S1-3-6.　鉄道車両用空気ばねの絞り制御に関する基礎試験

○　菅原　能生 (鉄道総合技術研究所)　　風戸　昭人 (鉄道総合技術研究所)

Elementary Test of Orifice Control for Railway Vehicle Air Suspension System

Yoshiki SUGAHARA (Railway Technical Research Institute)
Akihito KAZATO (Railway Technical Research Institute)

The air suspension system is now widely used for railway vehicles. To improve the riding comfort of vehicles equipped with this system, we tested semi-active control of an air suspension having a variable orifice, which is controlled by a controller designed based on the sky-hook algorism, between air spring and auxiliary air chamber. The results of simulation and excitation tests show that the response of air suspension system to sine wave excitation reduced approximately to a half around the resonant frequency.

キーワード：鉄道車両, 空気ばね, 振動制御, セミアクティブサスペンション
Keywords : Railway Vehicle, Air Suspension, Vibration Control, Semi-Active Suspension

1. は　じ　め　に

近年、鉄道車両の車体支持装置は一般的に空気ばねを２次ばねとして用いている。これは、空気ばね本体および補助空気室に封入された空気によって柔らかいばね特性を実現し、両者の間を結ぶ空気通路に設けられた固定絞りによってその減衰を得るようにしたもので、鉄道車両の快適性を確保するうえで重要な部品となっている。

最近の鉄道車両の上下乗り心地を向上するには、一般に車体の１次曲げ振動の低減が有効とされている。これは、人間の上下乗り心地の感度が 4〜8[Hz] 付近で最も高く、１次曲げ振動の共振周波数がこの付近に位置することが多いためである。しかし、車体傾斜装置を組み込んだ車両（いわゆる振子車両）が高速で曲線を通過する場合や、走行速度が 300km/h を超えるような高速走行車両が縦曲線を通過する場合などは、空気ばね系の低周波振動が顕著になる傾向があり、さらなる車内快適性向上のためにはこの低周波振動の低減が必要になる。

そこで、空気ばねと補助空気室の間に設けられた絞りを制御して空気ばね系の振動低減を試みた。本報告では、試作した可変絞り弁を用いて空気ばね単体での加振試験を実施した結果を報告する。

2. シミュレーション

2·1 空気ばねと絞り弁のモデル

まず、記号を以下の通りに定義する。

z_0, z_1	ばね下、およびばね上変位
m	1/4 車体分 (ばね上) の質量
A_a	空気ばね有効受圧面積
p_0, p_{at}	空気ばね内圧、大気圧
V_a, V_b	空気ばね（中立位置）、補助空気室の容積
γ	ポリトロープ指数
γ_a	空気密度
R_1	流量係数
dA_0/dz	空気ばねの有効受圧面積変化率

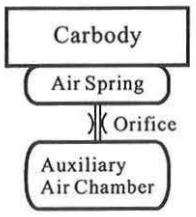

図１　空気ばねの構成

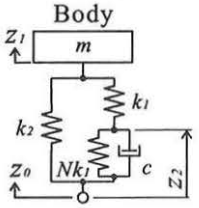

図２　空気ばね３要素モデル

空気はポリトロープ変化し、絞りを通過する空気の流量特性は線形であるものと仮定する。二次以上の微小量を無視すると、図１に示すような、空気ばね、補助空気室、および絞り弁からなる鉄道車両用空気ばねは、図２に示す線形３要素モデルとして表すことが出来る[(1)]。ここに

$$k_1 = \frac{\gamma A_0^2 P_0}{V_a},\ k_2 = (P_0 - P_{at})\frac{dA_0}{dz},\ c = \gamma_a A_0^2 R_1,\ N = \frac{V_a}{V_b}$$

である。このモデルに対して運動方程式を導出すると、

$$m\ddot{z}_1 = -k_1(z_1 - z_2 - z_0) - k_2(z_1 - z_0) \quad (1)$$

$$0 = k_1(z_1 - z_2 - z_0) + Nk_1 z_2 + c\dot{z}_2 \quad (2)$$

となる。一方、制御可能な絞り弁については、シミュレーションの段階では直接減衰係数を制御できるものとした。すなわち、減衰係数指令値 u に対する減衰係数の応答 $c(t)$ が時定数 T_c なる１次遅れとすれば、下式のように表される。

$$\frac{d}{dt}c(t) = -\frac{1}{T_c}c(t) + \frac{1}{T_c}u \quad (3)$$

以上、(1), (2), (3) 式より下記状態方程式を得る。

$$\dot{x} = Ax + B_1 w + B_2 u \quad (4)$$

$$x = [\, z_1\ z_2\ \dot{z}_1\ c(t)\,]^T,\ w = z_0$$

2·2　制御則

図 1 に示す空気ばねの絞りの開口面積を制御すると、図 2 の減衰係数 c の値を制御することが出来る。この c によって発生する減衰力 $c\dot{z}_2$ をスカイフックダンパの発生力に追従させることにした。ただし、c に直列にばね要素 k_1 が挿入されているため、c の値が過大になると、かえって z_0 から z_1 までの振動伝達特性が悪化する。そのため、

$$c_{max} = \sqrt{\frac{(1+N)(2(1+N)-1)}{2}}\sqrt{mk_1} \qquad (5)$$

となる c を最大値とした[(2)]。また、最小減衰は、バルブの開口面積が最大のときで c_{min} とする。すると、スカイフック制御則は下記のように表すことが出来る。

$$c(t) = \begin{cases} c_{max} & (c_{max} < \dfrac{\dot{z}_1}{\dot{z}_2}c_s) \\ c_{min} & (\dfrac{\dot{z}_1}{\dot{z}_2}c_s < c_{min}) \\ \dfrac{\dot{z}_1}{\dot{z}_2}c_s & (\text{otherwise}) \end{cases} \qquad (6)$$

2·3　シミュレーション結果

2·1 節で得られた線形モデル、および 2·2 節の制御則を用いてシミュレーションを行った。対象としては、新幹線車両の空気ばねを用いた。主な緒元としては、車体質量 $m = 8.0$[ton]、空気ばね容積 $V_a = 25.63\times10^{-3}$[m^3]、補助空気室容積 $V_b = 70.0\times10^{-3}$[m^3]、である。なお、制御する絞り径の最大値は直径 18[mm] とした。

外乱入力として、振幅 1.25[mm], 周波数 0.1～20[Hz] のスイープサイン波を用い、制御周期を 5[msec] としたときのシミュレーション例を図 3 に示す。制御を行うことによって、共振点付近の応答倍率が小さくなっており、制御の効果が確認出来る。

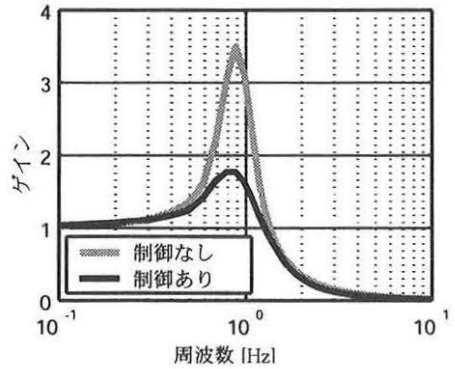

図 3　加振外乱に対する周波数応答 (シミュレーション)

3. 実　　験

3·1　試験条件

シミュレーションと同等の空気ばねに対して、単体 (1/4 車体) での制御試験を実施した。制御則はシミュレーションと同等であるが、ばね上の絶対加速度を測定し、これを積分してばね上の絶対速度としている。また、空気ばねの伸縮速度については、レーザー変位計で測定した値を近似微分して用いた。制御には、DSP ボードを搭載した AT 互換機を用い、制御周期は 1[msec] である。試験の様子を図 4 に示す。なお、試験機の都合上、ばね下からの加振入力は 0.2～5[Hz] の単一正弦波とした。

3·2　試験結果

加振振幅 2.5[mm] 時のばね下からばね上までの応答倍率を図 5 に示す。シミュレーションと同様に、制御を行うことで空気ばね共振が抑制されて応答倍率が減少していることがわかる。

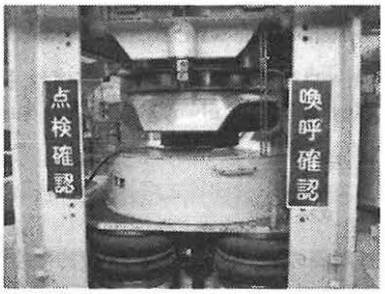

図 4　単体試験風景

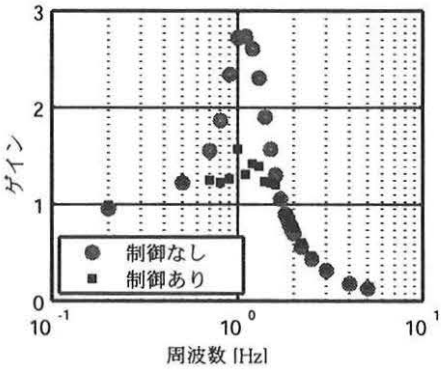

図 5　2.5mm 正弦波加振時の応答倍率 (実験結果)

4. お　わ　り　に

鉄道車両用の空気ばねを用いて、補助空気室と空気ばねの間に挿入されている絞りを制御して、ばね上の振動を抑制することが可能であることを、シミュレーションおよび 1/4 車体試験によって確認した。

最後に、本試験を行うにあたりご協力下さった東洋ゴム工業（株）殿に御礼申し上げます。

参　考　文　献

(1) 小田尚輝, 西村誠一, "空気ばね懸架の振動特性とその設計", 機論, Vol.35, No.273, pp.996-1002(1969)
(2) 根来仁、ほか, "2 室型空気ばねを用いたスカイフック剛性制御", D&D2002 CD-ROM 論文集, No.02-9, (2002)