

# 浮上式車両模型実験装置による車両運動の基礎特性試験

鈴木 江里光\* 渡邊 健\* 星野 宏則\*

## Examination of Fundamental Characteristics of Vehicle Dynamics Using a Maglev Vehicle Model Experiment Apparatus

Erimitsu SUZUKI Ken WATANABE Hironori HOSHINO

An experiment apparatus using a 1/12 scale model of a train car body was constructed to study the characteristics of vehicle dynamics of magnetically levitated high speed surface transport (Maglev) systems that differ from conventional railway systems. Consisting of six-axis parallel link motion bases to reproduce bogie motions, an aluminum car body, and secondary suspension units, this apparatus is expected to be useful in examinations of control methods to reduce vehicle vibrations and to generate data useful in eventually improving the precision of computer simulations. This report provides an overview of the Maglev vehicle model experiment apparatus and results of initial tests examining its fundamental characteristics.

キーワード：浮上式鉄道，車両運動，模型実験，振動制御，乗り心地

### 1. はじめに

浮上式鉄道の車両運動特性解明や車体振動抑制手法等の研究開発では、これまでは計算機シミュレーションの次段階として、現車試験を中心に検討を行ってきた。しかし、現車試験では様々の制約条件があるため、各種パラメータを自由に変更しての実験は困難であった。今回、浮上式鉄道専用の車両模型実験装置を製作し、制約にとらわれることなく計算機シミュレーションの精度検証や各種振動制御則の効果確認等を行うことができ、加えて、現車では実施困難な特殊条件の再現等も可能な実験システムを構築した。本報告では本模型実験装置の概要、および基礎特性試験結果を報告する。

### 2. 模型実験装置

#### 2.1 実験装置の概要

浮上式車両模型実験装置（以下、模型実験装置）は、連接方式の浮上式鉄道車両の車両運動を模擬するために製作したもので、3両編成（3車体・4台車）の浮上式車両を模擬することが最終目標となるが、今回は手始めとして、1/12縮尺の1車体・2台車を製作した。

台車は6自由度（前後・左右・上下・ロール・ピッチ・ヨー）の運動が可能な油圧モーションベースで構成し、車体はアルミ製で曲げ振動を再現可能とし、車体～台車間はコイルばねを用いた2次サスペンションで結合した。

模型実験装置の外観を図1に示す。

#### 2.2 モーションベース

模型実験装置の計画当初は、機械ばねによる1次サスペンションの磁気ばね再現を検討していたが、走行速度や台車負担荷重等のパラメータ変化時のばね定数変更が難しく、さらに、上下・ピッチや左右・ロール等の連成の再現も難しいことから、6自由度のアクチュエータにより台車自体を直接加振して、台車運動を再現させる機構（モーションベース）を採用することにした。このモーションベース機構には、姿勢制御の容易さから平行リンク方式を選定した。アクチュエータ駆動方式は、モーションベースが小型かつ高周波数での動作が必要であることから、油圧方式とした。製作したモーションベース（台車に相当）の主要諸元を表1に示す。

#### 2.3 車体

模型車体は、縮尺1/12・全長2mのアルミ製で、1次曲げ固有振動数をモーションベースの最大加振周波数50Hz以下となるように設計し、1次曲げ固有振動数が45Hz（現車約13Hzに相当）と、同50Hz（同約14.5Hz）の2車体を製作した。両車体とも全長と全幅は現車の1/12相当であるが、断面2次モーメントを小さくする必要があるため、高さは前者が30mm、後者が35mmとなった。車体の主要諸元を表1に示す。なお、本実験装置では、振動加速度の大きさが現車と等しくなるように設計したため、相似則に従い、周波数は現車の $\sqrt{12}$ 倍となる。

\* 浮上式鉄道技術研究部（電磁力応用）

特集：浮上式鉄道技術とその応用

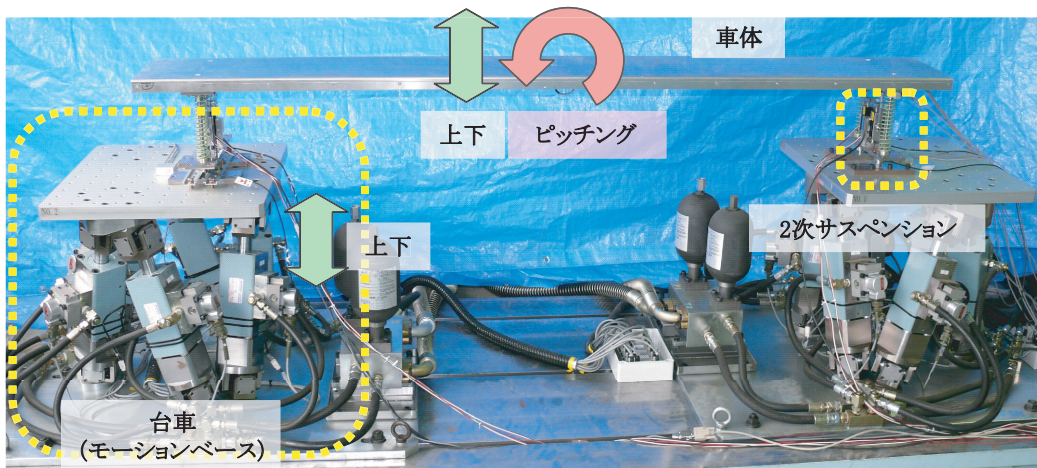


図1 模型実験装置の外観

2.4 2次サスペンション

車体～台車間の2次サスペンションは、現車では空気ばねとオイルダンパから構成されているが、縮尺1/12で使用可能な小型空気ばねの入手が困難だったため、コイルばねを用いることとした。空気ばねは上下および水平(左右, 前後)方向に作用するが、コイルばねは上下方向のみのため、上下方向の変位とピッチ方向の角変位を許容し、左右変位・ロール角変位・ヨー角変位は拘束できるような構造とした。具体的には、台車側(下部)はピン結合してピッチ方向の回転を許容し、車体側(上部)はリニアベアリングで上下方向の変位を許容して、左右変位等を拘束するシャフトをコイルばね内に貫通させた。また、これらの2次サスペンションはユニット化し、ばねの変更等が容易になるように単体で取り外し可能とした。

2.5 振動制御用アクチュエータ

2次サスペンションの振動制御用アクチュエータには、コンパクトな寸法や応答性の高さから、リニアモータの一種であるシャフトモータを選定した。今回は、上下方

表1 模型実験装置各部の主要諸元

	諸元	数値
台車	最大動作周波数	50 Hz
	最大搭載荷重	500 N
車体	全長	2,000 mm
	幅	250 mm
	高さ	35, 30 mm
	板厚	3 mm
	2次サスペンションばね定数	1 N/mm

向のみの制振としたため、車体4隅に取り付けたシャフトモータを左右2台一組で制御・駆動するパラレル駆動方式を採用した。シャフトモータによる制御力の車体への伝達については、ロッドベアリングを経由してコイル部と接続することで、ピッチ自由度の確保とシャフトモータへの無理な力の作用を防ぐ構造とした。磁石が内蔵されたシャフトは、台車側から垂直に立てたベース部に固定した。図2に2次サスペンション部の外観を示す。

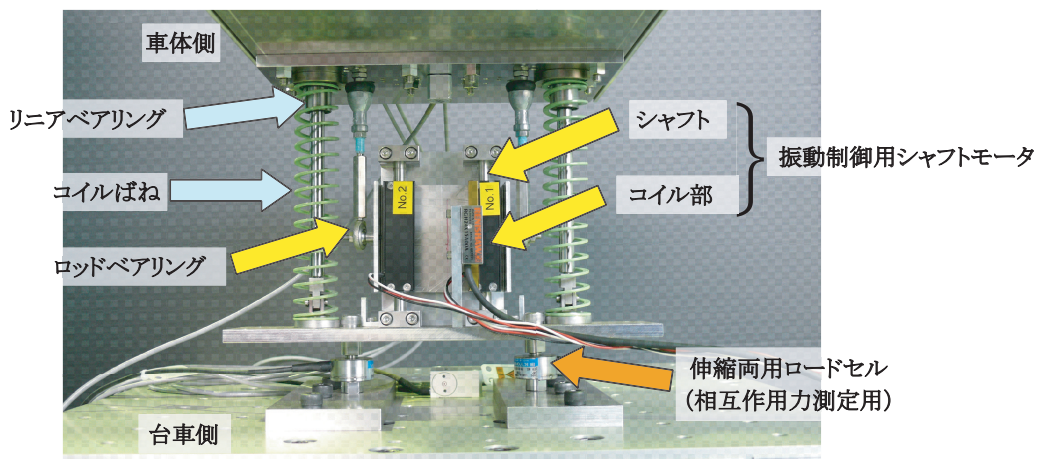


図2 2次サスペンション部の外観

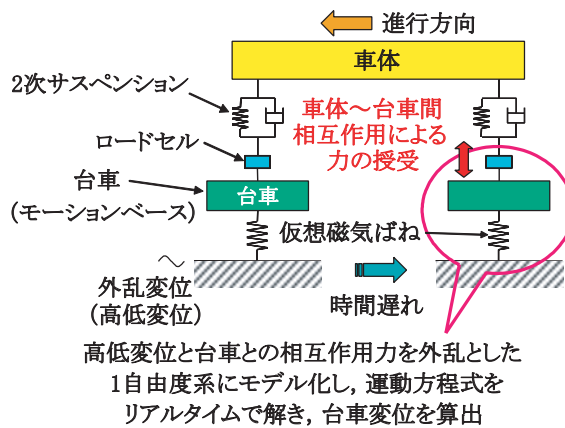


図3 車体・台車連成振動再現の仕組み

### 3. モーションベース制御システム

#### 3.1 台車制御装置

台車制御システムでは、台車制御装置からの変位指令をD/A変換した後、専用アンプを経由して、モーシヨンベースの各アクチュエータに入力する。また、アクチュエータに内蔵したストロークセンサからの変位信号も専用アンプを経由して出力され、台車制御装置にてA/D変換の後、制御システムにフィードバックされる。加えて、外部センサとして、レーザ式変位計を用いてモーシヨンベースの上下変位を計測し、台車制御装置内でストロークセンサ計測値から順運動学にて算出した変位と比較できるようにした。

#### 3.2 車体・台車連成振動の制御

今回製作した模型実験装置は、現車と同様に車体と台車の連成系であるため、2次サスペンションの振動制御を行う場合は、この連成振動を再現させる必要がある。つまり、振動制御により車体の振動振幅が低減すると、その反力を受けて台車の振動振幅も合わせて変化するため、この相互作用を実現しなくてはならない。このため、2次サスペンション～モーシヨンベース間に伸縮両用の小型ロードセルを挿入して(図3)、車体～台車間の相互作用力を測定し、これを台車制御装置にフィードバックすることで連成振動を再現した。台車制御装置内部では、台車を上下1自由度にモデル化し、模擬ガイドウェイ高低変位とロードセルからの相互作用力を外乱入力とした運動方程式を実時間で解いて、台車変位を算出した。

### 4. 2次サスペンションの振動制御

振動制御適用による制振効果確認も本実験装置の大きな目的であるが、今回は基本的な動作確認に主眼を置き、2次サスペンションに装着したシャフトモータを用い、以下に示す2つの制御方式を適用した場合について、

基礎的な性能確認を行った。なお、両制御方式とも車体は剛体と仮定しており、曲げ振動については制御対象には含まなかった。

#### 4.1 LQ(最適線形)制御

LQ制御とは、重み付けした状態量と出力の2次形式を含む評価関数を定め、この評価関数を最小化する制御則を求めるフィードバック系の制御である。今回は評価関数に、状態量として車体中央上下加速度と車体～台車間相対変位、制御出力としてアクチュエータ制御力を導入した。ここで、車体～台車間の相対変位は、現車で車体～台車間の変位が増大した際に発生する異常上昇防止ストoppa当たりを模擬するために導入した<sup>1), 2)</sup>。

制御対象運動方程式の連続時間系を離散化した状態方程式を以下に定める。

$$\begin{aligned} X(k+1) &= A_k X(k) + B_k u(k) + W_k \dot{x}_0(k) \\ Y(k) &= C X(k) + D u(k) + E \dot{x}_0(k) \end{aligned} \quad (1)$$

ここで、 $k$ は離散時間、 $X$ は状態量、 $u$ は制御入力、 $\dot{x}_0$ は外乱(ガイドウェイ高低変位) $x_0$ の変位変化率、 $A_k$ は離散化したシステム行列、 $B_k$ は駆動行列、 $W_k$ は外乱入力に対する係数行列である。 $C$ は観測行列、 $D$ 、 $E$ とも係数行列で、制御入力・外乱入力を掛け合わせることで出力 $Y$ を求める。

この系が可安定であるとき、以下の評価関数を定める。

$$J = \sum_{k=1}^{\infty} (X^T(k) Q X(k) + u^T(k) R u(k)) \quad (2)$$

ここで、制御対象の重み関数 $Q$ は $A_k$ と同じ次元の正定対称行列であり、制御入力に対する重み関数 $R$ は入力数と同じ次元の正定対称行列である。この評価関数を最小にする最適レギュレータ問題を解くことで、フィードバックゲインが求められる。

#### 4.2 最適予見制御

最適予見制御とは、予見フィードフォワードと最適フィードバックからなる制御方式であり、前方車両の振動情報を後方車両の振動制御に利用するもので、走行軌道が決まっている鉄道車両で有効性が高い制御方式である。特に浮上式鉄道車両は車両運動の再現性が在来鉄道に比べて高いため、より大きな制振効果が期待できる。

先頭台車の振動情報を後方車体の制御に利用

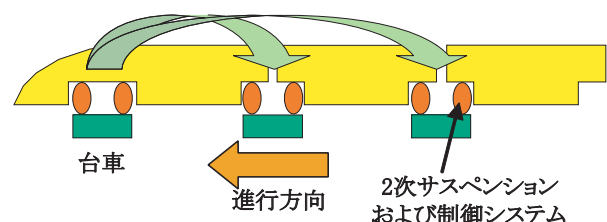


図4 予見制御のイメージ

特集：浮上式鉄道技術とその応用

今回は、模型車体を3車体4台車からなる編成の中間車体(2両目)と仮定し、先頭台車の振動情報を用いた制御システムを構築した(図4)。前項の制御対象の運動方程式(1)式中の外乱 $x_0$ については、現在時刻 $k$ から $M_R$ ステップ未来までを既知とし、それ以降では一定であると仮定し、既知の外乱をまとめると以下となる<sup>3), 4)</sup>。

$$Z_R(k) = [\dot{x}_0(k+1) \ \dot{x}_0(k+2) \ \dots \ \dot{x}_0(k+M_R)]^T \quad (3)$$

これを用いて、状態量 $X$ と既知の外乱行列 $Z_R$ による以下の拡大行列が求められる。

$$\begin{bmatrix} X(k+1) \\ Z_R(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_k & W_k H \\ 0 & G_R \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X(k) \\ Z_R(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix} u(k) \quad (4)$$

ここで、 $H$ は $Z_R$ から $\dot{x}_0$ を抽出する行列、 $G_R$ は $Z_R(k+1)$ を $Z_R(k)$ から求める変換行列である。

以上より、予見制御の評価関数は次式のようになる。

$$J = \sum_{k=-M_R+1}^{\infty} \left[ \begin{bmatrix} X^T(k) & Z_R^T(k) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X(k) \\ Z_R(k) \end{bmatrix} + u^T(k) R u(k) \right] \quad (5)$$

ただし、 $Q$ および $R$ は重み行列である。ここで、外乱であるガイドウェイ高低変位を評価対象から除外する必要性から、 $Q$ を含む重み係数行列内の関連要素は0となるため、評価関数における $Z_R$ 成分は省略される。

この評価関数を最小にする最適レギュレータ問題を解くことで最適制御入力のフィードフォワード係数およびフィードバック係数が求められる。

## 5. 実験結果

### 5.1 ガイドウェイ高低変位外乱

模型実験による車両振動の再現性および制振効果の評価するため、模擬ガイドウェイコイル高低敷設変位誤差(以下、高低変位)を用いた。今回は、文献5)を参考に伝達関数を作成し、一様乱数から高低変位を算出した。

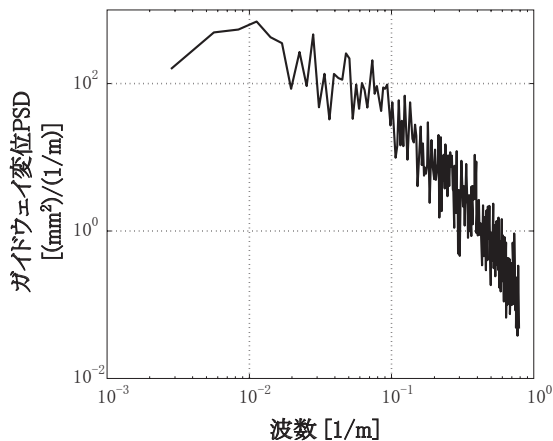


図5 模擬高低変位 PSD

図5に使用した高低変位のパワースペクトル密度(PSD)を示す。相似則に伴い、高低変位の変位量は1/12、周波数は $\sqrt{12}$ 倍とした。

### 5.2 パッシブ時の特性

#### 5.2.1 時間領域による結果

車体~台車間の連成振動制御効果を確認するため、2次サスペンションの制御を行わない状態(以下、パッシブ)で、外乱として高低変位を現車換算500km/h走行相当の時間遅れを持たせて前後台車に入力し、時系列波形を用いて評価を行った。結果を図6に示す。今回は基礎的な検討のため、解析対象を1次・2次サスペンション共振ピークを含む周波数帯域に絞り込むこととし、高周波ノイズ除去のため、現車の10Hzに相当する34Hz以上の成分をカットするローパスフィルタ処理を行った。同図より、台車中央上下変位は±1mm程度に収まっており、相似則を勘案すると、ほぼ現車の上下変位に相当することが分かる。また、相似則に従うと模型の加速度は現車と等しくなるが、同図より、台車および車体中央上下加速度の値は現車とほぼ同程度のオーダーであることが分かる。

なお、連成振動制御に関しては、2次サスペンション部に荷重を加えるとモーションベースが下降し、離すと再び上昇することから、台車へ下向きの力が作用したことで台車上下変位の低下を模擬していると推定され、このことから連成振動は再現できていると考えられる。

#### 5.2.2 順運動学による台車姿勢の計算

モーションベースの機構に用いたパラレルリンク方式は各アクチュエータ長から直接台車姿勢を求める順運動学の計算は難しいという特徴があるが、今回のような微小変位の場合には、収束計算を行うことで姿勢を求めることができる<sup>6)</sup>。この順運動学の計算の妥当性を確認するため、レーザ式変位計によるモーションベース上下変位の実測値と、ストロークセンサ計測値から台車制御装置内で順運動学にて算出した計算値との比較を行った。図7に台車上下変位指令値、レーザ式変位計実測値、順運動学計算値の比較を示す。同図より、指令値、実測値、計算値ともよく一致していることが分かる。これにより、今回構築したシステムでは、順運動学による姿勢計算値も、測定精度や応答速度の面から、レーザ式変位計による実測と同様に計測および制御に使用可能であることが確認できた。

#### 5.2.3 周波数領域による解析

図3に示す通り、連成制御では、台車質量と上下磁気ばねのばね定数のパラメータを仮定して台車上下1自由度モデルを構築した。これらの定数は、現車の1次サスペンションの共振周波数(約5Hz)を、相似則による換算値(約17Hz)に合わせるために決定したものである。

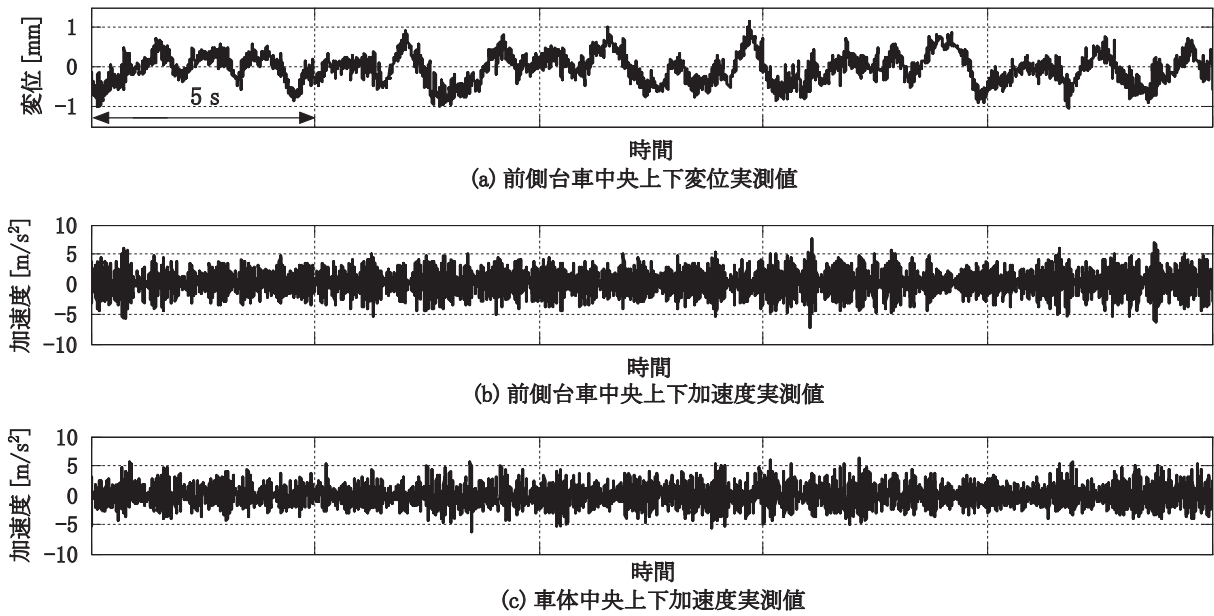


図6 実験装置振動波形例（パッシブ）

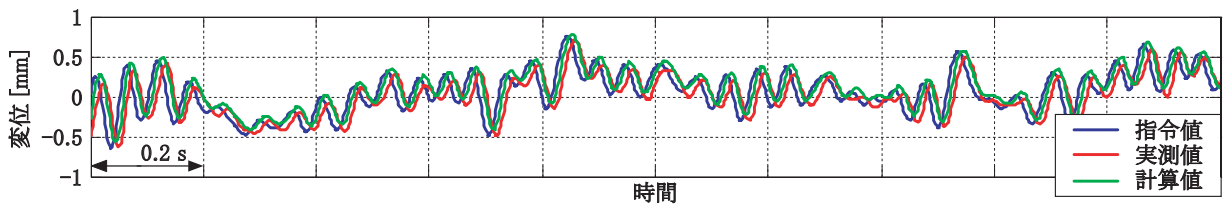


図7 台車振動特性（前側台車中央上下変位）

この妥当性を台車加速度のPSDを算出して確認した。結果を図8に示す。同図には台車変位指令値を2階時間微分して求めた加速度指令値も併記した。同図より、加速度PSDは指令値と実測値ともよく一致していることが分かる。また、17Hz付近には、仮定した1次サスペンションの共振ピークが表れており、パラメータ設定および1自由度モデルの制御ができていることが確認できた。

### 5.3 振動制御適用時の特性

前述の方法によりフィードバックおよびフィードフォワードゲインを算出して、模型実験装置にLQ制御、および最適予見制御を適用し、周波数領域で効果を確認した。中間車体の上下加速度PSDを図9に示す。同図より、制御の有無に関わらず全体的に加速度パワーが大きく、1次サスペンションの共振周波数である17Hz付近のピークは顕著であるが、2次サスペンションの共振周波数である3Hz付近（現車約1Hzに相当）には目立ったピークは見られない結果となった。これらは、2次サスペンションの摩擦が過大であり、空隙によるガタが発生していること等が主な原因と考えられ、現車により近い振動を再現するためには、これらの調整が必要である。

次に、振動制御適用による効果について比較を行った。

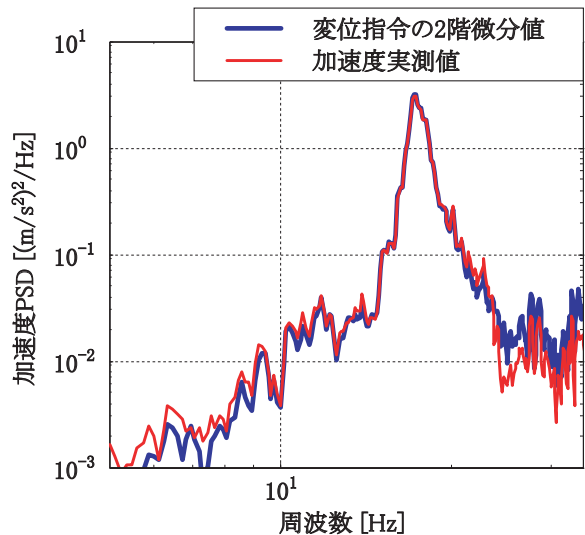


図8 台車制御特性（前側台車上下加速度）

LQ制御の適用により、2次サスペンション共振周波数の3Hz付近のピークは約1/3に低減し、1次サスペンション共振周波数の17Hz付近のピークは約1/2に低減したことが確認できる。

最適予見制御の適用では、LQ制御よりも振動低減効果が大きいことが分かる。特に、2次サスペンション共

特集：浮上式鉄道技術とその応用

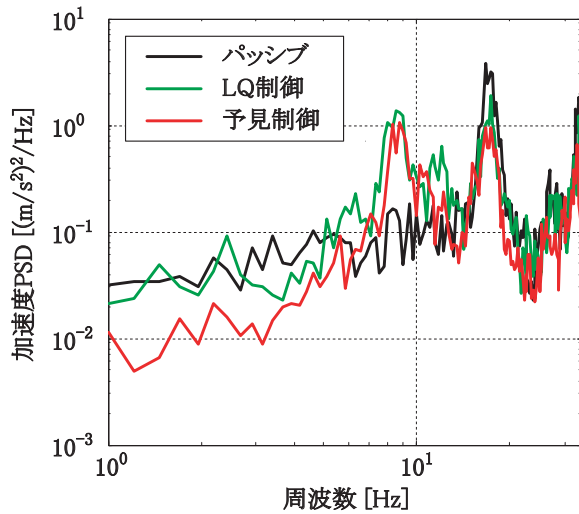


図9 車体振動特性（車体中央上下加速度）

振周波数である3Hz付近のピークはパッシブの約1/4に低減し、1次サスペンション共振周波数である17Hz付近のピークも同様に約1/4に低減しており、最適予見制御による加速度低減効果が確認できる。

一方、2次サスペンションと1次サスペンションの共振周波数に挟まれた9Hz付近の領域では、振動制御適用により加速度が増加して特性が悪化した。これについては、現状の台車制御システムでは軸間クロストーク補正を行っていないため、上下方向の加振に対して、それ以外の方向にも僅かながら振動が発生しており、特に9Hz付近では左右方向の振動が顕著となって、ロッドベアリングで吸収できない台車左右振動が車体ロール振動を引き起こし、シャフトモータの磁極位置を変動させて、不安定現象を引き起こしている可能性が考えられる。これについては、今後は制御プログラムの改良等の対策を行う予定である。

最後に、各種制御方法の制振効果を定量的に評価するため、車体上下加速度 PSD の1～34Hz（現車約0.3～10Hzに相当）の帯域における実効値（RMS値）を算出し、パッシブとの比較を行った。その結果、LQ制御ではパッシブに比べて約2dB低減し、予見制御ではパッシブより約4dB低減することが確認できた。前途の9Hz帯域での特性悪化が改善できれば、各種振動制御の適用がさらに効果的になると考えられる。

6. まとめ

浮上式鉄道の車両運動を模擬するための模型実験装置を製作した。台車の制御には、車体～台車間の相互作用力を用いた車体・台車の連成振動を再現する制御システムを構築し、現車とほぼ同様な応答を確認した。また、2次サスペンションに上下系の振動制御を適用し、各種制御則により、基礎的な振動制御特性を確認した。

7. おわりに

今後は、2次サスペンションを中心に改良を加え、車両運動の再現性を向上させる計画である。

なお、本研究は国土交通省からの国庫補助を受けて実施した。

文献

- 1) 鈴木江里光, 白崎潤, 渡邊健, 星野宏則, 永井正夫: 浮上式鉄道車両における振動低減手法の提案, 日本機械学会第19回電磁力関連のダイナミクス講演論文集, pp. 53-54, 2007
- 2) 星野宏則, 鈴木江里光, 渡邊健: 1次・2次支持系アクティブ制御による浮上式車両の振動低減, 鉄道総研報告, Vol. 21, No. 9, pp. 5-10, 2007
- 3) Suzuki, E., Shirasaki, J., Watanabe, K., Hoshino, H., and Nagai, M., "Vibration reduction methods for superconducting Maglev vehicles," presented at the 8<sup>th</sup> World Congress on Railway Research, Seoul, Korea, May 18-22, 2008, Paper R.3.3.7.2 (CD proceedings).
- 4) 白崎潤, 鈴木江里光, 渡邊健, 星野宏則, 永井正夫: 最適予見制御を用いた浮上式車両用制振手法の提案, 日本機械学会第16回交通・物流部門大会 (TRANSLOG2007) Dynamics & Design Conference 2007, No. 07-51, OS-3203, 2007
- 5) 白崎潤: 最適予見制御による超電導磁気浮上式鉄道車両の制振手法に関する研究, 東京農工大学修士論文, 2008
- 6) De Sapia, V., "Some approaches for modeling and analysis of a parallel mechanism with Stewart platform architecture," Sandia Report, Sandia National Laboratories, Albuquerque, New Mexico and Livermore, California, U.S.A., SAND98-8242, May 1998.