

官能評価に基づく小型車両用シートサスペンションの 乗り心地評価

押野谷康雄*1・鈴木康範*2・石橋一久*3

Ride Comfort Evaluation of a Small Vehicle Seat Suspension Based on Subjective Judgement

by

Yasuo OSHINOYA, Yasunori SUZUKI and Kazuhisa ISHIBASHI

(Received on March 31, 2004 & accepted on June 16, 2004)

Abstract

A small active seat suspension has been designed and manufactured for a one-seat electric vehicle. Our aim was to develop a vibration-isolation system for the driver's seat suspension using active control. However, the evaluation of ride comfort during the electric vehicle running has depended on subjective judgement by drivers. Thus, it is necessary to evaluate the correlation of subjective judgement with objective judgement according to physical values, i.e., vibrations. In this study, ride comfort ratings evaluated subjectively by the "Paired Comparison Method" were compared with the measured acceleration of the seat surface. As a result, a good correlation between the subjective judgement and the physical values is verified.

Keywords: Seat Suspension, Ride Comfort, Subjective Judgement, Electric Vehicle, Optimal Control, Sliding Mode Control

1. はじめに

近年自動車産業では、多様なユーザに対応した魅力ある製品を提供することが重要な課題となってきた。特に、通勤、通学、買い物利用のような一定地域内で移動するための交通手段として超小型車両の需要が高まってきており、当研究グループでは乗り心地性能を中心に実用性に関する検討を行っている⁽¹⁾。

これらの車両は通常の乗用車と異なり、細い道、舗装されていない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。そこで著者らはこれら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、最適制御理論を用いたシステムの基本制御性能の実現性を確認している⁽²⁾。

また、運転者の体重が変化しても安定した制御性能を維持できることが望ましいことから、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を行っている⁽³⁾。

しかし、車両の乗り心地性能の向上を考えた場合、これまでの検討のようなシート座面の振動加速度の低減だけではなく、運転者の乗り心地感覚から得られた官能評価に基づく評価が必

要となることは言うまでもない⁽⁴⁾⁽⁵⁾。この評価値は乗車している人間の振動特性や姿勢に対する感受性によって異なるため、自動車メーカーでは熟練者の官能評価に依存しているのが現状である⁽⁶⁾。これらの官能評価値は、乗員の主観的な評価であるため非常に多くのサンプル数を必要とする欠点がある。多様なユーザの要望に対する乗り心地性能の向上には、主観的な評価値と客観的な評価値との対応付けが求められている⁽⁷⁾。

そこで本研究では、これまで乗り心地性能評価値として設定していた計測物理量と官能評価値との比較を行い、提案しているシートサスペンションの乗り心地評価基準の定量化に関する検討を行った。パッシブ制御、アクティブ制御（最適制御、スライディングモード制御）の3通りの制御手法を適用した場合を対象として、走行時のシート座面の絶対加速度を計測し、運転者の官能評価結果との相関性について考察した。

2. アクティブシートサスペンション

試験車両として用いた小型電気自動車を Fig.1 に示す。また、これまでに提案している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

*1 工学部動力機械工学科助教授

*2 工学研究科機械工学専攻博士課程前期

*3 第二工学部機械工学科教授

リ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：昭和電線電線製 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。

3. 制御システム

前述のように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。また，クッション等を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。本報では基礎的な検討を行うために，車体床面から上部を制御対象とした 1 自由度システムとしてモデル化を行った⁽³⁾。

本研究では，第 1 章で述べたように，乗り心地改善のためのアクティブ制御として最適制御，スライディングモード制御の 2 種類を適用する。紙面の都合上，数学モデルの記述は省略する（詳しくは文献(3)参照）。

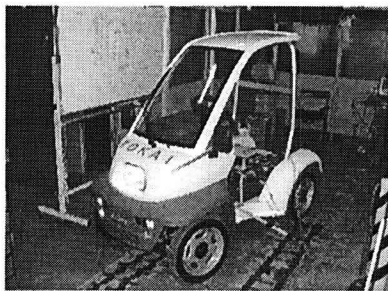


Fig. 1 Photograph of electric vehicle.

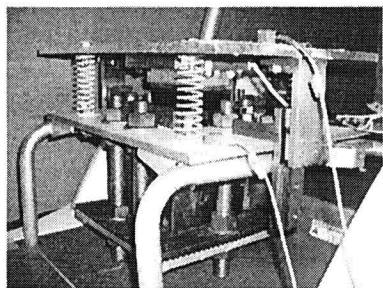


Fig.2 Photograph of experimental apparatus of active seat suspension.

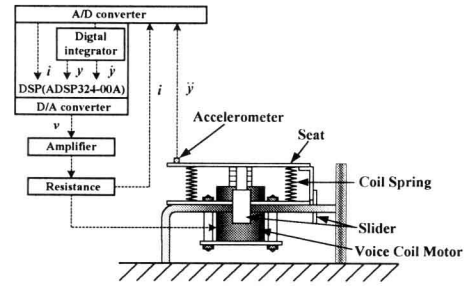


Fig.3 Active seat suspension control system.

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。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った。実験装置の諸元を以下に示す。なお，以下に示した記号は文献(3)で使用しているものである。

$m =$ 運転者質量 $\text{kg} \times 0.85 + 12.6 \text{ kg}$ （シート質量）， $k = 42500 \text{ N/m}$ ， $c = 350 \text{ Ns/m}$ ， $K = 35.3 \text{ N/A}$ ， $R = 3.8 \ \Omega$ ， $L = 2.7 \text{ mH}$ ， $T_s = 0.001 \text{ s}$ 。

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実行することによって，以下のように決定した。以下は文献(3)の制御理論における数値である。

最適制御における重み行列：

$$Q_d^{opt} = \begin{bmatrix} 10^{6.69} & 0 & 0 \\ 0 & 10^{3.5} & 0 \\ 0 & 0 & 10^{-0.05} \end{bmatrix}, \quad r_d^{opt} = 1.8$$

スライディングモード制御における切換関数を決定する際に用いる重み行列における非線形入力項におけるパラメータ：

$$Q_d^{smc} = \begin{bmatrix} 10^{6.4} & 0 & 0 \\ 0 & 10^{2.95} & 0 \\ 0 & 0 & 10^{0.01} \end{bmatrix}$$

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

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 走行実験

一般に，乗り心地に影響する振動は上下方向に関して 4~8Hz の加速度が大きく作用するということが ISO2631 など⁽⁸⁾⁽⁹⁾によって提示されている。そこで，走行路として Fig.4 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 6 mm，長さ 150 mm）を並べ，車体の共振周波数を含めた 4~8Hz の振動が路面から入力される走行速度(3.3km/h)で実験を行った。

5. 振動評価

5.1 実験方法

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と実験によって実施している⁽¹⁰⁾。しかし，実際の車両の乗り心地

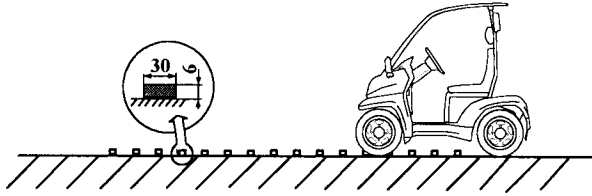


Fig. 4 Test road.

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、コントローラ設計時の運転者質量と実際の運転者質量が一致する場合と、コントローラ設計時の運転者質量を60kg一定とする場合の制御実験を行った。パッシブ制御、アクティブ制御（最適制御、スライディングモード制御）の3通りの制御手法を適用し、運転者質量変動に対する振動評価を行った。

50 kg ~ 80 kg まで5 kg 間隔で各質量2名、計14名の運転者に対し実験を行った。ただし、質量を正確に合わせるために運転者の体に補正用質量を固定した。

5.2 コントローラ設計時の運転者質量と実際の運転者の質量が一致する場合に対する検討

コントローラ設計時の運転者質量と実際の運転者質量を一致させた走行実験の結果を Fig.5 に示す。横軸は実際に乗車した運転者の質量を示し、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▲印はパッシブ制御時（アクチュエータは設置済み、制御回路開放）、○印が最適制御適用時、●印がスライディングモード制御適用時となっている。同図より、パッシブ制御時に比べ全ての質量においてアクティブ制御時のシート座面絶対加速度が約50%抑制されていることがわかる。また、最適制御適用時、スライディングモード制御適用時には、ほぼ同程度の制御性能が得られており、パラメータが一致している場合50kg ~ 80kg 領域において最適制御とスライディングモード制御は同等の制御性能となることが確認できた。

5.3 コントローラ設計時の運転者質量を60kg一定とし実際の運転者質量が異なる場合に対する検討

次に14名の運転者に対し、コントローラ設計時の運転者質量を60kg一定にした場合の制御実験を行った。実験結果を Fig.6 に示す。最適制御適用時には運転者質量が変動するにしたがい制御性能劣化傾向が見られる。さらに、実際の運転者質量が75kg, 80kg においては、発散傾向となる場合もあり、パッシブ制御時よりもシート座面絶対加速度の値が大きくなり乗り心地に悪影響を及ぼす結果となった。これに対してスライディングモード制御適用時には全ての質量において常に安定した制御性能が得られており、実際の運転者質量が変動した場合でもスライディングモード制御のロバスト性が確認できた。

6. 官能評価

6.1 シェッフエの一対比較法（浦の変法）⁽¹⁾

官能評価には、一般消費者を対象にした嗜好調査でもよく用いられるシェッフエの一対比較法を用いる。また本研究のように被験者の数が少ない場合、一人の運転者が一組の制御手法の対を一回だけ評価するシェッフエの一対比較法（原法）では

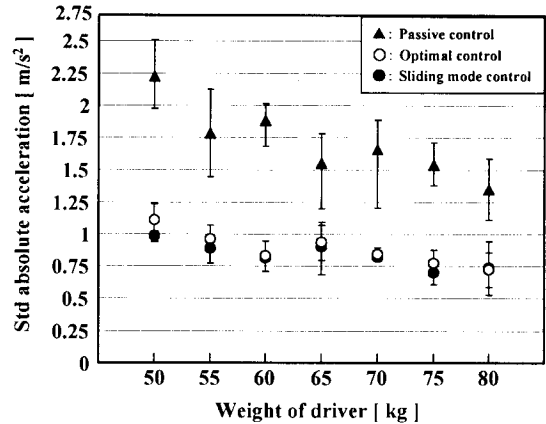


Fig.5 Control performance results.
(design driver's weight = each driver's weight)

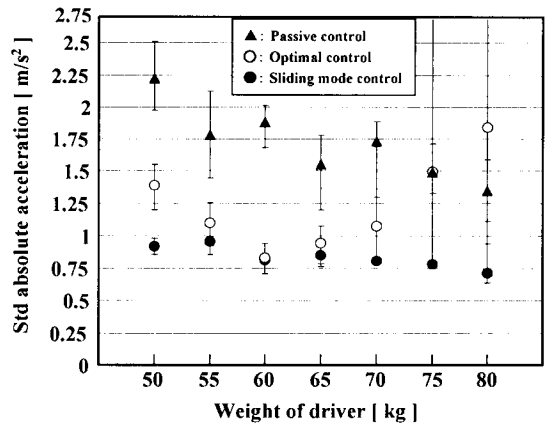


Fig.6 Control performance results.
(design driver's weight = 60 kg)

信頼性が低下する。そこで、一人の運転者が全ての制御手法の組み合わせを評価し、さらに全ての順序を逆にした組のも評価する浦の変法を用いる。以下シェッフエの一対比較法（浦の変法）の基本的な考え方を述べる。

6.1.1 評価値の理論的構成

運転者 $k(=1,2,\dots,N)$ が、先に走行した制御手法 A_i と後から走行した制御手法 A_j を比較した評価点(具体的な数値に関しては次節述べる)を x_{ijk} とするとき、その評価点の構造を次のようにわけて考える。ここで、 A_i はパッシブ制御、最適制御、スライディングモード制御のいずれかであり、 A_j は A_i 以外のいずれかである。

$$x_{ijk} = (\alpha_i - \alpha_j) + (\alpha_{ik} - \alpha_{jk}) + \gamma_{ij} + (\delta + \delta_k) + \varepsilon_{ijk} \quad (1)$$

α_i, α_j : 制御手法 A_i, A_j に対して運転者全体が持っている平均嗜好度。本実験では嗜好度は乗り心地に対応する評価値である。

解析を容易にするため、次のように設定する。ただし、 t_c は制御手法数である。

$$\sum_{i=1}^{t_c} \alpha_i = 0$$

α_{ik}, α_{jk} : 制御手法 A_i, A_j に対して運転者 k が持っている嗜好度の個人差。つまり、(運転者 k の嗜好度の個人差) = (運転者 k の嗜好度) - (平均嗜好度)。したがって、運転者 k

は試料 A_i に対して $\alpha_i + \alpha_{ik}$ の嗜好度を持つことになる。

また、前述と同様に

$$\sum_{i=1}^{t_c} \alpha_{ik} = 0, \quad \sum_{k=1}^N \alpha_{ik} = 0$$

という条件を設定する。

γ_j : 組み合わせの効果。

$$\sum_{j=1}^{t_c} \gamma_{ij} = 0, \quad \gamma_{ij} = -\gamma_{ji}$$

δ : 平均の順序効果。

δ_k : 順序効果の個人差。

$$\sum_{k=1}^N \delta_k = 0$$

ϵ_{ijk} : 誤差。平均 0, 分散 σ^2 の正規分布に従う。

これらの推定値は次式(2)~(6)によって与えられる。

平均嗜好度:
$$\hat{\alpha}_i = \frac{1}{2t_c N} (x_{i..} - x_{.i.}) \quad (2)$$

嗜好度の個人差:
$$\hat{\alpha}_{ik} = \frac{1}{2t_c} (x_{i.k} - x_{.ik}) - \hat{\alpha}_i \quad (3)$$

組み合わせの効果:
$$\hat{\gamma}_{ij} = \frac{1}{2N} (x_{ij.} - x_{ji.}) - (\hat{\alpha}_i - \hat{\alpha}_j) \quad (4)$$

平均の順序効果:
$$\hat{\delta} = \frac{1}{t_c(t_c-1)N} x_{...} \quad (5)$$

順序効果の個人差:
$$\hat{\delta}_k = \frac{1}{t_c(t_c-1)N} x_{..k} - \hat{\delta} \quad (6)$$

ここで、パラメータ N は運転者の総数である。

なお $x_{i..}$ 等の具体的な求め方に関しては次節で説明する。また、各効果の平方和は次式によって計算する。 S の記号の意味ならびに平方和に対する自由度を Table 1 に示す。

$$S_\alpha = \frac{1}{2t_c N} \sum_i (x_{i..} - x_{.i.})^2 \quad (7)$$

$$S_{\alpha(B)} = \frac{1}{2t_c} \sum_i \sum_k (x_{i.k} - x_{.ik})^2 - S_\alpha \quad (8)$$

$$S_\gamma = \frac{1}{2N} \sum_i \sum_{j>i} (x_{ijk} - x_{ikj})^2 - S_\alpha \quad (9)$$

$$S_\delta = \frac{1}{N t_c (t_c - 1)} x_{...}^2 \quad (10)$$

$$S_{\delta(B)} = \frac{1}{t_c(t_c-1)} \sum_k x_{..k}^2 - S_\delta \quad (11)$$

$$S_e = S_T - S_\alpha - S_{\alpha(B)} - S_\gamma - S_\delta - S_{\delta(B)} \quad (12)$$

$$S_T = \sum_i \sum_j \sum_k x_{ijk}^2 \quad (13)$$

6.1.2 乗り心地の相対的な有意差

次に分散分析を実施し、主効果の有効性を確認後、どの α_i と α_j 間に有意差があるかを確かめる手順を示す。まずヤードステイク Y を次式によって計算する。

$$Y = q \sqrt{\frac{\hat{\sigma}^2}{2N t_c}} \quad (14)$$

ただし、 q はスチューデント化された範囲 q に関する数値表⁽¹¹⁾ により求める。また $\hat{\sigma}^2$ は、分散分析表での誤差の不偏分散の値を用いる。

Table 1 Degree of freedom for sum of squares.

Factor	Sum of squares	Degree of freedom
Main effect	S_α	$t_c - 1$
Individual variation of main effect	$S_{\alpha(B)}$	$(t_c - 1)(N - 1)$
Effect of combination	S_γ	$\frac{1}{2}(t_c - 1)(t_c - 2)$
Order effect	S_δ	1
Individual variation of order effect	$S_{\delta(B)}$	$N - 1$
Error	S_e	$t_c^2 N - \frac{t_c^2}{2} - 2t_c N + \frac{3}{2}t_c - 1$
Total sum of squares	S_T	$t_c(t_c - 1)N$

次に、 $\alpha_i - \alpha_j$ の信頼区間を以下の式によって求める。

$$\hat{\alpha}_i - \hat{\alpha}_j - Y \leq \alpha_i - \alpha_j \leq \hat{\alpha}_i - \hat{\alpha}_j + Y \quad (15)$$

この信頼区間が+側と-側にまたがっているならば、制御手法 A_i , A_j に対し運転者全体がもっている平均嗜好度 α_i と α_j に差があると言えない。区間が+側にあるならば、 $\alpha_i > \alpha_j$ (すなわち制御手法 A_i が A_j より相対的に乗り心地がよい) であり、-側にあるならば、 $\alpha_i < \alpha_j$ と考える。

6.2 官能評価方法

5章と同様の実験を運転者(50kg~80kgまで5kg間隔で各質量2名、計14名)に対し、3種類の制御手法(パッシブ制御(Passive)、最適制御(Optimal)、スライディングモード制御(SMC))を用いた走行実験を行った。各運転者は、3種類の制御手法全ての組み合わせの両方の順序の対である(Passive-Optimal)、(Passive-SMC)、(Optimal-Passive)、(Optimal-SMC)、(SMC-Passive)、(SMC-Optimal)の、計6セットの走行実験をランダムに行いそれぞれを一回ずつ評価する。先に走行した制御手法 A_i と後から走行した制御手法 A_j を比較したとき、次の7段階の尺度で運転者に採点させた。

- A_i が A_j に比べ乗り心地が非常に良くなったとき +3
- A_i が A_j に比べ乗り心地がかなり良くなったとき +2
- A_i が A_j に比べ乗り心地が少し良くなったとき +1
- A_i と A_j の乗り心地が同じである 0
- A_i が A_j に比べ乗り心地が少し悪くなったとき -1
- A_i が A_j に比べ乗り心地がかなり悪くなったとき -2
- A_i が A_j に比べ乗り心地が非常に悪くなったとき -3

6.3 官能評価結果の具体的分析方法

ここでは紙面の都合上、50kgの運転者乗車時(コントローラ設計時の運転者質量を60kg一定とする場合)における実際に行った官能評価結果を例に上げ分析方法について説明する。

Table 2の網掛け部分は、1人目の運転者の評価点結果である。同表では、まず行の和 $x_{.j1}$ と列の和 $x_{i.1}$ をそれぞれ計算する。次に $x_{.j1}$ 列の値をそのまま $x_{i.1}$ 行に移し、 $x_{i.1}$ 行から $x_{i.1}$ 行の対応する要因を引き $x_{i.1} - x_{i.1}$ を計算する。Table 3は2人目の運転者の評価点結果、Table 4は2人の評価点表において対応する要素の合計値である。これらもTable 2と同様な手順で計算を行う。次に、平均嗜好度 $\hat{\alpha}_i$ を求める。Table 4の最下行に記した $x_{i.} - x_{.i.}$ の値を用い、式(2)よりTable 5の値を得る。

嗜好度の個人差 $\hat{\alpha}_{ik}$ は式(3)によって求める。すなわち、Table 2の最下行の $x_{i.1} - x_{i.1}$ の値を $2t_c = 2 \times 3 = 6$ で割り、その値をTable 6

の①に記入し、これから $\hat{\alpha}_i$ を引いて 1 人目の運転者の嗜好度の個人差 $\hat{\alpha}_{i1}$ を求める。同様にして、Table 3 の最下行から 2 人目の運転者の嗜好度の個人差 $\hat{\alpha}_{i2}$ を計算する。

組み合わせ効果 $\hat{\gamma}_{ij}$ は式(4)によって求める。すなわち、Table 4 の対角線の左半分の各要素から、右半分の対応する要素を引き $x_{ij} - x_{ji}$ を求め Table 7 の①に記入し、この値より $(x_{ij} - x_{ji})/2N$ を求め Table 7 の②に記入する。さらに、Table 5 に求めた $\hat{\alpha}_i$ から $\hat{\alpha}_i - \hat{\alpha}_j$ を計算し Table 7 の③に記入し、組み合わせ効果 $\hat{\gamma}_{ij}$ を求める。また、 $\hat{\gamma}_{ij} = -\hat{\gamma}_{ji}$ という関係を用いて右半分を埋める。

Table 4 で求めた $x_{...} = -1$ を用いて、式(5)によって平均の順序効果 δ を計算する。

順序効果の個人差 $\hat{\delta}_k$ は式(6)によって求める。すなわち、Table 2, Table 3 からそれぞれ $x_{..1}, x_{..2}$ を引き出し $x_{..k}/t_c(t_c-1)$ を Table 8 に記入し順序効果の個人差 $\hat{\delta}_k$ を求める。

式(7)から式(13)より計算した各要素の平方和と、Table 1 に示した自由度を用いて、分散分析表として Table 9 にまとめた。まず、各要素の平方和を各要素の自由度で割り、それぞれの要素の不偏分散を求める。次に、誤差の不偏分散で各要素の不偏分散を割った値 F_0 を求め、その値 F_0 が F 分布の 5%, 1%点⁽¹¹⁾から選択した値以上であれば有意であるといえる。主効果 S_a に対する F_0 は 379.1525 であり、主効果の自由度 2 と誤差の自由度 5 に対する F 分布の 1%点は 13.274 であることから、主効果は有意であると言える(1%点が有意であるので、主効果の 5%点も有意である)。よって、制御手法のパッシブ制御、最適制御、スライディングモード制御全体に対し乗り心地の差が十分あることになる。また、各要素の不偏分散を誤差の不偏分散で割ったその他の値 F_0 に対しては、 F 分布より求めた点より小さいので今回は検定を省略する。

信頼区間を求め結果を判定するため、式(14)によって、ヤードスティック Y を求める。スチューデント化された範囲 q に関する数値表⁽¹¹⁾より、制御手法数 3 と誤差の自由度 5 に対応する q を求めると、 $q(0.05)=4.6$ 、 $q(0.01)=6.97$ を得る。したがって、

$$Y(0.05)=0.3833, \quad Y(0.01)=0.5807$$

となる。Table 7 で計算した $(\hat{\alpha}_i - \hat{\alpha}_j)$ の値を用いて、式(15)により信頼区間を求めると Table 10 が得られる。 $(\hat{\alpha}_{Pass} - \hat{\alpha}_{Opt})$ 、 $(\hat{\alpha}_{Pass} - \hat{\alpha}_{SMC})$ 、 $(\hat{\alpha}_{Opt} - \hat{\alpha}_{SMC})$ とともに 99%信頼区間において+側と-側にまたがっていないことから、その差は 1%有意であるといえる。そして、信頼区間の値が-側にある場合は $\hat{\alpha}_i < \hat{\alpha}_j$ と考えられことから、各制御手法に対する平均嗜好度は、 $\hat{\alpha}_{Pass} < \hat{\alpha}_{Opt} < \hat{\alpha}_{SMC}$ の関係性があることになる。ここで前述より、「乗り心地が良くなった時」をプラスの尺度で採点していることから、平均嗜好度が大きい場合乗り心地が良くなることになる。

2 人の運転者合計の評価点(Table 4)より上述の手順で解析し求めた平均嗜好度の差の絶対値は、Table 10 より $|\hat{\alpha}_{Pass} - \hat{\alpha}_{Opt}| = 2.4166$ 、 $|\hat{\alpha}_{Pass} - \hat{\alpha}_{SMC}| = 3.0833$ 、 $|\hat{\alpha}_{Opt} - \hat{\alpha}_{SMC}| = 0.6667$ となる。最も平均嗜好度すなわち乗り心地に差が見られるもの(この場合では $|\hat{\alpha}_{Pass} - \hat{\alpha}_{SMC}| = 3.0833$)を 100%にした場合、それ以外の $|\hat{\alpha}_{Pass} - \hat{\alpha}_{Opt}| = 2.4166$ と $|\hat{\alpha}_{Opt} - \hat{\alpha}_{SMC}| = 0.6667$ との相対的關係は Fig.7(a)のように表すことができる。すなわち、百分率表示すると Fig.7(b)になる。最も乗り心地評価に差のある Passive-SMC 間の 100%に対して、Passive-Optimal 間に 78.4%、Optimal-SMC 間に 21.6%の相対的な乗り心地の差があることがわかる。

Table 2 Results of ride comfort evaluation for first driver.

$A_i \backslash A_j$	Passive	Optimal	SMC	$x_{..j}$
Passive		2	3	5
Optimal	-2		1	-1
SMC	-3	-1		-4
$x_{i..}$	-5	1	4	$x_{...} = 0$
$x_{.ij}$	5	-1	-4	
$x_{i..} - x_{.ij}$	-10	2	8	

Table 3 Results of ride comfort evaluation for second driver.

$A_i \backslash A_j$	Passive	Optimal	SMC	$x_{..j}$
Passive		3	3	6
Optimal	-3		0	-3
SMC	-3	-1		-4
$x_{i..}$	-6	2	3	$x_{...} = -1$
$x_{.ij}$	6	-3	-4	
$x_{i..} - x_{.ij}$	-12	5	7	

Table 4 Total of evaluation value of first and second drivers.

$A_i \backslash A_j$	Passive	Optimal	SMC	$x_{..j}$
Passive		5	6	11
Optimal	-5		1	-4
SMC	-6	-2		-8
$x_{i..}$	-11	3	7	$x_{...} = -1$
$x_{.ij}$	11	-4	-8	
$x_{i..} - x_{.ij}$	-22	7	15	

Table 5 Mean degree of preference.

i	$\theta_i = (x_{i..} - x_{.ij}) / 2t_c N$
Passive	-1.8333
Optimal	0.5833
SMC	1.25
Total	0

Table 6 Individual difference in the degree of preference.

i	①		②		
	$(x_{i..1} - x_{.i1}) / 2t_c$	$(x_{i..2} - x_{.i2}) / 2t_c$	$\hat{\alpha}_{i1}$	$\hat{\alpha}_{i2}$	$\sum_k \hat{\alpha}_{ik}$
Passive	-1.6667	-2	0.1666	-0.1667	-0.0001
Optimal	0.3333	0.8333	-0.25	0.25	0
SMC	1.3333	1.1637	0.0833	-0.0833	0
Total	-0.0001	0	-0.0001	0	-0.0001

Table 7 Effect of combination.

$i \backslash j$	①			②			③			④		
	$x_{ij} - x_{ji}$	$(x_{ij} - x_{ji}) / 2N$	$\hat{\alpha}_i - \hat{\alpha}_j$	$\hat{\gamma}_{ij}$	$-\hat{\gamma}_{ji}$	$\sum \hat{\gamma}_{ij}$						
Passive									0.0834	-0.0833	0.0001	
Optimal	-10		-2.5		-2.4166				-0.0834		0.0833	-0.0001
SMC	-12	-3	-3	-0.75	-3.0833	-0.6667			0.0833	-0.0833		0

Table 8 Individual difference in the order effect.

k	$x_{..k}/t_c(t_c-1)$	$\hat{\delta}_k$
1	0	0.0833
2	-0.1667	-0.0834
Total		$\sum \hat{\delta}_k = -0.0001$

Table 9 Analysis of variance.

Factor	Sum of squares	Degree of freedom	Mean square	F_0	
Main effect	S_a	63.1667	2	31.5834	379.1525
Individual variation of main effect	$S_{a(B)}$	1.1666	2	0.5833	
Effect of combination	S_7	0.0833	1	0.0833	
Order effect	S_δ	0.0833	1	0.0833	
Individual variation of order effect	$S_{\delta(B)}$	0.0834	1	0.0834	
Error	S_e	0.4167	5	0.0833	
Total sum of squares	S_T	65	12		

Table 10 Confidence interval of 50kg. (design driver's weight = 60 kg)

$(\hat{\alpha}_i - \hat{\alpha}_j)$	95% confidence interval		99% confidence interval		
$(\hat{\alpha}_{Pass} - \hat{\alpha}_{Opt})$	-2.4166	-2.0333	-2.7999	-1.8359	-2.9973
$(\hat{\alpha}_{Pass} - \hat{\alpha}_{SMC})$	-3.0833	-2.7000	-3.4666	-2.5026	-3.6640
$(\hat{\alpha}_{Opt} - \hat{\alpha}_{SMC})$	-0.6667	-2.2834	-1.0500	-0.0860	-1.2474

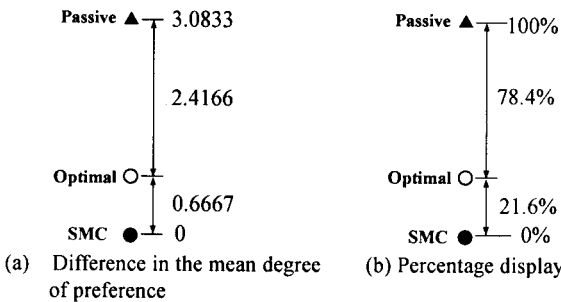


Fig.7 Relative relationship between ride comfort evaluation.

6.4 官能評価値と振動評価値との相関性

6.4.1 コントローラ設計時の運転者質量と実際の運転者の質量が一致する場合に対する検討

5.2 節で行った走行実験結果 (Fig.5) において, パッシブ制御時と比較してアクティブ制御時では, シート座面絶対加速度が抑制されており, さらに最適制御とスライディングモード制御適用時ではほぼ同程度の制御性能であることがわかった. 官能評価はこれらの実験と同時に実施し, 各運転者から評価点を得た. その結果を Table 11 に示す. 各行列要素中の左の数値が 1 人目の運転者の評価点であり, 右が 2 人目の運転者の評価点である. よって, この 2 つの値を合計したものが前出 Table 4 の網掛け部分に相当する. Table 11 の(a)~(g)までの 7 種類の質量別評価点を 6.3 節同様に分析し, Table 12 に示す質量別の平均嗜好度の差(絶対値)を得ることができる. これらの平均嗜好度の差を各質量ごとに百分率表示すると Fig.8 のように示すことができる. 横軸は運転者質量, 縦軸は乗り心地の指標である. 縦軸の乗り心地の指標は 100 %から 0 %へと数値が小さくなるにしたがい乗り心地が良くなったことを意味する.

Table 11 では, 全ての質量においてパッシブ制御に比べアクティブ制御時で乗り心地が「非常に良くなる」または, 「かなり良くなる」という回答が得られている. さらに最適制御とスラ

イディングモード制御適用時と比較すると, スライディングモード制御適用時のほうが最適制御に比べ「少し乗り心地が良くなる」または「あまり変わらない」という回答が得られ, アクティブ制御を実施することで乗り心地は良くなり, 最適制御, スライディングモード制御適用時と比較すると乗り心地にあまり違いは出ないという官能評価結果が得られた.

実際の運転者が感じる乗り心地と実験より得られた加速度データを比較するため, 5.2 節で行ったコントローラ設計時の運転者質量と実際の運転者の質量が一致した場合の実験結果 (Fig.5) を Fig.8 のような制御手法間の相対的な差を基準とした表現に書き改めることにする. それぞれの運転者質量において最も制御性能に差が見られる点 (例えば, Fig.5 横軸 55kg ではパッシブ制御適用時▲とスライディングモード制御適用時●がそれに当たる) を 100%とし, この間に存在する最適制御適用時を Fig. 7 において説明したように比率で表現する. Fig.5 を全て上述の考え方で整理したものが Fig.9 である.

Fig.8 と Fig.9 を比較すると両方ともに全ての質量においてパッシブ制御時に比べアクティブ制御時で 90%以上の乗り心地改善ならびに物理的指標であるシート座面絶対加速度の改善がみられる. さらに最適制御とスライディングモード制御適用時では全ての質量で 10%以下の改善しかなされておらず, 最適制御とスライディングモード制御適用時には乗り心地, 絶対加速度ともにあまり変化はない. 以上より, 運転者の官能評価値と実験より得られた振動評価値が傾向として非常に一致していることが確認できた.

6.4.2 コントローラ設計時の運転者質量を 60kg 一定とし実際の運転者質量が異なる場合に対する検討

次に 5.3 節におけるコントローラ設計時の運転者質量を 60kg 一定として行った走行実験と同時に官能評価の評価点を Table 13 にまとめた. 6.4.1 項と同様に結果を整理すると Table 14, Fig.10 が得られる. また, 振動評価の結果である Fig.6 は Fig.11 のように書き改められる.

まず, コントローラ設計時の運転者質量パラメータと実際の運転者質量が一致している点である 60 kg で比較すると, 前項同様にパッシブ制御時に比べアクティブ制御時のほうがシート座面絶対加速度(Fig.11)が抑制され, 官能評価(Fig.10)でも乗り心地が良くなっている.

次に, 運転者質量を ±5 kg, ±10 kg 変動した時 (50 kg, 55 kg, 65 kg, 70 kg) の結果と比較すると, コントローラ設計時の運転者質量パラメータと実際の運転者質量が一致している 60 kg の点と比べ最適制御適用時でシート座面絶対加速度振動の抑制効果が劣化している(Fig.10, 11).

運転者質量を +15 kg, +20 kg 変動した時 (75 kg, 80 kg) では, 最適制御適用時に発散傾向となることがある. 従って実験結果では, パッシブ制御時よりも大きなシート座面振動が出る場合があり, その時の官能評価結果もパッシブ制御時に比べ最適制御適用時の方が乗り心地が悪くなるという回答が得られている.

以上により, 実際に運転者の感じる乗り心地を表す官能評価結果 (Fig.10) と, 実際の走行実験より得られたシート座面絶対加速度データ (Fig.11) を比較すると, 運転者の質量を変動させるにしたがい最適制御適用時には運転者が感じる乗り心地, シート座面絶対加速度の抑制効果がともに劣化するという一致した傾向が得られた.

Table 11 Results of ride comfort evaluation.

(design driver's weight = each driver's weight)

(a) Weight = 50 kg

A_i A_j	Passive	Optimal	SMC
Passive		3, 3	3, 3
Optimal	-3, -3		1, 0
SMC	-3, -3	0, 0	

(b) Weight = 55kg

A_i A_j	Passive	Optimal	SMC
Passive		3, 2	3, 2
Optimal	-3, -2		0, 0
SMC	-3, -2	-1, 0	

(c) Weight = 60 kg

A_i A_j	Passive	Optimal	SMC
Passive		3, 3	3, 3
Optimal	-3, -3		0, 0
SMC	-3, -3	0, 0	

(d) Weight = 65kg

A_i A_j	Passive	Optimal	SMC
Passive		3, 2	3, 2
Optimal	-3, -3		0, 0
SMC	-3, -3	0, 1	

(e) Weight = 70 kg

A_i A_j	Passive	Optimal	SMC
Passive		3, 3	3, 2
Optimal	-3, -3		0, 0
SMC	-3, -2	0, -1	

(f) Weight = 75kg

A_i A_j	Passive	Optimal	SMC
Passive		3, 3	3, 3
Optimal	-3, -3		1, 0
SMC	-3, -3	0, 0	

(g) Weight = 80 kg

A_i A_j	Passive	Optimal	SMC
Passive		2, 3	3, 3
Optimal	-3, -3		0, 0
SMC	-3, -3	-1, 0	

Table 13 Results of ride comfort evaluation.

(design driver's weight = 60 kg)

(a) Weight = 50 kg

A_i A_j	Passive	Optimal	SMC
Passive		2, 3	3, 3
Optimal	-2, -3		1, 0
SMC	-3, -3	-1, -1	

(b) Weight = 55kg

A_i A_j	Passive	Optimal	SMC
Passive		3, 3	3, 2
Optimal	-3, -3		1, -1
SMC	-3, -2	-2, -2	

(c) Weight = 60 kg

A_i A_j	Passive	Optimal	SMC
Passive		3, 3	3, 3
Optimal	-3, -3		0, 0
SMC	-3, -3	0, 0	

(d) Weight = 65kg

A_i A_j	Passive	Optimal	SMC
Passive		3, 3	3, 2
Optimal	-3, -2		1, -1
SMC	-3, -3	-2, -1	

(e) Weight = 70 kg

A_i A_j	Passive	Optimal	SMC
Passive		3, 2	3, 2
Optimal	-3, -1		0, 0
SMC	-3, -3	-1, -1	

(f) Weight = 75kg

A_i A_j	Passive	Optimal	SMC
Passive		3, -3	3, 3
Optimal	-3, 3		3, 1
SMC	-2, -3	-1, -3	

(g) Weight = 80 kg

A_i A_j	Passive	Optimal	SMC
Passive		3, -3	3, 3
Optimal	-3, 3		3, -1
SMC	-2, -3	-1, -3	

Table 12 Difference in the mean degree of preference.

(design driver's weight = each driver's weight)

$ \hat{\alpha}_i - \hat{\alpha}_j $	driver's weight						
	50kg	55kg	60kg	65kg	70kg	75kg	80kg
$ \hat{\alpha}_{Pass} - \hat{\alpha}_{Opt} $	2.9167	2.4167	3.000	2.8333	2.750	2.9167	2.750
$ \hat{\alpha}_{Pass} - \hat{\alpha}_{SMC} $	3.0833	2.5834	3.000	2.6666	2.750	3.0833	3.000
$ \hat{\alpha}_{Opt} - \hat{\alpha}_{SMC} $	0.1666	0.1667	0.000	0.1667	0.000	0.1666	0.250

Table 14 Difference in the mean degree of preference.

(design driver's weight = 60 kg)

$ \hat{\alpha}_i - \hat{\alpha}_j $	driver's weight						
	50kg	55kg	60kg	65kg	70kg	75kg	80kg
$ \hat{\alpha}_{Pass} - \hat{\alpha}_{Opt} $	2.4166	2.500	3.000	2.500	2.250	1.3958	0.750
$ \hat{\alpha}_{Pass} - \hat{\alpha}_{SMC} $	3.0833	3.000	3.000	3.000	2.750	1.4583	2.250
$ \hat{\alpha}_{Opt} - \hat{\alpha}_{SMC} $	0.1666	0.500	0.000	0.500	0.500	2.8542	3.000

7. まとめ

本研究では小型車両用シートサスペンションにおいて、パッシブ制御、最適制御、スライディングモード制御を適用し、運転者に対する物理的な振動評価を行った。同時に、官能評価を実施し乗り心地に関する検討を行った。その結果、官能評価から得られた運転者が感じる乗り心地と振動評価から得られたシート座面絶対加速度振動が傾向的に一致することが確認できた。よって、シート座面絶対加速度振動の抑制を基準とした乗り心地改善は有効性があることを実験的に確認できた。

なお、本実験ではサンプル数の少なさを官能評価手法で補う方策をとったが、実際にはサンプル数の不足が生じた。また、室内実験という制約があり上下方向振動の運転者暴露時間の

不足も生じた。さらに各個人の乗り心地感覚の重み付けの差や、性別、体型、年齢などの個人差も考慮しておらず、これらに関しては今後の検討課題である。

謝辞

本研究に際して、東海大学大学院生（現（株）小糸製作所）新井創氏、東海大学学部生（現 本田技研工業(株)）鈴木菜津与氏に多大な協力を得た。ここに感謝の意を表する。

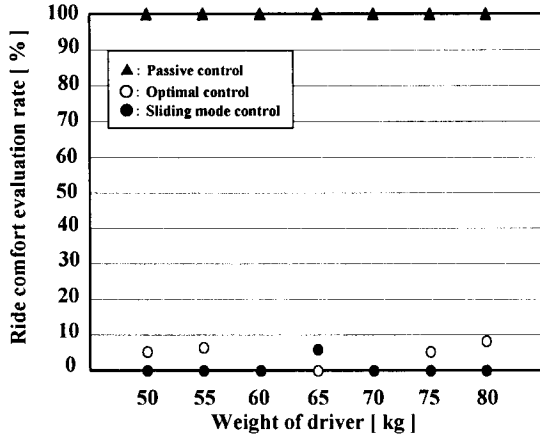


Fig.8 Results of subjective judgement.
(design driver's weight = each driver's weight)

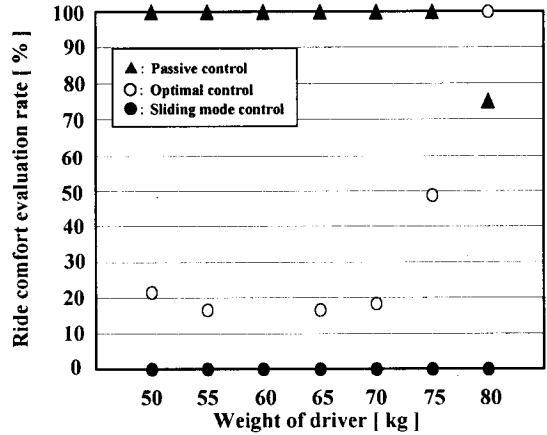


Fig.10 Results of subjective judgement.
(design driver's weight = 60 kg)

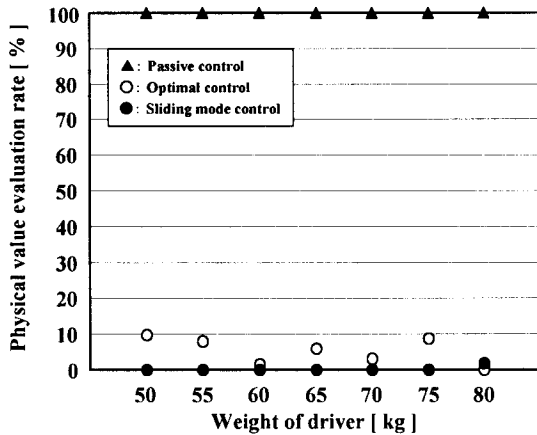


Fig.9 Results of objective judgement.
(design driver's weight = each driver's weight)

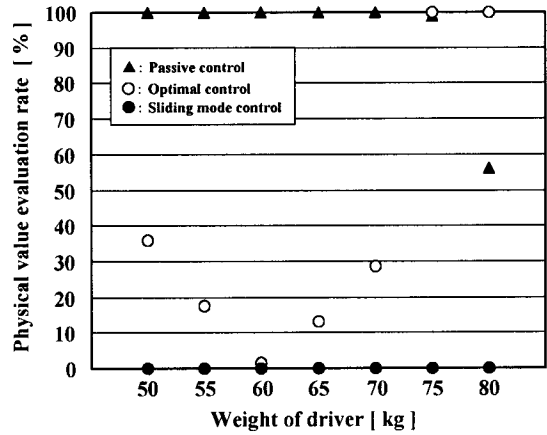


Fig.11 Results of objective judgement.
(design driver's weight = 60 kg)

参考文献

- (1) 阿部, 新井, 押野谷, 石橋:「能動型シートサスペンションによる乗り心地改善 (小型電気自動車を用いた基礎的考察)」, 日本機械学会 2002 年度年次大会講演会論文集, Vol.7, No.02-1 ,(2002), pp.175-176.
- (2) 新井, 阿部, 押野谷, 石橋:「小型車両用シートのアクティブサスペンション」, 第 45 回自動車制御連合講演会, (2002), 2P1-H4.
- (3) 押野谷, 新井, 石橋:「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)」, 日本応用磁気学会誌, Vol.28, (2004), pp.140-144.
- (4) Kozawa,Y.,Sugimoto,G.and Suzuki,Y., : A New Ride Comfort Meter,SAE Tech.Pap.Ser.,No.860430,(1986),p.8.
- (5) 北原:「振動乗り心地を定量的に評価する上での問題点」, 自動車技術,32-7(1978), p.667.
- (6) 武井, 石黒:「乗員の官能評価に基づく乗り心地評価」, 豊田中央研究所 R&D レビュー, Vol.30, No.3, (1995), pp.47-56.
- (7) 木元, 加藤, 松浦:「感性に基づく車両運動性能評価」, 日産技報, Vol.45, (1999), pp.12-15.
- (8) I.S.O : Guide for the Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration,No.ISO-2631-1978(e).
- (9) Janeway,R.N.:Human Vibration Tolerance Criteria and Application to Ride Evaluation : SAE Tech.Pap.Ser., No.750166,(1975),p.24.
- (10) 新井, 押野谷, 石橋:「能動型シートサスペンションによる小型電気自動車の乗り心地改善に関する基礎的検討」, 日本 AEM 学会誌, Vol.11,No4, (2003),掲載可.
- (11) 例えば, 佐藤, 統計的官能検査法, (1985), 日科技連出版社.