

高速パンタグラフ試験装置を用いた 集電系ハイブリッドシミュレーション手法

小林 樹幸* 小山 達弥* 原田 智*

Hybrid Simulation Based on High-Speed Test Facility for Pantograph/OCL Systems

Shigeyuki KOBAYASHI Tatsuya KOYAMA Satoshi HARADA

It is useful to evaluate current collection performance based on results of a bench test where sliding between overhead contact lines (OCL) and pantograph is considered. This study proposes methodology of hybrid simulation for the current collection systems using the High-Speed Test Facility for Pantograph/OCL Systems (HiPaC) built at RTRI in 2020. In the hybrid simulation, the contact force between pantograph head and vertical actuator is estimated from strain measured at the pantograph head. It is validated that the dynamic interaction between OCL and pantograph due to span-passing of the pantograph is represented by the proposed hybrid simulation.

キーワード：パンタグラフ、ハイブリッドシミュレーション、高速パンタグラフ試験装置、接触力

1. はじめに

電気鉄道において、パンタグラフは架線から車両へ電力を供給する役割を担う。そのため、車両へ安定した電力供給を行うためには、パンタグラフの架線に対する追随性能を十分に確保する必要がある。パンタグラフの追随性能は、シミュレーション、定置試験、現車試験等によって評価される。その中で現車試験では実環境下での性能を評価することができるが、試験実施や条件変更により多大な労力を要する点や、高電圧環境下に測定器を仮設するため測定項目に制約が課せられるなどの課題がある。そこで著者らは、実機パンタグラフの加振試験と、架線運動のリアルタイムシミュレーションを融合した集電系ハイブリッドシミュレーション (Hybrid Simulation, 以下 HS) を開発している。集電系 HS では、加振機がパンタグラフ舟体を強制変位加振する際の反力を架線の力学モデルへ入力し、力学モデルを用いてリアルタイムで計算されるパンタグラフ点における架線モデルの変位を加振機の加振波形として用いる。この際、架線モデルに与える加振力の作用位置を列車の走行に伴って前進させる。これにより、パンタグラフの架線下の走行を模擬することが可能となる。

著者らはこれまでに、門型構造物に固定された油圧型加振機を用いて集電系 HS を構築した¹⁾。この集電系 HS では、架線の支持点をパンタグラフが通過する周波数 (以下、支持点通過周波数)、およびハンガの下をパンタグラフが通過する周波数 (以下、ハンガ点通過周波数) に起因する架線・パンタグラフ間の動的相互作用を模擬することができる。これにより、パンタグラフが実

架線下を走行する際に生じる接触力変動や舟体の上下変位のうち主要な成分である支持点通過周波数成分、およびハンガ点通過周波数成分を定置試験で評価することが可能となる。しかし、この集電系 HS では試験中に加振機を左右方向、すなわち架線の偏位方向へ動かすことができないため、舟体の左右方向における追随性能の差異を評価するためには、加振位置を変更して集電系 HS 試験を行う必要があり、多くの工数を要するという課題がある。

鉄道総研では、架線とパンタグラフを最高周速度 500km/h でしゅう動させながら、パンタグラフの追随性能やすり板摩耗試験等の総合的な試験を実施可能な試験装置である、高速パンタグラフ試験装置を 2020 年度に完成させた²⁾。高速パンタグラフ試験装置では、回転円盤の底面に取り付けられたトロリ線とパンタグラフをしゅう動させながら、回転円盤を上下方向と左右方向にそれぞれ任意の波形で加振することができる。そのため、架線偏位を回転円盤の左右加振により再現しながら、回転円盤の上下加振波形として、架線モデルのリアルタイムシミュレーションから得られるトロリ線の上下変位を用いることで、回転円盤を加振機とした左右偏位を再現可能な集電系 HS を実現することができる。

本研究は、高速パンタグラフ試験装置を用いた集電系 HS を構築し、支持点通過周波数に起因した架線・パンタグラフ間の動的相互作用を表現することを目的とする。なお、走行速度が 300km/h であり支持点間隔が 50m の場合の支持点通過周波数は 1.7Hz である。また、本研究では安定的な集電系 HS を実現するために制御系に Dynamically Substructured System (以下、DSS) を用いる³⁾。構築した集電系 HS の妥当性を検証するために、架線下をパンタグラフが走行する際の動的相互作用

* 鉄道力学研究部 集電力学研究室

をシミュレーションによって計算し、このシミュレーション結果を集電系 HS 試験結果と比較する。

2. 高速パンタグラフ試験装置

高速パンタグラフ試験装置の構成を図1に示す。この試験装置は円盤を最高周速度 500km/h で回転させながら、円盤底面の円周部に取り付けられているトロリ線とパンタグラフすり板を高速でしゅう動させることができる。また、円盤を回転させた状態で、任意の波形を用いて円盤を上下方向と左右方向にそれぞれ加振することができる。回転円盤の上下加振と左右加振にはいずれも油圧型加振機が用いられ、それぞれ独立したサーボ制御器によって変位制御が行われる。なお、本試験装置の基本仕様は文献2を参照されたい。

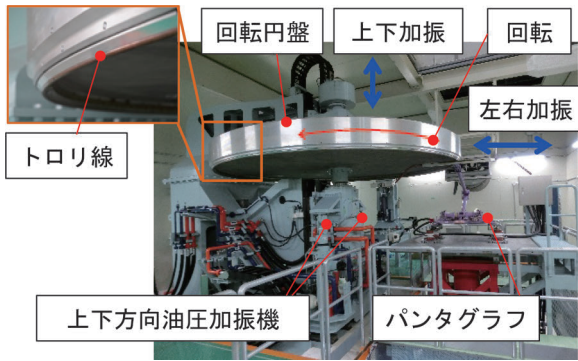


図1 高速パンタグラフ試験装置

3. 高速パンタグラフ試験装置による集電系 HS

3.1 集電系 HS

3.1.1 集電系 HS の概要

集電系 HS のブロック線図を図2に示す。集電系 HS は、実機パンタグラフ (Σ_P)、架線の力学モデル (Σ_N)、上下方向油圧加振機 (Σ_A) と、 Σ_A の位相遅れを補償するための補償器 (Σ_C) から成る。パンタグラフに作用する外乱 d_p は、パンタグラフを架線に押し付けるための静押上力である。 Σ_N ではリアルタイムシミュレーションの計算ステップ毎に、架線モデルに作用する接触力 f_c の作用位置がパンタグラフの移動に応じて変化する。

一般に油圧加振機が有する時定数や、むだ時間などの遅れ特性に起因して、HS システムが不安定化する可能性があることが知られている³⁾。集電系 HS では、上下方向油圧加振機 (以下、上下加振機) の動特性を補償するために DSS を用いる。DSS では、状態フィードバック制御と出力フィードバック制御を組み合わせることで上下加振機の動特性を補償した上で、架線モデルの変位に対する加振機の同期制御を行う。その際、DSS では上述のフィー

ドバック制御においてフィードバックゲインを適切に設定することで、安定的な集電系 HS 試験を実現する。

集電系 HS では、架線を多質点系としてモデル化する。図3に示すように質点を用いてトロリ線とちょう架線をそれぞれレール方向に対して空間的に離散化する。さらに、隣り合う質点同士をばねとダッシュポットで接続することにより、線条に印加される張力に起因する剛性と内部減衰を表現する。各質点は鉛直方向の並進自由度のみを有するものとし、線条の両端の運動を拘束する。両線条を接続するハンガは、図3に示すようにばねとダッシュポットでモデル化する。本研究では、集電系 HS における架線のリアルタイムシミュレーションを実現するとともに、集電系 HS の安定性を確保するために、モード解析を用いて力学モデルを低次元化する。トロリ線については、2.9Hz の固有振動数を有する 6 次の固有モードまでを採用し、ちょう架線については、14.4Hz の固有振動数を有する 48 次の固有モードまでを採用する。

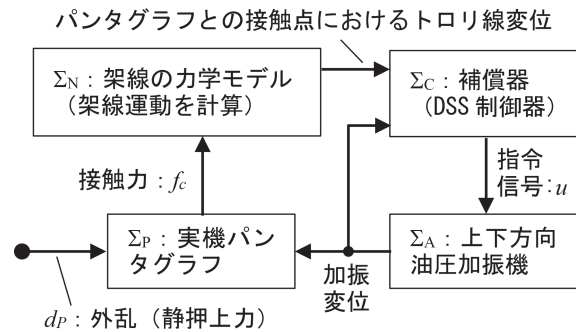


図2 集電系 HS システムのブロック線図

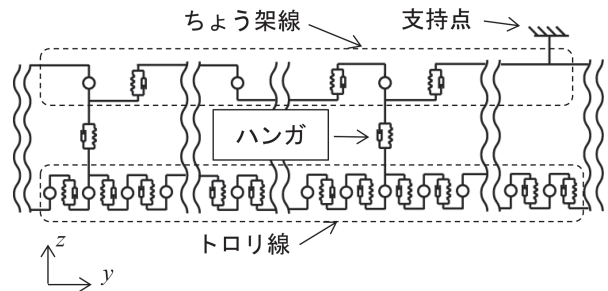


図3 多質点系を仮定した架線の力学モデル

3.1.2 DSS による加振機の動特性補償

DSS を用いて上下加振機の指令信号 u を生成する方法について以下に述べる。図3に示す架線モデルより得られるトロリ線の状態空間方程式を式(1)に示す。

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{N1} \\ \dot{x}_{N2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\mathbf{A}_N & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{N1} \\ x_{N2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{M}^{-1} \end{bmatrix} \mathbf{f} \quad (1)$$

$$\mathbf{A}_N \equiv -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C}$$

ただし \mathbf{x}_{N1} は変位ベクトルを表し、 \mathbf{M} 、 \mathbf{C} 、 \mathbf{K} はそれぞれ、質量行列、減衰行列、剛性行列を表す。 \mathbf{f} はモデルに作用する外力ベクトルである。一方、 \mathbf{x}_{N2} は式 (2) で定義されるパラメータである。

$$\mathbf{x}_{N2} = \int_0^t \mathbf{M}^{-1}(-\mathbf{K} \mathbf{x}_{N1} + \mathbf{f}) dt \quad (2)$$

ここで、上下加振機への指令信号入力に対する変位出力の伝達関数が1次遅れ要素とむだ時間要素の線形結合として表現できるものと仮定する。1次遅れ要素の位相遅れのみをDSSで補償するために、上下加振機の動特性を1次遅れ要素のみを用いて近似的に表現すると、状態空間方程式は式 (3) となる。

$$\dot{x}_p = -ax_p + b_u \quad (3)$$

ただし、 x_p は上下加振機の発生変位を表し、 a は時定数の逆数、 b はDCゲインを時定数で除した値である。

ここで、質点 i における変位 $x_{N1(i)}$ と上下加振機の変位 x_p を同期させることを考える。 $x_{N1(i)}$ と x_p に関する誤差 $x_{e(i)} = x_{N1(i)} - x_p$ の時間変化率を、式 (1) と式 (3) に基づいて式 (4) で定義する。

$$\begin{aligned} \dot{x}_{e(i)} &\equiv \dot{x}_{N1(i)} - \dot{x}_p \\ &= A_{N(i,i)}x_{e(i)} + A_{N(i,i-1)}x_{N1(i-1)} \\ &\quad + A_{N(i,i+1)}x_{N1(i+1)} + x_{N2(i)} \\ &\quad + (A_{N(i,i)} + a)x_p - b_u \end{aligned} \quad (4)$$

ただし、各変数に付した下付きの括弧は、式 (1) における行列やベクトルの成分であることを表す。ここで、質点 i における変位 $x_{N1(i)}$ と上下加振機の変位 x_p との同期誤差の増加を抑制することを考える。式 (4) が斉次微分方程式となるように上下加振機に対する指令信号 u を式 (5) で定義する。

$$\begin{aligned} u &= K_{e(i)}x_{e(i)} + K_{N1(i-1)}x_{N1(i-1)} \\ &\quad + K_{N1(i+1)}x_{N1(i+1)} + K_{N2(i)}x_{N2(i)} + K_px_p \end{aligned} \quad (5)$$

ここで、 $K_{e(i)}$ は同期誤差 $x_{e(i)}$ に対するフィードバックゲインを表し、 $K_{N1(i-1)}$ 、 $K_{N1(i+1)}$ 、 $K_{N2(i)}$ 、 K_p はそれぞれ、 $x_{N1(i-1)}$ 、 $x_{N1(i+1)}$ 、 $x_{N2(i)}$ 、 x_p に対するフィードバックゲインを表す。ここで $K_{N1(i-1)}$ 、 $K_{N1(i+1)}$ 、 $K_{N2(i)}$ 、 K_p を式 (6) から式 (9) で定義する。

$$K_{N1(i-1)} = \frac{A_{N(i,i-1)}}{b} \quad (6)$$

$$K_{N1(i+1)} = \frac{A_{N(i,i+1)}}{b} \quad (7)$$

$$K_{N2(i)} = \frac{1}{b} \quad (8)$$

$$K_p = \frac{A_{N(i,i)} + a}{b} \quad (9)$$

式 (5) から式 (9) を式 (4) に代入すると、式 (10) の斉次微分方程式を得る。

$$\dot{x}_{e(i)} = (A_{N(i,i)} - bK_{e(i)})x_{e(i)} \quad (10)$$

ここで、上下加振機の整定時間 t_s を用いると、 $K_{e(i)}$ は式 (11) で与えられる。

$$K_{e(i)} = \frac{A_{N(i,i)} + 4/t_s}{b} \quad (11)$$

3.1.3 DSSの制御系設計

集電系HSでは式 (5) に示す指令信号 u を用いて上下加振機を制御する。指令信号を生成する際の適切なフィードバックゲインを算出するためには、式 (6) から式 (9) および式 (11) に含まれる上下加振機の動特性 a 、 b が必要である。これらのパラメータを同定するために、パンタグラフを設置しない状態で上下加振機単体の加振試験を、回転円盤を回転させずに実施した。指令信号を入力とし、発生変位を出力とした周波数応答関数 (Frequency Response Function, 以下FRF) の測定結果を図4に青線で示す。図4より、上下加振機は固有振動数が約6.5Hzの固有モードを有することがわかる。この固有モードは、上下加振機の可動部である回転円盤等の質量に起因するものである。

本研究では、集電系HSの構成を簡素化するために、上下加振機の動特性が1次遅れ系であるものと仮定し、制御系を低次元化してDSSを定式化する。そこで、図4に青線で示す上下加振機のFRFからカットオフ周波数を読み取り、これに基づいて時定数を推定することで a を推定した。また、上下加振機の仕様に基づいてDCゲインを算出し、これと時定数を用いて b を推定した。 a と b の推定値に基づいて得られるFRFを図4に赤線で示す。高速パンタグラフ試験装置を用いた集電系HSは、支持点通過周波数の加振に起因する架線・パンタグラフ間の動的相互作用を表現することが目的である。支持点通過周波数は、走行速度が300km/hで径間長が50mの場合に1.7Hzであり、この周波数近傍ではFRFの測定値と推定値が概ね一致することが図4からわかる。そのため、

上下加振機のモデル化誤差が集電系 HS に与える影響は小さいと考えられる。しかし、より高い周波数の現象を表現して集電系 HS の適用範囲を拡大するためには、加振機の動特性を 2 次遅れ系で表現した DSS を開発する必要があると考えられるため、今後検討を進める方針である。

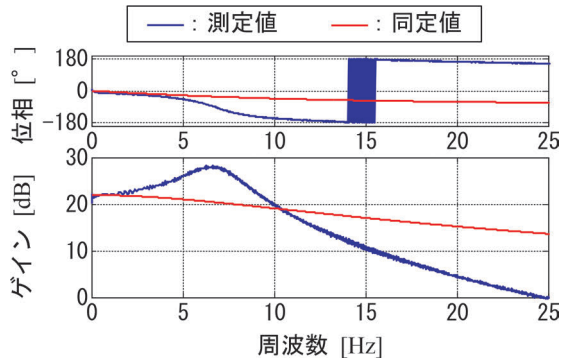


図4 上下加振機の周波数応答関数

3.2 接触力推定

3.2.1 概要

高速パンタグラフ試験装置を用いた集電系 HS ではトロリ線とパンタグラフの接触点が時間とともに変化するため、トロリ線とパンタグラフ間にロードセルを取り付けて接触力を推定することが困難である。そこで、本研究では舟体に生じるひずみを用いて接触力を推定する。

3.2.2 パンタグラフの構造

本研究では、図 5 に示すシングルアームパンタグラフを対象として接触力推定を行う。図 5(a) は、高速パンタグラフ試験装置に仮設されたパンタグラフの様子を示し、図 5(b) は当該パンタグラフの舟体の構造を示す概念図である。舟体には、複数個に分割されたすり板が設けられている。すり板は、可撓性を有する金属製の板（以下、可撓板）上に一列に並べられている。可撓板の両端は舟体に対してピン結合されており、その中央は、微動ばねと呼ばれるコイルばねを介して舟体に支持されている。本パンタグラフは、可撓板と微動ばねの弾性を利用して、パンタグラフの走行によって生じる架線の振動に対する、すり板の追随性を確保している。

3.2.3 接触力推定方法の概要

架線・パンタグラフ系の接触力推定方法として、パンタグラフに作用する空気力、復元力と慣性力の釣り合いから接触力を推定する釣り合い法が広く用いられている。鉄道総研では、すり板などに複数のひずみゲージと加速度計を取り付け、事前に同定しておいたひずみ及び加速度から接触力への換算係数と、実稼動応答の線形和に基づいて接触力を推定する方法を開発した⁴⁾。しかし、本研究の集電系 HS が対象とする支持点通過周波数は比較的低い周波数であり、接触力へ及ぼす慣性力の影響は

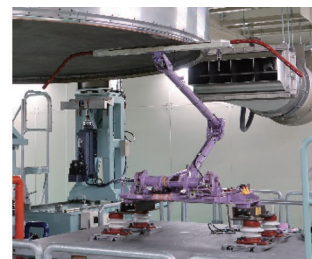
比較的小さいと考えられる。そこで本研究では、ひずみゲージによって間接的に測定される可撓板と微動ばねの復元力に基づいて、近似的に接触力を推定する。

接触力を推定するためにひずみゲージを貼り付けた舟体（以下、接触力推定舟体）と、センサの配置を図 6 に示す。可撓板に、2 軸のひずみゲージ（ひずみゲージ A）を 2 枚貼り付け、これらのひずみゲージを用いて 4 ゲージ法でブリッジを構成した。微動ばねには、1 軸のひずみゲージ（ひずみゲージ B）を 2 枚貼り付け、2 個の固定抵抗を用いて 4 ゲージ法でブリッジを構成した。これらのひずみゲージから得られる 2 つの出力信号に基づいて接触力を推定する。

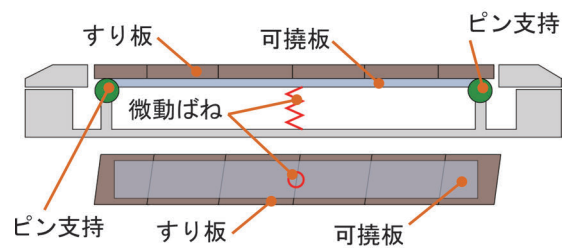
上記のひずみ信号に基づき、時間領域で接触力 $f_c(t)$ を推定する式は式 (12) により表される。

$$f_c(t) \cong \sum_{j=1}^2 k_{ej} \varepsilon_j(t) \quad (12)$$

ここで、 k_{ej} は、ひずみ $\varepsilon_j(t)$ を力に換算するための校正係数である。 k_{ej} は、質量が既知の重錘をすり板に載荷・除荷して得られるひずみを測定する静荷重試験に基づいて推定される。



(a) パンタグラフ全景



(b) 舟体の断面図および上面図

図5 試験対象とするパンタグラフ

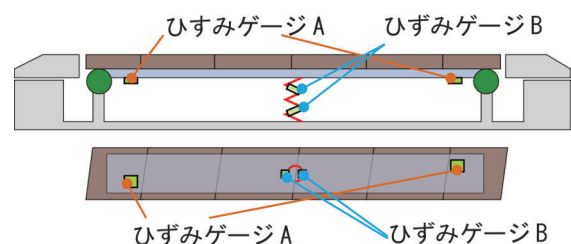


図6 接触力推定舟体のセンサ配置

3.2.4 校正係数の推定

式(12)における校正係数 k_{e_j} を求めるために、舟体上に重錘を載せてひずみを測定する静荷重試験を行った。この試験では重錘位置を舟体の中央、偏位 $\pm 100\text{mm}$ 及び偏位 $\pm 200\text{mm}$ の位置に設定し、順番に、0N から 50N まで 10N 毎に載荷及び除荷して、各部のひずみを測定した。全ての試験条件で測定された載荷荷重ベクトル $\{f_e\}$ とひずみ測定値のマトリクス $[A]$ 、及び未知数であるひずみの校正係数ベクトル $\{k_e\}$ を用いると、式(13)の連立方程式を得る。

$$\{f_e\} = [A]\{k_e\} \quad (13)$$

式(13)において最小二乗法を用いることで、校正係数からなる未知の係数ベクトル $\{k_e\}$ を推定した。推定された係数 k_{e_1} と k_{e_2} は、それぞれ $-0.111\text{N}/\mu\text{st}$ と $0.056\text{N}/\mu\text{st}$ であった。

これらの校正係数を用いた接触力推定精度を検証するために、0.5Hz から 10Hz まで 0.5Hz 刻みで舟体の正弦波加振を行った。各加振周波数における、接触力の真値に対する推定値の比を図7に示す。本研究で対象とする 1.7Hz 近傍の周波数における推定精度は約 70% であることがわかる。

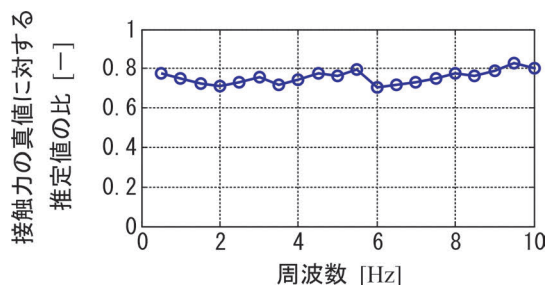


図7 接触力の真値に対する推定値の比

4. 集電系 HS 試験結果

4.1 試験方法

本試験の目的は、高速パンタグラフ試験装置を用いた集電系 HS 試験を実施するとともに、別途行う架線・パンタグラフ系のシミュレーション (Emulated Simulation, 以下 ES) 結果が真値であると仮定して、両者の結果を比較することで集電系 HS の妥当性を検証することである。本試験の対象とする架線は新幹線用のシンプル架線であり、トロリ線とちょう架線の張力を、いずれも 19600N とした。支持点の間隔と、ハンガの設置間隔は、それぞれ 50m 及び 5m とした。本研究では 5m 間隔で設置されたハンガ間を 10 等分するように、0.5m 間隔でトロリ線の質点を配置し、ちょう架線の質点間隔を 2.5m

とした。なお、構築した架線モデルは、総延長が 150m の 3 径間の架線であり、中央に位置する径間内をパンタグラフが繰り返し走行することで、パンタグラフの連続的な長距離走行を模擬した¹⁾。パンタグラフの静押上力は 54N、走行速度は 300km/h として、回転円盤の回転周速度を 300km/h とした。また、回転円盤が偏位 +150mm から -150mm の範囲を 1.2 秒で 1 往復するように、三角波を用いて左右方向の加振機を駆動した。これは、50m 間隔で設けられた支持点を 300km/h で走行するパンタグラフが 2 径間走行するのに相当する時間である。

4.2 パンタグラフのモデル化

本節では、ES に用いるパンタグラフの力学モデルを構築する。集電系 HS 試験では、架線の運動を表現する回転円盤と舟体の接触位置が左右方向に変化するため、図8に示すように、舟体が左右方向の自由度を有し、なおかつ低自由度であるモデルを構築した。本モデルでは、すり板体、舟体とホーンをそれぞれオイラー梁要素でモデル化した。各節点の自由度は、 z 軸並進、および紙面に垂直な軸周りの θ_y の 2 自由度である。

図5に示すパンタグラフの加振試験を行い、モード特性を同定した。本研究では、剛体モードを除く最初の 3 次の固有モードにおいて、力学モデルの固有振動数とモード減衰比が、同定された値となるべく一致するようにモデルのパラメータを推定した。ここで、パラメータ推定の対象は、微動ばねの剛性・減衰、梁要素の曲げ剛性とした。舟体と枠組の質量は、従来用いられている集中質量モデルで用いられる値¹⁾ や実測値を用いることとし、パラメータ推定の対象外とした。パラメータ推定によって得られた力学モデルのモード特性と同定結果との比較を表1に示す。モード特性の同定値とモデル推定値が概ね一致していることがわかる。

4.3 試験結果

集電系 HS 試験と、ES の結果の時間領域における比較を図9に示す。上段から順に架線偏位、接触力、架線・パンタグラフ接触点の上下変位 (舟体変位) を示す。集電系 HS 試験ではトロリ線の力学モデルを 2.9Hz までの固有モードを用いて表現しているため、カットオフ周波数が 2.9Hz のローパスフィルタ処理を接触力と舟体変位に施した。高速パンタグラフ試験装置を用いた集電系 HS 試験によって、支持点通過周波数に起因する動的相互作用を概ね表現できることがわかる。

つぎに、ES の結果から支持点通過周波数に起因する現象を抽出するために、ES の結果に対してもカットオフ周波数が 2.9Hz のローパスフィルタ処理を施した。集電系 HS 試験結果と ES の結果の比較を図10に示す。両者の結果は概ね一致しているが、集電系 HS 試験結果

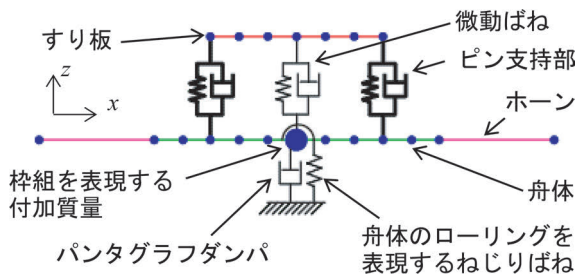


図8 HS試験結果の検証に用いるパンタグラフの力学モデル

表1 パンタグラフのモード特性の比較

	固有振動数		モード減衰比	
	同定	モデル	同定	モデル
舟体ローリング	13.8Hz	13.4Hz	2.7%	4.7%
舟体1次曲げ	33.0Hz	33.0Hz	1.4%	1.3%
すり板1次曲げ	36.7Hz	36.3Hz	3.8%	3.2%

はESの結果と比較すると、接触力と舟体変位が過小評価される傾向が認められる。これは、トロリ線やちょう架線のモデルを低次元化する際に用いる固有モードの採用数が少ないことや、DSSにおいて上下加振機の動特性を1次遅れ系で表現することなどに起因するものと考えられる。

5. まとめ

架線とパンタグラフのしゅう動状態を定置で再現可能な、高速パンタグラフ試験装置を用いた集電系ハイブリッドシミュレーション (HS) を開発した。当該試験装置を用いた集電系 HS 試験では、ロードセルを用いた接触力の測定が困難なため、接触力をパンタグラフ舟体に生じるひずみから推定して、架線モデルの運動を計算した。

高速パンタグラフ試験装置を用いた集電系 HS 試験と、架線・パンタグラフ系のシミュレーション (ES) を実施して、両者の結果を比較した。集電系 HS 試験により、支持点通過に相当する周波数に起因する架線・パンタグラフ系の動的相互作用を概ね表現できることを確認した。

今後は、上下加振機の動特性を1次遅れ系より高次のモデルで表現することで、より安定性の高い集電系 HS 試験を高速パンタグラフ試験装置において実施可能にする方針である。

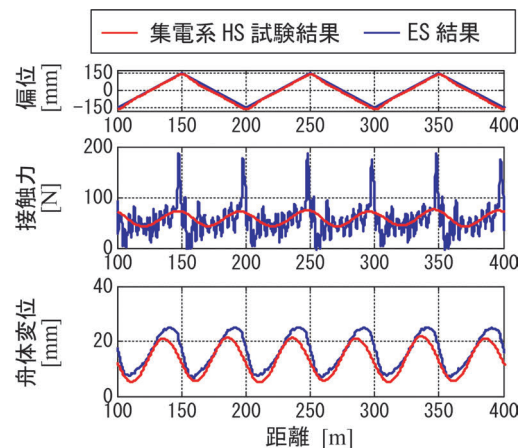


図9 集電系 HS 試験結果と ES 結果の時間領域における比較 (集電系 HS 試験結果のみにカットオフ周波数 2Hz のローパスフィルタ処理)

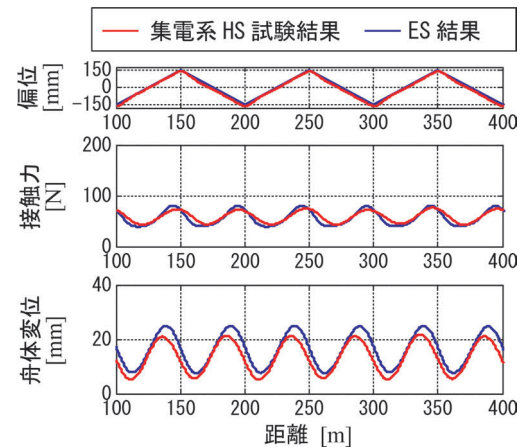


図10 集電系 HS 試験結果と ES 結果の時間領域における比較 (集電系 HS 試験結果と ES 結果にカットオフ周波数 2Hz のローパスフィルタ処理)

文献

- 1) 小林樹幸, 山下義隆, 白田隆之, Stoten, D.: 多質点系架線モデルに基づく集電系ハイブリッドシミュレーションシステムの開発, 日本機械学会論文集, Vol.84, No.867, 2018
- 2) 小山達弥: 高速パンタグラフ試験装置の開発, 鉄道総研報告, Vol.35, No.9, pp.5-10, 2021
- 3) Stoten, D., and Hyde, R., "Adaptive control of dynamically substructured systems: the single-input single-output case," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I, Vol.220, pp.63-79, 2006.
- 4) 池田充: 架線・パンタグラフ間の接触力測定手法に関する研究 (第1報, パンタグラフの慣性力評価方法の改善による接触力測定可能周波数範囲の拡大), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.70, No.694, pp.1636-1643, 2018