

# 空気圧サーボ式サスペンションの 構造系と制御系の同時最適化手法の検討

松下 尚史・堂田 周治郎・仲村 道男\*

岡山理科大学工学部機械工学科

\*岡山理科大学大学院工学研究科

(1998年10月5日 受理)

## 1. 緒 言

自動車の性能向上にともないより優れた操縦安定性と快適な乗り心地特性が要求され、電子制御技術を用いたアクティブサスペンションの開発に期待が寄せられている。本研究で対象とするアクティブサスペンションは空気圧サーボシステムを利用して減衰力を積極的かつ連続的に変化させる空気圧サーボ式アクティブサスペンションである<sup>1)</sup>。このシステムの特徴は空気圧サーボシステム固有の圧縮性に基づく高周波振動に対する絶縁性である。これにより人体が最も感じやすい3～8 Hzの低周波数域の振動低減を制御の目的とすることができエネルギーの省力化が見込まれる。

アクティブサスペンションの制御手法としては $H^\infty$ 制御手法などが多用されている。これらは制御系のみでの最適化によって制御性能を改善する手法であり、構造系の最適設計はまったく考慮されていない。乗り心地と操縦安定性のさらなる性能向上を図るためには、制御系のみでの最適化だけでなく構造系をも考慮に入れた構造系と制御系の同時最適化手法<sup>2)～5)</sup>を適用することが有効である。文献3), 4), 5)ではアクチュエータの動特性を考慮しないで1輪車両あるいは2輪車両モデルにおけるばね定数と粘性減衰係数を構造系の設計変数とし、構造系と制御系を同時に最適化する手法の有効性を検討しているにすぎない。

本論文ではアクチュエータの動特性を考慮に入れて2輪車両をモデル化し、2輪2自由度の車両モデルに対して感度解析を利用し、構造系と制御系を同時に最適化することを目的とする。構造系の設計変数としてばね定数と粘性減衰係数に加え、制御力に關与するアクチュエータのシリンダ断面積をも考慮に入れさらなる性能の改善を試みる。提案する最適化手法の有効性をアクチュエータ摺動部のクーロン摩擦力や制御弁のむだ時間を含めたより実車に近い解析モデルに対し、車体重心の上下方向の振動抑制と車体重心まわりのピッチング振動抑制という観点から数値シミュレーションにより検討する。

## 2. 制御対象のモデル化

一般の乗用車の場合、車軸共振周波数(13～15 Hz)は車体共振周波数(1.3～1.5 Hz)

の約10倍であるため、車体共振周波数付近においてタイヤの動特性が車体の動特性に及ぼす影響は小さいと考える。すなわち、タイヤの動特性を無視した Fig. 1 に示す 2 輪 2 自由度の解析モデルを用いる。車体重心まわりのピッチングが非常に小さいと仮定すると、車体重心の上下方向と重心まわりの回転に関する基礎運動方程式は

$$M\ddot{y}_c + c(\dot{y}_c + r\dot{\theta} - \dot{\omega}_f) + c(\dot{y}_c - r\dot{\theta} - \dot{\omega}_r) + k(y_c + r\theta - \omega_f) + k(y_c - r\theta - \omega_r) = ap_f + ap_r \quad (1)$$

$$I_p\ddot{\theta} + rc(\dot{y}_c + r\dot{\theta} - \dot{\omega}_f) - rc(\dot{y}_c - r\dot{\theta} - \dot{\omega}_r) + rk(y_c + r\theta - \omega_f) - rk(y_c - r\theta - \omega_r) = rap_f - rap_r \quad (2)$$

となる。ここに  $a$  は空気圧シリンダのピストン断面積、 $c$  はサスペンション粘性減衰係数、 $I_p$  は車体重心まわりの慣性モーメント、 $k$  はサスペンションばね定数、 $M$  は車体質量、 $p_f$ 、 $p_r$  は前後の各シリンダにおける上下シリンダ室の圧力差、 $y_c$  は車体重心の上下変位、 $r$  は車体重心から前後輪のサスペンション支持点間の距離、 $\theta$  は車体重心まわりのピッチング角、 $\omega_f$ 、 $\omega_r$  は前後のタイヤに入力される路面外乱である。

本研究の実験装置に装備されている空気圧サーボシステムのモデル化を行う。圧力制御弁を開口面積が可変なオリフィスと仮定すると、開口面積  $s$  の制御弁を通過する単位時間当たりの空気質量流量  $q$  は(3)式で与えられる。

$$q = -K_p p + K_s s \quad (3)$$

ここに  $K_p$  は圧力に関する流量係数、 $K_s$  は開口面積に関する流量係数、 $p$  はシリンダ圧力室の圧力である。また、シリンダ圧力室内の空気の状態変化を断熱変化と仮定するとエネルギー平衡式よりシリンダ圧力室内の圧力変化は(4)式となる。

$$\dot{p} = \frac{\kappa RT}{V} q \quad (4)$$

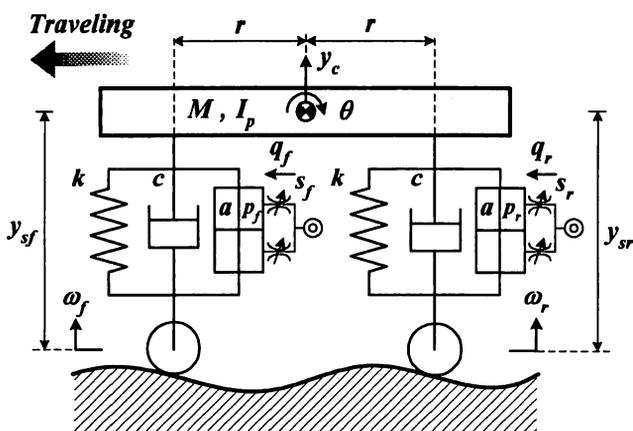


Fig. 1 Configuration of analytical model for half car model

ここに  $R$  は気体定数,  $T$  はシリンダ圧力室の絶対温度,  $V$  はシリンダ圧力室の体積,  $\kappa$  は比熱比である。(3)式と(4)式より空気圧サーボシステムは, (5)式でモデル化される。

$$\dot{p} = -\frac{\kappa R T K_p}{a l} p + \frac{\kappa R T K_s}{a l} s \tag{5}$$

ここに  $l$  はシリンダストロークである。なお, システムパラメータの値を Table 1 に示す<sup>1)</sup>。

Table 1 System parameters

$I_p$	$1.20 \times 10^7$ [kg·mm <sup>2</sup> ]	$R$	$2.87 \times 10^8$ [mm <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ·K]
$K_p$	$1.18 \times 10^{-5}$ [mm·s]	$r$	$3.50 \times 10^2$ [mm]
$K_s$	$1.39 \times 10^{-3}$ [kg/mm <sup>2</sup> ·K]	$T$	$2.93 \times 10^2$ [K]
$l$	$1.20 \times 10^2$ [mm]	$\kappa$	1.40
$M$	$1.10 \times 10^2$ [kg]		

### 3. 最適制御系の設計

#### 3.1 状態フィードバック制御系の構成

Fig. 1 に示す解析モデルにおいて, 状態変数  $\mathbf{x}$  として実際の車両においても検出しやすい

$$\mathbf{x} = [\dot{y}_c \quad \dot{\theta} \quad y_{sf} \quad y_{sr} \quad p_f \quad p_r]^T \tag{6}$$

を選び, 制御入力  $\mathbf{u}$ , 出力  $\mathbf{y}$ , 外乱  $\boldsymbol{\omega}$  を

$$\mathbf{u} = [s_f \quad s_r]^T \tag{7}$$

$$\mathbf{y} = [\dot{y}_c \quad \dot{\theta}]^T \tag{8}$$

$$\boldsymbol{\omega} = [\dot{\omega}_f \quad \dot{\omega}_r]^T \tag{9}$$

とする。ここに,  $y_{sf}$ ,  $y_{sr}$  は前後のサスペンションストローク変位である。これらの変数を用いると状態方程式と出力方程式は

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{D}\boldsymbol{\omega} \tag{10}$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} \tag{11}$$

$$\mathbf{A} \in \mathbb{R}^{6 \times 6} \quad \mathbf{B}, \mathbf{D} \in \mathbb{R}^{6 \times 2} \quad \mathbf{C} \in \mathbb{R}^{2 \times 6}$$

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & 0 & a_{13} & a_{14} & a_{15} & a_{16} \\ 0 & a_{22} & a_{23} & a_{24} & a_{25} & a_{26} \\ 1 & a_{32} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & a_{42} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & a_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{66} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & b_{15} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_{26} \end{bmatrix}^T$$

$$D = \begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} & -1 & 0 & 0 & 0 \\ d_{21} & d_{22} & 0 & -1 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$$

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

$$\begin{aligned} a_{11} &= -\frac{2c}{M}, & a_{13} &= a_{14} = -\frac{k}{M}, & a_{15} &= a_{16} = \frac{a}{M}, & a_{22} &= -\frac{2r^2c}{I_p}, & a_{23} &= -a_{24} = \\ & -\frac{rk}{I_p}, & a_{25} &= -a_{26} = \frac{ra}{I_p}, & a_{32} &= -a_{42} = r, & a_{55} &= a_{66} = -\frac{xRTK_p}{al}, & b_{15} &= b_{26} = \\ & \frac{xRTK_s}{al}, & d_{11} &= d_{21} = \frac{c}{M}, & d_{12} &= -d_{22} = \frac{rc}{I_p} \end{aligned}$$

で表される。(10)式のシステムを評価する関数として状態変数および制御入力に関するエネルギーを表す2次形式評価関数

$$J_d = \int_0^{\infty} \{x^T Q x + u^T R u\} dt \quad (12)$$

$$Q \in \mathbb{R}^{6 \times 6} \quad R \in \mathbb{R}^{2 \times 2}$$

を定義する。ここに  $Q$  は状態変数に関する準正定対称な重み行列、 $R$  は制御入力に関する正定対称な重み行列である。(12)式の評価関数を最小にする最適制御は(13)式の状態フィードバックによって実現される。

$$u = -R^{-1} B^T P x = -F x \quad (13)$$

$$F \in \mathbb{R}^{2 \times 6} \quad P \in \mathbb{R}^{6 \times 6}$$

ここに  $P$  は  $Q$  と  $R$  を重み行列とする(14)式の Riccati 方程式の正定対称解である。

$$PA + A^T P - PBR^{-1}B^T P + Q = 0 \quad (14)$$

このように最適レギュレータ理論を用いて、制御系の設計変数として制御入力を考えれば、評価関数を最小にする制御入力は一意的に決定でき、設計変数を減らすことが可能となる<sup>6)</sup>。

### 3.2 パッシブサスペンションを考慮した評価関数の設定

(12)式の評価関数が最小になるように構造系と制御系の同時最適化を行うと、ダンパーが

アクチュエータの動作の抵抗となるため、粘性減衰係数が減少し負や零になる可能性がありパッシブ系として安定な系を構成できなくなる。パッシブサスペンションを評価する項を、(12)式に加え新たに評価関数を(15)式で定義する。

$$J_a = \int_0^{\infty} \{x^T Q x + u^T R u + x_p^T S x_p\} dt \quad S \in R^{6 \times 6} \quad (15)$$

ここに  $x_p$  はパッシブサスペンションの状態変数であり、 $S$  は状態変数  $x_p$  に関する準正定対称な重み行列である。また、タイヤに入力される路面外乱  $\omega$  を

$$E[\omega(t)\omega(t-t_0)^T] = \lambda(t_0)W \quad W \geq 0 (\in R^{2 \times 2}) \quad (16)$$

で定義される定常白色雑音と仮定する。ここに  $E[\cdot]$  は期待値を表し、 $W$  は定常インテンシティ行列である。なお、前輪に入力された路面外乱がある時刻経過後、後輪にも入力されるので  $W = \text{diag}[1 \ 1]$  とする。これにより(10)式のシステムは確率システムとなり(15)式の2次形式評価関数は

$$J_a = E\left[\int_0^{\infty} \{x^T Q x + u^T R u + x_p^T S x_p\} dt\right] \quad (17)$$

となり無限大となる。そこで、(17)式の評価関数を改めて

$$J = \lim_{\tau \rightarrow \infty} \frac{1}{\tau} E\left[\int_0^{\tau} \{x^T Q x + u^T R u + x_p^T S x_p\} dt\right] \quad (18)$$

と定義する。ここで、システムは(13)式の状態フィードバックにより安定となるので(18)式の評価関数は

$$\begin{aligned} J &= E[x^T Q x + u^T R u + x_p^T S x_p] \\ &= E[x^T Q x] + E[u^T R u] + E[x_p^T S x_p] \\ &= J_x + J_u + J_p \end{aligned} \quad (19)$$

となる。(19)式の  $J_x$ ,  $J_u$ ,  $J_p$  はそれぞれ(20), (21), (22)式で与えられる。

$$J_x = \text{trace}[P_1 D W D^T] \quad (20)$$

$$J_u = \text{trace}[P_2 D W D^T] \quad (21)$$

$$J_p = \text{trace}[P_3 D W D^T] \quad (22)$$

(20), (21), (22)式の  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  は以下の Lyapunov 方程式の解である。

$$P_1 G + G^T P_1 + Q = 0 \quad (23)$$

$$P_2 G + G^T P_2 + F^T R F = 0 \quad (24)$$

$$P_3 A + A^T P_3 + S = 0 \quad (25)$$

$$P_1, P_2, P_3 \in \mathbb{R}^{6 \times 6}$$

ただし行列  $G$  は(26)式で与えられる。

$$G = A - BF \quad G \in \mathbb{R}^{6 \times 6} \quad (26)$$

#### 4. 同時最適化手法

##### 4.1 同時最適化の概念

構造系と制御系の同時最適化の対象となる構造系の設計変数をばね定数  $k$ , 粘性減衰係数  $c$ , および空気圧シリンダのピストン断面積  $a$  とする。これらの設計変数をまとめて  $\xi$  とおく。(19)式の評価関数を最小にする設計変数  $\xi$  を求めるための繰り返し計算アルゴリズムは以下となる。

**Step 1** 設計変数の初期値  $\xi_0$  を(10)式の行列  $A$  が安定になる, すなわち, 行列  $A$  の固有値の実部が負になるように設定する。

**Step 2** 与えられた制御対象に対し(13)式の状態フィードバックにより安定な制御系を構成する。

**Step 3** 評価関数をさらに減少させる設計変数  $\xi_{new}$  を傾斜法的な考え方にに基づき  $J_0$  の感度  $\partial J_0 / \partial \xi_0$  を用いて次式より求める。

$$\xi_{new} = \xi_0 - \alpha \frac{\partial J_0}{\partial \xi_0} \quad (\alpha > 0) \quad (27)$$

ここに  $\alpha$  は収束の速さを決定する係数である。

**Step 4** Step 3 で求められたシステムの評価値  $J_{new}$  に対して(28)式が成り立つまで計算を繰り返す。すなわち収束していなければ  $J_0 = J_{new}$ ,  $\xi_0 = \xi_{new}$  とし Step 2 に戻る。

$$\frac{|J_{new} - J_0|}{J_0} > \epsilon \quad (28)$$

ここに  $\epsilon$  は収束の判定を行う微小正数であり,  $\epsilon = 1.0 \times 10^{-4}$  とする。

以上の繰り返し計算アルゴリズムを実施することによりシステムを安定に維持した状態で, 構造系と制御系の同時最適化が行われる。

##### 4.2 感度解析の導入

(27)式の各設計変数  $J$  に対する評価関数の感度  $\partial J / \partial \xi$  は, (19)式を設計変数  $\xi$  で偏微分すると求められる。

$$\frac{\partial J}{\partial \xi} = \frac{\partial J_x}{\partial \xi} + \frac{\partial J_u}{\partial \xi} + \frac{\partial J_p}{\partial \xi} \quad (29)$$

ここで、 $J_x$ 、 $J_u$ 、 $J_p$  の感度  $\partial J_x/\partial \xi$ 、 $\partial J_u/\partial \xi$ 、 $\partial J_p/\partial \xi$  は、(20)、(21)、(22)式を設計変数  $\xi$  で偏微分することにより得られる。

$$\frac{\partial J_x}{\partial \xi} = \text{trace} \left[ \frac{\partial P_1}{\partial \xi} D W D^T + P_1 \frac{\partial D}{\partial \xi} W D^T + P_1 D W \frac{\partial D^T}{\partial \xi} \right] \quad (30)$$

$$\frac{\partial J_u}{\partial \xi} = \text{trace} \left[ \frac{\partial P_2}{\partial \xi} D W D^T + P_2 \frac{\partial D}{\partial \xi} W D^T + P_2 D W \frac{\partial D^T}{\partial \xi} \right] \quad (31)$$

$$\frac{\partial J_p}{\partial \xi} = \text{trace} \left[ \frac{\partial P_3}{\partial \xi} D W D^T + P_3 \frac{\partial D}{\partial \xi} W D^T + P_3 D W \frac{\partial D^T}{\partial \xi} \right] \quad (32)$$

上式中の  $P_1$ 、 $P_2$ 、 $P_3$  の感度  $\partial P_1/\partial \xi$ 、 $\partial P_2/\partial \xi$ 、 $\partial P_3/\partial \xi$  は(23)、(24)、(25)式を設計変数  $\xi$  で偏微分し、次の Lyapunov 方程式を解くことにより得られる。

$$\frac{\partial P_1}{\partial \xi} G + G^T \frac{\partial P_1}{\partial \xi} + P_1 \frac{\partial G}{\partial \xi} + \frac{\partial G^T}{\partial \xi} P_1 = 0 \quad (33)$$

$$\frac{\partial P_2}{\partial \xi} G + G^T \frac{\partial P_2}{\partial \xi} + P_2 \frac{\partial G}{\partial \xi} + \frac{\partial G^T}{\partial \xi} P_2 + \frac{\partial F^T}{\partial \xi} R F + F^T R \frac{\partial F}{\partial \xi} = 0 \quad (34)$$

$$\frac{\partial P_3}{\partial \xi} A + A^T \frac{\partial P_3}{\partial \xi} + P_3 \frac{\partial A}{\partial \xi} + \frac{\partial A^T}{\partial \xi} P_3 = 0 \quad (35)$$

また、 $G = A - BF$  を設計変数  $\xi$  で偏微分すると  $G$  の感度  $\partial G/\partial \xi$  が求められる。

$$\frac{\partial G}{\partial \xi} = \frac{\partial A}{\partial \xi} - \frac{\partial B}{\partial \xi} F - B \frac{\partial F}{\partial \xi} \quad (36)$$

ここで  $F = R^{-1} B^T P$  を設計変数  $\xi$  で偏微分し、次式を解き  $F$  の感度  $\partial F/\partial \xi$  を求める。

$$\frac{\partial F}{\partial \xi} = R^{-1} \frac{\partial B^T}{\partial \xi} P + R^{-1} B^T \frac{\partial P}{\partial \xi} \quad (37)$$

さらに(14)式を  $\xi$  で偏微分し、次の Lyapunov 方程式を解くことにより設計変数に対する  $P$  の感度  $\partial P/\partial \xi$  を求める。

$$G^T \frac{\partial P}{\partial \xi} + \frac{\partial P}{\partial \xi} G + \frac{\partial A^T}{\partial \xi} P + P \frac{\partial A}{\partial \xi} - P \frac{\partial B}{\partial \xi} F - F^T \frac{\partial B^T}{\partial \xi} P = 0 \quad (38)$$

(29)式から(38)式を逆に計算することにより、各設計変数に対する目的関数の感度  $\partial J/\partial \xi$  が求められる。

## 5. 結果および考察

実車と著者らが試作した実験車両<sup>1)</sup>の両方を検討し、構造系の設計変数の初期値を  $k = 5400 \text{ N/m}$ 、 $c = 554 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ 、 $a = 1964 \text{ mm}^2$  と設定した。このとき減衰比は0.50である。車体共振周波数 (約1.6Hz) における車体上下振動および車体ピッチング振動の低減を目

的とし(19)式の評価関数の重み行列  $\mathbf{Q}$ ,  $\mathbf{R}$  を速度に比例した減衰力に関する成分を試行錯誤的に数値シミュレーションから(39), (40)式に決定した。また, アクティブサスペンションが制御不能となった場合でもシステムの安全性が確保されるように, すなわち減衰比が0.16以下にならないように, 評価関数の重み行列  $\mathbf{S}$  の減衰力に関連する2つの対角要素を試行錯誤的に(41)式のように決定した。

$$\mathbf{Q} = \text{diag}[10^{-3} \quad 10^2 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0] \quad (39)$$

$$\mathbf{R} = \text{diag}[1 \quad 1] \quad (40)$$

$$\mathbf{S} = \text{diag}[9 \times 10^{-5} \quad 9 \times 10^0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0] \quad (41)$$

上記のシステムに対し前節までに述べた感度解析を利用した構造系と制御系の同時最適化を行った結果, 構造系の設計変数は Fig. 2 (a), (b), (c)のように変化し, 繰り返し計算回数が約260回の時  $k = 5215 \text{ N/m}$ ,  $c = 175 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ ,  $a = 2039 \text{ mm}^2$  と変更され, 評価値は初期値と比べて40%減少し収束した (Fig. 2 (d)参照)。

同時最適化により得られたシステムの制御性能の検討を行う。(1), (2)式の右辺にピストン摺動部におけるクーロン摩擦力10N を考慮に入れ, サンプリグ周期を2 msec, 制御弁のむだ時間を20 msec とし, 波長1.015 m, 振幅0.055 m の正弦波の路面外乱を前後輪に加えルンゲ・クッタ・ギル法を用いて数値シミュレーションを行った。Fig. 3 (a)に車体重

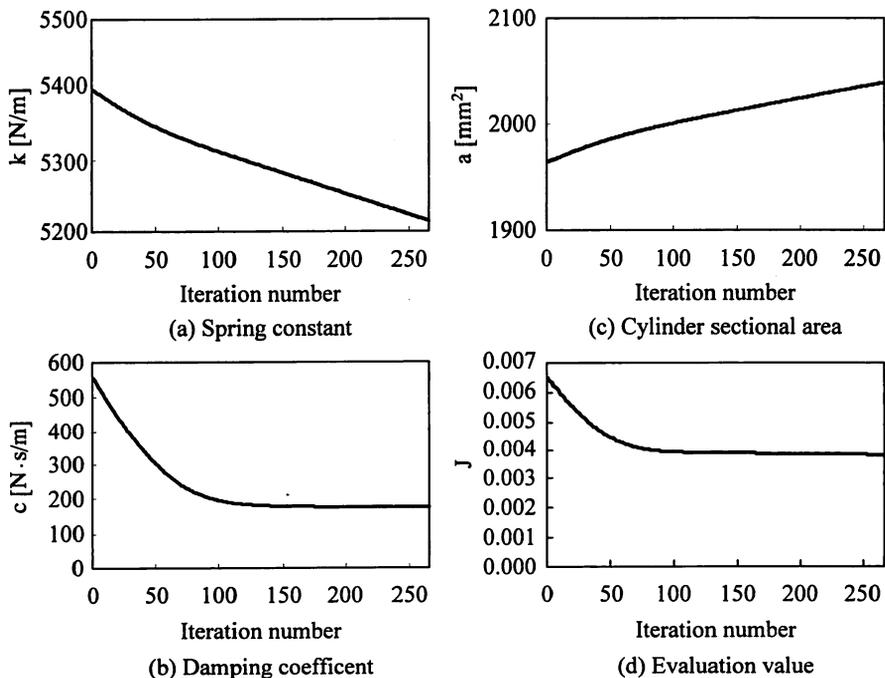
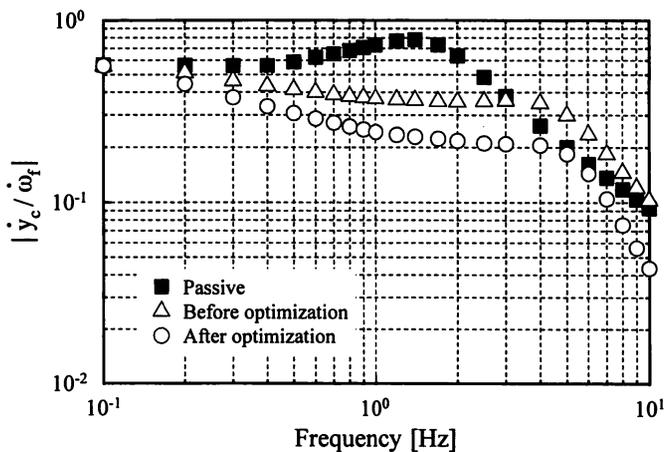
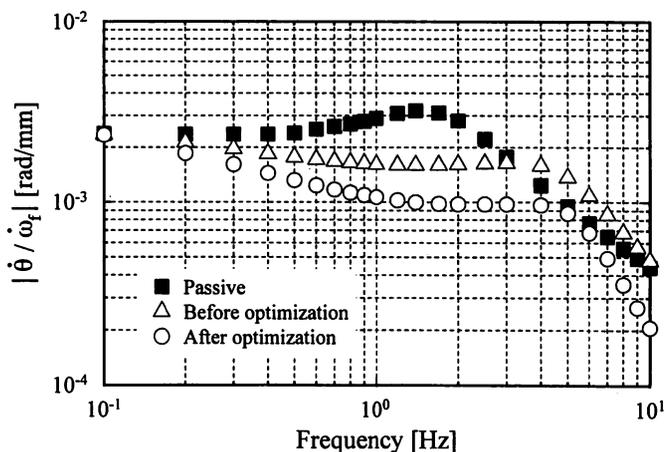


Fig. 2 Change of evaluation value and structural parameters for iteration number



(a) Translational motion of c.g.



(b) Pitching motion about c.g.

Fig. 3 Improvement of the control performance using simultaneous optimization

心の上下振動速度  $\dot{y}_c$ , (b)に車体重心まわりのピッチング角速度  $\dot{\theta}$  の周波数特性を示す。■はパッシブサスペンション, △は制御系のみ最適化を行ったアクティブサスペンション, ○は構造系と制御系の同時最適化を行ったアクティブサスペンションを示す。Fig. 3 (a)より車体共振周波数付近 (1.6Hz)において車体上下振動は同時最適化手法を適用することによりパッシブサスペンションと比較し70.6%改善され, 制御系のみ最適制御と比べ36.7%改善された。同様に (b)より車体ピッチング振動は同時最適化によりパッシブサスペンションと比較し68.7%改善され最適制御と比べ37.4%改善された。

## 6. 結 言

本研究では空気圧サーボ式アクティブサスペンションを装備した2輪車両をモデル化し,

2輪2自由度モデルに対し感度解析を利用した構造系と制御系の同時最適化手法を提案し、振動抑制制御の観点から有効性を数値シミュレーションにより検討した。その結果、車体上下振動、車体ピッチング振動がかなり低減され、提案した構造系と制御系の同時最適化手法は空気圧サーボ式アクティブサスペンションの性能向上に対して有効な手法であることが確認された。今後、構造系の設計変数にシリンダストロークなどを加え更なる性能の改善を試み、空気圧サーボ式アクティブサスペンションの実用化の可能性を追求する予定である。

#### 参考文献

- 1) 松下尚史, 堂田周治郎, 則次俊郎: 外乱オブザーバを用いた空気式リアサスペンションの予見制御, 日本機械学会論文集 (C偏), 63-615, pp. 3905-3910 (1997).
- 2) 梶原逸朗, 長松昭男: 感度解析による構造系と制御系の同時最適設計法, 計測自動制御学会論文集, 26-10, pp. 1140-1147 (1990).
- 3) 平元和彦, 土岐 仁, 大日方五郎: 閉ループ系の性能を考慮したパッシブ系とアクティブ系の同時最適化, 日本機械学会論文集 (C偏), 61-584, pp. 1450-1455 (1995).
- 4) 大日方五郎, 佐藤智子, 平元和彦, 村岸恭次, 栗田 裕: 構造系と制御系の同時最適設計法, 日本機械学会論文集 (C偏), 61-591, pp. 4264-4269 (1995).
- 5) 平元和彦, 土岐 仁, 大日方五郎: 構造系と制御系の同時最適設計におけるコントローラのパラメトリゼーションと設計法, 日本機械学会論文集 (C偏), 63-614, pp. 3454-3459 (1997).
- 6) 岩壺卓三, 河村庄造, 安達和彦: 機械構造物の構造系と制御系の同時最適設計に関する研究動向と今後の課題, 日本機械学会論文集 (C偏), 59-559, pp. 631-637 (1993).
- 7) 榎木義一, 添田 喬, 中溝高好: 確率システム制御の基礎, 日新出版, 44-50, pp. 72-75 (1987).

# Investigation of Simultaneous Optimization Method of Structural and Control Systems for Pneumatic Servo Type Suspension

Hisashi MATSUSHITA, Shujiro DOHTA and Michio NAKAMURA\*

*Department of Mechanical Engineering,*

*\*Graduate School of Engineering,*

*Okayama University of Science*

*Ridai-cho 1-1, Okayama 700-0005, Japan*

(Received October 5, 1998)

Our main purpose is to develop an active suspension which use electronic control techniques so as to improve the ride quality and the driving stability. We use a pneumatic servo type active suspension that has the vibration isolation function due to the effect of air compressibility. Although there have been many studies in active suspension, most of them were concerned with optimization of control systems: in those studies the optimization of structural systems was not discussed.

In this paper, we deal with two wheeled-vehicle model considering dynamic characteristics of pneumatic actuator. We investigate the simultaneous optimum design of structural and control systems for a pneumatic servo type active suspension with a sensitivity analysis technique using LQ control. Control parameters for simultaneous optimum design are feedback gains of LQ control and structural parameters are a damping coefficient, a spring constant and a cylinder sectional area.

From some simulated results, we confirmed that the proposed simultaneous optimum design method was effective for the improvement of the pitching motion and translational motion in a vehicle.