研究論文

絞り制御弁内蔵型空気ばねを用いた鉄道車両の車体上下振動低減*

(第2報、一車両モデルのシミュレーションと実車走行試験による性能検証結果)

風戸 昭人**, 菅原 能生***, 小金井 玲子***, 眞田 一志****

Vertical Vibration Suppression of a Railway Vehicle by Damping Control of an Air Spring with Flow Control Valve

(2nd Report, Performance validation by numerical simulation with a single vehicle model and the running test with an actual vehicle)

Akihito KAZATO, Yoshiki SUGAHARA, Reiko KOGANEI, Kazushi SANADA

Air suspension systems are now widely used for the secondary suspension of railway vehicles. To improve the ride comfort of vehicles equipped with this system, the authors developed a semi-active damping control system of air suspension that has a flow control valve with variable orifice between an air spring and an auxiliary air chamber for Shinkansen vehicles. In order to validate the effect of vertical vibration suppression with a single vehicle model, numerical simulations, bench tests for a rolling stock test plant and running tests for a Shinkansen vehicle were conducted. Consequently, the following results were indicated. The numerical simulation using a proposed model of air spring and 5-DOF vehicle model was able to show the effectiveness of vibration suppression. Controlling both the translational vibration mode and pitching vibration mode of car body was effective in order to reduce the vertical vibration of a car body in a frequency range from 1 to 2 Hz. In a running test, the system reduced the vertical vibration acceleration PSD peak value (1.4Hz) by almost 40% compared with that of the case of not using this system. Furthermore, this system was able to reduce the vibration of a car body in frequency ranges exceeding 2 Hz according to setting control parameters. In conclusion, this system was effective in reducing the vertical vibration of the Shinkansen vehicle.

Key Words : Vibration Control, Air suspension, Flow Control Valve, Numerical Analysis, Railway Vehicle

1. 緒 言

鉄道車両の高速化に伴い、軌道不整や遠心加速度、空気の圧力変動などによる、車体への加振外乱が大きくなりつつある。そのため、乗り心地を損なうことなく、これまで以上の高速化を実現するには、車体の振動を効果的に低減させる制御デバイスが必要となる。新幹線車両を例にとると、高速化の障害となったのがトンネル走行時の空力加振による車体のヨーイング振動の増大であった¹⁾。車体に作用する空気力に抗するためには、車体と台車間の結合力を高める必要があるが、一方で、軌道不整のような台車から車体に伝達する加振に対しては不利となってしまう。この

ような状況に対処するため、車体と台車間の左右方向の減衰要素である左右動ダンパの減衰力を制御するセミアクティブサスペンション²⁾が開発され、鉄道車両における世界初の振動制御デバイスの実用化例となった。その後、さらに制振性能を向上したフルアクティブサスペンション³⁾も実用化され、新幹線車両の左右方向の振動乗り心地は大きく改善された。

左右振動が低減されると、上下振動が大きく感じられるようになった。上下振動低減に関する研究は数多く行われてきたが、主なものは、車体支持装置である2次ばねと並列に取り付けたアクチュエータやダンパの発生力の制御を行うものであった⁴⁾。しかし、この場合には、2次ばねと並列にアクチュエータ等を取り付ける座が必要となり、既存の車両に適用することは難しい。

そこで著者らは、車体支持装置として広く用いられている空気ばねの内部に、絞りの開口面積を制御できる“絞り制御弁”を内蔵した“絞り制御弁内蔵型空気ばね”を開発した⁵⁾。この空気ばねは、車体の振動状態に応じて、絞りで発生する減衰力を制御して、主に車体の剛体モード（上下並進モード、ピッチングモード）の振動低減を図ること

*平成23年5月31日 原稿受付

**公益財団法人鉄道総合技術研究所

車両構造技術研究部 走り装置研究室

(所在地 〒185-8540 東京都国分寺市光町2-8-38)

(E-mail : kazato@rtrior.jp)

***同 車両振動研究室

****横浜国立大学大学院 工学研究院

を目的としたものである。前報⁵⁾においては、絞り制御弁内蔵型空気ばねの振動低減効果を、空気ばね単体でのシミュレーションと実験により明らかにした。

本稿では、絞り制御弁内蔵型空気ばねを、一車両に適用した際の振動低減効果を、シミュレーションにより求め、車両試験台試験、および実車走行試験により確認した結果を報告する。

2. 主な記号

a_j	: 空気ばね絞りの開口面積 [m ²]
A_{1j}	: 空気ばね有効受圧面積 [m ²]
c_{Aj}	: 空気ばね絞りの減衰係数 (1 台車あたり) [Ns/m]
c_w	: 軸ダンパの減衰係数 (1 軸あたり) [Ns/m]
G_j	: 絞りを通過する空気の流れ質量 [kg/s]
J_B	: 車体のピッチング慣性モーメント [kg・m ²]
J_{Tj}	: 台車枠のピッチング慣性モーメント [kg・m ²]
k_w	: 軸ばねのばね定数 (1 軸あたり) [N/m]
l_{TC}	: 台車中心間距離の 1/2 [m]
l_w	: 車軸間距離の 1/2 [m]
M_B	: 車体質量 [kg]
M_{Tj}	: 台車枠質量 [kg]
P_e	: 大気圧 (絶対圧) [Pa, abs.]
P_{ij}	: 空気圧力 (絶対圧) [Pa, abs.]
P_s	: 空気源圧力 (絶対圧) [Pa, abs.]
q_B	: 車体の 1 次曲げ振動モード上下変位 [m]
R	: 空気の気体定数 [J/(kg・K)]

T_{ij}	: 空気温度 [K]
V_{ij}	: 空気室容積 [m ³]
V_V	: 絞り制御弁電流ドライバへの指令電圧 [V]
W_{ij}	: 空気質量 [kg]
x_{spj}	: 絞り制御弁のスプール変位 [m]
z_{Aj}	: 空気ばね相対上下変位 [m]
z_B	: 車体上下変位 [m]
z_{Tj}	: 台車枠上下変位 [m]
z_{Wjk}	: 輪軸上下変位 [m]
ζ_1	: 車体の 1 次曲げモード減衰係数
θ_B	: 車体のピッチング角 [rad]
θ_{Tj}	: 台車枠のピッチング角 [rad]
κ	: 空気の比熱比
$\phi_1(\cdot)$	: 車体の 1 次曲げモード固有関数
ω_1	: 車体の 1 次曲げモード固有角周波数 [rad/s]

添字

0	: 初期状態,
i	: 1 : 空気ばね本体室, 2 : 補助空気室
j	: 1 : 前側台車, 2 : 後側台車
k	: 1 : 第 1 軸, 2 : 第 2 軸

3. システム構成と制御則

3.1 絞り制御弁内蔵型空気ばね⁵⁾

絞り制御弁内蔵型空気ばねは、空気ばね内部に設置した絞り制御弁の開口面積を外部からの指令に従って変化させて、空気ばねが発生する減衰力を制御できるようにしたも

Fig. 1 Configuration of flow control valve

Fig. 2 Cross section of air spring with flow control valve

Fig. 3 Approximate function (V_V to c_A)

Fig. 4 Dynamical model of air spring (Linear 4-elements model)

のである。Fig. 1に絞り制御弁を、Fig. 2に絞り制御弁内蔵型空気ばねの断面図を示す。絞り制御弁は比較的大きなスプールを持つ直動型流量制御弁であり、外部からの電流指令によって絞りに相当する弁の開口面積を変化させることができる。絞り制御弁内蔵型空気ばねは、固定絞りの代わりに絞り制御弁が取り付けられていること以外は通常の新幹線用空気ばねと同じ構造である。絞り制御弁は空気ばね内部の底板に固定され、弁の駆動電流は、空気ばね底面に設けた気密コネクタを介して供給される。絞り制御弁への電流を切ると、制御弁内部に設けたばねの作用によりスプールが中立位置に戻される。このときの絞り制御弁の流量特性を、従来の空気ばねに用いられている固定絞りと同等になるようスプール位置を調整しておくことにより、異常発生時には制御電源を切ること通常空気ばねを装備した車両と同等に走行できる。

本空気ばねが持つ減衰係数 c_A と、絞り制御弁電流ドライバへの指令電圧 V_r との間には式(1)、およびFig. 3の関係がある⁵⁾。この関係は、Fig. 4に示す空気ばねの線形4要素モデルを用いた同定により得たものである。なお、 k_1 は空気ばね本体室容積による剛性、 k_2 は有効受圧面積変化による剛性、 N は空気ばねと補助空気室の容積比であり Nk_1 は補助空気室容積による剛性を表す。

$$V_r = \begin{cases} (1/(c_A + \alpha_1) - \alpha_3)/\alpha_2 & (c_A < c_P) \\ (c_A + \beta_2)/\beta_3 - \beta_1 & (c_A \geq c_P) \end{cases} \quad (1)$$

ここに、 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \beta_1, \beta_2, \beta_3, c_P$ は、加振振幅ごとに定める実定数である。本稿においては、前報と同様に、加振振幅25mmのときの関係を用いて制御を行うこととする。

3.2 システム構成

Fig. 5に、車両モデルにおける減衰制御システムの構成を

Fig. 5 Structure of control system (with vehicle model)

示す。絞り制御弁内蔵型空気ばねを、各台車2個ずつ、計4個装備する。車両モデルにおいては、車体の上下並進モード、およびピッチングモードを振動制御の対象とし、その制御則には、スカイフック制御則を用いる。車体の振動状態を把握するための加速度センサは、各台車直上の車体床面に1個ずつ、計2個設置する。また、各空気ばねの高さを測定する変位センサを設け、制御に必要なとなる空気ばね速度の演算に用いる。

3.3 制御則

空気ばねの減衰制御則としては、最適制御や H_∞ 制御など様々な制御則が考えられるが、本稿では調整が容易なスカイフック制御則を用いた。Fig. 6に、制御ブロック図を示す。なお、実際の車両では、空気ばねは4個装備されるが、制御においては、上下並進モードとピッチングモードのみを対象とするので、空気ばねは各台車に1個と考える。Fig. 6において、まず、各台車直上で測定された上下振動加速度を、上下並進モードとピッチングモードに分離する。モード分離した加速度をそれぞれ積分して、モード別の速度を求め、これにスカイフックゲイン c_{sj} 、 $c_{s\theta}$ を乗じて、モード別のスカイフック力を求める。最後に、モード別のスカイフック力を加算して、各空気ばねが発生すべき力を計算する。以上から、各空気ばねで発生すべきスカイフック力は、前側台車の空気ばねを $j=1$ 、後側台車を $j=2$ として、式(2)で表される。なお、 $(\cdot)$ は時間微分を表すものとする。

$$f_{sj} = c_{sj} \dot{z}_B \pm c_{s\theta} \dot{\theta}_B l_{BC} / 2 \quad (2)$$

目標とする空気ばねの減衰係数は、式(3)で表される。

$$c_{Aj} = \begin{cases} \frac{-f_{sj}}{\text{sign}(\dot{z}_{Aj}) (|\dot{z}_{Aj}| + \varepsilon)} \\ (c_{A \min} \leq \frac{-f_{sj}}{\text{sign}(\dot{z}_{Aj}) (|\dot{z}_{Aj}| + \varepsilon)} \leq c_{A \max}) \\ c_{A \max} & (c_{A \max} < \frac{-f_{sj}}{\text{sign}(\dot{z}_{Aj}) (|\dot{z}_{Aj}| + \varepsilon)}) \\ c_{A \min} & (\frac{-f_{sj}}{\text{sign}(\dot{z}_{Aj}) (|\dot{z}_{Aj}| + \varepsilon)} \leq c_{A \min}) \end{cases} \quad (3)$$

ここで、 $\varepsilon = 0.001 \text{ m/s}$ とする。

本システムでは、この減衰係数を実現するように、式(1)の関係を用いて絞り制御弁の開度を制御する。ただし、 f_{sj}

Fig. 6 Flow chart of mode separation and calculation of sky-hook forces for each air spring (with vehicle model)

Fig. 7 A vehicle model with 5 degrees of freedom

と $\dot{z}_{Aj}$ の符号が等しい場合には、 f_{sj} と同符号の力を c_{Aj} によって発生することはできない。そのため、式(3)に示すようにKarnopp近似⁶⁾を適用し、 f_{sj} の向きに力を発生できない場合には減衰係数を最小にする。なお、 $\dot{z}_{Aj}$ は $\dot{z}_{Aj}$ に近似微分フィルタを適用して求める。近似微分フィルタの折れ点周波数は、減衰制御の対象が10Hz程度までであること、及び高周波ノイズの低減を考慮して20Hzとした。

4. 一車両モデルによるシミュレーション検証

4.1 車両の5自由度モデル

Fig. 7にシミュレーションに使用する車両モデルを示す。ここでは車体の剛体モードだけでなく、1次曲げモードも考慮することで、比較的高周波領域の振動も対象とした。ここに添字 j は台車の位置を表し、 $j=1$:前側台車、2:後側台車である。

以下の条件のもとに車両モデルを作成する。

- 質量 M_B 、ピッチング慣性モーメント J_B なる車体は、空気ばねによって二カ所で支持される両端自由の均一な弾性はりとする。
- 各軸箱は上下のみに運動し、台車枠は質量 M_T 、ピッチング慣性モーメント J_T をもつ剛体とする。
- 乗り心地に特に大きな影響を与える台車枠の上下並進、車体の上下並進、ピッチングおよび1次曲げモードのみを扱う。
- 空気ばね発生力 F_{Aj} は、空気ばね2個分(1台車分)の発生力とする。

すると、台車枠および車体の運動方程式は以下のように表せる。

$$M_T \ddot{z}_{Tj} = -k_W(2z_{Tj} - z_{W1j} - z_{W2j}) - c_W(2\dot{z}_{Tj} - \dot{z}_{W1j} - \dot{z}_{W2j}) + F_{Aj} \quad (4)$$

$$M_B \ddot{z}_B = -F_{A1} - F_{A2} \quad (5)$$

$$J_B \ddot{\theta}_B = l_{TC}(F_{A1} - F_{A2}) \quad (6)$$

$$M_B (\ddot{q}_B + 2\zeta_1 \omega_1 \dot{q}_B + \omega_1^2 q_B) = -\phi_1(l_{T1}) \cdot F_{A1} - \phi_1(l_{T2}) \cdot F_{A2} \quad (7)$$

また、空気ばね変位、及び速度は式(8)、(9)で表せる。

$$z_{Aj} = z_B - z_{Tj} + l_{TC} \theta_B + \phi_1(l_{Tj}) q_B \quad (8)$$

$$\dot{z}_{Aj} = \dot{z}_B - \dot{z}_{Tj} + l_{TC} \dot{\theta}_B + \phi_1(l_{Tj}) \dot{q}_B \quad (9)$$

Fig. 8 Numerical simulation model of air spring

ただし、式(8)、及び式(9)内の複合は同順、すなわち、負号は前側台車の場合、正号は後側台車の場合を表す。

4.2 絞り制御弁内蔵型空気ばねのモデル

絞り制御弁内蔵型空気ばねのモデルは、著者らが提案した理想気体の状態方程式を考慮したモデル (Fig. 8)⁵⁾とし、これを車両モデルの前後台車上に1個ずつ配置し、空気ばねの発生力を計算する。発生力は式(10)で表すように、空気ばね本体室の内圧 P_{1j} と有効断面積 A_{1j} により求まる。 P_{1j} の時間変化 $\dot{P}_{1j}$ は、理想気体の状態方程式の微分形から、式(11)に表すように、容積変化、温度変化、および絞りを通過する空気の質量流量によって得ることができる。 P_{2j} も同様にして得られる。容積変化は式(13)から、温度変化は断熱変化を仮定して式(14)より得る。補助空気室への流出流量 G は、先細ノズルの流量特性式⁷⁾⁽¹⁵⁾、(16)より得る。ここで添字 u は絞りの上流側、 d は下流側を表す。絞り制御弁のスプール開口部は、厳密には先細ノズルの形状と異なるが、前報⁵⁾にあるように、絞り制御弁(中立時)を内蔵した空気ばねと、円筒絞り($\phi 13\text{mm}$)を内蔵した空気ばねの振動伝達特性は一致していることから、絞り制御弁は円筒絞りと仮定できると考える。円筒絞りには適当な流量係数を導入することで、先細ノズルの特性式を適用できる⁸⁾ので、絞り制御弁に対しても先細ノズルの流量特性式を準用できる。そこで、絞り制御弁の幾何学的な開口面積 a_j に対して、絞り形状の影響による流量係数を C_{dj} として乗じた。 C_{dj} は、種々の円筒絞り径に対する空気ばね単体モデルでの実験結果と計算結果を比較することにより決定したものであり、絞り径と絞り厚さの比 d_j/l ($l=10\text{mm}$)により、式(17)で表される⁵⁾。これを絞り制御弁のスプール変位 x_{spj} で表すと、 d_j との幾何学的な関係から、式(18)で表される。また、 a_j と x_{spj} の関係は幾何学的に式(19)で表される。なお x_{spj} は、絞り制御弁の全閉時を0mmとし、中立時は0.56mm、全開時は2.06mmとなる。

$$F_{Aj} = A_{1j}(P_{1j} - P_e) - M_B g/2 \quad (10)$$

$$\dot{P}_{1j} = -\frac{P_{1j}}{V_{1j}} \dot{V}_{1j} + \frac{W_{1j} R}{V_{1j}} \dot{T}_{1j} - \frac{RT_{1j}}{V_{1j}} G_j \quad (11)$$

$$\dot{P}_{2j} = \frac{W_{2j} R}{V_{2j}} \dot{T}_{2j} + \frac{RT_{2j}}{V_{2j}} G_j \quad (12)$$

$$\dot{V}_{1j} = A_{1j} \dot{z}_{Aj}, \quad \dot{V}_{2j} = 0 \quad (13)$$

$$\dot{T}_{ij} = (\kappa - 1) R G_j T_{ij}^2 / P_j V_{ij} \quad (14)$$

$P_d/P_u \geq 0.528$ のとき,

$$G_j = C_{dj} \cdot a_j \sqrt{\frac{2\kappa}{R(\kappa-1)}} \cdot \frac{P_u}{\sqrt{T_u}} \sqrt{\left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{2/\kappa} - \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{(\kappa+1)/\kappa}} \quad (15)$$

$P_d/P_u < 0.528$ のとき,

$$G_j = C_{dj} \cdot a_j \sqrt{\frac{\kappa}{R} \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}} \cdot \frac{P_u}{\sqrt{T_u}} \quad (16)$$

$$C_{dj} = -0.135 d_j / l + 1.12 \quad (C_{dj \max} = 1.0) \quad (17)$$

$$= -7.44 \sqrt{x_{spj}} + 1.12 \quad (C_{dj \max} = 1.0) \quad (18)$$

$$a_j = 0.239 x_{spj} \quad (19)$$

4.3 シミュレーション結果

シミュレーションの対象は、44節の実験に用いた新幹線相当車両とし、その車両モデル、空気ばねモデルのパラメータをTable 1に示す。実走行を模擬する軸箱からの加振外乱は、新幹線電車の走行試験時に取得した軸箱上下振動加速度を用い、300km/h走行に相当する位相差を各軸箱間に与えた。ただし、44節に示す車両試験台試験と条件を統一するため、軸箱の加振振幅は実走行時の0.6倍とした。加振波形のデータ長は約110s（走行距離9.2kmに相当）である。

振動低減効果の評価には、車体振動加速度のパワースペクトル密度（PSD）と、鉄道車両の代表的な乗り心地評価指標である、乗り心地レベル（ L_T ）⁹⁾を主に用いた。 L_T は、周波数 f 、車体振動加速度パワースペクトル密度 P_a 、人間の感度特性を示す乗り心地フィルタの周波数重みを $W_{LT}(f)$ とすると、

$$L_T = 10 \log_{10} \frac{1}{\alpha_{ref}} \int_{f_1}^{f_2} W_{LT}^2(f) P_a df \quad [\text{dB}] \quad (20)$$

で与えられる。ここに、 $\alpha_{ref} = 1.0 \times 10^{-5} \text{m/s}^2$ 、 $f_1 = 0.5 \text{Hz}$ 、 $f_2 = 80 \text{Hz}$ である。 W_{LT} は振動に対する人間の感度を表し、上下方向に関しては4～8Hzに大きな重みがかけられている。

Table 1 Numerical values of air spring and vehicle model

Param.	Value	Param.	Value
A_0	0.196m ²	M_{T2}	2939kg
c_{w1}	$3.69 \times 10^4 \text{Ns/m}$	P_e	101.3kPa, abs.
c_{w2}	$2.20 \times 10^4 \text{Ns/m}$	P_0	451kPa, abs.
J_B	$1.21 \times 10^6 \text{kg} \cdot \text{m}^2$	R	$287 \text{m}^3 / (\text{s}^2 \cdot \text{K})$
J_{T1}	$1.33 \times 10^2 \text{kg} \cdot \text{m}^2$	T_0	293K
J_{T2}	$1.28 \times 10^2 \text{kg} \cdot \text{m}^2$	V_0	$2.5 \times 10^{-2} \text{m}^3$
k_{w1}	$4.62 \times 10^6 \text{N/m}$	V_2	$7.0 \times 10^{-2} \text{m}^3$
k_{w2}	$2.69 \times 10^6 \text{N/m}$	ζ_1	3.6×10^{-2}
l_w	2.5m	κ	1.4
M_B	27000kg	ω_1	54.7rad/s
M_{T1}	2610kg		

L_T は値が小さいほど乗り心地が良いことを表す。

なお本稿では、制御なしの場合の L_T 値を基準とし、この値との差を ΔL_T として表記する。

4.3.1 振動モード別制御

はじめに、振動モード別の制御を行ったときの振動低減性能を確認する。この車両モデルは、1.1Hzおよび1.6Hzに車体の剛体モードの固有振動があり、前者が上下並進モード、後者がピッチングモードである。Fig. 9にモード別の制御を行ったときの車体上下振動加速度PSDを示す。上下並進モードのみの制御（ $C_{sp} = 0$ ）を行うと、1.1Hz付近の振動が減少した一方で、1.6Hz付近のピッチングモードは減少しなかった。また、ピッチングモードのみの制御（ $C_{sp} = 0$ ）を行うと、1.1Hz付近の振動低減はわずかであるが、1.6Hz付近の振動は大きく減少した。このことから、モード別の制御が意図した通り機能していることが確認できた。

次に、上下並進とピッチングの両モードを同時に制御した場合の車体上下振動加速度PSDをFig. 10に示す。両モードの制御を行うと、0.9～2.1Hz付近の振動を大きく低減し、

Fig. 9 Acceleration PSD above rear truck with/without control (with isolated mode of vibration)

Fig. 10 Acceleration PSD above rear truck with/without control (with translational and pitching mode)

特に1.6HzのPSDピーク値は約45%に減少した。また、 L_T 値を1.5dB低減した。また、一般に制振制御を行うと、対象としている周波数領域以外の領域で振動を増加してしまうことがあるが、本結果においてはそのようなことはなく、上下並進とピッチングの両モードを対象とした制御の有効性が確認できた。

Fig. 11に、このときの時刻歴波形例として、車体上下振動加速度の制御有無による比較と、絞り制御弁のスプール変位の制御目標値を示す。なお、この加速度波形には絞り制御の効果を視認しやすくするため、3Hzのローパスフィルタを適用した。制御を行うと、スプール変位の目標値は車体の振動に応じて変化する。加速度の振幅値を減少させていることが分かる。スプール変位の目標値が最大の206mmで飽和している時間が比較的に長いのは、カルノップ近似の作用によるものと、空気ばねと車体による系の固有振動が卓越していないときには必要とされる制振力が小さいためである。絞りを極力大きく開いておくことは、車体の弾性振動を励起しにくいという点で有利になる。

4.3.2 広い周波数領域の振動低減を対象とした制御

前報⁵⁾にて、制御パラメータの選定の仕方によっては、固有振動数付近だけでなく、広い周波数領域の振動を低減できることを、空気ばね単体モデルでのシミュレーションと実験により示した。このことを車両モデルによっても検証する。Fig. 12に、車体中央の上下振動加速度PSDを示す。制御パラメータ・タイプ1は、1～2Hzの固有振動数付近の振動低減に重点を置いたFig. 10と同様のパラメータであり、タイプ2は比較的高周波域までの振動低減を狙ったパラメータである。タイプ2の場合、1Hz付近の振動低減量がタイプ1を下回ったが、2Hz付近以上の領域においては、タイプ1を上回った。また、タイプ2の方が L_T 低減量は0.4dB大きかった。これは、 L_T の乗り心地フィルタが、4～8Hzに大きな重みを持つことによる。

4.4 車両試験台試験による検証

シミュレーション結果の妥当性と、実機における絞り制御の有効性を検証するため、新幹線相当車両を用いた車両試験台試験を実施した。試験状況をFig. 13に示す。車両の

Fig. 11 Time-domain waveform with/without control (with translational and pitching mode)

諸元は、Table 1のとおりである。本試験台は、断面がレールの形状をした円盤（軌条輪）に車両を乗せ、軌条輪の回転と加振により、走行状態を模擬するものである。加振条件は、シミュレーションと同様の実軌道走行模擬加振である。

Fig. 14に、車体上下振動加速度PSDに関する実験と計算の比較を示す。1～2Hz付近の振動低減の傾向は、台車直上(a)、車体中央(b)ともに、実験と計算はよく一致した。その他の周波数領域については、5Hz前後と、10Hz程度以上の領域で相違が見られるものの、振動の大きな8Hz付近やその他の領域ではほぼ一致した。相違の原因として、車体の重心位置のずれなど、実車と車両モデルのモデル化誤差が考えられる。

以上より、一車両モデルを用いた絞り制御弁内蔵型空気ばねのシミュレーションの妥当性、及び、この空気ばねの減衰制御による振動低減効果が確認できた。

5. 新幹線車両による走行試験結果

5.1 試験条件

西日本旅客鉄道(株)の協力を得て、山陽新幹線において走行試験を実施した。Fig. 15に空気ばねの仮設状況を示す。試験車両は車体長さ245mの新幹線車両であり、中間車1両の前後台車上に、各2個ずつ計4個の絞り制御弁内蔵型空気ばねとセンサ類を仮設した。なお、4章の車両モデルによる検証の際は、車両へのロール加振がなかったため、

Fig. 12 Acceleration PSD at center of car body (Control parameter: Type1 and Type2)

Fig. 13 Test vehicle on rolling stock test plant

空気ばねは各台車上に1個と考えたが、実走行においてはロール加振の入力があり、左右の空気ばねの運動は異なる。そこで、空気ばね変位は各空気ばねで測定し、4個の空気ばねそれぞれに目標減衰力を演算し、制御を行った。

5.2 走行試験による振動低減効果の検証

走行試験では同一区間（試験区間長さ約50km）を同一速度で数回走行し、空気ばねの制御パラメータを変え、車体の振動測定を実施した。制御対象の振動モードは、車体の上下並進モードと、ピッチングモードである。

300km/h等速走行区間のうち約1.5km（約18s）について、車両の上下振動加速度をFig. 16に示す。なおこの波形には、絞り制御の効果を視認しやすくするため3Hzのローパスフィルタを適用した。制御なし（図中Passive）の場合に比べて、絞り制御を行った場合（図中Control）には、振動加速度の振幅が小さくなっていることがわかる。

次に、300km/h等速走行区間のうち約5km（約60s）（Fig. 16の区間を含む）について、車体の上下振動加速度PSDを計算した。車体中央（Fig. 17(a)）において、1.1Hz付近に見られるピークは、車体の上下並進モードの振動によるものであり、絞りを制御することによって、この振動を

約40%に低減できた。また、他の周波数領域において、制御なしの場合と比較して振動が増加することはなかった。Fig. 17(b)に台車中心の直上の車体上下振動加速度PSDを示す。1～3Hzに見られるピークは、車体の上下並進モードとピッチングモードの振動が複合したものである。絞り制御によってこの周波数領域の振動を低減でき、特に1.4HzのPSDピーク値に着目すると、約40%に低減できた。また、車体中央の場合と同様に、他の周波数領域においては制御によって振動が増加することはほとんどなかった。

以上のように、実車走行試験においても、空気ばねの絞りを制御することによって、車体の上下並進モードとピッチングモードの振動を低減できた。

5.3 走行試験による乗り心地改善効果の検証

制御有無での乗り心地レベルを計算した。車体中央の L_T 値低減量は0.8dB、台車中央直上では1.1dBであった。各周波数帯の振動の L_T 値への寄与度を調べるため、Fig. 17に示した車体上下振動加速度PSDに対して、 L_T 値計算の際に用いる乗り心地フィルタ⁹⁾を適用して感覚補正を行い、オクターブバンドごとの感覚補正振動加速度パワーを計算した結果をFig. 18に示す。車体中央では、8Hz帯の振動成分の L_T 値への寄与が大きく、絞り制御によって1～2Hz帯の振動を低減しても、 L_T 値の低減効果は大きくなかった。台車直上においても同様の傾向であった。

Fig. 18より、 L_T 値の低減には、より高い周波数領域での振動低減が効果的と考えられるため、タイプ2の制御パラメータを用いて絞り制御を行ったときの、車体中央の上下振動加速度PSDと L_T 値の差をFig. 19に示す。タイプ2の制御はタイプ1と比較して、1～2Hz帯の振動低減効果は小さいが、3～10Hz帯の周波数領域においては平均約10%のPSD値低減が見られる。Fig. 20に感覚補正振動加速度パワーを示す。タイプ2の制御では8Hz帯を中心とした周波数域においてパワーを小さくしており、 L_T 値をさらに0.2dB低減

(a) Above rear truck center

(b) Center of car body

Fig. 14 Acceleration PSD with/without control (by calculation and experiment)

Fig. 15 Mounting condition of air spring with flow control valve

Fig. 16 Distance-domain acceleration with/without control

(a) at the floor of car body center

(b) at the floor above front truck center

Fig. 17 Acceleration PSD in running test

(a) at the floor of car body center

(b) at the floor above the rear truck

Fig. 18 Octave band weighted acceleration power at the running test (with/without control)

した。

6. 結 言

外部からの指令信号によって、絞りの開口面積の大きさを可変にする“絞り制御弁内蔵型空気ばね”を一車両に適用したときの振動低減効果を、シミュレーションと車両試験台試験、さらに実際の新幹線車両を用いた走行試験によって検証した。その結果、以下の知見を得た。

- (1) 提案する空気ばねモデルを車両の5自由度モデルに適用したシミュレーションによって、空気ばねの絞り制御による振動低減効果を推定できることを示した。
- (2) 車体の上下並進モードとピッチングモードの振動を対象としたスカイフック制御によって、車体・空気ばね系の固有振動である1～2Hz付近の振動を大きく低減できることを示した。特に走行試験における台車直上の車体床面上下振動加速度PSDにおいて、14HzのPSDピーク値を約40%に低減できた。
- (3) 本システムは、空気ばね系の固有振動数である1～2Hz付近の振動低減に有効であるが、制御パラメータの選定の仕方によっては、より高い周波数領域の振動も低減できることを示した。

最後に、絞り制御弁内蔵型空気ばね開発にご尽力いただいた東洋ゴム工業(株)、日本ムーク(株)、走行試験実施にご協

Fig. 19 Acceleration PSD in running test at the floor of car body center (Control parameter: Type1 and Type2)

Fig. 20 Octave band weighted acceleration power at the floor of car body center

力いただいた西日本旅客鉄道(株)の関係各位に心より感謝の意を表する。

参 考 文 献

- 1) 鈴木昌弘：トンネル内走行時の車両に加わる空気力，鉄道総研報告，Vol. 14, No. 9, p. 37-42 (2000)
- 2) 佐々木君章，鴨下庄吾，下村隆行：鉄道車両用セミアクティブサスペンション，鉄道総研報告，Vol. 10, No. 5, p. 25-30 (1996)
- 3) 遠藤知幸，小泉智志：JR東日本E 2系・E 3系フルアクティブサスペンションの概要，R&m，Vol. 11, No. 2, p. 18-21 (2003)
- 4) 上林賢治郎，大塚智広，西義和：アクティブ制振制御装置の開発（300X新幹線試験車両での走行試験結果，Translog'97講演論文集，Vol. 97, No. 12, p. 73-76 (1997)
- 5) 風戸昭人，菅原能生，小金井玲子，眞田一志：絞り制御弁内蔵型空気ばねを用いた鉄道車両の車体上下振動低減，日本フルードパワーシステム学会論文集，Vol. 40, No. 6, p. 103-110 (2009)
- 6) D. Karnopp, et al., Vibration Control Using Semi-Active Force Generators, Trans. of the ASME, J. of Eng. I, Vol. 96, No. 2, p. 619-626 (1974)
- 7) 竹内正顕：空気圧システム入門，日本フルードパワーシステム学会，p. 24 (2003)
- 8) 香川利春，蔡茂林：圧縮性流体の計測と制御，日本工業出版，p. 55-57 (2010)
- 9) 谷藤克也：乗り心地管理のための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），日本機械学会論文集（C編），Vol. 52, No. 481, p. 2405-2408 (1986)