

マウンテンボードの車両横転性の改善を目標とした アクティブサスペンションの H_2 制御

2015sc032 伊藤 聡希

指導教員：陳幹

1 はじめに

アクティブサスペンションの技術を重量が大きいものではなく小型な乗り物にも取り付けられるような簡易的なものを設計すれば汎用的になり、またスポーツにも応用できるのではないかと考え、研究を進めてきた。

本研究ではマウンテンボードというグレンデの斜面を滑る乗り物をモデルにして状態フィードバックの H_2 制御器を使用して直進走行で石や岩などを考慮して車体、車軸の角加速度の安定性を向上しながら LTR という車両横転性を改善することを目的として、近似をした LTR と近似をしていない LTR を比較を行う。

2 モデリング

左右の 1/2 車体モデルを元にモデリングを行う。そして図 1 に本研究で用いる制御対象のアクティブサスペンションの 1/2 車体モデルを示す。路面変位を x_{0i} 、車軸重心、車輪の自然長からの変位を x_1 、車輪の自然長からの変位、 x_{1i} 、車体重心の変位を x_2 、左右車体における変位を x_{2i} 、制御入力を F_i 、車軸と車体のロール角を θ_1, θ_2 とする。ただし $i = l, r$ とし l は left, r は right を示す。

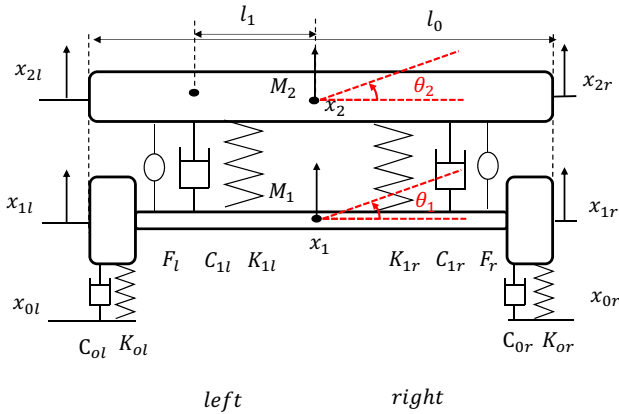


図1 アクティブサスペンションの 1/2 車体モデル

2.1 物理パラメータ

本研究で用いる 1/2 車体モデルの物理パラメータは南山大学理工学部の実験機のパラメータを代用した。

2.2 状態空間表現 $P(s)$

状態変数 $x(t)$ 、制御入力 $u(t)$ 、外乱 $\omega(t)$ 、制御出力 $y(t)$ を以下に示す [1]。

$$x(t) = \begin{bmatrix} x_{2l} - x_{1l} & x_{2r} - x_{1r} & x_{1l} - x_{0l} & x_{1r} - x_{0r} & \dot{x}_{2l} & \dot{x}_{2r} & \dot{x}_{1l} & \dot{x}_{1r} \end{bmatrix}^T \quad (1)$$

$$u(t) = [F_l \quad F_r]^T \quad (2)$$

$$\omega(t) = [\dot{x}_{0l} \quad \dot{x}_{0r} \quad 1 \quad 1]^T \quad (3)$$

$$y(t) = [\ddot{\theta}_1 \quad \ddot{\theta}_2]^T \quad (4)$$

図 1 の状態空間表現 $P(s)$ を以下に示す。

$$P(s) \begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + B_1\omega(t) + B_2u(t) \\ y(t) = Cx(t) + Du(t) \end{cases} \quad (5)$$

3 車両横転性 (load transfer ratio)

ltr とは車両が横転したか否かを判断する指標であり、以下の式で表される。 f_l, f_r は左右車輪に垂直方向に与えられる力を表している [2]。

$$LTR = \frac{f_l - f_r}{f_r + f_l} \quad (6)$$

そしてこの値の大きさの絶対値が 1 であれば方輪が浮いている状態で 1 未満を満たすように制御をすれば横転を防ぐ。この式を実際のモデルに合わせて数式を変形する。

$$LTR = \frac{F_1 - F_2 + \frac{J_1}{l_1}\ddot{\theta}_1}{m_1\ddot{x}_1 + m_2\ddot{x}_2 + m_1g + m_2g} \quad (7)$$

評価出力に加える式では $m_1\ddot{x}_1, m_2\ddot{x}_2$ を十分に小さいものとして ltr と定義する [3]。

3.1 状態空間表現 $G(s)$

評価出力 $z(t)$ 、外乱 $\omega_g(t)$ を以下に示す。

$$z(t) = [ltr \quad \ddot{\theta}_2 \quad F_l \quad F_r]^T \quad (8)$$

$$\omega_g(t) = [\dot{x}_{0l} \quad \dot{x}_{0r}]^T \quad (9)$$

以下に H_2 制御に使用する状態空間表現 $G(s)$ を示す。

$$G(s) \begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + B_{1g}\omega_g(t) + B_2u(t) \\ z(t) = C_gx(t) + D_gu(t) \end{cases} \quad (10)$$

重み行列、重み行列を考慮した新しい評価出力を以下に示す。

$$W = \text{diag}[1 \quad 1 \quad 0.15 \quad 0.15] \quad (11)$$

$$\tilde{z}(t) = Wz(t) = \tilde{C}x(t) + \tilde{D}u(t) \quad (12)$$

4 H_2 制御器設計

これから H_2 制御によって LMI 条件を示す。ここで $P > 0, P^{-1} : X > 0, Y := KX$ と定義する [1],[4]。

minimize γ^2 subject to

$$\begin{cases} \left(\begin{array}{cc} He\{L\} & M^T \\ M & I \end{array} \right) < 0, \left(\begin{array}{cc} Z & B_{1g}^T \\ B_{1g} & X \end{array} \right) > 0 \\ \gamma^2 - \text{trace}[Z] > 0 \end{cases} \quad (13)$$

$$(L = AX + B_2Y, M = \tilde{C}X + \tilde{D}Y)$$

5 シミュレーション

地面の凹凸を考慮した直進走行の 20 秒間のシミュレーション結果を示す。開始 1 秒後に左輪に 0.03m の段差を上り、10 秒後に段差を降りる外乱を与えた。図 2 に制御入力のシミュレーションを示す。

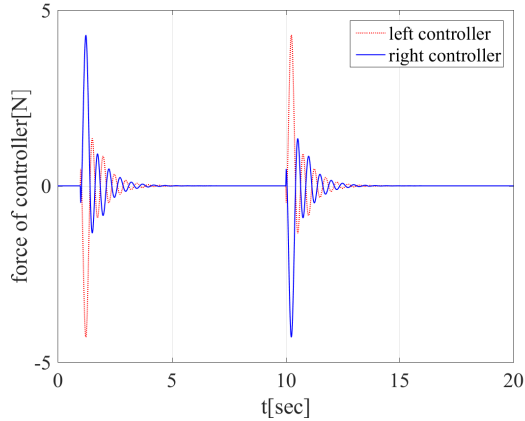


図 2 制御入力のシミュレーション

車体角加速度 $\ddot{\theta}_2$ のシミュレーションを図 3 を示す。

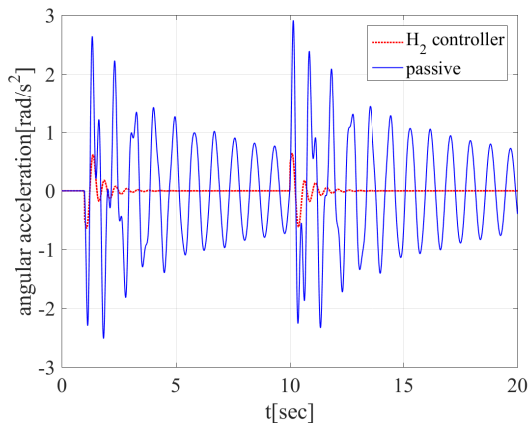


図 3 車体角加速度 $\ddot{\theta}_2$ のシミュレーション

近似をした LTR のシミュレーションを図 4 に示す。

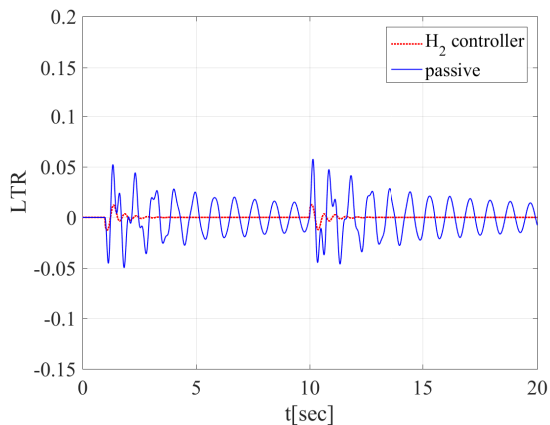


図 4 近似をした LTR のシミュレーション

近似をしていない LTR のシミュレーションを図 5 に示す。

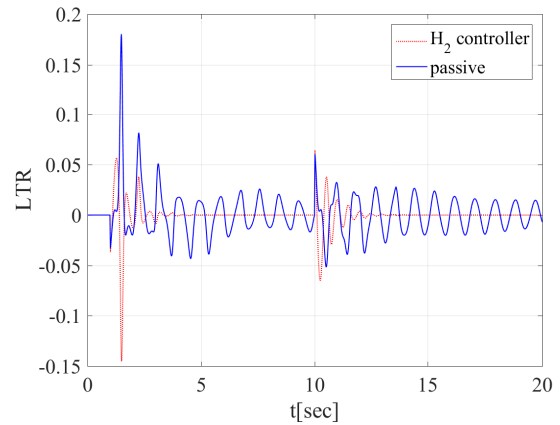


図 5 近似をしていない LTR のシミュレーション

6 おわりに

H_2 制御によって制御入力を著しく大きくせずマウンテンボードの車体角加速度 $\ddot{\theta}_2$ や LTR を抑えるシミュレーション結果を得ることができたが、近似をしていない LTR ではパッシブよりは値が小さく保っているが大きくなってしまっている。この研究の課題は近似をしていない LTR の値を抑えることである。またシステム内の状態変数がアクティブ、パッシブで変化が見られなかったなのでこの点も課題である。

参考文献

- [1] 高山翔, 乗り心地向上のために無駄時間の変動を考慮したアクティブサスペンションのロバスト H_2 制御, 南山大学理工学部機械電子制御工学科 卒業論文,(2018)
- [2] 小林崇人, 森泰親, ”液体揺動特性をもつ大型車のロール角抑制制御における制御系設計”, 第 60 回自動制御連合講演会,(2017)
- [3] EATON CORPORATION, ピヤボンカーン ダムロンリット, ユアン チンホエ, ルー ジェ ワイ, ”車両の横転防止及び警告システムのための予測横荷重伝達比の特定方法”, 特開 W02007/125409,2007-11-8.
- [4] 蛭原義雄, LMI によるシステム制御 ロバスト制御系設計のための体系的アプローチ, 森北出版株式会社,p105-109,(2012)