

横加速度制御とヨーレート制御を両立するアクティブ操舵の一方式

笠原 美左和¹

Abstract: At the time of usual, driver steer steering wheels so that the yaw rate may be controlled. In an unexpected case like risk aversion, drivers steer steering wheels so that generating of a lateral acceleration may be suppressed. To control both horizontal acceleration a_y and yaw rate γ , new physical value D^* is defined by the expression $D^* = da_y + (1 - d)V\gamma (0 \leq d \leq 1)$. Here, d is the weighting function. As an amount of goal states of a vehicle, the D^* value which has an alignment engaging a lateral acceleration and a yaw rate defined is inputted. It is a thing of making the amount of real situations of a vehicle follow an ideal value by a control rule. In this research, the value of d which uses a D^* control is designed to variable, and the new D^* control rule also corresponding to side wind disturbance, steering-wheel operation, and change of the road surface situation is built.

keywords: D^* control, split road condition. active rear steering,

1 はじめに

前輪操舵後輪駆動方式の自動車は、前輪を操舵、後輪を駆動専用にてできるため、ハンドリングが素直など利点がある。しかし、相対重量の重い車体前部を相対重量の軽い＝接地荷重の少ない後輪が押し進める構造のためスリップしやすく、雨や雪などの悪天候下、荒れた路面では走行安定性が低下するなどの欠点もある。そこで、後輪操舵をアクティブに制御し、安全で快適な制御系の設計が求められている。ドライバーの意思通りに自動車を操縦できる性能、および外乱に対する安定な走行性を満足させることで操縦安定性は向上する。しかし、両者は相反する性質である。ドライバーは、通常走行時はヨーレート、危険回避のような咄嗟の場合は横加速度の発生を抑制するよう操舵を行うといわれている [1]。そのため、車両の緊急状況に応じてヨーレートと横加速度を抑制する新しい制御則を構築する必要がある。しかし、前輪操舵後輪駆動式自動車の場合、ドライバーがハンドルを操作することから、操作量は後輪操舵角 1 つであり、ヨーレートと横加速度の両方を一度に制御することは不可能である。この問題を解決するため、車両運動制御則の 1 つである D^* 制御が用いられている [1, 2, 3, 4, 5]。

D^* 制御とは、ヨーレート γ と横加速度 a_y の線形結合として定義される D^* を入力とし、制御則によって車両の実状態量を目標値に追従させ、過渡応答の改善や横風の抑制を行うものである [1]。

自動車を運転中、強い横風を受けた際、車体がふらついたり、ハンドル気温が氷点以下により道路上の水分（積雪や降雨した後の水溜りなど）が凍りついた路面や山道などの日陰になる部分の路面に薄い氷の膜ができて単なる湿潤路面のように黒く見えるのに凍っていた路面を減速せずに走行したためスピンすることがある。一見するとアスファルトや山道と同じ、黒い路面に見えるため、凍結していることに気付かないことも多く、山道のカーブでは事故の原因となる。夜間はさらに危険である。また、車輪下片側のみブラックアイスバーンになっている場合も危険である。

そのため、車両の緊急状態を観察しながら、ヨーレート応答と横加速度応答を改善する必要がある。

本研究では、横風の影響やドライバーによる急なハンドル操作やスプリット路面状況など緊急状況に応じて、 D^* 制御に用いる重み係数 d 値を切り換える新しい D^* 制御を用いたアクティブ後輪操舵制御則の構築を行う。

2 四輪車両モデル

制御対象として扱う四輪車両モデルを Fig. 1 に示し [7]、この車両モデルの運動方程式を (1)~(4) 式に示す。ここで、 I は車両の慣性モーメント、 m は車両質量、 a_y は車両の横加速度、 β は車両の横滑り角、 γ はヨーレートをさす。また、 F_{flx} , F_{frx} , F_{rlx} , F_{rrx} は各車輪に働く制駆動力、 F_{fly} , F_{fry} , F_{rly} , F_{rry} は各車輪で発生する横力、 l_f , l_r は重心から前後輪軸までの距離、 $l (= l_f + l_r)$ は前輪軸から後輪軸までの距離、 G は重心、 V は速度、 l_w は重心から外乱作用点までの

¹東京都立産業技術高等専門学校 ものづくり工学科 ロボット工学コース

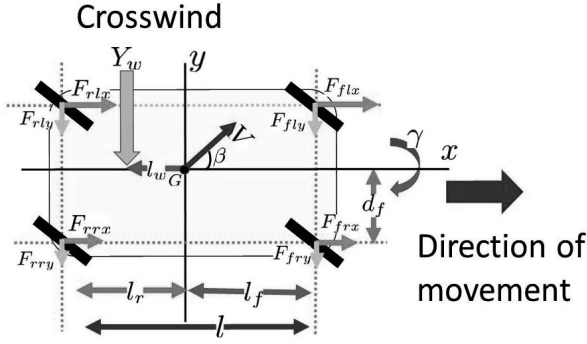


Fig 1: Four-wheel model

距離, Y_w は車速に垂直に入る横風などの外乱, N_m はヨーモーメントは, d_f はトレッドをしめす。

$$ma_y = F_{fly} + F_{fry} + F_{rly} + F_{rry} + Y_w \quad (1)$$

$$I\dot{\gamma} = (F_{fly} + F_{fry})l_f - (F_{rly} + F_{rry})l_r - N_m - l_w Y_w \quad (2)$$

$$m\dot{V} = -F_{flx} - F_{rlx} - F_{frx} - F_{rrx} \quad (3)$$

$$N_m = d_f \{F_{flx} + F_{rlx} - (F_{frx} + F_{rrx})\} \quad (4)$$

3 線形車両モデルへの近似

3.1 車両の加速度 [7]

Fig. 1 に示したように地上に固定した座標系を X-Y とし, 車両の重心点 G を原点, 車両の前後方向を x, それに垂直な方向を y, 鉛直軸回りの角度はすべて反時計回りを正とする。x 方向の単位ベクトルを i , 速度を u , y 方向の単位ベクトルを j , 速度を v とする。点 G

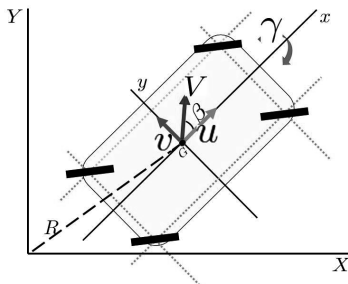


Fig 2: Coordinate system

の運動を横滑り角 β を用いて記述する。ただし, $u \gg v$ であるから, $|\beta| \ll 1$ とみなすことができる。従って,

β と $\dot{\beta}$ と γ の積は無視できるものとする。

$$\left. \begin{aligned} u &= V \cos \beta \approx V & v &= V \sin \beta \approx V\beta \\ \dot{u} &= \dot{V} \cos \beta - V\dot{\beta} \sin \beta \approx \dot{V} - V\dot{\beta} \approx \dot{V} \\ \dot{v} &= \dot{V} \sin \beta + V\dot{\beta} \cos \beta \approx \dot{V}\beta + V\dot{\beta} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

点 G の位置ベクトル R とすると, 点 G の速度ベクトル \dot{R} は (6) 式, 加速度ベクトル \ddot{R} は (7) 式で表される。

$$\dot{R} = ui + vj = Vi + V\beta j \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \ddot{R} &= a_x i + a_y j = (\dot{V} - V\dot{\beta})i + (\dot{V}\beta + V\dot{\beta} + V\gamma)j \\ &\approx \dot{V}i + (\dot{V}\beta + V\dot{\beta} + V\gamma)j \end{aligned} \quad (7)$$

3.2 コーナリングフォース

左右各車輪に発生するコーナリングフォース $F_{fry}, F_{fly}, F_{rry}, F_{rly}$ は, それぞれのコーナリングフォース係数 $K_{fr}, K_{fl}, K_{rr}, K_{rl}$, それぞれの横滑り角 $\beta_{fr}, \beta_{fl}, \beta_{rr}, \beta_{rl}$ とすると (8) 式になる。

$$\left. \begin{aligned} F_{fry} &= -K_{fr}\beta_{fr}, & F_{fly} &= -K_{fl}\beta_{fl} \\ F_{rry} &= -K_{rr}\beta_{rr}, & F_{rly} &= -K_{rl}\beta_{rl} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

それぞれの横滑り角, 前後輪実操舵角 $\delta_{fr}, \delta_{fl}, \delta_{rr}, \delta_{rl}$ ヨーレート γ が微小のとき, 前後輪の左右の実操舵角と横滑り角はそれぞれ等しくなる。各タイヤに生じる横滑り角とヨーレートは微小であるとし, それらの 2 次以上の項は無視する。したがって, 前後輪実操舵角 δ_f, δ_r とすると, 前後輪横滑り角 β_f, β_r は (9) 式になる。

$$\left. \begin{aligned} \beta_f &= \beta_{fr} = \beta_{fl} = \beta + \frac{l_f}{v}\gamma - \delta_f \\ \beta_r &= \beta_{rr} = \beta_{rl} = \beta - \frac{l_r}{v}\gamma - \delta_r \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

3.3 スリップ率と制動力との関係

摩擦係数 $\mu(\lambda)$ とスリップ率 λ の関係は, Magic Formula Model [8] を用いる。タイヤに発生する制動力は, タイヤと路面の摩擦係数 μ_{ij} ($i = f, r$ $j = f, r$) と各軸の垂直抗力 N_{ij} ($i = f, r$ $j = f, r$) の積であり, その関係を (10) 式に示す。

$$\left. \begin{aligned} F_{xfl} &= \mu_{fl}N_{fl}, & F_{xfr} &= \mu_{fr}N_{fr} \\ F_{xrl} &= \mu_{rl}N_{rl}, & F_{xrr} &= \mu_{rr}N_{rr} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

各輪辺りの垂直抗力 N はすべて等しいとすると, (3) 式は, (11) 式になる。

$$m\dot{V} = -(\mu_{fl} + \mu_{fr}\mu_{rl} + \mu_{rr})N \quad (11)$$

また, (4) 式に (10) 式を代入すると (12) 式になる。

$$N_m = d_f \{\mu_{fl} + \mu_{rl} - (\mu_{fr} + \mu_{rr})\}N = d_f \mu_\mu N \quad (12)$$

4 状態方程式の導出

(1) 式, (2) 式に (8) 式, (9) 式, (11) 式, (12) 式を代入し, 状態ベクトル $x_p = [\beta \ \gamma \ \delta_f \ \delta_r]^T$, u_r を制御入力とする車両状態方程式を (13) 式に示す。ここで, u_f, u_r は前後輪舵角である。

$$\dot{x}_p = A_p x_p + B_p u_r + H_p h_p \quad (13)$$

$$A_p = \begin{bmatrix} \frac{-(P_1 + m\dot{V})}{mV} & -1 - \frac{P_2}{mV^2} & \frac{K_F}{mV} & \frac{K_R}{mV} \\ \frac{-P_2}{I} & \frac{-P_3}{IV} & \frac{K_F l_f}{I} & \frac{K_R l_r}{I} \\ 0 & 0 & -\frac{1}{\tau_f} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{\tau_r} \end{bmatrix}$$

$$B_p = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{\tau_r} \end{bmatrix}, H_p = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{mV} & 0 \\ 0 & -\frac{l_w}{I} & d_f \mu_\mu \\ \frac{1}{\tau_f} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, h_p = \begin{bmatrix} u_f \\ Y_w \\ N \end{bmatrix}$$

$$K_F = K_{f_r} + K_{f_l}, \quad K_R = K_{r_r} + K_{r_l},$$

$$P_1 = K_F + K_R, \quad P_2 = K_F l_f - K_R l_r,$$

$$P_3 = K_F l_f^2 + K_R l_r^2$$

ドライバがハンドルを操作して前輪実舵角 δ_f を任意に与える。すると, ハンドルが回転しハンドルシャフトを通じて前輪が回転する。そのため, ハンドルを操作してから実際にタイヤが回転するまでに遅れが生じる。この遅れを時定数 τ_f で表す。操舵指定値を u_f とすると, (15) 式で表現できる。

$$\dot{\delta}_f = -\frac{1}{\tau_f} \delta_f - \frac{1}{\tau_f} u_f \quad (14)$$

また, 後輪アクティブ操舵に使用したステアリングアクチュエータのダイナミクスは, 一次遅れとして含んでおり, 実舵角 δ_r は時定数 τ_r で後輪操舵指定値 u_r に追従させる。そのため, (15) 式で表現できる。

$$\dot{\delta}_r = -\frac{1}{\tau_r} \delta_r - \frac{1}{\tau_r} u_r \quad (15)$$

5 制御系の設計

ドライバは, 車両の緊急状況に応じてヨーレートと横加速度を抑制する制御を行っている。そこで, 横加

速度 a_y とヨーレート γ の両方を制御する新しい物理量 $D^*[1]$ を (16) 式で定義する。ここで d は横加速度とヨーレートの和を求める際, 各変数につける重み係数である。

$$D^* = d a_y + (1-d)V\gamma \quad (0 \leq d \leq 1) \quad (16)$$

横加速度 $a_y = \dot{V}\beta + V(\dot{\beta} + \gamma)$ より, (16) 式は (17) 式で表せる。

$$D^* = d(\dot{V}\beta + V(\dot{\beta} + \gamma)) + (1-d)V\gamma = C_p x_p + D_p h_p \quad (17)$$

$$C_p = \begin{bmatrix} -d \frac{P_1}{mV} \\ -d \left(V + \frac{P_2}{mV} \right) + V \\ \frac{dK_F}{m} \\ \frac{dK_R}{m} \end{bmatrix}^T, \quad D_p = \begin{bmatrix} 0 \\ d \\ m \\ 0 \end{bmatrix}^T$$

車両の規範モデルを (18) 式で示す。

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_{ref} &= A_{ref} x_{ref} + B_{ref} u_{ref} \\ y_{ref} &= C_r x_{ref} \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

車両モデルの出力推定値 \hat{D}^* と規範モデルの出力 D_r^* との誤差 e を (19) 式で定義する。

$$e = \hat{D}^* - D_r^* = C_p x_p + D_p h_p - D_r^* \quad (19)$$

拡大した状態変数 $x_a = [x_p \ z]^T$, 入力 $u_a = u_r$ とすると,

$$\begin{aligned} \dot{x}_a &= A_a x_a + B_a u_a + E_a D_r^* + H_a h_p \\ &= \begin{bmatrix} A_p & 0 \\ C_p & 0 \end{bmatrix} x_a + \begin{bmatrix} B_p \\ 0 \end{bmatrix} u_a + \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \end{bmatrix} D_r^* + \begin{bmatrix} 0 \\ D_p \end{bmatrix} h_p \end{aligned} \quad (20)$$

与えられた拡大系を用いて, 制御入力である後輪操舵指定値 u_r を構築する。

$$u_r = K_1 x_p + K_2 \int_0^t e d\tau + K_3 x_{ref} \quad (21)$$

ここで, K_1, K_2, K_3 はつぎの2次形式評価関数 J を最小にする最適制御ゲインである。

$$J = \int_0^\infty (q e^2(t) + r \dot{u}_r^2(t)) dt \quad (22)$$

K_1, K_2, K_3 , 次のリカッチ方程式を解くことにより求める。

$$A_1^T P_{11} + P_{11} A_1 + Q_1 - P_{11} B_1 r^{-1} B_1^T P_{11} = 0 \quad (23)$$

$$A_1^T P_{12} + P_{11} A_2 + P_{12} A_r - P_{11} B_1 r^{-1} B_1^T P_{12} = 0 \quad (24)$$

$$[K_1 \ K_2] = -r^{-1} [B_p^T \ dD_p] P_{11} \quad (25)$$

$$K_3 = -r^{-1} [B_p^T \ dD_p] P_{12} \quad (26)$$

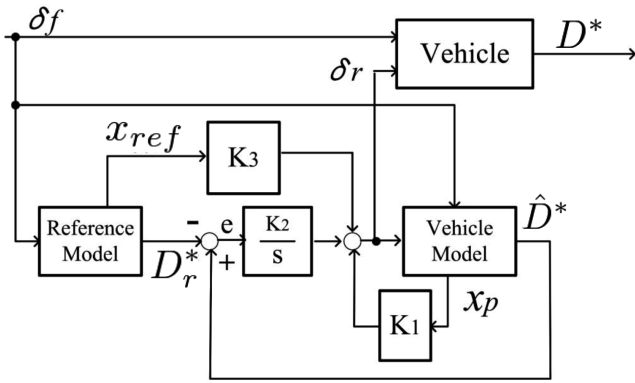


Fig 3: D^* model following control system

ここで, $q \geq 0, r > 0$

$$A_1 = \begin{bmatrix} A_p & 0 \\ C_p & 0 \end{bmatrix}, B_1 = \begin{bmatrix} B_p \\ 0 \end{bmatrix}, Q_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & q \end{bmatrix}, A_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ C_r \end{bmatrix}$$

6 重み係数 d 値の設計

D^* 制御の重み係数 d 値は, 横滑り角, ヨーレートのどちらにも少しずつ効果がある $d = 0.5$ に設定されていた [3]。より操縦安定性を高めるには, 通常時にはヨーレート応答, 緊急時には横加速度応答と車両の緊急状況を観察しながら, それぞれの応答を改善する必要がある。 β の変化を観察することで, 車体の緊急状

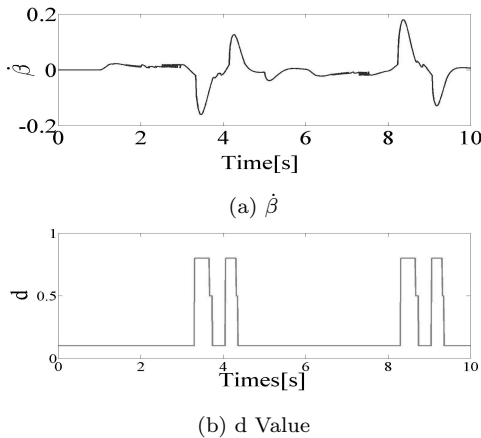


Fig 4: Relations of the differential of slip angle and the value of d

態を把握することが可能となる。そこで, β の変化値である $\dot{\beta}$ の値を観察し, その変化に合わせて, 本研究では, $d = 0.1, 0.5, 0.8$ の 3 つの値を切り換える。横滑り角の変化が少ない場合, 通常の運転状態である。

そのため, ヨーレートを重視した制御を行う必要があり, 重み係数 d 値を 0.1 とする。横滑り角の変化が非常に大きいとき, 危険な状態であるといえる。そのため, 横加速度を重視した制御が必要となり, 重み係数 d 値を 0.8 に切り換える。より操縦安定性を向上させるため, 横滑り角が変化は少し生じた時点で重み係数 d 値を 0.5 に切り換える。その様子を Fig. 4 に示す。

7 数値例

D^* 制御を用いたアクティブ操舵制御則の有効性を確認するため, スプリット路面や横風を加えた場合について数値シミュレーションを行う。規範モデルは乾燥路面を走行しているものとする。Fig. 5 に示す路面を走行するものとする。目標軌道は直線ではなく, カーブを描いている。横風は, スタートから 3 秒後, 3 秒間, 横風が進行方向左側から吹いているものとする。スプリット路面は, 進行方向右側が乾燥路面, 左側が濡れた路面とする。それぞれの条件において, d 値を

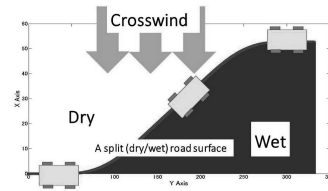


Fig 5: Condition of numerical simulation

0.1, 0.5, 0.8 と固定した場合と状況に応じて切り換えた場合について, 走行軌道, 各パラメータである横加速度 a_y , ヨーレート γ , Fig. 6 に示す。

Table 1: Trajectories and various parameters

Line	Type	Width	Color
Reference	solid	10	Purple
$d = 0.1$	broken	6	Blue
$d = 0.5$	dotted	6	Green
$d = 0.8$	chain	6	Red
Switching d	solid	6	Cyan

規範モデルは乾燥路面を走行している。しかし, 実際の走行路面はスプリット路面である。その結果, 制御しない場合は, コースを大きく外れている。そこで, 重み係数を $d = 0.1, 0.5, 0.8$, d を切り換えて後輪操舵角を設計する。ヨーレートと横加速度の結果より, 路面状況が変化したため, どの場合も規範モデルに追従

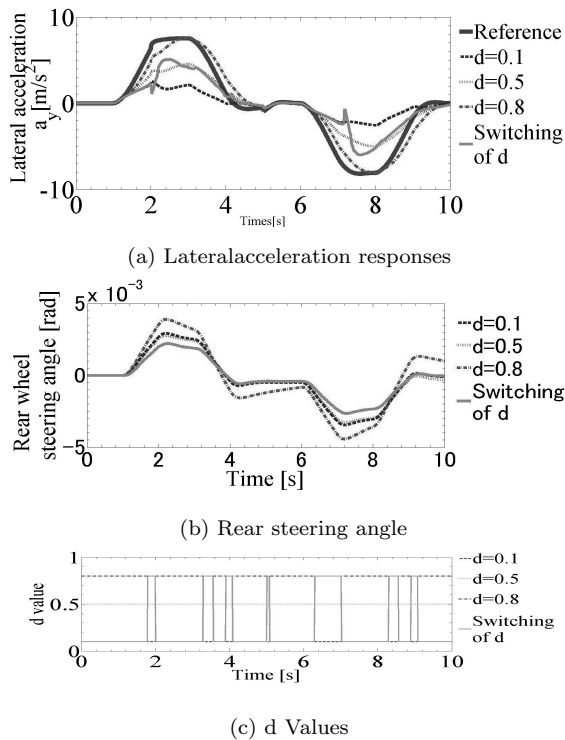


Fig 6: Road surface condition is not uniform with sidewind

していない。しかし、ヨーレートの微分値に応じ、 d 値を 0.1, 0.5, 0.8 に切り換えたことにより、ヨーレートと横加速度のどちらも、規範モデルと車両モデルの出力に生じる差を小さくする傾向にすることができた。また、重み係数を固定にした場合に比べ、重み係数を切り換えた場合のほうが、より小さい後輪操舵角で規範モデルに追従できることは確認できた。従って、 D^* 制御の重み係数 d 値により、 D^* は横加速度重視、ヨーレート重視の制御を切り換えたことにより可能になった。これにより、今回提案した手法は有効なものであるといえる。

8 まとめ

D^* 制御を用いてアクティブ後輪操舵制御則を導出した。 D^* 制御に用いる重み係数 d 値を、状況に応じて切り換え、横風、路面状況の変化など、外乱に対応した新しい D^* 制御則の構築を行った。状況に応じて d 値を切り換えることにより、軌道追従が可能になることを検証するため、スプリット路面や横風を加えた場合について、シミュレーションを行った。その結果、横滑り角の微分値に応じて、 d 値を 0.1, 0.5, 0.8 と切り換えることにより目標軌道に追従させることが可能と

なった。

これにより、今回提案した手法は有効なものであるといえる。今後は、スプリット路面から濡れた路面へ路面状況が変化し、さらに急ブレーキや、急ハンドル、強風などさらに危険な状況下でも、この手法の有効性を検証していきたい。

参考文献

- [1] 金井喜美雄, 越智徳昌, 川邊武俊:「ピークル制御-航空機と自動車-」, 橘書店, 2004.
- [2] 金井喜美雄, 内門茂, 藤代武史, 伊藤健, 川邊武俊:「自動車の適応形ヨーレート, 横加速度および制御系の設計」, 計測自動制御学会論文集, No.24, Vol.4, pp. 426-428, 1988.
- [3] 金井喜美雄, 藤代武史:「四輪操舵車の研究動向-モデル追従制御を中心として-」, 計測と制御, No.28, Vol.3, pp. 252-260, 1989.
- [4] 藤代武史, 伊藤健, 川邊武俊, 金井喜美雄, 越智徳昌:「四輪操舵車の安定性に関する一考察-自動車を操舵トルク入力系と見る場合-」, 計測自動制御学会論文集, No.25, Vol.2, pp. 208-214, (1989-2)
- [5] 西原修, 工藤佳夫, 平岡敏洋, 熊本博光:「制駆動力配分と前輪アクティブ操舵による D^* 制御」, Dynamics and Design Conference 2003, pp.1541-1546, (2003-9)
- [6] 西原修, 野田真太郎, 坂谷祐輔, 栗重正彦:「路面摩擦係数推定によるアクティブ四輪操舵車両のプロテクション機能」, 日本機械学会論文集. C 編 75(759), pp.3038-3046, 2009.
- [7] 安部正人:「自動車の運動と制御 第2版-一車両運動力学の理論形成と応用」, 東京電機大学出版局, 2012
- [8] H. B. Pacejka, E. Bakker: “The Magic Formula Tyre Model”, Tire models for vehicle dynamic analysis: proceedings of the 1st International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, held in Delft, The Netherlands, Oct 21-22, (1991)