

S5-2-7 定置加振試験による鉄道車両の上下振動乗り心地推定手法の開発

(車両試験台試験による実現性の検討)

[機] ○ 山本 大輔 (鉄道総研) [機] 富岡 隆弘 (鉄道総研)

[機] 瀧上 唯夫 (鉄道総研)

Estimation of Ride Comfort on Railway Vehicles under Vertical Vibration Test
(Verification of Possibility with a 1/1 Scale Commuter Vehicle on High-Speed Rolling Stock Testing Plant)

Daisuke YAMAMOTO, Member (Railway Technical Research Institute)

Takahiro TOMIOKA, Member (Railway Technical Research Institute)

Tadao TAKIGAMI, Member (Railway Technical Research Institute)

To suppress vertical bending vibration of railway vehicles, vibration characteristics of a car body have been investigated under a vibration test. It is however physically difficult for us to evaluate ride comfort on railway vehicles without carrying out running tests. We therefore have developed an analytical technique of signal processing to evaluate ride comfort under a vibration test. This paper has described vibration test on the high-speed rolling stock testing plant as provided at RTRI to evaluate the analytical technique, by which the level of ride comfort can be estimated. This analytical technique has adopted a way of synthesizing FRF. The experiments were carried out by using a 1/1-scale commuter test vehicle. We evaluated the effectiveness of the analytical techniques from the vibration test.

キーワード：定置加振試験，車体曲げ振動，乗り心地

Keywords : Stationary vibration test, Bending vibration of car body, Ride comfort

1. はじめに

近年、車体曲げ振動に関して乗り心地の良い車両を製作するために、車体の加振試験や有限要素解析 (FEM: Finite Element Method)等を用いた数値解析が実施され、これらの結果を反映した車両の製作が行われている。しかしながら、製作した車両の乗り心地を定量的に判断するためには、従来どおり営業線を使用した走行試験や車両試験台を用いた試験台試験を実施する必要がある、現状では様々な制約上簡単に実施することが困難であった。このような背景から、著者らは製作した車両の走行試験をしないで、定置加振試験結果から計算機上で走行時の乗り心地レベルを推定、評価する手法の研究開発を行っている。これまで定置加振試験を実施するための実験装置を開発し、実車両の軸箱体を加振する試験から、この装置が車体を振動させるのに必要な仕様を満たしていることを確認している⁽¹⁾。本研究では、この加振器を2台使用して走行時の実軌道不整による上下の加振条件を模擬し、車両の定量的な乗り心地評価を行うことを検討している。しかしながら、本手法の妥当性を検証するには、走行時に加わる時間差加振を模擬する必要がある、軸箱体と同数の8

台の加振器が必要となるため準備が難しかった。そこで本報告では、車両試験台を8台の加振器とみなした試験台試験を実施し、本報告で提案する乗り心地推定結果と走行時の乗り心地測定結果の比較から、本手法の実現性について検証したので報告する。

2. 乗り心地推定手法

本研究では、まず定置した供試車両の各輪軸ごとに加振して求めた軸箱振動加速度と車体振動加速度間の周波数応答関数 (FRF: Frequency Response Function)に、走行速度と軸距・台車中心間距離の関係による時間差を考慮して合成 FRF を求める。この合成した FRF の大きさに、乗り心地評価を実施する対象線区の上軌道不整のパワースペクトルを掛け合わせることで、走行時の車体振動加速度 PSD を推定し、これを用いて計算機上で供試車両の実走行を模擬した乗り心地レベルの推定値 L_T を算出する。走行時に軌道から輪軸 (軸箱体) が加振され車体が振動する過程を理解し易くするために、多入出力系を図1に示す。8箇所の軸箱振動加速度 $\ddot{x}_i(t)$ ($i=1,2,\dots,8$) (※ i は各輪軸片側を奇数番号、も

う一方を偶数番号とする)が、それぞれの振動伝達経路を通じて、車体のある測点 j ($j=1,2,\dots,n$) の加速度 $\ddot{y}_j(t)$ に影響を及ぼしている。ここで、軸箱体 i のみに加振入力がある場合に、軸箱体 i から測点 j までの FRF $H_{ji}(\omega)$ をとし、軸箱振動加速度 $\ddot{x}_i(t)$ のパワースペクトル密度(PSD)を $\ddot{X}_i(\omega) = \ddot{X}_n(\omega)$ 、それぞれの軸箱振動加速度間から求めた相互スペクトル密度の推定量を $\ddot{X}_n(\omega)$ ($i \neq s$) とする。さらに $\ddot{Y}_j(\omega)$ を軸箱振動加速度 $\ddot{x}_i(t)$ と車体振動加速度 $\ddot{y}_j(t)$ 間の相互スペクトル密度の推定量とすると、それぞれの軸箱振動加速度に対する車体測点 j 間の入出力関係は式(1)で表すことができる⁽²⁾。

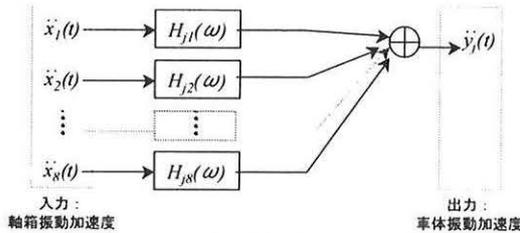


図1 多入力多出力系

$$\begin{aligned} \ddot{Y}_1(\omega) &= \ddot{X}_{11}(\omega)H_{11}(\omega) + \ddot{X}_{12}(\omega)H_{12}(\omega) + \dots + \ddot{X}_{18}(\omega)H_{18}(\omega) \\ \ddot{Y}_2(\omega) &= \ddot{X}_{21}(\omega)H_{21}(\omega) + \ddot{X}_{22}(\omega)H_{22}(\omega) + \dots + \ddot{X}_{28}(\omega)H_{28}(\omega) \\ &\vdots \\ \ddot{Y}_8(\omega) &= \ddot{X}_{81}(\omega)H_{81}(\omega) + \ddot{X}_{82}(\omega)H_{82}(\omega) + \dots + \ddot{X}_{88}(\omega)H_{88}(\omega) \end{aligned} \quad (1)$$

式(1)を行列の形でまとめると、

$$\ddot{\mathbf{Y}}(\omega) = \ddot{\mathbf{X}}(\omega)\mathbf{H}(\omega) \quad (2)$$

となる。ここで、それぞれの行列の配列は、

$$\ddot{\mathbf{Y}}(\omega) = [\ddot{Y}_1(\omega) \quad \ddot{Y}_2(\omega) \quad \dots \quad \ddot{Y}_8(\omega)]^T \quad (3)$$

$$\mathbf{H}(\omega) = [H_{11}(\omega) \quad H_{12}(\omega) \quad \dots \quad H_{18}(\omega)]^T \quad (4)$$

$$\ddot{\mathbf{X}}(\omega) = \begin{bmatrix} \ddot{X}_{11}(\omega) & \ddot{X}_{12}(\omega) & \dots & \ddot{X}_{18}(\omega) \\ \ddot{X}_{21}(\omega) & \ddot{X}_{22}(\omega) & \dots & \ddot{X}_{28}(\omega) \\ \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ \ddot{X}_{81}(\omega) & \ddot{X}_{82}(\omega) & \dots & \ddot{X}_{88}(\omega) \end{bmatrix} \quad (5)$$

である。また、行列右肩の「T」は転置行列を示す。式(1)は、それぞれの測点間での相関の有無に関わらず成立する。式(2)を $H(\omega)$ について解くと、測点間の相関を考慮した各軸箱加速度に対する車体振

動加速度間の FRF を求めることができる。

ここで前述の通り、4本の輪軸にそれぞれ単独で加振試験を実施し、これらを組み合わせさせた結果が走行時に得られる結果と一致するか確認するための提案手法を述べる。

走行時に得られる入出力間の FRF $H(\omega)$ は、1回の時間差加振試験で測定したデータを式(2)に代入することで決まる。本報告では、これに後述する速度位相差を考慮したものを「走行 FRF」と呼ぶ。

定置加振試験で得られる FRF は、4本の輪軸を加振して得られる4回分のデータを使用して、走行 FRF を導出する過程と同様に、それぞれ式(2)に代入して4個の FRF $H(\omega)$ を求める。この中で、加振した輪軸に対応する部位の FRF を組み合わせ、式(4)と同じ配列を持つ FRF $H(\omega)$ を作成する。理解し易いように、便宜的に加振した輪軸の部位を FRF $H(\omega)$ の右肩に付し、再合成した行列を示すと、

$$\mathbf{H}(\omega) = [H_{11}^1(\omega) \quad H_{12}^1(\omega) \quad \dots \quad H_{17}^4(\omega) \quad H_{18}^4(\omega)]^T \quad (6)$$

となる。本報告では、これに後述する速度位相差を考慮したものを「合成 FRF」と呼ぶ。

式(4)と式(6)で求めた FRF のそれぞれに速度位相差 $\exp(-j\omega t_n)$ (t_n : 第1軸目に対する第 n 軸目の加振時間の差) を掛け合わせて合成すると、軌道不整から車体振動加速度 PSD を求めるための FRF が求まる。これを同一輪軸で左右別々に示すと、

$$\begin{aligned} H_{1L}(\omega) &= H_{11}(\omega) + H_{13}(\omega) \cdot \exp(-j\omega t_{12}) \\ &\quad + H_{15}(\omega) \cdot \exp(-j\omega t_{13}) + H_{17}(\omega) \cdot \exp(-j\omega t_{14}) \\ H_{1R}(\omega) &= H_{12}(\omega) + H_{14}(\omega) \cdot \exp(-j\omega t_{12}) \\ &\quad + H_{16}(\omega) \cdot \exp(-j\omega t_{13}) + H_{18}(\omega) \cdot \exp(-j\omega t_{14}) \end{aligned} \quad (7)$$

と表せる。これらが、走行時に得られる全軸箱振動加速度と車体のある測点 j の間で得られる FRF の関係となる。ここで、乗り心地評価を実施する線区で実際の走行から得られる軸箱振動加速度の PSD が軌道不整の PSD $P(\omega)$ と等しいと仮定すると、乗り心地評価対象線区を供試車両が走行した際の車体測点 j における PSD は、式(7)から求めた FRF と軌道不整の PSD から式(8)のように求めることができる⁽²⁾。

$$\begin{aligned} P_j(\omega) &= |H_{1R}(\omega)|^2 P_r(\omega) + |H_{1R}(\omega)| |H_{1L}(\omega)| P_{rl}(\omega) \\ &\quad + |H_{1R}(\omega)| |H_{1L}(\omega)| P_{lr}(\omega) + |H_{1L}(\omega)|^2 P_l(\omega) \end{aligned} \quad (8)$$

ここで、 $P_L(\omega)$ 、 $P_R(\omega)$ は左右それぞれの軸箱振動加速度 PSD、 $P_{LR}(\omega)$ 、 $P_{RL}(\omega)$ は同一輪軸で左右の軸箱振動加速度間のクロススペクトル密度、「*」は共役複素数を示す。式(8)に乗り心地フィルタを適用することで乗り心地レベル L_T を算出し、定量的な乗り心地評価をすることができる³⁾。

3. 車両試験台における加振試験

3.1 試験台試験の概要

供試車両は、在来線用軽量ステンレス製車体とボルスタレス台車で JR 旅客会社でも使用している一般的なタイプである。試験台試験の状況を図 2 に示す。供試車両の加振は、軌条輪を上下に振動させて実施した。加振信号は白色雑音をカットオフ周波数 5Hz と 30Hz のバンドパスフィルタを通過させたバンドランダム信号とした。加振条件を表 1 に示す。

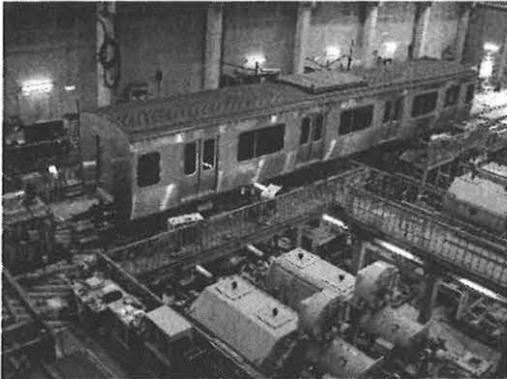


図 2 試験台試験の状況(鉄道総研・新車両試験台)

表 1 加振条件

加振条件	内容
輪軸ごとの加振	第1軸から第4軸をそれぞれ別々に同一振幅・位相で上下に加振
走行模擬	第1軸から第4軸に、速度60km/hと90km/h相当の時間差を設けて同一振幅・位相で上下に加振

3.2 測定点

試験台試験では、全ての軸箱体と車体床面に加速度ピックアップ(RION 製 PV-94)を設置して測定を行った。FRF の比較をするにあたり、車体測点は通常の走行試験で乗り心地評価を行う前後の台車中心位置直上と車体中央部の 3 箇所とした。

4. 試験結果

4.1 走行 FRF と合成 FRF の比較

車体中央測点に関して、走行模擬加振から求めた「走行 FRF」と輪軸ごとの加振から求めた「合成 FRF」を図 3 にそれぞれ黒色と灰色で示す。縦軸が

式(7)から得られた軸箱振動加速度に対する車体振動加速度の FRF で、横軸が周波数を示す。走行速度は 60km/h 相当の条件である。

合成 FRF は走行 FRF とほぼ一致しており、精度良く走行時の FRF が推定されている。速度が 90km/h 相当の場合でも同様の結果が得られた。また、他の測点でも両者の傾向は概ね一致していた。これらの結果から、定置加振試験で輪軸ごとの加振から得られる FRF を合成することで、走行時の時間差加振条件で得られる FRF を模擬することが可能であることがわかった。

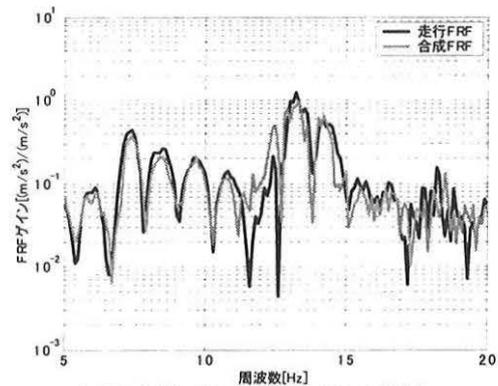
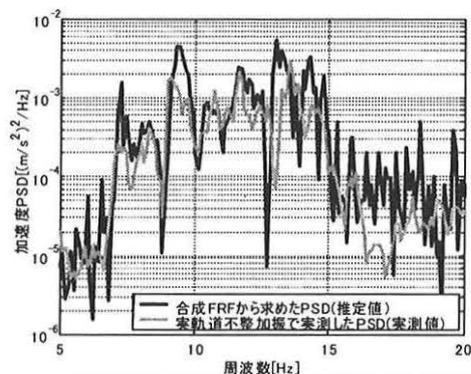


図 3 走行 FRF と合成 FRF の比較
(測点：車体中央部)

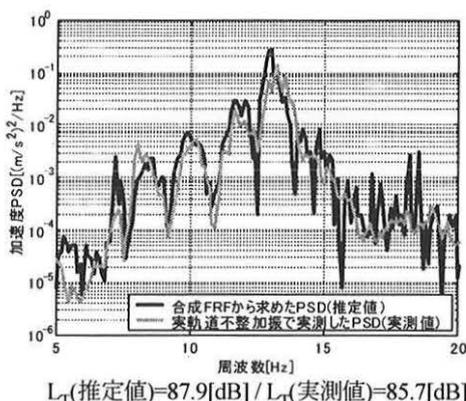
4.2 車体振動加速度 PSD の実測値と推定値の比較

合成 FRF を用いた推定結果(以下、推定値)が、走行時に得られる車体振動加速度の PSD(以下、実測値)を推定できるか確認するために、速度 82.8km/h 相当の時間差で実軌道不整加振試験を実施した。ここで、実軌道不整加振とは、同一輪軸左右に入力される加振振幅・位相が異なる「走行時に軌道から入力される加振条件」であり、合成 FRF を求める際に「同一輪軸左右に入力される振幅・位相を同一として扱った加振条件」とは異なる。従って、合成 FRF には輪軸のロール方向の加振により得られる特性を含んでいない点と、車体まくら木方向の中心位置ではロール加振の影響が少ないと考えられる点を考慮して、ここでは式(8)の入力を示す $P_R(\omega)$ 、 $P_L(\omega)$ 、 $P_{RL}(\omega)$ 、 $P_{LR}(\omega)$ を実軌道不整加振で測定した第 1 軸目の左右軸箱振動加速度の平均値として、同一輪軸で同振幅・同位相条件として PSD の計算を行った。この比較はあくまでも限定した条件であり、通常は式(8)の定義で算出する必要がある点を付記しておく。図 4～図 6 に推定値と実測値を各測点位置ごとに示す。黒色が推定値で、灰色が実測値である。縦軸が車体振動加速度 PSD [(m/s²)²/Hz] で、横軸が周波数である。また、実測値と推定値の PSD からそれぞれ乗り心地レベル L_T を算出した結果を、各図の下部に示す。

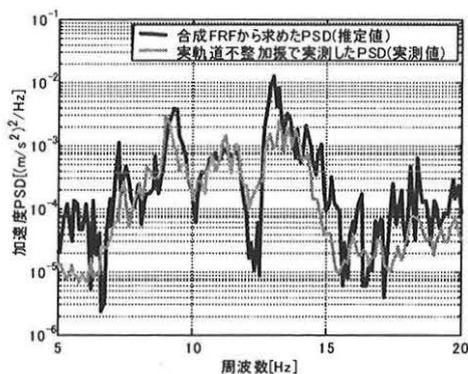
図5から、車体曲げ振動で問題となる車体中央部の PSD で、黒線の推定値と灰線の実測値の特徴が良く一致している。他の測点でも、両者の PSD の特徴は概ね一致している。車体中央部での乗り心地レベルの実測値と推定値の差は2.2[dB]であった。



$L_T(\text{推定値})=77.0[\text{dB}] / L_T(\text{実測値})=74.4[\text{dB}]$
 図4 車体振動加速度 PSD の推定値と実測値の比較
 (前位側台車中心位置直上)



$L_T(\text{推定値})=87.9[\text{dB}] / L_T(\text{実測値})=85.7[\text{dB}]$
 図5 車体振動加速度 PSD の推定値と実測値の比較
 (車体中央部)



$L_T(\text{推定値})=76.9[\text{dB}] / L_T(\text{実測値})=74.2[\text{dB}]$
 図6 車体振動加速度 PSD の推定値と実測値の比較
 (後位側台車中心位置直上)

しかし一方で、どの測点でも 8Hz 付近と 15Hz 以上の周波数帯域で誤差が大きい。これは 4.1 項で示

したように、加振条件にロール方向を含まない条件では「走行 FRF」と「合成 FRF」は良く一致していたことから推察して、入力に輪軸のロール方向の加振成分を含むか否かの差と考えられる。ここで、仮に式(8)に輪軸のロール方向の加振成分を入力しても、「合成 FRF」に輪軸のロール方向の加振成分が反映されていないため、両者は一致しない。

5. おわりに

本報告では、定置加振試験の結果から走行時の乗り心地を定量的に推定するための手法を提案し、試験台試験で本手法の実現性を確認した。しかし、実軌道不整加振で振動加速度 PSD および乗り心地レベル L_T の推定精度を向上させるためには、輪軸のロール方向の加振で得られる FRF の情報も考慮する必要があると考えられる。今後は、可搬性を考慮して開発したリニアアクチュエータ(図7参照)で軸箱体を加振し、ロール方向の加振も含めた定置加振試験から、本報告で述べた乗り心地推定手法が適用できるか確認する予定である。

最後に本研究は、独立行政法人 鉄道建設・運輸施設整備支援機構「運輸分野における基礎的研究推進制度」により実施されたことをここに記し、謝意を表します。

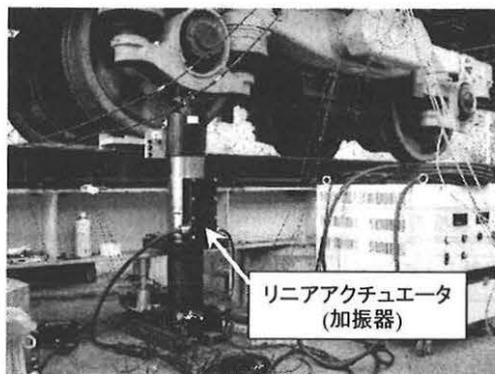


図7 リニアアクチュエータを用いた定置加振試験

参考文献

- 1) 山本, 富岡, 瀧上, 加藤: リニアアクチュエータを利用した鉄道車両用加振装置の開発, 第9回「運動と振動の制御」シンポジウム, (2005), pp.307-312
- 2) J. S. Bendat, A.G. Piersol, ランダムデータの統計的処理, 培風館, (1983), pp199-200
- 3) 谷藤: 乗り心地管理のための振動解析システムの開発(第1報, 振動解析システムの概要), 日本機械学会論文集C編, 52巻481号, (1986), pp2405-2408