

油圧アクチュエータによる鉄道車両の 制振に関する基礎的検討*

(試験台実験における左右振動系への適用)

谷藤克也*¹, 名倉宏明*², 島宗亮平*³

Fundamental Investigation on Active Vibration Control for Railway Vehicles Using Oil-Hydraulic Actuator (Application to Lateral Vibration Modes on Test Stand)

Katsuya TANIFUJI, Hiroaki NAGURA and Ryo-hei SHIMAMUNE

Actively controlled suspensions with pneumatic actuators have been studied to improve the ride quality of railway vehicles. This paper deals with the applicability of oil-hydraulic actuators that may have more effect on the control of vehicle vibrations. A numerical analysis and its fundamental experiments on a test stand with a life-size model were carried out to investigate active vibration control. In the experiment, the employed control law based on LQR can use measured accelerations directly as feedback variables, so that the time derivative of the actuator force acts as the control input. As a result, the vibrations in a lower frequency range under 4 Hz were controlled well by the simple control law. This range includes natural frequencies of the vehicle model. However, it requires some countermeasure for vibrations in a higher frequency range from 5 to 10 Hz.

Key Words: Vibration Control, Optimal Control, Railway Vehicle, Hydraulic Actuator, Vibration of Moving Body

1. 緒 言

鉄道車両の乗り心地を改善するため、アクティブ制振の研究・開発が行われている。従来、鉄道車両はパッシブな支持ばね系の制振特性を向上することによりその改善を進めてきた。しかし、今後の高速化に伴う振動増大に対し、パッシブな支持ばね系で十分に振動を抑制することは容易でないと考えられる。鉄道車両の場合、これまでの高速化で振動乗り心地として問題となるのは、ヨーイングを主体とする車体左右振動である。これに対し、二次ばね系に左右方向のアクチュエータを取付け、動揺をアクティブに制振する研究が報告されている⁽¹⁾⁽²⁾。そこでは、アクチュエータとして空気式のものを用いる場合が多い。その理由は、鉄道車両がすでに空気源を有しており空気圧アクチュエータを導入することが容易なためである。しかし、空気圧アクチュエータには、高周波数域において応答性が低く、また大きいパワーを得にくいという問題点がある。一方、油圧アクチュエータはより広い周波数域で

の応答性が期待され、大きなパワーを取り出せるという利点を有する。このような油圧式のアクティブ制振については、すでに自動車等で利用されている⁽³⁾が、鉄道車両への適用については、いまだ検討が十分にされていない。

本報では、油圧アクチュエータを有する現車相当大の試験装置を対象に、アクティブ制振に関する数値解析と同試験装置による基礎的な制御実験を行い、その制振特性と鉄道車両への適用性を検討する。

2. 試 験 装 置

本研究で用いた一車両試験装置の全体概要を図1に示す。本試験装置では、車両モデルの一次ばね系を無視し、台車枠が定盤上のアクチュエータから左右方向に直接加振される。制振用のアクチュエータを二次ばね系のみが付加することを前提として、台車枠の振動を外乱とする制振効果の検討が可能である。台車枠は定盤上をスライドし、車体が励振される。台車枠下の定盤は空気ばねを介して基礎の上に置かれている。この構造は上下方向の加振も可能とするよう考慮されたものである。しかし、本報のように左右方向のみの試験では、定盤のロール運動が生じないように空気ばねの空気を抜いて使用する。その際、定盤と基礎の間には

* 平成5年7月20日 第3回 D&D Conference において講演, 原稿受付 平成5年10月21日.

¹ 正員, 新潟大学工学部 (〒950-21 新潟市五十嵐2の町8050).

² 学生員, 新潟大学大学院.

³ 正員, JR 東日本(株) (〒100 東京都千代田区有楽町2-10-1).

空気ばね内のゴムブッシュの剛性が、上下、水平方向に作用するが、その影響を無視し、定盤は基礎と一体であると仮定する。なお、この車両モデルは、1台車当たり2本の左右動ダンパを並列に有する車両を想定しており、そのうちの1本が油圧アクチュエータと置き換えられる。

3. 数値解析

3・1 解析モデル 左右方向加振時における試験装置の力学モデルは図2で表すことができる。運動の自由度は、車体の左右動 y_B 、ヨー ψ およびロール ϕ の3自由度である。モデルの運動方程式は、台車左右変位 y_1, y_2 を外乱として各運動自由度に対し、次式のように求められる。

$$m\ddot{y}_B + 2c_L\dot{y}_B + 2c_Lh\dot{\phi} + 2k_Ly_B + 2k_Lh\phi = A_s\dot{p}_F + A_s\dot{p}_R + k_Ly_1 + c_L\dot{y}_1 + k_Ly_2 + c_L\dot{y}_2 \quad (1)$$

$$I_z\ddot{\psi} + 2c_LL^2\dot{\psi} + 2k_LL^2\psi = LA_s\dot{p}_F - LA_s\dot{p}_R + k_LLy_1 + c_LL\dot{y}_1 - k_LLy_2 - c_LL\dot{y}_2 \quad (2)$$

$$I_x\ddot{\phi} + 2c_Lh\dot{y}_B + 2c_Lh^2\dot{\phi} + 2c_2b^2\dot{\phi} + 2k_Lhy_B + 2k_Lh^2\phi + 2k_2b^2\phi = hA_s\dot{p}_F + hA_s\dot{p}_R + k_Lhy_1 + c_Lh\dot{y}_1 + k_Lhy_2 + c_Lh\dot{y}_2 \quad (3)$$

ここに、 m は車体質量、 I_z は車体ヨーイング慣性モーメント、 I_x は車体ローリング慣性モーメント、 k_L は空気ばね左右剛性(台車当たり)、 c_L は左右動ダンパ減衰係数、 k_2 は空気ばね上下剛性(台車当たり)、 c_2 は空気ばねの絞りによる等価減衰係数(台車当たり)、 $2b$ は空気ばね左右間隔、 h は左右動ダンパ(アクチュエータ)から車体重心までの高さ、および $2L$ は台車中心間距離である。なお、空気ばね中心高さは左右動ダンパ位置にあるものとする。

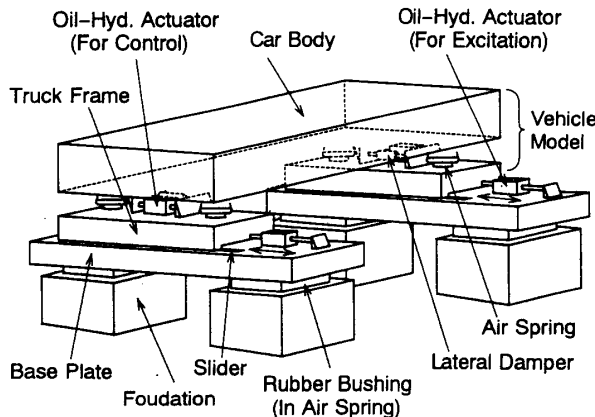


図1 一車両試験装置の全体概要

油圧アクチュエータについては、油圧シリンダへの供給流量とサーボ弁の流量特性を等置することにより、次式が成立する(4)。

$$C_s\dot{p} = -\frac{p}{r_P} - A_s v_P + \frac{p_U}{r_P} \quad (4)$$

ここに、 p はシリンダ内圧力差、 p_U は制御圧力、 v_P はピストン速度、 A_s はピストン受圧面積、 C_s はシリンダ等価容量、および r_P はサーボ弁の等価的抵抗係数である。ここで、 $C_s (= V/2\beta)$ は、アクチュエータに使用する作動油の体積弾性係数 β とシリンダ容積 V に依存するが、油の圧縮性を無視し ($\beta \rightarrow \infty, C_s \rightarrow 0$)、次式を油圧アクチュエータの特性式とする。

$$p = -A_s v_P r_P + p_U \quad (5)$$

なお、 p, v_P, p_U にはそれぞれ添字 F または R をして前位または後位のアクチュエータについて表す。

アクチュエータのピストン速度はアクチュエータ位置における車体と台車間の y 軸方向の相対速度であり、前・後の台車でそれぞれ次式で表される。

$$v_{PF} = \dot{y}_B + L\dot{\psi} + h\dot{\phi} - \dot{y}_1$$

$$v_{PR} = \dot{y}_B - L\dot{\psi} + h\dot{\phi} - \dot{y}_2 \quad (6)$$

油圧アクチュエータの特性として式(5)を用いることにより、運動方程式(1)~(3)は状態変数を $x = [y_B, \dot{y}_B, \psi, \dot{\psi}, \phi, \dot{\phi}]^T$ 、制御入力を $u = [A_s\dot{p}_{UF}, A_s\dot{p}_{UR}]$ 、外乱を $y_{IN} = [y_1, \dot{y}_1, y_2, \dot{y}_2]$ として次の状態方程式に変形される。

$$\dot{x} = Ax + Bu + Dy_{IN} \quad (7)$$

ここに、 A は 6×6 、 B は 6×2 、 D は 6×4 の行列であり、それらの要素で零を除いたものを以下に列記する。

$$a_{12} = 1, a_{21} = -2k_L/m, a_{22} = -2(c_L + A_s^2 r_P)/m$$

$$a_{25} = -2k_Lh/m, a_{26} = -2(c_L + A_s^2 r_P)h/m$$

$$a_{34} = 1, a_{43} = -2k_LL^2/I_z,$$

$$a_{44} = -2(c_L + A_s^2 r_P)L^2/I_z$$

$$a_{56} = 1, a_{61} = -2k_Lh/I_x, a_{62} = -2(c_L + A_s^2 r_P)h/I_x$$

$$a_{65} = -2(k_2b^2 + k_Lh^2)/I_x$$

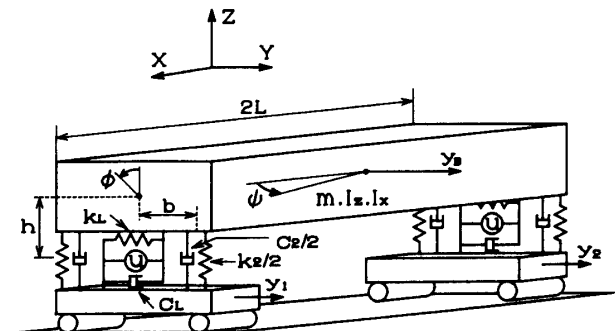


図2 一車両試験装置の力学モデル

$$\begin{aligned}
 a_{66} &= -2\{c_2 b^2 + (c_L + A_s^2 r_P) h^2\} / I_X \\
 b_{21} &= b_{22} = 1/m, \quad b_{41} = -b_{42} = L/I_Z, \quad b_{61} = b_{62} = h/I_X \\
 d_{21} &= d_{23} = k_L/m, \quad d_{22} = d_{24} = (c_L + A_s^2 r_P)/m \\
 d_{41} &= -d_{43} = k_L L/I_Z, \quad d_{42} = -d_{44} = (c_L + A_s^2 r_P) L/I_Z \\
 d_{61} &= d_{63} = k_L h/I_X, \quad d_{62} = d_{64} = (c_L + A_s^2 r_P) h/I_X
 \end{aligned}$$

油圧アクチュエータの特性式(5)を考慮せず制御力が時間遅れのない仮想状態で作用するとした場合(後述のケース4), 運動方程式(1)~(3)において, アクチュエータで生ずる力 $A_s p_F, A_s p_R$ を制御力 u_F, u_R に置換して同様の状態方程式が得られる。

なお, 解析に当たっては次の3種類の加振(外乱)条件を考える。

ヨーイング加振

$$y_2(t) = -y_1(t) \dots\dots\dots (8)$$

左右・ローリング加振

$$y_2(t) = y_1(t) \dots\dots\dots (9)$$

走行状態加振

$$y_2(t) = y_1(t - 2L/v_r) \dots\dots\dots (10)$$

ここに, v_r は走行速度(秒速)である。

計算に用いた車両諸元およびアクチュエータ特性の諸数値は実際の試験装置に関し実測もしくは推定した以下の値である。

$$\begin{aligned}
 m &= 16 \text{ t}, \quad k_L = 196 \text{ kN/m}, \quad c_L = 10 \text{ kN}\cdot\text{s/m} \\
 k_2 &= 680 \text{ kN/m}, \quad c_2 = 29.65 \text{ kN}\cdot\text{s/m} \\
 L &= 6.9 \text{ m}, \quad h = 0.55 \text{ m}, \quad b = 1 \text{ m} \\
 I_Z &= 460 \text{ t}\cdot\text{m}^2, \quad I_X = 16 \text{ t}\cdot\text{m}^2 \\
 A_s &= 17.76 \times 10^{-4} \text{ m}^2, \quad r_P = 3.02 \times 10^7 \text{ kPa}\cdot\text{s/m}^3
 \end{aligned}$$

3.2 制御則 ここでは, 最適レギュレータ理論⁵⁾に基づくフィードバック制御を用いる。これは制御力を $u = -Kx$ として次式で定義される二次形式評価関数 J を最小にするフィードバックゲイン行列 K を決定する問題である。

$$J = \int_0^\infty (x^T Q x + u^T R u) dt \dots\dots\dots (11)$$

表 1 解析条件

Case	Type	Lateral Secondary Suspension		Feedback Gain
		Damper	Oil-Hyd. Actuator	
1	Passive	2 × c _L	×	Between Cylinder Chamber With Control for Zero Differential Pressure
2		1 × c _L	○	
3		1 × c _L	○	
4	Active	2 × c _L	Imaginary Actuator	Without Actuator Characteristics
5		1 × c _L	○	With Actuator Characteristics
6		1 × c _L	○	

ここに, Q は状態量に対する 6×6 の重み行列であり, R は制御入力に対する 2×2 の重み行列を表す。式(11)を最小にする K は, 次式で得られる。

$$K = R^{-1} B^T P \dots\dots\dots (12)$$

式(12)の P は, 次式に示すリカッチ方程式の正定対称解として決定される。

$$PA + A^T P - PBR^{-1} B^T P + Q = 0 \dots\dots\dots (13)$$

3.3 解析の内容 表1に示す6種類の条件について, 時速 100 km/h の走行状態加振による周波数応答を検討する。ケース1からケース3はパッシブな条件である。ケース1は普通の鉄道車両を想定したばね・ダンパのみの左右支持系である。この場合, 左右動ダンパの減衰係数として上記基本値の2倍の値を用いる。ケース2とケース3は, ケース1の左右動ダンパの半分を油圧アクチュエータに置き換えた構成となる。ただし, ケース3はケース1の状態に近づけるために, 油圧アクチュエータ内に差圧を生じないような制御が加えられた場合である。ここでは特性式(5)に代わり, 式(4)を用いて状態方程式を構成し, 状態量となるシリンダ内圧力差 p の比例フィードバック制御を行うものである。これは後述の実験におけるパッシブな条件に相当する。

次に, ケース4からケース6はアクティブ制振の条件である。ケース4は, 制御力に遅れのない仮想のアクチュエータで状態フィードバック制御を行った場合である。すなわち, フィードバックゲインにもアクチュエータの動特性が考慮されていない。次に, ケース5は, ケース4と同一のフィードバックゲインのまま現実的な油圧アクチュエータによる制御を行った場合, さらにケース6は, アクチュエータの動特性を考慮して求めたフィードバックゲインに代えて油圧アクチュエータによる制御を行った場合である。

3.4 解析結果 図3はケース1からケース6までの全ケースについて, 前側台車位置上の車体床面での値に換算した左右変位 y_{BF} の周波数応答を比較したものである。 y_{BF} の振幅 Y_{BF} と外乱 y_1, y_2 の振幅 $Y_{1,2}$ との比によりまとめている。これらは走行状態加振の応答であり, Y_{BF} には左右, ヨー, ロールのすべてのモード成分が含まれる。ケース2をケース1と比較すると, 1 Hz 付近の共振が消え, 代わりに高周波数域の振幅が増大している。これは油圧アクチュエータが硬いダンパとして作用した状態となるためである。ケース3は油圧アクチュエータ内の差圧を生じないように制御したものである。共振点以上の高周波数域ではケース1より振幅が大きくなるものの, ケース2よりも減少する。

遅れない仮想的な制御力が作用するケース4は、ケース1と比較して広い周波数域において制振効果が見れる。しかし、このような状態の制御は実際の油圧アクチュエータでは実現できない。同じ仮想の条件で求めたフィードバックゲインを用いても、現実的なアクチュエータの動特性がモデル化されたケース5では高周波数域で制振効果が減少する。しかし、ケース2と比べると約30 Hzまでの制振効果が認められる。一方、ケース5を従来のパッシブであるケース1および実験のパッシブ条件であるケース3と比較するとそれぞれ4 Hzおよび6 Hz以上では制御により振幅が増大することが示される。

次に、ケース6はケース5とほぼ同様な傾向となり、重み Q の値を同じにした場合アクチュエータの動特性を考慮して求めたフィードバックゲインは制振効果を拡大するには至っていない。それは、ここでの状態方程式(7)の A 行列に対するアクチュエータ動特性の影響が小さいためと考えられる。その結果、両者のゲインは大差のない値であった。

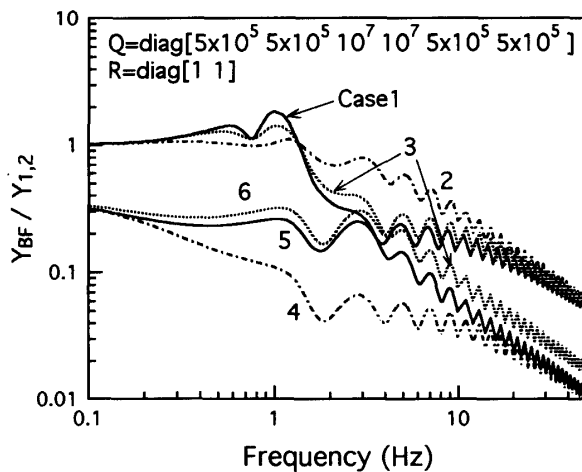


図3 走行状態加振による周波数応答の比較

表2 試験条件

Case	Excitation		Sampling Time
	Amplitude	Frequency	
Yawing	3 mm	0.6~8 Hz	5 ms (Personal Computer PC-H98)
Lateral & Rolling		0.6~10 Hz	
Running State	Random		

4. 試験台実験

4.1 試験方法 図1で示した試験装置の台車枠の部分に左右方向の外乱を与え、制振試験を行った。前後の台車枠はそれぞれ独立に加振されており、それらの位相差によってヨーイング加振、左右・ローリング加振および走行状態加振とすることができる。試験条件は表2に示すとおりである。4.2節に述べる最小次元オブザーバを用いて、5 msのサンプリングタイムとなっている。

4.2 制御方法 この制振試験における観測量は、車体の左右動、ヨー、ロールの加速度 \ddot{y}_{BF} , $\ddot{\psi}$ および $\ddot{\phi}$ のみである。その観測量を直接利用してフィードバックするため、状態方程式(7)を時間微分したものを考える。この場合、最小次元オブザーバ⁽⁶⁾を用いてそれぞれの加速度から速度のみを推定することにより、状態フィードバック制御が可能となる。ここでは、制御入力も力の速さ(時間変化)の次元を有する。したがって、離散化表現の制御力 u は次式により得られる。

$$\dot{u}_0 = -K\dot{x}, u_i = u_{i-1} + \dot{u}_0 \Delta t \dots\dots\dots (14)$$

ここに、 K はフィードバックゲイン、 \dot{x} は状態量の微分 $\dot{x} = [\dot{y}_B, \dot{y}_B, \dot{\psi}, \dot{\psi}, \dot{\phi}, \dot{\phi}]^T$, ΔT はサンプリング周期である。

4.3 試験結果 図4に周波数と振幅を一定とするヨーイング加振による制振効果の例を時間応答により示す。これは、前側台車位置上の車体床面左右加速度波形であり、振幅が一定となった時点で制御を加えた状況である。制御なしの状態と比較して、1 Hzでは1/5以下、3 Hzでは1/2以下に加速度が低減されている。これらから制振効果は周波数によって異なり、低周波数域で大きいことが示される。ここでのフィード

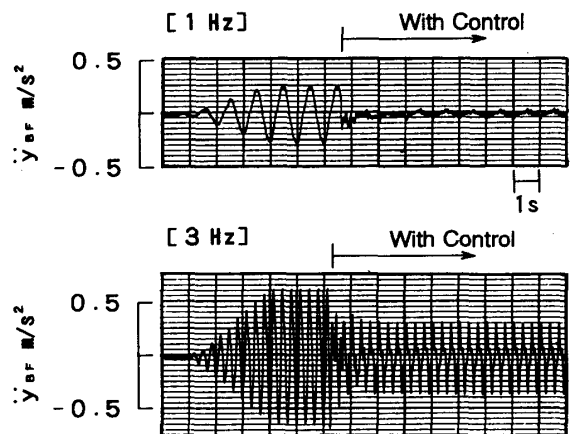


図4 時系列波形による制振効果の一例 (ヨーイング加振; 加振振幅 3 mm)

バックゲインには、アクチュエータの動特性を考慮しないで求めたものを用いており、3章のケース5に相当する。なお、以下に示す試験結果は、これと同じ制御条件で行ったものである。

図5にヨーイング加振において台車位置上の車体床面で測定された加速度を周波数応答の理論値と比較して示す。比較を容易にするため、縦軸を車体加速度と加振速度の振幅比で表している。実験値は図4に示すような時間応答を一定の周波数間隔で繰り返し測定し、波形から読取ったものである。図示されるように、一車両試験装置の車体ヨーイング固有振動数1.2 Hz付近における良好な制振効果が示される。一方、5 Hz以上の高周波数域においては制御により逆に振動を増大させており、6~7 Hz付近でその傾向が大きい。また、

この高周波数域において理論値と実験値との間で量的な差も拡大している。高周波数域での制御による振動増大は理論値にもその傾向が示されているが、このような量的に大きな違いを生じた理由としてモデル化誤差が考えられる。すなわち、計算モデルで無視した定盤と基礎の間のゴムブッシュのせん断剛性に起因する定盤の固有振動の影響が制御によって7 Hz付近で強調されている。

図6は同様に、左右・ロール加振について、周波数応答の理論値と比較したものである。車体下心ロール固有振動数0.8 Hz付近での良好な制振効果が認められる。しかし、ヨーイング加振時と同様に4 Hz以上の高周波数域においては、制御による振幅増大が認められる。

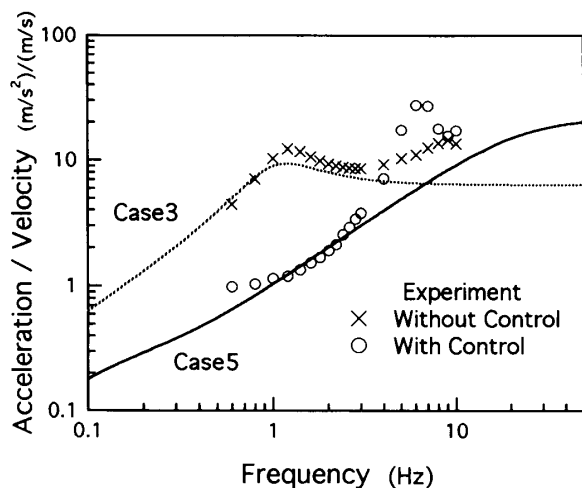


図5 周波数応答における実験値と理論値の比較
(ヨーイング加振)

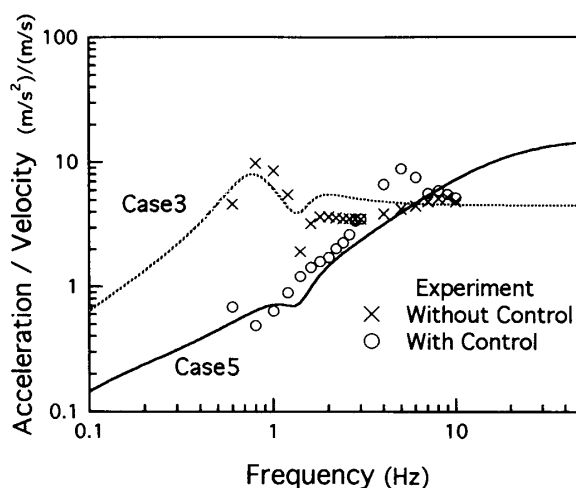


図6 周波数応答における実験値と理論値の比較
(左右・ローリング加振)

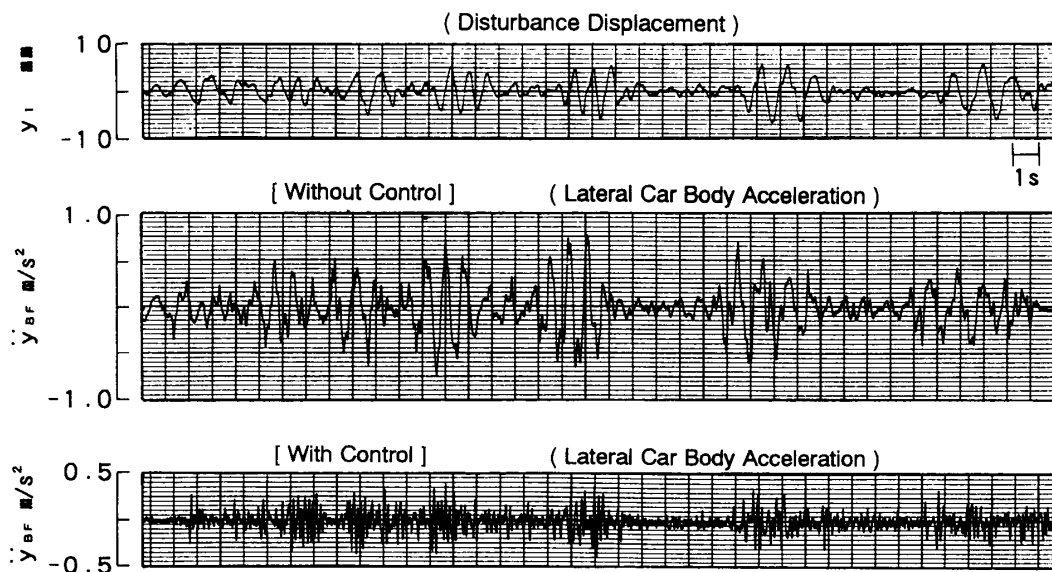


図7 走行状態加振の時系列波形と制振効果(走行速度 100 km/h 相当)

図7はランダム外乱による走行状態加振での制振効果を、前側台車位置上の車体床面左右加速度の時間応答により示している。これは実際の鉄道車両が、時速100 km/hで走行したときに測定した軌道の通り狂い量を、外乱 y_1, y_2 とするより実態に近い加振条件である。台車枠を直接加振しているため、車輪軸および一次ばねによる外乱の緩和がなされず、実際よりも厳しい加振条件に相当することに留意する必要がある。制御なしと比較すると、制御によって加速度振幅が大幅に小さくなっていることが示される。しかし、制御なしではあまり目立たない高周波数の成分が制御することにより、顕著になっている。

次に、この走行状態加振における制振効果を PSD により検討したものが図8である。縦軸は台車位置上の車体床面左右加速度 y_{BF} の PSD である。これからも低周波数域ではよく制振されていることが示される。しかし、図5および図6のような加振振幅一定の結果ほどではないが、4~5 Hz 以上の高周波数域では、制御による振幅増大が認められる。これには、前述した試験装置定盤の固有振動数による影響も含まれているが、5~10 Hz 付近の制御による振動増大に対しては、さらになんらかの対策を検討することが必要である。

5. 結 言

鉄道車両のアクティブ制振における油圧アクチュエータの適用性について、数値解析と現車相当の車両モデルを用いた試験台実験により基礎的検討を行い、以下の結果を得た。

油圧式の制御の場合、油圧アクチュエータの特性を考慮しない簡単なフィードバック制御でも制振効果が得られる。従来のパッシブと比較すると二次ばね系の共振を含む低周波数域では、よく制振させることができる。しかし、高周波数成分が制御により増大する傾向がある。実際の軌道狂い形状を用いた走行状態加振では、5~10 Hz の周波数域で制御による振動増大が認められた。この点については、アクチュエータの特性式、試験装置のモデル化の範囲を含めさらに検討すべき事項である。後者については現車への適用に際し、

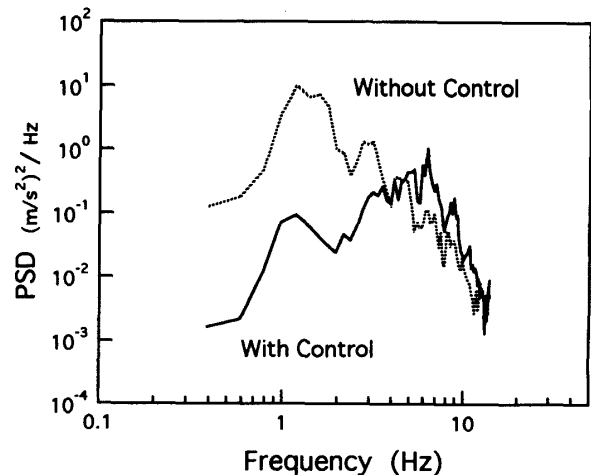


図8 制御有無による左右加速度の PSD

台車枠の運動自由度をモデルに加えることの必要性を示すものとする。

制御実験は、状態方程式を時間微分することにより、制御入力として力の速さの次元を有する制御則に変換して行われた。これにより、車体振動の計測に多く用いられる加速度を直接利用し、最小次元オブザーバにより容易に状態フィードバック制御が実現される。また、その制振効果は力を制御入力とする数値解析結果と同等である。

なお、本研究は JR 東日本(株)から委託を受けて行った研究の一環である。また、使用した試験装置は、住友金属工業(株)よりお借りしたものである。実験を遂行するにあたって、同社鉄鋼技術研究所台車技術開発室の石川龍太郎室長、小泉智志氏をはじめ多くの方々から、ご協力とご助言をいただいたことを記し、ここに厚く謝意を表する次第である。

文 献

- (1) 黒川・平田・ほか4名, 機講論, No. 920-98(1992-11), 1.
- (2) 由川・小泉・ほか3名, 機講論, No. 920-98(1992-11), 5.
- (3) 例えば, 武馬・ほか5名, 機論, 57-534, C(1991), 599.
- (4) 神代・ほか5名, 機誌, 85-764(1982), 710.
- (5) 例えば, 伊東・木村・細江, 線形制御系の設計理論, (1978), 72, 計測自動制御学会.
- (6) 文献(5)の118ページ.