

# 1209 在姿状態での空気ばね左右方向作用力測定

正 [機] ○中嶋 大智

鈴木 貢

正 [機] 飯田 浩平

星野 宏則

西山 幸夫

正 [機] 宮本 岳史 (鉄道総研)

## Lateral Force Measurement of Air Spring in Non-Dismantled State

Daichi NAKAJIMA, Mitsugi SUZUKI, Kohei IIDA, Hironori HOSHINO, Yukio NISHIYAMA, Takefumi MIYAMOTO,  
Railway Technical Research Institute 2-8-36, Hikari-cho, Kokubunji City

Conventionally, it is assumed that the damping coefficient in the horizontal direction of an air spring is very small. We measured lateral force of the air spring between the body and a truck in case the body carries out roll vibration greatly in the non-dismantled state included in the truck, and calculated the damping coefficient in the horizontal direction from the measurement result.

*Keywords*:: vehicle, truck, shaking table, air spring, lateral force, damping coefficient in horizontal direction

### 1. はじめに

従来、空気ばねの左右方向の減衰係数は非常に小さいものとされている。本研究では振動台上で車体が大きくロール振動するときの車体・台車間の空気ばねの左右方向作用力を台車に組み込んだ在姿状態で直接測定し、測定結果より左右方向の減衰係数を算出した。

### 2. 試験の概要

#### 2.1 試験体

振動台上で使用する車両の2次サスペンション試験装置を開発した。外観を図1に示す。試験体は、新幹線半車体に相当する荷重枠、荷重枠の前後あるいはピッチ運動を拘束するための転倒防止リンク、台車枠、車軸と車軸を大型振動試験装置に取り付ける車軸支持具からなる。台車枠は、一般的な新幹線車両と同様の機器構成であるが、ヨーダンパは無い。空気ばねは左右に2個を装備している。左右の補助空気室は流量計とともに差圧弁を介して接続されている。ただし、空気ばねにはレベリングバルブは用いず、封じ切った状態で使用した。車軸支持具は、主に牽引装置(1本リンク)によって生じる台車の前後方向変位を許容する目的でニアガイドベアリングを介して車軸を支持している。1次サスペンションは、通常の台車と同様に軸ばねと上下動ダンパにより構成している。以上の構成によって大型振動試験装置を左右方向に加振することにより、車輪・レール間の複雑なすべりが無い状態で、車体と台車の上下、左右とロール方向に十分な自由度を持った車体・台車間の運動を観察することができる。

#### 2.2 試験条件

鉄道総研所内の大型振動試験装置に試験体を設置し、左右方向に周波数 0.3~3.0Hz の正弦波加振を行い、車体と台車の変位と加速度、空気ばね内圧を測定した。加振振幅は、周波数 0.3~1.6Hz では 100gal, 1.8~3.0Hz では 200gal とした。さらに、台車に組み込んだ状態の空気ばねに発生する車体・台車間の左右方向作用力を直接計測するため、図2の空気ばね横力測定アダプタを製作し、これにロードセルを取り付けて荷重枠と空気ばねの間に組み込み、加振試験時の空気ばね左右力を測定した。

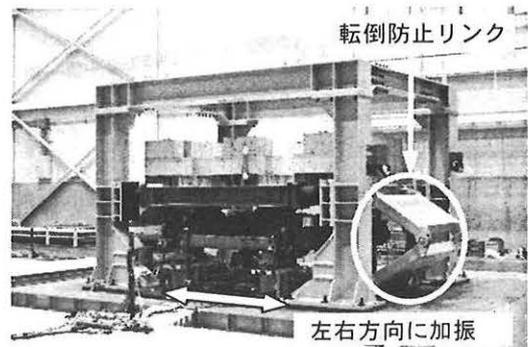
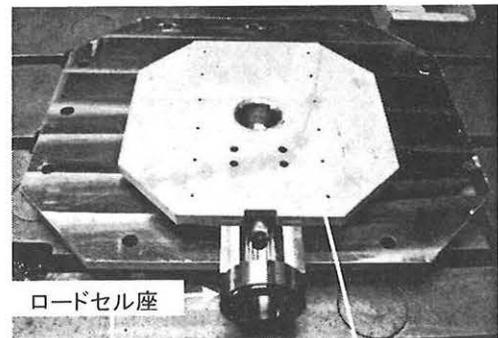
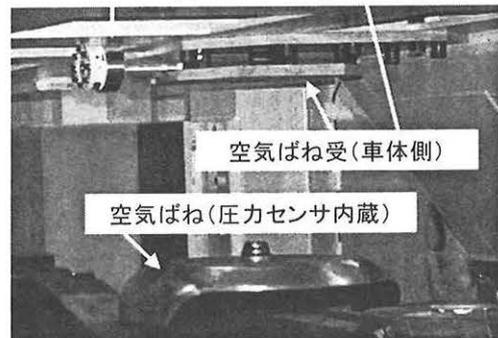


Fig.1 Experimental Unit



(a) Undersurface



(b) Equipped State (Load Cell Attached)

Fig.2 Air Spring Lateral Force Measurement Adapter

### 3. 試験結果と考察

#### 3.1 測定結果

空気ばね左右力の振幅と加振周波数との関係を図3、車体一台車左右変位の振幅と加振周波数との関係を図4、空気ばね上下変位の振幅と加振周波数との関係を図5に示す。図6に示すように加振周波数によって加振加速度が異なる。現時点までの解析では、左右加振加速度の振幅に各項目の依存性が見られるため、縦軸に左右加振加速度で除した単位を用いた。図3~5の全てで加振周波数0.5Hzがピークで同様の傾向にあることがわかる。なお、加振中に差圧弁にわずかな流れがあることを確認したが、挙動に影響を与える程のものではないと考えてこれ以降の結果の分析では、差圧弁流量は無視する。

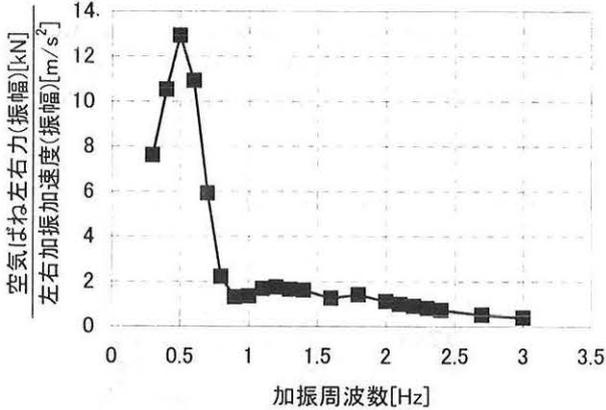


Fig.3 Lateral Force of Air Spring (Amplitude)

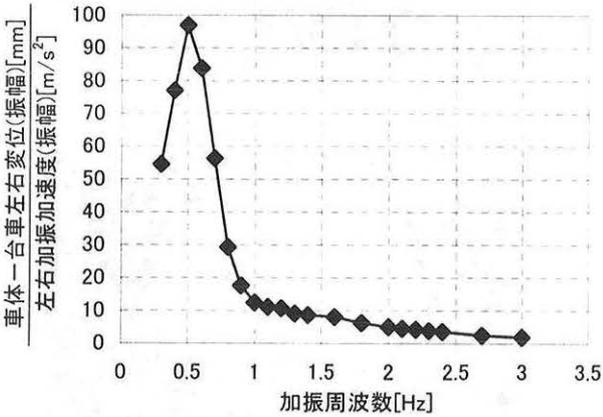


Fig.4 Body-Truck Horizontal Displacement (Amplitude)

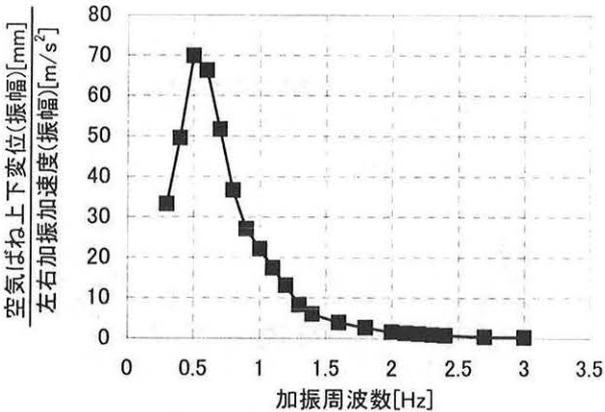


Fig.5 Vertical Displacement of Air Spring (Amplitude)

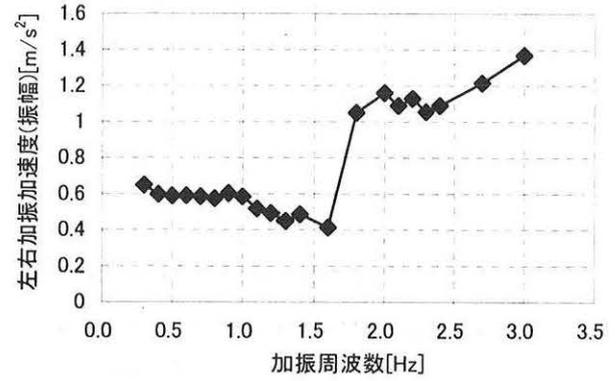


Fig.6 Horizontal Shaking Acceleration (Amplitude)

#### 3.2 内容積の算出

空気ばねの内圧  $P$  と内容積  $V$  の間には

$$pV^\gamma = p_0(V_{M0} + V_S)^\gamma \quad (1)$$

なる関係がある。ただし、 $\gamma$  はポリトロピック指数で、静的変化すなわち等温変化のときは 1.0、振動変化すなわち断熱変化のときは 1.4 の値をとる。 $p_0$ 、 $V_{M0}$ 、 $V_S$  は標準状態における空気ばねの内圧、本体内容積、補助空気室内容積である。別途行った基本特性試験の結果、 $p_0=0.33\text{MPa}$  のとき  $V_{M0}=27.5\text{ L}$ 、 $V_S=50\text{ L}$  であった。加振前の空気ばね内圧を  $p_{st}$ 、本体内容積を  $V_{st}$  とする。標準状態から加振前の状態への変化は静的と考えられるので、式(1)において  $\gamma=1.0$  として

$$p_{st}V_{st} = p_0(V_{M0} + V_S) \quad (2)$$

が成り立つ。加振試験時は、式(1)において  $\gamma=1.4$  として

$$pV^\gamma = p_{st}V_{st}^\gamma \quad (3)$$

が成り立つ。式(2)、(3)より加振時の空気ばねの内容積は

$$V = \left(\frac{p_{st}}{p}\right)^{\frac{1}{\gamma}} V_{st} = \left(\frac{p_{st}}{p}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \frac{p_0}{p_{st}} (V_{M0} + V_S) \quad (4)$$

として求められる。式(4)により内容積の最大値  $V_{MAX}$  を内圧の最小値  $p_{MIN}$ 、内容積の最小値  $V_{MIN}$  を内圧の最大値  $p_{MAX}$  から算出し、加振時の内容積変化の振幅を求めた。加振加速度の振幅で割ったものと加振周波数との関係を図7に示す。図7も図3~5と同様の傾向にあり、空気ばね左右力と内容積変化は連動していると考えられる。

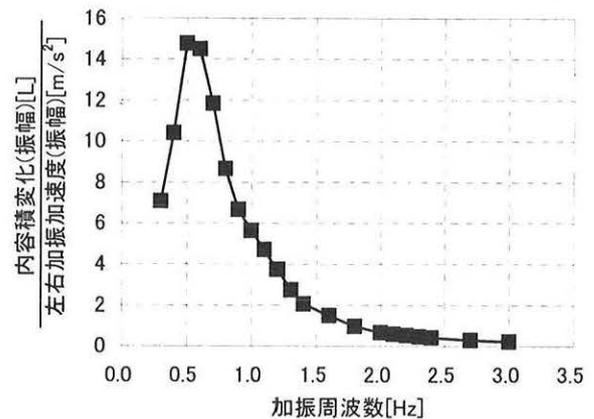


Fig.7 Differential Amount of Internal Volume (Amplitude)

### 3.3 減衰係数の算出

空気ばねの左右方向の減衰係数は次の手順で算出した。空気ばね左右力と車体一台車左右変位の関係を図示すると図8のようなりサージュ曲線になる。

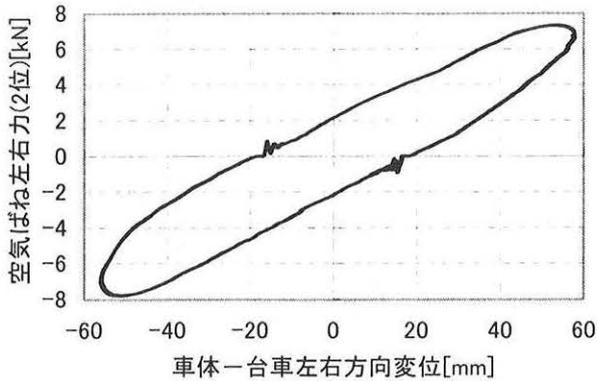


Fig.8 Lissajous Curve for Lateral Damping Energy (0.5Hz)

このリサージュ曲線に囲まれる面積は振動の1サイクル中に空気ばねによって消費される左右方向の減衰エネルギーを表わしている。これをAとすると楕円の面積の公式から空気ばねの左右方向減衰係数cは以下のように求められる<sup>2)</sup>。

$$c = \frac{A}{2\pi^2 a^2 f} \quad (5)$$

ここで、aは車体一台車左右変位の振幅、fは加振周波数である。図9に加振周波数ごとの空気ばね左右方向減衰エネルギーを示す。図3～5、7と同様の傾向にあり、空気ばねの左右方向減衰エネルギーは、加振による空気ばねの上下、左右変位に伴う内容積の変化によって生じていると推測することができる。この結果と式(5)より空気ばね左右方向減衰係数を求めた。加振周波数との関係を図10に示す。

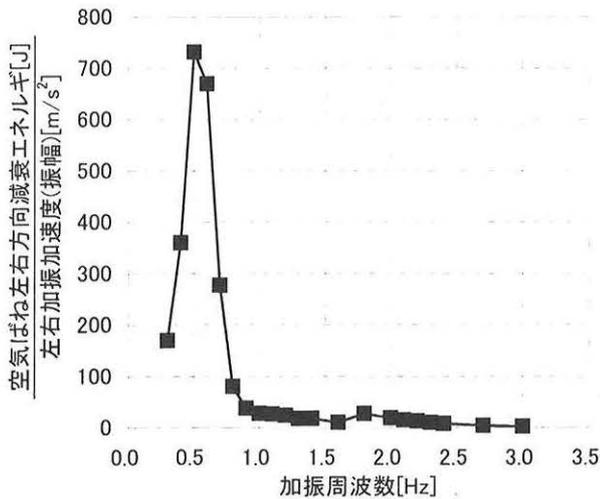


Fig.9 Lateral Damping Energy of Air Spring

### 3.4 考察

加振周波数0.5、1.3、2.7Hzにおける2位の空気ばねの内容積変化ΔV2、空気ばね上下変位Zs2、車体一台車左右変位Y、空気ばね左右力F2、車体ロール角φBの5波分の時系列波形を図11～13に示す。ここでΔV2は上下変位、左右変位、車体ロール角より幾何学的に計算したものである。左右方向は2位→1位方向を正とした。図11～13より、内

容積変化は上下変位と同相となっており、内容積変化の主な要因は上下変位であると考えられる。加振周波数が低い場合、車体の振動は上下変位とロール角が逆相のいわゆる下心ロールモードである。図11より、左右力と左右変位は同相でこのときのリサージュ曲線は図8のように右上がりとなることわかる。

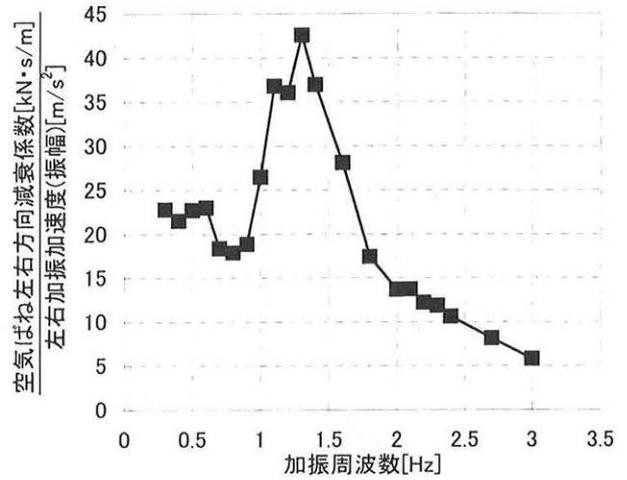


Fig.10 Lateral Damping Coefficient of Air Spring

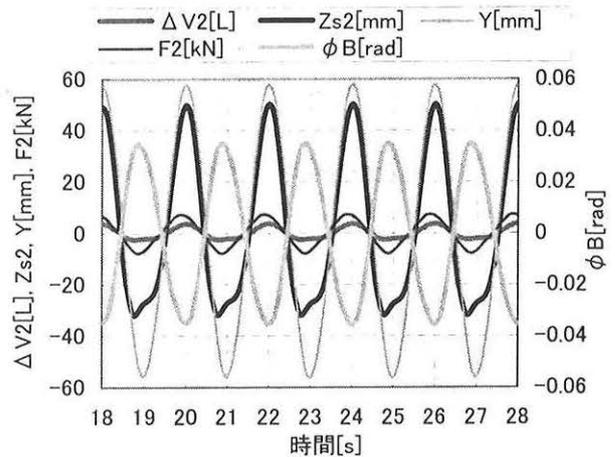


Fig.11 Time Series Data (0.5Hz Shake)

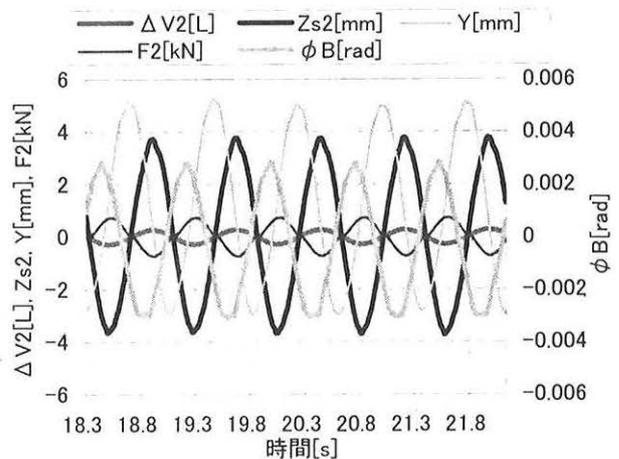


Fig.12 Time Series Data (1.3Hz Shake)

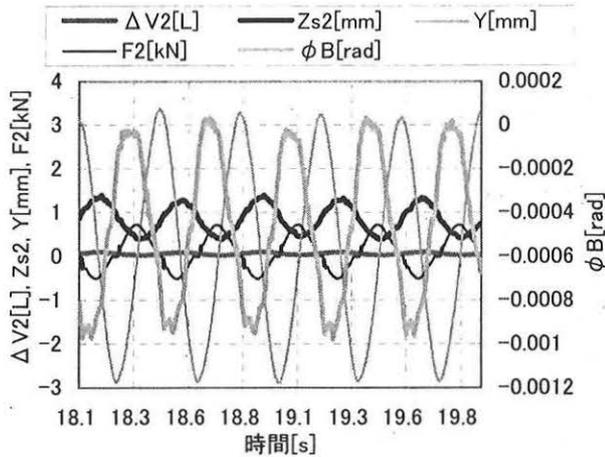


Fig.13 Time Series Data (2.7Hz Shake)

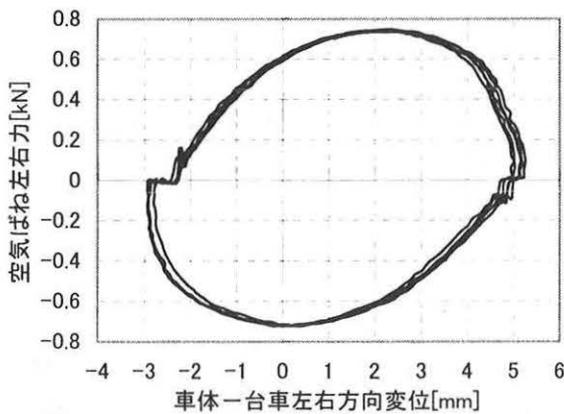


Fig.14 Lissajous Curve for Lateral Damping Energy (1.3Hz)

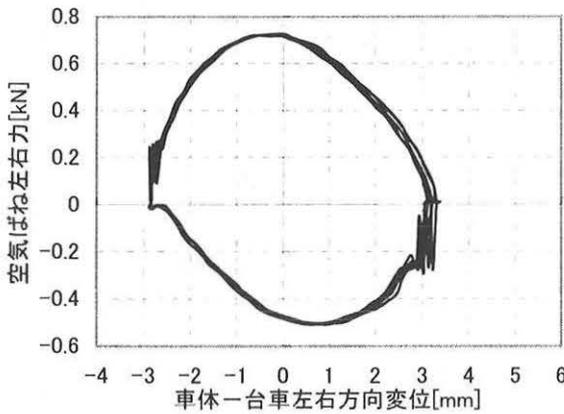


Fig.15 Lissajous Curve for Lateral Damping Energy (2.7Hz)

これに対して、図 12, 13 では上下変位とロール角が同相のいわゆる上心ロールモードである。また、左右力に対して左右変位に図 12 では 1/5 周期程度、図 13 では 1/4 周期程度の位相遅れが生じることがわかる。図 14, 図 15 に示す加振周波数 1.3Hz, 2.7Hz のときのリサージュ曲線が図 8 の加振周波数 0.5Hz に比べて円形に近づいているのは、前述の位相遅れによるものである。

空気ばねの左右方向減衰エネルギーはリサージュ曲線に囲まれる面積で求められる。仮に、空気ばねの左右力と車体一台車左右変位の最大値が同じであれば、図 8 の細長い楕円形状に比べると図 14 の円に近い形状の方がリサージュ

曲線に囲まれる面積は大きくなる。従って、加振周波数 0.9Hz 以上の場合には、0.8Hz 以下の場合と比べて減衰エネルギーが大きくなる。さらに図 3 より、加振周波数 0.9~1.4Hz においては左右力がほぼ横ばいであることから左右減衰エネルギーの減少は比較的小さい。

一方、図 4 に示した車体一台車左右変位は、加振周波数 0.9Hz 以上では加振周波数の増加にともない緩やかに単調減少している。

以上を踏まえて、式(5)より、空気ばねの左右方向減衰係数は減衰エネルギーを左右変位振幅の 2 乗と加振周波数の積で除すことで求められることから、加振周波数 0.9~1.6Hz について減衰エネルギーと左右変位振幅の 2 乗と加振周波数の積の変化を比較した結果を図 16 に示す。図 16 より、0.9~1.4Hz にかけて減衰エネルギーの減少に比べて左右変位振幅の 2 乗と加振周波数の積の方が減少の割合が大きいことがわかる。つまり、加振周波数 0.9~1.4Hz では、比較的小さい空気ばね左右変位・速度で、消費エネルギー減衰量が大きいことから、図 10 に見られる左右方向減衰係数の 1.3Hz 付近のピークとなっていると考えられる。

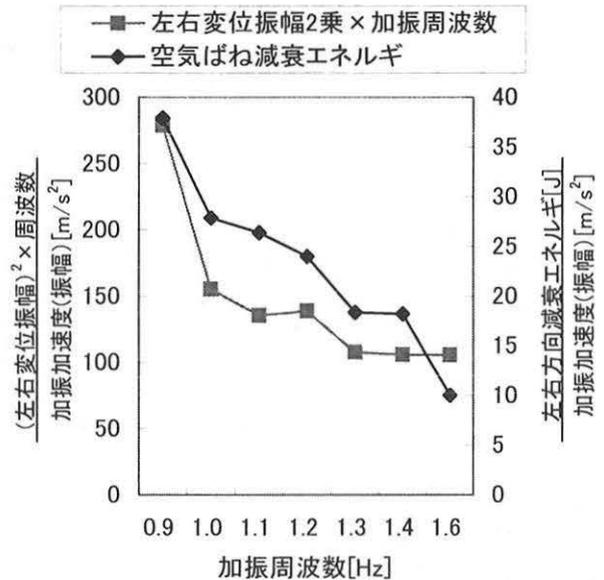


Fig.16 Comparison of a Reduction Rate

#### 4. おわりに

大型振動試験装置で新たに開発した 2 次サスペンション試験装置を用いて左右方向に周波数 0.3~3.0Hz の正弦波加振を行い、車体と台車の変位と加速度、空気ばね内圧、空気ばね左右力を台車に組み込んだ在姿状態で測定し、測定結果より空気ばねの左右方向の減衰係数を算出し、時刻歴による周波数特性の考察を行った。今後は、さらに空気ばね力測定方法の改良を進めるとともに、解析・考察を深度化して地震時の車両運動シミュレーションにおける空気ばねの合理的なモデル化に役立てたいと考えている。

#### 参考文献

- 1) 鈴木, 飯田, 中嶋, 西山, 宮本: 大変位する車両の 2 次サスペンション試験装置の開発, Jrail2009, No.3607
- 2) 日本鉄道車輛工業会: 防振ゴム, 現代工学社, pp.184, 1998.10.30
- 3) 國枝正春: 実用機械振動学, 理工学社, pp.84-85, 1984.1.20