

鉄道車両のアクティブサスペンションにおける 油圧アクチュエータの適用性* (実物大車両模型による試験台実験)

谷 藤 克 也*¹, 島 宗 亮 平*²

An Application of Oil-Hydraulic Actuator for Active Suspension of Railway Vehicle (Experimental Study with Actual-Size Vehicle Model on Test Stand)

Katsuya TANIFUJI and Ryohei SHIMAMUNE

Active suspensions have been studied to improve the ride quality of railway vehicles. In many cases, pneumatic actuators were employed in those studies. This paper deals with the application of oil hydraulic actuators, which are expected to have stronger control effect on the running vibration. This is examined experimentally by using an actual-size vehicle model on a test stand. The LQG control law, in which state variables are estimated from measurable accelerations on actual railway vehicles, is adopted. The LQ control law, in which state variables are measured accelerations and their integrated quantities, is also adopted. The results show that both controllers have good vibration isolation performance in both harmonic and random excitations. The control force and the stability are improved by decreasing the lateral damping in parallel with the actuator in the secondary suspension. In this case, it is confirmed that the relative displacement between the car body and the bogie does not increase.

Key Words: Railway, Vibration Control, Optimal Control, Hydraulic Actuator, LQG, Test Stand, Actual-Size Vehicle Model, Lateral Damping in Secondary Suspension

1. 緒 言

鉄道車両の乗り心地改善を目的としたアクティブ制振装置は、エアコンプレッサを搭載して多くの空圧機器を使用する鉄道車両の特質から、空気式アクチュエータを用いたものを中心に開発が進められてきた^{(1)~(3)}。一方、油圧方式の適用も油圧源を増備した一部試験車両で検討が始められた^{(4)~(6)}。実際の車両振動においては、10 Hz 程度までの周波数範囲で制振が実現できれば、大幅な乗り心地の改善ができるものと考えられる。しかし、空気式アクチュエータを用いた場合、空気の大いなる圧縮性の影響により、アクティブ制振が効果的に作用するのは、2.0 Hz 程度以下に限られるのが現状である。

著者らは、鉄道車両の乗り心地で特に重要視される左右方向の制振性能改善を目的に、空気式と比べて動特性に優れた油圧式アクチュエータの適用性を検討してきた。これまで、車体左右動、車体ロールおよび台車左右動の3自由度を有する現車の約1/6相当の半車両

縮小模型を用いて実験的な検討を行った⁽⁷⁾⁽⁸⁾。ここでは、実際の鉄道車両で測定可能な観測量から制御に必要な状態量を推定する「実際の制御条件」としてLQG制御を適用することにより、約12 Hzまでの周波数範囲で制振効果を確認した。これは、油圧式アクチュエータの適用により、現車レベルでも制振可能な周波数範囲の拡大を期待させるものである。

本研究では、このLQG制御をヨーイングモードを含む実物大車両模型へ適用し、より現実に近い条件下で制振効果の検討を行う。なお、半車両縮小模型の検討では、LQG制御を適用した際にKalmanフィルタの推定誤差が原因とみられる制振性能の低下が認められたため、Kalmanフィルタを用いずに観測可能な加速度とこれを数値積分した速度を状態量とするLQ制御の実現についても試みる。また、これまで現車試験が行われたアクティブ制振装置の多くは、万一の故障の場合にも二次ばねとしての減衰機能を確保するため、従来のパッシブな減衰装置とアクチュエータを併用する方式^{(1)~(3)(5)(6)}が採られている。したがって、アクティブな制振効果はパッシブ要素である左右動ダンパの影響を強く受けるものと考えられる。本報では、この左右動ダンパの減衰係数がアクティブ制御の制振性能へ与える影響についても検討を行う。

* 1995年7月11日 第4回シンポジウム運動と振動の制御において講演、原稿受付 1995年8月21日。

¹ 正員、新潟大学工学部(〒950 21 新潟市五十嵐二の町8050)。

² 正員、東日本旅客鉄道(株)(〒100 東京都千代田区有楽町2-10-1)。

2. 実物大模型実験装置

2.1 記号の説明 本報で用いるおもな記号は以下のとおりである。

- ϕ : 車体ヨー角変位
- y : 車体左右動変位
- ϕ : 車体ロール角変位
- y_{DF}, y_{DR} : 台車枠への左右加振変位(添字 F は前台車, R は後台車, 以下も同じ)
- m : 車体質量
- I_z, I_x : 車体ヨーイングおよびローリング慣性モーメント
- k_L, k_V : 二次ばね左右および上下支持剛性(台車当たり)
- c_L, c_V : 二次ばね左右および上下減衰係数(台車当たり)
- h_k : 左右方向の二次ばね中心から車体重心までの高さ
- h_c : 左右動ダンパから車体重心までの高さ
- h_u : アクチュエータから車体重心までの高さ
- $2b$: 二次ばねの左右間隔
- $2L$: 台車中心間距離
- A_s : 油圧シリンダのピストン受圧面積
- r_p : サーボ弁の等価抵抗係数
- v_{DF}, v_{DR} : ピストン速度
- p_F, p_R : 油圧シリンダ内の圧力差
- p_{VF}, p_{VR} : 制御圧力

2.2 実験装置の構成 本研究に用いる実験装置の構成を図1に、実物大車両模型の力学モデルを図2に示す。この車両模型は現車相当の大きさではあるが、輪軸および一次ばね系を含まない、台車枠より上のみをモデル化した構造となっている。したがって、車体ヨー(ϕ)、車体左右動(y)、車体ロール(ϕ)の三つの運動自由度を有する。車両模型への外乱(y_{DF}, y_{DR})とし

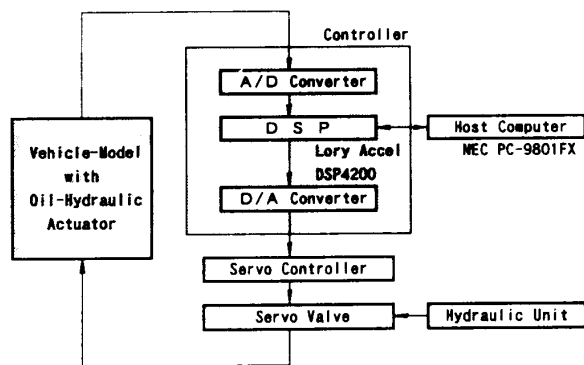


Fig.1 Constitution diagram of experimental apparatus

ては、正弦波状あるいは実走行状態に相当するランダム状の振動変位を前後の台車枠へ加えることができる。なお、正弦波状の外乱については、加振振幅を $3.0 \times 10^{-3} \text{ m}$ とする。制御に用いる観測量は、実際の鉄道車両においても測定可能な車体ヨー、車体左右動および車体ロールの三つの加速度として、動ひずみ式加速度センサによって測定される。なお、動ひずみアンプにはノイズ除去用のローパスフィルタ(カットオフ周波数 30 Hz)が内蔵されている。コントローラにはDSPを適用し、サンプリング周期は離散化による性能の劣化をほぼ抑制できる 2 ms^{-1} とする。コントローラで算出した制御信号に基づき、制振用の油圧式アクチュエータを駆動し車体の制振を行う。この油圧式アクチュエータは、車体が有する3自由度の運動を制振するため前後台車の二次ばね部へ装着されており、パッシブ制振用として適切な減衰係数 ($c_L = 25 \text{ kNs/m}$) をもつ左右動ダンパと並列に取付けられている。

2.3 力学モデルと状態方程式 図2に示す力学モデルについて、運動方程式は以下の式となる。なお、パラメータ基本値を表1に記す。

$$I_z \ddot{\phi} + 2c_L L^2 \dot{\phi} + 2k_L L^2 \phi = L(A_s p_F - A_s p_R) + k_L L(y_{DF} - y_{DR}) + c_L L(\dot{y}_{DF} - \dot{y}_{DR}) \dots (1)$$

$$m \ddot{y} + 2c_L(\dot{y} + h_c \dot{\phi}) + 2k_L(y + h_k \phi) = A_s p_F + A_s p_R + k_L(y_{DF} + y_{DR}) + c_L(\dot{y}_{DF} + \dot{y}_{DR}) \dots (2)$$

$$I_x \ddot{\phi} + 2c_L h_c(\dot{y} + h_c \dot{\phi}) + 2c_V b^2 \dot{\phi}$$

Table 1 Parameter values for the vehicle model

m	$2.00 \times 10^4 \text{ t}$	L	$6.90 \times 10^0 \text{ m}$
I_x	$2.00 \times 10^4 \text{ t} \cdot \text{m}^2$	b	$1.00 \times 10^0 \text{ m}$
I_z	$5.00 \times 10^2 \text{ t} \cdot \text{m}^2$	h_u	$4.75 \times 10^{-1} \text{ m}$
k_L	$3.29 \times 10^2 \text{ kN/m}$	h_k	$4.90 \times 10^{-1} \text{ m}$
k_V	$8.30 \times 10^2 \text{ kN/m}$	h_c	$5.95 \times 10^{-1} \text{ m}$
c_L	$2.50 \times 10^1 \text{ kNs/m}$	A_s	$1.01 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
c_V	$1.58 \times 10^1 \text{ kNs/m}$	r_p	$3.02 \times 10^7 \text{ kPa} \cdot \text{s/m}^3$

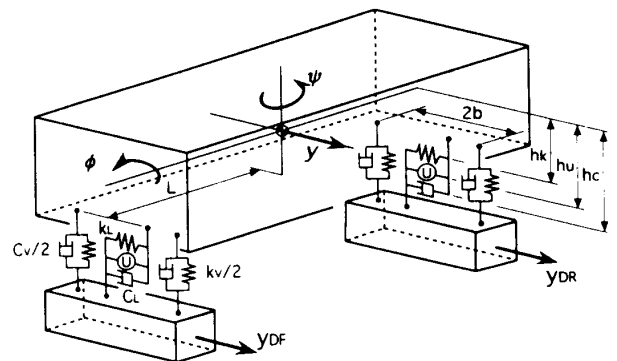


Fig.2 Analytical model of the test vehicle in actual size

$$\begin{aligned}
 &+2k_L h_k (y + h_k \phi) + 2k_v b^2 \phi \\
 &= h_u (A_s p_F + A_s p_R) + k_L h_k (y_{DF} + y_{DR}) \\
 &+ c_L h_c (\dot{y}_{DF} + \dot{y}_{DR}) \dots\dots\dots (3)
 \end{aligned}$$

油圧式アクチュエータの特性式は、サーボ弁の時定数が十分に小さいものと仮定し、さらに油の体積弾性係数が非常に大きいことからその圧縮性を無視すると、シリンダへの供給量の式とサーボ弁の流量特性の式から次式が得られる⁽⁷⁾。

$$p_F = -A_s v_{PF} r_P + \dot{p}_{VF} \dots\dots\dots (4)$$

$$p_R = -A_s v_{PR} r_P + \dot{p}_{VR} \dots\dots\dots (5)$$

式(1)~(5)より、その状態方程式は以下のようになる。

$$\dot{x} = Ax + Bu + Gw \dots\dots\dots (6)$$

ここで、状態変数 x 、制御入力 u 、外乱 w はそれぞれ次式で与えられる。

$$x = [\psi \ \dot{\psi} \ y \ \dot{y} \ \phi \ \dot{\phi}]^T \dots\dots\dots (7)$$

$$u = [A_s v_{VF} \ A_s v_{VR}]^T \dots\dots\dots (8)$$

$$w = [y_{DF} \ \dot{y}_{DF} \ y_{DR} \ \dot{y}_{DR}]^T \dots\dots\dots (9)$$

また、 A 、 B および G 行列は以下のとおりである。

$$A = \begin{vmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_{43} & a_{44} & a_{45} & a_{46} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & a_{63} & a_{64} & a_{65} & a_{66} \end{vmatrix}$$

$$B = \begin{vmatrix} 0 & 0 \\ L/I_z & -L/I_z \\ 0 & 0 \\ 1/m & 1/m \\ 0 & 0 \\ h_u/I_x & h_u/I_x \end{vmatrix}$$

$$G = \begin{vmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ g_{21} & g_{22} & g_{23} & g_{24} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ g_{41} & g_{42} & g_{43} & g_{44} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ g_{61} & g_{62} & g_{63} & g_{64} \end{vmatrix}$$

$$a_{21} = -2k_L L^2 / I_z, \quad a_{22} = -2L^2 (c_L + r_P A_s^2) / I_z$$

$$a_{43} = -2k_L / m, \quad a_{44} = -2(c_L + r_P A_s^2) / m$$

$$a_{45} = -2k_L h_k / m, \quad a_{46} = -2(c_L h_c + r_P A_s^2 h_u) / m$$

$$a_{63} = -2k_L h_k / I_x, \quad a_{64} = -2(c_L h_c + r_P A_s^2 h_u) / I_x$$

$$a_{65} = -2(k_v b^2 + k_L h_k^2) / I_x$$

$$a_{66} = -2(c_v b^2 + c_L h_c^2 + r_P A_s^2 h_u^2) / I_x$$

$$g_{21} = k_L L / I_z, \quad g_{22} = L(c_L + r_P A_s^2) / I_z$$

$$g_{23} = -k_L L / I_z, \quad g_{24} = -L(c_L + r_P A_s^2) / I_z$$

$$g_{41} = k_L / m, \quad g_{42} = (c_L + r_P A_s^2) / m$$

$$g_{43} = k_L / m, \quad g_{44} = (c_L + r_P A_s^2) / m$$

$$g_{61} = k_L h_k / I_x, \quad g_{62} = (c_L h_c + r_P A_s^2 h_u) / I_x$$

$$g_{63} = k_L h_k / I_x, \quad g_{64} = (c_L h_c + r_P A_s^2 h_u) / I_x$$

3. コントローラ

3.1 コントローラ的设计 最適レギュレータ理論⁽⁹⁾を適用し、制御系の設計を行う。LQG 制御に用いる Kalman フィルタの設計においては、制御対象を以下のように考える。

$$\dot{x} = Ax + Bu + G\xi \dots\dots\dots (10)$$

$$y = Cx + Du + \theta \dots\dots\dots (11)$$

ここで、測定できる観測量の条件から C 、 D 行列は次のようになる。

$$C = \begin{vmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}, \quad D = \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}$$

また、 ξ はプラントノイズ、 θ はセンサノイズであり、ともに平均値 0 で正規分布するものと仮定する。 ξ の共分散行列 Σ は、外乱の加振振幅から次のように求める。

$$\Sigma = nGG^T \dots\dots\dots (12)$$

ここで、 n は正弦波状の加振振幅 3.0×10^{-3} m の分散である。 θ の共分散行列 Θ は、実験による試行錯誤的な検討により以下の値を決定した。

$$\Theta = \text{diag}[10^{-9} \ 10^{-10} \ 10^{-9}]$$

これより、Kalman フィルタは以下のように表わされる。

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu + K_f(y - C\hat{x} - Du) \dots\dots\dots (13)$$

なお、 K_f は Kalman ゲインであり、次式で計算される。

$$K_f = HC^T \Theta^{-1} \dots\dots\dots (14)$$

H は、次の Riccati 方程式の解である。

$$AH + HA^T - HC^T \Theta^{-1} CH + G\Sigma G^T = 0 \dots\dots (15)$$

LQG あるいは LQ 制御で全状態フィードバックを行う最適レギュレータは、状態変数および制御力について次の二次形式評価関数 J を定義し、 J を最小にするよう制御力 u の決定を行う。

$$J = \int_0^\infty (x^T Qx + u^T Ru) dt \dots\dots\dots (16)$$

Q は状態変数 x の、 R は制御入力 u の重み係数行列である。これらの決定は、 R を 2×2 の単位行列に固定し、 Q は実験を通して次の値とした。

$$Q = \text{diag}[10^7 \ 10^7 \ 2 \times 10^4 \ 2 \times 10^4 \ 10^3 \ 10^3]$$

ここで、実験に用いた実物大車両模型には車体傾斜機構⁽¹⁰⁾が含まれており、式(1)~(3)でモデル化したものとは左右・ロール系に関して誤差が存在する。こ

のような誤差を含む運動モードに関する Q の要素に大きな値を設定すると発散傾向がみられることから、車体左右動およびロールの状態変数に対しては比較的小さな値を重みとした。一方、高速走行する鉄道車両の乗り心地に影響の大きい車体ヨーについては、比較的大きな値を設定した。また、制御条件を揃えるため、LQG と LQ 制御では同一の重み係数とした。

評価関数 J を最小にする u は、以下の状態フィードバック則により与えられる。

$$u = -K_r \hat{x} \dots\dots\dots (17)$$

ここで、 K_r はフィードバックゲインであり、次式で計算される。なお、LQ 制御では Kalman フィルタによる状態変数の推定値 \hat{x} に代わり、状態変数 x そのものを用いる。

$$K_r = R^{-1} B^T P \dots\dots\dots (18)$$

式(18)の P は、次の Riccati 方程式の正定対称解であり、 (A, B) が可制御のとき唯一に存在する。

$$PA + A^T P - PBR^{-1} B^T P + Q = 0 \dots\dots\dots (19)$$

3.2 コントローラの構成 図3は、本実験で用いる(a)LQG コントローラ、および(b)LQ コントローラについて、DSP で処理する内容をフローチャートに示したものである。ここで、両コントローラは、ともに3.1節で設計したものをさらに時間微分した形で取扱っている。したがって、LQG 制御は観測された加速度から Kalman フィルタで状態量の推定値 \hat{x} を求める。一方、LQ 制御では観測された加速度とこれを数値積分して求めた速度から状態量 \hat{x} を得る。コントローラの出力は制御力の速さの次元 \dot{u} となるため、これを積分して制御力信号 u を求める。この方法は、Kalman フィルタにおける推定条件の緩和、積分過程

による制御力信号のノイズ除去という点で制振性能の改善に寄与している⁽⁶⁾。この場合、式(17)は次式のように扱われる。

$$\dot{u} = -K_r \hat{x} \dots\dots\dots (20)$$

また、制御に伴う車体の偏りを防止するため、制御力信号に 0.1 Hz のハイパスフィルタをかける。LQ 制御の場合、この出力時のフィルタだけでは車体の低周波数の揺らぎを抑えることが困難であったため、さらにコントローラへの入力時にも 0.1 Hz のハイパスフィルタを使用して制振性の安定化を図っている。

4. 実験結果および考察

4.1 実物大車両模型での制振効果 図4は、前後台車を逆相(a)、および同相(b, c)で正弦波状の加振を行った際の LQG および LQ 制御による周波数応答を示したものである。応答は各運動自由度の加速度を測定しているが、図を見やすくするため変位に換算したものである。なお、図中にある非制御の条件では、シリンダ内の圧力差をなくするような油圧サーボ系のみ制御が行われている。これらの図から、LQG 制御を適用した油圧方式のアクティブ制振装置は、この車体が有する3自由度すべてに対して制振効果をもつことがわかる。また、状態変数に関する重み係数行列 Q の要素に大きな値を設定した車体ヨーでは、車体の共振周波数を含む 4 Hz 程度までの周波数域で大きな制振効果が得られている。ただし、それより高い周波数域では振動の増大がみられる。なお、この振動増大は、 Q の要素を小さく設定した他のモードについては認められない。

LQ 制御では、LQG 制御とほぼ同程度の制振効果が示される。ただし、0.3 Hz 付近の極めて低い周波数域で 0.1 Hz のハイパスフィルタの影響とみられる振動増大が認められる。また、車体左右動の 2 Hz 付近において、LQG 制御の制振性に劣化が生じているのに対し、LQ 制御ではそれが確保されている。これは、車両模型に含まれる車体傾斜機構を無視した左右・ロール系のモデル化誤差による影響とみられ、モデル化誤差に対して LQ 制御のほうがロバスト性に勝ることを示すものとする。

図5は、速度 100 km/h の走行状態に相当するランダム加振を行った際の車体前位床面における波形例であり、図6はランダム加振による同位置の左右加速度を PSD で示したものである。これらの図からランダム状の外乱に対してもアクティブ制振が有効に機能することがわかる。ただし、ランダム加振においても約 4 Hz より高い周波数では振動を増大させる傾向がみら

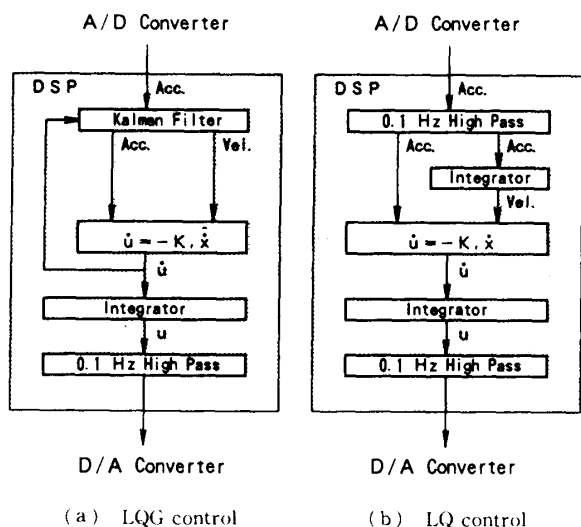
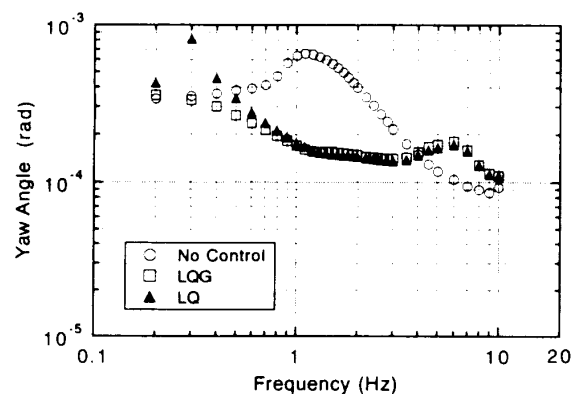
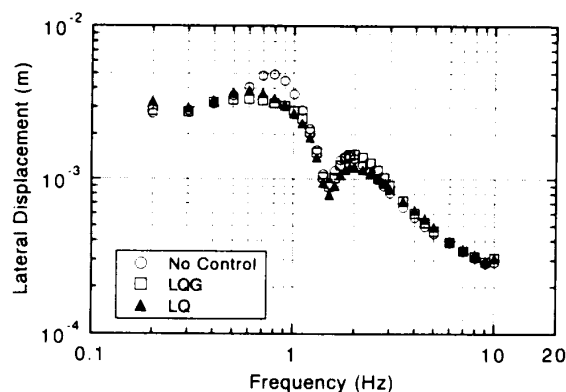


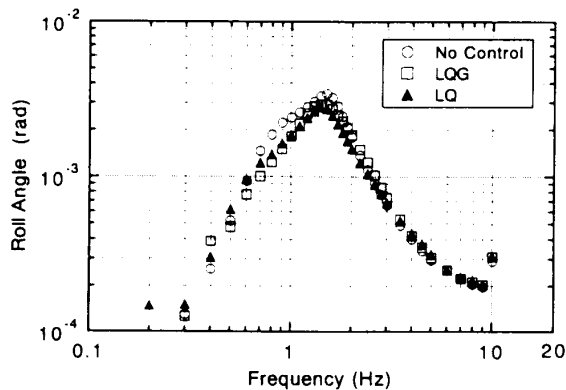
Fig. 3 Flow charts of signal processing in the controllers



(a) Car body yaw



(b) Car body lateral



(c) Car body roll

Fig. 4 Frequency responses in harmonic excitation (Experiment)

れる。

以上の正弦波およびランダム加振を行った結果から、油圧式アクティブ制振装置は、制振可能な周波数帯域を高域側へ拡大できる反面、それより高い帯域では振動を増大させることがわかる。これは、油圧シリンダ・ピストン間の摩擦など何らかの理由によって、コントローラの出力する制御力信号にアクチュエータの発生する力が追従しきれなくなり、両者の位相差が拡大して制振性に悪影響を与えるためとみられる。図

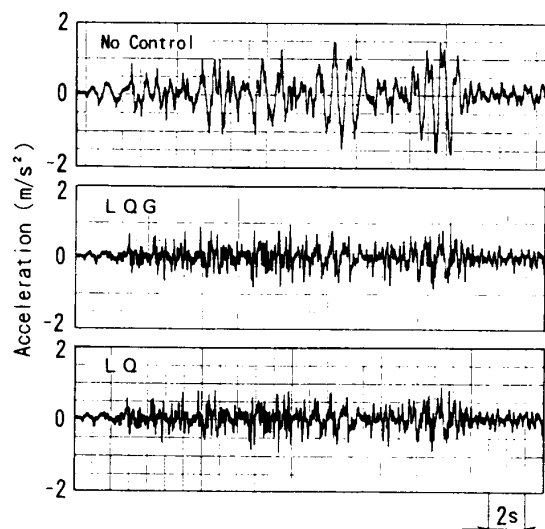


Fig. 5 Examples of time history data in random excitation as running condition

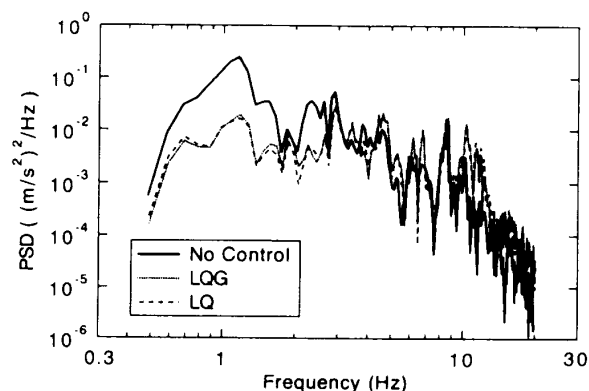


Fig. 6 Acceleration PSD in random excitation

7に、図4(a)の条件におけるコントローラの制御力信号とアクチュエータの発生力を示すが、高い周波数になるほど両者の位相差が拡大する様子が見られる。本研究では、油圧の持つ優れた動特性を利用して、高い周波数域までアクティブで制振することを狙っている。しかし、空気式アクチュエータのような圧縮性により高周波数成分を緩和する機能がほとんど得られないため、アクチュエータの両端を車体と台車へ直に接続する本方式は、このような振動増大に対処しにくい構造とみることもできる。従って、今後はすべての周波数帯域をアクティブ制振で賄うのではなく、高い周波数帯域ではアキュムレータの併用等による解決策も必要になると考える。

4.2 左右動ダンパ減衰係数の影響 鉄道車両の左右系振動を対象としたアクティブ制振の場合、従来のパッシブな二次ばね系へアクチュエータを付加するのが一般的である。これは、アクティブ制振装置が故障した場合でも、アクチュエータと並列に取付けられ

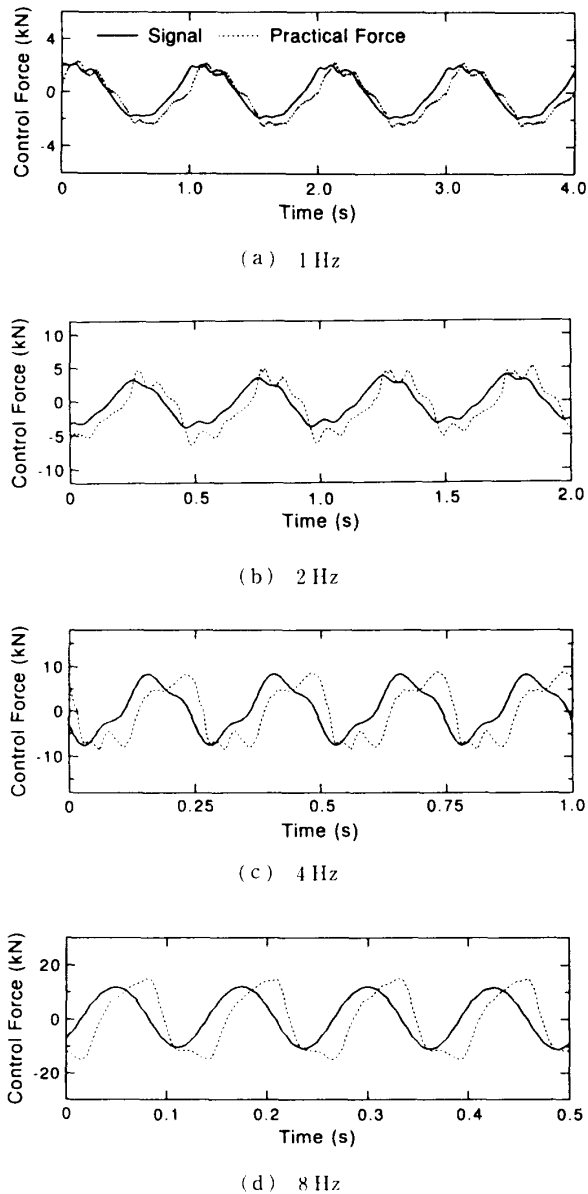


Fig. 7 Comparisons of control signal and practical force in the actuator

た左右動ダンパによってパッシブな減衰を確保するという安全上の要求によるものである。しかし、すでに自動車に関して、このパッシブな要素の軽減がアクティブ性能およびロバスト安定性の改善に有利であるとの報告⁽¹¹⁾がなされており、鉄道車両においても左右動ダンパの減衰係数を適切に調整し、制振性能を改善することが期待される。

図 8(a) は、油圧式アクチュエータと並列に取付けられた左右動ダンパの減衰係数 c_L を基本値の 2 倍にあたる 50 kNs/m から 0 kNs/m まで変えて、LQG 制御による制振効果を計算によって調べたものである。なお、外乱は前後台車を逆相で加振するヨーイング加振としている。この図から、左右動ダンパの減衰係数

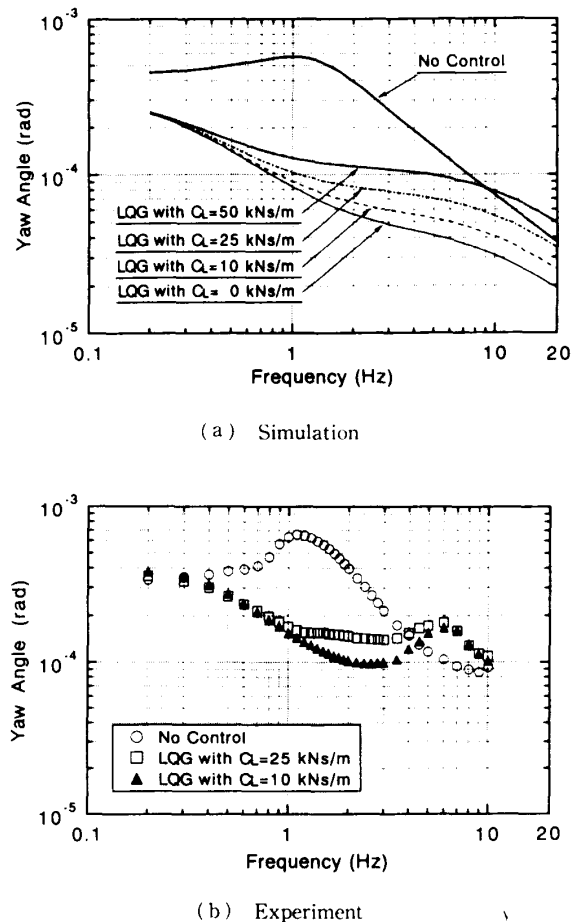
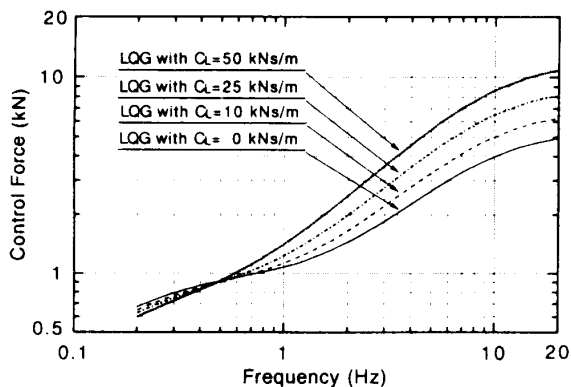


Fig. 8 Effect of damping coefficient c_L on performance of vibration isolation

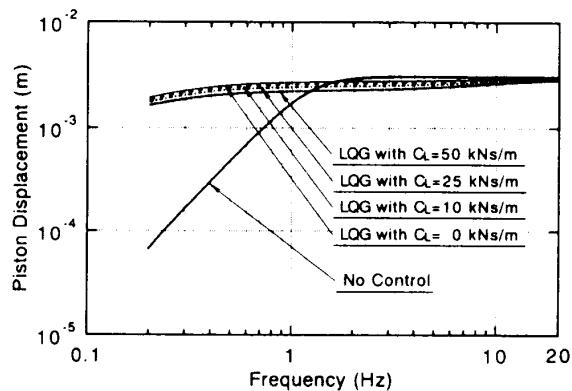
を低くするに従って制振性能が向上することがわかる。図 8(b) は、図 8(a) で比較を行った減衰係数の中から、 $c_L=25$ kNs/m および 10 kNs/m について実験を行った結果である。計算結果と同様に、減衰係数の小さいほど大きな制振効果が得られている。また、制振可能な周波数帯域も高周波数側へ拡大することがわかる。

図 9(a) は、図 8(a) に示す各条件について、前台車アクチュエータの制御力を計算した結果である。これにより、左右動ダンパの減衰係数を小さくにしたがって制御力を低減できることが示される。図 9(b) は、 $c_L=25$ kNs/m および 10 kNs/m についての実験結果であり、左右動ダンパ減衰係数の低いほど、車体の共振モードを含む 1~5 Hz の周波数範囲で制御力が低く抑えられていることがわかる。

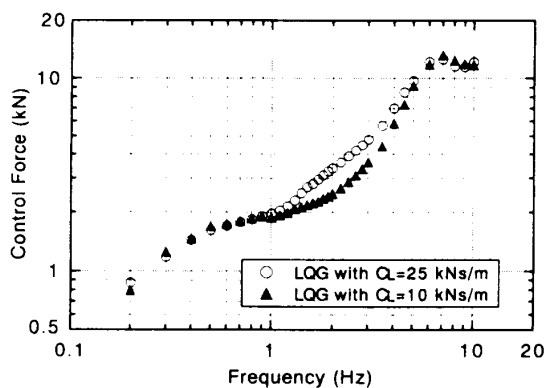
図 10 は、左右動ダンパ減衰係数 c_L の零から 50 kNs/m までの範囲について、上記実験に用いた LQG コントローラと車両モデルの閉ループにおける極 $\lambda_i = a_i + j\omega_i$ を求め、その実数値 a_i の中から最大値 a_{\max} を示したものである。この図から、ここでの検討



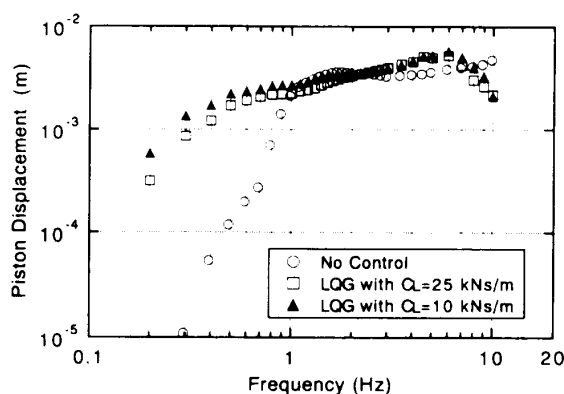
(a) Simulation



(a) Simulation



(b) Experiment



(b) Experiment

Fig. 9 Effect of damping coefficient C_L on control force

Fig. 11 Effect of damping coefficient C_L on piston displacement in the actuator

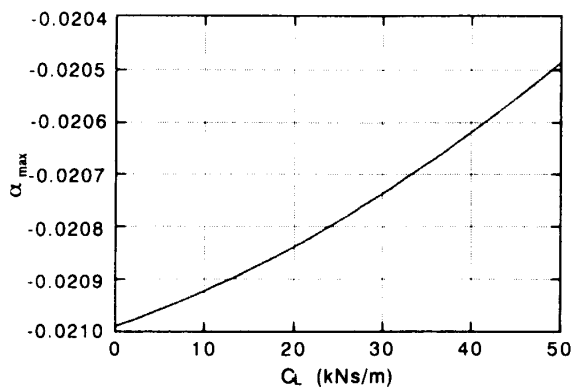


Fig. 10 Relation between damping coefficient C_L and α_{max}

範囲では左右動ダンパ減衰係数を小さくするほど α_{max} の値も小さくなり、安定性の向上することが示される。

図8~10より、油圧アクチュエータと並列に取付ける左右動ダンパの減衰係数を低くするほうが、制振効果、制御力および安定性の点でよい結果の得られることが示された。一方、左右動ダンパ減衰係数 C_L の低減によって、車体・台車間相対変位の増大が懸念される。

そこで、油圧アクチュエータのピストン変位に関する計算結果を図11(a)に示す。この図から、まず、アクティブ制振を行った場合、ピストン変位は周波数によってほとんど変化しないことがわかる。また、油圧シリンダ内圧力差を零とするだけの非制御の場合、低周波数域でピストン変位が小さな値を示しているが、ここでは車体・台車間が拘束されたような動きとなるためである。次に、LQG制御を行った場合、減衰係数が減少するにしたがって確かにピストン変位は増加傾向を示すが、その増加はわずかなことがわかる。図11(b)は、非制御と25 kNs/mおよび10 kNs/mの左右動ダンパを取付けて制御を行った場合の実験結果である。この図からも、アクティブ制振を行った場合のピストン変位の最大値は非制御時と同程度であり、左右動ダンパの減衰を小さくした場合でもピストン変位の増加量は、特に問題となる値ではないことが確認できる。

以上の結果から、左右動ダンパの減衰係数を小さくするほうがアクティブ制振に有利であることが示された。したがって、実用化にあたっては安全上の問題が

ない範囲で左右動ダンパ減衰係数の低減を図ることが望ましいと考える。また、制御装置が故障した場合にも、空気式アクチュエータでは減衰が不足するという理由から左右動ダンパの併用は不可欠であるが、油圧式アクチュエータの場合、シリンダ内の油を利用してアクチュエータ自身がオイルダンパとして動作するような機構が実現できれば、左右動ダンパの併用は不要となり油圧式の優れた動特性と相まって制振性能の向上が期待される。

5. 結 言

鉄道車両用アクティブ制振装置への油圧式アクチュエータの適用を前提として、実物大車両模型を用いた実験的な検討を行い、以下の結果を得た。

(1) 現車で測定可能な車体ヨー、車体左右動および車体ロールの各加速度を観測量とするLQG制御を適用し、車体の各モードについて制振効果を得ることができた。高速化で特に問題となる車体ヨーでは4~5 Hzまでの周波数域における制振性が示された。

(2) このLQG制御では、車両の走行状態に相当するランダムな加振に対しても制振効果が確認された。

(3) (1)と同条件の観測量について、Kalmanフィルタを用いないLQ制御による制振を実現することができた。この場合、LQG制御と同程度の制振性が示されたが、モデル化誤差の存在の下ではLQG制御を上回る制振効果も認められた。

(4) 油圧式アクチュエータと並列に取付けるパッシブな左右動ダンパの減衰係数を低減することにより、制振性能および安定性の改善と制御力の低減を図れることが示された。この際、車体・台車間相対変位の増大については、特に問題のないことが確認された。

なお、実験の遂行にあたっては、住友金属工業(株)鉄鋼技術研究所台車技術開発室の石原広一郎室長、小泉智志氏、根来尚志氏をはじめ多くの方々から、ご協力、ご助言をいただいた。ここに、感謝の意を表す。

文 献

- (1) 黒川悦伸・平田都史彰・ほか4名, 機講論, No.920-98(1992-11), 1-4.
- (2) 由川透・小泉智志・ほか3名, 機講論, No.920-98(1992-11), 5-8.
- (3) 由川透・小泉智志・ほか3名, 機講論, No.930-81(1993-12), 61-64.
- (4) 増垣博・吉江則彦・ほか4名, 機講論, No.930-81(1993-12), 71-74.
- (5) 根来尚志・丸山佳之・ほか3名, 機講論, No.95-1(1995-3), 157-158.
- (6) 瀬畑美智夫・掛桶豊・ほか4名, 機講論, No.95-28(1995-7), 317-320.
- (7) 谷藤克也・島宗亮平・名倉宏明, 機論, **60**-574, C(1994), 65-71.
- (8) 島宗亮平・谷藤克也・坂上俊雄, 機論, **61**-586, C(1995), 146-153.
- (9) 例えば, 加藤寛一郎, 最適制御入門, (1987), 39-174, 東京大学出版会.
- (10) 佐々木浩一, 鉄道車両と技術, **1**-1(1995), 13-18.
- (11) Ulsoy, A.G., ほか2名, *Trans. of the ASME*, Vol.116(1994), 123-131.