

軸箱からの伝達特性推定に基づく 走行中の台車振動予測手法

瀧上 唯夫* 秋山 裕喜* 山本 克也* 朝比奈 峰之*

Technique for Predicting Vibration of Bogies under Running Conditions
Based on the Transfer Characteristics between Axle Boxes and Evaluated Points

Tadao TAKIGAMI Yuki AKIYAMA Katsuya YAMAMOTO Mineyuki ASAHINA

It is an important issue to investigate the vibration behavior of railway bogies. A technique for predicting the vibration of bogie parts is proposed by which the acceleration power spectral densities (PSDs) at evaluated points are predicted with the use of frequency response functions (FRFs) between the axle boxes and the evaluated points, together with the use of measured accelerations of axle boxes. The FRFs are identified by the preliminary tests in the car depots or factories. The technique is applied to the vibration prediction of the bogies for several types of vehicles, and the differences between the predicted PSDs and measured ones are evaluated.

キーワード：台車振動，軸箱，伝達関数，周波数応答，パワースペクトル密度

1. はじめに

走行中の鉄道車両の台車に発生する振動は、締結ボルトの緩みや、部品に発生する応力による疲労破壊にもつながる可能性があり、日本工業規格 (JIS E 4031, 以下 JIS 規格)¹⁾ では、車両部品に求められる耐振動特性が定められている。規格内に規定される振動加速度の値は「世界中の関係機関から提供された実際に運用されている鉄道車両の実測値から得たもの」とされているが、実走行時のあらゆる条件における振動が測定されているわけではなく、部品落下等の事象を未然に防止するためにも、これを把握することは重要な課題と言える。しかしながら、営業線を使用した走行時の台車振動測定は容易には実施できないため、できるだけ簡便に振動状態を把握して評価する手法の開発が望まれる。

このような背景を踏まえ、鉄道総研では、台車振動の主な要因となる軌道変位と相関が高い軸箱加速度を入力、台車評価点の加速度を出力と考えたときの伝達関数を、実施が容易な車両基地や工場内等での振動測定試験 (以下、構内試験) により求め、走行時には軸箱加速度だけを計測することで、走行条件における台車評価点の加速度を数値計算により予測する手法の開発を進めている^{2) 3)}。

本稿では、構内試験の設定条件や伝達関数推定手法に関する検討、および提案手法により予測した加速度パワースペクトル密度 (PSD) の精度検証を行った結果について報告する。

2. 台車振動予測手法

2.1 予測手法の概要

台車評価点の振動予測は、次のステップにより行う。

① 構内試験による伝達関数の推定

車両基地や工場等で構内試験を実施し、取得した軸箱加速度を入力、台車評価点加速度を出力とみなして、両者間の周波数領域における伝達関数を推定する。

② 走行条件における加速度 PSD 予測値の算出

走行中に実測した軸箱加速度を、①で推定した伝達関数への入力と考え、数値計算により評価点加速度 PSD の予測値を計算する。

ステップ②では、評価点の加速度を直接取得する必要はない。また、実測の軸箱加速度が必要となるが、必ずしも評価対象の車両 (台車) で走行しなくてもよいほか、過去に走行試験等で取得したデータがあれば、それを活用することが可能である。したがって、評価区間の軸箱加速度データを保有していれば、比較的实施の制約が少ない①の構内試験のみを実施して伝達関数を推定することにより、走行条件に相当する台車評価点の加速度 PSD が予測できるため、たとえば下記のような利用シナリオで振動状態を予測する場合などに活用が期待できる。

- 営業線上で実測していない部位を評価点とする場合
- 軌道条件の異なる線区に車両を転属させる場合
- 速度を向上するなど、運転条件を変更する場合

* 車両構造技術研究部 車両振動研究室

特集：車両技術

2.2 伝達関数の推定方法

本稿では、軌道変位と相関が高いと考えられる軸箱加速度と、台車評価点加速度の間に、式(1)の関係が成立するとみなす。これを模式的に表したものを図1に示す。

$$Y(f) = \sum_{k=1}^K H_k(f) X_k(f) \quad (1)$$

ここで $Y(f)$, $X_k(f)$ はそれぞれ出力（台車評価点加速度）、入力（軸箱加速度）の複素フーリエスペクトルを表し、 f は周波数（単位：Hz）である。下添字 k は軸箱加速度の位置・方向に対応し、順序は任意であるが、便宜上、 $k=1\sim 4$ が $1\sim 4$ 位軸箱の上下方向加速度、 $k=5\sim 8$, $k=9\sim 12$ がそれぞれ左右、前後の加速度を示すことにする。したがって、全3方向の軸箱加速度を入力とする場合は $K=12$ 、軸箱加速度の上下成分のみを考慮する場合は $K=4$ である。このとき、 $H_k(f)$ は k 番目の入力から出力までの周波数領域における伝達関数（Frequency Response Function, 以下 FRF）を表し、ここでは後述する構内試験における測定データによって得られる $Y(f)$, $X_k(f)$ を用いて、 $H_k(f)$ を求めることが目的となる。なお、以降では表記を簡単にするため、注意が必要な箇所を除いて周波数の関数であることを示す (f) は省略する。

実際の推定手順においては、まず測定データ全体を長さが N 点で M 区間の短時間データに分割し、それぞれの区間 ($m=1\sim M$) に対してフーリエスペクトルを求め、縦方向に並べた下記のベクトルおよび行列を作成する。以下、ベクトル、行列を示す変数は太字で表し、右肩の T は転置を、 $*$ は行列の共役転置を表す。

$$Y = XH \quad (2)$$

ただし、

$$Y = [Y^{(1)} \dots Y^{(m)} \dots Y^{(M)}]^T$$

$$X = \begin{bmatrix} X_1^{(1)} & \dots & X_k^{(1)} & \dots & X_K^{(1)} \\ \vdots & \ddots & \vdots & & \vdots \\ X_1^{(m)} & \dots & X_k^{(m)} & \dots & X_K^{(m)} \\ \vdots & & \vdots & \ddots & \vdots \\ X_1^{(M)} & \dots & X_k^{(M)} & \dots & X_K^{(M)} \end{bmatrix}$$

$$H = [H_1 \dots H_k \dots H_K]^T$$

ここで、行列の要素であるフーリエスペクトル X, Y の

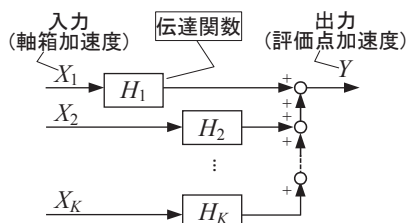


図1 入出力関係の模式図

括弧付き上添字 (m) は、分割データの m 番目に対応することを示す。式(2)中の行列 X は一般に正方行列とはならないため、疑似逆行列を用いることで、FRFの推定値は式(3)のように求められる。

$$H = (X^* X)^{-1} X^* Y \quad (3)$$

2.3 予測 PSD と精度の定量的評価値

評価点加速度 PSD の予測値 P_{yp} は、式(4)により計算する。

$$P_{yp} = H^* X^* X H / \alpha = \sum_{k=1}^K \sum_{n=1}^K H_k^* H_n C_{x_k x_n} \quad (4)$$

ここで、 $\alpha = M \times (N/2)$ は、 X の要素であるフーリエスペクトルの平均化と、評価点のパワースペクトルからスペクトル密度への換算を行うための除数である。

式(4)のうち、 $C_{x_k x_n}$ は入力 x_k と x_n のクロススペクトル密度 (CSD) であり、評価区間における実測軸箱加速度のフーリエスペクトル X_k, X_n を用いて計算する。一方、 H_k, H_n は前節までに説明したとおり、構内試験により求めた伝達関数である。

上記の計算により得られる予測 PSD の精度を定量的に評価するため、以下の式(5)および式(6)に示す2種類の指標を導入する。

$$V_1 = \frac{1}{N_f} \sum_{f_1 \leq f \leq f_2} 10 |\log_{10} P_{yp}(f) - \log_{10} P_{ym}(f)| \quad (5)$$

$$V_2 = \frac{1}{N_f} \sum_{f_1 \leq f \leq f_2} |P_{yp}(f) - P_{ym}(f)| \quad (6)$$

ここで、 P_{yp} は式(4)による予測 PSD、 P_{ym} は実測した加速度より求めた PSD である。式(5)は周波数範囲 $f_1 \leq f \leq f_2$ における両者の比、式(6)は差に着目した誤差評価値で、単位はそれぞれ dB、 $(m/s^2)^2/Hz$ となり、いずれも値が小さいほど予測精度がよいと判断する。本稿では、JIS規格による規定を包含するよう、周波数範囲を $f_1=2, f_2=500Hz$ に設定した。

3. 供試台車と振動測定条件

3.1 供試台車

本稿では、表1左欄に示す3車種を検討対象とする。詳細は省略するが、軸箱支持方式、車体支持方式は車種ごとに異なる。このうち、近郊形電車、一般形気動車の台車外観をそれぞれ図2(a)、図3(a)に示す。

3.2 振動測定点

構内試験、本線走行時ともに、入力である軸箱加速度および評価点の加速度を、圧電式加速度センサにより計測し

た。近郊形電車および一般形気動車について、振動測定点の写真をそれぞれ図2 (b)、図3 (b) に示す。なお、本来、本手法が想定している適用シナリオでは、本線走行時には評価点の加速度を測定する必要はないが、今回は予測 PSD の精度を検証するための比較対象（正解）として取得した。

3.3 評価区間

評価対象は、いずれの車種でも直線を惰行する区間とした。また、ばねやダンパなどの台車構成部品の特性が有する振幅依存性などの非線形性の影響についても調査するため、一部の車種では軸箱の振動レベルが異なる2区間を設定して、予測 PSD の計算を行うことにした。具体的な区間については、表1にあわせて示してある。

4. 打撃試験による伝達関数推定と振動予測

4.1 打撃試験条件

本章では、2.1節で示した手順①の構内試験として、打撃試験を適用する場合について検討する。打撃試験は構造物の振動特性を把握するために行われる一般的な手法であり、ハンマー等で構造物を打撃し、その際の加振（打撃）力と、構造物各点に発生した振動加速度（または速度、変位）を測定するものである。ここでは台車を上下に打撃して振動を発生させたが、走行中の台車が主に車輪踏面から時々刻々と変化する加振力を受けるのに対し、打撃試験ではこれを完全に再現することはできない。そこで、以下の(A)～(D)に示す種々の条件を変更して組み合わせた試験を実施し、最適な加振試験の方法を調査することにした。ただし、試験行程の都合等により、車種によって、一部の試験条件は実施を省略している。

(A) 打撃方式

インパルス（1箇所ずつ順次4箇所を加振）、ランダム（4箇所一斉に加振、ただしタイミングは非同期）

(B) 打撃位置

軸箱下部、レール頭頂面、軸ダンパ受下部、車輪

(C) 軌道

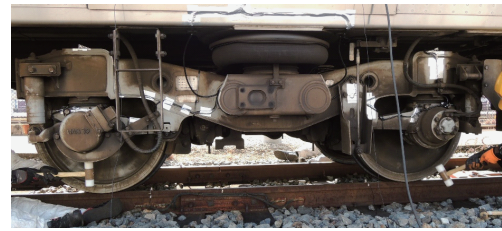
バラスト、ピット

(D) 車輪支持

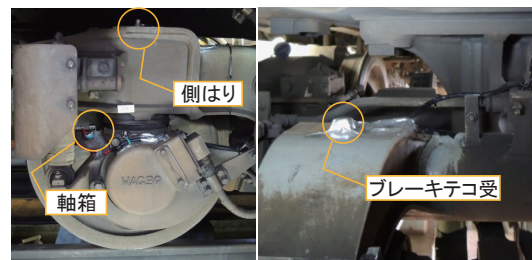
通常（車輪・レール接触）、レール面上に設置した防振ゴムによる弾性支持

4.2 伝達関数の推定

打撃試験における伝達関数は、入力として軸箱4点の上下加速度のみを用い、式(3)により求めた。ここでは加振点を上下に打撃したため、前後、左右加速度については入力として考慮していない。

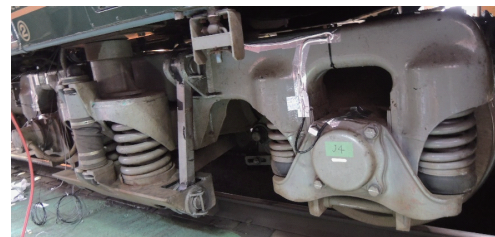


(a) 外観

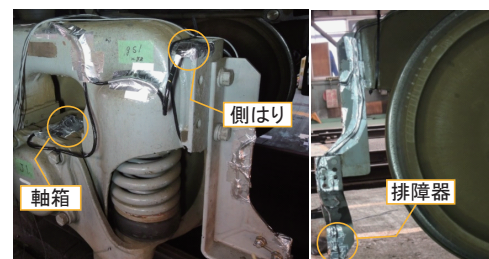


(b) 測定点

図2 台車外観と測定点（近郊形電車）



(a) 外観



(b) 測定点

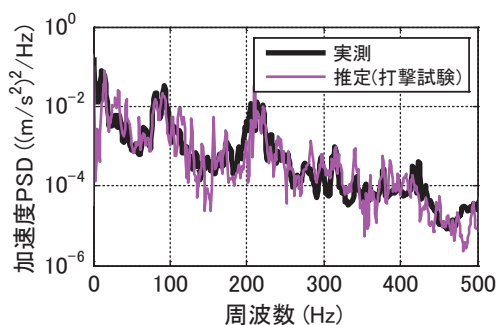
図3 台車外観と測定点（一般形気動車）

4.3 PSD 予測結果

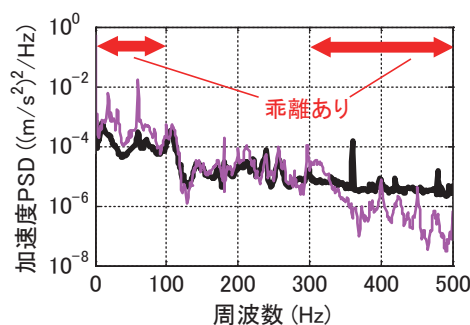
対象とした3車種について、4.1節に示した試験条件を組み合わせて得たデータから伝達関数を求め、式(4)に基づいて計算した評価点の加速度 PSD を計算するとともに、式(5)、(6)から誤差評価値を求めた。詳細な検討結果については割愛するが、打撃試験条件の(A)打撃方式については車種によらず概ねランダム打撃の精度が良好であること、(C)軌道については、条件により大きな差異がないことを確認した。それ以外の条件に関しては、紙面の都合上、全ての車種・区間について結果を示すことが難しいため、各車種の代表的な加振条件・評価区間に対して得られた誤差評価値を抜粋して表1に示す。表中の水色欄は、各車種・区間で誤差評価値が最も小さい条件、「-」で示した欄は実施していない条件で

表1 打撃試験による PSD 予測誤差評価値のまとめ

車種 (台車種別)	区間	平均速度 (加振条件)	加振条件 評価点 (方向)	評価値: V_1 [dB]			評価値: V_2 [(m/s ²) ² /Hz]		
				軸箱 打撃		レール 打撃	軸箱 打撃		レール 打撃
				通常支持	ゴム支持	通常支持	通常支持	ゴム支持	通常支持
特急形電車 (付随台車)	E1	101km/h	側はりばね帽直上(上下)	5.1	4.1	5.8	2.0×10^{-2}	9.7×10^{-3}	3.1×10^{-2}
			左右動ダンパ受(上下)	4.8	3.6	5.0	2.5×10^{-3}	2.0×10^{-3}	3.5×10^{-3}
近郊形電車 (付随台車)	C1	17km/h (軸箱加速度小)	側はりばね帽直上(上下)	5.5	7.0	4.1	2.4×10^{-4}	1.2×10^{-3}	3.9×10^{-4}
			ブレーキテコ受(上下)	8.6	16.2	5.4	3.8×10^{-5}	3.3×10^{-5}	1.4×10^{-4}
	C2	94km/h (軸箱加速度大)	側はりばね帽直上(上下)	4.7	5.5	5.4	4.1×10^{-2}	9.2×10^{-2}	1.0×10^{-1}
			ブレーキテコ受(上下)	6.9	13.5	5.0	6.8×10^{-3}	4.6×10^{-3}	2.8×10^{-2}
一般形気動車 (動力台車)	S1	62km/h (軸箱加速度小)	側はり端部(上下)	5.6	-	5.1	1.7×10^{-1}	-	2.5×10^{-1}
			排障器(前後)	5.4	-	6.4	4.5×10^1	-	4.4×10^1
	S2	68km/h (軸箱加速度大)	側はり端部(上下)	7.6	-	4.6	2.7×10^0	-	3.7×10^0
			排障器(前後)	8.3	-	5.1	2.3×10^3	-	1.5×10^3



(a) 特急形電車 左右動ダンパ受(上下)
条件：ランダム・軸箱打撃，ピット，防振ゴム支持



(b) 近郊形電車 ブレーキテコ受(上下)
条件：ランダム・レール打撃，ピット，通常支持

図4 打撃試験による台車枠 PSD 予測結果

ある。この結果から、予測 PSD の値が加振条件に大きく依存すること、車種や測定点によって最適な条件が異なること、さらに、最適な条件で比較しても車種によって精度にばらつきがあることなどがわかる。

次に、表1に示した条件のうち、特急形電車の区間E1における「左右動ダンパ受」、近郊形電車の区間C1における「ブレーキテコ受」の評価点で、それぞれ誤差評価値 V_1 が最も小さい条件(表中の太枠)における予測 PSD を、実測加速度 PSD とあわせて図4に示す。これによると、特急形電車は全周波数帯域にわたって比較的精度よく予測 PSD が得られているのに対して、近郊形電車では、特に100Hz以下の低周波数、300Hz以上の高周波数領域で予測および実測 PSD の乖離が認められる。

さらに、これら以外の区間も含めた考察の結果、伝達関数推定に打撃試験データを用いる場合、最適な試験条件設定を事前に決定することは難しいとの結論を得た。また、ハンマーによる打撃では低周波数領域で加振力が不足する傾向があるほか、その他の周波数領域も含めて走行時の加振条件を再現することが難しく、その影響により予測精度が低下するなどの課題も明らかとなった。

5. 構内走行による伝達関数推定と振動予測

5.1 構内走行試験の概要

前節までの検討を踏まえ、本章では、2.1節の手順①

の構内試験として、構内走行時の測定データを活用することを検討する。構内走行は車両基地や工場等の敷地内を低速で走行し、比較的短い距離で測定を行うことを想定しており、営業線による走行試験より制約が少なく、試験機会も得やすくなると考えられる。これにより、前節で述べた打撃による特に低周波における加振力不足や、打撃時と走行時の加振条件の差異に起因する予測精度の低下が抑制でき、より精度が高く、汎用性の高い手法となることが期待される。以下では、打撃試験で精度よく PSD が予測できた特急形電車を除き、近郊形電車、一般形気動車を対象として検討した結果について述べる。

5.2 伝達関数の推定

伝達関数は、構内走行試験における測定データから入出力のフーリエスペクトルを求めた上で、式(3)により推定した。ここでは、入力として軸箱4点の上下加速度を用いた条件(入力数 $K=4$) および、前後、左右方向の成分もあわせて考慮した条件($K=12$)で伝達関数を推定し、両者による PSD 予測結果を比較する。

5.3 PSD 予測結果

前節で計算した2種類の伝達関数を用いて、式(4)により予測 PSD の計算を行った。近郊電車の結果を図5、一般形気動車の結果を図6に示す。両図とも、評価(走行)区間ごとの結果を上段と下段に、測定点ごとの結果

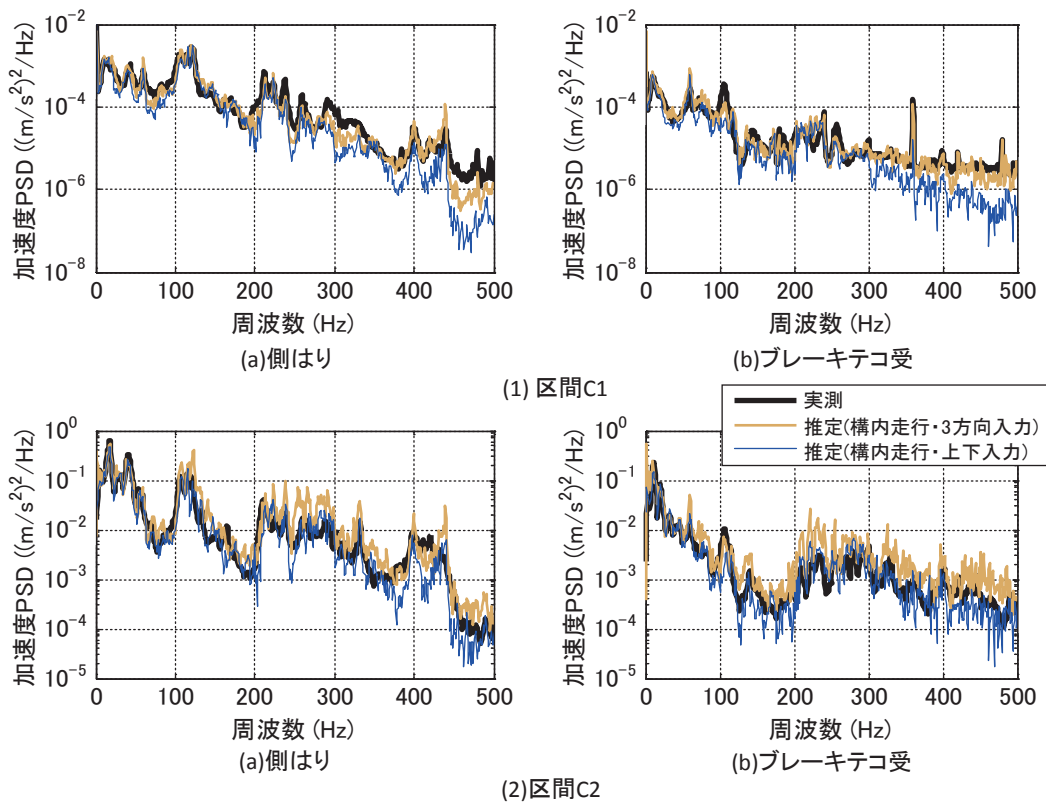


図5 構内走行による台車枠 PSD 予測結果（近郊形電車）

を左列と右列に示した。

グラフの青線および橙線がそれぞれ軸箱上下加速度のみを考慮、3方向加速度を考慮した伝達関数を用いて予測した PSD を表し、以下、それぞれを「上下入力予測 PSD」、「3方向入力予測 PSD」と記述する。黒線は評価点の実測加速度から求めた PSD である。これによると、図5の(1)区間C1、評価点(b)ブレーキテコ受の予測 PSD において、打撃試験による推定結果(図4)で見られた100Hz以下、300Hz以上の実測 PSD との乖離が緩和されているほか、その他の区間、評価点を含めて全体として精度が向上した。また、構内走行データによる推定結果各条件を比較して得られる傾向を以下にまとめる。

- 概ね200Hz以下の低周波領域では、上下入力および3方向入力予測 PSD の差が小さく、実測 PSD とも近い値を示している。
- 200Hz以上の高周波領域では、実測 PSD と比較して上下入力予測 PSD が小さく、特に一般形気動車でその傾向が顕著である。
- 3方向入力予測 PSD は、上下入力予測 PSD と比較して、特に上述した高周波領域で値が増加している。
- 区間C2では3方向入力予測 PSD が実測 PSD を上回っており、上下入力予測 PSD よりも予測誤差が増加している。
- 区間S2では、上下入力予測 PSD と比較して3方向入力予測 PSD の予測精度が向上しているものの、

実測 PSD の値を下回っている。

次に、上下入力予測 PSD と3方向入力予測 PSD および実測 PSD から、式(5)、(6)により誤差評価値を求めた結果を表2に示す。表中の緑色欄は、各車種・評価区間において、上下入力、3方向入力のうち誤差が小さい条件を示す。また、打撃試験から求めた予測 PSD と精度を比較するため、表1のうち、各条件で誤差評価値が最も小さいもの(水色欄)を表2に再掲した。

表2によると、構内走行試験より求めた誤差評価値(緑色欄)は、全ての区間で打撃試験の評価値(水色欄)より小さい。また、上下入力および3方向入力 PSD との比較では、全体として後者の予測精度が向上しているが、区間C2では、二つの評価点でいずれも予測誤差が拡大しており、図5(2)における PSD の比較で確認された傾向と一致していることがわかる。

6. まとめと今後の課題

本稿では、車両基地や工場等で実施した構内試験により推定した軸箱・台車評価点加速度間の伝達関数と、営業線で実測した軸箱加速度を組み合わせ、走行状態の台車評価点における加速度 PSD を予測する手法について報告した。構内試験としては、当初打撃試験を想定していたが、構内走行データを用いることで精度が向上すること、入力として軸箱の上下方向だけでなく、左右、

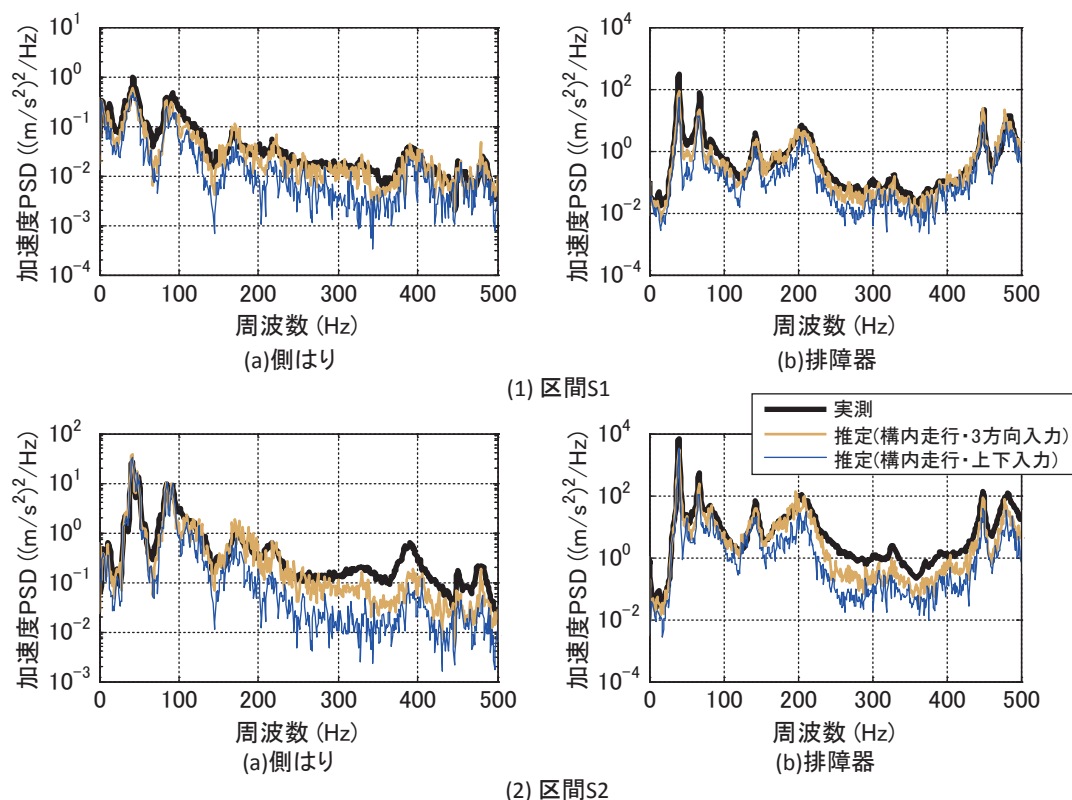


図6 構内走行による台車枠 PSD 予測結果（一般形気動車）

表2 構内走行試験による PSD 予測誤差評価値のまとめと打撃試験最適条件との比較

車種	区間	平均速度 (加振条件)	評価点	評価値： V_1 [dB]			評価値： V_2 [(m/s²)²/Hz]		
				上下	3方向	打撃最適 (再掲)	上下	3方向	打撃最適 (再掲)
近郊形電車 (付随台車)	C1	17km/h (軸箱加速度小)	側はり ばね帽直上(上下)	4.6	2.3	4.1	9.1×10^{-5}	7.3×10^{-5}	2.4×10^{-4}
			ブレーキテコ受(上下)	4.3	1.8	5.4	1.6×10^{-5}	1.7×10^{-5}	3.3×10^{-5}
	C2	94km/h (軸箱加速度大)	側はり ばね帽直上(上下)	2.8	2.9	4.7	8.1×10^{-3}	1.4×10^{-2}	4.1×10^{-2}
			ブレーキテコ受(上下)	2.7	3.4	5.0	1.7×10^{-3}	4.7×10^{-3}	4.6×10^{-3}
一般形気動車 (動力台車)	S1	62km/h (軸箱加速度小)	側はり 端部(上下)	4.9	2.1	5.1	3.8×10^{-2}	2.6×10^{-2}	1.7×10^{-1}
			排障器(前後)	5.6	2.5	5.4	2.3×10^0	1.8×10^0	4.4×10^1
	S2	68km/h (軸箱加速度大)	側はり 端部(上下)	6.9	3.1	4.6	3.9×10^{-1}	3.7×10^{-1}	2.7×10^0
			排障器(前後)	8.7	4.2	5.1	3.6×10^1	2.9×10^1	1.5×10^3

前後をあわせた3方向の加速度を用いることで、さらなる精度の向上が見込めることを確認した。

一方、車種、区間により精度にばらつきが認められ、この原因としては、ばねや防振ゴムが有する非線形特性による振幅依存性などの影響や、考慮されていない入力の存在などが推察される。また、一部には、上下方向のみを考慮した場合の精度が高い場合も見られ、入力の扱いについてはさらに検討が必要であると考えられる。

また、今回は評価区間を直線・惰行区間に限定したが、実際には曲線区間も走行するほか、評価点によっては、モータやエンジン等に起因する振動が発生することも考えられるため、これらの影響に関する検討を含め、適用範囲の拡大や精度の向上に努める予定である。

謝辞

走行時の振動測定実施にご協力いただいた、西日本旅客鉄道株式会社、四国旅客鉄道株式会社の関係各位に深く感謝いたします。

文献

- 1) 日本工業標準調査会：鉄道車両用品－振動及び衝撃試験方法，日本工業規格 JIS E 4031, 2013
- 2) 石森章純，富岡隆弘，秋山裕喜，山本克也，渡邊耕司，朝比奈峰之，相田健一郎：任意の走行条件における鉄道車両の台車振動簡易推定手法の基礎的検討，日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2015 USB 論文集，講演番号 504, 2015
- 3) 秋山裕喜，瀧上唯夫，山本克也：走行中の台車振動を予測する，RRR, Vol.74, No.10, pp.12-15, 2017