トラック用アクティブキャブサスペンションの制御[†]

松尾 芳樹*・稲葉 毅*・廣松 敬士**

Control of an Active Suspension for a Truck Cab

Yoshiki MATSUO*, Takeshi INABA* and Takashi HIROMATSU**

In this paper, a controlled system for an active-cab-suspension constructed with hydropneumatic actuators is considered, which is intended to improve ride comfort of a truck.

At first, a controller is designed using YJB parametrization of all stabilizing compensators and experiments is carried out to verify its feasibility. The parameter is determined by graphical technique in frequency domain so that the controlled system has sufficient ride comfort. Experimental results show that the considered active-cab-suspension can greatly improve ride comfort. But they also show the necessity of consideration for other factors of the controlled system such as transfer functions from measurement noises to the stroke length and to the control input.

Then practical design of the controller is proposed. This is based on H_∞ control theory, that can achieve systematic loop shaping of multi-input/multi-output systems. The controlled system is augmented with frequency weightings to state its design as standard output feedback H_∞ control problem. Relations between these weightings and some significant transfer functions of the system are mentioned. Decision of weightings is proceeded so that they shape these transfer functions desirably. Simulations and experiments using measured actual vehicle acceleration data confirm that the resulting system has remarkable improvement of ride comfort with the limited stroke length, and high robustness against measurement noises. This shows validity of application of H_∞ control theory to designing a controller of the active-cab-suspension.

Key Words: active-suspension, cab-suspension, YJB parametrization, H_∞ control theory

1. はじめに

近年、トラック輸送の長距離化や高速化に伴い、大型トラックに対する乗り心地向上への要求が高まっている。走行時の振動が人の受振感の高い周波数帯域に集中しドライバの負担となるためである。そのため、大型トラックには乗用車と同様な車軸-車体間サスペンションとは別に車体フレームとキャブ(運転台)の間にキャブサスペンションが装着されている。しかし、現状のパッシブなキャブサスペンションではストローク長の制約などから満足いく乗り心地は得られていない。著者らはこの

キャブサスペンションのアクティブ制御による乗り心地改善について検討してきた^{1),2)}。

乗用車の車軸用アクティブサスペンションについてはすでに一部で実用化されている。研究レベルでは、川谷らが単輪モデルを対象とし、主に乗り心地特性を改善するアクティブサスペンションの設計を H_∞ 制御理論により行っている³⁾。しかし、乗用車用のアクティブサスペンションにおいては操縦安定性といった乗り心地以外の特性に重要度が高く、実用レベルにあるものは主に姿勢制御の範囲内である。これに対しトラック用キャブサスペンションでは乗り心地に重点を置いた設計が行える。また、川谷らの設計では全状態フィードバックを前提としているのに対し、筆者らは実用性を念頭に置き、必要最小限の観測量での実現を考えてきた。

本論文はこれまでの検討結果をまとめるものである。まず、安定化補償器の一般解を用いた設計および実験で油空圧式のアクティブキャブサスペンションにより乗り

[†] 第31回計測自動制御学会学術講演会—一部発表(1992・7)

* 東京工業大学 東京都目黒区大岡山 2-12-1

** いすゞ自動車(株) 川崎市川崎区殿町 3-25-1

* Tokyo Institute of Technology, Meguro-ku, Tokyo

** Isuzu Motors Limited, Kawasaki

(Received January 7, 1993)

(Revised June 17, 1993)

心地が著しく改善可能であることを示す。つぎに、ストロークや操作量の制約、計測雑音の影響などを設計時に明確に指定するため H_∞ 制御理論を導入し設計の最適化を図る。最後に、得られた制御系が各設計仕様を満たしていることを実験により検証する。

2. キャブサスペンションとそのアクティブ化

2.1 トラック走行時の乗り心地

人の振動に対する感度は全周波数に対して均一ではなく、ある周波数特性をもつことが知られている。ここではその代表的なものとして ISO で提案されている人の上下方向の受振感特性をとりあげる⁴⁾。Fig. 1 より 4 Hz から 8 Hz の間が 1 番感度が高いことになる。これに対し実車走行時のフレーム振動は Fig. 2 のスペクトルが示すような周波数分布となっている。Fig. 2 中 (a), (c) はそれぞれバネ上、バネ下共振と呼ばれこれらは乗用車の車体振動にも存在する。(b) はフレームの曲げ共振でトラック固有の振動である。また、これらの共振は積載状態によってその周波数およびピーク高さともに変化する。

Fig. 1, Fig. 2 からわかるように、キャブサスペンションにはバネ上共振のある 1 Hz から上の帯域のフレーム

Fig. 1 Frequency weighting for effects of vertical vibration on human comfort (ISO TC 108/SC N190)

Fig. 2 Square root of power spectral density of frame acceleration

振動を遮断することが求められる。ところが、現在のパッシブキャブサスペンションは共振周波数が 2 Hz ないし 4 Hz に設定されており十分な遮断特性を有していない。共振周波数を下げるためにキャブサスペンションのバネ定数を大幅に小さくすることはストローク有効長の制約から不可能である。アクティブサスペンションはこのような問題に有効であり多くの研究が進められている⁵⁾

2.2 アクティブキャブサスペンションの構成

本論文で対象とするアクティブキャブサスペンションの構造を Fig. 3 に示す。サーボ弁により油空圧アクチュエータへの流量を制御し、実用性を配慮してキャブ加速度およびストロークだけを観測量とする。本論文文中で使用する記号および実験対象システムにおける諸定数の値を以下に示す。

A_1 : ピストン下面積 $9.62 \times 10^{-4} (\text{m}^2)$

A_2 : ピストン上面積 $4.71 \times 10^{-4} (\text{m}^2)$

β : ガスばね定数 $1.57 \times 10^{11} (\text{N/m}^5)$

K_0 : 絞り抵抗係数 $6.18 \times 10^9 (\text{Ns/m}^5)$

K_1 : 流量係数 $1.60 \times 10^{-4} (\text{m}^3/\text{s})$

K_2 : 流量ゲイン $2.55 \times 10^{-12} (\text{m}^5/\text{Ns})$

L : むだ時間 $6.0 \times 10^{-3} (\text{s})$

M : キャブ質量 $232.5 (\text{kg})$

P_s : 供給圧 $1.0 \times 10^7 (\text{Pa})$

P_b : ドレン圧 $0.0 (\text{Pa})$

f : キャブへの力外乱 (N)

l : ストローク変位 (m)

p : ピストン下面圧力 (Pa)

q : 流量 (m^3/s)

u : サーボ弁の開度 $-1 < u < 1$ (単位なし)

w : フレーム変位 (m)

y : キャブ変位 (m)

2.3 制御対象のモデル化

アクティブキャブサスペンション駆動系の詳細を Fig. 4 に示す。一般にトラックではキャブの質量がフレームの質量に比べて十分小さい(約 1/10)ため、キャブ

Fig. 3 Schematic diagram of the active cabsuspension

Fig. 4 Schematic diagram of the actuation system

の運動がフレームの運動に及ぼす影響は無視できる(この妥当性については次章でふれる)。

駆動系の動作方程式を平衡点の近傍で線形化すると(1)式となる。むだ時間 L は油圧配管系における作動油の圧縮性などの影響によるものである。

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{y}(t) &= (A_1 - A_2)\Delta p_1(t) \\ &\quad + A_2^2 K_o(\dot{w}(t) - \dot{y}(t)) + f(t) \\ \Delta p(t) &= \beta(A_1 - A_2)(\dot{w}(t) - \dot{y}(t)) + \beta q(t) \\ q(t) &= K_1 u(t - L) - K_2 \Delta p(t) \\ l(t) &= w(t) - y(t) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

このむだ時間を 1 次パデー近似して(1)式を状態空間表現すると(2)式となる。この系はストローク l に関して安定限界にある。

$$\left. \begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B} \begin{pmatrix} \ddot{w} \\ u \\ f \end{pmatrix} \\ \begin{pmatrix} \ddot{y} \\ l \end{pmatrix} &= \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D} \begin{pmatrix} \ddot{w} \\ u \\ f \end{pmatrix}, \mathbf{x} = \begin{pmatrix} l \\ \dot{l} \\ \Delta p \end{pmatrix} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} -a_{11} & 0 & -a_{13} & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ a_{31} & 0 & -a_{33} & a_{34} \\ 0 & 0 & 0 & -a_{44} \end{pmatrix}, \mathbf{B} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & -b_{13} \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & -b_{32} & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{C} = \begin{pmatrix} c_{11} & 0 & c_{13} & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{pmatrix}, \mathbf{D} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & d_{13} \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

$$a_{11} = -\frac{A_2^2 K_o}{M}, a_{13} = \frac{\beta(A_1 - A_2)}{M} = b_{13}$$

$$a_{31} = A_1 - A_2, a_{33} = \beta K_2, a_{44} = \frac{2}{L} \quad (3)$$

$$b_{32} = K_1, b_{13} = \frac{1}{M} = d_{13}$$

3. 安定化補償器の一般解に基づく設計

本章ではアクティブキャブサスペンション制御系の基本的な設計目標を示し、安定化補償器の一般解⁶⁾の概念を用いてそれらを達成する制御要素について検討する。

3.1 設計目標

- i) 乗り心地を決めるキャブ加速度が十分小さいこと。人の受振感特性が高くフレーム振動が大きい 1 Hz から 8 Hz 付近までの中間周波数帯域で重要となる。
- ii) ストローク変位が小さく実現可能な範囲内であること。走行路面の傾斜による低い周波数のフレーム加速度入力に対してストロークの増大を抑えるなど 1 Hz 以下の低周波数帯域で重要となる。
- iii) サーボ弁の開度が小さく実現可能な範囲内であること。8 Hz 以上の高周波数帯域ではパッシブな振動除去特性で十分なため不必要な操作量を制限することが重要となる。

設計目標 i) に対し ii) と iii) は同一周波数帯域では相反関係にある。しかし、それぞれの目標の注目する帯域が異なっていることに着目すればこれらをバランスよく満たす制御系が設計可能である。このようなトレードオフ関係を明確にするため実現可能な制御系の一般形のパラメータ表現を求め、それをもとに設計を行う。

3.2 キャブ加速度フィードバックによる制御系の一般形

前章で述べたようにアクティブキャブサスペンション駆動系はストロークに関して安定限界にある。ここでは簡単化のため、まず(4)式のようにストロークを定数ゲインでフィードバックして駆動系を安定化する。

$$u = u_c + Fl \quad (4)$$

安定化したシステムをあらためて制御対象として、キャブ加速度フィードバックによる制御系を構成する。

このとき制御対象は、 u_c およびフレーム加速度 $\ddot{w}$ をそれぞれ制御入力、外乱入力とし、キャブ加速度 $\ddot{y}$ を出力として(5)式の伝達関数行列で表わされる。ただし、本章では設計の簡単化のために駆動系のむだ時間を無視したモデル(6)式を用いている。

$$\ddot{y} = \mathbf{P}_s \begin{pmatrix} \ddot{w} \\ u_c \end{pmatrix} \quad (5)$$

$$\mathbf{P}_s = (p_1(s) \ p_2(s))$$

$$p_1(s)$$

$$= \frac{c_{11}s^2 + (a_{11}a_{33} + a_{13}a_{31})s + Fa_{31}b_{32}}{s^3 + (a_{11} + a_{33})s^2 + (a_{11}a_{33} + a_{13}a_{31})s + Fa_{31}b_{32}}$$

$$p_2(s)$$

$$= \frac{Fa_{31}b_{32}s^2}{s^3 + (a_{11} + a_{33})s^2 + (a_{11}a_{33} + a_{13}a_{31})s + Fa_{31}b_{32}} \quad (6)$$

この制御対象に対して YJB パラメトリゼーションに基づく安定化補償器の一般解⁶⁾は次式で与えられる。

$$u_c = -c(s)\ddot{y} \quad (7)$$

$$c(s) = (1 - r(s)p_2(s))^{-1}r(s) \quad (8)$$

ただし、 $r(s)$ は安定でプロパーな任意の伝達関数である。

3.3 設計

ここでは後述の実験装置を対象とした設計を行う。

まず、ストロークのフィードバックゲインを決定する。サーボ弁からの油漏れによるストロークの増大を抑えるためできるだけ大きく設定したいが、ここではこのフィードバックループの安定余裕から $F=10 \text{ m}^{-1}$ と決定する。

つぎに $r(s)$ を用いて 3.1 節で述べた設計目標の i) から iii) に対応する制御系の伝達特性を示すと以下となる。

i) フレーム加速度からキャブ加速度までの伝達特性

$$g_{yw}(s) = p_1(s)(1 - p_2(s)r(s)) \quad (9)$$

ii) フレーム加速度からストロークまでの伝達特性

$$g_{tw}(s) = \frac{1}{s^2}(1 - g_{yw}(s)) \quad (10)$$

iii) フレーム加速度から制御入力までの伝達特性

$$g_{uw}(s) = -p_1(s)r(s) \quad (11)$$

これらの伝達特性より設計目標を達成するために $r(s)$ に必要な条件を周波数帯域を分けて調べてみる。

中間周波数帯域では (9) 式の $g_{yw}(s)$ のゲインが小さく抑えられる必要がある。そのためには $r(s)$ がこの帯域で $p_2(s)$ の逆伝達特性をもてば良い。低周波数帯域で $g_{tw}(s)$ のゲインを抑えるためには (9), (10) 式より $p_2(s)r(s)$ の分子が s^2 因子にもつ必要があることがわかる。また、(11) 式より、高周波数帯域においては $r(s)$ がプロパーであれば $g_{uw}(s)$ のゲインは抑えられる。

以上の条件を全て満たす最も簡単な形の $r(s)$ として次式を考える。パラメータ f_1, f_2, ζ によって各伝達特性を調整する。

$$r(s) = \frac{1}{p_2(s)} \frac{s^2}{s^2 + 4\pi\zeta f_1 s + (2\pi f_1)^2} \frac{2\pi f_2}{s + 2\pi f_2}, \quad (0 < f_1 < f_2) \quad (12)$$

まず安定余裕について検討する。むだ時間項を無視したことによる $p_2(s)$ のモデル誤差を $\Delta p_2(s)$ とすると制御系の安定性は $(1 - \Delta p_2(s)r(s))^{-1}$ の安定性と等価になる。ナイキスト軌跡を書いて検討すると f_1, ζ は安定性にほとんど影響を与えないことが確認された。そこで、 f_2 を調整し制御系の安定余裕が約 10 dB になるように $f_2 = 9 \text{ Hz}$ とする。

低域側のパラメータ f_1 および ζ は $(1 - p_2(s)r(s))$ のゲイン線図を確認しながら決定する。(9) 式より $(1 - p_2(s)r(s))$ のゲインが小さいほどフレームからキャブまでの加速度伝達特性は小さく抑えられることになる。

Fig. 5 に f_1 を変化させたとき、および ζ を変化させたときの $(1 - p_2(s)r(s))$ のゲイン線図を示す。 $(1 - p_2(s)r(s))$ のゲインの極小点が $p_1(s)$ のピークの周波数とほぼ等しくなり、0.3 Hz 付近でゲインが極端に増大しない $f_1 = 0.3 \text{ Hz}, \zeta = 0.7$ を選ぶ。

以上のように決定した $r(s)$ による加速度伝達特性は Fig. 6(a) となる。ここで細線は油空圧アクチュエータへの流量を零に固定した場合でこれは現状のパッシブキャブサスペンションと同等な特性をもつ。このグラフから、問題としていた中間周波数帯域において優れた振動除去効果が得られていることがわかる。

3.4 実験

以上の設計結果の有効性を調べるため実車スケールの装置を構成して実験を行った。コントローラにはメイン MPU として SCC 68070, 演算用に DSP TMS 320 C 25, A/D, D/A 変換器は 12 bit のものを用いている。制御要素はサンプリングタイム 2 ms で双一次変換により離散化し実現した。外乱入力のフレーム加速度は大型車振動試験用油圧加振器により与えた。

まず、正弦波スイープ加振による $g_{yw}(s)$ の周波数応答の測定結果を Fig. 6(b) に示す。中間周波数帯域を含む 0.3 Hz から 9 Hz までの帯域ではシミュレーションと

Fig. 5 Gain characteristics of $(1 - p_2(s)r(s))$ for various f_1 and ζ

Fig. 6 Frequency responses of cab acceleration to frame acceleration $g_{yw}(s)$

良く一致しており、設計の第 1 目標であった優れた乗り心地特性が得られているといえる。ただし、低周波側と高周波側でずれが見られるが、低周波側は主に実験装置可動部の摩擦の影響によるもので、高周波側では後述するように油圧系に不必要な過大な入力が生じているためと思われる。

つぎに、実車走行時を想定した加振実験結果を Fig. 7 に示す。フレーム加速度として東北自動車道時速 80 km/h 走行時に実測したデータに基づく (a) のような時系列パターンを与えたところ、制御時のキャブ加速度は (b) のようになった。期待どおり振動の振幅が 1/10 程度までに減少し大きな制御効果が得られていることが確認できた。また、(c) のストロークおよび (d) のサーボ弁の開度も実用上十分小さい範囲に収まっている。

以上のように、Fig. 3 のような構成のアクティブキャブサスペンションが十分実用可能であること、および本章のような設計法で 3.1 節で述べた基本的な設計目標が達成できることが確認できた。また、実験装置をトラックの荷台に設置した実車搭載を模擬する加振実験も行い、モデル化の際にキャブの運動がフレームの運動に与える影響を無視したことの妥当性が確認できた。

しかし、実験をととして以下のような問題点が明らか

Fig. 7 Experimental results of the controlled system

になった。

- i) 加速度の低周波の計測雑音やサーボ弁における油漏れ(等価的にキャブへの力外乱となる)などによってストロークが低周波で大きく変動する。
- ii) 加速度信号の高周波成分に対して必要以上の入力が油圧系に加えられる。

これらはストローク変位およびサーボ弁入力の抑制が不十分であったためである。特に計測雑音やキャブへの力外乱からの影響が大きく現れている。

4. H_∞ 制御理論による設計

4.1 H_∞ 制御問題への定式化

前節の結果は外乱入力としてフレーム加速度だけでなく計測雑音やキャブへの力外乱も考慮する必要があることを示している。さらに制御系設計に最適性を求めるとストローク検出値の積極的利用や 2 章で述べた人の受振

感およびフレーム加速度の周波数分布も考慮にいれるべきであろう。しかし、これらの点に注意した設計は制御要素の自由度や考慮すべき制御系の特性が増え、前章で示したような設計目標から安定化補償器の形を限定していく設計法では見通しが悪く困難である。このとき多入出力系の周波数領域上での伝達特性の整形が可能な H_∞ 制御理論の適用が有効であると考えられる。

設計問題を H_∞ 制御標準問題として定式化するため周波数領域上での重み関数を用い制御系を Fig. 8 のように拡大する。ここで、 P は (2) 式のシステムであり、 K は制御要素である。外部入力としてまず、フレーム加速度 $\ddot{w}$ 、キャブへの力外乱 f 、加速度計測雑音 n_y 、ストローク計測雑音 n_i にそれぞれ重み関数を付加したものを考えている。さらに、 P においてはストロークまでの伝達特性に虚軸上の極が存在し、そのままでは H_∞ 制御問題の可解条件を満たさない。これを回避するため仮想入力 e を考え小さな正の数 ε で重み付ける。以上より、Fig. 8 中 d のように外部入力を定める。観測量はキャブ加速度の検出値 $\dot{y} + n_y$ 、ストロークの検出値 $\hat{l} + n_i$ の 2 変数であり、これらを用いてサーボ弁の開度 u を操作する。キャブ加速度 $\dot{y}$ 、ストローク $\hat{l}$ 、サーボ弁の開度 u の 3 変数それぞれに重み関数を付加したものを制御量 z とする。

この系に対してつぎのような H_∞ 制御標準問題を考える。

【 H_∞ 制御標準問題】

- 1) 拡大制御系を内部安定化し、かつ
- 2) 次式をみたすプロパーな制御要素 $K(s)$ を求める。

$$\|\Phi(s)\|_\infty < 1 \quad (13)$$

(ここで $\Phi(s)$ は閉ループ系における d から z までの伝達関数行列である)

重み関数を適切に選びこの問題を解くことで設計を行

う。

4.2 重み関数の概形

重み関数は以下に示すように概形だけ定めておき次節の手順で決定する。外部入力側の重み関数はその入力の特徴を表わすように、制御量側の重み関数はその変数を小さく抑えたい帯域が強調されるようなものとする。

- i) キャブ加速度に対する重み $W_y(s)$

この重み関数は前述の ISO で規定されている人の上下方向の受振感特性を近似した次式とする。

$$W_y(s) = K_{wy} \frac{31.7s^3 + 25.1s^2 + 1.13s}{0.28s^4 + 34.9s^3 + 317s^2 + 849s + 474} \quad (14)$$

- ii) ストロークに対する重み $W_l(s)$

ストロークの増大が特に問題になる低周波数域を強調した形とする。

$$W_l(s) = K_{wl} \frac{1000s + 2000\pi f_{wl}}{1000s + 2\pi K_{wlf} f_{wl}} \quad (15)$$

- iii) サーボ弁の開度に対する重み $W_u(s)$

前章の結果より、油圧系に過大な入力を与えないよう高周波域を強調した形にする。

$$W_u(s) = K_{wu} \frac{100s + 200\pi f_{wu}}{K_{wus} + 200\pi f_{wu}} \quad (16)$$

- iv) フレーム加速度モデル $W_w(s)$

2 章で述べたフレーム加速度の周波数分布をおおまかな形をこの重み関数にもたせる。

$$W_w(s) = K_{ww} \frac{s^2 + 129s + 197}{s^2 + 13.2s + 197} \quad (17)$$

- v) 力外乱モデル $W_f(s)$

サーボ弁からの油漏れや乗員数変化による荷重変動の影響は等価的にキャブへの力外乱となる。そこでこれらが現れる低周波数域を強調した形とする。

$$W_f(s) = K_{wf} \frac{100s + 200\pi f_{wf}}{100s + 2\pi K_{wff} f_{wf}} \quad (18)$$

- vi) 加速度計測雑音モデル $W_{ny}(s)$

加速度検出において雑音が多い低高周波域を強調した形とする。

$$W_{ny}(s) = K_{wny} \left(\frac{100s + 200\pi f_{wny1}}{100s + 2\pi f_{wny1}} + \frac{10000s + 200\pi f_{wny2}}{s + 200\pi f_{wny2}} \right) \quad (19)$$

- (vii) ストローク計測雑音モデル $W_{ni}(s)$

ストローク検出において雑音が多い高周波域を強調した形とする。

$$W_{ni}(s) = K_{wni} \frac{s + 2\pi f_{wni}}{100K_{wni}s + 2\pi f_{wni}} \quad (20)$$

4.3 伝達特性の整形

Fig. 8 の拡大制御系における実際の物理量間の伝達関数行列 $G(s)$ を次式のように定義する。

Fig. 8 Blockdiagram of augmented controlled system

$$\begin{pmatrix} \ddot{y} \\ l \\ u \end{pmatrix} = G(s) \begin{pmatrix} \ddot{w} \\ f \\ n_y \\ n_l \end{pmatrix} \quad (21)$$

$$G(s) = \begin{pmatrix} g_{yw}(s)g_{yf}(s)g_{yny}(s)g_{ynl}(s) \\ g_{lw}(s)g_{lf}(s)g_{lny}(s)g_{lnl}(s) \\ g_{uw}(s)g_{uf}(s)g_{uny}(s)g_{unl}(s) \end{pmatrix}$$

$K(s)$ を (13) 式を満たすように決めると (21) 式から必要条件として次式の関係が成り立ち、重み関数を Fig. 8 のように配置したことによって $G(s)$ の要素のうち七つまでについて独立に仕様を設定できることがわかる。

$$\|\text{diag}(W_y(s)W_l(s)W_u(s))G(s)\|_\infty < 1 \quad (22)$$

ここでは以下で述べる七つの伝達特性に注目し、それらを望ましく整形するように重み関数を調整していく。しかし、注目する伝達特性のいくつかについては明確な設計仕様をあらかじめ与えることは難しい。そこで、それらについては対応する重み関数を徐々に厳しくしていきながら H_∞ 制御問題を繰返し解くことで最適形に整形していく。

はじめにすべての重み関数のゲインが 0.001 Hz ~ 1000 Hz の帯域で十分小さくなるようにパラメータを設定しておく。また、可解条件を満たすための仮想入力重みは $\varepsilon=0.000001$ とする(これが設計後の制御系特性にほとんど影響を与えないことは伝達特性より確認できる)。 H_∞ 制御問題の求解には制御系 CAD MATLAB を利用し Glover-Doyle のアルゴリズム⁷⁾を用いた。

1) フレーム加速度からキャブ加速度までの伝達特性 $g_{yw}(s)$ 。

この伝達特性により乗り心地が決定される。そこで、実測加速度データと前述の ISO の規格により仕様を与える。また、その仕様は (22) 式の必要条件である次式から $W_w(s)$ と $W_y(s)$ で表現できる。

$$|g_{yw}(j\omega)| < |(W_y(j\omega)W_w(j\omega))^{-1}|, \forall \omega > 0 \quad (23)$$

$W_w(s)$ のゲインは高速道を時速 100 km/h で走行時の実測データから求めた最悪値をほぼ包含するよう $K_{ww}=0.1$ と設定する (Fig. 9)。 $W_y(s)$ のゲインはこの最悪外乱に対してもキャブ加速度が同規格で「不快と感じない」とされている振幅 (0.315 m/s^2) 以下に抑えられるよう $K_{wy}=10$ と設定する (Fig. 10)。

2) フレーム加速度からストロークおよびサーボ弁の開度までの伝達特性 $g_{lw}(s)$, $g_{uw}(s)$ 。

これらの伝達特性に対する仕様は次式で表現される。

$$\begin{aligned} |g_{lw}(j\omega)| &< |(W_l(j\omega)W_w(j\omega))^{-1}| \\ |g_{uw}(j\omega)| &< |(W_u(j\omega)W_w(j\omega))^{-1}|, \forall \omega > 0 \end{aligned} \quad (24)$$

これらの伝達特性をできるだけ小さくしたい。しかし、

Fig. 9 Frequency weighting for frame acceleration $W_w(s)$

Fig. 10 Frequency weighting for cab acceleration $W_y(s)$

そのことは 1) で定めた $g_{yw}(s)$ の仕様と直接相反する。まず、 $W_l(s)$ と $W_u(s)$ のゲインを交互に少しずつ大きくしていき H_∞ 制御問題の可解限界のやや手前で固定する ($K_{wl}=15$, $K_{wu}=0.8$)。つぎに $W_l(s)$ の周波数パラメータ f_{wl} を徐々に上げていく (Fig. 11(a))。このときの $g_{lw}(s)$ のゲイン特性の変化を Fig. 11(b) に示す。同図より低域でのストロークの増大を抑えるためには f_{wl} をできるだけ高く設定したい。しかし、Fig. 11(c) より f_{wl} を上げていくと $g_{yw}(s)$ のゲインが極端に変化する。そこでその手前の $f_{wl}=0.1 \text{ Hz}$ で固定する。 f_{wu} はできるだけ低く設定したいため、同様に徐々に下げていき可解限界付近で固定する ($f_{wu}=15 \text{ Hz}$)。

3) キャブへの力外乱からストロークまでの伝達特性 $g_{lf}(s)$ 。

この伝達特性への仕様は次式で表現される。

$$|g_{lf}(j\omega)| < |(W_l(j\omega)W_f(j\omega))^{-1}|, \forall \omega > 0 \quad (25)$$

よってここでは $W_f(s)$ を決定する。先と同様にまずゲイン K_{wf} を徐々に大きくしていき可解限界の手前で固定する ($K_{wf}=20$)。パラメータ f_{wf} は $g_{lf}(s)$ が低域で十分な特性となるところまで上げて固定する ($f_{wf}=0.5 \text{ Hz}$)。

4) 加速度計測雑音からストロークおよびサーボ弁の開度までの伝達特性 $g_{lny}(s)$, $g_{uny}(s)$ 。ストローク計測雑音からサーボ弁の開度までの伝達特性 $g_{unl}(s)$ 。

Fig. 11 Frequency responses of controlled system with various value of f_{wt} ($f_{wt}=0.01, 0.02, 0.05, 0.1, 0.2$ Hz)

これらの伝達特性への仕様は次式で表現される。

$$\begin{aligned} |g_{tw}(j\omega)| &< |(W_t(j\omega)W_{ny}(j\omega))^{-1}| \\ |g_{uny}(j\omega)| &< |(W_u(j\omega)W_{ny}(j\omega))^{-1}|, \forall \omega > 0 \\ |g_{unt}(j\omega)| &< |(W_u(j\omega)W_{nt}(j\omega))^{-1}| \end{aligned} \quad (26)$$

$W_{ny}(s)$, $W_{nt}(s)$ もできる限り設計仕様が厳しくなるように設定する。1)と同様な方法でそれぞれのゲインおよび周波数パラメータを可解限界手前に設定する ($K_{wny}=0.02$, $K_{wnt}=0.002$, $f_{wny1}=0.2$ Hz, $f_{wny2}=15$ Hz, $f_{wnt}=1$ Hz)。

4.4 設計結果

前節の手順で得られる制御系の主な伝達特性(理論値)を Fig. 12 に示す。前章での設計結果(細線)と比較すると、(a)の $g_{yw}(s)$ は同程度の特性を達成しながら(b)の $g_{tw}(s)$ のゲインは低域で、(c)の $g_{uw}(s)$ のゲインは低高域とも大幅に減らすことができた。また、問題点となっていた加速度計測雑音からストロークおよびサーボ弁の開度までの伝達特性である $g_{tw}(s)$ や $g_{uny}(s)$ も低高域でそれぞれゲインが抑えられている((d), (e))。すなわち、3.4 節の問題点 i), ii) が改善されている。

Fig. 12 中破線は前節で示した各伝達特性の制約を表現する不等式の右辺のゲイン線図である。ほとんどの図においてこの破線が太実線の各伝達特性に対してある周波数帯域で上限となっている。このことはその帯域でその制約が必要十分条件になっていることを示している。ただし、Fig. 12(c)の $g_{uw}(s)$ については重要とした 8 Hz 以上の高周波数域で余裕がある。これは(d)の $g_{uny}(s)$ に対する制約の方が支配的であったためである。このように設計結果より重み関数の取捨を検討することもできると考えられるが、本論文では詳しく触れず今後の課題とする。

さらに、キャブの質量変動に対するロバスト安定性およびロバスト性能について述べる。まず、ロバスト安定性は質量が 0.1 倍から 1.86 倍までの変動しても維持され、実用上十分であることがわかった。また、 $g_{yw}(s)$ の変化は Fig. 13 となり質量 40% 減少時(破線)、50% 増加時(太線)ともに 10 dB 以内の変化に収まっている。なお、これらロバスト性に関しては重み関数による制約を直接与えなかった。しかし、前節の伝達特性の整形の過程より、4)の計測雑音からの伝達特性の制約を厳しくしていくことでロバスト安定性が、1)のフレーム加速度からキャブ加速度までの伝達特性の制約を厳しくしていくことでロバスト性能がそれぞれ改善されることがわかった。

以上より、 H_∞ 制御理論による設計で目標としていた制御系を実現できることが確認できた。

4.5 実験

以上のような設計の有効性を検証するため、前章と同じ装置を用いて実験を行った。 $g_{yw}(s)$ の周波数応答の測定結果を Fig. 14 に示す。結果はシミュレーションと良く一致している。ただし、低域でのずれは前章の結果と同じく摩擦によるものと考えられる。また、6.5 Hz 付近でずれが見られるが、これは実験装置の構造上この周波数に負荷質量の上下方向以外の運動の共振が存在し、加速度計がそれを雑音として検出してしまったためと考えられる。しかし、前章の結果と異なり、10 Hz から上の帯

(a) Cab acceleration to frame acceleration $g_{yw}(s)$

(c) Servo valve input to frame acceleration $g_{uw}(s)$

(b) Stroke to frame acceleration $g_{tw}(s)$

(d) Servo valve input to acceleration noise $g_{uny}(s)$

(e) Stroke to acceleration noise $g_{tny}(s)$

Fig. 12 Frequency responses of controlled system

Fig. 13 Robustness of $g_{yw}(s)$ against mass perturbation

Fig. 14 Frequency response of cab acceleration to frame acceleration (Experimental result)

域でもシミュレーションと大きなずれがないことから、高周波域での油圧系への入力を抑えて特性の悪化を防止できていることがわかる。また、前章と同様な実測データに基づく加振実験も行い、キャブ加速度が4.3節1)で与えた仕様を満たしていること、およびストローク、サーボ弁の開度が実用範囲内にあることが確認できた。さらに、これら実験を行う際にサーボ弁における油漏れや加速度計測雑音の影響も小さく抑えられたことも確認した。

5. 終わりに

本論文では、実用化を目指したアクティブキャブサスペンションの制御系設計について述べた。まず、キャブ加速度とストローク検出値だけの線形フィードバック制御で十分な振動除去効果が得られることをYJBパラメトリゼーションに基づく設計例で示した。そして、計測雑音や力外乱の影響も取り入れ設計の最適化を図るために H_∞ 制御理論を導入した。このとき、制御量だけでなく外乱入力側にも重み関数を導入することにより制御系のさまざまな入出力変数間の伝達特性を望ましい形に整形することができた。また、アクティブキャブサスペンションの最適な制御系を実現する具体的な重み関数の決定手順を示し制御系の特性と重み関数の関係を明らかにした。以上の結果、アクティブキャブサスペンションが乗り心地改善に有効で十分実用可能であることおよびその制御系設計に H_∞ 制御理論が有効であることがわかった。なお、実用化の上ではキャブの回転方向の運動も考慮する必要がある。本論文で述べた上下方向だけを考えた設計でも回転運動による影響を力外乱として設計に取り入れることが可能と考えられ、今後の検討課題とする。

参考文献

- 1) 松原, 松尾, 稲葉, 中野, 廣松: トラックキャブ用アクティブキャブサスペンションの制御系の特性, 第29回SICE学術講演会予稿集, 473/474 (1990)
- 2) 二宮, 稲葉, 松尾, 中野, 廣松: H_∞ 制御理論によるアクティブキャブサスペンションの制御, 第31回SICE学術講演会予稿集, 539/540 (1992)
- 3) 川谷, 山下, 藤森, 木村: H_∞ 制御理論に基づくアクティブサスペンションの制御, 計測自動制御学会論文集, 27-5, 554/561 (1991)
- 4) ISO TC 108/SC N190 (1989)
- 5) たとえば, カヤバ工業(株)編: 自動車のサスペンション, 山海堂 (1991)
- 6) M. Vidyasagar: Control System Synthesis, A Factorization Approach, The MIT Press (1985)
- 7) K. Glover, J. C. Doyle: State-space Formulate for All Stabilizing Controllers that Satisfy H_∞ -norm Bound and Relations to Risk Sensitivity, Systems & Control Letters 11, 167/172 (1988)

[著者紹介]

松尾 芳樹 (正会員)

1984年, 東京工業大学大学院博士課程制御工学専攻修了(工学博士)。同年東京工業大学工学部助手, 90年同助教授, 現在に至る。電力スイッチング制御, アクチュエータの制御, ヒューマン・マシン制御系の研究に従事。電気学会, IEEEなどの会員。

稲葉 毅 (正会員)

1991年, 東京工業大学大学院理工学研究科制御工学専攻修士課程終了。92年東京工業大学工学部助手。現在同大学同学部制御システム工学科助手。ロボスト制御の応用に関する研究に従事。

廣松 敬士 (正会員)

1981年, 東京大学工学部産業機械工学科卒業, 同年いすゞ自動車(株)入社, 大型研究実験部に配属, 現在に至る。大型商用車の操縦安定性, 乗り心地の研究に従事。大型バス用ラックピニオン式パワーステアリングの開発などを手がけた。