

## 鉄道車両のアクティブ制振が 車輪横圧の発生頻度に及ぼす影響\* (側受支持方式台車とボルスタレス台車の比較)

谷藤克也\*<sup>1</sup>, 白居謙治\*<sup>2</sup>, 島宗亮平\*<sup>3</sup>

### A Prediction of Wheel/Rail Lateral Force Induced by Actively Controlled Suspension for High Speed Railway Vehicles (Comparison between the Truck with Side Bearers and the Bolsterless Truck)

Katsuya TANIFUJI, Kenji USUI and Ryo-hei SHIMAMUNE

Instead of good effects on the ride comfort, the active suspension may have unfavorable effects on the wheel/rail interaction such as the increase of lateral force on the wheel. This paper deals with an analytical study about the lateral dynamics of two types of railway vehicles, in which an active suspension mechanism controls the running vibration. One vehicle type has the trucks with a bolster and side bearers, and the other type the bolsterless trucks with yaw dampers. The analytical models for the vehicles consider non-linear characteristics such as creep forces and wheel flange/rail side collision. In this study the active suspension has a controller based on the optimal control theory and assumes ideal actuators to be available. Their operations on the track with alignment irregularities are simulated up to the speed of 350 km/h. The results show that the active suspension can improve the ride quality without any increase of the wheel lateral force and that the bolsterless truck has better ride quality and occurs smaller wheel lateral force than the other type truck in the higher running speed range.

**Key Words:** Railway, Vibration of Moving Body, Vibration Control, Optimal Control, Comfortability in Riding, Wheel/Rail Lateral Force, Bolsterless Truck

#### 1. ま え が き

鉄道車両の乗り心地改善のために、アクティブ制振の研究が進められており<sup>(1)~(3)</sup>、今後に予定される大幅な高速化においてその実用化が期待される。鉄道車両の場合、一般にアクチュエータは台車・車体間の二次ばね部に取付けられる。そのため、車体を制振するための制御力が台車の振動を増幅し、さらには車輪・レール間の相互作用に悪影響を及ぼす可能性が考えられる。特に、制御系の設計を単純化した車両モデルを用いて行った場合、左右系の振動では車輪横圧を増大させることが懸念され、現車における調査例も報告されている<sup>(4)</sup>。

本報では、車体の制振のために二次ばね部だけに制御力が作用する場合について、車輪・レール間のクリープ力を考慮した一車両モデルを用いて数値シミュレーションを行い、アクティブ制振の有無と車輪横圧の発生頻度の関係を検討する。アクティブな制御力とし

ては、単純化した車両モデルで設計したコントローラの出力が用いられる。合わせて、従来の高速車両に用いられてきたボルスタのある側受支持方式台車の車両と、近年の高速車両に多く見られるボルスタレス台車の車両におけるアクティブ制振の適用性を比較する。ここでは、車輪横圧の発生頻度だけでなく、乗り心地レベルにより制振効果との関連も示す。

#### 記号の説明

本報で用いる主な記号は以下のとおりである。

$y_B, y_{Tn}$ : 左右動変位(添字  $B$  は車体,  $T$  は台車,  $n$  は台車番号 1・2, 以下も同じ)

$\psi_B$ : ヨー角変位

$\phi_B$ : ロール角変位

$y_{Dn}$ : 台車への左右加振変位

$m_B, m_T$ : 車体, 台車枠の質量

$J_{Bz}, J_{Bx}$ : 車体ヨーイングおよびローリング慣性モーメント

$k_{By}, k_{Bz}, k_{Ty}$ : 二次ばね左右, 上下および一次ばね左右支持剛性

$C_{By}, C_{Bz}$ : 二次ばね部の左右および上下減衰係数

$h$ : 二次ばね中心, 左右動ダンパ, およびアクチュエータから車体重心までの高さ

\* 平成6年7月15日 D & D Conference'94において講演, 原稿受付 平成6年11月21日.

\*<sup>1</sup> 正員, 新潟大学工学部 (〒950-21 新潟市五十嵐2の町8050).

\*<sup>2</sup> 学生員, 新潟大学大学院.

\*<sup>3</sup> 正員, 東日本旅客鉄道(株) (〒100 東京都千代田区有楽町2-10-1).

$h_c$ : 車体床面から車体重心までの高さ

$2b_2$ : 二次ばねの左右間隔

$2l_T$ : 台車中心間距離

$u_n$ : アクチュエータの制御力

以上は単純化モデルにおける記号であり、走行シミュレーションで用いる実態モデルに関するものは付録に記す。

## 2. 単純化した車両モデルによる制御系の設計

一般に解析モデルの構築では、その目的に応じてできるだけ単純化がなされる。鉄道車両用アクティブサスペンションの制御系を設計する場合も、車体のみもしくは台車枠より上の質量要素で車両のモデル化が行われることが多い。

**2.1 単純化モデル** 制御系の設計に用いた左右振動系の単純化一車両モデルを図1に示す。運動の自由度は、車体の左右動、ヨーイングとローリングおよび二つの台車の左右動の合計5自由度である。車輪軸の自由度は無視されており、一次ばねを介して台車枠が直接加振される。このモデルから以下の運動方程式が得られる。ここで、 $D=d/dt$ 、 $D^2=d^2/dt^2$ である。

車体の左右動、ヨー、ロールに関する三つの式

$$m_B D^2 y_B + (k_{By} + c_{By} D)(2y_B + 2h\phi_B - y_{T1} - y_{T2})$$

$$= u_1 + u_2 \dots\dots\dots (1)$$

$$J_{Bz} D^2 \psi_B + (k_{By} + c_{By} D)(2l_T \psi_B - y_{T1} + y_{T2}) l_T = (u_1 - u_2) l_T \dots\dots\dots (2)$$

$$J_{Bx} D^2 \phi_B + (k_{By} + c_{By} D)(2y_B + 2h\phi_B - y_{T1} - y_{T2}) h + (k_{Bz} + c_{Bz} D) 2b_2^2 \phi_B = (u_1 + u_2) h \dots\dots\dots (3)$$

台車の左右動に関する二つの式

$$m_T D^2 y_{T1} - (k_{By} + c_{By} D)(y_B + h\phi_B + l_T \psi_B - y_{T1}) + k_{Ty} y_{T1} = -u_1 + k_{Ty} y_{D1} \dots\dots\dots (4)$$

$$m_T D^2 y_{T2} - (k_{By} + c_{By} D)(y_B + h\phi_B - l_T \psi_B - y_{T2}) + k_{Ty} y_{T2} = -u_2 + k_{Ty} y_{D2} \dots\dots\dots (5)$$

この運動方程式から状態量を  $X = [y_B \ \dot{y}_B \ \psi_B \ \dot{\psi}_B \ \phi_B \ \dot{\phi}_B \ y_{T1} \ \dot{y}_{T1} \ y_{T2} \ \dot{y}_{T2}]^T$  とする10元の状態方程式が得られる。

**2.2 制御方法** 状態フィードバック制御に最適レギュレータ理論<sup>(5)</sup>を用いると五つの運動自由度の速度と変位に対する計10個の状態フィードバックゲイン  $K_n = [k_1 \ k_2 \ \dots \ k_{10}]_n$  が二つのアクチュエータの制御力  $u_n$  について求められる。本研究では、台車の振動増大がより懸念される出力フィードバック制御を検討の対象とする。すなわち、車体に関する6個の状態量のみをフィードバックすることを考えると、その制御力は次式で計算される。

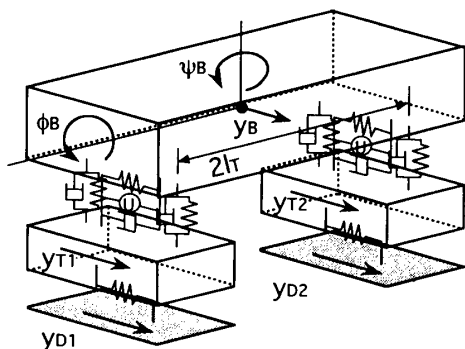
$$\left. \begin{aligned} u_n &= -K_{Bn} X_B \quad : n=1, 2 \\ K_{Bn} &= [k_1 \ k_2 \ \dots \ k_6] \\ X_B &= [y_B \ \dot{y}_B \ \psi_B \ \dot{\psi}_B \ \phi_B \ \dot{\phi}_B]^T \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

ここで、アクチュエータは時間遅れのない理想的な制御力を作用させるものとする。なお、アクティブ制振の検討においては1台車に2本ある左右動ダンパのうち1本をアクチュエータに置き換えることを想定しており、減衰係数  $c_{By}$  は半分の値となる。

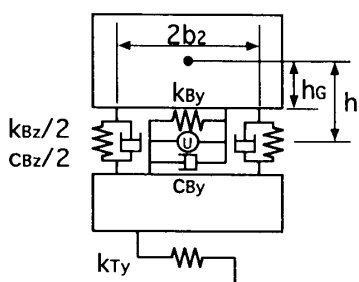
**2.3 単純化モデルの周波数特性** 単純化モデルでの制御系の設計、および数値解析においては車両諸元として以下の数値を用いる。台車方式の違いにより値が異なる場合は、ボルスタレス台車の値を( )内に示す。

$$\begin{aligned} m_B &= 43.0 \text{ t}, \quad m_t = 5.56(3.9) \text{ t}, \quad J_{Bz} = 2\ 006 \text{ t} \cdot \text{m}^2 \\ J_{Bx} &= 114.2 \text{ t} \cdot \text{m}^2, \quad k_{By} = 0.686(0.36) \text{ MN/m} \\ k_{Bz} &= 3.38 \text{ MN/m}, \quad k_{Ty} = 34.4(24.0) \text{ MN/m} \\ c_{By} &= 140.0(120.0) \text{ kN} \cdot \text{s/m} \text{ [ただし、制御系の設計およびアクティブ制振下ではこの半分の値]} \\ c_{Bz} &= 44.1 \text{ kN} \cdot \text{s/m}, \quad h = 0.75 \text{ m}, \quad h_c = 0.43 \text{ m} \\ b_2 &= 1.225 \text{ m}, \quad l_T = 8.75 \text{ m} \end{aligned}$$

図2は、ボルスタ付側受方式車両の諸元を用いた場合の、ローリング(前後台車同相)加振とヨーイング(前後台車逆相)加振におけるアクティブ制振の効果を示す。前車左右変位  $y_{T1}$  と次式で計算される前車



(a) 運動の自由度



(b) モデルの記号

図1 5自由度単純化一車両モデル

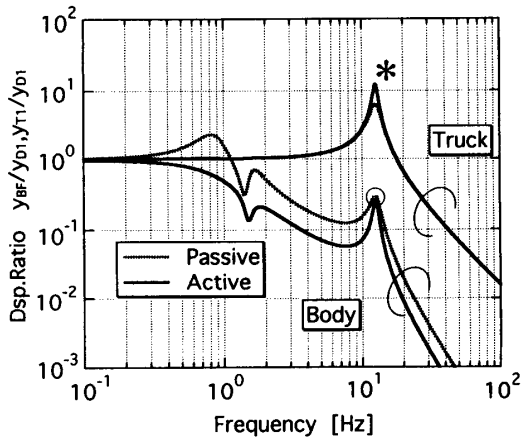
上車体床面の左右変位  $y_{BF}$  の周波数応答により、それぞれ制御の有無による違いを比較している。

$$y_{BF} = y_B + l_T \psi_B + h_G \phi_B \dots\dots\dots (7)$$

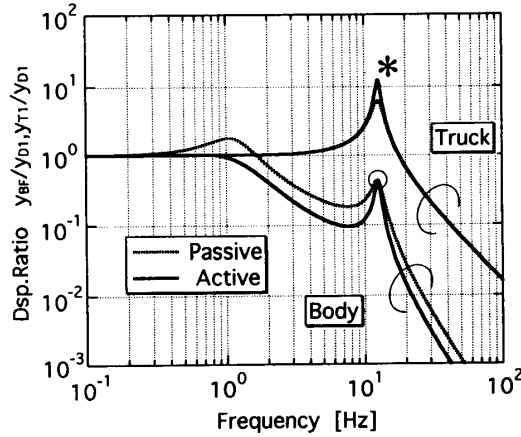
いずれの加振条件においても、車体の固有振動数を含む低周波数領域では車体は良く制振されている。しかし、台車振動の共振付近において、アクティブ制振による振動増大(図中の\*印)が認められる。また、車体振動には台車左右動の固有振動数(12.5 Hz)において、制御力の作用しない不動点(図中の○印)が存在する。このような台車振動の増大傾向が現車で現れることは望ましいことではない。したがって、アクティブ制振の実用化に先だち、このような台車振動の影響を現車の走行実態と同等のレベルで把握することは有意義なことと考える。

3. クリープ力を考慮した  
走行シミュレーション

単純化モデルにおいては、一次ばねを介して台車枠が直接加振されているが、実際の車両では車輪軸が運



(a) ローリング加振



(b) ヨーイング加振

図2 周波数応答

動の自由度を有しており、車輪・レール間のクリープ力によって加振力が伝達される。そこで、車輪・レール間のクリープ力を考慮した実態車両モデルを用いて走行シミュレーションによる検討を行う。

3・1 実態車両モデル クリープ力を考慮した実態車両モデル<sup>(6)</sup>を図3に示す。これはボルスタのある側受方式車両をモデル化したものであり、その運動自由度は、車体と2台の台車でそれぞれ左右動、ヨーとロール、4本の輪軸でそれぞれ左右動とヨーの合計17自由度である。二次ばねは4個の空気ばねとしてモデル化されており、運動方程式は合計21の式で構成される(実態モデルの運動方程式は付録参照)。

クリープ力は、輪軸に作用する横方向の力  $T_{wyi}$  とヨー方向のモーメント  $M_{wzi}$  となる。

$$T_{wyi} = -2f_{2i}(\dot{y}_{wi}/v - \dot{\psi}_{wi}) \dots\dots\dots (8)$$

$$M_{wzi} = -2f_{1i}b[(\gamma/r)(y_{wi} - y_{ri}) + (b/v)\dot{\psi}_{wi}] \dots\dots\dots (9)$$

ここで、 $f_{1i}$ 、 $f_{2i}$  は  $i$  輪軸における縦および横の非線形クリープ係数であり、クリープ力の飽和特性として指数1.5を用いた Lévi-Chartet の式<sup>(7)</sup>により算出される。 $\gamma$  は踏面こう配、 $r$  は車輪の転動半径、 $b$  は車輪・レール間接触点の左右間隔の半分、 $v$  は走行速度(秒速)を表す。

このモデルの台車部分をボルスタレス台車と置き換えることにより、ボルスタ付車両とボルスタレス車両の二つの方式について走行シミュレーションを行うことができる。以下に両モデルの特徴を示す。

(1) ボルスタ付車両モデル ボルスタ付の側受支持方式台車の場合、台車旋回抵抗は図4(a)に示す

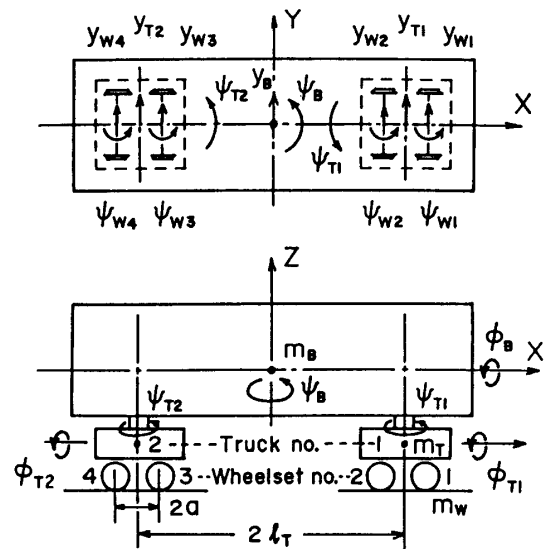


図3 17自由度実態車両モデル

ような直列に作用するボルスタアンカーのばね力(前後剛性  $k_b$ )と側受摩擦力(摩擦係数  $\mu_s$ )の組合せ<sup>(6)</sup>によって与えられる。また、車輪踏面は円すい形状を用いるものとする。これは新幹線を含め、従来の高速車両に多く採用されてきた方式である。

(2) ボルスタレス車両モデル ボルスタレス台車はばね間質量の軽量化とともに、車輪横圧の軽減が期待され、近年多くの車両で使われている。その台車旋回抵抗は主としてヨーダンパ[図4(b):  $c_d$ は減衰係数,  $k_d$ は支持ばね剛性,  $x_{dn}$ はダンパのピストン変位量]によって与えられており、また、操舵効果を発揮させるため円弧形状の車輪踏面が用いられる。

図4(a)から図4(b)へ台車旋回抵抗が変わることにより、車体ヨー( $\psi_B$ )と台車ヨー( $\psi_{Tn}$ )に関する運動方程式(16)および式(19)は次式に変更される。

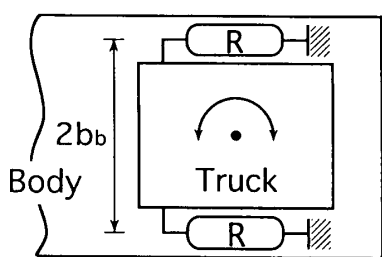
$$J_{Bz}D^2\psi_B + 2l_T(k_{2y} + c_{2y}D)[2l_T\psi_B - y_{T1} + y_{T2} + h_A(\phi_{T1} - \phi_{T2}) - 2k_{2x}b_b^2(\psi_{T1} + \psi_{T2} - 2\psi_B) - 2k_d b_b[b_b(\psi_{T1} + \psi_{T2} - 2\psi_B) - x_{d1} - x_{d2}]] = 0 \quad \dots\dots(10)$$

$$J_{Tz}D^2\psi_{Tn} + 2k_{wx}b_i^2(2\psi_{Tn} - \psi_{wi} - \psi_{w(i+1)}) + 2ak_{wy}(2a\psi_{Tn} - y_{wi} + y_{w(i+1)}) + 2k_{2x}b_b^2(\psi_{Tn} - \psi_B) + 2k_d b_b[b_b(\psi_{Tn} - \psi_B) - x_{dn}] = 0 \quad \dots\dots(11)$$

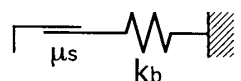
ここで、1位台車には  $n=1, i=1$ , 2位台車には  $n=2, i=3$  を用いる。

また、新たにダンパのピストン変位量に関する式として、二つの式が付加される。

$$2c_d D x_{dn} - 2k_d [b_b(\psi_{Tn} - \psi_B) - x_{dn}] = 0 \quad \dots\dots(12)$$



R: Resistant element to truck turning



(a) ボルスタ付側受方式



(b) ボルスタレス方式

図4 台車旋回抵抗モデル

次に、円弧踏面における有効こう配のモデル化を円すい踏面と比較して図5に示す。新幹線車両で 사용되는円弧踏面車輪を想定し、車輪軸の横移動量  $y_{wi}$  に応じて有効こう配が三段階に変化するものとする。

また、アクティブ制振の数値シミュレーションにおいては、制御力として以下の項が対応する式の右辺に付加される。

$$u_1 + u_2 \longrightarrow \text{式(15)}$$

$$(u_1 - u_2)l_T \longrightarrow \text{式(10), (16)}$$

$$(u_1 + u_2)h_{UB} \longrightarrow \text{式(17)}$$

$$-u_n \longrightarrow \text{式(18)}$$

$$u_n h_U \longrightarrow \text{式(20)}$$

3・2 走行シミュレーションの例示 シミュレーション

では、実態車両モデルの諸元として以下の数値を用いる。ボルスタ付台車は200系電車のDT201、ボルスタレス台車は試作台車DT9023E(F)を想定した値である。台車方式の違いにより値が異なる場合は、ボルスタレス台車の値を( )内に示す(記号は付録参照、単純化モデルと同じものは省略)。

$$m_w = 2.41 \text{ t}, J_{Tz} = 8.0(5.6) \text{ t} \cdot \text{m}^2, J_{Wz} = 1.36 \text{ t} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{Tx} = 2.0(1.4) \text{ t} \cdot \text{m}^2, k_{1z} = 2.26 \text{ MN/m}$$

$$k_{wx} = 34.3(10.0) \text{ MN/m}, k_{wy} = 8.6(6.0) \text{ MN/m}$$

$$k_{2x} = k_{2y} = 0.343(0.18) \text{ MN/m}, k_{2z} = 1.69 \text{ MN/m}$$

$$k_{3z} = 0.0 \text{ MN/m}, N = 0.494, c_1 = 39.2 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$$

$$c_{2y} = 70.0(60.0) \text{ kN} \cdot \text{s/m}, c_2 = 73.0 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$$

$$b = 0.75 \text{ m}, b_1 = 1.05 \text{ m}, b_b = 1.42 \text{ m}, b_s = 0.65 \text{ m}$$

$$b_F = 0.712 \text{ m}, a = 1.25 \text{ m}, h_T = 0.2 \text{ m}$$

$$h_A = h_D = h_U = 0.42 \text{ m}$$

$$h_{AB} = h_{DB} = h_{UB} = 0.75 \text{ m}, r = 0.445 \text{ m}, \delta = 5.5 \text{ mm}$$

$$k_b = 9.8 \text{ MN/m}, \mu_s = 0.12 : \text{ボルスタ付台車}$$

$$k_d = 20.0 \text{ MN/m}, c_d = 1.5 \text{ MN} \cdot \text{s/m} : \text{ボルスタレス台車}$$

図6は、ボルスタ付とボルスタレスの両方式の車両が、不整軌道上を速度300 km/hで走行するシミュレ

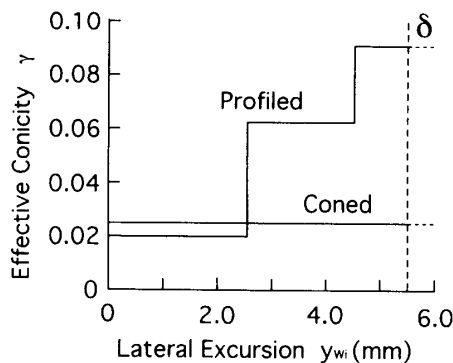


図5 踏面こう配のモデル化

ーションの一例を示す。不整形は定式化されたとおり狂いのパワースペクトル密度からフーリエ逆変換を用いて復元したものであり、軌道状態としては「中間」の軌道<sup>(8)</sup>を用いた。最上段は第一輪軸の左右動  $y_{w1}$  とそれに対応する軌道不整  $y_{R1}$  である。この不整形は軌道中心から左右方向に車輪フランジとレール側面のすきま(フランジ遊間)  $\delta$  ずつ離して描いたもので、この2本の不整形波形に挟まれた幅  $2\delta$  の領域が車輪軸の可動遊間に相当する。次が第一輪軸の横圧  $Q_1$  である。

$$Q_1 = F_{R1} - T_{W91}/2 \dots \dots \dots (13)$$

ここに、 $F_{R1}$  は第一輪軸のフランジが受けるレール反力であり、レールの有効横剛性  $k_R (=19.6 \text{ MN/m})$  により生ずる。

$$\begin{aligned} F_{R1} &= k_R(y_{w1} - y_{R1} - \delta) : y_{w1} > y_{R1} + \delta \\ F_{R1} &= k_R(y_{w1} - y_{R1} + \delta) : y_{w1} < y_{R1} - \delta \\ F_{R1} &= 0 : y_{R1} - \delta \leq y_{w1} \leq y_{R1} + \delta \end{aligned} \dots \dots \dots (14)$$

次いで前位台車上、中央および後位台車上における車体床面の左右加速度  $\ddot{y}_{BF}$ 、 $\ddot{y}_{BC} [= \ddot{y}_B + h_C \ddot{\phi}_B]$ 、 $\ddot{y}_{BR} [= \ddot{y}_B - l_T \ddot{\psi}_B + h_C \ddot{\phi}_B]$  である。

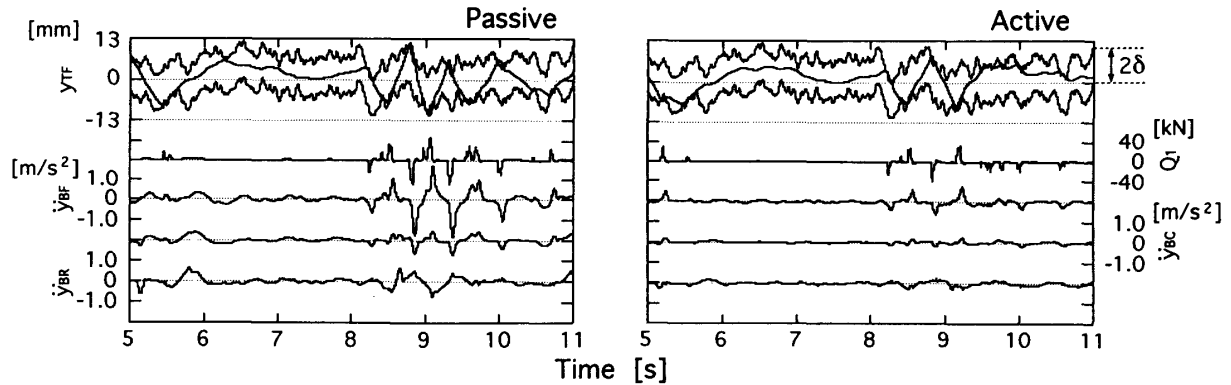
なお、解析には100秒間の走行データを用いるが、走行開始時に過渡的な振動が含まれることを考慮し、101秒間の走行をシミュレーションし、最初の1秒間を除外する。

シミュレーション波形より、両方式とも制御による車輪横圧と車体振動の減少効果が認められる。また、台車方式による違いとしては、ボルスタレス車両のほうが輪軸は良く操舵されており、 $Q_1$  から車輪とレールの衝突が緩和されていることがわかる。また、車体の振動も小さいことが傾向として認められる。

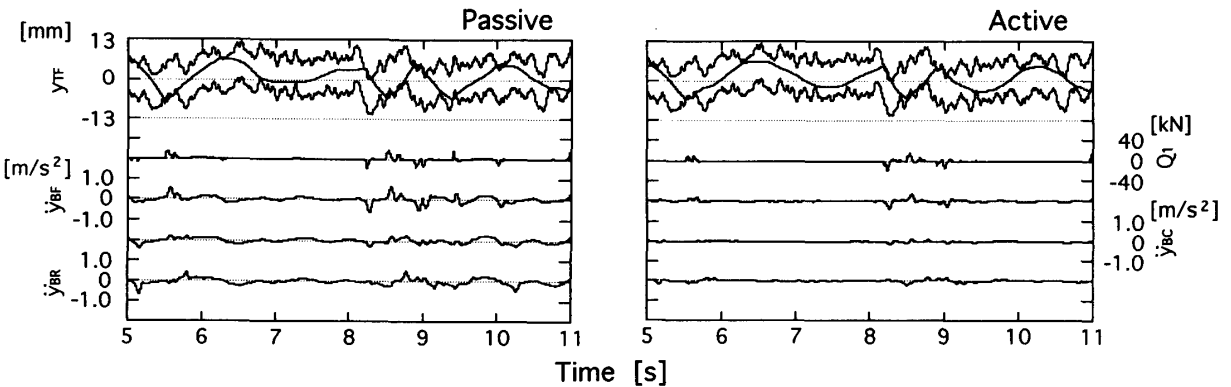
4. シミュレーション結果の解析

走行速度 200 km/h から 350 km/h までの範囲で、走行100秒間における第一車輪軸の横圧発生頻度をまとめたものが図7である。これは図6に例示した横圧  $Q_1$  の時系列波形を拡大表示し、その発生回数を手作業で読取ったものである。横軸を横圧 10 kN の幅で区分し、ボルスタ付の側受支持方式車両とボルスタレス車両それぞれについて制御の有無による違いを重ねて比較している。

(1) 走行速度の影響 速度が向上するにつれ、



(a) ボルスタ付側受支持方式車両



(b) ボルスタレス方式車両

図6 走行シミュレーションの一例 (V=300 km/h)

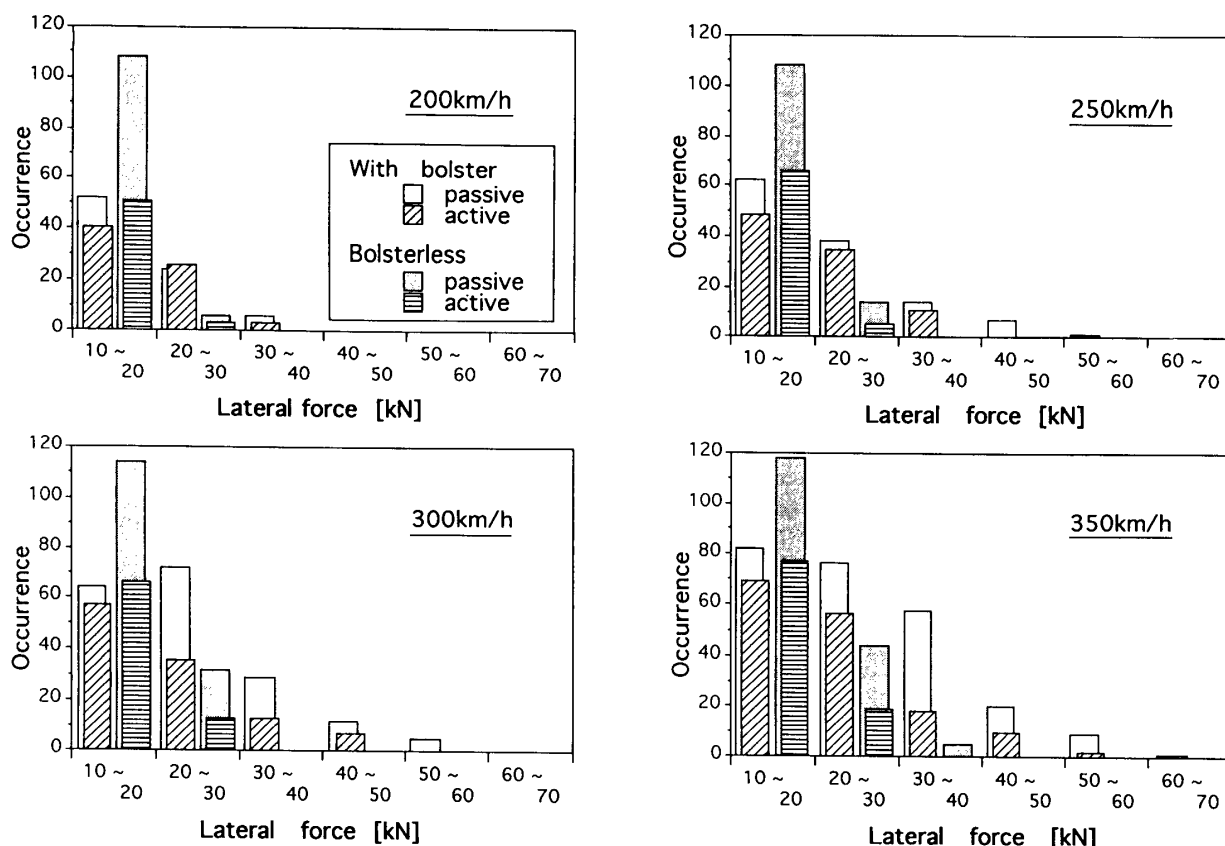


図 7 横圧  $Q_1$  の発生頻度(走行 100 秒間)

より大きな区分の横圧が発生するとともに、小さい横圧値の区分で発生頻度が増加している。これは速度の向上に伴う車両振動の増加に対応している。この傾向は程度の違いはあるが、台車方式の違い、制御の有無には依存しない。

(2) 制御の有無による比較 各速度において、車両方式にかかわらず、制御ありの場合のほうが、明らかに横圧の発生頻度は少ないことが示される。すなわち、フランジ遊間の存在のもとにクリープ力を介して軌道不整から励振される実際の車両では、車輪軸を無視した単純化モデルで懸念された制御による横圧増大は生じていない。ここでは、車体が制振されることで台車振動も抑制され、車輪軸の左右動が減少している。

(3) 台車方式の違いによる比較 ボルスタ付車両に比べ、ボルスタレス車両においては、小さな横圧区分での発生頻度が比較的多いものとなるが、大きな横圧区分での発生頻度は明らかに少ない。この差は速度が向上するにつれ顕著となり、速度 350 km/h の制御なしにおいては発生横圧の最大値がボルスタ付で 60 kN 代、ボルスタレスで 30 kN 代であり、ほぼ半分値である。同様に、制御ありの最大横圧はボルスタ付の 50 kN 代に対し、ボルスタレスでは 20 kN 代の

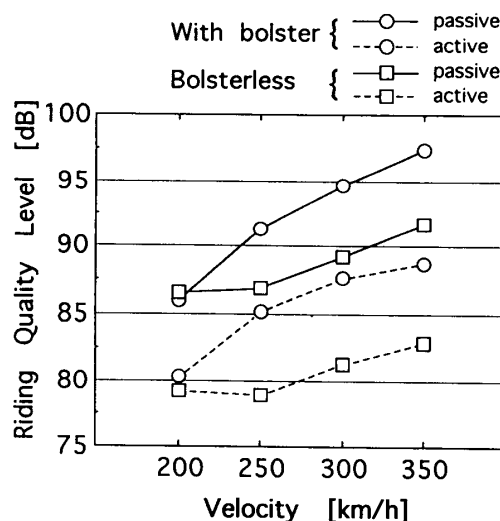


図 8 乗り心地レベルの比較

値である。このことはボルスタレス車両のほうが、高速での走行安全にとって、より有利なことを意味している。

(4) 乗り心地との関係 両モデルにおける振動特性と、制振効果を乗り心地レベル  $L_r^{(9)}$  により比較したものが図 8 である。 $L_r$  値による乗り心地の評価はその値が小さいほど良い乗り心地とされる。走行速

度 200 km/h においては、制御ありおよびなしの条件において、二つの方式はほぼ同じ乗り心地レベルとなっている。しかし、ボルスタ付車両に比べボルスタレス車両のほうが、速度の向上に伴う車体振動増大の割合が少ない。そのため高速走行においては、明らかにボルスタレス車両のほうが良い乗り心地となっている。また両方式とも理想的なアクチュエータの前提のもとで、制御により  $L_f$  値で約 10 dB の低下となるが、これは人体の感覚特性で重み付けした車体振動の実効値で約 1/3 の低減に相当している。シミュレーション結果の FFT 分析で得られた車体左右加速度パワースペクトル密度を図 9 に示す。速度 350 km/h でより大きい制振効果が期待されるボルスタレス車両の一例である。すべての周波数帯にわたり車体の制振がなされている。このことはクリープ力とフランジ遊間の存在により、単純化モデルの応答に現れる車体振動の不動点 (12.5 Hz: ○印) が実際的な走行条件では消滅することを示している。

## 5. ま と め

クリープ力を考慮した車両モデルを用いたシミュレーションにより、二次ばね制御による車体制振が車輪・レール間の相互作用に及ぼす影響を調べた。その結果、車輪軸を無視した単純化モデルによって設計された制御系でも、車輪・レール間の相互作用には特に悪影響を与えることなく、車体の制振を可能とすることが示された。これは、アクティブ制振が乗り心地の改善のみでなく、走行安全にとっても有利であることを示すものである。また、ボルスタレス車両が従来のボルスタ付の側受支持方式車両に比べ、高速域における走行で有利なことが示された。今後の鉄道における大幅な高速化のために、ボルスタレス車両によるアクティブサスペンションの実用化が期待される。

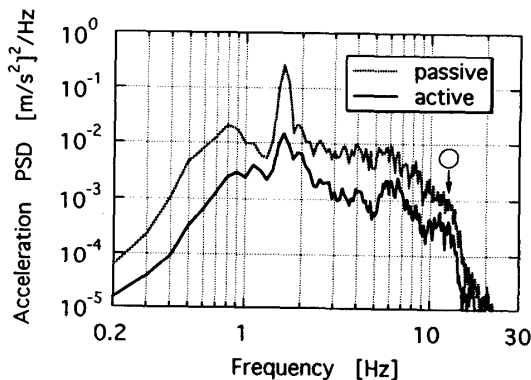


図 9 車体左右加速度 PSD  
(ボルスタレス車両,  $V=350$  km/h)

## 付 録

文献(6)における 17 自由度の実態車両モデル(ボルスタ付側受支持方式)は以下のとおりである。

(1) 主な記号(図 10 参照, 単純化モデルと同じものは省略)

- $y_{wi}$ : 左右動変位(添字  $W$  は輪軸,  $i$  は輪軸番号 1~4, 以下も同じ)
- $\phi_{Tn}, \phi_{wi}$ : ヨー角変位(添字  $T$  は台車,  $n$  は台車番号, 以下も同じ)
- $\phi_{Tn}$ : ロール角変位
- $z_{nj}$ : 空気ばねの絞り流量を表す変数(添字  $j$  は空気ばね位置で  $r$  が進行方向右側,  $l$  が左側)
- $m_w$ : 車輪軸の質量
- $J_{Tz}, J_{Wz}$ : ヨーイング慣性モーメント
- $J_{Tx}$ : ローリング慣性モーメント
- $k_{1z}, 2k_{wx}, 2k_{wy}$ : 1 輪軸当たりの軸ばね上下剛性, 軸箱前後および左右支持剛性
- $k_{2x}, k_{2y}, k_{2z}, k_{3z}$ : 空気ばねの前後, 左右, 上下剛性, 有効受圧面積変化に相当する上下剛性
- $N$ : 空気ばね本体と, 補助空気室の容積比
- $c_1$ : 1 輪軸当たりの軸ばねダンパの減衰係数
- $c_{2y}, c_{2z}$ : 左右動ダンパおよび空気ばねの絞りによる減衰係数
- $2b_1, 2b_2, 2b_b, 2b_s$ : 軸ばね, 空気ばね, ボルスタアンカー, 側受の左右間隔
- $b_f$ : 輪軸中心からフランジ接触点までの左右間隔
- $2a$ : 台車内輪軸間距離
- $h_T$ : 車軸中心から台車重心までの高さ
- $h_A, h_D, h_U$ : 台車重心から空気ばね中心, 左右動ダンパ中心, およびアクチュエータまでの高さ
- $h_{AB}, h_{DB}, h_{UB}$ : 空気ばね中心, 左右動ダンパ中心, およびアクチュエータから車体重心までの高さ
- $\delta$ : フランジ遊間

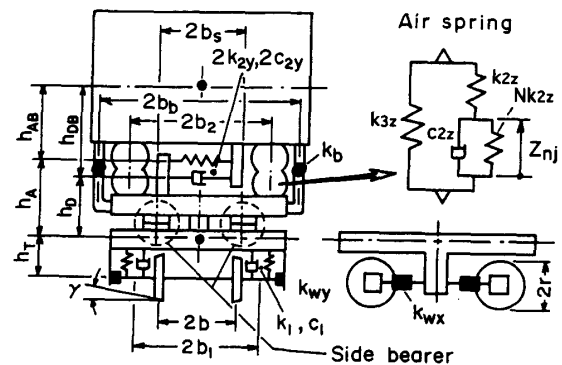


図 10 モデルの記号

$y_{Ri}$ :  $i$  輪軸位置における軌道の狂い量

(2) 運動方程式 車体の左右動, ヨー, ロールに関する三つの式,

$$m_B \mathbf{D}^2 y_B + 2(k_{2y} + C_{2y} \mathbf{D})[2y_B + 2h_{AB}\phi_B - y_{T1} - y_{T2} + h_A(\phi_{T1} + \phi_{T2})] = 0 \quad (15)$$

$$J_{Bz} \mathbf{D}^2 \phi_B + 2l_T(k_{2y} + C_{2y} \mathbf{D})[2l_T\phi_B - y_{T1} + y_{T2} + h_A(\phi_{T1} - \phi_{T2})] = M_{T1} + M_{T2} \quad (16)$$

$$J_{Bx} \mathbf{D}^2 \phi_B + 2h_{AB}(k_{2y} + C_{2y} \mathbf{D})[2y_B + 2h_{AB}\phi_B - y_{T1} - y_{T2} + h_A(\phi_{T1} + \phi_{T2})] + 2k_{23z}b_2^2(2\phi_B - \phi_{T1} - \phi_{T2}) + k_{2z}b_2(z_{1r} - z_{1l} + z_{2r} - z_{2l}) = 0 \quad (17)$$

ここで,  $k_{23z} = k_{2z} + k_{3z}$  である.

2 台車の左右動, ヨー, ロールに関する六つの式,

$$m_T \mathbf{D}^2 y_{Tn} - 2(k_{2y} + C_{2y} \mathbf{D})[y_B \pm l_T\phi_B + h_{AB}\phi_B - y_{Tn} + h_A\phi_{Tn}] + 2k_{wy}(2y_{Tn} + 2h_T\phi_{Tn} - y_{w1} - y_{w(i+1)}) = 0 \quad (18)$$

$$J_{Tz} \mathbf{D}^2 \phi_{Tn} + 2k_{wx}b_i^2(2\phi_{Tn} - \psi_{wi} - \psi_{w(i+1)}) + 2k_{wy}a(2a\phi_{Tn} - y_{wi} + y_{w(i+1)}) = -M_{Tn} \quad (19)$$

$$J_{Tx} \mathbf{D}^2 \phi_{Tn} + 2h_A(k_{2y} + C_{2y} \mathbf{D})[y_B \pm l_T\phi_B + h_{AB}\phi_B - y_{Tn} + h_A\phi_{Tn}] - 2k_{23z}b_2^2(\phi_B - \phi_{Tn}) - k_{2z}b_2(z_{nr} - z_{nl}) + 2b_i^2(k_{1z} + C_1 \mathbf{D})\phi_{Tn} + 2k_{wy}h_T(2y_{Tn} + 2h_T\phi_{Tn} - y_{wi} - y_{w(i+1)}) = 0 \quad (20)$$

ここで, 1 位台車には  $n=1, i=1$ , 土の上号を, 2 位台車には  $n=2, i=3$ , 土の下号を用いる. また,  $M_{Tn}(n=1, 2)$  は台車・車体間に作用する台車旋回モーメントを表し, ポルスタアンカーの弾性力(ゴム剛性

$k_b$ ) と側受の摩擦力(摩擦係数  $\mu_s$ ) で構成される.

4 輪軸の左右動, ヨーに関する八つの式,

$$m_w \mathbf{D}^2 y_{wi} - 2k_{wy}(y_{Tn} + h_T\phi_{Tn} \pm a\phi_{Tn} - y_{wi}) = T_{wyi} - F_{Ri} \quad (21)$$

$$J_{wz} \mathbf{D}^2 \psi_{wi} - 2k_{wx}b_i^2(\phi_{Tn} - \psi_{wi}) = M_{wzi} \pm b_F F_{Fi} \quad (22)$$

ここで, 1 位, 2 位輪軸( $i=1, 2$ )で  $n=1$  を, 3 位, 4 位輪軸( $i=3, 4$ )で  $n=2$  を, 式(21)の左辺の土については,  $i=1$  および 3 で上号,  $i=2$  および 4 で下号を用いる. また, 式(22)右辺の土については, フランジ接触しているのが進行方向右側の車輪のときに上号, 左側車輪のときに下号を用いる. また,  $F_{Ri}$  は, レール反力,  $F_{Fi}$  は, フランジ摩擦力である.

4 個の空気ばねの絞り流量を表す変数  $z_{nj}$  に関する四つの式,

$$C_{2z} \mathbf{D} z_{nr} + (1+N)k_{2z}z_{nr} + k_{2z}b_2(\phi_B - \phi_{Tn}) = 0 \\ C_{2z} \mathbf{D} z_{nl} + (1+N)k_{2z}z_{nl} - k_{2z}b_2(\phi_B - \phi_{Tn}) = 0 \quad (23)$$

以上, 合計 21 の式から構成される.

## 文 献

- (1) 永井・沢田, 機論, 53-487, C(1987), 750-756.
- (2) 岡本・小柳・ほか 3 名, 機論, 53-494, C(1987), 2103-2109.
- (3) 由川・小泉・ほか 3 名, 機講論, No. 920-98(1992-11), 5-8.
- (4) 由川・小泉・ほか 3 名, 機講論, No. 930-81(1993-12), 61-64.
- (5) 古田・ほか 3 名, メカニカルシステム制御, (1984), 56-64, オーム社.
- (6) 谷藤, 機論, 55-512, C(1989), 940-949.
- (7) 松井, P-SC 64 分科会報告, No. 335(1984), 12-35.
- (8) 谷藤・吉岡・宮下, 機論, 56-523, C(1990), 574-581.
- (9) 三芳, 鉄研資料, 38-3(1981), 127-134.