

# アクティブ・エアサスペンションの制振性能 向上のための制御法に関する研究

松下尚史・堂田周治郎

岡山理科大学工学部機械工学科

(1990年9月30日 受理)

## 1. 序 論

自動車のサスペンションは車体と車輪を連結するシステムであり、車体を支持すると同時に路面からの衝撃や振動を緩和し、さらに車体および路面に対する車輪の動きを適切に制御する役割を担っている。そのため、設計段階において、乗り心地と操縦安定性の確保が重要な仕様となる。しかし、ばねとダンパから構成される通常のパッシブ・サスペンションでは、乗り心地を向上させるためにサスペンションを柔らかく設計すると、ばね変位の増加により車体のローリングやピッチングが大きくなるため、旋回時や制動時に操縦安定性が損なわれる。逆に、サスペンションを硬く設計すると操縦安定性は向上するが、路面の微小変動を拾いやすくなるため乗り心地が低下する。このように、乗り心地と操縦安定性は相反する性質であるため、パッシブ・サスペンションを用いる限り、様々な走行状態に対してこれらを同時に両立させることは困難である<sup>1), 2)</sup>。

この問題に対処するために、ばね定数や減衰力などのサスペンションパラメータを走行状態に応じて切り換え、乗り心地と操縦安定性を両立させる電子制御サスペンションが一部の乗用車において実用化されている。さらに、油圧アクチュエータ<sup>3), 4)</sup>や空気圧アクチュエータ<sup>5)~8)</sup>を装着して外部エネルギーを付加することにより、サスペンションを積極的に制御するアクティブ・サスペンションの研究も盛んに行われている。

本研究では空気圧アクチュエータを利用した、いわゆるアクティブ・エアサスペンションについて検討する。空気圧アクチュエータは空気の圧縮性に基づく緩衝機能が高周波振動に対して、遮断フィルタとして作用するため、8 Hz以下の低周波振動のみを制御の対象とすればよい。しかし、アクチュエータ部（空気圧シリンダと制御弁からなる）の動特性が制振性能に及ぼす影響は無視できない。特に、空気圧シリンダを駆動する制御弁の動作遅れが制振性能を大きく低下させることが指摘されているが<sup>7), 8)</sup>、これを改善するような制御法に関する報告は見あたらない。また、アクティブ・エアサスペンションの実用化のためには、制御弁の動作遅れを補償するような制御系を設計することが必要と考えられる。そこで、本論文では、制御弁の動作遅れを一定のむだ時間として近似し、このむだ

時間を補償した離散時間最適制御法<sup>10)</sup>がアクティブ・エアサスペンションの制振性能を向上させるのに有効であることを実験により検証する<sup>12)</sup>。また、本論文は文献(12)における制御系の設計法に関する部分を詳細に記述する。

まず、2章で本制御法の有効性を確認するために試作した空気圧シリンダと電空比例圧力制御弁からなるアクティブ・エアサスペンションシステムの構成を示す。次に、3章でアクティブ・エアサスペンションシステムのモデル化を行い、制御弁のむだ時間を考慮した離散時間状態方程式を導く。4章で最適レギュレータおよび最適オブザーバを用いて最適制御系を設計し、5章で実験結果を示す。最後に、6章で結論を述べる。

本論文で使用するおもな記号を以下に示す。

$A_D$	: ヘッド側ピストン受圧面積	( $\text{mm}^2$ )
$A_U$	: ロッド側ピストン受圧面積	( $\text{mm}^2$ )
$C$	: サスペンション粘性抵抗係数	( $\text{kg}/\text{s}$ )
$C_T$	: タイヤ粘性抵抗係数	( $\text{kg}/\text{s}$ )
$F_C$	: ピストン摺動部などのクーロン摩擦	( $\text{kg}\cdot\text{mm}/\text{s}^2$ )
$G_D$	: ヘッド側シリンダ室流入空気質量流量	( $\text{kg}/\text{s}$ )
$G_U$	: ロッド側シリンダ室流入空気質量流量	( $\text{kg}/\text{s}$ )
$K$	: サスペンションばね定数	( $\text{kg}/\text{s}^2$ )
$K_T$	: タイヤばね定数	( $\text{kg}/\text{s}^2$ )
$M$	: 車体質量	( $\text{kg}$ )
$m$	: 車軸質量	( $\text{kg}$ )
$P_D$	: ヘッド側シリンダ室圧力	( $\text{kg}\cdot\text{mm}/\text{s}^2$ )
$P_U$	: ロッド側シリンダ室圧力	( $\text{kg}\cdot\text{mm}/\text{s}^2$ )
$P_A$	: 大気圧	( $\text{kg}\cdot\text{mm}/\text{s}^2$ )
$P_{DR}$	: ヘッド側シリンダ室目標圧力	( $\text{kg}\cdot\text{mm}/\text{s}^2$ )
$P_{UR}$	: ロッド側シリンダ室目標圧力	( $\text{kg}\cdot\text{mm}/\text{s}^2$ )
$P_S$	: 供給圧	( $\text{kg}\cdot\text{mm}/\text{s}^2$ )
$R$	: 気体定数	( $\text{mm}^2/\text{s}^2\cdot\text{K}$ )
$S_D$	: ヘッド側制御弁開口面積	( $\text{mm}^2$ )
$S_U$	: ロッド側制御弁開口面積	( $\text{mm}^2$ )
$T$	: 温度	( $\text{K}$ )
$V_D$	: ヘッド側シリンダ室容積	( $\text{mm}^3$ )
$V_U$	: ロッド側シリンダ室容積	( $\text{mm}^3$ )
$z$	: 車体変位	( $\text{mm}$ )
$z_I$	: 路面変位	( $\text{mm}$ )
$z_T$	: 車軸変位	( $\text{mm}$ )
$\kappa$	: 比熱比	

## 2. 試作サスペンションシステムの構成

### 2.1 システムの概略

Fig.1 に本研究で使用するアクティブ・エアサスペンションの概略を示す。車体の静的荷重を支持する2本のコイルばねと、制振用アクチュエータとして用いる空気圧シリンダ（太陽鉄工製，10A-2，内径50mm，ロッド径22mm，ストローク200mm）を並列に配置する。その下部にタイヤに相当する空気ばね（住友電工製，スミマウント#110型）を接続し，路面からの外乱はスライダ・クランク機構と可変速電動機を用いて振幅2.4mmの正弦波で模擬する。シリンダに取り付けた2個の電空比例圧力制御弁（SMC製，VEP 3120-1）を駆動することによってヘッド側およびロッド側シリンダ室圧力を調整し，車体に伝わる振動を抑制する。制御弁の駆動信号は計算機（NEC製，PC-9801VM）の出力信号(12bitsデジタル信号)からD/A変換器およびパワーアンプ（SMC製，VEA111）を介して生成される。車体の振動速度は加速度センサ（Brüel & Kjær製，4370型）および積分器内蔵のチャージアンプ（Brüel & Kjær製，2635型）を用いて検出する。この検出信号をカッ

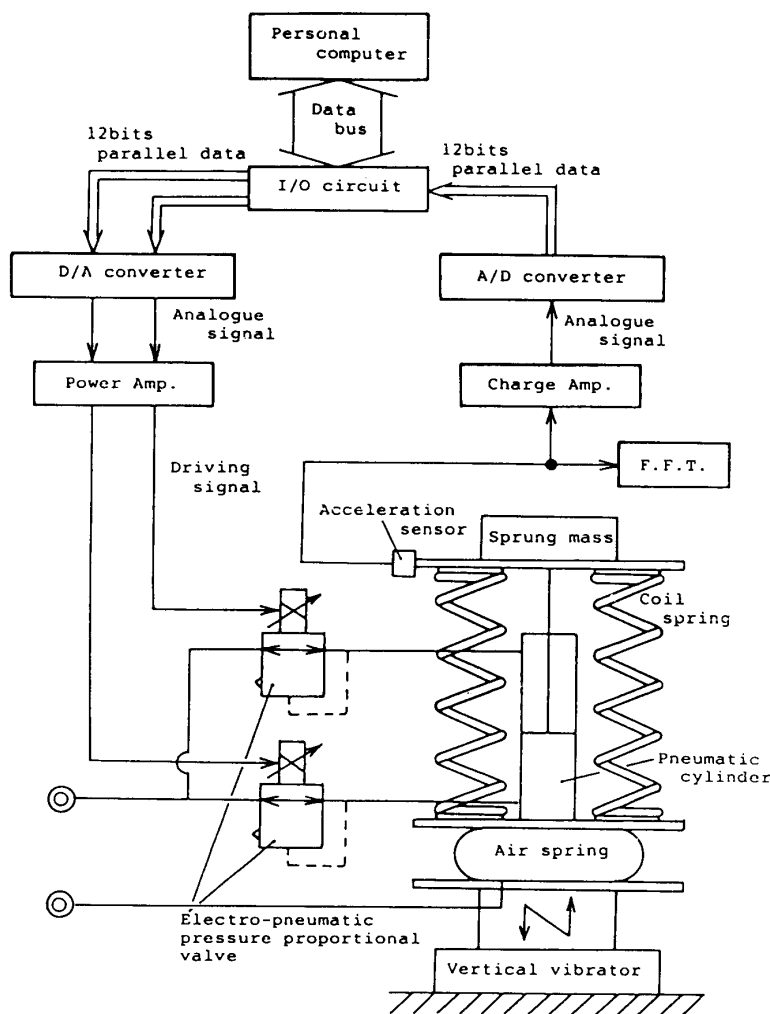


Fig. 1 Schematic diagram of active air suspension system

トオフ周波数16Hzのローパスフィルタに通してノイズを除去したのち、A/D変換器を介して計算機にフィードバックする。

制振性能は路面と車体の振動加速度振幅比  $|\ddot{z}/\ddot{z}_1|$  で評価することとし、加速度センサ（NEC三栄製，9F02，周波数特性1kHz）とFFT（TEAC製，F-3000）を用いて測定する。その検出分解能は  $1.0 \times 10^{-5}$  G である。

## 2.2 制御弁の動作遅れ

本研究で使用する制御弁はかなりの動作遅れを有する。制御弁にステップ信号を入力し、弁内のスプールの動作遅れを直接測定することは困難であるため、制御弁下流のシリンダ室（容積： $1.75 \times 10^5 \text{ mm}^3$ ）の圧力応答より制御弁の動作遅れを評価する。Fig. 2 にその結果を示す。これは、シリンダ室圧力が 346 (kPa) から 395 (kPa) に変化するようなステップ電圧をパワーアンプに入力したときのシリンダ室の圧力応答である。圧力の整定時間はシリンダ室容積に支配され、立上がり時のむだ時間がスプールの動作遅れに起因すると考えられる。したがって、制御弁自体の動作遅れを  $T_D = 20\text{ms}$  のむだ時間で近似する。

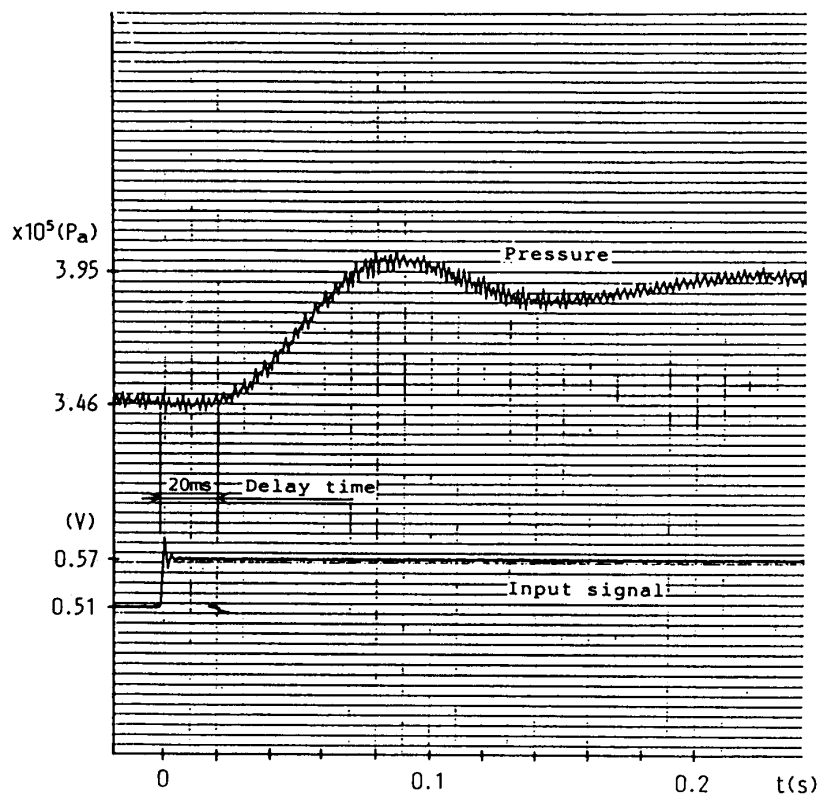


Fig. 2 Step response of the control valve

### 3. システムのモデル化

#### 3.1 基礎方程式

Fig. 3 にアクティブ・エアサスペンションの解析モデルを示す。上向きの変位を正にとると、車体質量  $M$  および車軸質量  $m$  に関する運動方程式は次式となる。

$$M\ddot{z} + C(\dot{z} - \dot{z}_T) + K(z - z_T) = A_D(P_D - P_A) - A_U(P_U - P_A) - F_C \operatorname{sgn}(\dot{z} - \dot{z}_T) \quad (1)$$

$$m\ddot{z}_T + C(\dot{z}_T - \dot{z}) + K(z_T - z) + C_T(\dot{z}_T - \dot{z}_I) + K_T(z_T - z_I) = -A_D(P_D - P_A) + A_U(P_U - P_A) + F_C \operatorname{sgn}(\dot{z} - \dot{z}_T) \quad (2)$$

また、気体の状態変化を断熱変化と仮定すると、空気圧シリンダ室のエネルギー平衡式は次式となる<sup>13)</sup>。

$$\dot{P}_D = \frac{\kappa RT}{V_D} G_D - \frac{\kappa A_D P_D}{V_D} (\dot{z} - \dot{z}_T) \quad (3)$$

$$\dot{P}_U = \frac{\kappa RT}{V_U} G_U + \frac{\kappa A_U P_U}{V_U} (\dot{z} - \dot{z}_T) \quad (4)$$

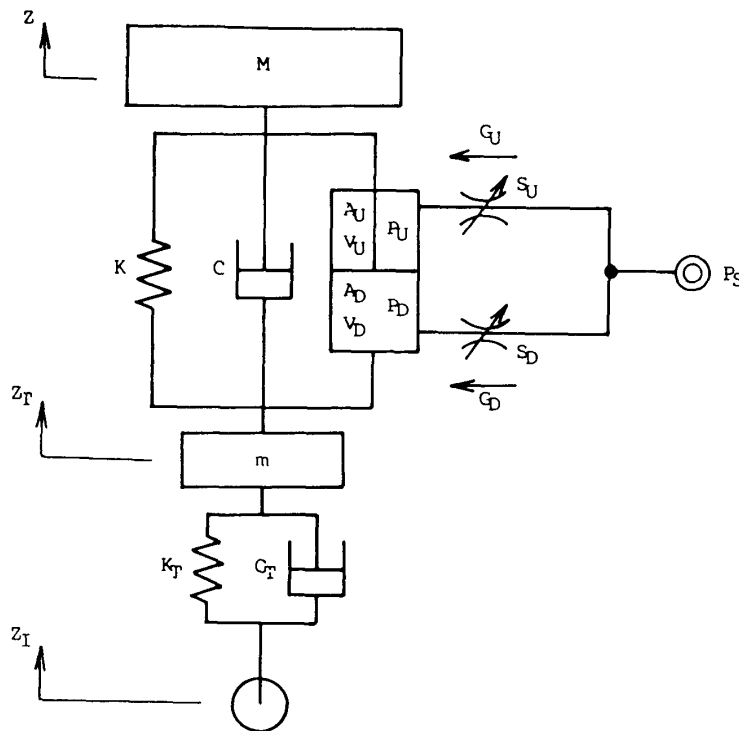


Fig. 3 Analytical model of active air suspension system

開口面積  $S$  の弁を通過する空気質量流量  $G$  は上流側圧力  $P_H$  と下流側圧力  $P_L$  で決まり次式で与えられる<sup>14)</sup>。

$$G = S \cdot P_H \sqrt{\frac{2}{RT}} \cdot f\left(\frac{P_L}{P_H}\right)$$

$$f(x) = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left( x^{2/\kappa} - x^{(\kappa+1)/\kappa} \right)} \quad (0.528 < x \leq 1) \quad (5)$$

$$f(x) = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1} \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{2/(\kappa-1)}} \quad (0 \leq x \leq 0.528)$$

### 3.2 連続時間状態方程式

ピストンが静止し、ヘッド側とロッド側のシリンダ室容積が等しい ( $V_{D0} = V_{U0} = V_0$ ) 状態を平衡状態と考え、この周りで(1)~(4)式を線形化する。すなわち、

$$z = z_0 + \delta z, \quad z_T = z_{T0} + \delta z_T, \quad z_1 = z_{10} + \delta z_1$$

$$P_D = P_{D0} + \delta P_D, \quad P_U = P_{U0} + \delta P_U$$

$$V_D = V_{D0} + \delta V_D, \quad V_U = V_{U0} + \delta V_U$$

$$G_D = G_{D0} + \delta G_D, \quad G_U = G_{U0} + \delta G_U$$

を(1)~(4)式に代入し、 $(\delta z)^2$  など微小量どうしの積を無視し、クーロン摩擦も無視すると次式が得られる。

$$M \delta \ddot{z} + C(\delta \dot{z} - \delta \dot{z}_T) + K(\delta z - \delta z_T) = A_D \delta P_D - A_U \delta P_U \quad (6)$$

$$m \delta \ddot{z}_T + C(\delta \dot{z}_T - \delta \dot{z}) + K(\delta z_T - \delta z) + C_T(\delta \dot{z}_T - \delta \dot{z}_1) + K_T(\delta z_T - \delta z_1) = -A_D \delta P_D + A_U \delta P_U \quad (7)$$

$$\delta \dot{P}_D = \frac{\kappa RT}{V_0} \delta G_D - \frac{\kappa A_D P_{D0}}{V_0} (\delta \dot{z} - \delta \dot{z}_T) \quad (8)$$

$$\delta \dot{P}_U = \frac{\kappa RT}{V_0} \delta G_U + \frac{\kappa A_U P_{U0}}{V_0} (\delta \dot{z} - \delta \dot{z}_T) \quad (9)$$

ここで、添字0は平衡状態における値を、 $\delta$ は平衡状態からの微小変化量を表す。

自動車の機構的な制約から検出可能な状態量は車体と車軸の相対変位  $\delta \Delta z$ 、車体の振動速度  $\delta \dot{z}$  あるいは振動加速度  $\delta \ddot{z}$  などに限定される。このような状態量を用いて制御系を設計するために、車体と車軸の相対変位、車軸と路面の相対変位およびヘッド側とロッド側シリンダ室の圧力差を

$$\delta \Delta z = \delta z - \delta z_T \quad (10)$$

$$\delta \Delta z_T = \delta z_T - \delta z_1 \quad (11)$$

$$\delta \Delta P = \delta P_D - \frac{A_U}{A_D} \delta P_U \quad (12)$$

と定義する。

制御弁について

$$-K_P = (\partial G_D / \partial P_D)_0 = (\partial G_U / \partial P_U)_0 \quad (13)$$

$$K_S = (\partial G_D / \partial S_D)_0 = (\partial G_U / \partial S_U)_0 \quad (14)$$

と仮定し、さらに制御弁の開口面積が目標圧力とシリンダ室圧力の差によって決まると仮定し次式で与えると、

$$\delta S_D = K_V (\delta P_{RD} - \delta P_D) \quad (15)$$

$$\delta S_U = K_V (\delta P_{RU} - \delta P_U) \quad (16)$$

制御弁を通過する空気質量流量は次式で表される。

$$\begin{aligned} \delta G_D &= -K_P \delta P_D + K_S \delta S_D \\ &= - (K_P + K_S K_V) \delta P_D + K_S K_V \delta P_{RD} \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \delta G_U &= -K_P \delta P_U + K_S \delta S_U \\ &= - (K_P + K_S K_V) \delta P_U + K_S K_V \delta P_{RU} \end{aligned} \quad (18)$$

以上、(6)~(12), (17), (18) 式より次式の線形化方程式が得られる。

$$M \delta \ddot{z} + C \delta \dot{z} - C \delta \dot{z}_T + K \delta \Delta z = A_D \delta \Delta P \quad (19)$$

$$\begin{aligned} m \delta \ddot{z}_T + (C + C_T) \delta \dot{z}_T - C \delta \dot{z} - K \delta \Delta z + K_T \delta \Delta z_T - C_T \delta \dot{z}_1 \\ = -A_D \delta \Delta P \end{aligned} \quad (20)$$

$$\delta \Delta \dot{P} = -a_1 \delta \dot{z} + a_1 \delta \dot{z}_T - a_2 \delta \Delta P + a_3 \delta \Delta P_R \quad (21)$$

ここに、

$$a_1 = \frac{\kappa (A_D^2 P_{D0} + A_U^2 P_{U0})}{A_D V_0}, \quad a_2 = \frac{\kappa RT}{V_0} (K_P + K_S K_V), \quad a_3 = \frac{\kappa RT}{V_0} K_S K_V \quad (22)$$

である。

状態変数は制御対象の特性を適切に表すような状態量を選び、かつオブザーバの負担を軽減するために、出力変数を含むようにする。以上を考慮して、ここでは状態変数、入力変数および出力変数を以下のように選ぶ。

$$x(t) = [x_1(t), x_2(t), x_3(t), x_4(t), x_5(t)]^T \quad (23)$$

$$= [\delta \dot{z}, \delta \dot{z}_T, \delta \Delta z, \delta \Delta z_T, \delta \Delta P]^T$$

$$u(t) = \delta \Delta P_R \quad (24)$$

$$y(t) = \delta \dot{z} \quad (25)$$

さらに、2.2節で求めた制御弁のむだ時間  $T_D$  を(24)式の制御入力に含めて考えると、連続時間状態方程式および出力方程式は次式となる。

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}_C \mathbf{x}(t) + \mathbf{B}_C u(t - T_D) + \mathbf{d}_C \dot{z}_1(t) \quad (26)$$

$$y(t) = \mathbf{C}_C \mathbf{x}(t) \quad (27)$$

ここで

$$\mathbf{A}_C = \begin{bmatrix} -\frac{C}{M} & \frac{C}{M} & -\frac{K}{M} & 0 & \frac{A_D}{M} \\ \frac{C}{m} & -\frac{C+C_T}{m} & \frac{K}{m} & -\frac{K_T}{m} & -\frac{A_D}{m} \\ 1 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -a_1 & a_1 & 0 & 0 & -a_2 \end{bmatrix} \quad (28)$$

$$\mathbf{B}_C = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad a_3]^T \quad (29)$$

$$\mathbf{C}_C = [1 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0] \quad (30)$$

$$\mathbf{d}_C = [0 \quad \frac{C_T}{m} \quad 0 \quad -1 \quad 0]^T \quad (31)$$

である。Table 1 に同定したシステムパラメータの値を示す。また、パラメータの同定法を付録に示す。

Table 1 System parameters

$A_D$	$1.963 \times 10^3$	( $\text{mm}^2$ )
$A_U$	$1.583 \times 10^3$	( $\text{mm}^2$ )
$C$	$6.000 \times 10^2$	( $\text{kg/s}$ )
$C_T$	$8.000 \times 10^2$	( $\text{kg/s}$ )
$K$	$1.471 \times 10^4$	( $\text{kg/s}^2$ )
$K_T$	$7.679 \times 10^4$	( $\text{kg/s}^2$ )
$M$	$8.891 \times 10$	( $\text{kg}$ )
$m$	$3.113 \times 10$	( $\text{kg}$ )
$P_A$	$1.013 \times 10^2$	( $\text{kg/mm} \cdot \text{s}^2$ )
$P_{D\theta}$	$2.990 \times 10^2$	( $\text{kg/mm} \cdot \text{s}^2$ )
$P_{U\theta}$	$3.465 \times 10^2$	( $\text{kg/mm} \cdot \text{s}^2$ )
$P_S$	$5.916 \times 10^2$	( $\text{kg/mm} \cdot \text{s}^2$ )
$R$	$2.870 \times 10^8$	( $\text{mm}^2/\text{s}^2 \cdot \text{K}$ )
$T$	$2.931 \times 10^2$	( $\text{K}$ )
$V_\theta$	$1.753 \times 10^5$	( $\text{mm}^3$ )
$\kappa$	1.4	
$K_P$	$1.180 \times 10^{-5}$	( $\text{mm} \cdot \text{s}$ )
$K_S$	$1.396 \times 10^{-3}$	( $\text{kg/mm}^2 \cdot \text{s}$ )
$K_U$	$1.878 \times 10^{-1}$	( $\text{mm}^3 \cdot \text{s}^2/\text{kg}$ )



### 3.3 離散時間状態方程式

一般に、むだ時間を含むシステムは無次元システムとなるため、連続時間系において無限個の極を任意の値に設定することは困難となるが、これを有限次元の離散時間系に近似することにより、通常の線形制御理論を適用することが可能となる。サンプリング周期を  $T_s$  として、零次ホルダを用いて (26), (27) 式を離散化すると次式となる<sup>9), 10)</sup>。

$$x(i+1) = Ax(i) + B_1u(i-\eta-1) + B_2u(i-\eta) + d\dot{z}_1(i) \tag{32}$$

$$y(i) = Cx(i) \tag{33}$$

$$x(i) = [x_1(i) \ x_2(i) \ x_3(i) \ x_4(i) \ x_5(i)]^T \tag{34}$$

$$A = \exp [A_c T_s] \tag{5 \times 5 \text{行列}} \tag{35}$$

$$B_1 = \int_0^{\tau_0} \exp [A_c (T_s - \tau)] d\tau \cdot Bc \tag{5 \times 1} \tag{36}$$

$$B_2 = \int_{\tau_0}^{T_s} \exp [A_c (T_s - \tau)] d\tau \cdot Bc \tag{5 \times 1} \tag{37}$$

$$C = C_c \tag{1 \times 5} \tag{38}$$

$$d = \int_0^{T_s} \exp [A_c \tau] d\tau \cdot dc \tag{5 \times 1} \tag{39}$$

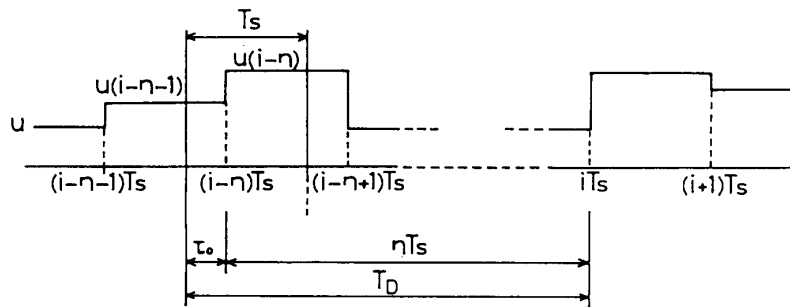


Fig. 4 Time chart of time delay system

入力  $u$  と時刻の関係を Fig. 4 に示す。むだ時間内の制御入力も状態変数に含め、次式の状態変数  $X(i)$  を新たに定義すると、

$$X(i) = [x(i)^T \ u(i-\eta-1) \ u(i-\eta) \ \dots \ u(i-1)]^T \tag{40}$$

むだ時間を考慮した離散時間状態方程式および出力方程式は次式となる。

$$X(i+1) = \bar{A}X(i) + \bar{B}u(i) + \bar{d}z_1(i) \tag{41}$$

$$y(i) = \bar{C}X(i) \tag{42}$$

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} A & B_1 & B_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad [(5+\eta) \times (5+\eta)] \quad (43)$$

$$\bar{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad [(5+\eta) \times 1] \quad (44)$$

$$\bar{C} = \begin{bmatrix} C & 0 \end{bmatrix} \quad [1 \times (5+\eta)] \quad (45)$$

$$\bar{d} = \begin{bmatrix} d \\ 0 \end{bmatrix} \quad [(5+\eta) \times 1] \quad (46)$$

ところで、離散化する場合、サンプリング周期  $T_s$  を短くすると制御性能は良くなるが、サンプリング周期  $T_s$  をむだ時間  $T_D$  に対して必要以上に短くすると、むだ時間を考慮した離散時間状態方程式、(41)式の次数が大きくなり、設計のための計算量が増大し、制御系も複雑になる。そこで、制御系の設計を簡単にするために、サンプリング周期  $T_s$  をむだ時間  $T_D$  の半分 ( $T_s=10\text{ms}$ ) とする。したがって、 $\eta=1$ 、 $\tau_0=T_s$  となり、離散時間状態方程式は次式で表される<sup>10)</sup>。

$$\mathbf{x}(i+1) = A\mathbf{x}(i) + B\mathbf{u}(i-2) + \mathbf{d}z_1(i) \quad (47)$$

$$B = \int_0^{\tau_0} \exp[A_c \tau] d\tau \cdot Bc \quad (5 \times 1) \quad (48)$$

$$X(i+1) = \bar{A}X(i) + \bar{B}u(i) + \bar{d}z_1(i) \quad (49)$$

$$y(i) = \bar{C}X(i) \quad (50)$$

$$X(i) = [\mathbf{x}(i)^T \quad u(i-2) \quad u(i-1)]^T \quad (51)$$

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} A & B & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (7 \times 7) \quad (52)$$

$$\bar{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (7 \times 1) \quad (53)$$

$$\bar{C} = \begin{bmatrix} C & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (1 \times 7) \quad (54)$$

(49), (50)式で表されるシステムは可制御かつ可観測である。以下では、外乱  $\dot{z}_1(i)$  は無視して制御系を設計する。

#### 4. 離散時間最適制御系の構成<sup>1)</sup>

車体に伝わる上下方向の振動加速度を抑制するためには、状態を平衡状態にもどす働きを持つ最適レギュレータが有効であると考えられる。また、本システムでは車体の振動速度  $\dot{\delta z}$  のみを測定し、残りの状態変数はオブザーバを用いて推定する。

##### 4.1 最適レギュレータ

(49), (50)式で表される系に対して、評価関数：

$$J = \frac{1}{2} \sum_{i=0}^{\infty} \left[ X(i)^T \bar{Q} X(i) + R u(i)^2 \right] \quad (55)$$

を、最小とする最適制御は次式の状態フィードバックによって実現できる。

$$u(i) = -\bar{F} X(i) \quad (56)$$

$$\bar{F} = \left[ R + \bar{B}^T \bar{P} \bar{B} \right]^{-1} \bar{B}^T \bar{P} \bar{A} \quad (57)$$

ここで、 $\bar{P}$  ( $7 \times 7$ ) は  $\bar{Q}$  ( $7 \times 7$  の準正定対称行列) および  $R$  (正数) を重み行列とする次式の定常 Riccati 方程式の解である。

$$\bar{P} = \bar{Q} + \bar{A}^T \bar{P} \bar{A} - \bar{A}^T \bar{P} \bar{B} \left[ R + \bar{B}^T \bar{P} \bar{B} \right]^{-1} \bar{B}^T \bar{P} \bar{A} \quad (58)$$

##### 4.2 最適状態オブザーバ

最適レギュレータの評価関数  $J$  の劣化量を最小とする最適状態オブザーバを設計する。

$$\omega(i) = [x_2(i) \quad x_3(i) \quad x_4(i) \quad x_5(i)]^T \quad (59)$$

とすると、(47), (33) 式の状態方程式および出力方程式は次式で表される。

$$\begin{bmatrix} x_1(i+1) \\ \omega(i+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1(i) \\ \omega(i) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{11} \\ B_{21} \end{bmatrix} u(i-2) \quad (60)$$

$$y(i) = C \begin{bmatrix} x_1(i) \\ \omega(i) \end{bmatrix} \quad (61)$$

$\delta \dot{z}_T$ ,  $\delta \Delta z$ ,  $\delta z_T$  および  $\delta \Delta P$  を推定する最小次元オブザーバは次式で記述できる。  
 $\hat{x}(i)$  は状態変数  $x(i)$  の推定値である。

$$\hat{x}(i) = D \omega(i) + Hy(i) \tag{62}$$

$$\omega(i+1) = \hat{A} \omega(i) + \hat{K}y(i) + \hat{B}u(i-2) \tag{63}$$

ただし,

$$\hat{A} = A_{22} - LA_{12} \tag{4 \times 4} \tag{64}$$

$$\hat{K} = \hat{A}L - A_{21} - LA_{11} \tag{4 \times 1} \tag{65}$$

$$\hat{B} = B_{21} - LB_{11} \tag{4 \times 1} \tag{66}$$

$$D = S^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ I_4 \end{bmatrix} \tag{5 \times 4} \tag{67}$$

$$H = S^{-1} \begin{bmatrix} 1 \\ L \end{bmatrix} \tag{5 \times 1} \tag{68}$$

$$S = I_5 \tag{69}$$

であり, 最適オブザーバのゲイン行列  $L$  は次式より求める。

$$L = A_{22} \Lambda A_{12}^T [1 + A_{12} \Lambda A_{12}^T]^{-1} \tag{70}$$

ここで,  $\Lambda$  は次式の定常 Riccati 方程式の解である。

$$\Lambda = I_4 + A_{22} \Lambda A_{22}^T - A_{22} \Lambda A_{12}^T [1 + A_{12} \Lambda A_{12}^T]^{-1} A_{12} \Lambda A_{22}^T \tag{71}$$

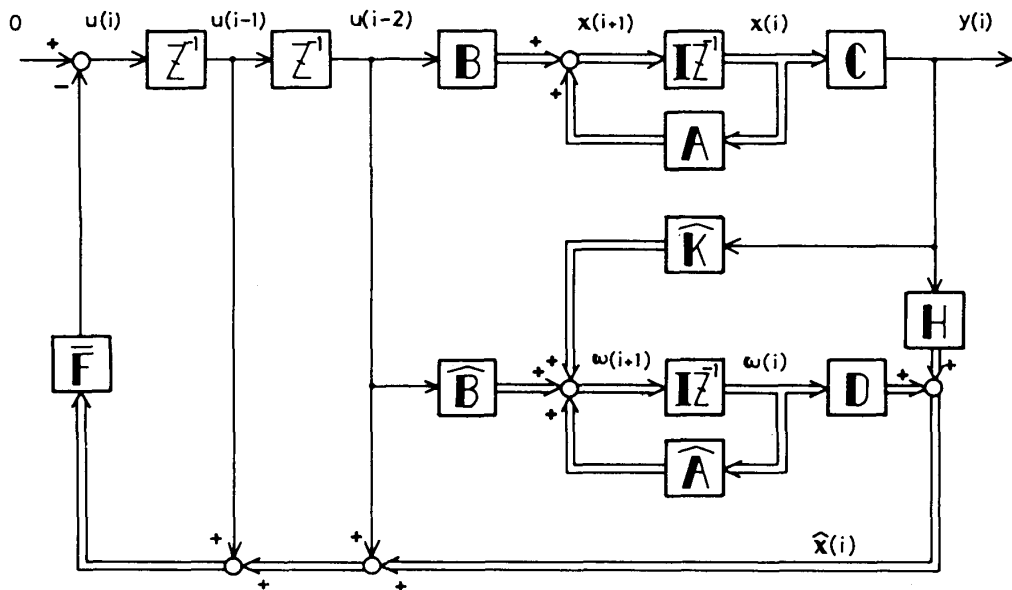


Fig. 5 State variable diagram of optimal control system considering delay time of the control valve

したがって、オブザーバで推定した状態変数  $\hat{x}(i)$  を用いると(56)式の状態フィードバックは次式となる。

$$u(i) = -\bar{F} \left[ \hat{x}(i)^T \quad u(i-2) \quad u(i-1) \right]^T \tag{72}$$

Fig. 5 に制御弁のむだ時間を考慮した最適制御系のブロック線図を示す。

### 5. 実験結果および考察

Fig. 6 に実験結果を示す。○は Fig.1 に示したエアサスペンションの開ループ周波数特性を示す。ヘッド側およびロッド側シリンダ室圧力を平衡状態圧力 ( $P_{U0}$ ,  $P_{D0}$ ) に設定したのち、シリンダ室を密閉した状態に保ち、路面と車体の振動加速度振幅比を  $|\ddot{z}/\ddot{z}_1|$  を測定したものである。2.8Hz と 6.2Hz 付近に大きな共振が現れており、サスペンションとしては好ましくない。以下では、これをパッシブ・サスペンションの特性と呼ぶことにする。

そこで、4章で設計した最適制御を適用して車体に伝わる振動加速度を抑制する。なお、差圧を制御入力とする1入力系として制御系を設計しているため、制御時における各制御弁の目標設定圧力は以下のように定める。

$$\delta P_{RD} = \frac{u(i)}{2} \tag{73}$$

$$\delta P_{RU} = \frac{-A_D}{A_U} \cdot \frac{u(i)}{2} \tag{74}$$

また、評価関数(55)式中の重み行列  $\bar{Q}$  と  $R$  はパッシブ・サスペンションの共振値が低減

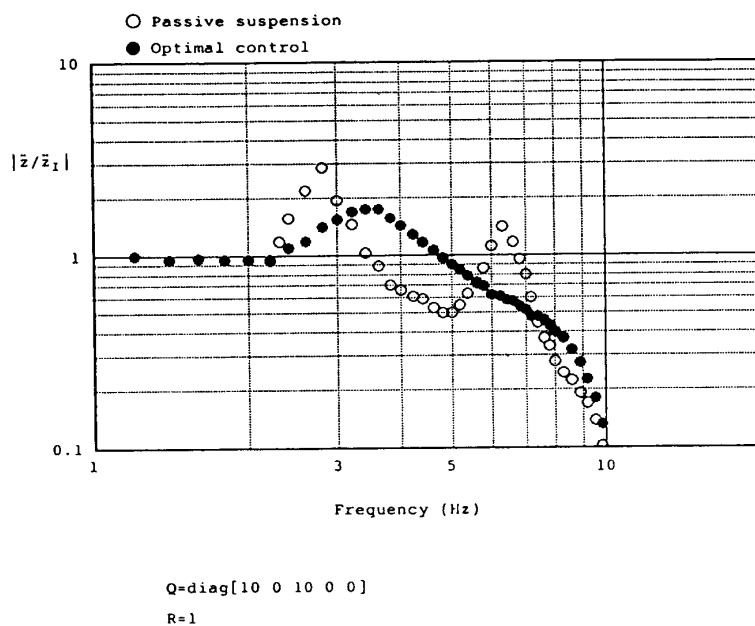


Fig. 6 Frequency response of optimal control system without considering delay time of the control valve

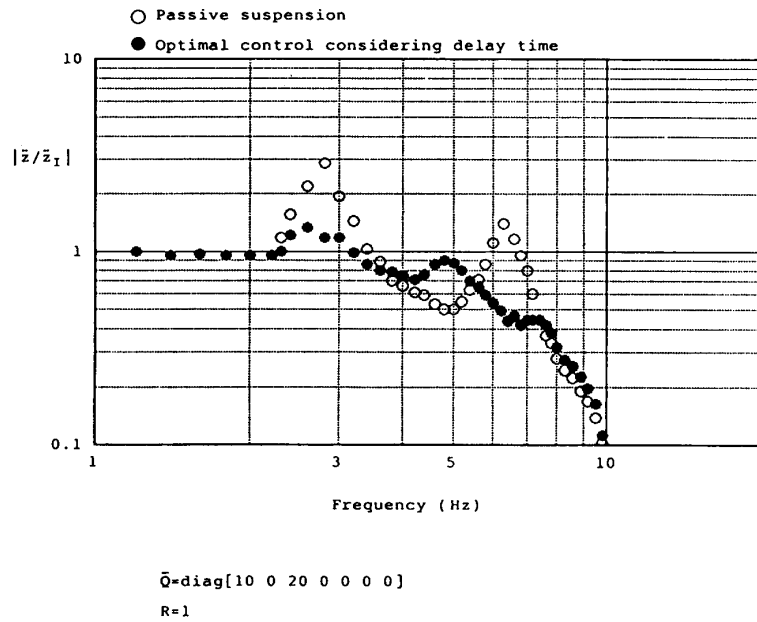


Fig. 7 Frequency response of optimal control system considering delay time of the control valve

するように実験により試行錯誤的に決定する。

●は(6)式で  $T_D = 0$ , すなわち制御弁のむだ時間を無視して最適制御系を設計した場合の結果を示す。制御弁のむだ時間を無視して設計した最適制御でも、パッシブ・サスペンションの共振値をかなり低減することができる。しかし、共振周波数が 3.5Hz 付近に移動するために制振性能がパッシブ・サスペンションより低下する周波数域が現れる。

Fig.7 に制御弁のむだ時間を考慮して最適制御系を設計した場合の結果を示す。○はパッシブ・サスペンション, ●は制御を行った結果である。制御弁のむだ時間を考慮することによって、パッシブ・サスペンションの共振値を大きく低減することができる。また、制振性能がパッシブ・サスペンションの応答より悪化する周波数範囲も 4 ~ 5.2Hz と減少している。さらに、この周波数域での振動加速度振幅比を 1 以下に抑えることができおり、むだ時間を考慮することによって、制振性能が全体的に大きく向上することが明らかである。

## 6. 結論

空気圧シリンダと電空比例圧力制御弁を用いたアクティブ・エアサスペンションシステムに制御弁のむだ時間を考慮した最適制御を実施した。その結果、制御弁のむだ時間を無視して最適制御系を設計した場合よりも、制振性能ははるかに向上し、パッシブ・サスペンションの共振特性を大幅に緩和することができた。また、パッシブ・サスペンションより制振性能が悪化する周波数が若干存在するが、振動加速度振幅比は 1 以下に抑えることができた。

以上より、制御弁のむだ時間を考慮した最適制御法はアクティブ・エアサスペンションの性能向上に、きわめて有効であることを確認した。

最後に、本研究に際し、有益な御討論をいただいた、岡山大学工学部和田力教授ならびに則次俊郎助教授に厚く感謝いたします。

## 参考文献

- 1) J. Dominy, D. N. Bulman: An Active Suspension for a Formula One Grand Prix Racing Car, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Transactions of the ASME, 107, 73 (1985)
- 2) 黒木純輔, 藤代武史: 自動車における振動センシングと制御, 日本機械学会誌, 89-811, 649, (1986)
- 3) A.G. Thompson, BE, PhD, CEng, MI Mech E: DESIGN OF ACTIVE SUSPENSIONS, Proc Instn Mech Engrs, 185,553 (1971)
- 4) D. Karnopp: Two Contrasting Versions of the Optimal Active Vehicle Suspension, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Transactions of the ASME, 108, 264 (1986)
- 5) D.L. Klingner, A.J. Calzado: A Pneumatic On-Off Vehicle Suspension, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Transactions of the ASME, 99-2, 130 (1977)
- 6) D. Cho, J.K.Hedrick: Pneumatic Actuators for Vehicle Active Suspension Applications, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Transactions of the ASME, 107,67 (1985)
- 7) 則次俊郎, 和田力: 空気圧サーボを用いたアクティブ・サスペンションの振動制御, 油圧と空気圧, 21-1,77(1990)
- 8) 永井正夫, 塩練俊一, 小池文彦: アクティブ制御によるエアサスペンションの振動特性 (第1報; PI制御と最適レギュレータによる設計と実験), 日本機械学会論文集 (C編), 54-507, 2707(1988)
- 9) T. FURUKAWA, E. SHIMEMURA: Predictive control for systems with time delay, International Journal of control, 37-2, 399 (1983)
- 10) 荒木光彦, 桑田龍一, 藤中透: むだ時間システムに対するPID/I-PD制御および離散型最適制御, システムと制御, 28-5, 278 (1984)
- 11) 美多勉: デジタル制御理論, 昭晃堂 (1984)
- 12) 松下尚史, 則次俊郎, 和田力: アクティブエアサスペンションの最適制御, 日本機械学会論文集 (C編), 56-526, 1499 (1990)
- 13) 山口惇, 田中裕久: 油空圧工学, 111, コロナ社 (1986)
- 14) 広瀬幸治: 流れ学, 123, 共立出版 (1976)

# Research in Control Method to Improve the Performance of Vibration Isolation of Active Air Suspension

Hisashi MATSUSHITA and Shujiro DOHTA

*Department of Mechanical Engineering,*

*Faculty of Engineering,*

*Okayama University of Science*

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

(Received September 30,1990)

It is important to improve both the ride quality and the driving stability of vehicles. However, with conventional passive suspensions, these two requirements can rarely be simultaneously satisfied. In this paper, an active air suspension is constructed using a pneumatic cylinder and two electro pneumatic proportional pressure control valves, which has the advantage of inherent buffer function due to the air compressibility. However, an electro pneumatic control valve involves a considerable delay time which deteriorates the vibration control performance. To cope with this problem, the control valve delay is formulated as an input time delay in the discrete-time state equation, for which an optimal regulator with a state observer is designed. Through experiments, the applicability of this optimal control method for the active air suspension can be confirmed.



## 付録 システムパラメータの同定

Table 1 に示す本制御システムのパラメータのうち、ピストン受圧面積  $A_D$  と  $A_U$  はカタログから計算によって求めることができる。空気の温度  $T$  は  $20^\circ\text{C}$  と仮定する。車体質量  $M$ 、車軸質量  $m$  は実験装置を分解することにより計測できる。また、ばね定数  $K$  は  $K$  を指定したコイルばねを外部業者に製作を依頼した。

制御弁の流量係数  $K_P$  と  $K_S$  は、本文中の(5), (13), (14)式より計算によって求めることができる。 $K_V$  は次の実験によって求める。供給側圧力を一定圧  $P_S$  にしてシリンダ側を大気解放にして差圧を作り、目標圧力  $P_R$  になるような操作電圧をパワーアンプに入力し、弁から排気される空気質量流量  $G$  を用いて弁の開口面積  $S$  を決定する。この時の変換係数を  $K_V$  とする。

残りのパラメータは以下の実験を行うことにより求めることができる。

(タイヤばね定数  $K_T$ )

Fig.1 の空気圧シリンダとコイルばねを取り除き、車体質量  $M$  を変化させ、その時の空気ばねの変位を測定する。実測結果を一次式で近似し、その傾きよりばね定数  $K_T$  を求める。

(サスペンションおよびタイヤ粘性抵抗係数)

Fig.1 の空気ばねを固定し、シリンダ室の圧力を平衡状態圧力に設定し、車体質量の部分を減衰自由振動させる。時刻  $t_n$  における  $n$  番目の波の頂点の振幅  $a_n$  と  $(n+1)$  番目の波の振幅  $a_{n+1}$  との比の対数減衰率  $\delta$  は次のようになる。

$$\delta = \ell n \frac{a_n}{a_{n+1}} = \zeta \frac{2\pi}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (\text{A. 1})$$

これより、 $\zeta$  を求め、

$$C = 2\zeta \sqrt{M \cdot K} \quad (\text{A. 2})$$

より、粘性抵抗係数  $C$  を求める<sup>15)</sup>。

コイルばねとシリンダを取り除き、空気ばねの圧力を  $297\text{kPa}$  に設定し、上と同様に減衰自由振動させ、タイヤ部の粘性抵抗係数  $C_T$  を求める。

## 参考文献

- 15) 国枝正春：実用機械振動学，25，理工学社（1984）