

2017（平成 29）年度 修士学位論文

スリップ角検出による路面摩擦係数測定システム

*Tire-road friction measurement system
by detection of slip angle*

2018 年 3 月 9 日

高知工科大学大学院 工学研究科基盤工学専攻

知能機械システム工学コース

125040 合田 和輝

指導教員 岡 宏一 教授

原田 明德 講師

目次

1 章	序論.....	9
1.1	研究背景.....	9
1.1.1	路面摩擦係数とは.....	13
1.1.2	路面摩擦係数の測定方法.....	14
1.1.3	路面摩擦係数の測定方法の研究開発.....	17
1.1.4	車両挙動制御.....	20
1.2	研究目的.....	24
1.3	論文構成.....	24
2 章	提案システム.....	25
2.1	システム概要.....	25
2.2	推定方法の問題点と本研究の利点.....	26
3 章	学部の研究成果.....	28
4 章	推定原理.....	30
4.1	概要.....	30
4.2	車両およびタイヤの座標軸.....	30
4.3	車両運動から求める横力.....	32
4.4	タイヤモデル.....	34
4.4.1	タイヤの種類と構造.....	34
4.4.2	タイヤモデルの種類と特徴.....	36
4.4.3	コーナリング特性.....	38
4.5	タイヤの弾性変形から求める横力.....	40
4.5.1	タイヤモデル.....	40
4.5.2	接地圧力.....	41
4.5.3	すべり位置と横力.....	42
4.6	路面摩擦係数の推定式.....	44
4.7	複数輪車両への応用性.....	45
5 章	本研究で使用する車両および装置.....	46
5.1	GPS.....	46
5.2	GPS コンパス.....	48
5.3	GPS コンパスの電源系.....	50
5.4	GPS コンパスの Set Up.....	53
5.5	実験車両および装着タイヤ.....	56

6章	諸量の測定.....	57
6.1	各諸量の測定方法.....	57
6.2	座標変換.....	60
6.3	<i>l - m</i> model.....	64
6.3.1	測定実験と回帰分析.....	66
7章	実車を用いた走行実験.....	71
7.1	実験概要.....	71
7.2	実験方法.....	72
7.3	実験結果.....	73
7.4	考察と改善案.....	84
8章	加速度による路面摩擦係数の同定.....	87
8.1	概要.....	87
8.2	測定原理.....	87
8.3	実験環境.....	88
8.4	走行実験.....	90
9章	トレッドゴムの横弾性定数の検討.....	92
9.1	概要.....	92
9.2	シミュレーション解析.....	92
9.3	コーナリングスティフネスによる算出.....	94
9.4	考察.....	95
10章	4次近似による路面摩擦係数の推定式導出.....	98
10.1	概要.....	98
10.2	接地圧力.....	98
10.3	推定式導出.....	99
11章	推定式の検討.....	100
11.1	2016年6月22日の走行データ.....	100
11.2	2018年2月8日の走行実験.....	106
12章	結論.....	139
	参考資料.....	140
	Appendix.....	143
	Appendix A.....	143
	Appendix B.....	144
	Appendix C.....	145
	謝辞.....	146

目次

図 1	夏・冬期別事故発生割合（1997～2006） [1].....	9
図 2	冬型事故の分類別発生割合（2003～2011）	10
図 3	車車間通信[7].....	11
図 4	路車間通信[8].....	11
図 5	路面摩擦係数の概略[9]	13
図 6	路面すべり測定車[9].....	14
図 7	路面すべり測定車の測定原理[9].....	14
図 8	サーブフリクションテスター[11].....	15
図 9	加速度計[9]	16
図 10	ポータブルスキッドテスター[9].....	16
図 11	CAIS システムの概観[16].....	18
図 12	CAIS システムの概要[16]	18
図 13	路面摩擦係数推定アルゴリズム（本田技研工業株式会社）	18
図 14	ロールゲージ[21]	20
図 15	自動車の安全技術の分類	21
図 16	ディスクブレーキの構造	21
図 17	ABS の仕組み	22
図 18	アンダーステアとオーバーステア[27]	22
図 19	ESC の概要[25].....	23
図 20	ESC の仕組み	23
図 21	本システムのアロリズム.....	25
図 22	走行軌跡（学部）	29
図 23	実験結果（学部）	29
図 24	車両の運動力学モデル[34]	31
図 25	タイヤの座標系[35]	31
図 26	横力の発生過程（旋回運動）	32
図 27	タイヤに作用する力.....	32
図 28	バイアス構造[36]	34
図 29	ラジアル構造[36]	34
図 30	トレッドパターン[37].....	35
図 31	ソリッドタイヤモデル[39]	38
図 32	リジットベルトタイヤモデル[39].....	39
図 33	FIALA model[39]	39

図 34	タイヤモデル.....	40
図 35	接地圧力.....	42
図 36	タイヤの変形.....	43
図 37	GPS 衛星[41].....	47
図 38	単独測位[40].....	47
図 39	相対測位[40].....	47
図 40	DGPS(左)と RTK(右)[40].....	47
図 41	GPS コンパスの測定原理.....	48
図 42	GPS コンパスの概観.....	48
図 43	GPS コンパスの座標系.....	49
図 44	車内ヒューズボックスの場所.....	51
図 45	ヒューズボックスの全体像.....	51
図 46	配電図.....	51
図 47	ヒューズ電源取り出しキット.....	51
図 48	ヒューズ電源取り出しの様子.....	51
図 49	ボディーアース.....	51
図 50	スイッチ部.....	51
図 51	二ーレスト内部.....	51
図 52	配線図.....	52
図 53	GPS コンパスの設置.....	53
図 54	実験場所の様子および走行データの測定範囲 (GPS コンパスの調整).....	54
図 55	2017 年 9 月 14 日の走行実験結果.....	54
図 56	2018 年 1 月 23 日の走行実験結果.....	55
図 57	進行方位と車両の向きの差 (2018.1.23).....	55
図 58	実験車両.....	56
図 59	Rear タイヤのスリップ角.....	58
図 60	座標変換概要.....	60
図 61	座標変換の流れ.....	61
図 62	剛体の運動.....	62
図 63	負荷荷重と接地長さの変化.....	64
図 64	遠心力と負荷荷重.....	64
図 65	負荷荷重に対する接地長さの測定値プロット.....	67
図 66	近似モデルの検討.....	68
図 67	ルート関数.....	68
図 68	近似モデルシミュレーション.....	69
図 69	$l-m$ model.....	70

図 70	高知競馬場駐車場	71
図 71	走行軌跡 車速 25 Km/h, 操舵角 15 deg (2016.6.22)	73
図 72	20Km/h 35deg (2016.6.22)	74
図 73	25Km/h 5deg (2016.6.22)	75
図 74	25Km/h 10deg (2016.6.22)	76
図 75	25Km/h 15deg (2016.6.22)	77
図 76	25Km/h 20deg (2016.6.22)	78
図 77	25Km/h 25deg (2016.6.22)	79
図 78	30Km/h 5deg (2016.6.22)	80
図 79	30Km/h 10deg (2016.6.22)	81
図 80	30Km/h 15deg (2016.6.22)	82
図 81	40Km/h 5deg (2016.6.22)	83
図 82	Total result (2016.6.22)	85
図 83	路面の状態 (2016.6.22)	86
図 84	センサシールド (左) と加速度センサ (右)	88
図 85	ジャッキアップ	89
図 86	ディスクブレーキ	89
図 87	ブレーキ裏のコネクタ	89
図 88	コネクタの取り外し	89
図 89	ABS OFF	89
図 90	ABS ON	89
図 91	路面の状態 (2017.7.20) (高知工科大学グラウンド東側通路)	91
図 92	測定結果 (2017.7.20)	91
図 93	横弾性定数のシミュレーション解析	93
図 94	コーナリングスティフネス[45]	95
図 95	接地圧力近似による違い	99
図 96	20Km/h 35deg (2016.6.22) (4次)	101
図 97	25Km/h 5deg (2016.6.22) (4次)	101
図 98	25Km/h 10deg (2016.6.22) (4次)	101
図 99	25Km/h 15deg (2016.6.22) (4次)	101
図 100	25Km/h 20deg (2016.6.22) (4次)	102
図 101	25Km/h 25deg (2016.6.22) (4次)	102
図 102	30Km/h 5deg (2016.6.22) (4次)	102
図 103	30Km/h 10deg (2016.6.22) (4次)	102
図 104	30Km/h 15deg (2016.6.22) (4次)	103
図 105	Total result1 (2016.6.22) (4次)	104

図 106	Total result2 (2016.6.22) (4次)	104
図 107	GPS コンパスセットアップ 1 (2018.2.8)	106
図 108	GPS コンパスセットアップ 2 (2018.2.8)	107
図 109	方位角誤差 (2018.2.8)	107
図 110	加速度の測定結果 (2018.2.8)	108
図 111	路面状態 (2018.2.8)	109
図 112	走行軌跡 車速 25 Km/h, 旋回半径 25 m (2018.2.8)	111
図 113	20Km/h 20m (2018.2.8)	112
図 114	20Km/h 25m (2018.2.8)	113
図 115	20Km/h 30m (2018.2.8)	114
図 116	20Km/h 35m (2018.2.8)	115
図 117	20Km/h 40m (2018.2.8)	116
図 118	25Km/h 20m (2018.2.8)	117
図 119	25Km/h 25m (2018.2.8)	118
図 120	25Km/h 30m (2018.2.8)	119
図 121	25Km/h 35m (2018.2.8)	120
図 122	25Km/h 40m (2018.2.8)	121
図 123	30Km/h 20m (2018.2.8)	122
図 124	30Km/h 25m (2018.2.8)	123
図 125	30Km/h 30m (2018.2.8)	124
図 126	30Km/h 35m (2018.2.8)	125
図 127	30Km/h 40m (2018.2.8)	126
図 128	35Km/h 25m (2018.2.8)	127
図 129	35Km/h 30m (2018.2.8)	128
図 130	35Km/h 35m (2018.2.8)	129
図 131	35Km/h 40m (2018.2.8)	130
図 132	40Km/h 30m (2018.2.8)	131
図 133	40Km/h 35m (2018.2.8)	132
図 134	40Km/h 40m (2018.2.8)	133
図 135	45Km/h 35m (2018.2.8)	134
図 136	45Km/h 40m (2018.2.8)	135
図 137	50Km/h 40m (2018.2.8)	136
図 138	Total result1 (2018.2.8)	138
図 139	Total result2 (2018.2.8)	138

表目次

表 1	冬型事故の分類.....	10
表 2	冬型事故の分類別発生件数（2003～2011） [1]	10
表 3	車車間通信と路車間通信の概略[7][8]	12
表 4	路面摩擦係数と路面の状態.....	14
表 5	路面摩擦係数の測定方法[6].....	17
表 6	路面摩擦係数の測定方法の研究開発	19
表 7	ABS と ESC について	23
表 8	路面摩擦係数の測定方法に関する問題点.....	27
表 9	実験概要（学部）	29
表 10	車両の運動の自由度[34].....	31
表 11	タイヤ構造の違いによるメリット	35
表 12	タイヤモデルの種類と特徴.....	37
表 13	GPS コンパス諸元.....	49
表 14	電源取り出し使用部品.....	52
表 15	実験車両諸元.....	56
表 16	各諸量の処理方法	59
表 17	負荷荷重に対する接地長さの測定実験概要	66
表 18	負荷荷重に対する接地長さの測定実験結果	67
表 19	測定実験概要（2016.6.22）（高知競馬場）	72
表 20	問題点と改善案.....	86
表 21	測定実験概要（2017.7.20）	90
表 22	シミュレーション解析対象データ	92
表 23	コーナリングスティフネスより算出した G の結果（2018.2.8）	96
表 24	加速度による路面摩擦係数同定実験概要（2018.2.8）	108
表 25	測定実験概要（2018.2.8）	110

1章 序論

1.1 研究背景

地上に存在する乗り物は、運動形態から大きく2つの形態に分類される。1つは、鉄道車両のようにレールの上を走る乗り物。もう1つは、地上を自由に走ることのできる乗り物であり、自転車やバイク、飛行機など様々なモノが存在する。その代表として、自動車が挙げられ、自動車は運転をすることが必要不可欠な乗り物である。

現在、自動車は日常生活に欠かせない存在であり、大きな便益を我々にもたらしている。その一方で、自動車に関する交通事故が多発している。交通事故の要因として、ヒューマンエラーによるもの、地形・街の構造によるものや自然現象によるものが考えられる。

自然現象が原因で発生した交通事故を細かく分類すると主に夏型事故と冬型事故に分けられることができる[1][2]。冬型事故とは、積雪や凍結、吹雪などの冬期現象が事故へ直接または間接要因となった事故である。図1に1997年から2006年の期間において北海道内の一般国道で発生した夏期（4月から10月）・冬期（11月から3月）別の月平均の事故発生件数および死者数の割合をまとめた夏・冬期別事故の発生割合を示す[1]。図1から死者数は、夏期の割合が高いが事故発生件数については冬型事故を含むと、冬期の割合が50.4[%]と過半数を占める。

冬型事故について詳しく述べると、冬型事故は、表1に示すようにスリップ事故、わだち事故、視界不良事故およびその他の4種類に分類される[3][4]。[4]の報告をもとに2003年から2011年の期間に発生した冬型事故の発生件数を分類別に表2として示す。作成した表2をもとに冬型事故の分類別の発生割合を図2に示す。図2より冬型事故の大半がスリップ事故が占め、84[%]となる。次いで視界不良事故が12[%]、わだち事故が1[%]、その他が3[%]となっており、スリップ事故が多いことがいえる。

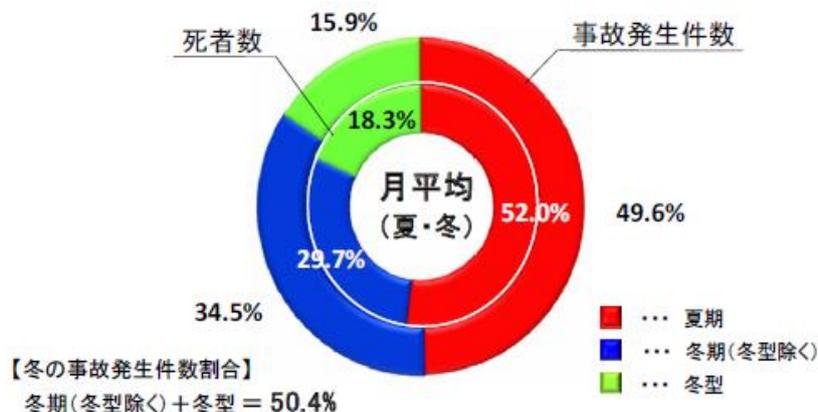


図1 夏・冬期別事故発生割合（1997～2006）[1]

表1 冬型事故の分類

スリップ事故
視界不良事故
わだち事故
その他

表2 冬型事故の分類別発生件数（2003～2011）[1]

	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011
スリップ事故	683	706	812	609	409	408	307	346	365
視界不良事故	76	80	99	140	127	56	33	39	31
わだち事故	10	11	2	4	4	3	1	4	2
その他	34	32	36	25	12	6	3	4	4
合計	803	829	946	778	552	473	344	393	402

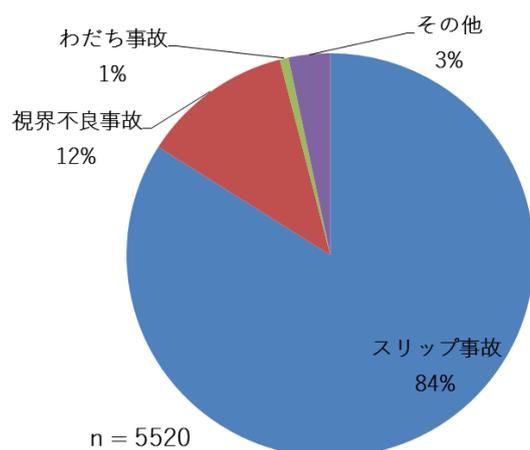


図2 冬型事故の分類別発生割合（2003～2011）

スリップ事故の発生原因として、路面がすべりやすくなっていることが要因として考えられる。自然環境によって、路面の状態は時々刻々変化している。近年では、夏期においてもゲリラ豪雨や台風など大雨が問題視とされ、大雨による交通事故も発生している現状はメディアに度々報道されている。これを路面状態という視点からみると、大雨によって路面が極度に濡れている、水たまりのようにたまっているという状態が考えられる。冬期には、積雪や気温の低下による凍結が発生している。路面の状態を把握する指標指標として路面摩擦係数があり[6]、詳細な説明は、1.1.1で述べる。路面摩擦係数は、約0.0~1.2[-]の範囲を示し、その値によって路面の状態を定義づけている。一般的に路面摩擦係数の値が大きいほど、路面はすべりにくく、小さいとすべりやすい。まとめると、スリップ事故は、自然環境によって路面の状態が変化し、その路面の路面摩擦係数が低下することですべりやすくなりスリップが発生することが考えられる。

このようなスリップ事故の対策としては、路面摩擦係数をリアルタイムで検知し、路面摩擦係数が低下している場合は、ドライバーに注意を促すシステムが有効であると考えられる。

加え近年、各自動車メーカーが開発を進めている横滑り防止システム（**Electronic Stability Control, ESC**）などに代表される車両挙動制御技術などに対し、リアルタイムで検知した路面摩擦係数を制御入力として使用することで路面状態を考慮した車両制御が可能となり、走行安全性の向上が見込めると考える。また、推定した路面摩擦係数の情報を車車間通信や路車間通信などによって共有することで、走行車両周辺の道路状況の把握や道路交通網の整備など利用範囲は広いと考えられる。車車間通信および路車間通信に概略に関しては図3、4および表3に示しておく[7][8]。



図3 車車間通信[7]



図4 路車間通信[8]

表 3 車車間通信と路車間通信の概略[7][8]

	車車間通信	路車間通信
概要	車両同士の無線通信により周囲の車両の情報（位置、速度、車両制御情報など）を入手し、必要に応じて運転者に安全運転支援を行う。	車両と路側機との無線通信によりインフラからの情報（信号情報、規制情報、道路情報など）を入手し、必要に応じて運転者に安全運転支援を行う。
特徴	路側機の整備されていない不特定の場所でサービス提供が可能	路側設備のある場所で、サービス提供が可能

1.1.1 路面摩擦係数とは

路面摩擦係数とは、路面のすべりやすさを表す指標であり、路面とタイヤ間の摩擦の指標である。路面摩擦係数は、タイヤ路面間に働く摩擦力をタイヤにかかる荷重で割ると得られる。道路の設計において根幹になる値であり、交通安全上も重要な因子となっている[6]。図5に路面摩擦係数の概略を示す[9]。(1.1)式に路面摩擦係数の基本定義式を示す。

$$\mu = \frac{F}{mg} \quad (1.1)$$

μ	:	路面摩擦係数	[-]
F	:	タイヤの摩擦力	[N]
m	:	タイヤにかかる質量	[kg]
g	:	重力加速度	[m/s ²]

一般的に路面摩擦係数の値が大きいほど、路面はすべりにくく、小さいとすべりやすい。具体的な値とその値が指す路面の状態は、1.2ほどを上限に1.2~0.7が乾燥した路面（乾燥路，DRY）、0.6~0.4が濡れている路面（湿潤路，WET）、0.3~0.2が積雪がある状態（圧雪路，SNOW）、0.1~0.0が凍結している状態（氷結路，ICE）である。路面摩擦係数の値の示す路面の状態を表4にまとめる。

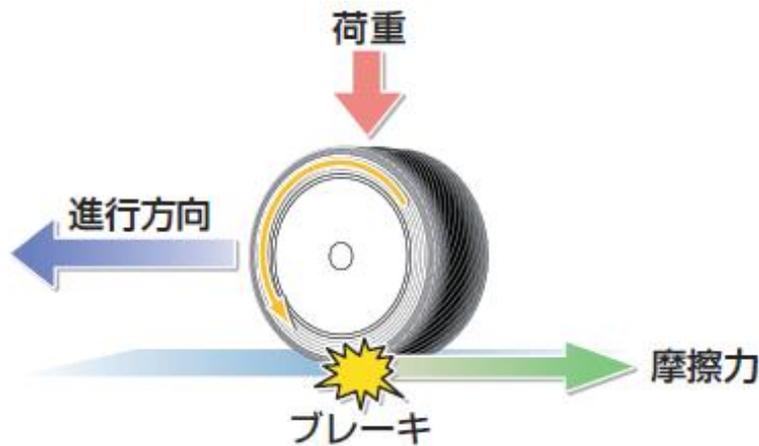


図5 路面摩擦係数の概略[9]

表 4 路面摩擦係数と路面の状態

μ	路面の状態
1.2 ~ 0.7	乾燥路 (DRY)
0.6 ~ 0.4	湿潤路 (WET)
0.3 ~ 0.2	圧雪路 (SNOW)
0.1 ~ 0.0	氷結路 (ICE)

1.1.2 路面摩擦係数の測定方法

本項では、現在実用化されている測定方法について述べる。現在、路面摩擦係数を測定する目的としては、道路の設計や路面管理（空港の滑走路など）があり、それぞれの機関や国が行っている[6].

最も基本的な方法は、図 6 に示すような路面すべり測定車とよばれる計測車両に取り付けた計測輪に制動をかけてそのときの摩擦力を測定し、摩擦係数を求める方法である[9]. この方法は、走行しながら測定が可能であり、他の交通の妨げにならずクルマの流れに沿って測定を行うことができる。また、本物のタイヤを使って測定を行うことから、リアリティのある測定値を得ることができる。測定原理の概要を図 7 に示す[9].



図 6 路面すべり測定車[9]

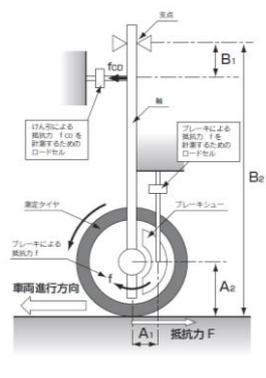


図 7 路面すべり測定車の測定原理[9]

上記の路面すべり測定車に似た測定車として、サブフリクションテスターがある[6][9][10][11]. これは、計測輪は常時 10[%]のスリップ比でもって制動するようになっており、制動トルクを計測している。10[%]のスリップ比を用いる理由は、最大制動力が得られるように考慮したためである。路面すべり測定車は、測定輪が完全にロックするため

イヤの片減りが激しく、短い距離（5~10[m]）で点的な測定しかできなかったのに対し、長距離を測定できるようになり路面のすべりを連続的に測定できるメリットを持つ。主に空港滑走路の路面摩擦係数の測定に用いられている。スリップ比とは、タイヤ回転方向のすべり量を示す指標であり、定義式は(1.2)式である。また、サーブフリクションテスターの外観を図8に示す[12].

$$SR = \frac{V - R_t \omega_t}{V} \quad (1.2)$$

SR	:	スリップ比
V	:	車速
R_t	:	タイヤ半径
ω_t	:	タイヤ回転角速度



図8 サーブフリクションテスター[11]

計器を用いて測定する方法として、加速度を測定する方法が挙げられる[9]. 加速度とは、ある物体が運動しているときの一定時間における速度変化の割合である。この加速度を測定する機器が加速度計である。測定原理は、等速で走行している車両に急制動をかけ、車輪がロックして路面がすべっているときの負の加速度（減速度）を測定する。一般的に、すべりやすい路面は、加速度は小さくなり、すべりにくい路面では、加速度は大きくなる傾向がある。路面摩擦係数は、測定された加速度を重力加速度で割った値である。測定原理の定義式を(1.3)式に示し、図9に加速度計を示す[9].

$$\mu = \frac{a}{g} \quad (1.3)$$

- μ : 路面摩擦係数
 a : 加速度 (減速度)
 g : 重力加速度



図9 加速度計[9]

簡易的なテスター（測定機器）を用いた方法として、英国で開発されたポータブルスキッドテスターがある[6][9]。これは、エネルギー保存の法則を用いたもので簡便に路面摩擦係数を測定できる。測定方法は、振り子の先端にゴムパッドを取り付け、所定の高さから振り下ろした後、路面に接触後に振りあがる高さを指標としている。得られた値は、B.P.N という単位で表され、この値を 100 で割った値が 40[Km/h]での路面摩擦係数といわれているが、本項で述べてきた測定方法との相関性が明確でなく、精度を必要としない場合の目安として使用されている。このポータブルスキッドテスターの外観を図 10 に示す[9]。

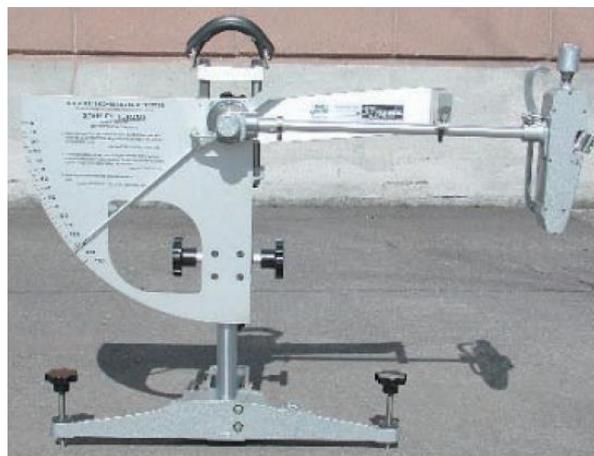


図10 ポータブルスキッドテスター[9]

本項で述べた 4 つの測定方法について、表 5 にまとめる[6]。表 5 については、2 章でも考察に使用する。

表 5 路面摩擦係数の測定方法[6]

種類	測定装置	特徴	主な運用国・機関	利用目的
路面すべり 測定車	測定車両	車両制動時の摩擦力を直接測定する。タイヤをロックするため長距離の連続測定が困難	日本 欧米の道路機関	道路設計 路面管理
サーブ フリクション テスター	測定車両	測定タイヤにスリップ比を持たすことで長距離の連続測定が可能	航空会社 欧米の道路機関	滑走路管理 路面管理
加速度計	測定機器	車両制動時の車輪がロックして車両がすべっているときの加速度をもとに算出する。	道路機関	路面管理
ポータブル スキッド テスター	測定機器	エネルギー保存則を利用した簡易的なテスター。上記の測定値との相関性が明確でない。	道路機関	路面管理

1.1.3 路面摩擦係数の測定方法の研究開発

本項では、実用化までは至っていないが、各研究機関やメーカーの路面摩擦係数測定方法に関する研究開発について述べる。

近年注目されている技術として、タイヤにセンサを配置し、車両センサシステムの一部として組み込むインテリジェントタイヤがある[13][14][15]。株式会社ブリヂストンは、2015年に CAIS (Contact Area Information Sensing に由来。「CAIS」は登録商標である) (以下、CAIS システム) コンセプトに基づいて路面状態判別技術の開発に成功したと報告している[16]。CAIS システムは、タイヤのトレッド (路面との接地面) 内側に加速度計を装着し、路面の状態を判別する技術である。タイヤのトレッド振動を検知しタイヤの摩耗や空気圧、路面状態を推定する。2020 年をめどに実用化を目指している。図 11 に CAIS システムの概観と図 12 に CAIS システムの概要を示す[16]。

タイヤ断面図

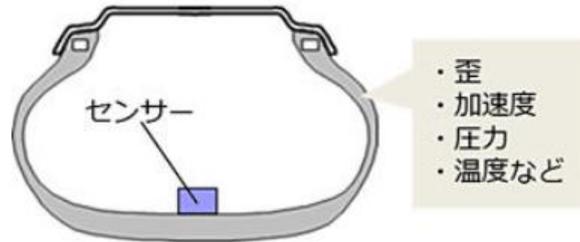


図 11 CAIS システムの概観[16]

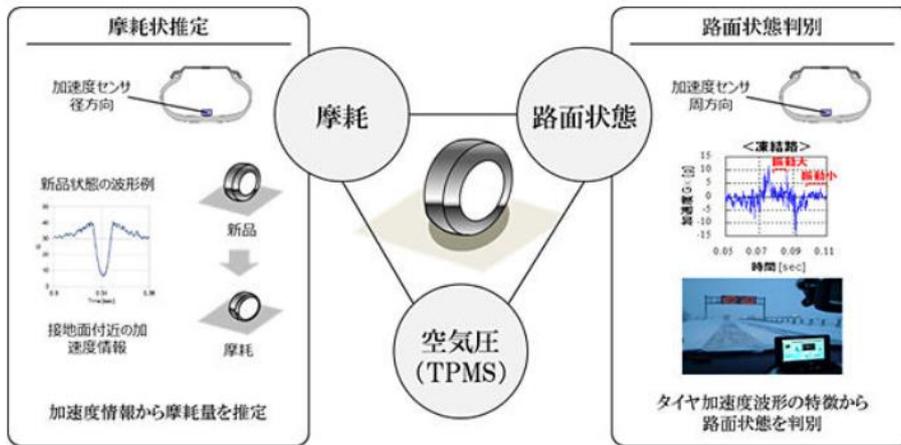


図 12 CAIS システムの概要[16]

一方、本田技研工業株式会社は、タイヤのデータマップ（実験面に見合った非線形型のタイヤ特性）をベースにして車体のスリップ角を推定し、ヨーレート、前後加速度、横加速度を用いて路面摩擦係数を推定するロジックを自社の論文公開サイトで発表している[17]。本システムのアルゴリズムを図 13 に示す。

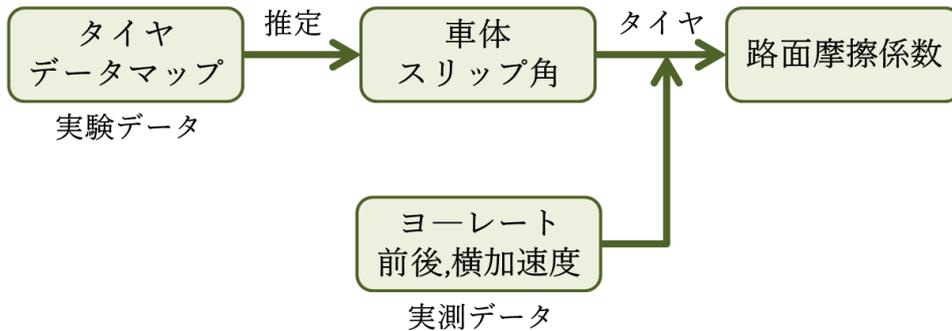


図 13 路面摩擦係数推定アルゴリズム（本田技研工業株式会社）

その他、研究論文としてタイヤのトレッド部をブラシのようにモデル化し、シミュレーションすることで路面摩擦係数を推定する方法[18]や車両挙動制御技術の1つであるABS (Anti-lock Brake System) の信号を利用する方法[19]、車両運動データ (加速度、ヨーレート) を用いて自動車の運動方程式を解く方法[20]などが発表されている。

本項で述べた研究開発例を表6にまとめる。表6については、2章でも考察に使用する。

表6 路面摩擦係数の測定方法の研究開発

種類	機関 メーカー	特徴	モデル	実測データ
CAIS システム	ブリヂストン	タイヤの内部に加速度計を取り付ける。		タイヤの トレッド振動
推定 ロジック	本田技研工業	実験により作成したデータマップを使用。4輪推定。	非線形型 タイヤデータ マップ	ヨーレート 前後加速度 横加速度
ブラシ モデル	京都大学	タイヤモデルと Car sim を使用した解析	ブラシモデル Car sim	
ABS	高知工科大学	ABS 信号を用いる。スリップ比の関係を 使用		タイヤの 回転速度 スリップ率
車両運動 データ	北海道大学	運動方程式を実測データに基づいて解析	運動方程式 (2輪モデル)	ヨーレート 前後加速度 横加速度 車速パルス

1.1.4 車両挙動制御

自動車は、乗員や歩行者などを守るために様々な安全に関する研究が行われている。自動車の安全技術に関する研究は大きく分けて2つの概念に分けることができる。1つは、パッシブセーフティの考え方である。パッシブセーフティは、衝突安全技術として万一の事故に対して被害を軽減するような技術のことを指す。例としては、シートベルトやエアバック、競技車両などに装着が義務づけられているロールゲージ[21]などがある。ロールゲージについては、図14に外見を示しておく[22]。もう一方の考え方は、アクティブセーフティの考え方である。アクティブセーフティは、予防安全技術として、事故の発生を未然に防ぐような技術である。主な代表例は、急ブレーキ時あるいは低摩擦路面でのブレーキ操作において、車輪のロックによるスリップを低減するABS (Anti-lock Brake System, ABS) や旋回時における横すべりを抑制するESC (Electric Stability Control, ESC) があり、車両挙動制御はこれに分類される。近年では、パッシブセーフティとアクティブセーフティを融合した新しい概念のプリクラッシュ・セーフティ技術が開発されている。プリクラッシュ・セーフティ技術は、運転支援システムにより事故が起こると予測判断した際に、適切な車両制御と事故時の安全技術を応用し、万一の事故に対し安全性を高める技術である。代表例としては、レーダーセンサを使用して自車と先行者の位置・速度・予測進路や走行速度によって危険を判定し、必要に応じて警報で知らせるシステムなどが挙げられる[23]。図15に自動車の安全技術の分類を示す。



図14 ロールゲージ[21]

車両挙動制御は、上記で述べたABSやESCのほか、走行中に走行車線を逸脱することを防ぐ車線逸脱防止支援システムや発進や加速時のタイヤの空転を低減する装置であるTCM (Traction Control System, TCS) などがある。本項では、代表的なABS、ESCのシステムのアルゴリズムを紹介する。

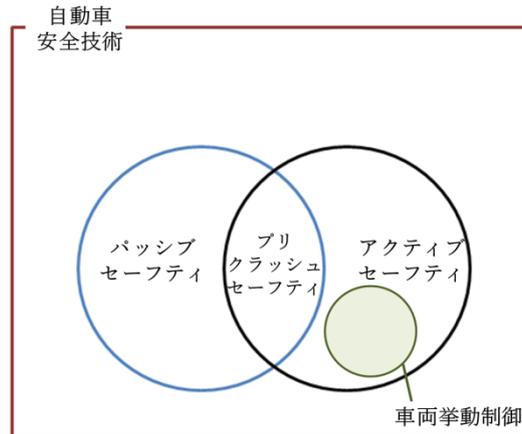


図 15 自動車の安全技術の分類

ABS は、急ブレーキ時あるいは低摩擦路面でのブレーキ操作において、車輪がロックしスリップした場合、ステアリング操作が効かなくなり制御不能となる。これを防ぐためにブレーキを一気に踏み込むのではなく徐々に踏み込み、すべり始めたら少し緩めて再び踏み込む動作を繰り返すポンピングブレーキを行う必要がある。この動作をコンピュータ制御により自動化したシステムのことである[24]。ABS の仕組みは、ブレーキペダルを踏むことでブレーキフルードの油圧によってブレーキキャリパのピストンを動作させ、ブレーキパッドをブレーキディスクに（ディスクブレーキの場合）押し付けることで制動力を得る。これと同時に車輪の回転速度をセンシングし、車輪の回転がある基準値を超えた場合に液圧を下げ、制動力を弱めることで車輪のロックを防ぐようになっている。図 16 にディスクブレーキの構造を図 17 に ABS の仕組みについてまとめたものを示す。

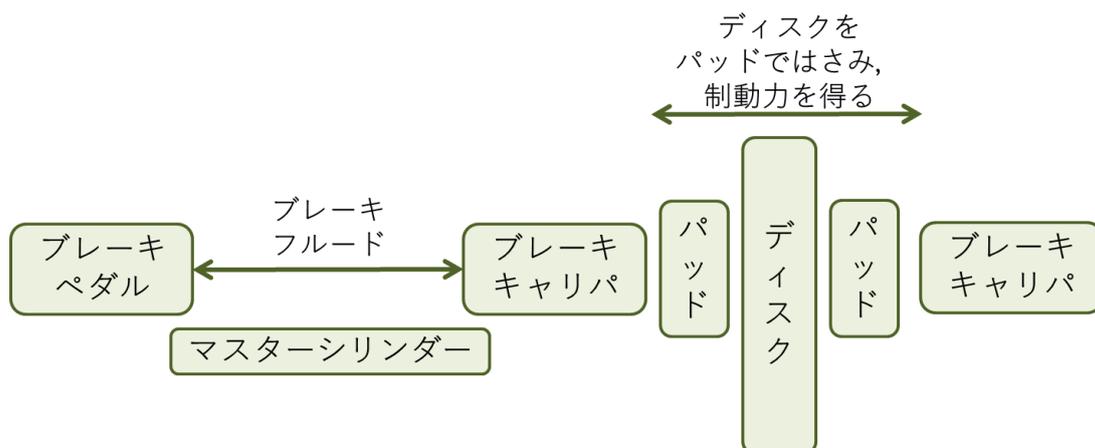


図 16 ディスクブレーキの構造

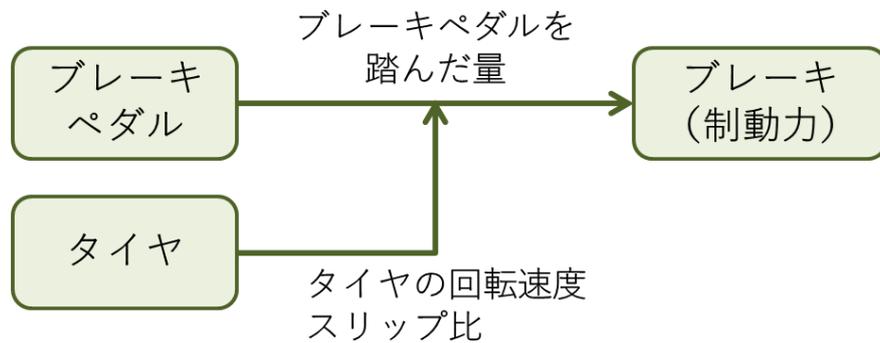


図 17 ABS の仕組み

ESC とは、コーナーや WET 路を走行中、横すべり（スリップ）の発生を抑制するシステムである。ESC はアンダーステアやオーバーステアを修正し、自動車の進行方向を保つようにコントロールする[26]。アンダーステアとオーバーステアについては、図 18 にて説明する[27]。ジャイロセンサを活用し、ヨー方向の回転を、加速度センサで横加速度をそれぞれ検出し、車速および前輪操舵角踏まえ、駆動力や制動力を調節することで横すべりを防止する。図 19 に ESC の概要[25]および図 20 に ESC の仕組みを示す。

本項で述べた ABS と ESC について表 7 にまとめる。表 7 については、2 章でも考察に使用する。

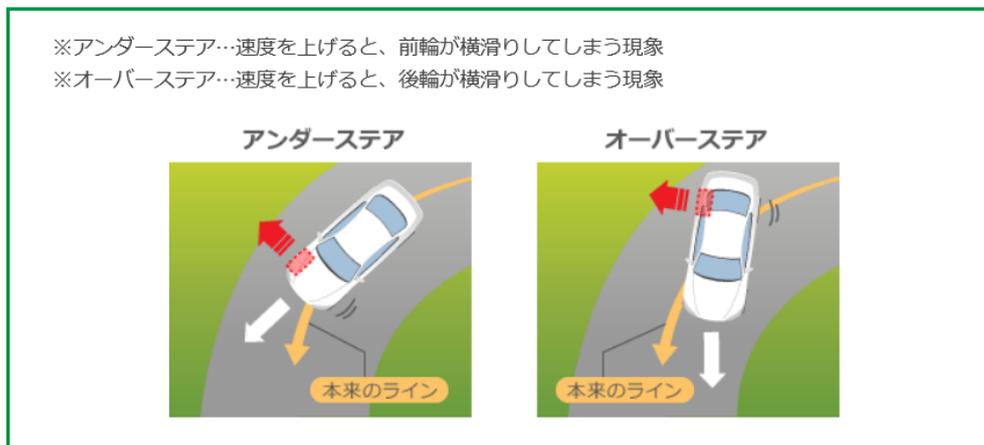


図 18 アンダーステアとオーバーステア[27]

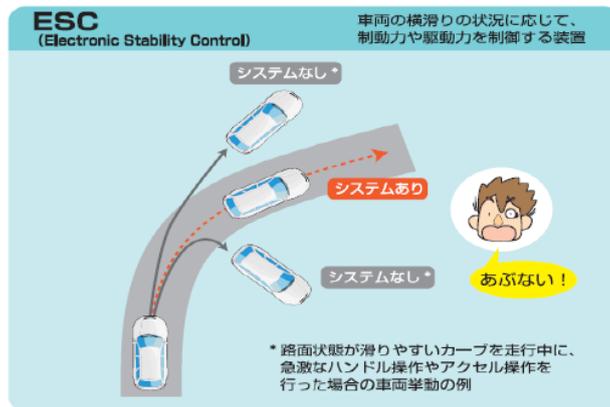


図 19 ESC の概要[25]

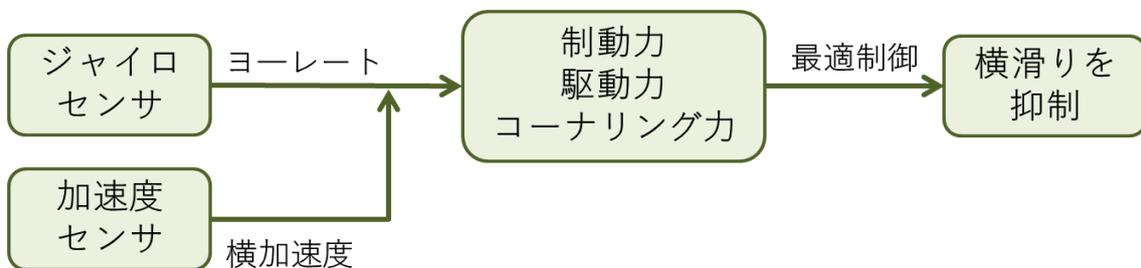


図 20 ESC の仕組み

表 7 ABS と ESC について

種類	特徴	測定機器	測定諸量
ABS	急ブレーキ時や低摩擦路面でのブレーキ操作において、車輪のロックによるスリップを抑制する。		ブレーキペダル操作量 タイヤの回転速度 スリップ比
ESC	コーナーや WET 路を走行中、横すべり（スリップ）の発生を抑制するシステムである。	ジャイロセンサ 加速度センサ	ヨーレート 横加速度

1.2 研究目的

本研究は、路面摩擦係数をより簡便な方法でかつリアルタイムで測定を可能にする推定方法を提案し、実用化を目指すものである。本論文では、車両旋回時の車両運動データをGPSを用いて取得し、走行実験から提案した推定方法の評価・改良を行う。本研究は、将来の自動車を取り巻く安全性に寄与することを目標に、一般車の走行安全性の向上を図ることを目的とする。

1.3 論文構成

第2章では、本研究で提案する推定方法の概要を述べ、1章で述べた測定方法例と比較し、提案する推定方法の利点を明らかにする。

第3章では筆者の高知工科大学システム工学群卒業研究の成果を示す。

第4章では、路面摩擦係数の推定原理を述べる。その際には、理論式導出に用いた車両の座用軸やタイヤモデルなどについても記述する。

第5章では、導出した理論式を検証ための前段階として、走行実験に使用する車両や装置、実験環境について述べる。

第6章では、導出した理論式の評価に必要な各測定諸量を示し、その諸量の測定方法、アルゴリズムを述べる。

第7章では、実車を用いた走行実験を行い、結果を示し、考察および問題点、改良案を述べる。

第8章では、7章で述べた改良案の内、4章で示した本研究の推定方法との比較のため、異なる方法で路面摩擦係数を同定する実験を行った。このことについて、アルゴリズムを踏まえ述べる。

第9章では、7章で述べた改良案の内、タイヤモデルのパラメタ設定についての考察を述べる。

第10章では、7章で述べた改良案の内、タイヤモデルの考察を行い、新たに路面摩擦係数の理論式を導出した結果について述べる。

第11章では、10章で導出した理論式、8、9章での考察を検証するため、解析および走行実験を行った。これについて、結果を示し考察を述べる。

第12章は、本研究の結論であり、提案した路面摩擦係数の推定方法の有用性と今後の検討項目を述べる。

2章 提案システム

本章では、本研究で提案する路面摩擦係数の推定方法の大まかな概要を述べ、1章で示した路面摩擦係数測定方法と本研究の比較および利点について述べる。

2.1 システム概要

本研究で提案する路面摩擦係数の推定方法の特徴は、旋回時の車両運動とタイヤ力に着目している点である。旋回時の車両の運動データを近年、カーナビゲーションシステム（以下、カーナビ）に普及している GPS 信号（Global Positioning System, GPS）にて測定する。GPS については、5章の 5.1 に記述する。測定装置の使用は、GPS のみを使用する。

具体的なアルゴリズムは、GPS にて旋回時の車両運動データ（車速、角速度、進行方向、車両の向き）を取得する。取得したデータをもとに、旋回時の力のつり合いと路面とタイヤ間の摩擦によりタイヤが弾性変形することによって発生するタイヤ力の 2 観点から車両が旋回する力（横力）を算出し、路面摩擦係数を推定するものとなっている。図 21 に本研究で提案する路面摩擦係数測定システムのアルゴリズムの概要を示す。

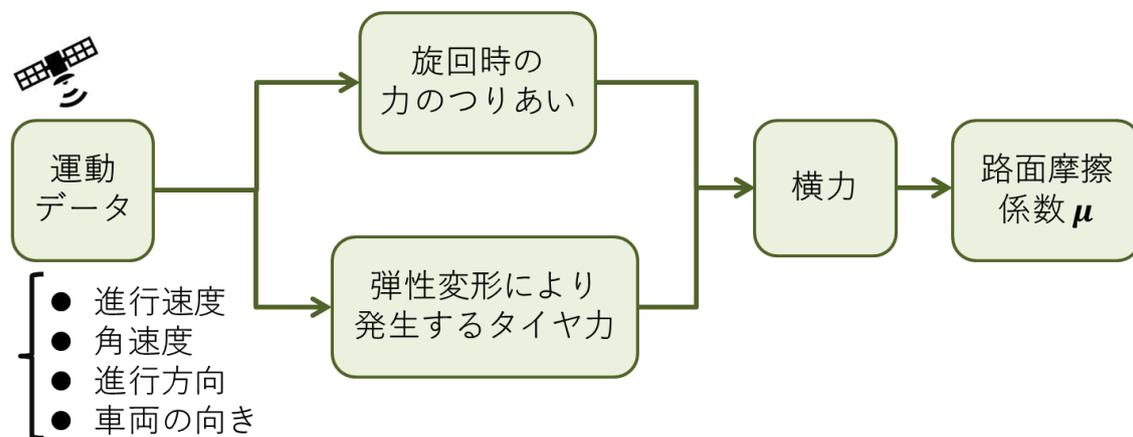


図 21 本システムのアルゴリズム

2.2 推定方法の問題点と本研究の利点

本節では、1.1.2, 1.1.3 で示した路面摩擦係数の問題点を挙げる。

各推定方法の概要を示している表 5 および表 6 より、路面すべり測定車やサーブフリクションテスターなどの測定用車両を用いる方法は、大型の装置や特殊な機構が必要となる。その他、測定車両が通行した時間、場所でのみ路面摩擦係数の推定が行えるため、一般道においてはリアルタイム性が無い。加速度計による測定は、急制動をかけ、タイヤをロックする必要がある。2018 年より二輪車は ABS の搭載が義務づけられ[28]、自動車も 1980 年代ごろから ABS の装着が一般化している背景からタイヤをロックするという行為は危険であると考えられている。また、減速時のみの測定しかできない点も問題である。ポータブルスキッドテスターは、推定精度が悪く、本測定機器が必要となるため、一般車向けの測定方法とはいえない。

研究開発例は、上記の問題点を補うように考案されているが完全とはいえない。株式会社ブリヂストンが開発している CAIS システムは、タイヤ内部に加速度計を埋め込む。開発段階のため、詳しい情報はまだ発表されていないが、タイヤに加速度計を埋め込むという観点から、メンテナンス性や、タイヤ交換時のシステムの継続、4 輪への応用性など問題点が考えられる。本田技研工業株式会社が発表した推定ロジックは、タイヤのデータマップが必要となる。つまり、発売されているタイヤ、今後発売するタイヤ全てにおいてデータが必要になる。また、タイヤの摩耗により交換する際には、違う種類のタイヤを購入者は選ぶ可能性は大いにあるため汎用性が低いと考える。そのほかの方法についても、多数の測定機器を必要としたり、精密な運動モデルやシミュレーションソフトが必要となる。

以上の問題点を表 8 にまとめる。

表 8 を参考に本研究の利点を述べる。本研究では、旋回時の車両の運動データを GPS を用いて測定し、路面摩擦係数の推定を行うことから、リアルタイム測定を可能にしている。測定には GPS 受信器を必要とするが、近年カーナビの搭載率は 6 割を超え、増加傾向をたどっている[29]。カーナビを搭載せずとも GPS 受信器を搭載することで測定は可能になるため、車両への測定機器の追加搭載は最小限に抑えることができる。測定範囲は旋回時のみであるが、一般道を走行する際には、厳密に直線を走行している時間より、大きな旋回半径を持ちながら連続的に旋回運動を行いながら、直線を走行していると考えれば走行中の大部分をカバーできると考える。4 輪への応用性に関しては、本研究では後輪タイヤ 2 輪において推定を行っているが、前輪タイヤの操舵角を測定することで 4 輪全てのタイヤそれぞれに対し、路面摩擦係数の推定が可能となる。また、車両へシステムを搭載する際は、GPS 受信器が搭載されていれば、車両コンピュータ、ECU (Engine Control Unit) をアップデート (書き換える) するだけで新車、発売済み車両にも搭載できるという利点も考えられる。

その他、本システムにより車両挙動制御技術の精度向上も考えられる。現在、ABS や ESC

といった車両挙動制御技術は、路面の状態をブラックボックスと考えている。ヨーレート、加速度、スリップ比などをもとに路面摩擦係数を考慮して制御を行っているが、その日その場の路面状態をリニアに再現できているかについては、問題が残る。これに対し、路面摩擦係数を精度よく測定し、制御入力として使うことで、時々刻々変化する路面状態に対して最適な駆動力や制動力などを算出し車両制御することができ、従来以上に車両挙動制御の効果を発揮することができると思う。以上を踏まえ本研究は、一般車の安全性の向上に大いに関与することでき、社会に貢献できると考えている。

表 8 路面摩擦係数の測定方法に関する問題点

種類	測定装置 メーカー	特徴	問題点
路面すべり 測定車	測定車両	車両制動時の摩擦力を直接測定する。タイヤをロックするため長距離の連続測定が困難	リアルタイム性 大型の装置 測定範囲
サーブ フリクション テスター	測定車両	測定タイヤにスリップ比を持たすことで長距離の連続測定が可能	リアルタイム性 大型の装置 測定範囲
加速度計	測定機器	車両制動時の車輪がロックして車両がすべっているときの加速度をもとに算出する。	測定時の安全性 測定範囲
ポータブル スキッド テスター	測定機器	エネルギー保存則を利用した簡易的なテスター。上記の測定値との相関性が明確でない。	一般車への応用性 低精度
CAIS システム	ブリヂストン	タイヤの内部に加速度計を取り付ける。	メンテナンス性 タイヤ交換時 4輪への応用性
推定 ロジック	本田技研工業	実験により作成したデータマップを使用。 4輪推定。	タイヤのデータマップの必要性
ブラシ モデル	京都大学	タイヤモデルと Car sim を使用した解析	高価なシミュレーションソフト
ABS	高知工科大学	ABS 信号を用いる。スリップ比の関係を使用	直線走行時のみの測定
車両運動 データ	北海道大学	運動方程式を実測データに基づいて解析	多数の測定機器

3章 学部の研究成果

本章では、筆者が高知工科大学システム工学群の卒業研究として行った本研究[30]の成果を示す。また、大学大学院在学中に筆者が発表した論文については、参考文献に示しておく[31][32]。

筆者は、卒業研究として本研究を行い、大学院進学後も継続して本研究を進めた。システム工学群時代に、提案した路面摩擦係数の推定理論式は、次式である。

$$\mu = \frac{Gl^3mv^2\sin\beta}{6m(Gl^2R\sin\beta - 2mv^2\cos\beta)} \quad (3.1)$$

μ	:	路面摩擦係数	v	:	車速
G	:	タイヤの横弾性係数	β	:	スリップ角
l	:	接地長さ	R	:	旋回半径
m	:	タイヤへの負荷質量			

(3.1)式を用いて、実車を用いて GPS 装置により車両運動を測定する走行実験を行い検証を行った。走行実験の概要を表 9 に示す。解析の際は、接地長さ、負荷質量、横弾性係数については、定数を与えた。また、走行場所は、高知工科大学の学生駐車場で行った。車速 20[Km/h]、前輪操舵角 20[deg]の走行軌跡を図 22、推定した路面摩擦係数値については図 23 に示す。図 23 より推定された約 0.3 ほどであり、圧雪路であるという結果が得られた。晴れた日に実験を行い、学生駐車場は、アスファルトで舗装された路面であるため、推定される値は約 1.2~0.7 ほどである必要がある。この結果より、理論式導出の過程の再検討や遠心力により左右輪への負荷荷重の変化の考慮が課題点として挙げられた。

表 9 実験概要 (学部)

実験日時	2016年3月3日	車両/装置	TOYOTA COROLLA GPS コンパス V100/21
天候/路面状況	晴れ/ DRY	測定諸量	車速, 角速度, 車両の向き, 進行方位
実験場所	高知工科大学 学生駐車場	実験条件	左旋回 車速 20[Km/h] 前輪の操舵角 20, 30, 35[deg] サンプリング周波数 2[Hz]
解析	後輪右タイヤにて解析 G, l, m は定数		

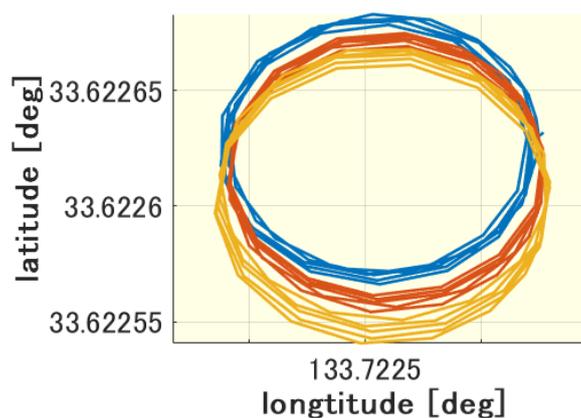


図 22 走行軌跡 (学部)

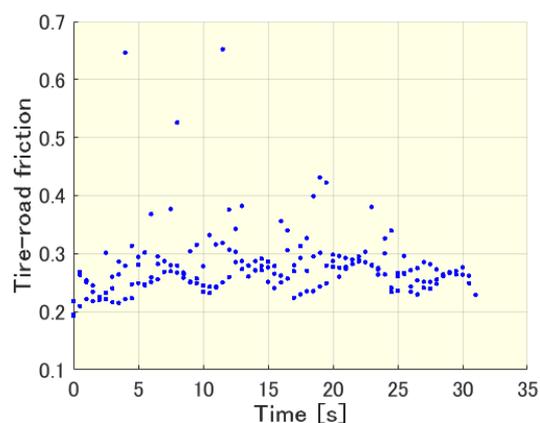


図 23 実験結果 (学部)

4章 推定原理

本章では、本システムの推定原理を述べる。まず、概要を述べ、車両、タイヤの座上軸を定義する。その後、2通りの方法で横力を算出する。算出する際には、使用したタイヤモデルについても説明する。最後に、導出した理論式を示す。

4.1 概要

本システムの推定原理は、車両が旋回する力である横力 (Side Force) を 2 通りの方法を用いて算出する。1つ目の方法は、車両の運動 (自動車力学) から求める方法である。2つ目は、車両が旋回する際、路面とタイヤ間には摩擦が生じる。摩擦が生じることで、タイヤは弾性変形を起こす。この弾性変形によりタイヤから横力が発生する。この 2 つの横力がつりあうと仮定し、2つの横力を等値することで路面摩擦係数を導出する。

ただし、タイヤの慣性力は無視できるものとし、車両の従動輪 (駆動力を発生しない車輪) を考え、駆動力や制動力が働かないと仮定する。

4.2 車両およびタイヤの座標軸

車両の運動力学モデルを図 24 に示す[34]。このモデルは操舵可能な前方 2 輪と後方 2 輪の車輪が、剛体とみなせる車体に装着されている車両である。この車両の重心点を原点に車両の前後方向を x 軸、左右方向を y 軸、上下方向を z 軸とする。

この座標を基準にすれば、車両の運動の自由度を 3 次元空間内の剛体の運動として表 10 に示すように 6 種類に分類することができる。

表 10 に示す 6 つの運動を大きく 2 つに分類すると、1つは①, ③, ⑤の運動で、操舵とは直接的な関係なしに生じる運動である。①の運動は、路面の不整などによって生じる上下方向の運動であり、走行中の車両の乗り心地に関連したものである。③の運動は、アクセルやブレーキによる車両の駆動や制動などを含む前後方向の直線運動である。⑤の運動は、上下方向の路面の不整や③の運送に伴って生じる運動であり、これも車両の乗り心地に関連したものになる。

これに対して、②, ⑥の運動は走行中の車両の操舵によって生じる運動である。②の運動は、操舵することによる車両の横方向の運動であり、⑥の運動は、操舵することによって車両の向きが変化する運動である。④の運動は、②や⑥の運動にともなって生じる。

また、④の運動をローリング運動、⑤の運動をピッチング運動、⑥の運動をヨーイング運動とよぶ。

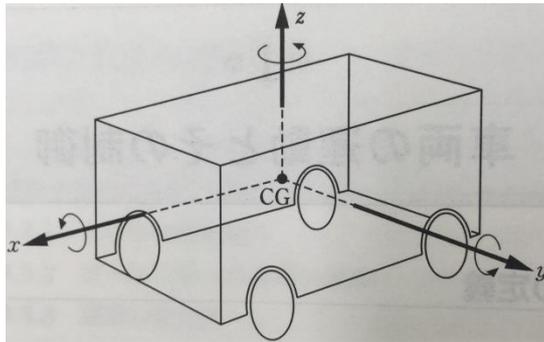


図 24 車両の運動力学モデル[34]

表 10 車両の運動の自由度[34]

①	z方向の並進運動, 上下動	Up and down motion
②	y方向の並進運動, 左右動	Lateral motion
③	x方向の並進運動, 前後動	Longitudinal motion
④	x軸周りの回転運動	Rolling motion
⑤	y軸周りの回転運動	Pitching motion
⑥	z軸周りの回転運動	Yawing motion

タイヤの座標系の定義は JASO Z208-94 に準拠した座標系となっている。座標系の定義については図 25 に示す[35].

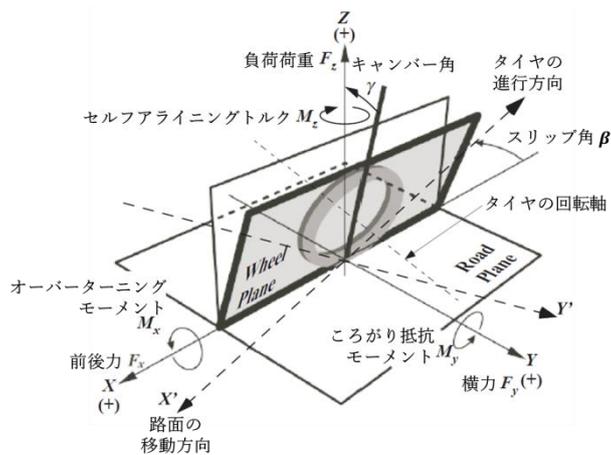


図 25 タイヤの座標系[35]

4.3 車両運動から求める横力

本節は、車両運動から求める横力の算出方法を述べる。

車両が旋回する際には、図 26 左図に示すようにタイヤの移動方向とタイヤの向きに差が生じている。この差をスリップ角 β という。スリップ角が生じると、タイヤの向きに直角に横力 F_s が発生する（図 26 中図）。この横力 F_s が本研究で路面摩擦係数の推定に必要な要素である。横力 F_s を分解すると、コーナリングフォース F_{cor} とコーナリング抵抗 F_{res} となる。コーナリングフォース F_{cor} は、車両が旋回する力の源である。コーナリング抵抗 F_{res} は、走行抵抗となる。

ここで、コーナリング抵抗 F_{res} を小さいとして無視すると、旋回時に発生する遠心力 F_c とコーナリングフォース F_{cor} がつりあい、車両が旋回すると考えることができる。上記をまとめると図 27 を得る。

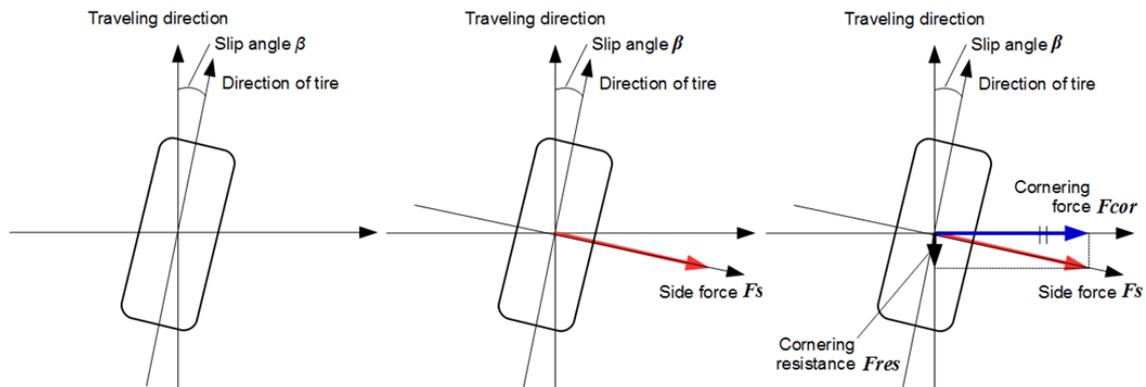


図 26 横力の発生過程（旋回運動）

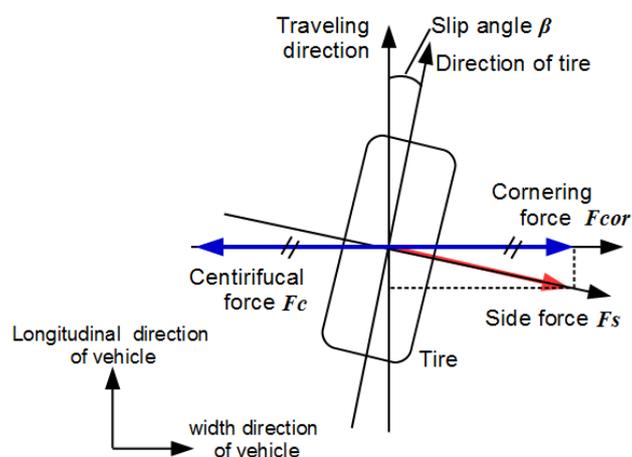


図 27 タイヤに作用する力

遠心力 F_c は、タイヤに垂直に負荷される重量分が関与すると考えると次式で表される。

$$F_c = \frac{mv^2}{R} \quad (4.1)$$

図 27 より、遠心力 F_c はコーナリングフォース F_{cor} はつりあうとすると次式を得る。

$$F_{cor} = F_c \quad (4.2)$$

すると、車両運動から求める横力 F_{s1} は、(4.1)式、(4.2)式、図 27 のコーナリングフォース F_{cor} やスリップ角 β などを踏まえ、(4.5)式で表される。

$$F_{s1} = F_{cor} \cos\beta \quad (4.3)$$

$$F_{s1} = F_c \cos\beta \quad (4.4)$$

$$F_{s1} = \frac{mv^2}{R} \cos\beta \quad (4.5)$$

F_c	:	遠心力
m	:	タイヤに負荷される質量
v	:	車速
R	:	旋回半径
β	:	スリップ角

4.4 タイヤモデル

本節では、本システムに使用するタイヤモデルについて説明する。最初に結論をいうと、本システムに使用するタイヤモデルは、リジッドベルトタイヤモデルである。本節の流れとしては、タイヤの構造や種類を述べ、タイヤモデルの種類や特性を述べたのちに、コーナリング時のモデルを示し、その中のリジッドベルトタイヤモデルについて述べる。

4.4.1 タイヤの種類と構造

タイヤ全体の形を決定するパーツとしてカーカスがある[36]。カーカスは、タイヤの骨組みであり、衝撃や荷重、空気圧に耐える働きがある。このカーカスの配置方法によって基本構造は同じでもラジアルタイヤとバイアスタイヤに分類することができる。

バイアス構造はカーカスを斜めに配置する。カーカス 1 枚では、ねじれが発生してしまうため逆方向に複数枚重ね、ねじれを防いでおり、それをブレーカーで締め付けている。バイアスタイヤのメリットは、低速・悪路走行時の乗り心地が良いことが挙げられる。

一方、ラジアル構造は、カーカスがタイヤの中心から放物状 (RADIAL) に配置している。それをベルトで締め付けている。近年は、バイアスタイヤが減り、一般車にはほぼラジアルタイヤが装着されている。ラジアルタイヤのメリットは、操縦性、安定性に優れ、発熱が少なく、摩耗性に優れるなどが挙げられる。

上記について、図 28 にバイアス構造、図 29 にラジアル構造を示し、各タイヤ構造のメリットを表 11 に示す。

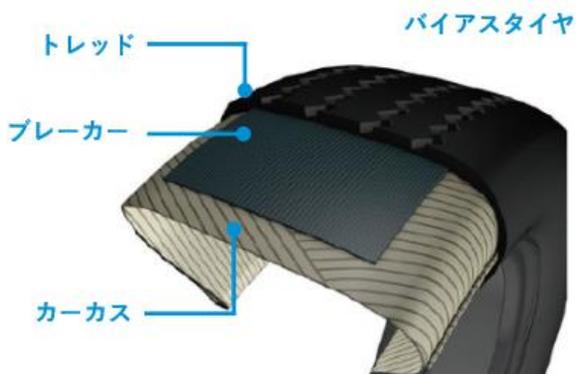


図 28 バイアス構造[36]

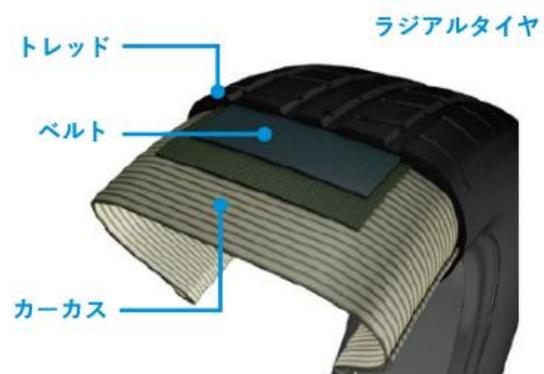


図 29 ラジアル構造[36]

表 11 タイヤ構造の違いによるメリット

バイアス構造	ラジアル構造
低速域・悪路走行時，乗り心地が良い	操縦性・安定性に優れる
	発熱が少ない
	転がり抵抗が少なく燃費性に優れる
	耐摩耗性に優れる
	スリップが少なく，けん引力が大きい 高速域での乗り心地が良い

タイヤの特性を決める要素として大きく起因するものがトレッドのパターンである。トレッドパターンは、主にタイヤと路面との路面摩擦係数を確保し、制動・駆動特性、コーナリング特性などの力学的特性を発揮させるために設けられたものである[37]。このほか、耐摩耗性や耐発熱性、耐カット性、振動騒音特性などと関係が深く、最近では、パターンのファッション性も重要になってきている。トレッドパターンは各タイヤメーカー独自に開発されているが、本論文では、代表的なパターン例を 4 つを示す。パターンについては、図 30 に示す。

1 つ目は、図 30 の左上図のラグパターンである。ラグパターンは、横溝のパターンで、非舗装の悪路を走行するダンプなどに使われる。メリットは、ダートにおいて耐摩耗性に優れ、コーナリングパワーも大きいですが、発熱しやすく高速走行には不向きで舗装路ではロードノイズが大きくなる。

2 つ目は、図 30 右上図のリブパターンである。リブパターンは、縦溝のパターンで、舗装路を走行するトラックやバス、乗用車などに使われる。走行の安定性が増すために縦溝を曲げたり切り目を入れたりすることがある。走行時は、ロードノイズが小さい。

3 つ目は、図 30 左下図のリブラグパターンである。リブラグパターンは、ラグとリブの特徴、性能の中間となるパターンである。このため、舗装路、未舗装路ともにロードノイズが小さくなる傾向がある。

4 つ目は、図 30 右下図のブロックパターンである。泥道や雪道で使用されるパターンであり、排水性が良くハイドロプレーニング現象が問題になる高速バスなどでも使われている。ただし、機動性があるがコーナリングパワーが小さく、耐摩耗性が小さい。

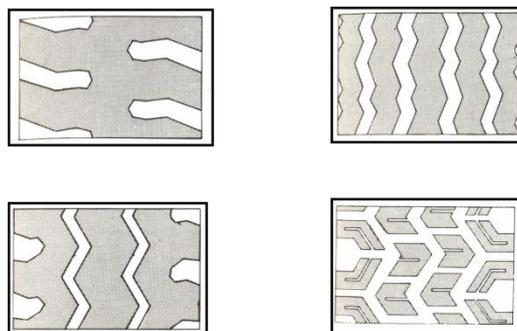


図 30 トレッドパターン[37]

4.4.2 タイヤモデルの種類と特徴

タイヤ力学モデルについては、大きく分けて3つに分類される[38]。1つは、実験同定モデルである。実験同定モデルは、タイヤ特性を表形式や数学的な式に当てはめて同定を行ったモデルであり、代表的なモデルとして **Magic Formula** やカーペットタイヤモデルなどがある。**Magic Formula** は、数式が比較的簡単であり、実験データへのフィッティングも簡単であること、計算機での利用が簡単であるということもあり、近年車両運動解析におけるタイヤモデルとして一般的になっている。実験同定モデルの利点は、実験データをそのまま表や数学式におきかえていることからモデルの精度が高く、シミュレーションに用いる場合に扱いやすい形式になっている。かつ計算時間もほかのモデルに比べれば少ない。デメリットとしては、モデルの精度を上げるためには、多くの実験データが必要になる。用いた数式などに物理的意味がないため、タイヤの力学特性を変更するときにタイヤのどの部材を変更すれば良いかなど設計の指標にならない。

2つ目は、物理特性モデルである。物理特性モデルは、タイヤの特性を物理的な側面から考えいくつかの材料特性と構造式から成り立つようなモデル化を行ったものである。代表例としては、**Fiala** が提唱したタイヤのコーナリング特性モデルの研究 (**FIALA model**) や **Segel** らが提唱したタイヤ特性モデル (**Brush model**) が挙げられる。**Fiala** の考え方は現在もタイヤのコーナリング特性の基礎理論としてその価値を失っておらず、本システムで使用するリジットベルトタイヤモデルは、**Fiala model** の基礎となっているモデルである。物理特性モデルの利点は、タイヤの物理的な部材特性をもとにタイヤの力学特性を導いているため、タイヤの部材と力学特性との関連がわかりやすくタイヤの設計時に解析的なアプローチが可能である。デメリットとしては、試験データに近い特性を表すためには、非線形性の強い物理特性を表すパラメタの導入が必要となるため、わかりやすい物理特性だけでは、適用範囲が限定される、逆に非線形性の強い物理特性を表すパラメタを入れると、本来見通しの良い解析モデルが成り立たなくなる可能性がある。

3つ目は、詳細物理特性モデルである。詳細物理特性モデルは、詳細な物理モデルとして解く方法で、**FEM** に代表される複雑なモデルが考えられる。近年の車両挙動解析などは、実験同定モデルや比較的簡単な物理特性モデルでは特性を表すことが困難であり、この領域のタイヤモデルの重要性が増している。詳細物理モデルの利点は、前途の物理特性モデルに、接地面をさらに詳細に表現するための小分割された構造となっていることから、制御器とのマッチングを考える場合に効果的な解析が可能となる。デメリットとしては、**FEM** などの詳細かつ複雑な物理モデルは、車両設計・制御系設計・車両特性解析に用いるには計算に時間がかかるのと同時に、どの部材を変えるとタイヤ力学特性がどのように変化するかの大まかな見通しがつきづらい。

以上のことを表12にタイヤモデルの種類と特徴をまとめる。

表 12 タイヤモデルの種類と特徴

	実験同定モデル	物理特性モデル	詳細物理モデル
特徴	表形式や数学的な式に当てはめたモデル	物理的な側面から考え材料特性と構造式から成り立つモデル	物理特性モデルを詳細にしたモデル
メリット	精度が高い シミュレーションに適した形式 計算時間少ない傾向	タイヤ部材と力学特性との関連がわかりやすい 解析的なアプローチが可能	制御器とのマッチングが良い
デメリット	多くの実験データが必要 物理的意味がない	非線形な物理特性の考慮	計算時間が多い傾向
代表例	Magic Formula カーペットモデル	FIALA model Brush model	FEM

4.4.3 コーナリング特性

本研究では、コーナリング中のタイヤモデルが必要になる。前項で示した物理特性モデルに分類されるコーナリング特性のモデルを以下で示し、本システムで使用するリジットベルトタイヤモデルについて述べる。

タイヤの最も簡略化された物理特性モデルとしては、図 31 左図に示すように剛体円板(リム)の外周部に弾性体(トレッドゴム)をもつソリッドタイヤモデルがある[39]。このタイヤが進行方向に対して、タイヤ中心面が α の角度を保ち、横すべりしながら回転している状態を考える。ただし、 α はスリップ角である。

このような回転状態にあるソリッドタイヤに注目し、タイヤに固定された座標系から接地部を見ると、路面が後方に移動しており、トレッド表面は接地部の前端で路面と接触し、時間の経過とともに路面との接触(粘着)を保ちながら横後方へ移動する。このような状態にあるタイヤの垂直断面形状は、図 31 右図に示すように、トレッド表面が路面によって横方向に押され、トレッド部がせん断変形を起し、それによって横力が発生している。なお、せん断変形量はトレッドが後部に移動するにしたがって大きくなり、変形力とトレッド・路面間の摩擦力が等しくなる点ですべりだし、その点より後部ではトレッドが横すべりを起し、すべり摩擦力が発生している。そして、トレッドは接地部の後端でもとの状態に戻る。このことから、タイヤに発生する横力は、次式で表せる。

横力 =

[トレッドの単位長さあたりの横方向横弾性定数] × [トレッド部が変形した面積]

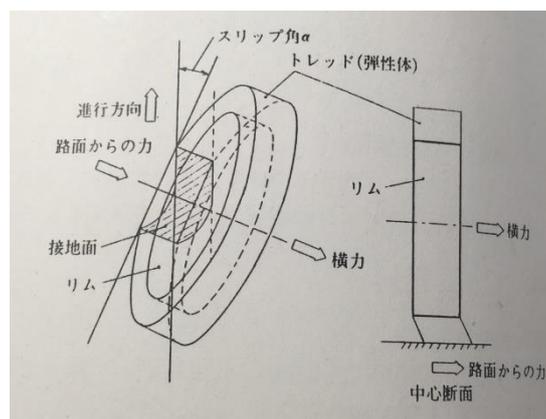


図 31 ソリッドタイヤモデル[39]

本システムで使用するリジットタイヤモデルの考え方は、ソリッドタイヤモデルを基礎理論にスチールラジアルタイヤの横曲げ剛性が極めて大きいスチールベルトを持っていると考える。このモデルは図 32 に示すように、カーカス部の外周にリング状ベルトがあり、このリングは横方向にはリジットで曲がらないが、半径方向に曲がり、タイヤの変形を発

生させる。

このようなタイヤモデルがスリップ角 α をもって横すべりしながら回転している場合を考える。接地部に注目すると、リング中心線が発生する横力によって y_0 だけ平行移動している点が、前記のソリッドタイヤモデルとは異なる。トレッド表面が接地前端で路面と接触し、以後路面に粘着して $0 \sim A$ を移動し、変形力が摩擦力に等しくなった点ですべりだし、接地後端でもとの状態に戻る。

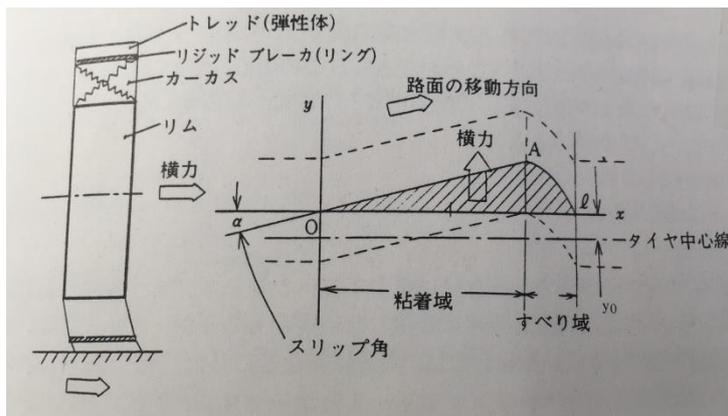


図 32 リジットベルトタイヤモデル[39]

前記のリジットベルトタイヤモデルは、ベルト部が横方向へ曲がらないとしたが、実際には多少曲がるため、図 33 に示すように弾性リング状のベルトをもち、そのリングが横力によって曲がることを考慮したモデルが FIALA model である。

このようなタイヤがスリップ角 α をもって横すべりしながら回転している場合、接地部におけるトレッドの変形の面積は、ベルトが曲がった分だけ少なくなり、発生する横力もこの分だけ小さくなる。

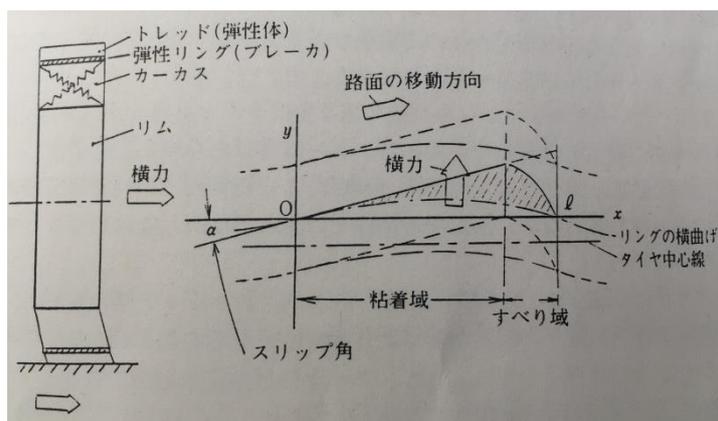


図 33 FIALA model[39]

本システムは、前記のリジットベルトタイヤモデルを用いてタイヤの変形によって発生する横力を導出する。ただし、リング中心線が発生する横力によって y_0 だけ平行移動しているが、 y_0 は無視する。

4.5 タイヤの弾性変形から求める横力

本節では、タイヤの変形から求める横力の導出方法を示す。導出の流れは、タイヤモデルを説明し、路面とタイヤ間の接地圧力を考える。その後、粘着域からすべり域（以下、静摩擦から動摩擦）へ変わる点を考え、横力を計算可能な状態で導出する。また、以下からスリップ角の文字は、 β で統一する。

4.5.1 タイヤモデル

タイヤモデルを図 34 に示す。図 34 左図に示すようにタイヤは、リムの外周部にカーカス部、ブレーカを有し、最外周部にトレッドゴム（弾性体）があるモデルを考える。タイヤモデルが、図 34 右図のようにスリップ角 β をもって横すべりをしながら転動する場合、トレッド表面が接地前端で路面と接地し、以後路面に粘着して静摩擦から動摩擦へ変わる点 s （以下、すべり位置 s ）まで移動する。すべり位置 s 以降は、静摩擦から動摩擦に移行するため滑り状態となり、接地後端で元の状態に戻る。

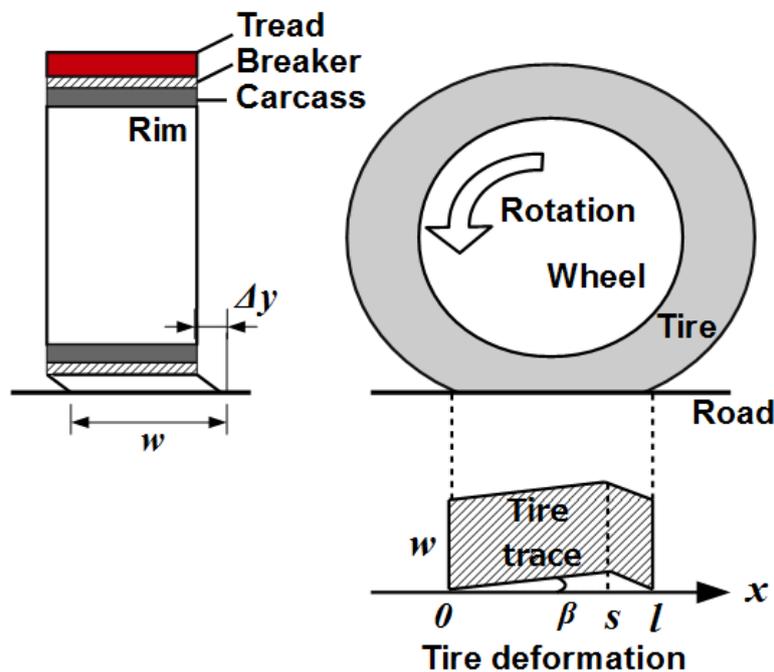


図 34 タイヤモデル

4.5.2 接地圧力

タイヤの周方向の接地圧力分布 $P(x)$ は、タイヤ路面間の接地長さ l に対し図 35 のような放物線状に分布すると仮定する。接地圧力分布 $P(x)$ は、 x をタイヤが接地した点から後方への長さとする、 a を定数とし、次式で表せる。

$$P(x) = -ax(x - l) \quad (4.6)$$

タイヤの接地幅を w 、タイヤへの荷重を mg とし、接地圧力分布 $P(x)$ を接地面全体に積分したものがタイヤ荷重とつり合うことから定数 a が求まる。

$$\int_0^w \int_0^l -ax(x - l) dx dy = mg \quad (4.7)$$

$$a = \frac{6mg}{l^3w} \quad (4.8)$$

(4.8) 式を (4.6) 式に代入することで、接地圧力分布 $P(x)$ が次式で得られる。

$$P(x) = \frac{6mg}{l^3w} x(l - x) \quad (4.9)$$

$P(x)$:	タイヤの周方向の接地圧力分布
m	:	タイヤに負荷される質量
g	:	重力加速度
l	:	接地長さ
w	:	接地幅
x	:	接地した点から後方への長さ

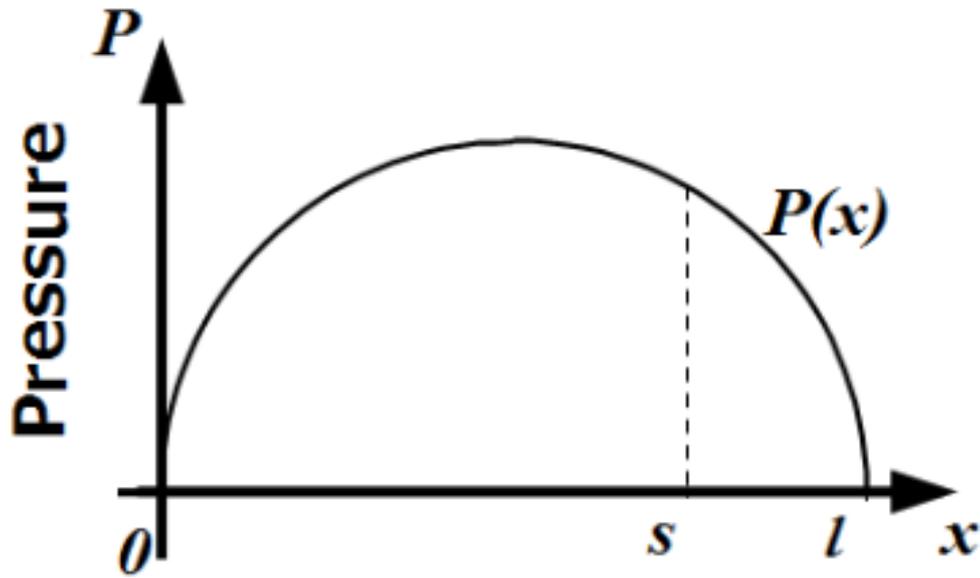


図 35 接地圧力

4.5.3 すべり位置と横力

タイヤの横方向の変形は、図 36 に示すようにスリップ角 β の増加にともなってタイヤの変形量 Δy が増加してゆく。すべり位置 s の点では、タイヤに働く横力と最大摩擦力がつり合う。そこで、すべり位置 s において微小区間 dx を考えると、次式が成り立つ。

タイヤゴムから発生する横力 = 最大摩擦力

$$w \cdot G \cdot \tan\beta \, dx = \mu \cdot P(s) \cdot w \, dx \quad (4.10)$$

$$w \cdot G \cdot \tan\beta \, dx = \mu \cdot \frac{6mg}{l^3 w} s(l-s) \cdot w \, dx \quad (4.11)$$

(4.11) 式をすべり位置 s について整理すると、次式を得る。

$$s = l - \frac{l^3}{6mg\mu} w G \tan\beta \quad (4.12)$$

$$s = l \left\{ 1 - \frac{l^3}{6mg\mu} w G \tan\beta \right\} \quad (4.13)$$

タイヤの変形量 y を全接地区間において積分すると、横力になる。図 36 のすべり位置 s 以降の曲線部分を破線のように直線と仮定すると、求めるタイヤゴムの弾性変形による横力 F_{s2} は、三角形の面積の部分となり、次式で表せる。

$$F_{s2} = (w \cdot G) \cdot \frac{1}{2} l \tan \beta \quad (4.14)$$

(4.14) 式に求めたすべり位置 s (4.13) 式を代入すると、次式を得る.

$$F_{s2} = (w \cdot G) \cdot \frac{1}{2} l \left(l - \frac{l^3}{6mg\mu} wG \tan \beta \right) \tan \beta \quad (4.14)$$

(4.14) 式を整理すると、次式が得られる.

$$F_{s2} = \frac{1}{2} w l^2 G \tan \beta - \frac{w^2 l^4}{12mg\mu} G^2 \tan^2 \beta \quad (4.14)$$

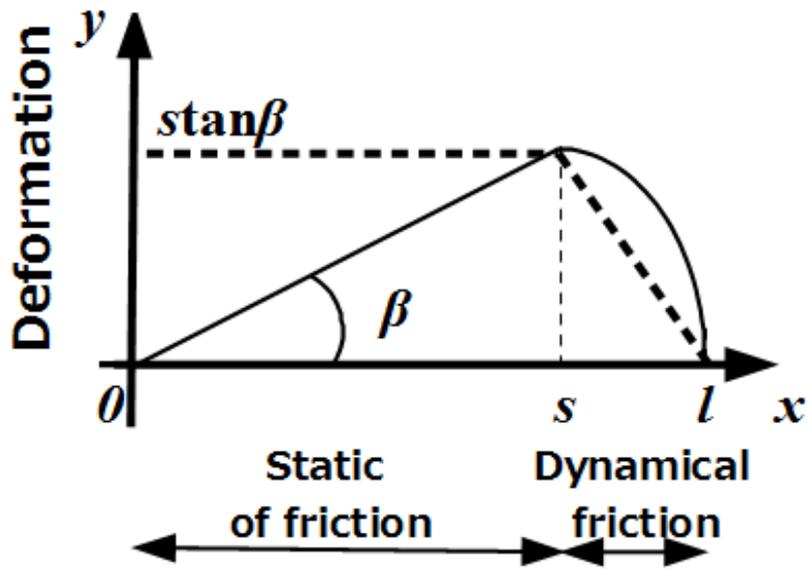


図 36 タイヤの変形

μ	:	路面摩擦係数	w	:	接地幅
G	:	トレッドの横弾性定数	β	:	スリップ角
l	:	接地長さ	g	:	重力加速度
m	:	タイヤへの負荷質量			

4.6 路面摩擦係数の推定式

2通りの方法で求めた横力を等値することで、路面摩擦係数の理論式を導出する。車両の運動から求めた横力 F_{s1} (4.5) 式とタイヤの弾性変形から求めた横力 F_{s2} (4.14) 式を以下に示す。

$$F_{s1} = \frac{mv^2}{R} \cos\beta \quad (4.5)$$

$$F_{s2} = \frac{1}{2}wl^2G \tan\beta - \frac{w^2l^4}{12mg\mu} G^2 \tan^2\beta \quad (4.14)$$

(4.5) 式と (4.14) 式を等値すると、次式で表さる。

$$\frac{mv^2}{R} \cos\beta = \frac{1}{2}wl^2G \tan\beta - \frac{w^2l^4}{12mg\mu} G^2 \tan^2\beta \quad (4.15)$$

(4.15) 式を路面摩擦係数 μ を整理すると、次式で表せる。

$$\mu = \frac{Rw^2l^4G^2 \tan^2\beta}{6mg(Rwl^2G \tan\beta - 2mv^2 \cos\beta)} \quad (4.15)$$

$K = Rwl^2G$ とおき、両辺に $\times \frac{1}{\tan\beta}$ すると、(4.15) 式が整理される。

$$\mu = \frac{K \cdot wl^2G \tan\beta}{6mg \left(K - 2mv^2 \frac{\cos^2\beta}{\sin\beta} \right)} \quad (4.16)$$

本システムは、(4.16) 式を用いて路面摩擦係数 μ を推定する。

μ	:	路面摩擦係数	w	:	接地幅
G	:	トレッドの横弾性定数	β	:	スリップ角
l	:	接地長さ	g	:	重力加速度
m	:	タイヤへの負荷質量	v	:	車速
R	:	旋回半径			

4.7 複数輪車両への応用性

本推定式は今まで 1 輪のタイヤについて述べた。これを複数輪の車両に適用する場合について考える。

本推定式において 4 輪に関係性があるパラメタはタイヤへの負荷質量 m 、旋回半径 R 、スリップ角 β である。また、タイヤへの負荷質量の変化によって接地長さ l が変化することが考えられる。よって、上記のパラメタを考慮できれば 4 輪それぞれ独立して路面摩擦係数 μ を測定することができる。

さらに、自動 4 輪車以外に自動 2 輪車などにも適用できる可能性があり、本研究で提案する推定式は、タイヤをもつ乗り物に対し、拡張性、応用性があると考えている。

5章 本研究で使用する車両および装置

本章では、走行実験に使用する車両と装置について述べる。まず、実験装置について述べるが、装置は、グローバル・ポジショニング・システム (Global Positioning System, GPS) を用いている。そのため、GPS について述べ、装置の概要、装置のセットアップの結果を示す。その後、実験車両および装着タイヤについて述べる。

5.1 GPS

GPS は、地球上どこでも連続的に位置測定 (測位) をできる衛星航法システムである [40]。このシステムは、1970 年代から米国国防総省により開発され、その一部が無料で民間に開放されている。GPS 衛星は、6 つの軌道に合計 31 機配備され、地球上のどこでも常時 4 機以上の衛星が良好な幾何学手配置のもとで観測できるように運用されている [41]。図 37 に GPS 衛星の配置イメージを示す [41]。

GPS の測位方式は、さまざまな方法が提案され、技術革新が続いている。本論文では、3 つの測位方式について述べる。

最も基本的な測位方式は、単独測位である [40]。GPS 衛星から送信される衛星の位置や時刻などの情報を 1 台のアンテナで受信し、衛星から電波が到着した時間をもとに距離を推定する。位置が既知である衛星を基準点とし、4 個以上の衛星から観測点までの距離を同時に推定することで、間測定の位置を決定する。この方法は、衛星の位置誤差や衛星からの電波が対流圏や電離層を通過するときの電波の遅れなどから約 10[m] の誤差が生じるとされている。図 38 に単独測位の方法を示す [40]。

2 つ目に相対測位がある。これは、2 台以上の受信機を使い、同時に 4 個以上の衛星を観測する。衛星からの位置を基準とし、それぞれの受信機に電波が到達する時間差を測定し、2 点間の相対的な位置関係を求める。各観測点で同じ衛星の電波を受信することで、位置誤差や位置誤差や対流圏・電離層遅延量が低減され、測位精度が向上する。図 39 に相対測位の方法を示す [40]。

3 つ目にディファレンシャル (DGPS) 測位、リアルタイムキネマティック (RTK) 測位がある。位置が分かっている基準局と位置を求めようとする観測点で同時に観測を行い、基準局で観測したデータを無線などを用いて観測点でリアルタイムに送信し、観測点の位置をリアルタイムに求めることができる。DGPS は、両点で単独測位を行い、基準局において観測された座標値の差を求め、観測点に補正情報を送信する。RTK は、両点で位相の測定を行い基準局で観測した位相データを観測点に送信する。観測点の受信機では、受信データと基準局から送信されたデータを解析することで位置を特定する。DGPS の測位精度は、数 m、RTK の測位精度は、数 cm の誤差をなることがわかっている。図 40 に DGPS

と RTK の測位方式を示す[40].

本国では、準天頂衛星みちびき 4 号を 2017 年 10 月 10 日に打ち上げ、2018 年 4 月の運用を目指している。この衛星と RTK 測位方式を用いて位置測位精度の向上を図る動きがある[42].

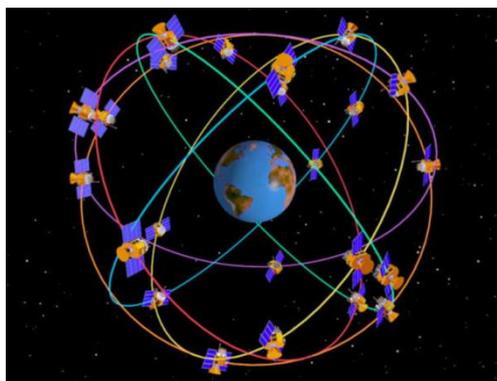


図 37 GPS 衛星[41]

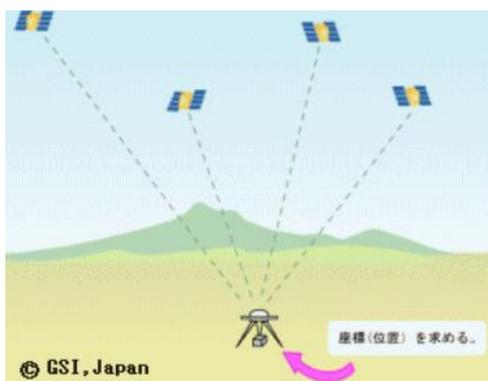


図 38 単独測位[40]

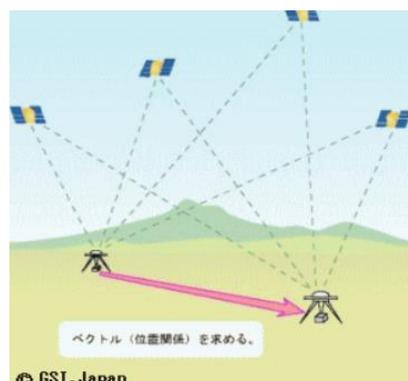


図 39 相対測位[40]



図 40 DGPS(左)と RTK(右)[40]

5.2 GPS コンパス

本研究では、旋回時の車両運動を測定するための装置として、GPS コンパスを使用する。GPS コンパスとは、2つの GPS 受信部を持ち、それぞれの相対的な位置関係から、位置を測位する。また、相対的な位置関係から、方位を計算する方位センサでもある。使用する GPS コンパスは、株式会社アイティエス 21 企画の V100 / 21 である。本装置は、測定原理は、図 41 に示すように衛星からの搬送波を用いて測定した 2 つのアンテナと衛星間の行路差とアンテナ間の基線ベクトルを用いて位置および方位を求めている。つまり、前節の測位方式からの述べると、本装置は、相対測位が可能でかつ DGPS を行うことで測位精度を保障し、かつ方位角を出力できる。

使用する GPS コンパスの概観を図 42 に示す。表 13 に GPS コンパスの諸元を示す。

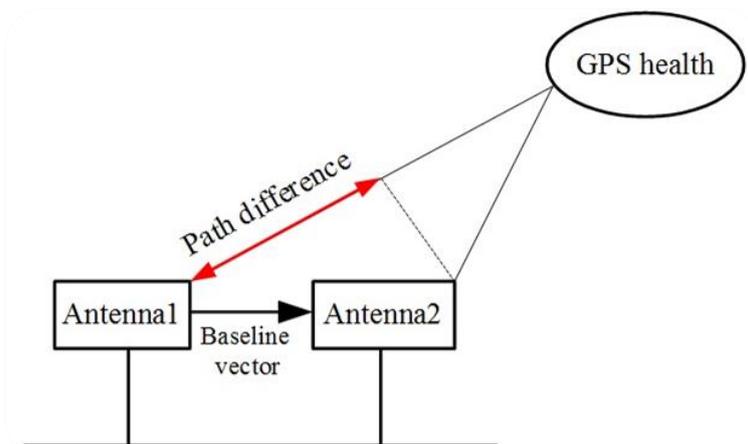


図 41 GPS コンパスの測定原理



図 42 GPS コンパスの概観

表 13 GPS コンパス諸元

サイズ[<i>cm</i>]	48 × 12 × 5	回頭追従速度[<i>deg/s</i>]	90
重量[<i>g</i>]	750	推移閉測位精度[<i>m</i>]	1(DGPS)
電源[<i>V</i>]	9 ~ 36	動作温度[°C]	-30 ~ 90
真方位測位精度[<i>deg</i>]	< 0.75	防護規定	IP×3

また、GPS コンパスの座標軸をまとめたものを図 43 に示す。プラスとマイナスはヨー方向の回転（角速度）を表している。

PC との通信は、装置の端子が D-Sub9 になっているが、株式会社 IO DATA 機器の D-sub9 - USB 変換器 USB-RSAQ6R により変換を行い、PC と USB により通信する。PC 上での操作は、EGSet というソフトで行う。GPS コンパスの使い方に関しては、本論文の付録に記載する。

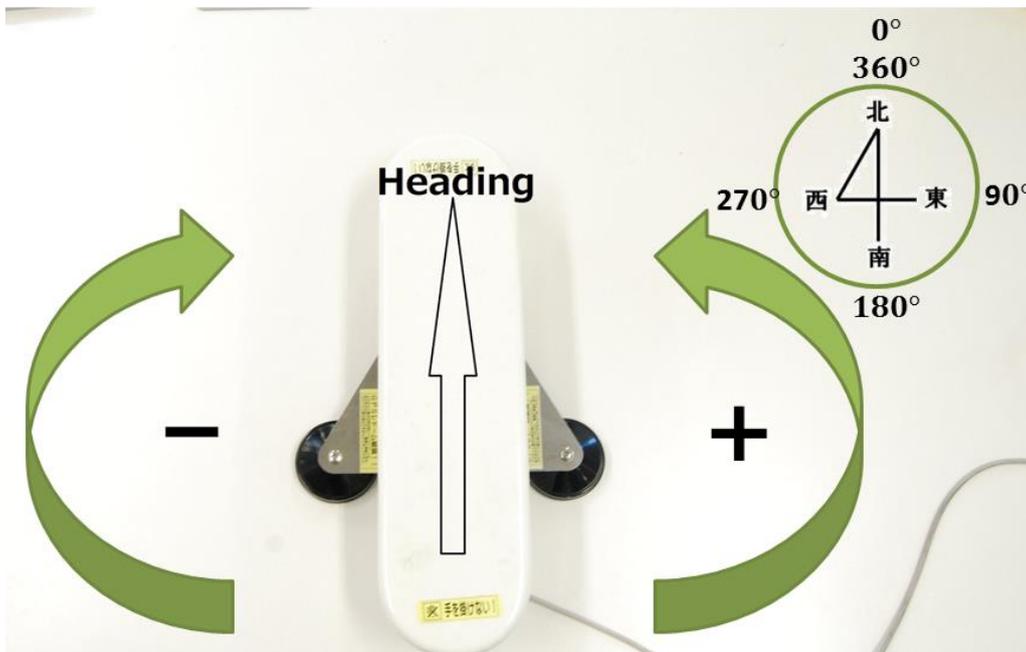


図 43 GPS コンパスの座標系

5.3 GPS コンパスの電源系

GPS コンパスの動作に際し、電源を供給する必要がある。本節では、電源の取り方および配線図を示す。学部時代はシガーソケットから電源を取っていたが、シガーソケットの電圧は不安定になる場合があったり、シガーソケットの接点不良から瞬断動作が連続する可能性があり、機器へのダメージが懸念されたため、電源ラインの改善を行った。その際、電源は車内ヒューズボックスから取り、配線は車内の内張りの内部に隠してしまったため、本研究の引き継ぎの方への配慮として詳細を記述する。

自動車には、車外と車内にヒューズボックスが装備されており、身近なモノとしては家庭に必ずあるブレーカーと同じような働きをする。要するにヒューズボックスは、自動車の電装・電源周りを一か所にまとめ、過大電流が流れた場合、ヒューズが過電流により焼け切れて自動車を守るものである。今回は、車内の電装品を追加することから、車内にあるヒューズボックスから電源を取る。また、自動車の電源には、0[V]のグラウンド（アース）、12[V]のアクセサリ電源（ACC）、常時電源の 3 つのパターンが存在する。常時電源は、キーを抜いても常に電源が供給される電源である。ACC は、キーを抜くと OFF となり、キーを ON にすることで電源が供給される仕組みとなっている。今回は、GPS コンパスの電源のためキーを ON にした時のみに使用するので、この ACC をとる。

実際に電源の取り方を説明する。実験車両（TOYOTA COROLLA）のヒューズボックスは助手席側のグローブボックス付近にある。図 44 にヒューズボックスの場所を示す。図 45 にヒューズボックスの全体像を示す。図 45 にあるヒューズボックスのカバーに配電図が記載されている。配電図を図 46 に示す。配電図より、15A CIG と記載のあるシガーソケットの電源から分岐した。分岐については、エーモン株式会社のミニ平型ヒューズ電源 E511（図 47）を使用する。分岐した様子を図 48 に示す。以上で回路でいうところの+側の処理が終了した。最後に、アースとる必要がある。一般的に自動車のアースは車体からとっている（ボディーアース）。今回は、ナビ裏のボルトに共締めしアースの処理を行った。アースの様子を図 49 に示す。以上で分岐した電源を使用する機器に接続すると機器に電源が供給される回路が整った。今回はさらに、機器接続の前にスイッチをかましキーON 時（エンジン始動時）の電圧の乱れから機器を守るようセッティングしている。作成したスイッチ部を図 50 に示す。図 50 に示したスイッチ部をニーレストのボックス内に収納し、機器の脱着、電源の ON/OFF など作業性を向上させている。図 51 にニーレストのボックスの内の様子を示す。

また、ヒューズボックスから GPS コンパス、アースまでの配線図を図 52 に示す。線の色は、実際に配線に用いた線と同じ色である。表 14 に電源の取り出しに使用した部品をまとめる。



図 44 車内ヒューズボックスの場所



図 45 ヒューズボックスの全体像



図 46 配電図



図 47 ヒューズ電源取り出しキット

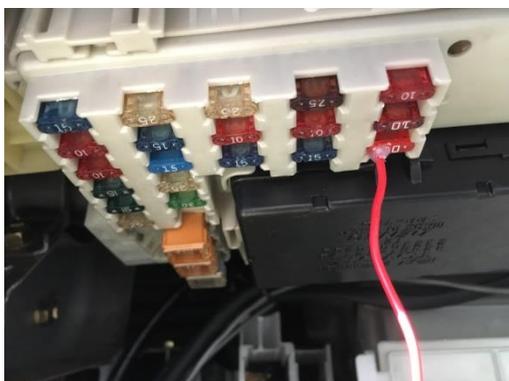


図 48 ヒューズ電源取り出しの様子



図 49 ボディーアース

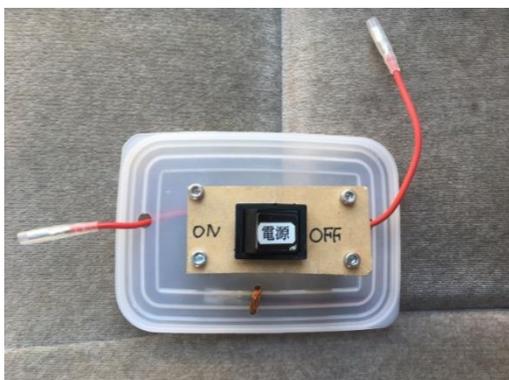


図 50 スイッチ部



図 51 ニーレスト内部



図 52 配線図

表 14 電源取り出し使用部品

部品番号	名称	型番	メーカー名
1	ミニ平型ヒューズ電源	E511	エーモン株式会社
2	スイッチ	LLN35C	オータックス株式会社
3	ギボシ端子	1151	エーモン株式会社
4	クワ型端子	E331	エーモン株式会社

5.4 GPS コンパスの Set Up

GPS コンパスの作動に際し、電源ライン、通信ラインの確保ができた。以上で GPS コンパスを運用する準備が整った。

GPS の設置場所については、図 53 に示すように車両の天井部に磁石にて固定する。路面摩擦係数に推定には、タイヤの真上に設置することが好ましいがボディー形状の要因から設置が困難である。そのため、GPS コンパスより測定したデータをタイヤの真上まで座標変換した数値を路面摩擦係数の推定には使用する。また、座標変換は、後輪の左右輪に対し行い、本システムの拡張性も検証できる。座標変換については、6.2 にて詳細を述べる。



図 53 GPS コンパスの設置

以上で、GPS コンパスの使用環境は整った。

GPS コンパスのセットアップ（調整）を行う。セットアップの走行実験は、車両が直進するときの車両の向き（GPS コンパスの Heading）と進行方向を測定する。実験場所は、高知工科大学東ロータリー前の直線を使用する。走行実験の目的は、GPS コンパスから出力される進行方位と車両の向きの差異を測定する。車両長手方向に対し、水平に GPS コンパスを取り付けていることから、直線走行時は、進行方向と車両の向きはほぼ同値になる必要がある。

実験場所の様子および走行データの測定範囲を図 54 に示す。実験は、工科大学職員用駐車場からスタートする。駐車場から左折し、東ロータリーまで直進し、再度左折し、ロータリーに進入し、ログを終了する。

実験条件は、工科大学職員用駐車場から、クリーブ状態で左折し、車速 40[Km/h]まで加速し、巡航する。そのときの車両の向きと進行方位、受信衛星数、方位角出力異常確率を取得する。それを 10 回繰り返す。

2017 年 9 月 14 日の実験結果を図 55 に示す。9 月 14 日以前から同様の実験を数度行っているが、本論文では掲載を省略する。



図 54 実験場所の様子および走行データの測定範囲（GPS コンパスの調整）

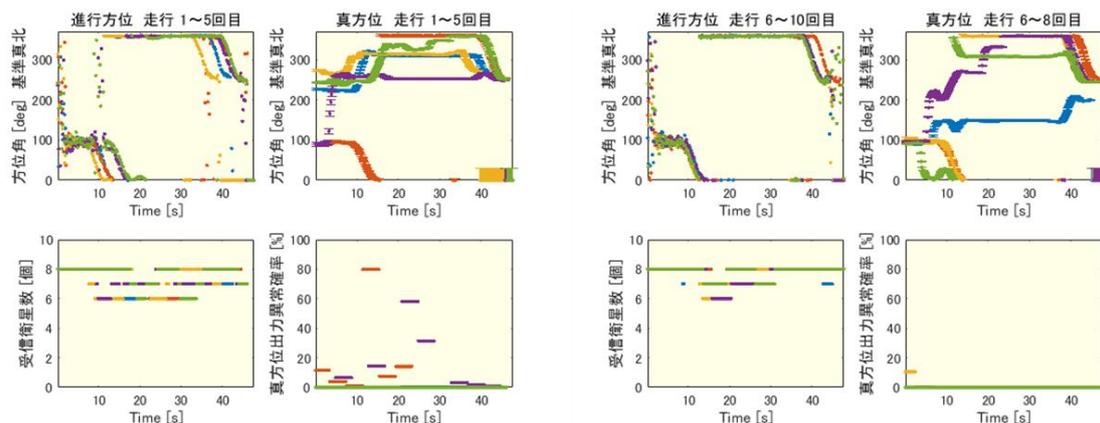


図 55 2017 年 9 月 14 日の走行実験結果

図 55 より進行方位と真方位（車両の向き）には、差異が生じていることがわかる。進行方位は、出力値が約 $360[deg]$ ほどに安定しているが、真方位に関しては、出力値が安定していない。真方位は車両の向きであるため、直進走行時は一定値、この場合、進行方位と同等の約 $360[deg]$ が出力される必要があることが考えられる。以上より、GPS コンパスのハードの故障と判断し、株式会社アイティエス 21 企画に修理を依頼した。

新機の GPS コンパスを使用し、2017 年 9 月 14 日と同等の走行実験を行い、車両の向きと進行方位の差異を確認した。実験結果は図 56 に示す。図 56 より進行方位と車両の向きはほぼ同値を示しており、直線を走行していると判断できる。図 55 と図 56 を比較すると、出力値に改善が見られたと断言できる。また、設置場所については、テープでバミリを行っているが、GPS コンパスは手作業で実験の都度、設置するため所定の位置からずれるこ

とが予想される. 図 57 に示すように所定の位置でも約 $1[deg]$ の誤差が生じることは認識する必要がある. なお, 測定実験を行う前は, 必ず位置調整を行う必要があることがわかった.

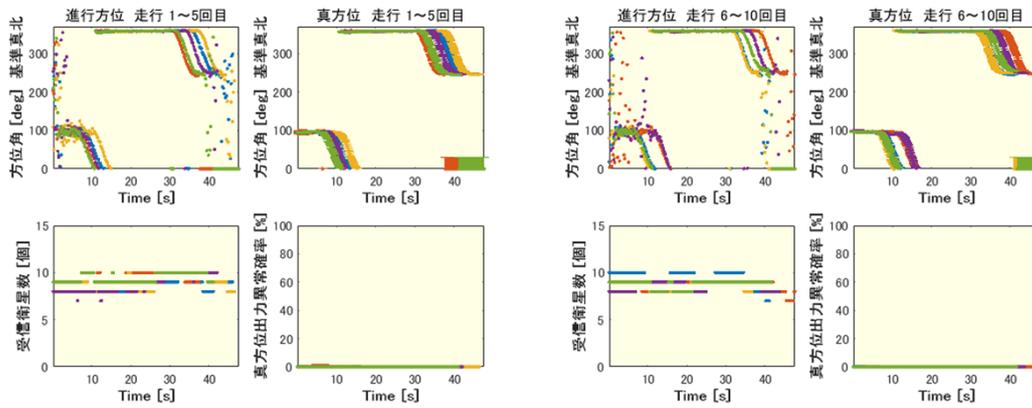


図 56 2018 年 1 月 23 日の走行実験結果

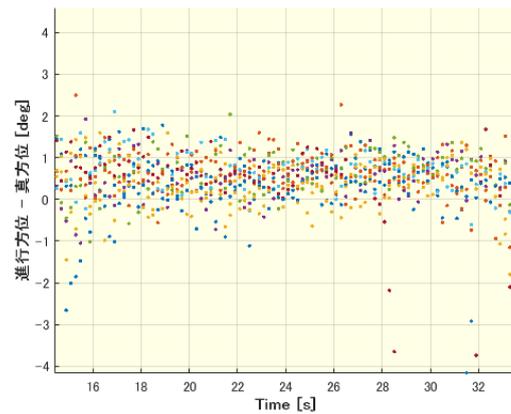


図 57 進行方位と車両の向きの差 (2018.1.23)

5.5 実験車両および装着タイヤ

本研究は、図 58 に示す TOYOTA COROLLA を使用する。本車両の諸元を表 15 に示す。

実験車両には、メーカ指定サイズの DONLOP の ENASAVE 185 / 70 R14 88S を装着している。タイヤサイズの表記は、185 はタイヤの断面幅[mm]、70 は扁平率[%]、R はタイヤの構造を表記しており、本製品はラジアル構造である。14 はホイールのリム径[inch]を示す。88 は最大荷重を表記しており、560[Kg]まで適応している。S は速度記号であり、180[Km/h]まで適応している。なお、走行実験をする際は、適正空気圧である 2.2[Kg/cm²]となるように調整を行う。



図 58 実験車両

表 15 実験車両諸元

ボディタイプ	セダン	エンジン型式	1ZZ-FE
乗員定員[人]	5	総排気量	1796
型式	TA-ZZE122	サスペンション 形式 (前)	ストラット式
全長・全幅・全高 [mm]	4356 × 1695 × 1470	サスペンション 形式 (後ろ)	トーションビーム式
ホイールベース [mm]	2600	タイヤサイズ (前後)	185 / 70 R14
車両重量[Kg]	1080	駆動方式	FF

6章 諸量の測定

本章では、路面摩擦係数の推定に必要な測定諸量について述べる。まず、4章で示した理論式を用いるにあたり、測定する諸量は何かを述べる。のちにGPSコンパスのデータをタイヤの真上まで座標変換を行うため、座標変換について述べ、動的パラメタ（本論文では、旋回時、変化する諸量）の考慮について近似モデルを作成したため、これについて述べる。

6.1 各諸量の測定方法

4章で述べた路面摩擦係数の理論式(4.16)式を再度示す。

$$\mu = \frac{K \cdot w l^2 G \tan \beta}{6mg \left(K - 2mv^2 \frac{\cos^2 \beta}{\sin \beta} \right)} \quad (4.16)$$

μ	:	路面摩擦係数	w	:	接地幅
G	:	トレッドの横弾性定数	β	:	スリップ角
l	:	接地長さ	g	:	重力加速度
m	:	タイヤへの負荷質量	v	:	車速
R	:	旋回半径			

路面摩擦係数の推定には、(4.16)式の右辺の諸量を検出する必要がある。検出が必要な諸量は、車速 v 、旋回半径 R 、スリップ角 β の3つである。これらの検出は、前章で述べたGPSコンパスを使用する。

車速 v は、GPSコンパスより進行速度が出力でき、これを使用する。

旋回半径 R は、GPSコンパスより車両が旋回する際の角速度 ω が出力できるため、以下の式で求まる。

$$R = \frac{v}{\omega} \quad (6.1)$$

スリップ角 β の測定は、前輪操舵角の検出が必要になるが、本実験は駆動方式がFront engine front drive (FF)の車両を使用し、後輪タイヤでの路面摩擦係数の推定を行うため、前輪操舵角の検出が不要となる。加えて、後輪タイヤでは、図59に示すようにタイヤの向いている方向は車両部と固定されており常に一定であると仮定でき、タイヤの向いている

向きは、車両の向きと等しいことが考えられる。従って、後輪タイヤのスリップ角 β は、以下の式で求まる。ただし、 θ_t は進行方向、 θ_d は車両の向きとする。

$$\beta = \theta_t - \theta_d \quad (6.2)$$

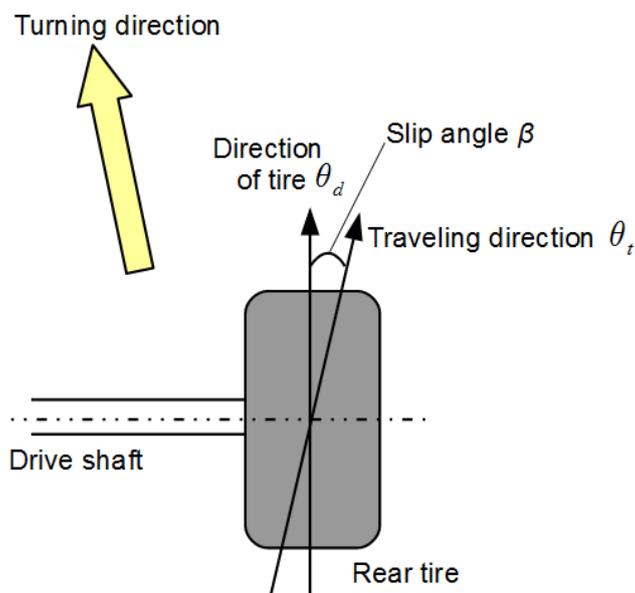


図 59 Rear タイヤのスリップ角

トレッドゴムの横弾性定数 G 、重力加速度 g 、接地幅 w は、一定値を与える。接地幅 w は、厳密にいうと走行状態によって変化するが、今回は、タイヤ幅が 100[%]接地するとして、185 タイヤを装着しているため、185[mm]接地するとする。

今回、後輪の左右輪について路面摩擦係数を推定する。旋回中、遠心力の影響で、左右輪に負荷される荷重は変化する。荷重の変化に伴って、タイヤと路面間の接地長さ l は変化するが考えられる（本論文では、旋回時変化する諸量のことを動的パラメタとよび、動的パラメタは、負荷質量 m と接地長さ l のことを意味する。）。動的パラメタの考慮については、本章 6.3 に示す。

表 16 に推定に必要な諸量を列挙し、考慮の方法別に色分けし示す。緑色が定数を与える。黄色が GPS コンパスにて測定する。青色が近似モデルを作成し、使用する。

表 16 各諸量の処理方法

μ :	路面摩擦係数	w :	接地幅
G :	トレッドの横弾性定数	β :	スリップ角
l :	接地長さ	g :	重力加速度
m :	タイヤへの負荷質量	v :	車速
R :	旋回半径		

6.2 座標変換

GPS の設置は、図 53 に示したように車両の天井部に磁石にて固定している。路面摩擦係数に推定には、タイヤの真上に設置することが好ましいがボディー形状の要因から設置が困難であった。そのため、GPS コンパスより測定したデータをタイヤの真上まで座標変換した数値を路面摩擦係数の推定には使用する。本節では、行った座標変換について示す。

今回行った座標変換は、図 60 に示すように GPS コンパスから後輪の左右輪まで移動を行っている。

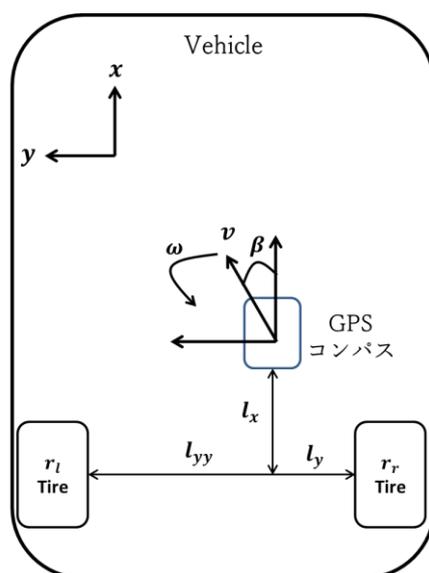


図 60 座標変換概要

v	：	車速 (GPS 出力)	l_x	：	GPS コンパスからリアタイヤまでの距離 (x 軸)
ω	：	角速度 (GPS 出力)	l_y	：	GPS コンパスから右タイヤまでの距離 (y 軸)
β	：	スリップ角 (GPS 算出)	l_{yy}	：	GPS コンパスから左タイヤまでの距離 (y 軸)

l_x , l_y , l_{yy} の距離は、メジャーで測定した値を使用する。

$$l_x = 0.76 \text{ [m]} \quad (6.3)$$

$$l_y = 0.205 \text{ [m]} \quad (6.4)$$

$$l_{yy} = 1.0 \text{ [m]} \quad (6.5)$$

図 61 に座標変換の流れを示す。図 61 より GPS コンパスの生データ (v , ω , β) および GPS から各タイヤまでの距離を用いて後輪右タイヤのスリップ角 β_r , 進行速度 v_r , 旋回半径 R_r および後輪左タイヤのスリップ角 β_l , 進行速度 v_l , 旋回半径 R_l の算出を行う。

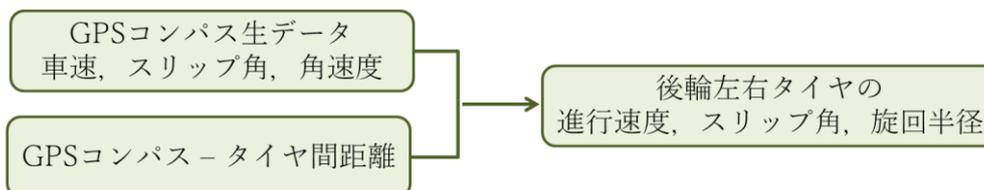


図 61 座標変換の流れ

図 60 の車速 v を $x - y$ 方向に分解すると, 次式が得られる.

$$U = v \cos \beta \quad (6.6)$$

$$V = v \sin \beta \quad (6.7)$$

$$\omega = \dot{\beta} = \frac{d\beta}{dt} \quad (6.8)$$

車速 v を分解した U , V をもとに車両を剛体とみなし, 角速度 ω は各位置にて一定値と考え, 座標変換した先での右タイヤの U'_r , V'_r と左タイヤの U'_l , V'_l は, 図 62 を参考に次式で表せる[43].

$$U'_r = U + \omega l_y \quad (6.9)$$

$$V'_r = V + \omega l_x \quad (6.10)$$

$$U'_l = U - \omega l_{yy} \quad (6.11)$$

$$V'_l = V + \omega l_x \quad (6.12)$$

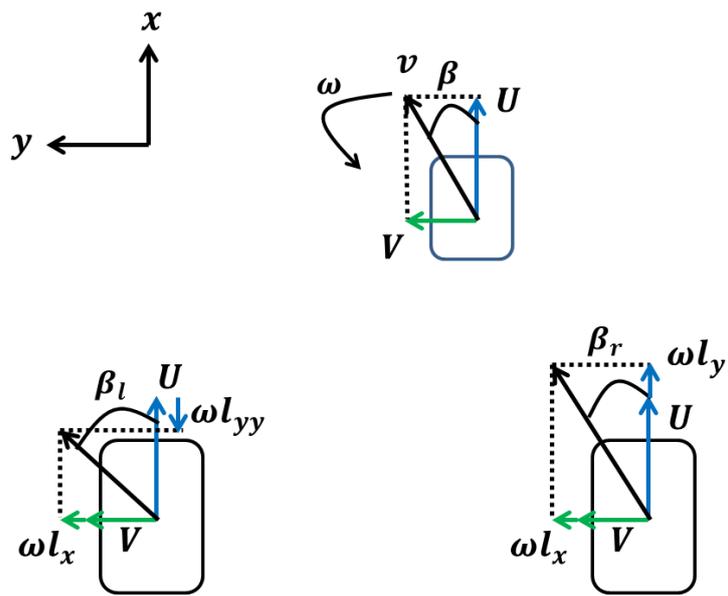


図 62 剛体の運動

(6.9) 式, (6.10) 式をもとに, 右タイヤのスリップ角 β_r , 進行速度 v_r , 旋回半径 R_r は次式で表せる.

$$\beta_r = \tan^{-1} \left(\frac{V_r'}{U_r'} \right) \quad (6.13)$$

$$v_r' = \sqrt{U_r'^2 + V_r'^2} \quad (6.14)$$

$$R_r' = \frac{v_r'}{\omega} \quad (6.15)$$

同様に左タイヤのスリップ角 β_l , 進行速度 v_l , 旋回半径 R_l は次式で表せる.

$$\beta_l = \tan^{-1} \left(\frac{V_l'}{U_l'} \right) \quad (6.16)$$

$$v_l' = \sqrt{U_l'^2 + V_l'^2} \quad (6.17)$$

$$R_l' = \frac{v_l'}{\omega} \quad (6.18)$$

路面摩擦係数の推定には, (6.13) 式～ (6.18) 式において算出した値を使用する.

6.3 $l - m$ model

車両が旋回する際、左右輪には遠心力 F_c により荷重 mg が変化することが予測される。図 63 に示すようにタイヤに負荷される荷重 mg が変化すると、タイヤ路面間の接地長さ l が荷重変化に伴って変化することが考えられる。本システムにおいてもこの動的パラメタを考慮する必要がある。この動的パラメタの考慮として、車両に荷重 mg をかけ、そのときの接地長さ l を測定する実験を行った。本実験より、MATLAB を用いて回帰分析を行い、近似モデルを作成した。本論文では、この近似モデルのことを $l - m$ モデルとよび、本節では、 $l - m$ モデルの作成実験について述べる

図 64 に示すように車両が旋回する際、左右輪には遠心力 F_c により荷重 mg が変化すると考える。このときの遠心力 F_c と負荷される質量 m の関係は、以下の式で定義する。また、車両重心からタイヤ中心までの距離が b 、 h は、メジャーで測定した。今回、重心の位置は、目分量で指定している。

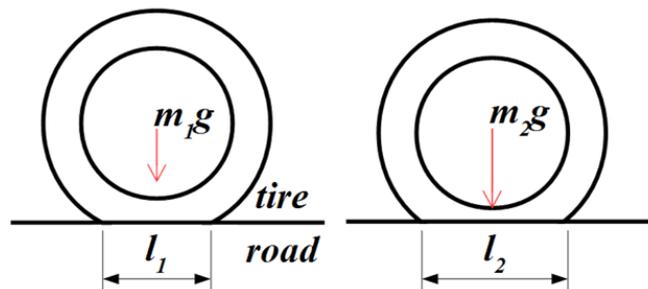


図 63 負荷荷重と接地長さの変化

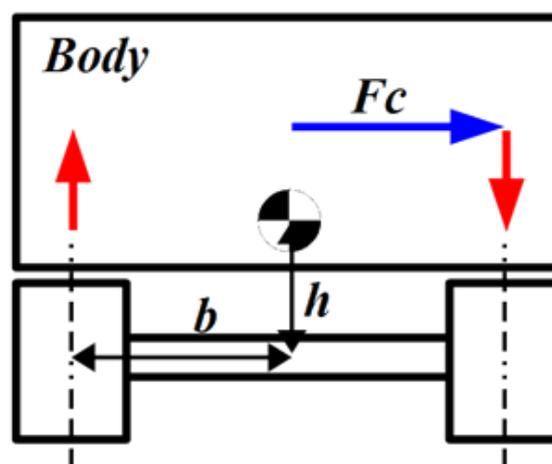


図 64 遠心力と負荷荷重

$$b = 0.55 \text{ [m]} \quad (6.19)$$

$$h = 0.75 \text{ [m]} \quad (6.20)$$

$$m_{out} = m + \left(\frac{F_c h}{2bg} \right) \quad (6.21)$$

$$m_{in} = m - \left(\frac{F_c h}{2bg} \right) \quad (6.22)$$

- | | | | | | |
|-----------|---|---------------|----------|---|---------------|
| b | : | タイヤ重心間距離 (y軸) | h | : | タイヤ重心間距離 (z軸) |
| m_{out} | : | アウトサイドタイヤの質量 | m_{in} | : | インサイドタイヤの質量 |
| m | : | 静止中の質量 | g | : | 重力加速度 |
| F_c | : | 遠心力 | | | |

路面摩擦係数の推定には、左右輪タイヤの質量は、(6.21) 式と (6.22) 式を用いて表現する。

6.3.1 測定実験と回帰分析

図 63 で示した荷重変化に応じた接地長さ l の算出を行うことのできる $l-m$ モデルの作成を行う。測定実験は、実験車両に荷重を負荷し、そのときの接地長さを測定する実験である。表 17 に測定実験概要を示す。実験は、高知工科大学の職員用駐車場で平地路面は平らなところで行った。

実験を行う前の $l-m$ モデルの仮説は、静止状態の荷重からある荷重までは、比例的に接地長さが増加し、それ以降は接地長さの増加量は少なくなるという曲線を考えた。これは、タイヤとホイール、タイヤ内の空気圧によって接地長さに上限が存在するためである。

表 17 負荷荷重に対する接地長さの測定実験概要

実験日時	2016 年 12 月 6 日
天候 / 路面状況	晴れ / DRY
実験場所	高知工科大学職員用駐車場
使用車両	TOYOTA CAROLLA
実験方法	右後輪タイヤに垂直荷重を負荷 右後輪タイヤの接地長さを測定
解析	MATLAB の Curve Fitting Tool にて 近似モデルを作成する

計測結果を表 18 に示す。

表 18 負荷荷重に対する接地長さの測定実験結果

項目	負荷質量[Kg]	車重を考慮した 全質量[Kg]	接地長さ[cm]
1	54.4	284.4	14.4
2	64.8	294.8	14.7
3	68.2	298.2	14.9
4	59.9	289.9	15.0
5	73.1	303.1	15.2
6	52.9	282.9	14.0
7	119.2	349.2	16.5
8	124.7	354.7	16.0
9	133.0	363.0	15.9
10	137.9	367.9	16.6
11	192.3	422.3	17.2
12	260.5	490.5	17.8
13	320.4	550.4	18.7
タイヤ浮遊時	0.0	0.0	0.0
静止時の荷重 (重量配分 6:4)	230.0	230.0	13.4

表 18 の結果を用いて MATLAB の Curve Fitting Tool を用いて近似モデルを考える。まず、図 65 に表 18 をプロットしたものを示す。

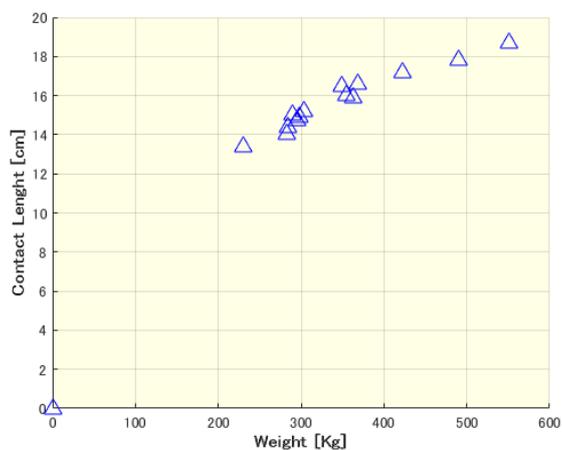


図 65 負荷荷重に対する接地長さの測定値プロット

図 65 より、いくつかの近似曲線式を検討したため、検討した近似曲線を図 66 に示す。図 65 より 200[Kg]~500[Kg]の範囲は、接地長さが一次式のような増加傾向にある。負荷荷重が 0[Kg]のとき、接地長さは 0[m]になることを加味する必要がある。図 66 より、0[Kg]~200[Kg]の間は、車両が浮く方向である。車両が浮く方向は、荷重に対して比例的に接地長さが減少することは、考えづらい。以上のことより、近似モデルとしては、図 67 に示すルート関数のような形がフィッティングが良いと考えた。

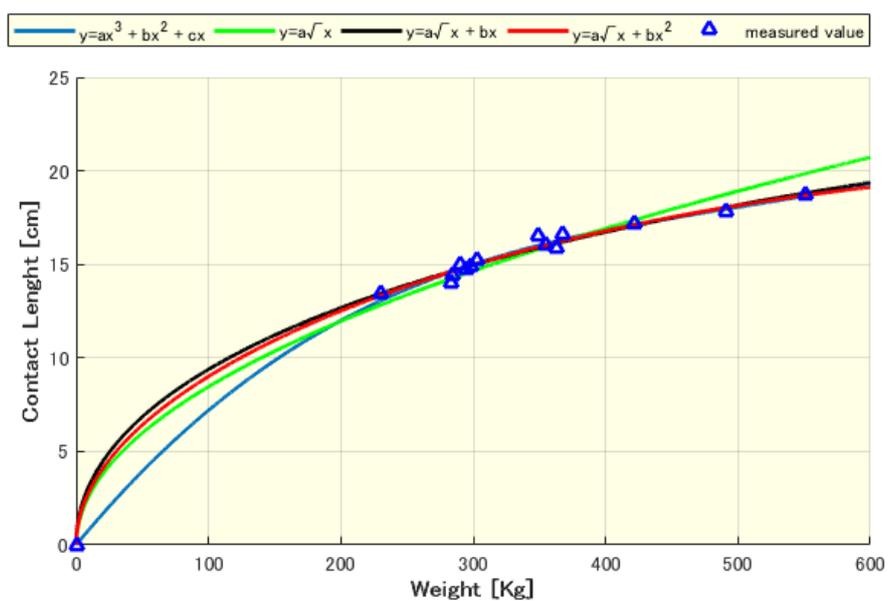


図 66 近似モデルの検討

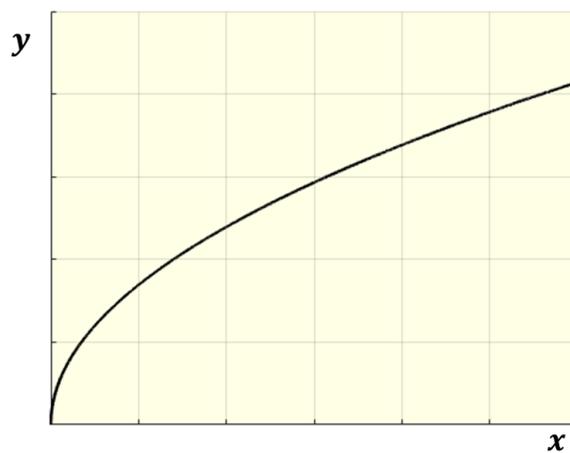


図 67 ルート関数

加えて、600[Kg]以降は、タイヤの限界を物理的に迎え、接地長さは頭打ちになることが考えられるため、図 66 に示した近似モデルを 600[Kg]~1000[Kg]までシミュレーションを行い、各近似モデルがどのような特性を示すか、図 68 にまとめた。一般的な自動車（乗用車）の総重量は約 2.0[t]であることを考慮すると、1 輪に負荷される質量としては、1000[Kg]は現実的でない。そのため、タイヤの物理的な限界域とし、タイヤの接地長さが頭打ちする特性をもつのは、**緑色**のモデルと**赤色**のモデルであることが得られる。赤色のモデルは、600[Kg]以降、接地長さが減少する傾向にある。以上のことから、今回の路面摩擦係数の推定では、緑色のモデルを使用する。次ページに図 69 として緑色のモデルを示し、近似式を示す。

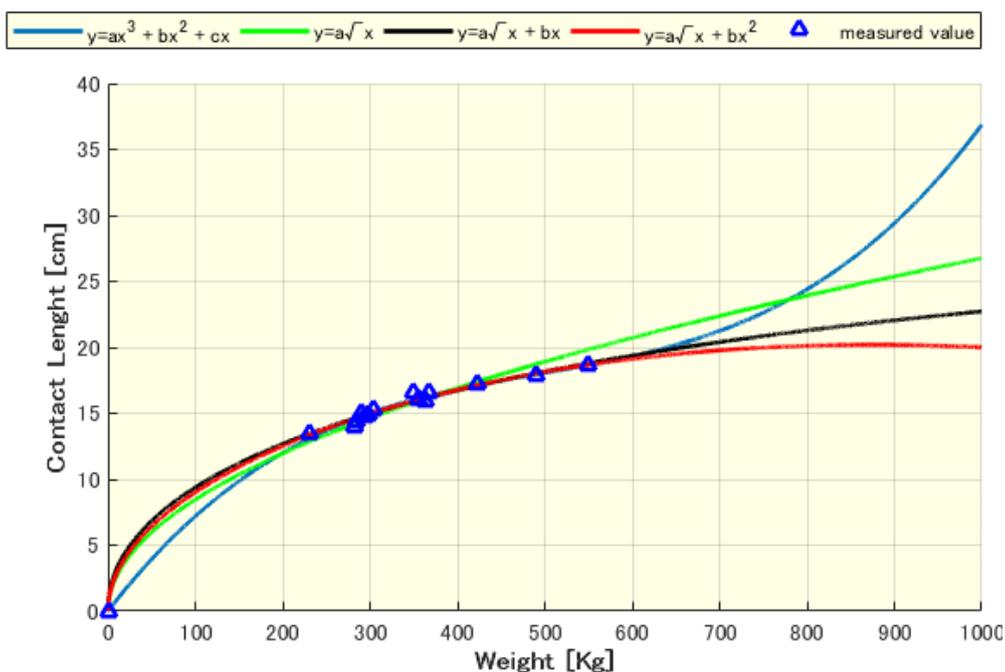


図 68 近似モデルシミュレーション

$$l = a * \sqrt{m} + b * m \quad (6.23)$$

$$a = 0.0104$$

$$b = -0.0001017$$

$$\text{RMSE} = 0.29 \text{ [\%]}$$

※RMSE：平均平方二乗誤差（予測誤差）

l : 接地長さ

m : タイヤに負荷される質量

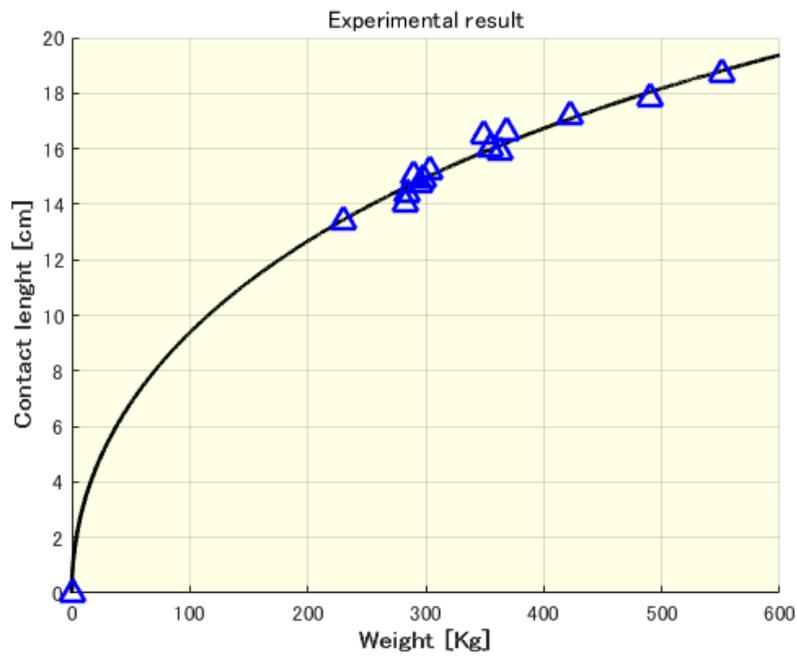


図 69 $l - m$ model

7章 実車を用いた走行実験

前章まで、路面摩擦係数の推定に必要な情報を述べた。本章では、前章までの情報を用いて路面摩擦係数を推定する走行実験を行う。まず、実験の概要および実験方法・条件を示し、推定した路面摩擦係数の結果を示す。示した結果について考察、本システムの改善案を提示する。

7.1 実験概要

実験場所は、基礎研究のためサーキットのようなクローズドコースを必要とした。周囲の安全が確保され、かつ種々の条件を行える広い場所という条件のもと、高知競馬場の駐車場（〒781-0271 高知県高知市長浜宮田2000）（図70）をお借りし、実験を行った。

実験は、旋回中の挙動が読み取りやすい定常円旋回を行い、そのときの車両運動をGPSコンパスにて測定する。



図 70 高知競馬場駐車場

7.2 実験方法

実験日は、2016年6月22日、天候は雨量 $5[\text{mm}/\text{h}]$ の雨が降り続いていた。車両は TOYOTA COROLLA を使用する。装着タイヤは、DONLOP の ENASAVE 185/70 R14 であり、空気圧は、規定空気圧である $2.2[\text{Kg}/\text{cm}^2]$ に調節している。

実験の条件は、車速を 20, 25, 30, 40 $[\text{Km}/\text{h}]$ のとき、各速度に対し前輪タイヤの操舵角を $5\sim 35[\text{deg}]$ まで $5[\text{deg}]$ 刻みで変更した。前輪タイヤの操舵角は、走行毎に分度器を用いて計測し、各操舵角において 5 回走行後、平均値を求め実験結果とした。GPS コンパスは、図 53 のように車両天井部に固定しており、タイヤの真上では無いため、6章 6.2 で示したように後輪左右輪のタイヤへ座標変換を行った数値を使用する。ステアリングは、左に切り、左旋回を行う。前輪の操舵角は、走行毎に分度器で測定する。

解析は、MATLAB で作成したツールで行う。なお、ツールのソースコードは、本論文に掲載しない。ツールの使用手順などをまとめたものを付録に掲載する。

表 19 に測定実験の概要を示す。

表 19 測定実験概要 (2016.6.22) (高知競馬場)

実験日時	2016年6月22日
天候 / 路面状況	雨 $5 [\text{mm}/\text{h}]$ / WET
実験場所	高知競馬場駐車場
使用車両	TOYOTA CAROLLA
使用装置	GPS コンパス V100 / 21
測定諸量	車速 v ・ 角速度 ω ・ 位置情報 車両の向き θ_d ・ 進行方位 θ_t
実験条件	ステアリングは左に切り、左旋回する 前輪操舵角は、走行毎に分度器で測定する 車速：20, 25, 30, 35, 40 $[\text{Km}/\text{h}]$ 前輪操舵角：5, 10, 15, 20, 25, 30, 35 $[\text{deg}]$ $5[\text{deg}]$ 刻みとする サンプリング周波数：10 $[\text{Hz}]$
解析	MATLAB で作成したツールにて行う GPS コンパスの出力値に座標変換を行う 座標変換後の数値より後方左右輪において推定する

7.3 実験結果

解析に伴い、いくつかの諸量に定数を与えた。車両重量は、 $1200[\text{Kg}]$ とし、前後の重量配分を前:後=6:4で静止時の荷重を計算した。静止時の接地長さ l は、実測した $13.4[\text{cm}]$ を用いた。トレッドの横弾性定数 G は、 1.0×10^7 とした。

以下に、測定値をもとに解析した結果を示す。まず、実験条件が車速 $25[\text{Km/h}]$ 、前輪操舵角 $15[\text{deg}]$ のときの走行軌跡を図71に示す。図71より円を描くように走行できており、定常円旋回を5周行い、同一条件下で5回繰り返し走行していることがわかる。

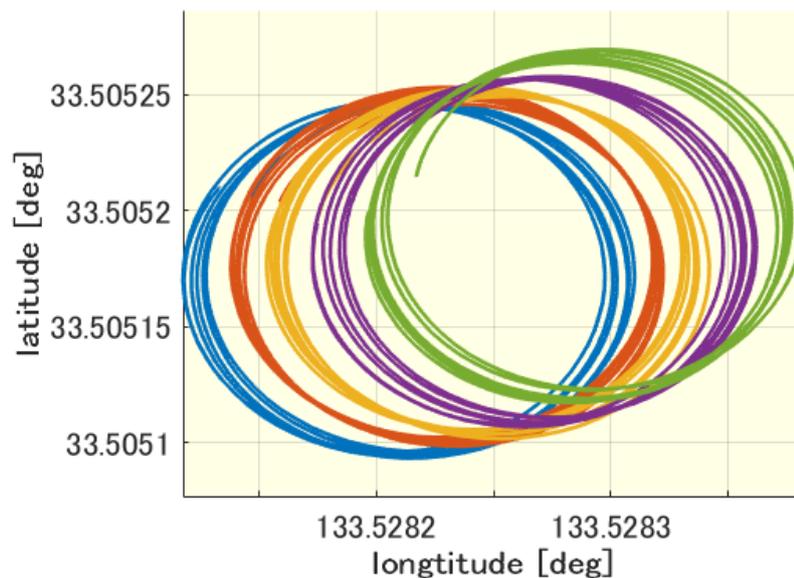


図71 走行軌跡 車速 25 Km/h 、操舵角 15 deg (2016.6.22)

以下より、各速度における各操舵角ごとの結果を、GPS コンパスの出力値を座標変換した諸量（速度、旋回半径、スリップ角）の図、接地長さ、負荷質量の図、すべり位置、横力の図、推定した路面摩擦係数の図の計4つを1セットの図72~81として示す。図の青線は、後輪右タイヤ（旋回アウトサイド）、赤線は、後輪左タイヤ（旋回インサイド）である。

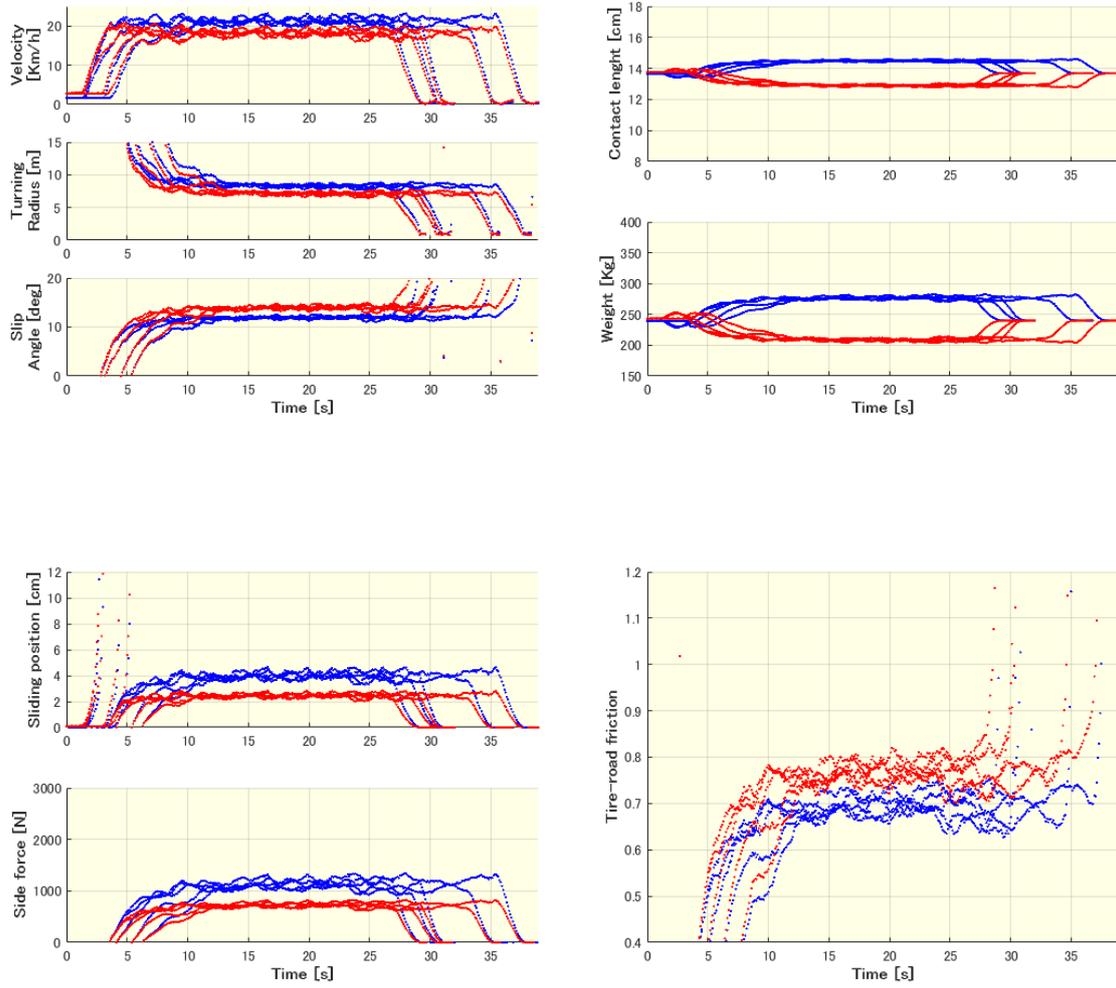


図 72 20Km/h 35deg (2016.6.22)

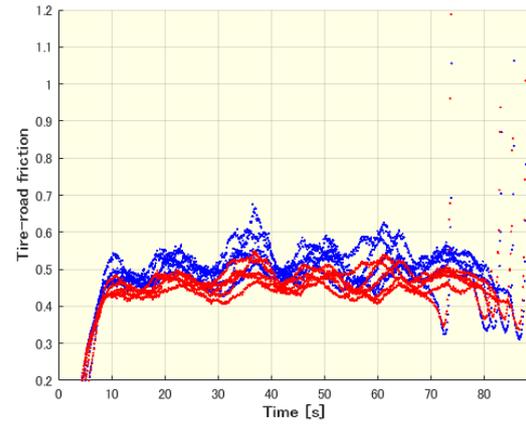
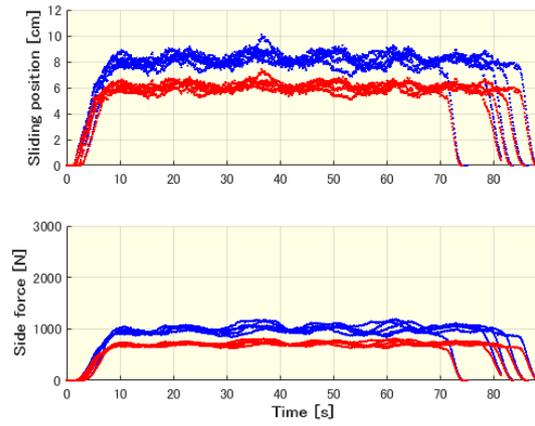
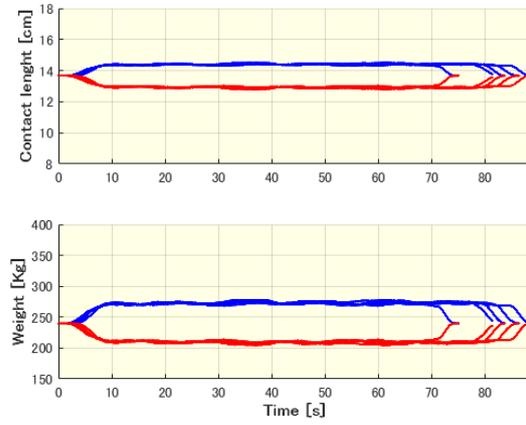
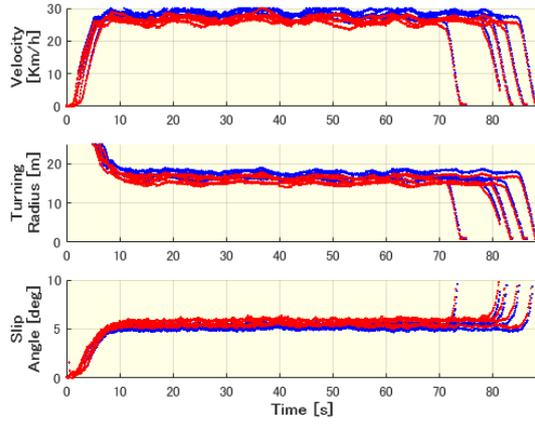


図 73 25Km/h 5deg (2016.6.22)

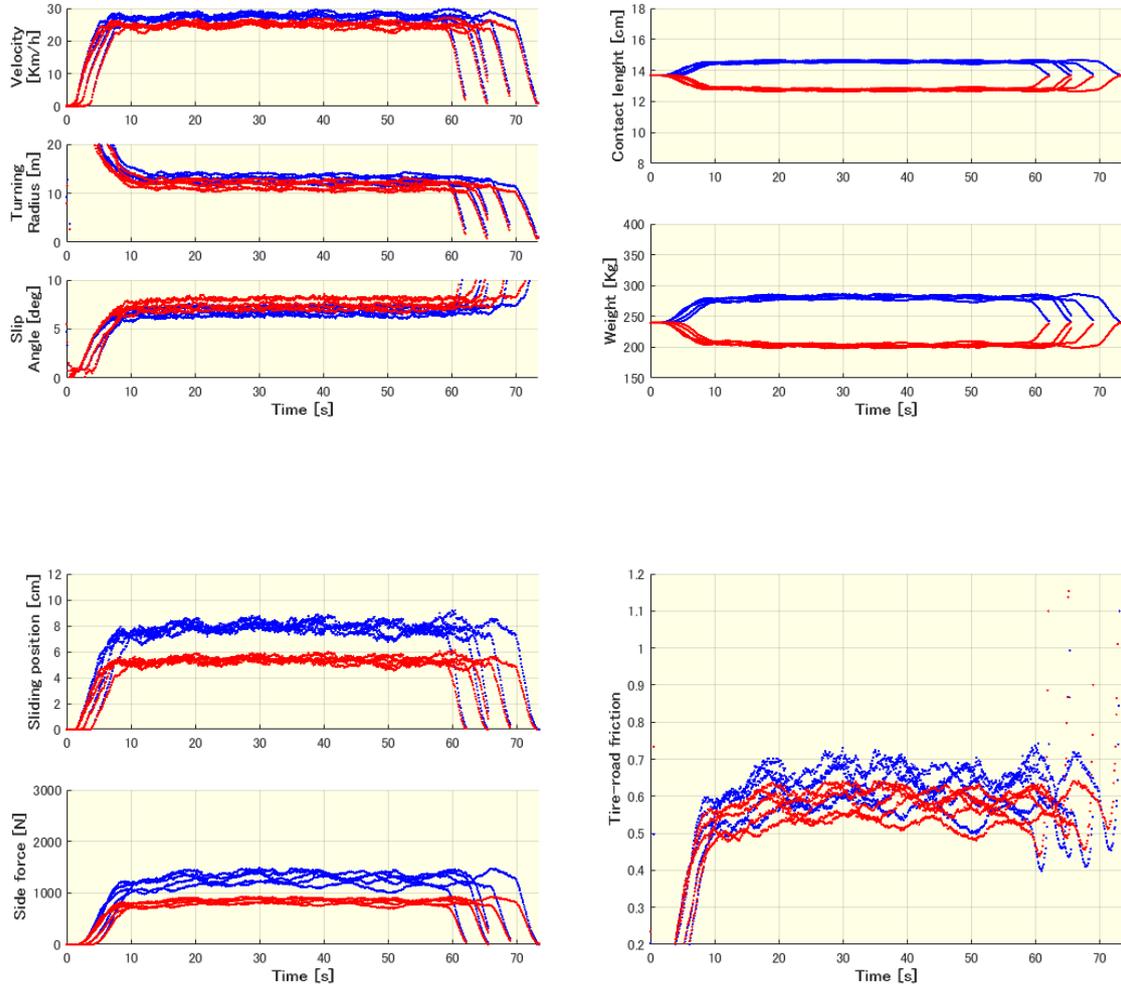


図 74 25Km/h 10deg (2016.6.22)

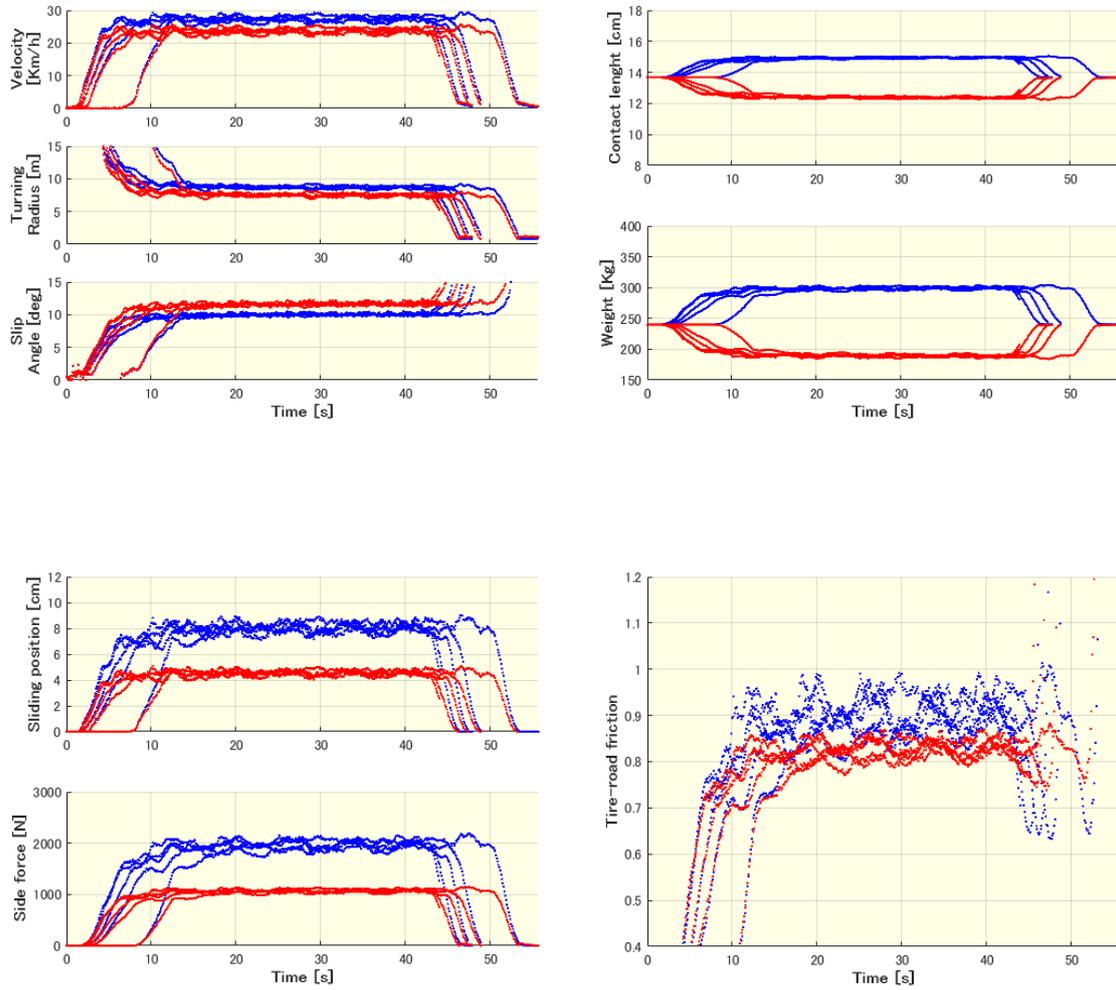


図 75 25Km/h 15deg (2016.6.22)

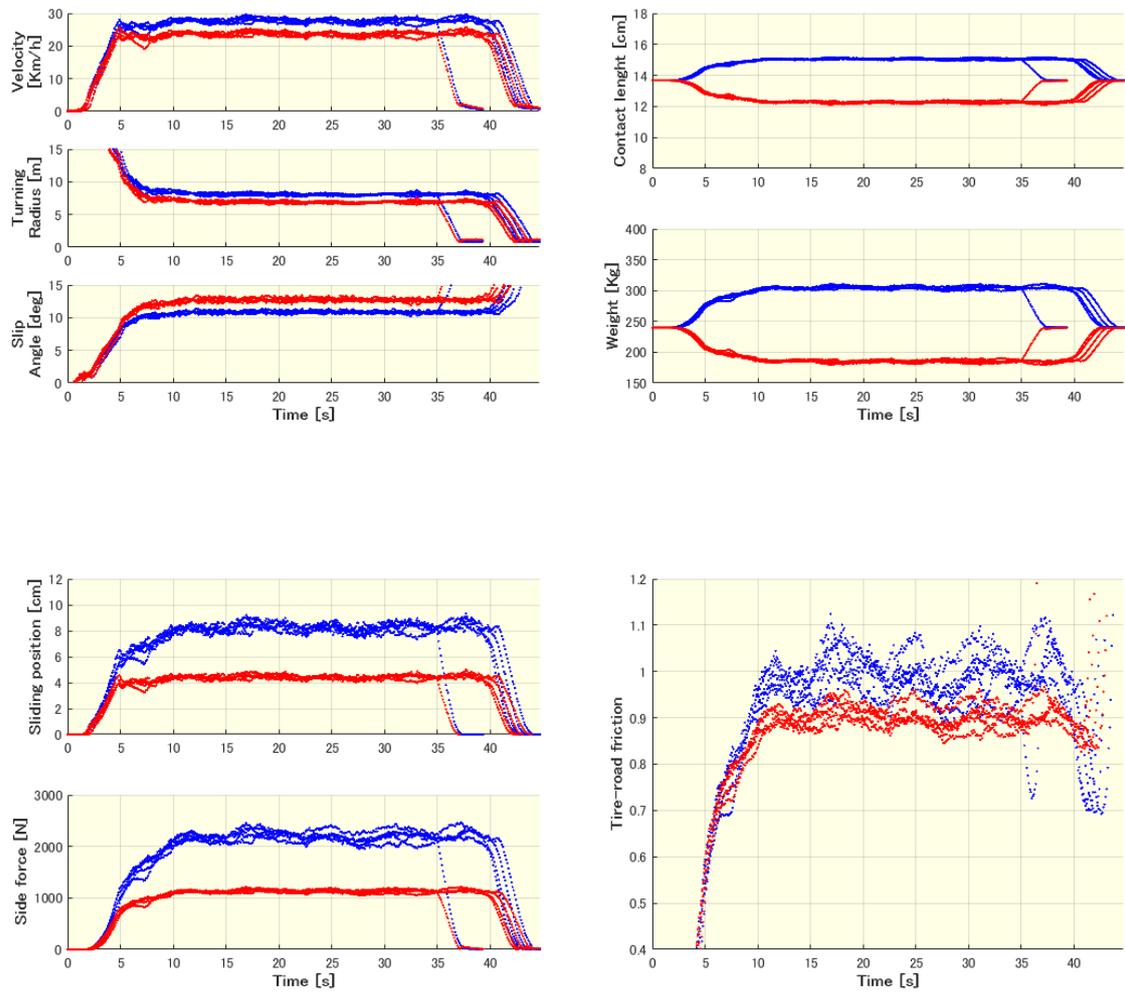


図 76 25Km/h 20deg (2016.6.22)

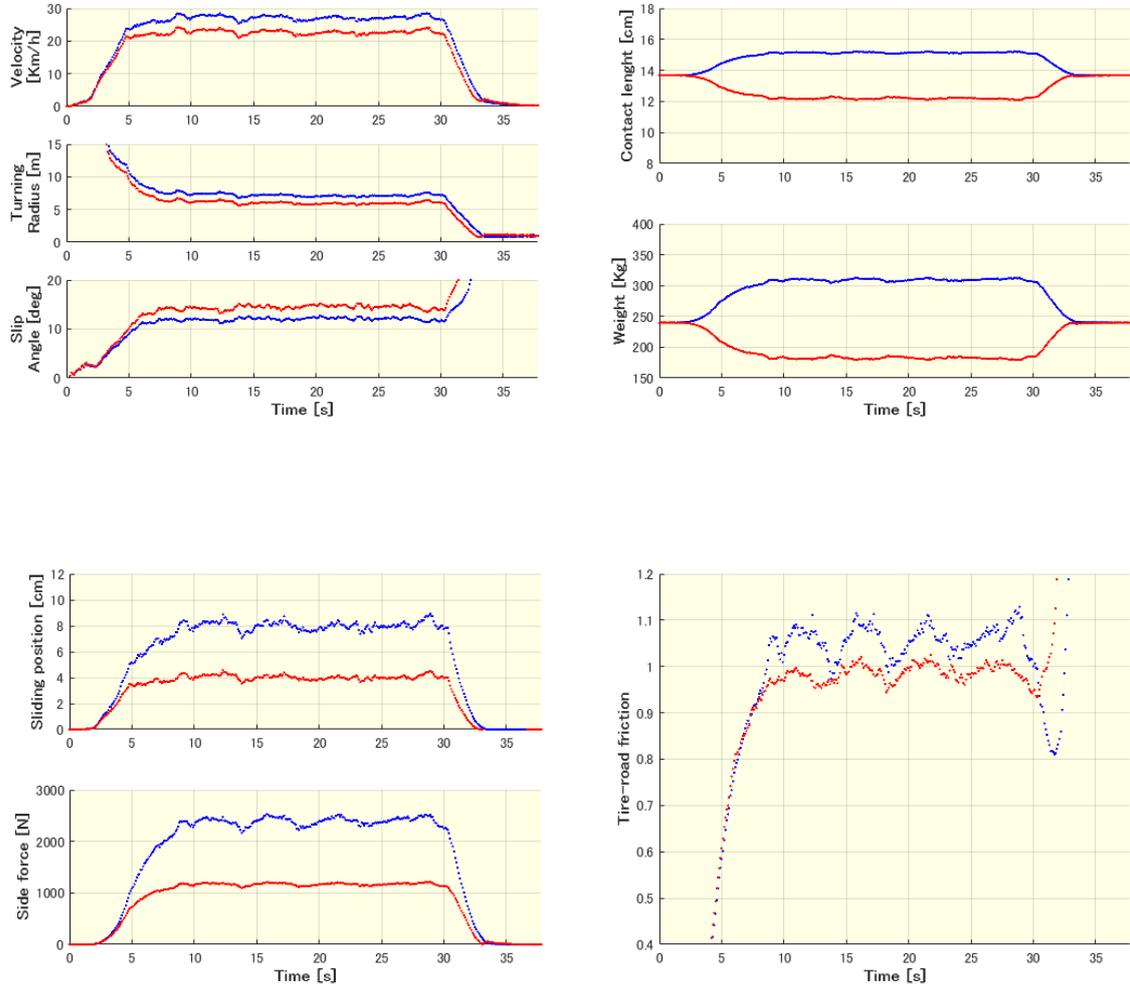


図 77 25Km/h 25deg (2016.6.22)

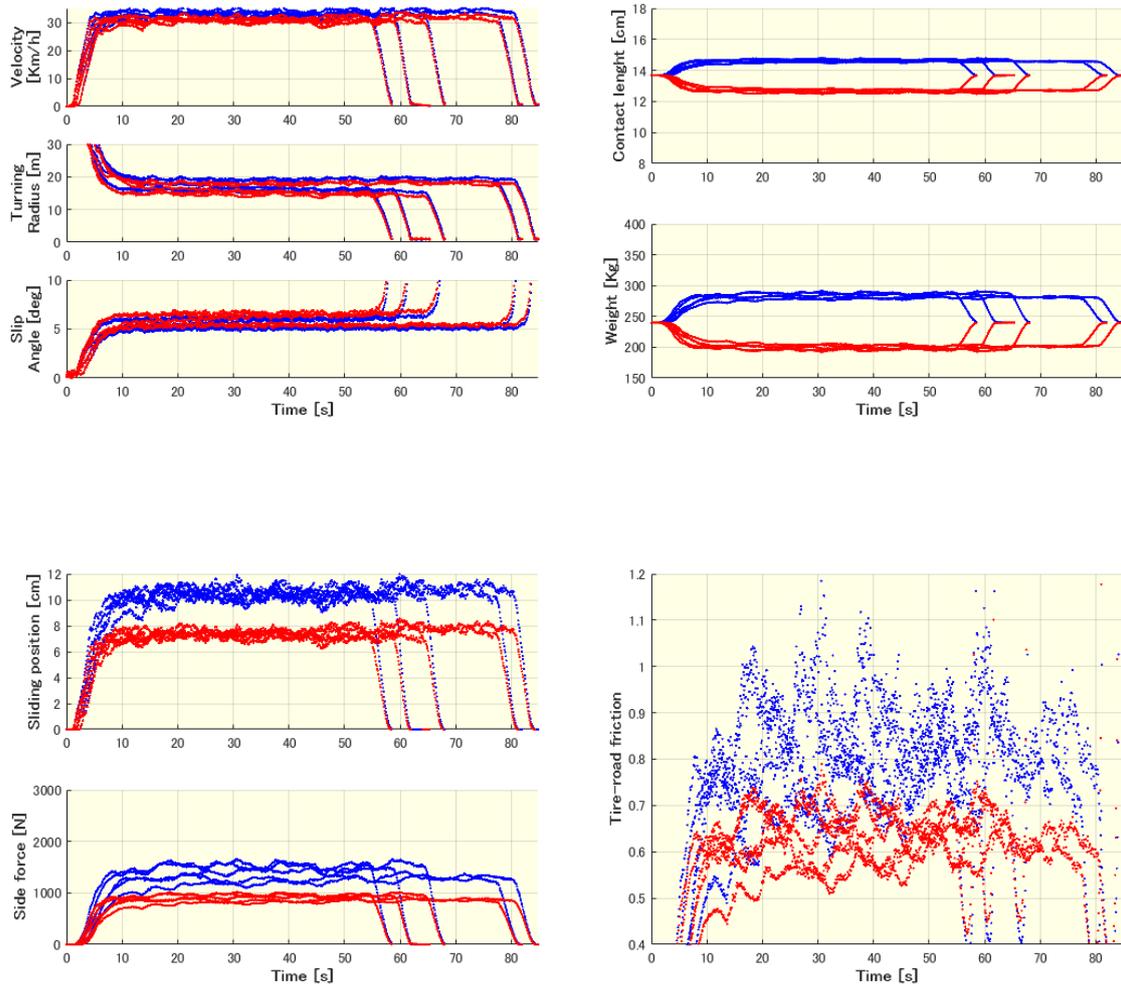
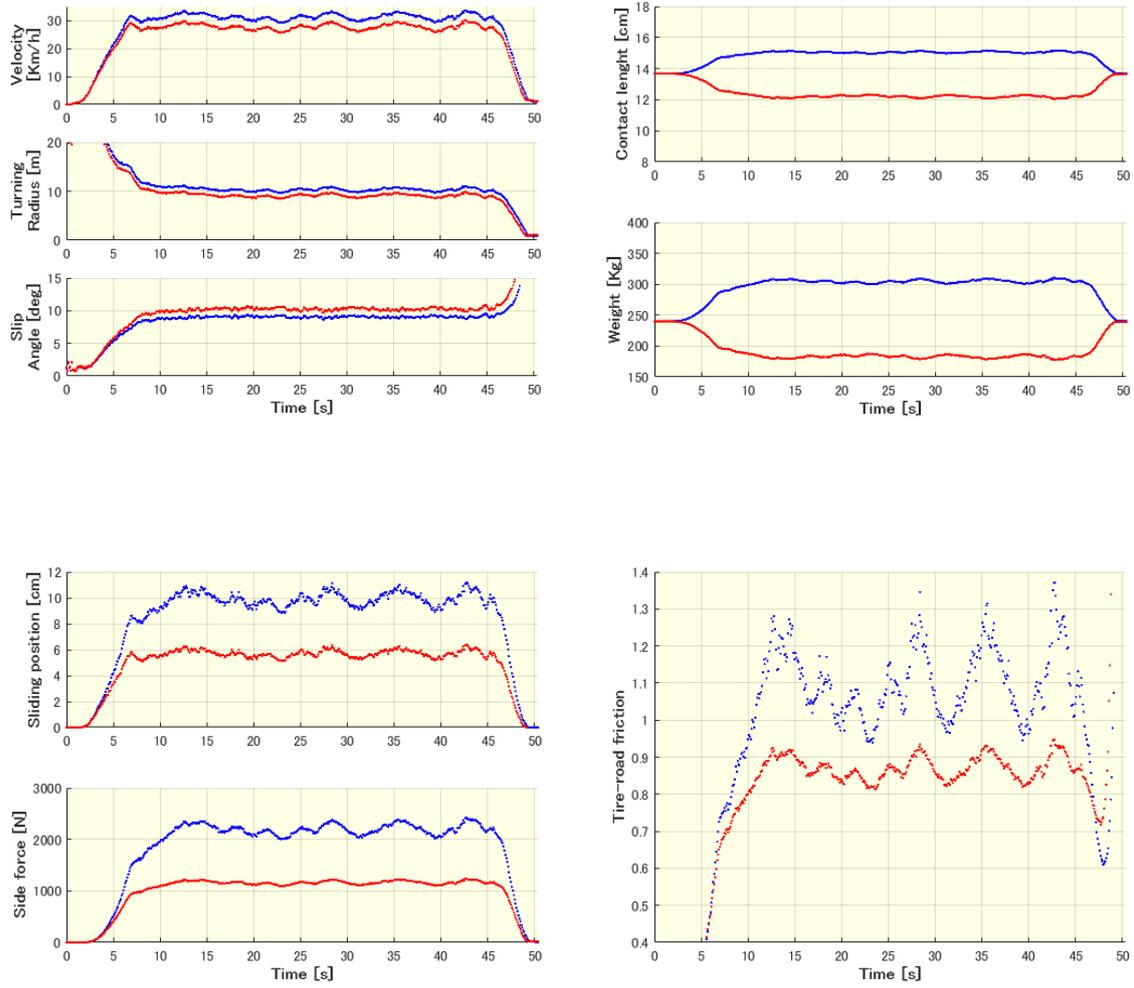


図 78 30Km/h 5deg (2016.6.22)



☒ 79 30Km/h 10deg (2016.6.22)

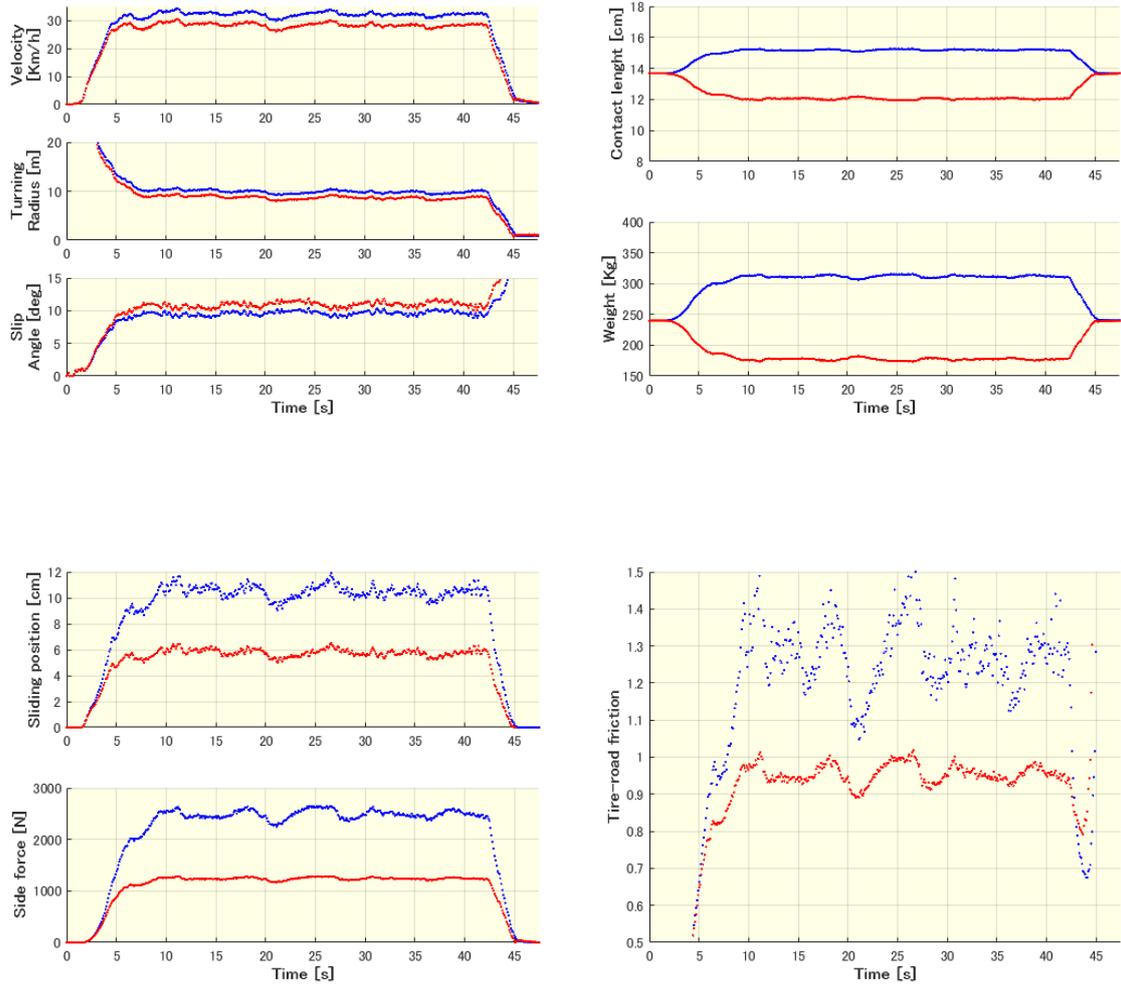


図 80 30Km/h 15deg (2016.6.22)

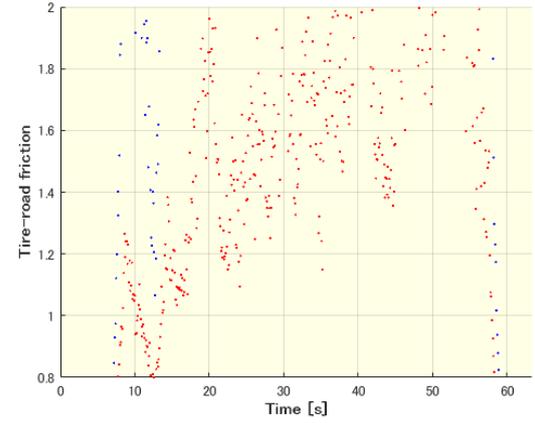
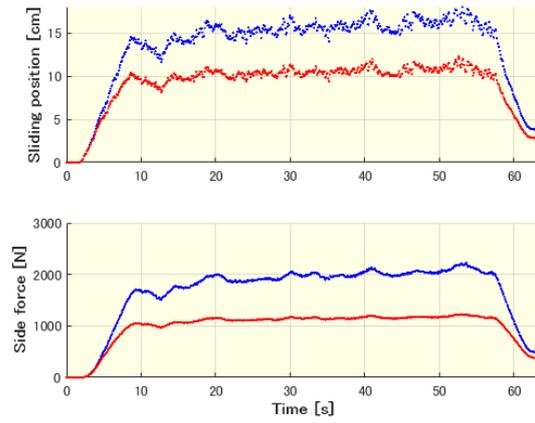
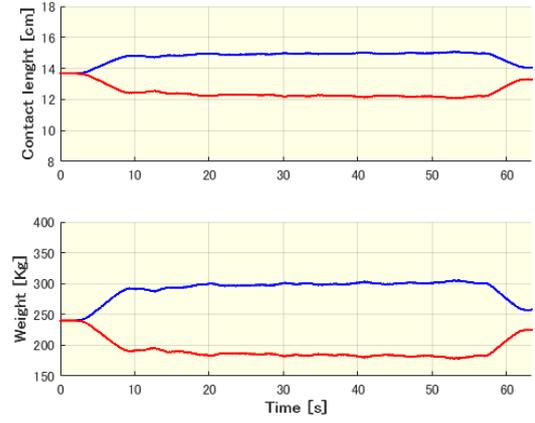
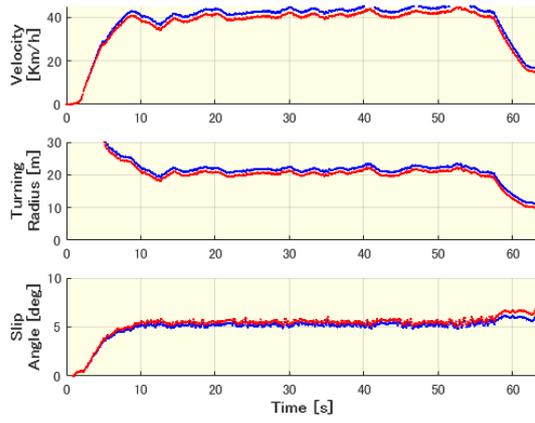


図 81 40Km/h 5deg (2016.6.22)

7.4 考察と改善案

図 72~81 の左上図は、座標変換を行った諸量のプロットである。左上図の諸量は安定してプロットされており、GPS コンパスの測定が安定していることを示唆できる。右上図は、接地長さ l と負荷質量 m である。右上図からは、右タイヤ（旋回アウトサイド）の方が、負荷される質量 m が大きく、負荷された質量 m に対して、近似モデル (6.23) 式を経て、接地長さ l も大きくなる傾向がつかめる。左下図は、すべり位置 s （静摩擦から動摩擦へ変わる点）と発生した横力 F_s を示している。すべり位置 s は、接地長さ l に対し、 $l > s$ の関係が見て取れ、接地長さ l の変化に付随して変化していることがわかる。また、すべり位置 s は、旋回をしていなければ、 $l = s$ の関係が得られなければならないが、すべり位置 s は、(4.13) 式に示すように路面摩擦係数が関数に含まれている。このため、推定した路面摩擦係数値は、旋回していない ($0 \sim 10$ [s]) とき、約 0 となっており、この 0 がすべり位置の算出に効いているため、旋回していないときのすべり位置 s は 0 という計算結果が得られていると考える。

図 72~81 までに示した結果を用いて平均をもとめ、2016 年 6 月 22 日に高知競馬場で推定した路面摩擦係数を図 82 に示す。実験データ点数の多い車速 25 [Km/h]、 30 [Km/h] に関しては、最小二乗法による近似線を引いている。図 82 より推定された路面摩擦係数は実験条件により $0.5 \sim 1.5$ の範囲を推移している。

一般的に路面摩擦係数は、表 4 に示すように路面の状態により一定値をとることがわかっている。一定値をとることは、図 82 に示した近似線が水平になると考えられる。かつ今回の実験場所は、図 83 に示すようにアスファルトで舗装された駐車場であること、雨天であることの 2 点を加味すると推定される路面摩擦係数は約 $0.6 \sim 0.4$ に収束し、路面状態は、WET 路面であるという結果が得られなければならない。図 82 では、 $0.5 \sim 1.5$ を推移しているため、路面の状態を特定できない。

以上を踏まえ、本研究の問題点を挙げ改善案を示す。問題点 1 点目は、実験条件により推定される路面摩擦係数に差異が生じる点である。これについては、タイヤモデルが原因と考えている。本システムは、接地圧力導出時、2 次で近似している。本来、タイヤの接地圧力は、4 次で近似するのが望ましい[44]。接地圧力モデルに改善にみられると、すべり位置、横力の算出に関与するため、芋づる式で路面摩擦係数に改善が見られると考える。2 点目に、実際に路面摩擦係数を測定し、本システムの推定値と比較する必要がある。これについては、加速度を用いた方法で路面摩擦係数の測定を行うことで解決する。3 点目は、トレッドゴムの横弾性係数の値である。今回は、参考資料（タイヤ工学、p204）の値を使用した。トレッドゴムの横弾性定数 G は、タイヤの性能を決める重要なパラメタであり、スポーツタイヤ（喰いつきが良いタイヤ）やエコタイヤ（転がり抵抗の小さいタイヤ）などタイヤの種類によって大きく異なる。しかし、各タイヤメーカーは、トレッドゴムの横弾性定数 G を企業秘にしているため、装着タイヤの正確な値を得ることが困難である。これに関

しては、抜本的な改善策を提示できない（2018.1.26）が、2点の対策案を考えた。1点目は、本実験結果をもとにトレッドゴムの横弾性定数 G に変化を与え、路面摩擦係数を変化させるシミュレーション解析からトレッドゴムの横弾性定数 G を逆推定する方法。2点目は、コーナリングスティフネスからトレッドゴムの横弾性定数 G を算出する方法である。本対策案は、9章にて詳細を示し、検討を行う。

問題点と改善案については、表 20 にまとめ、明示する。

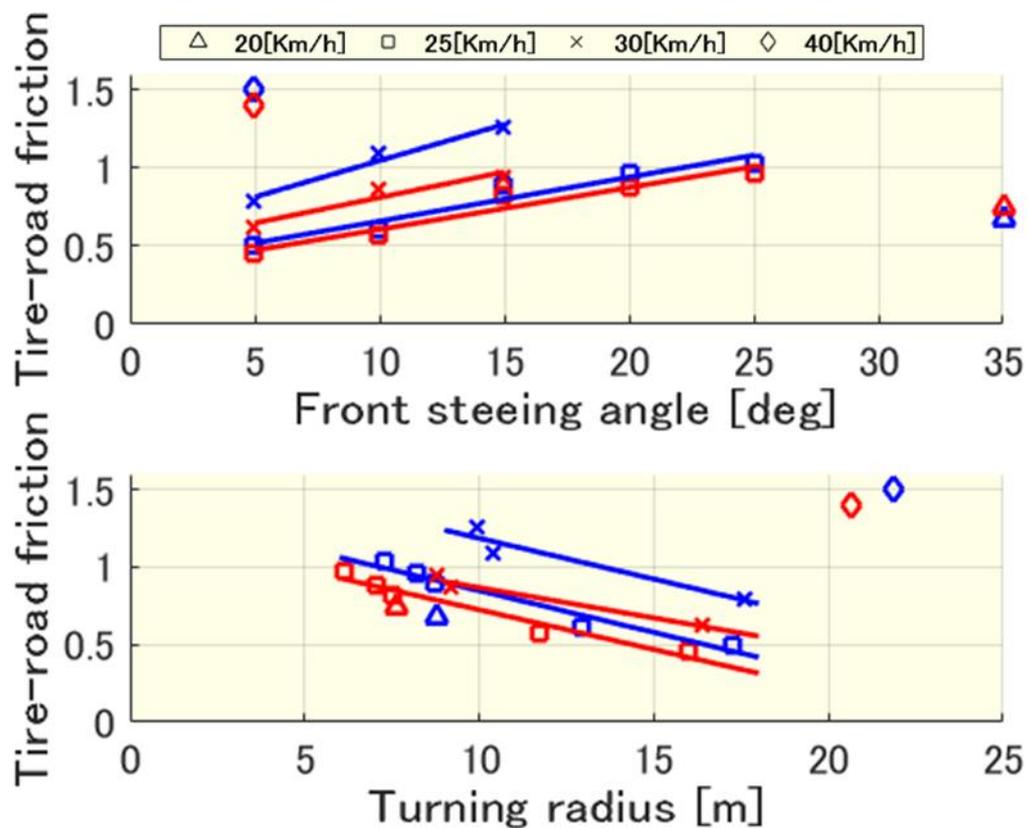


図 82 Total result (2016.6.22)



図 83 路面の状態 (2016.6.22)

表 20 問題点と改善案

問題点		
1	2	3
推定路面摩擦係数値が 条件により差異	路面摩擦係数の比較	トレッドゴムの横弾性定数 パラメタ設定
改善方法		
タイヤモデルの改良 (接地圧力 4 次近似を導入) 4 次近似で理論式を導出する	加速度による測定を行う.	・シミュレーションによる 逆推定 ・コーナリングスティフネス より算出 (車両実験必要)
本論文掲載章		
10 章	8 章	9 章

8章 加速度による路面摩擦係数の同定

本章は、路面摩擦係数を加速度の計測から測定する方法を述べる。まず、加速度による測定の概要、原理を述べたのちに、実車を用いた測定実験を行い、その結果について述べる。

8.1 概要

(4.16) 式を用いて推定した路面摩擦係数と比較を行うため、加速度による路面摩擦係数の同定を行う。加速度を用いる方法は、比較的簡易に測定が行え、精度は低い(4.16)式との比較、実験路の路面摩擦係数の目安には、十分使用が可能であると考えたためである。

実車による実験では、車輪をロックする必要がある、危険が伴う。必ず周囲の安全が確保された状態で行うこととする。また、実験車両は、ABS搭載車であるため、ABSをキャンセルして実験を行う。故意にABSをキャンセルした状態での公道の走行は、万が一のとき、保険が下りないため、絶対に走行してはならない。

8.2 測定原理

測定原理は、本論文 1 章 1.1.2 で述べているため本節は省略する。測定原理の定義式は、(1.3)式に示す通りである。

$$\mu = \frac{a}{g} \quad (1.3)$$

μ : 路面摩擦係数

a : 加速度 (減速度)

g : 重力加速度

重力加速度 g は定数を与えることで、加速度 a により、路面摩擦係数が同定できる。

8.3 実験環境

加速度の測定には、ROHM 株式会社の Sensor Shield EVK - 001 を使用し、加速度センサモジュールは、KX022 - 1020 を使用する。本装置は、PC と USB にて通信が行え、電源供給も行える。本装置の言語は、Arduino である。センサは、3 軸の加速度センサであり、分解能は 16bit である。実験時は、車両ダッシュボードの上にテープで固定する。使用する装置を図 84 に示す。



図 84 センサシールド（左）と加速度センサ（右）

前節で述べたとおり、実験を行うには、ABS をキャンセルする必要がある。以下では、実験車両（TOYOTA COROLLA）の ABS のキャンセルの方法を示す。ただし、本節で示す ABS のキャンセル方法は、推奨できる方法ではない。本実験を行うときのみ施工し、実験終了後は、迅速に ABS が効いている状態に戻す。また、ジャッキアップの際は、かならず複数名で行い、安全で正しく行うこと。

実際の ABS のキャンセル手順は、以下の箇条書きのとおりである。

- 1.左後輪をジャッキアップし、タイヤを脱着する。（図 85）
- 2.ブレーキロータ（図 86）の後方に繋がるコネクタ（図 87）を外す（図 88）。
- 3.外したコネクタは、絶縁処理、防水処理を施し、タイラップにて固定する。
- 4.メータパネルにて ABS の状態を確認。図 89（ABS：OFF）、図 90（ABS：ON）

上記を一輪に対して施工すると、車両全体の ABS がキャンセルできる。



図 85 ジャッキアップ



図 86 ディスクブレーキ



図 87 ブレーキ裏のコネクタ



図 88 コネクタの取り外し

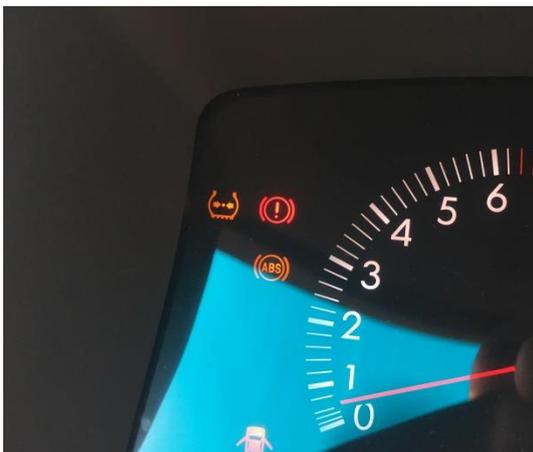


図 89 ABS OFF



図 90 ABS ON

8.4 走行実験

実験日は、2017年7月20日、天候は曇りで路面は乾いていた。実験場所は、高知工科大学内、グラウンド東側通路にて本学施設管理部の許可のもと行った。車両は TOYOTA COROLLA を使用する。装着タイヤは、DONLOP の ENASAVE 185 / 70 R14 であり、空気圧は、規定空気圧である $2.2[\text{Kg}/\text{cm}^2]$ に調節している。

実験の条件は、車速を 30, 40, 50[Km/h] のとき、各速度まで加速し、巡航後、急制動をかける。そのときの加速度を測定する。ただし、車両進行方向を正とする。各速度において 3 回測定し、平均値を結果とした。

測定は、Arduino で作成したツールで行う。なお、ツールのソースコードは、本論文に掲載しない。ツールの使用手順などをまとめたものを付録に掲載する。

解析は、MATLAB で作成したツールで行う。なお、ツールのソースコードは、本論文に掲載しない。ツールの使用手順などをまとめたものも掲載しない。

表 21 に測定実験の概要を示す。図 91 に測定日の路面の状態を示す。

表 21 測定実験概要 (2017.7.20)

実験日時	2017年7月20日
天候 / 路面状況	曇り / DRY
実験場所	高知工科大学 グラウンド東側通路
使用車両	TOYOTA CAROLLA
使用装置	ROHM Sensor Shield EVK - 001 KX022 - 1020
測定諸量	急制動時の加速度 a
実験条件	車速 : 30, 40, 50[Km/h] 指定速度まで加速、巡航し、急制動をかける 各速度 3 回走行 サンプリング周波数 : 50[Hz] 車両進行方向を正とする
解析	MATLAB で作成したツール



図 91 路面の状態（2017.7.20）（高知工科大学グラウンド東側通路）

得られた結果を図 92 に示す。図 92 より角速度において、測定された加速度に差異は少ない。制動時の加速度の平均値より、本実験日の路面摩擦係数は 0.9 であり、路面の状態は DRY と判断できる。実際に路面はアスファルトで舗装されており、DRY であったことから測定結果は正しいといえる。

本実験は、(4.16) 式の有用性を検討する検討材料として使用ができる。以降、車両運動の測定実験の前には、本実験を行い、考察時の参考とする。

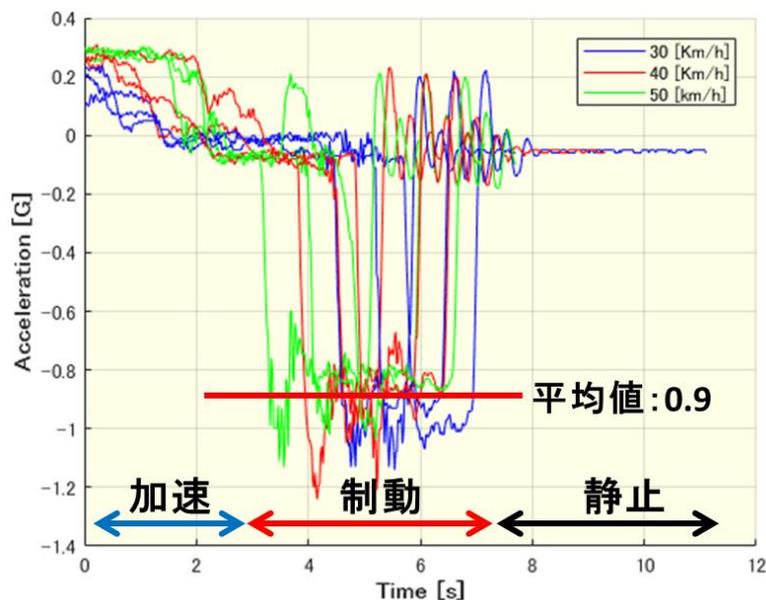


図 92 測定結果（2017.7.20）

9章 トレッドゴムの横弾性定数の検討

本章は、トレッドゴムの横弾性定数 G （本章、 G ）の検討について述べる。

9.1 概要

現在、 G は、参考資料(タイヤ工学, p204)の値(1.0×10^7)を定数として与えている。 G は、タイヤの性能を決める重要なパラメタであり、スポーツタイヤ（喰いつきが良いタイヤ）やエコタイヤ（転がり抵抗の小さいタイヤ）などタイヤの種類や性能によって大きく異なる。一般にスポーツタイヤであるほど G は高くなる傾向にある。しかし、 G については、各タイヤメーカー、企業秘にしているため、装着タイヤの正確な値を得ることが困難である。これに対して、2点の対策案を考えた。1点目は、2016年6月22日の実験結果をもとに G に変化を与え、路面摩擦係数を変化させるシミュレーション解析から G を逆推定する方法。2点目は、コーナリングスティフネスという要素から G を算出する方法である。

9.2 シミュレーション解析

本節では、1点目の G のシミュレーション解析について述べる。まずシミュレーション対象データは、2016年6月22日高知競馬場で取得したものである。その中の車速25[Km/h]、前輪操舵角5~25[deg]に限定して解析を行う。変化させる G の範囲は、 $1.0 \times 10^4 \sim 1.0 \times 10^8$ とし、 G のメッシュは1000とする。解析の概要を表22に示す。

表 22 シミュレーション解析対象データ

実験データ	2016年6月22日 高知競馬場
車速 [Km/h]	25
前輪操舵角 [deg]	5 ~ 25
G の範囲	$1.0 \times 10^4 \sim 1.0 \times 10^8$
G のメッシュ	1000

解析の結果を図 93 に示す。図の青線は右タイヤ、赤線は左タイヤである。図 93 より、 $G = 1.0 \times 10^7$ を基準にすると、 G が増加すると路面摩擦係数値は増加する傾向にある。 G を減少すると、路面摩擦係数値は減少する傾向にあることが見て取れる。 G の最適値は図 93 のどこかに存在するはずである。 G の最適解の算出の条件として以下の 2 点を挙げた。

- 1.路面摩擦係数は、0.0～1.2の範囲である
- 2.左右輪の差異が最小になる。(路面摩擦係数は路面の状態により、決まるため)

この 2 点を考慮すると、図 93 の緑の位置となり、 $G = 11225000$ となった。

また、 G の変化により、推定される路面摩擦係数は、大きく影響を受けることが図 93 から得ることができる。

本シミュレーションはあくまで G の値の目安であるため、走行実験より G の値を検証する必要がある。次節では、走行実験から G の算出を試みる。

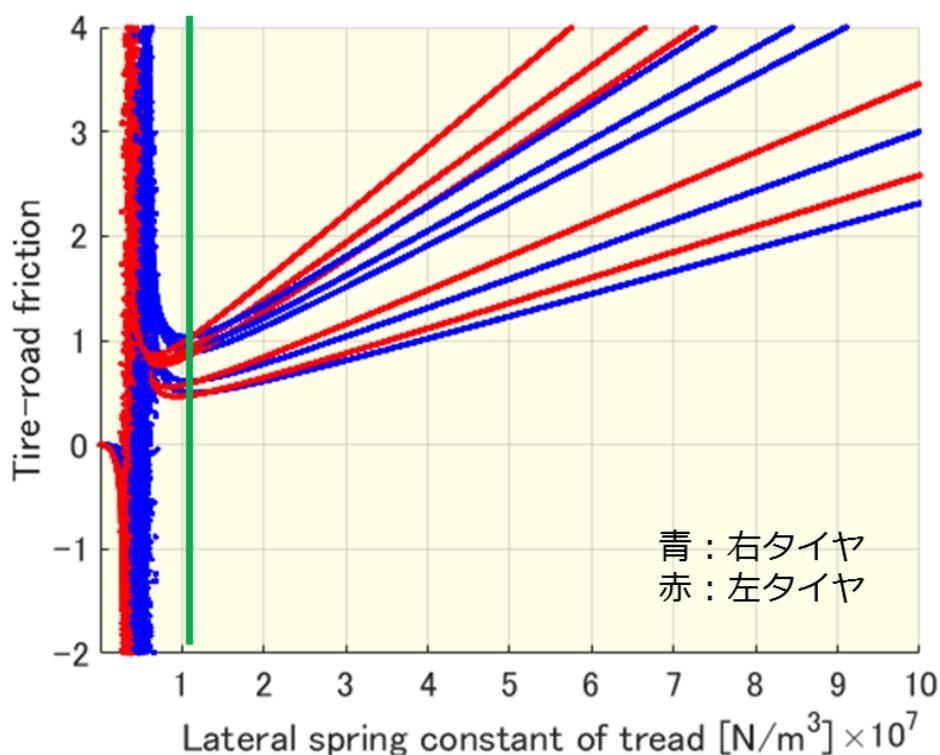


図 93 横弾性定数のシミュレーション解析

9.3 コーナリングステイフネスによる算出

本節では、走行実験から算出する方法を提案し、検証する。

走行実験から算出する方法として、コーナリングステイフネスから求める方法を提案する。コーナリングステイフネスは、図 94 に示す[45]ように横軸にスリップアングル（スリップ角）をとり、縦軸にコーナリングフォース（横力）をとったときの傾きである。図 94 より、タイヤの性能によってコーナリングステイフネスは異なることがわかる。

コーナリングステイフネス K_y は、次式で定義されている[46]。

$$K_y = \frac{G \cdot w \cdot l^2}{2} \quad (9.1)$$

また、横力 F_s は、スリップ角 β とコーナリングステイフネス K_y で表すと次式となる。

$$F_s = K_y \beta \quad (9.2)$$

ここで、車両の運動から求めた横力 F_{s1} は、(4.5) 式となる。

$$F_{s1} = \frac{mv^2}{R} \cos \beta \quad (4.5)$$

(9.1) 式を G について整理する。

$$G = \frac{2 \cdot K_y}{wl^2} \quad (9.3)$$

(9.2) 式をコーナリングステイフネス K_y について整理する。

$$K_y = \frac{F_s}{\beta} \quad (9.4)$$

ここで、横力 F_s と車両運動から求めた横力 F_{s1} は等しいとすると、(9.4) 式は次式となる。

$$K_y = \frac{mv^2}{\beta R} \cos \beta \quad (9.5)$$

(9.5) 式を (9.3) 式に代入すると、求める G は、次式となる。

$$G = \frac{2 \cdot mv^2}{wl^2 R \beta} \cos \beta \quad (9.3)$$

G	:	トレッドの横弾性定数	K_y	:	コーナリングステイフネス
m	:	タイヤへの負荷質量	β	:	スリップ角
l	:	接地長さ	w	:	接地幅
m	:	タイヤへの負荷質量	v	:	車速

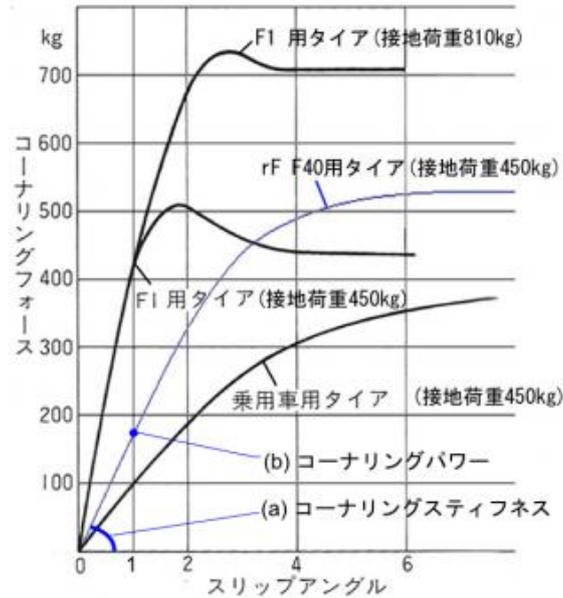


図 94 コーナリングスティフネス[45]

実験は、2018年2月8日に高知競馬場の駐車場で行った走行実験の走行データを使用する。実験の概要については、11章(11.2)で示す。また、各実験条件における測定した各諸量についても11章(11.2)にて図として示すこととする。

測定した諸量を(9.3)式に代入し、各実験条件におけるトレッドの横弾性定数 G を算出した。算出した G の結果を次ページの表23に示す。各実験条件下の G から平均を求め、トレッドの横弾性定数 $G = 5.0 \times 10^7 \left[\frac{N}{m^3} \right]$ を得た。

9.4 考察

9.2節は、 G を変化させ、算出される路面摩擦係数の値より G を求めた。9.3節は、コーナリングスティフネスから、実測データをもとに G を求めた。双方で得られた結果は、次式となった。

$$9.2 \text{ 節の結果 } G = 11225000 \quad (9.4)$$

$$9.3 \text{ 節の結果 } G = 50000000 \quad (9.5)$$

双方から得られた結果には、差異が生じた。今回は、実測データから算出した G の値を11章(11.2)の路面摩擦係数の算出の際に使用する。

表 23 コーナリングスティフネスより算出した G の結果 (2018.2.8)

速度[Km/h]	旋回半径[m]	タイヤ	$G \times 10^7 \left[\frac{N}{m^3} \right]$
20	20	Right	2.58
		Left	2.25
	25	Right	2.80
		Left	2.51
	30	Right	2.82
		Left	2.57
	35	Right	2.89
		Left	2.67
40	Right	3.63	
	Left	3.40	
25	20	Right	3.19
		Left	2.76+
	25	Right	3.27
		Left	2.92
	30	Right	3.32
		Left	3.01
	35	Right	3.65
		Left	3.35
40	Right	3.73	
	Left	3.46	
30	20	Right	4.25
		Left	3.65
	25	Right	4.13
		Left	3.65
	30	Right	4.08

		Left	3.67
		Right	4.35
	35	Left	3.97
	40	Right	4.96
Left		4.32	
35	25	Right	5.51
		Left	4.81
	30	Right	5.15
		Left	4.59
	35	Right	5.38
		Left	4.87
	40	Right	5.73
		Left	5.26
40	30	Right	7.01
		Left	6.17
	35	Right	6.76
		Left	6.06
	40	Right	7.54
		Left	6.84
45	35	Right	8.12
		Left	7.19
	40	Right	8.98
		Left	8.09
50	40	Right	9.58
		Left	8.58
平均		5.06	

10章 4次近似による路面摩擦係数の推定式導出

本章は、タイヤモデルに改良を加え、新たに路面摩擦係数の推定式を導出について述べる。まず、推定式導出に概要を述べ、改良を加える接地圧力について述べ、以降は、4章と同様の流れで推定式導出の過程を述べる。

10.1 概要

本来、タイヤの接地圧力は、4次で近似するのが望ましい[44]。接地圧力モデルは、すべり位置、横力の算出に参与し、芋づる式で路面摩擦係数の算出に参与する。接地圧力が2次で近似する場合、タイヤと路面は点で接地していることになる。接地圧力を4次で近似すると、タイヤと路面は面で接地することとなり、実際の物理現象をよりリアルに再現できる。

10.2 接地圧力

2次で近似した接地圧力式を $P_{2th}(x)$ 、4次で近似した接地圧力式を $P_{4th}(x)$ と表記すると、両者は、以下の式で表される。

$$P_{2th}(x) = \frac{6mg}{l^3w}x(l-x) \quad (10.1)$$

$$P_{4th}(x) = \frac{20mg}{l^5w}(-x^4 + 2lx^3 - 1.5l^2x^2 + 0.5l^3x) \quad (10.2)$$

P_{2th}	:	接地圧力分布 (2次)	P_{4th}	:	接地圧力分布 (4次)
m	:	タイヤへの負荷質量	g	:	重力加速度
l	:	接地長さ	w	:	接地幅
x	:	接地した点から 後方への長さ			

(10.1) 式と (10.2) 式を視覚的に捉えると，図 95 となる．

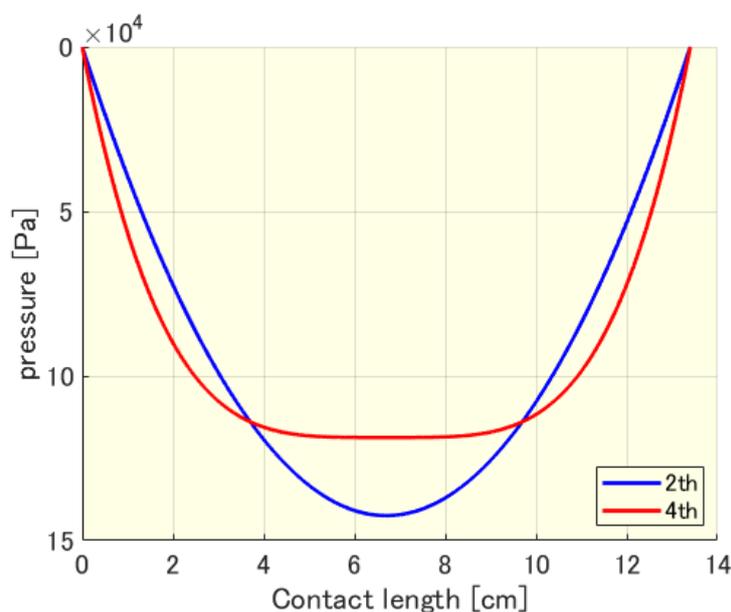


図 95 接地圧力近似による違い

10.3 推定式導出

推定式導出のフォローは，最大摩擦力を算出し，すべり位置，横力，路面摩擦係数と順々に導出していく．4 章で示した導出の過程で変更になる箇所は，(4.10) 式の接地圧力分布 $P(s)$ の項である．

$$w \cdot G \cdot \tan\beta \, dx = \mu \cdot P_{4th}(s) \cdot w \, dx \quad (10.3)$$

この (10.3) 式をすべり位置 s について，解く必要があるが，手計算の領域をはるかに超す計算量となるため，導出が困難である．

この解決策としては，MATLAB の Symbolic Math Toolbox を用いる方法をとる．本ツールは，代数方程式の解を求めることができるツールである．

MATLAB のツールを用いて，すべり位置ならびに路面摩擦係数の推定式を導出した．次章は，本推定式の検討を行う．

なお，すべり位置と路面摩擦係数の推定式は，非常に長く式整理が困難なため，本論文には記載しない．ただし，MATLAB の MAT ファイル(fomula_4th.mat)として保存し，導出した関数形は，解析プログラムに組み込むことで使用する．

11章 推定式の検討

本章は、前章で導出した理論式の検討について述べる。まず、2016年6月22日に測定したデータを用いて、路面摩擦係数を再算出する。のちに、2018年2月8日の走行実験の結果を踏まえ、理論式の有用性について述べる。

11.1 2016年6月22日の走行データ

本節は、2016年6月22日の走行実験データを用いて、路面摩擦係数の再算出を行う。走行実験の概要については、表19に示した通りである。また、取得した車速、旋回半径、スリップ角や位置情報に関しては、推定式を変更しても変化がないため、本節には結果を示さない。必要な場合は、7章(7.3)を参考にすること。

推定式の変更に伴い、結果に影響を及ぼすのがすべり位置、トレッドの弾性変形による横力、路面摩擦係数である。以下に、各速度における各前輪操舵角時の結果をすべり位置、横力をまとめた図、算出した路面摩擦係数の図を1セットとし、図96～図104に示す。

なお、路面摩擦係数の算出には、トレッドの横弾性定数 G を7章の結果と比較するため、 $G = 1.0 * 10^7$ を使用する。

図96～図104に示した結果の平均値をとったものを図105、図106にまとめ、本節の最終結果とする。

図の青線は、後輪右タイヤ（旋回アウトサイド）、赤線は、後輪左タイヤ（旋回インサイド）である。

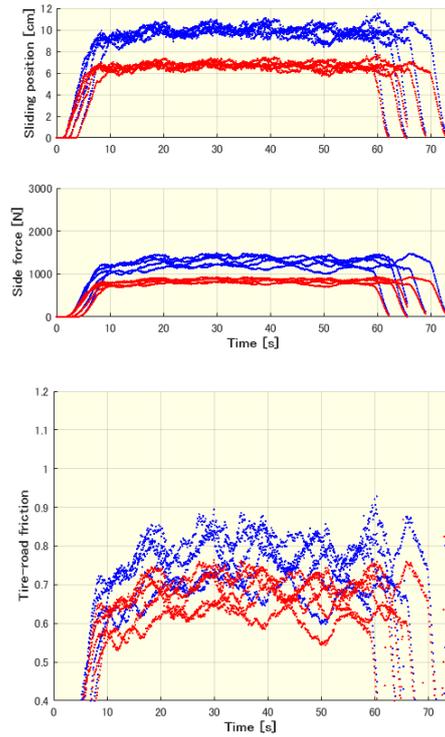
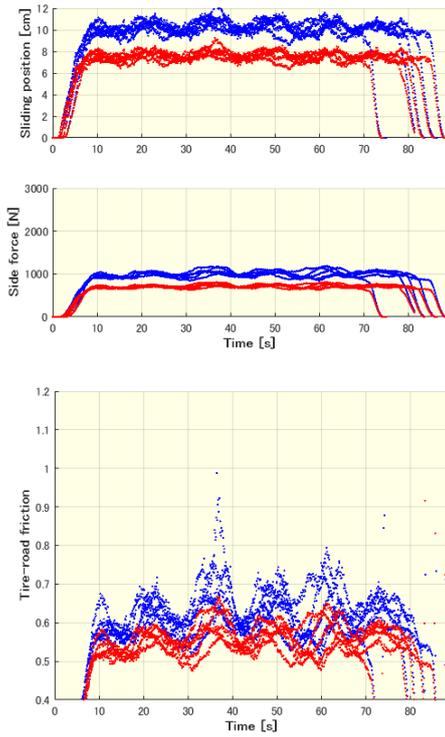


図 96 20Km/h 35deg (2016.6.22) (4次) 図 97 25Km/h 5deg (2016.6.22) (4次)

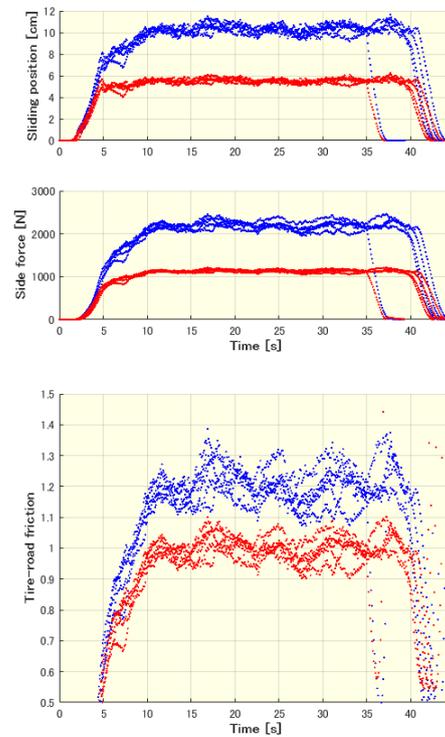
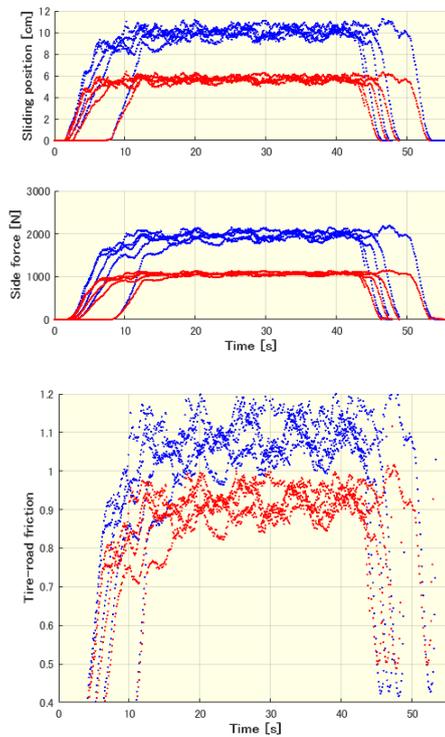


図 98 25Km/h 10deg (2016.6.22) (4次) 図 99 25Km/h 15deg (2016.6.22) (4次)

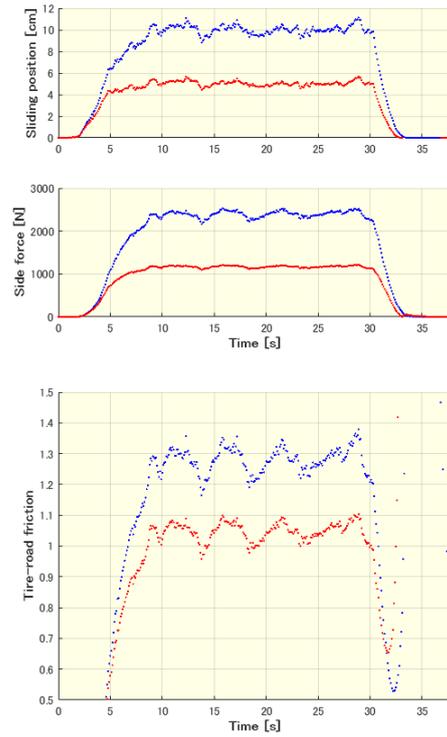
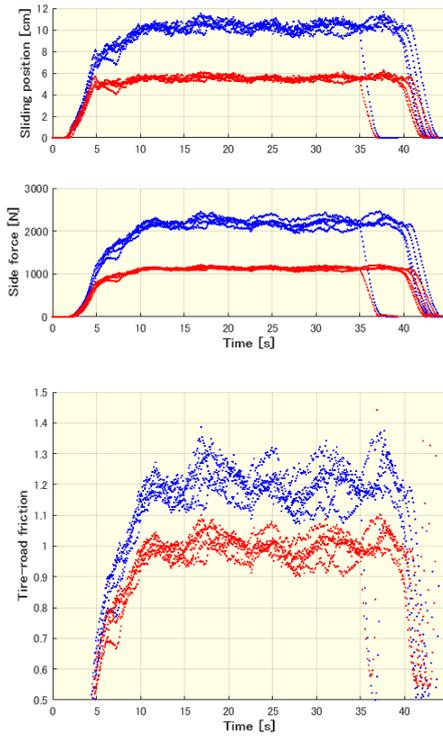


図 100 25Km/h 20deg (2016.6.22) (4 次) 図 101 25Km/h 25deg (2016.6.22) (4 次)

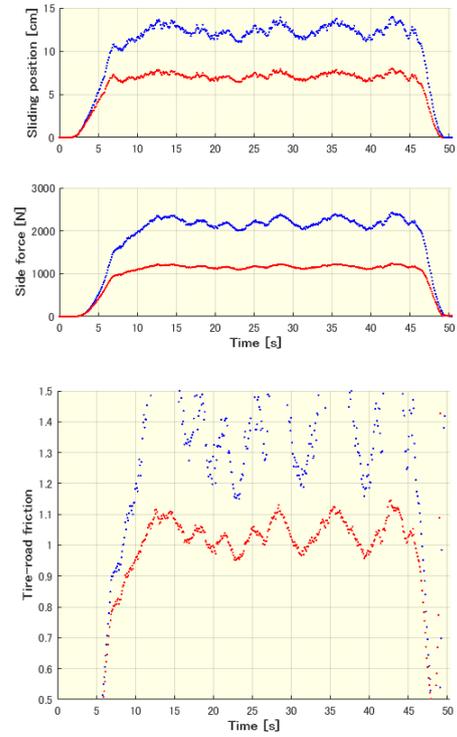
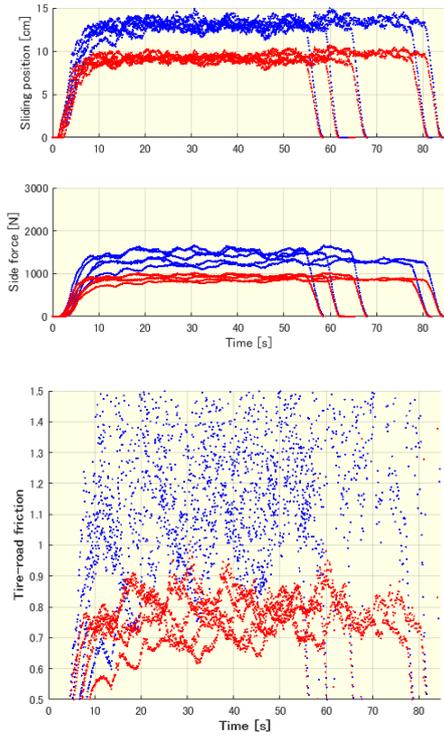


図 102 30Km/h 5deg (2016.6.22) (4 次) 図 103 30Km/h 10deg (2016.6.22) (4 次)

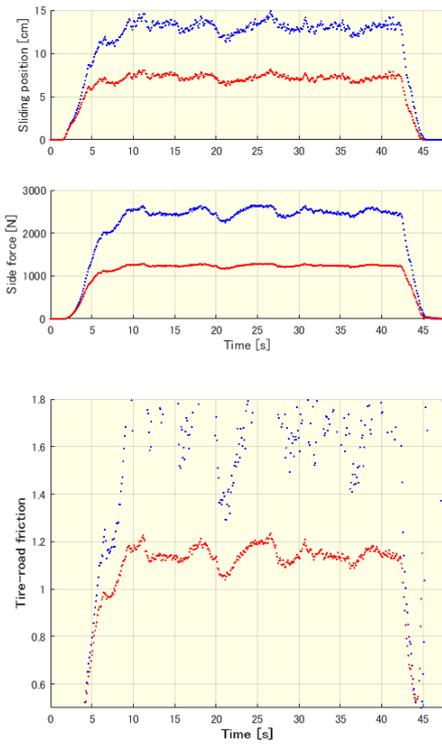


図 104 30Km/h 15deg (2016.6.22) (4 次)

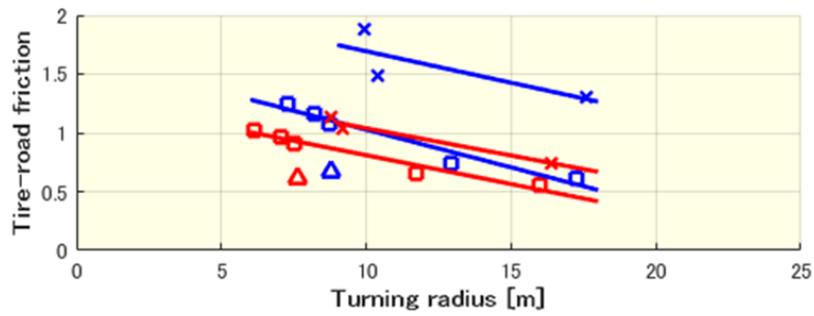
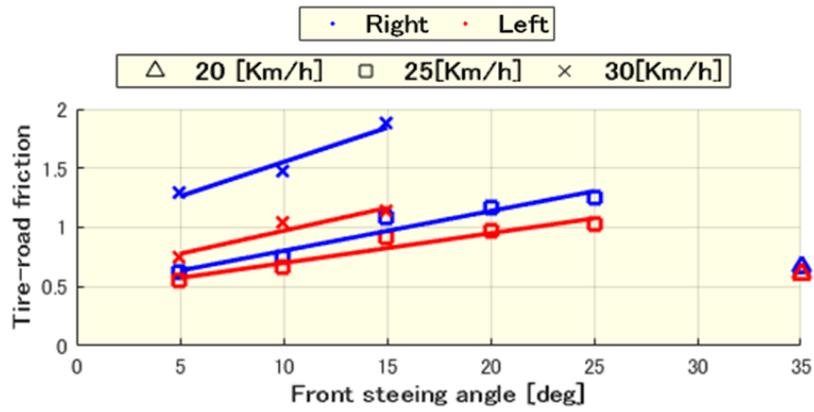


図 105 Total result1 (2016.6.22) (4次)

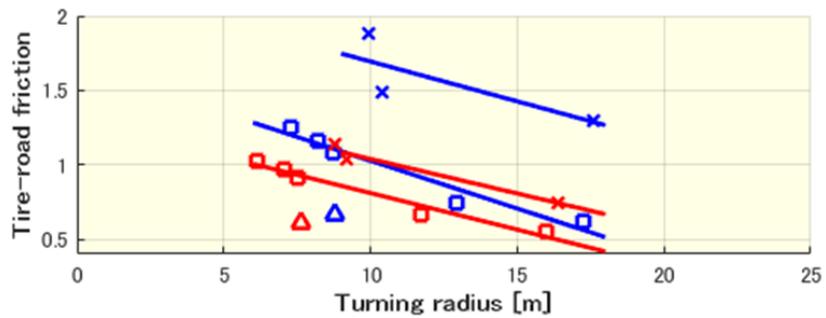
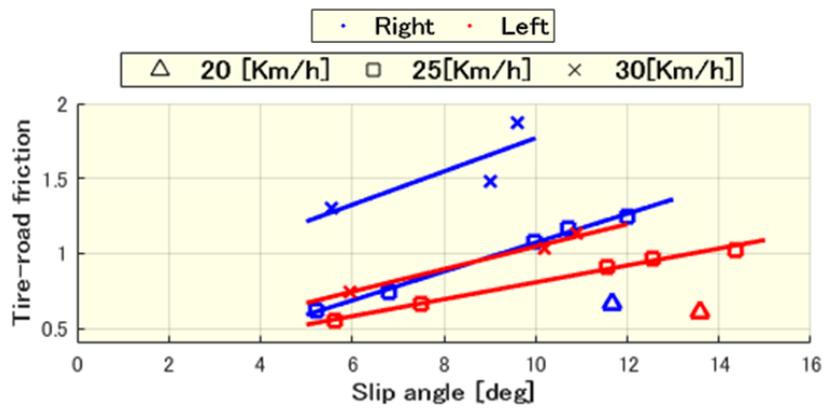


図 106 Total result2 (2016.6.22) (4次)

図の青線は、後輪右タイヤ（旋回アウトサイド）、赤線は、後輪左タイヤ（旋回インサイド）である。

図 96 から図 104 は、すべり位置 s （静摩擦から動摩擦へ変わる点）と発生した横力 F_y を示している。すべり位置 s は、2次で導出した推定式（4章）よりも接地前端から遠い位置となる結果となった。横力 F_y もすべり位置の影響で増加傾向にあることがみてとれた。横力が増加傾向にあることは、接地圧を4次で近似したことに起因すると考える。接地圧を4次で近似することで、タイヤと路面は面で接地していると考えられ、横力は、接地した面が弾性変形することで発生することから、2次で導出した推定式より4次で導出した推定式の方が、横力が増加したと考える。

図 105 および図 106 は、実験データ点数の多い車速 25[Km/h]、30[Km/h]に関しては、最小二乗法による近似線を引いている。図 105 および 106 より推定された路面摩擦係数は実験条件により 0.5~1.5 の範囲を推移している。ただし、2次の結果である図 82 より、4次で近似した結果の方が全体的に、路面摩擦係数が上昇する傾向にある。ただし、近似線の傾きが水平になる方向に振れており、路面摩擦係数は路面の状態により一定値をとる方向に改善がみられていると考える。

また、図 106 の上図から、検討したい項目がある。それは、スリップ角が 5~8[deg]の範囲のとき、推定した路面摩擦係数が 0.6 付近で密集している点（30[Km/h]のときの右タイヤは除く）とスリップ角が 10[deg]以上で、推定した路面摩擦係数がばらつく傾向になる点である。一般的なタイヤの概念として、スリップ角が 10[deg]付近でタイヤの性能（コーナリングフォース）は頭打ちとなり、スリップ角が 10[deg]以上でスリップが発生しやすくなり、運転することが困難になる。しかし、実際の実験では、スリップせず走行することが可能であった。以上の点を踏まえると、2016年6月22日の実験は、車両に横Gが大きく発生する実験条件が多く、限界域での実験となったため、GPSの位置測位に大きく誤差が発生し、そのことにより、スリップ角の算出に影響を与えたのではないかと考える。スリップ角の算出に影響が出ると推定される路面摩擦係数にも影響を及ぼすため、スリップ角が 10[deg]以上でばらついたと考える。

上記の項目を検討するため、再実験を行う必要がある。検討を行うため、再実験の実験条件は、横Gがあまり発生しないスリップ角 0~10[deg]ほどでデータ点数を増やし、旋回半径と車速に種々の条件を与えるように実験する。再実験については次節に示す

11.2 2018年2月8日の走行実験

本節は、2018年2月8日に高知競馬場第2駐車場（以下、高知競馬場）で行った走行実験の走行データをもとに、路面摩擦係数を算出し、本システムの有用性を検討する。まず、GPS コンパスのセットアップの結果を述べ、加速度から当日の路面摩擦係数を同定した結果を踏まえ、本システムを用いて、路面摩擦係数の算出結果を述べる。

まず、GPS コンパスのセットアップは、第5章5.4で述べたとおり、実験毎に行い、方位角の誤差を低減する必要がある。実験は、高知競馬場の南側からログを開始し、北向きに40[Km/h]まで直進し、巡航後、停止するまでログを続けた。その後、進行方位と車両の向きの差を確認し、GPS コンパスの位置を調整した。GPS コンパスの最終調整終了後、10回走行したデータをGPS コンパスのセットアップ結果として示す。

図107、108は、ログデータを示している。双方の図より、進行方位、車両の向きともに安定して出力できている。また、受信衛星数は6～8個でGPS コンパスの正常に位置情報を取得できる環境であることがわかった。図109は進行方位と車両の向きの差を示している。図109より、約 $\pm 1[\text{deg}]$ ほど方位角の出力に誤差が生じていることがわかった。

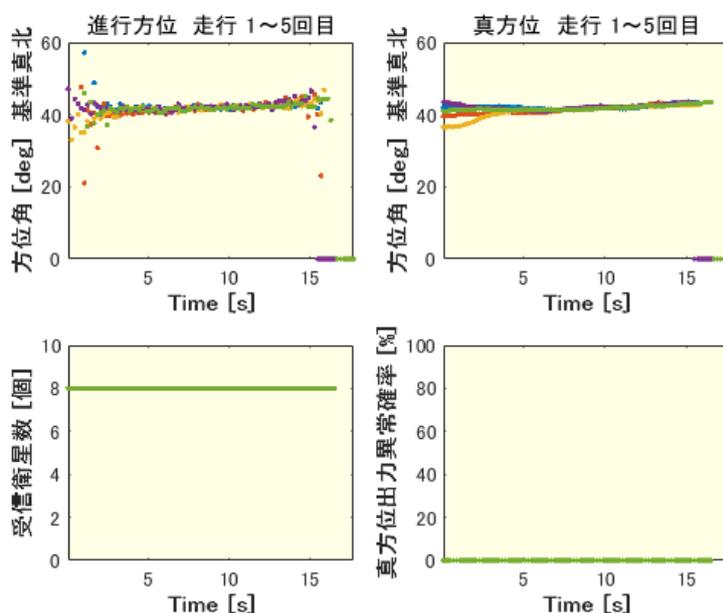


図 107 GPS コンパスセットアップ 1 (2018.2.8)

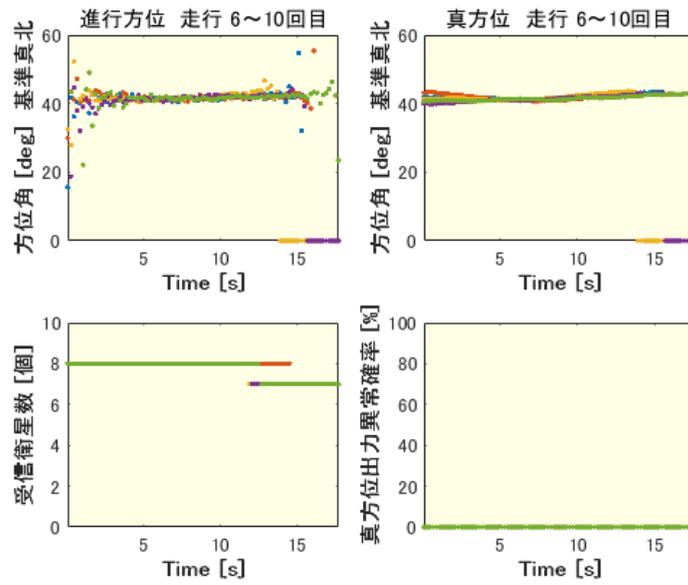


図 108 GPS コンパスセットアップ 2 (2018.2.8)

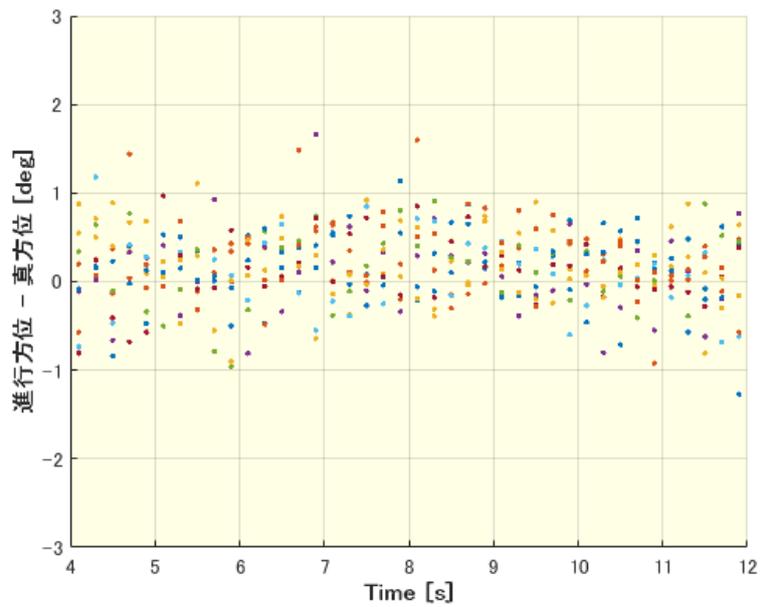


図 109 方位角誤差 (2018.2.8)

次に、加速度による路面摩擦係数の同定実験について示す。本実験は、本システムで算出される路面摩擦係数の結果と比較するため、および路面摩擦係数の目安を得るために行った。測定の原理や実験手順については、第 8 章に示している。また、実験の概要は、表 24 に示す。加速度の測定結果を図 110 に示す。

表 24 加速度による路面摩擦係数同定実験概要 (2018.2.8)

実験日時	2018年2月8日
天候 / 路面状況	晴れ / DRY
実験場所	高知競馬場 第2駐車場
使用車両	TOYOTA CAROLLA
使用装置	ROHM Sensor Shield EVK - 001 KX022 - 1020
測定諸量	急制動時の加速度 a
実験条件	車速：40[Km/h] 指定速度まで加速，巡航し，急制動をかける 6回施工 サンプリング周波数：50[Hz] 車両進行方向を正とする
解析	MATLAB で作成したツール

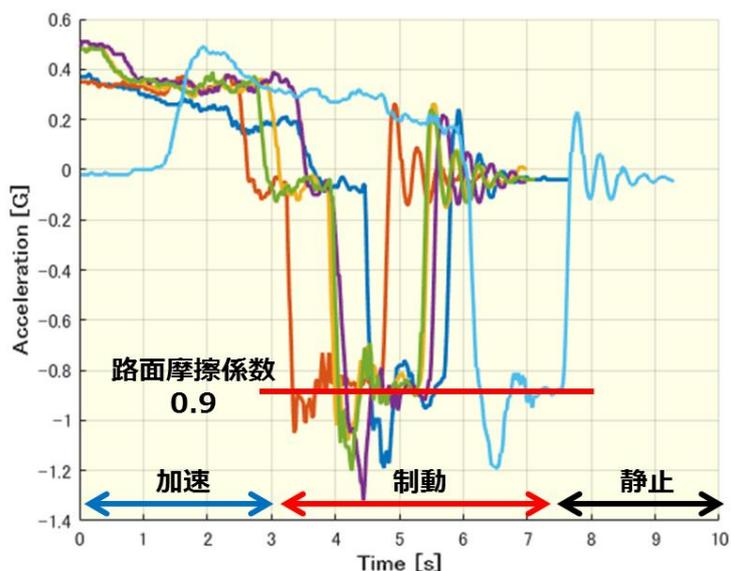


図 110 加速度の測定結果 (2018.2.8)

図 110 より、加速度による実験路の路面摩擦係数は、各走行回数の加速度の平均を求めることで約 0.9 であることがわかった。また、図 111 に実験路を示す。図 111 より実験路は、一般的なアスファルトで舗装された路面であり、乾いている DRY 路面であることを加味すると、一般的な路面摩擦係数の指標より、約 0.8~1.2 ほどであることが考えられる。以上より、図 110 の路面摩擦係数の結果は、妥当であると考え、本システムとの比較材料に用いる。



図 111 路面状態 (2018.2.8)

以上をもとに、以下で、本システムを用いて路面摩擦係数の推定を行う。

実験概要は、表 25 に示す。装着タイヤは、DONLOP の ENASAVE 185 / 70 R14 であり、空気圧は、規定空気圧である $2.2[\text{Kg}/\text{cm}^2]$ に調節した。

実験の条件は、車速を $20\sim 50[\text{Km}/\text{h}]$ までのとき $5[\text{Km}/\text{h}]$ 刻みで変更し、各速度に対し回転半径を $20\sim 20[\text{m}]$ まで $5[\text{m}]$ 刻みで変更した。回転半径は、メジャーで計測し、赤コーンを設置することで、その円周上を車両が旋回できるようにした。各条件下で 5 回繰り返し走行後、平均値を求めそれを実験結果とした。GPS コンパスは、図 53 のように車両天井部に固定しており、タイヤの真上では無いため、6 章 6.2 で示したように後輪左右輪のタイヤへ座標変換を行った数値を使用する。前輪操舵方向は、左に切り、左旋回を行う。

解析は、MATLAB で作成したツールで行う。なお、ツールのソースコードは、本論文に掲載しない。ツールの使用手順などをまとめたものを付録に掲載する。

表 25 測定実験概要 (2018.2.8)

実験日時	2018年2月8日
天候 / 路面状況	晴れ / DRY
実験場所	高知競馬場 第2駐車場
使用車両	TOYOTA CAROLLA
使用装置	GPS コンパス V100 / 21
測定諸量	車速 v ・角速度 ω ・位置情報 車両の向き θ_d ・進行方位 θ_t
実験条件	ステアリングは左に切り、左旋回する 車速：20～50[Km/h] (5[Km/h]刻み) 旋回半径：20～40[m] (5[m]刻み) メジャーで測定，赤コーンを配置する。 1条件に対し，5周旋回を1セット。 計5セット行う。 サンプリング周波数：5[Hz]
解析	MATLABで作成したツールにて行う GPS コンパスの出力値に座標変換を行う 座標変換後の数値より後方左右輪において推定する

解析に伴い，いくつかの諸量に定数を与えた．車両重量は，1200[Kg]とし，前後の重量配分を前：後=6：4で静止時の荷重を計算した．静止時の接地長さ l は，実測した13.4[cm]を用いた．トレッドの横弾性定数 G は，第9章9.3で得た $5.0 * 10^7$ を用いた．接地幅 w は，タイヤ幅である185[mm]とした．

以下に，測定値をもとに解析した結果を示す．まず，実験条件が車速25[Km/h]，旋回半径25[m]のときの走行軌跡を図112に示す．図112より直線的に加速し，円周上を走行後，直線的に減速・停車していることがわかる．また，ほぼ真円を描いて走行できている．

各速度における各操舵角ごとの結果を，GPS コンパスの出力値を座標変換した諸量（速度，旋回半径，スリップ角）の図，接地長さ，負荷質量の図，すべり位置，横力の図，推定した路面摩擦係数の図の計4つを1セットの図113～137に示す．図の青線は，後輪右タイヤ（旋回アウトサイド），赤線は，後輪左タイヤ（旋回インサイド）である．

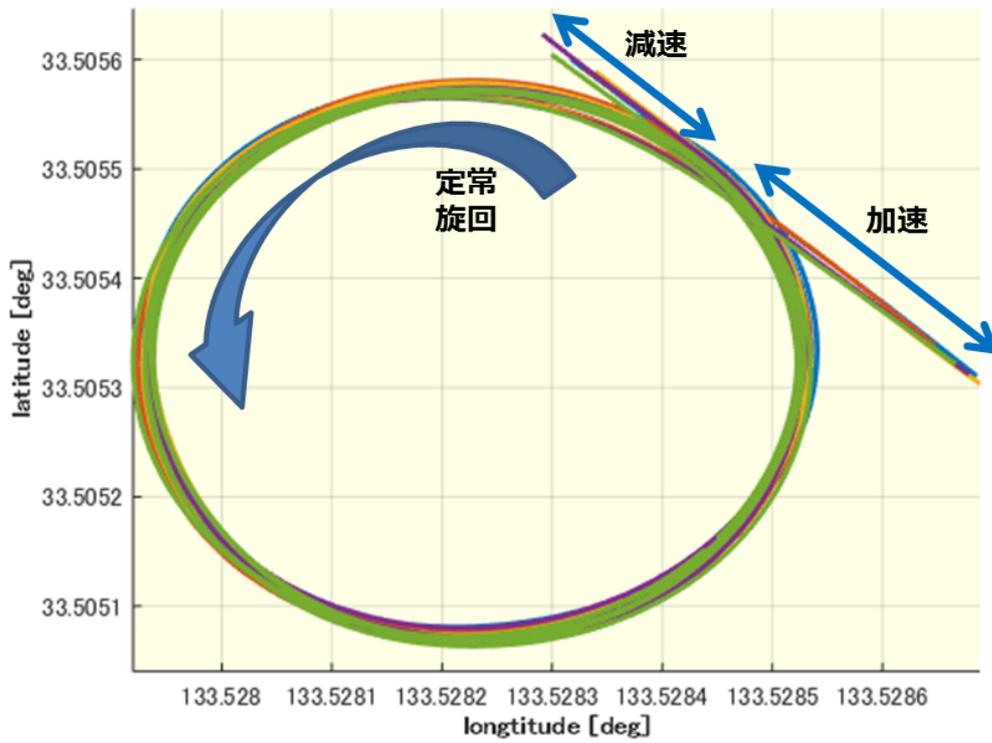


図 112 走行軌跡 車速 25 Km/h, 旋回半径 25 m (2018.2.8)

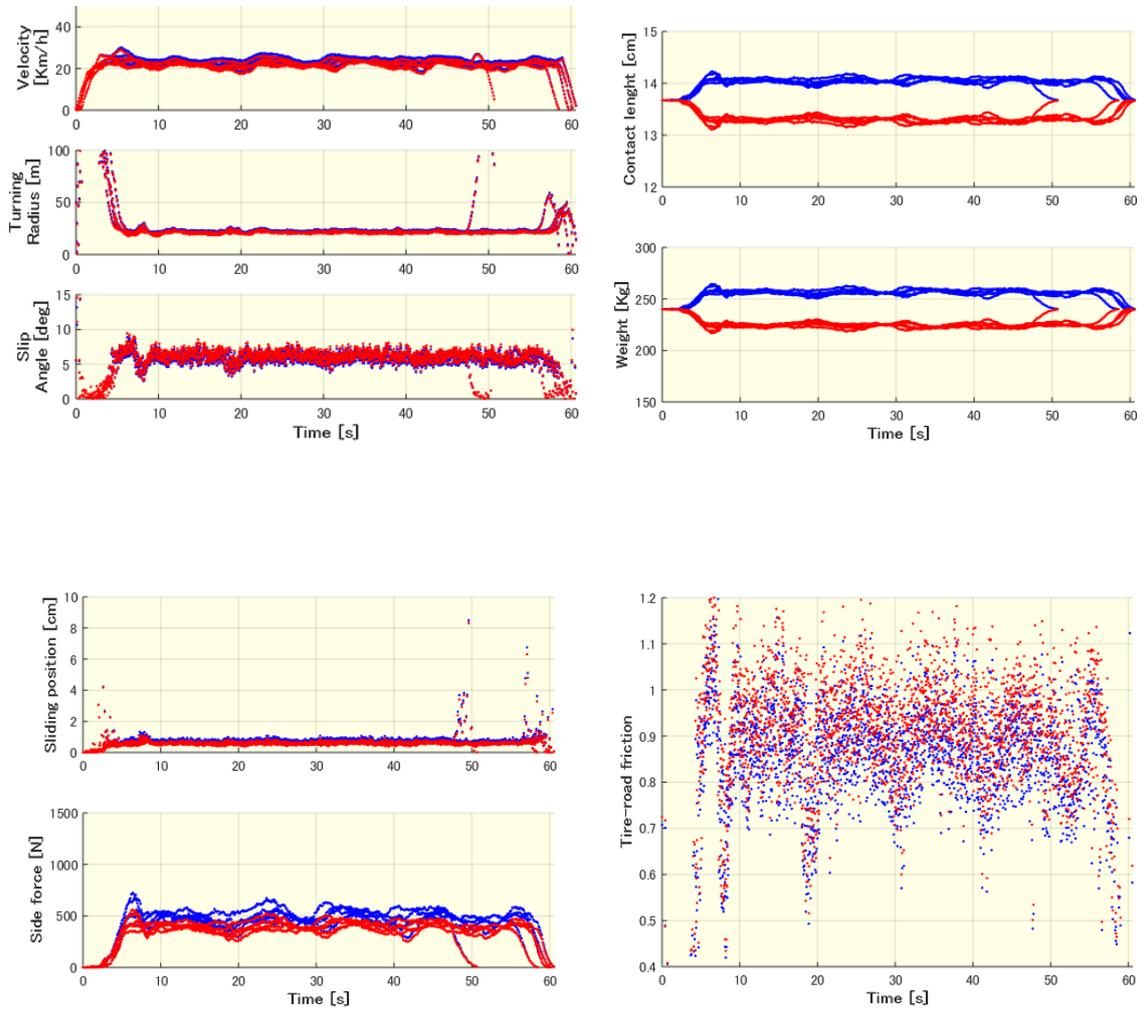


図 113 20Km/h 20m (2018.2.8)

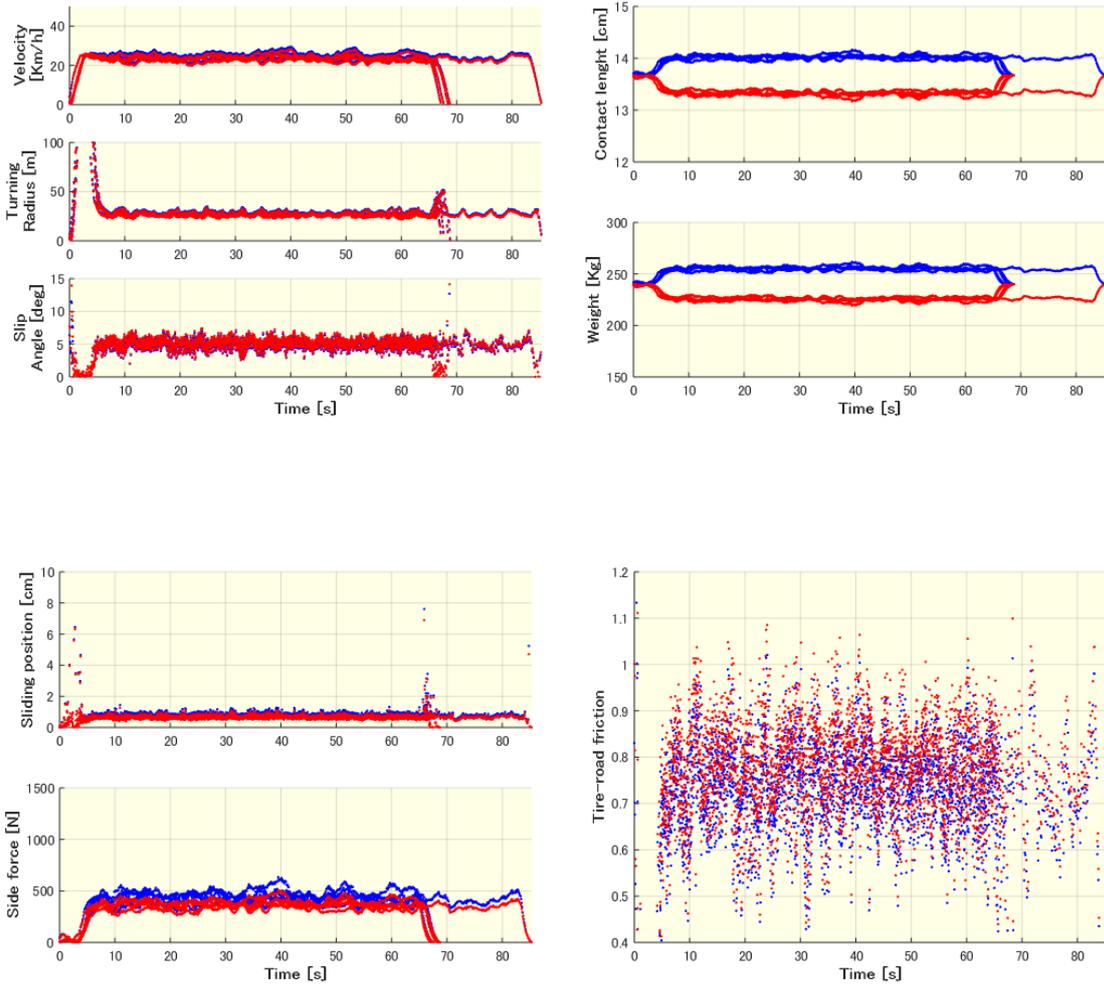


図 114 20Km/h 25m (2018.2.8)

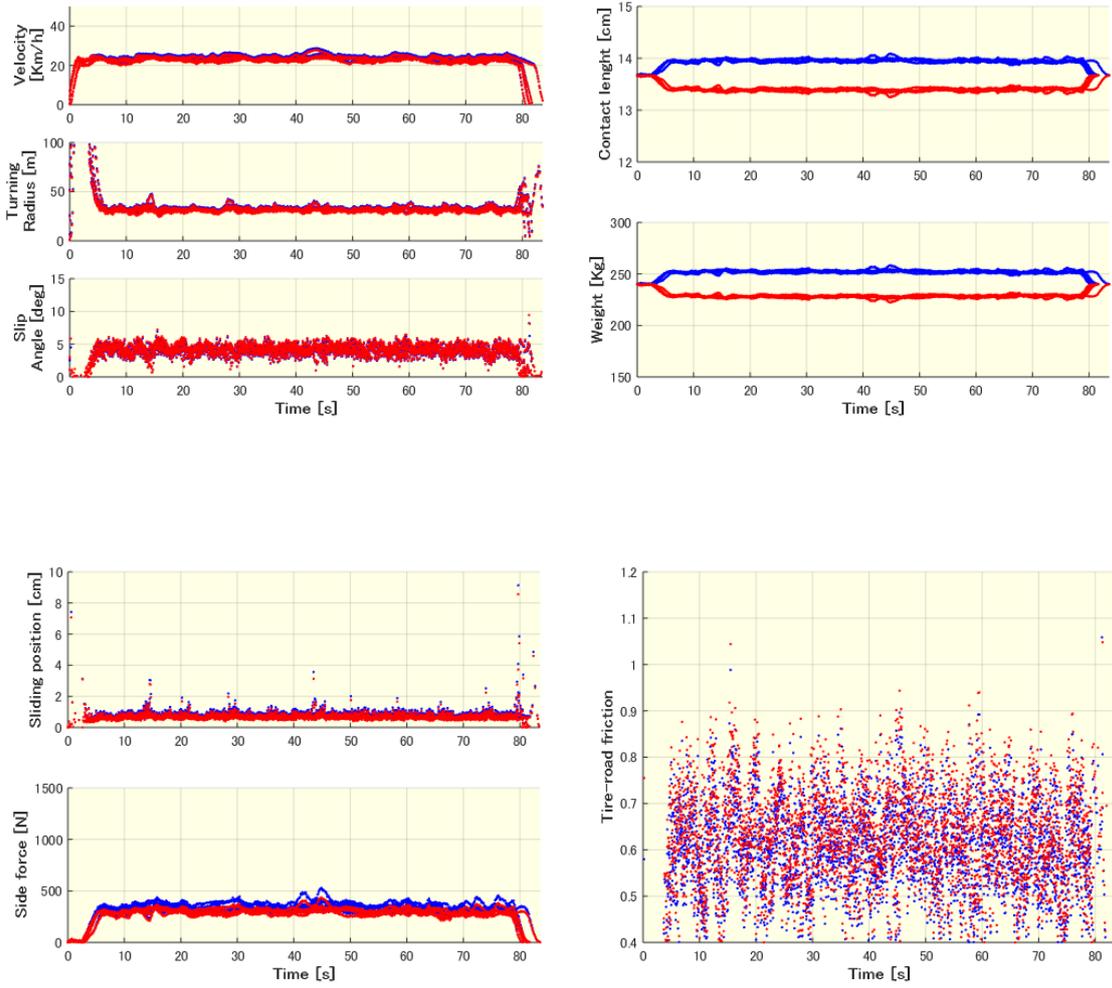


図 115 20Km/h 30m (2018.2.8)

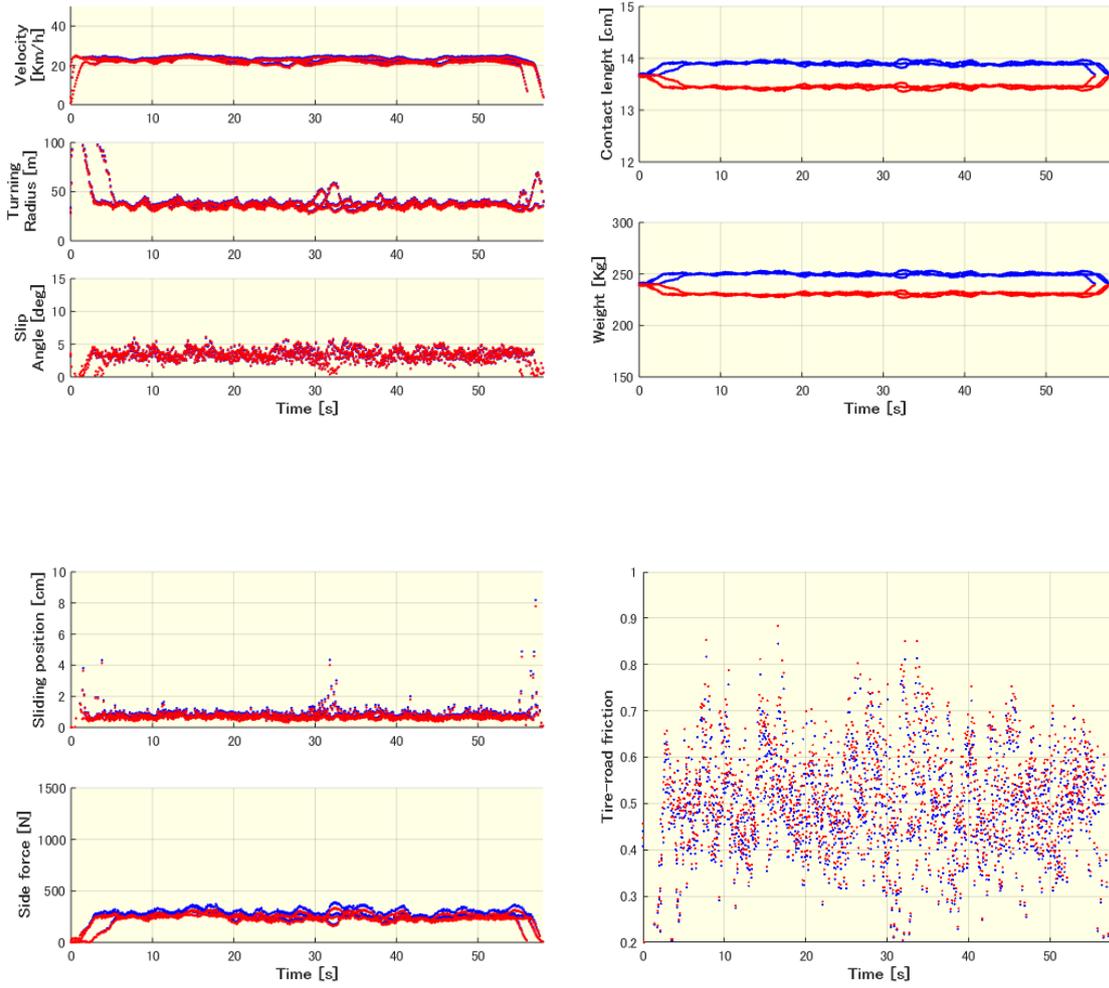


図 116 20Km/h 35m (2018.2.8)

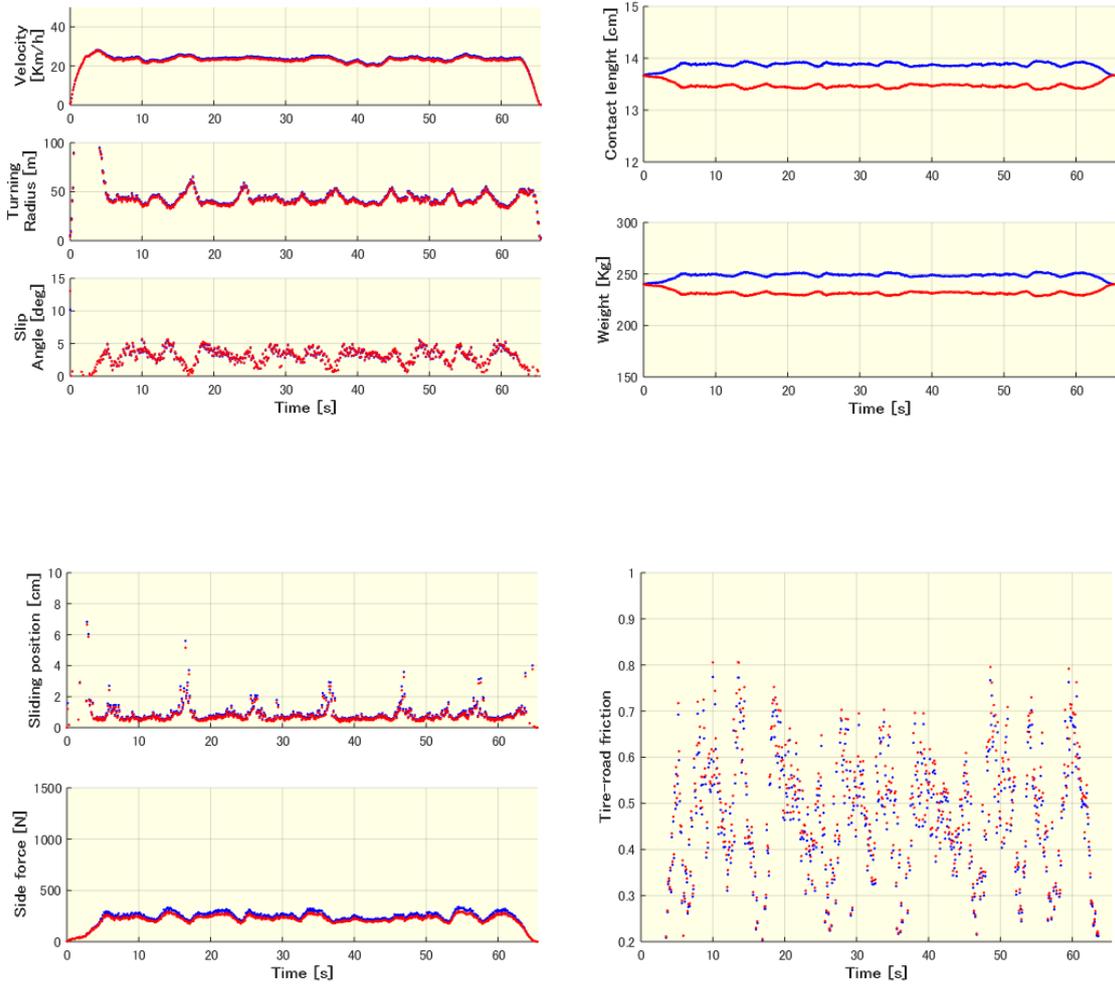


図 117 20Km/h 40m (2018.2.8)

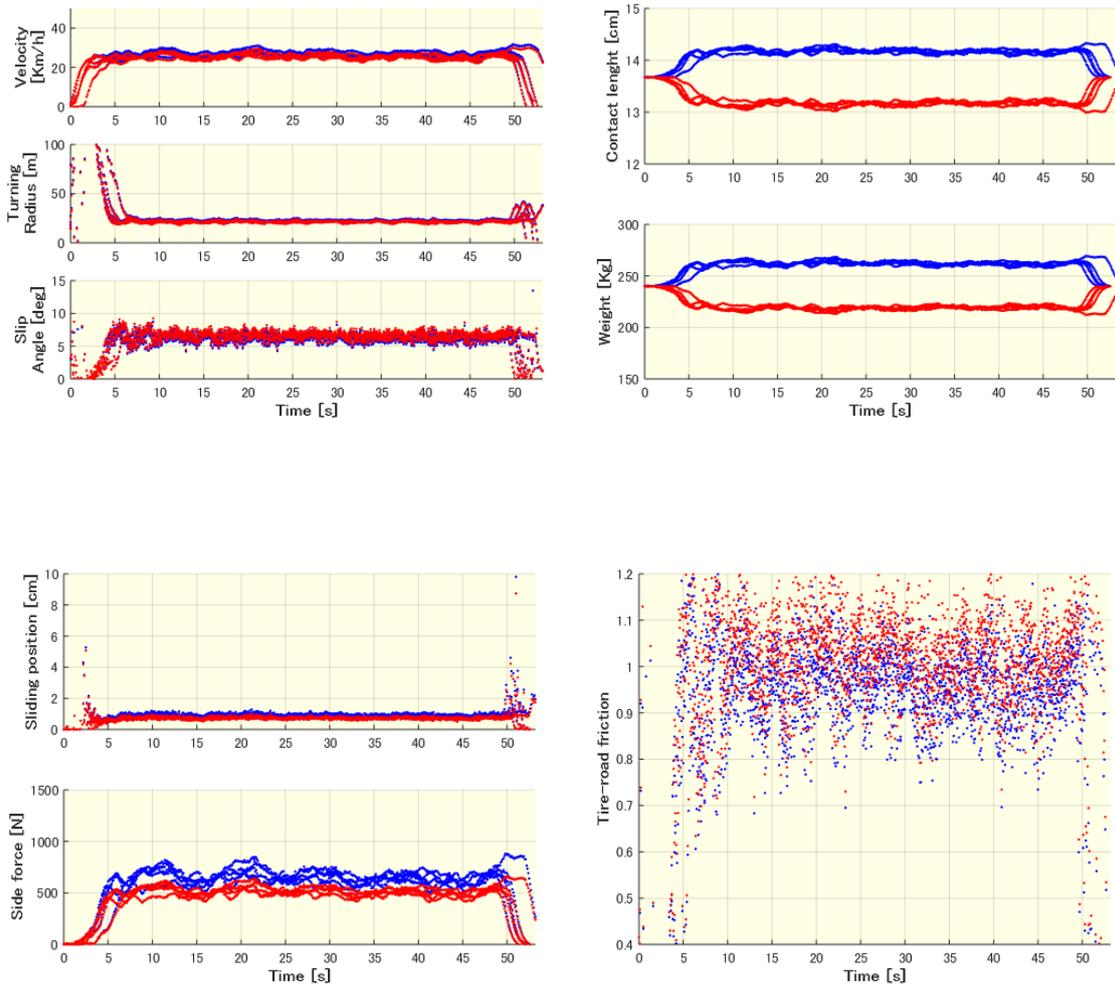


図 118 25Km/h 20m (2018.2.8)

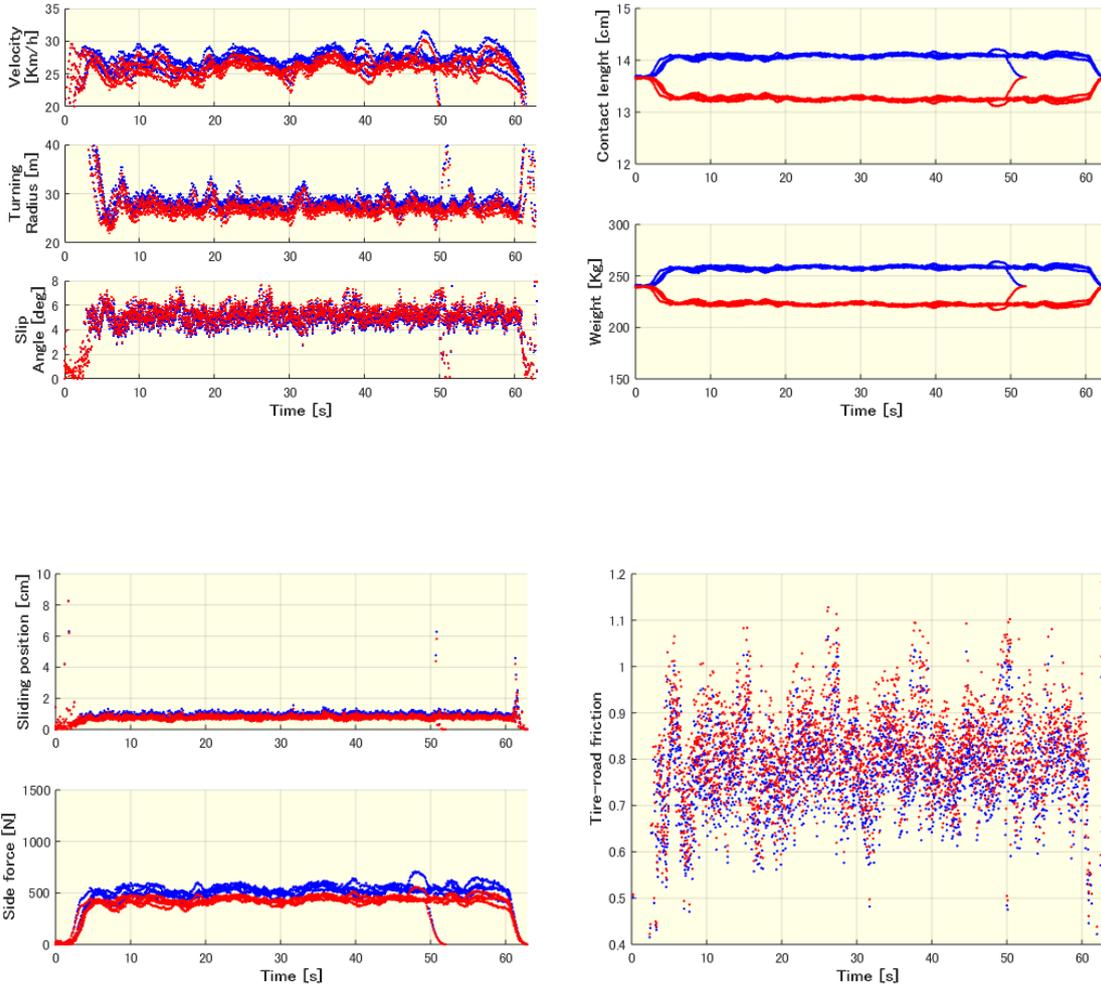


図 119 25Km/h 25m (2018.2.8)

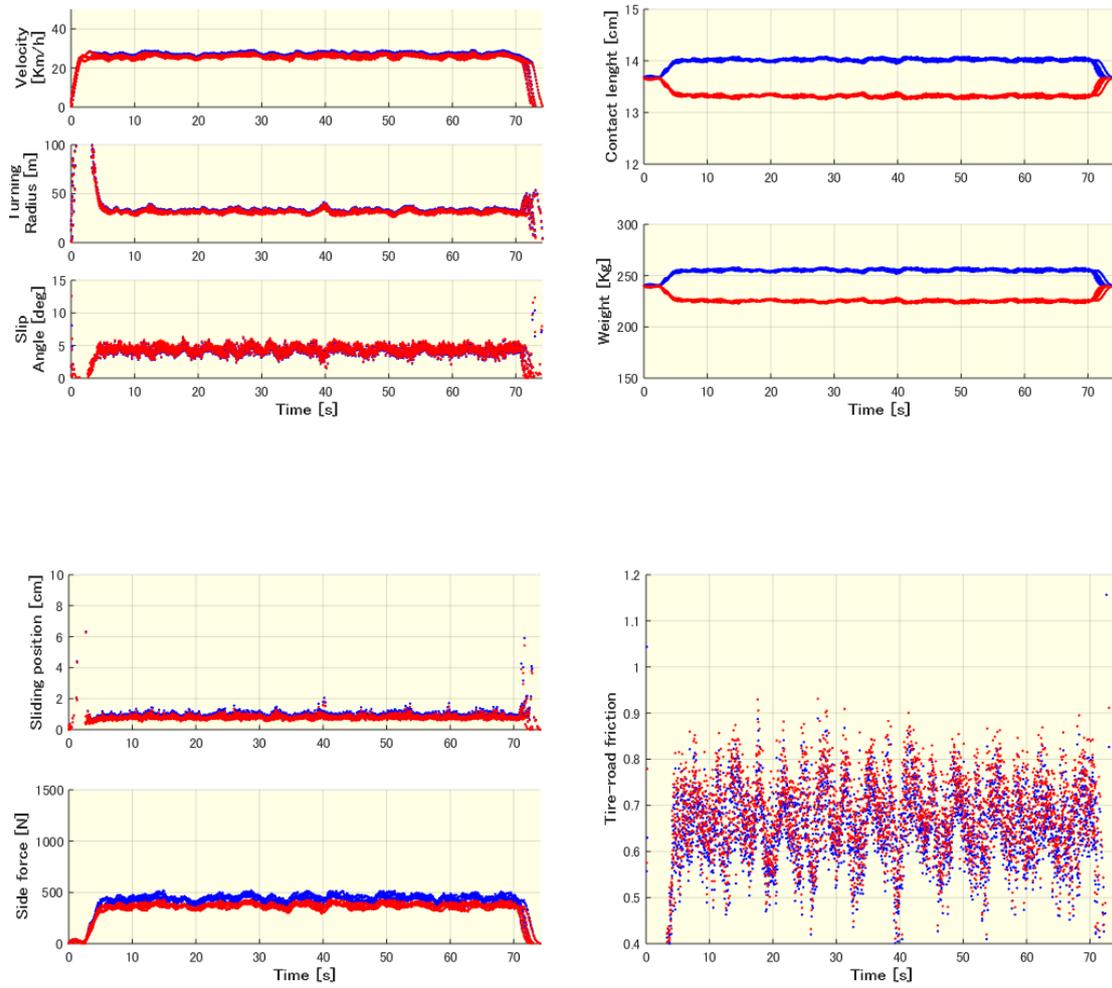


図 120 25Km/h 30m (2018.2.8)

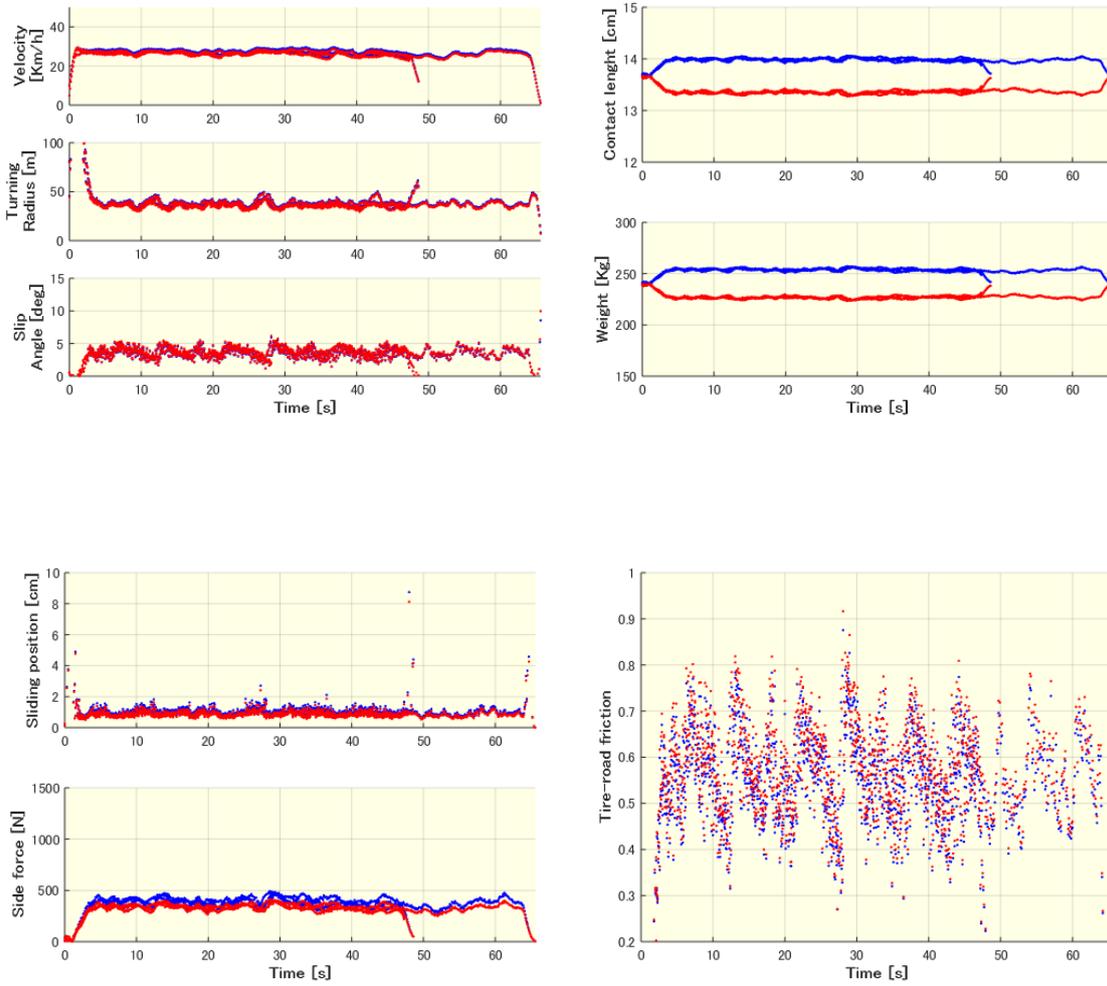


図 121 25Km/h 35m (2018.2.8)

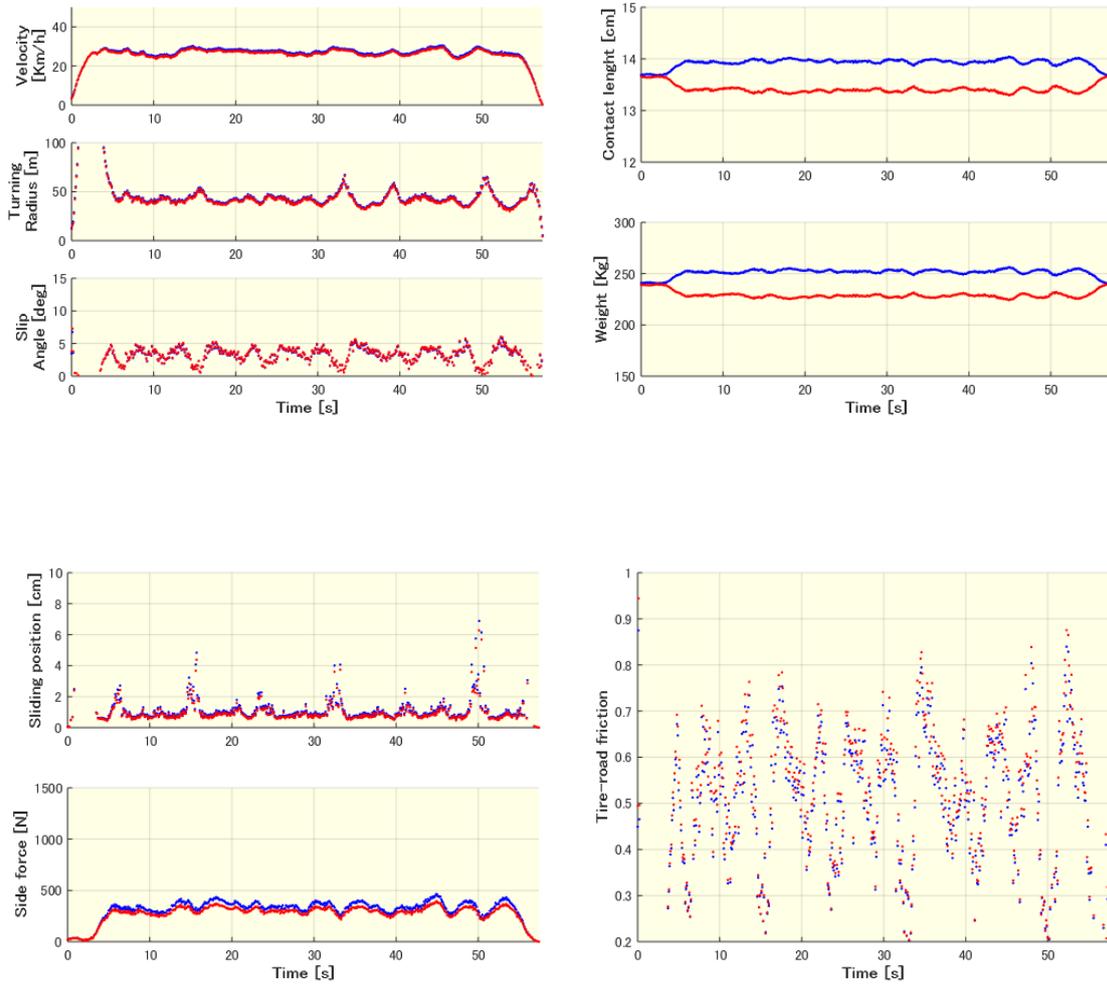


図 122 25Km/h 40m (2018.2.8)

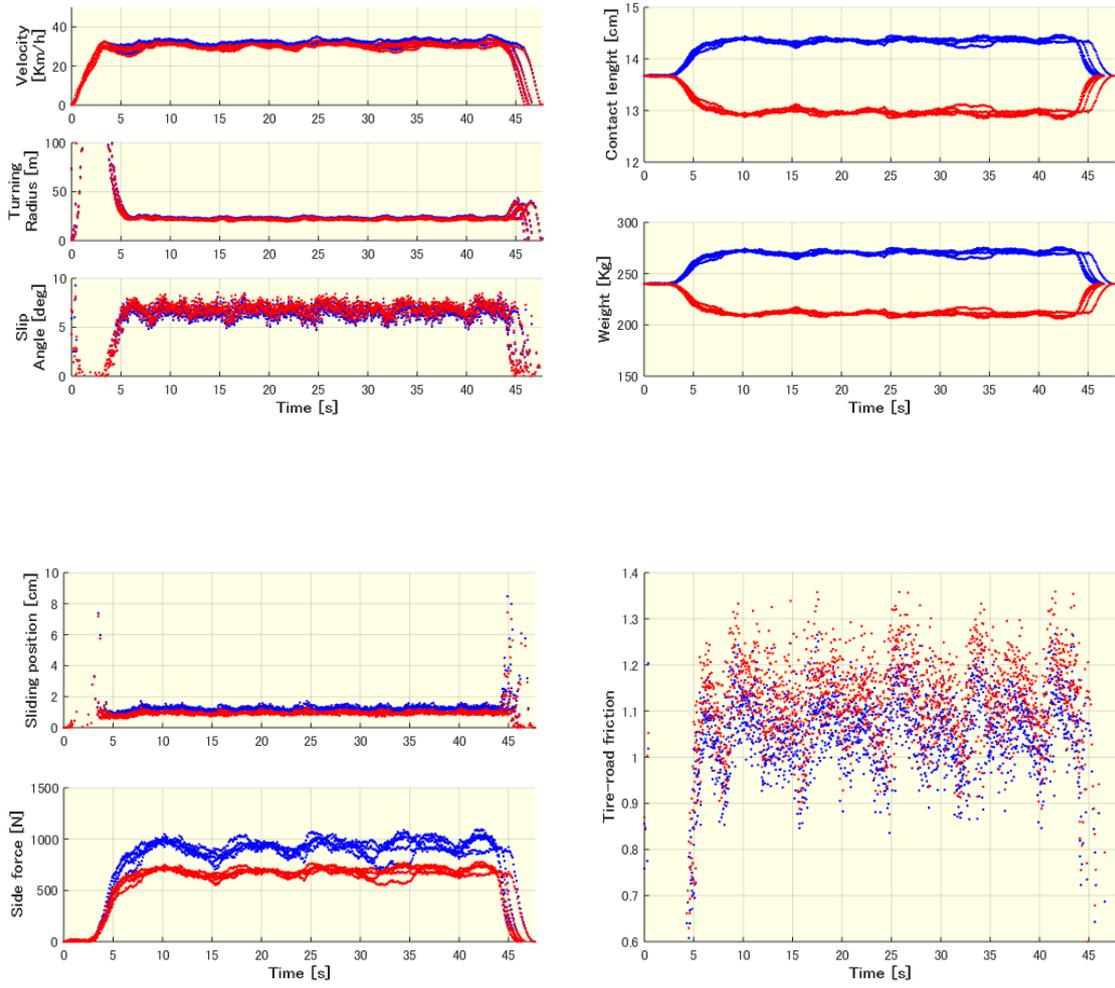


図 123 30Km/h 20m (2018.2.8)

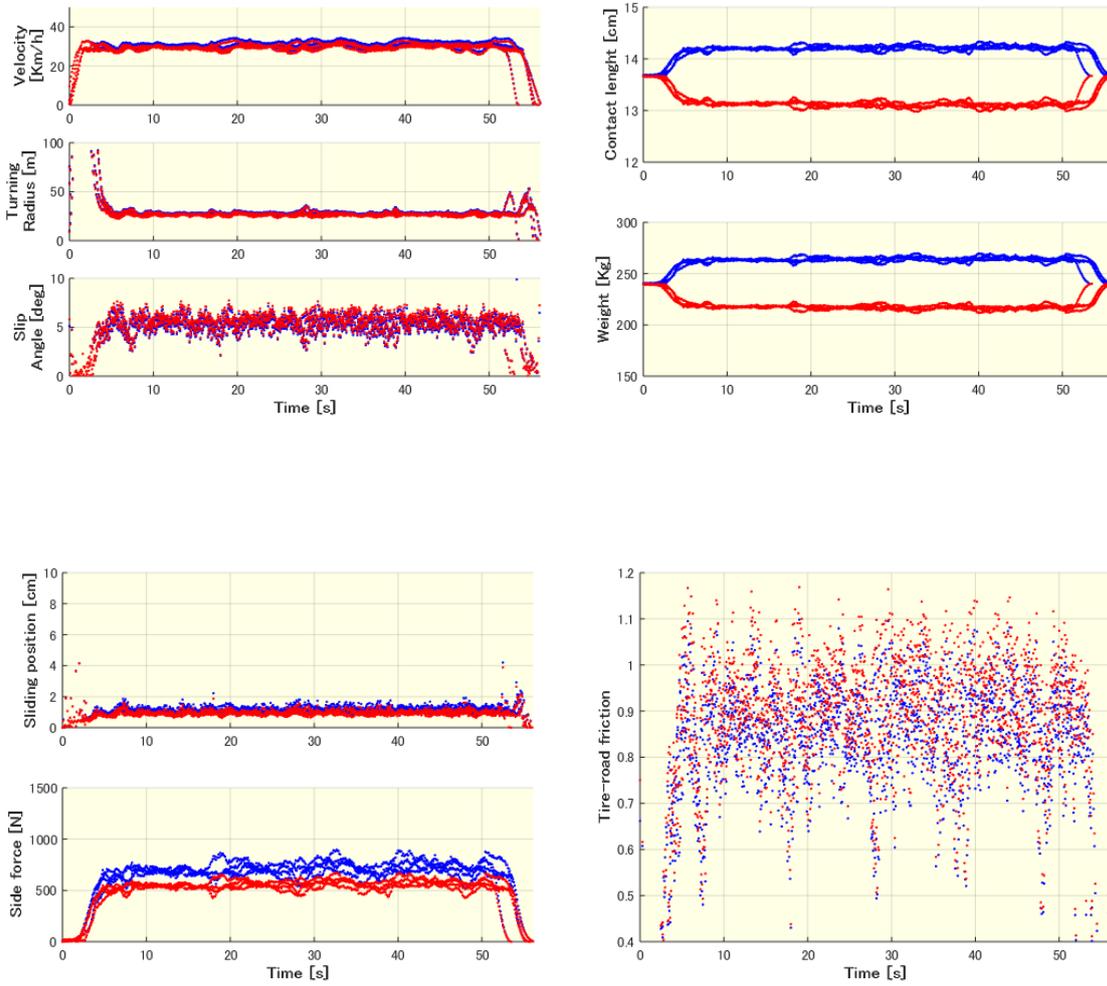


図 124 30Km/h 25m (2018.2.8)

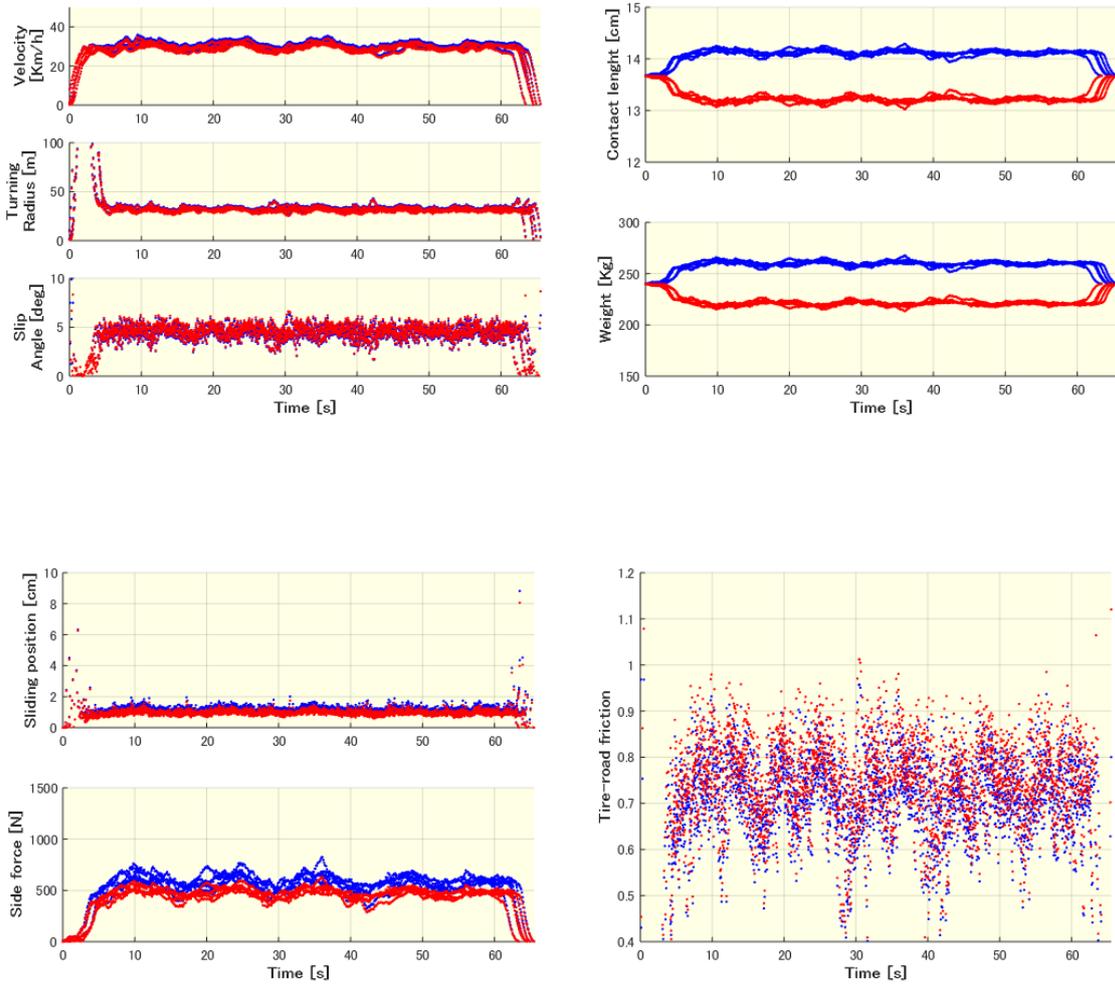


図 125 30Km/h 30m (2018.2.8)

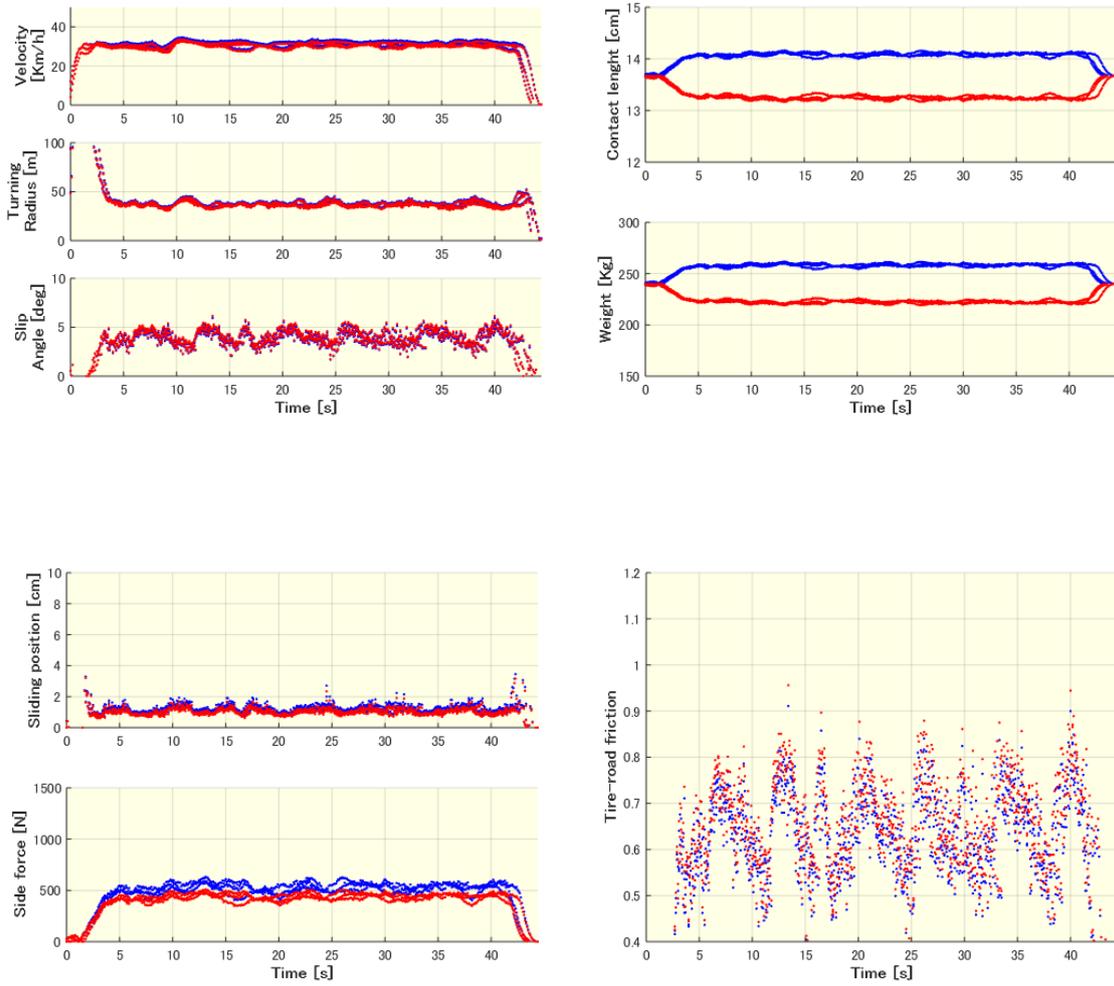


図 126 30Km/h 35m (2018.2.8)

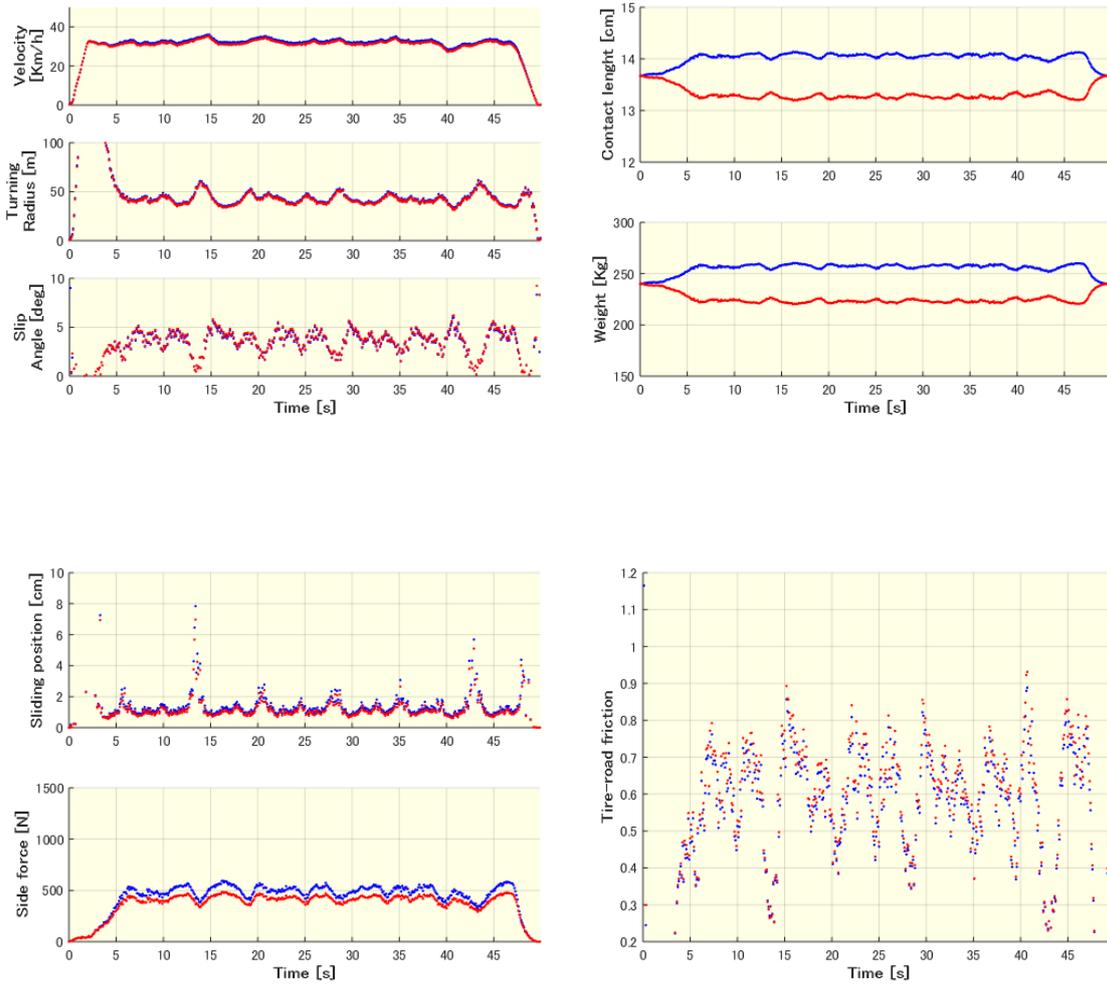


図 127 30Km/h 40m (2018.2.8)

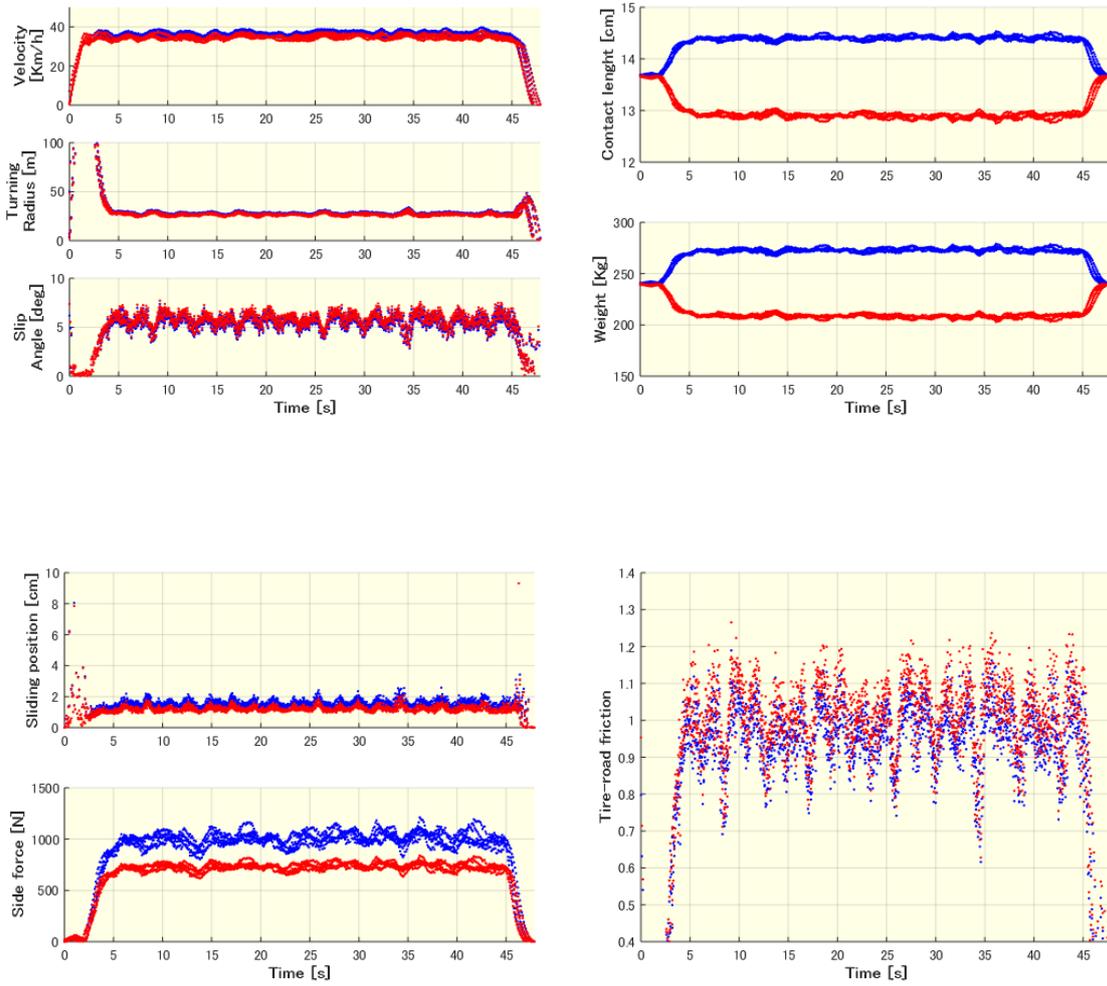


図 128 35Km/h 25m (2018.2.8)

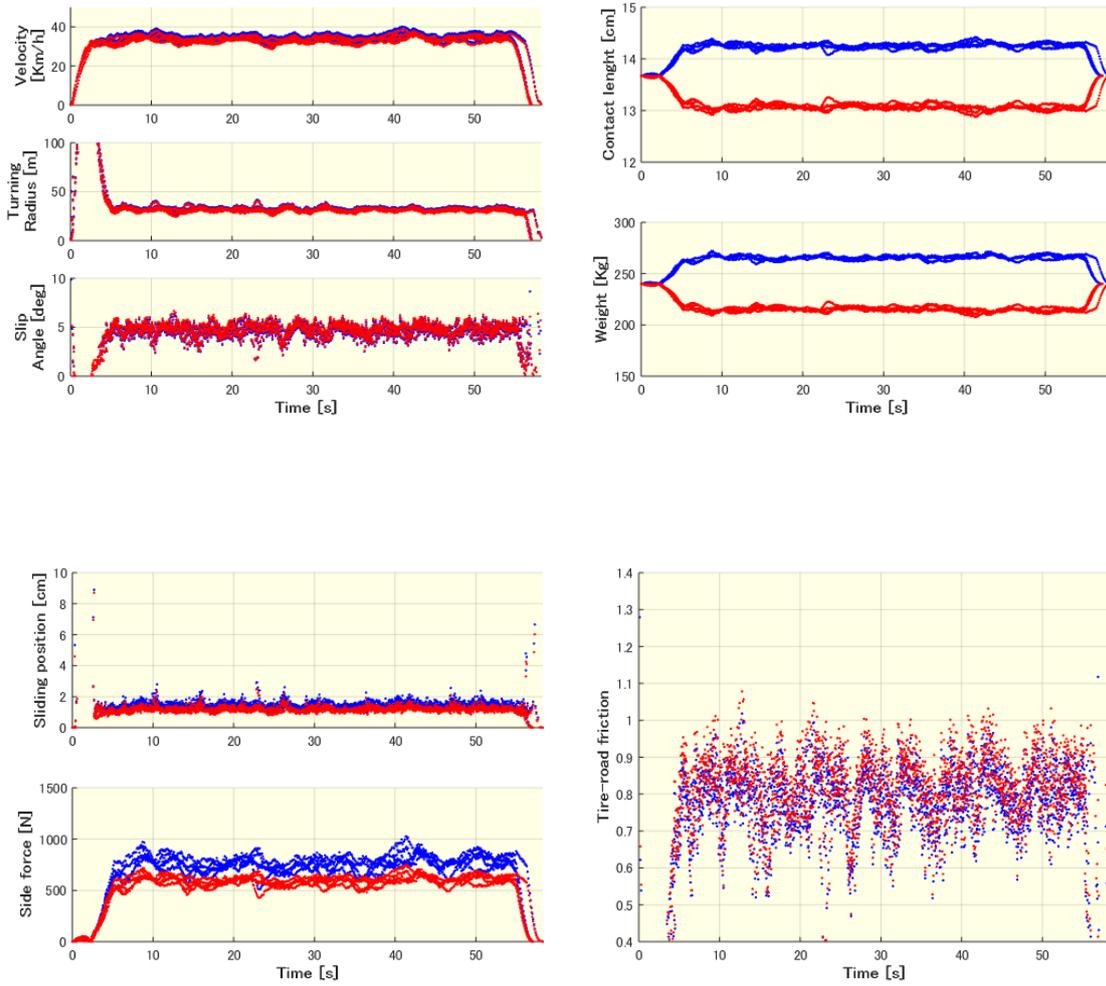


図 129 35Km/h 30m (2018.2.8)

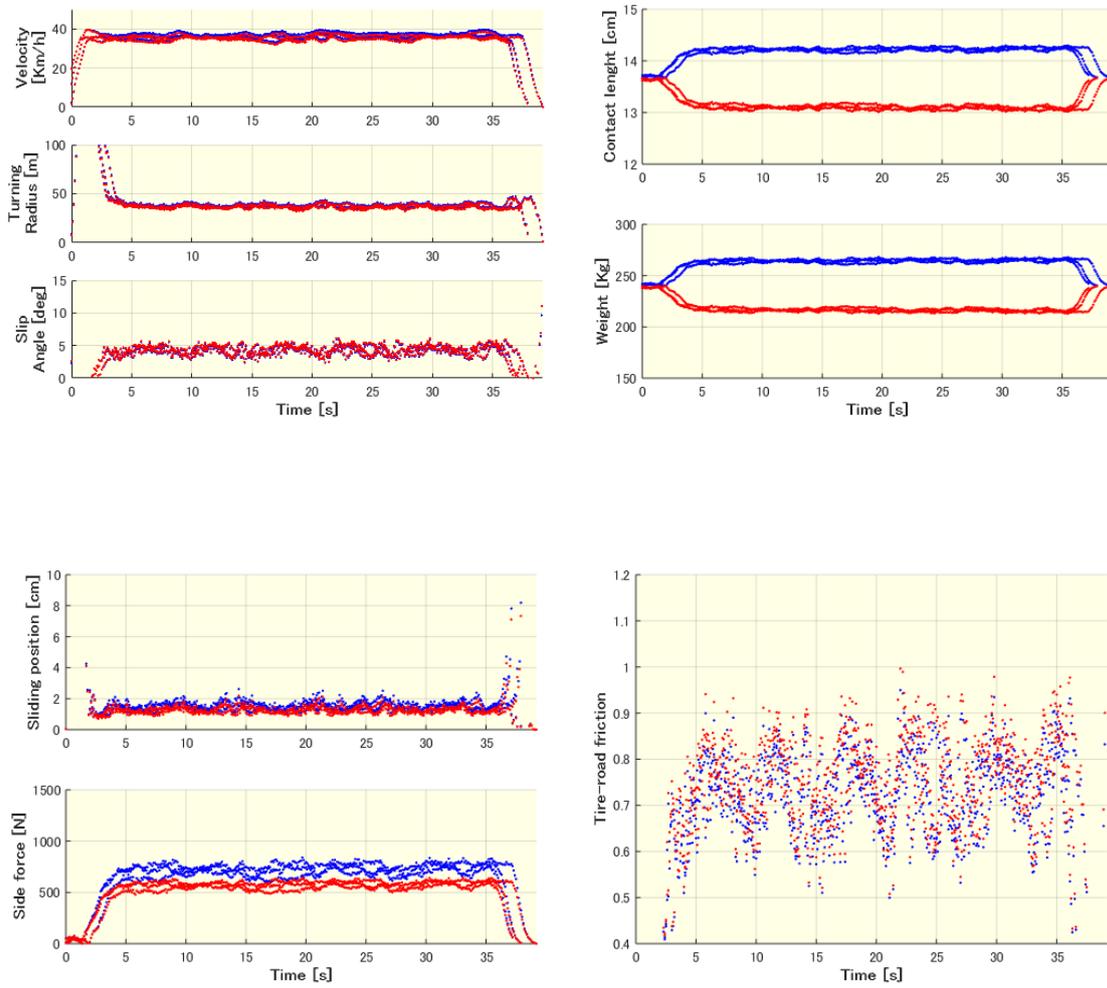


図 130 35Km/h 35m (2018.2.8)

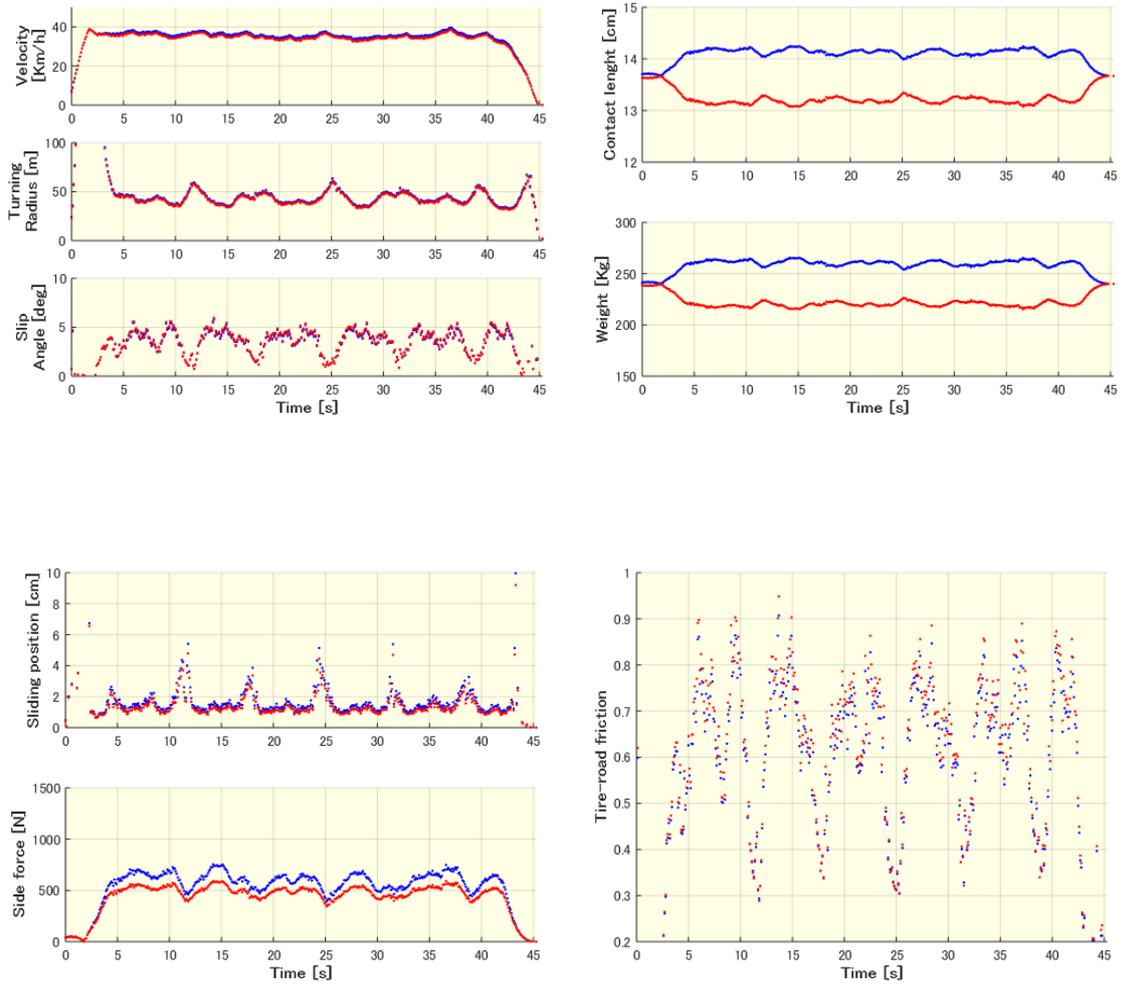


図 131 35Km/h 40m (2018.2.8)

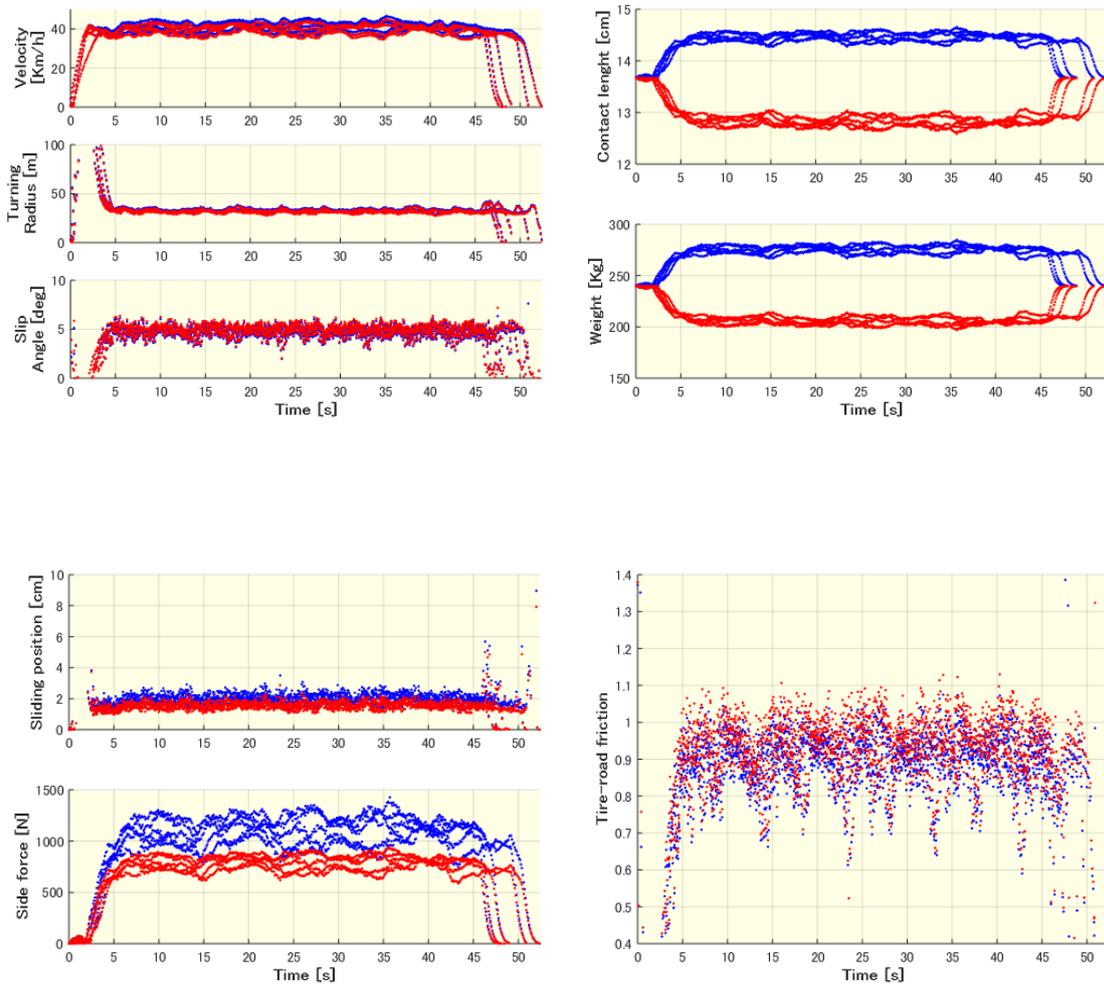


図 132 40Km/h 30m (2018.2.8)

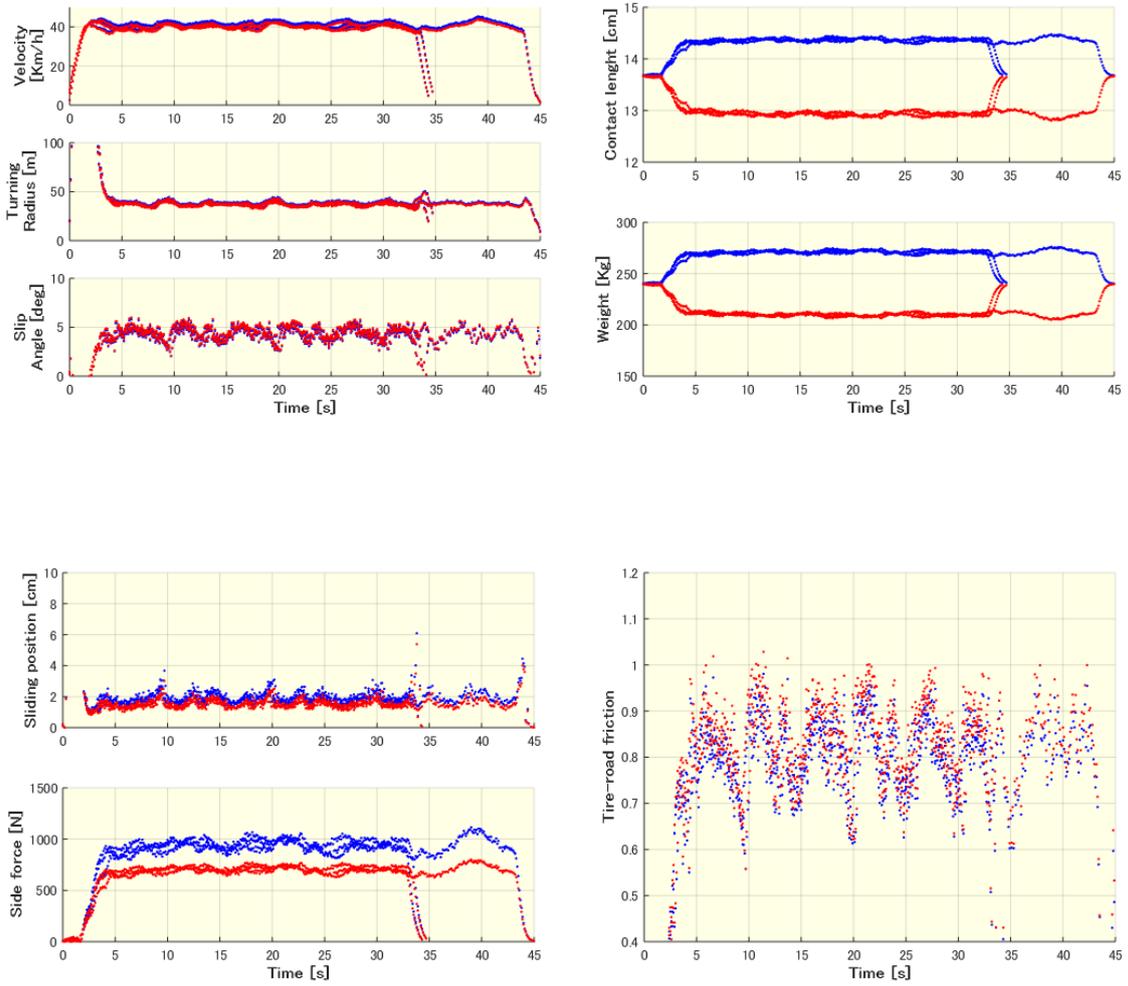


図 133 40Km/h 35m (2018.2.8)

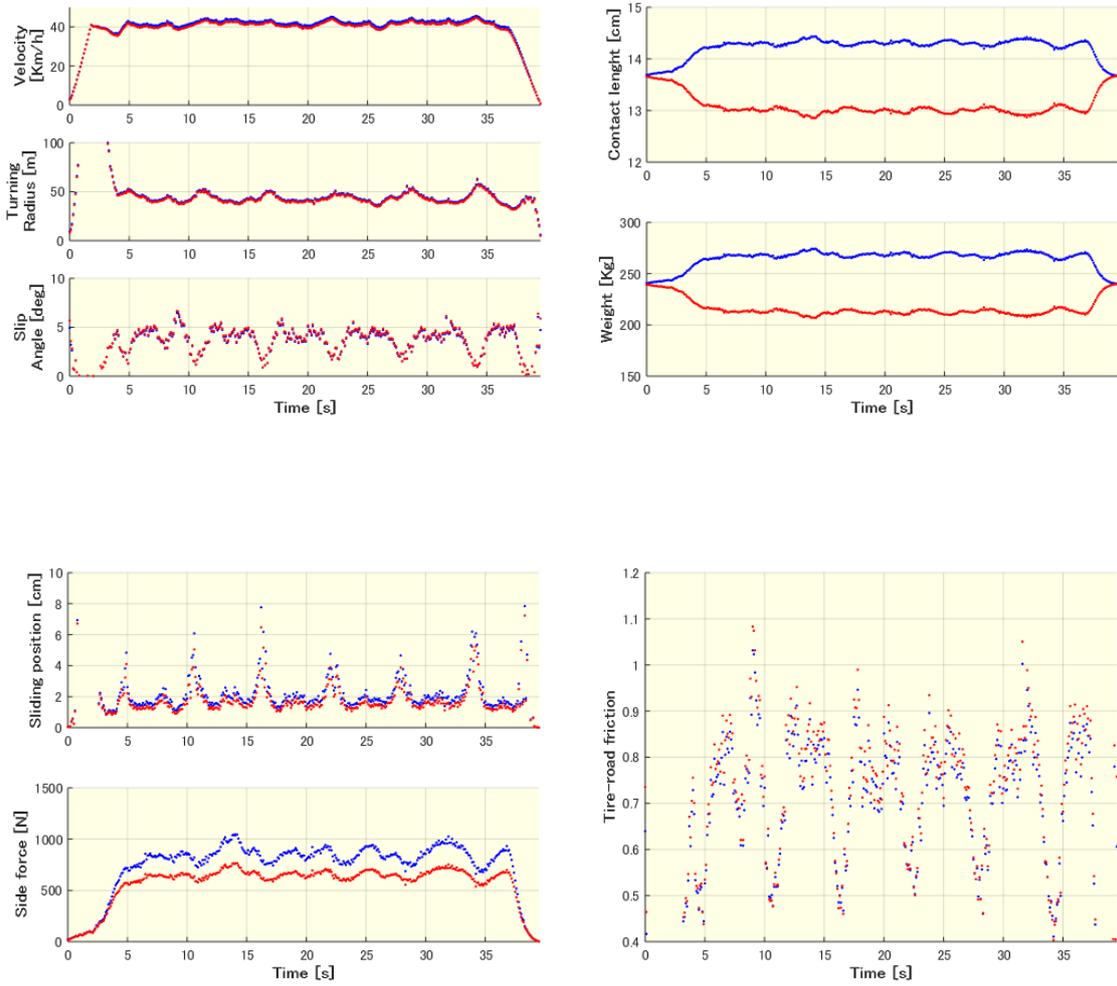


図 134 40Km/h 40m (2018.2.8)

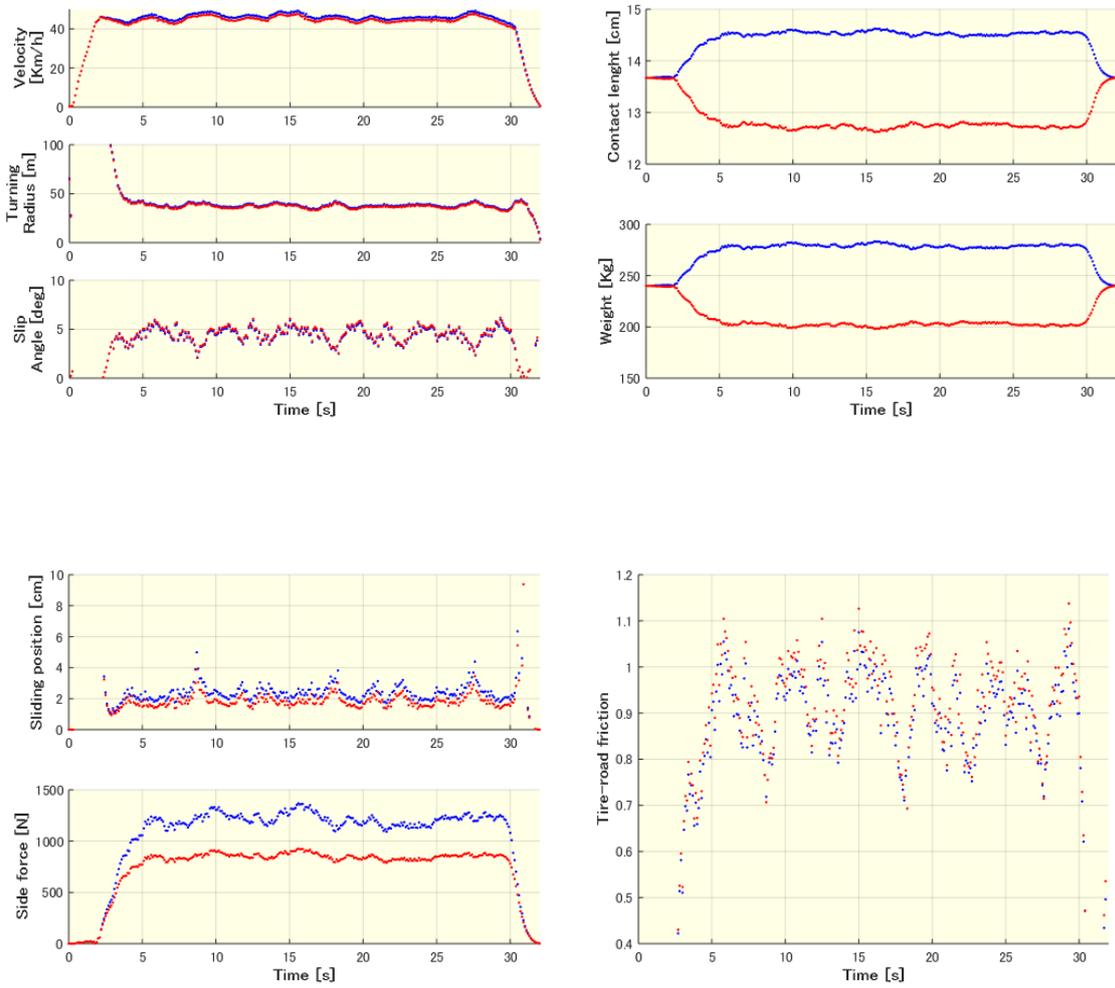


図 135 45Km/h 35m (2018.2.8)

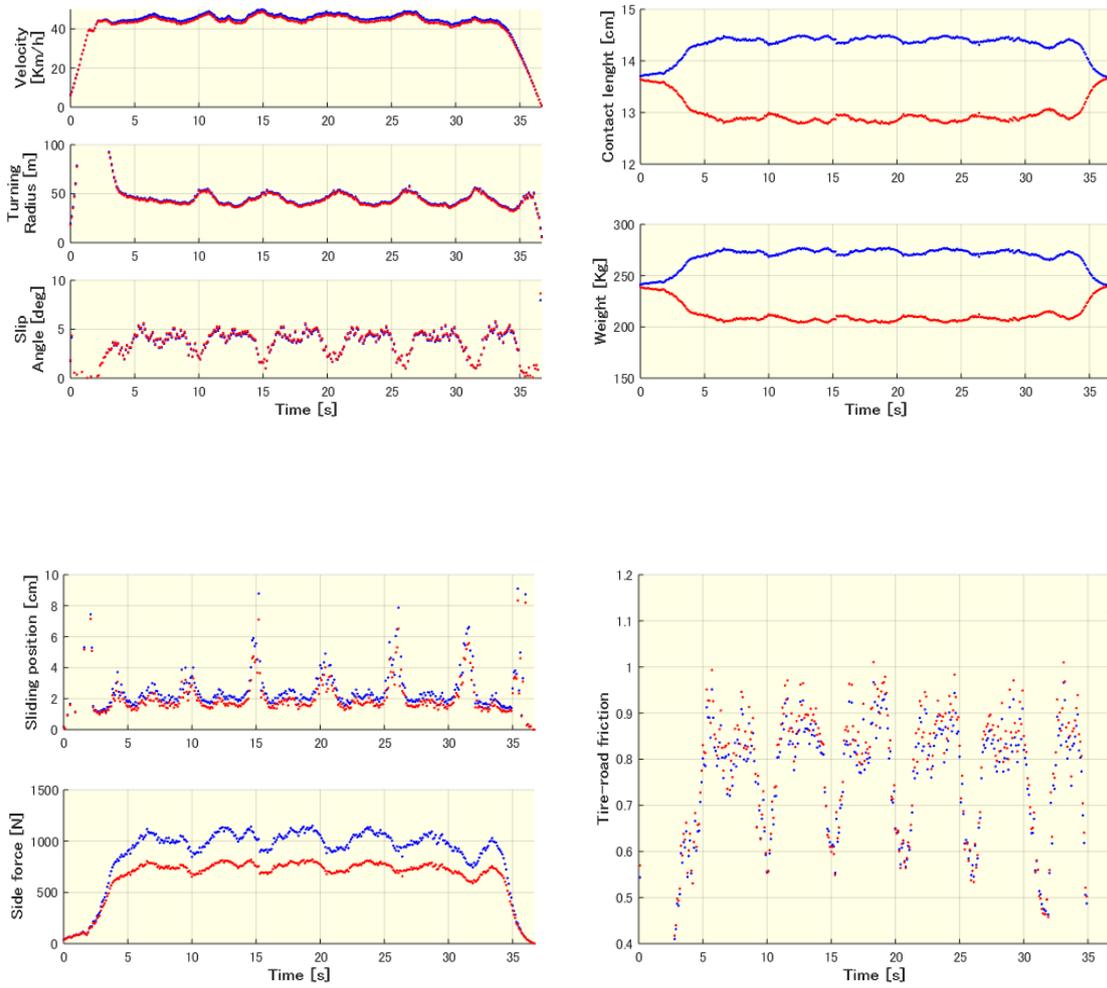


図 136 45Km/h 40m (2018.2.8)

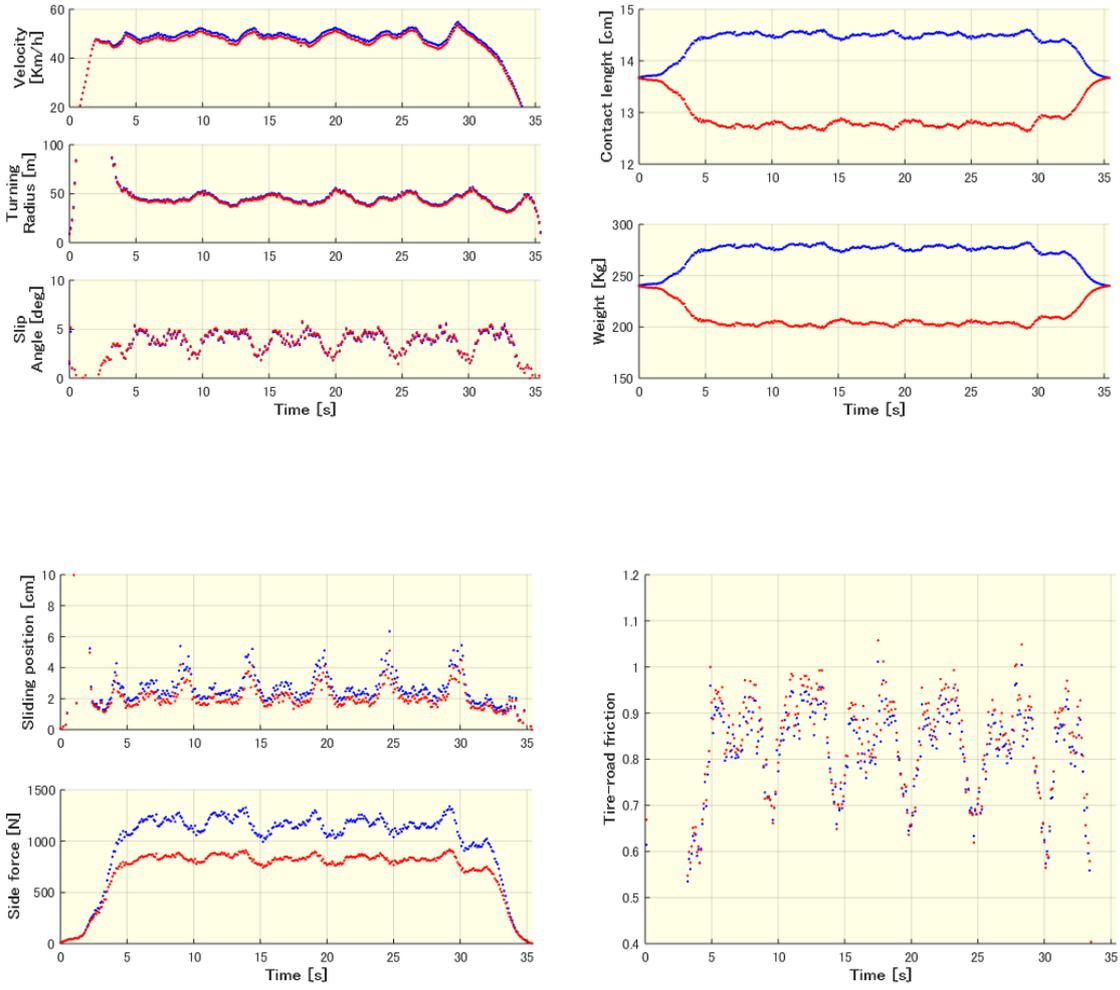


図 137 50Km/h 40m (2018.2.8)

図 113～137 までに示した結果を用いて平均をもとめ、2018 年 2 月 8 日に高知競馬場で推定した路面摩擦係数を横軸に旋回半径をとりプロットしたものを図 138 に示す。実験データ点数の多い車速に関しては、最小二乗法による近似線を引いている。図 138 より推定された路面摩擦係数は実験条件により 0.6～1.0 の範囲を推移している。

一般的に路面摩擦係数は、表 4 に示すように路面の状態により一定値をとることがわかっている。一定値をとることは、図 138 に示した近似線が水平になると考えられる。かつ今回の実験場所は、図 111 に示すようにアスファルトで舗装された駐車場であり、DRY 路面であったことから約 0.8～1.2 の範囲に存在することが考えられる。かつ、加速度による路面摩擦係数同定実験より 0.9 という結果をもとに、本システムで推定される値も 0.9 付近で近似線が水平になり収束する必要がある。図 138 からは、車速が増加するにつれて近似線の傾きが若干ではあるが、傾きが水平になる傾向がつかめる。しかしながら、実験条件により推定される路面摩擦係数が相違しているため、今後の課題である。

図 138 より、車速の増加および旋回半径の減少に伴って路面摩擦係数は、増加傾向にあることがよみとれる。車速の増加および旋回半径の減少により効いてくるパラメータは、横力である。つまり、横力が増加することで路面摩擦係数は増加している。さらに、横力が大きいという状態とは、強い横 G を受けながら旋回しているということである。そこで、横 G に起因するパラメータとして、角速度を横軸にとると、図 139 となった。

図 139 より、角速度が増加すると、路面摩擦係数も増加する。また、路面摩擦係数の増加の具合は、角速度の増加に対し比例的な関係があると考えられる。以上より、近似線を水平にするには（推定される路面摩擦係数を一定にするには）、理論式導出の際、タイヤのヨー方向の回転を考慮することで改善が見込まれると考える。また、今回、路面摩擦係数の算出の際、定数を与えた接地幅 w についても検討が必要であると考えられる。理由は、接地幅も接地長さと同様にタイヤに負荷される荷重に対し変化するためである。接地幅と接地長さの変化により、タイヤ路面間の接地面積が変化する。接地面積の変化は、横力の算出値に効いてくることから、負荷荷重に対する接地面積（接地長さ、接地幅）の同定が必要であると考える。

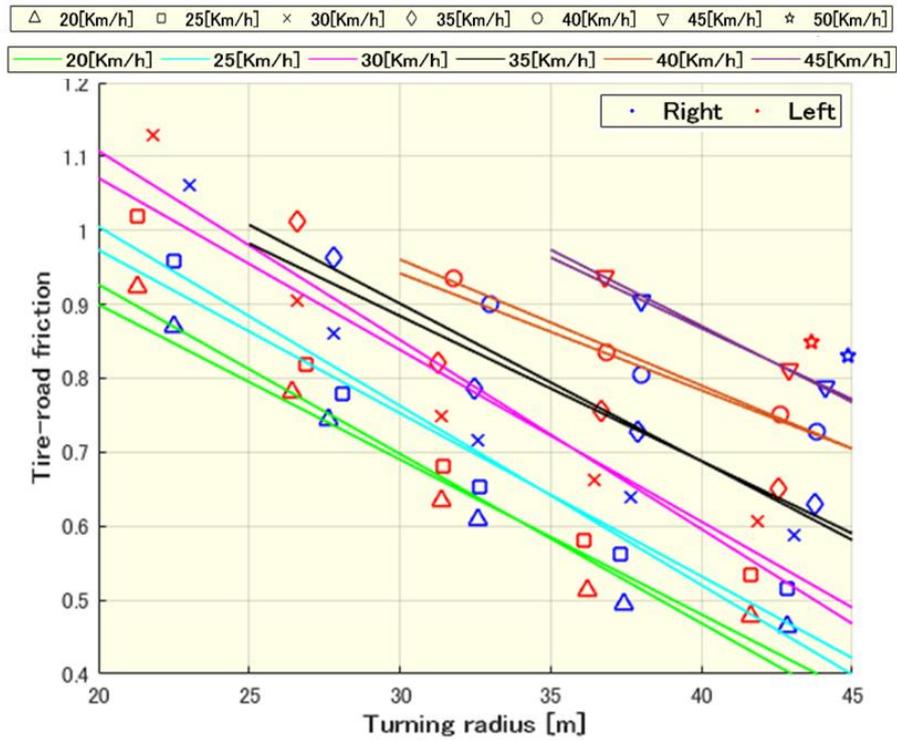


図 138 Total result1 (2018.2.8)

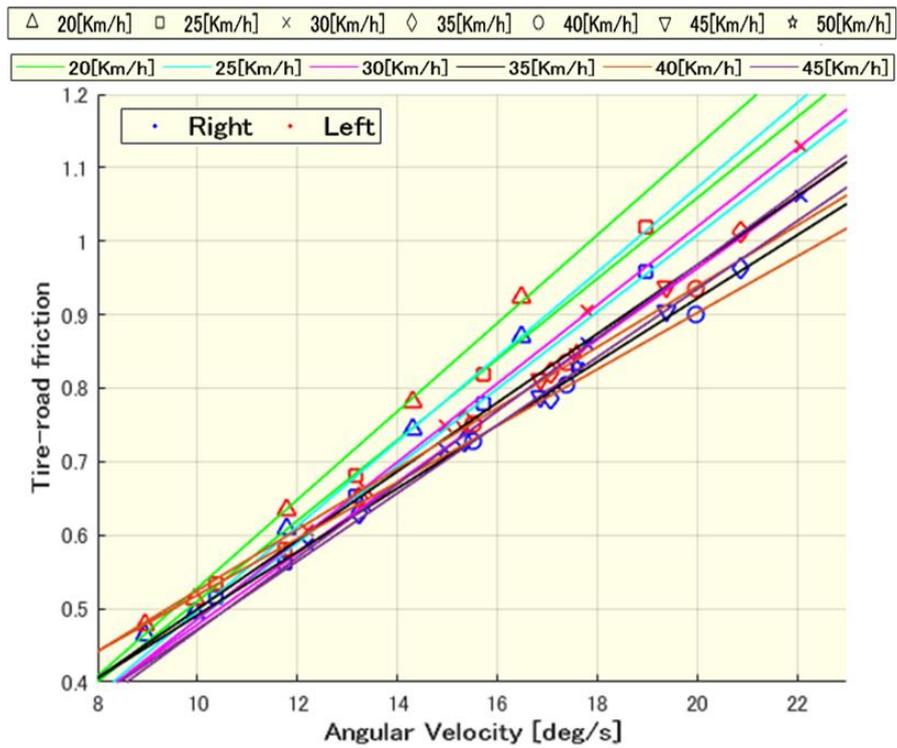


図 139 Total result2 (2018.2.8)

12章 結論

本論文では、自動車の走行安全性の向上を目的とし、リアルタイムで路面摩擦係数を簡便に測定する方法を提案した。提案したシステムの原理は、車両の運動とタイヤ力（横力）に着目したものであり、旋回時の推定を可能にするものである。提案したシステムを実車を用いた走行実験から、有用性を検討した結果、路面の状態を特定するまでには至ることができた。ただし、推定精度には、課題が残っており、さらなるタイヤモデルの改良が必要であることが示唆された。具体的には、理論式導出の過程において、ヨー方向の回転の考慮および負荷荷重に対する接地面積の同定である。また、トレッドの横弾性定数についても、再考察する必要があると考える。

参考資料

- [1] 高田 哲哉, 徳永 ロベルト, 高橋 尚人: 北海道の一般国道における冬期交通事故の形態について, 独立行政法人 土木研究所 寒地土木研究所 寒地交通チーム,
- [2] 高田 哲哉, 徳永 ロベルト, 高橋 尚人: 冬期気象条件下における交通事故発生形態について, 日本雪氷学会, 2010.
- [3] 警察本部交通部交通企画課: 平成 29 年中の交通事故概況, 北海道警察, 2018.01.
- [4] 独立行政法人 土木研究所 寒地土木研究所: 北海道の交通事故国道統計ポケットブック, エムクラフト, 2014.03.
- [5] 山野 大輝, 岡 宏一, 原田 明德: スリップ時における自動車制御の実験的検討, 高知工科大学システム工学群卒業研究論文, 2017.03.
- [6] 安藤 和彦, 倉持 智明: 路面のすべり摩擦と路面管理水準およびすべり事故, 土木技術資料, 52-5, 2010.
- [7] 総務省, 車車間通信.
- [8] 古野電気株式会社: 車車間通信/路車間通信 (インフラ協調システム, ITS コネクト), WEB URL : <http://www.furuno.com/jp/gnss/case/furuno04>. (2018.01.13)
- [9] 独立行政法人 土木研究所 寒地土木研究所 寒地交通チーム: 路面のすべり摩擦係数測定機器の紹介.
- [10] 酒井 秀男: タイヤ工学 入門から応用まで, グランプリ出版, 1987, pp.264
- [11] 交通研究室: サーフフリクションテスターの導入について, 独立行政法人 土木研究所 寒地土木研究所 寒地交通チーム, 開発土木研究所月報, No.477, 1993.02
- [12] Whitewing681: [Surface Friction Tester]SI チェック-滑走路面摩擦係数を計測する SFT 車-空港を支える人たち
YOUTUBE URL : <https://www.youtube.com/watch?v=8kfOQxNRoxU>. (2018.01.13)
- [13] 立矢 宏, 杉浦 祐希, 長瀬 博毅, 伊勢 大成, 藤田 千陽, 澤藤 和則: タイヤ接地路面の摩擦係数測定用触覚センサの基礎的研究, 日本機械学会論文集 (C 編) 78 巻 787 号, 2012.03
- [14] 花塚 泰史, 森永 啓詩, 若尾 泰通: インテリジェントタイヤによる路面状態判別-冬季道路管理への応用-, 日本雪工学会, 雪氷研究大会, 2010.09
- [15] 山邊 茂之, 須田 義大, 小川 大策, 中野 公彦, 大堀 真敬, 堀 重之: タイヤ内面のひずみ計測によるタイヤ-路面接触特性の推定-, 日本機械学会論文集, Vol.80, No.819, 2014
- [16] 株式会社ブリヂストン: 「CAIS」コンセプトに基づいた路面状態判別技術が世界初の実用化-「タイヤセンシング技術」でモビリティ社会を支える-, 2015.11
WEB URL : <https://www.bridgestone.co.jp/corporate/news/2015112502.html>

- [17] 金 圭勇, 霧生 浩誠, 矢野 修:路面摩擦係数推定ロジックの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.2, 2002.10
R&D 本田技術研究所 論文サイト URL : <https://www.hondarandd.jp/index.php>
- [18] 西原 修, 坂谷 祐輔, 野田 真太郎, 栗重 正彦:ブラシモデルによる路面摩擦係数の推定, 日本機械学会論文集 (C 編) 75 巻 753 号, 2009.05
- [19] 岡 宏一, 熊谷 靖彦, 児玉 迪弘:ABS 信号を用いた FF 車両の路面摩擦係数計測, 第 52 回自動制御連合講演会, 2009.11
- [20] 林 郁子, 中辻 隆, 川村 彰:車両運動データを用いた滑り摩擦係数の逆推定に関する研究, 土木計画学研究・講演, 2004.11
- [21] D1 運営委員会: D1 車両規定, 2017.01
WEB URL : http://www.d1gp.co.jp/10_regu/regulation.html (2018.01.15)
- [22] グーパーツ: D1 参戦マシンのディテール
WEB URL : http://www.gooparts.com/learn/parts_issue/toku160/01.html
(2018.01.15)
- [23] トヨタ自動車株式会社:ブリクラッシュセーフティ
WEB URL :
http://www.toyota.co.jp/jpn/tech/safety/technology/technology_file/pre_crash/warn.html (2018.01.15)
- [24] 国土交通省:自動車総合安全情報~自動車の安全な交通を目指して~
WEB URL : <http://www.mlit.go.jp/jidosha/anzen/02safetydevice/abs.html>
(2018.01.15)
- [25] 国土交通省:自動車の先進安全技術の現状, 2017.01
- [26] 株式会社村田製作所:横滑り防止装置 (ESC)
WEB URL :
<https://www.murata.com/ja-jp/products/sensor/gyro/selectionguide/automotive/esp>
(2018.01.15)
- [27] 株式会社テイン TEIN:アンダーステアとオーバーステア
WEB URL : https://www.tein.co.jp/products/edfc_active_pro.html (2018.01.15)
- [28] 国土交通省:二輪自動車への ABS(アンチロックブレーキシステム)の装備義務付けなどに関わる関係法令の改正について
WEB URL : http://www.mlit.go.jp/report/press/jidosha07_hh_000170.html
(2018.01.17)
- [29] 総務省:第 1 部 特集 ICT がもたらす世界規模でのパラダイスシフト
WEB URL :
<http://www.soumu.go.jp/johotsusintokei/whitepaper/ja/h26/html/nc140000.html>
(2018.01.17)

- [30] 合田 和輝, 岡 宏一:リアルタイム路面摩擦係数測定システムの実験的検討, 高知工科大学システム工学群卒業研究論文, 2016.03
- [31] 合田 和輝, 岡 宏一:リアルタイム路面摩擦測定システムの実験的検討, 日本機械学会, 中四国学生会, 第 46 回学生員卒業研究発表講演会, 論文集, 2016.03
- [32] 合田 和輝, 日野 卓磨, 山野 大輝, 岡 宏一, 原田 明德:旋回時の横力を考慮したリアルタイム路面摩擦測定システム, 公益社団法人自動車技術会, 2016 年秋季大会, 2016.10
- [33] 岡 宏一, 合田 和輝, 原田 明德:車の運動計測による旋回時における路面摩擦係数の同定, 日本機械学会, 2016 年年次大会, 2016.09
- [34] 安部 正人:自動車の運動と制御 車両運動力学の理論形成と応用[第 2 版], 東京電機大学出版局, 2008,pp.2-3
- [35] 酒井 秀男:タイヤ工学入門から応用まで, グランプリ出版, 1987, pp.159
- [36] 日本グッドイヤー株式会社:ラジアル構造とバイアス構造の違い
WEB URL : https://www.goodyear.co.jp/knowledge/radial_bias.html (2018.01.22)
- [37] 酒井 秀男:タイヤ工学入門から応用まで, グランプリ出版, 1987, pp.29-30
- [38] 水野 雅彦:車両運動解析用タイヤモデルに関する研究, 名古屋大学博士論文, 2010, pp.13-16
- [39] 酒井 秀男:タイヤ工学入門から応用まで, グランプリ出版, 1987, pp.163-165
- [40] 国土地理院:GNSS 連続観測システム, 国土交通省
WEB URL : http://terras.gsi.go.jp/geo_info/GNSS.html (2018.01.24)
- [41] VBOX JAPAN 株式会社:About GPS (2018.01.24)
WEB URL :
http://www.vboxjapan.co.jp/VBOX/techinfo/About_GPS/VBOX_techinfo_GPS.html
- [42] 内閣府 宇宙開発戦略推進事務局:みちびき(準天頂衛星システム) GPS と一体運用可能なみちびきで位置情報を高精度測位
WEB URL : http://qzss.go.jp/overview/services/sv06_clas.html (2018.01.24)
- [43] 安部 正人:自動車の運動と制御 車両運動力学の理論形成と応用, 東京電機大学出版局, 2008, pp.50-56
- [44] 酒井 秀男:タイヤ工学入門から応用まで, グランプリ出版, 1987, pp.188
- [45] Virtual Motorsports WEB URL :
<http://virtualmotorsports.blog9.fc2.com/category4-26.html> (2017.12.11)
- [46] 酒井 秀男:タイヤ工学入門から応用まで, グランプリ出版, 1987, pp.174

Appendix

Appendix A

GPS コンパスの使い方

概要

本書は, 走行実験に使用する GPS コンパス V100 /21 の使い方をまとめたものである.

接続手順

1. GPS コンパスを天井部に設置後, 電源を入れる.
2. PC と USB シリアル通信アダプタを接続し, PC のポートを確認する (COM ○?).
3. PC 上で「EGset」ソフトを起動.
4. 電源を入れてから 5 分ほどおく. (GPS 測位のため)
4. 「EGset」→接続→ポート選択→接続.
5. GPS コンパスとの接続を確認後, ターミナル→ (余分なものを削除).
→実験で取得するコマンドを入力.

※コマンド入力例

`$JASC,GPHDT,10 (更新レート[Hz]),(0 [Hz]:取得停止)`

`$JASC,PSAT,HPR,10`

`$JASC,GPROT,10`

`$JASC,GPVTG,10`

`$JASC,GPRMC,10`

6. ログ開始 (名前を付けて, txt ファイルで出力される)

Appendix B

路面摩擦係数算出ソフト概要

概要

本書は、路面摩擦係数算出のために作成したプログラムの使用方法および各プログラムの目的を記す。

解析手順と使用プログラムについて

1. 走行実験より「EGset」から GPS 生データがテキストファイルとなり出力される。
2. GPS 生データ (.txt) を CSV ファイルに変換する (excel) 使用。
3. CSV ファイル→MAT ファイルに変換する、複数回走行データをまとめる
プログラム名 “convert_csv_to_mat_soft.m”
出力ファイル “速度_前輪舵角__GPSdata.mat”
4. MAT ファイル→路面摩擦係数算出に必要な要素を抜き出す
プログラム名 “Create_calculation_elements_soft.m”
出力ファイル “速度_前輪舵角__data.mat”
5. MAT ファイル→座標変換を行い、GPS データを後輪 2 輪の数値データに変換
プログラム名 “convert_coordinates_soft.m”
出力ファイル ”速度 km_前輪舵角 deg_rear_data.mat”
6. 後輪 2 輪のデータ (mat ファイル) →路面摩擦係数を算出
プログラム名 ”calcuatate_road_surface_friction_soft.m”
出力ファイル ”速度 Km 前輪舵角 deg_final_data.mat”
(本データを使って実験日のデータをまとめる)
7. 各条件ごとの結果を実験日のデータとしてまとめる
プログラム名 ”output_result_figure.m”

Appendix C

加速度取得実験およびプログラム概要

実験手順と使用プログラムについて

1. ABS をキャンセルした状態にする.

2. 加速度取得プログラムを立ち上げ, Arudino に書き込む.

プログラム名 “data_save_sample.ino“

3. Arudino のシリアルモニタを立ち上げ,

測定スタート「s」とコマンドを送信

測定終了「f」とコマンドを送信

シリアルモニタに出力されている測定結果を txt ファイル化し, csv ファイルを作成する.

4. 作成した csv ファイルを基に, 解析を行う.

謝辞

本論文は筆者が高知工科大学大学院在学中に機械・航空システム制御研究室において行った研究内容を総括するものです。研究を進めるにあたりまして、終始熱心なご指導・ご鞭撻を頂きました当研究室の岡宏一教授に心から感謝の意を表します。また、研究について貴重なご意見をいただき支えて頂きました原田明德講師にも深く感謝の意を表します。

研究遂行に当たっては、実験場所をご提供いただきました高知競馬場の皆様に謝意を表します。

研究室においては、研究面だけでなく様々な場面で叱咤激励していただきました機械・航空システム制御研究室の学生の皆様、特に自動車グループの山野くん、日野くん、橋本くん、同級生の江崎くん、和賀山くん、徳永くん、田中さん、ならびに機能性材料工学研究室の半田くんには、日常の議論を通じて多くの知識や示唆をいただきましたこと感謝いたします。今後、それぞれの場所でご活躍されることを心より願っております。

最後に、6年間の長きにわたり大学、大学院に進学させていただき、学費や生活面、精神面において全面的に応援していただいた両親、家族に心から感謝いたします。ありがとうございました。

皆様へ心から感謝の意および御礼を申し上げ、謝辞に代えさせていただきます。