

博士論文

自動車の懸架系制御システムの最適設計と
要素技術開発に関する研究

2009年3月

香川大学大学院 工学研究科

知能機械システム工学専攻

武馬 修一

自動車の懸架系制御システムの最適設計と
要素技術開発に関する研究

武馬 修一

目次

第1章 緒言	12
1.1 制御サスペンションの歴史	12
1.2 研究目的	20
1.3 論文の構成	20
1.4 参考文献	22
第2章 車両振動乗り心地における課題	27
2.1 車両振動の分類	27
2.2 路面入力時の人体振動感度と乗り心地評価	27
2.2.1 人間の振動感覚特性	27
2.2.2 乗り心地評価特性及び目標値	29
2.3 慣性入力時の乗り心地性能	30
2.3.1 評価条件	30
2.3.2 評価結果とロール姿勢の目標値	30
2.4 最近の振動評価	32
2.4.1 人の視覚・動揺感受特性	32
2.4.2 旋回時のドライバ挙動特性への解析提案	32
2.5 新たな制御目標値の提案	33
2.6 まとめ	36
2.7 参考文献	37
第3章 サスペンションの力学モデルに関する基礎理論	39
3.1 基本的なサスペンションの上下方向の振動抑制モデル	39
3.1.1 単輪2自由度のサスペンションのモデル	39
3.1.2 パッシブサスペンションのばね定数及び減衰係数変更時の乗り心地への影響	
3.1.3 パッシブサスペンションからの提言	42
3.2 アクティブサスペンションの振動抑制モデル	43
3.2.1 スカيفックモデル	43
3.2.2 アクティブサスペンションのスカيفック制御の目標性能	45
3.3 旋回ロール時のサスペンションに働く力学モデル	46
3.3.1 記号説明	46
3.3.2 横加速度によるタイヤ接地面の荷重変動	47

3.3.3	旋回ロール時のタイヤ接地面の荷重変動についてのまとめ	49
3.4	参考文献	50
第4章	サスペンションシステムの車両適用に関する研究	51
4.1	パッシブとセミアクティブサスペンションの乗り心地と操縦・安定性性能	
4.1.1	はじめに	51
4.1.2	電子制御エアサスペンションシステム	52
4.1.3	評価結果（乗り心地性能と姿勢制御の効果）	58
4.1.4	セミアクティブエアサスペンションの性能まとめ	61
4.2	油空圧アクティブサスペンションシステムの乗り心地と操縦・安定性性能	62
4.2.1	はじめに	62
4.2.2	油空圧アクティブサスペンションシステム	64
4.2.3	システム構成部品の概要	67
4.2.4	乗り心地制御のシミュレーション解析	73
4.2.5	評価結果（乗り心地性能と姿勢制御の効果）	85
4.2.6	油空圧アクティブサスペンションシステムのまとめ	87
4.2.7	アクティブサスペンション性能のまとめ	87
4.3	まとめ	88
4.4	参考文献	89
第5章	電動アクティブサスペンションの研究と開発	93
5.1	はじめに	93
5.2	電動アクティブスタビライザサスペンションシステムの研究と開発	94
5.2.1	アクチュエータの要求性能	94
5.2.1.1	アクチュエータトルク算出式	
5.2.1.2	横加速度に対する目標ロール角特性	
5.2.1.3	減速ギヤの正効率と逆効率特性	
5.2.1.4	電動アクチュエータの要求トルク	
5.2.2	電動アクチュエータの仕様とその評価	104
5.2.2.1	アクチュエータの目標諸元	
5.2.2.2	電動モーターの基本構成	
5.2.2.3	電動モーターの仕様検討	
5.2.2.4	電動アクチュエータのベンチ評価	
5.2.3	シミュレーション	110

5.2.3.1	シミュレーション環境	110
5.2.3.2	電動アクチュエータモデル	
5.2.3.3	ストレインウェーブギヤリングのモデル	
5.2.3.4	制御仕様	
5.2.3.5	シミュレーション結果	
5.2.4	実車評価	115
5.2.4.1	ロール制御の効果	
5.2.4.2	電流低減制御の効果	
5.2.4.3	乗り心地性能	
5.2.5	電動アクティブスタビライザサスペンションシステムのまとめ	118
5.3	電動アクティブサスペンションシステムの研究	119
5.3.1	はじめに	119
5.3.2	システム概要	119
5.3.3	目標性能	121
5.3.4	乗り心地制御（スカイフック制御）の検証	121
5.3.4.1	評価路面及びシミュレーション，ベンチ加振の条件	
5.3.4.2	パッシブダンパの減衰比の仕様	
5.3.4.4	ロータリ式電動アクチュエータの応答性	
5.3.4.5	スカイフックロジックの見直し	
5.3.4.6	ベンチ加振条件の検証結果	
5.3.4.7	実路評価結果	
5.3.4.8	消費電力の結果	
5.3.4.9	アクチュエータの要求性能	
5.3.5	慣性入力制御の検証	131
5.3.6	リヤ輪のプレビューFFスカイフック制御の検討	132
5.3.7	電動アクティブサスペンションのまとめ	134
5.4	参考文献	135
第6章	ロールの大きさによるドライバ挙動及び特性の研究	138
6.1	はじめに	138
6.2	車両でのドライバの挙動解析	138
6.2.1	評価車両仕様	138
6.2.2	走行条件	138
6.2.3	挙動解析結果	141

6.3 HDRS でのドライバの挙動解析	145
6.3.1 実験条件	145
6.3.2 実験装置	146
6.3.3 実験結果	148
6.4 ドライバの頭部挙動の考察	150
6.5 車両のロール角の大きさと車両運動, 運転操作系への影響	151
6.5.1 頭部ヨー角の轉向点と舵角の轉向点	151
6.5.2 頭部のロール補正角速度と操舵ディレイとの関係	152
6.6 まとめ	153
6.7 参考文献	154
第7章 結言	156
7.1 本論文の要約	156
7.2 今後の研究課題	158
本研究に関する主論文及び発表論文一覧	159
付録 A(第5章の付録)	163
1. アクティブスタビライザサスペンションの働き	
2. アクティブスタビライザサスペンションのギヤの構成	
3. 電動アクティブサスペンションのアクチュエータの取り付け構成	
4. 電動アクティブサスペンションの変位伝達比の効果映像	
付録 B(第6章の付録)	167
1. 頭部位置計測システム EMR-HC8 の機器説明と測定精度	
謝辞	169

図番号 一覧

図 番号	図 タイトル	ページ
	第 1 章 緒言	
図 1-1.	GMC バス用の Firestone 製ベローズ	12
図 1-2.	1967 年センチュリーのエアサス	12
図 1-3.	1986 年ソアラのエアサスシステム図	13
図 1-4.	1986 年ソアラのニューマチックシリンダ断面図	13
図 1-5.	1989 年セリカの油空圧式アクティブサスペンション構成図	14
図 1-6.	1989 年セリカのハイドロニューマチックシリンダ断面図	15
図 1-7.	1999 年ベンツ CL の油圧式のシリンダ構成図	15
図 1-8.	2005 年レクサス GS の電動アクティブスタビライザサスペンション システム構成図	17
図 1-9.	レクサス GS 用の電動アクチュエータ断面写真	17
図 1-10.	2007 年研究発表の電動アクティブサスペンションシステム構成図	18
図 1-11.	世界の制御サスペンションの展開状況	19
	第 2 章 車両振動乗り心地における課題	
図 2-1.	車両振動の方向による分類	27
図 2-2(a).	ISO 乗り心地指標 (垂直方向)	28
図 2-2(b).	ISO 乗り心地指標 (横方向)	28
図 2-3.	上下振動の人体の振動許容限界特性	28
図 2-4.	Meister 振動感覚特性線図	29
図 2-5.	ロール率とロール感の関係	31
図 2-6.	ロール率と官能評価の関係	31
図 2-7.	人の視覚・動揺感受特性	32
図 2-8.	横加速度と頭部のロール補正角	33
図 2-9.	車両ロール角速度とドライバ頭部のロール補正角速度の相関関係	34
図 2-10.	横加速度のジャークと絶対座標での頭部ロール角速度の関係	34
図 2-11.	横加速度のジャークと車両のロール角速度の関係	35
	第 3 章 サスペンションの力学モデルに関する基礎理論	
図 3-1.	2 自由度のサスペンションモデル	39

図 3-2.	路面変位からばね上変位までの伝達特性	40
図 3-3.	ばね定数・減衰係数のばね上加速度への影響（シミュレーション）	41
図 3-4.	1 自由度スカイフックダンパモデル	43
図 3-5.	2 自由度電動アクティブサスペンションモデル	44
図 3-6.	スカイフック制御の変位伝達比特性（シミュレーション結果）	45
図 3-7.	旋回モデルの重心位置と車両諸元	47
図 3-8.	旋回モデルのロールによる上下・左右の荷重変動	47
	第 4 章 サスペンションシステムの車両適用に関する研究	
図 4-1.	簡易のサスペンションシステムモデル	51
図 4-2.	エアサスペンションのシステム概要	52
図 4-3.	減衰力，ばね定数可変アクチュエータの構造図	53
図 4-4.	エアばね定数算出の基本諸元図	54
図 4-5.	ローリングローブ式のダイアフラムの内圧と耐久性	54
図 4-6.	ばね定数切り替え機構断面図	55
図 4-7.	減衰力切り替え機構断面図	56
図 4-8.	ばね定数と減衰力の 3 段階可変特性	56
図 4-9.	ばね上共振周波数特性	58
図 4-10.	良路乗心地特性	59
図 4-11.	段差路通過時の路面感応特性	60
図 4-12.	アンチロール制御有無の性能比較	60
図 4-13.	油圧式アクティブサスペンション実験車	62
図 4-14.	FXV 油空圧システム	62
図 4-15.	FXV II アクティブエアサス	63
図 4-16.	ロータスアクティブサスペンション	63
図 4-17.	油圧作動状態図	65
図 4-18.	油圧系システム回路図	65
図 4-19.	制御ブロックダイアグラム	66
図 4-20.	フロントハイドロニューマチックシリンダ断面図	67
図 4-21.	タンデム油圧ポンプ断面図	70
図 4-22.	リニア圧力制御弁断面図	71
図 4-23.	圧力制御弁の姿勢制御の作動原理	71
図 4-24.	圧力制御弁の乗り心地制御の作動原理	72

図 4-25.	ばね上荷重フリー 1 輪ベンチ	73
図 4-26.	乗心地制御の 1 輪ベンチ効果	73
図 4-27.	2 自由度サスペンションモデル	73
図 4-28.	減衰力制御マップ	75
図 4-29.	ばね上振巾伝達率の周波数特性	76
図 4-30.	接地荷重変動量の周波数特性	76
図 4-31.	油空圧アクティブサスペンションの消費エネルギー	77
図 4-32.	消費油量特性	77
図 4-33.	単輪油圧系モデル	79
図 4-34.	アクチュエータの周波数応答 (シミュレーション)	81
図 4-35.	アクチュエータの周波数応答 (実験)	82
図 4-36.	2 自由度油空圧アクティブサスペンションモデル	82
図 4-37.	サスペンションモデルと油圧系モデルの比較 (シミュレーション)	83
図 4-38.	減衰係数とばね定数の効果 (シミュレーション)	83
図 4-39.	スプール変位の周波数応答 (シミュレーション)	84
図 4-40.	X_b/Y の周波数応答 (シミュレーション)	84
図 4-41.	シリンダ内圧/ソレノイド吸引力の周波数応答 (シミュレーション)	84
図 4-42.	アクティブ油圧系に設けたオリフィスの効果	85
図 4-43.	ガスばね容量の効果	85
図 4-44.	乗心地制御の効果	86
図 4-45.	旋回時の姿勢制御の効果	86
図 4-46.	旋回時のロール角の効果	87
図 4-47.	制動時と発進時のピッチ角の効果	87
	第 5 章 電動アクティブサスペンションの研究と開発	
図 5-1.	システム構成部品配置図	94
図 5-2.	横加速度が作用するばね上質量の重心位置と車両諸元	95
図 5-3.	タイヤ上下力変動量を算出する正面視モデル	95
図 5-4.	目標ロール角	99
図 5-5.	市場での横加速度頻度	99
図 5-6.	減速ギヤの正逆効率	100
図 5-7.	アクティブトルクの算出 ($\beta = 0.52$)	101

図 5-8.	接地荷重配分とアクチュエータトルク	102
図 5-9.	市場での舵角速度頻度	103
図 5-10.	スラローム, レーンチェンジ走行の横 G ジャーク値	103
図 5-11.	アクチュエータ構成断面図 (フロント)	104
図 5-12.	モーターコア径とスロット数	105
図 5-13.	コギングトルクとマグネット幅	106
図 5-14.	電動アクチュエータのベンチ試験機	108
図 5-15.	電圧違いによる出力トルク	109
図 5-16.	アクチュエータの周波数応答	109
図 5-17.	電動アクティブスタビライザサスペンション車の シミュレーション環境	110
図 5-18.	Dymola の電動アクチュエータモデル	111
図 5-19.	正効率と逆効率の損失	113
図 5-20.	制御ロジックのブロックダイアグラム	114
図 5-21.	ロール姿勢制御のジェネラルフロー	114
図 5-22.	電流低減ロジックのシミュレーション結果	115
図 5-23.	横加速度とロール角 (レーンチェンジ走行)	115
図 5-24.	パイロンスラローム走行時の車両の位置と姿勢	116
図 5-25.	電流低減ロジックの実車評価結果	116
図 5-26.	各路面での消費エネルギー	117
図 5-27.	路面入力に対する伝達特性	117
図 5-28.	実路面走行時のばね上 G	118
図 5-29.	電動アクティブサスペンションのシステム構成図	120
図 5-30.	ロータリアクチュエータ (フロント)	120
図 5-31.	評価路面の周波数特性	121
図 5-32.	接地荷重変動率と減衰比の関係 (2 自由度モデル)	122
図 5-33.	電動アクチュエータの応答性	124
図 5-34.	フィードバックとフィードフォワードスカイフック 制御のブロック図	125
図 5-35.	スカイフック制御の接地性検証用作動図	125
図 5-36.	変位伝達比特性 (シミュレーション)	126
図 5-37.	変位伝達比特性 (ベンチ実車評価)	127
図 5-38.	バウンス方向のばね上 G の PSD (評価路実車評価)	127

図 5-39.	4 輪総和の平均消費電流と平均回生電流	128
図 5-40.	電動と油圧システムの消費電力の比較	129
図 5-41.	回生電流の発生条件 (0.6~30Hz)	129
図 5-42.	アクチュエータの発生トルク頻度	130
図 5-43.	ベンチ加振の変位伝達比と実働上下力勾配との結果	130
図 5-44.	横加速度に対するロール角(実車実験)	131
図 5-45.	車両ロール角に対する車両のロール角速度(実車実験)	132
図 5-46.	プレビューFF スカイフックロジックブロックダイアグラム	132
図 5-47.	プレビューFF スカイフックロジック乗り心地評価結果	133
図 5-48.	プレビューFF スカイフックの消費電力	133
	第 6 章 ロールの大きさによるドライバ挙動及び特性の研究	
図 6-1.	車両とドライバの動揺方向と測定部位	139
図 6-2.	パイロンスラロームコース	139
図 6-3.	近年の車両のロール量推移	140
図 6-4.	ドライバの頭部挙動の計測環境	141
図 6-5.	舵角-横加速度-車両ロール角の関係 (目標ロール角 4deg)	142
図 6-6.	舵角-頭部ヨー角-頭部ロール補正角の関係(目標ロール角 1deg)	142
図 6-7.	舵角-頭部ヨー角-頭部ロール補正角の関係(目標ロール角 4deg)	143
図 6-8.	舵角-頭部ヨー角-車両ヨー角の関係(目標ロール角 1deg)	143
図 6-9.	車両のロール角 (θ_v) と頭部のロール補正角 (θ_{hv})	144
図 6-10.	車両のロール角速度 ($\Delta\theta_v$) と頭部ロール補正角速度 ($\Delta\theta_{hv}$) の 関係	144
図 6-11.	ロール方向加振シミュレータ (HDRS)	146
図 6-12.	HDRS 実機及び実験風景	147
図 6-13.	視覚刺激条件 注視点の位置	147
図 6-14.	視覚刺激条件 走行コース	147
図 6-15.	ドライバ頭部挙動 HDRS テスト①, テスト②, テスト③	148
図 6-16.	実車と HDRS テストのドライバ頭部挙動比較	149
図 6-17.	頭部ロール補正角速度 ($\Delta\theta_{hv}$) と横加速度のジャーク (ΔGL) との 関係	150
図 6-18.	頭部ヨー角, 舵角, 頭部ロール補正角の時系列データ (目標ロール角 4deg)	151

図 6-19.	各人の操舵ディレイ td_2, td_3, td_4 の平均値	151
図 6-20.	目標ロール角 $4[deg]$ と $1[deg]$ の操舵ディレイ差	152
図 6-21.	頭部のロール補正角速度と操舵ディレイとの関係	152
	付録	
図 A-1.	スタビライザの働き	163
図 A-2.	ストレインウェーブギヤリングの構成	164
図 A-3.	フロントアクチュエータ搭載	165
図 A-4.	リヤアクチュエータ搭載	165
図 A-5.	ベンチ評価の変位伝達比の効果映像	166
図 B-1.	頭部位置計測システム EMR-HC8	167
図 B-2.	頭部ロール回転角 (EMR-HC8 計測)	168
図 B-3.	背面ビデオでの静止画	168
図 B-4.	頭部ロール回転角データ事例	168

表番号 一覧

表 番号	表 タイトル	ページ
表 3-1	サスペンション諸元	39
表 3-2	電動アクティブサスペンション単輪諸元	44
表 3-3	旋回モデル及び式の記号と単位	46
表 4-1	ばね定数・減衰力切り替え制御仕様	57
表 4-2	車高制御仕様	58
表 4-3	システムの主要構成部品と機能	68
表 5-1	電動アクチュエータのトルク計算式記号と代表値	96
表 5-2	アクチュエータの要求仕様（フロント）	104
表 5-3	アクチュエータのモーター仕様（フロント）	107
表 5-4	ベンチテスト結果	108
表 5-5	正効率と逆効率の判別条件	112
表 5-6	各種サスペンションシステムの機能	119
表 5-7	電動アクティブサスペンションの基本諸元	123
表 6-1	実車試乗メンバー構成（'07年テスト）	140
表 6-2	実車と HDRS の試験条件	145
表 6-3	HDRS 試乗メンバー構成（'07年テスト）	146
表 6-4	HDRS 結果の実車頭部ロール補正角に対する割合	150

第1章 緒言

この章は日米欧の技術開発推移からの制御サスペンションの歴史と研究目的及び論文の構成について述べる。

1.1 制御サスペンションの歴史

最初の制御サスペンションは車高を一定にするエアサスペンション（以降エアサス）からスタートした。世界で最初のエアサスは1953年のGMCコーチ⁽¹⁾にバス用として採用された。図1-1にその車のベローズタイプのアスプリングを示す。エアサスの特徴は

- ① 車高を一定に保つ。
- ② 非線形ばね定数特性により、積載荷重にかかわらずばね上共振点をほぼ一定に保つ。
- ③ ばね定数を金属ばねに比べて比較的低くとれる。
- ④ 高周波の振動遮断性がよい。

等による乗心地の良さを買われ、1957年～1958年にかけての一時期、米国乗用車に一斉に採用された^{(2)～(5)}。その代表は乗用車として世界で初めて採用した1957年GMキャデラックであった。しかし当時の技術レベルは、システムやコンポーネントの信頼性に問題があった事とコストが高い等の理由により、わずか1～2年で採用中止となった。欧州では1963年Benz300SE⁽⁶⁾で機械式レベリングバルブのエアサスが採用されたが、その後Benz560SELに代表される hidroニューマチックサスペンションへと変更していった。しかし、1999年Benz Sに再度、減衰力可変システムを含めた制御サスペンションシステムとしてのエアサスが採用され、欧州でのエアサス展開の火付け役となった。

日本では、1955年から空気ばね懸架装置の開発を開始し、1957年民生ディーゼルが国内生産第1号を送り出した。その頃の研究成果が1958年に鉄道技術研究所から報告されている⁽⁷⁾。乗用車としては1967年初代トヨタセンチュリー⁽⁸⁾のフロントサスペンションに、初めてエアサスが搭載された。図1-2にエアスプリングユニットを示す。

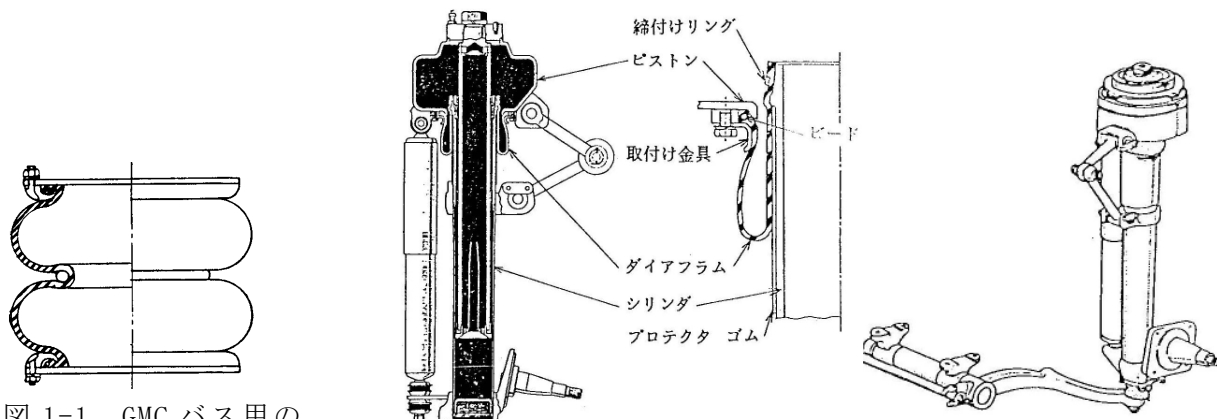


図1-1. GMCバス用の

Firestone製ベローズ

図1-2. 1967年センチュリーのエアサス

その後、電子機器の信頼性が高まり、電子制御のシステムが1980年代から量産化され、

制御サスペンションの世界的な競争の時代に入ってきた。最初の電子制御エアサスは 1982 年の日産レパードとトヨタセンチュリーが採用した後輪の車高調整システムである。

アメリカでは 1983 年フォードリンカーンマーク VII で、実に 25 年ぶりにエアサスを世に送り出してきた。この時期以降から日本、アメリカ、欧州で更に展開が広がってきた。また、技術革新は車高調整のみから、減衰力とばね定数を可変にするセミアクティブサスペンションへと進化した。その代表は、1983 年三菱ギャラン⁽⁹⁾に採用された補助ばねのエアサスタイプの ECS システムである。また、現在主流のフルエアサスタイプの制御システムは 1986 年トヨタソアラ⁽¹⁰⁾ ⁽¹¹⁾に採用された「トヨタ電子制御エアサスペンションシステム」である。システム図を図 1-3 に示す。図 1-4 にエアばねとアブソーバ断面図を示す。

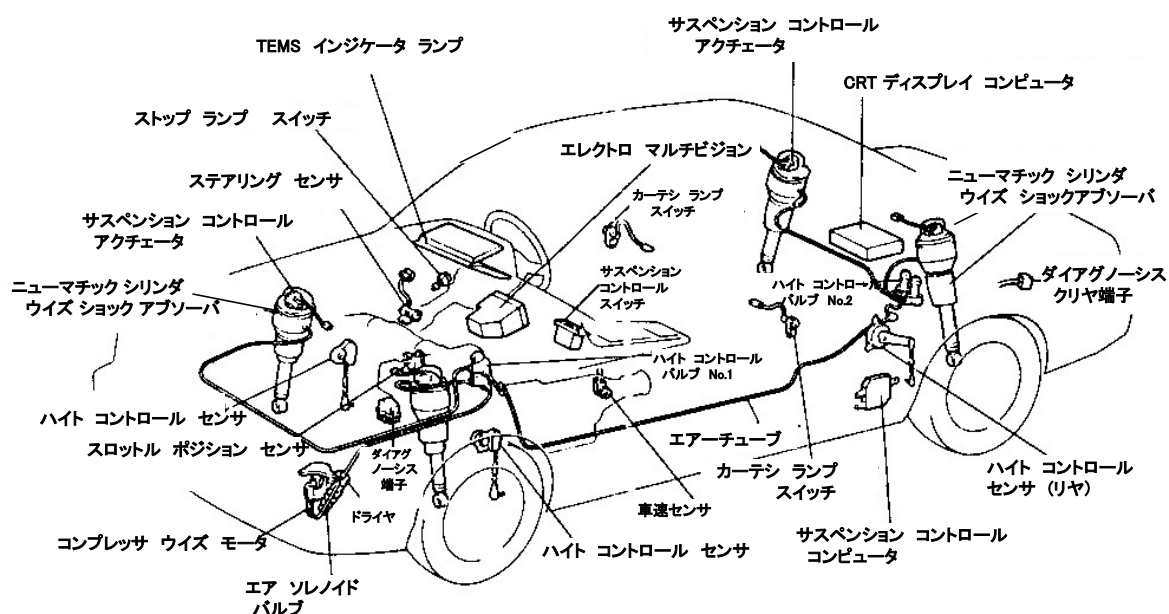


図 1-3. 1986 年ソアラのエアサスシステム図

ニューマチック シリンダ ウイズ ショック アブソーバ断面

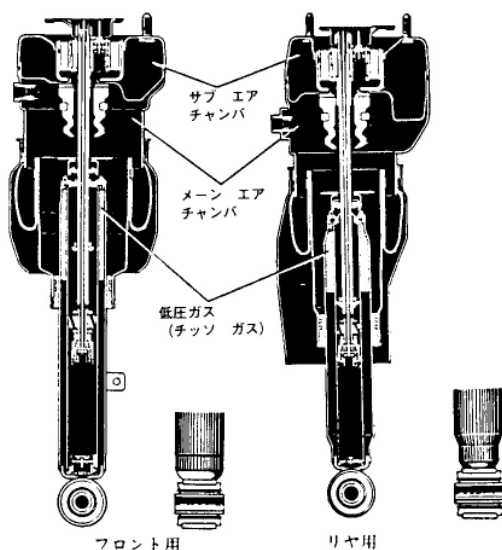


図 1-4. 1986 年ソアラのニューマチックシリンダ断面図

このシステムは 1983 年ソアラに世界で初めて採用した「走行条件，操作条件により減衰力を切り替えるシステム：TEMS⁽¹²⁾⁻⁽¹⁴⁾ (Toyota Electric Modulated Suspension)」を更に、ばね定数可変を追加し、可変範囲を 3 段に増やし、制御ロジックは路面入力にも対応するセミアクティブサスペンションシステムにレベルアップした。性能等は後述、第 4 章の「電子制御エアサスペンションのシステム」で述べる。

減衰力制御システムは 1975 年に D.C.Karnopp のセミアクティブジェネレータ⁽¹⁵⁾の発表から急速に発展し、欧米は日本から少し遅れ 1987 年から各種システム⁽¹⁶⁾⁻⁽²⁰⁾が提案され、現在多くの車に採用されている。

究極の制御サスペンションシステムのアクティブサスペンションは早くからその可能性が論じられ、多くの論文と一部の研究実験車が発表されている⁽²¹⁾⁻⁽³⁷⁾。公表されたものとして、最も古いのは 1955 年に紹介されたシトロエン改造車のサーボ懸架装置^{(21) (22)}である。理論的研究は A.G.Thompson の 1971 年論文⁽²³⁾と 1975 年論文⁽²⁴⁾、そして 1984 年の P. G. Wright⁽²⁵⁾と 1983 年 D.C.Karnopp⁽²⁶⁾によって提示された。それ以来、多くの基本的で実用的な研究が 1987 年 A.T.Pham⁽²⁷⁾、1988 年 W.F.Milliken Jr⁽²⁸⁾、1991 年 H.Wallentowitz⁽²⁹⁾が発表してきた。近年公開されたアクティブサスペンションの最初の構成は 1985 年のロータスアクティブサスペンション F1 モデル⁽³⁰⁾である。

日本の自動車メーカーは 1985 年、1987 年東京モーターショーでそのコンセプトカーにアクティブサスペンションを折込み、技術開発を行って来た。その中で、世界初の市場販売と量産化は 1989 年トヨタセリカ⁽³¹⁾⁻⁽³³⁾と日産インフィニティ⁽³⁴⁾⁻⁽³⁵⁾となり、それ以降 1991 年にトヨタソアラ⁽³⁶⁾⁻⁽³⁷⁾等に展開が図られ、世界的な量産化への技術競争に終止符は打たれた。図 1-5 に 1989 年トヨタセリカで販売した、油空圧式アクティブサスペンションシステムのシステム構成図を示す。図 1-6 に hidroニューマチックシリンダ断面を示す。

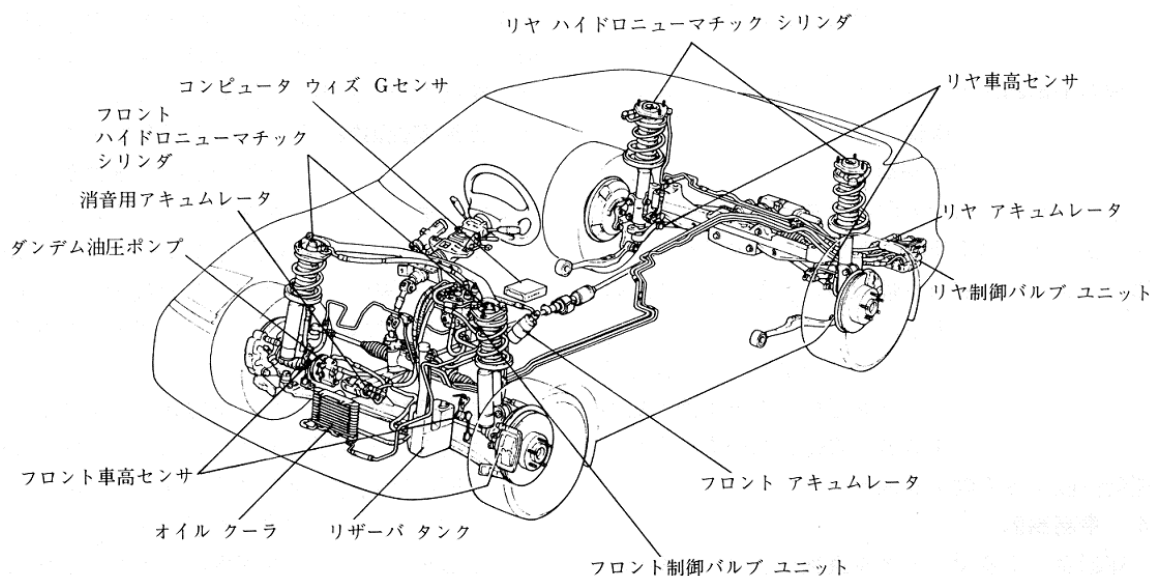


図 1-5. 1989 年セリカの油空圧式アクティブサスペンション構成図

油空圧アクティブサスペンションの性能等は後述第4章の「油空圧アクティブサスペンションシステムの乗り心地と操縦・安定性性能」で述べる。このシステムは1990年初頭のバブル経済の崩壊から、市場はどんどん経済性の高い車への移行が進むにつれ、量産期間は長く続かず、1996年にはトヨタソアラのアクティブサスペンション車の設定が無くなり、同じく日産のアクティブサスペンション車両の設定も無くなった。このシステムの技術は完成されたが、市場からこのような背景で姿を消して行った。

そうした中、欧州では1999年からBenz社がCLシリーズに油圧式アクティブサスペンションのActive Body Control(ABC)を採用した。その後、Sシリーズに拡大し現在に至っている。図1-7に採用した油圧式のシリンダ構成図を示す。

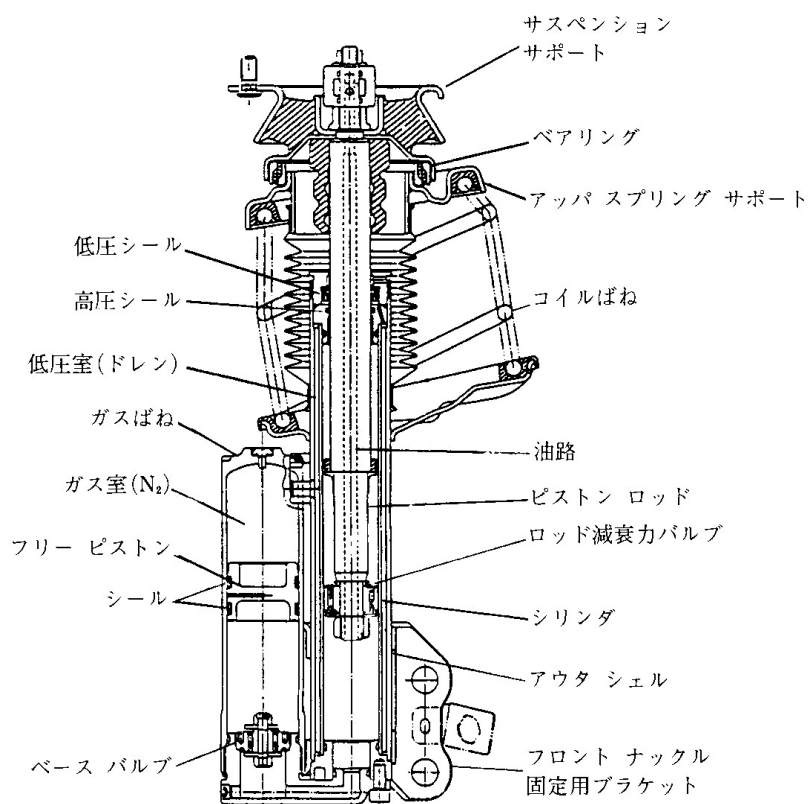


図 1-6. 1989 年セリカの
 ハイドロニューマチックシリンダ断面図

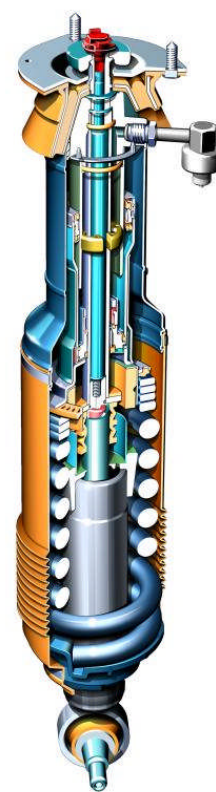


図 1-7. 1999 年ベンツ CL の
 油圧式のシリンダ構成図

近年、ハイブリッドを含めたパワートレインの高効率・高出力化、高性能化や車両の高級化に伴い、より高次元の乗り心地と操縦性・安定性の両立と同時に、より一層の省エネルギー化が要求されてきている。その中でアクティブサスペンションシステムも4輪を制御し、全てのばね上のモード（ロール、ピッチ、バウンス、ワープ）をコントロールするシステムから、そのモードの中で、車両性能への影響度が高いロールとワープの二つのモードをコントロールすることを目的とし、前輪と後輪のスタビライザーにアクチュエータを搭載

した、アクティブスタビライザサスペンションシステムが 2002 年に BMW745⁽³⁸⁾ で採用された。BMW6、BMW5、X5 と展開が図られ現在にいたっている。このシステムは直進時に常時アクティブに作動していない為、消費エネルギーを従来のアクティブサスペンションから低減したシステムである。

ハイブリッド車、電気自動車、燃料電池車はいずれも常時エンジンを作動してサスペンションにエネルギーを供給する事ができないため、Power on demand の発想から消費エネルギーを大幅に低減するために、油圧式パワーステアリングが電動パワーステアリングに殆どの乗用車で移行したように、サスペンション制御のパワーソースも電動化が必須の状況である。その中で 2005 年レクサス GS⁽³⁹⁾⁻⁽⁵¹⁾にて世界初の電動アクティブスタビライザサスペンションシステムが開発され、量産化された。図 1-8 にシステム構成図と図 1-9 にアクチュエータの断面写真を示す。その後、2006 年レクサス LS と 2009 年レクサス RX のハイブリッド車に展開されている。

このようにアクティブサスペンションは乗り心地と操縦性・安定性の両立を図るシステムから、エネルギー消費を含めたシステム最適化の必要性が増して来ている。最近の研究で発表されたその一例のシステムを図 1-10 に示す。このように、電動アクティブサスペンションの研究⁽⁵²⁾⁻⁽⁶²⁾やエネルギー回生を行う電磁サスペンションの研究⁽⁶³⁾⁻⁽⁶⁶⁾が多く発表され公開されてきている。

世界の制御サスペンションの展開状況を 19 ページの図 1-11 に示す。その概要は制御サスペンションシステムをエアサス（空圧式）とハイドロ（油圧式）と電動とに分類し、国内、米国、欧州の採用状況を示している。（矢印はその車両の採用開始を示す）エアサスは日本が先行し、欧州・米国が追従している。現在、日本の乗用車でのエアサスの採用はトヨタのみとなっているのに対し、欧州は Benz, BMW, AUDI, RENAUT 等を始め、各社が採用車種を増やし現在も展開拡大している。アクティブサスペンション（油空圧式アクティブ）は 1989 年に日本が先行し量産化したのが、1996 年から 2005 年までは、設定をやめていた。しかし、市場の高級化、高性能化の要求が高まる中、トヨタはアクティブサスペンションの最大の課題である消費エネルギーの低減を電動化する事で、解決したシステムを 2005 年 8 月から商品化した。今後、欧州車もハイブリッド車の市場ニーズが高まると共に、欧州でも電動システムの要求が高まって来ていると言える。

本論文はその消費エネルギーを大幅に低減したアクティブサスペンションシステムの提案とドライバのロール時挙動の解析を含めて、研究した成果を述べる。

次節以降、1.2 で研究目的、1.3 で論文の構成、1.4 で 1 章の参考文献について述べる。

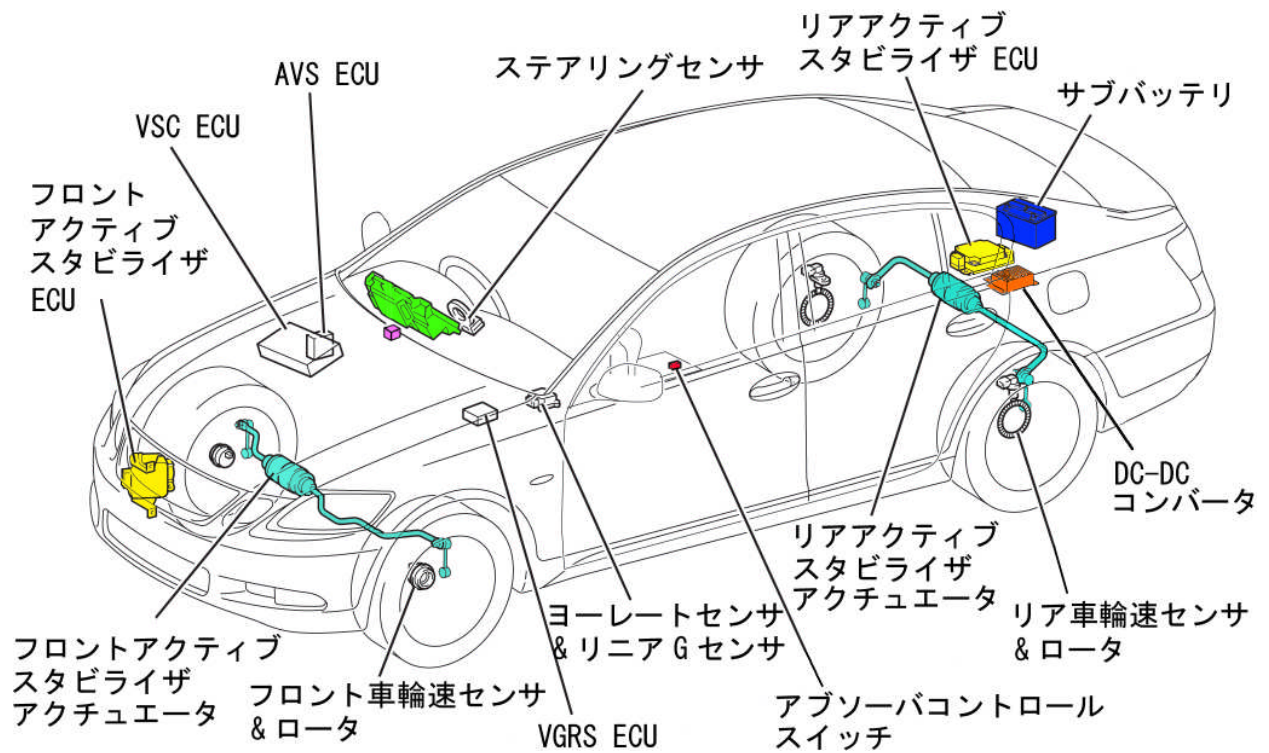


図 1-8. 2005 年レクサス GS の電動アクティブスタビライザサスペンションシステム構成図

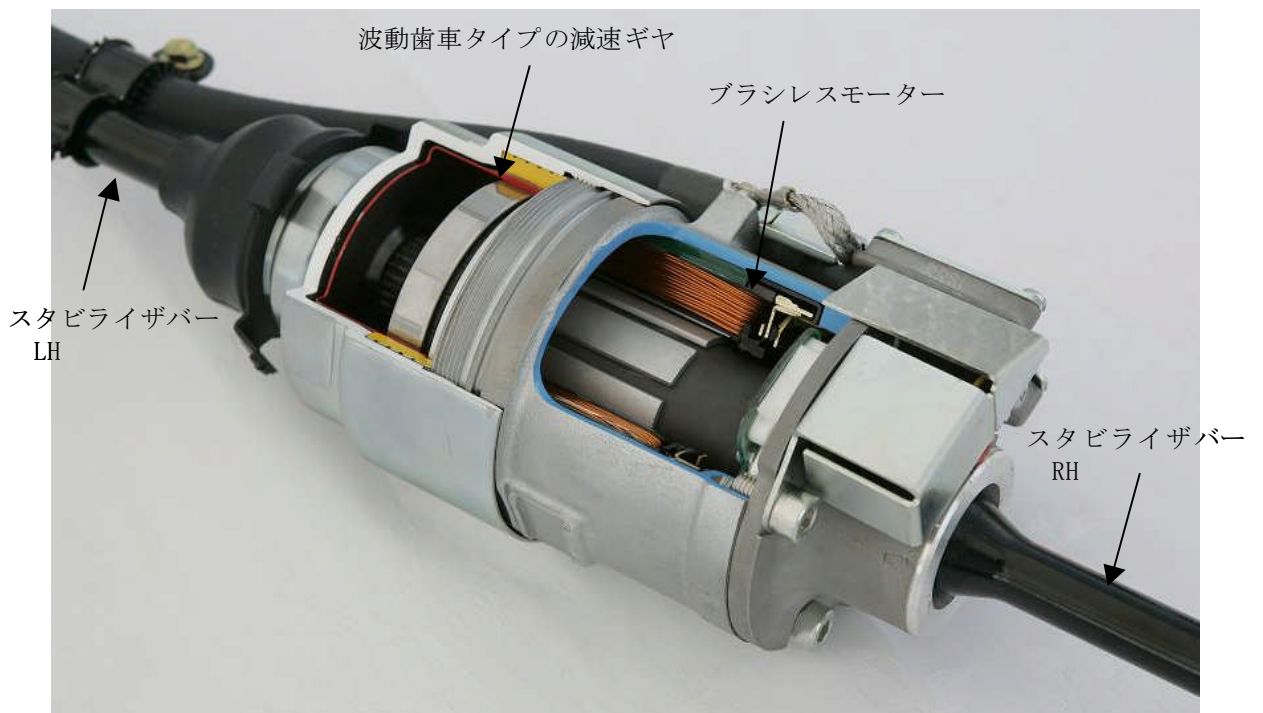


図 1-9. レクサス GS 用の電動アクチュエータ断面写真

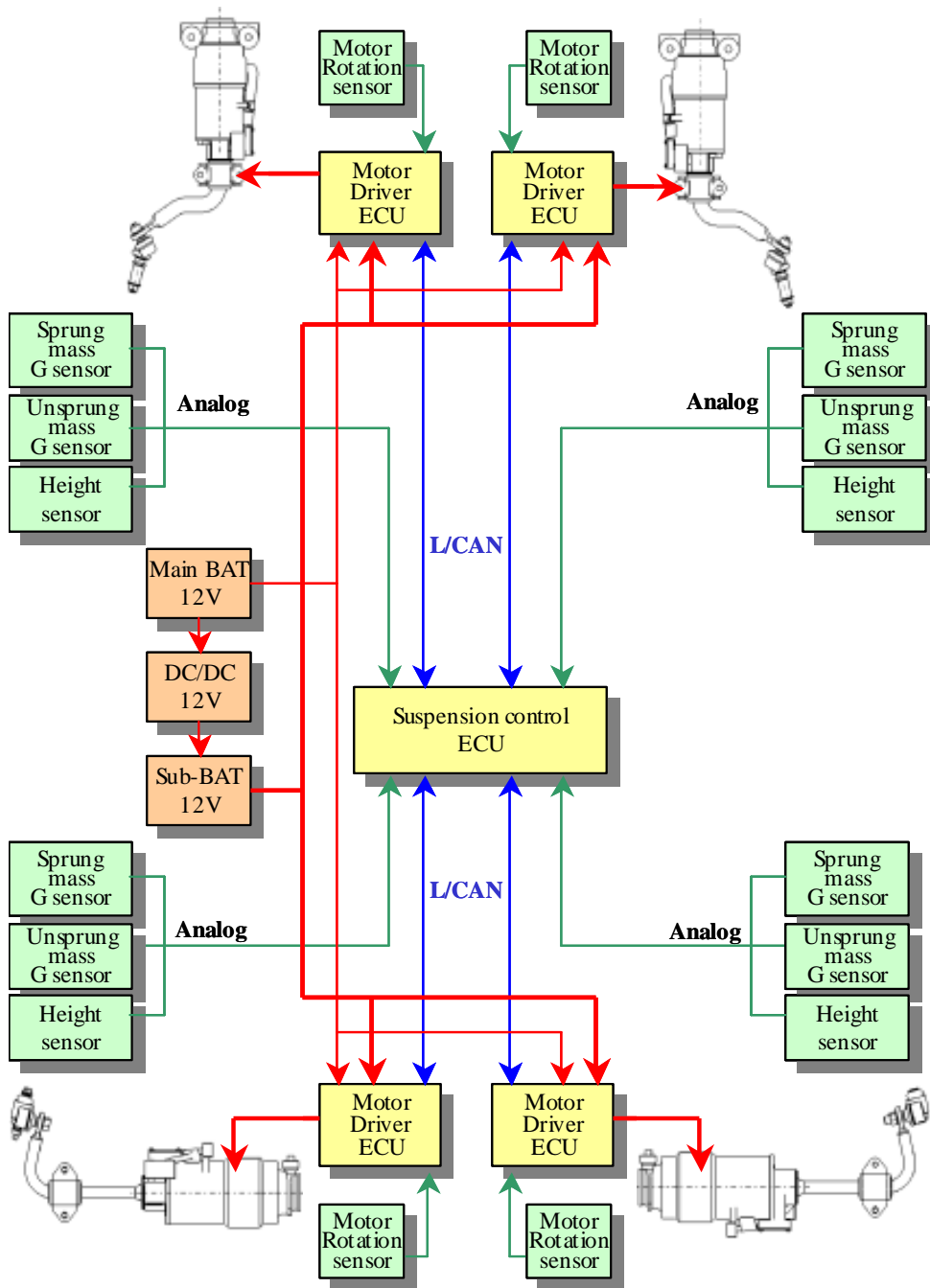


図 1-10. 2007 年研究発表の電動アクティブサスペンションシステム構成図

★：この印は本文内で説明

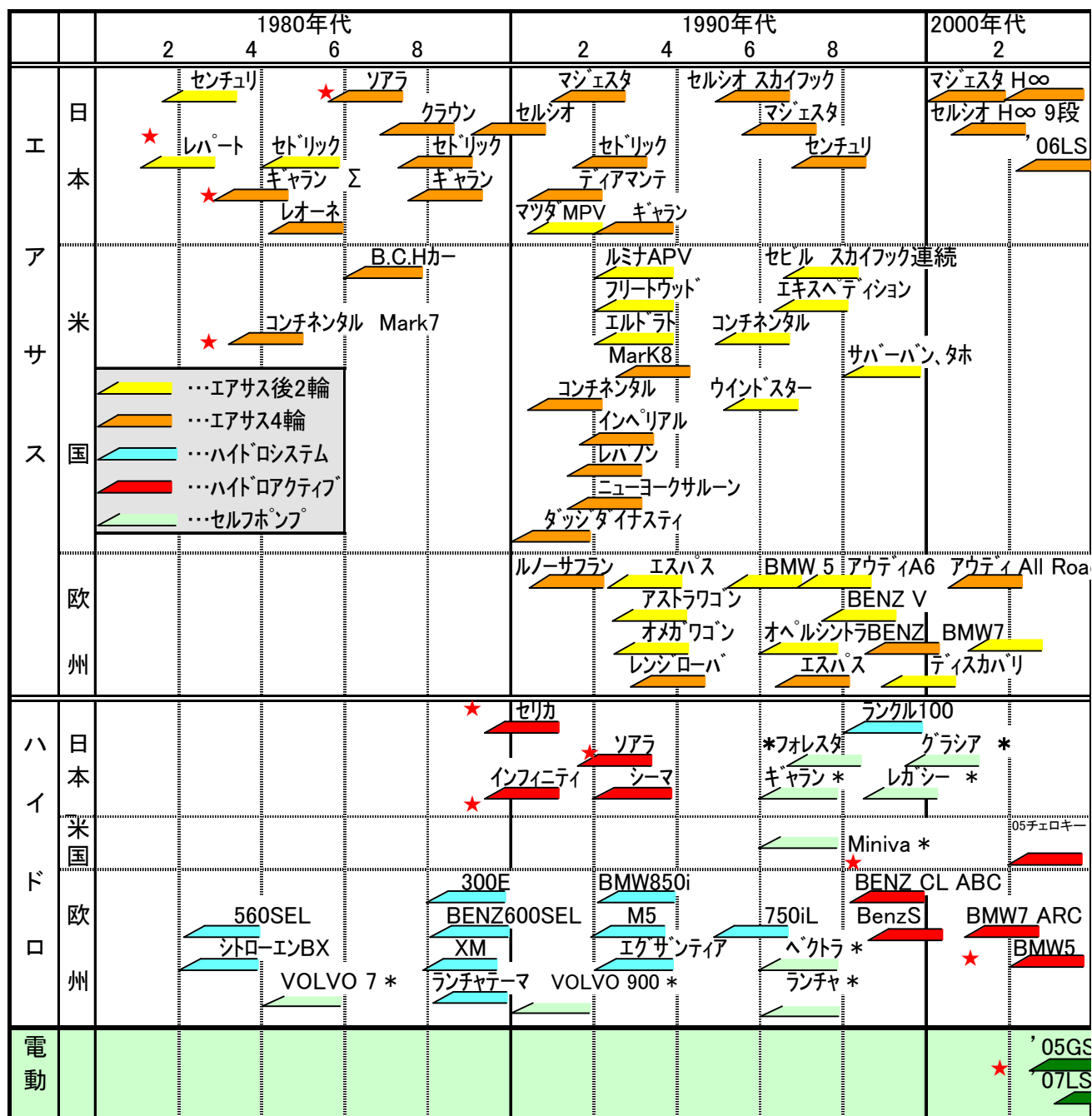


図 1-11. 世界の制御サスペンションの展開状況

1.2 研究目的

自動車のサスペンション仕様を硬くするとハンドル操作に対する応答性が向上し、また制動時や操舵時の車両姿勢は安定する。一方、路面が荒れていると路面入力による振動が車体に伝わり易く、乗員の乗り心地性能は損なわれる。このように、乗り心地と操縦性・安定性は相反した性能であり、従来のばねとアブソーバで構成するコンベンショナルのサスペンションでは両立する性能に限界がある。一方、この両性能を向上する手段として、走行条件、運転動作条件や車両状態量に応じて、サスペンション仕様を可変に制御するセミアクティブシステムとアクティブシステムがある。そのシステムの最適設計は重要であり、その為、目標性能と人間特性との関連適合性が重要である。

よって、以上の背景をもとに、本研究には次の2つの目的を与えた。

- 1) 乗り心地性能と操縦性・安定性性能の両立が図れる、アクティブサスペンションシステムを対象に、課題である消費エネルギーの低減を含めた新しい設計手法を提案し、その有効性を確認することで、自動車の振動乗り心地問題を考慮したシステム設計に応用できる設計法であることを示すとともに、実際の車載制御機器システムとしての要素設計技術を開発する。

そのステップは以下である。

- ①市場の使用頻度を考慮した目標性能を設定する。
- ②目標性能からアクチュエータ要求仕様の導出式とアクチュエータ仕様を決定する。
- ③アクチュエータの応答性を補償する制御ロジックを研究開発する。
- ④実車及びベンチにて有効性を検証する。

- 2) 車両性能及びアクチュエータの要求性能を決めるにあたり、重要な旋回時の姿勢安定性に関連して、旋回ロール時の官能評価から決めたロール目標値をドライバの人間-機械フィードバック系の操作環境である、旋回時の人間行動特性の実験的研究から考察し、その制御目標設計に関する妥当性を確認するとともに、以上のような制御機器設計において人間-自動車系からの車載機器設計の方針を明確化する。

1.3 論文の構成

本学位論文は以下の7つの章から構成されている。

第1章は緒言

第2章は車両振動乗り心地における課題

第3章はサスペンションの力学モデルに関する基礎理論

第4章はサスペンションシステムの車両適用に関する研究

第5章は電動アクティブサスペンションの研究と開発

第 6 章はロールの大きさによるドライバ挙動及び特性の研究

第 7 章は結言

それぞれの章について説明する。

第 1 章「緒言」は日米欧の技術開発推移からの制御サスペンションの歴史と研究目的および論文の構成を示す。

第 2 章「車両振動乗り心地における課題」では、車両振動の分類と人間の上下方向の感度特性および慣性入力時のロール方向の感度特性について、過去の知見と最近の研究報告内容を整理し、振動制御の目標値を明確にする。

第 3 章「サスペンションの力学モデルに関する基礎理論」では、サスペンションの振動抑制モデルをパッシブサスペンションとアクティブサスペンションのモデル化を行い、それぞれのシミュレーション性能予測を実施し、振動制御による達成レベルを明確にする。また、車両の横方向モーメントのつりあいから、ロール制御に必要な反ロールモーメントを明確にする。

第 4 章「サスペンションシステムの車両適用に関する研究」では、現在までに製品化したセミアクティブサスペンションの代表例であるエアサスと油空圧アクティブサスペンションのシステム性能を明確にし、車両適用を可能とした要素技術について述べ、さらに車両としての性能評価についてまとめ、次のシステムへの性能仕様を提案する。

第 5 章「電動アクティブサスペンションの研究と開発」では、課題とする消費エネルギーを低減する 2 つのシステムを車両に適用した研究結果をまとめる。一つのシステムは「電動アクティブスタビライザサスペンションシステム」であり、もう一つは「電動アクティブサスペンションシステム」である。この二つのシステムについて、目標性能の提示からシステム設計の設計手法を提案し、その有効性を検証し確認する。

第 6 章「ロールの大きさによるドライバ挙動及び特性の研究」では、旋回時のロールフイーリングの要因をドライバの頭部挙動に着目し、実車評価とベンチ実験により検討する。すなわち、ロールの動きを再現し、視覚刺激および動揺刺激を選択的に組み合わせ検証ができるローリングシミュレータ HDRS により、実車の動きと HDRS の動きの違いから人間に付与される動揺刺激と視覚刺激を分別解析し、旋回時の横加速度含めたそれぞれの影響度を明確にする。

第 7 章「結言」では、本研究のまとめを行うとともに、今後の研究課題について述べる。

1.4 参考文献

- (1) 発行人戸原春彦, 自動車用空気ばねの歴史, 自動車部品工業会発行 昭和43年3月1発行
- (2) V.D.Polhemus, L.J.Kehoe, Jr., F.H.Cowin, S.L.Milliken, Cadillac's Air Suspension for the Eldorado Brougham, *SAE Transactions*, Vol.66, 1958
- (3) F.McFarland, G.Peckham, E.Dietrich, The Buick Air Poise Suspension, *SAE Paper* 9A, 1958
- (4) K.H.Hansen, J.F.Bertsch, R.E.Denzer, 1958 Chevrolet Level Air Suspension, *SAE Paper* 9D, 1958
- (5) R.W.Perkins, Oldsmobile New-Matic Ride, *SAE Transactions* Vol.66,1958,pp.491-495
- (6) Von Ing.H.Weller, Die Daimler-Benz-Luftfederung im Typ 300SE, *ATZ* Vol.65,No.2, Feb 1963,pp.34-42
- (7) 国枝正春,空気ばね車両の上下振動の理論と実験, 鉄道技術研究所報告 No. 6, Apr. 1958
- (8) 守屋茂, 沼澤明男, 塩見正直, 木津龍平, トヨタセンチュリー(VG20)のシャーシ, トヨタ技術, Vol. 19, No. 4, 1967, pp. 461-470
- (9) M.MIZUGUCHI,S.CHIKAMORI,T.SUDA,K.KOBAYASHI, Electronic Controlled Suspension (ECS), *SAE*,(1984), No.845051, pp.2.209-2.217
- (10) 伊藤正美, 松重誠一, 武馬修一, 大沼敏男, 鈴木高夫, ソアラ用トヨタ電子制御エアサスペンションの開発, トヨタ技術 Vol. 36, No. 1, 1986年12月, pp. 10-20
- (11) M.Hirose, S.Matsushige, S.Buma, k.kamiya, Toyota Electronic Modulated Air Suspension System for the 1986 SOARER, *IEEE Transactions on Industrial Electronics* Vol.35, No.2, May,1988
- (12) 横矢雄二, 浅見謙, 浜島利充, ソアラ用トヨタ電子制御サスペンション(TEMS)の開発, トヨタ技術 Vol. 34, No1, 1984年6月
- (13) 横矢雄二, 浅見謙, 宮田博司, 電子制御サスペンションシステムの紹介, 自動車技術 Vol. 39, No. 2, 1985年 pp. 199-203
- (14) Y.Yokoya, K.Asami, T.Hamajima, N.Nakashima, Toyota Electronic Modulated Suspension (TEMS) System for the 1983 Soarer, *SAE Paper* 840341, February 1984
- (15) D.C.Karnopp, Vibration Control Using a Semi-Active Force Generator, *Trans. ASME*, Ser. B 96(1974), pp.619-626.
- (16) D.Hennecke, B.Jordan, U.Ochner, Elektronische Dampfer Control-eine vollautomatisch adaptive Dampfkraftverstellung fur den BMW 635 Csi, *ATZ* 89 9, 1987, pp.471-479
- (17) F.W.Lohr, Opel Omega-Teil 2:Fahrwerk und Antrieb *ATZ* 89 2, 1987, pp.63-72
- (18) Lancia Thema 8.32 *Autocar* July, 27, 1988, pp.44-52
- (19) H.Gaus, H.H.Julicher, Der neue Mercedes-Benz Roadstar-Gesamtfahrzeug und Fahrleistngen, *ATZ* 91 3, 1989, pp.113-121

- (20) R.J.Renter, Speed Dependent Damping for the 1989 Cadillac Allante, SAE Paper 890178, February, 1989
- (21) Von Jean Marie, Beitrag zum Studium und zur Ver-zolkommnung der Aufhangmg der Fahrzeuge (Die Servo-Aufhangng FL) , *ATZ Jahr-gang* 57, Nr.3, Marz 1955, pp63-70.
- (22) 菊地英一(訳), サーボ懸架装置について, *自動車技術* Vol. 9, No. 8, 1955
- (23) A.G.Thompson, Design of active suspensions, *Proc.Instn.Mech.Engrs.*1970-71, Vol.185 36/71, pp-553-563
- (24) A.G.Thompson, An Active Suspension with Optimal Linear State Feedback, *Vehicle System Dynamics*, 5, 1975
- (25) P.G.Wright, D.A.Williams, The application of active suspension to high performance road vehicles, *IMechE*, C239/1984, pp.23-28
- (26) D.C.Karnopp, Active Damping in Road Vehicle Suspension System, *Vehicle System Dynamics* 12,pp.291-312 (1983)
- (27) A.T.Pham, Traitement Numerique des Couplages Entre Degres de Liberte dune Suspension Active, *Ing. Automob.*, 108-110, Octobre (1987)
- (28) W.F.Milliken Jr., Active Suspension SAE 880799(1988), pp.1-6
- (29) P.Hillebrecht, D.Konik, D.Peril, H.Wallentowitz, F.Zieglmeier, The active suspension between customer benefit and technological competition, *Technical Papers:Total Vehicle Dynamics Vol. 2, XXIV FISITA Congress, Mechanical Engineering Publications Limited for the Institution of Mechanical Engineers*, 1992, pp.221-230
- (30) J.Dominy, D.N.Bulman, An Active Suspension for a Formula One Grand Prix Racing Car, *Trans. of ASME, J. of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 107, 73-78 (1985)
- (31) 武馬修一, 佐藤宏毅, 米川隆, 大沼敏男, 服部勝彦, 杉原正己, アクティブコントロールサスペンションの解析と開発, *日本機械学会論文集(C編)*, Vol. 57, No. 534, pp. 257-263 (1991)
- (32) 米川隆, 大沼敏男, 森淑伯, 後藤武志, 武馬修一, アクティブコントロールサスペンションの車両運動性能, *自動車技術会論文集*, Vol. 22, No. 3, July 1991, pp63-69
- (33) 武馬修一, 近藤浩, 佐藤国仁, 油谷敏男, トヨタアクティブコントロールサスペンションの開発, *トヨタ技術* 193, Vol. 40, No. 1, pp. 78-94
- (34) 福島直人, 赤津洋介, 藤村至, 佐藤正晴, 福山研輔: アクティブサスペンションの安定性・接地性の向上, *自動車技術*, Vol. 44, No. 3, 1990, pp. 29-35
- (35) Y.Akatsu et al, An Active Suspension Employing An Electrohydraulic Pressure Control System, *13 FISITA Congress, Torino*, 905123(1990), pp.949-959
- (36) 川上広司, 浦馬場真吾, 井上秀雄, 一丸英則, ソアラアクティブコントロール

- サスペンションの開発, *TOYOTA Technical Review* (1991), Vol. 41, No. 1, pp. 75-87
- (37) H.Kawakami, M.Tabata, H.Sato, H.Inoue, H.Itimaru, Development of Integrated System Between Active Control Suspension Active 4WS, TRC and ABS, *SAE 920271* (1992)
- (38) Dieter Konik, Development of the Dynamic Drive for the new 7 Series of the BMW Group, *International Journal of Vehicle Design* (2002), Vol. 28, No.1/2/3, pp.131-149
- (39) 武馬修一, 浦馬場真吾, 鈴木聡, 大熊靖大, 趙在成, 吹野崇志, 電動アクティブスタビライザサスペンションシステム, *自動車技術*(2006/7), Vol. 60, pp. 32-
- (40) 浦馬場真吾, 杉本尚康, 武馬修一, 鈴木聡, 西原彰男, 種子田彰哉, 電動アクティブスタビライザサスペンションシステムの開発, *自動車技術会論文集*, Vol. 38, No. 2, March2007, pp. 195-200
- (41) 趙在成, 武馬修一, 浦馬場真吾, 大熊靖大, 浜田敏敬, 小林優, 電動アクティブスタビライザサスペンションシステムのCAEによる解析と開発, *自動車技術会春季学術講演会*, 前刷集 No. 11-6, 2006549, 2006年5月, pp. 5-9
- (42) 種子田彰哉, 鈴木勝巳, 吹野崇志, 武馬修一, 浦馬場真吾, 電動アクティブスタビライザアクチュエータの開発, *自動車技術会春季学術講演会*, 前刷集 No. 11-6, 20065210, 2006年5月, pp. 11-15
- (43) Satoshi Suzuki, Shuuichi Buma, Shingo Urababa and Akio Nishihara, Akiya Taneda, Development of Electric Active Stabilizer Suspension System, *SAE International*(2006/4), 2006-01-1537
- (44) Yuuki Ohta, Hiroaki Kato, Daisuke Yamada, Katsuhiko Sato, Takashi Fukino, Eitaku Nobuyama, Shuuichi Buma Development of an Electric Active Stabilizer System Based on Robust Design, *SAE International*(2006/4), 2006-01-0758
- (45) 大熊靖大, 武馬修一, 浦馬場真吾, 鈴木聡, 西原彰男, 趙在成, 飯田友幸, 土田久輔, レクサス GS 電動アクティブスタビライザサスペンションシステムの開発, *TOYOTA Technical Review*, Vol.54 No.2, 2006/3 221, pp.90-97
- (46) Yasuhiro Ohkuma, Shuuichi Buma, Shingo Urababa, Satoshi Suzuki, Akio Nishihara, Cho Jae Sung, Tomoyuki Iida, Kyusuke Tsuchida, Development of an Electric Active Stabilizer Suspension System for Lexus GS, *TOYOTA Technical Review* Vol.54 No.2, 2006/6 221, pp.88-95
- (47) 大熊靖大, 杉本尚康, 武馬修一, 浦馬場真吾, 鈴木聡, 種子田彰哉, 神田亮, 電動アクティブスタビライザサスペンションシステム, *日本機械学会年次大会*, 7号(2006), pp. 107-108
- (48) 鈴木勝巳, 種子田彰哉, 吹野崇志, 武馬修一, 小林優, 電動アクティブスタビライザアクチュエータの開発, *日本機械学会年次大会*, 7号(2006), pp. 109-110

- (49) Daisuke Yamada, Yuuki Ohta, Hiroaki Kato, Daisuke Yamada, Katsuhiko Sato, Takashi Fukino, Eitaku Nobuyama, Shuuichi Buma, Development of an Electric Active Stabilizer System Based on Robust Design, *FIJITA 2006 World Automotive Congress* (2006/10), F2006V184
- (50) 武馬修一, 大熊靖大, 種子田彰哉, 鈴木勝巳, 趙在成, 小林優, 電動アクティブスタビライザサスペンションシステムの解析と開発, *日本機械学会論文集 C 編*, 2008 年 12 月号, 第 74 巻, 748 号, pp. 2827-2836
- (51) Jae-Sung Cho, Shuuichi Buma, Shun'ichi Doi, The application of CAE tools in the development of an Active Stabilizer Suspension System, *ICCAS 2007*, 4406886, pp.91-95
- (52) 武馬修一, 趙在成, 神田亮, 梶野英紀, 土田久輔, 十津憲司, 大谷佳史, 電動アクティブサスペンションアクチュエータの開発, *自動車技術会論文集* 2008.9, Vol. 39, No. 5, pp. 13-18
- (53) 武馬修一, 梶野英紀, 趙在成, 杉山和徹, 神田亮, 土居俊一, 電動アクティブサスペンションシステムの構築と性能評価, *日本機械学会交通物流学術講演論文集*, 2007, pp. 163-166
- (54) 神田亮, 武馬修一, 趙在成, 杉山和徹, 吉岡謙志朗, 電動アクティブサスペンションによる乗り心地制御, *日本機械学会交通物流学術講演論文集*, 2007, pp. 167-170
- (55) 武馬修一, 梶野英紀, 趙在成, 高橋経範, 土居俊一, 旋回ロール時のドライバ挙動の解析と考察, *自動車技術会春季学術講演会前刷集*, No. 2-8, 2008 年 5 月, pp. 7-12
- (56) Shuuichi Buma, Hidenori Kajino, Jae-Sung Cho, Tsunenori Takahashi, Shun'ichi Doi, Analysis and Consideration of the Driver Motion according to the Rolling by Slalom Running, *JSAE Review* (2009. 1), Vol. 30, No. 1, pp. 69-76
- (57) 武馬修一, 梶野英紀, 趙在成, 高橋経範, 土居俊一, 旋回ロール時のドライバ挙動の解析と考察, *自動車技術会論文集*, Vol. 40, No. 2, March, 2009, pp. -
- (58) Shuuichi Buma, Hidenori Kajino, Tsunenori Takahashi, Sun'ichi Doi, Consideration of a human dynamic characteristic and performance evaluation of an Electric Active Suspension, *AIM (IEEE/ASME)*, 2008 July.4
- (59) Hidenori Kajino, Shuuichi Buma, Jae-Sung Cho, Ryo Kanda, The Future Development and Analysis of an Electric Active Suspension System, *SAE* (2008/4)2008-01-0345
- (60) Hidenori Kajino, Shuuichi Buma, Jae-Sung Cho, Ryo Kanda, ELECTRIC ACTIVE SUSPENSION SYSTEM DEVELOPMENT WITH DRIVER'S MOTION ANALYSIS, *FISITA* (2008/9) F2008-03-012
- (61) 高橋経範, 土居俊一, 武馬修一, 車両の操舵に伴うロール発生時のドライバ姿勢に関する検討, *日本機械学会講演論文集*, No. 085-1(08/03), 1312, pp. 493-494

- (62) 高橋経範, 土居俊一, 武馬修一, スラローム走行時のドライバの操作行動解析,
日本機械学会第17回交通・物流部門大会 講演論文集, No. 08-68 (2008.12), pp. 293-296
- (63) 須田義大, 末松啓吾, 中野公彦, 椎葉太一, 小峰久直, 自動車における電磁
サスペンションの研究, 日本機械学会交通・物流部門大会, TRANSLOG '99, pp. 193-196
- (64) 末松啓吾, 須田義大, 中野公彦, 椎葉太一, 自動車における電磁サスペンションの研究,
自動車技術会春季学術講演会前刷集 4-00 (2000), pp. 193-196
- (65) 川元康裕, 須田義大, 井上博文, 近藤卓宏, 自動車用電磁サスペンションのアクティブ
制御に関する研究, 日本機械学会交通・物流部門大会, Vol. 2004, No. 13 (20041130),
pp. 103-106
- (66) 中野公彦, 平山勝彦, 林隆三, 須田義大, 川元康裕, 電磁サスペンションを搭載した
大型車の走行性能解析, 日本機械学会交通・物流部門大会, (TRANSLOG2007), pp. 143-146

第2章 車両振動乗り心地における課題

この章では、車両振動の分類と人間の上下方向の感度特性と慣性入力時のロール方向の感度特性について、過去の知見と最近の研究報告内容の考察を加え、振動評価の目標値を明確にする。

2.1 車両振動の分類

車両の運動は走行軌跡を示すヨー方向の運動とばね上の車体の動きを示す、バウンス(上下)、ピッチ(前後傾斜)、ロール(左右傾斜)とワープ(前後ロール量の差=車体のねじれ)の4つの量で表す。図2-1にその定義を示す。

本研究にて、主に扱う車両の動きは、路面からの入力で車体が動かされる各輪のバウンス方向の動きと、旋回時等の慣性入力で車体が回転運動するロール方向の動きであり、これらについて、過去の研究成果と最近の研究成果を整理し、目標指標とすべき性能を明確にする。

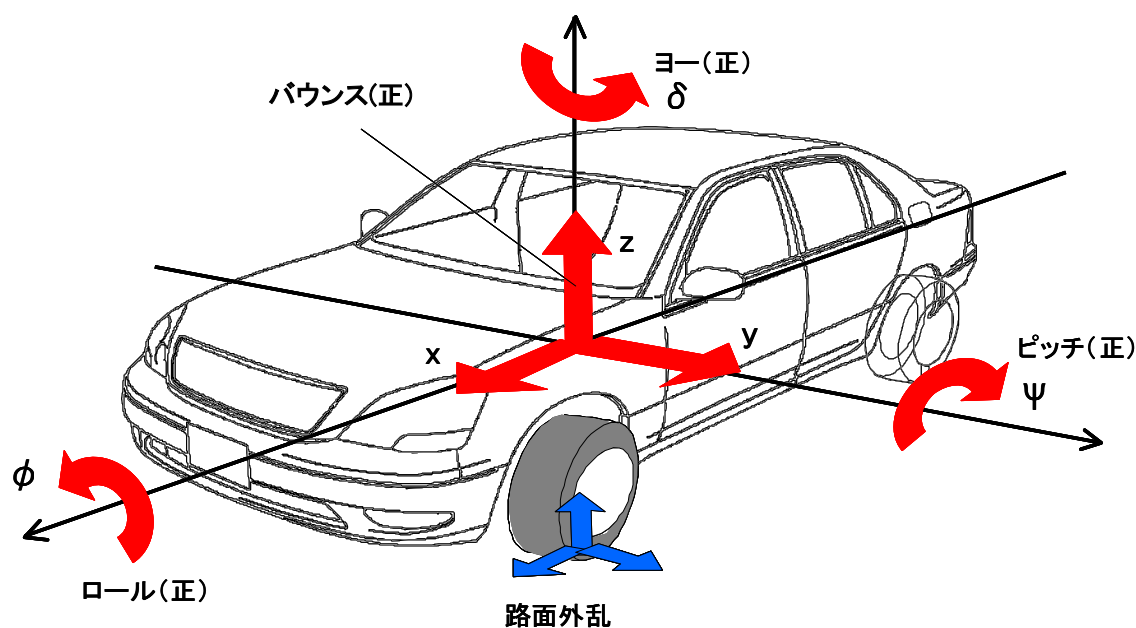


図2-1. 車両振動の方向による分類

2.2 路面入力時の人体振動感度と乗り心地評価

2.2.1 人間の振動感覚特性

乗り心地の評価用語は周波数範囲でこれらの現象について表現されている。例えば、その分類はいくつかの周波数帯に分割され、フラットライドは0.25-3Hzの間、早いばね上の動きは2-4Hz、腹部に敏感な乗り心地感覚は4-8Hz、ばね下のばたつきの感覚は8-15Hzと表現されているように周波数でその評価表現と基準値を変えている。

その周波数による振動乗り心地の指標は ISO 規格 ISO-2631⁽¹⁾ にあり、垂直方向と横方向の加速レベルは図 2-2(a) と (b) に示されている。この図から、人間の感度は上下方向（バウンス方向）が 4-8Hz、横方向（Y 方向）は 1-2Hz の間が高い事を示す。それは腹部と身体他の部分の共振に関係があると言われている。

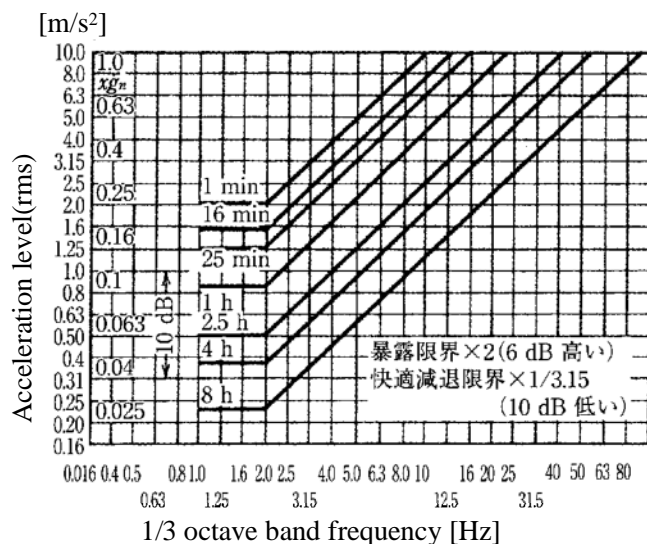
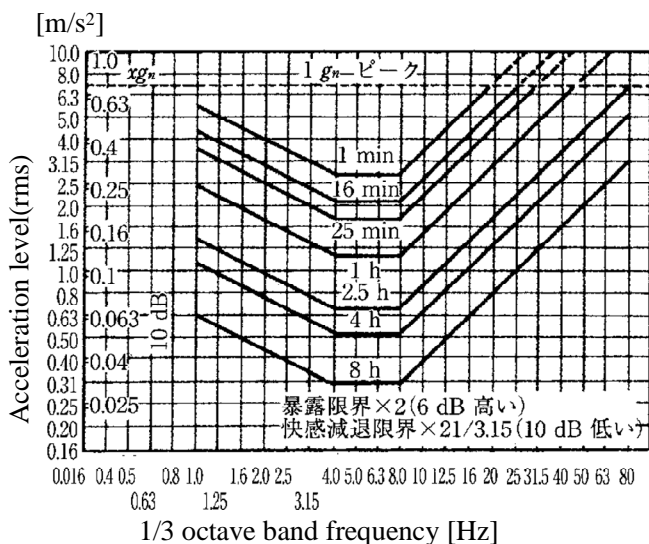


図 2-2(a). ISO 乗り心地指標（垂直方向）

図 2-2(b). ISO 乗り心地指標（横方向）

人間の振動感覚特性の研究は古くから多くの研究が発表されている。振動許容度の研究は Janeway⁽²⁾, Goldman⁽³⁾, Lee&Pradoko⁽⁴⁾, Dieckmann⁽⁵⁾, および Tamara⁽⁶⁾ があり、その代表的な特性と ISO2631(1-4Hour) の結果を人体の振動許容限界特性図 2-3 に示す。

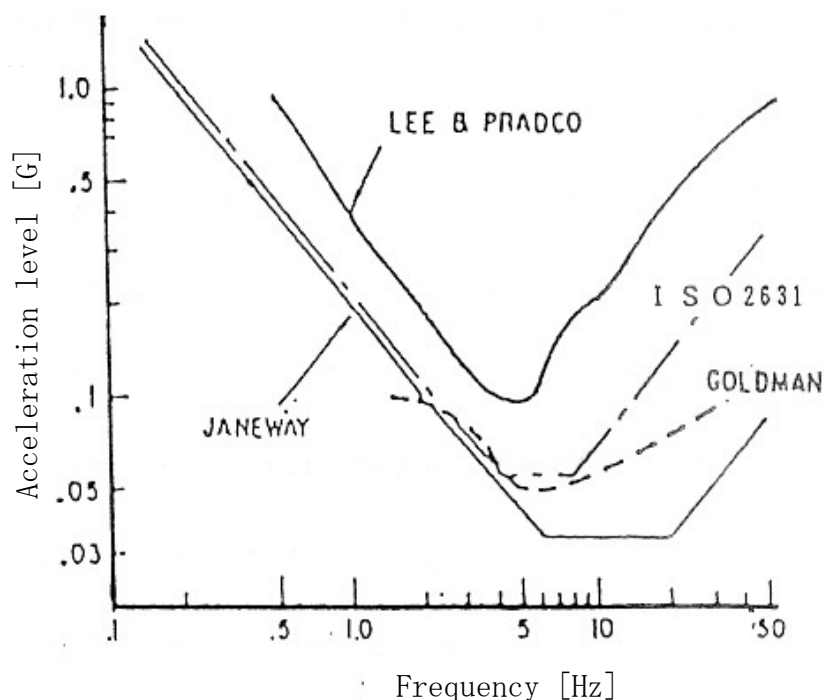


図 2-3. 上下振動の人体の振動許容限界特性

2.2.2 乗り心地評価特性及び目標値

乗り心地評価の快い又は不快とはどのような振動をどの周波数で感じているのかという研究は、連続的な上下方向のサイン振動を与えた時の振動感覚特性を周波数と加速度との関係で表し、Meister (1926 年) の線図⁽⁷⁾で示されている。自動車の大部分において、周波数の物理量パラメータは加速度の領域と言われ、縦軸を加速度で表している。Meister と Janeway の限界曲線をあわせた特性文献⁽⁸⁾に対し、今回新たに追加した ISO2631 の目安値を図 2-4 に示す。ISO2631 の目安値の位置付けを明確にする事ができた。

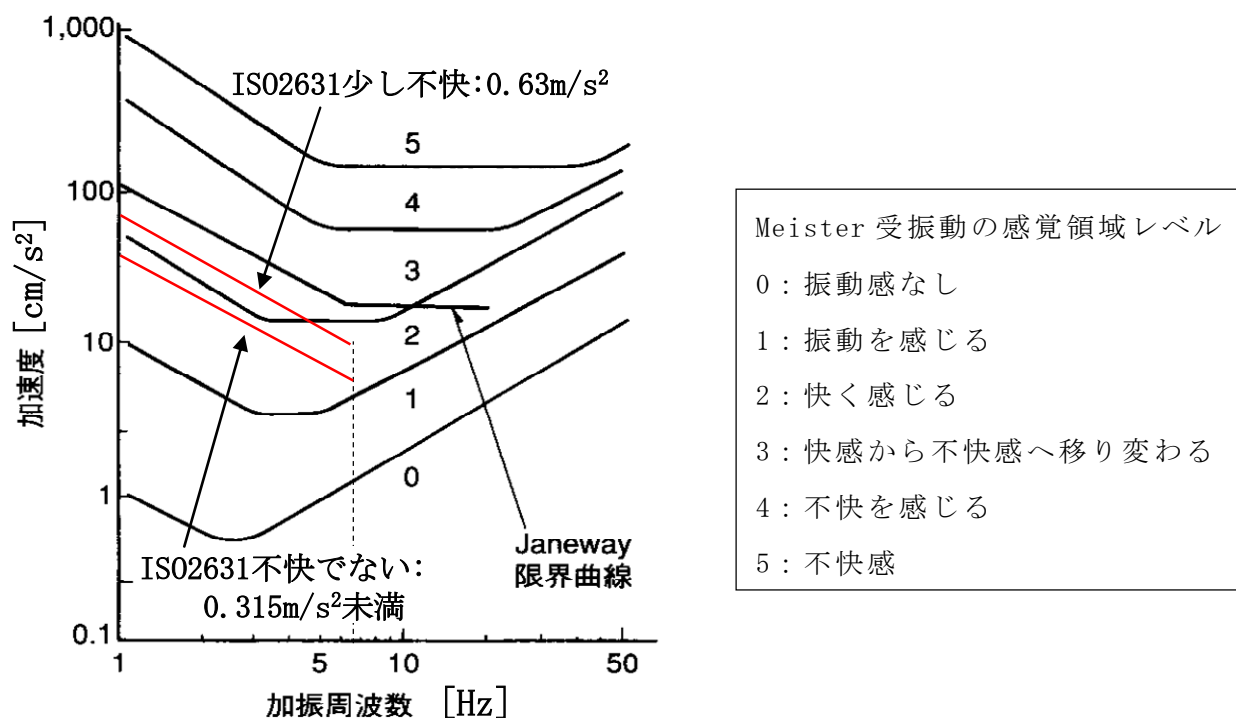


図 2-4. Meister 振動感覚特性線図

この図 2-4 の結果から乗り心地の目標として、Meister の領域 2 と Janeway の限界曲線の間にある ISO2631 の目安値「少し不快 0.63 [m/s²]」を仮目標値として設定する。

但し、ISO 2631-1:1997(E) の Annex C (対応 JIS 規格 JIS B 7760-2:2004) に快適性の目安値は、適用される各場面(騒音、気温、読書、食事等)に左右される前提で、下記の値が紹介されている点は仮目標値としても注意が必要である。

- ・ 不快でない : 0.315 [m/s²]未満
- ・ 少し不快 : 0.315~0.63 [m/s²]
- ・ やや不快 : 0.5~1.0 [m/s²]
- ・ 不快 : 0.8~1.6 [m/s²]
- ・ かなり不快 : 1.25~2.5 [m/s²]
- ・ 極度に不快 : 2 [m/s²]遥か越える

以上の過去の知見から、

- ・ 上下方向の乗り心地の評価は周波数と上下方向の加速度を評価量として整理する。
- ・ 目標値は IS02631 の目安値「少し不快 0.63 [m/s²]」を仮の目標性能とする。(但し、その車両毎, システム毎, 場面毎に左右される前提で、目標値は注意が必要である。)

2.3 慣性入力時の乗り心地性能

慣性入力時の乗り心地とは、下記の 2 項目を路面入力時と分けて取り扱う。

- ①加速・減速時の前後方向の加速度が働いた時のピッチ方向の姿勢変化に対する乗り心地。
- ②ハンドル操作による横加速度が働いた時のロール方向の姿勢変化に対する乗り心地。

その中で、ホイールベースとトレッドの軸間距離の違いから、ロール方向の姿勢を制御する場合は、ピッチ方向に比較して大きな力を必要とする。そして、その抑制力はサスペンションのジオメトリを利用した効果力（アンチダイブジオメトリやアンチスクワットジオメトリ）がピッチ方向とは異なり期待できない。よって、ばねとダンパによりアンチロールモーメントを発生させる必要がある。その値は路面入力の乗り心地と相反する性能の為に、ロール方向の目標値の設定が重要となる。

路面入力の乗り心地性能に依存しない、ロール目標値が評価できるのはアクティブサスペンション実験車ができる事で初めて達成できるので、その実験車ができる 1985 年から、ロール姿勢をドライバがどのように感じているのかを、その量と感じ方について調べた。学会発表は 1989 年 9 月に発表したトヨタセリカの論文⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾であり、現在も有効なその目標指標について検証する。

2.3.1 評価条件

旋回時のロール制御の制御目標には正ロール、ゼロロール、逆ロールが考えられる為、アクティブサスペンションのロールの制御ゲインを変化させ、ドライバのロールの感じ方を調べた。

- ・ 評価パネラ：一般ドライバ 3 名とベテランドライバ 5 名の総計 8 名にて調査した。
- ・ 走行コース：30m～60m の旋回半径を持つ周回コースにて、レーンチェンジ及びスラローム走行が中心で評価をまとめた。

2.3.2 評価結果とロール姿勢の目標値

試乗結果は定常旋回時の評価ではなく、レーンチェンジ、スラローム走行を主体にした結果でまとめた。その結果、図 2-5 のようにロール率 0.6 [deg] at 5.0 [m/s²]ではドライバはロールをしていないと感じていることがわかった。またロール姿勢の「良し・悪し」を判断する官能評価では、図 2-6 に示すように、ロールを零と感じている所が、最も良いフィーリングを得ていることがわかった。

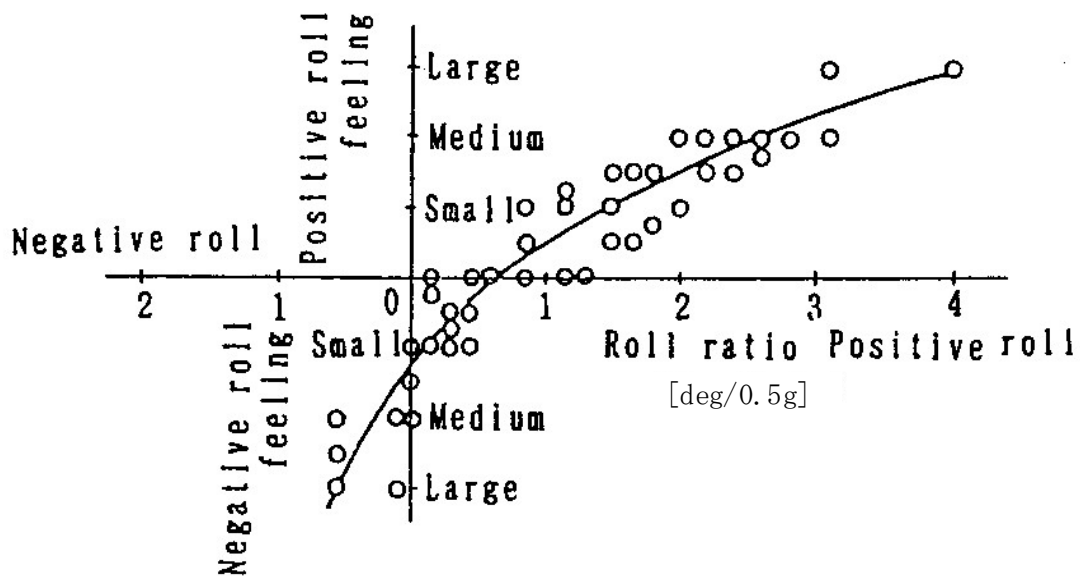


図2-5. ロール率とロール感の関係

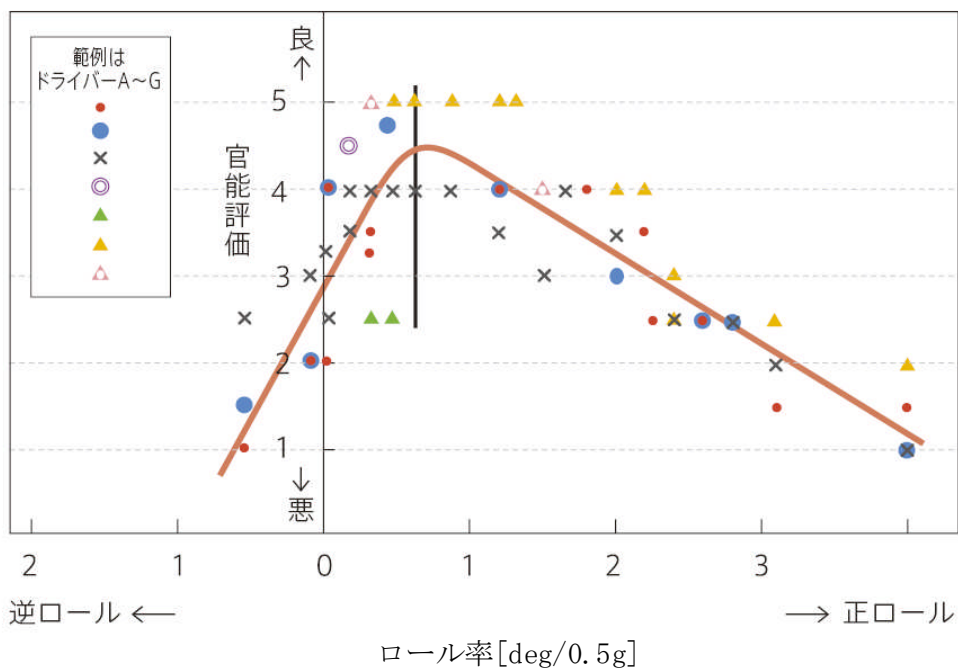


図 2-6. ロール率と官能評価の関係

図 2-6 の官能評価の結果から制御目標値を決定した。

- ① 1989 年の油空圧式アクティブサスペンション車の目標：
ロール、ピッチとも姿勢制御目標値を 0.5 [deg]/0.5G に設定した。
- ② 2005 年の電動アクティブスタビライザサスペンション車両の目標：
ロールをゼロと感じている領域の範囲内のロール角 1 [deg]とした。

2.4 最近の振動評価

最近の高精度なドライビングシュミレータの発達により、人体に働く加速度の動揺と被験者が目で感じる視覚についての研究が行われるようになってきた。

2.4.1 人の視覚・動揺感受特性

車体の振動モード（ロール、ピッチ、ヨー及び上下、左右）毎に、視覚と動揺の感受特性に基づくロール感の向上の論文⁽¹¹⁾⁽¹²⁾が発表され、視覚の重要性が明確になった。その結果を図 2-7 に示す。縦軸は 1 Hz 時の振動加速度に換算して比較を行っており、次元の異なる二つの特性が比較できている。この論文の動揺の閾値は Griffin ハンドブック⁽¹³⁾から引用している。また、ロール特性と車両運動に関する論文⁽¹⁴⁾⁻⁽¹⁶⁾も多く、益々ドライバの官能評価との関連付けが重要となっている。

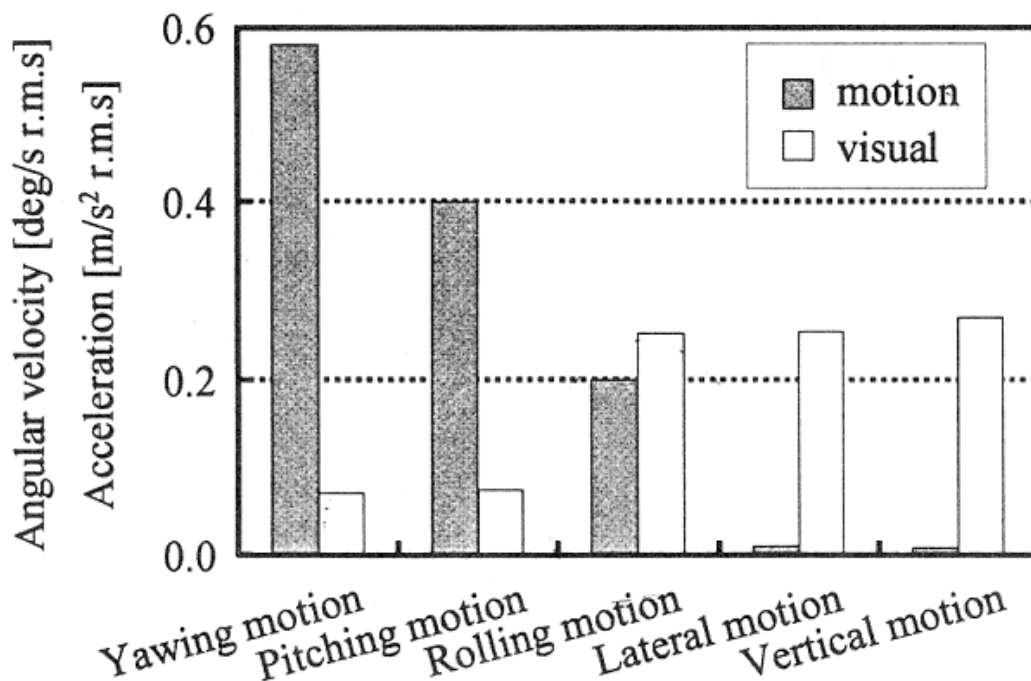


図 2-7. 人の視覚・動揺感受特性

この図 2-7（小さい値が感度の高い）の内容を以下に示す。

- ・ ロール方向の認識と弁別は動揺及び視覚と同じくらいの感度。
- ・ 回転運動の中ではロール方向の動揺の感度が高い。
- ・ ヨーの視覚の感度はロールの視覚の感度より高い。

ロール方向の官能評価は動揺と視覚からの解析が必要であり、視覚は速度の次元で運動の認識と弁別をしていることからロール速度の解析が必要である。

2.4.2 旋回時のドライバ挙動特性への解析提案

前述 2.3 節の図 2-5 と図 2-6 のロール率と官能評価の結果はドライバが何を感じて、こ

の結果になったのかは未解明であるので、ドライバの人間-機械フィードバック系の操作環境である、旋回時のドライバ挙動特性の実験的研究から考察し、その制御目標値の妥当性を確認する。

特に、視覚・動揺感受特性の結果を旋回時のロール官能評価に当てはめると、次の事が言える。

- ① 旋回時のロール官能評価は動揺と視覚からの解析が必要である。
- ② 視覚はドライバの頭部挙動の影響を受ける事から、ロール時のドライバ頭部挙動の解析が必要である。

よって、この上記2項目を含めたドライバ挙動の解析を後述、第6章にて実施する。

2.5 新たな制御目標値の提案

第6章での検証結果を受けて、制御目標値として提案する内容を以下に述べる。

車両のロール角(θ_v)とドライバ頭部のロール補正角(θ_{hv})について、定常旋回の場合は予めコースの曲率変化等から横加速度を予測して、頭部を旋回中心側に傾けるというZikovitzらのヘッドチルトの研究⁽¹⁷⁾にも有るように、予測横加速度との相関関係を見出す事($R=0.927$)ができるが、スラローム旋回のように過渡的な旋回条件の横加速度(GL)と頭部ロール補正角(θ_{hv})の相関関係は図2-8に示すように相関係数 $R=0.536$ となり、中くらいの強さの相関関係を示す。

このような過渡的な旋回条件の場合は後述する第6章の結果('08年5月の自動車技術会で発表^{(18)~(20)})のように、頭部ロール補正角速度($\Delta\theta_{hv}$)は横加速度のジャーク値(ΔGL) (図6-17)と車両のロール角速度($\Delta\theta_v$) (図6-10)に強い相関関係がある事を明確にした。

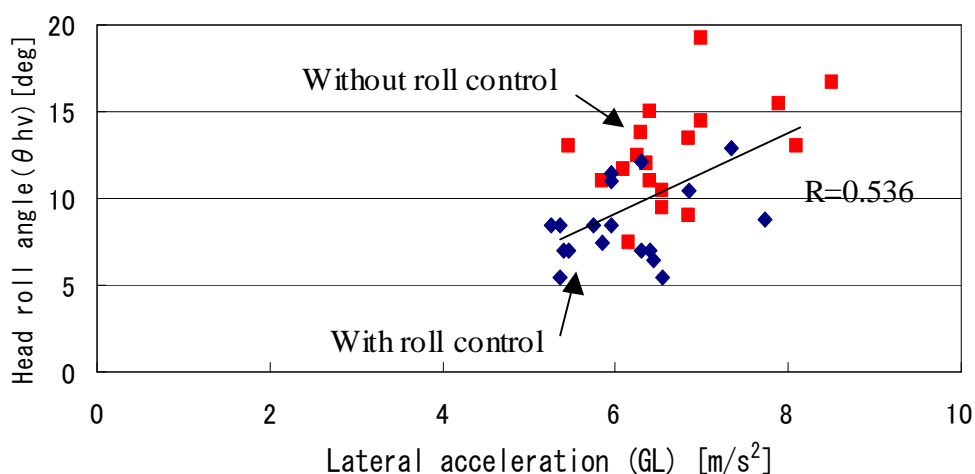


図2-8. 横加速度と頭部のロール補正角

その2条件の内、可制御の対象は車両のロール角速度($\Delta\theta v$)であるので、車両のロール角速度($\Delta\theta v$)と頭部のロール補正角速度($\Delta\theta hv$)の関係をロール制御あり(目標ロール角1[deg])とロール制御なし(目標ロール角4[deg])の全データから相関係数を求めた。その関係を図2-9で示す。直線補完式の相関係数 $R=0.812$ に比べ、多項補完式の相関係数 $R=0.849$ とより強い相関を示す事が分った。また、ロール制御有りのみの相関係数 $R=0.602$ に比べても、極めて強い相関関係となる事が分った。この補完式は車両のロール角速度($\Delta\theta v$)が10[deg/s]以下の領域とそれ以上のロールが大きい制御なしの領域で変曲点が存在する。この変曲点を使って、目標とする車両のロール角速度($\Delta\theta v$)の基準を検討した。

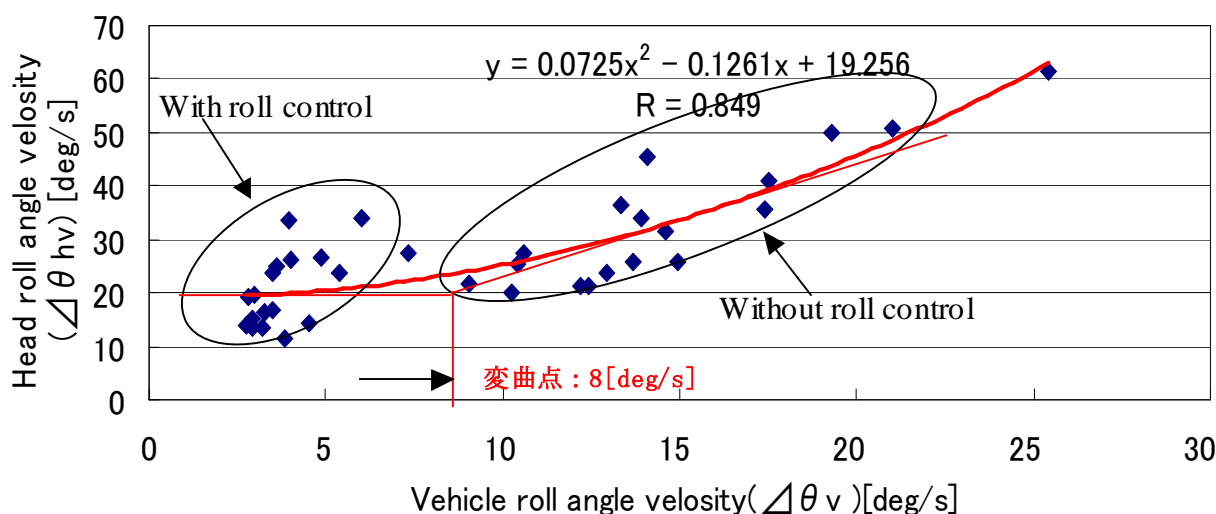


図2-9. 車両ロール角速度とドライバ頭部のロール補正角速度の相関関係

図2-9にて、車両のロール角速度($\Delta\theta v$)が10[deg/s]以下の領域は頭部ロール補正角速度($\Delta\theta hv$)の平均値が20[deg/s]とほぼ一定となっている。この領域の値をもう一つの強い相関関係である横加速度のジャーク値(ΔGL)と頭部ロール補正角速度($\Delta\theta hv$)との関係について解析する。

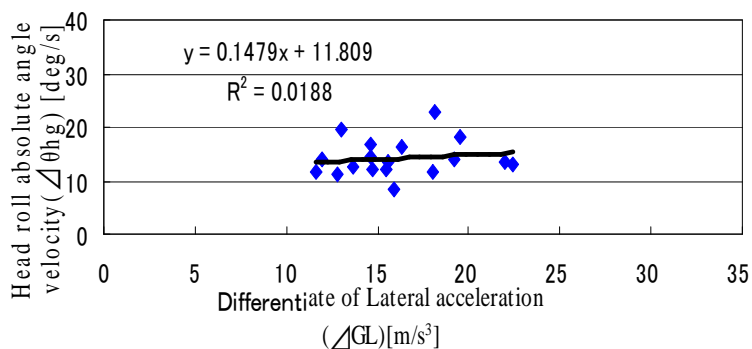


図2-10. 横加速度のジャークと絶対座標での頭部ロール角速度の関係

図 2-10 結果から横加速度のジャーク値 (ΔGL) と絶対座標の頭部ロール角速度 ($\Delta \theta_{hg}$) の関係は平均が 14 [deg/s] ある事がわかる。

そして、図 2-11 に示す、横加速度のジャーク値 (ΔGL) と車両のロール角速度 ($\Delta \theta_v$) の関係から、目標ロール角 1 [deg] のロール制御ありの場合、横加速度のジャーク値 (ΔGL) に対する平均的な車両のロール角速度 ($\Delta \theta_v$) は 5 [deg/s] である。

以上の結果からトータルの頭部ロール補正角速度 ($\Delta \theta_{hv}$) は 19 [deg/s] となり、図 2-9 に示す、頭部ロール補正角速度 ($\Delta \theta_{hv}$) の一定値 20 [deg/s] に近づく。この結果から、ロール制御あり (目標ロール角 1 [deg]) のロール角がゼロに近い場合は横加速度のジャーク (ΔGL) に対しても、頭部のロール補正角速度 ($\Delta \theta_{hv}$) は決まることが分る。

この結果から、車両のロール角速度 ($\Delta \theta_v$) で決まる頭部ロール補正角速度 ($\Delta \theta_{hv}$) はロール制御あり (目標ロール角 1 [deg]) の場合の最小の平均値 (20 [deg/s]) からロールが大きくなる事で、車両のロール角速度 ($\Delta \theta_v$) に対し、頭部ロール補正角速度が非線形に大きくなる。

よって、車両のロール角速度 ($\Delta \theta_v$) の影響で頭部ロール補正角速度 ($\Delta \theta_{hv}$) が非線形に急変する変曲点以下に車両のロール角速度 ($\Delta \theta_v$) を制御する事が必要となる。

図 2-9 のグラフから求めた車両のロール角速度の変曲点は 8 [deg/s] である。

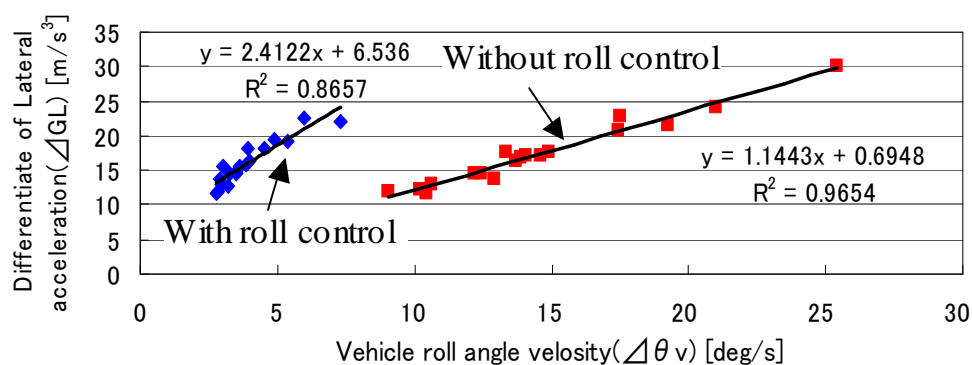


図 2-11. 横加速度のジャークと車両のロール角速度の関係

この変曲点である車両のロール角速度 ($\Delta \theta_v$) が 8 [deg/s] 以下は頭部ロール補正角速度 ($\Delta \theta_{hv}$) の変化が少ない事を意味する。よって、この値以下を車両ロール角速度の目標と設定し、システムの検証を行う。

2.6 まとめ

1) 目標性能

(1) 路面入力のパウンス（上下）方向乗り心地性能：

- ・ 乗り心地の評価は周波数と加速度を評価量として整理する。

目標値は ISO2631 の目安値「少し不快 0.63 [m/s²]」を仮の目標性能とする。（但し、その車両毎, システム毎, 各場面毎に左右される前提で、目標値の設定は注意が必要。）

(2) 慣性入力時の乗り心地性能：

- ・ 目標の車両のロール角は 0.5~1[deg] (at 5.0[m/s²]) でロールをゼロと感じている領域の範囲内の目標とする。
- ・ 目標の車両のロール角速度は 8[deg/s]以下とする。

2) 旋回時のドライバ挙動特性の解析（第 6 章）への提案

- ・ 旋回時ロール官能評価は動揺と視覚からの解析が必要である。
- ・ 視覚はドライバの頭部挙動の影響を受ける事から、ロール時のドライバ頭部挙動の解析が必要である。

2.7 参考文献

- (1) I.S.O. : Guide for the Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration, No. *ISO-2631-1978(e)* (1978) 対応 JIS 規格, 全身振動-第 2 部 : 測定方法及び評価に関する基本的要求, JIS B 7760-2, 2004
- (2) R.N.Janeway, Human Vibration Tolerance Criteria and Applications to Ride Evaluation, *SAE Paper 750166* (1975), pp. 1-24
- (3) D.E.Goldman, H. E. Von Gierke, The Effect of Shock and Vibration on Man, *Naval Medical Research Institute*, No. 60-3
- (4) R.Lee,F.Pradko,Analysis of Human Vibration, *SAE Transactions*, Vol.77, Paper 680091 (1968)
- (5) D.Dieckmann,Die Wirkung Mechanischer Schwingungen in Kraftfahrzeugen auf den Menschen, *ATZ, Jahrg.59, Nr.10*, 297-302 (1957)

- (6) Tamara, Y.Yonekawa, Evaluation Methods for Vibration 1-3, *The Journal of the Acoustical Society of Japan*, Vol.27, No.1 (1971)
- (7) 新編自動車工学便覧, 第 2 編, 自動車技術会, 1984 年
- (8) カヤバ工業株式会社, 自動車のサスペンション(第 2 版), 2005 年発行, 第 3 章, pp. 56-
- (9) 武馬修一, 佐藤宏毅, 米川隆, 大沼敏男, 服部勝彦, 杉原正己, アクティブコントロールサスペンションの解析と開発, *日本機械学会論文集(C 編)* (1991), Vol. 57, No. 534, pp. 257-263
- (10) 米川隆, 大沼敏男, 森淑伯, 後藤武志, 武馬修一, アクティブコントロールサスペンションの車両運動性能, *自動車技術会論文集*, Vol.22, No.3, July 1991, pp. 63-68

- (11) 村岸祐治, 福井勝彦, 浅賀泰男, 小野英一, 山本泰, 勝山悦生, 酒井英樹 : 視覚・動揺感受特性に基づく操舵過渡応答性能の向上 (第 1 報), *自動車技術会春季学術講演会前刷集*, No. 10-06, 20065026, 2006 年 5 月, pp. 1-4
- (12) 山本泰, 酒井英樹, 大木幹志, 福井勝彦, 安田栄一, 菅原朋子, 小野英一 : 視覚・動揺感受特性に基づく操舵過渡応答性能の向上 (第 2 報), *自動車技術会春季学術講演会前刷集*, No. 10-06, 20065026, 2006 年 5 月, pp. 5-9

- (13) M.J.Griffin, Handbook of HUMAN VIBRATION, *ACADEMIC PRESS* (1990)

- (14) 酒井英樹, 穂積仁, 杉山瑞穂, ロール特性が車両運動に及ぼす影響, *自動車技術会秋季学術講演会前刷集* (2005/9), No. 121-05, 20055693, pp. 13-18
- (15) 樋口実, 種子田和宏, 芝端康二, 皆川正明, ばね上挙動が車両運動性能に与える影響-第1報:動的なロール挙動と操舵応答特性-, *自技会講演会前刷集*, No. 107-01, pp. 15-18
- (16) 香村伸吾, 大北剛史, 路面入力に対するロール・左右方向の車両挙動解析, *自動車技術会秋季学術講演会前刷集* (2007/10), 20075977
- (17) D.C.Zikovitz, L.R.Harris, Head tilt during driving, *Ergonomics*, Vol.42, No.5, pp.740-746, 1 May 1999
- (18) 武馬修一, 梶野英紀, 趙在成, 高橋経範, 土居俊一, 旋回ロール時のドライバ挙動の解析と考察, *自動車技術会春季学術講演会前刷集* No. 2-08, 20085313, 2008. 5, pp. 7-12
- (19) Shuuichi Buma, Hidenori Kajino, Jae-Sung Cho, Tsunenori Takahashi, Shun'ichi Doi, Analysis and Consideration of the Driver Motion according to the Rolling by Slalom Running, *Review of Automotive Engineering* (2009.1), Vol.30, No.1, pp.69-76
- (20) 武馬修一, 梶野英紀, 趙在成, 高橋経範, 土居俊一, 旋回ロール時のドライバ挙動の解析と考察, *自動車技術会論文集*, Vol. 40, No. 2, March, 2009, pp. -

第3章 サスペンションの力学モデルに関する基礎理論

この章では、サスペンションの振動抑制モデルをパッシブサスペンションとアクティブサスペンションのモデルを明確にし、それぞれのシミュレーション性能予測を行い、達成レベルを明確にする。また、車両の横方向モーメントのつりあいから、ロール制御に必要な反ロールモーメントを明確にした。

3.1 基本的なサスペンションの上下方向の振動抑制モデル

サスペンションの基本振動モデルであるので、多種の文献⁽¹⁾⁻⁽⁵⁾がある。その中で、基本に戻り、ばね下とばね上のそれぞれの伝達特性を明確にし、ばね上加速度の検証を行う事とした。

3.1.1 単輪 2 自由度のサスペンションのモデル

単輪ベースの 2 自由度のサスペンションモデルを図 3-1 に、諸元を表 3-1 に示す。

記号説明

路面変位入力 = X_0 [m] ばね下変位 = X_1 [m] ばね上変位 = X_2 [m]

ばね上質量 = m_2 [kg] ばね下質量 = m_1 [kg]

コイルばね定数 = k_2 [N/m] タイヤばね定数 = k_1 [N/m] アブソーバ減衰係数 = C_2 [Ns/m]

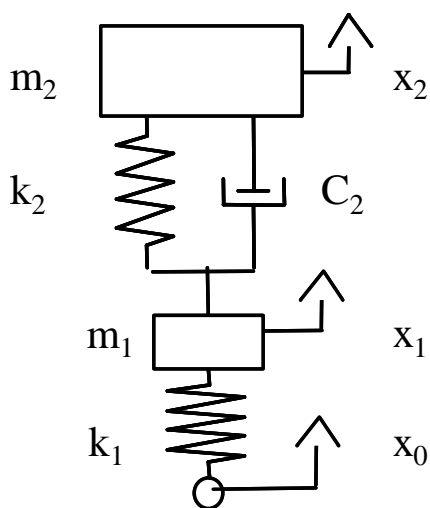


表 3-1 サスペンション諸元

記号	単位	値
m_2	kg	456.3
m_1	kg	43.5
k_2	N/m	17700
C_2	Ns/m	1096.6
k_1	N/m	309000

図 3-1. 2 自由度のサスペンションモデル

このモデルのばね上とばね下周りの運動方程式を式(1)と式(2)で表す。

$$m_2 \ddot{X}_2 = k_2(X_1 - X_2) + C_2(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) \tag{1}$$

$$m_1 \ddot{X}_1 = k_1(X_0 - X_1) - k_2(X_1 - X_2) - C_2(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) \quad (2)$$

ばね下変位に対するばね上変位の伝達特性は式(1)と式(2)をラプラス変換して伝達関数 G1 と G2 を求める。このモデルの路面変位からばね上変位までの伝達関数を図 3-2 に示す。

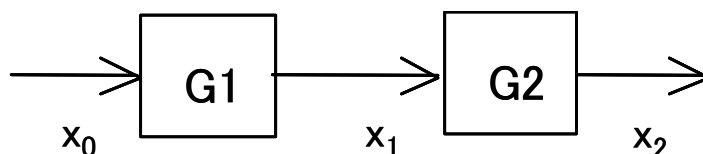


図 3-2. 路面変位からばね上変位までの伝達特性

路面入力によるばね下の振動がタイヤの接地性を損なう事の無いように、ばね下の変位： X_1 を算出する伝達特性 G1 を導出する。

路面入力からばね下変位までの伝達関数：G1 を式(3)にて求める。

$$G1 = \frac{m_2 k_1 S^2 + k_1 c_2 S + k_1 k_2}{m_1 m_2 S^4 + c_2 (m_1 + m_2) S^3 + (m_2 (k_1 + k_2) + m_1 k_2) S^2 + k_1 c_2 S + k_1 k_2} \quad (3)$$

路面入力によるばね上の振動を算出するばね下変位： X_1 からばね上変位： X_2 までの伝達関数：G2 を式(4)にて求める。

$$G2 = \frac{c_2 S + k_2}{m_2 S^2 + c_2 S + k_2} \quad (4)$$

ばね下振動の角速度： ω_1 [rad/s]，ばね上振動の角速度： ω_2 [rad/s]

減衰比： ζ を下記式(5)に示す。

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}}, \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}}, \quad \mu = \frac{m_1}{m_2}, \quad \zeta = \frac{C_2}{2 \cdot m_2 \cdot \omega_2} \quad (5)$$

伝達関数から得られたばね上変位 X_2 からばね上加速度 \ddot{X}_2 を求める。式(6)に示す。

$$\ddot{X}_2 = \omega^2 X_2$$

$$= \omega^2 X_0 \sqrt{\frac{\omega_2^4 + (2\zeta\omega\omega_1)^2}{\left\{(\omega_1^2 - \omega^2)(\omega_2^2 - \omega^2) - \mu\omega_2^2 \cdot \omega^2\right\}^2 + (2\zeta\omega\omega_1)^2 \left\{\omega_1^2 - (1+\mu)\omega^2\right\}^2}} \cdot \omega_1^2 \quad (6)$$

式(6)で周波数 ω [rad/s]でのばね上加速度を算出する事ができる。

サスペンションのばね定数と減衰係数を変えることで乗り心地指標のばね上加速度が各周波数域でどのように変化するか、ばね定数を倍にした場合とばね上減衰比 ζ を同じにすべく減衰係数を上げた事でどのように変化するかをシミュレーションで検証する。

3.1.2 パッシブサスペンションのばね定数及び減衰係数変更時の乗り心地への影響

計算条件:

- ・ 路面入力の実路（後述第5章）相当の 25 [mm/f] スイープ加振の路面入力
- ・ 評価ケースは
 - ①ばね定数、減衰係数は表1のオリジナル値
 - ②ばね定数のみ2倍、減衰係数はオリジナル値
 - ③ばね定数オリジナル、減衰係数を1.4倍
 - ④ばね定数2倍、減衰係数1.4倍（②の減衰不足を補う為、減衰比を同じにする）
 そのシミュレーション結果を図3-3に示す。

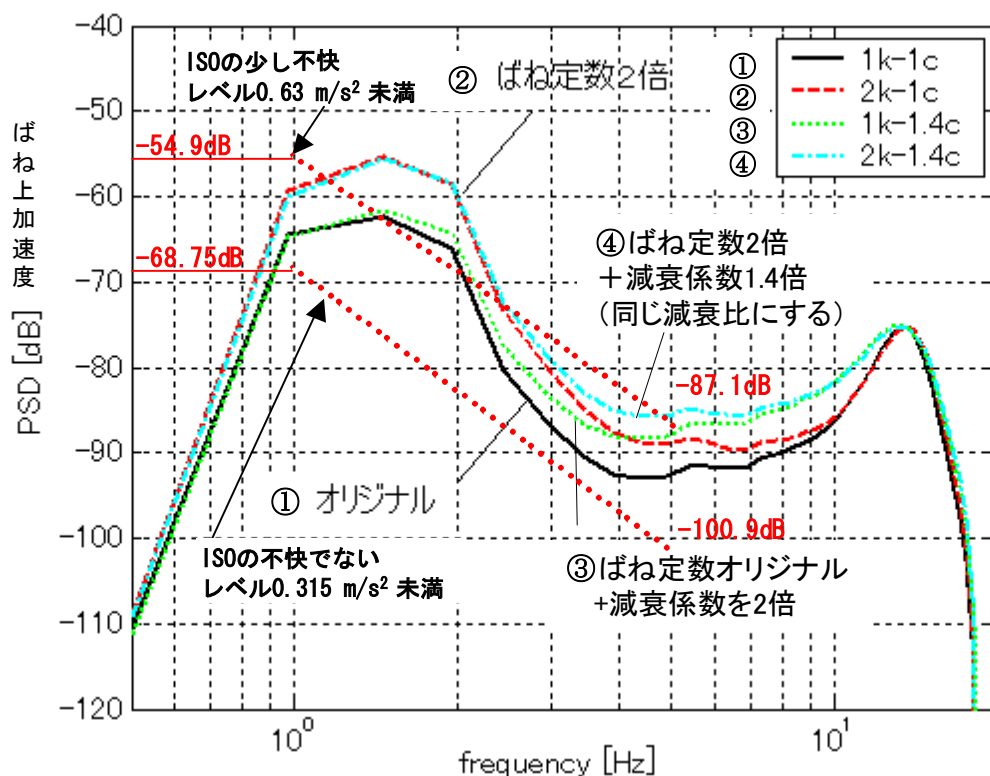


図 3-3. ばね定数・減衰係数のばね上加速度への影響（シミュレーション）

図 3-3 の結果は、旋回時の姿勢を安定させる為にはばね定数を倍にする事で、ロール角を半減する事ができるが、ばね定数の倍仕様はばね上共振点の 1.5 [Hz] 付近の悪化が大きく、10 [Hz] までの周波数ではばね上加速度が大きくなる。更に減衰比（収まりの程度）をオリジナルと合わせること、10 [Hz] までの全領域で 7~8 [dB] ほど悪化する。この事は、パッシブサスペンションは操縦性・安定性と乗り心地の理想的な両立ができないことを表している。

乗り心地性能の目安である ISO 2631-1:1997(E) の Annex C の快適性の目安値に当てはめ検証する。重力加速度の 9.8 [m/s²] がばね上加速度の PSD (Power Spectrum Density) 0dB であり、加速度との換算式を下記式(7)に示す。

$$0dB = (9.8)^2 / Hz$$

g : 目標加速度 G : 重力加速度=9.8 [m/s²]

dB : 変動量の対数表示

$$dB = 20\log(g/G) \tag{7}$$

ISO2631-1 Annex C の快適性の目安

- ・ 不快でない : 0.315 [m/s²] 未満 は -68.75 [dB] 以下
- ・ 少し不快 : 0.315~0.63 [m/s²] は -68.75~-54.8 [dB] 以下
- ・ やや不快 : 0.5~1.0 [m/s²] は -59.5~-45.6 [dB] 以下

オリジナルのサスペンション仕様では、ばね上共振点 1.5Hz 付近のばね上加速度の値は -63 [dB] であるので「少し不快」の領域から「やや不快」のゾーンとなっている。「不快でない」の領域の値 (-68.75 [dB]) に近づける為には、パッシブサスペンションではオリジナルから更にばね定数を半減する方向に低減することになり、ロール角が倍の 4.6 [deg] (at 5 m/s²) 程度の異常な大きさに近くなる。

3.1.3 パッシブサスペンションからの提言

相反する性能を理想的に両立する為には、ばね定数と減衰力の可変システムが最低限は必要となる。しかし、これもまた、旋回中の乗り心地評価では不満足な値になる為、究極な仕様は、ばね定数+減衰係数の定数を上げないで、直接アクチュエータにより、上下方向の荷重を発生させ、可変にするアクティブサスペンションが必要となる。

3.2 アクティブサスペンションの振動抑制モデル

アクティブサスペンションの制御則で 1984 年の D.C.Karnopp⁽⁶⁾ が提唱したスカイフック制御があり、それ以降、多くの前述（第 1 章）した論文，文献がある。日本では永井のフィードバック，フィードフォワードスカイフックの論文⁽⁷⁾と日産の論文⁽⁸⁾の参考となる論文がある。参考文献は 3.1 節の基本のサスペンションで説明した文献⁽¹⁾⁻⁽⁵⁾ がある。

スカイフックの基本的な考えと乗り心地を向上につなげる変位伝達比の目標値について説明する。

3.2.1 スカイフックモデル

1 自由度のスカイフックモデルの運動方程式を式(8)に示す。右辺が路面からばね上を加振する強制力，左辺がばね上の制振力を示す。

$$m_2\ddot{x}_2 + (c_2 + c_s)\dot{x}_2 + k_2x_2 = c_2\dot{x}_1 + k_2x_1 \quad (8)$$

このスカイフックのサスペンションモデルを図 3-4 に示す。絶対空間に固定されたスカイフックダンパ C_s を含んだ単輪 1 自由度のサスペンションモデルを示す。

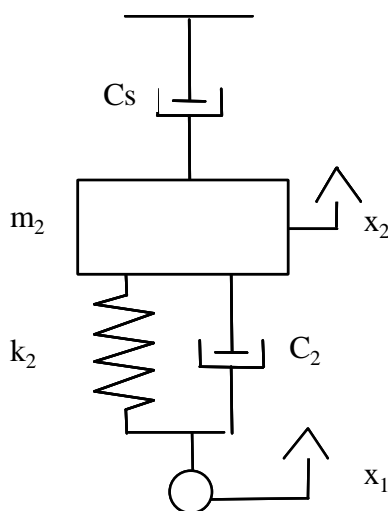


図 3-4. 1 自由度スカイフックダンパモデル

この振動系の路面入力に対するばね上変位の伝達関数を求める。式(9)に示す。 ζ_2 はパッシブダンパ C_2 の減衰比 ζ_s はスカイフックダンパ C_s の減衰比を示す。

$$\frac{x_2}{x_1} = \frac{2\omega_2\zeta_2s + \omega_2^2}{s^2 + 2\omega_2(\zeta_2 + \zeta_s)s + \omega_2^2} \quad (9)$$

共振点での変位伝達比： γ は式(10)で示す。

$s = j\omega$ 、 $\omega = \omega_2$ として、 x_2/x_1 の絶対値($\sqrt{(\text{実部})^2 + (\text{虚部})^2}$)をとる。

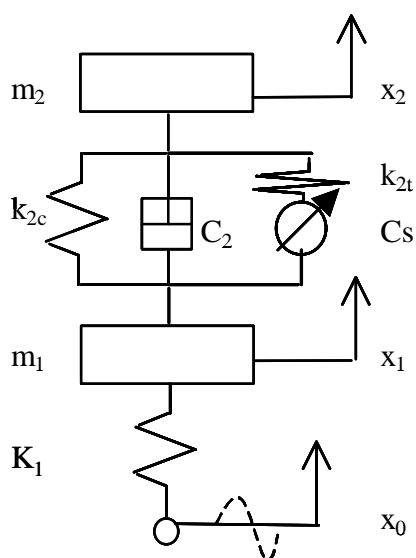
$$\gamma = \frac{x_2}{x_1} = \frac{\sqrt{4\zeta_2^2 + 1}}{2(\zeta_2 + \zeta_s)} \quad (10)$$

パッシブの減衰比： ζ_2 をばね下のタイヤの接地性から決定し、目標とする変位伝達比： γ からスカイフック減衰比： ζ_s を決定する。式(11)に示す。

$$\zeta_s = \frac{1}{2\sqrt{m_2 k_2}} C_s = \frac{\sqrt{4\zeta_2^2 + 1}}{2\gamma} - \zeta_2 \quad (11)$$

4輪に電動アクティブサスペンションを搭載した車両のフロント単輪2自由度のサスペンションモデルを図3-5に示し、その諸元を表3-2に示す。スカイフック制御の変位伝達比を図3-6に示す。

表 3-2 電動アクティブサスペンション単輪諸元



m_2 : Sprung mass [kg]	456
m_1 : Unsprung Mass [kg]	43
$k_2 = k_{2c} + k_{2t}$ [N/m]	79300
k_{2c} : Coil spring [N/m]	12300
k_{2t} : Torsion spring [N/m]	67000
C_2 : Passive Damper [Ns/m]	1220
C_s : Skyhook Damper [Ns/m]	6370
K_1 : Tire stiffness [N/m]	309000

図 3-5. 2 自由度電動アクティブサスペンションモデル

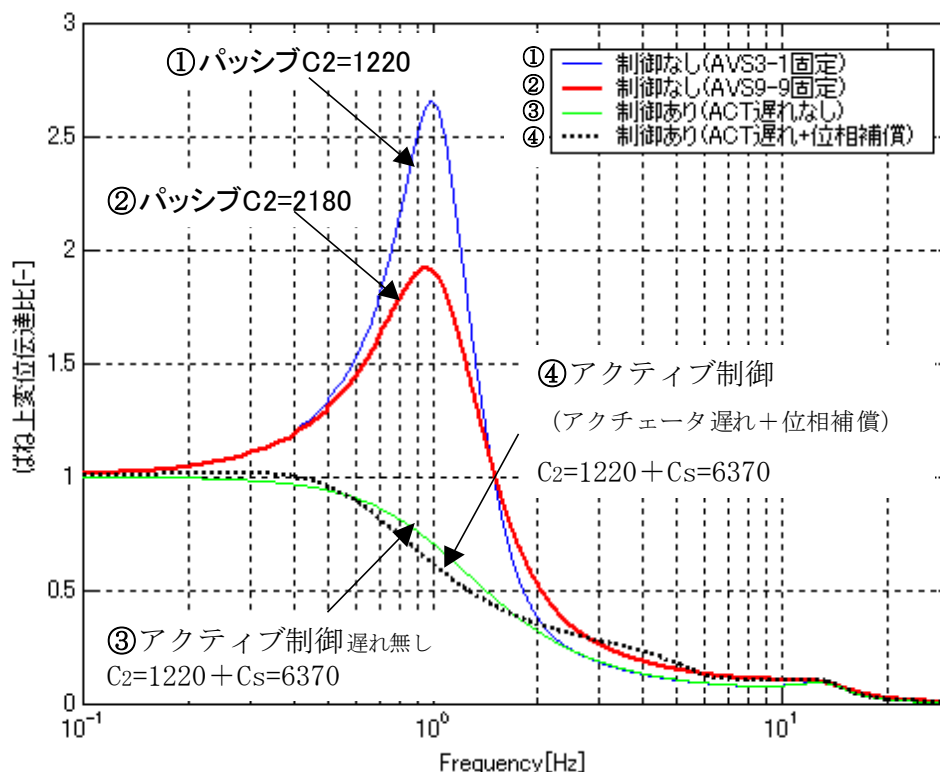


図 3-6. スカيفック制御の変位伝達比特性 (シミュレーション結果)

路面入力に対するばね上変位の変位伝達比はパッシブの仕様とアクティブの仕様で大きく異なる。パッシブの仕様では減衰係数を無限大にしても、変位伝達比は1以下になることはできない。図 3-6 の結果から、アクティブ制御は負の減衰力を出す事により、変位伝達比を1以下にできる事が分った。

変位伝達比の1以下は路面入力からのばね上への影響を少なくするので、乗り心地指標のばね上加速度を小さくする事ができる。よって、ISO の乗り心地の「不快でない」の目安値に近づける事ができる。実際に使用した電動アクチュエータでの実車結果は、第 5 章 3 節の「電動アクティブサスペンションシステムの研究」の中で述べる。

3.2.2 アクティブサスペンションのスカيفック制御の目標性能

アクティブサスペンションのスカيفック制御の目標性能として、変位伝達比を全周波数で1以下にする。

3.3 旋回ロール時のサスペンションに働く力学モデル

車体の重心位置に働く旋回横加速度によるロールモーメントと、それに対抗するタイヤに働く上下、左右反力の反ロールモーメントは車両諸元から決まる。この 3.3 節では、パッシブサスペンション，減衰力を制御するセミアクティブサスペンション，アクティブサスペンションとも同じ、横加速度で決まる基本的な上下方向の荷重変動量を解説する。

ロールセンターと重心位置等の車両諸元図を図 3-7 に示す。また、力のつ合いを図 3-8 に示す。この図及び記号は安部の文献⁽⁹⁾から引用した。この第 3 章の車両諸元で決まる荷重配分をベースにした基本計算式に対し、第 5 章では新たに、目標ロール角と前後配分 β とギヤの逆効率を利用した計算式を導き、電動アクティブスタビライザの反ロールモーメントを決定し、システム及び要素設計の開発内容について述べる。

3.3.1 記号説明 旋回モデル及び式に使用する記号と単位の説明を表 3-3 に示す。

表 3-3 旋回モデル及び式の記号と単位

記号	説明	単位
W_s	ばね上質量	[Kg]
ϕ	ロール角(絶対空間)	[rad] at 5m/s ²
h_s	重心とロールセンター間距離	[m]
μ	横加速度	[m/s ²]
l	ホイールベース	[m]
l_f	前軸から重心位置の前後距離	[m]
l_r	後軸から重心位置の前後距離	[m]
d_f	フロントトレッド	[m]
d_r	リヤトレッド	[m]
h_f	フロントロールセンタ高さ	[m]
h_r	リヤロールセンタ高さ	[m]
W_{sf}	フロントばね上質量	[Kg]
W_{sr}	リヤばね上質量	[Kg]
$M_{af}, (M_{ar})$	フロントアクティブロールモーメント, (リヤ)	[Nm]
γ_f	フロントタイヤ位置への変換比	
γ_r	リヤタイヤ位置への変換比	
$m_{af}, (m_{ar})$	フロントアクチュエータアクティブトルク, (リヤ)	[Nm]
$T_{af}, (T_{ar})$	フロントアクチュエータトルク, (リヤ)	[Nm]
$\Delta W_f, (\Delta W_r)$	フロント上下荷重変動, (リヤ)	[N]
$K_{\phi f}$	フロントロール剛性	[Nm/rad]
$K_{\phi r}$	リヤロール剛性	[Nm/rad]
α	フロントロール剛性比	
$k_{c\phi f}, (k_{c\phi r})$	フロントコイルスプリングばね定数(リヤ)	[Nm/rad]
$k_{t\phi f}, (k_{t\phi r})$	フロントトーションスプリングばね定数(リヤ)	[Nm/rad]
	Suffix $_f$ and $_r$ mean Front and Rear respectively	

3.3.2 横加速度によるタイヤ接地面の荷重変動

車体の重心位置に働く旋回横加速度によるタイヤ上下反力の前後・左右配分を決定する車両諸元図を図 3-7 に示す。ロールによるタイヤに働く、上下及び左右の荷重変動量を図 3-8 に示す。

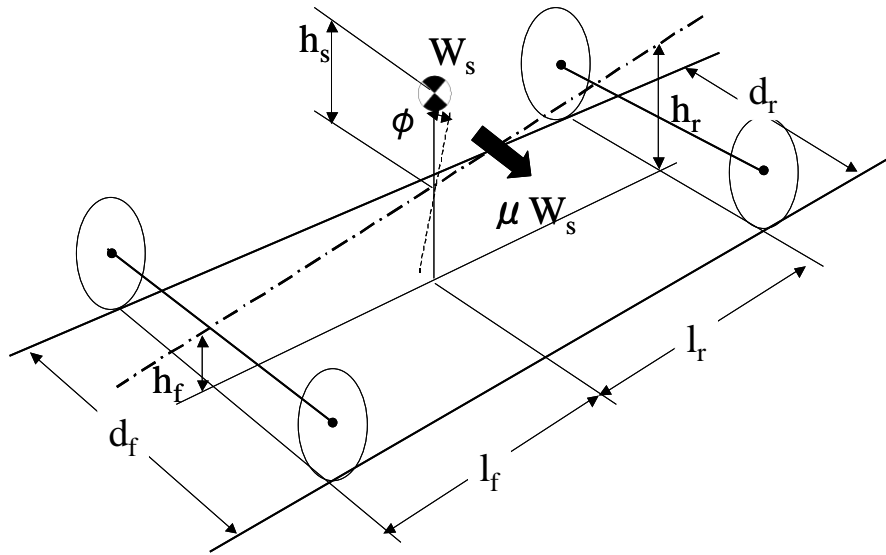


図 3-7. 旋回モデルの重心位置と車両諸元

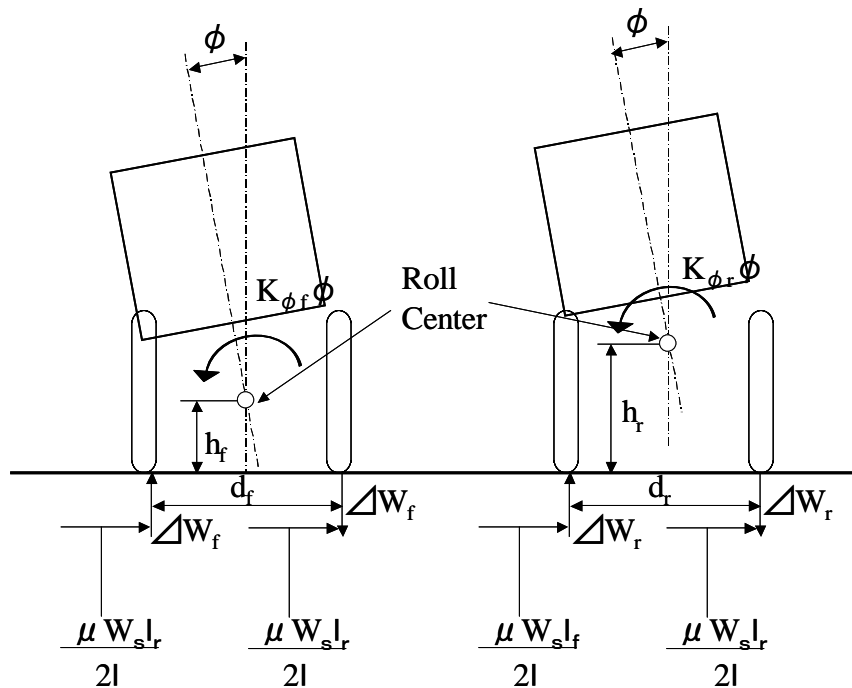


図 3-8. 旋回モデルのロールによる上下・左右の荷重変動

ばね上の重心に働く横加速度： μ によるロールモーメント $\mu W_s h_s$ とロールにより重心が横に移動するオフセットのロールモーメント $W_s h_s \phi$ に対して、フロント及びリヤのロール剛性 ($K_{\phi f} + K_{\phi r}$) により発生する反ロールモーメントの釣り合いを式(12)に示す。(ばね下の重心位置に働くモーメントは質量、アーム長とも少ないので無視する。)

$$(K_{\phi f} + K_{\phi r})\phi = \mu W_s h_s + W_s h_s \phi \quad (12)$$

フロントのロール剛性によるロールモーメントとタイヤの接地面に作用する上下方向の荷重変動 ΔW 及び左右方向の反力との釣り合いを式(13)に示す。

同じくリヤの釣り合い式を式(14)に示す。

$$K_{\phi f} \phi = \Delta W_f d_f - \frac{\mu W_s l_r}{l} h_f \quad (13)$$

$$K_{\phi r} \phi = \Delta W_r d_r - \frac{\mu W_s l_f}{l} h_r \quad (14)$$

タイヤに働く上下方向の荷重変動を式(13)と式(14)に式(12)のロール角に変換した式をそれぞれに代入し、導出した式がフロントは式(15)、リヤ側が式(16)である。

$$\Delta W_f = \frac{\mu W_s}{d_f} \left[\frac{h_s}{1 + K_{\phi r} / K_{\phi f} - W_s h_s / K_{\phi f}} + \frac{l_r}{l} h_f \right] \quad (15)$$

$$\Delta W_r = \frac{\mu W_s}{d_r} \left[\frac{h_s}{1 + K_{\phi f} / K_{\phi r} - W_s h_s / K_{\phi r}} + \frac{l_f}{l} h_r \right] \quad (16)$$

上記式からパッシブサスペンションの内外輪の荷重変動は重心高 h_s とトレッド d_f, d_r 等の基本諸元で大きくは決まり、フロント、リヤのロール剛性とその前後の剛性比率でフロントリヤの配分が決まってくる。

3.3.3 旋回ロール時のタイヤ接地面の荷重変動についてのまとめ

①車両の横方向モーメントのつりあいから、ロール制御に必要なタイヤの上下方向の荷重変動による反ロールモーメントを明確にした。

②パッシブサスペンションの荷重変動は、ホイールスプリングとスタビライザバー（アンチロールバー）の剛性で発生させているのに対し、アクティブサスペンションはロール剛性によらず、別の外力でアンチロールモーメントを発生する事となる。

よって、式(12)にアクティブで発生させる反ロールモーメントを入れ、式を導出する必要がある。また、前後の荷重変動配分もロール剛性で決まらないので、あらかじめロールによる前後の荷重配分を目標ロール角とともに決定する必要がある。

詳しくは後述 5.2 節「電動アクティブスタビライザサスペンションシステムの研究と開発」でそれらを新規に加え、アクティブ制御のモーメントの釣り合い及びアクチュエータトルクの演算式を導出した内容について述べる。

3.4 参考文献

- (1) T.D.Gillespie, *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, SAE(1992)CHAPTER5-Ride,p.147-
- (2) SHUN'ICHI DOI, *STUDY OF ACTIVE CONTROL FOR VEHICLE DYNAMICS*, 名古屋工業大学 工学博士論文 (1994), CHAPTER 3, pp. 41-
- (3) 代表執筆者永井正夫, 3 章執筆者岡田亜起夫, 車両システムのダイナミクスと制御, 日本機械学会編集(1999), 第 3 章, pp. 66-
- (4) 原田宏, 自動車技術者のビークルダイナミクス 2005 発行, 第 8 章, pp. 178-
- (5) カヤバ工業株式会社, 自動車のサスペンション(第 2 版), 2005 年発行, 第 3 章, pp. 56-
- (6) D.C.Karnopp, *Active Damping in Road Vehicle Suspension System*, *Vehicle System Dynamics* 12,pp.291-312 (1983)
- (7) 永井正夫, アクティブサスペンションの振動制御の基礎, *自動車研究* Vol. 12, No. 2, pp. 41-45 (1990)
- (8) 福島直人, 赤津洋介, 藤村至, 佐藤正晴, 福山研輔: アクティブサスペンションの安定性・接地性の向上, *自動車技術*, Vol. 44, No. 3, 1990, pp. 29-35
- (9) 安部正人, 自動車の運動と制御 (第 2 版), 2004 年 第 6 章, pp. 150-

第4章 サスペンションシステムの車両適用に関する研究

この章では、現在までに製品化したセミアクティブサスペンションの中で代表的なエアサスと油空圧式アクティブサスペンションのシステム性能を明確にし、次のシステムの具備すべき性能仕様を提案する。

4.1 パッシブとセミアクティブサスペンションの乗り心地と操縦・安定性性能

4.1.1 はじめに

図4-1に簡易のサスペンションシステムモデルを示す。ここで表すパッシブは従来のサスペンションであり、コンベンショナルサスペンションとも言われている。セミアクティブは主にアブソーバの減衰力を制御するシステムを称し、アクティブは変位、速度や慣性に対する力を制御する上で、パワー源を持ったシステムを称している。

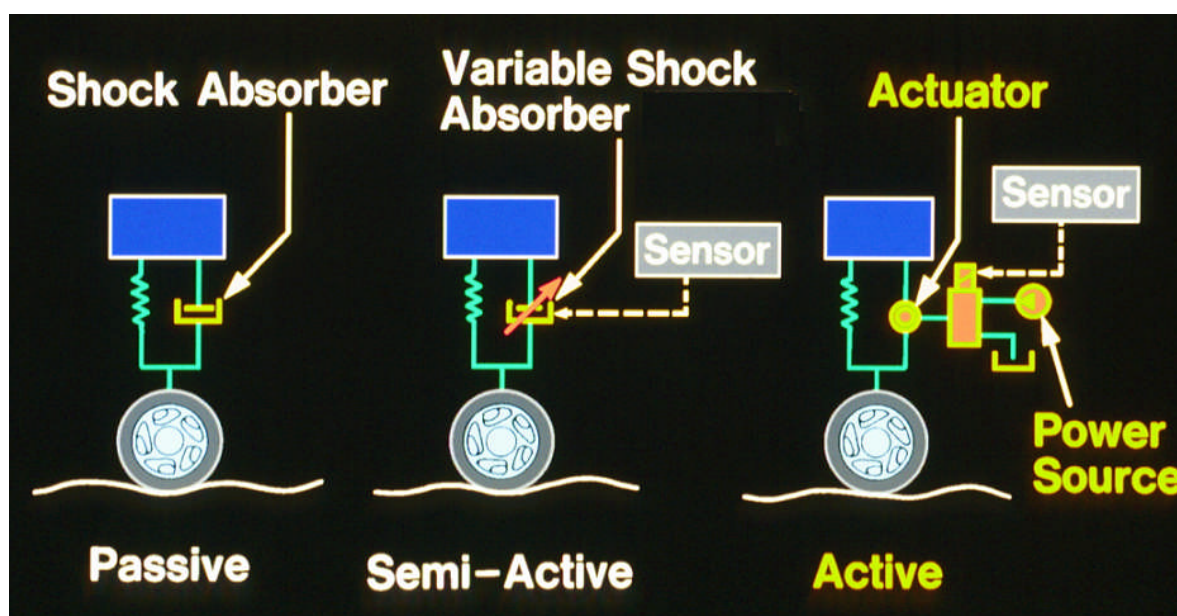


図4-1. 簡易のサスペンションシステムモデル

永井の文献⁽¹⁾の中に「パラメータ調整可能な支持要素をもちいて、そのパラメータを振動状況に応じて切り替えるセミアクティブサスペンション・・・」とある。この2つの条件を満足するシステムをセミアクティブサスペンションと定義する。(必ずしもスカイフック近似を行った減衰力制御システムがセミアクティブと限定する必要はない。)

1974年にD.C.Karnoppが発表⁽²⁾以降、多くの論文⁽³⁾⁻⁽⁶⁾や各社からのセミアクティブサスペンションシステムが国内及び海外で製品化⁽⁷⁾⁻⁽¹⁸⁾された。その中で、1986年ソアラ3.0GT-Lに採用された電子制御エアサスペンション⁽¹⁹⁾⁻⁽²¹⁾システムは

- ・ 調整可能な支持要素としてエアばね定数と減衰力を3段に切り替える構成。
- ・ 振動状況に応じての切り替え条件は、速い単発振動とばね上共振点付近振動の振幅の大きさに応じて、制御パラメータを切り替えている。

実質的に4輪エアサスペンションのセミアクティブサスペンションは1986年からがスタートであり、1994年トヨタセルシオに採用⁽²²⁾⁻⁽²³⁾された、スカイフック制御エアサスペンションシステム（減衰力9段の連続可変）へ進化し展開した。その後、減衰力の切り替え段数が16段となり、スカイフック制御はスカイフック非線形 H^∞ 制御⁽²⁴⁾と進化した。

4.1.2 電子制御エアサスペンションシステム

1) システムの基本的な狙いを以下に示す。

① エアサスペンションによる乗り心地の向上

低いばね上共振点でソフトな乗り心地と高周波振動遮断性に優れたエアばねを採用する。

② 姿勢制御による小さな姿勢変化の実現

従来の減衰力制御に加え、ばね定数も同時に切り替えることにより、加速時のスクォート量と減速時のダイブ量および操舵時のロール量を大幅に低減する。

③ 車速感応と路面感応制御による操安性・乗り心地の向上

車速や路面状況に応じてアブソーバ減衰力とばね定数を最適に切り替え、高速時の安定性、乗り心地性能を向上する。

2) 電子制御エアサスペンションのシステム構成

空気圧回路とシステム概要を図4-2に示す。

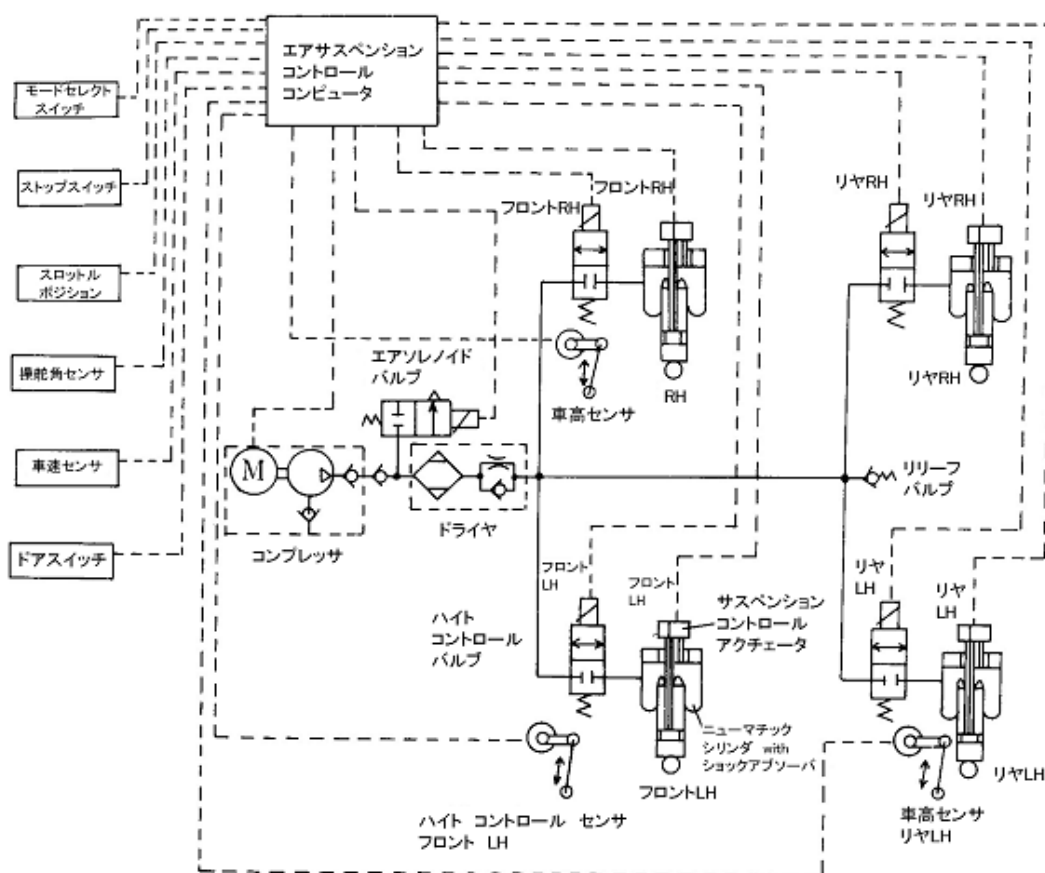


図 4-2. エアサスペンションのシステム概要

前述の狙いを実現するため、ショックアブソーバにニューマチックシリンダを組み合わせたエアスプリングユニット，ニューマチックシリンダに圧縮空気を供給するコンプレッサ，空気を乾燥させるドライヤ，ハイトコントロールバルブなどによりエアサスペンションのエア回路構成を示す。また、姿勢制御や車速・路面感応などを行うために車両挙動や路面を予測する操舵角センサ，車高センサなどの各種センサ類とアブソーバ減衰力・ばね定数を同時に切り替えるための図 4-3 に示すアクチュエータ、そしてこれらを制御するコントロールコンピュータなどを備えたエアサスシステムである。

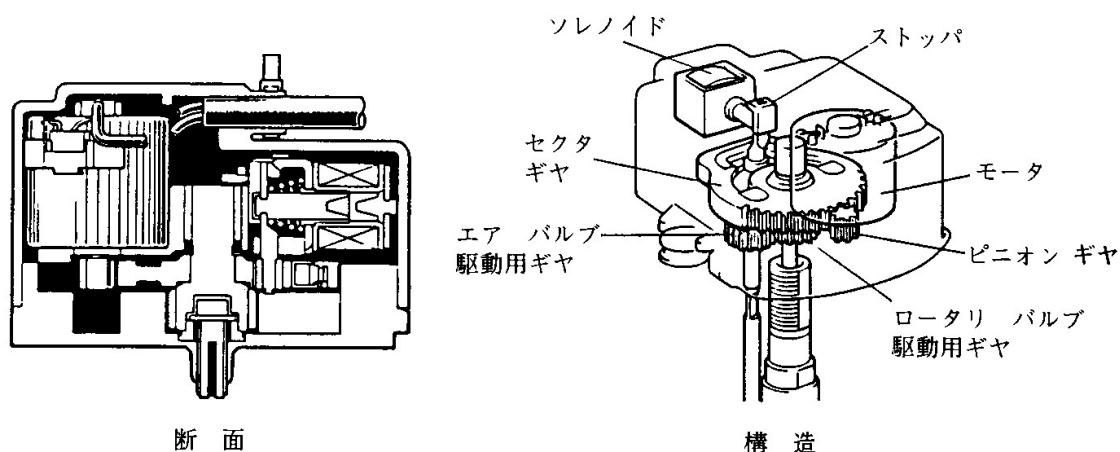


図 4-3. 減衰力，ばね定数可変アクチュエータの構造図

2) エアばねの選定

(1) エアばね定数の計算モデル

エアばね定数の参考文献は、鉄道技術研究所からの報告⁽²⁵⁾とローリングローブタイプダイアフラムは 1980 年 GOODYEAR 社の Thomas E. Burkley 発表⁽³⁾がある。基本的なばね定数算出の式を示す。

ここで

F : 標準車高時の取り付け荷重 [dN]

F_1 : 伸縮時の取り付け荷重 [dN]

A_1 : 伸縮時の有効受圧面積 [cm^2]

A_2 : 有効径 $(D+d)/2$ の受圧面積 [cm^2]

V : 標準車高時の空気容量 [cm^3]

V_1 : 伸縮時の空気容量 [cm^3]

R : θ のつなぎ部の R 半径

P_1 : 内圧 (ゲージ圧) [atm]

γ : ポリトロップ指数 (1.38)

D : ローリングダイアフラム外径 (一定) [cm]

d : ニューマチックピストン径 (伸縮時) [cm]

θ_1 : 逆 θ ° (リバウンド側)

θ_2 : 正 θ ° (バウンド側)

エアばねの諸元を図 4-4 で示す。

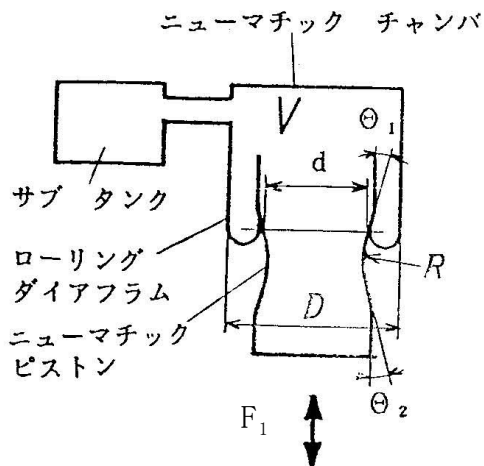


図 4-4. エアばね定数算出の基本諸元図

標準車高時の取り付け荷重 F から伸縮した位置の取り付け荷重 F_1 を式 (17) に示す。

$$F_1 = F \cdot \frac{A_1(V)^\gamma}{A_2(V_1)^\gamma} \quad (17)$$

伸縮した位置でのばね定数を式 (18) に示す。下記式の右辺の第 1 項は内圧の変化の項で第 2 項は受圧面積の変化項となる。ピストンの形状に変化が無ければ、この 2 項目は考慮しない。

$$K = \frac{(P_1 + 1)\gamma(A_1)^2}{V_1} + P_1 \cdot \frac{dA_1}{dI} \quad (18)$$

(2) エアばね内圧の設定

エアばね内圧は搭載スペース、ばね定数、ダイアフラムの耐久性から決められる。その中で、内圧の耐久性への影響を調べた一例を図 4-5 に示す。

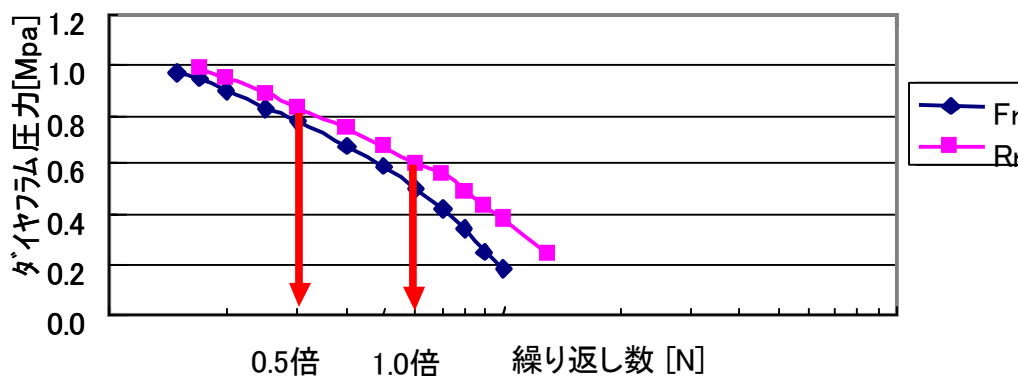


図 4-5. ローリングローブ式のダイアフラムの内圧と耐久性

このストローク加振の耐久性は内圧の影響によって大きく変化する事を十分認識した上でエアばね仕様を決定する事が必要。また、ダイアフラムは転動面の温度，オゾン，水，砂，小石等の影響を受けやすいので、それらの外因からプロテクトするカバーの設定は配慮が必要である。

(3) ばね定数切り替え機構

構造はエアチャンバ内のアップサポート部に、大小2つのエア通路及びエアバルブを設け、アクチュエータによりこのエア通路を切り替え、サブエアチャンバへの空気流量を変化させることによってばね定数を3段階に切り替える構造にした（図4-6）。

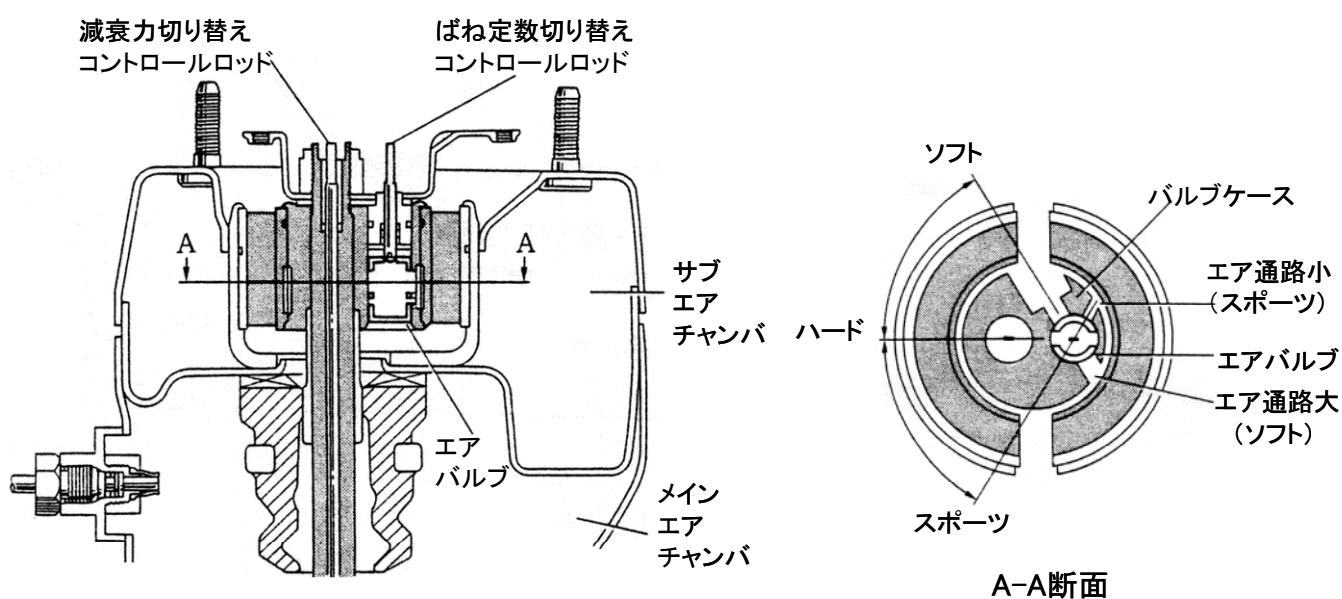


図 4-6. ばね定数切り替え機構断面図

3) 減衰力切り替え機構

構造は、アクチュエータにより駆動されるコントロールロッドと一体になった、ロータリバルブに3個のオリフィスを設定した。また、ピストンロッドにも3個のオリフィスを設定し、ロータリバルブを回転させてオリフィスを開閉させ、通過するオイルの流量を変化させることによって減衰力を3段階に切り替える構造とした（図4-7）。

作動は

- ①減衰力低め（ソフト）の時、3個のオリフィスが開となる。
- ②減衰力中間（スポーツ）の時、1個のオリフィスだけが開となる。
- ③減衰力高め（ハード）の時、3個のオリフィスを閉とし、メインバルブのみで減衰力を発生させる。減衰力切り替え機構を図4-7に示す。

構造

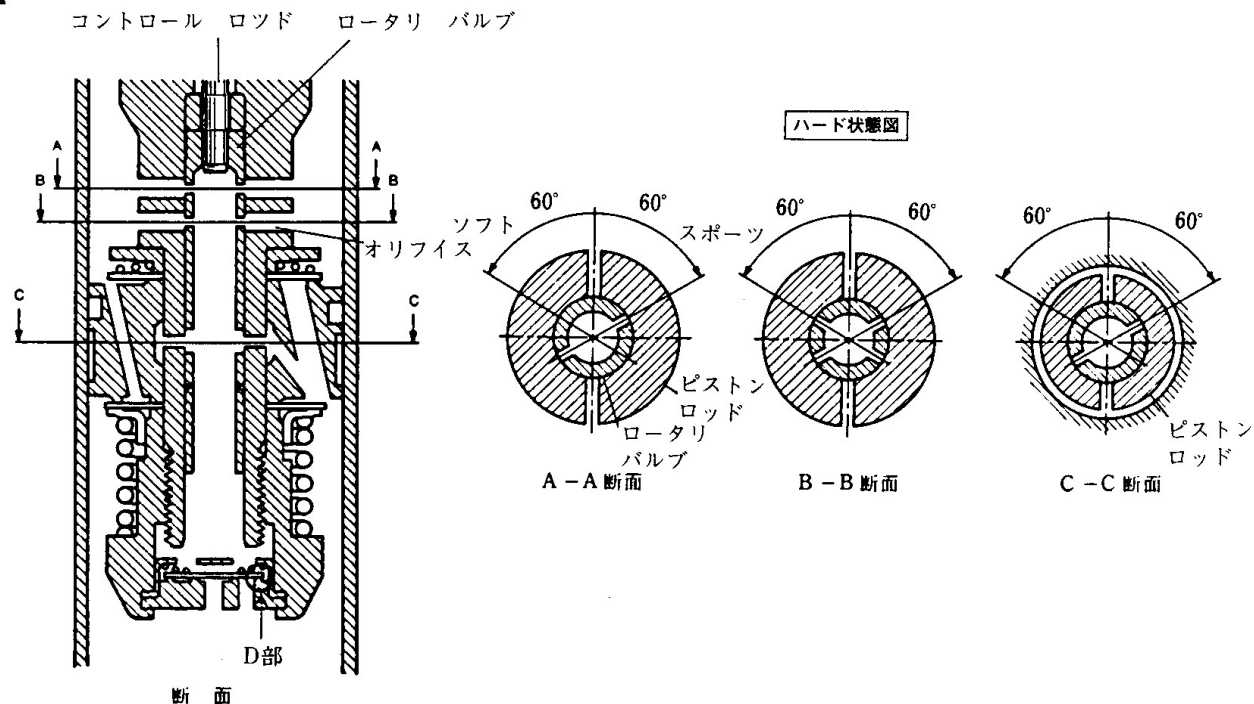


図 4-7. 減衰力切り替え機構断面図

4) アブソーバ位置のばね定数、減衰力特性

アクチュエータにより切り替えるばね定数と減衰力特性を図 4-8 に示す。スポーツモードのばね定数は図 4-8 左図の φ2 の特性を選択した。この結果、ばね定数及び減衰力特性は 3 段階の可変を可能とした。

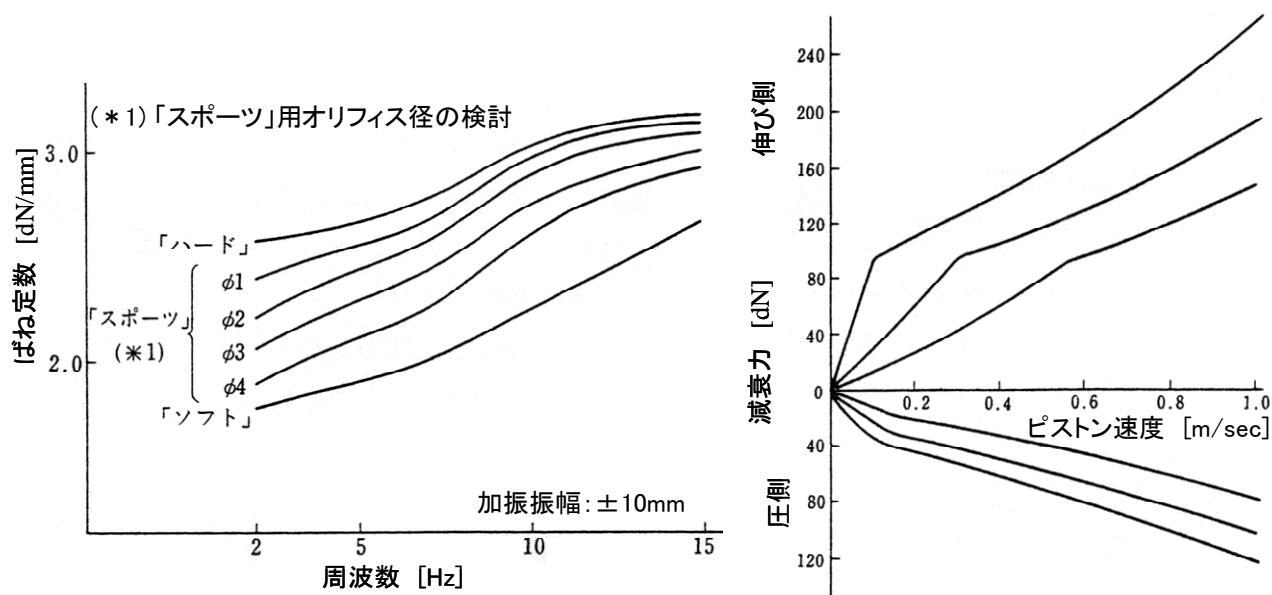


図 4-8. ばね定数と減衰力の 3 段階可変特性

5) 制御概要

制御の対象となるサスペンション特性は車高，ばね定数，アブソーバ減衰力であり、それぞれ3段階に切り替えが可能である。制御モードは運転者の好みにより4通りのオートモードの選択が可能である。すなわち，車高制御で「ノーマル オート」, 「ハイ オート」の2モード，ばね定数・減衰力の制御で「ノーマル オート」, 「スポーツ オート」の2モード，計4通りの制御モードである。

制御仕様は減衰力・ばね定数可変関係のロジックを表4-1に示す。

表 4-1 ばね定数・減衰力切り替え制御仕様

機能	制御内容とねらい	モード	
		NORMAL モード	SPORT モード
アンチスクォート	アクセル踏み込み量とアクセル踏み速度を検出し加速度が大きくなると判断した場合、ばね定数・減衰力を高めに切り替える。これにより発進時のスクォートを抑える。	低め (ソフト) ↓ 高め (ハード)	中間 (スポーツ) ↓ 高め (ハード)
アンチロール	ステアリングホイールの操作状況により、高めのばね定数・減衰力に切り替え、コーナ進入時のロールを抑える。	低め (ソフト) 中間 (スポーツ) ↓ 高め (ハード)	中間 (スポーツ) ↓ 高め (ハード)
アンチダイブ	車速が 60km/h 以上のブレーキング時、高めのばね定数・減衰力に切り替えノーズダイブを抑える。	低め (ソフト) 中間 (スポーツ) ↓ 高め (ハード)	中間 (スポーツ) ↓ 高め (ハード)
高速感応	車速が 110km/h 以上のとき中間ばね定数・減衰力に切り替え、高速走行時の操縦性を高める。	低め (ソフト) ↓ 中間 (スポーツ)	—
前後関連 (振動状況の制御)	車速が 30~80km/h の範囲内で、フロント左側ハイトコントロールセンサが路面の小突起を検出した場合、リヤタイヤがその小突起を乗り越える前に低めのばね定数・減衰力に切り替え、乗り心地を向上させる。	—	中間 (スポーツ) ↓ 低め (ソフト)
悪路感応 (振動状況の制御) ピッチング感応	①車速が 40~100km/h の範囲内 フロント左側ハイトコントロールセンサが路面の大突起を検出した場合、中間のばね定数・減衰力に切り替え、乗り心地，悪路走破性を向上させる。	低め (ソフト) ↓ 中間 (スポーツ)	—

バウンシング感応	②車速が 100km/h 以上 フロント左側のハイト コントロール センサが路面の大突起を検出した場合、高めのばね定数・減衰力に切り替え、乗り心地，悪路走破性を向上させる。	低め (ソフト) ↓ 高め (ハード)	中間 (スポーツ) ↓ 高め (ハード)
----------	---	---------------------------	----------------------------

車高制御仕様は表 4-2 に示す。

表 4-2 車高制御仕様

機能	制御内容とねらい	モード	
		NORMAL モード	High モード
高速感応	車速が 90km/h 以上のとき、設定モードに応じ一段階車高を低くし、空力特性，走行安定性を向上させる。	中間 (ノーマル) ↓ 低め (ロー)	高め (ハイ) ↓ 中間 (ノーマル)
連続悪路感応 (振動状況の制御)	車速が 40km/h 以上のとき、設定モードにかかわらず高めの車高にしボトムングや突き上げ感を抑え、地上高の確保および乗り心地を向上させる。	中間 (ノーマル) ↓ 高め (ハイ)	高め (ハイ)

4.1.3 評価結果 (乗り心地性能と姿勢制御の効果)

ソフトのサスペンションホイールレートはノーマル車高で 1.1~1.3 [dN/mm]であり、車体の上下共振周波数はコイルサス車よりはるかに低く設定した。(図 4-9)

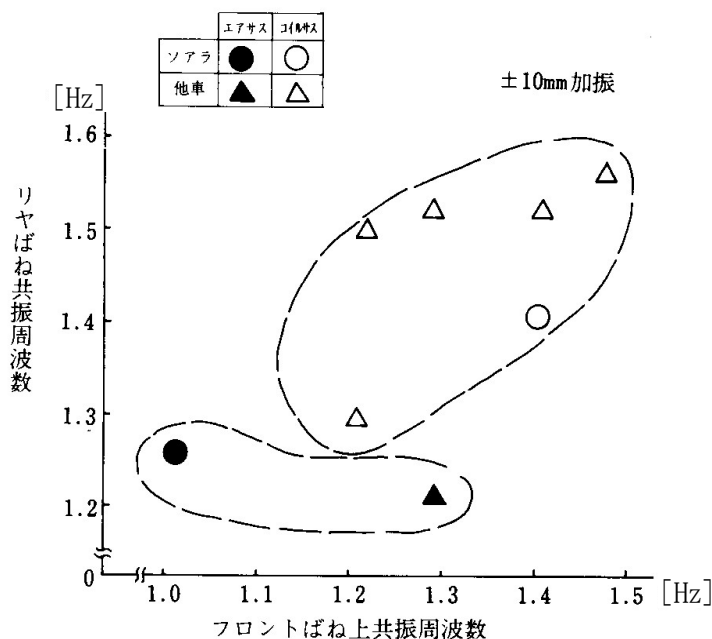


図 4-9. ばね上共振周波数特性

1) 乗り心地性能（路面入力の効果）

(1) 車体上下加速度の周波数特性：

実車評価での結果を図 4-10 に示す。乗員にとって不快な速い上下の動きとして感じられる 2~5Hz の領域のばね上加速度は、金属スプリングを用いたコイルサス仕様に比べ低減したため、ソフトな乗り心地が得られるようになった。

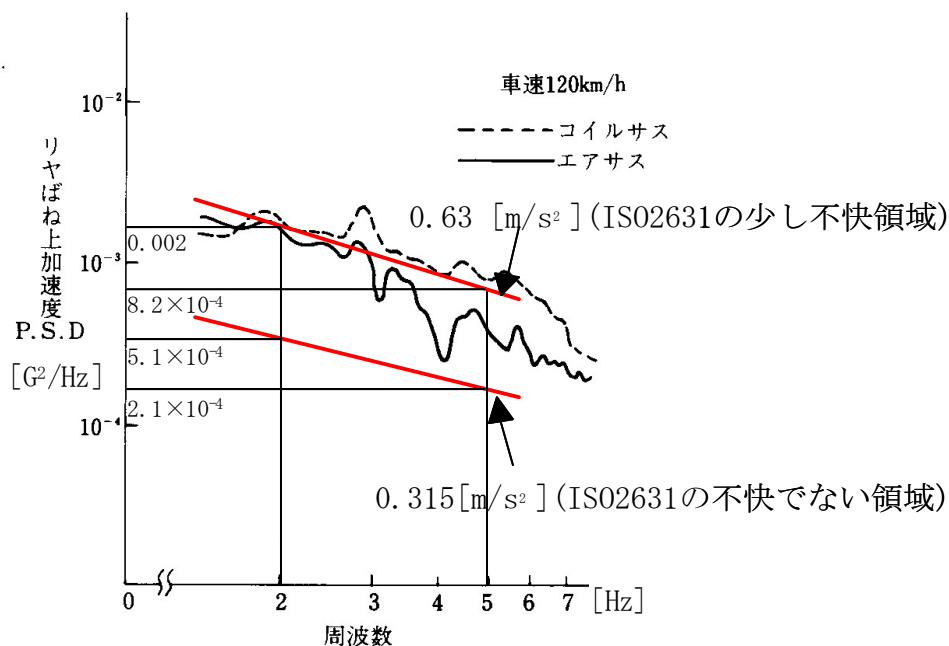


図 4-10. 良路乗心地特性

図 4-10 の良路乗り心地特性から、ISO2631 目安値の仮目標値「少し不快 0.63 [m/s²]」での評価はエアサスのばね上共振周波数の低減（エアばね定数の低減）及び減衰力の低減効果から、目安値を下回る周波数が大幅に広がった。しかし、2Hz-3Hz で越えており改善代は有ると判断する。また、1 Hz 付近のレベルはコイルサスより悪化している。これは、ばね上共振点付近の車高変化から、悪路感応を入れ、あおりを抑えるセミアクティブ制御を実施しているが、比較的路面振幅が少ない良路路面では、狙いとする振幅ではなく、制御に入る頻度が減り、その効果が得られない。この良路の路面条件で制御を働かせると、現在効果が出ている中周波の乗り心地の悪化につながる事となり、その性能バランス取りを行った結果である。

制御効果のバランス取りは、セミアクティブの限界が見える所でもある。セミアクティブの制御効果の領域を広げる為には、リニアリティのアクチュエータでフルタイムの制御システムが要求される。また、この 1986 年からは、性能の両立するアクティブサスペンションへの技術開発要求が高まって来ていた。

(2) 路面感応での振動特性：

車速 80km/h、段差路通過時の路面感応制御の効果一例を図 4-11 に示す。制御しない時（ばね定数・アブソーバ減衰力をソフトに固定）に対し、車体の上下変位を低減でき、あおりの少ない乗り心地を得ることができた。

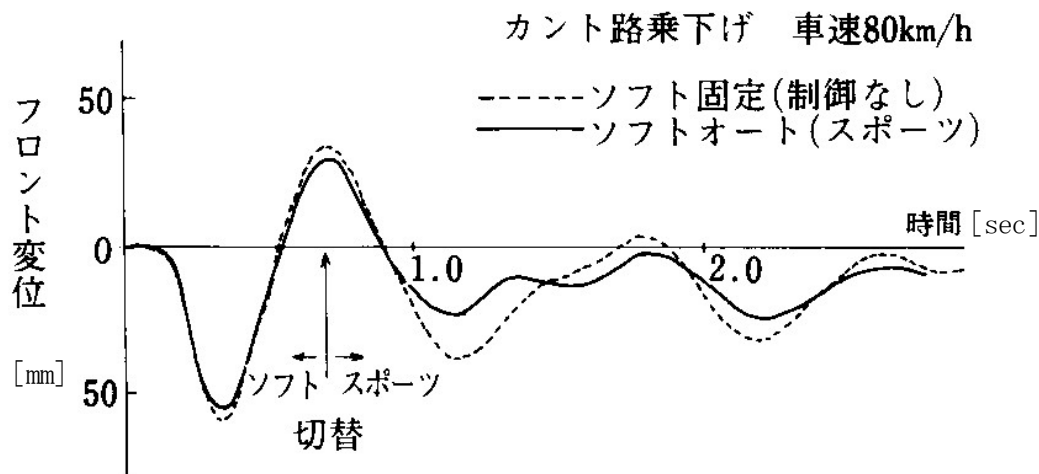


図 4-11. 段差路通過時の路面感応特性

2) 姿勢制御の効果（慣性入力時の効果）

アンチロール姿勢制御の効果の一例として、急操舵時の時系列のロール角を図 4-12 の左図に示す。制御なし（ソフト固定）に対してロール角が低減でき、安定した操縦性を得ることができた。車速 120km/h でレーンチェンジした時の制御ありと無しのロール角比較を図 4-12 の右図に示す。車高・ばね定数・減衰力をノーマル固定とした時に対してロール角を低減でき、高速時の安定した操縦性を得ることが出来た。また同様に急制動時のダイブ量と急発進時のスクォウト量も小さく抑えられることも確認できた。

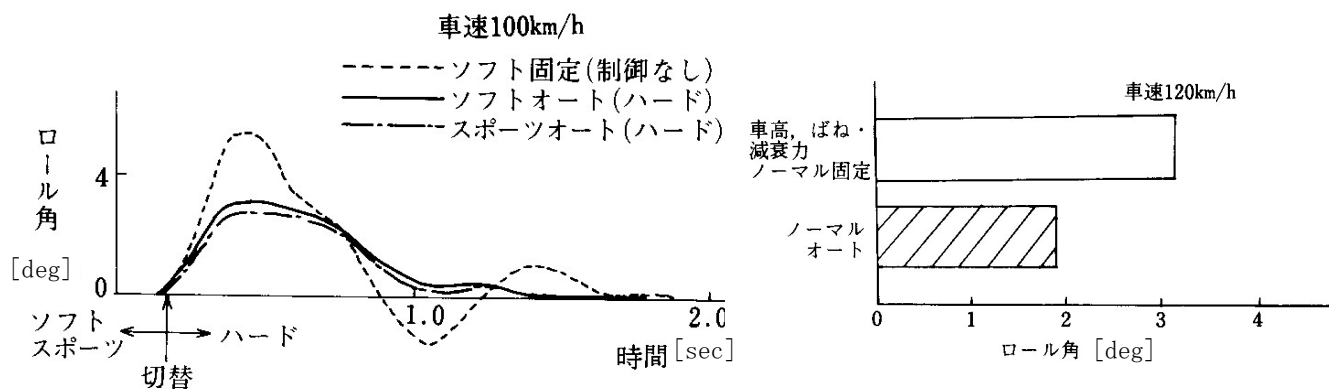


図 4-12. アンチロール制御有無の性能比較

図 4-12 の結果は、それぞれ評価条件は異なるがロール制御有り無しの制御効果を示す。このエアサス車のロールレートは $2.6 \text{ [deg] at } 5.0 \text{ [m/s}^2\text{]}$ (コイル車が $3.3 \text{ [deg] at } 5.0 \text{ [m/s}^2\text{]}$) の結果から、目標基準となるロールレート $0.5 \sim 1.0 \text{ [deg] at } 5.0 \text{ [m/s}^2\text{]}$ の条件からは乖離している。しかし、パッシブサスペンションのコイル車からは大きく向上している事から、これがセミアクティブの性能の限界点といえる。

4.1.4 セミアクティブエアサスペンションの性能まとめ

- ・ パッシブサスペンションに対して、乗り心地と姿勢安定性は向上領域が広がった。
走行条件によっては、ばね上共振点の低周波で悪化する領域と中周波で向上する領域があり、パッシブの技術の延長で妥協領域をどう広げるかが今後の技術開発方向となる。
- ・ ISO2631 基準値の「少し不快 $0.63 \text{ [m/s}^2\text{]}$ 領域に対して未達で有り、改善代は有ると判断する。

4.2 油空圧アクティブサスペンションシステムの乗り心地と操縦・安定性性能

4.2.1 はじめに

アクティブサスペンションの開発を始めたのは、ソアラ⁽¹⁹⁾のエアサスを立ち上げた次の年の1987年からスタートした。セミアクティブサスペンション以上の性能が確保できるシステムとしてアクティブサスペンションの開発を行った。研究開発フェーズではロータスからシステム購入したムーグの高応答サーボ弁を使った、ダブルアクションタイプの油圧式アクティブサスペンション実験車を1986年から、研究フェーズで作動させていた。システムを図4-13に示す。ロール姿勢の官能評価はこの油圧式アクティブサスペンション実験車で行い、量産化を目指したアクティブサスペンションの目標性能づくりをしていた。

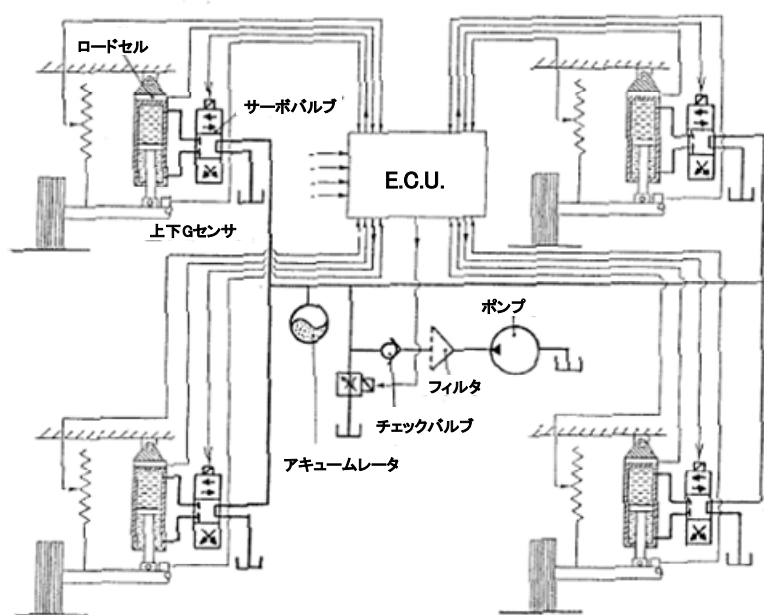


図 4-13. 油圧式アクティブサスペンション実験車

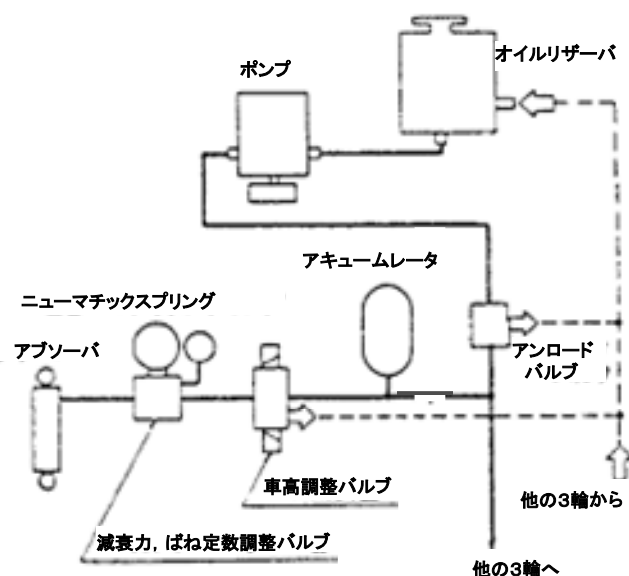


図 4-14. FXV 油空圧システム

1989年に立ち上げたセリカのシステム⁽²⁶⁾⁻⁽³⁶⁾とソアラのシステム⁽³⁷⁾⁻⁽³⁸⁾は油空圧式のアクティブサスペンションである。そのシステムを決めた経緯はモーターショーで開発した2つのアクティブサスペンションの成果からであった。

一つは1985年FXVの油空圧式アクティブサスペンションであり、システムを図4-14に示す。もう一つは1987年FXV IIのアクティブエアサスである。システムを図4-15に示す。この二つのシステム比較を行った結果

- ① システムの連続作動能力
- ② システム応答性

から、次の量産化を目指したアクティブサスペンションシステムは油空圧式アクティブサスペンションに決定し採用した。同時期に、三菱のエアサス方式システム⁽³⁹⁾と日産の油空圧方式アクティブサスペンション⁽⁴⁰⁾⁻⁽⁴³⁾があり、論文⁽⁴⁴⁾⁽⁴⁵⁾も含め日本が量産技術は先

行した。アクティブサスペンションの歴史は、第1章で先述したが、1955年のサーボ懸架装置⁽⁴⁶⁾⁽⁴⁷⁾と A.G.Thompson の 1971 年論文⁽⁴⁸⁾と 1975 年の論文⁽⁴⁹⁾, D.C.Karnopp 1974 年論文⁽⁵⁰⁾と 1983 年の論文⁽⁵¹⁾,そして P.G.Wright の 1984 年の論文⁽⁵²⁾によってアクティブサスペンションにおける理論的研究が提示された。

また、公開された最初の構成は 1985 年のロータスアクティブサスペンション F1 モデル⁽⁵³⁾であり、システム構成を図 4-16 に示す。1987 年以降より具体的な論文⁽⁵⁴⁾-⁽⁵⁸⁾が見られるようになってきた。

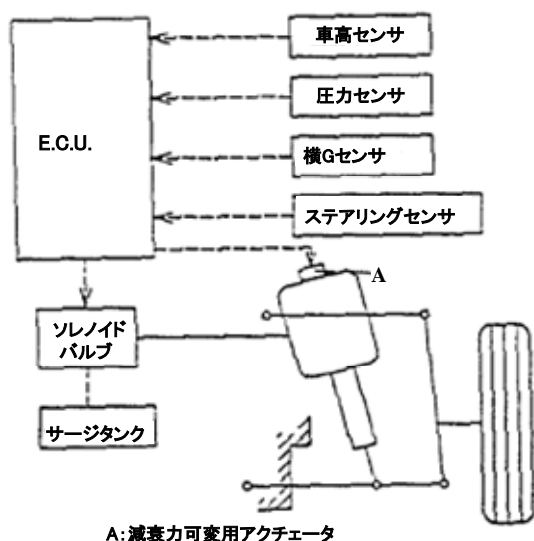


図 4-15. FXV II アクティブエアサス

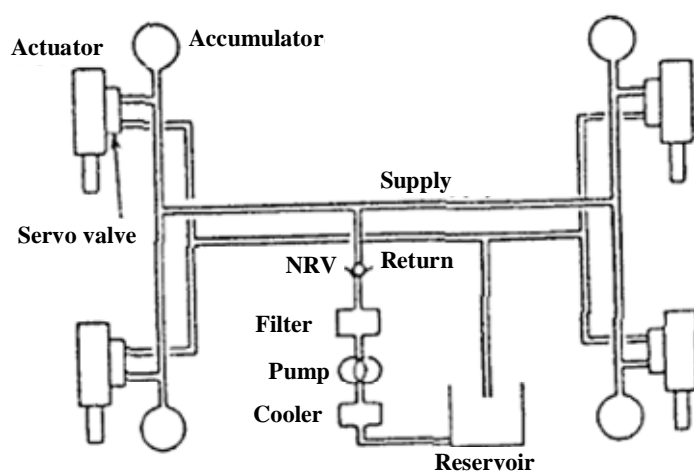


図 4-16. ロータスアクティブサスペンション

アクティブサスペンションの量産化を目指した開発は 1987 年からは実質の開発スタートであった。これは世界的な競争、特に日本では全メーカーとの技術開発、市販化のトップ競争であった。その中でトヨタはトヨタグループ (主にアイシン精機) を挙げて共同開発した。また、この開発は車両運動、制御ロジック、要素の各技術と人を大きく育てる事が出来た。しかし、このシステムは消費エネルギー大きい (約 2.42kW の消費) 事、重量が 70kg 位の増加となる事、販売価格が約 70 万円のアップとなる事等で 1990 年代のバブル経済の崩壊と機を同じくして、設定を廃止する憂き目を見る事となった。

現在は 2030 年までに死亡事故ゼロを目指す、全メーカーの安全車づくりの機運が高まり、究極の安全車づくりの技術アイテムとしてクローズアップしてきている。その牽引役は欧州のベンツ社である。1997 年のダイアナ妃事故を発端に、妥協の無い安全な車づくりを目指すその姿勢の表れが、1999 年ベンツ CL、ベンツ S に油圧式のアクティブサスペンションを採用してきたと言われている。

環境技術として欧州も電動モーターとエンジンのハイブリッド車の開発を急いでおり、このアクティブサスペンションは回生エネルギーを含めた消費エネルギーゼロを目指した開発

が、今後、特に必要になってきている。

この章では、技術的に油空圧アクティブサスペンションが目指した内容とその工夫点と達成性能レベルを検証して、次のシステムの具備すべき性能仕様を提案する。

4.2.2 油空圧アクティブサスペンションシステム

1989年販売のセリカ油空圧アクティブサスペンションシステム⁽²⁷⁾について検証する。

1) システムの狙い

システムの基本的な狙いは次のとおりである。

- (1) 車両姿勢制御：ハンドリング、ブレーキング、加速等の運転操作に伴うロール、ノーズダイブ、スクォート量を少なくし、最適なアライメント状態を保持することで、車両の操縦性・安定性を向上させる。またドライバの視線変化を少なくすることで、より操作性を向上させ、安全性の向上を図る。
- (2) 乗心地制御：ばね上振動はフラットで、高周波領域の振動はソフトな乗心地を確保する。
- (3) 操縦性・安定性制御：上下、左右、前後方向の運動性能を総合的に制御し、あらゆる路面状態において、タイヤと路面間のコンタクト能力を最大限に引き出すことで高次元の限界性能を得る。アクティブサスペンションと2モードの操舵特性（ノーマル、スポーツ）を選択できる車速感応型のデュアルモード4WSとの総合制御を行い、運動性能全体の向上を図る。
- (4) 車高制御：運転者によるマニュアル選択により、基準車高を2水準（ノーマル、ハイ）設けると共に、高速走行時に車高を自動的に1水準下げることで、高い高速走行安定性を確保する。

2) システム概要

このシステムは、車両の挙動を検出する5種類のセンサ、4輪のハイドロニューマチックシリンダ、リニア圧力制御バルブを制御するソレノイドバルブ、車高水準を選択する車高スイッチ、デュアルモード4WSの選択スイッチ、車高と4WSモードを表示するインジケータ、そしてこれらを制御するマイクロコンピュータを用いた電子制御装置（以降 ECU と略す）から構成した。

図4-17は油圧作動状態図を示し、ポンプから高圧が供給され、シリンダ圧を一定に保持している状態図を示す。また、図4-18に油圧系システム回路図を示す。ポンプ(1)で昇圧されたオイルはアキュムレータ(5)、(8)から制御バルブユニット(6)、(9)に入る。制御バルブユニットにはリニア圧力制御バルブ(6)-aをはじめとして、種々のバルブが組み込まれている。これらリニア圧力制御バルブの高応答な作動によって制御された作動油が、各輪のハイドロニューマチックシリンダ(7)、(10)に流入し、サスペンション特性を制御する。

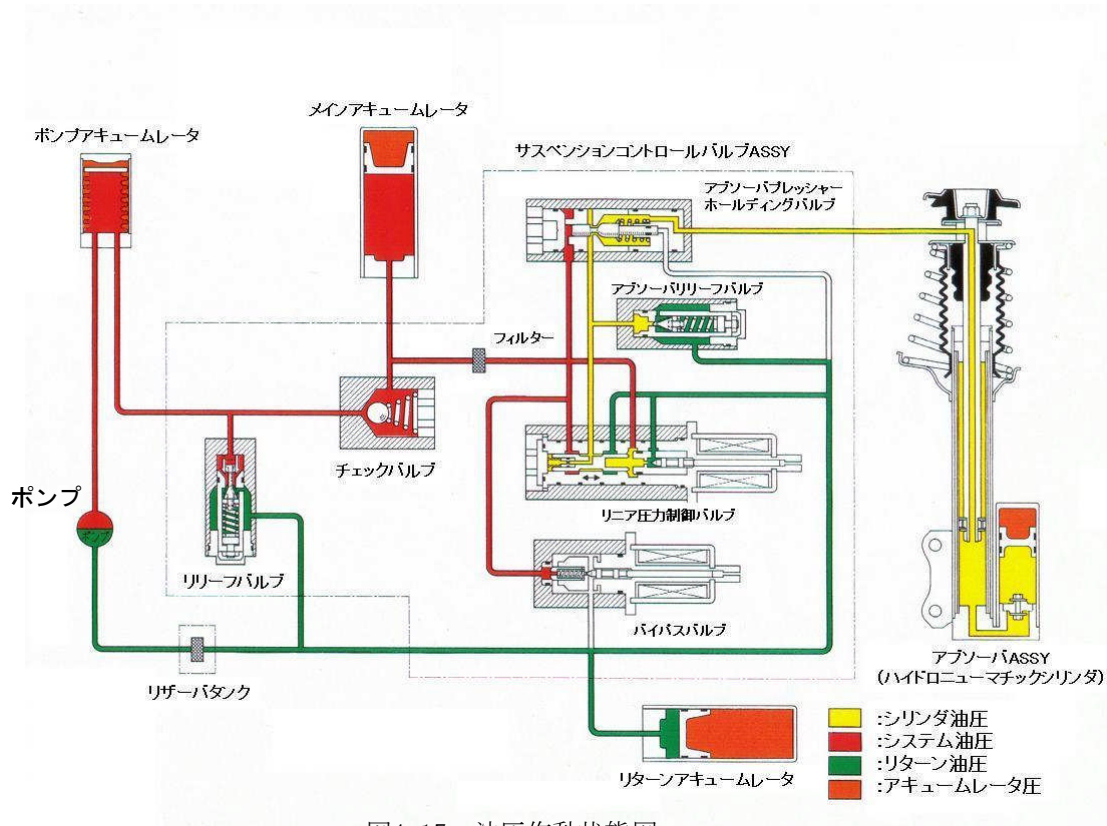


図4-17. 油圧作動状態図

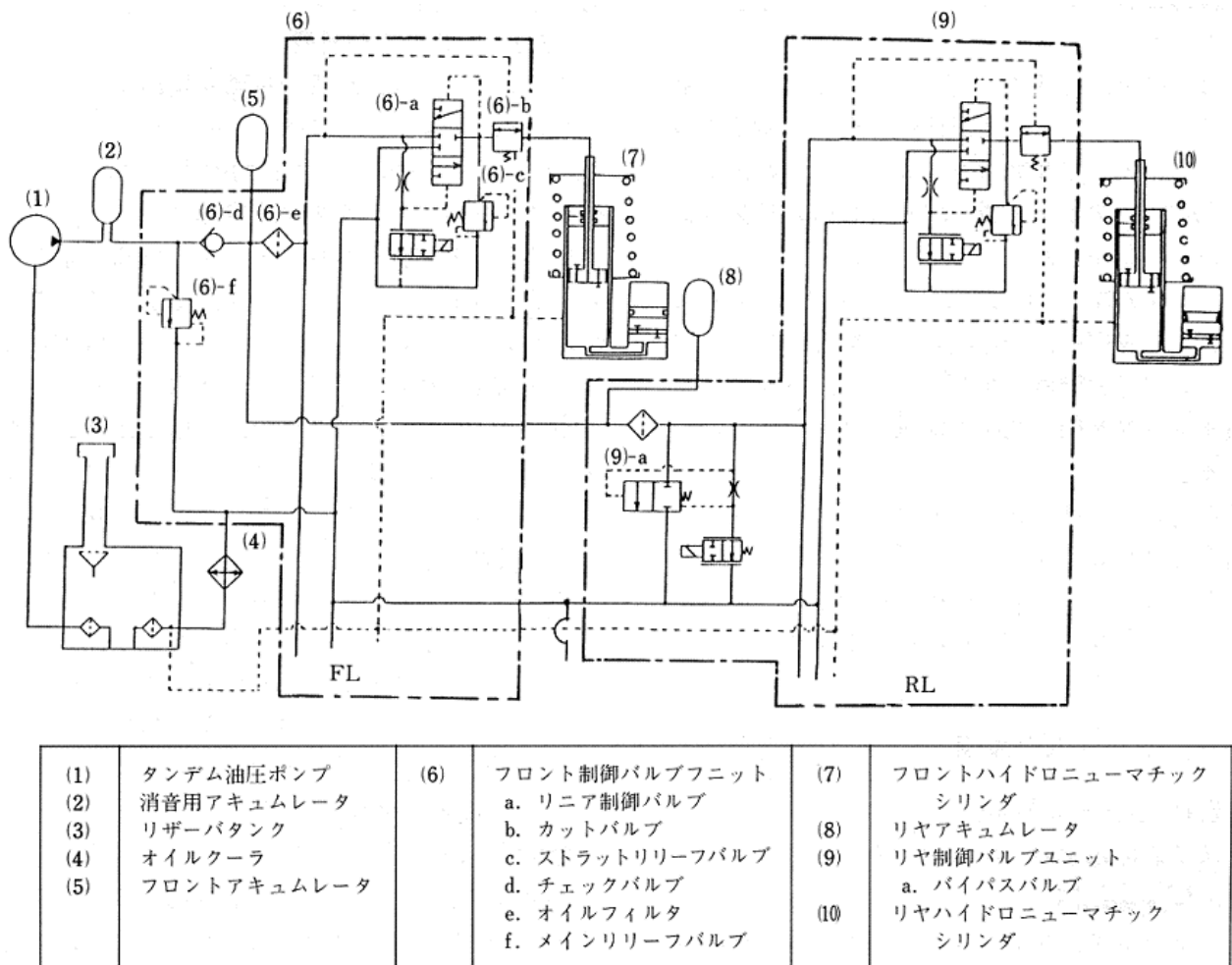


図 4-18. 油圧系システム回路図

3) 制御の概要

図 4-19 にこのシステムの制御ブロックダイアグラムを示す。基本的には乗り心地制御・車高制御ブロックと姿勢制御・操安性制御ブロックの 2 つに分かれており、総和により制御する。

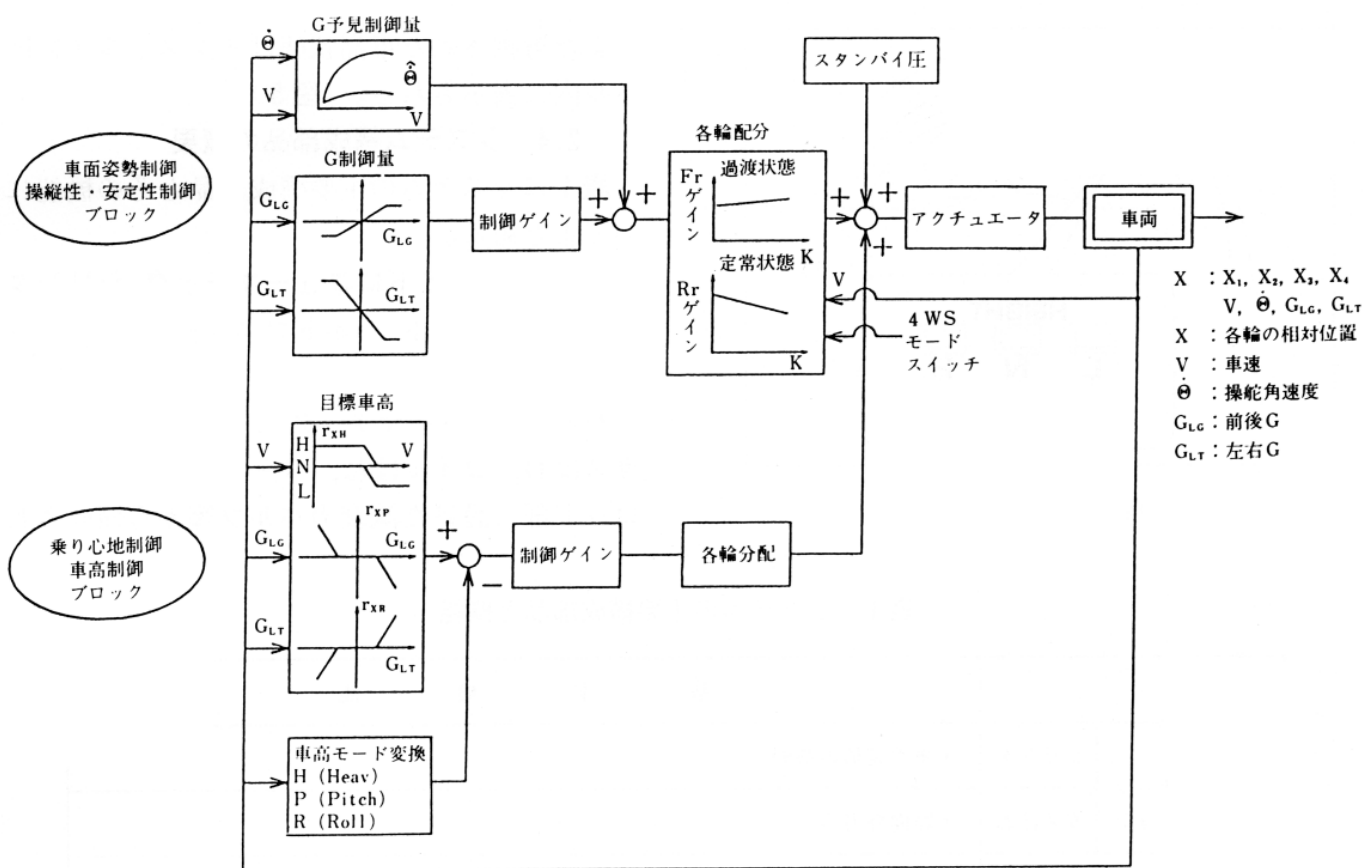


図 4-19. 制御ブロックダイアグラム

4) 乗心地制御

乗心地制御は 1~2Hz の低周波数領域の電子制御と、リニア圧力制御バルブのメカニカルサーボ機構により制振する中周波数領域の制御と、ガスばねと減衰カバルブによる高周波数領域での制御と 3 領域に分け制御する。

①低周波数領域：路面の影響で発生するバウンシング，ロール，ピッチング等の車両の挙動変化を各輪の車高センサと加速度センサで検出し、変位目標値との偏差信号をフィードバック制御 (PID 制御) した制御量と加速度センサからの制御量の加算値にて、シリンダ圧力を電子制御する。

②中周波数領域：リニア圧力制御バルブが応答可能な周波数領域 (約 7Hz 以下) では、路面の凹凸によって発生するシリンダ内部の圧力変化をフィードバックするメカニカルサーボ機構によりシリンダ内の圧力を一定に制御し、ボデーに入る荷重変動を小さく抑える。

③高周波数領域：高周波の路面入力は、リニア圧力制御バルブの応答が追従できない領域で、ガスばねと減衰カバルブによってコンベンショナルな特性で制振する。

5) 車両姿勢制御

ロールとピッチ方向の姿勢制御は加速，減速，旋回時の車両前後と左右方向に働く加速度を G センサで検出し、シリンダ圧力を制御することでロールとピッチの姿勢変化を無くし、車両姿勢を一定にする。また、旋回初期は操舵角センサと車速センサにより、ロール開始を予測する予見制御を行い、制御応答性の遅れを補償する。

6) 操縦性・安定性制御

直進から旋回に移る過渡状態（舵角センサで検出する）では、車速と操舵角速度によって決まる制御量をリヤ側に多く配分し、リヤのロール剛性を高めることで車両の回頭性を向上させる。さらに定常旋回状態に入った後は、フロントのロール剛性を高めることにより、路面等の外乱入力やアクセルの ON/OFF による急激な変化に対しても、車両の安定性を向上させる。

4.2.3 システム構成部品の概要

表 4-3 にシステムの主要構成部品とその機能について説明する。

1) ハイドロニューマチックシリンダ

図 4-20 にフロントハイドロニューマチックシリンダの断面図を示す。

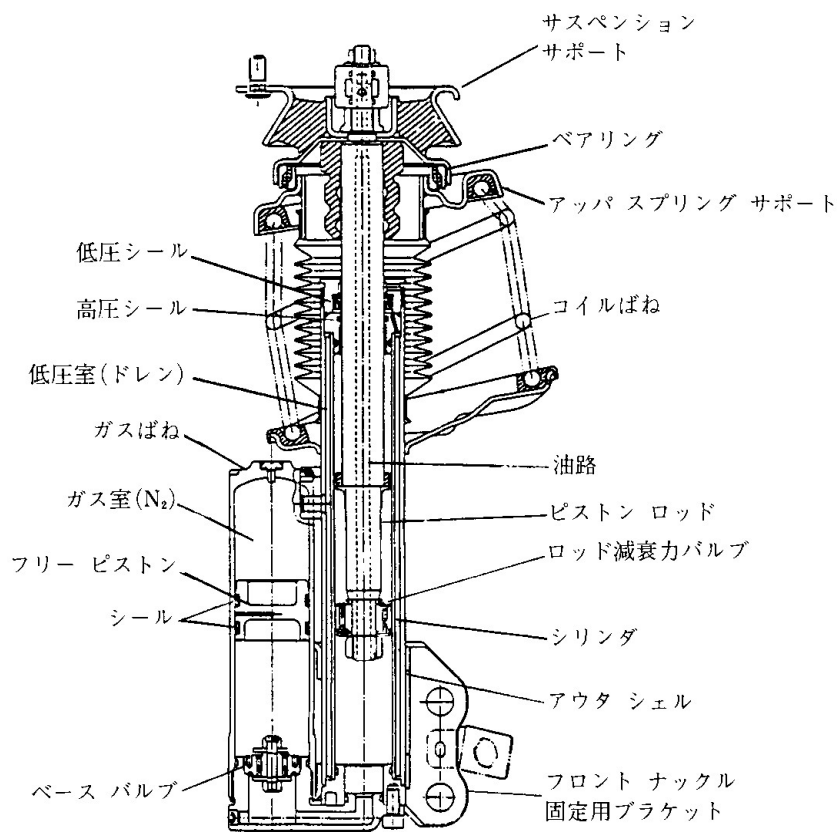


図 4-20. フロントハイドロニューマチックシリンダ断面図

ハイドロニューマチックシリンダは、シリンダ、ガスばね、コイルばね、ベースバルブ、ピストンロッド部に設けた減衰カバルブ等から構成している。オイルがピストンロッド内に設けた油路を通して、ピストンの上室・下室に供給される。シリンダ内部の圧力が変化して、シリンダはシステムのアクチュエータとして働く。

その主要構成部品について以下に説明する。

(1)ガスばね；ガスばねはハイドロニューマチックシリンダと並列に構成し、車両荷重をコイルばねと並列に分担、約 60%を受け持つ。軽量のアルミ製フリーピストンにより構成しガス室はフロント 1.53 [MPa]ガス容積 230 [cm³]、リヤ 1.4 [MPa]ガス容積 180 [cm³]の N₂ガスを封入。フリーピストンは二重の Oリングシールの上に油室を設けることで、オイル潤滑によるフリクションの低減を図る。また、この構造により製造・修理・補給部品保管時等には油室が封入状態になり、ガスの透過を防止する。

(2)ベースバルブ；タイヤの接地性を向上させるため、主に、ばね下共振点付近の振動入力を制振する減衰力特性とした。

(3)ロッド減衰カバルブ；ベースバルブだけではばね上の大きな振動を抑えようとする、パッシブの減衰力が不足し、消費流量が多くなる。そこで、ロッド減衰カバルブとコイルばねを設定することで、システムの消費流量を減らす事を狙いとした。

(4)高圧シール部と低圧シール部；ピストンロッドのロッドガイド部に高圧シール部を設けることでシリンダ内のオイルを密封している。このシールは、静的には車両停車時の車高ダウンを防止するため、十分な密封性が必要である。しかし、シールの密封性が高いほどシールによるフリクションが増大し、乗心地が悪化する。そこで、走行中のような動的な場合は意図的にわずかにオイルを漏らし、シール部の潤滑性を向上させ、フリクションを下げ乗心地を向上させる。このとき漏れたオイルは、高圧シール部の上部に設けた低圧シールでかき落され、シリンダとアウトシェルで形成される低圧室に導かれ、ドレーンポートからドレーン配管を通過してリザーバタンクへ戻る。

表 4-3 システムの主要構成部品と機能

		基本機能
ハイドロ ニューマチック サスペンション	シリンダ	・車両姿勢の制御
	ガスばね	・路面外力の吸収
タンデム油圧ポンプ		・アクティブ制御に必要なエネルギーを供給するパワー源 ・パワーステアリングの油圧源（油圧系統は個々に独立）

アキュムレータ		メイン	・油圧を畜圧し、システム圧が下がらないように補助する
		消音用	・ポンプから発生する油圧脈動を吸収する
フロント制御バルブユニット	リニア圧力制御弁		・ハイドロニューマチックシリンダ内の圧力を制御する
	メイン リリーフ弁		・システム圧を常に一定に保つ
	チェック弁		・エンジン Off 時システム圧がアキュムレータからの逆流することを防止する
	カット弁		・エンジン Off 時各輪のシリンダ圧を個別に遮断して車高を一定に保つ
	ストラットリリーフ弁		・シリンダ圧異常時の高圧化防止弁
	フィルタ		・システム作動油の異物を除去する
	圧カセンサ		・フロント輪の圧力を監視する
リヤ制御バルブユニット	リニア圧力制御弁		・フロント制御バルブユニットと同じ
	カット弁		
	ストラットリリーフ弁		
	フィルタ		
	圧カセンサ		・リヤ輪の圧力とシステム圧力（高圧）を監視する
	バイパス弁		・フェイル等の時のシステム圧を下げてカット弁を作動させる
オイルクーラ			・システム作動油の油温を一定に保つ
リサーバタンク			・システム作動油の回収と異物除去

2) タンデム油圧ポンプ

図 4-21 は油圧ポンプ断面図を示す。エンジン駆動のポンプは車両の動力性能を損なうことなく、システムの応答性から求められる吐出流量を確保する必要がある。そこで、高速回転・高出力を効率よく発生でき、しかも信頼性の高い油圧源としてラジアルピストンポンプを採用した。搭載スペースの点から、パワーステアリング用のベーンポンプと一体のタンデム構造を採用した。このラジアルプランジャポンプは 10.0 [MPa] の吐出圧力で最大 13 [l/min] の流量を吐出する。

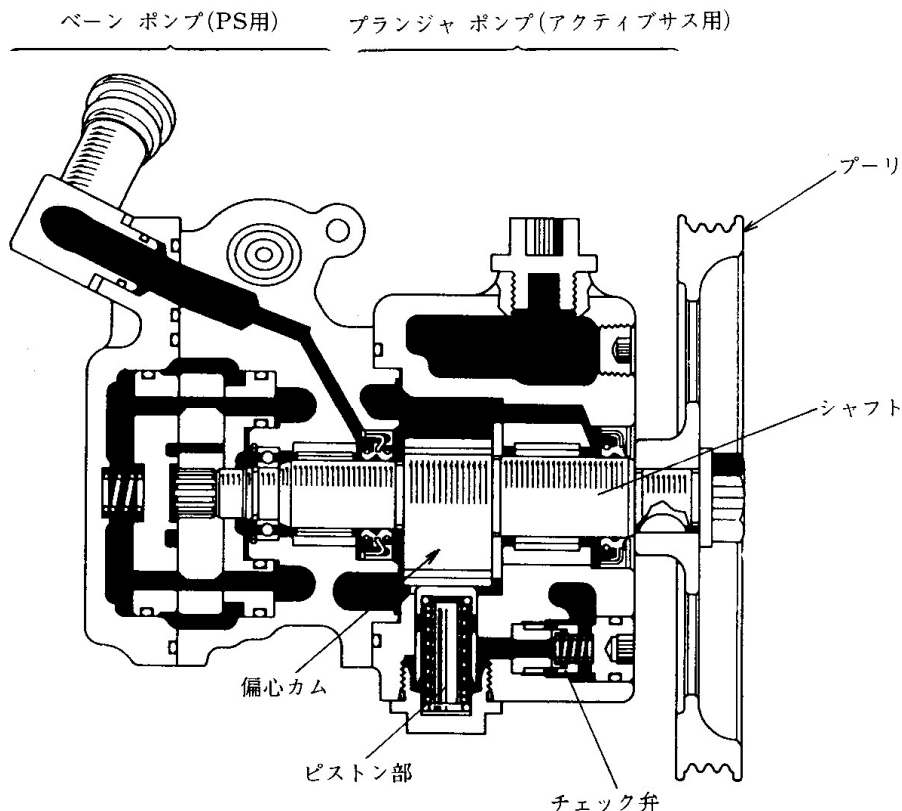


図 4-21. タンデム油圧ポンプ断面図

3) リニア圧力制御バルブ

コンピュータの制御信号と、ハイドロニューマチックシリンダの制御圧力との線形関係を補償する制御バルブである。図 4-22 はリニア圧力制御弁を示す。公差数ミクロンの加工精度と高応答性を必要とする超精密バルブであり、アクティブサスペンションの心臓部である。この作動性能としては、大きく次の 2 つの機能に分類する。

(1) 姿勢制御機構(低周波数領域の姿勢制御)

ロール時を例にとり、図 4-23 で姿勢制御機能の説明をする。姿勢制御を行う場合は、ECU側からの指示によりリニア圧力制御バルブ内のリニアソレノイドバルブが制御される。この姿勢制御機能はロール状態の外輪の油圧を高めるとともに、内輪の油圧を下げて、車両姿勢を常に路面と平行に保つ。図 4-23 は外輪の例で各種センサが走行状態を感知すると、コンピュータからの指示により、リニアソレノイドのニードル部がパイロット室 A の流路 C を絞る。このためシステム圧が導かれているパイロット室 A の内圧が上昇し、スプールが右側に押される。するとシステム圧とシリンダ圧の回路が連通し、シリンダ圧が上昇することで、外輪が沈みこむのを防ぐ。同時に内輪のシリンダ圧がリターン回路に連通し、シリンダ圧が低下することで、内輪の浮き上がりを防ぐ。これらの一連の動作を瞬時に細かく繰り返す、一定の車両姿勢を保つ。

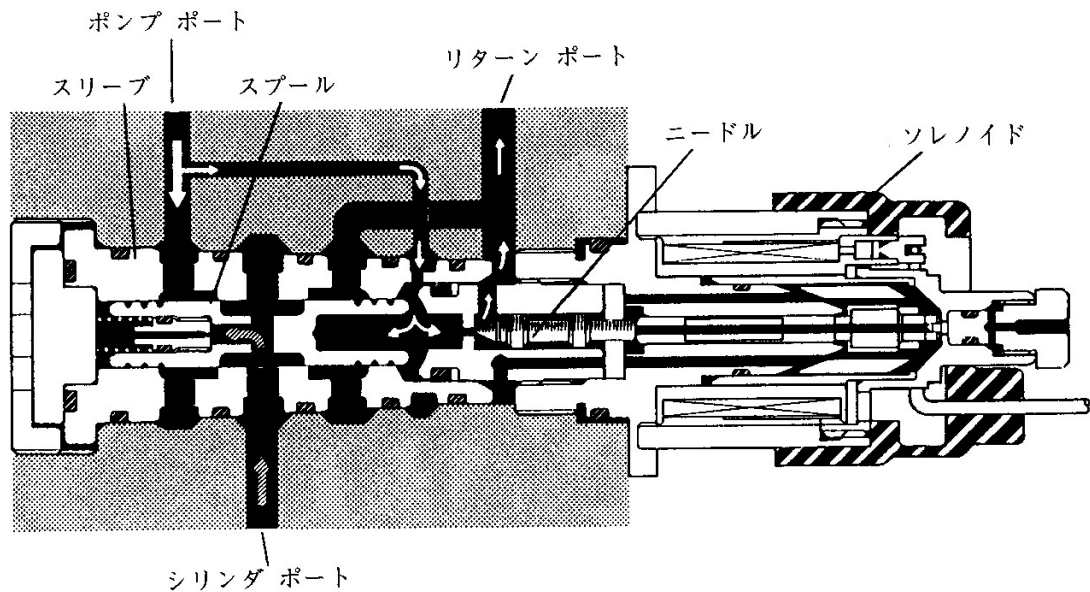


図 4-22. リニア圧力制御弁断面図

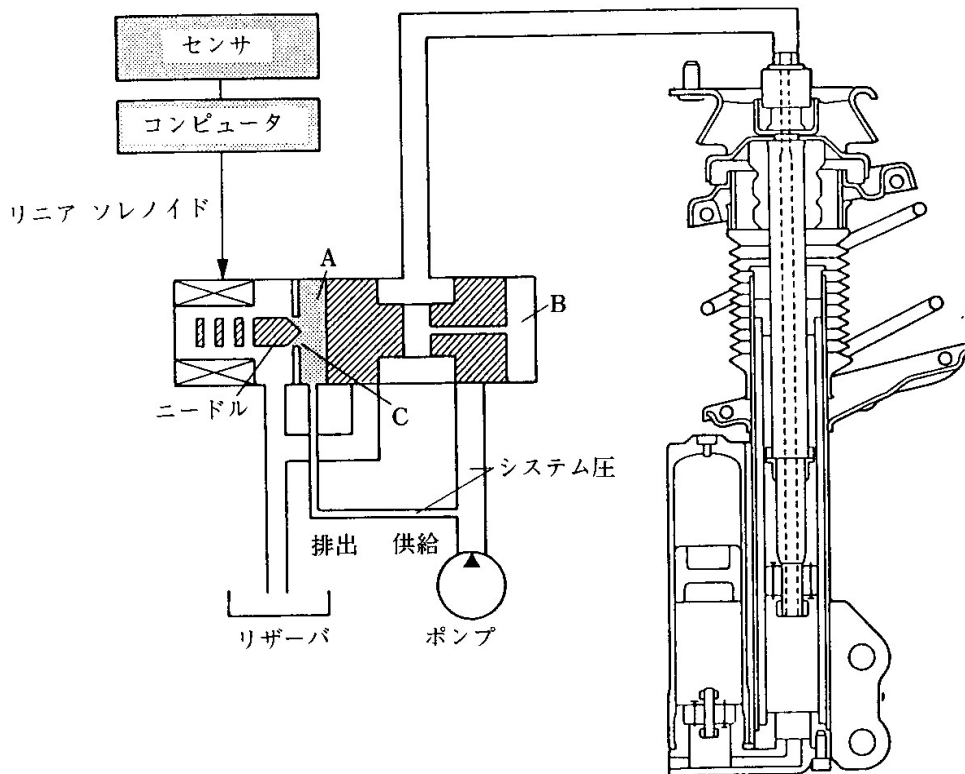


図 4-23. 圧力制御弁の姿勢制御の作動原理

(2) 乗心地制御機構

① 低周波数領域の乗心地制御

1~2 [Hz]の低周波数領域の乗心地制御は電子制御によって行う。路面の影響で発生するバウンス、ピッチング等の車両上下方向の変位を、各輪の車高センサで検出し、変位目標値との偏差信号をPIDのフィードバック制御することで、シリンダ圧を制御する。この時のリニア圧力制御バルブ自体の作動原理は前の姿勢制御機能と同じである。

②中周波数領域の乗心地制御

乗心地制御機能のうち中～高周波数領域の振動（2～7Hz 程度）の制振は、リニア圧力制御バルブの圧力一定機能のメカニカルサーボが作動する。この作動原理を、車両がバウンドしたときを例にとって図 4-24 で説明する。路面からの突き上げ荷重によってハイドロニューマチックシリンダ内の圧力が上昇させられると、シリンダ圧が連通しているリニア圧力制御バルブ内のスプール右室 B の圧力が上昇し、パイロット室 A の圧力より高くなる。すると圧カバランスが崩れスプールが左側に移動し、シリンダ圧通路がリーク回路に連通してシリンダ圧が低下する。この動作が瞬時に連続して繰り返されシリンダ内圧が一定に保たれ、常にソフトでフラットな乗心地を確保できる。タイヤが路面の凹凸を越え車両がリバウンドしたときは、逆にスプールが右側に移動し、システム圧がシリンダ内に送り込まれ、シリンダ内圧を一定に保つ。

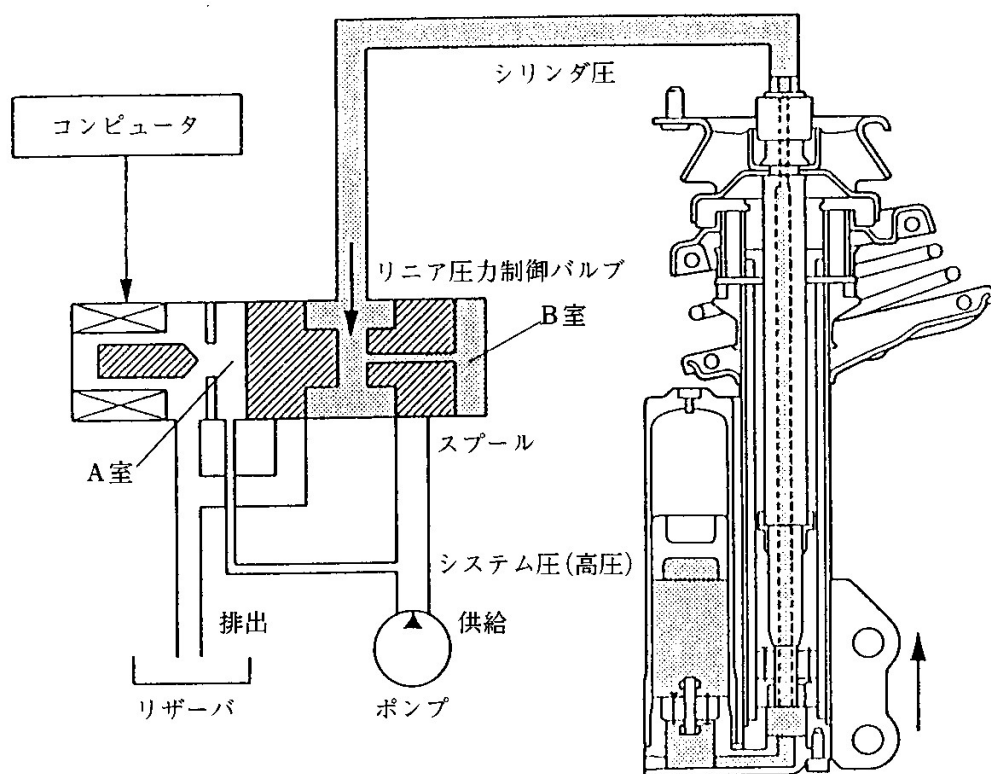


図 4-24. 圧力制御弁の乗り心地制御の作動原理

以上で説明した乗心地制御効果を、シミュレーションにて、メカニカルな乗り心地制御の油圧系の動特性解析を行った。次の節で詳細を説明する。

実機での検証結果は実車と同じ油圧配管系を用いた一輪モデルのベンチ(図 4-25 に示すばね上フリーモデル)で確認した。その結果を図 4-26 に示す。パッシブなハイドロニューマチック状態および同型式車のコイルサスペンション車(セリカ GT-R) に対し、ばね上

加速度が小さくなり乗心地の効果が大きいことがわかる。

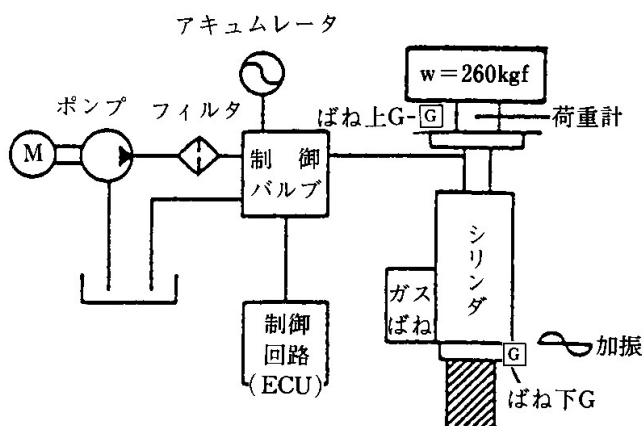


図 4-25. ばね上荷重フリー 1 輪ベンチ

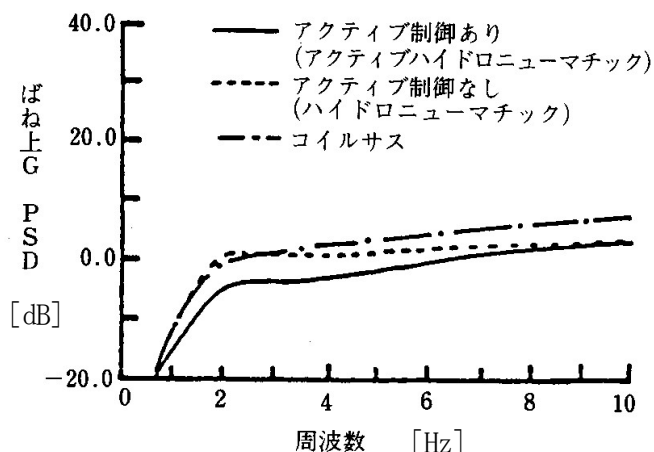


図 4-26. 乗心地制御の 1 輪ベンチ効果

③高周波数領域の乗心地制御

高周波の振動入力時は、シリンダからのオイルの出入りが実質的に無くなる。したがって、各輪のガスばね、コイルばね、ベースバルブとピストンロッド部の減衰力バルブから成るパッシブな hidroニューマチックサスペンション特性となる。

4.2.4 乗り心地制御のシミュレーション解析

1) 乗り心地制御のロジックの検討

(1) 基礎検討

自動車のサスペンションにおける乗心地制御は一般の振動制御と変わりはなく、ばね上共振及びばね下共振を制振するとともに、路面入力の振動絶縁及び消費エネルギーを含めたシステム規模の最適化をいかに両立させるかが問題となる。図 4-27 に示す 2 自由度のサスペンションモデルを用いて、いくつかの制御法を比較検討した。(28) (29)

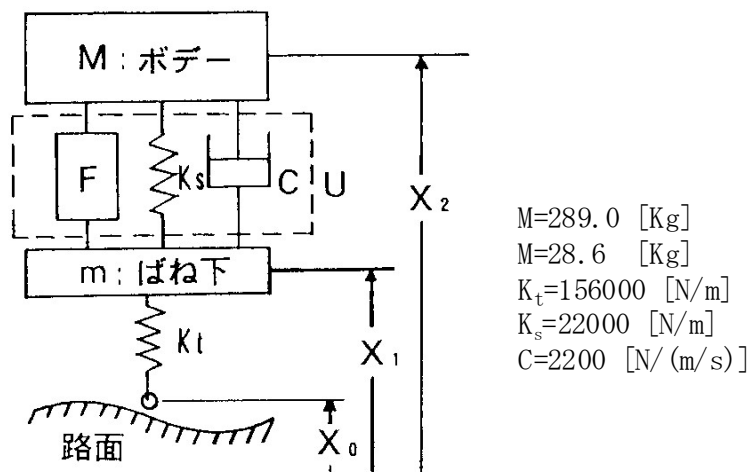


図 4-27. 2 自由度サスペンションモデル

①最適制御

現代制御における最適制御理論をサスペンションに応用した Thompson⁽⁴⁸⁾ の例を用いた。これは式 (19) の状態方程式に対して、式 (20) の評価関数 (制御量 u , タイヤの撓み, サスペンション変位をある重み付けして加えた関数) を最小にする式 (21) の制御量の最適フィードバックゲイン (最適解) を求め、制御する方法である。

状態方程式

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{X}_1 &= K_t(X_0 - X_1) - u \\ M\ddot{X}_2 &= u \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

評価関数

$$J = \int_0^{\infty} \{ \rho u^2 + q_1(X_0 - X_1)^2 + q_2(X_1 - X_2)^2 \} dt \quad (20)$$

$$\text{但し} \quad \rho = 2 \times 10^{-9}, \quad q_1 = 10, \quad q_2 = 1$$

制御量

$$u = K_1(X_1 - X_0) + K_2(X_2 - X_0) + K_3\dot{X}_1 + K_4\dot{X}_2 \quad (21)$$

$$K_1 = K_s, \quad K_s = C \quad \text{と考えると}$$

アクチュエータ制御力

$$\left. \begin{aligned} u &= K_s(X_1 - X_2) + C(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) + F \\ F &= (K_s + K_2)(X_2 - X_0) + (C + K_4)\dot{X}_2 \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

最適解

$$\begin{aligned} K_s &= 27150[\text{N/m}], \quad K_2 = -22361[\text{N/m}] \\ C &= 934.5[\text{N/(m/s)}], \quad K_4 = -3649.5[\text{N/(m/s)}] \end{aligned}$$

② スカイフックダンパ制御

スカイフックダンパは最適制御の式 (22) 第 2 項 $(C + K_4)\dot{X}_2$ だけを考えたもので、絶対空間に対するダンパにより車体を制振する制御である。

制御力

$$F = C_s \cdot \dot{X}_2 \quad (23)$$

$$\text{但し} \quad K_s = 9800[\text{N/m}], \quad C = 1200[\text{N/(m/s)}], \quad C_s = 800[\text{N/(m/s)}]$$

③ セミアクティブダンパ制御

セミアクティブ制御はアクティブ制御と異なるが、比較の為 Karnopp⁽⁵⁰⁾の制御を用いた。これはスカイフックダンパを減衰力の切り替えだけで模擬する制御で、式(24)によりばね上の動きを判別し減衰力の大きさを切り替えている。

$$\left. \begin{aligned} (\dot{X}_2 - \dot{X}_1) \cdot \dot{X}_2 \geq 0 \text{の時} \quad F = -C_H (\dot{X}_2 - \dot{X}_1) \\ (\dot{X}_2 - \dot{X}_1) \cdot \dot{X}_2 < 0 \text{の時} \quad F = -C_L (\dot{X}_2 - \dot{X}_1) \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

但し $C_H = 2000[\text{N}/(\text{m}/\text{s})], C_L = 500[\text{N}/(\text{m}/\text{s})], K_S = 21000[\text{N}/\text{m}]$

④ 減衰力制御

これは図 4-28 に示すようにサスペンションストローク速度の小さい領域だけ減衰力を発生させる 2 段折れの減衰力特性に制御する方式で、ばね上共振域の減衰を大きくする一種の周波数依存の減衰力を得ている。今回はこの制御を最終的に採用した。式(25)

制御力

$$F = -f(\dot{X}_2 - \dot{X}_1) \quad (25)$$

但し $K_S = 9800[\text{N}/\text{m}]$
 $C = 1200[\text{N}/(\text{m}/\text{s})]$

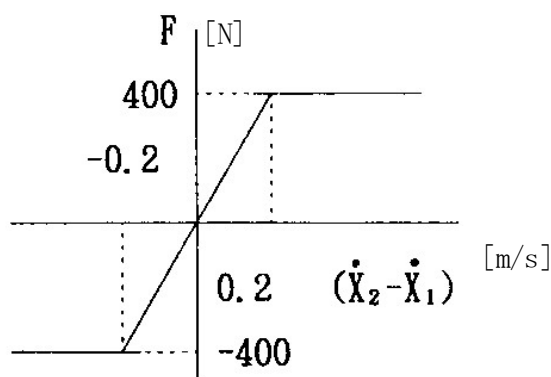


図 4-28. 減衰力制御マップ

以上の各制御の効果を周波数特性で比較した。ばね上振巾伝達率の結果を図 4-29 に示す。

接地荷重変動の結果を図 4-30 に示す。周波数領域における特性は、1~2Hz のばね上共振域、2~10Hz の振動絶縁域、10~20Hz のばね下共振域に分けて考える事が出来る。ばね上共振域及び振動絶縁域では最適制御及びスカイフック制御の伝達特性及び接地性が良いが、ばね下共振域での接地性が悪化する。

またセミアクティブ制御では切り替え減衰力がパッシブサスペンションと同じ場合、ばね上共振域の振動はパッシブサスペンションと変わらず、絶縁域では効果があるが、ばね下共振域では悪化する傾向がある。それに対し減衰力をばね上、ばね下共振に対して適度に与える減衰力制御は、ばね上共振を抑えかつばね下共振も抑える事が出来る。

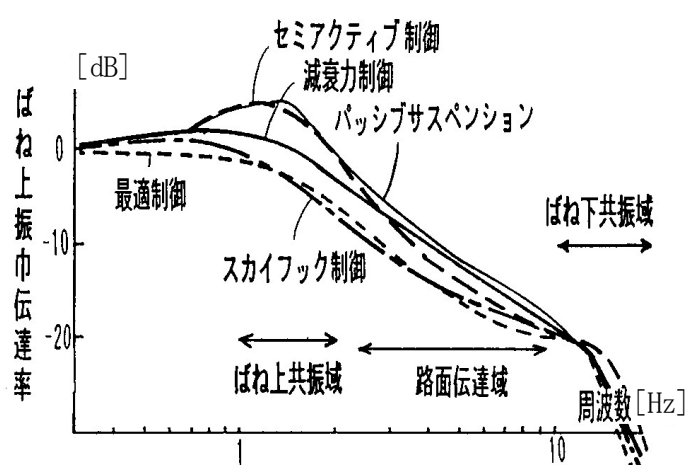


図 4-29. ばね上振巾伝達率の周波数特性

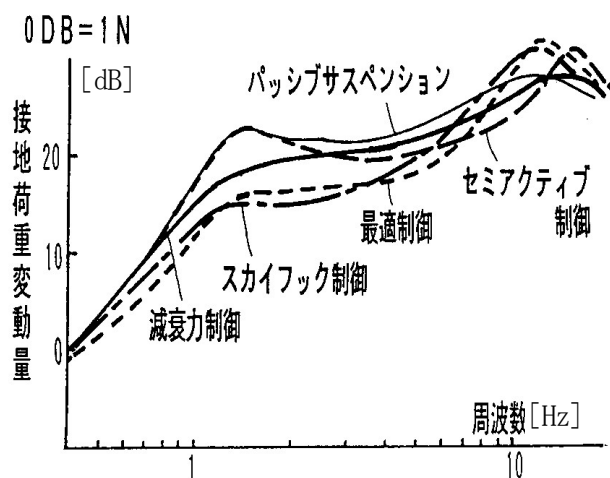
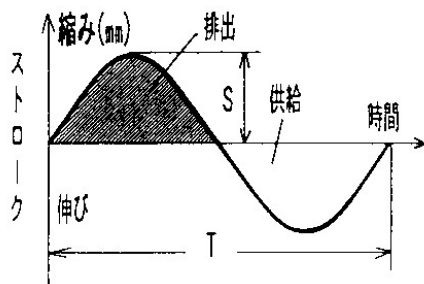


図 4-30. 接地荷重変動量の周波数特性

アクティブサスペンションの制御エネルギーについて考えると、図 4-31 のように消費エネルギーはポンプで加圧されるシステム油圧 P が決まると消費流量 Q との積で求められる。例えば、定容量ポンプの場合 $P=9.8$ [MPa]、ポンプの平均流量 $Q=8.1$ [l/min] (車速 60Km/h) で、機械効率 100% とすると、消費エネルギーは 1.8 [PS] (1.32 [KW]) となる。

可変容量ポンプを想定し、制御時の消費流量を考えると、圧力制御弁はサスペンションがある単位時間にストロークすると、そのストローク分の油量を給排出する。従って、消費流量はシリンダの受圧面積であるロッド面積 A とストローク S と加振周波数 f の積となる。図 4-32 はこの消費油量を比較した図である。減衰力制御に比べ最適制御やスカイフック制御は、ばね下共振域で消費油量が大きくなり、これを積分した全体の消費油量も多くなる。従って、アクティブ制御におけるばね下共振領域 (10~20Hz) の制御は消費油量とのトレードオフが重要になると思われる。

消費馬力 $W=P*Q$ P:システム油圧



例 $\begin{cases} P=9.8 \text{ [Mpa]} \\ Q=8.1 \text{ [l/min]} \text{ (ポンプ平均流量)} \\ W=1.8 \text{ [PS]} \end{cases}$

消費流量 $Q=A*S*f$ A:ロッド断面積
S:ストローク, $f=1/T$:周波数

図 4-31. 油空圧アクティブサスペンションの消費エネルギー

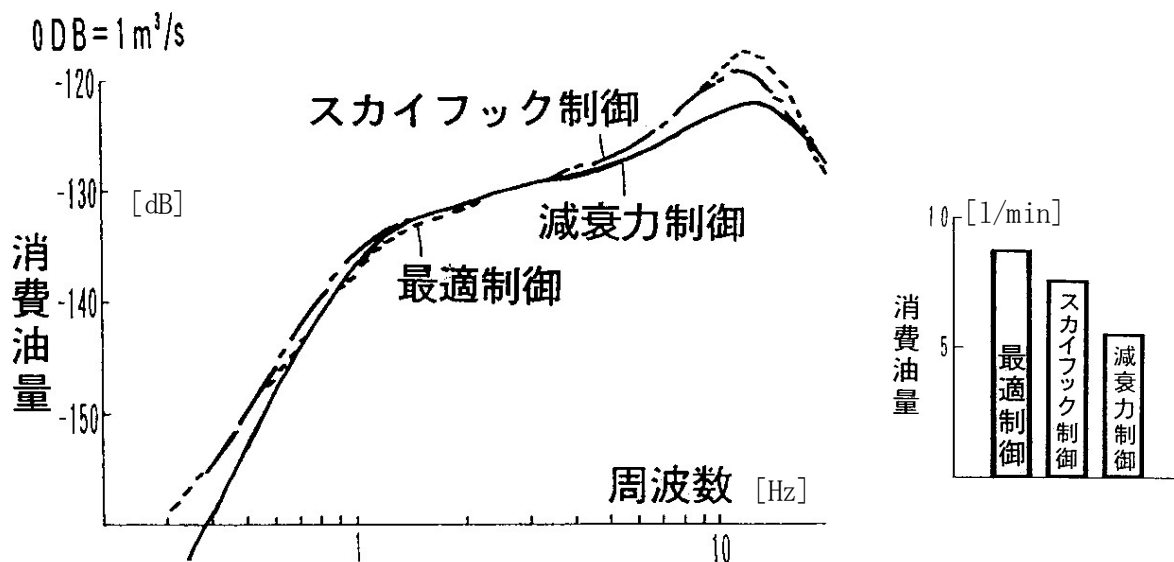


図 4-32. 消費油量特性

2) メカニカルな乗り心地制御の油圧系の動特性解析

乗り心地の中・高周波領域 (約 2Hz~7Hz) で作用する力 (圧力) フィードバックによるサーボ機構の解析、および低周波領域 (ばね上共振点付近 1~2Hz) の乗り心地制御と姿勢制御および車両運動特性の解析をシミュレーションと実験により行い、その効果を確認したので、それらの設計手法の一手段について述べる。⁽²⁶⁾

(1)使用する記号

A_c : ピストンロッド面積

A_{ps} , A_s : ポペット, スプールの受圧面積

B : オイルの比重

C_p , C_s : ポペット, スプールの粘性係数

F_{flp} , F_{fls} : ポペット, スプールのフローホース

F_{frp} , F_{frs} : ポペット, スプールのフリクション

F_p : ソレノイド力

K_d : 減衰係数

K_s : スプール用ばねの定数

m_p , m_s : ポペット, スプールの質量

P_s : ガスばね圧

P_c : シリンダ圧

P_f , P_p : フィードバック, パイロットチャンバ圧

P_g , P_{g0} , P_{gm} : ガスばねのノーマル, 初期圧, 平均圧

P_i , P_r , P_v : インレット, リターン, コントロール圧

Q_c , Q_s : コントロール, サプライラインの流量

Q_f : フィードバックチャンバへの流量

Q_i : コントロールポートに流入するインレット流量

Q_o : コントロールポートからリターンへのアウトレット流量

Q_{po} : パイロットオリフィスを通るパイロットチャンバへの流量

Q_{ps} : ポペットの環状絞りからのポペット流量

Q_r : リターン流量

V_g : ガスボリューム

V_c : シリンダ内の油量

V_f , V_p : フィードバック, パイロットチャンバボリューム

V_s , V_v , V_r : サプライ, コントロール, リターンボリューム

y : シリンダの変位

x_i : スプールのばねの初期たわみ

x_s , x_p : スプール, ポペットの変位

x : ポリトロープ指数プラスアルファ

図 4-33 に単輪分の油圧系モデルを示す。このモデルにてシミュレーション解析した。

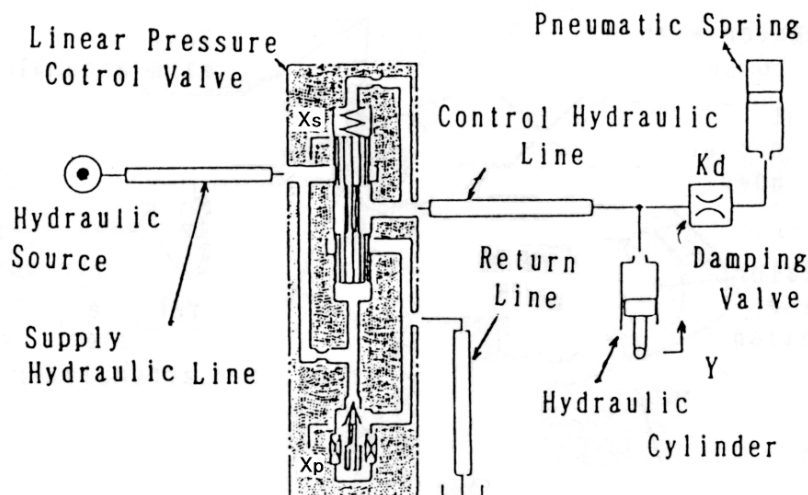


図 4-33. 単輪油圧系モデル

リニア圧力制御バルブ回りの運動方程式、および油の圧縮性を考慮した連続の式にてシミュレーション計算を行った。以下にその代表の式(26)～(35)を示す。

モデル諸元

$$A_c = 380 \text{ [mm}^2\text{]}, A_s = 78.5 \text{ [mm}^2\text{]}, C_s = 0.01 \text{ [Ns/mm]}$$

$$K_s = 1.43 \text{ [N/mm]}, F_{frs} = 0.1 \text{ [N]}$$

$$m_s = 1.7E-5 \text{ [Ns}^2\text{/mm]}, K_d = 1.14 \text{ [Ns/mm]}$$

$$P_c = 4.67 \text{ [MPa]}, P_{go} = 1.38 \text{ [MPa]}$$

$$V_{go} = 150 \text{ [cc]}$$

①バルブの運動方程式

(i) スプールの運動方程式

$$m_s \frac{d^2 x_s}{dt^2} + C_s \frac{dx_s}{dt} + k_s (x_s - x_i) - F_{fls} \pm F_{frs} + A_s (P_p - P_f) = 0 \tag{26}$$

(ii) ポピットの運動方程式

$$m_p \frac{d^2 x_p}{dt^2} + C_p \frac{dx_p}{dt} + F_{flp} \pm F_{frp} + F_p - A_{ps} (P_p - P_f) = 0 \tag{27}$$

②油圧系の連続の式

(i) プレッシュャーポート

$$Q_s - Q_i - Q_{po} - \frac{V_s}{B} \frac{dP_i}{dt} = 0 \quad (28)$$

(ii) パイロットライン

$$Q_{po} - \frac{V_p}{B} \frac{dP_p}{dt} - Q_{ps} + A_s \frac{dx_s}{dt} - A_{ps} \frac{dx_p}{dt} = 0 \quad (29)$$

(iii) フィードバックライン

$$Q_f - A_s \frac{dx_s}{dt} - \frac{V_f}{B} \frac{dP_f}{dt} = 0 \quad (30)$$

(iv) コントロールポート

$$Q_i - Q_f - Q_o - \frac{V_v}{B} \frac{dP_v}{dt} - Q_{c(u)} = 0 \quad (31)$$

(v) リターンポート

$$Q_o + Q_{ps} - \frac{V_r}{B} \frac{dP_r}{dt} - Q_r = 0 \quad (32)$$

(vi) 油圧シリンダ

$$Q_{c(d)} + A_c \frac{dy}{dt} - \frac{V_c - A_{cy}}{B} \frac{dP_c}{dt} - Q_d = 0 \quad (33)$$

(vii) ダンピング流量

$$Q_d = A_c^2 (P_c - P_a) / K_d \quad (34)$$

(viii) ガスばね内のオイル室

$$Q_d - \frac{V_a}{B} \frac{dP_a}{dt} - \frac{V_g}{xP_{g,abs}} \frac{dP_g}{dt} = 0 \tag{35}$$

各油圧ラインの油の流れは、一次元定常層流とし、集中定数近似法を用い取扱った。スプール径、オーバラップ量、ガスボリューム、ダンピングファクタ、ポペット頂角等のパラメータについて検討し最適化をはかった。最終のシミュレーション結果および実験結果を図 4-34, 図 4-35 に示す⁽³⁶⁾。

図 4-34, 図 4-35 に示すように、作動している状態を示すコントロールシステムは特定の周波数にピークがなくアクティブ油圧系(圧力制御弁のみにオイルの出入りがある場合)からパッシブ油圧系(ガスばね側のみにオイルの出入りがある場合)にスムーズに移行する特性が得られた。

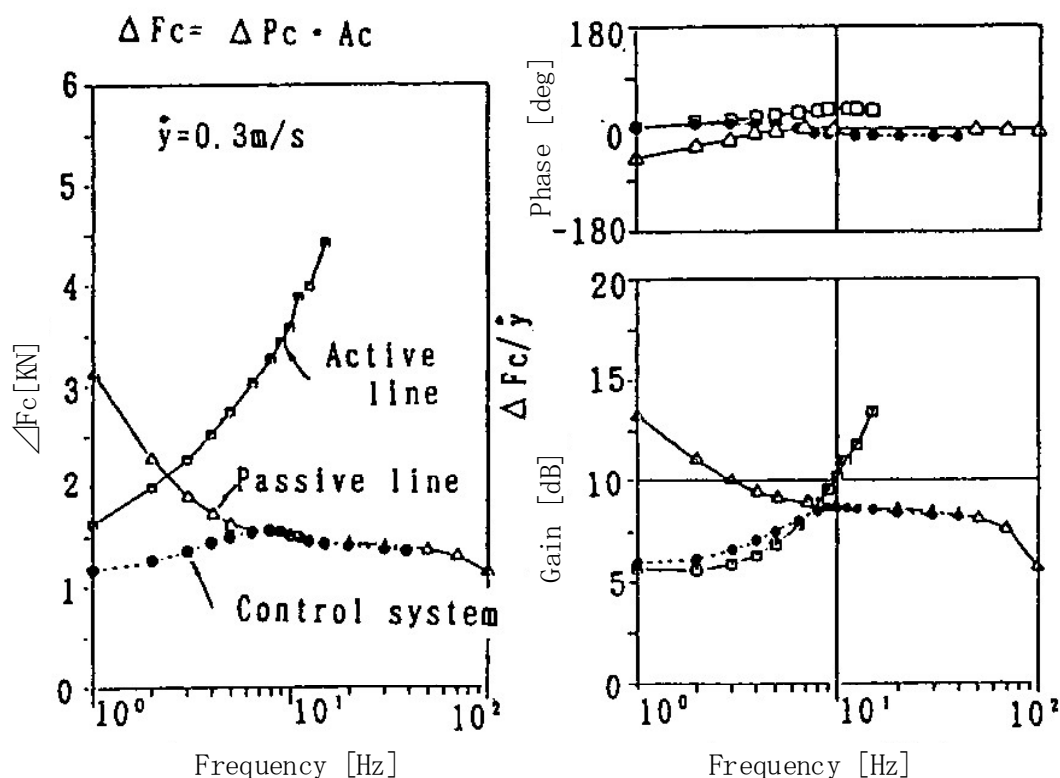


図 4-34. アクチュエータの周波数応答 (シミュレーション)

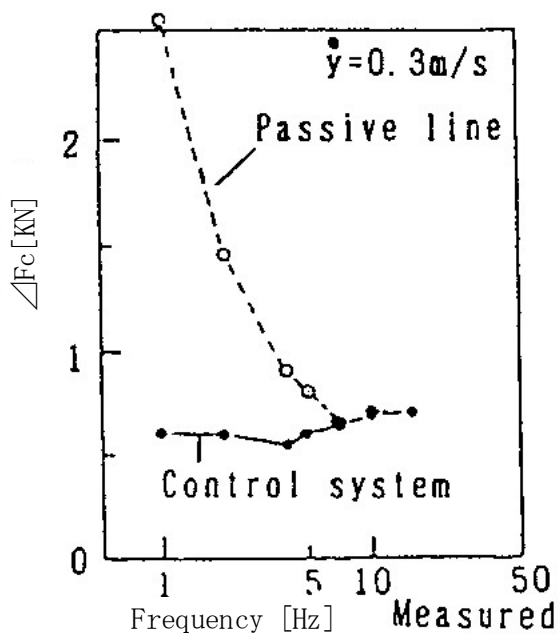


図 4-35. アクチュエータの
周波数応答 (実験)

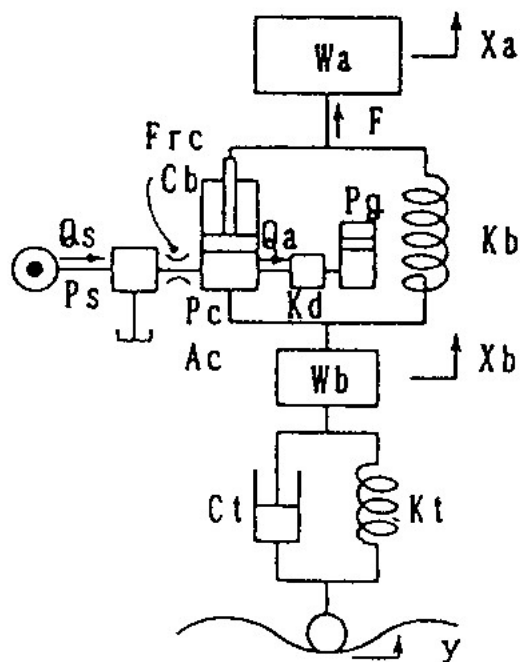


図 4-36. 2自由度油空圧アクティブ
サスペンションモデル

3) 単輪のサスペンションモデルのシミュレーション解析

2)の油圧系の基礎式に、サスペンションの2自由度モデルを考慮し、ばね上、ばね下共振点を含め解析する。単輪の油空圧アクティブサスペンションモデルを図4-36に示す。

モデル諸元

$$W_a = 2450 \text{ [N]}, W_b = 412 \text{ [N]}, K_t = 245 \text{ [N/mm]}$$

$$C_t = 0.32 \text{ [Ns/mm]}, F_{rc} = 100 \text{ [N]}, P_s = 10 \text{ [MPa]}$$

ばね上、ばね下の運動方程式は、以下の式(36)、(37)、(38)を用いた。

(1) ばね上の運動方程式

$$\frac{W_a}{g} \ddot{X}_a + W_a - F = 0 \tag{36}$$

ただし、

$$F = C_b (\dot{X}_b - \dot{X}_a) + k_b (X_0 + X_b - X_a) + P_c A_c \pm F_{rc} \tag{37}$$

(2) ばね下の運動方程式

$$\frac{W_b}{g} \ddot{X}_b + W_b + F - C_t(\dot{Y} - \dot{X}_b) - k_t(X_{t0} + Y - X_b) = 0 \quad (38)$$

シミュレーションの結果、図 4-37 から、シリンダ内圧変動および、平均消費油量が、ばね下共振領域にて異常に大きくなることがわかった。この現象は、実車にて悪路走行時に、供給圧が低下し乗り心地が悪化する現象と一致することで確認された。

図 4-34 の結果から、ばね下共振領域はパッシブ領域であることが確認されているが、ばね下共振により圧力制御弁が高周波まで応答していることが明らかになった。そこで圧力制御弁の応答性を抑制するためにガスばね側の減衰力特性、ガスばねの空気ボリューム、および油圧シリンダと並列に配置されているコイルばね、および圧力制御弁と油圧シリンダ間に設けたオリフィスの影響をシミュレーションにより解析した。減衰係数を下げそしてコイルばねのばね定数を上げることにより、図 4-38 に示すようにばね下共振点付近の消費流量、内圧変動とも大きく低減することが可能であることがわかった。

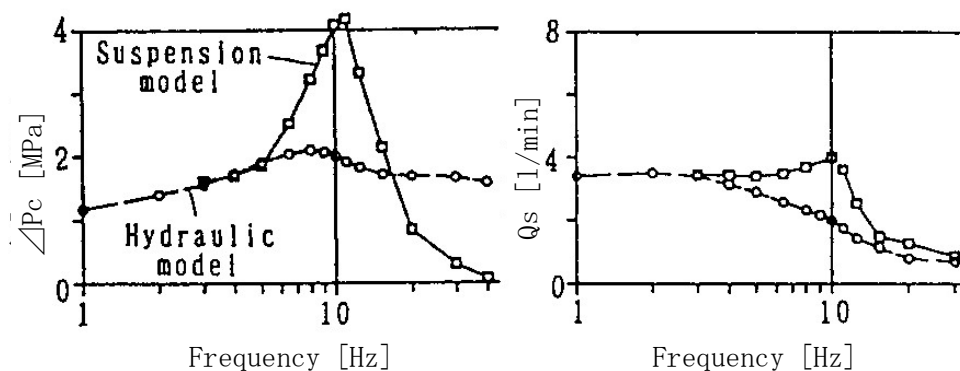


図 4-37. サスペンションモデルと油圧系モデルの比較 (シミュレーション)

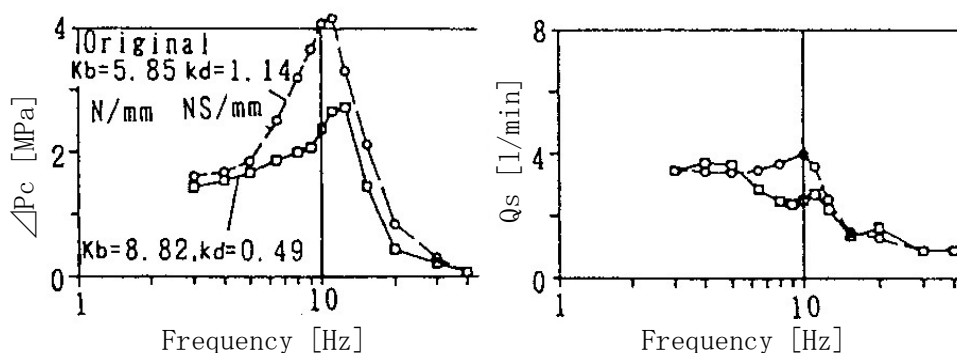


図 4-38. 減衰係数とばね定数の効果 (シミュレーション)

図 4-39 に示すようにスプールの変位の共振現象をなくすことができばね下共振領域での圧力制御弁の応答性を抑制できることがわかった。この対策は、タイヤと路面間の接地性に影響しないことがわかり (図 4-40)、また電流加振による姿勢制御領域 (1~2Hz) には、ゲイン低下がないことがわかった (図 4-41)。

また、ガスばね容量およびアクティブ油圧系に設けたオリフィスの効果は、ばね下共振点より低い周波数帯に効果があり、トータルの消費流量を低下させることができる (図 4-42、図 4-43)。

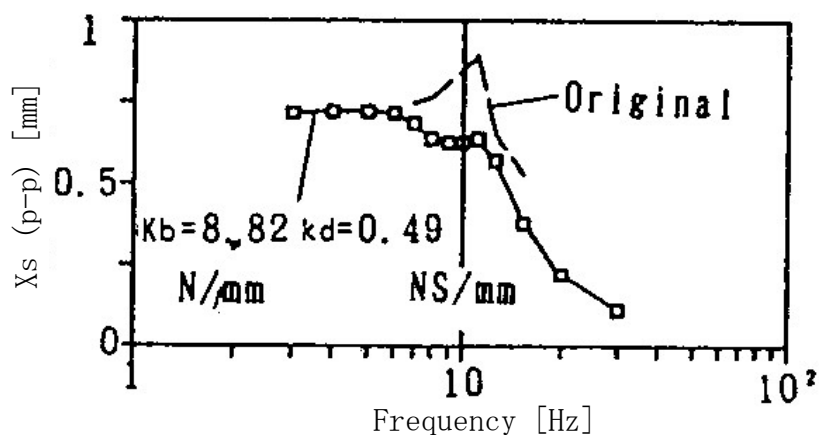


図 4-39. スプール変位の周波数応答 (シミュレーション)

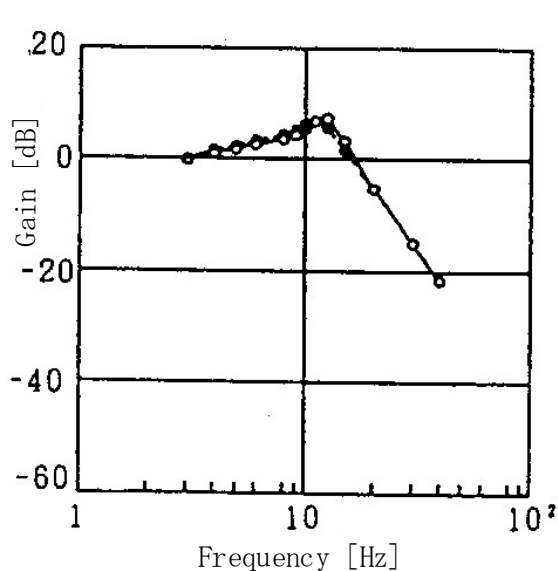


図 4-40. X_b/Y の周波数応答
(シミュレーション)

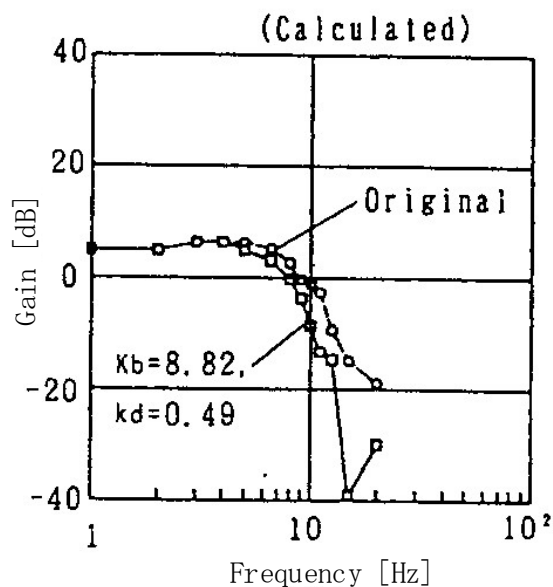


図 4-41. シリンダ内圧/ソレノイド
吸引力の周波数応答 (シミュレーション)

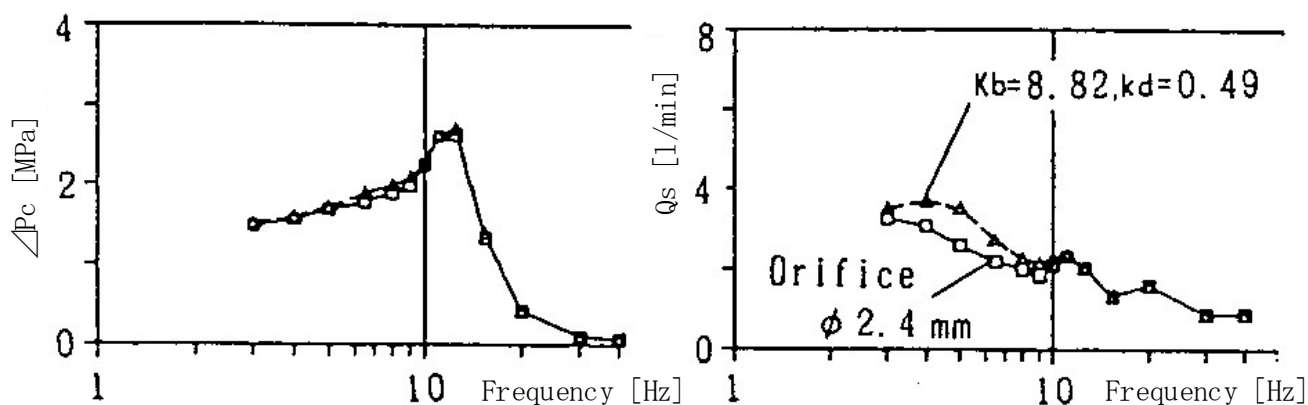


図 4-42. アクティブ油圧系に設けたオリフィスの効果

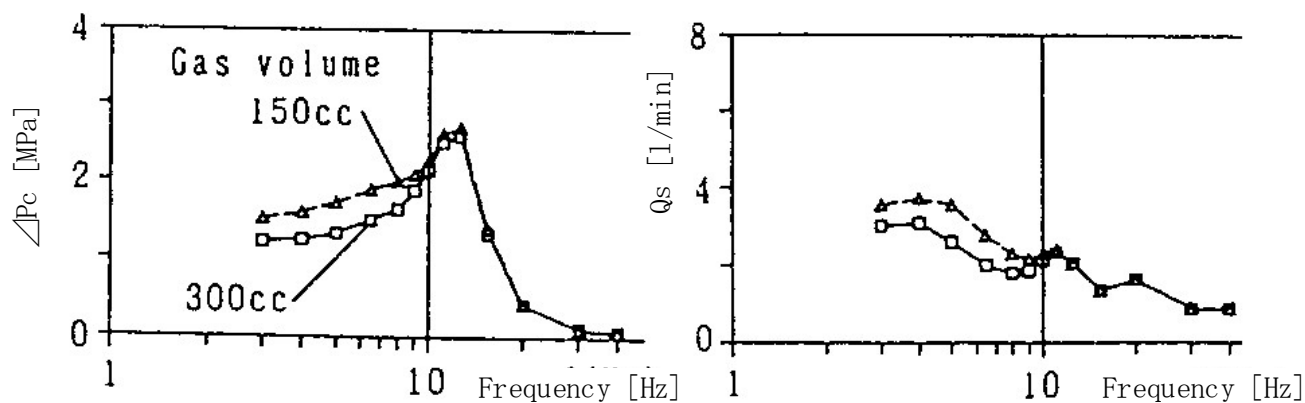


図 4-43. ガスばね容量の効果

4.2.5 評価結果（乗り心地性能と姿勢制御の効果）

実車での評価結果を述べる。

1) 路面入力による乗り心地制御の効果

図 4-44 に、悪路走行時のドライバ席フロア部上下加速度の周波数分析結果を、アクティブコントロールサスペンション車と、コイルサスペンション車を比較した結果を示す。アクティブコントロールサスペンション車の方が、フロア上下加速度の PSD (Power Spectrum Density) 値が低く抑えられており、乗心地制御の効果がわかる。特に、1Hz~2Hz のばね上共振点近傍ではコイルサスペンション車に対して約 10dB、3Hz 付近で約 7dB、ゴツゴツ感を感じる 5Hz 近傍で約 3dB の低減、と大きく効果が現れている。このように、悪路や長いうねり路を中～高速で走り抜けた場合、ばね上振動を抑え、フラットでソフトな乗心地を実現できた。但し、IS02631 の目安値「少し不快 0.63 [m/s²]」対しては、1Hz~3Hz のばね上共振点付近の加速度低減が必要であり、変位伝達比を下げる事ができる省エネタイプのスカイフック制御システム開発が必要と考える。

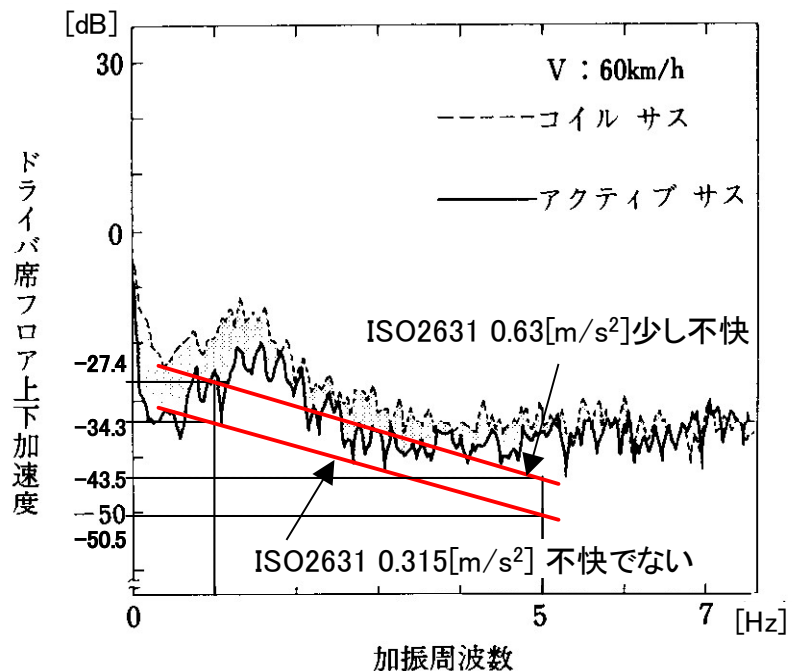


図 4-44. 乗心地制御の効果

2) 慣性入力による姿勢制御の効果

図 4-45 はパイロンスラローム時のロール角の差が明確に出ている事を示す。図 4-46 は横加速度に対するロール角の測定結果であり、アクティブコントロールサスペンション車は、コイルサスペンション車に比べ、ロール角で 1/4 以下 ($5 \text{ [m/s}^2\text{]}$ の横加速度で 0.5 [deg] 以下)。図 4-47 はダイブ時のピッチ角で 1/2 以下・スクオート時のピッチ角 1/3 以下 ($5 \text{ [m/s}^2\text{]}$ の前後加速度で 0.5 [deg] 以下) と小さく抑えられている事を示す。走行中のロール角を小さくすると、旋回運動中のタイヤを常に路面に対して直角に保ち、タイヤの路面に対する接地性を高めることが出来る。その結果、タイヤの持つキャパシティを最大限に引き出し、限界性能付近での安全性を高めることが可能となり、ハンドリング性能の向上がはかれた。

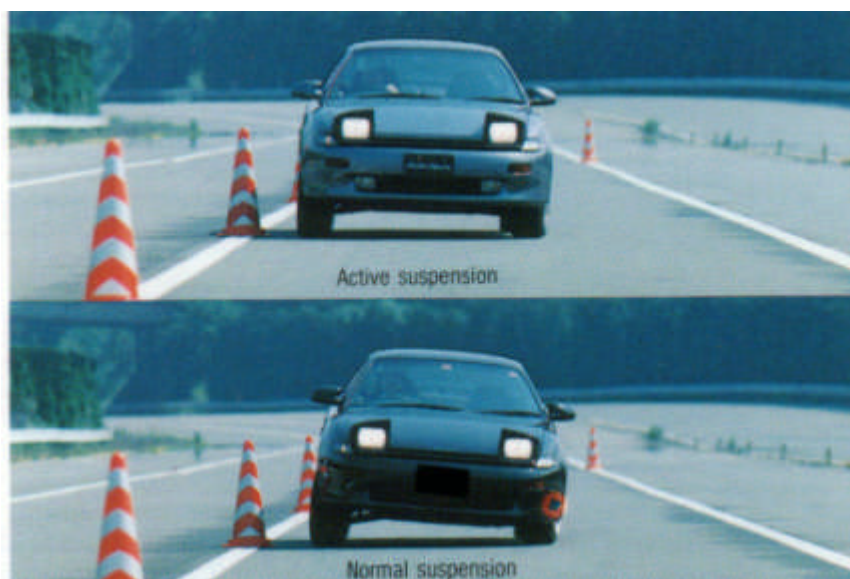


図 4-45. 旋回時の姿勢制御の効果

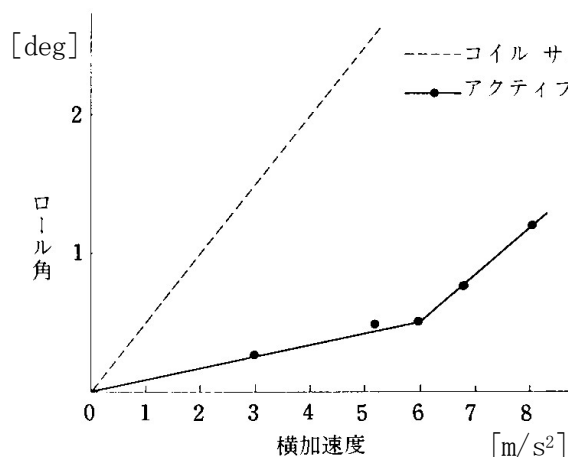


図 4-46. 旋回時のロール角の効果

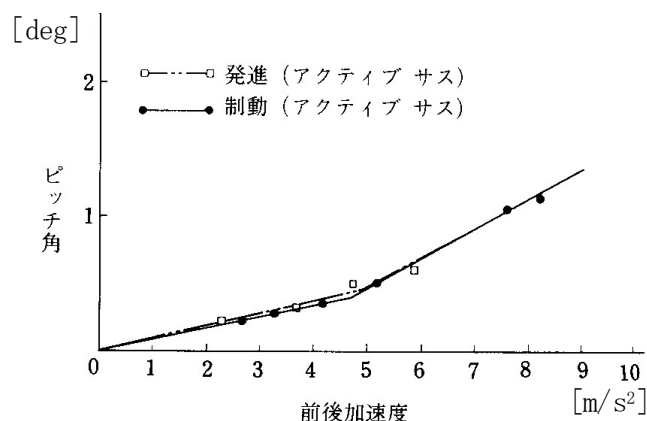


図 4-47. 制動時と発進時のピッチ角の効果

4.2.6 油空圧アクティブサスペンションシステムのまとめ

1989 年に hidroニューマチックサスペンションを用いてアクティブに車両姿勢制御・乗心地制御・操安性制御を行うアクティブコントロールサスペンションを採用した。その結果、以下に代表される性能が得られた。

(1) 姿勢変化

- i. ピッチ制御…5 [m/s²]の前後加速度で 0.5 [deg]以下のピッチ角
 ダイブ量：コイルサスペンション車の 1/2 以下
 スカート量：コイルサスペンション車の 1/3 以下
- ii. ロール制御…5 [m/s²]の横加速度で 0.5 [deg]以下のロール角
 コイルサスペンション車の 1/4 以下

(2) 乗心地

コイルサスに比較して、7Hz 以下の低周波数領域における、ばね上の上下加速度の大幅低減。ISO の目安値「少し不快 0.63 [m/s²]」対しては、1Hz～3Hz のばね上共振点付近の加速度低減が必要であり、変位伝達比を下げる事ができる省エネタイプのスカイフック制御でのシステム開発が必要と考える。

(3) 操縦性・安定性

- ヨーの共振周波数の向上…速い操舵時のヨーの追従性が向上した。
- 30m パイロン通過最大車速が大幅向上した。

4.2.7 アクティブサスペンション性能のまとめ

- ・ 乗り心地は周波数の広い範囲でばね上の加速度の値が小さくなっている。特に、ばね上共振点と中周波の両方の周波数で効果が出た事に対して、アクティブサスペンシ

ンは乗り心地と操縦・安定性が両立する範囲が 0.3Hz～7Hz と広いシステムである事分かった。但し、IS02631 の目安値「少し不快 0.63 [m/s^2]」対しては、1Hz～3Hz のばね上共振点付近の加速度低減が必要であり、変位伝達比を下げる事ができる省エネタイプのスカイフック制御でのシステム開発が必要と考える。

- ・ 操縦・安定性は理想的な姿勢を得る事が出来るシステムであると言える。
- ・ 将来の課題は、省エネ, 重量, 販売価格の大幅な改善が必要である。その実現するために、市場の使用条件にあった最適化の技術開発が必要である。

4.3 まとめ

エアサスペンションを代表とするセミアクティブサスペンションと油空圧式アクティブサスペンションの技術から、次の事が言える。

- ・ 乗り心地の低周波と中周波を両立させる技術として、アクティブサスペンションは有効である。
- ・ アクティブサスペンションはばね上共振点での変位伝達比を 1 以下にする事ができる技術であり、ばね上加速度の大幅な低減が期待できる。IS02631 の目安値「少し不快 0.63 [m/s^2]」を実現する為、省エネである電動システムにてスカイフック制御のアクティブサスペンションシステムの開発が必要と考える。
- ・ アクティブサスペンションは操縦・安定性の効果についても、その姿勢を理想的な領域にする事ができる。

以上から次のシステムの提言は

- ① 電動アクティブサスペンションの開発を行う。
- ② 省エネシステムとする為、市場の使用環境を含めた目標値（変位伝達比と車両姿勢）を設定し、開発する。
- ③ ロール姿勢等の理想の状態は人間特性から考察して、何を代表値として判断しているのかを、理想状態が出来るアクティブサスペンションで解析をする。

以上の内容を次のシステムへの提言内容として、二つのアクティブサスペンションの研究開発を行い、その結果を次章で述べる。

4.4 参考文献

セミアクティブサスペンション

- (1) 永井正夫, アクティブサスペンションの振動制御の基礎, 自動車研究 Vol. 12, No. 2, pp. 41-45 (1990)
- (2) D.C.Karnopp, Vibration Control Using a Semi-Active Force Generator, Trans. ASME, Ser.B 96(1974), pp.619-626.
- (3) Thomas E.Burkley, Philip F.Myers, Design and Validation of Variable Rate Pneumatic Springs, SAE No.800483 (1980)
- (4) R.S.Sharp, S.A.Hassan, The fundamentals of passive automotive suspension system design, Proceedings of the Society of Environmental Engineers Conference of Dynamics in Automotive Engineering(1984), pp.104-115.
- (5) R.S.SHARP, D.A.CROLLA, Road Vehicle Suspension System Design-a review, *Vehicle System Dynamics*, 16, 1987, pp.167-192
- (6) R.S.Sharp, S.A.Hassan, The relative performance capabilities of passive, active and semi-active car suspension systems, *Proc Instn Mech Engrs*, Vol.200, No.D3, pp.219-228
- (7) 守屋茂, 沼澤明男, 塩見正直, 木津龍平, トヨタセンチュリー(VG20)のシャーシ, トヨタ技術, Vol. 19, No. 4, 1967, pp. 461-470
- (8) 横矢雄二, 浅見謙, 浜島利充, ソアラ用トヨタ電子制御サスペンション(TEMS)の開発, トヨタ技術 Vol. 34, No1, 1984年6月
- (9) 横矢雄二, 浅見謙, 宮田博司, 電子制御サスペンションシステムの紹介, 自動車技術 Vol. 39, No. 2, 1985年 pp. 199-203
- (10) Y.Yokoya, K.Asami, T.Hamajima, N.Nakashima, Toyota Electronic Modulated Suspension (TEMS) System for the 1983 Soarer, *SAE Paper* 840341, February 1984
- (11) 佐藤宏毅, 横矢雄二, 林真琴, 塚秀守, 堤康裕, 安池修, ピエゾ TEMS の開発 -セルシオの足回り-, トヨタ技術 (1989年12月), 第39巻, 第2号, pp.17-25
- (12) M.MIZUGUCHI, S.CHIKAMORI, T.SUDA, K.KOBAYASHI, Electronic Controlled Suspension (ECS), SAE,(1984), No.845051, pp.2.209-2.217
- (13) D.Hennecke, B.Jordan, U.Ochner, Elektronische Dampfer Control-eine vollautomatisch adaptive Dampfkraftverstellung fur den BMW 635 Csi, *ATZ* 89 9, 1987, pp.471-479
- (14) F.W.Lohr, Opel Omega-Teil 2:Fahrwerk und Antrieb *ATZ* 89 2, 1987, pp.63-72
- (15) Lancia Thema 8.32 *Autocar* July, 27, 1988, pp.44-52
- (16) H.Gaus, H.H.Julicher, Der neue Mercedes-Benz Roadstar-Gesamtfahrzeug und Fahrleistngen, *ATZ* 91 3, 1989, pp.113-121
- (17) R.J.Renter, Speed Dependent Damping for the 1989 Cadillac Allante, *SAE Paper* 890178,

February, 1989

- (18) D.Hennecke, P Baier, B.Jordan, E.Walek, EDCⅢ-The New Variable Damper System for BMW's Top Models-A Further Development of our Adaptive, Frequency-Dependent Damper Control, *SAE*(1990), 900662, pp.1-13
- (19) 伊藤正美, 松重誠一, 武馬修一, 大沼敏男, 鈴木高夫, ソアラ用トヨタ電子制御エアサスペンションの開発, *トヨタ技術* Vol. 36, No. 1, 1986年12月, pp. 10-20
- (20) MASANORI HIROSE, SEIICHI MATSUSHIGE, SHUICHI BUMA, KOHJI KAMIYA , Toyota Electronic Modulated Air Suspension System for the 1986 SOARER, *IEEE Transactions On Industrial Electronics*, Vol.35, No.2, May,1988, pp.193-200
- (21) 野上高弘, 大沼敏男, 棚橋晴彦, 電子制御エアサスペンションの開発, *自動車技術*, Vol. 41, No. 3, 1987, pp. 355-360
- (22) 小川一男, 佐藤国仁, 榎本高明, エアサスペンション用減衰力制御システムの開発, *自動車技術会春季学術講演会前刷集*, 953, 1995年, pp. 65-68
- (23) 小川一男, 佐藤国仁, 榎本高明, エアサスペンション用減衰力制御システムの開発, *JSAE Review*, 1996年7月号, pp. 322-324
- (24) 富田晃市, 村田正博, 大作覚, 池田茂輝, 新減衰力制御システムの開発, *自動車技術会秋期学術講演会前刷集*, 123, 1999年10月
- (25) 国枝正春, 空気ばね車両の上下振動の理論と実験, *鉄道技術研究所報告* No. 6, Apr. 1958

アクティブサスペンション

- (26) 武馬修一, 佐藤宏毅, 米川隆, 大沼敏男, 服部勝彦, 杉原正己, アクティブコントロールサスペンションの解析と開発, *日本機械学会論文集(C編)*, (1991年2月) 57巻534号 pp. 257-263
- (27) 武馬修一, 近藤浩, 佐藤国仁, 油谷敏男, トヨタアクティブコントロールサスペンションの開発, *トヨタ技術* 193, Vol. 40, No. 1, pp. 78-94
- (28) 米川隆, 大沼敏男, 森淑伯, 後藤武志, 武馬修一, アクティブコントロールサスペンションの車両運動性能, *自動車技術会論文集*, Vol. 22, No. 3, July 1991, pp63-69
- (29) Takashi YONEKAWA, Toshio OHNUMA, Yoshinori MORI, Takeshi GOTOH, Shuuichi BUMA, Effect of Active Control Suspension System on Vehicle Dynamics, April 1991 *JSAE Review* , Vol.12, No.2, pp.40-45
- (30) Okade Motohiro, Hasebe Takahisa, Fukuta Masahiro, Oonuma Toshio, Buma Shuuichi, Hattori Katsuhiko, Vibration Analysis of Control Valve for Active Suspension, SAE-920272, 1992.2, pp.49-55
- (31) Masami Sugihara, Tamotsu Furukawa, Osamu Komazawa, Motohiro Okade,

- Yuuji Yokoya, Shuuichi Buma, Development of Control Valves for Active Suspension Systems-Development of Linear Pressure Control Valve for Cars, SAE908189, October 1990
- (32) 杉原正己, 古川保, 長谷川, 後藤武志, 武馬修一, アクティブサスペンション用制御バルブの開発, 日本油空圧学会, 日本機械学会共催, 平成2年春季油空圧講演会
- (33) 杉原正己, 古川保, 駒沢修, 岡出元宏, 横矢雄二, 武馬修一, アクティブサスペンション用制御バルブの開発-自動車用リニア圧力制御弁の開発, 自動車技術会 1990年度秋期学術講演会
- (34) 服部勝彦, 武馬修一, 近藤浩, 杉原正己, 宮代, アクティブサスペンション用油圧供給系の数値解析(第2報:圧力脈動特性の予測と対策検討), 日本油空圧学会, 日本機械学会共催, 平成2年秋期油空圧講演会
- (35) Y. Yokoya, R. Kizu, H. Kawaguchi, K. Ohashi, H. Ohno, Integrated Control System Between Active Control Suspension and Four Wheel Steering for the 1989 CELICA, SAE (1990), 901748
- (36) Hattori, K., ほか3名, "Linear Pressure Control Valve for Active Suspension", ASME / JASME International Computer Aided Engineering Conference and Exposition, August 5(1990), Vol.1, pp.583-588
- (37) 川上広司, 浦馬場真吾, 井上秀雄, 一丸英則, ソアラアクティブコントロールサスペンションの開発, TOYOTA Technical Review (1991), Vol. 41, No. 1, pp. 75-87
- (38) H. Kawakami, M. Tabata, H. Sato, H. Inoue, H. Itamaru, Development of Integrated System Between Active Control Suspension Active 4WS, TRC and ABS, SAE 920271 (1992)
- (39) 田中忠夫, 堅本實, 栗田省三, 原良光彦, 和田俊一, アクティブ電子制御サスペンションの開発, 日本機械学会誌, Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol. 92, No. 846(19890505), pp. 396-397
- (40) 福島直人, 赤津洋介, 藤村至, 佐藤正晴, 福山研輔: アクティブサスペンションの安定性・接地性の向上, 自動車技術, Vol. 44, No. 3, 1990, pp. 29-35
- (41) Y. Akatsu et al, An Active Suspension Employing An Electrohydraulic Pressure Control System, 13 FISITA Congress, Torino, 905123(1990), pp.949-959
- (42) 川原崎由博, 福永由紀夫, 長谷川晋一, 奥山雄司, 黒豆友孝, 油圧アクティブサスペンションの開発, 自動車技術, Vol. 44, No. 1, 1990, pp. 120-127
- (43) 木村健, 赤津洋介, 戸畑秀夫, 福山研輔, プレビュアクティブサスペンションの車両振動制御, 自動車技術会論文集, Vol. 25, No. 3, July. 1994, pp. 93-97
- (44) 永井正夫, アクティブサスペンションの振動制御の基礎(続編), 自動車研究, 第12巻, 第6号(平成2年6月), pp. 1-5
- (45) 永井正夫, アクティブサスペンションの制御と制御理論, J. SICE, Vol. 32, No. 4, Apr. 1993, pp. 290-295

- (46) Von Jean Marie, Beitrag zum Studium und zur Ver-zolkommnung der Aufhangmg der Fahrzeuge (Die Servo-Aufhangng FL) , *ATZ Jahr-gang* 57, Nr.3, Marz 1955, pp63-70.
- (47) 菊地英一(訳), サーボ懸架装置について, *自動車技術* Vol. 9, No. 8, 1955
- (48) A.G.Thompson, Design of active suspensions, *Proc.Instn.Mech.Engrs.*1970-71, Vol.185 36/71, pp-553-563
- (49) A.G.Thompson, An Active Suspension with Optimal Linear State Feedback, *Vehicle System Dynamics*, 5, 1975
- (50) D.C.Karnopp ; Vibration Control Using a Semi-Active Force Generator, *Trans. ASME J. Eng. for Industry*, 96, ser. B(1974)
- (51) D.C.Karnopp, Active Damping in Road Vehicle Suspension System, *Vehicle System Dynamics* 12,pp.291-312 (1983)
- (52) P.G.Wright, D.A.Williams, The application of active suspension to high performance road vehicles, *IMechE*, C239/1984, pp.23-28
- (53) J.Dominy, D.N.Bulman, An Active Suspension for a Formula One Grand Prix Racing Car, *Trans. of ASME, J. of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 107, 73-78 (1985)
- (54) A.T.Pham, Traitement Numerique des Couplages Entre Degres de Liberte dune Suspension Active, *Ing. Automob.*, 108-110, Octobre (1987)
- (55) W.F.Milliken Jr., Active Suspension, *SAE* 880799(1988), pp.1-6
- (56) D.A.CROLLA, A.MA.ABOUL NOUR, Theoretical comparisons of various active suspension system in terms of performance and power requirements, *IMech.E*, 1988, C420/88, pp1-10
- (57) S.Doi, E.Yasuda, Y.Hayashi, An experimental study of optimal vibration adjustment using adaptive control methods, *proc I.Mech.E*, 1988,433/88.pp119-124
- (58) P.Hillebrecht, D.Konik, D.Peril, H.Wallentowitz, F.Zieglmeier, The active suspension between customer benefit and technological competition, *Technical Papers:Total Vehicle Dynamics Vol. 2, XXIV FISITA Congress, Mechanical Engineering Publications Limited for the Institution of Mechanical Engineers*, 1992, pp.221-230

第5章 電動アクティブサスペンションの研究と開発

この章は、「電動アクティブスタビライザサスペンションシステム」と「電動アクティブサスペンションシステム」の二つのシステムについて、目標性能の提示からシステム設計の設計手法を提案し、その有効性を確認した。それぞれのシステムについて新たな提案をし、仕様の決定をしてきている。その内容について述べる。

電動アクティブスタビライザサスペンションシステム⁽¹⁾⁻⁽¹²⁾はギヤの逆効率の利用を提案し、アクチュエータの必要トルクと消費電流を低減するロジックに結びつけた。そして、電動アクティブサスペンションシステム⁽²⁰⁾⁻⁽²⁴⁾はアクチュエータの遅れを補償するフィードフォワードスカイフック制御とプレビュースカイフック制御を提案し、アクチュエータ能力の有効領域を拡大し、性能を確保できることを検証した。

5.1 はじめに

1999年からBenzのActive Body Controlが採用され、BenzCLとBenzS⁽¹³⁾へと展開を図ってきている。2002年にBMWが7⁽¹⁴⁾シリーズでDynamic Driveというアクティブスタビライザサスペンションを採用してきた。そうした高級車の安全・快適に運転できる車の普及という高性能化の技術的トレンドと、日本でレクサスブランドを立ち上げ、高級車市場へ本格参入するという商品トレンドの進行から、ハイブリッド車にエネルギー消費の少ないアクティブサスペンションを装着し、圧倒的な商品力強化を達成する狙いから、2002年アクティブサスペンションの開発を再スタートした。

新規開発の電動アクティブスタビライザサスペンションシステムは白紙からの開発の位置付けで、電動システムからのスタートではなく、油圧システム車と電動アクティブスタビライザ車の2種類を並行して製作し、「目標性能づくり」から「システム・要素の仕様決定」の開発を行って来た。最終的にはフリクションによる操舵応答特性の遅れ影響と消費エネルギーの性能から電動システムを選択した。システム比較する評価車は、Benz, BMWのアクティブサスペンション車両をはじめ、過去の自社技術を凌駕するため、1990年セリカと1991年ソアラを社内、社外から探し、比較評価を行った。

5.2 電動アクティブスタビライザサスペンションシステムの研究と開発

図 5-1 に電動アクティブスタビライザサスペンションのシステム構成を示す。この 5.2 節では電動アクティブスタビライザのシステム設計、特にアクチュエータ要求性能を市場の使用環境とギヤの逆効率に着目し、新規に要求トルクを式から導出した課程と、システムの作動シミュレーション及び実車評価にて検証した結果について述べる。

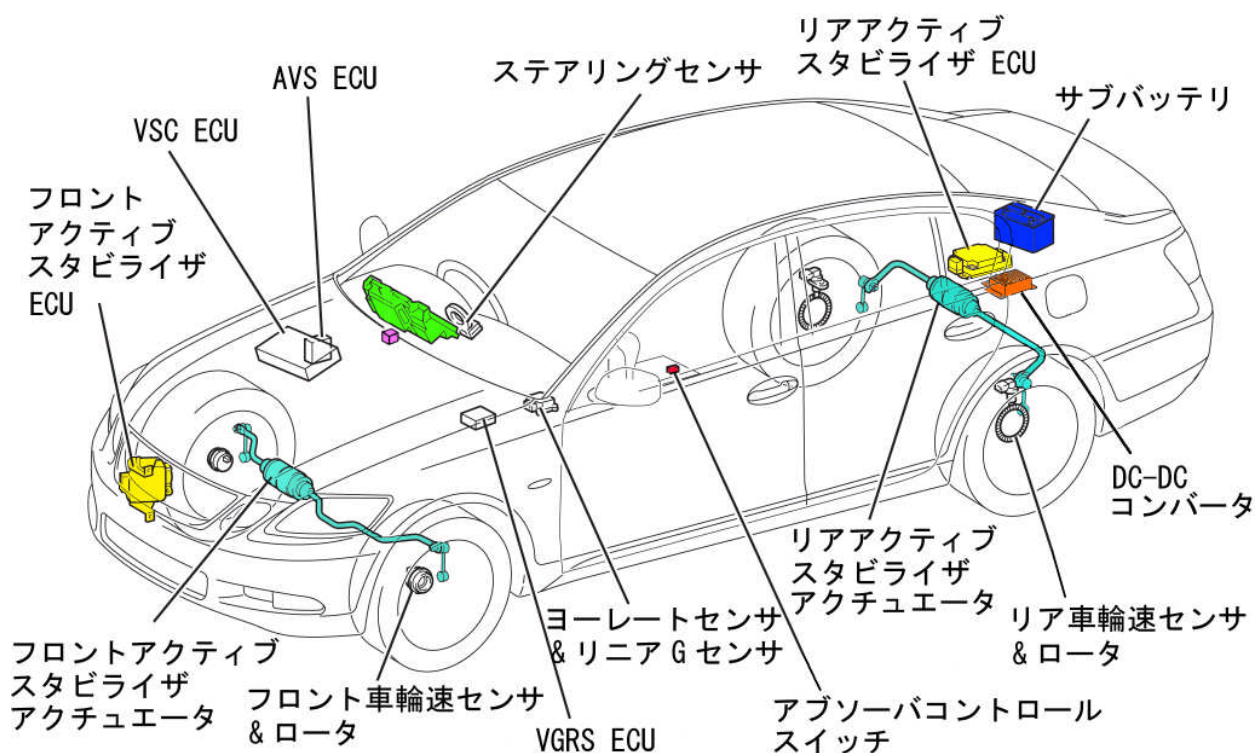


図 5-1. システム構成部品配置図

5.2.1 アクチュエータの要求性能

5.2.1.1 アクチュエータトルク算出式

車体ばね上質量の重心位置に働く旋回横加速度によるタイヤ上下反力の前後・左右配分を決定する重心位置と車両諸元を図 5-2 に示す⁽¹⁵⁾。基本的には第 3 章 3 項の力学モデルを使い、新規オリジナルとして、ギヤの逆効率を利用する事で、電動アクチュエータのアクティブトルクとパッシブトルクを基本モデルに折込み、あわせて、前後輪の荷重移動配分に制御可変要素の β を考慮できるモデルとして、アクチュエータの必要トルクを導出可能とした。各輪のタイヤ上下力変動量を算出する正面視モデルを図 5-3 に示す。

上下力変動量 Δw_f はタイヤ位置のコイルスプリング反力 f_{cf} とスタビライザアクチュエータ反力 f_{ff} で分担するモデルである。この図はフロント事例を示し、リヤは各記号のサフィックスを f から r に置き換える。

表 5-1 電動アクチュエータのトルク計算式記号と代表値

記号	説明	Actual value [Unit]
W_s	ばね上質量	1762 [Kg]
ϕ	ロール角(絶対空間)	0.01745[rad] at 5m/s ²
h_s	重心とロールセンター間距離	0.452 [m]
μ	横加速度	[m/s ²]
l	ホイールベース	2.85 [m]
l_f	前軸から重心位置の前後距離	1.304 [m]
l_r	後軸から重心位置の前後距離	1.546 [m]
d_f	フロントトレッド	1.536 [m]
d_r	リヤトレッド	1.546 [m]
h_f	フロントロールセンタ高さ	0.084 [m]
h_r	リヤロールセンタ高さ	0.09035[m]
W_{sf}	フロントばね上質量	956 [Kg]
W_{sr}	リヤばね上質量	806 [Kg]
$M_{af}, (M_{ar})$	フロントアクティブロールモーメント, (リヤ)	[Nm]
γ_f	フロントタイヤ位置への変換比	0.301
γ_r	リヤタイヤ位置への変換比	0.195
$m_{af}, (m_{ar})$	フロントアクチュエータアクティブトルク, (リヤ)	[Nm]
$T_{af}, (T_{ar})$	フロントアクチュエータトルク, (リヤ)	[Nm]
$\Delta W_f, (\Delta W_r)$	フロント上下荷重変動, (リヤ)	[N]
$K_{\phi f}$	フロントロール剛性	48380 [Nm/rad]
$K_{\phi r}$	リヤロール剛性	44330[Nm/rad]
α	フロントロール剛性比	0.52
$kc_{\phi f}, (kc_{\phi r})$	フロントコイルスプリングばね定数(リヤ)	$kc_{\phi f}=10440$ [Nm/rad]
$kt_{\phi f}, (kt_{\phi r})$	フロントトーションスプリングばね定数(リヤ)	$kt_{\phi f}=14760$ [Nm/rad]
	<i>Suffix $_f$ and $_r$ mean Front and Rear respectively</i>	

ばね上のロールセンター周りのモーメント釣り合いを式(39)に示す。左辺はサスペンションロール剛性のロール反力と電動アクチュエータが発生するロールモーメント M_{af} , M_{ar} を加えた式である。前輪の細部構成事例を式(40)に示す。

$$(K_{\phi f} + K_{\phi r}) \cdot \phi + M_{af} + M_{ar} = \mu \cdot W_s \cdot h_s + W_s \cdot h_s \cdot \phi \quad (39)$$

$$K_{\phi f} \cdot \phi + M_{af} = 2K_{c\phi f} \cdot \phi + 2K_{t\phi f} \cdot \phi + M_{af} \quad (40)$$

右辺の $K_{c\phi_f} \cdot \phi$ は片輪のコイルスプリングのロールモーメントを示し、 $K_{t\phi_f} \cdot \phi$ は片輪の電動アクチュエータのトーションばねで発生するパッシブのロールモーメントであり、 M_{af} は電動アクチュエータで発生するアクティブロールモーメントを示す。

電動アクチュエータのばねとモーターは直列配置で構成されている中で、式(40)の $2K_{t\phi_f} \cdot \phi + M_{af}$ は、アクチュエータ減速機の逆効率特性を利用する事で、その逆効率の範囲内において、モータートルクを一定にしても、ロール角によりトーションばねがねじれ、電動アクチュエータのアクティブとパッシブのトータルトルクが増加する事を示す。

式(39)の M_{af} , M_{ar} をロール剛性比 α で配分した式を式(41)に示す。式(39)と式(41)から電動アクチュエータのアクティブロールモーメント M_{af} を求め式(42)に示す。

$$M_{ar} = \frac{(1-\alpha)}{\alpha} \cdot M_{af} \quad (41)$$

$$M_{af} = \alpha \cdot \left[\mu \cdot W_S \cdot h_S - \phi \cdot (K_{\phi_f} + K_{\phi_r} - W_S \cdot h_S) \right] \quad (42)$$

前輪ばね下のロールセンター周りのモーメント釣り合いを式(43)に示す。

$$K_{\phi_f} \cdot \phi + M_{af} = \Delta W_f \cdot d_f - \frac{\mu \cdot W_S \cdot l_r}{l} \cdot h_f \quad (43)$$

式(43)からタイヤ位置の上下力変動量 ΔW_f の式に整理し、式(44)に示す。 ΔW_r も同様に式(45)に示す。

$$\Delta W_f = \frac{(K_{\phi_f} \cdot \phi + M_{af})}{d_f} + \frac{\mu \cdot W_S \cdot l_r}{d_f \cdot l} \cdot h_f \quad (44)$$

$$\Delta W_r = \frac{(K_{\phi_r} \cdot \phi + M_{ar})}{d_r} + \frac{\mu \cdot W_S \cdot l_f}{d_r \cdot l} \cdot h_r \quad (45)$$

得られた上下力変動量を車両運動性能からの要求に対応する、所望の接地荷重配分 β (0.5 ~ 0.7) に再配分する。式(46) 式(47)に示す。(β は重量配分の前後値を選定する)

$$\Delta W'_f = \beta \cdot (\Delta W_f + \Delta W_r) \quad (46)$$

$$\Delta W'_r = (1 - \beta) \cdot (\Delta W_f + \Delta W_r) \quad (47)$$

再配分した上下力変動量から、電動アクチュエータのアクティブトルク M'_{af} , M'_{ar} を式 (48), 式 (49) で求める。

$$M'_{af} = \Delta W'_f \cdot d_f - \frac{\mu \cdot W_S \cdot l_r}{l} \cdot h_f - K_{\phi f} \cdot \phi \quad (48)$$

$$M'_{ar} = \Delta W'_r \cdot d_r - \frac{\mu \cdot W_S \cdot l_f}{l} \cdot h_r - K_{\phi r} \cdot \phi \quad (49)$$

電動アクティブスタビライザのアクチュエータ位置のアクティブトルク m_{af} , m_{ar} に換算する式を式 (50), (51) に示す。 γ_f , γ_r はサスペンション配置のアーム伝達比を示す。

$$m_{af} = \gamma_f \cdot M'_{af} \quad (50)$$

$$m_{ar} = \gamma_r \cdot M'_{ar} \quad (51)$$

全体のロールモーメントに対応するコイルスプリング、電動アクチュエータのトーションばね、電動部の分担トルクをアクチュエータ位置に換算した式を前輪の例にて示す。コイル分も含めたトータルのロールモーメント m_{tf} を式 (52) に示し、電動アクチュエータのトーションばねのパッシブトルクと電動部のアクティブトルクの和したトルク T_{af} を式 (53) に示す。

$$m_{tf} = \gamma_f \cdot (2 \cdot k_{c\phi f} \cdot \phi + 2 \cdot k_{t\phi f} \cdot \phi + M'_{af}) \quad (52)$$

$$T_{af} = \gamma_f \cdot (2 \cdot k_{t\phi f} \cdot \phi + M'_{af}) \quad (53)$$

式(50)の電動アクチュエータのアクティブトルク m_{af} は式(52)と式(53)から、その割合分担を明確にする事が出来る。

5.2.1.2 横加速度に対する目標ロール角特性

a. 目標ロール角

アクティブサスペンション車の開発に際し、評価指標とした、ロール姿勢と官能評価の結果⁽¹⁶⁾から、目標のロール角は横加速度 5 [m/s²]の時に 1 [deg]に設定した。

横加速度と目標ロール角姿勢を図 5-4 に示す。

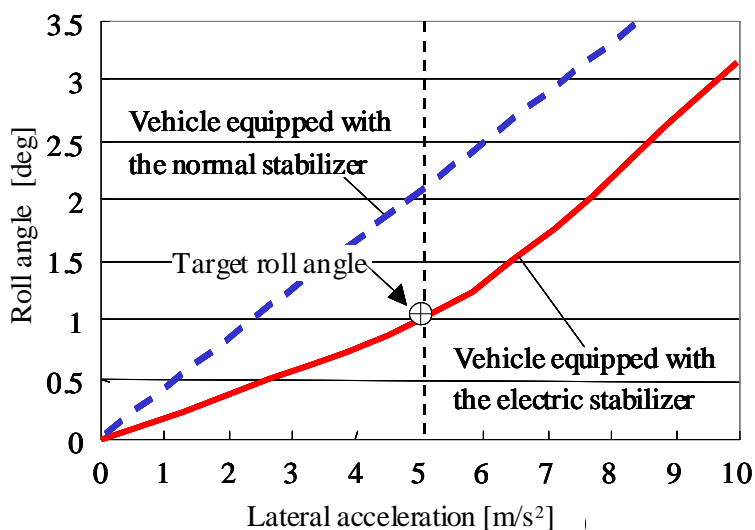


図 5-4. 目標ロール角

b. 制御範囲

一般国道，箱根山間路，高速道路，市街地等の総走行距離 167 [Km]のデータを使い、市場走行 20 万 [Km]相当の横加速度の頻度を図 5-5 に示す。最大横加速度 5.5 [m/s²]であるので、電動アクティブスタビライザサスペンションの制御範囲を 5.5 [m/s²]以下とした。(5.0~5.5 [m/s²]にて徐変) それ以上の横加速度のロール目標角は図 5-4 に示すように、ノーマルスタビライザのロール角変化に合致特性とした。

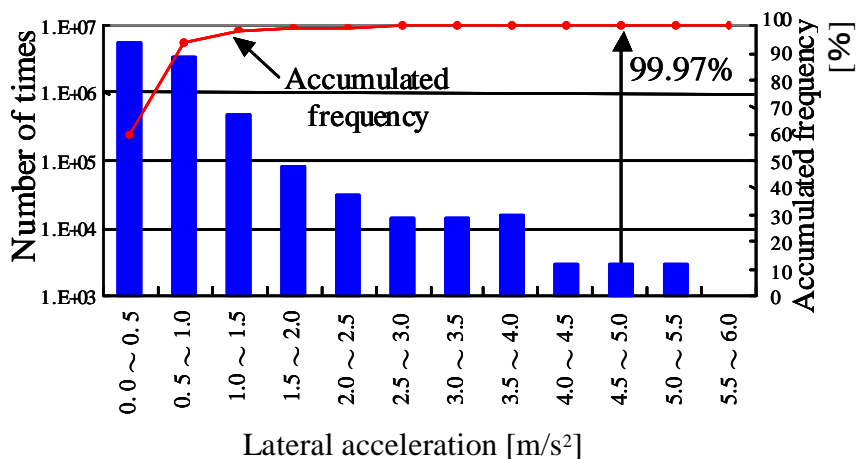


図 5-5. 市場での横加速度頻度

5.2.1.3 減速ギヤの正効率と逆効率特性

コンパクトに高減速比が構成できるストレインウェーブギヤリングを採用した。この減速比:1/n(1/200)のギヤの正効率: η_p と逆効率: η_n の特性を図5-6に示す。

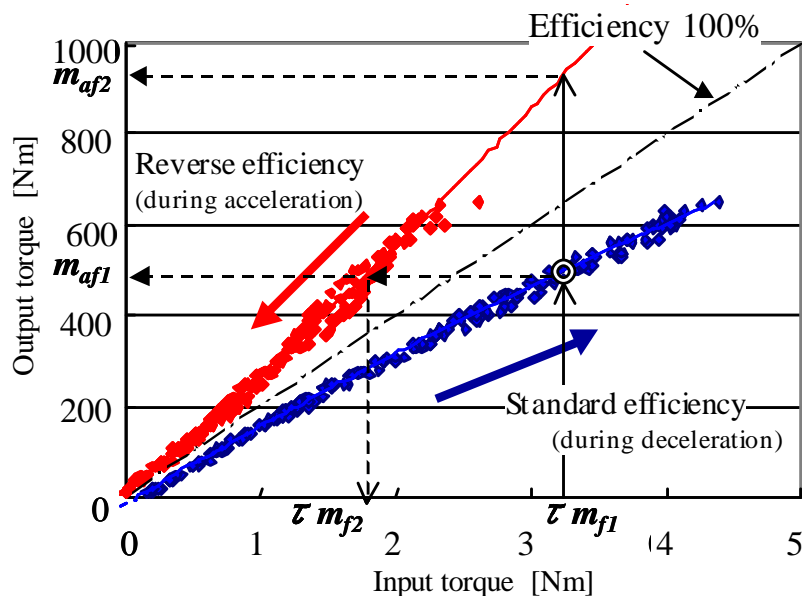


図5-6. 減速ギヤの正逆効率

このグラフは効率100%の線を境に下側が正効率(減速側)で上側が逆効率(増速側)を示す。モーターのインプットトルクが5Nmの時、ギヤ比倍でアクチュエータのアウトプットトルクは1000[Nm]が効率100%を示す。この正効率, 逆効率を有効利用する事で、モーターの小型化と省エネを両立する2つの考案を実施した。

a. 保持トルクの増加

インプットトルク: τm_{f1} を維持(電流一定)する事で、アクチュエータの戻し側の保持トルクを増大($m_{af1} \rightarrow m_{af2}$)。モーターの入力トルク: τm_{f1} とアクチュエータのアクティブトルク: m_{af1} の関係を式(54)に示す。戻し側保持トルク: m_{af2} を式(55)に示す。

$$m_{af1} = \eta_p \cdot n \cdot \tau m_{f1} \quad (54)$$

$$m_{af2} = \frac{1}{\eta_p \cdot \eta_n} \cdot m_{af1} \quad (55)$$

実際に採用したフロント電動アクチュエータの効率 $\eta_p=0.73$ $\eta_n=0.51$ から、戻し側の保持

トルクの倍率は $m_{af2} / m_{af1} = 2.69$ となり、電動モーターで発生するトルクの 2.69 倍までアクチュエータの最大トルクを得る事になる。

b. 電流低減ロジック

現状トルクを保持し、インプットトルクを低減する ($\tau_{mf1} \rightarrow \tau_{mf2}$) 事でモーターの入力トルク(電流)を低減する。関係式を式(56)に示す。モーターの入力トルク(電流)を $1/2.69$ に低減する事ができる。

$$\tau_{mf2} = \eta_p \cdot \eta_n \cdot \tau_{mf1} \quad (56)$$

5.2.1.4 電動アクチュエータの要求トルク

a. 要求アクティブトルク

今まで明らかにした内容を下記に示す。

- 1) 車両諸元からトルク算出式を決定した。
- 2) 横加速度に対する目標ロール角を決定した。
- 3) 逆効率からアクチュエータのアクティブトルクの分担割合を決定した。

以上から電動モーターの要求トルクを式(52), (53), (50)から算出する。ここで、

m_{tf} : トータルロールモーメント

T_{af} : アクチュエータトルク (アクティブトルク (電動) + パッシブトルク)

m_{af} : アクティブトルク (電動) を示す。

フロント輪 $\beta = 0.52$ (ロール剛性配分相当)の事例で算出したグラフを図 5-7 に示す。必要なアクティブトルクは横加速度が $5 \text{ [m/s}^2\text{]}$ でピークになるので、それ以降に滑らかにつながるように徐変特性を採用した。接地荷重配分 β 毎に設定した特性を図 5-8 に示す。

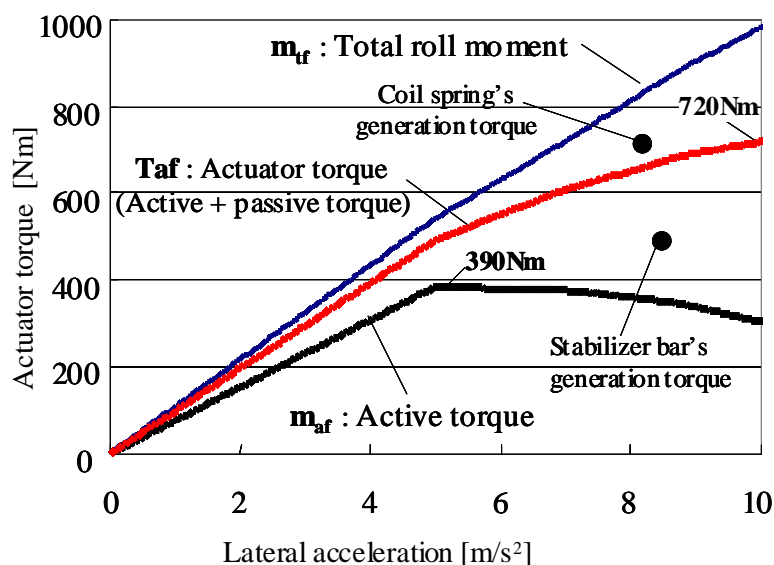


図 5-7. アクティブトルクの算出 ($\beta = 0.52$)

車両限界の横加速度 $10 \text{ [m/s}^2\text{]}$ まで考慮すると、アクチュエータの必要トルクは $T_{af} = 720 \text{ [Nm]}$ である。

このトルク T_{af} を出す最低限のアクティブトルク m_{af} の算出は式 (57) に示す。

$$m_{af} \geq \eta_p \cdot \eta_n \cdot T_{af} \quad (57)$$

図 5-7 で示すアクティブトルク m_{af} の max 値は 390 [Nm] であり、式 (19) の右辺の値は $720/2.69=268 \text{ [Nm]}$ 。よって、式 (19) が成立する事から、逆効率の範囲の中で加速度 $10 \text{ [m/s}^2\text{]}$ までの目標ロール角を設定する事ができる。よって、各配分のトルクを同様に決定する。要求アクティブトルクは操縦安定性に寄与する接地荷重配分 β の最大の配分、 $\beta = 0.7$ を使用し、横加速度 $5 \text{ [m/s}^2\text{]}$ 時に 585 [Nm] とした。(図 5-8 に示す)

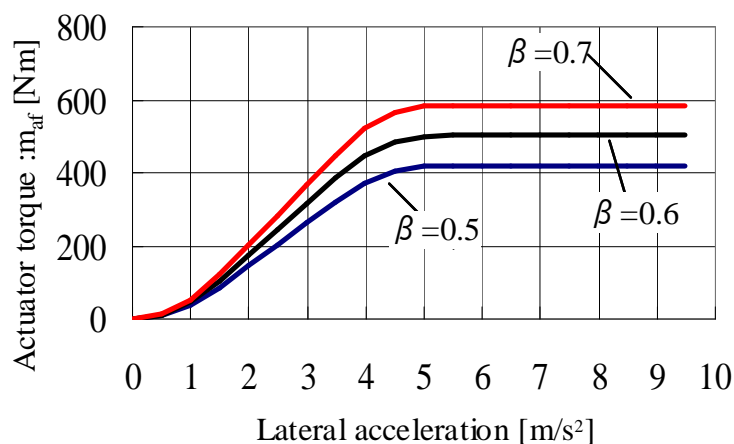


図 5-8. 接地荷重配分とアクチュエータトルク

b. 要求アクティブトルク勾配

定常状態のアクチュエータのアクティブトルクは決まったが、その応答性仕様を市場での頻度と車両走行条件とから決定する。トルク勾配は横加速度の微分値（これ以降ジャーク）であり、また操舵速度との相関があるので、横加速度頻度を調査した走行コースの操舵速度頻度を調査し、結果を図 5-9 に示す。

仕様を決める基準の操舵速度は、 2σ を超えるレベルの 150 [deg/s] にした。

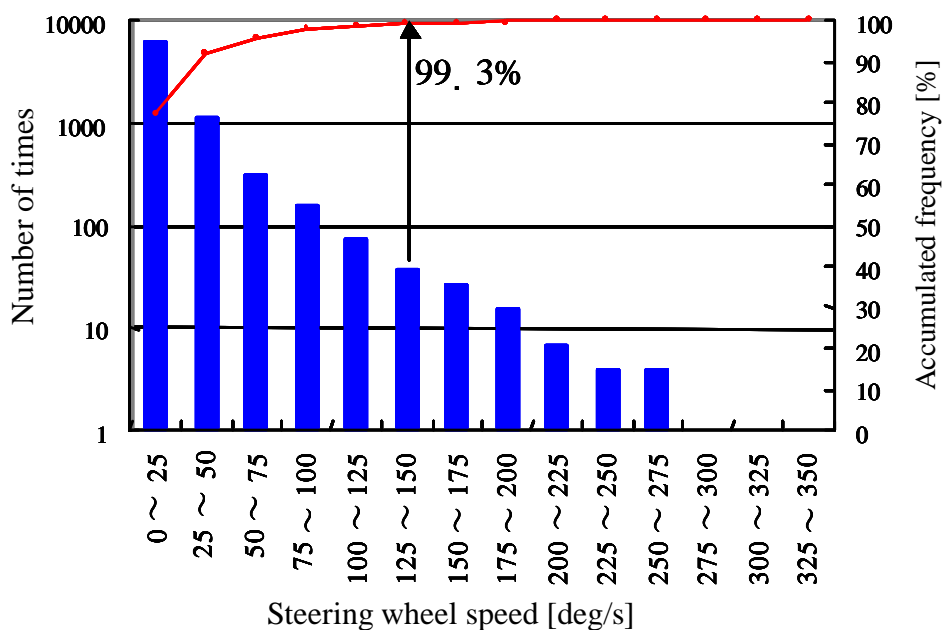


図 5-9. 市場での舵角速度頻度

車両で発生する操舵速度と横加速度の関係を調査した。その結果を図 5-10 に示す。走行条件は車両の応答性能を必要とする障害物回避を模擬した、車速 40 ~100 [Km/h]のスラロームとレーンチェンジ走行を実施した。

市場走行での操舵速度 150 [deg/s]の値を図 5-10 に当てはめると横加速度のジャーク値は 1.4 [g/s]と成る。通常使用 ($\beta=0.6$)のアクティブトルクは 501 [Nm] (at 0.5g)であるので、要求トルク勾配は 1400 [Nm/s]とした。

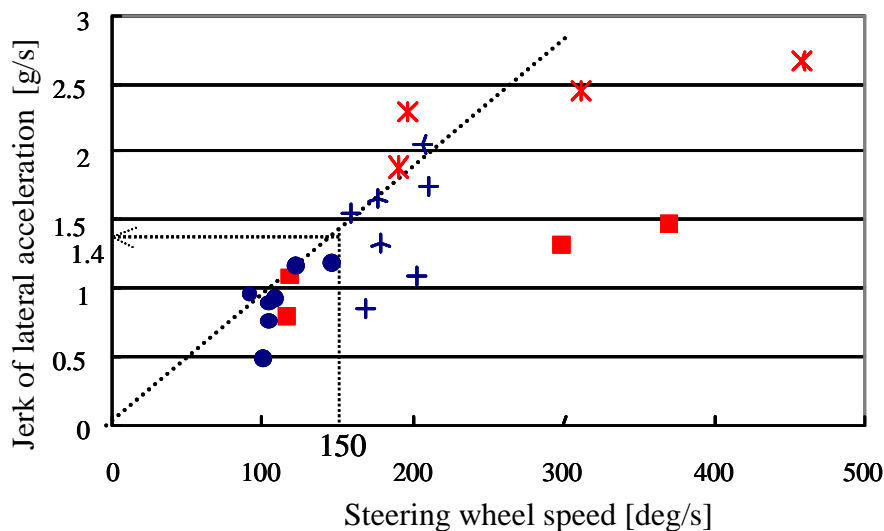


図 5-10. スラローム, レーンチェンジ走行の横 G ジャーク値

5.2.2 電動アクチュエータの仕様とその評価

5.2.2.1 アクチュエータの目標諸元

アクチュエータの要求性能をまとめると表 5-2 になる。

図 5-11 に電動アクチュエータ本体部の断面図を示す。駆動源となる電動モーター，モータートルクを増幅する減速機，ハウジング，一対のスタビライザバーから構成される。

表 5-2 アクチュエータの要求仕様 (フロント)

Items		Specification
Performance	Torque (at 40A)	Min. 585 [Nm]
	Torque rate (at 17V)	Min. 1400 [Nm/sec]
	Total Stiffness	49 [Nm/deg]
Size	Diameter	Max. 103 [mm]
	Length (Main body)	Max. 290 [mm]

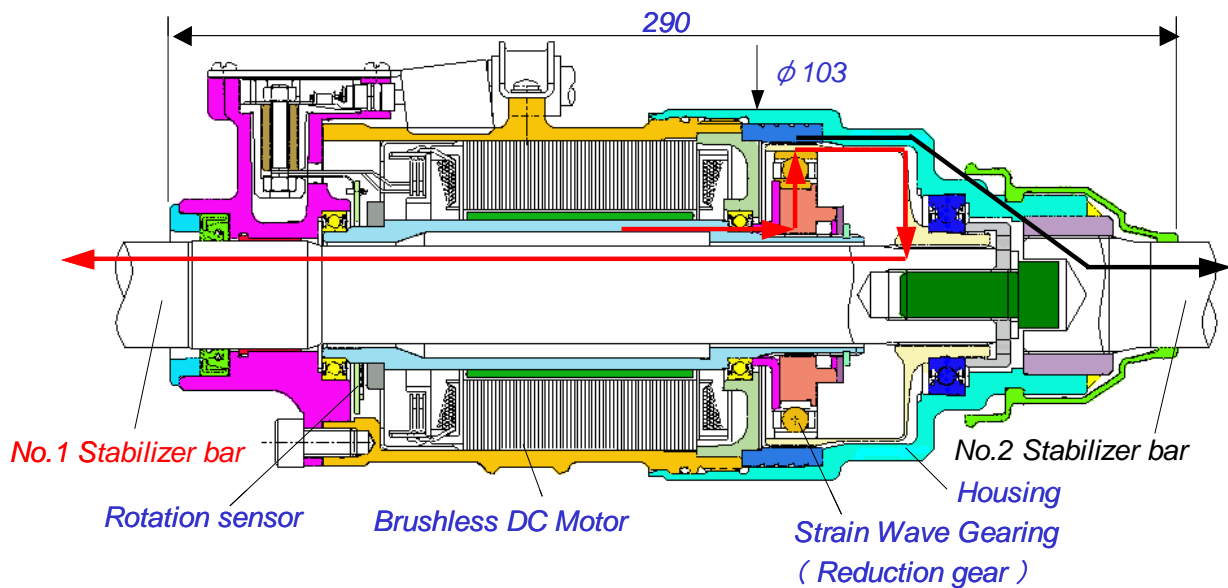


図 5-11. アクチュエータ構成断面図 (フロント)

図 5-11 に示すように、電動モーターの出力軸は減速機ストレインウェーブギヤリングの中央に固定され、減速機の出力軸は No. 1 スタビライザバーに連結され、モーターのトルクを増幅し出力トルクとして伝達される。No. 2 スタビライザバーはハウジングと締結されており、出力トルクは No. 1 スタビライザバーと逆回転方向に伝達される。また電動モーターを制御するために必要な回転センサを備えている。駆動源となる電動モーターは中空構造が可能で、信頼性および効率の面で優れているブラシレス DC モーターを採用した。

5.2.2.2 電動モーターの基本構成

a. 電動モーターの磁石極数とスロット数

電動モーターの巻き線仕様はロータの磁極数： p とスロット数： N_s については一般的な $N_s=1.5 \times p$ の関係としコア（固定子）外径を極力小さくできるようにスロット数を検討し 12 スロット 8 極に決定した。図 5-12 にスロット数とコア外径の関係を示す。

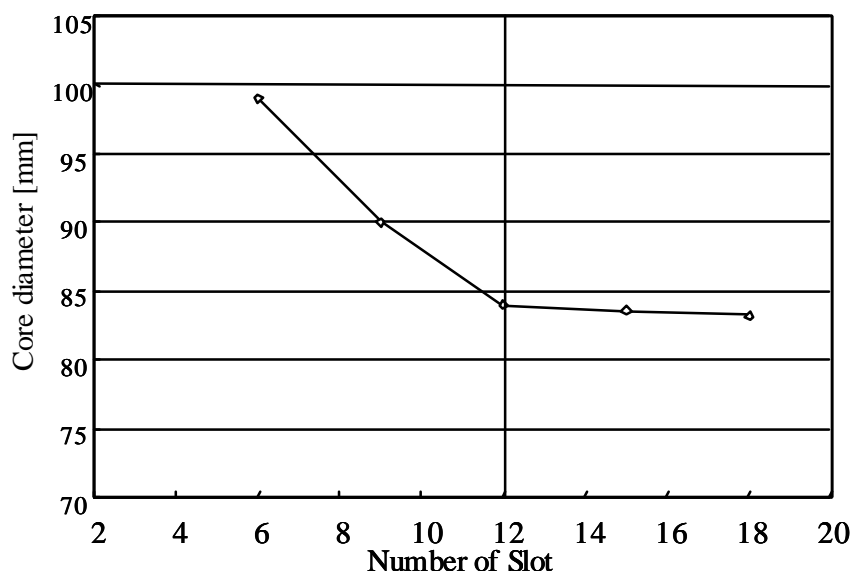


図 5-12. モーターコア径とスロット数

6 極に対し 8 極にする事で、磁石 1 個あたりの小型化が図れ、中空シャフトの必要肉厚を小さくできる。これにより慣性モーメントを 23%低減することができた。

b. 磁石の幅寸法

電動モーターの振動低減のため、磁石の幅寸法の角度 θ を変化させコギングトルクが最小となる 32.25 [deg]の角度に設定した。図 5-13 は磁石角度とコギングトルクの関係を示す。

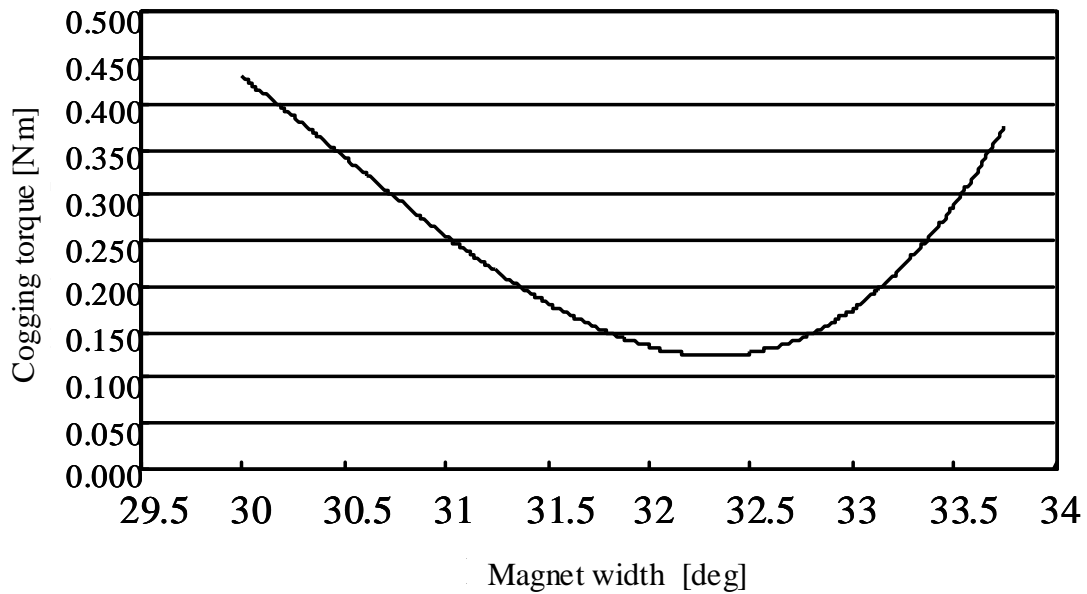


図 5-13. コギングトルクとマグネット幅

5.2.2.3 電動モーターの仕様検討

電動モーターモデルにおける各相の電圧： V_{uv} , V_{vw} , V_{wu} および電流： I_{uv} , I_{vw} , I_{wu} はロータの回転角： θ と同期がとれるように、次の方程式によって与えられる。

$$V_{uv} = RI_{uv} + L \frac{d}{dt}(I_{uv}) + E_1 \quad (58)$$

$$V_{vw} = RI_{vw} + L \frac{d}{dt}(I_{vw}) + E_2 \quad (59)$$

$$V_{wu} = RI_{wu} + L \frac{d}{dt}(I_{wu}) + E_3 \quad (60)$$

ここで、逆起電力： E_1 , E_2 , E_3 は次式のようなになる。

$$E_1 = K_e \omega \cos(p\theta) \quad (61)$$

$$E_2 = K_e \omega \cos\left(p\theta - \frac{2}{3}\pi\right) \quad (62)$$

$$E_3 = K_e \omega \cos(p\theta + \frac{2}{3}\pi) \tag{63}$$

一方、電動モーターの角速度： ω およびトルク： τ_m の関係は式(64)のようになり、電動モーターのトルクは式(65)のように表される。

$$\tau_m + \tau_o = J \frac{d}{dt} \omega + D\omega \tag{64}$$

$$\begin{aligned} \tau_m = & K_t (I_{vw} \cos(p\theta) + I_{vw} \cos(p\theta - \frac{2}{3}\pi) \\ & + I_{wu} \cos(p\theta + \frac{2}{3}\pi)) \end{aligned} \tag{65}$$

τ_o は負荷トルク， K_e は逆起電力定数， K_t はトルク定数， J はモーター慣性モーメント， D は粘性係数， R は抵抗， L は自己インダクタンス， p はモーターの極対数を示す⁽¹⁸⁾⁽¹⁹⁾。

仕様を表 5-3 に示す。

表 5-3 アクチュエータのモーター仕様（フロント）

Items		Specification
DC Brushless Motor	Resistance R	0.204 [Ω]
	Rotor inertia J	0.000196 [kgm^2]
	Torque constant K_t	0.15 [Nm/A]
	The number of pole pairs p	4
	Cogging torque	0.1 [Nm]
Electric Circuit	External resistance	0.095 [Ω]
	Power supply voltage	17.5 [V]

5.2.2.4 電動アクチュエータのベンチ評価

図 5-14 にベンチ試験装置を示す。スタビライザバーの両端を固定、モーターに電圧を印加し、正・逆回転方向の性能試験を実施した。

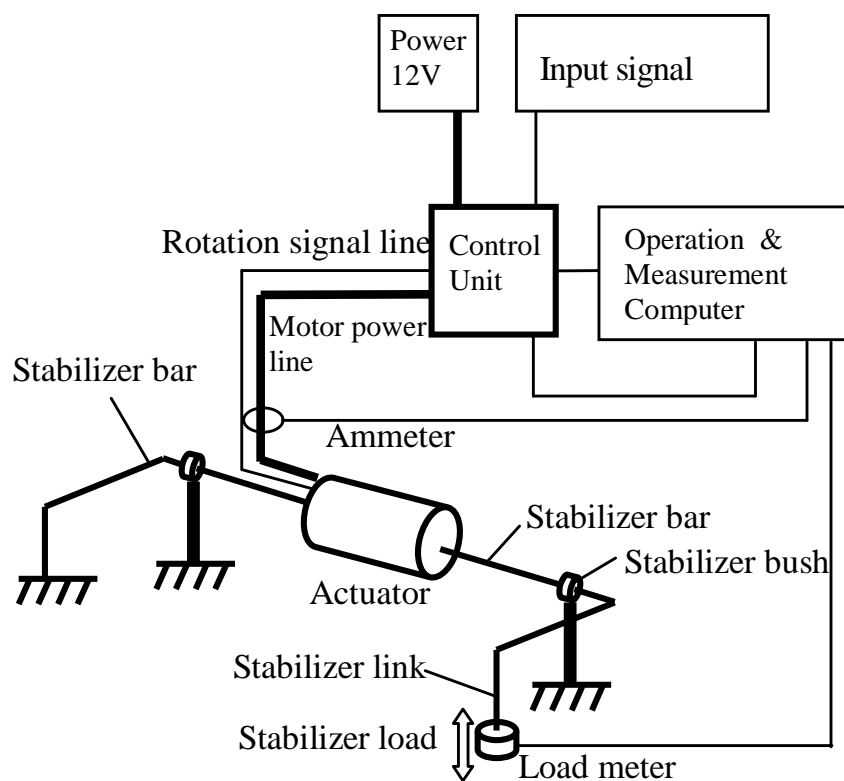


図 5-14. 電動アクチュエータのベンチ試験機

そのベンチ性能の代表的な評価結果を表 5-4 に示す。表 5-2 の目標性能を満足することを確認した。図 5-15 は電圧違いのステップ入力によるトルク勾配を示し、所定の 17V での勾配は目標値を満足している。

表 5-4 ベンチテスト結果

Items	Result
Max. Torque (at 40A)	665 [Nm]
Max. Torque rate (at 17V)	1595 [Nm/sec]
Total Stiffness	49 [Nm/deg]

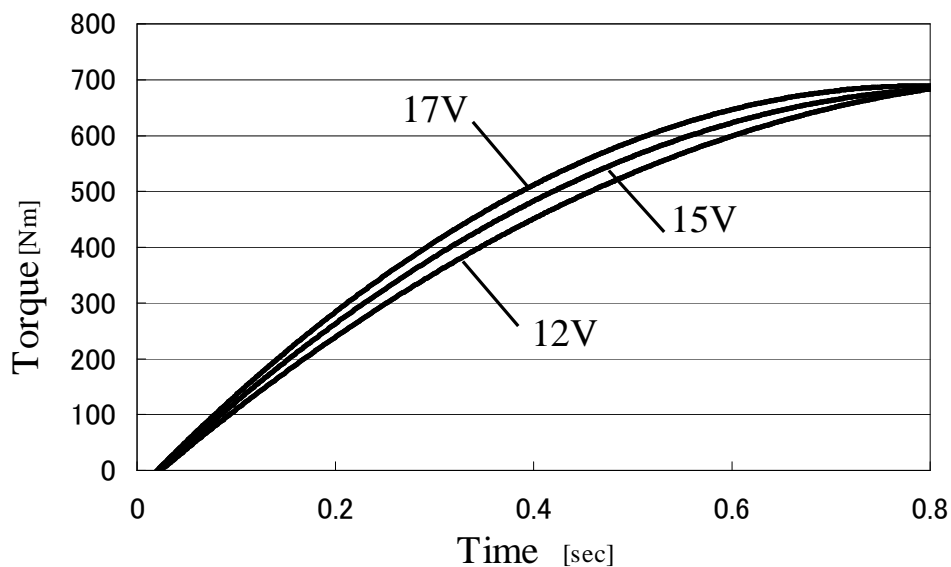


図 5-15. 電圧違いによる出力トルク

図 5-16 にはトルク ± 130 [Nm] のサイン波入力による周波数応答特性を示し位相遅れ 45° での応答周波数は 2.1Hz を確保している。

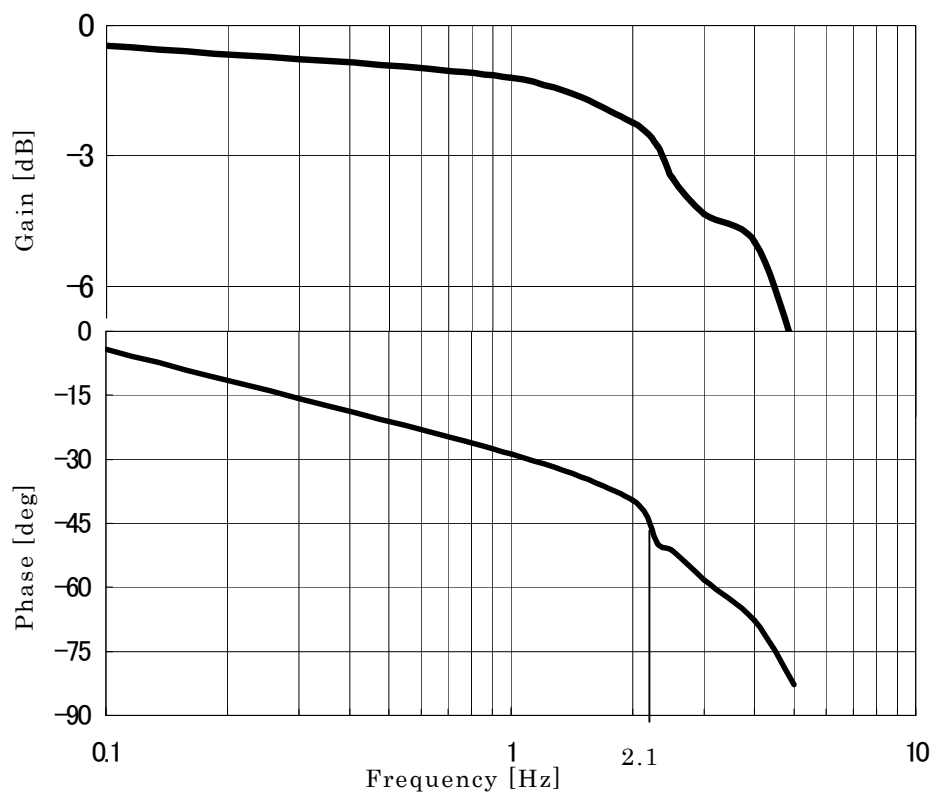


図 5-16. アクチュエータの周波数応答

5.2.3 シミュレーション

5.2.3.1 シミュレーション環境

図 5-17 は電動アクティブスタビライザサスペンションシステムのシミュレーションモデル環境を示す。Dymola による電動アクチュエータモデルと MATLAB/Simulink による制御コントローラモデルと CarSim による車両モデルから構成されている。

Dymola と CarSim はあらかじめ用意されたインタフェース (S-Function) を通して、MATLAB/Simulink 上でシミュレーションできる。

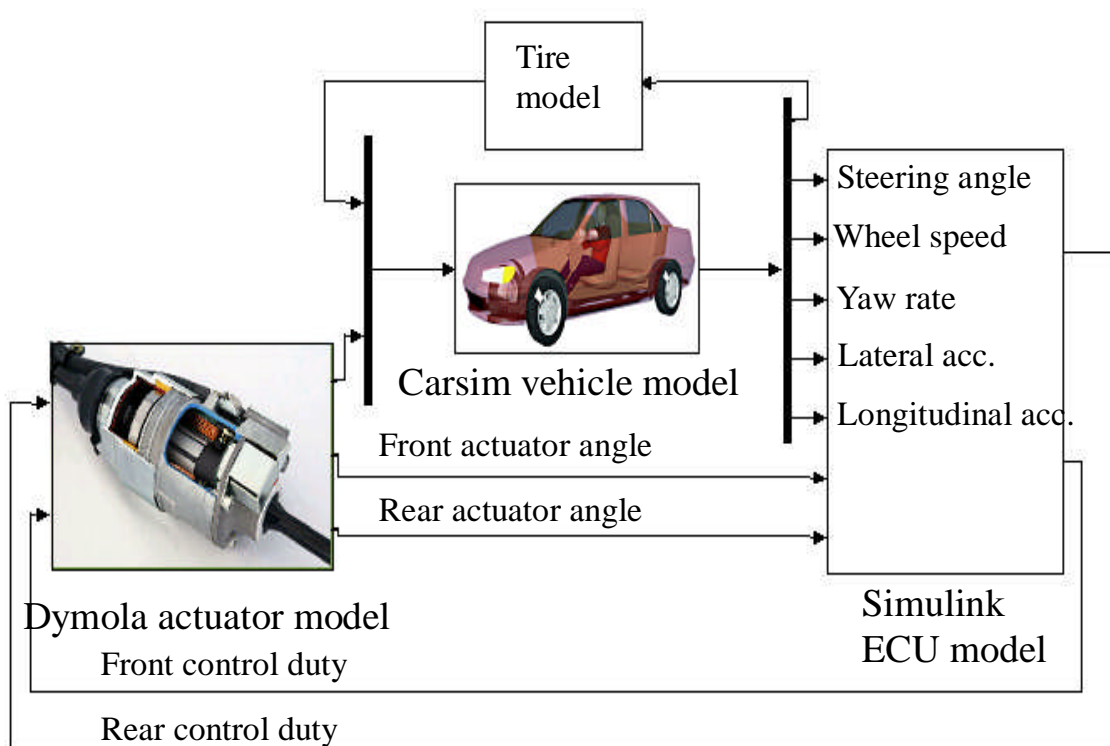


図 5-17. 電動アクティブスタビライザサスペンション車のシミュレーション環境

5.2.3.2 電動アクチュエータモデル

図 5-18 に Dymola で作成した電動アクチュエータモデルを示す。電動アクチュエータモデルは大きくスタビライザバー，減速ギヤ，電動モーター，そして駆動回路で構成される。

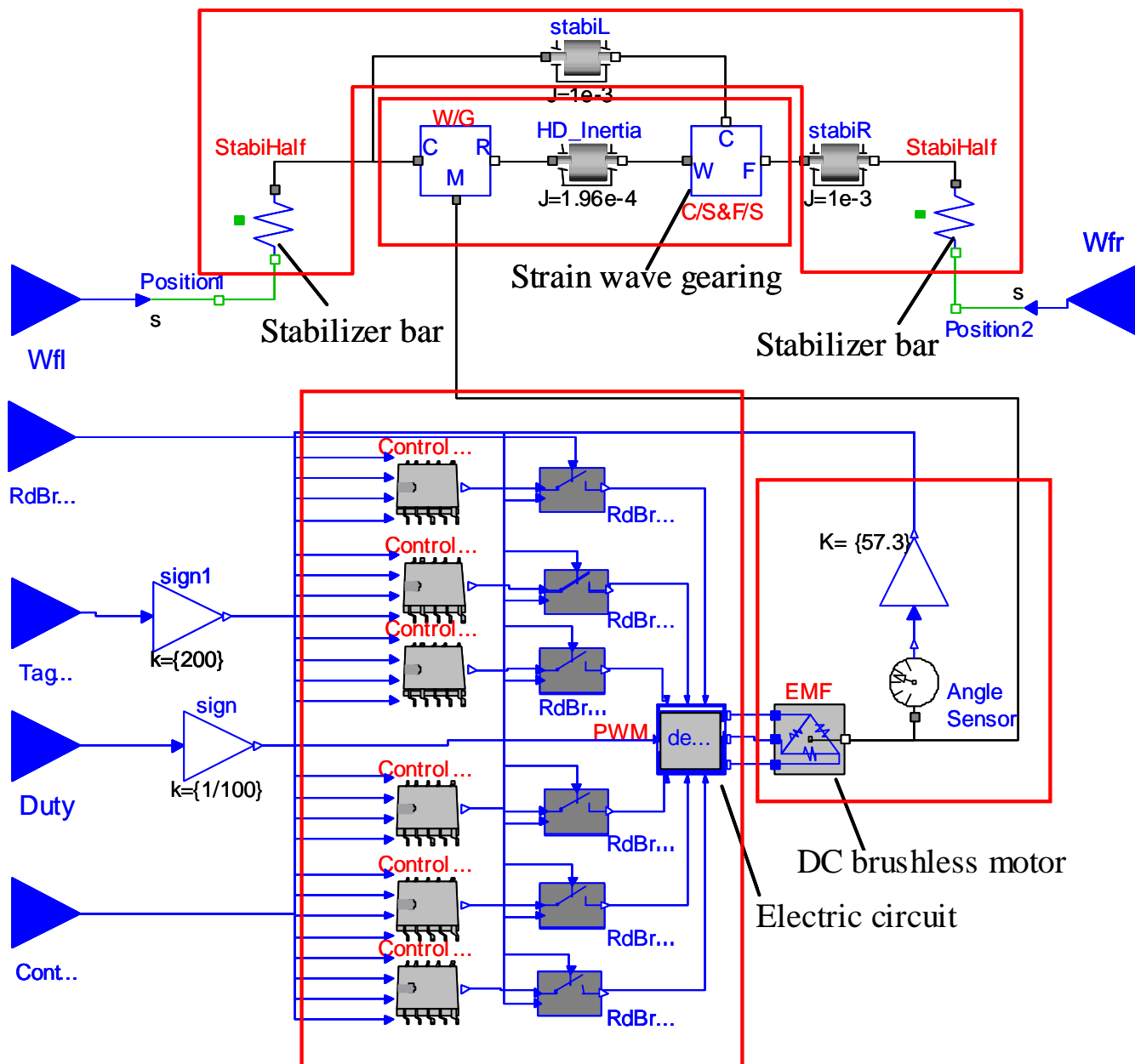


図 5-18. Dymola の電動アクチュエータモデル

5.2.3.3 ストレインウェーブギヤリングのモデル

減速ギヤはウェーブジェネレータ、フレクススプラインおよびサーキュラスプラインの3個の要素で構成されている。モデルの特徴を以下にまとめる。

- 1) ギヤの正効率と逆効率の特性をギヤの損失として導入した。
- 2) 正入力・逆入力の判断をトルクと回転速度の積の正負を条件判別としてモデル化した。

ここで、 n は減速比の逆数 (200)、 ω は回転速度、 τ はトルク、 $\Delta\tau$ はトルク損失、 τ_b は損失定数を示す。添字 w, f, c はそれぞれウェーブジェネレータ、フレクススプラインおよびサーキュラスプラインを表す。トルク伝達を式 (66) と式 (67) に示す。

$$\tau_f = n(\tau_w - \Delta\tau) \tag{66}$$

$$\tau_c = -(n+1)\tau_w + n\Delta\tau \tag{67}$$

ギヤのトルク伝達が正効率と逆効率どちらの特性にいるのかの条件判別とトルク損失 ($\Delta\tau$) の式を表 5-5 に示す。

ω と τ の積でまとめた式を式 (68) と式 (69) に示す。

表 5-5 正効率と逆効率の判別条件

ω_{wc}	τ_w	$\Delta\tau$
> 0	≥ 0	$(1-\eta_p)\cdot\tau_w + \tau_b$
> 0	< 0	$(1-1/\eta_n)\cdot\tau_w - \tau_b$
< 0	≥ 0	$(1-1/\eta_n)\cdot\tau_w - \tau_b$
< 0	< 0	$(1-\eta_p)\cdot\tau_w + \tau_b$

$$\begin{aligned} \omega_{wc} \cdot \tau_w &\geq 0 \\ \therefore \Delta\tau &= (1-\eta_p)\cdot\tau_w + \tau_b \end{aligned} \tag{68}$$

$$\begin{aligned} \omega_{wc} \cdot \tau_w &< 0 \\ \therefore \Delta\tau &= (1-1/\eta_n)\cdot\tau_w - \tau_b \end{aligned} \tag{69}$$

正効率・逆効率の損失を座標軸で整理し図 5-19 に示す。

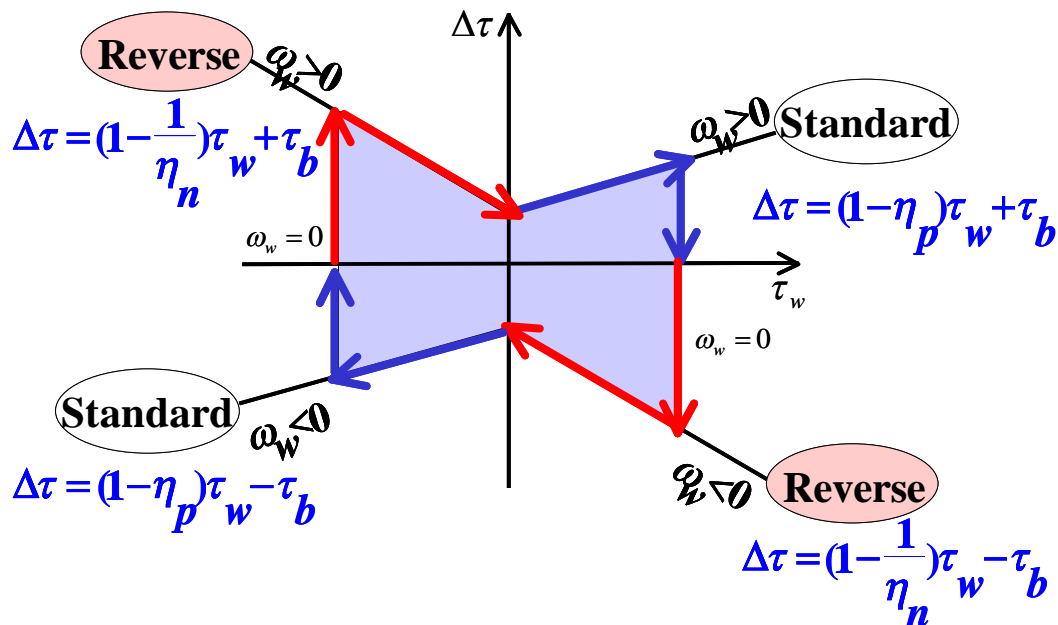


図 5-19. 正効率と逆効率の損失

5.2.3.4 制御仕様

電流低減ロジック（保持電流低減）を入れた全体の制御の流れを示す。制御ロジックのブロックダイアグラムとその内部構成を図 5-20 に示す。

- 推定横加速度演算 : 車速、舵角で制御，前後の開始タイミングも制御する。
- ↓
- 車体すべり角演算 : 推定ヨーレートから車体すべり角演算する。
- ↓
- 横加速度演算 : 実横加速度値を入力する。
- ↓
- 目標横加速度演算 : 各項目のゲイン配分から目標 G を演算する。
- ↓
- アクチュエータトルク演算 : トルクマップからトルクを決定する。
- ↓
- モーターサーボ演算 : PI 制御で Duty を決定する。
- ↓
- 保持電流低減 : 戻り側を判定し、電流低減制御をする。
- ↓
- アクチュエータ : フロント、リヤ独立に制御制御する。

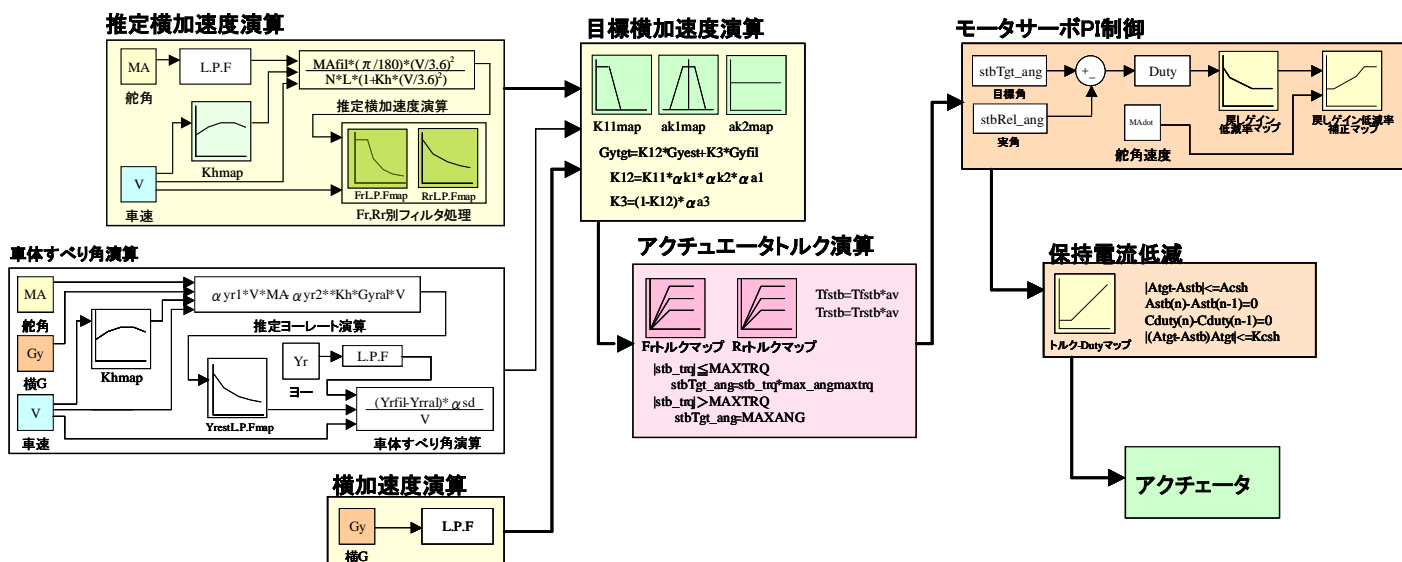


図 5-20. 制御ロジックのブロックダイアグラム

車両のロール姿勢変化より早い操舵信号と横加速度センサから目標のアクチュエータ回転角を制御する、ロール姿勢制御ロジックのジェネラルフローを図 5-21 に示す。

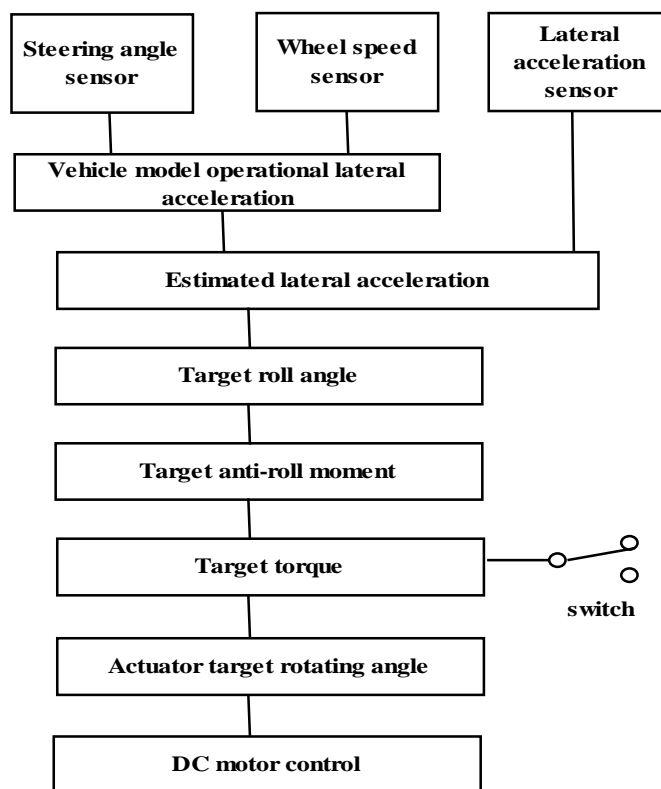


図 5-21. ロール姿勢制御のジェネラルフロー

5.2.3.5 シミュレーション結果

システム検証の中で、基本的なギヤの正効率・逆効率特性を利用し、保持電流低減ロジックのシミュレーション結果を図 5-22 に示す。電動アクチュエータの実回転角が目標回転角に達すると通電電流を積極的に下げることで消費電流が低減できていることが確認できる。

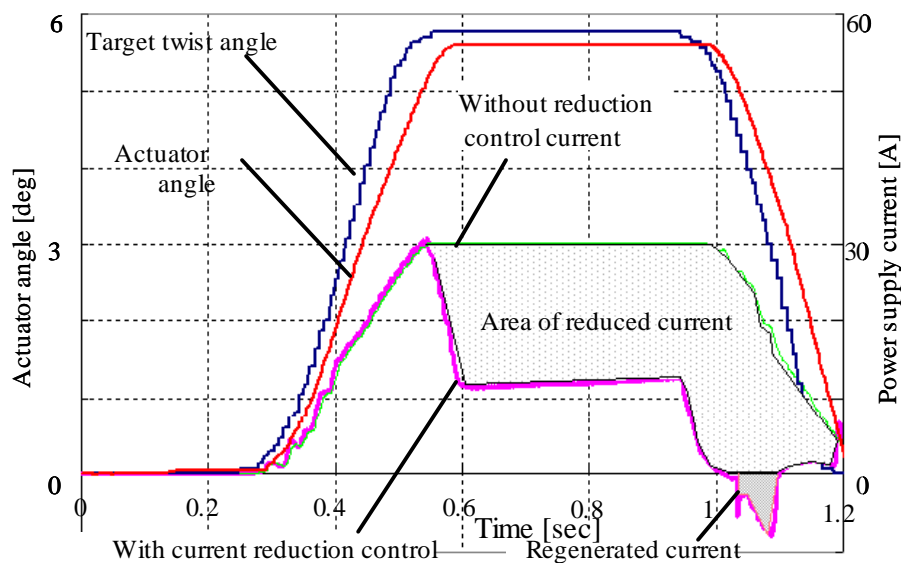


図 5-22. 電流低減ロジックのシミュレーション結果

5.2.4 実車評価

5.2.4.1 ロール制御の効果

車速 60[km/h]でのレーンチェンジ走行における横加速度に対するロール角のリサージュ波形を図 5-23 に示す。そして、車速 70[km/h]でのパイロンスラローム走行時の姿勢映像を図 5-24 に示す。

- 1) 目標ロール角は横加速度が 5 [m/s²]時に 1[deg]を達成した。
- 2) ノーマルスタビライザ車と比較して、電動アクティブスタビライザ車はヒス幅が小さくなり、リニアリティと応答性が向上した。

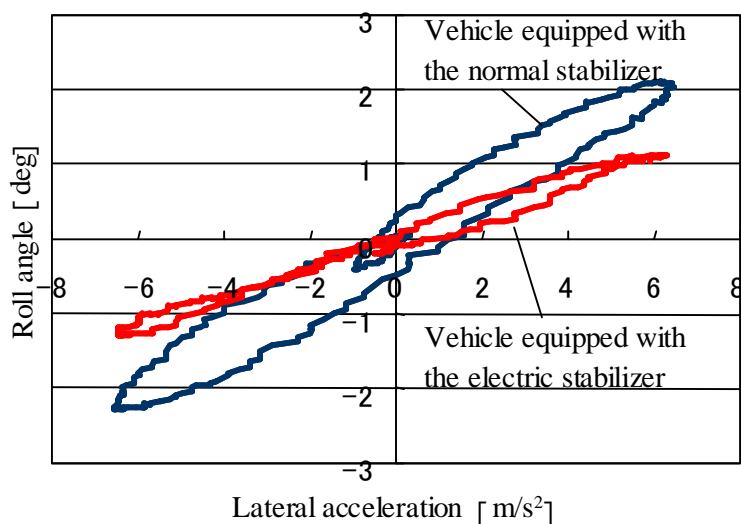


図 5-23. 横加速度とロール角 (レーンチェンジ走行)

左のアクティブ車両は目標のロールを少なくし姿勢を安定させ、的確に目標物のパイロンを捕らえていることで車両の応答性が上がったことがわかる。



図 5-24. パイロンスラローム走行時の車両の位置と姿勢

5.2.4.2 電流低減制御の効果

実車での電流低減制御の効果を図 5-25 に示す。

電流低減制御無しの場合、目標回転角が一定になった後、実回転角が目標回転角不感帯に達した後も一定電流を流し続ける。しかし、電流低減制御有りの場合、実回転角が目標回転角不感帯に達するまでは電流を増加させるが、目標回転角が一定になった後、実回転角が目標回転角不感帯に達した後は電流を低減し、省エネルギー化を実現した。

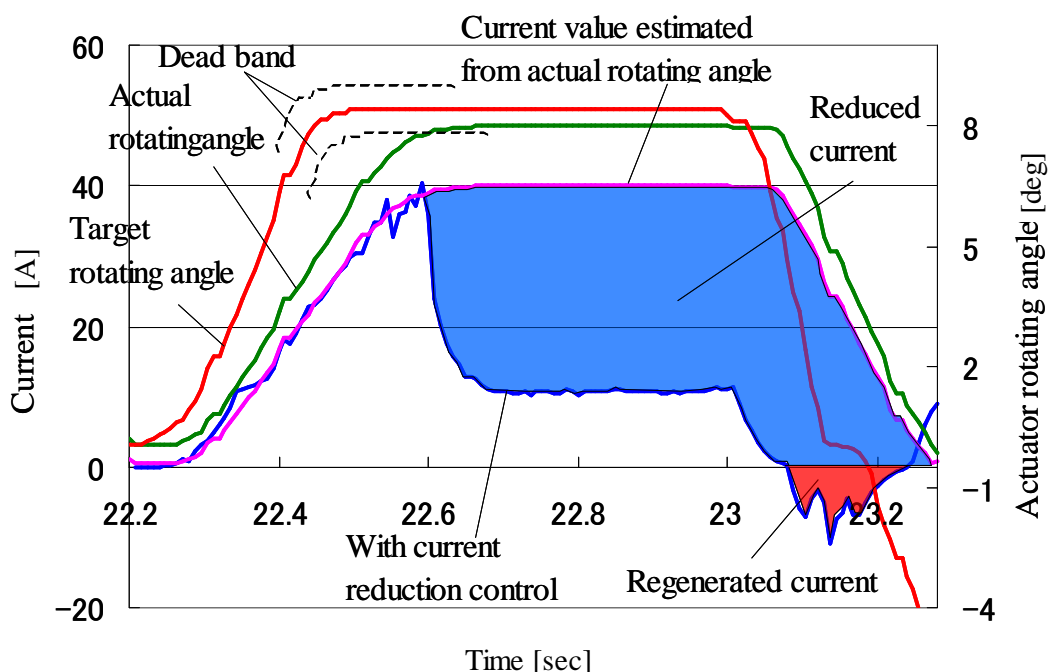


図 5-25. 電流低減ロジックの実車評価結果

電流がマイナスの部分、実回転角がスタビライザ反力で戻される工程において、エネルギー回生が実現できていることを示している。電動アクティブスタビライザ装着車の各路面での消費エネルギーを図 5-26 に示す。各路面の平均消費エネルギーは 8.8[W] である。

電動アクティブスタビライザ車と同等の性能を有する圧力制御弁の油圧アクティブスタ

ビライザ車の消費エネルギー（直進時のオイル循環圧損の消費エネルギー相当）はおよそ 190[W]であり、電動アクティブスタビライザ車の消費エネルギー 8.8[W]のおよそ 22 倍である。電動化により、大幅に消費エネルギーを低減する事が出来た。

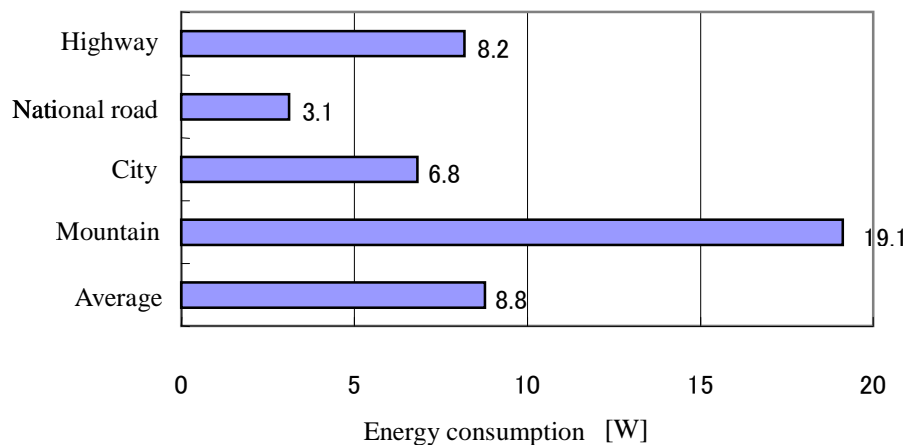


図 5-26. 各路面での消費エネルギー

5.2.4.3 乗り心地性能

直進走行時は路面からの入力を車両に伝え無くするように、電動アクチュエータの路面入力からの伝達特性を低減する目的で、モーターの端子結合を 1 相短絡モードに選択している。モーター端子間を 1 相短絡状態と、3 相短絡状態（以下、短絡制動という）の条件で、電動アクチュエータのスタビライザリンク端部を上下方向に ±10 mm 一定の周波数可変の加振を行った。その伝達特性を図 5-27 に示す。

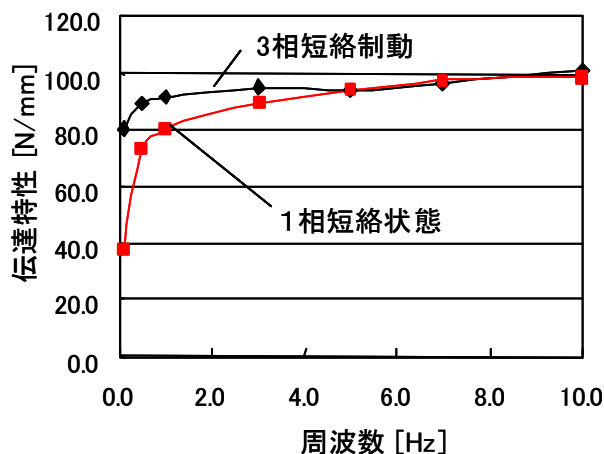


図 5-27. 路面入力に対する伝達特性

その結果、直進時の選択モードである 1 相短絡状態は 5Hz 以下で短絡制動のばね定数以下となっており 5Hz までの乗り心地の向上ができる。実車でのばね上 G の測定結果を図 5-28 に示す。ノーマルスタビライザ（短絡制動と同等のばね定数）に対し、電動スタビライザ（1 相短絡状態）の乗り心地が向上していることがわかる。

コンベンショナルの特性に比較して改良は見られるが、ISO の目安値に対して、ばね上共振点の 1Hz から 3Hz 近辺での改良が望まれる。

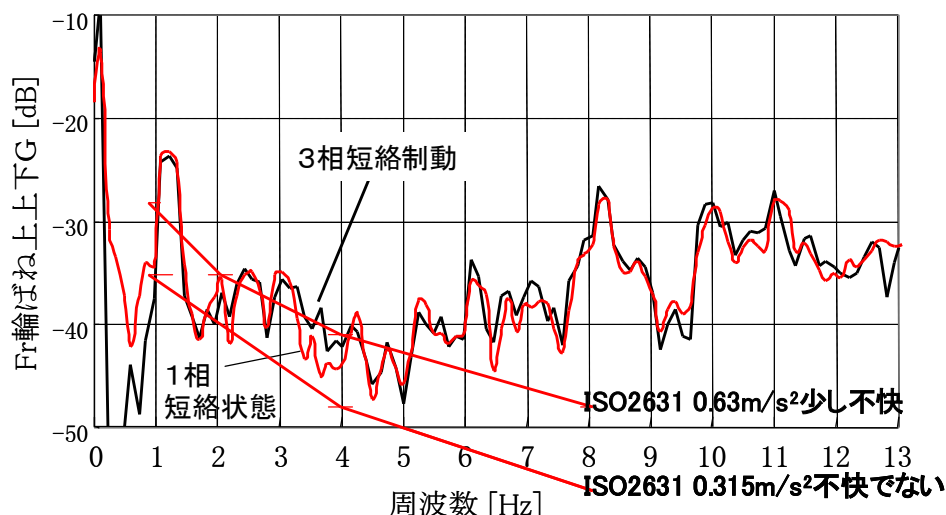


図 5-28. 実路面走行時のばね上 G

5.2.5 電動アクティブスタビライザサスペンションシステムのまとめ

アクティブスタビライザサスペンションシステムを電動化するに際し、市場の使用環境から現実的な使用範囲の目標性能を設定した。さらに、ギヤの逆効率を利用して、電動アクチュエータのアクティブトルクを小さくし、アクチュエータ要素とシステムの開発を行った。

以下に結果をまとめる。

1) 市場の使用環境調査結果から求めた仕様について。

- ・ 横加速度の市場頻度から制御範囲を $5.5 \text{ [m/s}^2\text{]}$ とし、過去のロール感の知見⁽¹⁶⁾から目標ロール角を 1 [deg] (横加速度 5.0 m/s^2 の時) に設定した。
- ・ アクチュエータのトルク勾配は操舵速度の市場頻度から、横加速度のジャークを 1.4 [g/s] に設定した。

2) ギヤ逆効率特性の有効性検討結果から得られた知見について。

- ・ 電動アクチュエータのアクティブ要求トルクはアクティブ+パッシブの必要トルクに、正効率と逆効率の積を乗じた値以上とし、使用可能範囲を明確にした。
- ・ 戻し側のトルクを維持し、入力低減出来る割合を正効率と逆効率の積を使い明確にした。電流低減ロジックを考案し開発につなげた。
- ・ ギヤのシミュレーションモデルで正効率と逆効率とを判別でき、その効率変化を損失で表現できる式を導出した。

3) 代表的な車両性能

- ・ 横加速度 $5.0 \text{ [m/s}^2\text{]}$ 時の目標ロール角 1 [deg] を達成した。
- ・ エネルギー消費を平均 8.8 [W] とし、油圧システムに比較して約 $1/22$ の省エネルギー化を実現した。
- ・ 乗り心地性能はコンベンショナルの特性に比較して改良は見られるが、ISO の目安値に対して、ばね上共振点の 1 Hz から 3 Hz 近辺での改良が望まれる。

5.3 電動アクティブサスペンションシステムの研究

5.3.1 はじめに

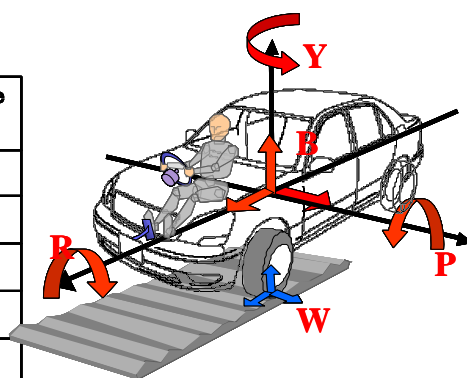
本稿は電動アクチュエータを4輪独立に採用したアクティブサスペンション車を製作し、システムの目標性能を市場使用環境及び評価条件の提示から、アクチュエータの要求性能を設計的・実験的に検証し、要素及びロジック仕様を決定したので、その結果を述べる。

下の表 5-6 にコンベンショナルのサスペンションからエアサス、セミアクティブとアクティブサスペンションまでの機能とその達成可能なポテンシャルをシステム毎に整理した。

アクティブサスペンションは慣性入力、路面入力とも殆ど理想的に制御できるポテンシャルを持っている。如何に消費エネルギーの少ないシステムにするかが課題である。

表 5-6 各種サスペンションシステムの機能

機能		Conv	Airsus	Semi Aitive Airsus	UP Item	Active Stabi	Active	
慣性入力 旋回・ブレーキ・加速	R	定常時	—	△	△	→	◎	◎
		過渡時	△		○	→	◎	◎
		時間操作	—		△	→	◎	◎
	P	定常時	—	△	△			◎
		過渡時	△		○			◎
		時間操作	—		△			◎
	Y	定常時	—		—	→	◎	◎
		過渡時	—		△	→	◎	◎
		時間操作	—		△	→	◎	◎
車高調整		定常時	—	○	○	—	-or◎	
路面入力 悪路走行時・うねり路	R	過渡時	△		○	→	◎	◎
		時間操作	—		△	→	◎	◎
	P	過渡時	△		○			◎
		時間操作	—		△			◎
	B	過渡時	—		○			◎
		時間操作	—		△			◎
	W	過渡時	—		—	→	◎	◎
		時間操作	—		△	→	◎	◎
	接地性(4輪独立)		—		△	—	○	◎



Conv : 基本サス
 Airsus : エアサス
 Semi Active Airsus : 減衰力制御+エアサス
 Active Stabi : アクティブスタビ
 Active : アクティブサス

UP Item : 性能UP項目
 R : ロール方向の動き
 P : ピッチ方向の動き
 Y : ヨー方向の動き
 B : バウンス方向の動き
 W : 路面のねじり追従

記号説明
 — 基準
 △ 一部効果あり
 ○ 効果あり
 ◎ 効果大

5.3.2 システム概要

次ページに今回検討した電動アクティブサスペンションシステムのシステム構成図を図 5-29 に示す。また、ロータリタイプのアクチュエータを図 5-30 に示す。

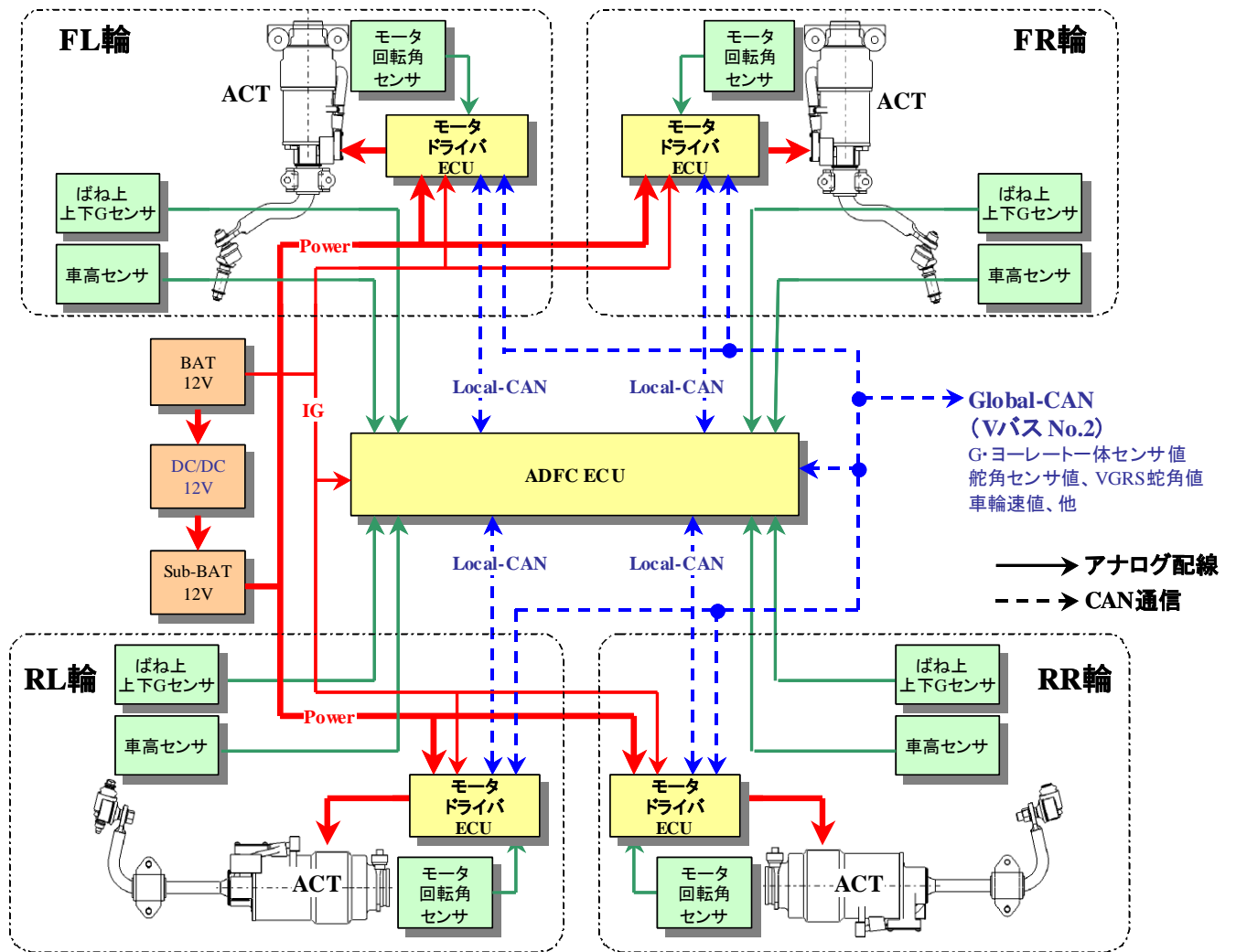


図 5-29. 電動アクティブサスペンションのシステム構成図

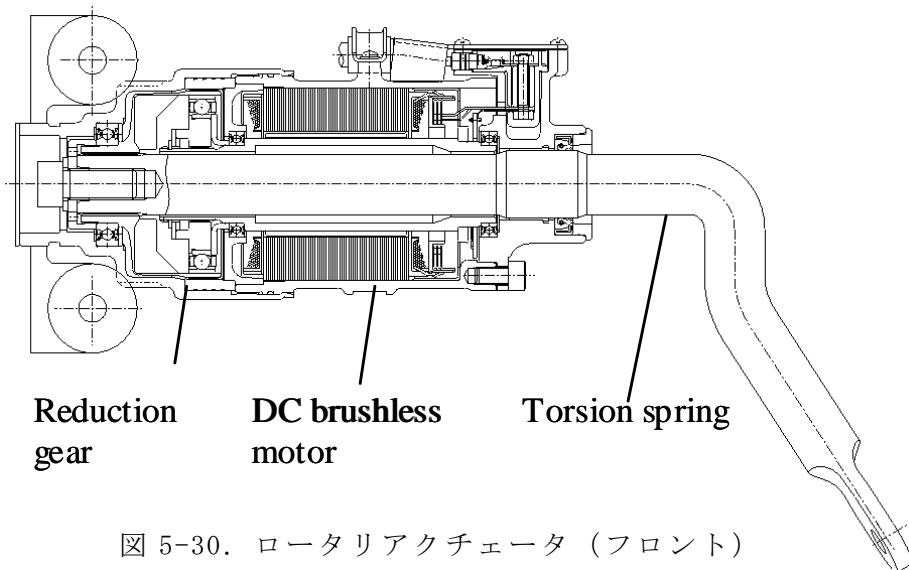


図 5-30. ロータリアクチュエータ (フロント)

5.3.3 目標性能

主なアクティブサスペンションとしての必要性能から以下の2項目とした。

(1) 路面入力の変位伝達比の目標

- ・ばね上変位/路面変位の変位伝達比：0.8以下（アクティブサスペンションとしての最低条件は1以下であり、制振効果がわかる値にした。）
- ・目標値はISO2631の目安値「少し不快 0.63 [m/s²]」を仮の目標性能とする。

(2) 慣性入力制御の目標

- ・ロール姿勢：1[deg] at 5[m/s²]にする。
- ・目標の車両のロール速度は8 [deg/s]以下とする。
ロール姿勢は過去の知見⁽¹⁶⁾からロールフィーリングが良いとされる目標ロール角とし、目標ロール速度は本論文2章5節で検証し設定した値を新たに設定した。

5.3.4 乗り心地制御（スカイフック制御）の検証

目標値の変位伝達比を達成するため、新規に取り組んだ内容は、アクチュエータの応答性を補償するFB+FFスカイフックロジックの提案及び実市場路面に即した評価条件の提案をした。合わせて、その検証を通して確立した設計手法について述べる。

5.3.4.1 評価路面及びシミュレーション、ベンチ加振の条件

社内評価路面P（欧州のカントリー路相当）の入力仕様を図5-31に示す。5Hzまでの低周波はISO8608のCゾーンからDゾーンの範囲である。よって、シミュレーションとベンチ評価の加振条件は以下とする。（ISO路面性状の評価基準の周波数およびdB表示変換）

①ばね上共振点：1～2Hz付近は25 mm/fの加振条件とする。

②ばね下共振点：15Hz付近は50 mm/fの加振条件とする。

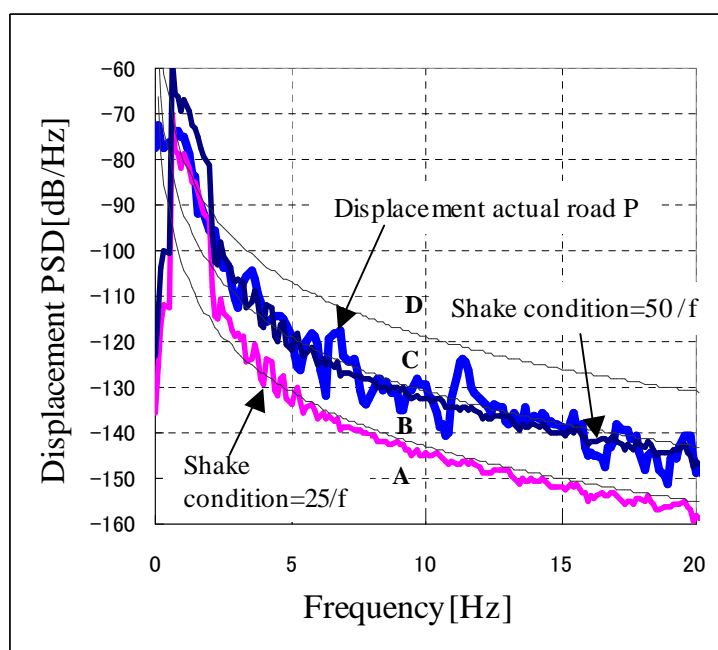


図 5-31. 評価路面の周波数特性

5.3.4.2 パッシブダンパの減衰比の仕様

現実的なアクティブサスペンションは、ばね下共振点以下の中周波域（およそ 3～8Hz）までが制御範囲であるので、ばね下共振点での接地性を確保するパッシブダンパの減衰係数を決定する必要がある。接地荷重変動を最小にするための減衰比： ζ_2 ，減衰係数： C_2 を決定する。検討する 2 自由度サスペンションモデルは前述第 3 章の図 3-1 に示す。

この 2 自由度サスペンションモデルにて接地性能を検討する。減衰比は 1 自由度モデルの減衰比： ζ_2 は式 (70) に示す値と接地荷重変動率： δ の関係を調べる。

1 自由度モデルのばね上振動の減衰比

$$\zeta_2 = \frac{1}{2\sqrt{m_2 k_2}} c_2 \quad (70)$$

2 自由度モデルのタイヤに車両重量が静的に働いた時の初期たわみ： x_n は式 (71) に示す。

$$x_n = \frac{(m_1 + m_2) * 9.8}{k_1} \quad (71)$$

接地荷重変動率： δ は増加，減少とも変化量であらわすため、接地荷重変動率： δ は式 (72) にて定義した。

$$\delta = \left| \frac{x_1 - x_0}{x_n} \right| \quad (72)$$

パッシブダンパ (C_2) のばね上振動の減衰比 ζ_2 と接地荷重変動率 δ の関係を図 5-32 に示す。接地荷重変動率は下記の入力条件での計算結果を示す。(X_0 の入力条件：50 mm/ f のスイープ加振 (0.6Hz～30Hz))

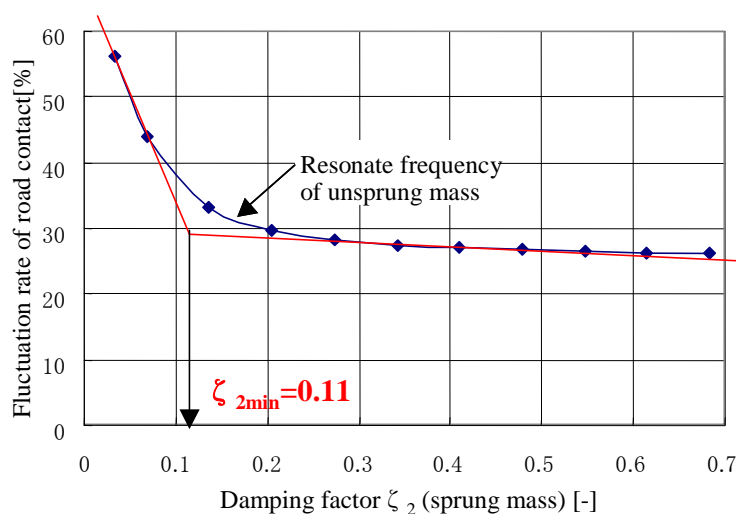


図 5-32. 接地荷重変動率と減衰比の関係 (2 自由度モデル)

接地荷重変動率は図 5-32 に示すように減衰比に対し変曲点が存在する。その中で、路面からの強制力を下げるためにはパッシブダンパの減衰係数を接地性能が許容される最下限値にする必要がある。この変化点を ζ_2 の最小値と設定する。

よって、ばね上の減衰比 $\zeta_2=0.11$ から減衰係数 C_2 は式 (70) から算出し、パッシブダンパの減衰仕様とする。

5.3.4.3 スカيفック減衰比の仕様

Karnopp の提唱したスカيفックダンパ制御⁽²⁵⁾のモデルを前述第 3 章の図 3-4 の 1 自由度スカيفックダンパモデルに示す。

スカيفック減衰係数： ζ_s は前述第 3 章の式 (10) から求める。

$\zeta_2=0.11$ と目標の変位伝達比 $\gamma=0.8$ からスカيفック減衰比 $\zeta_s=0.53$ となる。

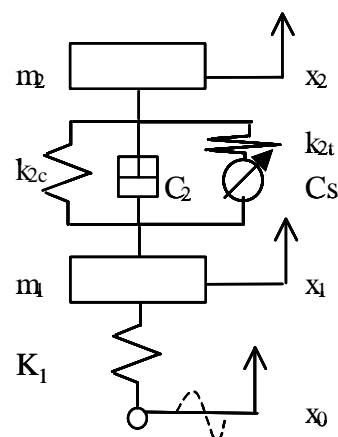
スカيفック減衰係数： C_s は式 (73) から算出。

$$\zeta_s = \frac{1}{2\sqrt{m_2 k_2}} C_s \quad (73)$$

電動アクチュエータ、トーシヨンばねを含む、接地性を考慮したサスペンシヨン諸元を表 5-7 に示す。

表 5-7 電動アクティブサスペンシヨンの基本諸元

m_2 : Sprung mass [kg]	456
m_1 : Unsprung Mass [kg]	43
$k_2 = k_{2c} + k_{2t}$ [N/m]	79300
k_{2c} : Coil spring [N/m]	12300
k_{2t} : Torsion spring [N/m]	67000
C_2 : Passive Damper [Ns/m]	1220
C_s : Skyhook Damper [Ns/m]	6370
K_1 : Tire stiffness [N/m]	309000



(モデルは前述第 3 章の図 3-5 を参照)

5.3.4.4 ロータリ式電動アクチュエータの応答性

車両に装着した状態で電動アクチュエータを加振し、目標角に対する実作動角の伝達特性を把握した。その結果を図 5-33 に示す。入力目標角は実評価路 P の累積作動頻度 80% の値を入力条件とした。入力トルク ± 350 [Nm]のサイン波入力 0.1~15Hz による周波数応答

特性を示し、位相遅れ 45° での応答周波数は 1.4Hz を確保している。

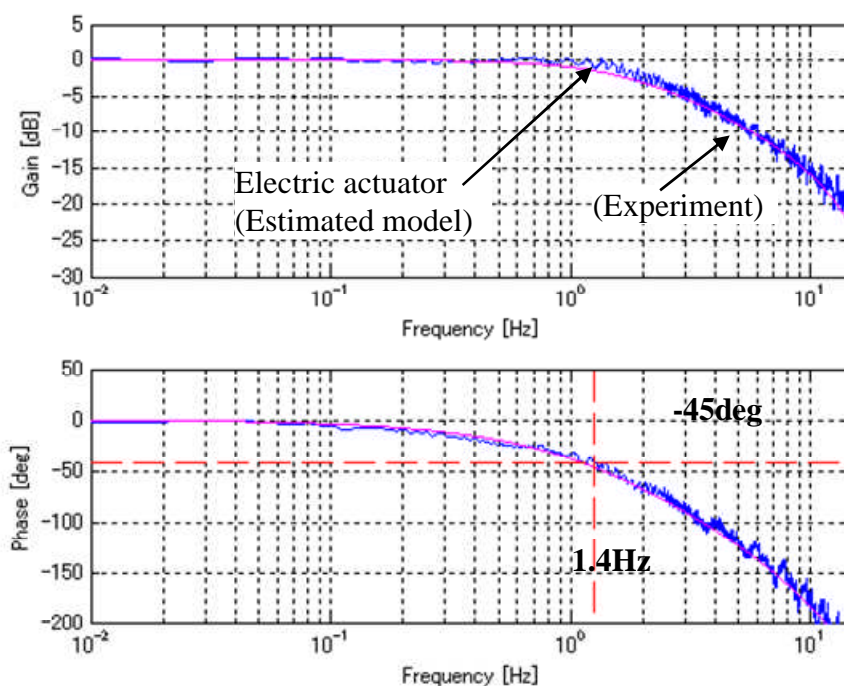


図 5-33. 電動アクチュエータの応答性

その伝達特性を同定したモデル式を式(74)に示す。

$$G_{\text{act}} = \frac{-0.05445s^3 + 21.23s^2 - 2762s + 214700}{s^3 + 252.6s^2 + 20290s + 21450} \quad (74)$$

5.3.4.5 スカイフックロジックの見直し

スカイフック制御の運動方程式は第3章記載の式(8)で示した、

- ・ 左辺のばね上を制振する項の制御である、ばね上速度をフィードバック（以降 FB と略す）する従来のスカイフック制御と
- ・ 右辺の項の強制力を小さくする制御であるフィードフォワード（以降 FF と略す）する考え方⁽²⁶⁾を参考に追加ロジックを検討した。

(1) 新スカイフック制御：FB と FF の組み合わせ制御

ばね下を考慮したスカイフック力は式(75)に示すように、ばね上の絶対速度に対する制御力と強制力を低減するための、路面の変位と路面の速度に対する二つの FF 項が存在する。接地荷重変動を確保する最低限の減衰係数にパッシブダンパ C_2 を設定したので、FF 制御は路面速度の項は無くし路面変位の項のみとした。式(76)に示す。ロジックのブロック図と伝達関数を図 5-34 に示す。

$$F(t) = C_s \cdot d/dt(X_2) - K_{2t} \cdot X_1 - C_2 \cdot d/dt(X_1) \quad (75)$$

$$F(t) = C_s \cdot d/dt(X_2) - K_{2t} \cdot X_1 \quad (76)$$

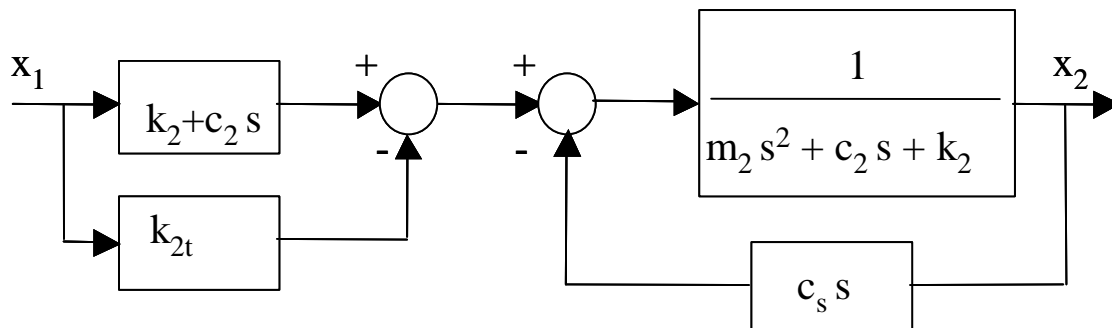


図 5-34. フィードバックとフィードフォワードスカイフックの制御ブロック図

従来のスカイフックの制御の場合、図 5-35 のスカイフック作動図に示すように、③と⑤のばね上の動きと路面の動きを考慮すると接地力が減少するモードとなる。これをフィードフォワードスカイフックで今回の場合はばね定数分の力を補正する事ができる。

	①	②	③	④	⑤	⑥
Control area						
Movement of unsprung mass	UP	UP	Down	Down	UP	UP
Skyhook control force	Pulldown (Effect OK) Raise up unsprung mass Contact force:OK	Pulldown (Effect OK) Raise up unsprung mass Contact force:OK	Pulldown (Effect OK) Raise up unsprung mass Contact force:NG	Raise up (Effect OK) Push down unsprung mass Contact force:OK	Raise up (Effect OK) Push down unsprung mass Contact force:NG	Raise up (Effect OK) Push down unsprung mass Contact force:OK
Power of ideal	$C_s \times d/dt(X_2)$	$C_s \times d/dt(X_2)$	$C_s \cdot d/dt(X_2) - K \cdot X_1 - C_2 \cdot d/dt(X_1)$	$C_s \times d/dt(X_2)$	$C_s \cdot d/dt(X_2) - K \cdot X_1 - C_2 \cdot d/dt(X_1)$	$C_s \times d/dt(X_2)$
Power of ideal at C2=min const	$C_s \times d/dt(X_2)$	$C_s \times d/dt(X_2)$	$C_s \cdot d/dt(X_2) - K \cdot X_1$	$C_s \times d/dt(X_2)$	$C_s \cdot d/dt(X_2) - K \cdot X_1$	$C_s \times d/dt(X_2)$

図 5-35. スカイフック制御の接地性検証用作動図

5.3.4.6 ベンチ加振条件の検証結果

制御比較検討仕様

- ・制御なしパッシブサスペンション (減衰力 $C_2=2180$ [Ns/m])
- ・FB スカيفック制御 (減衰力 $C_2=1220$ [Ns/m])
- ・FB+FF スカيفック制御 (減衰力 $C_2=1220$ [Ns/m])

1) 変位伝達比の結果

路面入力に対する車体変位の変位伝達比のシミュレーション結果を図 5-36 に示す。ベンチ評価結果を図 5-37 に示す。ベンチ結果の変位伝達比の違いによる、車両側面視の車体とタイヤの動きを後述付録 A に示す。(入力条件: 25 mm/f のスイープ加振(0.6Hz~30Hz))

①FB スカيفック制御 (減衰力 $C_2=1220$ [Ns/m]) は制御なし仕様に対し、シミュレーション, ベンチ評価とも共振点 1.75Hz での効果は大きく、目標の 0.8 は満足したがコンベンショナルとの比較をする共振点 1.0Hz では変位伝達比は 1.26 と全周波数領域 1 以下の目標が未達である。

②FB+FF スカيفック制御 (減衰力 $C_2=1220$ [Ns/m])

組み合わせる事で 1Hz での変位伝達比は 0.75 であり、目標を達成。また、全周波数で 1 以下を実現する事が出来、FF のスカيفックの効果が大い事が立証できた。

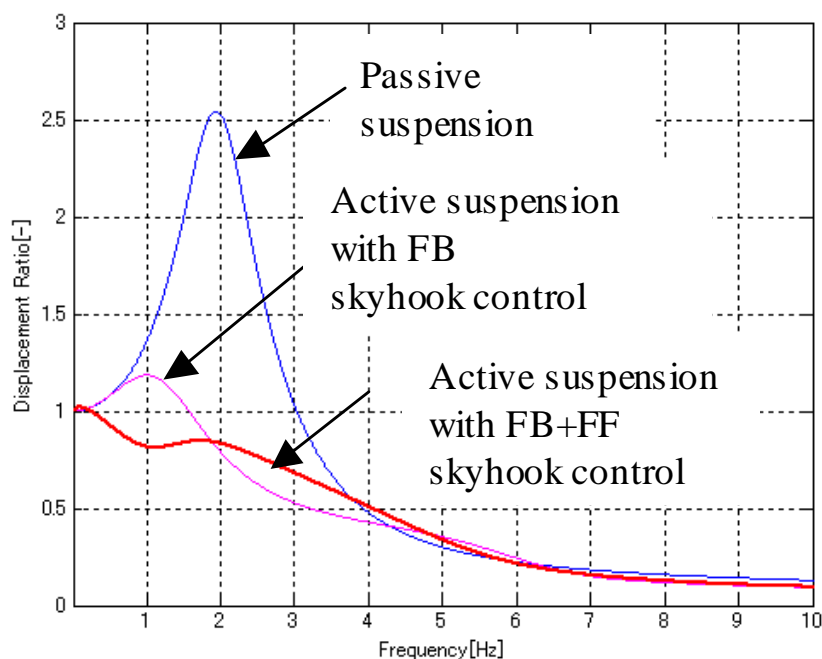


図 5-36. 変位伝達比特性 (シミュレーション)

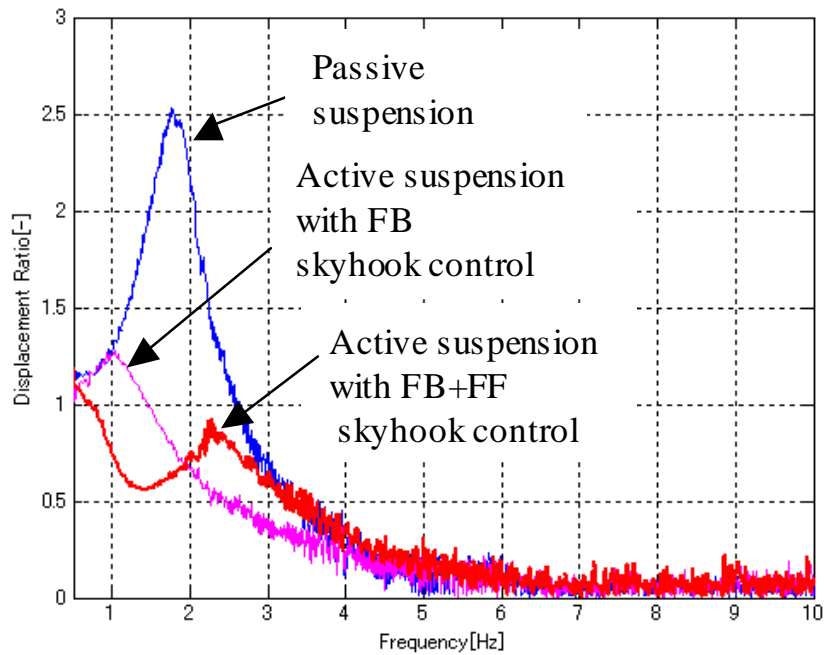


図 5-37. 変位伝達比特性 (ベンチ実車評価)

5.3.4.7 実路評価結果

制御ロジックの違いによるバウンス方向ばね上 G の PSD 測定結果を図 5-38 に示す。

(社内評価路 P)

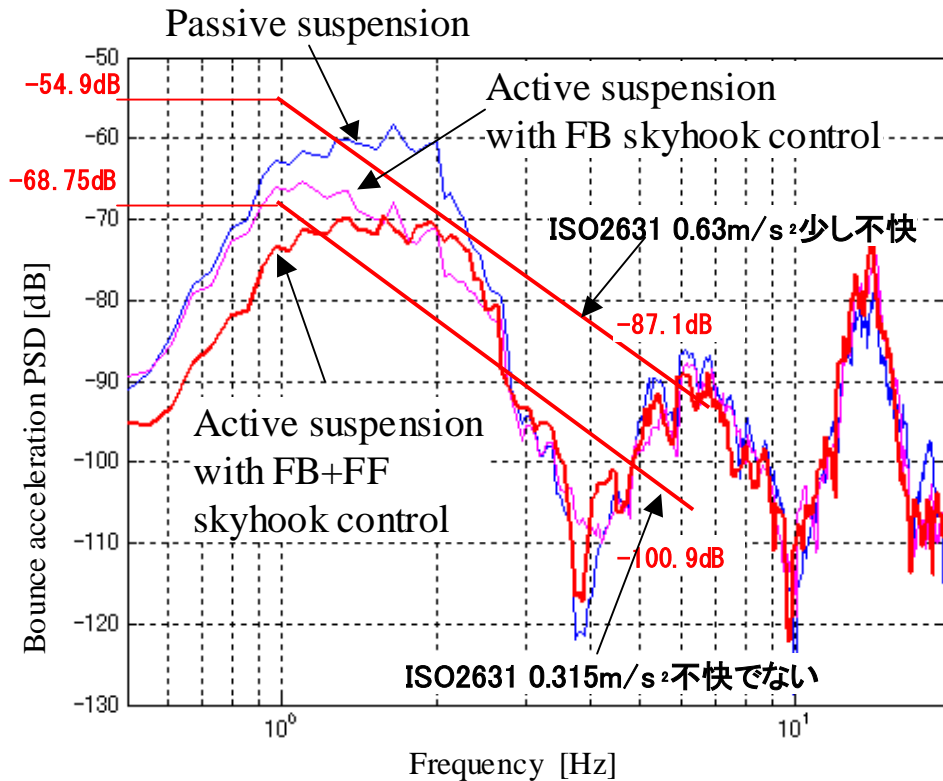


図 5-38. バウンス方向のばね上 G の PSD (評価路実車評価)

図 5-38 の結果から以下の内容が明らかになった。

- 1) FB スカイフック制御は制御なし仕様に対し、2Hz の共振では 10 dB の低減効果がある。
3Hz までの周波数帯での低下が見られ、5Hz～8Hz まで周波数領域では減衰係数 C_2 を下げた効果を確認出来た。
- 2) FB+FF スカイフック制御
更に、2Hz 以下の周波数帯で FB に対して 8 dB の低減効果を確認出来た。
- 3) ISO2631 目安値の仮目標値「少し不快 0.63 [m/s²]」に対し、エアサス、油圧アクティブ、電動アクティブスタビライザ車より、大きく改善できる事が確認できた。

5.3.4.8 消費電力の結果

モーターの制御は、電動アクティブスタビライザ車と同じ 回転角の PI 制御⁽³⁾を実施した。各制御ロジックと消費電力の結果について述べる。電流の計測は図 5-29 のシステム構成図中に記載された平均電圧 12V のサブバッテリーから入出する 4 輪の電流を計測した。

1) 実路走行時の消費電流

スカイフック制御の違いによる 4 輪総和の平均消費電流と平均回生電流を図 5-39 に示す。

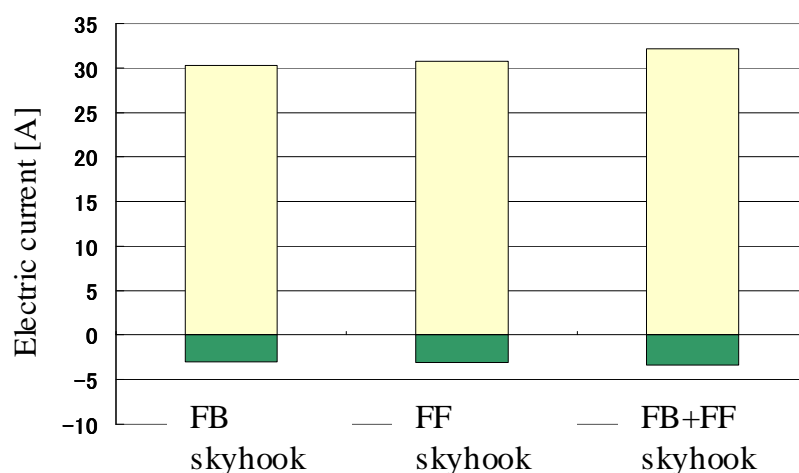


図 5-39. 4 輪総和の平均消費電流と平均回生電流

両方のロジックを入れた、FB スカイフック + FF スカイフックでは平均の消費電流は 34.7 [A]、回生（発電）電流は 3.3 [A] で全体の 10.3% ある事が分った。差し引きの平均消費電流は 31.5 [A] となり、消費電力は 378 [W] と油圧のアクティブサスペンション車⁽¹⁷⁾の 2420 [W] に比べると大幅に低減 (1/6.4) する事が分った。図 5-40 に示す。

(油空圧システムの場合は流量 12 [l/min]、油圧 9.8 [MPa]、トータル機械効率 0.8 とした時の消費エネルギーは 2.42 [KW] となる。)

2) 回生（発電）電流の発生するメカニズム

$$\dot{\theta}_m = \text{モータ回転速度}, T_{act} = \text{アクチュエータトルク}$$

モーターが回され、増速する条件は

$$\dot{\theta}_m \times T_{act} > 0 \tag{77}$$

モーターが減速する条件は

$$\dot{\theta}_m \times T_{act} < 0 \tag{78}$$

式(77)と(78)で示す、モーターが増速側、減速側かで発電の頻度を調査した結果を図5-41に示す。図5-41は4輪同相のサインスイープ25 mm/f加振を行い、フロントレフト輪の全周波数帯での電流頻度データである。

電流のマイナス値は回生（発電）を示しており、モーターの回転速度とアクチュエータのトルク（軸力）の積が正の場合はモーターが回っている方向に外力から更に回される増速状態を示し、そのゾーンで多く回生（発電）している。

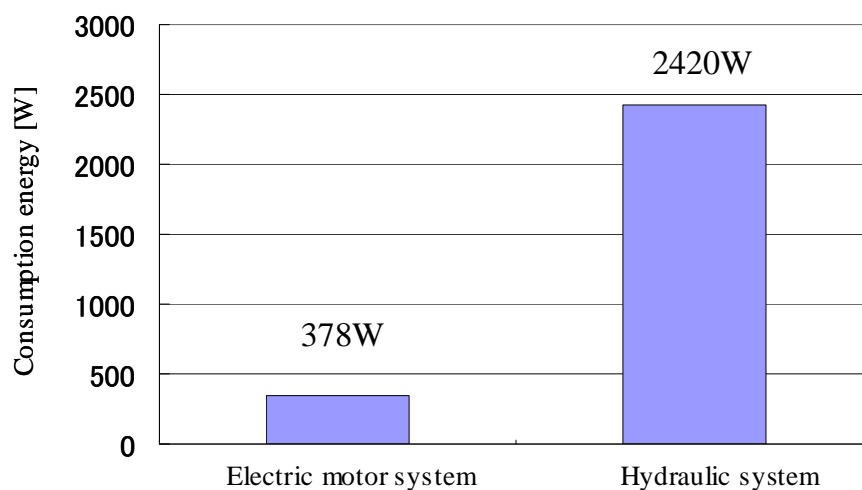


図 5-40. 電動と油圧システムの消費電力の比較

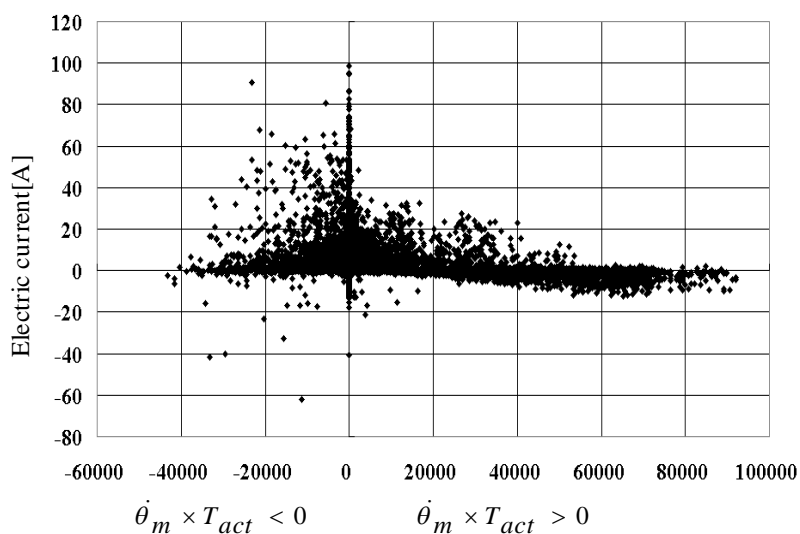


図 5-41. 回生電流の発生条件 (0.6~30Hz)

5.3.4.9 アクチュエータの要求性能

1) アクチュエータトルク (タイヤ位置の上下荷重)

実路社内評価路 P において、実作動角の頻度を調査した結果を図 5-42 に示す。FB スカイフック制御の累積頻度の 80% 値が 3.5° であり、トルク換算では 350 [Nm] を示す。この事より、スカイフック制御の必要アクチュエータトルクは 350 [Nm] 以上 (ホイール位置での上下荷重は 1186 [N] 以上) 必要。

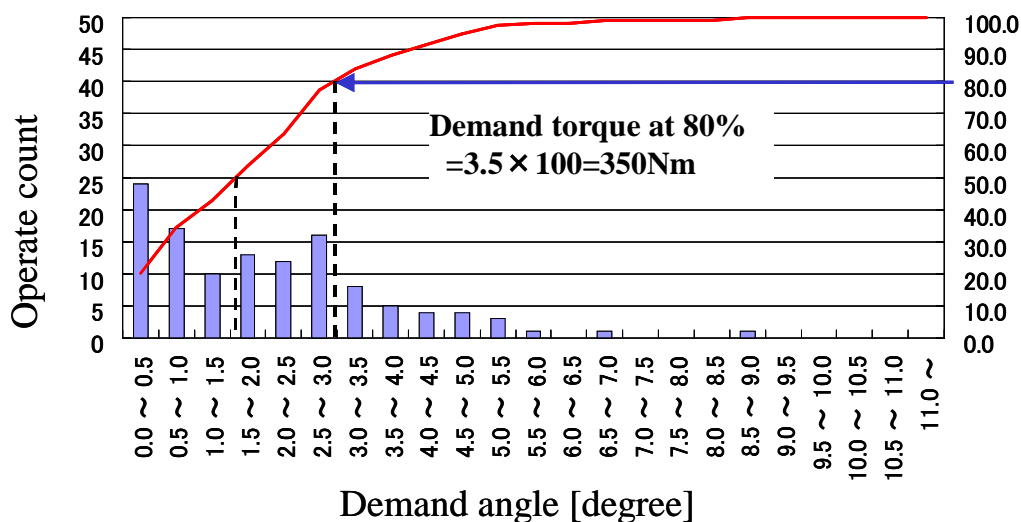


図 5-42. アクチュエータの発生トルク頻度

2) アクチュエータトルク勾配

実路社内評価路 P の実働上下力勾配とベンチ加振での変位伝達比の結果から、変位伝達比と上下力勾配 (タイヤ位置) の関係を図 5-43 で示す。

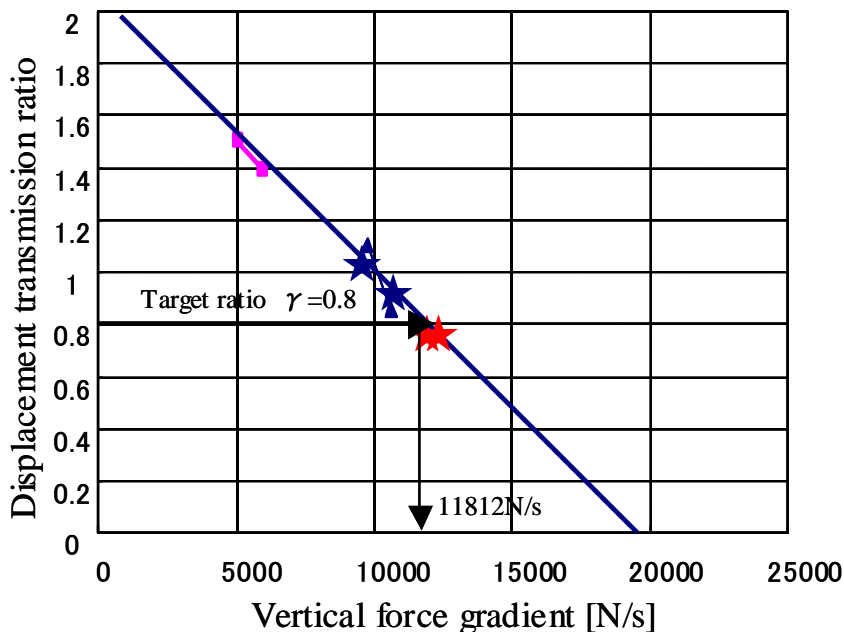


図 5-43. ベンチ加振の変位伝達比と実働上下力勾配との結果

図 5-43 の結果から、目標の変位伝達比 $\gamma = 0.8$ を満足するタイヤ上下力勾配は 11812 [N/s]

であり、アクチュエータのトルク換算値は 3485 [Nm/s]となる。現状のアクチュエータの電源電圧は 12V であり、制御時に 17V に昇圧する事でこの値を達成が可能となった。

3)アクチュエータへの性能要件をまとめる。

(1)アクチュエータトルク ≥ 350 [Nm]

(発生するタイヤ位置の上下力 ≥ 1186 [N])

(2)アクチュエータのトルク勾配 ≥ 3485 [Nm/s]

(発生するタイヤ位置の上下力勾配 ≥ 11810 [N/s])

(3)ロール制御 必要アクチュエータトルク ≥ 400 [Nm]以上

(発生するタイヤ位置の上下力 ≥ 1355 [N])

5.3.5 慣性入力制御の検証

電動アクティブスタビライザ車と同じロジックを織り込み、アクチュエータの能力は同じモーターを使用しているため、トーションばね定数が UP した分、慣性入力制御で応答性、制御性は電動アクティブスタビライザ車以上の性能を得る事が出来る。車両ロール角の検証結果を図 5-44 に示す。

- ・ ロール性能は目標の 1 [deg] at 5 [m²/s]を満足する事が出来た。
- ・ アクチュエータの応答性が上がった事により、ヒステリシスが小さいロール角特性にする事が出来た。

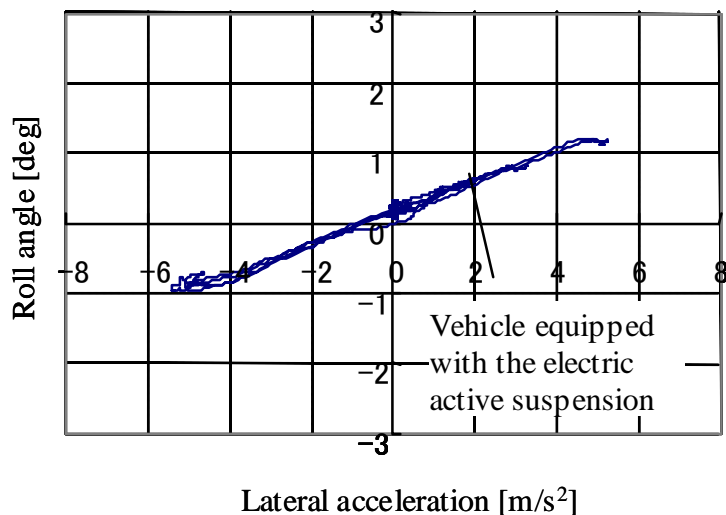


図 5-44. 横加速度に対するロール角(実車実験)

- ・ 車両のロール速度の仮目標値：8 [deg/s]に対して：目標を満足する事が出来た。

目標ロール角 1 [deg]と 4 [deg]の車体のロール角とロール速度の関係を図 5-45 に示す。ばらつきを含めても、車体のロール速度を 8 [deg/s]以下にする事ができた。図 5-45 から目標とするロール速度から求めるロール角は 2.6 [deg]となるが、ばらつきを含めると狙いのロール角は 1 [deg]でばらつきを含めて目標を満足する形になる。

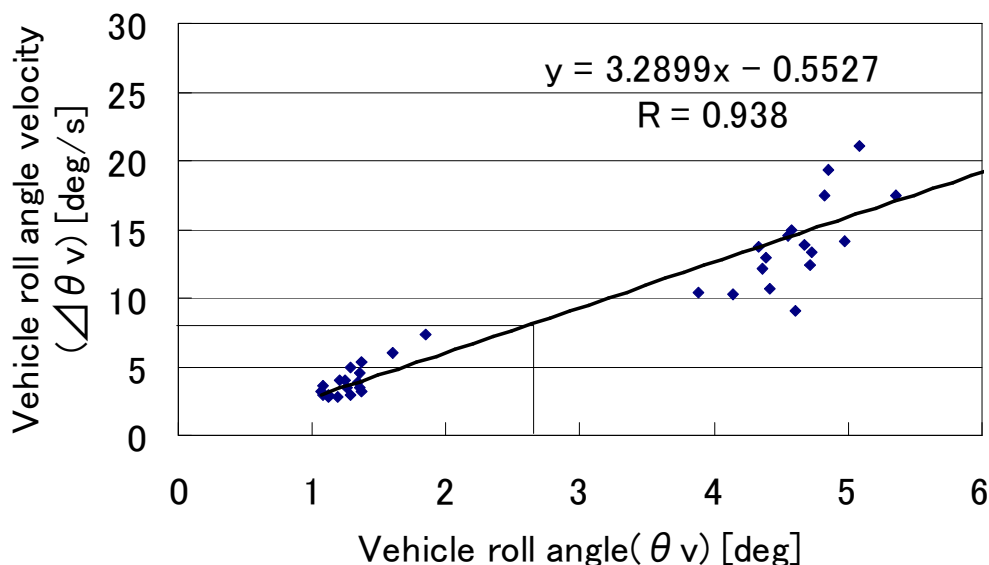


図 5-45. 車両ロール角に対する車両のロール角速度(実車実験)

5.3.6 リヤ輪のプレビューFFスカイフック制御の検討

前輪の車高センサとばね上加速度から演算された推定路面入力をフロントの FF スカイフック制御を検討してきた。今回はその推定路面入力を使って、後輪のプレビューFFフック制御を検討⁽²²⁾し、今後のプレビュー制御の可能性が検証出来たので、その結果を述べる。

1) 制御ロジック制御

ロジックのブロックダイアグラムを図 5-46 に示す。

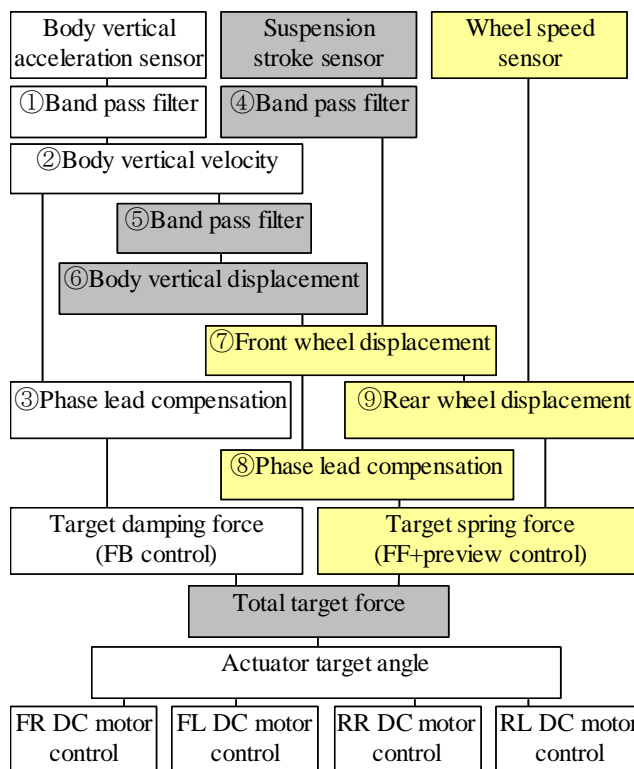


図 5-46. プレビューFFスカイフックロジックブロックダイアグラム

2) 実車での乗り心地評価結果

社内評価路 P で計測したバウンス方向のばね上 G PSD 解析結果を図 5-47 に示す。

FB スカイフック制御に、プレビュー制御と FF スカイフック制御を加えることで、1Hz 付近で更に 10dB 程度の乗り心地改善効果が確認できた。また、4~9Hz においても 5dB 程度の乗り心地改善効果が確認できた。これは、高周波までスカイフック制御力の位相遅れが小さいプレビュー制御による効果であると言える。

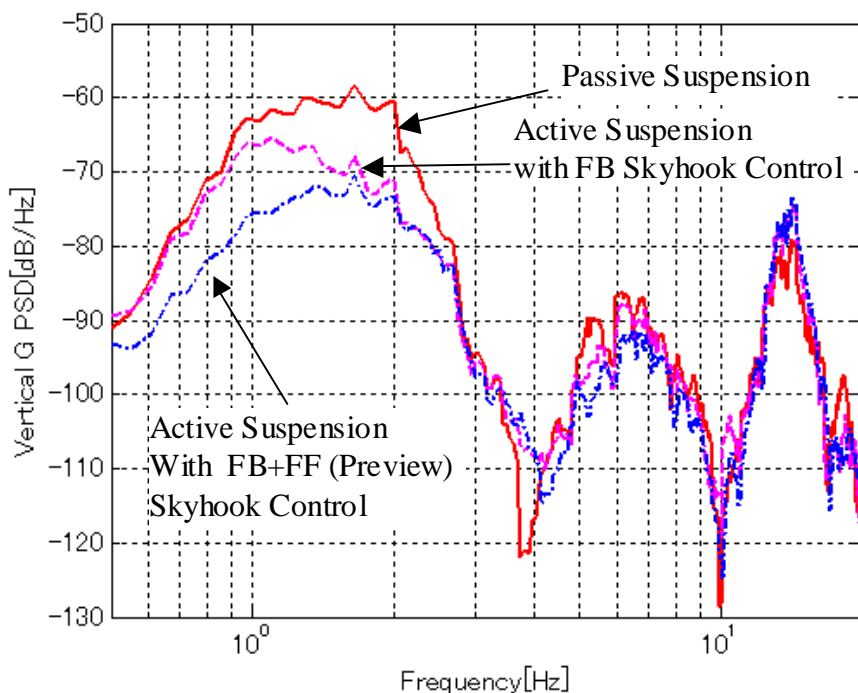


図 5-47. プレビューFF スカイフックロジック乗り心地評価結果

3) 消費電力評価結果

プレビュー制御の追加により、FB+FF に対し、電流が 31.4A→26.5A(15%減少)。消費電力は 378[W]→318[W]となった。図 5-48 に示す。

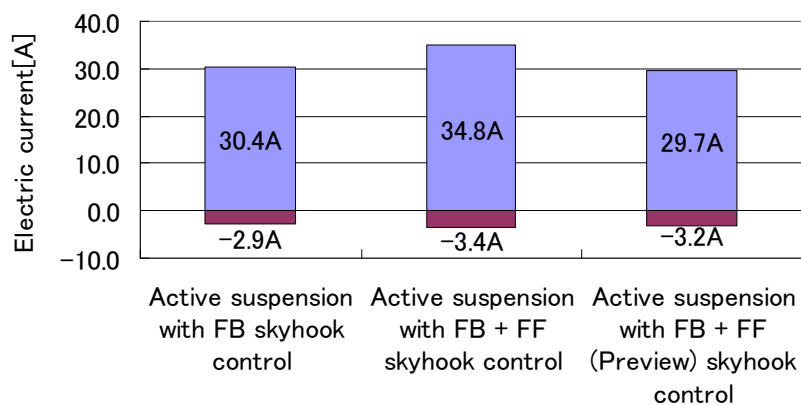


図 5-48. プレビューFF スカイフックの消費電力

5.3.7 電動アクティブサスペンションのまとめ

アクティブサスペンションのシステム目標性能及び市場路面からの評価条件を提示し、アクチュエータの性能要件と FB+FF スカيفック乗り心地制御ロジックを開発・提案する事が出来た。

下記の性能目標を達成した上でそれぞれの性能要件を明確にした。

(1) 路面入力 of 乗り心地制御の目標

- ・ばね上変位/路面変位の変位伝達比：0.8 以下。
- ・目標値は ISO2631 の目安値「少し不快 0.63 [m/s²]」を仮の目標性能とする。

(2) 慣性入力制御の目標

- ・ロール姿勢：1[deg]at 5m/s²にする。
- ・目標の車体のロール速度は 8 [deg/s]以下とする。(本論文 2 章、6 章)

1) 電動アクチュエータの性能要件 (タイヤ位置換算)

- (1) トルク ≥ 400 [Nm] (上下力 ≥ 1355 [N])
- (2) トルク勾配 ≥ 3485 [Nm/s] (上下力勾配 ≥ 11810 [N/s])

2) 乗り心地制御ロジック

従来の FB スカيفック制御に加えて、FF スカيفック制御を加える複合スカيفック制御を提案し、変位伝達比，乗り心地性能の効果を明確にする事が出来た。

3) 消費電力

378W にする事が出来、従来の油圧アクティブサスペンションの 1/6.4 に低減した。更にプレビューを追加する事で 318 [W]とする事ができ、プレビューロジックの可能性を確認できた。

今後は更に制御精度の向上技術の開発⁽³³⁾⁻⁽³⁴⁾例えば、全輪プレビュー制御による制御の同期化や回生効率を上げる技術の開発⁽³⁵⁾、制御タイミングを合わすことで、ロスを少なくし又は回生を増やすソフト開発や、機械的に逆効率の良い電磁アブソーバ⁽²⁷⁾⁻⁽³²⁾システムのような、更なる省エネ化を進める技術開発がソフト面，ハード面で必要になると考える。

5.4 参考文献

電動アクティブスタビライザサスペンションシステム

- (1) 武馬修一, 浦馬場真吾, 鈴木聡, 大熊靖大, 趙在成, 吹野崇志, 電動アクティブスタビライザサスペンションシステム, *自動車技術* Vol. 60, No. 7, 2006, pp. 32-37
- (2) 浦馬場真吾, 杉本尚康, 武馬修一, 鈴木聡, 西原彰男, 種子田彰哉, 電動アクティブスタビライザサスペンションシステムの開発, *自動車技術会論文集* Vol. 38, No. 2, March 2007, pp. 195-200
- (3) 趙在成, 武馬修一, 浦馬場真吾, 大熊靖大, 浜田敏敬, 小林優, 電動アクティブスタビライザサスペンションシステムのCAEによる解析と開発, *自動車技術会春季学術講演会前刷集* No. 11-6, 2006549, 2006年5月, p. 5~9
- (4) 種子田彰哉, 鈴木勝巳, 吹野崇志, 武馬修一, 浦馬場真吾, 電動アクティブスタビライザアクチュエータの開発, *自動車技術会春季学術講演会前刷集* No. 11-6, 20065210, 2006年5月, pp. 11-15
- (5) Satoshi Suzuki, Shuuichi Buma, Shingo Urababa, Akio Nishihara, Akiya Taneda, Development of Electric Active Stabilizer Suspension System, *SAE International*(2006/4), 2006-01-1537
- (6) Yuuki Ohta, Hiroaki Kato, Daisuke Yamada, Katsuhiko Sato, Takashi Fukino, Eitaku Nobuyama, Shuuichi Buma Development of an Electric Active Stabilizer System Based on Robust Design, *SAE International*(2006/4), 2006-01-0758
- (7) 大熊靖大, 杉本尚康, 武馬修一, 浦馬場真吾, 鈴木聡, 種子田彰哉, 神田亮, 電動アクティブスタビライザサスペンションシステム, *日本機械学会年次大会*, 7号 (2006/9), pp. 107-108
- (8) 鈴木勝巳, 種子田彰哉, 吹野崇志, 武馬修一, 小林優, 電動アクティブスタビライザアクチュエータの開発, *日本機械学会年次大会*, 7号 (2006/9), pp. 109-110
- (9) Daisuke Yamada, Yuuki Ohta, Hiroaki Kato, Daisuke Yamada, Katsuhiko Sato, Takashi Fukino, Eitaku Nobuyama, Shuuichi Buma, Development of an Electric Active Stabilizer System Based on Robust Design, *FIJITA 2006 World Automotive Congress* (2006/10), F2006V184
- (10) 武馬修一, 大熊靖大, 種子田彰哉, 鈴木勝巳, 趙在成, 小林優, 電動アクティブスタビライザサスペンションシステムの設計と開発, *日本機械学会論文集C編* (74巻, 74号, pp. 2827-2836)
- (11) Jae-Sung Cho, Shuuichi Buma, Shun'ichi Doi, The application of CAE tools in the development of an Active Stabilizer Suspension System, *ICCAS 2007*, 4406886, (2007/10), pp. 91-95

- (12) 趙在成, 武馬修一, 杉山和徹, 神田亮, 吉岡謙志朗, 矢萩孝志, 電動アクティブサスペンションシステムのスカイフック乗り心地制御, *日本機械学会第17回交通・物流部門大会 講演論文集*, 2008年12月, pp.175-178
- (13) Thomas Merker, Gaston Girres, Olaf Thriemer, Active Body Control (ABC)
The DaimlerChrysler Active suspension and Damping System, *SAE*, 2002-21-0054, pp. 363-369
- (14) Dieter Konik, Development of the Dynamic Drive for the new 7 Series of the BMW Group, *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 28, No.1/2/3, pp.131-149 (2002)
- (15) 安部正人, 自動車の運動と制御 (第2版), 2004年 第6章, p.150-
- (16) 武馬修一, 佐藤宏毅, 米川隆, 大沼敏男, 服部勝彦, 杉原正己, アクティブコントロールサスペンションの解析と開発, *日本機械学会論文集(C編)*, Vol. 57, No. 534, pp. 257-263 (1991)
- (18) Ferretti.G., et al., Simulating permanent magnet brushless motors in Dymola, *2nd International Modelica Conference. Proceedings*, pp.109-115
- (19) 萩野 弘司: ブラシレス DC モーターの使い方, オーム社, 2003, pp. 27-34

電動アクティブサスペンションシステム

- (20) 武馬修一, 趙在成, 神田亮, 梶野英紀, 土田久輔, 十津憲司, 大谷佳史, 電動アクティブサスペンションアクチュエータの開発, *自動車技術会論文集* 2008.9, Vol. 39, No. 5, pp. 13-18
- (21) 武馬修一, 梶野英紀, 趙在成, 杉山和徹, 神田亮, 土居俊一, 電動アクティブサスペンションシステムの構築と性能評価, *日本機械学会第16回交通・物流部門大会 講演論文集*, 2007.12, pp. 163-166
- (22) 神田亮, 武馬修一, 趙在成, 杉山和徹, 吉岡謙志朗, 電動アクティブサスペンションによる乗り心地制御, *日本機械学会第16回交通・物流部門大会 講演論文集*, 2007.12, pp. 167-170
- (23) Hidenori Kajino, Shuuichi Buma, Jae-Sung Cho, Ryo Kanda, The Future Development and Analysis of an Electric Active Suspension System, *SAE 2008-01-0345* April 15, 2008
- (24) Hidenori Kajino, Shuuichi Buma, Jae-Sung Cho, Ryo Kanda, ELECTRIC ACTIVE SUSPENSION SYSTEM DEVELOPMENT WITH DRIVER'S MOTION ANALYSIS, *FISITA F2008-03-012* Sept 15, 2008
- (25) D.C.Karnopp, Active Damping in Road Vehicle Suspension System, *Vehicle System Dynamics* 12, pp.291-312 (1983)
- (26) 永井正夫, アクティブサスペンションの振動制御の基礎, *自動車研究* Vol. 12, No. 2, pp. 41-45 (1990)

- (17) 米川隆, 大沼敏男, 森淑伯, 後藤武志, 武馬修一, アクティブコントロール
サスペンションの車両運動性能, *自動車技術会論文集*, Vol. 22, No. 3, July 1991
- (27) 須田義大, 末松啓吾, 中野公彦, 椎葉太一, 小峰久直, 自動車における電磁
サスペンションの研究, *日本機械学会交通・物流部門大会*, TRANSLOG '99, pp. 193-196
- (28) 末松啓吾, 須田義大, 中野公彦, 椎葉太一: 自動車における電磁サスペンションの研究,
自動車技術会春季学術講演会前刷集 4-00 (2000), pp. 193-196
- (29) 川元康裕, 須田義大, 井上博文, 近藤卓宏, 自動車用電磁サスペンションのアクティブ
制御に関する研究, *日本機械学会交通・物流部門大会*, Vol. 2004, No. 13 (20041130),
pp. 103-106
- (30) 中野公彦, 平山勝彦, 林隆三, 須田義大, 川元康裕, 電磁サスペンションを搭載した
大型車の走行性能解析, *日本機械学会交通・物流部門大会*, (TRANSLOG2007),
pp. 143-146
- (31) 松原利晴, 中野公彦, 須田義大, 林隆三, 電磁アクチュエータによるセンサレス・
アクティブサスペンション, *日本機械学会第 15 回交通物流部門大会講演論文集*,
No. 06-52, pp. 265-268
- (32) 川元康裕, 須田義大, 井上博文, 近藤卓宏, 自動車用電磁サスペンションの省エネルギー
アクティブ制御に関する研究, *自動車技術会秋季学術講演会前刷集*, No. 105-07 (2007),
pp. 15-20
- (33) 高橋信雄, 西村秀和, ストローク変位の制約を考慮した制御, *日本機械学会論文集 (C
編)* 72 巻 721 号 (2006-9), pp. 95-101
- (34) 吉田和夫, 運動と振動の制御の研究の過去と未来, *日本機械学会論文集 (C 編)* 72 巻
721 号 (2006-9), pp. 2-101
- (35) 内田博志, 末富隆雅, 福島直人, 三浦恭平, 萩原一朗, 電動アクティブサスペンションの
エネルギー回生と振動の最適制御に関する基礎的検討, *日本機械学会 [No. 07-8] Dynamics
and Design Conference 2007 CD-ROM 論文集* (2007-9)

第 6 章 ロールの大きさによるドライバ挙動及び特性の研究

この章は、旋回ロール時のロールフィーリングの要因をドライバの人間頭部挙動に着目して、実車評価とロール角と視覚刺激と動揺刺激を選択的に組み合わせ検証ができるハーモニックドライブローリングシミュレータ（以降 HDRS と略す）を製作し、実車の動きと HDRS の動きの違いから、人間に入る動揺刺激と視覚刺激を分別解析し、旋回時の横加速度を含めた、それぞれの影響度を明確にする⁽¹⁾⁻⁽⁶⁾。

6.1 はじめに

車両の操縦安定性向上に関してさまざまな研究が行われている。その中でもドライバの操舵に対する車両運動特性はヨーと横方向の運動と車両のロール方向の動きが操縦安定性評価に大きく寄与するとされている。古くは'89年アクティブサスペンションと'05年アクティブスタビライザ車両のロール率の設定⁽⁷⁾⁽⁸⁾、最近では'06年村岸ら⁽⁹⁾と山本、酒井ら⁽¹⁰⁾の視覚・動揺の感受性からロール感の向上が報告されている。また、ドライバと乗員の挙動解析については、'99年 Zikovitz らが旋回中のヘッドチルトの研究⁽¹¹⁾や牧田らの頭部-車両重心間距離と頭部の横変位・ロール角変化の検証結果が報告されている⁽¹²⁾。

第 6 章は、視覚刺激・動揺刺激に伴うドライバの挙動とその操作行動について、電動アクティブサスペンション車両と HDRS を用いて、車両の横加速度とドライバへの視覚刺激と動揺刺激、及びステアリング操作の付与について、それぞれの寄与度合いの解析した結果を述べる。

6.2 車両でのドライバの挙動解析

6.2.1 評価車両仕様

1) 評価車両のシステム

電動アクティブサスペンション車両を開発し、ロール率を変えてドライバの挙動を解析した。車両の各サスペンション諸元、コンポーネント仕様は先述第 5 章の電動アクティブサスペンション車両にて評価した。その車両仕様は先述 5.3 節及び発表論文⁽¹³⁾による。

2) 計測値とその方向

車両運動とドライバ動揺に関する動きのその方向を図 6-1 に示す。

6.2.2 走行条件

1) パイロンスラローム走行

- ・ 車速一定で操舵操作に集中できる。
- ・ 回避障害物が単一であり、認識しやすい。

- ・ 連続的な走行であり、その平均化した性能比較ができる。
 - ・ ロールとヨーの挙動が安定し、動的なドライバ特性を把握でき、モデル化しやすい。
- 等から車速 40Km/h で横加速度 $5[m/s^2]$ を得るスラローム走行条件とした。15m ピッチパイロンのコースを図 6-2 に示す。

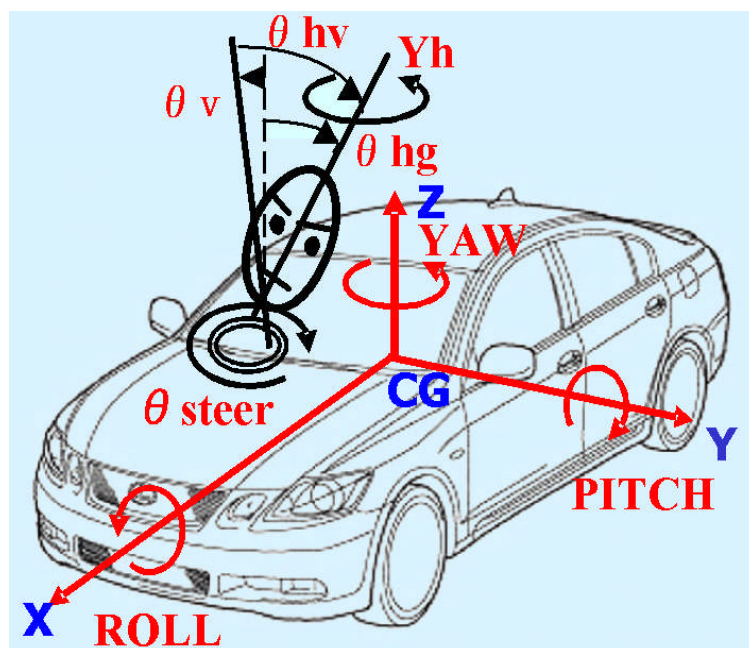


図 6-1. 車両とドライバの動揺方向と測定部位

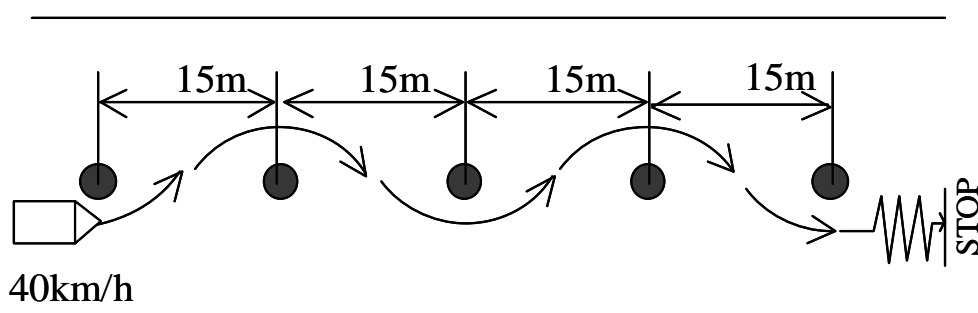


図 6-2. パイロンスラロームコース

2) 評価ドライバ

被験者は男性 A~I 9 名。その内訳は初級者 C, H, G 3 名，中級者 B, D, E 3 名，上級者 A, F, I 3 名であった。メンバー構成を表 6-1 に示す。

被験者のレベル分けの初級者は社内の運転資格が初級以下でスラローム走行が始めての被験者を定義した。中級者は社内運転資格が中級及び上級で、車両評価を常に行っていないドライバを定義した。上級者は社内運転資格が上級以上の常に車両評価に携わっている

評価ドライバを定義した。

表 6-1 実車試乗メンバー構成（'07年テスト）

被験者	運転技能	年齢 (歳)	性別	身長 (cm)	体重 (kg)	自動車		自動2輪		めがね等
						運転暦 (年)	運転頻度 (回/日)	運転暦 (年)	運転頻度 (回/日)	
A	上級者	34	男性	170	73	16	3	6	0.03	めがね
B	中級者	31	男性	170	60	12	2	-	-	コンタクト
C	初級者	21	男性	176	57	3	2	2	0	コンタクト
D	中級者	55	男性	169	75	37	1	-	-	めがね
E	中級者	28	男性	166	58	8	2	-	-	コンタクト
F	上級者	23	男性	168	68	5	3	-	-	なし
G	初級者	27	男性	165	65	6	0.03	5	0.4	なし
H	初級者	27	男性	169	65	9	2	-	-	めがね
I	上級者	52	男性	175	87	34	3	-	-	めがね
平均		33.1		169.8	67.6	14.4	2.0	1.4	0.05	

3) 計測条件の目標ロール角

制御有り，無しで、それぞれのロール角の目標値は、下図の図 6-3 近年の車両ロール量推移より、上下限值相当値を決定。横加速度 $5[m/s^2]$ の計測する目標ロール角をアクティブ姿勢制御ありで $1[deg]$ ，制御なしで $4[deg]$ とした。

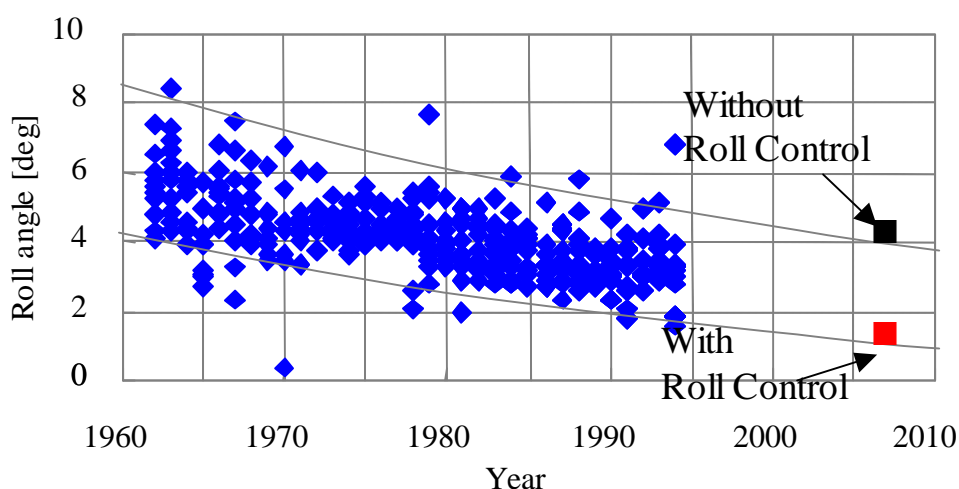


図 6-3. 近年の車両のロール量推移

4) 計測環境

測定はアイマークレコーダ EMR-HC8(株式会社ナックイメージテクノロジー)とドライバ

を背面から撮影するビデオカメラを用いた。その精度は両者の測定値から検証した。角度及び角速度の計測精度は6%前後である。計測環境及び計測精度は後述の付録Aに詳細に記載した。

車両のロール角を θ_v 、車両に固定した座標での頭部のロール補正角を θ_{hv} 、地面に固定した座標系(絶対座標)での頭部のロール角を θ_{hg} とする(図6-1)。

被験者の車両基準に対する頭部の動きを図6-4に示す。被験者は頭を車両のロールと反対方向、すなわち旋回内側に傾ける。この時の視覚・動揺刺激とドライバの挙動を解析する。

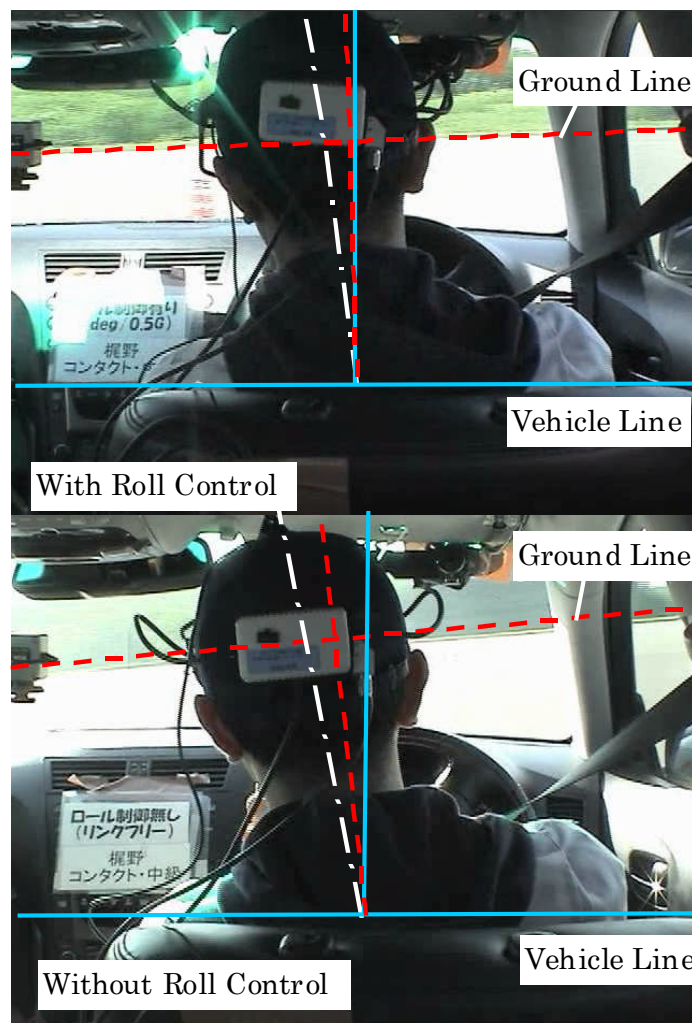


図 6-4. ドライバの頭部挙動の計測環境

6.2.3 挙動解析結果

人間の視覚刺激と動揺刺激に影響するヨーとロールのドライバ挙動について計測し考察する。

1) ドライバ挙動の時系列解析

ドライバ操作行動と車両状態量とドライバ挙動について、どのようなタイミングで発生するかを解析した。

①舵角(θ_{steer}), 横加速度(GL), 車両ロール角(θ_v)の関係 (横加速度はばね上重心位置近傍での計測)

発生順番は目標ロール角 1[deg], 4[deg]とも舵角, 横加速度, 車両ロール角となる (図 6-5)。

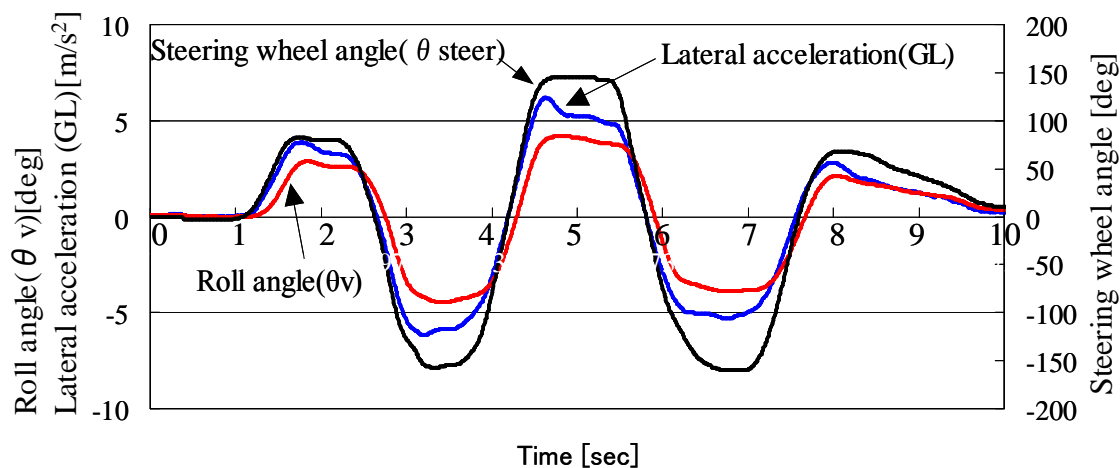


図 6-5. 舵角-横加速度-車両ロール角の関係 (目標ロール角 4deg)

②舵角(θ_{steer}), 頭部ヨー角(Y_h)と頭部ロール補正角(θ_{hv})の関係

発生順番は頭部のヨー方向の回転, 舵角, 頭部ロール補正角の順であり, 9 名全員が同じであった。各自がパイロン (回避対象物) に顔を向けて認識した後、ハンドル操作を行っている。目標ロール角 1[deg] (図 6-6) と 4[deg] (図 6-7) の場合を示す。

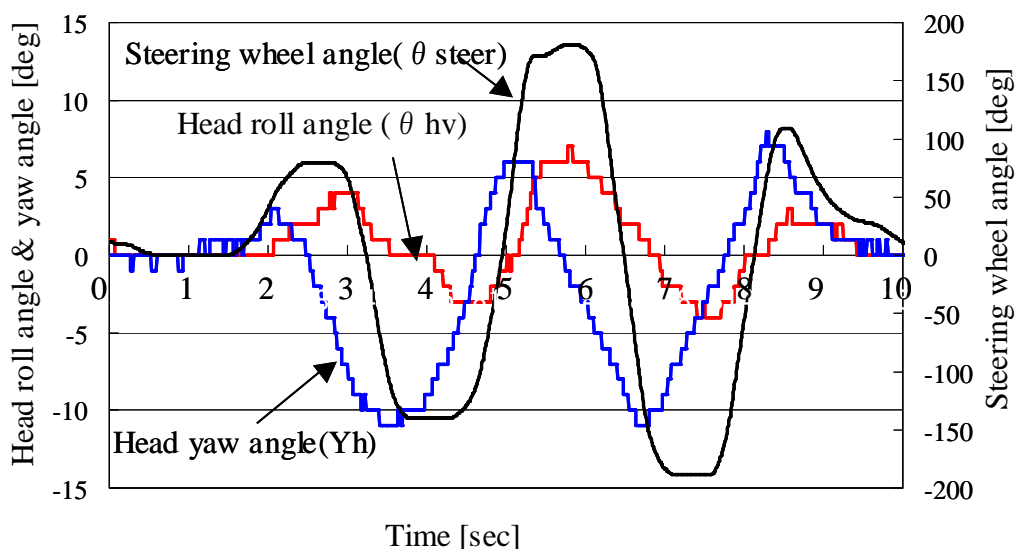


図 6-6. 舵角-頭部ヨー角-頭部ロール補正角の関係 (目標ロール角 1deg)

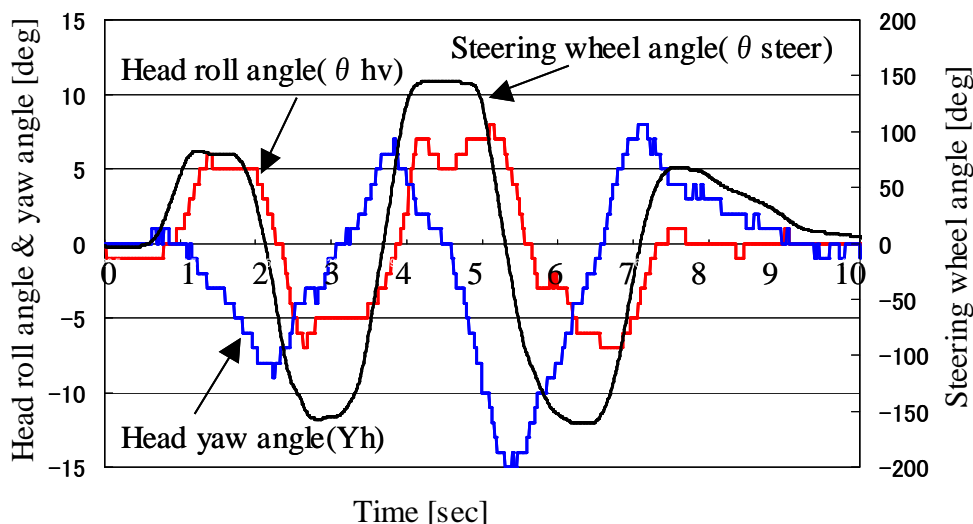


図 6-7. 舵角-頭部ヨー角-頭部ロール補正角の関係(目標ロール角 4deg)

③舵角(θ_{steer})・頭部ヨー角(Y_h)・車両ヨー角(YAW)の関係

時系列波形を図 6-8 に示す。頭部ヨー角は発生順番が一番早く、舵角に対し、約 90 [deg] 位相を進めている。そして車両のヨー角に対して、逆位相であり、車両のヨー角を頭部ヨー角で打ち消し、パイロンの並んでいる方向に顔を向けるようにして走行している。

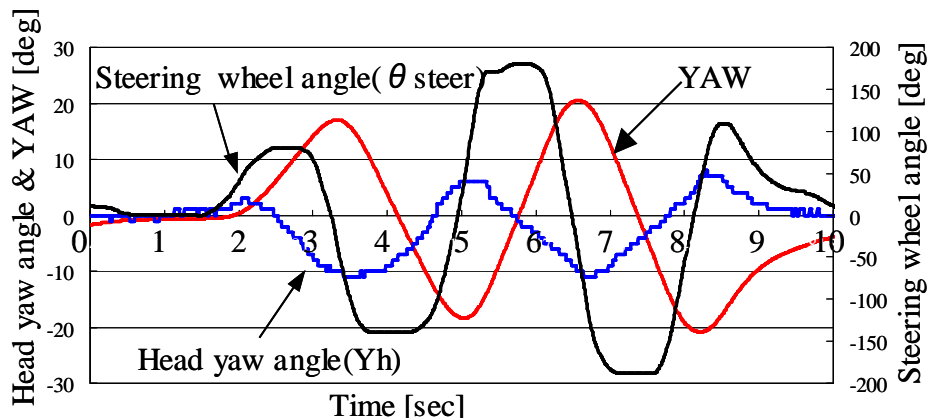


図 6-8. 舵角-頭部ヨー角-車両ヨー角の関係(目標ロール角 1deg)

2) 車両の目標ロール角 1[deg]仕様と 4[deg]仕様の挙動差

車両のロール角に対しての頭部の補正行動について解析する。

①車両ロール角(θ_v)と頭部のロール補正角(θ_{hv})の関係

被験者 9 人各 2 回走行時の車両のロール角(θ_v)と頭部のロール補正角 (θ_{hv})の関係を 図 6-9 に示す(それぞれの角度は最大振幅値の平均値を示す)。図より頭部を補正する角度は車両のロール角より大きく、ロールを打消すだけでなく、地面に対し旋回内側に傾いている。

・ロール制御が無い(目標ロール角 4 [deg])場合は、制御を行う場合(目標ロール角 1 [deg])に比べ、頭部のロール補正角(θ_{hv})は大きくなり、これらの特性は被験者全員に共通して確認された。

・ロール制御有り(目標ロール角 1 [deg])は車両のロール角(θ_v)が少なくなると共に、頭部のロール補正角(θ_{hv})も低減することが分る。更に、被験者間のばらつきも制御を行った場合の方が小さくなる事が分った。

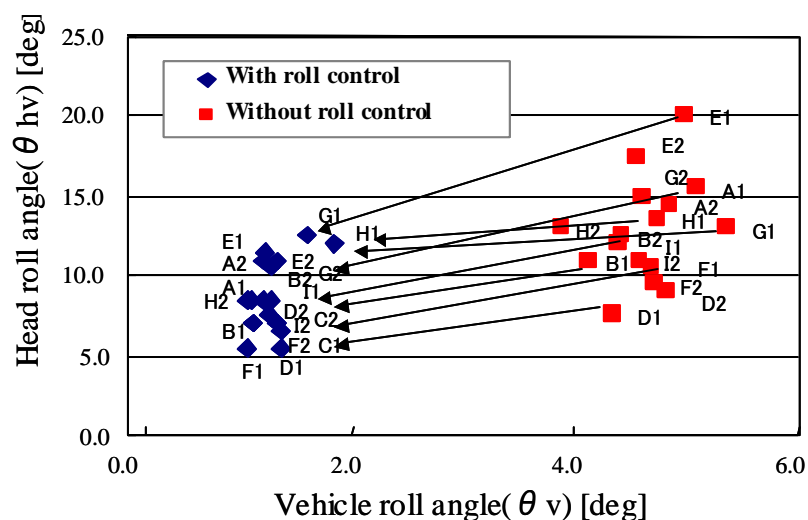


図 6-9. 車両のロール角 (θ_v) と頭部のロール補正角 (θ_{hv})

②車両のロール角速度 ($\Delta\theta_v$) と頭部のロール補正角速度 ($\Delta\theta_{hv}$) の関係

視覚の認識と弁別はその速度の大きさに関係する⁽⁹⁾ため、車両のロール角速度 ($\Delta\theta_v$) と頭部ロール補正角速度 ($\Delta\theta_{hv}$) の関係を調査した結果を図 6-10 に示す(それぞれの速度は中立位置の勾配から導出)。両者は強い相関関係がある事が分った。制御が無い(目標ロール角 4[deg])場合は頭部のロール補正速度が大きく、ばらつきも大きい。頭部の補正行動がある事で視覚刺激・動揺刺激が変わり、ロール時のフィーリング評価は頭部のロール補正角速度を含めて考察する必要がある。

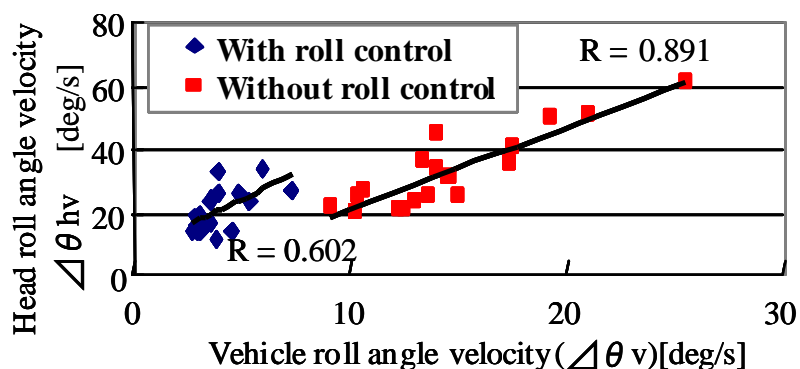


図 6-10. 車両のロール角速度 ($\Delta\theta_v$) と頭部のロール補正角速度 ($\Delta\theta_{hv}$) の関係

実車で起きている補正行動に影響する条件を整理し表 6-2 に示す。中の○印は実車の影響する条件とシミュレータで再現できる条件を示す。

表 6-2 実車と HDRS の試験条件

	Visual stimuli		Motion stimuli	External force	Operation
	Roll	Yaw	Roll	G (lateral)	Handling
Vehicle	○	○	○	○	○
Simulator (HDRS)	○	○	○	×	○
Test ① (HDRS)			○	×	
Test ② (HDRS)	○(Focus on a fixed point)		○	×	○
Test ③ (HDRS)	○	○(With a video of slalom driving)	○	×	○

実車評価でのドライバの頭部の補正行動は

- ・ 視覚刺激（ロール方向とヨー方向）
- ・ 動揺刺激（ロール方向とヨー方向）
- ・ 直接外力（慣性力と操舵反力）
- ・ 操作入力（ハンドルの操作）

が影響する。そこでそれぞれを区別し入力できるロール方向加振シミュレータ（後述 6.3.2 節）（Harmonic Drive Rolling Simulator: これ以降 HDRS と略す）を製作し、この HDRS で表 1 に示すテスト①, ②, ③でそれぞれの評価組み合わせを区別し、確認評価を実施した。尚、ヨー方向の動揺刺激は村岸ら⁽⁹⁾論文からヨーの動揺刺激はロールの 1/4 であるので今回は取り扱わない事とした。

6.3 HDRS でのドライバの挙動解析

6.3.1 実験条件

実車実験の車速 40km/h, パイロン間隔 15m のスラローム走行を模擬し、加振条件は周波数 0.33Hz, 車両のロール角は±1[deg], ±4[deg]。

表 6-2 記載のテスト①, ②, ③のテスト条件を以下に示す。

テスト① 動揺刺激のみで視覚刺激の無い場合：

視覚刺激を無くすため、アイマスクを着用して行った。また、ハンドル操作による影響をなくすため、手はひざの上においた状態で実施した。

テスト② 動揺刺激, ハンドル操作有, ロール角の視覚刺激有りの場合：

被験者は視点の位置が被験者間で統一できる注視点を設け、その一点を注視した状態で、尚且つ周囲が見え、ロール角を認識できる条件とした。また、HDRS のロール運動に合わせてハンドル操作を行うように指示した。

テスト③ 動揺刺激，ハンドル操作，コース映像の視覚刺激有りの場合：

提示映像には実車のスラローム走行を車内から撮影した映像を使用した。被験者に対しては映像中に出てくるパイロンをよけるつもりでハンドル操作を行うように指示した。

被験者数はいずれの実験も9名であり、各加振条件で3回ずつ実施した。被験者を表6-3に示す。

表 6-3 HDRS 試乗メンバー構成（'07年テスト）

被験者	普段の移動手段	年齢 (歳)	性別	身長 (cm)	体重 (kg)	自動車	めがね等
						運転頻度 (回/日)	
uA	車	23	男性	172.5	73	毎日約80分	コンタクト 1.0 1.0
uB	車と自転車	22	男性	165	68	週に4回、1回につき約1時間半	視力:メガネ 1.0 1.3
uC	車と自転車	21	男性	165	50	週に4回 1回につき約1時間半	視力:メガネ 1.0 1.3
uD	原付とバイク	22	男性	170	51	車の運転:週に数回	視力:メガネ 1.5 1.0
uE	自転車	21	男性	171	57	車の運転:年に数回	視力:コンタクト 1.0 1.0
uF	自転車	22	男性	165	62.5	車の運転:月に一度	視力:裸眼 0.8 0.8
uG	車	25	男性	173	83	車の運転:毎日2時間	視力:メガネ 1.5 1.5
uH	電車, 自転車	24	男性	169	61	車の運転:月2回	視力:コンタクト 1.0 1.0
uI	原付	24	男性	181	68	車の運転:年に20回	視力:メガネ 1.0 1.0
uK	自転車	23	男性	164	60	月1回	視力:コンタクト 1.2 1.2
平均		22.7		169.6	63.4		

6.3.2 実験装置

車両の操舵及びロールに伴う頭部のロール補正動作の要因と考えられる、ドライバへの視覚刺激（ロール角とヨー（走行コース））、動揺刺激（車両のロール角）、横加速度、ハンドル操作がある。横加速度を除いて、各々の影響について検討できるHDRSを使用して評価実験を行った。HDRS装置のレイアウトを図6-11に示す。

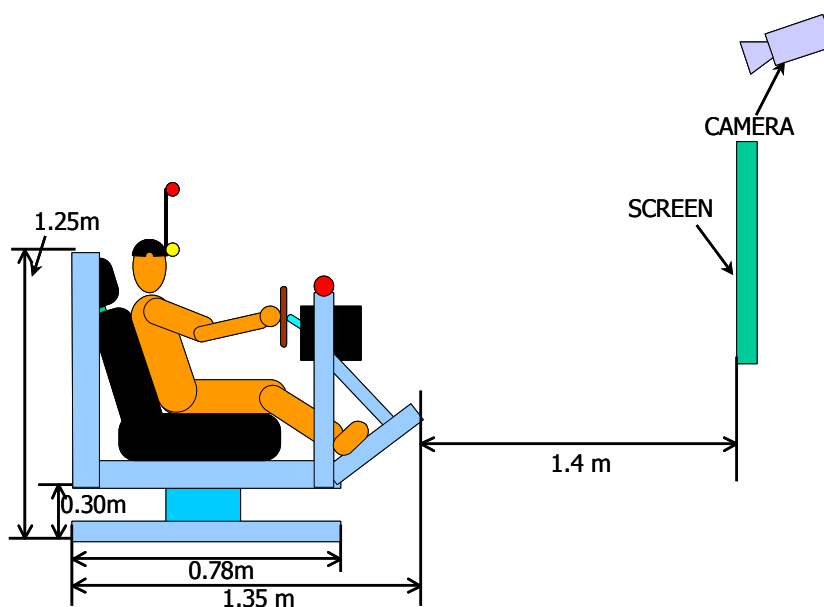


図 6-11. ロール方向加振シミュレータ（HDRS）

頭部と HDRS の動き量の測定にはモーションキャプチャ Quick Mag G2640-4C-2C（株式会社応用計測研究所）と被験者を前面から撮影するビデオカメラにより検証を行った。HDRS 実機及び実験風景を図 6-12 に示す。なお、視覚刺激を与えるためのスクリーンは HDRS の前端から 1.4m 前方（ドライバ視点から平均 2.1m）に設置し、注視点（図 6-13）及び実車走行映像（図 6-14）もこのスクリーンに設置した。この HDRS のロール回転中心は車両のフロントサスペンション及びリヤ-サスペンションの瞬間中心ロールセンターからドライバ席の前後方向位置でのロールセンターを求めた値を使用した。その位置にアクティブスタビライザサスペンションで使用した発生トルク 665[Nm]のフロントアクチュエータを搭載した。作動応答性は 3Hz を確保した。スラローム旋回の周波数 0.33Hz から、十分に検証可能な装置となっている。

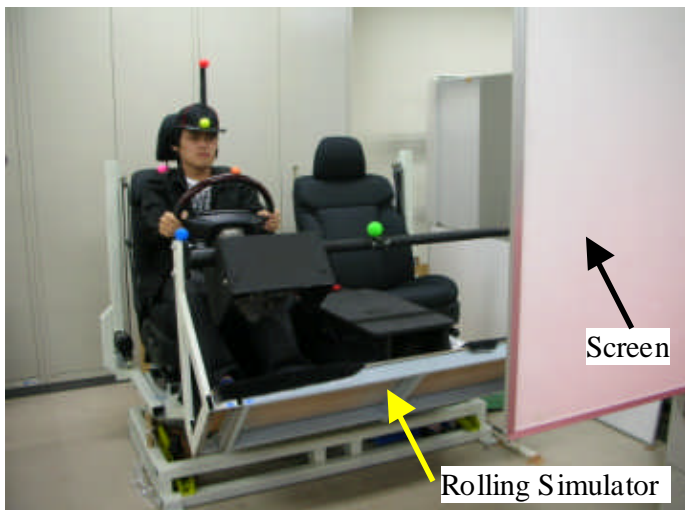


図 6-12. HDRS 実機及び実験風景



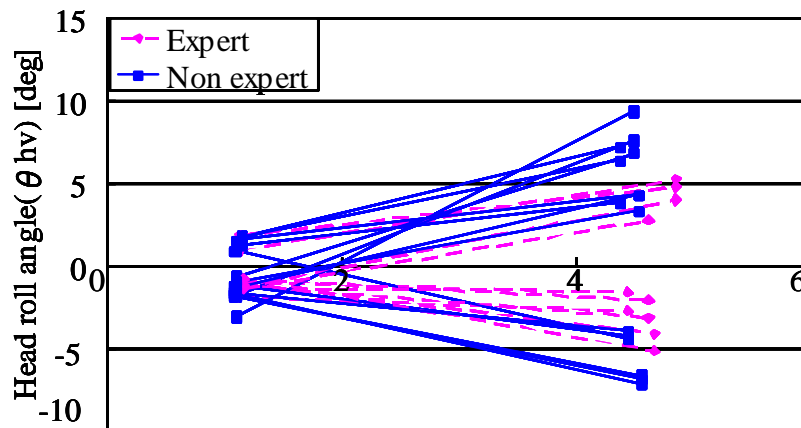
図 6-13. 視覚刺激条件 注視点の位置



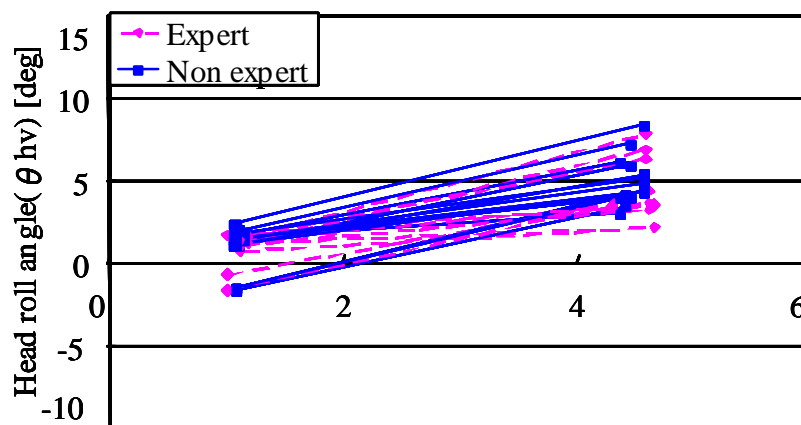
図 6-14. 視覚刺激条件 走行コース

6.3.3 実験結果

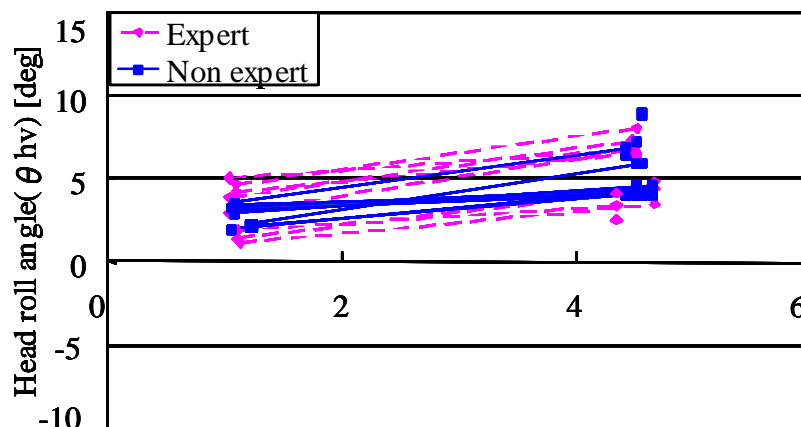
テスト① 動揺刺激のみで視覚刺激の無い場合：実車と同じように頭部を逆ロール方向に補正行動する割合は(全試験 27 回中), $\pm 1[\text{deg}]$ 加振で 7 回(26%), $\pm 4[\text{deg}]$ 加振で 13 回(48%)であり、身体が揺れているだけと思われる。 図 6-15(a)に示す。



Vehicle roll angle(θv) [deg]
(a) Result test ①



Vehicle roll angle(θv) [deg]
(b) Result test ②



Vehicle roll angle(θv) [deg]
(c) Result test ③

図 6-15. ドライバ頭部挙動 HDRS テスト①, テスト②, テスト③

テスト② 動揺刺激，ハンドル操作有，視覚刺激は注視点：頭部を逆ロール方向に補正行動する割合は、 $\pm 1[\text{deg}]$ 加振で 22 回(81 %)。 $\pm 4[\text{deg}]$ 加振では 27 回(100 %)であり、HDRS と同方向に頭部を傾斜させる被験者はいなかった。この結果を図 6-15(b)に示す。

テスト③ 動揺刺激，ハンドル操作，コースの視覚刺激有：頭部を逆ロール方向に補正行動する割合は、 $\pm 1[\text{deg}]$ 加振で 20 回(74 %)。 $\pm 4[\text{deg}]$ 加振では 100 %であり、HDRS と同方向に頭部を傾斜させる被験者はいなかった。この結果を図 6-15(c)に示す。

テスト③の結果では $1[\text{deg}]$ 加振の 5 名中 3 名は 3 回の測定中 1 回、残り 2 名は 3 回中 2 回について HDRS と同方向に頭部傾斜を行い、テスト①のように 3 回全て同方向に傾斜させている被験者は見られなかったため、逆ロール方向にロール補正行動を行っている結果のみを示す。

視覚刺激を加えたテスト②とテスト③実験で、視界の変化が小さい $\pm 1[\text{deg}]$ 加振では逆ロール方向にロール補正行動を行わない場合があるのに対し、視界の変化が大きい $\pm 4[\text{deg}]$ 加振では全ての被験者が逆ロール方向にロール補正行動している。また、ロール角が小さくても実車では全ての被験者が逆ロール方向にロール補正行動を行っている。これより、補正に繋がる条件には視覚刺激だけでなく横加速度も必要であると考えられる。HDRS での 3 条件の実験と実車実験の結果について、各々の平均値による比較を行い図 6-16 に示す。

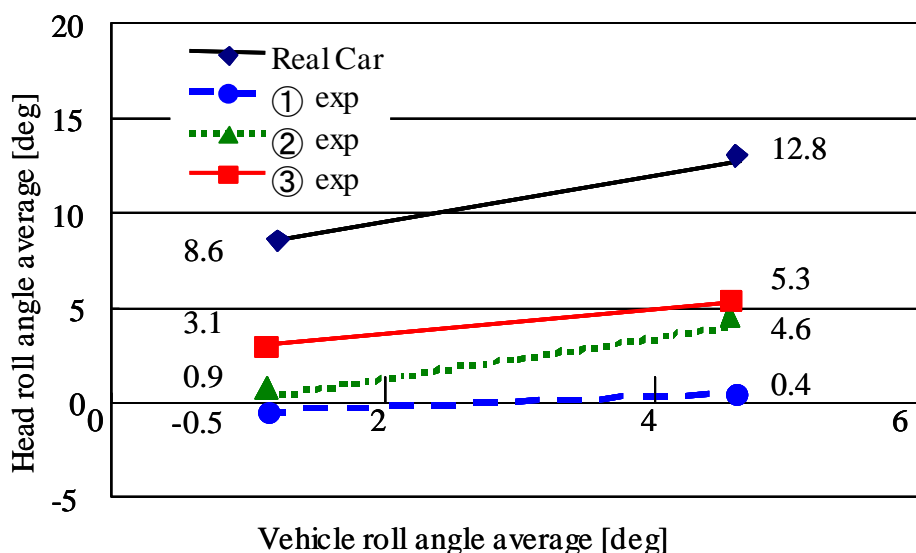


図 6-16. 実車と HDRS テストのドライバ頭部挙動比較

この結果から、映像の有無にかかわらず HDRS での頭部補正角は実車の結果に対して小さくなる傾向が見られた。実車との差分は HDRS で実現できていない条件である、旋回横加速度の影響と思われる。ここで、予想される横加速度の影響と各テスト条件で実車結果の逆ロール方向に補正行動を再現する効果率(実車の頭部ロール補正角に対する割合)を表 6-4 に示す。

表 6-4 HDRS 結果の実車頭部ロール補正角に対する割合

Effective rate	With roll control (1 deg roll)	Without roll control (4 deg roll)
Except test ③ (Influence of lateral acceleration)	64.5 %	58.3 %
③ Visual sensation of the roll motion & the running course	35.5 %	41.6 %
① Only roll movement	-6.1 %	3.3 %

6.4 ドライバの頭部挙動の考察

HDRS のベンチ評価結果からドライバの頭部ロール補正角と横加速度の関係を調査した。ドライバの頭部ロール補正角速度 ($\Delta\theta_{hv}$) と横加速度のジャーク (ΔGL) との関係を図 6-17 に示す。

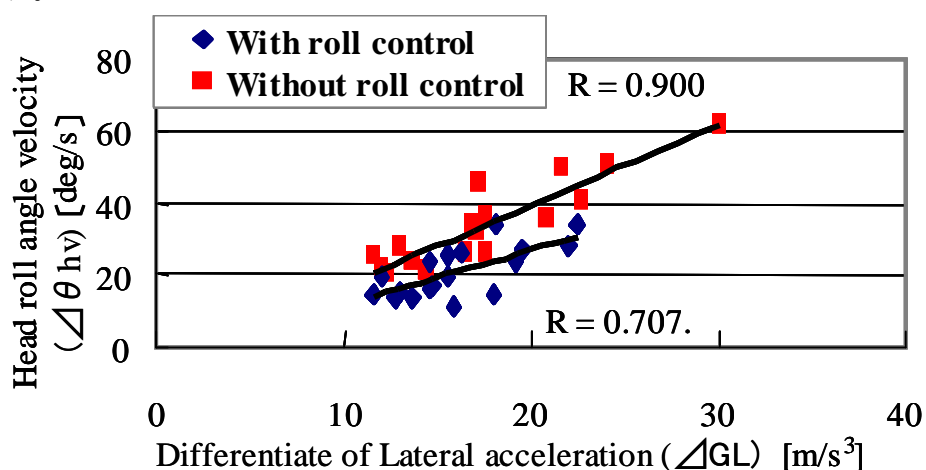


図 6-17. 頭部ロール補正角速度 ($\Delta\theta_{hv}$) と横加速度のジャーク (ΔGL) との関係

上図のロール角が大きい制御無し (目標ロール角 4[deg]) は相関係数が $R=0.900$ になり極めて強い相関関係を示した。一方、ロール角の小さい制御有り (目標ロール角 1[deg]) は $R=0.707$ 有り、強い相関関係を示した。それぞれの相関関係をまとめると

- ・ ドライバの頭部ロール補正角速度 ($\Delta\theta_{hv}$) と車両のロール角速度 ($\Delta\theta_v$) の相関係数は 0.602~0.891。
- ・ ドライバの頭部ロール補正角速度 ($\Delta\theta_{hv}$) と横加速度のジャーク (ΔGL) の相関係数は 0.707~0.900。

この結果より HDRS の検証結果を実車データで裏付ける事ができた。

6.5 車両のロール角の大きさと車両運動，運転操作系への影響

6.5.1 頭部ヨー角の転向点と舵角の転向点

頭部ヨー角，舵角，頭部ロール補正角の時系列データを図 6-18 に示す。パイロンを目指して頭をヨー方向に回転させ、パイロンの通過点から各自の遅れで舵角を操作する。この場合の目標物を見つけて、操作行動を起こす迄の時間差は、各自が固有に持っている遅れ ($td2, td3, td4$) であり、例えばドライバと車両の挙動の変化に応じて、その遅れは反映されると想定される。

次に、頭のヨー角の変化点（頂点）と舵角の変化点（頂点）の各自の時間差（これ以降，操舵ディレイと言う）を調査した。各人の操舵ディレイ $td2, td3, td4$ の平均値を図 6-19 に示す（被験者 2 回のデータ）また、各人の目標ロール角 $4[\text{deg}]$ の操舵ディレイと目標ロール角 $1[\text{deg}]$ の操舵ディレイの差（試験回数毎の差）を図 6-20 に示す。

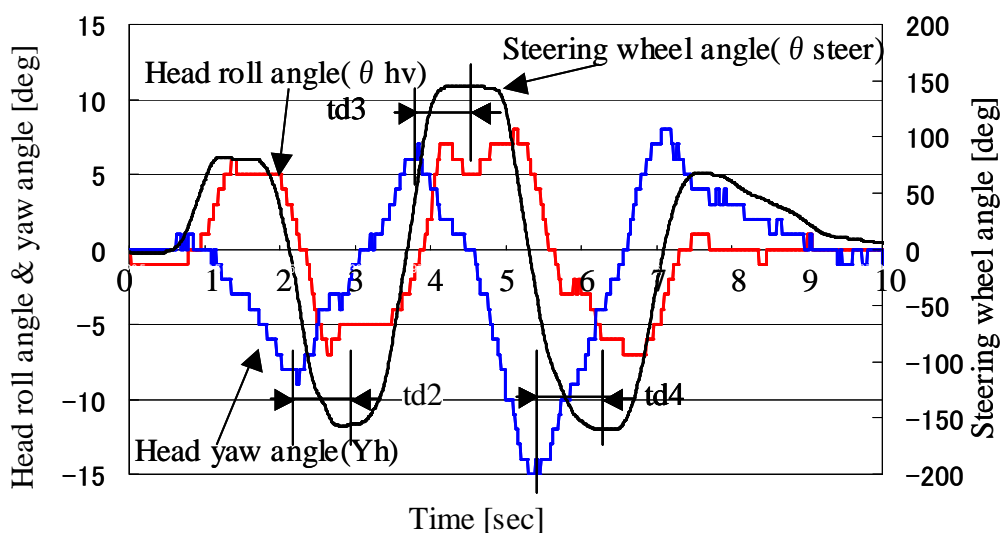


図 6-18. 頭部ヨー角，舵角，頭部ロール角の時系列データ（目標ロール角 4deg ）

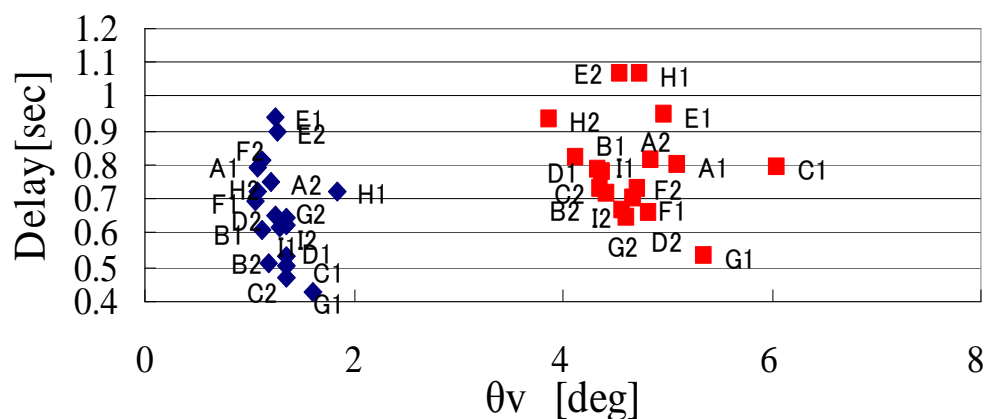


図 6-19. 各人の操舵ディレイ $td2, td3, td4$ の平均値

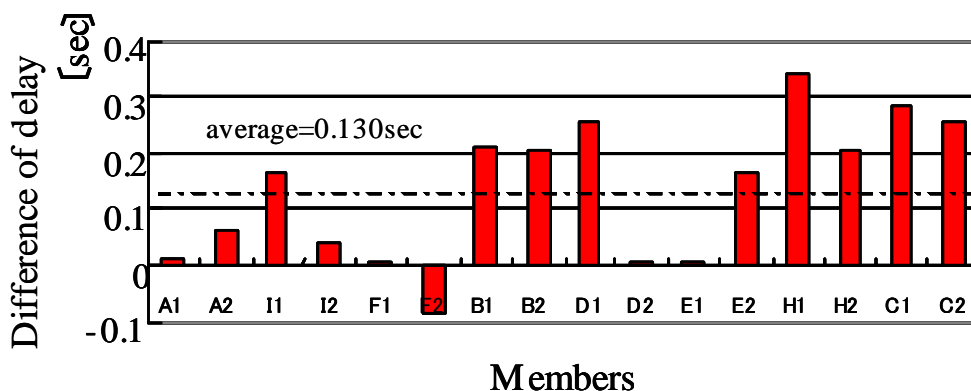


図 6-20. 目標ロール角 4[deg]と 1[deg]の操舵ディレイ差

ロール角による操舵ディレイの大きさは

- ・ 目標ロール 1[deg]の操舵ディレイの平均値は $td. ave=0.66sec$ 。
- ・ 目標ロール 4[deg]の操舵ディレイの平均値は $td. ave=0.79sec$ 。

ロールが大きいと頭のヨーの転向から操舵転向するまでの操舵ディレイは平均 130ms 大きくなる事が分った。

6.5.2 頭部のロール補正角速度と操舵ディレイとの関係

図 6-21 に初級者を除いた 6 名の頭部のロール補正角速度と操舵ディレイとの相関関係を調べた結果を示す。無相関検定の有意確立 p 値=2.3%で、相関係数 $R=0.463$ と中位の相関関係を示した。運転経験がある被験者は直接的で無いが頭部のロール補正角速度は操舵ディレイに関係している事を示した。

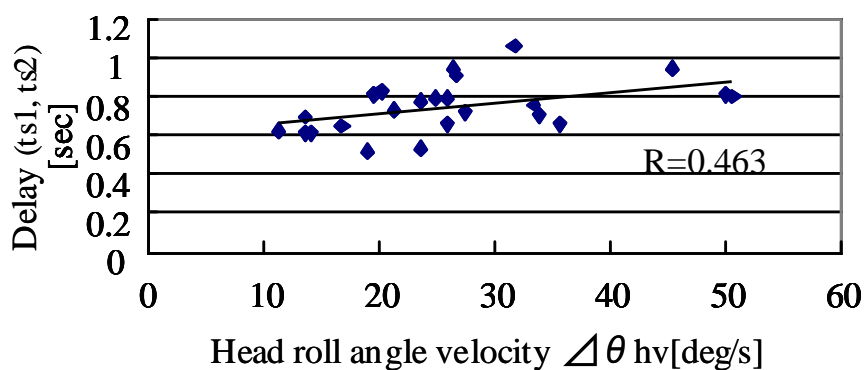


図 6-21. 頭部のロール補正角速度と操舵ディレイとの関係

6.6 まとめ

この章の位置付けは第2章のロール目標値に対する妥当性を検証する事である。その結果、旋回ロール時のドライバの挙動を実車とHDRSにて解析した結果から「アクティブサスペンションのロール角が小さい方が良い」という評価結果⁽⁷⁾について、ロールが小さいと頭部のロール補正角速度が小さくなり、フィーリングに影響する、視覚刺激と動揺刺激が小さくなる事から説明できる事が分った。

また、車両のロールによりドライバが補正する頭部ロール補正角速度と車両のロール角速度、車両に働く横加速度のジャーク値との相関関係及び操舵行動への影響として、操舵ディレイとの相関関係を明確にする事ができた。

検討の結果を以下にまとめる。

【ドライバの乗り心地に影響する頭部挙動に関するまとめ】

- 1) ドライバの頭部のロール補正角及びロール補正角速度はロールが小さいと小さく、また、ばらつきも小さくなる。従って、第2章のロール角目標値 $1\text{deg(at } 5\text{m/s}^2)$ は妥当である。頭部のロール補正角速度は車両のロール角速度と横加速度の変化量に強い相関関係を持つ事が分った。この事から、第2章のロール制御の目標値に新たに車両のロール角速度の目標値を設定する事ができた。(詳細は前述第2.5節による。)

次に、

【ドライバの操作行動に関するまとめ】

- 2) ドライバが頭部のヨー方向を転向してから操舵を転向するまでの時間差である、操舵ディレイは平均 $0.7\text{sec} \sim 0.8\text{sec}$ 遅れ、ロールが大きくなる(目標ロール角が $1 \rightarrow 4[\text{deg}]$) と平均 130ms 伸びる。
- 3) 頭部のロール補正角速度は操舵ディレイとの相関関係がある事が認められた⁽²⁾⁽³⁾。

尚、

【今後について】

過去から最近の論文⁽¹⁴⁾⁻⁽²⁸⁾において、人間の感受特性, 行動解析, 応答性等の解析と車両の運動性能との関連付けの報告が多くされている。今回のドライバ頭部挙動の解析と操舵応答性との調査解析は緒に就いた所であり、更に研究を行っていく必要がある。

特に、頭部のロール方向及びヨー方向の補正行動と人間の操作系への遅れを検証し、ドライバの動的モデル化, および車両姿勢制御, 乗り心地制御の設計最適化へと繋げていく事が必要である。

6.7 参考文献

- (1) 高橋経範, 土居俊一, 武馬修一, 車両の操舵に伴うロール発生時のドライバ姿勢に関する検討, 日本機械学会中国四国支部総会講演論文集, No. 085-1(08/03), 1312, pp. 493-494
- (2) 武馬修一, 梶野英紀, 趙在成, 高橋経範, 土居俊一, 旋回ロール時のドライバ挙動の解析と考察, 自動車技術会春季学術講演会 前刷集 No. 2-08, 20085313, 2008. 5, pp. 7-12
- (3) Shuuichi Buma, Hidenori Kajino, Jae-Sung Cho, Tsunenori Takahashi, Shun'ichi Doi, Analysis and Consideration of the Driver Motion according to the Rolling by Slalom Running, Review of Automotive Engineering (2009.1), Vol.30, No.1, pp.69-76
- (4) Shuuichi Buma, Hidenori Kajino, Tsunenori Takahashi, Sun'ichi Doi, Consideration of a human dynamic characteristic and performance evaluation of an Electric Active Suspension, Proceedings of the 2008 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, ISBN: 978-1-4244-2495-5, p1030-1036
- (5) 高橋経範, 土居俊一, 武馬修一, スラローム走行時のドライバの操作行動解析, 日本機械学会第17回交通・物流部門大会 講演論文集, No. 08-68(2008. 12), pp. 293-296
- (6) 武馬修一, 梶野英紀, 趙在成, 高橋経範, 土居俊一, 旋回ロール時のドライバ挙動の解析と考察, 自動車技術会論文集, Vol. 40, No. 2, March, 2009, pp. -
- (7) 武馬修一, 佐藤宏毅, 米川隆, 大沼敏男, 服部勝彦, 杉原正己, アクティブコントロールサスペンションの解析と開発, 日本機械学会論文集 (C編), Vol. 57, No. 534, pp. 257-P263 (1991)
- (8) 武馬修一, 浦馬場真吾, 鈴木聡, 大熊靖大, 趙在成, 吹野崇志: 電動アクティブスタビライザサスペンションシステム, 自動車技術, Vol. 60, 2006/7, pp. 32-37
- (9) 村岸祐治, 福井勝彦, 浅賀泰男, 小野英一, 山本泰, 勝山悦生, 酒井英樹: 視覚・動揺感受性に基づく操舵過渡応答性能の向上 (第1報), 自動車技術会春季学術講演会前刷集 No. 10-06, 20065026, 2006年5月, pp. 1-4
- (10) 山本泰, 酒井英樹, 大木幹志, 福井勝彦, 安田栄一, 菅原朋子, 小野英一: 視覚・動揺感受性に基づく操舵過渡応答性能の向上 (第2報), 自動車技術会春季学術講演会前刷集 No. 10-06, 20065026, 2006年5月, pp. 5-9
- (11) D.C.Zikovitz, L.R.Harris, Head tilt during driving, Ergonomics, Vol.42, No. 5, pp.740-746, 1 May 1999
- (12) 牧田光弘, 上松裕之: 車体運動とドライバ頭部挙動の関係についての研究, 日産技報, No. 55(2004-8), pp. 43-47
- (13) 武馬修一, 趙在成, 神田亮, 梶野英紀, 土田久輔, 十津憲司, 大谷佳史, 電動アクティブサスペンションアクチュエータの開発, 自動車技術会論文集 2008. 9, Vol. 39, No. 5, pp. 13-18

- (14) J.J.Wood, J.D.L Leatherwood, A New Ride Quality Meter, SAE Paper 850981 (1985), pp.177-183
- (15) Y.Kozawa, G.Sugimoto, Y.Suzuki, A New Ride Comfort Meter SAE 860430 (1986), pp.1-8
- (16) M.J.Griffin, Evaluation of Vibration with Respect to Human Responses, SAE Paper 860047 (1986)
- (17) M.F.Land, D.N.Lee, Where we look when we steer, *NATURE*・Vol.369・30, JUNE 1994, pp.742-744
- (18) 土居俊一, ヒューマンダイナミクスを考慮した車両評価, *豊田中央研究所 R&D レビュー*, Vol. 30, No. 3 (1995. 9), pp. 3-15
- (19) 安田栄一, 土居俊一, 久代育生, 複合振動における人の振動感受特性解析, *自動車技術会論文集*, 2000・10, Vol. 31, No. 4, pp. 49-54
- (20) 土居俊一, ドライバ行動分析と予防安全技術の将来, *自動車技術会春季学術講演会前刷集* (2006/5), No. 38-06, 20065320, pp. 1-6
- (21) 古平貴大, 山本泰, 酒井英樹, 村岸裕治, 福井勝彦, 小野英一, 視覚・動揺感受性に基づく操舵過渡応答性能の向上, *自動車技術会秋季学術講演会前刷集* (2006/9), 20065692
- (22) 蔵田祥典, 上地徳昌, 和田隆広, 土居俊一, ドライバの動揺知覚特性と運転行動に関する研究-横風受風時を想定した動揺知覚-操舵特性の評価-, *日本機械学会交通物流部門大会講演論文集* (2006/12), No. 06-52, pp. 321-325
- (23) 上地徳昌, 丸尾知之, 和田隆広, 土居俊一, 乗員の動揺知覚特性に基づく車酔いのモデル化に関する研究, *自動車技術会春季学術講演会前刷集* (2007/5), No. 59-07, 20075307, pp. 13-18
- (24) 竹原昭一郎, 金保忠正, 須田義大, 車内の快適性評価に関する研究, *自動車技術会春季学術講演会前刷集* (2007/5), No. 59-07, 20075231, pp. 7-12
- (25) 寺澤武, 狩谷悠史, 工藤新也, 小山哉, 藤岡健彦, ドライバ特性を考慮した車線維持支援システムの開発と評価, *自動車技術会春季学術講演会前刷集* (2007/5), No. 4-07, 20075260, pp. 9-12
- (26) 藤岡健彦, 前方注視ドライバ・平面二輪自動車系の安定性に関する理論的研究, *自動車技術会春季学術講演会前刷集* (2007/5), No. 11-07, 20075092, pp. 29-34
- (27) 山門誠, 安部正人, 加加速度情報を用いたドライバの制御動作と車両運動の解釈の評価-車両の前後, 横複合制御と実現される車両運動に関する研究-, *自動車技術会春季学術講演会前刷集* (2007/5), No. 11-07, 20075258, pp. 13-18
- (28) 立和名慎一, 松岡耕平, 和田隆広, 土居俊一, 操舵時の運転姿勢が認知へ及ぼす影響, *自動車技術会秋季学術講演会前刷集* (2007/10), 20075944

第7章 結言

本章では、本研究のまとめを行うとともに、今後の研究課題について述べる。

7.1 本論文の要約

本研究は自動車の懸架系要素、いわゆるサスペンションシステムを対象としており、特にその性能を格段に向上するための最適制御系の設計とシステムを構成する要素技術開発に関連している。

一般に自動車のサスペンション仕様を硬くするとハンドル操作に対する応答性が向上し、また制動時や操舵操作時の車両姿勢は安定する。一方、路面が荒れていると路面入力による振動が車体に伝わり易く、乗員の乗り心地性能は損なわれる。このように、乗り心地性能と操縦性・安定性性能は相反した性能であり、従来のばねとアブソーバで構成するコンベンショナルのサスペンションでは両立する性能に限界がある。

一方、この両性能を向上する手段として、走行条件、運転動作や車両状態量条件に応じて、サスペンション仕様を可変に制御するセミアクティブシステムとアクティブシステムがある。

以上の背景をもとに、本研究には次の2つの命題がある。

- ① 乗り心地性能と操縦性・安定性性能の両立が図れる、アクティブサスペンションシステムを対象に、課題である消費エネルギーの低減を含めた新しい設計手法を提案しその有効性を確認することで、自動車の振動乗り心地問題を考慮したシステム設計に応用できる設計法であることを示すとともに、実際の車載制御機器システムとしての要素設計技術を開発する。
- ② 乗り心地性能とともに重要な旋回時の姿勢安定性に関連して、旋回ロール時の官能評価から決めたロール目標値をドライバの人間-機械フィードバック系の操作環境である、旋回時の人間行動特性の実験的研究から考察し、その制御目標設計に関する妥当性を確認するとともに以上のような制御機器設計において人間-自動車系からの車載機器設計の方針を明確化する。

本学位論文は以下の7つの章から構成される。

第1章「緒言」は制御サスペンションの歴史、日米欧の技術開発推移からの研究の背景、研究目的および論文の構成を示した。

第2章「車両振動乗り心地における課題」では、車両振動の分類と人間の上下方向の感度特性および慣性入力時のロール方向の感度特性について、過去の知見と最近の研究報告内容を整理し、振動制御の目標値を明確にした。

第3章「サスペンションの力学モデルに関する基礎理論」では、サスペンションの振動抑

制モデルをパッシブサスペンションとアクティブサスペンションのモデル化を行いそれぞれのシミュレーション性能予測を実施し、振動制御による達成レベルを明確にした。また、車両の横方向モーメントのつりあいから、ロール制御に必要な反ロールモーメントを明確にした。

第4章「サスペンションシステムの車両適用に関する研究」では、現在までに製品化したセミアクティブサスペンションの代表例であるエアサスペンションと油空圧アクティブサスペンションのシステム性能を明確にし、車両適用を可能とした要素技術について述べ、さらに車輛としての性能評価についてまとめ、次のシステムへの性能仕様を提案した。

第5章「電動アクティブサスペンションの研究と開発」では、課題とする消費エネルギーを低減する2つのシステムを車両に適用した研究結果をまとめた。一つのシステムは「電動アクティブスタビライザサスペンションシステム」であり、もう一つは「電動アクティブサスペンションシステム」である。この二つのシステムについて、目標性能の提示からシステム設計の設計手法を提案し、その有効性を確認した。ここでは、それぞれのシステムについて新たな要素技術を提案し、制御仕様を決定した。すなわち、電動アクティブスタビはギヤ-の逆効率の利用を提案し、アクチュエータの必要トルクと消費電流を低減するロジックに結びつけた。そして、電動アクティブサスペンションシステムはアクチュエータの遅れを補償するフィードフォワードスカイフック制御とプレビュースカイフック制御を提案し、アクチュエータの能力が低くても性能を確保できることを検証した。

第6章「ロールの大きさによるドライバ挙動及び特性の研究」では、旋回時のロールフィーリングの要因をドライバの頭部挙動に着目して、実車評価とベンチ実験により検討した。すなわち、ロールの動きを再現し、視覚刺激および動揺刺激を選択的に組み合わせ検証ができるローリングシミュレータ HDRS により、実車の動きと HDRS の動きの違いから人間に付与される動揺刺激と視覚刺激を分別解析し、旋回時の横加速度含めたそれぞれの影響度を明確にした。

第7章「結言」では、本研究のまとめを行うとともに今後の研究課題について述べた。

すなわち、本学位論文の成果は以下のように集約される。

1) 自動車の振動乗り心地と操縦性・安定性を両立しかつこれらの運動特性と消費エネルギー両面を考慮したシステム設計法を構築し、下記2種類のアクティブシステムを提案しその有効性を示すとともに実際の車載制御機器システムとしての要素設計技術を開発した。

①電動アクティブスタビライザサスペンションシステム

②電動アクティブサスペンションシステム

2) ドライバの頭部挙動に着目したロール官能評価の要因解析に基づき、ロール姿勢角変

動を小さく制御すると頭部補正傾斜も少なくなり上記システムの制御目標値が人間-自動車系から適値であり、車載機器設計の方針として妥当性を検証することができた。

3) 人間-自動車系から目標性能を立案し、システム開発・要素設計に繋げる開発ステップを実証し提案することができた。

7.2 今後の研究課題

システム開発としては、画期的に回生効率を上げる為に、例えばプレビュー制御による入力と制御出力の同期化をはかり、制御ロスを少なくして回生量を増やすソフト開発が必要である。

要素設計としては、逆効率の良い電磁アブソーバ⁽⁹²⁾⁻⁽⁹⁴⁾システムのような、更なる省エネ化を進める技術開発がハードとソフト（駆動・回生）面の開発が必要である。

更に、人間特性の解析としては、ドライバの頭部挙動と操舵行動の遅れについての解析を行い。ドライバのモデル化を含めた乗り心地と操縦性・安定性の制御系の設計に生かす事が必要である。

ロール感の解析は逆ロール時のドライバの挙動と官能評価との解析を行い、正・逆ロールのロール感についてまとめる事が必要である。

本研究に関する主論文及び発表論文一覧

主論文

題 目	電動アクティブスタビライザサスペンションシステムの設計と開発
著 者 名	武馬修一, 大熊靖大, 種子田彰哉, 鈴木勝巳, 趙在成, 小林優
学 術 雑 誌 名	日本機械学会論文集 C 編 (第 74 巻, 748 号, p2827-2836)
発 行 年 月	平成 20 年 12 月
題 目	Application of CAE tools in the development of an Active Stabilizer Suspension System
著 者 名	Jae-Sung Cho, Shuuichi Buma, Shun'ichi Doi
学 術 雑 誌 名	Proceedings of the 2007 International Conference on Control, Automation and Systems ISBN: 978-89-950038-6-2, p91-95
発 行 年 月	平成 19 年 10 月
題 目	電動アクティブサスペンションアクチュエータの開発
著 者 名	武馬修一, 趙在成, 神田亮, 梶野英紀, 土田久輔, 十津憲司, 大谷佳史
学 術 雑 誌 名	自動車技術会論文集 (Vol. 39. No. 5, p13-18)
発 行 年 月	平成 20 年 9 月
題 目	Analysis and Consideration of the Driver Motion according to the Rolling by Slalom Running
著 者 名	Shuuichi Buma, Hidenori Kajino, Jae-Sung Cho, Tsunenori Takahashi, Shun'ichi Doi
学 術 雑 誌 名	Review of Automotive Engineering (Vol.30, No.1, 1.2009, p69-76)
発 行 年 月	平成 21 年 1 月
題 目	Consideration of a Human Dynamic Characteristic and Performance Evaluation of an Electric Active Suspension
著 者 名	Shuuichi Buma, Hidenori Kajino, Tsunenori Takahashi, Shun'ichi Doi
学 術 雑 誌 名	Proceedings of the 2008 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, ISBN: 978-1-4244-2495-5, p1030-1036
発 行 年 月	平成 20 年 7 月
題 目	旋回ロール時のドライバ挙動の解析と考察
著 者 名	武馬修一, 梶野英紀, 趙在成, 高橋経範, 土居俊一
学 術 雑 誌 名	自動車技術会論文集 (Vol. 40, No. 2, p -)
発 行 年 月	平成 21 年 3 月

発表論文一覧

エアサスペンションシステム

1. 伊藤正美, 松重誠一, 武馬修一, 大沼敏男, 鈴木高夫, ソアラ用トヨタ電子制御エアサスペンションの開発, *トヨタ技術*, Vol. 36, No. 1, 1986年12月, pp.10-20
2. MASANORI HIROSE, SEIICHI MATSUSHIGE, SHUICHI BUMA, KOHJI KAMIYA, Toyota Electronic Modulated Air Suspension System for the 1986 SOARER, *IEEE Transactions On Industrial Electronics*, Vol.35, No.2, May, 1988, pp.193-200

油空圧アクティブサスペンションシステム

3. 武馬修一, 佐藤宏毅, 米川隆, 大沼敏男, 服部勝彦, 杉原正己, アクティブコントロールサスペンションの解析と開発, *日本機械学会論文集 (C編) 57巻 534号 (1991年2月)* pp. 257-263
4. 武馬修一, 近藤浩, 佐藤国仁, 油谷敏男, トヨタアクティブコントロールサスペンションの開発, *トヨタ技術*, Vol. 40, No. 1, 平成2年5月, pp. 78-94
5. 米川隆, 大沼敏男, 森淑伯, 後藤武志, 武馬修一, アクティブコントロールサスペンションの車両運動性能, *自動車技術会論文集*, Vol. 22, No. 3, July 1991, pp. 63-69
6. Takashi YONEKAWA, Toshio OHNUMA, Yoshinori MORI, Takeshi GOTOH, Shuuichi BUMA, Effect of Active Control Suspension System on Vehicle Dynamics, April 1991 *JSAE Review* , Vol.12, No.2, pp.40-45
7. 杉原正己, 古川保, 長谷川, 後藤武志, 武馬修一, アクティブサスペンション用制御バルブの開発, *日本油空圧学会, 日本機械学会共催, 平成2年春季油空圧講演会*
8. 杉原正己, 古川保, 駒沢修, 岡出元宏, 横矢雄二, 武馬修一, アクティブサスペンション用制御バルブの開発-自動車用リニア圧力制御弁の開発, *自動車技術会 1990年度秋期学術講演会*
9. 服部勝彦, 武馬修一, 近藤浩, 杉原正己, 宮代, アクティブサスペンション用油圧供給系の数値解析(第2報:圧力脈動特性の予測と対策検討), *日本油空圧学会, 日本機械学会共催, 平成2年秋期油空圧講演会*
10. Okade Motohiro, Hasebe Takahisa, Fukuta Masahiro, Oonuma Toshio, Buma Shuuichi, Hattori Katsuhiko, Vibration Analysis of Control Valve for Active Suspension, *SAE-920272*, 1992.2, pp.49-55
11. Masami Sugihara, Tamotsu Furukawa, Osamu Komazawa, Motohiro Okade, Yuuji Yokoya, Shuuichi Buma, Development of Control Valves for Active Suspension Systems-Development of Linear Pressure Control Valve for Cars, *SAE908189* ,October 1990

電動アクティブスタビライザサスペンションシステム

12. 武馬修一, 浦馬場真吾, 鈴木聡, 大熊靖大, 趙在成, 吹野崇志, 電動アクティブスタビライザサスペンションシステム, *自動車技術* Vol. 60, No. 7, 2006, pp. 32-37
13. 浦馬場真吾, 杉本尚康, 武馬修一, 鈴木聡, 西原彰男, 種子田彰哉, 電動アクティブスタビライザサスペンションシステムの開発, *自動車技術会論文集* Vol. 38, No. 2, March 2007, pp. 195-200
14. 趙在成, 武馬修一, 浦馬場真吾, 大熊靖大, 浜田敏敬, 小林優, 電動アクティブスタビライザサスペンションシステムの CAE による解析と開発, *自動車技術会春季学術講演会前刷集* No. 11-6, 2006549, 2006 年 5 月, p. 5~9
15. 種子田彰哉, 鈴木勝巳, 吹野崇志, 武馬修一, 浦馬場真吾, 電動アクティブスタビライザアクチュエータの開発, *自動車技術会春季学術講演会前刷集* No. 11-6, 20065210, 2006 年 5 月, pp. 11-15
16. Satoshi Suzuki, Shuuichi Buma, Shingo Urababa, Akio Nishihara, Akiya Taneda, Development of Electric Active Stabilizer Suspension System, *SAE International*(2006/4), 2006-01-1537
17. Yuuki Ohta, Hiroaki Kato, Daisuke Yamada, Katsuhiko Sato, Takashi Fukino, Eitaku Nobuyama, Shuuichi Buma Development of an Electric Active Stabilizer System Based on Robust Design, *SAE International*(2006/4), 2006-01-0758
18. 大熊靖大, 杉本尚康, 武馬修一, 浦馬場真吾, 鈴木聡, 種子田彰哉, 神田亮, 電動アクティブスタビライザサスペンションシステム, *日本機械学会年次大会*, 7 号 (2006/9), pp. 107-108
19. 鈴木勝巳, 種子田彰哉, 吹野崇志, 武馬修一, 小林優, 電動アクティブスタビライザアクチュエータの開発, *日本機械学会年次大会*, 7 号 (2006/9), pp. 109-110
20. Daisuke Yamada, Yuuki Ohta, Hiroaki Kato, Daisuke Yamada, Katsuhiko Sato, Takashi Fukino, Eitaku Nobuyama, Shuuichi Buma, Development of an Electric Active Stabilizer System Based on Robust Design, *FIJITA 2006 World Automotive Congress* (2006/10), F2006V184
21. 武馬修一, 大熊靖大, 種子田彰哉, 鈴木勝巳, 趙在成, 小林優, 電動アクティブスタビライザサスペンションシステムの設計と開発, *日本機械学会論文集 C 編* (74 巻, 74 号), pp. 2827-2836)
22. Jae-Sung Cho, Shuuichi Buma, Shun'ichi Doi, The application of CAE tools in the development of an Active Stabilizer Suspension System, *ICCAS 2007*, 4406886, (2007/10), pp. 91-95
23. 趙在成, 武馬修一, 杉山和徹, 神田亮, 吉岡謙志朗, 矢萩孝志, 電動アクティブスタビライザサスペンションシステムのスカイフック乗り心地制御, *日本機械学会第 17 回交通・物流部門大会 講演論文集*, 2008 年 12 月, pp. 175-178

電動アクティブサスペンションシステム

24. 武馬修一, 趙在成, 神田亮, 梶野英紀, 土田久輔, 十津憲司, 大谷佳史, 電動アクティブサスペンションアクチュエータの開発, *自動車技術会論文集* 2008.9, Vol.39, No.5, pp.13-18
25. 武馬修一, 梶野英紀, 趙在成, 杉山和徹, 神田亮, 土居俊一, 電動アクティブサスペンションシステムの構築と性能評価, *日本機械学会第16回交通・物流部門大会講演論文集*, 2007.12, pp.163-166
26. 神田亮, 武馬修一, 趙在成, 杉山和徹, 吉岡謙志朗, 電動アクティブサスペンションによる乗り心地制御, *日本機械学会第16回交通・物流部門大会講演論文集*, 2007.12, pp.167-170
27. Hidenori Kajino, Shuuichi Buma, Jae-Sung Cho, Ryo Kanda, The Future Development and Analysis of an Electric Active Suspension System, *SAE 2008-01-0345* April 15,2008
28. Hidenori Kajino, Shuuichi Buma, Jae-Sung Cho, Ryo Kanda, ELECTRIC ACTIVE SUSPENSION SYSTEM DEVELOPMENT WITH DRIVER'S MOTION ANALYSIS, *FISITA F2008-03-012* Sept 15,2008

ロール時のドライバ特性

29. 高橋経範, 土居俊一, 武馬修一, 車両の操舵に伴うロール発生時のドライバ姿勢に関する検討, *日本機械学会中国四国支部総会講演論文集*, No.085-1(08/03), 1312, pp.493-494
30. 武馬修一, 梶野英紀, 趙在成, 高橋経範, 土居俊一, 旋回ロール時のドライバ挙動の解析と考察, *自動車技術会春季学術講演会前刷集* No.2-08, 20085313, 2008.5, pp.7-12
31. Shuuichi Buma, Hidenori Kajino, Jae-Sung Cho, Tsunenori Takahashi, Shun'ichi Doi, Analysis and Consideration of the Driver Motion according to the Rolling by Slalom Running, *Review of Automotive Engineering*, Vol.30, No.1, pp.69-76
32. 武馬修一, 梶野英紀, 趙在成, 高橋経範, 土居俊一, 旋回ロール時のドライバ挙動の解析と考察, *自動車技術会論文集*, Vol.40, No.2, March, 2009, pp. -
33. Shuuichi Buma, Hidenori Kajino, Tsunenori Takahashi, Sun'ichi Doi, Consideration of a human dynamic characteristic and performance evaluation of an Electric Active Suspension, *Proceedings of the 2008 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, ISBN: 978-1-4244-2495-5, p1030-1036
34. 高橋経範, 土居俊一, 武馬修一, スラローム走行時のドライバの操作行動解析, *日本機械学会第17回交通・物流部門大会講演論文集*, No.08-68(2008.12), pp.293-296

付録 A(第 5 章の付録)

1. アクティブスタビライザサスペンションの働き

アクティブスタビライザがロール姿勢を抑えるメカニズムを図 A-1 に示す。コンベンショナルサスペンションはロールをする事で、スタビライザバーがねじれてロールに対抗する力を発生させる。その力と横加速度により作用する外力が釣り合い、ロール角の大きさが決まる。それに対しアクティブスタビライザはモーターと減速ギヤで回転トルクを発生させ外力に対抗する力を発生させるのでロールを少なくする事ができる。

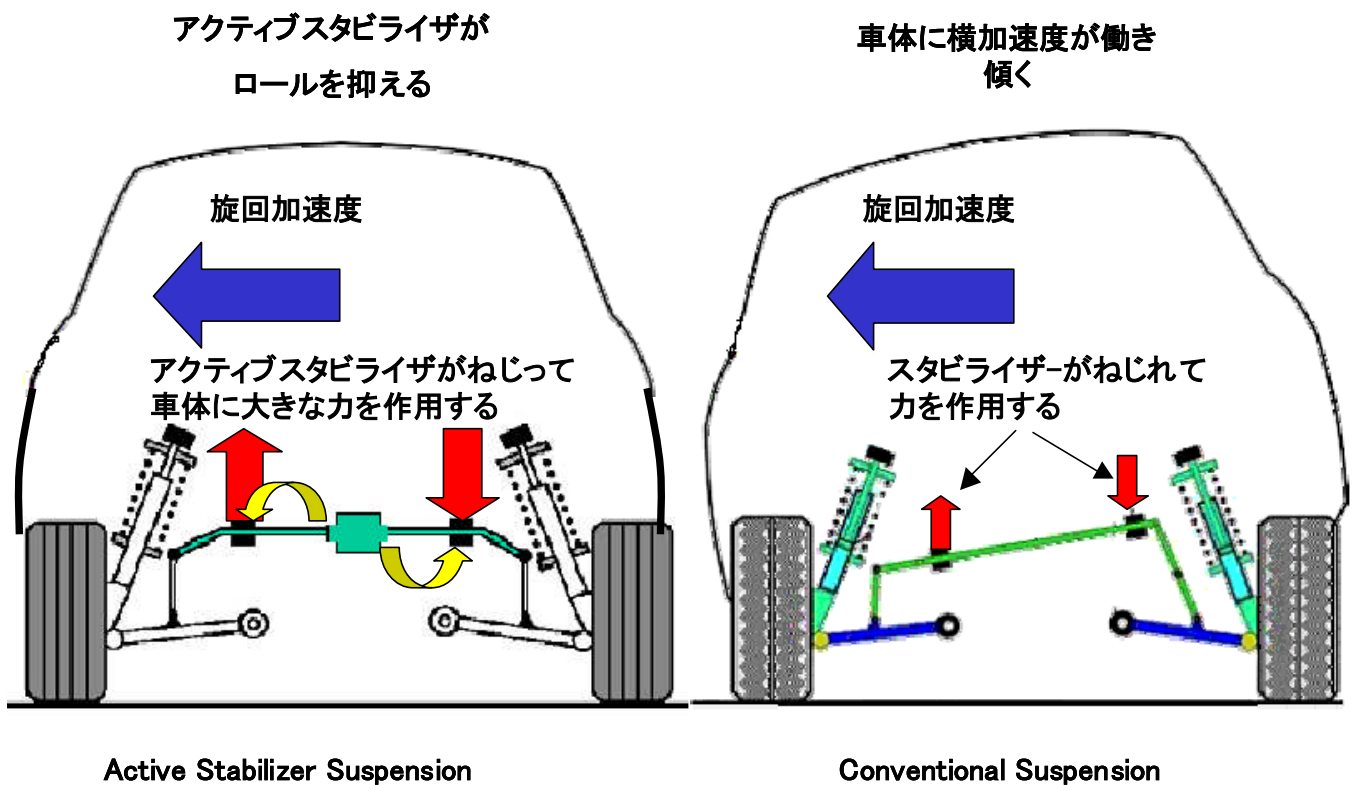


図 A-1. スタビライザの働き

2. アクティブスタビライザサスペンションのギヤの構成

ストレインウェーブギヤリング（ハーモニックギヤ）の構成について説明
 電動アクティブスタビライザサスペンション及び電動アクティブサスペンションに使用し
 ている減速機の構成を説明する。

ギヤは3つの構成に分かれており

- ・ アクチュエータのハウジング本体に固定しているサーキュラーギヤ（歯数=402）
- ・ サーキュラーの内歯とかみ合うフレキシブルギヤ（歯数=400）
- ・ フレキシブルギヤを回転させるウェーブギヤ楕円状で回転しフレキシブルギヤの歯をサーキュラーにかみ合わせる。

この歯数の違いでサーキュラーとフレキシブルギヤに回転差動がおき減速する。

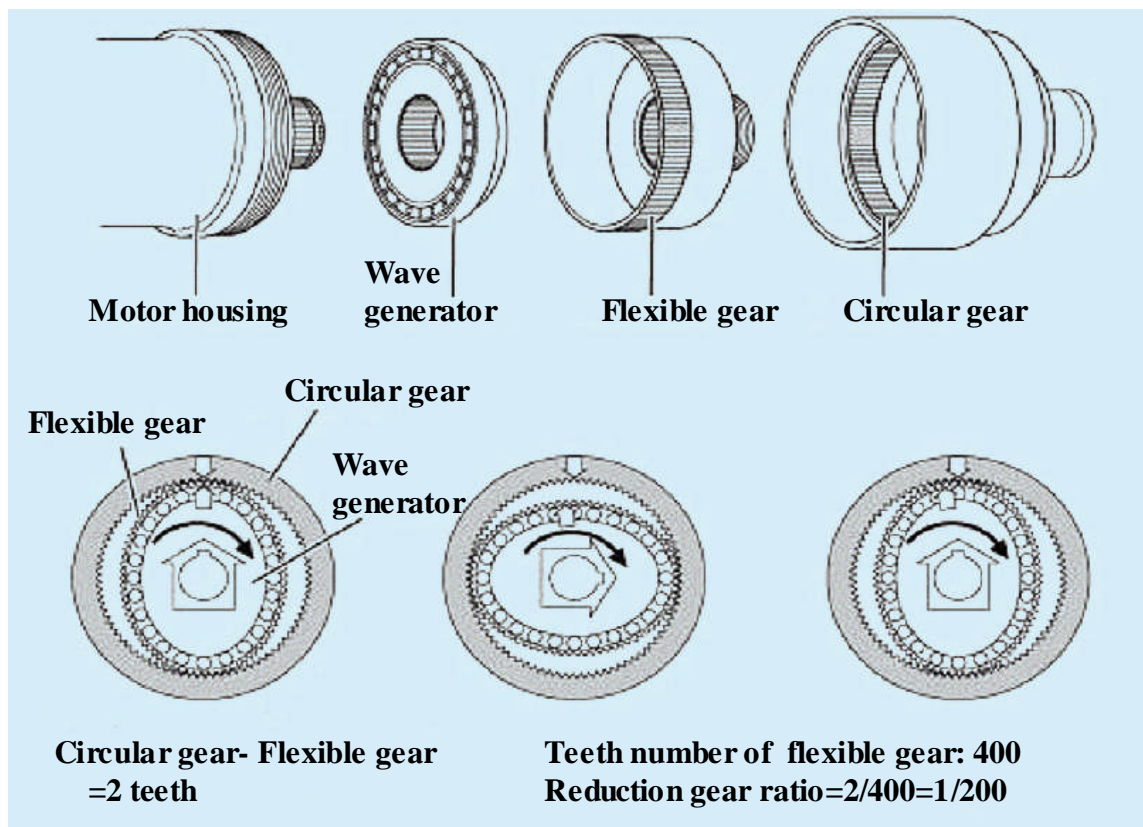


図 A-2. ストレインウェーブギヤリングの構成

3. 電動アクティブサスペンションのアクチュエータの取り付け構成

電動アクティブサスペンションは回転アクチュエータを使用し、車両の上下方向のスペースを最小限にして取り付け構成した世界で初めてのサスペンションである。その回転アクチュエータでサスペンションの上下方向の力をコントロールする構成について解説する。

1) フロントサスペンション：図 A-3 に示すように、車体のサイドメンバーに下部に前後に取り付け、サスペンションのロワーアームに上下方向の力を作用させる。

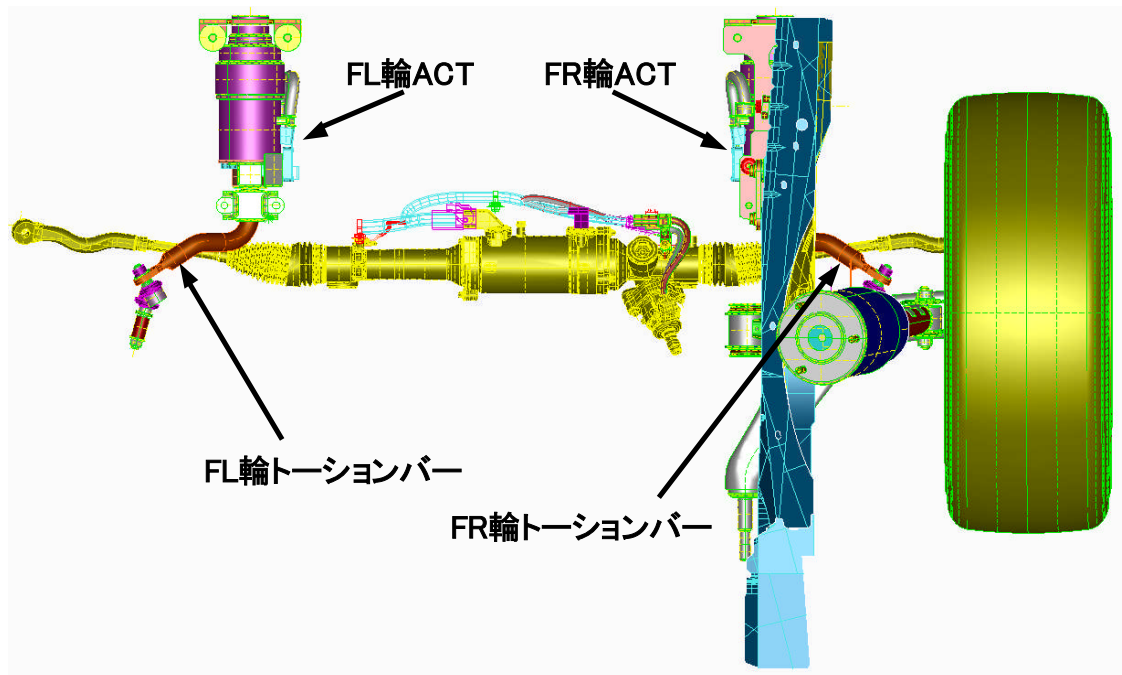


図 A-3. フロントアクチュエータ搭載

2) リヤサスペンション：図 A-4 に示すように、サスペンションメンバ後方に左右方向に取り付け、サスペンションのロワーアームに上下方向の力を作用させる。

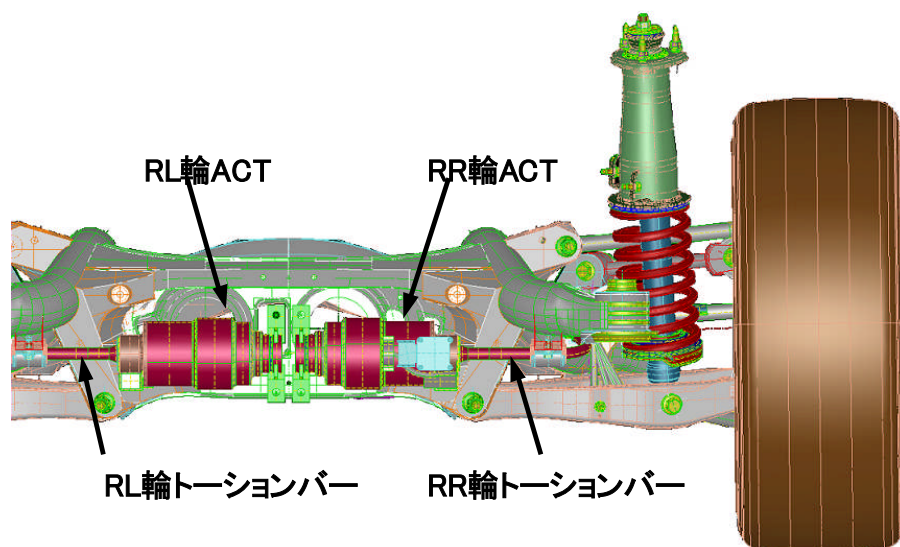


図 A-4. リヤアクチュエータ搭載

4. 電動アクティブサスペンションの変位伝達比の効果映像

前述の 5.3.4. 項で述べた、変位伝達比の結果図 5-37 の実車映像を図 A-5 に示す。

右側の Active 制御は 1Hz の変位伝達比が 0.75 であり、左側の Passive は 1Hz の変位伝達比が 1.25 である。車体の動きに差が有る事が分る。

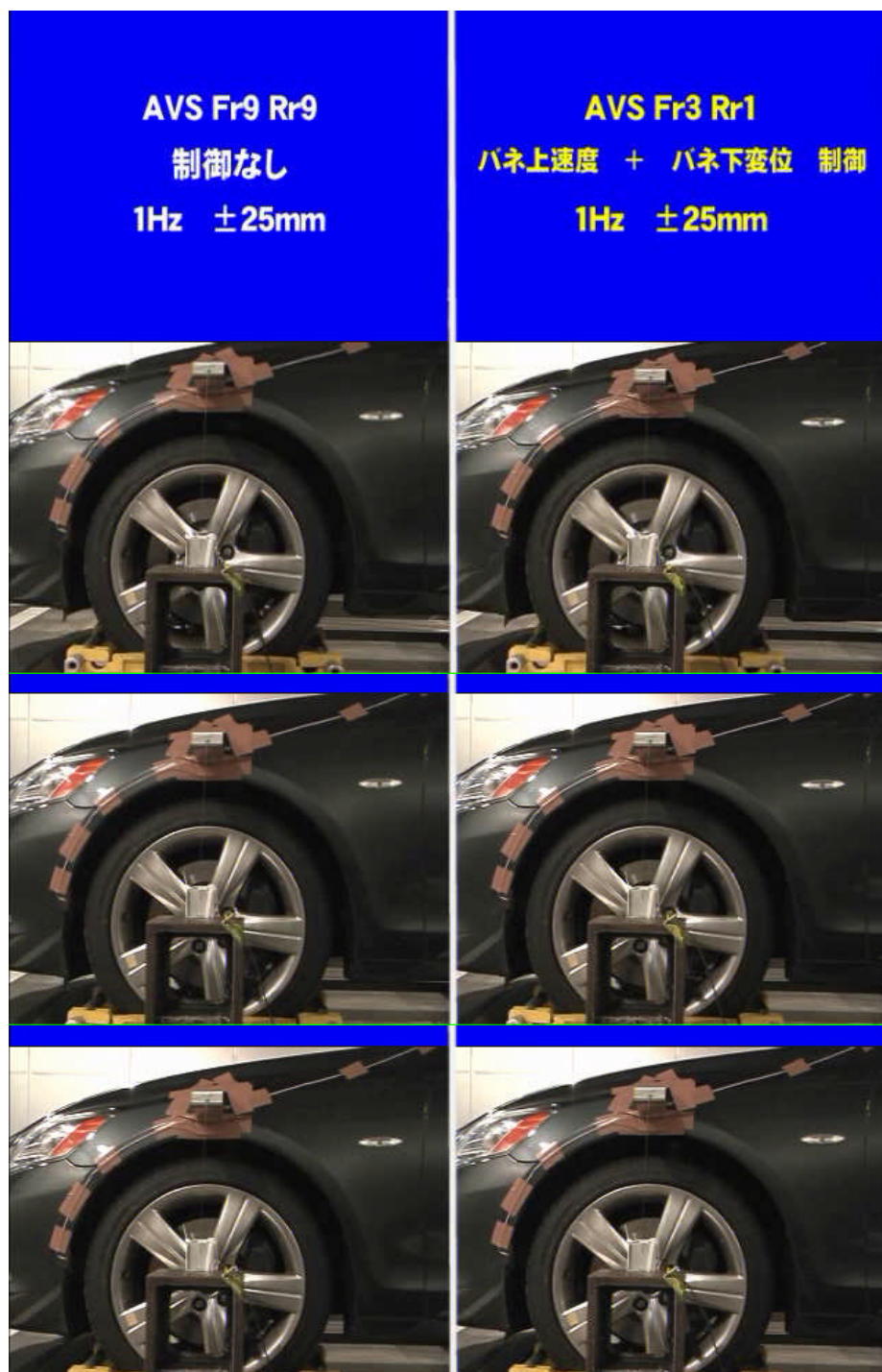


図 A-5. ベンチ評価の変位伝達比の効果映像

付録 B(第 6 章の付録)

1. 頭部位置計測システム EMR-HC8 の機器説明と測定精度

1) 機器説明 下図の図 B-1 は株式会社ナックのカタログから引用。

(1) 頭部の位置計測は EMR-HC8(株式会社ナックイメージテクノロジー)を使用する。

頭部検出のシステムは図 B-1(a)で示すようにステレオカメラ (2 個) と帽子に装着されたマーカ LED (白色 3 個 LED) で頭部の 6 自由度を計測する。装着状態は図 B-1(b)を参照。頭部の計測は' 07 年 6 月と' 08 年 11 月に実施。今回の主論文の内容は' 07 年 6 月に計測した結果についてまとめた内容である。

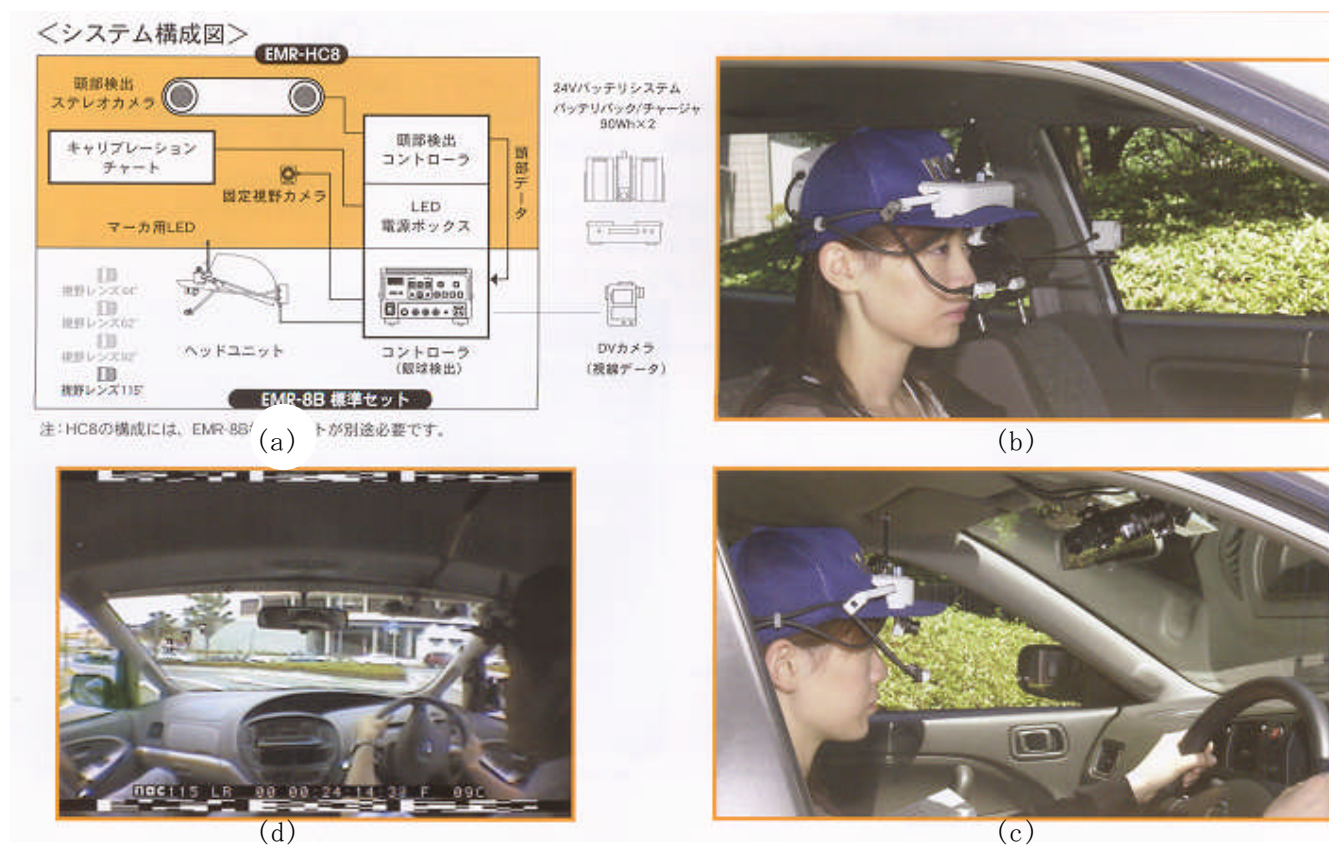


図 B-1. 頭部位置計測システム EMR-HC8

(2) アイカメラでの目の視点計測は EMR-8B を使用する。

装着状態は図 B-1(b)(c)で示す。またアイマークの位置は図 B-1(d)の固定カメラで撮影した映像にマークが指示されている。

主論文にしている自動車技術会 JSAE Review (Vol. 30, No. 1) はこの内容は入っていないが' 09 年 5 月の自技会春季大会で視点計測にアイマークを使用した解析を発表予定。

2) 測定精度について

(1) 頭部角度の精度

実際のデータを図 B-2 に示す。

ナックの計測精度は頭部角度の LSB は 1 [deg] で有るが、単体での保証する計測精度は $\pm 5\text{deg}$ と言われているので、補完するために、背部のビデオカメラから頭部を撮影し（図 B-3 事例）、静止画から頭部角度を計測する。両者の相関を取り精度を ± 1 [deg] 相当にしている。頭部回転角が平均 15 [deg]（図 B-4）であるので、誤差割合は 6.7% となる。

頭部回転速度は LSB 毎のステップ状時系列データから、その平均勾配を作図法で計測し算出した値を使用し、精度は角速度 20 [deg/s] の時、測定差 1.13 [deg/s] 誤差割合は 5.6% のとなる。角度、速度とも 6% 前後で有るので使用可能と判断した。

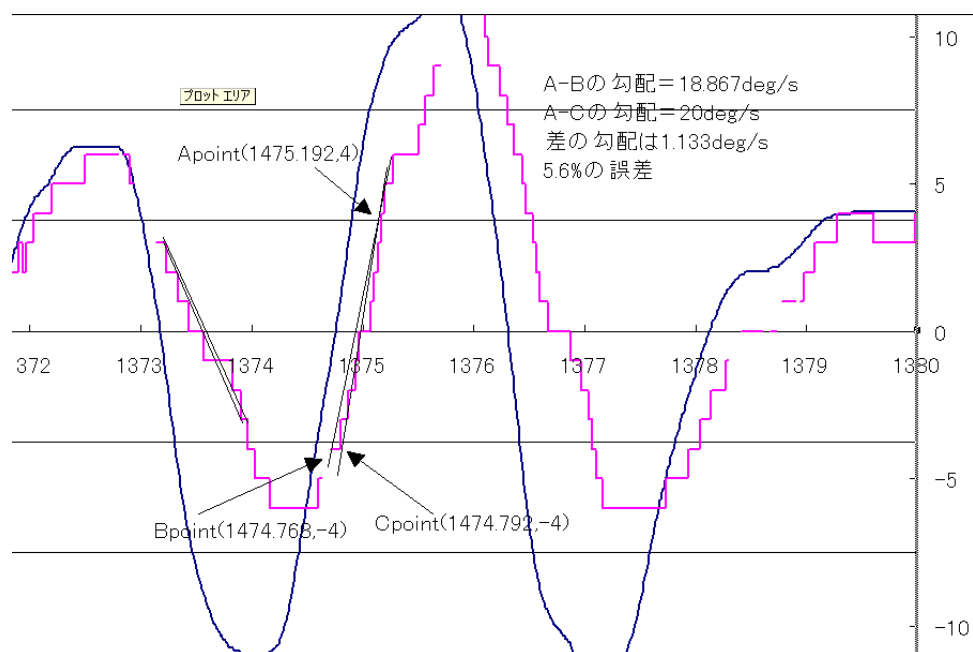


図 B-2. 頭部ロール回転角（EMR-HC8 計測）

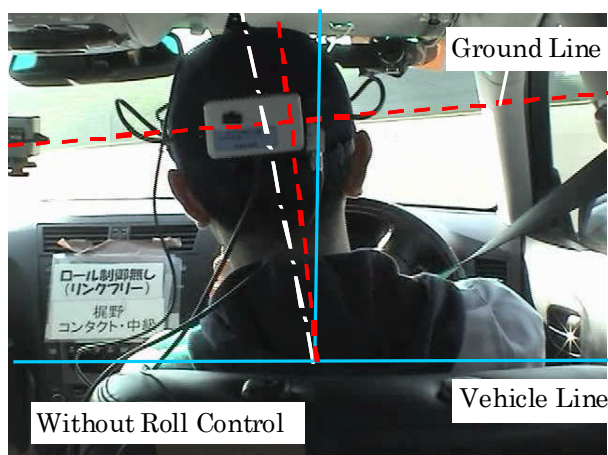


図 B-3. 背面ビデオでの静止画

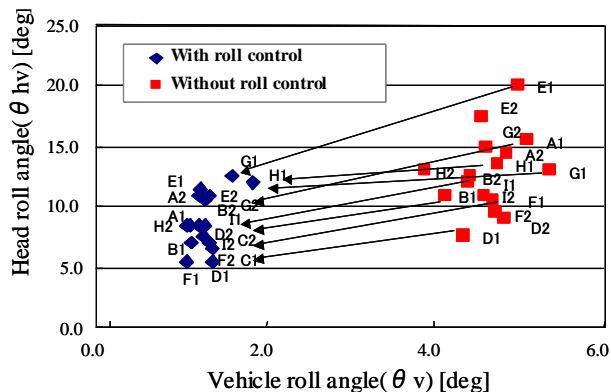


図 B-4. 頭部ロール回転角データ事例

謝辞

本論文をまとめるにあたり、香川大学工学部 土居俊一教授、和田隆広准教授、高橋悟准教授にご指導を賜りました。特に土居教授には株式会社豊田中央研究所に在職時代から大学院博士後期課程にかけまして、広くご指導、ご助言頂きました。心より御礼申し上げます。さらに、大学院博士後期課程での共同研究者大学院生高橋氏と難波氏のご協力に深く感謝をいたします。また、土居研究室、和田研究室の学生をはじめ、実験の被験者、協力者と成って頂いた多くの方々に心より、御礼申し上げます。

制御サスペンションの研究を論文にまとめるにあたり、暖かいご支援とご協力を賜ったトヨタ自動車株式会社関係各位に厚く御礼を申し上げます。香川大学工学部博士後期課程への入学をご支援して頂いた、河上清峯常務役員殿、株式会社 JTEKT 執行役員杉本尚康殿（旧第2車両技術部部長）をはじめ、柴シャシー開発部部長殿、山田シャシー統括部部長殿、兼原室長殿、上村室長殿、門崎室長殿、村田主査殿から深いご理解を頂き、制御サスペンションを体系的にまとめる機会を頂いた事に感謝申し上げます。本研究を遂行するにあたり多くの方々にお直接ご協力頂いたことを具体的に述べ、ここに謹んで感謝の意を表します。トヨタテクニカルディベロップメント株式会社大橋理事をはじめ杉山氏、趙氏、神田氏、吉岡氏には電動アクティブサスペンションの研究開発において、制御ロジックの開発及び実験結果、シミュレーション解析にご協力頂いた事と関係論文発表の共著者として、まとめていただいた事に深く感謝を述べさせていただきます。そして、主論文をはじめ、その関連論文の共著者であるトヨタ自動車株式会社 当時第2車両技術部の共同開発者である浦馬場 GM 殿、鈴木聡 GM 殿、大熊主任殿、梶野主任殿と社外協力開発者のアイシン精機株式会社の種子田 GM 殿、鈴木勝巳主幹殿、大谷主任殿、十津主席技師殿、株式会社ハーモニック・ドライブ・システムズの小林優技師殿、アイシン・エンジニアリング株式会社の土田殿（現 KYB）、矢萩殿に謹んで感謝の意を表します。また、自分の古い論文等をデジタルデータとして入力して頂いた、設計サポートの古川さんに厚く御礼を申し上げます。

シャシー設計技術者として、入社以来ご指導頂きました、塩見正直旧トヨタ車体株式会社社長殿（旧トヨタ自動車常務取締役）、木津龍平上野ガス社長殿（旧シャシー設計部部長）、佐藤宏毅旧曙ブレーキ工業株式会社副社長殿（旧シャシー設計部部長）、横矢雄二株式会社小糸製作所常務役員殿（旧第2車両技術部部長）をはじめ多くの方々に、技術者としての心構え、考え方、物の見方、行動指針など多くを学ぶ事ができた事、また新規開発のテーマに多くチャレンジさせて頂いた事に深く感謝を述べさせていただきます。

最後に妻及び家族に健康面への配慮及び家庭での論文作成に集中させて頂いた事、倅、英介の添削アシストに対して感謝を述べ、皆様への謝辞とさせていただきます。本当に多くの暖かい、ご指導、ご鞭撻に感謝でいっぱいです。ありがとうございました。