628 可搬型加振器を用いた鉄道車両上下振動シミュレータの開発 (実車加振試験による検証)

Development of a vibration simulator for railway vehicles with field-portable actuators (Excitation Tests of an actual commuter vehicle)

○正 瀧上 唯夫 (鉄道総研) 正 富岡 隆弘 (鉄道総研)

Tadao TAKIGAMI, Railway Technical Research Institute, 2-8-38, Hikari-Cho, Kokubunji, Tokyo

Takahiro TOMIOKA, Railway Technical Research Institute

Bending vibration characteristics of railway vehicles have been investigated in general under excitation tests, in which a carbody was directly excited by a shaker. It is however very difficult with their results to evaluate the ride comfort of passengers under a condition that the vehicle runs on a certain track. The authors are therefore developing a "vertical vibration simulator" for railway vehicles. The simulator consists of an excitation system equipped with linear actuators, the elastic supporting device installed between wheels and rails, and analytical techniques to estimate the power spectral density (PSD) and the ride comfort level (L_T) which feature the ride comfort. In this paper, we describe the excitation tests performed using an actual commuter car and the estimated PSD and L_T are compared with what substantially measured under the running conditions.

Key Words : Railway, Bending vibration, Frequency response, Ride comfort, Linear actuator

近年の鉄道車両の軽量化やそれにともなう車体構造の変化, また乗客の快適性に対する要求の高まりとともに, 乗り心地向上の観点から車体の上下方向の曲げ振動 (以下, 車体曲げ振動) が注目され, 低減対策が求められる例が増加している。

乗り心地向上を目的とした検討は, 設計段階における有限要素法 (FEM) 解析や, 定置加振試験などを通じて実施されているが, 前者はモデル化の精度の問題から, 走行時の乗り心地を定量的に評価できるまでには至っていない。後者について筆者らはこれまでに, 鉄道車両の振動特性を調査するため, 車体を直接加振する方法によって定置加振試験を実施してきた。しかしながら, このような加振条件は走行時とは異なるため, 車体の固有振動モード特性は同定できるものの, 走行時の乗り心地の定量的な推定は困難であった。

したがって, 現時点でこのような定量的な評価を行うためには, 車両を実際に軌道上を走行させるか, もしくは車両試験台と呼ばれる特別な装置で走行時の加振条件を再現して, 振動を測定, 解析することが必要である。しかしながら, 営業線上の走行試験はスケジュールの確保など様々な制約があるほか, 車両試験台についても, 限られた場所にしか存在しないため営業列車を搬入するのが難しいなど, 必ずしも試験が必要なタイミングで実施できないという問題点もある。

Fig. A1 Photo of excitation system

筆者らは, このような問題点を踏まえ, 走行試験によらず, 定置加振試験結果から乗り心地を定量的に評価する手法の確立をめざし, 「鉄道車両の上下振動シミュレータ」の開発を行っている。これまでに, 可搬式アクチュエータによる加振装置の開発や測定データを用いた推定方法の検証などを行ってきたが, 本報告では, 実車両を用いた加振試験を実施した。

リニアアクチュエータを用いた加振システム (図 A1) により, 車両の軸箱部を加振し, 軸箱加速度 (入力) と車体床上加速度 (出力) 間の伝達関数を同定した後, パワースペクトル密度 (PSD) および乗り心地レベル L_T の推定を行った。加振条件としては, リニアアクチュエータを 1 台用いた場合 (条件 1) と, 2 台用いた場合 (条件 2) の 2 条件で試験を実施したが, いずれの場合もほぼ同様の伝達関数が同定された。車両試験台における走行模擬加振試験結果と, 上述の推定結果を比較したところ, PSD のピーク発現の傾向はよく一致しており, 振動が比較的大きい測定点では, 乗り心地係数 L_T も精度よく推定できることがわかった (図 A2)。

Fig. A2 Estimated PSD and L_T
(Measured at floor center near window)

1. は じ め に

近年の鉄道車両の軽量化やそれとともなう車体構造の変化、また乗客の快適性に対する要求の高まりとともに、乗り心地向上の観点から車体の上下方向の曲げ振動（以下、車体曲げ振動）が注目され、低減対策が求められる例が増加している。

乗り心地向上を目的とした検討は、設計段階における有限要素法 (FEM) 解析や、定置加振試験などを通じて実施されているが、前者はモデル化の精度の問題から、走行時の乗り心地を定量的に評価できるまでには至っていない。後者について筆者らはこれまでに、鉄道車両の振動特性を調査するため、車体を直接加振する方法によって定置加振試験を実施してきた⁽¹⁾。しかしながら、このような加振条件は走行時とは異なるため、車体の固有振動モード特性は同定できるものの、走行時の乗り心地の定量的な推定は困難であった。

したがって、現時点でこのような定量的な評価を行うためには、車両を実際に軌道上を走行させるか、もしくは車両試験台と呼ばれる特別な装置で走行時の加振条件を再現して、振動を測定、解析することが必要である。しかしながら、営業線の上の走行試験はスケジュールの確保など様々な制約があるほか、車両試験台についても、限られた場所にしか存在しないため営業列車を搬入するのが難しいなど、必ずしも試験が必要なタイミングで実施できないという問題点もある。

筆者らはこのような問題点を踏まえ、走行試験によらず、定置加振試験結果から乗り心地を定量的に評価する手法の確立をめざし、「鉄道車両の上下振動シミュレータ」の開発を行っている。「シミュレータ」は、ソフトウェア上の計算のみにより実現象を模擬する際に用いられることもあるが、ここでは「車両の加振システム」とソフトウェア上の「乗り心地推定方法」をあわせたものをさすことにする。これまでに、可搬式アクチュエータによる加振装置の開発⁽²⁾や測定データを用いた推定方法の検証⁽³⁾などを行ってきたが、本報告では、主に実車両を用いた加振試験結果について報告する。

2. 乗り心地推定手法

2.1 入出力の定式化 一般的な鉄道車両は図 1 に示すように、車体が 2 個の台車で支持されており、片側のレールあたり 4 つ、合計 8 つの車輪が転動することにより走行している。走行中には車体に振動が発生するが、波長が 5m 以上の成分については、ほぼ軌道の上下不整に起因すると考えてよいことがわかっている⁽⁴⁾。そこで、車体床上のある測点における上下振動加速度を $y(t)$ 、輪軸両端に位置する軸箱の加速度を $x_k(t)$ 、 $k = 1, 2, \dots, 8$ とすると、これらの入出力関係は図 2 に示すように、

$$Y(s) = \sum_{k=1}^8 H_k(s) X_k(s) \quad (1)$$

で表される。上式中で“(s)”を付した大文字変数は、それぞれの変数のラプラス変換を表す。また、添字 k は図 1 中の x_k に相当する位置を表し、以下、軸箱および車輪について“ k 位の軸箱、車輪”などの表現を用いる。

なお、入力として軸箱加速度を用いたのは、軌道不整そのものを測定するのと比較して、特別な検測車を使用しなくても、加速度計を設置すれば、車体振動と同時に容易に測定できるためであり、軸箱加速度と軌道不整には十分な相関があることを、別の測定試験で事前に確認している。

2.2 乗り心地推定の手順 鉄道車両の乗り心地のうち、上下振動に関する評価方法としては、乗り心地レベル (L_T) が広く利用されている。これは、測定した加速度パワースペクトル

密度 (PSD) に、人間の感覚に基づいた周波数重みを適用して周波数ごとに積分し、基準値との比をデシベル表示したものの⁽⁵⁾であり、値が小さいほど乗り心地がよいことを示す。

本報告では、対象とする車両が実際に軌道上を走行することなく、当該区間走行時の乗り心地をシミュレートすることを目的としており、以下の手順により PSD および L_T の推定を行う。

(0) 軸箱加速度の測定 (事前準備)

最終的に評価したい走行区間の軸箱上下加速度を実測しておく。なお、上述したように軸箱加速度は軌道不整をトレースしたものとなるため、検討対象とする車両で測定する必要はなく、軌道条件が変化しなければ任意の車両で一度測定しておけば、以後、いずれの車両を対象とした場合でも利用できる。

(1) 定置加振試験の実施

検討対象とする車両に対して、後述する加振システムにより軸箱位置を加振し、入力 $x_1 \sim x_8$ および出力 y を測定する。なお、このときの加振信号は、着目する周波数帯域の成分を含んでいる必要があるが、必ずしも実測の軸箱加速度そのものを再現する必要はない。

(2) 伝達関数の同定

入出力から伝達関数 $H_1 \sim H_8$ を同定する。上述したように、乗り心地の評価は周波数領域で行われるため、伝達関数は係数パラメータではなく、周波数応答関数 (FRF) の形で同定する。同定方法の詳細については次節で説明する。

(3) 乗り心地の推定

FRF の形で同定した伝達関数 $H_1(f) \sim H_8(f)$ (f は周波数) に対して手順 (0) で実測した軸箱加速度を入力し、車体床上加速度 y の推定値を得る。また、得られた推定値に対して PSD および L_T を計算する。

手順 (3) における車体床上加速度 y の PSD $P_y(f)$ の計算は、

$$P_y(f) = \sum_{k=1}^8 \sum_{m=1}^8 H_k^*(f) H_m(f) P_{x_k x_m}(f) \quad (2)$$

により行う。ここで $P_{x_k x_m}$ は実測した k 位と m 位の軸箱加速度 x_k 、 x_m のクロススペクトル密度 (CSD) である。周波数応答の形で同定した伝達関数 $H_k(f)$ は、理論的には (1) 式の $H_k(s)$ に $s = j2\pi f$ を代入したものに对应し、複素数となる。 $(\cdot)^*$ はその複素共役を表す。

2.3 軸箱加速度の相関を考慮した場合の検討 走行方向に向かって右側の車輪 (図 1 では 1, 3, 5, 7 位) と、左側 (2, 4, 6, 8 位) の車輪はそれぞれ同じレール上を走行するため、軸箱加速度 x_1, x_3, x_5, x_7 はそれぞれ完全に無相関とはならない。 x_2, x_4, x_6, x_8 についても同様である。 x_1 および x_2 を基準とすると、その他の位置における軸箱加速度は、これらに対して時間を遅れをとまなう信号となり、

$$x_k(t) = \begin{cases} x_1(t - t_{1k}) = x_1(t - l_{1k}/v), & (k = 1, 3, 5, 7) \\ x_2(t - t_{2k}) = x_2(t - l_{2k}/v), & (k = 2, 4, 6, 8) \end{cases} \quad (3)$$

で表される。ここで v [m/s] は走行速度、 t_{mk} [s]、 l_{mk} [m] はそれぞれ対象軸箱と基準軸箱の加速度信号の時間差、距離を表し、いずれも最初の添字 $m = 1$ または 2 は基準軸箱、次の添字 k は対象軸箱の位置を表す数字である。なお、左右軸箱は輪軸により結合されているので、一般に $t_{13} = t_{24}$ 、 $t_{15} = t_{26}$ 、 $t_{17} = t_{28}$ である。また、 $t_{11} = t_{22} = 0$ とする。

以上の関係を (1) 式に代入すると、

$$\begin{aligned} Y(s) &= H_R(s) X_1(s) + H_L(s) X_2(s) \\ &= \sum_k^{1,3,5,7} H_k(s) \exp(-st_{1k}) X_1(s) + \sum_k^{2,4,6,8} H_k(s) \exp(-st_{2k}) X_2(s) \end{aligned} \quad (4)$$

Fig. 1 Schematic of running railway vehicle

Fig. 2 Relationship between accelerations of axle boxes and carbody

Fig. 3 Relationship between accelerations of axle boxes and carbody considering time delays of input signals

が得られ、入力として扱う x_k の数が 8 から 2 に減少する。この関係を模式的に図 3 に示す。上式中の H_R , H_L は、図の点線で囲んだ部分を表す。

これを用いると、出力の加速度 PSD は以下の式で計算できる。

$$P_y(f) = H_R(f)^* H_R(f) P_{x_1 x_1} + H_R(f)^* H_L(f) P_{x_1 x_2} \quad (5) \\ + H_L(f)^* H_R(f) P_{x_2 x_1} + H_L(f)^* H_L(f) P_{x_2 x_2}$$

3. 加振システム⁽²⁾

ここで採用した加振システムは、車両を加振するリニアアクチュエータとそれを駆動する電源およびドライバ、および車体を弾性支持する輪軸支持装置から構成されている。加振システムの全景を図 4 に示す。

3.1 アクチュエータ ここで用いるアクチュエータは、従来の車体を直接加振する場合とは異なり、走行時と同様に、車輪位置を直接加振できることが特徴である。また、特定の場所に据付けるのではなく、工場などに持ち込んで試験を実施するため、可搬式となるように設計を行った。

図 5 に示すように、アクチュエータの上端は、台車軸箱下部にボルトにより固定されている。下端は地面に接しているが、アクチュエータのストローク速度が縮み方向の場合に反力を得るために、固定具により地面に押し付けて固定している。アクチュエータの仕様は、事前の検討や予備加振試験などに基づいて決定した。諸元を表 1 に示す。

Fig. 4 Photo of excitation system

なお、制御ドライバについては、瞬間的な大出力に対応できるように、商用 AC100V を一旦 DC288V に変換してバッテリーを充電し、ここから駆動電流を生成する方式とした。

3.2 輪軸支持装置 通常の車両は、車輪とレールが接しているため、軸箱部に加振力を与えても、走行時に相当する変位(加速度)を発生させることはほとんど不可能である。そこで、図6に示すように、車輪を指示する治具とレールの間に挟んだゴムにより、輪軸を弾性支持することにした。

この輪軸支持装置は、加振位置における変位(加速度)を確保する目的のほか、後述の加振試験において、加振力が加振対象軸以外の輪軸に伝播するのを防止する役割も果たしている。

Fig. 5 Photo of linear actuator

Fig. 6 Photo of supporting device

Table 1 Specification of actuator system

Item	Value	Unit	Remarks
Type	3-phase synchronous		
Max. force	±6920	N	Current:40A
Rated force	±1730	N	Current:10A
Stroke	±65	mm	
Outside diameter	165	mm	
Mass	65	kg	
Power source	DC288	V	Battery voltage
	AC100	V	Supply voltage

4. 加 振 試 験

4.1 対象車両 本報告で加振試験の対象としたのは、鉄道総研が保有する在来線通勤車相当の車両であり、外観を図7に示す。この車両の車体は、現在の在来線通勤車両で主流となっているステンレス鋼製の軽量車体で、構造は営業用に使用されているものとはほぼ同一である。ただし、屋根上クーラーはダミー

ウェイトで代用しているほか、試験用の補助部材等が追加されており、内装の一部は省略している。車体寸法(台車は除く)は、長さ19.5m、幅(最大部)2.95m、高さ2.67mで、質量は約10.7tである。台車は軸ばねに積層ゴム、まくらばねに空気ばねを有する軽量ボルスタレス台車である。

Fig. 7 Photo of commuter vehicle

4.2 加振方法 走行時の車両は8個の車輪が同時に加振されるが、事前の予備検討により、同時に8箇所を加振しなくても、1箇所もしくは2箇所を加振した際の測定データを用いて、比較的精度よく乗り心地を推定できる見通しが得られたため⁽²⁾、使用するアクチュエータは最大で2台とした。

2台のアクチュエータを用いて、図3の $H_1 \sim H_8$ を推定するための入出力信号の組合せについては、様々な条件が考えられるが、別に加振試験および事前検討を行い⁽³⁾、推定精度が良好と考えられる、以下の2条件で加振試験を実施することにした。

<条件1>アクチュエータを1台のみ用いる場合

- (1) 1位軸箱を加振して x_1 および y を観測し、これらから H_1 を求める。
- (2) 2位軸箱を加振して x_2 および y を観測し、これらから H_2 を求める。
- ⋮
- (8) 8位軸箱を加振して x_8 および y を観測し、これらから H_8 を求める。

この場合加振する軸箱以外の伝達特性は無視し、それぞれ1入力1出力のシステムとして1個の H_k を同定する。

<条件2>アクチュエータを2台用いる場合

- (1) 1位および2位軸箱を独立の加振信号により同時に加振して x_1, x_2 および y を観測し、これらから H_1, H_2 を求める。
- (2) 3位および4位軸箱を独立の加振信号により同時に加振して x_3, x_4 および y を観測し、これらから H_3, H_4 を求める。
- ⋮
- (4) 7位および8位軸箱を独立の加振信号により同時に加振して x_7, x_8 および y を観測し、これらから H_7, H_8 を求める。

この場合加振する軸以外の伝達特性は無視し、それぞれ1入力2出力のシステムとして2個の H_k を同定する。

FRFの推定値は $H_k(f)$ は、1入力1出力の場合、

$$H_k(f) = \frac{P_{x_k y}(f)}{P_{x_k x_k}(f)} \quad (6)$$

で求められる。ここで、 $P_{x_k y}$ 、 $P_{x_k x_k}$ はそれぞれ入力 x_k と出力 y 間のクロススペクトル、入力のパワースペクトルである。2入

力の場合は、これを拡張した以下の式により求めた⁽⁶⁾。

$$\begin{bmatrix} H_k(f) \\ H_m(f) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{x_k x_k}(f) & P_{x_k x_m}(f) \\ P_{x_m x_k}(f) & P_{x_m x_m}(f) \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} P_{x_k y}(f) \\ P_{x_m y}(f) \end{bmatrix} \quad (7)$$

4.3 FRF 推定結果 5, 20Hz のバンドパスフィルタを適用したランダム波 (バンドランダム信号) を加振信号として、リニアアクチュエータを駆動し、車体床上の評価点を図 8 のように選んで、サンプリング周波数 200Hz で振動加速度を測定した。なお、条件 2 の場合は左右の軸箱で周波数特性はほぼ同一であるが、互いに独立な加振信号を用いた。

測定データに対して、長さ 2000 点の Hanning ウィンドウを適用し、50%オーバーラップの条件で、それぞれの測定点に対して FRF の同定を行った。代表として測定点 y_4 における加速度を出力として求められた FRF のうち、 $H_1(f)$ 、 $H_2(f)$ について図 9 に示す。青、赤線がそれぞれ加振条件 1, 2 の場合の結果であり、上段が入出力間のゲイン、中段が位相、また、下段が入出力間のコヒーレンスを示す。ゲイン、位相は入力条件がいずれの場合でも、ほぼ同様の結果が得られていることがわかる。なお、条件 2 のコヒーレンスは、 $H_1(f)$ と $H_2(f)$ の成分ごとに分離できないため、“入力 x_1 および x_2 ” と “出力 y ” のマルチコヒーレンス⁽⁶⁾を、 $H_1(f)$ 、 $H_2(f)$ 両グラフに示した (両者は同一のものである)。したがって、 $H_2(f)$ の列に記載したグラフも x_1 の影響を受けているため、条件 1, 2 で単純に比較はできない。両条件で $H_2(f)$ に関するコヒーレンスに差異が見られるのは、このためである。 $H_3(f) \sim H_8(f)$ についても同様の傾向であったが、紙面の都合上割愛する。

4.4 乗り心地推定結果 伝達関数 $H_1(f) \sim H_8(f)$ が得られれば、2 節で示した計算によって、走行時の乗り心地、すなわち PSD と乗り心地レベル L_T を推定することができる。

本来であれば、これにより推定された PSD、 L_T を、対象車両が軌道上を走行した場合の結果と比較すれば、ここで用いた加振システム、および推定方法の妥当性を検証できるはずであるが、ここで用いた車両は試験用のため、営業線を実際に走行した際の測定データが取得できない。

そこで、鉄道総研が保有する車両試験台で模擬走行を行った結果と、上記推定結果を比較することにした。車両試験台は、レール形状を模擬した軌条輪と呼ばれる装置が回転し、これに接した車輪が回転することで走行を模擬するとともに、実測した軌道不整に基づいた変位を軌条輪に与えることによって、車両に走行時の振動条件を再現することができるものである。

図 8 の $y_1 \sim y_4$ の位置で推定した加速度 PSD、およびその 5 ~ 20Hz の成分を用いて計算した乗り心地レベル L_T を図 10 に示す。緑色が車両試験台で 124km/h 相当の走行を模擬した加振時の実測値、青色、赤色がそれぞれがリニアアクチュエータによる加振条件 1, 2 の場合の推定値である。なお車両試験台では、装置の能力などの制約により、加振位置ごとの加振力に差異があり、(3) 式の関係が満足していると認められなかったため、PSD の推定値は (5) 式ではなく、(2) 式により計算した。

図の PSD には、いずれの測点でも 13Hz 付近に卓越したピークが存在する。また、 y_4 の位置では 8Hz 付近にも見られ、これらは車体の固有振動によるものと考えられる。実測と推定値を比較すると、PSD の値が大きい周波数では両者が一致する傾向にあり、一方で、7Hz 以下や 9Hz 前後など、値が小さい帯域では差が比較的大きい。この周波数帯域では図 9 から入出力間のコヒーレンスが小さいことが確認でき、振動が励起されず出力信号のレベルが小さいため、ノイズの影響を受けて伝達関数の推定精度が低下したものと推察される。

Fig. 8 Arrangement of acceleration pickups on the floor

乗り心地レベルの実測・推定値間の差異は、概ね 0.5~2.5dB の範囲にあるが、 y_1 では差が大きく、加振条件 1 の場合が最大で約 4.5dB となっている。

5. お わ り に

本報告では、走行試験によらず、定置加振試験による測定データから、走行時の乗り心地を定量的に評価することをめざした「上下振動シミュレータ」の開発に関して、在来線通勤車両相当の実車両を用いた加振試験を実施した。

リニアアクチュエータを用いた加振システムにより、車両の軸箱部を加振し、軸箱加速度 (入力) と車体床上加速度 (出力) 間の伝達関数を同定した後、パワースペクトル密度 (PSD) および乗り心地レベル (L_T) の推定を行った。加振条件としては、リニアアクチュエータを 1 台用いた場合と、2 台用いた場合の 2 条件で試験を実施したが、いずれの場合もほぼ同様の伝達関数が同定された。車両試験台における走行模擬加振試験結果と、上述の推定結果を比較したところ、PSD のピーク発現の傾向はよく一致しており、振動が比較的大きい測定点では、乗り心地係数 L_T の差異も 0.5~2.5dB 程度と、精度よく推定できることがわかった。一方、振動が比較的小さい測定点では、 L_T の差異が最大 4.5dB 程度とやや大きい値を示した。

誤差が大きくなった原因としては、振動が小さい測定点では加振時のセンサ出力が小さく、特に振動モード形状によって PSD の谷となるような周波数帯域では、加速度センサの S/N 比が低下するため、伝達関数の同定精度が十分でなかったことによる影響が考えられる。これについては今後解決すべき課題である。

また、今回は比較対象が車両試験台による加振試験結果であり、試験設備の特性上、完全に走行時の加振条件を再現できていなかったことから、今後は実際の軌道上を走行する際のデータを取得して、比較を行ってみたいと考えている。

参 考 文 献

- (1) 瀧上唯夫, 富岡隆弘, 最近の鉄道車体の固有振動モード特性, J-Rail2002 講演論文集, (2002), 451-454.
- (2) 山本大輔, 富岡隆弘, ほか 2 名, 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, 機構論, 05-15, (2005), 307-312.
- (3) 富岡隆弘, 瀧上唯夫, 可搬型加振器を用いた鉄道車両上下振動シミュレータの開発 (データ処理手法の検討), 機構論 (CD-ROM), 07-08, (2007), 講演番号 629.
- (4) 吉村彰芳, 軌道的高低狂いに対する車両の上下動揺の応答解析, 鉄道総研報告, 1-3, (1987), 29-38.
- (5) 谷藤克也, 乗り心地管理のために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), 機論, 52-481(C), (1986), 2405-2408.
- (6) J.S.Bandit, A.G.Piersol (徳丸他訳), ランダムデータの統計的処理, 培風館, (1976), 146-163.

Fig. 9 Estimated FRF and coherence ($H_1(f)$ and $H_2(f)$) Fig. 10 Estimated PSD and ride comfort L_T (v=124km/h)