

博士論文

ミニマルな内傾型パーソナルモビリティの提案と評価

後藤 健太郎

目次

記号一覧	10
第 1 章 緒言	13
参考文献	17
第 2 章 都市における PMV に関する考察	19
2.1 はじめに	20
2.2 モビリティの費用と効果の整理	20
2.3 都市向け PMV を取り巻く環境	23
2.3.1 都市交通	23
2.3.2 自動運転	23
2.3.3 MaaS	24
2.4 既存の都市向け自家輸送手段	24
2.4.1 乗用車と二輪車の比較	24
2.4.2 既存の車道走行型 PMV	25
2.5 これからの都市向け車道走行型 PMV の要件	27
参考文献	29
第 3 章 ミニマルな内傾型 PMV の提案とその評価の方針	31
3.1 はじめに	32
3.2 リーン・オートモビルの車両計画	32
3.2.1 基本諸元の検討	32
3.2.2 センターピボットサスペンション	39
3.2.3 操作系とパッケージング	43
3.2.4 まとめ	48
3.3 リーン・オートモビルと既存の車道走行型モビリティの比較	49
3.4 本研究におけるリーン・オートモビルの評価の方針	51
参考文献	53

第 4 章	リーン・オートモービルの実現性と特徴に関する理論解析	57
4.1	はじめに	58
4.2	リーン・オートモービルの運転性	58
4.2.1	4+1 自由度モデルの提案	58
4.2.2	計算に用いる車両パラメータ	67
4.2.3	過渡応答特性の予測	68
4.2.4	リーンモーメント限界の考察	77
4.2.5	操作シミュレーション	78
4.2.6	ステアリングジオメトリの検討とリーンステア係数の導入	89
4.2.7	まとめ	95
4.3	リーン・オートモービルの旋回中の内傾角と走行抵抗の関係	95
	参考文献	105
第 5 章	試験車両を用いた実験による理論の検証	107
5.1	はじめに	108
5.2	CPS 試験機を用いた実験	108
5.2.1	概要	108
5.2.2	CPS の初期設計値	110
5.2.3	諸元の測定	111
5.2.4	試験車両設計へのフィードバック	114
5.3	試験車両を用いた実験	115
5.3.1	概要	115
5.3.2	諸元の測定	120
5.3.3	運転性に関する検証	125
5.3.4	リーンが走行抵抗に与える影響の確認	134
5.3.5	4+1 自由度モデルの妥当性の検証	145
5.3.6	走行実験を通じて得られた考察	154
	参考文献	155
第 6 章	結言	157
6.1	実用化への課題と今後の研究開発の展望	158
6.2	本論文の総括	159

Appendix	163	
A.1	計算に用いた車両パラメータについて	164
A.1.1	4.2 の運動計算に用いた車両パラメータ	164
A.1.2	5.3.5 の運動計算に用いた車両パラメータ	167
A.2	Scilab ソースコードについて	169
A.2.1	4.2.3 の過渡応答性計算に用いたソースコード	169
A.2.2	4.2.5 の運動計算に用いたソースコード	173
A.3	試験車両の設計及び製作について	178
A.3.1	はじめに	178
A.3.2	フロントサスペンション部及び操舵系の部品の設計及び製作	178
A.3.3	車体とその他の部品の設計及び製作	190
参考文献	203	
研究業績	205	
謝辞	206	

図表目次

図 3-1	センターピボットサスペンションの設計例	40
図 3-2	ダブルウィッシュボーン式サスペンションと CPS の比較	41
図 3-3	CPS のリーンモーメント発生機構の例	41
図 3-4	CPS のリーン及びバンプ・リバウンド動作	42
図 3-5	CPS とパラレログラムリンクの比較	43
図 3-6	リーン・オートモビルのタイロッド配置の検討	46
図 3-7	リーン・オートモビルの操作系とパッケージング	47
図 3-8	リーン・オートモビルのデザインスタディ	48
図 4-1	4+1 自由度モデルと 4 自由度モデルに共通する 4 つの自由度	59
図 4-2	対路面リーンと対センターピボットリーン (正面図)	60
図 4-3	4+1 自由度モデルにおける車体のモデル化 (側面図)	60
図 4-4	対座標系 $O-X_0Y_0Z_0$ と車両座標系 $A-X_1Y_1Z_1$ の関係 (平面図)	61
図 4-5	車両座標系 $A-X_1Y_1Z_1$ と $A-X_2Y_2Z_2$ の関係 (正面図)	61
図 4-6	車両座標系 $A-X_2Y_2Z_2$ と $B-X_3Y_3Z_3$ の関係 (斜投影図)	62
図 4-7	車両座標系 $B-X_3Y_3Z_3$ と $B-X_4Y_4Z_4$ の関係 (仮想ステア軸方向投影図)	63
図 4-8	ステップ応答ケース①結果グラフ (出力: 対路面リーン)	74
図 4-9	ステップ応答ケース②結果グラフ (出力: 対路面リーン)	74
図 4-10	ステップ応答ケース③結果グラフ (出力: 対路面リーン)	74
図 4-11	ステップ応答ケース④結果グラフ (出力: 対路面リーン)	74
図 4-12	ステップ応答ケース②結果グラフ (出力: ステア)	75
図 4-13	ステップ応答ケース②結果グラフ (出力: ヨー角速度)	75
図 4-14	ケース①及び②におけるステア保持による共振周波数と減衰比の変化	76
図 4-15	ケース①結果グラフ (前進速度: 3.0 m/s)	84
図 4-16	ケース①結果グラフ (前進速度: 9.0 m/s)	84
図 4-17	ケース①結果グラフ (前進速度: 15.0 m/s)	84
図 4-18	ケース②結果グラフ (前進速度: 9.0 m/s)	85
図 4-19	ケース②結果グラフ (前進速度: 15.0 m/s)	85
図 4-20	ケース③結果グラフ (前進速度: 3.0 m/s)	86
図 4-21	ケース③結果グラフ (前進速度: 9.0 m/s)	86
図 4-22	ケース③結果グラフ (前進速度: 15.0 m/s)	86
図 4-23	ケース③結果グラフ (原点付近の軌跡)	87
図 4-24	ケース①' 結果グラフ (前進速度: 3.0 m/s)	88
図 4-25	ケース①'' 結果グラフ (前進速度: 3.0 m/s)	88
図 4-26	ケース③' 結果グラフ (前進速度: 3.0 m/s)	89
図 4-27	リーン・オートモビルのタイロッド配置 (平面図, 左が前)	90
図 4-28	共振周波数と減衰比のリーンステア係数による変化 (ケース①, 3.0 Hz 相当ばね)	92

図 4-29	ケース④結果グラフ (p=0, 前進速度 : 3.0 m/s)	93
図 4-30	ケース④結果グラフ (p=0.3, 前進速度 : 3.0 m/s)	93
図 4-31	ケース④結果グラフ (p=0, 前進速度 : 9.0 m/s)	94
図 4-32	ケース④結果グラフ (p=0.3, 前進速度 : 9.0 m/s)	94
図 4-33	ケース④結果グラフ (p=0, 前進速度 : 15.0 m/s)	94
図 4-34	ケース④結果グラフ (p=0.3, 前進速度 : 15.0 m/s)	94
図 4-35	走行抵抗に関する考察に用いる座標系の設定 (平面図)	96
図 4-36	微小時間 Δt における i 及び j の変化	96
図 4-37	各車輪に発生する速度ベクトルの概要	98
図 4-38	左前輪の速度ベクトル	98
図 5-1	CPS 試験機	108
図 5-2	ホイールレート測定の様子	109
図 5-3	ロール剛性値・リーンプedalレバー比測定の様子	110
図 5-4	タイヤ変形を含むホイールレートの CPS 試験機における測定結果	111
図 5-5	タイヤ変形を含まないホイールレートの CPS 試験機における測定結果	111
図 5-6	ロール剛性値の CPS 試験機における測定結果	113
図 5-7	リーンプedalのレバー比の CPS 試験機における測定結果	114
図 5-8	CPS 試験機で用いた重ね板ばねと試験車両向けに設計変更した重ね板ばね	115
図 5-9	試験車両の CAD 図	115
図 5-10	試験車両の外観	116
図 5-11	RTK-GPS 基地局と車両に取り付けた GPS アンテナ	118
図 5-12	ステア部ストロークセンサと CPS 部ストロークセンサ	118
図 5-13	シリアル通信で取得したセンサ値の生データと処理後のデータの例	119
図 5-14	CPS ストロークセンサ値から計算した値と RTK-GPS 測定値の比較	119
図 5-15	ITS R&R 実験フィールドの航空写真	120
図 5-16	運転性の検証及びリーンプedalが走行抵抗に与える影響の確認のための走行軌跡の例	120
図 5-17	タイヤ変形を含むホイールレートの試験車両における測定結果	121
図 5-18	ステア測定の様子	122
図 5-19	キングピンにおけるステアと路面におけるステアの関係	123
図 5-20	ステア部ストロークセンサ値及び車両のリーンプedal状態とステアの測定結果	123
図 5-21	CPS 部ストロークセンサ値とリーンプedalの測定結果	123
図 5-22	ロール剛性値の試験車両における測定結果	124
図 5-23	リーンプedalによって内傾角変更を行ったケースの走行ログ (120rpm 制限)	127
図 5-24	逆ステア操作によって内傾角変更を行ったケースの走行ログ (120rpm 制限)	128
図 5-25	リーンプedalによって内傾角変更を行ったケースの走行ログ (180rpm 制限)	129
図 5-26	逆ステア操作によって内傾角変更を行ったケースの走行ログ (180rpm 制限)	130

図 5-27	リーンペダルによって内傾角変更を行ったケースの走行ログ (240rpm 制限)	131
図 5-28	逆ステア操作によって内傾角変更を行ったケースの走行ログ (240rpm 制限)	132
図 5-29	オンボード映像 (外カメラ, リーンペダル内傾角変更, 180rpm 制限)	133
図 5-30	内傾角と消費電力の関係 (120rpm 制限, 0.13G 旋回)	136
図 5-31	車両の向きと消費電力の関係 (120rpm 制限, 0.13G 旋回)	136
図 5-32	リーンイン定常円旋回の走行ログ (120rpm 制限, 0.13G 旋回, その 1)	137
図 5-33	リーンイン定常円旋回の走行ログ (120rpm 制限, 0.13G 旋回, その 2)	137
図 5-34	リーンウィズ定常円旋回の走行ログ (120rpm 制限, 0.13G 旋回, その 1)	138
図 5-35	リーンウィズ定常円旋回の走行ログ (120rpm 制限, 0.13G 旋回, その 2)	138
図 5-36	リーンアウト定常円旋回の走行ログ (120rpm 制限, 0.13G 旋回, その 1)	139
図 5-37	リーンアウト定常円旋回の走行ログ (120rpm 制限, 0.13G 旋回, その 2)	139
図 5-38	内傾角と消費電力の関係 (180rpm 制限, 0.23G 旋回)	140
図 5-39	車両の向きと消費電力の関係 (180rpm 制限, 0.23G 旋回)	140
図 5-40	リーンイン定常円旋回の走行ログ (180rpm 制限, 0.23G 旋回, その 1)	141
図 5-41	リーンイン定常円旋回の走行ログ (180rpm 制限, 0.23G 旋回, その 2)	141
図 5-42	リーンウィズ定常円旋回の走行ログ (180rpm 制限, 0.23G 旋回, その 1)	142
図 5-43	リーンウィズ定常円旋回の走行ログ (180rpm 制限, 0.23G 旋回, その 2)	142
図 5-44	リーンアウト定常円旋回の走行ログ (180rpm 制限, 0.23G 旋回, その 1)	143
図 5-45	リーンアウト定常円旋回の走行ログ (180rpm 制限, 0.23G 旋回, その 2)	143
図 5-46	オンボード映像 (内カメラ, リーンアウト定常円旋回, 120rpm 制限)	144
図 5-47	走行ログとシミュレーションの比較 (リーンペダル内傾角変更, 120rpm 制限)	148
図 5-48	走行ログとシミュレーションの比較 (逆ステア内傾角変更, 120rpm 制限)	149
図 5-49	走行ログとシミュレーションの比較 (リーンペダル内傾角変更, 180rpm 制限)	150
図 5-50	走行ログとシミュレーションの比較 (逆ステア内傾角変更, 180rpm 制限)	151
図 5-51	走行ログとシミュレーションの比較 (リーンペダル内傾角変更, 240rpm 制限)	152
図 5-52	走行ログとシミュレーションの比較 (逆ステア内傾角変更, 240rpm 制限)	153
図 A-1	4+1 自由度モデルにおける車体のモデル化 (側面図) (図 4-3 の再掲)	164
図 A-2	リーン・オートモビルの乗員の CAD モデル	165
図 A-3	フロントサスペンション部及び操舵系の部品 (斜投影図)	179
図 A-4	フロントサスペンション部及び操舵系の部品と乗員 (側面図)	180
図 A-5	CPS 試験機と試験車両の重ね板ばね (図 5-8 の再掲)	182
図 A-6	アッパーアーム・ナックル・ロアアーム端部のサブアセンブリ	184
図 A-7	左ナックル下部	185
図 A-8	ヒールサポート CAD サブアセンブリ図	186
図 A-9	タイヤとブレーキディスクを装着した前輪ホイール	188
図 A-10	ブレーキキャリパの 3D スキャンの様子	189

図 A-11	3D スキャナで取得したブレーキキャリパ形状と作成した CAD モデル	190
図 A-12	試験車両の CAD アセンブリ図	191
図 A-13	シェイクダウン時の試験車両	192
図 A-14	フレーム CAD 図	193
図 A-15	ドア主要部 CAD 図	195
図 A-16	ドアロック部 CAD サブアセンブリ図	195
図 A-17	シートの写真と CAD 図	196
図 A-18	タイヤを装着した後輪ホイールモータ	198
図 A-19	リアフォーク本体の CAD 図	199
図 A-20	リアフォーク部のサブアセンブリ	200
図 A-21	後輪用ダンパー	201
図 A-22	ブレーキディストリビュータ CAD サブアセンブリ図	202
表 2-1	モビリティの費用と効果の分類	21
表 2-2	性能項目と費用及び効果との関連	22
表 2-3	国内大手自動車メーカーの提案する車道走行型 PMV	26
表 2-4	都市向け車道走行型 PMV に関する考察のまとめ	27
表 3-1	リーン・オートモビルの基本諸元	37
表 3-2	リーン・オートモビルの基本諸元の検討のまとめ	38
表 3-3	リーン・オートモビルと既存の移動手段の主要諸元の比較	39
表 3-4	一般的な乗り物とリーン・オートモビルにおける走行中の主要操作の割り振り	45
表 3-5	慣性力への対処方法に着目したリーン・オートモビルの位置付け	51
表 4-1	運転性の計算に用いた値	68
表 4-2	過渡応答特性の計算条件	69
表 4-3	操作シミュレーションの計算条件	79
表 4-4	3 通りの前進速度における操作シミュレーションの 4 フェイズの秒数	81
表 4-5	操作シミュレーションに用いた入力値	83
表 5-1	CPS 試験機におけるホイールレート測定結果まとめ	112
表 5-2	CPS 試験機におけるロール剛性値測定結果まとめ	113
表 5-3	試験車両の基本諸元	116
表 5-4	試験車両の重量と重心位置	121
表 5-5	4+1 自由度モデルでの走行ログ再現に用いた値	145
表 6-1	内傾型車両の傾きの制御方法の比較	160
表 A-1	運転性の計算に用いた値 (表 4-1 の再掲)	164
表 A-2	4+1 自由度モデルでの走行ログ再現に用いた値 (表 5-5 の再掲)	167

記号一覧

記号	説明	単位
g	重力加速度	m/s^2
M	車両総質量	kg
M_f	ステア軸より前側の質量	kg
M_r	ステア軸より後ろ側の質量	kg
I	車両の総ヨー慣性	kg m^2
I_{fx}	を除くステア軸より前側部分のリーン慣性	kg m^2
I_{fz}	ステア軸より前側部分のヨー慣性	kg m^2
I_{rx}	ステア軸より後ろ側部分のリーン慣性	kg m^2
I_{rz}	ステア軸より後ろ側部分のヨー慣性	kg m^2
C_{rxz}	ステア軸より後ろ側部分のリーン・ヨー慣性乗積	kg m^2
i_{fy}	前輪の回転慣性の合計	kg m^2
i_{ry}	後輪の回転慣性	kg m^2
i	駆動モータの回転慣性	kg m^2
λ	駆動モータから後輪までのギア比	-
d_f	フロントトレッド	m
d_r	リアトレッド	m
l	ホイールベース	m
l_f	フロントアクスルと車両重心点の距離 (平面 2 自由度モデル)	m
l_r	車両重心点とリアアクスルの距離 (平面 2 自由度モデル)	m
P	車両重心点 (平面 2 自由度モデル)	-
G_f	ステア軸より前側部分の重心位置 (図 4-3 参照)	-
G_r	ステア軸より後ろ側部分の重心位置 (図 4-3 参照)	-
A	路面に G_r を車両真下方向へ投影した点 (図 4-3 参照)	-
B	車両左右中心面に投影したステア軸上の点 (図 4-3 参照)	-
a	車両寸法 (図 4-3 参照)	m
b	車両寸法 (図 4-3 参照)	m
c	車両寸法 (図 4-3 参照)	m
f	車両寸法 (図 4-3 参照)	m
h	車両寸法 (図 4-3 参照)	m
j	車両寸法 (図 4-3 参照)	m
s	車両寸法 (図 4-3 参照)	m
t	車両寸法 (図 4-3 参照)	m
r_f	前輪の半径	m
r_r	後輪の半径	m

記号	説明	単位
ε	キャスター角	rad
\mathbf{R}	絶対座標系における車両重心点の位置ベクトル	-
\mathbf{V}	絶対座標系における車両重心点の速度ベクトル	-
u	速度ベクトル \mathbf{V} の x 軸方向成分	m/s
v	速度ベクトル \mathbf{V} の y 軸方向成分	m/s
V	速度ベクトル \mathbf{V} の大きさ	m/s
r	車体ヨー角速度	rad/s
ρ	旋回半径	M
β	車体スリップアングル	rad
β_f	1 輪に代表させた前輪のスリップアングル	rad
β_r	1 輪に代表させた後輪のスリップアングル	rad
β_{f1}	左前輪のスリップアングル	rad
β_{f2}	右前輪のスリップアングル	rad
β_{r1}	左後輪のスリップアングル	rad
β_{r2}	右後輪のスリップアングル	rad
δ	舵角	rad
ϕ	路面に対する（タイヤの）キャンバ角及び（車体の）内傾角	rad
ϕ_p	対センターピボット内傾角	rad
ψ	ヨー角	rad
F_q	自由度 q の方向の外力	N
T	運動エネルギー	J
U	ポテンシャル	J
U_C	ロール剛性に関するポテンシャル	J
O - XY	絶対座標系（平面 2 自由度モデル，図 4-35 参照）	-
P - xy	車両座標系（平面 2 自由度モデル，図 4-35 参照）	-
O - $X_0Y_0Z_0$	絶対座標系（4+1 自由度モデル，図 4-4 参照）	-
A - $X_1Y_1Z_1$	車両座標系（4+1 自由度モデル，図 4-4 及び図 4-5 参照）	-
A - $X_2Y_2Z_2$	車両座標系（4+1 自由度モデル，図 4-5 及び図 4-6 参照）	-
B - $X_3Y_3Z_3$	車両座標系（4+1 自由度モデル，図 4-6 及び図 4-7 参照）	-
B - $X_4Y_4Z_4$	車両座標系（4+1 自由度モデル，図 4-7 参照）	-
\dot{x}_1	車両の前進速度	m/s
\dot{y}_1	車両の横すべり速度	m/s
X	進行方向に平行な向きの力の合計	N
X_f	前輪に発生する進行方向に平行な向きの力の合計	N

記号	説明	単位
X_r	後輪に発生する進行方向に平行な向きの力の合計	N
Y_f	前輪に発生する横力の合計	N
Y_r	後輪に発生する横力の合計	N
Y_{f1}	左前輪に発生する横力の合計	N
Y_{f2}	右前輪に発生する横力の合計	N
Y_{r1}	左後輪に発生する横力の合計	N
Y_{r2}	右後輪に発生する横力の合計	N
Y_{Sf}	スリップアングルに起因して前輪に発生する横力の合計	N
Y_{Sr}	スリップアングルに起因して前輪に発生する横力の合計	N
Y_{Sf1}	スリップアングルに起因して左前輪に発生する横力	N
Y_{Sf2}	スリップアングルに起因して右前輪に発生する横力	N
Y_{Sr1}	スリップアングルに起因して左後輪に発生する横力	N
Y_{Sr2}	スリップアングルに起因して右後輪に発生する横力	N
Y_{Cf}	キャンバに起因して前輪に発生する横力の合計	N
Y_{Cr}	キャンバに起因して前輪に発生する横力の合計	N
Z_f	前輪の垂直荷重の合計	N
K_S	全車輪のコーナリングパワーの合計	N/rad
K_{Sf}	前輪のコーナリングパワーの合計	N/rad
K_{Sr}	後輪のコーナリングパワーの合計	N/rad
K_{Sf1}	左前輪のコーナリングパワー	N/rad
K_{Sf2}	右前輪のコーナリングパワー	N/rad
K_{Sr1}	左後輪のコーナリングパワー	N/rad
K_{Sr2}	右後輪のコーナリングパワー	N/rad
K_C	全車輪のキャンバスラスト係数の合計	N/rad
K_{Cf}	前輪のキャンバスラスト係数の合計	N/rad
K_{Cr}	後輪のキャンバスラスト係数の合計	N/rad
C_C	垂直荷重当たりのキャンバスラスト係数	1/rad
c_S	ステアリングダンパーの減衰係数	N m/(rad/s)
f_f	前輪 2 輪に関するばね上共振周波数	Hz
k_f	前輪 2 輪分のホイールレート	N/mm
k_C	ロール剛性値	N m/rad
τ_S	ステアモーメント	Nm
τ_C	リーンモーメント	Nm

第 1 章 緒言

2020年現在、メガトレンドとして急速な都市化の進行が挙げられている [1]。国連経済社会局人口部によると、2018年から2030年の間に、人口100万人以上の都市の数は548から706に、人口1,000万人以上の都市の数は33から43へと増加すると予測されている [2]。こういった都市における生活の質、QOL (quality of life) を左右する要素の一つが交通であり、現在でも多くの都市が渋滞・混雑や公害などの交通問題を抱えている [3] [4] [5] [6]。都市化の進行によって生じる新興都市においては、十分に発達した公共交通機関が存在しないため道路を用いた輸送手段に頼る傾向が強く、都市交通問題はより深刻なものとなる [7]。一方、東京を始めとした既存の都市においても一定量の輸送は道路を利用して行われており、また、移動手段や土地利用の多様性を確保し生活の質を向上させる上でも、自家輸送手段の効率化は望ましいことである [8]。したがって、車道を使う都市向け自家輸送手段はこれまでに引き続き進歩していく必要がある。車道を使う都市向け自家輸送手段には乗用車・バイクを始めとしていくつかの категорияがあるが、本研究ではパーソナルモビリティビークル (PMV) の領域を選択することとした。これは、現在、都市の車道を占有している乗用車が4-5名を中心とした複数名の輸送能力を持つにも関わらず大半が1名乗車状態で走行しており、これをPMVに置き換えることで移動の自由さを損なわずに車道を利用する自家輸送の効率化が可能であると考えられるためである [9] [10] [11] [12] [13]。実際、PMVはこの理由において注目されているが、いまだ普及は限定的である [14]。本研究では、都市における車道走行型PMVが向き合うべきこれからの状況と都市において利用あるいは提案されてきた自家輸送手段のこれまでの双方の客観的な俯瞰から、既存のPMVの普及が限定的なレベルに留まっている理由を考察して車道走行型都市向けPMVのあるべき姿を描き出し、これに則った新たなPMVを提案してさらにその評価を行うこととする。

続いて、どのような提案と評価を行うかについて論じる。Urryは「自動車と移動の社会学：オートモビリティーズ」(原題：Automobilities)において、現代の社会構造は「ガソリンを基盤とする自動車の『経路依存性』が成立して不可逆的な仕方で『ロックイン』され」、「自動車のシステムはいかなることがあっても存続しそうに思われる——すでに一世紀を経ていながら、なおも徒歩、自転車、バス、列車といった他の競争相手をますます『押しのけて (ドライブ・アウト)』いる」と述べており、また、自動車の動力源・構造材料・決済手段・所有形態・交通行政・ICT技術の6分野における変容が「最適な順序で展開するとすれば、それらのシステムの相互連関の結果として、ひょっとすれば現行の自動車移動からの脱却が引き起こされ」、強固なロックインを脱却して「ポスト自動車」への転換へと至る可能性があるとしているが、この6つの変容は「どれひとつとして、単独では、自動車のシステムを新しい経路へと転換するのに十分ではない」とも述べている [15]。著者は、Urryの挙げた6つの変容がどれも単独では自動車の新しい在り方への移行の決め手にならないのは、車道を走行する輸送手段は様々な要素から成り立っているが突き詰めると主にタイヤと路面の間の垂直抗力及び摩擦力によって車体を支えつつ運動を発生させて乗員を移動させる機械に他ならず、故に、その本質はタイヤの使い方と乗員の移動への関わり方にあり、これら6つの変容はこの本質への関わりが薄い変化であるためだと考えている。逆に、車道を走行する輸送手段の機械としての本質を変化させることができればこの分野にイノベーションをもたらすことができるだろう。また、車道すなわち地面を走行する輸送手段は、一般的にタイヤによって接地し、その接地面において発生する力を乗員がコントロールすることによ

って二次元的な広がりを持った地面という面内を移動するが、このことを飛行機や船などの地面以外を移動する移動手段と対比させると、車両全体のフットプリントに比してごくわずかな面積のタイヤの接地面のみでしか基本的に力を発生することができず、また、その接地面は車体の一番低いところにあつて重力と慣性力を受ける重心は接地面よりも必ず有意に高いところに位置するという点が特徴的であると考えられる。この特徴のため、停止を含む等速直線運動以外の動き方をする際に車体が受ける慣性力は必ずピッチングモーメントかロールモーメント、あるいはその両方を生じさせることとなり、接地面の位置と接地面において生じる力のベクトルが適切に調整されていないとモーメントに抗えず車体が転がってしまうこととなる。つまり、車道を走行する輸送手段におけるタイヤの使い方と乗員の移動への関わり方という本質は、この慣性力が車体を転がそうとする性質へどう対処するかという側面が特に重要であると考えられる。この視点から見ると、自家輸送手段として普及している四輪車も、自転車・バイクといった二輪車も、18世紀から19世紀にかけてこれらが発明されて以来、市場に広く受け入れられたものは一貫して同じ対処を取っている。すなわち、四輪車は4つのタイヤ、つまり接地面どうしの前後・左右の距離を十分に取ることによって慣性力から生じるモーメントによって変化する垂直抗力のバランスが転がることのない範囲に留まるようにしており、二輪車は前後方向の慣性力については四輪車と同じく2つのタイヤの距離による対処だが、左右方向の慣性力については乗員が主に操舵と自身の質量の移動を適切に行うことによって車体の傾きを制御し車体にかかる重力と慣性力との合力の方向が接地面付近を向くように車両の重心の位置を調整して過大な車体の傾きが発生しないようにしている。一般的な輸送手段の一形態となるほどの普及には至らなかったものの、この視点においてこういった四輪車・二輪車とは異なる輸送手段の提案がなかったわけではなく、著者の知るものとしては Kamen のセグウェイが挙げられる。セグウェイは横並びの2つのタイヤを持つ1名の乗員が立って乗る倒立振り子タイプの乗り物であり、前後方向・左右方向ともに乗員の体重移動が操作入力と慣性力に対処するための重心位置の変更を兼ねている [16]。センサの性能向上や電子制御技術の発展などの背景があるとは言え、Benz の Patent-Motorwagen から120年近く、Cugnot の砲車からだと230年あまり経った後にこのような本質的に新しい乗り物の提案がされたという事実から、乗員がどのような機構を通じてタイヤを使い慣性力から生じるモーメントに対処するかという視点に立ち返ると車道を走行する輸送手段にはまだ見ぬ地平があるのではないかと著者は考えている。

本研究ではこの本質に踏み込むために、車道走行型都市向け PMV の機構・構造において新しい要素を持つ提案を行うことを目指し、この提案車両に対して力学的な評価を行う。提案に至るまでの論考と新たな機構・構造を持つ提案車両を力学的に評価することによって得られる知見は、現在・未来の都市交通問題の解決に資するものであると著者は信ずる。評価については、本研究の提案車両は乗員がどのような機構を通じてタイヤを使い慣性力から生じるモーメントに対処するかという本質において新しいため特にこの部分に着目して行うが、まずは提案車両のモデル化を行い力学的な理論解析を行う必要があると思われる。さらに、本研究では実際に乗員が操縦して走行することが可能な試験車両を製作し、これを用いた走行実験によって提案車両の性能とモデルの妥当性の検証も行う。

したがって、本論文では、都市交通問題の解決に資することを目的として、前半部では乗員がどのような機構を通じてタイヤを使い慣性力から生じるモーメントに対処するかという本質において新しい都市向け車道走行型 PMV の提案を行い、後半部では理論解析と実機を用いた検証による提案車両の評価について述べることにする。以下、具体的な章立てを示す。まず、本章の緒言に続き、第 2 章では車両計画に必要な性能項目を整理した上で、これに則って都市における車道走行型 PMV を取り巻く現在の環境と既存の取り組みを考察し、この考察をもとに本研究において提案すべき都市向け車道走行型 PMV の要件を定める。第 3 章では、その要件を満たす都市向け車道走行型 PMV の提案を行い、その上でどういった項目の評価をまず行うべきか検討する。続いて、これらの評価項目について、力学的な理論解析については第 4 章、試験車両を用いた走行実験については第 5 章で論じ、第 6 章では結言として今後の研究開発の展望と本論文の総括を述べる。また、末尾には、シミュレーションプログラムや試験車両の設計・製作など、論旨から外れるため本文中での詳述を避けたものの本研究を行うに当たって不可欠であった事柄の詳細情報をまとめた Appendix を加える。

参考文献

1. **PwC Japan グループ**. メガトレンド：5 つのメガトレンドと潜在的影響 (online), available from <<https://www.pwc.com/jp/ja/knowledge/thoughtleadership/megatrends.html>> (参照日 2020 年 12 月 2 日) .
2. **United Nations, Department of Economic and Social Affairs, Population Division**. The World's Cities in 2018–Data Booklet (2018), p.2.
3. **World Health Organization, Division of Mental Health and Prevention of Substance Use**. WHOQOL User Manual, WHO/HIS/HSI Rev.2012.03, pp.57-69.
4. **Psatha, E., Deffner, A., and Psycharis, Y.** Defining the quality of urban life: Which factors should be considered?, ERSAs conference papers ersa11p785, European Regional Science Association 51st European Congress (2011), pp.11-14.
5. **Reed, T.** INRIX Global Traffic Scorecard (2019), INRIX, Inc.
6. **国土交通省都市局**. 平成 28 年度 首都圏整備に関する年次報告 (平成 29 年版 首都圏白書) (2017), pp.10-15.
7. **Emberger, G., Arndt, W., Schäfer, T., Lah, O. and Tomaschek, J.** Transport in Megacities - development of sustainable transportation systems, Proceedings of the 13th World Conference on Transportation Research (2013), ISBN 978-85-285-0232-9.
8. **国土交通省関東地方整備局**. 総移動回数が調査開始以来、初めて減少—第 6 回東京都市圏パーソントリップ調査の集計結果概要について—, 記者発表資料(2019), p.11.
9. **国土交通省総合政策局**. 平均乗車人数の推移 (車種別・業態別、ブロック別、平休別) , 全国道路・街路交通情勢調査/時系列集計 (H2~H27) .
10. **Roads Task Force, Transport for London**. Technical note 14: Who travels by car in London?, RTF supporting documents(2013), p6.
11. **Direction Régionale et Interdépartementale de l'Équipement et de l'Aménagement d'Île-de-France**. Enquête globale transport: Motorisation et usage de la voiture en Île-de-France (2013), p.20.
12. **Hwang, H., Reuscher, T. and Wilson, D.** 2009 National Household Travel Survey, New York Add-On (2013), pp.71-73, Oak Ridge National Laboratory.
13. **Susilo, Y. O., Santosa, W., Joewono, T. B. and Parikesit, D.** A reflection of motorization and public transport in Jakarta metropolitan area, IATSS Research, Vol.31, Issue 1 (2007), p.61, DOI:10.1016/S0386-1112(14)60184-9.
14. **西本俊幸**. 超小型モビリティの成果と今後, 平成 28 年 3 月 22 日超小型モビリティシンポジウム発表資料(2016), pp.4-31, 国土交通省自動車局.
15. **Featherstone, M., Thrift, N. and Urry, J.** 自動車と移動の社会学 (新装版) : オートモビリティーズ (2015), pp.39-62, 法政大学出版局.
16. **Kamen, D. L., Ambrogi, R. R., Duggan, R. J., Heinzmann, R. K., Key, B. R., Skoskiewicz, A. and Kristal, P. K.** Human transporter, United States Patent US5701965A (1997).

第 2 章 都市における PMV に関する考察

2.1 はじめに

本章の目的は、次章で論じる都市交通問題を解決し得る車道走行型 PMV の提案の論拠となることである。この提案というのは、新たな車道走行型 PMV の車両計画を行うこと、すなわち性能項目目標を定めることに他ならない [1]。つまり、本章では車両計画の前段階の要件定義を行う。

これには個々の性能項目より上位の概念が必要であるため、まず本節の次の 2.2 節において、自家輸送手段の性能項目をより上位の概念によって整理する。次に、2.3 節と 2.4 節において、この上位概念に沿って、社会と技術の両面からの都市の PMV を取り巻く環境の考察と、既存の車道走行型自家輸送手段の考察を行う。最後に、2.5 節において、これらの考察を元に本研究で提案する都市向け車道走行型 PMV の要件をまとめる。

2.2 モビリティの費用と効果の整理

自動車技術会の発行する「自動車工学—基礎—」の車両計画の章によれば、自動車は交通システムとして成り立つために以下の適合要件を満たす必要がある。

- ・ 故障しないこと
- ・ スペース効率が低いこと
- ・ 安全に操縦・停止できること
- ・ 低燃費、低公害であること
- ・ 低騒音であること
- ・ 安全性の確保が必要
- ・ 低コストであること
- ・ 省資源であること
- ・ リサイクル性が高いこと

(自動車工学—基礎— (追補版) 215 ページの図 9-2 より引用) [1]

また、自動車には以下の効用が期待されており、的確に効率良くこれらを達成することが求められる。

- ・ 人・物の移動・運搬機能を与える
- ・ 人に居住空間を与える
- ・ 持つこと、乗ることの喜びを与える
- ・ 生活を楽しむ手段の提供
- ・ 経済・社会活動の場・手段を提供

(自動車工学—基礎— (追補版) 215 ページの図 9-1 より引用) [1]

すなわち、車両計画とは多様な適合要件を良く満たしつつ様々な効用を効率的に得る取り組みであり、これは多面的に評価される費用と効果のバランス、つまり費用対効果を高める取り組み

と言い換えられる。本研究の対象である都市向け PMV においても普及を目指すに当たってこの取り組みが不可欠である。しかしながら先に引用して列挙した適合要件と効用は表現が具体的に過ぎ、次節以降で都市向け PMV を取り巻く環境や既存の都市向け自家輸送手段を考察するに当たっては不便である。そこで、適合要件すなわち費用と効用すなわち効果をその性質と関連する事柄によってまとめなおすこととした。

まず、費用についてはユーザに直接課せられる性質のものと社会的費用とに分けられる [2]。また、導入時に発生するものと維持する上で必要となるものにも分けられる。関連する事柄としては、エネルギー・材料・土地・労働に加え、安全に関してもリスクを最小化するべき費用であると考えることができる。

次に、効果については移動に関わるものと移動に関わらないものに大別できる。前者に関連する事柄としては、時間・距離・量・自由度・安全性が挙げられる。後者の移動に関わらない効果は、知覚と感情によるものに分類される。この感情によるものと分類される効果の中にも移動の安全との結び付きの深い安心感が含まれている。

これらを整理すると表 2-1 のとおりとなる。費用ではリスク、効果では安全性と安心感と表現されている事柄は、根本的には安全という同一の概念の異なる側面であるので灰色で塗って示した。このように整理した費用と効果の概念を用いて、次節以降の考察とこれからの都市向け PMV の要件の検討を行う。

表 2-1 モビリティの費用と効果の分類

費用		効果	
ユーザに課される	社会的	移動に 関わる	移動に 関わらない
導入	維持		
エネルギー		時間	知覚 感情
材料		距離	
土地		量	
労働		自由度	
リスク		安全性	安心感

また、こういったモビリティの費用と効果は、「自動車工学—基礎—」の車両計画の章によれば、社会・環境適合性、操縦安定性や、原価など 26 項目の性能項目によって評価される [1]。これらの性能項目は、次章以降の具体的な提案とその評価における評価指標として使用するため、先に整理した費用と効果の概念との関連についても整理しておきたい。「自動車工学—基礎—」においてなされている説明を参考として、各性能項目がエネルギー（エネ）・材料（材）・土地（地）・労働（労）に分類される費用、時間（時）・距離（距）・量・自由度（自）・知覚（知）・感情（感）に分類される効果、費用と効果に跨る安全（S）のうちどれに影響を及ぼすかについて表 2-2 にまとめる（括弧内は表中で用いる略語）。

表 2-2 性能項目と費用及び効果との関連

性能項目	費用分類	効果分類
社会・環境適合性	エネ・材・地・労	
質量・慣性能率	エネ・材	時・距・量
	S	
積載性		量
居住性・乗降性		知
操作性		知
	S	
視界・視認性		知
	S	
外形のバランス		感
空力特性	エネ	時・距
	S	
動力性能・運転性		時・知
燃（電）費・排気性能	エネ	距
	S	
耐熱性能		自
制動性能	S	
操縦安定性		知
	S	
小回性・駐車性	地	
不整路走破性		自
衝突安全性	S	
乗り心地		知
振動・騒音		知
空調性能		知
情報性能		知・感
音響性能		知
	S	
信頼性・耐久性	材・労	
	S	
整備性・修理性	材・労	
リサイクル性	エネ・材・労	
生産性・組立性	労	
原価	エネ・材・労	

2.3 都市向け PMV を取り巻く環境

2.3.1 都市交通

都市とは人口が集中する地域を指し、人口密度の低い場所は通常は都市とは見做されない [3]. つまり、人口密度の高さと、交通に関して言えばそれに伴う車両密度の高さが、都市の最大の特徴である。世界最大の都市圏の中核である東京都を例に挙げると、平均でバスケットボールコート (420 m²) よりわずかに広い程度の約 450 m² の可住地面積に 1 台乗用車があり、同じ面積に約 4.4 人が暮らしているという状況である [4] [5] [6]. このため、前節で整理した費用と効果の概念に照らし合わせると、必然的に土地に関する維持費用が都市以外と比較して大きくなる。再び東京を例に挙げると、東京以外の都道府県庁所在市の平均 (人口で重み付け) の 1 時間当たりの駐車料金は 344 円、1 か月の車庫借料は 12,706 円に対し、東京都特別区部においては 1 時間当たりの駐車料金は 616 円、1 か月の車庫借料は 25,782 円であり、実際に大きな差がある [7] [8]. 以上から、都市交通の費用面での特徴は、スペース効率の重要度が高いことであると考えられる。

都市の特徴としては、建物、つまり交通を行う際の行き先となる場所の密度が高く、道路インフラの整備は都市以外よりも優先して進められることも挙げられる。このため、郊外と比べ日々のトリップ長は少ないと考えられる。実際、東京都以外の都道府県における平日の平均トリップ長は 10.1 km であるが、東京における平日の平均トリップ長は 9.0 km にとどまる [9] [10]. また、都市においては単独世帯に暮らす人の割合が高く、日々の移動に際して乗車人数や積載量が問われることは多くないとも考えられる。この割合は、東京都以外の都道府県の平均では 13.4% であるのに対し東京都では 23.4% である [11]. したがって、移動に関わる効果のうち時間・距離・量に関する要求は都市以外と比べて高くはないだろう。一方、移動に関わらない効果については、車内で過ごす時間の長さが長いほど要求が高くなると考えられるが、都市における移動にかかる時間はトリップ長が短い以上に移動速度が落ちるため、都市以外に比べてむしろ長い [12]. 以上から、都市交通の効果面での特徴は知覚・感覚と安全・安心といった、一言でまとめるならば QOL に関わる要素の重要度が相対的に高いことであると考えられる。

また、費用と効果に跨る概念である安全に関しては、都市における平均移動速度は郊外と比べて低いが、人口密度が高く歩行者や自転車と走行中の乗り物の距離が近いことため交通弱者が被害者となる事故が多くなる傾向が見られる。昨年の国内での状態別交通事故死者数の全体の交通事故死者数に対する割合は、全国では歩行中が 37%、歩行中と自転車乗用中を合わせると 50% であるのに対し、東京都では歩行中が 43%、歩行中と自転車乗用中を合わせると 68% と全国より交通弱者が被害者となる事故が多い [13] [14]. このため、車道走行型輸送手段の安全に関して、都市においては特にコンパティビリティの重要性が高いと考えられる。

2.3.2 自動運転

自動運転技術というのは運転操作の全部または一部を乗員に取って代わって行うシステムのことである。これは、既存の乗り物の機構・構造に付加されるシステムであり、生来的には費用を増加させる方向の技術である。しかし、こういったシステムを付加するための費用の増加分よりもユーザが得る効果の増加分の方が大きければ受け入れられると考えられ、実際、乗員ではなく

システムが操縦の主体となることが可能な自動運転技術の開発が活発に行われており、その前段階として様々な運転支援技術の普及が始まっている [15][16]。特に安全に関する機能の普及が順調である。生来的には費用を増加させる方向の技術であるため、元々導入費用の高い高価格帯の乗用車から導入が始まったが、現在では一部の技術は軽自動車にも搭載されている [17]。このように安全に寄与する機能を始めとした各種運転支援技術のコモディティ化が進むにつれて導入費用が下がり、より安い価格帯の自家輸送手段への採用も可能になると考えられる。

2.3.3 MaaS

MaaS, Mobility as a Service とは、自家輸送手段をユーザが所有するのではなく、必要なときだけ対価を支払って使用权を得る形態のサービス業である。ここでは、MaaS として挙げられるサービスの中でも、公共交通機関に類するものではなく、自家輸送手段の新たな用途である乗り物のシェアリングサービスを取り上げる [18]。このサービスを利用するに当たって、ユーザは初期費用と維持費用を直接負担することはなく、使用ごとに課される料金でサービス提供者を通じて間接的に初期費用と維持費用を支払う。このサービスがユーザに受け入れられる理由も費用と効果の概念で説明ができる。シェアリングサービスと従来の使用形態である所有とを比較すると、ユーザが自分で乗り物を所有していないため使用に際して余分な手間がかかったりできないことがあったりと若干の効果の低減が起きるが、使用する乗り物は同等か、あるいは使用ごとに最適なものに乗り換えられるため、得られる効果は従来の所有形態を上回ることを考えると考えられる。しかし、従来のように導入・維持するのにかかっていた金額と比べてユーザに課される使用料金ははるかに少額であることが、MaaS が受け入れられつつある理由である。[文献：MaaS 概要]一方、事業者側に立って考えると、MaaS 事業が成り立つ理由は、ユーザが個々に乗り物を所有する形態と比べて駐車されている時間、すなわち稼働していない時間が減らせて、必要な乗り物の総数が少なくなり、主に費用のうち台数に応じてかかる部分が稼働率の向上分だけ節約できるからである。 [19]

したがって、MaaS に供される乗り物においては、稼働率と並んで走行に応じて発生する費用の重要性が従来の所有形態よりも高くなる。走行に応じて発生する費用というのは主にエネルギーに関するもので、具体的には燃（電）費である。稼働率に影響する性能項目として、耐久性と整備性も重要性を増すと考えられる。また、所有形態では1台の乗り物で様々なユースケースをこなせることを期待される場合があるが、MaaS においてはユースケースごとに乗り物を替えられるため、特定のユースケース、例えば都市交通に特化した乗り物の効果がこれまでよりも高く評価されることも考えられる。

2.4 既存の都市向け自家輸送手段

2.4.1 乗用車と二輪車の比較

本項では、現在の都市において最も普及している自家輸送手段である乗用車及び二輪車の費用と効果についての考察を述べる。

まず、これらを費用に関して比較すると、乗用車の費用はユーザの負うリスク以外の全てにおいて二輪車を大幅に上回る。これは導入費用と維持費用の両面について言えることである。特に

都市においては前節で考察したとおり土地の価値が高いため、維持にかかるコストのうち土地に関わるもの、すなわち駐車場所に関する費用の差が大きくなる。

次に、移動に関わる効果については、快適性に重きをおいた大型の車種を除くと二輪車は疲労や高速道路に乗れないといった理由で乗用車よりも行動半径が小さいという特徴がある。しかし前節で考察したように都市においては移動に関わる効果の要求は高くなく、実際に自転車や原動機付自転車といった最もシンプルな部類の二輪車でも十分に用を為すケースも珍しくない。一方、前節で都市においては知覚・感覚と安全・安心といった、一言でまとめるならば QOL に関わる要素の重要度が高いことを考察したが、こういった効果において、一般的に外気を遮断できるような完全なキャビンを持つ乗用車はこれを持たない二輪車を大きく上回ると考えられる。特に快適性については、都市における移動の所要時間は都市以外と比較しても短くはないこともあり、都市交通としての日々の使用に当たって乗用車と二輪車にかなりの魅力の差がある項目である [9]。また、逆に、「ガラスと金属でできた私的な繭」と Urry が表現するこの完全なキャビンによる快適性こそが、二輪車のような手軽な移動手段に比べて様々な費用のかかる乗用車による移動が社会全体を強固にロックインし得た理由として挙げられる高度なフレキシビリティの源泉の一つであると著者は考えている [20]。

2.4.2 既存の車道走行型 PMV

本項では日本における事例に着目したい。この理由は、日本には世界最大の都市圏であるともに公共交通機関での移動が全移動の半分を占める先進的な都市である東京都市圏があり、かつ国内大手自動車メーカーや大学による車道走行型 PMV の政策と連携した提案が他国よりも活発に行われているためである [3] [21] [22] [23] [24] [25]。しかしながら実際のところ我が国においても、旧来の「3 輪以上の原動機付自転車」規格（いわゆるミニカー規格）の車両のみが一般へ販売されており、車道走行型 PMV の普及はいまだ限定的である。経産省の取りまとめた資料によると、表 2-3 に諸元を示すトヨタ車体のコムス・日産自動車のニューモビリティコンセプト・本田技研工業の MC-B といった車両を用いて 2014 年までに行われた実証実験や導入促進事業を通じて、「認知度及び車両に対する理解の向上 [26]」と並んで「車両価格の低減と車両性能・快適性の追求のバランス [26]」すなわち費用対効果が、こういった車道走行型 PMV の普及への課題として挙げられている。つまり、車道走行型 PMV は乗用車と二輪車の間に位置付けられてはいるが、導入費用と得られる効用のバランスがカテゴリーの近い軽自動車や原動機付自転車に劣っているということである。なお、本田技研工業の MC-B は 2020 年 9 月現在では一般市民が利用する手段はないが、残り 2 車種については現在でもシェアリングでの利用が可能であり、トヨタ車体のコムスは全国の販売店において購入することも可能である。以下では、こういった既存の車道走行型 PMV の費用と効果について考察をする。

表 2-3 国内大手自動車メーカーの提案する車道走行型 PMV

	トヨタ車体 コムス	日産自動車 ニューモビリティ コンセプト	本田技研工業 MC-β
全長	2.395 – 2.475 m	2.340 m	2.495 m
全幅	1.095 – 1.105 m	1.230 m	1.280 m
全高	1.495 – 1.500 m	1.450 m	1.545 m
空車質量	410 – 430 kg	470 – 500 kg	約 570 kg
乗車定員	1 名	2 名	2 名
航続距離	約 60 km	約 100 km	約 80 km
外観			
参照	[27] [28]	[29]	[30] [31]

まず、費用のうち導入費用については、代表的な車種であるコムスの販売価格が約 90 万円であり既存の車道走行型 PMV は軽自動車との価格差があまりない。一方、維持費用については乗用車より小さなサイズの EV であることにより、エネルギーに関してはハイブリッド車の 1/3 程度、土地に関しては乗用車の半分程度と、乗用車と二輪車の間に位置するレベルを達成している [26] [32]。都市の特性を考えると、これらのうち都市において特に重要なスペース効率に関しては二輪車とはまだ差があり、改善の余地があると考えられる [25]。

次に、効果のうち移動に関わる部分については、航続距離の短さや規格上高速道路に乗れない点で乗用車や一部の二輪車に劣るが、これらの短所は前節で考察したとおり都市交通に限ればあまり問題にならない。移動に関わらない効果については、大半の二輪車と違って屋根はあるものの、乗用車のような完全なキャビンを持たず空調も装備されていないため、特に快適性の面で乗用車よりも二輪車に近いレベルに留まっていることが課題である。安全に関しては、乗用車に比べるとサイズが小さいこともあり不安視されるが、少なくともキャビンを一切持たない二輪車よりは有利であると考えられる。前節で考察したとおり、こういった QOL に関わる要素の重要度が都市交通においては重要なため、前述の経産省の取りまとめた資料でもそう結論付けられているように、二輪車と同レベルに留まっている快適性が大きな課題である。なお、これ以降、一般的な乗用車のように外気の遮断が可能な、英語で言うところの *fully-enclosed cabin* をフルキャビン、ドアやサイドウィンドウがなく外界と通じる大きな隙間のある、英語で言うところの *semi-enclosed cabin* をセミキャビンと呼称することとする。

2.5 これからの都市向け車道走行型 PMV の要件

2.3 節と 2.4 節で行った考察を、費用・効果とその両方に跨る安全の 3 つの概念に分けて

表 2-4 にまとめる。表中において「(都)」は都市交通、「(技)」は自動運転と MaaS、「(既)」は既存の自家輸送手段に関する考察であることを示す。この考察を根拠として本研究で提案するこれからの都市向け車道走行型 PMV の要件を定める。

表 2-4 都市向け車道走行型 PMV に関する考察のまとめ

・費用について	・効果について
(都) <u>スペース効率</u> が重要なことが特徴 (技) MaaS では <u>エネルギー効率・耐久性・整備性</u> が重要となる (既) <u>導入価格</u> が課題、 <u>スペース効率</u> にも改善の余地	(都) <u>QOL</u> 系が重要なことが特徴 (技) MaaS では <u>特化型</u> が受け入れられる可能性 (既) <u>快適性</u> が大きな課題
・安全について	
(都) <u>コンパティビリティ</u> が重要なことが特徴 (技) 運転支援技術の下方展開が期待される (既) 二輪車に対しては優位	

まず、費用については、表中の費用の欄に実線下線で示すように、都市交通においてはスペース効率の重要性が高いが、既存の車道走行型 PMV にはまだ改善の余地がある。したがって、省フットプリントであることがプライオリティであると考えられる。また、表中に点線下線で示すように、導入価格が既存の車道走行型 PMV の課題であるとともに MaaS 用途ではエネルギー効率・耐久性・整備性も重要となる。このため、シンプルで小さく軽いこと、すなわちミニマルであることも目指したい。

効果については、表中の効果の欄に実線下線で示すように都市交通においては QOL に関わる項目が重要となるが、既存の車道走行型 PMV は快適性が大きな課題となっている。したがって、乗用車のような快適性を実現するためにフルキャビンが必須と考えられる。これは一見すると先に述べたミニマルを目指す目標と矛盾するかに思われるが、セミキャビンしか持たない既存提案では日々使うに当たって最低限の要件を満たしていなかったと考えれば、フルキャビンも都市交通としてのミニマルに必要な要素であると言える。また、ミニマルな車両というのは当然ながら多用途とはなり得ないが、表中に点線下線で示すように MaaS においては人+少量の荷物の移動という用途への特化も受容されやすい。

安全については、表中の安全の欄に点線下線で示すように、都市交通においてはコンパティビリティの重要度が高く、これはミニマルであれば達成しやすい特徴である。また、他に挙げられている項目に関して、フルキャビンを持つ乗り物は二輪車より生来的に安全である上に開口部のあるセミキャビンの既存の車道走行型 PMV よりも安全性・安心感を高められる可能性が高く、さらに、現在進行形で発展を続ける運転支援技術の下方展開による安全性向上も期待される。

以上より，本研究において提案及び評価を行うべき車両は

- ・ 省フットプリントで
- ・ フルキャビンを持ち
- ・ シンプルで小さく軽い

「ミニマルな都市向け車道走行型 PMV」と結論付ける。

参考文献

1. 自動車技術会. 第9章 車両計画, 自動車工学—基礎—(追補版)(2004), pp.215-227.
2. 宇沢弘文. 自動車の社会的費用(1974), 岩波書店.
3. **United Nations, Department of Economic and Social Affairs, Population Division.** The World's Cities in 2018-Data Booklet (2018), p.1.
4. 総務省統計局. A 人口・世帯(2018年), 社会・人口統計体系 都道府県データ 基礎データ.
5. -. B 自然環境(2018年), 社会・人口統計体系 都道府県データ 基礎データ.
6. 自動車検査登録情報協会. 都道府県別・車種別自動車保有台数(軽自動車含む)(平成30年3月末現在).
7. 総務省統計局. 調査品目の月別価格及び年平均価格—県庁所在市及び人口15万以上の市(2018年), 小売物価統計調査 小売物価統計調査(動向編).
8. -. A 人口・世帯(2015年), 社会・人口統計体系 都道府県・市区町村のすがた.
9. 計量計画研究所. 様式-57 車種別業態別平均トリップ長(平日), 平成27年度道路交通起終点調査データの分析業務報告書(2018), pp.133-137.
10. 総務省統計局. A 人口・世帯(2015年), 社会・人口統計体系 社会生活統計指標—都道府県の指標—2020.
11. -. 世帯数・世帯人員, 平成27年国勢調査 人口等基本集計(男女・年齢・配偶関係, 世帯の構成, 住居の状態など).
12. 国土交通省都市局. クロス集計データ 平均所要時間, 平成27年全国都市交通特性調査 集計データ.
13. 警察庁交通局. 令和元年における交通死亡事故の発生状況等について(2020), p.12.
14. 警視庁交通総務課. 東京都内の交通人身事故発生状況(令和元年中)(2020), p.5.
15. 高度情報通信ネットワーク社会推進戦略本部. 官民ITS構想・ロードマップ2020, 官民データ活用推進戦略会議, pp.23-106.
16. 国土交通省自動車局. A S V技術普及状況調査(2019).
17. -. 乗用車メーカーによる実用化A S V技術の一覧(2019).
18. 三菱UFJリサーチ&コンサルティング. 平成30年度産業統計研究委託事業(新たなサービス業態「シェアリングエコノミー等」の把握に関する調査)報告書(2019), pp3-16.
19. アーサー・デイ・リトル・ジャパン. 平成30年度高度な自動走行システムの社会実装に向けた研究開発・実証事業(自動走行が活用されるモビリティサービスの海外動向・国内事業性の調査)(2020), pp.91-114.
20. **Featherstone, M., Thrift, N. and Urry, J.** 自動車と移動の社会学(新装版): オートモビリティーズ(2015), pp.39-51, 法政大学出版局.
21. 国土交通省関東地方整備局. 総移動回数が調査開始以来、初めて減少—第6回東京都市圏パーソントリップ調査の集計結果概要について—, 記者発表資料(2019), p.11.
22. 国土交通省関東運輸局. 国土交通省における超小型モビリティの取組について, 第1回超小型モビリティ関東連絡会議(2020), pp.10-16.

23. 柳下謙一. 日産ニューモビリティコンセプト, 第 1 回超小型モビリティ関東連絡会議(2020), pp.1-7.
24. 谷中壯弘. トヨタの小型モビリティへの取り組み, 第 1 回超小型モビリティ関東連絡会議(2020), pp5-15.
25. 須田義大. 「NNC コンセプト」～コロナ以降の社会を持続させる新しい移動手段～, 超小型モビリティ関東連絡会議資料(2020), pp.6-26.
26. 西本俊幸. 超小型モビリティの成果と今後, 平成 28 年 3 月 22 日超小型モビリティシンポジウム発表資料(2016), pp.8-31, 国土交通省自動車局.
27. トヨタ車体. 「コムス」主要諸元 (online), available from <<http://coms.toyotabody.jp/specs/index.html>> (参照日 2020 年 10 月 29 日) .
28. -. 「コムス」 Exterior (online), available from <<http://coms.toyotabody.jp/design/index.html>> (参照日 2020 年 10 月 29 日) .
29. 日産自動車. 日産ニューモビリティコンセプト (online), available from <<https://www.nissan-global.com/JP/ZEROEMISSION/APPROACH/NEWMOBILITYCONCEPT/>> (参照日 2020 年 10 月 29 日) .
30. 本田技研工業. 「MC-β」主な特長 (online), available from <<https://www.honda.co.jp/mc-beta/feature.html>> (参照日 2020 年 10 月 29 日) .
31. さいたま市小型電動モビリティ利活用推進協議会. 超小型モビリティ「MC-β」体験試乗会を開催します, 平成 27 年 5 月 29 日記者発表 (online), available from <<https://www.city.saitama.jp/001/009/004/002/004/p041959.html>> (参照日 2020 年 10 月 29 日) .
32. サンビーム. 都市部における超小型モビリティの駐車に関する研究駐車に関する研究(2014), pp.47-63, 東京都道路整備保全公社.

第 3 章 ミニマルな内傾型 PMV の提案とその評価の方針

3.1 はじめに

第 2 章では、本研究において提案及び評価を行うべき PMV は

- ・ 省フットプリントで
- ・ フルキャビンを持ち
- ・ シンプルで小さく軽い

「ミニマルな都市向け車道走行型 PMV」であると結論付けた。本章ではまず、この要件を全て満たすべく車両計画を行い、乗員の操作力をリーンモーメントに変換する機構を持ちフルキャビンとすることが可能な 3 輪のミニマルな内傾型 PMV (名称：リーン・オートモービル) を提案する。次に、この提案車両と現在の車道を走る移動手段や類似した研究といった既存事例との差異を詳らかにして、本質的に新しい提案であることを示す。最後に、都市交通問題の解決に資する、すなわち学術的に意義を持つ研究とするために、提案車両の本質的に新しい部分の評価をどのように行うべきかの方針を定める。この方針に沿った評価のうち、理論解析は次の 4 章、実走行による検証はその次の 5 章にて扱う。

3.2 リーン・オートモービルの車両計画

3.2.1 基本諸元の検討

(乗車定員)

まず始めに、移動手段として最も基本的な諸元である乗車定員について検討する。第 2 章で導き出した要件に「省フットプリント」「シンプルで小さく軽く」があるが、乗車定員は少なれば少ないほどこれらの要件はクリアしやすくなる。また、東京における自家用普通車の平均乗車人数は、2015 年に国土交通省道路局が行った道路交通起終点調査によると平日は 1.50 人である [1]。他の先進国の代表的な都市における例としては、パリ (Île-de-France) においては 2010 年に STIF (イル＝ド＝フランス交通連合、現在の名称は Île-de-France Mobilités) と DRIEA (イル＝ド＝フランス地方開発局) が行った調査によると平均乗車人数は 1.28 人、通勤に限ると 1.06 人とされており、ロンドン (Greater London のうち M25 motorway より内側のエリア) においては 2011 年に Transport for London (ロンドン交通局) が行った調査によると 59% の自動車移動が単独で行われており、ニューヨーク (New York State) においては 2009 年に Federal Highway Administration が行った調査によると平日の平均乗車人数は station wagon を含む automobile に分類される車両では 1.68 人、乗用車的な使われ方をすることも多い van, sport utility vehicle, pickup truck に分類される車両ではそれぞれ 1.72 人, 1.22 人, 1.21 人であり (絶対数は少ないものの他の車種も含む値ではあるが) 総数としては全体の 75% の移動が単独で行われたとされている [2] [3] [4]。発展途上の都市の例としては、Wendell Cox Consultancy によって取りまとめられた Demographia において東京・横浜エリアの次に人口の多い built-up urban area, いわゆる都市圏を持つジャカルタを挙げると、Susilo らによれば個人的な自動車移動のトリップ数は 1985 年から 2000 年で 32% 増加し、この間に平均乗車人数は 1.96 人から 1.75 人まで下がったとのことである [5] [6]。このことから、都市においても乗用車を用いた移動の大半が単独で行われており、この傾向は都市の発展に伴って強まるのではないかと考えられる。し

たがって、既存の PMV には乗車定員が 1 名のものと 2 名のものが見られるが、これらの理由から本研究で提案する車両の乗車定員は 1 名を選択することとする。

(省フットプリントの実現のしかた)

次に、第 2 章で導き出した要件のうち、厳しい制約を生じさせる「省フットプリント」に着目する。本研究で提案する車両も道を走行するモビリティである以上、加減速と旋回は必ず行われるため、前後方向と左右方向の慣性力に対処する必要がある。しかし、省フットプリントである一般的な車のように車輪を前後左右に離して配置することによってこれらに対処することが難しくなり、一般的な車のように車体が慣性力によって素直に揺すられるようになっていると前後や左右に倒れてしまう。慣性力への対処方法は、大きく分類すると、前述の車輪どうしの距離を取る方法以外にもう 1 つ存在し、それはあらかじめ慣性力と逆の方向に車体を傾けるなどして重心位置をずらしておく方法である。慣性力に対して重心位置をずらす対処を、左右方向で行っているのが自転車・バイクなどの (3 輪のものもあるが) 二輪車であり、前後方向で行っているのがセグウェイを代表とする二輪が並列された移動手段である [7]。この方法での慣性力の対処は予備動作を必要とするため、突発的な操作は不可能、あるいは転倒を誘発するという弱点がある。また、これまで実用には至っていないものの、走行していない時のフットプリントを小さくできる車体構造の提案も行われている [8] [9]。こういった技術を用いれば前後左右の慣性力に対して車輪どうしの距離で対処することが可能となるが、この方針では走行中の省フットプリント化はできず、これまで不必要であった機構の追加や構造の効率低下を余儀なくされるため「シンプルで小さく軽く」という要件に反しミニマルでなくなってしまう。したがって、既存の省フットプリントな移動手段がそうであるように、省フットプリントとするために左右方向か前後方向どちらかは車輪を 1 列に並べるか車輪間隔を狭めて重心位置をずらす対処を選択せざるを得ない。本研究で提案する車両については、前後方向については車輪間隔を確保して慣性力に対処し、左右方向において重心位置をずらして慣性力に対処する、幅が狭い内傾型の省フットプリント車両とする。これは、車道において全ての車両が協調して自律運行される段階に早期に至ることはないと考えられ、本研究で提案する車両は車道走行を前提としていることから、急制動が安全に行えることが依然として不可欠であると考えたためである [10]。なお、セグウェイを代表とする二輪が並列された移動手段が、日本ではそもそも公道での走行が許可されていないように、幅広く受容されていない理由の一つは、この急制動時の安全性であると思われる [11]。

(リーンモーメント発生の必要性とその方法)

次に、第 2 章で導き出した要件のうち、フルキャビンに注目する。自転車・バイクなどの旧来より普及している内傾型車両にはフルキャビンを持つものは存在しなかったが、これは重心位置の移動を乗員の体重移動によって行う際と極低速時・停止時の左右方向の安定を乗員が足をつくことによって行う際にフルキャビンが障害となるためであると考えられる。つまり、フルキャビンと内傾型の両立のためには何らかの方法でリーンモーメントを発生させる必要がある。これには 2 通りの方法が提案されており、左右に離れた接地点の垂直抗力を使う直接型と、ジャイロモーメントを使う間接型である [12] [13] [14]。後者の方法ではジャイロモーメントを発生させるために旧来の内傾型車両には存在しないフライホイールを高速に回転させて回転数を適切に制御する必要がある。一方、前者の方法における接地点とは垂直抗力を生じて車体を支える機能を持

つタイヤの接地面であり、車輪と車体の間の機構であるサスペンションは垂直抗力を緩衝して適切な大きさに保つ機能があるため、最低3輪が必要にはなるものの妥当な設計を行えば機構的なミニマルさを損なわずに実現が可能であると考えられる。したがって、本研究で提案する車両においては、フルキャビンによって必要となるリーンモーメントの発生には、タイヤの垂直抗力を用いる直接型を採用することとする。

(車輪配置)

以上のように、本研究で提案する車両においては前後方向の慣性力に対しては接地点の距離を取ることによって、左右方向の慣性力に対しては左右に離れた接地点の垂直抗力を使ってリーンモーメントを発生させて内傾させることによって対処することとしたため、最低で3輪が必要となる。Cabin motorcycle等と称される、通常走行は前後2輪のみで行い停止中と低速時のみアウトリガーを展開する形式も、1920年前後のScripps-Booth(1913-1922, アメリカ), Moore(1917, アメリカ), Monotrace(1925-1927, フランス)などに端を発しその後のWhitwood Monocar(1934-1934, イギリス), 近年のPeraves(1987-, スイスの後チェコ)に至るまで散発的に提案されており、走行中は2輪となる点でこれが最もミニマルであるとも考えられなくはないが、こういった車両は現在に至るまでどれもごく少数が生産されるに留まっており、この理由は走行中にリーンモーメントを発生させる手段がなく操縦が難しいためであると考えられる[15][16]。したがって、本研究で提案する車両は走行中にもタイヤの垂直抗力を用いてリーンモーメントが発生させられる最低限の3輪を持つこととする。3輪の配置については、サイドカーのように左右非対称の配置も考えられなくはないが、必然的に運動性能が左右非対称となるため、これを一般的な移動手段としての受容性の観点で棄却すると前1輪・後ろ2輪のトライク配置か前2輪・後ろ1輪のリバーストライク配置のどちらかが選択肢となる。先に述べたように車道を走行する移動手段には急制動が安全に行えることが不可欠であるので、制動時の安定性を考慮して前2輪・後ろ1輪のリバーストライク配置を採用する。

(操舵・駆動・制動)

リーンモーメントの発生は左右に離れて接地する前2輪の垂直抗力を用いて行うことと定めたが、それ以外に基本的なタイヤの役割として路面との摩擦によって左右方向の運動を行うための操舵と前後方向の運動の駆動・制動がある。操舵に関しては、主として大型の車両において4WSが用いられる事例はあるものの、ミニマルさの観点では4WSは望ましくなく、そもそも小型の車両においてはホイールベースが短いため回転半径が抑えやすく、ヨー慣性と操舵輪の車両重心からの距離の関係から生来的に操舵に対する応答性も良いため、前軸あるいは後軸のどちらかの操舵で十分である。また、車道を走行する大半の移動手段は前軸を操舵するが、後軸操舵だと前軸操舵とは逆に旋回開始時に車両の重心が外側に向かって動くため向心加速度の発生が遅れ、横方向の運動の操舵応答性が悪くなることが理由だと考えられる。平面2自由度の線形2輪モデルで考えるならば、操舵 δ に対する車体スリップ角 β 、ヨー角速度 r 、横方向加速度 \dot{y} の伝達関数はそれぞれ

$$\frac{\beta(s)}{\delta(s)} = G_\beta \frac{T_\beta s + 1}{\frac{1}{\omega_n^2} s^2 + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + 1} \quad \text{式 3-1}$$

$$\frac{r(s)}{\delta(s)} = G_r \frac{T_r s + 1}{\frac{1}{\omega_n^2} s^2 + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + 1} \quad \text{式 3-2}$$

$$\frac{\ddot{y}(s)}{\delta(s)} = V \left(s \frac{\beta(s)}{\delta(s)} + \frac{r(s)}{\delta(s)} \right) = V G_r \frac{T_{y2} s^2 + T_{y1} s + 1}{\frac{1}{\omega_n^2} s^2 + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + 1} \quad \text{式 3-3}$$

の形で表され、式中の定常円旋回時のゲイン定数 G_β と G_r 、固有振動数 ω_n と減衰比 ζ 、伝達関数の分子の係数 T_β 、 T_r 、 T_{y1} 、 T_{y2} は車両寸法等の記号（記号一覧を参照）とスタビリティファクタ A を用いてそれぞれ

$$G_\beta = \frac{2l_r K_{Sr} - M l_f V^2}{2l^2 K_{Sr} (1 + AV^2)}, \quad G_r = \frac{V}{l(1 + AV^2)} \quad \text{式 3-4}$$

$$\omega_n^2 = \frac{4l^2 K_{Sf} K_{Sr}}{MIV^2} (1 + AV^2), \quad 2\zeta\omega_n = \frac{2M(l_f^2 K_{Sf} + l_r^2 K_{Sr}) + 2I(K_{Sf} + K_{Sr})}{MIV} \quad \text{式 3-5}$$

$$T_\beta = \frac{IV}{2l_r K_{Sr} - M l_f V^2}, \quad T_r = \frac{M l_f V}{2l K_{Sr}}, \quad T_{y1} = \frac{l_r}{V}, \quad T_{y2} = \frac{I}{2l K_{Sr}} \quad \text{式 3-6}$$

と表されるが、後軸操舵においては l_f 、 l_r 及び l が負の値であり舵角も前軸操舵の場合と逆向きに入力されるとすれば良い [17]。この場合には、 l_f 、 l_r 及び l が正の値である前軸操舵と比べて、操舵に対するヨー角速度の応答に関しては特に変化がなく、車体スリップ角の応答に関しては定常値 G_β は大きくなり前軸操舵と違い速度に関わらず正の値となる一方で、横方向加速度の応答は直達項が負の値となる。また、車体スリップ角と横方向加速度のステップ応答の始めの傾きが速度に反比例する関係は変化しないため、横方向の運動の収束が遅くなることがわかる。後軸操舵の内傾型車両であるトヨタの i-Road は、この操舵に対する横方向加速度の応答の直達項が負の値となることを逆用して旋回開始時にリーンを発生させるために後軸操舵とされており、また、逆方向の横方向加速度をこのように利用することによって乗員が感じる不自然さを軽減できていると考えられ、後軸操舵は内傾型車両においては一定の合理性を持つ [12]。しかし、もっと単純な問題として、特に低速域において、曲がろうとする方向と反対に車体後部が振り出される動きが、障害物回避の妨げとなること、また、乗員の直感に反していることも挙げられる。このため、本研究で提案する車両については一般的な前軸操舵とする。駆動に関しては、複数輪を駆動すると駆動力を適切に配分するためのディファレンシャル機構や複数の原動機の協調制御が必要となるため、こういった必要がなくミニマルな構成を維持しやすい後ろ 1 輪駆動とする。制動については特に安全への寄与が大きいため、ほとんどのモビリティでそうであるように全ての車輪を用いることとする。

(乗員の操作力・制御能力の活用)

ここまでリバーストライク配置の3輪のうち、前2輪が操舵とリーンモーメントの発生を、後ろ1輪が駆動を、3輪全てが制動を受け持つという構成が定められたが、これらを具体的にどのように行うかを検討する。まず駆動について、自転車のように乗員の力を利用する方法も考えられるが、キャビンを持つ3輪車は自転車よりも必要とされる仕事が大きくなり、都市における輸送手段として日々使用するに当たって自転車よりも疲労を強いるような輸送手段は受け入れられないと考えられるため、動力を用いるのが妥当だと思われる。操舵・リーンモーメントの発生・制動については、ミニマルな構成を目指し、動力を用いず乗員の操作力・制御能力を活用することとする。この実現のためには、乗員の操作力で十分操縦可能な力学系となっている必要があるとともに、最終的に仕事が行われる接地面へと乗員の操作力を適切に伝達することのできる機構が必要となる。特に、操舵とリーンモーメントの発生という2つの操作が機能として要求されるフロントサスペンション部は、既存の輸送手段には見られないものであり、本研究で提案する車両のキーコンポーネントとなると考えられる。

(フットプリント)

先に本研究で提案する車両は幅の狭いタイプの省フットプリント車両とすることを定めたが、具体的な値を設定したい。産業技術総合研究所の人体寸法データベース 1991-92によると青年層の日本人男性の最大身体幅の95パーセンタイル値は0.52 m、アメリカ航空宇宙局の Man-System Integration Standards によると40歳のアメリカ人男性の Forearm-forearm breadth の95パーセンタイル値は0.62 mである [18] [19]。本研究で提案する車両の全幅は、これらの値と操作に必要なスペースやキャビンの厚みを考慮する一方、省フットプリントを重視したなるべくミニマルな値として0.70 mに設定する。全長については、本研究で提案する車両は前後方向の慣性力に対して前後の接地点の距離によって対応することとしたため、立位や座位の人間の寸法からミニマルな値を定めると小さすぎる値になる可能性がある。よって前後の慣性力に対して同様の対処を行っている既存の動力を持つ移動手段のうち小さいもの、すなわち日本においては原動機付自転車に分類される代表的な車種を参考にすると、スズキのレッツは1.660 m、ヤマハ発動機のジョグは全長1.675 m、本田技研工業のスーパーカブ50は全長1.860 m、大型のフロントスクリーンとルーフを持つ同社のジャイロキャノピーは1.895 mといった値になっている [20] [21] [22] [23]。本研究で提案する車両はフルキャビンを持つため、キャビンを持たない原動機付自転車よりは多少長いものの、セミキャビンを持つ原動機付自転車よりは短い全長1.80 mに設定する。この全長1.80 m、全幅0.70 mというフットプリントは既存の二輪車と比較しても遜色のない小ささであり、省フットプリントという要件はクリアできているものと考えられる。特に、全長の1.80 mという値は乗用車の全幅と同等であり、駐車スペースの確保も容易であろう。

(質量)

次に、本研究で提案する車両の目標空車質量について検討する。既存の車道走行型PMVであるミニカー規格の車両のうちキャビンを持つものは、軽量な例としては空車質量160 kgのタケオカ自動車工芸のアビーが挙げられるが、トヨタ車体のコムスなど大手メーカーの開発した車種は400 kg以上に達する [24] [25] [26] [27]。一方、二輪あるいは三輪の一般的な原動機付自転車はこれより圧倒的に軽く、簡素なものから装備が充実したものまで幅はあるものの、概ね70 kg

から 140 kg の範囲に収まる [20] [21] [22] [23]. 既存のミニカーと同じ 1 人乗りのモビリティとして一般的な原動機付自転車が軽量な理由としては、内傾を行うために旋回中もタイヤがほとんど横力を受けることがなく、既存のミニカーのようにホイールとサスペンション機構及び車体構造の設計を横力に耐えられるように行う必要がないことが理由と考えられる。本研究で提案する車両は、一般的な原動機付自転車と同様に内傾型であり、フルキャビンを持つこと以外は三輪の原動機付自転車と同等にミニマルな車両と位置付けられるため、既存のキャビンを持つ車道走行型 PMV と比して軽量な部類を目指し、大まかな目標空車質量を 100 kg と設定する。

(基本諸元まとめ・名称)

ここまでの検討から、本研究で提案する車両の基本諸元は表 3-1 のとおりに定められた。また、表 3-2 には、基本諸元の検討において挙げた諸元の候補とそこから選択に当たって考慮した事柄を簡潔にまとめた。この表中において、諸元の候補はミニマルさに優劣のあるものに関しては左側によりミニマルな候補を記載し、選択した諸元を黄色で示している。表 3-3 には、既存の小型の移動手段と本研究で提案する車両の比較のため、これらの主要諸元を並べて示す。本項での検討から、本研究で提案する車両は乗員の操作力・制御能力を活用した内傾型車両であり、最低限の快適性を確保しながらもミニマルな諸元を持つことが定められたため、「無駄がない」・「傾く」という 2 つの意味を持つ“lean”という英単語がキーワードとなると考え、本研究で提案する車両は「リーン・オートモービル」と呼称することとした。

表 3-1 リーン・オートモービルの基本諸元

乗車定員	1 名
車輪配置	前 2 輪・後ろ 1 輪のリバーストライク配置
車体	フルキャビンの装備が可能
駆動	後輪
制動	前輪・後輪
操舵	前輪
リーンモーメント	前輪の垂直抗力で発生
フットプリント	全長 1.80 m, 全幅 0.70 m
制御	乗員が駆動・制動・操舵・リーンを制御
動力の使用	駆動のみ
目標空車質量	100 kg

表 3-2 リーン・オートモビルの基本諸元の検討のまとめ

項目	諸元の候補		考慮した事柄
乗車定員	1名	⇔ 複数名	発展した都市における 単独移動傾向
省フット プリントの 実現のしかた	前後を短く 左右を狭く	⇔ サイズ可変 車体構造	急制動のしやすさ, 走行時のフットプリント, 構造効率への影響
リーン モーメントの 発生方法	左右車輪の 垂直抗力 (直接型)	⇔ ジャイロ モーメント (間接型)	機能の実現に必要な コンポーネントの複雑さ
車輪配置	サイドカー式 (左右非対称) 前1輪・後ろ2輪		運動性能の対称性, 制動時の安定性
	前2輪・後ろ1輪		
操舵を行う車輪	前輪		低速走行時の車体後部の逆振れ
	後輪		
駆動を行う車輪	後ろ1輪	⇔ 複数輪	駆動力を分配する 機構・制御の必要性
制動を行う車輪	一部の車輪	⇔ 3輪全て	安全性
駆動方法	人力	⇔ 動力	必要な仕事量, 疲労
制御方法	乗員	⇔ 自動制御	システムのミニマルさ
フットプリント	全長 1.80 m, 全幅 0.70 m		人体寸法データベース, 一般的な原動機付自転車のサイズ
目標空車質量	100 kg		既存のミニカーと 原動機付自転車の比較

表 3-3 リーン・オートモービルと既存の移動手段の主要諸元の比較

種別	電動自転車	原動機付 自転車	リーン・ オートモービル	ミニカー	軽自動車
車種	ヤマハ PAS Crew	ホンダ ジャイロ キャノピー		トヨタ車体 コムス P・COM	ホンダ N-BOX G FF
乗車 定員	大人 1 名 子供 2 名	1 名	1 名	1 名	4 名
車輪 配置	前 1 輪 後ろ 1 輪	前 1 輪 後ろ 2 輪	前 2 輪 後ろ 1 輪	前 2 輪 後ろ 2 輪	前 2 輪 後ろ 2 輪
車体	キャビン 無し	セミ キャビン	フル キャビン	セミ キャビン	フル キャビン
全長	1.850 m	1.895 m	1.80 m	2.395 m	3.395 m
全幅	0.580 m	0.660 m	0.70 m	1.095 m	1.475 m
質量	35.4 kg	139 kg	100 kg (目標)	420 kg	890 kg
税抜 価格	¥159,000	¥519,000	-	¥813,889	¥1,283,000
参照	[28]	[23] [29]	-	[25] [30]	[31] [32]

3.2.2 センターピボットサスペンション

前項における基本諸元の検討から、本研究で提案するリーン・オートモービルの前 2 輪には操舵とリーンモーメントの発生という 2 つの機能を緩衝機能と併せ持つサスペンション機構が必要とされる。また、操舵とリーンの操作は動力を用いることなく乗員の操作力・制御能力によって行える形式でなければならない。このような機能を持つ都市向け車道走行型 PMV に適した簡便なサスペンション機構として新たに図 3-1 に示す「センターピボットサスペンション」と呼称するサスペンション機構を考案して 2019 年 3 月に東京大学から特許を出願し、2021 年 1 月現在審査中である [33]。なお、図 3-1 に掲載した設計例は、特許出願のために著者が作成した図を説明

のため一部改変したものである。本項ではこのリーン・オートモビルのキーコンポーネントであるセンターピボットサスペンション（以降、CPS と略す）について説明を行う。

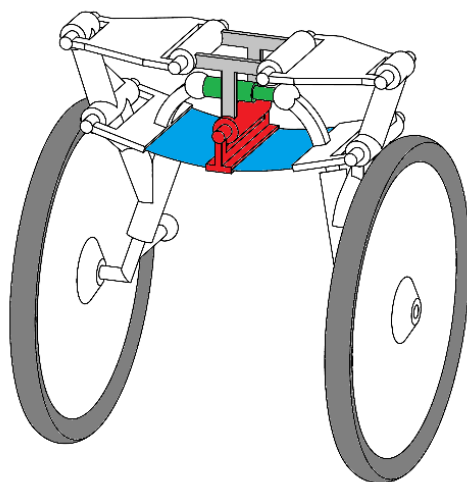


図 3-1 センターピボットサスペンションの設計例

このサスペンション機構はダブルウィッシュボーン式サスペンションの類型であり、比較的簡素な構成となっている。図 3-2 の左側にダブルウィッシュボーン式サスペンション、右側に CPS の正面から見た基本的な機構の模式図を示す。図 3-1 ではリーン・オートモビルにおける設計例として主要機構部をタイヤより上方に配置した図を示したが、図 3-2 においては比較しやすいようにどちらも左右タイヤ間に主要機構部を配置した場合の図としている。図 3-2 の比較図に示すとおり、通常のダブルウィッシュボーン式との機構上の主な違いは、ダブルウィッシュボーン式には左右に分かれた 2 本のロアアームが用いられるが、CPS では左右のつながった 1 本のロアアームが中央の赤色で示したピボット 1 つによって支持される点である。CPS の名称はこの中央のピボット、すなわちセンターピボットから命名した。なお、本項においてはどの図においても CPS のセンターピボット部を赤色で示している。このセンターピボットにおいて車体とロアアームを相対回転させれば、片方のタイヤは上方向に移動し、もう片方のタイヤは下方向に移動し、タイヤと車体が概ね平行を保ってリーンする。つまり、リーンモーメントを発生させるには、センターピボット部に乗員の操作力か何らかのアクチュエータによってモーメントを発生させれば良い。図 3-3 の左側に乗員がペダルでリーン操作をする場合の機構のイメージ図、右側にアクチュエータを用いてリーンを制御する場合の機構のイメージ図を示す。しかしながら、図 3-2 の右側の図のようにロアアームを単純に左右につながった 1 本の部材で構成すると、先に説明したとおりにリーンは可能であるが、車体に対して左右のタイヤが同じ向きに上下する運動、すなわちバンプ・リバウンドをさせることができない。そこで、ロアアームの一部を板ばねによって構成することにより緩衝機能を持たせることとした。板ばねは曲げに対して力を発生するばねであるため、緩衝機能とセンターピボット部のモーメントをタイヤに伝える機能の両立が可能である。CPS がリーンとバンプ・リバウンドを行った時に、構成部品が正面から見た際にどのように

動くかの模式図を図 3-4 に示す。左上が基本状態であり，右上がリーン状態，左下がリバウンド状態，右下がバンプ状態である。なお，ばね部分を省略した図 3-2 を除いて，本項においてはどの図においてもばね部分を青色で示している。乗員あるいはアクチュエータによって操作され得るリーンと違い，上下運動に関してはここまで説明した CPS の機構だけでは制振ができないため，ロアアームに設けられた左右 2 か所の板ばね部の外側の端部よりステアを伸ばし，それらをダンパーによってつなぐことにより上下運動の制振を行う。図 3-1 において緑色で示したのがダンパー部である。本研究で提案する車両のように，CPS を前輪に採用する際には操舵機構も必要となるが，基本的構成はダブルウィッシュボーン式と同等であるため，アッパーアーム・ロアアームの外側のピボットをスフェリカルジョイントとして仮想キングピンとするか，別にキングピン部を設けるかの方法により，タイヤの向きを変えることが可能である。また，ダブルウィッシュボーン式と同様に，ジオメトリによっては多少の連関が発生し得るが，基本的にはリーンとバンプ・リバウンドといったタイヤの上下方向の移動とは独立した操舵が可能である。加えて，CPS はダブルウィッシュボーン式とほぼ同等のジオメトリ設計の自由度を持つため，リーン時の対地キャンバ変化やバンプトーイン・トーアウト，アンチダイブなどを考慮した設計が可能である。

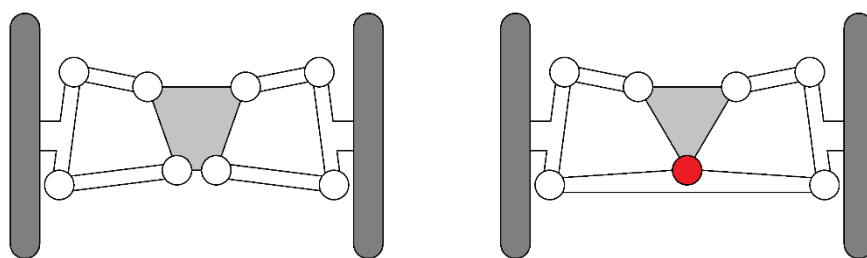


図 3-2 ダブルウィッシュボーン式サスペンションと CPS の比較

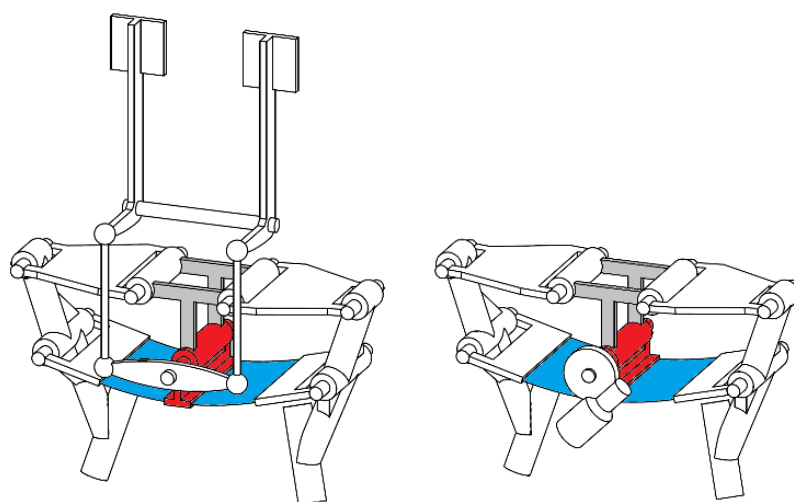


図 3-3 CPS のリーンモーメント発生機構の例

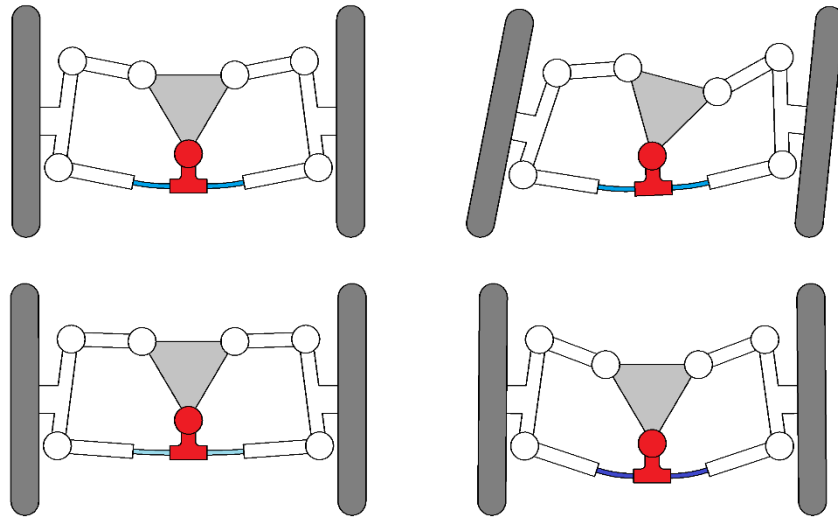


図 3-4 CPS のリーン及びバンプ・リバウンド動作

主として小型の三輪車に採用されている CPS と類似したサスペンション機構にパラログラムリンクがある。現在パラログラムリンクを採用している車種としてはヤマハ発動機のトリシティとピアジオの MP3 が挙げられ、内傾型の三輪車のフロントサスペンション機構として代表的なものとなっている [34] [35]。CPS の位置付けを明確化するために、ここでは CPS とパラログラムリンクとの違いについても明らかにしたい。リーン・オートモビルの CPS (上側) とパラログラムリンク (下側) の直立時とリーン時の正面から見た機構模式図を図 3-5 に示す。この図のとおり、パラログラムリンクにおいては中央で車体 (薄灰色で示す) に支持された上下 2 本のリンクが平行を保ったまま揺動することによって、車体とタイヤ (灰色で示す) を平行にリーンさせる機構である。トリシティなどの市販されている車種には搭載されていない機能ではあるが、CPS においてセンターピボット部にモーメントを与えるのと同様に、上下 2 本のリンクのどちらかにモーメントを与えれば、リーンモーメントの発生が可能である。この点とリンク構成においては CPS とパラログラムリンクは類似した機構と言えるが、ばね要素の配置がこれらのサスペンション機構の違いを生む。図 3-5 において、パラログラムリンクと CPS における典型的なばねの位置を青色に塗って示すとおり、パラログラムリンクにおいてはリンク部には緩衝機能がなく典型的にはリンクの先に片持ち形式のテレスコピック型のショックアブソーバーが設けられるが、CPS においてはリンク内のロアアームがばね要素を兼ねている。テレスコピック型のショックアブソーバーには接地面と車体の間の前後左右の力によって生じる曲げに耐える必要があり、またこの曲げによって摺動抵抗を生じやすいという弱点がある。実際、テレスコピック型のショックアブソーバーのこういった弱点を嫌ってフロントサスペンションに前後方向のダブルウィッシュボーン式を採用しているバイクも複数車種存在する [36] [37]。CPS はばね要素をリンク内に持ち、テレスコピック型のショックアブソーバーを必要としないため、先に挙げたような問題が発生しないことはパラログラムリンクに対する特長の一つである。パラログラムリンクにおいてリンクにばね要素を兼ねさせる設計も考えられるが、この場合は上下 2 本ともにばね要素を兼ねさせなければならず、これはホイールストローク方向以外の剛性、

すなわちコンプライアンスの観点で困難であろう。さらに、パラログラムリンクではリンクのジオメトリはその名のとおり平行四辺形型に限定されるが、CPS ではアッパーアームが左右に分かれているためアライメント設定やリンクのジオメトリ設計の自由度が高いことも特長である。先にも述べたとおり、CPS においてこれらの自由度を活用するとリーンやストロークに連動してトレッドやキャンバを積極的に変化させることが可能である。

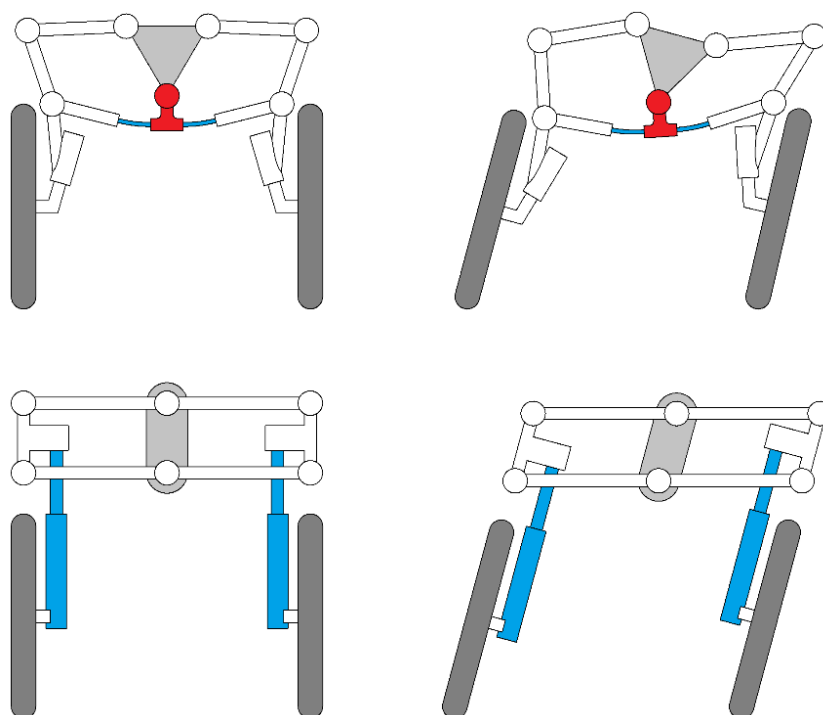


図 3-5 CPS とパラログラムリンクの比較

3.2.3 操作系とパッケージング

本研究で提案するリーン・オートモビルの操作系は、走る・曲がる・止まるを行うに当たって通常の乗用車と同じ駆動・操舵・制動に加えてリーンの操作が追加されるため既存の操作系とは異なるものが必要となる。本項ではどのような操作系がふさわしいかを検討した上で、その操作系と大まかな部品の配置を定める。

操作系の検討に当たって、まず人間には乗り物を操縦する際にどのような操作が可能かを考える。既存の車道を走行する輸送手段を振り返ると、大きく分けて上肢・下肢と全身の体重を用いた操作を行っており、このうち上肢は手首から先の手指の動きを用いるものと手そのものの位置を動かす腕の働きを用いるものの2通りの操作が利用されていることが多い。これらのうちで最も大きな仕事ができるのが下肢であり、自転車においてはこれを直接駆動力として用いている。リーン・オートモビルにおいて最も大きな仕事を発生させる必要があるのは他の車道を走行する輸送手段と同様に制動でその次が駆動と考えられるが、制動にはほとんどの車輪を用いる輸送手段と同じく摩擦力によって運動エネルギーを熱エネルギーに変換するブレーキ機構を活用でき、駆動には動力を用いるため乗員自身が大きな仕事を行う必要はない。残りの操舵とリーンに

については、操舵は車体に対してタイヤの向きを変えた結果としてタイヤの発生する横力で車両を旋回させる操作であるのに対し、リーンは車体全体の傾きを直接変える操作であるため、リーンの方が必要とされる仕事が大きいと考えられる。したがってリーンには最も大きな仕事ができる下肢を用いるのが適当と考えられる。具体的には直感に反しないようリーンモーメントの発生に当たって垂直抗力を増やす車輪と同じ側の足を踏み込む、すなわち左にリーンするモーメントを発生するためには右足を、右にリーンするモーメントを発生させるためには左足を踏み込む操作系とする。このように左右に置いた足を踏み込むことによる左右の傾きの制御は、スキーやスケート、ローラースケートといったスポーツでも見られる動きであり、旋回時にリーンインの姿勢を維持するためには内足、リーンアウトの姿勢を維持するためには外足により大きな荷重がかかるという点も共通している。なお、既存の一般的な内傾型の乗り物においては直接リーンモーメントを発生する機構はなく、旋回によって発生する遠心力や乗員の体重移動によってこれを制御している。前者についてはリーン・オートモービルにおいても可能と考えられるが、体重移動には乗員が身体を移動させられる空間が必要であり幅の狭いフルキャビンを備えるリーン・オートモービルにおいては困難である。

以上のような理由でリーンを下肢に割り当てると、走る・曲がる・止まるに必要なリーン以外の操作すなわち駆動・制動・操舵は上肢の手指と腕に割り当てることとなる。加えて、車道を走行する上では走る・曲がる・止まるに直接必要な操作以外に方向指示器などの灯火類と警笛の操作も必要となる。これらの割り振りは動力を用いる内傾型の輸送手段であるバイクを参考として、手指に駆動・制動・灯火類・警笛の操作を、腕に操舵を割り当てることとした。また、動力源の仕様によっては変速の操作も必要となるが、リーン・オートモービルはリーンモーメントの発生という新たな働きを乗員に要求することとなるため、この操作を乗員に要求するべきではないと考えられる。一方、リーン・オートモービルは先に定めたとおり動力を用いる輸送手段の中では最軽量級の乗り物であり、スクーターやミニカーに分類される乗り物の多くがそうであるように電動や自動変速機を用いて変速不要とすることは難しくない。このため、変速操作についてはリーン・オートモービルにおいては考慮しないこととした。

ここまでの検討によって定めたリーン・オートモービルにおける走行中の主要操作の乗員の身体への割り振りを、他の一般的な乗り物における割り振りとともに表 3-4 に示す。なお、内傾型の輸送手段のリーンの制御には操舵による旋回から否応なく発生する遠心力も用いられることとなるが、これは副次的なものであるとして表中においてリーンは上肢を用いる操作には分類していない。また、リーン・オートモービルの操作系について簡潔にまとめると、乗員が下肢と腕をそれぞれ用いてリーンと操舵の制御を自ら行い、その他の主要操作には手指を用いる操作系となるが、この操作系は、大掴みな形容ではあるが、ローラースケートを履いた足を接地させながらスクーターなどの二輪車に乗るような操縦感覚を持つのではないかと考えられる。このように考えると乗員による制御は問題なく行えるようにも感じられるが、このような操作系は一般的ではないのでやはり実現可能性の評価が必要だろう。

表 3-4 一般的な乗り物とリーン・オートモービルにおける走行中の主要操作の割り振り

車両の種類		車	バイク	自転車	リーン・ オートモービル
上肢を 用いる 操作	手指	灯火類 警笛	駆動 制動 灯火類 警笛	制動 変速 警音器	駆動 制動 灯火類 警笛
	腕	操舵 変速	操舵	操舵	操舵
下肢を 用いる操作		駆動 制動 変速	制動 変速	駆動	リーン
体重移動を 用いる操作		-	リーン	リーン	-

本研究で提案するリーン・オートモービルの操舵に関する懸念点として、リーン時にタイヤ位置が車体に対して上下に大きく移動するため、ステア系の設計によってはこれに伴ってステアが大きく切られてしまう恐れがある。車で一般的なラックアンドピニオン式やボールナット式といったタイロッドを左右に押し引きする機構を用いる場合は、アッパーアームかロアアームのどちらかと同じ高さにステアリングギアボックスを配置してタイロッドとアームの長さ向きをなるべく等しくすることによってロールステア、すなわちリーンと関連したタイヤの向きの変化をほぼなくすることができる。しかし、リーン・オートモービルは車幅が 0.7 m と狭いため前 2 輪の左右間隔が狭く、CPS とともにこういったステアリングギアボックスを収めることが難しい (図 3-6 左側)。また、リーン時にはタイロッドの角度変化が大きくなるため、本来左右方向の力を受けるべきステアリングギアボックスのタイロッド取り付け点に上下方向の力が加わってしまうという難点もある。先に述べたようなステアリングギアボックス及びタイロッドの配置以外のロールステアを減らす方法としては、どの向きにナックルを押し引きするにしろタイヤの上下動によるタイロッドの角度変化を減らせば良いので、単にタイロッドを長く取る方法がある。リーン・オートモービルにおいてはこの方法を取ることにし、図 3-6 右側のようにタイロッドを最も長く取れる前後方向に伸ばすこととする。この場合、操舵に当たって片方のタイロッドは前に押し、もう片方のタイロッドは後ろに引くこととなるため、上下方向の回転軸にボールナット式で言うところのピットマンアームが左右方向に伸びるように取り付けられ、それらの先端に両タイロッドを取り付ければ良い。この回転軸はタイロッドをなるべく長く取るため可能な限り車両後方、つまり後輪のすぐ手前の部分に配置することとなる。図 3-6 においては、タイロッドは黄色、ナックルは橙色、ピットマンアーム及びその回転軸を茶色で示している。図に示すとおり車両の底面付近の後輪のすぐ前から前輪のナックルに至るまでタイロッドが通るための空間は必要となるが、機構の複雑さの観点では、左右方向に伸びたピットマンアーム以降の機構のラックアンドピニオン式とボールナット式との違いはナックルにおけるタイロッド取り付け点のキングピン

との位置関係だけであるので、乗員の操作を回転軸に伝えるまでの機構をシンプルにできればラックアンドピニオン式、ボールナット式と遜色のない簡便さを実現できると考えられる。

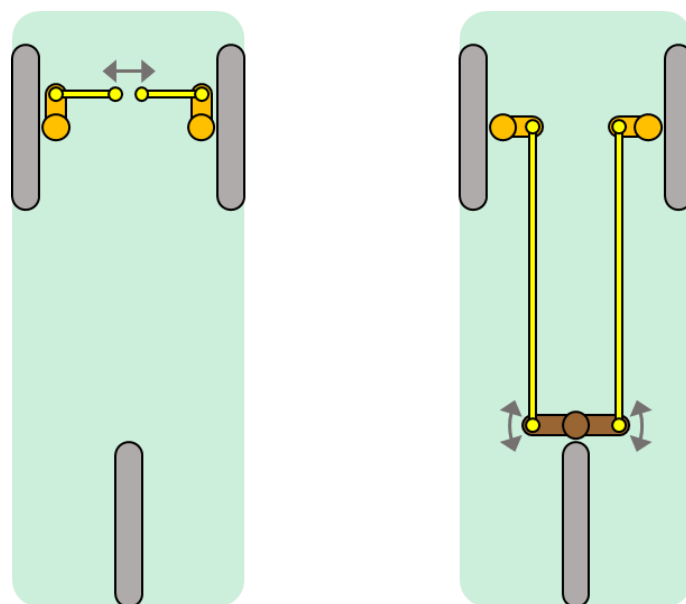


図 3-6 リーン・オートモビルのタイロッド配置の検討

このステア系の乗員が直接操作する部分を通常のハンドル式とすると、乗員の手の位置から前方にステアシャフトが伸びるため、車両前方からタイロッドを押し引きする回転軸のある車両後方まで回転を伝える機構が必要となってしまう。このため、リーン・オートモビルにおいては、揺動軸を乗員の腰付近のタイロッドを押し引きする回転軸からあまり遠くない場所に配置できるサイドスティック式ステアを採用することとする。機構をなるべくシンプルにするため、この揺動軸に取り付けられたアームとタイロッドを押し引きする回転軸に取り付けられたアームをロッドでつなぎ、回転を適切な向き及び比率で伝達することとする。なお、サイドスティック式ステアはハンドル式に対して、乗員の身体挙動の抑制によって運転操作が安定する、操作性の向上によって車両挙動が安定する、といった利点があることが示唆され以前より提案されてはいるが、実際に車道を走行する輸送手段にはほとんど使われていない [38]。この理由としては、前輪を操舵するための機構は通常では前輪付近に配置されているため前方にステアシャフトの伸びるハンドル式と相性が良く、サイドスティック式とするためには余分な機構が必要となる点で合理性に乏しかったためだと考えられる。一方、リーン・オートモビルにおいては先に述べたとおり前後に長いタイロッドを必要とする都合からむしろサイドスティック式ステアの方が機構をミニマルにできるため、これまでの提案とは異なりサイドスティック式ステアの方が機構面においても合理的であり妥当な設計であると考えられる。また、このサイドスティック上には、先に定めたとおり手指で操作する駆動・制動・灯火類・警笛の操作系が必要となる。サイドスティック式の場合、丸ハンドルのような一旦手を離しての持ち替えは発生しないため、バイクのバー

ハンドルと同様のレバーやスイッチを用いればバイクの場合と同様にこれらの操作は可能であると考えられる。

次にリーン・オートモビルのパッケージングを検討する。先に述べたとおり、リーン・オートモビルにおいては前後方向に伸びるタイロッドが通るための空間が必要となる。このため乗員のための空間であるキャビンのフロアを高くせざるを得ない。このため、乗員のためのスペースは車両の上半分を占め、サスペンションと駆動・制動・操舵・リーンのための部品、つまりランニングコンポーネントを下半分に配置することとなる。この配置は空車時の重心を低く保つことが可能であり、乗員によるリーン制御の効かない空車時の安定性にも利点がある。また、キャビンのフロアが高い上に一般的な乗用車のように椅子に座るような乗車姿勢とするとヒップポイントが高くなりすぎ乗降性や重心高の面で問題があると考えられるので、ヒップポイントはフロアに近付け足を前に投げ出す乗車姿勢とする。なお、ヒップポイントは低すぎても乗降性と周囲の視認性に支障をきたすので、下方に集中して配置したランニングコンポーネントの上にヒップポイントを持つキャビン設計はこの点でも合理的であると言える。このリーン・オートモビルのパッケージングとここまでで定めた操作系の概念図を図 3-7 に示す。

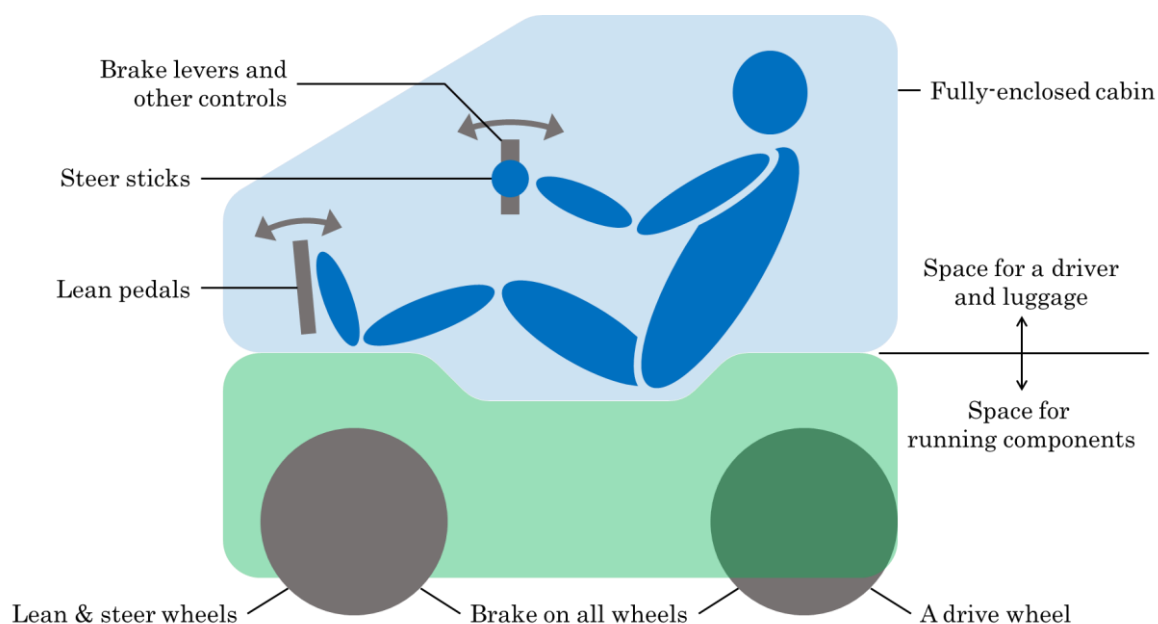


図 3-7 リーン・オートモビルの操作系とパッケージング

3.2.4 まとめ

本節では、ミニマルな都市向け車道走行型 PMV として本研究で提案する車両である「リーン・オートモービル」の車両計画を行い、以下の方針を定めた。

- ・ 乗車定員 1 名
- ・ 前 2 輪，後ろ 1 輪の 3 輪構成
- ・ 操舵とリーンモーメントの発生は前 2 輪が担い，駆動は後ろ 1 輪が担う
- ・ 全長 1.8 m，全幅 0.7 m の省フットプリント
- ・ 乗員の操作力をリーンモーメントに変換できる CPS を備える内傾型
- ・ 乗員が体重移動や足つきを行う必要がなくフルキャビンの装備が可能
- ・ リーン操作は下肢を用いたペダル操作で行う
- ・ 操舵はサイドスティック式とする
- ・ ランニングコンポーネントを下方に集中配置する
- ・ 高めのヒップポイントを持ち，乗員は足を前に投げ出す乗車姿勢を取る

以上の特徴を満たす，著者の作成したリーン・オートモービルの車体イメージ図を図 3-8 に示す。

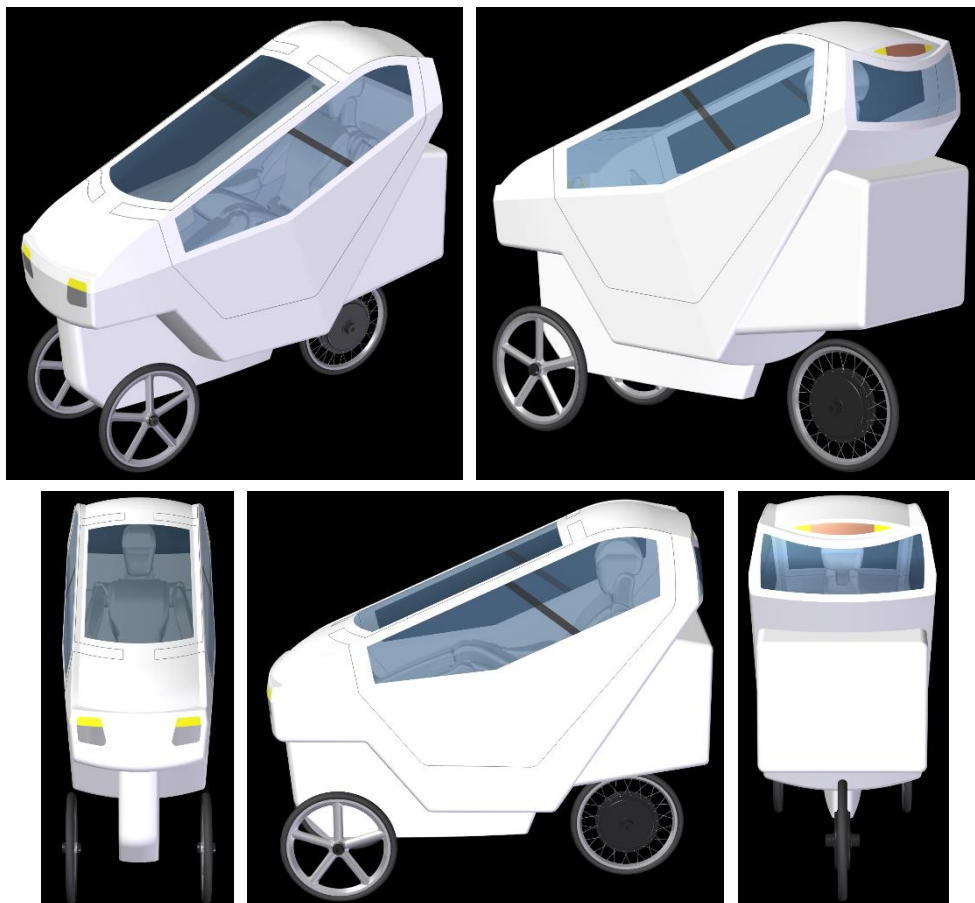


図 3-8 リーン・オートモービルのデザインスタディ

3.3 リーン・オートモービルと既存の車道走行型モビリティの比較

本節では、市販に至っているかどうかに関わらず車道を走行する輸送手段として提案された既存の事例を挙げ、これらとの比較によってリーン・オートモービルの位置付けを行いたい。比較に当たっては車道を走る輸送手段の本質に着目する。緒言において述べたとおり、タイヤによって荷重を支えつつタイヤと路面との摩擦により運動を発生させて乗員を移動させる機械である車道を走行する輸送手段の本質は、タイヤの使い方と乗員の関わり方の2つであると著者は考えている。そして、この2つによって行われることは、突き詰めると質量を持った物体が車道を等速直線運動だけではない移動を行うために不可欠となる前後方向と左右方向の慣性力への対処である。前節で述べたとおり、この対処の方法には、車輪どうしを前後左右に離して配置して対処する方法と、あらかじめ慣性力と逆の方向に車体を傾けるなどして重心位置をずらしておく方法の、2種類がある。前者については車輪の位置を適切に決めればそれで対処が可能であるが、後者については走行中に旋回に合わせて傾きを制御する必要がある。これには何らかの手段でモーメントを発生させる必要がある。このやり方によって間接的か直接的かの軸と、人力によるものか自動的なものかの軸で、計4通りに分類されると考えられる。ここで言う直接的というのは左右に離して配置されたタイヤの垂直抗力を増減させることによって直接車体を傾ける力を発生させることであり、間接的というのはこれ以外の旋回に伴って生じる遠心力、乗員の体重などの質量の移動によって生じる慣性力や重心のずれ、あるいは回転体のジャイロ効果を主に用いることである。直接的な方法ではタイヤの垂直抗力を用いており、間接的な方法でも遠心力についてはそもそもタイヤの発生する横力に起因して生じる旋回に伴う力であるため、車道を走行する輸送手段の本質の片方であるタイヤの使い方との関係が深い。また、慣性力への対処を人力で行うか電子制御されたアクチュエータによって自動的に行うかの軸は、もう一つの本質である乗員の関わり方の重要な部分を占める操縦と密接に関連する。すなわち、この「車輪間距離」による対処か、「傾き」による対処のうち「人力で間接」「自動で間接」「人力で直接」「自動で直接」のどれか、という計5区分の慣性力への対処方法の分類を前後方向と左右方向それぞれに行った計25区分の分類を用いることによって、車道を走行する輸送手段の本質に着目した位置付けができると考えられる。以下では、この分類を用いて、表 3-5 に示すとおり具体的に既存事例とリーン・オートモービルの位置付けを行う。

まず、乗用車を始めとした自動車については、前後方向と左右方向ともに車輪どうしの距離によって慣性力に対処している。なお、この自動車というカテゴリーにはトヨタ車体のコムスなどのほとんどの車道走行型 PMV も含まれている。次に、自転車やバイクといった一般的な二輪車は前後方向については車輪どうしの距離によって慣性力に対処しているが、左右方向については乗員が旋回に伴う遠心力と自身の体重移動によって車体を傾けて慣性力に対処しており、「人力で間接」的な傾きによる対処に分類される。現在、最も普及している車両形式である自動車と一般的な二輪車のこういった位置付けは、これらの発明から現在に至るまで一貫しているため、本質的には変化がなく局所最適に陥っていると考えられることもできるだろう。

続いて、提案されたものの普及には至らなかったものや近年の新たな提案について位置付けを行う。まず、前節でも取り上げた、傾きの制御を旋回に伴う遠心力のみで行い操縦の難易度が高く普及しなかった二輪車の一種である *cabin motorcycle* は、この分類においては一般的な二輪車

と同じ位置付けとなる。また、二輪車には、傾きの制御を回転体のジャイロ効果を用いて自動で行うものもごく少数が製造された。こういった gyrocar などと称される車両は、1910年代に Pyotr Shilovsky が開発、Wolseley Tool and Motor Car Company が製造した Schilovski Gyroca に端を発し、1960年代にはデザイナーの Alex Tremulis とジャイロスコープの専門家 Thomas Summers によるコンセプトカー Gyro-X、2010年代のスタートアップ企業 Lit Motors の C1 が例として挙げられる [39] [40] [41]。これは前後方向については他の二輪車同様「車輪間距離」による対処に分類されるが、左右方向については「自動で間接」的な傾きによる対処に分類される。さらに、二輪車には、非常に特異な横並び車輪配置のものとしてセグウェイが存在する。セグウェイにおいては乗員の体重移動自体がコントローラーへの加減速及び進路の指示となっており、コントローラーが倒立振子を倒さないように制御することによって乗員の体重移動と駆動モータの動作が協調して慣性力への対処を行っている。このため、セグウェイの慣性力への対処方法は前後方向・左右方向ともに「人力で間接」と「自動で間接」のハイブリッドと分類される [7]。さらにセグウェイ社は1人乗りのセグウェイに引き続き、ゼネラルモーターズ社と共同で行ったプロジェクトにおいて開発した PUMA とその発展形のコンセプトカーの EN-V という2人乗りの車両も発表している [42] [43]。これらも左右横並びに2輪を配置しているが、前後方向の慣性力に対しては乗員がハンドルの取り付けられたレバーを前後させる操作によって車体全体が前後に動くのに合わせた加減速によって傾きが制御される「自動で間接」的な傾きによる対処を行い、左右方向の慣性力に対しては傾かずに「車輪間距離」による対処を行う。これらのように前後方向の慣性力に傾きによって対処する（日本では認可されなかったが）車道走行型の輸送手段はセグウェイ社の関わったこれらの提案の他にない。また、近年車道走行型 PMV の分野においては内傾型、すなわち左右方向の慣性力に対して傾きを用いて対処する、トヨタの i-Road や東京大学生産技術研究所とエクオス・リサーチによって研究開発が進められているリーンステアビクルといった車両の提案がされている [12] [44]。これらにおいては電子制御されたアクチュエータによってリーンモーメントを発生させており、「自動で直接」的な傾きによる対処に分類される。

ここまで事例を挙げて分類したとおり、表 3-5 の 25 区分のうち一番左の列の 5 区分のうち「人力で直接」的な傾きによる対処を除いた 4 区分には既存事例が存在する。本研究で提案する車両であるリーン・オートモービルは、前節で定めたとおり前後方向の慣性力に対しては車輪どうしの距離で対処し、左右方向の慣性力に対しては乗員の操作力をリーンモーメントに変換する CPS を用いて乗員自ら制御する傾きによって対処する車両である。したがって、リーン・オートモービルが位置付けられるのは、既存事例では空きとなっている前後方向は「車輪間距離」、左右方向は「人力で直接」的な傾きによる対処の、表中に黄色で示した区分である。すなわち車道を走行する輸送手段の機械としての本質であると著者の考えるタイヤの使い方と人の関わり方に密接に関わる慣性力への対処方法に着目すると、リーン・オートモービルはこれまでにない位置付けの車道を走行する輸送手段であることがわかった。したがってリーン・オートモービルは、緒言において本研究の目指すところとして述べたとおりの本質的に新しい提案であると言えるだろう。

表 3-5 慣性力への対処方法に着目したリーン・オートモビルの位置付け

		前後方向の慣性力への対処					
		車輪間距離 (ホイールベース)	傾き (ピッチ)				
			間接		直接		
			人力	自動	人力	自動	
左右方向の慣性力への対処	車輪間距離 (トレッド)	(ほとんどの PMV を含む) 自動車	-	PUMA, EN-V	-	-	
	傾き (リーン)	間接	人力	自転車, バイク, cabin motorcycle	セグウェイ	-	-
		自動	ジャイロ効果車両	-		-	
	直接	人力	リーン・オートモビル	-	-	-	-
		自動	i-Road, リーンステアビークル	-	-	-	-

3.4 本研究におけるリーン・オートモビルの評価の方針

本研究においては、学術的に意義があり都市交通問題の解決に資する知見を得るため、提案車両であるリーン・オートモビルの特徴のうち既存事例と比較して本質的に新しい部分に関わる評価を行う。前節で整理したとおり、リーン・オートモビルは左右方向の慣性力への対処を内傾によって行うためのリーン制御に必要なリーンモーメントの発生を、乗員の操作力を直接タイヤの垂直抗力に変換して行う点が本質的に新しい部分である。したがって、まずはこのような特徴を持つ車両の実現可能性に関わる評価を行う必要があると考えられる。さらに、この特徴によって乗員が能動的に旋回時の内傾角を決める手段を得ることも、これまでの車道を走行する輸送手段には見られないことである。既存研究によって内傾型車両の旋回時の内傾角は走行抵抗に影響を及ぼすことが示唆されているが、リーン・オートモビルにおけるこの効果の有無と程度についても評価を行いたい [45]。すなわち、本研究におけるリーン・オートモビルの主な評価項目は前章で引用した「自動車工学」に挙げられている性能項目の中では運転性と電費となる。また、これらの評価とは別に、試験車両の製作や実走行を通じて得られた知見についてもまとめる。

一つ目の運転性の評価については、そもそも乗員の操作力で車両を安定して操縦するのに十分なリーンモーメントが発生できるのかという点に着目して、まずは車両をモデル化して理論解析を行い、可否の確認と設計に有効な知見をまとめたのち、走行実験によって実際に人間が制御することが可能なかを検証するとともに、試験車両の諸元を用いた理論解析と走行実験の結果の比較によってモデル化の妥当性を確認する。二つ目の旋回中の電費の評価については、旋回時の

内傾角によって走行抵抗がどう変化するかを理論解析によって予測し、走行実験によって実際に走行抵抗の変化の確認を行う。なお、走行実験に使用する試験車両はここに挙げた評価を行うに当たって十分な仕様であれば良く、例えばリーン・オートモビルの特長であるフルキャabinは本研究における試験車両には必要がない。試験車両はこの他にも仕様の取捨選択を行って走行実験に適した設計を行うが、この詳細については本論文末尾の **Appendix** にまとめることとする。

参考文献

1. 計量計画研究所. 様式-56 車種別業態別平均乗車人数(平日), 平成27年度道路交通起終点調査データの分析業務報告書(2018), p.124.
2. **Roads Task Force, Transport for London.** Technical note 14: Who travels by car in London?, RTF supporting documents(2013), p6.
3. **Direction Régionale et Interdépartementale de l'Équipement et de l'Aménagement d'Île-de-France.** Enquête globale transport: Motorisation et usage de la voiture en Île-de-France (2013), p.20.
4. **Hwang, H., Reuscher, T. and Wilson, D.** 2009 National Household Travel Survey, New York Add-On (2013), pp.71-73, Oak Ridge National Laboratory.
5. **Wendell Cox Consultancy.** Demographia World Urban Areas (Built Up Urban Areas or World Agglomerations) 16th Annual Edition (2020), p.23.
6. **Susilo, Y. O., Santosa, W., Joewono, T. B. and Parikesit, D.** A reflection of motorization and public transport in Jakarta metropolitan area, IATSS Research, Vol.31, Issue 1 (2007), p.61, DOI:10.1016/S0386-1112(14)60184-9.
7. **Kamen, D. L., Ambrogi, R. R., Duggan, R. J., Heinzmann, R. K., Key, B. R., Skoskiewicz, A. and Kristal, P. K.** Human transporter, United States Patent US5701965A (1997).
8. **Chin, R. C. C., Lark, W., Künzler, P., Poblano, R., Liang, P. and Joachim, M.** City car: a new design approach enabling urban mobility, SAE Technical Paper, No.2006-21-0076 (2006), pp.6-7.
9. **Niiyama, R., Sato, H., Tsujimura, K., Narumi, K., Seong, Y., Yamamura, R., Kakehi, Y. and Kawahara, Y.** Poimo: portable and inflatable mobility devices customizable for personal physical characteristics, Proceedings of the 33rd Annual ACM Symposium on User Interface Software and Technology (UIST '20), pp.912-923, DOI:10.1145/3379337.3415894.
10. 高度情報通信ネットワーク社会推進戦略本部. 官民 ITS 構想・ロードマップ 2020, 官民データ活用推進戦略会議, pp.146-156.
11. 国土交通省自動車局. 道路運送車両の保安基準、道路運送車両法施行規則等の一部改正等について(2015), 報道発表資料, p.1.
12. 廣瀬徳晃, 津坂祐司, 清水毅, 山内智裕, 白石孝, 谷中壯弘. リーン機構を有するパーソナルモビリティのロール運動モデルと姿勢安定化制御の提案, 日本機械学会論文集, Vol.81, No.826 (2015), DOI:10.1299/transjsme.15-00087.
13. **PERAVES CZ.** MODELS: MONORACER versions (online), available from <<https://www.peravescz.com/models/>> (参照日 2020 年 10 月 30 日) .
14. **Kim, D. K. Y. and Miller, E.** Gyroscopic system in vehicle suspension, United States Patent US8919788B2 (2014).
15. **Georgano, G. N.** The Complete Encyclopedia of Motorcars: 1885 to the Present (1968), pp.395-397, 507, 604, Dutton.

16. **PERAVES CZ.** History of the project: How Monoracer Enclosed Cabin Motorcycle was born (online), available from <<https://www.peravescz.com/history/>> (参照日 2020 年 10 月 30 日) .
17. 安部正人. 自動車の運動と制御 第 2 版一車両運動力学の理論形成と応用(2012), pp.50-123, 東京電機大学出版局.
18. 産業技術総合研究所デジタルヒューマン研究センター. D3 最大身体幅 Maximum body breadth, AIST 人体寸法データベース 1991-92 (online), available from <<https://www.airc.aist.go.jp/dhrt/91-92/data/list.html>> (参照日 2020 年 10 月 31 日) .
19. **National Aeronautics and Space Administration.** NASA-STD-3000 Man System Integration Standards, Vol.I, Section 3 (1995), pp16-17.
20. スズキ. レッツ : 主要諸元(online), available from <<https://www1.suzuki.co.jp/motor/lineup/uz50m0/?page=style>> (参照日 2020 年 10 月 31 日) .
21. ヤマハ発動機. 価格・仕様: ジョグ/ジョグ デラックス (online), available on <<https://www.yamaha-motor.co.jp/mc/lineup/jog/spec.html>> (参照日 2020 年 10 月 31 日) .
22. 本田技研工業. スーパーカブ 50/スーパーカブ 110 主要諸元(online), available from <<https://www.honda.co.jp/SUPERCUB/personal/spec/>> (参照日 2020 年 10 月 31 日) .
23. -. ジャイロキャノピー主要諸元(online), available from <<https://www.honda.co.jp/CANOPY/spec/>> (参照日 2020 年 10 月 31 日) .
24. タケオカ自動車工芸. アビー : 仕様諸元表(online), available from <<http://www.takeoka-m.co.jp/abbey.html>> (参照日 2020 年 10 月 31 日) .
25. トヨタ車体. 「コムス」主要諸元(online), available from <<http://coms.toyotabody.jp/specs/index.html>> (参照日 2020 年 10 月 29 日) .
26. 日産自動車. 日産ニューモビリティコンセプト (online), available from <<https://www.nissan-global.com/JP/ZEROEMISSION/APPROACH/NEWMOBILITYCONCEPT/>> (参照日 2020 年 10 月 29 日) .
27. 本田技研工業. 「MC-β」主な特長 (online), available from <<https://www.honda.co.jp/mc-beta/feature.html>> (参照日 2020 年 10 月 29 日) .
28. ヤマハ発動機. 仕様 : PAS Crew (online), available from <<https://www.yamaha-motor.co.jp/pas/lineup/crew-std/spec.html>> (参照日 2020 年 10 月 31 日) .
29. 本田技研工業. ジャイロキャノピー タイプ・価格(online), available from <<https://www.honda.co.jp/CANOPY/type/>> (参照日 2020 年 10 月 31 日) .
30. トヨタ車体. 「コムス」主要装備・価格(online), available from <<http://coms.toyotabody.jp/specs/equipment.html>> (参照日 2020 年 10 月 29 日) .
31. 本田技研工業. N-BOX: 主要諸元(online), available from <https://www.honda.co.jp/Nbox/common/pdf/nbox_spec_list.pdf> (参照日 2020 年 10 月 31 日) .
32. -. N-BOX: タイプ・価格・装備(online), available from <<https://www.honda.co.jp/Nbox/webcatalog/type/type/>> (参照日 2020 年 10 月 31 日) .
33. 東京大学. サスペンション装置, 特開 2018-161995 (2018).

34. ヤマハ発動機. 特長紹介：トリシティ 125(online), available from <<https://www.yamaha-motor.co.jp/mc/lineup/tricity/feature.html>> (参照日 2020 年 10 月 31 日) .
35. Piaggio & C. MP3 350 Euro 4 (online), available from <https://www.piaggio.com/it_IT/modelli/mp3/mp3-350-4s4v-2020/> (参照日 2020 年 10 月 31 日) .
36. 本田技研工業. Gold Wing : 走行性能 : シャシー (online), available from <<https://www.honda.co.jp/GOLDWING/chassis/#chassis>> (参照日 2020 年 10 月 31 日) .
37. BMW. DUOLEVER (online), available from <<https://www.bmw-motorrad.de/de/engineering/detail/suspension/duolever.html>> (参照日 2020 年 10 月 31 日) .
38. Tajima, T., Tada, Y., Nakamura, Y. and Tamura, N. Development of the Next-Generation Steering System (Development of the Twin Lever Steering for Production Vehicle), SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems, Vol.4, Issue 1 (2011), pp.370-383, DOI:10.4271/2011-01-0557.
39. The New York Times Company. How New Gyro Car Worked in London: This Auto Runs on Only Two Wheels, The New York Times, 1914 年 5 月 17 日.
40. Lane Motor Museum. Gyro-X-1967 (online), available from <<https://www.lanemotormuseum.org/collection/cars/item/gyro-x-1967>> (参照日 2020 年 10 月 31 日) .
41. Lit Motors. LIT MOTORS (online), available from <<https://www.litmotors.com/>> (参照日 2020 年 10 月 31 日) .
42. Segway. Project P.U.M.A. Prototype (online), available from <<https://web.archive.org/web/20090409014207/http://www.segway.com//puma//>> (参照日 2020 年 10 月 31 日) .
43. General Motors. Work on Next-Generation EN-V Concept Begins, Chevrolet Pressroom (online), available on <https://media.gm.com/media/us/en/chevrolet/news.detail.html/content/Pages/news/us/en/2011/Oct/1012_Chev_ENV.html> (参照日 2020 年 10 月 31 日) .
44. Araki, K., Mizuno, A., Horiguchi, M., Tan, J.T.C. and Suda, H. Development of passive steering vehicle with compatibility to both maneuverability and stability of narrow vehicle, Proceedings of JSAE Annual Congress (Spring), No.18-17 (2017), pp.500-505.
45. 竹原 昭一郎, 山邊 茂之, 盆子原 康晴, 須田 義大, 堀口 宗久. キャンバを用いた車両の運動特性に関する研究 : 模型車両による基礎的検討(<特集>D&D 2008), 日本機械学会論文集 C 編, 2009, 75 巻, 753 号, p. 1319-1326, DOI:10.1299/kikaic.75.1319.

第 4 章 リーン・オートモビルの実現性と特徴に関する理論解析

4.1 はじめに

本章では、前章において定めた評価の方針に従い、リーンと操舵をそれぞれ独立して乗員が制御する操作系を持つ内傾型車両であるリーン・オートモビルの運転性と、旋回中の内傾角を乗員が決められることが走行抵抗に与える影響について、力学的な理論解析を行う。

運転性の検討においては、既存の力学モデルではリーン・オートモビルにおける操縦と運動の関係を表すのに不十分であったため新たな力学モデルとして 4+1 自由度モデルを作成し、これを用いて複数の前進速度と車両パラメータにおける過渡応答特性の予測と乗員の操作を模した時系列運動シミュレーションを行い、乗員による操作の可否を確認するとともに車両設計に関する知見を得る。この検討は、著者が 2019 年に日本機械学会論文集へ投稿を行った内容を基本としており、一部の数値をより現実的なものに変更するとともに計算条件を考察しやすいものに変更し、新たな計算条件とステアリングジオメトリの検討を加えている [1]。

旋回中の内傾角が走行抵抗に与える影響については、内傾角を動的に変化させる必要がないため通常の平面 2 自由度モデルを用いて計算を行い、影響の有無とその程度を予測する。

なお、本章以降で数式等に用いる記号の説明は、新たな記号を用いる度に記載すると煩雑であるため、巻頭に掲載する記号一覧にまとめて記すこととした。

4.2 リーン・オートモビルの運転性

4.2.1 4+1 自由度モデルの提案

車両の基本的な運転性の検討を行うには、その車両の特性に合わせた力学モデルを使用する必要がある。高度なシミュレーションツールを用いることなくこういった検討が可能なモデルとして、一般的な自動車であれば平面 2 自由度モデル（車両自体のステアの自由度があるので実際は 3 自由度である）、二輪車などの一般的な内傾型車両であれば横滑り・ヨー・リーン・ステアの自由度を持つ Sharp の 4 自由度モデルがある [2] [3]。リーン・オートモビルも内傾型車両の一種ではあるが、一般的な内傾型車両と異なり CPS（センターピボットサスペンション）によって能動的なリーンモーメントの発生が可能である。このため、自由度が 1 つ増えて 5 自由度の系となり、基本的な運転性の検討に当たって 4 自由度モデルをそのまま適用することができない。リーンモーメントを発生する機構を有する内傾型車両自体はこれまでも提案されてきたが、それらの運動特性の検討には、自由度を制限して平面 2 自由度モデルのものと類似した運動方程式を立式するか、あるいはマルチボディシミュレーションや車両運動シミュレーションが可能なソフトウェアが用いられている [4] [5]。前者のように自由度を制限してしまうと、リーン・オートモビルの乗員による制御が可能なのか否かの判断はできず、また後者で用いられる高度なソフトウェアによるシミュレーションは基本的な運転性の検討を超えた様々な計算が可能ではあるが、本研究で行いたい基礎段階の評価には過剰である。したがって、本研究では必要十分な自由度を持ち、また、四輪車の平面 2 自由度モデルや二輪車の 4 自由度モデルのように Matlab や Scilab といった数値計算ソフトウェアが標準的に備える行列計算ツールのみを用いて高度なソフトウェアを用いることなくリーン・オートモビルの基本的な運転性の検討を行うことが可能な力学モデルの検討から行うこととした。

先にも述べたとおり、リーン・オートモビルはリーンモーメントを発生する機構を有するという違いはあるものの内傾型車両の一種であるため、一般的な内傾型車両の力学モデルである Sharp の 4 自由度モデルを基本とすることとした。リーン・オートモビルをモデル化するに当たってこのモデルに足りない要素は能動的にリーンモーメントを発生する機構部分であるため、CPS がリーンモーメントを発生する仕組みのモデル化を行って 4 自由度モデルに追加する必要があるが、図 4-1 に示す元の 4 自由度はリーン・オートモビルのモデルにおいても継承する。CPS がリーンモーメントを発生する仕組みは、正面視の模式図である図 4-2 に示すとおり、乗員がリーンペダルに力を加えるとセンターピボット自体が水平から傾き、板ばねを左右で反対方向に曲げ、この反力がリーンモーメントとなるという機序である。この図においては右方向に傾いた車体をさらに右方向に傾けようとするリーンモーメントが発生している。この仕組みを数式で表すに当たって、試験車両における計測のことを考慮すると、センターピボット自体の水平からの傾きを計測するのに比べ、車体を基準としたセンターピボットの傾きの測定は容易であるため、この値を用いることとした。ただし、本質的にはどちらでも構わない点ではあるが、リーン時に車体の路面に対するリーン ϕ と正負が逆の値を取るような決め方をすると紛らわしいと考え、センターピボットを基準とした車体の傾きを ϕ_p と表すこととする。この対センターピボットリーン ϕ_p と車体のリーン ϕ 、板ばねのロール剛性値 k_c 、発生するリーンモーメント τ_c の関係は、図中にも記載したとおり次の式で表される。

$$\tau_c = k_c(\phi_p - \phi) \quad \text{式 4-1}$$

斯様にして 1 つ自由度を増やしているため、本研究にて構築する新たな力学モデルは 4+1 自由度モデルと呼称する。これ以降、基とする Sharp の 4 自由度モデルに関する文献と重複する内容も多くなるが、4+1 自由度モデルでは一部の記号を Sharp のモデルから変更していることを明示するためにも、基本的なモデル設定から定式化までの説明を行う。なお、リーン・オートモビルは Sharp のモデルと違い前輪が 2 輪ある三輪車であるが、左右輪のスリップアングルと対路面キャンバ角が等しいと見做すと、タイヤ特性を線形としているため、左右輪に荷重移動が発生していても 1 輪で代表させることができる。したがってこの点は 4 自由度モデルと違いを生まないことを先に述べておく。

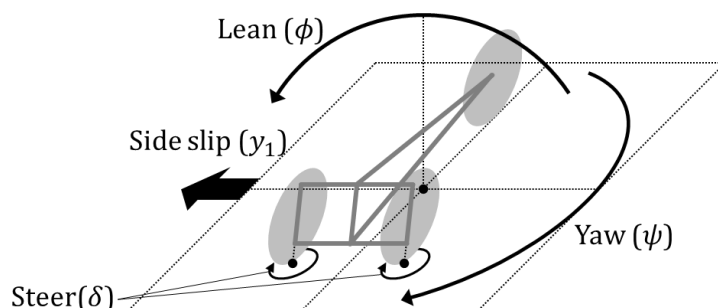


図 4-1 4+1 自由度モデルと 4 自由度モデルに共通する 4 つの自由度

の車両座標系 $A-X_1Y_1Z_1$ は車両上の点 A を原点とし、車両前方を X_1 軸方向、鉛直下向きを Z_1 軸方向とする。点 A は図 4-3 に示すとおり、リアフレームの重心位置から車両の真下方向に路面へ下ろした垂線の足である。直立状態の車両の平面図の図 4-4 に絶対座標系 $O-X_0Y_0Z_0$ 及び車両座標系 $A-X_1Y_1Z_1$ と車両の関係を示す。図 4-4 には絶対座標系 $O-X_0Y_0Z_0$ に対する車両座標系 $A-X_1Y_1Z_1$ の X_1 方向の移動である前進 \dot{x}_1 、 Y_1 方向の移動である横滑り \dot{y}_1 、 Z_0 軸回りの回転であるヨー ψ の 3 つの車両運動が示されているが、本研究で行うのは基本的な運転性の検討であるため前進速度 \dot{x}_1 は一定とし、横滑り \dot{y}_1 及びヨー ψ を自由度として取り扱う。

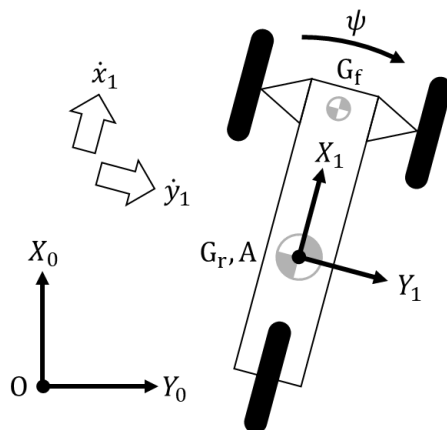


図 4-4 対座標系 $O-X_0Y_0Z_0$ と車両座標系 $A-X_1Y_1Z_1$ の関係 (平面図)

2 つめの車両座標系 $A-X_2Y_2Z_2$ は、リーン状態の車両の正面図の図 4-5 に示すとおり車両座標系 $A-X_1Y_1Z_1$ を車体のリーンに合わせて X_1 軸回りに回転させた座標系である。なお、4+1 自由度モデルでは 4 自由度モデルと同じくタイヤと車体の内傾角は等しいとする。このリーン ϕ が 3 つめの自由度である。

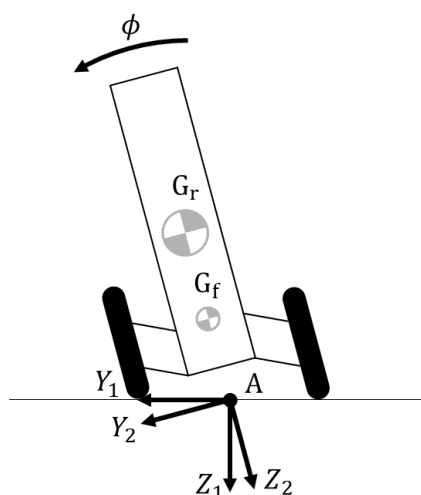


図 4-5 車両座標系 $A-X_1Y_1Z_1$ と $A-X_2Y_2Z_2$ の関係 (正面図)

3つめの車両座標系 $B-X_3Y_3Z_3$ は、直立状態の車両を斜め上方から見た図 4-6 に示すとおり、車両上の点 B を原点とし、車両座標系 $A-X_2Y_2Z_2$ を Y_2 軸回りにキャスター角 ε だけ回転させた座標系である。すなわち点 A から点 B に向かう方向が X_3 軸方向、側面視でのキングピンすなわち図中において 1 点鎖線で示した仮想ステア軸に沿った下向き方向が Z_3 軸方向となる。本来のキングピンは正面視で傾きを持つが、このステア軸は車両中心面上にあり、正面視では車体に対して傾きを持たない。なお点 B は、図 4-3 と図 4-6 に示すとおり点 A からこの仮想ステア軸に下ろした垂線の足である。

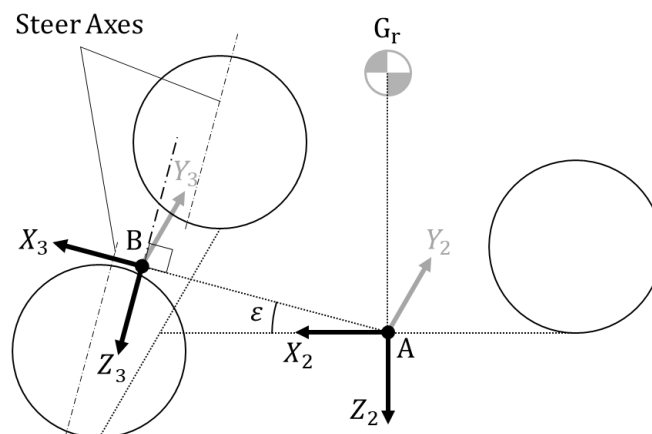


図 4-6 車両座標系 $A-X_2Y_2Z_2$ と $B-X_3Y_3Z_3$ の関係 (斜投影図)

4つめの車両座標系 $B-X_4Y_4Z_4$ は、前輪付近を仮想ステア軸に沿った向きに見下ろした図 4-7 に示すとおり、車両座標系 $B-X_3Y_3Z_3$ を Z_3 軸回りに前輪の舵角と同じだけ回転させた座標系である。なお、4+1 自由度モデルにおいてはアッカーマンステアを考慮せず前輪の舵角は左右で同じであるとする。この舵角 δ が 4 つめの自由度である。以上が 4+1 自由度モデルで用いる 5 つの座標系と、4 自由度モデルと共通する 4 つの自由度であるが、本項冒頭で述べたとおり 4+1 自由度モデルではセンターピボットと車体とが異なる傾きを取り得るため、5 つめの自由度として対センターピボットリーン ϕ_p が存在する。なお、区別のため図 4-5 で示した車体とタイヤのリーン ϕ は対路面リーンと呼称する。

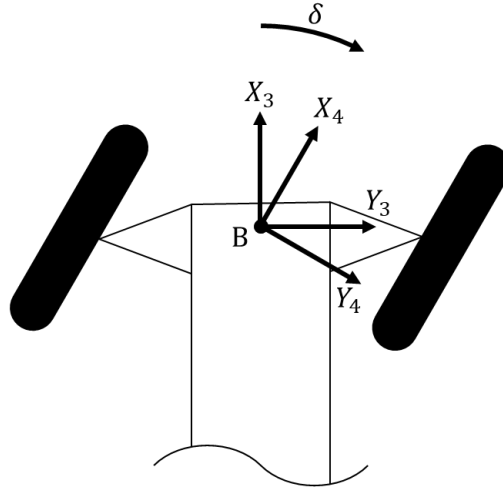


図 4-7 車両座標系 $B-X_3Y_3Z_3$ と $B-X_4Y_4Z_4$ の関係 (仮想ステア軸方向投影図)

次に、変数と定数をまとめる。まず変数は、ここまでに挙げた 5 つの自由度に対応する横滑り \dot{y}_1 、ヨー ψ 、対路面リーン ϕ 、ステア δ 、対センターピボットリーン ϕ_p に加え、前輪に発生する横力の合計 Y_f と後輪 (1 輪) に発生する横力 Y_r の力 2 つと、フロントフレームとリアフレーム間のステアモーメント τ_s と板ばねによってセンターピボットに生じるリーンモーメント τ_c のモーメント 2 つの計 9 変数と一部の変数の時間微分を使用する。なお、これ以降に掲載する数式において、これらの変数は判別しやすいよう青字で記載する。定数は、図 4-3 に示した車体寸法 $a, b, c, h, j, s, t, r_f, r_r, \varepsilon$ に加え、フロントトレッド d_f 、フロントフレームの質量 M_f と慣性 I_{fx}, I_{fz} 、リアフレームの質量 M_r と慣性 I_{rx}, I_{rz} 及び慣性乗積 C_{rxz} 、前輪 2 輪と後輪 1 輪の回転慣性 i_{fy}, i_{ry} 、モータの回転慣性と駆動輪である後輪までのギア比 i, λ 、前輪 2 輪のコーナリングパワーとキャンバスラスト係数の合計 K_{Sf}, K_{Cf} 、後輪のコーナリングパワーとキャンバスラスト係数 K_{Sr}, K_{Cr} 、ステアリングダンパーの減衰係数 c_s 、ロール剛性値 k_c 、前進速度 \dot{x}_1 、前輪の垂直荷重の合計 Z_f 、重力加速度 g の 31 定数を使用する。これらの記号については記号一覧も参照されたい。

次に 4+1 自由度モデルの定式化を行う。基本的な手順は Sharp の 4 自由度モデルと同じであり、各自由度に対応するラグランジュの運動方程式を展開して求める。ある自由度 q に対応するラグランジュの運動方程式は、車両全体の運動エネルギー T 及びポテンシャル U と自由度 q の方向の外力 F_q を用いて次のとおり。

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} + \frac{\partial U}{\partial q} = F_q \quad \text{式 4-2}$$

Sharp の 4 自由度モデルにおいては、このラグランジュの運動方程式を展開して横滑り \dot{y}_1 、ヨー ψ 、対路面リーン ϕ 、ステア δ の 4 自由度に関して次頁の 4 つの運動方程式が得られる。

<横滑り \dot{y}_1 >

$$(M_f + M_r)\ddot{y}_1 + M_f c \ddot{\psi} + (M_f + M_r)\dot{x}_1 \dot{\psi} + (M_f j + M_r h)\ddot{\phi} + M_f s \ddot{\delta} - Y_f - Y_r = 0 \quad \text{式 4-3}$$

<ヨ一 ψ >

$$\begin{aligned} M_f c \ddot{y}_1 + (M_f c^2 + I_{rz} + I_{fx} \sin^2 \varepsilon + I_{fz} \cos^2 \varepsilon)\ddot{\psi} + M_f c \dot{x}_1 \dot{\psi} \\ + (M_f c j - C_{rxz} + (I_{fz} - I_{fx}) \sin \varepsilon \cos \varepsilon)\ddot{\phi} - \left(\frac{i_{fy}}{r_f} + \frac{i_{ry} + \lambda i}{r_r} \right) \dot{x}_1 \dot{\phi} \\ + (M_f c s + I_{fz} \cos \varepsilon)\ddot{\delta} - \frac{i_{fy}}{r_f} \sin \varepsilon \dot{x}_1 \dot{\delta} - a Y_f + b Y_r = 0 \end{aligned} \quad \text{式 4-4}$$

<対路面リーン ϕ >

$$\begin{aligned} (M_f j + M_r h)\ddot{y}_1 \\ + (M_f c j - C_{rxz} + (I_{fz} - I_{fx}) \sin \varepsilon \cos \varepsilon)\ddot{\psi} + \left(M_f j + M_r h + \frac{i_{fy}}{r_f} + \frac{i_{ry} + \lambda i}{r_r} \right) \dot{x}_1 \dot{\psi} \\ + (M_f j^2 + M_r h^2 + I_{rx} + I_{fx} \cos^2 \varepsilon + I_{fz} \sin^2 \varepsilon)\ddot{\phi} - (M_f j + M_r h)g\phi \\ + (M_f j s + I_{fz} \sin \varepsilon)\ddot{\delta} + \frac{i_{fy}}{r_f} \cos \varepsilon \dot{x}_1 \dot{\delta} + (tZ_f - gM_f s)\delta = 0 \end{aligned} \quad \text{式 4-5}$$

<ステア δ >

$$\begin{aligned} M_f s \ddot{y}_1 + (M_f c s + I_{fz} \cos \varepsilon)\ddot{\psi} + \left(M_f s + \frac{i_{fy}}{r_f} \sin \varepsilon \right) \dot{x}_1 \dot{\psi} \\ + (M_f j s + I_{fz} \sin \varepsilon)\ddot{\phi} - \frac{i_{fy}}{r_f} \cos \varepsilon \dot{x}_1 \dot{\phi} + (tZ_f - gM_f s)\phi \\ + (I_{fz} + M_f s^2)\ddot{\delta} + c_s \dot{\delta} + (tZ_f - gM_f s) \sin \varepsilon \delta + tY_f = \tau_s \end{aligned} \quad \text{式 4-6}$$

4+1 自由度モデルにおいては、モデルに新たに対センターピボットリーン ϕ_p の自由度が加わったことによってラグランジュの運動方程式のポテンシャル U 及び外力 F_q に新たな要素が加わる。先に述べたとおりセンターピボットの質量及び慣性を無視するため、運動エネルギー T は 4 自由度モデルから変化せず、また、対センターピボットリーン ϕ_p とその時間微分での運動エネルギー T の偏微分は 0 である。一方、ポテンシャル U にはセンターピボット要素の追加によって、次に U_c で示す板ばねのロール剛性 k_c に関するポテンシャルが追加される。

$$U_c = \frac{1}{2} k_c (\phi - \phi_p)^2 \quad \text{式 4-7}$$

この項に含まれる変数は 5 変数のうち対路面リーン ϕ と対センターピボットリーン ϕ_p の 2 変数であり、これらで式 4-7 を偏微分すると次のとおりである。

$$\frac{\partial U_c}{\partial \phi} = k_c (\phi - \phi_p) \quad \text{式 4-8}$$

$$\frac{\partial U_c}{\partial \phi_p} = -k_c (\phi - \phi_p) \quad \text{式 4-9}$$

すなわち、対路面リーン ϕ に関してはこの式 4-8 の右辺の項が運動方程式の左辺に加えられ、対センターピボットリーン ϕ_p に関しては先に述べたとおり運動エネルギー T の偏微分はどちらも 0 であるため、この式 4-9 の右辺が運動方程式の左辺となる。外力 F_q については、対センターピボットリーン ϕ_p の自由度への外力であるリーンモーメント τ_c が追加され、対センターピボットリーン ϕ_p に関する運動方程式の右辺となる。以上より 5 つの運動方程式は次に示すとおりとなる。なお、横滑り \dot{y}_1 、ヨー ψ 、ステア δ に関する運動方程式は式 4-3、式 4-4、式 4-6 の Sharp の 4 自由度モデルの式と同一である。

<横滑り \dot{y}_1 >

$$(M_f + M_r)\ddot{y}_1 + M_f c \ddot{\psi} + (M_f + M_r)\dot{x}_1 \dot{\psi} + (M_{fj} + M_r h)\ddot{\phi} + M_f s \ddot{\delta} - Y_f - Y_r = 0 \quad \text{式 4-10}$$

<ヨー ψ >

$$\begin{aligned} & M_f c \ddot{y}_1 + (M_f c^2 + I_{rz} + I_{fx} \sin^2 \varepsilon + I_{fz} \cos^2 \varepsilon) \ddot{\psi} + M_f c \dot{x}_1 \dot{\psi} \\ & + (M_f c j - C_{rxz} + (I_{fz} - I_{fx}) \sin \varepsilon \cos \varepsilon) \ddot{\phi} - \left(\frac{i_{fy}}{r_f} + \frac{i_{ry} + \lambda i}{r_r} \right) \dot{x}_1 \dot{\phi} \\ & + (M_f c s + I_{fz} \cos \varepsilon) \ddot{\delta} - \frac{i_{fy}}{r_f} \sin \varepsilon \dot{x}_1 \dot{\delta} - a Y_f + b Y_r = 0 \end{aligned} \quad \text{式 4-11}$$

<対路面リーン ϕ >

$$\begin{aligned} & (M_{fj} + M_r h) \ddot{y}_1 \\ & + (M_f c j - C_{rxz} + (I_{fz} - I_{fx}) \sin \varepsilon \cos \varepsilon) \ddot{\psi} + \left(M_{fj} + M_r h + \frac{i_{fy}}{r_f} + \frac{i_{ry} + \lambda i}{r_r} \right) \dot{x}_1 \dot{\psi} \\ & + (M_{fj}^2 + M_r h^2 + I_{rx} + I_{fx} \cos^2 \varepsilon + I_{fz} \sin^2 \varepsilon) \ddot{\phi} + (k_c - (M_{fj} + M_r h)g) \phi - k_c \phi_p \\ & + (M_{fj} s + I_{fz} \sin \varepsilon) \ddot{\delta} + \frac{i_{fy}}{r_f} \cos \varepsilon \dot{x}_1 \dot{\delta} + (Z_f t - g M_f s) \delta = 0 \end{aligned} \quad \text{式 4-12}$$

<ステア δ >

$$\begin{aligned} & M_f s \ddot{y}_1 + (M_f c s + I_{fz} \cos \varepsilon) \ddot{\psi} + \left(M_f s + \frac{i_{fy}}{r_f} \sin \varepsilon \right) \dot{x}_1 \dot{\psi} \\ & + (M_{fj} s + I_{fz} \sin \varepsilon) \ddot{\phi} - \frac{i_{fy}}{r_f} \cos \varepsilon \dot{x}_1 \dot{\phi} + (Z_f t - g M_f s) \phi \\ & + (I_{fz} + M_f s^2) \ddot{\delta} + c_s \dot{\delta} + (Z_f t - g M_f s) \sin \varepsilon \delta + t Y_f = \tau_s \end{aligned} \quad \text{式 4-13}$$

<対センターピボットリーン ϕ_p >

$$-k_c (\phi - \phi_p) = \tau_c \quad \text{式 4-14}$$

また、運動方程式に含まれている前輪及び後輪に発生する横力の Y_f 及び Y_r は対センターピボットリーン ϕ_p 以外の 4 つの変数とその時間微分を用いて次のように表せる。

$$Y_f = K_{Sf} \left(\delta \cos \varepsilon - \frac{\dot{y}_1 + a\dot{\psi} - t\dot{\delta}}{\dot{x}_1} \right) + K_{Cf}(\phi + \delta \sin \varepsilon) \quad \text{式 4-15}$$

$$Y_r = K_{Sr} \left(\frac{-\dot{y}_1 + b\dot{\psi}}{\dot{x}_1} \right) + K_{Cr}\phi \quad \text{式 4-16}$$

なお、Sharp の 4 自由度モデルにおいてはこれら 2 式の左辺には緩和長を考慮した項があるが、本研究で取り扱うリーン・オートモービルにおいて使用を想定している種類のタイヤの緩和長は 50 mm 程度と短いため、本研究では考慮しないこととする [6].

詳細については後述するが、この先に行う運動の計算は、式 4-10~式 4-14 の 5 つの運動方程式から式 4-15 及び式 4-16 の 2 式を用いて横力 Y_f 及び Y_r を消去し、定数と横滑り \dot{y}_1 、ヨー ψ 、対路面リーン ϕ 、ステア δ 、対センターピボットリーン ϕ_p 、ステアモーメント τ_s 、リーンモーメント τ_c の 7 変数とその時間微分のみから構成されるようにした次の 5 式 (式 4-19 及び式 4-21 は Y_f 及び Y_r を含まないため式 4-12 及び式 4-14 と同じ式) のうち計算条件に応じて必要な式を状態空間表現に変換し、オープンソース数値計算ソフトウェアの Scilab を用いて行う。

<横滑り \dot{y}_1 >

$$\begin{aligned} & (M_f + M_r)\ddot{y}_1 + \frac{K_{Sf} + K_{Sr}}{\dot{x}_1} \dot{y}_1 + M_f c \ddot{\psi} + \left((M_f + M_r)\dot{x}_1 + \frac{K_{Sf}a - K_{Sr}b}{\dot{x}_1} \right) \dot{\psi} \\ & + (M_f j + M_r h)\ddot{\phi} - (K_{Cf} + K_{Cr})\phi + M_f s \ddot{\delta} - \frac{K_{Sf}t}{\dot{x}_1} \dot{\delta} - (K_{Sf} \cos \varepsilon + K_{Cf} \sin \varepsilon)\delta = 0 \end{aligned} \quad \text{式 4-17}$$

<ヨー ψ >

$$\begin{aligned} & M_f c \ddot{y}_1 + \frac{K_{Sf}a - K_{Sr}b}{\dot{x}_1} \dot{y}_1 \\ & + (M_f c^2 + I_{rz} + I_{fx} \sin^2 \varepsilon + I_{fz} \cos^2 \varepsilon)\ddot{\psi} + \left(M_f c \dot{x}_1 + \frac{K_{Sf}a^2 + K_{Sr}b^2}{\dot{x}_1} \right) \dot{\psi} \\ & + (M_f c j - C_{rxz} + (I_{fz} - I_{fx}) \sin \varepsilon \cos \varepsilon)\ddot{\phi} - \left(\frac{i_{fy}}{r_f} + \frac{i_{ry} + \lambda i}{r_r} \right) \dot{x}_1 \dot{\phi} - (K_{Cf}a - K_{Cr}b)\phi \\ & + (M_f c s + I_{fz} \cos \varepsilon)\ddot{\delta} - \left(\frac{i_{fy}}{r_f} \sin \varepsilon \dot{x}_1 + \frac{K_{Sf}at}{\dot{x}_1} \right) \dot{\delta} - (K_{Sf} \cos \varepsilon + K_{Cf} \sin \varepsilon)a\delta = 0 \end{aligned} \quad \text{式 4-18}$$

<対路面リーン ϕ >

$$\begin{aligned} & (M_f j + M_r h)\ddot{y}_1 \\ & + (M_f c j - C_{rxz} + (I_{fz} - I_{fx}) \sin \varepsilon \cos \varepsilon)\ddot{\psi} + \left(M_f j + M_r h + \frac{i_{fy}}{r_f} + \frac{i_{ry} + \lambda i}{r_r} \right) \dot{x}_1 \dot{\psi} \\ & + (M_f j^2 + M_r h^2 + I_{rx} + I_{fx} \cos^2 \varepsilon + I_{fz} \sin^2 \varepsilon)\ddot{\phi} + (k_c - (M_f j + M_r h)g)\phi - k_c \phi_p \\ & + (M_f j s + I_{fz} \sin \varepsilon)\ddot{\delta} + \frac{i_{fy}}{r_f} \cos \varepsilon \dot{x}_1 \dot{\delta} + (Z_f t - gM_f s)\delta = 0 \end{aligned} \quad \text{式 4-19}$$

<ステア δ >

$$\begin{aligned}
& M_f s \ddot{y}_1 - \frac{K_{Sf} t}{\dot{x}_1} \dot{y}_1 + (M_f c_s + I_{fz} \cos \varepsilon) \ddot{\psi} + \left(\left(M_f s + \frac{i_{fy}}{r_f} \sin \varepsilon \right) \dot{x}_1 - \frac{K_{Sf} a t}{\dot{x}_1} \right) \dot{\psi} \\
& + (M_f j s + I_{fz} \sin \varepsilon) \ddot{\phi} - \frac{i_{fy}}{r_f} \cos \varepsilon \dot{x}_1 \dot{\phi} + (Z_f t - g M_f s + K_{Cf} t) \phi \\
& + (I_{fz} + M_f s^2) \ddot{\delta} + \left(c_s + \frac{K_{Sf} t^2}{\dot{x}_1} \right) \dot{\delta} + \left((Z_f t - g M_f s + K_{Cf} t) \sin \varepsilon + K_{Sf} t \cos \varepsilon \right) \delta = \tau_s
\end{aligned} \tag{式 4-20}$$

<対センターピボットリーン ϕ_p >

$$-k_c (\phi - \phi_p) = \tau_c \tag{式 4-21}$$

4.2.2 計算に用いる車両パラメータ

次項からの計算において 4+1 自由度モデルの 31 定数に用いた値を表 4-1 に示す。これらの値はリーン・オートモビルの設計値や、設計値と Sharp が 4 自由度モデルの文献において用いた値を比較して求めた予想値である。決め方の詳細は Appendix に記載する。後輪の回転慣性 i_{ry} と駆動モータの回転慣性及び後輪までのギア比の i 及び λ については $i_{ry} + \lambda i$ の形でのみ式に現れるため、この形での値を設定した。前進速度 \dot{x}_1 、ロール剛性値 k_c 、ステアリングダンパーの減衰係数 c_s の 3 変数については複数の値を用いたためそのように表記している。3 種類のロール剛性値 k_c は括弧内に周波数を記載して示しているが、この周波数は前輪に関するバンブ・リバウンド動作のばね上共振周波数であり、この 3 通りの共振周波数 f_f からそれぞれに対応する前輪 2 輪分のホイールレート k_f を以下の 1 つめの式の関係を用いて求め、次にリーン・オートモビルにおいて想定しているフロントトレッド 0.58 m を用いた 2 つめの式によってそれぞれのホイールレート k_f をロール剛性値 k_c に変換して求めた値である。

$$2\pi f_f = \sqrt{\frac{k_f}{M_f \times \frac{b+c}{a+b} + M_r \times \frac{b}{a+b}}} \tag{式 4-22}$$

$$k_c = k_f \times \left(\frac{0.58}{2} \right)^2 \tag{式 4-23}$$

なお、ばね下質量を除いていないため、厳密には式 4-22 では正しいばね上共振周波数を求めることはできない。しかし本研究においては、あくまでも前輪が受け持つ質量とばね定数とのバランスを見るための指標としてのみこの周波数を利用するため、あえてばね上・ばね下の区別を考える必要のないこの式を使うこととする。また、これらのばね上共振周波数は一般的な乗用車に比べると大きな値となっているが、この理由は、ばね下質量を除いていないことに加えて、リーン・オートモビルのトレッドが小さく板ばねのみで CPS によってリーン制御を行うために十分なロール剛性値を得るためにはホイールレートを高くせざるを得ないことも挙げられる。しかしながら乗員のヒップポイントがかなり後輪に近いため後輪のホイールレートを下げることにより乗り心地の対策は可能であると考えられる。また、板ばねとは別にスタビライザーを追加するこ

とによってばね上共振周波数を低く保ったままロール剛性値を上げることも可能ではあるが、本研究においては車両機構をミニマルに保つことを重視してこの方策は取らない。

表 4-1 運転性の計算に用いた値

Parameter	Value	Unit	Parameter	Value	Unit
a	0.660	m	C_{rxz}	1.92	kg m ²
b	0.540	m	i_{fy}	0.291	kg m ²
c	0.660	m	$i_{ry} + \lambda i$	0.212	kg m ²
h	0.747	m	K_{Sf}	8 360	N/rad
j	0.360	m	K_{Sr}	7 820	N/rad
s	0.014 9	m	K_{Cf}	752	N/rad
t	0.029 8	m	K_{Cr}	704	N/rad
r_f	0.240	m	c_s (Normal)	4.42	N m/(rad/s)
r_r	0.240	m	c_s (Larger)	133	N m/(rad/s)
ε	7.13	deg	k_c (2.0 Hz)	1 130	N m/rad
d_f	0.580	m	k_c (3.0 Hz)	2 550	N m/rad
M_f	20.0	kg	k_c (4.0 Hz)	4 530	N m/rad
M_r	145	kg	\dot{x}_1 (Min.)	3.00	m/s
I_{fx}	1.71	kg m ²	\dot{x}_1 (Max.)	15.0	m/s
I_{fz}	1.30	kg m ²	Z_f	-836	N
I_{rx}	37.7	kg m ²	g	9.81	m/s ²
I_{rz}	21.6	kg m ²			

4.2.3 過渡応答特性の予測

リーン・オートモビルの過渡応答特性の予測は、4+1 自由度モデルと前項に挙げた車両パラメータを用いて、表 4-2 に示す 4 つのケースの計算を、オープンソース数値計算ソフトウェアの Scilab を使用して行った。ケース①とケース②は乗員のリーンペダル操作 ϕ_p に対するリーン ϕ のステップ応答、ケース③とケース④は乗員のステア操作 δ に対するリーン ϕ のステップ応答である。ケース①とケース②の違いはステア操作であり、前者ではステアは中立で固定、後者ではフリーコントロール状態である。ケース③とケース④の違いはリーンペダル操作であり、前者ではリーンペダルは中立で固定、後者ではフリーコントロール状態つまり対路面リーン ϕ と対センターピボットリーン ϕ_p が等しい状態である。なお、ケース①ではステアは中立で固定のため、ケース③とケース④はステア操作に対するステップ応答であるため、運動方程式に含まれるステアモーメント τ_s とステアの時間微分 $\dot{\delta}$ 及び $\ddot{\delta}$ も 0 で一定としている。

表 4-2 過渡応答特性の計算条件

Case	Conditions	Input Vector	State Vector	Output Vector
1	$\delta = 0 \text{ const.}$ $\tau_S = \dot{\delta} = \ddot{\delta} = 0 \text{ const.}$	$\mathbf{u} = [\phi_p]$	$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \ddot{\psi} \\ \dot{\psi} \\ \psi \\ \ddot{\phi} \\ \dot{\phi} \\ \phi \end{bmatrix}$	$\mathbf{y} = \begin{bmatrix} \phi \\ \dot{\psi} \end{bmatrix}$
2	$\tau_S = 0 \text{ const.}$	$\mathbf{u} = [\phi_p]$	$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \ddot{\psi} \\ \dot{\psi} \\ \psi \\ \ddot{\phi} \\ \dot{\phi} \\ \phi \\ \delta \\ \dot{\delta} \\ \ddot{\delta} \end{bmatrix}$	$\mathbf{y} = \begin{bmatrix} \phi \\ \dot{\psi} \\ \delta \end{bmatrix}$
3	$\phi_p = 0 \text{ const.}$ $\tau_S = \dot{\delta} = \ddot{\delta} = 0 \text{ const.}$	$\mathbf{u} = [\delta]$	$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \ddot{\psi} \\ \dot{\psi} \\ \psi \\ \ddot{\phi} \\ \dot{\phi} \\ \phi \end{bmatrix}$	$\mathbf{y} = \begin{bmatrix} \phi \\ \dot{\psi} \end{bmatrix}$
4	$\tau_C = 0 \text{ const.,}$ therefore $\phi_p = \phi$ $\tau_S = \dot{\delta} = \ddot{\delta} = 0 \text{ const.}$	$\mathbf{u} = [\delta]$	$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \ddot{\psi} \\ \dot{\psi} \\ \psi \\ \ddot{\phi} \\ \dot{\phi} \\ \phi \end{bmatrix}$	$\mathbf{y} = \begin{bmatrix} \phi \\ \dot{\psi} \end{bmatrix}$

まず、ケース①のステップ応答の計算手順について説明する。始めに、式 4-17 から式 4-21 の 5 式のうち、どの式を Scilab でステップ応答の計算が可能な次式に示す形の状態空間表現に変換すべきかを判別する。

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{Ax} + \mathbf{Bu} \tag{式 4-24}$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{Cx} + \mathbf{Du} \tag{式 4-25}$$

なお、 \mathbf{u} は入力ベクトル、 \mathbf{x} は内部変数ベクトル、 \mathbf{y} は出力ベクトルであり表 4-2 にもその内容を示している。内部変数ベクトル \mathbf{x} は、先の 5 式に現れる \dot{y}_1 , \dot{y}_1 , $\ddot{\psi}$, $\dot{\psi}$, ψ , $\ddot{\phi}$, $\dot{\phi}$, ϕ , ϕ_p , δ , $\dot{\delta}$, δ , τ_S , τ_C の 14 変数から、条件及び入力に現れる変数と時間の二階微分の変数、他の変数からの導出が容易な τ_C を除いた変数からなるベクトルである。この内部ベクトルに含まれる変数（とその時間微分）に対応する自由度の式が必要な式であり、ケース①の場合は横滑り \dot{y}_1 、ヨー ψ 、対路面リーン ϕ に対応する 3 式を状態空間表現に変換する。これら 3 式を右辺に入力ベクトルが来るようにして行列で表すと次式のとおり。

$$\begin{bmatrix}
M_f + M_r & M_f c & M_f j + M_r h \\
M_f c & M_f c^2 + I_{rz} + I_{fx} \sin^2 \varepsilon + I_{fz} \cos^2 \varepsilon & M_f c j - C_{rxz} + (I_{fz} - I_{fx}) \sin \varepsilon \cos \varepsilon \\
M_f j + M_r h & M_f c j - C_{rxz} + (I_{fz} - I_{fx}) \sin \varepsilon \cos \varepsilon & M_f j^2 + M_r h^2 + I_{rx} + I_{fx} \cos^2 \varepsilon + I_{fz} \sin^2 \varepsilon
\end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} \ddot{y}_1 \\ \ddot{\psi} \\ \ddot{\phi} \\ \dot{y}_1 \\ \dot{\psi} \\ \dot{\phi} \end{bmatrix} \\
\hline
\begin{bmatrix}
\frac{K_{Sf} + K_{Sr}}{\dot{x}_1} & \frac{K_{Sf} a - K_{Sr} b}{\dot{x}_1} & 0 \\
(M_f + M_r) \dot{x}_1 + \frac{K_{Sf} a - K_{Sr} b}{\dot{x}_1} & M_f c \dot{x}_1 + \frac{K_{Sf} a^2 + K_{Sr} b^2}{\dot{x}_1} & \left(M_f j + M_r h + \frac{i_{fy}}{r_f} + \frac{i_{ry} + \lambda i}{r_r} \right) \dot{x}_1 \\
0 & 0 & 0 \\
0 & - \left(\frac{i_{fy}}{r_f} + \frac{i_{ry} + \lambda i}{r_r} \right) \dot{x}_1 & 0 \\
-K_{Cf} - K_{Cr} & -K_{Cf} a + K_{Cr} b & k_c - (M_f j + M_r h) g
\end{bmatrix} \\
= \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ k_c \end{bmatrix} \phi_p \tag{式 4-26}$$

これに

$$\mathbf{M}_{La} = \begin{bmatrix}
M_f + M_r & M_f c & M_f j + M_r h \\
M_f c & M_f c^2 + I_{rz} + I_{fx} \sin^2 \varepsilon + I_{fz} \cos^2 \varepsilon & M_f c j - C_{rxz} + (I_{fz} - I_{fx}) \sin \varepsilon \cos \varepsilon \\
M_f j + M_r h & M_f c j - C_{rxz} + (I_{fz} - I_{fx}) \sin \varepsilon \cos \varepsilon & M_f j^2 + M_r h^2 + I_{rx} + I_{fx} \cos^2 \varepsilon + I_{fz} \sin^2 \varepsilon
\end{bmatrix}, \\
\mathbf{M}_{Lb} = \begin{bmatrix}
\frac{K_{Sf} + K_{Sr}}{\dot{x}_1} & (M_f + M_r) \dot{x}_1 + \frac{K_{Sf} a - K_{Sr} b}{\dot{x}_1} & 0 & 0 & -K_{Cf} - K_{Cr} \\
\frac{K_{Sf} a - K_{Sr} b}{\dot{x}_1} & M_f c \dot{x}_1 + \frac{K_{Sf} a^2 + K_{Sr} b^2}{\dot{x}_1} & 0 & - \left(\frac{i_{fy}}{r_f} + \frac{i_{ry} + \lambda i}{r_r} \right) \dot{x}_1 & -K_{Cf} a + K_{Cr} b \\
0 & \left(M_f j + M_r h + \frac{i_{fy}}{r_f} + \frac{i_{ry} + \lambda i}{r_r} \right) \dot{x}_1 & 0 & 0 & k_c - (M_f j + M_r h) g
\end{bmatrix}, \\
\mathbf{M}_R = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ k_c \end{bmatrix} \tag{式 4-27}$$

を導入すると,

$$[\mathbf{M}_{La} \quad | \quad \mathbf{M}_{Lb}] \begin{bmatrix} \ddot{y}_1 \\ \ddot{\psi} \\ \ddot{\phi} \\ \dot{y}_1 \\ \dot{\psi} \\ \dot{\phi} \\ \phi \end{bmatrix} = \mathbf{M}_R \phi_p \tag{式 4-28}$$

となる. この式の両辺に \mathbf{M}_{La}^{-1} をかけると次のとおり.

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \left| \begin{array}{c} \\ M_{La}^{-1}M_{Lb} \\ \end{array} \right. \begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \ddot{\psi} \\ \dot{\phi} \\ - \\ \dot{y}_1 \\ \dot{\psi} \\ \psi \\ \dot{\phi} \\ \phi \end{bmatrix} = M_{La}^{-1}M_R\phi_p$$

$$\begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \ddot{\psi} \\ \dot{\phi} \end{bmatrix} = -M_{La}^{-1}M_{Lb} \begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{\psi} \\ \psi \\ \dot{\phi} \\ \phi \end{bmatrix} + M_{La}^{-1}M_R\phi_p$$

式 4-29

この式の左辺のベクトルの 2 行めと 3 行めの間に $\dot{\psi}$, 3 行めの下に ϕ を追加すると,

$$\begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \ddot{\psi} \\ \dot{\psi} \\ \dot{\phi} \\ \phi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -M_{La}^{-1}M_{Lb_{1,1\sim1,5}} \\ -M_{La}^{-1}M_{Lb_{2,1\sim2,5}} \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -M_{La}^{-1}M_{Lb_{3,1\sim3,5}} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{\psi} \\ \psi \\ \dot{\phi} \\ \phi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} M_{La}^{-1}M_{R_{1,1}} \\ M_{La}^{-1}M_{R_{2,1}} \\ 0 \\ M_{La}^{-1}M_{R_{3,1}} \\ 0 \end{bmatrix} \phi_p$$

式 4-30

となる. ここで,

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \ddot{\psi} \\ \dot{\psi} \\ \dot{\phi} \\ \phi \end{bmatrix}, \quad x = \begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{\psi} \\ \psi \\ \dot{\phi} \\ \phi \end{bmatrix}, \quad u = [\phi_p]$$

式 4-31

であるため,

$$A = \begin{bmatrix} -M_{La}^{-1}M_{Lb_{1,1\sim1,5}} \\ -M_{La}^{-1}M_{Lb_{2,1\sim2,5}} \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -M_{La}^{-1}M_{Lb_{3,1\sim3,5}} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} M_{La}^{-1}M_{R_{1,1}} \\ M_{La}^{-1}M_{R_{2,1}} \\ 0 \\ M_{La}^{-1}M_{R_{3,1}} \\ 0 \end{bmatrix}$$

式 4-32

とおくと, 式 4-24 の形になっている. 出力ベクトルを求める式 4-25 の C 及び D に関しては,

$$y = \begin{bmatrix} \phi \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{\psi} \\ \psi \\ \dot{\phi} \\ \phi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} [\phi_p]$$

式 4-33

なので, 以下のとおり.

$$C = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad D = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

式 4-34

Scilab 上において、このようにして求めた \mathbf{A} , \mathbf{B} , \mathbf{C} , \mathbf{D} に車両パラメータを代入した 4 つの行列を `syslin` 関数に入力すると線形システムが定義でき、この線形システムに対して `csim` 関数を用いるとステップ応答が求められる。本項での `csim` 関数を用いたステップ応答の計算は、出力は 0.05 秒間隔、時間は 6 秒間と設定した。また、車両パラメータは、ロール剛性値 k_C がばね上共振周波数 2.0 Hz 相当、3.0 Hz 相当、4.0 Hz 相当の 3 通り、前進速度 \dot{x}_1 が 3.0 m/s, 9.0 m/s, 15.0 m/s の 3 通りで、計 9 通りの計算を各ケースで行った。ステアリングダンパーの減衰係数 c_S は標準の値を用いた。なお、他のケースについてもほぼ同じ手順を行うため、以下にどの運動方程式を用いたかと途中の \mathbf{M}_{La} , \mathbf{M}_{Lb} , \mathbf{M}_R と \mathbf{C} の 4 行列のみを記載する。これらの計算の実際の Scilab ソースコードは Appendix に掲載する。ケース②には横滑り \dot{y}_1 , ヨー ψ , 対路面リーン ϕ , ステア δ に対応する 4 式を用い、4 行列は次のとおり。

$$\mathbf{M}_{La} =$$

$$\begin{bmatrix} M_f + M_r & M_f c & M_f j + M_r h & M_f s \\ M_f c & M_f c^2 + I_{rz} + I_{fx} \sin^2 \varepsilon + I_{fz} \cos^2 \varepsilon & M_f c j - C_{rxz} + (I_{fz} - I_{fx}) \sin \varepsilon \cos \varepsilon & M_f c s + I_{fz} \cos \varepsilon \\ M_f j + M_r h & M_f c j - C_{rxz} + (I_{fz} - I_{fx}) \sin \varepsilon \cos \varepsilon & M_f j^2 + M_r h^2 + I_{rx} + I_{fx} \cos^2 \varepsilon + I_{fz} \sin^2 \varepsilon & M_f j s + I_{fz} \sin \varepsilon \\ M_f s & M_f c s + I_{fz} \cos \varepsilon & M_f j s + I_{fz} \sin \varepsilon & I_{fz} + M_f s^2 \end{bmatrix}^T,$$

$$\mathbf{M}_{Lb} =$$

$$\begin{bmatrix} \frac{K_{Sf} + K_{Sr}}{\dot{x}_1} & \frac{K_{Sf} a - K_{Sr} b}{\dot{x}_1} & 0 & -\frac{K_{Sf} t}{\dot{x}_1} \\ (M_f + M_r) \dot{x}_1 + \frac{K_{Sf} a - K_{Sr} b}{\dot{x}_1} & M_f c \dot{x}_1 + \frac{K_{Sf} a^2 + K_{Sr} b^2}{\dot{x}_1} & \left(M_f j + M_r h + \frac{i_{fy}}{r_f} + \frac{i_{ry} + \lambda i}{r_r} \right) \dot{x}_1 & \left(M_f s + \frac{i_{fy}}{r_f} \sin \varepsilon \right) \dot{x}_1 - \frac{K_{Sf} a t}{\dot{x}_1} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\left(\frac{i_{fy}}{r_f} + \frac{i_{ry} + \lambda i}{r_r} \right) \dot{x}_1 & 0 & -\frac{i_{fy}}{r_f} \cos \varepsilon \dot{x}_1 \\ -K_{Cf} - K_{Cr} & -K_{Cf} a + K_{Cr} b & k_C - (M_f j + M_r h) g & Z_f t - g M_f s + K_{Cf} t \\ -\frac{K_{Sf} t}{\dot{x}_1} & -\frac{i_{fy}}{r_f} \sin \varepsilon \dot{x}_1 - \frac{K_{Sf} a t}{\dot{x}_1} & \frac{i_{fy}}{r_f} \cos \varepsilon \dot{x}_1 & c_S + \frac{K_{Sf} t^2}{\dot{x}_1} \\ -K_{Sf} \cos \varepsilon - K_{Cf} \sin \varepsilon & -(K_{Sf} \cos \varepsilon + K_{Cf} \sin \varepsilon) a & Z_f t - g M_f s & (Z_f t - g M_f s + K_{Cf} t) \sin \varepsilon + K_{Sf} t \cos \varepsilon \end{bmatrix}^T,$$

$$\mathbf{M}_R = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ k_C \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

式 4-35

ケース③には横滑り \dot{y}_1 , ヨー ψ , 対路面リーン ϕ に対応する 3 式を用い、4 行列は次のとおり。

$$\mathbf{M}_{La} = \begin{bmatrix} M_f + M_r & M_f c & M_f j + M_r h \\ M_f c & M_f c^2 + I_{rz} + I_{fx} \sin^2 \varepsilon + I_{fz} \cos^2 \varepsilon & M_f c j - C_{rxz} + (I_{fz} - I_{fx}) \sin \varepsilon \cos \varepsilon \\ M_f j + M_r h & M_f c j - C_{rxz} + (I_{fz} - I_{fx}) \sin \varepsilon \cos \varepsilon & M_f j^2 + M_r h^2 + I_{rx} + I_{fx} \cos^2 \varepsilon + I_{fz} \sin^2 \varepsilon \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{M}_{Lb} = \begin{bmatrix} \frac{K_{Sf} + K_{Sr}}{\dot{x}_1} & (M_f + M_r) \dot{x}_1 + \frac{K_{Sf} a - K_{Sr} b}{\dot{x}_1} & 0 & 0 & -K_{Cf} - K_{Cr} \\ \frac{K_{Sf} a - K_{Sr} b}{\dot{x}_1} & M_f c \dot{x}_1 + \frac{K_{Sf} a^2 + K_{Sr} b^2}{\dot{x}_1} & 0 & -\left(\frac{i_{fy}}{r_f} + \frac{i_{ry} + \lambda i}{r_r} \right) \dot{x}_1 & -K_{Cf} a + K_{Cr} b \\ 0 & \left(M_f j + M_r h + \frac{i_{fy}}{r_f} + \frac{i_{ry} + \lambda i}{r_r} \right) \dot{x}_1 & 0 & 0 & k_C - (M_f j + M_r h) g \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{M}_R = \begin{bmatrix} K_{Sf} \cos \varepsilon + K_{Cf} \sin \varepsilon \\ (K_{Sf} \cos \varepsilon + K_{Cf} \sin \varepsilon)a \\ -Z_f t + gM_f s \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \text{式 4-36}$$

ケース④には横滑り \dot{y}_1 , ヨー ψ , 対路面リーン ϕ に対応する 3 式を用い, 4 行列は次のとおり.

$$\mathbf{M}_{La} = \begin{bmatrix} M_f + M_r & M_f c & M_f j + M_r h \\ M_f c & M_f c^2 + I_{rz} + I_{fx} \sin^2 \varepsilon + I_{fz} \cos^2 \varepsilon & M_f c j - C_{rxz} + (I_{fz} - I_{fx}) \sin \varepsilon \cos \varepsilon \\ M_f j + M_r h & M_f c j - C_{rxz} + (I_{fz} - I_{fx}) \sin \varepsilon \cos \varepsilon & M_f j^2 + M_r h^2 + I_{rx} + I_{fx} \cos^2 \varepsilon + I_{fz} \sin^2 \varepsilon \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{M}_{Lb} = \begin{bmatrix} \frac{K_{Sf} + K_{Sr}}{\dot{x}_1} & (M_f + M_r)\dot{x}_1 + \frac{K_{Sf}a - K_{Sr}b}{\dot{x}_1} & 0 & 0 & -K_{Cf} - K_{Cr} \\ \frac{K_{Sf}a - K_{Sr}b}{\dot{x}_1} & M_f c \dot{x}_1 + \frac{K_{Sf}a^2 + K_{Sr}b^2}{\dot{x}_1} & 0 & -\left(\frac{i_{fy}}{r_f} + \frac{i_{ry} + \lambda i}{r_r}\right)\dot{x}_1 & -K_{Cf}a + K_{Cr}b \\ 0 & \left(M_f j + M_r h + \frac{i_{fy}}{r_f} + \frac{i_{ry} + \lambda i}{r_r}\right)\dot{x}_1 & 0 & 0 & -(M_f j + M_r h)g \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{M}_R = \begin{bmatrix} K_{Sf} \cos \varepsilon + K_{Cf} \sin \varepsilon \\ (K_{Sf} \cos \varepsilon + K_{Cf} \sin \varepsilon)a \\ -Z_f t + gM_f s \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \text{式 4-37}$$

また, \mathbf{D} は, ケースによって行列の大きさは変わるものの, どのケースにおいてもその要素はどれも常に 0 である.

ケース①の 3 種類のロール剛性値 k_c における対センターピボットリーン ϕ_p , つまりリーンペダル入力に対する対路面リーン ϕ のステップ応答を図 4-8 に, ケース②の 3 種類のロール剛性値 k_c における同応答を図 4-9 に示す. これらの違いはステア δ の状態であり, ケース①ではステアはセンターで固定 ($\delta = 0$), ケース②ではフリーコントロール状態 ($\tau_s = 0$) である. これらに続いて, ケース③の 3 種類のロール剛性値 k_c におけるステア δ 入力に対する対路面リーン ϕ のステップ応答を図 4-10 に, ケース④の同応答を図 4-11 に示す. これらの違いは対センターピボットリーン ϕ_p , つまりリーンペダルの状態であり, ケース③ではリーンペダルはセンターで固定 ($\phi_p = 0$), ケース④ではフリーコントロール状態 ($\tau_c = 0$) である. なおケース④についてはリーンペダルがフリーコントロール状態でありロール剛性値による応答の違いは生じないため, グラフは 1 枚だけとなっている. さらに, ケース②については追加で 3 種類のロール剛性値 k_c における対センターピボットリーン ϕ_p , つまりリーンペダル入力に対するステア δ とヨー角速度 $\dot{\psi}$ のステップ応答を図 4-12 と図 4-13 に示す. また, これら全てのグラフで 3 種類の濃さの線を用いているが, それぞれ色の薄い順から前進速度 \dot{x}_1 を 3.0 m/s, 9.0 m/s, 15.0 m/s に設定した場合の結果を示している. なお, 表 4-2 のとおり他のケースにおいてもヨー角速度 $\dot{\psi}$ を出力しているが, これらは結果の妥当性の確認には使用したが, ここには掲載していない.

Case 1 [Steer Fixed, Input: ϕ_p , Output: ϕ]

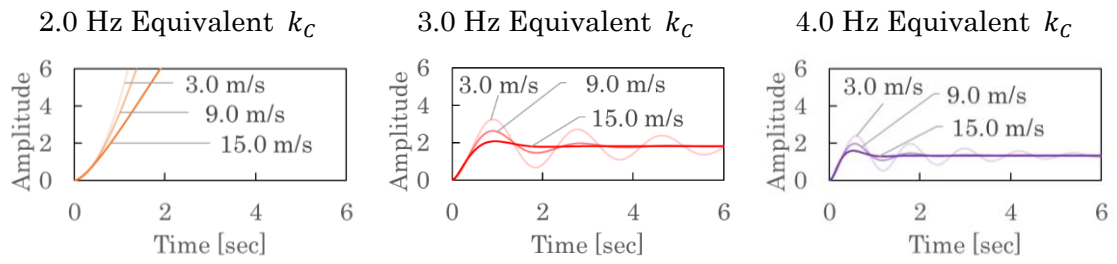


図 4-8 ステップ応答ケース①結果グラフ (出力：対路面リーン)

Case 2 [Steer Free Control, Input: ϕ_p , Output: ϕ]

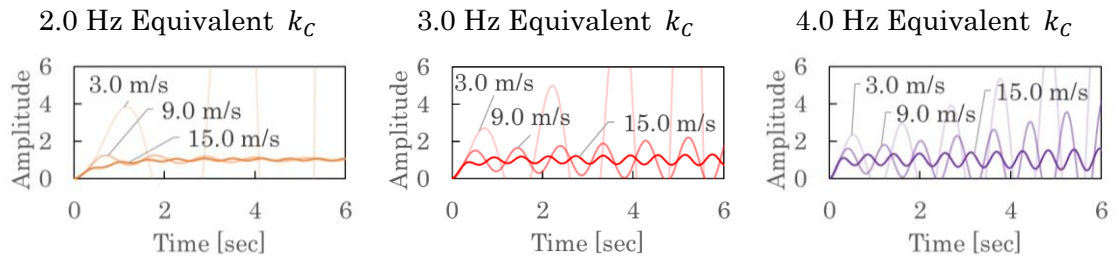


図 4-9 ステップ応答ケース②結果グラフ (出力：対路面リーン)

Case 3 [Lean Pedal Fixed, Input: δ , Output: ϕ]

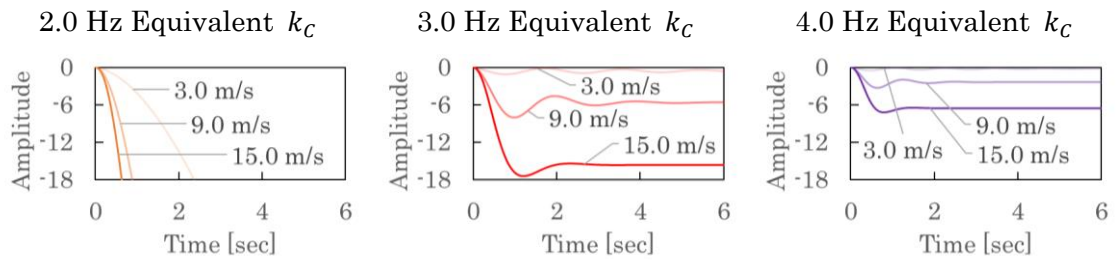


図 4-10 ステップ応答ケース③結果グラフ (出力：対路面リーン)

Case 4 [Lean Free Control, Input: δ , Output: ϕ]

2.0Hz, 3.0 Hz, 4.0 Hz Equivalent k_C

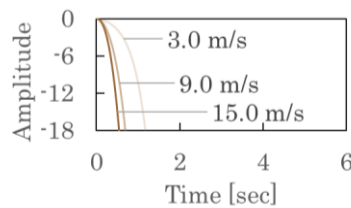


図 4-11 ステップ応答ケース④結果グラフ (出力：対路面リーン)

Case 2 [Steer Free Control, Input: ϕ_p , Output: δ]

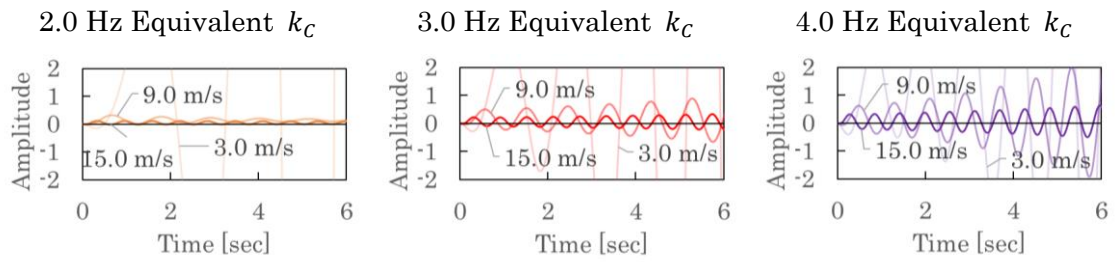


図 4-12 ステップ応答ケース②結果グラフ (出力：ステア)

Case 2 [Steer Free Control, Input: ϕ_p , Output: ψ]

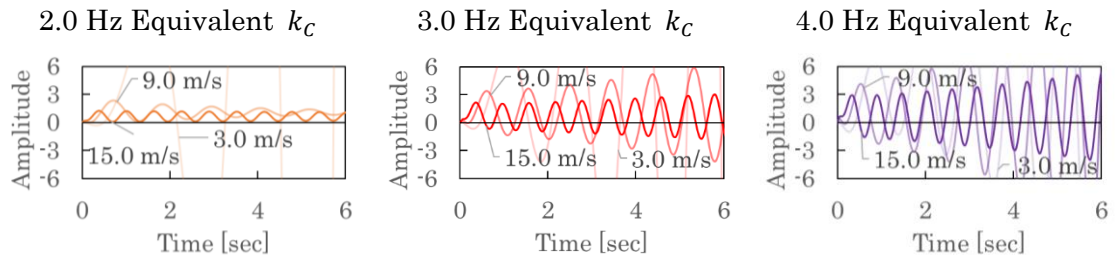


図 4-13 ステップ応答ケース②結果グラフ (出力：ヨー角速度)

これらのステップ応答の様子を観察すると、図 4-8 のステアが中立固定で対路面リーンを入力するケース①では、ロール剛性値が低すぎると速度に関わらず応答が収束しない。図 4-10 のリーンペダルを中立で固定しステアを入力するケース③においても、ロール剛性値が低すぎるとリーンペダルによって向心加速度に対応することが不可能となることがわかる。これは対路面リーン ϕ に関する運動方程式 (式 4-19) の対路面リーン ϕ の係数 $k_C - (M_f j + M_r h)g$ が負になっているためであり、リーンペダルでバランスを取るためには最低限この係数が正になるロール剛性値は確保するべきであり、この値が大きいほどリーンペダルによって狙ったリーン状態を実現するのが容易となることがわかる。

しかし図 4-9 のステアがフリーコントロール状態のケース②では、ロール剛性値 k_C が最も低いばね上共振周波数 2.0 Hz 相当の速度が大きい時が最も応答が安定している。これは、リーンによってステアが誘起されることによって本来安定となっている二輪車を手放しで乗るのと同様の状態において、ロール剛性値に比例する大きさのリーンに関する外乱が入っていると見做すことができる。ケース②におけるステア δ とヨー角速度 ψ の出力の図 4-12 と図 4-13 を見ると、リーンのみへの入力であるにもかかわらずステアが発生しそれに伴ってヨー運動もしており、リーンが振動的に発散する時にはステアとヨー角速度も振動的に発散するウィーブ現象が起きることがわかる。これを防ぐためにはロール剛性値を低くするべきと考えることもできるが、それではリーンモーメントの発生が可能であるリーン・オートモビルの特徴を弱めてしまうこととなる。また、通常の二輪車であればステアダンパーの減衰を高めたり乗員がハンドルバーを強く握ったりするとウィーブ現象が起きやすくなるが、リーン・オートモビルではケース①のようにステアを完全に固定してしまった方が安定しやすくなるという通常とは逆の性質もある [7]。こ

の性質を確認するため、ケース①及び②に加え元の車両パラメータからステア減衰係数 c_s を 30 倍大きくしたモデルを用いたケース②'の3つのケースに関して 2.5 m/s から 15.0 m/s まで 0.25 m/s 刻みの速度において共振周波数及びその減衰比を求める計算を行い、図 4-14 に示す結果を得た。図の上段が共振周波数、下段が減衰比であり、右に行くほどステアがフリーとなるようにグラフを並べている。この計算は Scilab において `damp` 関数を用いて固有周波数及び減衰比、`repfreq` 関数及び `dbphi` 関数を用いてボード線図を取得し、伝達関数の分母の多項式の次数に応じて複数の値が出力される固有周波数及び減衰比から支配的なモードをボード線図のピーク周波数から判断して共振周波数及びその減衰比を求める手順で行った。なお、ケース①のばね上共振周波数 2.0 Hz 相当のロール剛性値の場合には振動せずに発散するのでグラフにこの場合の線はない。この図 4-14 に示す結果から、リーン・オートモビルにおいてはロール剛性値が低すぎなければ、ステアを動きにくくするほど減衰比が確保できることがわかる。これは、単純に乗員がステアを保持することによってケース②のようなウィーブ現象を抑えることができることを示しており、つまりロール剛性値を低くする必要はないと考えられる。したがって、ロール剛性値は高いほど良いということになるが、乗り心地とのトレードオフを考えると、通常の乗用車のばね上共振周波数は 2.0 Hz でも高い方となることからばね上共振周波数 3.0 Hz 相当のロール剛性値を持つように板ばねを設計するのが妥当と著者は結論付けた。

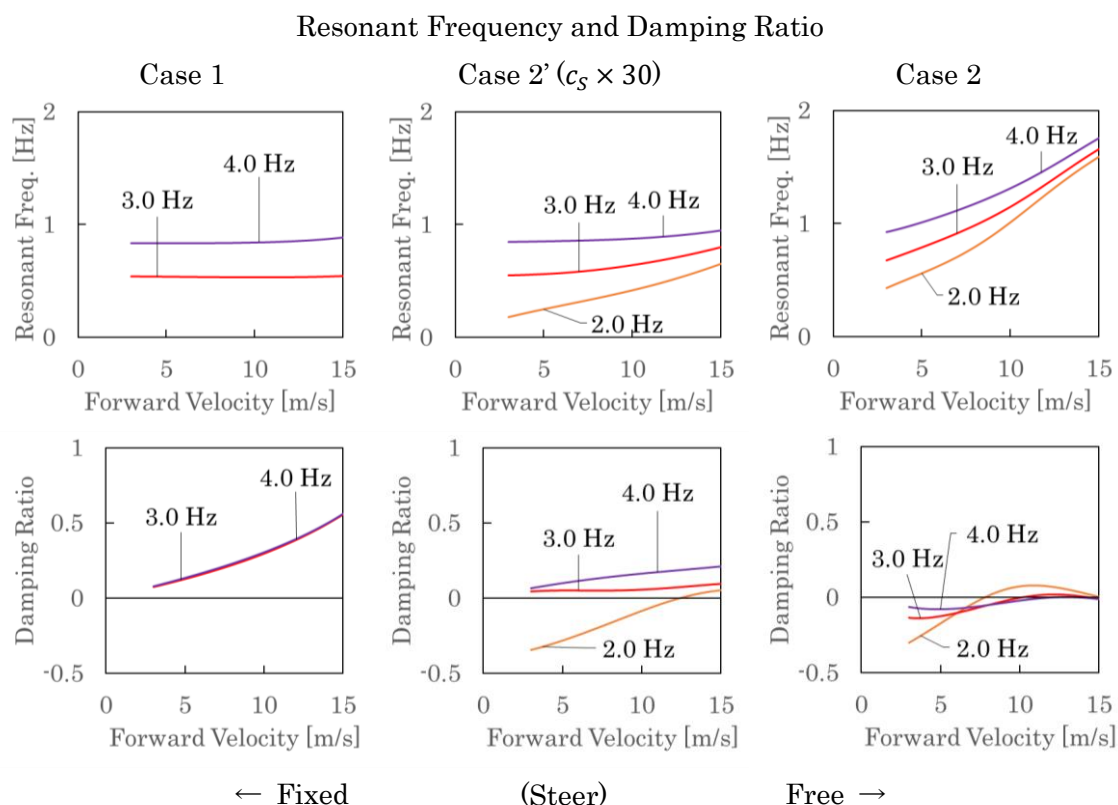


図 4-14 ケース①及び②におけるステア保持による共振周波数と減衰比の変化

また、図 4-11 のリーンをフリーコントロール状態としてステアを入力するケース④の結果からは、ステアによって車両が旋回し横方向加速度が発生した結果かなり強くリーンが発生させられることがわかる。図 4-9 のケース②と図 4-10 のケース③のばね上共振周波数 3.0 Hz 相当のロール剛性値の場合の結果を見比べても、リーンによってステアが誘起される度合よりも、ステアによってリーンが強制される度合の方が強い。この理由としては、CPS がダブルウィッシュボーン式を基本としていることを考慮し、二輪車よりも四輪車らしいステアリングジオメトリを想定した車両パラメータ (t 及び ϵ) を設定していることと、重心が比較的高く横方向加速度がリーンモーメントになる際のモーメントアームが大きいことも一因だと考えられる。この特性から、車両が停止していなければリーンペダルに加えステア操作によってもリーンモーメントを発生させてリーンを制御することができ、十分な速度があればステア操作を用いる方が機敏なリーン操作が可能となることが示唆される。

4.2.4 リーンモーメント限界の考察

前項では主にステップ応答からリーン・オートモビルのリーン運動特性を考察したが、実際にはリーンが安定に至るまでの過程に必要なリーンモーメントが過大となり、そのようなリーン操作は不可能となる場合が考えられる。本項ではこのリーンペダルによるリーン操作の限界がどこにあるかを考える。このような限界に至ることなくリーン操作が可能かどうかを乗員の操作を模した入力による運動シミュレーションによって明らかにするのは次項で行う。

リーン・オートモビルは CPS によって左右に離れて配置された前輪 2 輪の垂直抗力を増減させることによってリーンモーメントの発生を行う。CPS には左右の前輪の垂直抗力の合計を増減させる機能はなく、どちらかの前輪の垂直抗力をもう片方の前輪へと移してリーンモーメントを発生させる機構であるため、どちらかの車輪の垂直抗力が 0 N となってしまうとそれ以上もう片方の前輪に垂直抗力を移すことができず、垂直抗力が 0 N となった側の車輪が浮いてしまう。もちろん減速時には前輪 2 輪の垂直抗力の合計は増えるが、本研究では一定速度の場合のみを考える。表 4-2 にまとめた本章での計算に用いる車両パラメータによると前輪 2 輪の垂直抗力の合計は $Z_f = -836$ N であり、左右の前輪を 1 輪で代表させる 4+1 自由度モデルには必要ないため同表には記載していないが、フロントトレッド d_f は 0.580 m であるため、CPS によって発生可能なリーンモーメント τ_c の絶対値は最大で

$$|Z_f| \times \frac{d_f}{2} = 424 \text{ [Nm]} \quad \text{式 4-38}$$

である。この値とばね上共振周波数 3.0 Hz 相当のロール剛性値 2,550 Nm/rad を対センターピボットリーンについての運動方程式 (式 4-21) に代入すると

$$|\phi - \phi_p| = 0.0952 \text{ [rad]} = 5.45 \text{ [deg]} \quad \text{式 4-39}$$

が得られる。したがって、次項の操作シミュレーションの結果のグラフにおいても、対路面リーン ϕ の線から上下に 5.45 度離れたところに限界リーンモーメント線を示すこととする。この上下の限界リーンモーメント線の間に対センターピボットリーン ϕ_p の線が収まっていれば、CPS によってその時のリーンモーメントを発生することは構造上可能であるという意味になる。

ここまでは CPS がその構造上発生し得る最大リーンモーメントについて考察したが、乗員が自身の脚で CPS に接続されたリーンペダルを実際に操作する際に、その最大リーンモーメントがどれほどの力に相当するのかについても考察しておく。CPS によるタイヤの上下動とリーンペダルとの間にはレバー比が設定でき、このレバー比は乗員の脚に要求されるペダル踏力とペダルストロークのトレードオフを変化させる。タイヤの上下動の大きさは仮に 0.5G 旋回まで機構上許容するように設計するならばフロントトレッドの半分の 0.290 m となる。一方、タイヤに垂直抗力に加えられる力の最大値は先の考察のとおり前輪 2 輪の垂直抗力の合計は Z_f の半分の 418 N である。故に、レバー比が 1 ならば乗員は構造上の最大リーンモーメントを発生させるにはペダル踏力を 418 N まで出す必要があり、右フルリーンから左フルリーンまでにペダルは 0.290 m ストロークすることになる。自転車の一般的なクランク長は 170 mm、つまりストロークは 0.34 m であることを考慮するとこのペダルストローク自体には問題はないと考えられるが、ペダルストロークはキャビンの前後長への影響が大きいためペダルストロークを減らす目的でレバー比を 0.8 とすると、ペダルのフルストロークは 0.232 m で済むが、ペダル踏力は 523 N に増大する。ほとんどの場合、人間は自分の体重を中腰状態でも片足で支えることが可能なので、この程度のレバー比でも十分なリーンモーメントが発生できるだろう。したがって、実際の車両におけるリーンペダルのレバー比は 1 よりある程度小さい値とすることが適切であると考えられる。

4.2.5 操作シミュレーション

先に行った過渡応答特性の計算からはリーンペダルとステアの操作によってリーン・オートモビルのリーン運動を安定させることが可能であると考えられるが、安定に至るまでの過程において前項で考察したような CPS の構造上発生し得るリーンモーメントの限界に至ってしまい、実際には操縦が困難となっている恐れがある。そこで、より実際的な検証のため乗員の操作を模した入力による運動シミュレーションを行う。シミュレーション条件は、表 4-3 のとおりリーンペダルとステアの両方を同時に操作するケース④、ステアはフリーコントロール状態（つまり $\tau_s = 0 \text{ const.}$ ）としてリーンペダルのみを操作してステアを誘起させるケース⑤、リーンはフリーコントロール状態（つまり $\tau_c = 0 \text{ const.}$ すなわち $\phi_p = \phi$ ）としてステアのみを操作するケース⑥の 3 通りであり、表中には状態空間表現における入力ベクトル \mathbf{u} 、内部変数ベクトル \mathbf{x} 、出力ベクトル \mathbf{y} も示している。

表 4-3 操作シミュレーションの計算条件

Case	Conditions	Input Vector	State Vector	Output Vector
A	None	$\mathbf{u} = \begin{bmatrix} \phi_p \\ \ddot{\delta} \\ \dot{\delta} \\ \delta \end{bmatrix}$	$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{\psi} \\ \psi \\ \dot{\phi} \\ \phi \end{bmatrix}$	$\mathbf{y} = \begin{bmatrix} \phi \\ \dot{y}_1 \\ \dot{\psi} \\ \psi \end{bmatrix}$
B	$\tau_S = 0$ const.	$\mathbf{u} = [\phi_p]$	$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{\psi} \\ \psi \\ \dot{\phi} \\ \phi \\ \dot{\delta} \\ \delta \end{bmatrix}$	$\mathbf{y} = \begin{bmatrix} \phi \\ \dot{y}_1 \\ \dot{\psi} \\ \psi \\ \delta \end{bmatrix}$
C	$\tau_C = 0$ const., therefore $\phi_p = \phi$	$\mathbf{u} = \begin{bmatrix} \ddot{\delta} \\ \dot{\delta} \\ \delta \end{bmatrix}$	$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{\psi} \\ \psi \\ \dot{\phi} \\ \phi \end{bmatrix}$	$\mathbf{y} = \begin{bmatrix} \phi \\ \dot{y}_1 \\ \dot{\psi} \\ \psi \end{bmatrix}$

これらの条件に合わせて前々項と同様に運動方程式を状態空間表現に変換する。ケースⒶには横滑り \dot{y}_1 ，ヨー ψ ，対路面リーン ϕ に対応する 3 式を用い， \mathbf{M}_{La} ， \mathbf{M}_{Lb} ， \mathbf{M}_R と \mathbf{C} の 4 行列は次のとおりとなる。

$$\begin{aligned}
 \mathbf{M}_{La} &= \begin{bmatrix} M_f + M_r & M_f c & M_f j + M_r h \\ M_f c & M_f c^2 + I_{rz} + I_{fx} \sin^2 \varepsilon + I_{fz} \cos^2 \varepsilon & M_f c j - C_{rxz} + (I_{fz} - I_{fx}) \sin \varepsilon \cos \varepsilon \\ M_f j + M_r h & M_f c j - C_{rxz} + (I_{fz} - I_{fx}) \sin \varepsilon \cos \varepsilon & M_f j^2 + M_r h^2 + I_{rx} + I_{fx} \cos^2 \varepsilon + I_{fz} \sin^2 \varepsilon \end{bmatrix}, \\
 \mathbf{M}_{Lb} &= \begin{bmatrix} \frac{K_{Sf} + K_{Sr}}{\dot{x}_1} & (M_f + M_r) \dot{x}_1 + \frac{K_{Sf} a - K_{Sr} b}{\dot{x}_1} & 0 & 0 & -K_{Cf} - K_{Cr} \\ \frac{K_{Sf} a - K_{Sr} b}{\dot{x}_1} & M_f c \dot{x}_1 + \frac{K_{Sf} a^2 + K_{Sr} b^2}{\dot{x}_1} & 0 & -\left(\frac{i_{fy}}{r_f} + \frac{i_{ry} + \lambda i}{r_r}\right) \dot{x}_1 & -K_{Cf} a + K_{Cr} b \\ 0 & \left(M_f j + M_r h + \frac{i_{fy}}{r_f} + \frac{i_{ry} + \lambda i}{r_r}\right) \dot{x}_1 & 0 & 0 & k_C - (M_f j + M_r h) g \end{bmatrix}, \\
 \mathbf{M}_R &= \begin{bmatrix} 0 & -M_f s & \frac{K_{Sf} t}{\dot{x}_1} & K_{Sf} \cos \varepsilon + K_{Cf} \sin \varepsilon \\ 0 & -M_f c s - I_{fz} \cos \varepsilon & \frac{i_{fy}}{r_f} \sin \varepsilon \dot{x}_1 + \frac{K_{Sf} a t}{\dot{x}_1} & (K_{Sf} \cos \varepsilon + K_{Cf} \sin \varepsilon) a \\ k_C & -M_f j s + I_{fz} \sin \varepsilon & -\frac{i_{fy}}{r_f} \cos \varepsilon \dot{x}_1 & -Z_f t + g M_f s \end{bmatrix}, \\
 \mathbf{C} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}
 \end{aligned}$$

式 4-40

ケース⑧には横滑り \dot{y}_1 , ヨー ψ , 対路面リーン ϕ , ステア δ に対応する 4 式を用い, 4 行列は次のとおり.

$$\mathbf{M}_{La} =$$

$$\begin{bmatrix} M_f + M_r & M_{fc} & M_{fj} + M_r h & M_{fs} \\ M_{fc} & M_{fc}^2 + I_{rz} + I_{fx} \sin^2 \varepsilon + I_{fz} \cos^2 \varepsilon & M_{fc} j - C_{rxz} + (I_{fz} - I_{fx}) \sin \varepsilon \cos \varepsilon & M_{fc} s + I_{fz} \cos \varepsilon \\ M_{fj} + M_r h & M_{fc} j - C_{rxz} + (I_{fz} - I_{fx}) \sin \varepsilon \cos \varepsilon & M_{fj}^2 + M_r h^2 + I_{rx} + I_{fx} \cos^2 \varepsilon + I_{fz} \sin^2 \varepsilon & M_{fj} s + I_{fz} \sin \varepsilon \\ M_{fs} & M_{fc} s + I_{fz} \cos \varepsilon & M_{fj} s + I_{fz} \sin \varepsilon & I_{fz} + M_{fs}^2 \end{bmatrix}^T,$$

$$\mathbf{M}_{Lb} =$$

$$\begin{bmatrix} \frac{K_{Sf} + K_{Sr}}{\dot{x}_1} & \frac{K_{Sf} a - K_{Sr} b}{\dot{x}_1} & 0 & -\frac{K_{Sf} t}{\dot{x}_1} \\ (M_f + M_r) \dot{x}_1 + \frac{K_{Sf} a - K_{Sr} b}{\dot{x}_1} & M_{fc} \dot{x}_1 + \frac{K_{Sf} a^2 + K_{Sr} b^2}{\dot{x}_1} & \left(M_{fj} + M_r h + \frac{i_{fy}}{r_f} + \frac{i_{ry} + \lambda i}{r_r} \right) \dot{x}_1 & \left(M_{fs} + \frac{i_{fy}}{r_f} \sin \varepsilon \right) \dot{x}_1 - \frac{K_{Sf} a t}{\dot{x}_1} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\left(\frac{i_{fy}}{r_f} + \frac{i_{ry} + \lambda i}{r_r} \right) \dot{x}_1 & 0 & -\frac{i_{fy}}{r_f} \cos \varepsilon \dot{x}_1 \\ -K_{cf} - K_{cr} & -K_{cf} a + K_{cr} b & k_c - (M_{fj} + M_r h) g & Z_f t - g M_{fs} + K_{cft} \\ -\frac{K_{Sf} t}{\dot{x}_1} & -\frac{i_{fy}}{r_f} \sin \varepsilon \dot{x}_1 - \frac{K_{Sf} a t}{\dot{x}_1} & \frac{i_{fy}}{r_f} \cos \varepsilon \dot{x}_1 & c_s + \frac{K_{Sf} t^2}{\dot{x}_1} \\ -K_{Sf} \cos \varepsilon - K_{cf} \sin \varepsilon & -(K_{Sf} \cos \varepsilon + K_{cf} \sin \varepsilon) a & Z_f t - g M_{fs} & (Z_f t - g M_{fs} + K_{cft}) \sin \varepsilon + K_{Sf} t \cos \varepsilon \end{bmatrix}^T,$$

$$\mathbf{M}_R = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ k_c \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

式 4-41

ケース⑨には横滑り \dot{y}_1 , ヨー ψ , 対路面リーン ϕ に対応する 3 式を用い, 4 行列は次のとおり.

$$\mathbf{M}_{La} = \begin{bmatrix} M_f + M_r & M_{fc} & M_{fj} + M_r h \\ M_{fc} & M_{fc}^2 + I_{rz} + I_{fx} \sin^2 \varepsilon + I_{fz} \cos^2 \varepsilon & M_{fc} j - C_{rxz} + (I_{fz} - I_{fx}) \sin \varepsilon \cos \varepsilon \\ M_{fj} + M_r h & M_{fc} j - C_{rxz} + (I_{fz} - I_{fx}) \sin \varepsilon \cos \varepsilon & M_{fj}^2 + M_r h^2 + I_{rx} + I_{fx} \cos^2 \varepsilon + I_{fz} \sin^2 \varepsilon \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{M}_{Lb} = \begin{bmatrix} \frac{K_{Sf} + K_{Sr}}{\dot{x}_1} & (M_f + M_r) \dot{x}_1 + \frac{K_{Sf} a - K_{Sr} b}{\dot{x}_1} & 0 & 0 & -K_{cf} - K_{cr} \\ \frac{K_{Sf} a - K_{Sr} b}{\dot{x}_1} & M_{fc} \dot{x}_1 + \frac{K_{Sf} a^2 + K_{Sr} b^2}{\dot{x}_1} & 0 & -\left(\frac{i_{fy}}{r_f} + \frac{i_{ry} + \lambda i}{r_r} \right) \dot{x}_1 & -K_{cf} a + K_{cr} b \\ 0 & \left(M_{fj} + M_r h + \frac{i_{fy}}{r_f} + \frac{i_{ry} + \lambda i}{r_r} \right) \dot{x}_1 & 0 & 0 & -(M_{fj} + M_r h) g \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{M}_R = \begin{bmatrix} -M_{fs} & \frac{K_{Sf} t}{\dot{x}_1} & K_{Sf} \cos \varepsilon + K_{cf} \sin \varepsilon \\ -M_{fc} s - I_{fz} \cos \varepsilon & \frac{i_{fy}}{r_f} \sin \varepsilon \dot{x}_1 + \frac{K_{Sf} a t}{\dot{x}_1} & (K_{Sf} \cos \varepsilon + K_{cf} \sin \varepsilon) a \\ -M_{fj} s + I_{fz} \sin \varepsilon & -\frac{i_{fy}}{r_f} \cos \varepsilon \dot{x}_1 & -Z_f t + g M_{fs} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

式 4-42

また、 D は、ケースによって行列の大きさは変わるものの、どのケースにおいてもその要素はどれも常に 0 である。Scilab 上において、これらの M_{La} , M_{Lb} , M_R から求めた A , B と C , D に車両パラメータを代入した 4 つの行列を `syslin` 関数に入力して定義した線形システムを、`dscr` 関数を用いて離散化する。これを、乗員の操作を模擬した入力ベクトル u の時系列データとともに `dsimul` 関数に入力して車両の挙動を計算する。本項における計算の離散化の時間ステップは 0.001 秒とした。また、車両パラメータについては、ロール剛性値 k_C は、前々項にてバランスが取れていると示唆され試験車両においても採用するばね上共振周波数 3.0 Hz 相当を使用した。前進速度 \dot{x}_1 は 3.0 m/s, 9.0 m/s, 15.0 m/s の 3 通りの計算を各ケースで行った。ステアリングダンパーの減衰係数 c_S は標準の値を用いた。

続いて、どのような運動をシミュレーションするかについて説明する。内傾型車両であるリーン・オートモビルの特徴を考慮し、リーンコントロールが必要とされる場面として、直進状態から旋回を開始して定常円旋回を行い、再び旋回を終えて直進状態に戻る、そしてこのとき最初の針路から 90 度向きが変わるような運動を取り扱うこととする。つまり、「直進から旋回への遷移」「定常円旋回」「旋回から直進への遷移」「直進」の 4 フェイズからなる走行を模擬する。前進速度 \dot{x}_1 は先に述べたとおり 3.0 m/s, 9.0 m/s, 15.0 m/s の 3 通りを用いるが、「定常円旋回」フェイズにおいて車両に働く慣性力、すなわち旋回 G に差があると比較・考察に難があると考えられるため、どの速度でもほぼ同じ旋回 G となるようにする。旋回 G が一定だと旋回半径は速度の二乗で大きくなる関係があるため、90 度の旋回にかかる時間は速度に比例して長くなる。このことを考慮して各速度における 4 フェイズの長さを表のとおり定めた。

表 4-4 3 通りの前進速度における操作シミュレーションの 4 フェイズの秒数

Forward Velocity	Estimated Turning Radius	Duration of Each Phase			
		Straight to Turn	Steady Turn	Turn to Straight	Steady Straight
3.0 m/s	4.6 m	1.00 sec	1.40 sec	1.00 sec	3.00 sec
9.0 m/s	41 m	1.00 sec	6.20 sec	1.00 sec	3.00 sec
15.0 m/s	115 m	1.00 sec	11.0 sec	1.00 sec	3.00 sec

次に、このような操作及び運動を模擬するために必要な入力ベクトル u の時系列データの作成方法について説明する。ケース④ではステアとリーンペダルの 2 系統の入力があるが、それぞれ独立して決めると自由度がありすぎるため、これらはリーンウィズを想定した比例関係とする。この比例関係はケース④の状態空間表現への変換に用いた横滑り \dot{y}_1 , ヨー ψ , 対路面リーン ϕ に対応する 3 式、つまり式 4-17, 式 4-18, 式 4-19 に、以下のリーンウィズでの定常円旋回の条件を入力することによって得られる。

$$\ddot{y}_1 = \ddot{\psi} = \ddot{\phi} = \dot{\phi} = \dot{\delta} = \dot{\delta} = 0, \quad \phi = \phi_p \quad \text{式 4-43}$$

3 式に上の条件を代入して、行列で表すと以下のとおり。

$$\begin{aligned}
& \begin{bmatrix} \frac{K_{Sf} + K_{Sr}}{\dot{x}_1} & (M_f + M_r)\dot{x}_1 + \frac{K_{Sf}a - K_{Sr}b}{\dot{x}_1} & -K_{Cf} - K_{Cr} \\ \frac{K_{Sf}a - K_{Sr}b}{\dot{x}_1} & M_f c \dot{x}_1 + \frac{K_{Sf}a^2 + K_{Sr}b^2}{\dot{x}_1} & -K_{Cf}a + K_{Cr}b \\ 0 & \left(M_f j + M_r h + \frac{i_{fy}}{r_f} + \frac{i_{ry} + \lambda i}{r_r} \right) \dot{x}_1 & -(M_f j + M_r h)g \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{\psi} \\ \dot{\phi} \end{bmatrix} \\
& = \begin{bmatrix} K_{Sf} \cos \varepsilon + K_{Cf} \sin \varepsilon \\ (K_{Sf} \cos \varepsilon + K_{Cf} \sin \varepsilon)a \\ -Z_f t + g M_f s \end{bmatrix} [\delta]
\end{aligned} \tag{式 4-44}$$

この式を変形すると以下の関係が得られる。

$$\begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \delta \\ \dot{\psi} \\ \dot{\delta} \\ \dot{\phi} \\ \dot{\delta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{K_{Sf} + K_{Sr}}{\dot{x}_1} & (M_f + M_r)\dot{x}_1 + \frac{K_{Sf}a - K_{Sr}b}{\dot{x}_1} & -K_{Cf} - K_{Cr} \\ \frac{K_{Sf}a - K_{Sr}b}{\dot{x}_1} & M_f c \dot{x}_1 + \frac{K_{Sf}a^2 + K_{Sr}b^2}{\dot{x}_1} & -K_{Cf}a + K_{Cr}b \\ 0 & \left(M_f j + M_r h + \frac{i_{fy}}{r_f} + \frac{i_{ry} + \lambda i}{r_r} \right) \dot{x}_1 & -(M_f j + M_r h)g \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} K_{Sf} \cos \varepsilon + K_{Cf} \sin \varepsilon \\ (K_{Sf} \cos \varepsilon + K_{Cf} \sin \varepsilon)a \\ -Z_f t + g M_f s \end{bmatrix} \tag{式 4-45}$$

したがってパターン④においては、この関係に車両パラメータを代入して得られる比例係数をステア入力に掛けてリーンプedal入力、すなわち対センターピボットリーンの値を決めることとする。また、ステア（とリーンプedal）の入力はその二階時間微分も運動に関わるため、微分不可能な箇所のないなめらかな曲線で表される時系列データを入力する必要がある。ここでは、値の変化する「直進から旋回への遷移」及び「旋回から直進への遷移」フェイズでは正弦曲線を用いて定義することによってこれを実現する。開始点と終了点において時間微分は0となるので、これらの点での入力値を決めれば間をつなぐ正弦曲線は一意に決まる。つまり「定常円旋回」フェイズでのステアの入力値を決めればよい。後に結果を示すシミュレーションでは、最後の「直進」フェイズでの針路が始めの針路からちょうど90度回るように「定常円旋回」フェイズでのステアの入力値を探索して得られた値を用いている。

ケース⑤では、入力する時系列データが必要なのはリーンプedal操作だけであるが、リーンプedal入力はパターン④と同様に遷移フェイズでは正弦関数、定常フェイズでは一定値とする。後に結果を示すシミュレーションでは、最後の「直進」フェイズでの針路が始めの針路からちょうど90度回るように「定常円旋回」フェイズでのリーンプedalの入力値を探索して得られた値を用いている。

ケース⑥では、他のケースと異なり内傾させるために一度旋回したい方向とは逆向きにステアを切る必要があり、この逆向きの操作量も決めなければならない。この探索範囲を制限するため、逆ステア操作を終了する時間は「直進から旋回への遷移」及び「旋回から直進への遷移」フェイズが40%経過したところと定めた。つまり遷移フェイズの0%から40%までと40%から100%までの2本の正弦曲線を使うこととなる。この2本の正弦曲線をつなぐ点での時間微分は0、すなわち極小値・極大値を取る点でつなぐこととする。また、このケース⑥ではリーンモーメントは常に0であり旋回中はリーンウィズ状態であると考えられるため、定められた時間での90度旋回に必要な「定常円旋回」フェイズでのステアの入力値は、遷移フェイズでの挙動が異なるので

正確には僅かに差があると考えられるが、ケース①で定めた値を採用することとする。これにより、探索が必要なのは、逆ステア操作量のみに限られた。後に結果を示すシミュレーションでは、「定常円旋回」及び「直進」でリーンが安定するように逆ステアの入力値を探索して得られた値を用いている。表 4-5 に①, ②, ③の 3 ケースの各前進速度 x_1 においてこれらの探索を行った結果の入力値をまとめる。なお、ケース②では、過渡応答特性のケース②の結果からもわかるように低速ではリーンの発散が速いため、前進速度 3.0 m/s では結果を得られず、表 4-5 にもケース B の前進速度 3.0 m/s の行は存在しない。これらの計算の実際の Scilab ソースコードは Appendix に掲載する。

表 4-5 操作シミュレーションに用いた入力値

Case	Forward Velocity	Steer Input Value			Lean Pedal Input Value
		Reverse Move to Begin Turning	At Steady Turning	Reverse Move to Return Straight	At Steady Turning
A	3.0 m/s	-	14.9 deg	-	11.3 deg
	9.0 m/s	-	1.66 deg	-	11.6 deg
	15.0 m/s	-	0.598 deg	-	11.7 deg
B	9.0 m/s	-	-	-	11.8 deg
	15.0 m/s	-	-	-	11.9 deg
C	3.0 m/s	-4.57 deg	14.9 deg	+4.59 deg	-
	9.0 m/s	-0.586 deg	1.66 deg	+0.586 deg	-
	15.0 m/s	-0.279 deg	0.598 deg	+0.279 deg	-

ケース④の各前進速度におけるシミュレーションの結果を図 4-15, 図 4-16, 図 4-17 に示す. 各図において右側に掲載したのは計算結果を積分して求めた走行軌跡である. なお, 軌跡上の丸印はフェイズが切り替わる時点での位置である.

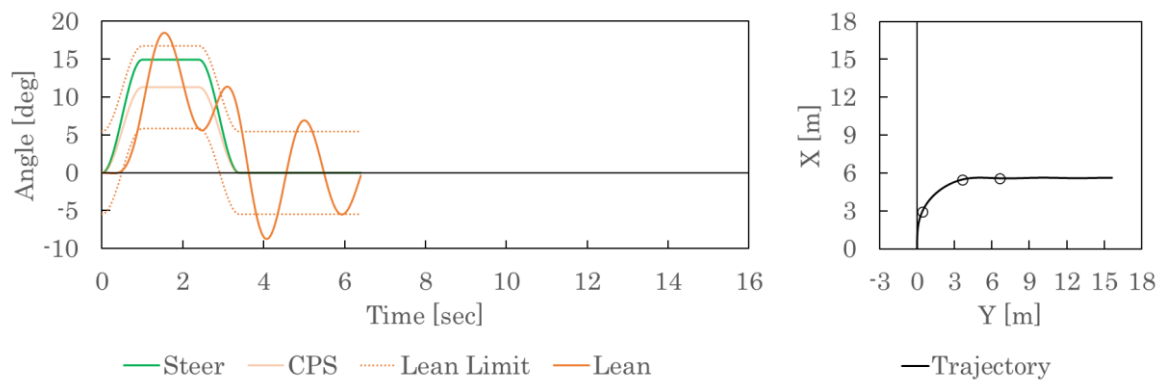


図 4-15 ケース④結果グラフ (前進速度 : 3.0 m/s)

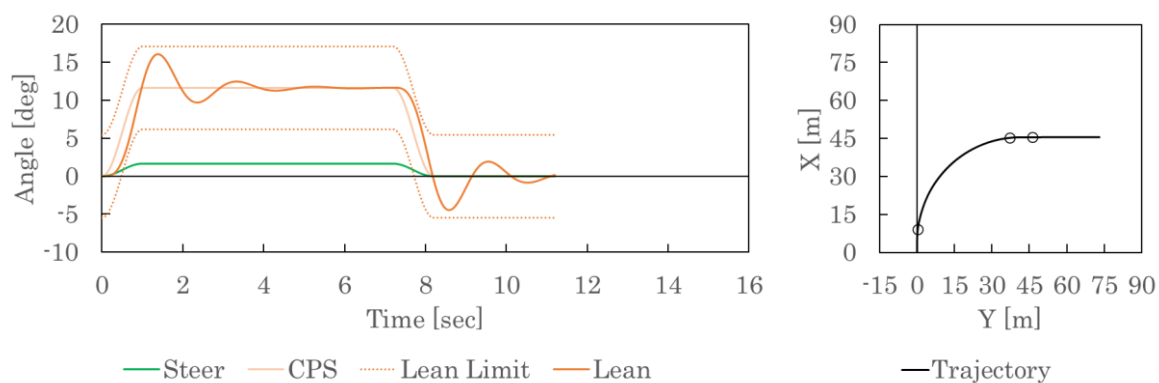


図 4-16 ケース④結果グラフ (前進速度 : 9.0 m/s)

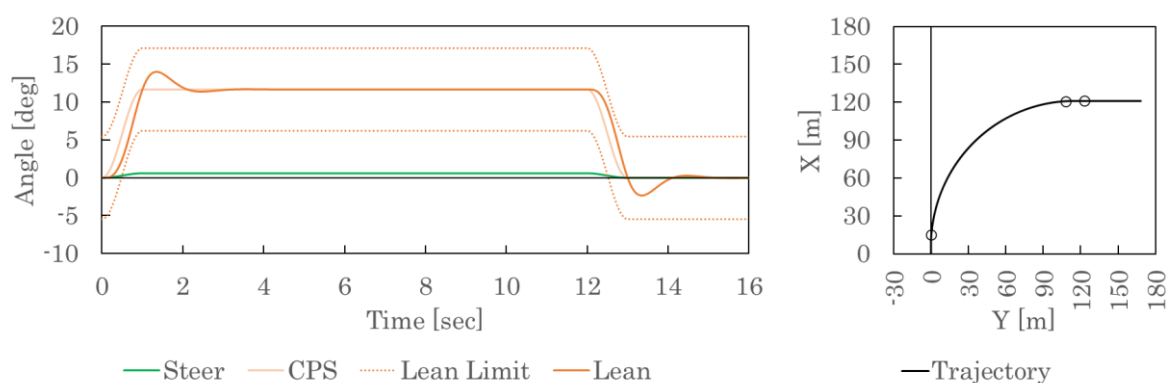


図 4-17 ケース④結果グラフ (前進速度 : 15.0 m/s)

ケース⑧の各前進速度におけるシミュレーションの結果を図 4-18, 図 4-19 に示す. 各図において右側に掲載したのは計算結果を積分して求めた走行軌跡である. なお, 軌跡上の丸印はフェイズが切り替わる時点での位置である.

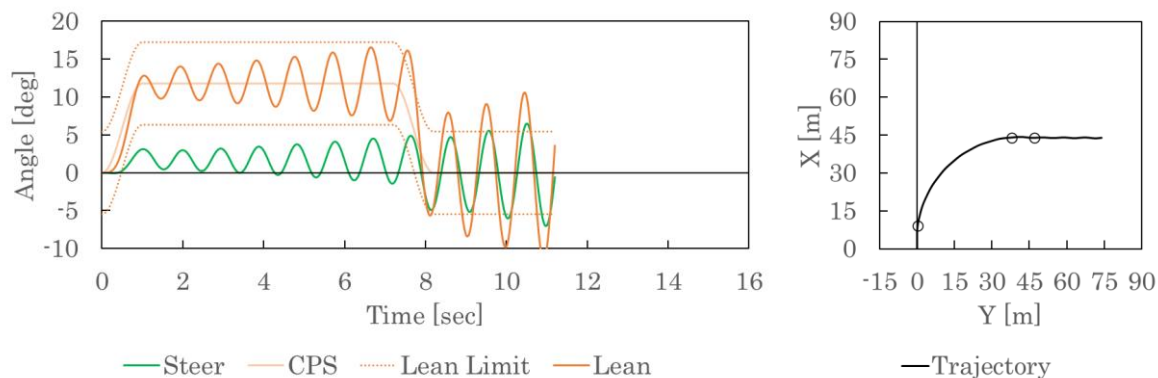


図 4-18 ケース⑧結果グラフ (前進速度 : 9.0 m/s)

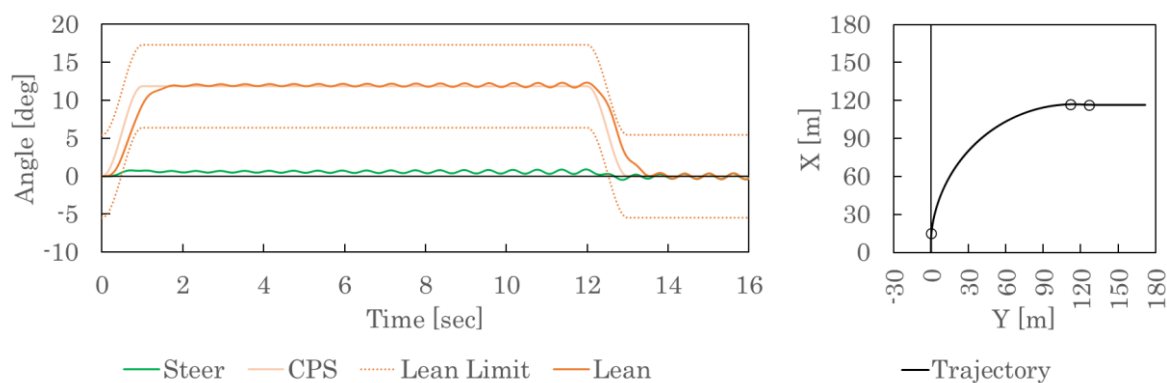


図 4-19 ケース⑧結果グラフ (前進速度 : 15.0 m/s)

ケース⑨の各前進速度におけるシミュレーションの結果を図 4-20, 図 4-21, 図 4-22 に示す. 各図において右側に掲載したのは計算結果を積分して求めた走行軌跡である. なお, 軌跡上の丸印はフェイズが切り替わる時点での位置である. また, 各図には逆ステアの操作量を 1% 増やした際のリーンと軌跡 (発散するため途中まで) を点線で追加して示した. 加えて, 逆ステア操作による旋回方向と逆向きへの移動量がわかるよう原点付近を拡大した軌跡のグラフを図 4-23 に示す.

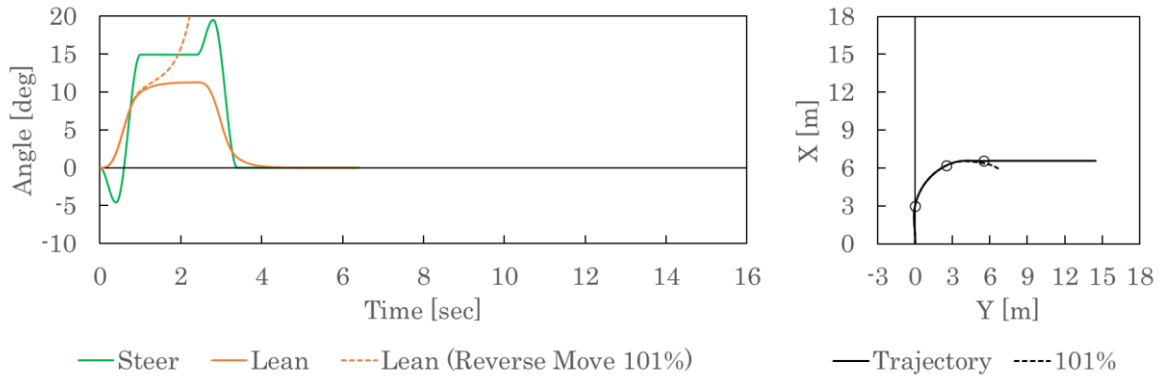


図 4-20 ケースC結果グラフ (前進速度 : 3.0 m/s)

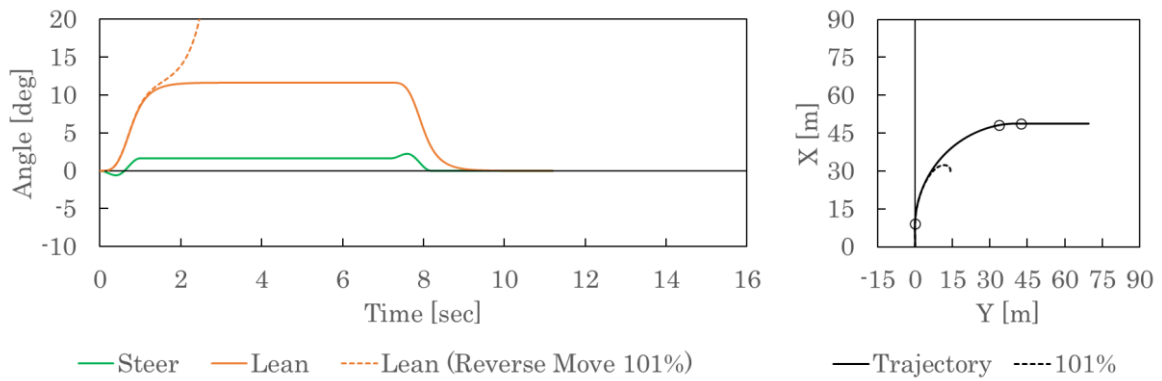


図 4-21 ケースC結果グラフ (前進速度 : 9.0 m/s)

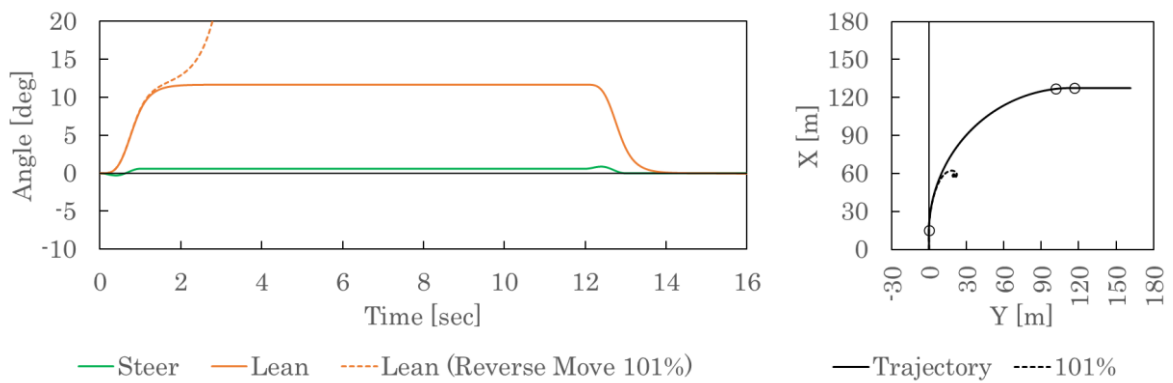


図 4-22 ケースC結果グラフ (前進速度 : 15.0 m/s)

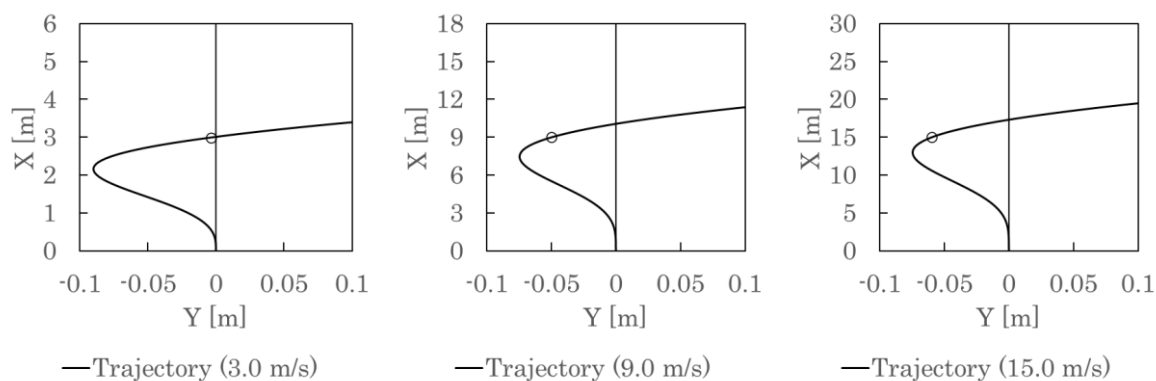


図 4-23 ケース©結果グラフ (原点付近の軌跡)

これらの操作シミュレーションの結果を考察すると、まず図 4-15, 図 4-16, 図 4-17 のケース ④においては前進速度が遅いほどリーンの反応が悪く、特に図 4-15 の 3 m/s の場合には橙色実線のリーンの線が橙色点線の限界リーンモーメント線に達しており、実際には内輪が路面から離れてしまいこのような運動は不可能であることが示されている。これは、「定常円旋回」フェイズにおける旋回 G がどの前進速度でもほぼ一定となるように各フェイズの時間を決定したため定常円旋回フェイズでのヨー角速度 $\dot{\psi}$ は前進速度に反比例しており、前進速度が遅いほどヨー運動の発生に割かれるエネルギーが大きくなって、その分リーン ϕ の反応が遅れていることが理由と考えられる。このため、前進速度が遅い場合には「直進から旋回への遷移」及び「旋回から直進への遷移」フェイズを長く確保すれば発生するヨー角加速度 $\ddot{\psi}$ が低く抑えられるためリーン ϕ の反応も良くなると考えられる。これを確認するため、ケース④'としてステア δ 及びその微分とリーンペダルの入力 ϕ_p は変えず、「直進から旋回への遷移」「定常円旋回」「旋回から直進への遷移」フェイズをそれぞれ 1.0 秒/1.4 秒/1.0 秒から 2.0 秒/0.4 秒/2.0 秒に変更した計算を追加で行った。この結果は、図 4-24 に示すとおり、リーンの反応が改善して限界リーンモーメント線に達することなく各フェイズを終えることができおり、ケース④のステアとリーンペダル双方を同時に操作する場合においては前進速度が遅い場合でも遷移時間を十分に取ることによってリーン限界に達することなく直進から旋回、旋回から直進への遷移が可能であることが予想される。他にも先にリーンペダル操作によってリーンを発生させた後にステアを操作してヨー運動を発生させる手法も有効と考えられる。これを模擬するためにケース④''としてケース④から各フェイズの長さとお対センターピボットリーンの入力 ϕ_p は変更せずに、「直進から旋回への遷移」及び「旋回から直進への遷移」フェイズの前半分ではステア δ の値を変化させず後半でのみステア δ の値を変化させる入力パターンを用いた計算も行った。この結果は、図 4-25 に示すとおり、リーンの線が限界モーメント線に達してはいるが元の図 4-15 のケース④の結果と比べるとリーンの反応は改善しており、ステア操作をリーンペダル操作に対して遅れて開始する手法も有効であることがわかる。

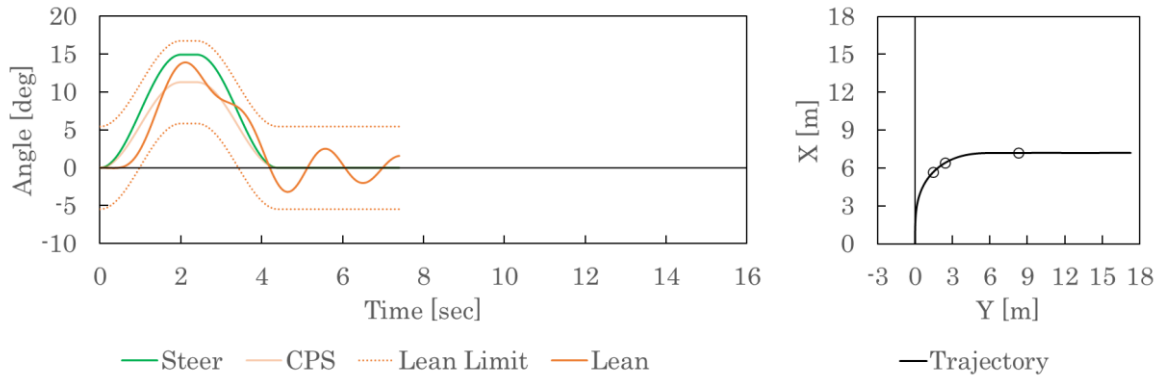


図 4-24 ケース①' 結果グラフ (前進速度 : 3.0 m/s)

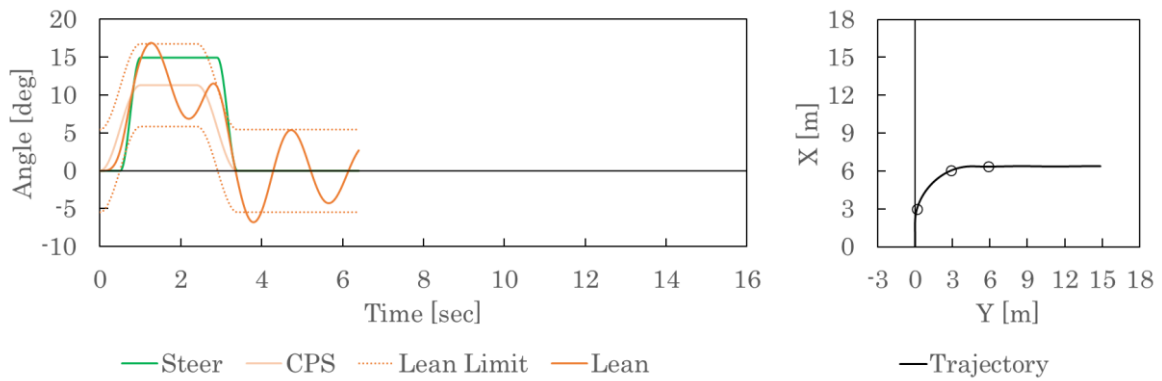


図 4-25 ケース①'' 結果グラフ (前進速度 : 3.0 m/s)

次に、図 4-18 及び図 4-19 のケース②において、9.0 m/s と 15.0 m/s どちらの前進速度においても「直進から旋回への遷移」フェイズにおいてはリーンの線が限界リーンモーメント線に達することなく旋回を開始できているが、前進速度 9.0 m/s の場合にはステアとリーンの発散が 15.0 m/s の場合よりも速く、シミュレーションの後半で限界リーンモーメントに達している。この速度が大きいくほど発散が遅くなる傾向は、前々項の図 4-14 右下のステアフリーコントロール状態下での減衰比の前進速度による変化のグラフに示されていたとおりである。また、実際の操作の観点では、直進から旋回、旋回から直進への遷移の開始時にはステアが誘起されるに任せ、その後乗員がステアを一定位置で保持することで運動を安定させることが、低速域を除いては可能であると考えられる。また、図 4-16 及び図 4-17 の同じ前進速度におけるケース①の結果と、対センターピボットリーン ϕ_p と対路面リーン ϕ の線の離れ具合を比較すると、この方法の方がリーンペダルの操作に必要とされる力が少なく済むものと考えられる。

図 4-20、図 4-21、図 4-22 のケース③においては、リーンペダルはフリーコントロール状態なので限界リーンモーメントに至ることはないが、逆ステア操作量を 1% 増やした場合の点線ではすぐにリーンが発散していることから操作の正確性が要求されることがわかる。ケース①及び②においては、リーンペダルの操作量を多少増減させて計算を行ってもここまで大きくリーンのバランスを崩すことはなかった。これは前々項の結果からも明らかとなっており、ステア操作がリーン

に及ぼす影響が大きいためである。また、このため他のケースと比べてリーンが安定するまでにかかる時間は短く、機敏なリーン制御ができています。逆ステア操作量ほどの速度においても定常円旋回フェイズでのステアの約 1/3 であり、低速域においても機敏なリーン制御が可能なリーン制御方法と言える。逆ステア操作による針路の逆振れは、原点付近の軌跡を拡大した図 4-23 に示すとおり 0.1 m 以下であり、実際の走行で問題となる程の逆振れとはならないと予想される。この逆ステア操作を用いたリーン制御は、リーン・オートモビルの特徴である直接的なリーンモーメントの発生を可能とする機構である CPS を用いない手法ではあるが、完全にリーンペダルをフリーコントロール状態とすると非常に繊細なステア操作が要求される。そこでケース③'として、ケース④の前進速度 3.0 m/s の場合を基本として、ステアの入力はケース③と同様の逆ステア操作を含んだもので逆ステア操作量を 5% 増やしたものの、リーンの入力はケース③のリーンの推移に近いものを正弦曲線で再現したものとして計算を行ったところ、図 4-26 に示すとおり逆ステア操作量は本来必要な量より 5% のずれがあるにもかかわらず僅かなリーンモーメント入力によってリーンを安定させることができた。したがって、逆ステア操作によるリーン制御はリーンペダルを補助的に使用することによって操作の難易度が下がる手法であると考えられ、この意味では CPS によって実用が可能となるリーン制御手法であるとも考えられる。

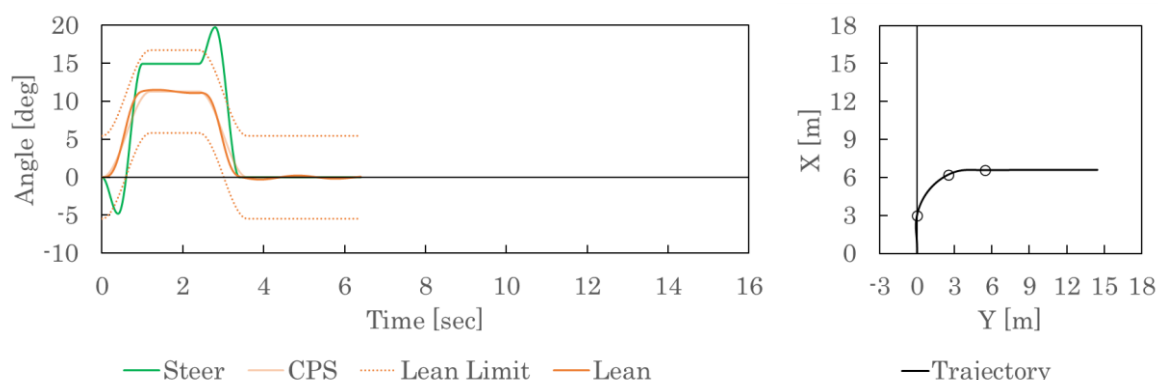


図 4-26 ケース③' 結果グラフ (前進速度 : 3.0 m/s)

4.2.6 ステアリングジオメトリの検討とリーンステア係数の導入

リーン・オートモビルのタイロッドは図 4-27 に示すように前後方向に配置し、ロールステアが過大とならないよう図中において茶色で示すピットマンアームを後輪のすぐ手前に配置してタイロッド長を確保することを前章において定めた。しかしながらロールステアを完全になくすことは不可能であり、リーンに伴ってある程度のステアとトー変化が生じる。このうちトー変化に関しては、リーンが行われるのは基本的には旋回時すなわちステアを切っているタイミングであり、操舵輪を左右に持つ車両においてはある程度のアッカーマン率を持ちステアを切るにつれてトーアウトとなるようなステアリングジオメトリとするのが通例であるため、このアッカーマン率をリーンによるトー変化を織り込んで設定すれば特に問題とはならないと考えられる。一方リーンに伴うステアは、前項までにわかったとおり車両が旋回して生じる横方向加速度によっ

て発生するリーンモーメントが大きいため慎重に設計する必要があると考えられる。もちろんタイロッドを側面視で水平に配置することによってリーンに伴うステアを発生させないことも可能であるが、タイロッドに側面視で角度を付けリーンに伴うステアをあえて発生させることによって運転性を改善できる可能性もある。前項までにおいてはリーンに伴うステア変化を考慮しない、すなわちタイロッドを水平に配置した場合の計算を行ったが、本項ではリーンに伴ってステアが発生する特性を 4+1 自由度モデル上において再現して計算を行い、どのようなステアリングジオメトリが望ましいかを検討する。

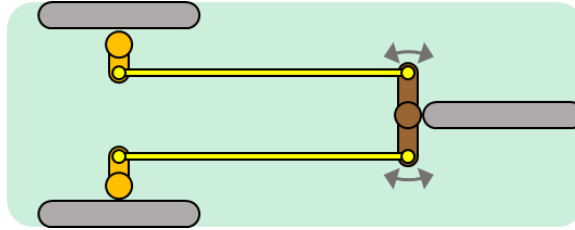


図 4-27 リーン・オートモビルのタイロッド配置 (平面図, 左が前)

4+1 自由度モデルにおいてリーンに伴ってステアが発生する特性を再現するため、まず、乗員の入力するステア δ_d とリーンステア係数 p を新たに導入する。乗員の入力するステア δ_d は、仮にリーン ϕ が 0 であった際に生じるステアであり、最終的に生じるステアからリーンに伴って生じたステアを除いたものである。リーンステア係数 p は、リーンに伴って生じるステアがリーンに比例すると仮定した時の比例係数である。つまり、ステア δ とその時間微分は乗員の入力するステア δ_d 、リーンステア係数 p 、リーン ϕ を用いて、次式のように置き換えられる。

$$\delta = \delta_d + p\phi, \quad \dot{\delta} = \dot{\delta}_d + p\dot{\phi}, \quad \ddot{\delta} = \ddot{\delta}_d + p\ddot{\phi} \quad \text{式 4-46}$$

リーンステア係数 p が正であれば、内傾と同じ方向にリーンに伴うステアが生じ、負の場合は逆方向にリーンに伴うステアが生じることとなる。また、前項までの計算は全て $p = 0$ の場合を取り扱っていたとすることができる。この関係を 4+1 自由度モデルの 5 つの運動方程式、すなわち式 4-17, 式 4-18, 式 4-19, 式 4-20, 式 4-21 に導入すると以下の 5 式が得られる。

<横滑り \dot{y}_1 >

$$\begin{aligned} (M_f + M_r)\ddot{y}_1 + \frac{K_{Sf} + K_{Sr}}{\dot{x}_1}\dot{y}_1 + M_f c\ddot{\psi} + \left((M_f + M_r)\dot{x}_1 + \frac{K_{Sf}a - K_{Sr}b}{\dot{x}_1} \right)\dot{\psi} \\ + (M_f(j + sp) + M_r h)\ddot{\phi} - \frac{K_{Sf}tp}{\dot{x}_1}\dot{\phi} - (K_{Cf} + K_{Cr} + K_{Sf}p \cos \varepsilon + K_{Cf}p \sin \varepsilon)\phi \\ + M_f s\ddot{\delta}_d - \frac{K_{Sf}t}{\dot{x}_1}\dot{\delta}_d - (K_{Sf} \cos \varepsilon + K_{Cf} \sin \varepsilon)\delta_d = 0 \end{aligned} \quad \text{式 4-47}$$

<ヨ一 ψ >

$$\begin{aligned}
& M_f c \ddot{y}_1 + \frac{K_{Sf} a - K_{Sr} b}{\dot{x}_1} \dot{y}_1 \\
& + (M_f c^2 + I_{rz} + I_{fx} \sin^2 \varepsilon + I_{fz} \cos^2 \varepsilon) \ddot{\psi} + \left(M_f c \dot{x}_1 + \frac{K_{Sf} a^2 + K_{Sr} b^2}{\dot{x}_1} \right) \dot{\psi} \\
& + (M_f c j - C_{rxz} + (I_{fz} - I_{fx}) \sin \varepsilon \cos \varepsilon + M_f c s p + I_{fz} p \cos \varepsilon) \ddot{\phi} \\
& - \left(\frac{i_{fy}}{r_f} (1 + p \sin \varepsilon) \dot{x}_1 + \frac{i_{ry} + \lambda i}{r_r} \dot{x}_1 + \frac{K_{Sf} a t p}{\dot{x}_1} \right) \dot{\phi} \\
& - (K_{Cf} a (1 + p \sin \varepsilon) - K_{Cr} b + K_{Sf} a p \cos \varepsilon) \phi \\
& + (M_f c s + I_{fz} \cos \varepsilon) \ddot{\delta}_d - \left(\frac{i_{fy}}{r_f} \sin \varepsilon \dot{x}_1 + \frac{K_{Sf} a t}{\dot{x}_1} \right) \dot{\delta}_d - (K_{Sf} \cos \varepsilon + K_{Cf} \sin \varepsilon) a \delta_d = 0
\end{aligned} \tag{式 4-48}$$

<対路面リ一ン ϕ >

$$\begin{aligned}
& (M_f j + M_r h) \ddot{y}_1 \\
& + (M_f c j - C_{rxz} + (I_{fz} - I_{fx}) \sin \varepsilon \cos \varepsilon) \ddot{\psi} + \left(M_f j + M_r h + \frac{i_{fy}}{r_f} + \frac{i_{ry} + \lambda i}{r_r} \right) \dot{x}_1 \dot{\psi} \\
& + \left(M_f j (j + s p) + M_r h^2 + I_{rx} + I_{fx} \cos^2 \varepsilon + I_{fz} \sin \varepsilon (\sin \varepsilon + p) \right) \ddot{\phi} + \frac{i_{fy}}{r_f} p \cos \varepsilon \dot{x}_1 \dot{\phi} \\
& + (k_c - (M_f (j + s p) + M_r h) g + Z_f t p) \phi - k_c \phi_p \\
& + (M_f j s + I_{fz} \sin \varepsilon) \ddot{\delta}_d + \frac{i_{fy}}{r_f} \cos \varepsilon \dot{x}_1 \dot{\delta}_d + (Z_f t - g M_f s) \delta_d = 0
\end{aligned} \tag{式 4-49}$$

<ステア δ >

$$\begin{aligned}
& M_f s \ddot{y}_1 - \frac{K_{Sf} t}{\dot{x}_1} \dot{y}_1 + (M_f c s + I_{fz} \cos \varepsilon) \ddot{\psi} + \left(\left(M_f s + \frac{i_{fy}}{r_f} \sin \varepsilon \right) \dot{x}_1 - \frac{K_{Sf} a t}{\dot{x}_1} \right) \dot{\psi} \\
& + \left(M_f s (j + s p) + I_{fz} (\sin \varepsilon + p) \right) \ddot{\phi} - \left(\frac{i_{fy}}{r_f} \cos \varepsilon \dot{x}_1 - c_s p - \frac{K_{Sf} t^2 p}{\dot{x}_1} \right) \dot{\phi} \\
& + \left((Z_f t - g M_f s + K_{Cf} t) (1 + p \sin \varepsilon) + K_{Sf} t p \cos \varepsilon \right) \phi \\
& + (I_{fz} + M_f s^2) \ddot{\delta}_d + \left(c_s + \frac{K_{Sf} t^2}{\dot{x}_1} \right) \dot{\delta}_d \\
& + \left((Z_f t - g M_f s + K_{Cf} t) \sin \varepsilon + K_{Sf} t \cos \varepsilon \right) \delta_d = \tau_s
\end{aligned} \tag{式 4-50}$$

<対センターピボットリ一ン ϕ_p >

$$-k_c (\phi - \phi_p) = \tau_c \tag{式 4-51}$$

なお、5つめの対センターピボットリ一ンに関する運動方程式は、ステア δ とその時間微分が含まれていないため、元の式と同一である。

次に、これら 5 式と本節第 2 項で定めた車両パラメータを用いて第 3 項及び第 5 項で行ったのと同様の計算を行い、過渡応答特性と操作シミュレーションの結果がリーンステア係数 p によってどのように変化するかを観察する。なお、ロール剛性値 k_c は第 3 項において定めたとおり、ばね上共振周波 3.0 Hz 相当の値を使用する。第 3 項の図 4-14 と同様のケース①及びケース②におけるこの系のステップ応答と共振周波数と減衰比を計算したところ、ケース②においてはリーンステア係数 p をどのように設定しても図 4-14 と同じ結果が得られたが、ケース①においては変化が見られた。図 4-28 にリーンステア係数 p を -0.3, 0, 0.3 の 3 種類に変化させた場合の 3 m/s から 15 m/s の前進速度に対応する共振周波数と減衰比のグラフを示す。このグラフからもわかるように、リーンステア係数 p を負の値に設定すると、一定以上の前進速度において応答が振動せずにそのまま発散するようになる。一方、リーンステア係数 p を正の値に設定すると、どの前進速度においても共振周波数が大きくなるとともに、低速域では減衰比が大きくなり安定させやすくなるものの一定以上の前進速度においては減衰比が小さくなる。したがって、リーンステア係数 p は 0 以上の値が望ましく、つまり水平あるいは前下がりのタイロッド配置を採用するべきであるとわかった。

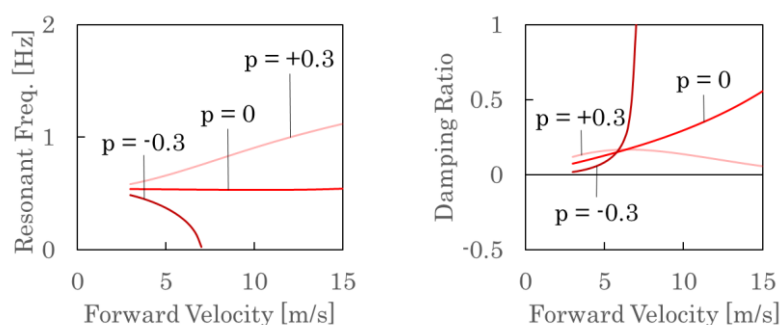


図 4-28 共振周波数と減衰比のリーンステア係数による変化（ケース①，3.0 Hz 相当ばね）

さらに、第 5 項で行ったのと同様の直進から旋回、旋回から直進への遷移を行う乗員の操作を模した入力による運動シミュレーションを式 4-47, 式 4-48, 式 4-49, 式 4-50 の 4 式と第 2 項で定めた車両パラメータ及び 2 種類 (0 と 0.3) のリーンステア係数 p を用いて行った。先の過渡応答特性の計算からも予想されるとおり、ステアとリーンペダル両方の入力を行うケース④ではリーンステア係数 p によってリーンの応答に変化が見られたが、ステアをフリーコントロール状態としてリーンペダル入力を行うケース⑤ではどちらのリーンステア係数 p を用いても元と同じ結果となった。また、ケース⑥においては、リーンに伴うステアの発生があるため定常円旋回フェイズにおけるステアの入力値は小さくなるが、逆ステア操作の幅やリーンの推移のしかたにはほとんど変化が見られなかった。ケース④においてリーンステア係数 p を 0 及び 0.3 とした場合の、前進速度 3.0 m/s の結果を図 4-29 と図 4-30、前進速度 3.0 m/s の結果を図 4-31 と図 4-32、前進速度 3.0 m/s の結果を図 4-33 と図 4-34 にそれぞれ示す。これらの操縦シミュレーションにおけるリーンペダルの入力値すなわち対センターピボットリーンの入力値 (図中では CPS と表記) は第 5 節の同条件における入力値と同じ、ステアの入力値は第 5 節の同条件に

おける入力値からリーンペダル入力値にリーンステア係数 p をかけた値を引いた値としている。さらに、ステアとリーンペダルへの入力にアンバランスがある際にリーンの値の変化についても観察するため、これらのグラフにはステアの入力のみを 0.3 度小さくした場合のリーンの推移を濃い橙色の破線で示している。なお、リーンステア係数 p が 0 の場合のリーンの推移は第 5 節における結果のグラフと同一である。同じ前進速度でリーンステア係数 p が 0 及び 0.3 の場合の結果を比較すると、過渡応答特性の計算からも予測されるとおり、前進速度 9.0 m/s 及び 15.0 m/s においてはリーンの振動が収束しづらくなる傾向が見られるものの、どの前進速度においてもリーンペダル入力に対するリーンの追従が良くなってリーンペダル操作に必要な力が小さくなり、限界リーンモーメント線に達しにくくなっている。また、図中において破線で示されるステアとリーンペダルへの入力にアンバランスがある際のリーンの値の変化には、特に高速域において顕著な違いが表れており、リーンステア係数 p を正の値とすれば乗員のステアとリーンペダルの入力のバランスが取れていない場合にもリーンが大きくなりすぎたりリーンペダル操作に大きな力が必要となったりしにくくなるのがわかる。以上の結果から、リーン・オートモビルにおいては正のリーンステア係数 p を持つように前下がりタイロッド配置とすることが望ましいと考えられる。

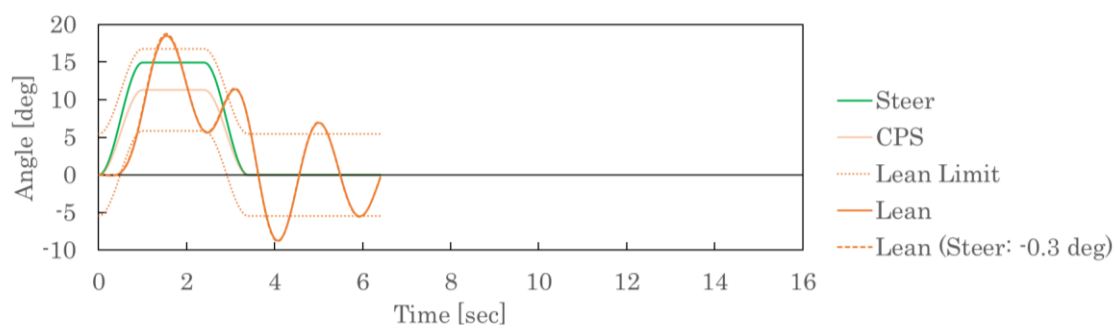


図 4-29 ケースA結果グラフ ($p = 0$, 前進速度 : 3.0 m/s)

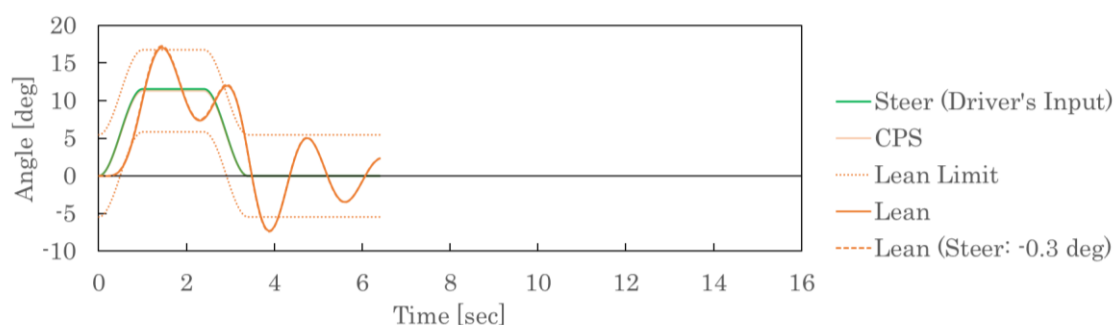


図 4-30 ケースA結果グラフ ($p = 0.3$, 前進速度 : 3.0 m/s)

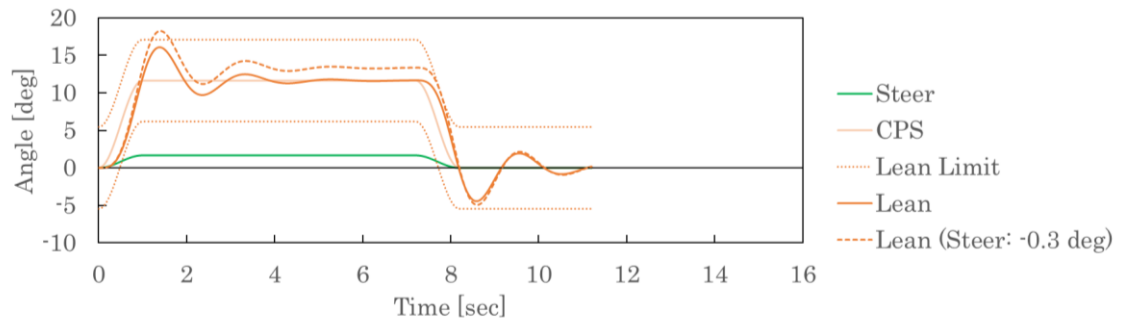


図 4-31 ケースA結果グラフ ($p = 0$, 前進速度 : 9.0 m/s)

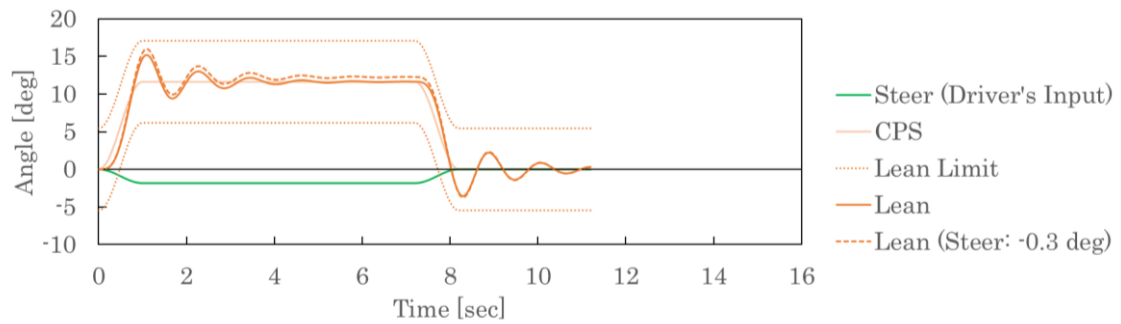


図 4-32 ケースA結果グラフ ($p = 0.3$, 前進速度 : 9.0 m/s)

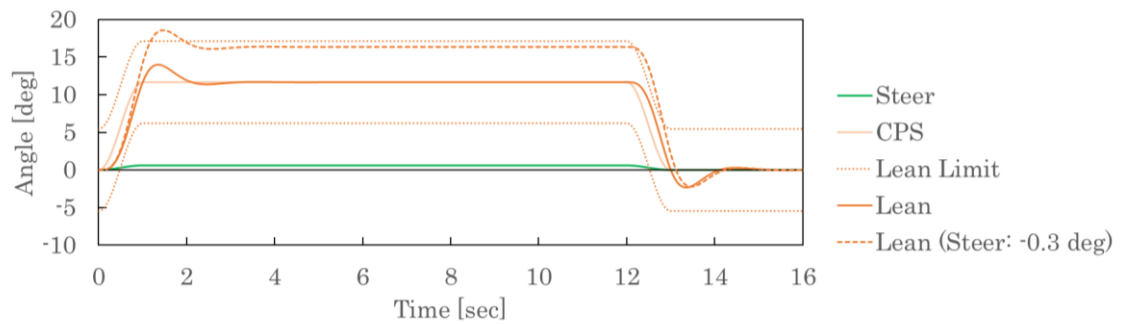


図 4-33 ケースA結果グラフ ($p = 0$, 前進速度 : 15.0 m/s)

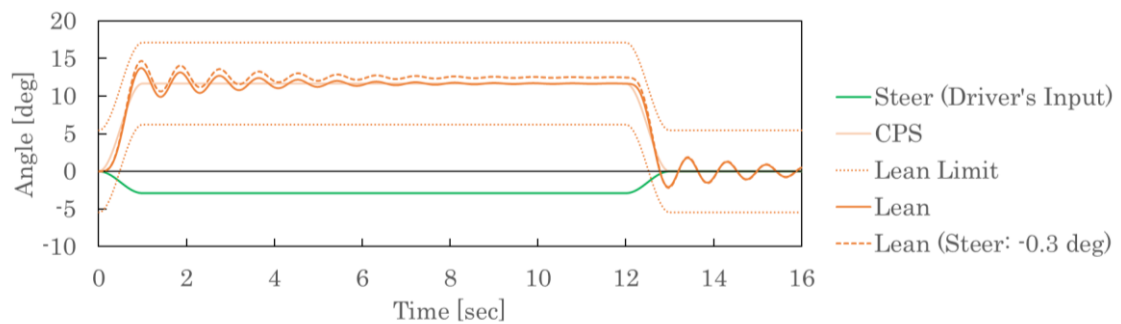


図 4-34 ケースA結果グラフ ($p = 0.3$, 前進速度 : 15.0 m/s)

4.2.7 まとめ

本節では、リーン・オートモビルの基本的な運転性の検討のため、Sharp の 4 自由度モデルを基礎として CPS によるリーンモーメント発生を模擬できるように変更を加えた 4+1 自由度モデルを作成し、設計値や予測値を車両パラメータとして使用して計算を行った。

ステップ応答や共振周波数及び減衰比の計算による過渡応答特性の予測からは、リーン・オートモビルは二輪車よりも不安定なモードに入りやすく乗員の操作によるリーン制御が可能であると考察され、また、安定性と乗り心地のバランスの取れたロール剛性値を定めるとともに、リーンペダル操作よりもステア操作の方が機敏なリーン運動を発生させやすいという示唆も得られた。

リーンペダル操作におけるリーンモーメント限界を考察した上で行った乗員の操作を模した入力による運動シミュレーションからは、乗員が現実的に行える範囲の操作で、リーンペダル操作によって車両を内傾させる手法と逆ステア操作によって車両を内傾させる手法の両方で直進から旋回、旋回から直進への遷移が可能であることが示唆された。過渡応答特性からも予想されたとおり、これらの手法のうち逆ステア操作の方が機敏なリーン制御が可能ではあるが、少しのステア操作のずれが大きなリーンのずれへとつながるため、リーンペダルの補助的な使用が有効であることも確認した。

さらに、リーンに伴ってステアが生じる特性についてもモデル化と各種計算を行い、リーン・オートモビルにおいては内傾と同じ方向にリーンに伴うステアが生じる前下がりのタイロッド配置が望ましいことがわかった。

また、これらの過渡応答性と操作シミュレーションのどちらの計算からも、基本的に速度が遅いとリーンを安定させやすく難易度の高い運転性となることが予測されたため、試験車両を用いた走行実験は 6 m/s 程度までの低速領域を主体に据えて行うこととする。なお、4+1 自由度モデルの妥当性の確認は、次章において 4+1 自由度モデルに試験車両の実際の車両パラメータを代入し、試験車両を用いた走行実験の結果の再現を試みることによって行う。

4.3 リーン・オートモビルの旋回中の内傾角と走行抵抗の関係

リーン・オートモビルには旋回中の内傾角を乗員の制御によって一定の範囲で自由に決めることができる。内傾型車両においては旋回中の内傾角によって走行抵抗が変化することが知られているが、本節では平面 2 自由度モデルを用いた計算によってリーン・オートモビルにおけるその影響の大きさを予測する [8] [2]。

まず、図 4-35 に示すように車両座標系を設定する。リーン・オートモビルは前 2 輪、後ろ 1 輪の 3 輪車であるが、本考察では図をわかりやすくするために図 4-35 のとおり 4 輪車のモデルを使用する。ただし、後に近似によって前後輪をそれぞれ 1 輪に代表させるので 3 輪車でも予測の結果は同一である。この座標系は車両進行方向が x 、左方向が y 、上方向が z の右手系である。 i 及び j は x 軸及び y 軸の単位ベクトルである。 R は絶対座標系の原点から車両重心点 P へのベクトルである。また、 V は速度ベクトル、 β は車体スリップアングル、 r は車体ヨー角速度である。

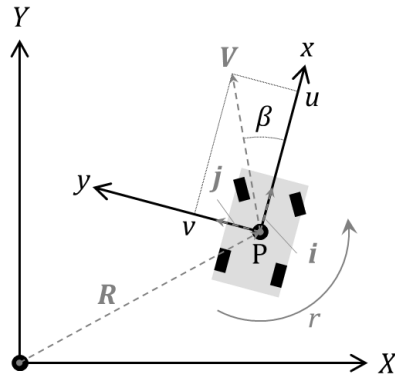


図 4-35 走行抵抗に関する考察に用いる座標系の設定 (平面図)

R の時間微分 \dot{R} は速度ベクトル V と等しいので、速度の x 軸及び y 軸方向成分の u 及び v を用いて次のように表される.

$$\dot{R} = ui + vj \quad \text{式 4-52}$$

これをさらに時間微分すると,

$$\ddot{R} = \dot{u}i + u\dot{i} + \dot{v}j + v\dot{j} \quad \text{式 4-53}$$

となる.

また, 図 4-36 に示すように, Δt が微小とすると次の関係が成り立つ.

$$\begin{aligned} \Delta i &= r\Delta t j \\ \Delta j &= -r\Delta t i \end{aligned} \quad \text{式 4-54}$$

したがって, i 及び j の時間微分, \dot{i} 及び \dot{j} は次のように表すことができる.

$$\begin{aligned} \dot{i} &= \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta i}{\Delta t} = rj \\ \dot{j} &= \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta j}{\Delta t} = -ri \end{aligned} \quad \text{式 4-55}$$

これらを式 4-53 に代入すると次のとおり.

$$\ddot{R} = (\dot{u} - vr)i + (\dot{v} + ur)j \quad \text{式 4-56}$$

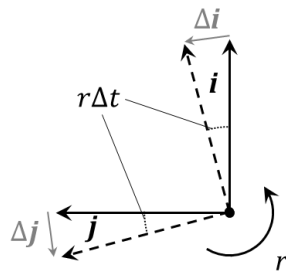


図 4-36 微小時間 Δt における i 及び j の変化

次に、 $|\beta| \ll 1$ ，すなわち、 $u \ll v$ を仮定すると、

$$u = V \cos \beta \approx V$$

$$v = V \sin \beta \approx V\beta \quad \text{式 4-57}$$

と近似できる。なお、ここでの V は速度ベクトルの大きさであり、つまり、 $V = \sqrt{u^2 + v^2}$ で一定である。さらに、これらの時間微分は、

$$\dot{u} = -V\dot{\beta} \sin \beta \approx -V\dot{\beta}$$

$$\dot{v} = V\dot{\beta} \cos \beta \approx V\dot{\beta} \quad \text{式 4-58}$$

である。式 4-57 を式 4-52 に代入することにより、

$$\dot{\mathbf{R}} = V\mathbf{i} + V\dot{\beta}\mathbf{j} \quad \text{式 4-59}$$

が得られる。同じく式 4-57 及び式 4-58 を式 4-56 に代入することより、

$$\ddot{\mathbf{R}} = -V(\dot{\beta} + r)\dot{\beta}\mathbf{i} + V(\dot{\beta} + r)\dot{\beta}\mathbf{j} \quad \text{式 4-60}$$

が得られる。これらの内積を求めると、

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{R}} \cdot \dot{\mathbf{R}} &= -V^2(\dot{\beta} + r)\dot{\beta}\mathbf{i} \cdot \mathbf{i} + V^2(\dot{\beta} + r)\dot{\beta}\mathbf{j} \cdot \mathbf{j} - V^2(\dot{\beta} + r)\dot{\beta}\mathbf{j} \cdot \mathbf{i} + V^2(\dot{\beta} + r)\dot{\beta}\mathbf{i} \cdot \mathbf{j} \\ &= -V^2(\dot{\beta} + r)\dot{\beta} + 0 - 0 + V^2(\dot{\beta} + r)\dot{\beta} = 0 \end{aligned} \quad \text{式 4-61}$$

となるので、 $\dot{\mathbf{R}} \perp \ddot{\mathbf{R}}$ である。また、式 4-59 と式 4-60 を比較すると $\ddot{\mathbf{R}}$ の大きさは $\dot{\mathbf{R}}$ の $(\dot{\beta} + r)$ 倍、すなわち $V(\dot{\beta} + r)$ であることがわかる。

前後左右の 4 輪について、前後を添え字 f 及び r ，左右を添え字 1 及び 2 で表すことし、各タイヤのスリップアングルの β_{f1} ， β_{f2} ， β_{r1} ， β_{r2} ，各タイヤのスリップアングルに起因する横力を Y_{Sf1} ， Y_{Sf2} ， Y_{Sr1} ， Y_{Sr2} と表す。

これらの関係から運動方程式を求めるに当たって、まず各タイヤのスリップアングルの車体のスリップアングル β と前輪の舵角 δ (左右同じとする)，速度 V ，ヨー角速度 r 等を用いて表す。図 4-37 に示すように速度とヨー角速度を分けて考えると、各タイヤの速度は図の左側に示すように重心点 P における速度と同様であるが、ヨー角速度は各タイヤにおいては図の右側に示すように重心点を中心とした円周方向の動きとなる。この動きは左前輪については図 4-38 に示すように x 方向に $-d_f r/2$ ， y 方向に $l_f r$ の成分に分解され、これらを足し合わせて舵角を加味すると

$$\tan(\beta_{f1} + \delta) = \frac{V \sin \beta + l_f r}{V \cos \beta - \frac{d_f}{2} r} \quad \text{式 4-62}$$

となる。この式は β ， β_{f1} や δ が十分小さいとすると、次のように変形できる。

$$\beta_{f1} \approx \frac{V \sin \beta + l_f r}{V \cos \beta - \frac{d_f}{2} r} - \delta \quad \text{式 4-63}$$

他のタイヤについては、ヨー運動による動きの方向の違いから次のとおりとなる。

$$\beta_{f2} \approx \frac{V\beta + l_f r}{V + \frac{d_f}{2} r} - \delta$$

$$\beta_{r1} \approx \frac{V\beta - l_r r}{V - \frac{d_r}{2} r}$$

$$\beta_{r2} \approx \frac{V\beta - l_r r}{V + \frac{d_r}{2} r}$$

式 4-64

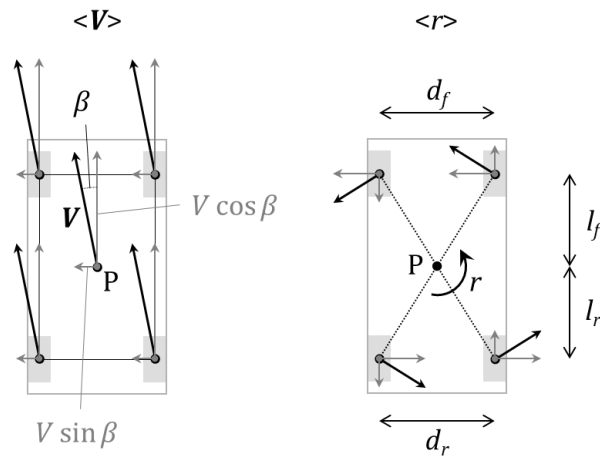


図 4-37 各車輪に発生する速度ベクトルの概要

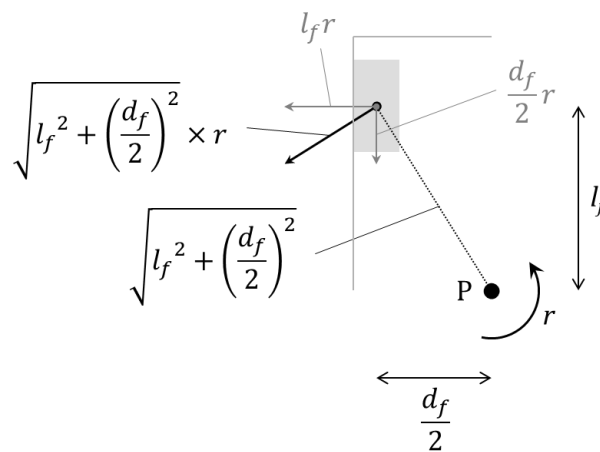


図 4-38 左前輪の速度ベクトル

スリップアングル起因であれ、キャンバ起因であれ、横力はタイヤの前後方向に対して垂直に発生するが、先に近似したように β , β_{f1} などや δ が十分小さいとすると y 方向に発生するとみなせる。タイヤのスリップアングルに起因する力のみが発生しており、車両総質量を M とすると車両の横方向の運動方程式は次のとおりとなる。

$$MV(\dot{\beta} + r) = Y_{f1} + Y_{f2} + Y_{r1} + Y_{r2} \quad \text{式 4-65}$$

また、車両ヨー慣性を I とすると、重心点におけるヨー運動方程式は次のとおりとなる。

$$I\dot{r} = l_f(Y_{f1} + Y_{f2}) - l_r(Y_{r1} + Y_{r2}) \quad \text{式 4-66}$$

車両の運動として定常円旋回を仮定すると、車体スリップアングル及びヨー角速度は一定なので $\dot{\beta}$ 及び \dot{r} は 0 であり、それぞれ次のとおりとなる。

$$MVr = Y_{f1} + Y_{f2} + Y_{r1} + Y_{r2} \quad \text{式 4-67}$$

$$0 = l_f(Y_{f1} + Y_{f2}) - l_r(Y_{r1} + Y_{r2}) \quad \text{式 4-68}$$

ここでは各タイヤの横力は、各タイヤのスリップアングルにコーナリングパワーを乗じて求められるとする。すなわち、前後左右のタイヤのコーナリングパワーを $K_{Sf1} = K_{Sf2}$ 及び $K_{Sr1} = K_{Sr2}$ とし、これらが正の値であるとする次のとおり。

$$\begin{aligned} Y_{Sf1} &= -K_{Sf1}\beta_{f1} \\ Y_{Sf2} &= -K_{Sf2}\beta_{f2} = -K_{Sf1}\beta_{f2} \\ Y_{Sr1} &= -K_{Sr1}\beta_{r1} \\ Y_{Sr2} &= -K_{Sr2}\beta_{r2} = -K_{Sr1}\beta_{r2} \end{aligned} \quad \text{式 4-69}$$

式 4-65 及び式 4-66 とともに前後それぞれ左右のタイヤで合計されているため、スリップアングル起因の横力も先に左右合計してそれぞれ Y_{Sf} , Y_{Sr} と表すとすると、

$$\begin{aligned} Y_{Sf} &= -K_{Sf1}\beta_{f1} - K_{Sf1}\beta_{f2} \\ &= -K_{Sf1} \left(\frac{V\beta + l_f r}{V - \frac{d_f}{2}r} - \delta + \frac{V\beta + l_f r}{V + \frac{d_f}{2}r} - \delta \right) \\ &= -K_{Sf1} \left(\frac{2V(V\beta + l_f r)}{V^2 - \left(\frac{d_f}{2}r\right)^2} - 2\delta \right) \\ &= -2K_{Sf1} \left(\frac{\beta + \frac{l_f r}{V}}{1 - \left(\frac{d_f r}{2V}\right)^2} - \delta \right) \end{aligned} \quad \text{式 4-70}$$

定常円旋回半径を ρ とすると、 $\rho = V/r$ なので、

$$Y_{Sf} = -2K_{Sf1} \left(\frac{\beta + \frac{l_f r}{V}}{1 - \left(\frac{d_f}{2\rho}\right)^2} - \delta \right) \quad \text{式 4-71}$$

となるが、 $(d_f/2\rho)^2$ が十分に小さければ、次のように簡単に表すことができる。

$$Y_{Sf} = -2K_{Sf1} \left(\beta + \frac{l_f r}{V} - \delta \right) \quad \text{式 4-72}$$

リアタイヤについても同様に、 $(d_r/2\rho)^2$ が十分に小さければ、次のように表すことができる。

$$Y_{Sr} = -2K_{Sr1} \left(\beta - \frac{l_r r}{V} \right) \quad \text{式 4-73}$$

つまり、 $(d_f/2\rho)^2$ が十分に小さければ、前輪 2 輪はスリップアングル $\beta_f = \beta + l_f r/V - \delta$ でコーナリングパワー $K_{Sf} = 2K_{Sf1}$ の 1 輪で、 $(d_r/2\rho)^2$ が十分に小さければ後輪 2 輪はスリップアングル $\beta_r = \beta - l_r r/V$ でコーナリングパワー $K_{Sr} = 2K_{Sr1}$ の 1 輪で代表させることができる。

念のため、 $(d_f/2\rho)^2$ と $(d_r/2\rho)^2$ が十分に小さいかどうか考察しておく。通常の乗用車であればトレッドは大きくても 1.6 m 程度である。一般に 3% 程度の差であれば無視できると考えられるため、

$$\left(\frac{1.6}{2\rho} \right)^2 < 0.03 \quad \text{式 4-74}$$

$$\rho > 4.6 \text{ m}$$

より、4.6 m 以上の曲率で旋回している場合であれば無視しても構わないことになる。一般的に乗用車の最小回転半径（外側のタイヤの中心が描く軌跡なので厳密には異なる）が概ね 4 m 前後であるため、余程小回りしていなければ問題ない。次に、本研究で取り扱うリーン・オートモビルの場合であるが、この車両のトレッドは 0.58 m であるため、

$$\left(\frac{0.58}{2\rho} \right)^2 < 0.03 \quad \text{式 4-75}$$

$$\rho > 1.7 \text{ m}$$

より、1.7 m 以上の曲率で旋回している場合であれば無視しても構わないことになる。なお、リーン・オートモビルのホイールベースは 1.2 m であるため、前輪舵角 35 deg を与えれば速度 0 で旋回したときの曲率が 1.7 m である。したがって、この場合も余程小回りしなければ問題ないことがわかる。

式 4-67 及び式 4-68 で求めた定常円旋回時の運動方程式は、前後輪の横力の左右合計である Y_f 及び Y_r を用いると次のように表される。

$$MVr = Y_f + Y_r \quad \text{式 4-76}$$

$$0 = l_f Y_f - l_r Y_r \quad \text{式 4-77}$$

前後輪のスリップアングル起因のコーナリングパワーの左右合計を K_{Sf} 及び K_{Sr} とすると、式 4-72 及び式 4-73 は次のように表される。

$$Y_{Sf} = -K_{Sf} \left(\beta + \frac{l_f r}{V} - \delta \right) \quad \text{式 4-78}$$

$$Y_{Sr} = -K_{Sr} \left(\beta - \frac{l_r r}{V} \right) \quad \text{式 4-79}$$

ここからはキャンバ起因の横力も考慮する。左右を合計したタイヤのキャンバスラスト係数 K_{Cf} 及び K_{Cr} とキャンバ角 ϕ を用いて、スリップアングル起因の横力と同様に次のように表される。

$$Y_{Cf} = -K_{Cf} \phi \quad \text{式 4-80}$$

$$Y_{Cr} = -K_{Cr} \phi \quad \text{式 4-81}$$

y 軸正方向から z 軸正方向へ向かう回転方向をキャンバ角の正方向とすると、キャンバ角が正の時は y 軸負方向にキャンバスラストが発生するが、キャンバスラスト係数を正の値とするためこれらの式にはマイナスが付いている。式 4-78 から式 4-81 までを用いると式 4-76 及び式 4-77 は次のように表すことができる。

$$MVr = -(K_{Cf} + K_{Cr})\phi - K_{Sf} \left(\beta + \frac{l_f r}{V} - \delta \right) - K_{Sr} \left(\beta - \frac{l_r r}{V} \right) \quad \text{式 4-82}$$

$$0 = -(l_f K_{Cf} - l_r K_{Cr})\phi - K_{Sf} \left(\beta + \frac{l_f r}{V} - \delta \right) l_f - K_{Sr} \left(\beta - \frac{l_r r}{V} \right) l_r \quad \text{式 4-83}$$

これらを β , r , δ , ϕ について整理すると次のとおり。

$$(K_{Sf} + K_{Sr})\beta + \left(MV + \frac{l_f K_{Sf} - l_r K_{Sr}}{V} \right) r = K_{Sf} \delta - (K_{Cf} + K_{Cr})\phi \quad \text{式 4-84}$$

$$(l_f K_{Sf} - l_r K_{Sr})\beta + \frac{l_f^2 K_{Sf} + l_r^2 K_{Sr}}{V} r = l_f K_{Sf} \delta - (l_f K_{Cf} - l_r K_{Cr})\phi \quad \text{式 4-85}$$

さらに、これらを行列で記述すると次のとおり。

$$\begin{bmatrix} K_{Sf} + K_{Sr} & MV + \frac{l_f K_{Sf} - l_r K_{Sr}}{V} \\ l_f K_{Sf} - l_r K_{Sr} & \frac{l_f^2 K_{Sf} + l_r^2 K_{Sr}}{V} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{Sf} \delta - (K_{Cf} + K_{Cr})\phi \\ l_f K_{Sf} \delta - (l_f K_{Cf} - l_r K_{Cr})\phi \end{bmatrix} \quad \text{式 4-86}$$

この式の最初の項である 2×2 行列を \mathbf{A} と置くと、

$$\begin{aligned} |\mathbf{A}| &= (K_{Sf} + K_{Sr}) \frac{l_f^2 K_{Sf} + l_r^2 K_{Sr}}{V} - \left(MV + \frac{l_f K_{Sf} - l_r K_{Sr}}{V} \right) (l_f K_{Sf} - l_r K_{Sr}) \\ &= \frac{l^2 K_{Sf} K_{Sr}}{V} - MV(l_f K_{Sf} - l_r K_{Sr}) \end{aligned} \quad \text{式 4-87}$$

となる。なお、 $l = l_f + l_r$ 、すなわちホイールベースである。したがって \mathbf{A} の逆行列を用いて、

$$\begin{bmatrix} \beta \\ r \end{bmatrix} = \frac{1}{|A|} \begin{bmatrix} \frac{l_f^2 K_{Sf} + l_r^2 K_{Sr}}{V} & -MV - \frac{l_f K_{Sf} - l_r K_{Sr}}{V} \\ -(l_f K_{Sf} - l_r K_{Sr}) & K_{Sf} + K_{Sr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_{Sf} \delta - (K_{Cf} + K_{Cr}) \phi \\ l_f K_{Sf} \delta - (l_f K_{Cf} - l_r K_{Cr}) \phi \end{bmatrix} \quad \text{式 4-88}$$

というように δ , ϕ 及び V やその他の車両パラメータから β 及び r が求められる。これを展開すると、

$$\beta = \frac{l_r K_{Sf} K_{Sr} - MV^2 l_f K_{Sf}}{l^2 K_{Sf} K_{Sr} - MV^2 (l_f K_{Sf} - l_r K_{Sr})} \delta - \frac{l l_f K_{Sf} K_{Cr} + l l_r K_{Sr} K_{Cf} - MV^2 (l_f K_{Sf} - l_r K_{Sr})}{l^2 K_{Sf} K_{Sr} - MV^2 (l_f K_{Sf} - l_r K_{Sr})} \phi \quad \text{式 4-89}$$

$$r = \frac{l K_{Sf} K_{Sr} V}{l^2 K_{Sf} K_{Sr} - MV^2 (l_f K_{Sf} - l_r K_{Sr})} \delta - \frac{l (K_{Sf} K_{Cr} - K_{Sr} K_{Cf}) V}{l^2 K_{Sf} K_{Sr} - MV^2 (l_f K_{Sf} - l_r K_{Sr})} \phi \quad \text{式 4-90}$$

ここで問題をシンプルにするために、厳密にはリーン・オートモービルの諸元とは異なるが大きく離れてはいないため $l_f = l_r = l/2$, $K_{Sf} = K_{Sr} = K_S/2$, $K_{Cf} = K_{Cr} = K_C/2$ であるとすると、式 4-89 及び式 4-90 は次のとおりとなる。

$$\beta = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{2MV^2}{lK_S} \right) \delta - \frac{K_C}{K_S} \phi \quad \text{式 4-91}$$

$$r = \frac{V}{l} \delta \quad \text{式 4-92}$$

ここからは、あるスピード及び旋回曲率で定常円旋回を行うときに、キャンバ角によって抵抗がどのように増減するかを確認したい。すなわち V , r , ϕ を所与として δ 及び β を求め、それらからタイヤの発生する進行方向に平行な向きの力の左右合計 X_f 及び X_r を求める流れとなる。したがって式 4-92 と式 4-91 を次のように変形しておく。

$$\delta = \frac{lr}{V} \quad \text{式 4-93}$$

$$\beta = \frac{1}{2} \left(\frac{lr}{V} - \frac{2MVr}{K_S} \right) - \frac{K_C}{K_S} \phi \quad \text{式 4-94}$$

ここに至るまでは、タイヤの発生する横力は車両の進行方向に対して垂直な向きであると仮定したが、実際は車両の進行方向に垂直な方向に対してスリップアングル分だけ傾きを持った向きに横力が発生している。すなわち、横力は進行方向に垂直な成分と平行な成分に分解され、後者の左右合計 X_f 及び X_r は、1 輪に代表させた前後輪のスリップアングル β_f と β_r を用いると

$$\begin{aligned} X_f &= (Y_{Cf} + Y_{Sf}) \sin \beta_f \\ X_r &= (Y_{Cr} + Y_{Sr}) \sin \beta_r \end{aligned} \quad \text{式 4-95}$$

と表される。 β_f 及び β_r が十分に小さく $\sin \beta_f \approx \beta_f$ 及び $\sin \beta_r \approx \beta_r$ が成り立つとすると、式 4-72 及び式 4-73 の近似と式 4-78 から式 4-81 の結果などより、

$$X_f = -\frac{K_C\phi}{2}\left(\beta + \frac{lr}{2V} - \delta\right) - \frac{K_S}{2}\left(\beta + \frac{lr}{2V} - \delta\right)^2 \quad \text{式 4-96}$$

$$X_r = -\frac{K_C\phi}{2}\left(\beta - \frac{lr}{2V}\right) - \frac{K_S}{2}\left(\beta - \frac{lr}{2V}\right)^2 \quad \text{式 4-97}$$

となる。これに式 4-93 及び式 4-94 を代入すると、

$$\begin{aligned} X_f &= -\frac{K_C\phi}{2}\left(\frac{1}{2}\left(\frac{lr}{V} - \frac{2MVr}{K_S}\right) - \frac{K_C}{K_S}\phi + \frac{lr}{2V} - \frac{lr}{V}\right) \\ &\quad - \frac{K_S}{2}\left(\frac{1}{2}\left(\frac{lr}{V} - \frac{2MVr}{K_S}\right) - \frac{K_C}{K_S}\phi + \frac{lr}{2V} - \frac{lr}{V}\right)^2 \\ &= -\frac{K_C\phi}{2}\left(-\frac{MVr}{K_S} - \frac{K_C}{K_S}\phi\right) - \frac{K_S}{2}\left(-\frac{MVr}{K_S} - \frac{K_C}{K_S}\phi\right)^2 \\ &= \frac{K_C}{2K_S}\phi(MVr + K_C\phi) - \frac{(MVr)^2}{2K_S} - \frac{K_C}{K_S}\phi MVr - \frac{K_C}{2K_S}K_C\phi^2 \\ &= -\frac{(MVr)^2}{2K_S} - \frac{K_C}{2K_S}\phi MVr \end{aligned} \quad \text{式 4-98}$$

$$\begin{aligned} X_r &= -\frac{K_C\phi}{2}\left(\frac{1}{2}\left(\frac{lr}{V} - \frac{2MVr}{K_S}\right) - \frac{K_C}{K_S}\phi - \frac{lr}{2V}\right) - \frac{K_S}{2}\left(\frac{1}{2}\left(\frac{lr}{V} - \frac{2MVr}{K_S}\right) - \frac{K_C}{K_S}\phi - \frac{lr}{2V}\right)^2 \\ &= -\frac{K_C\phi}{2}\left(-\frac{MVr}{K_S} - \frac{K_C}{K_S}\phi\right) - \frac{K_S}{2}\left(-\frac{MVr}{K_S} - \frac{K_C}{K_S}\phi\right)^2 \\ &= -\frac{(MVr)^2}{2K_S} - \frac{K_C}{2K_S}\phi MVr \end{aligned} \quad \text{式 4-99}$$

となる。進行方向に垂直な力の合計を X とすると、

$$X = X_f + X_r = -\frac{(MVr)^2}{K_S} - \frac{K_C}{K_S}\phi MVr = -\frac{(MVr)^2}{K_S}\left(1 + \frac{K_C\phi}{MVr}\right) \quad \text{式 4-100}$$

となる。したがってキャンバ角 ϕ が負だと後ろ向きの力を減少させることができる。つまり、コーナーの内側方向にキャンバを持たせると走行抵抗が減ることがわかる。

さらに、二輪車やリーン・オートモービルのように旋回により発生する遠心力と釣り合うように車体ごと傾けてキャンバを付ける場合を考える。この場合、向心加速度は Vr で表されるため、キャンバ角は次のように求められる。なお、 g は重力加速度である。

$$\tan \phi = \frac{Vr}{-g} \quad \text{式 4-101}$$

キャンバ角 ϕ が十分小さいとすると、

$$\phi \approx -\frac{Vr}{g} \quad \text{式 4-102}$$

となり、これを式 4-100 に代入すると、

$$X = -\frac{(Mvr)^2}{K_s} \left(1 - \frac{K_c}{Mg}\right) \quad \text{式 4-103}$$

が得られる。つまり走行抵抗の減少割合は K_c/Mg で求められる。全タイヤの垂直荷重の合計が Mg なので、 K_c/Mg は垂直荷重当たりのキャンバラスト係数 C_c [rad⁻¹] と等しいとみなせる。Dressel らによると自転車用タイヤの C_c は 0.015 deg⁻¹ すなわち 0.86 rad⁻¹ 程度なので、この場合の走行抵抗の減少割合は V や r によらず 86%となる [6]。これは線形なタイヤモデル及び前後対称な車両諸元を仮定し、角度が微小であることを前提とした近似を行って得られた結果ではあるが、実際の車両においても内傾型とすることによって旋回中のタイヤ起因の走行抵抗のかなりの割合が削減できると予測される。

最後に、リーン・オートモービルにおける内傾角の変化による走行抵抗の変化の大きさの見積もりを行う。式 4-100 に前節で定めた車両パラメータを代入すると、内傾角すなわちキャンバ角 ϕ の係数は

$$-\frac{(Mvr)^2}{K_s} \times \frac{K_c}{Mvr} = -\frac{K_{cf} + K_{cr}}{K_{sf} + K_{sr}} (M_f + M_r) Vr = -14.85 \times Vr \quad \text{式 4-104}$$

となる。 Vr は向心加速度であるため、 $2 \text{ m/s}^2 \simeq 0.2 \text{ G}$ 旋回であれば、内傾角 1 rad につき 30 N、つまり内傾角 1 度につき 0.52 N の走行抵抗減少が見込まれる。また、これに速度をかけて仕事率で表すと、速度が 5 m/s なら内傾角 1 度につき 2.6 W の省エネ効果が見込まれることがわかる。次章において、ここまでに推定した内傾角による省エネ効果と、試験車両を用いて内傾角を変化させて定常円旋回を行った際の計測結果から得られる実際の省エネ効果との比較を行う。

参考文献

1. 後藤健太郎, 村山英晶. 乗員の操作力をリーンモーメントに変換する機構を備えたサスペンション装置を持つ内傾型パーソナルモビリティのリーン運動特性, 日本機械学会論文集, Vol.85, No.875 (2019), DOI:10.1299/transjsme.19-00034.
2. 安部正人. 自動車の運動と制御 第2版一車両運動力学の理論形成と応用(2012), pp.50-123, 東京電機大学出版局.
3. Sharp, R. S. The stability and control of motorcycles, Journal of Mechanical Engineering Science, Vol.13, No.5 (1971), pp.316-329, DOI:10.1243/JMES_JOUR_1971_013_051_02.
4. 景山 一郎, 牧田 光弘, 栗谷川 幸代. 大キャンバ角を有するパーソナルモビリティの方向制御に関する基礎的研究, 自動車技術会論文集, Vol.46, No.5 (2015), pp. 919-924.
5. Araki, K., Mizuno, A., Horiguchi, M., Tan, J.T.C. and Suda, H. Development of passive steering vehicle with compatibility to both maneuverability and stability of narrow vehicle, Proceedings of JSAE Annual Congress (Spring), No.18-17 (2017), pp.500-505.
6. Dressel, A. and Rahman, A. Measuring sideslip and camber characteristics of bicycle tyres, Vehicle System Dynamics, Vol.50, No.8 (2012), pp.1365-1378, DOI:10.1080/00423114.2011.615408.
7. 丸茂喜高, 片山硬. エネルギーフロー法による二輪車のウィーブモードの解析, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.77, No.781 (2011), pp.3490-3501, DOI:10.1299/kikaic.77.3490.
8. 竹原 昭一郎, 山邊 茂之, 盆子原 康晴, 須田 義大, 堀口 宗久. キャンバを用いた車両の運動特性に関する研究 : 模型車両による基礎的検討(<特集>D&D 2008), 日本機械学会論文集 C 編, 2009, 75 巻, 753 号, p. 1319-1326, DOI:10.1299/kikaic.75.1319.

第 5 章 試験車両を用いた実験による理論の検証

5.1 はじめに

本章の主目的は、リーンと操舵をそれぞれ独立して乗員が制御する操作系を持つ内傾型車両であるリーン・オートモビルの運転性と、旋回中の内傾角を乗員が決められることが走行抵抗に与える影響について、試験車両を用いた走行実験によって前章の理論解析の検証を行うこと、並びに、リーン・オートモビルの基本的な運転性の検討を行うために構築した 4+1 自由度モデルを用いた計算結果と実際の走行ログとの比較によって 4+1 自由度モデルの妥当性を確認することである。また、本章においては、実際に乗員が搭乗して操縦することの可能な試験車両の設計・製作に先立ち、キーコンポーネントである CPS (センターピボットサスペンション) の働きを確認するために CPS 試験機を製作して行った実験の結果についても述べる。CPS 試験機を用いた実験に引き続き、新たな形式の輸送手段であることから懸念となるリーン・オートモビルの実現性の確認を主目的として、第 3 章において定めた評価の方針に従った試験車両の設計・製作と走行実験を行った。この走行実験を通じて得られたこの他の考察についても本章において述べる。本研究に用いた試験車両は、前章の理論解析にて得られた知見も活用して著者が設計を行い、外部機関の協力を得て部品製作・組立を行ったが、これらの詳細については本論文末尾の Appendix にまとめる。

5.2 CPS 試験機を用いた実験

5.2.1 概要

試験車両の製作を行う前に、CPS 考案時には想定していなかった干渉などの不具合がないこと、ホイールレート・ロール剛性値・リーンペダルのレバー比が設計値と大きく乖離していないことを確認するため、CPS 試験機を用いた実験を行った。これらの目的に適うよう、CPS 試験機には最低限のパイプフレームにタイヤからリーンペダルまで実走行試験機への搭載物と同じ仕様の CPS が取り付けられるが、リアサスペンションやリアタイヤは持たず、代わりにリアタイヤ接地位置と同一の位置でパイプフレームを接地させる。CAD 図と写真を図 5-1 に示す。



図 5-1 CPS 試験機

実験はホイールレート測定とロール剛性値・リーンペダルレバー比測定の2種類を行った。ホイールレート測定は、図 5-2 に示すように、フロントサスペンション試験機のフレームの前輪のみに荷重がかかる位置におもりを載せてフレームとフロントアクスルの高さの変化を測定した。なお、センターピボットサスペンションに使用されている重ね板ばねは摩擦の影響で載荷時と除荷時でばね定数が異なるため、同じ荷重条件でも毎回の測定前に手でフレームを上げ下げすることによって2通りの測定を行った。ロール剛性値・リーンペダルレバー比測定は、図 5-3 に示すように、リーンペダルの片方とフレームに延長フレームを固定しその上におもりを載せてリーンペダルモーメントとリーンモーメントを発生させ、それらをおもりの位置を調整することによって外部から力を加えなくてもフレームが正立を保つように釣り合わせて、その時のおもりの位置とセンターピボット部の角度を測定して行った。この際、板ばねに逆方向の曲げがかかると重ねてある板ばねのうち最も長い1枚しか働かずばね定数が大幅に小さくなってしまうため、フレーム中央部にはリーンモーメントを発生させない追加のおもりを載せてこれを防いだ。実際の手順としては、リーンペダルに載せるおもりの位置を100 mm 刻みで変化させて、対応するリーンモーメント用おもりの位置を探し、水準器を使ってフレームを正立させた後センターピボット部の角度を測定する要領で行った。また、タイヤの空気圧はどの実験においても340 kPa となるようにした。



図 5-2 ホイールレート測定の様子



図 5-3 ロール剛性値・リーンプedalレバー比測定の様子

5.2.2 CPS の初期設計値

CPS 試験機に用いた板ばねは、前章で定めたとおり前輪におけるばね上共振周波数 3.0 Hz を達成するように設計した。実際には、タイヤの変形やコンプライアンスによる低下を見込んで、ばね上共振周波数 3.06 Hz に相当するホイールレート 31.5 N/mm となるようベルヌーイ・オイラー梁を仮定した計算により重ね板ばねの幅・有効長・厚みの組み合わせを決定した。なお、ばね上共振周波数の計算に用いた前輪 2 輪にかかるばね上質量は、ばね下質量も含んだ前軸荷重の設計値の 85.25 kg を用いている。しかし、CPS 試験機用に用意した鋼材の厚みには誤差があり、最も長い 1 枚目が設計 2 mm 厚のところ実際は 1.94 mm 厚、2 枚目と 3 枚目が設計 1.5 mm のところ実際は 1.46 mm 厚であった。これらの値を用いて計算し直すと、タイヤ変形を除いたホイールレートは 28.9 N/mm、これに対応するばね上共振振動数は 2.93 Hz となり、タイヤの変形やコンプライアンスを考慮すると目標とするばね上共振周波数 3.0 Hz よりかなり小さい値となることが予想された。また、前章で定めたロール剛性値は 2,550 Nm/rad であったが、これらの実際の板厚でのタイヤ変形を含まないロール剛性値は、フロントトレッド 0.580 m を用いた計算によって 2,432 Nm/rad となると予想される。

リーンプedalのレバー比、すなわちリーンプedalの角度変化と車体全体のリーンの比は、CAD 上での測定では中立近傍で 0.74 となることが予想された。また、4+1 自由度モデルにおいてはセンターピボット部の車体に対する角度変化は板ばねの変形がなければそのまま同値のリーンと対応するとモデル化したが、実際にはセンターピボット部のフレームに対する角度変化とリーンの間にもレバー比が存在する。したがってロール剛性値を計算する際には、分母となるリーンはセンターピボット部のフレームに対する角度変化にレバー比をかけて求める必要がある。このレバー比は CAD 上での測定では中立近傍では 0.84 であった。

5.2.3 諸元の測定

(ホイールレート)

ホイールレート測定の結果を、横軸に下向きの変位、縦軸に荷重を取ったグラフで図 5-4 及び図 5-5 に示す。図 5-4 は (タイヤ変形を含む) フレームの変位、図 5-5 はタイヤ変形分を除いた変位を示す。どちらの図においても赤を載荷時、青を除荷時のデータとしている。また、それぞれの測定点から導出した線形近似を点線で示す。線形近似の傾きがホイールレートに相当し、図 5-4 の値は総ホイールレート、図 5-5 の値はタイヤ成分を除いた、板ばねとコンプライアンス成分のみからなるホイールレートである。これらのホイールレートと載荷時・除荷時の平均値、平均値から算出したばね上共振周波数を、設計値とともに表 5-1 に示す。また、表の下 2 行には、総ホイールレートとタイヤ成分を除いたホイールレートの測定値の差から計算したタイヤ成分と、タイヤ成分を除いたホイールレートの測定値と設計値の差から計算したコンプライアンス成分を示した。なお、CPS には重ね板ばねを用いているため、板間の摩擦力の影響によって載荷時は設計値より大きなばね定数、除荷時は設計値より小さなばね定数となると予想されたが、実際には測定値はどちらも設計値 (28.9 N/mm) よりも小さく、載荷時・除荷時ではほぼ同じ値 (27.0 N/mm, 26.8 N/mm) となった。これは板ばね間の摩擦の影響よりコンプライアンスの影響の方が相対的に大きかったためと考えられる。

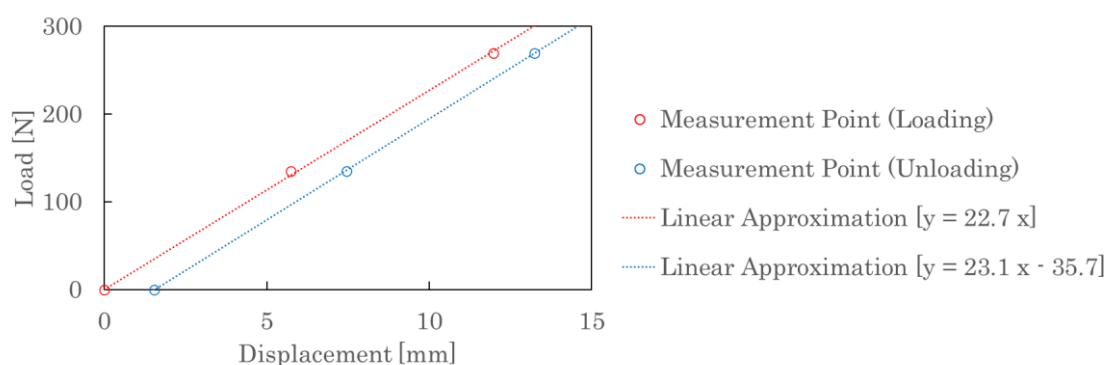


図 5-4 タイヤ変形を含むホイールレートの CPS 試験機における測定結果

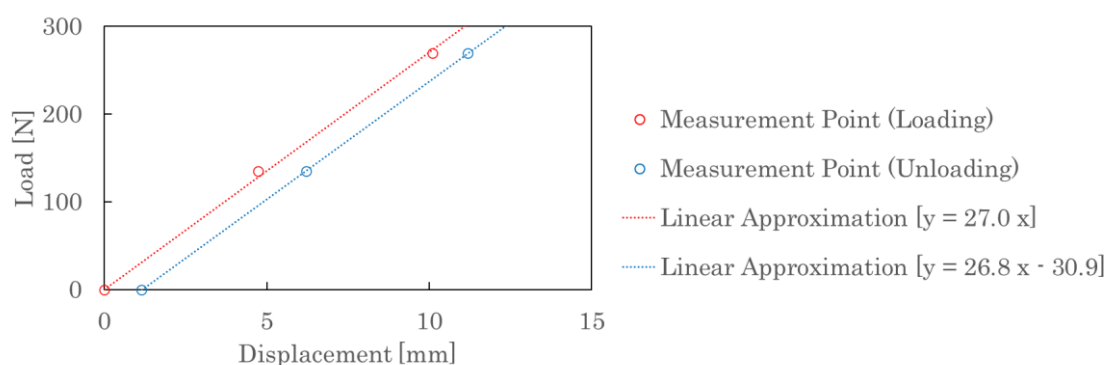


図 5-5 タイヤ変形を含まないホイールレートの CPS 試験機における測定結果

表 5-1 CPS 試験機におけるホイールレート測定結果まとめ

	Wheel Rate			Corresponding Resonant Freq.
	Loading	Unloading	Average	
Design Value	-	-	28.9 N/mm	2.93 Hz
Measurement (Overall)	22.7 N/mm	23.1 N/mm	22.9 N/mm	2.61 Hz
↑ Tire Deformation Excluded ↑	27.0 N/mm	26.8 N/mm	26.9 N/mm	-
Tire Component	-	-	153 N/mm	-
Other Components (Calculated)	-	-	394 N/mm	-

(ロール剛性値)

ロール剛性値測定の結果を、横軸に板ばねのたわみのリーン相当値、縦軸にリーンモーメントを取ったグラフで図 5-6 に示す。ここで示す板ばねのたわみのリーン相当値は、前項で述べたとおりセンターピボット部のフレームに対する角度変化の測定値にレバー比 0.84 をかけて求めた。また、リーンモーメントはおもりと追加したフレーム等の発生するモーメントを積算して求めた値である。グラフ上の点線は全測定点から導出した線形近似であり、この傾きがロール剛性値に相当する。こうして求めたロール剛性測定値を、ホイールレートの設計値とホイールレート測定で得たタイヤのばね定数から計算したロール剛性値、総ホイールレート測定値から計算したロール剛性値とともに表 5-2 に示す。なお、参考のため表中には対応するホイールレートとばね上共振周波数も示す。この表に示すとおり、ロール剛性値の測定結果はホイールレート測定値から計算した値 (1,925 Nm/rad) より有意に大きな値 (2,121 Nm/rad) となった。また、ホイールレートの設計値 (28.9 N/mm) とタイヤ成分の測定値 (153 N/mm) からの計算値 (2,044 Nm/rad) と比べても、この計算値はコンプライアンス成分 (394 N/mm) が加味されていない値にも関わらず、測定値の方がわずかに大きい。これは、ホイールレート測定時よりもロール剛性値測定時の方がタイヤにかかる荷重が大きく、かつタイヤ成分が荷重に対して一定ではないためと考えられる。また、逆にタイヤ成分とコンプライアンス成分を合わせたばね定数を、ロール剛性測定値とロール剛性設計値 (2,432 Nm/rad) の差異から求めると 197.4 N/mm であった。これはホイールレート測定時の 109.9 N/mm と比べて倍近く大きな値である。

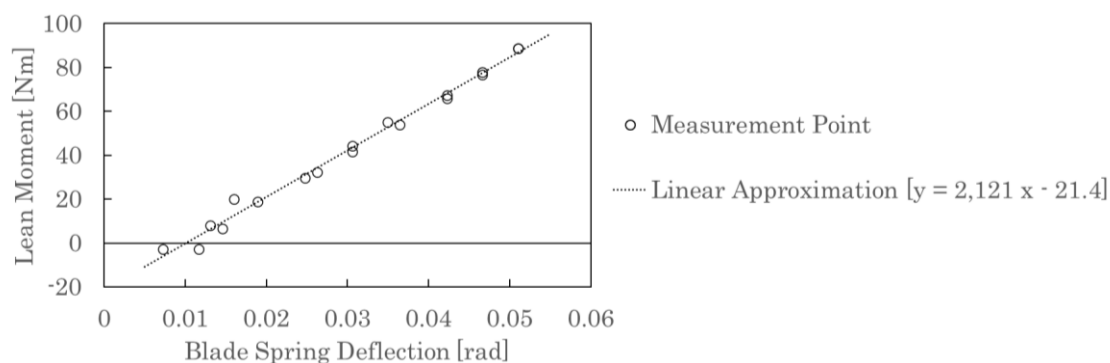


図 5-6 ロール剛性値の CPS 試験機における測定結果

表 5-2 CPS 試験機におけるロール剛性値測定結果まとめ

	Roll Rigidity	Corresponding Wheel Rate	Corresponding Resonant Freq.
Measurement	2,121 Nm/rad	25.2 N/mm	2.74 Hz
Calculated from Wheel Rate Measurement	1,925 Nm/rad	22.9 N/mm	2.61 Hz
Calculated from Design Value (and Tire Component)	2,044 Nm/rad	24.3 N/mm	2.69 Hz

(リーンプダルのレバー比)

リーンプダルのレバー比測定の結果を、横軸にリーンプダルに発生させたモーメント、縦軸にリーンプダルのモーメントを取ったグラフで図 5-7 に示す。これらのモーメントはおもりと追加したフレーム等の発生するモーメントを合計して求めた値である。グラフ上の点線はモーメントを増やしていった後に減らしていった往復の全測定点から導出した線形近似であり、この傾きがレバー比に相当する。この結果は 0.81 であり、CAD 上で求めたレバー比 0.74 と比較して約 9% の誤差が発生した。この計測は力の釣り合いを用いた測定であり、コンプライアンスや摩擦といった要素による誤差は考えられないため、ずれの要因は釣り合い状態の判断の不正確さやおもりを載せた治具の寸法誤差によるものと考えられる。

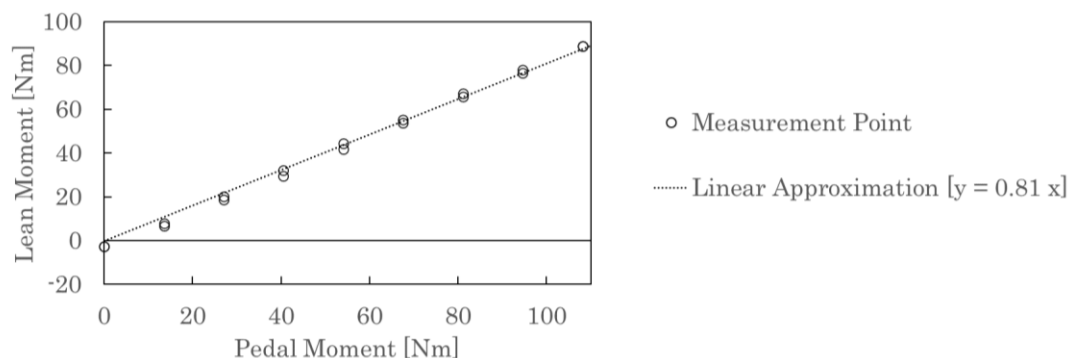


図 5-7 リーンペダルのレバー比の CPS 試験機における測定結果

5.2.4 試験車両設計へのフィードバック

これらの CPS 試験機を用いた実験の結果をフィードバックし、試験車両において本来の設計値であるばね上共振振動数 3.0 Hz に対応するロール剛性値 (2,550 Nm/rad) に近付けるため、他の部品の設計変更が必要ない範囲で板ばねの形状変更を行うこととした。

今回用いた板ばねでは図 5-8 の左側に示すように 2 枚目と 3 枚目の左右両端部を斜めに切り欠いているが、まずこれを廃止すると、総ホイールレートは 22.9 N/mm から 24.2 N/mm に、ロール剛性値は 2,121 Nm/rad から 2,260 Nm/rad に、これに対応するばね上共振周波数は 2.74 Hz から 2.83 Hz に上昇する見込みである。これは厚みが CPS 試験機の板ばねと同じく 1 枚目が 1.94 mm、2 枚目と 3 枚目が 1.46 mm となっている想定であり、もし厚みが正確に 2 mm と 1.5 mm であった場合、総ホイールレートは 25.9 N/mm、ロール剛性値は 2,434 Nm/rad、これに対応するばね上共振周波数は 2.93 Hz となる。次に、切り欠きの廃止とともに板ばねの 2 枚目の有効長を片側 97.48 mm から 130 mm、3 枚目を 48.74 mm から 106.5 mm に変更すると総ホイールレートは 27.0 N/mm、ロール剛性値は 2,550 Nm/rad、これに対応するばね上共振周波数は 3.00 Hz となる見込みである。これは厚みが CPS 試験機の板ばねと同じく 1 枚目が 1.94 mm、2 枚目と 3 枚目が 1.46 mm となっている想定であり、もし厚みが正確に 2 mm と 1.5 mm であった場合、総ホイールレートは 28.8 N/mm、ロール剛性値は 2,741 Nm/rad、これに対応するばね上共振周波数は 3.11 Hz となる。したがって、本来の設計値に近い値を得るために、図 5-8 の右側に示すように、試験車両においては切り欠きを廃止して長さを延長した板ばねに設計を変更することとした。なお、CPS 試験機と試験車両の板ばねに使用した鋼材は入手性の都合からそれぞれ SUS304 (2B) と SUS631-CSP (t1.5 は H, t2.0 は 3/4H) と異なっており、後者の方が僅かに大きいヤング率を持つが、ここまでの計算においてはこれらのヤング率はどちらも 193,000 MPa で違いがないと想定している。

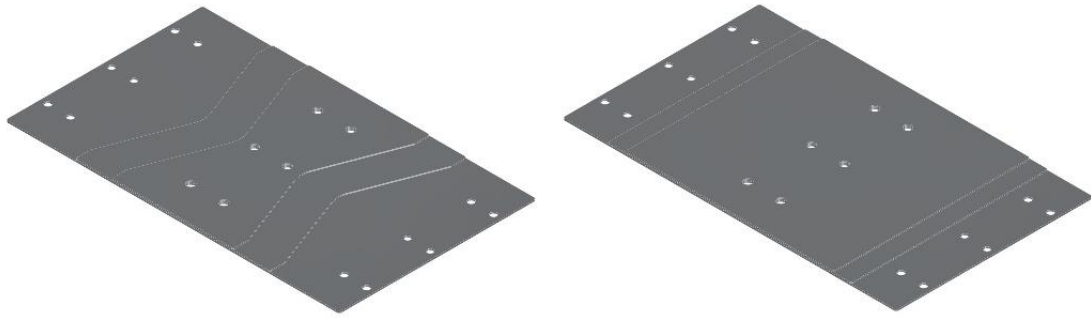


図 5-8 CPS 試験機で用いた重ね板ばねと試験車両向けに設計変更した重ね板ばね

5.3 試験車両を用いた実験

5.3.1 概要

(試験車両の概要)

第 3 章において定めた評価の方針に従い、本研究において行う走行実験に対し十分な性能を持つ試験車両を設計・製作した。設計に際して作成した CAD 図を図 5-9 に、写真を図 5-10 に示す。写真は走行実験を終えた直後に撮影したものであり、操作ミス等があっても横転しないための補助輪付きアウトリガーや、ログデータを保存する PC を収納するための鞆、オンボードカメラ等が取り付けられている。基本諸元については表 5-3 にまとめた。この表にも示した空車質量に加え、重心位置・ホイールレート・ロール剛性値の測定と各種センサのキャリブレーションを行ったが、その方法や結果に関しては次項にまとめる。また、先にも述べたとおり、本試験車両の設計・製作の詳細な内容については Appendix に記す。

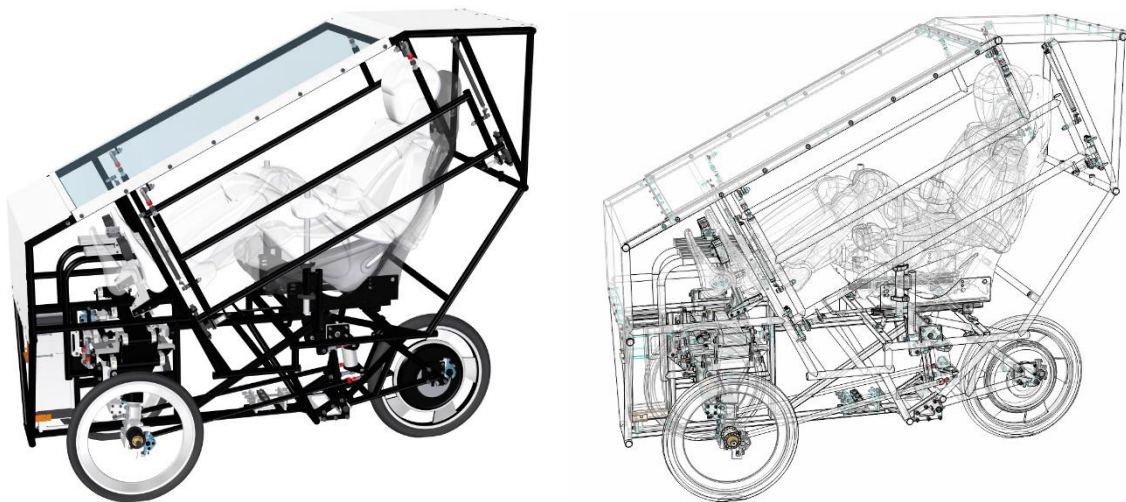


図 5-9 試験車両の CAD 図



図 5-10 試験車両の外観

表 5-3 試験車両の基本諸元

乗車定員	1名
車輪配置	前2輪・後ろ1輪のリバーストライク配置
車体	簡易ドア付きセミキャビン，バケットシート（BRIDE A.i.R.）を備える
駆動	車両前端に配置した48V 10AHのリン酸鉄リチウムイオン電池により後輪ホイールモータ（Golden Motor Technology MagicPie4 20”）を駆動
制動	前輪・後輪の機械式ディスクブレーキ（シマノ BR-CX77）で行う
操舵	車両後部のステアシャフトから前後に伸びるタイロッドにより前輪の方向を変えて行う
リーンモーメント	センターピボットサスペンションによって，乗員の操作力を前輪の垂直抗力に変換して発生
寸法	全長 1.80 m，全幅 0.70 m，全高 1.62 m
タイヤ	前輪：35-406，後輪：50-406
駆動の制御	右サイドスティックに取り付けられたスロットルレバーを右手親指で操作，前進・後退の切換えは太腿付近のスイッチで行う
制動の制御	サイドスティックに取り付けられた左右一対のブレーキレバーで操作，右レバーが右前輪・左レバーが左前輪のキャリパーを操作するとともに，左右のワイヤーの引きを平均して後輪のキャリパーへも分配
操舵の制御	キャビン両脇に取り付けられた一対のサイドスティックで操作，前後交互動作により車両後部のステアシャフトが回転
リーンの制御	左右一対の前後に動くリーンペダルで操作，踏み込んだ側の前輪の垂直荷重が増す
空車質量	142 kg（乗員・積荷は含まない）

(ロギングシステムの概要)

試験車両に搭載したロギングシステムには、車両の挙動を計測するための RTK-GPS、消費電力を計測するための電流・電圧センサ、乗員の操作を計測するためのストロークセンサの 3 種類のセンサを用いた。RTK-GPS は基地局からの補正情報を用いて既存の GPS より高精度を実現する技術である。基地局は走行に用いたスペースから約 5 m 離れた位置に設置した。設置状況を図 5-11 の左側に示す。移動局は 2 系統用意し、図 5-11 の右側に示すように、試験車両の屋根の上に 2 つの GPS アンテナを左右に 0.56 m 離して取り付けた。これら 2 系統の 3 次元位置情報からリーンや針路を含んだ車両の運動を算出する。基地局・移動局ともに、GPS アンテナには ublox 社の ANN-MB-00、GPS モジュールには RTK モードを備える ublox 社の ZED-F9P、通信・計測ソフトウェアには ublox 社の u-center を使用した。移動局、つまり試験車両上では、ZED-F9P モジュールを搭載した基板 2 組を GPS アンテナとノート PC に接続し、ノート PC 上で動作させた u-center によって基地局からの補正情報を用いた 3 次元位置情報の計算と記録を行った。基地局も車両上のシステムと基本的な構成は同じく、GPS アンテナを接続した ZED-F9P モジュール搭載基板とタブレット PC からなり、u-center の機能を用いて補正情報を送信した。基地局のタブレット PC 上と車両に搭載したノート PC 上で動作する u-center どうしの通信には、基地局付近に Wi-Fi ルータを設置して無線 LAN によって行った。なお、今回の構成で安定して実現できる測定周期は 5 Hz にとどまったが、本研究においてはあまり速い運動を取り扱わないので十分であると考えられる。また、車両に設置した 2 つの GPS アンテナが同一高度となるようリーンを調整しても、出力される高度の値には 9.8 mm の差があり、これは 0.99 度のリーンに対応する。この原因は不明であるが、どの日時の測定でも概ね同じ傾向であったため、後に示す結果においてはこの高度の差を補償した値を用いている。電流・電圧センサは車両前端に設置したバッテリーと後輪のホイールモータの間の電力ケーブルに設置して測定を行った。本研究の試験車両に用いた駆動システムはインバータ等の制御回路は全てホイールモータ内に組み込まれているため、バッテリー・ホイールモータ間の電線において電流と電圧を測定すれば総消費電力の測定が可能である。ステア部・CPS 部のストロークセンサは乗員の操作を測定するためのセンサであり、図 5-12 に示すようにそれぞれの機構部に武藤工業の直接変位精密ポテンシオメータ RECTI P12-50 を設置した。電流・電圧の測定値とストロークセンサの測定値はどちらも ST マイクロエレクトロニクスのマイコンボード NUCLEO-F446RE によって A/D 変換を行い、車両に搭載したノート PC はマイコンボードからシリアル通信によってデータを取得して記録を行う。マイコンボードに用いた電源装置の性能限界のため、電源ノイズが完全には排除できなかったが、約 100 Hz で取得したデータからノイズと思われる測定点を除去して 10 Hz や 5 Hz ごとに平均を取ることで多少の変動は残るものの RTK-GPS の計測よりは変動の少ないデータとすることができた。同一時刻における静止時の生データと処理後のデータの比較を図 5-13 に、RTK-GPS によるデータとの比較を図 5-14 に示す。後者においては処理後のストロークセンサのデータを後に示す計算によって対センターピボットリーンの角度に変換している。静止時のストロークセンサから取得した対センターピボットリーンと乗員の入力したステアの角度の変動幅はどちらも 0.6 度程度であったが、RTK-GPS の計測データから計算した車体の対路面リーンの角度の変動幅は 1.6 度程度であった。RTK-GPS の計測データは高度の変動が比較的大きいためリー

ンの変動幅が大きくなったが平面内では計測結果は安定しており、静止時であれば位置の変動は半径 5 mm 程度、方位角の変動幅は 0.4 度程度に収まっていた。本節以降、走行実験の結果等を考察するには取得したデータにこういった変動があることを念頭に置く必要がある。なお、図 5-14 に示す対センターピボットリールと RTK-GPS で取得した対路面リールの平均の角度には差があるが、これは計測を行った場所の地面が傾いていたためであり、水平な場所においてリールモーメントを発生させずに車体を直立させればどちらも平均で 0 度を示すようにキャリブレーションを行っている。

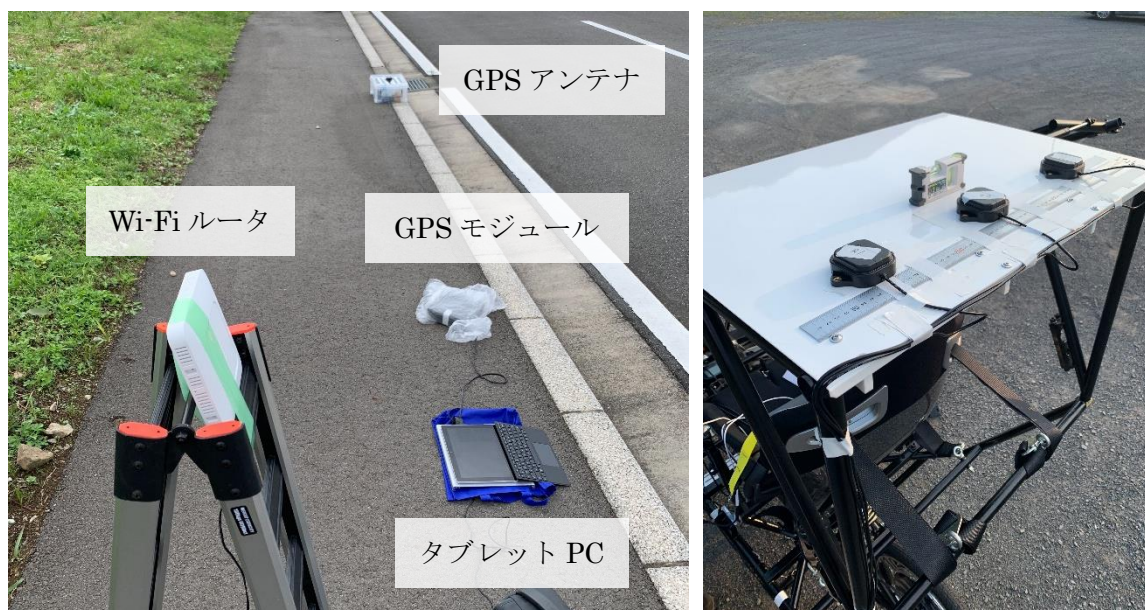


図 5-11 RTK-GPS 基地局と車両に取り付けた GPS アンテナ



図 5-12 ステア部ストロークセンサと CPS 部ストロークセンサ

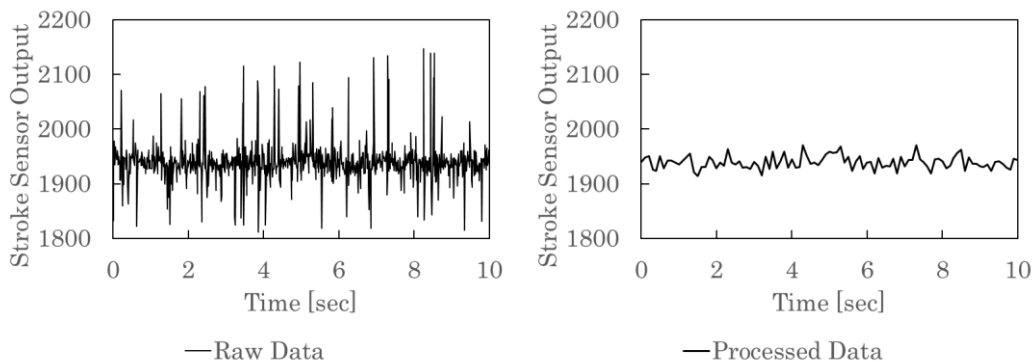


図 5-13 シリアル通信で取得したセンサ値の生データと処理後のデータの例

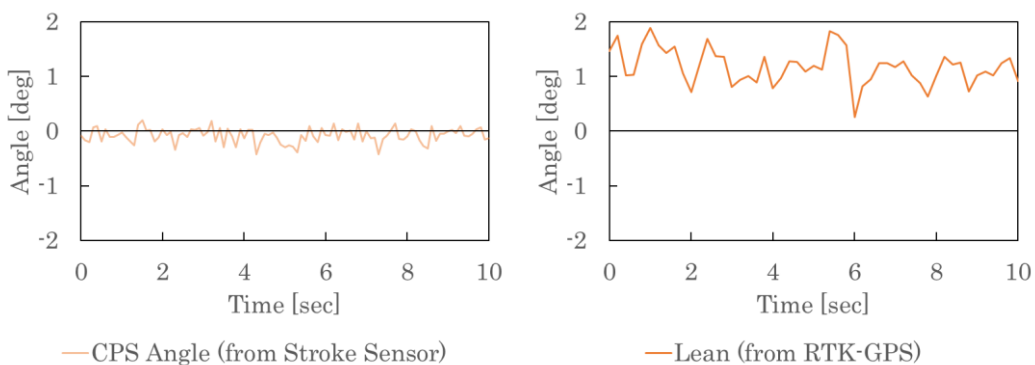


図 5-14 CPS ストロークセンサ値から計算した値と RTK-GPS 測定値の比較

(走行の概要)

走行実験は東京大学柏キャンパス内の生産技術研究所附属千葉実験所 ITS R&R 実験フィールドの走行試験路において行った。図 5-15 のフィールドの航空写真において黄色点線の枠で示した場所が走行試験路である [1]。走行実験における試験車両の操縦は全ての走行において著者が行った。走行に際しては、加減速による荷重移動等の影響をなるべく取り除くため、後輪のホイールモータのインバータの回転数制限の設定を変更して、スロットル全開で一定速度となるようにした。実験はおおよそ 3.3 m/s から 6.7 m/s までの低速領域において行ったが、これは前章での過渡応答特性の予測と乗員の操作を模した運動シミュレーションから、リーン・オートモビルは低速領域の方が安定させるのが難しいと予測されたためである。運転性に関する検証は、直進状態と旋回状態の遷移の動作に着目して直進と 180 度旋回を交互に繰り返して行った。内傾角と走行抵抗の関係の観察は、車体に働く重力と遠心力を合わせたベクトルの方向と車体のリーンがほぼ一致するリーンウィズ・重力と遠心力を合わせたベクトルの方向より車体のリーンが大きいリーンイン・重力と遠心力を合わせたベクトルの方向より車体のリーンが小さいリーンアウトの 3 通りの旋回姿勢での定常円旋回によって行った。これらの走行軌跡の例を図 5-16 に示す。グラフ上の赤丸は RTK-GPS の基地局の位置である。また、なるべく一定の旋回半径を保つため、路面にテープで同心円状のマーキングを行った。

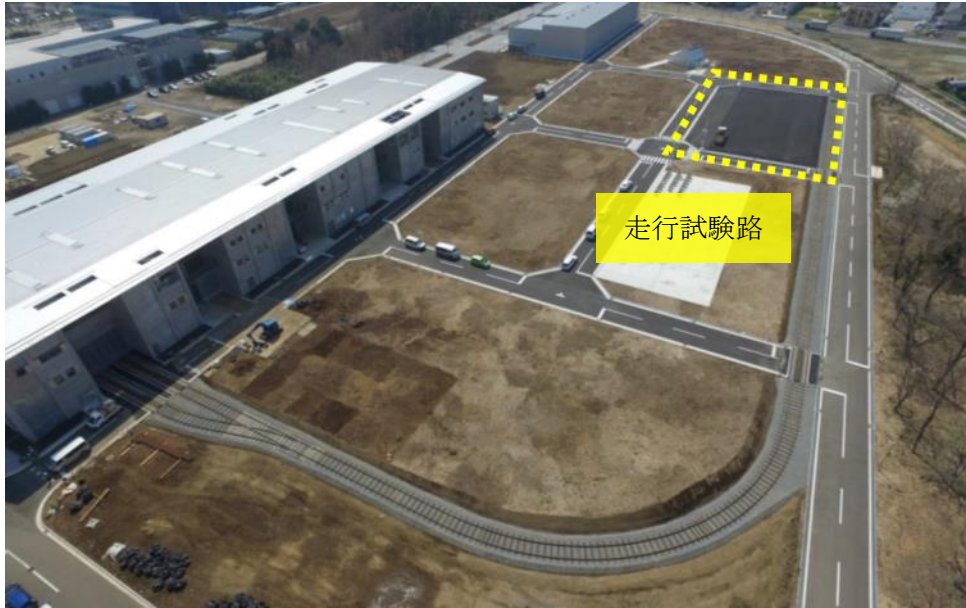


図 5-15 ITS R&R 実験フィールドの航空写真

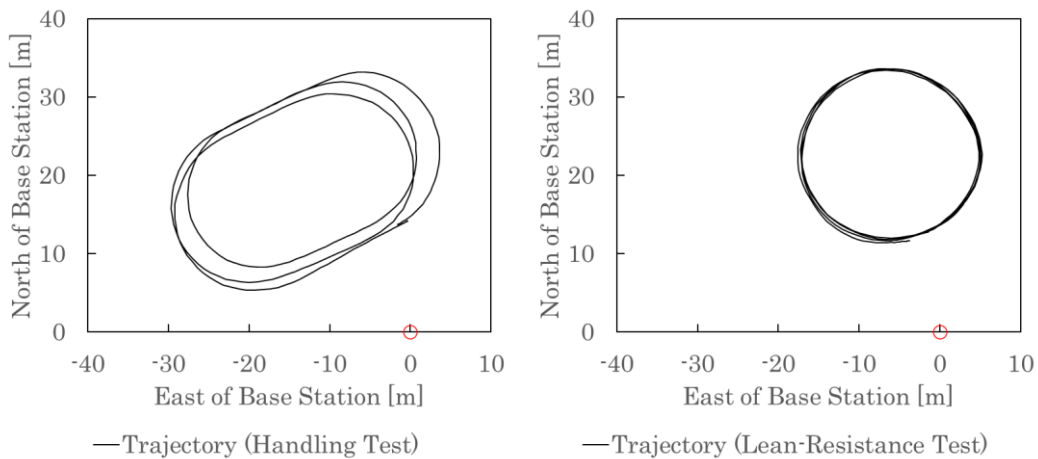


図 5-16 運転性の検証及びリーンが走行抵抗に与える影響の確認のための走行軌跡の例

5.3.2 諸元の測定

(質量と重心位置)

正立状態やリーンさせて補助輪を接地させた状態、乗車状態や空車状態など、様々な条件で輪荷重を測定し試験車両の質量の内訳とそれらの重心位置を算出した結果を表 5-4 に示す。表中で重心位置を示す際には原点は前輪の左右の接地点の中心とし、各軸の方向は 4+1 自由度モデルの座標系の定義に合わせ x 軸の正方向を車両の前方、 y 軸の正方向を車両の右方向、 z 軸の正方向を鉛直下向きとしている。なお、表中に括弧を付けて示した値は、直接計測しておらず CAD を用いた計算も行っていない、他の値と整合するような計算値や予測による確度の低い値である。

表 5-4 試験車両の質量と重心位置

	Weight	Center of Mass			
		x (Front +)	y (Right +)	z (Down +)	
Parts Included in CAD Model	120.0 kg	-386 mm	0 mm	-637 mm	
Parts Not Included in CAD Model	Driver	77.6 kg	(-857 mm)	(0 mm)	(-987 mm)
	Outrigger	7.5 kg	-435 mm	0 mm	-430 mm
	Driver's Seat	(6.8 kg)	(-1 000 mm)	(0 mm)	(-850 mm)
	Logging System	6.1 kg	(-1 380 mm)	(0 mm)	(-950 mm)
	Other Parts	(7.6 kg)	(-603 mm)	(0 mm)	(892 mm)
Total	225.6 kg	-603 mm	0 mm	-774 mm	

(ホイールレート)

前節の CPS 試験機を用いた実験においてホイールレートを測定したのと同様の方法で試験車両の総ホイールレートの測定を行った。測定結果を図 5-17 に示す。グラフ上に点線で示した計測点から算出した線形近似の傾きがホイールレートに相当する。載荷時の方が除荷時よりも約 5% 大きな値となっており、正しく重ね板ばねの板間に働く摩擦力の影響が見受けられる。載荷時・除荷時の総ホイールレートの平均は 29.1 N/mm であり、5.2.4 での設計変更時の計算値よりも大きな値となっている。これは CPS 試験機よりも試験車両の方が、コンプライアンスが小さかったためであると考えられる。また、前輪 2 輪にかかる質量の設計値 (85.25 kg) を用いて計算すると、このホイールレートはばね上共振周波数 2.94 Hz に相当する。ただし、試験車両は設計値より車両総質量が大きくなっているため、実際のばね上共振周波数はこれより低い値である。また、フロントトレッドの値 (0.58 m) を用いて計算すると、このホイールレートは 2,447 Nm/rad のロール剛性値に相当する。

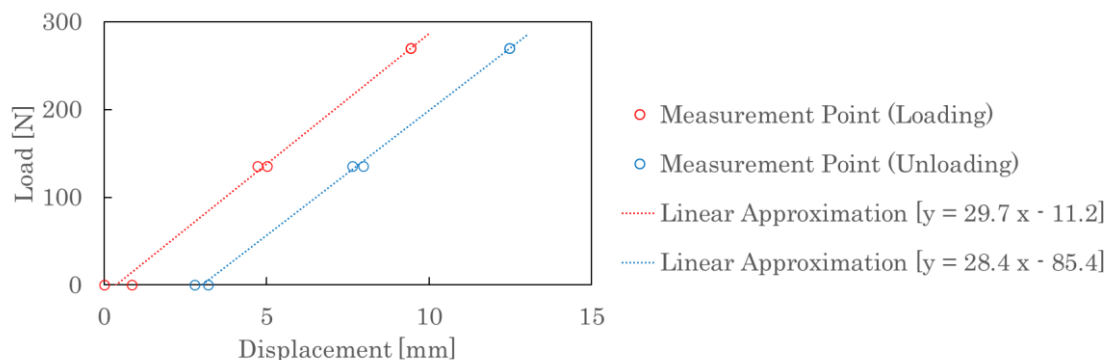


図 5-17 タイヤ変形を含むホイールレートの試験車両における測定結果

(ステア部ストロークセンサ値及び車両のリーン状態とステアの関係)

様々なリーン状態において、ステアを動かしながら路面において前2輪のタイヤの向きと車両の向きとの間の角度を測定して、ステア部に取り付けたストロークセンサの出力値及び車両のリーン状態とステアの関係を求めた。測定の様子を図 5-18 に示す。この方法で測定されたタイヤの角度は路面におけるステア δ_g であり、4+1 自由度モデルで δ として定義した車両左右中心面に投影した軸におけるタイヤの回転角とはわずかであるが差があるためリーンやキングピンの傾き等を用いて変換を行った。±15 度と中立の3種類のリーン状態における δ (図中では at Kingpin と記載) と δ_g (図中では at Ground と記載) の差のグラフを図 5-19 に示す。なお、アッカーマンやリーンに伴うトーの変化によって左右のタイヤの向きには差が出るが、本研究では左右の測定値を平均した値を用いることとする。また、床が水平な屋内で実験を行ったため、車体の傾きの測定に RTK-GPS は使用できず、試験車両のルーフ上に設置した XSens Technologies 社の IMU (MTi-G-710-2A8G4) を用いて車体の傾きを測定した。測定結果から路面におけるステア δ がステア部ストロークセンサ値 x 及びリーン ϕ に対して線形と見做して比例係数を求めると次の近似式が得られた。

$$\delta = 0.01169x + 0.4720\phi + 28.30 \quad \text{式 5-1}$$

これらの関係は正確には線形ではないこともあり図 5-20 に各リーン状態における測定結果と近似直線を示すとおり誤差が生じるが、本研究ではこの式によってステアは十分な精度で計算できていると見做す。また、これ以降の測定結果のグラフや4+1 自由度モデルを用いた計算には次式に示す乗員の入力したステア δ_d 、すなわちステア δ のうちリーン ϕ によって生じる分を除いた値も用いる。

$$\delta_d = 0.01169x + 28.30 = \delta - 0.4720\phi \quad \text{式 5-2}$$



図 5-18 ステア測定の様子

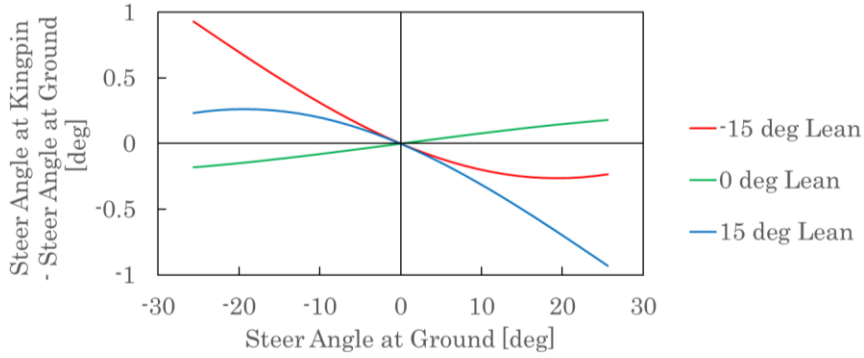


図 5-19 キングピンにおけるステアと路面におけるステアの関係

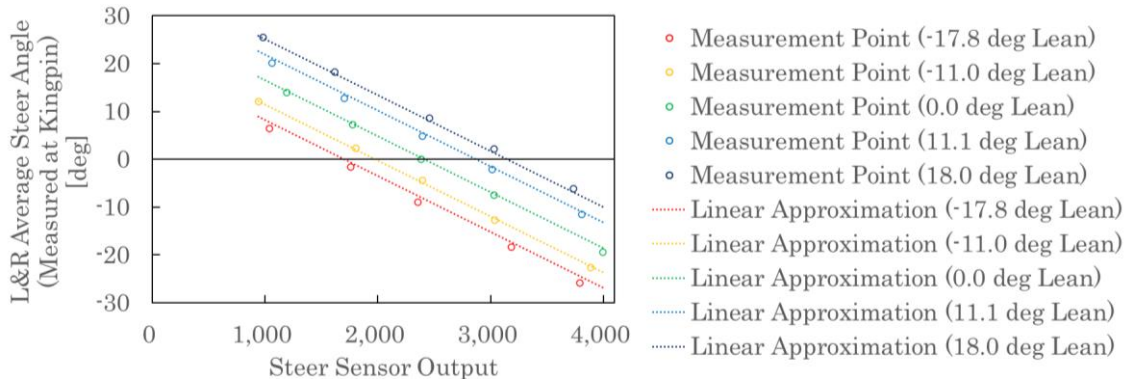


図 5-20 ステア部ストロークセンサ値及び車両のリーン状態とステアの測定結果

(CPS 部ストロークセンサ値とリーンの関係)

リーンペダルに力をかけない、すなわちリーンモーメントの発生していない状態で、車体の傾きを変えながら CPS 部に取り付けたストロークセンサの出力値を取得して、リーンと CPS 部ストロークセンサ値の関係を求めた。測定結果と測定結果から算出した線形近似を図 5-21 に示す。前段と同様、床が水平な屋内で実験を行ったため、車体の傾きの測定に RTK-GPS は使用できず、試験車両のルーフ上に設置した XSens Technologies 社の IMU (MTi-G-710-2A8G4) を用いて車体の傾きを測定した。

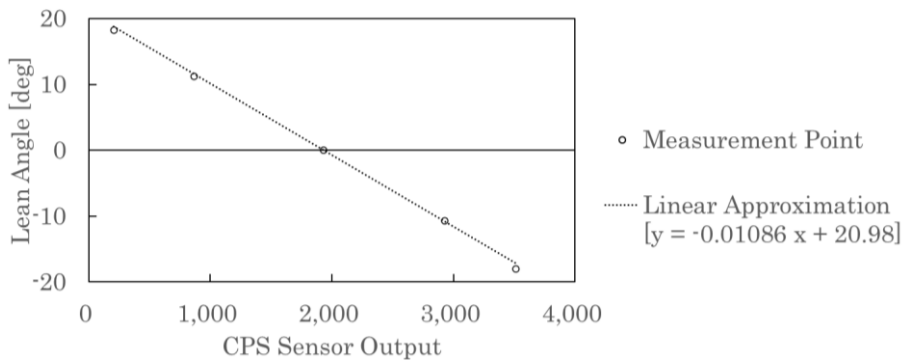


図 5-21 CPS 部ストロークセンサ値とリーンの測定結果

(ロール剛性値)

ロール剛性値の算出のため、前後3輪と左右どちらかの補助輪、合わせて4カ所の接地点の輪荷重を台はかりで測定しながらCPSに取り付けたストロークセンサの値を取得した。図5-22に、これらの測定値から計算した板ばねのたわみ状態が何度かのリーンに相当するかの角度(単位:rad)と、リーンモーメントとを算出し、それらの関係をプロットしたグラフを示す。グラフ上の点線は測定点から導出した線形近似であり、この傾きがロール剛性値に相当し、結果は2,426 Nm/radであった。これはほぼホイールレート測定値からの計算値(2,447 Nm/rad)どおりの値であり、CPS試験機の場合と異なり、ホイールレート測定時とロール剛性値測定時においてタイヤの荷重状態による非線形性やコンプライアンスの違いが現れなかったものと考えられる。また、本研究では試験車両のロール慣性の実測はできていないが、各部の質量や重心高から路面上のX軸に関するロール慣性を試算すると174.4 kg m²と前章での計算に用いた値(124.1 kg m²)からかなり増加している。このロール慣性の増加割合を考えると、このロール剛性値は前輪に関するバンプ・リバウンド動作のばね上共振周波数2.2 Hzに相当することとなり、前章でリーンのコントロールしやすさと乗り心地のバランスを考えて決めた目標値の3.0 Hzからは大きく離れてしまった。また、前章において対路面リーンに関する運動方程式の対路面リーン ϕ の係数 $k_c - (M_f j + M_r h)g$ が負の値を取るとリーンの制御が困難となることが示唆されているが、試験車両におけるこの係数の値はロール剛性値 $k_c = 2,447$ Nm/radと実測等によって求めた値($M_f = 9.4$ kg, $M_r = 216.2$ kg, $j = 0.252$ m, $h = 0.797$ m)及び重力加速度 $g = 9.81$ m/s²を用いて計算すると714 Nm/radであり、前章での計算に用いた値(1,415 Nm/rad)より半分ほどに小さくなってはいるものの負の値とはなっていない。なお、このロール剛性値のずれは運転性の検証においてはリーンのコントロールが難しくなる方向、つまり評価の観点では安全方向へのずれであり、また、ロール剛性値の大小はリーンと走行抵抗の関係には影響を及ぼさない。したがって、このロール剛性値でも本研究における試験車両を用いた実験の目的には適うと考え、再度の設計変更は行わずこのままの仕様で走行実験を行った。

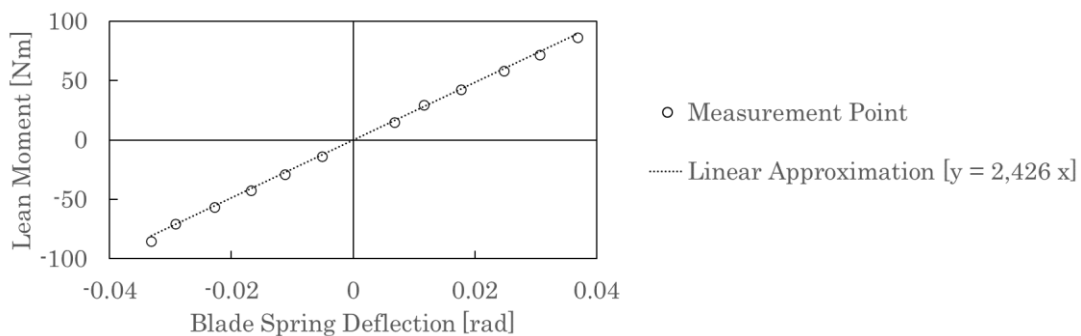


図 5-22 ロール剛性値の試験車両における測定結果

5.3.3 運転性に関する検証

前章の操作シミュレーションで行ったものと同様の、直進状態から旋回を開始して旋回を行い、再び旋回を終えて直進状態に戻る走行が乗員による制御によって可能であることを確認した。走行の際のモータ回転数制限は、おおよそ 3.3 m/s, 5.0 m/s, 6.7 m/s の前進速度に相当する 120rpm, 180rpm, 240rpm の 3 通りを用い、走行中は常にスロットルを全開で保持することによって一定速度で走行を行った。また、直進から旋回、旋回から直進の遷移には内傾角の変更が必要となるが、これをリーンペダル操作によって行う方法と逆ステア操作によって行う方法のどちらの制御パターンも可能であることが確認できた。結果グラフは次々頁以降にまとめて掲載し、モータ回転数 120rpm でのリーンペダル操作による内傾角変更を行ったケースと逆ステア操作による内傾角変更を行ったケースの走行ログを図 5-23 と図 5-24 に、180rpm での同様の 2 ケースの走行ログを図 5-25 と図 5-26 に、240rpm での同様の 2 ケースの走行ログを図 5-27 と図 5-28 に示す。どの速度の走行ログにおいても、1 つめのグラフの濃い緑色の線がステア部ストロークセンサの値と RTK-GPS の位置情報から計算したリーンより求めたステア (すなわち δ) を示し、薄い緑色の線はステア部ストロークセンサで取得した乗員の入力したステア (すなわち δ_d)、つまり仮にリーンしていなければ発生していたステアを示している。なお、これらの値は路面における車輪の向きと車両の向きのなす角度ではなく、値の違いはごくわずかであるが、4+1 自由度モデルに使用すると同じキングピンにおける車輪の回転角の左右平均値である。2 つめのグラフの濃い橙色の線は RTK-GPS の位置情報から計算した車体の対路面リーン (すなわち ϕ) を示し、薄い橙色の線は CPS 部ストロークセンサの値から計算した車体の対センターピボットリーン (すなわち ϕ_p)、つまりリーンペダルがどのリーンに相当する位置にあるかを示している。これらの角度の差に先に求めたロール剛性値 ($2,426 \text{ Nm/rad} = 42.34 \text{ Nm/deg}$) をかけるとその瞬間に発生しているリーンモーメントが得られる。あと 2 つのグラフには、前進速度、横方向加速度すなわち向心加速度、ヨー角速度の推移と、RTK-GPS の基地局の位置を原点とした走行軌跡を示す。これらの 4 つのグラフはどれも、RTK-GPS で取得したデータは 0.2 秒ごとの測定点、ストロークセンサで取得したデータは 0.2 秒ごとの平均値を直線で結んだ線を示している。なお、本章でログを示す走行は全て左回りで統一したため、前章での計算結果とはステアやリーン等の方向が逆であり負の値となっている。

図 5-23, 図 5-25, 図 5-27 のリーンペダル操作による内傾角変更を行ったケースでは、どの前進速度の場合でも、対路面リーンと対センターピボットリーンに旋回開始時と終了時で反対向きのずれが生じており、直進から旋回への遷移においては車体を内傾させるリーンモーメント、旋回から直進への遷移においては車体を起き上がらせるリーンモーメントを、乗員が発生させていることがわかる。図 5-24, 図 5-26, 図 5-28 の逆ステア操作による内傾角変更を行ったケースでは、どの前進速度の場合でも、対路面リーンと対センターピボットリーンにはほとんど差がなく、リーンペダル操作によるリーンモーメントは発生させておらず、乗員がステアを直進から旋回への遷移においては一度グラフ上でプラスの方向に、旋回から直進への遷移においてはマイナスの方向に動かすことによって内傾角を変更していることがわかる。各速度における 2 ケースの走行方法のグラフを比較すると、前章での計算で予測されたとおり、逆ステア操作による内傾角変更の方がリーンペダル操作による内傾角変更よりリーンのグラフの傾きが大きい傾向がある。

これは操縦中の著者の感覚とも一致し、非常に遅い速度域でなければ、逆ステア操作の方がリーンペダル操作よりも素早いリーン制御が可能であった。また、逆ステア操作によるリーン制御は逆ステアのあとにすぐ本来の方向にステアを切らなければ単に倒れてしまうが、この一連の操作もそう困難ではなく、これはリーンによってステアが誘起される前下がりのタイロッド配置の効果が発揮されているのではないかと考察する。旋回半径が大きく、必要とされるステアが小さかった 240rpm のケースにおいては、このタイロッド配置の効果によって前輪の向きが変わっているので旋回中もステアスティックはほぼ中立位置にある。特にリーンペダル操作によって内傾角変更を行った図 5-27 に示すケースでは、ステアスティックは常にほぼ中立で保持されたままで、直進から旋回、旋回から直進への遷移をリーンペダル操作のみによって行うことができている。

車体の対路面リーンと対センターピボットリーンの推移をさらに細かく観察すると、モータ回転数が 180rpm の図 5-25 及び図 5-26 では時刻が 4 秒あたり、240rpm の図 5-27 及び図 5-28 では時刻が 5 秒あたりから、旋回が終了するあたりまで、対センターピボットリーンより車体の対路面リーンの方が絶対値が大きくなっている。もし、この時にステアの切れ角の絶対値が小さくなって（グラフ上では正の方向に変化して）いれば、遠心力の絶対値が小さくなり重力によってより内傾すると考えられるので、このリーンペダル入力より内傾角が大きくなる現象の説明となるが、実際にはステアはそのような推移をしておらず、値の変動が大きいものの横方向加速度にもそのような傾向は見られない。したがって、この内傾角の変化は他の外力によって発生していると考えられ、図 5-29 にキャプチャ画像を示す車両のルーフに前向きに取り付けたオンボードカメラの映像にはこの現象が発生するあたりで画面に上下方向の揺れが見られるため、路面の傾きか段差によるピッチングの影響でリーンモーメントが発生したものと思われる。なお、図 5-29 に示したのは図 5-25 のモータ回転数 180rpm にてリーンペダルによる内傾角変更を行った走行のオンボード映像のキャプチャ画像である。また、このリーンペダル入力より内傾角が大きくなる現象がモータ回転数 120rpm の走行において発生していない理由としては、走行軌跡のグラフからも分かるように前進速度によって走行ラインが異なり、120rpm の走行においては路面の段差や傾きのない場所を通過していたためであると考えられる。

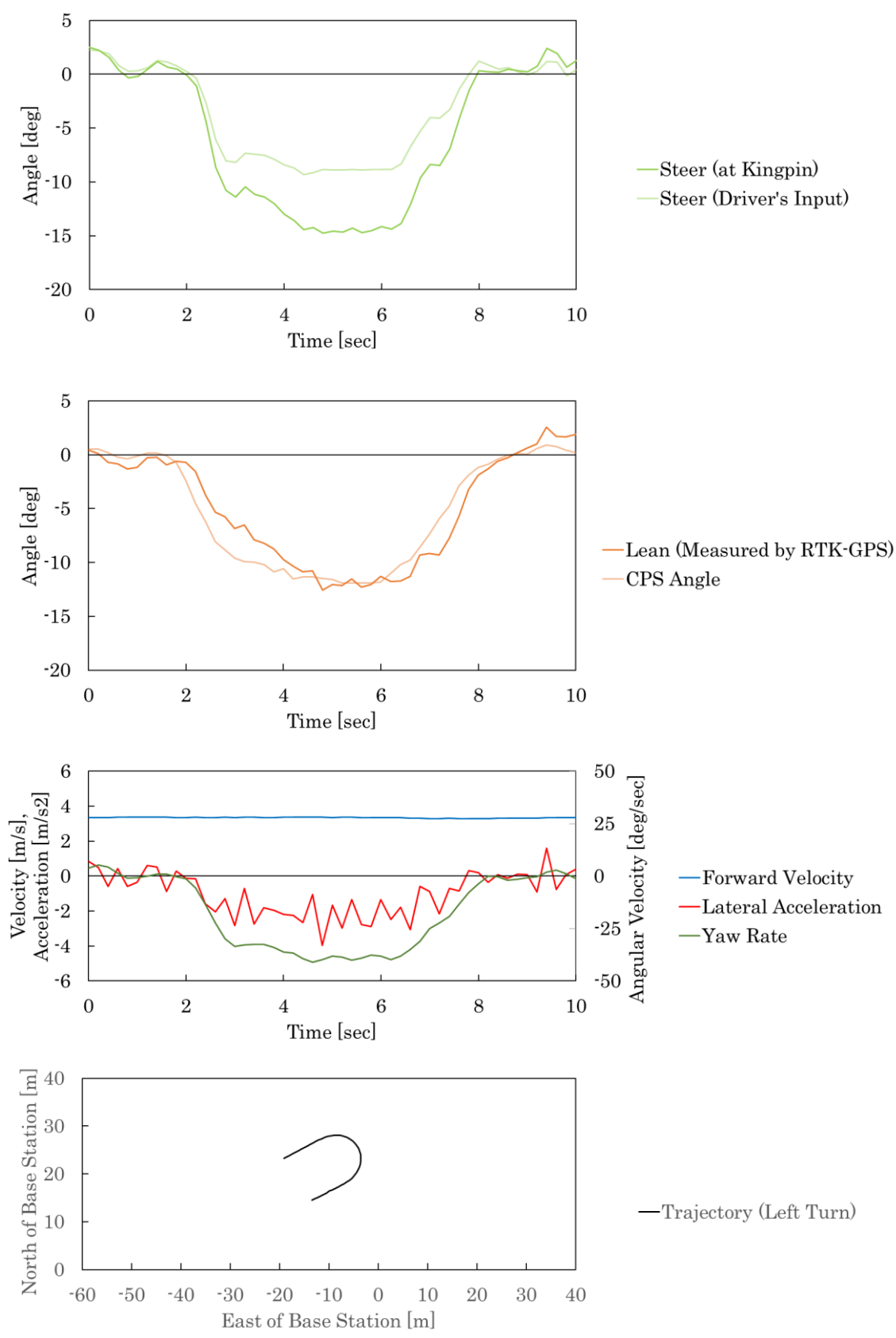


図 5-23 リーンペダルによって内傾角変更を行ったケースの走行ログ (120rpm 制限)

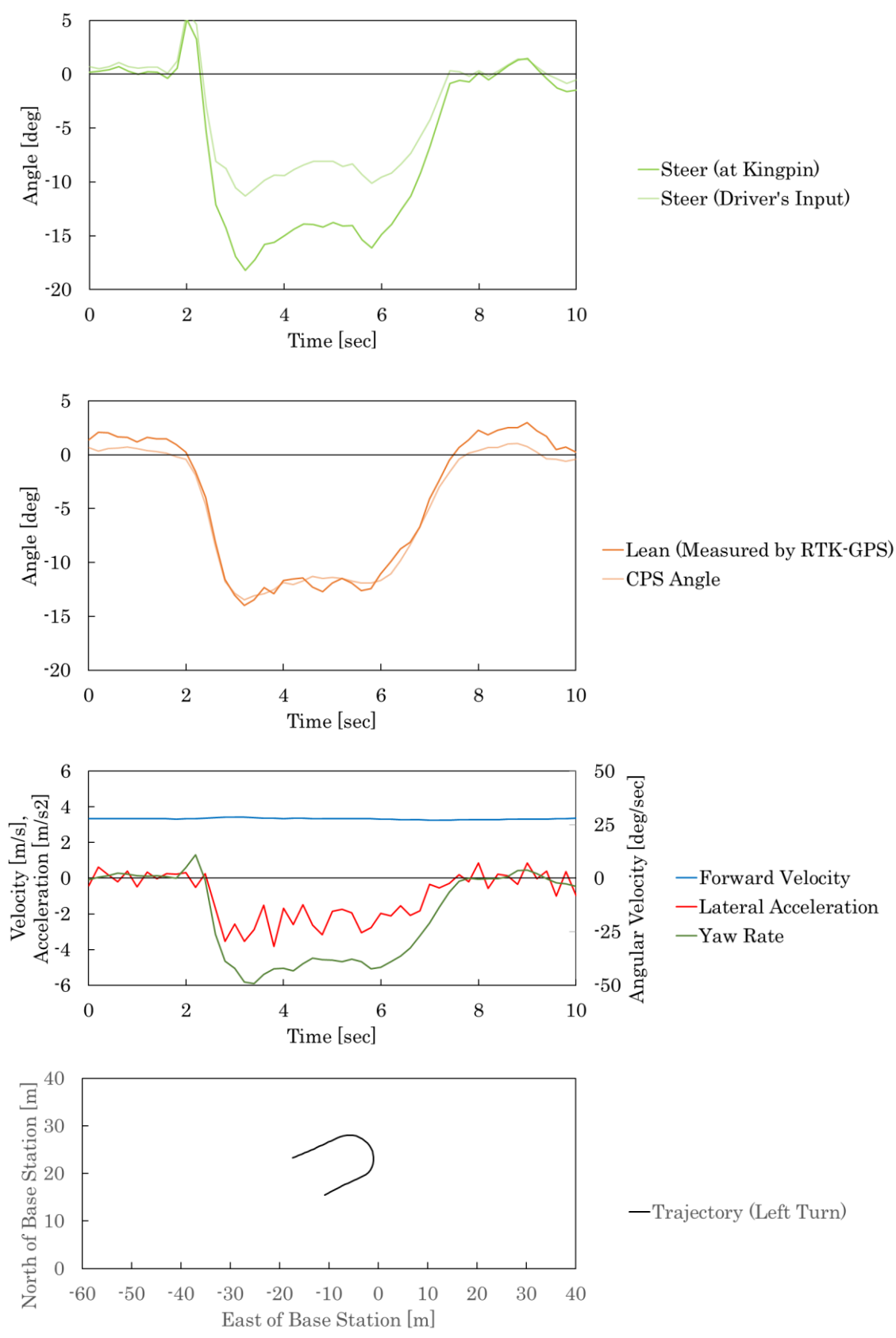


図 5-24 逆ステア操作によって内傾角変更を行ったケースの走行ログ (120rpm 制限)

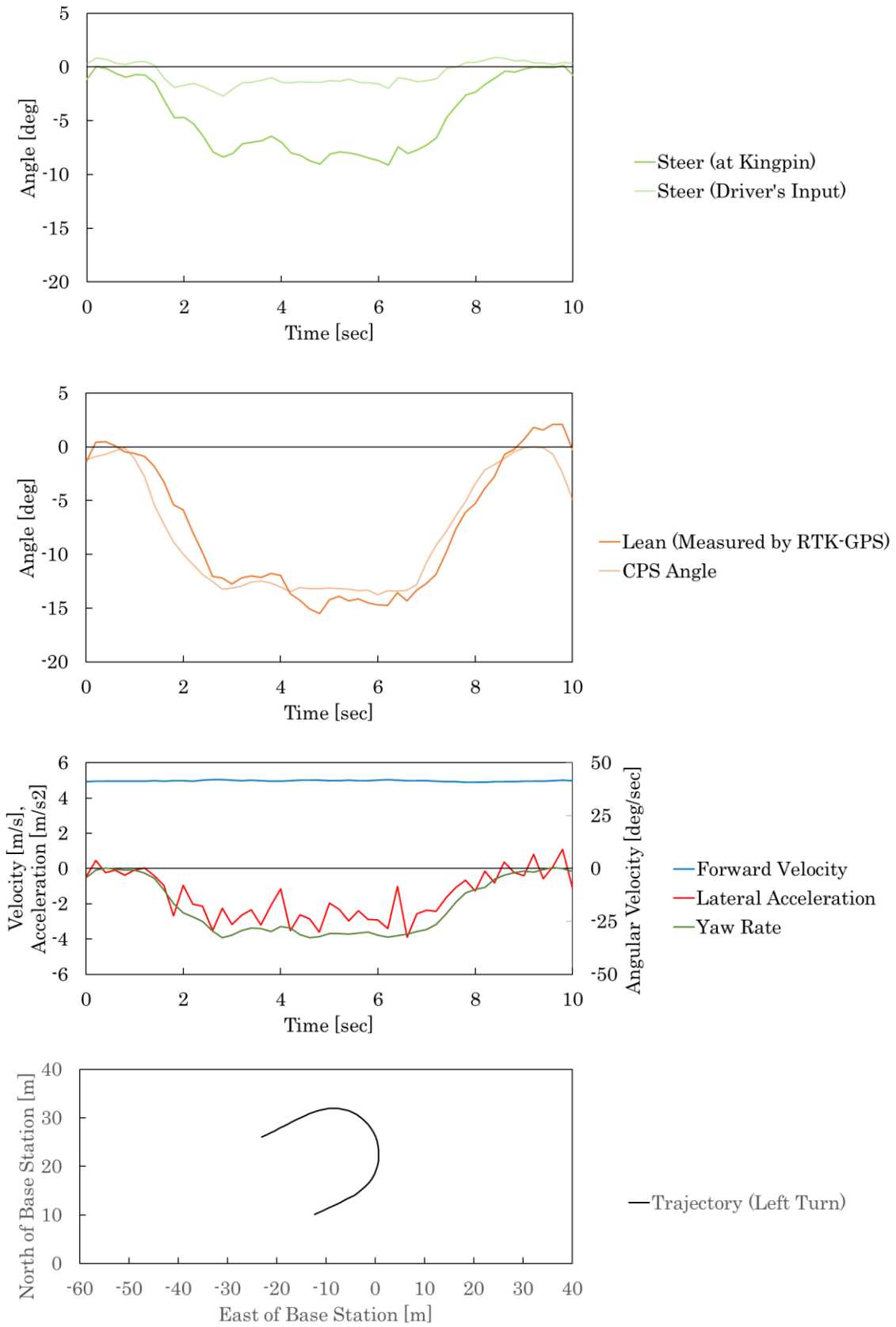


図 5-25 リーンペダルによって内傾角変更を行ったケースの走行ログ (180rpm 制限)

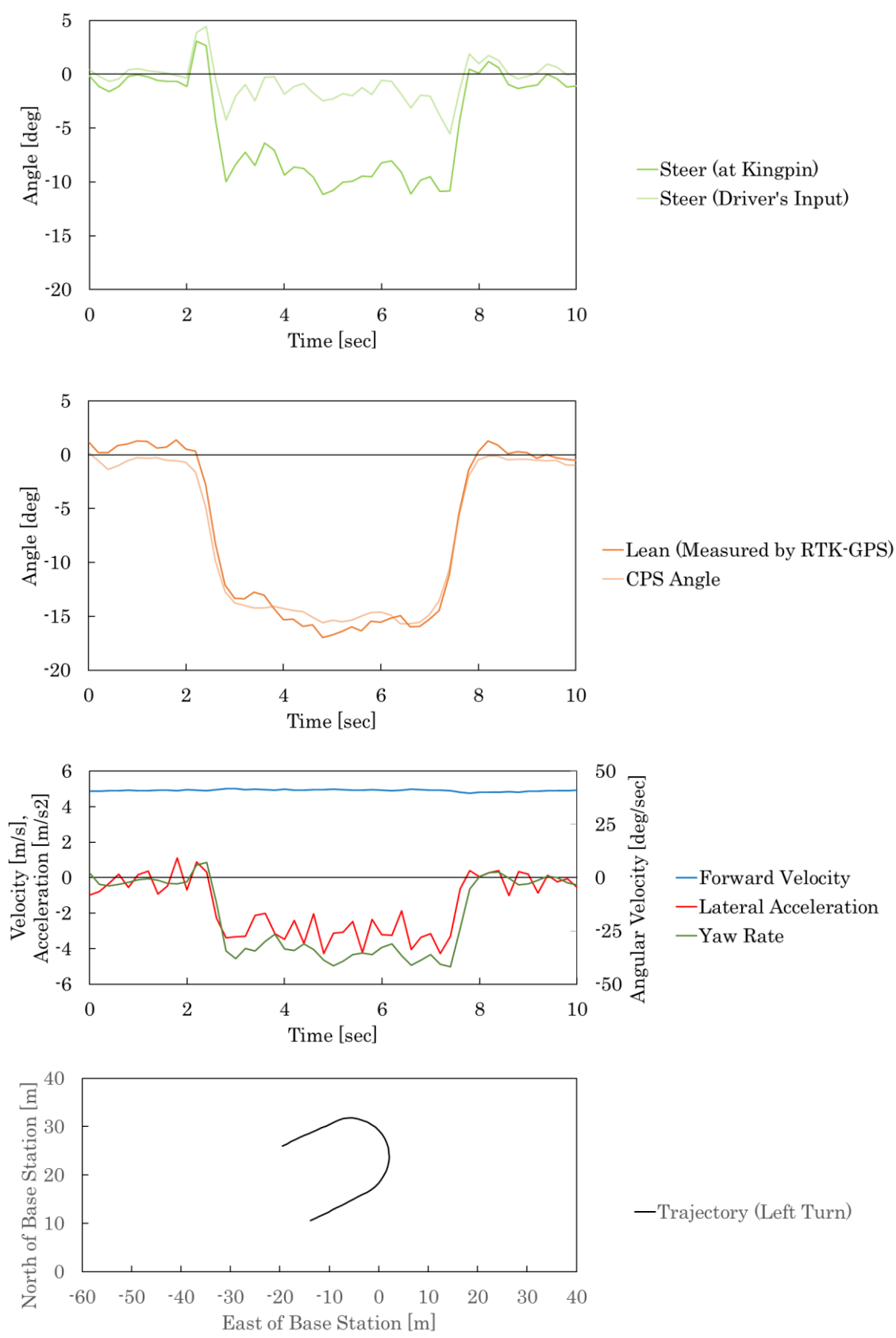


図 5-26 逆ステア操作によって内傾角変更を行ったケースの走行ログ (180rpm 制限)

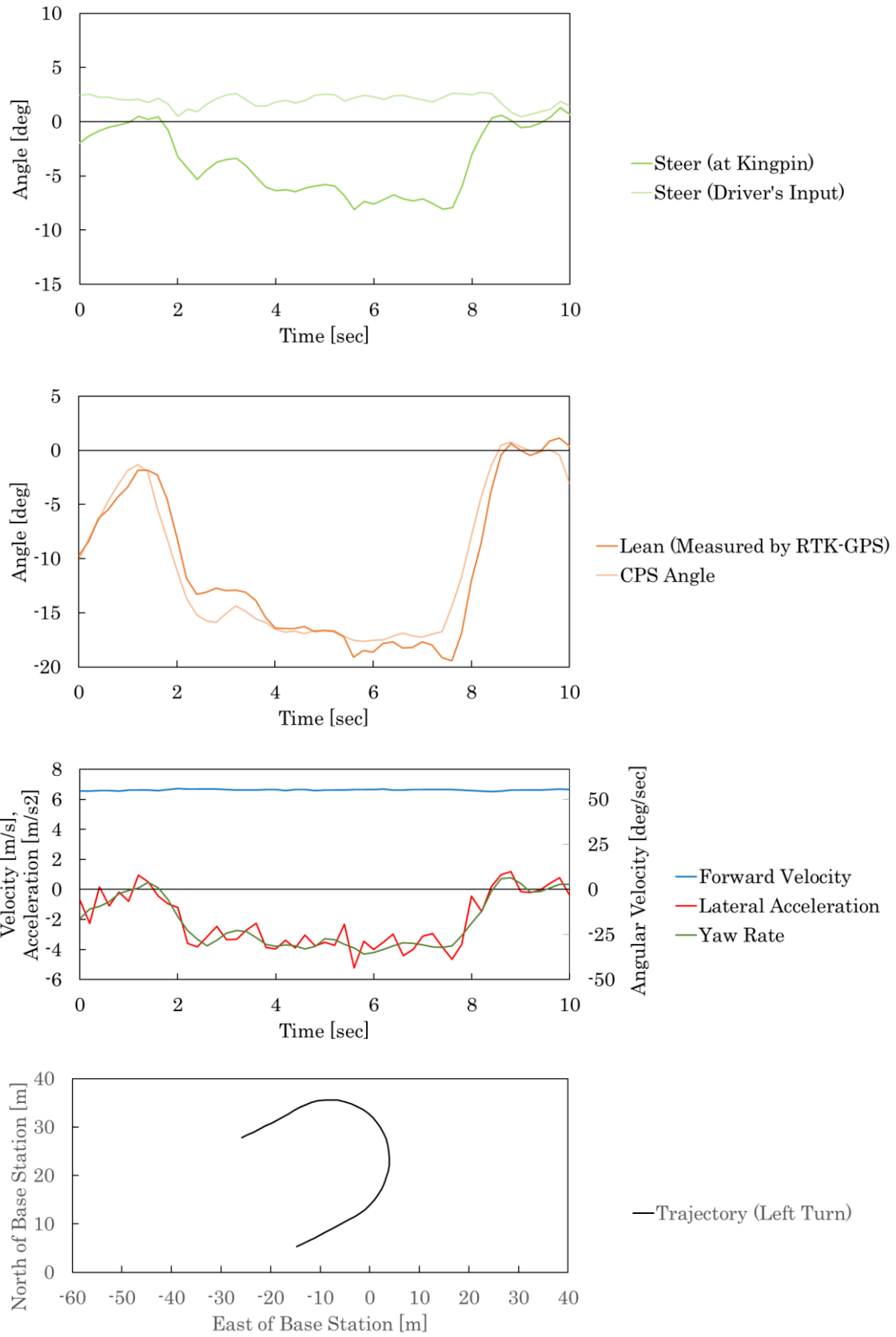


図 5-27 リーンペダルによって内傾角変更を行ったケースの走行ログ (240rpm 制限)

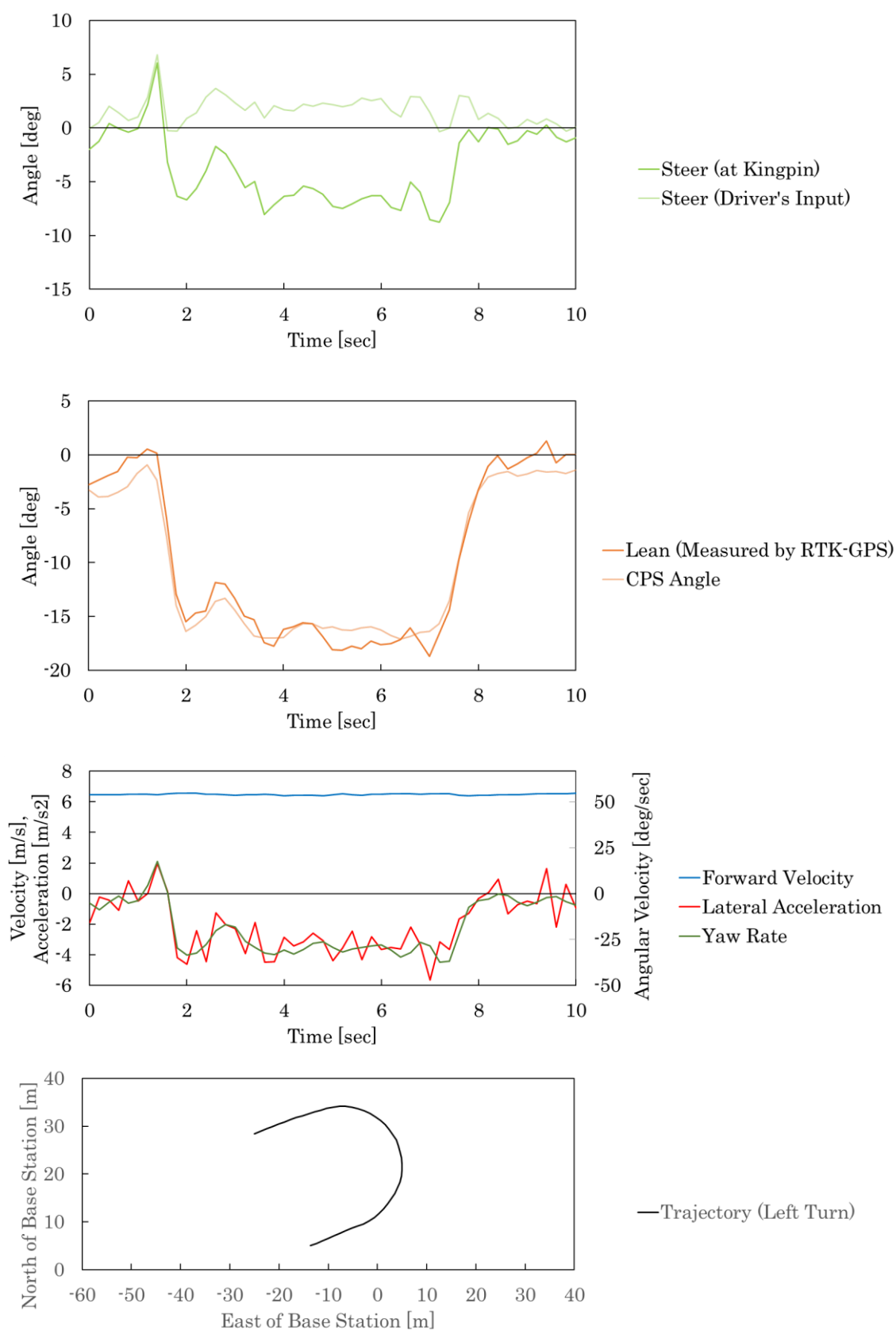


図 5-28 逆ステア操作によって内傾角変更を行ったケースの走行ログ (240rpm 制限)



図 5-29 オンボード映像（外カメラ，リーンペダル内傾角変更，180rpm 制限）

5.3.4 リーンが走行抵抗に与える影響の確認

旋回中の内傾角が走行抵抗に与える影響について、試験車両を用いた走行実験によって検証を行った。走行の際のモータ回転数制限は、おおよそ 3.3 m/s, 5.0 m/s の前進速度に相当する 120rpm, 180rpm の 2 通りを用い、走行中は常にスロットルを全開で保持することによって一定速度で定常円旋回を行った。結果グラフは次々頁以降にまとめて示す。モータ回転数 120rpm の場合の内傾角とモータ消費電力の関係の測定結果を図 5-30 に示す。リーンには 2 系統の RTK-GPS の 5 Hz 周期での測定値から計算した値、消費電力には電流・電圧の測定値から計算した値の 0.2 秒ごとの平均値を使用してプロットを行っている。測定点のうち、緑色で示す点は旋回姿勢を車体に働く重力と遠心力を合わせたベクトルの方向と車体のリーンがほぼ一致するリーンウィズとして定常円旋回を行った際の結果、青色で示す点は旋回姿勢を重力と遠心力を合わせたベクトルの方向より車体のリーンが大きいリーンインとして定常円旋回を行った際の結果、黄色で示す点は旋回姿勢を重力と遠心力を合わせたベクトルの方向より車体のリーンが小さいリーンアウトとして定常円旋回を行った際の結果である。グラフ上の赤色破線は、リーンウィズの場合の走行ログから計算した横方向加速度すなわち向心加速度の大きさの平均値 (1.25 m/s²) と重力加速度 (9.81 m/s²) から計算した内傾角 (-7.25 度) を示し、厳密にはこの赤色破線より左側がリーンアウト、右側がリーンインとなる。グラフ上の黒色点線はこれら 3 種類全ての測定点から線形近似によって導いたリーンと消費電力の比例関係の直線である。この測定結果のばらつきの理由の考察のために、2 系統の RTK-GPS の 5 Hz 周期での測定値から計算した車両の方位角 (北が 0 度, 東が 90 度) とモータ消費電力の関係の測定結果を図 5-31 に示す。なお、これらのグラフの測定点は 3 通りの旋回姿勢で複数回走行を行ったうち、リーンや旋回半径のばらつきが少なかったログを 2 本ずつ計 80 秒となるように切り出して使用している。これらのグラフに続き、3 通りの旋回姿勢につき 2 本ずつ、計 6 本の走行の 0.2 秒ごとの前進速度、横方向加速度、走行軌跡、乗員の入力したステア、キングピンにおけるステアの左右平均のログと内傾角とリーンの推移のグラフを掲載する。リーンイン定常円旋回が図 5-32 及び図 5-33, リーンウィズ定常円旋回が図 5-34 及び図 5-35, リーンアウト定常円旋回が図 5-36 及び図 5-37 である。

モータ回転数 180rpm の場合も同様に、内傾角とモータ消費電力の関係の測定結果を図 5-38, 方位角と消費電力の関係を図 5-39, リーンイン定常円旋回の走行ログを図 5-40 及び図 5-41, リーンウィズ定常円旋回の走行ログを図 5-42 及び図 5-43, リーンアウト定常円旋回の走行ログを図 5-44 及び図 5-45 に示す。なお、180rpm の場合においてはリーンアウトとリーンインの境界の赤色破線で示す内傾角は -13.0 度であった。

120rpm と 180rpm のどちらの場合においても前進速度はほぼ一定を保つことができたが、図 5-30 及び図 5-38 の内傾角とモータ消費電力の関係のグラフによれば、同じ内傾角でも消費電力のばらつきが見られる。本節第 1 項で述べたとおり、RTK-GPS から得られるリーンの値は数度の変動を含むが、ばらつきの大きさはこの内傾角の変動で説明できる大きさではなく、他の要因があるものと考えられる。図 5-31 及び図 5-39 の方位角とモータ消費電力の関係のグラフによれば、方位角による消費電力の変化の傾向は旋回姿勢や前進速度によらず似通っており、前節においても走行を行った路面は完全に平滑ではないと考察されているため、この消費電力のばらつきは路面の傾きによって発生したと考えるのが自然であろう。また、走行ログにおける乗員の入

力したステアと対センターピボットリーンの推移を観察すると、どちらも3度～5度程度の幅で変動が見られる。図5-46にキャプチャ画像の例を示すキャビン前方に乗員に向けて取り付けられたオンボードカメラの映像と比較すると、映像においても乗員のステア入力とリーンペダル入力は一定ではなく変動しているが、走行ログの変動幅の方が大きいように見受けられる。これは、本節第1項にも述べたとおり、ストロークセンサの値に変動があるためと考えられる。

図5-30及び図5-38のグラフに黒色点線で示した内傾角とモータ消費電力の比例関係の近似式は120rpmでは(消費電力) = 2.615 × (内傾角) + 137.1, 180rpmでは(消費電力) = 6.552 × (内傾角) + 316.4であり、つまり内傾角による省エネ効果はモータ回転数120rpmでは2.62 W/deg程度、モータ回転数180rpmでは6.55 W/deg程度と見積もられる。また、これらの関係式にリーンウィズの内傾角(-7.25度及び-13.0度)を代入すると消費電力は118 W及び231 Wとなる。別途測定した直立状態での直進時の消費電力はモータ回転数120rpmでは115 W程度、180rpmでは230 W程度であったため、前章での予測どおりリーンウィズでの走行によって旋回によるタイヤ起因の走行抵抗の大半が削減できていることが確認できた。

また、前章の計算からは内傾角による走行抵抗の変化は次式のとおり推定されていた。

$$-\frac{K_{Cf} + K_{Cr}}{K_{Sf} + K_{Sr}} M V r \times \phi \quad \text{式 5-3}$$

内傾角による省エネ効果の推定値はこの ϕ の係数に前進速度をかけて求めることができる。Dresselらによれば自転車用タイヤの垂直荷重当たりのコーナリングパワーはおおよそ 10 rad^{-1} 、垂直荷重当たりのキャンバスラスト係数はおおよそ 0.9 rad^{-1} であり、試験車両の総質量の測定結果は 225.6 kg であったため、これらを代入すると $-20.3 V r \times V$ である[2]。 $V r$ は向心加速度と読み替えられるため、2通りの前進速度(3.33 m/s 及び 4.96 m/s)と向心加速度の測定値の平均値(1.25 m/s^2 及び 2.26 m/s^2)を代入すると、内傾角による省エネ効果の推定値は120rpmでは 1.48 W/deg 、180rpmでは 3.97 W/deg となる。実験結果からの見積もり(2.62 W/deg 及び 6.55 W/deg)はこれらの推定値と比較するとそれぞれ77%と65%大きな値となっている。オーダーは合っているものの実測において省エネ効果が大きくなった理由としては、Dresselらによる文献値とタイヤの銘柄やスペックが異なるため、実際にはコーナリングパワーに対するキャンバスラストの比率(0.09)がもっと大きい値であったことが考えられる。別の文献(グランプリ出版「タイヤ工学」)によれば、やはりサイズ等の異なるタイヤの値ではあるが、二輪車用タイヤのキャンバスラスト係数はコーナリングパワーの約 $1/6$ とされている[3]。この比率を採用すると内傾角による省エネ効果の推定値は120rpmでは 2.73 W/deg 、180rpmでは 7.36 W/deg となり、Dresselらによる文献値を用いた際とは逆に、実験結果からの見積もり(2.62 W/deg 及び 6.55 W/deg)は推定値より小さく、その差は4%と11%ということになる。また、本研究の試験車両ではタイヤにかかる垂直荷重が通常の自転車での使用に比べ大きく、タイヤ特性の非線形性が高まり単純な荷重に対する比例関係よりも横力が目減りする領域に入っていたと考えられるが、同文献によればスリップアングル起因のコーナリングパワーの方がキャンバスラストよりもこの目減りの度合いが大きいため、コーナリングパワーに対するキャンバスラストの比率が大きくなったとも考えられる[3]。

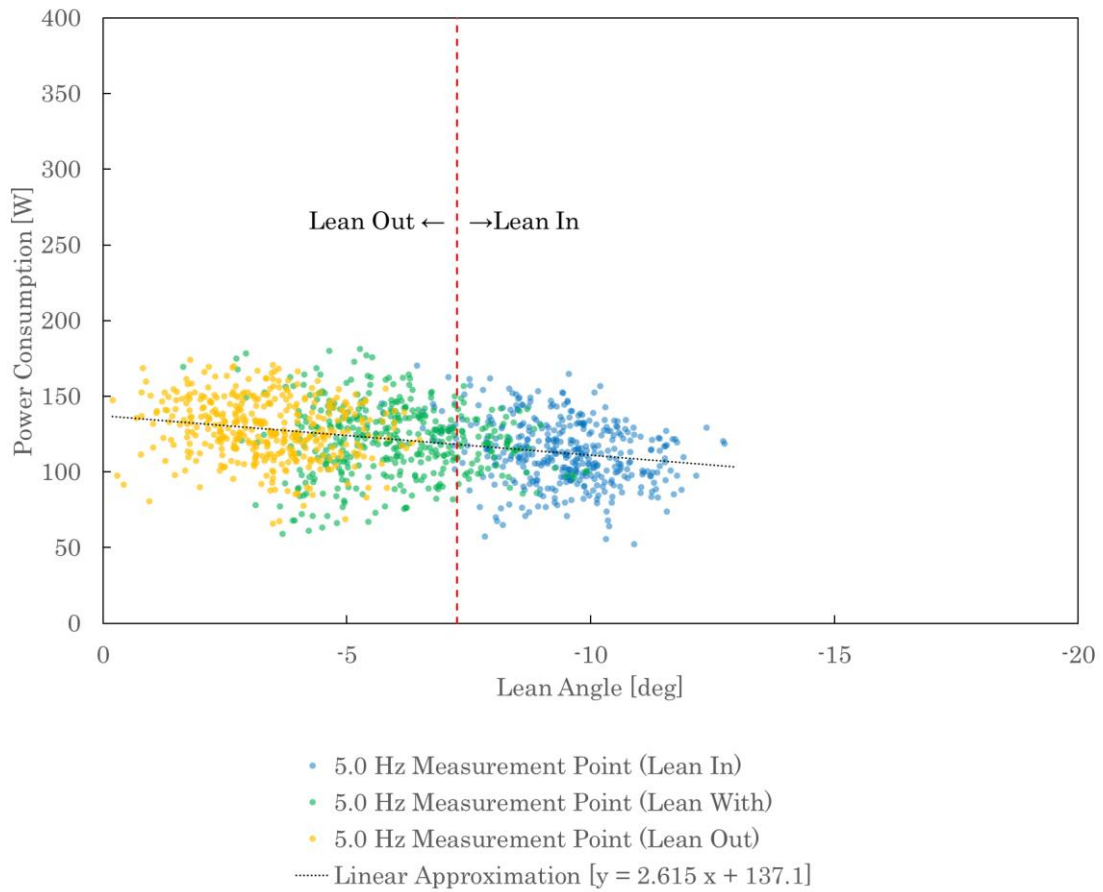


図 5-30 内傾角と消費電力の関係 (120rpm 制限, 0.13G 旋回)

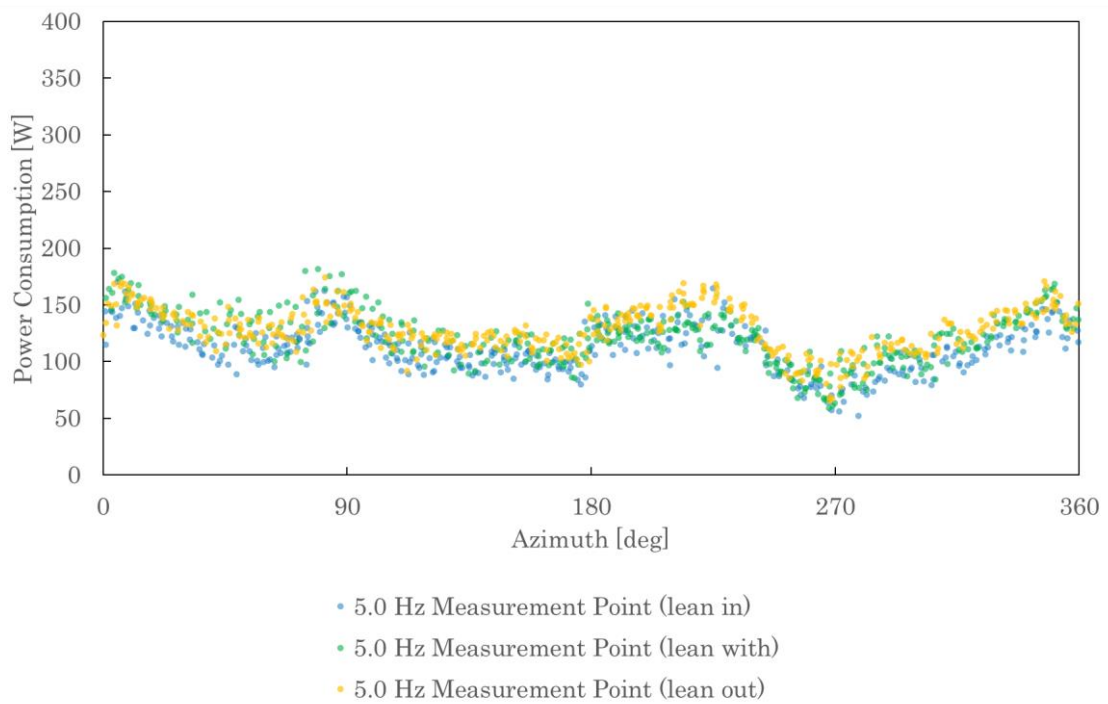


図 5-31 車両の向きと消費電力の関係 (120rpm 制限, 0.13G 旋回)

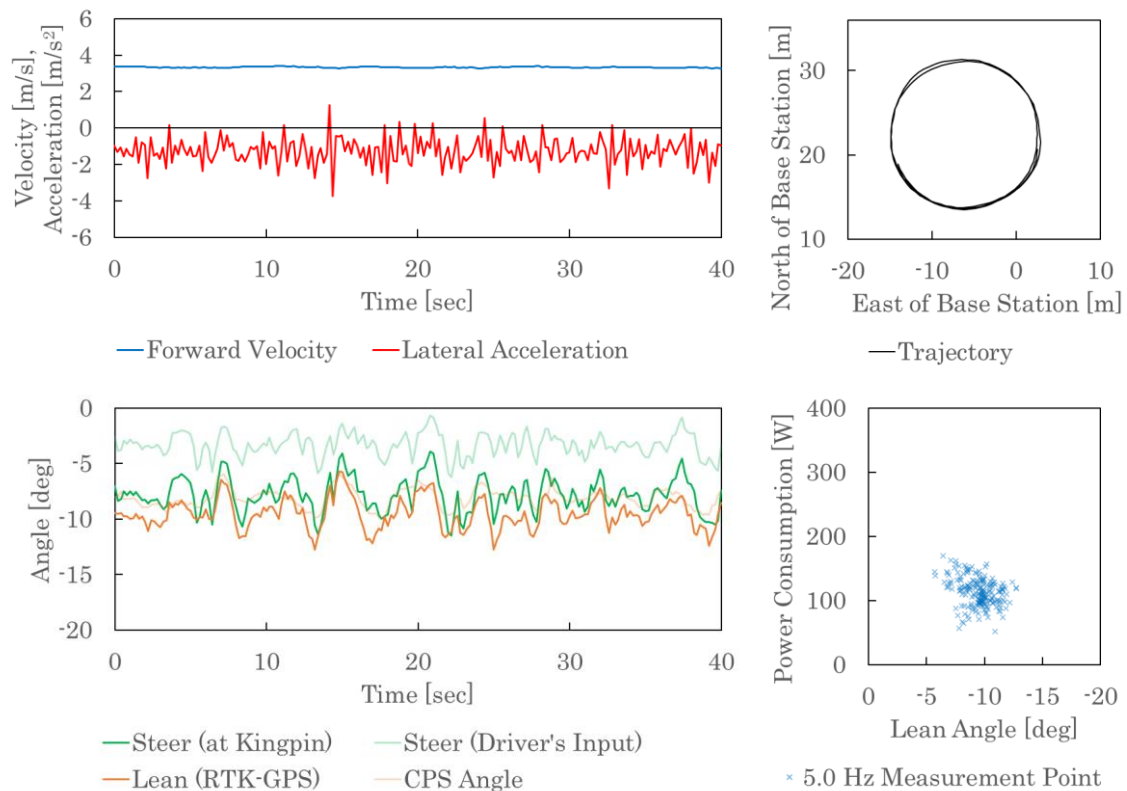


図 5-32 リーンイン定常円旋回の走行ログ (120rpm 制限, 0.13G 旋回, その 1)

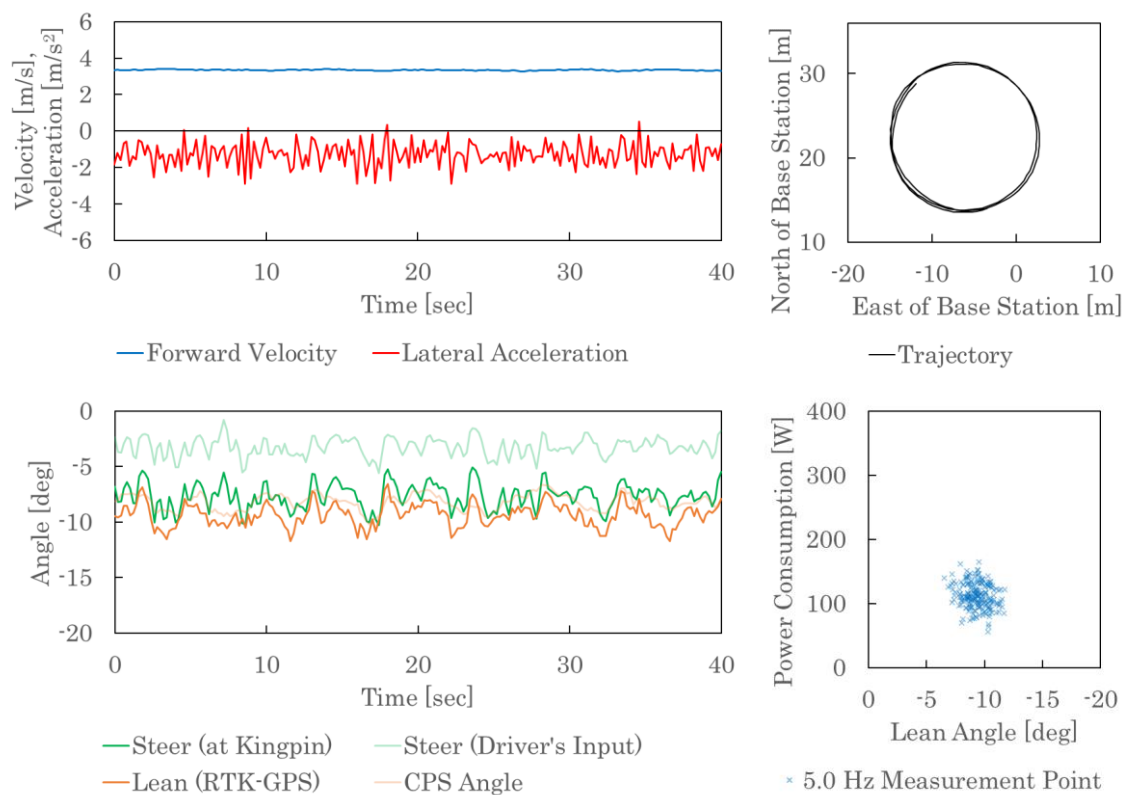


図 5-33 リーンイン定常円旋回の走行ログ (120rpm 制限, 0.13G 旋回, その 2)

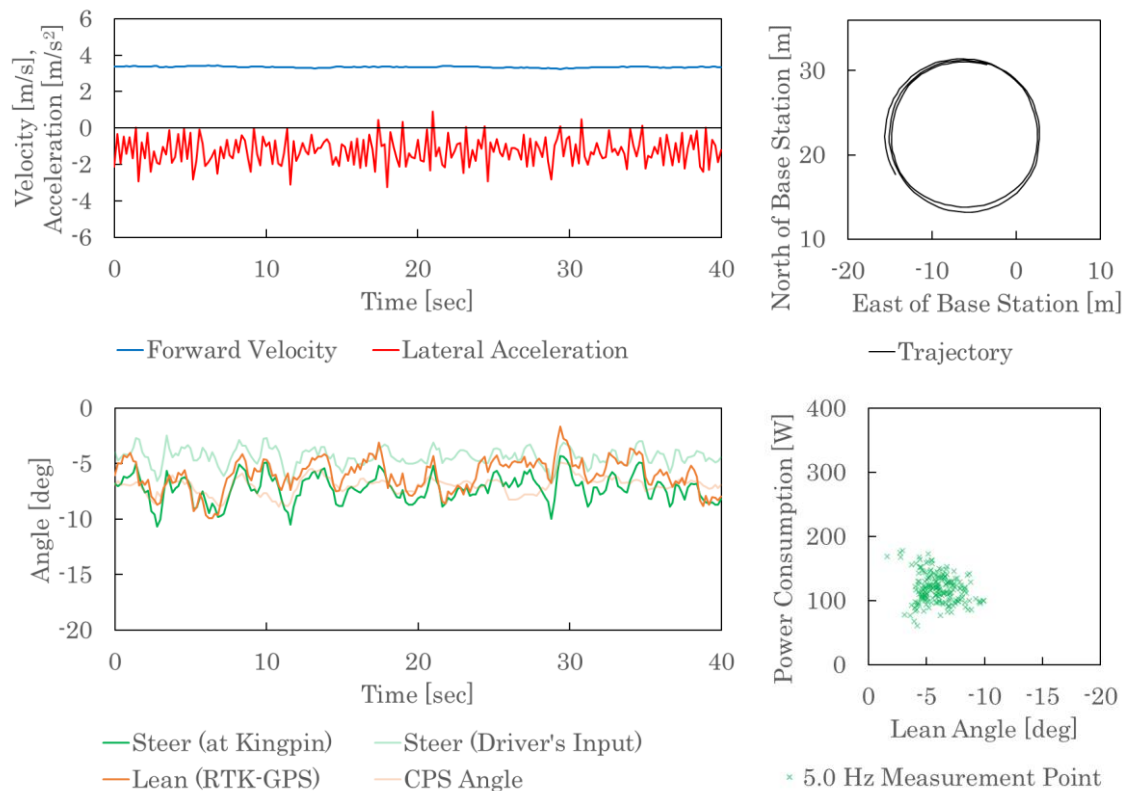


図 5-34 リーンウィズ定常円旋回の走行ログ (120rpm 制限, 0.13G 旋回, その 1)

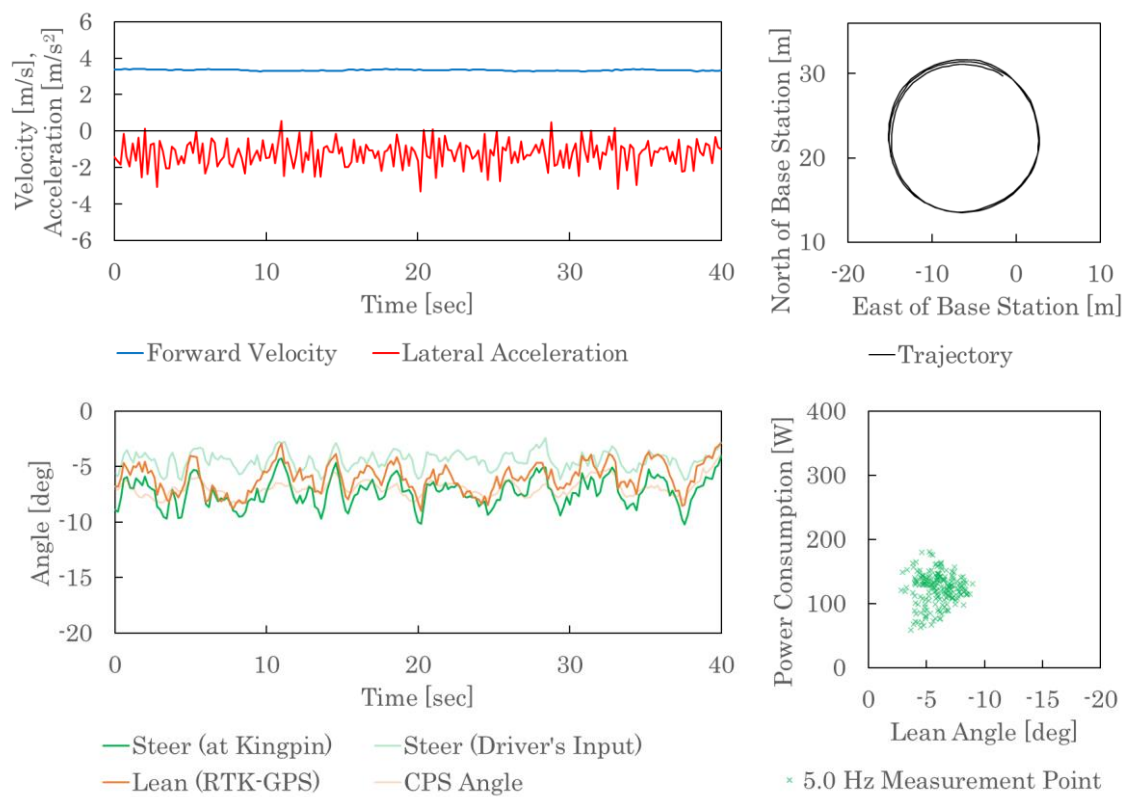


図 5-35 リーンウィズ定常円旋回の走行ログ (120rpm 制限, 0.13G 旋回, その 2)

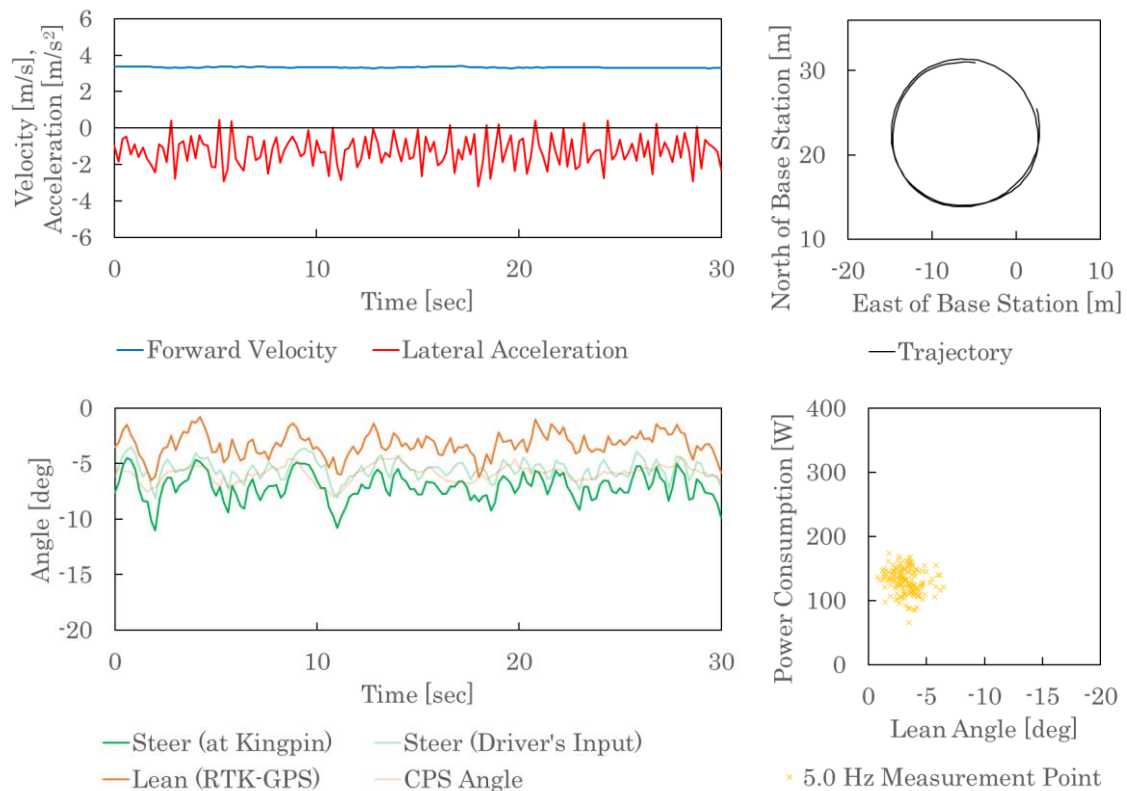


図 5-36 リーンアウト定常円旋回の走行ログ (120rpm 制限, 0.13G 旋回, その 1)

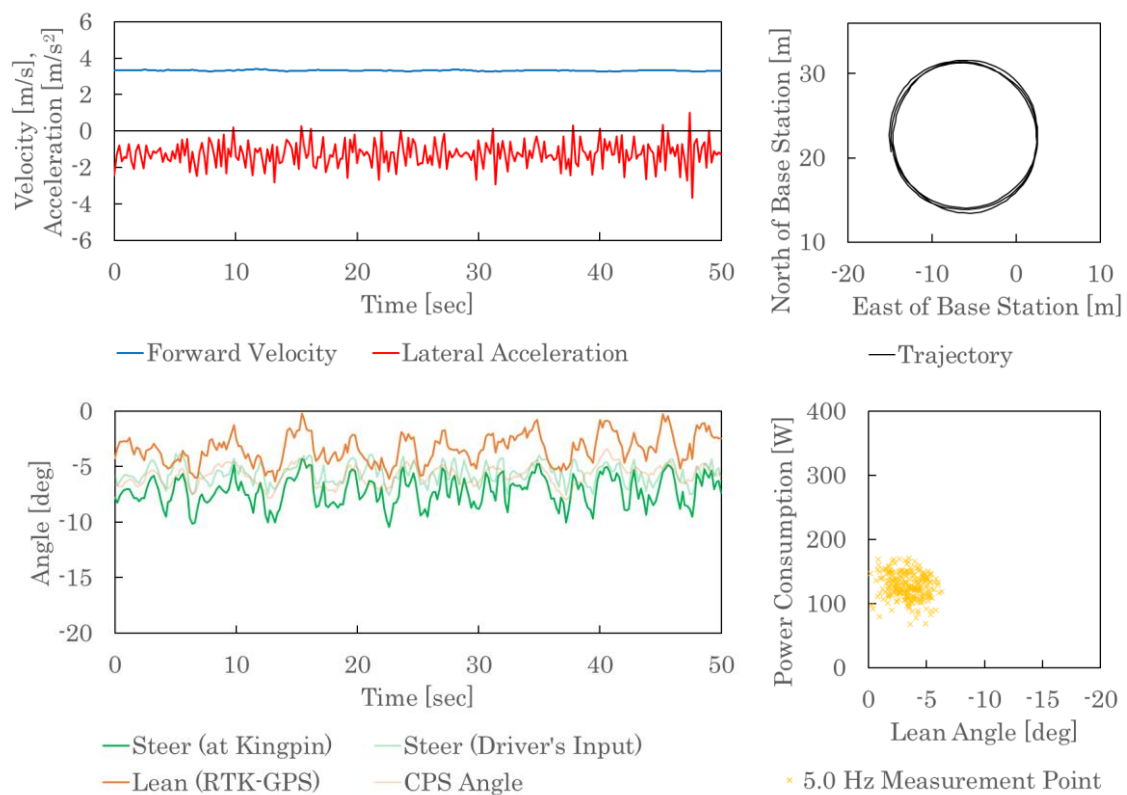


図 5-37 リーンアウト定常円旋回の走行ログ (120rpm 制限, 0.13G 旋回, その 2)

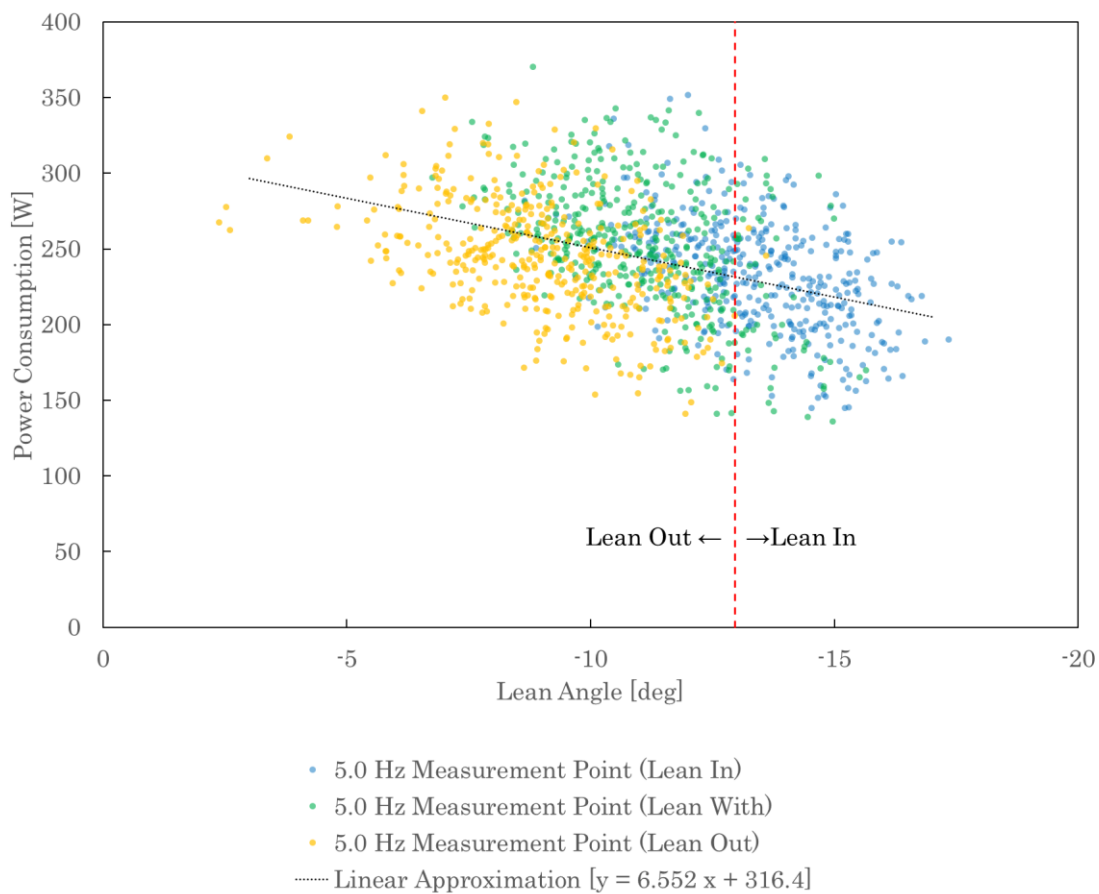


図 5-38 内傾角と消費電力の関係 (180rpm 制限, 0.23G 旋回)

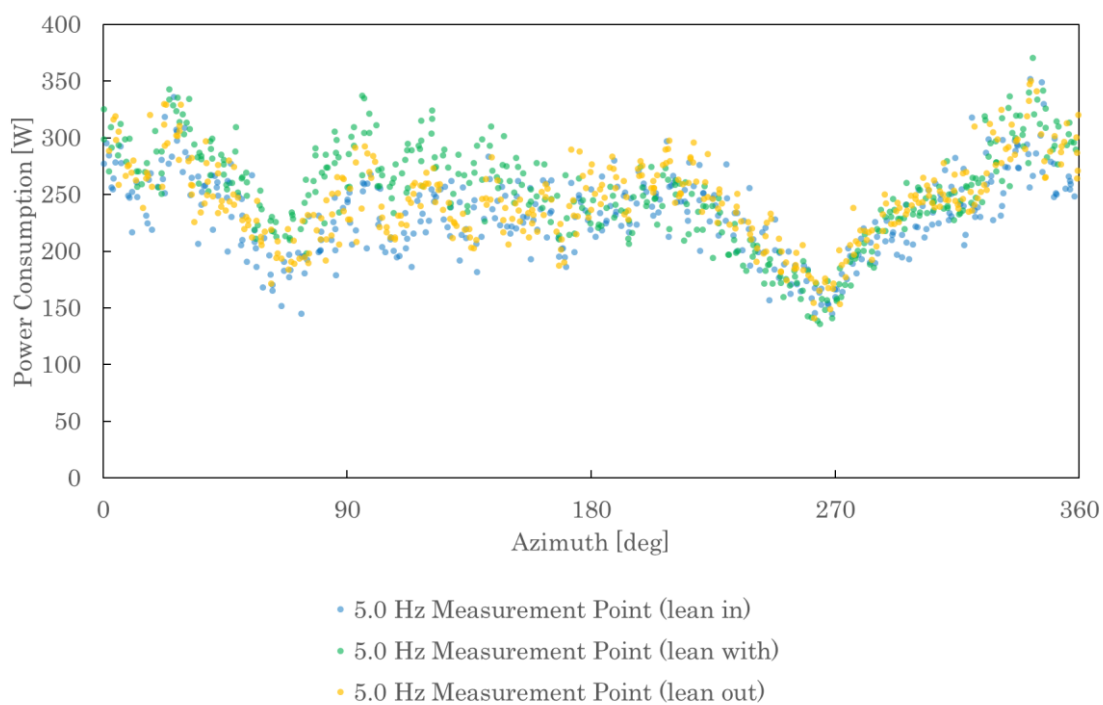


図 5-39 車両の向きと消費電力の関係 (180rpm 制限, 0.23G 旋回)

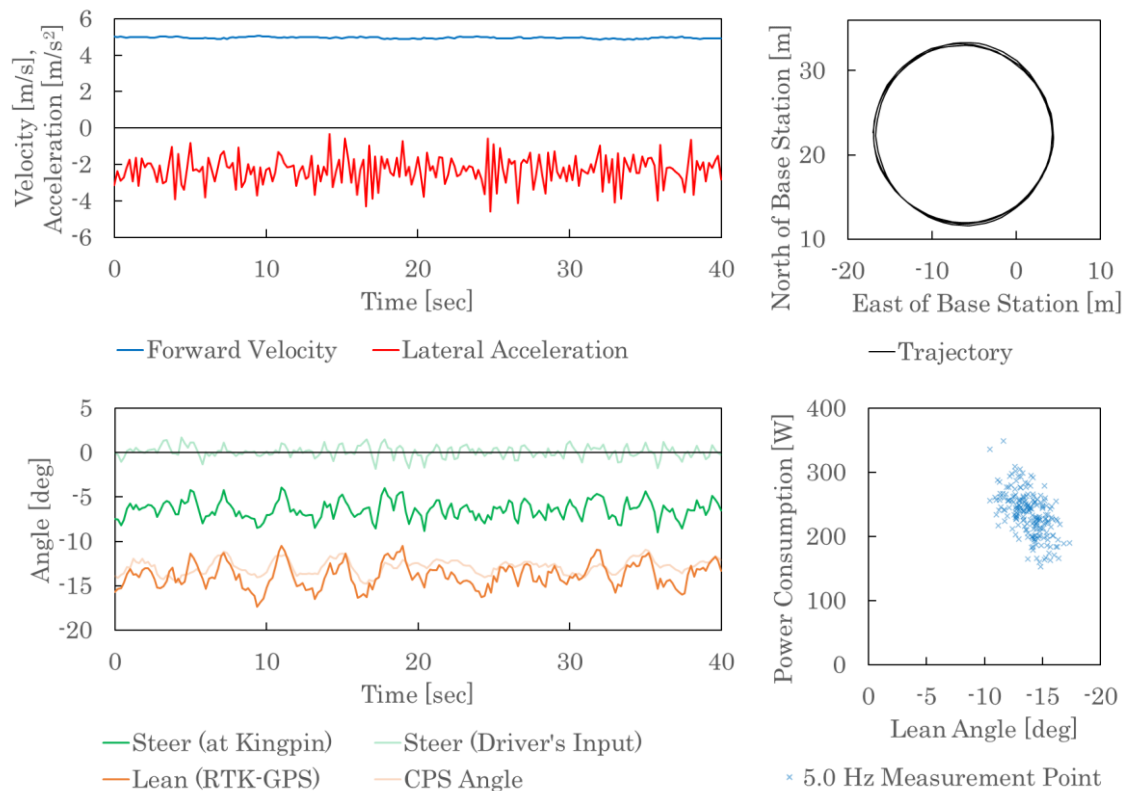


図 5-40 リーンイン定常円旋回の走行ログ (180rpm 制限, 0.23G 旋回, その 1)

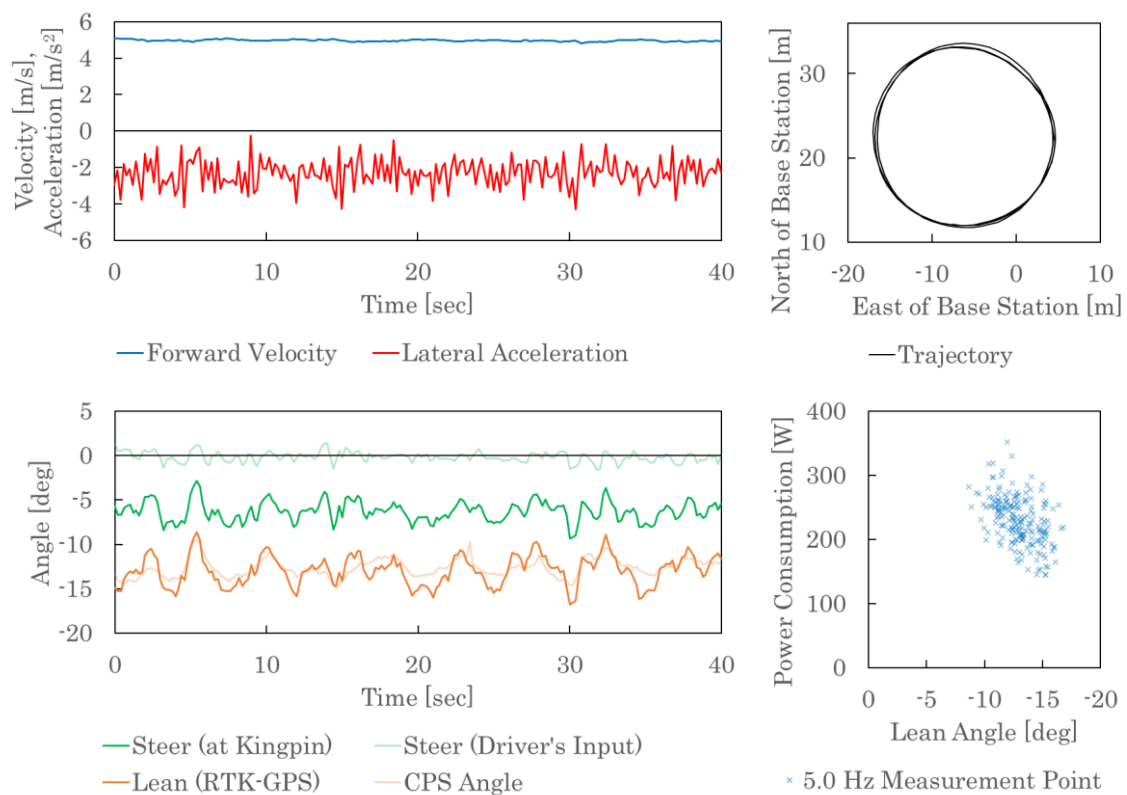


図 5-41 リーンイン定常円旋回の走行ログ (180rpm 制限, 0.23G 旋回, その 2)

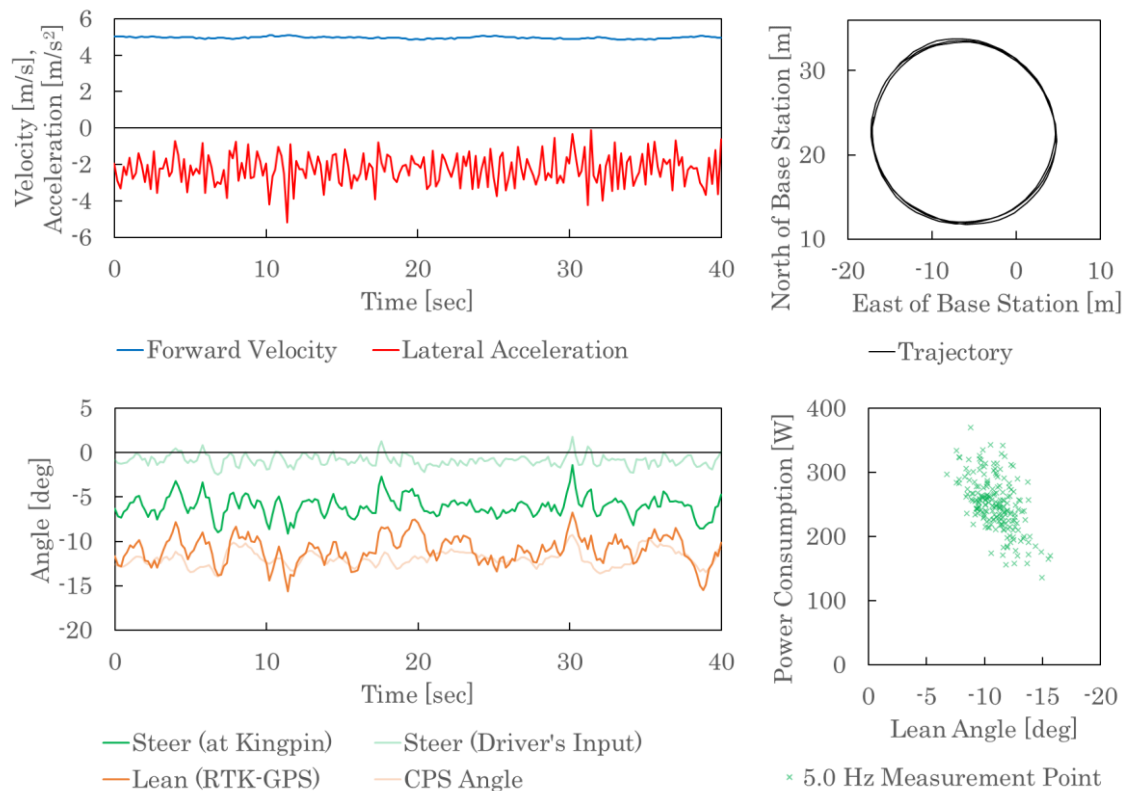


図 5-42 リーンウィズ定常円旋回の走行ログ (180rpm 制限, 0.23G 旋回, その 1)

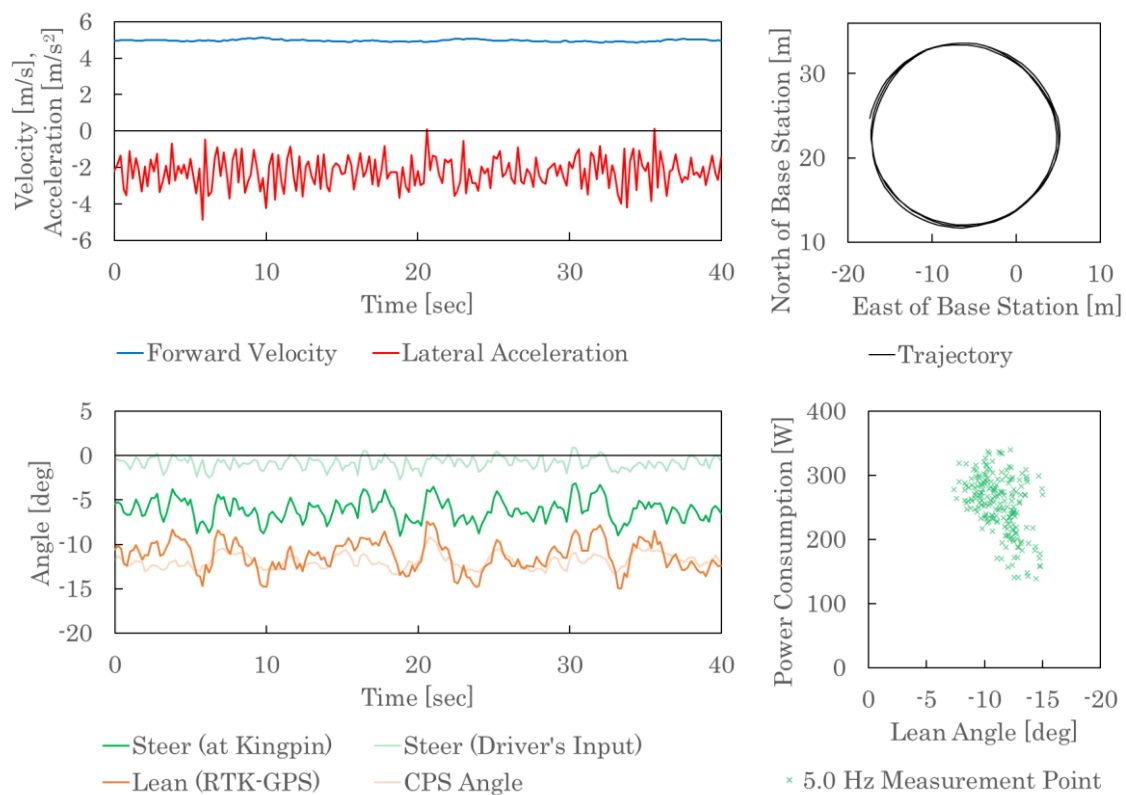


図 5-43 リーンウィズ定常円旋回の走行ログ (180rpm 制限, 0.23G 旋回, その 2)

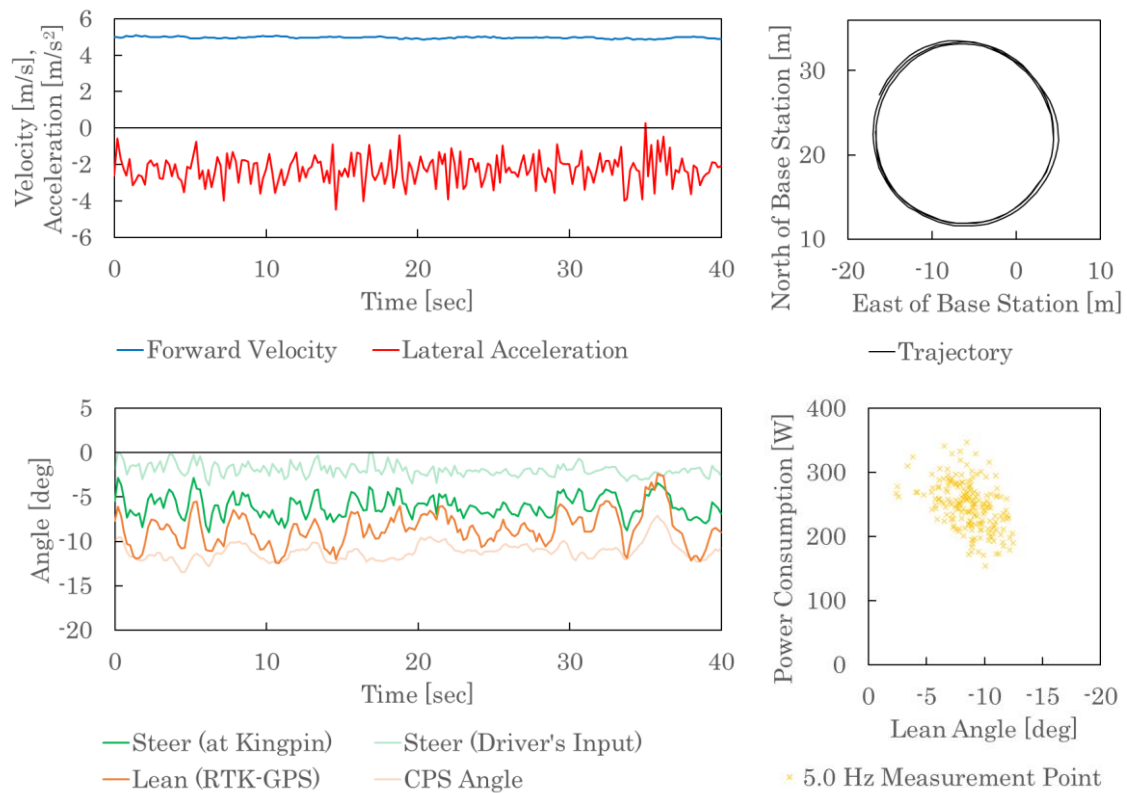


図 5-44 リーンアウト定常円旋回の走行ログ (180rpm 制限, 0.23G 旋回, その 1)

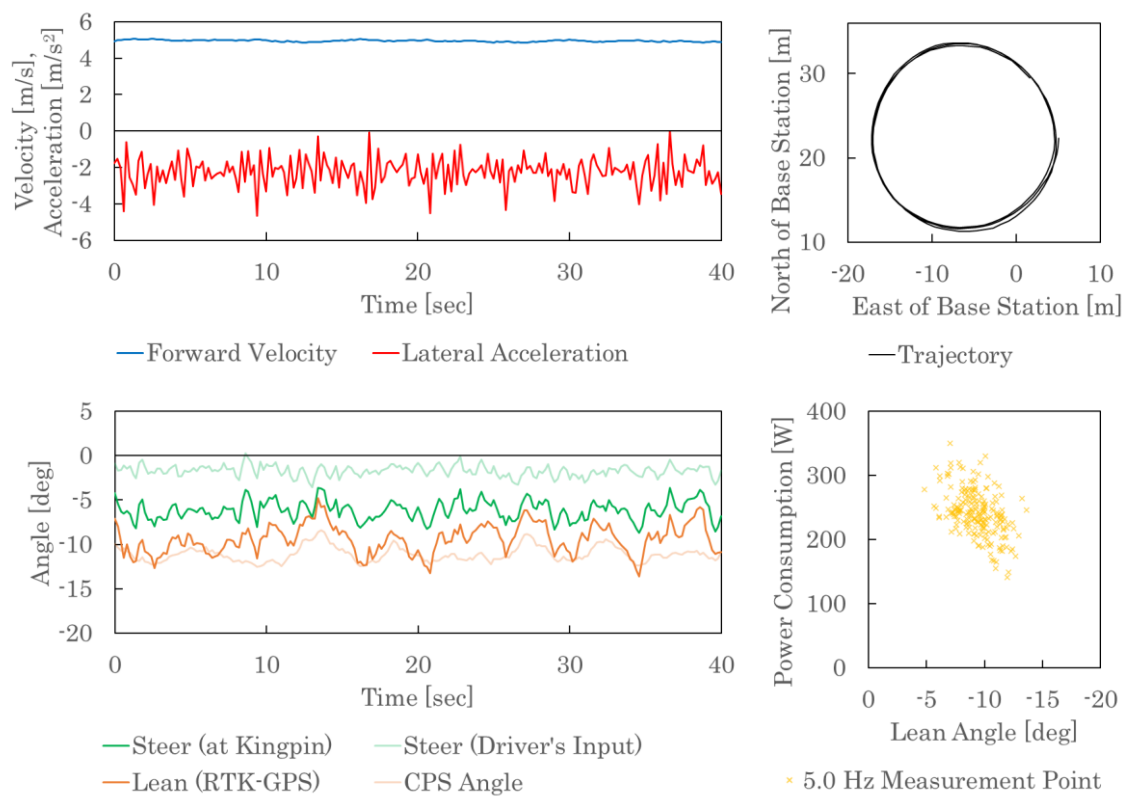


図 5-45 リーンアウト定常円旋回の走行ログ (180rpm 制限, 0.23G 旋回, その 2)



図 5-46 オンボード映像（内カメラ，リーンアウト定常円旋回，120rpm 制限）

5.3.5 4+1 自由度モデルの妥当性の検証

前章においてリーン・オートモビルの基本的な運転性の検討を行うために構築した 4+1 自由度モデルの妥当性を確認するため、走行実験において取得した乗員の操作ログを入力として時系列運動シミュレーションを行い車両運動の再現を試みる。前章の操作シミュレーションでは、リーンペダルとステアの両方を同時に操作するケース①、ステアはフリーコントロール状態（つまり $\tau_s = 0 \text{ const.}$ ）としてリーンペダルのみを操作してステアを誘起させるケース②、リーンはフリーコントロール状態（つまり $\tau_c = 0 \text{ const.}$ すなわち $\phi_p = \phi$ ）としてステアのみを操作するケース③の 3 通りの条件での計算を行ったが、通常の走行においてはステアあるいはリーンをフリーコントロールとすることはあまりないと考えられるため、ケース①の条件での走行のみを取り扱う。ただし、実際の試験車両は前下がりタイヤロッド配置を採用しておりリーンに伴ってステアが発生する特性を持つため、シミュレーションに使用する状態空間表現の **A, B, C, D** の 4 行列は、4.2.6 のステアリングジオメトリの検討の項において立式したリーンステア係数 p を用いる運動方程式から導いたものを使用する。したがって計算に必要な車両パラメータは元の 4+1 自由度モデルの 31 定数にリーンステア係数 p を加えた 32 定数である。32 定数のうち i_{ry} , i , λ については $i_{ry} + \lambda i$ の形でまとめ、前進速度 \dot{x}_1 は走行ログによって異なるためこれを除いた、計 31 種類の値を表 5-5 に示す。これらの値のうち、直接・間接の測定が可能であった値については試験車両の実測値から導出し、それ以外の定数については文献値や CAD における計算値を用いた予測を行っている。決め方の詳細は Appendix に記載する。

表 5-5 4+1 自由度モデルでの走行ログ再現に用いた値

Parameter	Value	Unit	Parameter	Value	Unit
a	0.629	m	I_{rx}	35.4	kg m ²
b	0.572	m	I_{rz}	61.7	kg m ²
c	0.623	m	C_{rxz}	2.87	kg m ²
h	0.796	m	i_{fy}	0.079 9	kg m ²
j	0.252	m	$i_{ry} + \lambda i$	0.141	kg m ²
s	0.002 24	m	K_{Sf}	11 000	N/rad
t	0.029 8	m	K_{Sr}	11 100	N/rad
r_f	0.234	m	K_{Cf}	991	N/rad
r_r	0.245	m	K_{Cr}	1 000	N/rad
ε	7.29	deg	c_s	2.08	N m/(rad/s)
d_f	0.580	m	k_c	2 430	N m/rad
M_f	9.40	kg	Z_f	-1 100	N
M_r	216	kg	g	9.81	m/s ²
I_{fx}	0.714	kg m ²	p	0.472	-
I_{fz}	0.124	kg m ²			

シミュレーションの入力値には、前々節において結果を示した 3 通りの前進速度・2 通りのリーン制御を用いた計 6 本の、直進状態から旋回を開始して旋回を行い、再び旋回を終えて直進状態に戻る 10 秒ずつの走行において取得した乗員の入力したステア δ_d と対センターピボットリーン ϕ_p の値を用いるが、計算の離散化の時間ステップを前章と同じく 0.001 秒とするため入力値も 0.001 秒ごとの時系列データとする必要がある。そこで 5.3.1 項のロギングシステムの概要の段落で述べた処理によって得た測定周期 0.2 秒の乗員の入力したステア δ_d と対センターピボットリーン ϕ_p のデータに対し、Scilab の smooth 関数を適用してスプライン関数によるスムージングを行うとともに 0.001 秒周期のデータに変換を行い、ステアの一階・二階時間微分 $\dot{\delta}_d$ 及び $\ddot{\delta}_d$ に関してはスムージング後の値の時間微分を行って時系列データを用意した。この他、計算には前進速度 x_1 とシミュレーション開始時点の $y_1, \psi, \dot{\psi}, \dot{\phi}, \phi$ の値が必要になるが、これらは 2 系統の RTK-GPS によって取得した値の平均や微分によって求めた値を使用した。このような手順で行ったシミュレーションによって得られた車両運動の計算結果と実際の走行ログの両方を示したグラフは次頁以降にまとめて掲載し、モータ回転数 120rpm でのリーンペダル操作による内傾角変更を行ったケースと逆ステア操作による内傾角変更を行ったケースを図 5-47 と図 5-48 に、180rpm での同様の 2 ケースを図 5-49 と図 5-50 に、240rpm での同様の 2 ケースを図 5-51 と図 5-52 に示す。各図には、ステアに関するグラフ、リーンに関するグラフ、前進速度と横方向加速度及びヨー角速度のグラフ、走行軌跡のグラフの 4 つのグラフがあり、どのグラフにおいても、濃い色の実線がシミュレーションの計算結果、薄い色の実線が計測値をスムージングして得たシミュレーションの入力値、丸印が 0.2 秒周期の計測値を示している。なお、走行軌跡のグラフにおいては、走行ログと同じ位置から走行が開始されるように計算結果にオフセットを加えて表示している。

各ケースの濃い色の実線のシミュレーションの計算結果と丸印の計測値を比較すると、完全に一致しているとは言えないもののおおよその値の大きさと変化の傾向は合っており、リーンペダル操作による内傾角変更と逆ステア操作による内傾角変更の再現に成功している。また、実際の走行においても前進速度はほとんど一定であり、本研究におけるシミュレーションでは考慮していない加減速の影響もほとんど発生していないとわかる。しかしながら、図 5-48 のモータ回転数 120rpm で逆ステア操作による内傾角変更を行ったケースの 2.5 秒～3.5 秒と 4.5 秒～6 秒の部分、図 5-50 のモータ回転数 180rpm で逆ステア操作による内傾角変更を行ったケースの 4.5 秒～6 秒の部分、図 5-51 のモータ回転数 240rpm でリーンペダルによる内傾角変更を行ったケースの 3 秒～4.5 秒の部分、図 5-52 のモータ回転数 240rpm で逆ステア操作による内傾角変更を行ったケースの 2 秒～4 秒の部分などにおいては、濃い橙色の線で示す内傾角の計算結果に同色丸印の計測値の方には見られない値の変動が見られる。こういったずれは車両パラメータを変化させても改善せず、ステア入力値をわずかにずらすことによって改善が可能であり、また、こういった箇所では薄い緑色の線で示す乗員の入力したステアの値の変動が大きくなっていたり不自然な挙動を示したりしているケースもある。したがって、この部分の内傾角の計算結果と計測値のずれはステア部ストロークセンサの値の誤差によって説明が可能であるものと思われる。また、本節第 3 項においておそらく路面の傾きの変化や段差によって内傾角がリーンペダル入力より大きくなっていると考察されたモータ回転数 180rpm と 240rpm のケースの旋回後半の部分

に関しても、外乱によるリーンモーメントは本研究におけるシミュレーションでは再現されていないため、内傾角の計算結果と計測値のずれとそれに伴うステアの計算結果と計測値のずれが生じている。このずれが生じ始めるタイミングと走行軌跡の計算結果が計算値に対して外側にずれ始めるタイミングが大体合っているように見受けられるため、走行軌跡のずれも路面の傾きの変化や段差が原因ではないかと考えられる。内傾角がリーンペダル入力より大きくなる現象はモータ回転数 120rpm のケースではあまり顕著ではなかったが、旋回の後半あたりから走行軌跡のずれが大きくなるため、ここでも路面による外乱の影響があったものと考えられる。

以上のように、シミュレーションの結果と計測値に多少のずれはあるものの、ずれの要因はセンサの精度や本研究でシミュレーションのスコップ外とした要素であったと考えられるため、4+1 自由度モデルはリーン・オートモビルの基本的な運転性を検討するのに十分妥当なモデルであると結論付けられる。また、より精度の高い計算を行うためには、先に挙げた項目以外に、本研究では直接の測定を行わなかったタイヤ特性や車体の慣性モーメント等の測定による車両パラメータの精度向上、路面に近い位置でのキャンバとステアの測定によるサスペンションジオメトリやコンプライアンス等の影響を含んだタイヤの向きの変化のモデル化、乗員を車体に対して完全固定ではなく別体としたモデル化などの方策が考えられる。

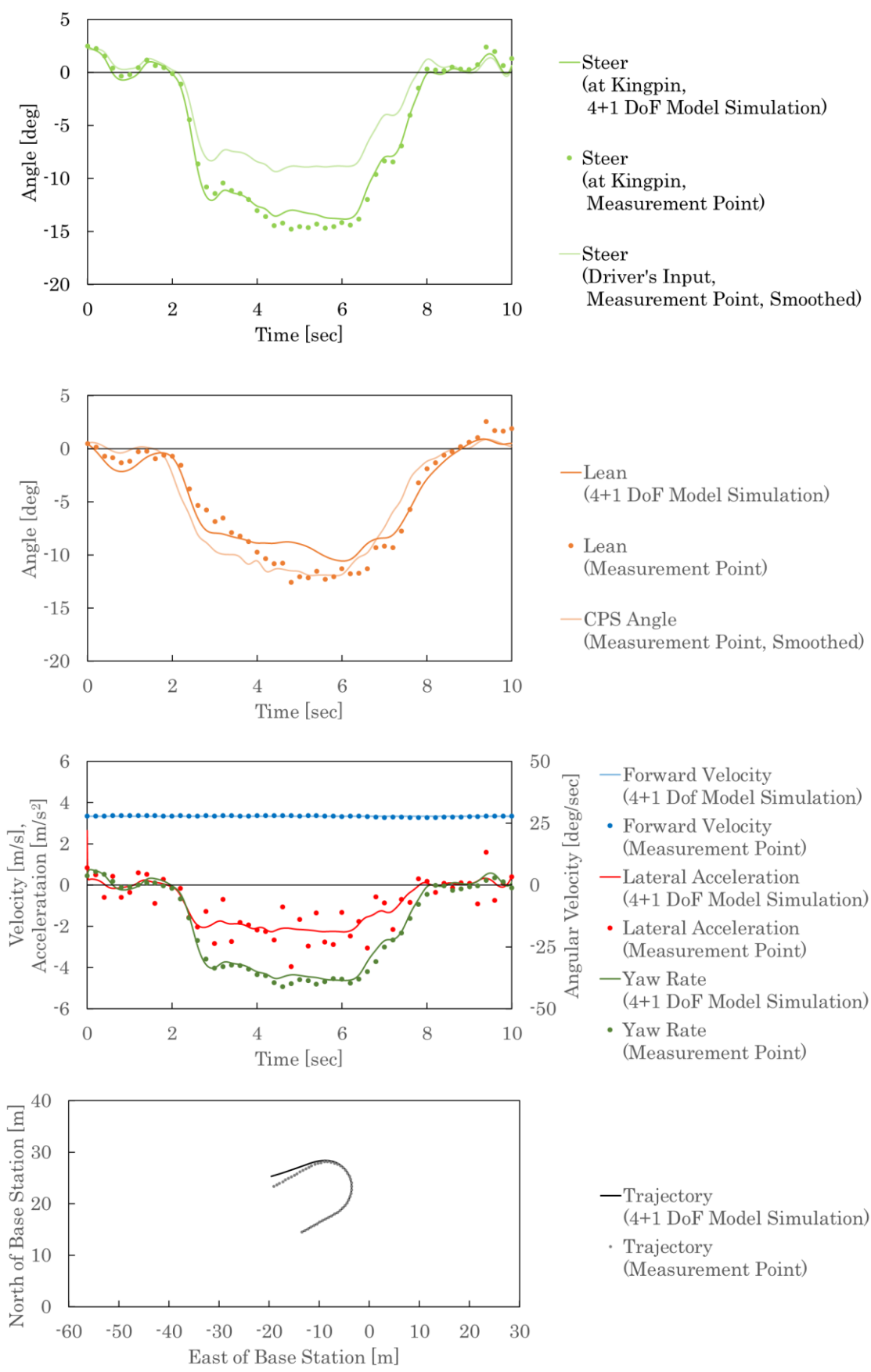


図 5-47 走行ログとシミュレーションの比較 (リーンペダル内傾角変更, 120rpm 制限)

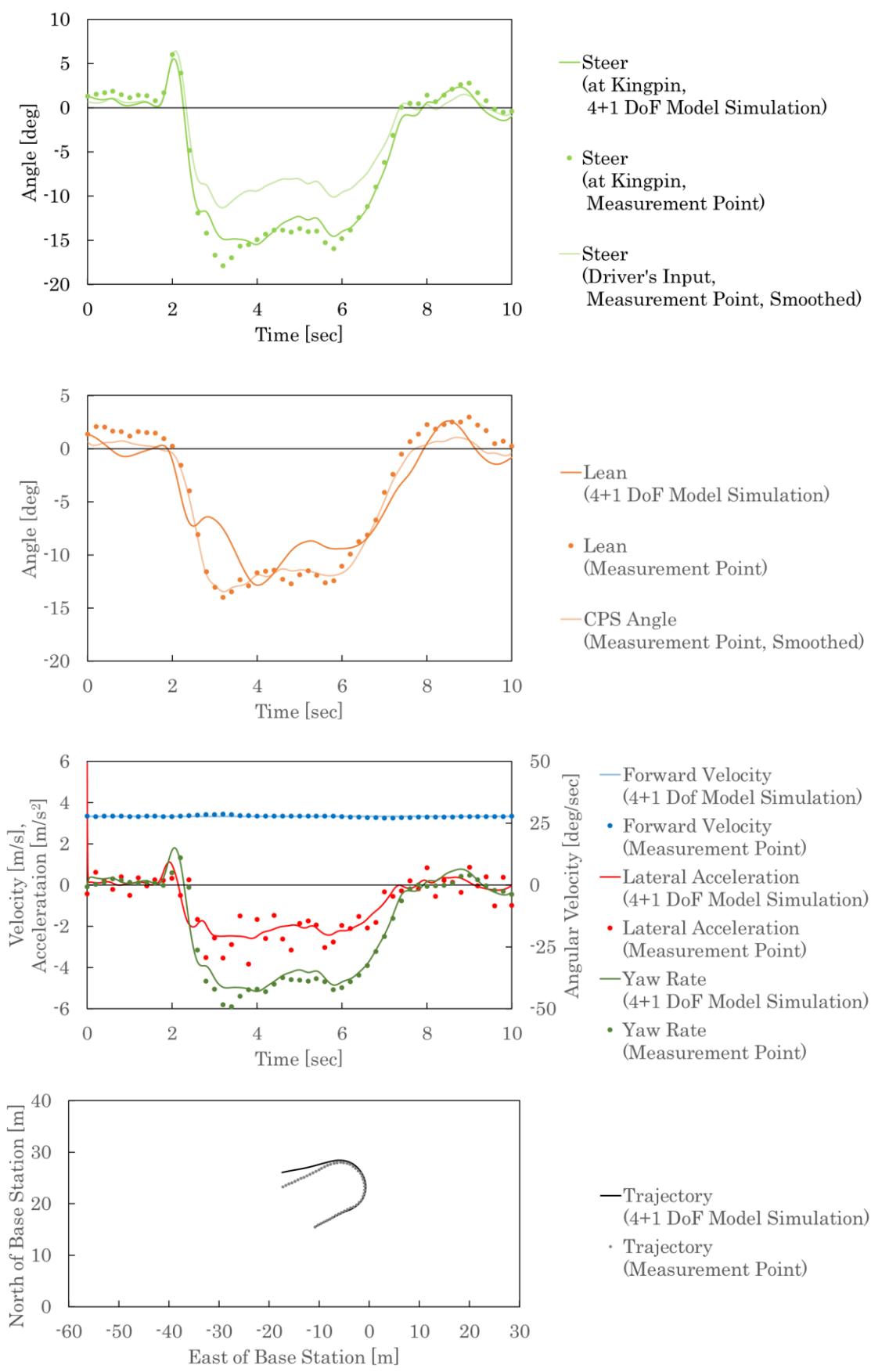


図 5-48 走行ログとシミュレーションの比較 (逆ステア内傾角変更, 120rpm 制限)

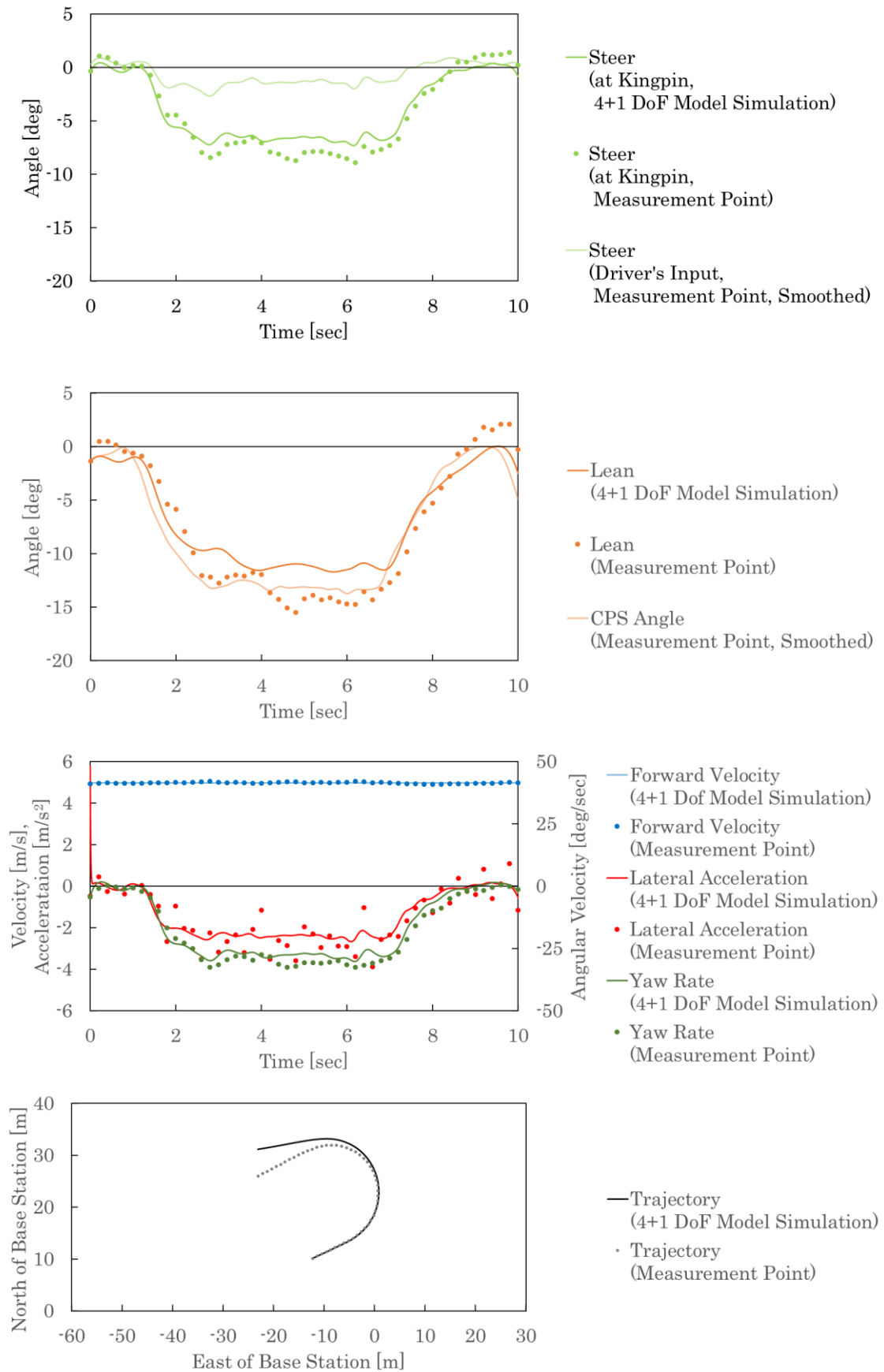


図 5-49 走行ログとシミュレーションの比較 (リーンペダル内傾角変更, 180rpm 制限)

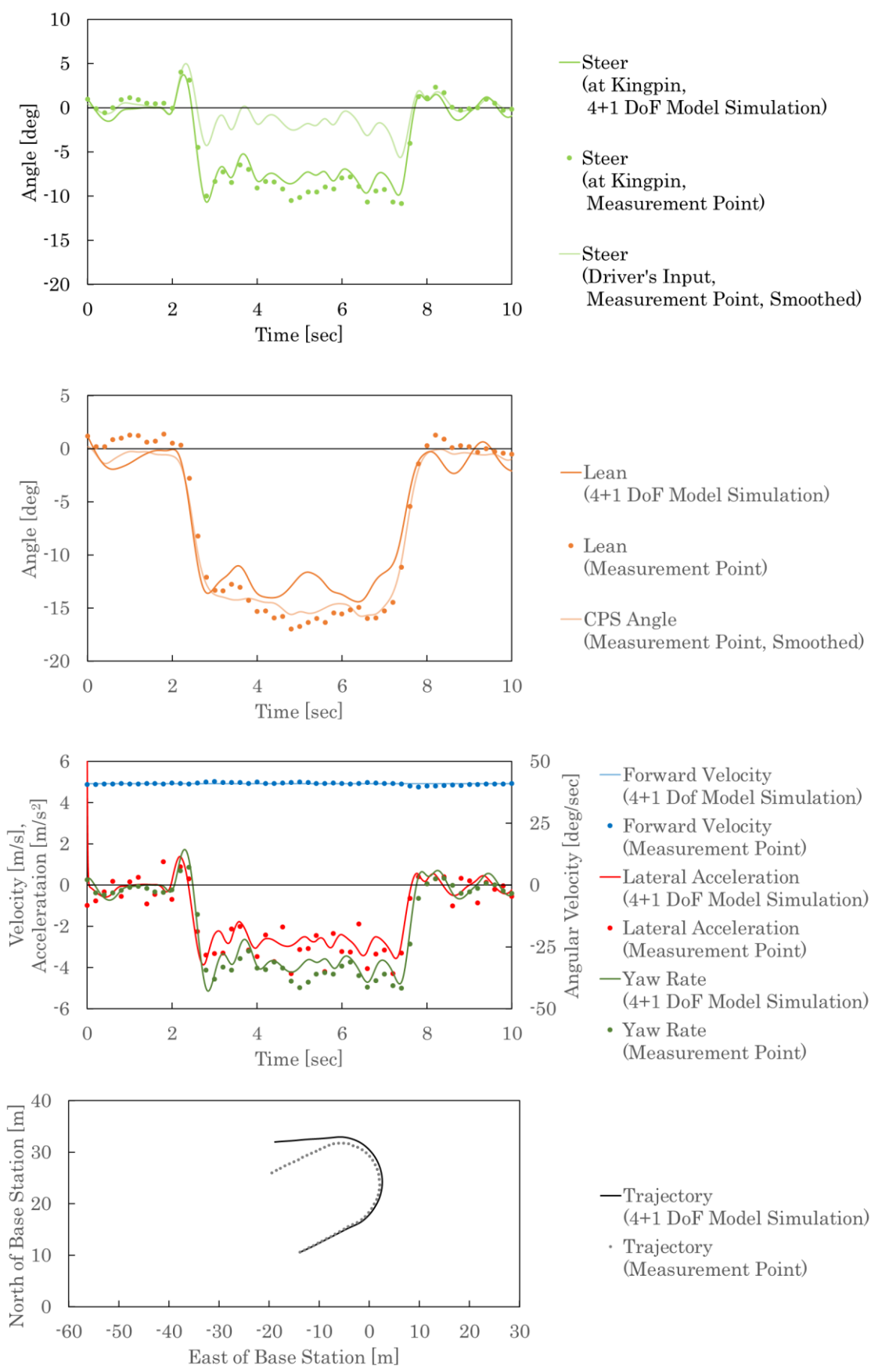


図 5-50 走行ログとシミュレーションの比較 (逆ステア内傾角変更, 180rpm 制限)

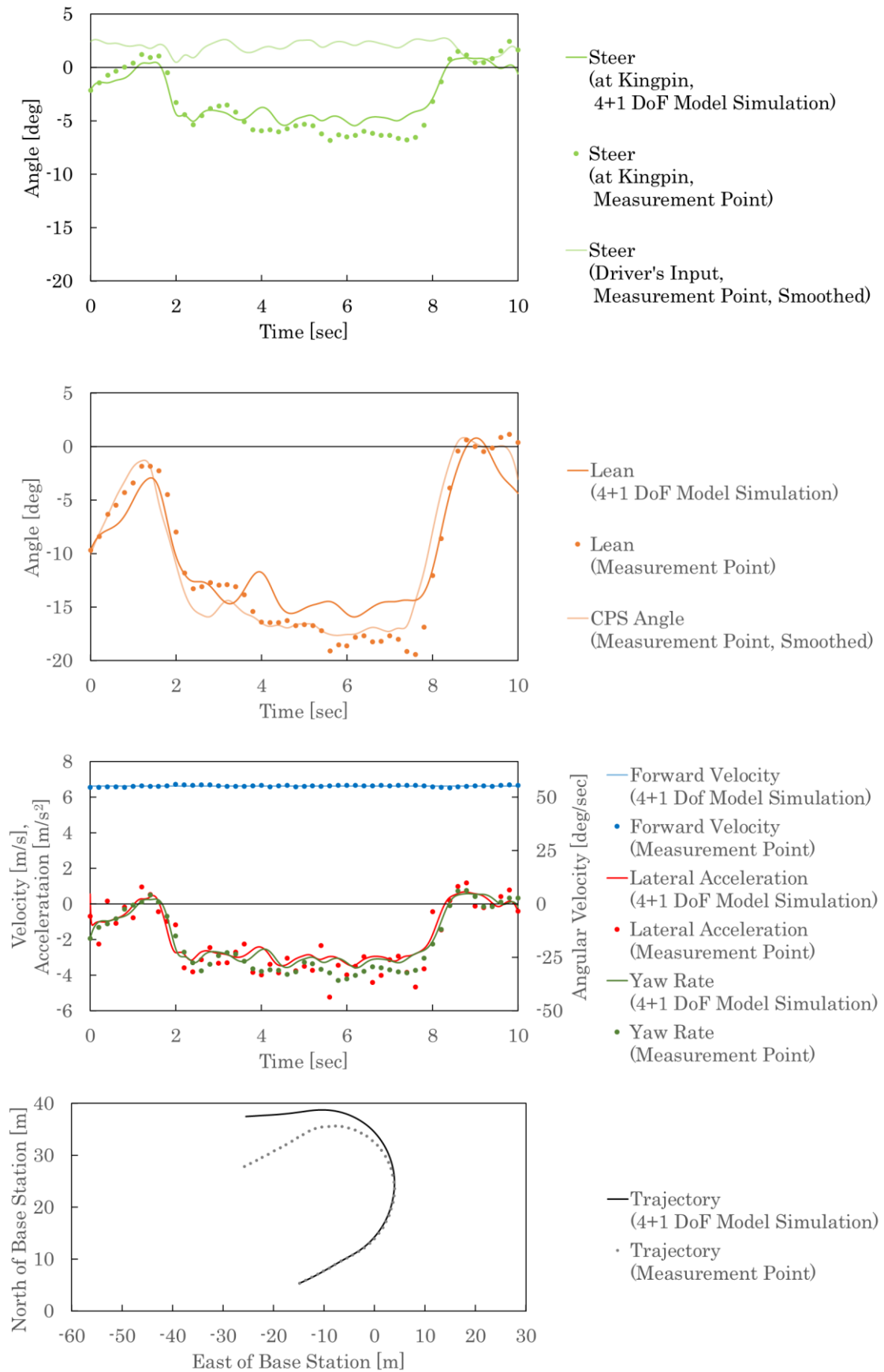


図 5-51 走行ログとシミュレーションの比較 (リーンペダル内傾角変更, 240rpm 制限)

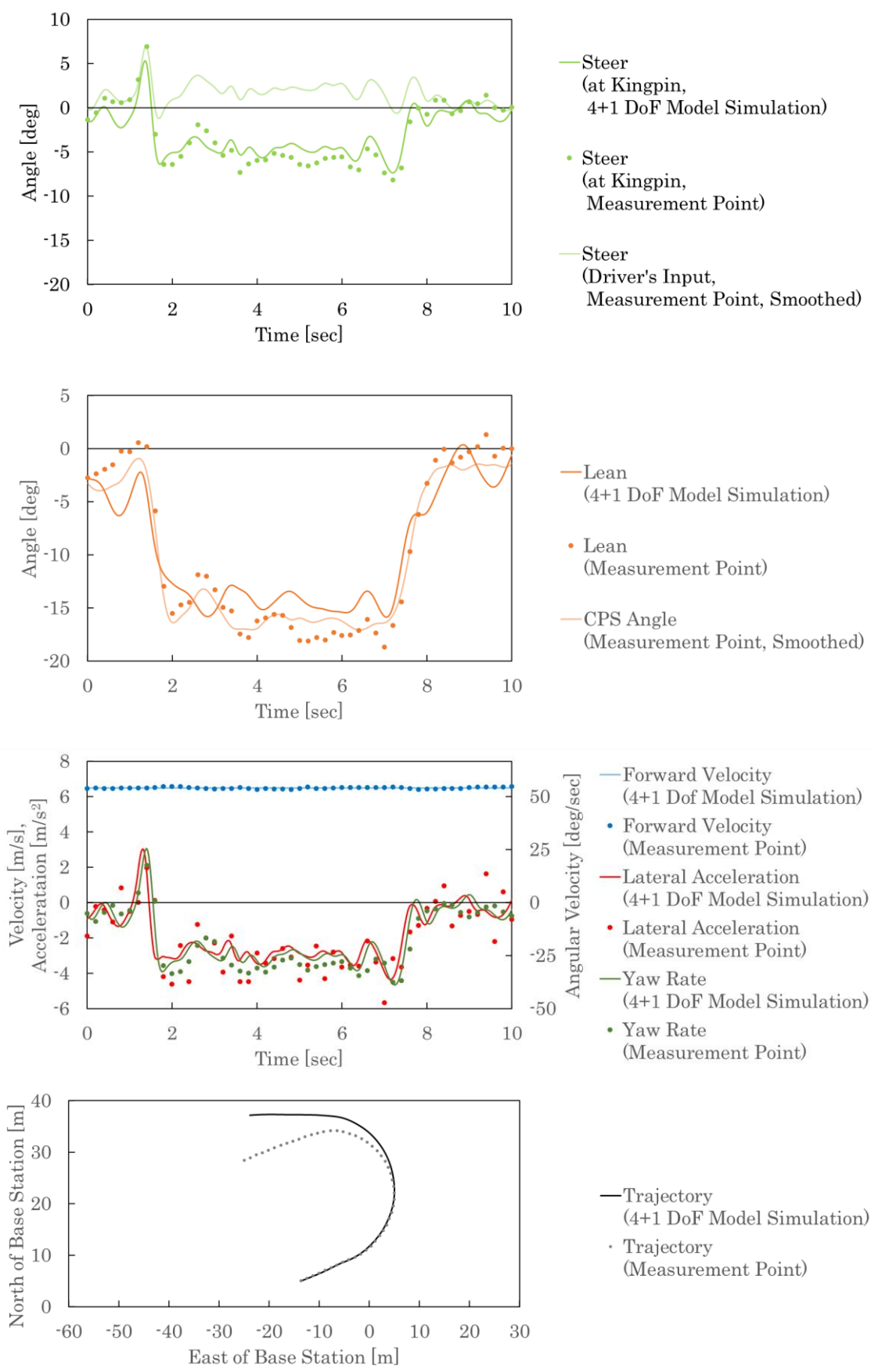


図 5-52 走行ログとシミュレーションの比較 (逆ステア内傾角変更, 240rpm 制限)

5.3.6 走行実験を通じて得られた考察

前項までに述べたとおり、適切な試験車両を設計・製作し、走行実験によってリーン・オートモビルの実現性を確認するに当たって必要な運転性に関する理論の検証と、電費への効果が見込まれていた内傾角が走行抵抗に与える影響の確認ができた。また、シミュレーションの計算結果と走行実験の測定値とを比較することによって4+1自由度モデルの妥当性の確認ができた。

以上に加え、走行実験からは運転性に関する検証の項とリーンが走行抵抗に与える影響の確認の項で説明した以外の項目についても知見が得られた。本節で走行ログを示したのは前進速度がおおよそ 3.3 m/s から 6.7 m/s の間のシンプルな線形での走行のみであったが、この他に後退や停止～極低速域と 10 m/s 程度までの高速域も含む試験走行を、実験フィールド内の図 5-15 で黄色点線の枠で示した広場だけでなくその周囲の街路を模した道路においても行った。こういった走行は全て著者の操縦によってのみ行ったため著者の所感ではあるが、ある程度操作に慣れれば実際の道路におけるリーン・オートモビルの運用は基本的には可能であると思われる。しかし、リーン・オートモビルのキーコンポーネントである CPS に関して、事前に想定していなかった機能の必要性も感じられた。まず、試験車両においては補助輪付きアウトリガーによって発生は免れていたものの、操作ミスや突発的な事柄への対処によって機構上許容されるよりも傾きが大きくなり片輪が浮いて横転してしまう事態は十分起こり得るとわかった。加えて、停止中にリーンの中立を保つこと自体は難しくないとわかったが、試験車両に搭載した通常のディスクブレーキを流用したリーンプレーキ機構より楽かつ確実に中立を保ち、左右方向の慣性力がわずかしか発生しない極低速での走行にも使用が可能な、中立状態でのロック機構があると良いこともわかった。また、質量について考察を行うと、本研究で用いた試験車両の空車質量は 142 kg であり、リーン・オートモビルの目標空車質量として定めた 100 kg は上回ることとなったが、これは、Appendix においても述べるとおり、本研究において必要な実験を確実に遂行するため、各部品の剛性・強度に十分以上の余裕を持つことを狙って軽量化の優先度を下げて設計を行ったことが一因と考えられる。実際、走行実験を通じて剛性・強度を向上させる、すなわち質量を増す方向の改善が必要と分かった部品はほとんどなく、実使用において必要十分な性能を狙った設計を行えば、試験車両ではオミットした機能・部品によって増える質量を加えても、試験車両より質量を抑えることは容易であり、目標空車質量の達成も可能であると考えている。また、剛性・強度に十分以上の余裕を持たせて設計を行ったにもかかわらず、もちろん機能・性能の差異に因るところもあるものの、この試験車両は既存のほとんどのミニカー規格の車両より軽量であることから、内傾型車両が生来的に軽量でありミニマルであることを目指す車両の形式としてふさわしいことが再確認できた。

参考文献

1. 東京大学生産技術研究所次世代モビリティ研究センター. 東京大学 生産技術研究所 附属千葉実験所 ITS R&R 実験フィールド (online), available from <<http://www.its.iis.u-tokyo.ac.jp/ja/publications/pamphlet/itsRnR201705j.pdf>> (参照日 2020 年 11 月 18 日) .
2. **Dressel, A. and Rahman, A.** Measuring sideslip and camber characteristics of bicycle tyres, *Vehicle System Dynamics*, Vol.50, No.8 (2012), pp.1365-1378, DOI:10.1080/00423114.2011.615408.
3. 酒井秀男. タイヤ工学(1987), pp.404-405, グランプリ出版.

第 6 章 結言

6.1 実用化への課題と今後の研究開発の展望

リーン・オートモビルの実用化に向けて、走行実験を通じて明らかになった操作ミスや突発的な事柄への対処によって機構上許容されるよりも傾きが大きくなり片輪が浮いて横転してしまう可能性があり安全性と安心感を損なっているという課題の解決がまず必要である。この課題は、車両の全幅に影響のないよう傾きに応じて展開して傾きを制限する機構と、大きく傾いた状態から乗員の操作によって復帰できるような機構の搭載によって解決できると考えられ、CPSと連動した可動式の補助輪付きアウトリガーと非線形なレバー比を持つリーンペダルの開発を予定している。これらに加え、走行実験を通じて有用性が示唆されたリーン中立状態でのロック機構も搭載したいと考えている。こういったロック機構は本田技研のジャイロなどの3輪スクーター等への搭載事例があり、簡便な機構で実現が可能である。また、本研究の試験車両においてオミットしたフルキャビンを始めとした機能・部品についても開発を行うとともに、目標空車質量の100 kgを実現するため、本研究の試験車両において過大な剛性・強度を与えた部品の軽量化にも取り組みたい。

本論文にまとめた実走行による検証は、リーン・オートモビルが新たな形式のモビリティの提案であることから基礎レベルの評価であり、基礎的な検証に必要な十分な機能及び性能の試験車両を用いた著者のみの操縦による走行実験を執り行った。また、走行実験の内容についても、詳しく検証を行った走行パターンは条件・運動ともにシンプルなものに留まっている。したがって、今後の実用化に向けた研究開発に際しては、より実運用に近い機材・環境での評価を行う必要がある。具体的には、先に述べた安全性・安心感を高める機構の設計・実装・効果確認に加え、複数の操縦者による運転性の評価、都市における実際の移動により近い条件・運動の走行パターンにおける検証といった取り組みを予定している。

本論文において作成したリーン・オートモビルの力学モデルである4+1自由度モデルを用いた机上検討についても、より多様な車両パラメータと走行パターンにおいて計算結果と実走行ログの比較を行い、本モデルを用いた検討が可能な範囲を明らかにするとともに、車両性能の予測や設計に活用しやすいよう重要なファクターを見極めることが、リーン・オートモビルの実用化に向けた研究開発の後押しになると考えている。本論文の計算において実測値ではなく予測値を用いた車両パラメータのうち、車両性能への寄与が大きいと示唆されたパラメータに関しては、実測の実現あるいは予測精度の向上を目指す。

また、本論文では題目にも謳ったとおり「ミニマルであること」にプライオリティを置いて、近年盛んに研究開発が進められている自動運転技術とは対照的な、乗員の操作力・制御能力を活用する方向性の提案を行ったが、リーン・オートモビルのキーコンポーネントであるCPSは一軸に回転モーメントを与えることでリーン制御が可能であり、要素技術としては自動制御との親和性がある。このため、本論文第3章で行ったのと同様に「ミニマルな都市向け車道走行型自動運転PMV」の車両計画を行うと、リーンアクチュエータを備えたCPSを用いる内傾型車両が解の一つとなる可能性は十分あると著者は考えている。自動運転技術は、車道を走行する輸送手段の機械としての本質の一つである乗員の移動への関わり方を根本から変えるため、本来ならば輸送手段の在り方を劇的に変貌させるはずの技術であり、この場合の提案車両は本論文で提案したリーン・オートモビルとはパッケージングやもちろん操作系において異なる形となると予想

される。しかしながら、CPS を使ってリーン制御を行う内傾型車両である以上、本研究の成果である 4+1 自由度モデルや机上検討と実走行の双方から得られたリーン制御に関する知見は、この「自動運転型リーン・オートモービル」の研究開発にとっても有用な基礎となるだろう。したがって、CPS を用いる内傾型自動運転車両の可能性も念頭に置きつつ、技術発展や社会情勢の動向をよく考慮して今後の研究開発の方針を定めたい。

6.2 本論文の総括

第 1 章の緒言においては、研究対象として都市向け車道走行型 PMV の領域を選択するに至った理由を述べるとともに、本研究においては、乗員がどのような機構を通じてタイヤを使い慣性力から生じるモーメントに対処するかという車道を走行する輸送手段の機械としての本質に踏み込むため、機構・構造において新しい都市向け車道走行型 PMV の提案を行い、さらにこの本質に着目して理論解析と実機を用いた検証による提案車両の評価を行うことを定めた。

緒言に続く第 2 章においては、モビリティの費用と効果を決定づける性能項目の整理を行った上で、都市における車道走行型 PMV が向き合うべきこれからの状況と都市において利用あるいは提案されてきた自家輸送手段のこれまでを客観的に俯瞰して、現在において提案されるべき都市向け車道走行型 PMV の要件定義を行い、本研究では

- ・ 省フットプリントで
- ・ フルキャビンを持ち
- ・ シンプルで小さく軽い

「ミニマルな都市向け車道走行型 PMV」の提案及び評価を行うと定めた。

第 3 章では、各々の基本諸元が輸送手段の性質にどのように関連するかを理論的に検討した上で、前章で定めた要件を効率良く満たすことのできるミニマルな解を求めて車両計画を行い、著者独自の新機構である CPS (センターピボットサスペンション) をキーコンポーネントとし、以下に列挙する特徴を持つ「リーン・オートモービル」を提案した。

- ・ 乗車定員 1 名
- ・ 前 2 輪、後ろ 1 輪の 3 輪構成
- ・ 操舵とリーンモーメントの発生は前 2 輪が担い、駆動は後ろ 1 輪が担う
- ・ 全長 1.8 m, 全幅 0.7 m の省フットプリント
- ・ 乗員の操作力をリーンモーメントに変換できる CPS を備える内傾型
- ・ 乗員が体重移動や足つきを行う必要がなくフルキャビンの装備が可能
- ・ リーン操作は下肢を用いたペダル操作で行う
- ・ 操舵はサイドスティック式とする
- ・ ランニングコンポーネントを下方に集中配置する
- ・ 高めのヒップポイントを持ち、乗員は足を前に投げ出す乗車姿勢を取る

続いて、タイヤを用いて車道を走行する輸送手段である以上避けられない事項であるが故に機械としての本質であると著者の考える、慣性力から生じるモーメントに対して路面との間で力を発生させられる唯一の部位であるタイヤをどのような機構を通じて働かせ対処するか、に着目して既存の輸送手段とリーン・オートモービルとの位置付けを行った。この位置付けの結果として、

CPS によって左右方向の慣性力への対処を乗員の操作力をリーンモーメントに変換して直接車体の傾きを制御して行うリーン・オートモービルは、表 6-1 に比較を示すとおり既存の内傾型車両とも異なる新たな形式の車両であり、有意義な提案であることがわかった。また、本論文の後半で行うリーン・オートモービルの評価について、内傾角制御に関わる独自の機能を持つが故に必要な実現性の評価と同機能によって発現する特有の効果に関する評価、すなわち、リーンに関する運転性と乗員が能動的に決定する内傾角が影響を及ぼす電費についての評価を行うことにも学術的な意義があると見出すことができた。

表 6-1 内傾型車両の傾きの制御方法の比較

	人力	自動
間接	自転車, バイク, cabin motorcycle	ジャイロ効果車両
直接	リーン・オートモービル	i-Road, リーンステアビークル

以上の第 3 章までが提案を行った前半部分であり、続く第 4 章からが評価を行った後半部分である。

第 4 章では、リーンに関する運転性と乗員が能動的に決定する内傾角が影響を及ぼす電費についての理論解析を行った。前者に関しては、まずリーン・オートモービルの基本的な運動特性の考察に適した力学モデルとして 4+1 自由度モデルを作成し、このモデルに設計値や予想値等の車両パラメータを代入して行った過渡応答特性の計算と時系列シミュレーションから、低速領域では難易度の高い運転性となることが予測されるものの、乗員の操作によるリーン制御は十分可能であると考えるに足る結果が得られた。この 4+1 自由度モデルによる計算からは、乗員が採ることのできる複数のリーン制御手法に関する示唆と、車両設計に関して CPS の発揮するロール剛性値の目安、並びに、リーンステア係数の導入によってリーンステアを考慮したタイロッド配置の方針も得られた。後者に関しては、平面 2 自由度モデルにおいて前者と同じ車両パラメータを用いて、旋回中のタイヤ起因の走行抵抗が内傾角によってどの程度変化して電費に影響を及ぼすかの予測を行った。

第 5 章では、実験による理論の検証を行った。まず、試験車両に先立って CPS の働きの確認のために製作した CPS 試験機の概要及び諸元の測定結果について述べた。CPS 試験機の諸元の測定結果からは試験車両の CPS の板ばね部の設計へのフィードバックが得られた。続いて、試験車両の概要及び諸元の測定結果、試験車両を用いた走行実験による低速領域での運転性の検証、試験車両を用いた走行実験による内傾角と走行抵抗の関係の検証、走行実験の結果を用いた 4+1 自由度モデルの妥当性の検証について述べた。試験車両を用いた走行実験からは、評価項目に合致するように試験車両及び実験手法を設計した上で走行試験を行った結果として、著者自身による操縦のみでの実証ではあるが、前章で示唆された複数のリーン制御手法が低速領域においても可能であることと、タイヤ特性の想定が実際と異なっていたことが原因と考えられる前章での予

測との差が生じたものの内傾により走行抵抗が減少して電費が向上する効果が示された。また、試験車両の諸元の測定結果を用いた 4+1 自由度モデルによる計算と走行実験の結果との比較から、センサの誤差や路面が完全に水平かつ平滑ではないことが原因と考えられるずれがあったものの、4+1 自由度モデルはリーン・オートモビルの基本的な運転性の検討を行うに当たって妥当なモデルであると結論付けた。これらの走行実験以外にも様々な試験走行を行ったところ、実際の道路におけるリーン・オートモビルの運用が基本的には可能であるとの所感が得られるとともに、実用化に向けた課題や改善点も明らかとなった。また、試験車両の空車質量はリーン・オートモビルの当初の目標空車質量より大きかったが、この試験車両においては各部品の剛性・強度に十分以上の余裕を持つことを狙って軽量化の優先度を下げて設計を行ったことを鑑みると実際の設計において目標空車質量の達成は可能であると考えられ、内傾型車両が生来的に軽量でありミニマルであることを目指すモビリティの形式としてふさわしいことも示唆された。

すなわち、本論文の後半では、リーン・オートモビルが乗員の操作力をタイヤにおいてリーンモーメントへと変換する独自の機能を持つが故に必要な実現性と同機能によって発現する特有の効果に関する評価を、初期段階での評価に対して必要十分な力学モデル及び試験機材を作成して理論解析及び実走行での理論の検証の双方を通じて行った。この結果として、リーン・オートモビルの実現性と特有の効果が明らかにされ、また、理論解析と実走行での検証を連係する形で行ったため、理論解析からは車両設計へのフィードバックを、実走行の結果からは理論解析の妥当性の確認を行うことができた。

以上の総括のとおり、本論文ではコンテキストの俯瞰・ユニークな提案・理論解析と実走行による検証の両面からの評価という一連の取り組みを優れた PMV を目指す姿勢を一貫させて体系的に行った様子を著したと著者は自負している。緒言において本研究の目的として述べたように、提案そのものの有用性と並んで提案に至るまでの論考と提案の評価を通じて得られた知見が、都市向け PMV、特に内傾型 PMV のこれからの研究開発の基となって活用されることにより、現在・未来の都市交通問題の解決に資すると信ずる。

Appendix

(a, b, c, h, j について)

ホイールベース (1.2 m), G_f, G_r の座標の設計値から導出.

(s, t, ε について)

G_f の座標, タイヤ半径 (0.24 m), キャスタートレール (30 mm), キャスターオフセット (0 mm) の設計値から導出.

(r_f, r_r について)

20 インチの自転車用タイヤのおおよその外径の半分.

(d_f について)

フロントトレッドの設計値.

(M_f, M_r について)

目標空車質量 (100 kg) と乗員の質量 (65 kg) からの予想値.

(I_{fx}, I_{fz} について)

Sharp の文献値 (1.23 kg m^2 と 0.442 kg m^2) を M_f (20.0 kg / 30.6 kg) と r_f (0.240 m / 0.305 m) の比率で補正した値に, M_f が二分されてフロントトレッドの 8 割だけ離れて配置される分の慣性モーメント ($20 \text{ kg} \times (0.8 \times 0.29 \text{ m}) \times (0.8 \times 0.29 \text{ m})$) を加算 [1].

(I_{rx} について)

Sharp の文献値 (31.2 kg m^2) から乗員分 (4.0 kg m^2) を引いた後に M_r から乗員の質量 65.0 kg を除いた質量 ($80.0 \text{ kg} / 152 \text{ kg}$) の比率で補正しリーン・オートモービルでは通常の二輪車より上下に広く質量が分布していることを考慮して 2.25 倍した値に, 乗員分の慣性モーメントとして 5.65 kg m^2 を加算 [1]. 乗員分の慣性モーメントは図 A-2 に示す著者が作成した 50 パーセントイル日本人男性相当のリーン・オートモービルの乗員の 3D モデルの慣性モーメントを CAD ソフト (SolidEdge 2019) 上で求めた値から導出.

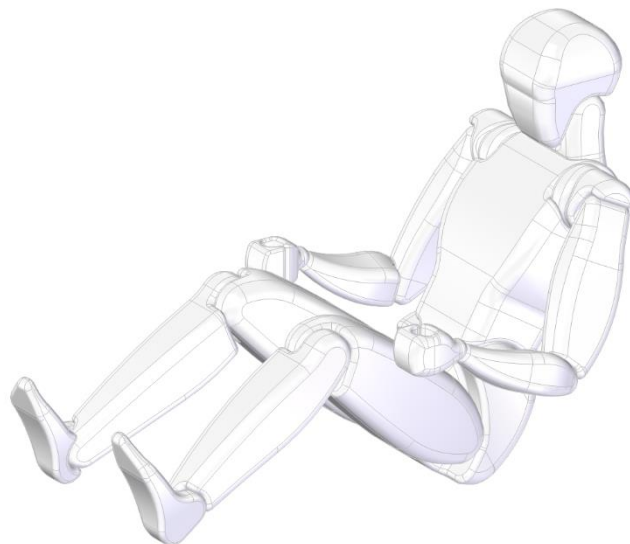


図 A-2 リーン・オートモービルの乗員の CAD モデル

(I_{rz} について)

Sharp の文献値 (21.1 kg m^2) から乗員分 (4.0 kg m^2) を引いた後に M_r から乗員の質量 65.0 kg を除いた質量 ($80.0 \text{ kg} / 152 \text{ kg}$) の比率で補正しリーン・オートモービルでは通常の二輪車より前後に広く質量が分布していることを考慮して 1.44 倍した値に、乗員分の慣性モーメントとして 8.70 kg m^2 を加算 [1]. 乗員分の慣性モーメントは図 A-2 に示す著者が作成した 50 パーセントイル日本人男性相当のリーン・オートモービルの乗員の 3D モデルの慣性モーメントを CAD ソフト (SolidEdge 2019) 上で求めた値から導出.

(C_{rxz} について)

Sharp の文献値 (1.74 kg m^2) を M_r ($145 \text{ kg} / 217 \text{ kg}$), 全高 ($1.6 \text{ m} / 1.1 \text{ m}$), リアフレーム部の前後長 ($1.6 \text{ m} / 1.4 \text{ m}$) の比率で補正 [1].

(i_{fy} について)

Sharp の文献値 (0.719 kg m^2) を M_f ($20 \text{ kg} / 30.6 \text{ kg}$) と r_f^2 ($0.0576 \text{ m}^2 / 0.0929 \text{ m}^2$) の比率で補正 [1].

($i_{ry} + \lambda i$ について)

i_{ry} は i_{fy} の半分 (前 2 輪→後ろ 1 輪) の値, λi は Sharp の文献値 (0.332 kg m^2) の 2 割として加算 [1].

(K_{Sf}, K_{Sr} について)

Dressel らが行った測定によればリーン・オートモービルに使用を想定しているものと同種の自転車用タイヤの垂直荷重当たりのコーナリングパワーはおおよそ 10 rad^{-1} であるので、これに前輪と後輪の垂直荷重の予想値 (836 N と 782 N) をそれぞれかけて算出 [2].

(K_{Cf}, K_{Cr} について)

Dressel らが行った測定によればリーン・オートモービルに使用を想定しているものと同種の自転車用タイヤの垂直荷重当たりのキャンバスラスト係数はおおよそ 0.9 rad^{-1} であるので、これに前輪と後輪の垂直荷重の予想値 (836 N と 782 N) をそれぞれかけて算出 [2].

(c_s (Normal), c_s (Larger) について)

Normal の方は Sharp の文献値 ($6.78 \text{ N m} / (\text{rad/s})$) を M_f ($20 \text{ kg} / 30.6 \text{ kg}$) の比率で補正 [1]. Larger は Normal の値の 30 倍.

(k_C, \dot{x}_1 について)

本編 4.2.2 参照.

(Z_f について)

M_f, M_r と G_f, G_r の座標の設計値, 重力加速度 g から導出.

(g について)

標準重力加速度の定義値 (9.80655 m/s^2).

A.1.2 5.3.5 の運動計算に用いた車両パラメータ

(はじめに)

本節では本論文本編の 5.3.5 において 4+1 自由度モデルを用いて走行ログを再現する際に車両パラメータとして代入した値をどのように決定したかについて説明する. 表 A-2 に表 5-5 の車両パラメータのリストを再掲する.

表 A-2 4+1 自由度モデルでの走行ログ再現に用いた値 (表 5-5 の再掲)

Parameter	Value	Unit	Parameter	Value	Unit
a	0.629	m	I_{rx}	35.4	kg m ²
b	0.572	m	I_{rz}	61.7	kg m ²
c	0.623	m	C_{rxz}	2.87	kg m ²
h	0.796	m	i_{fy}	0.079 9	kg m ²
j	0.252	m	$i_{ry} + \lambda i$	0.141	kg m ²
s	0.002 24	m	K_{Sf}	11 000	N/rad
t	0.029 8	m	K_{Sr}	11 100	N/rad
r_f	0.234	m	K_{Cf}	991	N/rad
r_r	0.245	m	K_{Cr}	1 000	N/rad
ε	7.29	deg	c_s	2.08	N m/(rad/s)
d_f	0.580	m	k_c	2 430	N m/rad
M_f	9.40	kg	Z_f	-1 100	N
M_r	216	kg	g	9.81	m/s ²
I_{fx}	0.714	kg m ²	p	0.472	-
I_{fz}	0.124	kg m ²			

(a, b, c, h, j について)

ホイールベース (1.2 m) の設計値, 重心位置の測定結果 (本編 5.3.2 参照), M_f (9.40 kg), G_f の座標 (CAD モデルからの計算値) から導出.

(s, t, ε について)

G_f の座標 (CAD モデルからの計算値) と, r_f (0.234 m), キャスタートレール (30 mm), キャスターオフセット (0 mm) の設計値から導出.

(r_f について)

37-406 サイズの自転車用タイヤの外径 (480 mm) の半分からタイヤ幅の 15% のたわみ (5.55 mm) を引いて算出.

(r_r について)

50-406 サイズの自転車用タイヤの外径 (505 mm) の半分からタイヤ幅の 15% のたわみ (7.5 mm) を引いて算出.

(d_f について)

フロントトレッドの設計値.

(M_f について)

CAD モデルの計算値 (9.29 kg) に CAD モデルに含まれていない質量の予測値を加算.

(M_r について)

乗員やその他の付加物を含む車両総質量の測定値 (225.6 kg) から M_f (9.40 kg) を減算.

(I_{fx} について)

左側フロントフレームの CAD モデルの計算値 (0.0617 kg m²) を CAD モデルの質量と M_f の比率 (9.4 kg / 4.67 kg) で補正.

(I_{fz} について)

CAD モデルの計算値 (0.706 kg m²) を CAD モデルの質量と M_f の比率 (9.4 kg / 9.29 kg) で補正.

(I_{rx} について)

まず, CAD モデルの車両全体の重心位置 (測定値, 本編 5.3.2 参照) まわりのロール慣性モーメント (27.2 kg m²) に, 乗員の CAD モデルの車両全体の重心位置まわりのロール慣性モーメントの計算結果 (5.76 kg m²) を質量の比率で補正した値 (6.84 kg m²), アウトリガーの CAD モデルの車両全体の重心位置まわりのロール慣性モーメントの計算結果 (4.00 kg m²), シート・計測機材・その他の部品の車両全体の重心位置まわりのロール慣性モーメントの予測値 (0.311 kg m², 0.327 kg m², 0.589 kg m²) を加算して車両全体のロール慣性モーメントを求める (39.3 kg m²). その値から, フロントフレーム部のリアフレーム重心位置 (車両全体の重心位置の測定値とフロントフレーム部の重心位置の CAD モデルからの計算値から導出) まわりのロール慣性モーメント (3.83 kg m²) と, リアフレーム部の車両全体重心とリアフレーム重心のずれの分のロール慣性モーメント (0.111 kg m²) を差し引いて算出.

(I_{rz} について)

まず, CAD モデルの車両全体の重心位置 (測定値, 本編 5.3.2 参照) まわりのヨー慣性モーメント (44.2 kg m²) に, 乗員の CAD モデルの車両全体の重心位置まわりのヨー慣性モーメントの計算結果 (9.89 kg m²) を質量の比率で補正した値 (11.7 kg m²), アウトリガーの CAD モデルの車両全体の重心位置まわりのヨー慣性モーメントの計算結果 (3.32 kg m²), シート・計測機材・その他の部品の車両全体の重心位置まわりのヨー慣性モーメントの予測値 (1.35 kg m², 3.75 kg m², 1.56 kg m²) を加算して車両全体のヨー慣性モーメントを求める (65.9 kg m²). その値から, フロントフレーム部のリアフレーム重心位置 (車両全体の重心位置の測定値とフロントフレーム部の重心位置の CAD モデルからの計算値から導出) まわりのヨー慣性モーメント (4.04 kg m²) と, リアフレーム部の車両全体重心とリアフレーム重心のずれの分のヨー慣性モーメント (0.145 kg m²) を差し引いて算出.

(C_{rxz} について)

Sharp の文献値 (1.74 kg m²) を M_r (216 kg / 217 kg), 全高 (1.6 m / 1.1 m), リアフレーム部の前後長 (1.6 m / 1.4 m) の比率で補正 [1].

(i_{fy} について)

前輪のリムとタイヤを合わせた質量 (0.825 kg) に回転半径の予測値 (0.22 m) の二乗をかけて算出した値の 2 輪分.

($i_{ry} + \lambda i$ について)

後輪ホイールモータとタイヤを計測して再現した CAD モデルの計算値.

(K_{Sf}, K_{Sr} について)

Dressel らが行った測定によればリン・オートモービルに使用を想定しているものと同種の自転車用タイヤの垂直荷重当たりのコーナリングパワーはおおよそ 10 rad^{-1} であるので、これに前輪と後輪の垂直荷重の測定値 (1,100 N と 1,110 N) をそれぞれかけて算出 [2].

(K_{Cf}, K_{Cr} について)

Dressel らが行った測定によればリン・オートモービルに使用を想定しているものと同種の自転車用タイヤの垂直荷重当たりのキャンバラスト係数はおおよそ 0.9 rad^{-1} であるので、これに前輪と後輪の垂直荷重の予想値 (1,100 N と 1,110 N) をそれぞれかけて算出 [2].

(c_s について)

Sharp の文献値 ($6.78 \text{ N m}/(\text{rad/s})$) を M_f ($9.40 \text{ kg} / 30.6 \text{ kg}$) の比率で補正 [1].

(k_c について)

測定値 (本編 5.3.2 参照).

(Z_f について)

測定値 (本編 5.3.2 参照), 重力加速度 g から導出.

(g について)

標準重力加速度の定義値 (9.80655 m/s^2).

(p について)

CAD 上での測定値.

A.2 Scilab ソースコードについて

A.2.1 4.2.3 の過渡応答性計算に用いたソースコード

ケース①のステップ応答と固有周波数及び減衰比の計算に用いたソースコードは以下のとおり.

```
//Vehicle Parameters
a = 0.6600; //m
b = 0.5400; //m
c = 0.6600; //m
h = 0.7469; //m
j = 0.3600; //m
s = 0.01488; //m
t = 0.02977; //m
r_f = 0.2400; //m
r_r = 0.2400; //m
epsilon = atan(0.03/0.24); //rad
M_f = 20.00; //kg
M_r = 145.0; //kg
I_fx = 1.710; //kg m2
```

```

I_fz = 1.304; //kg m2
I_rx = 37.74; //kg m2
I_rz = 21.60; //kg m2
C_rxz = 1.924; //kg m2
i_fy = 0.2907; //kg m2
i_ry = 0.2118; //kg m2
K_sf = 8360; //N/rad
K_sr = 7821; //N/rad
K_cf = 752.4; //N/rad
K_cr = 703.9; //N/rad
c_S_N = 4.424; //Nm/(rad/sec)
c_S_L = c_S_N * 30; //Nm/(rad/sec)
k_C_2Hz = 1132; //Nm/rad
k_C_3Hz = 2547; //Nm/rad
k_C_4Hz = 4529; //Nm/rad
x_1p_min = 3.000; //m/s
x_1p_max = 15.00; //m/s
Z_f = -836.0; //N
g = 9.80665; //m/s2
c_S = c_S_N;
k_C_all = [k_C_2Hz k_C_3Hz k_C_4Hz];
x_1p_n = 49;
x_1p_gap = (x_1p_max - x_1p_min) / (x_1p_n - 1);
//Preparing Result Matrices
f_n_2Hz = zeros(x_1p_n, 5);
f_n_3Hz = zeros(x_1p_n, 5);
f_n_4Hz = zeros(x_1p_n, 5);
zeta_2Hz = zeros(x_1p_n, 5);
zeta_3Hz = zeros(x_1p_n, 5);
zeta_4Hz = zeros(x_1p_n, 5);
frq_n = 201;
frq_min = 0.01;
frq_max = 100;
frq_step = (log10(frq_max) - log10(frq_min)) / (frq_n - 1);
ts = 0:0.05:10;
step1_2Hz = zeros(x_1p_n, size(ts, "c"));
step1_3Hz = zeros(x_1p_n, size(ts, "c"));
step1_4Hz = zeros(x_1p_n, size(ts, "c"));

```

```

step2_2Hz = zeros(x_1_p_n, size(ts, "c"));
step2_3Hz = zeros(x_1_p_n, size(ts, "c"));
step2_4Hz = zeros(x_1_p_n, size(ts, "c"));
//Calculations
for ii = 1:size(k_C_all, "c")
    k_C = k_C_all(1,ii);
    for i = 1:x_1_p_n
        //define A, B, C, D matrix
        x_1_p = x_1_p_min + (i-1) * x_1_p_gap;
        M_La = [M_f + M_r    M_f * c    M_f * j + M_r * h;
                M_f * c    M_f * c^2 + I_rz + I_fx * sin(epsilon)^2 + I_fz *
cos(epsilon)^2    M_f * c * j - C_rxz + (I_fz - I_fx) * sin(epsilon) *
cos(epsilon);
                M_f * j + M_r * h    M_f * c * j - C_rxz + (I_fz - I_fx) *
sin(epsilon) * cos(epsilon)    M_f * j^2 + M_r * h^2 + I_rx + I_fx *
cos(epsilon)^2 + I_fz * sin(epsilon)^2];
        M_Lb = [(K_Sf + K_Sr) / x_1_p    (M_f + M_r) * x_1_p + (K_Sf * a -
K_Sr * b) / x_1_p    0    0    -K_Cf - K_Cr;
                (K_Sf * a - K_Sr * b) / x_1_p    M_f * c * x_1_p + (K_Sf *
a^2 + K_Sr * b^2) / x_1_p    0    -(i_fy / r_f + i_ry / r_r) * x_1_p    -K_Cf
* a + K_Cr * b;
                0    (M_f * j + M_r * h + i_fy / r_f + i_ry / r_r) * x_1_p
0    0    k_C - (M_f * j + M_r * h) * g];
        M_R = [0;
                0;
                k_C];
        A = [(-inv(M_La) * M_Lb)(1,1)    (-inv(M_La) * M_Lb)(1,2)    (-
inv(M_La) * M_Lb)(1,3)    (-inv(M_La) * M_Lb)(1,4)    (-inv(M_La) *
M_Lb)(1,5);
                (-inv(M_La) * M_Lb)(2,1)    (-inv(M_La) * M_Lb)(2,2)    (-
inv(M_La) * M_Lb)(2,3)    (-inv(M_La) * M_Lb)(2,4)    (-inv(M_La) *
M_Lb)(2,5);
                0    1    0    0    0;
                (-inv(M_La) * M_Lb)(3,1)    (-inv(M_La) * M_Lb)(3,2)    (-
inv(M_La) * M_Lb)(3,3)    (-inv(M_La) * M_Lb)(3,4)    (-inv(M_La) *
M_Lb)(3,5);
                0    0    0    1    0];
        B = [(inv(M_La) * M_R)(1,1);

```

```

        (inv(M_La) * M_R)(2,1);
    0;
    (inv(M_La) * M_R)(3,1);
    0];
//Output: phi, psi_p
C = [0  0  0  0  1;
     0  1  0  0  0];
D = [0;
     0];
//Defining initial state of [y_1_p, psi_p, psi, phi_p, phi].
x0 = [0 0 0 0 0].';
//Calculation
s1 = syslin('c', A, B, C, D, x0);
[f_n, zeta] = damp(s1); //f_n[rad/s], zeta[-]
step = csim("step", ts, s1);
//Output
select i
case 1 then
    f_n_2Hz(i,:) = f_n' / 2 / %pi; //[rad/s] to [Hz]
    zeta_2Hz(i,:) = zeta;
    step1_2Hz(i,:) = step(1,:);
    step2_2Hz(i,:) = step(2,:);
case 2 then
    f_n_3Hz(i,:) = f_n' / 2 / %pi; //[rad/s] to [Hz]
    zeta_3Hz(i,:) = zeta;
    step1_3Hz(i,:) = step(1,:);
    step2_3Hz(i,:) = step(2,:);
case 3 then
    f_n_4Hz(i,:) = f_n' / 2 / %pi; //[rad/s] to [Hz]
    zeta_4Hz(i,:) = zeta;
    step1_4Hz(i,:) = step(1,:);
    step2_4Hz(i,:) = step(2,:);
end;
end;
end;

```

ケース②, ケース③, ケース④では, 本編で説明したとおり M_{La} , M_{Lb} , M_R , A , B , C , D の行列の定義が変更され, それに伴いステップ応答の出力を格納する行列 ($step1_2Hz$, $step2_2Hz$, $step3_2Hz...$) の数が増減する. また, ケース②' では「 $c_S = c_{S_N}$ 」の部分「 $c_S = c_{S_L}$ 」へと変更される.

A.2.2 4.2.5 の運動計算に用いたソースコード

ケース④の前進速度が 3 m/s の場合のシミュレーションに用いたソースコードは以下のとおり.

```
//Input value
inputvalue = 14.93975533 //deg
//Vehicle Parameters
a = 0.6600; //m
b = 0.5400; //m
c = 0.6600; //m
h = 0.7469; //m
j = 0.3600; //m
s = 0.01488; //m
t = 0.02977; //m
r_f = 0.2400; //m
r_r = 0.2400; //m
epsilon = atan(0.03/0.24); //rad
M_f = 20.00; //kg
M_r = 145.0; //kg
I_fx = 1.710; //kg m2
I_fz = 1.304; //kg m2
I_rx = 37.74; //kg m2
I_rz = 21.60; //kg m2
C_rxz = 1.924; //kg m2
i_fy = 0.2907; //kg m2
i_ry = 0.2118; //kg m2
K_sf = 8360; //N/rad
K_sr = 7821; //N/rad
K_cf = 752.4; //N/rad
K_cr = 703.9; //N/rad
c_S_N = 4.424; //Nm/(rad/sec)
k_C = 2547; //Nm/rad
Z_f = -836.0; //N
g = 9.80665; //m/s2
c_S = c_S_N;
```

```

d_f = 0.5800 //m
//Forward Velocity Setting
x_1_p = 3.000; //m/s
    //x_1_p = 9.000; //m/s
    //x_1_p = 15.00; //m/s
//Time Vector Setting
dt = 0.001; //define time step [sec]
t_end = 6.4; //define end time [sec], 3.0 m/s
    //t_end = 11.2; //define end time [sec], 9.0 m/s
    //t_end = 16.0; //define end time [sec], 15.0 m/s
m = t_end/dt+1;
time = linspace(0,t_end,m).';
t1 = 1; //length of phase1
t2 = 1.4; //length of phase2, 3.0 m/s
    //t2 = 6.2; //length of phase2, 9.0 m/s
    //t2 = 11.0; //length of phase2, 15.0 m/s
t3 = 1; //length of phase3
//define A, B, C, D matrix
M_La = [M_f + M_r    M_f * c    M_f * j + M_r * h;
        M_f * c    M_f * c^2 + I_rz + I_fx * sin(epsilon)^2 + I_fz *
cos(epsilon)^2    M_f * c * j - C_rxz + (I_fz - I_fx) * sin(epsilon) *
cos(epsilon);
        M_f * j + M_r * h    M_f * c * j - C_rxz + (I_fz - I_fx) *
sin(epsilon) * cos(epsilon)    M_f * j^2 + M_r * h^2 + I_rx + I_fx *
cos(epsilon)^2 + I_fz * sin(epsilon)^2];
M_Lb = [(K_sf + K_sr) / x_1_p    (M_f + M_r) * x_1_p + (K_sf * a - K_sr *
b) / x_1_p    0    0    -K_cf - K_cr;
        (K_sf * a - K_sr * b) / x_1_p    M_f * c * x_1_p + (K_sf * a^2 +
K_sr * b^2) / x_1_p    0    -(i_fy / r_f + i_ry / r_r) * x_1_p    -K_cf * a +
K_cr * b;
        0    (M_f * j + M_r * h + i_fy / r_f + i_ry / r_r) * x_1_p    0    0
k_c - (M_f * j + M_r * h) * g];
M_R = [0    -M_f * s    K_sf * t / x_1_p    K_sf * cos(epsilon) + K_cf *
sin(epsilon);
        0    -M_f * c * s - I_fz * cos(epsilon)    i_fy / r_f * sin(epsilon)
* x_1_p + K_sf * a * t / x_1_p    (K_sf * cos(epsilon) + K_cf *
sin(epsilon)) * a;

```

```

k_C -M_f * j * s + I_fz * sin(epsilon) -i_fy / r_f *
cos(epsilon) * x_1_p -Z_f * t + g * M_f * s];
A = [(-inv(M_La) * M_Lb)(1,1) (-inv(M_La) * M_Lb)(1,2) (-inv(M_La) *
M_Lb)(1,3) (-inv(M_La) * M_Lb)(1,4) (-inv(M_La) * M_Lb)(1,5);
(-inv(M_La) * M_Lb)(2,1) (-inv(M_La) * M_Lb)(2,2) (-inv(M_La) *
M_Lb)(2,3) (-inv(M_La) * M_Lb)(2,4) (-inv(M_La) * M_Lb)(2,5);
0 1 0 0 0;
(-inv(M_La) * M_Lb)(3,1) (-inv(M_La) * M_Lb)(3,2) (-inv(M_La) *
M_Lb)(3,3) (-inv(M_La) * M_Lb)(3,4) (-inv(M_La) * M_Lb)(3,5);
0 0 0 1 0];
B = [(inv(M_La) * M_R)(1,1) (inv(M_La) * M_R)(1,2) (inv(M_La) *
M_R)(1,3) (inv(M_La) * M_R)(1,4);
(inv(M_La) * M_R)(2,1) (inv(M_La) * M_R)(2,2) (inv(M_La) *
M_R)(2,3) (inv(M_La) * M_R)(2,4);
0 0 0 0;
(inv(M_La) * M_R)(3,1) (inv(M_La) * M_R)(3,2) (inv(M_La) *
M_R)(3,3) (inv(M_La) * M_R)(3,4);
0 0 0 0];
//Output: phi, y_1_p, psi_prime, psi]
C = [0 0 0 0 1;
1 0 0 0 0;
0 1 0 0 0;
0 0 1 0 0];
D = [0 0 0 0;
0 0 0 0;
0 0 0 0;
0 0 0 0];
//Defining initial state of [y_1_p, psi_prime, psi, phi_prime, phi].
x0 = [0 0 0 0 0].';
//phi-per-delta ratio
phi_per_delta = inv([(K_Sf + K_Sr) / x_1_p (M_f + M_r) * x_1_p + (K_Sf
* a - K_Sr * b) / x_1_p -K_Cf - K_Cr;
(K_Sf * a - K_Sr * b) / x_1_p M_f * c * x_1_p +
(K_Sf * a^2 + K_Sr * b^2) / x_1_p -K_Cf * a + K_Cr * b;
0 (M_f * j + M_r * h + i_fy / r_f + i_ry / r_r) *
x_1_p -(M_f * j + M_r * h) * g])(3,:) * [K_Sf * cos(epsilon) + K_Cf *
sin(epsilon);

```

```

(K_Sf * cos(epsilon) + K_Cf *
sin(epsilon)) * a;
-Z_f * t + g * M_f * s];
//Input Vector [phi_p, delta, delta_prime, delta_prime_prime]' Setting
delta_s = inputvalue * %pi/180;
phi_p_s = inputvalue * %pi/180 * phi_per_delta;
n1 = t1/dt;
n2 = (t1+t2)/dt;
n3 = (t1+t2+t3)/dt;
u = zeros(size(D, 'c'), m);
for i = 1:n1
    u(1,i) = -phi_p_s/2 * cos((i-1)*dt/t1*%pi) + phi_p_s/2;
    u(4,i) = -delta_s/2 * cos((i-1)*dt/t1*%pi) + delta_s/2;
    u(3,i) = %pi*delta_s/2 * sin((i-1)*dt/t1*%pi);
    u(2,i) = %pi*%pi*delta_s/2 * cos((i-1)*dt/t1*%pi);
end
for i = n1+1:n2
    u(1,i) = phi_p_s;
    u(4,i) = delta_s;
    u(3,i) = 0;
    u(2,i) = 0;
end
for i = n2+1:n3
    u(1,i) = phi_p_s/2 * cos((i-n2-1)*dt/t3*%pi) + phi_p_s/2;
    u(4,i) = delta_s/2 * cos((i-n2-1)*dt/t3*%pi) + delta_s/2;
    u(3,i) = -%pi*delta_s/2 * sin((i-n2-1)*dt/t3*%pi);
    u(2,i) = -%pi*%pi*delta_s/2 * cos((i-n2-1)*dt/t3*%pi);
end
for i = n3+1:m
    u(1,i) = 0;
    u(4,i) = 0;
    u(3,i) = 0;
    u(2,i) = 0;
end
phi_p = zeros(m);
phi_max = zeros(m);
phi_min = zeros(m);
delta = zeros(m);

```



```

for i = 1:m
    phi_p(i) = u(1,i)/%pi*180;
    phi_max(i) = (u(1,i) + abs(z_f) / 2 * d_f / k_C)/%pi*180;
    phi_min(i) = (u(1,i) - abs(z_f) / 2 * d_f / k_C)/%pi*180;
    delta(i) = u(4,i)/%pi*180;
end
//Calculation
sl = syslin('c', A, B, C, D, x0);
sld = dscr(sl, dt);
y = dsimul(sld, u).';
phi = y(:,1)/%pi*180; //[rad] to [deg]
y_1_p = y(:,2);
psi_prime = y(:,3)/%pi*180; //[rad] to [deg]
psi = y(:,4)/%pi*180; //[rad] to [deg]
plot(time,[delta phi_p phi_max phi_min phi]);
hl=legend(['delta'; 'phi_p'; 'phi_max'; 'phi_min'; 'phi'],-6);
//Trajectory
tr = zeros(m,2); //X,Y
for i = 2:m
    tr(i,1) = tr(i-1,1) + x_1_p * dt * cos((y(i-1,4)+y(i,4))/2) + 0.5 *
y(i-1,2) * dt * cos(y(i-1,4)+%pi/2) + 0.5 * y(i,2) * dt *
cos(y(i,4)+%pi/2);
    tr(i,2) = tr(i-1,2) + x_1_p * dt * sin((y(i-1,4)+y(i,4))/2) + 0.5 *
y(i-1,2) * dt * sin(y(i-1,4)+%pi/2) + 0.5 * y(i,2) * dt *
sin(y(i,4)+%pi/2);
end
//Output for Excel
ex = [time delta phi_p phi_max phi_min phi tr(:,1) tr(:,2)];

```

前進速度が 9 m/s 及び 15 m/s の場合は、上記ソースコードではコメントアウトされている部分を使用して各フェイズの長さを変更する。ケース⑧及びケース⑨では、本編で説明したとおり M_{La} , M_{Lb} , M_R , A , B , C , D の行列の定義が変更され、それに伴い出力を格納する行列 (ϕ , δ など) の数が増減するとともに、入力ベクトル (u) の決め方も本編で説明したとおり変更となる。

A.3 試験車両の設計及び製作について

A.3.1 はじめに

試験車両の設計については、基本構想から製作図面の作成及びカタログ部品の選定まで著者自身で行った。本研究において必要な実験を確実に遂行するため、ランニングコンポーネントはどれも剛性・強度に十分以上の余裕を持つことを狙って設計を行った。したがって、各部品の設計の際の軽量化の優先度は低く、空車質量が目標値（100 kg）を大きく上回ることが予想されたため、走行用バッテリーは約 6 kg の比較的小型のものとする、フルキャビンではなくノーズカウル・フロントウィンドウ・ルーフだけをもつセミキャビンとするなど、実験に必要な最低限の機能のみを満たすような車両構成として質量が過大となることを防いだ。

試験車両の製作については、個々の部品は外注とし、部品の組立て及びフレームへの組付けや調整等の作業については著者自身が行った。カタログ部品以外の部品の製作については、溶接工程を含む部品及びレーザーカット部品と切削部品の一部の製造は株式会社イケヤフォーミュラに依頼し、残りの切削部品には株式会社ミスミグループ本社の部品製造サービス *meviy* 及びプロトラブズ合同会社の CNC 切削加工サービスを、板金部品にはミスミの *meviy* を、3D プリント部品には合同会社 DMM.com の DMM 3D プリントサービスを利用した。

次項以降においては、フロントサスペンション部及び操舵系とそれら以外の部分に分けて、各部品の設計及び製作の詳細について説明する。本編でも説明したとおり、試験車両に先立って製作した CPS 試験機にも板ばねを除いた CPS 部には試験車両と同一の部品を使用しており、内容が重複するため説明は割愛する。なお、CPS 試験機のフレームに関しては、鋼材パイプを用いた溶接構造とし、イケヤフォーミュラに製作を依頼した。

A.3.2 フロントサスペンション部及び操舵系の部品の設計及び製作

(概要)

本項では、図 A-3 及び図 A-4 に示すフロントサスペンション部及び操舵系の部品について説明する。リーン・オートモビルにおいては、フロントトレッドが 0.58 m と狭いため CPS を構成する主要部品であるセンターピボットと板ばね部を含むロアアーム及びアッパーアームをどちらもタイヤより上方に配置する。この配置により、左右前輪の間すなわちロアアームの下方には空間ができるが、ここにはリーンペダルの揺動軸を配置し、リーンペダルからセンターピボットに力を伝えるロッドに圧縮方向ではなく引っ張り方向の力が働くようにする。サスペンションジオメトリについては、リーン時に車体の内傾角とタイヤのキャンバに差が付くような設計とすることも可能であるが、本試験車両においてはこれらに大きな差を付けないように長めのアッパーアームを持つ設計とした。ステアリングジオメトリについては、本編 3.2.3 及び 4.2.6 で説明したとおり、リーンステア量が過大とならないようタイロッドは前後方向に配置してなるべく長さを確保し、タイロッド配置は前下がりとして内傾に伴って同じ方向のステアが生じるようにした。なお、図 A-3 及び図 A-4 上の丸数字は、次からの段落の部品名の前の丸数字と対応している。

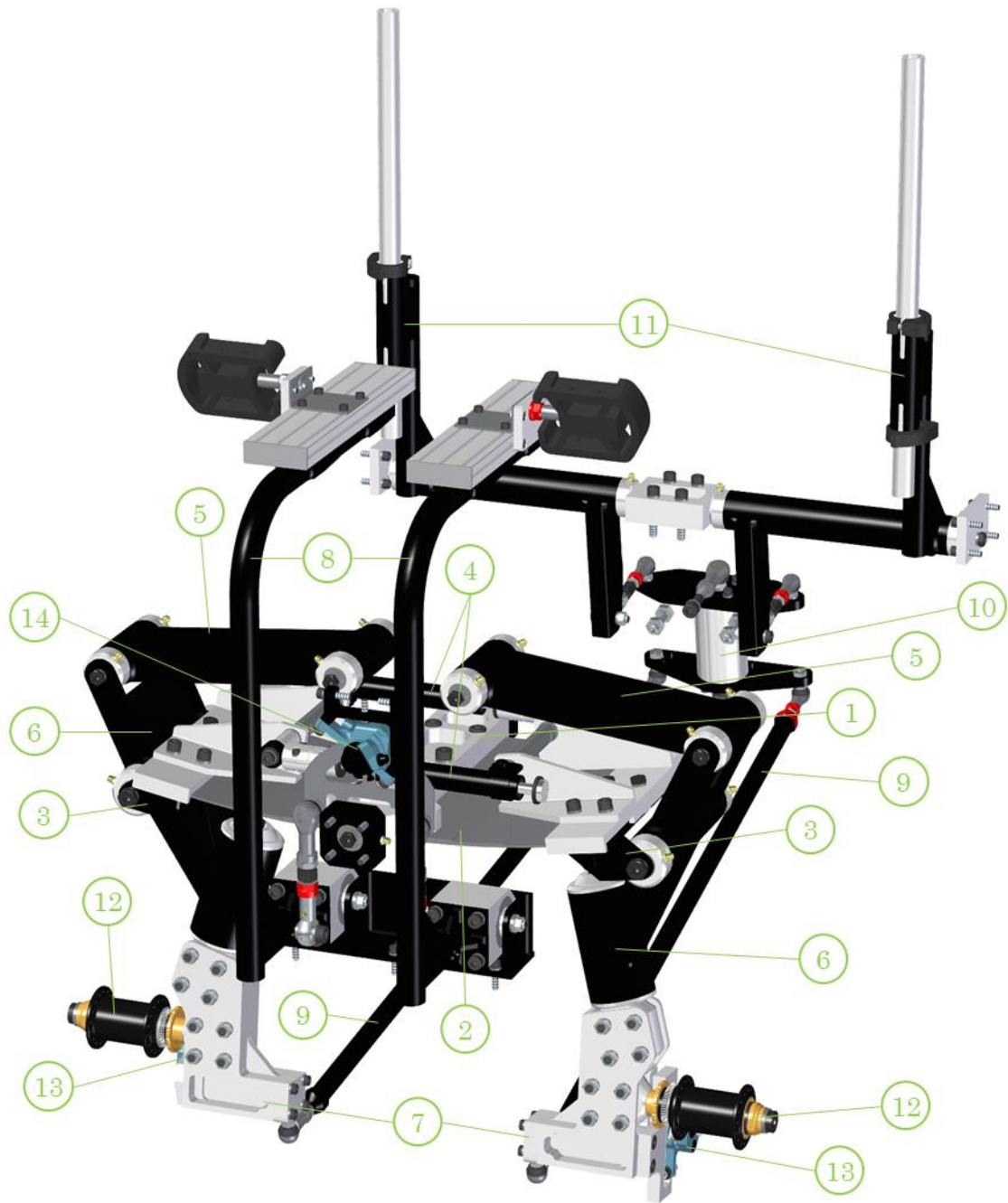


図 A-3 フロントサスペンション部及び操舵系の部品（斜投影図）

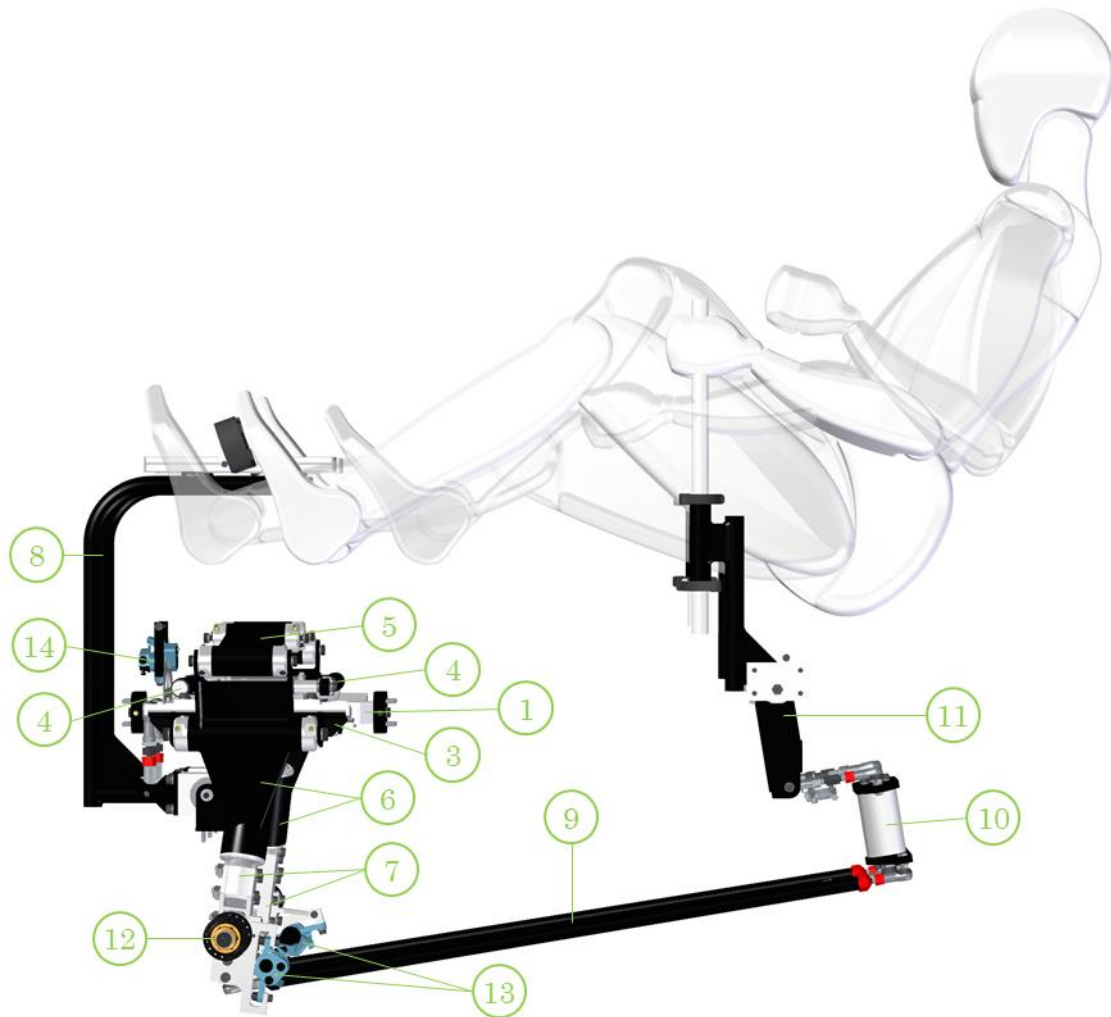


図 A-4 フロントサスペンション部及び操舵系の部品と乗員（側面図）

①センターピボット

板ばねを保持すると同時にリーンペダルからの入力を受け、フレームに対して前後方向の回転軸で回転する、CPSの根幹を成す部品であり、ジュラルミンの切削にて製作することとした。製作についてはイケヤフォーミュラに依頼した。本部品は前端及び後端においてフレームに取り付けられるが、前後の軸位置及び向き精度は溶接構造のフレームの製作精度に依存し一致させるのが困難と思われるため、両端とも球面軸受を介して取り付ける。球面軸受は車両総質量の数倍の負荷に対しても余裕を持って耐えられるよう、THK株式会社の重荷重用の球面軸受SB形を選択し、サイズは基本動定格荷重5.69kNのSB15とする。センターピボットへの球面軸受の取り付けは、センターピボット側にねじ穴を用意し、M8のリーマボルト、内外径精度を確保した金属カラー、ゆるみ止めのためのノルトロックワッシャを用いて取り付ける。なお、本試験車両に用いるボルトは基本的に強度区分12.9のものを選択し、また、走行実験において無用な車両トラブルを避けるため、この箇所以外にもゆるみ止めが必要な部位には、他のゆるみ止め製品に比して高額であるものの著者の経験から確実な効果が期待できるノルトロックワッシャを基本的に使用している。球面軸受はミスミ・Cナビの軸受ホルダBHAB型に保持させ、軸受ホルダはフレ

ームに取り付けたブラインドナットに対して M6 のボルト 4 本を用いて締結する。SB 形は給油を必要とする球面軸受であるため、軸受ホルダにはグリースニップル（ミスミの GPA 型、他の箇所も共通）を据え付ける。板ばねは、本部品の下側に M10 のボルト及びナット 6 組とバックアッププレート（ミスミ・C ナビの平型ブラケット JUAB 型）を用いて取り付ける。6 本のボルトのうち 2 本はリーマボルトとし、本部品と 3 枚の板ばねの対応する穴はリーマ仕上げの精度穴として取り付け精度を確保する。リーンプedalから本部品への乗員の操作力の伝達はターンバックル式で長さの調整できるロッド（ミスミ・C ナビの六角コネクティングロッド CNSC 型を使用）を介して行うが、このロッドの本部品側の端部は L 型の THK のリンクボール BL 形とし、本部品にはボール部の雄ねじを前後方向に挿入するネジ穴を用意する。このリンクボールは、本部品の設計時には最大リーンモーメントは 424 Nm と予想されており、周辺の部品との取り合いとストロークの都合からモーメントアームは 0.05 m 程度となったため、8.5 kN 程度の力に耐える必要がある。リンクボールのサイズは数割の余裕を加味して降伏点強度 11.3 kN の BL 10BD とする。リーンプレキの半円型ディスクもこのリンクボールのボール部の雄ねじに共締めする。

②板ばね

本部品については CPS 試験機の段階から順を追って設計の説明を行う。まず、本部品の材質は、強度及び耐食性に優れ 1 mm ~ 2 mm 程度の厚さの板材が製造されている SUS631 を用いることとした。なお、CPS 試験機の段階では実際に走行しないため疲労を考慮する必要がないためより入手性が良く安価な SUS304 を用いた。CPS 試験機用の板ばねの製作はミスミ・meviy の板金加工サービスを利用し、試験車両用の板ばねは SUS631 の定尺板のレーザー加工による切断・穴あけをイケヤフォーミュラに依頼した。この板ばねは、センターピボット部で片持ち、ロアアーム端部に集中荷重のベルヌーイ・オイラー梁を仮定し、板ばねのセンターピボット側の根本を基準とすると、周囲の部品配置の都合から、板ばねの有効長の先端は 140 mm、集中荷重の入力点は 213 mm 車両の外側方向に位置することとなる。荷重条件を、中立荷重は前軸荷重の設計値から 418 N、片側振幅とするため荷重振幅は 418 N、つまり最大荷重は 836 N と定め、疲労を考慮して板ばねのどの位置においても SUS631 の引張強さの 45% の 554 MPa 以下の応力となるように計算を行ったところ、鋼板 1 枚だけの板ばね及び鋼板 2 枚の重ね板ばねではホイールレートの設計値 (30.3 N/mm) を実現するためには板ばねの幅、つまり車両においては前後方向の寸法が大きくなりすぎることがわかったため、鋼板 3 枚の重ね板ばねとする。入手できる SUS631 板の厚みのうち、最も長い 1 枚目には板厚 2.0 mm、2 枚目と 3 枚目には 1.5 mm を選択すると、根本部応力を 554 MPa とするためには板幅は 262 mm であり、2 枚目と 3 枚目の先端部での応力を 554 MPa とするためには 2 枚目の有効長は 97.5 mm、3 枚目の有効長は 48.7 mm 必要であり、この時のホイールレートの計算値は 33.9 N/mm となり、他の板厚の組み合わせよりも設計値に近い値とすることができる。さらにホイールレートを落として設計値に近づけるため、図 A-5 の左側に示すように 2 枚目と 3 枚目の先端部中央に切り欠きを設けることとする。切り欠きの仕様を、奥行きが 40 mm、切り欠き開始部の有効板幅が 251 mm、切り欠き終了部つまり先端における有効板幅が 40 mm としたところ、ホイールレートの計算結果が 31.5 N/mm となったため、タイヤ変形やコンプライアンスの影響で実際のホイールレートはもう少し小さくなることを見越して、CPS 試験機にはこの設計を採用することとした。しかしながら、本

編 5.2.3 及び 5.2.4 において述べたとおり、タイヤ変形とコンプライアンスの影響が想定よりも大きく、CPS 試験機でのホイールレートやロール剛性値の測定値は設計値よりも小さくなってしまったため、試験車両においては板ばねの形状を図 A-5 の右側に示すように変更した。変更内容は、周囲の他部品の設計変更が必要ない範囲とし、2 枚目と 3 枚目の切り欠きを廃止して有効長をそれぞれ 130 mm 及び 106.5 mm に伸ばすこととした。なお、この板ばねの変形が微小変形領域を逸脱していることも、計算値と実際のばね定数との間に誤差を生じる原因であると考えられるが、タイヤの変形やコンプライアンスの影響と比べるとこの影響は小さいと考え無視している。

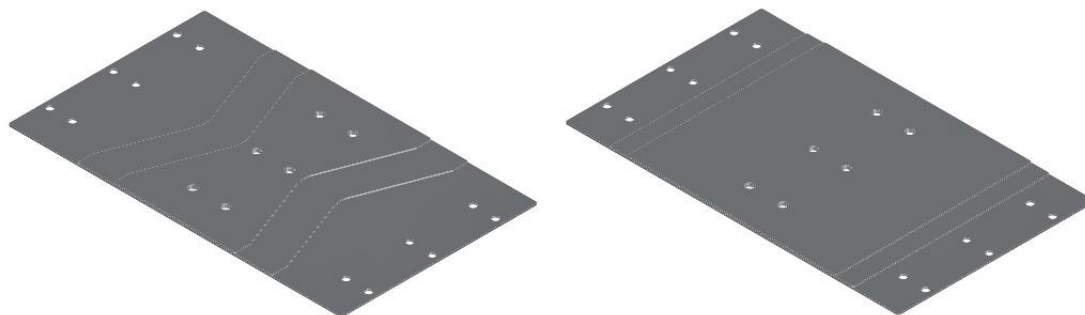


図 A-5 CPS 試験機と試験車両の重ね板ばね (図 5-8 の再掲)

(③ロアアーム端部)

板ばねの端部とナックル上部をつなぐ部品であり、4.5mm 厚の鋼材の溶接構造とし、防錆のため黒色塗装を施した。製作についてはイケヤフォーミュラに依頼した。板ばねは、本部品の上側に M8 のボルト及びナット 6 組とジュラルミン製のバックアッププレート (イケヤフォーミュラに切削加工を依頼) を用いて取り付ける。6 本のボルトのうち 2 本はリーマボルトとし、本部品と 1 枚目の板ばねの対応する穴はリーマ仕上げの精度穴として取り付け精度を確保する。6 穴のうち、前端の 2 穴と後端の 2 穴にはダンパーを保持するためのジュラルミンのアンクル材を加工した部品 (ミスミ・C ナビの L 型ブラケット MBAAH 型) を共締めする。ナックル上部の回転軸への取り付けには M10 のリーマボルトを使用し、本部品の対応する穴はリーマ仕上げの精度穴としてガタを防止する。

(④ダンパー)

バイク用のステアリングダンパーとして販売されている日本発条株式会社の NHK ODM-500 を 2 本用いることとした。本試験車両においては、板ばねを使用する都合上ホイールレートを下げるのが難しいため、ばねとしては働かずホイールレートに影響を及ぼさないダンパーが望ましい。通常の単筒式及び複筒式のダンパーは変位速度に対する反力だけではなく長さの変位にも反力を発生してしまうが、ステアリングダンパーはロッドがシリンダーを貫通しておりオイル室の体積が伸び縮みに関わらず一定であるため変位速度に対する反力しか生じず都合が良い。本部品はロアアーム端部に共締めされたミスミ・C ナビの L 型ブラケット MBAAH 型に、ミスミ・C ナビの焼き入れシャフト SFWF 型と M8 リーマボルト及び金属カラーを用いて取り付ける。また、本部品のロッドにはパッカーとしてミスミ・C ナビのセットカラー SRDA 型とハネナイト®GP-

35LE 材のワッシャを取り付け、伸び側・縮み側ともに板ばねの変形が一定の範囲内に収まるようにする。

(⑤アッパーアーム)

フレームとナックル上部の上端をつなぐ部品であり、直径 40 mm、2.3 mm 厚の丸断面鋼材パイプと、70 mm×30 mm、2.6 mm 厚の角断面鋼材パイプを用いた溶接構造とし、防錆のため黒色塗装を施した。製作についてはイケヤフォーミュラに依頼した。本部品は両端とも軸支持であり長手方向の力しか受け持たず、主に接地面で発生する横力に対してキャンバが変化しないようにする力を発生するが、リーン・オートモビルは内傾型車両であるためこの力は大きくない。したがって、本部品端部にはロアアーム端部とセンターピボットに用いた THK の重荷重用球面軸受 SB 15 より 1 サイズ小さい基本動定格荷重 3.82 kN の SB 12 を選択した。球面軸受の取り付けは、本製品の直径 40 mm、2.6 mm 厚の丸パイプ両端に打ち込んだジュラルミンの軸受ホルダ（イケヤフォーミュラに旋盤加工を依頼）を介して行う。なお、SB 形は給油を必要とする球面軸受であるため、この軸受ホルダにはグリースニップルを据え付ける。フレーム及びナックル上部への取り付けは、前後両側の球面軸受を貫通する両端に雌ねじを設けたミスミ・C ナビの研磨ステンレスパイプ KPWT 型と M8 リーマボルト 2 本を用いて行う。

(⑥ナックル上部)

本試作車両のナックルはキングピンによって大きく上下に 2 分割され、下部はステアに応じて回転するが、上部は回転しない。図 A-6 に示すサブアセンブリの中ほどに位置するのがナックル上部であり、直径 60.5 mm、3.2 mm 厚の丸断面鋼材パイプ、直径 45 mm、3.2 mm 厚の丸断面鋼材パイプ、3.2 mm 厚の曲げ鋼板、4.5 mm 厚の鋼板を用いた溶接構造とし、防錆のため黒色塗装を施した。製作についてはイケヤフォーミュラに依頼した。最上部の 4.5 mm 厚の鋼板に設けたアッパーアームの取り付け穴はリーマ仕上げの精度穴としてガタを防止する。本製品の中ほどに位置するロアアームの回転軸にはセンターピボットに用いたのと同じ THK の重荷重用球面軸受 SB 15 を前後両端に用いる。球面軸受の取り付けは、直径 45 mm、3.2 mm 厚の丸パイプに打ち込んだジュラルミンの軸受ホルダ（イケヤフォーミュラに旋盤加工を依頼）を介して行う。なお、SB 形は給油を必要とする球面軸受であるため、この軸受ホルダにはグリースニップルを据え付ける。キングピンは本製品の下部に位置し、軸受には NTN 株式会社のアンギュラ玉軸受を背面組み合わせで使用。サイズは直径 20 mm のシャフトにカラーを介しての取り付けを考慮して内傾 25 mm のもののうち外径が大きすぎない 7005 型とし、軸受の中心間距離は 82 mm 確保する。この軸受の基本静定格荷重は 6.85 kN であり、車両総質量 200 kg 強の内傾型車両のキングピンの軸受けとしては十分余裕のある選択であると考えられる。また、軸受 1 つにつき O リングを 3 本用いてグリスの封止を行う。本製品の下端の斜めに溶接された直径 60.5 mm、3.2 mm 厚の丸パイプがキングピンの外殻であり、軸受の取り付けはここに打ち込んだジュラルミンの軸受ホルダ（イケヤフォーミュラに旋盤加工を依頼）を介して行う。キングピン部は高さ方向の制約が厳しいことと、十分な量のグリスを貯めておけるスペースがあることから、この軸受ホルダにはグリースニップルを設けなかった。

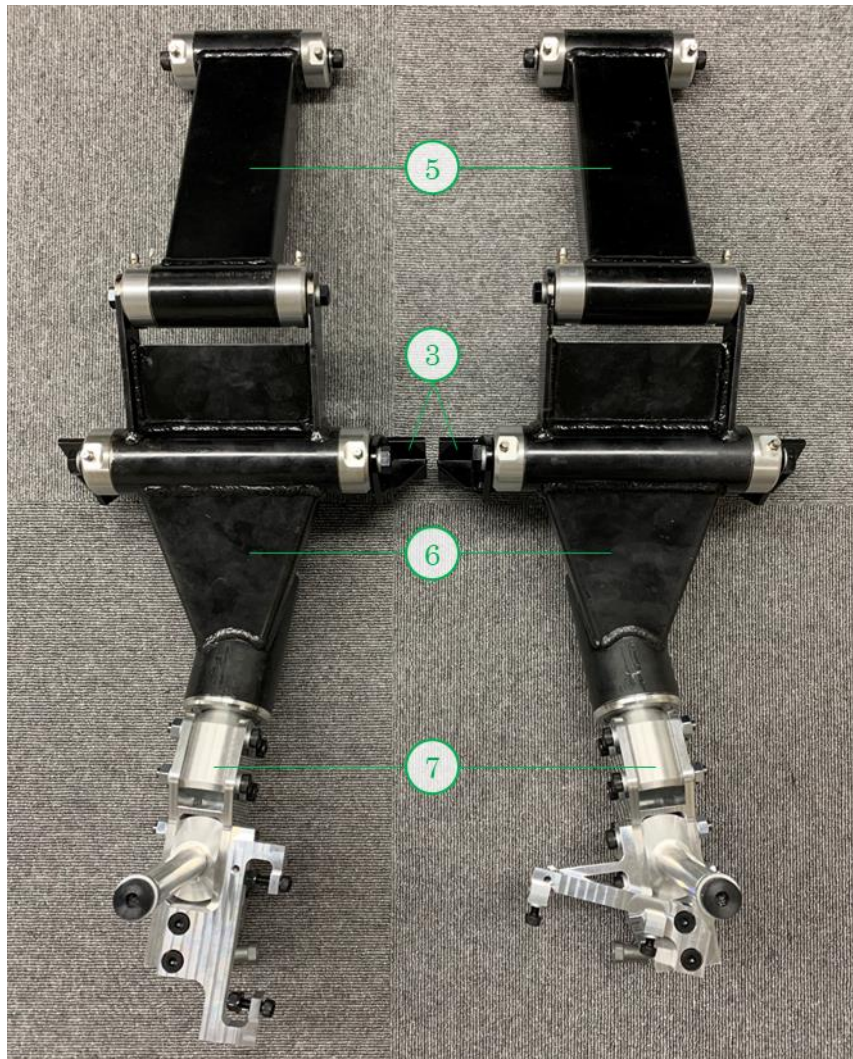


図 A-6 アッパーアーム・ナックル・ロアアーム端部のサブアセンブリ

(⑦ナックル下部)

ステアに応じて回転するナックルの下半分であり、キングピンとホイールハブの 2 本の直径 20 mm、有効長 110 mm のシャフトを持ち、タイロッド前端とブレーキキャリパも本部品に取り付けられる。ホイールハブ、ブレーキディスク、ブレーキキャリパを組み付けた左前輪の本部品の写真を図 A-7 に示す。本部品はジュラルミンの削り出しの本体部分に 2 本のジュラルミンのシャフトが M8 のリーマボルトを 4 本ずつ用いて締結される構造をしており、これらの製作はイケヤフォーミュラに依頼した。なお、キングピンのシャフトとホイールハブのシャフトは共通設計としており、キングピンとホイールハブは両方とも、シャフトの先端に設けられた M10 の雌ねじにボルトを締め込むことで固定を行う。ホイールハブはシャフトに直接挿入されるが、キングピンの軸受は O リング用の溝を持つジュラルミンのカラー（イケヤフォーミュラに旋盤加工を依頼）を介して取り付けられる。また、本部品自体は側面視でキャスト角と同じだけ後傾して配置されているが、タイロッドは側面視で前下がりの配置であるため、タイロッド取り付け面を傾斜させるためにジュラルミン削り出しの別部品（イケヤフォーミュラに切削加工を依頼）を M6

のリーマボルトを4本用いて本体部分に据え付ける。本部品には前輪用ブレーキキャリパも取り付けられるが、左右で設置方向が異なることもあり、本体部分に設けられた2か所のM8の雌ねじとハブシャフト締結用のボルトを用いて据え付けられたジュラルミン削り出しの別部品（イケヤフォーミュラに切削加工を依頼）を介してこれを取り付ける。

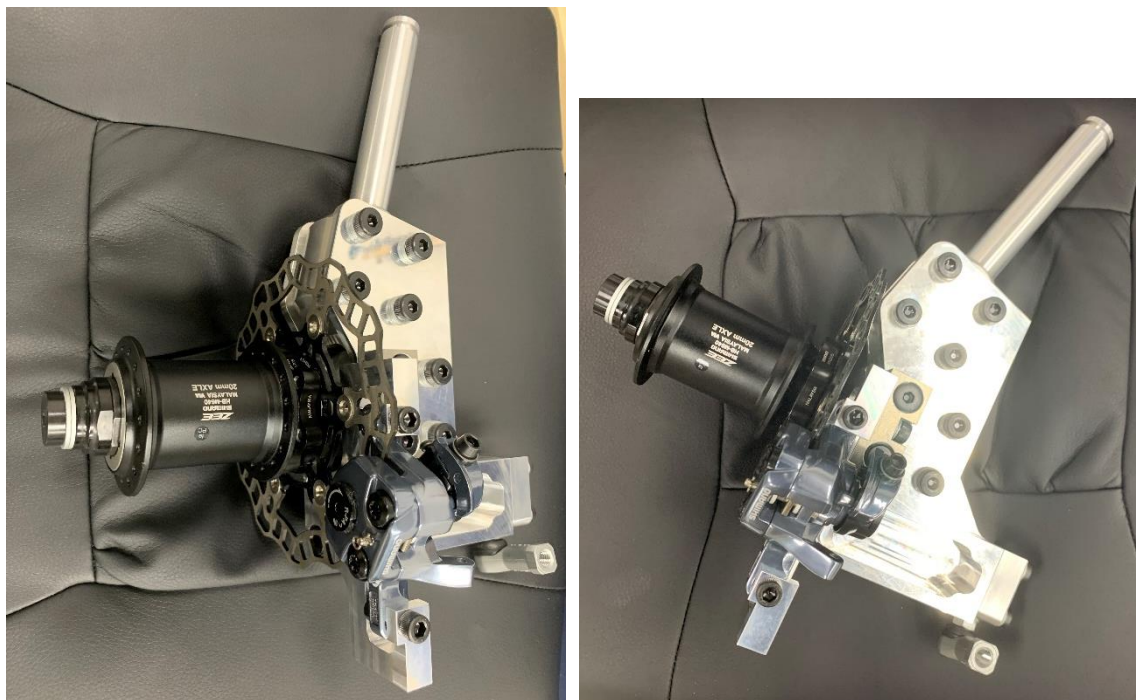


図 A-7 左ナックル下部

(⑧リーンプedal)

図 A-4 に示す乗員の脚の動きを、センターピボットに伝える部品であり、下端で軸支持され、上端には踏面が取り付けられる。本部品は、直径 25.4 mm、1.6 mm 厚の丸断面鋼材パイプ、25mm 角、2.3 mm 厚の角断面鋼材パイプ、4.5 mm 厚の鋼材を用いた溶接構造とし、防錆のため黒色塗装を施した。製作についてはイケヤフォーミュラに依頼した。上端の踏面にはオーソドックスな形状の株式会社三ヶ島製作 MT-FT を選定し、図 A-3 及び図 A-4 には表示していないが、ミスミのアルミフレーム NFS5 型及びアルミフレーム用ブラケット HBLFSSW5 型とブラインドリベットで組み立てたミスミ・meviy の板金部品とを組み合わせた高さ調整可能なヒールサポートを踏面の下に追加している。ヒールサポート部の CAD 図を図 A-8 に示す。この踏面は、一般的な自転車のペダルに対応した雌ねじを持つジュラルミン板（ミスミ・C ナビ HRMC 型）に取り付けられ、このジュラルミン版を丸パイプに対して左右方向に溶接された前後2本の角パイプの上面に M4 のボルト 4 本を用いて据え付けたミスミのアルミフレーム HFC5 型に取り付けることにより、踏面の前後方向の位置調整を可能としている。下端の回転軸は、丸パイプ端面に溶接した 4.5mm 厚の鋼板に、直径 8 mm の位置決めピン 2 本と M8 のボルト 4 本を用いて、NTN の基本静定格荷重 6.65 kN の深溝玉軸受 6204 型 2 組を中心間距離で 42 mm 離して組み込んだミスミ・C ナビのベアリングホルダ BHUF 型を取り付け、両端が M8 雄ねじで一般部の直径 10 mm

のミスミの回転軸 SFRM 型，ミスミ・C ナビのツバ付きカラー CLFB 型，フランジ付きナットを用いて，4.5 mm 厚の鋼板の溶接構造のステー（イケヤフォーミュラに製作を依頼）を介してフレームに取り付けている．このステーは，フレームに取り付けたブラインドナットに対して M6 のボルト 6 本を用いて締結する．センターピボットへの力の伝達には，丸パイプの途中，揺動軸から 83.8 mm 後方に設けた M10 の雌ねじにリーマボルトを用いてロッド端部の THK の雌ねじ付ロッドエンド PHS 10L を締結する．このロッドエンドのラジアル方向の静負荷容量は 13.2 kN であり，ロッドの反対側の端部のリンクボールより強度が高く，十分なサイズであると考えられる．なお，停止時にリーマペダルを強く踏み込んだところ，調整により修正可能な範囲であったが丸パイプ部に曲がりが発生したため，丸パイプ部にはより強度の高い部材を使用するのが適当であったと考えられる．



図 A-8 ヒールサポート CAD サブアセンブリ図

(⑨タイロッド)

ステアシャフトのアームとナックル下部をつなぐ部品であり，前輪をステアさせる力を伝える本部品は，直径 19.1 mm，1.6 mm 厚の丸断面鋼材パイプと対辺 22 mm の鋼材六角棒に旋盤加工を行った部品を用いた溶接構造とし，防錆のため黒色塗装を施した．製作についてはイケヤフォーミュラに依頼した．車両総質量 200 kg 強の車両のタイロッドとしては大きな断面を与えたが，これは本編の 3.2.3 において説明したとおり，ロールステアを抑える狙いで全長 800 mm 以上の長いタイロッドとしたためである．両端部の M8 雄ねじ部は，前側は右ねじ，後ろ側は左ねじとしてターンバックル方式でのアライメント調整を可能としている．端部には THK の L 型リンクボールを使用し，ナックル下部に取り付けられる前側は BL 8D，ステアシャフトのアームに取り付けられる後ろ側は BL 8DL を用いる．これらのリンクボールの降伏点強度は 6.57 kN であり，3~4 倍のレバー比で人間の腕力がかかる部位であることを考慮しても十分余裕がある．

(⑩ステアシャフト)

乗員のステアスティック操作に応じて回転してタイロッドを押し引きする部品であり，上端にステアスティックから伸びるロッドと接続されるアームと下端にタイロッドと接続されるアーム（ボールナット式で言うところのピットマンアーム）を持つ．シャフト本体は直径 54 mm，12

mm 厚のジュラルミンの丸断面パイプ（ミスミ・C ナビ HWCA 型）であり、両端に M6 ボルト 4 本ずつを用いて 10 mm 厚の鋼板から削り出したアームプレート（ミスミ・meviy の切削プレート）が取り付けられる。回転軸は、一般的には強度の面で不利でありあまり採用されない設計ではあるが、本部品にはほとんど完全な偶力しか入力されないため、L 型リンクボール 2 組をボール部が向かい合わせになるようにフレームから伸ばして、それぞれをアームプレート中央部に締結して構成する。念のためリンクボールのサイズは大きめのものを選択し、降伏点強度 11.3 kN の THK の BL 10BD とする。1 枚のアームプレートに都合 3 組のリンクボールが取り付けられることとなるが、これらの取り付け穴は精度穴としてガタを防止する。また、ステアリミットとして、上側のステアプレートの側面に頭部が垂直に当たるようフレームに M10 の頭部にポリアセタールのストッパ部を持つボルト（ミスミの PUSTH 型）を締結する。このストッパボルトの突き出し量を変更することにより左右の最大ステア切れ角の調整ができる。

⑩ステアスティック

図 A-4 に示す乗員の腕の動きに応じて、本部品が揺動してロッドを押し引きしてステアシャフトを回転させる。本部品は、直径 40 mm、2.6 mm 厚の鋼材丸断面パイプの揺動軸を中心として、50 mm×20 mm、2.3 mm 厚の鋼材角断面パイプ、直径 28.6 mm、1.2 mm 厚の鋼材丸断面パイプ、直径 25.4 mm、1.2 mm 厚の鋼材丸断面パイプが上下に伸びる溶接構造とし、防錆のために黒色塗装を施した。製作についてはイケヤフォーミュラに依頼した。揺動軸の直径 40 mm の丸パイプの両端にはジュラルミンの軸受ホルダ（プロトラブズの CNC 切削加工サービスで製作）を打ち込み、軸受には基本動定格荷重 3.82 kN の THK の重荷重用球面軸受 SB 12 を選択した。基本的に乗員の腕力以上の力の加わることのない部分であるため過大なサイズの軸受であると考えられるが、アッパーアームと共通の設計としている。なお、SB 形は給油を必要とする球面軸受であるため、軸受ホルダにはグリースニップルを据え付ける。フレームへの取り付けには、まずフレームにブラインドナットを用いてジュラルミンの削り出し部品（ミスミ・meviy の切削プレート）を取り付け、この削り出し部品に設けた精度穴に対して、揺動軸の左右両側の球面軸受を貫通する両端に雌ねじを設けたミスミ・C ナビの研磨ステンレスパイプ KPWT 型を、M8 リーマボルト 2 本を用いて締結する。上側の先端に位置する直径 28.6 mm の丸パイプは両端にすり割りを持つステアスティックの OUTER パイプであり、自転車のシートクランプ用のクイックリリース（シマノ PR900111 を選定）を使って、乗員が操作しやすい長さに INNER パイプの突き出し長を調整して固定できる。INNER パイプはジュラルミンの直径 22 mm、3 mm 厚の丸パイプ（ミスミ A5052-PHN 型）とし、一般的な自転車のハンドルバーと同じ直径とすることによりブレーキレバー等を容易に取り付けることが可能であり、乗員が握る先端部分にはゴム製のグリップ（キジマ TZ 128 mm×22.2φ 貫通）を装着した。また、OUTER パイプの内径と INNER パイプの外径には差があるが、この差を埋めるために DMM 3D プリントサービスで製作した樹脂製（素材名：MJF）の段付きカラーを挟み込んでいる。下方向に伸びる角パイプは端部を斜めに切り落としてステアシャフトに伸びるロッドの端部をパイプ内部で両持ちにする。このステアスティック下端とステアシャフトの上側のアームプレートをつなぐロッドにはミスミ・C ナビの六角コネクティングロッド CNSC 型を使用し、ターンバックル式で長さ調整ができるようにする。このロッドのステアスティック側の端部には静負荷容量 9.80 kN の THK の雌ねじ付ロッドエン

ド PHS 8 を、ステアシャフト側の端部には降伏点強度 6.57 kN の L 型リンクボール BL 8D を用いる。

(⑫前輪ホイール・タイヤ)

図 A-3 及び図 A-4 にはハブのみしか表示していないが、ここでは前輪のホイール全体とタイヤ類についても説明する。まず、リーン・オートモビルはリバーストライク形式の内傾型車両であり、車両総質量は 200 kg 強に収まるため、バイク用のタイヤである必要は必ずしもないと考え、自転車用のタイヤを使用することを決めた。次に、全体レイアウトを考慮して大まかなタイヤの直径を決め、また、減速時には通常の自転車より多少タイヤ負荷が大きくなると考えられたため、タイヤ幅が細すぎない 37-406 サイズを選択した。ハブに関しては、本試験車両では前輪は片持ちとせざるを得ないため、自転車においては最も太い直径 20 mm のシャフトを通すことのできる 20 mm スルーアクスルタイプとすることを決めた。37-406 タイヤに適合したリムと 20 mm スルーアクスルタイプのハブを持つ完組ホイールは販売されていなかったため、著者自身でハブ・スポーク・リムを組み立ててホイールを製作することとした。これらには入手しやすさを考慮し、ハブはシマノのダウンヒルバイク向け前輪用ハブ HB-M640、リムはアレックスリムの DA-16 (20x1.50 32H)、スポークは月星の#13 を選定した。なお、スポークについては今回必要な長さでカット・ねじ切り加工されたものが販売されていなかったため、長いものを購入して著者自身でカット・ねじ切り加工を行った。タイヤについては、本試験車両は舗装路上のみの走行を前提としているため、シティーライド用の Vittoria Townee (20x1.35) を選定した。タイヤは、パナレーサーのポリウレタンリムテープ PL2015HE、SCHWALBE の 20x1.10-1.50 用のチューブ 6SV を用いて、ホイールに組み付けた。完成図を図 A-9 に示す。



図 A-9 タイヤとブレーキディスクを装着した前輪ホイール

(⑬前輪ブレーキ)

図 A-3 及び図 A-4 にはブレーキ系の部品のうちブレーキキャリパしか表示していないが、ここではブレーキディスク、ブレーキレバー、ブレーキケーブルについても説明する。まず、本試験車両の前輪は片持ちであることと、選定した前輪用ハブ HB-M640 がセンターロックディスクに対応していたことから、本試験車両にはディスクブレーキを使用することとした。また、整備性と後輪へのブレーキ力配分のしやすさから油圧ではなくワイヤーを用いるメカカルディスクブレーキを選択した。前輪が 2 輪あり回転方向が反対となるため、ブレーキディスクには裏表を反対にしても使用が可能な形状の ASHIMA の Flo-tor (140 mm 径) を選択し、シマノのローターアダプター SM-RTAD05 を用いてセンターロック形式に対応させて使用する。キャリパには、ブレーキは安全上重要な部品であるため信頼性を考慮し、シマノの ULTEGRA グレードの BR-CX77 (レジンパッド付属) を選定した。自転車用のブレーキキャリパは、摩擦力を発生する方向が取り付け面から約 34 度傾いており、形状も複雑で簡易的な測定では設計が難しく干渉等の問題が発生すると思われたため、3D スキャナ (EinScan-Pro+) を用いて取得した形状データを参考として CAD モデルを作成した。付属のターンテーブルを用いた 3D スキャン作業の様子を図 A-10 に、取得した形状データを図 A-11 の上半分に、作成した CAD モデルを図 A-11 の下半分に示す。なお、このブレーキキャリパは左右非対称であるため、ナックル下部への取り付けに用いるジュラルミンのステー (イケヤフォーミュラに切削加工を依頼) は左右前輪で異なる形状のものを用いる。ブレーキレバーには、キャリパと同じくシマノの ULTEGRA グレードの BL-R780 を選定した。このレバーは、ステアスティックのインナーパイプの上端付近に、ワイヤーの取り回しを考慮してレバーの支点が下側に来る向きで取り付ける。右のステアスティックのレバーが右前輪、左のステアスティックのレバーが左前輪のキャリパと接続され、また、後述するブレーキディストリビュータによって左右両方のレバーが後輪のブレーキにも接続される。ブレーキケーブルはシマノのスタンダードブレーキケーブルセットを適切な長さに切って使用する。



図 A-10 ブレーキキャリパの 3D スキャンの様子

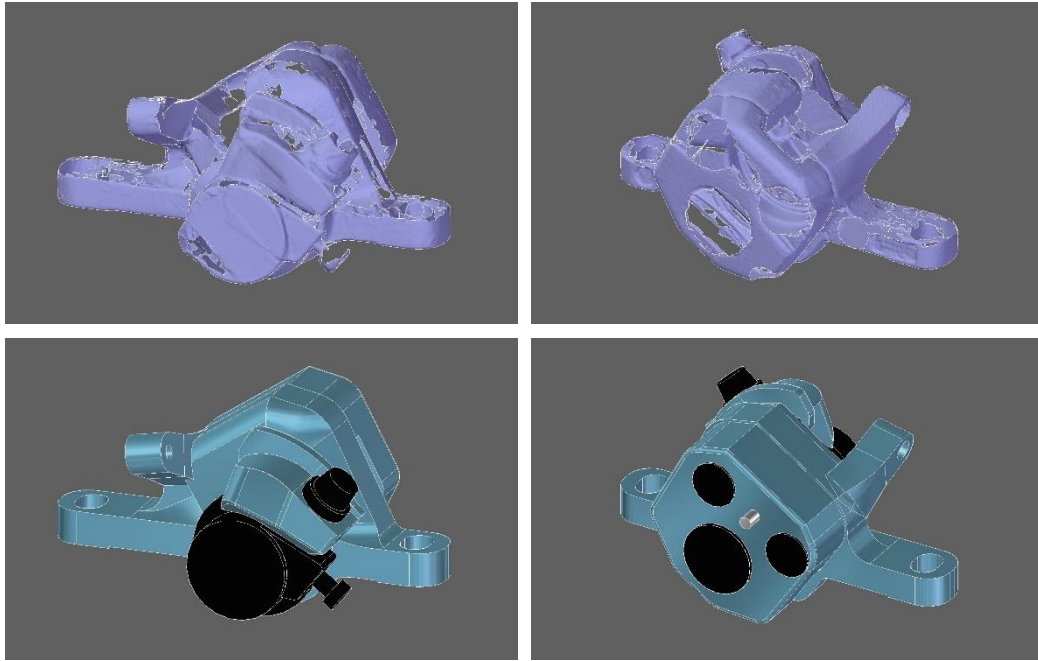


図 A-11 3D スキャナで取得したブレーキキャリア形状と作成した CAD モデル

(14) リーンブレーキ

本試験車両においては、停車時や極低速走行時にリーンペダルだけでなくリーンブレーキを作用させることによってリーンを発生しないようにすることとした。リーンブレーキも前輪ブレーキと同様にワイヤーを用いるメカニカルディスクブレーキとし、センターピボットにリーンペダルから接続されるロッドの端部に共締めされるディスク、フレームに据え付けられるキャリア、左側ステアスティックに据え付けられるレバー、ブレーキケーブルによって構成される。ディスクは 1.8 mm 厚の半円形状のステンレス板とし、製作はイケヤフォーミュラにレーザーカット加工を依頼した。キャリアは、前輪ブレーキに用いたものよりも入手性が良く安価なシマノの SORA グレードの BR-R317 を選定し、フレームにはブラインドナットを用いてフレームの角パイプに据え付けられた 10 mm 厚の鋼板をレーザーカット加工したステー（イケヤフォーミュラに製作を依頼）を用いて取り付ける。リーンブレーキレバーは、前輪ブレーキと同じくシマノの ULTEGRA グレードの BL-R780 を用い、右側のステアスティックには左側にはないスロットルレバーが取り付けられるため、左側のステアスティックのブレーキレバーの下に並べて取り付ける。ブレーキケーブルは前輪ブレーキ同様にシマノのスタンダードブレーキケーブルセットを適切な長さに切って使用する。

A.3.3 車体とその他の部品の設計及び製作

(概要)

本項では、前項で説明したフロントサスペンション部及び操舵系以外の部品について説明する。図 A-12 に試験車両全体の CAD アセンブリ図、図 A-13 にシェイクダウン時の試験車両の写真を示す。図 A-12 及び図 A-13 上の丸数字は、次からの段落の部品名の前の丸数字と対応している。

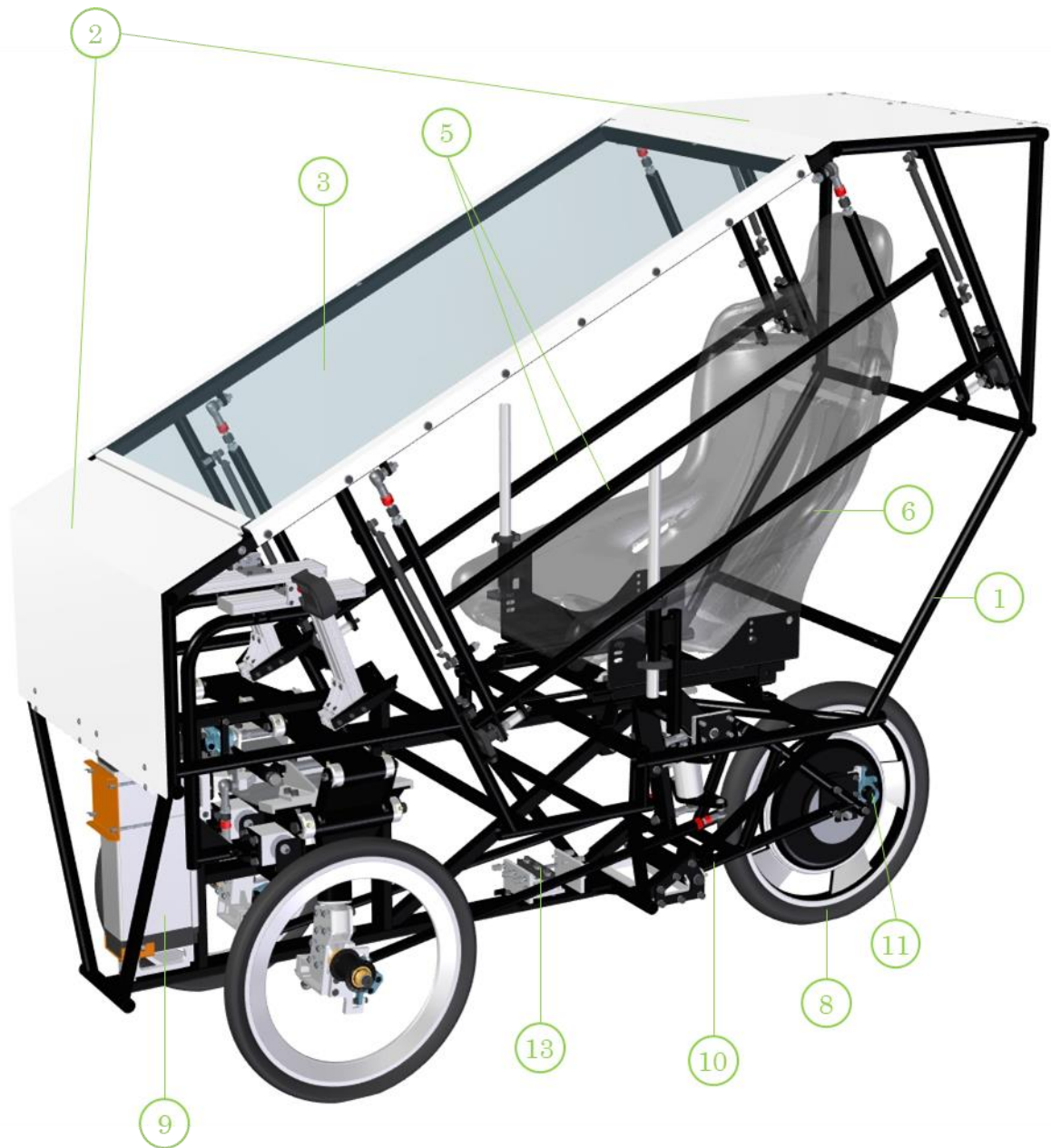


図 A-12 試験車両の CAD アセンブリ図



図 A-13 シェイクダウン時の試験車両

(①フレーム)

サスペンション部品やバッテリーなどのランニングコンポーネントが取り付けられる下部フレームの上に、横転の際の乗員の安全を考慮して頭上まで覆う箱状のキャビン部を持つスペースフレームとした。キャビンの形状は、図 A-2 に示した著者作成の乗員の CAD モデルを用いて 50 パーセント日本人男性に対して十分な余裕を持つように設計を行い、ある程度までは体格の良い乗員にも対応可能である。ランニングコンポーネントが取り付けられる下部フレームには剛性を考慮して主に 50 mm×20 mm、2.3 mm 厚の鋼材角断面パイプを、フロントウィンドウの枠となる部分には 25 mm 角、1.2 mm 厚の鋼材角断面パイプを、その他の部分には主に直径 25.4 mm、1.2 mm 厚の鋼材丸断面パイプを用いた溶接構造とし、防錆のため黒色塗装を施した。製作についてはイケヤフォーミュラに依頼した。各部品の取り付けには、パイプに溶接された 4.5 mm 厚の鋼板等を用いたブラケットに設けた取り付け穴や、パイプに穴をあけて取り付けられたブラインドナットを使用する。フレーム単体での CAD 図を図 A-14 に示す。乗員が乗り降りするために左右に広い開口部を設けたが、乗り降りの際に身をかがめて頭を前に出すとフロントウィンドウ

やその左右の枠のパイプに頭が当たり乗り降りが難しかったため、フロントウィンドウの左右の枠となるパイプ（乗用車で言うところの A ピラー）の後傾は上方視界に支障のない範囲で緩くするべきと考えられる。

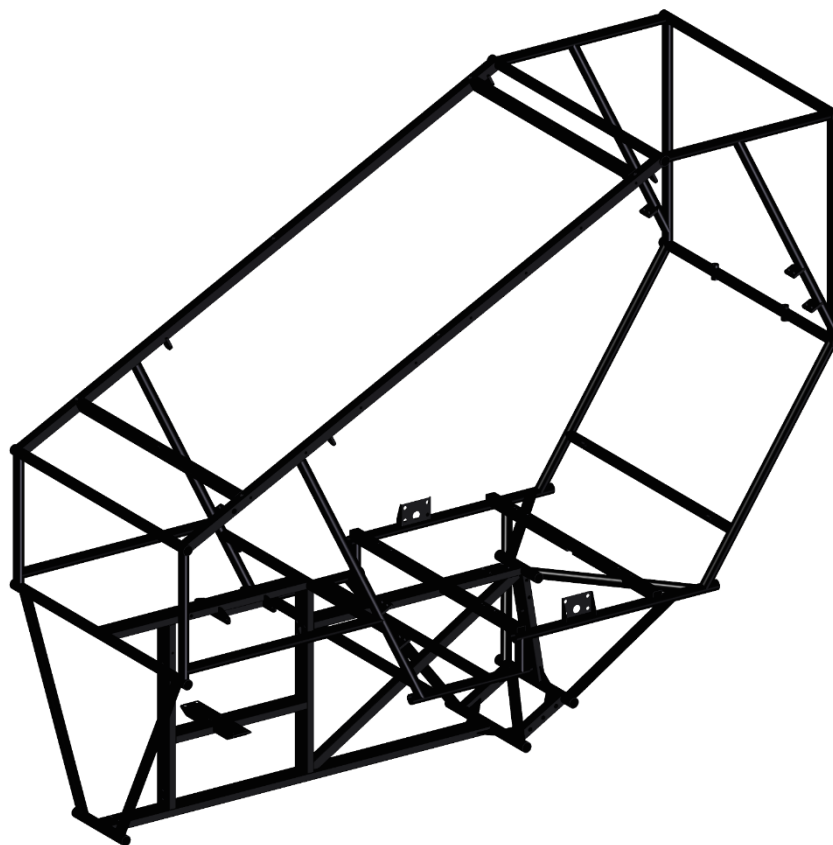


図 A-14 フレーム CAD 図

(②カウル)

前述のとおり、リーン・オートモビルはフルキャビンの装備が可能な車両計画を行ったが、本試験車両においては必ずしもフルキャビンとする必要はないと考え、ノーズ部とルーフ部の 2 か所に 1 mm 厚の曲げ鋼板に白色塗装を施したカウルを取り付けた。製作にはミスミ・meviy の板金加工サービスを利用した。カウルのフレームへの取り付けは、ノーズ部下端とルーフ部後端においては DMM 3D プリントサービスで製作した樹脂製（素材名：ナイロン）の部品 4 個をカウルに M5 ボルト 2 本ずつで締結しこれらの間にフレームの丸パイプを挟み込む形式で行い、ノーズ部上端とルーフ部前端においては外面から内側に垂直に折り込んだ面に取り付け穴を設けてフレームの角パイプに施工したブラインドナットに対して M6 ボルト 6 本で締結する形式とする。これらの締結を行う部分以外でカウルとフレームが当たる部分にはびびり音と削れを防止する目的で発泡ゴム製のテープを挟む。

(③フロントウィンドウ)

四隅と各辺の中央に計 8 つの M6 ボルト用の皿もみ穴を設けた 5 mm 厚のポリカーボネート平板 (ミスミ PCTA 型) とした。固定は、フレームのフロントウィンドウ枠の角パイプに施工したブラインドナットに対して M6 ボルト 8 本で締結するとともに、同角パイプの側面に前後端はカウルと共締め、左右端は M5 ボルト 8 本で固定した L 字曲げ鋼板 (ミスミ・meviy の板金加工サービスで製作、白色塗装) で表側を押さえて行う。また、フレーム角パイプとウィンドウ、ウィンドウと L 字曲げ鋼板の間には片面が粘着テープの衝撃吸収フォーム (ミスミ PRGCW 型) を挟み込む。

(④サイドミラー)

後方の状況を把握できるよう、バイク向け汎用ミラー (TANAX AZ-104-10) をフロントウィンドウ前端付近の左右に 2 枚設置した。フロントウィンドウの左右の枠となる角パイプの側面に施工したブラインドナットに、ねじ規格を変換するアダプタ (ミスミ・C ナビ CNSB 型) を介して取り付ける。

(⑤ドア)

横転の際の乗員の安全を考慮して、フレームの左右開口部に跳ね上げ式ドアを設置した。主要部は図 A-15 に示す直径 25.4 mm、1.2 mm 厚の鋼材丸断面パイプの溶接構造とし、防錆のため黒色塗装を施した。この部分の製作についてはイケヤフォーミュラに依頼した。開閉軸は、フロントウィンドウの左右の枠となるパイプ (乗用車で言うところの A ピラー) 上の 2 か所に設けたブラケットに L 型リンクボール (THK の BL 10BDL) のボール部を締結して構成する。これらのリンクボールは、ドア主要部に対してはターンバックル式での長さ調整を可能とするため両端に M10 の右ねじ・左ねじの雄ねじ部を持つ六角棒 (ミスミ LBRBF 型) を介して取り付ける。これによりドアの位置調整が可能となる。ドアを閉じた際の固定は図 A-16 に示すドアロック機構により行う。この図において半透明黒色で示されているのは丸パイプ (図 A-16 では非表示) に溶接されたステーであり、左側の 2 枚はフレームに、右側の 2 枚はドア主要部に溶接されている。このドアロック部には 2 つの機能があり、1 つめは図 A-16 の左側の 12 mm 厚の鋼板 (ミスミ・meviy の切削プレート、表面処理は四三酸化鉄被膜) の上側の切り欠き部がドア主要部の下端のパイプの前後端を受け、全閉状態よりさらにキャビンの内側へとドアが侵入しないようにする機能である。この切り欠き部には発泡ゴム製のテープを貼り付けてびびり音と削れを防止する。2 つめの機能はドアを全閉状態で固定する機能であり、これはドア側からピンを突き出して図 A-16 の左側の鋼板に設けられた穴に挿入することによって行う。このピンは図 A-16 において黄色半透明で表示されている部分のばねの力によって突き出されるようになっており、ドアを開く際には図の右端の穴に結び付けた紐を引っ張ることによってピンが引き込む。このピンやガイド、ばねの受け等は全てミスミ・C ナビで製作した部品である。また、ドア主要部の全後端のパイプとフレームとはガスショック (前側はミスミ FGSS15100B、後ろ側はミスミ FGSS15100A) でつながれており、乗員が持ち上げなくても紐を操作してドアロック部のピンを引き込めば自動的にドアは全開まで跳ね上げられ、その状態で保持される。

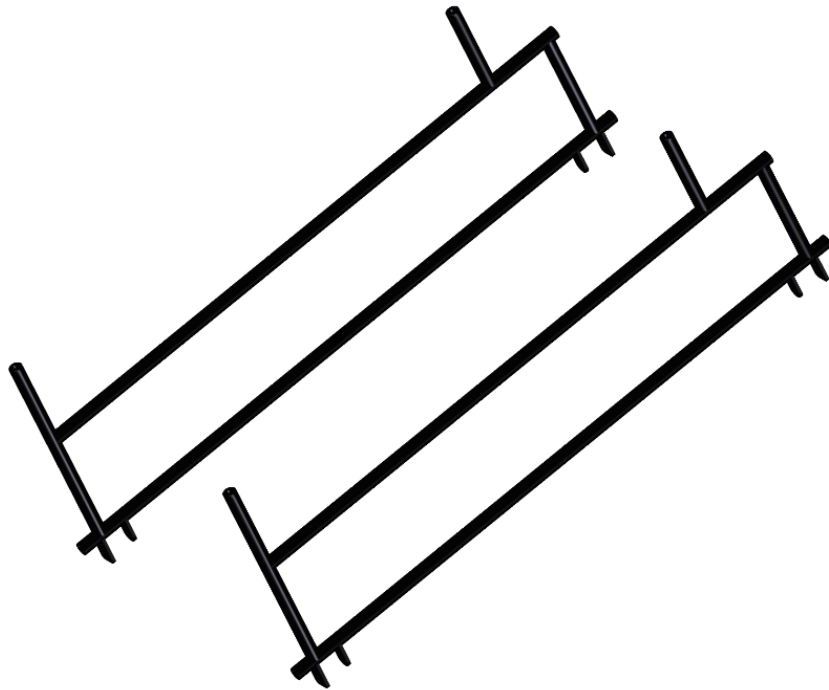


図 A-15 ドア主要部 CAD 図

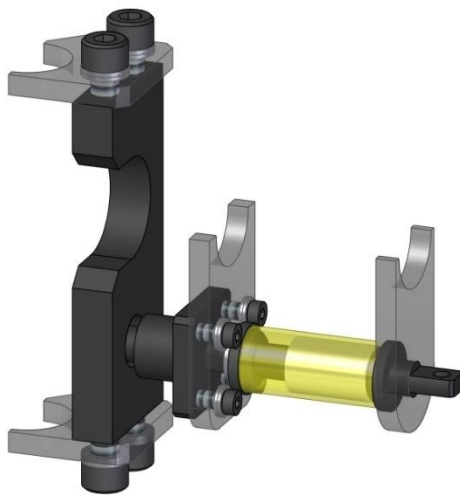


図 A-16 ドアロック部 CAD サブアセンブリ図

(⑥シート)

本試験車両のシートには、質量は嵩むものの安全性と信頼性の高い自動車用のフルバケットシートを使用する。自動車用品店などで多くの種類のバケットシートが販売されているが、複数の現実的に入手可能な機種を試座を行い、背もたれの角度が設計時に想定した角度と合致し、かつ、本研究での実験以降に様々な体格の人が乗ることを考慮して幅が狭すぎないモデルのうち、最も腰から大腿にかけてのサイドのサポート低く乗降性が良いと考えられたため、図 A-17 に写真と

CAD 図を示すブリッド株式会社の A.i.R.を選定した。こういったバケットシートは一般的に前後スライド機能を持つシートレールを介して車両に取り付けられるが、車両側の形状が様々に異なるため、車種ごとに専用のシートレールが用意される。本試験車両においては、著者の知る限り最もシンプルな取り付け穴配置を持つ BMW・3 シリーズ (E90 型及び E92 型) とシート取り付け諸元を共通とし、この車種の右座席に対応するシートレール (ブリッド G077-LF 型) を用いる。この車種においては、取り付け穴は路面と水平な同一平面上に、座席の左右中心に対して対称ではないものの、長方形に配置されている。試験車両へのシートの配置の設計にはシート本体とシートレールの CAD モデルが不可欠であるが、これらのデータは公開されていないため、シートは 3D スキャナを用いて形状を取得し、シートレールはノギス等を用いた手計測によって著者自身で CAD モデルを作成した。図 A-17 の右側に示す CAD モデルにおいて、半透明黒色で示すバケットシート本体部分は 3D スキャナを用いて取得した左半分の形状の点群から生成したシェルモデルを中央で鏡映したものであり、その下のシートレール部は最も前にスライドさせた場合のサブアセンブリを用いている。なお、シートレールのサイドプレートには、バケットシート本体の取り付け穴に対応した穴が前後 3 つずつ用意されており (最も後ろの穴は 3 点式シートベルトのアンカー用であり本試験車両においては使用しない)、全部で 9 種類の取り付け高さ及び角度の組み合わせを選択できるが、本試験車両においては設計上の乗員の上半身の後傾角に合わせるため、前側が一番上の穴、後ろ側が一番下の穴を用いてバケットシート本体をシートレールに取り付ける。シートレールのフレームへの取り付けは、フレームの角断面パイプの上面にブラインドナットを施工し、M10 のフランジ付きボルト 4 本を用いて締結を行う。



図 A-17 シートの写真と CAD 図

(⑦ハーネス)

リン・オートモビルは内傾型車両であるため旋回時にも乗員が大きな横 G を受けることはないが、横転時等の安全を考慮し 4 点式ハーネスを用いて乗員をシートに締め付けられるようにした。ハーネスはシートに設けられたハーネス用の肩部と腰部の左右 2 つずつの穴を通す。使用するハーネスは、幅 2 インチのウェビングを使用し 4 点ともアイボルト用フックを備えた SABELT の CLUBMAN-70 とした。取り付け部は、四輪車のハーネス用として一般的な 7/16-20UNF サイズのアイボルト（株式会社タニダ JURAN アンカーボルト SL）を、フレームの丸パイプに直行するように穴をあけて溶接した径の小さい丸パイプに通しナイロンロックナットを用いて締結することによって設ける。

(⑧後輪ホイールモータ・タイヤ)

本試験車両の駆動には、機構をシンプルなものとして設計の手間を減らすため、ハブにモータが組み込まれた電動自転車用のホイールを用いることとした。価格及び入手性と、バッテリーやメータといったモータ以外の必要機材がワンストップで調達可能なことから、中国の江蘇省常州市の Golden Motor Technology Co., Ltd. の eBike DIY 用のホイールモータを使用することとし、タイヤサイズと出力や機能の組み合わせから 20 インチ鋳造リム付き前輪用 MagicPie4 を選定した [3]。このホイールモータはディスクブレーキに対応しており、ブレーキディスクが付属する。また、モータ本体とともにインバータ等の回路もハブに内蔵されているため搭載が容易であり、専用の USB ケーブルを用いてモータと PC を接続してインバータの設定を変更できる特長も持つ。走行実験においては、この機能を用いて回転数制限を変更してスロットル全開で一定速度を保持できるようにした。本機種にはスロットルレバーとブレーキスイッチ付きブレーキレバーが付属しており、スロットルレバーは右側ステアスティックに設置して使用したが、付属ブレーキレバーは使用しなかった。スロットルレバーは右側ステアスティックの先端に設置し、右手の親指で操作を行う。ホイールモータ本体に加えて、車速やバッテリー残量の確認のため、本機種向けのオプションとして用意されていたメーターパネル (Smart Display LCD for MagicPie-4/SmartPie-4 BAC-601) も購入しキャビンに設置した。なお、バッテリーとこれらの付属機器を接続するためのケーブルは 1 本にまとめられて左側の軸の根本から出る。このケーブルの中には短絡させると逆転モードになる芯線が用意されており、これらの芯線を延長した先端にレバー式のスイッチを増設してキャビンに設置し、必要な時に外から押さずとも後退できるようにした。タイヤについては、本試験車両は舗装路上のみの走行を前提としているため、前輪に用いたシテューライド用の Vittoria Townee と同系統のトレッドパターンを持ちホイールモータのリム部に適合するサイズの SCHWALBE の BIG APPLE (20x2.0) を選定した。タイヤは、ホイールモータがスポークの通る穴のないスポーク一体型の鋳造リムを持つためリムテープは用いず、TIOGA の 47/57-406 用のチューブ TIT08300 を用いて、ホイールに組み付けた。完成図を図 A-18 に示す。



図 A-18 タイヤを装着した後輪ホイールモータ

(⑨バッテリー)

後輪ホイールモータと同じ Golden Motor のバッテリーのラインナップより、同社のホイールモータを定格 1 kW で動作させることが可能な 48V10AH モデルを選定した。このモデルは同社の電動自転車用バッテリーの中で最も電圧と容量の大きいモデルではあるが、そもそも電動自転車用であるため質量は約 6 kg、外寸はおおよそ 360 mm×150 mm×80 mm と、PMV 用としては軽量・小型な部類のバッテリーである。航続距離は電動自転車としての使用であれば 50 km 程度とされている。ホイールモータとは電源ケーブル 1 本のみで接続され、鍵を用いたメインスイッチはバッテリー側にあり、スイッチを入れるとバッテリー脱落防止のため筐体からピンが突き出すようになっている。バッテリーの搭載は試験車両の質量バランスを考慮して前軸より前の車体下部最前面とし、M6 ボルト 4 本及び蝶ナットと 2.3 mm 厚の曲げ鋼板（ミスミ・meivy の板金加工サービスで製作、黄色塗装）を用いてフレームに固定するとともに、底面の受け金具にバッテリー脱落防止ピンのかかる場所を設ける。また、フレームや固定具とバッテリーが接する箇所にははがた付きと削れを防止する目的で発泡ゴム製のテープと D 型ゴム安全保護材（ミスミ PRGDMG 型）を挟む。

(⑩リアフォーク)

リアサスペンションはフレームに揺動軸を持つトレーリングアームとし、揺動軸の高さはアンチリフト及びアンチスクワット効果を狙いフレーム底面付近の路面から 195 mm とした。リアフ

フォークはこの揺動軸とホイールの軸及びショックアブソーバ取り付け点をつなぐ部品であり、図 A-19 に CAD 図を示すリアフォーク本体の揺動軸部には直径 42.7 mm、3.5 mm 厚の丸断面鋼材パイプ、ショックアブソーバ取り付け部には 25 mm 角、1.2 mm 厚の角断面鋼材パイプ及び 6 mm 厚の鋼板、その他の一般部には直径 25.4 mm、1.2 mm 厚の丸断面鋼材パイプを用いた溶接構造とし、防錆のため黒色塗装を施した。リアフォーク本体の製作についてはイケヤフォーミュラに依頼した。揺動軸の丸パイプの両端にはジュラルミンの軸受ホルダ（プロトラブズの CNC 切削加工サービスで製作）を打ち込み、センターピボットに用いたのと同じ THK の重荷重用球面軸受 SB 15 を左右両端に使用する。この球面軸受の基本動定格荷重は 5.69 kN であり、レバー比を考慮しても強度には数倍の余裕があると考えられる。なお、SB 形は給油を必要とする球面軸受であるため、軸受ホルダにはグリースニップルを据え付ける。フレームへの取り付けには、まずフレームにブラインドナットと M8 ボルト 3 本ずつを用いて 6 mm 厚鋼板の削り出し部品（ミスミ・mevivy の切削プレート、表面処理は四三酸化鉄被膜）をフレームの左右の角パイプ側面に取り付け、この鋼板に設けた精度穴に対して、この鋼板及び揺動軸の左右両側の球面軸受を貫通する両端に雌ねじを設けたミスミ・C ナビの研磨ステンレスパイプ KPWT 型を、M10 リーマボルト 2 本を用いて締結する。また、補強のため 6 mm 厚鋼板の削り出し部品の下端どうしを左右端面に 3 つずつのねじ穴を設けた口の字型の 15 mm 厚のジュラルミン板と M8 ボルト 6 本を用いてつなぐ。ホイールの取り付けは、リアフォーク本体の左右の後端に M8 ボルト 3 本ずつを用いて据え付けられた 8 mm 厚鋼板のエンドプレート（ミスミ・mevivy の切削プレート、表面処理は四三酸化鉄被膜）2 枚を介して行う。これらのエンドプレートの下端にはホイールの軸を挿し込み、回り止めの舌付きワッシャを噛ませるための幅 10 mm の切り欠きが設けられている。また、左側のみブレーキキャリパを取り付けられるため、エンドプレートは左右で形状が異なる。後輪ホイールモータやブレーキキャリパを組み付けたリアフォーク部のサブアセンブリの写真を図 A-20 に示す。



図 A-19 リアフォーク本体の CAD 図



図 A-20 リアフォーク部のサブアセンブリ

(⑩後輪ブレーキ)

後輪にもディスクブレーキを設け、キャリパには前輪と同じシマノの ULTEGRA グレードの BR-CX77 (レジパッド付属) を用い、リアフォークの左側エンドプレートに M6 ボルト 2 本を用いて据え付けるジュラルミンの削り出し部品 (ミスミ・meviy の切削プレート) を介して設置する。ディスクは後輪ホイールモータに付属の 140 mm 径のディスクを使用する。なお、後輪のブレーキのみを操作するレバーは設けず、後述の⑬ブレーキディストリビュータによって左右前輪ブレーキと連動して動作させる。ケーブルは前輪ブレーキ同様にシマノのスタンダードブレーキケーブルセットを適切な長さに切って使用する。

(⑪ショックアブソーバ)

リアフォーク本体の上部とフレームとの間にショックアブソーバを設置する。ダンパーには入手性とサイズから台湾の DNM Suspension Technology のダウンヒルバイク向け製品の RCP-2S (200 mm モデル) を選定した。本モデルは、片方のスプリングシートの位置をねじ式で変更して車高の調整が可能であり、伸び側・縮み側の減衰もダイヤルによってそれぞれ変更が可能である。ダンパーの写真を図 A-21 に示す。ダンパーに取り付けるコイルばねに関しては、付属の 550 lbs/in のばねでは固すぎると考え、ばね定数の小さいミスミの高タワミ用コイルスプリング SWR50 型に交換した。なお、図 A-21 においてダンパーに組み付けられているコイルばねは仮組み用のものであり、実際に試験車両で用いたものとは異なる。



図 A-21 後輪用ダンパー

(⑬ブレーキディストリビュータ)

本試験車両は左右のステアスティックに左右前輪に対応した一対のブレーキレバーしか持たないが、これらのレバーの操作によって後輪のブレーキも作動させるために、図 A-22 に CAD サブアセンブリ図を示すブレーキディストリビュータを設けた。このブレーキディストリビュータはフレーム底面の角パイプ上、左右前輪ブレーキのレバーとキャリパの間のブレーキワイヤーの途中に設置され、左右前輪のブレーキワイヤーの引きをおおよそ平均した分だけ後輪のキャリパにつながるワイヤーを引く機能を持つ。図 A-22 にはワイヤーを表示していないが、2.3 mm 厚の曲げ鋼板のベース（ミスミ・meviy の板金加工サービスで製作、表面処理は四三酸化鉄被膜）に垂直に取り付けられた 2 枚の 8 mm 厚のジュラルミン板（ミスミ・meviy の切削プレート）の上端付近に設けられたワイヤー受け部のうち、左側の 2 つが左右のステアスティックのブレーキレバーに、右側の 3 つのうち両脇の 2 つが左右前輪のブレーキキャリパに、中央の 1 つが後輪のブレーキキャリパにつながるアウターケーブルを受ける。ワイヤー受け部は貫通穴のあいた六角頭の M6 ボルト（ミスミ RCBAS 型）及びナットと、ボルトの頭に取り付けられた DMM 3D プリントサービスで製作した樹脂製（素材名：MJF）のアウターケーブル受けから構成される。左右前輪のキャリパとレバーとをつなぐインナーワイヤーはブレーキディストリビュータを經由しているが連続しており、ブレーキディストリビュータの中央上部の 12 mm 厚の鋼材を切削加工したバー（ミスミ・meviy の切削プレート、表面処理は四三酸化鉄被膜）に M6 ボルトと一部をカットしたワッシャを用いて固定される。このバーには回転軸（ミスミ・C ナビ RSEC 型）が固定され、回転軸は深溝玉軸受（6903ZZ 型）によって支持されているため、水平に回転することができる。また、この水平回転用の軸受ホルダ（ミスミ・C ナビ BHFBS 型）は 6 mm 厚の別のジュラルミン板（ミスミ・meviy の切削プレート）に据え付けられ、このジュラルミン板の両端にはリニアブッシュ（ミスミ LHSSKW 型）が M5 ボルト 2 本ずつを用いて据え付けられている。このリニアブッシュには 2 枚の 8 mm 厚のジュラルミン板の間に渡された直径 8 mm のシャフト（ミスミ SFAM 型）が通っており、インナーワイヤーが固定されるバーやその軸受とともに、図上で左右方向に移動することができる。そして、バーの中央には右側中央のワイヤー受け部を通る後輪ブレーキ用のインナーワイヤーが前輪のインナーワイヤー 2 本と同様の方法で固定されるため、左右前輪のワイヤーの引きをおおよそ平均した分だけ後輪のワイヤーが引かれることと

なる。このブレーキディストリビュータ自体のフレームへの取り付けは、フレーム底面の角断面パイプの上面にブラインドナットを施工し、M6 ボルト 4 本を用いて締結を行う。

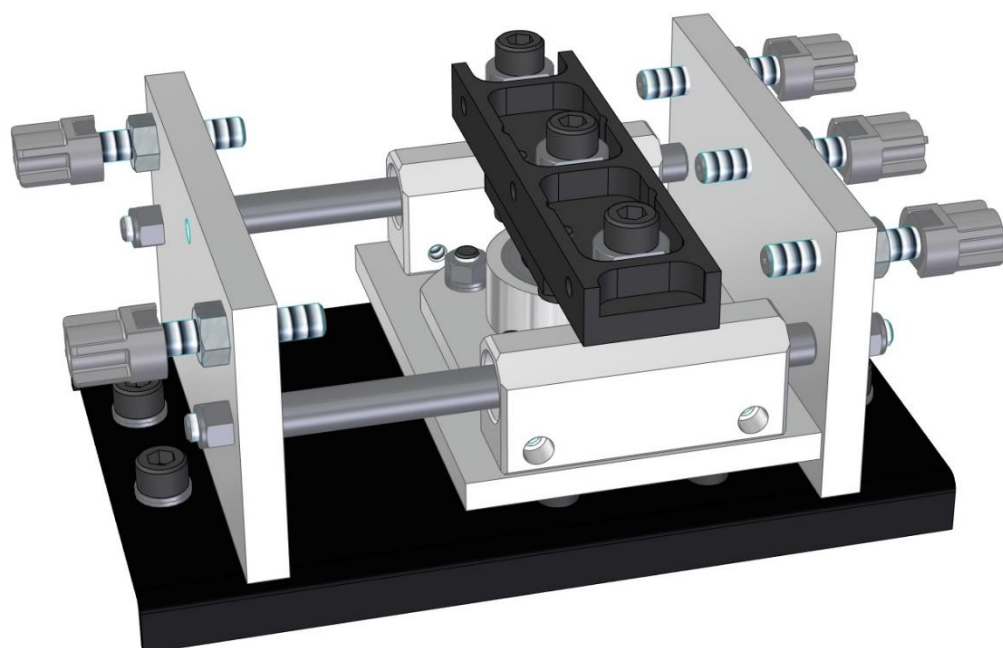


図 A-22 ブレーキディストリビュータ CAD サブアセンブリ図

参考文献

1. **Sharp, R. S.** The stability and control of motorcycles, *Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol.13, No.5 (1971), p.328, DOI:10.1243/JMES_JOUR_1971_013_051_02.
2. **Dressel, A. and Rahman, A.** Measuring sideslip and camber characteristics of bicycle tyres, *Vehicle System Dynamics*, Vol.50, No.8 (2012), pp.11-12, DOI:10.1080/00423114.2011.615408.
3. **Golden Motor Technology Co., Ltd.** eBike D.I.Y (online), available from <<https://www.goldenmotor.com/>> (参照日 2020 年 12 月 28 日) .

研究業績

本研究に関連する業績について、学術論文・学会発表・特許出願の3項目に分けて以下に一覧を記す。

学術論文（査読あり）

1. 後藤健太郎, 村山英晶, 乗員の操作力をリーンモーメントに変換する機構を備えたサスペンション装置を持つ内傾型パーソナルモビリティのリーン運動特性, 日本機械学会論文集, Vol.85, No.875 (2019), DOI:10.1299/transjsme.19-00034.

学術論文（査読あり, 投稿準備中）

1. 後藤健太郎, 村山英晶, 乗員の操作力をリーンモーメントに変換する機構を備えたサスペンション装置を持つ内傾型パーソナルモビリティ試験車両の走行実験, 日本機械学会論文集

学会発表（査読なし）

1. 後藤健太郎, 村山英晶, リーン・オートモビルの提案とその操縦性の予測, 自動車技術会 2018 年春季大会学術講演会, No.29-18, 20185122.
2. 後藤健太郎, 村山英晶, リーン・オートモビルの過渡応答特性の予測, 自動車技術会 2018 年秋季大会学術講演会, No.113-18, 20186056.

特許出願

1. サスペンション装置, 特許出願人: 東京大学, 発明者: 後藤健太郎, 特願 2017-060709, 出願日: 2017 年 3 月 27 日, 特開 2018-161995.

謝辞

本論文を執筆するに当たり、多くの方々のご助力をいただきました。以下に感謝の言葉を述べさせていただきます。

はじめに、2012年に私が博士課程に進学してから2019年の満期退学に至るまでの長きに渡ってとても粘り強く親身に指導教員としてご指導いただきその後も折に触れて的確な助言をくださった村山英晶先生に、心からの感謝をお伝えします。特に、私が自分のその時々々の興味関心を優先して博士研究に一向に取り組まなかった不出来な学生であったにも関わらず、研究室で取り組んでいる分野とは趣の違うテーマを博士研究としたいという身勝手な申し出も受け入れてくださったことに対しては、本当に感謝の念に堪えません。

本論文の審査の副査をお引き受けいただいた高橋淳先生、吉村忍先生、須田義大先生、土屋武司先生にも心より御礼申し上げます。副査の先生方から予備審査やその他の機会にいただいたご指摘があったからこそ、学術的により意義のある研究とするためにはどうすべきかという指針が得られ、このように博士論文をまとめることができました。私の見積り甘さから予備審査と本審査の間隔が当初の予定より大幅に延びてしまいご迷惑をおかけしてしまいましたが、本審査において博士研究以降のこのテーマの方向性を考える上で参考になるご意見や論点を賜ったことにも感謝申し上げます。また、須田先生には走行実験についての相談に乗っていただいた上、柏キャンパスのITS R&R実験フィールドの借用に当たってご尽力いただいたことにも、とても感謝しております。

研究を遂行して論文にまとめるための力を私が身に付けられたのは、博士課程での指導教員であった村山先生のご指導だけでなく、学部の卒業論文と修士論文の指導教員であった鶴澤潔先生と、2018年に東京大学教授を退官されるまで艱装研の長であった影山和郎先生のご指導の賜物です。ありがとうございました。お三方以外にも、艱装研に関わった全ての先生、技術職員の皆様、スタッフの皆様に研究者として育てていただくとともに事務手続き等においても様々なご助力をいただいたことに心より感謝申し上げます。取り分け、秘書の田中珠恵様の気転によって本論文の執筆の最終段階において最も貴重な資源であった時間が得られたことには本当に感謝しております。また、休学等により度々イレギュラーな対応をしていただいたシステム創成学専攻事務室の皆様方にも厚く御礼申し上げます。

私が研究者としての基礎的な力を身に付けられたのは、工学にかかわるものも工学に直接かかわらないものも含め、学部及び大学院で受けさせていただいた様々な講義に拠る所が大きいと感じています。特に、博士研究に取り組む姿勢を整えるに当たって不可欠であったと感じている講義を担当された藤岡健彦先生、中島正樹先生、原島博先生に感謝の念をお伝えします。本研究を遂行する上で不可欠であったエンジニアとしてもものづくりを行う能力は、学部生の頃に取り組んだ全日本学生フォーミュラ大会への挑戦によって培われたと感じています。私の所属した東京大学のチームのファカルティアドバイザーである草加浩平先生と、共に大会を戦ったチームメンバーの皆様、チームを支援してくださったスポンサーの皆様には、私がエンジニアとして成長する貴重な機会を与えてくださったことに対し心より感謝申し上げます。また、大会を運営してくだ

さった皆様と、他の大学から大会に参加された皆様にも、学生フォーミュラ大会というかけがえない学びの場を作り上げてくださったことに厚く御礼申し上げます。

実際に本研究を進める上で必要であった実作業においても、多くの方に様々なご支援をいただきました。株式会社イケヤフォーミュラ様、同社社長池谷信二様、同社社員の皆様には、部品の製作を依頼させていただいたのみならず、製作費のディスカウントや技術的なアドバイスに加え、組み立てを行う場所とシェイクダウンと初期の試験走行を行う場所の提供もいただき、多方面で大変お世話になりました。私の経営する株式会社本郷開発局の同僚と学生バイトの皆様にも計測機器への技術支援、車両組み立て、走行実験の実施などへご協力をいただきました。特に、RTK-GPSの計測システムに関しては古川浩太郎様、ストロークセンサと電流・電圧の計測システムに関しては服部星輝様、車両組み立てに関しては山崎健太郎様、走行実験の実施においては山崎省吾様と服部星輝様に、大きな貢献をしていただきました。柏キャンパスのITS R&R 実験フィールドでの走行実験においては、須田義大先生、郭鐘聲先生、山田美子様を始めとした実験フィールドの運営に携わる皆様に多大なるご協力を賜りました。皆様のご支援がなければこの研究は成り立ちませんでした。ありがとうございました。

CPSの特許出願に際してご助言とご尽力をいただいた、東京大学TLOの小村純子様、木村圭花様を始めとした社員の皆様と弁理士の成瀬重雄先生にも厚く御礼申し上げます。また、そもそもCPSという機構の着想は、学生フォーミュラに取り組んでいた頃からの友人であり互いに切磋琢磨してエンジニアとして成長してきた安江秀夫様との雑談の中で生まれ、初期の設計は氏との議論を通じて固めていったと記憶しています。安江様の貢献にも感謝の念をお伝えします。

機械学会への投稿論文の査読と、自動車技術会の学術講演会での質疑応答などの機会に、私の研究に対する的確な指摘や意見交換、情報交換をしてくださった先生方と企業の研究者の皆様にも心より感謝いたします。若輩者ながら私も参加させていただいているMVFメンバーの自動車会社OBの皆様にも、本研究に関して有用なご意見や情報と模型製作などご協力をいただきました。ありがとうございました。他にも、本郷開発局と本郷設計室での業務を通じて知り合った自動車に関わる仕事をされている方々など、私の研究に興味を持ってアドバイスをくださった皆様に御礼申し上げます。

親族、友人、艱装研メンバーを始めとした大学の先輩、同期、後輩の皆様からの有形無形のご支援がなければ、ここまで研究をやり遂げて本論文にまとめ上げることはできませんでした。私を暖かく支えてくださったことに心より感謝しております。

本論文の執筆を通じて、参考とさせて頂いた書籍や論文などを執筆された皆様と様々なモビリティを開発された研究者やエンジニアの皆様のご偉大さを改めて感じ、私もその一員になればとの想いを強くしました。最後に、自動車工学の発展に取り組まれた全ての方々への感謝と称賛の念を表して、本論文の結びとさせていただきます。

2021年3月15日 後藤健太郎