629 乗員のダイナミクスを考慮したサスペンション制御系設計

Robust Active Suspension Control for Vibration Reduction of Passenger's Body

○正 鈴木 卓馬 (慶大院) 正 高橋 正樹 (慶應大)

Takuma SUZUKI, Keio University, 3-14-1, Hiyoshi, Kohoku-ku, Yokohama

Masaki TAKAHASHI, Keio University

In recent years, it is reported that passenger's dynamics and vibration characteristics. However there are few researches about the suspension control which considered these dynamics of human body characteristics and sitting position. In this paper, a vehicle and passenger system including the dynamics of human body at sitting position is constructed, and the robust control system design which sets the vertical acceleration of a passenger's head to one of the amounts of evaluation function is proposed. As the result, it was confirmed that in nearly the resonance frequency of a passenger's head, the proposed control system is effective in reducing a passenger's vibration better than the general control system of having made vertical vehicles acceleration the valuation function.

Key word: Active Suspension, Vehicle dynamics, Robust Control, Ride comfort, Passenger's dynamics,

A 1. 緒言

自動車の乗心地向上のため、これまでに多くのデバイス手法が提案され、その多くは車体重心の上下加速度の低減を目指してきた。しかし、必ずしも乗員は車体の重心に着座しているわけではなく、乗員自身もダイナミクスを持ち、サスペンションの共振周波数とは異なる周波数帯域でも乗員は大きく振られ、振動を強く感じる。本研究では、アクティブサスペンションを用いて、乗員の着座位置および乗員自身のダイナミクスを考慮し、乗員の頭部上下加速度を低減する手法(手法 C)を提案し、従来の車体重心の上下加速度を指標とした手法(手法 A)、着座位置の上下加速度を指標とした手法(手法 B)に対して、提案手法が限られた消費エネルギーで最も乗員の動きを減らす効果があることを示す。

A 2. 車両と乗員のモデル化

乗員のダイナミクスを制御系設計に踏まえるため、頭部と胴体からなる 6 自由度(一名あたり)の乗員モデルを、ばね下と車体からなる 7 自由度の車両モデルに組み込み 13 自由度からなる車両-乗員モデル(Fig.A1)を構築した。

A 3. 外乱包含 H_∞ 制御

ばね上共振は 1~2Hz、乗員頭部(上下)の共振は 4~6Hz、ばね下共振は 10 数 Hz と各周波数帯域が異なり、路面振幅の PSD も高周波で低下する特性を制御系設計に踏まえるため、外乱包含 H_∞ 制御を用いた。車両-乗員モデルに、外乱と制御量に対して周波数重みを設けた拡大系において、提案手法(手法 C)は乗員の上下加速度を制御量として、 H_∞ 制御器の導出をした。なお比較のため、乗員頭部の上下加速度(手法 C)の代わりに、車体重心の上下加速度(手法 A)、着座位置の上下加速度(手法 B)をそれぞれ制御量とし、四輪のアクティブサスペンションが発生する推力の絶対値の和の RMS が同一となるように、それぞれの制御器を設計した。

A 4. シミュレーション

ISO-8608 で定義された C クラス相当の路面を直進走行し、提案手法(手法 C)と、手法 A、B との比較を行った。その結果、頭部の共振がある 4~8Hz の帯域においては、手法 C が最も制振効果が高いにも関わらず(Fig.A2(a)), 推力の PSD は同周波数帯域においては必ずしも最も推力が高いわけではなく(Fig.A2(b))、従来手法(手法 A,B)に比べ同周波数域において限られた推力で制御効果を出すことができる。

A 5. 結言

本研究では、アクティブサスをを用いて、路面の凹凸による乗員の動きを低減させることを目的とし、乗員のダイナミクスを含む車両-乗員系を構築し、乗員(助手席)の頭部の上下加速度を評価量のひとつとする制御系を提案し、従来手法に比べ、アクチュエータが発生する単位推力(RMS ベース)に対する制御効果が大きく、消費エネルギー的にも効率の良い制御手法であり、その有効性を示すことができた。

Fig.A1 Vehicle-Passenger Model

Fig.A2 Power spectral Density

1. 結 言

自動車のさらなる乗心地向上は、永遠の課題であり、これまでに多くの制御デバイスと制御手法により、乗心地向上策が示され、車体の振動レベル低減量、主に路面凹凸に対する車体の重心位置の上下加速度でその効果が議論されてきた¹⁻³⁾など多数。しかし、実際の乗員の着座位置は必ずしも車体の重心ではなく、着座位置にはロールやピッチの回転運動による上下方向の加速度が生じシートの弾性特性、さらには乗員自身のダイナミクスにより乗員の動きは車体の動きよりも大きくなり、それらを踏まえた制御系設計が重要である。

これまでの乗員の振動特性に関する研究では、さまざまな着座姿勢において、着座位置の前後、左右、上下などの多方向からの振動入力に対する人間の振動特性を実験的に明らかにし、これらの結果を元にした乗員とシートのモデル化⁴⁾や、ドライバと乗員の振動感受特性に差があることなど、乗員の感性に関する研究⁵⁾も行われ、乗員の振動特性は解明されつつある。

一方、乗員-車両系に関する研究では、簡単な乗員モデルを用いて路面の凹凸に対して、通常の車両(制御サスを搭載しない車両)に乗車した乗員の動きを解析した研究⁶⁾や、乗員の着座位置を踏まえ車体の振動低減を狙った研究⁷⁾、さらには車体の振動を抑える制御手法の効果を乗員モデルの動きの小ささで評価した例⁸⁾などもあるが、乗員の位置とダイナミクス(振動特性)を積極的に踏まえたアクティブサスペンションの制御系設計を試みた研究はなく、乗員のダイナミクスを踏まえた制御系設計を行うことでより乗員の動きを減らす効果が期待できる。特に乗員頭部の上下方向の共振は、車両のばね上および下の共振周波数とはことなることとなる周波数にあり、単にスカイフック制御などにより車両のそれら共振周波数近傍の振動レベルを下げるだけでは、乗員の共振周波数近傍の動きを抑えることはできない。

本研究では、これら先行研究の乗員のダイナミクスを踏まえアクティブサスペンションを用いて、路面の凹凸による乗員の動きをより低減させることを目的とし、乗員のダイナミクスを含む車両-乗員系を構築し、乗員(助手席)の頭部の上下加速度を評価量のひとつとする制御系を提案する。アクティブサスペンションの制御において、燃費性能とのトレードオフを踏まえ、限られた消費エネルギーで乗員の動きをいかに減らすことが重要である。本研究では、従来の車体重心の上下加速度を評価量とする手法(手法 A)やシート位置での上下加速度を評価量とする手法(手法 B)と本提案手法(手法 C)の比較を行い、本提案手法がアクチュエータが発生する単位推力(RMS ベース)に対し、制御効果(乗員の頭部加速度の低減率)が高く、消費エネルギー的にも効率の良い制御手法であることを示す。

2. モデリング

2.1 車両モデル

制御対象の一部である車両モデルは、Fig.1 に示すフルビークルモデルであり、車体とばね下の間にフルアクティブサスペンション(力発生装置)を備える。本モデルの四輪のばね下(上下 4 自由度)、車体ばね上(バウンス、ロール、ピッチ)の計 7 自由度の運動方程式は次のとおりである。各パラメータは Table 1 のとおりである。

$$\begin{aligned}
 M_b \ddot{Z}_{cg} &= -K_f Z_{s1} - C_f \dot{Z}_{s1} + F_1 - K_f Z_{s2} - C_f \dot{Z}_{s2} + F_2 \\
 &\quad - K_r Z_{s3} - C_r \dot{Z}_{s3} + F_3 - K_r Z_{s4} - C_r \dot{Z}_{s4} + F_4 \\
 I_f \ddot{\phi} &= \frac{T_f}{2} \left[-K_f (Z_{s1} - Z_{s2}) - C_f (\dot{Z}_{s1} - \dot{Z}_{s2}) + (F_1 - F_2) \right] \\
 &\quad + \frac{T_f}{2} \left[-K_r (Z_{s3} - Z_{s4}) - C_r (\dot{Z}_{s3} - \dot{Z}_{s4}) + (F_3 - F_4) \right] + M_b g H_p \phi \\
 I_p \ddot{\theta} &= -L_f (-K_f Z_{s1} - C_f \dot{Z}_{s1} + F_1 - K_f Z_{s2} - C_f \dot{Z}_{s2} + F_2) \\
 &\quad + L_r (-K_r Z_{s3} - C_r \dot{Z}_{s3} + F_3 - K_r Z_{s4} - C_r \dot{Z}_{s4} + F_4) + M_b g H_p \theta \\
 M_{ui} \ddot{Z}_{ui} &= K_i Z_{ui} - F_i - K_f Z_{si} - C_f \dot{Z}_{si} \quad (i=1,2) \\
 M_{ui} \ddot{Z}_{ui} &= K_i Z_{ui} - F_i - K_r Z_{si} - C_r \dot{Z}_{si} \quad (i=1,2)
 \end{aligned} \tag{1}$$

ここで、 H_r はロールセンタからばね上重心までの距離、 H_p はピッチセンタからばね上重心までの距離であり、共に固定とし、 Z_{si} は各輪のサスペンションストローク、 Z_{ui} は各輪のタイヤたわみを意味し、次式で与える。

$$\begin{aligned}
 Z_{s1} &= Z_{cg} + T_f / 2 \phi - L_f \theta - Z_{u1} \\
 Z_{s2} &= Z_{cg} - T_f / 2 \phi - L_f \theta - Z_{u2} \\
 Z_{s3} &= Z_{cg} + T_r / 2 \phi + L_r \theta - Z_{u3} \\
 Z_{s4} &= Z_{cg} - T_r / 2 \phi + L_r \theta - Z_{u4} \\
 Z_{ui} &= Z_{ri} - Z_{ui} \quad (i=1 \sim 4)
 \end{aligned} \tag{2}$$

Fig.1 Full Vehicle Model

Table 1 Specification of Vehicle model

Symbol	Value	Symbol	Value
M_b	1900 kg	l_f	1.34 m
M_f	50 kg	l_r	1.46 m
I_r	600 kgm ²	T_f	1.53 m
I_p	3000 kgm ²	T_r	1.50 m
K_f	33×10^3 N/m	h_r	0.45 m
K_r	31×10^3 N/m	h_p	0.53 m
K_i	260×10^3 N/m	$x_{p1,2}$	0.04 m
C_f	300 N/m/s	$x_{p3,4}$	0.97 m
C_r	300 N/m/s	y_{pi}	0.4 m
		$z_{p1,2}$	-0.045 m
		$z_{p3,4}$	0.015 m

2.2 乗員モデル

これまでに人間の着座姿勢でのモデル化は、着座位置の上下方向に対する頭部の上下方向を表現したモデル⁹⁾や、頭部の回転運動も直列ばねを用いて表現したモデル¹⁰⁾などもある。本研究では着座位置の動きに対して乗員の動きをある程度表現させることが可能で、その動きをイメージしやすいモデルとして、Fig.2 のモデルを考える。

胴体および頭部に慣性を持ち、胴体は着座位置の点 P_s との間に、前後、左右、上下のばね/ダンパを持つ3自由度、頭部も胴体に対して上下、点 P_r 回りにロール、点 P_p 回りにピッチ運動をする3自由度、計6自由度をもつモデルである。なお脚部は簡単のため省略した。乗員モデルの運動方程式は、式(3)となる。

$$\begin{aligned}
 m_{bh}\ddot{x}_b &= 2k_{p4}(x_p - x_b) + 2c_{p4}(\dot{x}_p - \dot{x}_b) \\
 &\quad + k_{p6}(z_p - x_b) + c_{p6}(\dot{z}_p - \dot{x}_b) + (-c_{p2}\dot{\theta}_h - k_{p2}\theta_h)/r_4 \\
 m_{bh}\ddot{y}_b &= 2k_{p5}(y_p - y_b) + 2c_{p5}(\dot{y}_p - \dot{y}_b) - (-c_{p7}\dot{\phi}_h - k_{p7}\phi_h)/r_5 \\
 m_b\ddot{z}_b &= k_{p3}(z_p - z_b) + c_{p3}(\dot{z}_p - \dot{z}_b) - [k_{p1}(z_b - z_h) + c_{p1}(\dot{z}_b - \dot{z}_h)] \\
 &\quad + (-c_{p2}\dot{\theta}_h - k_{p2}\theta_h)/r_3 \\
 m_h\ddot{z}_h &= k_{p1}(z_b - z_h) + c_{p1}(\dot{z}_b - \dot{z}_h) - (-c_{p2}\dot{\theta}_h - k_{p2}\theta_h)/r_3 \\
 I_{hp}\ddot{\theta}_h &= \left\{ (-c_{p2}\dot{\theta}_h - k_{p2}\theta_h) + [k_{p1}(z_b - z_h) + c_{p1}(\dot{z}_b - \dot{z}_h)]r_3 \right\} \\
 &\quad - m_{hb}r_2 \left\{ 2k_{p4}(x_p - x_b) + 2c_{p4}(\dot{x}_p - \dot{x}_b) + k_{p6}(z_p - x_b) \right. \\
 &\quad \left. + c_{p6}(\dot{z}_p - \dot{x}_b) + (-c_{p2}\dot{\theta}_h - k_{p2}\theta_h)/r_4 \right\} \\
 I_{hr}\ddot{\phi}_h &= [-c_{p7}\dot{\phi}_h - k_{p7}\phi_h] + m_{hb}r_1 \left\{ 2k_{p5}(y_p - y_b) + 2c_{p5}(\dot{y}_p - \dot{y}_b) \right. \\
 &\quad \left. - (-c_{p7}\dot{\phi}_h - k_{p7}\phi_h)/r_5 \right\}
 \end{aligned} \quad (3)$$

$$\text{ここで、} m_{bh} = m_b + m_h, \quad m_{hb} = \frac{m_h}{(m_b + m_h)}$$

乗員モデルの各パラメータは、成人男性の身長および体重データなどから $m_b=45[\text{kg}]$, $m_h=7.5[\text{kg}]$, $I_{hr}=8.3 \times 10^{-2}[\text{kgm}^2]$, $I_{hp}=5.5 \times 10^{-2}[\text{kgm}^2]$ とし、先行研究で示された実験データ (Fig.3,4)^{10, 11)} と本モデルの傾向が一致するようにばね、ダンパおよび長さの値を調整した (Table 2)。なお、乗員頭部の重心点の前後および横方向の加速度は、胴体部の前後および上下、頭部のピッチおよびロールの幾何学的な関係、式(4)より算出している。

$$\begin{aligned}
 \ddot{x}_h &= \ddot{x}_b + \ddot{\theta}_h / r_2 \\
 \ddot{y}_h &= \ddot{y}_b - \ddot{\phi}_h / r_1
 \end{aligned} \quad (4)$$

2.3 車両-乗員モデル

本研究では、まず前の左席に着座する乗員の動き低減を実現するため、先の車両モデルに前も左席に本乗員モデルを配置し、Fig.5 に示す車両-乗員モデルを構築する。なお、後記のシミュレーションにおいては、2名乗車したモデルにおいて数値計算を行うが、制御系設計においては1名乗車のモデルを用いている。着座位置の点 P_{s1} の並進運動 x_{p1}, y_{p1}, z_{p1} と車体重心の上下 z_{cg} , ロール ϕ , ピッチ θ には下記の関係があり、車両の運動による乗員の動きを求めることができる。

Table 2 Specification of Passenger model

i	k_{pi} [N/m]	c_{pi} [N/m/s]	r_{pi} [m]
1	40000	2000	0.1
2	15 ^{*1}	0.9 ^{*2}	0.1
3	96000	1120	0.05
4	22500	600	0.2
5	2000	400	0.3
6	20 ^{*1}	1.2 ^{*2}	0.3

*¹: Nm/rad, *²: Nm/rad/s

Fig.2 Passenger Model

Fig.3 Transfer function from seat to the head
(Translational motion, dot: Experiment⁹⁾, Line: Model)

Fig.4 Transfer function from seat to the head
(Rotational motion, dot: Experiment¹⁰⁾, Line: Model)

Fig.5 Vehicle-Passenger Model

$$\begin{aligned} x_{p1} &= H_p \theta \\ y_{p1} &= H_r \phi \\ z_{p1} &= z_{cg} + y_{p1} \phi - x_{p1} \theta \end{aligned} \quad (5)$$

以上の運動方程式により、次式の状態方程式を算出する。

$$\dot{x}(t) = A_p x(t) + B_{pw} w(t) + B_u u(t) \quad (6)$$

ここで

$$\begin{aligned} x(t) &= [z_{u1} z_{u2} z_{u3} z_{u4} \phi \theta \dot{z}_{u1} \dot{z}_{u2} \dot{z}_{u3} \dot{z}_{u4} \dot{\phi} \dot{\theta} \dots \\ &\quad x_{b1} y_{b1} z_{b1} z_{b2} \phi_{h1} \theta_{h1} \dot{x}_{b1} \dot{y}_{b1} \dot{z}_{b1} \dot{z}_{b2} \dot{\phi}_{h1} \dot{\theta}_{h1}]^T \\ w(t) &= [z_{r1} z_{r2} z_{r3} z_{r4}]^T \\ u(t) &= [F_1 F_2 F_3 F_4]^T \end{aligned}$$

3. 制御系設計

3.1 外乱包含制御

外乱に関する情報が全くない場合は外乱のダイナミクスを仮定するにあたって外乱の周波数帯域において白色雑音 \$v\$ とすることでロバストな設計となる。この限定した外乱の周波数領域において外乱情報のフィードフォワード制御を生かし、制御対象のフィードバック系と共に用いることで、より振動制御系の性能を向上できることが示されている¹²⁾。

ここでは、一定の周波数まで外乱のパワースペクトル密度がフラットな特徴を有し、それ以上では低下するものとして、ローパス特性の伝達関数を有する成形フィルタによって生成される有色雑音と仮定し、ローパス特性の伝達関数を有する成形フィルタ式(7)によって生成される有色雑音と仮定し、3.2節で示す外乱の入力重みとする。

$$\begin{aligned} Q_w \begin{cases} \dot{x}_{wi}(t) &= A_{wi} x_{wi}(t) + B_{wi} v_{wi}(t) \\ w_{wi}(t) &= c_{wi} x_{wi}(t) \end{cases} \quad (7) \\ \frac{w(s)}{v(s)} &= \frac{\omega_d^2}{s^2 + 2\zeta_d \omega_d s + \omega_d^2} \end{aligned}$$

ただし、\$\omega_d = 50 \times 2\pi\$, \$\zeta_d = 0.706\$ とした。

3.2 外乱包含 \$H_\infty\$ 制御

3.1節で述べたように、外乱包含制御において外乱モデルをフィードフォワードする際に、仮定する入力外乱の周波数領域外で応答レベルが悪化することが指摘されており、その周波数領域外でのロバスト性を向上させることが必要である。そのため、仮定した入力外乱の周波数領域外を外乱モデルと制御システムの拡大系全体の不確かさとみなし、ロバスト制御でその領域を考慮することを考える。また、外乱の影響を抑えたい評価出力に対して周波数重みを用いることによって外乱抑圧制御を行い、外乱抑圧制御とロバスト制御を行う \$H_\infty\$ 制御理論における混合感度問題を適用し、以下に本制御器の具体的設計方法を示す。

\$H_\infty\$ 制御において、一般化プラントの設計にあたり、車両・乗員モデルに路面外乱の加え、制御量および制御入力との周波数重みを次式のように表す。

$$\begin{aligned} Q_c \begin{cases} \dot{x}_c(t) &= A_c x_c(t) + B_c x(t) \\ z_c(t) &= c_c x_c(t) + D_c x(t) \end{cases} \quad (8) \\ Q_i \begin{cases} \dot{x}_i(t) &= A_i x_i(t) + B_i u(t) \\ z_i(t) &= c_i x_i(t) + D_i u(t) \end{cases} \end{aligned}$$

ここで、\$x_c, x_i\$ は制御量および制御入力の状態量、\$z_c, z_i\$ は制御量のおよび制御入力に対する周波数重みの出力量を表し、それらを含む一般化プラントは次式で表せる。

$$\begin{aligned} \dot{x}_g(t) &= A_g x_g(t) + B_1 w_g(t) + B_2 u(t) \\ z(t) &= C_1 x_g(t) + D_{12} u(t) \quad (9) \\ y(t) &= C_2 x_g(t) + D_{21} w_g(t) \end{aligned}$$

上式において、外乱 \$w_g(t)\$ から評価量 \$z(t)\$ までの伝達関数 \$G_{zw}\$ の \$H_\infty\$ ノルムは次式で表現される。

$$\|G_{zw}\|_\infty = \sup_w \frac{\|z\|_2}{\|w\|_2} =: \gamma^* \quad (10)$$

ただし、\$\gamma^*\$ は \$H_\infty\$ 補償器により実現される \$H_\infty\$ 制御系の \$H_\infty\$ ノルムの最小値であり、この時の \$H_\infty\$ 補償器は次式である¹¹⁾。

$$\begin{aligned} \dot{x}_k(t) &= A_k x_k(t) + B_k y(t) \\ u(t) &= C_k x_k(t) \end{aligned} \quad (11)$$

\$H_\infty\$ 制御器も図示した一般化プラントが Fig.6 であり、本提案手法の制御量は、乗員モデルの頭部上下加速度、車体の上下速度、各輪のタイヤ変位、各輪の発生推力である。Fig.7 に示すようにそれぞれの制御量の評価重みは、頭部上下加速度は頭部の共振付近である 6Hz にピークをもつ乗員の動きを抑え、ばね上速度に関しては低周波で車両の動きを抑え、タイヤ変位はばね下共振でタイヤの接地荷重変動を抑え、極低周波での定常的な制御を防ぎ、無駄なエネルギーの消費を防止するために推力に重みを設定している。

Fig.6 Generalized Plant

また、本提案手法(手法 C)と比較のため、制御量を頭部上下 G の代わりに車体の上下加速度(手法 A)、シートの上下加速度(手法 B)とした H ∞ 制御器も同様に設計し、次章にて提案手法(手法 C)との比較を行う。なお、周波数重み $w_1(s)$, $w_2(s)$, $w_3(s)$, $w_4(s)$, $k_{w2}=400$, $k_{w3}=0.125$, $k_{w4}=5000$ は手法 A,B,C のいずれにおいても同様の値を用いている。 k_{w1} は、次章で記す。

Fig.7 Frequency Weights for Controlled Value

4. 数値シミュレーション

4.1 数値計算条件

本研究では、2章で示した車両-乗員系のモデル(前席に2名乗車)に、3章で設計した制御器を組み合わせ、The Math Work Inc.のMATLABを用い、1msecの時間刻みで計算を行った。なお、本モデルは理想的な条件とし、制御系設計モデルと数値計算モデルは同様なモデルである。

4.2 走行条件

本シミュレーションは、車速 60[km/h]一定走行時に ISO-8608 で定義された C クラス相当の PSD 特性となる路面を 10 秒間走行したことを想定し、数値計算を行った。なお車両は、直線走行を想定し、各輪への路面の入力は、それぞれ独立で与えている。Fig.8 が作成した路面の PSD であり、Fig.9 が路面形状である。

Fig.8 Power Spectral Density of Road Disturbance¹⁴⁾

4.3 上下加速度重みの設定

各手法において、アクチュエータが発生する推力を同一条件にするため、四輪のアクチュエータが発生する推力絶対値の総和の RMS が 1000N となるように、各手法の制御重み k_{w1} を調整する。手法 A, B, C の各 k_{w1} は 244, 64, 60 である。

4.4 計算結果と考察

Fig.9 の路面条件において、各制御手法適用した場合の車両および乗員の応答は Fig.10, アクチュエータが発生する推力の応答が Fig.11 である。Fig.10 より、車両重心の上下加速度は各手法による差は少ないが、乗員頭部の上下加速度は本提案手法による振動低減効果は明らかである。また、Fig.11 より、手法 A はほぼ全車輪のアクチュエータが同相の力を発生しているのに対し、手法 B, C は左右で逆法の力を発生させることが増え、積極的に車体のロールを使いながらシート位置での上下加速

度、さらには乗員頭部の上下加速度を低減させていることがわかる。

手法 A と手法 C を適用した場合において、車両前方方向から見た前席二人の着座位置、胴体、頭部の各上下および左右方向の加速度の結果を Fig.12 に示す。手法 C は、助手席乗員の頭部上下加速度を制御量としているため、手法 A に比べ乗員の頭部挙動が小さいことがわかる。また、手法 C は制御量とした助手席頭部の上下加速度が同手法の運転席頭部の上下加速度よりも小さいだけでなく、胴体相当の動きも抑制していることが分かる。

Fig.9 Road displacement

Fig.10 Vehicle and Passenger's behavior

Fig.11 Actuator Force

Fig.12 Acceleration Lissajous of each position (Front View)

最後に、各手法の4輪の推力の総和のPSD、助手席の頭部上下加速度のPSDをFig13に示す。頭部の共振がある4~7Hzの帯域においては、手法Cが最も制振効果が高いにも関わらず、推力のPSDは同周波数帯域においては必ずしも最も推力が高いわけではない。そのことから、特に同周波数においては限られた推力においても制振効果を期待することが可能であるといえる。

5. 結 言

本研究では、アクティブサスペンションを用いて、路面の凹凸による乗員の動きをより低減させることを目的とし、乗員のダイナミクスを含む車両-乗員系を構築し、乗員(助手席)の頭部の上下加速度を評価量のひとつとする制御系を提案した。提案手法は、従来手法に比べ、アクチュエータが発生する単位推力(RMSベース)に対する制振効果が大きく、消費エネルギー的にも効率の良い制御手法であり、その有効性を示すことができた。

参 考 文 献

- 1) 池田, 村田, 大作, 富田, 新減衰力制御の開発-仮 想ロールダンパ制御と非線形 H_∞ 制御-, TOYOTA Technical Review, (1999), Vol.49. No.2, pp.88-93
- 2) 小瀬村, 高橋, 吉田, 走行状況を考慮した自動車用セミアクティブサスペンションの総合的制御系設計, D&D, (2008)
- 3) N. Itagaki, T. Fukao, M. Amano, N. Ichimaru, T. Kobayashi, and T. Gankai, Semi-Active Suspension Systems based on Nonlinear Control, AVEC(2008), pp684-689
- 4) 玉置, 吉村, 着座時の人体振動に与えるシートの影響, D&D,(2007)
- 5) 小泉, 辻内, 阿部, 二宮, 山崎, 人体振動特性を考慮した乗心地性能向上のための評価法確立, D&D, (2007)
- 6) G.J.Stein and P.Mucka, Theoretical investigation of a linear planar model of a passenger car with seated people, IMechE, Part D: J. Automobile Eng., (2003), Vol.217, pp.257-268
- 7) Masahiro Oya, Yasutaka Tsuchida, and Qiang Wang, Robust Control Scheme to Design Active Suspension Achieving the Best Ride Comfort at Any Specified Location on Vehicles, AVEC, (2008), pp.690-695

Fig.13 Power Spectral Density

- 8) E. Guglielmino, T. Sireteanu, C. Stammers, G. Ghita, M. Giuclea, Semi-Active Suspension Control-Improved Vehicle Ride and Road Friendliness, Springer, (2008)
- 9) ISO-5982:2001, Mechanical vibration and shock -Range of idealized value to characterize seated body biodynamic response under vertical vibration, International Organization for Standardization
- 10) 玉置, 吉村, 鈴木, 多方向振動入力を受ける人体のダイナミクスとモデリング(三軸加振実験による人体の動特性の把握), 機論, (1998), 64 巻, 617 号
- 11) 玉置, 吉村, 谷本, 頭部の回転に着目した人体のダイナミクスとそのモデリング, 機構論, (1996), No.96-5 I, pp. 522-525
- 12) 岡本, 吉田, 自動車用セミアクティブサスペンションの外乱包含双線形最適制御, 機論, (2000), 66 巻, 650 号
- 13) K.Glover, J.C.Doyle, State-space Formula for All Stabilizing Controllers that Satisfy an H_∞ -norm Bound and Relations to Risk Sensitivity, Systems & Control letters, (1988), 11, pp167-172
- 14) ISO-8608:1995, Mechanical vibration - Road surface profiles - Reporting of measured data, International Organization for Standardization