予見制御を用いた鉄道車両のアクティブサスペンション* (フィードバックループ付加による制御性能の向上)

藤岡 健彦^{*1}, 山田 晴夫^{*2}

Preview Control of Active Suspension for Railway Vehicles (Combining Control of Preview and H_∞ Feedback)

Takehiko FUJIOKA and Haruo YAMADA

Active suspensions have been considered for improving the ride quality of railway vehicles. Recently various control methods have been proposed. In this paper preview control is studied. Preview control, a kind of feedforward control, has two disadvantages. (1) Preview control does not increase the stability of a system. (2) Safety problem occurs from the practical point of view when it fails. In order to compensate the above disadvantages, a combination control by preview and H_∞ feedback is considered in this paper. Numerical simulations are performed for lateral vibration of railway vehicles. It is shown that preview control reduces the vibration with small control power and that H_∞ control (feedback control) reduces residual vibration even if errors exist in preview information. Furthermore, the effect of this control system is confirmed by experiments.

Key Words: Railway, Vibration Control, Comfort in Riding, Active Suspension, Preview Control, H_∞ Control

1. 緒言

近年、鉄道車両の高速走行時の乗り心地向上を目的として、アクティブサスペンションの研究・開発が行われている。

アクティブサスペンションの制御方式についてはさまざまな理論や方式が提案されているが、その一つとして予見制御がある。予見制御とは、未来の外乱情報を得て、それに応じた制御を行うものであり、無駄なアクチュエータ出力を抑えた制御が可能となる。その制御効果については文献⁽¹⁾にまとめられている。

しかし予見制御はフィードフォワード制御であり、鉄道車両のアクティブサスペンションの制御に利用する場合には、予見検知系がフェイルする可能性を考えなければならない。

そこで本研究では、予見制御を用いた制御系に、周波数領域での制御系設計が可能であり、アクティブサスペンションの制御への応用も検討されている⁽²⁾⁽³⁾ H_∞ 制御によるフィードバックループを付加することを考えた。これにより制御系の安定性向上さらには制御効果の増大が期待される。

本報では、文献⁽⁴⁾による予見制御について検討を加え、この予見制御を用いた制御系を設計し、これに H_∞ 制御によるフィードバックループを付加した制御系を構築する。そしてこの制御系を用いて鉄道車両のアクティブサスペンションを制御したときの制御効果をシミュレーションにより確認し、さらに鉄道車両の二車両モデル試験機を用いた実験を行い、その有効性を検討する。

2. シミュレーションモデル

シミュレーションには、車体のヨーイング運動と台車枠の横方向の運動をモデル化した図1のモデルを使用した⁽⁵⁾。鉄道車両のヨーイング運動のみを考えたので、外乱入力には前位台車と後位台車で逆位相になるようにした。また予見制御を行うために外乱の検知を行うための先行車両と制御を行う後続車両の2つの車両を考えた。先行車両では制御を行わない (passive) とし、後続車両のダンパの減衰係数の値は先行車両の1/2とした。

Fig.1: Vehicle Model

本モデルの運動方程式は以下になる。

(1) 車体のヨーイングの運動方程式

$$I\ddot{\psi}_i = -2c_{yi}l(\dot{\psi}_i - \dot{y}_i) - 4k_{yi}l(\psi_i - y_i) + 2lA_s\Delta P \quad (1)$$

(2) 台車枠の運動方程式

$$m\ddot{y}_i = c_{yi}(\dot{\psi}_i - \dot{y}_i) + 2k_{yi}(\psi_i - y_i) - k(y_i - w) - A_s\Delta P \quad (2)$$

$i = 1, 2$ とし、それぞれ先行車両、後続車両を表す。

* 原稿受付 1995 年 3 月 13 日。

^{*1} 正員, 東京大学工学部 (〒113 東京都文京区本郷 7-3-1)。

^{*2} 東京大学大学院。

後続車両の制御用のアクチュエータとしては空気圧シリンダを用いた。この空気圧シリンダは圧力指令 u_p に対して差圧 ΔP を発生させ、力を出すようになっている。空気圧シリンダの動特性の方程式は以下に示す通りである。

(3) 空気圧シリンダの圧力方程式

$$\dot{\Delta P} = \frac{\gamma R T_0 \beta (P_s - P_0)}{V_0} S - \frac{2\gamma A_s P_0}{V_0} (l\dot{\psi}_2 - \dot{y}_2) \quad (3)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{\gamma}{R T_0} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^\kappa}, \kappa = \frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}$$

(4) 流量制御弁の動特性方程式

$$\ddot{S} = -a_1 \dot{S} - a_0 S + a_0 b_0 K_p (u_p - \Delta P) \quad (4)$$

なお使用する記号と諸元の値は以下の通りである。

- ψ : 車体ヨーイング角 [rad]
- y : 台車枠横変位 [m]
- I : ヨーイング慣性モーメント $= 4.90 \times 10^5$ [kgm²]
- m : 台車枠質量 $= 2.50 \times 10^3$ [kg]
- l : 前後台車間距離 / 2 $= 8.75$ [m]
- l_{ah} : 左右振動加速度計間距離 / 2 $= 12.11$ [m]
- k_y : 空気ばね横剛性 $= 1.96 \times 10^5$ [N/m]
- c_{y1} : 先行車両左右動ダンパ減衰係数 $= 3.92 \times 10^4$ [Ns/m]
- c_{y2} : 後続車両左右動ダンパ減衰係数 $= 1.96 \times 10^4$ [Ns/m]
- k : 軸ばねのばね定数 $= 2.00 \times 10^7$ [N/m]
- ΔP : 空気圧シリンダ内差圧 [Pa]
- S : 流量制御弁開度 [m²]
- u_p : 圧力指令 (制御入力) [Pa]
- γ : 空気の比熱比 $= 1.4$
- R : 気体定数 $= 287$ [J/kgK]
- T_0 : 室温 $= 298$ [K]
- A_s : 空気圧シリンダ受圧面積 $= 7.85 \times 10^{-3}$ [m²]
- V_0 : 空気圧シリンダ全体積 / 2 $= 3.93 \times 10^{-4}$ [m³]
- P_s : 空気元だめ圧力 $= 6.86 \times 10^5$ [Pa]
- P_0 : 空気圧シリンダ初期圧力 $= 2.94 \times 10^5$ [Pa]
- K_p : 圧力フィードバックゲイン $= 1.00 \times 10^{-5}$ [m²volt/N]
- a_0 : 流量制御弁動特性パラメータ $= 900$ [1/s²]
- a_1 : 流量制御弁動特性パラメータ $= 42$ [1/s]
- b_0 : 流量制御弁静特性ゲイン $= 4.50 \times 10^{-6}$ [m²/volt]

3. 制御系の設計

3-1 予見制御入力の決定 予見制御を行う際には外乱の同定が必要であるが、実際に車輪に人力される外乱の直接的検知は困難なことが考えられる。そこで、どの台車枠も同じ軌道を通過する際には同じ振動をすると仮定して、台車枠の横振動を外乱情報として制御入力 (圧力指令) を決定することにした。

具体的には、式 (1) から実際のアクチュエータ出力を、

$$A_s \Delta P = -c_{y2} \dot{y}_2 - 2k_y y_2 \quad (5)$$

とすれば台車枠からの振動を打ち消すことができる⁽⁴⁾。 $y_2, \dot{y}_2$ は、先行車両と後続車両の台車枠間距離を L 、車両走行速度を V とすれば、先行車両の台車枠が L/V [s] 前に受けた振動から推定できる。そこでこの推定値を $\hat{y}_2, \hat{\dot{y}}_2$ として、制御入力 (圧力指令) を

$$u_0 = -(c_{y2} \hat{\dot{y}}_2 + 2k_y \hat{y}_2) / A_s \quad (6)$$

とした。

式 (6) を圧力指令として用いた場合、低周波や高周波領域での出力が大きくなるので、式 (6) による出力に図 2 に示すバンドパスフィルタをかけたものを指令値とした。

さらにアクチュエータの応答遅れ (τ_0 [s] とする) を補償するために、常に τ_0 [s] 後に出力するべき値を指令値として出すようにした。なお τ_0 の値は指令値に対するアクチュエータ出力の応答を調べることにより、0.1[s] とした。

この手順は、図 3 のように表すことができる。ここで時間進み要素 τ_0 は、時間を τ_0 [s] 進ませる動作を行うものである。

Fig.2: Bandpass Filter

Fig.3: Decision of Preview Control Input

3-2 フィードバックループの付加 第 3.1 節のようにして予見制御を用いて作られた制御系に、 H_∞ 制御を用いたフィードバックループを制御系に加え、図 4 のような制御系を構築した。

Fig.4: Preview & H_∞ Control

補償器 $K(s)$ の設計であるが、図5のような一般化プラントを考え、 H_∞ 制御理論により外乱 w から評価出力 $z = [z_1 z_2]^T$ までの閉ループ伝達関数 $G_c(s)$ が与えられた $\gamma > 0$ (ここでは1.3とした) に対して

$$\|G_c(s)\|_\infty < \gamma \quad (7)$$

を満たすように求めた。

重み関数 W_1, W_2 は、1 ~ 3 [Hz] のヨー角、低周波および高周波領域でのアクチュエータ出力のゲインの低減を考えて、伝達関数がそれぞれ式(8)、(9)で表されるものを用いた。なお補償器の次数は、プラントおよび重み関数の次数で決まるので11次となるが、低次元化により9次とした。

$$W_1(s) = f_1 \frac{s^2 + 2\pi(g_1 + h_1)s + 4\pi^2 g_1 h_1}{s^2 + 4\pi g_1 s + 4\pi^2 g_1 h_1} \quad (8)$$

$$W_2(s) = f_2 \frac{s^2 + 4\pi g_2 s + 4\pi^2 g_2 h_2}{s^2 + 2\pi(g_2 + h_2)s + 4\pi^2 g_2 h_2} \quad (9)$$

ここで、

$f_1 = 9.1, g_1 = 0.4, h_1 = 16, f_2 = 3.2 \times 10^{-7}, g_2 = 0.04, h_2 = 10$ とした。

Fig.5: Generalized Plant

4. 計算結果

4.1 各種制御法による制御効果 予見制御のみ、 H_∞ 制御のみ、両者を組み合わせた場合の3つについて、ヨー角加速の周波数応答、ヨー角のステップ応答、アクチュエータ出力 $A, \Delta P$ の周波数応答を計算した。結果を図6から図8に示す。ステップ応答の入力は、0 [s] の時点で入るようになっている。なお図中の 'passive' は先行車両の結果を表す。また図6、9の14 [Hz] 付近のピークは台車の共振点であり、不動点になっている。

予見制御のみで制御を行った場合、図6のようにバンドパスフィルタのピークを定めた周波数付近を中心にゲインが低減できており、また図7のステップ応答ではオーバーシュートが完全に抑えられ、良い制御が行えている。

H_∞ 制御のみで制御を行った場合、周波数応答において8 ~ 9 [Hz] 付近で若干ゲインがパッシブな系より悪化してしまっ

ているが、3 [Hz] 付近ではゲインが低減でき、またステップ応答においても予見制御と同程度の結果が得られており、こちらも良い制御効果を得ることができている。

両者のアクチュエータ出力を比べた場合、予見制御での出力が小さく抑えられている。これは、予見制御の場合、未来の外乱入力に予めわかっているため無駄な出力が抑えられているためであると考えられる。一方 H_∞ 制御の場合、10 [Hz] 付近の出力が大きくなっており、これが図6の周波数応答のゲインを増大させる原因となっている。この付近の出力は制御する上では不要なものであり、今後は重み関数などを変えることにより低減を計る必要がある。

予見制御と H_∞ 制御を組み合わせた場合は、図6からわかるように、それぞれを単独に用いる場合よりもさらに最大で10% 程にゲインが落せており、またステップ応答についても良好な結果が得られ、大変良い制御が行えているといえる。アクチュエータ出力は図8のように、予見制御による出力が小さく抑えられているので、2つの制御の組み合わせでも大きくなりすぎることはない。

4.2 予見検知系のフェイルを想定した計算 次に予見制御のための外乱情報が正しく得られない場合を想定して計算を行った。最悪の場合を想定して、外乱情報が逆位相で入ってきた場合の計算結果を図9、図10に示す。

フィードバックループがない場合、図9のように周波数応答は、人が左右方向の振動を感じやすいとされる周波数領域(0.5 [Hz]~3 [Hz])でゲインが増加する。またステップ応答には大きなオーバーシュートが現れている。しかしフィードバックループを付加した場合、ゲインは、低周波に若干パッシブより大きくなる部分が見られるが、3 [Hz] 付近では落とすことができている。パッシブな系よりは振動特性がむしろ改善されていると考えられる。またステップ応答におけるオーバーシュートも大幅に抑えられ、予見検知系のフェイルを十分に補償することができている。

Fig.6: Yaw Acc. Frequency Response

Fig.7: Yaw Angle Step Response

Fig.10: Yaw Angle Step Response

Fig.8: Actuator Output Frequency Response

Fig.9: Yaw.Acc. Frequency Response

5. 実験

5.1 実験方法 第3節で説明した予見制御の有効性を確認するために、鉄道車両の一車両モデル試験機を用いてアクティブ制御の実験を行った。

試験機の概略は図11のように、車体と台車およびそれらの間にある空気ばね、ダンパ、アクチュエータとして用いる空気圧シリンダで構成されており、前後の台車を様々な振幅、周波数、位相差で加振することができる。また実験の流れは図12に示すように、計算機上で計算された加振変位により試験機を加振し、得られる運動の情報を各種センサにより計算機に取り込むようになっている。制御を行う際には、計算機上で制御圧力指令を計算し、これをアクチュエータに与えるようになっている。

Fig.11: Experimental Device

Fig.12: Flow of Experiment

5.2 シミュレーションモデル パラメータの同定に用いたモデルは図13に示す通りである。このモデルのヨーイングの運動方程式は式(10)となる。

Fig.13: Simulation Model

$$I\ddot{\psi} = -2c_y l(l\dot{\psi} - \dot{w}) - 4k_y l(l\psi - w) + 2lA_s \Delta P \quad (10)$$

5.3 実験の内容 前後の台車を逆位相で0.5 [Hz] から5.0 [Hz] の範囲で正弦波状に振幅3 [mm] で加振することによってヨーイング運動を発生させ、この振動を予見制御および H_∞ 制御により制御する実験を行った。得られた結果は周波数応答になおして検討を行った。

実験に先立って、試験機を制御しない状態で加振して得られた周波数応答と、シミュレーションモデルでの計算結果を比較し、パラメータを同定した。

図13のモデルにおいてヨーイング慣性モーメント I 、空気ばね横剛性 k_y 、左右動ダンパ減衰係数 c_y をそれぞれ以下のようにすると図14(台車枠位置の車体ヨーイング加速度周波数応答)のように実験結果とほぼ一致した。そこでこれらの値をパラメータの推定値とした。

$$\begin{aligned} I_t &: 9.0 \times 10^5 \text{ [kgm}^2\text{]} \\ k_{ye} &: 2.0 \times 10^5 \text{ [N/m]} \\ c_{ye} &: 2.0 \times 10^4 \text{ [Ns/m]} \end{aligned}$$

Fig.14: Identification of Parameters

実験内容の詳細は、以下の通りである。

● 実験 (I) 予見制御

ヨーイングの運動方程式(10)において、

$$A_s \Delta P = -c_y \dot{w} - 2k_y w \quad (11)$$

とすると台車からの振動を打ち消すことができるので、制御入力(圧力指令) u_p を図15のように決定して制御を行った。

Fig.15: Preview Control System

ここで

$$u_0 = (-c_{ye} \dot{w}(t + \tau_0) - 2k_{ye} w(t + \tau_0)) / A_s \quad (12)$$

である。 u_0 は実際先行車両からの外乱情報をもとに計算することになるが、今回の実験では加振変位が予め時間関数としてわかっているので、これをもとに時間をアクチュエータの応答遅れ分の τ_0 [s](ここでは $\tau_0 = 0.1$ [s]とした)進めた形で計算した。 k_{ye}, c_{ye} には、実験(I)の結果得られた推定値を用いた。またバンドパスフィルタは出力の低周波、高周波分を除去するためのもので、2 [Hz]にピークを持つものを用いた。

● 実験 (II) H_∞ 制御 (フィードバック制御)

第3節と同様の方法で補償器を設計した。

● 実験 (III) 予見制御 + H_∞ 制御

実験(I)・実験(II)の制御系を組み合わせ制御を行った。

6. 実験結果

予見制御、 H_∞ 制御、両者の組み合わせによる制御により制御をした場合の車体ヨーイング加速度(台車枠位置)および空気圧シリンダ内圧差 ΔP の周波数応答を図16、17に示す。

予見制御を用いた場合、1 [Hz] から2 [Hz] 付近でゲインが半減されている。また時間進み要素によりアクチュエータの応答遅れが考慮されているため、空気圧シリンダの限界であるといわれている3 [Hz] 付近でもゲインを落とすことができています。 H_∞ 制御を用いた場合、ゲインがあまり低減できていないが、これは制御器を作る際のモデルと試験機とのずれによると考えられる。また両者を組み合わせた場合であるが、それぞれを単独に用いる場合よりもゲインが低減できており、最大でパッシブの10%程度までにゲインを落とすことができています。

一方、空気圧シリンダ内圧差 ΔP の周波数応答であるが、3 [Hz] 前後で H_∞ 制御を用いた場合の出力が増大しているのに対し、予見制御を用いた場合には無駄のない出力が得られていることがわかる。また予見制御と H_∞ 制御を組み合わせた場合は、アクチュエータ出力の大きな増大を招くことがなく、第4節で得られた結果と同様の傾向を示している。

Fig.16: Yaw Acc. Frequency Response

Fig.17: Actuator Output Frequency Response

7. 結言

本論文では、予見制御と H_∞ 制御によるフィードバック制御を組み合わせた制御系を用いた鉄道車両のアクティブサスペンションの制御について検討した。

2つの制御の組み合わせによるアクチュエータ出力の増大を招くことなく、それぞれの制御を単独に用いる場合よりも車体の振動を低減できることをシミュレーションと実験により確認した。

さらに予見検知系において外乱情報が正しく得られない場合、予見制御のみでは車体の振動は通常よりも大幅に劣化するが、フィードバックループを付加することにより制御効果のある程度保持し、パッシブな系よりは良好な振動特性が得られることをシミュレーションにより確認した。

実験を行うにあたり、御指導頂きました住友金属工業株式会社の小泉智志氏ならびに同台車技術開発室の皆様にご感謝の意を表します。

文献

- (1) 上谷, 江上「デジタル予見制御」(第7章), 産業図書, 1992-12
- (2) 藤岡, 中根, 菊池「超電導磁気浮上車両アクティブサスペンションの H_∞ 制御」, 日本機械学会第3回交通物流部門大会講演論文集(鉄道シンポジウム編), 1994-12
- (3) 吉田, 稲葉, 志村, 福井「高速鉄道用アクティブサスペンションの H_∞ 制御」日本機械学会第3回「運動と振動の制御」シンポジウム講演論文集, 1993-7
- (4) 木村, 赤津, 戸畑, 福山「プレビューアクティブサスペンションによる車両振動制御」, 自動車技術会論文集, 1994-7
- (5) 藤岡, 望月「最適予見制御を用いた鉄道車両のアクティブサスペンション」, 日本機械学会論文集(C編), 61巻 581号, 1995-1