

HILS を用いた要素部品性能評価試験環境の弾性振動領域への拡張

車両構造技術研究部 車両振動研究室

副主任研究員 小金井 玲子

1. はじめに

鉄道車両用要素部品の開発において、営業線を用いて行う本線走行試験の一部をベンチ試験で代替する手法の開発は、開発工程の短縮や品質の向上につながると考えられ、鉄道総研では試験装置に搭載された実機と数値モデルがリアルタイムで連動することで実現する HILS (Hardware In the Loop Simulation) 技術を核とした仮想走行試験環境の構築に取り組んできた¹⁾。

これまで構築してきた鉄道車両用 HILS システムは対象周波数が 5 Hz 以下の比較的 low 周波数となる車体剛体振動領域に限定している。しかし、特に上下系振動に関しては車体の変形を伴って、より高周波数領域で生じる車体弾性振動の評価も重要であることから、車体弾性振動領域についても再現・評価できるように現行システムの対象周波数領域の拡張を行った。

このシステムの拡張には、

- ① 周波数から高周波まで加振可能な要素部品加振試験装置の構成
- ② HILS 試験精度の良悪を決める数値モデルの構築
- ③ 試験装置と数値モデルの実時間連動対応

について検討する必要がある。本発表ではこのうち①②について検討結果を紹介する。

2. HILS システムの構成

本報告における HILS システム (図 1) は、車体を数値モデル化の対象とし、車体に直接影響を及ぼす要素部品の 1 つである一本リンクを要素部品加振試験装置に搭載する構成としている。HILS 試験では、実時間シミュレータ上の車体モデルの数値計算結果に従い試験装置を駆動する。そして、試験装置に搭載された要素部品の発生力を数値モデルに戻すことで次の時間ステップの計算を実行する。このようにシミュレータと試験装置が実時間で連動することで、仮想的な車両搭載条件下で要素部品を評価する。

なお、実対象とした一本リンクは車体・台車間を結合する部品であり、本来ならば台車についてもモデル化する必要があるが、ここでは台車枠との結合部における加速度を別途測定し、それを確定データとしてモデルあるいは試験装置に入力している。同様に、空気ばねについては車体モデルの一部であるものとみなし、空気ばね付近の台車枠加速度がモデルに入力されるインターフェースをもつものとしている。

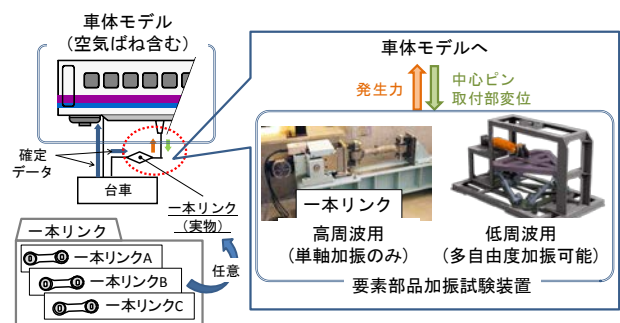


図 1 HILS システムの構成
(実物対象が一本リンクの場合)

3. 車体弾性振動に対応可能な要素部品加振試験装置

HILS システム対応の要素部品加振試験装置として、鉄道総研には多自由度加振試験装置がある

2)。この試験装置の特徴は、任意の鉄道車両用のダンパや一本リンクの相対的な動きが車両走行時と同様になるよう3次元的に加振できることであるが、アクチュエータの仕様により加振対象周波数は5 Hz 以下に限られている。一方で、車体弾性振動が支配的な5 Hz 以上の高周波領域ではダンパや一本リンクの特性が影響を及ぼすのは主軸方向と考えられる。すなわち、低周波領域では多自由度加振が求められるが、高周波領域では単軸加振で対応可能である。そこで、対象周波数を弾性振動領域まで拡張するにあたり、周波数に応じて試験装置を選択的に用いることとした。

低周波用には上述の既存の多自由度加振試験装置、高周波用には200Hz 程度の高い周波数まで加振可能な電動アクチュエータを用いた高応答単軸加振試験装置(図2)を新たに製作した。

試験装置を選択的に用いた対象周波数の拡張は、一本リンク作用方向の加振力伝達に関して線形重ね合わせの成立が前提条件となる。これを確認するため、高応答単軸加振試験装置に一本リンクを取り付け、低周波から高周波を含めた全周波数成分を持つ信号(0.5~20Hz の変位スペクトル一定のランダム波)、低周波成分のみの信号(0.5~5Hz)、高周波成分のみの信号(5~20Hz)をそれぞれ一本リンクに入力し、各々の応答を比較した。図3に一本リンク発生力の時刻歴応答とパワースペクトル密度を示す。全周波数成分で加振した時の応答(青色線)は、低周波成分のみの加振結果と高周波成分のみの加振結果の和(橙色線)で表現できることが確認できる。以上より、一本リンクに関しては、周波数帯毎に加振試験を行い、応答出力を足し合わせることで車体への力の伝達を表現できることが示された。

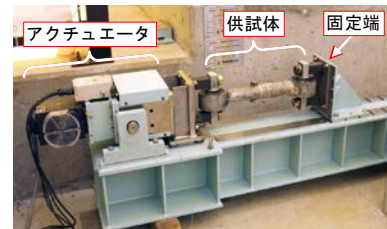
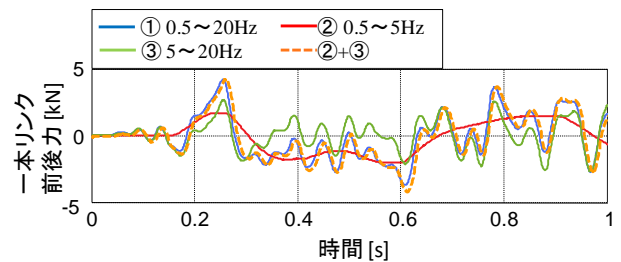
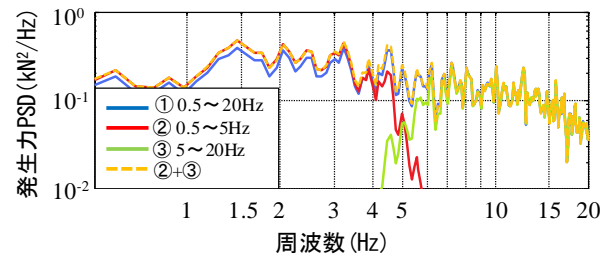


図2 高応答単軸加振試験装置



(a) 時刻歴応答



(b) パワースペクトル密度 (PSD)

図3 一本リンク長手方向発生力



図4 構築する車体モデルの入出力



図5 車体の評価点(13箇所)

4. 車体弾性振動を含んだ車体モデルの構築

車体弾性振動は車体各部からの加振力により車体が複雑に変形する振動であることから、これを再現するには多入力多出力モデルが必要となる。また、HILS 試験では試験装置と数値モデルが実時間で連動することから、時系列モデルとして構成する必要がある。

そこで、定置加振試験を実施して得られたデータから、図4のように一本リンク取り付け点の中心ピン加振力 (f_1 , f_2) と空気ばね近傍の台車枠上下振動加速度4点 (a_T) を入力とし、車体上下振動加速度13箇所 (a_B) を出力(図5)とする多入力多出力の車体の時系列モデルを構築する手順を考案した。なお、ここではモデルの簡略化のため、ヨーダンパを外して検討を行った。

4.1 車体モデルの特徴

定置加振試験では車体は台車によって支持されているため、図6に示すようにその振動データには台車のダイナミクスの影響が含まれる。また、後述する通り、試験機材の都合から車両試験台における加振試験結果も使用しているが、その場合には一本リンクを通じて台車（前後・

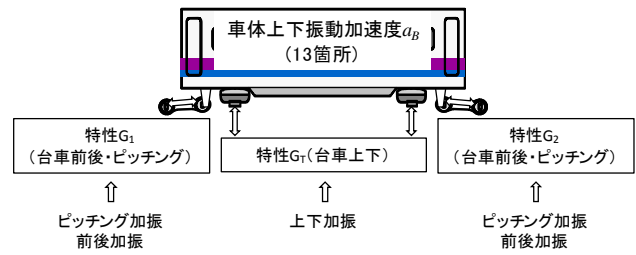


図6 車体の振動状態に影響を与える要素

ピッチング系) や輪軸のダイナミクスの影響が含まれ、モデル構築の際には、これらの影響を排除する必要がある。そこで、車体の弾性振動状態は「①中心ピン1のみ加振入力がある場合、②中心ピン2のみ加振入力がある場合、③台車枠上下加速度のみ加振入力がある場合」の3つの状態の線形和で表現できるとの仮定の下、複数の加振実験データを組み合わせることでダイナミクスの影響を排除し、それぞれモデル g_{MA} , g_{MB} , g_{MC} を構築した。なお、モデル構築には部分空間法の1種である n4sid 法³⁾を用いた。

4.2 車体モデル構築の手順

(1) 中心ピン1からの入力に対する車体および台車枠上下振動加速度の推定モデル

定置加振試験において、一本リンクの代わりに電動アクチュエータを取り付け、反対側の一本リンクは取り外した状態とする。そして、中心ピン1をアクチュエータで前後に加振したときの測定データ (a_B, a_T, f_1) から、「中心ピン1発生力に対する車体および台車枠上下振動加速度」のモデル（これらをそれぞれ g_{M1B} , g_{M1T} とする）を構築する。ただし、ここで作成されるモデル g_{M1B} , g_{M1T} には台車のダイナミクスの影響（図6中の特性 G_T ）が含まれる。なお、加振入力はある特定の周波数に依存したモデルになる可能性を排除するため、周波数特性が平坦となるような 0.5 ~ 20Hz の周波数成分を一様にもつランダム波を用いており、以下の加振においても同様である。

(2) 中心ピン2からの入力に対する車体および台車枠上下振動加速度の推定モデル

同様に中心ピン2を加振したときの測定データ (a_B, a_T, f_2) から、「中心ピン2発生力に対する車体および台車枠上下振動加速度」のモデル（これらをそれぞれ g_{M2B} , g_{M2T} とする）を構築する。

(3) 台車枠上下振動加速度に対する車体上下振動加速度推定モデル

車両試験台試験における測定データ (a_B', a_T', f_1', f_2') と手順(1)(2)で構築したモデル g_{M1B} , g_{M1T} , g_{M2B} , g_{M2T} から、「台車枠上下振動加速度に対する車体上下振動加速度」のモデル g_{MC} を構築する。ただし、この試験では一本リンクを前後台車ともに装備しているため、測定データには図6で示した特性 G_1 , G_2 , G_T の影響が含まれる。この状態を図7の3つのモデルの線形和と仮定すると、構築するモデル g_{MC} は入力 $a_{TC}' = a_T' - g_{M1T}(f_1') - g_{M2T}(f_2')$ 、出力 $a_{BC}' = a_B' - g_{M1B}(f_1') - g_{M2B}(f_2')$ となる入出力関係から求められ、特性 G_1 , G_2 , G_T の影響は含まれない。

(4) 中心ピン1発生力に対する車体上下振動加速度の推定モデル

手順(1)の定置加振試験データと手順(3)で求めたモデル g_{MC} を用いて、「中心ピン1発生力に対する車体上下振動加速度」のモデル g_{MA} を構築する。手順(3)と同様の考えから、構築するモデル g_{MA} は入力 f_1 、出力 $a_{BA} = a_B - g_{MC}(f_1)$ となる入出力関係から求められ、特性 G_T の影響は含まれない。

(5) 中心ピン2発生力に対する車体上下振動加速度の推定モデル

手順(4)と同様にして、モデル g_{MB} を構築する。

4.3 車両試験台データによるモデルの妥当性確認

得られたモデルの妥当性評価のため、車両試験台において、定置加振試験で使用した試験車両

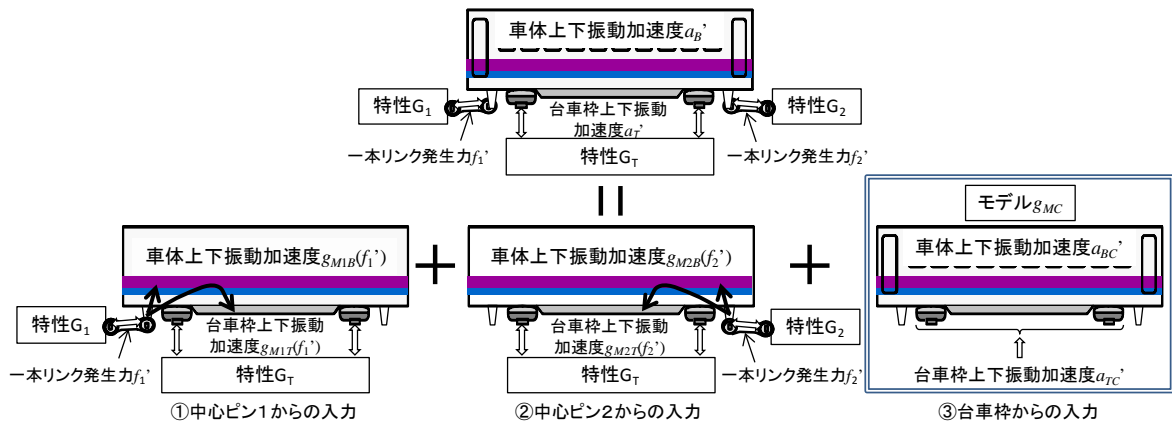


図7 台車枠上下振動加速度に対する車体上下振動加速度の推定モデル g_{MC} の構築の考え方

を用いた加振試験を実施した。得られた一本リンク発生力2点と空気ばね近傍の台車枠上下振動加速度4点の振動データを、それぞれのモデル g_{MA} , g_{MB} , g_{MC} に入力として与え、計算された出力を足し合わせることで車体上下振動加速度の推定値が得られる。推定値と実測値を比較した結果を図8に示す。青線の実測値に対し、赤線の推定値がよく一致していることから、本手法により弾性振動を含む車体上下振動の基本的な特性を十分再現できることが示された。

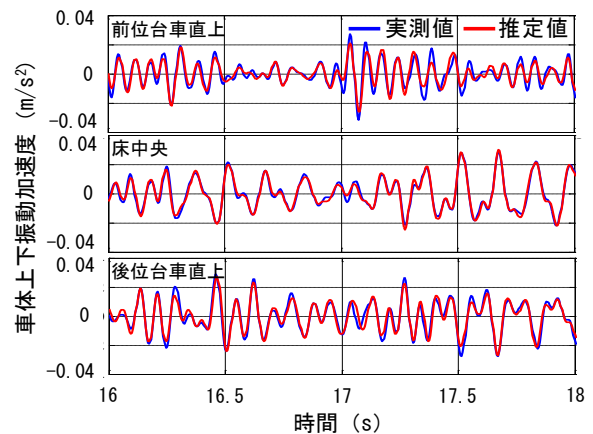


図8 構築したモデルによる推定値と実測値の比較

5. おわりに

これまでに構築したHILSシステムを、車体弾性振動についても再現・評価できるように対象周波数領域の拡張を行った。得られた結果を以下に示す。

- (1) 車体を数値モデル、要素部品を実物としたHILSシステムについて、要素部品加振試験装置を低周波用多自由度加振装置と高周波用高応答加振装置を組み合わせる構成とした。
- (2) 一本リンクについて加振試験を行い、全周波数成分を含んだ信号を入力としたときの加振時の応答が、低周波と高周波それぞれ独立して加振した時の応答の重ね合わせで表せることを確認し、対象周波数により試験装置の使い分けが可能なことを示した。
- (3) 複数箇所の同時加振入力に対する車体の応答は、個別加振入力に対する応答の重ね合わせで表現できると仮定し、加振試験結果の組み合わせにより車体応答モデルを導出した。得られた車体モデルの妥当性を車両試験台における加振試験結果を用いて検証した結果、推定値は実測値とよく一致し、弾性振動を含む車体上下振動の基本的特性を再現できることを示した。

参考文献

- 1) 山口輝也：編成走行を模擬するHILSシステムの精度検証，鉄道総研報告,Vol.28,No.7,pp.29-34,2014
- 2) 渡辺信行：実走行条件に対応した車両用ダンパ試験装置の開発，鉄道総研報告,Vol.21,No.7,pp.5-10,2007
- 3) S. Joe Qin: An overview of subspace identification, Computers and Chemical Engineering,Vol.30,pp.1502-1513, 2006.9