} = [X(f)]\{H(f)\} \quad (1)$$

このとき、計測回数 M は、伝達関数を精度良く導出するため、入力点数 N に対して十分多く取ることが望ましく、 $[X(f)]$ は縦に長い長方形になる。伝達関数 $\{H(f)\}$ は、式 (1) の両辺に左から擬似逆行列 $[X(f)]^+$ を (N 行 M 列) 掛けることによって、式 (2) のように表される。ここで、 $[*]^+$ は擬似逆行列を表す。

$$\{H(f)\} = [X(f)]^+ \{Y(f)\} \quad (2)$$

$[X(f)]$ にノイズが含まれる場合や入力間に相関がある場合、実稼働 TPA では、実稼働中の振動応答データに対して主成分分析を利用し伝達関数 $\{H(f)\}$ を算出する。主成分分析とは、データに含まれる変数間の関係を把握する手法で、振動応答行列 $[X(f)]$ を特異値分解し、主成分行列を求める。さらに重回帰分析を行うことにより、精度の高い $\{H(f)\}$ を導出していく。寄与度を求めたい入出力データについて、導出した伝達関数を用いて入出力関係を表すと式 (3) のようになる。

$$Y(f) = [X(f)]\{H(f)\} = \sum_{i=1}^N H_i(f)X_i(f) \quad (3)$$

ここで、 $[*]$ は行ベクトルを表す。式 (3) の右辺の総和記号の $i = 1 \sim N$ に対してそれぞれ得られた値が入力 i についての寄与度である。

3. 実稼働 TPA の適用可能条件⁵⁾

3.1 車両試験台試験の概要

実稼働 TPA を台車系固体伝搬音に適用するにあたり、入力間の相関や選択した入力の出力に対する影響度を評価することによって、実稼働 TPA を適用できる条件を明らかにする。そこで、まず鉄道総研の車両試験台において、新幹線タイプの試験車両を用いた転走試験を実施し、台車-車体間結合要素の台車側の受けから車内床面振動に至る振動伝搬経路に対して、実稼働 TPA の適用の可能性について検討を行った。

車両試験台は、外縁の形状をレール頭頂部と同じ断面形状とした回転円盤（軌条輪）の上に車両を載せ、軌条輪を回転・加振することによって、車両の走行状態を模擬する試験装置である。転走試験では、軌条輪の回転速度を実走行換算で 30km/h 相当とし、実際の走行試験で得られた軸箱振動加速度（1 軸分）を走行速度と軸間隔による時間差で各輪軸に与えた。この試験では、3 種類の走行速度（240, 300, 320km/h）で得られた軸箱加速度信号にゲイン 0.3, 0.6 をそれぞれ乗じたものを加振信号として、それぞれ 2 回の加振試験を行った。なお、車両試験台の加振用油圧式アクチュエータの加振能力は

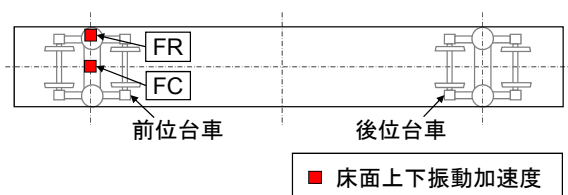


図1 車内床面の上下振動加速度測定点

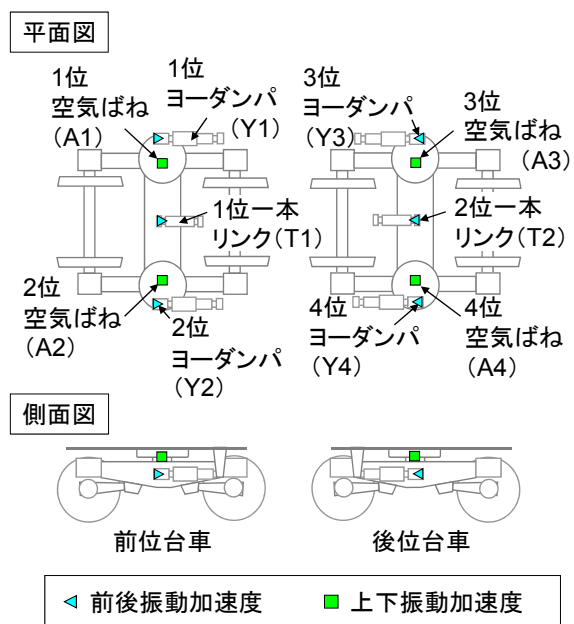


図2 台車-車体間結合要素の振動加速度測定点

20Hz程度までであるが、軌条輪の回転等によって30Hz以上の高周波の振動も励起されることから、サンプリング周波数を200Hzとし100Hzまでを分析対象とした。

図1に車内床面の上下方向の振動加速度測定点（評価点）、図2に台車-車体間結合要素における振動加速度測定点を示す。図2に示すように、一本リンクとヨーダンパについては台車側の受けの前後方向、空気ばねについては台車枠空気ばね座付近の上下方向の計10箇所の振動加速度を測定し、これを台車系固体伝搬音の各経路への入力とみなす。

3.2 実稼働TPAの適用可能性の検証

入力間の相関と選択した入力の出力に対する影響度を評価することによって、実稼働TPAを鉄道車両に適用できる条件について検証する。

まず、各入力間の相関が寄与度算出に与える影響について検証する。2.2節で述べたように、実稼働TPAでは入力間に相関があっても主成分分析を行うことにより伝達関数を導出可能であるが、入力同士の相関が高い場合は導出される伝達関数の推定精度が低下する。これは、特異値分解の際に、入力の振動応答行列 $[X(f)]$ の条件数が大きくなることで、特異値計算の精度が低下することに起因するものである。

入力間の相関は2つの入力データの関連度関数を求めることによって評価する。走行速度300km/h相当（ゲイン0.6）の加振条件における入力データの関連度関数を図3に示す。図3(a)は1位空気ばね(A1)と2位空気ばね(A2)、3位空気ばね(A3)、1位ヨーダンパ(Y1)、1位一本リンク(T1)との関連度関数、図3(b)は1位ヨーダンパ(Y1)と2位ヨーダンパ(Y2)、3位ヨーダンパ(Y3)、1位一本リンク(T1)との関連度関数である。図3(a)に示すように、1位空気ばねは50Hz以下において、2位、3位空気ばねや1位ヨーダンパ、1位一本リンクと相関が高い。特に、10Hz付近で3位空気ばね、30Hz付近で2位空気ばね、40Hz～50Hzで2位空気ばね、1位一本リンクとの関連度関数は0.9以上と非常に高い。しかし、高周波になるにつれて、関連度関数は低下する傾向にあり、後位台車の3位空気ばねに対しては30Hz以上で急激に低下する。また、図3(b)に示すように、1位ヨーダンパは20Hz～30Hz付近で2位、3位ヨーダンパとの関連度関数が0.9以上と非常に高く、1位一本リンクとは20Hz～30Hzと70Hz付近で相関が高い。50Hz以下の低周波数域では、入力同士の相関が高いため、どちらの入力の寄与かを正確に判別できない。一方、50Hz以上の高周波数域では入力である台車-車体間結合要素同士の相関が低い組み合わせが多く、実稼働TPAを鉄道車両に適用できる可能性がある。

次に、選択した入力の経路が、出力全体に対しどの程度の割合で含まれているかを評価するため、多重関連度

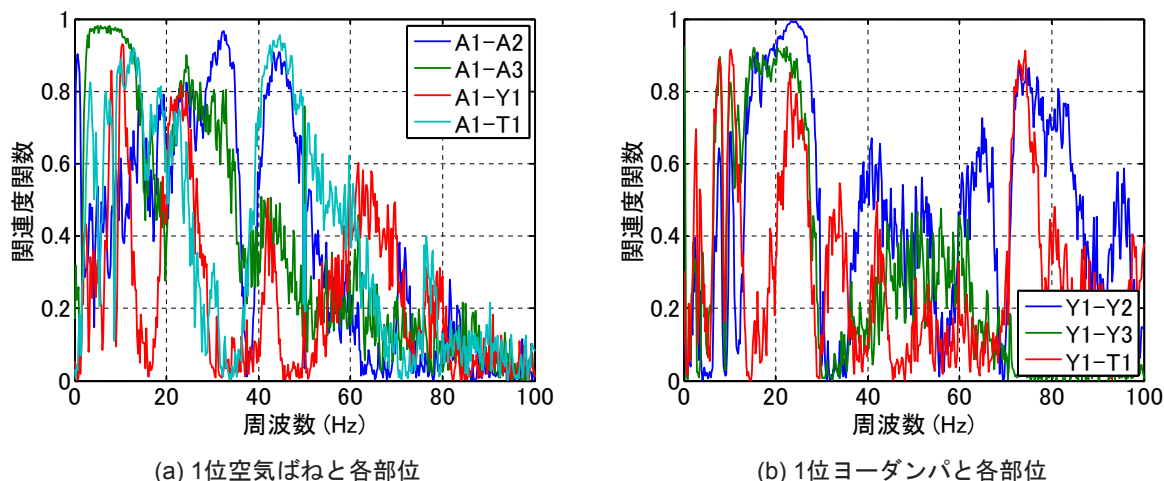


図3 車両試験台試験における入力データ間の関連度関数（300km/h 走行相当加振、ゲイン0.6）

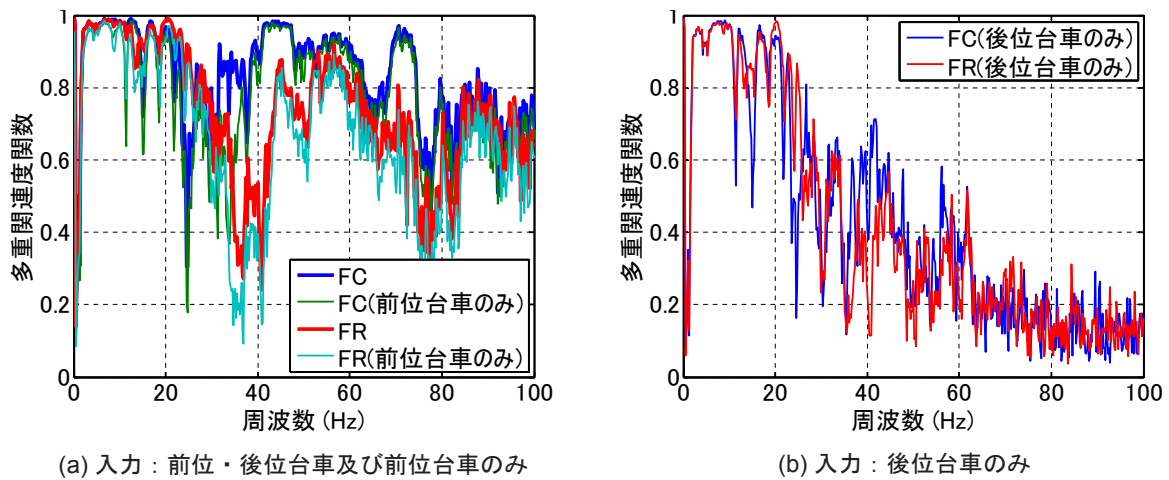


図4 台車－車体間結合要素の振動加速度と各車内床面の振動加速度との多重関連度関数

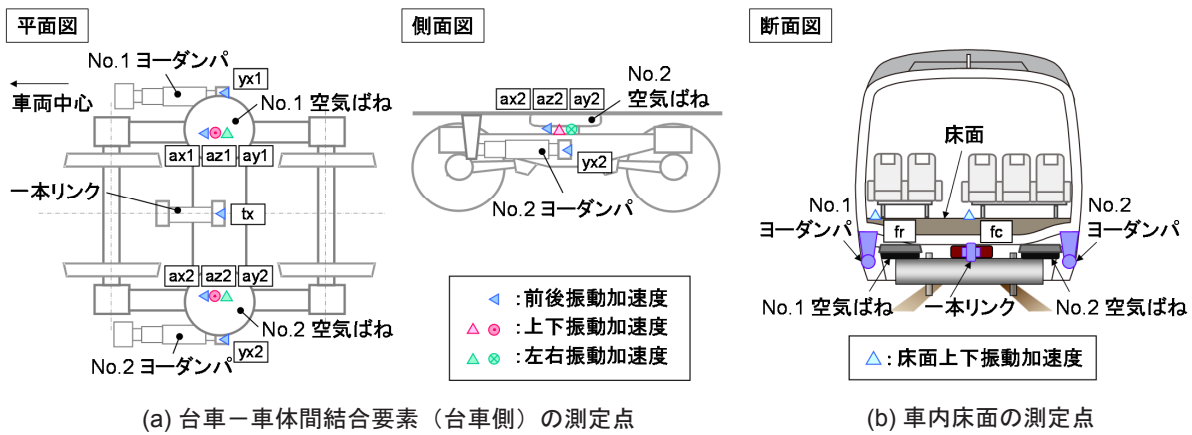


図5 新幹線車両の走行試験における振動測定点

関数 (multiple coherence function) ⁶⁾ を用いて調べた。多重関連度関数は、多入力線形系における系の線形性を評価する値であり、1 に近いほど選択した入力の出力に対する影響度が高いことを示す。ここでは、0.6 以上の場合に選択した入力の出力に対する影響が大きいと判断する。3.1 節で示した各台車－車体間結合要素と車内床面評価点 (FC, FR) との多重関連度関数を図4に示す。図4(a)に前位台車と後位台車の入力 (A1～A4, Y1～Y4, T1, T2) とFC, FR点の多重関連度関数、前位台車の入力 (A1, A2, Y1, Y2, T1) とFC, FR点の多重関連度関数、図4(b)に後位台車の入力 (A3, A4, Y3, Y4, T2) とFC, FR点の多重関連度関数を示す。図4(a)に示すように、前位・後位台車の入力との多重関連度関数は、FC, FR点ともに2Hz～20Hzで概ね0.8以上で、FC点では20Hz以上で概ね0.6以上の高い値を示している。FR点は40Hz付近と80Hz付近において低下がみられるが、それ以外の周波数では概ね0.6を超えている。また、前位台車の入力との多重関連度関数は、FC, FR点ともに両台車の入力との多重関連度関数よりも若干低い値にな

るが、近い値を示している。一方、図4(b)に示すように、後位台車の入力とFC, FR点との多重関連度関数は40Hz以下では高いものの、40Hz以上では低下している。これにより、高周波数域では前位台車直上の床面 (FC, FR点) の振動に対して、後位台車の台車－車体間結合要素からの振動入力の影響は小さく、寄与度の入力から外してよいと解釈することができる。

鉄道車両においては、低周波数域では台車は剛体的な運動が支配的で、台車－車体間結合要素の車体側の受けは剛性の高いまくらなりに結合されているため、結合要素同士の相関が高くなる組み合わせがある。一方、高周波数域では台車が高次の振動モードで複雑に弾性振動することから台車－車体間結合要素間の相関は低くなる傾向がある。さらに、台車直上の床面振動は、高周波になるにつれて直下の台車からの影響が支配的になり、遠方の台車の影響は小さくなる。そのため、概ね50Hz以上において、実稼働TPAを鉄道車両に適用して信頼性の高い伝搬経路別寄与度が得られる見通しを得た。

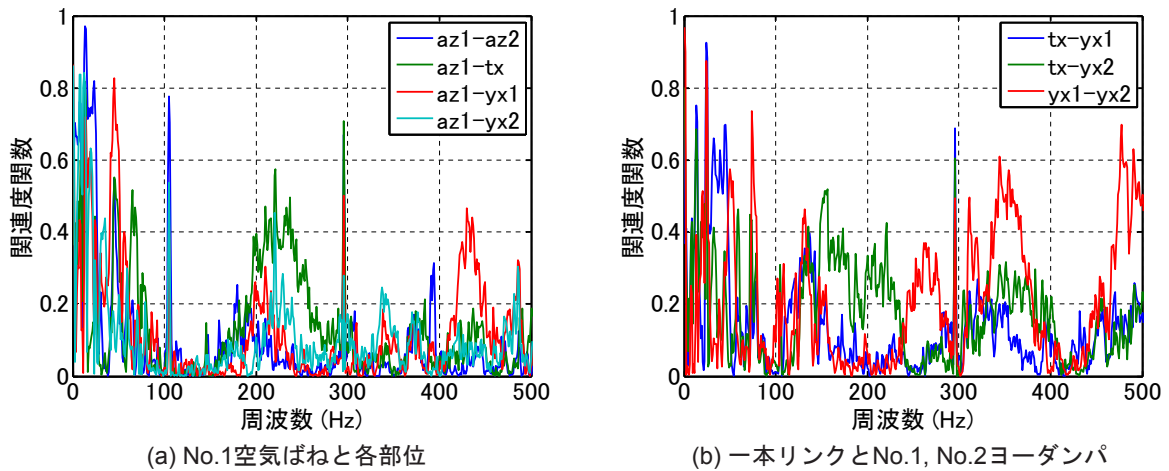


図6 新幹線車両の走行試験における入力データ間の関連度関数（明かり区間）

4. 新幹線車両の台車系固体伝搬音への適用⁷⁾

4.1 新幹線車両による走行試験の概要

第3章で概ね50Hz以上において、台車系固体伝搬音に対して、実稼働TPAを適用し信頼性の高い伝搬経路別寄与度を明らかにできる見通しを得たことから、実際の新幹線車両の走行試験において、台車-車体間結合要素（空気ばね、一本リンク、ヨーダンパ）と車内床面の振動のデータを取得し、実稼働TPAの適用の可能性を検証した。測定データは、明かり区間において16件で2km～6kmの区間において定速で走行した場合のものである。なお、台車系固体伝搬音のピークが100Hz～300Hzであることから、測定データはサンプリング周波数3kHzで取得し対象周波数を500Hzまで拡大して評価した。

台車-車体間結合要素および車内床面の測定点を図5に示す。図5(a)に示すように、一本リンクとヨーダンパについては、台車側の取付部において前後方向の加速度を測定した。空気ばねについては、台車枠上面取付部において前後、左右、上下3方向の加速度を測定した。車内の床面振動は、図5(b)に示すように、台車中心上床面中央(fc)と側寄り(fr)の2箇所について床面の上下方向の加速度を測定した。

4.2 実稼働TPAによる伝搬経路別寄与度の算出

4.2.1 実稼働TPAの適用可能性の検証

3.2節で述べたように、実稼働TPAの適用により伝搬経路別寄与度を算出するためには、各入力の相関が低く、選択した入力の経路の影響度が高いことが必要である。

まず、入力である台車-車体間結合要素同士の関連度関数を求め、実際の走行状態における入力間の相関を評価した。図6に入力間の関連度関数を示す。図6(a)に示すように、No.1空気ばね上下方向(az1)は50Hz以下では他の部位との関連度関数は高いが50Hz以上の高周波数域では概ね低い。また、図6(b)に示すように、

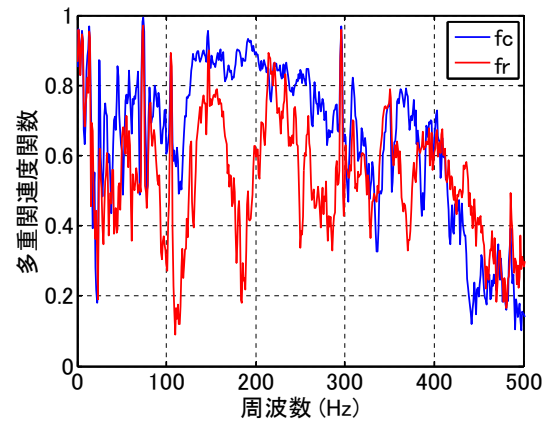


図7 台車-車体間結合要素の振動加速度と各車内床面の振動加速度との多重関連度関数

一本リンク(tx)、No.1, No.2ヨーダンパ(yx1, yx2)のそれぞれの関連度関数についても50Hz以上で概ね0.6より低い。これらの結果、50Hz以上では実走行状態において、台車-車体間結合要素の入力間の相関は低いと判断でき、3.2節で示したように、高周波数域では入力間の相関が低いことが確かめられた。

次に、台車-車体間結合要素を入力とし、床面振動測定点(fc, fr)を出力としたときの多重関連度関数を求め、選択した入力の出力に対する影響を調べる。fc, fr点それぞれの多重関連度関数を図7に示す。fc点の多重関連度関数は300Hz以下で概ね0.6以上と高い。一方、fr点の多重関連度関数は、fc点と比較して低いが、0.6を超える周波数帯域もある。

よって、各評価点の床面振動は、50Hz以上の周波数域において、実稼働TPAの適用により得られた台車-車体間結合要素の経路別寄与度で概ね評価が可能であると判断できる。すなわち、選択した入力で出力全体の寄与度を表現することが可能で、寄与度の算出結果は信頼性が高いと考えられる。

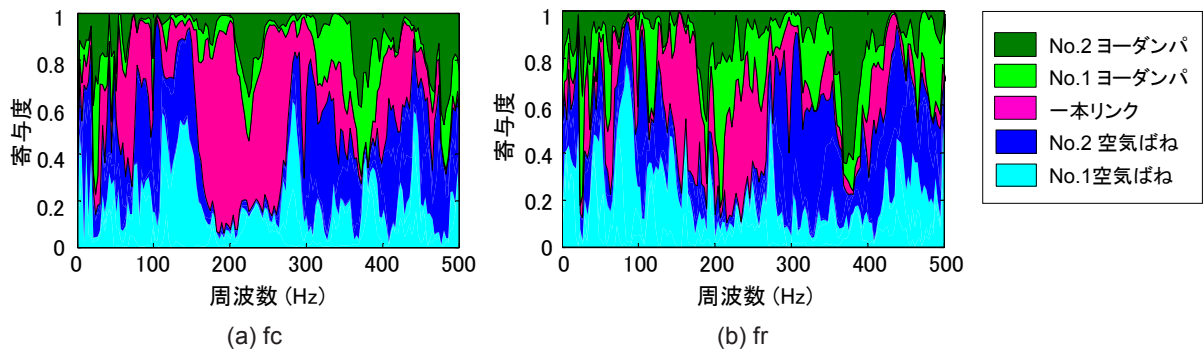


図8 台車中心上の車内床面中央 (fc) および側寄り (fr) における伝搬経路別寄与度

4.2.2 台車-車体間結合要素から車内床面への伝搬経路別寄与度

台車-車体間結合要素の台車側取付部の振動から、台車中心上の車内床面の2点 (fc, fr) の振動への振動伝搬経路に対して、実稼働 TPA を適用して式 (3) により伝搬経路別寄与度を求めた。それぞれの位置における寄与度の結果を図8に示す。同図では、各周波数における寄与度の和が1となるように正規化している。なお、空気ばねについては、前後、上下、左右の各成分を合わせた寄与として表す。

台車-車体間結合要素の振動の fc 点の振動への寄与度は、100Hz ~ 150Hz では空気ばねが大きく、150Hz ~ 300Hz では一本リンクが大きい。次に、fr 点への寄与度は、50Hz ~ 100Hz では No.1 空気ばね、150Hz 付近では 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の寄与が大きい。よって、床面位置により、経路ごとの寄与が異なることなどを確認することができる。

このように、台車系固体伝搬音を対象とし、入力を台車-車体間結合要素の振動、出力を車内床面振動として、入力間の相関が低く、選択した入力の出力に対する影響度が高い条件であれば、実稼働 TPA を適用することによって信頼性の高い伝搬経路別寄与度を得ることができると考えられる。

5. まとめ

車両試験台での転走試験や新幹線車両の走行試験の測定データを用いて、実稼働 TPA の鉄道車両の台車系固体伝搬音に対する適用条件や信頼性の高い寄与度が求まる条件について検討を行った。

車両試験台試験で発生する台車系固体伝搬音を対象とし、入力を台車-車体間結合要素の振動、出力を車内床面振動として、入力間の相関と選択した入力の出力に対する影響度を調べた結果、50Hz 以上の周波数域では、実稼働 TPA により信頼性の高い寄与度を求めることが

可能である見通しを得た。

そこで、実際の走行状態の測定データに、実稼働 TPA を適用したところ、50Hz ~ 500Hz の周波数域で、台車-車体間結合要素振動の床面振動に対する伝搬経路別寄与度を示すことができた。

謝辞

車両試験台試験及び解析にあたり、有益な助言をいただいた首都大学東京の吉村卓也教授、また、新幹線車両の走行試験にご協力いただいた東日本旅客鉄道株式会社の関係各位のご尽力に対し謝意を表す。

文献

- 1) 堀内雅彦, 橋本克史, ほか3名, 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
- 2) 能村幸介, 吉田準史: 実稼働データによる伝達経路解析手法, 自動車技術会春季学術講演会前刷集, No.55-06, pp. 7-12, 2006
- 3) 小林樹幸, 吉村卓也: 逆行列を用いた入力同定の分散評価, 日本機械学会論文集 (C編), 77巻776号, pp.162-175, 2011
- 4) P. Á. GAJDÁTSY (訳: 大久保信行): 伝達経路解析の基礎からの応用 (“Advanced Transfer Path Analysis Methods”), エルエムエスジャパン, 2012
- 5) Asahina, M., Tomioka, T. et al.: Application of transfer path analysis to the vibration and noise of a railway vehicle, *The International Symposium on Speed-up and Sustainable Technology for Railway and Maglev System (STECH2015)*, 2015.
- 6) J. S. Bendat, A. G. Piersol: RANDOM DATA Analysis and Measurement Procedures (Forth Edition), Wiley, 2010.
- 7) 朝比奈峰之, 山本克也, ほか6名: 伝達経路解析の鉄道車両の台車系固体伝搬音への適用, 第26回環境工学総合シンポジウム2016講演論文集, pp. 87-90, 2016