

Title	複数のステアリングシステム要素の剛性変更による車両操作性向上効果の実測と評価
Author(s)	納谷, 幸伸
Citation	平成30年度学部学生による自主研究奨励事業研究成果報告書. 2019
Version Type	VoR
URL	https://hdl.handle.net/11094/71953
rights	
Note	

Osaka University Knowledge Archive : OUKA

<https://ir.library.osaka-u.ac.jp/>

Osaka University

平成30年度学部学生による自主研究奨励事業研究成果報告書

ふりがな 氏名	なや ゆきのぶ 納谷 幸伸	学部 学科	工学部 応用理工学科	学年	3年
ふりがな 共同 研究者名	しんぐう よしき 新宮 義規	学部 学科	工学部 応用理工学科	学年	1年
	かわばた ともひろ 川畑 智裕		工学部 応用理工学科		1年
	やました りゅうのすけ 山下 龍之介		工学部 応用理工学科		1年
	やまね しゅん 山根 駿		基礎工学部 システム科学 科		1年
	アドバイザー教員 氏名		石原 尚		所属
研究課題名	複数のステアリングシステム要素の剛性変更による車両操作性向上効果の実測と評価				
研究成果の概要	ステアリング入力からヨーレートを算出する解析モデルを構築する。そして、ステアリングとヨーレートの関係式における未知のパラメータを実験から推定する。				

1, 緒言

1.1 研究背景

人間がステアリングを操作するとステアリングシステム系を介して、タイヤが動き、自動車が曲がることことができる。その時、自動車がステアリング入力に対してどれだけの自転運動の角速度(ヨーレート)で回転するかが分かれば、自動車がどのように曲がるかを予測できる。ステアリング入力に対してヨーレートがどれだけ出力されるかは自動車のパッケージやステアリングシステム系の剛性や等価弾性係数、タイヤに生じる力やタイヤの剛性によって変化する。この時、ステアリング入力とヨーレートの関係式の未知のパラメータを得ることができれば、ステアリング操作時の車両運動の予測精度が向上する。これにより、従来のシミュレーション改良による車両設計の効率化はもちろん、自動運転などの高い制御技術を要する車両運動の技術向上に貢献する。

1.2 研究目的

上記のように、ステアリング入力から車の挙動を予測するためには、ステアリング入力とヨーレートの関係式の未知のパラメータを得る必要がある。この時、ステアリングが切られると、操舵系の機械要素がばねとして働き、摩擦が生じつつ、タイヤに舵角が与えられる。そして、タイヤが変位することで、タイヤに生じる力が前輪の実舵角に対して一次遅れとして生じ、その力により車両が自転運動する。この時、未知のパラメータとしてタイヤの横剛性、キングピン軸の等価粘性摩擦係数、操舵系の等価弾性係数が存在する。そのため、剛性を変更できる操舵系を作成し、操舵系の等価弾性係数を変更することで未知のパラメータを明らかにする。また本研究では、全日本学生フォーミュラ大会に出場するために開発した小型フォーミュラレーシングカーOF-18(以下 OF-18)に作成したシステムを搭載し、ステアリング入力とヨーレートとの関係式における未知のパラメータを調べる。

1.3 研究概要

自動車の並進運動・回転運動の方程式、操舵系とタイヤの回転運動方程式を用いることでステアリング入力に対してのヨーレートを求める解析モデルを構築する。そして、ステアリングシステムの等価弾性係数を得るために、ステアリングシステムの剛性を変化させる。この時、剛性の差ができるだけ最大になるように、剛性が異なる2種類のステアリングシステムを用意する。

定常円旋回を行う車両を撮影し、画像からタイヤの変位を計測する。そして、タイヤに生じる力を推定し、タイヤの横剛性を求める。

ステアリング一定角度での旋回時にステアリングから手を離す。そのとき、ステアリングの角度はある位置に振動しながら収束する。ステアリングの角度がこの角度の5%以下になるまでの時間(整定時間)を求める。解析モデルによりキングピン軸の等価粘性摩擦係数と整定時間の関係を調べ、実測した整定時間に対応するキングピン軸の粘性摩擦係数を決定する。また、ステアリングシステム内には可動機械要素やガタに起因する設計上では求められない剛性が存在する。この要素も加味したモデルを構築するため、実際のステアリングシステムの剛性を実測データより求める。

車両直進時にステアリングへステップ入力を入れる実験を行い、車両のヨーレートを実測する。この時、車両の応答性の指標として自転運動の角加速度(ヨーゲイン)を用いる。ヨーレートの実測からステップ入力後のヨーゲインを求める。解析モデルからステアリングシステムの等価弾性係数とヨーゲインの関係を求め、実際のステアリングシステムの等価弾性係数を決定する。そして、その時のステアリングシステムの剛性を用いて、もう一度キングピン軸の等価粘性摩擦係数を求め、ステアリングシステムの剛性不可算部を剛体とみなす場合の影響を確認する。以上によって、ステアリング入力

とヨーレートの関係式における未知のパラメータを求めることができる。

2. ステアリング入力に対してのヨーレートを計算する解析モデルの制作

本研究での解析モデルでは走行時のタイヤの内圧及びタイヤ温度は一定であると仮定する。車両の運動の様子は図 2.1, 車両の操舵系は図 2.2, タイヤにかかる力の様子は図 2.3 のようになる。

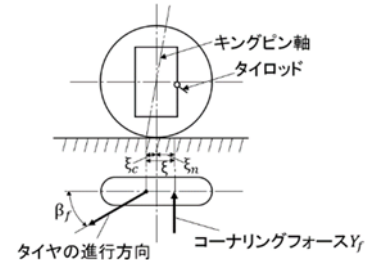
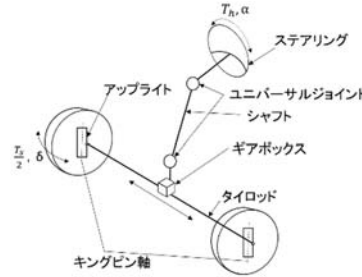
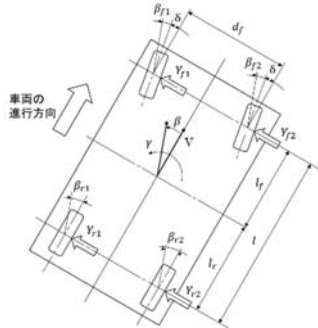


図 2.1 車両の運動を表した図

図 2.2 車両の操舵系の図

図 2.3 タイヤにかかる力の様子

この時、 $\beta_i (i = f1, f2, r1, r2)$ はタイヤとタイヤの進行方向のなす角(スリップ角), β は車両と車両の進行方向のなす角(車体スリップ角), γ は重心を通る鉛直軸回りの車両の回転角速度(ヨーレート), $Y_i (i = f1, f2, r1, r2)$ はタイヤにかかる力(コーナリングフォース), V は車速, l は前輪と後輪の距離, α はステアリングのキングピン軸回りに換算した回転角, δ は前輪の実舵角, ξ はキングピン軸と地面の交点とタイヤにかかる力の着点との距離, T_h はステアリングに入れるトルクとなる。

(i)ステップ入力をステアリングに加えた場合と(ii)ステアリングの角度を一定にした状態から手を放した場合の車両挙動についての解析モデルを考える。

車両横方向の並進運動方程式と重心点回りの回転運動は(1), (2)式のように表される。

$$mV \left(\frac{d\beta}{dt} + \gamma \right) = Y_{f1} + Y_{f2} + Y_{r1} + Y_{r2} \quad \cdots(1) \quad I \frac{d\gamma}{dt} = l_f (Y_{f1} + Y_{f2}) - l_r (Y_{r1} + Y_{r2}) \quad \cdots(2)$$

転舵した時, 前輪はキングピン軸回りに回転運動するので, キングピン軸回りのタイヤの回転運動は(3)式で記述できる。

$$I_s \left(\frac{d^2\delta}{dt^2} + \frac{d\gamma}{dt} \right) + C_s \frac{d\delta}{dt} - k_s (\alpha - \delta) = \xi_{f1} Y_{f1} + \xi_{f2} Y_{f2} \quad \cdots(3)$$

タイヤはステアリングシステムからの入力と路面との摩擦の間の力のつり合いにより変形し, その復元力がコーナリングフォースとして車両の旋回運動の駆動力となる。このメカニズム上生じるコーナリングフォースにより, 車両の応答特性に操舵入力に対する遅れを呈する。そのため, 本実験ではタイヤの横弾性 k_y , コーナリングパワー K_i (スリップ角 1° あたりに生じるコーナリングフォース)を用いて一次遅れ系に近似して(4)式のように表現する。

$$\frac{K_i}{k_y V} \frac{dY_i}{dt} + Y_i = K_i \beta_i \quad (i = f1, f2, r1, r2) \quad \cdots(4)$$

この時, コーナリングフォース K_i は垂直荷重によって変化する。

(i)の場合ではステアリングの角度がわかっているので, (1)~(3)式は車体スリップ角 β およびヨーレート γ と前輪の実舵角 δ の3変数の式となる。この時, コーナリングフォースは Y_i は(4)式から求めることができる。よって, (1)~(4)式からヨーレート γ を計算することができる。

(ii)の場合ではステアリングの角度がわからないため, (1)~(4)式に加えて(5)式を考慮することでヨーレート γ を計算することができる。

$$I_h \frac{d^2\delta}{dt^2} + C_h \frac{d\delta}{dt} + k_s(\alpha - \delta) = T_h \dots(5)$$

ステアリングの等価粘性摩擦係数 C_h は参考文献 2 から $C_h = 0.38[Nms/rad]$ を用いる. 以上の運動方程式から(i)(ii)の時の車両運動 γ を算出するモデルを構築した.

3 ステアリングシステムの剛性の変化量の決定

ステアリングシステムの剛性を変化させるために取り換える部位は図 2.2 のシャフトとした. シャフトの剛性を変更すると, 等価弾性係数 k_s が変化すると, ヨーレートの立ち上がりに影響する. 異なるシャフトでのヨーゲインの差をなるべく大きく出したいため, 選択するシャフトは剛性に差が大きいものがよい. そこで, 十分な強度(安全率 3.0 以上)を最小剛性, コックピットスペースのレイアウトを加味して最大剛性のシャフトとした. そこで, 外径 19.1[mm]厚み 1.0[mm]と外径 31.8[mm]厚み 2.0[mm]のシャフトを実験で用いる.

また, 操舵系の等価弾性係数 K_s は操舵系の機械要素の弾性係数を合成することで求まるが, 図 2.2 のユニバーサルジョイントなど計算で弾性係数を求めることが難しい機械要素が存在する. 弾性係数を求められる機械要素のみを直列ばねとして合成し求めた弾性係数を可算弾性係数 k_{s1} と置くと, 表 3.1 のようになる.

表 3.1 シャフト径が 19.1[mm]と 31.8[mm]の時のそれぞれの弾性係数 k_{s1}

	シャフト径19.1[mm]	シャフト径31.8[mm]
可算弾性係数 k_{s1} [Nm/rad]	6.8×10^3	8.2×10^3

この時, 弾性係数を計算できない機械要素を直列ばねとして合成した時の弾性係数を不可算弾性係数 k_{s2} とする. よって, 操舵系の等価弾性係数 k_s は不可算弾性係数 k_{s2} を用いて(6)式のように表される.

$$k_s = \frac{k_{s1}k_{s2}}{k_{s1}+k_{s2}} \dots(6)$$

4. 実測によるパラメータの推定

4.1 タイヤの横剛性とキングピン等価粘性摩擦係数の推定

車両が半径 9m の円上を走行する車両を撮影し, その時のタイヤの変形量からタイヤの弾性係数 k_y を算出する. この時, タイヤの弾性係数 k_y は内圧 90[kPa]の時 70[N/mm], 内圧 120[kPa]の時 90[N/mm]となった.

次に, シャフト径 19.1[mm]タイヤの空気圧 90[kPa]にした時の 2.1 の(ii)に沿う実走行を行った. 旋回中にステアリングから手を離れた時のステアリングの角度変化は図 4.1 のようになった.

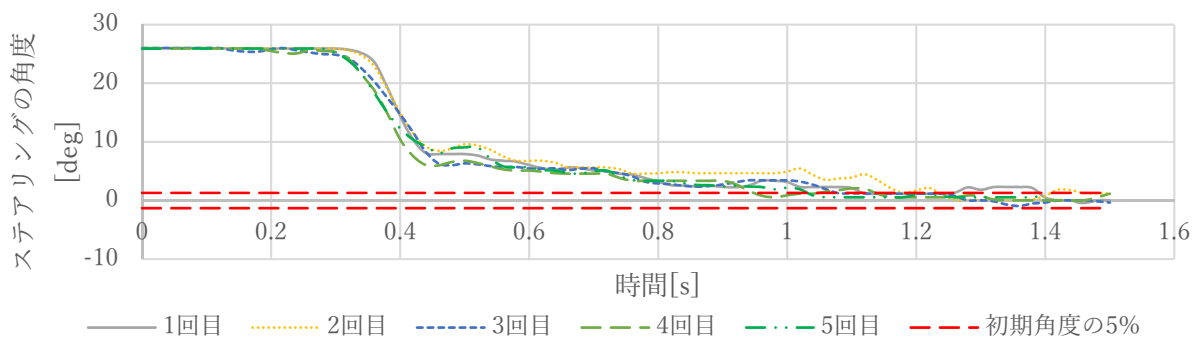


図 4.1 (ii)の試験でのステアリングの角度変化

図 4.1 よりステアリングから手を離してからステアリングの角度が初期角度の 5%以下になるまで

の整定時間は表 4.1 のようになる。

表 4.1 (ii)の試験でのステアリングの角度の整定時間

	1回目	2回目	3回目	4回目	5回目
整定時間[s]	0.80	0.86	0.76	0.84	0.72

次に、解析モデルを用いて、キングピン軸の等価粘性摩擦係数 C_S と整定時間の関係を求め、表 4.1 の整定時間からキングピン軸の等価粘性摩擦係数 C_S を推定する。この時、ステアリングシステムの剛性不可算部を剛体と近似し、ステアリングシステムの等価弾性係数 k_S は $k_S = k_{S1}$ とする。よって、表 3.1 より $k_S = 6.8 \times 10^3$ [Nm/rad]となった。

解析モデルから等価粘性摩擦係数を変化させて整定時間を求めると、図 4.2 のようになった。この時、 $C_S \leq 10$ ではステアリングの角度は振動して収束しなかったため、 C_S の範囲は $C_S > 10$ とする。

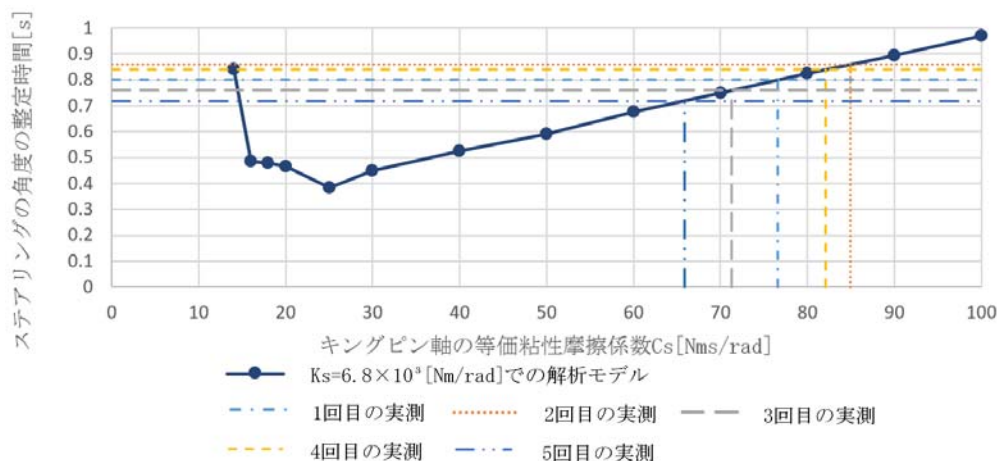


図 4.2 $K_S = 6.8 \times 10^3$ [Nm/rad]の時の粘性摩擦係数 C_S と整定時間の関係

ステアリング一定にした時から手を離れた時のステアリングの挙動は解析モデルでは $C_S < 30$ の時に不足減衰、 $C_S \geq 30$ の時は過減衰が見られた。図 4.1 ではステアリングの角度は過減衰の挙動が見られるので、 $C_S \geq 30$ と考えられる。図 4.2 から $C_S \geq 30$ の領域では線形とみなすと、表 3.1 の実測での整定時間が図 4.2 での整定時間に対応するキングピン軸の等価粘性摩擦係数を求める。これにより、等価粘性摩擦係数 C_S は 76 ± 8 [Nms/rad]と求められる。

4.2 ステアリングシステムの等価弾性係数 K_S の推定

2.1 の(i)に沿う実走行をステアリングシャフトと空気圧を変えて行った。(i)の試験では一定の速度で走行し、ステアリングがストッパーに当たるようにステップ入力を行い、定常状態になるまで旋回を行った。走行速度についてはエンジン回転数を制御することで維持する。

この時の入力速度は一定であることが望ましい。しかし、人間が入力する場合、無視できないばらつきが見られた。そこで操舵角速度 α_v とヨーゲイン $\frac{dy}{dt}$ との関係を近似して求め、ヨーゲインを操舵速度によって規格化する。この時の用いる操舵角速度とヨーゲインの関係は図 4.3 に示す

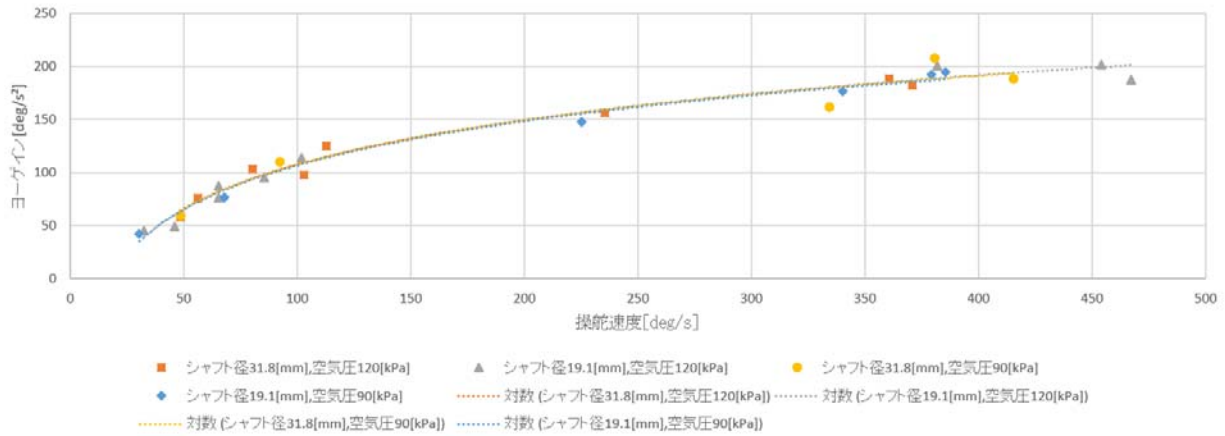


図 4.3 (i) の走行での操舵速度とヨーゲインの関係

図 4.3 の分布から関係式 $\frac{dy}{dt} = a\alpha_v + b \cdots (7)$ を導出し、これを用いた。この時の各シャフト・タイヤ内圧での (8) 式の係数 a, b は表 4.2 のようになる。

表 4.2 各シャフト・タイヤ内圧での (8) 式の係数 a, b

	シャフト径 19.1 [mm]		シャフト径 31.8 [mm]	
	内圧 90 [kPa]	内圧 120 [kPa]	内圧 90 [kPa]	内圧 120 [kPa]
a	59.8	60.6	60.1	59.7
b	-169	-171	-169	-167

(7) 式より、ステアリングを角速度 70 [deg/s] で切った時のヨーゲインは表 4.3 のようになった。

表 4.3 ステアリングを角速度 70 [deg/s] で切った時のヨーゲイン

	シャフト径 19.1 [mm]		シャフト径 31.8 [mm]	
	内圧 90 [kPa]	内圧 120 [kPa]	内圧 90 [kPa]	内圧 120 [kPa]
ヨーゲイン [deg/s ²]	85.5	85.9	86.1	86.5

ステアリングを 70 [deg/s] で切った時の解析モデルを構築し、ヨーゲインの値をもとに等価粘性摩擦係数 k_S を推定する。この時、操舵系の等価弾性係数 k_S は可算弾性係数 k_{S1} より小さいため、 $0 < k_S \leq k_{S1}$ の値をとりうる。モデルから求めた等価弾性係数 k_S とヨー角ゲイン、及び実測でのヨーゲインの関係は図 4.4 のようになった。

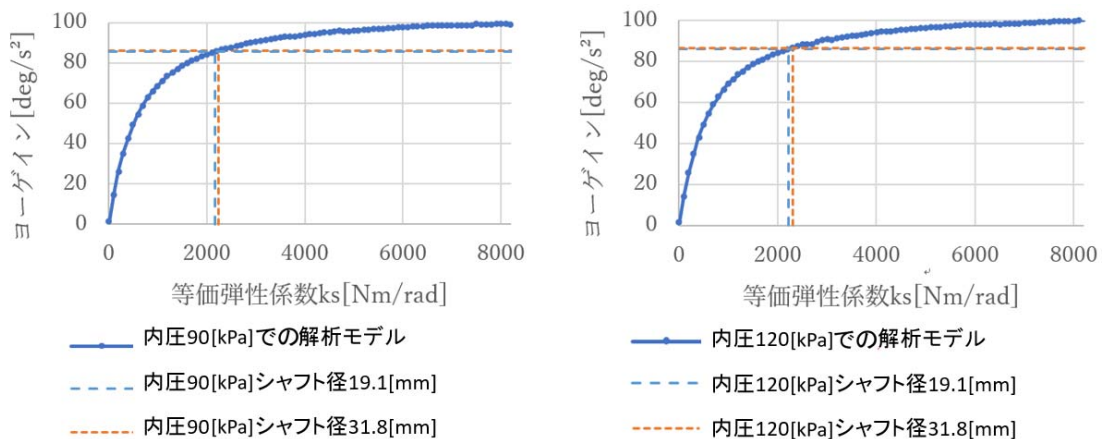


図 4.4 ステアリングを 70 [deg/s] の操舵時の解析モデルの等価弾性係数 k_S とヨーゲインの関係

図 4.4 よりヨーゲインから等価弾性係数 k_S が求まる。よって、(7) 式にこれを代入すると、不可算弾性係数 k_{S2} は、 $k_{S2} = (1.03 \pm 0.018) \times 10^4$ [Nm/rad] となる。

先に等価弾性係数 k_{S2} を剛体と仮定し、等価粘性摩擦係数 C_S を求めたが、今 k_{S2} が推定できたため、

C_S を修正する．解析モデルを用いて $k_{s2} = 1.03 \times 10^4$ [Nm/rad]の時の等価粘性摩擦係数 C_S は図 4.5 のようになる．

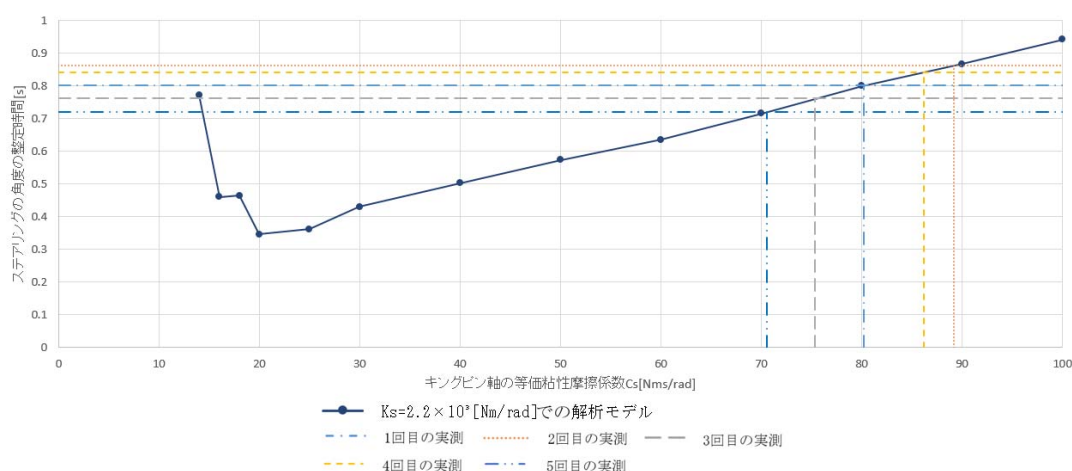


図 4.5 $k_s = 2.2 \times 10^3$ [Nm/rad]の時の粘性摩擦係数 C_S と整定時間の関係

この時、表 4.1 の実測での整定時間からキングピン軸の等価粘性摩擦係数 C_S を求めると $C_S = 80 \pm 8$ [Nms/rad]と修正した．より精度の良い値を求めたいとき、等価粘性摩擦係数 C_S を求めるステップと等価弾性係数 k_s を求めるステップを交互に繰り返していけばよいことがわかる．

以上より、未知のパラメータであったタイヤの横剛性、等価粘性摩擦係数、等価弾性係数を求めることができた．

5. 結言・今後の展望

本研究では、小型レーシングカーにおけるステアリングへの入力とヨーレートに関する関係式の未知のパラメータを求めた．これによりステアリングに入力した時の車両運動の推定精度が向上する．

また、本研究で製作したモデルは車両のロールによる荷重移動や走行時のサスペンションによるアライメント変化を考慮していない．それをモデルに組み込むことでより車両運動の推定精度は向上できる．

6. 謝辞

本研究を進めるにあたりアドバイザー教員である石原尚先生に本件へのアドバイス、予算執行に留まらず、本研究グループが参加している学生フォーミュラプロジェクト全般に渡ってご協力いただきました．本当にありがとうございます．また、本学工学研究科機械工学専攻修士一回生の原田勢那さんと同じく学部四回生の岡田健太郎さんには、解析モデルの制作やモデルからの評価までお手伝いしてくださいました．ありがとうございます．

技術向上の機会を得ることができたのは本自主研究奨励事業を支えて下さる皆様のおかげであると感じております．大阪大学未来基金の皆様、本事業に関わる教職員の皆様に厚く御礼申し上げます．

7. 参考文献

- [1] 安部正人 「自動車の運動と制御 第2版」 東京電機大学出版局 2015 P44-P45, P156-163
- [2] 山本敬一 西村秀和 「操舵感と操縦性を考慮した電動パワーステアリングの制御」 P6