

車両2次サスペンションの大変位時における特性

飯田 浩平* 鈴木 貢* 宮本 岳史*

遠竹 隆行** 植木 健司***

Characteristics of Secondary Suspension of Vehicle under Large Displacement Condition

Kohei IIDA Mitsugi SUZUKI Takefumi MIYAMOTO

Takayuki TOHTAKE Kenji UEKI

Investigations for railway safety against seismic motion can be carried out using a numerical simulation and an experiment on a vibration table. There is some possibility that the characteristics of springs and dampers of a railway vehicle under large vibration condition are different from those under normal operating condition. Therefore, we have investigated the characteristics of the secondary suspension in the large vibration condition using the developed secondary suspension testing device. In addition, we proposed a new simulation model for the lateral force of the secondary suspension, which is easily adaptable to a model for vehicle dynamics simulation under an earthquake. The proposal model changes the numerical result of running safety limit from a conventional model at approximately 7%.

キーワード：地震，車両，大変位振動，車両運動シミュレーション，空気ばね

1. はじめに

地震時の車両の走行安全性の検討は、車両走行試験中任意に地震を発生させることができないため、数値シミュレーション解析と振動台上の加振試験が中心となっている。これまでに振動台を用いて実施した実台車加振実験の結果を用いて数値シミュレーションの検証を行ってきた¹⁾。その結果、設計諸元を用いて実台車加振実験を模擬したシミュレーションを行い、安全限界振幅を比較した場合に、周波数によっては実験結果とシミュレーション結果がやや異なる場合のあることが明らかとなり、両者を一致させるためには周波数によってパラメータ値を修正する必要があった^{2) 3)}。このことは、地震時には車両が大きく変位して振動するため、ばね・ダンパの特性が設計値あるいは通常走行を想定した試験で得られる測定値から変化する可能性があることを示唆している。

そのような状況下、2004年の新潟県中越地震により高速走行中の新幹線車両が脱線するという事象が発生した⁴⁾。これ以降、車両の地震時走行安全性向上策が検討されるようになり、それに伴い車両運動シミュレーションの精度向上の必要性が高まっている。地震時の車両運動シミュレーションを高い精度で実行するには、大変位時

のばね・ダンパ特性を把握することが必要である。一方で、台車組立状態での実際の振動形態あるいは車両挙動における各部品の振動性能を把握する必要があるが、従来の試験装置では、実際の負荷状態で大変位時の性能を調べることは困難であった。

そこで鉄道総研では、大変位時の車体一台車間の2次サスペンションの挙動調査に特化した、車両2次サスペンション試験装置を開発している⁵⁾。今回、開発した試験装置を用いて2次サスペンション特性試験を行った。特に空気ばねの特性に注目し、地震時の車両運動シミュレーションで利用しやすいモデルの検討を行い、周波数に依存しないパラメータでの空気ばね左右力のモデル化を行った。そして、提案したモデルを用いた場合の車両運動シミュレーションへの影響について明らかにしたので報告する。

2. 試験概要

試験は既報⁵⁾で紹介した車両2次サスペンション試験装置を用いて行った。以下に試験装置の概要と、本稿で注目する空気ばねの変位と作用力の測定について述べる。

2.1 車両2次サスペンション試験装置

図1に車両2次サスペンション試験装置を示す。本装置は、大変位時の車体一台車間の2次サスペンションの挙動調査を目的に開発した。装置は実物の新幹線用台車

* 鉄道力学研究部 車両力学研究室

** 車両構造技術研究部 車両運動研究室

*** 鉄道力学研究部

特集：鉄道力学

を基に製作し、基礎部、台車枠部、荷重枠部から構成されている。この台車枠部と荷重枠部の間に供試空気ばねおよびダンパ類を配置し加振試験を実施する。この際、供試体の形状に合わせた取り付け用アダプタを製作することにより、様々な種類のものに対応が可能である。なお、2次サスペンションの特性を把握しやすくするため、車輪・レールを排し、基礎部として車軸と軸箱体を振動台に剛に結合し、台車枠が基礎部から軸ばね、軸ダンパで構成する1次ばね系で支持されている。また、本装置は1台車半車体モデルであり、半車体に相当する荷重枠は2組・1対の空気ばねで支持されるため、荷重枠の転倒を防止するため基礎部を介して振動台と荷重枠との間に転倒防止リンクが設けられている。この転倒防止リンクにより、荷重枠は、前後・ヨー・ピッチ方向の運動を拘束され、上下・左右・ロール方向の平面内の運動のみが可能となる。本試験装置の主な諸元を表1に示す。構成の詳細については既報⁵⁾を参照されたい。なお、既報⁵⁾において問題点として指摘した転倒防止リンクの摩擦抵抗は、低抵抗化改造を実施し、無視できる程度まで小さくなったことを確認している。

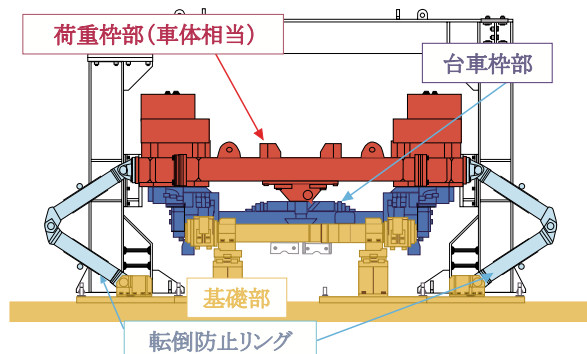


図1 車両2次サスペンション試験装置の概略図

表1 試験装置の主な諸元

荷重枠質量	13200 kg	空車相当
	16200 kg	定員乗車相当
台車枠質量	1700 kg	ばね間質量
1次ばね剛性	940 kN/m	1軸箱あたり
台車枠部最大寸法	幅3.1m × 長さ3.1m	

2.2 空気ばね変位

空気ばね変位は、基礎部に対する荷重枠上下・左右変位と台車枠上下・左右変位をレーザ変位計で測定し、測定結果から荷重枠・台車枠のロール変位を計算で求め、得られた荷重枠・台車枠の上下・左右・ロール変位から左右の各空気ばね位置における相対変位を求めた。なお、台車枠左右変位 y_T は微小であったためゼロとみなした。図2に変位測定の概略図および座標系を示す。空気ばね上下変位 z_{s1} , z_{s2} , 左右変位 y_{s1} , y_{s2} , ロール変位 ϕ_{s1} ,

ϕ_{s2} は次式のように定義する（添字s1が図2における左側空気ばね、s2が右側空気ばねである）。

$$z_{s1,s2} = z_B - z_T + (\mp \sin \phi_B \pm \sin \phi_T) \cdot l_s \quad (1)$$

$$y_{s1,s2} = y_B + h_2 \cdot \sin \phi_T + h_3 \cdot \sin \phi_B \quad (2)$$

$$\phi_{s1,s2} = \phi_B - \phi_T \quad (3)$$

ここで、 z_B , z_T ：車体、台車枠の上下変位、 y_B ：車体の左右変位、 ϕ_B , ϕ_T ：車体、台車枠のロール変位、 l_s は空気ばね左右間隔/2、 h_2 ：台車枠重心-空気ばね間高さ、 h_3 ：空気ばね-荷重枠重心間高さであり、複号については上側が左側空気ばね、下側が右側空気ばねである。

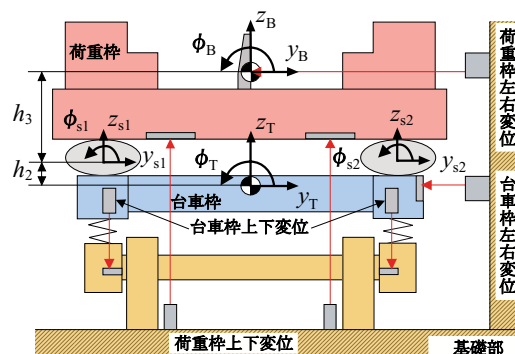


図2 変位測定系概略図および座標系

2.3 空気ばね作用力

空気ばね特性試験を行うにあたり、ひずみ式ロードセルを用いた左右力測定⁵⁾、圧電式のフォースセンサを用いた上下力測定⁵⁾に加え、圧電式の三成分フォースセンサを用いた上下力・左右力測定も行い測定結果を比較した。ここでは上下力のみを測定できるフォースセンサを上下力フォースセンサと呼ぶ。三成分フォースセンサは図3(a)に示すように空気ばね上でアダプタを用い空気ばね/荷重枠間、もしくは図3(b)に示すように空気ばね下座で空気ばね/台車枠間に3個配置し測定した。圧電式のフォースセンサは比較的小型なため、簡易な治具(スペーサ)を用意することで空気ばねと荷重枠間、もしくは空気ばねと台車枠間で発生力を測定することができる。加えて三成分フォースセンサは1つのセンサで上下力、左右力、前後力を測定することができる(本試験では左右・上下の平面内運動のため、前後力は用いない)。以降、便宜的に空気ばね/荷重枠間を空気ばねの上側、空気ばね/台車枠間を空気ばねの下側とする。

3. 空気ばね特性試験

3.1 試験条件

空気ばね特性を把握することを目的として、上下・左右力測定について正弦波左右加振での周波数特性試験を行った。表2に試験条件を示す。なお、一本リンク、軸ダンパは取り付けられた状態で試験を行った。空気ばね作用



(a) 空気ばね／荷重枠間への取り付け



(b) 空気ばね／台車枠間への取り付け

図3 圧電式三成分フォースセンサの仮設

力測定位置および測定法の比較検討も併せて行うため、30mm程度車体高さが高くなることを許容し、空気ばねの上側と下側のそれぞれに表2に示す測定法を適用した。A 試番では空気ばねの上側と下側を同じ方法で測定することで、測定位置による影響を調べることができる。また、A, B, C 試番を比較することで測定法による影響を比較できる。B1 試番は左右動ダンパが無いため、他の試番と振動モードの形が異なり、B 試番と併せて、同じ周波数において2種類のモード形で検討を行うことができる。

表2 空気ばね特性試験の試験条件

試番	空気ばね力測定法		左右動ダンパ
	空気ばね上側	空気ばね下側	
A 試番	三成分フォースセンサ	三成分フォースセンサ	あり
B 試番	ひずみ式ロードセル	三成分フォースセンサ	あり
B1 試番	ひずみ式ロードセル	三成分フォースセンサ	なし
C 試番	ひずみ式ロードセル	上下力フォースセンサ	あり

3.2 空気ばね力測定法の比較

3.2.1 空気ばね左右力の測定

左右動ダンパ有りの条件である A, B, C 試番における空気ばね左右力の測定値の比較を図4に示す。各周波数において加振振幅（振動台振幅）が異なるため、図4は左右力測定値と振動台加速度との比を示している。図4より、以下のことがわかる。

- (1) 測定位置の影響として、0.4～0.7Hzの領域で空気ばね上側の方が下側よりも測定値の振幅が大きくなる。

なった。これは、車体が大きくロール振動する下心ロールの固有周波数付近であり、荷重枠（車体）側についているセンサの方が、台車側についているセンサよりも傾きが大きくなり、上下力の影響が大きく現れているためである。

- (2) 三成分フォースセンサとひずみ式ロードセルではほぼ同様の結果が得られた。

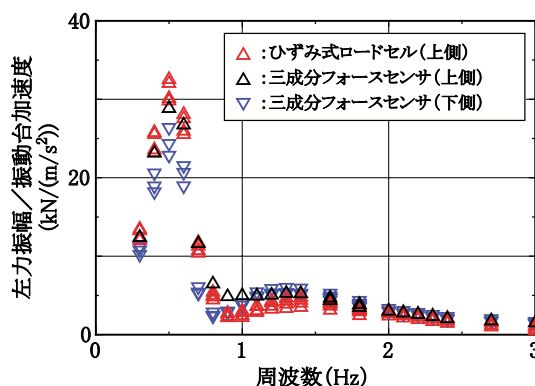


図4 各測定法による空気ばね左右力測定結果

3.2.2 空気ばね上下力の測定

前項と同じく A, B, C 試番における空気ばね上下力の測定値の比較を図5に示す。図5も図4と同様に上下力測定値と振動台応答加速度との比を示している。図5より、以下のことがわかる。

- (1) 測定位置の影響として、三成分フォースセンサによる測定結果の比較より、加振周波数0.5Hz以下では上側の方が下側より測定値の振幅がやや大きくなった。
- (2) 三成分フォースセンサと上下力フォースセンサの比較では、加振周波数0.6Hz以下で上下力フォースセンサを使用した測定の振幅がやや小さい傾向となったが、その他の周波数領域では測定方法による明確な相違は見られなかった。

以上の結果より、各測定法で顕著な違いは生じなかったため、以後の空気ばね測定試験では上下力と左右力を同時に測定できる三成分フォースセンサを用い、左右力

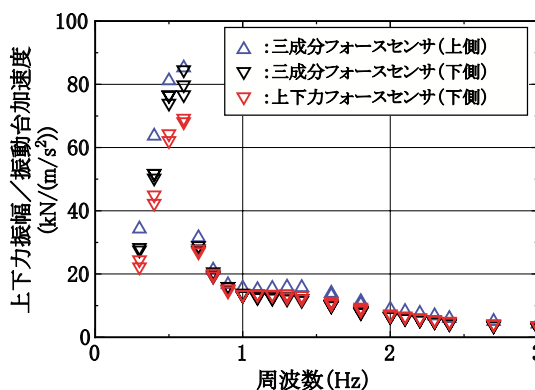


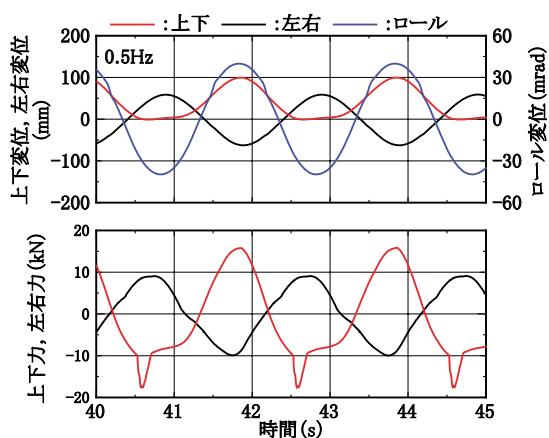
図5 各測定法による空気ばね上下力測定結果

特集：鉄道力学

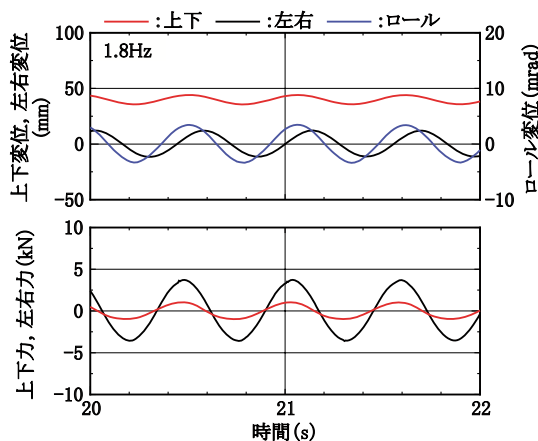
測定値への荷重枠のロール変位の影響を受けない空気ばね下側で測定することとした。

3.3 空気ばね作用力測定結果

空気ばね変位および空気ばね発生力の測定結果の一例を図6に示す。図中、変位については空気ばね上面板の空気ばね下部にある積層ゴム上面に対する相対変位を示し、力についてはつり合い状態をゼロとし、台車枠が空気ばねより受ける力を図2の座標系に従い示している。図6(a)より、加振周波数が0.5Hz(車両の下心ロールの固有振動数に相当)の場合には、上下・左右方向とも力と変位がほぼ同相であった。一方、図6(b)より、加振周波数が1.8Hz(車両の上心ロールの固有振動数に相当)の場合には、上下方向についてはほぼ同相であるが、左右方向については力と変位の位相がおおよそ90度ずれていた。このように、左右方向については、力と変位の位相差が周波数により大きく変化することがわかった。また、加振周波数0.5Hzにおいて、上下力に負の-10kNを超えるやや鋭いピークが存在するが、これは空気ばね上面板が積層ゴム上面に接触したことによる。積層ゴムとの接触は本検討の空気ばねモデルとは別に扱う。



(a) 加振周波数0.5Hz



(b) 加振周波数1.8Hz

図6 空気ばね上下力・左右力測定波形例

4. 空気ばねモデルの検討

4.1 空気ばね左右力モデル

従来、空気ばねの左右力については線形のばね・減衰でモデル化され、また、通常の走行安全性解析では空気ばね左右方向の減衰は小さいため無視されることが多い。一方、図6に示したように、左右方向について加振周波数0.5Hzの場合には変位と作用力がほぼ同相であったのに対し、加振周波数1.8Hzの場合には位相が約90度ずれており、大きな振幅の場合には単純な線形ばね・減衰でモデル化できないことがわかる。ここで車両の振動モードを考慮すると、3.3節で述べたように、加振周波数0.5Hzでは下心ロール、1.8Hzでは上心ロールの振動モードとなっており、図6より、空気ばね左右変位とロール変位の位相差も異なっていることがわかる。このように周波数により空気ばねの左右変位とロール変位の位相差が異なることに注目し、空気ばねのロール振動による左右力も考慮し、空気ばね左右力 F_y を次式で表せると仮定した。

$$F_y = k_y \cdot y + c_y \cdot \dot{y} + k_{\phi y} \cdot \phi + c_{\phi y} \cdot \dot{\phi} \quad (4)$$

ここで、 k_y, c_y : 左右ばね定数, 減衰係数, y : 空気ばね左右変位, $k_{\phi y}, c_{\phi y}$: 左右・ロール連成ばね定数, 減衰係数, ϕ : 空気ばねロール変位である。

加振試験より $k_y, c_y, k_{\phi y}, c_{\phi y}$ の同定を行った結果を表3に示す。また、変位および速度の測定結果と同定したばね定数・減衰係数を用いて計算した左右力と測定した左

表3 提案モデルのパラメータ同定結果

k_y	1.9×10^5 N/m
c_y	2.5×10^4 Ns/m
$k_{\phi y}$	1.2×10^5 N/rad
$c_{\phi y}$	-5.0×10^3 Ns/rad

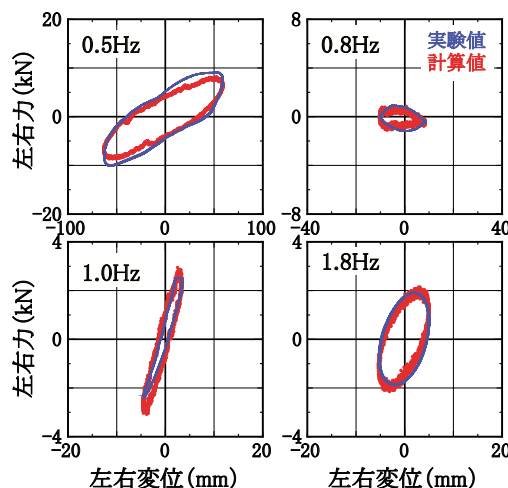


図7 左右変位—左右力のリサーチ線図

右力との比較を左右変位—左右力のリサージュ線図で図7に示す。図7のリサージュ線図は楕円の面積が減衰エネルギーに相当し、振動振幅が大きい場合には空気ばねの左右方向に有意な減衰が存在していることがわかる。また、各周波数において実験値と計算値がよく一致している。左右力の振幅について実験値と計算値を比較した結果を図8に示す。図8より、図7に示した周波数だけでなく、0.3Hz～3Hzまでの周波数全域で実験値と計算値が良く一致し、また、1.6Hzと1.8Hzについては2種類の加振振幅で一致しており、式(4)で表した左右力モデル（以下、提案モデルと記す）は周波数および振幅に依存しないパラメータで十分な精度で空気ばねの左右力をモデル化できていることがわかる。地震時の車両運動シミュレーションでは、複数の周波数成分を有する実地震波を扱うため、周波数に依存しないパラメータで精度を高めることが重要である。なお、パラメータ同定過程では、必要な周波数全域での適切な値を試行錯誤によって求めている。加振試験結果からシステムティックに同定結果を導き出す方法については今後の課題である。また、表3に示した同定結果に負の減衰項が含まれていることは特徴的であり、本モデルの表す現象についても今後解明していきたい。

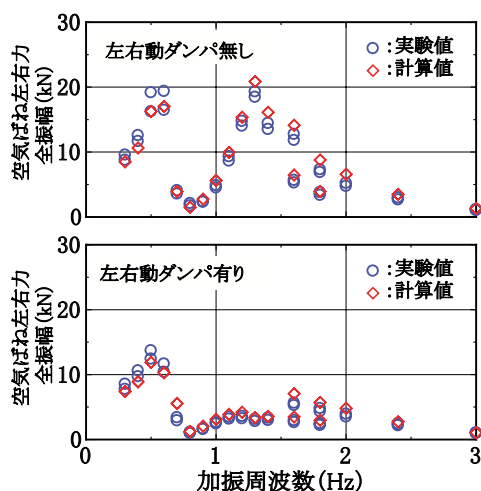


図8 空気ばね左右力の周波数特性

4.2 空気ばね上下力モデル

空気ばねを最も単純なばね・ダンパ並列系でモデル化し、次式の関係より空気ばね上下ばね定数 k_2 、上下減衰係数 c_2 を求めた。

$$F_z = k_2 \cdot z + c_2 \cdot \dot{z} \quad (5)$$

ここで F_z : 空気ばね上下力, z : 空気ばね上下変位で実験結果より得られる値である。なお、図6(a)に示したような空気ばね上面板と積層ゴムが接触した場合にはやや鋭いピークが生じるが、これは明らかに系が異なるため、接触中はパラメータ同定の対象外とし、非接触中のデータのみ用いて同定を行った。なお、車両運動シミュレーション⁶⁾ (VDS: Vehicle Dynamics Simulator) においては接触時を考慮し積層ゴムの剛性をモデルに反映させたうえで計算を行っている。

試験を行った加振周波数0.3Hz～3.0Hzにおいて上下力を表現できる適切なパラメータを同定した結果、上下ばね定数 k_2 は250kN/m、上下減衰係数 c_2 は12kNs/mとなった。各加振周波数の試験条件について、前節と同様に変位および速度から空気ばね上下力を計算した結果を図9に示す。図9中、0.5Hz～0.6Hzの加振周波数では空気ばね上面板と積層ゴムの接触が生じていたため実験値は表示していない。図9より、空気ばねを単純にばね・ダンパ並列系でモデル化しても、計算値と実験値は概ね良い一致をしているといえる。したがって、地震時の空気ばねの上下力に関して、ばね・ダンパ並列系を用いても実用上大きな問題は生じないと考えられる。

有効受圧面積変化や本体・補助空気室容量比を考慮し、空気ばねの上下系を図10に示すようにモデル化する場合もある⁷⁾が、高周波数領域において図10のモデルを用いなくても実験値と計算値が一致した。この理由として、本試験において地震時の車両挙動に大きな影響を与える左右方向の加振は、高周波数領域では大きな上下変位を伴わない点が挙げられる。

有効受圧面積変化や本体・補助空気室容量比を考慮し、空気ばねの上下系を図10に示すようにモデル化する場合もある⁷⁾が、高周波数領域において図10のモデルを用いなくても実験値と計算値が一致した。この理由として、本試験において地震時の車両挙動に大きな影響を与える左右方向の加振は、高周波数領域では大きな上下変位を伴わない点が挙げられる。

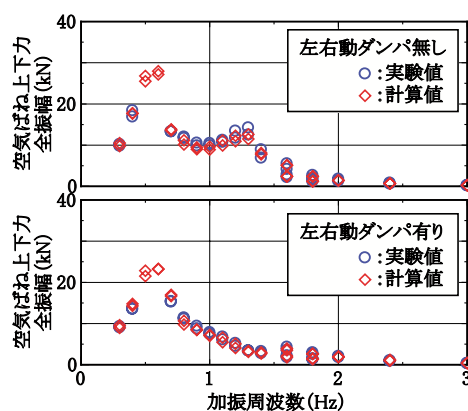


図9 空気ばね上下力の周波数特性

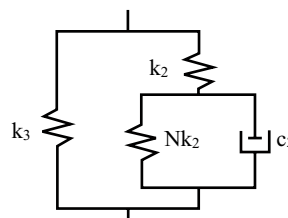


図10 有効受圧面積変化による剛性等を考慮した空気ばねモデル⁷⁾

4.3 車両運動シミュレーションへの影響

提案した空気ばねモデルの車両運動シミュレーションへの影響を調べるため、一例として、新幹線車両の空気ばね左右力に提案モデルを適用し、地震時走行安全性解析を行った。解析に用いた車両モデルの概略図を図11に

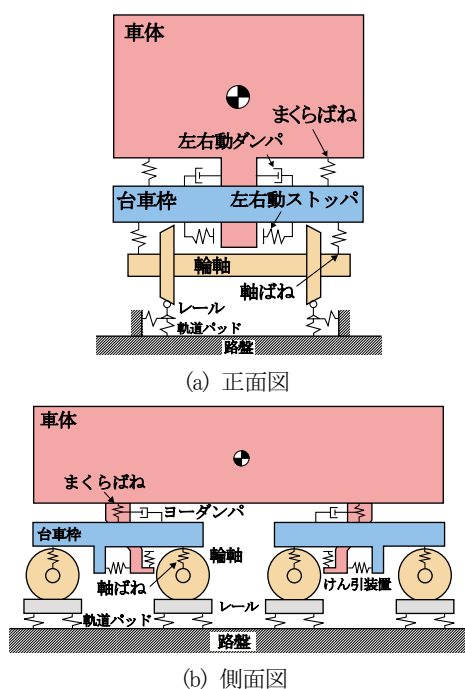


図11 車両運動シミュレーションモデル

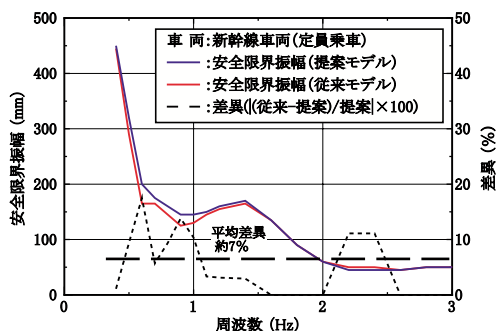


図12 走行安全限界線図における提案モデルと従来モデルとの比較

示す。モデルは1車両モデルで、車体、台車枠、輪軸がそれぞれ6自由度を有し、各車輪を支えているレールは路盤に左右と上下方向のばね・ダンパで支持されており、レールの自由度も含めて合計58自由度である。地震動は各輪軸直下の路盤に入力されており、今回の解析は4つの輪軸に同相の正弦波を左右方向に入力して行った。

解析で得られた走行安全限界線図を図12に示す。走行安全限界線図は、横軸に軌道の加振周波数を、縦軸に左右振動の加振振幅(片振幅)をとり、各加振周波数毎に加振振幅を5mm単位で大きくしながらシミュレーションを繰り返し実行して、車輪/レールの相対左右変位が70mmに達することを脱線と判定し、脱線と判定を受ける直前の振動振幅をプロットしたものである。つまり、走行安全限界線以下の振幅による加振であれば脱線しないことを示している。図12より、今回の例では、従来モデルと提案モデルでは最大約17%、平均約7%の差異が生じることがわかった。

5. まとめ

既報⁵⁾で紹介した車両2次サスペンション試験装置を用いて、大変位時における空気ばね特性試験を行い、地震時の車両運動解析で利用しやすいモデルの検討を行った。得られた結論は以下の通りである。

- (1) 三成分フォースセンサによる空気ばね作用力測定方法を開発した。
- (2) 大振幅時には空気ばねの左右方向に有意な減衰力が発生することがわかった。
- (3) 空気ばねのロール振動による左右力を考慮することで、地震時の車両運動シミュレーションに使いやすい、周波数に依存しないパラメータによる空気ばね左右力モデルを提案し、実験結果と良い一致を得た。
- (4) 前項の提案モデルを用い、一例として新幹線車両を対象にした地震時走行安全性解析を行った結果、走行安全限界線図の安全限界振幅に平均約7%の差異が生じた。

今後、大変位かつ高精度なパラメータを要求される調査・検証などの車両運動シミュレーション解析にあたっては、本試験手法および本モデルを適用していく予定である。なお、現段階で試行錯誤によっているパラメータの同定手法の確立が今後の課題である。

文献

- 1) 宮本岳史, 松本信之, 曾我部正道, 下村隆行, 西山幸夫, 松尾雅樹: 大変位軌道振動による実物大鉄道車両の加振実験, 日本機械学会論文集C編, Vol.71(706), pp.1849-1855, 2005
- 2) 宮本岳史, 曾我部正道, 下村隆行, 西山幸夫, 松本信之, 松尾雅樹: 実台車加振実験による大変位車両運動シミュレーションの検証, 鉄道総研報告, Vol.17, No.9, pp.39-44, 2003
- 3) 星野宏則, 宮本岳史, 石田弘明: 地震時の車両挙動を解明する, RRR, Vol.64, No.1, pp.24-27, 2007
- 4) 地震による新幹線脱線シミュレーション解析グループ: 新潟県中越地震新幹線脱線シミュレーション解析, 鉄道総研報告, 特別第52号, 2008
- 5) 鈴木貢, 宮本岳史, 中嶋大智, 飯田浩平, 西山幸夫, 植木健司: 大変位振動に対応した車両2次サスペンションの試験法, 鉄道総研報告, Vol.24, No.4, pp.33-36, 2010
- 6) 宮本岳史, 石田弘明, 松尾雅樹: 地震時の鉄道車両の挙動解析, 日本機械学会論文集C編, Vol.64, No.626, pp.1236-1243, 1998
- 7) 例えば小田尚輝, 西村誠一: 空気ばね懸架の振動特性とその設計, 日本機械学会論文集第1部, Vol.35, No.273, pp.996-1002, 1969