

博士論文

自動車用セミアクティブサスペンション制御  
に関する研究

神奈川工科大学  
機械システム工学専攻

平尾隆介

# 目次

第1章	序論	5
1.1.	背景	5
1.2.	制御サスペンション	5
1.3.	セミアク研究開発動向と課題	7
1.3.1.	乗り心地	7
1.3.2.	操縦安定性	8
1.3.3.	低コスト化技術	8
1.3.4.	他システムとの協調	10
1.4.	本研究の目的	10
1.4.1.	研究対象	11
1.4.2.	双線形システム	14
1.5.	本論文の構成	15
第2章	双線形最適制御に基づく実車適合性とジャークを考慮した減衰力制御	17
2.1.	はじめに	17
2.2.	スカイフック制御	18
2.3.	制御系設計	20
2.3.1.	制御設計モデル	21
2.3.2.	双線形最適制御理論に基づく上下運動制御系の設計	22
2.3.3.	ロール運動制御系の設計(ロール BLQ)	23
2.3.4.	適合性向上を狙った上下 BLQ とロール BLQ の統合と振動レベルに応じたゲインスケジューリング	24
2.3.5.	ジャーク低減を狙った相対速度に応じた減衰係数制限	28
2.4.	解析検証	30
2.5.	実車検証	34
2.5.1.	実験車構成	34
2.5.2.	波状路試験結果	35
2.5.3.	ロールを含む複合路面での性能評価	37
2.6.	まとめ	39
第3章	操舵時のロール感を考慮した減衰力制御	41
3.1.	はじめに	41
3.2.	G-Vectoring 制御に基づく減衰力制御	41
3.2.1.	G-Vectoring 制御のロール・ピッチ運動	41
3.2.2.	G-Vectoring に基づく減衰力制御の検討	43
3.2.3.	従来制御	45

3.2.4.	解析検証.....	46
3.3.	実車試験.....	48
3.3.1.	通常領域での評価.....	48
3.3.2.	限界領域での評価.....	50
3.3.3.	評価結果の検討.....	52
3.4.	G-Vectoring に基づく減衰力制御の限界領域での性能向上.....	53
3.4.1.	限界領域に対応した減衰力制御の検討.....	53
3.4.2.	ゲインスケジュールド減衰力制御(gsDVC).....	53
3.4.3.	解析検証.....	54
3.4.4.	実車試験.....	56
3.5.	まとめ.....	58
第4章	車高センサのみを用いた車両上下挙動推定.....	59
4.1.	はじめに.....	59
4.2.	車高センサを用いたセミアクシステム.....	60
4.3.	乗り心地制御, 操縦安定性制御と本状態推定手法との関係.....	61
4.4.	車高センサを用いた車両上下挙動推定.....	62
4.4.1.	車高センサを用いた車体にかかる力推定による車両上下挙動推定手法.....	62
4.4.2.	質量変化への対応.....	64
4.4.3.	加減速および旋回による影響補償.....	65
4.5.	実車検証.....	71
4.5.1.	実験車構成.....	71
4.5.2.	推定精度検証結果.....	71
4.5.3.	乗り心地性能検証結果.....	73
4.6.	まとめ.....	78
第5章	減衰力制御とブレーキ制御の協調.....	80
5.1.	はじめに.....	80
5.2.	従来の運動制御のレビュー.....	81
5.2.1.	G-Vectoring Control (GVC) の概要.....	81
5.2.2.	Direct Yaw-moment Control (DYC) の概要.....	82
5.3.	協調制御.....	83
5.3.1.	GVC と ESC の組み合わせ.....	83
5.3.2.	ブレーキ制御とサスペンション制御の組み合わせ.....	84
5.3.3.	解析検証.....	87
5.4.	協調制御の実車評価.....	90
5.4.1.	試験条件.....	90
5.4.2.	実験車.....	90

5.4.3.	ドライアスファルトでの検証.....	91
5.4.4.	圧雪路での検証.....	94
5.5.	更なる性能向上を目指して.....	98
5.6.	まとめ.....	101
第6章	結論.....	102
参考文献	.....	105
論文目録	.....	112
謝辞	.....	115

## 第1章 序論

### 1.1. 背景

歴史上、サスペンションが導入されたのは、1750年に4輪馬車にリーフスプリング式のサスペンションが適用されたのが初めてだといわれている [1]。これは最初の自動車といわれているキュノーが1769年に製作した蒸気自動車 [2], [3]よりも早い。ショックアブソーバが初めて自動車に適用されたのは1901年にパリのMors社が'Mors Machine'に使用したのが最初といわれている。同時に、この車は、パリ-ベルリンレースにおいて2位以下に大差をつけて優勝し、減衰要素の重要性を証明した [4]。以来、今日に至るまで、自動車のサスペンションは、操縦安定性、すなわちドライバの意図通りに運動する操縦しやすい特性、乗り心地、すなわち路面の入力をいなしドライバの快適性を向上する特性を両立する重要な要素として、研究開発が進められている。

近年では安全・安心な自動車の実現を目指した自動運転技術へ注目が集まっている。自動運転車は、ドライバレスで乗員は運転しないことから、バスやリムジン、ひいては新幹線のような快適な乗り心地に対するニーズは高まると考えられている。一方、環境問題への意識の高まりとともに、燃費性能の優れたハイブリッド車や電気自動車への注目も高まっている。これらの自動車は内燃機関であるエンジンに代わりモータにより駆動する自動車であり、化石燃料の燃焼膨張により駆動している内燃機関と比較して、モータからの騒音が非常に小さく静粛性に大幅に優れる。つまり、内燃機関の騒音が消え、車室内の静粛性が向上する。そのため、今後は更なる快適性・静粛性の向上に対するニーズに応える必要がある。一方で、自動運転車は非常に高価であり技術課題も山積されていることから、普及にはまだ時間を要すると思われる。つまり、サスペンションとしてはこれまで通りドライバの意図通りに運動する操縦性の高い車両に対するニーズにも応え、乗り心地と操縦安定性を高次元に両立していく必要があると考えられる。

### 1.2. 制御サスペンション

乗り心地性能、操縦安定性および振動・騒音性能を両立可能なサスペンションとして、制御サスペンションがある。Fig. 1-1に主な制御サスペンションの採用トレンドを示す。制御サスペンションにはサスペンション自らが力を発生し、車体とタイヤの相対変位を自由に

変更することができるアクティブサスペンション(以下, アクティブサス), サスペンション自ら力を発生するがその作用方向がロール方向のみであるアクティブスタビライザ(以下, アクスタ), サスペンションのダンパの減衰力を自由に変更することができるセミアクティブサスペンション(以下, セミアク), サスペンションの金属ばねに代わりエアばねを使用し, その空気圧をコントロールすることにより車高調整が可能なエアサスペンション, および各輪を油圧配管で接続し, 左右輪または前後輪の相互作用により姿勢変化を抑制する相互連携サスペンション(Linked suspension)等がある. その中でアクティブサスペンションは日本のトヨタ自動車, 日産自動車により 1989 年に世界で初めて量産車に採用された [5] [6]. その後, 国内ではバブル崩壊とともに, アクティブサスのコスト, 消費エネルギー, 重量等が問題となり姿を消した. 一方で欧州ではダイムラー社により 1999 年に Active Body Control として量産車に採用され現在も発展を続けている [7]. アクスタは油圧による製品 [8]が BMW 社から, 電動モータによる製品 [9]がトヨタ自動車から量産化されている. セミアクは最も量産車に適用されている制御サスペンションであり, 油圧制御バルブにより減衰力を可変する方式が主に採用されている [10][11][12]. また, MR 流体(Magnetrical-Reological Fluid)を用いた方式も量産車に採用され [13][14], ER 流体(Electro-Reological Fluid)を用いた方式も提案されている [15] [16] [17]. エアサスペンションは主に車高を調整するために多く採用され, エアばねによる低ばね剛性により乗り心地が良いことも特徴である [10]. 相互連携サスペンションは Xinetic 社が開発した Xinetic サスペンションが代表的で WRC [18]で活躍し, 量産車へは主に悪路走破性が高いことから SUV [19] [20]に採用されている.

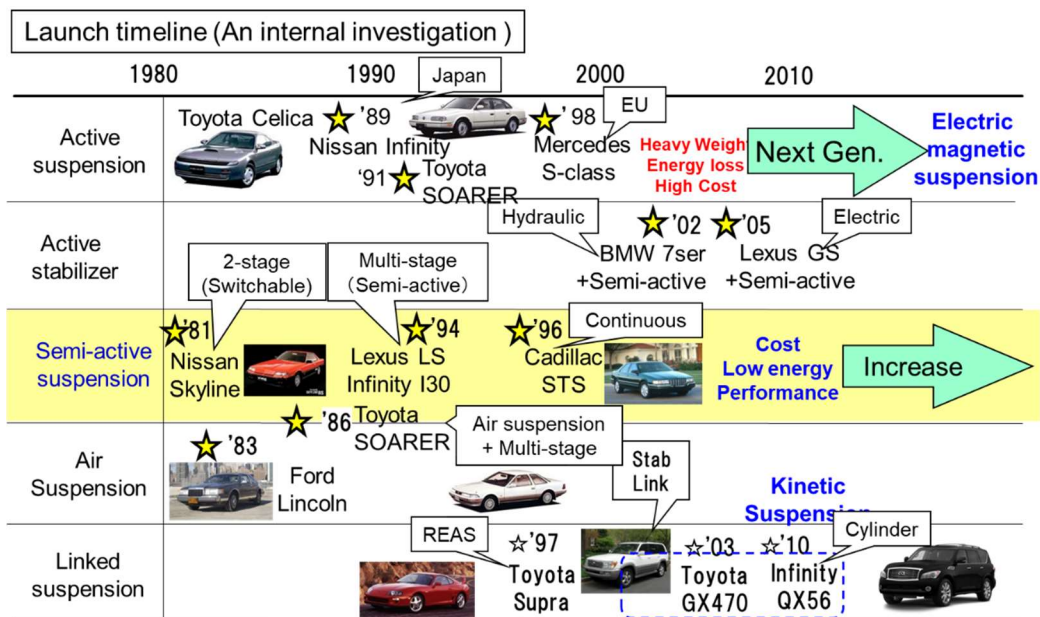


Fig. 1-1 Controlled suspension trend

### 1.3. セミアク研究開発動向と課題

セミアクは、アクティブサスやアクスタ、エアサスペンションと比較して、システム構成がシンプルで消費エネルギーも小さいことから、本システムを採用した車両が多く開発、生産されてきた。ここでは主に最も量産車に採用されている制御サスペンションであるセミアクの研究開発動向について述べる。

#### 1.3.1. 乗り心地

セミアクの代表的な制御としては、Karnopp らのスカイフック制御 [21]があり、これまで多くの車両へ適用されている。しかし、スカイフック制御はばね上制振に対し有効ではあるものの、それは主にばね上共振付近の低周波数領域に限定されてしまう。また、スカイフック制御は、ダンパのストローク速度がゼロ付近で急激な減衰力変化が発生し、ジャークが大きくなってしまふという課題がある。そこで Miller らはジャーク低減を狙った制御則を提案した [22]。三平らは非線形  $H_{\infty}$ 制御を適用し、周波数特性およびセミアクの大線形特性 (1.4.2にて後述)を非線形特性として考慮する手法を提案し [23][24]、実用化している [25]。横山らはモデル追従型スライディングモードを提案し [26]、深尾らはセミアクティブダンパの非線形性を考慮するためバックステッピング法を用いた制御則 [27]をそれぞれ提案している。西村らはゲインスケジューリング制御を適用する手法を提案し [28]、吉田らは、大線形最適制御を鉄道車両の振動制御に適用し、スカイフックと比較して、多入力多出力系における有効性を示した [29]。更に吉田らは外乱包含大線形最適制御を自動車用セミアク制御に適用し、スカイフックと比較してばね下振動の悪化を抑制しつつばね上振動を低減できることを示した [30]。土居らは周波数成型最適制御手法を適用し、通常の大線形最適制御より制振効果向上を図れることを示した [31]。Panos らは上下・ピッチおよびロール・ワープモデルを用いてドライバ入力を考慮した最適制御理論を適用し、ドライバ入力による荷重移動の考慮により制御性能を改善できることを示した [32]。Canale は演算負荷の低いモデル予測制御を適用し、スカイフックと比較してばね上の制振性能に優れることを示し、タイヤの接地性についても改善されることを示した [33]。Witters らは非線形予測制御を適用し、最適制御および路面プレビュー機能を含む最適制御と比較し、非線形予測制御の有効性を示した [34]。更に Sergio らはスカイフック制御に加えてばね上の上下加速度をフィードバックする制御を行うことでばね上共振周波数以上の領域において振動低減を実現し [35]、Choi もばね上上下速度と加速度をフィードバックする手法を提案 [36]し、3-10Hz 程度の中周波数帯域での性能を向上、勝山らは上下変位、上下速度、上下加速度を用いて制御をおこなうトリプルスカイフック制御を提案し、スカイフック制御と比較して広い周波数帯域において振動低減できることを示した [37][38][39]。

制御以外にもセミアクダンパを改良することにより、性能向上を狙った研究が様々報告されている。Komori らは MR ダンパの課題であるフリクションの低減により高周波乗り心

地が改善することを示した [40]. Rohde らは乗り心地および操縦安定性向上のため、セミアクティブダンパの制御バルブを通常のツインチューブダンパのピストン部に内蔵した方式を提案している [41].

最も多く量産車に採用されているスカイフック制御はスカイフックゲインを変更するだけで、仕様変更が行えるため、実車試験時の適合性に優れるものの、前述したように減衰力が急変しジャークが発生するという問題がある。一方、現代制御理論やモデル予測制御を適用した場合には、制御仕様を変更する際に制御量および状態量に対する重みを変更して制御設計をやり直すこととなり、評価ドライバの様々な要求に応じて仕様を様々変更するような実車適合には適さないという課題がある。

### 1.3.2. 操縦安定性

セミアクを用いた操縦安定性の向上に関する様々な研究がなされているが、基本的な概念は操舵時に減衰力を高めることにより過渡ロール角を抑制することであり、池田らは車両の旋回内輪が浮く浮きロールを防止する手法を提案し [25]、伊沢らは、過渡的なロールを抑制する制御に対し、路面入力を考慮し、過渡ロールを抑制しつつ乗り心地向上を狙った手法を提案している [42].

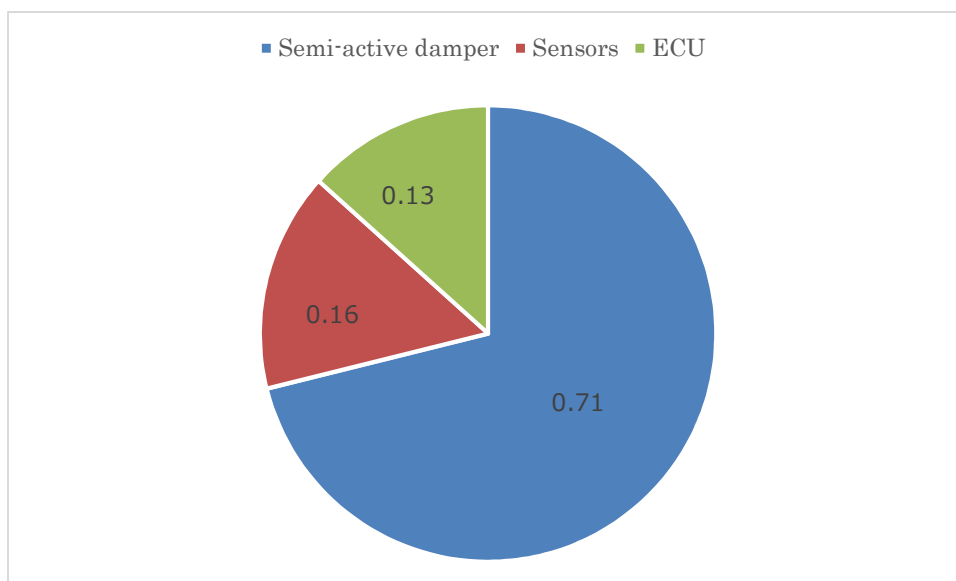
近年では通常領域におけるロールの大小だけでは評価できないロール感に関する研究が様々報告されている。川越は操舵時の前下がり姿勢はロール感が高いことを示し [43]、酒井らは操舵時のロール角とピッチ角の位相に着目し、ロールとピッチの位相差が小さい場合にロール感が高いことを示した [44]。福庭らは操舵時のダイアゴナル姿勢に着目し、ロールとピッチが同期した場合のロール感が高いことを示した [45]。また、このロール感が高い車両姿勢に着目し、それを実現するためのセミアク制御についても研究されており、酒井らはロール角を推定するカルマンフィルタを用いて、ロール角に応じたピッチ角を制御する手法を提案し、ロール感の向上を示した [46]。高橋らは乗り心地制御とロールとピッチを同期化するロール制御の統合制御を提案した [47].

しかしながら、セミアクはストローク速度に応じて力を発生する双線形システムのため、ロール角やピッチ角ではない速度次元のロールレイトやピッチレイトに応じて制御し、ロール感を向上する手法が必要であると考えられる。

### 1.3.3. 低コスト化技術

Fig. 1-2 にセミアクの各コンポーネントのコスト割付を示す。これからわかるように、セミアクダンパの割合が最も高いが、センサの割合は 20%近くを占めていることがわかる。セミアクダンパと ECU は、セミアクにおいては必須のコンポーネントであることから、コスト低減化技術としては様々な方法でセンサを削減する状態推定手法が提案されている。





**Fig. 1-2 Cost proportion of Semi-active suspension system**

大作らは、ばね上上下加速度センサのみを用いてダンパの相対速度を推定する手法を提案し、セミアクティブダンパの非線形特性を考慮するため、減衰力変化を既知入力として考慮し、実車試験により有効性を示した [48]. 山本らは、ばね上上下加速度センサのみを用い、相対速度入力に対する減衰力発生までの遅れを考慮した状態推定手法を提案し、遅れを考慮することでばね下共振付近周波数付近の推定精度が改善できることを示した [49] [50]. 深尾らは3軸センサを用いた状態推定手法を提案し、3軸加速度およびロールレイト、ピッチレイト信号を用いたカルマンフィルタを設計、検証では高周波で推定精度が劣化したものの、ばね上/ばね下加速度の制振性能では同等性能を示した [51]. 森田らは車高調整用のエアサスペンションに使用される車高センサ信号を用いて、ばね上の状態を推定する手法を提案 [52]し、ばね上共振周波数付近では精度よく推定できることを示した.

上記のばね上上下加速度センサに代表されるセミアク専用のセンサを不要とし、既存のESCで標準的に使用されるセンサ信号をCANから受信し、その信号を用いて状態推定を行いセミアク制御する手法が提案されている. 伊沢らは接地荷重変動により車輪速が変化する点に着目し、車輪速変化から荷重変動量を推定し、荷重変動を入力としたオブザーバにより上下挙動を推定する手法を提案している [53] [54]. 菊池らはサスペンションジオメトリによりサスペンションが上下すると前後移動し、車輪速が変動することに着目し、上下挙動を推定する手法を提案している [55]. また、Liuらは車輪速の変動が車両のピッチ挙動、ストローク変化および接地荷重変化によると仮定し、状態推定する手法を提案し [56], 奈須らはサスペンションの上下動による前後移動の非線形特性を考慮する手法を提案し、推定精度を向上できることを示した [57].

しかしながら、コスト低減化技術のセンサとして多く用いられているばね上上下加速度センサはセミアクにしか使用されていないため、専用センサとして追加する必要があり汎

用性に乏しい。また車高センサを用いた提案手法は1輪モデルを用いた推定のため、前後の連成が大きく影響するような条件では推定精度が悪化すると考えられる。一方で専用センサを用いない手法は、主に車輪速変化と車両モデルを用いて推定しているため、推定精度や質量変化への対応で課題があると考えられる。

### 1.3.4. 他システムとの協調

限界領域における制御サスペンションと他のシステムの協調に関しては、内山らは ESC の作動に応じて減衰力を制御することによる限界性能の向上に関して示し [58]、原田らは減衰力制御による接地荷重制御を提案している [59]。また、アクティブサスペンションと ABS との統合制御により制動性能を向上させた報告もある [60]。Boon らは Kinetic サスペンションのアンチロールシステムとの統合制御 [61]、Cho らはロールオーバーの防止を狙った ESC とセミアクの統合制御 [62]を提案している。

しかしながら、セミアクシステムと他システムを協調制御し、限界領域において緊急回避性能向上を狙った研究はない。

## 1.4. 本研究の目的

これまでに述べた背景により、本研究では制御サスペンションとして最も採用車種が多いセミアクティブサスペンションを研究対象とし、セミアクティブサスペンション制御技術により低コストで性能の高いセミアクティブサスペンションを開発することで、セミアクティブサスペンションを社会への普及を促進させ快適性、操縦安定性および安全性の高い自動車をドライバー・乗員へ広く提供することを目的とする。ここで、本目的を達成するため、以下の4つの研究課題を設定する(Fig. 1-3 参照)。課題解決のための手法を提案し、その有効性をシミュレーションと実車試験により検証する。

#### (1)実車適合性の向上とジャーク低減

実車での適合性の向上とジャークの低減を達成可能な減衰力制御則を提案し、提案手法の有効性をシミュレーションと実車試験により検証する。

#### (2)ロール感の向上

ロール感を向上するため、ロール感が良い車両挙動をストローク速度に応じてのみ力が発生可能なセミアクとして相性の良いロールレイトとピッチレイトの関係として定式化し、その定式化した車両挙動を実現するための減衰力制御手法を提案し、提案手法の有効性をシミュレーションと実車試験により検証する。

(3) センサを削減する低コスト化技術の開発

低コスト化を可能とする状態推定手法を実現するため、車高センサのみを用いて車両の上下挙動を推定する手法を提案し、提案手法の有効性をシミュレーションと実車試験により検証する。

(4) 協調制御による緊急回避性能向上

他システムとの協調による緊急回避性能向上のため、G-Vectoring 制御および ESC との協調制御を提案し、提案手法の有効性をシミュレーションと実車試験により検証する。

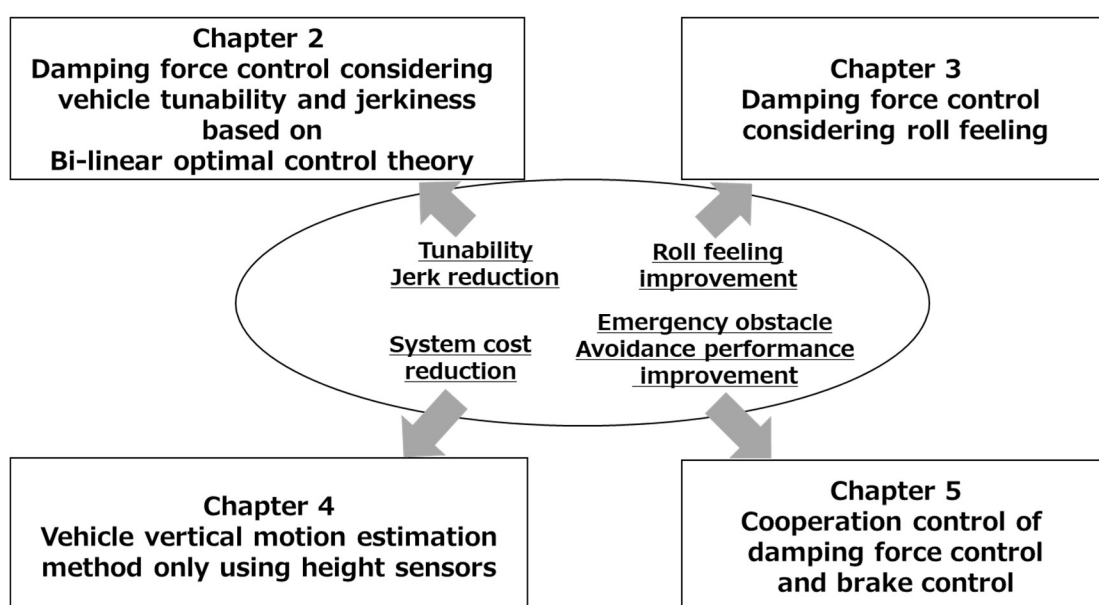


Fig. 1-3 Issue and target in this thesis

### 1.4.1. 研究対象

今回、研究対象としたセミアクの基本的なシステム構成を Fig. 1-4 に示す。車両挙動検出センサには 3 個のばね上上下下加速度センサと 4 個の車高センサを各輪に搭載し、操舵角、横加速度、ヨーレート、車輪速などを車両 CAN(Controller Area Network)から取得する。これらの信号を基に制御ロジックを搭載した汎用コントローラで制御指令値を算出する。算出した制御指令値に基づき、各輪に電流を各ダンパに取り付けられた制御ソレノイドバルブに出力し各セミアクティブダンパの減衰力を制御する。

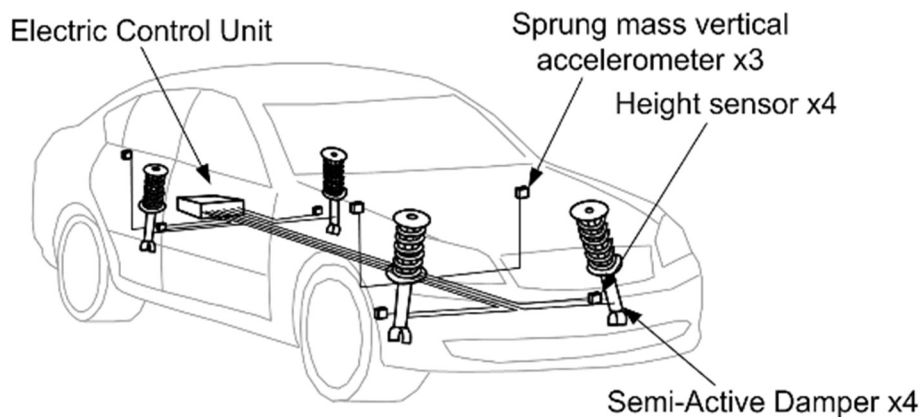


Fig. 1-4 Configuration of semi-active suspension system

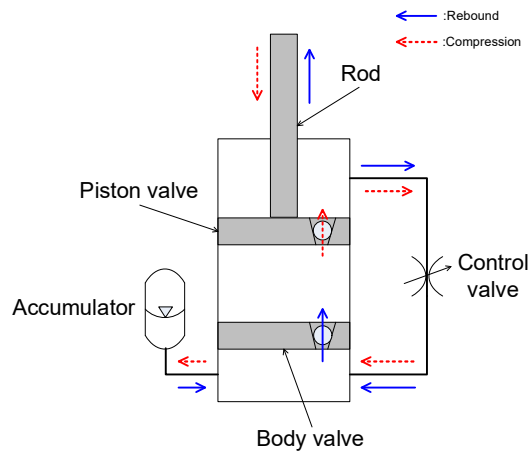
Fig. 1-5(a)にセミアクティブダンパの油圧回路図(オイル流れ含む)を示す。

減衰力を制御する制御バルブはピストン上室と下室をつなぐように接続されている。ピストンが上方方向に動作するとき(サスペンションが伸び側に動作), ピストンのチェックバルブは閉じ, 油が制御バルブを通過する。ロッド体積分の油が不足分として, アキュムレータからベースバルブを通じてピストン下室へ供給される。

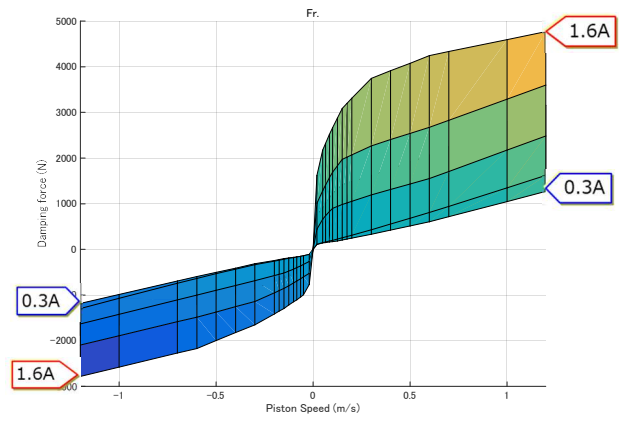
ピストンが下方方向に動作するとき(サスペンションが縮み側に動作), ピストンチェックバルブは開き, この場合も油が制御バルブを通過する。ロッド体積分の油が増加分として, 制御バルブを通じてアキュムレータへ供給される。つまり, ダンパの作動方向にかかわらず, 油が制御バルブに流れるため, この制御バルブの油路抵抗を制御することにより減衰力を可変することができ, この油路抵抗はソレノイドに印可される電流値に比例する。

Fig. 1-5(b)にセミアクティブダンパの減衰力特性を示す。

基本的には電流値に比例して減衰力が大きくなる線形特性を持つ。電流値が低いソフト特性の場合には速度に対して線形的に減衰力が増加する特性を持つ。しかし電流値が高いハード特性の場合には急激に減衰力が増加した後, 線形的に減衰力が増加するような強い非50ms と応答性が高く, ピストン速度が速い条件では最大 10ms で 3000N の力が変化するため, 適切に制御しないとジャークや異音が発生する。



(a) Hydraulic structure and oil flow



(b) Damping force characteristics

Fig. 1-5 Semi-active damper

1台の車両の4輪のうち1輪のみを取り出した1/4車両モデルを Fig. 1-6(a)に示し、減衰比が0.1から1の場合における路面加速度からばね上加速度までの伝達特性を Fig. 1-6(b)に示す。これより、およそ2Hz以下の周波数においては高減衰比の振動伝達が低く、それ以上の周波数領域ではばね下共振周波数を除くと低減衰比の振動伝達が低いことがわかる。これより、減衰比が固定のパッシブダンパを用いるより、減衰力を周波数帯に応じて適切に制御すれば全領域での振動伝達特性を改善できることは明らかである。また、ばね上共振付近の乗り心地を Primary Ride、それ以上の周波数の乗り心地を Secondly Ride と呼び、更に細かく乗り心地を表現するとばね上共振付近をフワ感(Floating)、ばね上共振とばね下共振間をヒョコ感(Busyness)、ばね上共振付近をブル感(Shake)、ばね下共振より高い周波数をゴツビリ感(Isolation)と呼ぶ [63]。

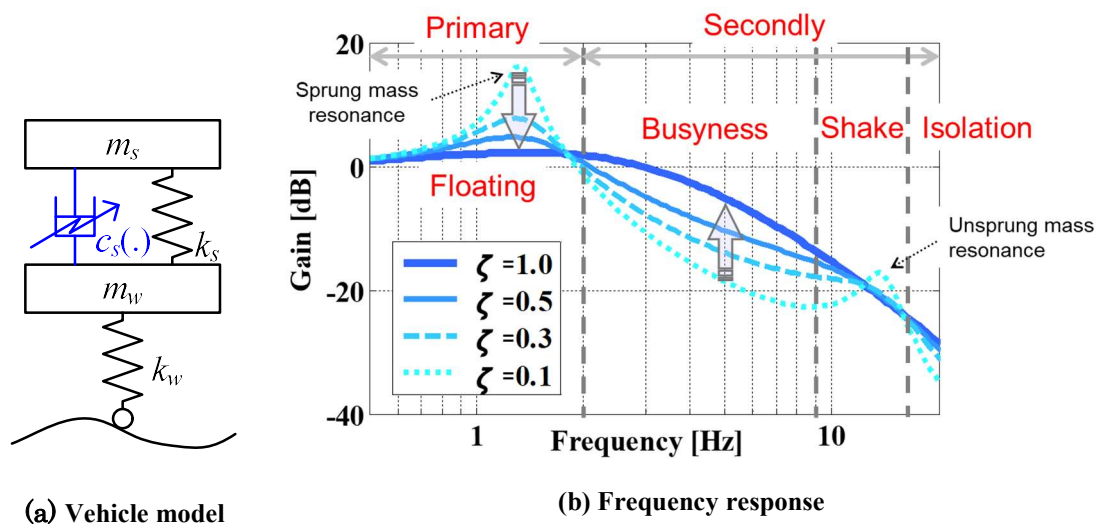


Fig. 1-6 Frequency response of the vehicle depend on damping ratio

### 1.4.2. 双線形システム

ここで双線形系について説明する。双線形系とは状態空間表現が以下の式

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \sum_{i=1}^m \mathbf{B}_i \mathbf{x} u_i \quad (1-1)$$

で表わされるようなシステムである。このような状態空間表現を持つ制御対象は、今回対象としているセミアクが代表的であり、(1-1)式より明らかなように双線形系は原点  $\mathbf{x} = 0$  で入力  $\mathbf{u}$  が働かない不可制御な系となる。つまり、線形制御理論を用いて制御則を設計することは不可能であり、制御設計が難しい。

## 1.5. 本論文の構成

Fig. 1-7 に本論文の構成を示す。

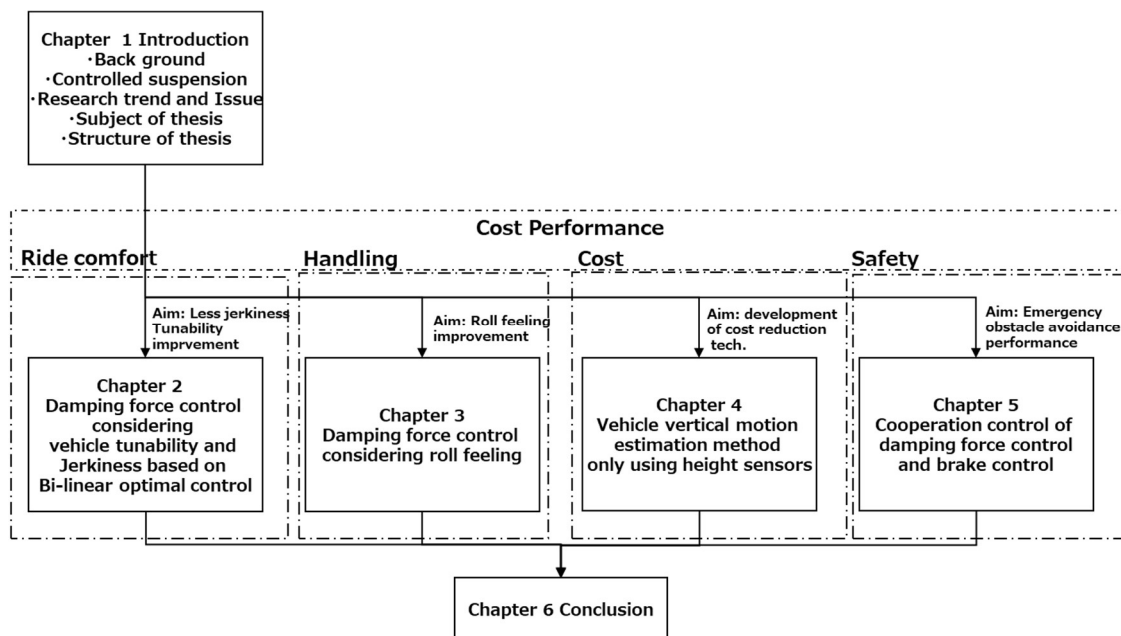


Fig. 1-7 Structure of this thesis

第1章では、本論文の背景と研究対象であるセミアクに関連する先行研究、そこから抽出した課題、研究の目的、本論文の構成について述べたものである。

第2章では、先行研究の課題である実車での適合性の向上と減衰力急変によるジャークの低減を目的に、双線形制御理論に基づく前輪/後輪およびロールを独立した適合性の高い制御を構築し、するためには相対速度に応じて減衰係数に制限する手法を提案する。提案手法のジャーク低減効果を実車試験により有効性を検証し、提案手法はスカイフック制御と同等のばね上制振性能とスカイフック制御以上のジャークを低減した滑らかな乗り心地を実現していることを示す。

第3章では、先行研究においてロール感が良い車両挙動が定式化されていない課題を解決するため、G-Vectoring 制御のロール・ピッチ様態とロール感指標を比較しロール感が良い車両挙動を定式化し、定式化した車両挙動を実現する減衰力制御手法を提案する。提案手法のシミュレーションと実車試験により有効性を検証し、狙いの挙動であるロールに比例して前下がりとなるピッチの実現と、ドライバによる官能評価において、従来制御則と比較して提案手法はロール感の評価が高いことを示す。

第4章では、セミアクの低コスト化を低減し、普及を促進するための技術として、加速度

センサを用いたシステムと同等性能を実現するために車高センサのみを用いて車両の上下挙動を推定する状態推定手法を構築する。構築した手法はドライバ入力と路面入力複合する条件においても高い推定精度を実現するため、前後・横加速度およびジャッキアップ力、アンチダイブリフト力による車高変化を考慮している。更に、質量変化へ対応するため、車重推定および車重の変化を考慮したシンプルな状態推定手法とする。提案手法を、加速度センサを用いたシステムと比較し、車高センサのみを用いた提案手法は加速度センサを用いたシステムと同等のばね上制振性能であることを実車試験により確認し、質量補償効果およびドライバ入力と路面入力複合する条件においても提案手法の有効性を示す。

第5章では、協調制御による緊急回避性能の向上を目的に GVC, ESC とセミアクを組み合わせた加減速・旋回による慣性力同様にサスペンションのジオメトリに起因する反力を考慮した協調制御を提案する。本協調制御をエルク試験において解析、実車検証により性能を検証し、提案した協調制御は、ESC のみと比較して緊急回避試験における最大通過車速を向上できることを示す。また、緊急回避性能の更なる向上のため、GVC ゲインの最適化を行い、最適化した GVC ゲインを用いることにより、更に通過車速を向上できることを示す。

最後に第6章において、本論文の結論を述べる。

参考文献および著者論文目録を巻末に記載する。



## 第2章 双線形最適制御に基づく実車適合性とジャークを考慮した減

### 衰力制御

#### 2.1. はじめに

本研究において研究対象としたセミアクを用いた乗心地の向上に関する様々な研究がなされている。代表的にはスカイフック制御 [21]があるが、減衰力の急変による乗心地の悪化が課題である。また、非線形  $H_{\infty}$ 制御 [64]が提案され滑らかかつ高い制振性を実現しており、近年では非線形予測制御の適用も活発である [34]。

Table 2-1 に主な制御則の比較を示す。これより、スカイフックは制御設計が簡単で、ドライバの嗜好に適合するための実車チューニング時にはスカイフック減衰係数を変更することにより容易にチューニングができるが、非線形  $H_{\infty}$ 制御や最適制御(LQ 制御)、双線形最適制御(BLQ 制御)および非線形予測制御は、重みを変更してリカッチ方程式やリカッチ不等式を解きなおす必要があるため、制御設計ツールの無い現場での調整は難しく、フルビークルモデルにて制御系を設計した場合にはヒープ、ロール、ピッチの独立した適合はさらに困難となる。しかしながら BLQ 制御は制御設計がスカイフックより複雑であるものの、セミアクの双線形性を取り扱うことができ、セミアクの制御則としては適切であると考えられる。

**Table 2-1 Comparison of control law**

Contents	Sky-hook Control	$H_{\infty}$ Control	LQ Control	BLQ Control	Nonlinear Model predictive control
MIMO application	+ Not applicable	+++ Applicable	+++ Applicable	+++ Applicable	+++ Applicable
Controller design	++++ Gain only	++ Frequency weight Linear- Model	+++ Weight Linear- Model	+++ Weight Linear- Model	+ Weight Non-linear- Model Horizon etc.
Bi-linear system application	+ Not applicable	+ Not applicable	+ Not applicable	+++ Applicable	+++ Applicable
Tunability on vehicle testing	+++ Gain change	++ Calculation tool required Riccati inequality	++ Calculation tool required Riccati equation	++ Calculation tool required Riccati equation	++ Calculation tool required

そこで、本章では BLQ 制御 [29]に基づき各輪上下とロールに対応した制御系をそれぞれ独立して設計し統合することおよび、予め設計した高ゲインと低ゲインの制御パラメータを求めゲインスケジューリングパラメータに応じて制御パラメータを線形補間により求めるゲインスケジューリングを適用することでチューニング性の向上を図り、更に相対速度に応じた減衰係数制限を追加することで滑らかかつ高い乗心地性能を狙ったセミアク制御手法を提案する。提案するセミアク制御手法について、その有効性をシミュレーションと実車試験により示す。

## 2.2. スカイフック制御

乗り心地制御として代表的なスカイフック制御は、ばね上と仮想の点に取り付けられたスカイフックダンパの制振性が良い点に着目し、このスカイフックダンパの減衰力をばね上とばね下間に取り付けたアクチュエータによって疑似的に発生させ、ばね上の制振性能を向上できる制御である。

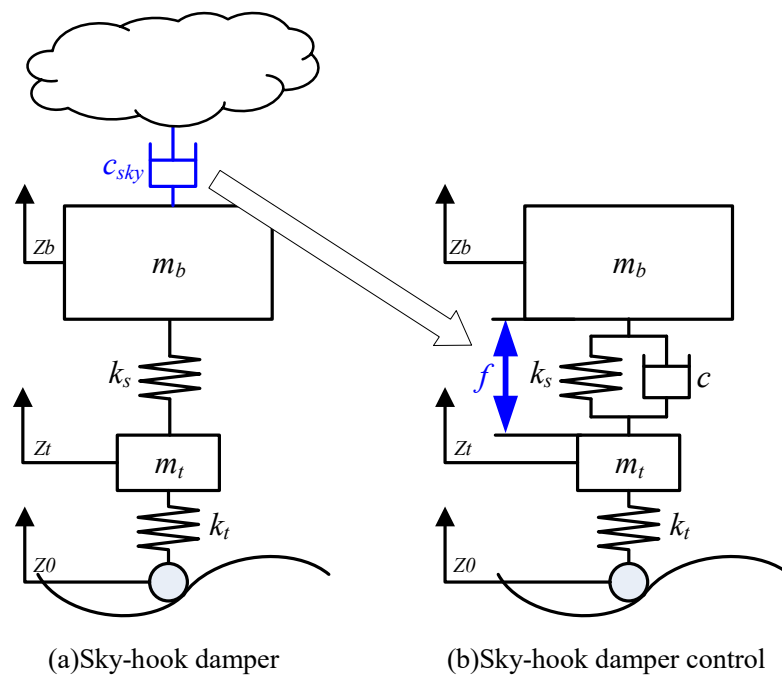


Fig. 2-1 Sky-hook damper control

スカイフック制御の目標減衰力  $Fd_{sky}$  は Fig. 2-1(b)の 1/4 車両モデルの記号とスカイフック減衰係数  $c_{sky}$  を用いて説明すると、次式で表すことができる [21].

$$F_{d_{sky}} = C_{sky} \cdot \dot{z}_b, \quad \text{if } \dot{z}_b(\dot{z}_b - \dot{z}_t) > 0$$

$$F_{d_{sky}} = 0, \quad \text{if } \dot{z}_b(\dot{z}_b - \dot{z}_t) < 0$$
(2-1)

Fig. 2-2 にスカイフック減衰力指令と相対速度の関係を示す。図中の実線は式(2-1)中の条件分岐に関わらずスカイフック減衰力指令を  $F_{d_{sky}} = C_{sky} \cdot \dot{z}_b$  とした減衰力指令と相対速度の関係を示している。また図中の点線は式(2-1)の通りに  $\dot{z}_b(\dot{z}_b - \dot{z}_t)$  が負になる場合(グラフ中の第2, 第4象限)には減衰力指令をゼロとした場合を示している。これより、スカイフック制御では相対速度ゼロにおいて指令値が不連続となる。つまり、減衰力が急変しジャーク発生のポテンシャルが高いことがわかる。

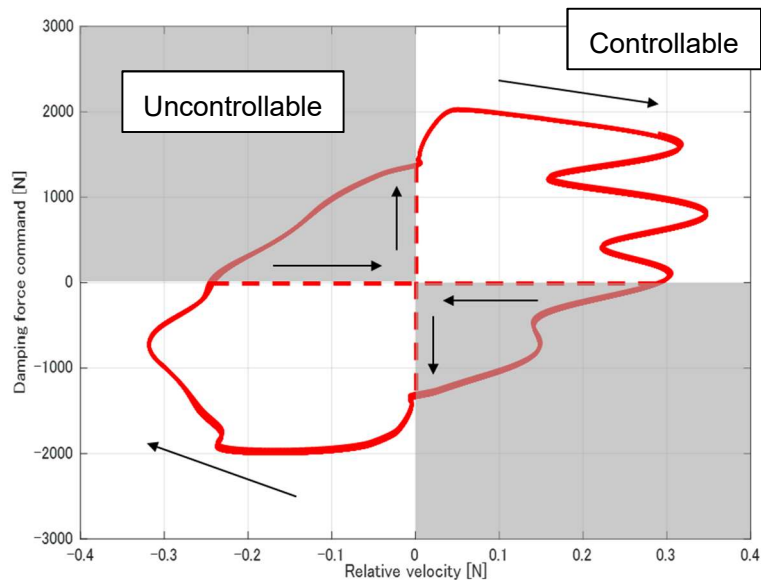


Fig. 2-2 Comparison of Sky-hook damping force command vs relative velocity

このスカイフック制御を自動車用のセミアク制御として実装する場合には **Fig. 2-3** に示すように構築することができる。各輪のばね上速度、相対速度およびロールレイトは **Fig. 1-4** に示すセンサから取得した情報に基づき演算される。具体的には各輪のばね上速度はばね上上下加速度を積分して求め、相対速度は相対変位を微分して求める。ロールレイトは各輪のばね上速度の左右差を左右間距離で割って算出する。

算出したばね上の上下およびロールレイトに対し、スカイフックゲインを乗算し、各輪独立の上下スカイフック目標減衰力と前後独立のロールスカイフック目標減衰力を求める。最後にそれらを加算し、この目標減衰力とピストン速度を 2D マップに入力し電流指令値が決定される。

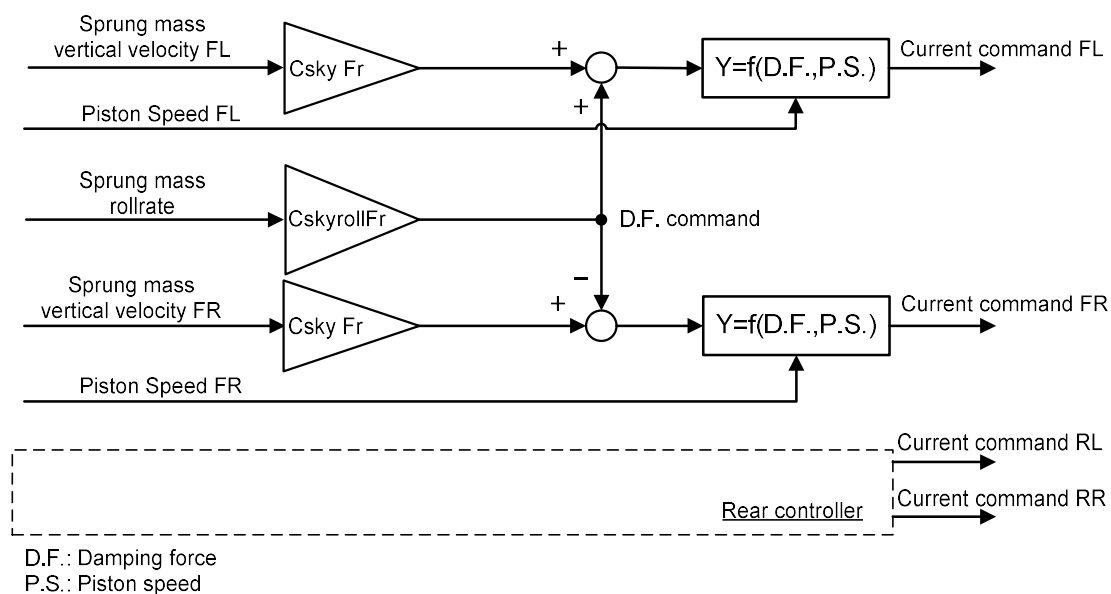


Fig. 2-3 Sky-hook control block diagram

### 2.3. 制御系設計

Fig. 2-4 に開発した制御系の概要を示す。双線形最適制御理論(以下 BLQ)に基づくセミアク制御に路面に適応したゲインスケジューリングを適用し、車両状態量の推定にはばね上加速度と車高センサの信号を用いた。BLQ 制御指令は減衰係数制限部に入力されピストン速度に応じて制御指令が補正され、ダンパ特性を記憶したマップにより指令電流値が決定され、その電流値に基づきダンパの減衰力が制御される。

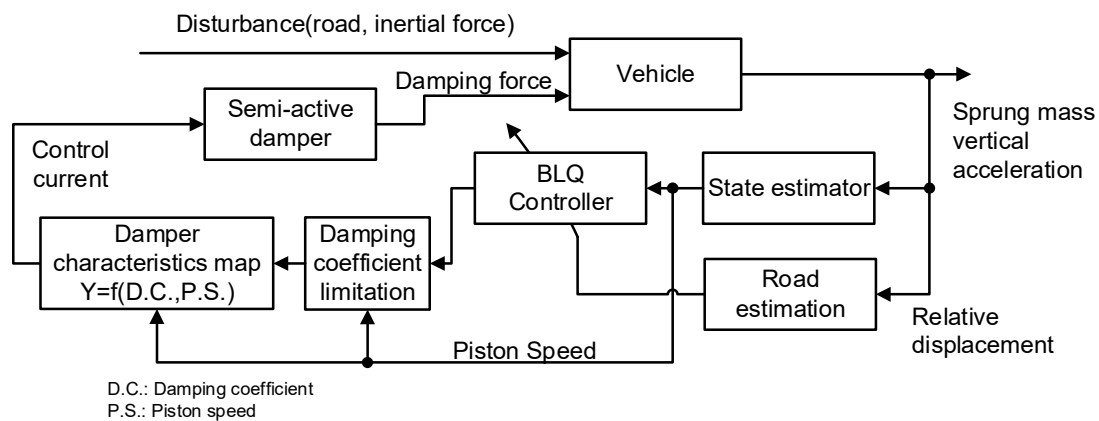


Fig. 2-4 Overview of control systems

### 2.3.1. 制御設計モデル

上下運動を対象とした制御設計モデルには Fig. 2-5 に示す 1/4 車両モデルを適用した.

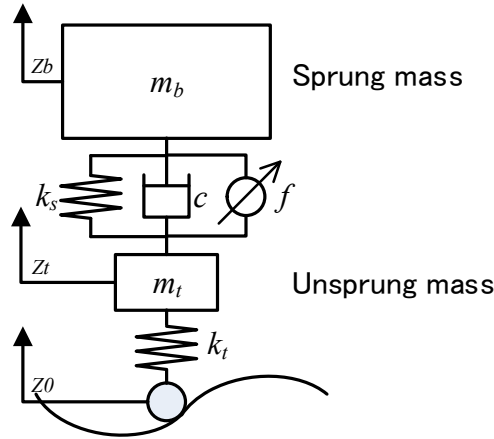


Fig. 2-5 Quarter-vehicle model

ここで, 車体の絶対上下変位を  $z_b$ , ばね下の絶対上下変位を  $z_t$ , 路面の絶対上下変位を  $z_0$ , 車体質量を  $m_b$ , ばね下質量  $m_t$ , 車体ばね下間のばね定数を  $k_s$ , タイヤばね定数を  $k_t$ , ダンパ減衰係数を  $c$ , 車体とばね下間に働く制御力を  $f$  としている. ここで, ばね上—ばね下間の相対変位を  $z_{bt}$ , ばね下—路面間の相対変位を  $z_{t0}$  とすると

$$z_{bt} = z_b - z_t \quad (2-2)$$

$$z_{t0} = z_t - z_0 \quad (2-3)$$

となる. 状態方程式を

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{G}\mathbf{w} \quad (2-4)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}\mathbf{u}$$

とし, 状態変数を  $\mathbf{x} = [z_{bt} \quad \dot{z}_b \quad z_{t0} \quad \dot{z}_t]$ , 出力を  $\mathbf{y} = [\ddot{z}_b \quad \dot{z}_b \quad \ddot{z}_t \quad \dot{z}_t]$ , , 車体とばね下間に働く外力  $\mathbf{u} = f$ , 外乱をばね下速度  $\mathbf{w} = \dot{z}_0$ . としている. また, 状態方程式の各要素は

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{k_s}{m_b} & -\frac{c}{m_b} & 0 & \frac{c}{m_b} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{k_s}{m_t} & \frac{c}{m_t} & -\frac{k_t}{m_t} & -\frac{c}{m_t} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ m_b \\ 0 \\ -1 \\ m_t \end{bmatrix}, \quad \mathbf{G} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} -\frac{k_s}{m_b} & -\frac{c}{m_b} & 0 & \frac{c}{m_b} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_s}{m_t} & \frac{c}{m_t} & \frac{k_t}{m_t} & \frac{c}{m_t} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{D} = \begin{bmatrix} 1 \\ \frac{1}{m_b} \\ 1 \\ \frac{1}{m_t} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2-5)$$

である．次に本制御設計モデルを用いた制御設計について述べる．

### 2.3.2. 双線形最適制御理論に基づく上下運動制御系の設計

双線形最適制御理論に基づく上下運動制御系(以下, 上下 BLQ と略す)の設計法について説明する．前述の状態方程式では制御力  $f$  を用いたが, 双線形システムの場合には入力を減衰係数  $u_c$  として取り扱う．よって, ((2-4)式が以下のような状態方程式で記述される．

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{x}^*u_c + \mathbf{G}\mathbf{w} \quad (2-6)$$

ここで,  $\mathbf{x}^*$  は状態変数  $\mathbf{x}$  を含む要素のため制御力  $f$  を減衰係数入力  $u_c$  と相対速度 で表すと次式のようになる．

$$f = -u_c(\dot{z}_b - \dot{z}_t) \quad (2-7)$$

よって

$$\mathbf{x}^* = (\dot{z}_b - \dot{z}_t) \quad (2-8)$$

である．

一般に入力が不規則である場合には状態変数が確率変数となるので, 評価関数は期待値で表された式(2-9)を用いる．

$$J(u_c) = E \left\{ \int_{t_0}^T [\mathbf{x}^T \mathbf{C}^T \mathbf{Q} \mathbf{C} \mathbf{x} + u_c \mathbf{x}^{*T} \mathbf{R} \mathbf{x}^* u_c] dt \right\} \quad (2-9)$$

ただし,  $\mathbf{Q}$  は状態量にかける重みであり,  $\mathbf{R}$  は制御入力にかける重みである．本研究では車体の絶対加速度, 速度, 車体-ばね下間相対変位, ばね下の絶対加速度, 速度, ばね下-路面間相対変位に重み付けし, これらの振動を低減する制御器を設計する．

ここで,

$$J(u_c^0) = \min_{u_c(t)} J(u_c) \quad (2-10)$$

となるような最適制御入力  $u_c^0$  を求める．上記の問題をダイナミックプログラミングによって解き, 最適制御入力  $u_c^0$  は定常問題と考えると次式のように求められる [29]．

$$u_c^0 = -(\mathbf{x}^{*T} \mathbf{R})^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{p} \mathbf{x} \quad (2-11)$$

ただし, (10)式の  $\mathbf{p}$  は次式の一意正定解である．

$$0 = A^T p + pA - pBRB^T p + C^T QC \quad (2-12)$$

### 2.3.3. ロール運動制御系の設計(ロール BLQ)

前述の上下運動の制御系と同様にして，ロールを抑制する双線形制御理論に基づくロール運動制御系(以下，ロール BLQ と略す)を設計する．運動モデルは，実車適合時に前輪と後輪の上下運動およびロール運動を個別に適合可能とするため，Fig.2-6 に示す上下運動無し

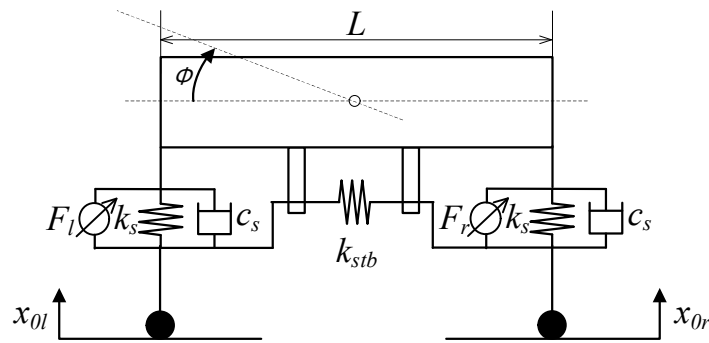


Fig.2-6 Half-vehicle model

ここで，車体のロール角を $\phi$ ，路面の左右輪での絶対上下変位をそれぞれ $x_{0r}$ ， $x_{0l}$ ，車体ロール慣性モーメントを $I$ ，車体ばね下間のばね定数を $k_s$ ，スタビライザのばね定数を $k_{stb}$ ，ダンパ減衰係数を $c_s$ ，車体とばね下間に働く左右輪での外力を $F_r$ ， $F_l$ としている．Fig.2-6 よりロール方向の運動方程式は，

$$I\ddot{\phi} = -\frac{c_s L^2}{2} \dot{\phi} - \frac{(k_s + k_{stb})L^2}{2} \phi - F_r \frac{L}{2} + F_l \frac{L}{2} \quad (2-13)$$

$$+ \frac{c_s L}{2} (\dot{x}_{l0} - \dot{x}_{r0}) + \frac{(k_s + k_{stb})L}{2} (x_{l0} - x_{r0})$$

と導出される．状態方程式を

$$\dot{\mathbf{x}}_{roll} = \mathbf{A}_{roll} \mathbf{x}_{roll} + \mathbf{B}_{roll} \mathbf{x}_{roll} * \mathbf{u}_{c\ roll} + \mathbf{G}_{roll} \mathbf{w}_{roll} \quad (2-14)$$

$$\mathbf{y}_{roll} = \mathbf{C}_{roll} \mathbf{x}_{roll}$$

とする．ここで双線形システムのため車体とばね下間に働く左右輪での外力を左右輪の減衰係数入力 $c_r$ ， $c_l$ と左右輪それぞれの相対速度 $L\dot{\phi} - \dot{x}_r$ ， $-L\dot{\phi} - \dot{x}_l$ で表すと次式のようなになる．

$$F_r = c_r(L\dot{\phi} - \dot{x}_r) \quad (2-15)$$

$$F_l = c_l(-L\dot{\phi} - \dot{x}_l)$$

ここで、状態変数を  $\mathbf{x}_{roll} = [\dot{\phi} \ \varphi]^T$ ,  $\mathbf{x}_{roll}^* = [L\dot{\phi} - \dot{x}_r \ -L\dot{\phi} - \dot{x}_l]^T$ , 出力を  $\mathbf{y}_{roll} = [\dot{\phi} \ \varphi]^T$ , 制御力を  $\mathbf{u}_{c\ roll} = [c_r \ c_l]^T$ , そして外乱を  $\mathbf{w}_{roll} = [\dot{x}_r - \dot{x}_l \ x_r - x_l]^T$  とすると、状態方程式の各要素は

$$\begin{aligned} \mathbf{A}_{roll} &= \begin{bmatrix} \frac{-c_s L^2}{2I} & \frac{-(k_s + k_{stb})L^2}{2I} \\ 1 & 0 \end{bmatrix}, & \mathbf{B}_{roll} &= \begin{bmatrix} \frac{-L}{2I} & \frac{L}{2I} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \\ \mathbf{G}_{roll} &= \begin{bmatrix} \frac{c_s L}{2I} & \frac{(k_s + k_{stb})L}{2I} \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, & \mathbf{C}_{roll} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2-16)$$

となる。

この状態方程式より、車体のロール角、ロールレイトに重み付けし、これらの振動を低減する制御器を設計するため、上下振動の制御系と制御と同様に最適制御入力  $\mathbf{u}_{croll}^0$  を求めると

$$\mathbf{u}_{croll}^0 = -(\mathbf{x}_{roll}^{*T} \mathbf{R}_{roll})^{-1} \mathbf{B}_{roll}^T \mathbf{p}_{roll} \mathbf{x}_{roll}. \quad (2-17)$$

となる。ここで  $\mathbf{p}_{roll}$  は次式の一意正定解である。

$$0 = \mathbf{A}_{roll}^T \mathbf{p}_{roll} + \mathbf{p}_{roll} \mathbf{A}_{roll} - \mathbf{p}_{roll} \mathbf{B}_{roll} \mathbf{R}_{roll} \mathbf{B}_{roll}^T \mathbf{p}_{roll} + \mathbf{C}_{roll}^T \mathbf{Q}_{roll} \mathbf{C}_{roll} \quad (2-18)$$

### 2.3.4. 適合性向上を狙った上下 BLQ とロール BLQ の統合と振動レベルに応じたゲインスケジューリング

上下、ロールそれぞれ独立して制御系を設計したため、それらを統合する必要がある。そこで、上下、ロール、それぞれの最適制御入力を式変形し、減衰力として上下分とロール分を加算して各輪の減衰係数を求める構成として制御ロジックを Fig. 2-7 のように構築した。ここで図中の  $gsp$  は詳細を後述する。



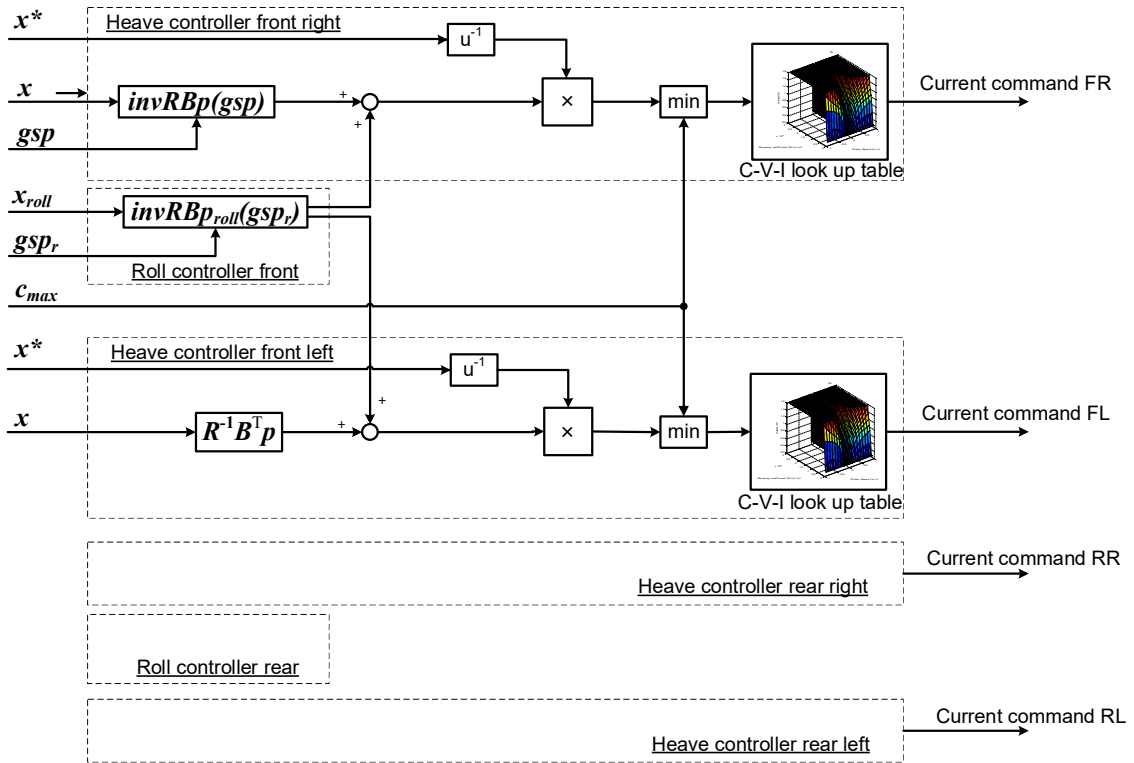


Fig. 2-7 Heave and roll integrate controller block diagram

上下・ロールそれぞれの最適制御入力は(2-11), (2-17)式であるので, それぞれ左からそれぞれ  $x^*$ ,  $x_{roll}^*$  を乗算することにより

$$x^{*T} u_c^0 = -R^{-1} B^T p x \quad (2-19)$$

$$x_{roll}^{*T} u_{croll}^0 = -R_{roll}^{-1} B_{roll}^T p_{roll} x_{roll} \quad (2-20)$$

とできる. ここでロール制御系の  $x_{roll}^*$  は上下系と同じダンパの相対速度  $x^*$  と考えることができるので

$$x^{*T} u_{croll}^0 = -R_{roll}^{-1} B_{roll}^T p_{roll} x_{roll}. \quad (2-21)$$

とする. これらの式 (2-20), (2-21) の左辺は相対速度に減衰係数を乗算した減衰力そのものである. この右辺の式を用いて各輪の減衰力を算出することとした. ロール制御分の  $x_{roll}^{*T} u_{croll}^0$  は左右輪の減衰力となるため, その値をそれぞれ左右輪の上下制御分の減衰力と加算して各輪の減衰力とする. このようにして算出した減衰力に  $x^*$  (相対速度) の逆行列を乗算することで減衰係数指令を算出する. その値に 2.3.5 項にて後述する減衰係数制限を付加した減衰係数指令値を C-V-I マップ(減衰係数—相対速度—電流値)に入力することで指令電流を算出し, 各輪のダンパ指令値とする.

ここで Fig. 2-7 の  $invRBp(gsp)$  ,  $invRBproll(gsp_r)$  は(2-19) , (2-20)式右辺の  $-R^{-1}B^T p$  ,  $-R_{roll}^{-1}B_{roll}^T p_{roll}$  を示しており,  $gsp$  は車両の振動状態に応じたゲインスケジューリングパラメータである. この  $gsp$  の大小に応じて割り当てられたゲイン  $invRBp$  ,  $invRBproll$  を乗算し減衰力を算出する.  $gsp$  は Fig. 2-8 に示すように各輪の車高センサ信号からばね上共振付近の振動を抽出し, その振動レベルに応じて  $gsp$  変更するように構築した.

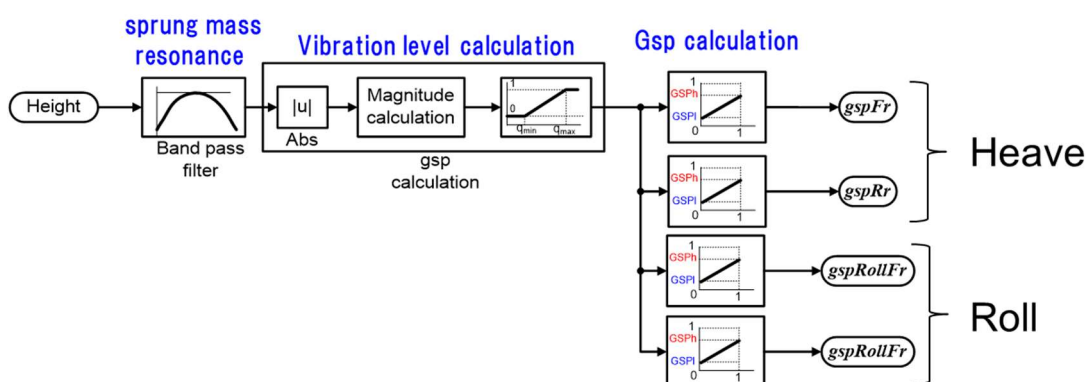


Fig. 2-8 gsp calculation block diagram

Fig. 2-9 に低ゲインおよび高ゲインに  $gsp$  を設定した場合の例を示す.  $gsp$  は前後の上下/ロールの 4 つの値を持ち, それぞれの制御器のゲインは  $GSPh$  の値により設定可能であるため,  $GSPh$  を変更するだけで簡易に適合が可能である.

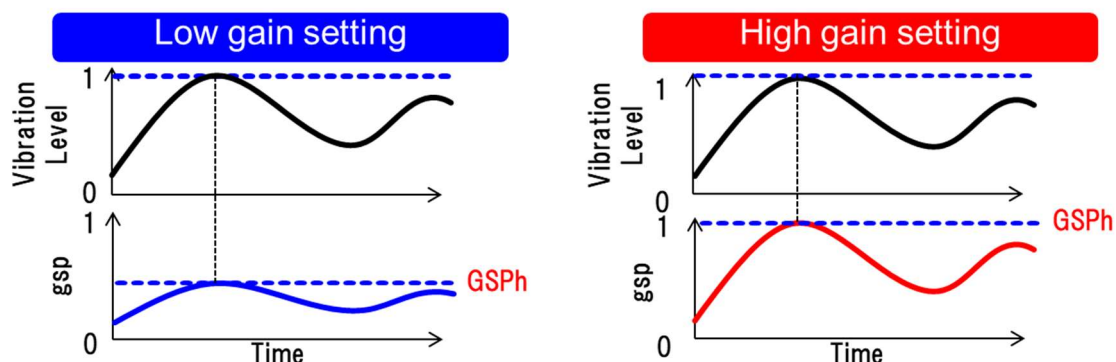


Fig. 2-9 Example of gsp calculation setting

Table 2-2 に提案手法と従来手法の適合性を比較した結果を示す. チューニングパラメータ数は, 適合性の高い Sky-hook 制御と比較して提案手法は同数である. また, 上下とロー

ルを同時に考慮した 1/2 車両を適用した BLQ 制御では、上下・ロールを独立してチューニングするにはゲインスケジューリングは適用できないため、重みを変更する度に毎回リカッチ方程式を解く必要があり、実車チューニング時に専用ツールが必要となる。一方、提案手法では上下・ロールを独立して設計しゲインスケジューリング手法を適用したため、リカッチ方程式を解く必要がなく上下・ロールを独立して前述の GSPh によりチューニング可能であり、スカイフック同等の適合性を有している。

**Table 2-2 Comparison of tunability**

<b>Contents</b>	<b>Sky-hook Control (Heave + Roll)</b>	<b>BLQ control (Heave + Roll)</b>	<b>Proposed Gain scheduled BLQ control (Heave + Roll)</b>
<b>Vehicle model</b>	None	1/2 Heave, Roll	1/4 Heave 1/2 Roll
<b>No. of tuning parameter</b>	4	9	4
<b>Independent Tuning Fr and Rr, Heave and Roll without solving the Riccati equation</b>	Possible	Impossible	Possible
<b>Calculation tool on vehicle testing</b>	Not required	Required for solving the Riccati equation	Not required

### 2.3.5. ジャーク低減を狙った相対速度に応じた減衰係数制限

ここでは Fig. 2-7 中の  $c_{max}$  を相対速度に応じて設定し、スカイフックの課題であるジャークを低減しつつ制振性能を維持する手法について説明する. Fig. 2-10 に相対速度に応じた減衰係数制限手法の DFD と狙いを示す.

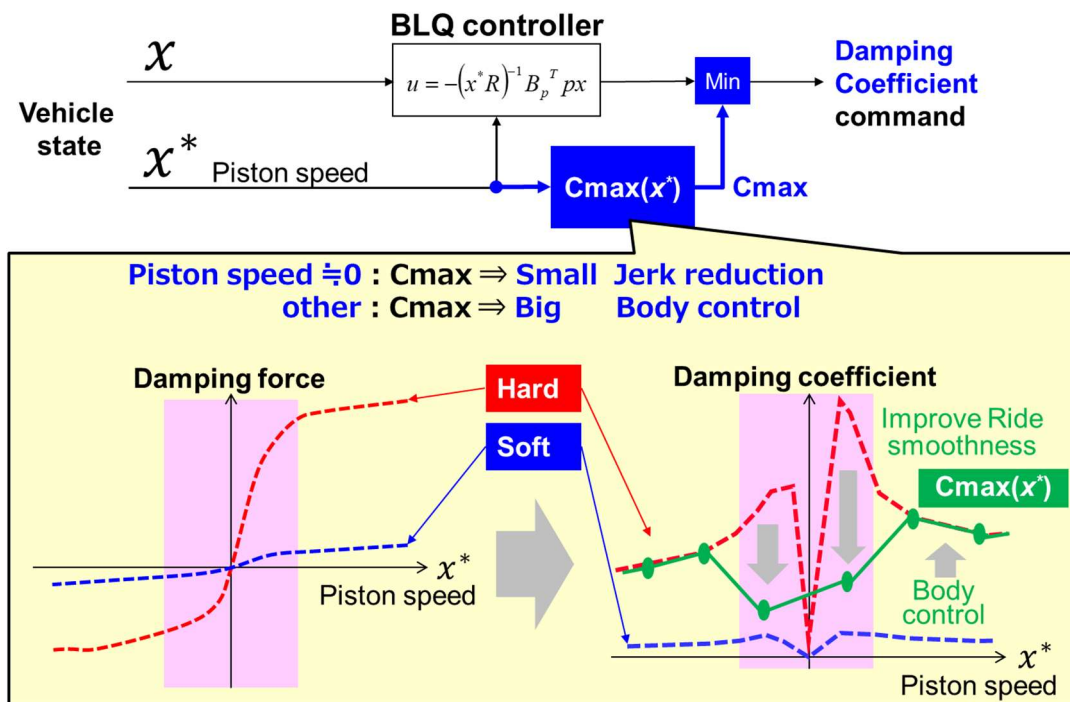


Fig. 2-10 Damping coefficient limitation depend on piston speed

減衰係数制限付き BLQ の目標減衰力  $F_{d_{BLQ}}$  は(2-8),(2-11)式より, 次式で表すことができる.

$$F_{d_{BLQ}} = u_c^0 \cdot (\dot{z}_b - \dot{z}_t), \quad 0 < u_c^0 < c_{max} \quad (2-22)$$

ここで  $c_{max}$ :減衰係数制限値である. しかしながら, 一定の減衰係数制限では滑らかかつ高い制振性能を実現することは難しいと考え, BLQ 制御指令に対してピストン速度に応じて減衰係数制限値を可変にすることで滑らかかつ高い制振性能できると考えた. なぜならば急激な減衰力の切り換えによって生じる振動は相対速度が 0 付近で発生するため, 相対速度が低い場合には低い減衰係数制限値とすることで減衰力の急変を抑制し, 相対速度がある程度高い場合には減衰係数制限値を大きくすることで制振性を高められるためである. 本提案手法の  $F_{d_{BLQ}}$  はピストン速度に応じて減衰係数制限値を可変とした  $c_{max}(\dot{z}_b - \dot{z}_t)$  より次式で表すことができる.

$$F_{d_{BLQ}} = u_c^0 \cdot (\dot{z}_b - \dot{z}_t), \quad 0 < u_c^0 < c_{max}(\dot{z}_b - \dot{z}_t) \quad (2-23)$$

本提案手法は(2-23)式で示すように最適制御入力  $u_c^0$  にリミッタを設けるため, 最適性は失

われるが、既にセミアクティブダンパのメカ特性によっても発生できる減衰力に制約があるため、実用上は問題ないと考えた。また同様のリミッタを(2-1)式で表されるスカイフック減衰係数  $C_{sky}$  に適用すると次式で表すことができる。

$$F_{d_{sky}} = C_{sky} \cdot \dot{z}_b, \quad 0 < C_{sky} < c_{max}(\dot{z}_b - \dot{z}_t) \quad (2-24)$$

ここで(2-23)式から、BLQ 制御は最適制御指令  $u_c^0$  と相対速度  $(\dot{z}_b - \dot{z}_t)$  の積で表されるため、相対速度が 0 の場合には  $F_{d_{BLQ}}$  も必ず 0 になる。対して、(2-24)式のスカイフック減衰係数  $C_{sky}$  に相対速度に応じたりミッタを適用した場合においては、減衰係数制限値  $c_{max}$  は最低でもばね上制振性を維持するために 0 より大きい値(例えば 2000N/(m/s)程度)を設定するため、相対速度が 0 の場合でも  $F_{d_{sky}}$  は 0 にならない。そのため、相対速度が 0 付近で発生する減衰力の急変を防止できないうえに、本来の制御性能が低下すると考えられる。

Fig. 2-11 に相対速度に応じて減衰係数制限値を可変とした BLQ 制御 (青破線) とスカイフック制御 (赤実線) のそれぞれ制御指令を相対速度-減衰力指令のリサージュ波形における比較を示す。これよりスカイフック制御指令は(2-1)式の相対速度=0 における条件分岐を遷移する際に指令値が急変してしまう。それに対し、BLQ 制御指令はピストン速度に応じて減衰係数制限を可変とした効果により、ピストン速度が大きくなるにつれて徐々に指令値を大きくすることで減衰力の急変が抑制できており、滑らかさの向上が期待できる。

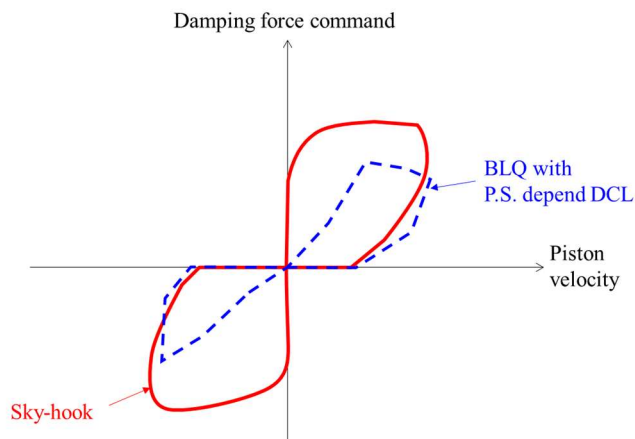


Fig. 2-11 Comparison of damping force command vs piston velocity

## 2.4. 解析検証

提案制御の効果を確認するため、1/4 車両にセミアクティブダンパモデルを組み込んだ解析モデルを用いて検証した。1/4 車両モデルは Fig.2-6 に示した制御設計モデルと同じである。セミアクティブダンパモデルは、油圧モデルとしてモデル化し、各バルブ(ピストン、ボディ、セミアクティブ)の特性は流量差圧特性を look-up テーブルとして考慮した。シミュレーションに用いた車両モデルとダンパモデルの諸元を Table 2-3 に、比較した制御則を Table 2-4 にそれぞれ示す。

**Table 2-3** Vehicle and semi-active damper model parameters

Parameters		Value	Unit
Sprung mass weight	$m_b$	488.1	kg
Unsprung mass weight	$m_t$	56.9	kg
Suspension spring stiffness	$k_s$	32300	N/m
Tire spring stiffness	$k_t$	272100	N/m
Semi-active damper switching response - First order lag system time constant		11(Rise) 2(Drop)	msec
- Dead time		5	msec

**Table 2-4** Compared controls

No.	Control	DCL (Damping coefficient limitation)
1	Sky-hook	-
2	BLQ (Heave only)	Low(2500N/(m/s))
3		High(10000 N/(m/s))
4		Piston speed dependent

Fig. 2-12 に路面入力をばね上共振周波数と合わせた 1.25Hz 正弦波、振幅 0.04m として解析したピストン速度、制御指令値、減衰力およびばね上加速度・加加速度・変位の時系列波

形を示す。これらの図において、黒実線:スカイフック制御, 青一点鎖線:BLQ(低 DCL 設定); 赤点線:BLQ(高 DCL 設定); 緑破線:BLQ 制御(ピストン速度に応じて DCL 可変)を示している。これらより、スカイフック制御および高い減衰係数制限を設定した BLQ 制御はばね上加速度および変位が低く制振性は高いもののジャークが大きいことがわかる。一方、低い減衰係数制限を設定した BLQ 制御はばね上加速度および変位が大きく制振性が悪いものの、ジャークは小さいことがわかり、制振性とジャーク低減による滑らかさの両立ができていないことがわかる。しかしながら、提案手法であるピストン速度に応じて減衰係数制限値を可変とした BLQ 制御はスカイフック制御および高い減衰係数制限を設定した BLQ 制御同等の制振性能と、低い減衰係数制限を設定した BLQ 制御と同等以上の滑らかさを実現できていることがわかる。制御指令値は、ピストン速度が 0 となるタイミングにおいてスカイフック制御と高い減衰係数制限を設定した BLQ 制御は制御指令値が急激に立ち上がり、減衰力変化が大きくなりジャークの発生につながっていることがわかる。提案手法であるピストン速度に応じて減衰係数制限値を可変とした BLQ 制御は、ピストン速度が 0 となるタイミングにおいては制御指令値を小さく抑え、ピストン速度が大きくなるにしたがって制御指令値も大きくして、制振に必要な減衰力を発生することによりジャークの発生を抑制しつつ制振性を確保できている。

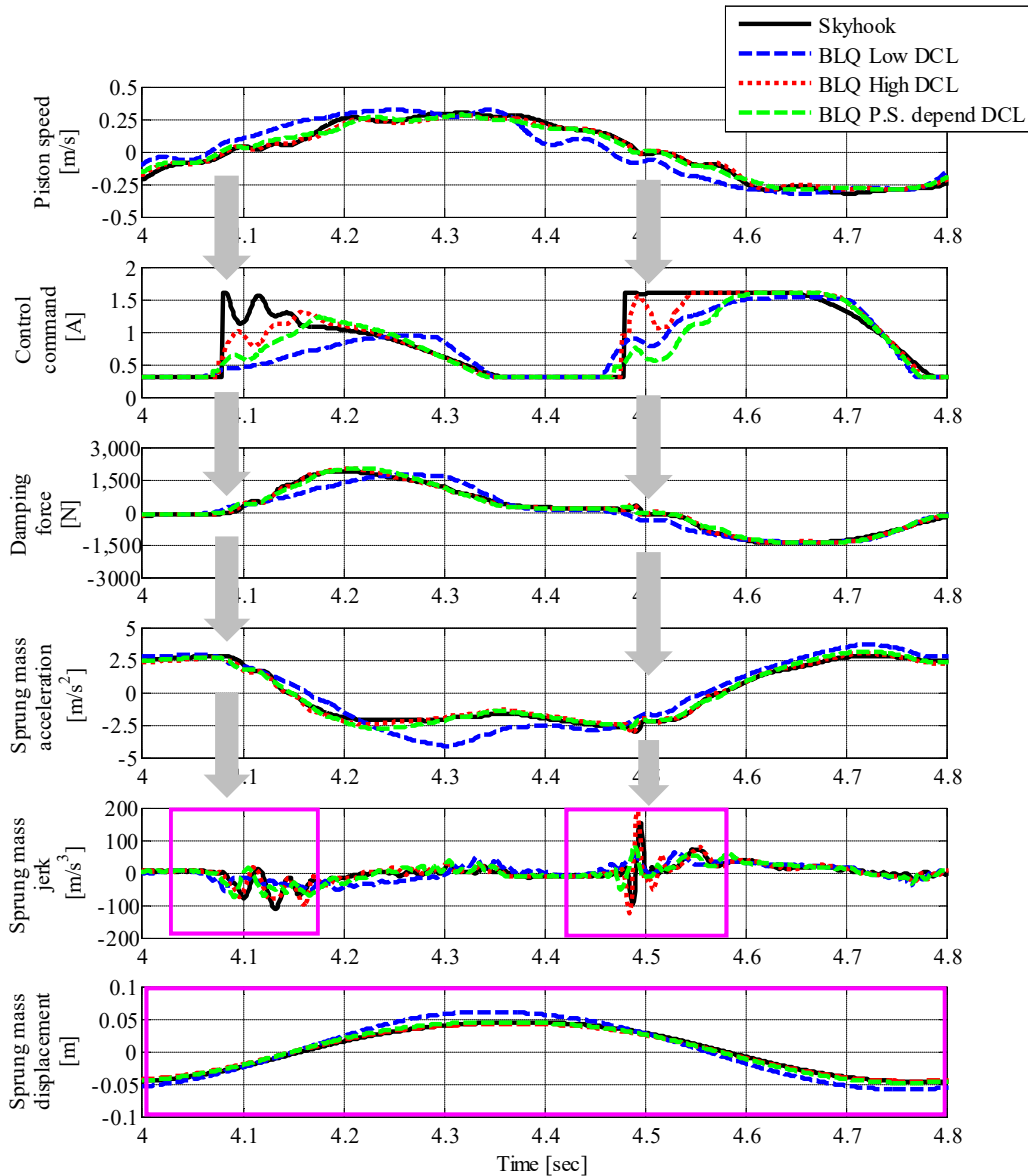
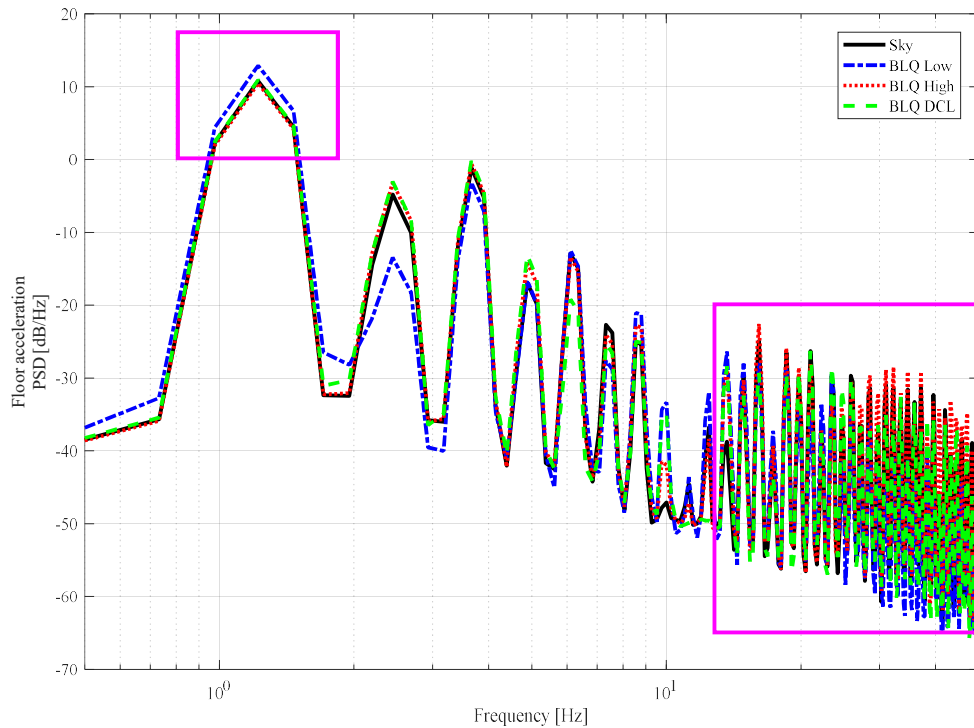


Fig. 2-12 Comparison of time history data on 0.04m sprung mass natural frequency sinusoidal input

次にばね上上下下加速度の PSD(Power Spectrum Density)の比較結果を Fig. 2-13 に示す。これより、時系列データと同様に 1 から 2Hz のばね上共振周波数であればスカイフックと提案手法は同等の振動レベルであることがわかる。一方で 16Hz 以上の領域においては提案手法の方がスカイフック制御より振動レベルを低減できており、ジャーク低減により路面入力周波数とは異なるダンパに起因した振動を低減し乗り心地を改善できていることがわかる。つまり、路面入力周波数とは異なるダンパに起因した高周波振動を低減できていると考えられる。





**Fig. 2-13** Comparison of floor acceleration PSD on 0.04m sprung mass natural frequency sinusoidal input

次に路面入力をばね下共振周波数と合わせた 11.5Hz 正弦波，振幅 0.001m として解析したピストン速度，制御指令値，減衰力，ばね上加速度・加加速度およびばね下加速度の時系列波形を Fig. 2-14 に示す．これらより，BLQ 制御の減衰係数制限の違いによる差は全くないものの，スカイフック制御と比較して制御指令値が大きいことで減衰力をより発生し，結果としてばね下加速度が小さくできていることがわかる．これは Umehara ら [29]も述べているようにスカイフック制御はばね上速度のみに応じて制御を行っているため，ばね上に対しては良好な制振効果が得られるが，BLQ 制御はばね上振動だけでなくばね下振動についても考慮していることから，ばね上振動のみならずばね下振動に対しても性能を改善できるからである．よって提案手法の狙い通りの有効性を解析上で確認することができた．

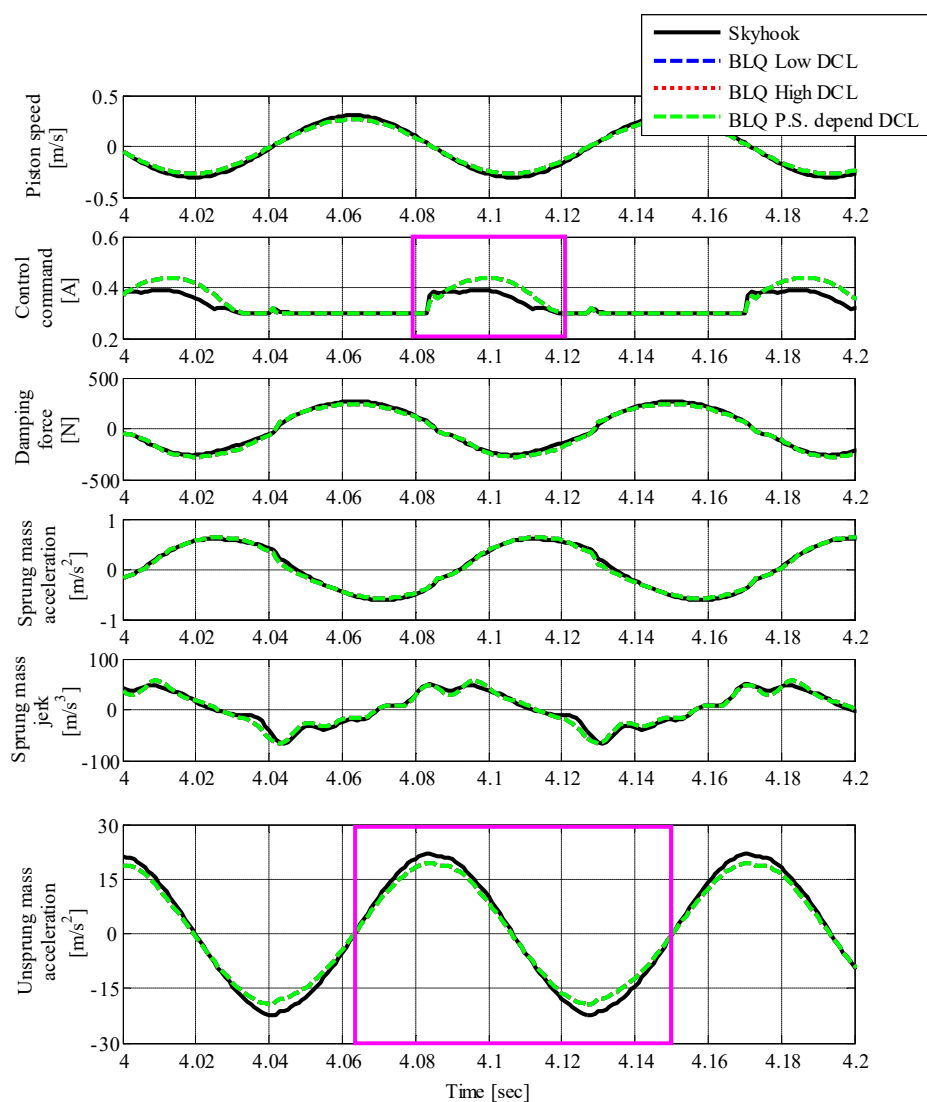


Fig. 2-14 Comparison of time history data  
on 0.001m unsprung mass natural frequency sinusoidal input

## 2.5. 実車検証

### 2.5.1. 実験車構成

実験車はEセグメントのセダントイプ、FR駆動のハイブリッド車を用いた。セミアク制御は汎用コントローラに組み込まれ、ばね上加速度および車高センサ信号とCAN信号(操舵角、横加速度、ヨーレートおよび車輪速等)から制御指令を演算し、各輪のセミアクティブダンパに電流を出力し、減衰力をリアルタイムにて制御する。

## 2.5.2. 波状路試験結果

まず提案手法をシミュレーションとほぼ同等のばね上共振周波数の路面入力である波状路(Fig. 2-15)にて評価した。BLQ制御とスカイフック制御のゲインはばね上変位が同等となるようにチューニングした値を用いた。

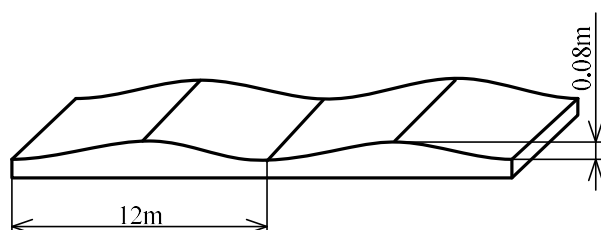


Fig. 2-15 Pitch and jounce road

Fig. 2-16 に時系列の試験結果を示す。これらの図において、黒実線:スカイフック制御, 青一点鎖線:BLQ(低 DCL 設定); 赤点線:BLQ(高 DCL 設定); 緑破線:BLQ 制御(ピストン速度に応じて DCL 可変)を示している。

これらより、スカイフック制御と高い減衰係数制限を設定した BLQ 制御はばね上加速度および変位が小さく制振性は高いもののジャークが大きいことがわかる。一方、低い減衰係数制限を設定した BLQ 制御はばね上加速度と変位が大きく制振性が悪いものの、ジャークは小さく、制振性とジャーク低減による滑らかさの両立ができていないことがわかる。しかしながら、解析結果と同様に提案手法であるピストン速度に応じて減衰係数制限値を可変とした BLQ 制御はスカイフック制御および高い減衰係数制限を設定した BLQ 制御同等の制振性能と、低い減衰係数制限を設定した BLQ 制御と同等以上の滑らかさを実現できていることがわかる。

制御指令値においても、提案手法であるピストン速度に応じて減衰係数制限値を可変とした BLQ 制御は、ピストン速度が 0 をクロスするタイミングにおいて制御指令値を小さく抑え、ピストン速度が大きくなるにしたがって制御指令値も大きくすることによりジャークの発生を抑制しつつ制振性を確保できている。

Fig. 2-17 にフロア上下加速度 PSD の比較結果を示す。これより、スカイフック制御と高い減衰係数制限を設定した BLQ 制御は全周波数帯において同等の振動レベルであることがわかる。一方、低い減衰係数制限を設定した BLQ 制御はばね上共振周波数帯(1~2Hz)において振動レベルが大きいが、それ以上の周波数帯では最も振動レベルが低いことがわかる。しかしながら、解析結果と同様に提案手法であるピストン速度に応じて減衰係数制限値を

可変とした BLQ 制御はばね上共振周波数帯においてスカイフック制御および高い減衰係数制限を設定した BLQ 制御同等の制振性能と、6~30Hz 帯において低い減衰係数制限を設定した BLQ 制御に近い振動レベルを実現できていることがわかる。つまり、路面入力周波数とは異なるダンパに起因した高周波振動を低減できていると考えられる。

よってこれらの結果より、提案手法の有効性を実車においても確認することができた。

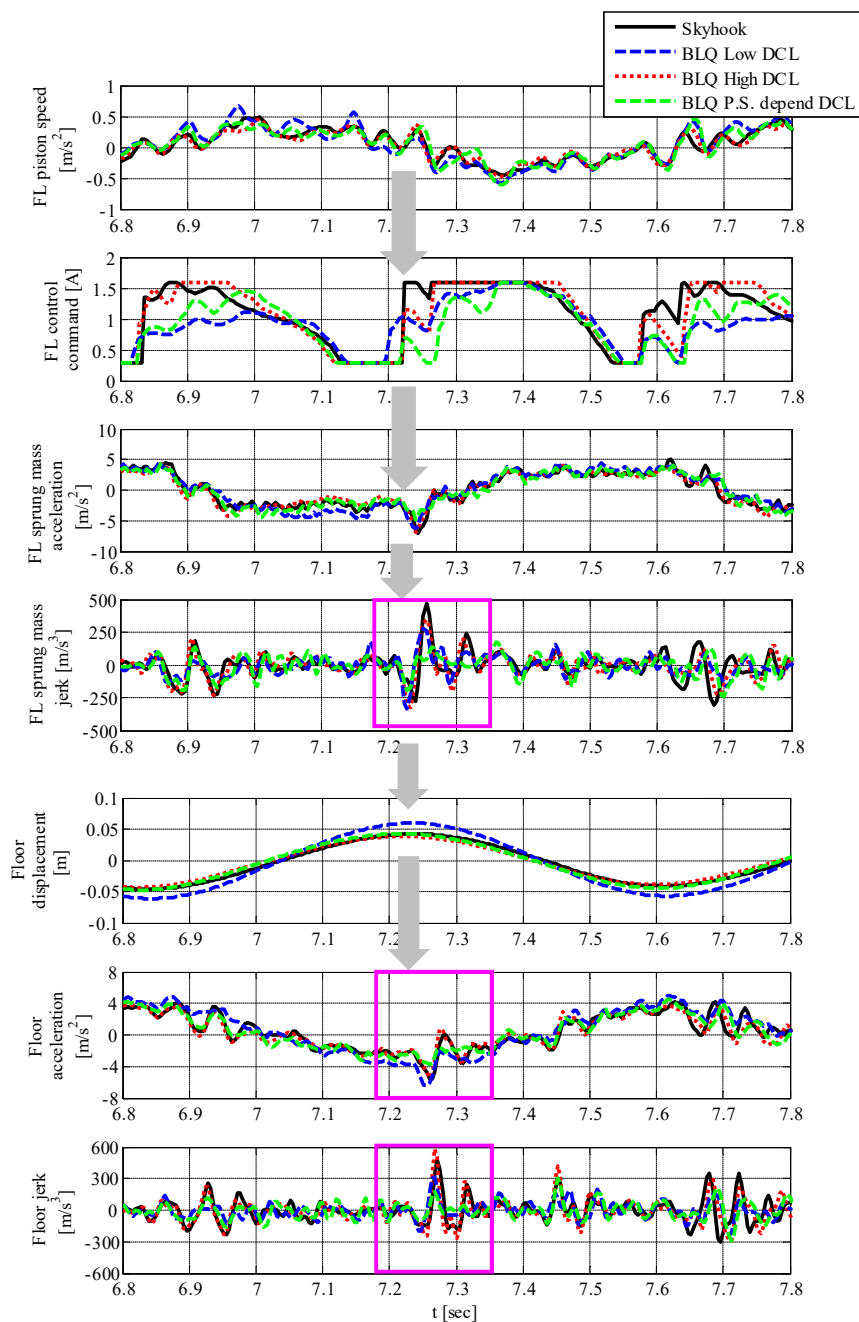


Fig. 2-16 Comparison of time history data on pitch and jounce road 54km/h

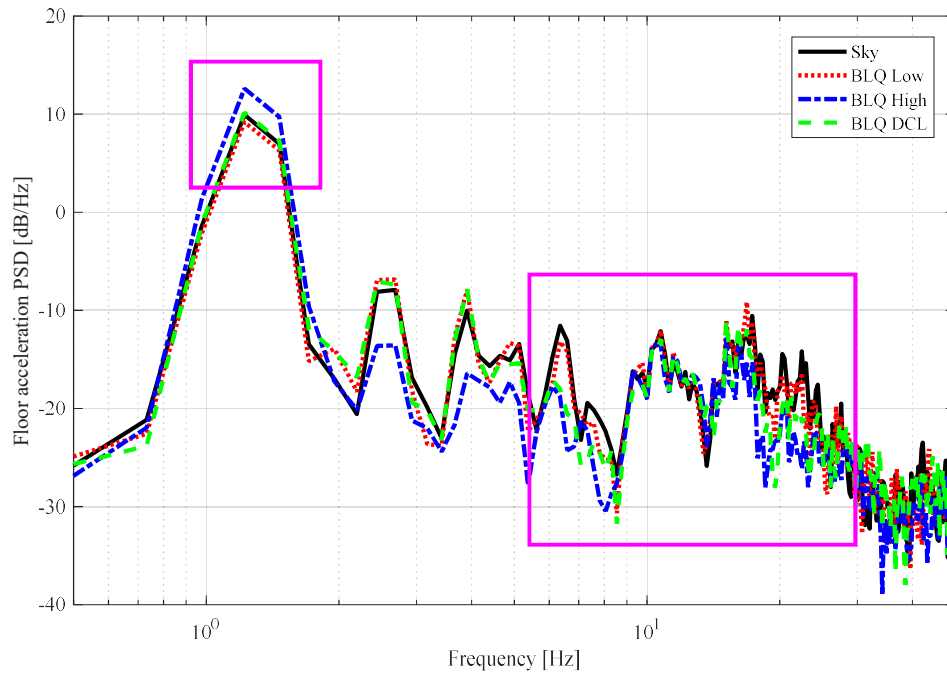


Fig. 2-17 Comparison of floor acceleration PSD on pitch and jounce road 54km/h

### 2.5.3. ロールを含む複合路面での性能評価

次に実路面を想定したロールを含む複合路面において提案手法の検証を行った。本路面はISO8608においてEランクの悪路に相当する路面である。

時系列における提案手法とスカイフック制御の比較結果を Fig. 2-18 に示す。ここで黒実線はスカイフック制御、緑破線はBLQ制御(ピストン速度に応じてDCL可変)を示す。これらより、スカイフック制御と提案手法は同等のばね上制振性を達成しており、スカイフック制御と比較して高周波の加速度を低減できていることがわかる。

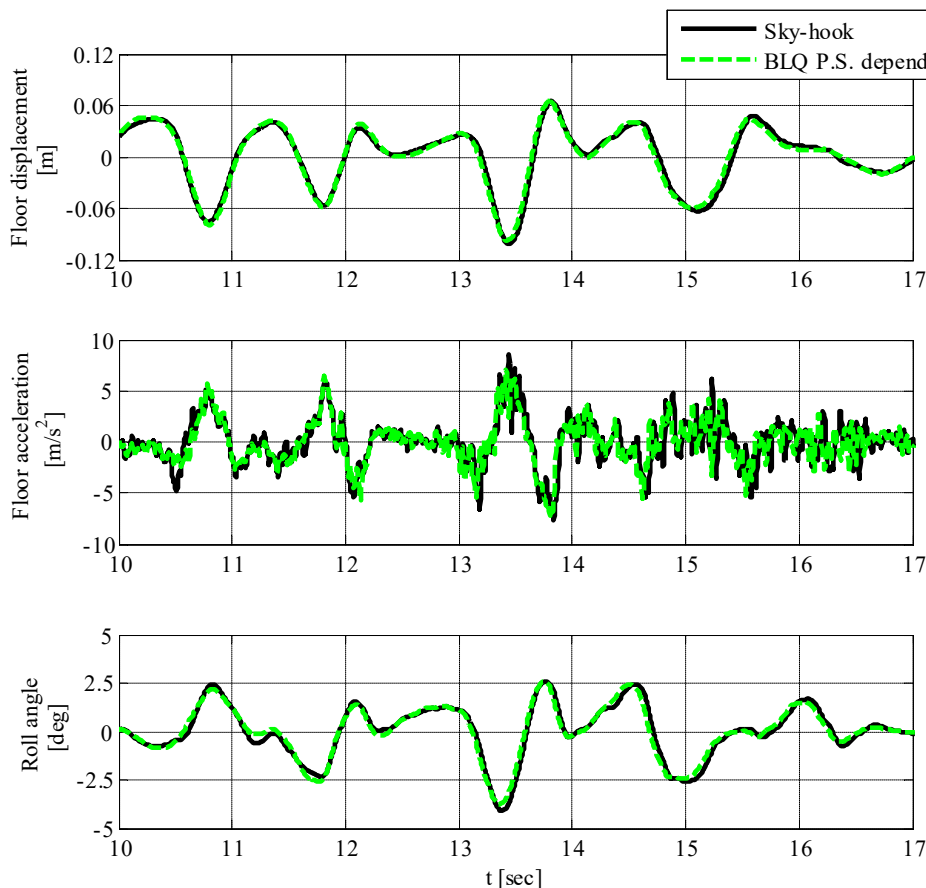


Fig. 2-18 Comparison of time history data on swell and head toss road 73km/h

次にフロア加速度の PSD の比較結果を Fig. 2-19 に示す。これより、1 から 2Hz のばね上共振周波数であればスカイフックと提案手法は同等の制振性能であることがわかる。一方で 2Hz 以上の領域においては提案手法の方がスカイフック制御より振動レベルを低減できており、乗り心地を改善できていることがわかる。これは、スカイフック制御がピストン速度ゼロに近い領域において、ダンパが発生可能な減衰力に対して目標減衰力が大きいため常に高い制御指令値を出力してしまうが、提案手法はピストン速度が低い領域においては発生可能な減衰力より小さく指令値を低く抑えるため、減衰力が低い方が路面から車体への振動伝達特性が低い 2Hz 以上の領域における乗り心地の悪化を防止できるためと考えられる。

更に、ISO2631-1 の重み付け曲線を考慮し計算したフロア上下加速度実効値(RMS 値)により、提案手法とスカイフック制御を比較した結果を Table 2-5 に示す。これより ISO 基準での乗り心地評価指標においては 10.3%改善できている。



Fig. 2-19 Comparison of floor acceleration PSD on swell and head toss road 73km/h

Table 2-5 Comparison of ISO weighted floor acceleration RMS

Control method	ISO weighted floor acceleration RMS m/s <sup>2</sup>
BLQ P.S. depend DCL	1.137
Sky-hook	1.267

## 2.6. まとめ

本章では、実車適合に求められる高いチューニング性とスカイフック同等の高い制振性と滑らかさの両立を狙いとした双線形最適制御に基づく相対速度に応じて減衰係数制限値を可変とする減衰力制御則を提案し、シミュレーションと実車検証を行い以下の結論を得た。

- (1) 実車適合時に求められる高いチューニング性を実現するため、BLQ 制御に基づき 4 輪独立の上下制御、前後独立のロール制御の統合およびゲインスケジューリングを適用し

た減衰力制御則を構築した。その結果、チューニングするパラメータ数をスカイフック同等の6個とし、前後輪の上下、前後輪のロールを独立してパラメータ変更可能な制御則を構築することができた。

- (2) 構築した減衰力制御則に対し、制振性能を維持しつつ、ピストン速度ゼロ付近において発生するジャークの防止を狙いに相対速度に応じて減衰係数制限値を可変する手法を提案した。
- (3) 提案手法をシミュレーションと実車検証においてスカイフック制御と比較し、提案手法はスカイフック制御と同等のばね上制振性能とスカイフック制御以上の滑らかな乗り心地および高いばね下制振性能を実現できることを確認した。具体的には、スカイフック制御と比較して本提案手法ではフロア上下ジャークを55%、ISO2631-1に基づく乗り心地定量値(フロア上下加速度実効値)を10.3%、それぞれ低減できることが確かめられた。



## 第3章 操舵時のロール感を考慮した減衰力制御

### 3.1. はじめに

前章では路面入力によって発生する上下動とロールを低減する手法について述べた。本章では操舵時のロール感と言われる部分について注目する。

制御サスペンションを用いた操縦安定性の向上に対し、アクティブスタビライザ [8] [9]や、相互連携サスペンション [19] [20]が開発され、旋回時のロール角を小さくしようとするシステムの採用が多くみられる。セミアクにおいても、操縦安定性の向上に関する様々な研究がされているが、基本的な概念は定常ロール角についても対象とした上記のシステムと異なり、操舵時に減衰力を高めることにより過渡ロール角を抑制することである [25] [42]。

一方、ロールの大小だけでは判断できないロール感に着目した研究 [44] [43] [45]が様々報告されている。ロール角低減効果だけでなくロール感の更なる向上を実現するためピッチ挙動についても考慮した汎用的な制御ロジックがセミアクにも求められている。

そこで本章では、山門らが提唱している G-Vectoring 制御 [65] [66] [67]を搭載した試作車両が各文献で報告されてきたようにドライバフィーリングが良いという点に着目し、過去のロール感に関する研究と比較検証し、その動きをセミアクの減衰力制御で再現することを考えた [68]。そして、通常領域は、G-Vectoring 制御を用い、限界領域はDYC理論 [69]に基づくESC(横滑り防止装置)を用いるという Hybrid 制御 [67]のアナロジーとして、通常領域では前下がりロールとし、限界領域ではロール抑制に切り替えるというゲインスケジューリング手法を用いた減衰力制御 [70]を提案する。本手法の有効性をシミュレーションと実車試験により示す。

### 3.2. G-Vectoring 制御に基づく減衰力制御

#### 3.2.1. G-Vectoring 制御のロール・ピッチ運動

これまで報告されているように、G-Vectoring 制御をおこなう車両はロール運動に連成して減速によりピッチ運動が発生するため、ロール感が良いという点に着目した。そこで、G-Vectoring 制御を行った車両のロール挙動、ピッチ挙動の関係についてシミュレーションにより確認することにした。

まず単純な過渡旋回タスクである直進状態から半径 20 m のコーナへ進入し、定常旋回する条件にてシミュレーションを行った。車速は 60 km/h、操舵角は 180 deg である。Fig. 3-1 に示すように、制御無は(a)においてロールとピッチに連成がなく、ロール角のみが増加しており、(b)においてもロール角速度のみが立ち上がる直線的な遷移になっている。これに対し、G-Vectoring 制御を行った場合は、(a)においてロール角の増加に応じてピッチ角が増加し、定常旋回になるとブレーキ指令がゼロとなるため、ほぼピッチ角ゼロに収束する。また、(b)においてロール角速度の増加と同時にピッチ角速度も増加し、ロール角速度の減少と共にピッチ角速度が減少していることから、概略ロール角速度とピッチ角速度が連成した比例関係にあるとみなすことができる。

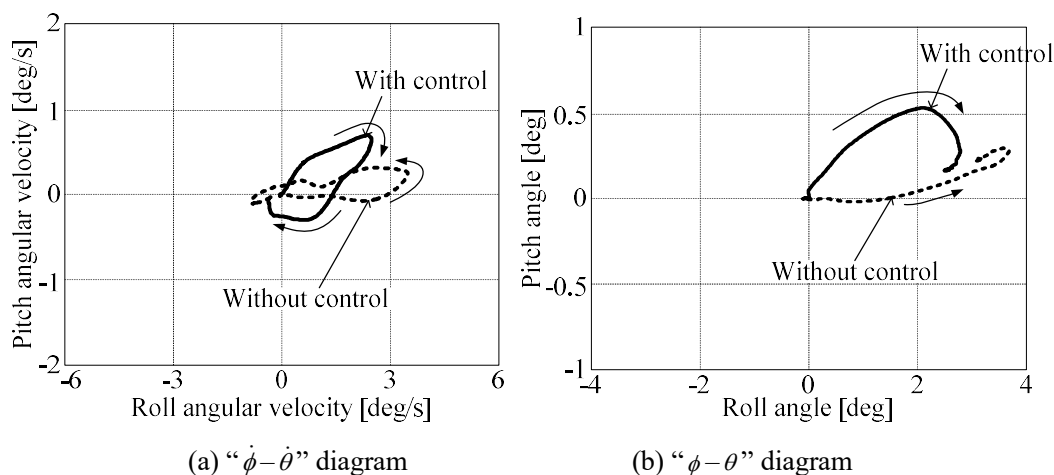


Fig. 3-1 Comparison of G-Vectoring control and without control

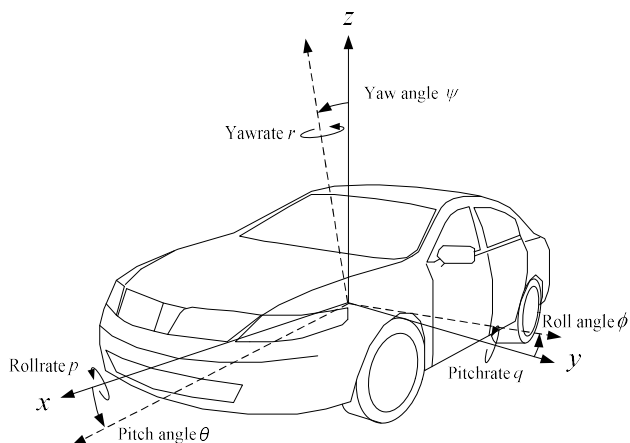
これまでのロール感指標 [43] [44] [45]と G-Vectoring 制御のロールとピッチに関する関係を角度、姿勢、絶対座標系の角速度（角度の微分値）、車体固定座標系のレイトについてまとめると Table 3-1 になる。ここで車両座標系は Fig. 3-2 に示すとおりである。Sakai は操舵時のロールとピッチの位相差に着目し、位相差が小さいほうがロール感が良いと報告しておりロールとピッチが比例関係にあれば良いと解釈できる。Fukuba は車体の回転軸が安定していると官能評価が良いと報告、これよりロールレイトとピッチレイトの割合が一定と解釈した。また、Kawagoe は前下がりロールが良いと報告している。GVC では前述のようにロールとピッチが比例関係にあり、前下がりロールである。これらより G-Vectoring 制御のロール・ピッチ様態は、これらのロール感指標と相反する部分がなく、ロール感指標と相関がある。

そこで高いロール感指標を実現できる G-Vectoring 制御則を参考にして、ロール感の向上

を狙ったセミアク制御則を構築することにした。GVC は加減速制御であり，減速による慣性力をピッチモーメントとしてピッチ運動が実現される。セミアク制御では減速制御をおこなわずにロールに連成したピッチ運動を実現することを目指した。

**Table 3-1 Relationship of roll feeling index and G-Vectoring**

Index	Sakai <sup>(7)</sup>	Fukuba <sup>(8)</sup>	Kawagoe <sup>(6)</sup>	G-Vectoring
Angle	$\theta = K_{pq}\dot{\phi}$			$\theta \propto \dot{\phi}$
Attitude			Forward tilting $\theta \geq 0$	Forward tilting
Angular rate		$\frac{\dot{\theta}}{\dot{\phi}} = \text{const.}$		$\dot{\theta} \propto \dot{\phi}$
Rate			$p = \dot{\phi} - \dot{\psi}\theta$	$p = \dot{\phi} - \dot{\psi}\theta$



**Fig. 3-2 Vehicle axis**

### 3.2.2. G-Vectoring に基づく減衰力制御の検討

G-Vectoring の概念は「横加加速度に応じて前後加速度を制御する」である。これをセミアク制御に置き換えると「ロール運動に応じてピッチ運動を制御する」と広義に考えることができる。

セミアクで対応可能なシーンは，ピストン速度がゼロではない過渡旋回中であるため，G-Vectoring 制御車両のロールとピッチの関係を角速度の次元で考えてみると

$$\dot{\theta} = K_{pq}\dot{\phi} \tag{3-1}$$

となる。ここに  $K_{pq}$  はロール角速度とピッチ角速度の比例定数である。この関係はシミュレー

シヨン結果 Fig. 3-1 でも確認されている。よってこの関係より、過渡的な旋回を想定しロール角速度とピッチ角速度が比例し、前下がりロール挙動を実現すればロール感を向上できると考えられるため、これらの条件から次式を導出した。

$$\dot{\theta} = \text{sgn}(\phi)K_{pq}\dot{\phi} \quad (3-2)$$

ここで、sgn 項は右旋回、左旋回によらず前下がりのロールを実現するために設けた項である。操舵によって発生するロール角速度  $\dot{\phi}$  は、横加速度がロール角と比例するため、横加速度がロール角速度と比例するとみなすことができる。本制御手法は、車両ディメンジョンに左右されず、汎用的な制御則と考えられる。

この式を満足するように減衰力を制御する制御則を DVC (Damping control inspired by G-Vectoring Control) と名付け Fig. 3-3 のように構築した。操舵によって発生する横加加速度(ロール角速度)から目標ピッチ角速度を算出し、その値に応じて制御する FF(Feed Forward)制御として設計した。FF 制御部はピッチ運動を 1 自由度のマス・バネ・ダンパ系としてモデル化し、目標ピッチ角速度からピッチモーメントを算出する次式の伝達関数に示す逆モデルを適用した。

$$\frac{\text{Target Pitch moment}}{\text{Target Pitch rate}} = \frac{I_p s^2 + c_p + k_p}{s} \quad (3-3)$$

ここで、 $I_p$  : 車体ピッチ慣性、 $c_p$  : ピッチ減衰、 $k_p$  : ピッチ剛性である。

またロール角抑制のため、横加加速度に比例して減衰力を制御する FF 制御により過渡的ロール角、ロール角速度を低減するアンチロール制御を適用した。

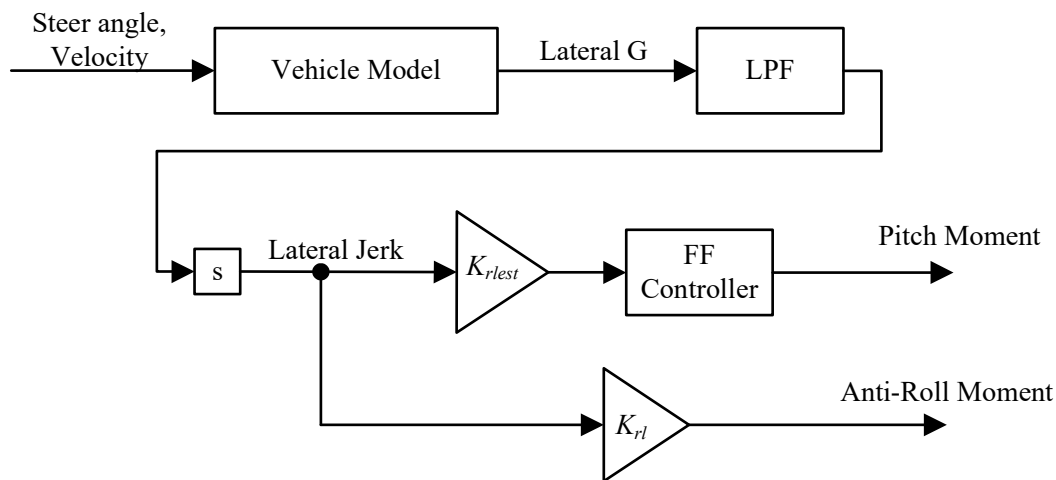


Fig. 3-3 Pitch and Anti-Roll Control Block Diagram

また、ロール角抑制のため、横加加速度に比例して減衰力を制御する FF 制御により過渡的ロール角、ロール角速度を低減するアンチロール制御を合わせて適用した。

ここで横加加速度は車両の線形 2 自由度モデルの定常特性 [71]より操舵角 $\delta$ と車速 $V$ を用いて次式で算出する構成とした。

$$G_y = \frac{1}{1+AV^2} \frac{V^2}{l} \delta \quad (3-4)$$

ここで  $G_y$  : 横加加速度,  $A$  : スタビリティファクタ,  $l$  : ホイールベース,  $V$  : 車速,  $\delta$  : 前輪舵角である。このままでは車両の動特性を無視した形となるため、車両の動特性を近似した 2 次ローパスフィルタを採用し、動特性を再現している。スタビリティファクタ  $A$ , ローパスフィルタの固有振動数および減衰比についてはスイープ操舵試験により得られた操舵応答特性に一致するよう同定した値を用いた。

このようにして算出したピッチモーメントとロールモーメントを各輪へ等配分し、重心点からの距離を考慮してピッチモーメントでは重心から前後輪までの距離で除算、ロールモーメントでは車両中心からタイヤまでの幅で除算することでピッチ/ロールの目標減衰力を算出し、それぞれを足すことで各輪の目標減衰力とし、ピストン速度を考慮して減衰力特性のマップより指令電流値を算出した。

### 3.2.3. 従来制御

従来制御の制御ブロックを Fig. 3-4 に示す。従来制御は、ロール抑制を目的として従来から適用していた制御であり Fig. 3-3 に示したアンチロール制御部と同様の制御であり、操舵角と車速から推定した横加加速度を微分した横加加速度にゲインを乗算したアンチロールモーメントから各輪の減衰力を制御する。

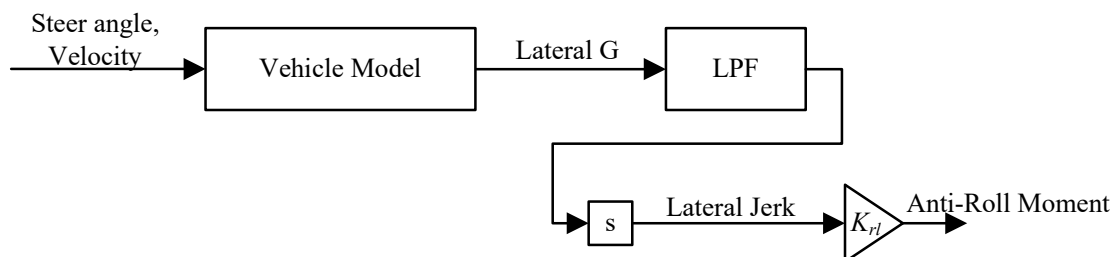


Fig. 3-4 FF Anti-Roll Control Block Diagram

### 3.2.4. 解析検証

DVC の効果を検証するため、3.2.1 で用いた解析モデルに Matlab/Simulink®を用いて作成したセミアクティブダンパとコントローラのモデルを追加したモデル(Fig. 3-5)を作成しシミュレーションを行った。

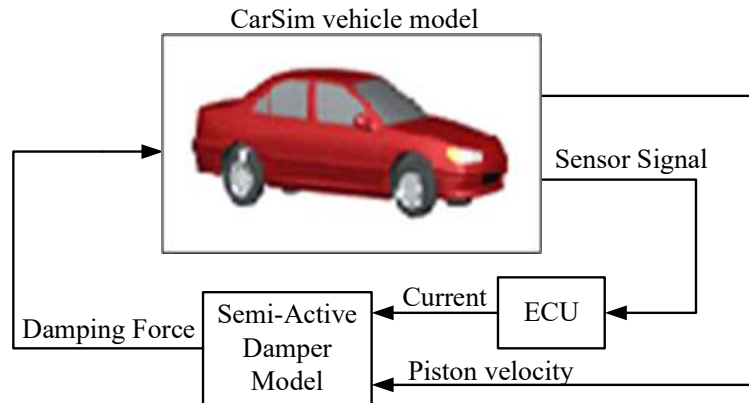


Fig. 3-5 Simulation model of semi-active suspension

セミアクは前述したとおり、ダンパが作動している過渡旋回にて効果を発揮する。まず単純な過渡旋回タスクである一定角度までランプ的に操舵する条件にてシミュレーションを行った。車速は 60 km/h、操舵角は 180 deg である。

Fig. 3-6 に従来制御を適用した場合と DVC を適用した場合の時系列変化を示す。(a)の従来制御は、ロール角速度を抑制するため 4 輪を減衰力が高い状態に保持しており、過渡旋回中にはほとんどピッチが発生せず、定常旋回に遷移した後にコーナーリングドラッグによる減速のためピッチが発生している。

これに対して DVC を適用した(b)では、横加加速度が発生しているタイミング(1~3 秒)で独立して 4 輪の減衰力を制御しており、前輪旋回外輪と後輪旋回内輪の対角輪を減衰力が低い状態に設定し、その他の車輪の減衰力を高い状態に設定している。これは、酒井らの減衰力の前後の伸圧比を適切に設定しロールとピッチの時間差小さくしていることと等価であり、これにより前下がりのロールモードとロールとピッチの連成を実現できていることがわかる。

Fig. 3-7 にロール角速度-ピッチ角速度とロール角-ピッチ角の位相平面プロットを示す(図中の A~C は Fig. 3-6 のタイミングと対応している)。(a)より、初期のピストン速度がゼロ付近ではピッチモーメントが発生できないため、従来制御と同様にロールのみが発生している。その後、ピッチモーメントの発生によりピッチが発生し、ロールとピッチがほぼ比例関係にできている。また、従来制御はピッチが発生していないが、トータルのロール減

衰が高いため、DVC に比べロール速度が小さいことがわかる。(b)より、DVC では、ピッチ制御の効果によりロールに応じてピッチが増加する遷移となっていることがわかる。従来制御では、過渡旋回中の横加速度が増加しているタイミングではピッチが発生しないためほぼ水平方向へ直線的に遷移している。

これらの結果より、シミュレーションにてDVC の効果を確認することができたため、次に実車を用いた評価を行なった。

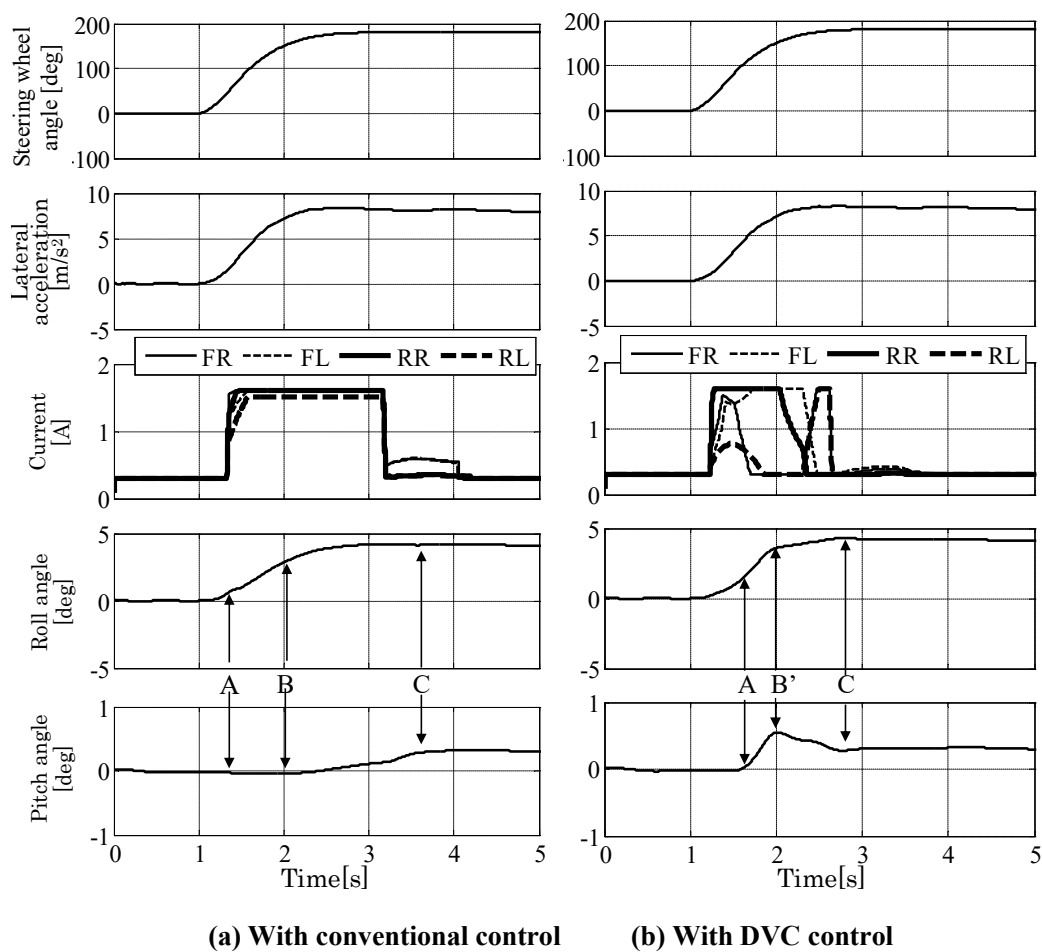


Fig. 3-6 Comparison of time history on ramp steer simulation

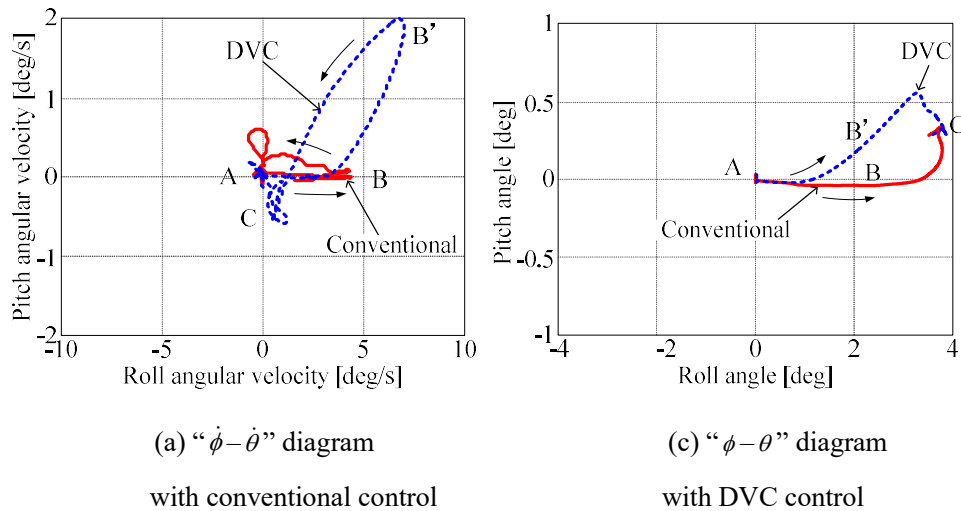


Fig. 3-7 Comparison on ramp steer simulation

### 3.3. 実車試験

制御則の効果を実車にて確認するため、2章と同じ車両を用いて実車試験を行った。ロール角とピッチ角の計測には、各輪のばね上に取り付けたレーザー変位センサを用いて、車体と路面の相対変位を計測し、算出している。

#### 3.3.1. 通常領域での評価

まず、シミュレーションと同条件の車速 60 km/h、操舵角 180 deg のランプ操舵試験を行った。Fig. 3-8 に時系列変化を示す。解析結果と同様に従来制御では過渡操舵中にはピッチが発生していないが、DVC ではロールの発生に合わせてピッチが発生しており前下がりのロールモードとなっている。

Fig. 3-9 にロール角速度－ピッチ角速度とロール角－ピッチ角の位相平面プロットを示す(図中の A～C は Fig. 3-8 のタイミングと対応している)。(a), (b)より、解析と同様に従来制御ではピッチがほとんど発生しないが、DVC はロールとピッチがほぼ比例した挙動にできている。

この DVC 制御則の効果を実車にて確認するためテストドライバによる官能評価を行った。テストドライバは、操縦安定性の官能評価歴が 5~10 年で年齢 30 代の 2 名である。結果は、従来制御に比べ「車との一体感がある」や「ヨーとロールのタイミング合っている」、「リニア性が高い」などのコメントが得られた。これは具体的なピッチ挙動への言及はないものの、ロールとピッチを連成させることによりロール感が向上したということを示唆しており、



狙いの評価を得ることができたと考えられる。

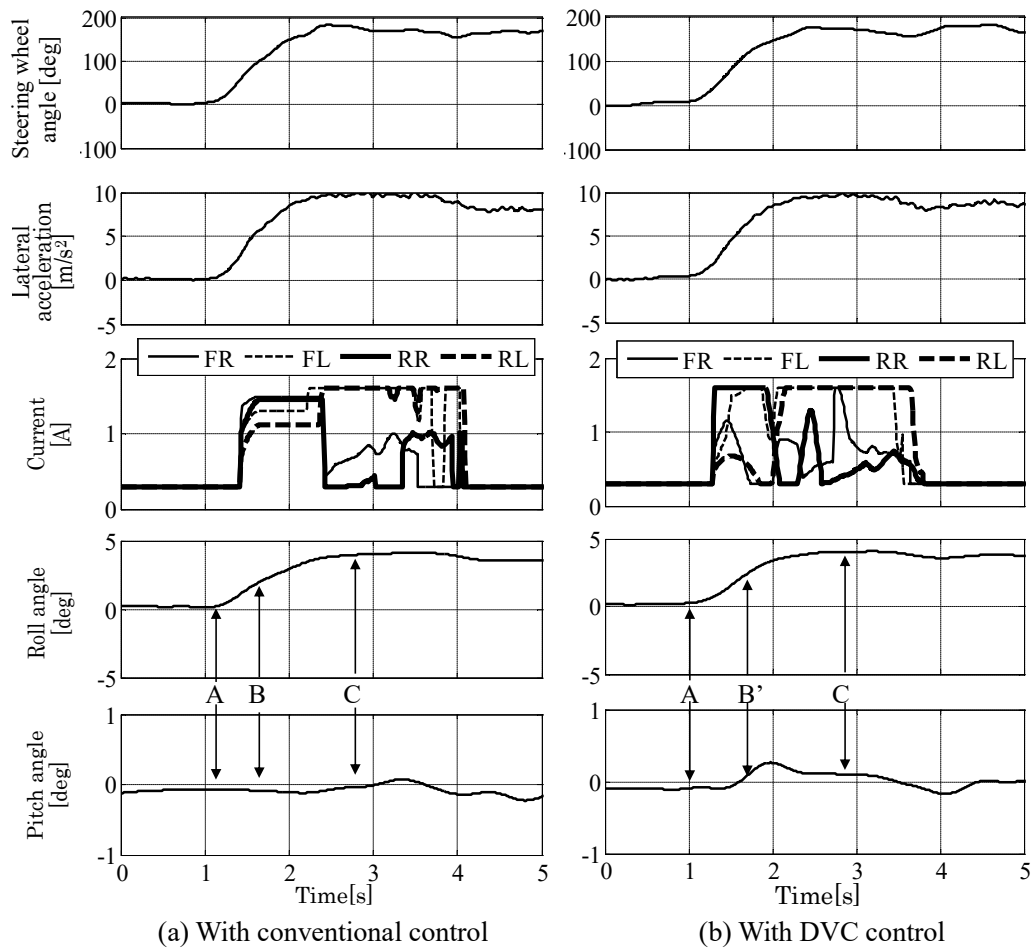


Fig. 3-8 Comparison of time history on ramp steer experiment

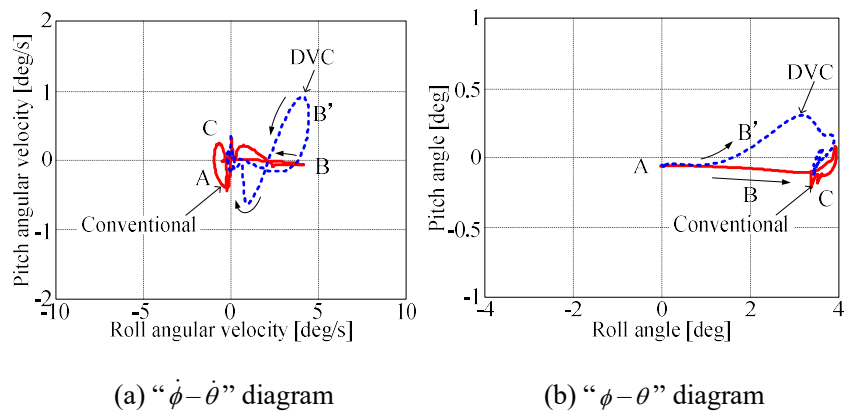


Fig. 3-9 Comparison on ramp steer experiment

### 3.3.2. 限界領域での評価

次に、DVCの限界領域での評価を確認するため、テストドライバーによる評価を行った。限界領域を対象とするため、Fig. 3-10に示す障害物回避を想定したコースにて車速100 km/hで実施した。比較は3.1節の通常領域の評価と同様にDVCとロール抑制に特化した従来制御とで行った。官能評価の結果、従来制御に比べ「減衰不足によりばね上挙動が大きい」や「切り返し時の応答性が悪い」、「操舵初期でよく曲がるが切り戻し時にリアが出やすい」などの評価が得られた。これを工学的に解釈すると、DVCは限界領域において従来制御よりロール減衰が低いこと、過渡ロールが大きいこと、操舵入力に対するヨー応答遅れおよび横滑り角が大きいことが指摘されたと考えられる。

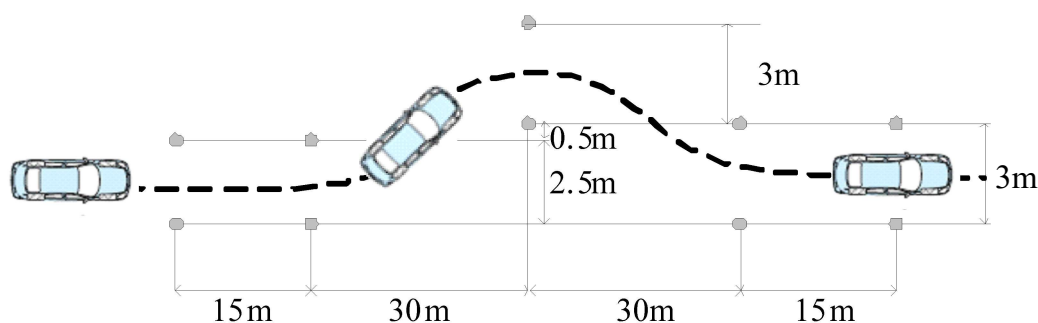


Fig. 3-10 Course layout of double lane change test

Fig. 3-11に実車試験の時系列結果を示す。ピッチ角はロール角に応じて前下がりのロールを實現できており、狙いの挙動となっている。しかし、従来制御に比べ2.5秒付近のロールレートとロール角が大きくなっている。Fig. 3-12には操舵角に対するヨーレイトの関係を示している。従来制御に比べDVCは第4象限に大きく遷移しており、操舵に対する線形性が破綻している。これは操舵角と横加速度の符号が異なるカウンターステアを示しておりドライバーからも横滑りが指摘された。これより、官能評価で指摘されたばね上挙動の大きさや、切り戻し時の横滑りを確認することができた。

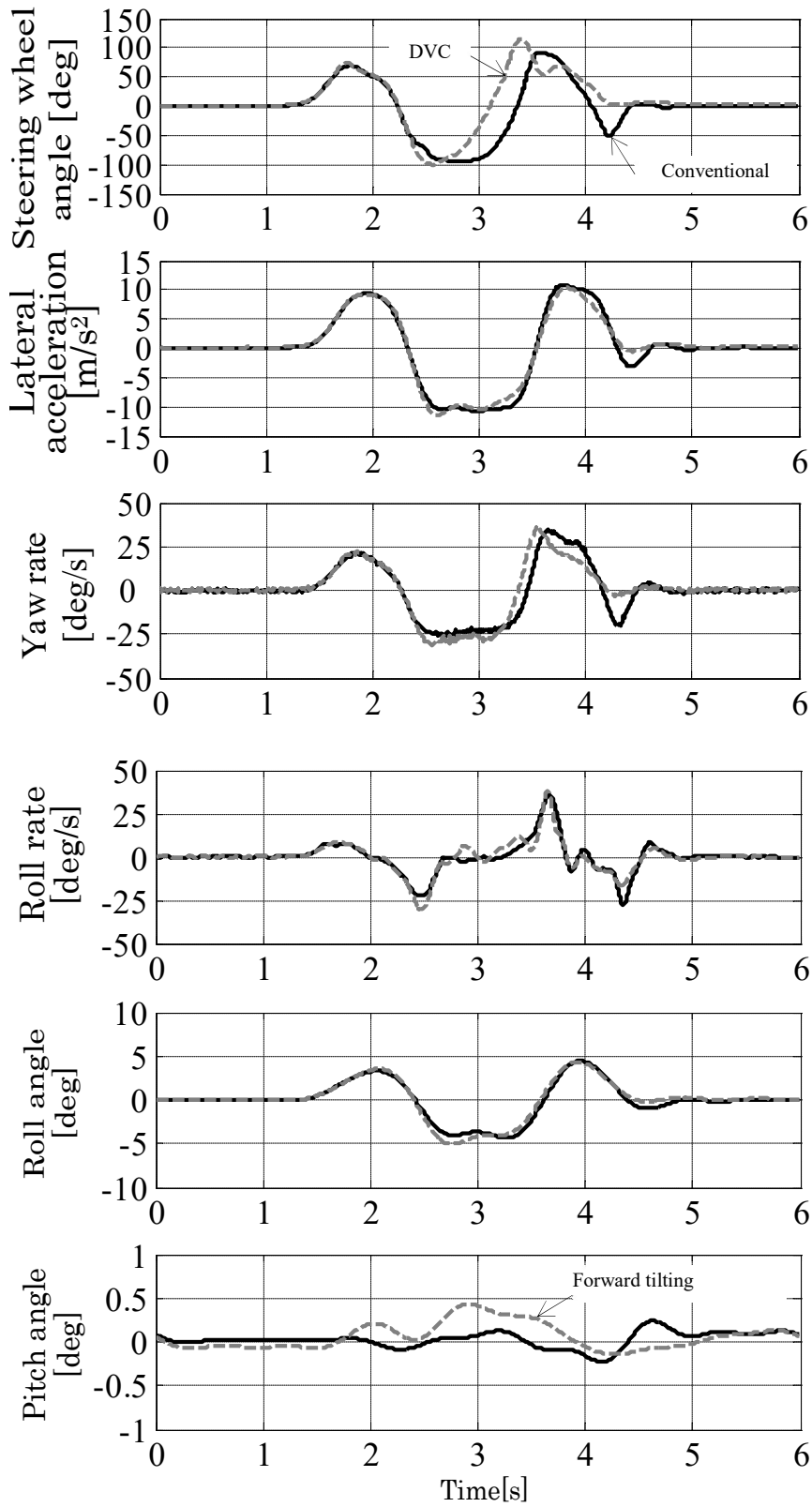


Fig. 3-11 Comparison of time history on double lane change test

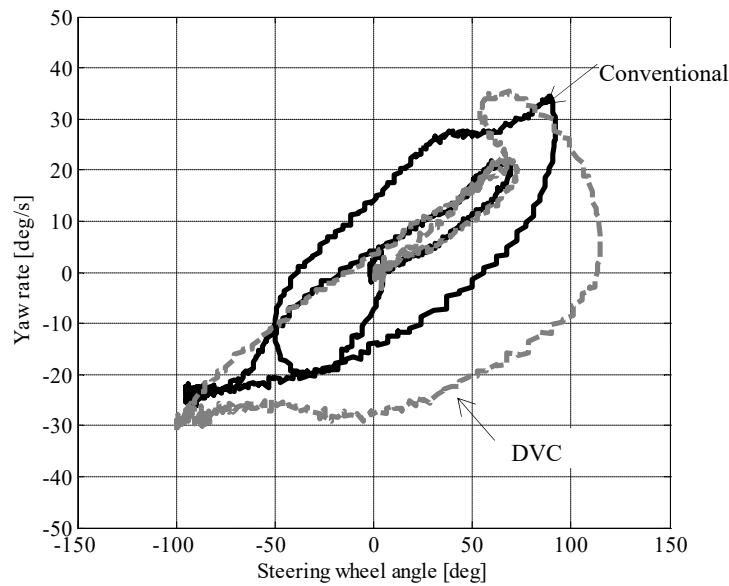


Fig. 3-12 Comparison of“ $\delta-r$ ”on double lane change test

### 3.3.3. 評価結果の検討

3.3.1～3.3.2 の結果より，限界領域ではロール抑制制御の官能評価結果がよいことを確認した．これは横加速度の大きな非線形領域の運動条件では破綻の前兆となる過大なロールレイトに対して人間の感受性が強まっていると考えることができる．

横滑りについては，車両運動力学上タイヤの非線形性により 2 次の切戻し時は前輪に比べ後輪の等価コーナリングパワーが低下することによりオーバーステアになりやすい．それに加え DVC はロール抑制制御に比べロール減衰が低下しているため，ストロークが大きくなることによりロールステアやキャンバステアに起因するタイヤの理想状態からの逸脱やロールによるヨー等価慣性の増加による運動性能の低下によるものと考えられる．

つまり官能評価と運動性能を限界領域で良くするためには，人の感受性への適合とロール抑制によるタイヤ状態の適正化の両立を図る必要があり，限界領域においては試験結果と同様にロール抑制制御を行うことがよいと考えられる．

### 3.4. G-Vectoring に基づく減衰力制御の限界領域での性能向上

#### 3.4.1. 限界領域に対応した減衰力制御の検討

3.3 節の結果より，限界領域ではロール挙動の抑制のみを狙ったロール抑制制御を行うことにより官能評価と運動性能が向上できることを確認できた。

そこで，通常領域ではロール感を重視した DVC，限界領域ではロール抑制を重視したアンチロール制御を通常領域から限界領域において切り換える制御を導入することにより，車両特性に依存せず汎用的に適応できると考えた。これらの制御をシームレスにつなぐため，GS(Gain Scheduling) 制御を適用することとした。

#### 3.4.2. ゲインスケジュールド減衰力制御(gsDVC)

DVC をベースに 3.4.1 の考えに基づき Fig. 3-14 のように gsDVC を構築した。通常領域と限界領域にて制御を切り替えるための GS パラメータには実ヨーレイト  $r_r$  と線形車両モデルによって推定したヨーレイト  $r_e$  との偏差を用いた。Fig. 3-13 に gsDVC におけるゲインスケジューリングの概念を示す。これは車両の非線形領域では線形モデルの推定値と実測値の間に差が発生することを利用したものであり，限界領域に近づくほど差が大きくなる。これより，この値をもとにスケジューリングすることで限界領域でのロール抑制の優先を目的とし，シームレスにロール抑制制御の強化とピッチ制御の抑制を実現できる。

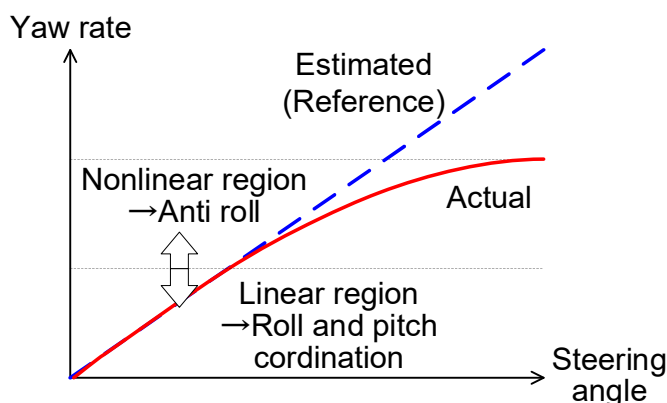


Fig. 3-13 gsDVC based on actual and estimated yaw-rate deviation

ここで推定ヨーレイト，推定横加速度は 3.2.2 項の DVC と同様に線形 2 自由度モデルの定常特性 [71]より操舵角 $\delta$ と車速 $V$ を用いて次式で算出する構成とし，スタビリティファクタ  $A$  の値も同じ値を用いた。

$$\hat{r} = \frac{1}{1+AV^2} \frac{V}{l} \delta \quad (3-5)$$

$$G_y = V \cdot \hat{r} \quad (3-6)$$

ここで $\hat{r}$ :推定ヨーレートである. 差ヨーレートに基づくゲインスケジューリングは, 次式で表すアンチロール制御補正ゲイン  $GSP_{aroll}$  とピッチ制御補正ゲイン  $GSP_{pitch}$  を算出し, それぞれの制御量に乗算することで実現している.

$$GSP_{aroll} = f_{aroll}(|r - \hat{r}|) \quad (3-7)$$

$$GSP_{pitch} = f_{pitch}(|r - \hat{r}|)$$

更に, 限界領域におけるカウンターステア時には推定横加速度の符号が逆転する場合があるため, これを補償するため実横加速度も用いることとし, 基本的には推定値と実値のハイセレクトした値を出力するが, 実横加速度と推定横加速度の符号が異なる場合には実横加速度を用いることとした.

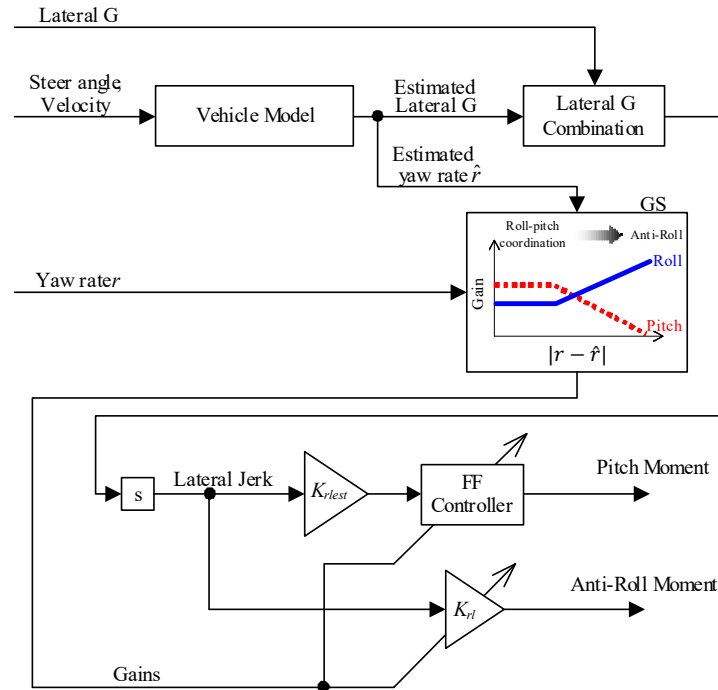


Fig. 3-14 Pitch and anti-roll control with gain-scheduling block diagram (gsDVC)

### 3.4.3. 解析検証

限界領域に対応した gsDVC の効果を検証するためシミュレーションを実施した. まず Fig.

3-5の解析モデルを用いて単純な過渡旋回タスクである一定角度までランプ的に操舵する条件にて解析を行った。車速は 60 km/h, 操舵角は 180 deg である。

Fig. 3-15 に GS 無の DVC および限界領域に対応した GS 有の gsDVC を適用した場合の時系列変化を示す。これより GS 無の(a)は、横加加速度が発生しているタイミング(1~3 秒)で独立して 4 輪の減衰力を制御しており、前輪旋回外輪と後輪旋回内輪の対角輪を減衰力が低い状態に設定し、その他の車輪の減衰力を高い状態に設定している。ピッチアングルを見ると前下がりのロールモードとロールとピッチの連成を実現できていることがわかる。これに対し GS 有の(b)では横加加速度の 0.5G 以下の 1.7 秒までは GS 無と同様の制御を行っている。1.7 秒以降においては 0.5G 程度以上に達し非線形領域後に減衰力を大きくしており、ピッチ角のピークを低減できている。

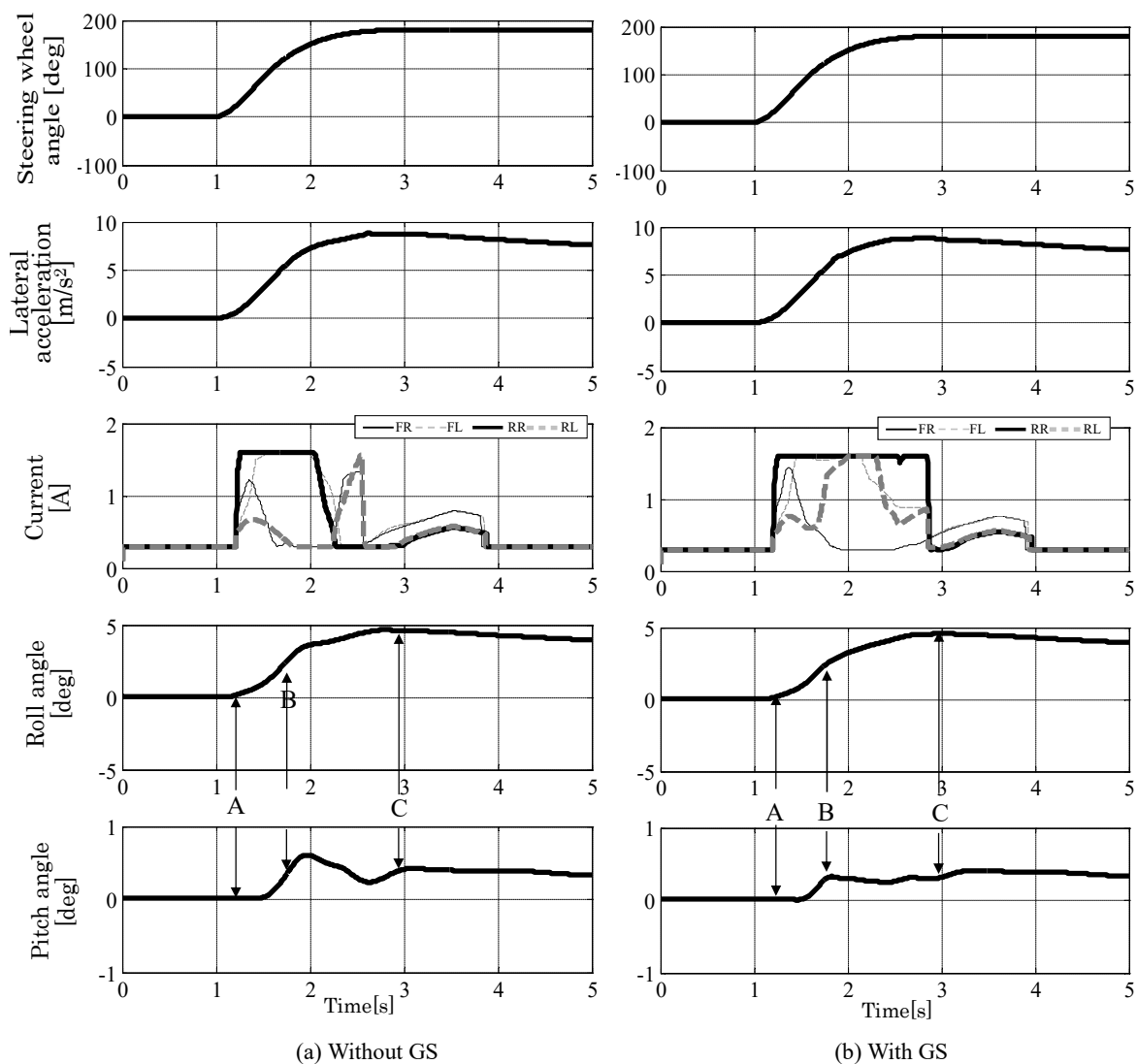


Fig. 3-15 Comparison of time history on ramp steer simulation

Fig. 3-16 にロール角-ピッチ角の位相平面プロットを示す(図中の A~C は Fig. 3-15 のタイミングと対応). (a), (b)より GS 無の DVC と GS 有の gsDVC は, ピッチ制御によりロール角とピッチ角が略比例した波形となっている. また gsDVC では GS の効果により, DVC に比べロール角速度を低減できている. これより GS により通常領域ではピッチとロールの連成を保ちながら, 限界領域ではばね上挙動を低減するという狙い通りの効果を確認した.

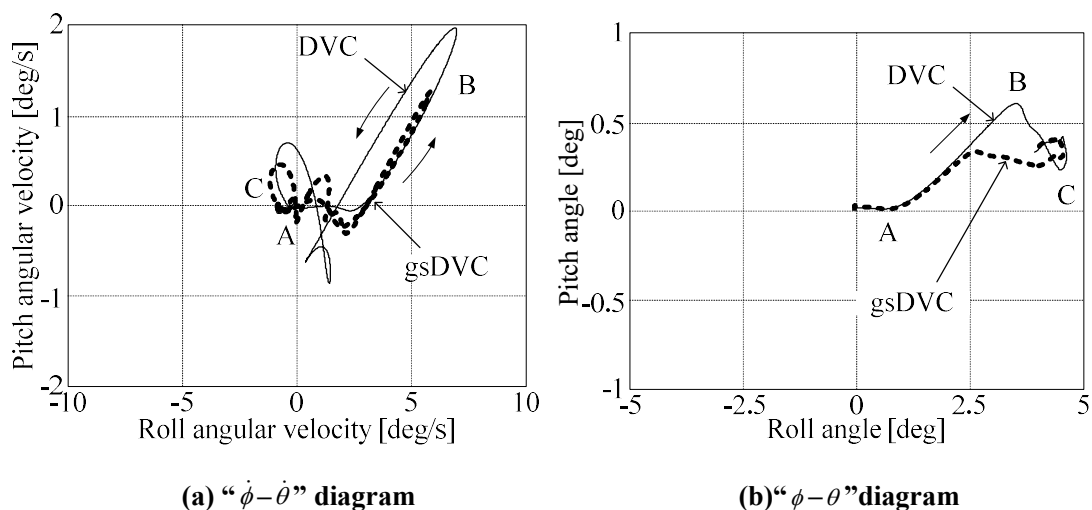
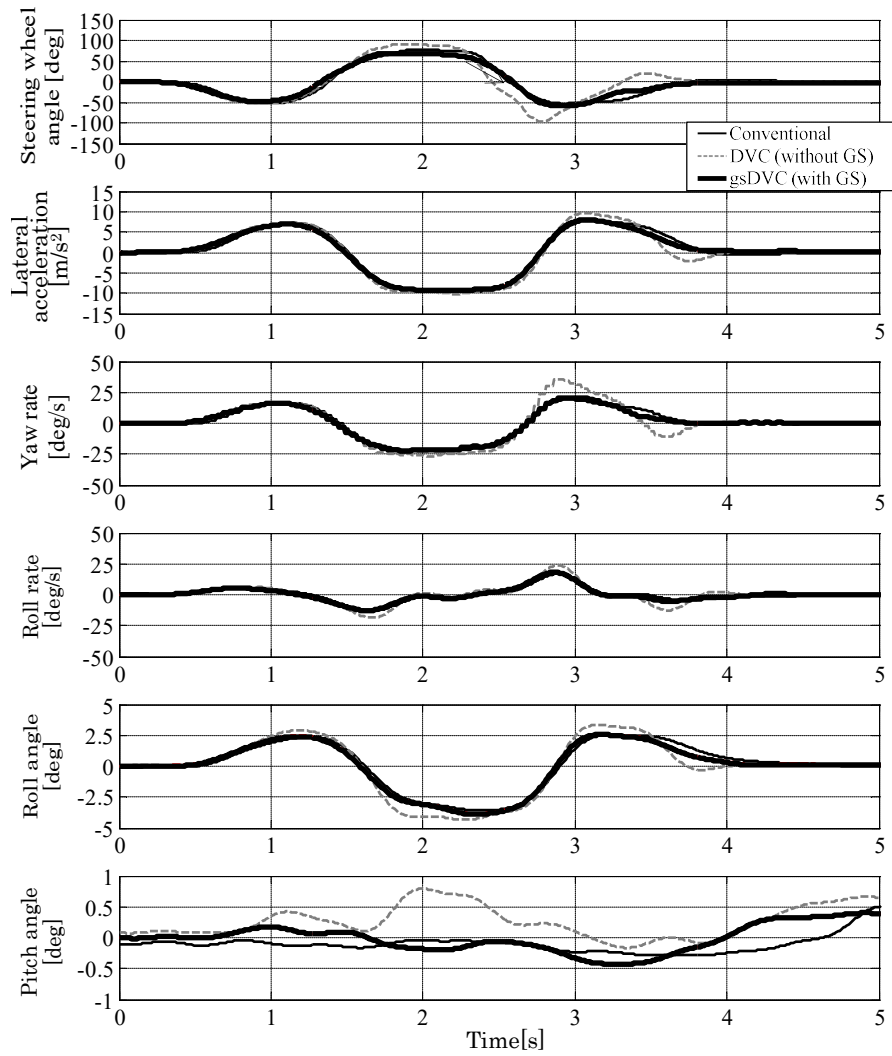


Fig. 3-16 Comparison on ramp steer simulation

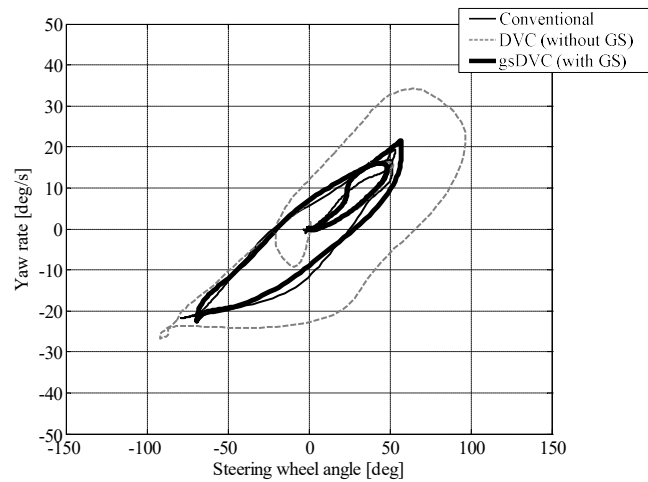
### 3.4.4. 実車試験

限界領域での性能を確認するため, 先ほどと同様に Fig. 3-10 の障害物回避を想定した条件にて実車試験を行った. 結果を Fig. 3-17 に示す. 限界領域に対応した gsDVC にすることにより, DVC にて発生するロールレートやロール角を従来制御と同等まで低減できた. Fig. 3-18 には操舵角-ヨーレートの位相平面プロットを示す. これより, 操舵角に対するヨーレートのヒステリシスの低減についても確認できた.





**Fig. 3-17** Comparison on double lane change test



**Fig. 3-18** Comparison of “ $\delta-r$ ” on double lane change test

また、テストドライバによる官能評価を行った。テストドライバは、操縦安定性の官能評価歴が5~10年で年齢30代の2名である。その結果、「DVCに対してばね上挙動が抑制されている」、「限界領域でのリア滑りが改善」などの限界領域での運動性能が高いという評価を得た。これは狙い通り、ロール抑制性能の向上及び横滑りの低減による安定性向上が達成できたと解釈できる。この結果から、今回構築した車両の状況に応じて制御をスケジューリングし、通常領域でのロール・ピッチの連成および前下がりのモードと限界領域での過渡ロール角の低減を両立する制御則をセミアクに適用することにより更なるロール感の向上を実現できた。

### 3.5. まとめ

本章では、ロール感に着目し、これまでのロール感に関する指標と G-Vectoring 制御時のロールとピッチ運動に基づくロール感向上を狙ったセミアクの減衰力制御則を構築した。更に通常領域でのロール感と限界領域での運動性能を両立するため、通常領域から限界領域においてシームレスに制御を切り換えるゲインスケジュールを導入する手法を提案した。本提案手法をシミュレーションと実車試験により検証し、以下の結論を得た。

- (1) 横運動に連係して前後運動する G-Vectoring の概念に基づきロール運動に連係して前下がりピッチ運動するロール感向上を狙ったセミアクの制御コンセプトを導いた。
- (2) 通常領域ではロール感向上を狙いロール運動に連係して前下がりピッチ運動をさせ、限界領域ではロール抑制を重視するように制御を切り替える減衰力制御ロジック (gsDVC) を構築した。
- (3) 構築した減衰力制御ロジックはシミュレーションと実車検証において、狙いの挙動である通常領域でのロール・ピッチ連成および前下がりのモードと限界領域での過渡ロール角の低減を両立できた。
- (4) ドライバによる官能評価において、今回開発した手法は、従来制御則と比較して通常領域ではロール感を向上し、限界域では同等であることを確認できた。

これらの結果を総合的に判断して、本研究の目的の一つであるロール感の向上を達成することができた。

## 第4章 車高センサのみを用いた車両上下挙動推定

### 4.1. はじめに

これまでは基本性能である乗り心地性能およびロール感向上について取り扱ってきたが、本章では低コスト化技術について取り上げる。

セミアクの多くは、車両上下挙動を検出するためばね上とばね下にセンサを搭載している。しかしながら、センサ単体のコストおよび重量はもちろん、センサを車体に固定するためのブラケットおよびワイヤハーネスのコストおよび重量を考慮する必要がある。

セミアク市場は様々なセンサ構成とその構成に応じたばね上とばね下の状態を推定するアルゴリズムの開発により拡大したといっても過言ではない。Table 4-1 にセミアクの主なセンサ構成の比較を示す。ばね上加速度センサと車高センサのコスト割合は 1 個当たりおおよそ 2%であり (Fig. 1-2 参照), センサ数が少ないほど低コスト化が図れる。

**Table 4-1 Comparison of sensor configuration**

	<b>G3H4</b> G-sensor x3 Height sensor x4	<b>G3</b> G-sensor x3 Height sensor x0	<b>H4</b> G-sensor x0 Height sensor x4	<b>ZERO</b> G-sensor x0 Height sensor x0
Sensor cost	+	+++	++	++++
Stroke end control	+++ Height signal available	+	+++ Height signal available	+
Sprung mass variation compensation	+++ Height signal available	+	+++ Height signal available	+
Sensor compatibility	++ Height signal: Light leveling and Air Susp.	+	+++ Height signal: Light leveling and Air Susp.	++++ Only CAN signal needed

この中で代表的なシステムとして上下加速度センサをばね上に 3 個、車高センサを 4 輪に取り付けた構成があり、性能は絶対車高が取得可能であるため、ストローク端での伸びきり縮み切り防止や車高変化から推定した質量を用いた質量補償が可能であり良いが最もコストが高い。上下加速度センサをばね上に 3 個用いたシステムは比較的成本が低いが、車高は取得できないため制御性能が低くやセンサはセミアク専用のための汎用性も低い。また、ばね上の上下加速度センサを廃止した車高センサ 4 つのみの構成がある。車高センサは、様々なシステム例えばセミアクに適用される前から高級車向けとしてエアサスペンション

システムやヘッドライドの光軸自動調整用に搭載されてきた。2006年1月に光軸調整装置の標準装備が義務化 [72]されると採用車種が大きく広がり車高センサを搭載する車種も増加した。これより、多くの車両に既に搭載されている車高センサだけを用いてセミアクティブに必要な車両上下挙動を精度良く推定する手法を実現すれば、加速度センサを使用するシステムよりコストを抑えられると考えられる。最もセンサコストを低減したシステムとしてCAN信号のみを用いたシステムが提案 [53] [54] [55]されているが、性能面で他システムに対して劣ってしまうと考えられる。

そこで本章では、システムの低コスト化を実現する車高センサのみを用いて高精度に車両の上下挙動を推定する手法を提案する。提案手法は状態推定手法として良く用いられるがパラメータ変動の取り扱いが困難なカルマンフィルタ [73]を用いずに簡易な状態推定式を用いることで車重変化を考慮している。

## 4.2. 車高センサを用いたセミアクティブシステム

対象とするセミアクティブシステムの構成を Fig. 4-1 に示す。車両挙動検出用のセンサは車高センサのみを搭載し、CAN信号として操舵角や横・前後加速度、ヨーレート等を用いている。ECUは車高センサ情報およびCAN信号から各輪の目標減衰力を算出し、算出した目標減衰力に基づき各輪の電流値を制御する。

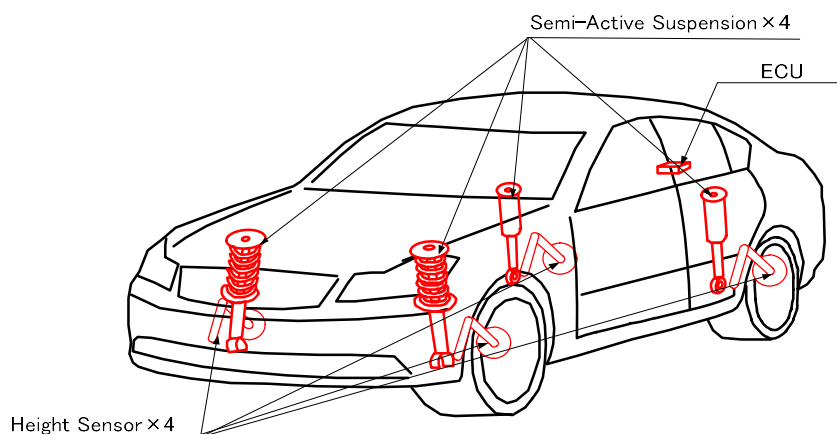


Fig. 4-1 Configuration of semi-active suspension system with 4 height sensors

ここで車高センサのみを用いた場合には以下の課題がある。

### (1)カルマンフィルタの適合性

状態推定手法として主に適用されるカルマンフィルタは、チューニング要素として  $Q$  と  $R$  の重み行列があり、重み行列の設定が推定精度に影響を与える。

## (2)フルビークルモデルの適用

フルビークルモデルを用いてカルマンフィルタを設計すると演算負荷の増加およびチューニング要素が増加する。

## (3)パラメータ変動への対応

カルマンフィルタは設計が容易な線形時不変系モデルを採用するが多いが、パラメータ変動により推定精度が悪化する。

## (4) 車高センサを用いたドライバ入力と路面入力の区別

車高センサ情報のみからでは、ドライバ入力による車高変化なのか、路面入力による車高変化なのか区別ができない。

次に本章で述べる状態推定手法と 2, 3 章で述べた制御との関連について説明し、これらの技術課題への対応について述べる。

### 4.3. 乗り心地制御, 操縦安定性制御と本状態推定手法との関係

Fig. 4-2に乗り心地制御, 操縦安定性制御と本状態推定手法との関係をDFDとして示す。オブザーバでは主に車高センサ情報を用いて車両の上下挙動を推定し、推定結果を乗り心地制御と操縦安定性制御に出力する。乗り心地制御には第 2 章で取り扱った双線形最適制御理論(以下 BLQ)が適用され、操縦安定性制御には第 3 章で取り扱った操縦安定性制御が適用され、管理制御部にて基本的にはそれぞれの制御指令のハイセレクトを行うが、路面状況に応じて指令値を選択する場合もある。本章では本ブロック内のオブザーバ部について述べる。

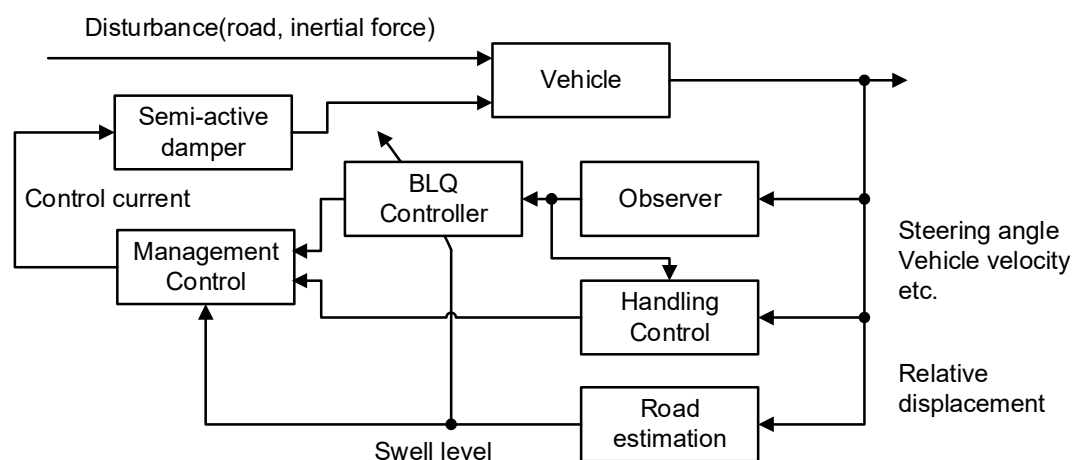


Fig. 4-2 Overview of control systems

## 4.4. 車高センサを用いた車両上下挙動推定

### 4.4.1. 車高センサを用いた車体にかかる力推定による車両上下挙動推定手法

一般的に車両状態推定にはカルマンフィルタ [73]に代表される状態推定手法が適用されることが多い。ただし、前述したようにカルマンフィルタはチューニング要素として  $Q$  と  $R$  の外乱と観測雑音の共分散行列を設定する必要があり、共分散行列の設定が推定精度に影響する。また、推定精度向上を狙いフルビークルモデルを用いてカルマンフィルタを設計すると演算負荷の増加およびチューニング要素である共分散行列が大きくなってしまう。そこで、これらの課題に対応するためカルマンフィルタを用いずに推定する手法を提案する。

Fig. 4-3 に本手法に適用したフルビークルモデルを示す。本提案手法では、車高センサ情報から必要なばね下情報である相対変位は“相対変位＝車高センサ信号”，ばね下上下速度はばね上上下速度より大きいとすれば“ばね下上下速度＝相対速度”と考えることができるため、ばね上質量のみを考慮したモデルを適用した。

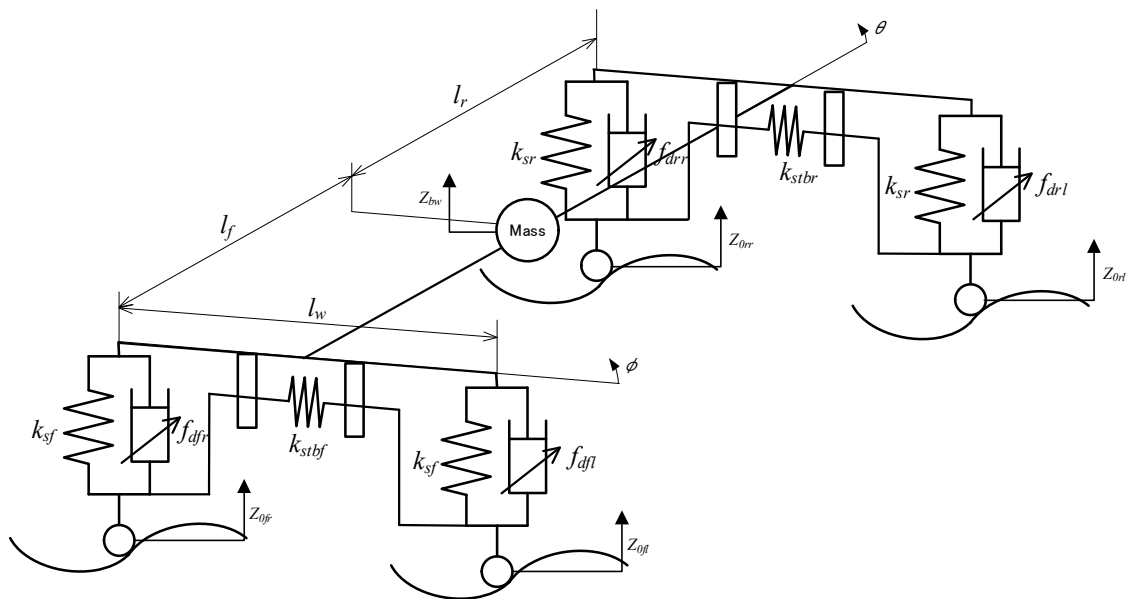


Fig. 4-3 Full vehicle model

ここで、車体の絶対上下変位を  $z_{bw}$ 、ピッチ角を  $\theta$ 、ロール角を  $\phi$ 、各輪の路面の絶対上下変位を  $z_{0^*}$ 、ばね上質量を  $m_{bw}$ 、車体ロール慣性を  $I_x$ 、車体ピッチ慣性を  $I_y$ 、前車軸から重心点までの距離を  $l_f$ 、後車軸から重心点までの距離を  $l_r$ 、前後輪トレッドを  $l_w$ 、車体ばね下間のばね定数を前輪が  $k_{sf}$ 、後輪が  $k_{sr}$ 、各輪のセミアクダンパが発生する減衰力を  $f_{d^*}$ として

いる。

上下挙動，ピッチ挙動，ロール挙動の運動方程式は

$$\begin{aligned}
 m_{bw}\ddot{z}_b &= f_{fl} + f_{fr} + f_{rl} + f_{rr} \\
 I_y\ddot{\theta} &= -l_f f_{fl} - l_f f_{fr} + l_r f_{rl} + l_r f_{rr} \\
 I_x\ddot{\phi} &= \frac{l_w}{2} f_{fl} - \frac{l_w}{2} f_{fr} + \frac{l_w}{2} f_{rl} - \frac{l_w}{2} f_{rr}
 \end{aligned} \tag{4-1}$$

である。ここで  $f_*$  は各輪のスプリングおよびダンパが発生する力の合力である。この式をまとめると次式のようにあらわすことができる。

$$\begin{bmatrix} \ddot{z}_b \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{\phi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1/m_{bw} & 1/m_{bw} & 1/m_{bw} & 1/m_{bw} \\ -l_f/I_y & -l_f/I_y & l_r/I_y & l_r/I_y \\ l_w/2I_x & -l_w/2I_x & l_w/2I_x & -l_w/2I_x \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_{fl} \\ f_{fr} \\ f_{rl} \\ f_{rr} \end{bmatrix} \tag{4-2}$$

ここで，各輪のばね上—路面間相対変位を  $z_{b0*}$  とすると各輪でスプリングとダンパが発生する合力  $f_*$  は，各輪のばね反力，スタビ反力およびダンパの減衰力であることから

$$\begin{aligned}
 f_{fl} &= -k_s z_{b0fl} - k_{stbf}(z_{b0fl} - z_{b0fr}) - f_d(\dot{z}_{b0fl}, i_{fl}) \\
 f_{fr} &= -k_s z_{b0fr} - k_{stbf}(z_{b0fr} - z_{b0fl}) - f_d(\dot{z}_{b0fr}, i_{fr}) \\
 f_{rl} &= -k_s z_{b0rl} - k_{stbr}(z_{b0rl} - z_{b0rr}) - f_d(\dot{z}_{b0rl}, i_{rl}) \\
 f_{rr} &= -k_s z_{b0rr} - k_{stbr}(z_{b0rr} - z_{b0rl}) - f_d(\dot{z}_{b0rr}, i_{rr})
 \end{aligned} \tag{4-3}$$

である。ここで  $i_*$  は各輪の電流値， $f_d(\dot{z}_{b0*}, i_*)$  は入力をばね上—路面間の相対速度  $\dot{z}_{b0*}$ ，各輪電流値  $i_*$ ，出力を減衰力とした関数であり，前後輪それぞれのセミアクティブダンパのピストン速度，電流に対応した減衰力を記憶させた Look-Up-Table(前輪用，後輪用)を用いた。これより，各輪に発生する力  $f_*$  はばね上と路面間の相対変位  $z_{b0*}$  と相対速度  $\dot{z}_{b0*}$  が既知であれば推定できる。

Fig. 4-4 に，上下力  $f_*$  を推定するブロックを示す。

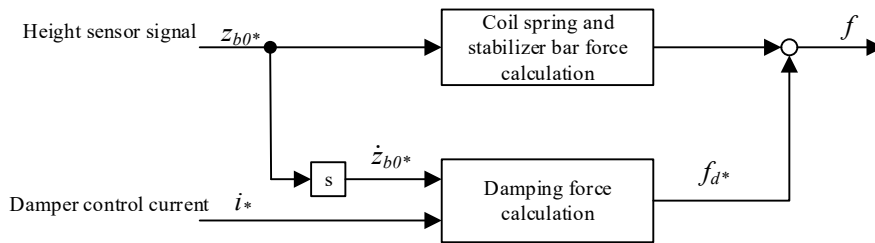


Fig. 4-4 Spring and damper force estimation of each corner

このように計算した  $f_*$  の値を(4-2)式に代入し，上下，ピッチ，ロールの加速度を推定し積分することにより各速度を推定する。ただし，単純な積分処理では積分誤差により，速度をう

まく推定することはできないため、極低周波のハイパス特性と積分特性を有するフィルタ処理によって加速度から速度を推定する。

#### 4.4.2. 質量変化への対応

制御対象のパラメータ変動は、モデルを用いた車両状態推定においては推定精度の悪化、制御器においては性能が悪化する場合がある。前述の課題で示したようにカルマンフィルタは設計が容易な線形時不変系モデルを採用する機会が多いが、パラメータ変動により推定精度が悪化する課題がある。Table 4-2 に主な車両パラメータとその変動可能性を示す。この中でばね上質量は、乗車人数および荷物の積み下ろしにより大きく変動する。そこで、車両状態推定手法において質量変化を直接考慮することで推定精度の向上を図る。

Table 4-2 Vehicle parameter and risk of variance

Parameter		Risk of Variance
$m_b$	Sprung mass	High
$k_s$	Spring rate	Low
$c$	Damping coefficient	Low
$m_t$	Unsprung mass	Low
$k_t$	Tire spring	Low

次に質量推定の方法について説明する。Fig. 2-5 の 1/4 車両モデルより、定常的なつり合いを考えると減衰要素を無視できるため以下の式が成り立つ、

$$\Delta F_{steady} = k_s z_{bt} \quad (4-4)$$

ここで、空車状態からの定常的な力変化を $\Delta F_{steady}$ 、車体ばね下間のばね定数を $k_s$ 、ばね上ばね下間の相対変位を $z_{bt}$ としている。定常的な力変化 $\Delta F_{steady}$ は、車重変化 $\Delta m_b$ によって発生していると考えると、重力加速度 $g$ を用いて以下のようなになる。

$$\Delta F_{steady} = \Delta m_b g \quad (4-5)$$

つまり、ばね上質量変化 $\Delta m_b$ は(4-4)、(4-5)より次式で表すことができる。

$$\Delta m_b = k_s z_{bt} / g \quad (4-6)$$

これより、車高センサから車高変化 $z_{bt}$ の定常成分をローパスフィルタにより抽出することで、1輪当たりのばね上質量変化 $\Delta m_b$ を推定することができる。ただし、前後輪でばね定数 $k_s$ は異なるのが一般的であるため、前後輪で異なるパラメータを使用し、簡単化のため



左右輪の質量差を無視し，車高変化の定常成分  $z_{bl}$  は左右輪の平均値を使用する．また，加減速および旋回中にも定常的な車高変化が発生するため，加減速または旋回している場合には質量推定を停止することで，誤推定の防止を図る．そして，推定質量はばね上全体質量の初期値  $m_{bw}$  を前後輪の1輪当たりの質量変化  $\Delta m_{bf}$ ，  $\Delta m_{br}$  と足すことにより，以下の通り算出する．

$$\hat{m}_{bw} = 2\Delta m_{bf} + 2\Delta m_{br} + m_{bw} \quad (4-7)$$

また推定車体ロール慣性  $\hat{I}_x$ ，推定車体ピッチ慣性  $\hat{I}_y$  は簡単化のため，質量に比例すると仮定し，以下の通り算出する．

$$\hat{I}_x = \hat{m}_{bw} / m_{bw} I_x \quad (4-8)$$

$$\hat{I}_y = \hat{m}_{bw} / m_{bw} I_y \quad (4-9)$$

よって，推定ばね上質量  $\hat{m}_{bw}$ ，推定車体ロール慣性を  $\hat{I}_x$ ，推定車体ピッチ慣性を  $\hat{I}_y$  として式 (4-1) に代入すると

$$\begin{aligned} \ddot{z}_b &= (f_{fl} + f_{fr} + f_{rl} + f_{rr}) / \hat{m}_{bw} \\ \ddot{\theta} &= (-l_f f_{fl} - l_f f_{fr} + l_r f_{rl} + l_r f_{rr}) / \hat{I}_y \\ \ddot{\phi} &= \left( \frac{l_w}{2} f_{fl} - \frac{l_w}{2} f_{fr} + \frac{l_w}{2} f_{rl} - \frac{l_w}{2} f_{rr} \right) / \hat{I}_x \end{aligned} \quad (4-10)$$

となり，この式を用いれば質量変化を考慮して車両上下挙動が推定できる．

Fig. 4-4 に，上下力と推定質量を用いてを上下加速度，ピッチ角加速度，ロール角加速度を算出するブロックをしめす．このように算出した加速度を前述したフィルタ処理することにより，上下速度，ピッチレイト，ロールレイトを推定することができる．

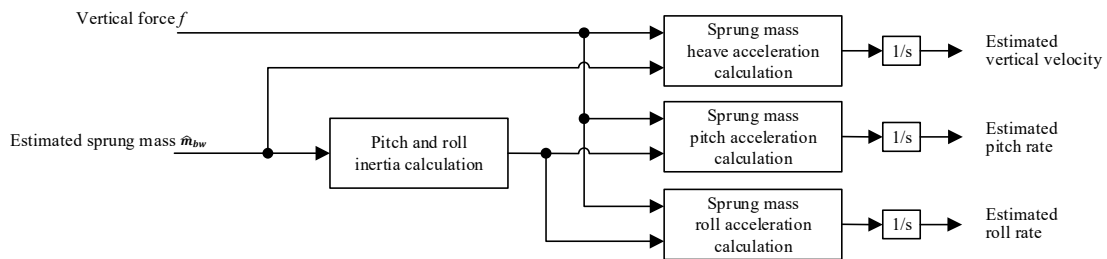


Fig. 4-5 Vehicle mass compensation for vehicle vertical motion estimation

#### 4.4.3. 加減速および旋回による影響補償

ドライバ入力に起因する加減速および旋回によるばね上に作用する慣性力により，フラットな路面においてもばね上とばね下間の相対変位が変化する．しかしながら，Fig. 4-6 に示すように相対変位の変化を検出する車高センサ信号のみからは，加減速および旋回に起因

した車高変化であるか、路面入力に起因する車高変化なのかはわからないという前述した課題がある。つまり、加減速および旋回に起因した車高変化を考慮せず、前述の推定を行うと加減速および旋回による車高変化をすべて路面入力に起因したものとして推定されるため、推定誤差が大きく発生し、乗り心地が悪化してしまう。

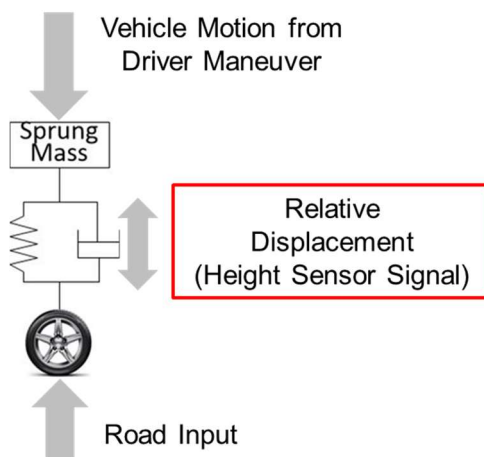


Fig. 4-6 Cause of relative displacement change

そこで、ドライバ入力に起因する加減速および旋回による車高変化を前後・横加速度から推定、車高センサ信号からその推定した車高変化を除去することで路面入力起因の車高変化を抽出し、この抽出した路面入力起因の車高変化を用いて 4.4.1 項の推定を用いることとした。

Fig. 4-7 に加減速旋回影響補償のブロック図を示す。加減速旋回影響による車高変化は主に前後・横加速度から推定し、減衰力の変化を考慮するためセミアクダンパへの電流制御指令を、車重変化を考慮するため 4.4.2 で推定した車重推定値を入力として用いている。

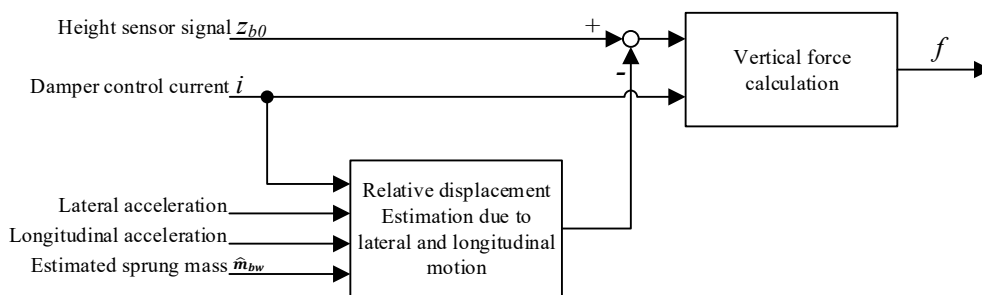


Fig. 4-7 Block Diagram of Dynamic event compensation

次に加減速および旋回による車高変化の推定方法について説明する。加減速および旋回による車高変化は荷重移動およびサスペンションジオメトリに起因するジャッキアップ力およびアンチダイブスクロット力によって発生すると仮定し、荷重移動量およびサスペンションジオメトリに起因する力を算出し、ばね下質量を無視した上下 1 自由度振動モデルの算出した荷重移動量およびサスペンションジオメトリに起因する力を外力として考慮し、この外力を含む運動方程式を解くことにより算出することとした。

Fig. 4-8 に示す 1 自由度の 1/4 車両モデルを適用した。

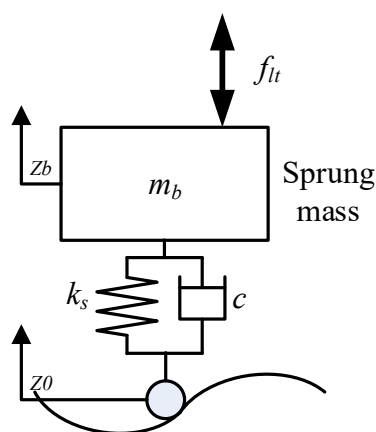


Fig. 4-8 1DOF quarter-vehicle model

ここで、車体の絶対上下変位を  $z_b$ 、路面の絶対上下変位を  $z_0$ 、1 輪当たりの車体質量を  $m_b$ 、車体ばね下間のばね定数を  $k_s$ 、ダンパ減衰係数を  $c$ 、車体に働く外力を  $f_{lt}$  としている。ここで運動方程式は、

$$m_b \ddot{z}_b = -k_s(z_b - z_0) - c(\dot{z}_b - \dot{z}_0) - f_{lt} \quad (4-11)$$

であり、路面入力  $z_0$  を無視すると、

$$m_b \ddot{z}_b = -k_s z_b - c \dot{z}_b - f_{lt} \quad (4-12)$$

これより、車体に働く外力  $f_{lt}$  を入力として、運動方程式(4-12)を解くことにより加減速および旋回による車高変化を求めることができる。ここで、前後輪で車両緒元が異なることから前後輪で式をそれぞれ立てた上で、4 輪独立で外力  $f_{lt}$  を求め、求めた外力  $f_{lt}$  を 4 輪独立に用意した運動方程式を解くことにより 4 輪の車高変化を求めている。

Fig. 4-9 に旋回時に発生する車高変化を示す。このように慣性力により、旋回外側の車高が低くなり、旋回内側の車高は高くなる。この車高変化は横加速度による荷重移動とタイヤ横力に起因するジャッキアップ力によるため、まずはそれぞれ荷重移動量とジャッキアップ力を横加速度から算出する。

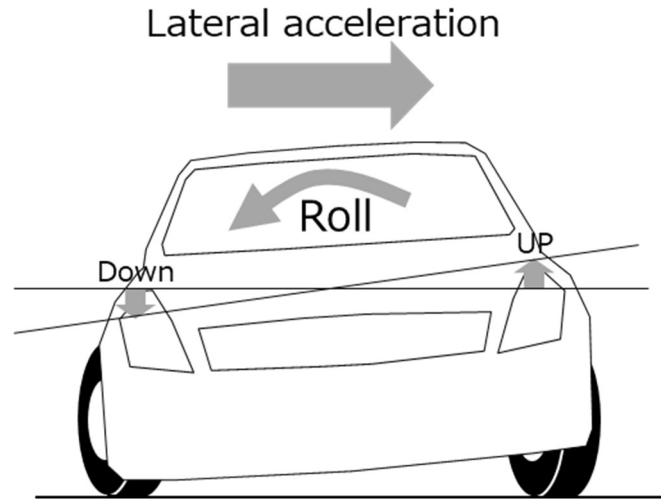


Fig. 4-9 Relative Displacement from Lateral acceleration

ここで横加速度を  $G_y$  [m/s<sup>2</sup>], ロールセンタから重心点までの高さを  $h_c$  [m], 前輪ロールセンタ高さを  $h_f$  [m], 後輪ロールセンタ高さを  $h_r$  [m], 車両ばね上質量を  $m_{bw}$  [kg], トレッド幅を  $l_w$  [m], 前輪ロール剛性配分を  $G_f^*$ , 後輪ロール剛性配分を  $G_r^*$  とすると, 横加速度による前後輪の荷重移動量  $\Delta F_{zyf}$ ,  $\Delta F_{zyr}$  は次式で表すことができる [71].

$$\Delta F_{zyf} = \frac{m_{bw} G_y}{l_w} \left( G_f^* h_c + \frac{l_r}{l} h_f \right) \quad (4-13)$$

$$\Delta F_{zyr} = \frac{m_{bw} G_y}{l_w} \left( G_r^* h_c + \frac{l_f}{l} h_r \right) \quad (4-14)$$

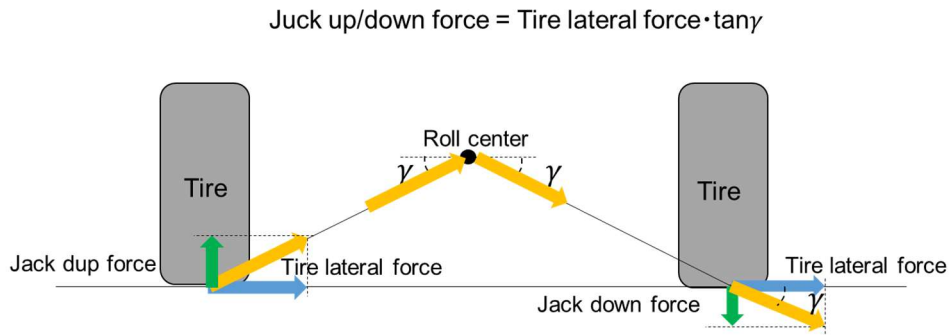
ただし, 前軸ロール剛性配分  $G_f^*$ , 後軸ロール剛性配分  $G_r^*$  の関係は

$$G_f^* + G_r^* = 1 \quad (4-15)$$

である.

ジャッキアップフォースはサスペンションジオメトリに起因し, タイヤ横力によるものである. そこで, タイヤ力を正確に推定するにはタイヤ横滑り角からタイヤモデルを用いて推定する手法があるが, 本手法は通常旋回時の車高変化を推定できれば良いため, 定常旋回時には横加速度とタイヤ横力に比例関係があると仮定し, 横加速度から算出することとした.

また, Fig. 4-10 に示すようにタイヤ横力とジャッキアップフォースについても比例関係で表すことができるため [74], これらの関係よりジャッキアップフォース  $F_{ju}$  は横加速度に比例して発生すると考えることができ, 次式で算出ができる.



**Fig. 4-10 Relationship between Jack up/down force and tire lateral force**

ここで横加速度が  $G_y > 0$  のとき,

$$F_{juFL} = PC_{F_r} G_y \quad (4-16)$$

$$F_{juFR} = -NC_{F_r} G_y \quad (4-17)$$

$$F_{juRL} = PC_{R_r} G_y \quad (4-18)$$

$$F_{juRR} = -NC_{R_r} G_y \quad (4-19)$$

ここで横加速度が  $G_y \leq 0$  のとき,

$$F_{juFL} = NC_{F_r} G_y \quad (4-20)$$

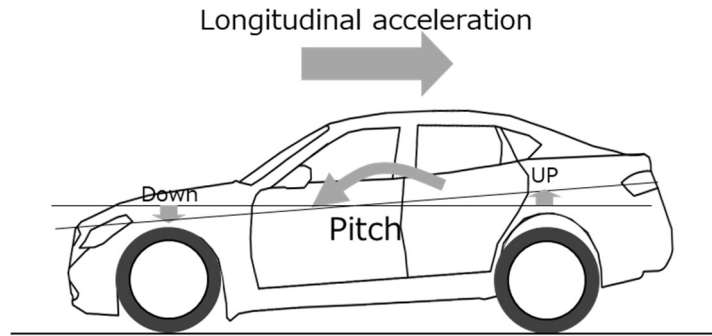
$$F_{juFR} = -PC_{F_r} G_y \quad (4-21)$$

$$F_{juRL} = NC_{R_r} G_y \quad (4-22)$$

$$F_{juRR} = -PC_{R_r} G_y \quad (4-23)$$

ここで  $PC$  と  $NC$  はチューニングパラメータであり、実車試験により、旋回試験を行って計測した実車高変化と推定車高変化の差が最小となるように値を決定した。

Fig. 4-11 に加減速時に発生する車高変化を示す。このように慣性力により、加速時にはリアの車高が低くなり、フロントの車高は高くなる。反対に減速時にはフロントの車高が低くなり、リアの車高が高くなる。この車高変化は前後加速度による荷重移動とタイヤ前後力に起因したアンチダイブスクオット力によるため、それぞれ荷重移動量とアンチダイブスクオット力を前後加速度から算出する。



**Fig. 4-11 Relative Displacement from Longitudinal acceleration**

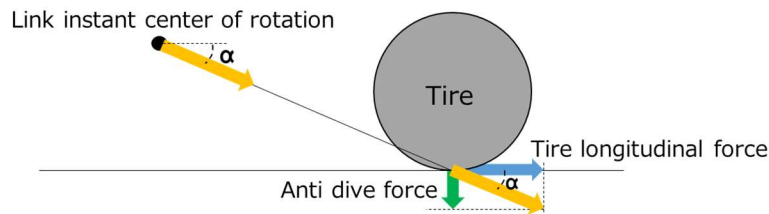
ここで前後加速度を  $G_x$  [m/s<sup>2</sup>], 重心点高さを  $h_g$  [m], 車両ばね上質量を  $m_{wb}$  [kg], ホイールベースを  $l_{wb}$  [m] とすると, 前後加速度による各輪の荷重移動  $\Delta F_{zx}$  は次式で表すことができる. これより前後加速度  $G_x$  から荷重移動量を算出できる.

$$\Delta F_{zx} = \frac{m_{wb} G_x h_g}{2l_{wb}} \quad (4-24)$$

アンチダイブスクワット力はサスペンションジオメトリ起因し, タイヤ前後力によるものである. そこで, タイヤ力を正確に推定するにはタイヤスリップ率からタイヤモデルを用いて推定する手法がある. 加速時のタイヤ力は, 駆動輪で全て前後力を発生しているため, 左右輪の配分も 1:1 と仮定すると前後加速度と比例すると考えることができる. また減速時には前輪と後輪で力を発生するが, 通常の油圧ブレーキであれば前後配分は一定であり, この場合も前後加速度とタイヤ前後力に比例関係があると考えられるため, タイヤ前後力は前後加速度から算出することとした.

また, Fig. 4-12 に示すようにタイヤ前後力とアンチダイブスクワット力についても比例関係で表すことができるため [74], これらの関係よりアンチダイブスクワット力  $F_{ads}$  は前後加速度に比例して発生すると考えることができ, 次式で算出ができる.

$$\text{Anti dive/squat force} = \text{Tire longitudinal force} \cdot \tan \alpha$$



**Fig. 4-12 Relationship between Anti dive/squat force and tire longitudinal force**

ここで前後加速度が  $G_x > 0$  のとき

$$F_{adsFr} = -AC_{Fr}G_x \quad (4-25)$$

$$F_{adsRr} = AC_{Rr}G_x \quad (4-26)$$

ここで前後加速度が $G_x \leq 0$ のとき

$$F_{adsFr} = -DC_{Fr}G_x \quad (4-27)$$

$$F_{adsRr} = DC_{Rr}G_x \quad (4-28)$$

ここで  $AC$  と  $DC$  はチューニングパラメータであり，実車試験により，加減速時の実車高変化と推定車高変化が一致するように値を決定した。

これより，加減速旋回による荷重移動量とサスペンションジオメトリに起因する力を全て算出できたため，外力 $f_{it}$ は荷重移動量式 $\Delta F_{zyf}$ ， $\Delta F_{zyr}$ ， $\Delta F_{zx}$ ，ジャッキアップ力 $F_{ju}$ およびアンチダイブスクオート力 $F_{ads}$ を用いて次式で表すことができる。

$$f_{itfl} = -\Delta F_{zyf} - \Delta F_{zx} + F_{ju} + F_{ads} \quad (4-29)$$

$$f_{itfr} = \Delta F_{zyf} - \Delta F_{zx} + F_{ju} + F_{ads} \quad (4-30)$$

$$f_{itrl} = -\Delta F_{zyr} + \Delta F_{zx} + F_{ju} + F_{ads} \quad (4-31)$$

$$f_{itrr} = \Delta F_{zyr} + \Delta F_{zx} + F_{ju} + F_{ads} \quad (4-32)$$

また，質量変化を考慮した1輪当たりの前後輪質量推定値は(4-5)式より

$$\hat{m}_{bf} = \Delta m_{bf} + m_{bf} \quad (4-33)$$

$$\hat{m}_{br} = \Delta m_{br} + m_{br} \quad (4-34)$$

となる。よって(4-12)で示した運動方程式にこれらを代入し，解くことによりドライバ入りに起因する加減速および旋回による車高変化を推定することができる。

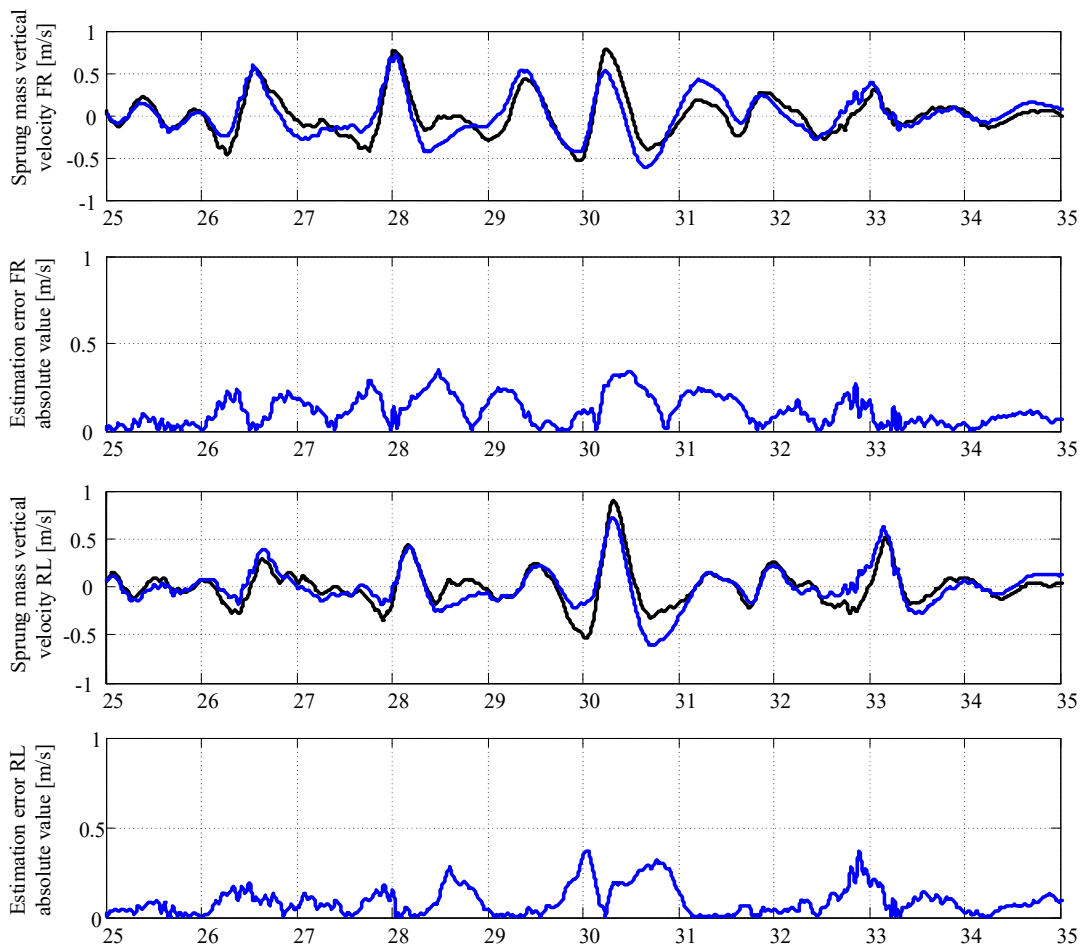
## 4.5. 実車検証

### 4.5.1. 実験車構成

構築した状態推定手法を実車にて確認するため，2章と同じ車両を用いて実車試験を行った。

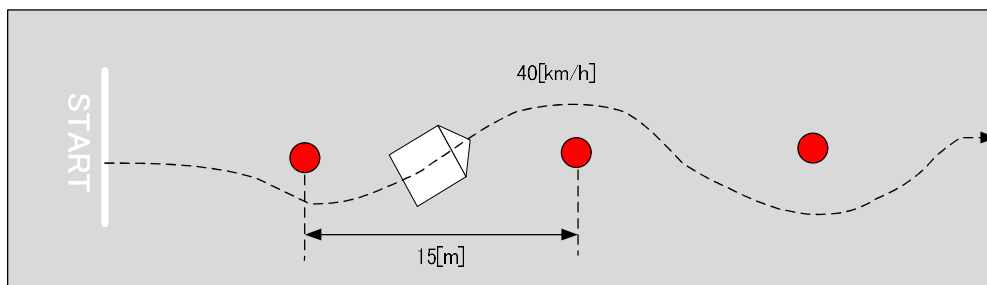
### 4.5.2. 推定精度検証結果

本手法のばね上速度推定精度を検証するため，低周波から高周波までの路面入力为重畳する路面にて実験を行った。Fig. 4-13 にばね上速度の推定結果を示す。ここで黒が上下加速度を積分することにより算出したばね上速度実値であり，青が本手法にて算出したばね上速度である。この結果より，本手法は実値とよく一致しており，本推定手法の有効性を確認することができた。



**Fig. 4-13 Sprung mass vertical velocity estimation result**

次に加減速および旋回における車高変化の推定精度を確認するため、前後加速度と横加速度が同時に発生する条件にて検証を行った。試験条件は Fig. 4-14 に示すように車速 40km/h、パイロン間隔 15m のスラロームである。



**Fig. 4-14 Relative Displacement estimation evaluation condition**



Fig. 4-15 に車高変化の推定結果を示す。ここで黒が車高センサの信号であり、青が本手法にて推定した車高変化である。この結果より、本手法で推定した車高変化は車高センサで検出した車高変化とよく一致しており、本推定手法の有効性を確認することができた。

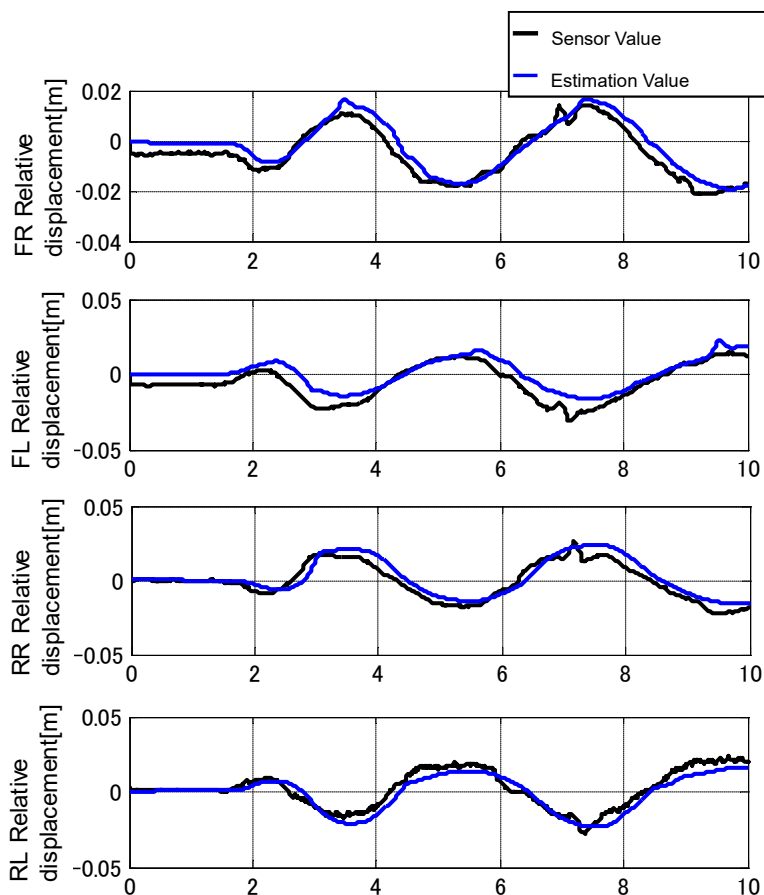
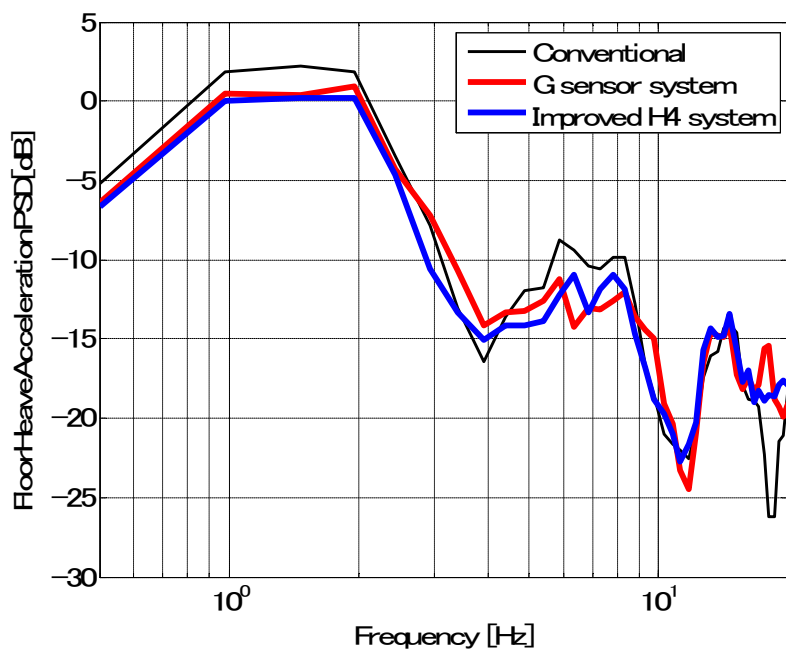


Fig. 4-15 Relative displacement estimation result on slalom

### 4.5.3. 乗り心地性能検証結果

車高センサ 4 個を採用し、前節までに提案した手法の乗り心地性能を検証するため、ロール、ピッチが複合するうねり路にて検証を行った。比較対象は、ばね上加速度センサ 3 個と車高センサ 4 個を用いた G-Sensor システムと通常のパッシブダンパを搭載した Conventional および本手法を適用した車高センサ 4 個を用いた H4 システムである。Fig. 4-16 にフロア上下加速度 PSD(Power Spectrum Density)を比較した結果を示す。これより、H4 システムは G-Sensor システムと比較して、多少の違いはあるものの、Conventional と比較して全周波数帯において振動レベルを低減できており、本手法の狙いである G-Sensor システムとほぼ同等の性能を車高センサのみを用いた H4 システムで実現できたことを確認した。



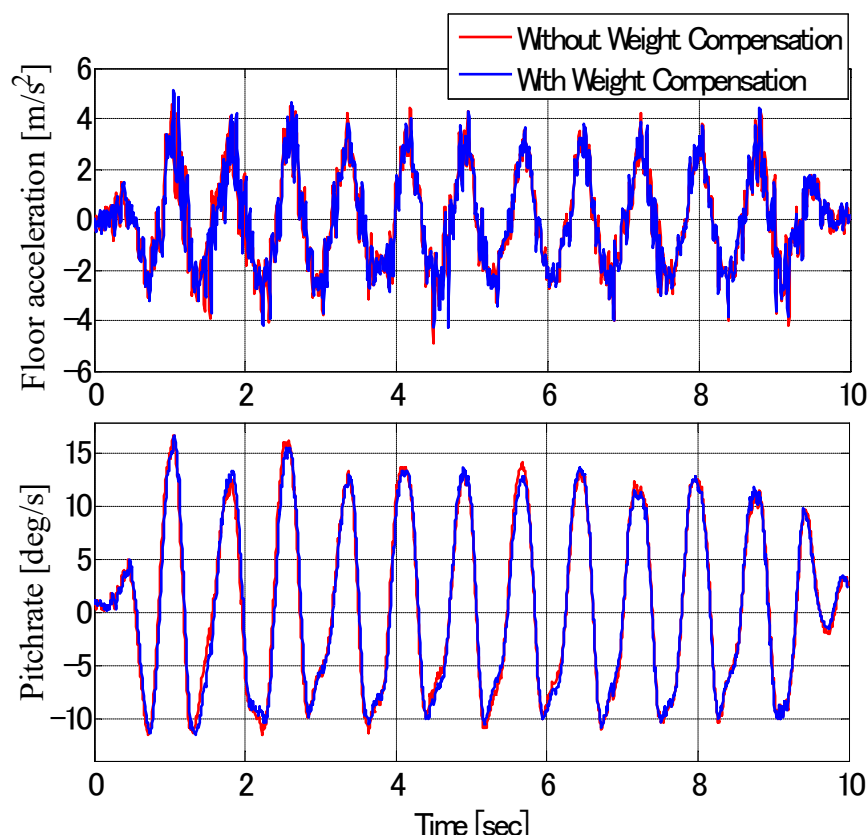
**Fig. 4-16 Comparison of Floor Acceleration PSD**

次に質量補償の効果を確認するため、車重を GVW(Gross Vehicle Weight)まで増加させた場合の乗り心地性能を質量補償有と無で比較検証した。車重は Fig. 4-17 に示す通り、人型水タンクを使って調整した。



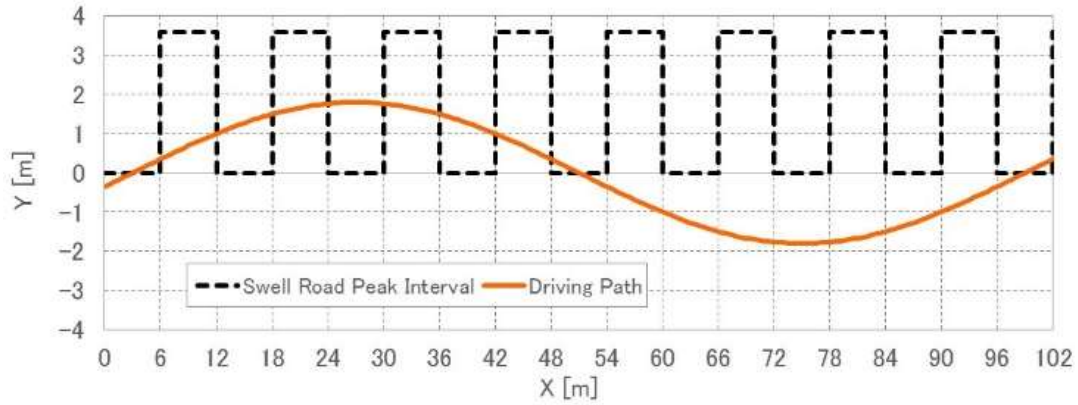
**Fig. 4-17 Increasing Rear Sprung Mass Weight**

Fig. 4-18 にうねり路において検証を行った結果を示す。青の質量補償有は水色の質量補償無と比較して、フロア上下加速度およびピッチレイトを低減できており、質量補償の効果を確認することができた。

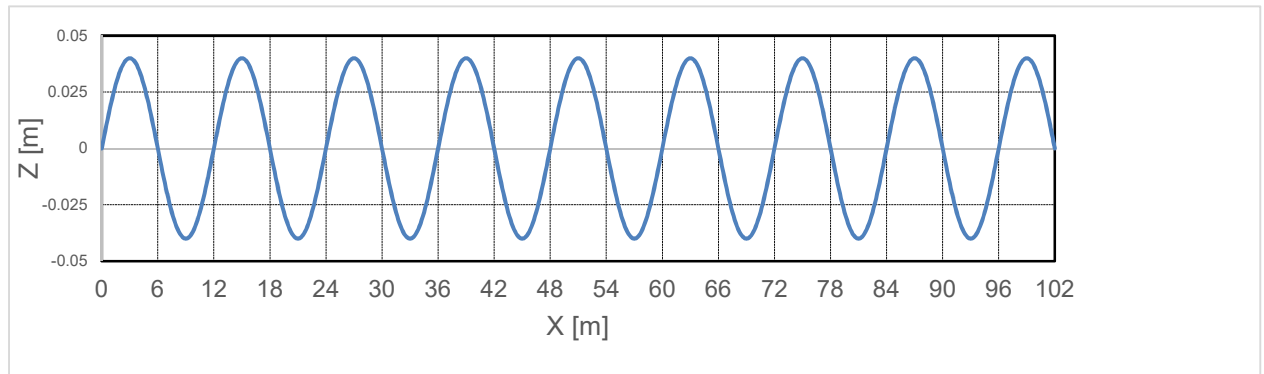


**Fig. 4-18 Sprung Mass Weight Compensation Result**

次に路面入力とドライバ入力が複合的に作用する条件で本手法の乗り心地性能を確認するため、スラロームしながらうねり路を走行する試験を Fig. 4-19 に示す路面にておこなった。Fig. 4-19 (a)が車両の平面軌道を示し、図中の点線部にうねり路が配置されており、Fig. 4-19 (b)にそのうねり路の路面プロファイルを示す。



(a) X-Y vehicle path



(b) Road profile

**Fig. 4-19 Combined Motion Compensation Evaluate Condition**

本条件における加減速旋回補償有と無を時系列データで比較した結果を Fig. 4-20 に示す。これより、操舵をしながら上下変位が大きく発生していることから、操舵入力と路面入力が複合的に作用している条件であることがわかる。また、加減速旋回補償有と無のばね上速度の推定結果と指令値が異なっている。

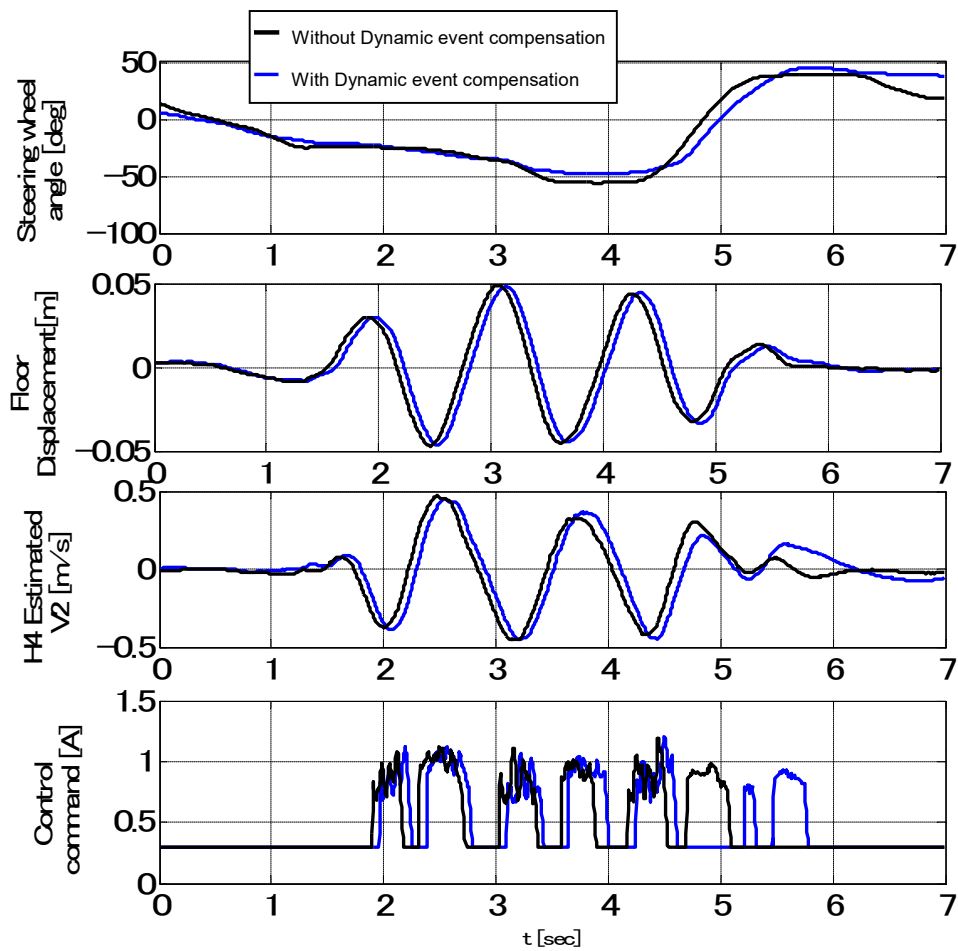


Fig. 4-20 Swell Road with Handling test result

Fig. 4-21 に前輪位置上下加速度 PSD(Power Spectrum Density)を比較した結果を示す。これより、加減速旋回補償有は無と比較して、ばね上共振付近では同等の振動レベルを維持しながら 4-10Hz において振動レベルを低減できていることがわかる。本手法は狙いどおり、操舵入力と路面入力が複合的に作用している条件において乗り心地性能を向上できることを確認できた。

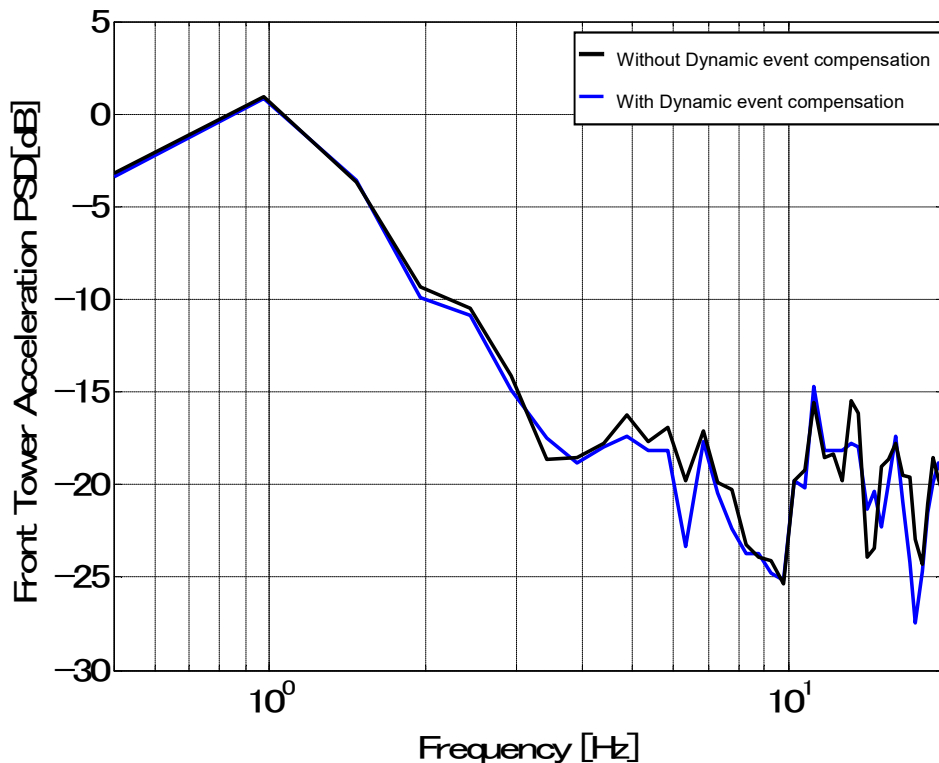


Fig. 4-21 Comparison of Front Tower accelerometer PSD on Swell Road with Handling

#### 4.6. まとめ

本章ではセミアクのシステムコストを低減するために車高センサのみを用い、加速度センサを用いたシステムと同等性能を狙いとしてドライバ入力と質量変化を考慮したフルビークルモデルを用いた状態推定手法を提案し、実車検証を行い以下の結論を得た。

- (1) 車高センサのみを用いてシステムを実現するため、車高センサ信号から車体に作用する力を推定し、その作用力から車体に発生する加速度を算出し、加速度を積分することによりフルビークルモデルのロール、ピッチ、ヒープ挙動を推定する状態推定手法を構築した。その結果、加速度センサを用いず車高センサ信号のみからフルビークルモデルを適用した簡易的な手法により車両上下挙動の推定を実現した。
- (2) 質量変化時を考慮するため、車高センサ信号から質量変化を推定する手法と状態推定手法で用いる車体質量に推定質量を用いることで質量変化を考慮した状態推定手法を構

築した。その結果、質量変化を考慮した状態推定を実現した。

- (3)加減速旋回によるドライバ入力と路面入力を区別するため、前後・横加速度およびサスペンションジオメトリに起因するジャッキアップ力、アンチダイブリフト力を考慮してドライバ入力起因の車高変化を推定し、車高センサ信号から推定した車高変化を減算することにより、路面入力起因の車高変化を抽出、その信号を用いて状態推定する手法を構築した。その結果、ドライバ入力と路面入力を区別し、ドライバ入力時の上下挙動推定の精度向上を実現した。
- (4)提案手法を実車検証において加速度センサを用いたシステムと比較し、車高センサのみを用いた提案手法は加速度センサを用いたシステムと同等のばね上上下下加速度 PSD を実現していることから、狙いであった同等のばね上制振性能であることを確認し、質量補償効果およびドライバ入力と路面入力複合する条件においても加速度を低減できていることから提案手法の効果を確認した。

## 第5章 減衰力制御とブレーキ制御の協調

### 5.1. はじめに

これまでは基本性能である乗り心地性能，ロール感向上および低コスト化技術について取り扱ってきたが，本章では更に対象を拡張しセミアク单独ではない他システムとの協調による更なる性能向上について取り上げる。

障害物回避は車両の減速とドライバの操舵入力に対する十分なヨー応答性が重要である。一般的に減速制御とヨーモーメント制御はタイヤに発生する前後力を用いており，その結果として車両挙動としてロール，ピッチおよび各輪のストローク変化を生じる。それらはタイヤのアライメント変化を介しタイヤ力に影響を与える。タイヤのコーナーリングステイフネスもまた接地荷重に影響することからサスペンション制御において接地荷重はとても重要である。これまでに減速制御(GVC:G-Vectoring Control)，モーメント制御(ESC)，セミアク制御(SAS: Semi-active Suspension Control)を開発しており，それぞれ制御なしに比べて，大幅な改善結果が得られている [67] [70]。また，4.4.3 で説明したようにブレーキ力はタイヤ接地点に発生するため，リンクを介してサスペンション反力を発生する。もし，車両がアンチダイブやアンチリフトジオメトリが設定されているとサスペンション反力は車両上下方向に発生する。特に ESC は各輪独立にブレーキ力を発生するため，この作用によりサスペンション反力が各輪でばらばらに作用するため，ロール挙動やピッチ挙動が発生してしまう。

そこで車両運動性能として最も重要視される安全性の向上のため，これらの減速制御とモーメント制御のブレーキ制御の協調およびこれらブレーキ制御によって発生するロール・ピッチ挙動を考慮した減衰力制御に着目した。

本章においては，まず GVC と ESC の制御概要を述べる。その後，GVC と ESC，SAS の協調制御について述べた後，本制御則の有効性をシミュレーションで検証する。最後に本制御則の有効性をドライアスファルト路と圧雪路における実車試験において検証した結果について報告する。



## 5.2. 従来の運動制御のレビュー

### 5.2.1. G-Vectoring Control (GVC) の概要

山門らはこれまでの研究で、横運動に応じて前後運動を連係させるための基本的な制御指針として、以下の式を提案し [75], 「G-Vectoring Control」 [65]と呼んでいる。

$$G_{xc} = -\text{sgn}(G_y \cdot \dot{G}_y) \frac{C_{xy}}{1+T_S} |\dot{G}_y| \quad (5-1)$$

ここで $G_{xc}$ は車両前後方向の加速度指令,  $G_y$ は車両横方向の加速度,  $\dot{G}_y$ は車両の横加速度の一階微分値である横加加速度である。基本的に横加加速度 $\dot{G}_y$ にゲイン $C_{xy}$ をかけ、一次遅れを付与した値を前後加速度指令にするというシンプルな制御則である。

式(5-1)の加減速制御を適用した車両運動について、具体的な走行シーンを想定して説明する。Fig. 5-1 は、直進路 A, 過渡区間 B, 定常旋回区間 C, 過渡区間 D, 直進区間 E という、コーナへの進入, 脱出の一般的な走行を想定している。

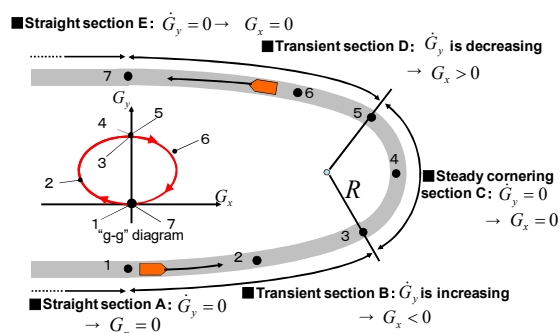


Fig. 5-1 G-Vectoring control concept

まず車両は直進路区間 A からコーナに進入する。過渡区間 B (点 1~点 3) では、ドライバーが徐々に舵を切り増すに伴い、車両の横加速度  $G_y$  が増加していく。このとき、式 (1) より、横加速度  $G_y$  の増加、すなわち横加加速度の発生に伴い、 $G_{xc}$  が負となり、車両は減速される。その後、車両が定常旋回区間 C (点 3~点 5) に入ると、ドライバーは操舵の切り増しを止め、操舵角を一定に保つ。このとき、横加加速度  $\dot{G}_y$  は 0 となるため、加減速指令  $G_{xc}$  は 0 となる。つぎに、過渡区間 D (点 5~7) では、ドライバーの操舵の切り戻しによって車両の横加速度  $G_y$  が減少していく。このとき車両の横加加速度  $\dot{G}_y$  は負となり、式 (1) より加減速指令  $G_{xc}$  が正となり、車両は加速される。また直進区間 E では横加加速度  $\dot{G}_y$  が 0 となるため制御は行われない。

以上のように、操舵開始のターンイン時 (点 1) からクリッピングポイント (点 3) にか

けて減速し、定常円旋回中（点3～点5）には減速を止め、操舵切り戻し開始時（点5）からコーナ脱出時（点7）には加速する。この運動を、前後加速度を横軸、横加速度を縦軸にとり、車両に発生している加速度様態を示す“g-g”ダイアグラム [76]に表すと、エキスパートドライバと同様な滑らかな曲線状に遷移する特徴的な運動になる [76]。このように、山門らは G-Vectoring 制御を適用すれば、ドライバは旋回のための操舵をするだけで、エキスパートと同様の、横運動に係した加減速という車両運動を実現可能となる G-Vectoring Control を提案している [65]。

### 5.2.2. Direct Yaw-moment Control (DYC) の概要

1992年に芝端らは、通常領域から非線形領域まで一貫して、車両のステア特性を解析する手段として  $\beta$ -Method を提案した [69]。  $\beta$ -Method に基づいて芝端らは左右の制・駆動力に差を持たせることにより、操縦性と安定性を大幅に向上することができることを明らかにして、これを DYC と名付けた [69]。 1996年に DYC 理論を利用して Van Zanten が4輪独立ブレーキを用い、車両の横すべり角を小さくするための制御、Vehicle Dynamics Control (VDC) を考案し [77]、これが現在の ESC の原型となっている。

Fig. 5-2にESCの基本的な作動を示す。アンダーステアの場合には旋回内側の後輪にブレーキ力を付与し、減速および直接ヨーモーメント制御によりアンダーステアを防止する。オーバーステアの場合には、旋回外側の前後輪にブレーキ力を付与し、直接ヨーモーメント制御によりオーバーステアを防止する。ただし山本らが提案しているESCのUS制御は、4輪ブレーキによる減速により、旋回に必要なコーナーリングフォースを減少させかつ、後輪に残されているコーナーリングフォースを有効利用するため、適度な旋回内向きモーメントを後内輪のブレーキにより発生させることでアンダーステアを防止している。 [78]

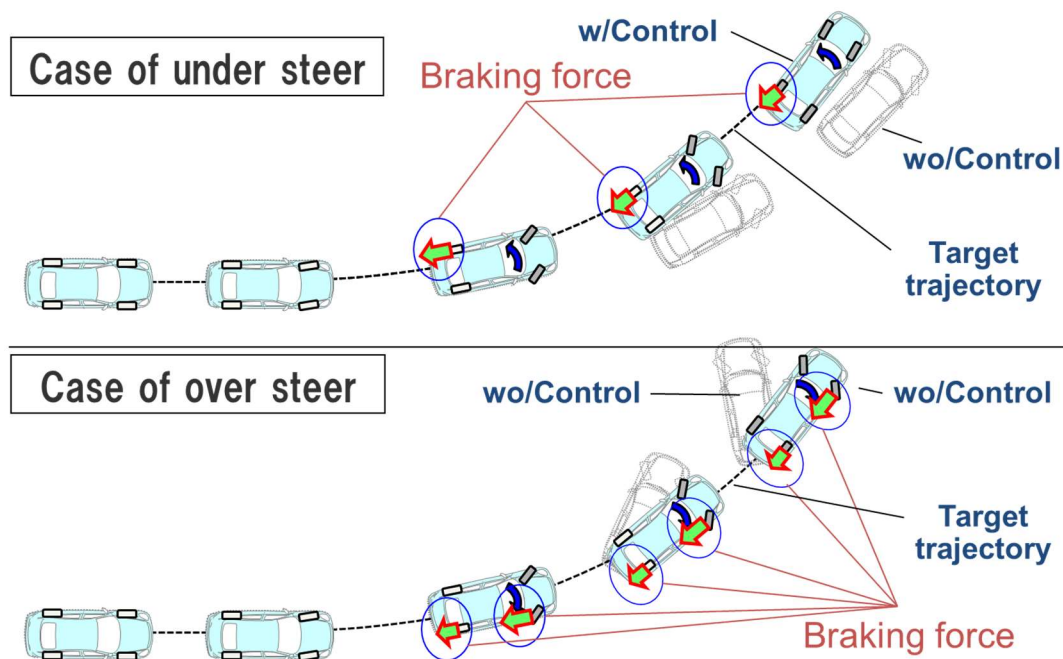


Fig. 5-2 Behavior of ESC

### 5.3. 協調制御

#### 5.3.1. GVC と ESC の組み合わせ

Fig. 5-3 に ESC と GVC の制御性能比較を示す。5.2.1 で述べた GVC は、横加加速度に応じて車両の減速度を制御している。他方、基本的な ESC は、車両の横滑りに応じてヨーモーメントを制御している。

アンダーステア防止性能では、大きな減速度を発生する GVC の効果が大きく、ESC は荷重の抜けた旋回内輪にブレーキ力を付与するため、大きなモーメントが発生できず効果が小さい。一方、オーバーステア防止性能では、GVC は加速制御が必要となり困難なのに対し、ESC は荷重の載った旋回外輪にブレーキ力を付与するため、大きなモーメントが発生でき効果が大きい。つまり、アンダーステア制御を GVC、オーバーステア制御を ESC とすることで効率的に車両運動性能を向上できると考えられる。

これを実現するため、タイヤによるブレーキ力の四輪の和(前後加速度)を制御するのが G-Vectoring 制御で、左右二輪毎の差分(ヨーモーメント)を制御するのが ESC と考えると、これらの制御は、拘束条件が 2 に対し、制御自由度 4 であるから非干渉である。よって減速度とヨーモーメントを独立して実現できる四輪のブレーキ力配分が可能となり、ヨーモーメ

ント指令と減速指令から各輪のブレーキ力を制御するハイブリッド制御を考えることができる [67].

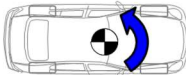
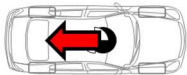
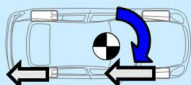
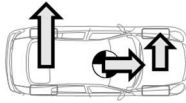
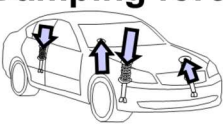
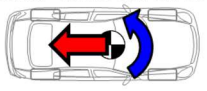
	ESC(DYC)	GVC
Control target	<p style="text-align: center;"><b>Yaw moment(<math>M_z</math>)</b></p> 	<p style="text-align: center;"><b>Longitudinal acceleration(<math>G_x</math>)</b></p> 
Under steering prevention	<p style="text-align: center;"><b>+</b></p> <p style="text-align: center;">Small braking force due to less vertical force</p>	<p style="text-align: center;"><b>+++</b></p> <p style="text-align: center;">Large braking force</p>
Over steering prevention	<p style="text-align: center;"><b>+++</b></p> <p style="text-align: center;">Large braking force</p> 	<p style="text-align: center;"><b>+</b></p> <p style="text-align: center;">Accel. control needed</p> 

Fig. 5-3 Performance comparison of ESC(DYC) vs GVC

### 5.3.2. ブレーキ制御とサスペンション制御の組み合わせ

Fig. 5-4 にセミアクとブレーキ制御のばね上制御性能比較を示す。ロール抑制性能では、減衰力によりロール抑制可能なセミアクの効果が大きく、ブレーキでは減速度とヨーモーメントが制御対象のため、モーメントを制御するとリンク反力によりロールが発生してしまう。一方、ピッチ防止性能では、減衰力によりピッチ抑制可能なセミアクの効果が大きく、ブレーキでは減速度とヨーモーメントが制御対象のため、減速制御/モーメント制御共にピッチが発生してしまう。

	Semi-active susp.	Brake
Control target	<b>Damping force</b> 	<b>Longitudinal G/ Yaw moment</b> 
Roll	<b>+++</b> Transient cornering	<b>--</b> Rolling due to link force
Pitch	<b>+++</b> Transient accel. and braking	<b>---</b> Pitching by braking and moment

**Fig. 5-4 Body motion control performance comparison of Semi-active susp. and Brake**

第 3 章にて示したように,セミアクの操舵時の制御は過渡旋回時に前下がりの車両姿勢を実現する制御である. また, 5.2.1 にて説明した GVC においても減速により前下がりの車両挙動となる. つまり, セミアク制御と GVC を単純に組み合わせると, 過度なピッチ挙動が発生し, ドライバの違和感, タイヤ接地荷重の過度の移動とタイヤと路面のアライメント変化などが発生してしまい, 結果として, 操縦安定性の低下につながりかねない. また, ブレーキ力はタイヤ接地点に発生するため, リンクを介してサスペンション反力を発生する. もし, 車両がアンチダイブやアンチリフトジオメトリが設定されているとサスペンション反力は車両上下方向に発生する. ESC が各輪独立にブレーキ力を発生すると, この作用によりサスペンション反力が各輪でばらばらに作用するため, ロール挙動やピッチ挙動が発生してしまう.

Fig. 5-5 にブレーキとセミアクの協調制御の制御ブロックを示す.

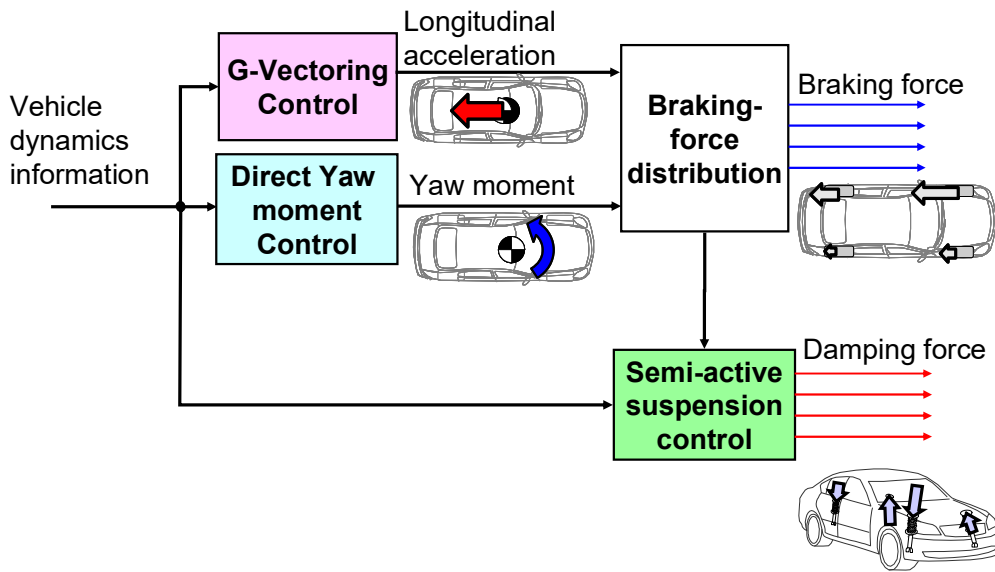


Fig. 5-5 Cooperative control block diagram of braking and semi-active suspension

Fig. 5-6 にブレーキ力を考慮したセミアク協調制御ブロック図を示す。本制御により、セミアクは、GVC による減速と ESC の 4 輪独立ブレーキによるサスペンション反力を考慮した上で車両に発生する車両挙動 (ロール, ピッチ) を予測し, この予測した挙動を抑制するように 4 輪独立の減衰力制御を行い, 車両姿勢の変化を低減する. また, 操舵時応じた目標ピッチレートとブレーキによって発生する推定ピッチレートを比較し, 目標値より大きくピッチが発生する場合にはピッチ制御を無効化し, ロール制御を強化している.

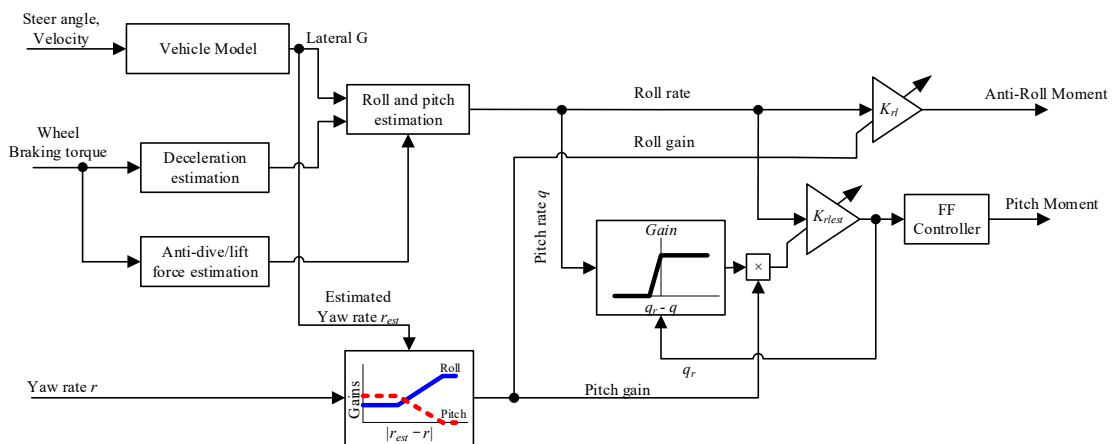


Fig. 5-6 Cooperative semi-active suspension control of considering braking force and anti-dive/lift force

### 5.3.3. 解析検証

協調制御の効果を検証するため、シミュレーションを行った。解析には 3.2.4 で用いたモデルをベースに電動ブレーキアクチュエーション，GVC および ESC の解析モデルを Matlab/Simulink® にて作成，追加した Fig. 5-7 に示すモデルを用いた。

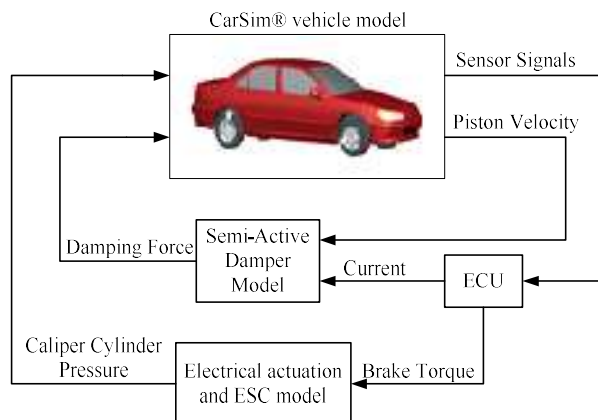


Fig. 5-7 Simulation model

まず，緊急障害物回避性能を検証するため，緊急回避の試験として Fig. 5-8 に示すエルク試験における協調制御の効果を確認するため，Table 5-1 に示す ESC のみと ESC+SAS+GVC の協調制御を解析した。車速( $V_x$ )を 60 km/h とし，ドライバモデル [79]を用いた操舵を入力とした。

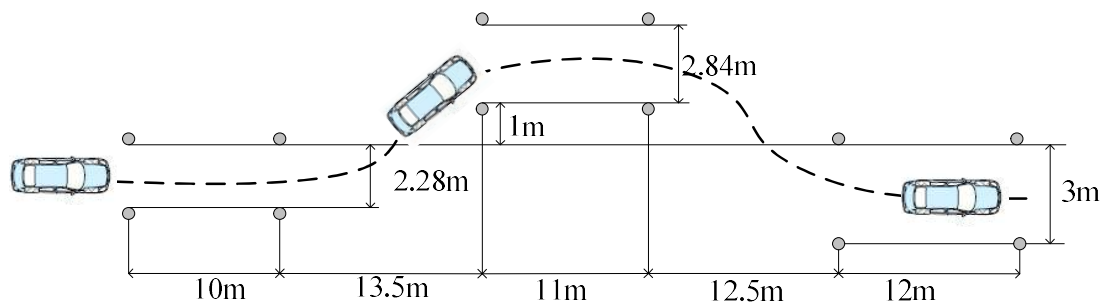


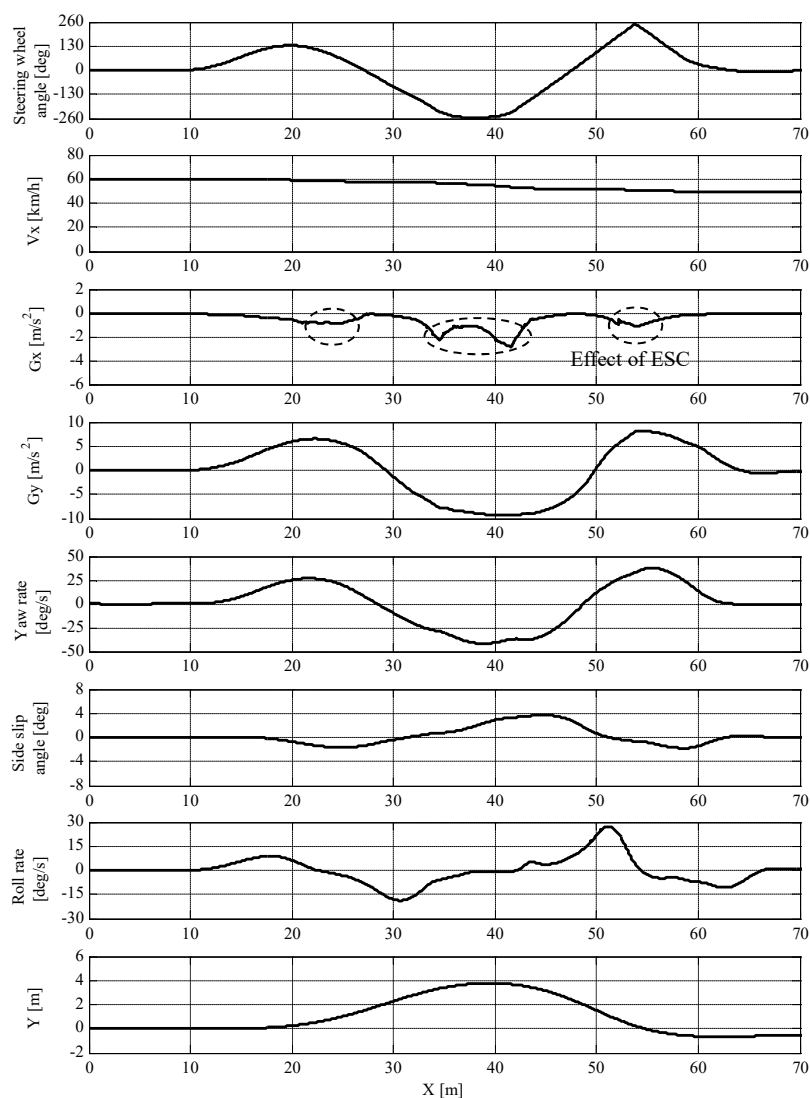
Fig. 5-8 Course layout for the elk test (ISO3888, part 2)

Table 5-1 Compared controls

No.	Control	ESC	GVC	SAS
1	ESC	Enable	Disable	Disable(Passive mode)
2	ESC+SAS+GVC	Enable	Enable	Enable

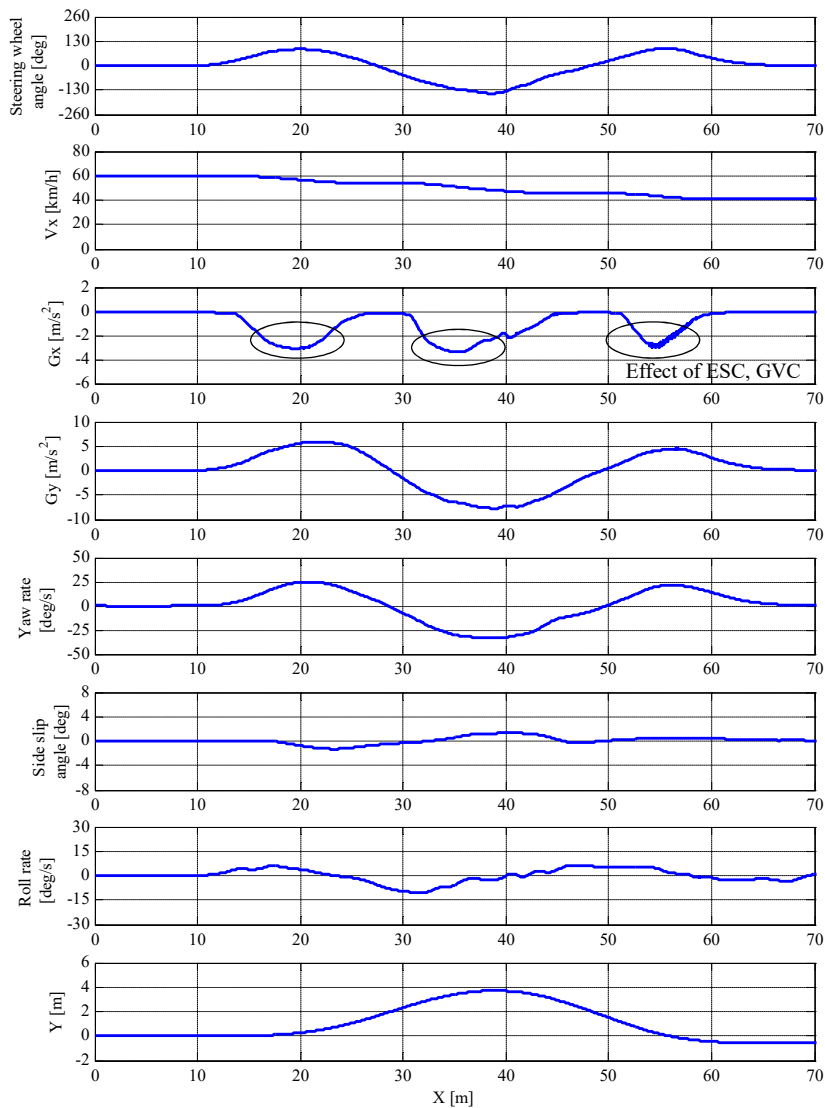
解析結果を Fig.5-9, Fig.5-10 に示す. これらの図より, ESC のみとコンベンショナルダンパの組み合わせでは最大操舵角が 260deg に対し, ESC と GVC, SAS の組み合わせでは 140deg となっており, 特に 2~3 次操舵時の操舵角と横滑り角の低減に作用している. この効果は ESC のみと比較して ESC と GVC, SAS の組み合わせは, GVC によりブレーキ制御の介入が早いため, Fr への荷重移動と減速による US 抑制効果によるものである.

また, ロール挙動は, ESC のみと比較して, ESC と GVC, SAS の組み合わせでは大きくロールレイトを低減できている.



**Fig.5-9 Simulation results for ESC only (Vx=60km/h)**





**Fig.5-10 Simulation results for ESC with SAS and GVC ( $V_x=60\text{km/h}$ )**

Fig.5-11 に横滑り角とヨーレイトの位相平面プロットを示す．これより，ESC と GVC，SAS の組み合わせでは，その他と比較して初期のヨー応答が向上しており，ESC のみと比較して横滑り角をほぼ半減できている．この結果は，ESC SAS の組み合わせがこの障害物回避条件においてはヨー応答向上と安定した挙動を実現できていることを示している．

これらの結果より，提案手法の狙い通りの有効性を解析上で確認することができた．

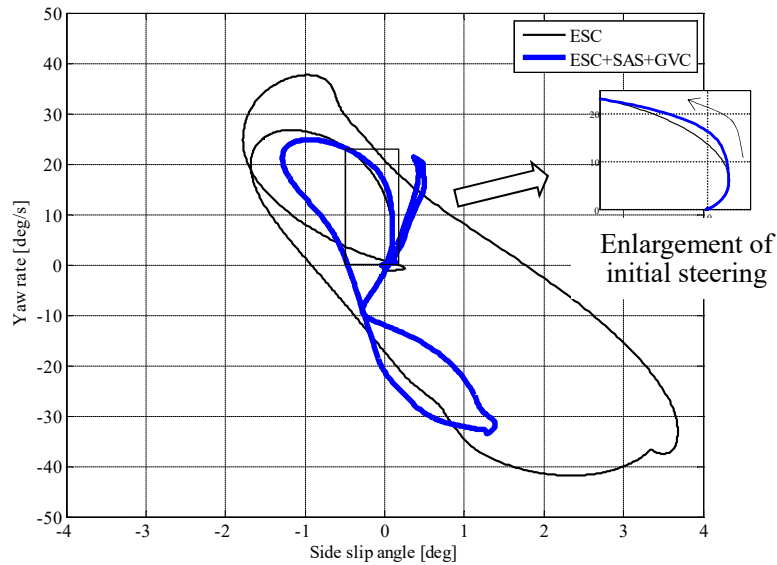


Fig.5-11 Comparison on  $\beta - r$  phase plane ( $V_x=60\text{km/h}$ )

## 5.4. 協調制御の実車評価

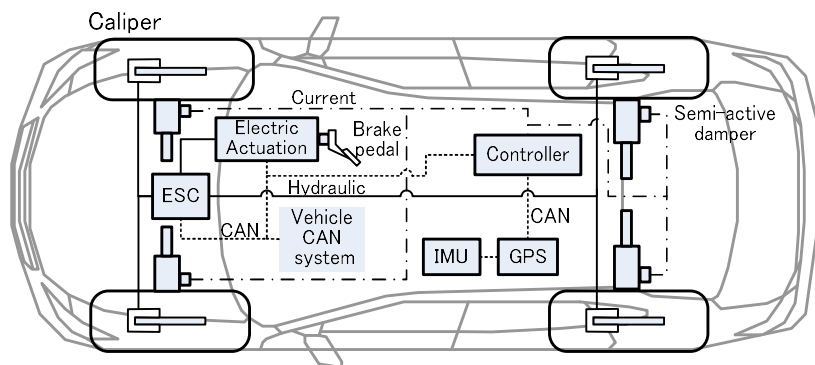
### 5.4.1. 試験条件

GVC と ESC, SAS の協調制御の効果を確認するため、実車試験を行った。試験は、Fig. 5-8 に示す解析にて行った条件と同様の緊急回避を想定したエルク試験において Table 5-1 に示した ESC のみと GVC+ESC+SAS の協調制御をドライアスファルトと圧雪路において実施した。エルク試験では、コース侵入時からアクセルオフし、操舵にのみによる回避動作を行い、最大通過車速および車両挙動により緊急回避性能を評価する。

### 5.4.2. 実験車

実験車の構成を Fig. 5-12 に示す。実験車は第 2 章から第 4 章で用いた同様の車両を用い GVC の減速制御用アクチュエータとしてはモータの回転運動を直線運動に変換して直接ブレーキ加圧を行う電動ブレーキアクチュエータを用いた。また、GVC のブレーキ制御と新たに構築したセミアク協調制御は汎用コントローラに追加実装した。

これまでと同様に車両の操舵角、横加速度、ヨーレイトおよび車輪速は車両 CAN より取得する。これらの信号からコントローラにて制御指令を算出し、算出した制御指令を基にセミアクティブダンパ、電動ブレーキアクチュエータに出力される。電動アクチュエータへは液圧指令が CAN 経由にて出力される。



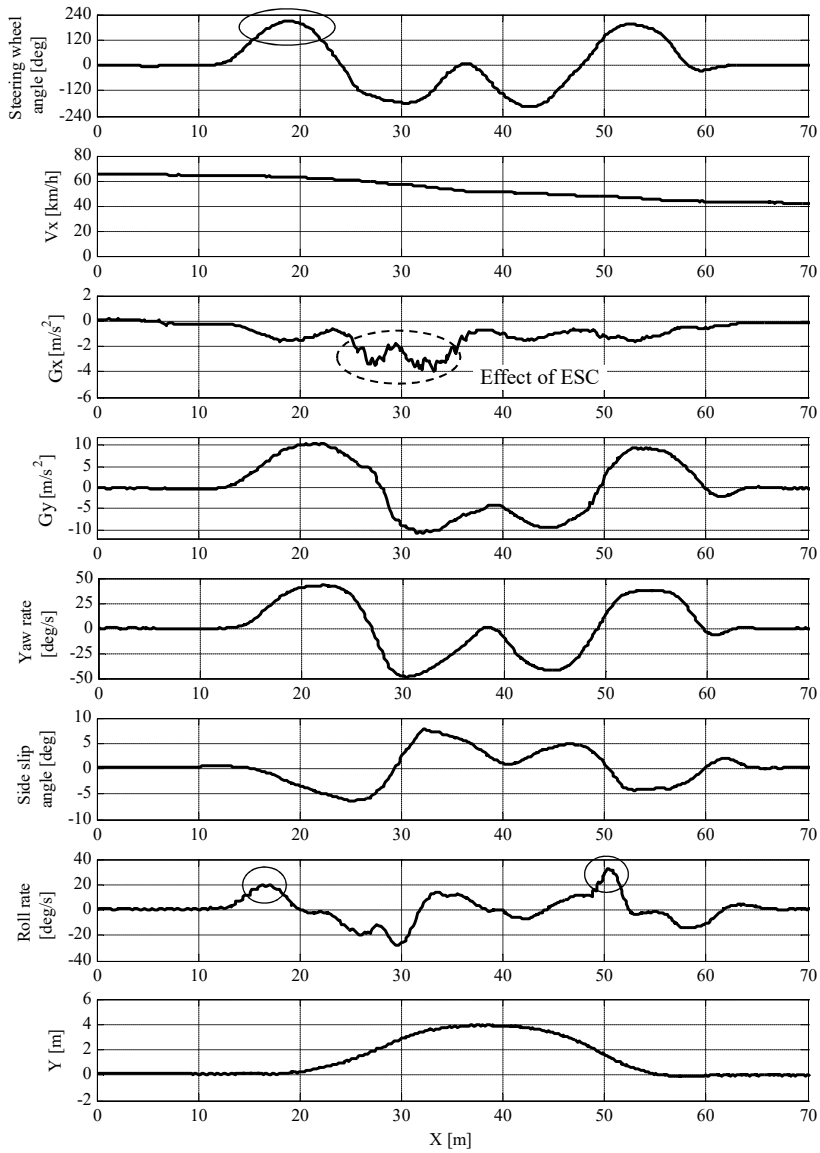
**Fig. 5-12 Configuration of test vehicle**

### 5.4.3. ドライアスファルトでの検証

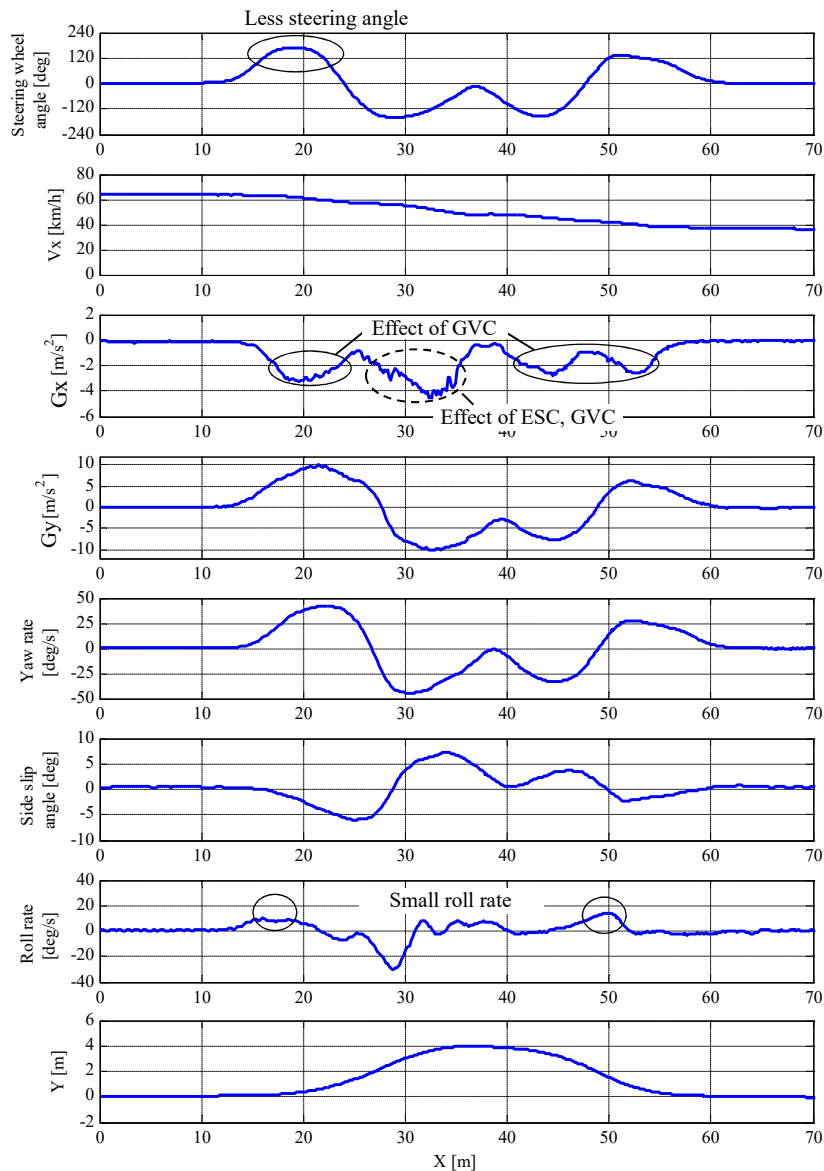
車速 65 km/h においてドライアスファルトでの、ESC のみと協調制御の比較検討を行った結果を Fig. 5-13, Fig. 5-14 に示す。

ESC のみでの最大操舵角は 208deg であるが、ESC と GVC, SAS の組み合わせでは 170deg に低減できている。また、ロール挙動においても ESC と GVC, SAS の組み合わせでは ESC のみと比較して低減できている。前後加速度は、ESC のみが 2 次操舵のタイミングのみで ESC 作動により発生しているのに対し、ESC と GVC, SAS の組み合わせは、GVC による自動減速制御の介入が早いことにより 1 次操舵のタイミングから発生しており、前後加速度の発生が早まっている。

これらより、ESC のみと比べ、ESC と GVC, SAS の組み合わせでは GVC による自動減速制御による荷重移動により回頭性が向上し、緊急回避においても安定した回避が可能であることが考えられる。またセミアクによる車両挙動抑制によりドライバの視線が安定するとの報告を受けた。これはロール挙動の抑制により、ドライバの頭の左右の振られが低減されたことによると考えられる。



**Fig. 5-13 Test results for ESC only ( $V_x=65$  km/h)**



**Fig. 5-14 Test results for ESC with SAS and GVC ( $V_x=65$  km/h)**

次に横滑り角とヨーレイトの位相平面プロットを Fig. 5-15 に示す。これより、ESC と GVC, SAS の組み合わせは操舵角が小さいにもかかわらずヨーレイトの立ち上がりを向上できており、挙動も最も小さいことがわかる。これは、組み合わせにより緊急回避条件において適切な車両挙動を実現できていると考えられる。解析結果と比較すると、シミュレーションではESCのみとESCとGVC, SASの組み合わせでは横滑り角が半減していたものの、実車では大きな改善が見られなかった。これは、ドライバモデルとドライバの性能差が大きいことと車速条件が異なったためと考えられる。

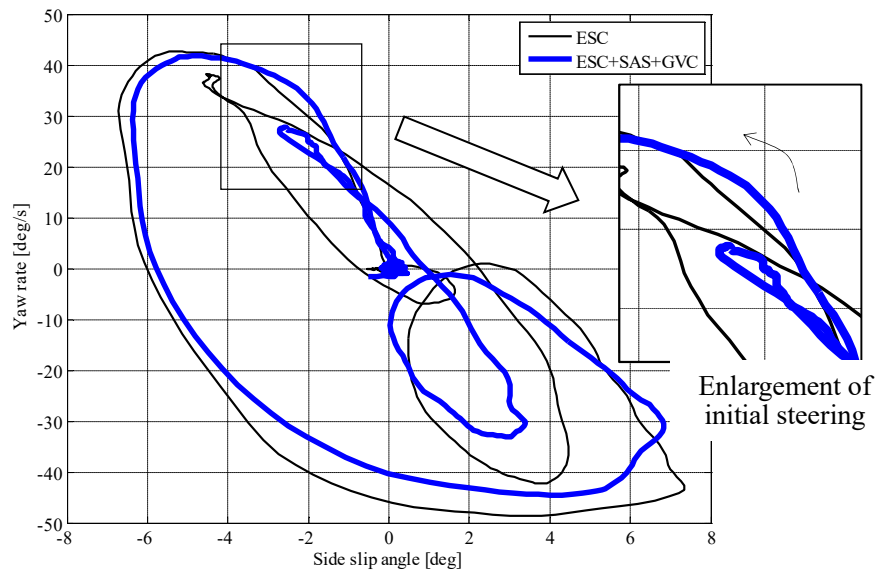


Fig. 5-15 Comparison on  $\beta - r$  phase plane ( $V_x=65\text{km/h}$ )

更に、最大通過車速について実験的に確認した。結果を Table 5-2 に示す。この表より、ESC のみと比較して GVC と SAS の組み合わせにより 14%以上の向上を確認した。

Table 5-2 Comparison of maximum passable speed

	maximum passable speed[km/h]
ESC	64.8
GVC+SAS+ESC	74.0

#### 5.4.4. 圧雪路での検証

圧雪路での性能を検証するため、ドライアスファルト路と同様のコースレイアウトにて実車試験を行った。車速は 45km/h である。結果を Fig. 5-16, Fig. 5-17 に示す。

最大操舵角は ESC のみが 179deg に対し、ESC と GVC , SAS の組み合わせが 135deg と低減でき、ロールレイトは ESC のみと比較して 50%低減できた。

ドライアスファルト同様に前後加速度は、ESC のみが 2 次操舵のタイミングのみで ESC 作動により発生しているのに対し、ESC と GVC, SAS の組み合わせは、GVC による自動減速制御により早いタイミングの 1 次操舵から発生している。

これらの結果より、ドライアスファルト同様に ESC と GVC, SAS を組み合わせることにより、路面  $\mu$  の低い圧雪路においても回頭性の向上とロール挙動の抑制を実現できることを確認した。

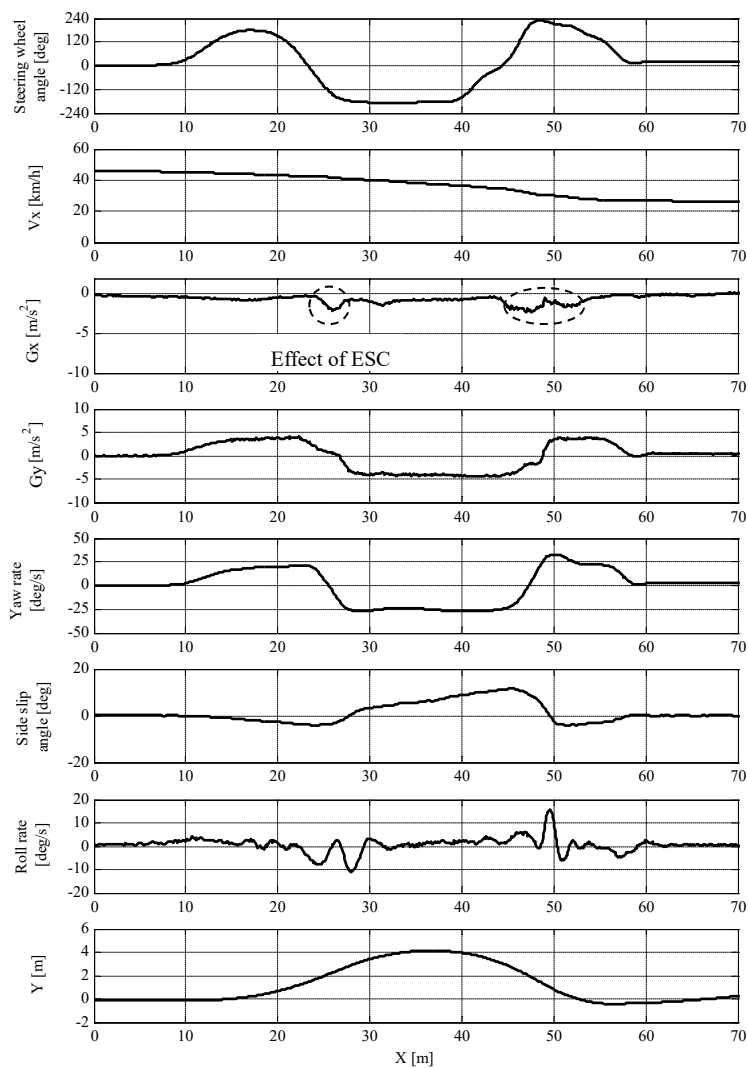
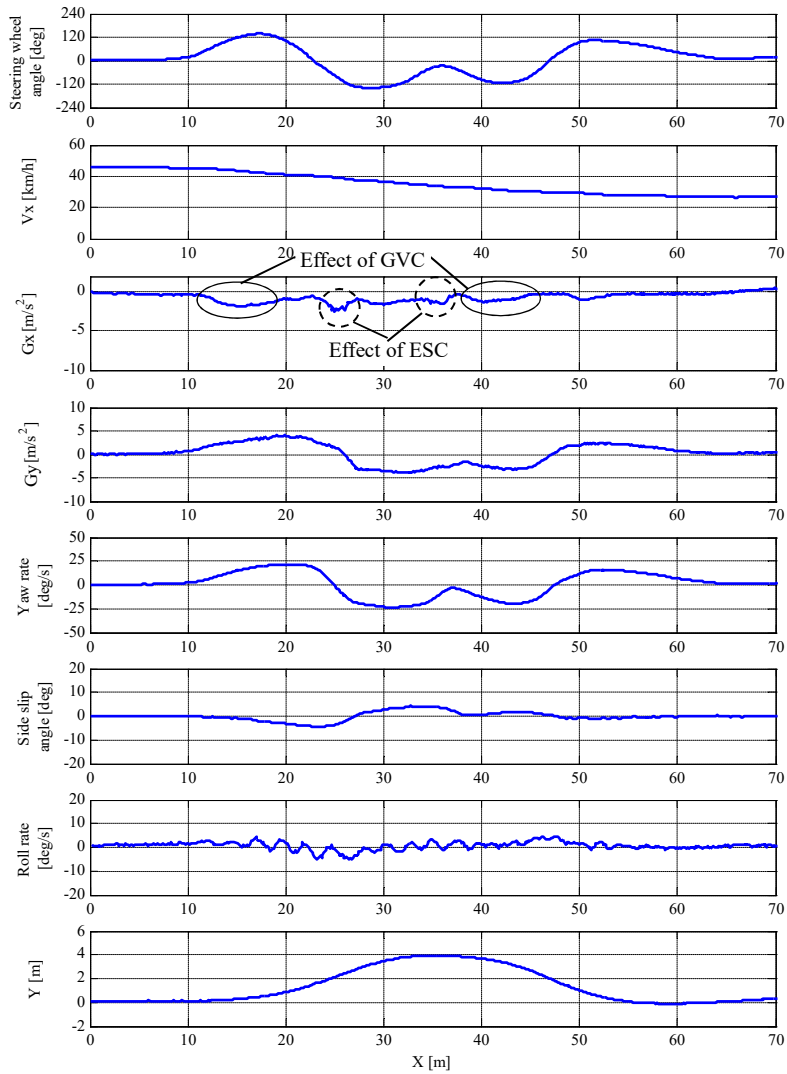


Fig. 5-16 Test results for ESC only on a snowy road surface ( $V_x=45$  km/h)



**Fig. 5-17 ESC with SAS and GVC test results on snowy road surface (Vx=45km/h)**

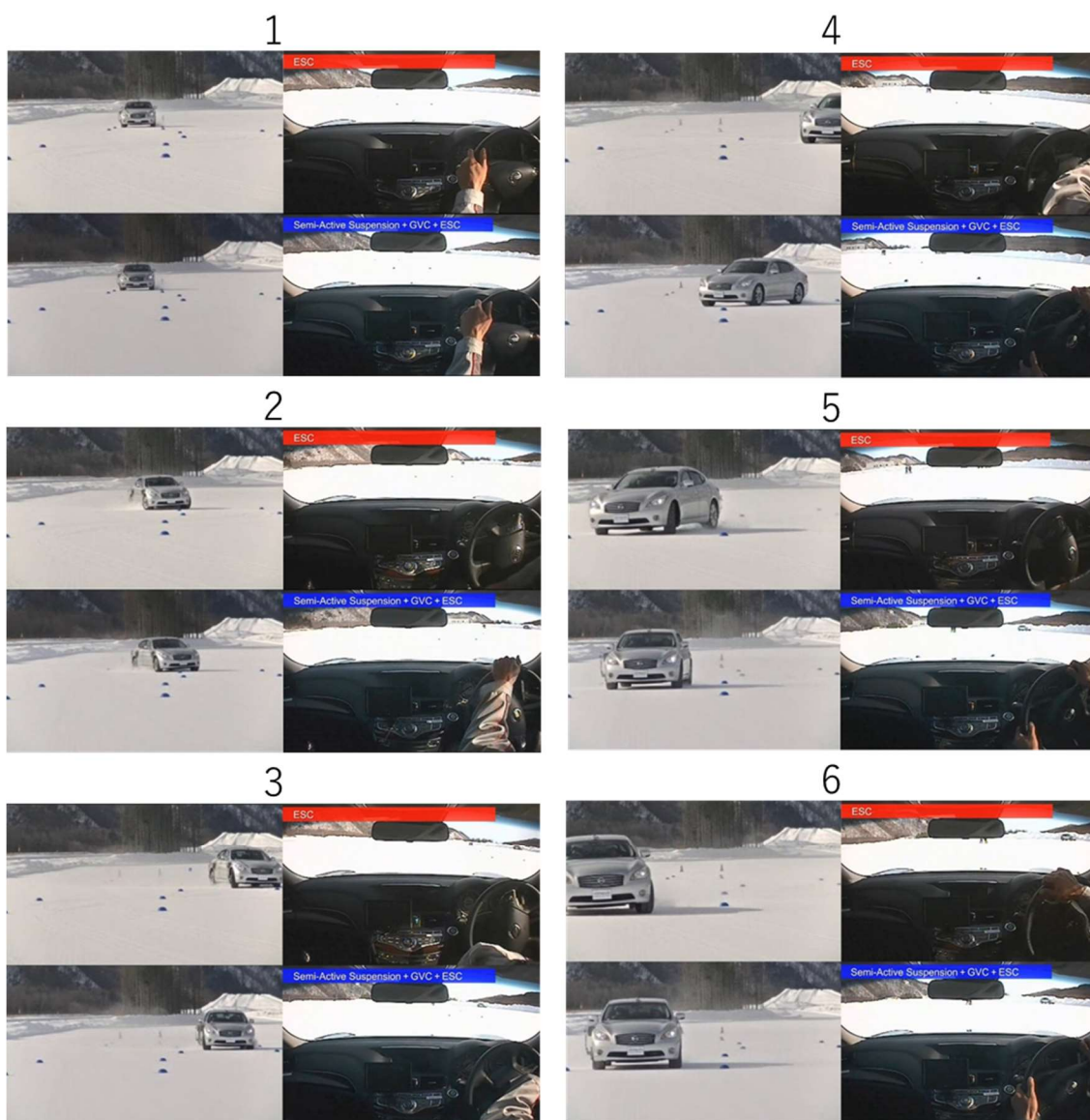
更に、最大通過車速について実験的に確認した。結果を Table 5-3 に示す。この表より、ESC のみと比較して GVC と SAS の組み合わせにより 6%以上の向上を確認した。

**Table 5-3 Comparison of maximum passable speed on snowy road surface**

	maximum passable speed[km/h]
ESC	47.5
GVC+SAS+ESC	50.7



Fig. 5-18 に車速 50.7km/h において ESC のみと ESC と SAS および GVC を比較した動画をキャプチャした結果を示す。これらより、下段に示す ESC と SAS およびゲイン GVC では 2 コマ目の 1 次操舵において操舵角が低減されかつヨー角および横移動量が大きいがわかる、3 コマ目では上段に示す ESC のみがコースアウトしているのに対し、協調制御はパイロンタッチすることなく 2 次操舵に入れ、ライントレースできている。4 コマ目以降は上段に示す ESC のみがコース逸脱しているのに対し、下段の協調制御はコースにトレースし安定した挙動を示している。



**Fig. 5-18 Comparison of ESC vs ESC with SAS and GVC on snowy road surface ( $V_x=50.7$  km/h)**

## 5.5. 更なる性能向上を目指して

GVC の設計パラメータは、日常の運転において過度の減速感を生じないように設定している。しかし、更なる緊急回避性能の向上を考えると回避性能に特化した最適なパラメータを検討する必要がある。例えば、ステレオカメラなどの外界認識センサにより前方に障害物を発見した場合、違和感より回避性能の向上を重視すべきである。Fig. 5-19 に SUBARU の AEB の作動について示す。これより、本システムは前方の障害物との相対距離・相対速度などに応じて減速度を制御していると考えられる。これと同様の考え方を GVC に適用し、通常危険リスクが低い時には低いゲインに設定し、危険リスクに応じて段階的に高ゲイン化し、最も危険リスクが高い場合には最も緊急回避性能に特化したゲインを設定することを考えた。

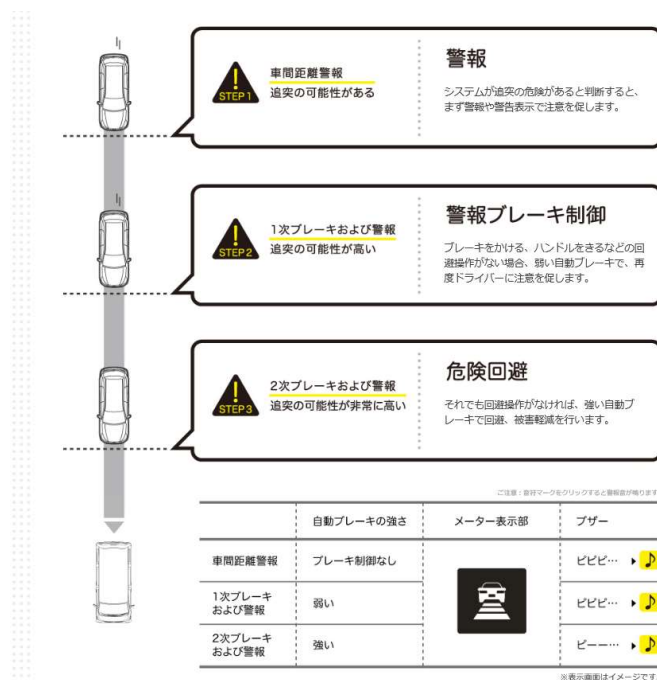


Fig. 5-19 AEB of SUBARU CORPORATION [80]

そこでまず、5.3.3 節の解析モデルを用いて、エルク試験において最大通過車速を最大化する GVC 設計パラメータを求める問題を最適化問題として定式化し、非線形計画法 [81]を用いて理論的に求めることとした。ここで、最適化するパラメータとして GVC の基本ゲインである(5-1)式中の  $C_{xy}$  とした。評価関数  $J$  は、障害物回避において最小の入力（操舵角）と前後・横加速度が望ましいと考え

$$J = \int_0^{t_f} (q_1 \delta_{sw}^2 + q_2 G_x^2 + q_3 G_y^2) dt \quad (5-2)$$

とする. ここで  $\delta_{sw}$ :操舵角,  $G_x$ :前後加速度,  $G_y$ :横加速度,  $q_1, q_2$  はそれぞれ操舵角, 加速度に対する重みである.

操舵はドライバモデルによって行うが, 目標軌跡を大きく外れるとドライバモデルがうまく操舵できずスピンするため, 終端においてヨー角, ヨーレイトが 0 になるように拘束条件は次式のように設定した.

$$\phi(t_f) = 0 \quad (5-3)$$

$$r(t_f) = 0 \quad (5-4)$$

ここで  $\phi$ :ヨー角,  $r$ :ヨーレイト,  $t_f$ :終端時間である.

このように定式化した最適化問題を非線形計画法である逐次 2 次計画法 [81]を用いて解き, エルク試験において通過車速を最大化する GVC 設計パラメータを求めた. その結果, Table 5-4 のように初期値に比べかなり大きな値が得られ, 最大通過車速についても向上できている.

**Table 5-4 Comparison of passable speeds and GVC gains**

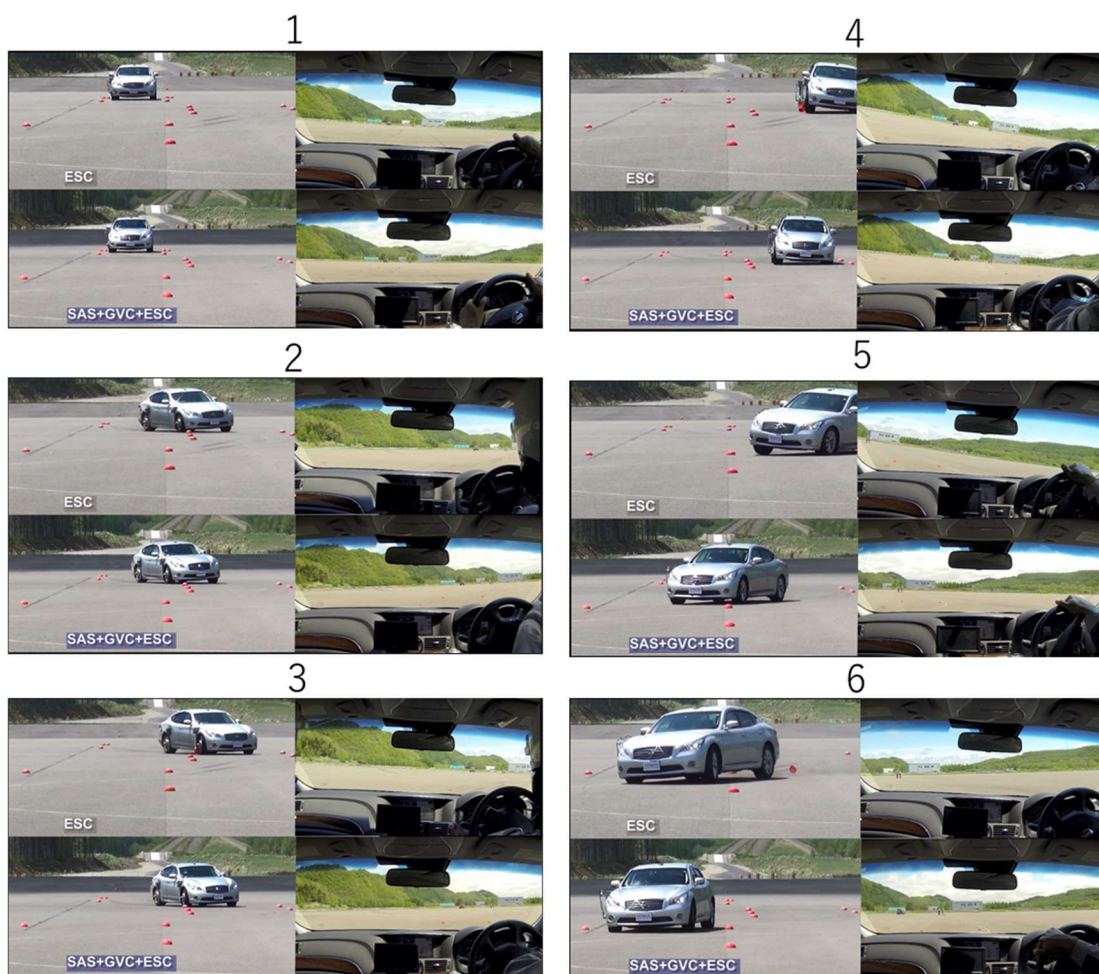
	maximum passable speed [km/h]	GVC gain $C_{xy}$
Initial	69.1	0.25
Optimized	71.6	0.63

次にこの高ゲインを用いて, これまでと同様の試験条件にて実車試験を行った. 最大通過車速を Table 5-5 に示す. 高ゲインとすることにより通常のゲインと比較しては最大通過車速を 5.7%向上できていることから, GVC ゲインの増加は回避性能を改善に有効である.

**Table 5-5 Comparison of maximum passable speed with normal and high gain**

	maximum passable speed [km/h]
GVC+SAS+ESC with normal GVC gain	74.0
GVC+SAS+ESC with high GVC gain	78.2

Fig. 5-20 に車速 78.2km/h において ESC のみと ESC と SAS および高ゲイン GVC を比較した動画をキャプチャした結果を示す。これらより、下段に示す ESC と SAS および高ゲイン GVC では 2 コマ目の 1 次操舵において操舵角が低減され、3 コマ目では上段に示す ESC のみがパイロンを撥ねているのに対し、協調制御はパイロンタッチすることなく 2 次操舵に入れている。4 コマ目以降は上段に示す ESC のみがコース逸脱しているのに対し、下段の協調制御はコースにトレースし安定した挙動を示している。



**Fig. 5-20 Comparison of ESC vs ESC with SAS and GVC ( $V_x=78.2$  km/h)**

以上より、ステレオカメラやレーザーレーダなどの外界認識センサの情報を基に緊急回避状態を判断し、通常領域では通常の値の小さいゲインとし、緊急回避状態においては大きなゲインとするように状況に応じて変更する手法を用いることにより、更なる安全性の向上を実現できる。

## 5.6. まとめ

GVC, ESC とセミアクを組み合わせて加減速・旋回による慣性力同様にサスペンションのジオメトリに起因する反力を考慮した協調制御を提案し、緊急回避性能への影響を検証した。

本協調制御をエルク試験における解析、実車検証により性能を検証した。その結果、以上の知見が得られた。

- (1) 提案した協調制御は、ESC のみと比較して緊急回避試験における最大通過車速をドライアスファルト路において 14% (64.8 から 74.0 km/h), 圧雪路において 6.7% (47.5 から 50.7 km/h) と大幅に増加できることを確認した。
- (2) 緊急回避性能の更なる向上のため、緊急回避に好適な GVC ゲインを最適化により求め、最適化した GVC ゲインを用いることにより最大通過車速を 5.7% (74.0 to 78.2 km/h) 向上した。この結果より、ステレオカメラを代表とする外界認識センサの情報により緊急回避状態を危険リスクとして判断し、その危険リスクに応じて GVC ゲインを段階的に変更する適応手法により、更なる回避性能を向上ができる可能性があることを示した。

## 第6章 結論

本論文では、セミアク制御技術により低コストで性能の高いセミアクを開発することで、セミアクの社会への普及を促進させ操縦安定性および快適性の高い自動車をドライバ・乗員へ広く提供することを目的に以下の4つの研究を実施した。

- (1)実車適合性の向上とジャーク低減
- (2)ロール感の向上
- (3)センサを削減する低コスト化技術の開発
- (4)協調制御による緊急回避性能向上

本研究で得られた具体的な成果を以下に総括する。

第1章では、本論文の背景と研究対象であるセミアクに関連する先行研究、そこから抽出した課題、研究の目的、本論文の構成について述べた。

第2章では、先行研究の課題である実車での適合性と減衰力急変によるジャークの低減の両立を目的に、双線形制御最適理論に基づく前輪/後輪およびロールを独立した適合性の高い制御を構築した。ジャークを低減するためには相対速度に応じて減衰係数に制限を設ける手法を適用する手法を提案した。提案手法を実車試験により有効性を検証し、提案手法はスカイフック制御と同等のばね上制振性能とスカイフック制御以上のジャークを低減した滑らかな乗り心地を実現していることを示した。これにより、本研究の目的の一つである実車適合性とジャーク低減の両立を達成した。

第3章では、ロールの大きさでは語れない性能に着目した研究が報告される中、先行研究ではロール感が良い車両挙動が定式化されていない課題を解決するため、G-Vectoring 制御のロール・ピッチ様態とロール感指標を比較しロール感が良い車両挙動の定式化し、定式化した車両挙動を実現する減衰力制御手法を提案した。提案手法の有効性を検証し、狙いの挙動であるロールに比例して前下がりとなるピッチを実現し、ドライバによる官能評価において、従来制御則と比較して提案手法はロール感の評価が高いことを確認することで有効性を示した。これにより、本研究の目的の一つであるロール感の向上を達成した。

第4章では、セミアクの低コスト化を可能とする状態推定手法を実現するため、加速度センサを用いたシステムと同等性能を狙いとして車高センサのみを用いて車両の上下挙動を推定する状態推定手法を構築した。構築した手法はドライバ入力と路面入力複合する条件においても高い推定精度を実現するため、前後・横加速度およびジャッキアップ力、アンチダイブリフト力による車高変化を考慮した。更に、質量変化へ対応するため、質量推定および質量の変化を考慮したシンプルな状態推定手法とした。提案手法を実車検証において

加速度センサを用いたシステムと比較し、車高センサのみを用いた提案手法は加速度センサを用いたシステムと同等のばね上制振性能であることを確認し、質量補償効果およびドライバ入力と路面入力が複合する条件においても提案手法の効果を確認した。これにより、本研究の目的の一つであるシステムコスト低減を可能とする状態推定技術の開発を達成した。

第5章では、協調制御による緊急回避性能の向上を目的に GVC, ESC とセミアクを組み合わせて加減速・旋回による慣性力同様にサスペンションのジオメトリに起因する反力を考慮した協調制御を提案した。本協調制御をエルク試験において解析、実車検証により性能を検証し、提案した協調制御は、ESC のみと比較して緊急回避試験における最大通過車速をドライアスファルト路において 14% (64.8 から 74.0 km/h), 圧雪路において 6.7% (47.5 から 50.7 km/h) 増加した。また、緊急回避性能の更なる向上のため、GVC ゲインの最適化を行い、最適化した GVC ゲインを用いることにより最大通過車速を 5.7% (74.0 to 78.2 km/h) 向上した。この結果より、ステレオカメラを代表とする外界認識センサの情報により緊急回避状態を判断し、その判断結果に応じて GVC ゲインを変更する適応手法により、更なる回避性能を向上ができる可能性があることを示した。これにより、本研究の目的の一つである他システムとの協調による緊急回避性能の向上を達成した。

以上のように、セミアク制御技術の開発によりセミアクシステムの低コスト化を実現し、快適性および操縦安定性の高い自動車をドライバ・乗員へ提供する目的を達成した。

最後に、セミアクの制御に関して、今後取り組むべき研究課題について述べる。本論文では第2章、第3章でそれぞれ乗り心地のみ(路面外乱に対する応答)、操縦安定性のみ(操舵に対する応答)を考慮して設計しており、それらが同時に発生した場合には、それぞれの指令値をハイセレクトする構成としていることから、必ずしも乗り心地と操縦安定性を両立できていないことが課題であるため、乗り心地と操縦安定性を両方考慮した制御の開発が必要である。また、第4章で示したようにコスト低減のため、車高センサのみを用いた状態推定手法を提案したが、[53][54][55][56][57]のような専用センサを全く用いない最も低コストな状態推定手法についても研究を進めるべきと考えている。近年、自動運転や電動化が着目され自動車の100年の一度の変革期と言われている。特に自動運転になると、ドライバが操縦しなくなることから、ドライバ入力に対する車両応答を評価する操縦安定性の意味は薄れ、乗り心地性能が重要になってくると考えられる。また電動化はバッテリーの床下配置による操縦安定性の向上やインホイールモータによる上下挙動制御が提案されており [82][83][84][85][86]、今後の発展が期待される。

自動運転時代を考慮すると乗り心地向上への要求は更に高まると考えられるため、AD/ADAS 用に追加される様々な外界認識センサを用いたプレビュー制御 [87]やセミアクの双線形かつ非線形な特性を考慮したセミアクの最適な制御方法に関して研究対象として取り扱っていくことを考えている。更には、ロボットタクシー [88], MaaS (Mobility as a Service :「マース」) [89]等は車両一台当たりのコストがかけやすいため、これまではあまり採用されていないアクティブサスの採用がしやすいと考えられ、アクティブサスを用いた究極の乗り心地を目指す研究開発についても検討していきたい。



## 参考文献

- [1] Sheldon Axle company, : *Leaf Springs: Their Characteristics and Methods of Specification*, Sheldon Axle company, 1912, p. 1.
- [2] 樋口健治, : *自動車技術史の事典*, 朝倉書店, 1996, p. 7.
- [3] 荒井久治, : *自動車の発達史(上)*, 山海堂, 1995, p. 2.
- [4] *The Washington Times*, 30 June 1901.
- [5] 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, pp. 599-605.
- [6] 川原崎由博, “日産油圧アクティブサスペンションの開発,” : *日産技報(26)*, 1989, pp. 10-19.
- [7] S. Cytrynski, U. Neerpasch, R. Bellmann, B. Danner, “The Active Suspension of the New Mercedes-Benz GLE,” : *ATZ, Vol.120, No.12*, 2018.
- [8] M. Strassberger, J. Guldner, “BMW's Dynamic Drive: An Active Stabilizer Bar System,” : *IEEE Control Systems Magazine, Vol.24, No.4*, 2004, pp. 28-29.
- [9] 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,” : *自動車技術会春季学術講演会前刷集 No.11-06*, 2006, pp. 1-4.
- [10] “ATZ Extra New Audi A6,” *ATZ*, 2011, pp. 118-125.
- [11] “ATZ Extra The New Audi Q3,” *ATZ*, 2011, pp. 32-39.
- [12] M. F. Markus Nyenhuis, “The adjustable shock absorber system fitted in BMW X5,” : *ATZ, Vol. 109*, 2007, pp. 16-19.
- [13] L. Moravy, J. Nutting, N. Ellis, “Development of Active Damper System using Magnetorheological Dampers for 2007 Model Year Acura MDX,” : *Honda R&D Technical Review, Vol.19, No.1*, 2007.
- [14] O. Raynauld, S. Fath, “Magneride Suspension for the Range Rover Evoque,” : *ATZ, Vol.114, No.2*, 2012, pp. 16-20.
- [15] N. K. Petek, “An Electronically Controlled Shock Absorber Using Electrorheological Fluid,” : *SAE Technical paper 920275*, SAE, 1995.
- [16] J. Wang, X. Guo, Y. su, “The Shock Absorber of Energy Recovery Using Electrorheological Fluid,” : *SAE Technical paper 2012-01-0981*, SAE, 2012.

- [17] M. K. Gleichweit, M. Horn, J. Funke, M. Reichhartinger, “Adaptive Roll Dynamics Control of Light Commercial Vehicles with Semi-active Electrorheologic Dampers,” : *Proc. of AVEC'14 no.ThB2-3*, pp. 1-6.
- [18] [オンライン]. Available: [https://www.tenneco.com/citroen\\_clinches\\_manufacturers\\_title\\_in\\_world\\_rally\\_championship\\_with\\_tenneco\\_automotive\\_kinetic\\_technology/](https://www.tenneco.com/citroen_clinches_manufacturers_title_in_world_rally_championship_with_tenneco_automotive_kinetic_technology/). [アクセス日: 18 11 2019].
- [19] [オンライン]. Available: <https://toyota.jp/landcruiserprado/performance/performance/>. [アクセス日: 19 11 2019].
- [20] [オンライン]. Available: <https://www.nissan-global.com/JP/TECHNOLOGY/OVERVIEW/hbmc.html>. [アクセス日: 20 11 2019].
- [21] D. Karnopp, M. Crosby, R. Harwood, “Vibration Control Using Semi-active Force Generators,” : *Trans. ASME, J. Eng. Ind.*, 1974, pp. 619-626.
- [22] L. Miller, C. Nobles, “Methods for Eliminating Jerk and Noise in Semi-Active Suspensions,” : *SAE Technical paper 902284*, SAE, 1990, pp. 1-12.
- [23] 清水悦郎, 久保田健太, 三平満司, 古賀雅伸, “双線形システムに対する非線形  $H^\infty$  状態フィードバックの一設計法,” : *計測自動制御学会論文集*, 計測自動制御学会, 1999, pp. 1155-1161.
- [24] S. Ohsaku, T. Nakayama, I. Kamimura, Y. Motozono, “Nonlinear  $H^\infty$  State Feedback Controller for Semiactive Controlled Suspension,” : *Proc. of AVEC '98*, AVEC, 1998, pp. 63-68.
- [25] 池田茂輝, 村田正博, 大作覚, 富田晃市, “新減衰力制御則の開発,” : *トヨタテクニカルレビュー*, Vol.49, No.2, 1999, pp. 88-93.
- [26] 横山誠, J. Hedrick, 外山茂浩, “セミアクティブサスペンションのスライディングモード制御,” : *日本機械学会論文集(C編)67巻657号*, 日本機械学会, 2001, pp. 231-236.
- [27] 板垣紀章, 深尾隆則, 天野雅文, 一丸修之, 小林隆英, 願海龍也, “ダンパの非線形ダイナミクスを考慮したセミアクティブサスペンション制御,” : *自動車技術会春季学術講演会前刷集 No.8-08*, 2008, pp. 5-8.
- [28] 西村秀和, 佐野雅泰, 尾家直樹, “セミアクティブサスペンションのゲインスケジュールド制御,” : *日本機械学会論文集(C編)67巻662号*, 日本機械学会, 2001, pp. 78-84.
- [29] R. Umehara, N. Ono, K. Yoshida, “Bilinear Optimal Control of Semi-Active Suspension for Railway Vehicle,” : *Proc. of the Asian Conference on Multibody Dynamics*, 2002, pp. 440-445.
- [30] 岡本文太, 吉田和夫, “自動車用セミアクティブサスペンションの外乱包含双線形最適制御,” : *日本機械学会論文集(C編)66巻650号*, 日本機械学会, 2000, pp. 73-80.
- [31] 土居俊一, 山口裕之, 岩間紀男, 林靖亨, “減衰力制御による準能動形制振法(周波数

- 特性を考慮した懸架系制御),” : *日本機械学会論文集(C編)58 巻 549 号*, 日本機械学会, 1992, pp. 58-64.
- [32] P. Brezas, M. C. Smith, W. Hout, “A clipped-optimal control algorithm for semi-active vehicle suspensions: Theory and experimental evaluation,” : *Automatica* 53, 2015, pp. 188-194.
- [33] M. Canale, M. Milanese, C. Novara, Z. Ahmad, “Semi-active suspension control using “Fast” Model Predictive Control,” : *American Control Conference*, American Control Conference, 2005, pp. 274-281.
- [34] M. Witters, J. Swevers, “A case study towards the application of NMPC to a continuously variable semi-active suspension,” : *Proceedings of ISMA2010 including USD2010*, 2010, pp. 479-494.
- [35] S. M. Savaresi, C. Spelta, “Mixed Sky-Hook and ADD: Approaching the Filtering Limits of a Semi-Active Suspension,” : *Transaction of the ASME, Vol.129*, ASME, 2007, pp. 382-392.
- [36] S. Choi, “Improvement of Ride Comfort Using Damping Control Based on Body Vertical Acceleration and Velocity,” : *Proc. of AVEC'18 no.ThC1-2*, 2018, pp. 1-6.
- [37] 勝山悦生, “トリプルスカイフック制御による乗り心地の研究—ばね上加速度, 速度, 変位をフィードバックしたスカイフック制御の提案—,” : *自動車技術会論文集, Vol.50, No.1*, 自動車技術会, 2019, pp. 128-133.
- [38] 丹山翔太, 勝山悦生, “平面運動とロールの連成を考慮したトリプルスカイフック制御の研究,” : *自動車技術会論文集, Vol.50, No.2*, 自動車技術会, 2019, pp. 436-441.
- [39] 下屋直人, 勝山悦生, “トリプルスカイフック制御を用いたセミアクティブサスペンション車両の乗り心地の研究,” : *自動車技術会春季学術講演会 講演予稿集 No.2-19*, 2019, pp. 1-6.
- [40] K. Kentaro, G. Fujimoto, T. Tsukamoto, D. Endo, “Effect of friction reduction of magnetorheological semi-active damper on ride comfort and vehicle dynamics,” : *8th International Munich Chassis Symposium 2017*, 2017, pp. 389-409.
- [41] A. Rohde, O. Götz, K. Schmidt, “Piston Integrated Damping System for Increased Ride Comfort and Agility,” : *25th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology No.2*, 2016, pp. 1541-1546.
- [42] 伊沢正樹, 加藤貴史, 関谷重信, 福里司, “可変ダンパによる乗り心地を考慮したロール制御手法の開発,” : *日本機械学会関東支部第2回埼玉ブロック大会(講演会) 公演論文集*, 2006, pp. 171-172.
- [43] 川越健次, “ロール感向上のためのサスペンション技術,” : *自動車技術, Vol.51, No.11*, 1997, pp. 20-24.
- [44] 酒井英樹, 小野英一, 山本泰, 福井勝彦, 大木幹志, 安田栄一, “視覚感受性に基づく

- ロール感の向上,” : トヨタテクニカルレビュー, Vol.55, No.1, 2006, pp. 20-25.
- [45] 福庭一志, 足立智彦, 吉岡透, “GPS による車体姿勢計測技術,” : マツダ技報, No.20, 2002, pp. 130-139.
- [46] 酒井英樹, 穂積仁, 山本泰, 佐野克之, 富田晃市, “過渡的な旋回感覚を強調する減衰力制御—カルマンフィルタを用いたロール・ピッチ同期化制御—,” : 自動車技術会論文集 Vol.43, No.3, 自動車技術会, 2012, pp. 709-716.
- [47] 高橋正樹, 熊丸誉, 吉田和夫, “操舵による車体挙動を考慮した自動車用セミアクティブサスペンションの総合的制御系設計,” : 日本機械学会論文集 (C 編) Vol.74, No.744, 2008, pp. 85-91.
- [48] 中井英雄, 吉田一徳, 大作覚, 本園貴一, “実用性を考慮したセミアクティブサスペンションの状態量推定,” : 日本機械学会論文集(C 編) 63 巻 615 号, 日本機械学会, 1997, pp. 202-208.
- [49] 山本彰人, 田中亘, 榎野貴文, 田中俊也, 田原憲, 八尋嵩司, “セミアクティブサスペンションにおける実用的な状態推定の検討,” : 自動車技術会論文集 Vol.48, No.3, 自動車技術会, 2017, pp. 687-692.
- [50] A. Yamamoto, W. Tanaka, T. Makino, T. Shunya, “Study of Observer Considering Damper Force Dynamics for Semi Semi Active Suspension Systems,” : SAE Technical Paper 2016-01-1553, SAE, 2016, pp. 529-534.
- [51] R. Matsuoka, T. Fukao, T. Kinoshita, “Observer Design of Semi-Active Suspension Using a Three-Axis Sensor,” : Proc. of AVEC'14 No.ThB3-3, 2014, pp. 1-6.
- [52] 森田光彦, 本園貴一, 河井真人, 鈴木善昭, “SUV 用セミアクティブサスペンションシステムの開発,” : 自動車技術会春季学術講演会前刷集 No.982, 1998, pp. 215-218.
- [53] 伊沢正樹, 神田龍馬, “車輪速信号から推定した車両状態量によるスカイフック制御,” : 自動車技術会春季学術講演会前刷集, No.35-14, 自動車技術会, 2014, pp. 1-4.
- [54] 伊沢正樹, 神田龍馬, “車輪速信号から推定した車両状態量によるスカイフック制御 (第 2 報),” : 自動車技術会春季学術講演会前刷集, No.103-14, 自動車技術会, 2014, pp. 11-16.
- [55] 菊池宏信, 平山勝彦, 中島秀和, “上下加速度センサレス動的車体姿勢制御システムの実用化,” : 自動車技術会春季学術講演会講演予稿集, No.28-16, 自動車技術会, 2016, pp. 662-667.
- [56] Y. Liu, J. Hozumi, M. Morita, A. Higuchi, “Body Attitude State Estimation Using Wheel Rolling Speed Variations,” : 自動車技術会春季学術講演会予稿集 No.67-15S, 自動車技術会, 2015, pp. 1578-1585.
- [57] 奈須真吾, 平尾隆介, 一丸修之, “専用センサレスセミアクティブサスペンション向け

- 車両状態推定アルゴリズムの開発,” : *自動車技術会春季学術講演会予稿集 No.82-18*, 自動車技術会, 2018, pp. 1-6.
- [58] 内山正明, 久米村洋一, 願海龍也, “サスペンションとブレーキの協調制御による限界性能の向上,” : *自動車技術会秋季学術講演会前刷集 No.76-03*, 自動車技術会, 2003, pp. 19-22.
- [59] 原田脩史, 平尾隆介, 久米村洋一, “運動性能向上のためのセミアクティブサスペンションによる接地荷重制御,” : *自動車技術会秋季学術講演会前刷集 No.121-10*, 自動車技術会, 2010.
- [60] A. Soliman, M. Kaldas ,K. and Mahmoud, “Active Suspension and Anti-lock Braking Systems for Passenger Cars,” : *SAE Technial paper 2009-01-0357*, SAE, 2009, pp. 1-8.
- [61] P. Boon, K. Reybrouck, S. Schel, B. Vandersmissen , S. V. Raemdonck, “Integration of the "Kinetic" Anti-roll System with Semi-active Damping,” : *ATZ, Vol.III, No.9*, 2009, pp. 32-37.
- [62] J. Yoon, W. Cho, B. Koo , K. Yi, “Unified Chassis Control for Rollover Prevention and Lateral Stability,” : *IEEE Transactions on Vehicular Technology 58(2)*, 2009, pp. 596-609.
- [63] 赤井亮仁, 平尾隆介, 井上洋介, 中山雅佳, 久保田貴昭, 構良介, 一丸修之, “深層学習を用いた乗り心地官能評価予測手法の検討,” : *自動車技術会春季学術講演会 講演予稿集 No.68-19*, 2019, pp. 1-6.
- [64] 富田晃市, 村田正博, 大作覚, 池田茂樹, “新減衰力制御システムの開発,” : *自動車技術会秋季学術講演会前刷集 No.90-99*, 1999, pp. 13-16.
- [65] 山門誠, “横運動に連係して加減速を制御する車両の横運動特性に関する検討,” : *自動車技術会学術講演会前刷集 No.8-08*, 自動車技術会, pp. 9-14.
- [66] 齋藤真二郎, 山門誠, 横山篤, 高橋絢也, 安部正人, “横運動に連係して自動減速する G-Vectoring 制御試作車両の運動評価,” : *自動車技術会論文集 Vol.40, No.3*, 2009, pp. pp629-634.
- [67] 高橋絢也, 山門誠, 横山篤, 齋藤真二郎, “G-Vectoring 制御をアンダーステア抑制に用いた横すべり防止装置の実車性能評価,” : *自動車技術会論文集, Vol.41, No.2*, 自動車技術会, 2010, pp. 195-200.
- [68] 平尾隆介, 山門誠, 一丸修之, 原田脩史, “G-Vectoring に基づいた減衰力制御によるロール感向上,” : *自動車技術会論文集 Vol.42, No.2*, 2011, pp. 272-282.
- [69] 芝端康二, 島田和彦, 泊辰弘, “ヨーモーメント制御による車両運動性能の向上について,” : *自動車技術, Vol.47, No.12*, 自動車技術会, pp. 54-60.
- [70] 平尾隆介, 山門誠, 一丸修之, 高橋絢也, “G-Vectoring に基づく減衰力制御車両の限界領域性能向上に関する検討,” : *自動車技術会 秋季学術講演会前刷集 No.145-11*, 2011, pp. 1-6.

- [71] 安部正人, : *自動車の運動と制御*, 山海堂, 1992.
- [72] 株式会社小糸製作所, “小糸製作所 90 年史,” : *小糸製作所 90 年史*, 株式会社小糸製作所, 2005, pp. 126-127.
- [73] 足立修一, 丸田一郎, : *カルマンフィルタの基礎*, 東京電機大学出版局, 2012.
- [74] 原田宏, : *自動車技術者のためのビークルダイナミクス*, 産業科学システムズ, 2005.
- [75] 山門誠, 安部正人, “加加速度情報を用いた車両横運動と連係して加減速するドライバモデルの提案,” : *自動車技術会論文集, Vol.39, No.3*, 自動車技術会, 2008, pp. 53-58.
- [76] M. F. William , M. L. Douglas, : *Race Car Vehicle Dynamics*, SAE, 1995, pp. 348-355.
- [77] A. Van Zanten, R. Erhardt, G. Pfaff, F. Kost, U. Hartmann, T. Ehret, “Control Aspects of the Bosch-VDC,” : *Proc. of AVEC ' 96*, 1996, pp. 573-607.
- [78] 山本真規, 鯉淵健, 深田善樹, 稲垣匠二, “限界付近での車両安定性向上のためのアクティブ制動力制御,” : *自動車技術会論文集 Vol.28, No.1*, 自動車技術会, 1997, pp. 107-112.
- [79] C. MacAdam, “Application of an Optimal Preview Control for Simulation of Closed-Loop Automobile Driving,” : *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, Vol. 11*, 1981, pp. 393-399.
- [80] [オンライン]. Available: <https://www.subaru.jp/eyesightowner/care/precrash.html>. [アクセス日: 19 11 2019].
- [81] 坂和正敏, : *非線形システムの最適化*, 森北出版, 2012.
- [82] 赤穂大輔, 中津慎利, 勝山悦生, 高桑佳, 吉末監介, “インホイールモータ車の車両運動制御開発,” : *自動車技術会学術講演会前刷集 No.120-10*, 自動車技術会, 2010, pp. 1-6.
- [83] 勝山悦生, “インホイールモータによる非連成 3D モーメント制御の開発,” : *自動車技術会論文集, Vol.43, No.2*, 自動車技術会, 2012, pp. 183-188.
- [84] 勝山悦生 , 大前彩奈, “インホイールモータを用いたばね下逆スカイフックダンパ制御による乗り心地の研究,” : *自動車技術会論文集, Vol.48, No.2*, 自動車技術会, 2017, pp. 349-354.
- [85] 山田翔太, T. Beauduin, 藤本博志, 狩野岳史, 勝山悦生, “インホイールモータ車両の実験モード解析に基づく高帯域前後制振制御,” : *自動車技術会秋季学術講演会講演予稿集*, 自動車技術会, 2017, pp. 234-240.
- [86] 山田翔太, T. Beauduin, 藤本博志, 狩野岳史, 勝山悦生, “セカンダリーライド帯域の乗り心地及び運動性能改善に向けたインホイールモータ車両の高帯域前後制振制御,” : *自動車技術会春季学術講演会 講演予稿集*, 自動車技術会, 2019, pp. 1-6.

- [87] R. Streiter, “ABC Pre-Scan im F700 Das vorausschauende aktive Fahrwerk von Mercedes-Benz,” : *ATZ Vol.110*, 2008, pp. 388-397.
- [88] [オンライン]. Available: [https://jidounten-lab.com/u\\_mujin-taxi-matome#](https://jidounten-lab.com/u_mujin-taxi-matome#). [アクセス日: 23 11 2019].
- [89] [オンライン]. Available: [https://www.mlit.go.jp/pri/kikanshi/pdf/2018/69\\_1.pdf](https://www.mlit.go.jp/pri/kikanshi/pdf/2018/69_1.pdf). [アクセス日: 20 11 2019].

## 論文目録

### 公表の方法及び時期

#### 1. 本研究に直接関連する公刊論文

##### 1. 1 査読付き論文

- (1) 自動車技術会論文集 50 巻 4 号 pp.1055-1061 に採択(2019/07/25)  
相対速度に応じた減衰係数制限を適用した双線形最適制御に基づく減衰力制御による乗心地向上  
平尾隆介, 山門 誠, 一丸 修之  
DOI: <https://doi.org/10.11351/jsaeronbun.50.1055>  
(自動車技術会秋季大会にて発表 2018/10/17)
  - (2) SAE Technical Paper, 2018-01-0690 (2018/4/3)  
Improvement of Semi-Active Suspension System Ride Performance Based on Bi-Linear Optimal Control (BLQ) Using Height Sensors  
Kentaro Kasuya, Ryusuke Hirao, Nobuyuki Ichimaru  
DOI: <https://doi.org/10.4271/2018-01-0690>  
(Presented in SAE WCX World Congress Experience 2018/4/10)
  - (3) SAE Technical Paper, 2015-01-1501 (2015/4/14)  
A Semi-Active Suspension System Using Ride Control Based on Bi-linear Optimal Control Theory and Handling Control Considering Roll Feeling  
Ryusuke Hirao, Kentaro Kasuya, Nobuyuki Ichimaru  
DOI: <https://doi.org/10.4271/2015-01-1501>  
(Presented in SAE World Congress 2015/4/23)
  - (4) FAST-Zero'13, No.TS1-5-3(2013/9/22-26)  
Combination of G-Vectoring, ESC and Semi-Active Suspension Control for Ultimate Safety Driving  
(Presented in FAST-Zero '13 2013/9/24)  
Ryusuke Hirao, Keiichiro Nagatsuka, Makoto Yamakado
  - (5) 自動車技術会論文集 42 巻 2 号, pp.277-282 に採択(2011/07/14)  
G-Vectoring に基づいた減衰力制御によるロール感向上  
平尾隆介, 山門 誠, 一丸 修之, 原田 脩史  
DOI: <https://doi.org/10.11351/jsaeronbun.42.277>  
(自動車技術会秋季大会にて発表 2010/9/29)
- ##### 1. 2 国際会議プロシーディングス



- (1) The 14<sup>th</sup> International Symposium on advanced vehicle control, July 16-20, 2018, Beijing, China  
Improvement of Ride Smoothness during Damping Force Control by Bi-linear Optimal Control Applying Piston Speed Dependent Damping Coefficient Limitation.  
Ryusuke Hirao, Makoto Yamakado
- (2) The 11<sup>th</sup> International Symposium on advanced vehicle control, Sep. 10-14, 2012, Seoul, Korea  
Improvement of Roll Feeling by Damping Force Control based on G-Vectoring Concept  
Ryusuke Hirao, Makoto Yamakado, Junya Takahashi, Nobuyuki Ichimaru

### 1. 3 口頭発表などその他の刊行物

- (1) 自動車技術会秋季大会学術講演会前刷集 No.139-13,pp.1-7, (2013/10/24)  
ブレーキ制御とセミアクティブサスペンション制御の協調制御による緊急回避性能の評価・検討  
平尾隆介, 長塚 敬一郎, 山門 誠
- (2) 自動車技術会秋季大会学術講演会前刷集 No.145-11,pp.1-6,(2011/10/24)  
G-Vectoring に基づく減衰力制御車両の限界領域性能向上に関する検討  
平尾隆介, 山門 誠, 一丸 修之, 高橋 絢也

## 2. 本研究に直接関連する成立および出願済み特許

### 2. 1 成立済み特許

- (1) 特許第 5463263 号 車両用サスペンション制御装置
- (2) 特許第 5571519 号 車体姿勢制御装置
- (3) 特許第 5700190 号 サスペンション制御装置
- (4) 特許第 5809474 号 車両運動制御装置及びサスペンション制御装置
- (5) 特許第 6026207 号 サスペンション制御装置
- (6) 特許第 6207497 号 サスペンション制御装置

### 2. 2 出願済み特許

- (1) 特開 2015-58914 サスペンション装置
- (2) WO2018/061770 サスペンション制御装置
- (3) 特開 2019-206296 サスペンション制御装置
- (4) WO2019/187223 サスペンション制御装置

## 3. その他の公刊論文

## 3. 1 査読付き論文

- (1) 日本機械学会論文集 C 編 2006 年 72 巻 722 号 pp. 3250-3255 (2006/4/4)  
車両の緊急障害物回避における最適操舵・制動制御  
堀内伸一郎, 平尾隆介, 岡田一行, 納富信也  
DOI: <https://doi.org/10.1299/kikaic.72.3250>

## 3. 2 口頭発表などその他の刊行物

- (1) 自動車技術会秋季大会学術講演会前刷集 No.97-19, pp. 1-6, (2019/10/9)  
ドライバ入力を考慮した専用センサレスセミアクティブサスペンション向け  
車両状態推定アルゴリズムの開発  
平尾 隆介, 奈須 真吾, 吉田 祐貴, 一丸 修之
- (2) 自動車技術会春季大会学術講演会前刷集 No.68-19, pp.1-6, (2019/5/24)  
深層学習を用いた乗り心地官能評価予測手法の検討  
赤井 亮仁, 平尾 隆介, 井上 洋介, 中山 雅佳, 久保田 貴昭, 構 良介, 一丸 修之
- (3) 自動車技術会春季大会学術講演会前刷集 No.82-18, pp.1-6, (2018/5/21)  
専用センサレスセミアクティブサスペンション向け  
車両状態推定アルゴリズムの開発  
奈須 真吾, 平尾 隆介, 一丸 修之
- (4) 自動車技術会秋季大会学術講演会前刷集 No.143-17, pp.82-88, (2017/10/12)  
乗り心地評価のためのショックアブソーバの減衰力シミュレーション  
原田 脩史, 早川 道生, 平尾 隆介
- (5) 自動車技術会シンポジウムテキスト No.08-11 (2012/1/12)  
G-Vectoring とサスペンション協調による車両運動性能の向上  
平尾 隆介, 山門 誠
- (6) 自動車技術会秋季大会学術講演会前刷集 No.121-10, pp.19-22, (2010/9/2)  
運動性能向上のためのセミアクティブサスペンションによる接地荷重制御  
原田脩史, 平尾隆介, 久米村洋一
- (7) 日本機械学会 交通・物流部門大会講演論文集 2003.12 巻 (2003/12/8)  
緊急障害物回避における車両の最適経路  
平尾隆介, 堀内伸一郎  
DOI: <https://doi.org/10.1299/jsmetld.2003.12.111>

## 謝辞

本研究を支えてくださったすべての方に、深く感謝を申し上げます。

本論文をまとめるにあたり、懇切丁寧なご指導ご鞭撻を賜りました、神奈川工科大学機械システム工学専攻山門誠教授、狩野芳郎助教、安部正人名誉教授に深く感謝を申し上げます。筆者が日立オートモティブシステムズ(株)にて、2004年から2018年にかけて行ってきた研究を、まとめるにあたり、山門教授には、理論展開から論文構成の詳細にわたるまで、終始熱心なご指導と激励をいただきました。心より厚く御礼申し上げます。

ご多忙の中、貴重な時間を割いて論文の査読をしていただき、有益なご助言を頂いた、神奈川工科大学機械システム工学専攻 河原崎徳之教授、同佐藤智明教授、同クライソン・トロンナムチャイ教授に、深く感謝を申し上げます。また、大学時代より車両運動制御の研究に導いていただき、更に本論文をまとめるにあたっては、理論的観点からご助言をいただいた、日本大学理工学部堀内伸一郎教授に、深く感謝を申し上げます。

筆者へ大学院博士後期課程への入学を進めていただきました、(株)クラリオン取締役社長川端 敦氏(元日立オートモティブシステムズ(株)CTO)に、厚く御礼を申し上げます。また、論文作成のご理解と機会を与えていただいた、日立オートモティブシステムズ(株)の中村大助氏(次世代シャシー開発本部本部長)、佐々木光秀氏(元車両統合制御技術開発部部長)、大下修治氏(車両統合制御技術開発部部長)、藤林智明氏(車両統合制御技術開発部主管技師)並びに一丸修之氏(サスペンション設計部主管技師)に、深く感謝を申し上げます。

筆者を制御サスペンション研究の領域に導いてくださった小原隆夫氏(元日立オートモティブシステムズ(株)走行制御事業部開発本部長)、内山正明氏(日立オートモティブシステムズ(株)サスペンション設計部本部長)、根津隆氏(日立オートモティブシステムズ(株)シャシー機構開発部部長)に、深く感謝を申し上げます。また、共に研究開発を行った日立オートモティブシステムズ(株)の小林隆英氏(サスペンション設計部主任技師)、片山洋平氏(シャシー機構開発部主管技師)、早川道生氏(元シャシー機構開発部技師)、山畑将敏氏(車両統合制御技術開発部技師)、糟谷賢太郎氏(元車両統合制御技術開発部)をはじめとした多くの皆様に、大変お世話になりました。ここに、改めて感謝の意を表します。

筆者が2017年から参加させていただいた、公益社団法人自動車技術会の車両運動性能部門委員会のすべての委員の皆様にご心より感謝を申し上げます。本委員会における議論は、常に運動性能に関する研究モチベーションに刺激を与えていただくものでした。

山門・狩野研究室で博士号取得を目指してきたマツダ(株)塚野孝俊氏、トヨタ自動車(株)

勝山悦生氏は研究における良き仲間として刺激を与えてくださいましたことを深く感謝いたします。また、山門・狩野研究室の卒業生，学生の皆様には研究室での活動において，大変お世話になりました。

最後に，常に筆者を支え，応援し元気づけてくれた妻・あゆ美，長男・凌士，次男・一稀，三男・悠に，心から深く感謝いたします。

2020/2/3

執筆者 平尾隆介