研 究

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*

則 次 俊 郎** 和 田 力**

Vibration Control of Active Suspension Actuated with Pneumatic Servo

Toshiro NORITSUGU, Tsutomu WADA

The primary purpose of this study is to develop an actively controlled suspension for automobiles or railway cars. To improve the riding quality, since pretty low frequency vibrations have to be attenuated, the very low natural frequency of a suspension is required. This has been usually accomplished by using an air spring. When an actuator is mounted to control this suspension, it is preferable for the actuator to have as low stiffness as an air spring. A pneumatic actuator is most suitable for such applications.

In this study, an active suspension is constructed using a pneumatic servo comprising a pneumatic cylinder and electro-pneumatic proportional pressure control valves. Some control schemes are examined to find the effective control method to improve the vibration control performance. As a result of comparing some types of feedback control, it was proven that the relative displacement feedback control with a negative feedback gain is most effective to attenuate the vibration, and in which the control performance is most insensitive to the operating delay of the pneumatic servo system. Further, an optimal regulator is applied to this suspension, and a modeling procedure of the suspension and a suitable performance index necessary to design the control system are clarified.

Through this study, it is indicated that a pneumatic servo can be available to an active suspension, and of which performance may be additionally improved by compensating for the operating delay of the control valves.

1. 結 言

自動車や鉄道車両は、移動機構としての基本性能に加えて、操縦安定性や乗り心地の良さが求められる。両者はサスペンションにとって互いに相反する要求であり、通常のばねとダンパからなるいわゆるパッシブ・サスペンションでは、これらの両立に限界がある。

これに対して、最近、サスペンションを積極的に制御することにより性能向上を図ろうとする動きが活発である。これらは、ばね定数やダンパの減衰係数を走行状況に応じて調整するセミアクティブ・サスペンションと、アクチュエータを用いてサスペンションの動作をより積極的に制御するアクティブ・サスペンションに大別される¹⁾。鉄道車両について空気圧制御方式のサスペンションが多く研究され^{2)~5)}、自動車においても、いわゆる電子制御エアサスペンションとして実用化され、車高制御やばね定数制御に用いられている。しかし、これらのほとんどは2~3段階程度の

切換え制御方式によるものであり^{6),7)}、さらに性能を向上させるためには、連続的でありきめ細かな制御が必要と考えられる。本研究は、このような連続制御によるアクティブ・サスペンションの開発を目的とする。

ここでは、乗り心地向上のために必要なサスペンションの制振性能に注目する。乗り心地向上のためには、1~3 Hzのかかなり低周波数の振動まで低減する必要がある。このためには、サスペンションの固有振動数を十分低く設定しなければならない。このため、空気ばねが多用される。アクティブ制振のため空気ばねにアクチュエータを併設する場合には、空気ばねと同程度の低剛性を持つ空気圧アクチュエータが適する。反面、低剛性故に、その応答性は電気や油圧アクチュエータに比べて劣るが、問題とする低周波数振動に対しては十分対応できると考えられる。このように、低剛性の空気圧アクチュエータを用いることにより、高周波数振動の低減は空気圧系が本来有する振動吸収作用に委ね、低周波数振動のみアクティブに制振しようとするのが、空気圧制御方式のアクティブ・サスペンションに対する基本的な考え方である。

本論文では、このような考え方にに基づき、空気圧シリンダを用いたアクティブ・サスペンションを構成し、

*昭和63年12月 5日 原稿受付

**岡山大学工学部

(所在地 〒700 岡山市津島中3-1-1)

その制御法について検討する。まず、基本的な1自由度サスペンション・モデルについて、シリンダとそれを制御する弁からなるアクチュエータ部の動特性が制振性能に及ぼす影響を明らかにし、この影響を緩和するために有効な制御法を示す。つぎに、2自由度サスペンション・モデルについて、最適レギュレータ理論に基づいた最適制御を適用し、その有効性と問題点を明らかにする。

2. 試作サスペンションの構成と基本特性

2.1 装置の概要

試作したサスペンションの構成をFig. 1に、その解析モデルをFig. 2に示す。下部空気ばねBの上部に、2個の空気ばねAと制振用空気圧シリンダ（内径50mm，ロッド径22mm，ストローク200mm）を並列に設置する。ばね下質量 m には、空気ばねAとシリンダのロッド以外の部分が含まれる。シリンダには、2個の電空圧力比例制御弁が取り付けられており、上下のシリンダ室圧力 P_u 、 P_d が制御できる。

Fig. 1 Experimental setup of active suspension controlled using pneumatic servo

加振入力変位 z_i は、スライダ・クランク機構と可変速電動機を用いて機械的に発生させ、振幅2.4mmの正弦波である。振動状態を検出するため、振動面Ⅱと振動面Ⅲに加速度センサが取り付けられている。制振性能は振動の振幅比で評価することとし、各振動面の変位 z_i 、 z_t および z をポテンシオメータで測定する。 P_s は供給圧

Fig. 2 Analytical model of active suspension with 2 degrees of freedom

力、 P_k および P_{kt} はそれぞれ空気ばねAおよびBの内圧である。

制御系の構成をFig. 3に示す。コントローラはパーソナルコンピュータPC-9801Vm，I/O回路および12ビットのD/A，A/D変換器などにより構成され，制御則はソフトウェアにより実行される。

Fig. 3 Structure of suspension control system

2.2 アクチュエータ部の特性

制振性能を検討する際、制御弁とシリンダからなるアクチュエータ部の特性を把握しておく必要がある⁸⁾。Fig. 4は、上部シリンダ室に注目し、その容積を63.2cm³に固定して測定した制御弁の周波数特性である。弁操作電圧 u_u は、低周波数時にシリンダ室圧力 P_u の変化の中心が 3.46×10^5 Pa，振幅が 3.46×10^5 Paとなるような正弦波電圧とした。図中、実線は u_u と P_u の関係を次式

Fig. 4 Characteristic of pneumatically actuating part

Table 1 Parameters of suspension with single degree of freedom

M	58.2	kg
P_k	2.39×10^5	Pa
P_{u0}	3.45×10^5	Pa
P_{d0}	2.97×10^5	Pa
P_s	5.92×10^5	Pa
C	5.10×10^2	N·s/m
K	2.80×10^4	N/m
K_c	8.54×10^4	Pa/V
T	0.020	s
L	0.035	s

の1次遅れ要素とむだ時間要素からなる伝達関数で表わし、 K_c 、 T および L をTable 1に示すように与えた場合の計算結果である。

$$\frac{P_u(s)}{U_u(s)} = \frac{K_c e^{-Ls}}{1 + Ts} \quad (1)$$

本実験で問題とする周波数範囲においては、(1)式は十分妥当であり、これによりアクチュエータ部の特性を評価できる。 T はシリンダ室の容量遅れ、 L は制御弁の動作遅れ時間に相当する。

3. 1 自由度サスペンション・モデルによる基礎的考察

ここでは、簡単のため1自由度系を対象として、基本的な三種類のフィードバック制御法を比較する。これにより、制振効果が大きいフィードバック量および制振性能に及ぼすアクチュエータ部の動作遅れの影響を明らかにする。

Fig. 1において、振動面ⅠとⅡを固定して1自由度系とし、各パラメータをTable 1のように設定する。 P_{u0} と P_{d0} は平衡状態における上下シリンダ室圧力であり、これらに対応する上下の制御弁操作電圧を u_{u0} 、 u_{d0} と

する。このときシリンダの発生力 $F_a = 0$ である。

3. 1 パッシブ・サスペンション

上下制御弁の操作電圧を u_{u0} 、 u_{d0} に保持して制御動作を行わないものをパッシブな系とする。このとき、Fig. 2において $z_i = z_i$ とおき、さらに $F_a = 0$ とすれば、次の伝達関数が得られる。

$$\frac{Z(s)}{Z_i(s)} = \frac{Cs + K}{Ms^2 + Cs + K} \quad (2)$$

ここに、 M ：ばね上質量、 C ：粘性抵抗係数、 K ：ばね定数である。

Fig. 5 Frequency response of passive suspension with single degree of freedom

周波数応答の測定結果をFig. 5に示す。3.5Hz付近で大きな共振が生じる。また、5 Hz付近で急激な振幅比の低下がみられるが、これは装置の横揺れが原因である。このような横揺れ現象は他の周波数域ではほとんど観測されないため、その影響は考えない。図中実線は、 C および K をTable 1に示すように与えた場合の(2)式による計算結果である。

3. 2 アクティブ・サスペンション

(1) 制御則

ここでは、下部制御弁操作電圧 u_d は u_{d0} に保持し、上部シリンダ室圧力 P_u のみを変化させて制振を行なう。制御則を次式で与える。

$$\delta u_u = \{K_a \ddot{z} + K_v \dot{z} + K_p(z - z_i)\} / K_c A_u \quad (3)$$

δu_u は上部制御弁操作電圧の u_{u0} からの変化量、 A_u はピストンの上部受圧面積である。右辺分子第1、2および3項は、それぞれ加速度、速度および相対変位フィードバックに相当する。一般に、加速度フィードバックは系の共振周波数を低下させ、速度フィードバックは共振値を下げる効果を持つ。また、負の相対変位フィードバック($K_p < 0$)は共振周波数を低下させると同時に共振値を下げる効果を持つ。

(1)式で表わされるアクチュエータ部の動特性を考慮

すれば、系の伝達関数は次式となる。

$$\frac{Z(s)}{Z_i(s)} = \frac{Cs + K + \frac{K_p}{1 + Ts} e^{-Ls}}{Ms^2 + Cs + K + \frac{K_a s^2 + K_v s + K_p}{1 + Ts} e^{-Ls}} \quad (4)$$

(2) 制振性能

Fig. 6は加速度、速度および相対変位フィードバックをそれぞれ単独に用いた場合の周波数応答を示す。

(a) Acceleration feedback control with $K_a = 20 \text{ N/(m/s}^2\text{)}$

(b) Speed feedback control with $K_v = 650 \text{ N/(m/s)}$

(c) Relative displacement feedback control with $K_p = -19000 \text{ N/m}$

Fig. 6 Vibration control performance of active suspension with single degree of freedom, controlled by three types of feedback method

各フィードバックゲイン K_a , K_v および K_p は、共振値が最も小さくなるように試行錯誤により決定した。Fig. 5に示したパッシブな系の応答と比較する。(a)の加速度フィードバック制御においては、共振周波数が低周波数域に移動するとともに共振値は減少するが、高周波数域では制振性能が悪化している。(b)の速度フィードバック制御では、低周波数域での制振性能は向上し共振値も多少減少しているが、共振周波数が高くなり高周波数域での制振性能が悪化している。(c)の負の相対変位フィードバック ($K_p < 0$) 制御においては、共振はほぼ完全に抑制されるが、高周波数域で制振性能がやや悪化している。

(3) アクチュエータ部の動作遅れの影響

Fig. 6中の実線は、(4)式において、アクチュエータ部の動作遅れを無視し $T=L=0$ とした場合およびアクチュエータ部の動作遅れを考慮し T と L を Table 1に示す値とした場合の計算結果である。実験結果は後者にはほぼ一致しており、各図において2本の理論曲線の差はアクチュエータ部の動作遅れの影響を表わしていると考えてよい。その影響は制御則により異なるが、一部の周波数領域を除いて制振性能を低下させる。

Fig. 7はむだ時間 L を増加させて、等価的に制御弁の動作遅れ時間の影響を調べたものである。0.01sの遅れ時間を制御プログラム内で与え、 $L=0.045\text{s}$ とした。Fig. 6と比較すると制振性能は低下しており、制御弁の動作遅れは制振性能に大きく影響することがわかる。

以上の結果より、3種のフィードバック制御のうちでは、負の相対変位フィードバック ($K_p < 0$) 制御が制振に対して最も効果的であることがわかる。さらに、相対変位フィードバック制御は他のフィードバック制御に比較して制御弁の動作遅れの影響を受けにくいことがわかる。

4. 2自由度サスペンションの最適制御

自動車や鉄道車両用サスペンションはFig. 2に示すように本来2自由度系として扱うべきものである。この場合、系の挙動が複雑となるため、系の内部状態まで考慮できる現代制御理論が制振性能の向上に対してより効果的と考えられる。そこで、ここでは、最適レギュレータ理論を適用し、その有効性を調べる。制御を実行するためには複数個の状態変数が必要であるが、一部の状態変数のみ検出し、他は状態オブザーバにより推定する。最適レギュレータおよびオブザーバを設計するためには、制御対象であるサスペンションの数学モデルが必要である。

 (a) Acceleration feedback control with $K_d = 20 \text{ N/(m/s}^2\text{)}$

 (b) Speed feedback control with $K_y = 650 \text{ N/(m/s)}$

 (c) Relative displacement feedback control with $K_p = -19000 \text{ N/m}$

Fig. 7 Influence of time delay being in pneumatic servo on vibration control performance of suspension with single degree of freedom

4.1 モデル化

(1) 振動系

Fig. 2の解析モデルにおいて、相対変位

$$\Delta z = z - z_i, \quad \Delta \dot{z}_i = \dot{z}_i - \dot{z}_i \quad (5)$$

を定義する。また、摺動部のクーロン摩擦力を無視すれば、質量 M および m の運動方程式は次式となる。

$$M\ddot{z} + C\Delta\dot{z} + K\Delta z = -F_a \quad (6)$$

$$m\ddot{z}_i + C_i\Delta\dot{z}_i + K_i\Delta z_i = C\Delta\dot{z} + K\Delta z + F_a \quad (7)$$

C_i , K_i は空気ばねBの粘性抵抗係数およびばね定数である。

(2) シリンダ

上下シリンダ室のエネルギー平衡式より

$$G_u = \frac{V_u}{\kappa RT_u} \dot{P}_u - \frac{P_u A_u}{RT_u} \Delta \dot{z} \quad (8)$$

$$G_d = \frac{V_d}{\kappa RT_d} \dot{P}_d + \frac{P_d A_d}{RT_d} \Delta \dot{z} \quad (9)$$

ここに、 A_u , A_d :ピストン受圧面積, G_u , G_d :シリンダ室へ流入, 流出する空気質量流量, T_u , T_d :シリンダ室内温度, V_u , V_d :シリンダ室容積, R :ガス定数, κ :比熱比である。

ここで、次式を満足する平衡状態を考える。

$$\left. \begin{aligned} \Delta z = \Delta z_i = 0, \quad \Delta \dot{z} = \Delta \dot{z}_i = 0 \\ A_u (P_{u0} - P_A) = A_d (P_{d0} - P_A) \\ T_{u0} = T_{d0} = T_0, \quad V_{u0}/A_u = V_{d0}/A_d \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

P_A は大気圧である。(10)式の最後の関係は、平衡位置をシリンダストロークの中央に設定することを意味する。この平衡状態を基準として(8), (9)式を線形化し、差圧力

$$\Delta P = \delta P_d - (A_u/A_d) \delta P_u \quad (11)$$

を導入すれば次式が得られる。

$$\Delta \dot{P} = \frac{1}{c_0} (\delta G_d - \delta G_u) - \frac{a_u + a_d}{c_0} \Delta \dot{z} \quad (12)$$

ここに、

$$\left. \begin{aligned} c_0 &= V_{d0}/\kappa RT_0 \\ a_u &= P_{u0} A_u / RT_0 \\ a_d &= P_{d0} A_d / RT_0 \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

であり、 δ は上記平衡状態からの変化量を表わす。

シリンダの発生力 F_a は次式で与えられる。

$$F_a = -A_d \Delta P \quad (14)$$

(3) 制御弁

制御弁を通過する流量 δG_u および δG_d は、絞りの圧力流量特性より次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} \delta G_u &= -k_{Pu} \delta P_u + k_s \delta S_u \\ \delta G_d &= -k_{Pd} \delta P_d + k_s \delta S_d \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

ここに、 $k_{Pu} = -\partial G_u / \partial P_u$, $k_{Pd} = -\partial G_d / \partial P_d$, $k_s = \partial G_u / \partial S_u = \partial G_d / \partial S_d$ である。

使用する圧力比例制御弁は内部にメカニカルな圧力フィードバック機構を内蔵する。ここでは、簡単のため制御弁自体の動作遅れは無視し、弁開口面積の変化量は次式により決まると仮定する。

$$\left. \begin{aligned} \delta S_u &= k_{vu} (\delta P_{ru} - \delta P_u) \\ \delta S_d &= k_{vd} (\delta P_{rd} - \delta P_d) \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

δP_{ru} , δP_{rd} は各弁の設定入力圧力であり、次式で与えるとする。

$$\left. \begin{aligned} \delta P_{rd} &= \Delta P_r / 2 \\ \delta P_{ru} &= - (A_d / A_u) \Delta P_r / 2 \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

簡単化のため, $k_{pu} = (A_u / A_d) k_{pd}$, $k_{vu} = (A_u / A_d) k_{vd}$ と仮定し, $k_{pd} = k_p$, $k_{vd} = k_v$ とおけば, 次式を得る.

$$\delta G_d - \delta G_u = k_s k_v \Delta P_r - (k_p + k_s k_v) \Delta P \quad (18)$$

(4) 状態方程式

状態変数 $\mathbf{x}$, 入力変数 u および加振外乱項 $\mathbf{d}$ を

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{x} &= [\dot{z}, \dot{z}_i, \Delta z, \Delta z_i, \Delta P]^T \\ u &= \Delta P_r \\ \mathbf{d} &= [0, (C_t / m) \dot{z}_i, 0, -\dot{z}, 0]^T \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

とすると, (5), (6), (7), (12), (14) および (18) 式より次の状態方程式が得られる.

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}u + \mathbf{d} \quad (20)$$

ここに,

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} -\frac{C}{M} & \frac{C}{M} & -\frac{K}{M} & 0 & \frac{A_d}{M} \\ \frac{C}{m} & -\frac{C+C_t}{m} & \frac{K}{m} & -\frac{K_t}{m} & -\frac{A_d}{m} \\ 1 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{a_u + a_d}{c_0} & \frac{a_u + a_d}{c_0} & 0 & 0 & -\frac{k_p + k_s k_v}{c_0} \end{pmatrix} \quad (21)$$

$$\mathbf{B} = [0, 0, 0, 0, k_s k_v / c_0]^T \quad (22)$$

また, $\dot{z}$ および $\dot{z}_i$ を検出するものとし, これらを出力変数 $\mathbf{y}$ とすれば出力方程式は次式となる.

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} \quad (23)$$

ここに,

$$\mathbf{C} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (24)$$

実験に用いたサスペンションの各パラメータの値を Table 2 に示す.

4.2 最適制御系の設計

ディジタル計算機を用いて制御するため, 離散時間最適レギュレータを設計する. 設計において, (20) 式の外乱項 $\mathbf{d}$ は無視する.

0 次ホルダを用いた場合について (20) 式を離散化し, これに対して, 評価関数

$$J = \sum_{i=0}^{\infty} [\mathbf{x}(i)^T \mathbf{Q} \mathbf{x}(i) + r u(i)^2] \quad (25)$$

を最小とする制御入力 $u(i)$ を求めれば, 最適制御入力は次式で与えられる.

$$u(i) = -\mathbf{F}\mathbf{x}(i) \quad (26)$$

サンプリング周期を T_s としたとき, i は iT_s 時刻における値を表わす. $\mathbf{F}$ は Riccati 方程式を解くことにより与

Table 2 Parameters of suspension with 2 degrees of freedom

A_d	1.96×10^{-3}	m^2
A_u	1.58×10^{-3}	m^2
C	4.05×10^2	$\text{N} \cdot \text{s} / \text{m}$
C_t	3.74×10^2	N / m
K	1.63×10^4	N / m
K_t	5.71×10^4	N / m
M	58.2	kg
m	27.6	kg
P_A	1.01×10^5	Pa
P_{d0}	2.97×10^5	Pa
P_{u0}	3.45×10^5	Pa
P_k	2.39×10^5	Pa
P_{kt}	2.48×10^5	Pa
P_s	5.92×10^5	Pa
R	287	$\text{J} / (\text{kg} \cdot \text{K})$
T_0	293	K
κ	1.4	
k_p	1.18×10^{-8}	$\text{m} \cdot \text{s}$
k_s	1.40×10^3	$\text{kg} / (\text{m}^2 \cdot \text{s})$
k_v	1.96×10^{-10}	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^2 / \text{kg}$

えられる.

$\dot{z}$, $\dot{z}_i$ は加速度センサより得られる検出信号を積分することにより測定する. Δz , Δz_i および ΔP は最小次元オブザーバを用いて推定する⁹⁾.

4.3 制振性能

最適制御による制振性能をパッシブな系と比較し, その有効性を検討する. サンプリング周期は $T_s = 10 \text{ms}$ とする. まず, Fig. 8 における○印は $u(i) = 0$ として制御を実行しないパッシブな系の周波数応答である. 低周波数域において 1 自由度系の場合と同様にばね上質量 M による共振が生じ, 高周波数域においてもばね下質量 m による共振が生じている.

(1) 重み行列とフィードバック変数

最適制御系の設計において重要な選択パラメータである評価関数中の重み係数 $\mathbf{Q}$ および r が制振性能に及ぼす影響を考察する. 5 個の状態変数のうち $\dot{z}$ と Δz がばね上質量の振動状態を最もよく表わす. そこで, $r = 1$, $\mathbf{Q}$ を対角行列とし, $\dot{z}$ と Δz のみに対する重みを考慮する.

Fig. 8 における●印は, それぞれ図中に示す重み係数 $\mathbf{Q}$ を用いて計算したフィードバックゲイン $\mathbf{F}$ により制振制御した場合の周波数応答である. 前述のパッシブな場合と比較して示す. Fig. 8(a) で用いた重み係数の値は, 実験による試行錯誤により共振値が最も小さ

(a) Both $\dot{z}$ and Δz are considered in performance index
 $Q = \text{diag}(10 \ 0 \ 10 \ 0 \ 0)$

(b) Only $\dot{z}$ is considered in performance index
 $Q = \text{diag} \ (10 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0)$

(c) Only $\dot{z}$ and Δz are used as feedback signals in control system of Fig. 8 (a)

Fig. 8 Vibration control performance of active suspension with 2 degrees of freedom, controlled by optimal regulator designed based on two types of performance index

くなるように設定したものである。1自由度系と同様に、相対変位のフィードバックゲインが負の場合に良好な応答が得られる。パッシブな系に比べて共振周波数が高周波側へ移動するが、共振値は低下しておりアクティブ制振の効果が認められる。なお、4Hz過ぎの振幅比の急激な低下はFig. 5と同様に装置の横揺れに起因するものである。

Fig. 8(b)は $\dot{z}$ のみに重みを与えた場合の結果である。(a)とほぼ同様な制振性能が得られる。また、Fig. 8(c)は(a)において $\dot{z}$ および Δz のみをフィードバック信号として用いた場合の結果である。(a)の場合と大差ない制振性能が得られている。 $\dot{z}$ と Δz を同時に用いない場合、あるいは他の状態変数($\dot{z}_i$, Δz_i , ΔP)のみのフィードバックによってはFig. 8と同様な制振性能は得られない。

本研究のように状態変数を選んだ場合、制御系設計

(a) With additional delay of 10ms

(b) With additional delay of 20ms

Fig. 9 Influence of time delay being in pneumatic servo on vibration control performance of suspension with 2 degrees of freedom controlled by optimal regulator $Q = [10 \ 0 \ 10 \ 0 \ 0]$

時には評価関数においてばね上質量速度 $\dot{z}$ のみを考慮すれば十分であり、また、 $\dot{z}$ と Δz のフィードバックが制振に最も寄与していることがわかる。

(2) むだ時間の影響

アクチュエータ部の動作遅れが制振性能を低下させることは、1自由度系の場合の結果より明白であるが、ここでは、2自由度系の場合について考察する。

Fig. 9は、制御弁のむだ時間を模擬するため次式により制御入力にむだ時間を付加した場合の応答である。

$$u(i) = -F\mathbf{x}(i - \tau) \quad (27)$$

(a)は $\tau = 1$ (むだ時間=10ms)、(b)は $\tau = 2$ の場合の結果である。むだ時間が増加すると共振値が増加し、制振性能が著しく低下する。

Fig. 8およびFig. 9において、高周波数域における周波数応答はパッシブ系と一致する。これはアクチュエータの動作が高周波数の振動には追従できないためであるが、冒頭で述べたように、高周波数振動の低減はサスペンションが本来持つパッシブな振動吸収作用に委ねればよい。

5. 結 言

鉄道車両や自動車のサスペンションには、低剛性の空気ばねが多用される。これに制振用アクチュエータを併設する場合、アクチュエータ自体も空気ばね同様の低剛性を持つことが好ましい。また、かなり低周波数の振動が制振の対象であり、さほど高速高応答のサーボ系は必要でない。このような用途には空気圧サーボが適する。そこで、本研究では、空気圧シリンダと電空圧力比例制御弁からなる空気圧サーボを用いたアクティブ・サスペンションを構成し、それを良好に作動させるための制御法について考察した。

得られた主な結果は次の通りである。

1) 加速度、速度および相対変位フィードバック制御のうち、負の相対変位フィードバック制御($K_p < 0$)が制振に最も効果的である。また、制御弁の動作遅れは制振性能を低下させるが、負の相対変位フィードバック制御では他のフィードバック制御と比べて性能低下が少ない。

2) 最適レギュレータ理論を用いてアクティブ・サスペンション制御系を設計する際、評価関数において、制振対象であるばね上質量速度のみを考慮すれば十分である。また、最適レギュレータではすべての状態変数をフィードバックするが、これらのうち、ばね上質

量速度およびばね上質量とばね下質量の相対変位が制振動作にも最も寄与している。

以上の結果を通して、空気圧サーボを用いたアクティブ・サスペンションの制振効果を確認するとともに、最適制御系を設計する際に必要なサスペンションのモデル化手法およびこの種のサスペンションに適切と考えられる一つの評価関数を示した。さらに、今後、制御系に、制御弁の動作遅れに対する補償機能などを付加することにより制振性能はより向上すると考える。

最後に、本研究の一部は第2回(昭和61年度)マツダ財団助成金によることを付記し、関係各位に深謝の意を表する。また、本研究に協力した野口俊司君(現、ニチデン機械)に感謝の意を表する。

参 考 文 献

- 1) 黒木、藤代：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, 649/654 (1986)
- 2) D. Cho, J.K. Hedrick: Pneumatic Actuators for Vehicle Active Suspension Applications, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Trans. of the ASME, 107-1, 67/72 (1985)
- 3) 神代他：鉄道車両振動のアクティブ・コントロール、日本機械学会誌、85—764, 710/715 (1982)
- 4) 永井、沢田：高速車両支持系の最適アクティブ制御(空気圧アクチュエータを有する二自由度系の解析)、日本機械学会論文集(C編)、53—487, 750/756 (1987)
- 5) 岡本他：鉄道車両のアクティブサスペンション、日本機械学会論文集(C編)、53—494, 2103/2109 (1987)
- 6) D.L. Klinger, A.J. Calzado: A Pneumatic On-off Vehicle Suspension System, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Trans. of the ASME, 99-2, 130/136 (1977)
- 7) 江間：サスペンション系における電子制御と油・空圧制御、自動車技術、39—4, 391/396 (1985)
- 8) 則次、和田：空気圧シリンダを用いた振動のアクティブ制御、昭和62年春季油空圧講演会講演論文集、73/76 (1987)
- 9) 美多勉：ディジタル制御理論、149/169, 昭晃堂 (1984)