

- 卒業論文 -

電気自動車における  
DYC と AFS の非干渉制御

平成14年2月13日提出

指導教官: 堀 洋一 教授

東京大学工学部電気工学科

00544 長瀬 啓明

## 内容梗概

現在、自動車において安全性に対する要求の向上から車両姿勢制御技術の開発が進み、さまざまな制御器が実装されるようになってきている。本論文では電気モータが駆動源である電気自動車において、電気モータの優れた応答特性を生かすことで、より高度な車両の2次元運動制御を、ヨーモーメント制御とアクティブ前輪操舵制御の非干渉化によって実現することを提案する。車両の2次元運動の安定化には車体すべり角とヨーレートという二つの状態量を制御することが重要であり、制御入力も二つあることが望ましい。しかし、車体すべり角とヨーレートは互いに干渉し合う状態量であるため、制御系の設計が困難となっている。ここでは、車体すべり角とヨーレートを非干渉化することを検討する。これにより1入力1出力の制御器を二つ用意することで、高度な車両姿勢制御ができることになる。本論文では制御入力を前輪の補償舵角と車両の各輪の制駆動力の差から発生するヨーモーメントとし、それぞれ車体すべり角とヨーレートを制御する制御器の設計を行う。また、車体すべり角とヨーレートの非干渉化により、その二つの制御器を用いた車両姿勢制御の制御効果をシミュレーションによって検証する。

# 目次

第 1 章	序論	1
1.1	研究の背景	1
1.2	研究の目的	1
第 2 章	車両の 2 次元運動のモデル化	3
2.1	車両の前後運動の定式化	3
2.2	車両の 2 次元運動と 4 輪モデル	4
2.3	車両の 2 次元運動の線形 2 輪モデル化	6
2.4	$\lambda$ -Method 法を用いたタイヤに発生する力の算出	8
2.5	シミュレーションモデルの作成	9
第 3 章	車体すべり角 $\beta$ とヨーレート $\gamma$ の非干渉化と車両姿勢制御	11
3.1	車体すべり角 $\beta$ とヨーレート $\gamma$ の制御における制御入力	11
3.2	$\beta$ の制御と $\gamma$ の制御の非干渉化	12
3.3	フィードバック制御による非干渉化	13
第 4 章	DYC と AFS のフィードバックコントローラ的设计	15
4.1	AFS のコントローラ的设计	15
4.2	AFS による定速旋回のシミュレーション	17
4.3	DYC のコントローラ的设计	18
4.4	DYC による定速旋回のシミュレーション	20
4.5	フィードバックによる非干渉制御のシミュレーション	20
第 5 章	さらなる非干渉化の提案	23
5.1	互いの入力を考慮した非干渉化	23
5.2	前置補償器による非干渉化	24
第 6 章	まとめと今後の課題	25
6.1	まとめ	25
6.2	今後の課題	25
6.2.1	車速に変なコントローラ的设计	25
6.2.2	非干渉化の改善	25
6.2.3	実車両における実験	25
	謝辞	28
	参考文献	29
	発表文献	30

# 第1章 序論

## 1.1 研究の背景

近年の低環境負荷型の自動車開発競争は激化の一途をたどっている。これらの自動車の開発コストの増加が各自動車メーカーの大規模な再編につながっているということもできる。

この状況の背景として消費者の環境やエネルギー問題に対する意識の高まりが挙げられるが、自動車メーカーにとって直接の契機は、1980年にアメリカ合州国のカリフォルニア州で制定された、ZEV(Zero Emission Vehicle)法である。この法律は同州の空気汚染の原因が自動車にあることから制定され、主な内容は以下のような厳しいものであった。

- 各自動車メーカーは1998年に同州で販売される自動車台数の2%、2003年までに10%を環境汚染物質を全く、あるいは殆ど排出しない自動車にしなければならない
- この数字を達成できなかった自動車メーカーは、販売台数に応じて罰金を払わなければならない

このZEV法により、各メーカーは公害を排出しない車として電気自動車の開発に本格的に乗り出し、アメリカ国内の他の州もこれに追従した。

そして、トヨタ自動車のガソリンエンジンと電気モータのハイブリッド車「プリウス」が、電気自動車として初めて商業ベースに乗り、市場で競争力を持つことを示した。一般の消費者に受け入れられたという事実が、さらに自動車メーカーの開発競争を刺激したことは言うまでもない。

電気自動車はその充電容量やエネルギー密度の問題により[1]、広く普及するにはまだ時間が必要であると思われる。しかし、燃料電池の技術革新も続き、それらの課題の克服が期待される。今後は電気自動車やハイブリッド車が低環境負荷型自動車の中心として、研究開発され市場投入されていくと考えられる。

また、自動車開発のもう一つの流れとして、安全性の要求が急速に高まってきている。従来の衝突安全などの受動的安全にとどまらず、危険を未然に防ぐアクティブセーフティの技術というものが研究されている。昨今では両姿勢を制御し、操縦安定性を高める制御機構を持つ車が増加している。

## 1.2 研究の目的

内燃機関に対する電気モータの長所として、主に以下のようなものが挙げられる[2]。

- トルク応答が正確かつ高速である
- 出力トルクを正確に把握することが容易である

- モータは小型化が可能であるから各輪に分散配置することが可能である

これらの長所から4輪ないしは2輪の制駆動力配分によって車両姿勢を制御するDYC(Direct Yaw Moment Control)という制御[3]の内燃機関車に比べての4輪独立駆動電気自動車の優位点は以下のようにまとめられる[4][5]。

- 非常に高速にヨーモーメントを発生させることができる
- 出力ヨーモーメントを正確に与えられるのでタイヤの限界付近での安定性が高まる
- 左右輪のうちの片側のみの制動、駆動が可能なので、大きなヨーモーメントを与えることができる
- 制動と駆動のアクチュエータが同一のため、同じ制御則で扱うことが可能である

従来の内燃機関車では、トルク応答は電気モータより2桁程度遅く、DYCを油圧ブレーキと特殊なデファレンシャルギアにより実現している。このように電気モータの特長はDYCのような制御に適している。

また、4WSのような操舵を制御して姿勢を安定化させるシステムは機構やコストの問題から、あまり多くの市販車に搭載されていない[6]。そこで多くの市販車が前輪のみを操舵することから、前輪の操舵のみを制御するAFS(Active Front Steering)という制御手法が考えられる。このAFSとDYCを組み合わせ、より高い操縦安定性の制御を実現するのが、本論文の目的である。

## 第2章 車両の2次元運動のモデル化

### 2.1 車両の前後運動の定式化

図 2.1 はタイヤ 1 輪を取り出したものであり、これを車両の 1 輪モデルという。タイヤ 1 輪に関する運動方程式は、

$$M \frac{dV}{dt} = F_x - T_r/r \quad (2.1)$$

$$J_\omega \frac{d\omega}{dt} = T_m - F_x r - T_r \quad (2.2)$$

となる。

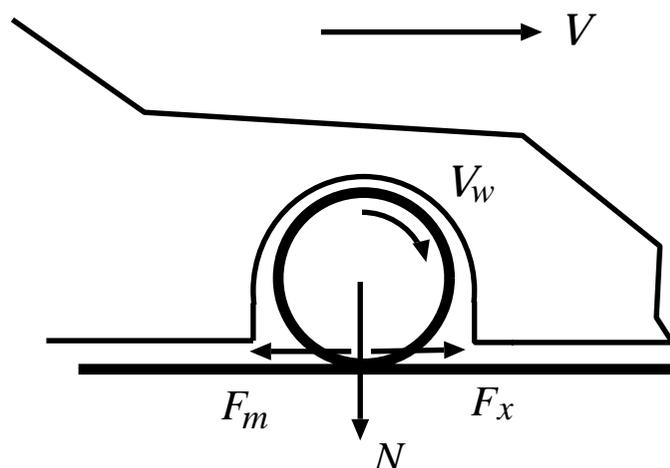


図 2.1: 車両の 1 輪モデル

但し、 $M$  は車両重量、 $V$  は車体速度、 $\omega$  は車輪の回転角速度、 $T_m$  はモータトルク、 $F_x$  は路面からタイヤに伝わる制駆動力であり、 $J_\omega$  は車輪部分の慣性、 $T_r$  はタイヤ回転に対する摩擦トルクである。ここで  $J_\omega$  の質量換算値  $M_\omega$  を、 $\omega$  の速度換算値を  $V_\omega$ 、 $T_m$ 、 $T_r$  の力換算値を  $F_m$ 、 $F_r$  として、

$$M_\omega = \frac{J_\omega}{r^2} \quad (2.3)$$

$$V_\omega = \omega r \quad (2.4)$$

$$F_m = T_m/r \quad (2.5)$$

のように定義すると、タイヤ 1 輪モデルの運動方程式は以下ようになる。

$$M \frac{dV}{dt} = F_x - F_r \quad (2.6)$$

$$M_\omega \frac{dV_\omega}{dt} = F_m - F_x - F_r \quad (2.7)$$

## 2.2 車両の2次元運動と4輪モデル

2次元モデルの構築に際して、まず路面を凹凸のない平面と仮定する。自動車の運動は前後、左右、上下とそれぞれの回転の6自由度の運動であるが、上下、ロール、ピッチの運動は無視すると、前後、左右、ヨーの3自由度となる。座標は車両に固定した座標系を用いるので、地面に固定した座標との変換を行う。

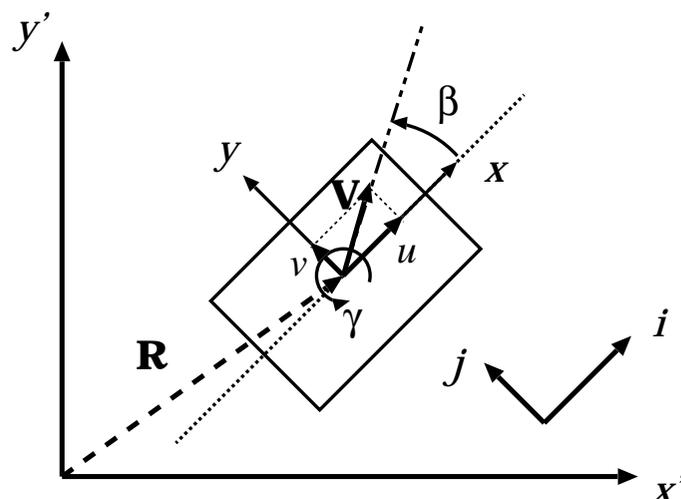


図 2.2: 座標の変換

図(2.2)のように座標軸を設定し、車両重心の位置ベクトルを  $R$ 、重心速度を  $V$  とおく。車両姿勢の方向と車両の進行方向のなす角を車両滑り角  $\beta$  という。

このとき

$$\dot{R} = u\mathbf{i} + v\mathbf{j} \quad (2.8)$$

$$\ddot{R} = \dot{u}\mathbf{i} + u\frac{d}{dt}\mathbf{i} + \dot{v}\mathbf{j} + v\frac{d}{dt}\mathbf{j} \quad (2.9)$$

となる。重心における  $z$  軸まわりの角速度をヨーレートといい、 $\gamma$  とすると、

$$\frac{d}{dt}\mathbf{i} = \gamma\mathbf{j}, \quad \frac{d}{dt}\mathbf{j} = -\gamma\mathbf{i} \quad (2.10)$$

と表せる。ゆえに

$$\ddot{R} = (\dot{u} - v\gamma)\mathbf{i} + (\dot{v} + u\gamma)\mathbf{j} \quad (2.11)$$

と書くことが出来る。ここで  $u$  と  $v$  を  $V$  と  $\beta$  で表し、 $\ddot{R}$  を  $a_x$  と  $a_y$  とに分けると、

$$a_x = -V \sin \beta (\dot{\beta} + \dot{\gamma}) + \dot{V} \cos \beta \quad (2.12)$$

$$a_y = V \cos \beta (\dot{\beta} + \dot{\gamma}) + \dot{V} \sin \beta \quad (2.13)$$

となり、以下は車両固定の座標で考えることができる。

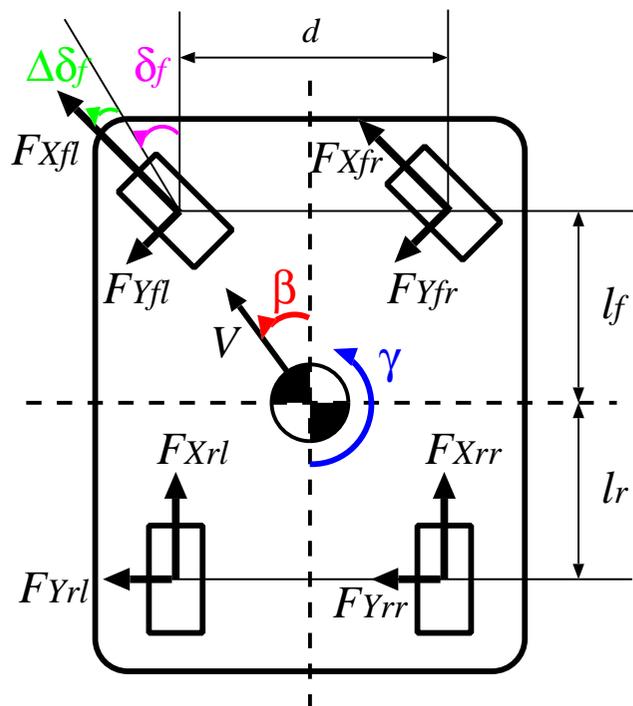


図 2.3: 車両の4輪モデル

前輪を操舵できる車両の2次元運動は図(2.3)のような4輪モデルで表される。車両の重心点に固定した座標系での車両の運動方程式は以下ようになる[7]。

$$M\dot{V} = F_{Xfr} + F_{Xfl} + F_{Xrr} + F_{Xrl} \quad (2.14)$$

$$MV(\dot{\beta} + \dot{\gamma}) = F_{Yfr} + F_{Yfl} + F_{Yrr} + F_{Yrl} \quad (2.15)$$

$$I\dot{\gamma} = l_f(F_{Yfr} + F_{Yfl}) - l_r(F_{Yrr} + F_{Yrl}) + N \quad (2.16)$$

$$N = \frac{d}{2}(F_{Xfr} - F_{Xfl} + F_{Xrr} - F_{Xrl}) \quad (2.17)$$

ただし、 $V$ は車速、 $M$ 、 $I$ はそれぞれ車両の重量、車両重心点回りの慣性モーメント、 $\beta$ と $\gamma$ は車体すべり角とヨーレート、 $F_X$ と $F_Y$ は各車輪で発生する制駆動力と横力であり、 $N$ は左右輪の制駆動力差から生じるヨーモーメントである。また、 $l_f$ と $l_r$ は車両重心点と前後輪車軸までの距離、 $d$ は左右のタイヤ間の距離である。

これらの方程式では車体すべり角 $\beta$ と前輪の舵角である $\delta_f$ は充分小さいものであるという近似をほどこしている。

タイヤの向きと進む方向のなす角であるタイヤすべり角 $\alpha$ は車両すべり角 $\beta$ とヨーレート $\gamma$ から以下のように決定される。

$$\alpha_{fr} = \frac{V\beta + l_f\gamma}{V + \frac{d}{2}\gamma} - \delta_f \quad (2.18)$$

$$\alpha_{fl} = \frac{V\beta + l_f\gamma}{V - \frac{d}{2}\gamma} - \delta_f \quad (2.19)$$

$$\alpha_{rr} = \frac{V\beta - l_r\gamma}{V + \frac{d}{2}\gamma} \quad (2.20)$$

$$\alpha_{rl} = \frac{V\beta - l_r\gamma}{V - \frac{d}{2}\gamma} \quad (2.21)$$

このような4輪モデルはシミュレーションモデルに用いられるが、非線形な方程式群となるため、運動の解析が非常に困難となる。そこで、2輪モデルを用い線形近似を行う。

### 2.3 車両の2次元運動の線形2輪モデル化

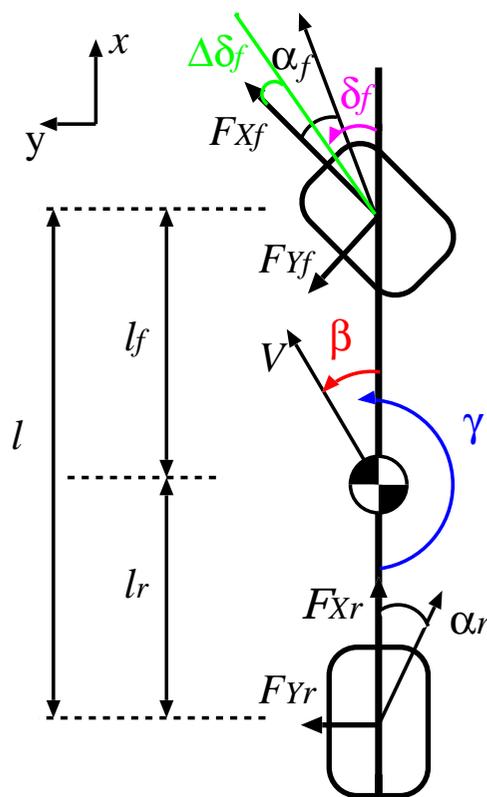


図 2.4: 車両の2輪モデル

これはヨーレート  $\gamma$  が車体速度  $V$  に対して小さく、車体すべり角  $\beta$  も小さいとき、左右のタイヤのすべり角が等しくなる近似である。この場合前輪のタイヤすべり角と後輪のタイヤすべり角をそれぞれ  $\alpha_f$ 、 $\alpha_r$  とおくと以下ようになる。

$$\alpha_f = \beta + \frac{l_f}{\gamma} - \delta_f \quad (2.22)$$

$$\alpha_r = \beta + \frac{l_r}{\gamma} \quad (2.23)$$

また、線形タイヤモデルというモデル化によって、タイヤに発生する横力  $F_Y$  はタイヤすべり角  $\alpha$  に比例する。また、この比例定数 CP はコーナリングパワーと呼ばれている。

$$F_Y = CP\alpha \quad (2.24)$$

これらより運動方程式は、

$$Ma_x = F_{Xf} \cos \delta_f - F_{Yf} \sin \delta_f + F_{Xr} \quad (2.25)$$

$$Ma_y = F_{Xf} \sin \delta_f + F_{Yf} \cos \delta_f + F_{Yr} \quad (2.26)$$

$$I\dot{\gamma} = -l_f F_{Xf} \sin \delta_f + l_f F_{Yf} \cos \delta_f - l_r F_{Yr} \quad (2.27)$$

のようになる。ここで(2.12)と(2.13)において、車速がほぼ一定かつ、 $\beta$ が非常に小さいとすると、 $\dot{V} = 0$ 、 $\sin \beta = \beta$ 、 $\cos \beta = 1$ と表せる。

さらに(2.25)、(2.26)、(2.27)において、前輪舵角も小さいとして、 $\sin \delta_f = 0$ 、 $\cos \delta_f = 1$ と表せ、以下のような最も簡単な形の車両運動方程式を導出できる。

$$MV(\dot{\beta} + \gamma) = F_{Yf} + F_{Yr} \quad (2.28)$$

$$I\dot{\gamma} = l_f F_{Yf} + l_r F_{Yr} \quad (2.29)$$

ここでタイヤすべり角の式(2.22)、(2.23)と線形タイヤモデルの式(2.24)を合わせると、

$$F_{Yf} = -C_f \left( \beta + \frac{l_f}{V} \gamma - \delta_f \right) \quad (2.30)$$

$$F_{Yr} = -C_r \left( \beta + \frac{l_r}{V} \gamma \right) \quad (2.31)$$

のように横力が定式化される。 $C_f$ 、 $C_r$ は前輪と後輪のコーナリングパワーである。これと(2.28)~(2.31)より以下のような線形2輪モデルの状態方程式を得られる。

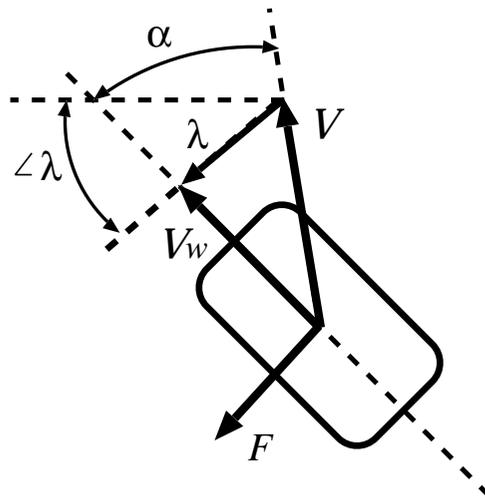
$$\dot{\mathbf{x}} = A\mathbf{x} + B u \quad (2.32)$$

但し、

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix}, u = \delta_f \quad (2.33)$$

$$A = \begin{bmatrix} -2\frac{C_f + C_r}{MV} & -1 - 2\frac{l_f C_f - l_r C_r}{MV^2} \\ -2\frac{l_f C_f - l_r C_r}{I} & -2\frac{l_f^2 C_f + l_r^2 C_r}{IV} \end{bmatrix} \quad (2.34)$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{2C_f}{MV} \\ \frac{2l_f C_f}{I} \end{bmatrix} \quad (2.35)$$

図 2.5:  $\lambda$ -Method のベクトル図

## 2.4 $\lambda$ -Method法を用いたタイヤに発生する力の算出

計算機上で  $V$ 、 $\beta$ 、 $\gamma$  を計算するには  $F_X$  と  $F_Y$  を求める必要があるが、本論文では  $\lambda$ -Method という手法を用いる。この手法は平面上でのタイヤのすべりベクトルを考慮することにより、旋回時にタイヤに発生する  $F_X$  と  $F_Y$  を同時に求めるものである。車体速度と車輪速度が一致していても、向きが異なればすべりベクトルが発生するため、制動や駆動を行わない旋回時にも  $F_X$  と  $F_Y$  を求めることができるのが特徴である。

図 (2.5) のようにタイヤの平面スリップベクトルを以下のように定義する。

$$\lambda = \frac{V_w - V}{\max(|V_w|, |V|)} \quad (2.36)$$

さらにタイヤにかかる力  $F$  は  $\lambda$  と平行であると考え、タイヤにかかる垂直荷重を  $W$  とすると、以下のようなになる。

$$F = \mu(|\lambda|)W \frac{\lambda}{|\lambda|} \quad (2.37)$$

ただし、 $\mu$  は路面摩擦関数である。このとき、タイヤすべり角を  $\alpha$  とすると、制駆動力  $F_X$  方向と横力  $F_Y$  方向の路面摩擦関数は式 (2.38)、式 (2.39) のように表され、 $F_X$  と  $F_Y$  を求めることができる。

$$\mu_X = \mu(|\lambda|) \sin(\angle\lambda) \quad (2.38)$$

$$\mu_Y = \mu(|\lambda|) \cos(\angle\lambda) \quad (2.39)$$

ただし、

$$|\lambda| = \sqrt{(K \sin \alpha)^2 + (1 - K \cos \alpha)^2} \quad (2.40)$$

$$\angle\lambda = \arctan\left(\frac{1 - K \cos \alpha}{K \sin \alpha}\right) \quad (2.41)$$

$$K = \frac{|V_w|}{|V|} \quad (2.42)$$

## 2.5 シミュレーションモデルの作成

車両姿勢制御の効果を検証するためにシミュレーションモデルの作成をした。シミュレーションモデルの概要を図 2.6 に示す。

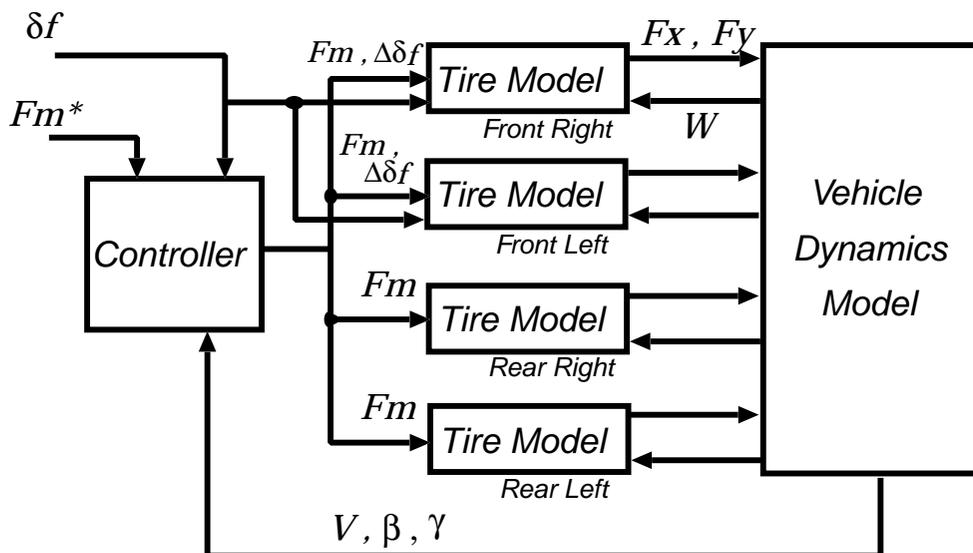


図 2.6: シミュレーションモデルの概要

車両の運動は前後、左右、垂直軸回りの回転の 3 自由度を考え、式 (2.14)、式 (2.15)、式 (2.16) より表した。車輪の運動に関しては式 (2.7) と  $\lambda$ -Method を用いて図 2.7 のようなモデルを作成している。

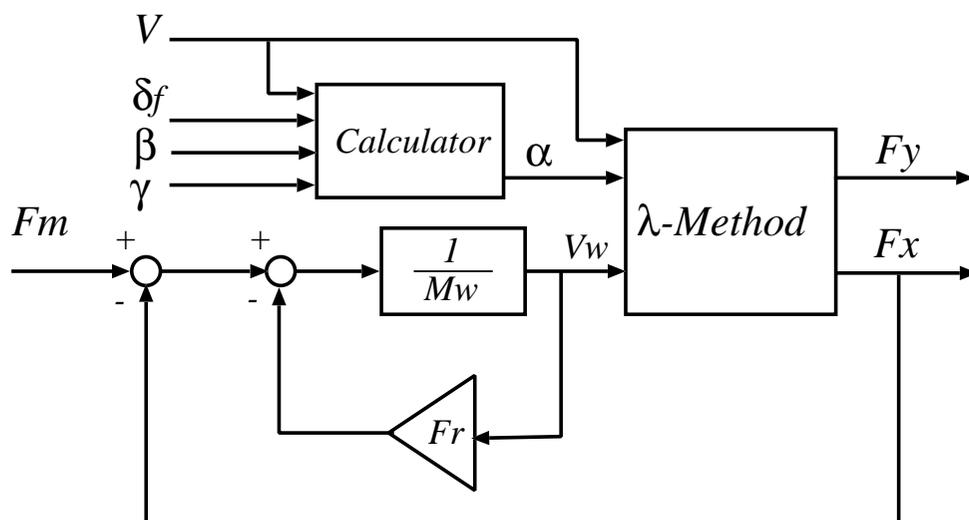


図 2.7: Tire Model の概要

また、加速度に応じた荷重変動は、実車両においてはサスペンションのバネ及びダンパの特性や車両の幾何的構造などにより決まるものであるが、ここでは重心の移動は前後左右方向の加速度に比例して生じるとして、重心位置に関する内分計算から各輪の荷重を計算するようにした。

車両重心点を原点とし、重心の位置  $(x, y)$  は加速度  $a$  に比例して変動するとする。

$$x = k_x a_x \quad (2.43)$$

$$y = k_y a_y \quad (2.44)$$

$N_{fr}$ 、 $N_{fl}$ 、 $N_{rr}$ 、 $N_{rl}$  をそれぞれ右前輪、左前輪、右後輪、左後輪にかかる荷重をすると、以下のような関係式が成り立つ。

$$\left(\frac{d}{2} - x\right) : \left(\frac{d}{2} + x\right) = N_{fl} : N_{fr} \quad (2.45)$$

$$\left(\frac{d}{2} - x\right) : \left(\frac{d}{2} + x\right) = N_{rl} : N_{rr} \quad (2.46)$$

$$\left(\frac{d}{2} - y\right) : \left(\frac{d}{2} + y\right) = N_{rr} : N_{fr} \quad (2.47)$$

$$\left(\frac{d}{2} - y\right) : \left(\frac{d}{2} + y\right) = N_{rl} : N_{fl} \quad (2.48)$$

$$N_{fr} + N_{fl} + N_{rr} + N_{rl} = Mg \quad (2.49)$$

また、路面摩擦関数として、式 (2.50) の Magic-Formula を用いている。

$$\mu(\lambda) = D \sin\left(C \tan^{-1} B\left((1 - E)\lambda + \frac{E}{B} \tan^{-1} B\lambda\right)\right) \quad (2.50)$$

前後方向と横方向での各パラメータは表 2.1 のようにした。

$\mu$	B	C	D	E
$\mu_x$	26.66	1.50	1.00	0.643
$\mu_y$	7.11	1.41	1.00	0.0815

表 2.1: Magic-Formula 内の各定数

シミュレーションに用いた各定数の値は表 2.2 の通りである。

$M$	車両重量	1100[kg]
$I$	車両慣性モーメント	3760 [kgm <sup>2</sup> ]
$d$	トレッド	1.35[m]
$l_f$	重心-前輪軸間の距離	1.00[m]
$l_r$	重心-後輪軸間の距離	1.36[m]
$M_\omega$	車輪慣性の質量換算値	37[kg]
$r$	車輪半径	0.26[m]
$F_r$	各輪の走行抵抗係数	107.8[Ns/m]

表 2.2: シミュレーションで用いた各定数

# 第3章 車体すべり角 $\beta$ とヨーレート $\gamma$ の非干渉化と車両姿勢制御

## 3.1 車体すべり角 $\beta$ とヨーレート $\gamma$ の制御における制御入力

前章で示したように車両の2次元運動は車速、車体すべり角 $\beta$ とヨーレート $\gamma$ の3自由度で考えることができる。車両姿勢が安定かどうかは $\beta$ と $\gamma$ の値によって判定されるため、車両姿勢を安定化するには $\beta$ と $\gamma$ を制御する必要がある。

$\beta$ と $\gamma$ をそれぞれ任意の値に制御するためには自由度の点から2入力にすることが望ましい。4輪の車両において考えられる制御入力には、

- ヨーモーメント  $N$
- 前輪補償舵角  $\Delta\delta_f$
- 後輪舵角  $\delta_r$

などがある。

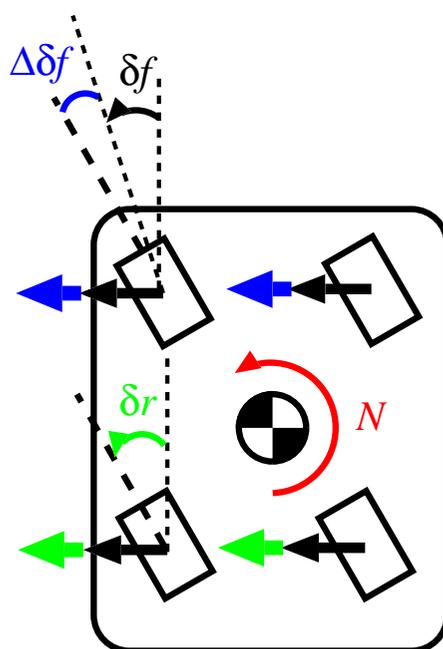


図 3.1: 4輪車における制御入力

ヨーモーメントを入力とする制御は左右輪の制駆動力差からヨーモーメントを発生させるDYC(Direct Yaw moment Control)と呼ばれる手法が一般的である。電気モータを制駆動源とする電気自動車においては、内燃機関車に比べてトルク応答が非常に高速であると

いう特徴を有し、また、制動と駆動を電気モータのみで実現できるので、DYCを用いるのに適しているといえる。

ドライバーの指令操舵角を補償する前輪補償舵角を制御入力とする制御はAFS(Active Front Steering)と呼ばれ、EPS(Electric Power Steering)による実現が考えられる。

後輪舵角を制御入力とする制御には4WS(4 Wheel Steering)やARS(Active Rear Steering)があるが、後輪を操舵する特別な機構が必要なことや大型車には搭載できないという理由から本格的な普及には至っていない。

本研究では電気自動車において正確かつ高速に発生できるヨーモーメント  $N$  と、前輪補償舵角  $\Delta\delta_f$  を制御入力として制御系を設計する。

## 3.2 $\beta$ の制御と $\gamma$ の制御の非干渉化

車両の線形2輪モデルにおいて、 $N$  と  $\Delta\delta_f$  を入力とした場合の状態方程式は式(3.1)のようになる。

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + H\delta_f \quad (3.1)$$

但し、

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix}, \quad \mathbf{u} = \begin{bmatrix} \Delta\delta_f \\ N \end{bmatrix}, \quad H = \begin{bmatrix} \frac{2C_f}{MV} \\ \frac{2C_f l_f}{I} \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -2\frac{C_f+C_r}{MV} & -1 - 2\frac{l_f C_f - l_r C_r}{MV^2} \\ -2\frac{l_f C_f - l_r C_r}{I} & -2\frac{l_f^2 C_f + l_r^2 C_r}{IV} \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \frac{2C_f}{MV} & 0 \\ \frac{2l_f C_f}{I} & \frac{1}{I} \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

これらの式から分かるように  $N$  と  $\Delta\delta_f$  は  $\beta$  と  $\gamma$  双方に影響を与える。このことは  $\beta$  と  $\gamma$  の制御系を設計する際に、両者の干渉を考慮に入れなければならないことを示している。そのため、車両の2次元運動制御は困難である。

2入力2出力の制御系でのDYCとAFSの協調制御を提案している研究もある[8]。しかし、本研究では制御系の設計の見通しをよくするために入出力関係の非干渉化を行うことを提案する。

入出力の非干渉化をすることで1つの制御対象につき1つの入力を制御すればよく、1入力1出力の見通しのよい設計になる。

そこで、制御対象と入力の組合せをどのようにするのが制御効果が高いかを調べるために、線形2輪モデルの状態方程式(3.1)から求めた  $N$  と  $\Delta\delta_f$  から  $\beta$  と  $\gamma$  への伝達関数の周波数特性を示した。図3.2、図3.3は車速が25[m/s]のときのものであり、図3.4、図3.5は車速が10[m/s]のときのものである。

それぞれの車速において、カットオフ周波数はどの伝達関数の場合もほぼ同じとなっている。また、カットオフまでの周波数帯における  $N$  からのゲインと  $\Delta\delta_f$  からのゲインは、 $\beta$  への伝達関数の場合と  $\gamma$  への伝達関数の場合のどちらも100[dB]程度の違いであり、ど

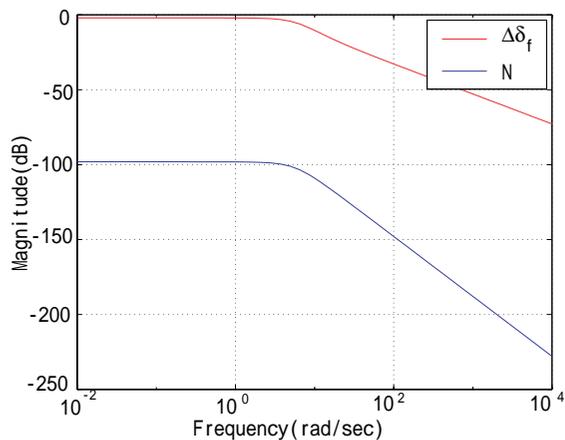


図 3.2:  $\beta$  への伝達関数 ( $V=25\text{m/s}$ )

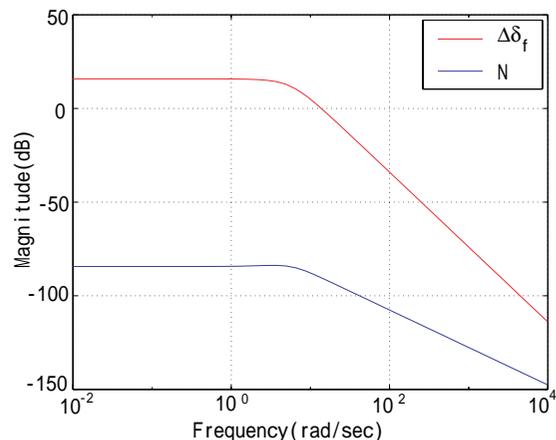


図 3.3:  $\gamma$  への伝達関数 ( $V=25\text{m/s}$ )

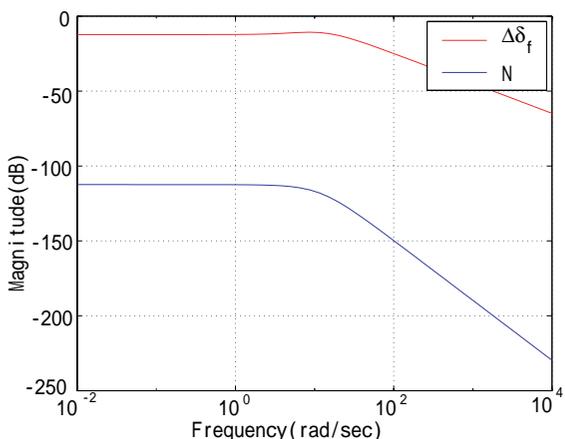


図 3.4:  $\beta$  への伝達関数 ( $V=10\text{m/s}$ )

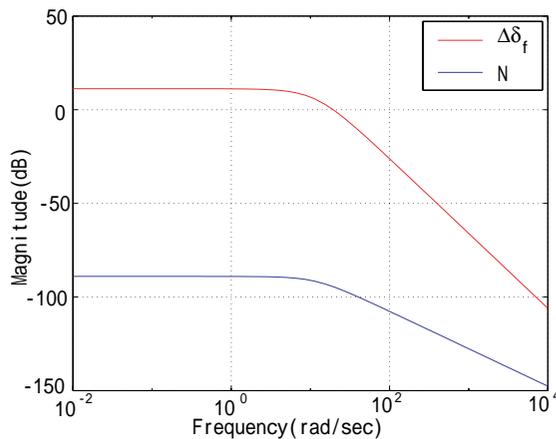


図 3.5:  $\gamma$  への伝達関数 ( $V=10\text{m/s}$ )

の入力がどの制御量に対して効果的かを言及することはできない。しかし、どちらの車速においてもカットオフ周波数帯より高い周波数においては、 $\beta$  への伝達関数の場合は  $\Delta\delta_f$  の方がゲインの低下が抑制されていて、 $\gamma$  への伝達関数の場合は  $N$  の方がゲインの低下が抑制されている。したがって、この周波数特性からは  $\beta$  の制御入力を  $\Delta\delta_f$  とし、 $\gamma$  の制御入力を  $N$  とする方がよいということがわかる。

よってDYCは $\gamma$ 制御器とし、AFSは $\beta$ 制御器として、制御系を設計する。

### 3.3 フィードバック制御による非干渉化

DYCとAFSの非干渉化としてもっとも基本的な方法はDYCとAFSをそれぞれフィードバック制御として設計する方法である。DYCとAFSの互いの干渉はそれぞれにとって外乱のように働くが、フィードバックループにより抑圧しながら、目標値に追従しようとすると考えられる。図3.6はDYCとAFSのフィードバック制御のブロック図である。

$C_1$ と $C_2$ はそれぞれAFSとDYCのコントローラであり、 $C_d$ はコントローラから出力されたヨーモーメントと操縦者の指令する制駆動力から各輪の制駆動力を算出するコントローラである。

非干渉化のさらなる改良については第5章で述べるとし、次章ではDYCとAFSのフィードバック制御系の設計を行う。

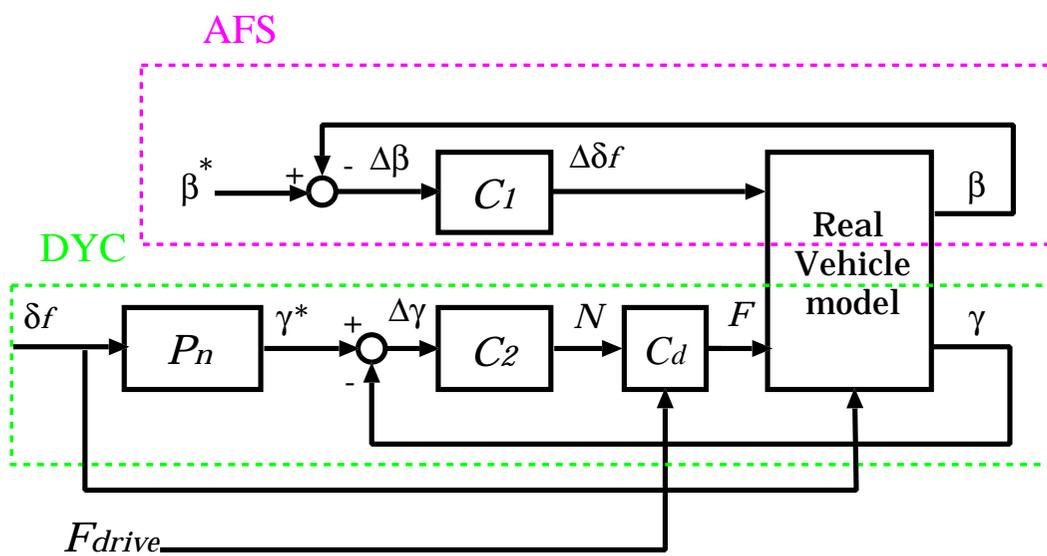


図 3.6: AFS と DYC のよる非干渉制御のブロック図

# 第4章 DYCとAFSのフィードバックコントローラ的设计

本章では最初に AFS のフィードバックコントローラ的设计を行い、次に DYC のフィードバックコントローラ的设计を行う。そして、それぞれ制御効果のシミュレーションによる検証を行い、AFS と DYC の非干渉制御のシミュレーションによる検証を行う。

## 4.1 AFS のコントローラ的设计

フィードバック型 AFS のブロック図は図のようになる。

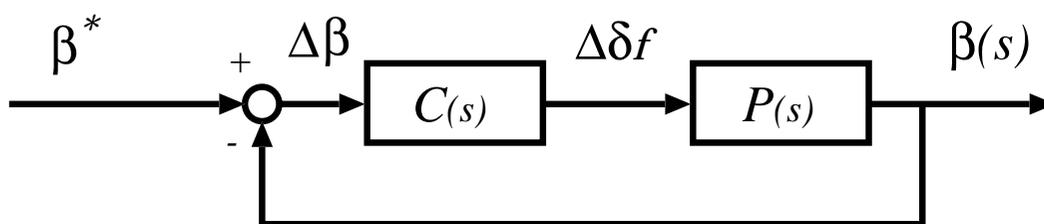


図 4.1: フィードバック型 AFS の構成

$C(s)$  の设计のためにプラントの伝達関数を線形 2 輪モデルの状態方程式 (2.32) より求めると以下のようにになる。

$$P(s) = \frac{P_1(s)}{P_2(s)} \quad (4.1)$$

$$P_1(s) = \frac{2c_f}{MV}s + \frac{4}{MIV^2}(2l_f^2C_f^2 - (l_r^2 - l_f l_r)C_f C_r) + \frac{2}{I}l_f l_r \quad (4.2)$$

$$P_2(s) = s^2 + \frac{2}{MIV}((I + Ml_f^2)C_f + (I + Ml_r^2)C_r)s + \frac{4}{MIV^2}(l_f + l_r)^2 C_f C_r - \frac{2}{I}(l_f C_f - l_r C_r) \quad (4.3)$$

車速以外のパラメータを既知として、 $C(s)$  を PI 制御器とすると、

$$P(s) = \frac{\frac{a}{V}s + \frac{b}{V^2} + c}{s^2 + \frac{d}{V}s + \frac{e}{V^2} + f} \quad (4.4)$$

$$C(s) = K_P + \frac{K_I}{s} \quad (4.5)$$

ただし、

$$\begin{aligned} a &= \frac{2c_f}{M}, \quad b = \frac{4}{MI}(2l_f^2 C_f^2 - (l_r^2 - l_f l_r) C_f C_r), \quad c = \frac{2}{I} l_f l_r \\ d &= \frac{2}{MI}((I + Ml_f^2) C_f + (I + Ml_r^2) C_r) \\ e &= \frac{4}{MIV^2}(l_f + l_r)^2 C_f C_r, \quad f = -\frac{2}{I}(l_f C_f - l_r C_r) \end{aligned} \quad (4.6)$$

とする。また、目標値  $\beta^*$  から  $\beta$  への伝達関数は以下ようになる。

$$\frac{\beta}{\beta^*} = \frac{C(s)P(s)}{1 + C(s)P(s)} \quad (4.7)$$

この伝達関数の分母多項式を  $G(s)$  とおくと、

$$G(s) = s^3 + \left(\frac{d + aK_P}{V}\right)s^2 + \left(\frac{e}{V^2} + f + \frac{aK_I}{V} + K_P\left(\frac{b}{V^2} - c\right)\right)s + K_I\left(\frac{b}{V^2} - c\right) \quad (4.8)$$

分母多項式は3次式となり、変数は  $K_P$  と  $K_I$  の二つであるので、式(4.9)のように極を3重根として配置すると、自由度が足りないため、等式を満たす  $K_P$  と  $K_I$  を求めることができない。

$$G(s) = (s + \omega_n)^3 = s^3 + 3\omega_n s^2 + 3\omega_n^2 s + \omega_n^3 \quad (4.9)$$

真鍋の多項式では、2次の係数まで合わせることで、車速  $V$  をパラメータとした  $K_P$  と  $K_I$  を計算機などを用いて求めることも可能だが、非常に複雑な式となり現実的ではない。

そこで、簡単のため車速を一定として、真鍋の多項式を参考にして等価時定数  $\tau$  を変化させ、 $K_P$  と  $K_I$  の値を決めた。

$$G(s) = k(1 + \tau s + 0.4\tau s^2 + 0.08\tau s^3) \quad (4.10)$$

2次の係数までを真鍋の多項式に合うように設計したが、3次の係数はどの場合も安定条件を満たしている。

$\tau$	1	2	2.5	3.3	4
$K_P$	-0.306	0.281	0.419	0.560	0.6406
$K_I$	-1.151	-0.354	-0.237	-0.142	-0.099

表 4.1:  $V=25[\text{m/s}]$  のときの  $K_P$  と  $K_I$

$\tau$	1	2	4
$K_P$	-9.381	-8.560	-6.801
$K_I$	-10.09	-2.205	-0.382

表 4.2:  $V=10[\text{m/s}]$  のときの  $K_P$  と  $K_I$

## 4.2 AFSによる定速旋回のシミュレーション

次に、設計したコントローラを用いて、シミュレーションを行った。シミュレーションモデルと各パラメータは第2章で示したのを用い、真鍋の多項式の等価時定数 $\tau$ の値を変えて、制御なしの場合との比較をした。

目標車体すべり角 $\beta$ は通常0とされることが多いので、ここでも0とした。

初速25[m/s]で各輪に200[N]の駆動力を与えながら、3秒後に3[deg]の操舵を行ったときの車体すべり角 $\beta$ と $\gamma$ の変化をグラフに示したものが図4.2と図4.3である。

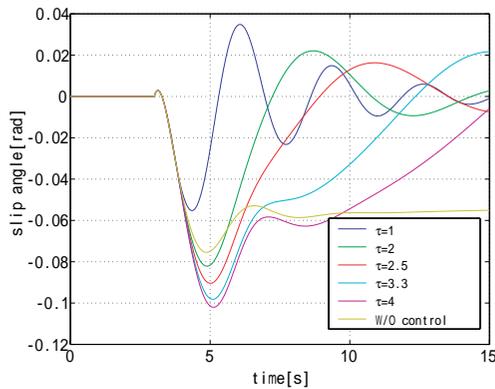


図 4.2:  $V=25$ [m/s] のときの  $\beta$

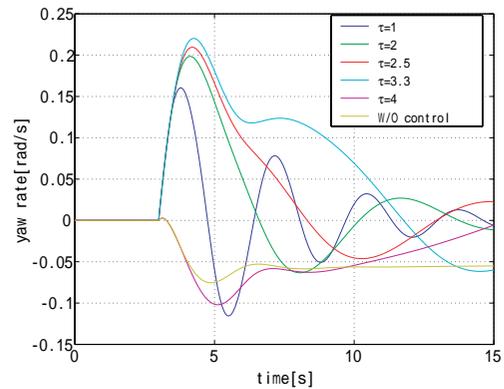


図 4.3:  $V=25$ [m/s] のときの  $\gamma$

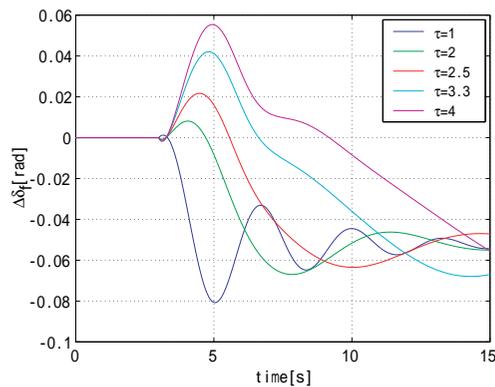


図 4.4:  $V=25$ [m/s] のときの  $\Delta\delta_f$

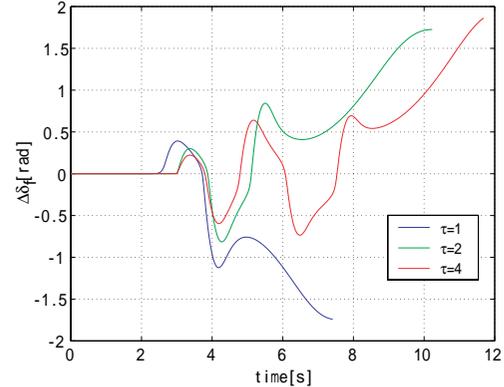


図 4.5:  $V=10$ [m/s] のときの  $\Delta\delta_f$

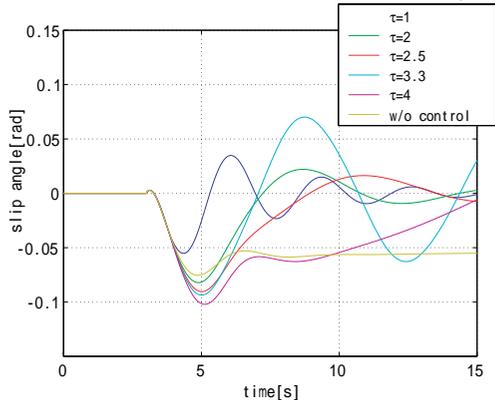


図 4.6:  $V=10$ [m/s] のときの  $\beta$

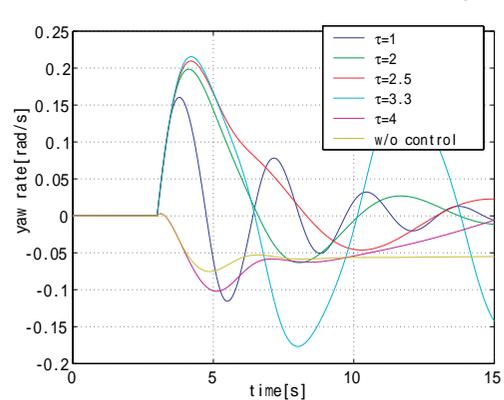


図 4.7:  $V=10$ [m/s] のときの  $\gamma$

制御なしの場合車速と $\beta$ はほぼ一定となっている。AFS適用の場合にはどの場合も $\beta$ が目標車体すべり角である0に向かっている。しかし、 $\tau$ の小さいときほど $\beta$ の値は大きくなるが振動的になっている。車両運動として考えると、 $\beta$ があまり振動的であることは

望ましくないので、 $\tau$ はあまり小さくしない方がよいと考えられる。

図 4.6 と図 4.7 は初速 10[m/s] で各輪に 130[N] の駆動力を与えながら、3 秒後に 3[deg] の操舵を行ったときの車体すべり角  $\beta$  とヨーレート  $\gamma$  の変化を示したものである。制御なしの場合は前のシミュレーション同様に車速と  $\beta$  が一定となる。しかし、AFS を適用するとの場合も  $\beta$  と  $\gamma$  大きく振動し、車両姿勢は不安定化している。また、前輪補償舵角が非常に大きな値になっている。

このことはコントローラのゲインが大きいため、前輪補償舵角も大きくなり、タイヤの非線形領域に入ってしまったことが原因であると考えれる。

また、コントローラのゲインが大きくなる原因はプラントの伝達関数として用いた線形 2 輪モデルの式 (4.4) の零点が車速を変化させると  $V=12.5$ [m/s] のときに 0 となるため、その付近の車速ではプラントの伝達関数の直流ゲインが非常に小さくなるからであると考えられる。この速度付近での AFS の設計には改善の余地があり、また、車速に可変なコントローラを比較的簡単なかたちで実現することは今後の課題であるといえる。

### 4.3 DYCのコントローラ的设计

DYC は Direct Yaw Moment Control の略称であり、左右輪に制駆動力差を生じさせ、車体にヨーモーメントを与え、それを制御入力として車両の運動制御をするものである。

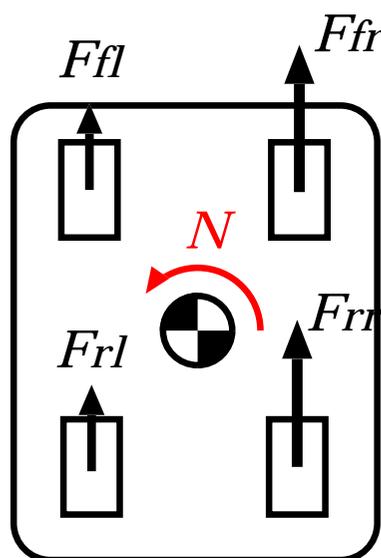


図 4.8: 車体に発生するヨーモーメント

$F_{Xfr}$ 、 $F_{Xfl}$ 、 $F_{Xrr}$ 、 $F_{Xrl}$  をそれぞれ右前輪、左前輪、右後輪、左後輪の制駆動力、 $d$  をトレッドとし、 $\cos \delta_f \simeq 1$  とすると、車体に発生するヨーモーメント  $N$  は (4.11) のようになる。

$$N = \frac{d}{2}(F_{Xfr} - F_{Xfl} + F_{Xrr} - F_{Xrl}) \quad (4.11)$$

ヨーレートフィードバック型DYCのブロック図は図 4.9 のようになる。

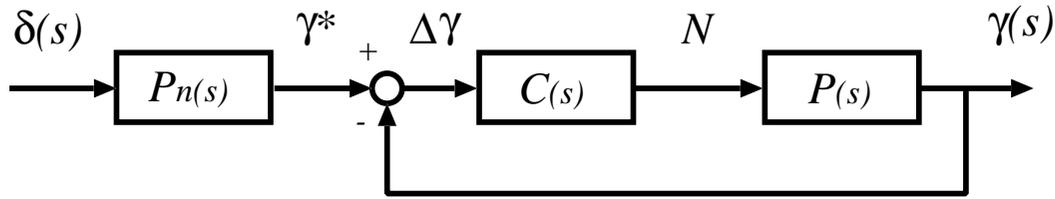


図 4.9: ヨーレートフィードバック型DYCの構成

目標ヨーレートの生成法には様々なものが提案されているが、一般的には操縦者の操舵入力に比例ゲインと1次遅れの伝達関数をかけたものとし、比例ゲインは線形2輪モデルにおける操舵角からヨーレートへの伝達関数の直流ゲインとしている。

$$\gamma^* = P(0) \frac{1}{1 + T_\gamma^* s} \delta(s) \quad (4.12)$$

ただし、

$$P(0) = \frac{1}{1 + AV^2} \frac{V}{l_f + l_r} \quad (4.13)$$

$$A = -\frac{m}{2(l_f + l_r)^2} \frac{l_f C_f - l_r C_r}{C_f C_r} \quad (4.14)$$

$C(s)$  の設計のためにプラントの伝達関数を線形2輪モデルの状態方程式より求めると以下ようになる。

$$P(s) = \frac{as + \frac{b}{V}}{s^2 + \frac{c}{V}s + \frac{d}{V^2} + e} \quad (4.15)$$

ただし、

$$\begin{aligned} a &= \frac{1}{I}, & b &= \frac{2}{MI}(C_f + C_r) \\ c &= \frac{2}{MI}((I + Ml_f^2)C_f + (I + Ml_r^2)C_r) \\ d &= \frac{4}{MI}(l_f + l_r)^2 C_f C_r \\ e &= -\frac{2}{I}(l_f C_f - l_r C_r) \end{aligned} \quad (4.16)$$

車速以外のパラメータを既知として、 $C(s)$  をPI制御器とし、フィードバックループの伝達関数の分母多項式は以下ようになる。

$$G(s) = s^3 + \left(\frac{c}{V} + aK_P\right)s^2 + \left(\frac{d}{V^2} + e + aK_I + \frac{b}{V}K_P\right)s + \frac{b}{V}K_I \quad (4.17)$$

AFS のときと同様に3重根の極配置法では  $K_P$  と  $K_I$  を求めることができないので、真鍋の多項式を用いて、いくつかの等価時定数  $\tau$  において  $K_P$  と  $K_I$  を求めた。

$\tau$	0.6	0.7	1	2
$K_P$	-152150	103100	6860	-6237
$K_I$	-235430	162840	17752	2327

表 4.3:  $V=25[\text{m/s}]$  のときの  $K_P$  と  $K_I$ 

$\tau$	0.1	0.3	0.5	1	2
$K_P$	-73776	196500	20289	-4722	-11675
$K_I$	-569430	711110	74248	12112	2580

表 4.4:  $V=10[\text{m/s}]$  のときの  $K_P$  と  $K_I$ 

## 4.4 DYCによる定速旋回のシミュレーション

この  $K_P$  と  $K_I$  を使い、 $T_\gamma^*$  を 1 としてシミュレーションを行った。なお、車両姿勢を安定にするためには、ヨーレートの発散を抑えることが必要なので、本シミュレーションでは制御なしのときより、ヨーレートが小さく抑えられるように規範ヨーレートは (4.12) の三分の一とした。

また、ヨーモーメントに対する制駆動力の配分方法は以下のようにした。

$$F_{Xfr} = F_{Xrr} = F + \Delta F \quad (4.18)$$

$$F_{Xfl} = F_{Xrl} = F - \Delta F \quad (4.19)$$

$$\Delta F = \frac{N}{2d} \quad (4.20)$$

$F$  は操縦者の各輪への指令制駆動力である。

図 4.10、図 4.11 は初速  $V=25[\text{m/s}]$  で各輪に  $200[\text{N}]$  の駆動力を与えながら、3秒後に  $3[\text{deg}]$  の操舵を行ったときの  $\beta$  と  $\gamma$  の変化を示したものであり、図 4.14、図 4.15 は初速  $V=10[\text{m/s}]$  で各輪に  $130[\text{N}]$  の駆動力を与えながら、3秒後に  $3[\text{deg}]$  の操舵を行ったときの  $\beta$  と  $\gamma$  の変化を示したものである。

初速  $V=25[\text{m/s}]$  のときは  $\tau$  が 0.7 のとき目標ヨーレートへの追従が最も良好であり、それより  $\tau$  が大きすぎても、小さすぎても追従性が悪くなり、不安定化した。初速  $V=10[\text{m/s}]$  のときは  $\tau$  が 0.5 において目標ヨーレートへの追従特性がもっとも良好で、それより  $\tau$  が大きすぎても、小さすぎても追従特性が悪くなり、不安定化した。車速によって、もっとも追従のよい  $\tau$  が変わるが、車速が高いほど  $\tau$  は大きくなることがわかった。

今後車速に可変なコントローラを作る場合、 $\tau$  の決め方にも留意する必要があると考えられる。

## 4.5 フィードバックによる非干渉制御のシミュレーション

AFS と DYC のそれぞれの制御効果が確認できたので、この二つを組み合わせた制御系でシミュレーションを行った。図は 4.16 と図 4.17 は初速  $25[\text{m/s}]$  で各輪に  $200[\text{N}]$  の駆動力

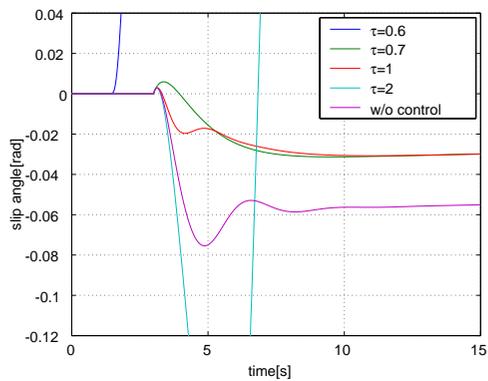


図 4.10:  $V=25[m/s]$  のときの  $\beta$

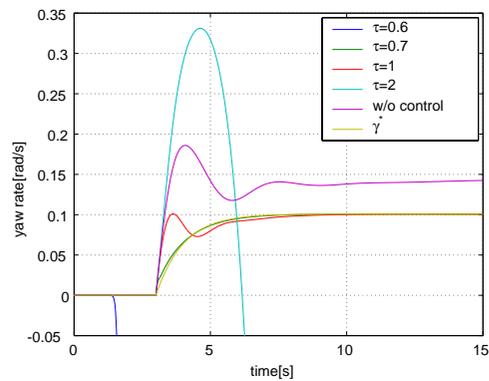


図 4.11:  $V=25[m/s]$  のときの  $\gamma$

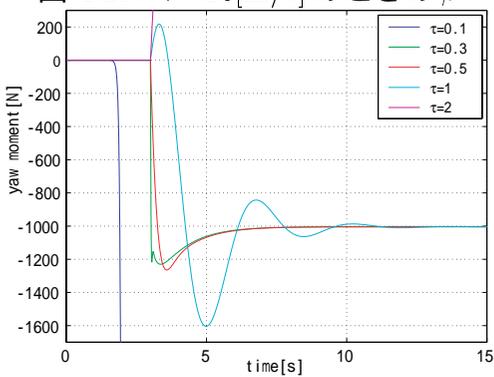


図 4.12:  $V=25[m/s]$  のときの  $N$

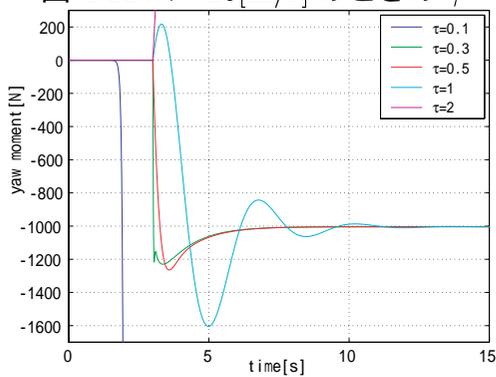


図 4.13:  $V=10[m/s]$  のときの  $N$

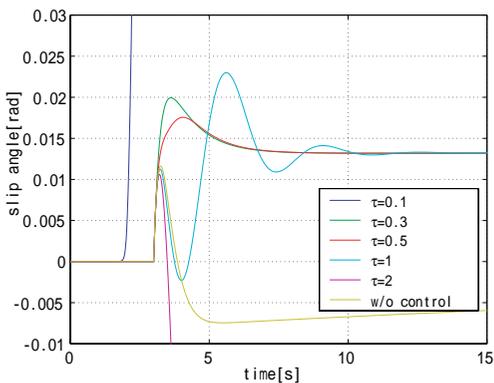


図 4.14:  $V=10[m/s]$  のときの  $\beta$

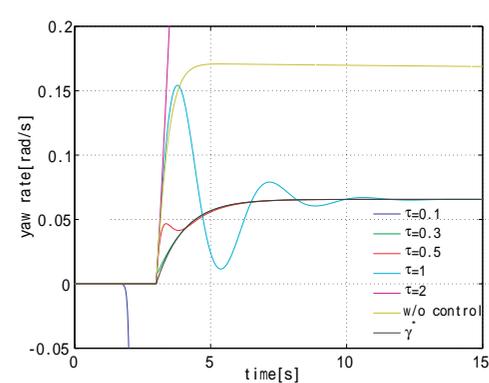


図 4.15:  $V=10[m/s]$  のときの  $\gamma$

を与えながら、3秒後に3[deg]の操舵を行ったときの $\beta$ と $\gamma$ の変化を表したものである。AFSの $\tau$ は2.5とし、DYCの $\tau$ は0.7とした。

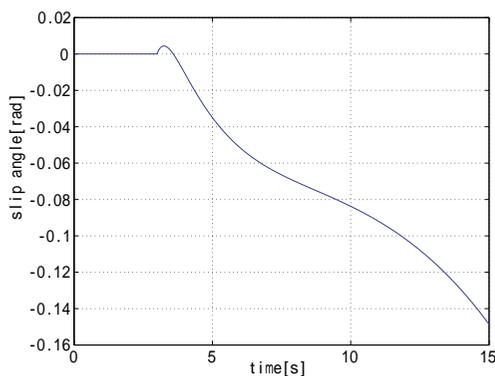


図 4.16:  $V=25[m/s]$  のときの  $\beta$

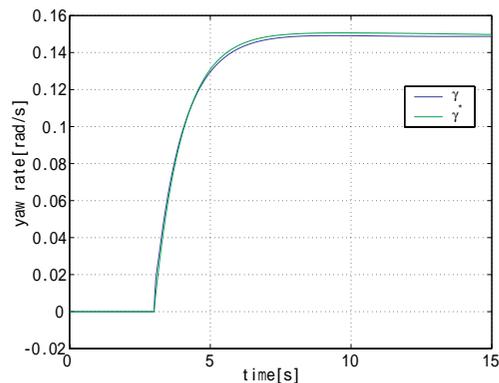


図 4.17:  $V=25[m/s]$  のときの  $\gamma$

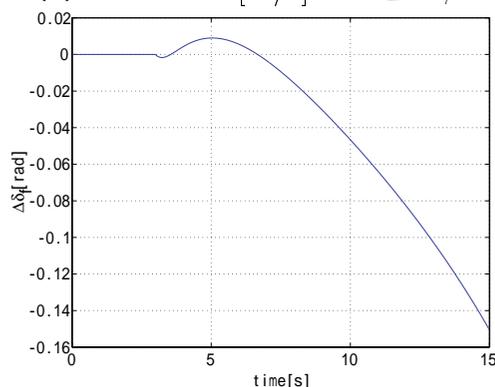


図 4.18:  $V=25[m/s]$  のときの  $\Delta\delta_f$

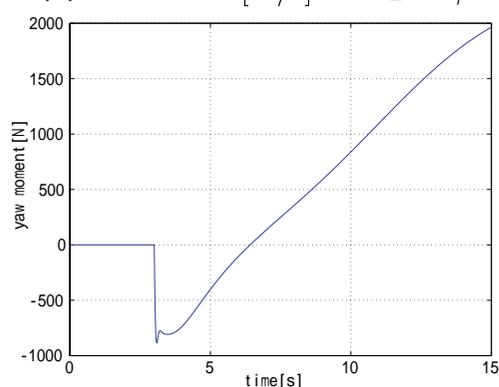


図 4.19:  $V=25[m/s]$  のときの  $N$

ヨーレートは目標ヨーレートに追従しているが、車体すべり角は増加しており、目標車体すべり角には追従していない。いくつかの $\tau$ の組み合わせでシミュレーションを行ったが、目標ヨーレートに追従し、目標車体すべり角には追従しない結果となった。

非干渉化がうまくいかない理由として、

- DYCの方が応答が早いため、AFSによる制御効果が得られない
- DYCの駆動力配分法に問題がある
- フィードバック制御だけでは非干渉化が不十分である

ということが考えられるが、それぞれのフィードバック系のコントローラの改良は今後の課題とし、次章ではフィードバック制御のさらなる非干渉化の手法の提案をする。

# 第5章 さらになる非干渉化の提案

前章まで  $\beta$  と  $\gamma$  のそれぞれをフィードバック制御することによる非干渉化の提案をしたが、非干渉制御の性能には改善の余地のある結果となった。そこで本章ではそれぞれの制御効果の向上のためにさらになる非干渉化の手法の提案をする。

## 5.1 互いの入力を考慮した非干渉化

互いの入力を考慮した非干渉化の手法の概要を図 5.1 に示す。

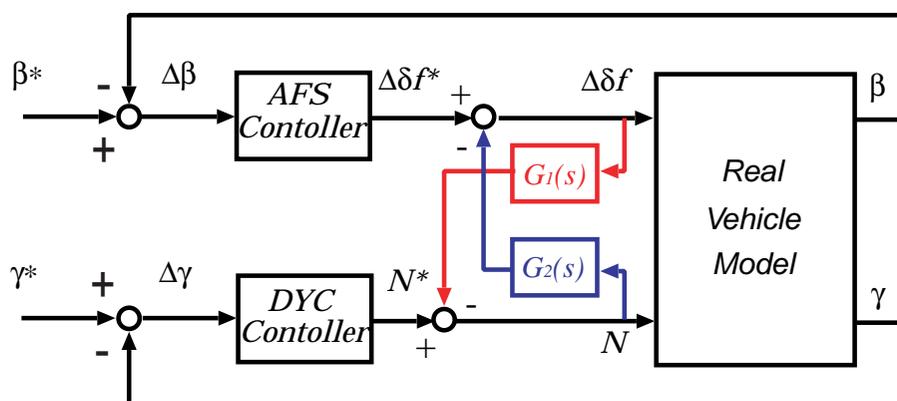


図 5.1: 非干渉化制御

前章ではフィードバック制御により制されていた AFS と DYC の干渉をあらかじめ考慮にいれたものとなっている。  $G_1(s)$  は前輪補償舵角により作られるヨーレートが、ヨーモーメントから作った場合どれくらい必要かを示す伝達関数である。また、  $G_2(s)$  は DYC により発生させるヨーモーメントが作る車体すべり角が、前輪補償舵角ではどれくらい操舵すると発生するものかを示す伝達関数である。どちらも線形 2 輪モデルの伝達関数を用いている。線形 2 輪モデルの伝達関数行列を以下のようにすると、

$$\begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_1(s) & P_2(s) \\ P_3(s) & P_4(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta\delta_f \\ N \end{bmatrix} \quad (5.1)$$

$G_1(s)$  と  $G_2(s)$  は以下ようになる。

$$G_1(s) = P_4^{-1}(s)P_3(s) \quad (5.2)$$

$$G_2(s) = P_1^{-1}(s)P_2(s) \quad (5.3)$$

この非干渉化により、DYC と AFS のどちらかの制御が支配的になることを抑えることができると考えられる。

## 5.2 前置補償器による非干渉化

前置補償器による DYC と AFS の非干渉化の手法の概要を図 5.2 に示す。

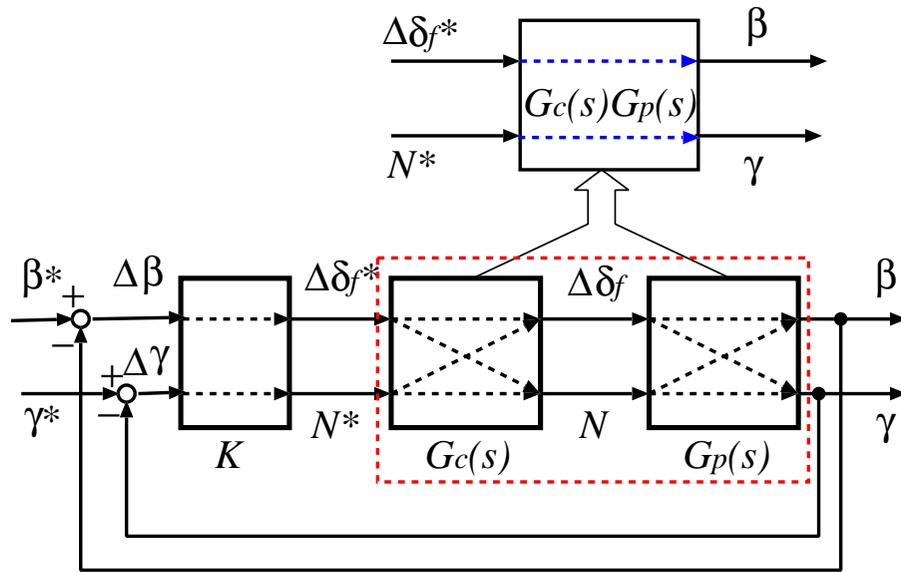


図 5.2: 前置補償器による非干渉化

DYC と AFS のコントローラとプラントの間に前置補償器  $G_C$  を置き、プラントの伝達関数行列  $G_P$  と前置補償器  $G_C$  の積が対角行列に近くなれば、コントローラ側から見て  $\beta$  と  $\gamma$  は干渉のない独立したものに見える。

(5.1) の伝達関数を  $G_p(s)$  として、前置補償器の伝達関数を  $G_c(s)$  とすると、 $G_c = G_p^{-1}$  とすれば、完全な非干渉化をすることができる。しかし、 $G_c(s)$  が複雑なものになり、制御対象のモデル化自体に誤差があるので、実際は完全な対角化は困難であり、近似的に非干渉化することを考えることになる。そこで、

$$G_c = G_p^{-1}(0) \quad (5.4)$$

とすると、は P 制御器となり、直流分を非干渉化することができる。

# 第6章 まとめと今後の課題

## 6.1 まとめ

本研究では、車両の2次元運動の制御として、DYCとAFSを非干渉化することによって、車体すべり角とヨーレートを独立に制御することを提案し、個々の制御器の設計を行い、シミュレーションを用いて検証した。車両の2次元運動の姿勢安定化には車体すべり角とヨーレートの二つを安定化させることが重要であるが、車体すべり角とヨーレートは互いに干渉しあうので、制御系の設計が複雑になる。車体すべり角とヨーレートの非干渉化を行うことで、それぞれ独立した制御系を設計できるため、制御系設計の見通しがよくなる。

本研究では車体すべり角の制御として、前輪補償舵角を入力とするAFSを用い、ヨーレートの制御として、車両の各輪の制駆動力差によるヨーモーメントを入力としたDYCを用い、それぞれの制御系のコントローラの設計をおこなった。コントローラが一定車速に対しては所望の制御効果が得られることをシミュレーションによって示した。しかし、車速に可変なものとする、設計が困難であり、特定の車速においては所望の制御効果が得られないこともあり、今後の課題とした。

また、非干渉化の手法として、それぞれの制御入力に対する補償を互いにする方法と、前輪舵角とヨーモーメントから車体すべり角とヨーレートの伝達関数の直流分を非干渉化する方法を提案した。

## 6.2 今後の課題

### 6.2.1 車速に可変なコントローラの設計

本研究では車速を固定にしてコントローラの設計を行ったが、車速に可変なコントローラを設計し、旋回制動のような車両が不安定化しやすい場面での制御効果を検証する。

### 6.2.2 非干渉化の改善

本研究では非干渉化に改善の余地のある結果となったので、提案したさらなる非干渉化の手法の効果を設計したフィードバック制御系を用いて検証する。

### 6.2.3 実車両における実験

DYCとAFSの非干渉制御の効果がシミュレーション上で確かめられたならば、実車両での実験を行う。

## 実験の必要性

シミュレーションモデルではタイヤと路面間の粘着特性やステアリング操舵に対するタイヤの応答、サスペンションによる荷重変動など現実とはかなり異なると思われる。また、車体の振動や車軸のねじれ等を考慮しておらず、車輪速や車速、操舵角などの車両状態信号のノイズの影響も検証していく必要がある。そのため、昨年春に完成となった我々の所有する新実験車両-東大三月号 II-を用いて、実験を行う必要がある。

## 実験機の概要

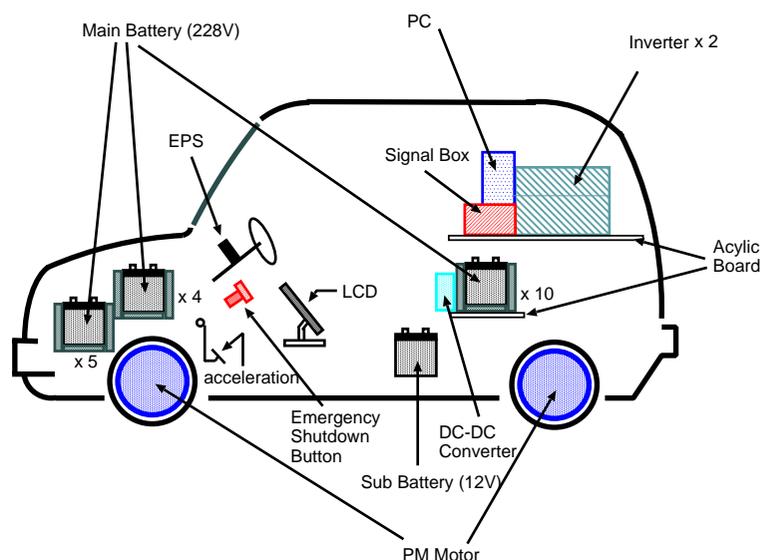


図 6.1: 『東大三月号 II』の構成概要

東大三月号 II は、日産マーチ (平成 9 年式, E-K11) をベースとした改造車であるが、その最大の特徴は、駆動源として 4 基のインホイールモータを採用した点である。このモータは永久磁石型の同期モータで、一般にブラシレスモータと呼ばれている。モータに加えて、減速ギヤ (減速比 5)、ドラムブレーキ、エンコーダなどが内蔵され、ユニット化されている。

ブレーキに関しては通常の油圧系統のブレーキは装備されているもの、通常時には動作しない仕様となっている。これは、我々の旧実験車両-東大三月号 I- では不可能であったモータによる純電気ブレーキを想定しているためである。

モータをコントロールするためのインバータ (明電舎製) は PWM 型であり、1 ユニットで 2 基のモータを独立にドライブできる構成であり、そのため 2 基のインバータユニットを搭載した。

主電源となる電池として、松下電池工業株式会社製のシール型鉛蓄電池を採用している。この電池の容量は、12[V], 38[Ah] である。主電源として 19 個使用することで、228[V] の入力電圧をとっている。この値は、旧実験車両である東大三月号 I (主電源電圧 120[V]) と比較しておおよそ二倍である。これにより、東大三月号 II は高速度走行時における実験も可能となる。また、DC/DC コンバータを用いて車内において 228[V] を 12[V] に変換し、これを補助電源 (12[V]) の充電に用いている。



図 6.2: テスト走行中の東大三月号 II

# 謝 辞

本研究の遂行にあたり、多くの方々から御指導、御助言をいただきました。御多忙の中熱心に御指導して下さい、研究を正しい方向に導いて下さった堀洋一教授には深く感謝いたします。先生には研究の進行にあたり常に的確で丁寧な御指導をいただいただけでなく、研究に対する姿勢や日々の生活の送り方など多くのことを教えて頂きました。

技術官の内田利之さんには、東大三月号IIの作業において、工具の使い方や作業の進め方など様々なことを教えていただきました。また、幅広い知識と深い造旨のあるお話は非常に興味深く勉強になりました。とても感謝しています。

研究員のチャクラボラティ チャンダンさん、宋 申民さん、研究の内容や、様々な興味深いお話を拝聴させていただきました。

博士課程の及部七郎齋さん、関弘和さん、馬澄斌さんには研究に関する数多くの質問に答えていただき、研究室での生活の仕方なども御指導いただきました。また、研究室の雰囲気や和やかになるよう気づかりをしてくださりました。感謝しております。

修士課程2年の畠直輝さんにはMATLAB や UNIX の使い方などを教えてもらったり、趣味の話や聞かせてもらったりしました。坂東信尚さんには研究に関するさまざまなことを御指導いただきました。お二人にはとても親しみやすく接していただき、楽しく過ごすことができました。ありがとうございます。

修士1年の岡野隆宏さん、戴建華さん、井上友子さんにはEVチームとして、研究の内容から論文の書き方、電気自動車の作業など大変お世話になりました。本当に役立つ私を見捨てずにサポートしてくださったことを本当に感謝しています。張炳勳さんや呉俊徳さんには研究に行きずまったとき話相手になっていただいたりしました。ありがとうございます。

卒論生の磯将人君、大埜健君、佐藤仁彦君、高橋啓君とは同じ卒論の仲間として、研究生活を共にして、夜一緒に泊ったり、楽しい時間を過ごすことができました。

秘書の木村麻里子さんには、おいしいコーヒーをいれていただいたり、研究室全体の雰囲気をとても明るいものにしていただき、とても楽しく研究室生活を送ることができました。

本研究が進められたのは皆様のおかげであります。この場をお借りして厚くお礼申し上げます。

# 参考文献

- [1] 清水浩, “電気自動車のすべて”, 日刊工業新聞社, 1992.
- [2] Yoichi Hori, Y. Toyoda and Y. Tsuruoka, “Traction control of electric vehicle: Basic experimental results using the test EV -UOT electric march-” , IEEE Trans. Ind. Application, vol.34, No.5, pp1131-1138,1998.
- [3] Rattapon Chumsamutr and Takehiko Fujioka, “Improvement of Electric Vehicle’s Cornering Performance by Direct Yaw Moment Control”, Proceedings of 5th International Symposium on Advanced Vehicle Control, Michigan, USA, 2000.
- [4] Motoki Shino, YuQing Wang and Masao Nagai, “Motion Control of Electric Vehicles Considering Vehicle Stability”, Proceedings of 5th International Symposium on Advanced Vehicle Control, Michigan, USA, 2000.
- [5] Shin-ichiro Sakai and Yoichi Hori, “Advanced vehicle motion control of electric vehicle based on the fast motor torque response”,in Proc. 5th International Symposium on Advanced Vehicle Control, pp.729-736, Michigan, USA, 2000.
- [6] 安部正人, “操縦安定性と安全のための最近のシャシ制御技術”, 自動車技術, Vol.51, No.11, pp.11-19, 1997.
- [7] 安部正人, “自動車の運動と制御”, 山海堂, 1991.
- [8] 永井正夫, 小竹元基, 高峰, “DYC と前輪操舵制御系の協調制御に関する研究”, 自動車技術会学術講演会, No.5-01, pp.9-12, 2001.

# 発表文献

Hiroaki Nagase , Tomoko Inoue and Yoichi Hori : Decoupling Control of  $\beta$  and  $\gamma$  for high performance AFS and DYC of 4 Wheel Motered Electric Vehicle , AVEC , 2002(発表予定)