

HEVにおける油圧アクチュエータと電気モータの 協調制御による新しいABSの提案

岡野 隆宏*, 堀 洋一 (東京大学)

A novel proposal of the cooperative control system of hydraulic and electric motor in HEV

Takahiro Okano and Yoichi Hori (The University of Tokyo)

Abstract

An electric motor has much better response characteristics than hydraulic actuators, and can generate rapid and continuous output torque. Therefore, by utilizing electric motors for braking we can realize the ideal ABS (Anti-lock Braking System). However the capacity of electric motor used in HEV's (hybrid electric vehicle) power train is small, and is thus unable to produce sufficient braking torque. In this paper, we propose a novel design method of cooperative control system of hydraulic actuator and electric motor, referring to the dual servo head-positioning system for Hard Disk Drive.

キーワード: 電気自動車, ハイブリッド自動車, ABS, PQ-method
(Keywords: electric vehicle, hybrid electric vehicle, ABS, PQ-method)

1 はじめに

近年、自動車業界では内燃機関自動車にかわる新たな駆動源をもった自動車の研究が盛んに行われている。なかでも”プリウス”に代表されるハイブリッド自動車 (HEV) は既に、相当な台数が市場に出回っている。ハイブリッド自動車はエネルギー効率の観点において非常に優れており、今後も新駆動方式の自動車で中心的な役割を担っていくと思われる [1]。

ところで、ハイブリッド自動車に搭載されている電気モータは、低速領域における駆動力用と制動時におけるエネルギー回生装置として用いられており燃費の向上に貢献している。しかし電気モータの特長である”トルク応答が高速かつ正確である”という観点に立てば、現行のハイブリッド自動車は電気モータの潜在能力を最大限に発揮しているとは言いがたい。

ハイブリッド車の電気モータを活かすべく、ABS や TCS などの空転防止装置に電気モータを適用する研究も行われている [2][3]。しかし、ABS に関しては、ハイブリッド自動車に搭載されている電気モータの容量の小ささのために、電気モータ単独で ABS として作動することは不可能である。しかし、従来型の ABS に用いられている油圧アクチュエータと協調させることで、電気モータの容量不足という問題は解決できより高性能な ABS の実現が期待される。このような視点からの研究の例はあまり多くないが、東京大学の坂井らは従来の油圧アクチュエータを用いた ABS の制御則を変更することなく、電気回生ブレーキの制御則を付加することで制動性能の向上を図った [2]。しかし、電気モータの特長を十分に活かすためには、更に踏み込み油圧アクチュエータ側の制御則の再設計を検討する必要があると考えられる。このような背景から、本論文では油圧アクチュエータ、電気モータ固有の応答特性を十分に生かすべく、従来型の油圧アクチュエータを用いた ABS の制御則にとらわれることのない、油圧アクチュエータと電気モータの協調制御系を提案する。

2 車体の前後方向の運動について

本論文では、油圧アクチュエータと電気モータを組み合わせた ABS 協調制御系による車輪の空転防止効果について、シミュレーションによる検討を行なう。そのために、まず車体の運動についての説明を行なう。

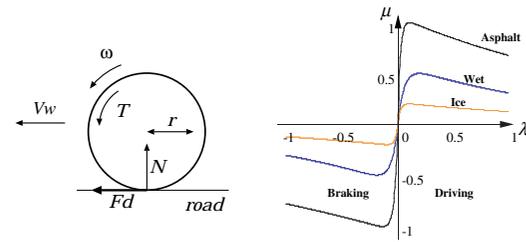


図1 車体の前後運動の一輪モデル

図2 μ - λ 曲線

・車体の運動方程式

車体に働く力は図1の通りになり、運動方程式は式(1)-(3)で与えられる。

$$\omega = \frac{1}{J_s}(T - rF_d) \quad (1)$$

$$V = \frac{1}{M_s}F_d \quad (2)$$

$$V_w = r\omega \quad (3)$$

式中の各変数は車輪回転角速度 ω 、車輪半径 r 、車輪イナーシャ J 、車体速度 V 、車輪速度 V_w 、駆動力 F_d 、トルク T 、ラプラス演算子 s 、車体質量 M である。

・制動時におけるタイヤと路面間の粘着特性

制動時のタイヤと路面間の粘着特性はスリップ率 λ を用いて表現する。スリップ率 λ は車体速度 V と車輪速度 V_w を用いて式(4)で定義される。

$$\lambda = \frac{V_w - V}{\max(V, V_w)} \quad (4)$$

このスリップ率を用いることでタイヤと路面間の摩擦係数 μ が表現できる。スリップ率 λ と摩擦係数 μ の関係は図2の μ - λ 曲線で表される。摩擦係数 μ を式(5)に代入することで駆動力 F_d が得られる。

$$F_d = \mu(\lambda)N \quad (N: \text{タイヤに働く垂直抗力}) \quad (5)$$

式 (1)-(5) を用いることで車体の一輪モデルが作成できる。車体の一輪モデルと 2 種類のアクチュエータを、組み合わせることで本研究におけるシミュレーションモデルが図 3 の通りに表される。

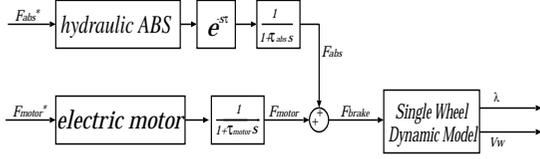


図 3: 油圧アクチュエータと電気モータの協調の模式図

3 油圧アクチュエータを用いた従来型 ABS の概要と欠点

ハイブリッド自動車に搭載されている従来型 ABS は、空転発生時に油圧系統の切り替えを自動的に行なうことで、ブレーキトルクの調節を行なっている。油圧系統の切り替えには、ソレノイドバルブが用いられる。油圧系統は”増圧”、”圧力保持”、”減圧” 3 種類の系統構成があり、これらの組合せによって ABS 作動後、理想的状況下においては最大摩擦力の約 95% を使って制動することが可能である。

しかし、従来型 ABS は滑りをはじめの空転防止制御が十分達成できていないという欠点がある。油圧アクチュエータは応答特性が十分に速いとは言えず、また減圧方向の制御が不可能であるため、空転検出後より実際に作動するまでの間に車体は滑走を続けてしまう。この傾向は特に低 μ 路において顕著である。

4 油圧アクチュエータと電気モータによる協調制御系の設計

4.1 車両の前後方向運動の線形化

第 2 章で述べた式 (1)-(3) は、タイヤ表面における力学平衡のダイナミクスなどを無視した、ある程度簡略化された数式である。しかしタイヤの空転現象の数学的な理解の為に、非線形な方程式である点でやや複雑なものである。本節では、協調制御系を設計するために、制動時における空転現象に対する線形モデルを展開する。求めるのは、ブレーキトルク F_{brake} からスリップ率 λ への伝達関数である。制動時の車輪のスリップ率は、式 (4) より、

$$\lambda = \frac{V_w - V}{V} \quad (6)$$

である。式 (6) の全微分をとって線形化すると、

$$\begin{aligned} d\lambda &= \frac{\partial \lambda}{\partial V_w} dV_w + \frac{\partial \lambda}{\partial V} dV \\ &= \frac{1}{V_0} dV_w - \frac{V_{w0}}{V_0^2} dV \end{aligned} \quad (7)$$

ここで V_0 、 V_{w0} はそれぞれ車輪速、車体速度の動作点である。図 2 の $\mu - \lambda$ 曲線における動作点近傍の傾きを a とすると式 (8) のとおりに表される。

$$d\mu = a d\lambda \quad (8)$$

次に、車体の運動方程式について考える。車体の運動方程式、式 (9),(10) を線形化する。

$$(F_{brake} - F_d) \frac{1}{M_w s} = V_w \quad (9)$$

$$F_d \frac{1}{M s} = V \quad (10)$$

式 (7)-(10) を整理すると、

$$\frac{d\lambda}{dF_{brake}} = \frac{\frac{1}{V_0} \frac{1}{M_w s}}{1 + \frac{aN}{V_0} \frac{1}{M_w s} + \frac{V_{w0}}{V_0^2} \frac{aN}{M s}} \quad (11)$$

となる。式 (6) より、

$$\frac{V_{w0}}{V_0} = 1 + \lambda_0 \quad (12)$$

であるから、式 (12) を用いて式 (11) から V を消去する。

$$\frac{d\lambda}{dF_{brake}} = \frac{1}{aN_e} \frac{1}{1 + \frac{M_w V_{w0}}{a(1+\lambda_0)} \frac{1}{N_e s}} \quad (13)$$

ただし、

$$\frac{1}{N_e} = \frac{1}{N} \frac{1}{1 + (1 + \lambda_0) P_w} \quad (14)$$

$$P_w = \frac{M_w}{M} \quad (15)$$

とする。これにより F_{brake} から λ までの伝達関数は、駆動輪速度 V_{w0} に比例する一次遅れの形へ線形化される。

4.2 電気モータを用いたスリップ率制御の設計

前節における議論より、車両の制動時における動特性は、

$$\frac{d\lambda}{dF_{brake}} = \frac{1}{aN_e} \frac{1}{1 + \tau_r} \quad (16)$$

$$\tau_r = \frac{M_w V_{w0}}{a(1 + \lambda_0) N_e} \quad (17)$$

である。本節では、スリップ率制御器を駆動輪速度 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。この制御器の伝達関数を、 $C(s)$ とすると

$$C(s) = K_P + \frac{K_I}{s} \quad (18)$$

となる。この時、 λ^* から λ までの伝達関数は、

$$\begin{aligned} \frac{\lambda}{\lambda^*} &= \frac{C(s)P(s)}{1 + C(s)P(s)} \\ &= \frac{\frac{K_P}{aN_e \tau_r} s + \frac{K_I}{aN_e \tau_r}}{s^2 + \left(\frac{K_P}{aN_e \tau_r} + \frac{1}{\tau_r} \right) s + \frac{K_I}{aN_e \tau_r}} \end{aligned} \quad (19)$$

となる。ここで、制御系の極を x とすると、PI 制御器 $C(s)$ のパラメータは、

$$K_I = \frac{x^2 M_w V_w}{1 + \lambda^*} \quad (20)$$

$$K_P = -aN_e - \frac{2x M_w V_w}{1 + \lambda^*} \quad (21)$$

となる。このスリップ率制御器の有効性は、文献 [3] において実証されている。しかし、ハイブリッド自動車に搭載されている電気モータは小容量である為、十分な制動トルクを發揮できない場合や、出力飽和によるワインドアップ現象を生じ、不安定状態に陥ることがある。その様子を図 4.a に示す。また油圧アクチュエータの応答特性を、時定数 $\tau_{abs} = 50[\text{ms}]$ の一次遅れと近似した上で、油圧アクチュエータのみでスリップ率制御を行った場合のシミュレーション結果を、図 4.b に示す。図 4.b より、油圧アクチュエータのみでスリップ率制御を行う ABS はスリップ率 λ が振動的になることがわかる。現行の ABS は基本的に、タイヤの空転検出を検知し油圧アクチュエータ入力の on/off を切り替える、という bang-bang 制御を行っている。よってその応答特性は、一次遅れの他に無駄時間なども含まれていると考えられる。つまり現行の ABS の制御性は、図 4.b におけるシミュレーションと比較して、更に低いものであるといえる。

そこで次節以降、2 段アクチュエータ型のハードディスクの位置決め制御を参考に、単独では優れた制動性能が得られない 2 種類のアクチュエータによる協調制御系を検討する。

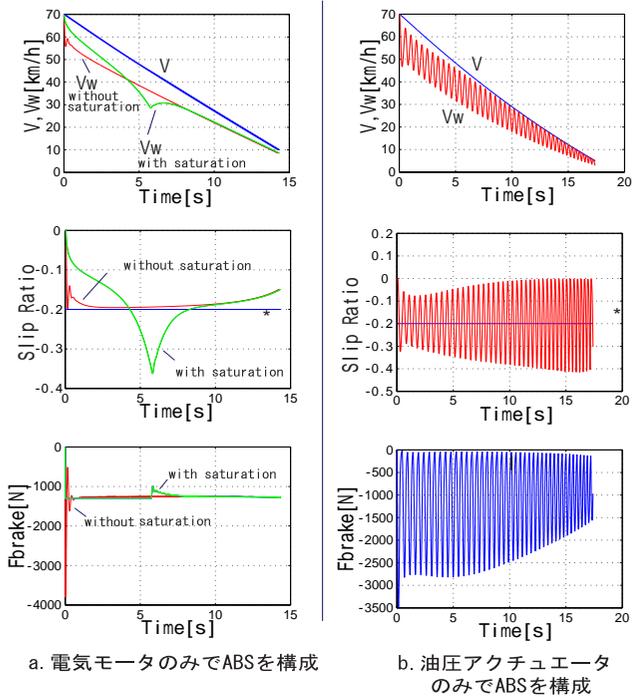


図 4: 単独のアクチュエータでスリップ率制御を行ったシミュレーション結果

4.3 PQ-method を用いて協調制御を行なう ABS の提案

4.3.1 2 段アクチュエータ型のハードディスクの制御方式の概要

ハードディスクでは、高密度に記録された情報へ高速でアクセスするために、アクチュエータによって駆動される磁気ヘッドを目的のトラックへ高速に移動させ、目的のトラック中心に高精度に追従させる高度な応答能力が要求される。こういった要求

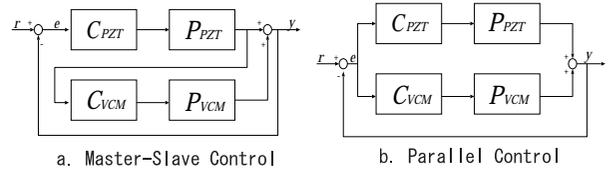


図 5: 2 段アクチュエータシステム

を満たすために、通常のボイスコイルモータを用いたアクチュエータの先端に、圧電素子による微動アクチュエータを取り付け、2 段アクチュエータの機構制御問題として問題を捉えるアプローチがなされている。

2 段アクチュエータ型のハードディスクの位置決め制御には、Master-Slave Control (図 5.a)、Parallel Control (図 5.b) など様々な制御系の形が提案されており、それぞれ位置決め精度が向上することが実験によって検証、報告されている [4][5][6][7]。Parallel Control 型の制御系の設計手法として PQ-method と呼ばれる手法の提案がなされている [7]。

4.3.2 2 段アクチュエータ型のハードディスクにおける PQ-method

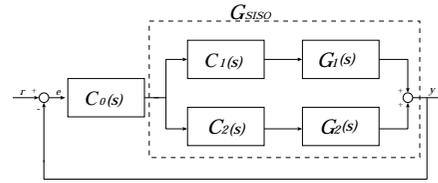


図 6: ハードディスクに PQ-method を適用する際のブロック図

PQ-method とは Parallel Control 型の制御系を設計する際に、2 種類のアクチュエータの干渉性を考慮しつつ、それぞれのアクチュエータの制御器を決定する手法である。ここでは、 C_1G_1 を圧電素子を用いた微動ステージ系、 C_2G_2 をボイスコイルモータを用いた粗動ステージ系とする。

制御器の設計にあたり、まず図 6 における G_{SISO} を決定する。 G_{SISO} は、式 (22) で表される。

$$G_{SISO} = C_1G_1 + C_2G_2 \quad (22)$$

G_{SISO} を決定するにあたり P、Q を式 (23)-(25) のとおりに定義する。

$$\frac{G_2C_2}{G_1C_1} = PQ \quad (23)$$

$$P = \frac{G_2}{G_1} \quad (24)$$

$$Q = \frac{C_2}{C_1} \quad (25)$$

G_{SISO} の開ループにおける安定性は、式 (26) の根を考慮することで補償される。

$$1 + \frac{G_2C_2}{G_1C_1} = 1 + PQ = 0 \quad (26)$$

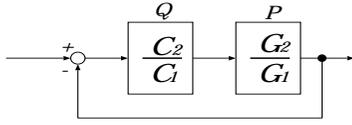


図 7: PQ Feedback system

また式 (26) は、図 7 の特性方程式と等しいため、図 7 の系の安定性を補償することで G_{SISO} の開ループにおける安定性を確保する。ここで PQ のゲインは、以下の式 (27)-(29) のとおりになるべきである。

$$|PQ| \ll 1 \quad (27)$$

(高周波数帯：電気モータが主として動作)

$$= 1 \quad (28)$$

(中間周波数帯：それぞれが同程度動作)

$$\gg 1 \quad (29)$$

(低周波数帯：油圧アクチュエータが主として動作)

式 (27)-(29) のようにすることで、2 種類のアクチュエータの作動周波数帯を分離することが可能となる。また $|PQ| = 1$ 、すなわち 2 種類のアクチュエータのゲインが等しくなる周波数帯において、2 種類のアクチュエータの位相が甚だしく異なる状況は好ましくない。この状況下において、2 種類のアクチュエータは有害な干渉をする。これを防ぐために、PQ の位相余裕を 60° 以上確保する。

以上のことを考慮して P、Q を決定する。P はプラントに依存し既知である。Q = C_2/C_1 であるため Q を C_1, C_2 に分割する。実現可能であれば $C_1=1$ とする。このように PQ、すなわち G_{SISO} を決定する。最後に G_{SISO} に対して制御器 C_0 を設計し、2 段アクチュエータの位置決め制御系とする。

4.4 ABS への PQ-method の適用

前節で述べた、2 段アクチュエータ型ハードディスクに適用した PQ-method を、ABS へ適用する。最初に制御系を設計しやすくするために、油圧アクチュエータの伝達関数を一次遅れと近似する。よって P は、式 (30) となる。

$$P = \frac{G_{abs}}{G_{motor}} = \frac{1 + \tau_{motor}s}{1 + \tau_{abs}s} \quad (30)$$

この P に対して、Q の検討を行う。ここでは Q は比例制御と位相遅れ補償によって実現する。

$$Q = K_P \frac{1 + Ts}{1 + \alpha Ts} \quad (31)$$

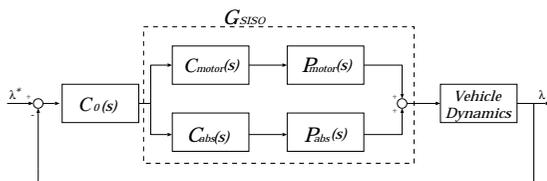


図 8: ABS へ PQ-method を適用する際のブロック図

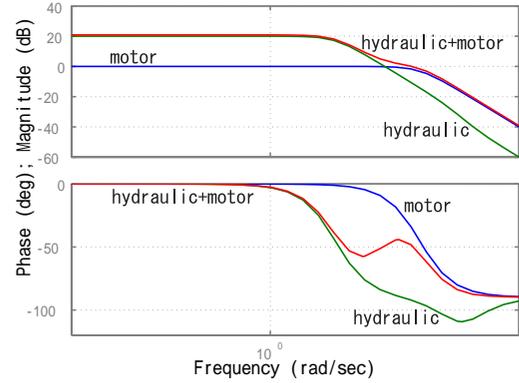


図 9: 油圧アクチュエータと電気モータのボデー線図

この Q に対して C_{motor}, C_{ABS} を式 (32),(33) のとおりに分割する。

$$C_{motor} = 1 \quad (32)$$

$$C_{ABS} = K_P \frac{1 + Ts}{1 + \alpha Ts} \quad (33)$$

このとき、設計した G_{SISO} のボデー線図を図 9 に示す。前節における 2 段アクチュエータ型ハードディスクにおいては、 G_{SISO} の出力がディスクヘッドの位置となるため C_0 を設計する必要がなかった。しかし、ABS においては図 8 に示すように、 G_{SISO} の出力はブレーキトルク F_{brake} であり、スリップ率 λ ではない。よって車体のダイナミクスを考慮した上で C_0 を設計する必要がある。ここで、車体の伝達関数 $P(s)$ は式 (11) の近似式を用いる。図 10 における $G_{SISO}P(s)$ の低周波数帯のゲインを稼ぐべく $C_0(s)$ を設計する。 $C_0(s)$ は PI 制御器を適用する。

$$C_0(s) = (K_{P2} + \frac{K_I}{s}) \quad (34)$$

$C_0(s)$ を適用した結果、制御系全体のボデー線図は図 10 のとおりになる。

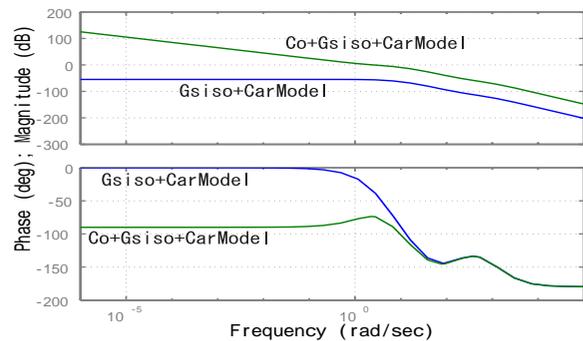


図 10: $C_0(s)G_{SISO}(s)P(s)$ のボデー線図

4.4.1 シミュレーション結果と考察

PQ-method を用いて設計した制御器 C_0G_{SISO} の有効性の検討を、シミュレーションにより行った。ただし、シミュレ

シオン開始後3秒間経過した時点において、路面状態 μ_{peak} を 0.5 → 0.2 と変化させた。その結果を図 11 に示す。スリップ率 λ の目標値追従性は良好である。2種類のアクチュエータ間における有害な干渉も見られない。また、路面状態の変化後も不安定状態に陥ることなく動作している。

ところで、油圧系統において最終的に制動トルクをホイールへ与えるのはブレーキパッドである。このパッド表面の状態などによって、油圧系統より伝達されるブレーキトルクには不確かさが生じる。その影響をここで示す。不確かさが生じるのは油圧系統からのトルクのみである。そこで、油圧アクチュエータのトルク指令値の 1.2 倍のトルクがホイールに与えられたとして、シミュレーションを行った。その結果を図 12 に示す。油圧アクチュエータ側の出力誤差の影響は見受けられず、不安定状態には陥らない。よって油圧系統の不確かさは、提案する ABS の制動性能にはほとんど影響しない。

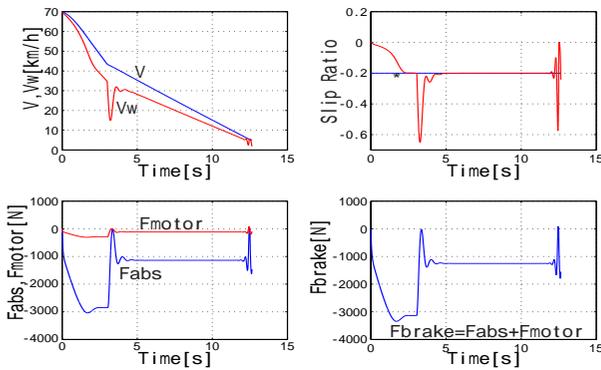


図 11: PQ-method を用いた協調制御系のシミュレーション結果

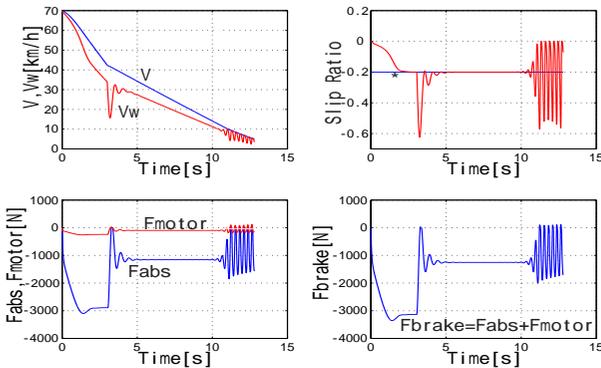


図 12: 油圧式系統の不確かさを考慮したシミュレーション結果

4.5 フィルタによる周波数分離を用いた協調制御を行った ABS の設計

前節では、PQ-method を適用することで油圧アクチュエータと電気モータのゲインが等しい中間周波数帯における、それぞれの位相が大きく異なることがない協調制御系を提案した。その結果、2種類のアクチュエータの干渉性を考慮した協調制御系となった。しかし、中間周波数帯における干渉性を考慮するための制御を施したために制御系の他の部分に無理が生じている可能性がある。また協調制御系の設計がやや複雑であるために、さらに上位の設計を行う際に困難が伴うと思われる。

そこで本節において、中間周波数帯における位相が大きく異なることによる相互干渉を許すかわりに、更に簡単な協調制御系の設計法を提案する。

4.5.1 フィルタによる周波数分離を用いた協調制御系の設計

本提案手法では、まず 2 種類のアクチュエータの伝達特性を、

$$P_{motor} = P_{abs} = 1 \quad (35)$$

と仮定する。その上で、2種類のアクチュエータ固有の制御器の関係を、

$$C_{motor} + C_{abs} = 1 \quad (36)$$

とする。油圧アクチュエータの伝達特性を、1 と仮定するのは強引である。しかし、 C_{abs} を油圧アクチュエータが低周波数帯のみで動作するように設定することで、不安定になることを防ぐ。このように設計した C_{motor}, C_{ABS} は、式 (37), (38) のとおりである。

$$C_{motor} = \frac{s}{s+1} \quad (37)$$

$$C_{abs} = \frac{1}{s+1} \quad (38)$$

しかし式 (37), (38) をそのまま採用すると、電気モータは低周波帯において全くトルクの負担をしない。電気モータの出力トルクに上限があるという側面はあるが、エネルギー回生の観点から好ましいことではない。そこで低周波帯においても電気モータにトルクを負担させるべく C_{motor} を、

$$C_{motor} = \frac{s+0.1}{s+1} \quad (39)$$

とする。このように C_{motor} で低周波帯域でのゲインを調節することで制動によるエネルギー回生効率を容易に設定することができる。式 (39) を採用し、エネルギー回生効率を 10% とした場合の G_{SISO} のボード線図を図 13 に示す。この時、 $G_{SISO} = 1$ となるので C_0 は車体のダイナミクス $P(s)$ にみに対して設計すればよい。これは 4.2 で検討した条件と同じなので、 C_0 は式 (18)-(21) で用いた駆動輪速度 V_w に比例する可変ゲインの PI 制御器を用いればよい。

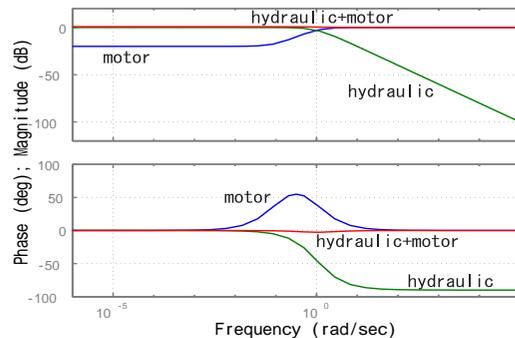


図 13: エネルギー回生効率を 10% とした場合のボード線図

4.6 シミュレーション結果と考察

フィルタによって、周波数分離を実現した協調制御系の有効性の検討を、シミュレーションにより行った。PQ-methodの際と同じく、シミュレーション開始後3秒経過した時点で路面状態 μ_{peak} を 0.5 → 0.2 と変化させた。その結果を図 14 に示す。PQ-method を用いた制御系のシミュレーション結果、図 11 と比較して、電気モータが微動アクチュエータとして動作し、油圧アクチュエータが粗動アクチュエータとしてゆっくりと大きな出力をするという役割分担が明確である。路面状態の変化後は電気モータが正方向トルクを出力し、空転状態からの素早い脱出を実現している。正方向トルクを出力することは、油圧アクチュエータには不可能である。また、油圧アクチュエータの動作指令の低速化が実現されているため、指令通りに実際の油圧アクチュエータに動作させることが容易である。

また前節と同じく、油圧システムにより伝達されるブレーキトルクの不確かさの影響を調べるために、油圧アクチュエータのトルク指令値の 1.2 倍のトルクがホイールに与えられたとして、シミュレーションを行った。その結果を図 15 に示す。PQ-method を用いた提案手法と同じく、油圧アクチュエータ側の出力誤差の影響は現れず、不安定状態には陥らない。よって油圧システムの不確かさは、提案する ABS の制動性能にはほとんど影響しない。

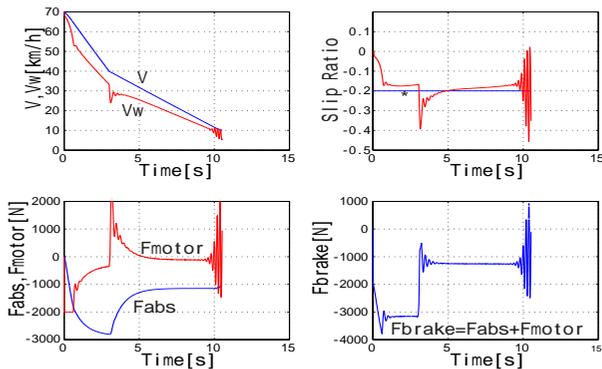


図 14: フィルタを用いた協調制御系のシミュレーション結果

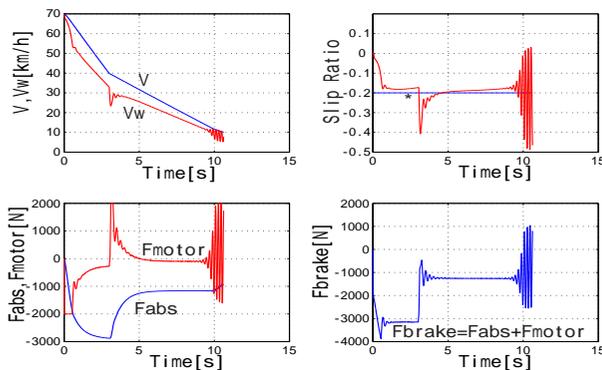


図 15: 油圧システムの不確かさを考慮したシミュレーション結果

5 結論

ハイブリッド自動車に限らず、ほとんどの電気自動車には回生ブレーキが油圧ブレーキと共に用いられている。本論文では、ハードディスクの制御に用いられる PQ-method を応用して、電気モータと油圧アクチュエータの協調制御系を設計した。PQ-method を用いた ABS は、2 種類のアクチュエータのゲインが等しい中間周波数帯においてそれぞれの位相が反転することのない、相互干渉性を考慮した ABS である。

しかし、制御対象が自動車であることを考慮すると、PQ-method のように厳密に相互干渉性を考慮する必要はないと考え、フィルタによる周波数分離を用いた協調制御系を提案した。この手法は、2 種類のアクチュエータの作動周波数帯を分離することのみを目的とし、比較的容易に制御系を設計することができた。また、制動性能も十分なものが得られた。

今後は ABS のパラメータに対する改善効果の依存性や、電気自動車の優位性を実証するべく製作した実験車両 (図 16) による実験的検討を行う必要がある。

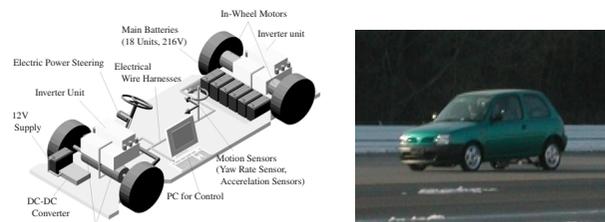


図 16: 4 輪独立駆動が可能な電気自動車『東大三月号 II』

参考文献

- [1] Hiroyuki Watanabe, "The Keyword of for the 21st Century -Hybrid-", The opening session of EVS17, 2000.
- [2] 坂井真一郎, 堀洋一 "油圧 ABS と協調した回生ブレーキ制御による空転防止効果の改善", 平成 12 年電気学会産業応用部門大会講演論文集, Vol. 1, pp. 557-560, 2000.
- [3] 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.
- [4] 大槻治明, 森健次, 宗本隆幸, 赤城協 "磁気ディスク装置 2 ステージアクセスサーボ系のトラック追従制御", 電子情報通信学会論文誌 C-2, Vol .J75-C-2 No. 11 pp. 653-662, 1992.
- [5] Ding J., Numasato H., Tomizuka M., "Single/Dual-rate Digital Controller Design for Dual Stage Track Following in Hard Disk Drives", AMC2000-NAGOYA, pp. 80-85, 2000.
- [6] L.-S. Fan, H. H .Otesen, T. C. Reiley, R. W. Wood, "Magnetic recording head positioning at very high track densities using a microactuator-based, two-stage servo system", 42, 3, pp. 222-233, 2000.
- [7] Steven J.Schroeck, William C.Messner., "On Controller Design For Linear Time-Invariant Dual-Input Single-Output Systems", AACC1999, pp. 4122-4126, 1999.
- [8] 安部正人, 『自動車の運動と制御』, 山海堂, 1992.