アクティブエアサスペンションの最適制御*

松下 尚史^{*1}, 則次 俊郎^{*2}, 和田 力^{*2}

Optimal Control of Active Air Suspension

Hisashi MATSUSHITA, Toshiro NORITSUGU, and Tsutomu WADA

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.

Key Words: Active Air Suspension, Pneumatic Cylinder, Electro pneumatic Proportional Control Valve, Delay Time, Optimal Regulator, State Observer

1. 緒 言

近年, 車体の軽量化や高速走行に伴い, 自動車の乗り心地と操縦安定性を向上させることがますます重要な課題とされている。しかし, 現在多くの自動車に装備されているばねとダンパから構成されるパッシブなサスペンション装置では, 乗り心地と操縦安定性を同時に高いレベルで満足させることは困難である。すなわち, サスペンションを柔らかく設計すると乗り心地は向上するが, 車体のローリングやピッチングが大きくなり, 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り乗り心地が低下する。

この問題に対処するため, 走行状態に応じてサスペンションのパラメータを可変とする, いわゆるセミアクティブサスペンションが実用化されている⁽¹⁾。さらに, アクチュエータを装着して外部エネルギーにより積極的にサスペンションを制御する, いわゆるアクティブサスペンションの研究が盛んになりつつある。アクチュエータには油圧アクチュエータ⁽²⁾や空気圧アク

チュエータが用いられるが, 最近, 空気圧アクチュエータを使用したアクティブエアサスペンションが注目されている^{(3)~(7)}。本論文では, このようなエアサスペンションの最適制御法について検討するものである。

空気圧アクチュエータは空気の圧縮性によりそれ自体, 高周波遮断フィルタとして機能するため, 低周波振動のみを制御の対象とすればよい。しかし, アクチュエータ部の動特性が制振性能に及ぼす影響はなお無視できない。特に, アクチュエータ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⁽⁷⁾, これを緩和するような制御法に関する研究は見あたらない。そこで, 本研究では, 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を適用し, その有効性を実験により確認する。

まず, 本研究で対象とする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。つぎに, 電空比例圧力制御弁のむだ時間を考慮したシステムの離散時間状態方程式を導く。これに対して, 最適レギュレータおよびオブザーバを用いて最適制御系を設計し, これによる制振性能の実測結果を示す。

* 原稿受付 平成元年9月6日。

^{*1} 学生員, 岡山大学大学院 (〒700 岡山市津島中3-1-1)。^{*2} 正員, 岡山大学工学部。

2. システムの構成

図1に本研究で使用するアクティブエアサスペンションモデルの概略を示す。車体に相当する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（内径50 mm, ロッド径22 mm, ストローク200 mm）を並列に設置し、その下部にタイヤに相当する空気ばねを接続する。路面からの外乱は加振器によって振幅2.4 mmの正弦波で模擬する。

空気圧シリンダに取り付けた2個の電空比例圧力制御弁を駆動することによって上下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制御用計算機の出力信号（12 bit デジタル信号）からD-A変換器およびパワーアンプを介して生成される。車体の振動は加速度センサおよび積分器内蔵のチャージアンプを用いて速度信号として検出する。この検出信号をカットオフ周波数16 Hzのローパスフィルタに通してノイズを除去したのち、12 bit のA-D変換器を介して計算機にフィードバックする。振動速度の検出分解能は0.24 mm/sである。

3. システムのモデル化

3.1 連続時間状態方程式 図2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

図1 アクティブエアサスペンションの概略図

を正にとり、シリンダによる発生力を F とすると、運動方程式は次式となる。

$$M\ddot{z} + C(\dot{z} - \dot{z}_T) + K(z - z_T) = F \quad (1)$$

$$m\ddot{z}_T + C_T(\dot{z}_T - \dot{z}_I) + K_T(z_T - z_I) + C(\dot{z}_T - \dot{z}) + K(z_T - z) = -F \quad (2)$$

$$F = A_D(P_D - P_A) - A_U(P_U - P_A) - F_c \operatorname{sgn}(\dot{z} - \dot{z}_T) \quad (3)$$

また、空気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。

$$\dot{P}_D = \frac{\kappa RT}{V_D} G_D - \frac{\kappa A_D P_D}{V_D} (\dot{z} - \dot{z}_T) \quad (4)$$

$$\dot{P}_U = \frac{\kappa RT}{V_U} G_U + \frac{\kappa A_U P_U}{V_U} (\dot{z} - \dot{z}_T) \quad (5)$$

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。

$$G = SP_H \sqrt{\frac{2}{RT}} \cdot f\left(\frac{P_L}{P_H}\right) \quad (6)$$

$$f(x) = \sqrt{\frac{\kappa}{x-1}} (x^{2/\kappa} - x^{(\kappa+1)/\kappa})$$

$$(0.528 < x \leq 1)$$

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

$$(0 \leq x \leq 0.528)$$

ここで、 A :ピストン受圧面積、 C, C_T :サスペンションおよびタイヤ粘性減衰係数、 F_c :クーロン摩擦力、 K, K_T :サスペンションおよびタイヤばね定数、 M, m :車体および車軸質量、 P :シリンダ室圧力、 P_A :大気圧、 P_S :供給圧、 R :気体定数、 T :シリンダ室温度、 V :シリンダ室容積、 z, z_I, z_T :車体、路面および車軸の絶対変位、 κ :比熱比。添字 D, U はそ

図2 アクティブサスペンションの解析モデル

れぞれ下部および上部シリンダ室の状態を表す。また、圧力は絶対圧力で示す。

ピストンが静止し、上下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、この状態の周りで式(1)～(6)を線形化する。添字零は平衡状態における値を、 δ は平衡状態からの微小変化量を表す。

車体と車軸の相対変位、車軸と路面の相対変位および上下シリンダ室の圧力差を

$$\delta \Delta z = \delta z - \delta z_T \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$\delta \Delta z_T = \delta z_T - \delta z_I \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$\delta \Delta P = \delta P_D - \frac{A_U}{A_D} \delta P_U \quad \dots\dots\dots (9)$$

と定義する。また、制御弁について

$$-K_F = (\partial G_D / \partial P_D)_0 = (\partial G_U / \partial P_U)_0$$

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

と仮定する。制御弁の開口面積は目標圧力 δP_R 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。

$$\delta S_D = K_V (\delta P_{RD} - \delta P_D) \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$\delta S_U = K_V (\delta P_{RU} - \delta P_U) \quad \dots\dots\dots (11)$$

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、車体の振動速度あるいは車体の振動加速度などに限定される。また、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、かつオペレータ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。

$$\mathbf{x}(t) = [\delta \dot{z}, \delta \dot{z}_T, \delta \Delta z, \delta \Delta z_T, \delta \Delta P]^T \quad \dots\dots (12 \cdot a)$$

$$u(t) = \delta \Delta P_R \quad \dots\dots\dots (12 \cdot b)$$

$$y(t) = \delta \dot{z} \quad \dots\dots\dots (12 \cdot c)$$

連続時間状態方程式および出力方程式は次式となる。

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}_c \mathbf{x}(t) + \mathbf{B}_c u(t) + \mathbf{d}_c \dot{z}_I(t) \quad \dots\dots (13 \cdot a)$$

$$y(t) = \mathbf{c}_c \mathbf{x}(t) \quad \dots\dots\dots (13 \cdot b)$$

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

$$\mathbf{B}_c = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ a_3]^T$$

$$\mathbf{C}_c = [1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

$$\mathbf{d}_c = \left[0 \ \frac{C_T}{m} \ 0 \ -1 \ 0 \right]^T$$

ここで、

$$a_1 = \frac{\kappa(A_D^2 P_{D0} + A_U^2 P_{U0})}{A_D V_0}$$

$$a_2 = \frac{\kappa R T}{V_0} (K_F + K_S K_V), \quad a_3 = \frac{\kappa R T}{V_0} K_S K_V$$

である。制御系設計の際に用いるシステムパラメータの値を表1に示す。

3・2 離散時間状態方程式

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、弁下流のシリンダ室(容積: $1.75 \times 10^5 \text{ mm}^3$)の圧力応答より弁の動作遅れを評価する。図3にその結果を示す。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のみ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。このむだ時間 T_D を式(12・b)の入力に含めて考えると、式(13)は次式となる。

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}_c \mathbf{x}(t) + \mathbf{B}_c u(t - T_D) + \mathbf{d}_c \dot{z}_I(t) \quad \dots\dots (14 \cdot a)$$

$$y(t) = \mathbf{C}_c \mathbf{x}(t) \quad \dots\dots\dots (14 \cdot b)$$

一般に、むだ時間を含むシステムは無次元システムとなり、連続時間系での取扱いは複雑であるが、これを有限次元の離散時間系に近似することによって、通常の線形制御理論を適用することが可能となる。

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 ($T_s = 10 \text{ ms}$) とし、零次ホルダを用いて式(14)を離散化する。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 $\mathbf{X}(i)$ を新たに定義すると、

$$\mathbf{X}(i) = [\mathbf{x}(i)^T, u(i-2), u(i-1)]^T \quad \dots\dots (15)$$

表 1 システムパラメータ

A_D	1.963×10^3	(mm^2)
A_U	1.583×10^3	(mm^2)
C	6.000×10^2	(kg/s)
C_T	8.000×10^2	(kg/s)
K	1.471×10^4	(kg/s^2)
K_T	7.679×10^4	(kg/s^2)
M	8.891×10	(kg)
m	3.113×10	(kg)
P_R	1.013×10^2	($\text{kg/mm} \cdot \text{s}^2$)
P_{D0}	2.990×10^2	($\text{kg/mm} \cdot \text{s}^2$)
P_{U0}	3.465×10^2	($\text{kg/mm} \cdot \text{s}^2$)
P_S	5.916×10^2	($\text{kg/mm} \cdot \text{s}^2$)
R	2.870×10^8	($\text{mm}^2/\text{s}^2 \cdot \text{K}$)
T	2.931×10^2	(K)
V_0	1.753×10^5	(mm^3)
κ	1.4	
K_F	1.180×10^{-5}	($\text{mm} \cdot \text{s}$)
K_S	1.396×10^{-3}	($\text{kg/mm}^2 \cdot \text{s}$)
K_V	1.878×10^{-1}	($\text{mm}^3 \cdot \text{s}^2/\text{kg}$)

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⁽⁸⁾。

$$X(i-1) = \bar{A}X(i) + \bar{B}u(i) + d\dot{z}_i(i) \quad \cdots (16 \cdot a)$$

$$y(i) = \bar{C}X(i) \quad \cdots (16 \cdot b)$$

ただし、

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} A & B & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \bar{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

$$\bar{C} = [C_c \ 0 \ 0]$$

$$A = \exp[A_c T_s]$$

$$B = \int_0^{T_s} \exp[A_c \tau] d\tau \cdot B_c$$

$$d = \int_0^{T_s} \exp[A_c \tau] d\tau \cdot d_c$$

である。式(16)で表されるシステムは可制御かつ可観測である⁽⁹⁾。

以下では、外乱 $\dot{z}_i(i)$ は無視して制御系を設計する。なお、離散時間系においては、サンプリングによる遅れ時間の影響は離散化の過程で状態方程式に組み込まれるため、制御系設計時に改めて考慮する必要はない。

4. 最適制御系の設計

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⁽⁵⁾⁽⁶⁾。また、本システムでは車体の振動速度のみを測定し、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 式(16)で表される系に対して、評価関数：

$$J = \frac{1}{2} \sum_{i=0}^{\infty} [X(i)^T \bar{Q} X(i) + R u(i)^2] \quad \cdots (17)$$

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。

$$u(i) = -\bar{F}X(i) \quad \cdots (18 \cdot a)$$

$$\bar{F} = [R + \bar{B}^T \bar{P} \bar{B}]^{-1} \bar{B}^T \bar{P} \bar{A} \quad \cdots (18 \cdot b)$$

ここで、 $\bar{P}$ は $\bar{Q}$ (準正定対称行列) および R (正数) を重み行列とする定常 Riccati 方程式の解である⁽⁹⁾。

4・2 最適状態オブザーバ $\delta \dot{z}_i, \delta \Delta z, \delta \Delta \dot{z}_i$ 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。

$$\hat{x}(i) = D\omega(i) + Hy(i) \quad \cdots (19 \cdot a)$$

$$\omega(i+1) = \hat{A}\omega(i) + \hat{K}y(i) + \hat{B}u(i-2) \quad \cdots (19 \cdot b)$$

各係数行列は評価関数 J の劣化量を最小とする最適オブザーバの設計手法を用いて決定される⁽⁹⁾。

オブザーバで推定した状態変数を用いると式(18)の状態フィードバックは次式となる。

$$u(i) = -\bar{F}[\hat{x}(i)^T, u(i-2), u(i-1)]^T \quad \cdots (20)$$

図4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

図5の○は図1で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。これは、上下シリンダ室圧力を平衡圧力 (P_{V0}, 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測定したものである。2.8 Hz と 6.2 Hz 付近に大きな共振が現れており、このままでは、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一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を以下のように定める。

$$\delta P_{RD} = \frac{u(i)}{2} \quad \cdots (21 \cdot a)$$

図3 制御弁の過渡特性

図4 最適制御系のブロック線図

$$\delta P_{ru} = -\frac{A_p}{A_v} \cdot \frac{u(i)}{2} \dots\dots\dots (21 \cdot b)$$

また、評価関数式(17)の重み行列 $\bar{Q}$ と R は図5に示したパッシブサスペンションの共振値が低減するように実験により試行錯誤的に決定する。

図5の●は式(14・a)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。設計に用いた重み行列 $Q(\bar{Q})$ と R の値を図中に示す。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3.5 Hz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悪化する周波数域が生じる。

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図6に示す。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さらに低減することができる。図5と比較すると、制振性能がパッシブサスペンションより悪化する周波数範囲も若干減少している。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り、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。

図7は式(13)の線形化モデルを用いたデジタルシミュレーションの結果である。各パラメータは表1に示す値を用いた。モデルで無視したしゅう動部のクーロン摩擦力や制御弁の非線形性の影響により、実験結果とシミュレーション結果にはある程度の差異が見られるが、制御弁のむだ時間を考慮した効果は理論的にも確認できる。

図8は、重み行列 $\bar{Q}$ において車体と車軸の相対変位 $\delta \Delta z$ にかかる項の要素を図6の場合より大きくしたときの結果を示す。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図6に比べると約4~5.2 Hzと減少している。これより、車体の振動加速度の低減には、車体と車軸の相対変位にかかる重み係数の設定が重要であることがわかる。

これまでは、車体の振動速度 $\delta \dot{z}$ を検出しそれを出力変数としたが、次に、車体と車軸の相対変位 $\delta \Delta z$ を出力変数とした場合について考察する。

これに伴って状態変数を以下のように選ぶ。

$$x(t) = [\delta \Delta z, \delta \Delta z_T, \delta \Delta \dot{z}, \delta \Delta \dot{z}_T, \delta \Delta P]^T \dots\dots (22 \cdot a)$$

$$y(t) = \delta \Delta z \dots\dots\dots (22 \cdot b)$$

これは、式(12)の状態変数の車体および車軸の振動速度 $\delta \dot{z}, \delta \dot{z}_T$ を車体と車軸および車軸と路面の相対速

度 $\delta \Delta \dot{z}, \delta \Delta \dot{z}_T$ に変えた場合である。

このシステムに対して、上と同様に制御弁のむだ時間を考慮した最適制御系を構成し、制振効果を調べ

図5 むだ時間を無視した最適制御

図6 むだ時間を考慮した最適制御

図7 制振性能のシミュレーション結果

図 8 むだ時間を考慮した最適制御

図 9 検出信号による制振性能の違い

た。その結果を図 8 の結果と比較して図 9 に示す。負のフィードバックゲインに対する、相対変位フィードバックが制振に有効であるといわれているので⁽⁷⁾、車体と車軸の相対変位のフィードバックゲインの値が正になるように、圧力差の要素にも重みを与えた。○が車体と車軸の相対変位を検出した場合、●が車体の振動速度を検出した場合である。車体の振動速度を検出したほうが制振性能が全体的に良好である。車体と車軸の相対変位を検出した場合、高周波域で制振性能が悪化しているが、これは車体と車軸の相対速度のフィードバックがパッシブサスペンションにおけるダンパ（粘性抵抗）と同様の効果を持つためと考えられる。

6. 結 言

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電空比例圧力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

が悪化する周波数範囲が若干存在するが、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、きわめて効果的であることが確認できた。

さらに、状態変数と出力変数の選び方による制振性能の違いを考察し、本システムでは車体の振動速度を検出して制御系を構成することが妥当であることを確認した。

文 献

- (1) 黒木・藤代, 機誌, 89-811(1986), 649.
- (2) Thompson, A. G., *Proc Inst. Mech Eng.*, **185**(1970-71), 553.
- (3) Klinger, D. L. and Calzado, A. J., *Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control*, **99**-2(1977), 130.
- (4) Cho, D. and Hedrick, J. K., *Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control*, **107**(1985), 67.
- (5) 野口・則次・和田, 機講論, No. 884-1(1988), 179.
- (6) 永井・塩練・小池, 機論, 54-507, C(1988), 2707.
- (7) 則次・和田, 油圧と空気圧, **21**-1 (1990), 77.
- (8) 荒木・桑田・藤中, システムと制御, **28**-5(1984), 278.
- (9) 美多, デジタル制御理論, (1984), 162, 昭晃堂.