

論文 加振試験による軌道部材の動特性同定に関する 実用的手法の検討

梶原 和博¹・兎内 龍也²・田中 博文¹

¹正会員 公益財団法人鉄道総合技術研究所 軌道技術研究部 軌道管理研究室

²非会員 公益財団法人鉄道総合技術研究所 軌道技術研究部 元軌道管理研究室

(〒185-8540 東京都国分寺市光町 2-8-38)

E-mail: kajihara.kazuhiro.70@rtri.or.jp, tonai.tatsuya.80@rtri.or.jp, tanaka.hirofumi.96@rtri.or.jp

軌道部材の動特性（質量，剛性，減衰係数）を同定できれば，軌道部材の劣化程度の定量化や，振動・騒音対策の検討に役立つことが期待される．しかし，軌道パッドのような軌道部材の動特性は室内試験で評価されることが一般的であり，敷設供用下の状態を反映した動特性を得ることは容易でない．そこで本研究では，周波数応答関数から特性行列を同定する実験的同定法を適用して，衝撃加振試験により軌道部材の動特性を同定する実用的手法を検討した．そのために，実際の加振試験を想定した数値シミュレーションを行い，測定値に含まれるノイズが動特性の同定精度に与える影響を把握した．さらに，実軌道で衝撃加振試験を行い，得られた周波数応答関数を用いて軌道パッドの動特性を同定し，同手法の有効性を検証した．

Key Words: track component, dynamic property, experimental identification, impact excitation test, frequency response function

1. はじめに

軌道を構成する軌道パッド，道床等の部材（以下，軌道部材）は，供用に伴い劣化が進行する．そのため，軌道の維持管理においては，これらの劣化程度を把握することが重要である．一方，例えば軌道パッドの材料特性は，室内試験で評価されることが一般的であり¹⁾²⁾，敷設供用下の荷重・支持状態を反映することが困難なため，評価結果の利用には制限を受ける．ここで，敷設供用下の軌道部材の動特性（質量，剛性，減衰係数）を容易に同定できれば，軌道部材の劣化程度に関する定量的な評価が可能となり，材料交換による振動・騒音対策の検討にも役立つことが期待される．

軌道部材の動特性を評価する室内試験や現地試験では，実用性と簡便性の観点から加振試験が行われる場合が多い．室内試験の例に，軌道パッドで支持した物体の共振周波数を用いる場合³⁾がある．敷設供用下の軌道を対象とした現地試験では，軌道の周波数応答関数（以下，FRF）を用いる場合^{例えば4)}があるが，多様な軌道構造や軌道条件に対する適用性は十分に明らかでない．その他，加振試験と FEM 解析を併用し，両者の FRF を照合して

動特性を同定する手法⁵⁾も提案されているが，軌道の維持管理に活用する場合，モデル化の手間が懸念される．

そこで本研究では，敷設供用下の軌道部材の動特性を同定する実用的手法を開発するための基礎検討として，加振試験の結果のみを用い，大自由度系への適用性も高い実験的同定法を適用した手法を検討し，実軌道への適用性を検証した．そのために，まず実際の加振試験を想定した数値シミュレーションを行い，測定ノイズが動特性の同定精度に与える影響を把握した．さらに，営業線の実軌道で加振試験を行い，同手法の有効性を検証した．

2. 動特性同定手法の検討

一般に走行荷重による軌道や車両の動的応答特性については，弾性床上の梁理論に基づくレールの有効長または有効質量の概念⁶⁾を用いた質点モデルによる検討が多く行われ，マルチボディダイナミクス等の車両・軌道の運動解析に適用された事例⁷⁾もある．同手法では，動的な軌道の変形形状が静的なそれと同一になるという仮定のもと，連続単純弾性支持されたレールを等価な質量・剛性を有する質点系モデルに換算する．しかし，高周波

領域では上記の仮定が必ずしも成立しないことや、レールの質量を算出する際に質量と弾性を有する支承体の構造特性を十分に反映し得ない等の理由から、実軌道の支持条件を正確に反映していないことが指摘されている⁹⁾。

一方、軌道の動特性を実験的に評価する方法として、軌道上に輪軸を落下させて軌道各部の動特性を把握する輪軸落下試験⁹⁾が有効とされている。これまでに、輪軸落下試験の結果をもとに、実用的な算定式を用いて軌道のばね係数や減衰係数等を求める手法⁹⁾や、軌道の動的応答モデルを用いた数値シミュレーションにより動特性を評価する手法¹⁰⁾¹¹⁾が検討されてきた。しかし、輪軸落下試験は輪軸およびこれを落下させるための設備を要するため、営業線で容易に実施できる方法とは言い難い。

ここで、振動実験により対象構造物の振動系を同定する手法は多数検討されている。この手法は実験的同定法と呼ばれ、求める特性に応じて大きく2種類に分けられる。1つは実験モード解析と呼ばれ、加振試験で得られた構造物の伝達関数に適合するようにモードパラメータを決定する手法である。モードパラメータは、振動現象の把握を容易としトラブルシューティングに便利であるが、構造物の動特性（質量、剛性、減衰係数）を直接表現する量ではないため、結果の利用には制限を受ける¹²⁾。

2つ目は、構造物の応答から特性行列を直接同定する手法である。ここで特性行列とは、振動系を運動方程式で記述した際の質量、剛性、減衰行列の総称である。同手法は、大熊ら¹³⁾による方法に代表され、振動系の各要素の動特性を直接求めることができるため、鉄道車両のパラメータ同定への適用が検討された事例¹⁴⁾もある。一方、実験誤差を含む加振試験の結果から真の特性を同定することが困難という課題もある¹⁵⁾。

そこで本研究では、FRFを用いて特性行列を直接同定する実験的同定法の適用を検討した。なお、衝撃加振試験で得たFRFに対してカーブフィッティングを行い、動特性を同定する方法⁹⁾も考えられるが、本研究で用いる手法は繰り返し計算が不要であり、自由度を大きくした場合でも適用性が高いと考えられる。

3. 動特性同定手法の概要

本研究では、加振試験において軌道各部の加速度を観測することを想定し、FRFのうち加速度と入力との比で表されるアクセラランスを用いた実験的同定法を適用する。

(1) 質点系の振動モデル

アクセラランスを用いた実験的同定法を軌道部材の動特性の同定に適用するにあたり、図-1に示す単純な質点モデルで軌道を表現する。

図-1(a)はPCまくらぎ直結軌道を想定した1自由度系であり、図中の m はレールの質量、 k は軌道パッド剛性、 c は軌道パッド減衰係数、 $x(t)$ はレールの時刻歴応答変位、 $f(t)$ はレールに作用する加振力である。

図-1(b)はバラスト軌道や弾性まくらぎ直結軌道を想定した2自由度系であり、図中の m_1 と m_2 はまくらぎとレールの質量、 k_1 と k_2 は道床バラストと軌道パッドの剛性、 c_1 と c_2 は道床バラストと軌道パッドの減衰係数、 $x_1(t)$ と $x_2(t)$ はまくらぎとレールの時刻歴応答変位である。なお、上記に述べた各物理量は、いずれも軌道片側の値である。また、軌道パッド剛性は、実際にはレール締結装置が有する剛性との合算値である。

(2) 特性行列の同定手法

FRFを用いた特性行列の同定手法の概要を以下に示す。まず、一般粘性減衰を仮定した多自由度振動系の運動方程式は以下のように表される。

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (1)$$

ここに、 $\{x(t)\}$ は応答変位ベクトル、 $\{f(t)\}$ は加振力ベクトル、 $[M]$ は質量行列、 $[C]$ は減衰行列、 $[K]$ は剛性行列である。次に、式(1)をラプラス変換の形式で書き変えると、以下のように表される。

$$([M]s^2 + [C]s + [K])\{X(s)\} = \{F(s)\} \quad (2)$$

ここに、 s はラプラス演算子、 $\{X(s)\}$ と $\{F(s)\}$ はそれぞれ応答変位ベクトルと加振力ベクトルのラプラス変換を表す。次に、式(2)の $F(s)$ を入力、 $X(s)$ を出力とみなして、 $X(s)$ に関する式に変形すると、以下を得る。

$$\{X(s)\} = ([M]s^2 + [C]s + [K])^{-1} \{F(s)\} \quad (3)$$

ここに、式(3)の右上の添え字“-1”は逆行列を表す。次に、軌道の加振試験では出力として加速度を観測することを想定し、式(3)を以下のように変形する。

$$s^2 \{X(s)\} = s^2 ([M]s^2 + [C]s + [K])^{-1} \{F(s)\} \quad (4)$$

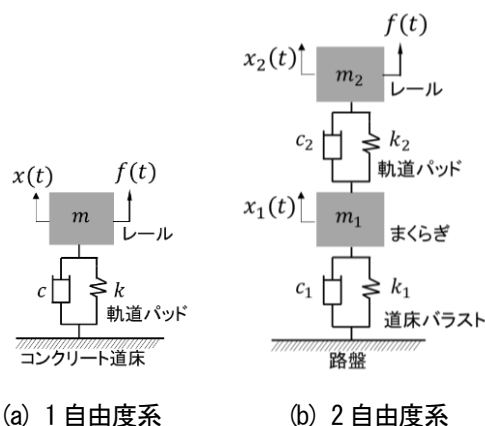


図-1 軌道の質点モデル

次に、 j を虚数単位、 ω を角周波数 (rad/s) として、式(4)において $s = j\omega$ を代入すると、以下を得る。

$$-\omega^2 \{X(j\omega)\} = -\omega^2 \{-\omega^2 [M] + j\omega [C] + [K]\}^{-1} \{F(j\omega)\} \quad (5)$$

ここで、式(5)の左辺は応答変位ベクトルの2回微分の形で応答加速度ベクトルとなる。アクセラランス $[H(j\omega)]$ は、応答加速度ベクトル $-\omega^2 \{X(j\omega)\}$ と加振力ベクトル $\{F(j\omega)\}$ の比であるから、以下のように表される。

$$[H(j\omega)] = -\omega^2 \{-\omega^2 [M] + j\omega [C] + [K]\}^{-1} \quad (6)$$

次に、求めたい未知の質量、剛性、減衰行列の推定値を $[M]$, $[K]$, $[C]$ として、式(6)の左から $-\omega^2 [M]$, $j\omega [C]$, $[K]$ をそれぞれ乗じると、以下ようになる。

$$-\omega^2 [M][H(j\omega)] = (-\omega^2)^2 [M] \{-\omega^2 [M] + j\omega [C] + [K]\}^{-1} \quad (7)$$

$$j\omega [C][H(j\omega)] = -\omega^2 j\omega [C] \{-\omega^2 [M] + j\omega [C] + [K]\}^{-1} \quad (8)$$

$$[K][H(j\omega)] = -\omega^2 [K] \{-\omega^2 [M] + j\omega [C] + [K]\}^{-1} \quad (9)$$

式(7)から式(9)を足し合わせると、以下を得る。

$$\begin{aligned} & (-\omega^2 [M] + j\omega [C] + [K])[H(j\omega)] \\ &= -\omega^2 \{-\omega^2 [M] + j\omega [C] + [K]\} \{-\omega^2 [M] + j\omega [C] + [K]\}^{-1} \end{aligned} \quad (10)$$

式(10)において $[M]$, $[K]$, $[C]$ がそれぞれ真値 $[M]$, $[K]$, $[C]$ と等しい場合には、以下の式が成り立つ。

$$(-\omega^2 [M] + j\omega [C] + [K])[H(j\omega)] = -\omega^2 I \quad (11)$$

ここに、 I は単位行列である。加振試験で得られる FRF は推定値であるため、式(11)の FRF を推定値 $[H(j\omega)]$ に書き換えると、以下ようになる。

$$(-\omega^2 [M] + j\omega [C] + [K])[H(j\omega)] = -\omega^2 I \quad (12)$$

ここで、 $[H(j\omega)]$ は加振試験から得られるため、式(12)の右辺と左辺の誤差が最小となるように $[M]$, $[K]$, $[C]$ を求めればよい。次に、 $[M]$, $[K]$, $[C]$ は実行列、 $[H(j\omega)]$ は複素行列であるから、式(12)は以下のように実部と虚部に関する2つの式に分解して表示できる。

$$(-\omega^2 [M] + [K])[H_r(j\omega)] - \omega [C][H_i(j\omega)] = -\omega^2 I \quad (13)$$

$$(-\omega^2 [M] + [K])[H_i(j\omega)] + \omega [C][H_r(j\omega)] = O \quad (14)$$

ここで、 $[H_r(j\omega)]$ と $[H_i(j\omega)]$ は $[H(j\omega)]$ の実部と虚部、 O は零行列を表す。式(13)と式(14)をまとめて、未知数 $[M]$, $[K]$, $[C]$ を分離して行列表記すると、次式を得る。

$$\begin{bmatrix} [H_r(j\omega)]^T - \omega^2 [H_r(j\omega)]^T - \omega [H_i(j\omega)]^T \\ [H_i(j\omega)]^T - \omega^2 [H_i(j\omega)]^T + \omega [H_r(j\omega)]^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} [K]^T \\ [M]^T \\ [C]^T \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\omega^2 I \\ O \end{bmatrix} \quad (15)$$

ここに、右上の添え字“ T ”は転置を表す。式(15)において、未知数は左辺第2項の特性行列のみであり、その他は加

振試験の結果から構成することができる。この式を、次式のような1次式の形式に変形し、未知数（特性行列の各要素）に関する連立一次方程式に帰着させることで、最小二乗法を用いて特性行列を求めることができる。

$$[A]\{x\} = \{g\} \quad (16)$$

ここに、 $[A]$ は式(15)の左辺第一項から構成される係数行列、 $\{x\}$ は特性行列の各要素で構成される列ベクトル、 $\{g\}$ は式(15)の右辺から構成される列ベクトルである。なお、特性行列を同定するためには、 $[A]$ は行数（連立方程式の数）が列数（未知数の数）よりも大きい行列である必要がある。特性行列の各要素は、振動系の各質量、剛性、減衰係数から構成されているため、同定した $\{x\}$ からこれらの値を求めることができる。同定手法に関する詳細については、参考文献¹³⁾¹⁴⁾に示すとおりである。

4. 加振試験を模擬した数値シミュレーション

本章では、図-1 に示した質点モデルに対し、実際の加振試験を想定した動的システムの応答シミュレーション（以下、数値シミュレーション）を行い、測定値に含まれるノイズが動特性の同定精度に与える影響を把握した。なお、数値シミュレーションには、汎用の数値解析ソフトウェア MATLAB を使用した。

(1) 検討方法

図-1 に示した質点モデルに対して、表-1 に示すパラメータ（以下、真値）を設定した。同表に示すレール質量の真値は、50kgN レールの締結間隔に相当する値とした。まくらぎ質量の真値は、6号 PC まくらぎの重量の半分に相当する値とした。軌道パッドと道床バラストの剛性および減衰係数の真値は、温度や荷重条件（荷重や加振周波数）によって異なるため、公称値をそのまま適用するのは妥当でない場合があると考えられる。そこで、これらの真値については、質点モデルの共振周波数が、後述する現地測定結果や一般的なバラスト軌道の傾向と整合するように設定した。

次に、図-1 に示したレール要素に-10kN（鉛直下向き）を瞬間的に入力した際の応答加速度波形から、レールとまくらぎのアクセラランスを算出した。そして、3章で述べた手法により動特性を同定した。なお、数値シミュレーションにおけるサンプリング周波数は 10kHz、観測時間は加振前後を含む 10 秒間とした。また、動特性の同定に用いる FRF の周波数範囲（以下、評価帯域）は、軌道の共振・反共振周波数や加振試験で用いるインパクトハンマのゲインを考慮して、10~600Hz とした。

上記に加え、測定値に含まれるノイズが動特性の同定精度に与える影響を把握するため、レールとまくらぎの応答加速度波形にホワイトノイズを付加し、ホワイトノ

イズを含んだ応答波形から動特性を同定した。なお、ホワイトノイズの大きさ（標準偏差）は、1自由度系の場合はレールの応答加速度波形のRMS、2自由度系の場合はまくらぎの応答加速度波形のRMSに対して0～100%相当の値とした。以降、上記のホワイトノイズの大きさをノイズ混入率と称す。

(2) 同定結果

図-2 と図-3 に、図-1 の各自由度におけるノイズ混入率毎のFRFの同定結果を示す。同図では、ノイズ混入率を20%刻みで100%まで増加させた際の結果を示す。

図-2 に示す1自由度系においては、FRFの同定結果はノイズ混入率によらず真値と概ね一致する。一方、図-3 に示す2自由度系においては、FRFの同定結果はノイズ混入率が60%以下では真値と概ね一致するが、ノイズ混入率が60%を超えると真値との乖離が大きい。

図-4 に、動特性の同定値と真値の差を百分率で表した値（以下、誤差率）とノイズ混入率の関係を示す。なお、誤差率の符号は値の大小関係を表し、正の場合は同定値が真値よりも大きく、負の場合はその逆となる。

図-4(a) に、1自由度系における動特性の誤差率を示す。各動特性の誤差率は、ノイズ混入率によらず概ね一定である。また検討条件では、レール質量と軌道パッド剛性の誤差率は概ね±5%以内であるのに対し、軌道パッド減衰係数の誤差率は30%程度と大きい。

図-4(b) に、2自由度系における動特性の誤差率を示す。道床減衰係数の誤差率は、ノイズ混入率の増加とともに負値側に大きくなる傾向を示す。その他の誤差率はノイズ混入率によらず概ね一定である。検討条件における誤差率の最大値は、レール質量で21%程度、まくらぎ質量で7%程度、軌道パッド減衰係数で±5%程度、道床剛性で13%程度、軌道パッド剛性で9%程度であった。なお、道床減衰係数の誤差率については、ノイズ混入率が80%を超えると誤差率が-50%を下回った。

表-1 軌道のパラメータ（真値）

(a) 1自由度系

項目	記号	単位	値
レール質量	m	kg	32
軌道パッド減衰係数	c	Ns/m	2.500×10^4
軌道パッド剛性	k	N/m	1.0×10^8

(b) 2自由度系

項目	記号	単位	値
まくらぎ質量	m_1	kg	83
レール質量	m_2	kg	32
道床減衰係数	c_1	Ns/m	1.200×10^4
軌道パッド減衰係数	c_2	Ns/m	7.165×10^4
道床剛性	k_1	N/m	3.0×10^7
軌道パッド剛性	k_2	N/m	3.6×10^8

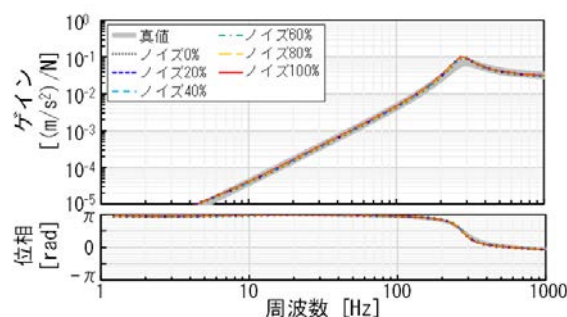
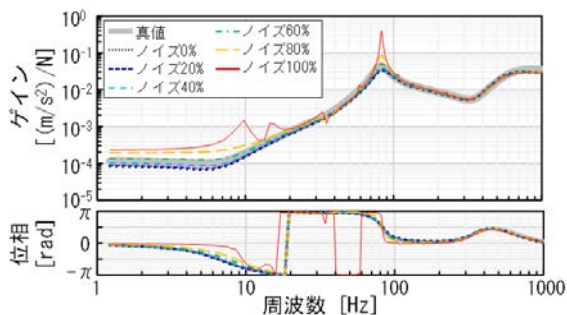
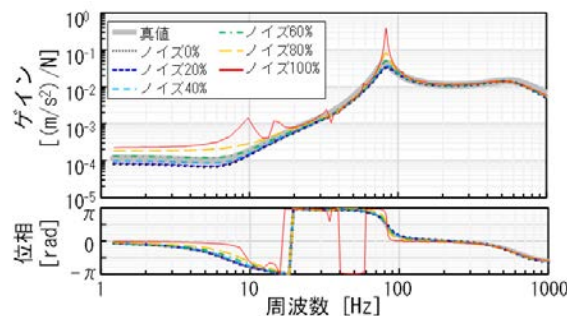


図-2 周波数応答関数の同定結果（1自由度系）

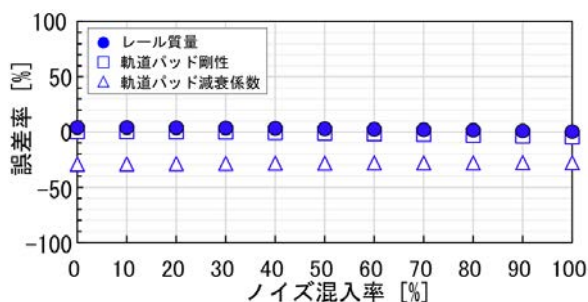


(a) レール

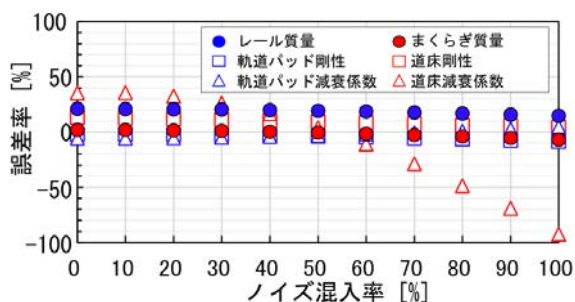


(b) まくらぎ

図-3 周波数応答関数の同定結果（2自由度系）



(a) 1自由度系



(b) 2自由度系

図-4 同定値の誤差率とノイズ混入率

なお、今回はレールとまくらぎの応答加速度波形にホワイトノイズを一様に付加した場合を検討したが、この方法では、低周波数域と比べて共振・反共振点を含む高周波数域における FRF の乱れが小さいため、ノイズ混入率に対して誤差率が比較的小さくなったと考えられる。また誤差率は、パラメータ同定に用いる FRF の周波数範囲を 10～600Hz とした場合の結果であり、評価する周波数帯域を変更すれば異なると考えられる。

以上より、実際の加振試験におけるノイズレベルを考慮すると、FRF に明瞭な共振・反共振のピークを確認できれば、軌道部材の材料特性を表す剛性を実用的な精度で評価できると考えた。なお、減衰係数の同定精度は質量、剛性と比較して高くなく、本傾向は Wang¹⁶⁾の指摘と整合しており、本手法の限界と考えられた。

5. 営業線の実軌道における加振試験

本章では、剛性の異なる 2 種類の軌道パッドが敷設された営業線の PC まくらぎ直結軌道で加振試験を行い、得られた FRF に 3 章の同定手法を適用して、軌道パッドの動特性を同定した。なお、動特性の同定にあたっては、図-1(a)に示した 1 自由度系の質点モデルを仮定した。

(1) 測定箇所

図-5 に測定箇所の概要図を示す。測定箇所は、地下鉄路線の曲線区間に位置し、軌道構造は PC まくらぎ直結軌道、レール種別は 50kgN、まくらぎは PC まくらぎ（直結軌道の曲線用）、締結装置はナブラ型、締結間隔は 0.625m である。軌道パッドの剛性（公称値）は、測点 A では 30MN/m、測点 B では 50MN/m である。加振試験では、加速度ピックアップ（RION 社製：PV-86）を締結装置直上の外軌頭部の側面にベークライト板を介してエポキシ系樹脂で固定し、レールの上下振動加速度（以下、レール振動加速度）を測定した。

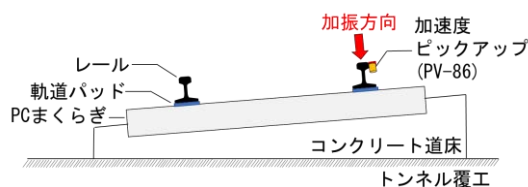


図-5 測定箇所の概要

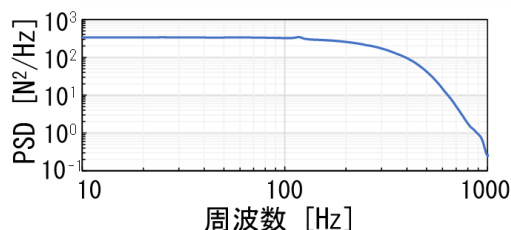


図-6 加振力の PSD の例

(2) 加振方法

加振試験では、インパクトハンマ（東陽テクニカ社製：086D50）で締結直上のレール頭頂面を上下方向に衝撃加振した。ここで、動特性の同定結果の再現性を確認するために、試番数は測点 A、B とともに 5 試番（以下、試番 1～試番 5）ずつとし、加振後にレール振動加速度が十分に収束したことを確認しながら、1 試番あたり 10 回加振した。

図-6 に加振力のパワースペクトル密度（以下、PSD）の例を示す。同図に示すように、400Hz 程度までは概ねフラットな周波数特性で十分な加振力が得られている。なお、各加振における加振力の最大値は、10～25kN 程度の範囲に分布した。

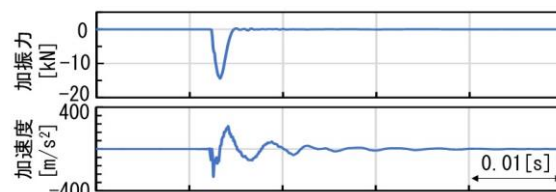
(3) 測定・分析方法

インパクトハンマの加振力、およびレール振動加速度は、サンプリング周波数 12kHz で収録した。なお、収録時にはチャージアンプで 10kHz のローパスフィルタ処理を行っている。

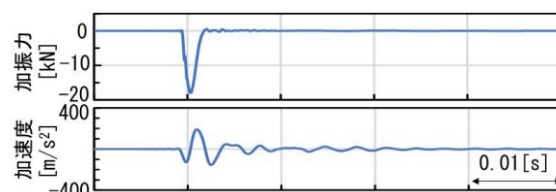
3 章で述べた同定手法に用いるアクセラランスは、以下の手順により算出した。まず、加振力およびレール振動加速度の測定波形の PSD とクロススペクトルを算出する。このとき、解析データ長は 10 加振分の応答を含むように設定し、FFT ポイント数は 8192 点（0.683 秒相当）、窓関数はハニング窓、窓関数のずらし幅は 205 点（0.017 秒相当）とした。そして、クロススペクトルを加振力の PSD で除して、アクセラランスを算出した。

(4) 測定結果

図-7 に、加振力とレール振動加速度の波形の例を示す。加振力の符号は、加速度の極性とあわせるために負値とした。レール振動は加振後から一様に減衰し、概ね 0.04 秒以内に収束していることが分かる。図-8 にレール振動加速度と加振力のコヒーレンスを示す。同図より、

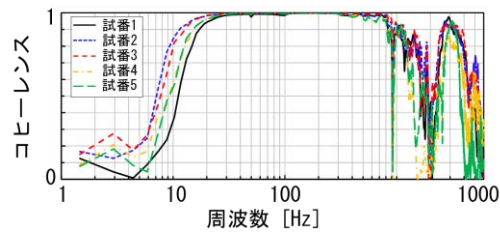


(a) 測点 A (軌道パッド剛性 30MN/m)

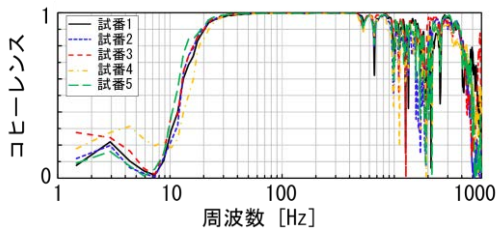


(b) 測点 B (軌道パッド剛性 50MN/m)

図-7 加振力とレール振動加速度波形の例



(a) 測点 A (軌道パッド剛性 30MN/m)

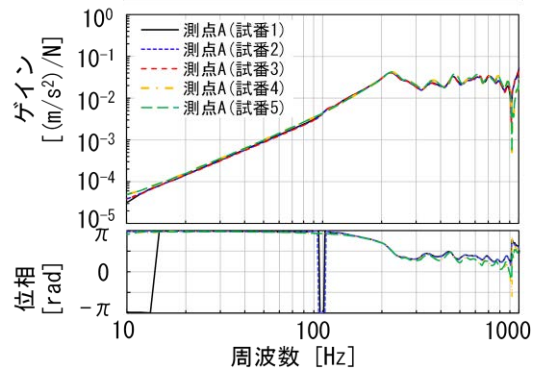


(b) 測点 B (軌道パッド剛性 50MN/m)

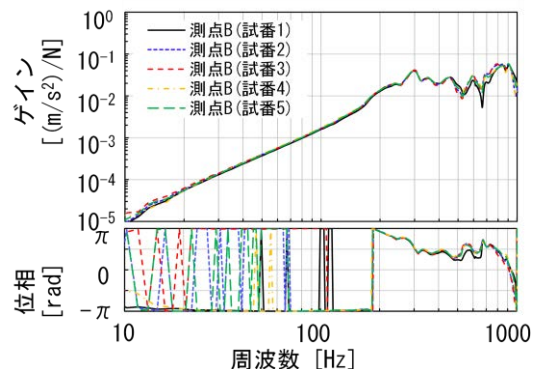
図-8 加振力とレール振動加速度のコヒーレンス

概ね 10~700Hz 程度ではコヒーレンスが 0.7 程度以上であり、加振力と応答加速度の相関が高いことを示す。

図-9 にレールの FRF の例を示す。同図より、10~1000Hz 程度の周波数域では、測点 A、B ともに試番によらず FRF の形状は概ね等しい。また、測点 B では共振峰の形状が歪んでいるが、共振峰の位置から読み取れるおおよその共振周波数は、測点 A で 220Hz 程度、測点 B で 290Hz 程度であった。



(a) 測点 A (軌道パッド剛性 30MN/m)



(b) 測点 B (軌道パッド剛性 50MN/m)

図-9 周波数応答関数の例 (測定結果)

(5) 同定結果

3 章で述べた動特性の同定手法に前節で得た FRF を適用して、軌道パッドの動特性を同定した。同手法を用いる場合、動特性を適切に評価するためには、共振峰を含むように FRF の評価帯域 (以下、評価帯域) を設定する必要がある。ここで、評価帯域が動特性の同定結果に与える影響を把握するため、図-10 に示すように評価帯域を 10~250Hz (以下、ケース①)、10~300Hz (以下、ケース②)、10~350Hz (以下、ケース③) として動特性を同定した。ここで、ケース①は測点 A で見られる共振峰を含む帯域、ケース②は測点 A および測点 B で見られる共振峰を含む帯域、ケース③は何れの測点で見られる共振峰よりも高周波側により広い帯域である。

図-11 に各測点における FRF の同定結果の例を示す。

図-11(a) は、測点 A (軌道パッド剛性 30MN/m) における試番 1 の同定結果を示す。同図より、ケース①の FRF の共振峰の位置は、同定結果と測定結果で概ね一致している。また、評価帯域を拡大するほど、同定された FRF の形状はなだらかとなる。図-11(b) は、測点 B (軌道パッド剛性 50MN/m) における試番 1 の同定結果を示す。同図より、測定結果の共振峰は測点 A ほど明瞭でないが、ケース①②の同定結果は共振峰の位置を概ね捉えている。なお、本研究の同定手法は FRF の実部と虚部を連立して

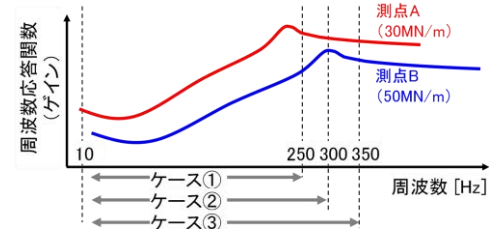
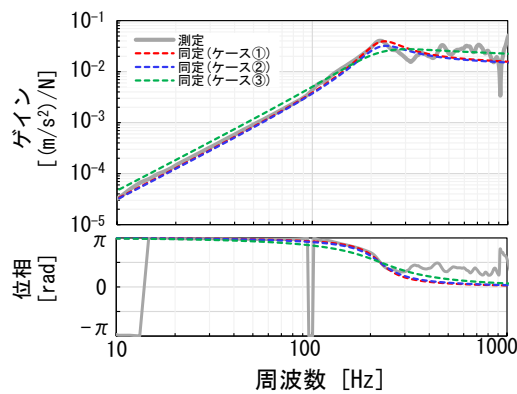


図-10 評価帯域と周波数応答関数の共振峰の関係

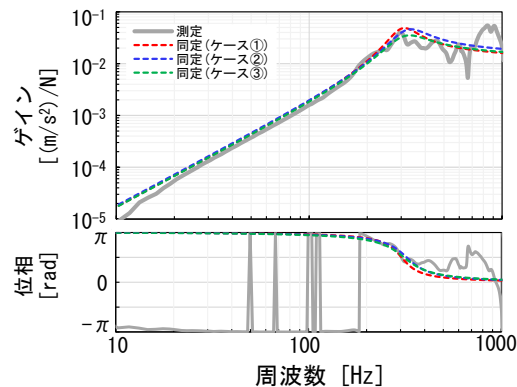
解くため、今回の同定条件においては共振峰を含まないケース①も良好な同定結果となった可能性があるが、通常は共振峰を含む帯域で評価すべきである。評価帯域の拡大に伴い同定された FRF がなだらかな形状となる傾向は、測点 A と同様である。

図-12 に、動特性 (レール質量、軌道パッド剛性、軌道パッド減衰係数) の同定結果の例を示す。同図には、5 試番の同定値から算出した平均値と標準偏差を示す。

図-12(a) にレール質量の同定結果を示す。測点 A では、ケース①②と比較して、共振峰よりも高周波側の FRF を含むケース③では標準偏差が大きく、同定値は小さくなる。ここで、標準偏差の小さいケース①②に着目すると、同定値の平均値は 64~66kg 程度、標準偏差は 0.7~0.9kg 程度となった。一方、測点 B では評価帯域によらず測点 A よりも標準偏差が大きい傾向にある。ここで、共振峰を含むケース②③に着目すると、同定値の平均値は 47



(a) 測点 A (軌道パッド剛性 30MN/m)



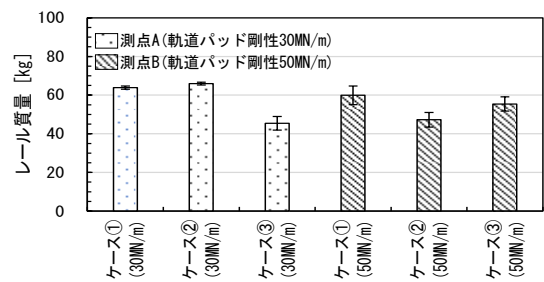
(b) 測点 B (軌道パッド剛性 50MN/m)

図-11 周波数応答関数の同定結果の例

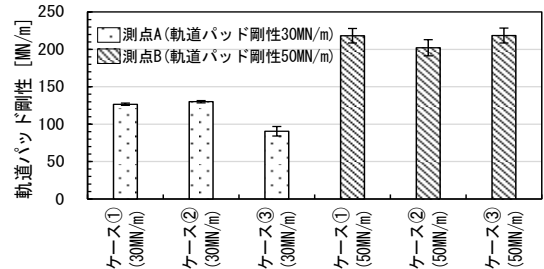
～55kg 程度、標準偏差は 3.7～3.8kg 程度であった。

図-12 (b) に軌道パッド剛性の同定結果を示す。測点 A では、レール質量の同定値に見られた傾向と同様に、共振峰よりも高周波側を含むケース③では、標準偏差が大きく、同定値は小さくなる。ここで、標準偏差の小さいケース①②に着目すると、同定値の平均値は 127～130MN/m 程度、標準偏差は 1.5～1.6MN/m 程度であった。測点 B では、レール質量の同定値に見られた傾向と同様に、FRF の評価帯域によらず測点 A よりも標準偏差が大きい傾向にある。ここで、共振峰を含むケース②③に着目すると、同定値の平均値は 202～219MN/m 程度、標準偏差は 10.1～10.9MN/m 程度であった。軌道パッド剛性の同定値は公称値と比較して大きい、これは周波数および荷重振幅の違いによると考えられる³⁾。一方、同定値の平均値の比は、各測点の軌道パッド剛性の公称値 (30MN/m, 50MN/m) の比と概ね等しかった。

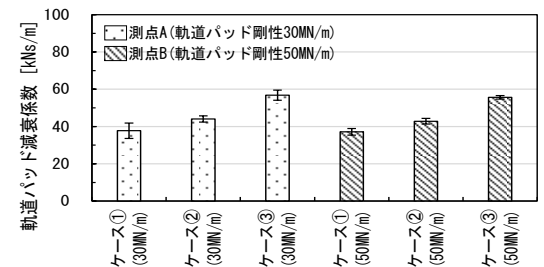
図-12 (c) に軌道パッド減衰係数の同定結果を示す。同図より、評価帯域の拡大に伴って、同定値は大きくなる傾向にある、なお、評価帯域が同じ場合、同定値は測点 A, B とともに同程度の値となった。評価帯域の拡大により減衰係数の同定値が大きくなる原因として、FRF のばらつきは低周波側よりも高周波側で大きく、共振峰よりも高周波側の情報を同定に用いることで FRF が平均化され、図-11 に示したように共振峰のピークがなだらかな



(a) レール質量



(b) 軌道パッド剛性



(c) 軌道パッド減衰係数

図-12 動特性の同定結果の例

形状になるためと考えられる。

以上の同定値は、軌道を加振した際の応答を質点モデルで再現した場合の動特性であり、等価質量・剛性⁹⁾と直接比較できるものではない。ここで、適切な FRF の評価帯域を設定すれば、軌道パッド剛性の同定結果は再現性が高く (標準偏差が小さい)、軌道パッド剛性の同定値 (127～130MN/m, 202～219MN/m) の比は公称値 (30 MN/m, 50MN/m) の比と概ね等しいことから、本手法で劣化による軌道パッド剛性の変化等を評価できる可能性がある。ただし、測点 A でケース③の同定結果が他ケースと異なるように、評価帯域が共振峰よりも高周波側に広い場合、レール内を伝播する波動など質点モデルでは考慮されない連続体としての軌道の挙動が、同定結果に影響する可能性がある。また、軌道パッド減衰係数の同定値は、FRF の評価帯域によって大きく変化し、本手法による評価は困難と考えられた。

なお、一般に軌道部材の動特性は、車両による予荷重の有無や、加振力の特性 (大きさや周波数特性)、部材の支持状態によって異なると考えられる。そのため、上記の諸要因を材料試験や数値解析等により考慮し、同定値の妥当性を検証するとともに、様々な軌道構造に対する本手法の有効性を検証する必要がある。

6. まとめ

本論文では、敷設供用下における軌道部材の動特性を同定する実用的な手法を開発するための基礎検討として、周波数応答関数を用いた実験的同定法の適用を検討し、加振試験を模擬した数値シミュレーションや実軌道で実施した加振試験により、その適用性を検証した。

- (1) 加振試験を想定した数値シミュレーションを行い、測定ノイズが動特性の同定精度に与える影響を把握した。その結果、実際の加振試験のノイズレベルにおいては、周波数応答関数に明瞭な共振・反共振のピークを確認できれば、実用的な精度で軌道部材の質量と剛性を評価できると考えられた。
- (2) 営業線の PC まくらぎ直結軌道で衝撃加振試験を実施し、軌道部材の動特性を同定した。その結果、共振峰を含む適切な周波数域の周波数応答関数を用いることで、実用的なばらつき（標準偏差）の範囲内で軌道パッド剛性を評価できると考えられた。一方、軌道パッド減衰係数については、同定条件によって同定結果が大きく異なった。
- (3) 軌道部材の動特性は、加振力の特性（大きさや周波数特性）や軌道の支持状態によって異なると考えられるため、同定値の妥当性については材料試験や数値解析等により検証する必要がある。

参考文献

- 1) 日本規格協会：JIS ハンドブック 鉄道，pp.211-270，2014.
- 2) CEN/TC256: Railway applications-Track-Test methods for fastening systems-Determination of stiffness, EN13146-9, 2020.
- 3) 浦川文寛ほか：軌道の状態を考慮した固有振動によるロングレール軸力測定法の検討，鉄道工学シンポジウム論文集，No.20，pp.1-8，2016.
- 4) A. Remennikov and S. Kaewunruen: Determination of dynamic properties of rail pads using an instrumented hammer impact technique, Acoustics Australia, Vol.33, No.2, pp.63-67, 2005.
- 5) Shen, C. et al.: Fast and robust identification of railway track stiffness from simple field measurement, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol.152, p.107431, 2021.
- 6) 佐藤裕：軌道構造の構築振動におよぼす影響，土木学会論文報告集，第 240 号，pp.63-70，1975.
- 7) 細田充ほか：鉄道におけるレール波状摩耗発生・成長機構の検討のための軌道の支持剛性を考慮したマルチボディダイナミクスによる車両運動解析，構造工学論文集，Vol.63A，pp.171-181，2017.
- 8) 三浦重：軌道構造の動特性モデルの構築，鉄道総研報告，Vol.9，No.12，pp.7-12，1995.
- 9) 佐藤吉彦：落重試験による軌道各部特性係数の算出，鉄道技術研究所速報，No.74-153，1974.
- 10) 石田誠：輪軸落下試験による軌道動特性の評価，新線路，Vol.53，No.8，pp.25-27，1999.
- 11) 鈴木貴洋，石田誠：輪軸落下試験による軌道構造別動特性の検討，土木学会第 57 回年次学術講演会，IV -141，pp.281-282，2002.
- 12) 道本順一，村中一意：振動方程式の特性行列の同定に関する研究（その 1，解析法と解析例），日本造船学会論文集，No.167，pp.191-198，1990.
- 13) 大熊政明，長松昭男：特性行列の実験的決定による系の同定（第 1 報，方法の提案と基礎的検討），日本機械学会論文集 C 編，54 巻，464 号，pp.719-728，1985.
- 14) 瀧上唯夫，秋山裕喜：定置加振試験に基づく鉄道車両用車体の特性行列の実験的同定手法（模型車体を用いた検討），機械力学・計測制御講演会（D&D2018），講演番号 328，2018.
- 15) 大熊政明，長松昭男：特性行列の実験的決定による系の同定（第 2 報，誤差を含むデータに対する同定法の提案），日本機械学会論文集 C 編，52 巻，478 号，pp.1742-1749，1986.
- 16) Wang, J. -H.: Mechanical parameter identification, with special consideration of noise effects, Journal of Sound and Vibration, Vol.125, No.1, pp.151-167, 1988.

(Received April 2, 2021)

(Accepted June 4, 2021)

A FUNDAMENTAL STUDY ON PRACTICAL METHOD FOR IDENTIFYING DYNAMIC PROPERTIES OF RAILWAY TRACK COMPONENTS BY IMPACT EXCITATION TEST

Kazuhiro KAJIHARA, Tatsuya TONAI and Hirofumi TANAKA

Identifying dynamic properties (mass, stiffness and damping) of in-situ railway track components is important for efficient track maintenance operation. However, dynamic properties of track components such as rail pad are generally evaluated from laboratory tests, and their results do not completely reflect the in-situ conditions. Therefore, this study investigates the applicability of the experimental identification method for dynamic properties of in-situ railway track. For this purpose, a series of numerical simulations assuming hammer excitation test is first conducted to understand the effect of measurement noise on the identification accuracy. In addition, the effectiveness of this method was verified from the results of field measurements.