

619 鉄道車両用アクティブサスペンションの実験的検討

(H^∞ 制御とLQG制御の比較)

Experimental Investigation of Active Suspension for Railway Vehicle
(Comparison between H^∞ Control and LQG Control)

○ 学 永江哲哉 (新潟大院) 正 島宗 亮平 (JR東日本)
正 谷藤克也 (新潟大)

Tetsuya NAGAE Graduate Student, Niigata University
Ryohei SHIMAMUNE East Japan Railway Company, 2-10-1, Yurakucho, Chiyodaku, Tokyo
Katsuya TANIFUJI Niigata University, 8050, Ikarashi, 2-no-cho, Niigata

Key Words: Railway Vehicle, Vibration Control, Active Suspension, H^∞ Control, LQG, Scaled Experimental Model

1. まえがき

鉄道車両の高速化が進むにつれ、ばねやダンパ等で構成される従来のパッシブなサスペンションによる制振では不十分になりつつある。そこで昨今では乗り心地の改善のため、油圧や空気圧を用いたアクティブサスペンションの開発が進められている。

このアクティブサスペンションを取り入れた制御系の設計において、これまでに種々の制御理論の適用が検討されている。この中には、現車⁽¹⁾や実験車両⁽²⁾において試みたものもあるが、このような実験的検討は、まだ少数である。

本研究では、鉄道車両用アクティブサスペンションに対して、 H^∞ 制御およびLQG制御を適用した制御系を設計し、それぞれのコントローラの制振効果および車体質量の変動に対する安定性について半車両縮小モデルを用い、実験的な検討を行う。

2. 実験装置

本研究で用いる実験装置の車両模型は、左右動とロールの連成振動を対象とした約1/6の縮小半車両モデルであり、その力学モデルを図1に示す。この車両模型は、台車左右動 x_1 、車体左右動 x_2 および車体ロール ϕ の3自由度を有しており、この輪軸相当部に加振機により、正弦波加振変位 x_R が与えられる。この装置に取り付けられたセンサにより振動情報が得られ、これをもとにコンピュータで車体・台車間の油圧式アクチュエータへの制御信号を算出し、制御を行う。

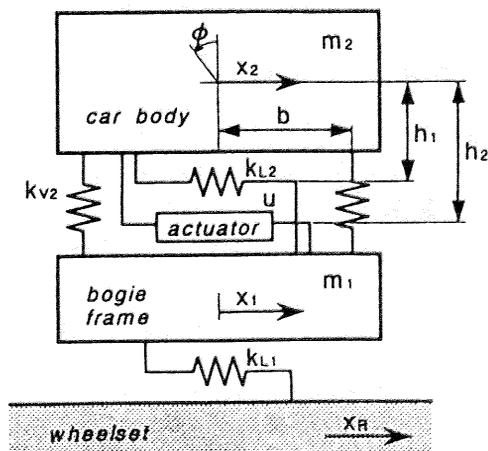


Fig.1 Analytical Model of the Half-Vehicle Model

3. 実験

3.1 実験方法 前述の実験装置に対して、 H^∞ 制御則とLQG制御則のそれぞれに従った2種類のコントローラを用いて、制振効果および車体質量の変動に対する安定性の実験的な比較を行った。

3.2 コントローラの設計 今回の実験に用いたコントローラは H^∞ コントローラ、LQGコントローラともに、制御圧力の時間変化 \dot{u} を算出するように設計した⁽³⁾。これにより、 H^∞ コントローラの設計においては、今回用いたような周波数重み(図2)の形状の場合、その次数を下げる事ができ、また、LQGコントローラの設計においては、推定条件の緩和を図ることができる。

以下に、使用したそれぞれのコントローラについて簡単に説明するが、両コントローラともに実用化を考慮し観測量の数をできる限り抑え、かつシミュレーションおよび実験において制振効果、安定性が良好なものを用いた。

(1) H^∞ コントローラ 観測量は、車体左右加速度 \ddot{x}_2 と車体ロール角加速度 $\ddot{\phi}$ の二つとする。この二つの観測量に対する重み関数をそれぞれ W_{1BL} 、 W_{1BR} 、制御入力 \dot{u} に対する重み関数を W_2 とし、そのゲイン線図を図2に示す。また、安定性の考慮から、離散化におけるサンプリングタイムは5msとした。

(2) LQGコントローラ 観測量は、台車左右加速度 \ddot{x}_1 、車体左右加速度 \ddot{x}_2 そして車体ロール角加速度 $\ddot{\phi}$ の三つとする。状態変数(推定値) $\hat{x} = [\hat{x}_1 \ \hat{x}_2 \ \hat{x}_3 \ \hat{x}_4 \ \hat{\phi} \ \dot{\phi}]$ に対する重み係数 Q は次式のように決定し、制御入力 \dot{u} に対する重み係数 R は1とした。

$$Q = \text{diag} [10^0 \ 10^0 \ 10^7 \ 10^6 \ 10^9 \ 10^7]$$

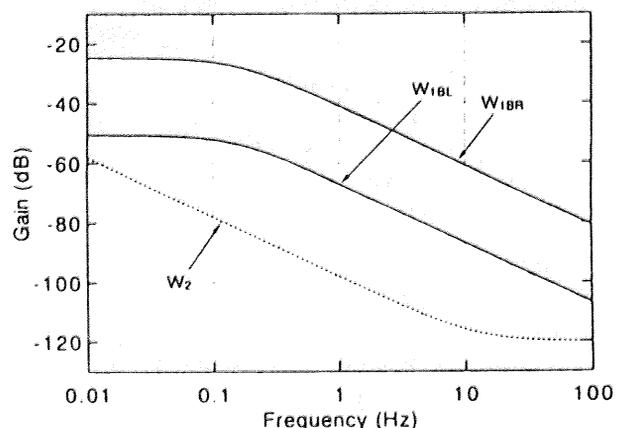
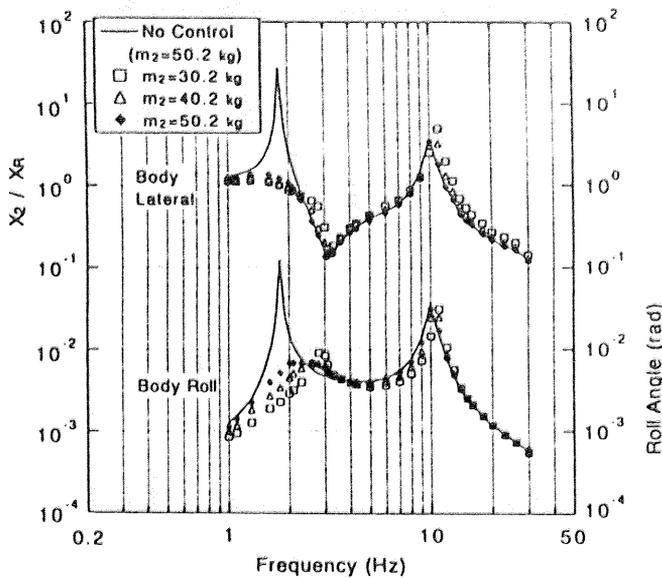
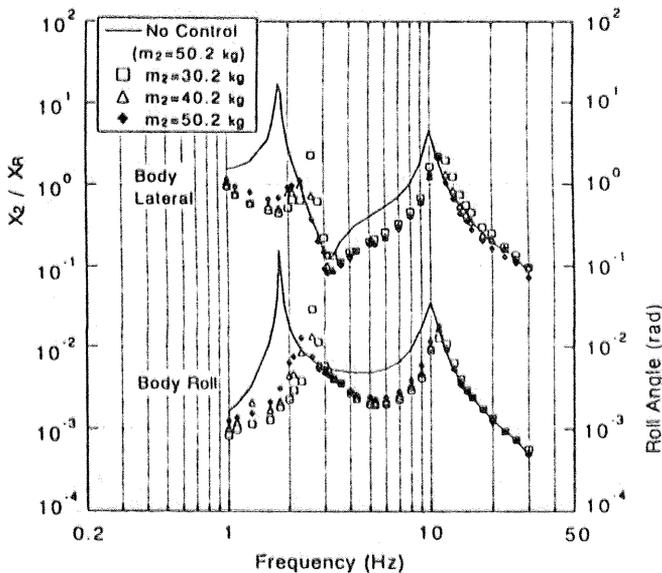


Fig.2 Weighting Function



(a) H^∞ Controller



(b) LQG Controller

Fig.3 Effect of Sprung Mass Variation

また、Kalmanフィルタの設計において、プラントノイズは輪軸への外乱入力共分散であり、センサノイズ共分散行列 Θ は次式とした。

$$\Theta = \text{diag} [10^{-1} \ 10^{-1} \ 10^{-1}]$$

なお、サンプリングタイムは、良好な制振効果が得られる 1ms とした。

3.3 実験結果 図3に設計時の半車体質量が50.2kgのコントローラを、実験時の半車体質量が50.2kg, 40.2kg, 30.2kgの制御対象へ適用したものを周波数応答図により示す。ここで、非制御の応答は設計に用いた半車体質量が50.2kgのものであり、(a), (b)はそれぞれ、 H^∞ コントローラ、LQGコントローラを用いたものである。まず、単純に制振効果という点から、設計時と実験時の半車体質量が等しい場合(図中の●印)で H^∞ コントローラとLQGコントローラを比較すると、後者は前者に比べ、全体的に大きな制振効果が得られているのが分かる。特に、中間周波数領域(約3~10Hz)において前者はほとんど制振効果が見られない。この原因として、設計で用いた重み関数の低周波数領域を重視した特性によるものや、サンプリングタイムが大きいことによる、中間から高周波数領域にお

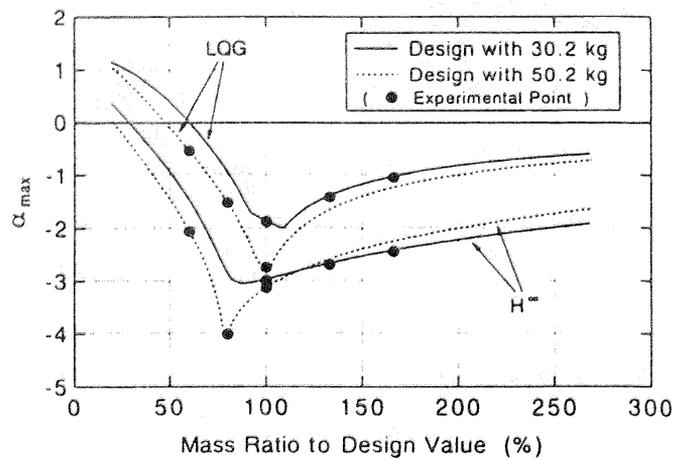


Fig.4 Relation between Mass Ratio to Design Value and α_{max}

けるコントローラの追従性の低下などが考えられる。

次に、半車体質量の変動に対する H^∞ コントローラとLQGコントローラの制振性能を比較する。前者は、実験時の半車体質量の減少に従い、2.8Hz付近で多少の制振効果の劣化が認められる。一方、後者は半車体質量の減少に従い、2.6~2.8Hz付近において目立った振動増大が生じている。なお、設計時より実験時の半車体質量が増加する場合においては図示していないが、両者共に制振効果の劣化は、ほとんど示されなかった。

図4は、図3の実験に用いたそれぞれのコントローラについて、設計時に対する実際の制御対象の半車体質量の比率で示した車体質量変動と、それぞれの制御の閉ループ系の極の実部の最大値 α_{max} で示した安定性との関係を示したものである。なお、図中の●印は実験により調査を行った条件に相当する。この図において、今回の実験で用いた H^∞ コントローラとLQGコントローラを比較すると、前者の方が車体質量変動に対するコントローラの安定性は維持されているといえる。また、車体質量の比率が前者は80%付近、後者は100%付近で安定性が最大であり、両者共にその比率より減少すると、不安定方向へ急激に変化する。

以上の結果から、車体質量変動に伴う制振効果および安定性の劣化を抑制するために、どちらの制御則においても空車時の車体質量でコントローラの設計を行うほうが望ましいと考えられる。

4. まとめ

鉄道車両用アクティブサスペンション系の左右動とロールの連成振動を対象とした半車両縮小模型に対して H^∞ 制御とLQG制御を適用し、その実験的な比較を行い、以下の結果を得た。

(1) H^∞ コントローラは、中間以上の周波数領域における制振効果はほとんど認められなかったが、LQGコントローラは中間周波数領域における制振効果が示された。

(2) 車体質量変動に対して、 H^∞ コントローラにおける制振効果の劣化は少ない。

(3) 車体質量が設計時より減少する場合、両コントローラともに制振効果の劣化の度合いが大きく、また、安定性においても著しい低下が懸念される。従って、コントローラの設計においては両コントローラともに、空車時の車体質量を用いるほうが望ましい。

文 献

- (1) 檜垣・吉江 ほか4名, 機講論, No. 930-81(1993), 71.
- (2) 平田・高橋, 計自論, 30-7, (1994), 776.
- (3) 島宗・谷藤・坂上, 機講論, No. 940-57(1994), 311.