

# 車軸の軸ねじれを考慮した電気自動車の空転防止制御

学生員 岡野隆宏 (東京大学大学院工学系研究科)  
正員 坂井真一郎 (宇宙科学研究所)  
非会員 内田利之 (東京大学大学院工学系研究科)  
正員 堀洋一 (東京大学生産技術研究所)

Anti-skid Control of Electric Vehicle taking Torsional Vibration of Wheel Axle into Consideration

Takahiro Okano, Student Member (The University of Tokyo), Shin-ichiro Sakai, Member (The Institute of Space and Astronautical Science), Toshiyuki Uchida, Non-member (The University of Tokyo), Yoichi Hori, Member (The University of Tokyo, Institute of Industrial Science)

Electric motor has excellent control characteristics as an ideal actuator for motion control of electric vehicles. However, if we apply a strong feedback control, we always face an inherent problem in mechanical vibration in drive shaft due to the two-mass system structure consisting of the wheel, motor and drive shaft. In this paper we propose a vibration suppression technique by using Simulator Following Control (SFC). Computer simulation results of the proposed method are shown with a discussion on its effectiveness.

キーワード : 電気自動車, 振動抑制制御, SFC, 空転防止制御

## 1. はじめに

環境性の観点から、近年自動車業界では新たな駆動源を有した自動車の研究が盛んに行われており、内燃機関自動車と遜色ない電気自動車 (EV)、ハイブリッド自動車 (HEV) も各種発表されている。それに対し我々は、EV/HEV を電気機械複合系のモーションコントロールとして捉え、内燃機関自動車では不可能な電気モータの特長であるその俊敏な応答特性を活かしたフィードバック制御による空転防止制御を提案し、その実証試験を行ってきた<sup>(1)(2)(3)</sup>。

しかしながら、内燃機関自動車では不可能な強いフィードバック制御を行うことで、新たに機械系の共振問題が浮上してきた。機械系の共振は、モータと車輪間に介在する車軸のねじれに起因すると考えられる。この問題は実験機固有の問題と捉えるよりも、むしろ自動車に高度な制御則を適用する際に発生する普遍的な問題として考えるべきである。またこのような視点からの研究もいくつか発表されている<sup>(4)(5)</sup>。

そこで本稿では、機械系振動抑制を従来提案されてきた空転防止制御<sup>(1)(2)(3)</sup>のマイナーループとして新たに組み込むことによって、振動抑制と速い空転防止制御の両立を行う手法を提案する。

## 2. 東大三月号 II における二慣性共振系

図 1 に東大三月号 II によってスリップ率制御を行った際の実験結果を示す。この実験は  $\mu_{peak} \doteq 0.4$  の低  $\mu$  路において急制動を行ったものである。初速度は 60[km/h]、スリップ率指令値  $\lambda^*$  は 0.1 である。制御量であるスリップ率  $\lambda$  の時間平均こそ目標値とほぼ一致しているが、車軸の軸ねじ

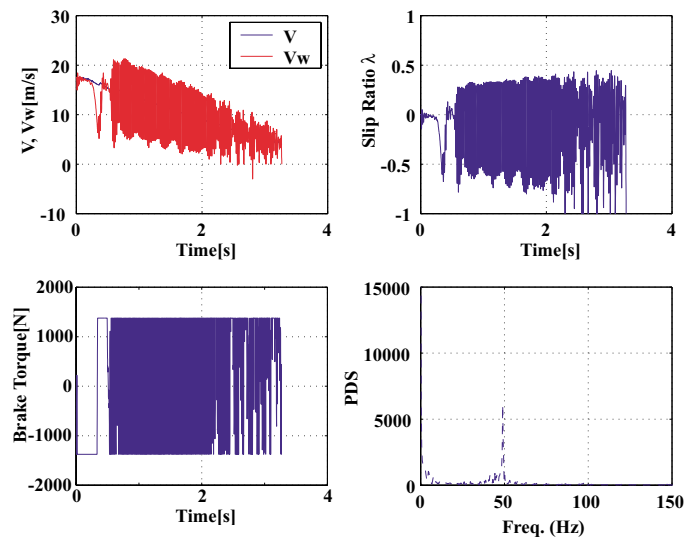


図 1 東大三月号 II におけるスリップ率制御の実験結果  
Fig. 1. Experimental results of Slip Ratio Controller (SRC)

れの影響により応答が振動的になっている。この振動の主たる周波数は、50[Hz]であった(図1.右下)。

図2は、東大三月号IIにおける入力トルクに対するモータ速度の周波数特性である。共振周波数は50[Hz]、反共振周波数は10[Hz]であった。

図2のデータをもとに、図3の2慣性系モデルに近似した。このモデルの状態方程式は、(1)–(3)式で与えられる。状態変数はモータ速度 $\omega_1$ 、負荷速度(車輪速度) $\omega_2$ 、軸ねじれ角 $\theta_s$ であり、制御入力はモータトルク $T_1$ である。 $J_1$ 、 $J_2$ 、 $K_S$ は実験により求めたモータと車輪の慣性の合計値 $J_1 + J_2$ と共振周波数 $\omega_r$ 、反共振周波数 $\omega_a$ から(4)、(5)式を用いて算出した。その際に、粘性項である $B_1, B_2$ は0とした。

振動抑制制御の目的は、観測したモータ速度 $\omega_1$ をもとにモータトルク $T_1$ を制御することにより、目標値応答および外乱応答のいずれにおいても有害な振動を除去することである。従って指令値の整形のようなフィードフォワード的手法は不適切であり、系の特性そのものを改変するようなフィードバック的手法である必要がある。

$$\dot{x} = Ax + BT_1 + CT_L \dots\dots\dots (1)$$

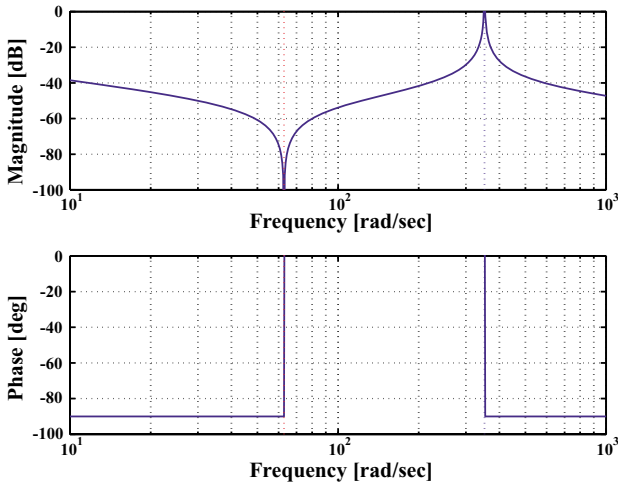


図2 東大三月号IIの周波数特性

Fig. 2. Frequency characteristics of UOT Electric March II from  $T_1$  to  $\omega_1$

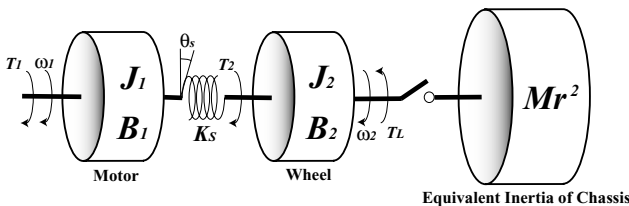


図3 2慣性系モデル

Fig. 3. 2-mass system model

$$x = \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \\ \theta_s \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{1}{J_2} \\ 0 \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} \frac{1}{J_1} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{B_1}{J_1} & 0 & -\frac{K_S}{J_1} \\ 0 & -\frac{B_2}{J_2} & \frac{K_S}{J_2} \\ 1 & -1 & 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$\omega_r = \sqrt{K_S \left( \frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right)} = K_r \omega_a, \quad \omega_a = \sqrt{\frac{K_S}{J_2}} \quad (4)$$

ただし共振比  $K_r$  は、(5)式で与えられる。

$$K_r = \sqrt{1 + \frac{J_2}{J_1}} \dots\dots\dots (5)$$

東大三月号IIにおける具体的な数値は表1のとおりである。

表1 東大三月号IIにおける車軸系のパラメータ

Table 1. Parameters of UOT Electric March II

モータの慣性モーメント	$J_1 = 3.3352[\text{kgm}^2]$
車輪の慣性モーメント	$J_2 = 101.2566[\text{kgm}^2]$
車軸のばね定数	$K_S = 3.134 * 10^4[\text{Nm/rad}]$
共振周波数	$\omega_r = 351.8584[\text{rad/sec}]$
反共振周波数	$\omega_a = 62.8319[\text{rad/sec}]$

### 3. 提案する制御系の考え方

従来、図2のような共振系に対しては、共振周波数におけるゲインが低くなるようにローパスフィルタを挿入し、閉ループの応答をあまり高めないように調整することで機械系の共振を避けていた。

しかしながら<sup>(1)(2)(3)</sup>などで提案されている制御則の特長はその速い制御応答である。前述した手法を用いて共振を回避することは、電気モータの制御に関する可能性という観点に立てば、最善の策とは言い難い。

そこで本稿では、図4に示す制御系を提案する。速い空転防止制御の内側に振動抑制制御を挿入することで、モータ-車輪系の振動特性を改変する。これにより車軸の軸ねじれによる機械系の振動によって空転防止制御が不安定になることを防ぐ。具体的な振動抑制手法については次節で紹介する。

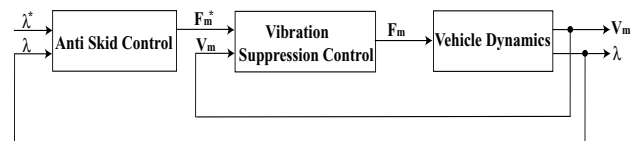


図4 制御系全体の構成図

Fig. 4. Configuration of our proposed control system

#### 4. 車軸の振動抑制制御 (SFC) -Minor loop-

自動車の場合、路面状態や走行状態によって車輪の慣性 ( $J_2$  in 図 3) が大幅に変化するため、振動抑制制御を行う際に考慮する必要がある。本稿では、振動抑制手法として高速エレベータの振動抑制制御として提案されている SFC(シミュレータ追従制御)<sup>(6) (7) (8)</sup> の適用を検討する。SFC は、その簡単な構造にもかかわらずパラメータ変動や軸ねじれ振動に対して、 $H^\infty$  制御の様な高度な制御則と比較しても遜色のない性能が得られる。最大の特長は、SFC 自体がオプションでありその調整手法が単純明解であることである。本稿では、車輪の慣性の変化を外乱として扱うことを念頭に振動抑制制御に SFC を用いる。

図 5 に SFC のブロック図を示す。まず SFC の外側に位置する空転防止制御器が出力したモータのトルク指令値  $F_m^*$  を (6) 式に示す慣性シミュレータ  $P_n$

$$P_n = \frac{1}{M + M_w} \frac{1}{s} \dots \dots \dots (6)$$

$$M_w = M_{w1} + M_{w2}, \quad M_{w1} = \frac{J_1}{r^2}, \quad M_{w2} = \frac{J_2}{r^2} \quad (7)$$

を通して車輪のシミュレータ速度  $V_w^*$  を求める。従来の SFC では、慣性シミュレータとして  $P_n = \frac{1}{(M_{w1} + M_{w2})s}$  を用いていた<sup>(6) (7) (8)</sup>。しかし、自動車の場合の通常状態は粘着状態であるため、車輪の慣性は  $M_{w1} + M_{w2}$  とはならない。よって慣性シミュレータには粘着状態における車輪の等価

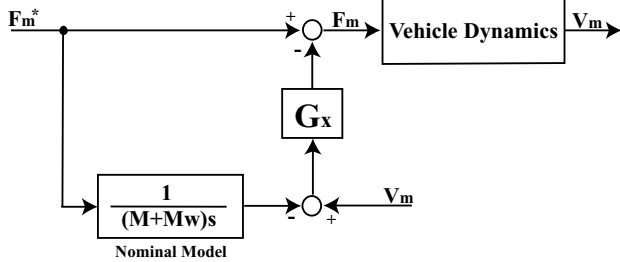


図 5 SFC(シミュレータ追従制御) のブロック線図

Fig. 5. Block diagram of SFC(Simulator Following Control)

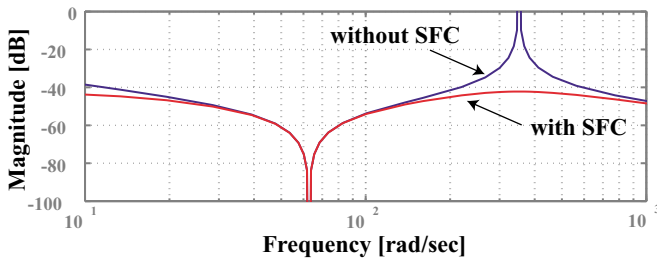


図 6 SFC 適用前後の  $F_m^*$  から  $V_m$  までのポード線図

Fig. 6. Frequency characteristics from  $F_m^*$  to  $V_m$  with/without SFC

的な慣性である (6) 式を用いる。

(6) 式から得られた  $V_m^*$  と実際のモータ速度  $V_m$  との偏差に、補償伝達関数を作用させた値を  $F_m^*$  から差し引く。この値をモータトルク  $F_m$  として出力する。ここで  $V_m^*$  とは、共振が存在しない場合の理想的な速度を意味する。これにより、モータトルク指令値  $F_m^*$  からモータ速度  $V_m$  までの伝達関数は (8) 式に変化する。SFC を付加しない場合は、 $G_x = 0$  とすればよい。

$$\frac{V_m}{F_m^*} = \frac{1 + P_n(s)G_x}{1 + P(s)G_x} P(s) \dots \dots \dots (8)$$

SFC 付加の効果も、図 6 のポード線図によって示す。SFC を付加することで、共振周波数である 50[Hz] 付近のゲインが抑圧されていることが分かる。

#### 5. スリップ率制御器 -Outer loop-

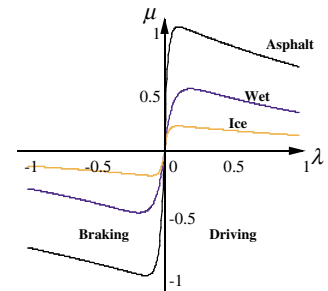
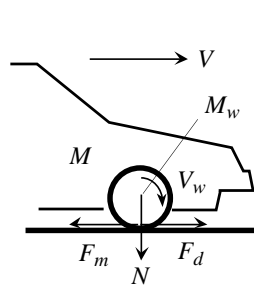


図 7 車両の前後方向運動の一輪モデル

図 8  $\mu - \lambda$  曲線

Fig. 7. Single wheel model

Fig. 8.  $\mu - \lambda$  curve

前節において提案した振動抑制手法によって、モータトルク指令値  $F_m^*$  -モータ速度  $V_m$  間の振動は除去された。本節では振動抑制制御の外側の制御器として用いる、空転防止制御器を設計する。

制動時の車両挙動は図 7 より (9) 式のように表される<sup>(9)</sup>。

$$\omega = \frac{1}{J_s}(T - rF_d), \quad V = \frac{1}{M_s}F_d, \quad V_w = r\omega \dots (9)$$

またスリップ率  $\lambda$  と路面の摩擦係数  $\mu$  は、図 8 の  $\mu - \lambda$  曲線で表される。実際の駆動力  $F_d$  は、摩擦係数  $\mu$  を (10) 式に代入することで得られる。

$$F_d = \mu(\lambda)N \quad (N : \text{タイヤに働く垂直抗力}) \dots (10)$$

しかし (9), (10) 式は、タイヤの空転現象の数学的な理解のためには、非線形な方程式である点でやや複雑である。そのため本稿では、制動時における車両モデルの線形モデル<sup>(3)</sup> を空転防止制御器の設計に用いる。線形モデルはモータトルク  $F_m$  からスリップ率  $\lambda$  までの伝達関数であり、駆動輪速度  $V_{w0}$  に比例する一次遅れの形となり (11), (12) 式で表される。

$$\frac{d\lambda}{dF_m} = \frac{1}{aN_e} \frac{1}{1 + \tau_r s} \dots\dots\dots (11)$$

ただし、

$$\tau_r = \frac{M_w V_{w0}}{a(1 + \lambda_0)N_e}, \quad a = \frac{d\mu}{d\lambda}$$

$$\frac{1}{N_e} = \frac{1}{N} \frac{1}{1 + (1 + \lambda_0)P_w}, \quad P_w = \frac{M_w}{M} \dots\dots\dots (12)$$

(11) 式において求めた線形車両モデルに対して、スリップ率制御器をゲインが駆動輪速度  $V_{w0}$  に比例する可変ゲインのPI制御器によって設計する<sup>(3)</sup>。スリップ率制御器の有効性は、文献<sup>(1)</sup>において実証されており、 $\lambda^*$  から  $\lambda$  までの伝達関数は (13) 式で表される。

$$\frac{\lambda}{\lambda^*} = \frac{\frac{K_P}{aN_e\tau_r}s + \frac{K_I}{aN_e\tau_r}}{s^2 + (\frac{K_P}{aN_e\tau_r} + \frac{1}{\tau_r})s + \frac{K_I}{aN_e\tau_r}} \dots\dots\dots (13)$$

### 6. 振動抑制制御を組み込んだ空転防止制御のシミュレーション結果

本節では、第4節において設計した振動抑制制御と第5節において設計したスリップ率制御器を図4の様に接続した制御系の有効性をシミュレーションにより検証する。 $\mu_{peak}=0.4$ の路面においてスリップ率指令値  $\lambda^*=-0.1$  を制御入力としてシミュレーションを行った。車体速度、車輪速度、モータ速度の初期値は  $V_0=V_w=V_m=10$ [m/s] である。図9にシミュレーション結果を示す。振動抑制制御 (SFC) を挿入せずにスリップ率制御を行った場合 (without Control) は、ス

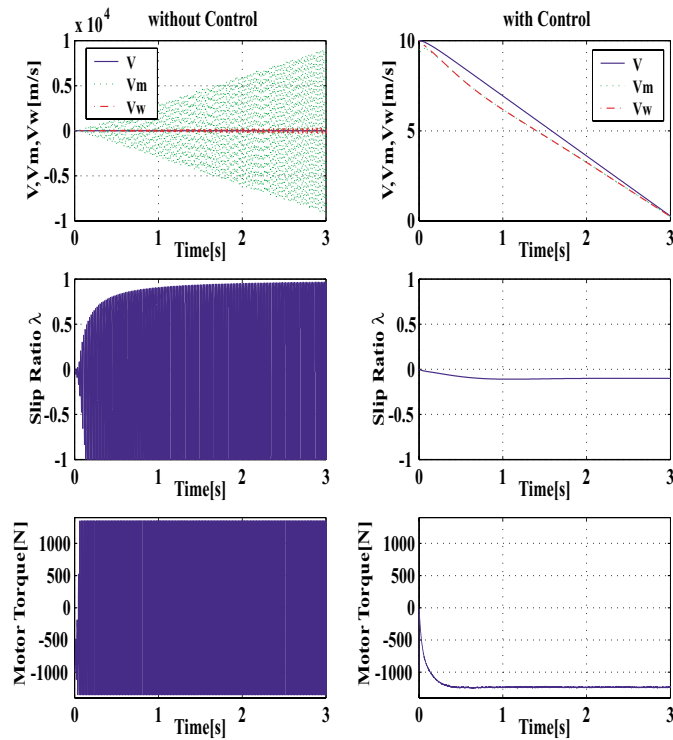


図9 シミュレーション結果  
Fig. 9. Simulation Results

リップ率の応答が振動的になり安定に動作しているとは言えない。また、共振周波数も 50[Hz] であり図1の実験との対応も取れている。それに対して SFC を挿入することで (with Control)、振動が抑制されスリップ率制御が有効に機能している。これにより SFC を挿入することにより、車軸の軸ねじれに起因する振動の抑制が実現され外側のスリップ率制御器との両立も問題なく実現できることが示された。

### 7. 結論と今後の課題

本稿では、自動車を強いフィードバック制御によって制御する際の共振問題の解決方法について検討した。振動抑制制御は、高速エレベータの振動抑制制御法として提案されている SFC<sup>(6)(7)(8)</sup> を用いた。また SFC を “Minor loop” として用いることで “Outer loop” であるスリップ率制御器が有効に動作することをシミュレーションにより示した。今後は、東大三月号 II (図 10, 11) を用いて提案手法の実効性を検証する予定である。



図10 走行試験中の東大三月号 II  
Fig. 10. UOT MarchII at test

図11 制動実験中の東大三月号 II  
Fig. 11. Braking experiment

### 文 献

- (1) 鶴岡 慶雅, 豊田 靖, 堀 洋一, “電気自動車のトラクションコントロールに関する基礎研究”, 電気学会論文誌 D, vol.118-D, No.1, pp.45-50, 1998.
- (2) Takahiro Okano, Tai Chien Hwa, Tomoko Inoue, Toshiyuki, Shin-ichiro Sakai and Yoichi Hori, “Vehicle Stability Improvement Based on MFC Independently Installed on 4Wheels - Basic Experiments using “UOT Electric MarchII””, in Proc. PCC-Osaka 2002, vol.2, pp.582-587, 2002.
- (3) Takahiro Okano, Shin-ichiro Sakai, Toshiyuki Uchida and Yoichi Hori, “Braking Performance Improvement for Hybrid Electric Vehicle Based on Electric Motor’s Quick Torque Response”, The 19th. Electric Vehicle Symposium(EVS19), 2002.
- (4) Marcus Menne and Otmar Bitsche, “Comparison of Drivetrain-Oscillation Damping-Algorithms for Electric Vehicles”, The 18th. Electric Vehicle Symposium(EVS18), 2001.
- (5) Gunther Gotting and Rik W. De Doncker “Comparison of Algorithms for Suppression-Control of Drivetrain-Oscillations in Electric Vehicles”, The 19th. Electric Vehicle Symposium(EVS19), 2002.
- (6) 黒沢 良一, “機械系の振動と振動抑制制御 SFC”, 機械系設計臨時増刊号, vol.30, no.8, pp.172-177, 1991.
- (7) Jeongha Kim, Yeonghan Chun and Yoichi Hori, “SFC 制御による高速エレベーターの振動抑制 -最適 SFC ゲインの設計について-”, 総合試験所年報, vol.55, pp.135-140, 1996.
- (8) Yoichi Hori, “Vibration Suppression and Disturbance Rejection Control on Torsional System”, in Proc. IFAC Motion Control, pp.41-50, 1995.
- (9) 安部正人, 『自動車の運動と制御』, 山海堂, 1992.