ボイスコイルモータを用いた小型車両用シートの制御 (一自由度モデルに対するスライディングモード制御を用いた実験的考察)

Active Control of a Small-Vehicle Seat Using a Voice-Coil Motor
(Experimental Considerations Using Sliding Mode Control
for Single-Degree-of-Freedom Model)

押野谷 康雄・新井 創*・石橋 一久**

東海大学工学部動力機械工学科, 神奈川県平塚市北金目 1117 (〒259-1292)

*東海大学大学院, 神奈川県平塚市北金目 1117 (〒259-1292)

**東海大学第二工学部機械工学科, 東京都渋谷区富ヶ谷 2-28-4 (〒151-8677)

Y. Oshinoya, H. Arai*, and K. Ishibashi**

Department of Mechanical Engineering, Tokai University, 1117 Kitakaname, Hiratsukasi, Kanagawa 259-1292

* Graduate School of Tokai University, 1117 Kitakaname, Hiratsukasi, Kanagawa 259-1292

** Department of Mechanical Engineering, School of Engineering II, Tokai University, 2-28-4 Tomigaya, Shibuyaku, Tokyo 151-8677

The purpose of this study was to examine the effectiveness of active seat suspension when it is applied to small cars, and to survey the problems associated with its practical use. A small active seat suspension, which is easy to install, was designed and manufactured for one-seat electric automobiles. In a realistic driving test, a test road was prepared using hard rubber. The concavity and convexity of an actual road surface were simulated. Our aim was to develop a robust vibration-isolation system for the driver's seat using a sliding mode control, which tolerates such factors as variation of a parameter for the driver's weight. We performed experiments simulating several conditions, and compared the results obtained with optimal control results. The tests verified that the suppressive effect of the sliding mode control on the vibration isolation was effective.

Key words: active seat suspension, riding comfort, electric vehicle, optimal control, and sliding mode control

1. はじめに

高齢者や主婦などが一定地域内で移動するための交通手段として小型電気自動車の需要が高まってきている。これに関しては鎌田ら¹⁾が高齢者の使用に適した移動媒体としての小型電気自動車のコンセプトの提案及びプロトタイプ車両による評価実験, また大島ら²⁾が外乱推定器を用いた小型電気自動車の駆動力制御に関する検討を行なっている。

本研究で対象とするような小型車両は, 通常の乗用車と異なり, 細い道, 舗装されていない, いわゆる悪路などへの頻繁な乗り入れが生じる。このような道には段差, 小さな障害物が多数路面上にあり, 車両の乗り心地劣化が予想される。そこで著者らは, この問題を解決するために, 小型電気自動車に適合するアクティブシートサスペンションを提案している³⁾。これまでに, 最適制御理論を用いたシステムの基本制御性能を検討し, その実現性を確認している⁴⁾。

実用性を考慮した場合, 運転者の体重が変化しても制御性能を維持できることが望ましい。適応制御やゲインの切り換えなどによっても対応可能であるが, ひとつのコントローラで実現でき

ば様々な経済的側面でも有利である。そこで本報では, ロバスト性の強いスライディングモード制御を利用し, 質量パラメータ変動に対する制御系のロバスト性について実験的に検討する。同時に, 最適制御適用時の結果との比較も行ない性能評価をする。

2. アクティブシートサスペンションとモデリング

2.1 アクティブシートサスペンション

実験に用いた小型電気自動車を Fig.1 に示す。また, 座席部搭載のアクティブシートサスペンション装置を Fig.2 に示す。着座部はアルミ板 (長さ: 478mm, 幅: 295mm, 厚さ: 10mm) を使用し, 4本のコイルスプリングによって支えられリニアスライダにより上下振動のみに拘束している。制御用アクチュエータには, 高精度・高速制御の得られやすいボイスコイルモータ (VCM) を採用した。これによりダイレクトドライブ, メンテナンスフリーとなるメリットがある。車両ならびにボイスコイルモータの仕様は以下の通りである (小型電気自動車: アラコ社製エブリデーコムス BASIC, 車両総重量: 325kg, 全長: 1935mm, 全幅: 955mm, 全高: 1600mm, 軸距: 1280mm, 輪距: 前輪: 840mm, 後輪: 815mm, ボイスコイルモータ: 昭和電線電纜製 VCM18-150S ADE TYPE 3, ストローク: 19mm, 有効ストローク 18mm, 推力定数: 32N/A, 定格推力 150N 以上, 最大推力 220N 以上, 定格電流: 約 5.2A, 本体重量: 16.3kg)。

シートサスペンションのフィードバック制御システムを Fig.3 に示す。制御に用いるシート座面の絶対変位, 絶対速度は図の加速度ピックアップからの信号をコンピュータ内でデジタル積分することで検出している。さらにボイスコイルモータに流れる電流を検出し, これらの観測量を用いて制御電圧をコンピュータで計算し, ボイスコイルモータを駆動して制御力を発生する。

2.2 基礎方程式

2.2.1 システムの数式モデル

シートはコイルスプリング, リニアスライダ, これらに並列に設置したボイスコイルモータにより支持されている。クッション等は用いておらず座面の振動が直接運転者に伝達されるとし, 運転者とシートは一体に運動すると仮定した。本装置におけるシャシサスペンションとシートサスペンションの共振周波数は比較的

接近している。しかし、シャシサスペンションばね上質量と運転者の質量の比はおおよそ6:1であり、後述4.2節における実験条件では、運転者乗車時と非乗車時の床面振動特性にほとんど差が認められなかった。よって本報では基礎的な検討を行なうために、シャシサスペンションとシートサスペンションの連成振動は無視できるものとし、システムのモデルをシャシサスペンション等を含めた多自由度ではなく、床から上部を制御対象とした Fig.4 に示す1自由度システムとしてモデル化を行った。運動方程式は次式のようにになる。

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + c \frac{dy}{dt} + ky = Ki \quad (1)$$

ここで各パラメータは以下の通りである。

m : 人間（着座時の脚部等の影響を除いたシートに加わる重さ）とシートの質量の合計値 [kg].

k : ばね定数（4本の合計値）[N/m].

c : リニアスライダの摩擦等を含めた見かけの減衰係数 [Ns/m].

K : アクチュエータの推力定数 [N/A].

y : シートの絶対変位 [m].

i : 制御電流 [A].

2.2.2 アクチュエータの数式モデル

本実験で使用したボイスコイルモータは、磁石を内蔵した磁気回路と、実際に力を発生するコイル部の2つの部品から構成され、内部にコイルの移動を支える直線軸受けは持たない構造である。ボイスコイルモータの回路方程式は次式のようになる⁵⁾。

$$L \frac{di}{dt} + Ri + K \frac{dy}{dt} = v \quad (2)$$

L はボイスコイルモータのコイルインダクタンス、 R はコイル抵抗、 v は入力電圧である。

2.2.3 状態方程式

式(1)、(2)を整理し状態方程式化すると次式のようになる。

$$\dot{y}_s = A_s y_s + B_s v \quad (3)$$

ただし、

$$y_s = \begin{bmatrix} y & \dot{y} & i \end{bmatrix}^T$$

$$A_s = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\frac{k}{m} & -\frac{c}{m} & \frac{K}{m} \\ 0 & -\frac{K}{L} & -\frac{R}{L} \end{bmatrix}$$

$$B_s = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \frac{1}{L} \end{bmatrix}^T$$

Fig. 1 Photograph of electric vehicle.

Fig. 2 Photograph of experimental apparatus for active seat suspension.

Fig. 3 Active seat suspension control system.

Fig. 4 Analytical model.

3. 制御システムの設計

3.1 制御系設計方法

本研究では最適制御理論⁶⁾ならびにロバスト性の強いスライディングモード制御理論⁷⁾を用いてコントローラを設計し、その制御性能を比較する。以下では制御用コンピュータに実装するための離散時間系制御理論について述べる。

3.2 離散時間系最適制御理論

離散時間系で記述された1自由度システムの状態方程式は次式のようになる。

$$y_s(i+1) = \Phi y_s(i) + \Gamma v(i) \quad (4)$$

制御系を離散時間系で構成するため、離散時間系の最適制御理論に基づいて最適制御電圧を求める。離散時間系の評価関数は次のように表される。

$$J_d = \sum_{i=0}^{\infty} [y_s(i)^T Q_d y_s(i) + r_d v(i)^2] \quad (5)$$

ここで Q_d : 変位、速度およびボイスコイルモータへの入力電流に関する重み係数を要素とする重み行列、 r_d : 制御電圧に関する重み係数である。式(5)を最小にする離散時間系最適制御電圧は次の離散時間系 Riccati 型代数方程式

$$M = \Phi^T M \Phi + Q_d - \Phi^T M \Gamma (r_d + \Phi^T M \Gamma)^{-1} \Phi^T M \Phi \quad (6)$$

において正定対称解 M を求めることで得られ、

$$v^o = -F_d y_s \quad (7)$$

となる、ただし、

$$F_d = (r_d + \Gamma^T M \Gamma)^{-1} \Gamma^T M \Phi$$

$$\Phi(T_s) = \exp(A_s T_s), \quad \Gamma(T_s) = \int_0^{T_s} [\exp(A_s \tau)] d\tau B_s$$

T_s はサンプリング時間である。本研究では離散系 Riccati 型代数方程式の解を求める際、MATLAB- toolbox(The Math Works, Inc.)の lqrd を使用した。

最適制御コントローラを用いた場合のブロック線図を Fig.5 に示す。

Fig. 5 Block diagram of optimal control system.

3.3 離散時間系スライディングモード制御

最適制御理論適用時と同様に、スライディングモードコントローラをコンピュータ内で実現するため離散時間系の制御系設計を行なう。

切換関数を次式で表すことにする。

$$\sigma(i) = S_d y_s(i) \quad (8)$$

また、等価制御入力は次式となる。

$$v_{eq}^s(i) = -(S_d \Gamma)^{-1} S_d (\Phi - I) y_s(i) \quad (9)$$

よって等価制御系は次のように表すことができる。

$$y_s(i+1) = \{\Phi - \Gamma(S_d \Gamma)^{-1} S_d (\Phi - I)\} y_s(i) \quad (10)$$

S_d は式(10)のシステムが安定になるように選択する必要がある。本研究ではこの設計法にシステムの零点を利用する方法を用いる⁷⁾。安定余裕を指定した連続時間系システム(A_e, B_s)を離散化して得られるシステム(Φ_e, Γ)を考え、これに対して離散時間系最適制御理論を適用し S_d を得る。ここで安定余裕を指定したシステム A_e は次式で表される。

$$A_e = A_s + \varepsilon I \quad (11)$$

また、 S_d は次式により求まる。

$$S_d^T = (r_d^s + \Gamma^T M^s \Gamma)^{-1} \Gamma^T M^s \Phi_e \quad (12)$$

ただし、 M^s は正定な重み係数行列に対する式(6)に示す離散時間系 Riccati 型代数方程式の正定解である。この S_d により等価制御系式(10)は安定となる。

続いて状態を超平面上に収束させ、スライディングモードを発生させる制御入力を考える。離散時間系での設計においてはチャタリングを低減させる設計法⁸⁾が提案されているため、本研究ではその方法を用いる。この条件を満たすようなスライディングモード制御則として次のように与えられるものを用いる。

$$\left. \begin{aligned} v^s(i) &= v_{eq}^s(i) + v_{nl}^s(i) \\ v_{eq}^s(i) &= -(S_d \Gamma)^{-1} S_d (\Phi - I) y_s(i) \\ v_{nl}^s(i) &= -\alpha(i) \operatorname{sgn}\{\sigma(i)\} \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

ここで

$$\alpha(i) = \eta \frac{\|\sigma(i)\|}{\|S_d \Gamma\|} \quad (14)$$

とすると、式(13)、(14)より次式を得る。

$$v_{nl}^s(i) = -\eta \frac{\sigma(i)}{\|S_d \Gamma\|}, \quad 0 < \eta < 2 \quad (15)$$

である。スライディングモード制御コントローラを用いた場合のブロック線図を Fig.6 に示す。

Fig. 6 Block diagram of sliding mode control system.

4. 制御実験

4.1 実験装置諸元

シート表面上に加わる運転者の体重は、足がペダル等に接触していることによってその約 80~90%となる。本実験では体重 60 kg の運転者のシート表面上に加わる力を実測し、その質量を 49.5 kg とした。また、リニアスライダの摩擦等を含めた見かけの減衰力、アクチュエータの推力定数等を測定するために、シート単体 (VCM 装着済み) に対して性能評価実験を行なった。実験装置の諸元を以下に示す。

$m = 49.5 \text{ kg}$ (60 kg の運転者に相当する) + 12.6 kg (シート質量), $k = 42500 \text{ N/m}$, $c = 350 \text{ N}\cdot\text{s/m}$, $K = 35.3 \text{ N/A}$, $R = 3.8 \text{ }\Omega$, $L = 2.7 \text{ mH}$, $T_s = 0.001 \text{ s}$ 。

制御系設計パラメータは数値シミュレーションを繰り返し試行することによって、以下のように決定した。

最適制御 (式 (5)) における重み行列:

$$Q_d^{opt} = \begin{bmatrix} 10^{5.75} & 0 & 0 \\ 0 & 10^{3.25} & 0 \\ 0 & 0 & 10^{0.05} \end{bmatrix}, \quad r_d^{opt} = 1.8$$

スライディングモード制御における切換関数 S_d を決定する際に用いる重み行列 (式 (5)), 並びに式 (14) における非線形入力項におけるパラメータ:

$$Q_d^{smc} = \begin{bmatrix} 10^{5.75} & 0 & 0 \\ 0 & 10^3 & 0 \\ 0 & 0 & 10^{0.01} \end{bmatrix}$$

$$r_d^{smc} = 0.01, \quad \eta = 0.875, \quad \varepsilon = 5$$

以降の実験は上述のパラメータにより設計した制御系を用いて実施する。

4.2 実験方法

走行路として Fig.7 に示すように車両の進行方向に、硬質ゴム製障害物 (幅 30 mm, 高さ 15 mm, 長さ 150 mm) を並べ、路面から入力される外乱とした。

一般に、乗り心地に影響する振動は上下方向に関して 4~8 Hz の加速度が大きく作用するということが ISO2631 によって提示されている。本車両では体重 60 kg の運転者乗車時の車体共振周波数は 5.3 Hz (実測値) であった。そこで最悪外乱を想定した実験条件を選択し、路面から入力される外乱によって車体共振状態が生じる走行速度 (3.3 km/h) で実験を行なった。

Fig. 7 Test road.

4.3 質量変動に対するロバスト性の検討

著者らはこれまでに、フィードバック最適制御とフィードフォワード併合最適制御を用いて、車体の共振周波数を含めた 4~8 Hz の範囲における制御性能の比較をシミュレーション⁹⁾ と実験¹⁰⁾ によって実施している。しかし、実際の車両の乗り心地を考えた場合、運転者の体重変動に対して制御系がロバスト性を有していることは重要である。

そこで質量の変動に対するロバスト性について検討するため、運転者は変更せず (実験におけるシート上質量は一定)、コントローラを設計する際の運転者の質量を変化させ、これによって計算される制御電圧を用いて実験を行なった。その結果を Fig.8 に示す。横軸はコントローラ設計時のモデル質量を示し、質量 m を基準とし、これを 10 kg 単位で増減させている。縦軸はこの時の実験におけるシート座面絶対加速度の標準偏差 (5 回の平均値) である。図中の▲印は未制御時 (アクチュエータは設置済み、制御回路開放) の値である。また Fig.9 (a) は、この時のシート座面絶対加速度の時刻歴の一例であり、最大加速度約 3 m/s², 卓越周波数 5.3 Hz となっている。

Fig.8 において、実際の質量とコントローラ設計時の質量が一致している点 (横軸 $m+0 \text{ kg}$) において最適制御 (○印), スライディングモード制御 (●印) 適用時の加速度がほぼ一致するように 4.1 節で示した制御パラメータを選択している。Fig.9 (b), (c) はこの時の最適制御, スライディングモード制御適用時のシート座面絶対加速度, 制御電圧の時刻歴の一例である。両制御とも、最大加速度が約 1.6 m/s², 最大制御電圧が約 10 V となっている。

制御系設計時の質量 m を 10 kg 単位 (m に対して 16% に相当) で増減させていった時、最適制御理論を用いて設計した制御系では、パラメータが増加するごとに制御性能が劣化した。40 kg 増加 (64% 増) の時点では加速度振幅の標準偏差は未制御時のそれを大きく越える結果を示し (Fig.8), さらに質量を増加させると発散傾向となり制御が困難となった。Fig.10 は 30 kg 増加時の最適制御, スライディングモード制御適用時のシート座面絶対加速度, 制御電圧の時刻歴の一例である。同図 (a), (b) を比較する、制御電圧の最大値はほぼ同じであるが、シート座面絶対加速度の最大値は最適制御適用時が 2.8 m/s² であるのに対しスライディングモード制御適用時には 1.5 m/s² であった。

スライディングモード制御理論では Fig.8 に示すように、110 kg 増加 (177% 増) まで安定した制御を行なうことができた。ただし 80 kg 増加 (129% 増) あたりから加速度波形に高周波が現れ、120 kg 増加時点で急激に未制御の制御性能を越える結果となった。しかし実用面を考慮すると、この範囲は使用領域外であると判断できる。これより質量の変動に対してスライディングモード制御が最適制御より頑強であり、実用上有効であることを実験的に確認することができた。

5. まとめ

本研究では小型車両用アクティブシートサスペンションにスライディングモード制御を適用することにより、運転者の体重変動に対するロバスト性の検討を行なった。実用性を考慮した簡易な 1 自由度モデルを用いて制御系を設計し実験を行なった。その結

果、最適制御と比較した場合、スライディングモード制御のロバスト性能が十分得られ、本制御を適用したアクティブシートサスペンションの有効性が確認出来た。

今後は、官能評価試験の実施など、さらに実用面を追究する予定である。

Fig. 8 Control performance results for the case of changes in the design mass parameter.

Fig. 9 Time histories of seat acceleration and control voltage (m + 0 kg).

(a) In the case of using optimal controller.

(b) In the case of using sliding mode controller.

Fig. 10 Time histories of seat acceleration and control voltage (m + 30 kg).

文 献

- 1) M.Kamata, M.Ueda, Y.Terashima, N.Fujii, and T.Akiyama: *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol. 68, No. 669-C, pp. 145-152 (2002).
- 2) T.Ohshima, M.Shino, and M.Nagai: *JSME The 13th Symposium on Electromagnetics and Dynamics*, pp.513-516 (2001).
- 3) Y.Abe, H.Arai, Y.Oshinoya, and K.Ishibashi: *JSME Mechanical Engineering Congress*, Vol.7, No.02-1, pp.175-176 (2002).
- 4) H.Arai, Y.Abe, Y.Oshinoya, and K.Ishibashi: *The 45th Japan Joint Automatic Control Conference*, 2P1-H4 (2002).
- 5) H.Yamada: *Linear motor wo tsukatterimuro* (THE NIKKAN KOGYO SHIMBUN, LTD., Tokyo, 1994).
- 6) K.Ogata: *MODERN CONTROL ENGINEERING* (PRENTICE HALL, Inc., USA, 1997).
- 7) V.I.Utkin: *Sliding modes in control and optimization*, (Springer-Verlag, Berlin, 1992).
- 8) H.Tian, K.Nonami, and M.Kubota: *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol. 60, No. 569-C, pp. 94-101 (1994).
- 9) Y.Oshinoya, H.Arai, and K.Ishibashi: *Proceedings of the School of Engineering Tokai University*, Vol.28, pp.27-31. (2003).
- 10) H.Arai, Y.Oshinoya, and K.Ishibashi: *The 12th MAGDA Conference*, pp.87-93 (2003).

2003 年 10 月 24 日受理, 2003 年 12 月 19 日採録