

## 鉄道車両のアクティブ制振における制振性能の改善\*

(第2報,  $\mu$  シンセシスの適用による車体質量の変動に対するロバスト性の向上)

谷藤克也\*<sup>1</sup>, 小林哲也\*<sup>2</sup>

### Improvement of Control Performance for Active Vibration Control of Railway Vehicle (2nd Report, Adoption of $\mu$ Synthesis for Improving Robustness against Mass Variation)

Katsuya TANIFUJI and Tetsuya KOBAYASHI

In recent years, active suspensions have been studied for improving the ride quality of railway vehicles. In the active vibration control, it is important that the control system be robust against mass variation of the car body due to the varying number of passengers. However, it was indicated that LQG controller can become unstable when the body mass is lightened. Although  $H_\infty$  controller is stable against the mass variation, it is expected that the adoption of  $\mu$  synthesis can improve the control performance still more. In this paper, the car body mass variation is considered in the linear state space representation of control object as parametric uncertainty, so that the  $\mu$  synthesis can be adopted for the controller design. The control performance of the  $\mu$  controller is investigated with a 3 d. o. f. half-vehicle model experimentally. As a result, it is shown that the  $\mu$  controller improves the deterioration due to the car body mass reduction, and that it provides better control performance using a frequency dependent weighting function more than using constant weightings for the uncertainty of the mass variation.

**Key Words:** Railway, Vibration Control, Robust Control, Active Suspension, Scaled Model,  $\mu$  Synthesis, Structured Singular Value, Robust Performance

#### 1. はじめに

鉄道の高速化が進むにつれ、ばねやダンパ等で構成される従来のパッシブなサスペンションだけでなく、アクチュエータを用いた能動的な制振を目的にアクティブサスペンションの研究・開発が進められている<sup>(1)~(5)</sup>。

鉄道車両では、人の乗り降りや荷物の量により車体の質量が大きく変動する。したがって、アクティブサスペンションの設計においては、車体質量のパラメータ変動に対する制振性能の頑健性、つまり、ロバスト性が求められる。特に、車体構造の軽量化傾向が進む新形式車両の場合、相対的に車体質量の変動幅が大きくなるため、実用に際しては、そのロバスト性の検討が重要である。これに関連し、文献(5)でLQG制御の弱さが指摘されている。そこでは、コントローラの設計に用いた車体質量よりも制御対象のそれが軽くなった場合、ノミナルな状態に比べて制振性能が劣化し、制御も不安定化する場合があった。これに対しては、

一般にロバスト制御として知られている  $H_\infty$  制御理論を用いることにより、制御の安定化を図り、制振性能も改善できることを、すでに報告している<sup>(6)</sup>。しかし、その  $H_\infty$  コントローラ設計においても、車体質量変動に対する不確かさは定量的に考慮されておらず、その制振性能には改善の余地があると考えられる。図1が、上で述べたLQG制御および  $H_\infty$  制御において車体質量

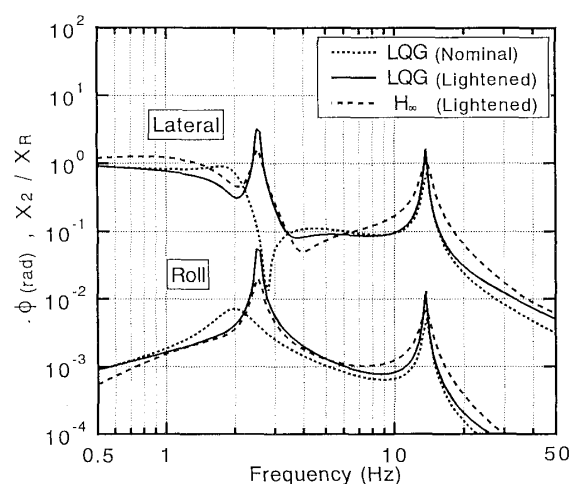


Fig. 1 Deterioration of control performance due to the lightening of car body mass (50.15 kg  $\rightarrow$  30.15 kg)

\* 原稿受付 1997年4月11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。

の減少を約40%とした場合の制振特性の一例である。車体左右変位( $x_2$ )と車体ロール角変位( $\phi$ )の周波数応答を計算により示したものであるが、どちらの制御の場合も2.4~2.6 Hzの帯域で制振性能の劣化が見られる。これは、車体の質量減少に伴う一次固有振動の高周波数側への移動に起因するものである。

また、 $H_\infty$ 制御のみでは、不確かさを最大特異値で取扱うため、誤差を過剰に見積もる傾向となることが指摘されている。それに対し、 $\mu$ シンセシス理論では不確かさを構造化特異値 $\mu$ で取扱うことにより、 $H_\infty$ 制御理論の概念であるロバスト安定とノミナル性能に加えてロバスト性能を評価することが可能となる。野波ら<sup>(7)</sup>は、この $\mu$ シンセシスにより、 $H_\infty$ 制御を用いた振動制御系の性能改善が可能であることを示している。

本報では、車体質量の変動量を不確かさとして構造化し、 $\mu$ シンセシス理論を適用して鉄道車両の左右振動用アクティブサスペンションのコントローラを設計する。このコントローラを用い、車体の質量変動に対するロバスト性の改善について、半車両縮小模型装置を用いて実験的に検討を行う。

### 記号の説明

本報で用いるおもな記号を以下に示す。

- $x_1$ : 台車左右動変位
- $x_2$ : 車体左右動変位
- $\phi$ : 車体ロール角変位
- $x_R$ : 台車への左右加振変位
- $m_1$ : 台車質量
- $m_2$ : 車体質量
- $J$ : 車体ロールの慣性モーメント
- $K_{L1}$ : 台車あたりの一次ばね左右剛性
- $K_{L2}$ : 台車あたりの二次ばね左右剛性
- $K_{v1}$ : 台車あたりの二次ばね上下剛性
- $2b$ : 上下方向二次ばねの左右間隔
- $h_1$ : 左右方向の二次ばね中心から車体重心までの高さ
- $h_2$ : アクチュエータから車体重心までの高さ
- $A_s$ : 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
- $v_p$ : ピストン速度
- $p$ : 油圧シリンダ内の圧力差
- $p_u$ : 制御圧力

## 2. 模型実験装置<sup>(4)</sup>

**2.1 実験装置の構成** 本研究で用いる模型実験装置の構成を図2に示す。この装置の車両模型は、左

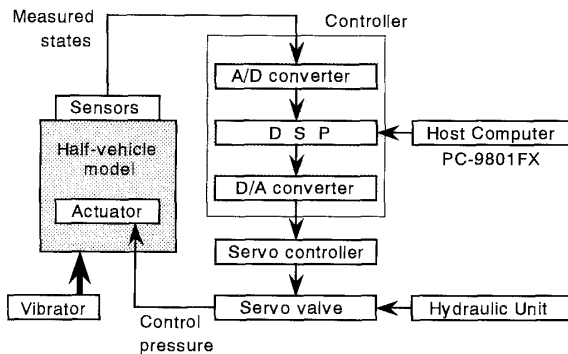


Fig. 2 Block diagram of experimental equipments

右、ロール系振動を対象とした現車の約1/6程度の大きさの半車両縮小モデルであり、台車左右動( $x_1$ )、車体左右動( $x_2$ )、および車体ロール( $\phi$ )の3自由度を有する。車両模型への外乱として、振動発生機より1~30 Hzの正弦波状の振動変位( $x_R$ )が輪軸に相当する部分へ加えられる。輪軸相当部に伝えられた振動変位は一次ばねを介して台車枠へ伝えられ、さらに左右および上下方向の二次ばねで支持された車体へと伝達される。制振用の油圧式アクチュエータは、車体・台車間に左右方向の二次ばね( $K_{L2}$ )と並列に取付けられている。

車両の振動に関する情報は、模型装置に取付けられた加速度センサにより観測される。ここで、車体ロールについては、車体の左右両側面で作られる上下動の観測量の差を用いて演算される。加速度は実際の鉄道車両において観測可能な状態量であり、三つの運動自由度それぞれの加速度からDSP(Lory Accel DSP 4200)によって制御信号を算出し、油圧式アクチュエータを駆動して車体の制振を行う。

**2.2 解析モデルと状態方程式** 半車両模型の解析モデルを図3に、そのパラメータの基本値を表1に示す。この解析モデルから次の運動方程式が得られる。

$$m_1 \ddot{x}_1 - K_{L2} x_{rel} + K_{L1} x_1 = -A_s p + K_{L1} x_R \quad \dots \dots \dots (1)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + K_{L2} x_{rel} = A_s p \quad \dots \dots \dots (2)$$

$$J \ddot{\phi} + K_{L2} h_1 x_{rel} + K_{v2} b_2 \phi = A_s p h_2 \quad \dots \dots \dots (3)$$

ここで、 $x_{rel}$ は左右方向の二次ばね位置における車体・台車間の相対変位であり、次式で表される。

$$x_{rel} = x_2 + h_1 \phi - x_1 \quad \dots \dots \dots (4)$$

油圧式アクチュエータでは、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ことができる。サーボ弁の時定数が十分に小さいものと仮定し、シリンダへの供給量のサーボ弁の流量特性の式から次

Table 1 Parameter values for analytical model

$m_1$	30.00	kg	$2b$	$4.00 \times 10^{-1}$	m
$m_2$	50.15(Nominal)	kg	$h_1$	$1.69 \times 10^{-1}$	m
$J$	1.04	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	$h_2$	$2.00 \times 10^{-1}$	m
$k_{L1}$	$2.30 \times 10^2$	kN/m	$A_s$	$1.25 \times 10^{-4}$	$\text{m}^2$
$k_{L2}$	$1.80 \times 10^2$	kN/m	$r_p$	$1.27 \times 10^{11}$	$\text{Pa} \cdot \text{s} / \text{m}^3$
$k_{v2}$	$1.06 \times 10^2$	kN/m			

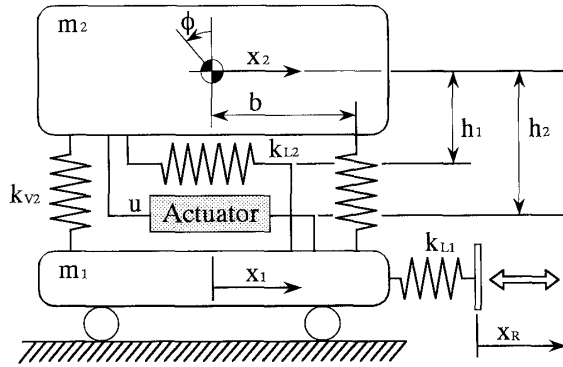


Fig. 3 Analytical model

の特性式が得られる<sup>(4)</sup>.

$$p = -A_s v_p r_p + p_u \dots \dots \dots (5)$$

本装置の場合、ピストン速度  $v_p$  は、 $v_p = \dot{x}_2 + h_2 \dot{\phi} - \dot{x}_1$  である。運動方程式(1)~(3)、および油圧アクチュエータ特性式(5)より、状態方程式は以下のように表される。

$$\dot{x} = Ax + B_1 u + B_2 d \dots \dots \dots (6)$$

ここで、状態量推定条件の緩和等<sup>(5)</sup>を考慮して、状態変数  $x$ 、制御入力  $u$ 、外乱  $d$  はそれぞれ次式で与える。

$$x = [\dot{x}_1 \quad \ddot{x}_1 \quad \dot{x}_2 \quad \ddot{x}_2 \quad \dot{\phi} \quad \ddot{\phi}]^T \dots \dots \dots (7)$$

$$u = \dot{p}_u \dots \dots \dots (8)$$

$$d = \dot{x}_R \dots \dots \dots (9)$$

また、 $A$ 、 $B_1$ 、および  $B_2$  の各行列は以下のとおりである。

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} & a_{25} & a_{26} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} & a_{45} & a_{46} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ a_{61} & a_{62} & a_{63} & a_{64} & a_{65} & a_{66} \end{bmatrix}$$

$$B_1 = [0 \quad -A_s/m_1 \quad 0 \quad A_s/m_2 \quad 0 \quad A_s h_2/J]^T$$

$$B_2 = [0 \quad K_{L1}/m_1 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T$$

$$a_{21} = -(K_{L1} + K_{L2})/m_1, a_{22} = -r_p A_s^2/m_1$$

$$a_{23} = K_{L2}/m_1, a_{24} = r_p A_s^2/m_1$$

$$a_{25} = K_{L2} h_1/m_1, a_{26} = r_p A_s^2 h_2/m_1$$

$$a_{41} = K_{L2}/m_2, a_{42} = r_p A_s^2/m_2$$

$$a_{43} = -K_{L2}/m_2, a_{44} = -r_p A_s^2/m_2$$

$$a_{45} = -K_{L2} h_1/m_2, a_{46} = -r_p A_s^2 h_2/m_2$$

$$a_{61} = K_{L2} h_1/J, a_{62} = r_p A_s^2 h_2/J$$

$$a_{63} = -K_{L2} h_1/J, a_{64} = -r_p A_s^2 h_2/J$$

$$a_{65} = -(K_{L2} h_1^2 + K_{v2} b^2)/J,$$

$$a_{66} = -r_p A_s^2 h_2^2/J$$

三つの加速度を観測する方程式は次のようになる。

$$y = Cx + Du \dots \dots \dots (10)$$

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

### 3. $\mu$ シンセシスの適用

アクティブサスペンションにおいて、車体の質量変動によって制振性能が劣化するのは、車体質量がコントローラ的设计に用いた値より減少する場合である<sup>(5)(6)</sup>。ここでは、車体質量 50.15 kg をノミナル値としてコントローラを設計し、車体質量 30.15 kg の模型車両を制御することにより車体質量変動に対するロバスト性を評価してきた。この約 40% の質量減少は、軽量化された新形式通勤電車の定員乗車状態から空車状態になった場合の変動量に想定したものである。なお、コントローラ的设计には、制御系解析ソフトウェアパッケージ MATLAB<sup>(8)</sup> を使用する。

#### 3.1 不確かさの構造化

不確かさの表現にはいくつかの方法がある。一般には、乗法的、あるいは加法的変動として周波数に依存した重み関数で非構造的に表され、相補感度によってロバスト安定性を評価することができる。一方、不確かさを構造化して表現することができれば、構造化特異値を用いてロバスト性能を評価することができる<sup>(8)</sup>。本報では、車体の質量変動を線形状態空間表現の中に表すことにより、不確かさを構造化する。

まず、不確かさをもった制御システムを以下のようなノミナルプラント  $P_{nom}$  と変動量  $P_d$  の和とする。

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{x}(t) \\ y(t) \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} A_0 + \delta A_d & B_0 + \delta B_d \\ C_0 + \delta C_d & D_0 + \delta D_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x(t) \\ \bar{u}(t) \end{bmatrix} \\ &= \left[ \begin{bmatrix} A_0 & B_0 \\ C_0 & D_0 \end{bmatrix} + \delta \begin{bmatrix} A_d & B_d \\ C_d & D_d \end{bmatrix} \right] \begin{bmatrix} x(t) \\ \bar{u}(t) \end{bmatrix} \\ &= (P_{nom} + \delta P_d) \begin{bmatrix} x(t) \\ \bar{u}(t) \end{bmatrix} \dots \dots \dots (11) \end{aligned}$$

ここで、

$$P_{nom} = \begin{bmatrix} A_0 & B_0 \\ C_0 & D_0 \end{bmatrix}, P_d = \begin{bmatrix} A_d & B_d \\ C_d & D_d \end{bmatrix}$$

ここに、 $A_0, B_0, C_0, D_0$  はノミナルプラントを表すシステム行列であり、 $A_d, B_d, C_d, D_d$  はそれらの変動、

$\delta$  は不確かさの程度を表す。  $\bar{u}$  は状態空間表現で表されるプラントの制御入力  $u$  と加振外乱入力  $w$  からなる行列  $[u \ w]^T$  である。ここで、変動量  $P_d$  はノミナルプラント  $P_{nom}$  と質量減少時のプラント  $P_{nin}$  から次のように定義される。

$$P_d = P_{nom} - P_{nin} \dots\dots\dots (12)$$

この変動量  $P_d$  のランクが2となることから、  $P_d$  を次のような2列の行列と2行の行列とに分解する。

$$P_d = \begin{bmatrix} A_d & B_d \\ C_d & D_d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} E \\ F \end{bmatrix} [G \ H] \dots\dots\dots (13)$$

ここに、

$$\begin{bmatrix} E \\ F \end{bmatrix} \in R^{(6+3) \times 2}, \quad [G \ H] \in R^{2 \times (6+1+1)}$$

である。なお、行列  $[GH]$  はその行列要素の最大が1となるように調整した。これにより、構造化された不確かさに対する入出力として摂動  $p$ 、誤差  $e$  を有する以下の状態空間表現をもった線形システム  $G_0$  が定義される。

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ y \\ e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_0 & B_0 & E \\ C_0 & D_0 & F \\ G & H & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ \bar{u} \\ p \end{bmatrix} = G_0 \begin{bmatrix} x \\ \bar{u} \\ p \end{bmatrix} \dots\dots\dots (14)$$

そして、この  $G_0$  を伝達関数表現することにより、図4に示すように車体質量変動に関する不確かさ  $\Delta_r$  を次式の線形分数変換(LFT)として考慮することができる。

$$y(s) = F_i(G_0(s), \Delta_r)u(s) \dots\dots\dots (15)$$

ここで、不確かさ  $\Delta_r$  は次の構造をもつ。

$$\Delta_r = \delta I_2: \delta \in R, |\delta| \leq 1 \dots\dots\dots (16)$$

式(16)は、この不確かさが車体質量の減少とともに増大も考慮した表現であることを意味している。

**3.2 拡大システムと重み関数** 変動を有する式(14)のプラント  $G_0$  から、図5の拡大システム  $G_p(s)$  を構成する。ここに外乱  $w$  は加振外乱  $d$  とノイズ  $n$  からなり、制御量  $z$  は感度に関する  $z_1$  と制御力に関する  $z_2$  からなる。ここでノイズ  $n$  は、  $H_\infty$  コントローラ的设计条件を満たすために導入した<sup>(9)</sup>。

$W_p$  と  $W_u$  は  $H_\infty$  制御におけるノミナル時の制振性能を決定する重み関数であり、観測量である三つの加

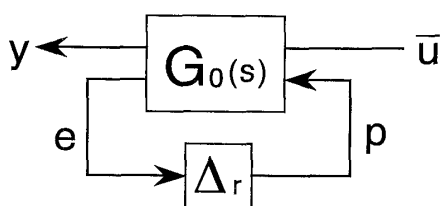


Fig. 4 Structured uncertainty in plant

速度とともに周波数特性が図6に示される<sup>(9)</sup>。車体左右動と車体ロールに対する重み、  $W_{pL}$  と  $W_{pR}$  は次式で表され、二次固有振動までの広い周波数帯域における制振効果をねらったものである。

$$W_{pL}(s) = \frac{\pi}{10(s + 2\pi \times 5)} \dots\dots\dots (17)$$

$$W_{pR}(s) = W_{pL}(s) \times 20 \dots\dots\dots (18)$$

ここで、両者の大きさの違いについては、一次固有振動数における車体左右加速度と車体ロール角加速度のゲイン差を考慮したものである。一方、台車左右動に対する重み、  $W_{pT}$ 、については、制振効果に悪影響を及ぼさない程度の大きさとして次の値を用いる。

$$W_{pT}(s) = 10^{-7} \dots\dots\dots (19)$$

制御力に関する重み、  $W_u$ 、は低周波数域の制御時のゆらぎを抑制する特性となっている。

$$W_u(s) = \frac{s + 2\pi \times 12}{1.2 \times 10^6 (s + 2\pi \times 10^{-3})} \dots\dots\dots (20)$$

次に、  $W_s$  は変動に関する重みであり、その値については4章で検討の対象とする。

ここで、四つの制御量に関してロバスト性能を評価するための不確かさ  $\Delta_b (\in C^{4 \times 4})$  を加えることにより、拡大システムの閉ループシステム  $M$  は次のLFTで

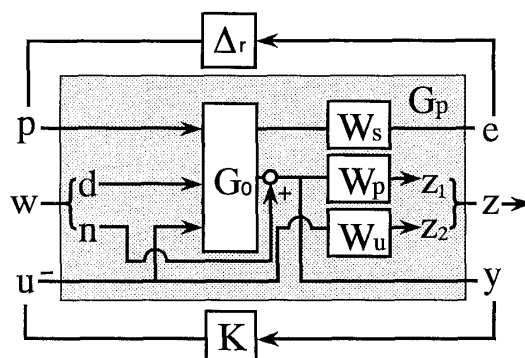


Fig. 5 Extended system

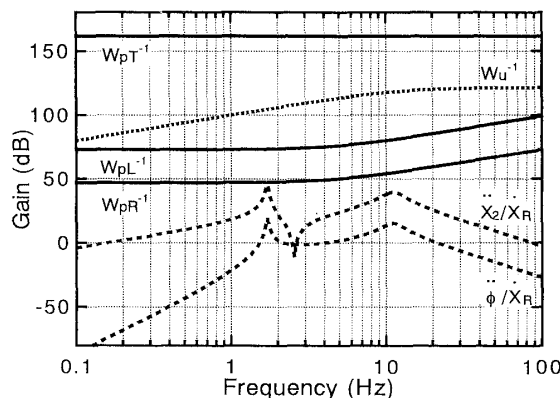


Fig. 6 Weighting function

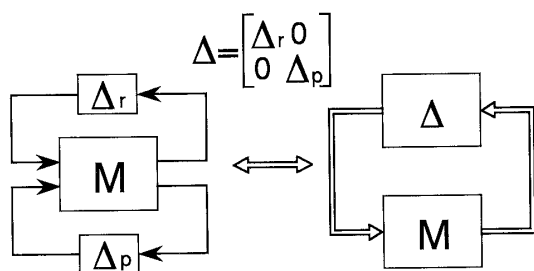


Fig. 7 Equivalent system to closed loop system with structured uncertainty

表される。

$$M(s) = F_l(G_p(s), K(s)) = \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} \\ M_{21} & M_{22} \end{bmatrix} \dots \dots (21)$$

よって、ここでの制御問題は図7のように、 $M$ における構造化特異値  $\mu_d$  が次式を満足するようなコントローラ  $K$  を求めることになる<sup>(8)</sup>。

$$u_d(M(j\omega)) < 1: \Delta = \text{diag}[\Delta_r, \Delta_p], \forall \omega \dots \dots (22)$$

なお、 $\Delta_r$  は実変動であるが、計算の都合上、これを複素変動と仮定して解を求める<sup>(10)</sup>。

**3.3 D-K イテレーション<sup>(8)</sup>**  $\mu$  コントローラ的设计には、D-K イテレーションを用いる。これは、LFT で表現される閉ループシステム  $M$  について構造化特異値  $\mu_d$  を解析し、そこで得られるスケールン行行列  $D$  で  $M$  を整形することにより、構造化特異値  $\mu_d$  に基づいた  $H_\infty$  コントローラを得る方法である。以下では、D-K イテレーションを行ったコントローラを  $\mu$  コントローラと呼ぶ。D-K イテレーションに際し、スケールン行行列  $D$  の近似の次数が問題となるが、ここでは、 $\mu$  コントローラの次数増加に配慮し、かつ、 $\mu_d$  の周波数特性をできるだけ損なわないよう二次近似とした。この場合、 $\mu$  は3回のD-K イテレーションでほぼ収束するとみなされた。

#### 4. 検討結果と考察

式(21)の閉ループシステム  $M$  において、質量変動に関する入力の振動  $p$  から出力の誤差  $e$  までの伝達特性、つまり伝達関数  $M_{11}$  の最大特異値はロバスト安定と呼ばれ、同様に、外乱  $w$  から制御量  $z$  への伝達関数  $M_{22}$  の最大特異値はノミナル性能と呼ばれる。ここでは、3章で述べた構造化特異値  $\mu_d$  に加えて上記のロバスト安定とノミナル性能を考慮し、検討を進める。

また、検討するコントローラとしては、D-K イテレーションを3回行って得られた  $\mu$  コントローラのほか、文献(6)で用いた不確かさを構造化していない

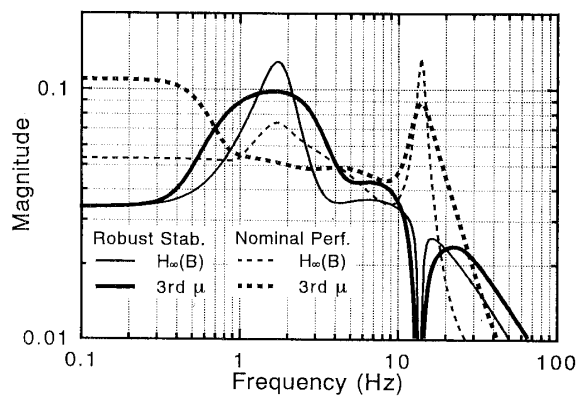
$H_\infty$  コントローラ(A)と、拡大システム  $G_p$  によって設計された  $H_\infty$  コントローラ(B)を含める。

**4.1 定数重み  $W_s$  の調整と不確かさの影響** ロバスト安定とノミナル性能とは互いに影響を及ぼしあうので、重み  $W_s$  を調整する。ここでは、 $W_s$  を定数として変化させて比較した中から、 $W_s$  が0.05と0.005の二つのケースを選び、考察を加える。図8 ( $W_s=0.05$ ) と図9 ( $W_s=0.005$ ) は、それぞれ、D-K イテレーションによる閉ループ特性の変化を計算により示したものであり、ロバスト安定とノミナル性能の比較を図8, 9の(a)に、構造化特異値  $\mu_d$  を図8, 9の(b)にまとめている。また、3回のD-K イテレーションを行った  $\mu$  コントローラの計算上の制振効果を図8, 9の(c)に示す。

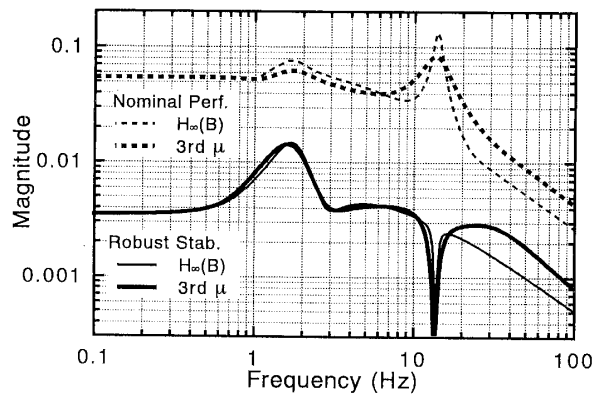
図8(a)より、 $W_s$  が0.05の場合、D-K イテレーションによってロバスト安定の2 Hz 付近のピークが低減され、質量変動に対する安定余裕が改善される。しかし、ノミナル性能は1 Hz 以下で増大する。図8(b)における  $\mu_d$  の変化には、ロバスト安定とノミナル性能に現れた両者の傾向が反映されている。すなわち、D-K イテレーションにより1 Hz 以下では  $\mu_d$  が大きくなるものの、2 Hz 付近のピークは低減されており、ロバスト性能としては改善されたものと見なされる。ここで、図8(c)の  $\mu$  コントローラの制振効果を見ると、一次固有振動から二次固有振動にかけてよく制振され、ノミナル時と車体質量減少時の制振効果にほとんど差が見られない。このことは、このコントローラのロバスト性が優れていることを示す。

一方、図9(a)の  $W_s$  が0.005の場合、D-K イテレーションによるロバスト安定の変化はほとんど見られない。しかし、ノミナル性能はピークが低減されており、 $W_s$  が0.05のケースで現れた1 Hz 以下での増大も見られない。図9(b)と比較すると  $\mu_d$  はノミナル性能とほぼ同じになることが示される。また、図8(a)と比較すると、 $W_s$  が小さくなることによりロバスト安定余裕は増大するが、ノミナル性能の2 Hz 付近のピークでは、 $W_s$  が0.05の場合よりもわずかに制振性能の劣化が認められる。図9(c)の制振効果を見ると、 $W_s$  が0.05の場合よりも、一次固有振動付近での制振性能が劣化している。しかし、図1で示した  $H_\infty$  コントローラ(A)で現れるピークは現れず車体の質量減少に対する  $\mu$  コントローラの良好なロバスト性が示される。

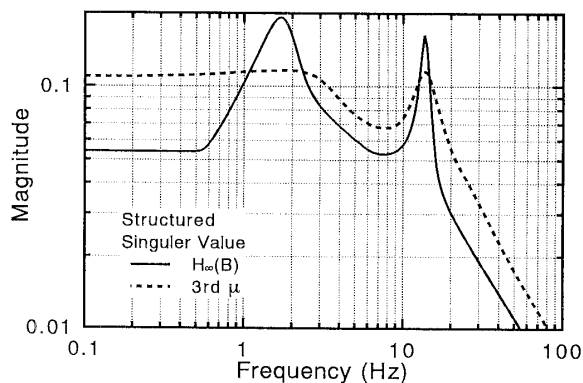
上述した  $\mu$  コントローラの性能確認のために行った実験の結果を図10に示す。図10(a)が車体質量減少時 ( $m_2=30.15$  kg)、図10(b)がノミナル時 ( $m_2=$



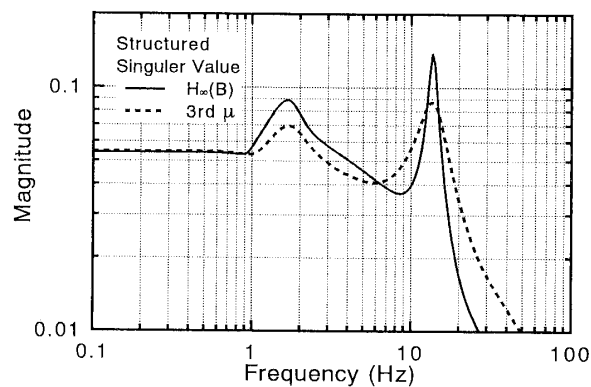
(a) Robust stability and nominal performance



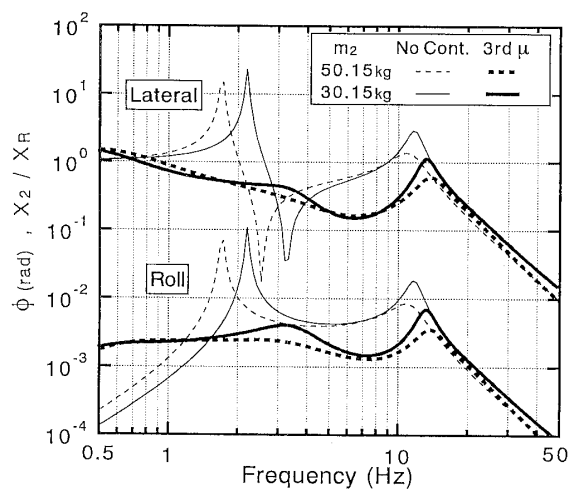
(a) Robust stability and nominal performance



(b)  $\mu_d$

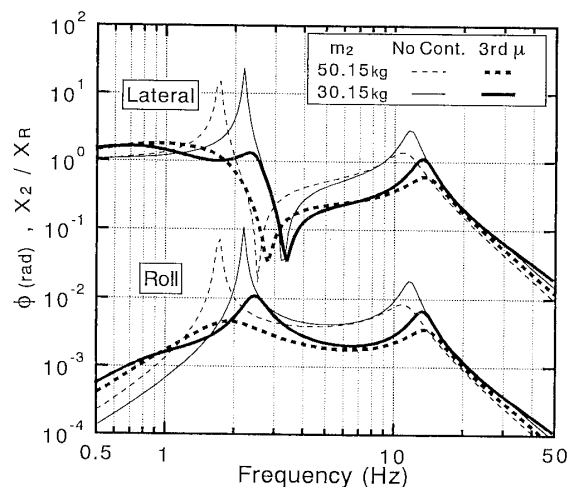


(b)  $\mu_d$



(c) Control effects (Nominal value of  $m_2$  is 50.15 kg)

Fig. 8 Characteristics of  $\mu$  controller with  $W_s=0.05$



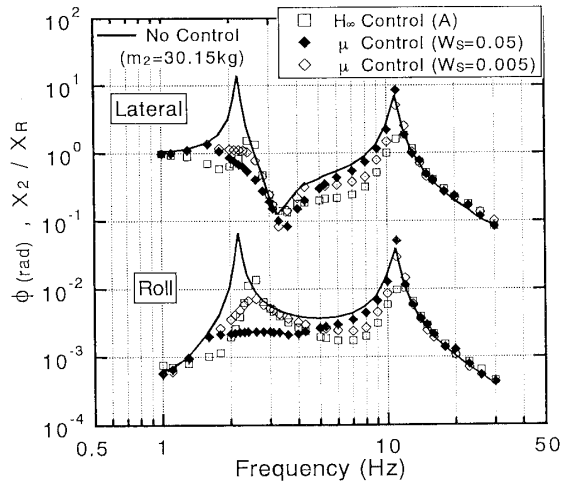
(c) Control effects (Nominal value of  $m_2$  is 50.15 kg)

Fig. 9 Characteristics of  $\mu$  controller with  $W_s=0.005$

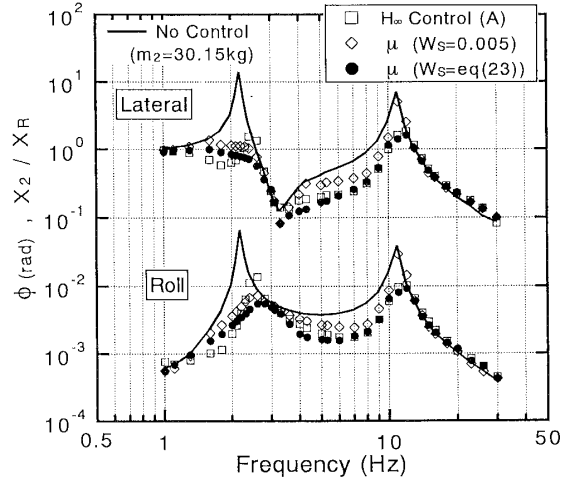
50.15 kg)の制振効果である。実験でのサンプリング周期を2 msとし、制御の際に生ずる左右方向の低周波の揺らぎを去除するため、制御力信号にカットオフ周波数0.5 Hzのハイパスフィルタを用いている。なお、 $\mu$ コントローラのサイズは17次である。

図10(a)の車体質量減少のケースでは、 $W_s=0.05$ の $\mu$ コントローラが、一次固有振動のピーク付近で車体左右動と車体ロールの制振効果が大きく改善し、

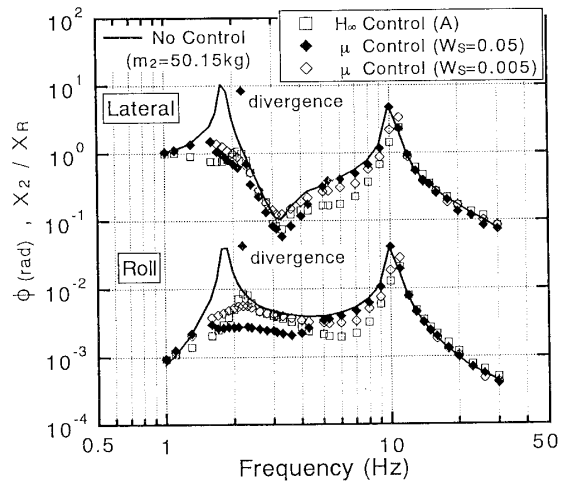
$H_\infty$ コントローラ(A)で現れるピークを除去している。しかし、それ以外の周波数域では、 $H_\infty$ コントローラ(A)よりも制振効果は小さい。次に $W_s=0.005$ の $\mu$ コントローラの場合、その制振効果は $W_s=0.05$ の $\mu$ コントローラと $H_\infty$ コントローラ(A)の中間的なものとなり、二次固有振動数までの中間の帯域における制振性が改善される。ここでも、車体質量の減少による一次固有振動のピークは見られず、また車体ロ



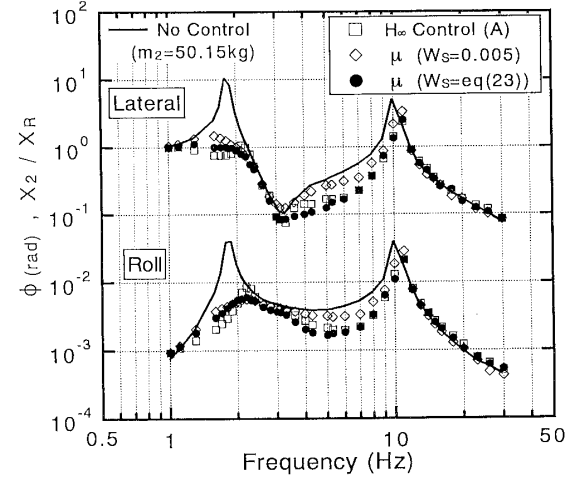
(a) Lightened case ( $m_2=30.15$  kg)



(a) Lightened case ( $m_2=30.15$  kg)



(b) Nominal case ( $m_2=50.15$  kg)



(b) Nominal case ( $m_2=50.15$  kg)

Fig. 10 Experimental results

Fig. 12 Experimental results for  $W_s$  of eq. (23)

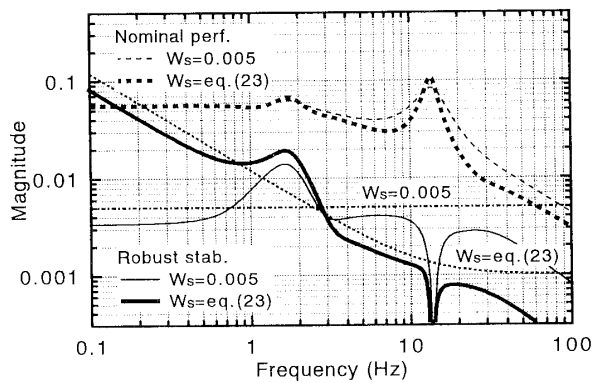


Fig. 11 Effect to robust stability and nominal performance for  $W_s$  of eq. (23)

ールのピークに対しても有効であることが示される。

一方、図10(b)の車体質量がノミナルなケースでは、 $W_s=0.05$ の $\mu$ コントローラは2.2 Hzで制御が不

安定になった。その理由としては、図8(a)で示した低周波数域におけるノミナル性能の劣化等が考えられる。また、この $\mu$ コントローラも、ほぼ検討の帯域全体で不確かさを考慮しない $H_\infty$ コントローラ(A)より制振性能の低いことが示される。

以上のことから、これらの $\mu$ コントローラは車体質量減少時に変動を考慮しない $H_\infty$ コントローラ(A)で現れる一次固有振動付近のピークを抑制できることが確認された。しかし、その他の周波数帯域ではノミナル条件の制御を含め $H_\infty$ コントローラ(A)に比べて制振性能が低い結果となった。

**4・2 周波数特性を有する重み  $W_s$**  4・1節において、 $\mu$ コントローラの制振性能が、 $H_\infty$ コントローラ(A)に比べて、5~12 Hzの中間周波数域で低下しているのは、高周波側での不確かさの見積もりが大きすぎるのが原因と考える。そこで、重み  $W_s$  を一定ではなく式(23)のように周波数に依存させる。この重み

は、 $W_u$ と同じ周波数特性を持つものとし、車体質量の減少に伴う一次固有振動数付近の制振性が  $W_s=0.005$  の場合と同程度の効果となるように、その大きさを設定した。

$$W_s(s) = \frac{s+2\pi \times 12}{1 \times 10^3(s+2\pi \times 10^{-3})} \dots\dots\dots (23)$$

ここでの  $\mu$  コントローラのサイズは19次となる。

図11は、この場合のロバスト安定とノミナル性能を  $W_s=0.005$  の場合と比較したものである。 $W_s$ を周波数依存重みとすることにより、ロバスト安定は高周波側ほど安定余裕が大きくなり、それに伴いノミナル性能も中間周波数域で改善されている。図12は、この  $\mu$  コントローラによる実験結果である。図12(a)は車体質量減少時の場合である。比較に用いた  $W_s=0.005$  の定数重みの場合に比べ、この周波数依存重みによる  $\mu$  コントローラが中間周波数域で制振性を大きく向上させ、 $H_\infty$  コントローラ(A)と同程度にまで改善されている。また、車体の質量減少に伴う一次固有振動の劣化に対しても、 $W_s=0.005$  の場合と同様に効果が確認された。次に図12(b)のノミナル条件の場合、 $W_s=0.005$  の定数重みを用いた場合は、全周波数域にわたり  $H_\infty$  コントローラ(A)よりも制振性能が劣化するのに対し、周波数依存重みを用いた場合は、 $H_\infty$  コントローラ(A)とほぼ同程度の制御を可能にしている。なお、実験においてはハイパスフィルタを必要としなかった。このことも式(23)の周波数依存重みによる効果の一つである。

以上のことから、重み  $W_s$  を一定ではなく周波数に依存させることにより、車体の質量変動を考慮しない  $H_\infty$  制御と同程度の制振効果を維持しながら、車体質量の減少にロバストなコントローラを設計できることが示される。

## 5. ま と め

鉄道車両の油圧式アクティブサスペンションを模擬した半車両縮小模型を用い、車体質量の変動に対する制振性能の劣化を改善するため、 $\mu$  シンセシスの適用を検討し、次の結果を得た。

(1) 質量変動の不確かさをプラントの状態空間表現に含めて構造化することにより、 $\mu$  シンセシスをコントローラの設計に適用した。

(2) 質量変動の不確かさに対し、周波数特性を有する重みを用いることで、ノミナル時の制振性能を劣化させることなく、車体質量の変動に対してロバストなコントローラが設計できることを示した。

なお、本論文では、制振性の劣化が懸念される質量減少時を主体に検討を行ったが、この  $\mu$  コントローラは車体質量の減少だけでなく、増大も考慮した設計となっており、実用に際しては、より広範な質量変動に対応することができるものと期待される。

## 文 献

- (1) 黒川悦伸・平田都史彰・ほか4名, 機構論, No. 920-98(1992), 1-4.
- (2) 由川透・小泉智志・ほか3名, 機構論, No. 920-98(1992), 5-8.
- (3) 檜垣博・吉江則彦・ほか4名, 機構論, No. 930-81(1993), 71-74.
- (4) 谷藤克也・島宗亮平・名倉宏明, 機論, 60-574, C(1994), 1955-1961.
- (5) 島宗亮平・谷藤克也・坂上俊雄, 機論, 61-586, C(1995), 2320-2327.
- (6) 谷藤克也・永江哲哉, 機論, 62-602, C(1996), 3944-3950.
- (7) 野波建蔵・範啓富, 機論, 60-572, C(1994), 1203-1209.
- (8) Balas, G. J., Doyle, J. C., ほか3名,  $\mu$ -Analysis and Synthesis Toolbox for use with WATLAB, (1995), 4.1-5.14, MATH WORKS Ins.
- (9) 細江繁幸・荒木光彦, 制御系設計— $H_\infty$  制御とその応用—, (1994), 201-222, 朝倉書店.
- (10) 美多勉,  $H_\infty$  制御, (1995), 176-181, 昭晃堂.