

東京大学 大学院新領域創成科学研究科
基盤科学研究系
先端エネルギー工学専攻

平成30年度
修士論文

ばね上情報のみを用いたインホイールモータ搭載車の
上下方向の乗り心地向上と
前後方向への干渉の抑制に関する研究

指導教官 堀 洋一 教授

2018年7月19日提出

47-166063

神谷 直希

要約

近年自動車開発では環境への配慮は必須であり、各国や各地域が温室効果ガスの厳しい規制を行う中で走行時に二酸化炭素を排出しない電気自動車やハイブリッド車は注目を集めている。また、環境面のみならず車両運動制御の観点において、モータ駆動の際に電気エネルギーを用いるとモータのトルク応答が高速であること、モータに流れる電流値からモータの発生トルクが正確に測定可能であることなどが優位点として挙げられる。そして、タイヤの駆動にインホイールモータ (IWM) を用いるとモータの分散配置による各輪の独立駆動、部品配置自由度が増すことによる車両デザインの革新、駆動時に発生するドライブシャフト共振が低域からなくなることも優位点として挙げられる。

一方で、インホイールモータ車はばね下重量が増加しそれに伴い乗り心地が悪化することが報告されている。今後、自動運転や運転支援システムが普及すると車内での過ごし方は益々重要となることもあり乗り心地の向上は重要な課題といえる。ただ、平面以外での車両の運動制御を行う際には追加でアクチュエータを必要とするアクティブサスペンションなどを用いる必要があるが、コストや重量の増加といった理由から一部の高級車での適用に留まっている。しかし、インホイールモータを用いると追加のアクチュエータ無しで上下力を出すことができ、数 Hz 帯に存在する上下方向のばね上モードやピッチ、ロールモード等の制振制御は既に提案されており効果が実証されている。また、インホイールモータ車を用いるとオンボードモータ車で課題であった駆動時に発生するドライブシャフトによる共振が低域からなくなるため従来では制御が難しかった 4Hz 以降の制振制御が可能となる。特に 4~8 Hz の周波数帯は人々が不快感を抱く周波数帯で、この乗り心地領域の向上に関してはばね下にセンサを用いた先行研究が大きな効果を発揮している。ただ、ばね下にセンサを用いると追加のセンサコストや断線などの恐れがあるためばね下にセンサを用いずに乗り心地を向上できる制御法が望ましい。

また、上下方向の制振にインホイールモータの機構によって発生する上下力を用いると駆動力による影響が前後方向に現れ、前後方向の制振をする場合も同様に上下方向に力が発生する。ただ、制駆動時に発生する前後や上下方向への干渉に関する詳しい研究はこれまでにほとんどされておらず開拓の余地が大きい。そこで、本論文では既にセミアクティブサスペンションにて提案されているばね上情報のみを用いて上下方向の乗り心地領域の向上を図る手法の効果をインホイールモータ車を用いて検証し、上下方向の制振時に発生する前後方向への干渉を考慮した制御法についてシミュレーションと実験により提案手法の有効性を確認する。

目次

1 序論	1
1.1 電気自動車の特徴	1
1.2 研究背景	3
1.2.1 インホイールモータ搭載車の乗り心地制御（低周波領域）	3
1.2.2 インホイールモータ搭載車の乗り心地制御（中高周波領域）	12
1.3 本論文の流れ	15
2 実験車両	16
2.1 インホイールモータユニット	17
2.2 車両制御用コントローラ	17
3 運動モデル	19
3.1 自動車の運動方程式	19
3.2 サスペンション反力	21
4 ばね上情報のみを用いた乗り心地向上制御	22
4.1 サスペンションの弾性項と粘性項の特性	22
4.1.1 サスペンションの粘性項の特性	23
4.1.2 サスペンションの弾性項の特性	23
4.2 ばね上加速度フィードバック制御の原理	24
4.3 ばね上情報のみを用いた乗り心地向上制御	26
5 上下と前後方向の干渉を考慮した乗り心地向上制御	29
5.1 上下と前後方向の干渉を考慮した自動車の運動方程式	29
5.2 上下と前後方向の干渉を考慮した乗り心地向上制御のシミュレーション	33
5.3 上下と前後方向の干渉を考慮した乗り心地向上制御の実験	35
6 結論	37
6.1 本研究により得られた成果	37
6.2 今後の研究課題	37

謝辞	38
参考文献	39
発表文献	41

目次

1	ピッチング制御のシミュレーション結果 [15]	4
2	ピッチング制御の実験結果 [15]	4
3	重心点の上下加速度のシミュレーションと実験結果 [16]	5
4	ロール角加速度のシミュレーションと実験結果 [16]	5
5	ステップ操舵入力時のヨーとロールの応答性 [17]	7
6	ピッチとロール角加速度の PSD 解析結果 [17]	7
7	提案手法のブロック図 [18]	8
8	ロール角のシミュレーション結果 (パラメータ変動あり) [18]	10
9	ピッチ角のシミュレーション結果 (パラメータ変動あり) [18]	10
10	駆動力のシミュレーション結果 (パラメータ変動あり) [18]	10
11	ロール角の実験結果 [18]	11
12	ピッチ角の実験結果 [18]	11
13	駆動力の実験結果 [18]	11
14	ばね下逆スカイフックダンパ制御 (実験結果) [22]	12
15	相対前後速度フィードバック制御 (シミュレーション結果) [20]	13
16	相対前後速度フィードバック制御 (実験結果) [20]	14
17	実験車両 (Toyota SAI) [20]	16
18	インホイールモータユニット [20]	17
19	クォーターカーモデル (従来型)	20
20	ブロック線図 (従来型)	20
21	制動力によるサスペンション反力	21
22	駆動力によるサスペンション反力	21
23	サスペンションの特性	23
24	時間遅れを入れた際のばね下加速度の周波数特性	25
25	ばね上情報のみを用いた上下方向の乗り心地向上制御のシミュレーション結果	26
26	ばね上情報のみを用いた上下方向の乗り心地向上制御の実験結果	27
27	操縦安定性補償時のばね上加速度の周波数特性	28
28	運動モデル (上下と前後方向の干渉を考慮)	30
29	クォーターカーモデル (上下と前後方向の干渉を考慮)	31

30	ブロック線図（上下と前後方向の干渉を考慮）	32
31	上下と前後方向の干渉を考慮した乗り心地向上制御のシミュレーション結果（上下方向）	34
32	上下と前後方向の干渉を考慮した乗り心地向上制御のシミュレーション結果（前後方向）	34
33	上下と前後方向の干渉を考慮した乗り心地向上制御の実験結果（上下方向） . . .	36
34	上下と前後方向の干渉を考慮した乗り心地向上制御の実験結果（前後方向） . . .	36

表 目 次

1	車両諸元	17
2	インホイールモータ諸元 [20]	18
3	シミュレーションパラメータ	31

第 1 章

序論

1.1 電気自動車の特徴

近年、化石燃料の枯渇や地球温暖化といった環境問題が各国、各地域で大きな課題となっている。その解決策の一つとして走行時に二酸化炭素を排出しない電気自動車 (EV:Electric Vehicle) やハイブリッド自動車 (HV:Hybrid Vehicle) は環境負荷が小さく注目されている。また、EV はタイヤの駆動にモータを用い、従来主流であった内燃機関自動車と比べて以下の 4 つの優位点を有する。[1]。

- トルク応答が内燃機関に比べ、数百倍早い
- 電流値から出力トルクの正確な測定が可能
- 小型高出力によるモータの分散配置が可能
- 力行だけでなく回生もできる

このような優位性は従来の燃料機関自動車では行えなかった制御を可能とし、駆動力を制御することで車の横滑りやタイヤの空転を抑えるトラクション制御が提案されている [2, 3, 4]。

また、制御性能を更に上げる手法として小型高出力であるモータをタイヤの中に搭載したインホイールモータ (IWM:In-Wheel Motor) の開発が各社で進んでいる。インホイールモータ搭載車は各輪を独立に駆動させることができるため左右輪の駆動力差を用いて上下軸回りの回転のヨーモーメントを制御する手法も開発された [5, 6]。以上のことからタイヤの空転や旋回時に発生するヨーレートなどの平面での運動制御がインホイールモータを用いると可能であることが確認されている。

一方で、インホイールモータ車はばね下重量が増加し、それに伴い乗り心地が悪化することが報告されている [7]。また、4~8Hz は人々が不快感を抱く周波数帯 (本論文では乗り心地領域と定義) でありこの帯域の振動低減は重大な課題である [8]。これまでにばね下重量の増加による不快な振動を抑制するために、路面からの入力に対してリアルタイムで減衰力を制御するセミアク

ティブサスペンションに関する研究や追加のアクチュエータを動力源として用い、アクティブに乗り心地を改善するアクティブサスペンションに関する研究が行われてきた [9, 10, 11, 12, 13, 14]。古くは鉄道分野で始まり、今日では様々な制御が検討されているが、制御則がシンプルでばね上の速度のみを用いることで、ばね上からの入力や路面入力に対して車体側の振動を抑制可能なスカイフックダンパ制御が広く実用化されている。ただ、上下方向の制振を行う際にアクチュエータを必要とするアクティブサスペンションを用いると、コストや重量が増加するため一部の車両への適用に留まっている。しかし、インホイールモータを用いると追加のアクチュエータを用いることなく駆動力をコントロールすることで車体に上下方向の力を加えることが可能であり、本論文ではサスペンション反力と定義する。サスペンション反力を用いて、数 Hz 帯の低域での乗り心地向上を目的とした研究がこれまでにされてきた [15, 18, 16, 17]。また、従来オンボードモータ車は駆動時にドライブシャフトによる共振が低域にあったため高帯域な制御を行うことができなかった [19]。ただ、インホイールモータ方式を用いるとこのドライブシャフト共振が低域からなくなるため中高帯域な制御が可能となり、前後方向では [20, 21]、上下方向では [22] が開発され高い効果を発揮している。

このように電気自動車は優れた環境性能と制御性能を有しており、今後ますます大きな関心を集めることが期待できる。

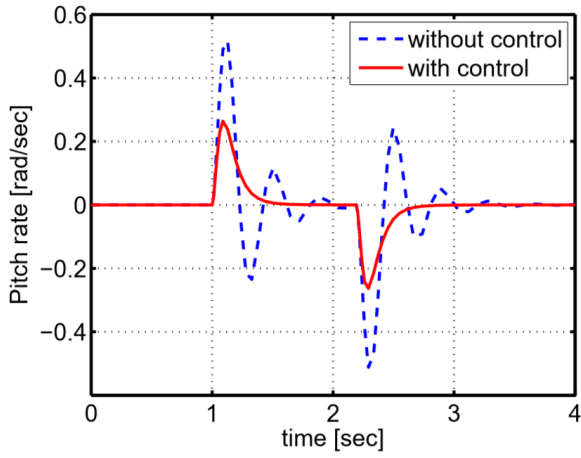
1.2 研究背景

車体姿勢制御や乗り心地制御の際にアクティブサスペンションは大きな効果を発揮するが、追加でアクチュエータが必要なためシステム重量やコストが増加する。ただ、インホイールモータのサスペンション反力を用いると、追加のアクチュエータを用いずに車体姿勢制御や乗り心地制御を行うことができる。また、インホイールモータのサスペンション反力を用いた研究は近年注目を集めており乗り心地向上を図った効果的な手法が提案されている。そこで、インホイールモータのサスペンション反力を用いた車体姿勢制御や乗り心地制御に関する先行研究を以下で紹介する。

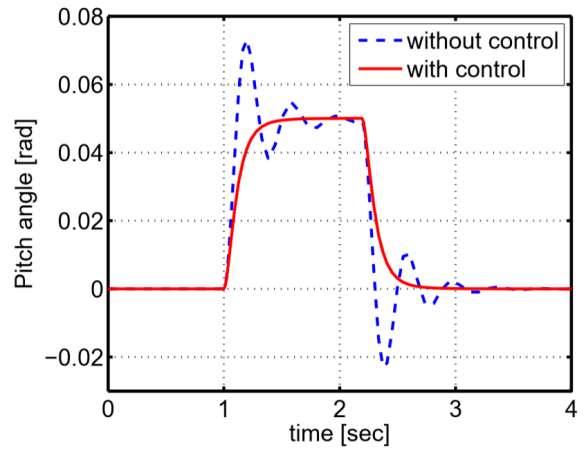
1.2.1 インホイールモータ搭載車の乗り心地制御（低周波領域）

インホイールモータの特徴であるサスペンション反力を用いた低域での運動制御が報告されている [15, 16, 17, 18]。また、当研究室でもサスペンション反力を用いたピッチやロールの制御を提案している [15, 18]。

最初に、当研究室で制作した‘FPEV2-Kanon’を用いて走行時に発生するピッチを前後輪の正負のサスペンション反力を用いて抑制する研究を紹介する [15]。本研究は、パラメータ同定を行ったことによって得たノミナルプラントの出力と実プラントの出力との比較によりピッチングの抑制を行っている。また、モデル化誤差が生じた場合にも実プラントの測定値のピッチレートとノミナルプラントから得られたピッチ角を微分したノミナルピッチレートとの差分をフィードバックすることでモデル化誤差に対応している。一定速度で走行している車両に、 $t=1.0s$ 以降に制動力を急にかけた際のピッチレートとピッチ角のシミュレーション結果を Fig. 1 に示す。Fig. 1(a) と Fig. 1(b) を見ると、ピッチレートとピッチ角のそれぞれについて制振効果の大きさが確認できる。また、Fig. 2 に実験結果を示す。Fig. 2(a) と Fig. 2(b) はそれぞれ角速度センサからの出力ピッチレート $\dot{\theta}$ と、ハイパスフィルタによりピッチレートを疑似微分することにより求めたピッチ角 θ である。Fig. 2(a) と Fig. 2(b) を見るとピッチ角とピッチレートは共に制御ありの方が抑制されていることが確認できる。以上のことより本手法はピッチングの制御に有効であるといえる。

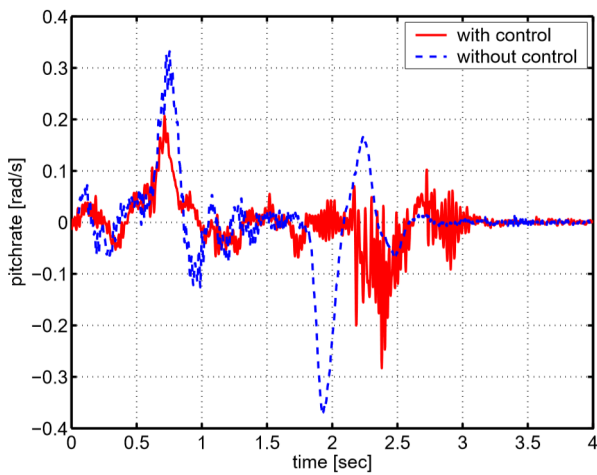


(a) ピッチレート (シミュレーション)

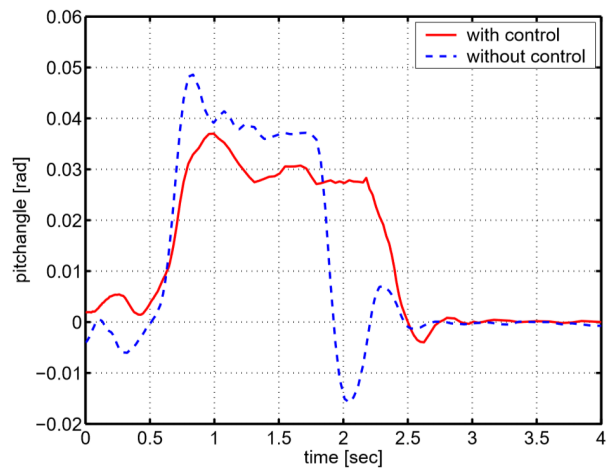


(b) ピッチ角 (シミュレーション)

Fig. 1: ピッチング制御のシミュレーション結果 [15]



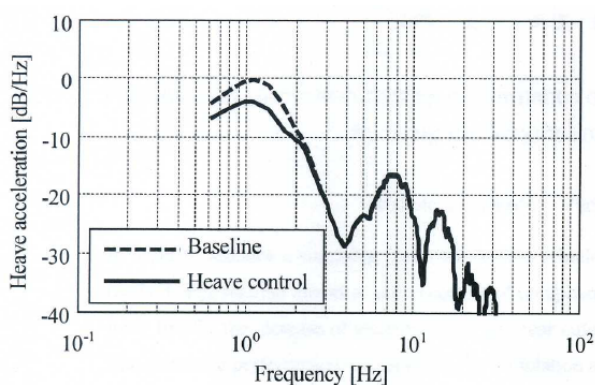
(a) ピッチレート (実験結果)



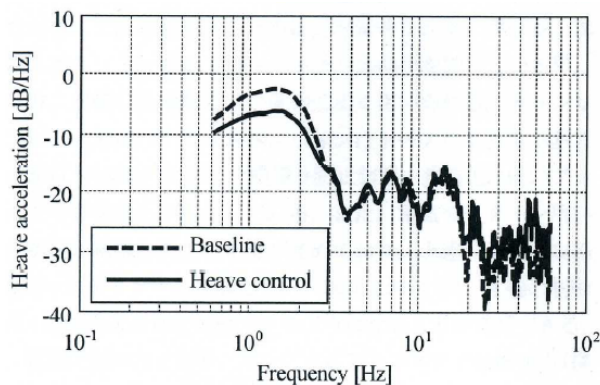
(b) ピッチ角 (実験結果)

Fig. 2: ピッチング制御の実験結果 [15]

続いて、ピッチだけではなくロールも制御する制御手法が発表された [16]。また本制御手法は、乗り心地性能についても検討を行っている。インホイールモータは運動制御の観点で非常に有効な手法であるが、ばね下の重量が増加し乗り心地は悪化することが知られている [7]。ただ、インホイールモータは各輪に分散配置が可能で、各輪を独立に制御することにより乗り心地の悪化を抑制することが可能である。文献 [16] では、各輪の駆動力を車両の前後加速度を変化させないよう前後輪で符号の異なる駆動力の指令値を出力しており、重心点の上下加速度とロールモーメントを低減する制御を行っている。時速 80 km でランダムな入力の凹凸した路面を走行した際の重心点の上下加速度を低減する制御のシミュレーションと実験結果を Fig. 3 に示す。Fig. 3(a) を見ると、ばね上の共振周波数付近で上下加速度の特性が改善されており、Fig. 3(b)

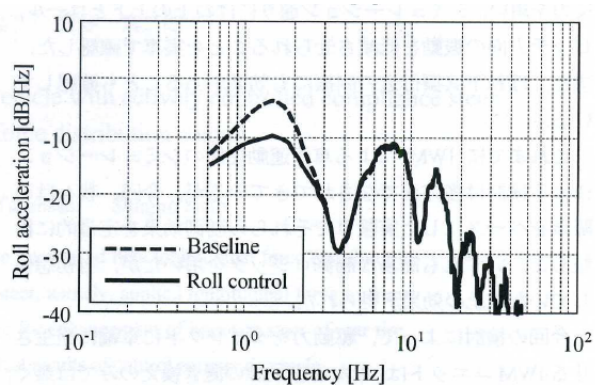


(a) 重心点の上下加速度 (シミュレーション結果)

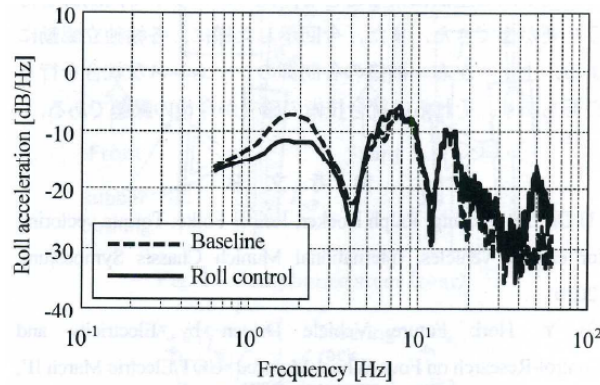


(b) 重心点の上下加速度 (実験結果)

Fig. 3: 重心点の上下加速度のシミュレーションと実験結果 [16]



(a) ロール角加速度 (シミュレーション結果)



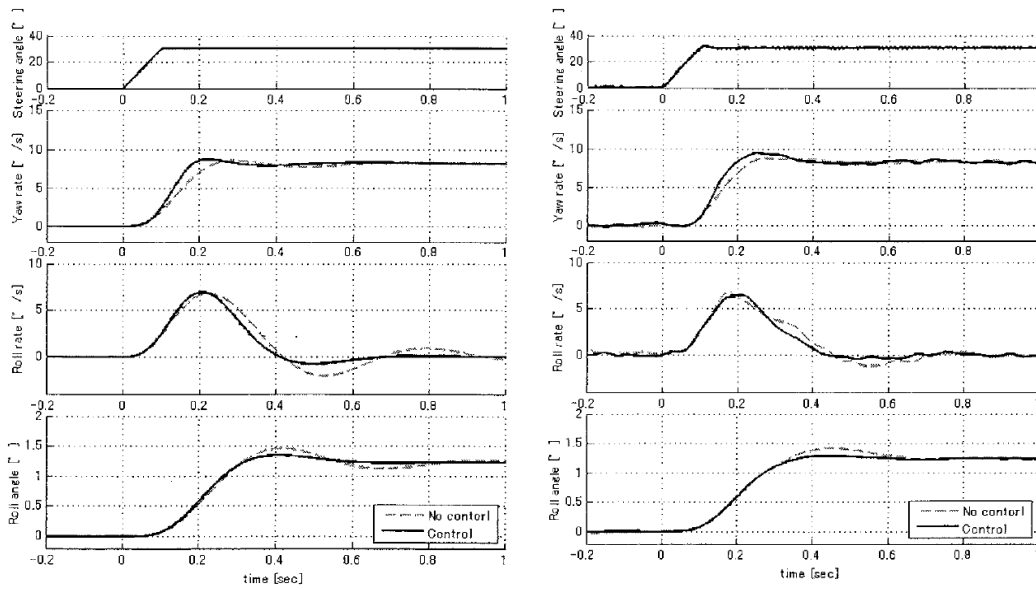
(b) ロール角加速度 (実験結果)

Fig. 4: ロール角加速度のシミュレーションと実験結果 [16]

の実験結果と傾向が一致していることが確認でき、実験の際の官能評価はフラットな乗り心地という評価であった。次に、試験環境は同じ条件でロールモーメントを低減する制御を行った際のシミュレーションと実験結果を Fig. 4 に示す。

こちら先程の重心点の上下加速度を低減する制御と同様シミュレーションと実験結果においてロールモーメントの低減が確認でき、実験の際の官能評価は身体の左右への揺さぶりがほとんどなくなり安定感していたという評価であった。このように本制御手法は、上下運動とロール運動の両方に対して有効な手法であるといえる。また、文献[16]にシミュレーション結果と実験結果の図はなかったが上下運動とロール運動の特性を向上するのと同様の制御を行えばピッチ運動も改善できることが報告されている。

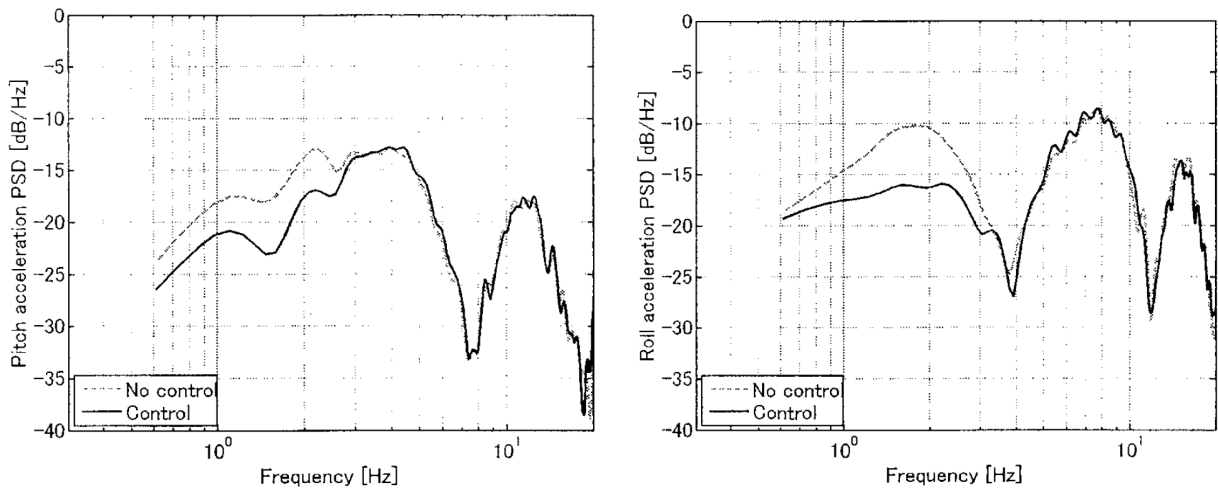
次に、文献[17]では、駆動によって生じるサスペンション反力を用いてヨー、ロール、ピッチを同時に制御する3Dモーメント制御法の構築と効果の検証が行われた。インホイールモータを4輪に搭載していれば4自由度の制御が原理的に可能であるが前後、横、ヒープ、ヨー、ロール、ピッチは互いに影響を及ぼす。これらの中でヨー、ロール、ピッチ運動について各々の単一平面運動から導出をした過渡運動制御を適用するために動的な影響の非連成化を行い、ヨー、ロール、ピッチの各々の単一平面運動から導出をした制御手法を用いても他に干渉をしない非連成3Dモーメント制御が考案された。本制御手法を用いるとヨー、ロール、ピッチ運動の制御則を構築する際に複雑な連成方程式を解く必要がなく独立して設計をすることができる。また、非連成3Dモーメント制御はインホイールモータだけではなく、複数のアクチュエータを用いて車両の運動制御をする際にも適用が可能である。そして、本提案手法を適用し、時速80kmでステップ操舵入力を行った際のシミュレーションと実験結果をFig. 5に示す。Fig. 5(b)の実験結果を見ると応答性と収束性がFig. 5(a)と同様に改善されていることが確認できる。また、乗り心地の評価として起伏のあるランダム路を時速80kmで走行した際のピッチとロールのPSD(Power Spectral Density)解析の結果をFig. 6に示す。Fig. 6(a)とFig. 6(b)から本提案手法は、ばね上の共振周波数近傍で路面外乱に対するばね上を制振することができ、実験の際の官能評価は操舵や路面外乱入力時に車両が安定していて安心感があるという評価であった。以上より本提案手法はインホイールモータの駆動力配分制御によりヨー、ロール、ピッチの3Dモーメントを自由に制御できることが理論と実験によって検証された。



(a) シミュレーション結果

(b) 実験結果

Fig. 5: ステップ操舵入力時のヨーとロールの応答性 [17]



(a) ピッチ角加速度 (実験)

(b) ロール角加速度 (実験)

Fig. 6: ピッチとロール角加速度の PSD 解析結果 [17]

以上3つの文献より、インホイールモータの正負のサスペンション反力を用いることでインホイールモータ以外の追加アクチュエータ無しで姿勢を制御することが可能であり、その有効性が確認されている。しかし、文献[15]ではロール制御に関して考慮しておらず、また、文献[16, 17]で提案されている制御手法はモデルベースの制御法であり、制御対象である車両の各パラメータを正確に把握している必要があるという問題点がある。ただモデルベースの手法では、車両に人が乗ったり荷物を載せて車両重量が増加した場合や、サスペンションのダンパやばねが劣化した場合の様に、パラメータ変動があった場合に不安定になりやすく、パラメータ変動に対してロバストとは言い難い。

そこで、モデルベースの手法ではなくオブザーバーベースでローリングとピッチングを制御することでパラメータ変動に対してロバストな手法が考案された[18]。本提案手法にて用いられたブロック図を Fig. 7 に示す。

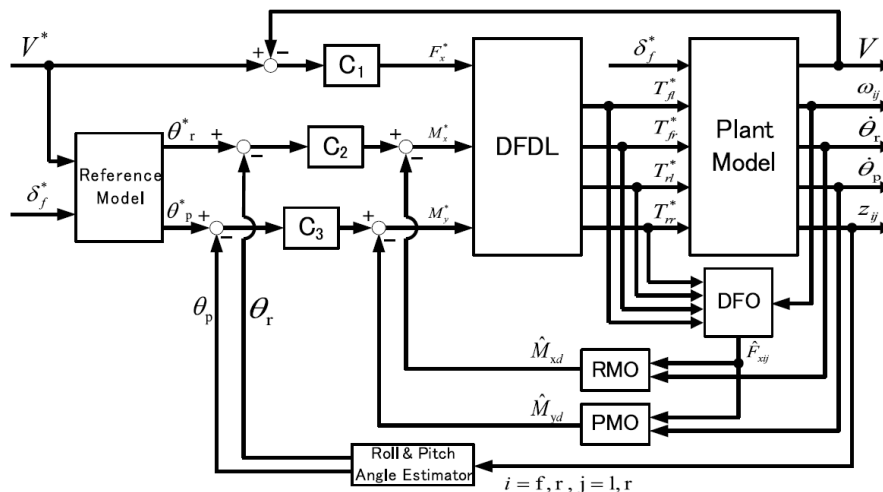
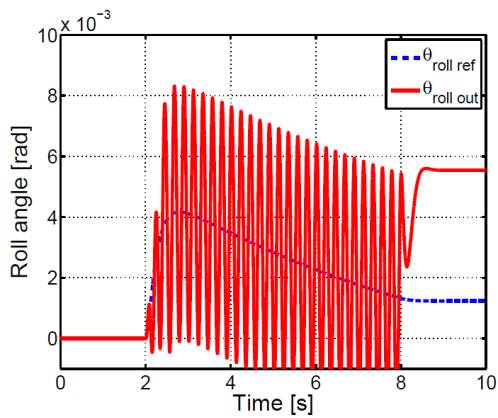


Fig. 7: 提案手法のブロック図 [18]

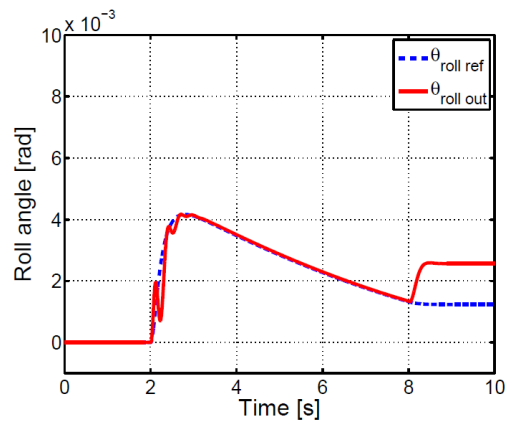
本制御系はロール制御系, ピッチ制御系, 速度制御系から構成されている。ロール角指令値とピッチ角指令値は規範モデルを用いて生成し、各々の制御系から生成されるロールモーメント指令値, ピッチモーメント指令値, 駆動力指令値に対して DFDL(Driving Force Distribution Low) を適用することでプラントへの入力を生成する。また、モデル変動に対してロバストな制御系とするためロールとピッチのそれぞれについて外乱オブザーバを構成し、所定の項を外乱として一括補償することでノミナル化を行っている。本提案手法のパラメータ変動に対するロバスト性の確認をシミュレーションにより行っており、ロール角, ピッチ角, 駆動力のシミュレーション結果を Fig. 8, Fig. 9, Fig. 10 にそれぞれ示す。ピッチモーメントオブザーバとロールモーメントオブザーバを持たない PID 制御のみの制御系を従来法としている。また、シミュレーション条件は時速 40Km で走行中に $t = 1s$ で $-300N$ の制動力を加え、 $t = 2s$ で 0.03 rad の舵角を切る減速旋回である。Fig. 10 をみると従来法では駆動力が発散しているのが確認できる。また、駆動力の発散に伴って Fig. 8 のロール角も発散しており、Fig. 9 のピッチ角も指令値には追従しているが振動的であることが確認できる。一方で、提案法の各々の結果を見ると最適な

駆動力配分によりピッチ角，ロール角が共に指令値に追従していることが確認できる。以上のシミュレーションによる解析結果から本提案手法はパラメータ変動に強くロバストな手法であるといえる。最後に，実験による検証結果について述べる。実験条件は，時速 20km で走行中に $t = 1\text{s}$ で -300N の制動力を加え， $t = 2\text{s}$ で 0.09 rad の舵角を切る減速旋回である。その際のロール角，ピッチ角，駆動力の実験結果を Fig. 11, Fig. 12, Fig. 13 にそれぞれ示す。Fig. 13 を見ると提案手法は減速旋回時にピッチを抑制する形で駆動力が配分されていることが確認できる。それにより，Fig. 12 の提案手法のピッチ角は指令値に追従している。また，Fig. 11 からロール角も提案手法の方が抑制出来ていることが確認できる。ただ，ロール角は指令値に追従できていない。その原因は，提案手法の駆動力の波形をみると 7s あたりからトルクが飽和しているためであると考察がされている。

以上から，インホイールモータのサスペンション反力を用いることで数 Hz の低周波領域での制御が可能であることが実験により確認された。ただ，インホイールモータ車は数 Hz 帯のドライブシャフト共振を考慮する必要がないため帯域を上げることが可能である。そこで次に，中高周波領域でのインホイールモータ搭載車の乗り心地制御についての先行研究を紹介する。

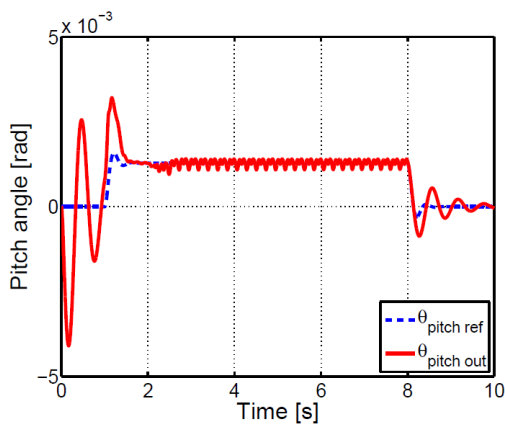


(a) ロール角 (従来法)

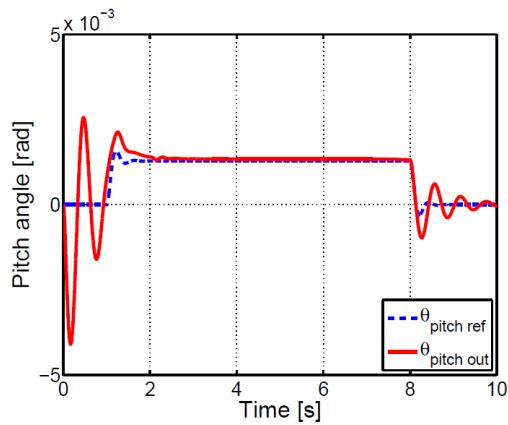


(b) ロール角 (提案法)

Fig. 8: ロール角のシミュレーション結果 (パラメータ変動あり) [18]

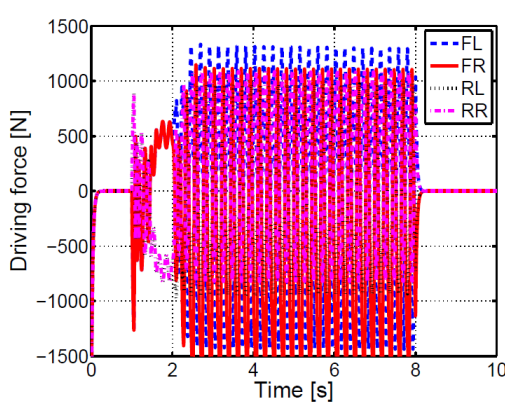


(a) ピッチ角 (従来法)

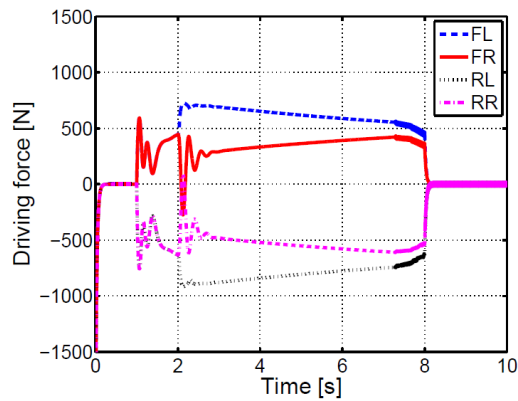


(b) ピッチ角 (提案法)

Fig. 9: ピッチ角のシミュレーション結果 (パラメータ変動あり) [18]

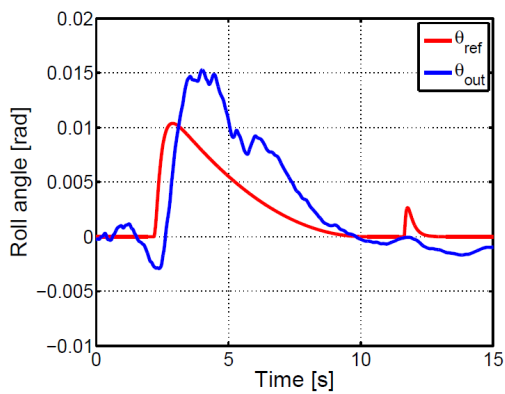


(a) 駆動力 (従来法)

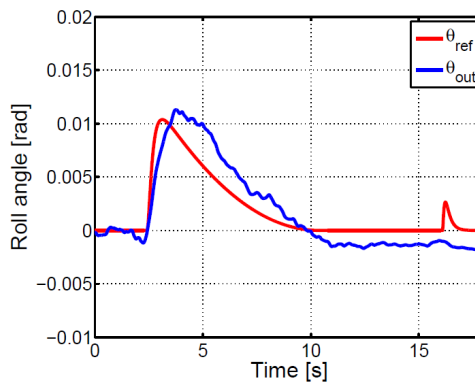


(b) 駆動力 (提案法)

Fig. 10: 駆動力のシミュレーション結果 (パラメータ変動あり) [18]

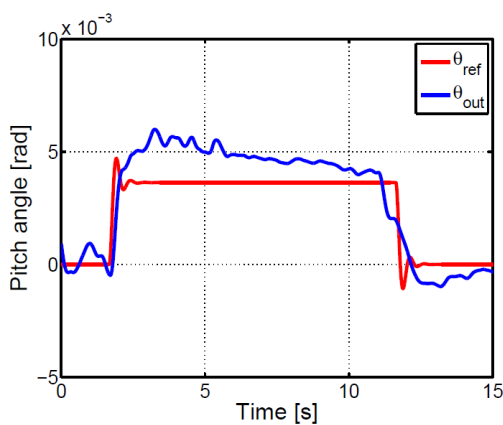


(a) ロール角 (制御なし)

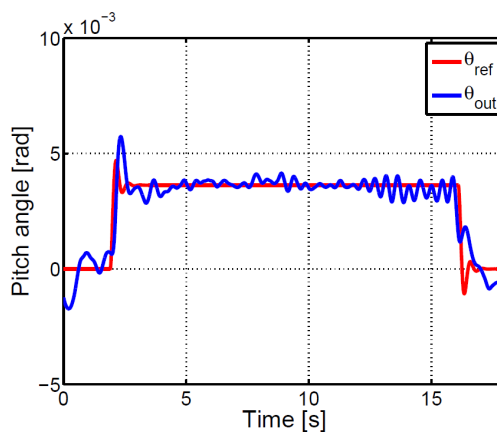


(b) ロール角 (制御あり)

Fig. 11: ロール角の実験結果 [18]

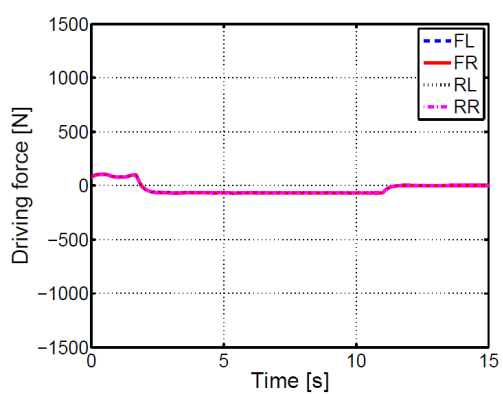


(a) ピッチ角 (制御なし)

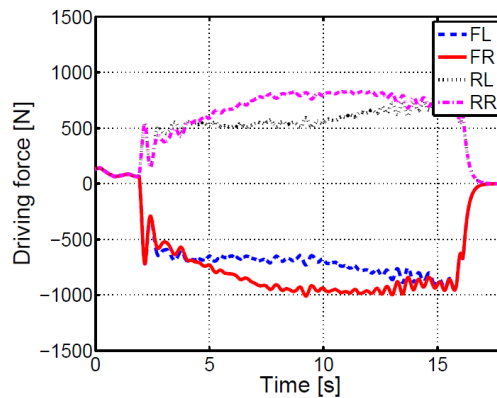


(b) ピッチ角 (制御あり)

Fig. 12: ピッチ角の実験結果 [18]



(a) ピッチ角 (制御なし)



(b) ピッチ角 (制御あり)

Fig. 13: 駆動力の実験結果 [18]

1.2.2 インホイールモータ搭載車の乗り心地制御（中高周波領域）

高帯域化が可能となったインホイールモータ車を用いることで近年 4Hz 以降の乗り心地制御に注目が集まっている。上下方向は 4~8 Hz が人々が不快感を抱く周波数帯で、前後方向は 8~16 Hz が乗り心地に影響を与える。

上下方向の 4~8 Hz の乗り心地領域を落とす研究で高い効果を発揮しているのがばね下情報を用いたばね下逆スカイフックダンパ制御である [22]。本制御は、制御入力にばね下の上下速度を用いておりばね下のセンサ情報のみで制御を行えるのが特徴である。本制御の物理的な意味は、路面変位入力に対して積極的にタイヤを追従させ、車体の浮き沈みを早期に抑えることで安定した走行と上下方向の乗り心地向上を行っている。ここで、凸凹のある路面を時速 60km で走行した際の実験結果を Fig. 14 に示す。Fig. 14 を見ると上下方向のばね上加速度の 4~8 Hz の乗り心地領域が狙い通り改善されていることが確認できる。また、ばね上ピッチとロールについても提案手法の有効性が確認できる。一方で、ばね下にセンサを用いると追加のコストや断線、メンテナンス等の困難さがあるのは課題としてある。

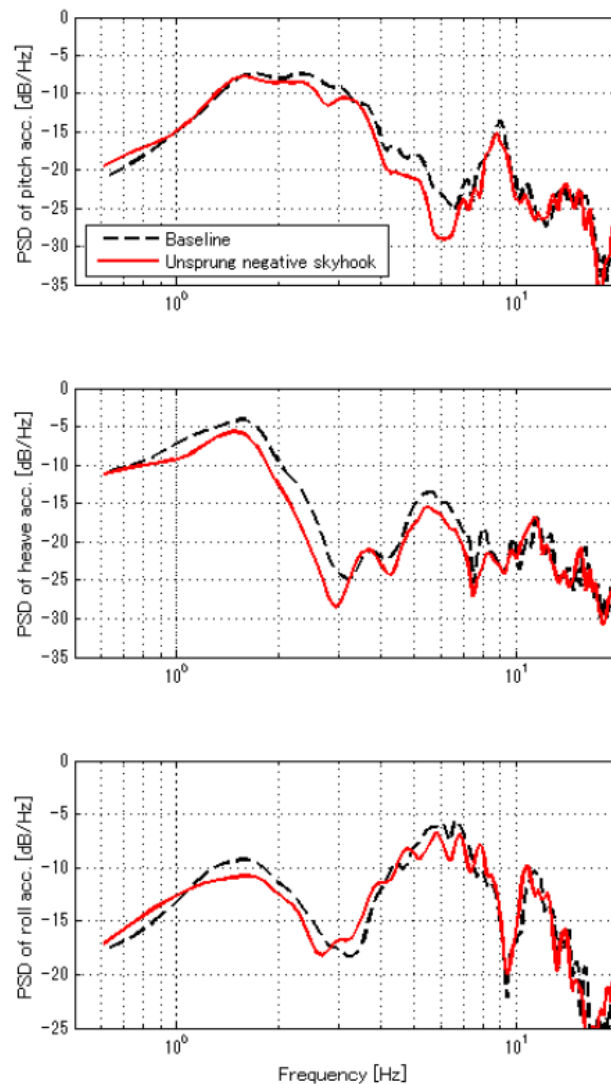


Fig. 14: ばね下逆スカイフックダンパ制御 (実験結果) [22]

次に、前後方向の中高周波領域の乗り心地制御では、文献 [20] において 10Hz 近傍のブッシュにより発生する共振をばね上とばね下間の相対速度をフィードバックすることで抑制する手法が提案された。こちらの相対前後速度 FB 制御は減衰付加を意味しており、10Hz 近傍のブッシュ共振のピークを落とすのに有効である。相対速度 FB 制御を適用した際の駆動力からばね上加速度までの伝達特性は式 (1-1) となる。 m_b, m_u はばね上とばね下の質量を表し、 k_s, c_s はサスペンションアームの弾性係数と粘性係数、 F_{tv} はタイヤの駆動力、 x_b はばね上の前後変位、 c_h は制御ゲインである。駆動力に対するばね上加速度のゲイン特性を Fig. 15 に示す。

$$\frac{\ddot{x}_b}{F_{tv}} = \frac{c_s s + k_s}{m_u m_b s^2 + ((c_s + c_h) m_b + c_s m_u) s + (m_u + m_b) k_s} \quad (1-1)$$

Fig. 15 から本提案手法は 10Hz 近傍のブッシュにより発生する共振を大きく落とせていることが確認できる。また、実車試験ではランダムな周波数入力をもつ路面を時速 60 km で走行した際のばね上加速度の PSD 解析を行っており試験結果を Fig. 16 に示す。Fig. 16 を見ると、10Hz 近傍のブッシュにより発生する共振を制振出来ていることが確認できる。以上のことから本制御手法は、10Hz 近傍のブッシュにより発生する共振において路面からばね下へ励起される振動の低減が可能であると言える。また、相対前後速度制御フィードバック制御は先ほど紹介したばね下逆スカイフックダンパ制御 [22] と同様にフィードバックのみで構成されているためモデルの同定が必要なくモデルの変動に対してロバストな手法である。

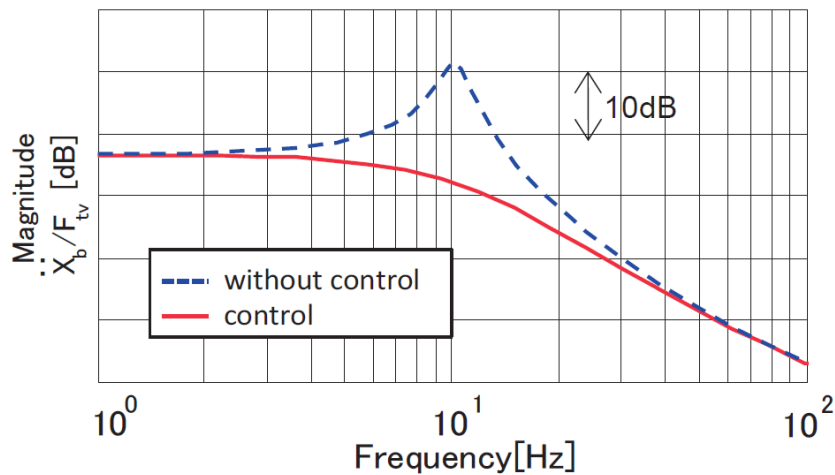


Fig. 15: 相対前後速度フィードバック制御 (シミュレーション結果) [20]

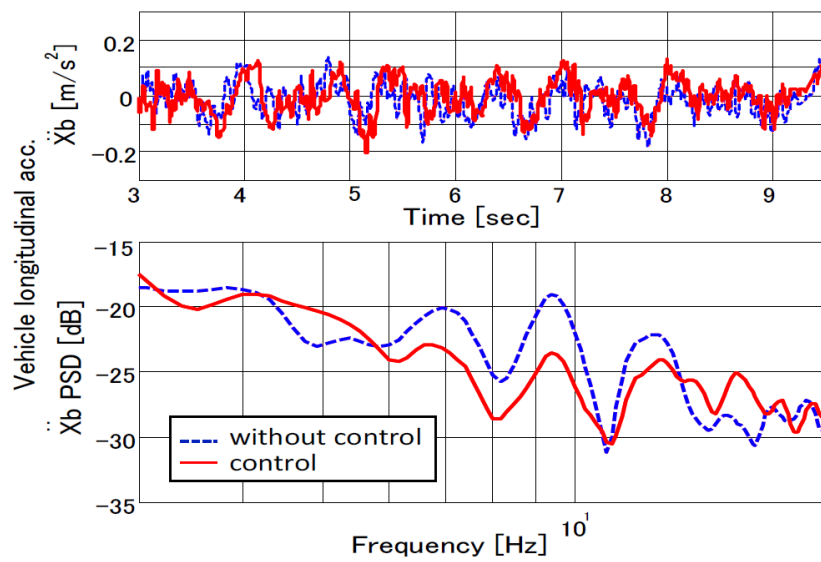


Fig. 16: 相対前後速度フィードバック制御 (実験結果) [20]

1.3 本論文の流れ

インホイールモータのサスペンション反力を用いた乗り心地向上を目的とした低周波領域での研究の有効性は、シミュレーションと実験により確認されている [15, 16, 17, 18]。また、近年はインホイールモータ車の特性を生かした高帯域な制振制御に注目が集まっており、上下や前後方向で先進的な手法が発表された [20, 21, 22]。ただ、この中高周波領域での乗り心地制御はここ数年で研究されているためまだまだ開拓の余地が大きい。そこで、本論文ではインホイールモータのサスペンション反力を用いた乗り心地領域での運動制御に着目する。

インホイールモータのサスペンション反力を用いた上下方向の乗り心地向上の先行研究に文献 [22] がある。ただ、ばね下逆スカイフックダンパ制御はばね下のセンサ情報を用いる必要があるため、追加のセンサコストや断線、メンテナンス等の困難さがある。また、ばね下の上下速度をフィードバックする制御法は4~8 Hz 帯の乗り心地向上には効果的であるが、制御の特性上 10Hz 帯に存在するばね下の共振周波数にて路面変位に対するばね上加速度のゲイン特性は悪化する。

そこでまずは、ばね上情報のみを用いた制御法を適用することで、ばね下にセンサを付けることによって生じるセンサの追加コストや断線に対する課題を解消する。ばね上の加速度情報を用いることで乗り心地領域の改善を行う研究がセミアクティブサスペンションにてされており、シミュレーションと実験により効果の検証が行われている [12]。ただ、インホイールモータのサスペンション反力を用いた場合にも効果が発揮されるとは限らない。そこで、本論文ではインホイールモータのサスペンション反力を用いた場合にも同様の制振効果が得られるかをシミュレーションと実験によって検証する。また、本手法はフィードバック制御で構成されているため人や荷物による車両重量の増加やサスペンションの経年劣化によるばねの弾性係数やダンパの粘性係数の変動があったとしても有効で、パラメータ変動に対してロバストである。

そして最後に、インホイールモータ車を用いて上下制振をした際に発生する前後方向への干渉を抑制する制御法について述べる。インホイールモータ車はオンボードモータ車に比べて瞬間回転中心角が大きい分より大きな上下力を出せるというメリットがある。一方で、インホイールモータのサスペンション反力を用いて上下方向の制振を行う際には駆動力を発生させる必要があり、前後方向の振動を励起する原因となる。また、前後方向の制振をする場合も同様に上下方向にサスペンション反力分の力が発生する。ただ、制駆動時に発生する前後や上下方向への干渉に関する詳しい研究はこれまでにほとんどされていない。そこで、本研究ではインホイールモータのサスペンション反力を用いてばね上のセンサ情報のみで上下方向の乗り心地向上を図れる制御法をインホイールモータ車に適用し、サスペンション反力を用いて上下制振をする際に発生する前後方向への干渉を緩和させる提案手法についてシミュレーションと実験により効果の検証を行う。

第 2 章

実験車両

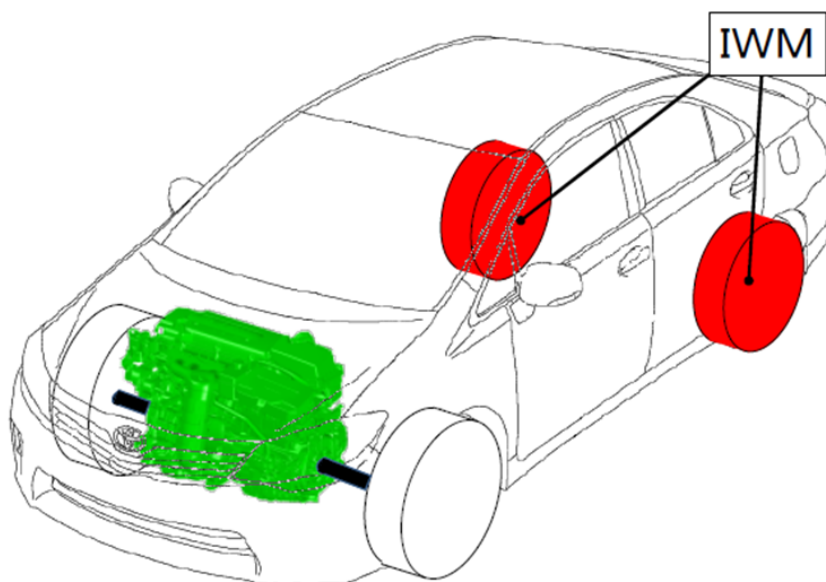


Fig. 17: 実験車両 (Toyota SAI) [20]

本研究では、実験において共同研究先の実験車両‘SAI’を用いた。車両外観図を Fig. 17 に、車両諸元を Tab.1 に示す。また、Fig. 17 では前輪駆動のハイブリッド車の後輪に IWM を追加で搭載しているモデルとなっているが、本研究では前輪にもインホイールモータを採用した車両で実験を行った。以下に本研究で用いた実験車両の特徴を示す。

- 4 輪にギヤリダクション方式のインホイールモータを搭載
- 車両制御系コントローラには dSPACE 社の AUTOBOX を使用
- 各輪のばね上とばね下に三軸の加速度センサを搭載

Tab. 1: 車両諸元

Dimensions($L \times W \times H$)	4695×1770×1485 mm
Weight	1856 kg
Wheel Base	2700 mm
Tread Base	1530 mm
ICR of Front	15 deg
ICR of Rear	33 deg

2.1 インホイールモータユニット

本研究に用いたインホイールモータユニットの外観図と仕様を Fig. 18 と Tab.2 に示す。実験車には、駆動用モータとしてギヤリダクション方式のインホイールモータを4輪に搭載している。通常、インホイールモータはタイヤの中にモータやブレーキディスク、減速機などの部品を入れる必要があるため大型化する。ただ、インホイールモータの搭載によるブレーキやサスペンションの性能を落とさないようインナーロータモータやギア比が8倍のプラネタリーギヤとカウンタギヤの2段構造の減速機を用いることで、サスペンション配置への影響が抑えられている。また、ギヤを用いているため搭載するホイールのサイズを小さくすることができ、出力を大きく出すことが可能である。

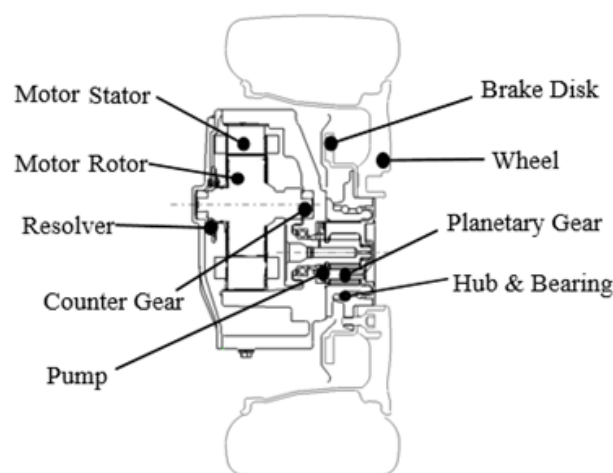


Fig. 18: インホイールモータユニット [20]

2.2 車両制御用コントローラ

本実験車両は、車両制御用コントローラに dSPACE 社製の AUTOBOX を搭載している。このコントローラは、堅牢な筐体を備え耐震性に優れており、MathWorks 社の Matlab や Simulink を利用

Tab. 2: インホイールモータ諸元 [20]

Max. Power	55 kW
Max. Torque at axle	1200 Nm
Max. Vehicle speed	180 km/h
Min. Wheel size	17 inch

して行った制御則のシミュレーションを実車を用いて確認することができる。また、CAN(Controller Area Network) や LIN(Local Interconnect Network) などの主要な自動車バスシステム用インターフェースに対応していることや、リアルタイムでのパラメータチューニング、実験データのプロットもその場で行なえるため自動車メーカーや大学などの研究機関で広く使われている。

第 3 章

運動モデル

3.1 自動車の運動方程式

車両のクワーターカーモデルとブロック図を Fig. 19 と Fig. 20 にそれぞれ示す。ばね上，ばね下の前後方向の運動方程式をそれぞれ式 (3-1)，(3-2)，上下方向の運動方程式を式 (3-3)，(3-4) にそれぞれ表す。また，タイヤの駆動力を式 (3-5) とし， F_{driver} ， F_{ux} ， F_{uz} はそれぞれドライバー入力，前後方向の制御入力，上下方向の制御入力を表している。ここで， k_{sax} ， c_{sax} は前後方向のサスペンションアームの弾性係数と減衰係数， k_{sz} ， c_{sz} は上下方向のサスペンションの弾性係数と減衰係数， k_t はタイヤばね定数を表しており， θ_{IWM} はインホイール型駆動の瞬間回転中心角を表している。また， F_{xdis} は前後方向の外乱， x_u ， x_b はそれぞればね下とばね上の前後変位， z_0 ， z_u ， z_b はそれぞれ路面，ばね下，ばね上の上下変位を表している。

$$m_b \ddot{x}_b = (c_{sax}s + k_{sax})(x_u - x_b) \quad (3-1)$$

$$m_u \ddot{x}_u = -(c_{sax}s + k_{sax})(x_u - x_b) + F_{xdis} + F_t \quad (3-2)$$

$$m_b \ddot{z}_b = (c_{sz}s + k_{sz})(z_u - z_b) + F_t \tan \theta_{IWM} \quad (3-3)$$

$$m_u \ddot{z}_u = -(c_{sz}s + k_{sz})(z_u - z_b) + k_t(z_0 - z_u) - F_t \tan \theta_{IWM} \quad (3-4)$$

$$F_t = F_{driver} - F_{ux} - \frac{F_{uz}}{\tan \theta_{IWM}} \quad (3-5)$$

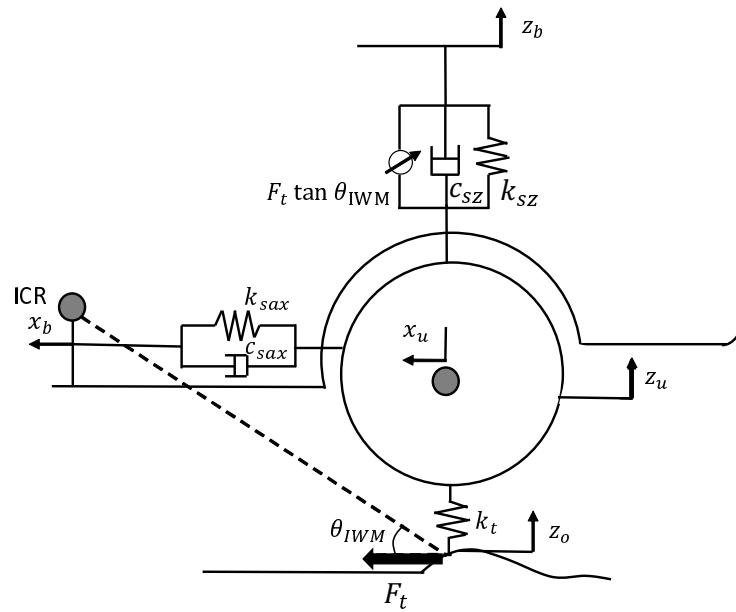


Fig. 19: クォーターカーモデル (従来型)

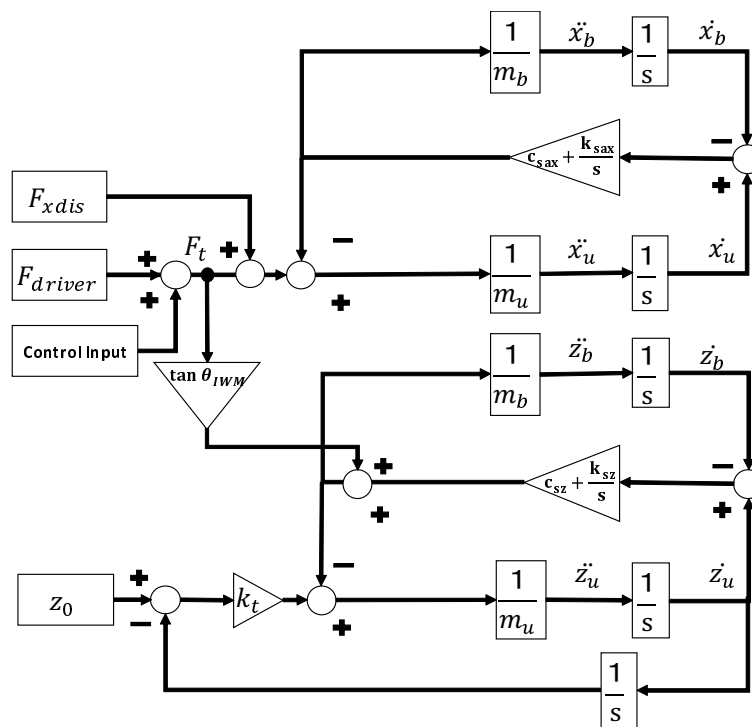


Fig. 20: ブロック線図 (従来型)

3.2 サスペンション反力

本論文では追加アクチュエータなしで上下制振を可能とするインホイールモータ車特有の性質に着目している。インホイールの機構により制駆動時に発生するこの上下力は上下方向の制振を行う上で大きな可能性を秘めている。そこで本節では、前後輪の制駆動力によって発生するサスペンション反力について述べる。

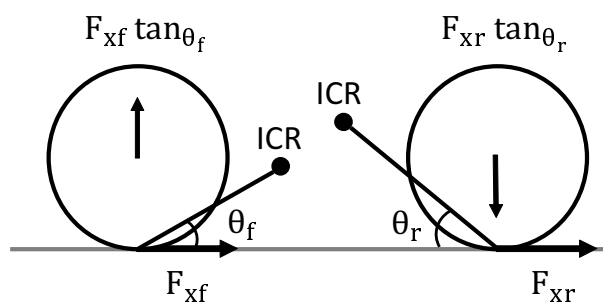


Fig. 21: 制動力によるサスペンション反力

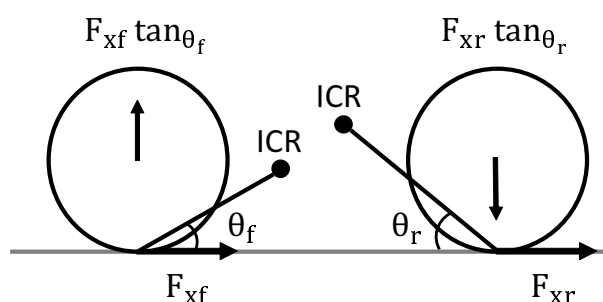


Fig. 22: 駆動力によるサスペンション反力

Fig. 21 と Fig. 22 に前後輪の制動力と駆動力が作用した際のサスペンション反力の力の働き方を示す。この時、Fig. 21 と Fig. 22 のようにサスペンション反力は作用点から瞬間回転中心 (Instantaneous Center of Rotation) までを結ぶ線と水平面のなす角度によって決まる。作用点はオンボードモータ方式の場合は車軸で、インホイールモータ方式の場合は地面との接地点である。そのため、インホイール方式の方が瞬間回転中心角を大きくとることが可能で、大きなサスペンション反力を発生させることができる。このとき、制動時の前後輪に働く力をそれぞれアンチダイブ力、アンチリフト力といい、駆動時の前後輪の場合はそれぞれアンチリフト力、アンチスクオート力と言う。前後輪共に駆動力が働く場合の前輪のアンチリフト力と後輪のアンチスクオート力は、式 (3-6)、(3-7) でそれぞれ表される。

$$F_{zf} = -F_{xf} \tan \theta_f \quad (3-6)$$

$$F_{zr} = F_{xr} \tan \theta_r \quad (3-7)$$

ここで、 θ_f, θ_r は前後輪の瞬間回転中心角である。本論文で用いる実験車両 (Toyota SAI) の前後輪の瞬間回転中心角は、前輪が 15 deg, 後輪が 33 deg である。

第4章

ばね上情報のみを用いた乗り心地向上制御

近年、タイヤの駆動にインホイールモータを用いることで悪化する乗り心地に対して高帯域化が可能なインホイールモータの機構を活用した4~8 Hzの乗り心地領域を改善する研究が着目され始めている。従来則としてばね下速度を用いた制御法が開発されており上下方向の乗り心地向上に効果的であることが報告されている [22]。本制御手法は、路面入力に対して積極的にタイヤを追従させることで車体の浮き沈みを早期に抑え、安定した走行と上下方向の乗り心地向上を行っている。一方で、ばね下にセンサを用いると追加のコストや断線、メンテナンス等の困難さがある。

そこでまずは、ばね上情報のみを用いて乗り心地を向上できる制御を行うことで、ばね下にセンサを付けることによって起きるセンサの追加コストや断線に対する課題を解消する。また、フィードバック制御で組まれた制御系は、フィードフォワード制御を用いた場合と比較して人や荷物による車両重量の増加やサスペンションの経年劣化によって生じるばねの弾性係数やダンパの粘性係数の変動があったとしても有効でパラメータ変動に対してロバストな手法である。そのため、ばね下逆スカイフックダンパ制御と同様状態量のフィードバックのみで制御が行える機構が望ましい。文献 [12] にて、ばね上加速度を用いると4~8Hzの乗り心地領域を落とせることがシミュレーションと実験により検証されている。ただ、文献 [12] はばね上加速度を用いることで中周波領域が落とせる理由についての定量的な証明はされていない。また、セミアクティブサスペンションによる実験でありインホイールモータでも同様の結果が出るのかを検証する必要がある。そこで、ばね上加速度フィードバック制御をインホイールモータのサスペンション反力を用いて行った際の実験による効果の検証とばね上加速度フィードバック制御の定量的な証明、操縦安定性に関する考察を本章で行う。

4.1 サスペンションの弾性項と粘性項の特性

4.1節では、次節で紹介するばね上加速度フィードバック制御の原理を説明する上で重要なサスペンションの弾性係数と粘性係数を変更した際の乗り心地特性の変化について述べる。サス

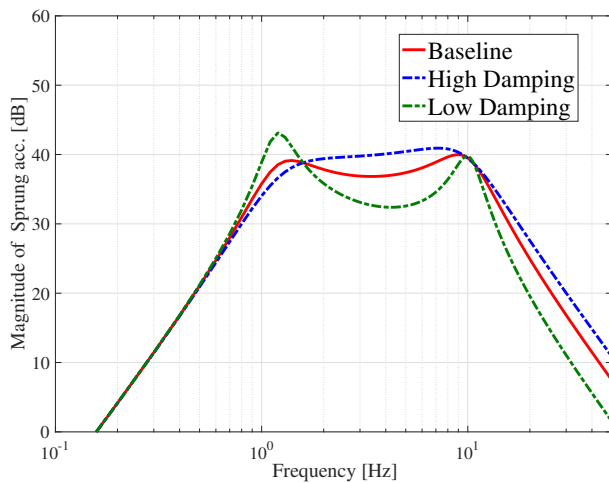
ペンションの減衰係数と粘性係数を増減させた際の上下方向の乗り心地特性を Fig. 23 に示す。

4.1.1 サスペンションの粘性項の特性

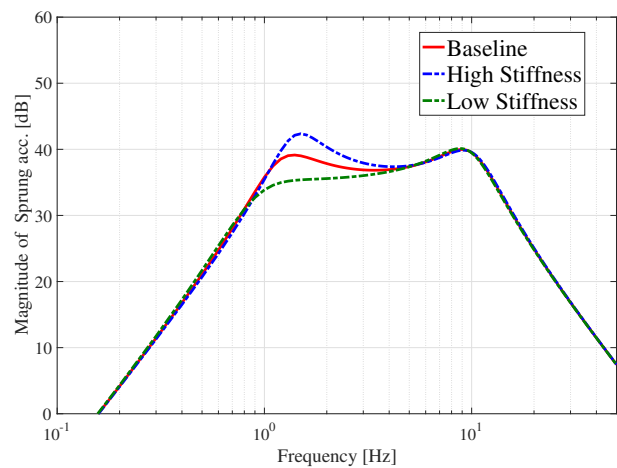
Fig. 23(a)を見ると、サスペンションの減衰係数を増減させた際の上下方向の乗り心地特性は、サスペンションの減衰係数を小さい値に設定すると2~8Hz帯とばね下共振以上の領域で良好な特性が得られる。しかし、1 Hz 近傍のばね上共振と10Hz 近傍のばね下共振の乗り心地は悪化する傾向にある。また、減衰係数が大きい値の際は逆の特性を示す。物理的な特性は、減衰係数の小さいダンパを搭載した車両では、車体の変化が大きいが、路面からの入力に対して穏やかな乗り心地を実現している。逆に、減衰係数の大きいダンパを搭載した車両では、車体の変化は小さくなるため走行時の安定性は向上するが路面からの入力は感じやすくなる。

4.1.2 サスペンションの弾性項の特性

Fig. 23(b)を見ると、サスペンションの弾性係数を増減させた際の上下方向の乗り心地特性は、ばね上共振にて変化が起きていることが確認でき、弾性係数を小さくするとばね上共振近傍の特性が良くなる。このばね上共振近傍での周波数の変化は操縦安定性に影響を及ぼし、弾性係数を大きくした際には、車体姿勢が変化しにくく走行時のロールなどを抑えることが可能である。



(a) サスペンションの粘性係数の特性



(b) サスペンションの弾性係数の特性

Fig. 23: サスペンションの特性

4.2 ばね上加速度フィードバック制御の原理

サスペンションのダンパ成分とばね成分の特性を解析する中で乗り心地領域の改善に関わる特性を見出した。また、ばね上加速度フィードバック制御の物理的な効果を検証するなかでサスペンションのダンパとばね成分の特徴を有することが分かった。以下で、ばね上加速度フィードバック制御の原理について定量的に述べる。式(3-5)において $F_{uz} = -c_{sa}\ddot{z}_b$ を代入して整理すると、式(4-1)となり、制御入力 F_{uz} は式(4-2)で表せる。

$$\ddot{z}_b = \frac{c_{sz}(\dot{z}_u - \dot{z}_b)}{m_b + c_{sa}} + \frac{k_{sz}(z_u - z_b)}{m_b + c_{sa}} \quad (4-1)$$

$$F_{uz} = -\frac{c_{sa}c_{sz}(\dot{z}_u - \dot{z}_b)}{m_b + c_{sa}} - \frac{c_{sa}k_{sz}(z_u - z_b)}{m_b + c_{sa}} \quad (4-2)$$

式(4-2)の第1項、第2項はそれぞれメカニカルなサスペンションの粘性と弾性の付加を表しており、Fig. 23(a)よりメカニカルな低減衰アブソーバの特性は乗り心地領域が改善されているが、ばね上共振は悪化していることが確認できる。その悪化分を Fig. 23(b)に示す低ステイフネス特性によって補償することで上下方向の乗り心地の向上を実現している。また、物理的な意味は車体側重量を制御によって重くすることにより路面入力に対して快適な乗り心地を実現している。以上のことから、ばね上加速度フィードバック制御は、ばね下逆スカイフックダンパ制御と4~8 Hzの乗り心地領域と低域において制御効果が類似しており、ばね下にセンサを用いない点で優位であると言える。

続いて、先程ばね上加速度フィードバック制御は、メカニカルにサスペンションの粘性係数と弾性係数を変更した制御であると説明をしたがパッシブサスペンションの設計で対応できるのではないかという疑問が残る。そこで、ばね上加速度フィードバック制御がメカニカルにサスペンションの粘性係数と弾性係数を変更した場合と違う点について述べる。まず、実験を行う際には、CAN通信などによる通信遅延が発生する。そこで、メカニカルにサスペンションの粘性係数を変更した場合とばね上加速度フィードバック制御に15msの一次遅れを入れた際の比較を行う。メカニカルに粘性係数を変更した際と15msの一次遅れのあるばね上加速度フィードバック制御を適用した際の路面変位入力に対するばね下加速度のゲイン特性を Fig. 24に示す。Fig. 24より、ばね上加速度フィードバック制御は、制御の時間遅れを用いることでメカニカルにサスペンションの粘性係数の値を変更した際と比べてばね下共振が低減されており接地性が向上することが確認できる。

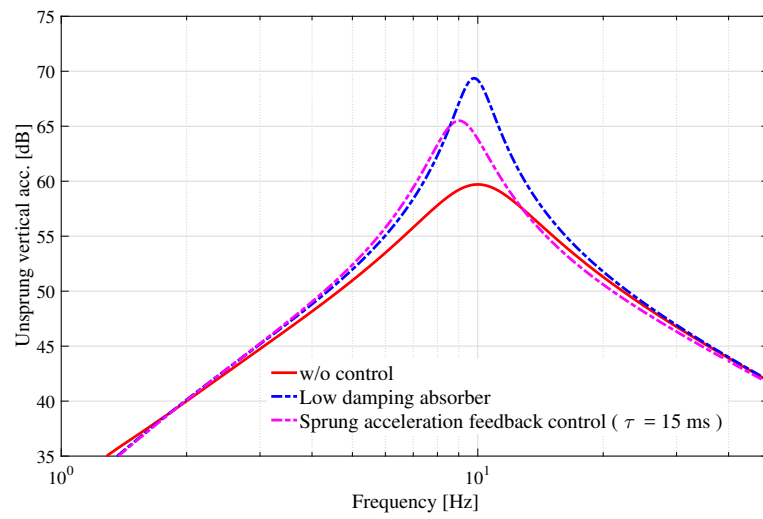


Fig. 24: 時間遅れを入れた際のばね下加速度の周波数特性

4.3 ばね上情報のみを用いた乗り心地向上制御

前節にてばね上加速度フィードバック制御の原理について説明を行った。しかし、ばね上加速度フィードバック制御単体では、ばね上の共振周波数にてゲイン特性が悪化する箇所がある。そこで、古くから多くの研究がされておりばね上共振の抑制に効果の大きいばね上速度を用いたスカイフックダンパ制御を加えたものをばね上情報のみを用いた上下方向の乗り心地向上制御とし、上下方向の更なる乗り心地向上を図る。制御入力は式(3-5)に、 $F_{uz} = -c_{sa}\ddot{z}_b - c_{sv}\dot{z}_b$ を代入した形で表せ、路面変位に対するばね上加速度のゲイン特性のシミュレーション結果と実験結果をFig. 25とFig. 26にそれぞれ示す。Fig. 25をみるとばね上加速度フィードバック制御によって生じたばね上の共振周波数付近での悪化を抑えられており上下方向の全帯域において有効な制御則であると言える。また、Fig. 26を見ると実験結果も同様に4~8 Hzの乗り心地領域にてゲイン特性が改善されていることが確認できる。ただ、スカイフックダンパ制御を入れているにも関わらずばね上共振近傍での特性はそれほど向上していない。これは、実験時に用いる加速度センサのオフセットを除去するために1Hzのハイパスフィルタを入れたため低域の制振効果に影響が及んでいることが考えられる。

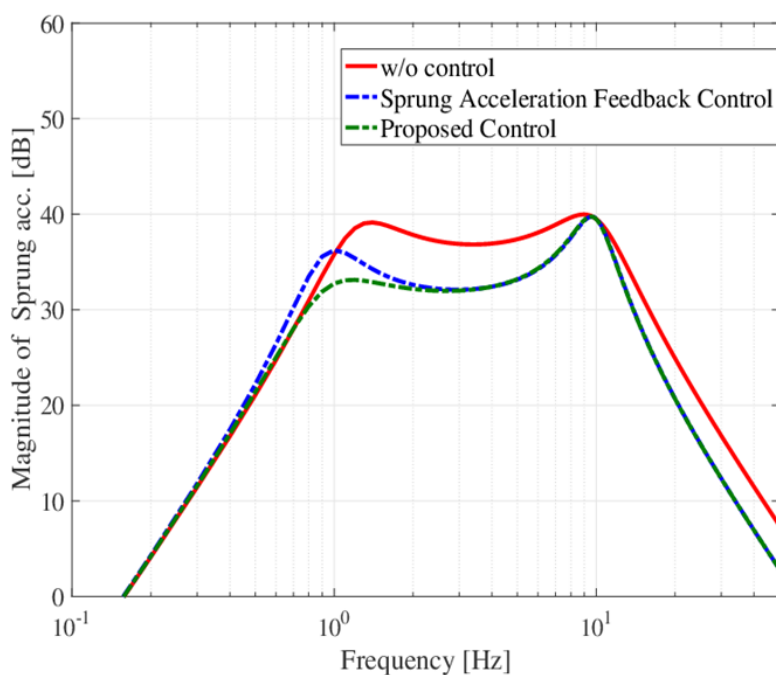


Fig. 25: ばね上情報のみを用いた上下方向の乗り心地向上制御のシミュレーション結果

次に、ばね上加速度とばね上速度を用いた本手法の操縦安定性について述べる。Fig. 25を見るとばね上共振が低下していることが確認でき、操舵や加減速の際に操縦安定性の悪化が懸念される。そこで、数式で操縦安定性を評価するために式(3-1)と式(3-5)に $F_{uz} = -c_{sa}\ddot{z}_b - c_{sv}\dot{z}_b$ を代入し、ばね下変位入力 z_u に対するばね上変位 z_b の伝達関数を求め無次元化すると式(4-3)

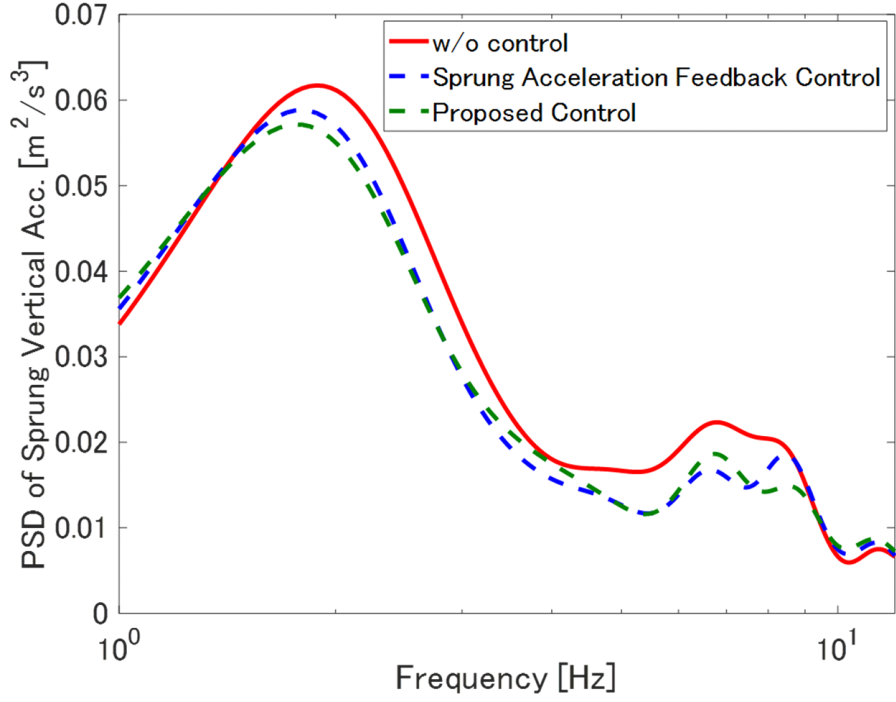


Fig. 26: ばね上情報のみを用いた上下方向の乗り心地向上制御の実験結果

となる。ここで、 $c_{sa} = c_{sv}$ とし $k_{sz} = k_{sz}^*(1 + c_{sa})$ とすると式 (4-3) は、式 (4-4) となる。

$$\frac{z_b}{z_u} = \frac{\frac{1}{1+c_{sa}}c_{sz}s + \frac{1}{1+c_{sa}}k_{sz}}{m_b s^2 + \frac{1+c_{sv}}{1+c_{sa}}c_{sz}s + \frac{1}{1+c_{sa}}k_{sz}} \quad (4-3)$$

$$\frac{z_b}{z_u} = \frac{\frac{1}{1+c_{sa}}c_{sz}s + k_{sz}^*}{m_b s^2 + c_{sz}s + k_{sz}^*} \quad (4-4)$$

式 (4-4) より、メカニカルなサスペンションの弾性係数を大きくすることで操縦安定性を悪化させることなくばね上情報のみでばね下速度フィードバック制御を実現している。ただ、サスペンションのメカニカルな特性を変えることは困難であるため、ばね上情報のみを用いた乗り心地向上制御はばね上速度フィードバック制御とばね上加速度フィードバック制御を合わせたものとする。

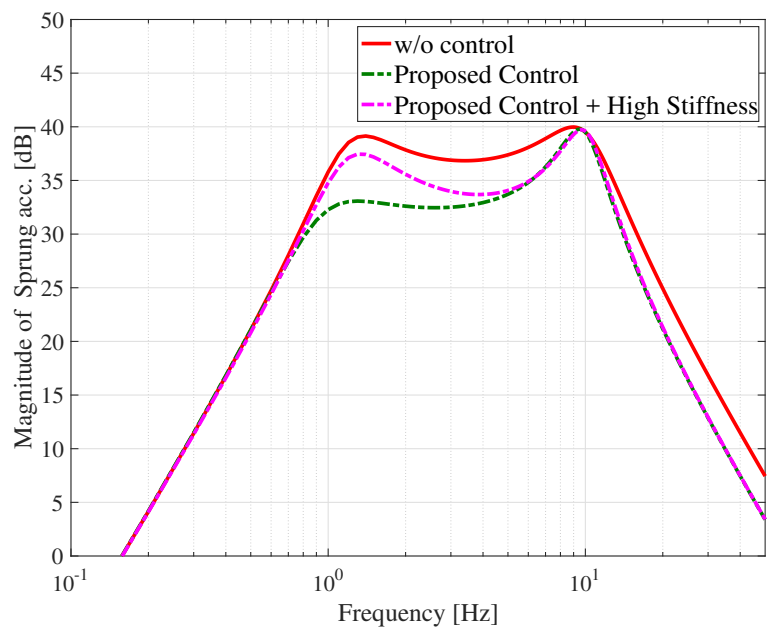


Fig. 27: 操縦安定性補償時のばね上加速度の周波数特性

第 5 章

上下と前後方向の干渉を考慮した乗り心地向上制御

本研究で注目している周波数帯は、前後方向は 10Hz のばね下共振周波数近傍、上下方向は 4~8 Hz の乗り心地領域であり、4.2 節で提案したばね上情報のみを用いた上下方向の乗り心地制御により上下方向の乗り心地向上が確認できた。ただ、上下の制振制御を行うと制御に用いるサスペンション反力を出すために 10Hz のばね下共振周波数において前後方向に干渉が生じる。そこで本研究では、上下と前後方向の干渉を考慮した乗り心地向上制御としてばね上情報のみを用いた上下の乗り心地制御と前後方向の 10Hz 帯の共振を抑えるのに有効な相対前後速度フィードバック制御をあわせた制御を提案手法とし、シミュレーションと実験により効果の検証を行う。

5.1 上下と前後方向の干渉を考慮した自動車の運動方程式

車が静止している状態で上下や前後に車を動かした場合に、従来型の車両モデルのように上下と前後方向で独立していれば動かした方向にのみ力は発生する。ただ、車は様々な機構からできているため実際には前後と上下方向で干渉が起き、上下と前後の干渉を考慮したモデルの設計が必要となる。ここで、今回提案する上下と前後を考慮した自動車の運動モデルを Fig. 28 に示す。

例えば、車を上下に揺らすと、タイヤは上下方向のみに動くのではなく前後方向にも動きをもつ。この際に力を及ぼす要因として考えられるのは、サスペンションの上下方向の縮みが及ぼす前後方向への力や、サスペンションアームのたわみによって発生する力である。その中で今回は、取り付け角 ϕ のサスペンションの上下方向の縮みが及ぼす前後方向への影響について述べる。ここで、車体側と車輪側の双方に力が働く点を整理すると、サスペンションアームの取り付け点に発生する力とサスペンションの取り付け点に発生する力の 2 点である。そして、これまで上下の運動方程式を式 (3-3), (3-4) のように定義していたが実際には、 $F_t \tan \theta_{IWM}$ と

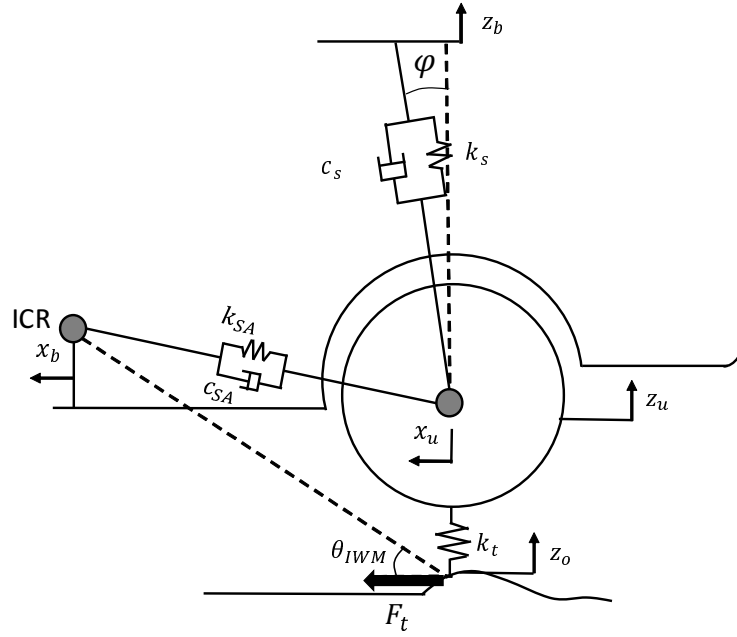


Fig. 28: 運動モデル（上下と前後方向の干渉を考慮）

表している駆動力によるサスペンション反力はサスペンションアームを介して伝わる。そこで、前後振動の上下方向への干渉項 F_z と上下振動の前後方向への干渉項 F_x を式 (5-1), (5-2) にそれぞれ表す。

$$F_z = (c_{sax}s + k_{sax})(x_u - x_b) \tan \theta_{IWM} \quad (5-1)$$

$$F_x = (c_{sz}s + k_{sz})(z_u - z_b) \tan \phi \quad (5-2)$$

上記の前後と上下の干渉を考慮した車両のクワーターカーモデルとブロック線図を Fig. 29, Fig. 30 にそれぞれ示す。ばね上, ばね下の前後方向の運動方程式を式 (5-3), (5-4), 上下方向の運動方程式を式 (5-5), (5-6) にそれぞれ表す。また, タイヤの駆動力を式 (5-7) とし, F_{driver} , F_{ux} , F_{uz} はそれぞれドライバー入力, 前後方向の制御入力, 上下方向の制御入力を表している。ここで, k_{sax} , c_{sax} は前後方向のサスペンションの弾性係数と減衰係数, k_{sz} , c_{sz} は上下方向のサスペンションの弾性係数と減衰係数, k_t はタイヤばね定数を表しており, θ_{IWM} , ϕ はインホイール型駆動の瞬間回転中心角とサスペンションの取り付け角をそれぞれ表す。また, F_{xdis} は前後方向の外乱, x_u , x_b はそれぞればね下とばね上の前後変位, z_o , z_u , z_b はそれぞれ路面, ばね下, ばね上の上下変位を表している。また, それぞれのパラメータを Tab.3 に示す。

$$m_b \ddot{x}_b = (c_{sax}s + k_{sax})(x_u - x_b) + (c_{sz}s + k_{sz})(z_u - z_b) \tan \phi \quad (5-3)$$

$$m_u \ddot{x}_u = -(c_{sax}s + k_{sax})(x_u - x_b) - (c_{sz}s + k_{sz})(z_u - z_b) \tan \phi + F_{xdis} + F_t \quad (5-4)$$

$$m_b \ddot{z}_b = (c_{sax}s + k_{sax})(x_u - x_b) \tan \theta_{IWM} + (c_{sz}s + k_{sz})(z_u - z_b) \quad (5-5)$$

$$m_u \ddot{z}_u = -(c_{sax}s + k_{sax})(x_u - x_b) \tan \theta_{IWM} - (c_{sz}s + k_{sz})(z_u - z_b) + k_t(z_o - z_u) \quad (5-6)$$

$$F_t = F_{driver} - F_{ux} - \frac{F_{uz}}{\tan \theta_{IWM}} \quad (5-7)$$

Tab. 3: シミュレーションパラメータ

Parameters	Symbol	Unit	Value
Sprung mass	m_b	kg	420
Unsprung mass	m_u	kg	76
Damping coefficient	c_{sz}	Ns/m	2000
Spring stiffness	k_{sz}	N/m	30e3
Tyre stiffness	k_t	N/m	30e4
Equivalent suspension damping coefficient	c_{sax}	Ns/m	930
Equivalent suspension stiffness	k_{sax}	N/m	29e4
Caster Angle	ϕ	deg	5
ICR of IWM	θ_{IWM}	deg	33

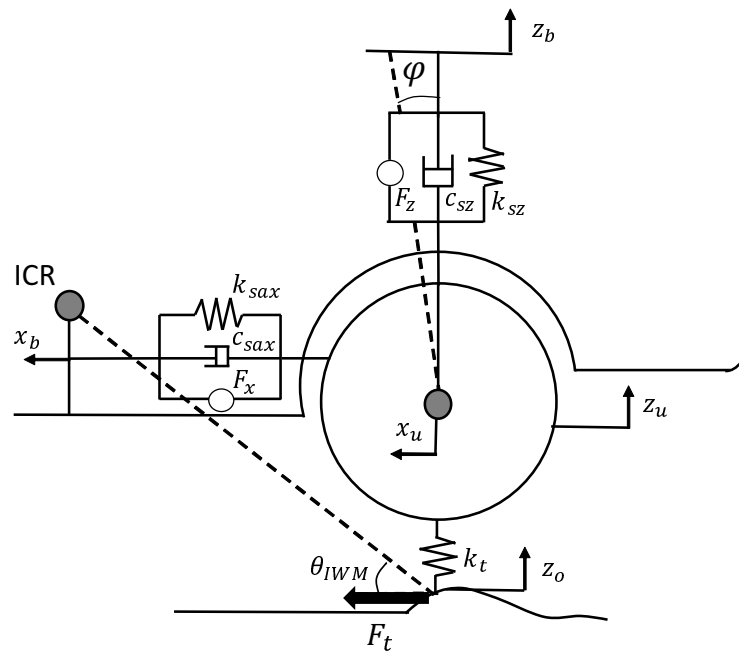


Fig. 29: クォーターカーモデル（上下と前後方向の干渉を考慮）

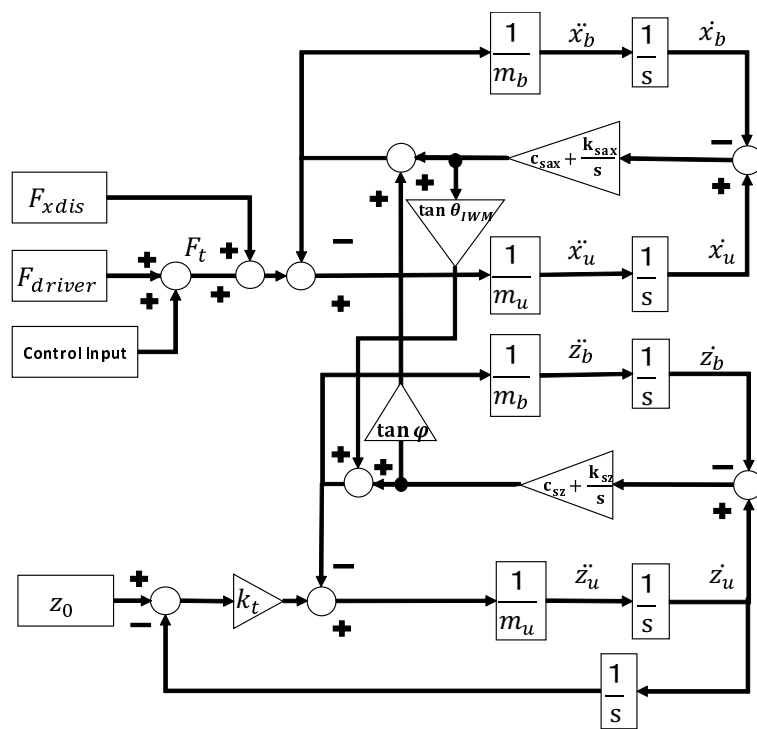


Fig. 30: ブロック線図（上下と前後方向の干渉を考慮）

5.2 上下と前後方向の干渉を考慮した乗り心地向上制御のシミュレーション

上下と前後方向の干渉を考慮した提案手法の路面変位入力に対する上下と前後方向のばね上加速度のゲイン特性を Fig. 31, Fig. 32 にそれぞれ示す。制御入力には式 (5-7) に、 $F_{uz} = c_{sa}\dot{z}_b + c_{sv}\dot{z}_b$, $F_{ux} = c_{lv}(x_u - x_b)$ をそれぞれ代入している。Fig. 31 から上下方向の乗り心地制御を行うと 4~8 Hz の乗り心地領域をはじめ低域においても路面変位入力に対する上下のばね上加速度のゲイン特性が改善されていることが確認できる。ただ、Fig. 32 を見ると上下の乗り心地制御を行うと前後方向に起振力が発生し 10Hz 帯に悪影響が出る。この悪化分に対して前後方向の粘性付加を意味する相対前後速度フィードバック制御を適用することで、10Hz 帯のピークを落とすことを可能としている。ただ、前後方向の制振を加えた提案手法の上下方向の特性をみると 10Hz 近傍にて相対前後速度フィードバック制御の影響が確認できる。しかし、4~8 Hz の乗り心地領域に着目すると前後制振による上下方向への影響は小さい。これは、前後方向のばね下共振の影響が駆動力を発生させることで上下方向の 10Hz 帯に影響を及ぼすためであると考えられるが、本研究で着目している乗り心地領域への影響は小さいことがシミュレーションにより確認できた。

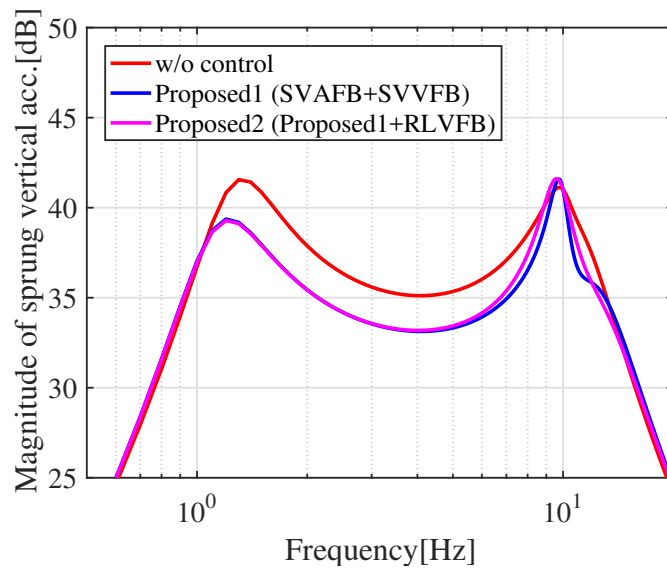


Fig. 31: 上下と前後方向の干渉を考慮した乗り心地向上制御のシミュレーション結果（上下方向）

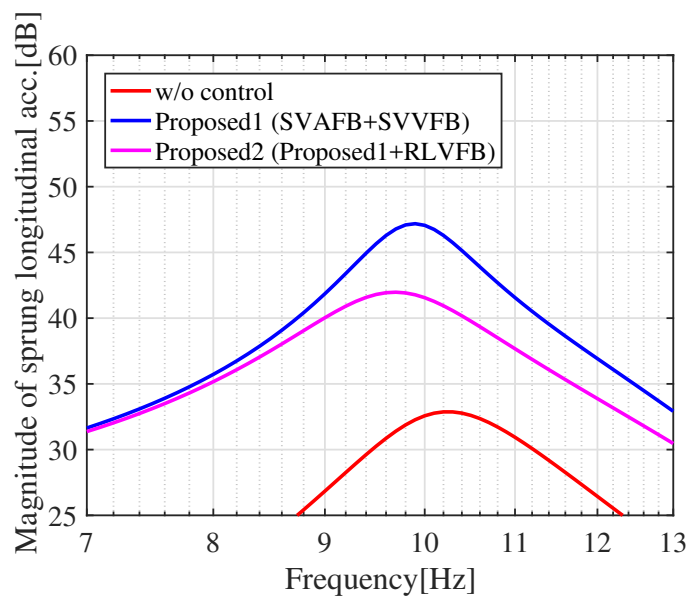


Fig. 32: 上下と前後方向の干渉を考慮した乗り心地向上制御のシミュレーション結果（前後方向）

5.3 上下と前後方向の干渉を考慮した乗り心地向上制御の実験

時速 60km で凸凹路を通過した際の上下と前後方向の干渉を考慮した提案手法の上下と前後方向のばね上加速度の PSD 解析結果を Fig. 33, Fig. 34 にそれぞれ示す。本実験では、前輪で車輪一定速制御を行い、後輪に制御入力を加えた。Fig. 33 から上下方向の乗り心地制御を行うと 4~8 Hz の乗り心地領域にて改善されることが確認できる。次に、Fig. 34 を見ると上下の乗り心地制御を行うことにより生じる前後方向への影響が 10Hz 帯の共振に出ている。前後方向の 10Hz 帯の悪化は前後方向の乗り心地に影響を及ぼす。そのため、相対前後速度フィードバック制御を適用した提案手法を見ると 10Hz 帯の前後方向のブッシュに起因する共振のピークを落とせているが、上下方向の 10Hz 帯にて相対前後速度フィードバック制御による上下方向への影響が出ている。ただ、本研究で着目している 4~8 Hz の乗り心地領域への影響はシミュレーション結果と同様小さい。しかし、2Hz にて相対前後速度フィードバック制御を適用した提案手法は、上下制振のみの場合と比べて悪化していることが確認できる。この原因は、加速度センサのオフセット除去のために 1Hz のハイパスフィルタを入れることにより低域での上下制振の制御効果が低かったためであると考えられる。ただ、前後制振を行うことで上下方向の低域に影響が及ぶのかは今後検討する必要がある。以上のことから、本提案手法は上下方向の 4~8 Hz の乗り心地領域と前後方向の 10Hz 帯のばね下共振に対して有効な手法であることが実験により確認できた。

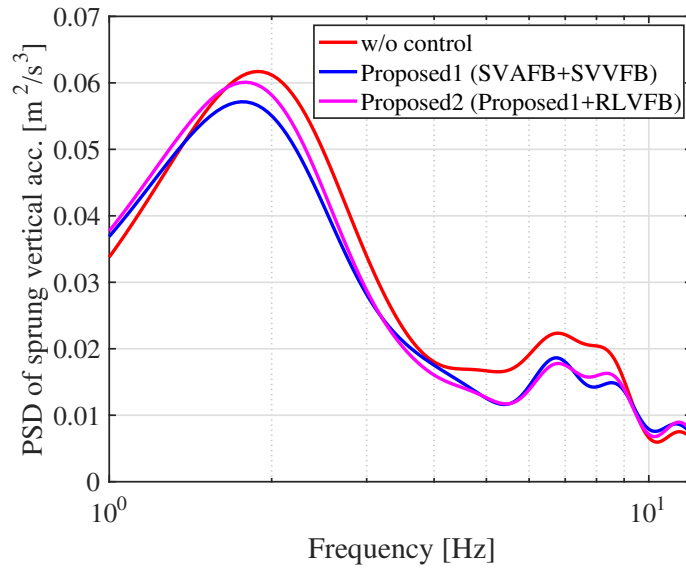


Fig. 33: 上下と前後方向の干渉を考慮した乗り心地向上制御の実験結果（上下方向）

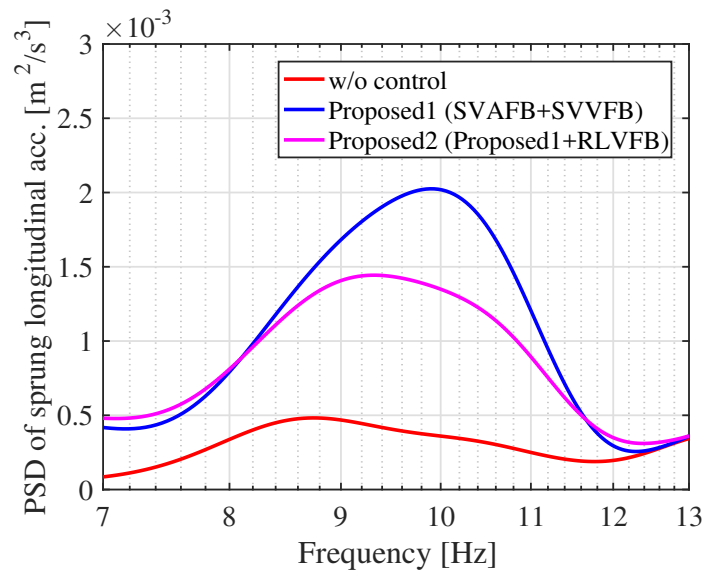


Fig. 34: 上下と前後方向の干渉を考慮した乗り心地向上制御の実験結果（前後方向）

第 6 章

結論

6.1 本研究により得られた成果

本研究では、応答性が高く、サスペンション反力の上下力成分の大きい IWM の特徴を生かした制御を用いることで乗り心地の向上を目指した。そして、本研究で着目している 4~8 Hz の乗り心地領域を向上させる制御則として近年開発されたものに上下のばね下速度情報を用いた制御法がある。ただ、ばね下にセンサを用いると追加のコストやケーブルの断線、メンテナンスの困難さといった課題がある。そこで、第 4 章においてばね上情報のみを用いた上下方向の乗り心地向上を図るため、ばね上加速度フィードバック制御をインホイールモータ車に適用し、実験により有効性を確認した。しかし、インホイールモータのサスペンション反力を用いて上下制振を行うと前後方向への干渉を考慮する必要がある。そこで、第 5 章において前後と上下方向の干渉を考慮した運動モデルを作成し、上下と前後方向の干渉を考慮した乗り心地向上制御を開発した。本制御手法は、上下制振によって発生する前後方向の 10Hz 帯のばね下の共振周波数の悪化分を抑制し、上下方向の 4~8 Hz の乗り心地領域への影響は小さいことがシミュレーションと実験により確認できた。以上より、本制御手法は今回の研究で注目した前後方向の 10Hz 帯のばね下共振周波数と上下方向の 4~8 Hz の乗り心地領域において有効な手法であるといえる。

6.2 今後の研究課題

上下方向の乗り心地領域の向上はばね上情報のみで行えたが、前後制振の際に相対速度フィードバック制御を用いたため、現在の提案法ではばね下のセンサの撤廃ができていない。ただ、ばね上情報のみで前後方向の共振を落とすことがモデルベースの FF 制御であれば可能であるため上下方向への影響も含めて今後検討を行う必要がある。

謝辞

本論文を終えるにあたって、研究発表会の場や研相談の際に御指導くださりました、指導教員である堀洋一教授に心から感謝申し上げます。また、研究に関する的確な助言や指導をしていただいた、藤本博志准教授に厚く御礼申し上げます。

そして、日頃からチームミーティングやフランクな形でディスカッションさせていただいたEVチームの皆さまに心より感謝申し上げます。研究で行き詰っていた時にチームでディスカッションをしたことで方向性を決めることができ非常に助かりました。

さらに、本研究はトヨタ自動車様との共同研究で非常にご多忙な中、試験車の手配や親身にご相談に応じていただいた、勝山様、狩野様、姫野様、下屋様、津田様、門崎様にこの場を借りまして厚く御礼申し上げます。誠にありがとうございました。

そして、静岡県の東富士にある共同研究先に同行し、研究方針の整理や自分にはない視点から多くの研究の助言をいただきました山田様誠にありがとうございました。

また、修士過程の生活を同期の福田君、新實君、下田君、坂井研の泉君達と一緒に過ごせたことで楽しく、充実した研究室生活を送ることができました。彼らとの何気ない会話は思い返すと大変貴重でした。心より感謝いたします。

最後に、大学院で学ぶ機会を与え、研究生活を金銭的に、また精神的に支えていただいた家族に深く心の底から感謝いたします。

皆様、本当に有難うございました。

参考文献

- [1] Y.Hori: “Future vehicle driven by electricity and control research on four-wheel-motored “UOT electric March II””, IEEE Trans. on Industrial Electronics, Vol.51, No.5, pp.954-962 (2004)
- [2] 吉村雅貴, 藤本博志: “インホイールモータを搭載した電気自動車の駆動トルク制御法”, 電気学会論文誌 D, Vol.131, No.5, pp.721-728 (2011)
- [3] 前田健太, 藤本博志, 堀 洋一, “瞬間低 μ 路での駆動力維持を目的としたインホイールモータ搭載電気自動車の前後輪駆動力配分法”, 機械学会論文集 C 編, Vol.78, No.794, pp.3383-3392 (2012)
- [4] 天田順也, 藤本博志, “車載モータを搭載した電気自動車におけるドライビングスティフネス推定を用いた直接駆動力制御法”, 平成 24 年電気学会産業応用部門大会, Vol.IV, pp.141-144 (2012)
- [5] 安藤直樹, 藤本博志: “電気自動車の後輪独立制駆動力配分とアクティブ前後輪操舵を用いたヨーレート制御”, 電気学会論文誌 D, Vol.131, No.4, pp. 616-623 (2011)
- [6] 山内雄哉, 藤本博志, “タイヤ横力センサを用いた電気自動車のヨーレート制御法”, 平成 21 年電気学会産業計測制御研究会, IIC-09-024, pp.19-24 (2009)
- [7] M. Anderson and D. Harty, “Unsprung Mass with In-Wheel Motors Myths and Realities,” *Avec* 10, pp.261-266 (2010)
- [8] ISO Standard 2631-1: Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration - part 1 (1997)
- [9] W.Sun, H.Pan and H.Gao, “Filter-Based Adaptive Vibration Control for Active Vehicle Suspensions With Electrohydraulic Actuators,” IEEE Trans. On Vehicle Technology, Vol.65, No.6, pp.4619-4626 (2016)
- [10] Y. Ma, Z. Deng and D. Xie, “Control of the Active Suspension for In-Wheel Motor,” *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, Vol.7, No.4, pp.535-543 (2013)

- [11] 花村良文, 森亮一郎, 荒木嘉昭, 原田宏: “自動車の操縦安定性に対するアクティブサスペンション姿勢制御の有効性”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.64, No.617, pp.163-168 (1998)
- [12] S. Savaresi and C. Spelta, “ A Single-Sensor Control Strategy for Semi-Active Suspensions, ” IEEE Trans. On Control Systems Technology, Vol. 17, No. 1, pp.143-152 (2009)
- [13] P. Brezas and M. Smith, “ Linear Quadratic Optimal and Risk-Sensitive Control for Vehicle Active Suspensions, ” IEEE Trans On Control Systems Technology, VOL. 22, NO. 2, pp.543-556 (2014)
- [14] G. Koch and T. Kloiber, “ Driving State Adaptive Control of an Active Vehicle Suspension System, ” IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol.22, No.1, pp.44-57 (2014)
- [15] 佐藤慎介, 藤本博志, “ インホイールモータを搭載した電気自動車によるピッチング制御法の提案, ” IEEJ Technical Meeting Record, IIC-07-81, pp.65-70 (2007)
- [16] 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, (2010)
- [17] 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, pp.183-188 (2012)
- [18] 落 直哉, 藤本 博志, 堀 洋一, “四輪インホイールモータを搭載した電気自動車における正負のアンチダイブ力を用いたロール・ピッチ制御,” Transportation and Logistics Conference, pp.95-98 (2012)
- [19] V. Ivanov, D. Savitsuki, J. Orus, J. Manuel Rodriguez, A. Sorniotti, and P. Gruber: All-Wheel-Drive Electric Vehicle with On-board Motors: Experimental Validation of the Motion Control Systems”, 41st Annu. Conf. the IEEE Ind. Electron. Soc. (IECON), pp. 1729-1734 (2015)
- [20] 福留 秀樹, “インホイールモータによる車両前後振動軽減,” 自動車技術会秋季大会, pp.448-453 (2015)
- [21] 大野 翔, 伊藤 健, “インホイールモータ搭載車両のばね下振動制御の開発,” 自動車技術会, No.103-14, pp.1-6 (2014)
- [22] 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, pp.349-354 (2017)

発表文献

査読のある国際学会

- [1] 著 者 Naoki Kamiya, Hiroshi Fujimoto, Yoichi Hori,
Takeshi Kanou, and Etsuo Katsuyama
題 名 “Reduction of Vertical Vibration for Improvement of Ride Comfort
Using In-Wheel Motors”
会 議 名 EVS30 (Germany)
発 表 日 October, 2017
- [2] 著 者 Naoki Kamiya, Hiroshi Fujimoto, Yoichi Hori, and Etsuo Katsuyama
題 名 “Improvement of Ride Comfort Using In-Wheel Motors
with Cosideration of Vertical and Longitudinal Interference”
会 議 名 ICM2019 (Germany)
発 表 日 March, 2019(発表予定)

国内学会

- [3] 著 者 神谷 直希, 藤本 博志, 堀 洋一,
狩野 岳史, 勝山 悦生
題 名 ばね上情報のみを用いたインホイールモータ搭載車の乗り心地向上
会 議 名 平成 29 年電気学会産業応用部門大会
発 表 日 2017 年 8 月
- [4] 著 者 神谷 直希, 藤本 博志, 堀 洋一, 勝山 悦生
題 名 ばね上情報のみを用いたインホイールモータ搭載車の乗り心地向上と
前後方向への干渉に関する研究
会 議 名 第 27 回日本機械学会交通・物流部門大会
発 表 日 2018 年 12 月 (発表予定)