

① ばね上の運動方程式

$$F_{S_f} = -K_s f \{ (z_b - L_f \theta) - z_{w_f} \} - C_f \left\{ \left(\frac{dz_b}{dt} - L_f \frac{d\theta}{dt} \right) - \frac{dz_{w_f}}{dt} \right\} \quad (1)$$

$$F_{S_r} = -K_s r \{ (z_b + L_r \theta) - z_{w_r} \} - C_r \left\{ \left(\frac{dz_b}{dt} + L_r \frac{d\theta}{dt} \right) - \frac{dz_{w_r}}{dt} \right\} \quad (2)$$

② ばね下の運動方程式

$$M w_f \frac{d^2 z_{w_f}}{dt^2} = -K t_f (z_{w_f} - z_{g_f}) - F_{S_f} \quad (3)$$

$$M w_r \frac{d^2 z_{w_r}}{dt^2} = -K t_r (z_{w_r} - z_{g_r}) - F_{S_r} \quad (4)$$

③ 車輪の回転運動方程式

$$J_f \frac{d\omega}{dt} = T_f - F_f R \quad \text{より、} \quad F_f = \frac{T_f}{R} - \frac{J_f}{R^2} \frac{d\omega}{dt} \quad (5)$$

$$J_r \frac{d\omega}{dt} = T_r - F_r R \quad \text{より、} \quad F_r = \frac{T_r}{R} - \frac{J_r}{R^2} \frac{d\omega}{dt} \quad (6)$$

ただし、車速 v と車輪回転速度 ω の関係は $v = R\omega$ 。
 ここで、 T は 1 輪の駆動トルク、 R は車輪半径、 J_f および J_r は前後車軸換算の全車両総慣性モーメントで車輪が等質の円盤で近似できる場合、次のように与えられる。

$$J_f \cong M w_f \frac{R^2}{2}, \quad J_r \cong M w_r \frac{R^2}{2}$$

④ 車両重心の x 軸方向運動方程式

$$M \frac{dv}{dt} = 2(F_f + F_r) - 2\mu g(M b_f + M b_r) - \frac{1}{2} \rho A C_d v^2 \quad (7)$$

ここで、 M は車両重量、 μ は転がり抵抗係数、 R_a は空気抵抗、 ρ は空気密度、 A は車両前面投影面積、 C_d は空気抵抗係数である。式(5)、式(6)を代入して整理すると以下の式が得られる。

$$\left\{ M + \frac{2(J_f + J_r)}{R^2} \right\} \frac{dv}{dt} = \frac{2(T_f + T_r)}{R} - 2\mu g(M b_f + M b_r) - \frac{1}{2} \rho A C_d v^2 \quad (7)'$$

⑤ 車両重心の z 方向運動方程式

$$M \frac{d^2 z_b}{dt^2} = -Mg + 2(F_{S_f} + F_{S_r}) \quad (8)$$

⑥ 車両重心回りの運動方程式

$$I_y \frac{d^2 \theta}{dt^2} = 2(F_{S_r} L_r - F_{S_f} L_f) - 2(F_f + F_r) h \quad (9)$$

ここで、 I_y は車体ピッチング慣性モーメントであり、

$I_y = M b L_f L_r$ で与えられる。

これらの運動方程式からブロック線図を作成しモデル化するホワイトボックスモデリングにより、図 2 に示す車両モデルを作成した。本モデルは、パラメータを変更することであらゆるタイプの車両を表現することができ、走行時の車両振動や前後の回転運動であるピッチング運動を予測することが可能となる。

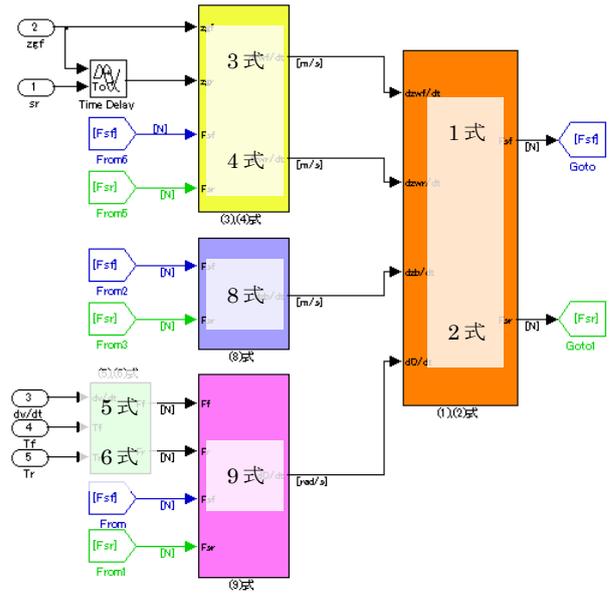


図 2 車両モデルのブロック線図

3. 制御系設計の実践

3.1 トラクション制御

制御系設計を始めるに当たり、電気自動車において最も多くの事例が報告されているトラクション制御について検討を行った。²⁾

上記車両モデルを用いて、図 3 に示すようなトラクション制御を可能にする 2 自由度制御系の制御システムを設計した。

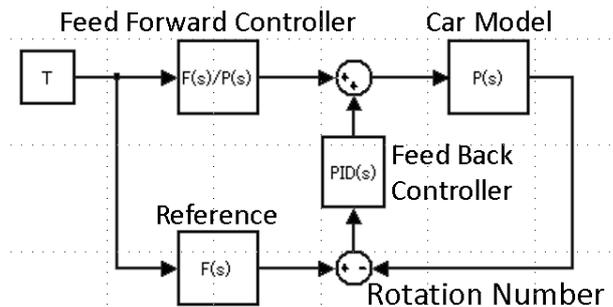


図 3 2 自由度制御ロジック

$$\kappa = \frac{V_W - V}{V} \quad (10)$$

式(10)で示されるスリップ率を片側のみ凍結した路面に 60 km/h で進入した場合について評価した。

ここで、 V_W は車輪速度、 V は車両速度を示し、 κ がプラスの場合はスリップしていることを表し、マイナスの場合は車輪がロックしていることを表す。

シミュレーション結果を図 4 に示す。横軸に時間、縦軸にスリップ率をプロットしている。これより、制御を行わない場合は、スリップ率が発散するのに対し、安定して走行することを確認できた。これにより、作成した車両モデルを用いた制御設計が妥当であることを確認することができた。

参考までに、従来のブレーキ制御による一般的なトラクション制御についても図 5 に示す通り同条件でシミュレーションを実施した。これより、従来から言われる通りモータの制御性能が高いことがわかる。

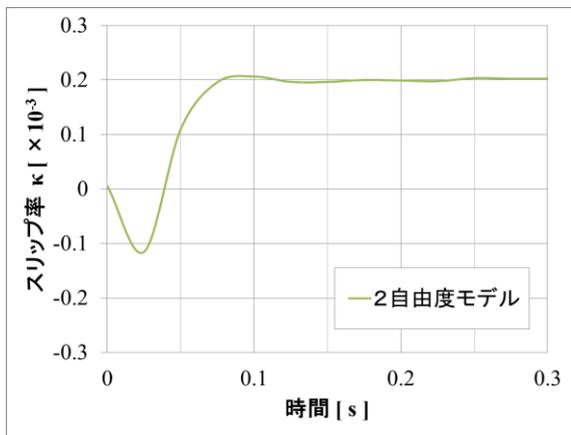


図4 スリップ率のシミュレーション結果

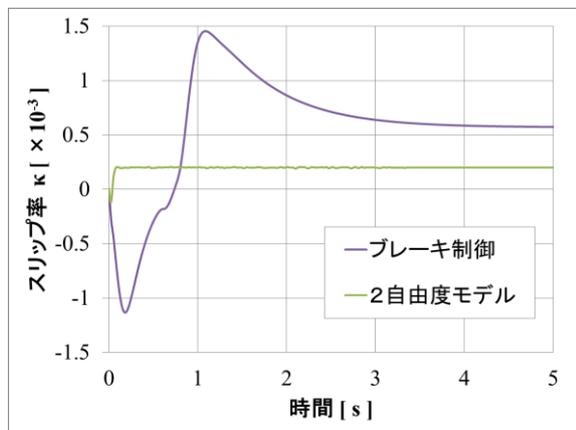


図5 ブレーキ制御との比較

3.2 乗り心地制御

次に自動車において重要な要素である乗り心地に着目し検討を行った。乗り心地という人の感覚に依存する評価は簡易的な実験で行うことができない。さらに、サスペンション設計、路面条件、車両速度など起因するパラメータが多く、膨大な実験コストが発生する。そのため、シミュレーションにより簡単なパラメータ変更で乗り心地が予測可能となれば、車両開発にとって有効な手段となる。

作成した Simulink モデルを図 6 に示す。車両モデルに路面凹凸の情報と車速を入力し、計算されたピッチング角がゼロになるような PID 制御を設計する。この時の運転座席の振動値 (z 方向) により乗り心地を評価する。

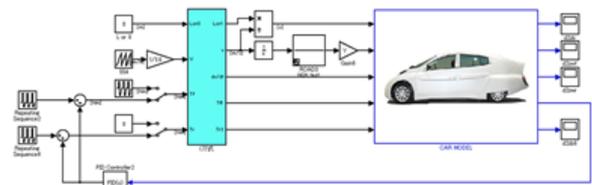


図6 Simulinkモデル

まずは検証を簡単にするために、以下の条件でシミュレーションを行った。

- ① 強制入力 (外乱) なし
- ② 車両速度は、制御有無に関係なく同等
- ③ 入力トルクは、最大 700 Nm に制限

この条件のもとで、ピッチング角がゼロに近づくように制御された入力値を図 7 の細線で示す。この時の運転座席の振動値 (z 方向) を図 8 に示す。これより、制御を行うことによりアクセルの踏み込み時 (時間 0 s) の振動ピークが減少し、アクセルを離した時 (時間 10 s) では早く減衰していることが確認できることから、乗り心地が改善し、ロジックの有効性が確認できた。

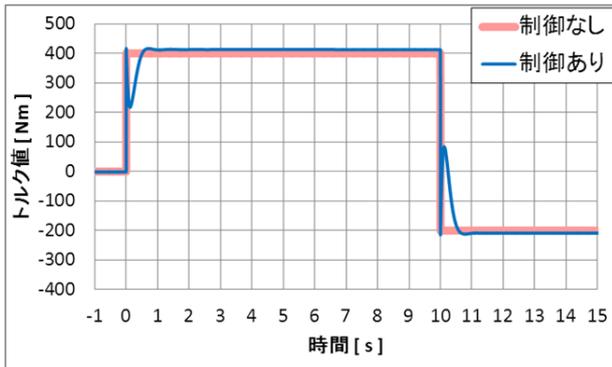


図7 車両モデルに入力するモータのトルク値

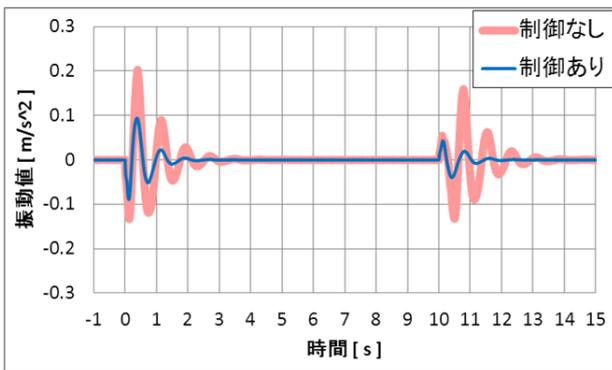


図8 運転座席の振動値

さらに、路面凹凸が一定のもと車速を変化させ、車両に入力される周波数を変動した時の制御性能について確認を行った。

シミュレーション結果を図9に示す。横軸に振動の周波数、縦軸に運転座席の振動値(z方向)をプロットしている。ばね上の共振周波数(7.5 Hz付近)の振動値が大幅に減少しており、外乱がある場合でも乗り心地を改善し、本ロジックの有効性を確認できた。

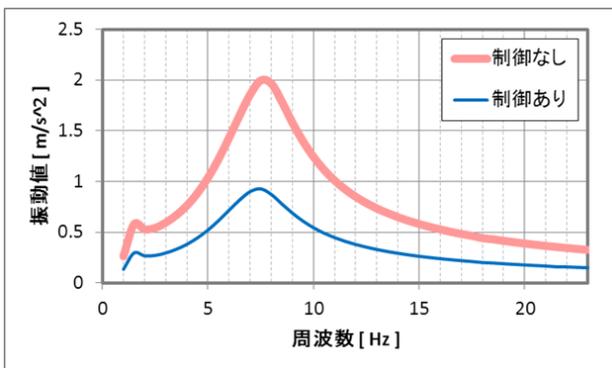


図9 周波数応答特性

4. おわりに

今回、制御系設計を実践したトラクション制御実験や乗り心地制御実験は数時間を必要とする上、数十万円というコストが発生する。これをシミュレーションで行えば数分で終了し、大幅なコスト削減につながる。さらに、実験を行うためには実機が必要となる。モデルベース開発手法を用いると開発段階で試作機が完成する前に制御系設計の事前検証が行えるため、開発スピードの改善のみならず、より高度な製品設計が可能となる。また、一度モデルが完成すれば、パラメータ変更により他機種への水平展開も可能となる。

これらのことから、モデルベース開発は、自動車業界のみならず幅広い分野において制御系設計を行う際の有効な手法として活用できる可能性を確認することができた。

文献

- 1) 吉田裕亮 ; MATLAB/Simulink を用いた運動方程式の解法, 鳥取県産業技術センター研究報告, (15), p.40-43(2012).
- 2) 吉村雅貴, 藤本博志 ; インホイールモータを搭載した電気自動車の駆動トルク制御法の提案, 平成22年電気学会産業応用部門大会, Vol. 2, pp. II-315-II-320, 2010