

学位論文 博士(システムエンジニアリング学)

二輪自動車に対する前輪操舵アシスト制御
システムのモデルベースデザイン

Model-Based Design of A Front-Steering Assist
Control System for Motorcycles

指導教員：西村秀和 教授

2010年3月

慶應義塾大学大学院

システムデザイン・マネジメント研究科

システムデザイン・マネジメント専攻

朱 紹鵬

Abstract

In this thesis, a front-steering assist control system for preventing overturning of motor-cycles is designed, and its design procedure based on model-based systems engineering is clarified. It is shown by simulations that the control system can assist seniors or unskilled riders to prevent overturning accidents of motorcycles caused by sudden disturbances.

The system-level design of the front-steering assist control system is carried out, where the concept design and functional architecture are decided. In order to realize the functional architecture decided, the control system is designed and its control performance is verified by carrying out simulations. Also, it is validated by simulations that the front-steering assist control system can prevent the overturning of motorcycles.

The followings are contents of each chapter in this thesis.

In Chapter 2, the concept design of the front-steering assist control system is carried out by using SysML (Systems Modeling Language). At the context level, the author clarifies the design boundary and the associated external systems, and defines basic use cases of the front-steering assist control system. Relationships and interfaces between the front-steering assist control system and the associated external systems are clarified by functional context analysis. At the analysis level, use cases are decomposed to obtain use cases of Assist Rider's Straight Running Driving, Assist Rider's Turning Driving, and Assist Rider's Lane Change Driving. These use cases are regarded as test cases when the validation of the front-steering assist control system is performed. Behavior sequences between functional sub-systems of the front-steering assist control system are described for realizing the use cases at the analysis level. Based on the description of the behavior sequences, the author creates interfaces among the functional sub-systems. Using the interfaces and the functional sub-systems, the functional architecture of the front-steering assist control system is decided. In order to assess the control performance of the controller, the author clarifies constraints on the controller design using a parametric diagram.

In Chapter 3, a nonlinear dynamical model of rider-motorcycle system is presented in order to design a controller and carry out simulations of verification and validation. According to the use cases analysis at the context level done in Chapter 2, the leaning of the rider's upper torso and the influence of the steering reaction torque to the upper torso are consideration. Also, the author presents a tire model considering its cross-sectional shape, the elastic deformation and the tire-ground contact area. By adding constraints such as pin-joint constraints, Kane's equations of motion and the nonlinear state-space model are derived. Using the derived nonlinear state-space model, the rider's steering

torque and the lean torque for controlling rider's upper torso are calculated by final-state control to realize an optimal lane change. It is verified that the results of lane change simulation qualitatively agree with the experimental results published by JASO standard.

In Chapter 4, in order to realize the functional architecture decided by the concept design, a controller of the front-steering assist control system is designed. The nonlinear state-space models are linearized around equilibrium points of the steady state. The linear steady-state straight running models and the linear steady-state circular turning models are derived at the velocities from 15 km/h to 60 km/h, respectively. By eigenvalue analysis and frequency response analysis of the linearized model, the reduced-order model is derived. An H_∞ controller is designed to the reduced-order model, where the feedback signal is the roll rate of the motorcycle and the output is the torque to be generated by a servo motor.

In Chapter 5, using the test cases decided by the use cases analysis in Chapter 2, the verification of the controller and validation of the front-steering assist control system are carried out by simulations. The effectiveness and robustness of the front-steering assist control for straight running and steady-state circular turning are demonstrated from simulation results. Also, the effectiveness of front-steering assist control for the unskilled rider is demonstrated from the lane change simulations. It is validated that the front-steering assist control system can prevent overturning of motorcycles and assist the unskilled rider's driving behavior.

In Chapter 6, the author investigates the concept design of a driving stability control system integrating the front-steering assist control system, an anti-lock braking system, and a traction control system. Also, the work clarifies the future work of the integrated driving stability control system for motorcycles.

Finally, in Chapter 7, contents of this thesis are concluded.

要旨

本論文では、二輪自動車の転倒を防ぐための前輪操舵アシスト制御システムを、モデルベースシステムズエンジニアリングに基づき設計する手順を明らかにしている。この前輪操舵アシスト制御システムを二輪自動車に導入することにより、高齢者や未熟練ライダーの運転をアシストすることができ、不意な外乱等による転倒事故を未然に防げることをシミュレーションで示している。

モデルベースデザインとしては、前輪操舵アシスト制御システムに対するコンセプトと機能アーキテクチャを決める最上位のシステムレベルでのデザインを行っている。これにより決定した機能アーキテクチャを実現するため、制御系を設計し、シミュレーションにより制御仕様を検証するとともに、「二輪自動車の転倒を防ぐ」という要求を満たす前輪操舵アシスト制御システムの妥当性を確認している。

以下に各章ごとの内容を示す。

2章では、システムモデリング言語 SysML を用いて前輪操舵アシスト制御システムの概念設計を行う。まず、コンテキストレベルで設計範囲を明確にするとともに、関連する外部システムを明確にし、ユースケースを定義する。このユースケースを実現するため、前輪操舵アシスト制御システムと関連する外部システムの振る舞いをシーケンス図で表現する。シーケンス図によって導かれたインターフェースを用いて前輪操舵アシスト制御システムと関連する外部システムを統合し、機能のコンテキスト分析を行う。次に、アナリシスレベルでのユースケースの分解により「直進状態でのアシスト」、「旋回運動におけるアシスト」、「レーンチェンジにおけるアシスト」のユースケースを得る。このユースケースは妥当性確認のシミュレーションを行う場合にはテストケースとなる。アナリシスレベルのユースケースを実現するため、前輪操舵アシスト制御システムの機能のサブシステム間の振る舞いをシーケンス図で表現する。シーケンス図から導かれたインターフェースを用いて各機能のサブシステムを統合し、機能アーキテクチャを構築する。また、制御系の性能を評価するため、パラメトリック図を用いて制御系設計に際しての制約条件を明確にしている。

3章では、前輪操舵アシスト制御系設計および検証・妥当性確認シミュレーションを行うためのライダー-二輪自動車系の力学モデルを構築する。2章のコンテキストレベルのユースケース分析により、操舵軸に与えられた操舵トルクの反トルクがライダーの上体に与える影響、およびライダーの上体のロール軸まわりの動きを、力学モデルに考慮する必要があることがわかった。また、タイヤの断面形状、弾性変形、接地面積を考慮した比較的簡便なタイヤモデルを提案している。ピンジョイントなどの拘束条件の追加により、ケイン型運動方程式を導いた上でライダー-二輪自動車系の非線形状空間モデルを導出する。このモデルに基づき、最適なレーンチェンジを実現するため、終端状態制御により、ライダーからの操舵トルクとライダーの上体を制御するリントルクを算出した。その結果得られた最適

なレーンチェンジにおける二輪自動車の挙動は JASO 規格に掲載されている走行試験の一例と定性的に一致することが確認されている。このことから、導出したライダー-二輪自動車系の非線形状態空間モデルの妥当性が検証された。

4章では、2章で決定した機能アーキテクチャを実現するため、前輪操舵アシスト制御系の設計を行う。ライダー-二輪自動車系の力学モデルの固有値解析および周波数応答解析を行うことで、制御系設計に適切な低次元化モデルを導き、この低次元化モデルに対して制御系を設計する。まず、ライダー-二輪自動車系の安定性解析を行うため、3章に構築した非線形力学モデルを線形化し、車速 15 km/h ~ 60 km/h までの線形定常直進走行モデルと線形定常円旋回モデルを導出する。導出した線形モデルに対する固有値解析と周波数応答解析を行う。そして、固有値解析と周波数応答解析から得られたモード特性により、制御器設計に用いる低次元化モデルを導く。導いた低次元化モデルを用いて、車体のロールレートをフィードバック信号とし、サーボモータが生じるトルクを制御出力とした制御系を設計する。制御手法としては、入力外乱の抑制ができ、出力フィードバック制御システムが容易に設計可能な H_{∞} 制御を採用している。

5章では、2章のユースケース分析より決定したテストケースを用いて、前輪操舵アシスト制御システムの検証と妥当性確認を行う。シミュレーションにより、直進走行と定常円旋回時における前輪操舵アシスト制御の有効性およびロバスト性を示す。さらに、レーンチェンジ中に二輪自動車に突発的な外乱を受けるシミュレーションにより、設計した前輪操舵アシスト制御システムが二輪自動車の転倒を防ぎ、未熟練ライダーの運転のアシストに有効であることを確認する。

6章では、3章~5章までに設計、検証、妥当性確認を行った前輪操舵アシスト制御システムに、さらに、アンチロックブレーキシステムとトラクションコントロールシステムを統合した走行安定化統合制御システムを開発するための概念設計を行う。そしてこの統合制御システムに必要な今後の課題を明確にしている。

最後に、7章において本論文の結論を述べる。

目次

1	序論	1
1.1	研究の背景	1
1.1.1	二輪自動車の転倒と過去の研究	1
1.1.2	モデルベースシステムズエンジニアリング	7
1.2	研究の目的と論文の構成	11
1.2.1	研究の目的	11
1.2.2	本論文の構成	12
2	前輪操舵アシスト制御システムの概念設計	14
2.1	ステークホルダの要求分析とシステムのミッション定義	14
2.2	モデル駆動型システム開発アプローチ	17
2.3	コンテクストレベルでの概念設計	19
2.3.1	ユースケース分析	19
2.3.2	前輪操舵アシスト制御システムと外部システムの動作シーケンス	20
2.3.3	前輪操舵アシスト制御システムの機能のコンテクスト分析	22
2.4	アナリシスレベルでの概念設計	24
2.4.1	アナリシスレベル1までの階層的なユースケース分解	24
2.4.2	前輪操舵アシスト制御システムの機能のサブシステムの決定と各サブシステム間の動作シーケンス	26
2.4.3	前輪操舵アシスト制御システムの機能アーキテクチャ	27
2.4.4	アナリシスレベル2までの階層的なユースケース分解	29
2.4.5	制御系設計の制約条件	29
2.5	まとめ	33
3	ライダー 二輪自動車系の力学モデルおよび運動解析シミュレーション	35
3.1	ライダー-二輪自動車系の非線形力学モデル	35
3.1.1	タイヤモデル	37
3.1.2	ライダーの上体と車体の各剛体のケイン型運動方程式	42
3.1.3	ライダー-二輪自動車系の非線形状態空間モデル(タイヤが進行方向に滑る場合)	45
3.1.4	ライダー-二輪自動車系の非線形状態空間モデル(タイヤが進行方向に滑らない場合)	47
3.2	二輪自動車単体のモデル検証シミュレーション	49
3.2.1	直進走行におけるタイヤが進行方向に滑らない場合のモデル検証	49

3.2.2	直進走行におけるタイヤが進行方向に滑る場合のモデル検証	49
3.2.3	スラローム状の運動におけるタイヤが進行方向に滑らない場合のモデル検証	56
3.3	ライダーによる定常円旋回のシミュレーション	60
3.4	ライダーによる最適なレーンチェンジ	62
3.4.1	終端状態制御	62
3.4.2	終端状態制御より求めた最適なレーンチェンジ	64
3.5	ライダー操縦モデル	70
3.6	まとめ	74
4	ライダー-二輪自動車系の安定性解析および力学モデルに基づく制御系設計	77
4.1	安定性解析のための線形モデルの導出	78
4.1.1	定常走行状態の平衡点の導出	78
4.1.2	ライダー-二輪自動車系の線形状態空間モデル	80
4.2	制御系設計のための線形モデルの低次元化	82
4.2.1	固有値解析	82
4.2.2	周波数応答解析	85
4.2.3	低次元化モデル	90
4.3	制御系設計	97
4.3.1	H_{∞} 制御理論	97
4.3.2	H_{∞} 制御系の設計	98
4.3.3	制御器の離散化	105
4.4	制御器の検証	107
4.5	まとめ	110
5	前輪操舵アシスト制御システムの検証と妥当性確認	111
5.1	直進定常走行におけるシミュレーション検証	111
5.1.1	安定な車速領域での走行安定化制御	111
5.1.2	不安定な低速領域での走行安定化制御	112
5.2	定常円旋回におけるシミュレーション検証	112
5.2.1	コーナリング特性と走行安定化制御	115
5.2.2	車速の変化に対するロバスト性	118
5.2.3	ライダーの上体まわりのばね係数と減衰係数の変化に対するロバスト性	123
5.3	レーンチェンジにおける妥当性確認のシミュレーション	127
5.3.1	最適なレーンチェンジ中の外乱に対する走行安定化制御 (ライダーが最適レーンチェンジ操縦を継続する場合)	127

5.3.2	ライダの上体質量の変化に対するロバスト性 (ライダが最適レーン チェンジ操縦を継続する場合)	128
5.3.3	未熟練ライダへのアシスト制御 (外乱を受けてライダが自ら補償操 縦を行う場合)	128
5.4	まとめ	139
6	走行安定化統合制御システムの検討	141
6.1	コンテクストレベルでの概念設計	141
6.1.1	ユースケース分析	141
6.1.2	走行安定化統合制御システムと外部システムの動作シーケンス . . .	143
6.1.3	走行安定化統合制御システムの機能のコンテクスト分析	143
6.2	アナリシスレベルでの概念設計	147
6.2.1	アナリシスレベル1までの階層的なユースケース分解	147
6.2.2	走行安定化統合制御システムのサブシステムの決定とサブシステム 間の動作シーケンス	147
6.2.3	走行安定化統合制御システムの機能アーキテクチャ	148
6.3	まとめ	151
7	結論	153
	付録	156
	参考文献	164
	研究業績	172
	謝辞	174

1 序論

1.1 研究の背景

1.1.1 二輪自動車の転倒と過去の研究

二輪自動車は、以下の特徴をもっており、日本では効率的な交通手段として広く利用されている¹⁾。

- 二輪自動車は自転車より高速移動が可能のため、移動時間が短縮でき、移動範囲が広がる。
- 二輪自動車は四輪自動車に比べて軽量であるので、個人で移動する場合には、四輪自動車と比べて燃費効率がよい。
- 占有面積が小さく、小回りが利くため、交通量を増やすことができる。
- 四輪自動車1台の駐車スペースで5台の二輪自動車が駐車可能となるため、省スペースである²⁾。

しかしながら、二輪自動車は、二つの車輪のみにより路面に接地していることから、ある程度の速度を持たないとロール方向の安定性は確保されない。このように二輪自動車は構造的に不安定な特性を持つため、不意な外乱等を受けてライダーが二輪自動車の姿勢を制御し切れずに転倒してしまうことがある。本研究の中で実施した「二輪自動車の走行に関する調査」のアンケートの調査結果から、ライダーの危険体験全体の39%程度を「スリップ、転倒」が占めることがわかっている。このアンケートの具体的な調査結果を2章に示すが、アンケートの調査結果から以下の状況ではライダーによる安定化ができず、二輪自動車の転倒が起きることが明らかになっている。

- 道路上の局所的に低摩擦の部分（マンホールなど）でスリップする場合
- 低摩擦路面でライダーがブレーキ操作，レーンチェンジ，旋回運動を行う場合
- ライダーが不意の障害物を回避するために急ブレーキ，あるいは，急激なレーンチェンジや旋回運動を行う場合

二輪自動車の場合，四輪自動車のような乗員を守るキャビンがないため，転倒事故が一旦起きると，ライダーは重傷を負い，最悪の場合には，死に至ることさえある。図1.1に示す交通事故総合分析センターのデータ³⁾から，交通手段別に二輪自動車，四輪自動車および自転車を比較すると二輪自動車の死亡率（死亡率(%)=死者数÷死傷者数×100）は0.7%で一番高いことがわかる。また，警視庁の二輪自動車乗車中の事故類型別死者数の統計データ⁴⁾によれば，東京都内では，単独転倒事故による死者が一番多く，2007年の場

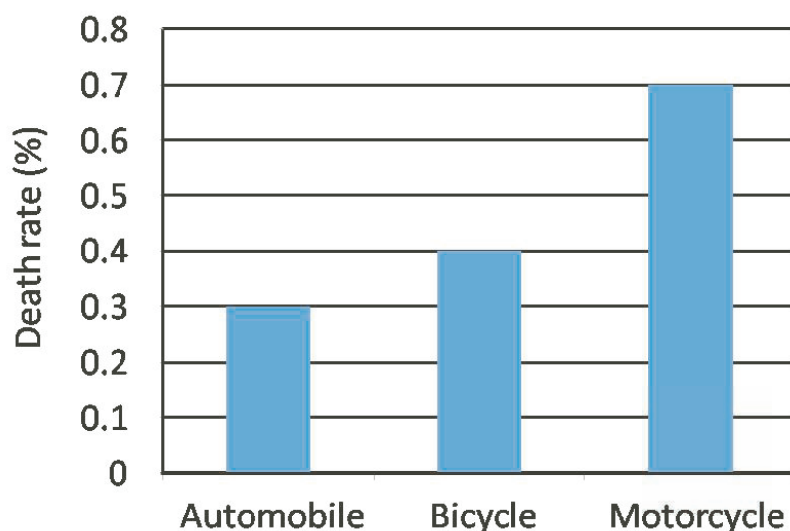


Fig. 1.1 Death rate in different transportation means

合は全体の 35 % を，2008 年には全体の 38 % を占める．一方，二輪自動車による事故の死傷者のうち 10 人に 6 人は，免許取得後 3 年未満の未熟練ライダーである⁵⁾．また，二輪自動車を低速で運転することが多い高齢者は，転倒事故時に重大な損傷を受ける場合が多々ある．

さらに，交通システムにおいて二輪自動車の転倒事故が起きる場合には，ライダーのみならず，四輪自動車のドライバや歩行者などに危害を及ぼす恐れがある．2009 年に起こった二輪自動車の転倒事故に関するニュースとしては以下に挙げられる．

- (1) 警察官が二輪自動車（原付）を運転中に転倒，前を歩いていた親子 2 人に衝突⁶⁾．
時間：2009 年 1 月 5 日，場所：千葉県いすみ市日在の市道
- (2) 自転車を避けようと，二輪自動車が転倒しライダーは重傷を負った⁷⁾．
時間：2009 年 6 月 10 日，場所：東京都渋谷区
- (3) ライダーが渋滞している車をすり抜けながら，二輪自動車を走行させていたところ転倒し，停車中のトラックに衝突⁸⁾．
時間：2009 年 10 月 21 日，場所：さいたま市桜区田島の国道 17 号
- (4) 二輪自動車が転倒した後，ライダーが後続トラックにはねられ死亡⁹⁾．
時間：2009 年 12 月 7 日，場所：長崎県長与町内の県道

また，図 1.2 に示す転倒事故を含む二輪自動車の交通事故の調査結果¹⁰⁾より，四輪自動車との事故が全体の 75 % を，軽車両との事故が全体の 7 % を，歩行者との事故が全体の 4 % それぞれ占めることがわかった．

以上に述べたように，二輪自動車は不安定な特性を持つため，不意な外乱を受けて二輪自動車が転倒してしまうことがあり，それによりライダーのみならず，周りの四輪自動車

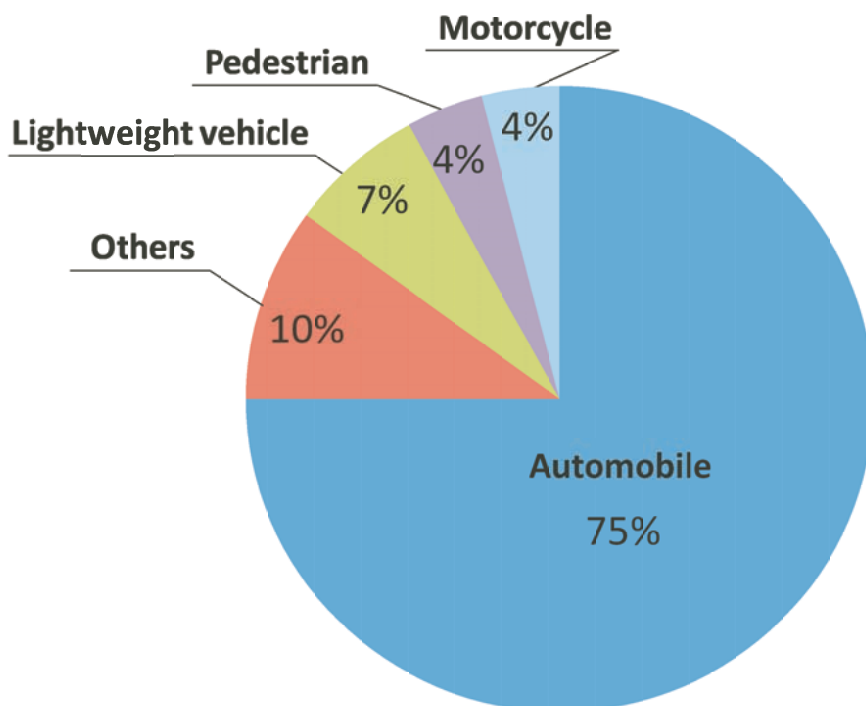


Fig. 1.2 Other parties involved in motorcycle accidents (2007)

のドライバや歩行者に重大な危害を与えてしまうことがある。このような背景のもとで、すでに多くの研究者は二輪自動車の安定性の解析や走行制御などに関する研究を行っている。

二輪自動車の運動解析に関するこれまでの研究

二輪自動車の運動解析に関する研究は、19世紀後半にヨーロッパにおいて実験的観察に基づく自転車の安定性解析から始められた¹¹⁾。1950年から1970年までの間に、Dohring¹²⁾、近藤ら¹³⁾、傳¹⁴⁾などを中心に実験的研究が進められるとともに、二輪自動車の走行安定性を論じる線形運動方程式が導出され、理論解析が進んだ。1971年、Sharp¹⁵⁾はタイヤの横力が横滑り角とキャンバ角に対して1次遅れ特性をもって発生することを提唱し、車体横速度、ヨー角、ロール角および前輪操舵角の4自由度の線形運動方程式をLagrangeの方法で導出した。さらに、定常直進走行状態での固有値解析により、キャブサイズ、ウィーブ、ウォブルの3つのモードが直進安定性を支配することを明らかにした。キャブサイズは、非振動的ロールモードであり、約40 km/h以下の低速域では安定で約60 km/h以上の高速域ではやや不安定になる。ウィーブは車体の横すべり、ヨ 運動およびロール運動が連成した1 Hz~4 Hzの振動モードであり、低速域と高速域において不安定となる。ウォブルは主に操舵系に発生する6 Hz~10 Hzの振動モードであり、振動数が比較的高く、高速域で不安定となる。その後、Sharpのモデルには様々な改良が加えられ、定常走行時の振動のメカニズムの解明などに役立てられた^{16)~18)}。

80年代以降，コンピュータの性能向上とともに運動解析が進展し，車体剛性¹⁹⁾²⁰⁾，タイヤの動特性²¹⁾，ライダーの振動特性²²⁾なども検討されるようになった．1981年，KoenenとPacejkaら²³⁾はライダーの上体のロール軸まわりの自由度を考慮した力学モデルを用いて，旋回運動中に二輪自動車のフレーム弾性，ライダーの動特性とタイヤのモーメントは自由振動への影響を分析した．

また，動的機構解析ソフトウェア²⁴⁾²⁵⁾を用いてコンピュータ上に詳細なモデルを構築し，それを用いたより厳密な二輪自動車の運動解析が始まった．動的機構解析ソフトウェアでは，モジュールというグラフィカルユーザーインターフェースを使ってモデルデータを入力し，機構モデルを作ることによって，自動的に内部に微分代数型運動方程式を作る^{26)~28)}．しかしながら，動的機構解析ソフトウェアでは，運動方程式が陽に得られない．1997年，今泉と藤岡ら²⁹⁾は機構解析ソフトウェアを用いて，ライダー，サスペンション，フレーム剛性を考慮し，ライダーの手をハンドルと結合し，11剛体31自由度の二輪車-ライダー系の動的解析モデルを構築した．このモデルを用いた直進，旋回とレーンチェンジの走行シミュレーションは実車実験結果と比較され，その有効性が確認されている．さらに，フレーム剛性とタイヤ特性がウィーブに与える影響も解析した．

2001年ごろより，鎌田と西村ら^{30)~32)}は，動的機構解析ソフトウェア上でライダーの上半身を含むボディ，フロントフォーク，懸架部を含むフロントタイヤ，懸架部を含むリヤタイヤの剛体要素を回転ジョイントで結合した非線形動的解析モデルを構築した．また，構築した非線形モデルを，動的機構解析ソフトウェア内部の線形化モジュールで線形化し，後輪操舵制御系の設計を行ったが，線形化モデルの妥当性に問題があった³⁰⁾．線形化モジュールは各時間刻みごとに微分代数方程式をテーラー展開して線形化方程式を算出しているため²⁶⁾，得られた線形モデルが刻み時間ごとに異なってしまうという問題が生じている．そのため，鎌田と西村らは構築した非線形動的解析モデルに対して，部分空間同定法³³⁾を用いたシステム同定を行い，制御系設計が利用できる線形モデルを導出した³¹⁾³²⁾．ここでは，同定モデルのモード分離を行った結果より，低速域ではロールモードの影響がより強くなっており，操舵トルク入力からロール角への伝達特性が1次遅れ系で近似できることがわかった．さらに，動的解析モデルにできるだけ近い諸元の実車を30 km/hの低速域で直進定常走行させ，操舵軸に取り付けたモータによりトルク外乱を印加した時のロール角応答より，実車のシステム同定を行い，線形モデルを導出した³⁴⁾．動的機構解析ソフトウェア上で得られた同定モデルとの比較を行い，低速域での二輪車のモデルがロールモードと1次遅れモードで表わされることを示した．

2002年，CossalterとLotら³⁵⁾は，タイヤの断面形状と変形，前後シャーシー，サスペンションを考えた非線形力学モデルを提案した．この力学モデルはFortran Codeにより実行されてリアル時間のシミュレーションが実現された．また，スラロームとレーンチェンジのシミュレーション結果と実験結果との整合性が示された．

二輪自動車の走行制御に関するこれまでの研究

二輪自動車の走行安定性を向上させるための制御に関する研究は (1) ライダによる二輪自動車の操縦制御と (2) 二輪自動車の自律制御に大別される。

(1) ライダによる二輪自動車の操縦制御

1962 年ごろより、井口^{36)~38)} はライダの制御動作を直立安定制御と方向安定制御の二つに分けたライダの操縦動作モデルを提案した。この操縦動作モデルでは、車体ロール角のフィードバックにより直立安定のための操舵角制御を、近藤³⁹⁾ が提案した四輪自動車用前方注視モデルにより方向安定のための操舵角制御をそれぞれ行っている。ここで前方注視モデルは、人間が車両の前方一定距離 (前方注視距離) を基準に将来の車両の位置を予測し、予測位置と目標コースとの誤差に比例した修正操舵を行うモデルである。1988 年ごろより、片山⁴⁰⁾⁴¹⁾ らは Sharp の 4 自由度のモデル¹⁵⁾ にライダの上体と下体のロール軸まわりの 2 自由度を追加した上で、前方注視モデルと組み合わせた操縦動作モデルを構築した。この操縦動作モデルでは、ライダからの操舵トルク、ライダの上体と下体をそれぞれ制御するリーントルクが車体のロール角および前方注視点における横変位と目標コースとの誤差に対する比例制御で求められた。スラロームや車線変更などの走行実験により、構築した操縦動作モデルの有効性が検証された。

(2) 二輪自動車の自律制御

1995 年、Lenkeit⁴²⁾ は車両開発の段階で正確な繰り返し試験を行うことを目的として、二輪自動車の自律走行システムを開発した。ステア軸に直接モータを取り付けて、ロール角の比例制御で二輪自動車単体が走行するための操舵トルクを求めている。2001 年ごろより、宮岸⁴³⁾⁴⁴⁾ らは二輪自動車の自動操縦システムを開発した。そこでは、ライダの肩の動きを模擬するサブハンドルを、車体のハンドルとばね・ダンパを介して結合し、ロール角速度に対する比例制御で直立安定を保つようにサブハンドルの回転角を求めた。その上で、2 次前方注視予測モデル⁴⁵⁾⁴⁶⁾ を用いて車線を維持するためにサブハンドル回転角を補正している。

ライダ操縦へのアシスト制御に関する研究は (1) ライダの制動・駆動へのアシスト制御と (2) ライダの操舵へのアシスト制御に大別される。

(1) ライダの制動・駆動へのアシスト制御

1989 年ごろより、二輪自動車用アンチロックブレーキシステム (ABS: Anti-lock Braking System) についての研究が進められた^{47)~50)}。アンチロックブレーキシステムは、滑りやすい路面における制動で、車輪がロックしないようにするため、車体速度と車輪回転速度を検知し、タイヤのスリップ率を安全な範囲に保ち、ブレーキ油圧を調整することにより制動力を最適な状態に制御するシステムである。一旦タイヤがロックして滑り始めると、二輪自動車は不安定になりハンドルが効かないばかりか、二輪自動車の転倒がよく起きる。そのため、アンチロックブレーキシステムは制動時においてある程度まで二輪自動車を走行安定化させることができる。1988 年に、BMW は実用的な電子制御式 ABS を市

販の BMW K100RS に実装した⁵¹⁾。

1988 年ごろより、四輪自動車用トラクションコントロールシステム (TCS: Traction Control System) についての研究を行っている^{52)~55)}。トラクションコントロールシステムは、車両が発進・加速を行う際に、車輪の空転を回避するため、車体速度と車輪回転速度を検知し、タイヤのスリップ率を安全な範囲に保ち、スロットル開度を調整することにより駆動力を最適な状態に制御するシステムである。トラクションコントロールの制御システムのコストが高いなどのため、二輪自動車への応用は四輪自動車より非常に少ない⁵⁶⁾。しかしながら、2007 年に、BMW はアンチロックブレーキシステムとトラクションコントロールシステムを統合した自動安定化制御システム (ASC: Automatic Stability Control System) を市販の BMW K1200R に実装した⁵⁶⁾⁵⁷⁾。

(2) ライダの操舵へのアシスト制御

1985 年ごろより、ライダの操舵へのアシスト制御が提案されるようになった。前輪の操舵系の振動モードであるウォブルモードは 6 Hz ~ 10 Hz に現れることから、このモードをライダ自身が制御することは不可能と考えられ、まず後輪操舵制御を適用する手法が提案された。井口⁵⁸⁾は、後輪を前輪と連動させて操舵する機構の研究を行った。二輪車の後輪を前輪と同じ向きに操舵することによって、直進安定性を増加させ、二輪車の操縦が容易になることを示した。一方、1994 年、引地⁵⁹⁾は前輪と独立して、後輪に発生するタイヤの横力に応じて後輪が自己操舵する機構の開発を行い、高速におけるウィーブの安定化が可能となることを実験により示した。以上の後輪操舵制御機構は直進時の振動の安定化を目的としたもので、制御アルゴリズムの設計は数式モデルをもとにして行われたものではない。これに対し、1997 年、西村⁶⁰⁾は、Lagrange モデルに基づき後輪操舵による姿勢安定化制御系を設計した。ここでは、ロール角をフィードバックして後輪に操舵トルクを与えることで姿勢を安定化させる制御系の設計を行っている。また、2003 年、鎌田と西村³¹⁾³²⁾らは、市販の動的機構解析ソフトウェア上で構築した非線形解析モデルに対してシステム同定を行った上で、ロール角をフィードバック信号とし、前輪操舵トルクを制御出力とした前輪操舵アシスト制御システムを設計した。しかし、市販の動的機構解析ソフトウェア上で構築したモデルではライダの動特性を考慮していないため、それに基づき設計した制御システムは、ライダの操縦や体の動きの影響を強く受ける二輪自動車に対して高い制御性能が得られない。また、鎌田ら³⁴⁾はモータ駆動による前輪操舵アシスト機構の設計と製作を行い、実験機を直進定常走行させ、サーボモータよりトルク外乱を与えた時のロール角応答より、実車のシステム同定を行った。得られた実車の同定モデルに基づいて、前輪操舵アシスト制御システムが設計された。直進定常走行中に二輪自動車が突発的な外乱を受ける場合、実験より前輪操舵アシスト制御システムの有効性が示された。しかし、ライダによるレーンチェンジと旋回運動に対する前輪操舵アシスト制御の有効性が検討されていない。そこで、本論文では、次節に示すモデルベースシステムズエンジニ

アリングに基づき，ライダの動特性を考慮した前輪操舵アシスト制御システムに関する研究を進める．

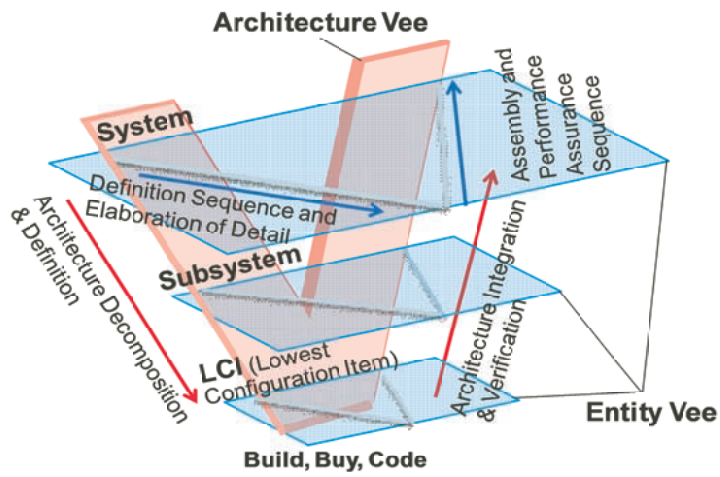
1.1.2 モデルベースシステムズエンジニアリング

現在，二輪自動車や四輪自動車の車両開発から，衛星や宇宙ステーションの航空宇宙開発まで，システムズエンジニアリングは複雑なシステム開発を成功裏に実現させるためのアプローチとして様々な産業に応用されている．システムズエンジニアリングの基本手法として，Forsbergらはシステムのアーキテクチャとエンティティ開発が明確に現れる Dual Vee モデルを提案した^{61)~65)}．

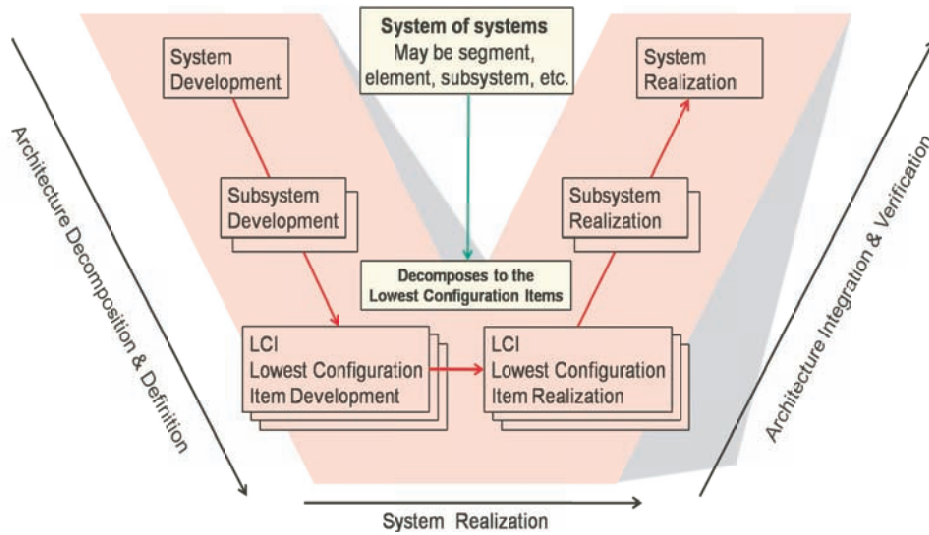
図 1.3(a) に示すように，Dual Vee モデルは Architecture Vee とシステムレベル，サブシステムレベル，一番下のコンフィグレーションアイテムレベルそれぞれの Entity Vee から構成される．(b) の Architecture Vee の左側ではシステム全体から，サブシステム，一番下のコンフィグレーションアイテムの開発までアーキテクチャを分解していく．Architecture Vee の右側では一番下のコンフィグレーションアイテムから，サブシステム，システム全体の實現までアーキテクチャを統合する．図 1.3(c) に示すように，それぞれの Entity Vee の左側ではユーザとステークホルダの要求分析から，要求定義，概念設計およびアーキテクチャの選択，詳細設計，購入・実装・コーディングまで行う．検証・妥当性確認の計画を立てた上で，Entity Vee の右側に示すように，検証（検査・テスト・証明・アナリシスを含む）から，妥当性確認の準備，妥当性確認まで行う．

本論文では，Dual Vee モデルに基づき，二輪自動車の転倒を防ぐための走行安定化制御システムの設計を行う．図 1.4 に示すように，二輪自動車の走行安定化制御システムに対するコンセプトと機能アーキテクチャを決める最上位のシステムレベルの設計を行う．システムレベルの Entity Vee の左側では，ステークホルダの要求分析およびミッション定義から，ユースケース分析，機能アーキテクチャを決定する概念設計を行った上で，詳細設計としてライダ-二輪自動車系の力学モデルを構築した上での制御系設計を行う．システムレベルの Entity Vee の右側では，まず，検証計画を立てた上で，シミュレーションを用いた検証を行う．次に，ユースケース分析によって，テストケースを決める妥当性確認の準備を行う．最後に，シミュレーションを用いた走行安定化制御システムの妥当性確認を行う．図 1.4 に示すシステムレベルの設計アプローチに従って，2 章～6 章まで走行安定化制御システムを設計する．

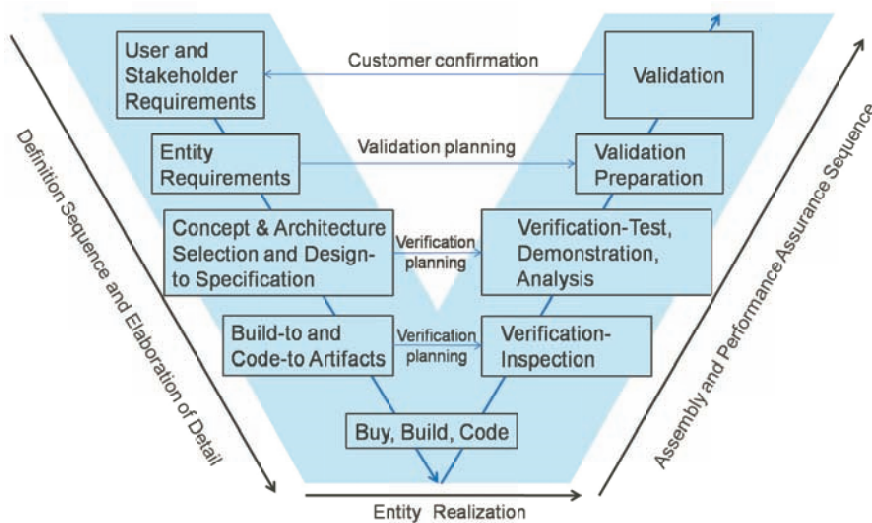
2 章では，図 1.4 に示すシステムレベルの Entity Vee のステークホルダの要求分析およびミッション定義，ユースケース分析と機能アーキテクチャを決定する概念設計を行う．まず，As-is To-be 分析を用いてステークホルダの要求，走行安定化制御システムの現状とあるべき姿を分析する．As is-To be 分析より，将来の走行安定化制御システムとして，ライダの操舵へのアシスト制御が必要であることがわかる．前輪操舵アシスト制御システムのミッションを定義した上で，システムズエンジニアリングを支援するシステムモデ



(a) Dual Vee consisting of Architecture Vee & Entity Vee



(b) Architecture Vee



(c) Entity Vee

Fig. 1.3 Dual Vee Model

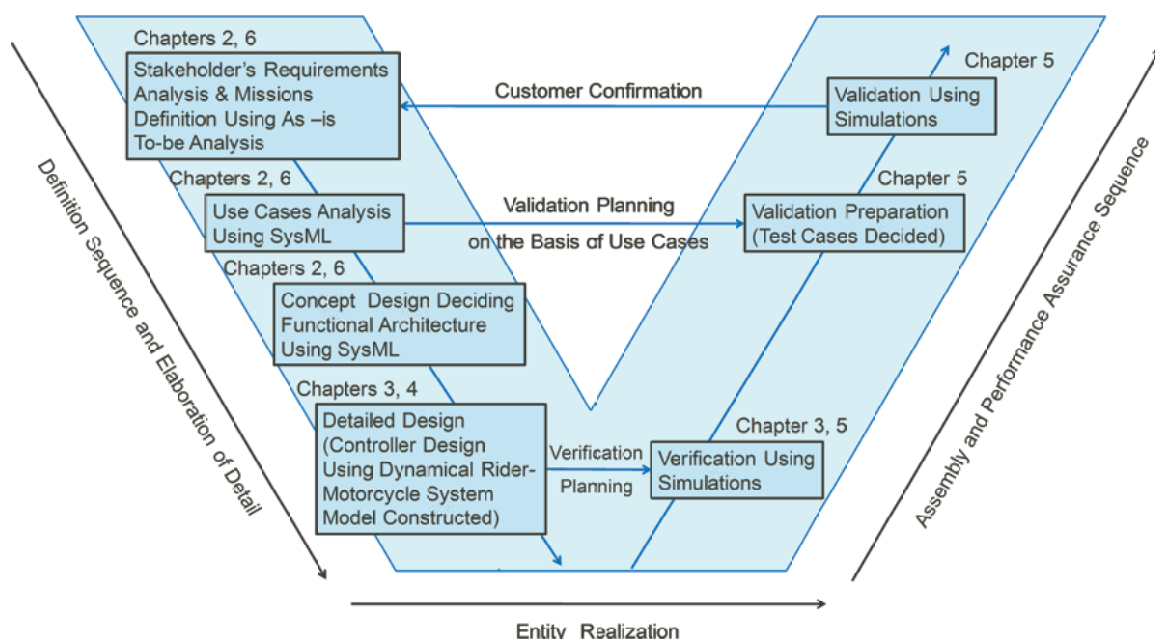


Fig. 1.4 Entity Vee of system-level design for motorcycle driving stability control system

リング言語 SysML(Systems Modeling Language) を用いた前輪操舵アシスト制御システムのユースケース分析と機能アーキテクチャを決定する概念設計を行う。ユースケース分析では、「直進走行状態でのアシスト」、「旋回運動におけるアシスト」、「レーンチェンジにおけるアシスト」のユースケースを導出した。

3章と4章では、概念設計により決定した機能アーキテクチャを実現するため、図1.4に示す Entity Vee の詳細設計（ライダー-二輪自動車系の力学モデルを構築した上での制御系設計）を行う。3章でライダー-二輪自動車系の力学モデルを構築し、それに基づき4章では前輪操舵アシスト制御システムの制御系を設計する。また、構築したライダー-二輪自動車系の力学モデルを検証するため、3章で検証計画を立てた上で、二輪自動車単体の直進走行過渡応答、ライダーによる定常円旋回、ライダーによるレーンチェンジのシミュレーションを行う。

5章では、図1.4に示す Entity Vee のテストケースを決める妥当性確認の準備と妥当性確認を行う。2章のユースケース分析により決定した「直進走行状態でのアシスト」、「旋回運動におけるアシスト」、「レーンチェンジにおけるアシスト」のそれぞれのテストケースに基づき、定常直進走行、定常円旋回とレーンチェンジのシミュレーションを行う。このシミュレーションにより、制御仕様を検証するとともに、前輪操舵アシスト制御システムの妥当性確認を行う。

6章では、走行安定化統合制御システムを検討する。5章までに設計、検証、妥当性確認を行った前輪操舵アシスト制御システムに、さらに、アンチロックブレーキシステムとトラクションコントロールシステムを統合した走行安定化統合制御システムの概念設計を6章で行う。走行安定化統合制御システムに対して、図1.4に示す Entity Vee のステーク

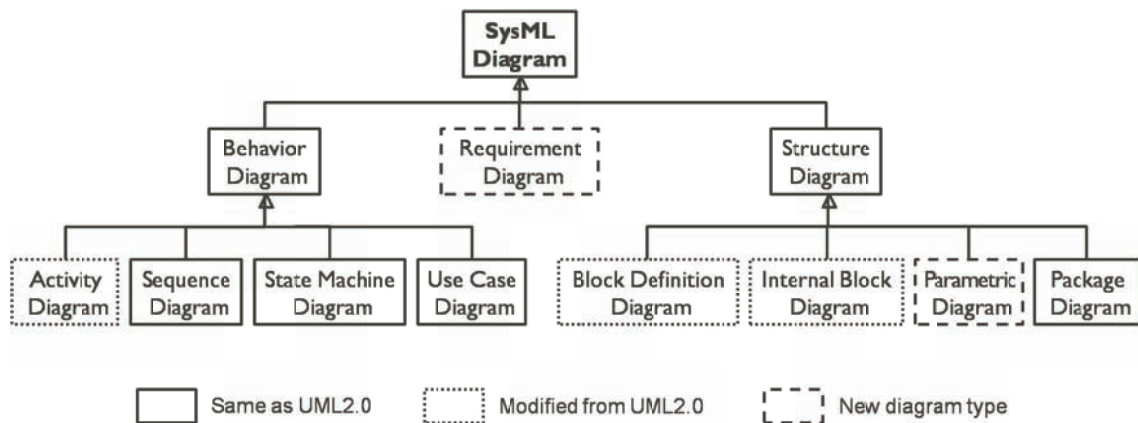


Fig. 1.5 SysML diagram classification

ホルダの要求分析およびミッション定義，SysML を用いたユースケース分析と機能アーキテクチャを決定する概念設計を行う。

現在のシステムズエンジニアリングでは，モデルベースシステムズエンジニアリングが提唱され，モデリングによるシステム要求分析，概念設計，検証と妥当性確認などの活動をサポートしている．従来のシステムズエンジニアリングでは，システムを開発するとき，要求仕様書やアーキテクチャ設計書などで文書が多用されてきた．文書を用いる問題点として，表現が不完全かつ曖昧なため，情報を誤解して伝達としてしまう点がある．モデルベースシステムズエンジニアリングのアプローチでは，従来のシステムズエンジニアリングで多用されてきた文書の代わりに，システムのモデル定義，マネジメント，コントロールを行い，コンカレントデザインを促進する．モデルベースシステムズエンジニアリングにより，システム開発のプロセスと品質を改善し，システムの信頼性や再利用性を向上できる．また，システムアーキテクチャの明確なビジョンがないと，チームの理解とコミュニケーションがうまくできず，開発失敗のリスクが高くなってしまう⁶⁶⁾．

近年，モデルベースシステムズエンジニアリングをサポートするため，OMG (Object Management Group) は，グラフィカルなモデリング言語 SysML^{67)~71)} (Systems Modeling Language) を開発した．本論文では，モデリング言語 SysML を用いて，2 章で前輪操舵アシスト制御システムのユースケース分析と機能アーキテクチャを決定する概念設計を，6 章で走行安定化統合制御システムのユースケース分析と機能アーキテクチャを決定する概念設計をそれぞれ行う．

SysML はシステムズエンジニアリング用の標準モデリング言語として，複雑化するシステムの仕様，分析，管理機能を大幅に向上させながら，開発チーム内のコミュニケーションを改善できる．特に，SysML を用いてステークホルダの要求とシステム全体の複雑さが分析され，機能アーキテクチャを決定する概念設計が行われる．これにより，システムアーキテクチャの明確なビジョンの表現，開発期間とコストの短縮，開発失敗のリスクの減少，要求を満足するシステムの完成が可能となる．

SysML は、UML2.0 の言語仕様の一部を再利用した部分と新たに拡張した部分から構成される。図 1.5 に示すように、SysML におけるダイアグラムのタイプは振る舞い図、要求図と構造図の 3 種類である⁶⁸⁾。さらに、振る舞い図と構造図は、各々複数の図に分類される。実線の四角で示すシーケンス図、状態マシン図、ユースケース図、パッケージ図は UML2.0 と同じである。点線の四角で示すアクティビティ図、ブロック定義図、内部ブロック図は UML2.0 から修正されたものである。破線で示す要求図とパラメトリック図は新規に追加された図である。本論文では、ユースケース図、シーケンス図、ブロック定義図、パラメトリック図を用いて、モデル駆動型開発 (MDS: Model-Driven Systems Development) アプローチに基づき、二輪自動車の走行安定化制御システムの概念設計を行う。

1.2 研究の目的と論文の構成

1.2.1 研究の目的

本論文では、二輪自動車の転倒を防ぐため、モデルベースシステムズエンジニアリングに基づきシステムレベルで前輪操舵アシスト制御システムを設計することを目的としている。まず、1.1.1 項に述べた「交通システムにおける二輪自動車の転倒」の問題点に対して、ステークホルダーの「二輪自動車の転倒を防ぐ」という要求を分析する。このステークホルダの要求に対して、何らかの走行安定化制御を施すことで、二輪自動車の転倒を防ぐことができると考えられる。As-is To-be 分析により、走行安定化制御のあるべき姿は操舵アシスト制御、制動時のアンチロックブレーキと駆動時のトラクションコントロールの統合制御を実現することがわかる。このためには、二輪自動車の前輪操舵アシスト制御を実現することが必要である。本論文では、前輪操舵アシスト制御システムのモデルベースデザインを行い、走行安定化統合制御システムを検討する。

モデルベースシステムズエンジニアリングを支援するモデリング言語 SysML を用いて前輪操舵アシスト制御システムの概念設計を行う。まず、コンテキストレベルでユースケース分析、前輪操舵アシスト制御システムと外部関連するシステムの振る舞いの表現およびインターフェースの作成、機能のコンテキスト分析を行う。次に、アナリシスレベルでユースケース分解、機能のサブシステムの定義、サブシステム間の振る舞いの表現およびインターフェースの作成、機能アーキテクチャ、制御器設計の制約条件の追加を行う。概念設計により決定した機能アーキテクチャを実現するため、力学モデルに基づく制御系を設計し、シミュレーションにより制御仕様を検証するとともに、「二輪自動車の転倒を防ぐ」という要求を満たす前輪操舵アシスト制御システムの妥当性を確認する。

二輪自動車の運動解析、走行安定化制御と検討・妥当性確認シミュレーションを行うため、マルチボディダイナミクス理論に基づき、ライダーの動特性を考慮したライダー-二輪自動車系の非線形力学モデルを構築する。構築した非線形力学モデルは、操舵軸に与えられ

た操舵トルクの反トルクがライダーの上体に与える影響，およびライダーの上体のロール軸まわりの動きを考慮している．また，正確なタイヤ力を解析するため，タイヤの断面形状，接地面積と垂直方向の弾性変形を考慮したタイヤモデルを提案している．構築したライダー-二輪自動車系の力学モデルに対して，拘束条件追加と速度変化の方法によりケイン型運動方程式⁷²⁾⁷³⁾を導出した．ライダー-二輪自動車系の非線形力学モデルを検証するため，単純化された二輪自動車単体のモデルを用いて直進走行シミュレーションを行う．また，ライダーの操縦と車体運動との関係を解析するため，ライダーの定常円旋回操縦とレーンチェンジ操縦のシミュレーションを行う．特に，障害物を回避する際にライダーが行うレーンチェンジ操縦を実現するため，終端状態制御により，ライダーが与えるべき最適な操舵トルクとライダーの上体を回転させるリーントルクを算出する．求めたライダーの最適な操縦により，熟練ライダーの操縦を明らかにすることができる．さらに，ライダーの神経・筋肉系のむだ時間を考慮した二次前方予測誤差修正モデルを導入し，熟練ライダーと未熟練ライダーの操縦を模擬できるライダー操縦モデルを構築する．

二輪自動車の安定性を解析するため，検証された非線形モデルを線形化し，固有値解析と周波数応答解析を行う．固有値解析と周波数応答解析から得られたモード特性により，線形化モデルから制御系設計に用いる低次元化モデルを導出する．低次元化モデルに対して H_∞ 制御を適用し，前輪操舵アシスト機構によるロバスト制御システムを設計する．設計した制御システムの制御仕様を検証し，前輪操舵アシスト制御システムの妥当性を確認するため，ユースケース解析に基づき決定したテストケースにより，直進走行，定常円旋回，レーンチェンジのシミュレーションを行う．シミュレーションにより，直進走行と定常円旋回時における前輪操舵アシスト制御の有効性およびロバスト性を示す．レーンチェンジ中に二輪自動車が発生的な外乱を受けるシミュレーションを行い，設計した前輪操舵アシスト制御システムが未熟練ライダーへのアシスト制御の有効性を確認する．

さらに，将来的には，様々な状況下で二輪自動車の転倒を防ぐ走行安定化統合制御システムを検討するべきであると考え，SysMLを用いて，設計した前輪操舵アシスト制御システム，アンチロックブレーキシステムとトラクションコントロールシステムを統合し，走行安定化統合制御システムの概念設計を検討する．

1.2.2 本論文の構成

本論文は7章からなり，まず，1章では，本研究の背景，目的と構成について述べる．

2章では，SysMLを用いて前輪操舵アシスト制御システムの概念設計を行う．

3章では，操舵軸に与えられた操舵トルクの反トルクがライダーの上体に与える影響，およびライダーの上体のロール軸まわりの動きを考慮したライダー-二輪自動車系の非線形力学モデルを構築する．そして，シミュレーションにより，力学モデルの検証およびライダーの操縦と車体運動との関係の解析を行う．特に，終端状態制御によりライダーからの操舵トルクとライダーの上体を制御するリーントルクを算出し，最適なレーンチェンジを実現する．

4章では、二輪自動車の安定性解析と制御系設計を行うため、線形化を施した上で、制御系設計に用いる低次元化モデルを導く。この低次元化モデルに対して、車体のロールレートをフィードバック信号とし、前輪操舵アシスト機構が生じるトルクを制御出力とした制御系を設計する。

5章では、設計した前輪操舵アシスト制御システムの検証と妥当性確認を行うため、ライダー-二輪自動車系の非線形力学モデルを用いて、直進走行と定常円旋回時における前輪操舵アシスト制御の有効性とロバスト性をシミュレーションにより示す。さらに、レーンチェンジ中に二輪自動車が突発的な外乱を受けることを想定したシミュレーションを行う。このシミュレーションにより、前輪操舵アシスト制御システムが未熟練ライダーの運転のアシストに有効であることを確認する。

6章では、SysMLを用いて、設計、検証・妥当性確認を行った前輪操舵アシスト制御システムをアンチロックブレーキシステムとトラクションコントロールシステムと統合し、走行安定化統合制御システムの概念設計を検討する。

最後に、7章において本論文の結論を述べる。

2 前輪操舵アシスト制御システムの概念設計

本章では、まず、1.1.1 項に述べた「交通システムにおける二輪自動車の転倒」の問題に対して、ステークホルダの「二輪自動車の転倒を防ぐ」という要求を分析する。As-is To-be 分析により、二輪自動車の転倒を防ぐための走行安定化制御の現状とあるべき姿を検討し、開発する制御システムのミッションを定義する。これを出発点として、モデルベースシステムズエンジニアリングを支援するモデリング言語 SysML を用い、前輪操舵アシスト制御システムの概念設計を行う。

2.1 ステークホルダの要求分析とシステムのミッション定義

ステークホルダの要求を分析するため、「二輪自動車の走行に関する調査」のアンケート^{1*}を実施した。アンケートの調査結果から、ライダーの危険体験を図 2.1 に示すように分類している。ライダーは「スリップ、転倒」、「幅寄せ、接触」、「衝突」、「追突」、「強風」、「スピードの出し過ぎ」によって危険を感じている。また、「スリップ、転倒」は全体の 39 % 程度を占めることがわかる。さらに、1.1 節に述べたように、アンケートの調査結果から以下の状況ではライダーによる安定化ができず、二輪自動車の転倒が起きることがわかる。

- 道路上の局所的に低摩擦の部分（マンホールなど）でスリップする場合
- 低摩擦路面でライダーがブレーキ操作，レーンチェンジ，旋回運動を行う場合
- ライダーが不意の障害物を回避するために急ブレーキ，あるいは，急激なレーンチェンジや旋回運動を行う場合

当然ながら、二輪自動車は四輪自動車，自転車などさまざまな乗り物や歩行者が行き交う交通システムにおいて利用される。図 2.2 に示すように、二輪自動車の交通事故の相手としては、75 % が四輪自動車，7 % が軽車両，4 % が歩行者，4 % が二輪自動車となっている¹⁰⁾。以下に、2009 年に起こった二輪自動車の転倒事故に関するニュースの例を挙げる。

- (1) 警察官が二輪自動車（原付）を運転中に転倒，前を歩いていた親子 2 人に衝突⁶⁾。
時間：2009 年 1 月 5 日，場所：千葉県いすみ市日在の市道
- (2) 自転車を避けようと，二輪自動車が転倒しライダーは重傷を負った⁷⁾。
時間：2009 年 6 月 10 日，場所：東京都渋谷区
- (3) ライダーが渋滞している車をすり抜けながら，二輪自動車を走行させていたところ転倒し，停車中のトラックに衝突⁸⁾。
時間：2009 年 10 月 21 日，場所：さいたま市桜区田島の国道 17 号

^{1*}「二輪自動車の走行に関する調査」のアンケートを巻末の付録に載せている。

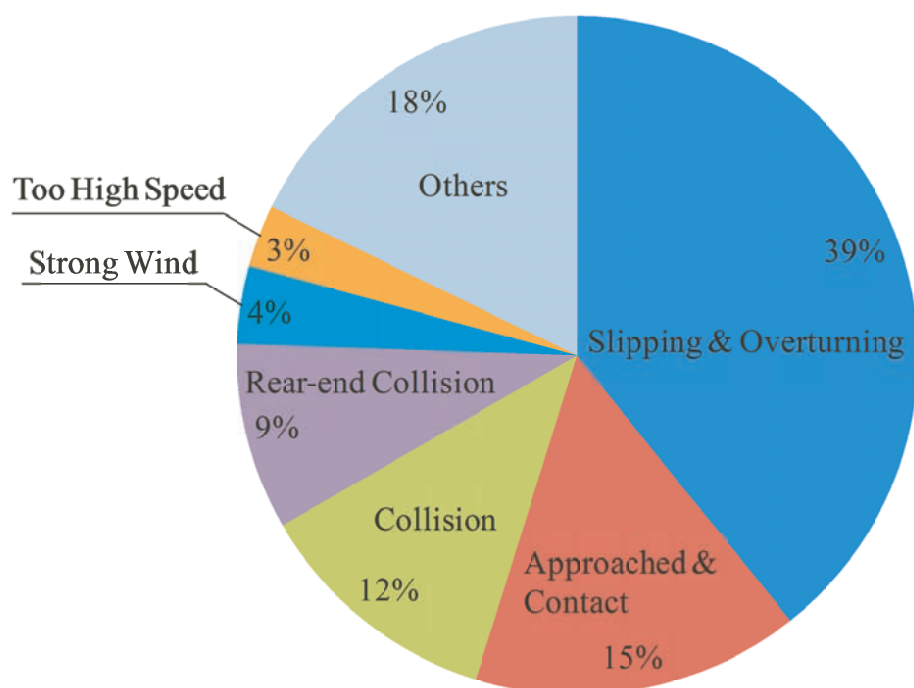


Fig. 2.1 Rider's dangerous experiences classified on the basis of questionnaire research

(4) 二輪自動車が転倒した後，ライダーが後続トラックにはねられ死亡⁹⁾。

時間：2009年12月7日，場所：長崎県長与町内の県道

以上の統計データから，二輪自動車が転倒すると，ライダーのみならず，四輪自動車のドライバーや歩行者に重大な危害を与えてしまう可能性があることがわかる．そのため，何らかの方法で二輪自動車の転倒を防ぐことが求められている．「二輪自動車の転倒を防ぐ」という要求に対応し，走行安定化制御が一つの対策と考えられる．As-is To-be 分析により，二輪自動車の転倒を防ぐための走行安定化制御の現状とあるべき姿を検討する．

図 2.3 に示すように，運用・機能・物理の三つの観点から走行安定化制御の現状とあるべき姿を分析する．まず，運用の観点からは，突発的な障害物の回避行動でライダーが急な制動操作を行い，車輪が路面との摩擦を失いロックしてしまったり，急激な駆動操作で車輪が空転してしまうことがある．そこで，制動時に車輪がロックしないようにすること，駆動時には車輪が空転しないようにするという機能が求められる．この機能を実現するため，アンチロックブレーキシステム（ABS: Anti-lock Breaking System）とトラクションコントロールシステム（TCS: Traction Control System）がすでに開発されている．2007年にBMWは二輪自動車用にABSとTCSを統合した自動安定化制御システム（ASC: Automatic Stability Control System）を開発した⁵⁶⁾⁵⁷⁾．ASCは，ライダーの制動と駆動操作をアシストすることができ，制動と駆動によって変化するタイヤと路面の間のス

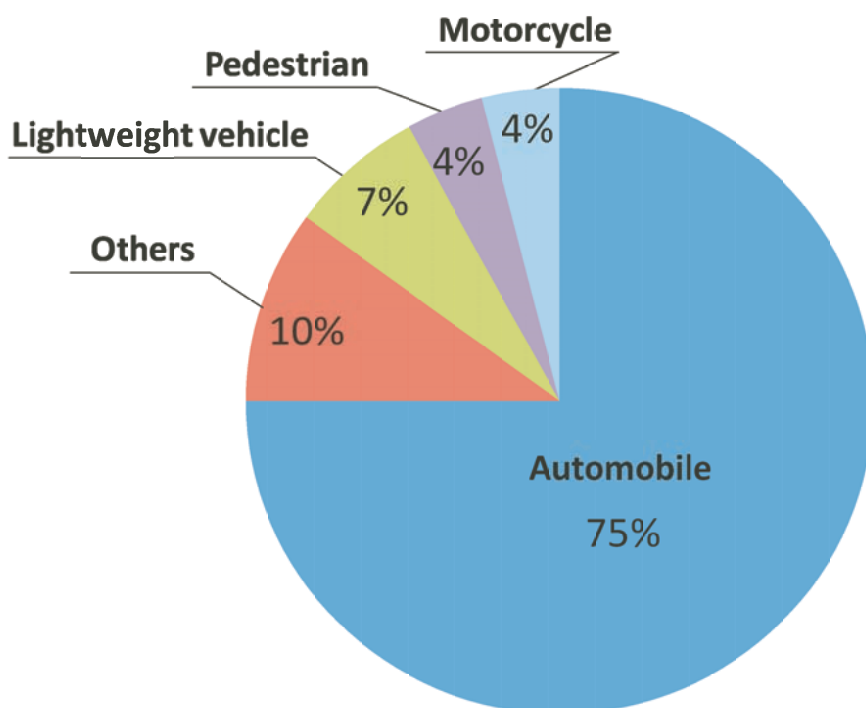


Fig. 2.2 Other parties involved in motorcycle accidents (2007)

リップ率をコントロールすることで、ある程度までは二輪自動車の転倒を防ぐことができる。

しかしながら、二輪自動車が路面上の突起物を乗り越える場合やライダーの操舵自体の誤操作により、二輪自動車本体の傾きが生じるような場合には、現状の ASC では効果が低い。さらに、旋回中に二輪自動車が走行限界に近い状態の場合、ABS 作動時に、操縦安定性が極端に低下することが指摘されている⁴⁸⁾。現状で最も先進的と言える ASC でも、二輪自動車の転倒を完全には防ぐことができないため、二輪自動車のための走行安定化制御システムとしてはさらに開発の余地がある。そこで、走行安定化制御システムとしては、ライダーの操舵に対してアシストすることが必要と考えられる。四輪自動車の場合には電動パワーステアリングがすでに普及し、高価格帯の車種ではすでに旋回時におけるヨー運動の安定化制御に用いられている^{74)~79)}。二輪自動車に対しても、車体全体が安定化されるようにライダーが行う操舵をアシスト制御することが考えられる。

本論文では、まず、前輪操舵アシスト制御システム (FACS: Front-steering Assist Control System) のモデルベースデザインを行う。設計する前輪操舵アシスト制御システムのミッションは、以下のようにまとめることができる。

- ライダ自身では二輪自動車の走行を安定化させられないことの検知、
- 二輪自動車の走行安定化、

As-is

Operational View	Functional View	Physical View
Prevent overturning accidents caused by motorcycle wheel lock or losing tire traction	Anti-lock braking during deceleration or traction control during acceleration	ABS (Anti-lock Braking System), TCS (Traction Control System), ASC (ABS+TCS, Automatic Stability Control System)

To-be

Operational View	Functional View	Physical View
Fully prevent overturning accidents caused by turning in lower friction condition, or wheel lock, or losing friction, etc.	Integrated driving stability control (steering assist control, anti-lock braking and traction control are integrated)	FACS (Front-steering Assist Control System), IDSCS (FACS+ABS+TCS, Integrated Driving Stability Control System)

Fig. 2.3 As-is To-be analysis of driving stability control for preventing overturning accidents

- ライダの操舵へのアシスト制御

そして、この要求のもとに次節以降では MDSD アプローチに基づき、5 章までに前輪操舵アシスト制御システム (FACS) の設計、検証、妥当性確認を行う。さらに、FACS に既存のアンチロックブレーキシステム (ABS)、トラクションコントロールシステム (TCS) を統合した走行安定化統合制御システム (IDSCS) の概念設計を 6 章で検討する。

2.2 モデル駆動型システム開発アプローチ

モデル駆動型システム開発 (MDSD: Model-Driven Systems Development) アプローチに基づく以下の手順に従って、前輪操舵アシスト制御システムの概念設計を行う。本論文では、MDSD アプローチのツールとして SysML を用いる。図 2.4 にこのアプローチをまとめて示している。

- (1) まず、コンテキストレベルのユースケース図を用いて前輪操舵アシスト制御システムの開発範囲を明確にし、ステークホルダをアクターとして定義し、システムの基本的な機能を初期のユースケースとして定義する。また、属性を考えたアクターとユースケースとの関係性を表す。2.3.1 項のコンテキストレベルのユースケース分析により、3 章ではシミュレーションに必要なライダー-二輪自動車系の力学モデルを構築する。

- (2) シーケンス図でユースケースを実現するための走行安定化制御システムと外部関連システム間の動作シーケンスを表す。2.3.2 項の「前輪操舵アシスト制御」を実現するための動作シーケンスから、5 章で行う前輪操舵アシスト制御システムの検証と妥当性確認のためのシミュレーションを計画する。
- (3) シーケンス図中に表わした走行安定化制御システムと外部関連システム間の動作から、各システム間のインターフェースを作り出す。ブロック定義図ではこのインターフェースを用いて開発システムと外部関連システムを統合することができる。
- (4) コンテキストレベルで作成したインターフェースが提供する機能は次のアナリシスレベル 1 におけるユースケースになる。これはユースケースの分解を意味する。アナリシスレベル 1 におけるユースケースにより、5 章で前輪操舵アシスト制御システムの検証と妥当性確認を行うためのテストケースを決定する。
- (5) アナリシスレベル 1 におけるユースケースを実現するため、シーケンス図に必要な機能のサブシステム間の動作シーケンスを表わす。
- (6) コンテキストレベルと同じようにシーケンス図に表わした動作から、各機能のサブシステム間のインターフェースを作り出す。ブロック定義図ではこのインターフェースを用いて各サブシステムを統合し、アナリシスレベル 1 における機能アーキテクチャを構築する。
- (7) アナリシスレベル 1 における機能アーキテクチャに各サブシステム間のインターフェースが提供する機能は、アナリシスレベル 2 におけるユースケースになる。(5) と (6) の手順を繰り返し行い、より詳細な概念設計を行う。
- (8) SysML の新規図であるパラメトリック図を用いて、設計したシステムに対する制約条件を追加することができる。制御系性能を評価するため、アナリシスレベルでパラメトリック図を用いて制御系設計に対する制約条件を追加する。2.4.5 項の制御系性能を評価するパラメトリック図により、以上の SysML から得られる概念設計モデルを 3 章で構築するライダー-二輪自動車系の力学モデルと 4 章で設計する制御系と統合する。
- (9) 機能アーキテクチャを決定し概念設計が終わった後、物理的な詳細設計とデザインの段階に入る。

Stakeholder's Requirements
System Missions

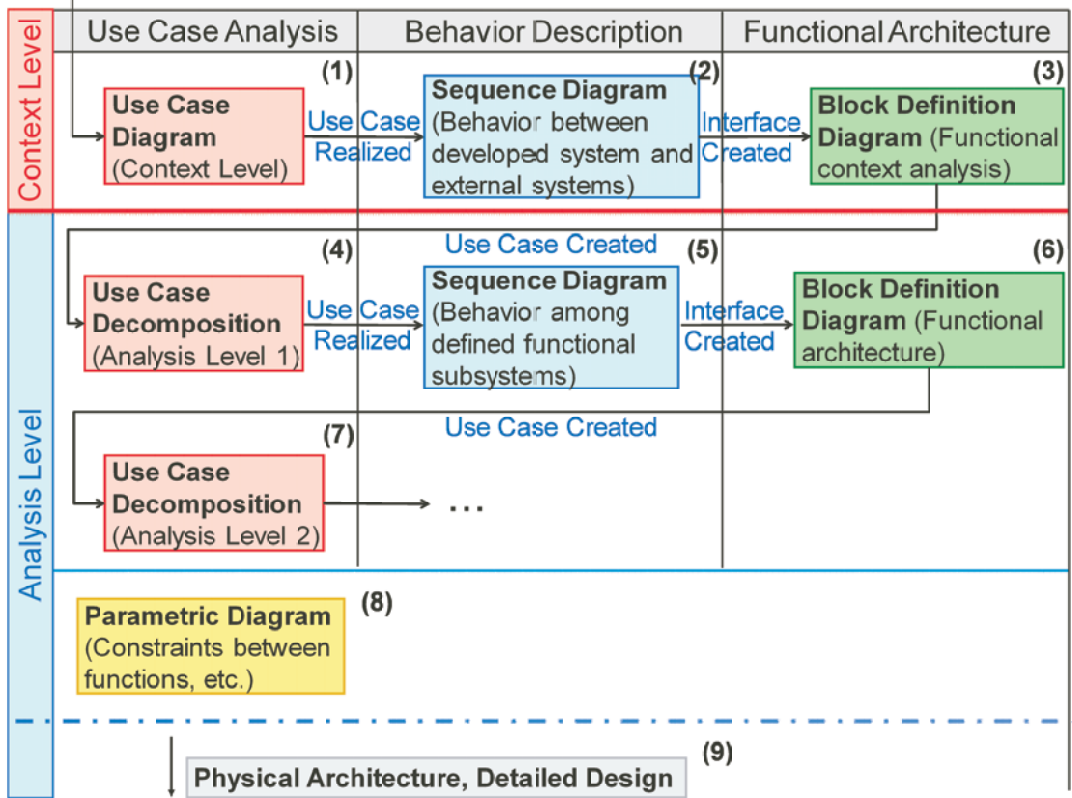


Fig. 2.4 Model-Driven Systems Development Approach

2.3 コンテキストレベルでの概念設計

2.3.1 ユースケース分析

コンテキストレベルにおいて前輪操舵アシスト制御システムの基本的なユースケースを定義し、ユースケースとステークホルダーの関係性を分析する。

図 2.5 に前輪操舵アシスト制御システムのユースケース図を示す。中央の四角の内部は設計する前輪操舵アシスト制御システムを、外部は関連する外部システムを表す。このユースケース図により、設計範囲を明確にする。システムを設計する初期段階では、設計範囲の明確化により、設計時間とコストを抑えることができる。楕円はユースケースを、人型マークはアクターをそれぞれ示す。「ライダー」によって安定化ができないような「路面」からの外乱を二輪自動車が受けたときに、「既存車両システム」に実装している前輪操舵アシスト制御システムは、「既存車両システム」を安定化させて、「ライダー」の運転をアシストする。そのため、外部システムとして「ライダー」、「既存車両システム」、「路面」をアクターと定義する。「ライダー」は「ライダーの上体」と「ライダーの下体」から、「既存車両システム」は「前輪フレーム」、「後輪フレーム」、「前輪」、「後輪」から構成する。「前輪操舵アシスト制御」と「手動停止」の二つの基本機能はコンテキストレベルのユースケース

になっている．アクターとユースケース間の線は関連性を示す．アクター「ライダー」，「既存車両システム」，「路面」は，ユースケース「前輪操舵アシスト制御」と関連がある．また「ライダー」はユースケース「手動停止」と関連がある．

信頼性の高い制御システムの設計を実現するため，アクターの属性を考慮する．「路面」の摩擦係数と凹凸状態，「既存車両システム」の種類，走行速度，構成部品の重さ，長さ，慣性モーメント，「ライダー」の体重，慣性モーメント，操舵軸に与えられた操舵トルクの反トルクがライダーの上体に与える影響，上体のロール軸まわりの動き，神経・筋肉の無駄時間を定量的に考える．「ライダー」の運転パターン，操縦動作，操縦の熟練度を定性的に考える．「ライダー」の運転パターンは，直進走行，レーンチェンジ，旋回運動を含む．たとえば，ライダーが二輪自動車を直進走行させているとき，障害物に遭遇すると，これを回避するためにレーンチェンジや旋回運動を行う．「ライダー」の操縦動作には操舵操縦と上体のリーン動作を考慮する．「ライダー」の熟練度に関しては，未熟練ライダーから熟練ライダーまでのレベルが考えられる．

以上のユースケース分析からシミュレーションに必要な力学モデルとして，3章では二輪自動車単体ではなく，ライダーの上体運動を含めたモデルを構築する．ライダーの上体にロール軸まわりの自由度をもたせるため，回転ばねおよびダンパで二輪自動車の後輪フレームと結合する．操舵軸に与えられた操舵トルクの反トルクがライダーの上体に与える影響を考慮するため，ライダーの上体が，ハンドルバーにはばねおよびダンパでつながっているものとする．さらに，路面の摩擦状況を考慮して，タイヤが進行方向に滑らない場合と滑る場合を考慮する．また，構築した力学モデルを検証するため，路面上の凹凸状況を考慮して，直進走行中前輪のみ路面上の突発物を乗り越えたシミュレーションを行う．ライダーの操縦と車体運動との関係を解析するため，ライダーの運転パターンに従って，ライダーによる定常円旋回とレーンチェンジのシミュレーションを行う．さらに，ライダーの神経・筋肉の無駄時間を考慮し，熟練ライダーと未熟練ライダーの操縦を模擬できるライダー操縦モデルを構築する．

2.3.2 前輪操舵アシスト制御システムと外部システムの動作シーケンス

コンテキストレベルのユースケース「前輪操舵アシスト制御」と「手動停止」を実現するための前輪操舵アシスト制御システムと外部システムの動作をシーケンス図で時系列に沿って表現する．

図 2.6 のシーケンス図はユースケース「前輪操舵アシスト制御」を実現するための前輪操舵アシスト制御システム「FACS」，「ライダー」，「既存車両システム」，「路面」間の動作を示す．矢印はシステム間の動作を示す．先が閉じた矢印は同期動作を，先が開いた矢印は非同期動作をそれぞれ示す．実線矢印が指しているシステムはその動作を実行している．破線矢印は実行した動作への応答を示す．また，このシーケンス図にパラレル (par) とオプション (opt) の複合フラグメントが使われている．パラレル複合フラグメント内

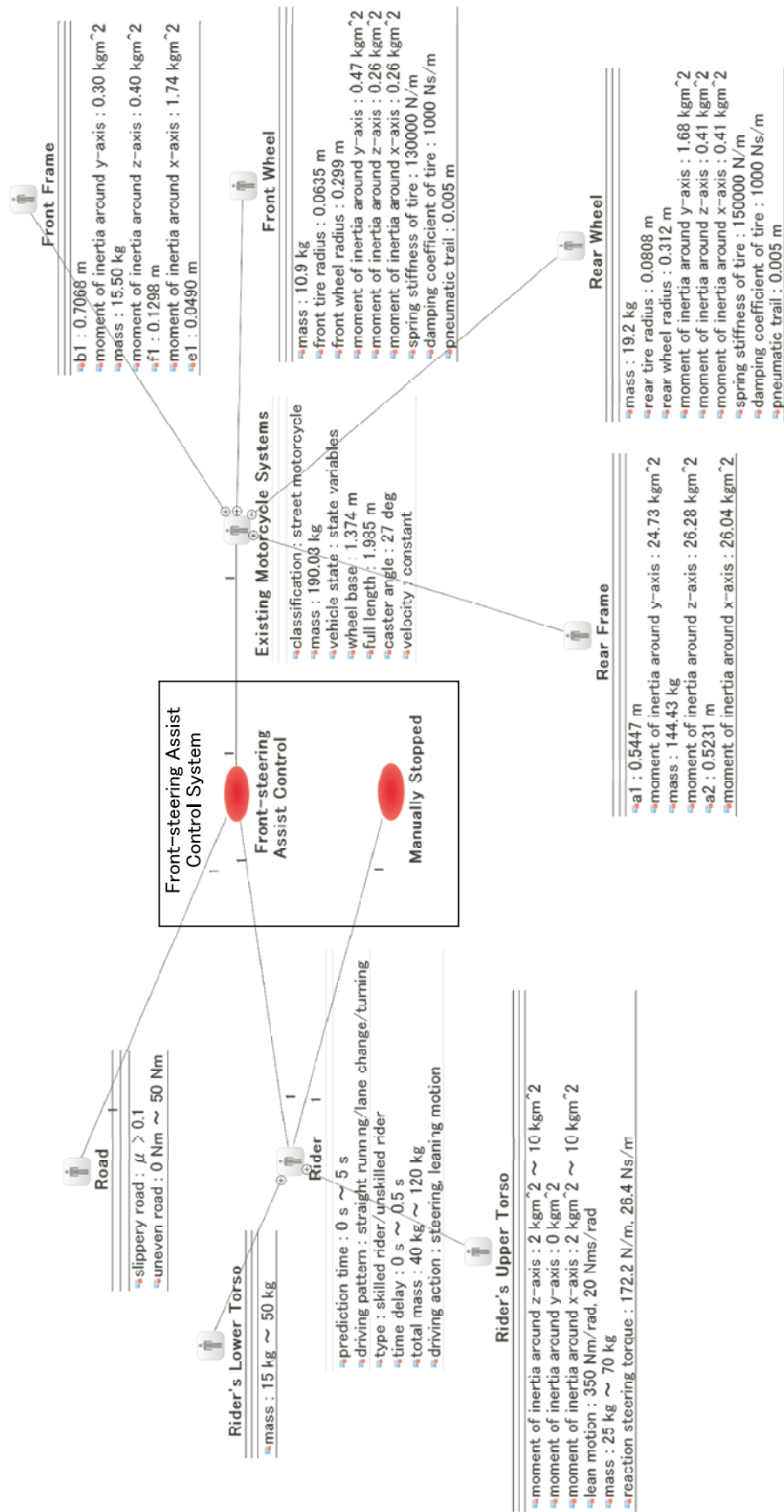


Fig. 2.5 Use case diagram

では動作を並行して実行する．オプション複合フラグメント内の動作は，ある条件を満たす場合にだけ実行される⁸⁰⁾．図 2.6 に「前輪操舵アシスト制御」を実現するための前輪操舵アシスト制御システムと外部システムとの動作を表現する．ライダーは二輪自動車を起動してから，既存車両システムが前輪操舵アシスト制御システムにパワーを供給し，前輪操舵アシスト制御システムが起動される．ライダーが二輪自動車を操縦し，前輪操舵アシスト制御システムが車体のロールレートを検知する．走行中の二輪自動車がライダーからの誤操舵，あるいは，路面からの外乱を受ける．前輪操舵アシスト制御システムは，ライダーが二輪自動車を安定化させられないときに車両を安定化させる．また，前輪操舵アシスト制御システムはライダーによる直進走行，ライダーによるレーンチェンジおよびライダーによる旋回運動をそれぞれアシストする．

「前輪操舵アシスト制御」を実現するためのシーケンスに基づき，5章で行う前輪操舵アシスト制御システムの妥当性確認のためのシミュレーションを計画する．図 2.6 から，ライダーが二輪自動車を操縦中に路面からの外乱を受けたとき，前輪操舵アシスト制御システムが車体を安定化させて，ライダーの操縦をアシストするというテストケースが考えられる．5章のシミュレーションでは，3章で構築するライダー 二輪自動車系の力学モデルに操舵トルクと駆動トルクを与えてライダーの操縦を実現し，路面からのインパルス外乱を印加し，前輪操舵アシスト制御を施す．また，直進走行状態でのアシスト，旋回運動におけるアシスト，レーンチェンジにおけるアシストを検証するため，定常直進走行，定常円旋回およびレーンチェンジのシミュレーションを行う．

図 2.7 にユースケース「手動停止」を実現するための「前輪操舵アシスト制御システム」と「ライダー」の動作を示す．熟練ライダーに対しては，前輪操舵アシスト制御の必要がない場合，前輪操舵アシスト制御システムはライダーからの停止命令を受けると，制御システムが停止される．

2.3.3 前輪操舵アシスト制御システムの機能のコンテキスト分析

SysML モデル環境でシーケンス図 2.6，2.7 に表現する動作を用いて，各システム間のインターフェースを作成する．図 2.8 に示すブロック定義図を用いて「前輪操舵アシスト制御システム」と外部関連システム「ライダー」，「既存車両システム」，「路面」とのインターフェースを明らかにした．

図 2.8 に記号 $\text{---}\triangleright$ は同期関連関係を， $\text{---}\triangleright$ はインターフェースの提供を， $\text{---}\triangleright$ はインターフェースの使用をそれぞれ示す．「I-FACS」，「I-Existing Motorcycle Systems」，「I-Rider」の三つのインターフェースが示される．「前輪操舵アシスト制御システム」が提供しているインターフェース「I-FACS」は「システム開始」，「ロールレートを検知する」，「車両を安定化させる」，「直進走行状態でのアシスト」，「旋回運動におけるアシスト」，「レーンチェンジにおけるアシスト」，「停止命令を受ける」，「システム停止」の機能を含む．「ライダー」と「既存車両システム」は「I-FACS」のインターフェースを利用する．「ライダー」が

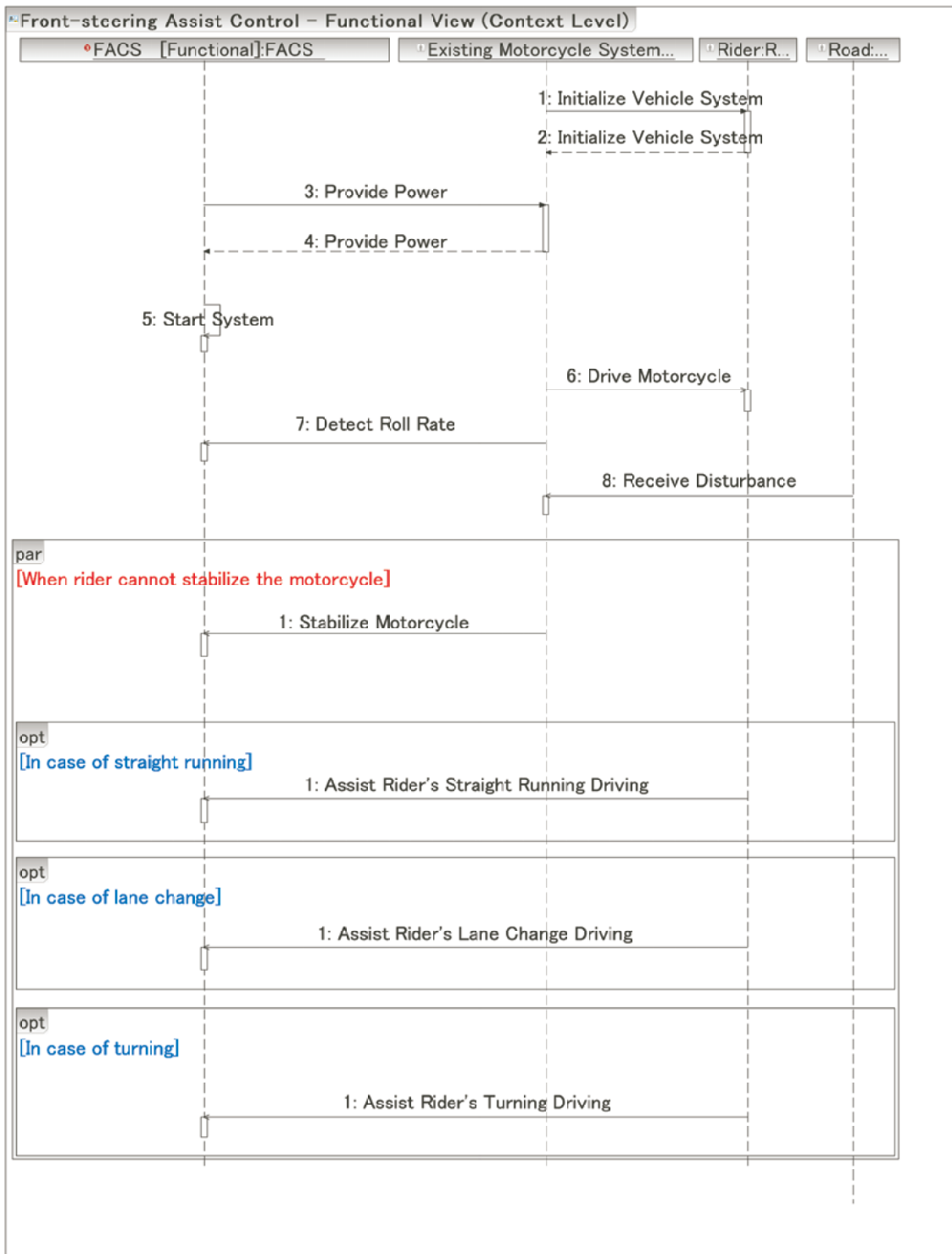


Fig. 2.6 Sequence diagram for realizing "Front-steering Assist Control" use case

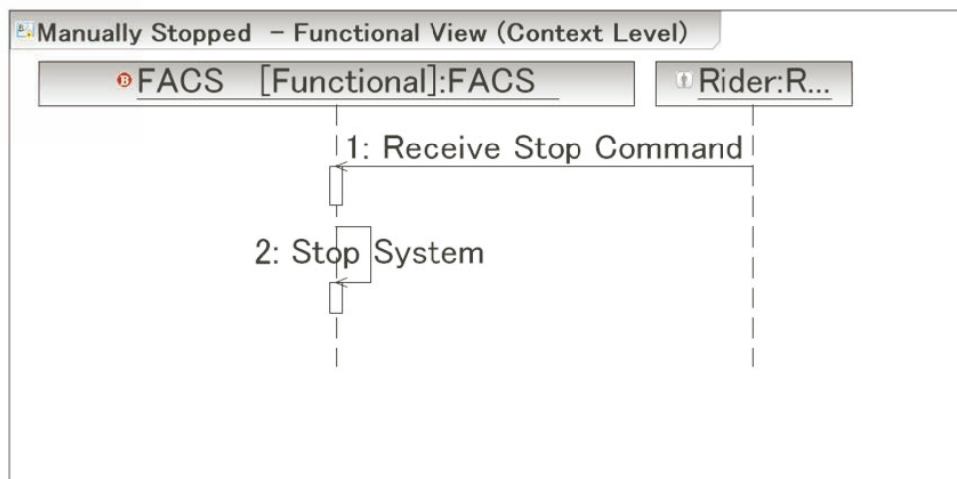


Fig. 2.7 Sequence diagram for realizing "Manually Stopped" use case

提供しているインターフェース「I-Rider」は、「車両を起動する」と「二輪自動車を操縦する」の振る舞いを含む。「既存車両システム」は「I-Rider」のインターフェースを使う。「既存車両システム」が提供しているインターフェース「I-Existing Motorcycle Systems」は、「パワーを供給する」と、「路面からの外乱を受ける」の振る舞いを含む。「ライダー」と「路面」は「I-Existing Motorcycle Systems」のインターフェースを使う。

図 2.8 から「前輪操舵アシスト制御システム」は、「ライダー」「既存車両システム」との関連性があるが、直接「路面」との関連性がないことがわかる。「前輪操舵アシスト制御システム」は「既存車両システム」を介して「路面」と関連している。設計する前輪操舵アシスト制御システムが提供する機能と外部関連システムとの関連性が明らかになっている。

前輪操舵アシスト制御システムが提供しているインターフェース「I-FACS」の機能を実現するため、アナリシスレベルの概念設計を行う。インターフェース「I-FACS」の機能はアナリシスレベルのユースケースになる。そこで、アナリシスレベルのユースケースを実現するために必要な機能のサブシステムを考えて、各機能のサブシステム間の動作を表現する。アナリシスレベルでの概念設計により、前輪操舵アシスト制御システムの具体的な機能が明らかになり、機能アーキテクチャが決定する。

2.4 アナリシスレベルでの概念設計

2.4.1 アナリシスレベル 1 までの階層的なユースケース分解

インターフェース「I-FACS」の機能から図 2.9 に示すように、そのユースケースを階層的に分解することができる。コンテキストレベルのユースケース「前輪操舵アシスト制御」をユースケース「システム開始」「ロールレートを検知する」「車両を安定化させる」

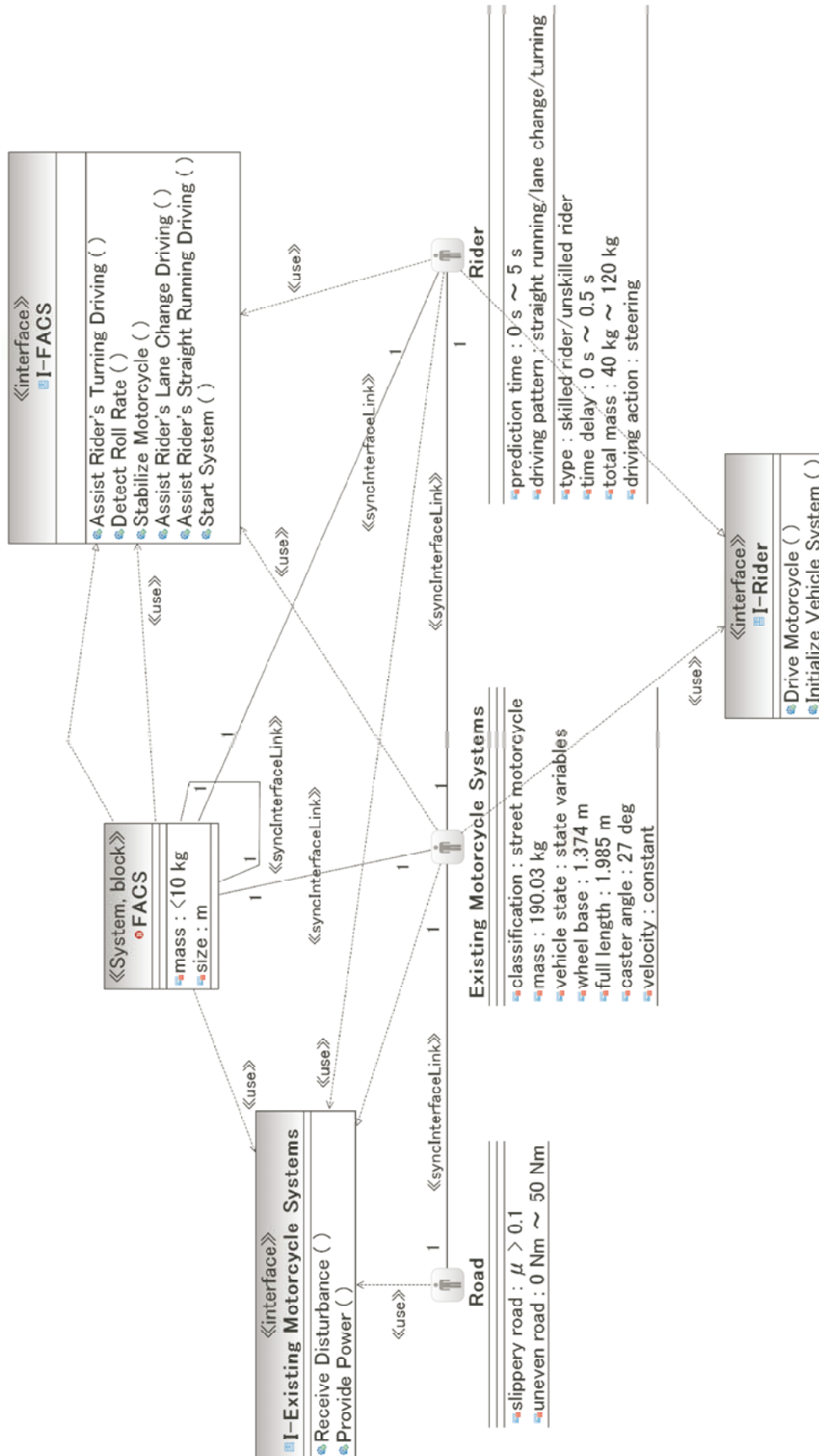


Fig. 2.8 Integration of the FACS with the external actors using interfaces at context level

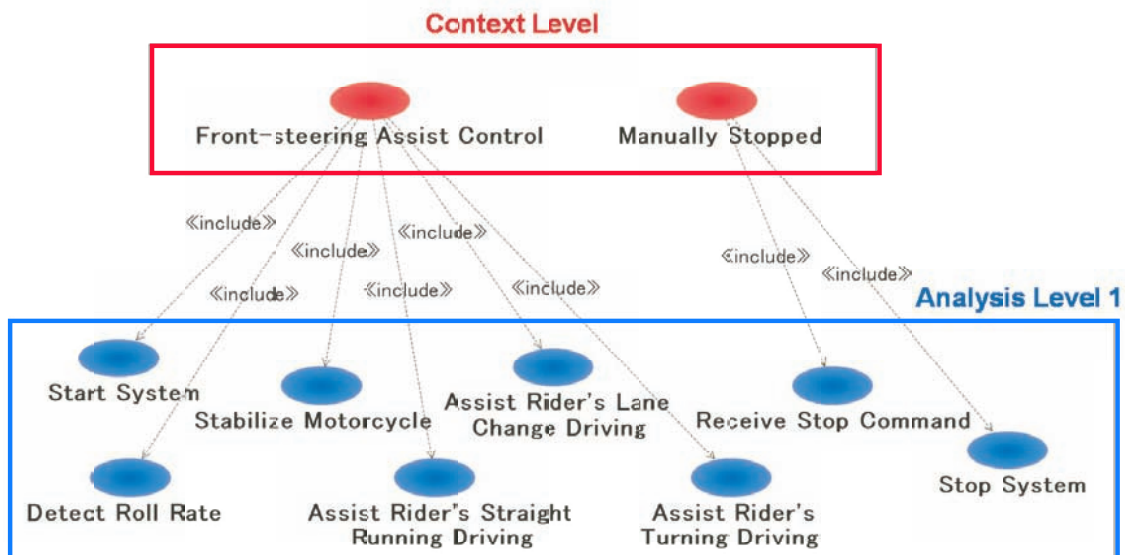


Fig. 2.9 Hierarchical decomposition of use cases from context level to analysis level 1

「直進走行状態でのアシスト」、「旋回運動におけるアシスト」、「レーンチェンジにおけるアシスト」に分解する。同様コンテキストレベルのユースケース「手動停止」をユースケース「停止命令を受ける」と「システム停止」に分解する。5章では前輪操舵アシスト制御システムの検証と妥当性確認を行う場合、「直進走行状態でのアシスト」、「旋回運動におけるアシスト」、「レーンチェンジにおけるアシスト」をテストケースとして、定常直進走行、定常円旋回とレーンチェンジのシミュレーションを行う。

2.4.2 前輪操舵アシスト制御システムの機能のサブシステムの決定と各サブシステム間の動作シーケンス

アナリシスレベル1の「ロールレートを検知する」、「車両を安定化させる」、「システム停止」の三つのユースケースに対するそれぞれのシーケンス図を作成する。

図2.10のシーケンス図に示すように、ユースケース「ロールレートを検知する」を実現するための機能のサブシステムは「ロールレート検知」、「CPU処理」、「A/D変換」、「データ記録」である。図2.10に、「ロールレートを検知する」を実現するための各サブシステム間の動作を表現する。サブシステム「ロールレート検知」はアナログ値のロールレートを検知する。「A/D変換」は検知されたアナログ値をデジタル値に変換する。「CPU処理」はデジタル値のロールレートを受け取って、「データ記録」にロールレートを記録することを要求する。「データ記録」がロールレートを記録した後、「CPU処理」は記録されたロールレートを処理する。

図2.11のシーケンス図に示すように、ユースケース「車両を安定化させる」を実現するための機能のサブシステムは「CPU処理」、「FACSの制御器の実行」、「D/A変換」、「サーボモータ作動」である。機能のサブシステム「サーボモータ作動」と外部システム「既存

車両システム」の「前輪操舵軸」との間にアシスト動作がある。図 2.11 にユースケース「車両を安定化させる」を実現するための各サブシステム間の動作を表現する。サブシステム「FACS の制御器の実行」は、「CPU 処理」が処理したデジタル値のロールレートをを使って、デジタル制御出力を求める。ロール角加速度が定義された安全な範囲を超えた場合、「CPU 処理」は、「D/A 変換」にデジタル制御出力をアナログ制御出力に変換することを要求する。デジタル制御出力をアナログ制御出力に変換してから、「サーボモータ作動」はアナログ制御出力を用いてアシスト操舵トルクを生じる。外部システム「前輪操舵軸」はアシスト操舵トルクによって動作し車体を安定化させる。

図 2.12 のシーケンス図に示すように、ユースケース「システム停止」を実現するための機能のサブシステムは「CPU 処理」と「手動動作」である。サブシステム「手動動作」は「CPU 処理」に検知と制御を無効にすることを要求する。

2.4.3 前輪操舵アシスト制御システムの機能アーキテクチャ

前節で作成したシーケンス図 2.10, 2.11, 2.12 に表現する機能のサブシステム間の動作を用いて、サブシステム間のインターフェースを作成する。ブロック定義図でインターフェースにより機能のサブシステムを統合し、機能アーキテクチャを構築する。さらに、インターフェースにより機能のサブシステムと関連する外部システムを統合した機能アーキテクチャを構築することができる。

図 2.13 に前輪操舵アシスト制御システムと外部システム「前輪操舵軸」を統合した機能アーキテクチャを示す。四角は前輪操舵アシスト制御システムの境界を示す。記号 \sqsubset は包含関係を、 \square は同期関連関係をそれぞれ表す。記号 \dashv はインターフェースの提供を、 \dashv はインターフェースの使用をそれぞれ示す。前輪操舵アシスト制御システムは

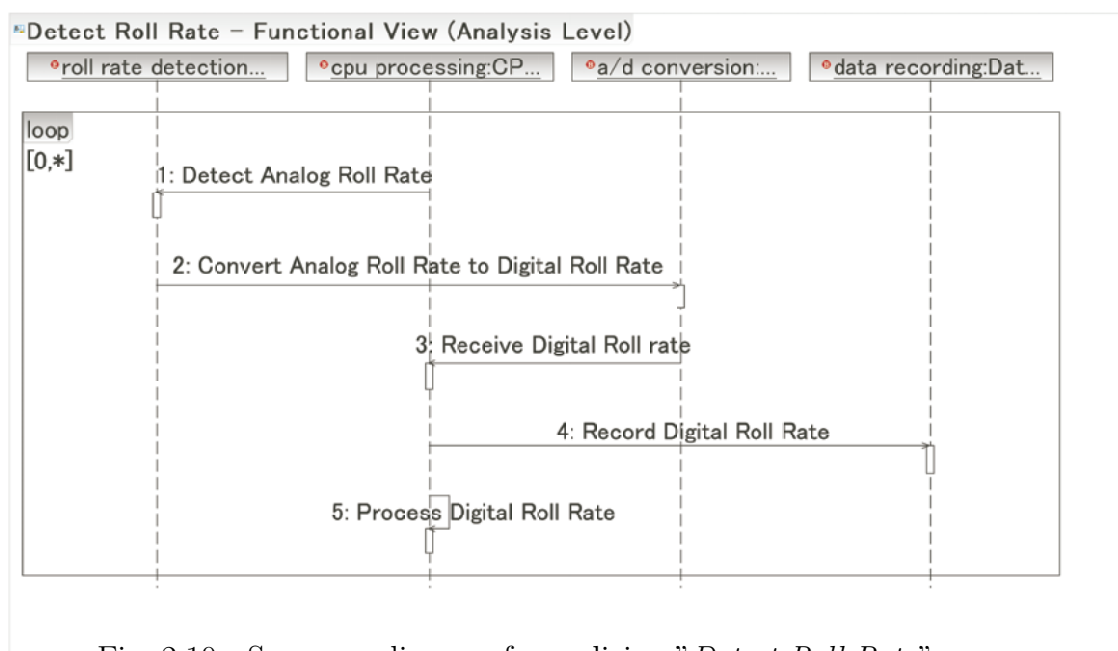


Fig. 2.10 Sequence diagram for realizing "Detect Roll Rate" use case

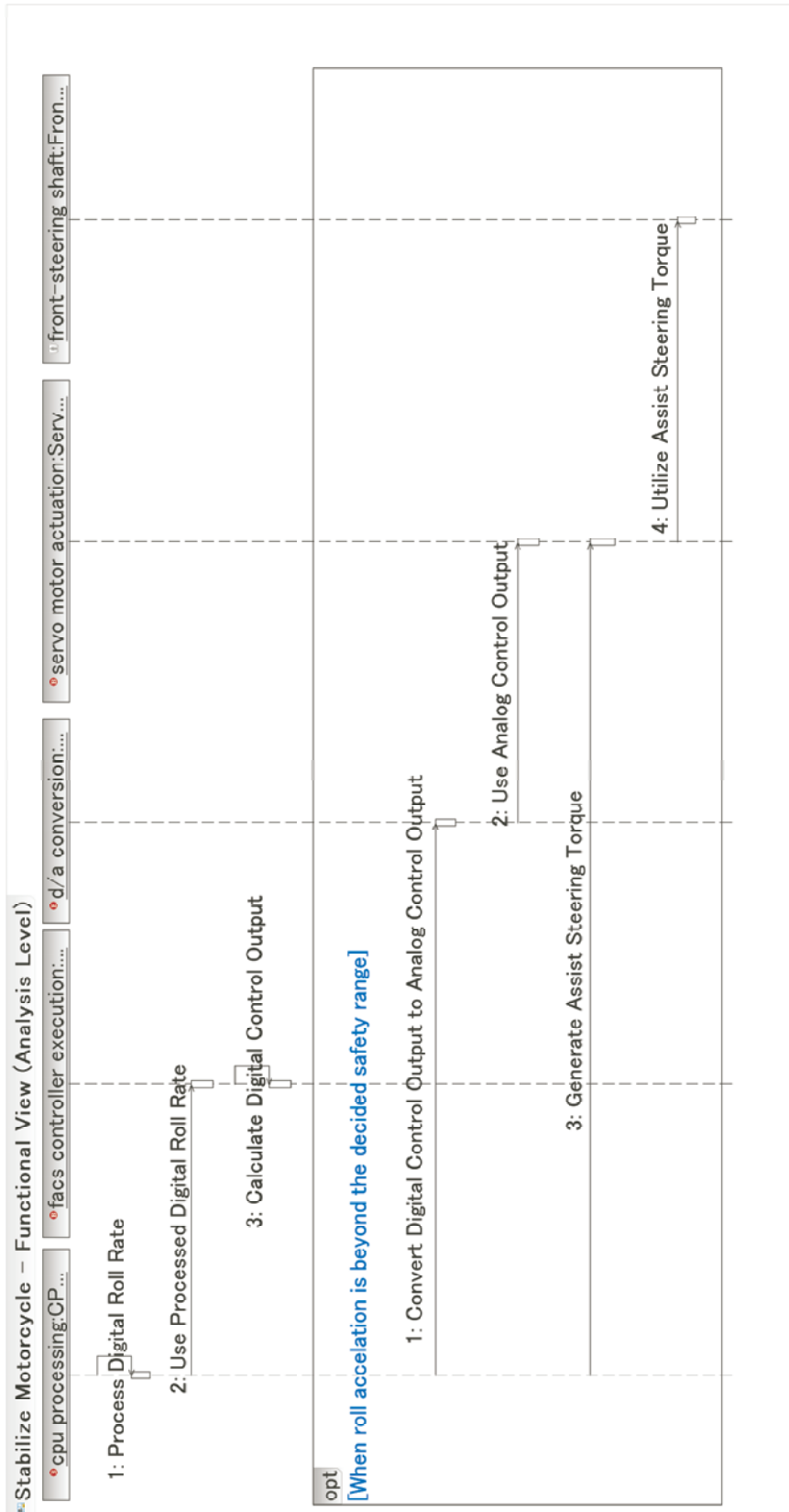


Fig. 2.11 Sequence diagram for realizing "Stabilize Motorcycle" use case

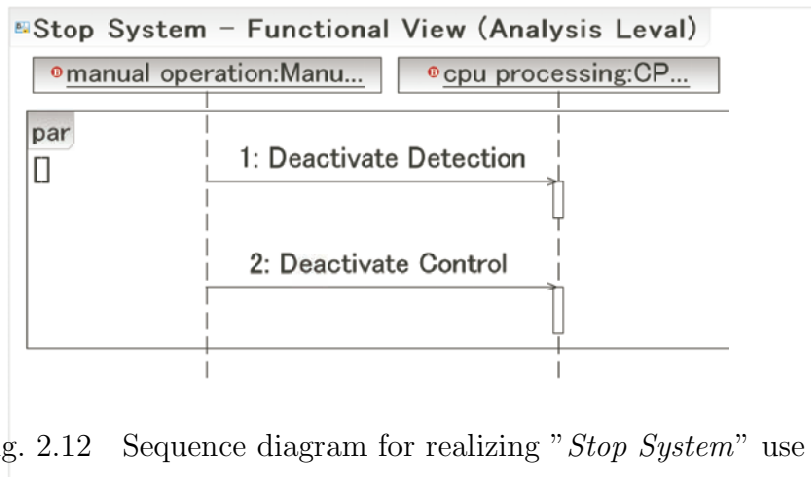


Fig. 2.12 Sequence diagram for realizing "Stop System" use case

機能のサブシステム「CPU 処理」、「データ記録」、「サーボモータ作動」、「D/A 変換」、「FACS 制御器実行」、「ロールレート検知」、「A/D 変換」、「手動操作」を包含する。インターフェース「I-Data Recording」、「I-Servo Motor Actuation」、「I-D/A Conversion」、「I-FACS Controller ExCPUtion」、「I-Roll Rate Detection」、「I-A/D Conversion」、「I-CPU Processing」を用いて、「CPU 処理」を中心に各機能のサブシステムを統合した。また、インターフェース「I-Front-steering Shaft」より機能のサブシステム「サーボモータ作動」と外部システム「前輪操舵軸」を統合して、前輪操舵アシスト制御を実現する。そして、前輪操舵アシスト制御システムと関連する外部システム「前輪操舵軸」を統合した機能アーキテクチャを構築した。

2.4.4 アナリシスレベル 2 までの階層的なユースケース分解

図 2.13 に示すアナリシスレベル 1 の各サブシステム間のインターフェースの機能から、図 2.14 に示すように、それぞれのユースケースをアナリシスレベル 2 まで階層的に分解する。アナリシスレベル 1 のユースケース「ロールレートを検知する」をアナリシスレベル 2 のユースケース「アナログロールレートを検知する」、「デジタルロールレートを受け取る」、「デジタルロールレートを記録する」、「デジタルロールレートを処理する」に分解する。アナリシスレベル 1 のユースケース「車両を安定化させる」をアナリシスレベル 2 のユースケース「デジタルロールレートを処理する」、「処理したデジタルロールレートを利用する」、「デジタル制御出力を求める」、「デジタル制御出力をアナログ制御出力に変換する」、「アナログ制御出力を利用する」、「アシスト操舵トルクを生じる」に分解する。アナリシスレベル 1 のユースケース「システム停止」をアナリシスレベル 2 のユースケース「検知を無効する」、「制御を無効する」に分解する。アナリシスレベル 2 の詳細なユースケースが実現されると、機能アーキテクチャが詳細化される。

2.4.5 制御系設計の制約条件

制御系の性能を評価するため、図 2.9 に示すアナリシスレベル 1 のユースケース「ライダーによるレーンチェンジをアシストする」に基づき、パラメトリック図を用いて制御系設



Fig. 2.13 Functional architecture of FACS at analysis level 1

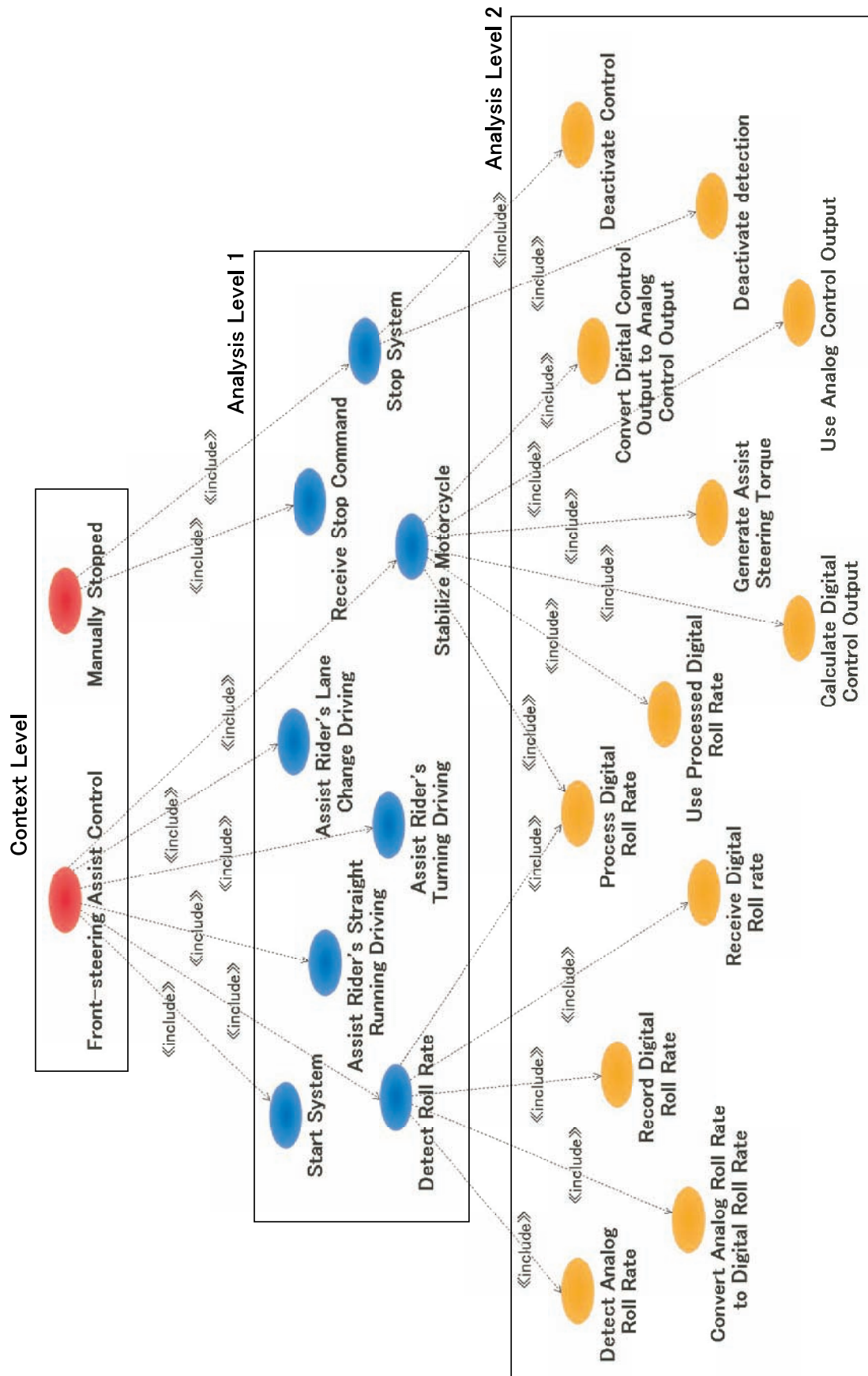


Fig. 2.14 Hierarchical decomposition of use cases from context level to analysis level 2

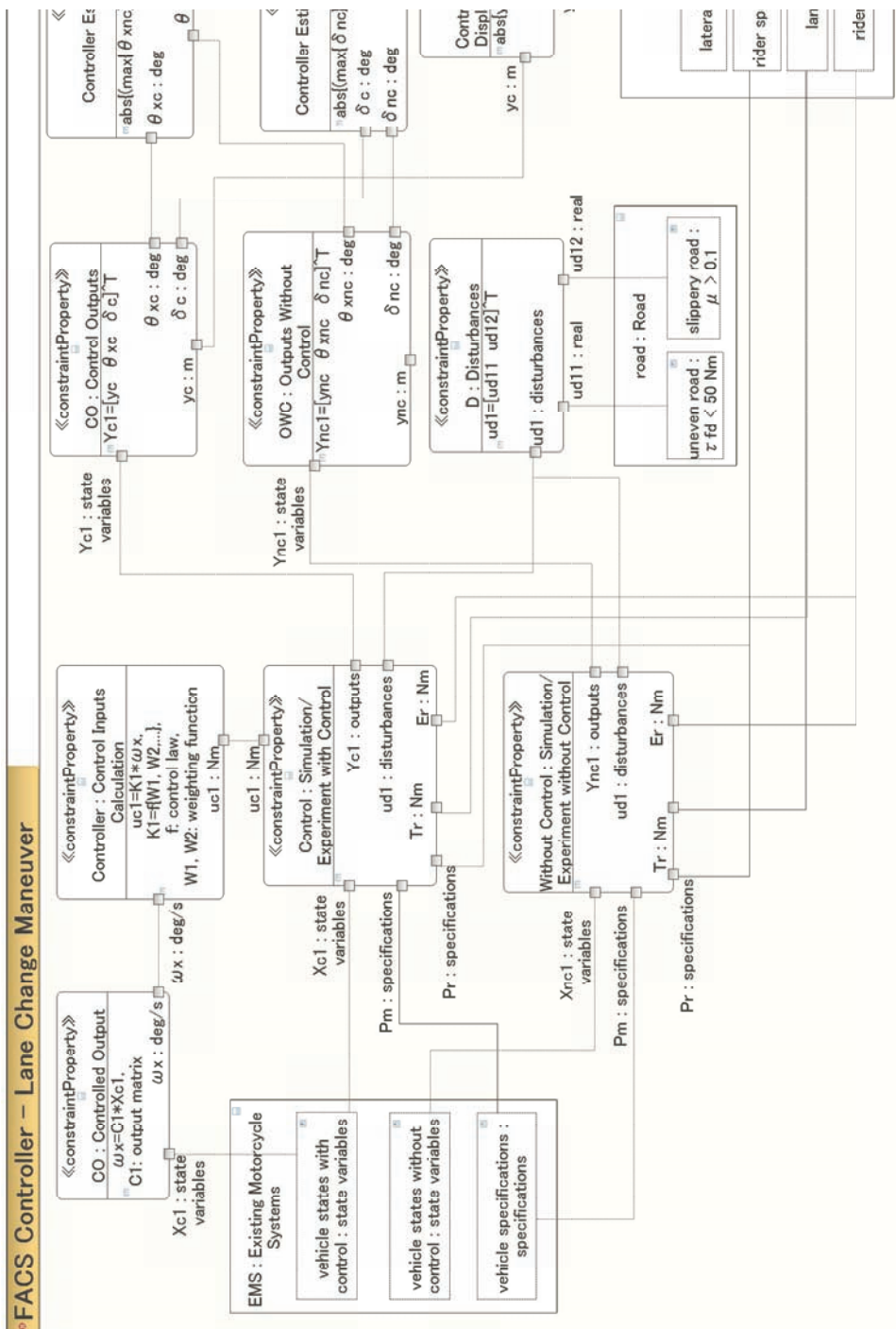


Fig. 2.15 Constraints on the FACS controller design for control performance assessment

計の制約条件を追加する。

図 2.15 に、`<<constraintProperty>>` のブロック内に制約条件を示す。このブロック周りで制約条件に用いるエンティティを示す。線で結ぶ二つのエンティティの値は同じである。制約条件「Controller: Control Inputs Calculation」に示すように、4章で設計した制御系の制御入力`は制御則`、`重み関数`と`ロールレート`より計算される。そこで、制約条件「CO:Controlled Output」では、「既存車両システム」の状態量と出力行列から`ロールレート`を求める。制約条件「Control: Simulation/Experiment with Control」と「Control: Simulation/Experiment with Control」には、求めた制御入力、「既存車両システム」のパラメータと`走行状態量`、「`ライダー`」のパラメータ、`操縦`と`操舵ミス`、「`路面`」からの外乱により、`レーンチェンジ中に外乱を受ける場合の制御時と非制御時のシミュレーション`（あるいは実験）を行う。すなわち、3章で構築した`ライダー` 二輪自動車系の力学モデルと4章で設計した制御系を用いて、5章では`レーンチェンジ中に外乱を受ける場合の制御時と非制御時のシミュレーション`を行う。

求めた`レーンチェンジ中に外乱を受ける場合の制御時と非制御時のシミュレーション結果`により、`制御器性能の評価`を行う。図 2.15 の制約条件「Controller Estimation 1: Roll Angle Control Estimation」では、`制御時に非制御時と比べて二輪自動車のロール角の最大値が 15 % 以上低減される制約を設定する`。制約条件「Controller Estimation 2: Steering Angle Control Estimation」では、`制御時に非制御時と比べて二輪自動車の操舵角の最大値が 10 % 以上低減される制約を設定する`。制約条件「Controller Estimation 3: Lateral Displacement Control Estimation」では、`制御時の二輪自動車の横変位とライダーの目標車線変更量との差は 0.5 m 以内に抑えられる制約を設定する`。これらの制御器性能に関する制約条件は、3.5 節で求める`レーンチェンジ中に外乱を受ける場合の熟練ライダーと未熟練ライダーの操縦`から設定した。前輪操舵アシスト制御システムにより未熟練ライダーが熟練ライダーの操縦レベルに達するように、制御系を設計する。制御系性能に関する制約条件を満たさない場合、制約条件「Controller: Control Inputs Calculation」に示す`制御器の重み関数の調整`と`シミュレーションを繰り返す`、設定した制約条件を満たす制御系を求める。

2.5 まとめ

本章では、「二輪自動車の転倒を防ぐ」という要求から前輪操舵アシスト制御システムのミッションを定義し、SysML を用いてユースケース分析と概念設計を行った。その結果、以下の結論を得た。

- (1) As-is To-be 分析により、二輪自動車の転倒を防ぐための走行安定化制御の現状とあるべき姿を検討した。これにより、前輪操舵アシスト制御システムのミッション「ライダー自身では二輪自動車の走行を安定化させられないことの検知」、「二輪自動車の走行安定化」、「ライダーの操舵へのアシスト制御」を定義した。

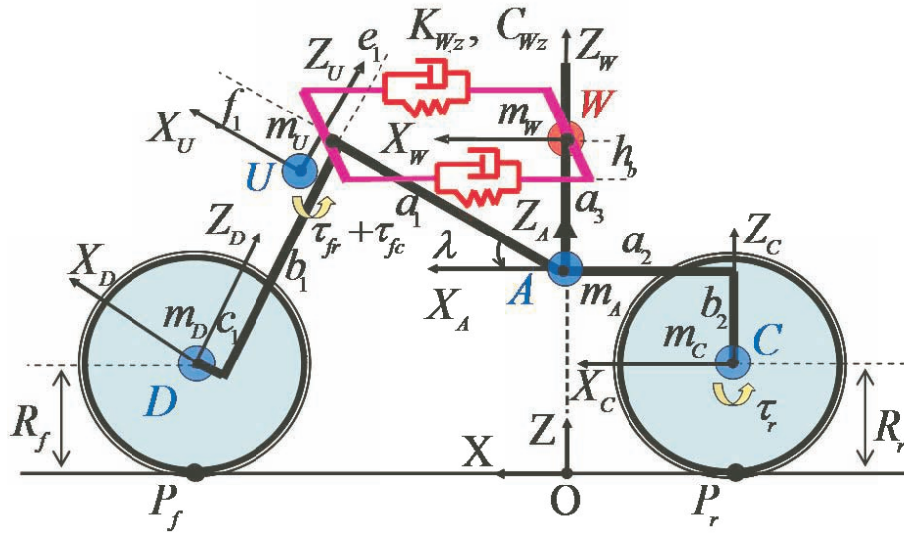
- (2) SysML を用いて、コンテクストレベルでは、ユースケース分析、前輪操舵アシスト制御システムと外部システムの振る舞いの表現およびインターフェースの作成、機能のコンテクスト分析を行った。ユースケース分析と機能のコンテクスト分析により、ライダーと二輪自動車および前輪操舵アシスト制御システムとの関連性が明らかとなり、ライダーの上体のロール軸まわりの運動が「前輪操舵アシスト制御」に影響を与えることがわかった。そのため、3章では二輪自動車単体でなく、ライダーの上体の動きを考慮したライダー 二輪自動車系の非線形力学モデルを構築する。「前輪操舵アシスト制御」の実現に向けては、ライダーが二輪自動車を操縦しているときに路面からライダーが受ける何らかの外乱に対して、前輪操舵アシスト制御システムが車体を安定化させて、ライダーの操縦をアシストする必要がある。このテストケースにもとづき、5章で実施すべき前輪操舵アシスト制御システムの妥当性確認のためのシミュレーションを計画する。
- (3) SysML を用いて、アナリシスレベルでは、階層的なユースケース分解、機能としてのサブシステムの定義、サブシステム間の振る舞いおよびインターフェースの作成、機能アーキテクチャ、制御系設計の制約条件設定を行った。5章で前輪操舵アシスト制御システムの検証と妥当性確認を行う場合、テストケースとして導出した「直進走行状態でのアシスト」、「レーンチェンジにおけるアシスト」と「旋回運動におけるアシスト」のシミュレーションを行う。

3 ライダ 二輪自動車系の力学モデルおよび運動解析シミュレーション

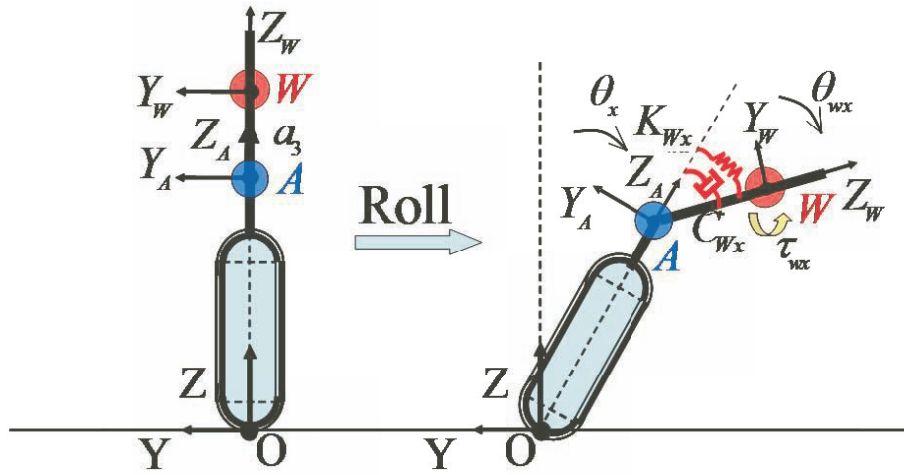
概念設計より決定した機能アーキテクチャを実現するための制御系設計と検証・妥当性確認シミュレーションを行う場合，二輪自動車の力学モデルが必要である．前輪操舵アシスト制御システムのユースケース分析により，ライダの体重，運転パターン，操縦の熟練度などは，制御システムのユースケースに影響を与えることがわかる．また，コンテキスト分析により，ライダは二輪自動車，前輪操舵アシスト制御システムとの関連性が明らかになっている．そのため，二輪自動車単体だけではなく，ライダの質量や体の動きなどを考慮したライダ-二輪自動車系の非線形力学モデルを構築する．構築したライダ-二輪自動車系の非線形力学モデルが単純化されて，直進走行における二輪自動車単体のモデル検証をシミュレーションより行う．ライダの操縦と車体運動との関連性を解析するため，ライダ-二輪自動車系の非線形力学モデルを用いて，ライダによる定常円旋回と最適なレーンチェンジのシミュレーションを行う．さらに，ライダの神経・筋肉の無駄時間を考慮し，熟練ライダと未熟練ライダの操縦を模擬できるライダ操縦モデルを構築する．

3.1 ライダ-二輪自動車系の非線形力学モデル

ライダ-二輪自動車系の非線形力学モデルを図 3.1 に示す．まず，二輪自動車を後輪フレーム（ライダの下体，リアフォーク，タンク，エンジンを含む），前輪フレーム（ハンドル，フロントステア，フロントフォークを含む），後輪，前輪の 4 剛体に分け，それらを 3 個のピンジョイントで結合する．そして，ライダの上体の質量，ロール軸とヨー軸まわりの慣性モーメントを考慮し，ライダの上体にロール軸まわり（リーン角）の自由度をもたせるため，回転ばね K_{W_x} およびダンパ C_{W_x} で後輪フレームと結合する⁸¹⁾．本論文では，さらに，提案されているライダの上体とハンドル結合部⁸²⁾を参考にして，ライダの上体が，ハンドル軸中心から長さ 0.3 m のハンドルバーにはばね K_{W_z} およびダンパ C_{W_z} でつながり，ハンドル軸まわりに与えられた操舵トルクの反トルクをばねとダンパを介して受けるモデルを追加する．ただし，ライダから与える操舵トルク τ_{fr} はハンドル軸まわりに直接入るものとする．図 3.1 に用いる記号は以下のとおりである． W ：ライダの上体の重心， A ：後輪フレームの重心， U ：前輪フレームの重心， C ：後輪の重心， D ：前輪の重心， m_W ：ライダの上体の質量， m_A ：後輪フレームの質量， m_U ：前輪フレームの質量， m_C ：後輪の質量， m_D ：前輪の質量， K_{W_z} ：ばね， C_{W_z} ：ダンパ， K_{W_x} ：回転ばね， C_{W_x} ：回転ダンパ， R_r ：後輪半径， R_f ：前輪半径， P_r ：後輪の接地点， P_f ：前輪の接地点， τ_{fr} ：ライダからの操舵トルク， τ_{fc} ：前輪操舵アシスト機構が生じる操舵制御トルク， τ_{wx} ：ライダの上体を制御するリーントルク， τ_r ：後輪駆動トルク．二輪自動車の諸元については自動車技術会の資料⁸³⁾の車両諸元 C を参考にしており，これを表 3.1 に示す．



(a) Side view



(b) Rear view

Fig. 3.1 Nonlinear dynamical model of rider-motorcycle system

二輪自動車が静止して直立状態にあるとき，その後輪フレームの重心 A の地面への垂直投影点 O を慣性座標系の原点にとる．また，水平進行方向を x 軸（ロール軸），鉛直上向きを z 軸（ヨー軸）として右手系とする．ライダーの上体を含む 5 剛体の各重心を原点にとって，各剛体の基準座標系を設定する．この力学モデルは 10 個の独立な自由度を持っている．10 自由度を表す一般化座標 Q は，後輪フレームの重心位置 R_{OA} ，後輪フレームのオイラー角 Θ_{OA} ，前輪操舵角 δ ，ライダーの上体のリーン角 θ_{wx} ，後輪回転角 θ_r ，前輪回転角 θ_f を用いて式 (3.1) となる．

$$Q = \left[R_{OA}^T \quad \Theta_{OA}^T \quad \delta \quad \theta_{wx} \quad \theta_r \quad \theta_f \right]^T \quad (3.1)$$

Table 3.1 Specifications of rider-motorcycle system

Mass (kg)	m_A	m_U	m_W	m_C	m_D
	164.43	15.50	50.00	19.20	10.90
Inertia (kgm ²)	I'_{OAxx}	I'_{OUxx}	I'_{OWxx}	I'_{OCxx}	I'_{ODxx}
	26.04	1.74	4.75	0.41	0.26
	I'_{OAyy}	I'_{OUyy}	I'_{OWyy}	I'_{OCyy}	I'_{ODyy}
	24.73	0.30	0.00	1.68	0.47
	I'_{OAzx}	I'_{OUzx}	I'_{OWzx}	I'_{OCzx}	I'_{ODzx}
	26.28	0.40	0.00	0.41	0.26
Length (m)	a_1	a_2	a_3	b_1	b_2
	0.5447	0.5231	0.3586	0.7068	0.3070
	c_1	f_1	e_1	R_r	R_f
	0.0503	0.1298	0.0490	0.3120	0.2990
Length (m)	h_b		Angle	λ	
	0.3		(deg)	27	
Spring stiffness ⁸¹⁾⁸²⁾ of rider's upper torso		K_{Wx}		K_{Wz}	
		350 (Nm/rad)		172.2 (N/m)	
Damping coefficient ⁸¹⁾⁸²⁾ of rider's upper torso		C_{Wx}		C_{Wz}	
		20 (Nms/rad)		26.4 (Ns/m)	

ただし，

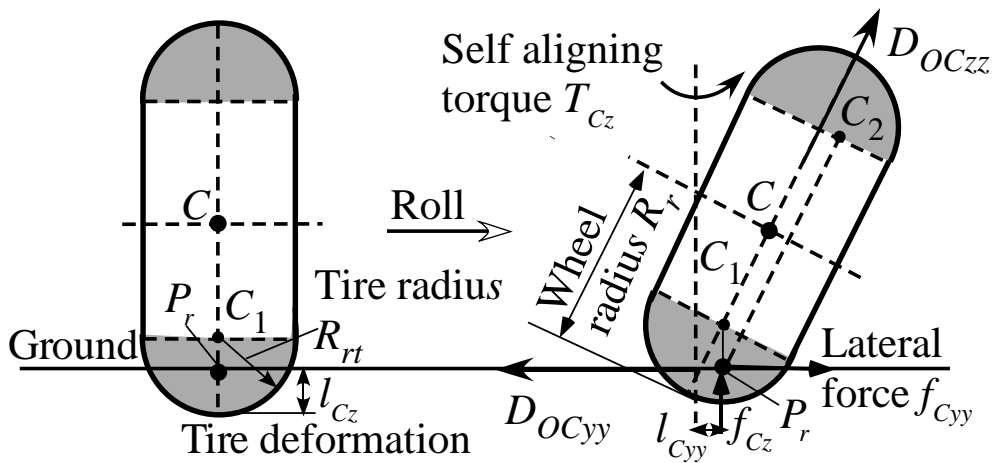
$$\mathbf{R}_{OA} = \begin{bmatrix} x_A \\ y_A \\ z_A \end{bmatrix}, \quad \Theta = \begin{bmatrix} \theta_z \\ \theta_x \\ \theta_y \end{bmatrix}$$

となる．ここで，上付の T は転置を表す．

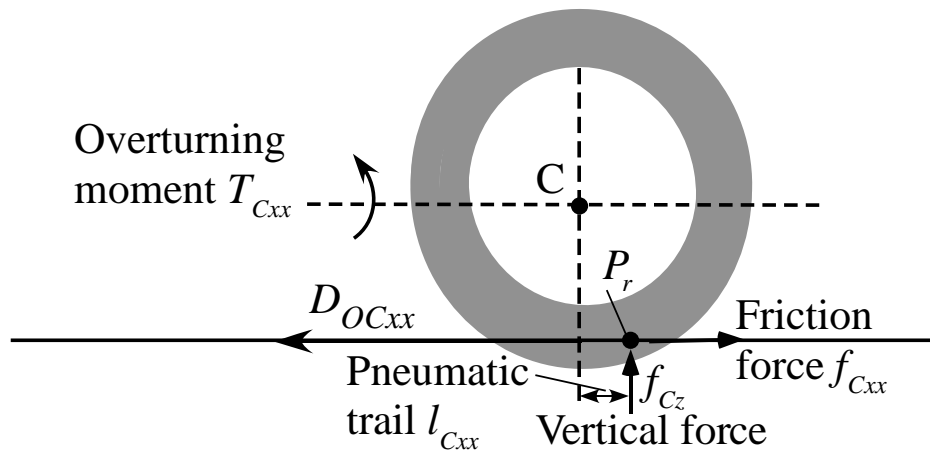
3.1.1 タイヤモデル

タイヤは4つの大きな役割は，車体の重量を支えること，制動・駆動力を路面に伝えること，路面から受ける衝撃を和らげること，走行方向を転換と維持することである．そのため，実車と整合性のあるモデルを考えると，非線形性の強いタイヤ力の扱いは重要である．本論文では，タイヤの断面形状，接地面積と弾性変形を考慮したタイヤの力学モデルを提案する．

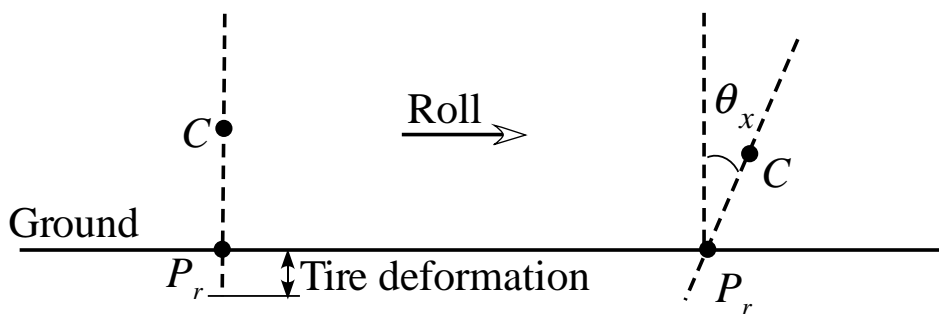
図 3.2 に後輪のタイヤモデルを示す．(a) には，タイヤの断面形状を半円とし，車体ロール時にタイヤ表面の接地点 P_r が横方向に移動する様子を示す．比較のため (c) にはタイヤの断面形状を考慮しない場合の様子を示す．(c) ではロールしても横方向に接地点の移



(a) With cross-sectional shape (rear view)



(b) With ground contact area of tire (side view)



(c) Without cross-sectional shape (rear view)

Fig. 3.2 Tire model

動は生じない。(b)に示されるように、接地面積を考慮して、タイヤの着力点が接地中心から進行方向後方へ移動することによるニューマチックトレール l_{Cxx} を考慮している。タイヤの断面形状と接地面積を考慮すると車輪に働く横力と垂直力の作用点が変わる。また、タイヤには剛性があり、荷重がかかると垂直方向に変形することを考慮している。タイヤの諸元を表3.2に示す。

Table 3.2 Specifications of tire elements

Parameter	Front tire	Rear tire
Spring stiffness (N/m)	$K_{Dz} = 130000$	$K_{Cz} = 150000$
Damping coefficient (Ns/m)	$C_{Dz} = 1000$	$C_{Cz} = 1000$
Wheel radius (m)	$R_f = 0.299$	$R_r = 0.312$
Tire radius (m)	$R_{ft} = 0.0635$	$R_{rt} = 0.0808$
Pneumatic trail (m)	$l_{Dxx} = 0.005$	$l_{Cxx} = 0.005$
Cornering power (N/rad)	$C_{s21} = 89.28$	$C_{s11} = 60.64$
	$C_{s22} = 3481.30$	$C_{s12} = 4435.84$
Camber thrust coefficient (N/rad)	$C_{c21} = 14.04$	$C_{c11} = 14.60$
	$C_{c22} = -275.13$	$C_{c12} = 73.00$

図 3.2 に示すように、タイヤ力解析を行うため、後輪に関する三方向を、車輪の進行方向 D_{OCxx} 、車輪の横すべり方向 D_{OCyy} 、車輪の傾く方向 D_{OCzz} とそれぞれ定義する⁷³⁾。各方向は以下のように表すことができる。

$$D_{OCxx} = -\tilde{D}_z C_{OC} D_y = -\tilde{D}_z C_{OA} D_y, \quad D_{OCxx} = \frac{D_{OCxx}}{\sqrt{D_{OCxx}^T D_{OCxx}}},$$

$$D_{OCyy} = \tilde{D}_z D_{OCxx},$$

$$D_{OCzz} = \tilde{D}_{OCxx} C_{OC} D_y = \tilde{D}_{OCxx} C_{OA} D_y$$

ここで、 C_{OA} は後輪フレーム座標系 A から慣性座標系 O への回転行列である。

$$C_{OA} = C_z(\theta_z) C_x(\theta_x) C_y(\theta_y),$$

$$C_z(\theta_z) = \begin{bmatrix} \cos(\theta_z) & -\sin(\theta_z) & 0 \\ \sin(\theta_z) & \cos(\theta_z) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad C_x(\theta_x) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\theta_x) & -\sin(\theta_x) \\ 0 & \sin(\theta_x) & \cos(\theta_x) \end{bmatrix},$$

$$C_y(\theta_y) = \begin{bmatrix} \cos(\theta_y) & 0 & \sin(\theta_y) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\theta_y) & 0 & \cos(\theta_y) \end{bmatrix},$$

また、慣性座標系 O の各軸の単位長さ D_x 、 D_y 、 D_z は以下の式で定義する。

$$D_x = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad D_y = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad D_z = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

記号 $\tilde{\mathbf{a}}$ は $\mathbf{a} = [a_x \quad a_y \quad a_z]^T$ のチルダ行列 (tilde matrix) と呼ばれ

$$\tilde{\mathbf{a}} = \begin{bmatrix} 0 & -a_z & a_y \\ a_z & 0 & -a_x \\ -a_y & a_x & 0 \end{bmatrix}$$

のように表すことができる。

後輪のタイヤの接触点 P_r に加わる垂直力は、垂直変形 l_{Cz} にばね係数 K_{Cz} を乗じた剛性力と、垂直方向速度 $\frac{dl_{Cz}}{dt}$ に減衰係数 C_{Cz} を乗じた減衰力より得られる。

$$f_{Cz} = K_{Cz}l_{Cz} + C_{Cz}\frac{dl_{Cz}}{dt} \quad (3.2)$$

タイヤの垂直方向の変形量 l_{Cz} は式 (3.3) で表すことができる。

$$l_{Cz} = (R_r - l_{C_2P_r})D_z^T D_{OC_{zz}} \quad (3.3)$$

ただし、点 C_2 から接地点 P_r までの距離 $l_{C_2P_r}$ は次のように計算することができる。

$$\begin{aligned} l_{C_2P_r} &= l_{C_1P_r}D_{OC_{zz}}^T D_z + l_{CC_1}, & l_{CC_1} &= R_r - R_{rt}, \\ l_{C_1P_r} &= D_z^T R_{OC_1}, & R_{OC_1} &= R_{OC} - D_{OC_{zz}}l_{CC_1} \end{aligned}$$

タイヤが進行方向に滑る場合、タイヤと地面との間に摩擦力が発生する。加速時に車輪の進行方向に働く摩擦力を駆動力、減速時に車輪の進行と逆方向に働く摩擦力を制動力と呼ぶ。後輪の摩擦力 f_{Cxx} (駆動力または制動力) は式 (3.4) で表される。

$$f_{Cxx} = \mu f_{Cz} \quad (3.4)$$

ここで、 μ は摩擦係数で、スリップ率の非線形関数である。スリップ率は

$$\varepsilon = \frac{wr - v}{\max(v, wr)} \quad (-1 \leq \varepsilon \leq 1) \quad (3.5)$$

で定義される⁸⁴⁾。ただし、 v は車輪中心点の並進速度、 w は車輪の回転角速度、 r は車輪の有効半径 (車輪中心点から接地点までの距離) である。スリップ率が 0.1~0.2 のとき、車輪の進行方向にタイヤと路面間の摩擦係数が最大となる。本論文では、図 3.3 に示されるように、スリップ率 0.15 の時に進行方向の摩擦係数が最大になるものとした。なお、本論文では $|\varepsilon| < 0.15$ の範囲を扱う。車輪の横滑り方向に生じる横力はコーナリングフォースとキャンバラストの和である⁸³⁾。横すべりを伴うタイヤの変形が生じると、この変形に応じたコーナリングフォースが発生する。横すべり角が小さい場合、コーナリングフォースは横すべり角 β に比例すると見なすことができる。車輪の回転面が鉛直となす角をタイヤのキャンバ角といい、車輪を傾けることにより、その方向に曲がろうとする力、

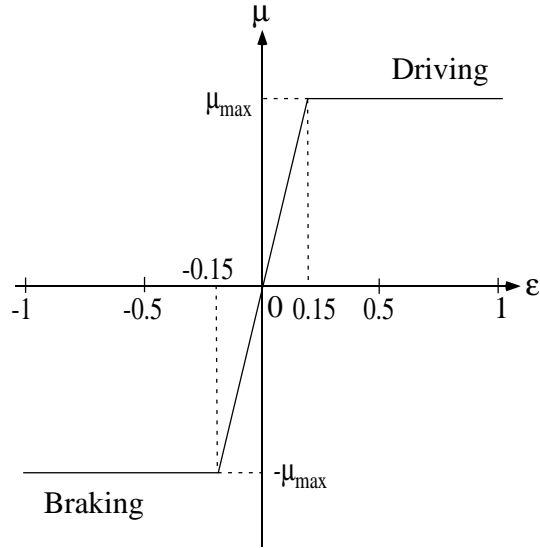


Fig. 3.3 Friction coefficient and slip rate

キャンバスラストを発生する．キャンバスラストはキャンバ角 θ_x （水平の路面上でキャンバ角イコール車体のロール角）に比例する．以上より，後輪の横力 f_{Cyy} は

$$\begin{aligned} f_{Cyy} &= (C_{s11} \frac{f_{Cz}}{g} + C_{s12})\beta + (C_{c11} \frac{f_{Cz}}{g} + C_{c12})\theta_x \quad (3.6) \\ &= (C_{s11} \frac{f_{Cz}}{g} + C_{s12}) \left(-\frac{D_{OCyy}^T \dot{R}_{OP_r}}{D_{OCxx}^T \dot{R}_{OP_r}} \right) + (C_{c11} \frac{f_{Cz}}{g} + C_{c12}) \tan^{-1} \left(\frac{D_{OCyy}^T D_{OCzz}}{D_z^T D_{OCzz}} \right) \end{aligned}$$

となる．ただし， C_{s11} ， C_{s12} はコーナリングパワー， C_{c11} ， C_{c12} はキャンバスラスト係数である． $\varepsilon = 1$ のときにタイヤは空転し $\dot{R}_{OQ} = 0$ となるが，本論文ではこの領域は扱わない．タイヤの断面形状と接地面積を考慮するため，タイヤの垂直力によって生じるオーバーターニングモーメント T_{Cxx} およびタイヤの横力によって生じるセルフアライニングトルク T_{Cz} は以下の式で求められる．

$$T_{Cxx} = l_{Cyy} \times f_{Cz} \quad (3.7)$$

$$T_{Cz} = l_{Cxx} \times f_{Cyy} \quad (3.8)$$

後輪と同様に，前輪のタイヤが生じる垂直力 f_{Dz} ，摩擦力 f_{Dxx} ，横力 f_{Dyy} ，オーバーターニングモーメント T_{Dxx} ，セルフアライニングトルク T_{Dz} は以下の式で求められる．

$$f_{Dz} = K_{Dz} l_{Dz} + C_{Dz} \frac{dl_{Dz}}{dt} \quad (3.9)$$

$$f_{Dxx} = \mu f_{Dz} \quad (3.10)$$

$$\begin{aligned} f_{Dyy} &= (C_{s21} \frac{f_{Dz}}{g} + C_{s22})\beta + (C_{c21} \frac{f_{Dz}}{g} + C_{c22})\theta_{fx} \quad (3.11) \\ &= (C_{s21} \frac{f_{Dz}}{g} + C_{s22}) \left(-\frac{D_{ODyy}^T \dot{R}_{OP_f}}{D_{ODxx}^T \dot{R}_{OP_f}} \right) + (C_{c21} \frac{f_{Dz}}{g} + C_{c22}) \tan^{-1} \left(\frac{D_{ODyy}^T D_{ODzz}}{D_z^T D_{ODzz}} \right) \end{aligned}$$

$$T_{Dxx} = l_{Dyy} \times f_{Dz} \quad (3.12)$$

$$T_{Dz} = l_{Dxx} \times f_{Dyy} \quad (3.13)$$

3.1.2 ライダの上体と車体の各剛体のケイン型運動方程式

ライダの上体のケイン型運動方程式

ライダの上体にロール軸まわりの自由度（リーン角）を持たせるため，回転ばねおよびダンパで後輪フレームと結合する．回転ばね K_{Wx} とダンパ C_{Wx} により生じるパッシブのリーントルク τ_{wxp} は

$$\tau_{wxp} = -(K_{Wx}\theta_{wx} + C_{Wx}\dot{\theta}_{wx}) \quad (3.14)$$

となる．ここで， θ_{wx} はライダの上体のリーン角である．

ライダの上体がハンドル軸中心から長さ $h_b=0.3$ m のハンドルバーにはばね K_{Wz} およびダンパ C_{Wz} でつながり，ハンドル軸まわりに与えられた操舵トルクの反トルクをばねとダンパを介して受ける．その受ける操舵トルクの反トルク τ_{wzp} は式 (3.15) で求められる．

$$\tau_{wzp} = (K_{Wz}h_b^2\delta + C_{Wz}h_b^2\dot{\delta})\cos(\lambda) \quad (3.15)$$

ここで， λ は車体のキャスター角である．

ライダの上体は重力 m_Wg ，操舵トルクの反トルク τ_{wzp} ，パッシブのリーントルク τ_{wxp} と制御リーントルク τ_{wx} を受ける．本論文に各剛体の並進速度は各剛体の基準座標系で表されるので，作用力 F'_{OW} は回転行列により座標変換して

$$F'_{OW} = C_{OW}^T F_{OW} = -C_{OW}^T D_z m_W g \quad (3.16)$$

となる．また作用トルク N'_{OW} は

$$N'_{OW} = D_x(\tau_{wx} + \tau_{wxp}) + C_{WU} D_z \tau_{wzp} \quad (3.17)$$

となる．

ライダの上体のケイン型運動方程式は次のようにまとめることができる．

$$M'_W \dot{\Lambda}'_{OW} = \Gamma'_{OW} \quad (3.18)$$

質量行列 M'_W ，速度行列 Λ'_{OW} ，力行列 Γ'_{OW} は次のようになる．

$$M'_W = \begin{bmatrix} M_W & \mathbf{0}_{3 \times 3} \\ \mathbf{0}_{3 \times 3} & J'_{OW} \end{bmatrix}, \quad \Lambda'_{OW} = \begin{bmatrix} V'_{OW} \\ \Omega'_{OW} \end{bmatrix}, \quad \Gamma'_{OW} = \begin{bmatrix} F'_{OW} - \tilde{\Omega}'_{OW} M_W V'_{OW} \\ N'_{OW} - \tilde{\Omega}'_{OW} J'_{OW} \Omega'_{OW} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{M}_W = \begin{bmatrix} m_W & 0 & 0 \\ 0 & m_W & 0 \\ 0 & 0 & m_W \end{bmatrix}, \quad \mathbf{J}'_{OW} = \begin{bmatrix} I'_{OWxx} & 0 & 0 \\ 0 & I'_{OWyy} & 0 \\ 0 & 0 & I'_{OWzz} \end{bmatrix}$$

\mathbf{V}'_{OW} と $\boldsymbol{\Omega}'_{OW}$ はライダーの上体の基準座標系 W で表す上体の並進速度と回転速度である．本節に示す各剛体の速度と回転行列は巻末の付録に整理される．

後輪フレームのケイン型運動方程式

後輪フレームは重力 $m_A g$ ，ライダーがハンドル軸まわりに直接入る操舵トルク τ_{fr} とアシスト機構が生じる操舵制御トルク τ_{fc} の反トルク，駆動トルク τ_r の反トルク，パッシブのリーントルク τ_{wxp} と制御リーントルク τ_{wx} の反トルクを受ける．作用力 \mathbf{F}'_{OA} は

$$\mathbf{F}'_{OA} = \mathbf{C}'_{OA} \mathbf{F}_{OA} = -\mathbf{C}'_{OA} \mathbf{D}_z m_A g \quad (3.19)$$

となる．また作用トルク \mathbf{N}'_{OA} は

$$\mathbf{N}'_{OA} = -\mathbf{D}_x(\tau_{wx} + \tau_{wxp}) - \mathbf{D}_y \tau_r - \mathbf{C}_{AU} \mathbf{D}_z(\tau_{fr} + \tau_{fc}) \quad (3.20)$$

となる．

後輪フレームのケイン型運動方程式は次のようにまとめることができる．

$$\mathbf{M}'_A \dot{\boldsymbol{\Lambda}}'_{OA} = \boldsymbol{\Gamma}'_{OA} \quad (3.21)$$

質量行列 \mathbf{M}'_A ，速度行列 $\boldsymbol{\Lambda}'_{OA}$ ，力行列 $\boldsymbol{\Gamma}'_{OA}$ は次のようになる．

$$\mathbf{M}'_A = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_A & \mathbf{0}_{3 \times 3} \\ \mathbf{0}_{3 \times 3} & \mathbf{J}'_{OA} \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{\Lambda}'_{OA} = \begin{bmatrix} \mathbf{V}'_{OA} \\ \boldsymbol{\Omega}'_{OA} \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{\Gamma}'_{OA} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}'_{OA} - \tilde{\boldsymbol{\Omega}}'_{OA} \mathbf{M}_A \mathbf{V}'_{OA} \\ \mathbf{N}'_{OA} - \tilde{\boldsymbol{\Omega}}'_{OA} \mathbf{J}'_{OA} \boldsymbol{\Omega}'_{OA} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{M}_A = \begin{bmatrix} m_A & 0 & 0 \\ 0 & m_A & 0 \\ 0 & 0 & m_A \end{bmatrix}, \quad \mathbf{J}'_{OA} = \begin{bmatrix} I'_{OAxx} & 0 & 0 \\ 0 & I'_{OAyy} & 0 \\ 0 & 0 & I'_{OAzz} \end{bmatrix}$$

前輪フレームのケイン型運動方程式

前輪フレームは重力 $m_U g$ ，ライダーがハンドル軸まわりに直接入る操舵トルク τ_{fr} ，アシスト機構が生じる操舵制御トルク τ_{fc} ，ライダーの上体とつながっているばねとダンパが生じるパッシブのトルク $-\tau_{wzp}$ を受ける．その作用力 \mathbf{F}'_{OU} と作用トルク \mathbf{N}'_{OU} は

$$\mathbf{F}'_{OU} = \mathbf{C}'_{OU} \mathbf{F}_{OU} = -\mathbf{C}'_{OU} \mathbf{D}_z m_U g \quad (3.22)$$

$$\mathbf{N}'_{OU} = \mathbf{D}_z(\tau_{fr} + \tau_{fc} - \tau_{wzp}) \quad (3.23)$$

前輪フレームのケイン型運動方程式は次のようにまとめることができる．

$$M'_U \dot{\Lambda}'_{OU} = \Gamma'_{OU} \quad (3.24)$$

質量行列 M'_U ，速度行列 Λ'_{OU} ，力行列 Γ'_{OU} は次のようになる．

$$M'_U = \begin{bmatrix} M_U & \mathbf{0}_{3 \times 3} \\ \mathbf{0}_{3 \times 3} & J'_{OU} \end{bmatrix}, \quad \Lambda'_{OU} = \begin{bmatrix} \mathbf{V}'_{OU} \\ \Omega'_{OU} \end{bmatrix}, \quad \Gamma'_{OU} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}'_{OU} - \tilde{\Omega}'_{OU} M_U \mathbf{V}'_{OU} \\ \mathbf{N}'_{OU} - \tilde{\Omega}'_{OU} J'_{OU} \Omega'_{OU} \end{bmatrix},$$

$$M_U = \begin{bmatrix} m_U & 0 & 0 \\ 0 & m_U & 0 \\ 0 & 0 & m_U \end{bmatrix}, \quad J'_{OU} = \begin{bmatrix} I'_{OUxx} & 0 & 0 \\ 0 & I'_{OUyy} & 0 \\ 0 & 0 & I'_{OUzz} \end{bmatrix}$$

後輪のケイン型運動方程式

3.1.1 項にタイヤ力の解析より，後輪が受ける外力は重力 $m_C g$ ，垂直力 f_{Cz} ，横力 f_{Cyy} ，摩擦力 f_{Cxx} （タイヤが進行方向に滑る場合），駆動トルク τ_r ，セルフアライニングトルク T_{Cz} ，オーバターンングモーメント T_{Cxx} である．その作用力 F'_{OC} と作用トルク N'_{OC} は以下のように表現できる．

$$F'_{OC} = C_{OC}^T F_{OC} = C_{OC}^T (-D_{OCxx} f_{Cxx} + D_{OCyy} f_{Cyy} + D_z (f_{Cz} - m_C g)) \quad (3.25)$$

$$N'_{OC} = D_{OCxx} T_{Cxx} + D_y \tau_r + D_z T_{Cz} \quad (3.26)$$

後輪のケイン型運動方程式は次のようにまとめることができる．

$$M'_C \dot{\Lambda}'_{OC} = \Gamma'_{OC} \quad (3.27)$$

質量行列 M'_C ，速度行列 Λ'_{OC} ，力行列 Γ'_{OC} は次のようになる．

$$M'_C = \begin{bmatrix} M_C & \mathbf{0}_{3 \times 3} \\ \mathbf{0}_{3 \times 3} & J'_{OC} \end{bmatrix}, \quad \Lambda'_{OC} = \begin{bmatrix} \mathbf{V}'_{OC} \\ \Omega'_{OC} \end{bmatrix}, \quad \Gamma'_{OC} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}'_{OC} - \tilde{\Omega}'_{OC} M_C \mathbf{V}'_{OC} \\ \mathbf{N}'_{OC} - \tilde{\Omega}'_{OC} J'_{OC} \Omega'_{OC} \end{bmatrix},$$

$$M_C = \begin{bmatrix} m_C & 0 & 0 \\ 0 & m_C & 0 \\ 0 & 0 & m_C \end{bmatrix}, \quad J'_{OC} = \begin{bmatrix} I'_{OCxx} & 0 & 0 \\ 0 & I'_{OCyy} & 0 \\ 0 & 0 & I'_{OCzz} \end{bmatrix}$$

前輪のケイン型運動方程式

前輪が受ける外力は重力 $m_D g$ ，垂直力 f_{Dz} ，横力 f_{Dyy} ，摩擦力 f_{Dxx} （タイヤが進行方向に滑る場合），セルフアライニングトルク T_{Dz} ，オーバターンングモーメント T_{Dxx} である．その作用力 F'_{OD} と作用トルク N'_{OD} は以下のように表現できる．

$$F'_{OD} = C_{OD}^T F_{OD} = C_{OD}^T (-D_{ODxx} f_{Dxx} + D_{ODyy} f_{Dyy} + D_z (f_{Dz} - m_D g)) \quad (3.28)$$

$$N'_{OD} = D_{ODxx}T_{Dxx} + D_zT_{Dz} \quad (3.29)$$

前輪のケイン型運動方程式は次のようにまとめることができる．

$$M'_D \dot{\Lambda}'_{OD} = \Gamma'_{OD} \quad (3.30)$$

質量行列 M'_D ，速度行列 Λ'_{OD} ，力行列 Γ'_{OD} は次のようになる．

$$M'_D = \begin{bmatrix} M_D & \mathbf{0}_{3 \times 3} \\ \mathbf{0}_{3 \times 3} & J'_{OD} \end{bmatrix}, \quad \Lambda'_{OD} = \begin{bmatrix} V'_{OD} \\ \Omega'_{OD} \end{bmatrix}, \quad \Gamma'_{OD} = \begin{bmatrix} F'_{OD} - \tilde{\Omega}'_{OD} M_D V'_{OD} \\ N'_{OD} - \tilde{\Omega}'_{OD} J'_{OD} \Omega'_{OD} \end{bmatrix},$$

$$M_D = \begin{bmatrix} m_D & 0 & 0 \\ 0 & m_D & 0 \\ 0 & 0 & m_D \end{bmatrix}, \quad J'_{OD} = \begin{bmatrix} I'_{ODxx} & 0 & 0 \\ 0 & I'_{ODyy} & 0 \\ 0 & 0 & I'_{ODzz} \end{bmatrix}$$

3.1.3 ライダ-二輪自動車系の非線形状態空間モデル（タイヤが進行方向に滑る場合）

タイヤが進行方向に滑る場合，滑りに伴う摩擦力が生じることはすでに 3.1.1 項で詳しく説明した．タイヤが進行方向に滑る場合，独立な 5 剛体のケイン型運動方程式をまとめて式 (3.31) のように表す．

$$m^H \dot{H} = f^H \quad (3.31)$$

ただし，

$$H = \begin{bmatrix} \Lambda'_{OA} \\ \Lambda'_{OU} \\ \Lambda'_{OW} \\ \Lambda'_{OC} \\ \Lambda'_{OD} \end{bmatrix}, \quad m^H = \begin{bmatrix} M'_A & & & & \\ & M'_U & & 0 & \\ & & M'_W & & \\ & & & M'_C & \\ & 0 & & & M'_D \end{bmatrix}, \quad f^H = \begin{bmatrix} \Gamma'_{OA} \\ \Gamma'_{OU} \\ \Gamma'_{OW} \\ \Gamma'_{OC} \\ \Gamma'_{OD} \end{bmatrix},$$

である．拘束がないときの運動方程式 (3.31) は 30 自由度を持っている．

3つのピンジョイント拘束で後輪フレーム，前輪フレーム，後輪，前輪を結合する．ライダの上体をロール軸周りの自由度のみを考慮するため，ライダの上体と車体間の拘束を一つのピンジョイント拘束とみなす．5 剛体に 4つのピンジョイント拘束条件を追加して，20 個の自由度が拘束され，ライダ-二輪自動車系の 10 自由度の運動方程式を以下のように導出する．

$$m^S \dot{S} = f^S \quad (3.32)$$

ここで，一般化速度 S は，後輪フレームの重心速度 V'_{OA} ，後輪フレームの回転角速度 $\dot{\Theta}_{OA}$ ，前輪操舵角速度 $\dot{\delta}$ ，ライダーの上体のリーン角速度 $\dot{\theta}_{wx}$ ，後輪回転角速度 $\dot{\theta}_r$ ，前輪回転角速度 $\dot{\theta}_f$ を用いて式 (3.33) となる．

$$S = \left[V'^T_{OA} \quad \dot{\Theta}^T_{OA} \quad \dot{\delta} \quad \dot{\theta}_{wx} \quad \dot{\theta}_r \quad \dot{\theta}_f \right]^T \quad (3.33)$$

一般化速度 S に対応する質量行列 m^S と力行列 f^S は

$$m^S = \left(\frac{\partial H}{\partial S} \right)^T m^H \frac{\partial H}{\partial S}, \quad f^S = \left(\frac{\partial H}{\partial S} \right)^T (f^H - m^H \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial H}{\partial S} \right) S)$$

である．ただし，ケインの部分速度⁷³⁾ $\frac{\partial H}{\partial S}$ は次の式で表現される．

$$\frac{\partial H}{\partial S} = \left[\frac{\partial H}{\partial V'_{OA}} \quad \frac{\partial H}{\partial \dot{\Theta}_{OA}} \quad \frac{\partial H}{\partial \dot{\delta}} \quad \frac{\partial H}{\partial \dot{\theta}_{wx}} \quad \frac{\partial H}{\partial \dot{\theta}_r} \quad \frac{\partial H}{\partial \dot{\theta}_f} \right]$$

また，力行列 f^S は一般化速度 S と入力 u を用いて表すことができる．

$$f^S = \frac{\partial f^S}{\partial S} S + \frac{\partial f^S}{\partial u} u + \bar{f}^S \quad (3.34)$$

ここで，入力 u は次のように前輪操舵トルク τ_f とリーントルク τ_{wx} から構成される．

$$u = \begin{bmatrix} \tau_f \\ \tau_{wx} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tau_{fr} + \tau_{fc} \\ \tau_{wx} \end{bmatrix}$$

前輪操舵トルク τ_f は，ライダーがハンドル軸まわりに与える操舵トルク τ_{fr} と前輪操舵アシスト機構により発生する操舵制御トルク τ_{fc} の和である．ライダーの上体はばね K_{Wz} とダンパ C_{Wz} を介し，ハンドル軸まわりに与えられた操舵トルクの反トルクを受ける．リーントルク τ_{wx} はライダーの上体のロール軸まわりの動きを制御するトルクである．また， \bar{f}^S は後輪駆動トルク τ_r を含み，一般化速度 S と入力 u を含まない項である．

式 (3.32) と式 (3.34) から以下の式を導出する．

$$\dot{S} = (m^S)^{-1} \frac{\partial f^S}{\partial S} S + (m^S)^{-1} \frac{\partial f^S}{\partial u} u + (m^S)^{-1} \bar{f}^S \quad (3.35)$$

式 (3.1) と式 (3.33) から，10 自由度のライダー-二輪自動車系の一般化座標 Q と一般化速度 S の関係式が以下のように導出される．

$$\dot{Q} = \frac{\partial \dot{Q}}{\partial S} S = \begin{bmatrix} C_{OA} & \mathbf{0}_{3 \times 3} & \mathbf{0}_{3 \times 1} & \mathbf{0}_{3 \times 1} & \mathbf{0}_{3 \times 1} & \mathbf{0}_{3 \times 1} \\ \mathbf{0}_{3 \times 3} & I_3 & \mathbf{0}_{3 \times 1} & \mathbf{0}_{3 \times 1} & \mathbf{0}_{3 \times 1} & \mathbf{0}_{3 \times 1} \\ \mathbf{0}_{1 \times 3} & \mathbf{0}_{1 \times 3} & 1 & 0 & 0 & 0 \\ \mathbf{0}_{1 \times 3} & \mathbf{0}_{1 \times 3} & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \mathbf{0}_{1 \times 3} & \mathbf{0}_{1 \times 3} & 0 & 0 & 1 & 0 \\ \mathbf{0}_{1 \times 3} & \mathbf{0}_{1 \times 3} & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} S \quad (3.36)$$

式 (3.36) と式 (3.35) から , 一般化座標 Q と一般化速度 S を状態量 $x = [Q^T \ S^T]^T$ とするライダー-二輪自動車系の非線形状態空間モデル (タイヤが進行方向に滑る場合) は以下の式で表される .

$$\dot{x} = A(x)x + B(x)u + E(x) \quad (3.37)$$

ただし ,

$$x = \begin{bmatrix} Q \\ S \end{bmatrix}, \quad u = \begin{bmatrix} \tau_f \\ \tau_{wx} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tau_{fr} + \tau_{fc} \\ \tau_{wx} \end{bmatrix},$$

$$A(x) = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{10 \times 10} & \frac{\partial \dot{Q}}{\partial S} \\ \mathbf{0}_{10 \times 10} & (m^S)^{-1} \frac{\partial f^S}{\partial S} \end{bmatrix}, \quad B(x) = \begin{bmatrix} \mathbf{O}_{10 \times 2} \\ (m^S)^{-1} \frac{\partial f^S}{\partial u} \end{bmatrix}, \quad E(x) = \begin{bmatrix} \mathbf{O}_{10 \times 1} \\ (m^S)^{-1} \bar{f}^S \end{bmatrix}$$

である .

3.1.4 ライダー-二輪自動車系の非線形状態空間モデル (タイヤが進行方向に滑らない場合)

後輪のタイヤが進行方向に滑らない拘束条件は , 進行方向に後輪の速度 $D_{OCxx}^T V_{OC}$ が , 車輪中心から接地点まで距離 l_{CP_r} と後輪の回転角速度 $\dot{\theta}_r$ の積と一致することなので ,

$$D_{OCxx}^T V_{OC} = l_{CP_r} \dot{\theta}_r \quad (3.38)$$

$$V_{OC} = C_{OA}(V'_{OA} - \tilde{R}_{AC} \frac{\partial \Omega'_{OA}}{\partial \dot{\Theta}_{OA}} \dot{\Theta}_{OA})$$

である . 後輪の回転角速度 $\dot{\theta}_r$ は独立な速度ではなく , 一般化速度とする後輪フレームの並進速度 V'_{OA} と後輪フレームのオイラー角速度 $\dot{\Theta}_{OA}$ で表すことができる .

同様に , 前輪のタイヤが進行方向に滑らない拘束条件は , 進行方向に前輪の速度 $D_{ODxx}^T V_{OD}$ が , 車輪中心から接地点まで距離 l_{DP_f} と前輪の回転角速度 $\dot{\theta}_f$ の積と一致することなので ,

$$D_{ODxx}^T V_{OD} = l_{DP_f} \dot{\theta}_f \quad (3.39)$$

$$V_{OD} = C_{OA}V'_{OA} - C_{OA}(\tilde{R}_{AU} + \tilde{R}_{UD}) \frac{\partial \Omega'_{OA}}{\partial \dot{\Theta}_{OA}} \dot{\Theta}_{OA} + C_{OU}D_z(\tilde{R}_{UH} - \tilde{R}_{UD})\dot{\delta}$$

である . 前輪の回転角速度 $\dot{\theta}_f$ は独立な速度ではなく , 一般化速度とする後輪フレームの並進速度 V'_{OA} , 後輪フレームのオイラー角速度 $\dot{\Theta}_{OA}$ と前輪操舵角速度 $\dot{\delta}$ で表すことができる .

この滑らない拘束条件を考慮すると , 10 自由度の一般化速度 S から後輪回転角速度 , 前輪回転角速度を取り除き , 8 自由度の一般化速度 S' となる .

$$S' = \left[V_{OA}^{\prime T} \quad \dot{\Theta}_{OA}^T \quad \dot{\delta} \quad \dot{\theta}_{wx} \right]^T \quad (3.40)$$

式 (3.33) と式 (3.40) からケインの部分速度 $\frac{\partial S}{\partial S'}$ を以下のように導く .

$$\frac{\partial S}{\partial S'} = \begin{bmatrix} \mathbf{I}_8 \\ \frac{\partial \dot{\theta}_r}{\partial S'} \\ \frac{\partial \dot{\theta}_f}{\partial S'} \end{bmatrix}$$

タイヤが進行方向に滑らない場合 , ライダ-二輪自動車系の 8 自由度の運動方程式を以下のように導出する .

$$m^{S'} \dot{S}' = f^{S'} \quad (3.41)$$

ここで , 質量行列 $m^{S'}$ と力行列 $f^{S'}$ は

$$m^{S'} = \left(\frac{\partial S}{\partial S'}\right)^T m^S \frac{\partial S}{\partial S'}, \quad f^{S'} = \left(\frac{\partial S}{\partial S'}\right)^T (f^S - m^S \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial S}{\partial S'}\right) S')$$

である . また , 力行列 $f^{S'}$ は一般化速度 S' と入力 u を用いて表すことができる .

$$f^{S'} = \frac{\partial f^{S'}}{\partial S'} S' + \frac{\partial f^{S'}}{\partial u} u + \bar{f}^{S'} \quad (3.42)$$

ただし , $\bar{f}^{S'}$ は後輪駆動トルク τ_r を含み , 一般化速度 S' と入力 u を含まない項である .

式 (3.41) と式 (3.42) から以下の式を導出する .

$$\dot{S}' = (m^{S'})^{-1} \frac{\partial f^{S'}}{\partial S'} S' + (m^{S'})^{-1} \frac{\partial f^{S'}}{\partial u} u + (m^{S'})^{-1} \bar{f}^{S'} \quad (3.43)$$

ライダ-二輪自動車系の一般化座標 Q と一般化速度 S' の関係式が以下のようになる .

$$\dot{Q} = \frac{\partial \dot{Q}}{\partial S'} S' = \frac{\partial \dot{Q}}{\partial S} \frac{\partial S}{\partial S'} S' \quad (3.44)$$

式 (3.44) と式 (3.43) から , 一般化座標 Q と一般化速度 S' を状態量 $x' = [Q^T \ S'^T]^T$ とするライダ-二輪自動車系の非線形状態空間モデル (タイヤが進行方向に滑らない場合) は以下の式で表される .

$$\dot{x}' = A'(x')x' + B'(x')u + E'(x') \quad (3.45)$$

ただし ,

$$x = \begin{bmatrix} Q \\ S' \end{bmatrix}, \quad u = \begin{bmatrix} \tau_f \\ \tau_{wx} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tau_{fr} + \tau_{fc} \\ \tau_{wx} \end{bmatrix}, \quad A'(x') = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{10 \times 10} & \frac{\partial \dot{Q}}{\partial S'} \\ \mathbf{0}_{8 \times 8} & (m^{S'})^{-1} \frac{\partial f^{S'}}{\partial S'} \end{bmatrix},$$

$$B'(x') = \begin{bmatrix} \mathbf{O}_{10 \times 2} \\ (m^{S'})^{-1} \frac{\partial f^{S'}}{\partial u} \end{bmatrix}, \quad E'(x') = \begin{bmatrix} \mathbf{O}_{10 \times 1} \\ (m^{S'})^{-1} \bar{f}^{S'} \end{bmatrix}$$

である .

3.2 二輪自動車単体のモデル検証シミュレーション

ライダーの上体を後輪フレームに固定し、前節に構築したライダー-二輪自動車系の非線形力学モデルを単純化し、二輪自動車単体の非線形力学モデルを求めた⁸⁵⁾⁸⁶⁾。すなわち、前輪操舵軸に与えられた操舵トルクの反トルクがライダーの上体に与える影響とライダーの上体の自由度を考慮しない。二輪自動車は直進走行中前輪操舵軸にインパルス外乱が加えられた過渡応答により、二輪自動車単体のモデル検証を行う。前輪のみが路面上の突起物を乗り越えるような場合を想定し、直進走行を開始後 2 s 時に操舵軸まわりに 10 Nm の大きさで 0.4 s 間、三角波状インパルス外乱を加え⁸⁷⁾、その応答を検討する。車速を一定に保つため、目標後輪回転速度を与えて、PI フィードバック制御により後輪駆動トルクを求めた。以下、タイヤが進行方向に滑らない場合とタイヤが進行方向に滑る場合のモデル検証を行う。

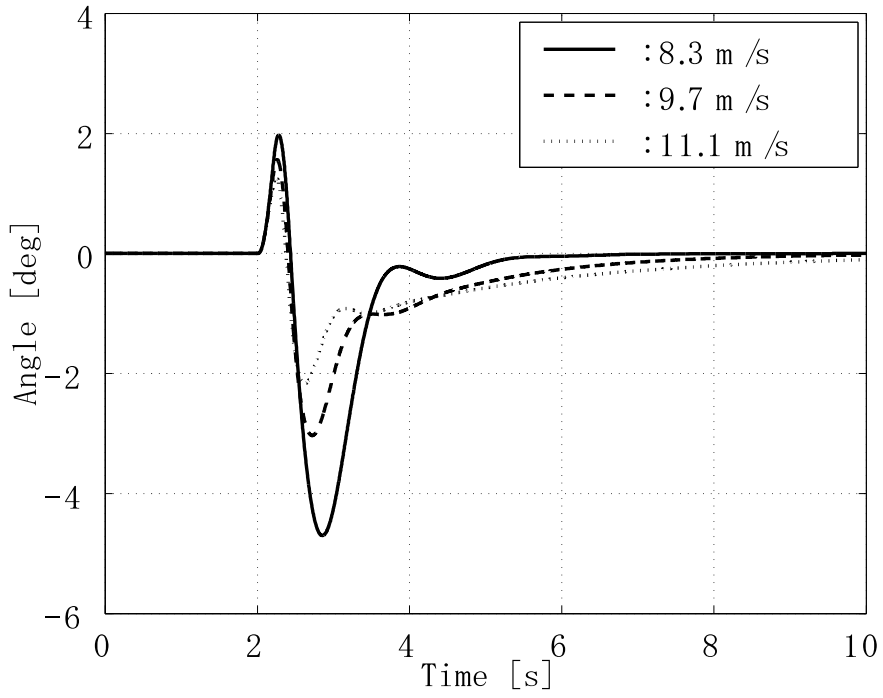
3.2.1 直進走行におけるタイヤが進行方向に滑らない場合のモデル検証

タイヤが進行方向に滑らない場合、二輪自動車単体の非線形力学モデルを用いて、車速 30 km/h, 35 km/h, 40 km/h で直進走行のシミュレーションを行う。タイヤ断面形状を考慮しない場合の前輪操舵角とロール角の応答を図 3.4 に示す。図 3.5 にはタイヤ断面形状を考慮した場合を示している。また、すでに実車との整合性が示されている³¹⁾³²⁾³⁴⁾市販の機構解析ソフトウェアを用いてシミュレーションを行った結果を図 3.6 に示す。このシミュレーションではタイヤ断面形状が考慮されている。タイヤ断面形状を考慮した二輪自動車モデルの応答結果は、前輪操舵角に関しては市販のソフトウェアによる応答よりも 70 %程大きな値を示しているが、ロール角については良い整合性のあることが確認できる。図 3.4 よりタイヤ断面形状を考慮しないと応答が鈍くなり、実車との整合性がないことがわかる。図 3.5 より、インパルス外乱をフロントステア Z_U 軸左まわり方向（正方向）に印加すると、前輪操舵角がフロントステア左まわり方向に生じた後、すぐに Z_U 軸右まわり方向に切られて、ロール角はロール軸の右まわり方向（正方向）に生じていることがわかる。導出したモデルは二輪自動車に特有の逆操舵の現象を再現しており、図 3.6 との比較から、二輪自動車の動特性を正しく表していることがわかる。

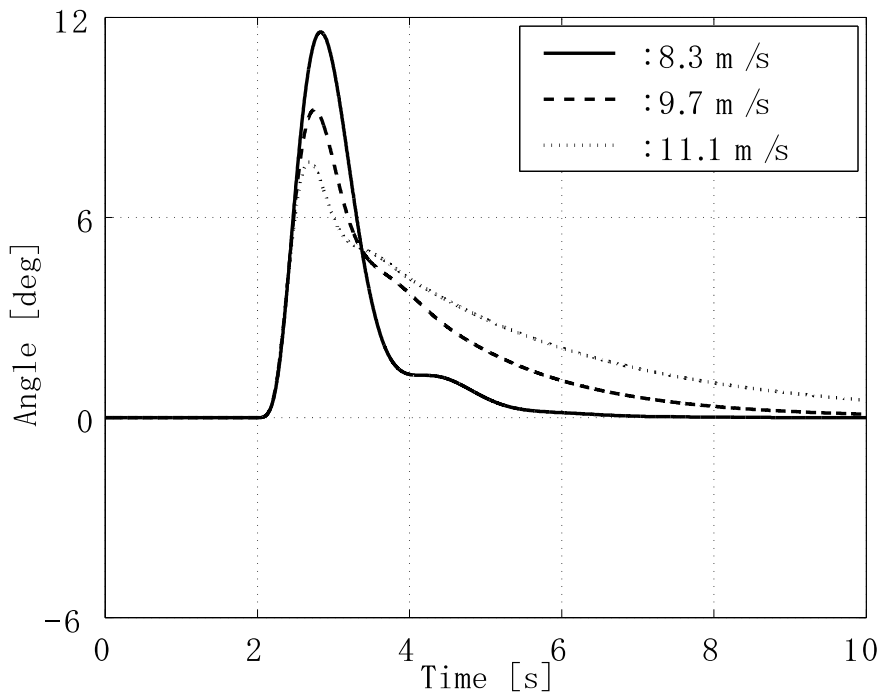
3.2.2 直進走行におけるタイヤが進行方向に滑る場合のモデル検証

タイヤが進行方向に滑る場合、二輪自動車単体の非線形力学モデル⁸⁵⁾⁸⁶⁾を用いて、車速 30 km/h で直進走行のシミュレーションを行う。最大摩擦係数 μ_{max} を 0.2 ~ 0.8 の範囲で変えて過渡応答を調べた。図 3.7 に $\mu_{max} = 0.27, 0.5$ の場合の応答と滑らない場合の応答との比較を示す。車体速度一定の場合、タイヤが進行方向に滑る場合と進行方向に滑らない場合の応答結果はほぼ同じになることがわかる。

図 3.8, 図 3.9 にタイヤの進行方向摩擦力/垂直力、タイヤの横力/垂直力の関係を示す。また、タイヤと地面の最大摩擦係数を半径として、摩擦円⁸⁸⁾を破線で描いている。図 3.8

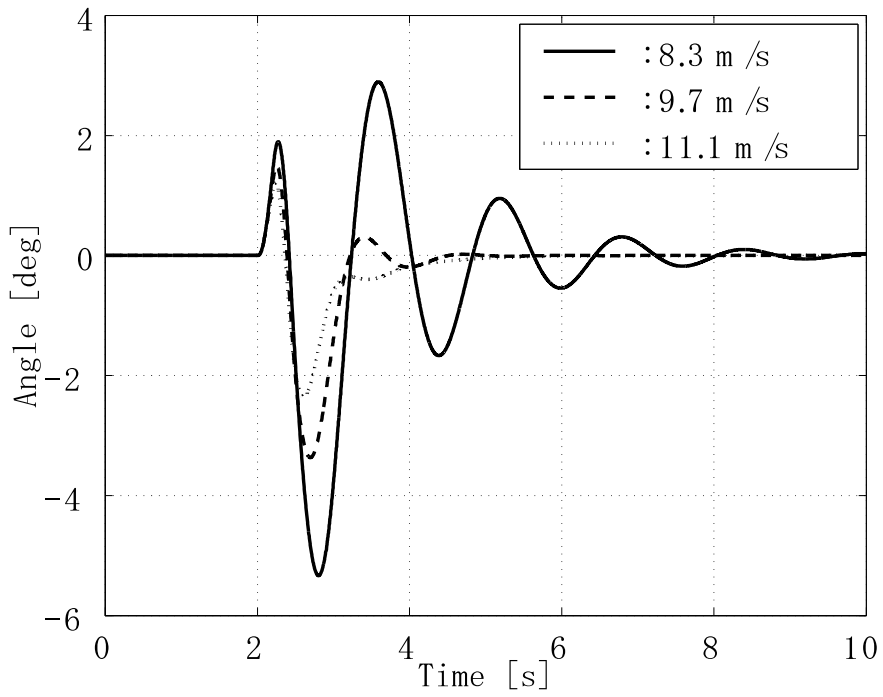


(a) Steering angle

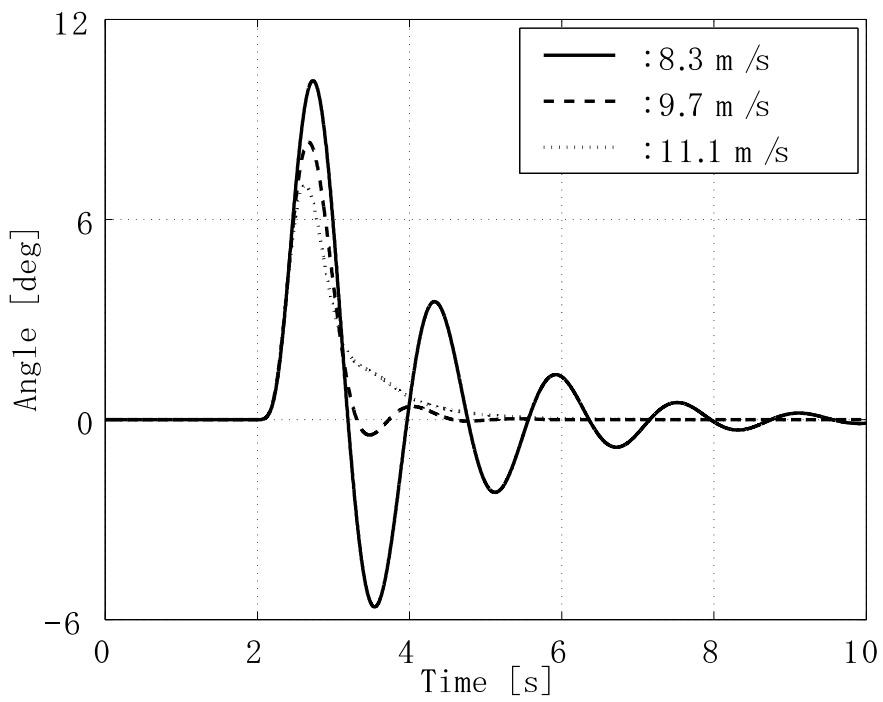


(b) Roll angle

Fig. 3.4 Steering and roll angles of dynamical motorcycle model without consideration of tire cross-sectional shape

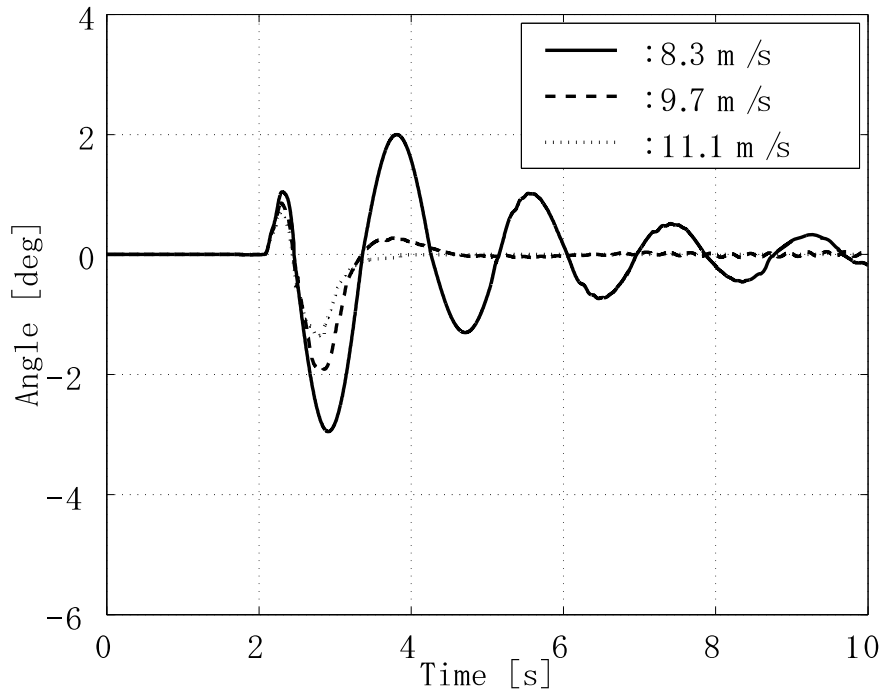


(a) Steering angle

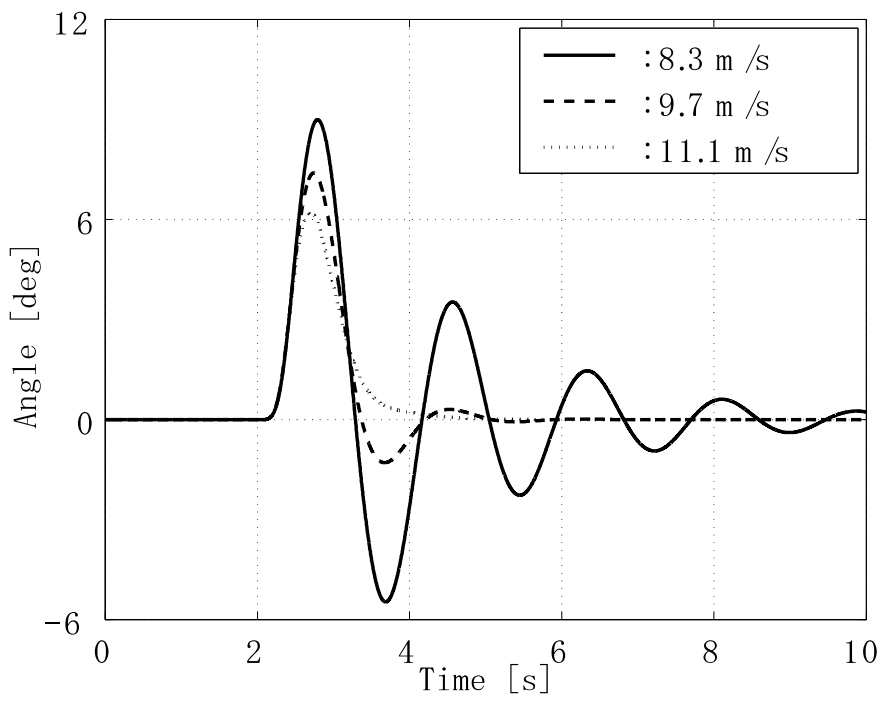


(b) Roll angle

Fig. 3.5 Steering and roll angles of dynamical motorcycle model in consideration of tire cross-sectional shape

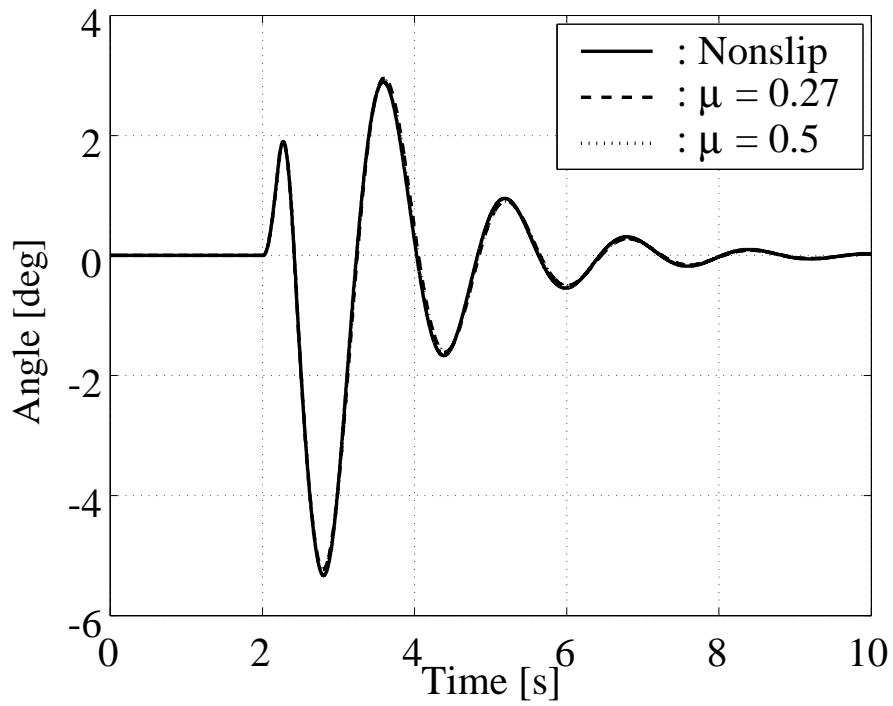


(a) Steering angle

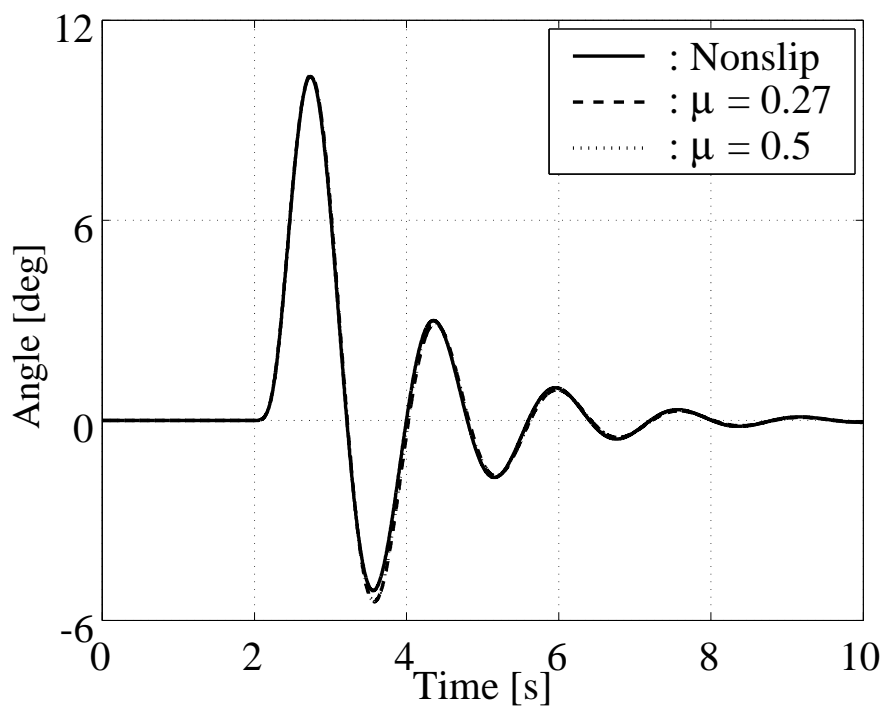


(b) Roll angle

Fig. 3.6 Steering and roll angles of motorcycle model constructed by dynamic mechanical analysis software in consideration of tire cross-sectional shape

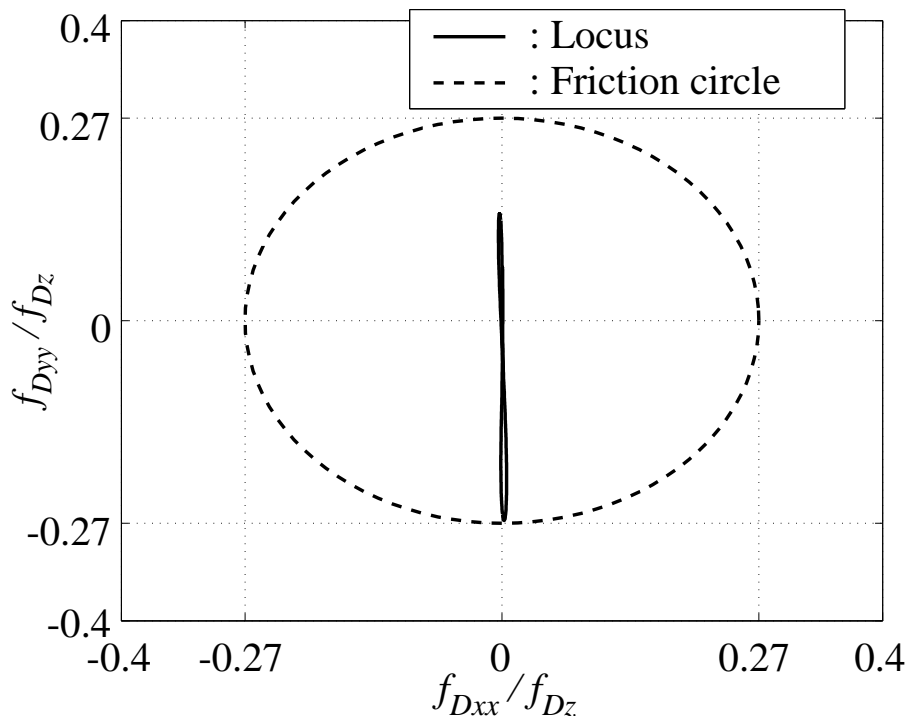


(a) Steering angle

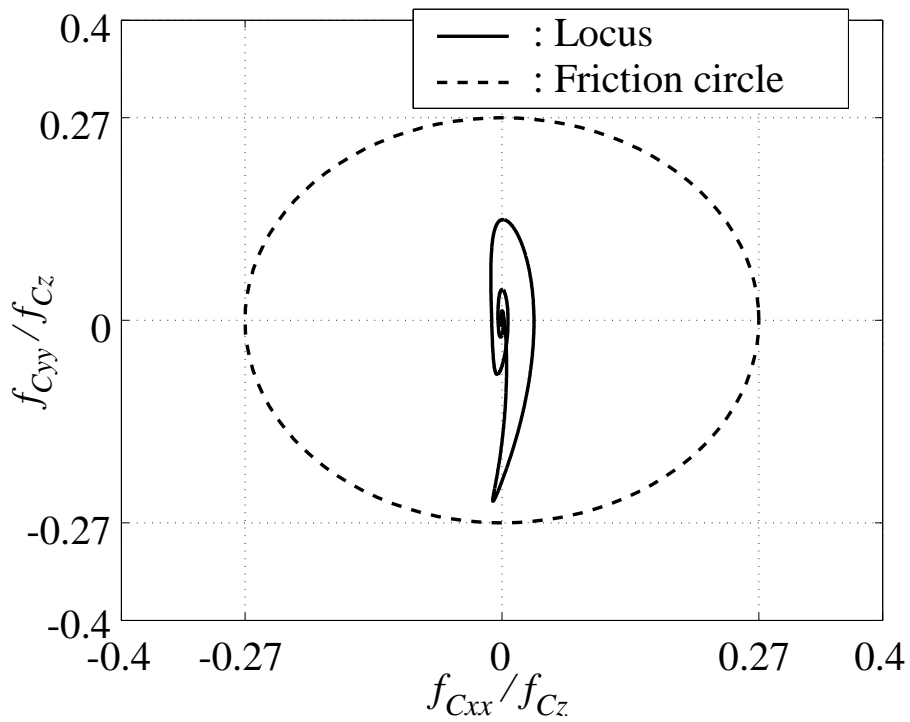


(b) Roll angle

Fig. 3.7 Comparison between slip condition and nonslip condition ($v=8.3$ m/s)

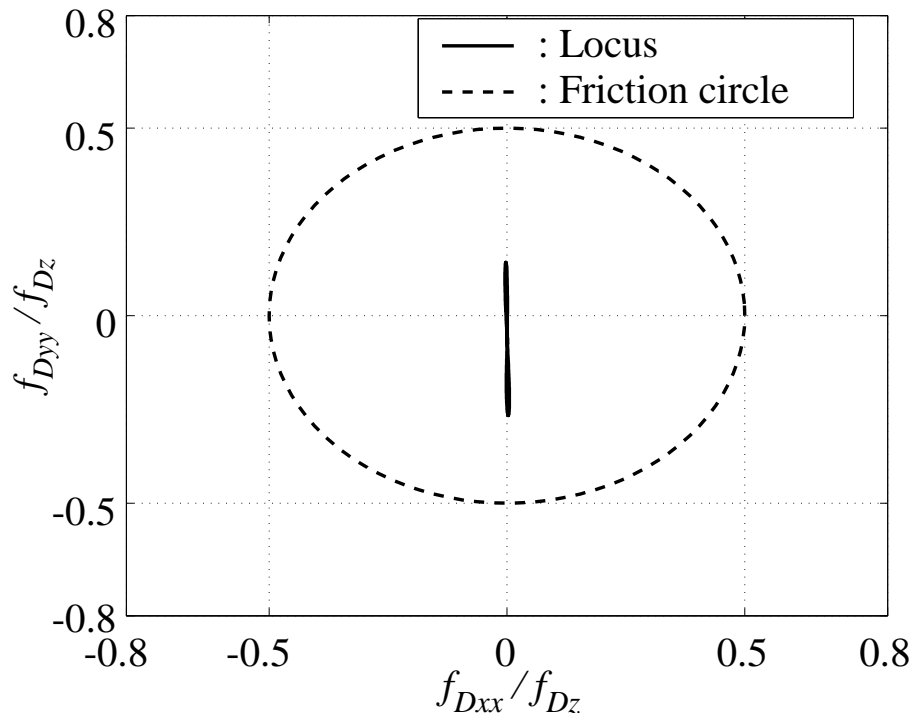


(a) Friction circle of front wheel

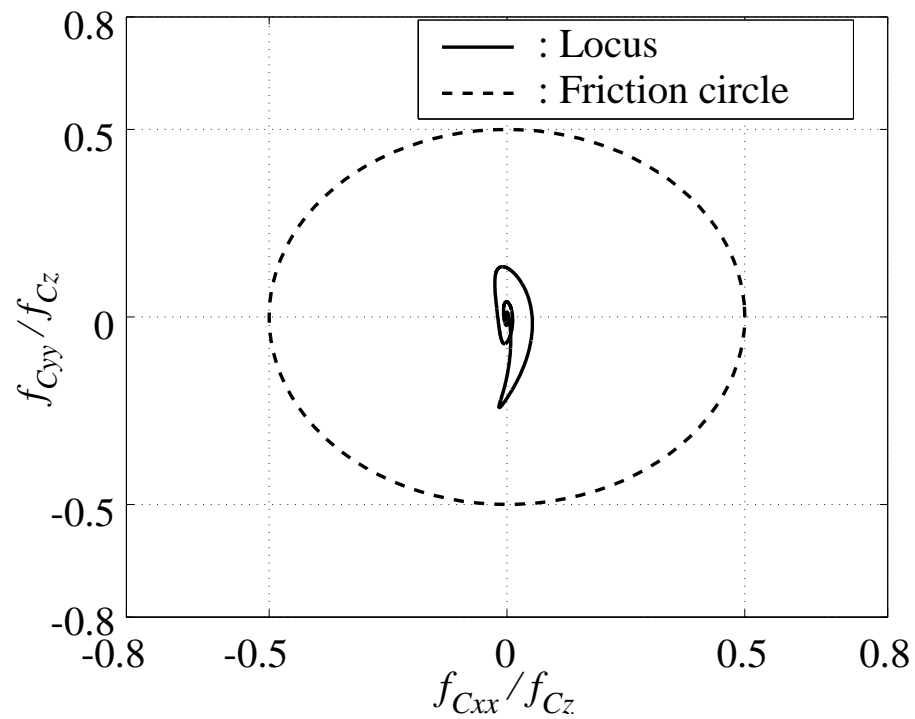


(b) Friction circle of rear wheel

Fig. 3.8 Friction circle of front wheel and rear wheel ($v=8.3$ m/s, $\mu_{max}=0.27$)



(a) Friction circle of front wheel



(b) Friction circle of rear wheel

Fig. 3.9 Friction circle of front wheel and rear wheel ($v=8.3$ m/s, $\mu_{max}=0.5$)

より，最大摩擦係数が0.27の場合，半径0.27の円の限界に達しており，車輪の横方向は余裕がなくなっている．車速 $v = 8.3 \text{ m/s}$ のとき，最大摩擦係数を0.27より小さくした場合には，タイヤはグリップを失ってしまう．図3.9より，最大摩擦係数が0.5の場合，前輪と後輪の進行方向および横方向の摩擦力はともに十分な余裕がある．車速を 8.3 m/s に維持するために，後輪は駆動トルクを受け，進行方向に摩擦力を生じる．一方，前輪は制動トルクを0としている．このため，後輪に進行方向の摩擦力が生じるが，前輪には生じない．

3.2.3 スラローム状の運動におけるタイヤが進行方向に滑らない場合のモデル検証

スラローム実験のデータを利用して，タイヤが進行方向に滑らない場合の二輪自動車単体の非線形力学モデルに基づき，二輪自動車のスラローム状の運動をシミュレーションにより再現することを試みる．なお，実車と非線形力学モデルでは諸元が異なるため，精度の良い比較を行うことができない．図3.10にスラローム実験の走行コースを示す．五つのパイロンを設置し，パイロン間隔は 12 m とした．走行速度は 40 km/h である．この実験結果から得られた操舵トルク τ_{fe} とロールレート $\dot{\theta}_{xe}$ の応答を図3.11に示す．

スラローム状の運動をシミュレーションにより再現するため，二輪自動車単体の非線形力学モデルにスラローム実験結果から得られた操舵トルク τ_{fe} を入力するとともに，車体のロール軸まわりにリーントルク τ_{wx} を印加する．リーントルク τ_{wx} は，図3.12に示すように，スラローム実験結果から得られたロールレート $\dot{\theta}_{xe}$ に追従するPID制御により求められる．PIDゲインは，それぞれ $K_p=130$ ， $K_i=3$ ， $K_d=15$ とした．また，車速を 40 km/h の一定速度に保つため，目標後輪回転速度 $\dot{\theta}_{rr}$ を与えて，PIフィードバック制御により後輪駆動トルク τ_r を求める．

図3.11(a)に示す操舵トルクと図3.13に示すリーントルクを用いていることで，図3.14に実線で示すスラロームシミュレーション結果が得られる．図3.14に破線でスラローム実験結果を示す．(a)，(b)より，ロールレートと操舵角のシミュレーション結果の周波数は実験結果とほぼ一致することがわかる．二輪自動車単体の非線形力学モデルでは，実験で実現したスラローム状の運動をほぼ再現することができる．

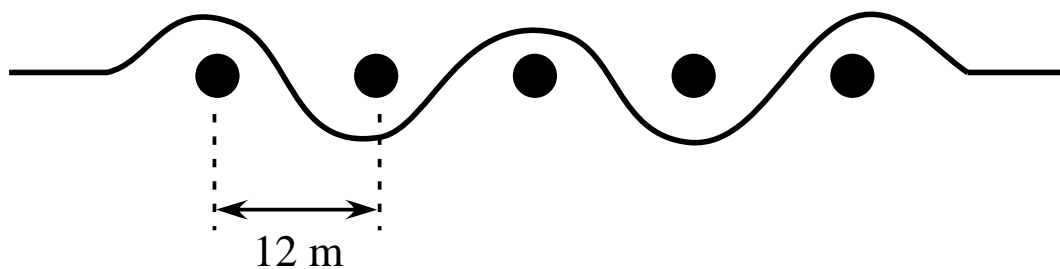
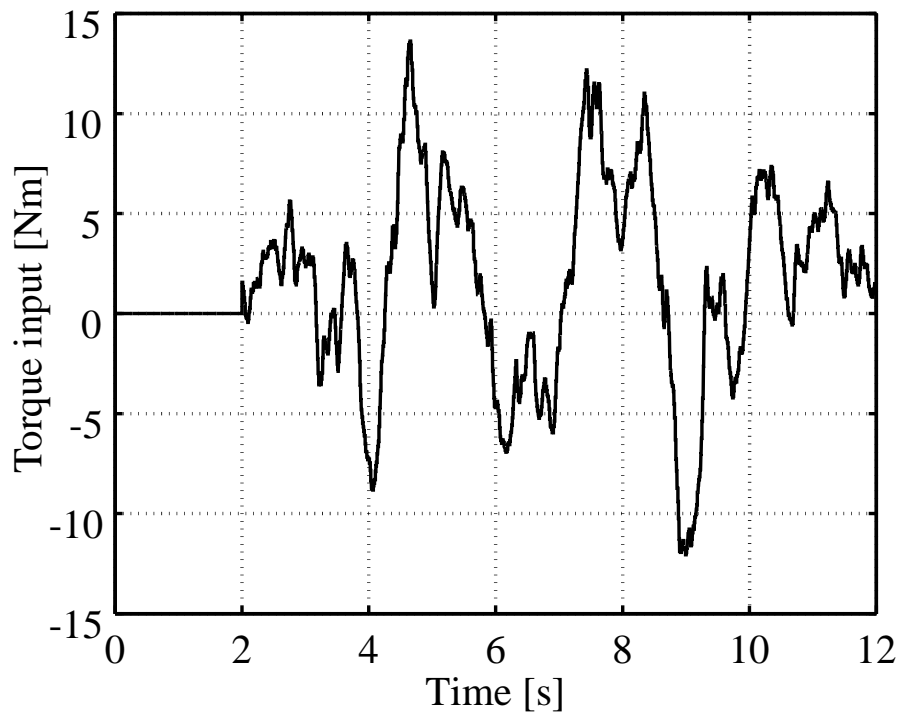
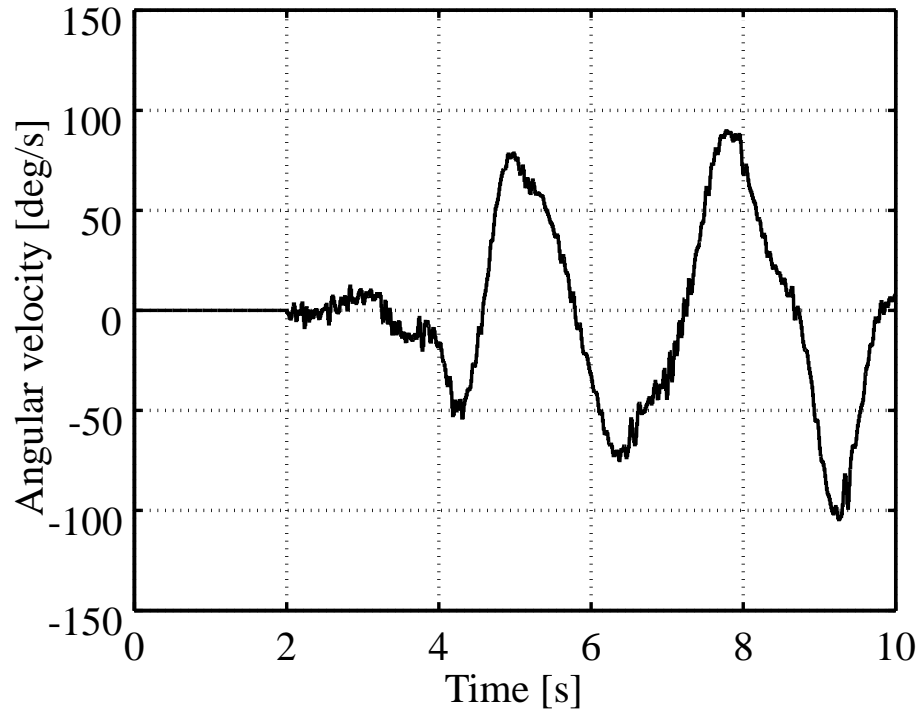


Fig. 3.10 Slalom course



(a) Steering torque



(b) Roll rate

Fig. 3.11 Experimental results of slalom running

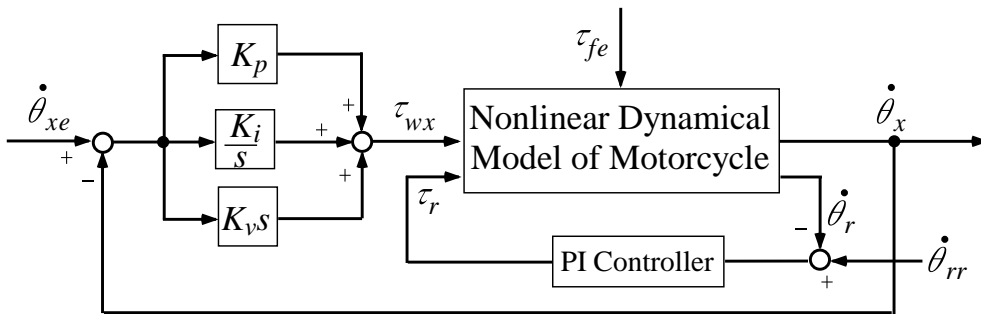


Fig. 3.12 Closed-loop control system for slalom running simulation

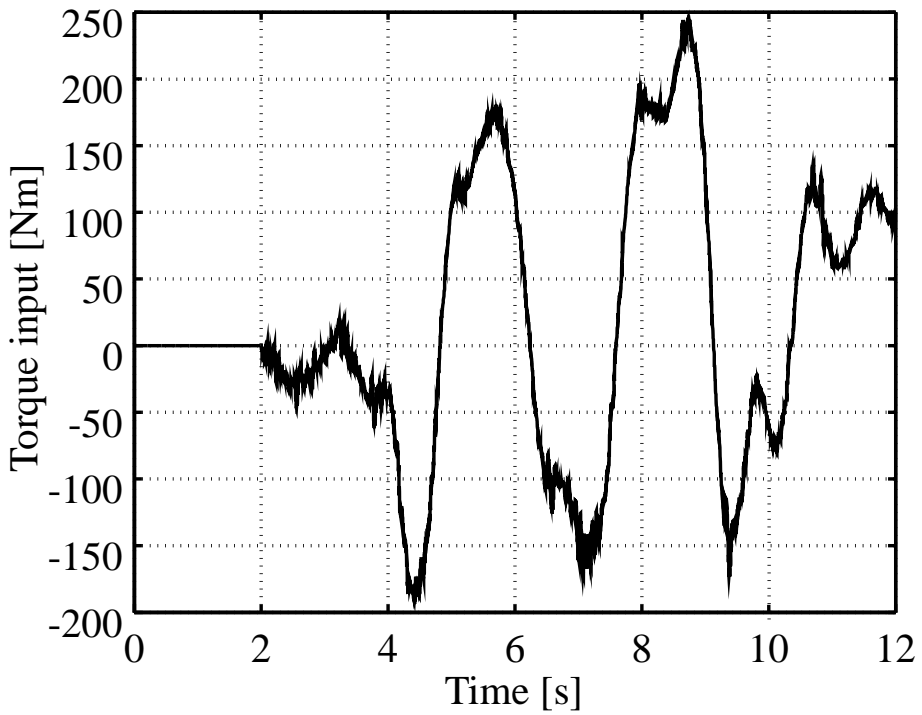
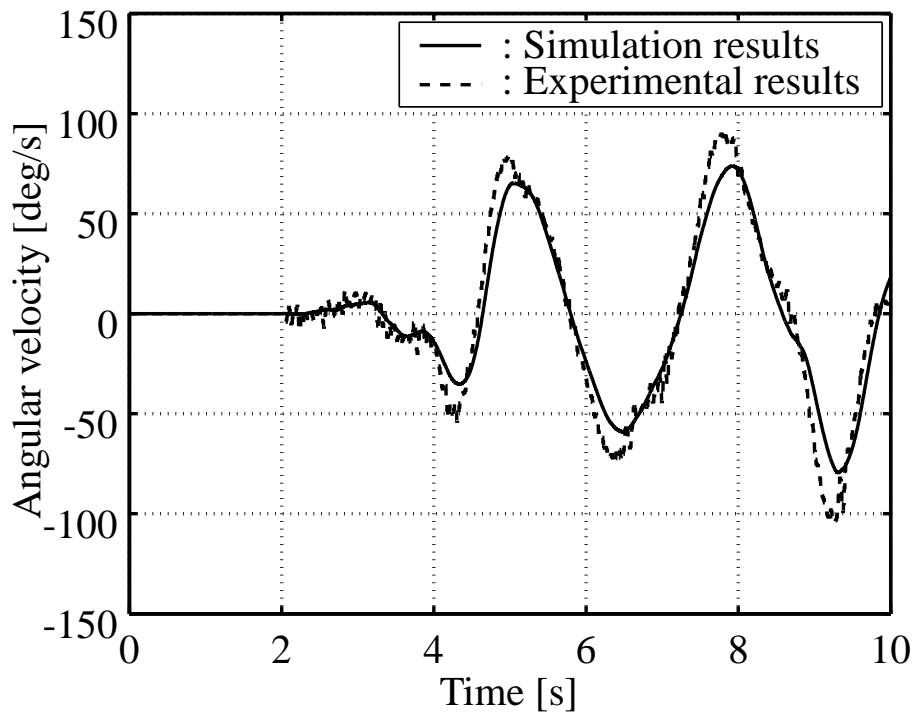
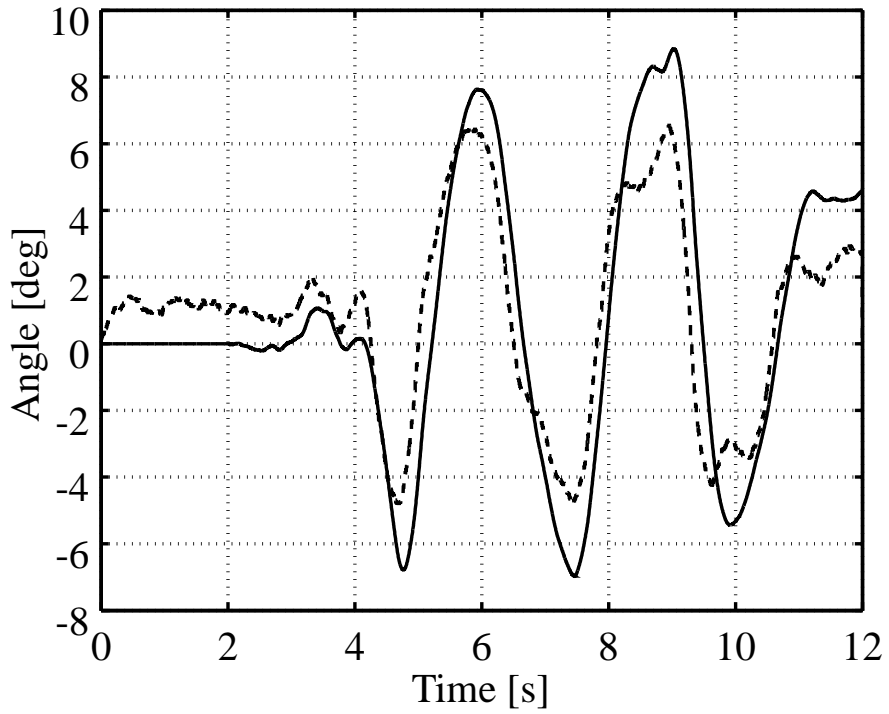


Fig. 3.13 Lean torque input



(a) Roll rate



(b) Steering angle

Fig. 3.14 Comparison between simulation results and experimental results

3.3 ライダによる定常円旋回のシミュレーション

2章ではコンテクストレベルのユースケース分析により、ライダの運転パターンは旋回運動を含むことがわかる。障害物の回避やUターンなどのときにライダによる二輪自動車の旋回運動が行われる。本節では、路面の摩擦係数を0.8を仮定し、タイヤが進行方向に滑る場合、ライダ-自動車系の非線形力学モデル式(3.37)を用いてライダによる定常円旋回のシミュレーションを行う。この非線形力学モデルは、操舵軸に与えられた操舵トルクの反トルクがライダの上体に与える影響、およびライダの上体のロール軸まわりの動きを考慮した。ライダによる定常円旋回には、目標ロール角に追従するPID制御を行い、半径30 mの定常円旋回⁸⁹⁾を実現するライダからの操舵トルクを求める。

車速 v で半径 R の定常円旋回運動時のロール角 θ_{xr} は以下の式から求められる⁹⁰⁾。

$$\theta_{xr} = \tan^{-1}\left(\frac{v^2}{9.8R}\right) \quad (3.46)$$

図3.15に示すように、ライダ-二輪自動車系の非線形モデルを用いて目標ロール角 θ_{xr} に追従するPID制御による閉ループ系を構成する。目標ロール角 θ_{xr} の定常円旋回運動を実現するPID制御器の出力をライダから与える操舵トルク τ_{fr} とする。また、車速を一定に保つため、目標後輪回転速度 $\dot{\theta}_{rr}$ を与えて、PIフィードバック制御により後輪駆動トルク τ_r を求める。式(3.46)を用いて、車速15 km/h、20 km/h、25 km/h、30 km/h、40 km/h、50 km/h、60 km/hで半径30 mの定常円旋回運動時の二輪自動車の目標ロール角 θ_{xr} をそれぞれ計算する。図3.15の目標ロール角 θ_{xr} に追従するPID制御による閉ループ系を用いて、15 km/h ~ 60 km/hで半径30 mの定常円旋回⁸⁹⁾を完成するライダからの操舵トルク τ_{fr} を求める。15 km/h ~ 60 km/hで半径30 mの定常円旋回を完成する目標ロール角、ライダからの操舵トルク、とPID制御ゲインを表3.3に示す。PID制御ゲインは目標ロール角に対する追従性により調整される。表3.3により、半径30 mの定常円旋回時に車速の増加に伴い、車体のロール角とライダからの操舵トルクは大きくなることわかる。PID制御ゲインは車速の増加に従って減少することにより、車速の増加に伴うライダによる半径30 mの定常円旋回の実現が容易になることわかる。車速30 km/hで半径30 mの定常円旋回を図3.16に示す。(a)に旋回軌跡を、(b)に車体のロール角およびライ

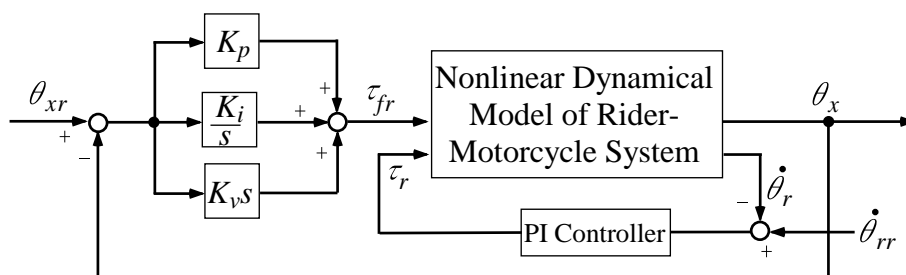
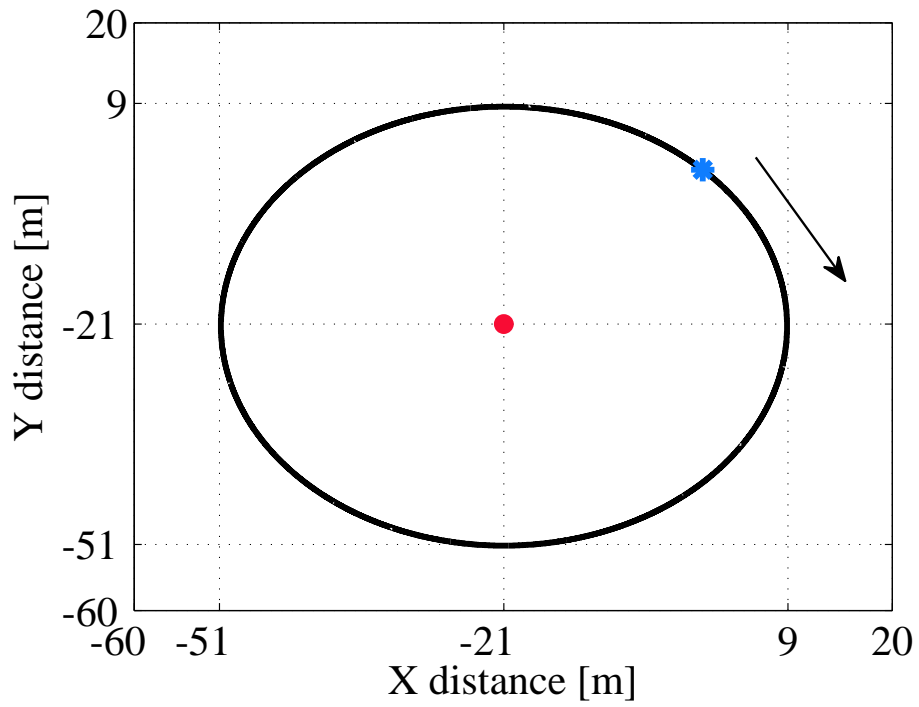
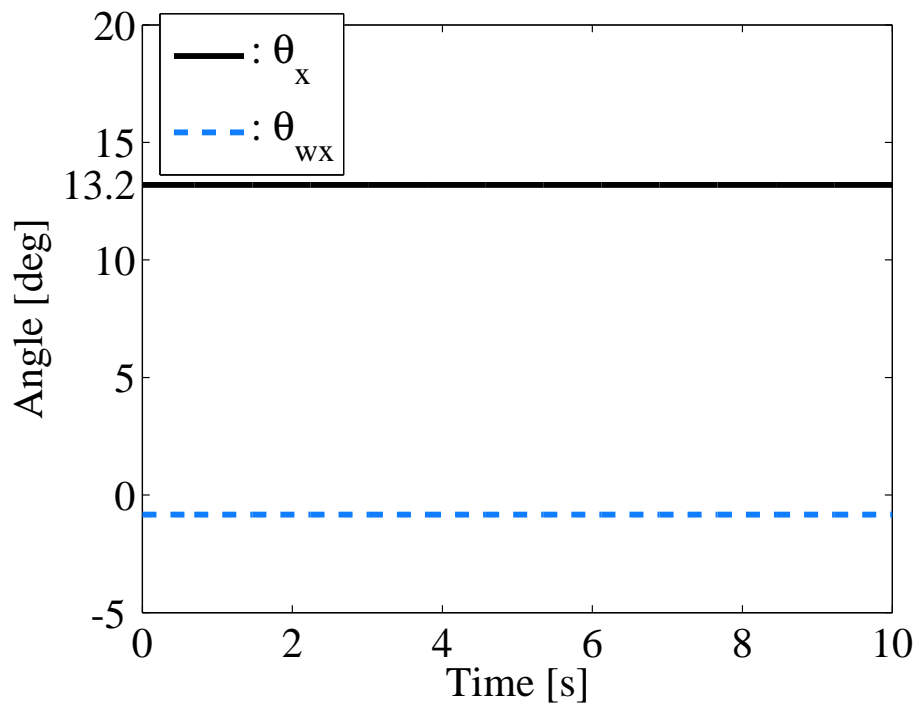


Fig. 3.15 Closed-loop control system for steady-state circular turning



(a) Turnig trajectory



(b) Roll angle and lean angle

Fig. 3.16 Simulation results of steady-state circular turning at 30 km/h

Table 3.3 Parameters of steady-state circular turning simulations(the radius of 30 m, velocities from 15 to 60 km/h)

	15 km/h	20 km/h	25 km/h	30 km/h
Roll angle (deg)	3.4	6.0	9.3	13.2
Rider's steering torque (Nm)	-2.7	-3.1	-3.7	-4.5
K_P	40	25	23	20
K_I	25	20	18	15
K_D	38	18	8	5
	35 km/h	40 km/h	50 km/h	60 km/h
Roll angle (deg)	17.8	22.8	33.3	43.3
Rider's steering torque (Nm)	-5.6	-7.1	-11.9	-20.7
K_P	19	18	16	14
K_I	14	12	10	8
K_D	4	2	2	1

ダ上体のリーン角をそれぞれ示す．(b) より，車速 30 km/h で半径 30 m の定常円旋回には，13.2 deg の車体の傾きに対してライダーが約-1 deg のリーン角をもっていることがわかる．

3.4 ライダによる最適なレーンチェンジ

2.3.1 項の図 2.5 に示すライダーの運転パターンはレーンチェンジを含み，四輪自動車などの障害物にあうときにライダーによる二輪自動車のレーンチェンジが行われる．本節では，路面の摩擦係数を 0.8 と仮定し，タイヤが進行方向に滑る場合について，ライダー-自動車系の非線形力学モデル式 (3.37) を用いてライダーによる最適なレーンチェンジを求める．

ライダーによる最適なレーンチェンジを実現するため，終端状態制御⁹¹⁾(FSC: Final-State Control) を用いて，ライダーからの操舵トルクとライダーの上体を制御するリーントルクを計算する．ここでは，車速 60 km/h 時に，3 s 間で車線変更量 3.6 m の左レーンチェンジを行うものとする．

3.4.1 終端状態制御

3章の非線形状態空間モデル式 (3.37) の状態ベクトル x と入力 u から新たな状態ベクトル $x_c = [x^T \ u^T]^T$ を構成し，入力 u の一階微分 \dot{u} を新たな制御入力とすることにより，拡大系の状態方程式は次のようになる．

$$\dot{x}_c = A_c(x_c)x_c + B_c\dot{u} + E_c(x_c) \quad (3.47)$$

ただし，

$$\mathbf{A}_c(\mathbf{x}_c) = \begin{bmatrix} \mathbf{A}(\mathbf{x}) & \mathbf{B}(\mathbf{x}) \\ \mathbf{0}_{2 \times 20} & \mathbf{0}_{2 \times 2} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B}_c = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{20 \times 2} \\ \mathbf{I}_2 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{E}_c(\mathbf{x}_c) = \begin{bmatrix} \mathbf{E}(\mathbf{x}) \\ \mathbf{0}_{2 \times 1} \end{bmatrix}$$

である．この拡大系を用いると，終端出力制御によって得られる入力 u の始点と終点の値を 0 にすることができる．拡大系の状態方程式 (3.47) を離散化すると，以下の離散時間状態方程式を得る．

$$\mathbf{x}_c(k+1) = \mathbf{A}_c(k)\mathbf{x}_c(k) + \mathbf{B}_c\dot{\mathbf{u}}(k) + \mathbf{E}_c(k) \quad (3.48)$$

$$(k = 0, 1, \dots, N-1)$$

このシステムに誤差学習を用いた終端状態制御を適用することにより，フィードフォワード入力 $\bar{\mathbf{u}}$ を求める．式 (3.48) と出力行列 C により，目標時間 $N\Delta t$ 後の部分状態量である出力 $\mathbf{y}(N)$ は

$$\begin{aligned} \mathbf{y}(N) &= \mathbf{C}\mathbf{x}_c(N) \\ &= \mathbf{C}\mathbf{A}_c(N-1)\cdots\mathbf{A}_c(0)\mathbf{x}_c(0) + \mathbf{C}\bar{\mathbf{A}}_c\bar{\mathbf{E}}_c + \mathbf{C}\bar{\mathbf{B}}_c\bar{\mathbf{u}} \end{aligned} \quad (3.49)$$

となる．ただし，

$$\bar{\mathbf{A}}_c = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_c(N-1)\cdots\mathbf{A}_c(1), & \mathbf{A}_c(N-1)\cdots\mathbf{A}_c(2), & \dots, & \mathbf{A}_c(N-1), & \mathbf{I} \end{bmatrix},$$

$$\bar{\mathbf{E}}_c = \begin{bmatrix} \mathbf{E}_c^T(0), & \mathbf{E}_c^T(1), & \dots, & \mathbf{E}_c^T(N-1) \end{bmatrix}^T,$$

$$\bar{\mathbf{B}}_c = \bar{\mathbf{A}}_c\mathbf{B}_c, \quad \bar{\mathbf{u}} = \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{u}}^T(0), & \dot{\mathbf{u}}^T(1), & \dots, & \dot{\mathbf{u}}^T(N-1) \end{bmatrix}^T$$

である．式 (3.50) により，目標出力 \mathbf{y}_f に目標時間 $N\Delta t$ で到達するようなフィードフォワード入力 $\bar{\mathbf{u}}$ は行列 \mathbf{A}_c および \mathbf{E}_c が変化しないとすれば，

$$\bar{\mathbf{u}} = \bar{\mathbf{B}}_c^T \mathbf{C}^T (\mathbf{C}\bar{\mathbf{B}}_c\bar{\mathbf{B}}_c^T \mathbf{C}^T)^{-1} (\mathbf{y}_f - \mathbf{C}\mathbf{A}_c(N-1)\cdots\mathbf{A}_c(0)\mathbf{x}_c(0) - \mathbf{C}\bar{\mathbf{A}}_c\bar{\mathbf{E}}_c) \quad (3.50)$$

で与えられる．しかし，実際には与えられる入力によって行列 \mathbf{A}_c および \mathbf{E}_c は変化し，式 (3.50) で求められた $\bar{\mathbf{u}}$ では終端出力 $\mathbf{y}(N)$ は目標出力 \mathbf{y}_f に到達せず終端誤差 $e_y = \mathbf{y}_f - \mathbf{y}(N)$ を生じる．そこで，この終端誤差 e_y を補償するための入力 $\Delta\bar{\mathbf{u}}$ を式 (3.51) のように求め，

$$\Delta\bar{\mathbf{u}} = \bar{\mathbf{B}}_c^T \mathbf{C}^T (\mathbf{C}\bar{\mathbf{B}}_c\bar{\mathbf{B}}_c^T \mathbf{C}^T)^{-1} e_y \quad (3.51)$$

さらに，これに学習係数 $\gamma (0 < \gamma < 1)$ を乗じて入力 $\bar{\mathbf{u}}$ を

$$\bar{\mathbf{u}} + \gamma\Delta\bar{\mathbf{u}} \longrightarrow \bar{\mathbf{u}}$$

により更新する．この学習を繰り返すことにより，終端出力の誤差 e は十分に小さくなる．

終端出力 y には，二輪自動車の横変位，ヨー角，ロール角と前輪操舵角，ライダー上体のリーン角，二輪自動車の横変位速度，ヨー角速度，ロール角速度と前輪操舵角速度，ライダー上体のリーン角速度，前輪操舵トルクとライダー上体を制御するリーントルクを選ぶ．これらの出力を直進状態から 3 s 間で目標値

$$\mathbf{y}_f = \left[3.6, \mathbf{0}_{1 \times 11}^T \right]^T$$

へ持っていくためのライダーからの前輪操舵トルク τ_{fr} とライダー上体を制御するリーントルク τ_{wx} を求める．

3.4.2 終端状態制御より求めた最適なレーンチェンジ

図 3.17 に，終端状態制御により求めた最適レーンチェンジの結果を示す．図 3.17 (a) に示すライダーからの操舵トルク τ_{fr} とライダー上体を制御するリーントルク τ_{wx} を用いることで，(b) に示すレーンチェンジの軌跡が実現される．(b) に 0.5 s ごとの軌跡を示す．レーンチェンジ運動を [1] 0 s ~ 0.7 s の倒し込み区間，[2] 0.7 s ~ 2 s の切り返し区間と [3] 2 s ~ 3 s の立て直し区間に分けて以下にその挙動を述べる．

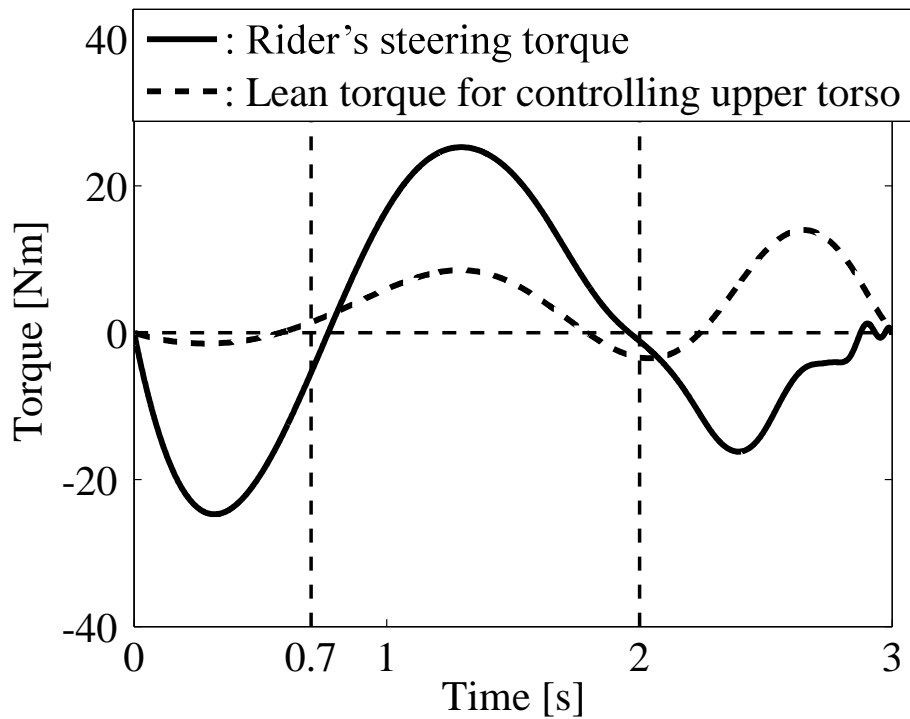
[1] 倒し込み区間：(a) に示すライダーからの操舵トルクは負の値をとり，右向きに逆操舵することにより前輪はわずかに右に向き，車体が左側に倒れ込むことで左レーンチェンジが始まる．この区間でのライダー操舵トルクの最大値は -27 Nm 程度に達している．ライダーの上体を制御するリーントルクはほぼ 0 で，ライダーの上体は慣性によって車体の傾きと逆の方向に倒れる．(c) ~ (e) より，この区間での操舵角，ロール角，ライダーの上体のリーン角の最大値は約 2 deg，-20 deg，5 deg になっている．

[2] 切り返し区間：(a) と (b) に示すように，この区間では，ライダーは操舵を左に切り返し，車線変更を進める．ライダーの操舵トルクの最大値 26 Nm 程度で，2 s までの間に横方向の車線変更量は目標の 3.6 m に近づいている．(a) に示すライダーのリーントルクによって，ライダーはリーンインの姿勢をとり，(d) と (e) から，ライダーは車体ロール角の -20 deg ~ 19 deg の変化に先行して，-6 deg ~ 7 deg の範囲で左傾きから右傾きになることがわかる．

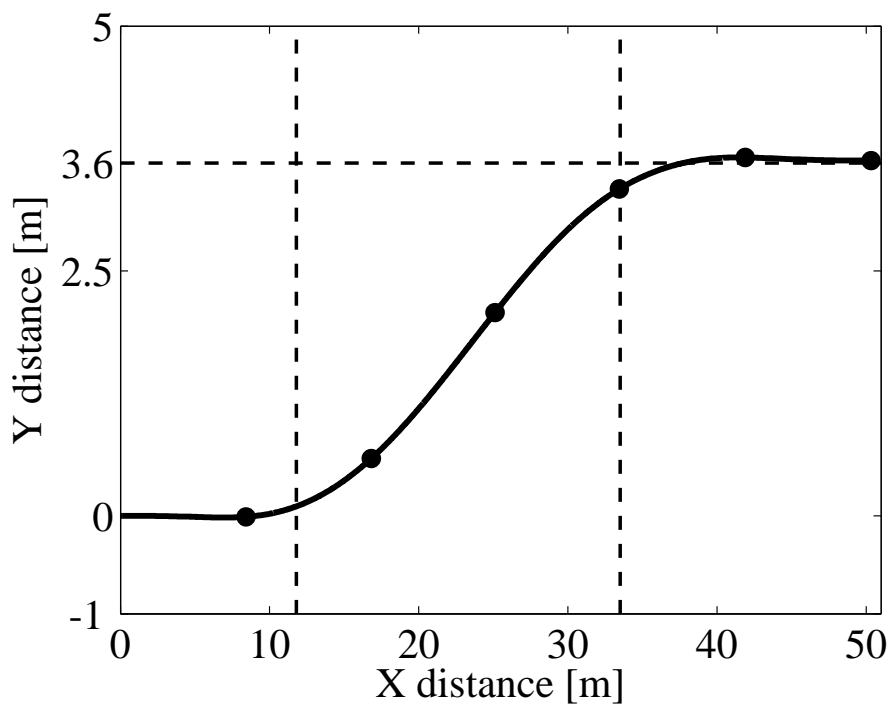
[3] 立て直し区間：(d) に示す車体ロール角は 2 s 時点で最大の傾きとなり，この後ライダーは操舵トルクとリーントルクを調整し，車体と上体の姿勢を立て直す．ライダーの操舵トルクは -16 Nm ~ 1.5 Nm の範囲で変化し，リーントルクの最大値は 14 Nm 程度になっている．(b) ~ (g) より，レーンチェンジ終了時に横方向の車線変更量は目標値 3.6 m に達し，操舵角，ロール角，ライダーの上体のリーン角，ヨーレートとロールレートはほぼ 0 になっていることがわかる．

図 3.18 に，二輪自動車のレーンチェンジ試験方法についての JASO 規格文献⁹²⁾ に掲載されているレーンチェンジの走行試験の一例を示す．この結果には物理量の記載がない

ため，定量的な比較はできないものの，図 3.17 の最適レーンチェンジの結果は図 3.18 のデータと定性的にはほぼ一致していることがわかる．

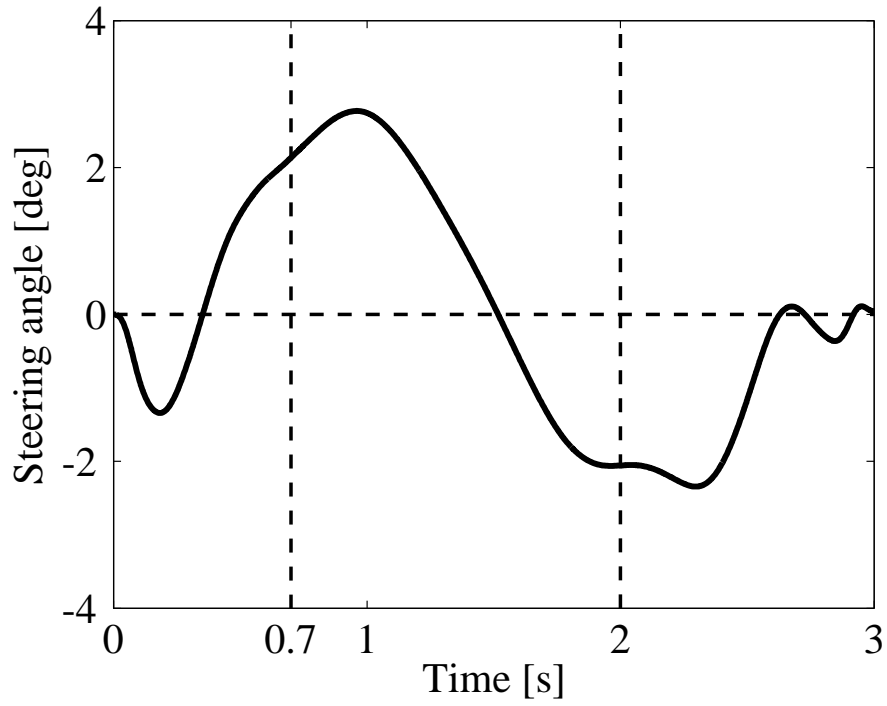


(a) Steering and lean torques

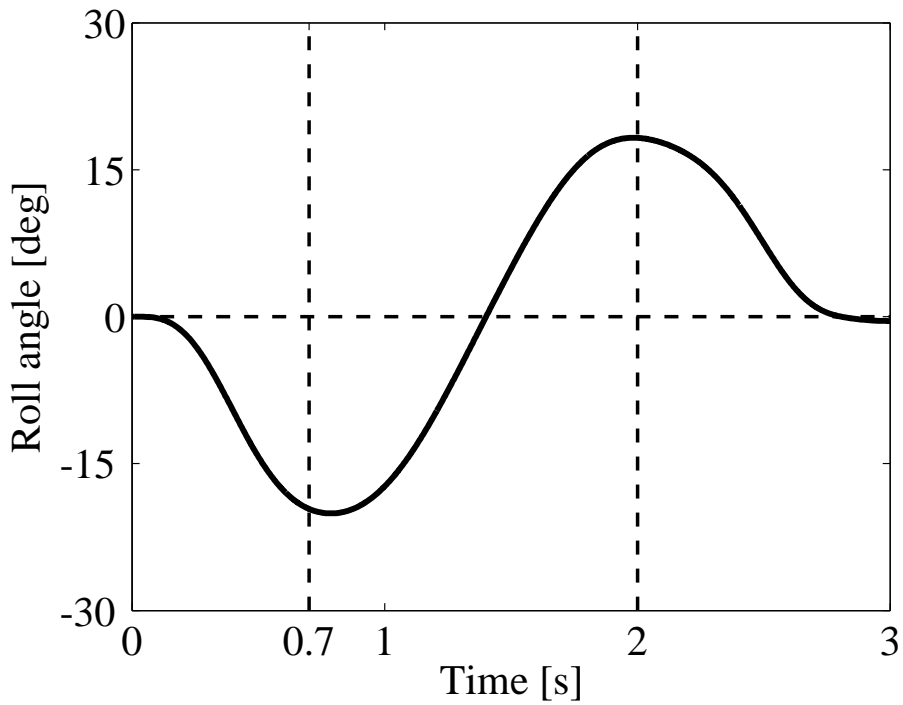


(b) Lane change trajectory

Fig. 3.17 Optimal lane change using rider's steering and lean torques (pp. 65-68)

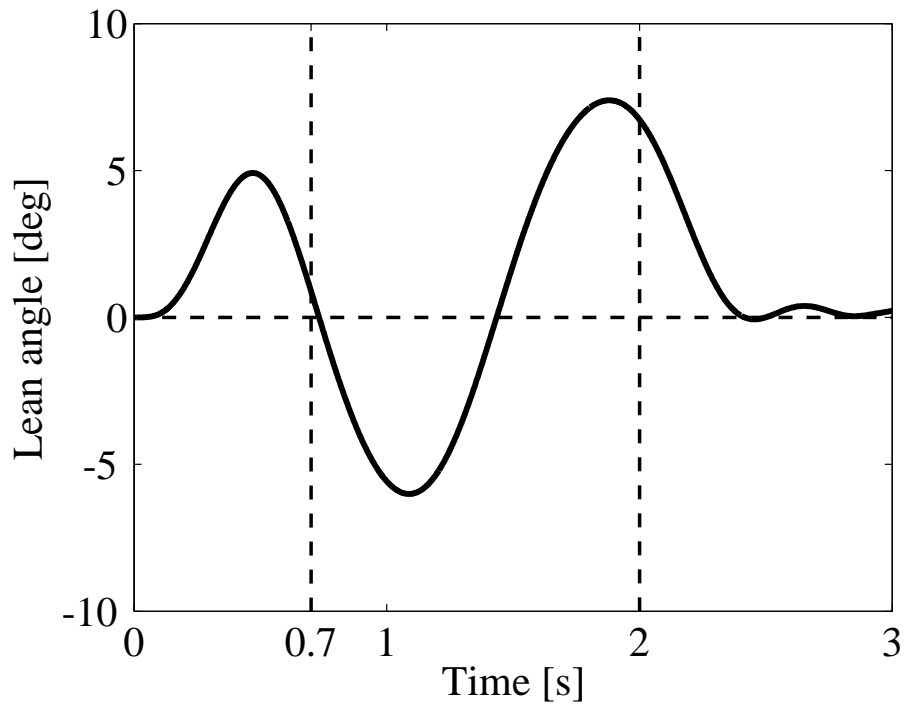


(c) Steering angle

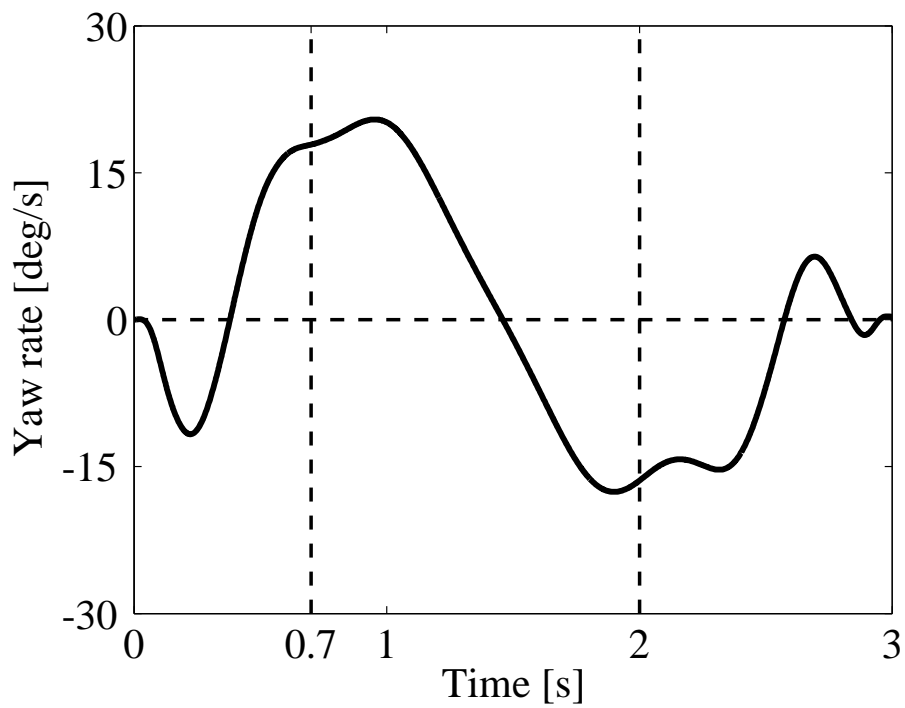


(d) Roll angle

Fig. 3.17 Optimal lane change using rider's steering and lean torques (pp. 65-68)

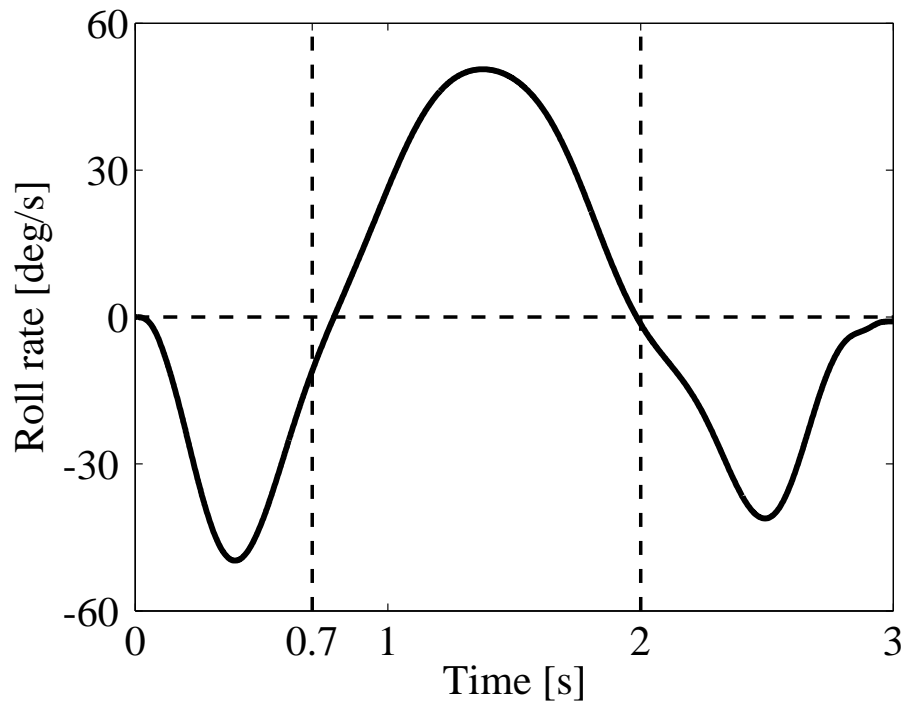


(e) Lean angle of rider's upper torso



(f) Yaw rate

Fig. 3.17 Optimal lane change using rider's steering and lean torques (pp. 65-68)



(e) Roll rate

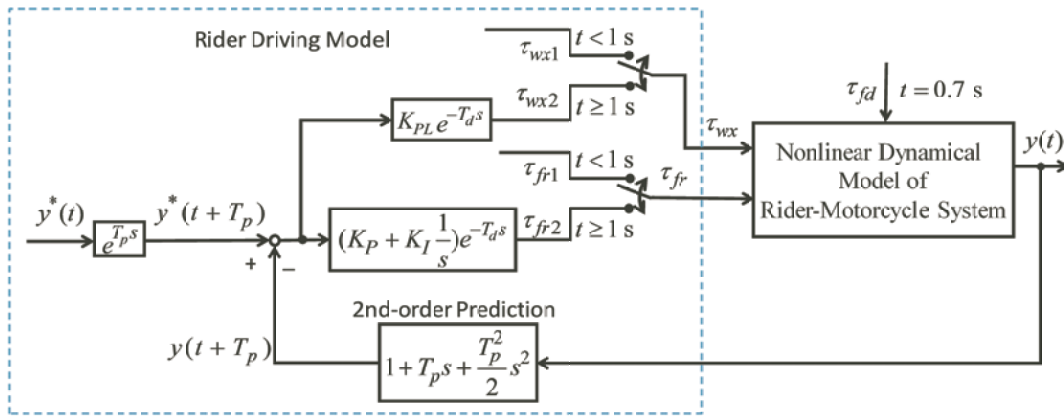
Fig. 3.17 Optimal lane change using rider's steering and lean torques (pp. 65-68)

Fig. 3.18 Experimental results of lane change⁹²⁾

出典：二輪自動車 レーンチェンジ試験方法, JASO 規格, No. t013-07, 2007.

3.5 ライダ操縦モデル

2章のユースケース分析よりライダの操縦熟練度が前輪操舵アシスト制御に影響を与えることがわかった。そのため、ライダの神経、筋肉系のむだ時間を考慮した二次前方予測誤差修正モデル⁴⁵⁾を導入し、熟練ライダと未熟練ライダの操縦を模擬するライダ操縦モデルを構築する。ライダ操縦モデルとライダ-二輪自動車系の非線形力学モデルからなるシステム全体のブロック線図を図3.19に示す。ライダ操縦モデルにより、予測時間 T_p 先の二輪自動車の横変位と目標横変位の誤差に比例および積分補償を施した制御入力にむだ時間 T_d を考慮して、ライダからの補償操舵トルク τ_{fr2} を求める。予測時間 T_p 先の二輪自動車の横変位と目標横変位の誤差に比例補償のみを施した制御入力にむだ時間 T_d を考慮して、ライダの上体を回転させるリーントルク τ_{wx2} を求める。ライダ操縦モデルの練熟ライダA、未練熟ライダBとCのパラメータを表3.4に示す。表3.4に示すように、無駄時間 T_d が短く、予測時間 T_p が長く、さらにPIゲイン K_P, K_{PL}, K_I が小さいほど、熟練度が高いものとする。

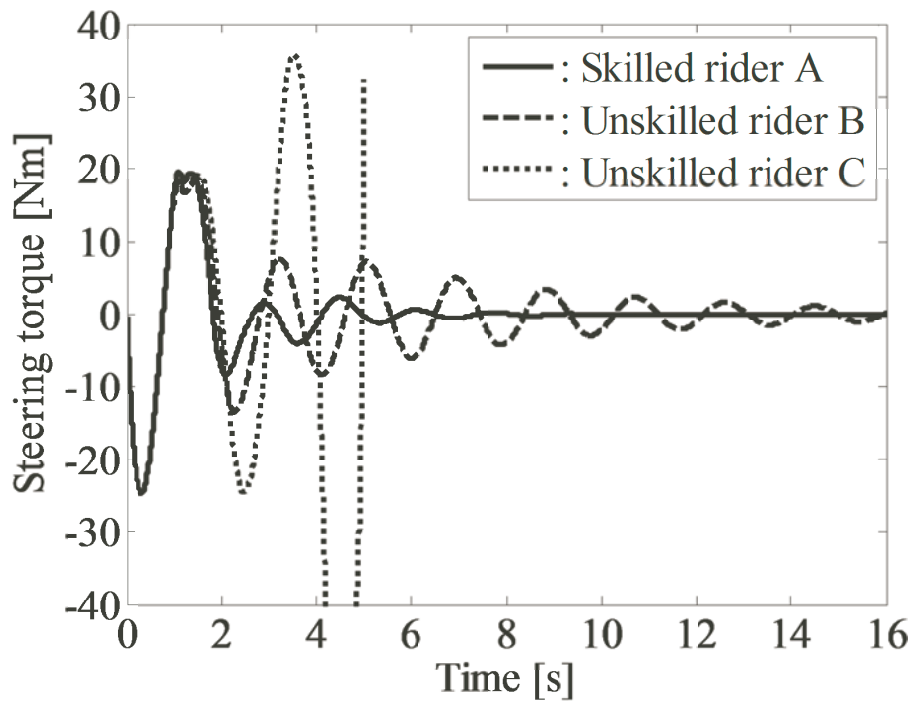


y : Lateral displacement, y^* : Lateral displacement target, K_P, K_{PL} : Proportional gain, K_I : Integral gain, T_d : Time delay, T_p : Prediction time, τ_{fr1} : Rider's steering torque obtained by Final-State Control, τ_{fr2} : Rider's steering torque obtained by rider driving model, τ_{fr} : Total rider's steering torque, τ_{wx1} : Lean torque obtained by Final-State Control, τ_{wx2} : Lean torque obtained by rider driving model, τ_{wx} : Total lean torque, τ_{fd} : Steering disturbance.

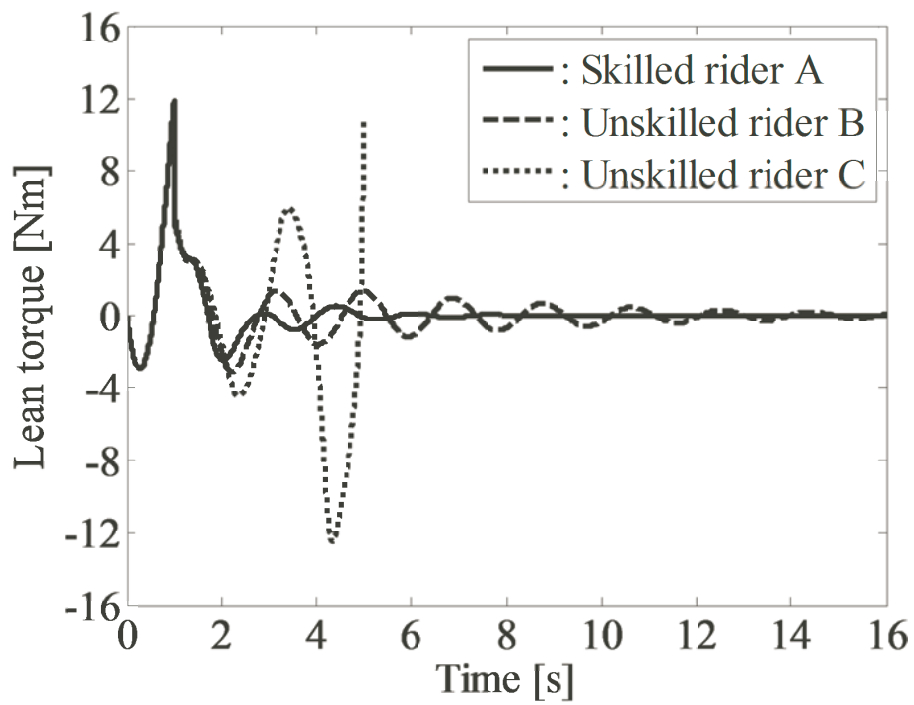
Fig. 3.19 Closed-loop system including rider driving model and nonlinear dynamical model of rider-motorcycle system

Table 3.4 Parameters of rider driving model

Parameter	Time delay ^{45) 46)} T_d	Prediction time ^{45) 46)} T_p	Proportional gain K_P	Proportional gain K_{PL}	Integral gain K_I
Skilled rider A	0.1 s	1.5 s	5.2	1.04	4.5
Unskilled rider B	0.15 s	1.3 s	7	1.4	4.8
Unskilled rider C	0.2 s	1.2 s	8	1.6	5

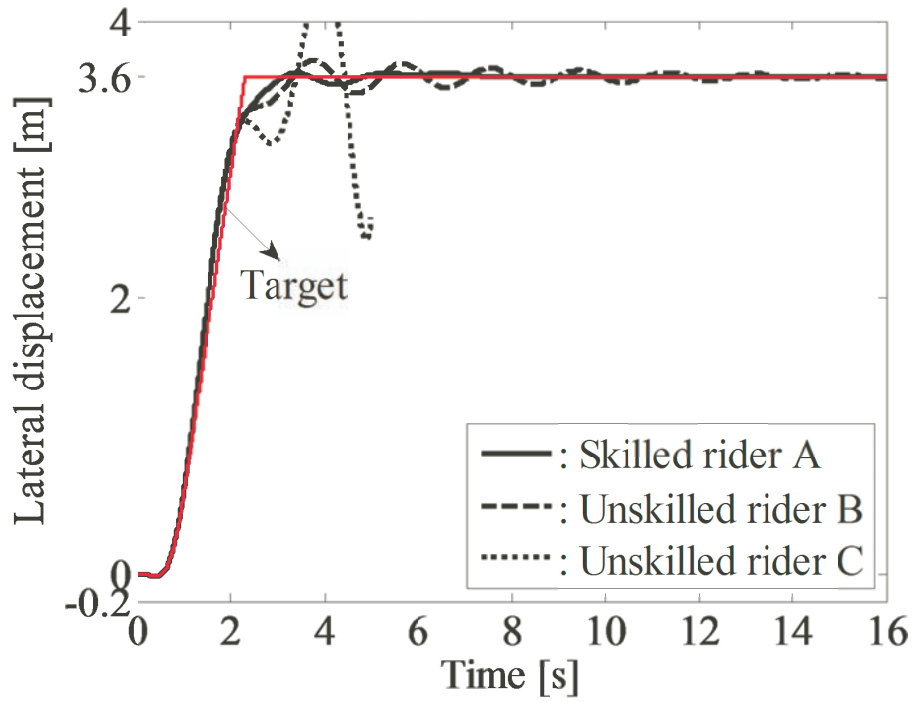


(a) Rider's steering torque

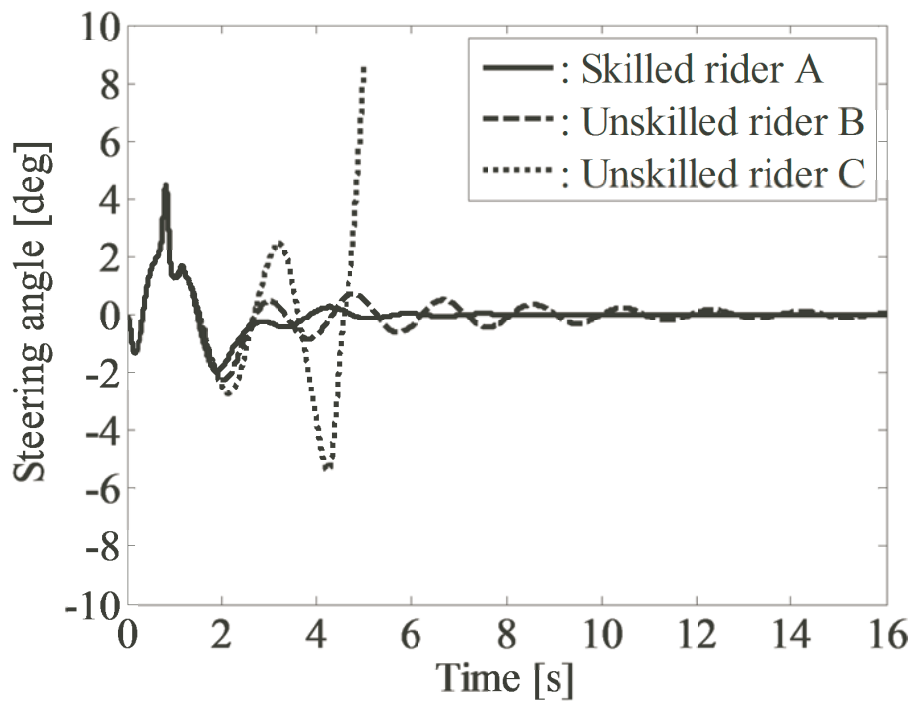


(b) Lean torque

Fig. 3.20 Simulation results of unskilled rider's driving and skilled rider's driving against disturbance in lane change (pp. 71-73)

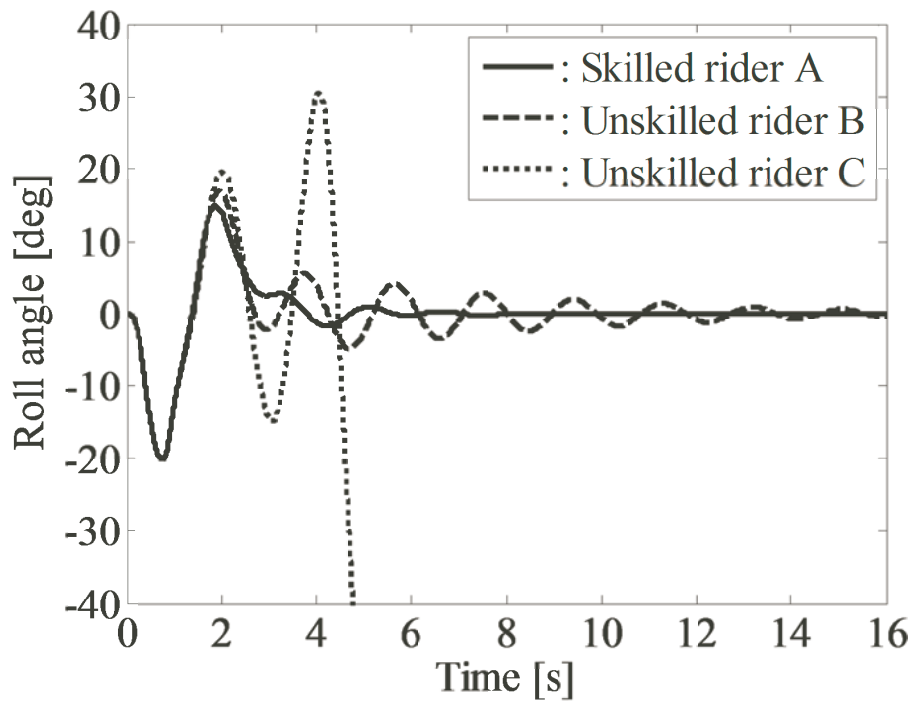


(c) Lateral displacement

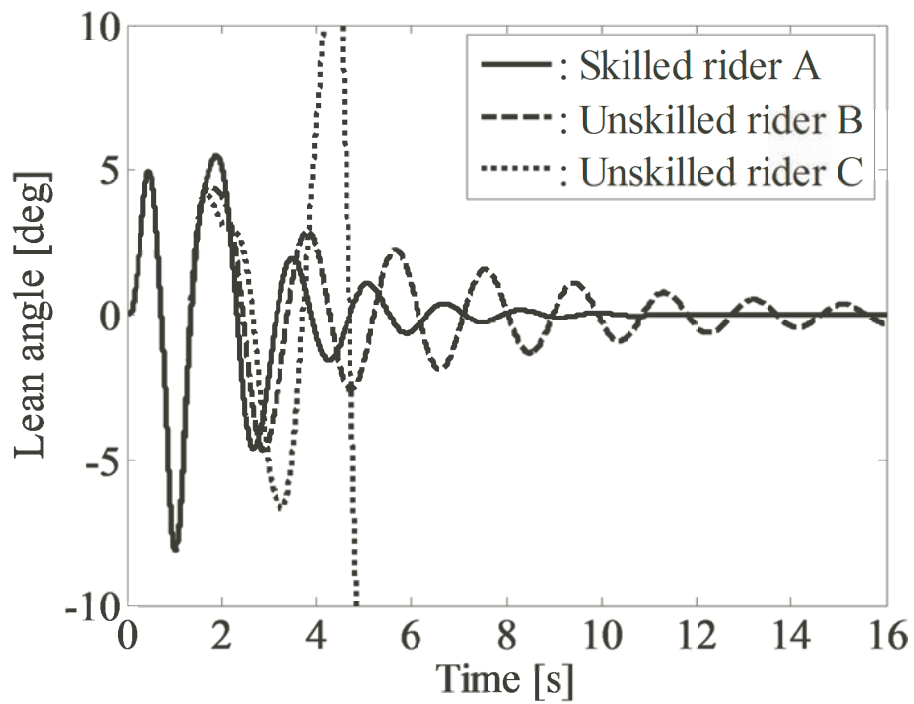


(d) Steering angle

Fig. 3.20 Simulation results of unskilled rider's driving and skilled rider's driving against disturbance in lane change (pp. 71-73)



(e) Roll angle



(f) Lean angle of rider's upper torso

Fig. 3.20 Simulation results of unskilled rider's driving and skilled rider's driving against disturbance in lane change (pp. 71-73)

前節で終端状態制御により求めた最適なレーンチェンジを開始後 0.7 s 時に、操舵軸まわりにパルス幅 0.18 s、振幅 25 Nm の三角波状インパルス外乱を加える。外乱を受けた直後、ライダーの最適なレーンチェンジの操縦を続けて、状況を認識するまでに 0.3 s 要するものとし、ライダーは 1 s からライダー操縦モデルによる補償操縦を開始するものとする。また、ライダーはブレーキ操作を行わず、車速は 60 km/h の一定値に維持することとする。

図 3.20 に実線で熟練ライダー A の操縦結果を、破線で未熟練ライダー B の操縦結果を、点線で未熟練ライダー C の操縦結果をそれぞれ示す。また、図 3.20(a) ~ (f) にライダーからの操舵トルク、ライダーの上体を制御するリーントルク、横変位、操舵角、ロール角、ライダーの上体のリーン角をそれぞれ示す。熟練ライダー A は、(a)、(b) に実線で示す 1 s からのライダー操縦モデルにより求めた操舵トルクとリーントルクを用いて、(c) ~ (f) の実線で示すように、約 6 s 時点で横変位は 3.6 m に、車体の操舵角、ロール角とライダーの上体のリーン角はほぼ 0 deg に収束している。熟練ライダー A は約 5 秒間自ら行う補償操縦により 3.6 m の左レーンチェンジをほぼ完了することがわかる。また、熟練ライダー A が自ら補償操縦を行ってから、操舵トルク、リーントルク、操舵角、ロール角、リーン角の振幅の最大値は約 -8 Nm、-2.5 Nm、-2 deg、15 deg、5.5 deg になっている。未熟練ライダー B は、16 s 程度横変位は約 3.6 m に、車体の操舵角、ロール角とライダーの上体のリーン角はほぼ 0 の付近に収束している。未熟練ライダー B は約 15 秒間の自ら補償操縦より 3.6 m の左レーンチェンジをほぼ完了することがわかる。また、ライダーが自ら補償操縦を行ってから、未熟練ライダー B は熟練ライダー A より操舵トルク、リーントルク、操舵角、ロール角の振幅の最大値はそれぞれ約 63%、20%、10%、13% 増加している。未熟練ライダー C は、外乱を受けた場合、二輪自動車が転倒し、3.6 m の左レーンチェンジを完了することができていない。図 3.20 に示した未熟練ライダー B、C の操縦結果より、レーンチェンジ中に突発的な外乱を受けた場合、未熟練ライダーが自ら行った補償操縦でレーンチェンジはうまく完成できず、未熟練ライダーの操縦へのアシスト制御が必要であると考えられる。

3.6 まとめ

本章では、前輪操舵アシスト制御系設計および検証・妥当性確認シミュレーションを行うためのライダー 二輪自動車系の力学モデルを構築した。シミュレーションより構築した力学モデルの検証を行った。その結果、以下の結論を得た。

- (1) 2 章のコンテキストレベルのユースケース分析により、操舵軸に与えられた操舵トルクの反トルクがライダーの上体に与える影響、およびライダーの上体のロール軸まわりの動きを考慮したライダー 二輪自動車系の力学モデルを構築した。また、タイヤの断面形状、弾性変形、接地面積を考慮した比較的簡便なタイヤモデルを提案した。ピンジョイントなどの拘束条件の追加により、ケイン型運動方程式を導いた上でライダー-二輪自動車系の非線形状態空間モデルを導出した。

Table 3.5 Comparison with other studies about models

Model		Research	Author: Front-steering assist control	Katayama et al. ⁴⁰⁾⁴¹⁾ : Rider driving model	Kageyama et al. ⁴³⁾⁴⁴⁾ : Autonomous driving system
Equations of Motion	Kane's equations of motion		○	—	—
	Equations of motion derived by Lagrange method		—	○(Rider's upper torso and lower torso added to Sharp's 4 degrees of freedom model)	○(Sharp's 12 degrees of freedom model used)
Dynamical Motorcycle Model	Degree of freedom		9	4	11
	Suspension		×	×	○
Dynamical Tire Model	Elastic deformation		○	×	○
	Cross-sectional shape		○	×	○
	Tire-ground contact area		○	×	×
	1st-order lag dynamics		—	○	—
Dynamical Rider Model	Influence of the steering reaction torque to the upper torso		○	○	×
	Motion of upper torso		○	○	○
	Motion of lower torso		×	○	×
Rider Driving Model	Time delay		○	×	×
	Prediction time		○	○	○

- (2) 構築したライダー-二輪自動車系の非線形力学モデルを検証するため、二輪自動車単体の直進走行過渡応答シミュレーションを行った。このシミュレーション結果はすでに実車との整合性が示されている市販の機構解析ソフトウェア上で構築したモデル³¹⁾³²⁾³⁴⁾とほぼ一致することを示した。また、ライダー-二輪自動車系の非線形力学モデルに対してライダーによる定常円旋回とレーンチェンジのシミュレーションを行った。ライダーによる定常円旋回では、目標ロール角に追従するPID制御を行い、車速15 km ~ 60 kmの半径30 mの定常円旋回運動を実現するライダーが与えるべき操舵トルクを求めた。さらに、ライダー-二輪自動車系の力学モデルに基づき、最適なレーンチェンジを実現するため、終端状態制御により、ライダーからの操舵トルクとライダーの上体を制御するリーントルクを算出した。その結果から得られた最適なレーンチェンジにおける二輪自動車の挙動はJASO規格に掲載されている走行試験の一例⁹²⁾と定性的に一致することが確認された。このことから、導出したライダー-二輪自動車系の非線形状態空間モデルの妥当性が検証された。
- (3) ライダーの神経・筋肉の無駄時間を考慮し、熟練ライダーと未熟練ライダーの操縦を模擬できるライダー操縦モデルを構築した。レーンチェンジにおける突発的な外乱に対する熟練ライダーと未熟練ライダーの操縦を解析した。そして、未熟練ライダーの運転への

アシスト制御が必要であることがわかった。

本章で提案したライダー 二輪自動車系の力学モデル，タイヤモデルとライダー操縦モデルと過去の研究で用いられたモデルとの比較を表 3.5 に示す。本章で提案したモデルは，表 3.5 に示すように，ライダー下体の運動と車体のサスペンション以外の要素を考慮した。

4 ライダ-二輪自動車系の安定性解析および力学モデルに基づく制御系設計

本章では、2章で構築した前輪操舵アシスト制御システムの機能アーキテクチャを実現するため、ライダ-二輪自動車系の安定性解析と力学モデルに基づく制御系設計を行う。

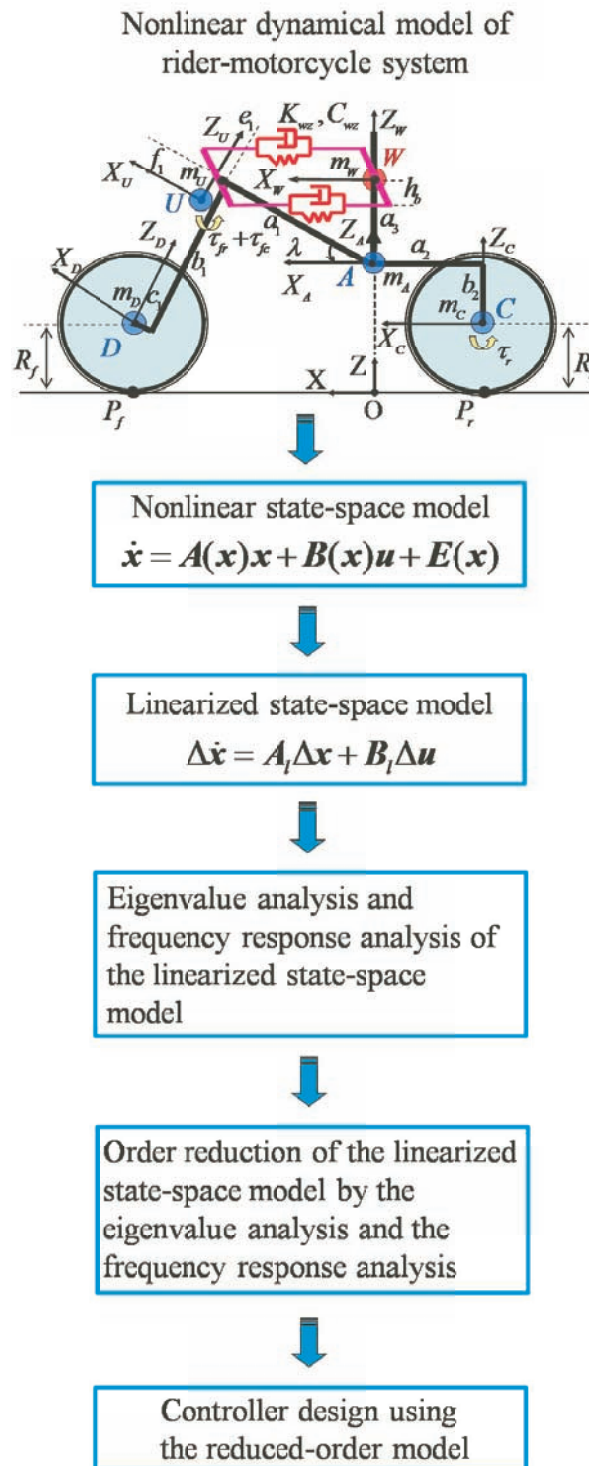


Fig. 4.1 Controller design approach on the basis of dynamical model

図 4.1 に力学モデルに基づく制御系設計のアプローチをまとめて示している。

- (1) 3 章でライダ-二輪自動車系の力学モデルを構築し，非線形状態空間モデルを導出した。
- (2) 4.1 節で非線形状態空間モデルに対する平衡点まわりに線形化を行い，線形状態空間モデルを導出する．導出した線形状態空間モデルを用いて，安定性解析のための固有値解析と周波数応答解析を行う。
- (3) 4.2 節で固有値解析と周波数応答解析から得られたモード特性により，制御系設計に利用可能な低次元化モデルを得る。
- (4) 4.3 節で低次元化モデルを用いて制御系を設計する。

4.1 安定性解析のための線形モデルの導出

4.1.1 定常走行状態の平衡点の導出

3 章で導出した非線形モデルを固有値解析と周波数応答解析に用いることができない．そこで，定常走行状態の平衡点まわりで線形化を行い，固有値解析と周波数応答解析に用いる線形モデルを導出する．線形モデルは定常直進走行状態と定常円旋回状態の 2 種類を導出する。

3 章で求めた非線形運動方程式 (3.36) と (3.32) において必ず以下の式を満たす必要がある。

$$\dot{Q}_o = \left. \frac{\partial \dot{Q}}{\partial S} \right|_o S_o \quad (4.1)$$

$$m_o^S \dot{S}_o = f_o^S \quad (4.2)$$

本論文には，下付 o で定常走行状態の平衡点の値を， Δ で平衡点からの微小変化をそれぞれ表す．式 (4.2) の計算に対しては，定常直進走行状態と定常円旋回状態は二輪自動車が一定速度で走行している状態であるため，加速度は発生しない，

$$\dot{S}_o = \mathbf{0}_{10 \times 1}$$

となる．式 (4.1) の計算に対しては，一般化座標 Q と一般化速度 S の平衡点の値は以下の式で表される。

$$\begin{aligned} Q_o &= \left[R_{OAo}^T \quad \Theta_{OAo}^T \quad \delta_o \quad \theta_{wxo} \quad \theta_{ro} \quad \theta_{fo} \right]^T \\ &= \left[0 \quad 0 \quad z_{Ao} \quad 0 \quad 0 \quad \theta_{yo} \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \right]^T \end{aligned}$$

Table 4.1 Equilibrium points in steady-state straight running at velocities from 15 km/h to 60 km/h

	15 km/h	20 km/h	25 km/h	30 km/h
z_{Ao} (m)	0.6246	0.6246	0.6246	0.6246
θ_{yo} (rad)	-0.0306	-0.0306	-0.0306	-0.0306
\dot{x}'_{Ao} (m/s)	4.1631	5.5507	6.9384	8.3261
\dot{z}'_{Ao} (m/s)	-0.1274	-0.1699	-0.2124	-0.2549
$\dot{\theta}_{ro}$ (rad/s)	13.7520	18.3360	22.9200	27.5040
$\dot{\theta}_{fo}$ (rad/s)	14.2476	18.9967	23.7459	28.4951
	35 km/h	40 km/h	50 km/h	60 km/h
z_{Ao} (m)	0.6246	0.6246	0.6246	0.6246
θ_{yo} (rad)	-0.0306	-0.0306	-0.0306	-0.0306
\dot{x}'_{Ao} (m/s)	9.7138	11.1015	13.8768	16.6522
\dot{z}'_{Ao} (m/s)	-0.2973	-0.3398	-0.4248	-0.5097
$\dot{\theta}_{ro}$ (rad/s)	32.0880	36.6720	45.8400	55.0080
$\dot{\theta}_{fo}$ (rad/s)	33.2443	37.9935	47.4918	56.9902

$$\begin{aligned} \mathbf{S}_o &= \left[\mathbf{V}'_{OAo}{}^T \quad \dot{\Theta}_{OAo}{}^T \quad \dot{\delta}_o \quad \dot{\theta}_{wxo} \quad \dot{\theta}_{ro} \quad \dot{\theta}_{fo} \right]^T \\ &= \left[\dot{x}'_{Ao} \quad 0 \quad \dot{z}'_{Ao} \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad \dot{\theta}_{ro} \quad \dot{\theta}_{fo} \right]^T \end{aligned}$$

本論文で導出する線形定常直進走行モデルは，車速 15 km/h，20 km/h，25 km/h，30 km/h，35 km/h，40 km/h，50 km/h，60 km/h の合計 8 種類の線形モデルである．表 4.1 に各車速で非零値の平衡点を示す．

旋回時の定常状態は一定速度で半径一定の旋回を行っている状態である．式 (4.1) の計算に対しては，一般化座標 \mathbf{Q} と一般化速度 \mathbf{S} の平衡点の値は以下の式で表される．

$$\begin{aligned} \mathbf{Q}_o &= \left[\mathbf{R}_{OAo}{}^T \quad \Theta_{OAo}{}^T \quad \delta_o \quad \theta_{wxo} \quad \theta_{ro} \quad \theta_{fo} \right]^T \\ &= \left[0 \quad 0 \quad z_{Ao} \quad 0 \quad \theta_{xo} \quad \theta_{yo} \quad \delta_o \quad \theta_{wxo} \quad 0 \quad 0 \right]^T \\ \mathbf{S}_o &= \left[\mathbf{V}'_{OAo}{}^T \quad \dot{\Theta}_{OAo}{}^T \quad \dot{\delta}_o \quad \dot{\theta}_{wxo} \quad \dot{\theta}_{ro} \quad \dot{\theta}_{fo} \right]^T \\ &= \left[\dot{x}'_{Ao} \quad \dot{y}'_{Ao} \quad \dot{z}'_{Ao} \quad \dot{\theta}_{zo} \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad \dot{\theta}_{ro} \quad \dot{\theta}_{fo} \right]^T \end{aligned}$$

本論文で導出する線形定常円旋回モデルは，車速 15 km/h，20 km/h，25 km/h，30 km/h，35 km/h，40 km/h，50 km/h，60 km/h の合計 8 種類の線形モデルである．表 4.2 に各車速で非零値の平衡点を示す．

Table 4.2 Equilibrium points in steady-state circular turning at velocities from 15 km/h to 60 km/h

	15 km/h	20 km/h	25 km/h	30 km/h
z_{Ao} (m)	0.6237	0.6218	0.6179	0.6112
θ_{xo} (rad)	0.0590	0.1046	0.1626	0.2301
θ_{yo} (rad)	-0.0305	-0.0304	-0.0301	-0.0297
δ_o (rad)	-0.0547	-0.0555	-0.0574	-0.0593
θ_{wxo} (rad)	-0.0048	-0.0071	-0.0103	-0.0145
\dot{x}'_{Ao} (m/s)	4.2941	5.7220	7.1482	8.5749
\dot{y}'_{Ao} (m/s)	-0.0889	-0.1299	-0.1825	-0.2457
\dot{z}'_{Ao} (m/s)	-0.1259	-0.1601	-0.1852	-0.1968
$\dot{\theta}_{zo}$ (rad/s)	-0.1500	-0.1953	-0.2419	-0.2869
$\dot{\theta}_{ro}$ (rad/s)	14.2540	19.0064	23.7602	28.5162
$\dot{\theta}_{fo}$ (rad/s)	14.7911	19.7285	24.6778	29.6460
	35 km/h	40 km/h	50 km/h	60 km/h
z_{Ao} (m)	0.6003	0.5853	0.5433	0.4949
θ_{xo} (rad)	0.3110	0.3975	0.5800	0.7453
θ_{yo} (rad)	-0.0290	-0.0281	-0.0251	-0.0206
δ_o (rad)	-0.0621	-0.0642	-0.0666	-0.0651
θ_{wxo} (rad)	-0.0207	-0.0292	-0.0606	-0.1313
\dot{x}'_{Ao} (m/s)	10.0038	11.4402	14.3680	17.4243
\dot{y}'_{Ao} (m/s)	-0.3253	-0.4136	-0.6061	-0.7821
\dot{z}'_{Ao} (m/s)	-0.1855	-0.1473	0.0364	0.3628
$\dot{\theta}_{zo}$ (rad/s)	-0.3376	-0.3868	-0.4881	-0.5802
$\dot{\theta}_{ro}$ (rad/s)	33.2759	38.0394	47.6091	57.2725
$\dot{\theta}_{fo}$ (rad/s)	34.6503	39.7001	50.0470	60.8495

4.1.2 ライダ-二輪自動車系の線形状態空間モデル

式 (3.36) , (3.32) の各値の線形化後の値は以下のように表される .

$$\dot{Q} = \dot{Q}_o + \Delta \dot{Q} \quad (4.3)$$

$$\frac{\partial \dot{Q}}{\partial S} = \frac{\partial \dot{Q}}{\partial S} \Big|_o + \Delta \frac{\partial \dot{Q}}{\partial S} \quad (4.4)$$

$$S = S_o + \Delta S \quad (4.5)$$

$$\mathbf{m}^S = \mathbf{m}_o^S + \Delta \mathbf{m}^S \quad (4.6)$$

$$\dot{\mathbf{S}} = \dot{\mathbf{S}}_o + \Delta \dot{\mathbf{S}} \quad (4.7)$$

$$\mathbf{f}^S = \mathbf{f}_o^S + \Delta \mathbf{f}^S \quad (4.8)$$

これらの値を式 (3.36) , (3.32) に代入すると

$$\dot{\mathbf{Q}}_o + \Delta \dot{\mathbf{Q}} = \left(\frac{\partial \dot{\mathbf{Q}}}{\partial \mathbf{S}} \Big|_o + \Delta \frac{\partial \dot{\mathbf{Q}}}{\partial \mathbf{S}} \right) (\dot{\mathbf{S}}_o + \Delta \dot{\mathbf{S}}) \quad (4.9)$$

$$(\mathbf{m}_o^S + \Delta \mathbf{m}^S) (\dot{\mathbf{S}}_o + \Delta \dot{\mathbf{S}}) = \mathbf{f}_o^S + \Delta \mathbf{f}^S \quad (4.10)$$

となり, 平衡点での条件式 (4.1), (4.2) を代入し, 微小変化同士の乗算を微小とみなし無視する. さらに, 直進時, 旋回時の線形化ポイントでは加速度が発生しないことを考慮すると, 線形化後の運動方程式は以下の式で表される.

$$\Delta \dot{\mathbf{Q}} = \Delta \frac{\partial \dot{\mathbf{Q}}}{\partial \mathbf{S}} \mathbf{S}_o + \frac{\partial \dot{\mathbf{Q}}}{\partial \mathbf{S}} \Big|_o \Delta \mathbf{S} \quad (4.11)$$

$$\mathbf{m}_o^S \Delta \dot{\mathbf{S}} = \Delta \mathbf{f}^S \quad (4.12)$$

ここで,

$$\Delta \frac{\partial \dot{\mathbf{Q}}}{\partial \mathbf{S}} \mathbf{S}_o = \frac{\partial}{\partial \mathbf{Q}} \left(\frac{\partial \dot{\mathbf{Q}}}{\partial \mathbf{S}} \mathbf{S}_o \right) \Big|_o \Delta \mathbf{Q},$$

$$\Delta \mathbf{f}^S = \frac{\partial \mathbf{f}^S}{\partial \mathbf{Q}} \Big|_o \Delta \mathbf{Q} + \frac{\partial \mathbf{f}^S}{\partial \mathbf{S}} \Big|_o \Delta \mathbf{S} + \frac{\partial \mathbf{f}^S}{\partial \mathbf{u}} \Big|_o \Delta \mathbf{u}$$

である. さらに, 式 (4.11), (4.12) から線形化された状態方程式は以下の式で表される.

$$\Delta \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}_l \Delta \mathbf{x} + \mathbf{B}_l \Delta \mathbf{u} \quad (4.13)$$

ここで,

$$\Delta \mathbf{x} = \begin{bmatrix} \Delta \mathbf{Q} \\ \Delta \mathbf{S} \end{bmatrix}, \quad \Delta \mathbf{u} = \begin{bmatrix} \Delta \tau_f \\ \Delta \tau_{wx} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Delta \tau_{fr} + \Delta \tau_{fc} \\ \Delta \tau_{wx} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{A}_l = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial \mathbf{Q}} \left(\frac{\partial \dot{\mathbf{Q}}}{\partial \mathbf{S}} \mathbf{S}_o \right) \Big|_o & \frac{\partial \dot{\mathbf{Q}}}{\partial \mathbf{S}} \Big|_o \\ (\mathbf{m}_o^S)^{-1} \frac{\partial \mathbf{f}^S}{\partial \mathbf{Q}} \Big|_o & (\mathbf{m}_o^S)^{-1} \frac{\partial \mathbf{f}^S}{\partial \mathbf{S}} \Big|_o \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B}_l = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{10 \times 2} \\ \frac{\partial \mathbf{f}^S}{\partial \mathbf{u}} \Big|_o \end{bmatrix}$$

4.2 制御系設計のための線形モデルの低次元化

4.2.1 固有値解析

二輪自動車単体では、直進走行時にキャプサイズモード、ウィーブモード、ウォブルモードの3つのモードを持っていることが知られている¹⁵⁾。キャプサイズモードは、非振動的なロール運動であり、車速 40 km/h 以下の低速域では安定で車速 60 km/h 以上の高速域でやや不安定となる。ウィーブモードは車体の横滑り、ヨー運動、ロール運動の連成した振動モードであり、低速域と高速域で不安定となり、振動数は車速の上昇によって 0.2 Hz から 4 Hz まで変化する。ウォブルモードは主に操舵系に発生する振動であり、振動数は 6 Hz から 10 Hz と比較的高く、車速の上昇によって不安定化する。キャプサイズモードは実固有値で、ウィーブモードとウォブルモードは複素固有値で表されることが明らかになっている。

前節で導出した車速 15 km/h ~ 60 km/h の線形定常直進走行モデルに対する固有値解析結果が表 4.3, 15 km/h ~ 60 km/h の線形定常円旋回モデルに対する固有値解析結果が表 4.4 にそれぞれ示される。実固有値は非振動モードを、複素固有値は振動モードをそれぞれ示す。また、0 固有値は示されない。提案した力学モデルはライダーの上体のロール軸周りの自由度を考慮したため、ライダー上体の振動モードが現れる。固有値解析、先行研究で知られている二輪自動車の振動モードの特性、次節の周波数応答解析により、ロールキャプサイズモード α_1 、ステアキャプサイズモード α_2 、ウィーブモード β_1 、ウォブルモード β_2 、ライダー上体の振動モード β_3 がそれぞれ決められた。

Table 4.3 Eigenvalues of linearized model in steady-state straight running at velocities from 15 km/h to 60 km/h

	15 km/h	20 km/h	25 km/h	30 km/h
Roll capsize mode α_1	-4.19	-4.36	-4.24	-3.6
Steering capsize mode α_2	-124.28	-84.56	-56.81	-37.84
Weave mode β_1	$1.69 \pm j2.37$	$0.90 \pm j2.65$	$0.08 \pm j2.77$	$-0.74 \pm j2.79$
Wobble mode β_2	-	$-33.83 \pm j5.01$	$-31.83 \pm j15.99$	$-30.55 \pm j23.06$
Upper torso mode β_3	$-1.13 \pm j4.88$	$-1.05 \pm j5.00$	$-1.00 \pm j5.28$	$-1.16 \pm j5.70$
β_4	$-10.27 \pm j49.65$	$-10.53 \pm j49.73$	$-10.80 \pm j49.87$	$-11.06 \pm j50.07$
β_5	$-3.59 \pm j32.08$	$-3.57 \pm j32.08$	$-3.56 \pm j32.07$	$-3.54 \pm j32.06$
	35 km/h	40 km/h	50 km/h	60 km/h
Roll capsize mode α_1	-2.24	-1.32	-0.73	-0.51
Steering capsize mode α_2	-28.97	-23.85	-18.52	-16.70
Weave mode β_1	$-1.55 \pm j3.10$	$-1.77 \pm j3.73$	$-1.56 \pm j4.18$	$-1.44 \pm j4.30$
Wobble mode β_2	$-27.22 \pm j28.01$	$-23.97 \pm j30.78$	$-19.02 \pm j33.38$	$-15.67 \pm j34.35$
Upper torso mode β_3	$-1.59 \pm j6.22$	$-2.24 \pm j7.00$	$-2.98 \pm j9.32$	$-2.82 \pm j11.37$
β_4	$-11.32 \pm j50.33$	$-11.55 \pm j50.66$	$-11.88 \pm j51.46$	$-12.03 \pm j52.29$
β_5	$-3.51 \pm j32.05$	$-3.48 \pm j32.04$	$-3.40 \pm j32.03$	$-3.30 \pm j32.04$

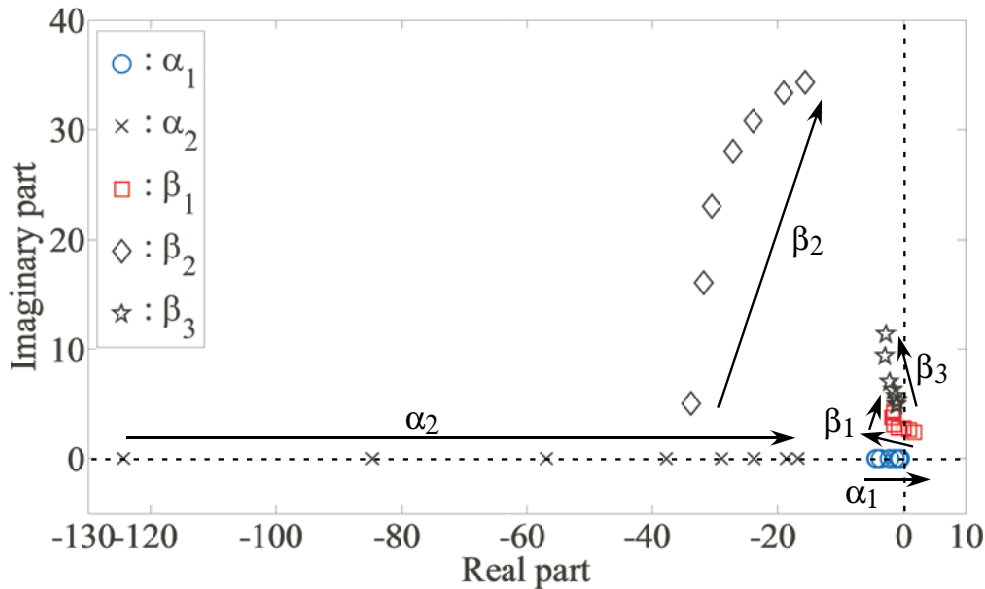


Fig. 4.2 Eigenvalue locus of linearized steady-state straight running model at velocities from 15 to 60 km/h

表 4.3 に、線形直進定常走行モデルのロールキャブサイズモード α_1 、ステアキャブサイズモード α_2 、ウィーブモード β_1 、ウォブルモード β_2 、ライダー上体の振動モード β_3 、振動モード β_4 、 β_5 が示される。表 4.3 により、25 km/h 以下でウィーブモードが不安定になり、15 km/h 以下でウォブルモードが存在しないことがわかる。図 4.2 に、15 km/h ~ 60 km/h の線形直進定常走行モデルのロールキャブサイズモード α_1 、ステアキャブサイズモード α_2 、ウィーブモード β_1 、ウォブルモード β_2 、ライダー上体の振動モード β_3 の軌跡を示す。矢印は固有値が車速の上昇による変化を示す。表 4.3、図 4.2 より、ロールキャブサイズモード α_1 とステアキャブサイズモード α_2 は車速の上昇に伴い複素平面の左側で原点に近い値を取って安定から不安定になっていくことがわかる。ウィーブモード β_1 は複素平面の右側から左側へ移して不安定から安定になっていく。また、ウィーブモード β_1 は車速の上昇に伴い振動数は約 0.4 Hz ~ 0.7 Hz へと変化している。ウォブルモード β_2 は、複素平面の左側で 20 km/h から 60 km/h へ車速の上昇に伴い原点に近い値をとって不安定になり、振動数は約 5.4 Hz ~ 6 Hz へと変化している。ライダー上体の振動モード β_3 は車速の上昇に伴い、振動数は約 0.8 Hz ~ 1.86 Hz へと変化している。

表 4.4 に、旋回半径 30 m の線形定常円旋回モデルのロールキャブサイズモード α_1 、ステアキャブサイズモード α_2 、ウィーブモード β_1 、ウォブルモード β_2 、ライダー上体の振動モード β_3 、非振動モード α_3 、 α_4 、 α_5 、 α_6 、 α_7 、振動モード β_4 、 β_5 、 β_6 が示される。表 4.3 により、旋回半径 30 m の線形定常円旋回モデルには、15 km/h ~ 60 km/h でウィーブモードが不安定になり、15 km/h 以下でウォブルモードが存在しないことがわかる。表 4.3 の線形定常直進走行モデルの固有値と比べて、旋回半径 30 m の線形定常円旋回モデ

Table 4.4 Eigenvalues of linearized model in steady-state circular turning at velocities from 15 km/h to 60 km/h

	15 km/h	20 km/h	25 km/h	30 km/h
Roll capsize mode α_1	-0.02	-0.02	-0.02	-0.02
Steering capsize mode α_2	-0.39	-0.98	-2.33	-33.33
α_3	-0.16	-0.22	-0.30	-0.39
α_4	-21.14	-4.24	-3.52	-
α_5	-4.19	-75.88	-47.63	-
α_6	-57.17	-	-	-
α_7	-116.29	-	-	-
Weave mode β_1	$1.80 \pm j2.41$	$1.31 \pm j2.79$	$0.97 \pm j3.11$	$0.76 \pm j3.45$
Wobble mode β_2	-	$-33.35 \pm j9.59$	$-30.82 \pm j19.66$	$-26.05 \pm j26.03$
Upper torso mode β_3	$-1.04 \pm j4.91$	$-0.93 \pm j5.02$	$-0.84 \pm j5.20$	$-0.80 \pm j5.46$
β_4	$-10.58 \pm j49.54$	$-11.22 \pm j49.61$	$-12.04 \pm j49.89$	$-12.88 \pm j50.57$
β_5	$-3.63 \pm j32.03$	$-3.61 \pm j31.94$	$-3.54 \pm j31.79$	$-3.39 \pm j31.53$
β_6	-	-	-	$-3.16 \pm j1.82$
	35 km/h	40 km/h	50 km/h	60 km/h
Roll capsize mode α_1	-0.02	-0.01	-0.01	-0.01
Steering capsize mode α_2	-26.15	-21.57	-15.98	-12.32
α_3	-0.51	-0.64	-0.93	-1.21
Weave mode β_1	$0.65 \pm j3.88$	$0.53 \pm j4.43$	$2.02 \pm j7.31$	$5.38 \pm j8.25$
Wobble mode β_2	$-20.84 \pm j28.07$	$-17.10 \pm j27.87$	$-12.94 \pm j25.45$	$-11.60 \pm j22.96$
Upper torso mode β_3	$-0.74 \pm j5.76$	$-0.52 \pm j6.06$	$-0.65 \pm j4.76$	$-0.83 \pm j4.02$
β_4	$-13.19 \pm j51.63$	$-12.63 \pm j52.37$	$-10.53 \pm j51.16$	$-9.20 \pm j47.12$
β_5	$-3.12 \pm j31.09$	$-2.72 \pm j30.45$	$-1.54 \pm j28.43$	$-0.24 \pm j25.85$
β_6	$-3.26 \pm j2.83$	$-3.22 \pm j3.59$	$-3.22 \pm j4.78$	$-3.96 \pm j6.13$

ルには，15 km/h ~ 60 km/h で非振動モード α_3 ，15 km/h ~ 25 km/h で非振動モード α_4 ， α_5 ，15 km/h で非振動モード α_6 ， α_7 ，30 km/h ~ 60 km/h で振動モード β_6 が存在する．

図 4.3 に，15 km/h ~ 60 km/h の線形定常円旋回モデルのロールキャプサイズモード α_1 ，ステアキャプサイズモード α_2 ，ウィーブモード β_1 ，ウォブルモード β_2 ，ライダー上体の振動モード β_3 の軌跡を示す．矢印は固有値が車速の上昇による変化を示す．表 4.4 と図 4.3 より，ロールキャプサイズモード α_1 は車速の上昇に伴い -0.02 から -0.01 へ変化することがわかる．ステアキャプサイズモード α_2 は，複素平面の左側で 15 km/h から 30 km/h へ車速が上昇すると原点から遠ざかる値をとるようになり，30 km/h から 60 km/h へ車速が上昇すると原点に近い値をとっている．ウィーブモード β_1 は複素平面の右側に存在し，不安定になっている．また，ウィーブモード β_1 は車速の上昇に伴い振動数は約 0.5 Hz ~ 1.6 Hz へと変化している．ウォブルモード β_2 は，複素平面の左側で 20 km/h から 60 km/h へ車速の上昇に伴い原点に近い値をとって不安定になり，振動数は約 5.5 Hz ~ 4.09 Hz へ

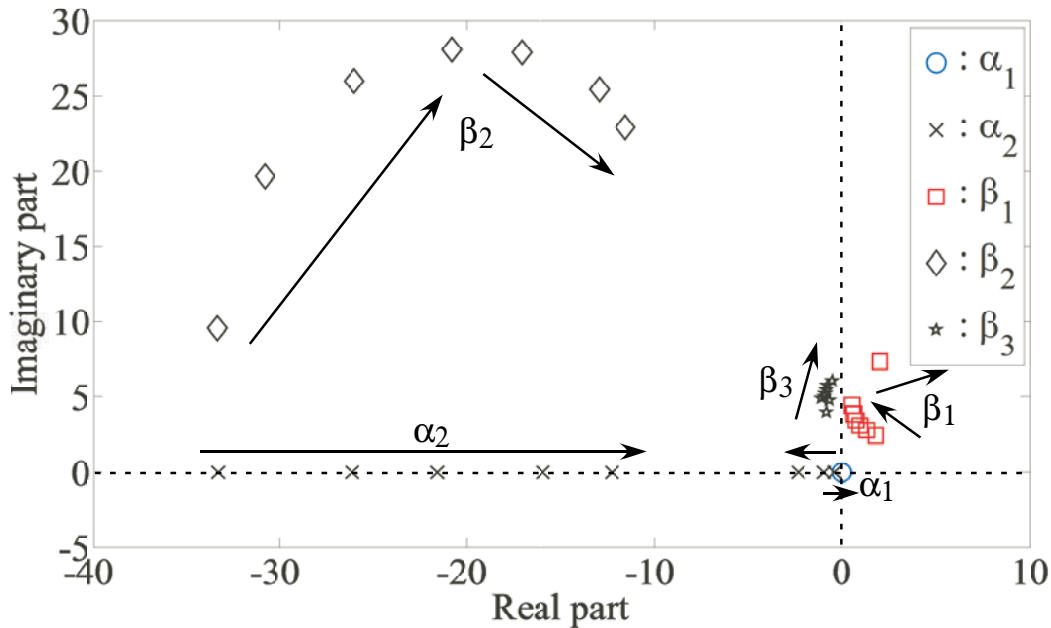


Fig. 4.3 Eigenvalue locus of linearized steady-state circular turning model at velocities from 15 to 60 km/h

と変化している．ライダ上体の振動モード β_3 は車速の上昇に伴い，振動数は約 0.46 Hz ~ 0.65 Hz へと変化している．半径 30 m の線形定常円旋回モデルには，60 km/h までの車速の上昇に伴い，ウィーブモード β_1 とライダ上体の振動モード β_3 の振動数が大きくなり，ウォブルモード β_2 の振動数が小さくなることからわかる．

4.2.2 周波数応答解析

線形定常直進走行モデルと線形定常円旋回モデルに対してモード分離を行い，システム行列 A_l を対角正準系に変換する．ライダ-二輪自動車系への入力に対する各モードの寄与度を明確にするため，各モードごとの周波数応答解析を行う．以下，線形定常直進走行モデルと線形定常円旋回モデルに対する操舵トルク $\Delta\tau_f$ からロール角 $\Delta\theta_x$ と操舵角 $\Delta\delta$ への周波数応答解析を述べる．

30 km/h の線形定常直進走行モデル

図 4.4 にフルオーダーモデルの操舵トルク $\Delta\tau_f$ からロール角 $\Delta\theta_x$ と操舵角 $\Delta\delta$ への周波数応答をそれぞれ示す．図 4.5 に非振動モードと振動モードの操舵トルク $\Delta\tau_f$ からロール角 $\Delta\theta_x$ と操舵角 $\Delta\delta$ への周波数応答をそれぞれ示す．図 4.4 にフルオーダーモデルの操舵トルク $\Delta\tau_f$ からロール角 $\Delta\theta_x$ と操舵角 $\Delta\delta$ への周波数応答は 0.4 Hz と 1 Hz 付近でピークが現れている．図 4.5(a), (b) に示す非振動モード α_1 と α_2 はキャブサイズモードと考えられる．さらに， α_1 では，操舵トルク $\Delta\tau_f$ から操舵角 $\Delta\delta$ へのゲインより操舵トルク $\Delta\tau_f$ からロール角 $\Delta\theta_x$ へのゲインの方が大きい． α_2 では，操舵トルク $\Delta\tau_f$ からロール角 $\Delta\theta_x$ へのゲインより操舵トルク $\Delta\tau_f$ から操舵角 $\Delta\delta$ へのゲインの方が大きい．そこで， α_1 と

α_2 をそれぞれロールキャプサイズモードとステアキャプサイズモードと呼ぶこととする。

図 4.5(c), (d) に振動モードの操舵トルク $\Delta\tau_f$ からロール角 $\Delta\theta_x$ と操舵角 $\Delta\delta$ への周波数応答をそれぞれ示す。5 個の振動モードのうち太い実線で示す β_1 は最もゲインが大きく、0.4 Hz 付近でピークを持っており、ウィーブモードと考えられる。図 4.4 に示すように、フルオーダーモデルも 0.4 Hz 付近でピークが現れていることから、ウィーブモードがロール角と操舵角に強い影響を与えることがわかる。 β_2 は、固有振動数が 6 Hz であり、操舵トルク $\Delta\tau_f$ から操舵角 $\Delta\delta$ へのゲインが操舵トルク $\Delta\tau_f$ からロール角 $\Delta\theta_x$ へのゲインより大きいことから、操舵角への影響が大きいことがわかる。そのため、 β_2 は操舵系の振動モードであるウォブルモードと考えられる。2 番目にゲインの大きい β_3 は 1 Hz 付近にピークを持っており、図 4.4 に示すフルオーダーモデルの周波数応答は 1 Hz 付近にピークが現れていることから、 β_3 もロール角と操舵角に対する影響を与えることがわかる。 β_3 はライダーの上体の振動モードと考えられる。振動モード β_4 と振動モード β_5 のゲインは比較的小さいため、ロール角と操舵角の応答に与える影響が弱いと考えられる。

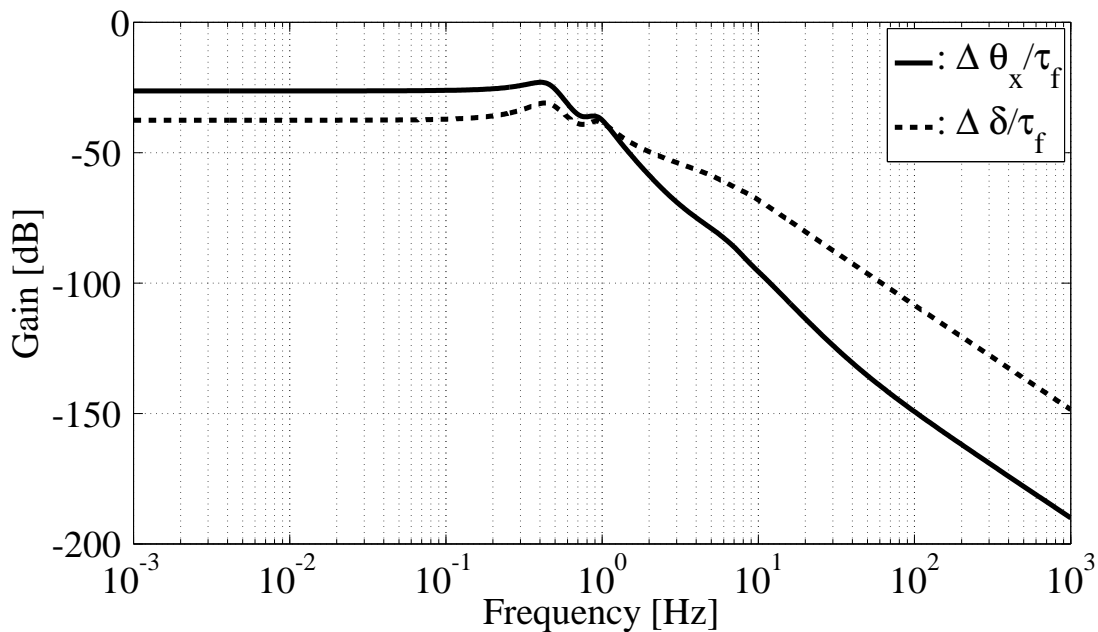
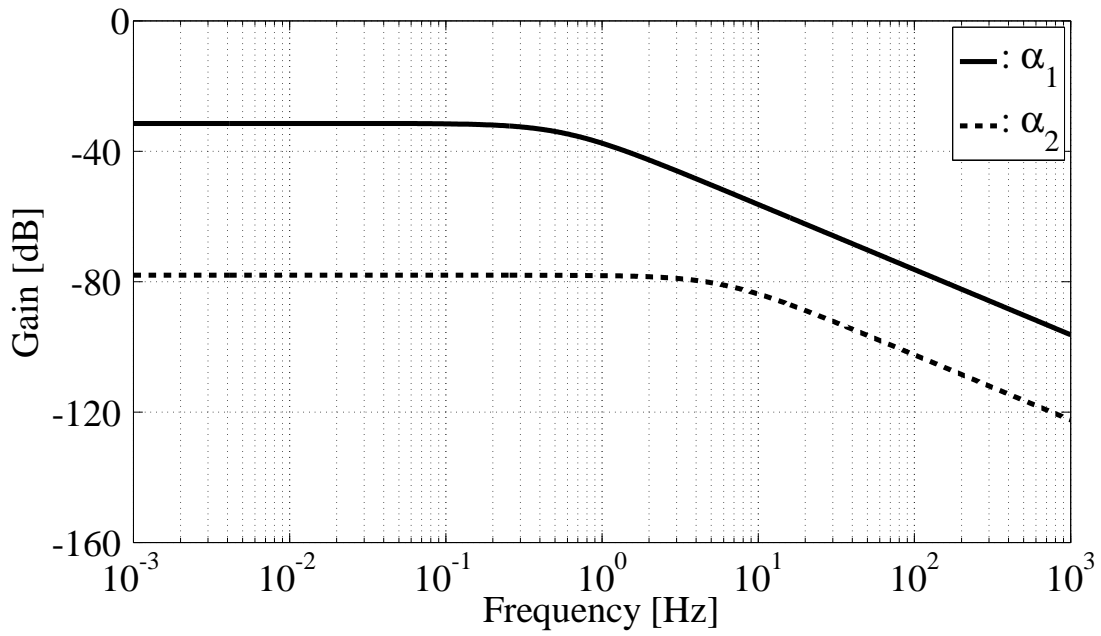
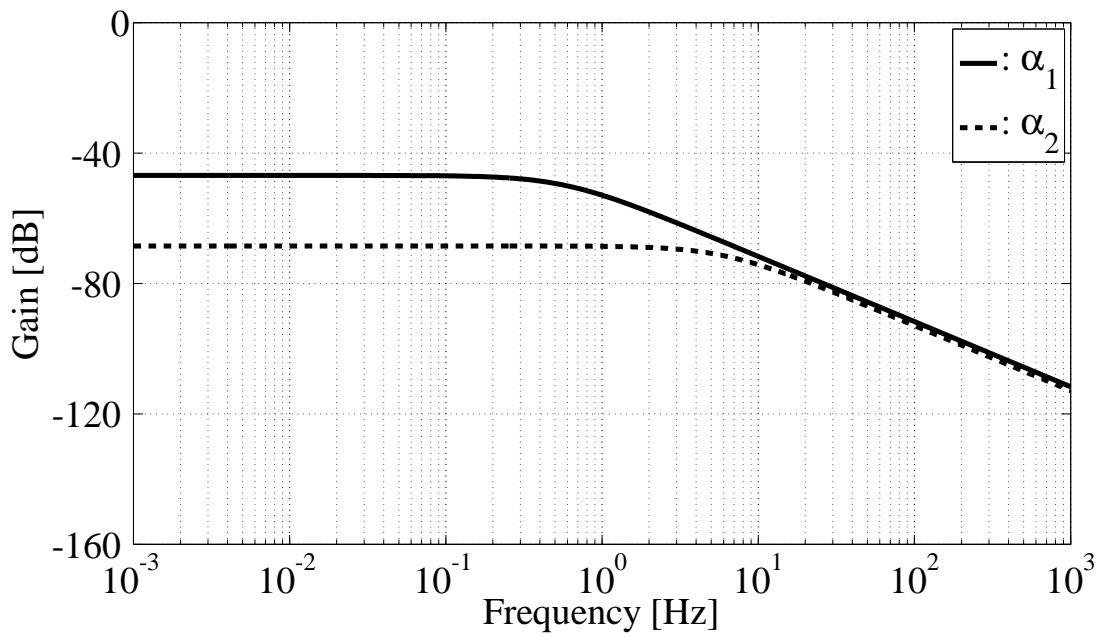


Fig. 4.4 Frequency responses of full-order linearized steady-state straight running model at 30 km/h

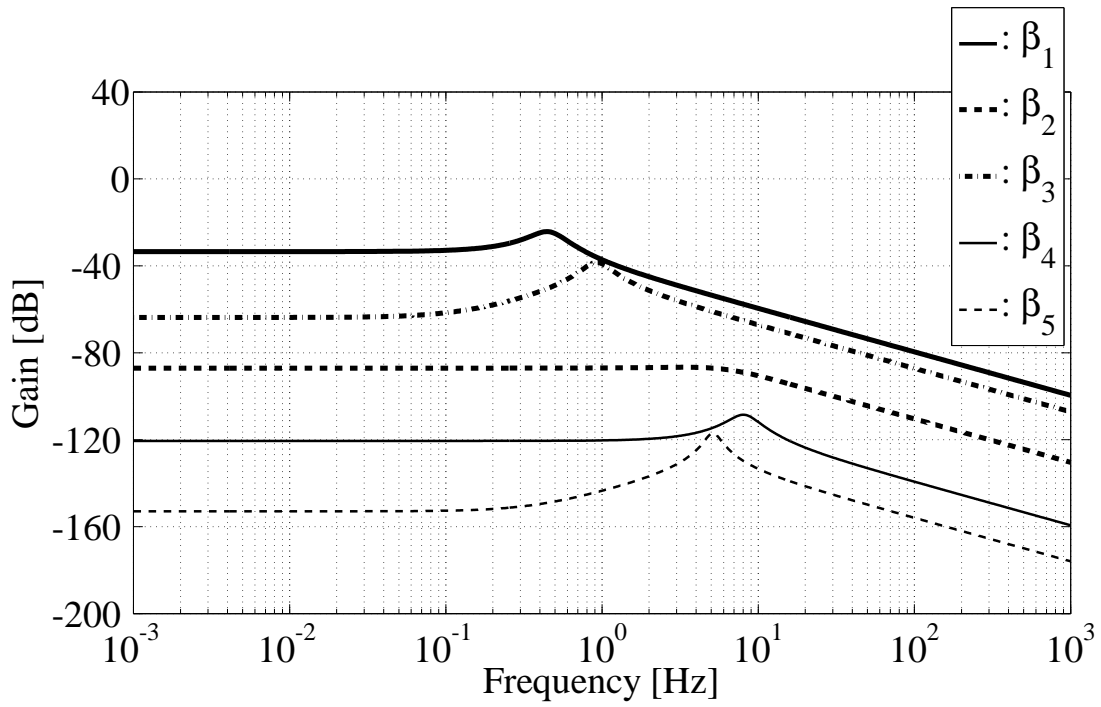


(a) Non-vibration modes ($\Delta\theta_x/\Delta\tau_f$)

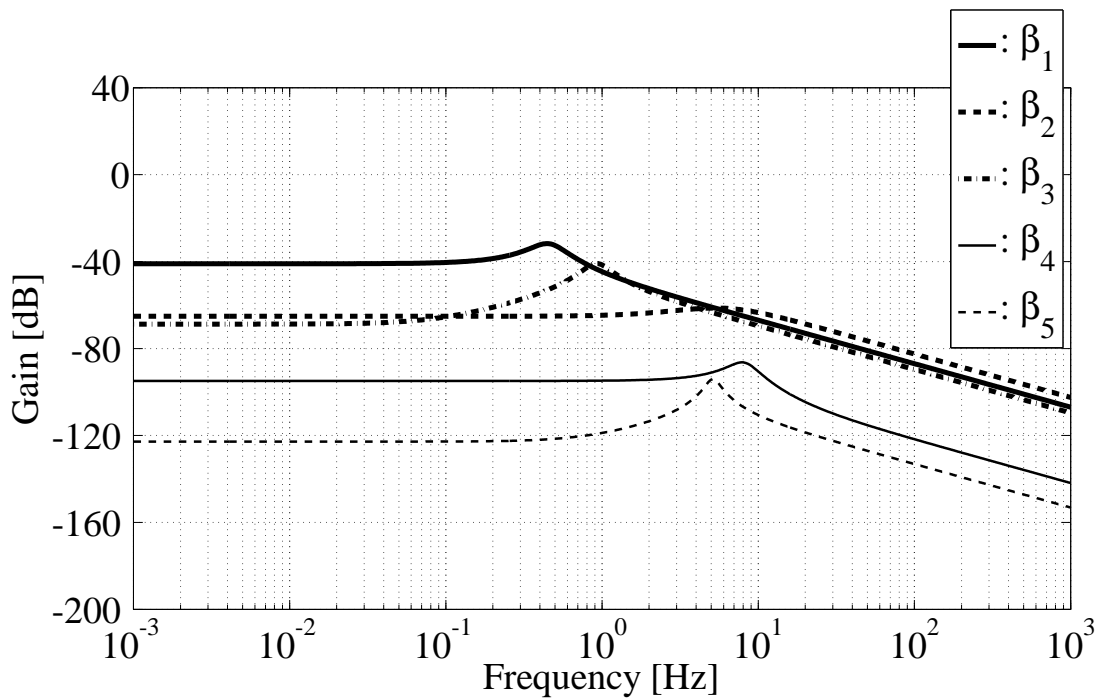


(b) Non-vibration modes ($\Delta\delta/\Delta\tau_f$)

Fig. 4.5 Frequency responses of linearized steady-state straight running model at 30 km/h (pp. 87-88)



(c) Vibration modes ($\Delta\theta_x/\Delta\tau_f$)



(d) Vibration modes ($\Delta\delta/\Delta\tau_f$)

Fig. 4.5 Frequency responses of linearized steady-state straight running model at 30 km/h (pp. 87-88)

30 km/h の線形定常円旋回モデル

図 4.6 にフルオーダーモデルの操舵トルク $\Delta\tau_f$ からロール角 $\Delta\theta_x$ と操舵角 $\Delta\delta$ への周波数応答をそれぞれ示す．図 4.7 に非振動モードと振動モードの操舵トルク $\Delta\tau_f$ からロール角 $\Delta\theta_x$ と操舵角 $\Delta\delta$ への周波数応答をそれぞれ示す．図 4.6 にフルオーダーモデルの操舵トルク $\Delta\tau_f$ からロール角 $\Delta\theta_x$ と操舵角 $\Delta\delta$ への周波数応答は 0.5 Hz と 0.9 Hz 付近でピークが現れている．また，フルオーダーモデルの操舵トルク $\Delta\tau_f$ からロール角 $\Delta\theta_x$ への周波数応答は 5 Hz 付近でピークも現れている．図 4.7(a), (b) に大きなゲインを持つ非振動モード α_1 と α_2 はロールキャプサイズモードとステアキャプサイズモードと考えられる．ロールキャプサイズモード α_1 は 0.1 Hz 以下の低周波数域で大きなゲインを持つため，低速域でロール角と操舵角に対して支配的なモードとなる．線形定常直進走行モデルには現れなかった非振動モード α_3 が現れる．非振動モード α_3 のゲインが -120 dB より小さいため，ロール角と操舵角に与える影響が非常に小さいことがわかる．

図 4.7(c), (d) に振動モードの操舵トルク $\Delta\tau_f$ からロール角 $\Delta\theta_x$ と操舵角 $\Delta\delta$ への周波数応答をそれぞれ示す．太い実線で示すウィーブモード β_1 は 0.5 Hz 付近でピークを持っており，ピークでのゲインは 6 個の振動モード中，最も高い．図 4.6 に示すように，フルオーダーモデルも 0.5 Hz 付近でピークが現れていることから，ウィーブモードがロール角と操舵角に強い影響を与えることがわかる． β_2 は，固有振動数が 6 Hz であり，ゲインが比較的に大きいため，操舵系の振動モードであるウォブルモードと考えられる． β_3 は 0.9 Hz 付近にピークを持っており，図 4.6 に示すフルオーダーモデルの周波数応答は 0.9 Hz 付近にピークが現れていることから， β_3 もロール角と操舵角に対する影響を与えることがわかる． β_4 はライダの上体の振動モードと考えられる．

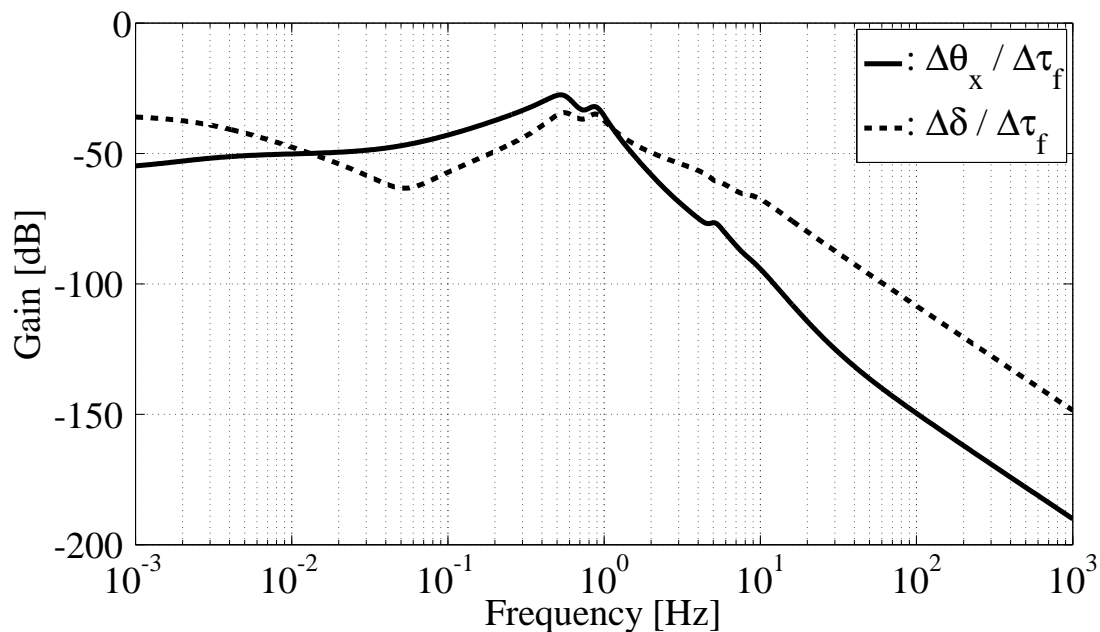


Fig. 4.6 Frequency responses of full-order linearized steady-state circular turning model at 30 km/h

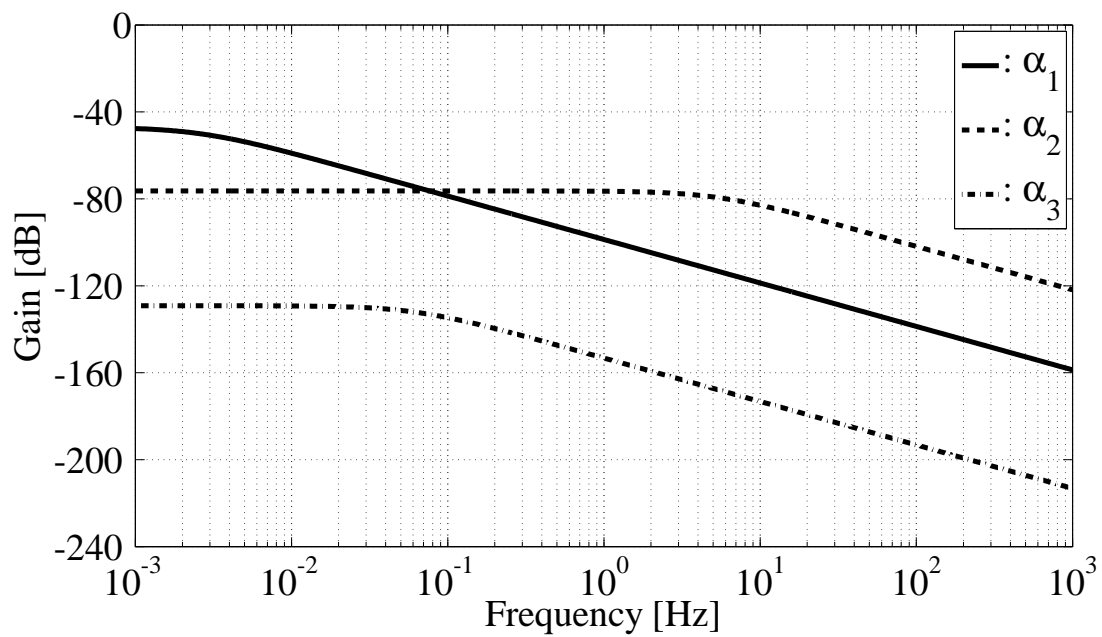
振動モード β_4 と振動モード β_5 のゲインは線形定常直進走行モデルと同じように比較的小さい。しかしながら、 β_5 は 5 Hz 付近にピークを持っており、図 4.6 に示すフルオーダーモデルの操舵トルクからロール角への周波数応答は 5 Hz 付近にピークが現れていることから、 β_5 もロール角に対する影響を与えることがわかる。また、線形定常直進走行モデルには現れなかった振動モード β_6 が現れる。振動モード β_6 は、0.1 Hz までの低周波数域でウィーブモード β_1 とほぼ同じように高いゲインを持つため、低周波数域でロール角と操舵角に強い影響を与えていることがわかる。図 4.7(d) に示すウォブルモード β_2 、ライダ上体の振動モード β_3 、振動モード β_4 、振動モード β_5 、振動モード β_6 の 10 Hz までのゲインは、図 4.7(c) のより大きいことから、この振動モードは操舵角に与える影響がロール角に与える影響より大きいことがわかる。そのため、車速 30 km/h で半径 30 m の定常円旋回運動中の二輪自動車の操舵角の応答は、複数の振動モードが連成した応答となることがわかる。

4.2.3 低次元化モデル

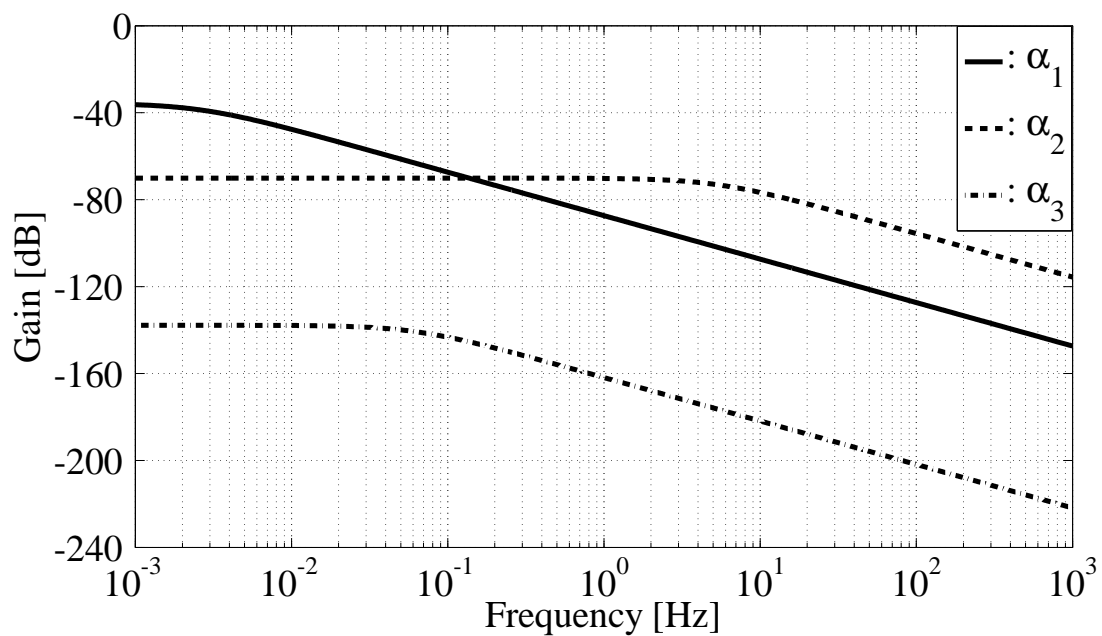
前節の操舵トルク $\Delta\tau_f$ からロール角 $\Delta\theta_x$ と操舵角 $\Delta\delta$ へのそれぞれの周波数応答解析により、操舵角 $\Delta\delta$ とロール角 $\Delta\theta_x$ の応答への影響が少ないモードを削除し、制御系設計に用いる低次元化モデルを得た。

表 4.5 に車速 15 km/h ~ 60 km/h の線形定常直進走行モデルから導出した制御系設計に用いる低次元化モデルのモードを示す。車速 20 km/h ~ 60 km/h の線形定常直進走行において制御系を設計する場合、ロールキャプサイズモード α_1 、ステアキャプサイズモード α_2 、ウィーブモード β_1 、ウォブルモード β_2 、ライダ上体の振動モード β_3 からなる 8 次の低次元化モデルを採用する。車速 15 km/h 以下ではウォブルモードが存在しないので、15 km/h で制御系設計に用いる低次元化モデルには、ロールキャプサイズモード α_1 、ステアキャプサイズモード α_2 、ウィーブモード β_1 、ライダ上体の振動モード β_3 からなる 6 次モデルを採用する。車速 30 km/h の 8 次の低次元化モデルのゲイン線図を図 4.8 に示す。8 次の低次元化モデルは、 $\Delta\theta_x/\Delta\tau_f$ の応答において 30 Hz 付近まで、 $\Delta\delta/\Delta\tau_f$ の応答において 100 Hz 付近までフルオーダーモデルとの高い整合性がある。

表 4.6 に車速 15 km/h ~ 60 km/h の線形定常円旋回モデルから導出した制御系設計に用いる低次元化モデルのモードを示す。車速 30 km/h ~ 60 km/h の半径 30 m の定常円旋回において制御系を設計する場合、ロールキャプサイズモード α_1 、ステアキャプサイズモード α_2 、ウィーブモード β_1 、ウォブルモード β_2 、ライダ上体の振動モード β_3 、振動モード β_5 、振動モード β_6 からなる 12 次の低次元化モデルを採用する。車速 25 km/h 以下では振動モード β_6 が存在しないので、15 km/h ~ 25 km/h で制御系設計に用いる低次元化モデルには、ロールキャプサイズモード α_1 、ステアキャプサイズモード α_2 、ウィーブモード β_1 、ライダ上体の振動モード β_3 、振動モード β_5 からなる 10 次モデルを採用する。車速 15 km/h 以下ではウォブルモードが存在しないので、15 km/h で制御系設計に用いる

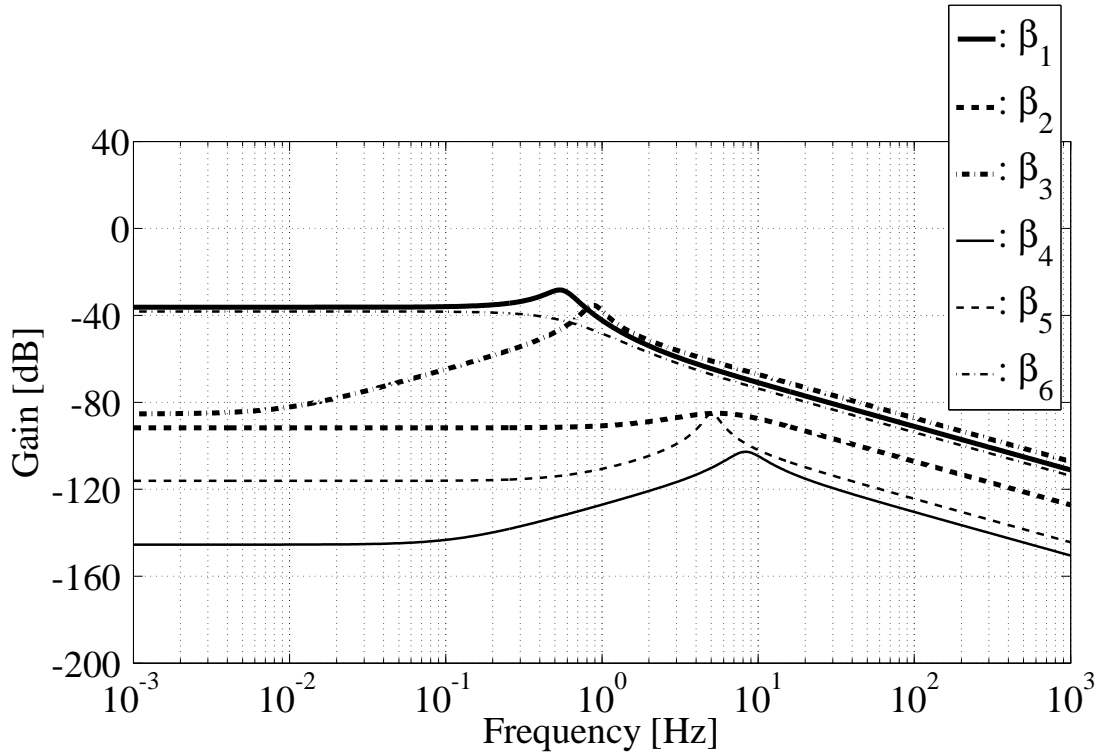


(a) Non-vibration modes ($\Delta\theta_x/\Delta\tau_f$)

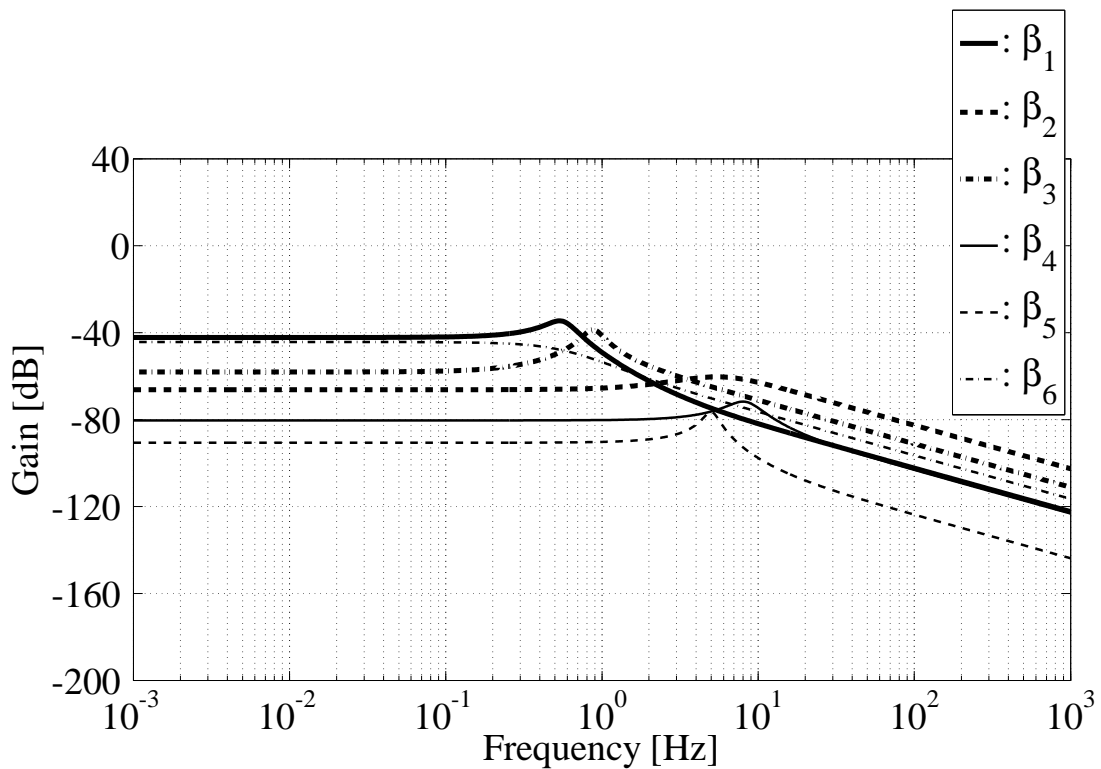


(b) Non-vibration modes ($\Delta\delta/\Delta\tau_f$)

Fig. 4.7 Frequency responses of linearized steady-state circular turning model at 30 km/h (pp. 91-92)



(c) Vibration modes ($\Delta\theta_x/\Delta\tau_f$)



(d) Vibration modes ($\Delta\delta/\Delta\tau_f$)

Fig. 4.7 Frequency responses of linearized steady-state circular turning model at 30 km/h (pp. 91-92)

Table 4.5 Modes of reduced-order model for controller design in steady-state straight running at velocities from 15 km/h to 60 km/h

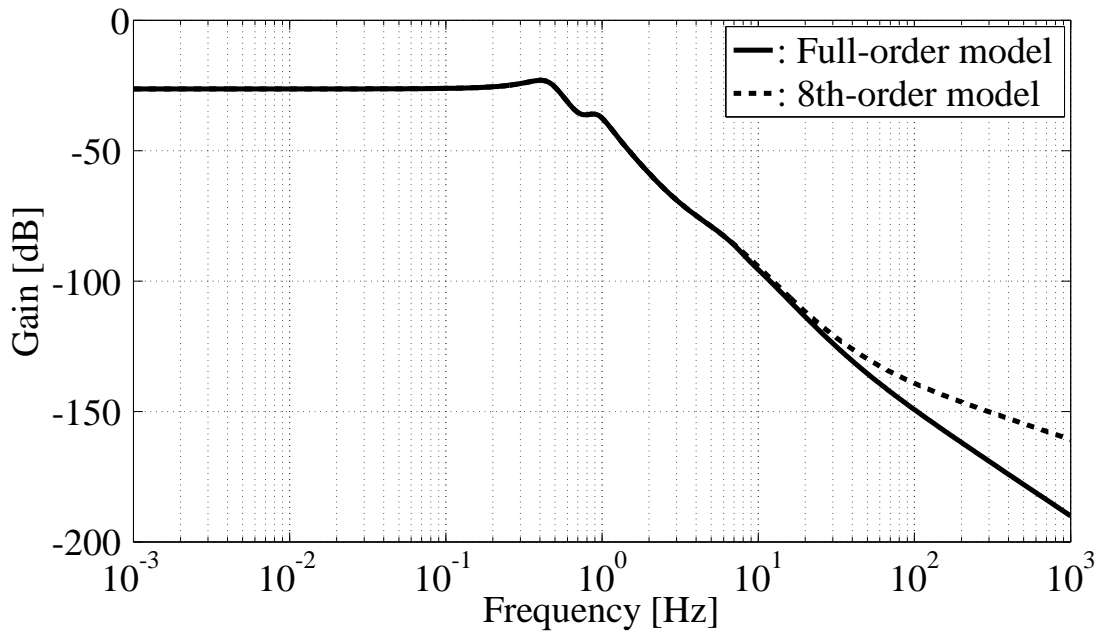
	15 km/h (6th-order model)	20 km/h (8th-order model)
Roll capsize mode α_1	-4.19	-4.36
Steering capsize mode α_2	-124.28	-84.56
Weave mode β_1	$1.69 \pm j2.37$	$0.90 \pm j2.65$
Wobble mode β_2	-	$-33.83 \pm j5.01$
Upper torso mode β_3	$-1.13 \pm j4.88$	$-1.05 \pm j5.00$
	25 km/h (8th-order model)	30 km/h (8th-order model)
Roll capsize mode α_1	-4.24	-3.6
Steering capsize mode α_2	-56.81	-37.84
Weave mode β_1	$0.08 \pm j2.77$	$-0.74 \pm j2.79$
Wobble mode β_2	$-31.83 \pm j15.99$	$-30.55 \pm j23.06$
Upper torso mode β_3	$-1.00 \pm j5.28$	$-1.16 \pm j5.70$
	35 km/h (8th-order model)	40 km/h (8th-order model)
Roll capsize mode α_1	-2.24	-1.32
Steering capsize mode α_2	-28.97	-23.85
Weave mode β_1	$-1.55 \pm j3.10$	$-1.77 \pm j3.73$
Wobble mode β_2	$-27.22 \pm j28.01$	$-23.97 \pm j30.78$
Upper torso mode β_3	$-1.59 \pm j6.22$	$-2.24 \pm j7.00$
	50 km/h (8th-order model)	60 km/h (8th-order model)
Roll capsize mode α_1	-0.73	-0.51
Steering capsize mode α_2	-18.52	-16.70
Weave mode β_1	$-1.56 \pm j4.18$	$-1.44 \pm j4.30$
Wobble mode β_2	$-19.02 \pm j33.38$	$-15.67 \pm j34.35$
Upper torso mode β_3	$-2.98 \pm j9.32$	$-2.82 \pm j11.37$

低次元化モデルには、ロールキャプサイズモード α_1 、ステアキャプサイズモード α_2 、ウィーブモード β_1 、ライダー上体の振動モード β_3 、振動モード β_5 からなる 8 次モデルを採用する。車速 30 km/h で半径 30 の線形定常円旋回モデルから導出した 12 次の低次元化モデルのゲイン線図を図 4.9 に示す。12 次の低次元化モデルは、 $\Delta\theta_x/\Delta\tau_f$ の応答において 10 Hz

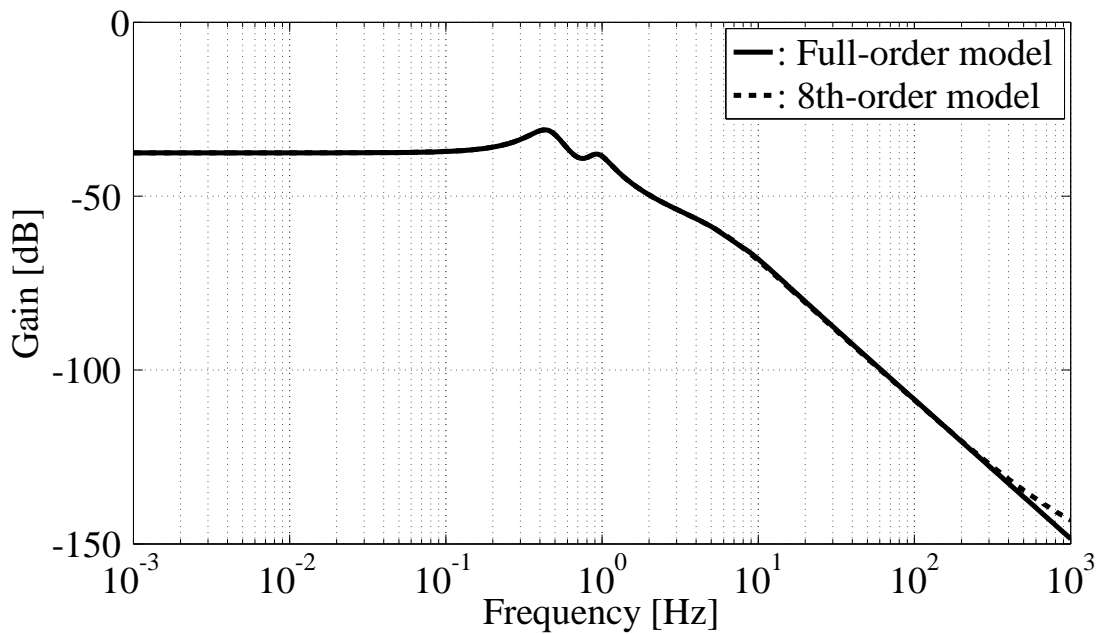
Table 4.6 Modes of reduced-order model for controller design in steady-state circular turning at velocities from 15 km/h to 60 km/h

	15 km/h (8th-order model)	20 km/h (10th-order model)
Roll capsize mode α_1	-0.02	-0.02
Steering capsize mode α_2	-0.39	-0.98
Weave mode β_1	$1.80 \pm j2.41$	$1.31 \pm j2.79$
Wobble mode β_2	-	$-33.35 \pm j9.59$
Upper torso mode β_3	$-1.04 \pm j4.91$	$-0.93 \pm j5.02$
β_5	$-3.63 \pm j32.03$	$-3.61 \pm j31.94$
β_6	-	-
	25 km/h (10th-order model)	30 km/h (12th-order model)
Roll capsize mode α_1	-0.02	-0.02
Steering capsize mode α_2	-2.33	-33.33
Weave mode β_1	$0.97 \pm j3.11$	$0.76 \pm j3.45$
Wobble mode β_2	$-30.82 \pm j19.66$	$-26.05 \pm j26.03$
Upper torso mode β_3	$-0.84 \pm j5.20$	$-0.80 \pm j5.46$
β_5	$-3.54 \pm j31.79$	$-3.39 \pm j31.53$
β_6	-	$-3.16 \pm j1.82$
	35 km/h (12th-order model)	40 km/h (12th-order model)
Roll capsize mode α_1	-0.02	-0.01
Steering capsize mode α_2	-26.15	-21.57
Weave mode β_1	$0.65 \pm j3.88$	$0.53 \pm j4.43$
Wobble mode β_2	$-20.84 \pm j28.07$	$-17.10 \pm j27.87$
Upper torso mode β_3	$-0.74 \pm j5.76$	$-0.52 \pm j6.06$
β_5	$-3.12 \pm j31.09$	$-2.72 \pm j30.45$
β_6	$-3.26 \pm j2.83$	$-3.22 \pm j3.59$
	50 km/h (12th-order model)	60 km/h (12th-order model)
Roll capsize mode α_1	-0.01	-0.01
Steering capsize mode α_2	-15.98	-12.32
Weave mode β_1	$2.02 \pm j7.31$	$5.38 \pm j8.25$
Wobble mode β_2	$-12.94 \pm j25.45$	$-11.60 \pm j22.96$
Upper torso mode β_3	$-0.65 \pm j4.76$	$-0.83 \pm j4.02$
β_5	$-1.54 \pm j28.43$	$-0.24 \pm j25.85$
β_6	$-3.22 \pm j4.78$	$-3.96 \pm j6.13$

付近まで, $\Delta\delta/\Delta\tau_f$ の応答において 40 Hz 付近までフルオーダーモデルとの高い整合性がある.

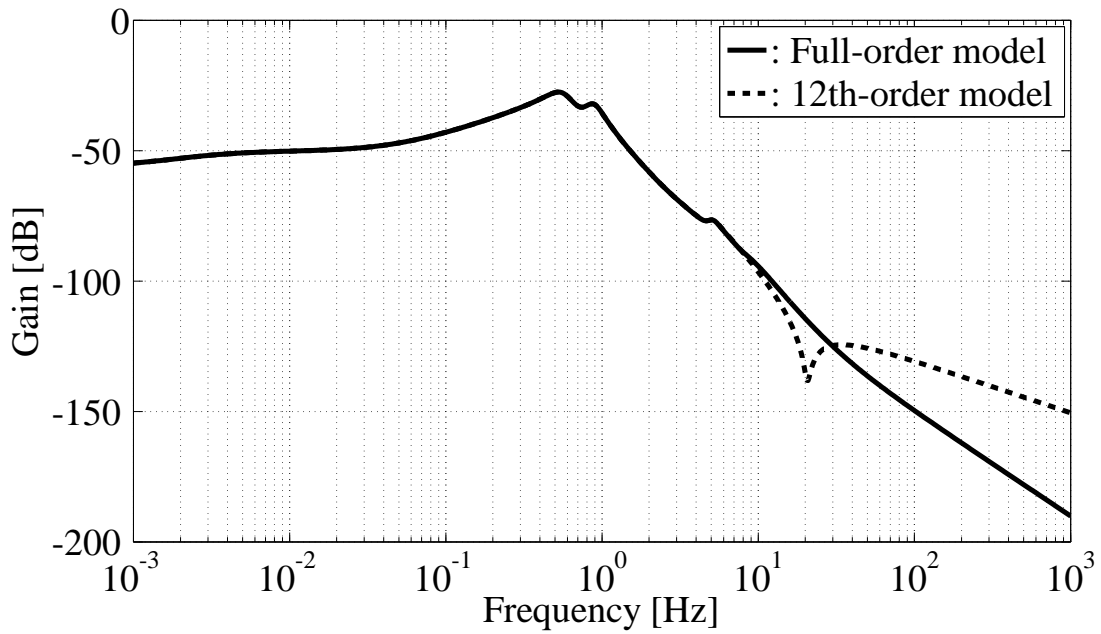


(a) $\Delta\theta_x/\Delta\tau_f$

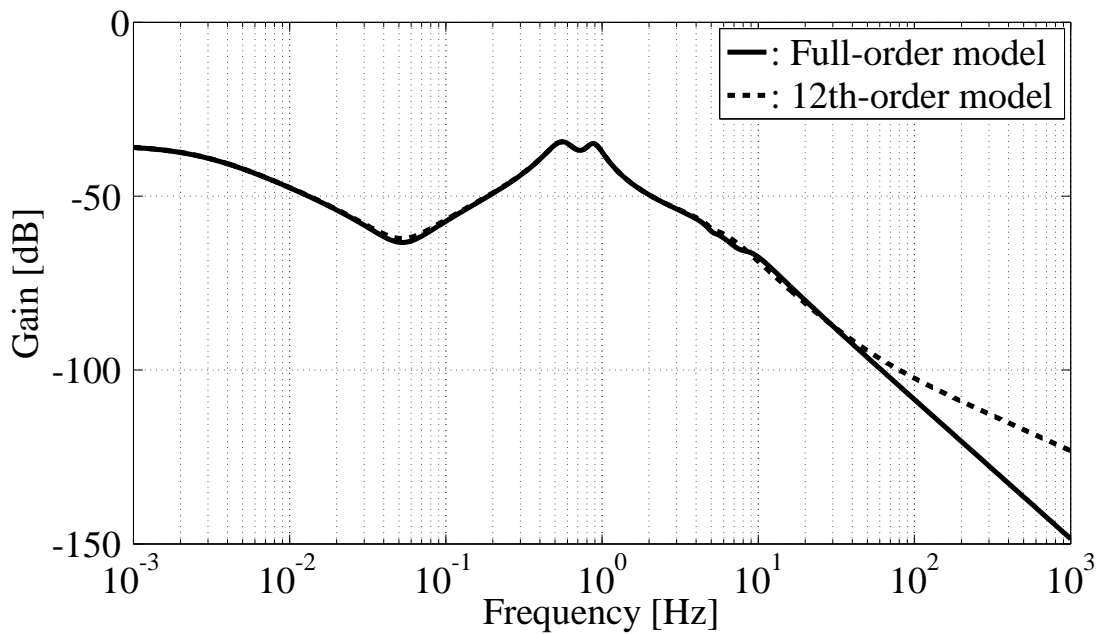


(b) $\Delta\delta/\Delta\tau_f$

Fig. 4.8 Frequency responses of reduced-order model in steady-state straight running at 30 km/h



(a) $\Delta\theta_x/\Delta\tau_f$



(b) $\Delta\delta/\Delta\tau_f$

Fig. 4.9 Frequency responses of reduced-order model in steady-state circular turning at 30 km/h

4.3 制御系設計

4.3.1 H_∞ 制御理論

H_∞ 制御⁹⁴⁾とは、図 4.10 に示すフィードバック制御系を用い、外乱から制御量までの伝達関数の大きさをある値以下にする制御である。図 4.10 の G は一般化プラント、 K は制御器である。 w は外部入力（参照信号や外乱、センサノイズなど）を、 z は制御量（制御偏差や制御入力、制御出力など）をそれぞれ表す。また u および y は、制御入力と観測出力で、それぞれ、制御器からの出力および入力となる量である。

図 4.10 の入出力をもつ伝達関数は式 (4.14) で定義する。

$$\begin{bmatrix} z \\ y \end{bmatrix} = G \begin{bmatrix} w \\ u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} \\ G_{21} & G_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w \\ u \end{bmatrix} \quad (4.14)$$

一般化プラント G に対して、制御器

$$u = Ky \quad (4.15)$$

を用いてフィードバック制御を施すと、 w から z までの伝達関数は式 (4.15) を式 (4.14) に代入することにより、式 (4.16) となる。

$$\begin{aligned} z &= G_{zw}w \\ G_{zw} &= G_{11} + G_{12}K(I - G_{22}K)^{-1}G_{21} \end{aligned} \quad (4.16)$$

G_{zw} の大きさの尺度として H_∞ ノルムを用いる。安定な伝達関数 G_{zw} の H_∞ ノルムは $\|G_{zw}\|_\infty$ と書き、次式で定義する。

$$\|G_{zw}(s)\|_\infty := \sup_{0 \leq \omega < \infty} \bar{\sigma}(G_{zw}(j\omega)) \quad (4.17)$$

$G_{zw}(s)$ が 1 入出力のとき、式 (4.17) は

$$\|G_{zw}(s)\|_\infty := \max_{0 \leq \omega < \infty} |G_{zw}(j\omega)| \quad (4.18)$$

となる。

また、 G_{zw} の H_∞ ノルムは、その入出力信号を用いて

$$\|G_{zw}(s)\|_\infty := \sup_w \frac{\sqrt{\int_0^\infty z^T(t)z(t)dt}}{\sqrt{\int_0^\infty w^T(t)w(t)dt}} = \sup_w \frac{\|z\|_2}{\|w\|_2} \quad (4.19)$$

と表現できることが知られている。これは、あらゆる入力が入ってきたときの基準化された出力エネルギーの "最悪値" を表しているとも解釈できる。なお入出力信号のノルムの比から定義されるノルムは一般に誘導ノルムと呼ばれている。

制御目的は外部入力 w に対して制御量 z をなるべく小さく抑えることなので、伝達関数 G_{zw} の大きさを何らかの意味で小さくする制御器 K を設計すればよいことになる。そして、一般化プラント G に対して閉ループ系を安定にし、 $\|G_{zw}\|_\infty < \gamma$ を満たす制御器 K を求める。

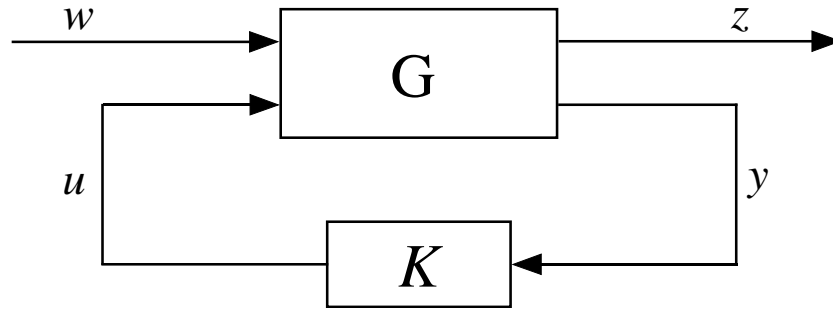


Fig. 4.10 Feedback control system

4.3.2 H_∞ 制御系の設計

4.2 節得られた低次元化モデルに対して，一般化プラントを図 4.11 に示すように構成し， H_∞ 制御系の設計を行う．図 4.11 の Plant は低次元化モデルである． $\Delta\tau_{fc}$ は操舵制御入力， w_1 は操舵トルク外乱， w_2 は仮想的な観測ノイズである．二輪自動車の後輪フレームのロールレート $\Delta\dot{\theta}_x$ をフィードバック信号としている．評価量 z_1, z_2 はロールレート $\Delta\dot{\theta}_x$ および制御入力 $\Delta\tau_{fc}$ にそれぞれ周波数重み W_S, W_T をかけたものである．すなわち， w_1 から z_1 までのパスで操舵トルク外乱に対するロールレートの抑制を評価し， w_1 から z_2 までのパスでロバスト安定性を評価している．連続時間制御器は以下のように表される．

$$\dot{\mathbf{x}}_k = \mathbf{A}_k \mathbf{x}_k + \mathbf{B}_k \Delta\dot{\theta}_x \quad (4.20)$$

$$\Delta\tau_{fc} = \mathbf{C}_k \mathbf{x}_k + \mathbf{D}_k \Delta\dot{\theta}_x \quad (4.21)$$

ここで，ロールレート $\Delta\dot{\theta}_x$ は制御器への入力，操舵制御トルク $\Delta\tau_{fc}$ は制御器の出力である．

30 km/h の定常直進走行の 8 次の低次元化モデル

$$\alpha_1 = -3.6, \quad \alpha_2 = -37.84,$$

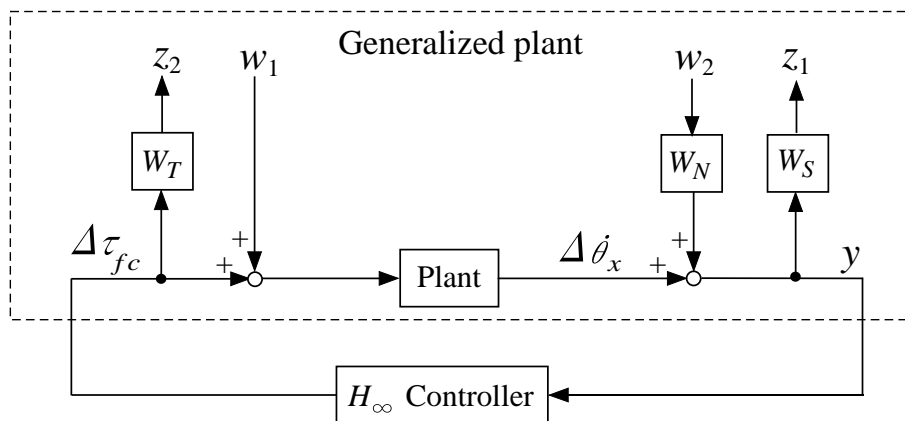


Fig. 4.11 Generalized plant for H_∞ control design

$$\beta_1 = -0.74 \pm j2.79, \quad \beta_2 = -30.55 \pm j23.06, \quad \beta_3 = -1.16 \pm j5.70$$

を用いて H_∞ 制御系を設計する．図 4.12 に設計した制御系の重み関数のゲイン線図を示す．重み関数は，制御対象のゲインが高い 3 Hz 付近まで積極的に制御を行うように W_S を設定し，高周波数領域で制御入力が高すぎないように W_T を設定した．具体的には次のように重みを設定した．

$$W_s = \frac{g_s \omega_{ns}^2}{s^2 + 2\zeta_{ds} \omega_{ds} s + \omega_{ds}^2}, \quad (4.22)$$

$$g_s = 3, \quad \omega_{ns} = 7.23, \quad \zeta_{ds} = 1, \quad \omega_{ds} = 28.9,$$

$$W_T = \frac{g_t (s^2 + 2\zeta_{nt} \omega_{nt} s + \omega_{nt}^2)}{s^2 + 2\zeta_{dt} \omega_{dt} s + \omega_{dt}^2}, \quad (4.23)$$

$$g_t = 1, \quad \zeta_{nt} = 1, \quad \omega_{nt} = 204.2, \quad \zeta_{dt} = 0.8, \quad \omega_{dt} = 7539.8,$$

である．また，周波数重み W_N を 0.1 に設定した．図 4.13 は設計した H_∞ 制御系のボード線図である．この制御系の制御特性は，約 10 Hz までの領域で高いゲイン，二輪自動車モデルに含まれない高周波数領域で低いゲインとしている．低次元化モデルは 8 次モデルで，重み関数 W_S と W_T の次数はそれぞれ 2 次であるため，設計した制御器の次数は 12 次となる．外乱から観測量までの H_∞ ノルムは 0.1 である．図 4.14 は 15 km/h での定常直進走行に対して設計した H_∞ 制御系のボード線図，図 4.15 は 60 km/h での定常直進走行に対して設計した H_∞ 制御系のボード線図である．

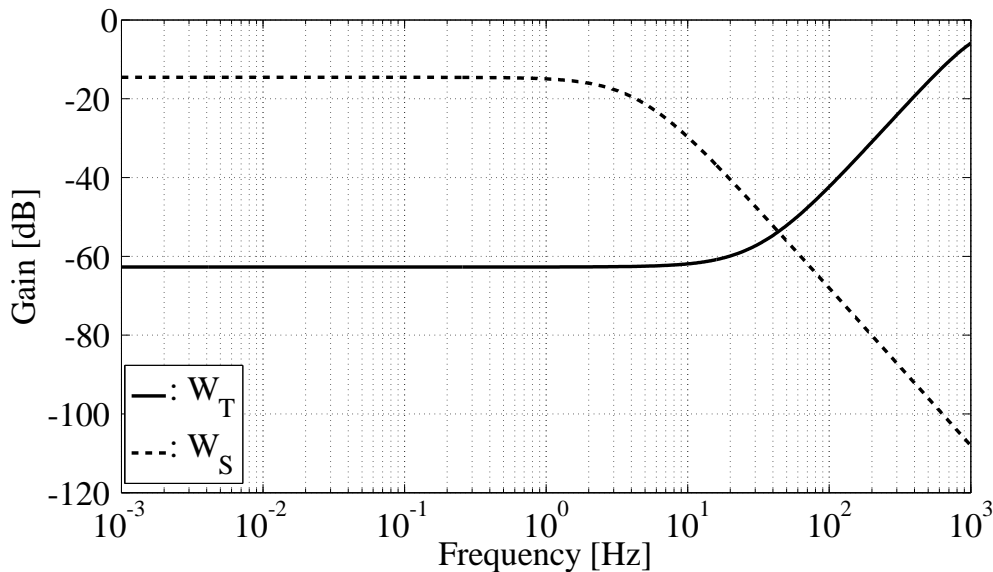


Fig. 4.12 Frequency weighting functions of H_∞ controller designed for steady-state straight running at 30 km/h

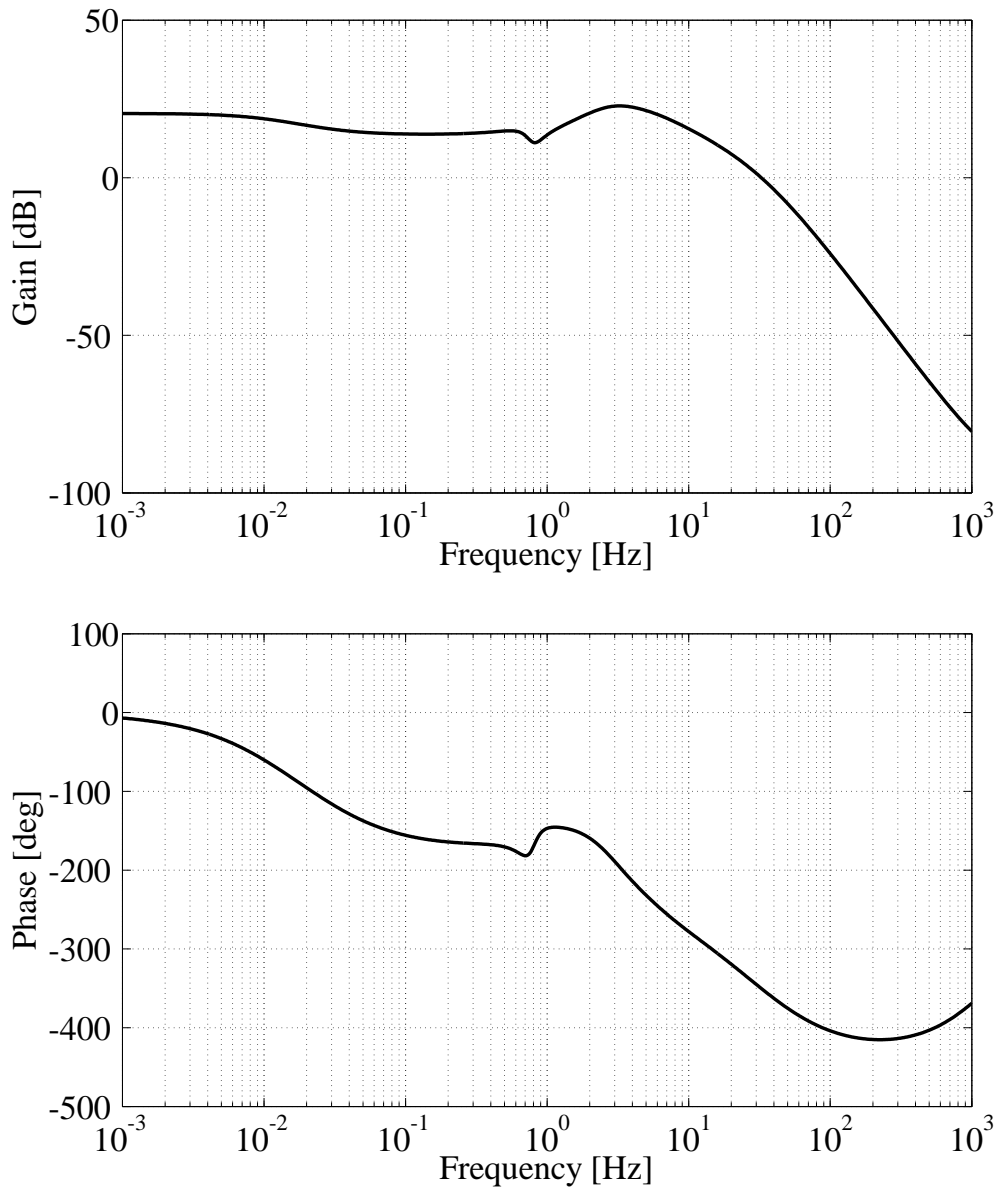


Fig. 4.13 Bode diagram of H_∞ controller designed for steady-state straight running at 30 km/h

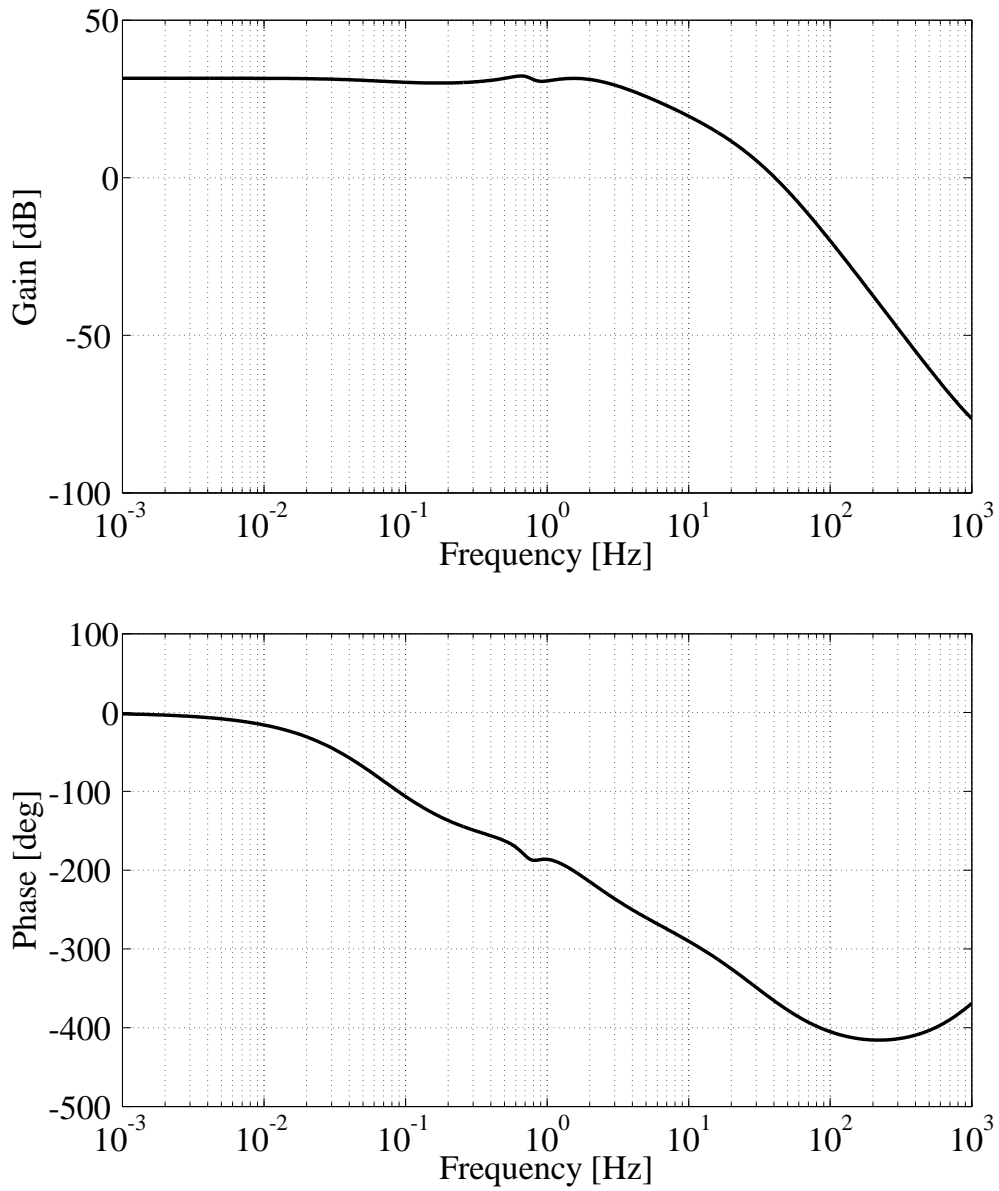


Fig. 4.14 Bode diagram of H_∞ controller designed for steady-state straight running at 15 km/h

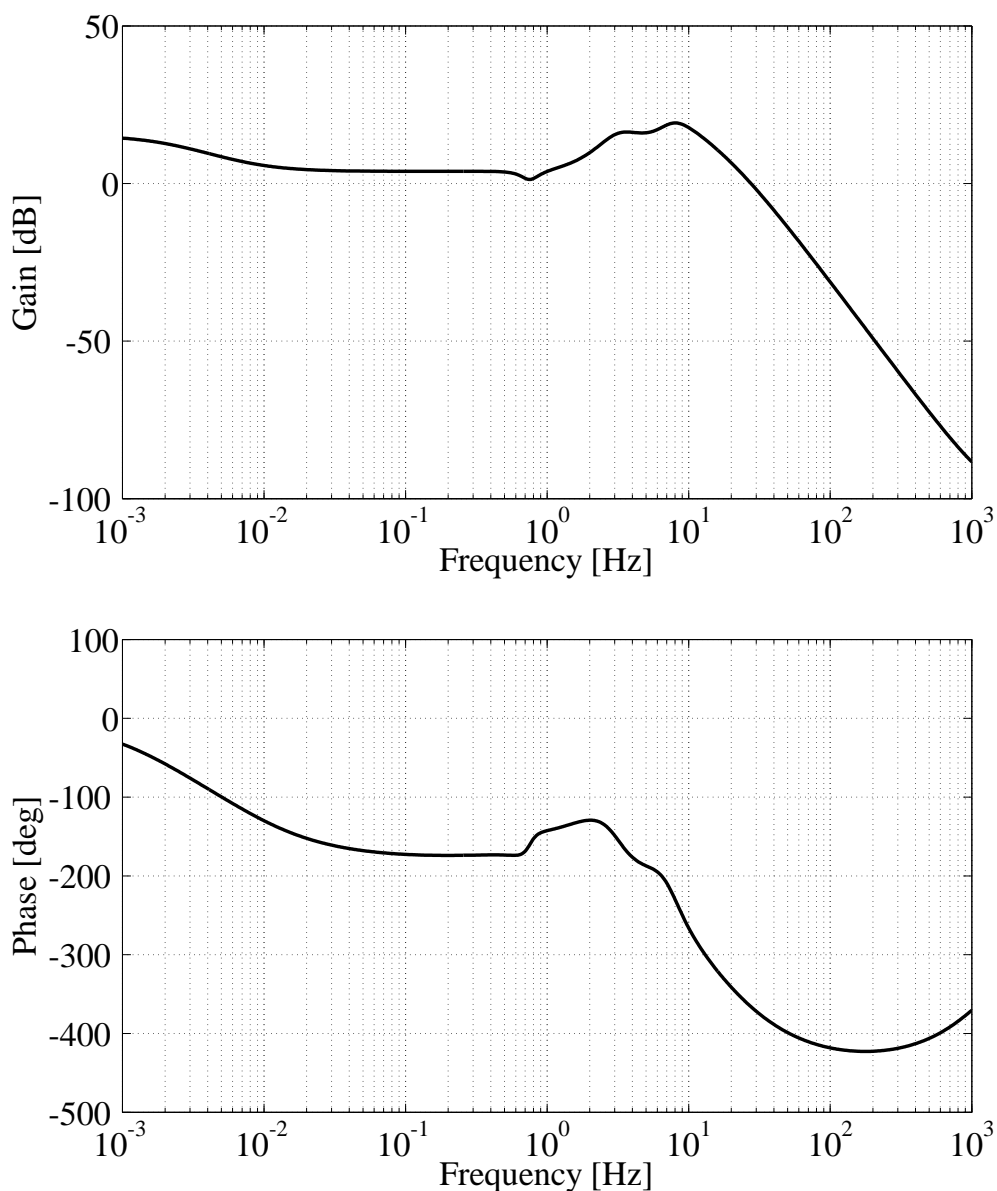


Fig. 4.15 Bode diagram of H_∞ controller designed for steady-state straight running at 60 km/h

30 km/h で半径 30 m の定常円旋回の 12 次の低次元化モデル

$$\alpha_1 = -0.02, \quad \alpha_2 = -33.33, \quad \beta_1 = 0.76 \pm j3.45,$$

$$\beta_2 = -26.05 \pm j26.03, \quad \beta_3 = -0.80 \pm j5.46, \quad \beta_5 = -3.39 \pm j31.53, \quad \beta_6 = -3.16 \pm j1.82$$

を用いて H_∞ 制御系を設計する．図 4.16 に設計した制御系の重み関数のゲイン線図を示す．重み関数は，制御対象のゲインが高い 1 Hz 付近まで積極的に制御を行うように W_S を設定し，高周波数領域で制御入力が高すぎないように W_T を設定した．具体的には次のように重みを設定した．

$$W_s = \frac{g_s \omega_{ns}^2}{s^2 + 2\zeta_{ds} \omega_{ds} s + \omega_{ds}^2}, \quad (4.24)$$

$$g_s = 2.24, \quad \omega_{ns} = 7.23, \quad \zeta_{ds} = 1, \quad \omega_{ds} = 7.23,$$

$$W_T = \frac{g_t(s^2 + 2\zeta_{nt}\omega_{nt}s + \omega_{nt}^2)}{s^2 + 2\zeta_{dt}\omega_{dt}s + \omega_{dt}^2}, \quad (4.25)$$

$$g_t = 763.02 \quad \zeta_{nt} = 1, \quad \omega_{nt} = 40.84, \quad \zeta_{dt} = 0.8, \quad \omega_{dt} = 7539.8,$$

である．また，周波数重み W_N を 0.1 に設定した．図 4.17 は設計した H_∞ 制御系のボード線図である．この制御系の制御特性は，約 6 Hz までの領域で高いゲイン，二輪自動車モデルに含まれない高周波数領域で低いゲインとしている．低次元化モデルは 12 次モデルで，重み関数 W_S と W_T の次数はそれぞれ 2 次であるため，設計した制御器の次数は 16 次となる．外乱から観測量までの H_∞ ノルムは 0.29 である．

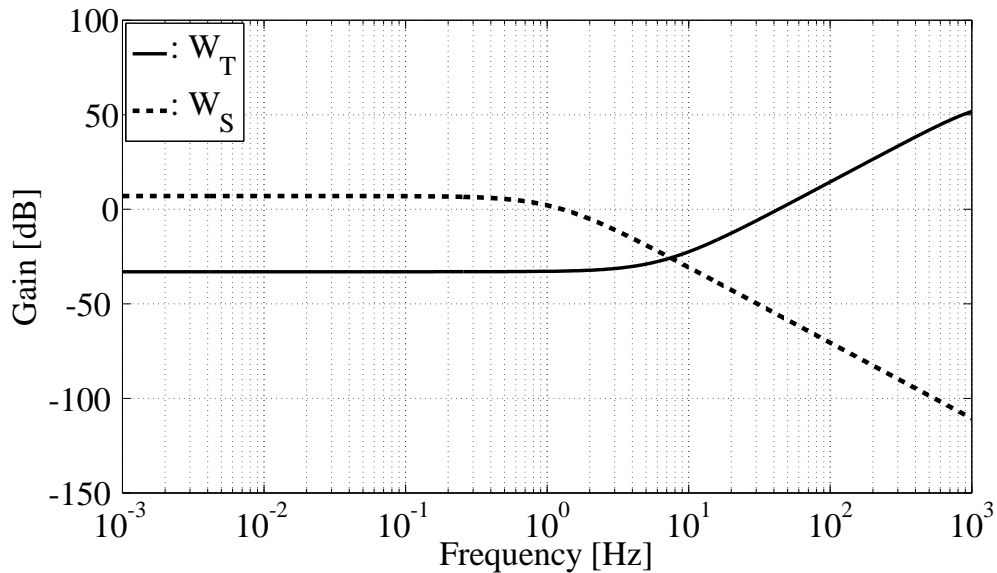


Fig. 4.16 Frequency weighting functions of controller designed for steady-state circular turning at 30 km/h

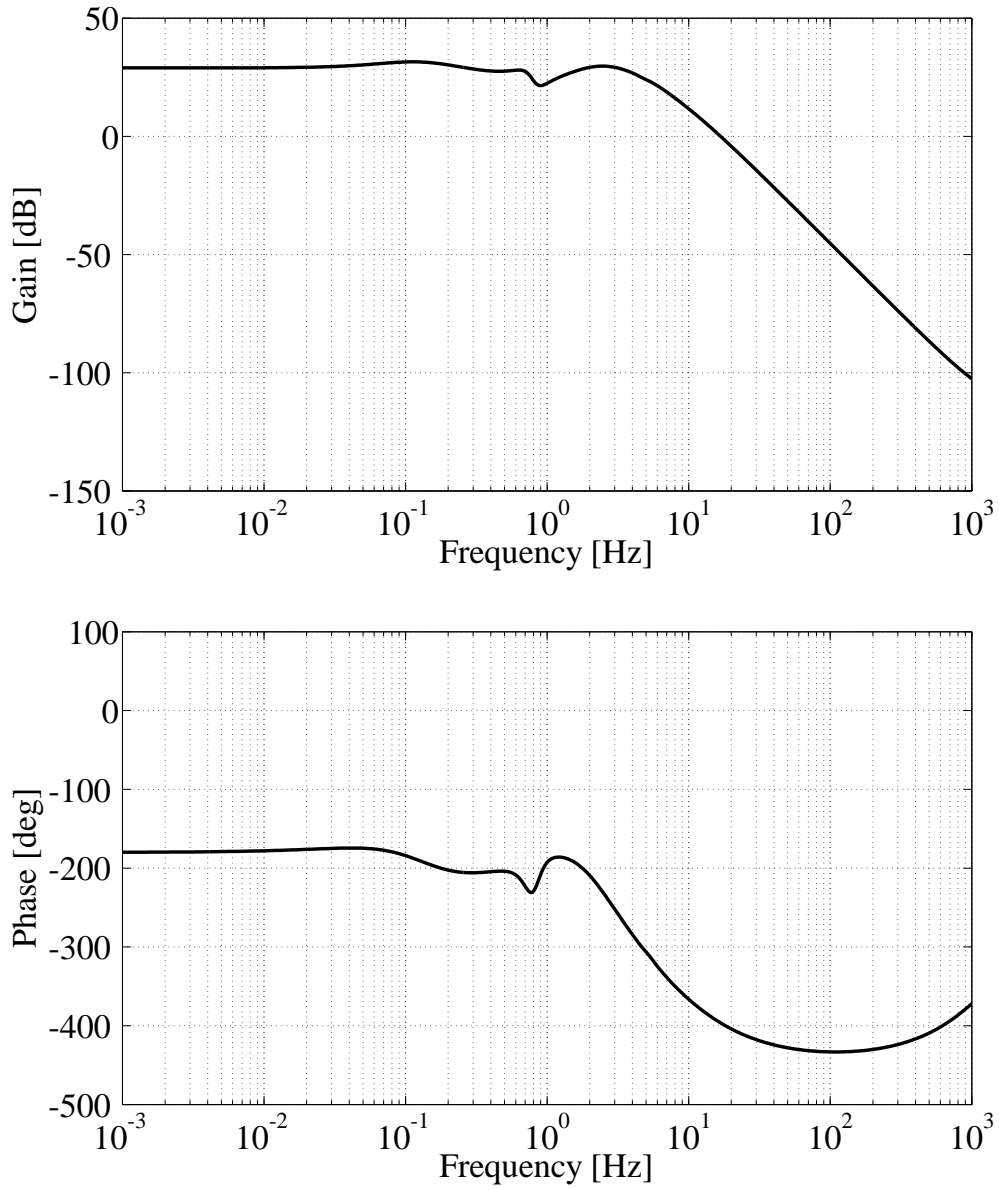


Fig. 4.17 Bode diagram of H_∞ controller designed for steady-state circular turning at 30 km/h

4.3.3 制御器の離散化

設計した制御系の制御仕様を検証するシミュレーションを行う場合（あるいは制御系を二輪自動車に実装する場合），設計した連続時間制御系を零次ホールド（zero-order hold）を仮定してサンプリング周期 Δt で離散化する⁹⁴．連続時間 t とサンプリング周期 Δt の関係は，次式で表される．

$$t = k\Delta t, \quad (k = 0, 1, \dots, N - 1)$$

連続時間制御器式 (4.20), (4.21) を離散化して得られた離散時間制御器を以下に示す．

$$\mathbf{x}_{kd}(k + 1) = \mathbf{A}_{kd}\mathbf{x}_{kd}(k) + \mathbf{B}_{kd}\Delta\dot{\theta}_{xd}(k) \quad (4.26)$$

$$\Delta\tau_{fcd}(k) = \mathbf{C}_{kd}\mathbf{x}_{kd}(k) + \mathbf{D}_{kd}\Delta\dot{\theta}_{xd}(k) \quad (4.27)$$

$$(k = 0, 1, \dots, N - 1)$$

同様に，3章で導出した連続時間でのライダー-二輪自動車の非線形モデル式 (3.37) を零次ホールド（zero-order hold）を仮定してサンプリング周期 Δt で離散化する．ここでは，式 (3.37) の行列 $\mathbf{A}(x)$, $\mathbf{B}(x)$, $\mathbf{E}(x)$ は状態量 x により変化するため，行列 $\mathbf{A}(x)$, $\mathbf{B}(x)$, $\mathbf{E}(x)$ はサンプリング周期 Δt ごとに離散化する必要がある．離散化したライダー-二輪自動車系の非線形モデルを以下のように示す．

$$\mathbf{x}_d(k + 1) = \mathbf{A}_d(k)\mathbf{x}_d(k) + \mathbf{B}_d(k)\mathbf{u}_d(k) + \mathbf{E}_d(k), \quad (4.28)$$

$$\mathbf{u}_d(k) = \begin{bmatrix} \tau_{fd}(k) \\ \tau_{wxd}(k) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tau_{frd}(k) + \Delta\tau_{fcd}(k) + \tau_{fdd}(k) \\ \tau_{wxd}(k) \end{bmatrix},$$

$$\dot{\theta}_{xd}(k) = \mathbf{C}_d\mathbf{x}_d(k) \quad (4.29)$$

$$(k = 0, 1, \dots, N - 1)$$

ここで，離散化したライダー-二輪自動車系の非線形モデルの入力 \mathbf{u}_d はライダーからの操舵トルク τ_{frd} ，操舵制御トルク $\Delta\tau_{fcd}$ ，操舵外乱トルク τ_{fdd} ，リーントルク τ_{wxd} を含む．出力はロールレート $\dot{\theta}_{xd}$ であるが，定常状態ではロールレートは0であるので，定常状態からの変動分 $\Delta\dot{\theta}_{xd}$ と等価となる．

離散時間制御系と離散化したライダー-二輪自動車系の非線形モデルから，図 4.18 に示すように，離散時間シミュレーションを行う閉ループ系を構成する．離散化したライダー-二輪自動車系の非線形モデルでは，ライダーからの操舵トルク τ_{frd} とライダーの上体を制御するリーントルク τ_{wxd} によりライダーの操縦を実現する．ライダー-二輪自動車系の非線形モデルに操舵外乱トルク τ_{fdd} が印加されると，離散時間制御系がライダー-二輪自動車系の非線

形モデルの出力ロールレート $\dot{\theta}_{xd}(= \Delta\dot{\theta}_{xd})$ により操舵制御トルク $\Delta\tau_{fcd}$ を算出する．算出した操舵制御トルク $\Delta\tau_{fcd}$ が離散化したライダー-二輪自動車系の非線形モデルに入力され，前輪操舵アシスト制御が施される．5章では，図 4.18 に基づき，前輪操舵アシスト制御システムの検証・妥当性確認シミュレーションを行う．

本論文では実験を行わないが，実験を実施する場合には，図 4.19³⁴⁾ に示すように，設計した離散時間制御系をノート PC に実装し，センサーによる車体のロールレートを検知する．検知したアナログ値のロールレートを A/D ボードを介してデジタル値のロールレートに変換する．コンピュータはデジタル値のロールレートを受け取って，離散時間制御系によりデジタル値の制御出力を算出する．算出したデジタル値の制御出力を D/A ボードを介してアナログ値の制御出力に変換する．アナログ値の制御出力がサーボドライバに送

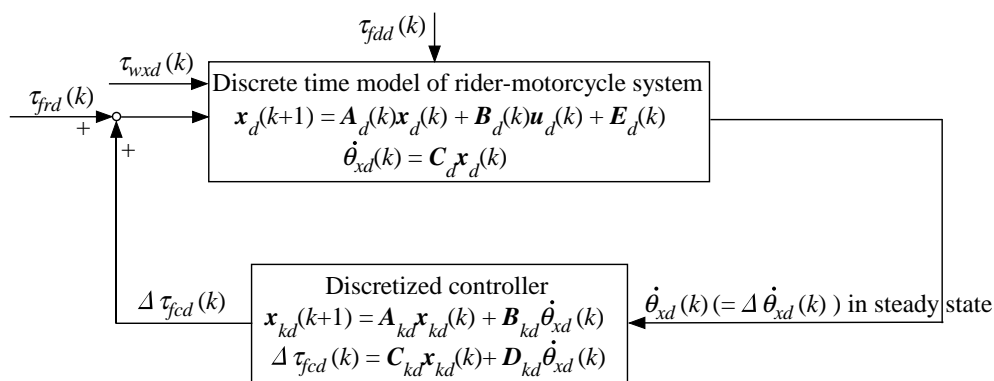


Fig. 4.18 Discrete time closed-loop system for simulation

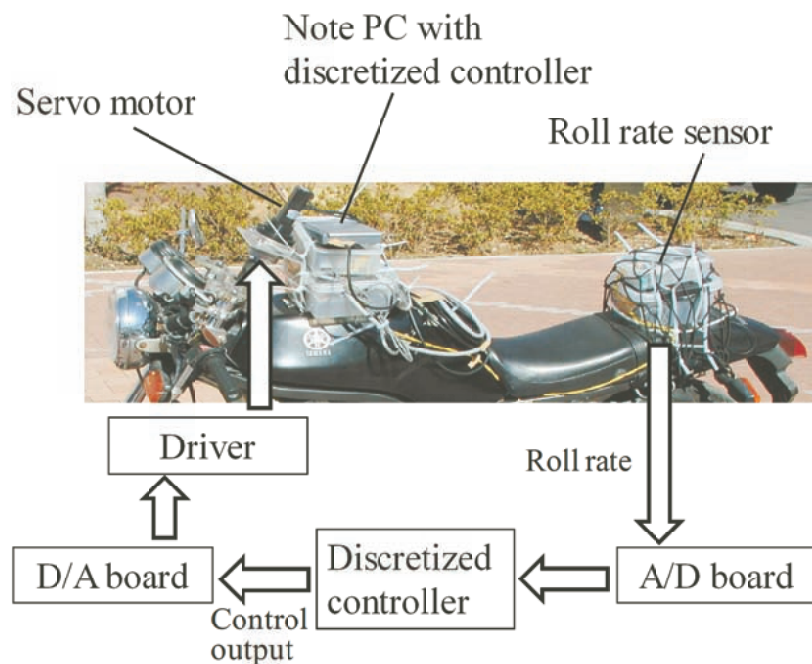


Fig. 4.19 Closed-loop system for control experiment

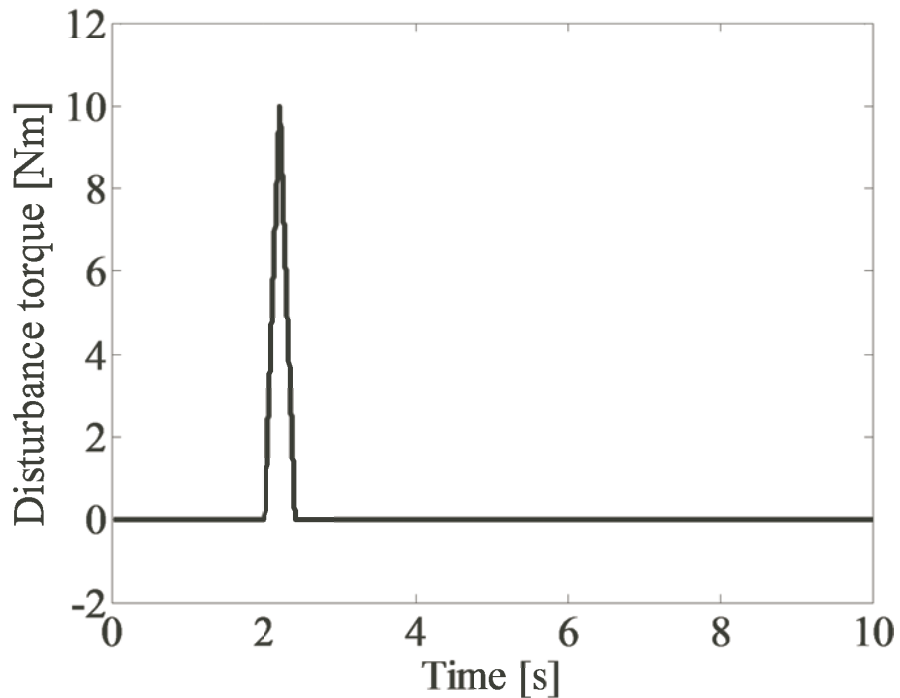


Fig. 4.20 Steering torque disturbance

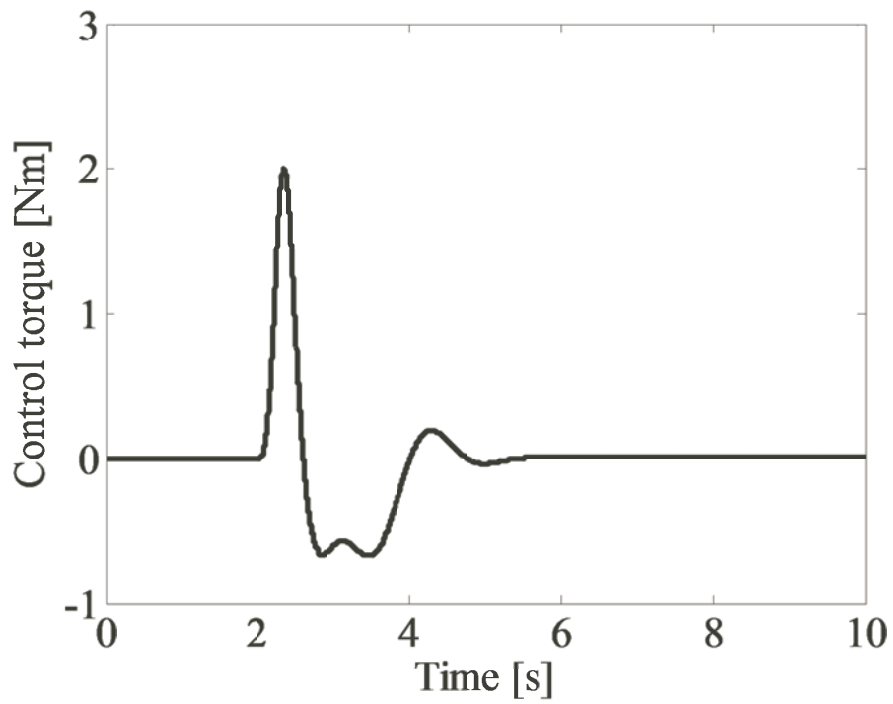
られサーボモータを駆動する．前輪操舵軸はサーボモータが生じる操舵制御トルクより動作し前輪操舵アシスト制御を実現する．

4.4 制御器の検証

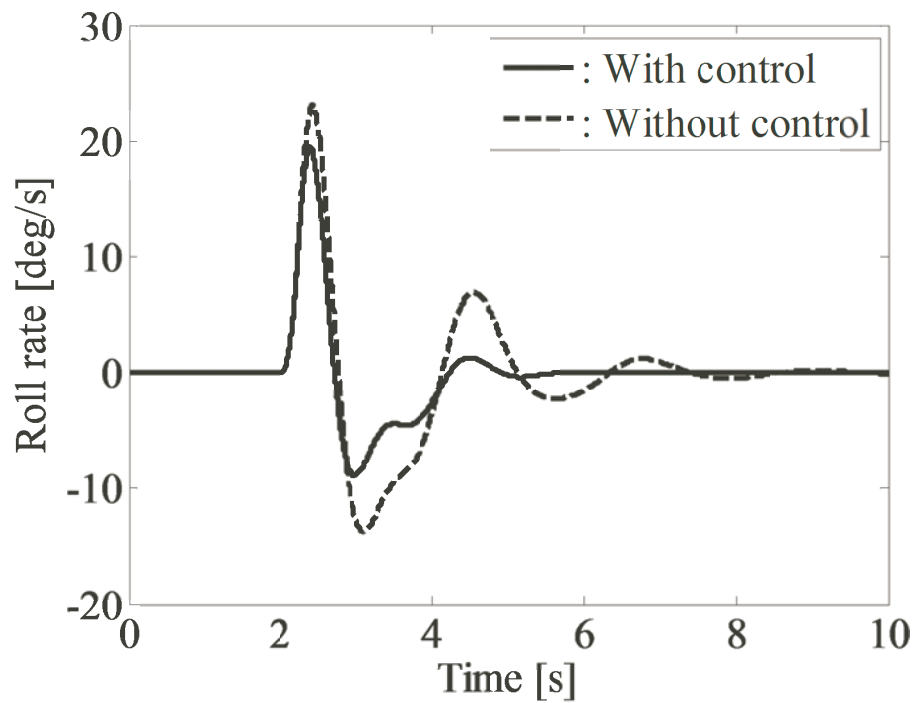
低次元化モデルへのインパルス操舵外乱に対する設計した制御器の性能を検証する．図 4.20 にパルス幅 0.4 s の振幅 10 Nm の三角波状インパルス操舵外乱を示す．

車速 30 km/h での定常直進走行に対して設計した H_∞ 制御器の検証のため，シミュレーションを行った．図 4.21(a), (b) に求めた制御操舵トルクとロールレートをそれぞれ示す．(b) に実線で制御時のロールレートを，破線で非制御時のロールレートをそれぞれ示す．(a) に示す最大値 2 Nm の制御操舵トルクにより，(b) ロールレートの最大振幅を約 15 % 低減し，3 s 程度で整定させることがわかる．以上行った直進状態でのシミュレーションにより，車速 30 km/h での定常直進走行に対して設計した H_∞ 制御器の有効性を検証した．

車速 30 km/h での定常円旋回に対して設計した H_∞ 制御器の検証シミュレーションを行う．図 4.22(a), (b) に求めた制御操舵トルクとロールレートをそれぞれ示す．(a) に示す制御操舵トルクは ± 8 Nm 以内に抑えられている．(b) に実線で制御時のロールレートを，破線で非制御時のロールレートをそれぞれ示す．車速 30 km/h 時の定常円旋回の低次元化モデルでは，ウィーブモードが不安定となる．そのため，(b) の破線で示すように，非制御時のロールレートは発散していく．これに対して，実線で示されるとおり，制御を施

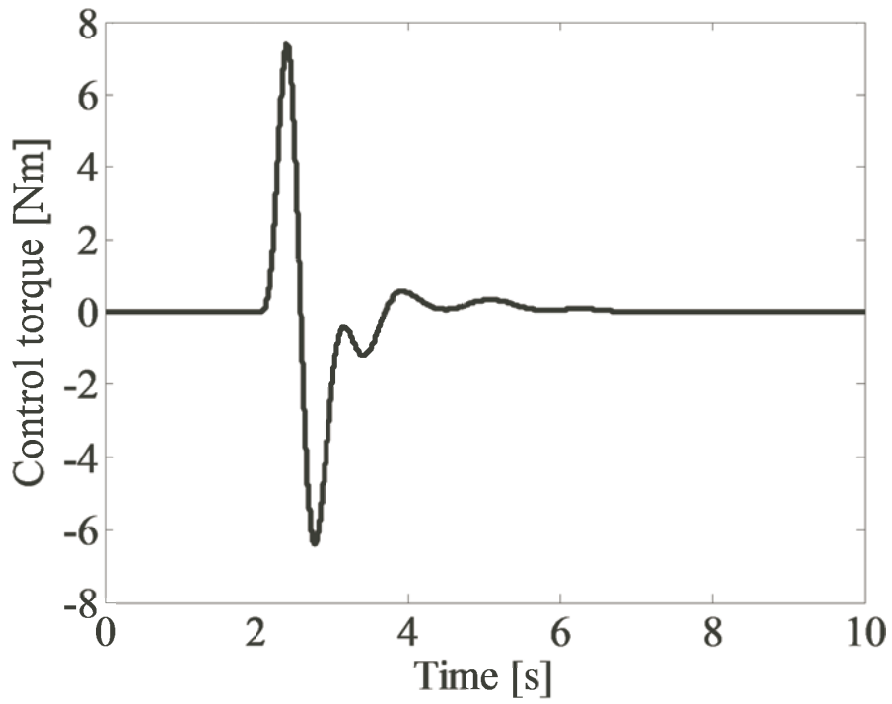


(a) Steering control torque

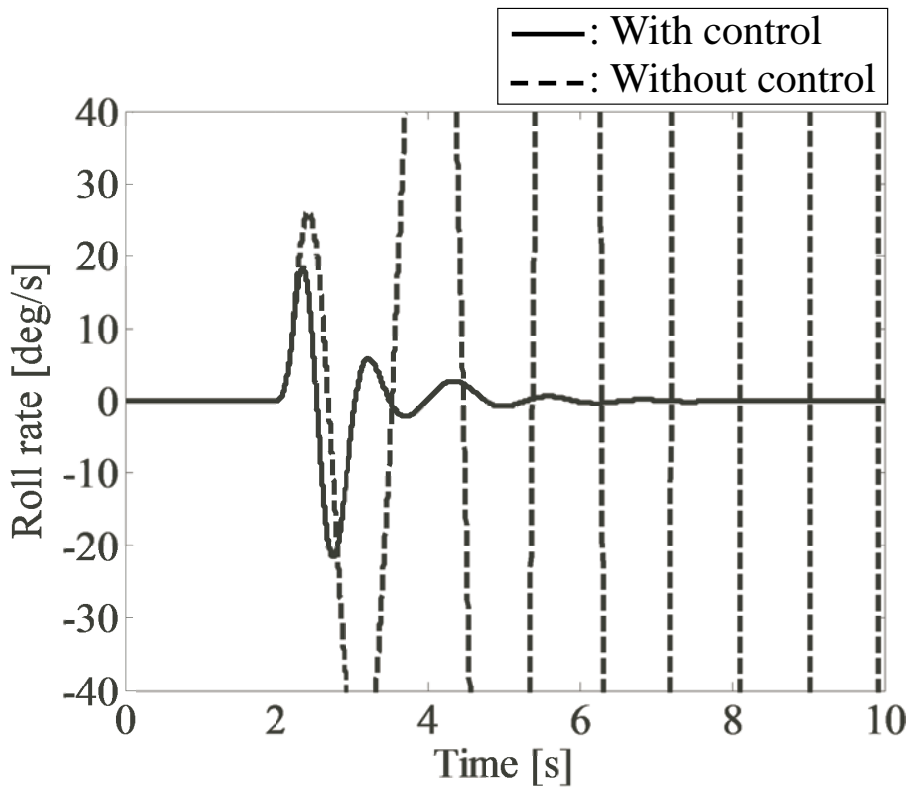


(b) Roll rate

Fig. 4.21 Verification of H_∞ controller designed for steady-state straight running at 30 km/h using 8th-order model



(a) Steering control torque



(b) Roll rate

Fig. 4.22 Verification of H_∞ controller designed for steady-state circular turning at 30 km/h using 12th-order model

すことにより，ロールレートの最大振幅を約 22 deg/s に抑え，3 s 程度で整定させることができる．以上行った定常円旋回のシミュレーションにより，車速 30 km/h での定常円旋回に対して設計した H_{∞} 制御器の有効性を検証した．

4.5 まとめ

本章では，ライダー二輪自動車系の安定性解析と力学モデルに基づく制御系設計を行った結果，以下の結論を得た．

- (1) 3章で得られた非線形モデルに対して定常走行状態の平衡点まわりで線形化を行い，車速 15 km/h ~ 60 km/h の定常直進走行と定常円旋回それぞれの線形モデルを導出した．
- (2) 線形モデルに対して固有値解析と周波数応答解析を行った．線形定常直進走行モデルに対する固有値解析より，定常直進走行中，25 km/h 以下でウィーブモードが不安定になり，15 km/h 以下でウォブルモードが存在しないことがわかった．旋回半径 30 m の線形定常円旋回モデルに対する固有値解析より，15 km/h ~ 60 km/h でウィーブモードが不安定になり，15 km/h 以下でウォブルモードが存在しないことがわかった．また，操舵トルクからロール角と操舵角へのそれぞれ周波数応答解析により，各モードはロール角と操舵角の応答への影響が明らかになった．
- (3) 固有値解析と周波数応答解析により，ロール角と操舵角の応答への影響が少ないモードを削除し，車速 15 km/h ~ 60 km/h の定常直進走行と定常円旋回それぞれの低次元化モデルを導いた．
- (4) 低次元化モデルに対して H_{∞} 制御理論を適用し，車体のロールレートをフィードバック信号とし，サーボモータが生じるトルクを制御出力とした制御系を設計した．

5 前輪操舵アシスト制御システムの検証と妥当性確認

本章では、シミュレーションにより制御仕様を検証するとともに、ライダーからの「転倒事故を防ぐ」という要求を満足する前輪操舵アシスト制御システムの妥当性を確認する。2章のユースケース分析より導出した「直進走行状態でのアシスト」、「旋回運動におけるアシスト」、「レーンチェンジにおけるアシスト」のユースケースに対して、ライダー-二輪自動車系の非線形力学モデルを用い、定常直進走行、定常円旋回とレーンチェンジのシミュレーションを行う。直進走行と定常円旋回時における前輪操舵アシスト制御の有効性とロバスト性をシミュレーションにより示す。さらに、レーンチェンジ中に二輪自動車が発生的な外乱を受けることを想定したシミュレーションを行う。このシミュレーションにより、前輪操舵アシスト制御システムが未熟練ライダーの運転のアシストに有効であることを確認する。

5.1 直進定常走行におけるシミュレーション検証

4.3節で線形定常直進走行モデルから導出された低次元化モデルにより設計した前輪操舵アシスト制御システムを検証するため、直進定常走行における過渡応答シミュレーションを行う。前輪のみが路面上の突起物を乗り越えるような場合を想定し、車速一定で2秒間直進後、図5.1に示すように、操舵トルクにパルス幅0.4sの振幅10Nmの三角波状インパルス外乱を加える。この前輪操舵外乱に対して、30km/hの安定な車速と15km/hの不安定な車速に応じてそれぞれ設計した前輪操舵アシスト制御システムの有効性をシミュレーションより検証する。

5.1.1 安定な車速領域での走行安定化制御

4章の線形定常直進走行モデルに対する固有値解析結果に示したとおり、車速30km/h以上ではウィーブモードとウォブルモードが安定になっている。まず、この安定車速領域での制御性能を検証する。車速30km/hの8次の低次元化モデルより設計した前輪操舵アシスト制御システムを用いて、シミュレーションを行った結果を図5.2に実線で示す。破線は非制御時の結果である。

図5.2(a)より、制御入力は ± 2 Nmの範囲に収まっており、ライダーの操縦に影響を及ぼさない程度の大きさとなっている。(b),(c)より、制御時は非制御時に比べて2.7s付近の最大操舵角を約20%、最大ロール角を約22%それぞれ低減できており、外乱印加後、3秒程度で収束している。(e)より、評価量であるロールレートは最大振幅が15%低減できており、外乱印加後、ロール角と同様に3秒程度で収束している。また、(d)に示すライダー上体のリーン角は、制御を施すことにより、振動が抑制されている。30km/hの安定

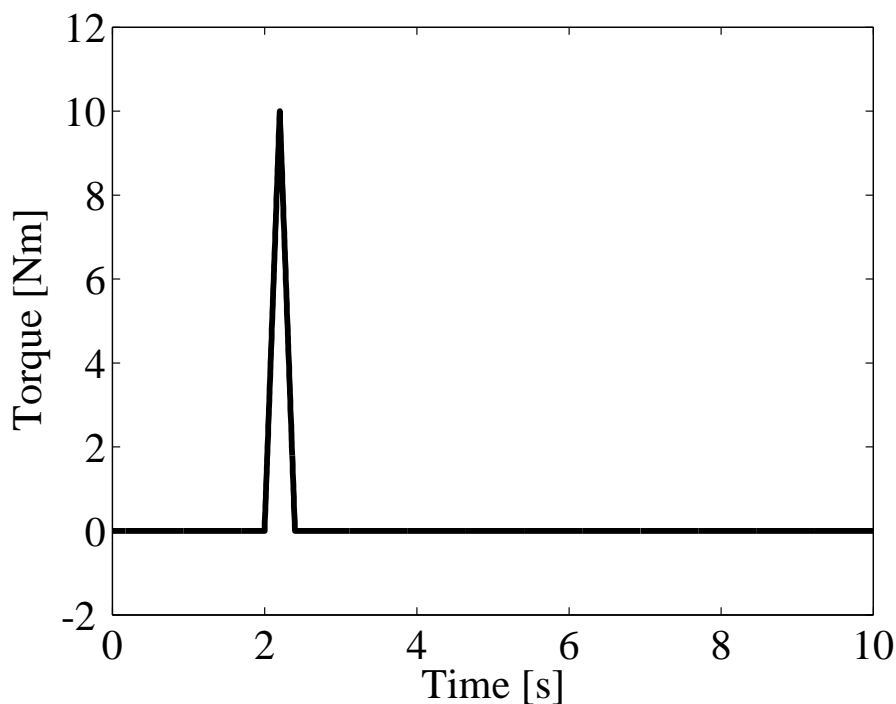


Fig. 5.1 Steering torque disturbance

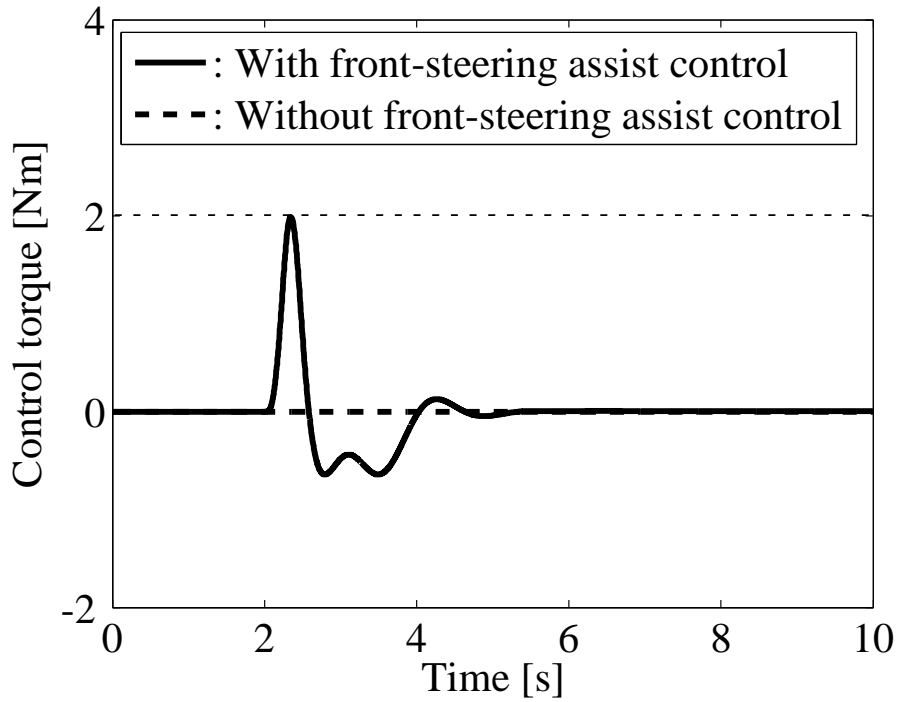
な車速領域で直進走行中突発的な外乱を受けた場合，設計した前輪操舵アシスト制御システムにより，車体を安定化させて，ライダーによる直進走行をアシストすることができる．

5.1.2 不安定な低速領域での走行安定化制御

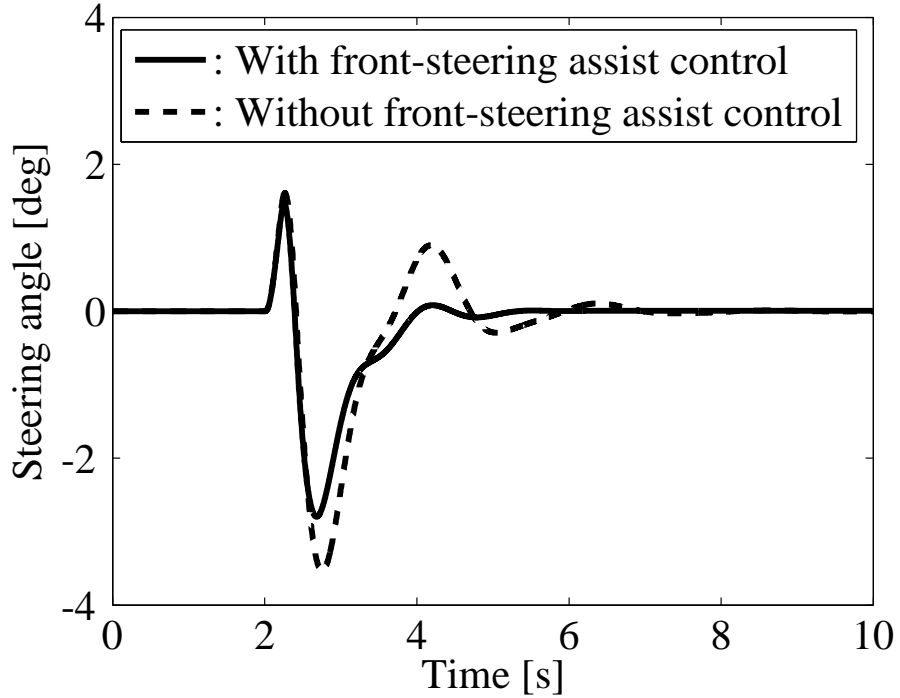
4章の線形定常直進走行モデルに対する固有値解析結果に示したとおり，車速 15 km/h ではウィーブモードが不安定になり，ウォブルモードは存在しない．車速 15 km/h の6次の低次元化モデルを用いて設計した制御システムについて，前輪操舵外乱に対する走行安定化性能を検討する．図 5.3 に，破線で非制御時，実線で制御時のシミュレーション結果をそれぞれ示す．図 5.3 の破線で示すように，非制御時の場合，外乱を加えてから約 2 秒後に二輪自動車は転倒することがわかる．これに対して，実線で示されるとおり，制御を施すことにより，(b) 操舵角，(c) ロール角，(d) ライダ上体のリーン角，(e) ロール角速度の最大振幅を 8.3 deg 程度，5.6 deg 程度，2.4 deg 程度，15.5 deg/s 程度に抑えて，3 秒程度で整定させることができる．(a) に示す制御トルクは車速 30 km/h の場合に比べて，4 倍程度大きな 8Nm となっている．15 km/h 走行時には外乱が加えられると同時に二輪自動車が右方向に大きく転倒するが，これを防ぐために 30 km/h 走行時の 4 倍程度の制御トルクを必要とする．

5.2 定常円旋回におけるシミュレーション検証

4章で車速 30 km/h で定常円旋回時の線形モデルから導出された 12 次の低次元化モデルに対して H_∞ 制御より設計した前輪操舵アシスト制御システムを検証する．ここでは，

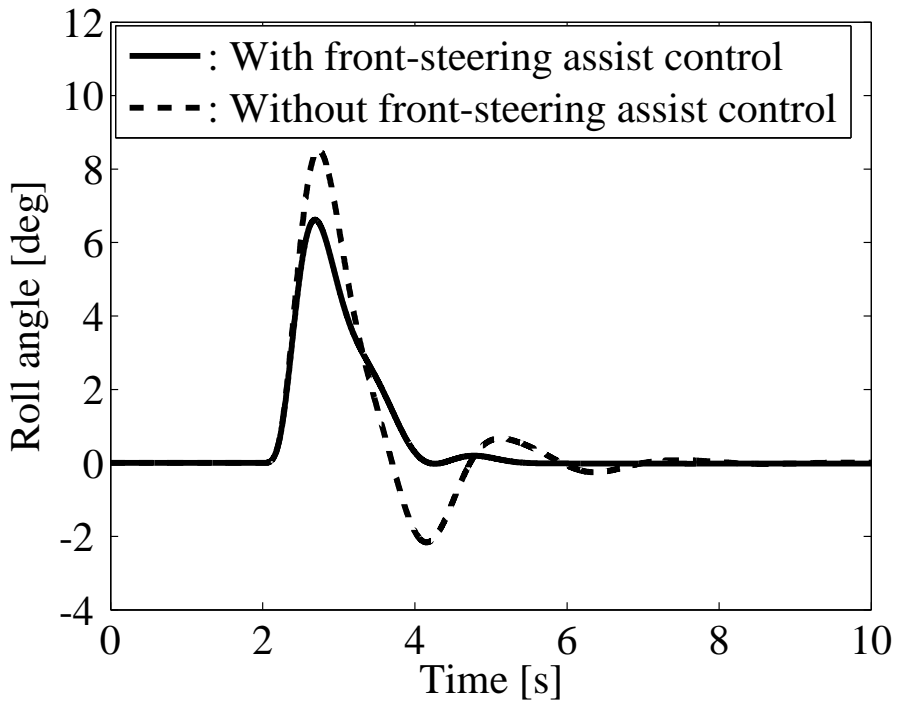


(a) Control input

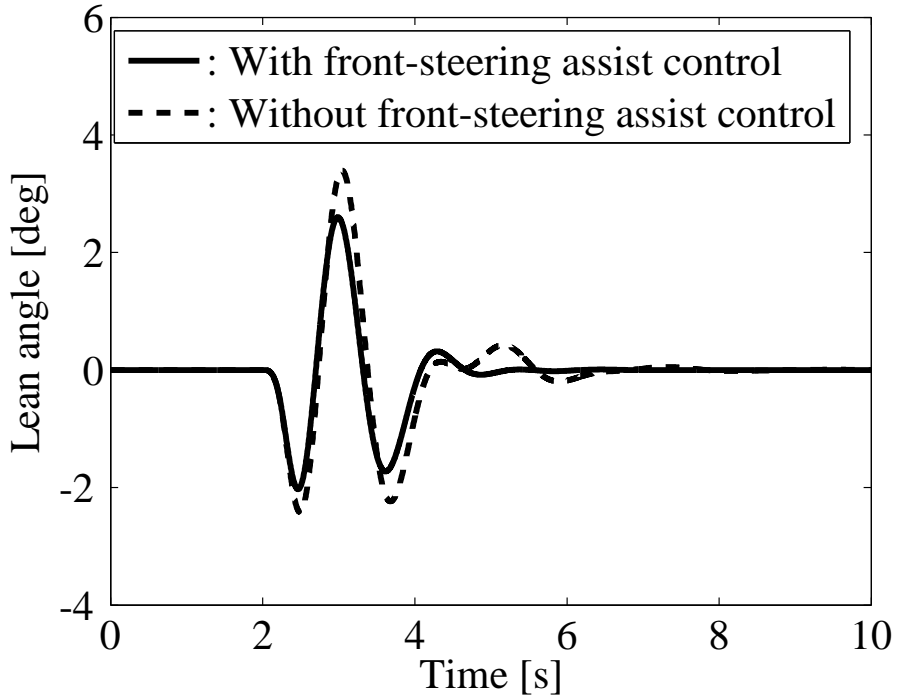


(b) Steering angle

Fig. 5.2 Simulation results with front-steering assist control and without assist control in steady-state straight running at 30 km/h (pp. 113-115)

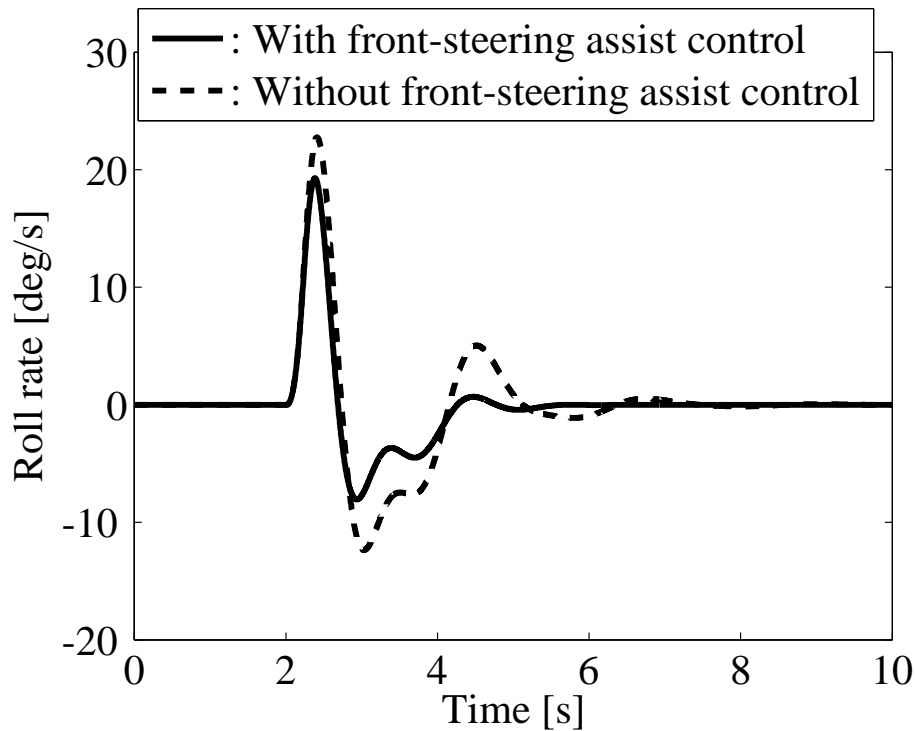


(c) Roll angle



(d) Lean angle of rider's upper torso

Fig. 5.2 Simulation results with front-steering assist control and without assist control in steady-state straight running at 30 km/h (pp. 113-115)



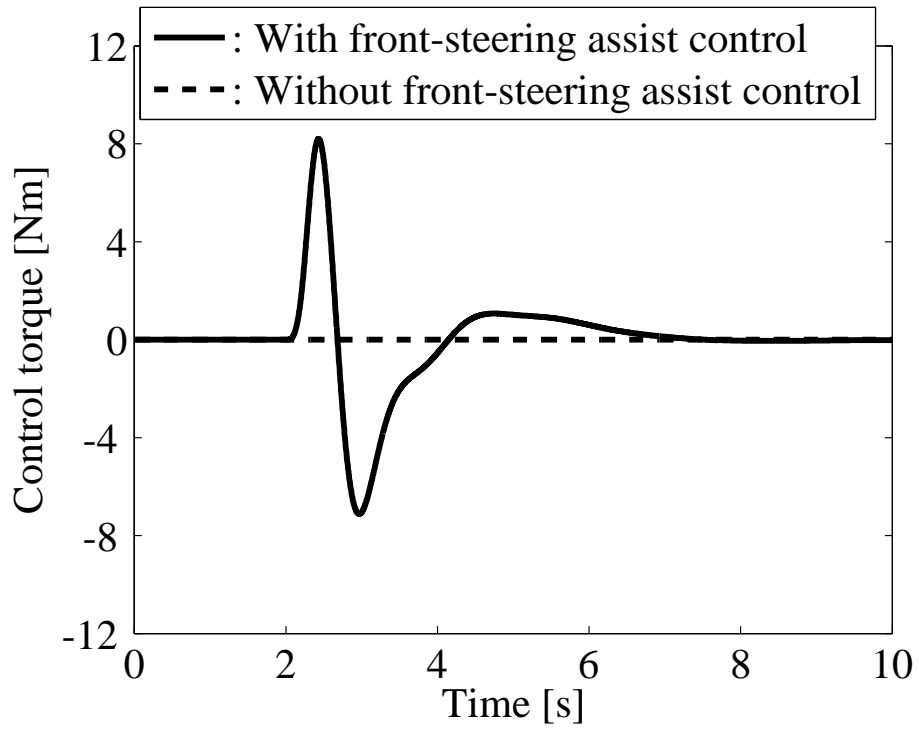
(e) Roll rate

Fig. 5.2 Simulation results with front-steering assist control and without assist control in steady-state straight running at 30 km/h (pp. 113-115)

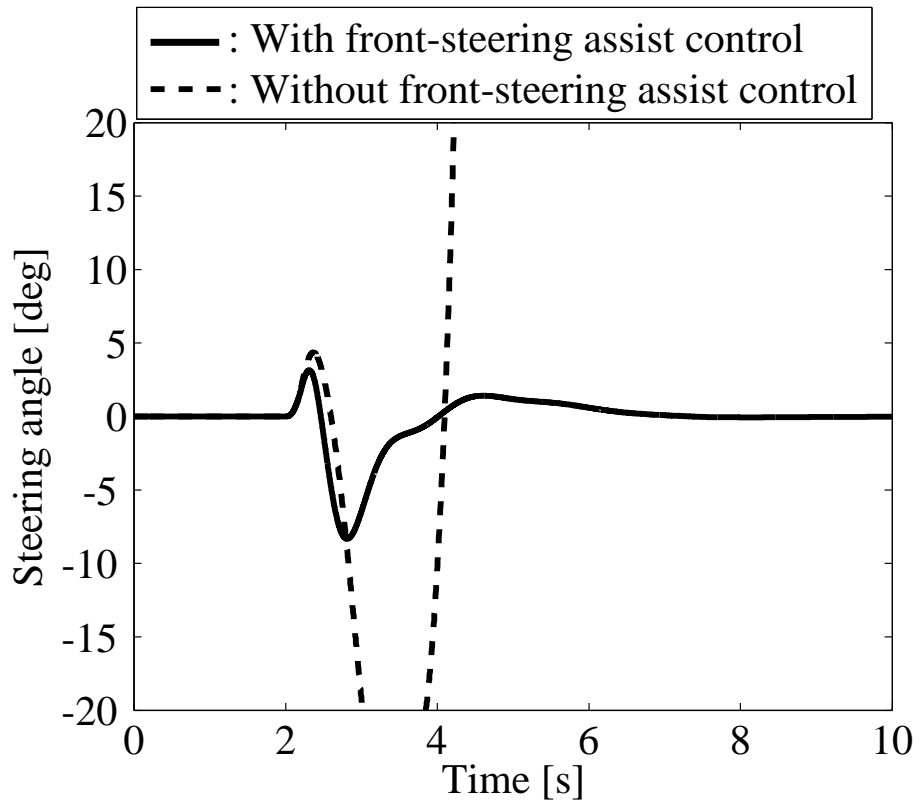
路面摩擦係数 0.8 を仮定し，前輪のみが路面上の突起物を乗り越えるような場合を想定し，3.3 節で求めた定常円旋回開始後，2 s 後に前輪操舵トルクへパルス幅 0.4 s の振幅 10 Nm の三角波状インパルス外乱を加える．

5.2.1 コーナリング特性と走行安定化制御

車速 30 km/h で設計した前輪操舵アシスト制御システムを用いたシミュレーション結果を図 5.4 に示す．実線は制御時の結果，破線は非制御時の結果である．図 5.4(a) は H_∞ 制御器の制御入力で最大制御入力は 7 Nm 程度である．(b) は X-Y 平面上の軌跡で，は 1 秒ごとの軌跡を表す．(c) に示すヨー角は制御時と非制御時の差が少ない．(b)，(c) より，定常円旋回運動における走行安定化制御は旋回の軌跡に大きな影響を与えていないことがわかる．(d) より，制御を施すことにより，操舵角の振動が抑制されていることがわかる．(e) より，制御時には非制御時に比べて定常状態のロール角 13.3 deg からの最大変動を約 51 % 低減できている．さらに，ロール角の振動も抑えられ，整定性能が向上している．(f) より，制御時には非制御時に比べてライダのリーン角の最大変動は約 33 % 低減されている．旋回運動中に突発的に外乱が印加されても，前輪操舵制御を施すことにより，車体およびライダの上体のロール方向の揺れ幅は抑制され，安定した旋回状態への回復が速くなる．図 5.4(g)，(h) に前後輪の摩擦円をそれぞれ示す．(g)，(h) の縦軸はタイヤの横力/垂直力，横軸はタイヤの進行方向摩擦力/垂直力である．は制御と非制御時で

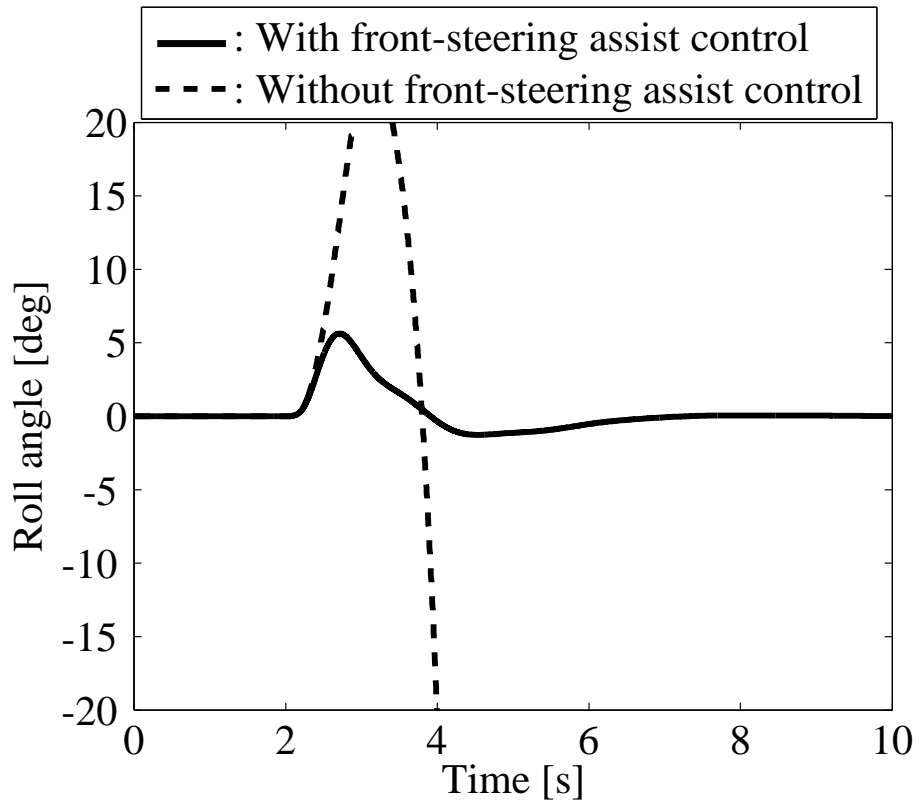


(a) Control input

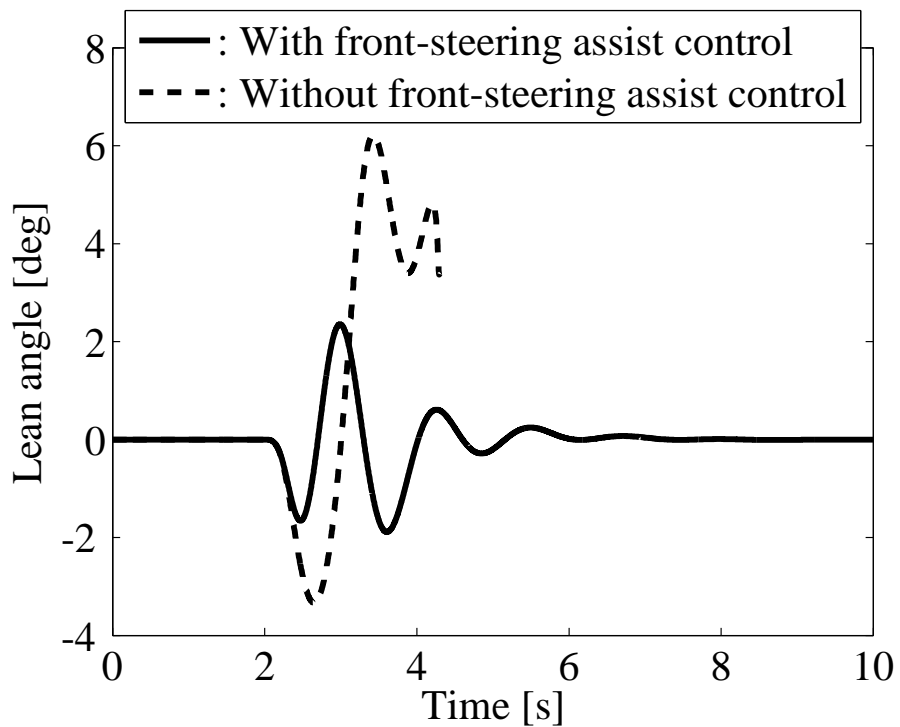


(b) Steering angle

Fig. 5.3 Simulation results with front-steering assist control and without assist control in steady-state straight running at 15 km/h (pp. 116-118)

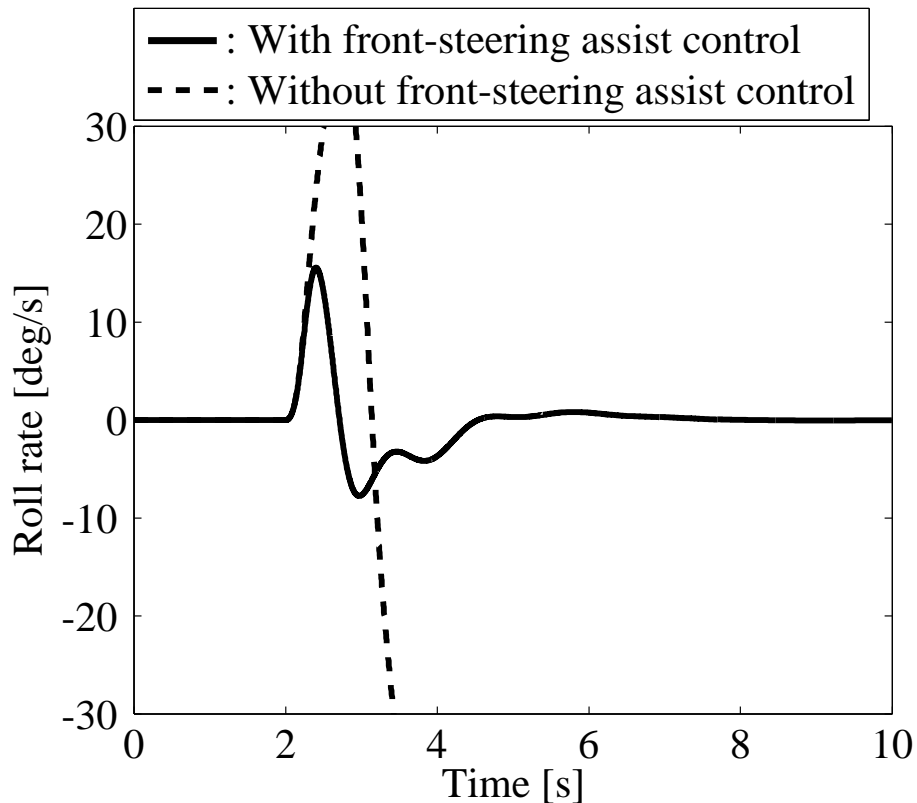


(c) Roll angle



(d) Lean angle of rider's upper torso

Fig. 5.3 Simulation results with front-steering assist control and without assist control in steady-state straight running at 15 km/h (pp. 116-118)



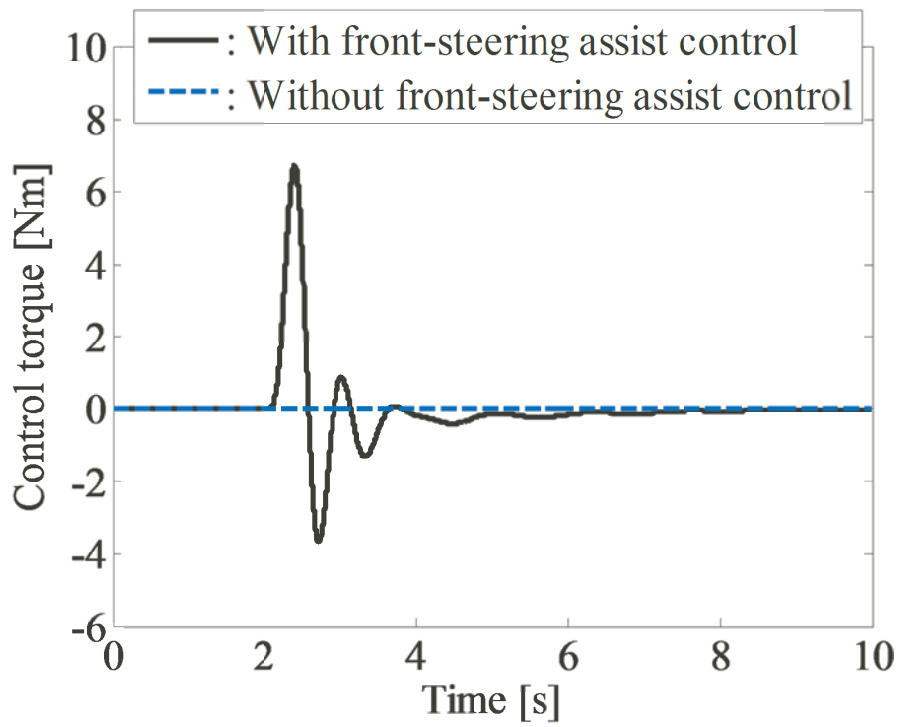
(e) Roll rate

Fig. 5.3 Simulation results with front-steering assist control and without assist control in steady-state straight running at 15 km/h (pp. 116-118)

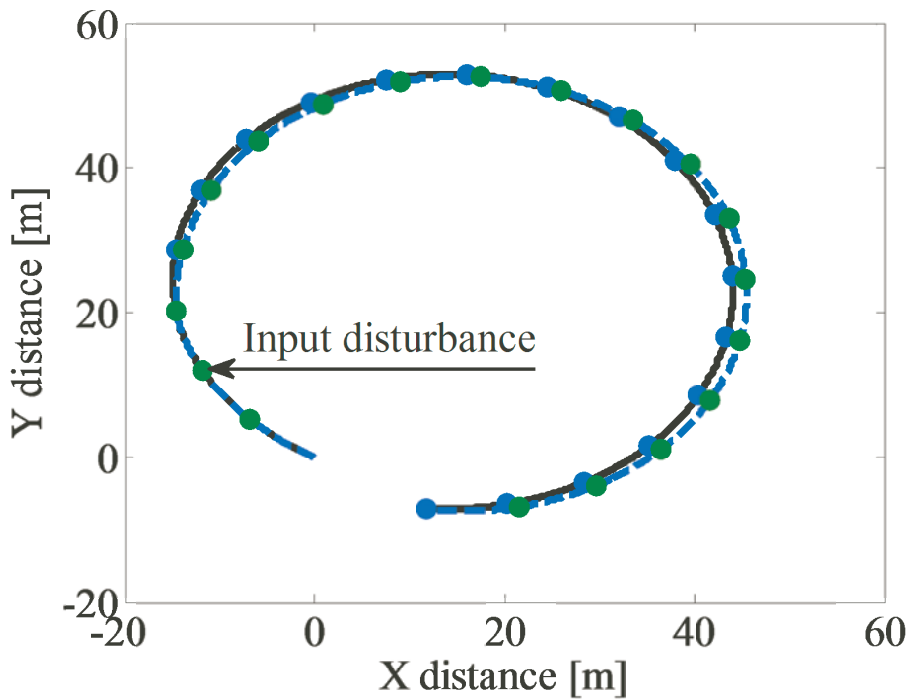
ロール角が最大値になる時刻を示す．二輪自動車が車速 30 km/h の一定速度で旋回運動を行うため，前後輪の進行方向摩擦力はほとんど生じていない．破線で示す非制御時の結果はロール角が最大値に達すると，縦軸の横力/垂直力の値は-0.5 に近づき，横力が最大値になることがわかる．最大摩擦係数 0.8 に対する余裕は少なくなっている．実線で示す制御時では，前輪と後輪の横力/垂直力の値がそれぞれ-0.42，-0.36 となる．前輪操舵アシスト機構による走行安定化制御によって，摩擦力の限界に対してタイヤの横力の余裕度を高めることができる．

5.2.2 車速の変化に対するロバスト性

車速 30 km/h で設計した制御システムを用いて，二輪自動車が 40 km/h で定常円旋回走行するシミュレーションを行い，制御システムのロバスト性を検証する．シミュレーション結果を図 5.5 に示す．(a) より，制御トルクは最大 7 Nm 程度で，車速 30 km/h 時の場合とほぼ同等の大きさとなっていることがわかる．(b), (c) より，操舵角およびロール角の整定時間が非制御時よりも長くなっているものの，定常状態のロール角 22.8 deg からの最大変動を 43 % 程度抑えていることがわかる．また，(d), (e) より，リーン角の最大変動を 34 %，ロールレートの最大振幅を 25 % 程度抑制している．以上より，車速 40

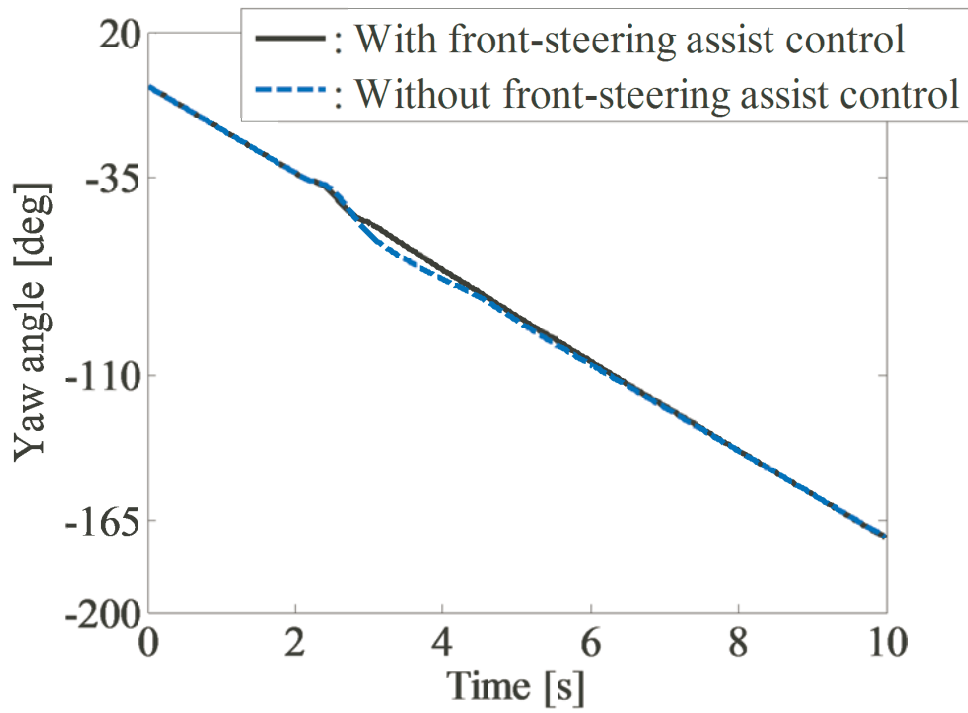


(a) Control input

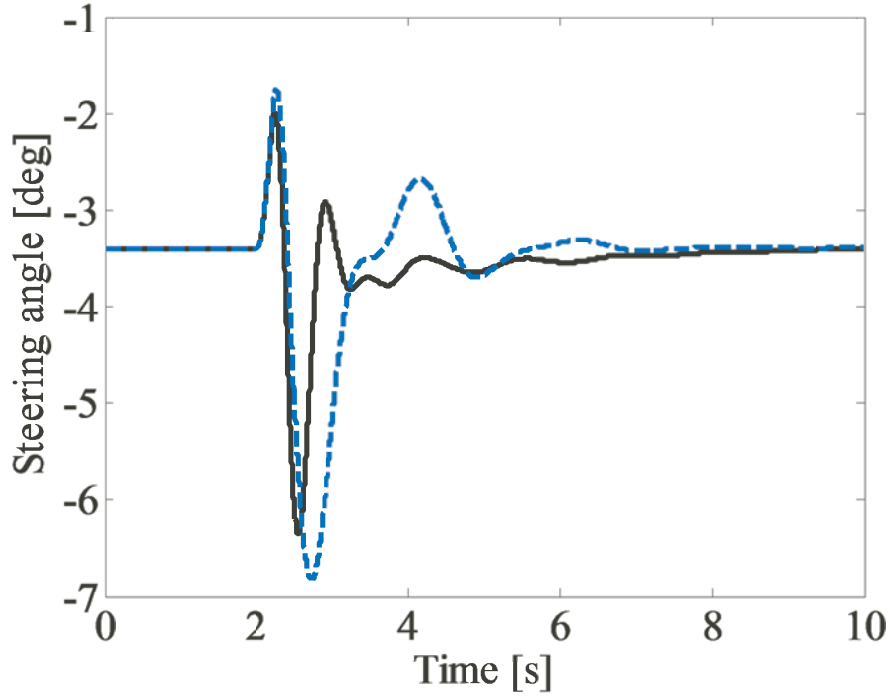


(b) Turning trajectory

Fig. 5.4 Simulation results with front-steering assist control and without assist control in steady-state circular turning at 30 km/h (pp. 119-122)

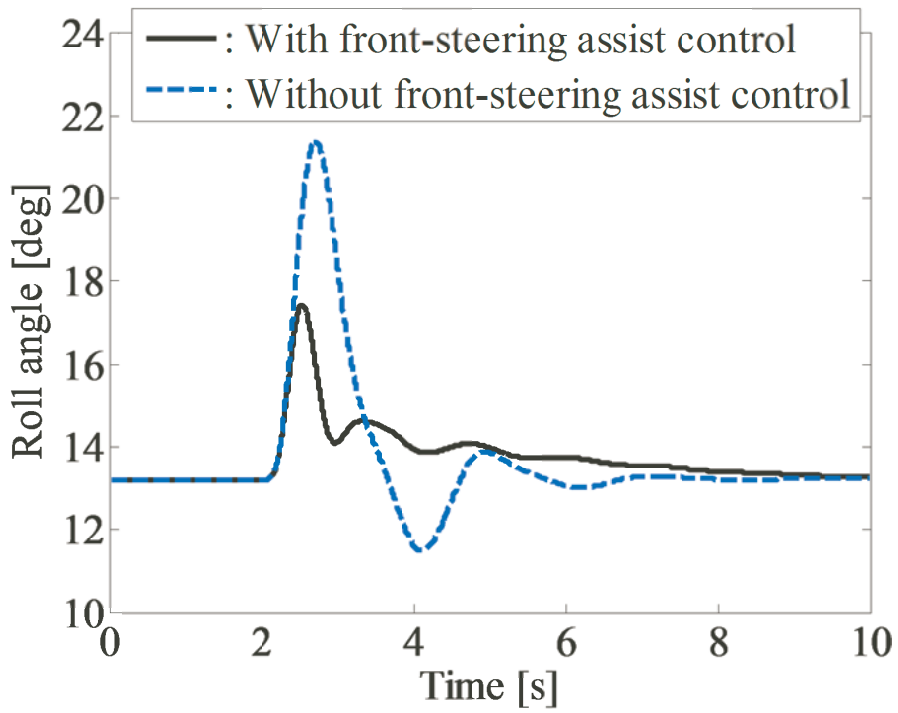


(c) Yaw angle

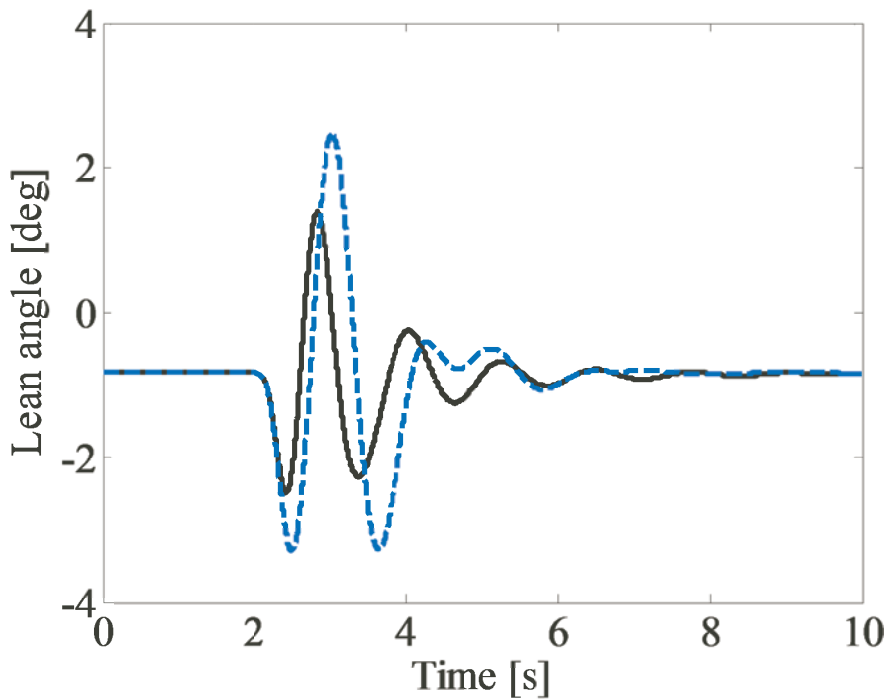


(d) Steering angle

Fig. 5.4 Simulation results with front-steering assist control and without assist control in steady-state circular turning at 30 km/h (pp. 119-122)

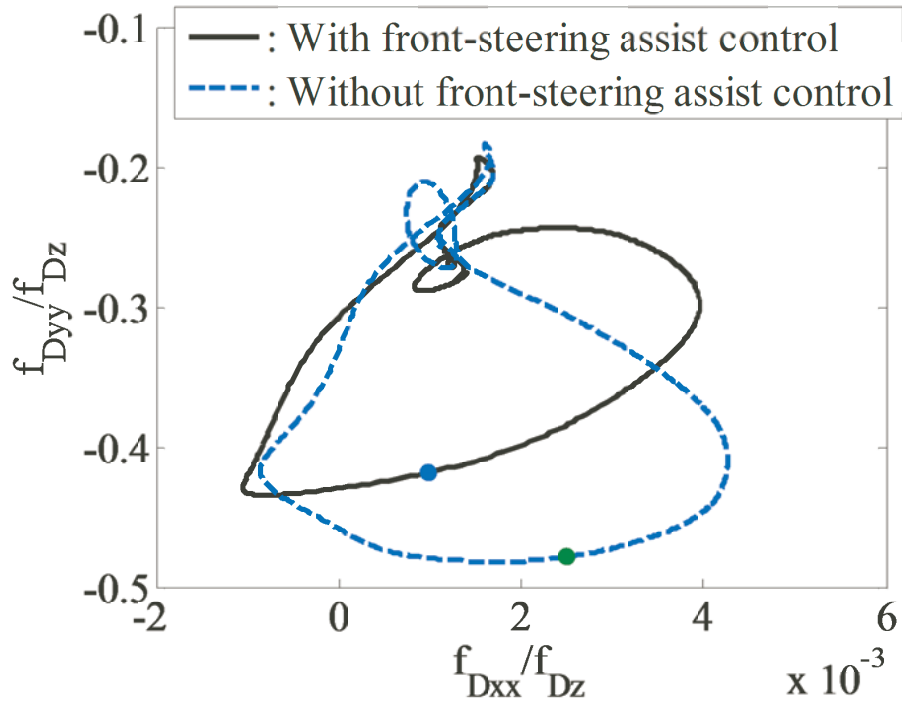


(e) Roll angle

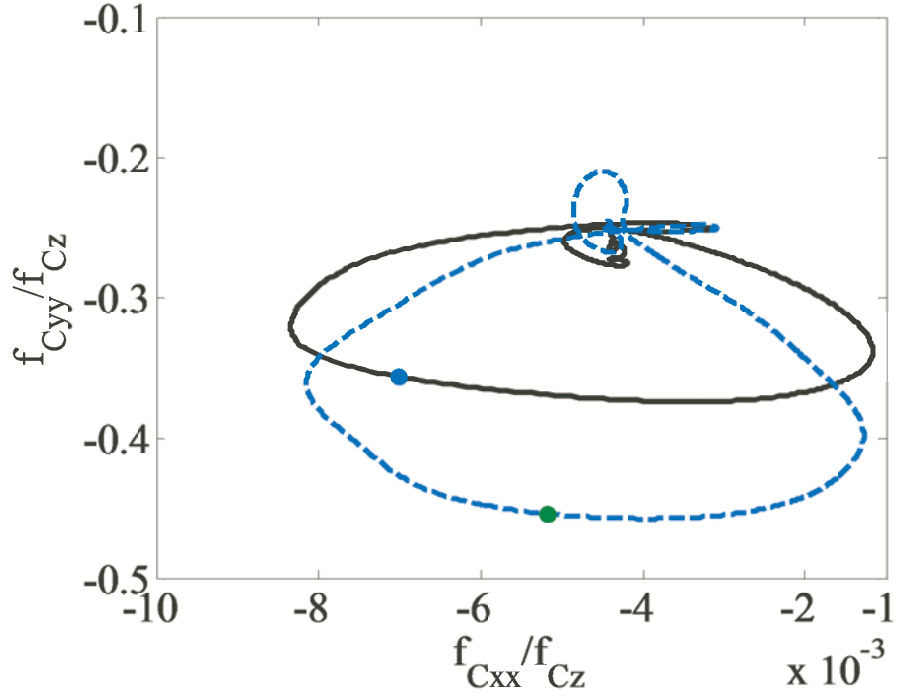


(f) Lean angle of rider's upper torso

Fig. 5.4 Simulation results with front-steering assist control and without assist control in steady-state circular turning at 30 km/h (pp. 119-122)



(g) Friction circle of front wheel



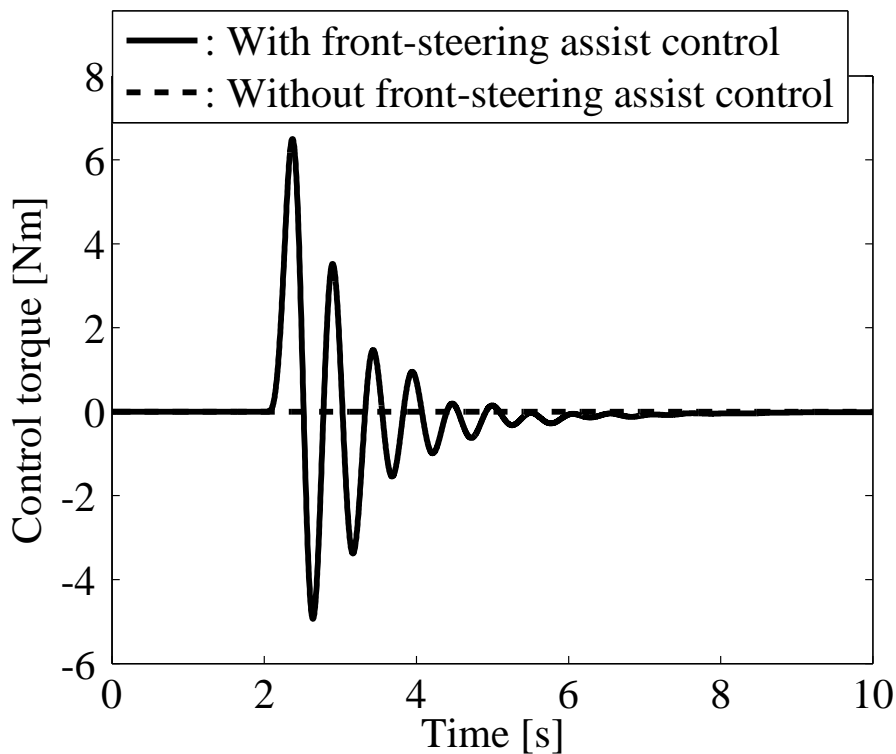
(h) Friction circle of rear wheel

Fig. 5.4 Simulation results with front-steering assist control and without assist control in steady-state circular turning at 30 km/h (pp. 119-122)

km/h では，30 km/h の場合よりも，非制御時のロール振動の安定性が増しているため，車速 30 km/h で設計した制御システムに制御効果を大きく望むことはできないが，ロバスト安定性を有することが検証された．

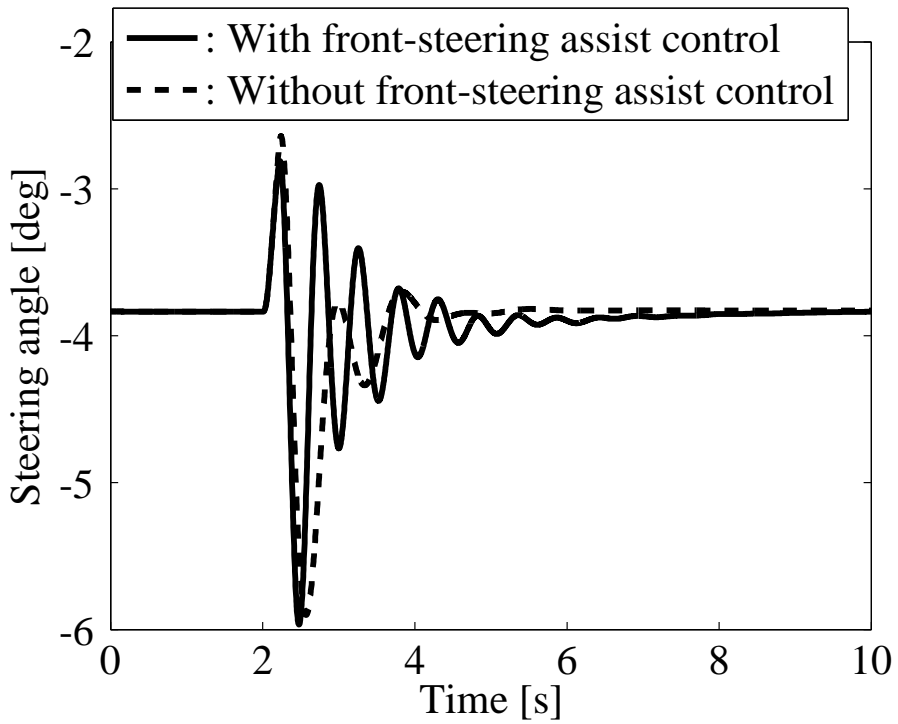
5.2.3 ライダの上体まわりのばね係数と減衰係数の変化に対するロバスト性

図 5.6 にライダー上体のロール軸まわりの回転ばね係数 K_{wx} と減衰係数 C_{wx} のノミナル値を 30 % 減少させた場合の制御結果を示す．太い実線でノミナルばね係数 K_{wx} と減衰係数 C_{wx} の場合の制御時結果を，細い実線でノミナルばね係数 K_{wx} と減衰係数 C_{wx} の場合の非制御時結果を，太い破線で $0.7K_{wx}$ のばね係数と $0.7C_{wx}$ の減衰係数の場合の制御時結果を，細い破線で $0.7K_{wx}$ のばね係数と $0.7C_{wx}$ の減衰係数の場合の非制御時結果をそれぞれ示す．図 5.6(a) より， $0.7K_{wx}$ のばね係数と $0.7C_{wx}$ の減衰係数の場合，ノミナルの場合より整定時間が長くなっているものの，ロール角の最大変動はほぼ同じ値（約 17 deg）に抑えられている．(b) に示すライダー上体のリーン角に関しては， $0.7K_{wx}$ のばね係数と $0.7C_{wx}$ の減衰係数の場合，ノミナルの場合より定常状態のリーン角が大きくなって -1.9 deg に至る． $0.7K_{wx}$ のばね係数と $0.7C_{wx}$ の減衰係数の場合，リーン角の最大変動の抑制が 47 % になり，ノミナルの場合の 33 % より大きくなってしまふ．これはライダーの上体まわりのばねおよび減衰係数を 30 % 減少させるとライダーのリーンまわりの振動数は低下し，制御しやすくなるためである．ライダーの上体まわりのばねおよび減衰係数の 30 % の減少に対して，設計したアシスト制御システムのロバスト性能は十分である．

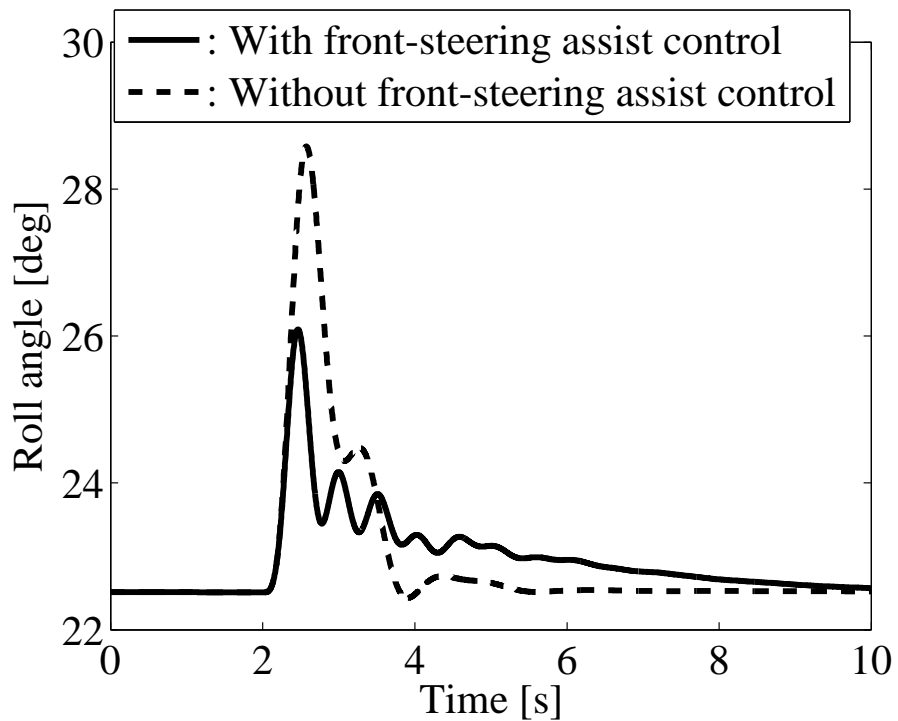


(a) Control input

Fig. 5.5 Simulation results using designed controller for 30 km/h in steady-state circular turning at 40 km/h (pp. 123-125)

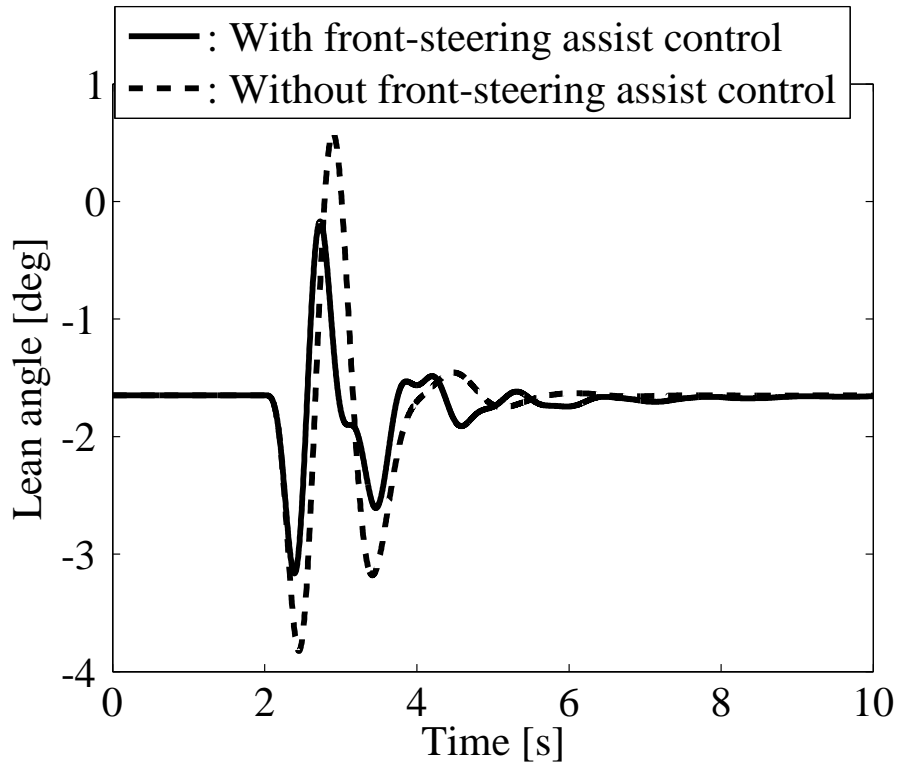


(b) Steering angle

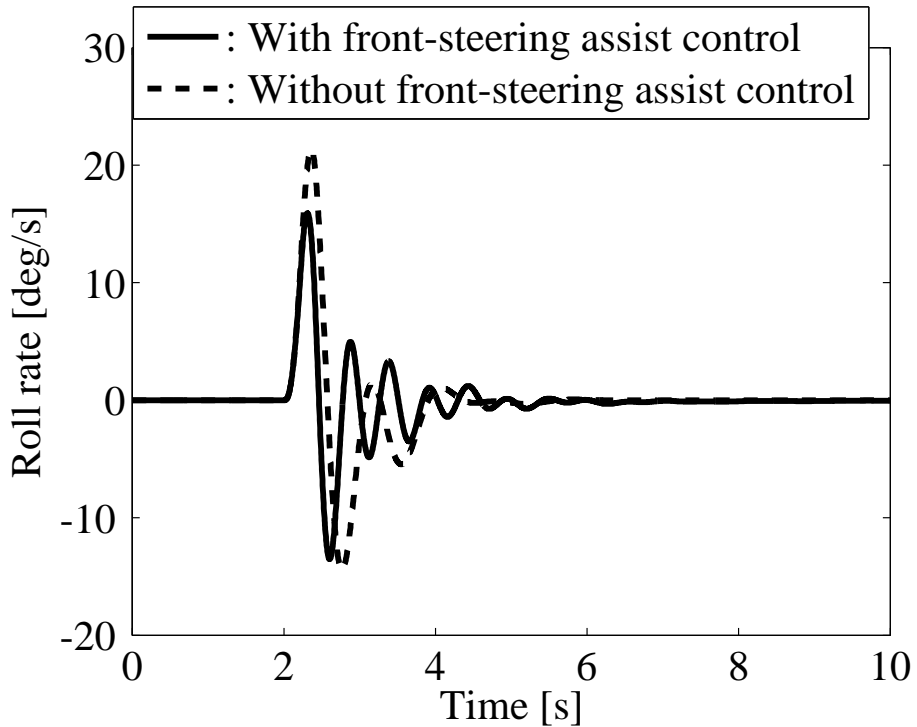


(c) Roll angle

Fig. 5.5 Simulation results using designed controller for 30 km/h in steady-state circular turning at 40 km/h (pp. 123-125)

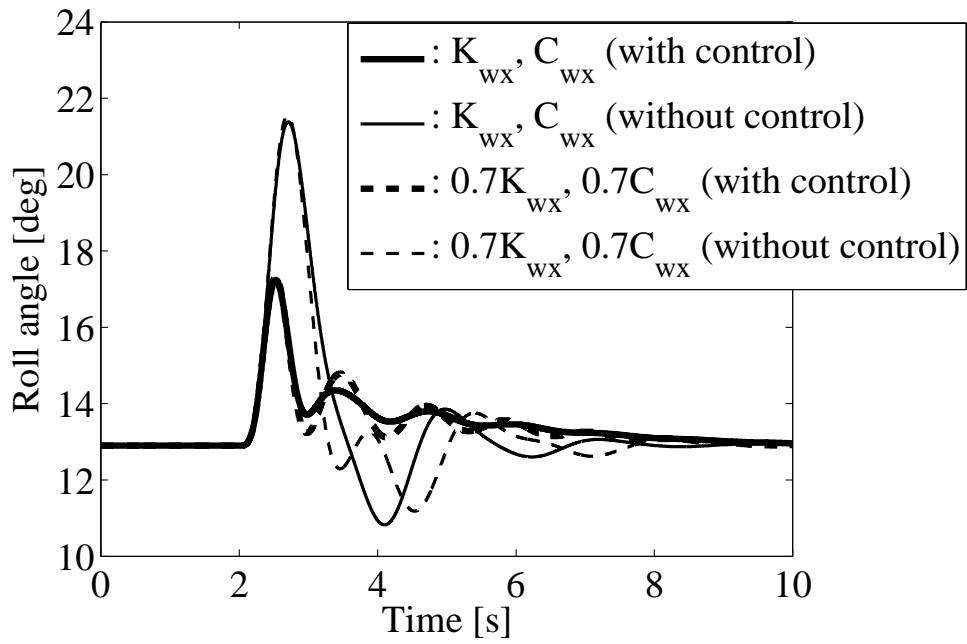


(d) Lean angle of rider's upper torso

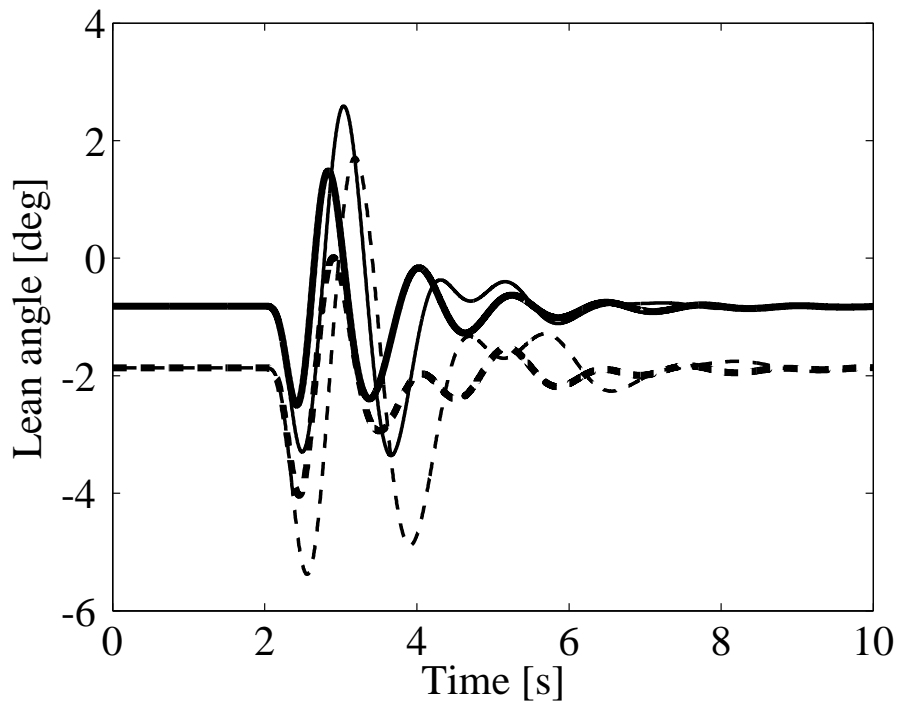


(e) Roll rate

Fig. 5.5 Simulation results using designed controller for 30 km/h in steady-state circular turning at 40 km/h (pp. 123-125)



(a) Roll angle



(b) Lean angle of rider's upper torso

Fig. 5.6 Robustness of front-steering assist control for 30 % reduction of rotational spring stiffness and damping coefficient of rider's upper torso

5.3 レーンチェンジにおける妥当性確認のシミュレーション

車速 60 km/h で定常直進走行時の線形モデルに対して設計した H_∞ 制御器を用い、レーンチェンジのシミュレーションより前輪操舵アシスト制御システムの妥当性を確認する。前輪のみが路面上の突起物を乗り越えるような場合を想定し、3.4 節で終端状態制御により求めた最適なレーンチェンジを開始後 0.7 s 時に、ハンドル軸まわりに図 5.7 に示すパルス幅 0.18 s、振幅 25 Nm の三角波状インパルス外乱を加える。二輪自動車が外乱を受けた 0.7 s 以降、前輪操舵アシスト制御システムが機能するものとする。また、ライダーはブレーキ操作を行わず、車速は 60 km/h の一定値に維持することとする。

5.3.1 最適なレーンチェンジ中の外乱に対する走行安定化制御 (ライダーが最適レーンチェンジ操縦を継続する場合)

図 5.8 に H_∞ 制御器の出力操舵制御トルク、3.4 節で求めた最適レーンチェンジのためのライダー操舵トルクとライダーリーントルクをそれぞれ実線、破線、点線で示す。ここでは、ライダーは外乱に反応することなく、3.4 節で求めた最適レーンチェンジ操縦を継続するものと仮定している。前輪操舵アシスト機構による操舵制御トルクの最大値は約 9 Nm になっている。図 5.9(a) と (b) にレーンチェンジ軌跡とロール角をそれぞれ示す。点線で 3.4 節で求められた外乱がない場合の最適なレーンチェンジを示す。実線と破線でレーンチェンジ中に外乱が加わった場合の制御時と非制御時の結果をそれぞれ示す。非制御時のロール角の最大値は約 23 deg で、この後、横方向の車線変更幅は減少に転じ、3 s 時には約 2 m まで戻ってしまっている。一方、前輪操舵アシスト制御により、最大ロール角は約

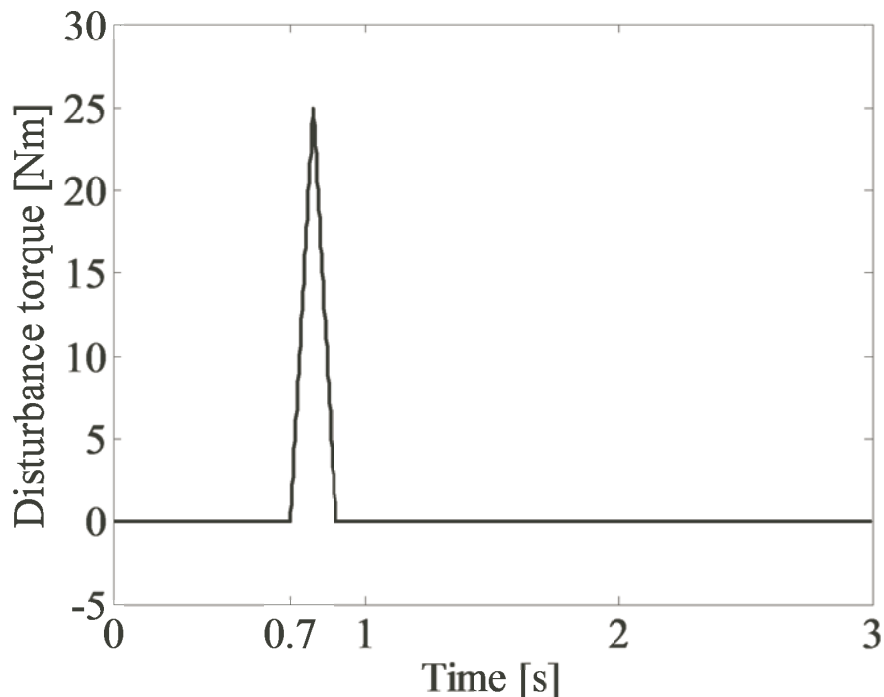


Fig. 5.7 Steering torque disturbance

17 deg に抑えられ、3 s 時点での横方向の車線変更量は 3.2 m 程度まで到達できている。設計したアシスト制御システムは、外乱による影響を抑えて車体の姿勢を安定化させながら、進行方向を維持できていることがわかる。

5.3.2 ライダの上体質量の変化に対するロバスト性（ライダが最適レーンチェンジ操縦を継続する場合）

図 5.10 にライダの上体質量 m_W をノミナル値から 30 % 増減させた場合の制御結果を示す。図 5.10(a) に示されるとおり、ライダの上体質量 $0.7m_W$ と $1.3m_W$ の場合、それぞれ 3 s 時点で車線変更幅は約 3.5 m と 3.0 m になっている。図 5.10(b) より、ロール角の制御結果に関しては、ライダの上体質量の増減によらず、ノミナルの場合とほぼ同様に、ロール角の最大値が約 17 deg に抑えられていることがわかる。車線変更幅に関しては最大で 17 % 程度の誤差が生じるものの、ライダ上体質量の 30 % の増減に対して、設計した前輪操舵アシスト制御は十分なロバスト性がある。

5.3.3 未熟練ライダへのアシスト制御（外乱を受けてライダが自ら補償操縦を行う場合）

レーンチェンジ中に突発的な外乱を受けたときに、ライダ自らが補償的な操縦を行うものとし、熟練ライダの場合は、この補償操縦のみで突発的な外乱に対処できるが、未熟練ライダの場合には提案するアシスト制御が有効であると考えられる。図 5.11 にライダ操縦モデル、非線形力学モデルと制御系から構築した閉ループ系を示す。3.5 節の表 3.4 に示すパラメータを用いて、熟練ライダ A、未熟練ライダ B、未熟練ライダ C の操縦を模擬

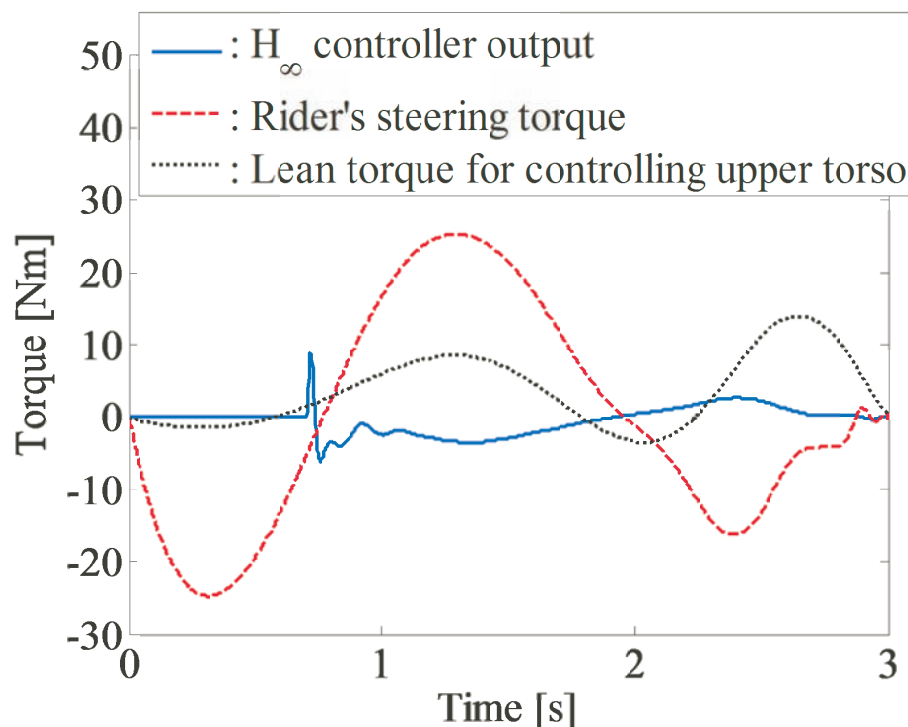
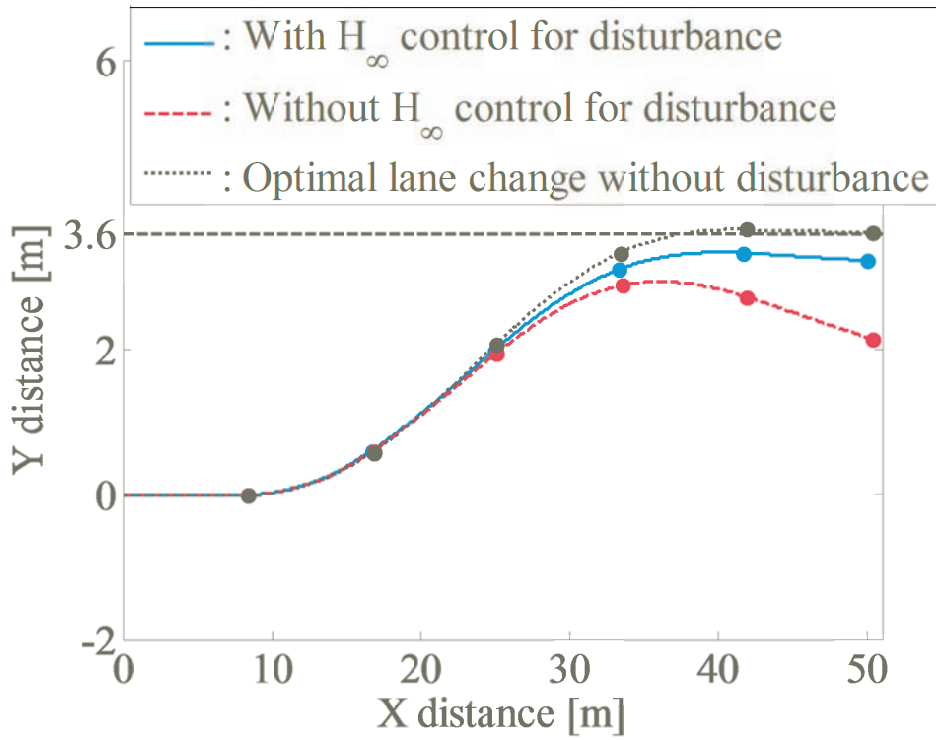
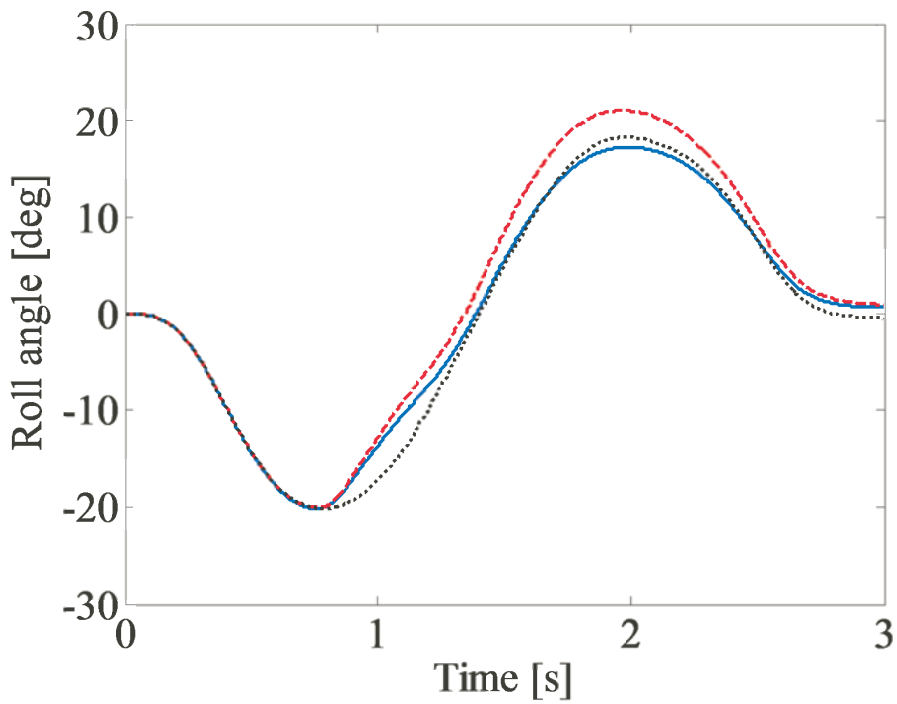


Fig. 5.8 Steering and lean torques in lane change

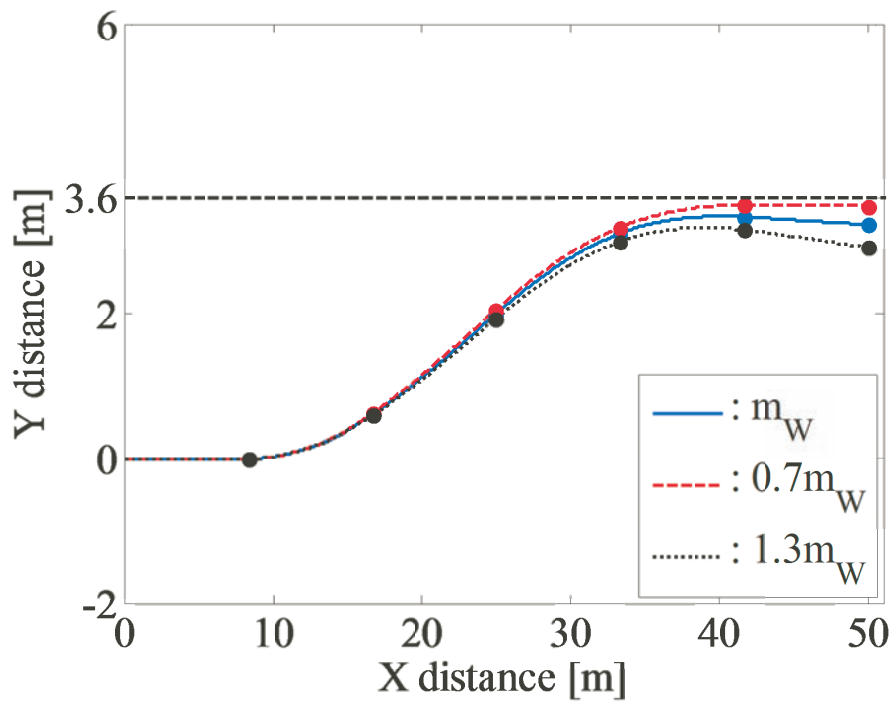


(a) Lane change trajectory

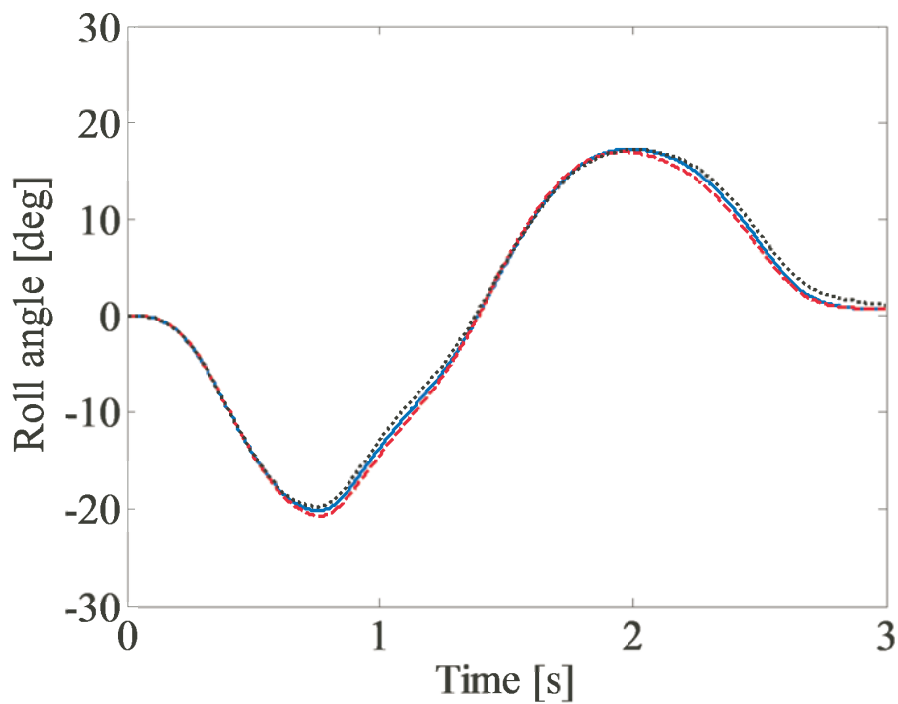


(b) Roll angle

Fig. 5.9 Simulation results of front-steering assist control against disturbance in lane change

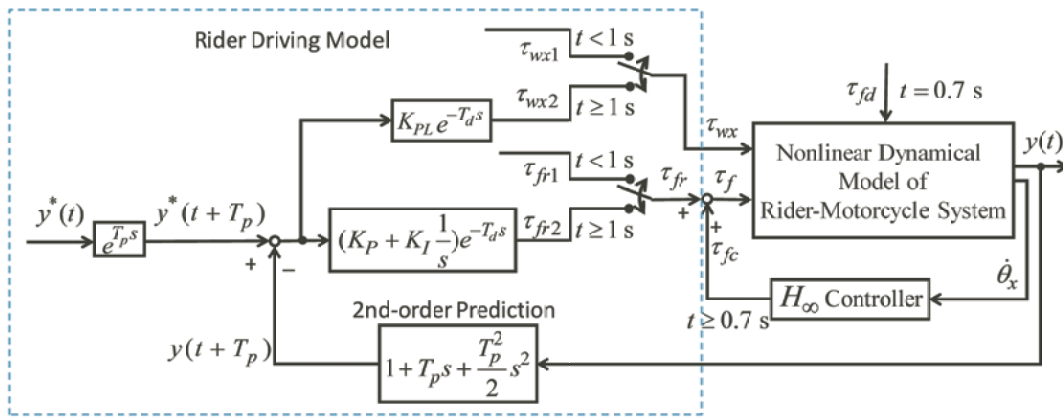


(a) Lane change trajectory



(b) Roll angle

Fig. 5.10 Robustness of front-steering assist control for 30 % variation of rider's upper torso mass

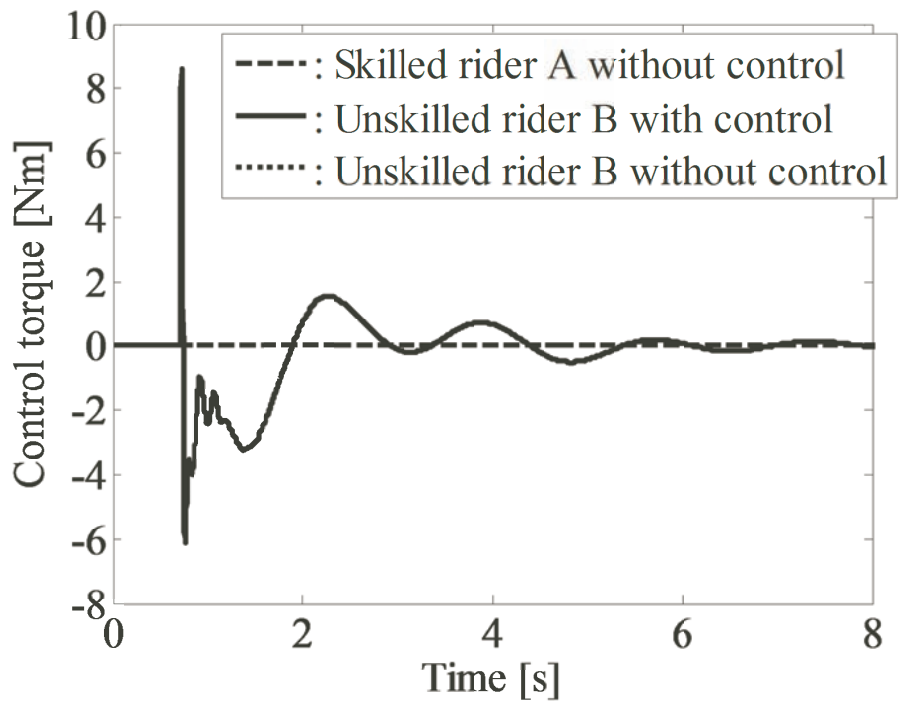


y : Lateral displacement, y^* : Lateral displacement target, K_p, K_{pl} : Proportional gain, K_i : Integral gain,
 T_d : Time delay, T_p : Prediction time, τ_{fr1} : Rider's steering torque obtained by Final-State Control,
 τ_{fr2} : Rider's steering torque obtained by rider driving model, τ_{fr} : Total rider's steering torque ,
 τ_{wx1} : Lean torque obtained by Final-State Control, τ_{wx2} : Lean torque obtained by rider driving model,
 τ_{wx} : Total lean torque, τ_{fd} : Steering disturbance.

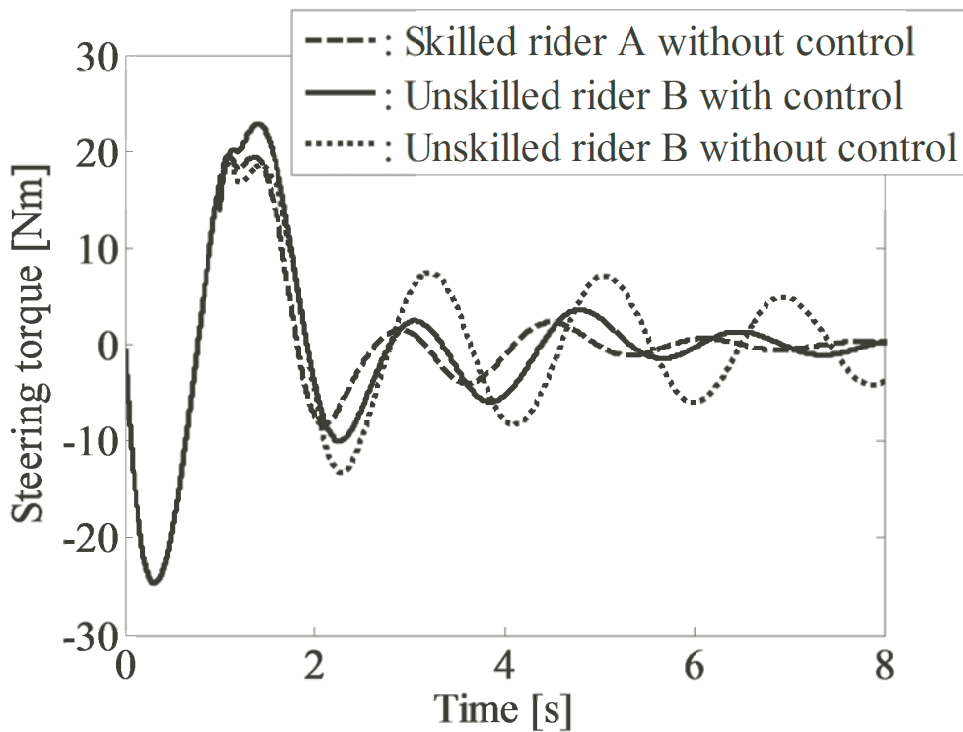
Fig. 5.11 Closed-loop system including rider driving model, nonlinear dynamical model of rider-motorcycle system and designed H_∞ controller

する．0.7 s に外乱を受けた直後，ライダーが状況を認識するまでに0.3 s 要することを想定し，ライダーが1 s からライダー操縦モデルによる補償操縦を開始するものとする．また，0.7 s から未熟練ライダーへのアシスト制御を施す．

図 5.12 に未熟練ライダー B へのアシスト制御のシミュレーション結果を示す．未熟練ライダー B の操縦に前輪操舵アシスト制御を施した場合を実線で示す．アシスト制御がない場合の未熟練ライダー B の操縦結果を点線で，同じくアシスト制御がない場合の熟練ライダー A の操縦結果を破線で示す．図 5.12(a) ~ (g) に操舵制御入力，ライダーからの操舵トルク，リーントルク，横変位，操舵角，ロール角，ライダー上体のリーン角をそれぞれ示す．熟練ライダー A は，外乱を受けた時に，(b),(c) に破線で示す操舵トルクとリーントルクにより，(d) ~ (g) の破線で示すように，アシスト制御がなくても，6 s 時に横変位は 3.6 m に到達し，車体の操舵角，ロール角とライダーの上体のリーン角がほぼ 0 deg に戻り，左レーンチェンジをほぼ完了する．図 5.12 に点線で示すアシスト制御を施さない場合，未熟練ライダー B は，突発的な外乱を受けた後に，(d) ~ (g) の点線で示すように，横変位，操舵角，ロール角，ライダー上体のリーン角の振動は素早く収束することができない．これに対して，実線で示すように，(a) の操舵制御トルクを用いることにより，横変位，操舵角，ロール角，ライダー上体のリーン角の振動が抑制される．約 8 s まで横変位は 3.6 m になり，操舵角とロール角が 0 deg 程度に収束されて，3.6 m の左レーンチェンジをほぼ完了することができる．アシスト制御により，約 2.2 s 時点での未熟練ライダー B からの操舵トルク，リーントルク，操舵角，ロール角の最大振幅はそれぞれ約 8 %，27 %，9 %，5 % が低減される．未熟練ライダー B の場合，アシスト制御を施すことで操舵トルク，リーントルク，操舵角，

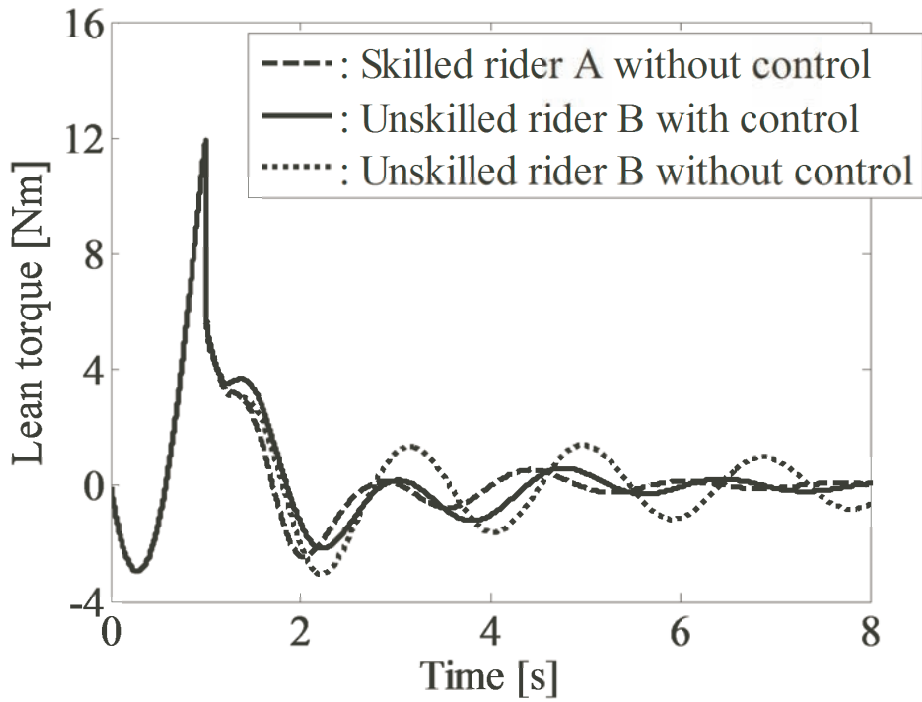


(a) Steering control torque

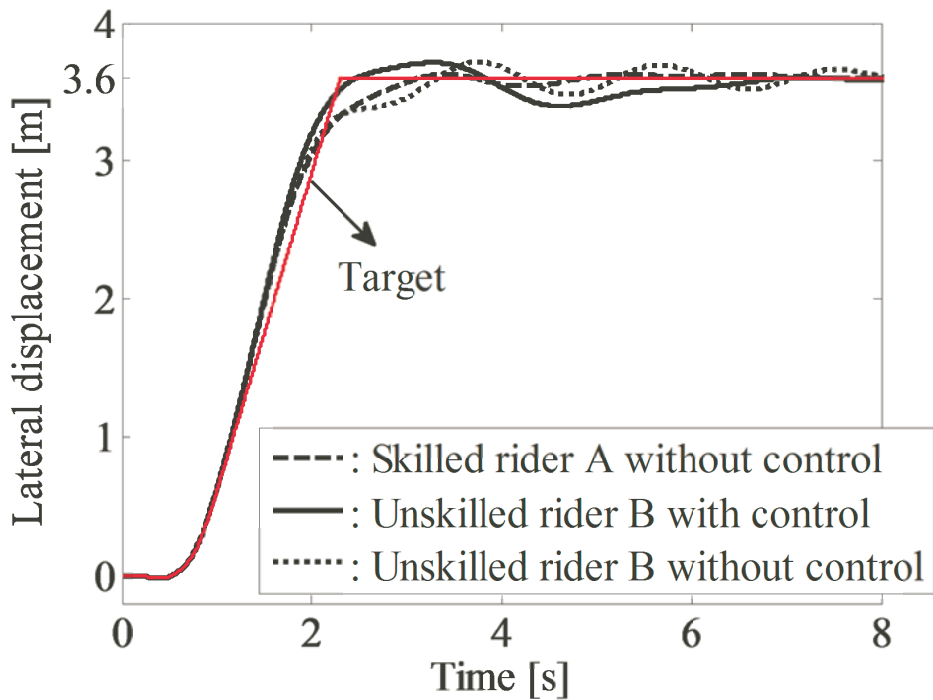


(b) Rider's steering torque

Fig. 5.12 Simulation results of front-steering assist control for unskilled rider B in lane change (pp. 132-135)

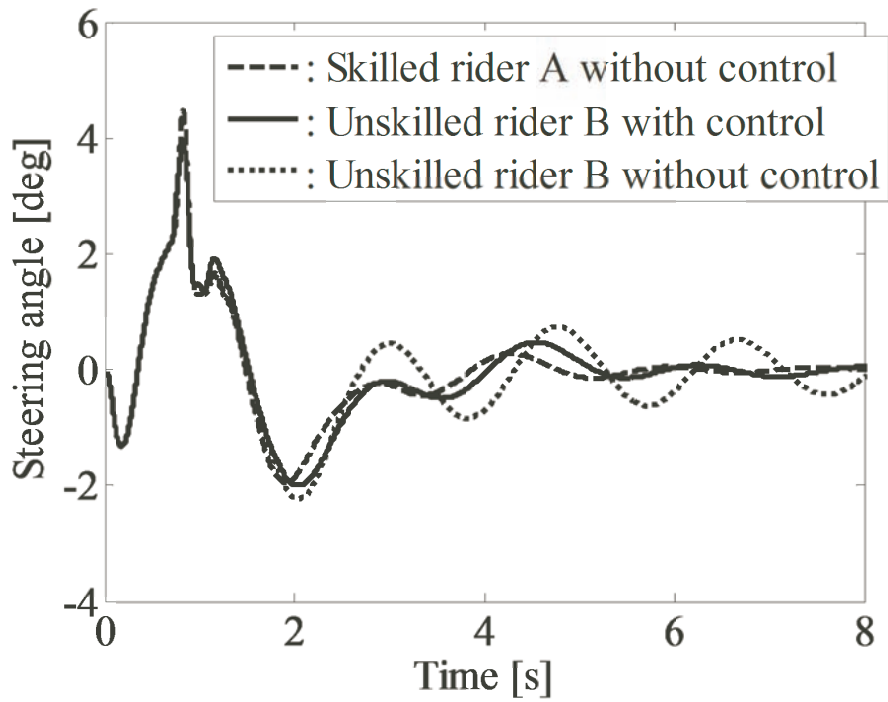


(c) Lean torque for controlling rider's upper torso

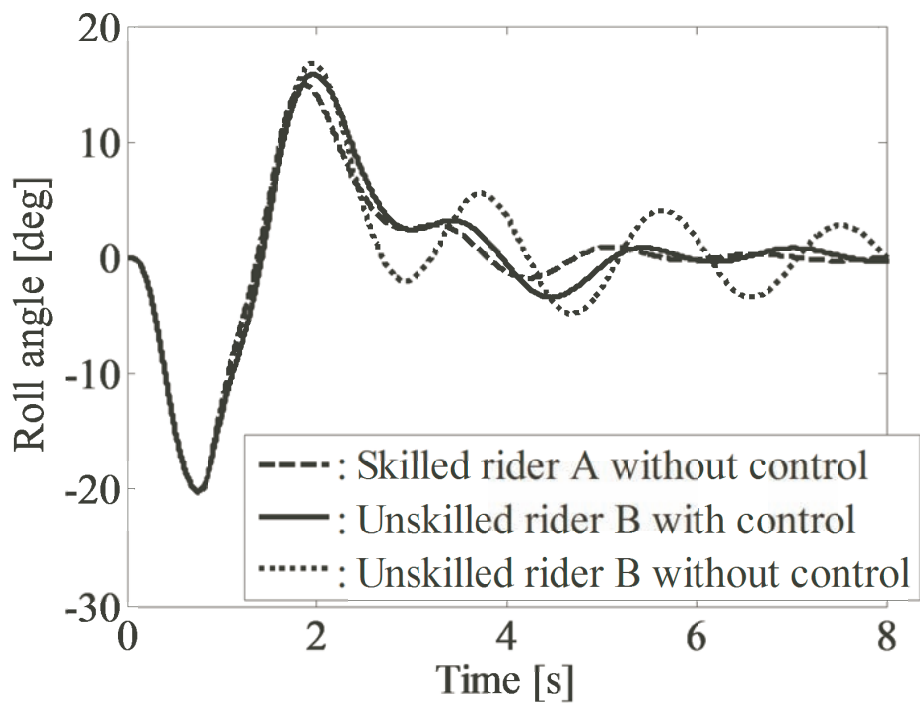


(d) Lateral displacement

Fig. 5.12 Simulation results of front-steering assist control for unskilled rider B in lane change (pp. 132-135)

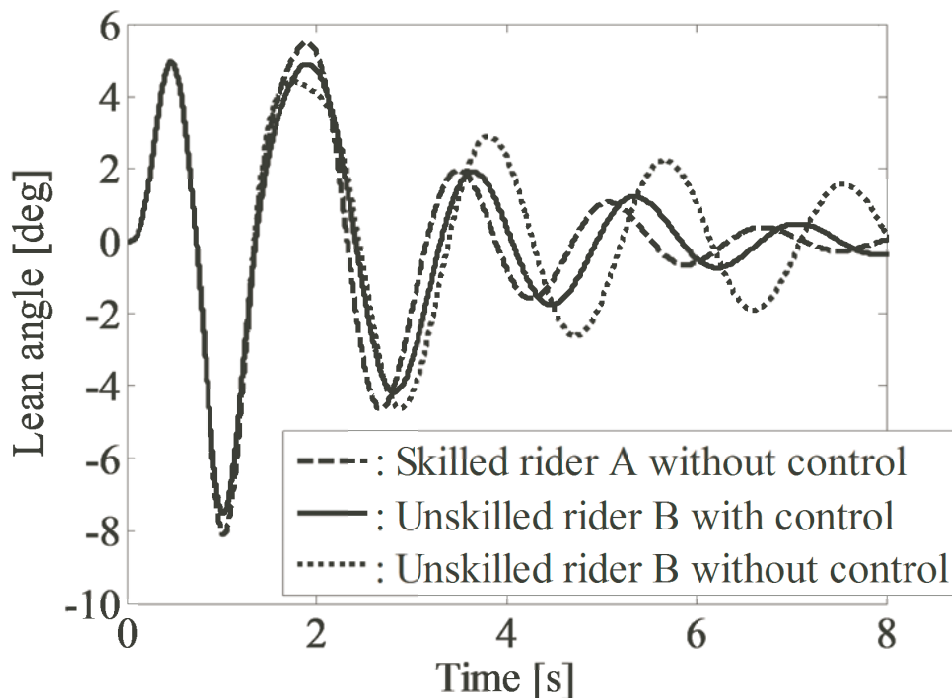


(e) Steering angle



(f) Roll angle

Fig. 5.12 Simulation results of front-steering assist control for unskilled rider B in lane change (pp. 132-135)

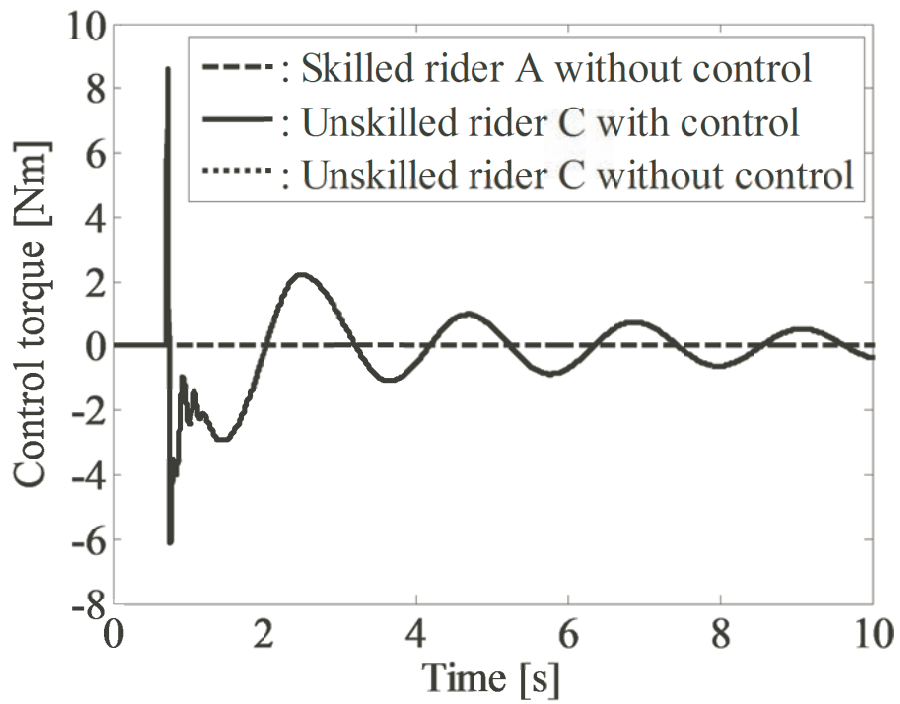


(g) Lean angle

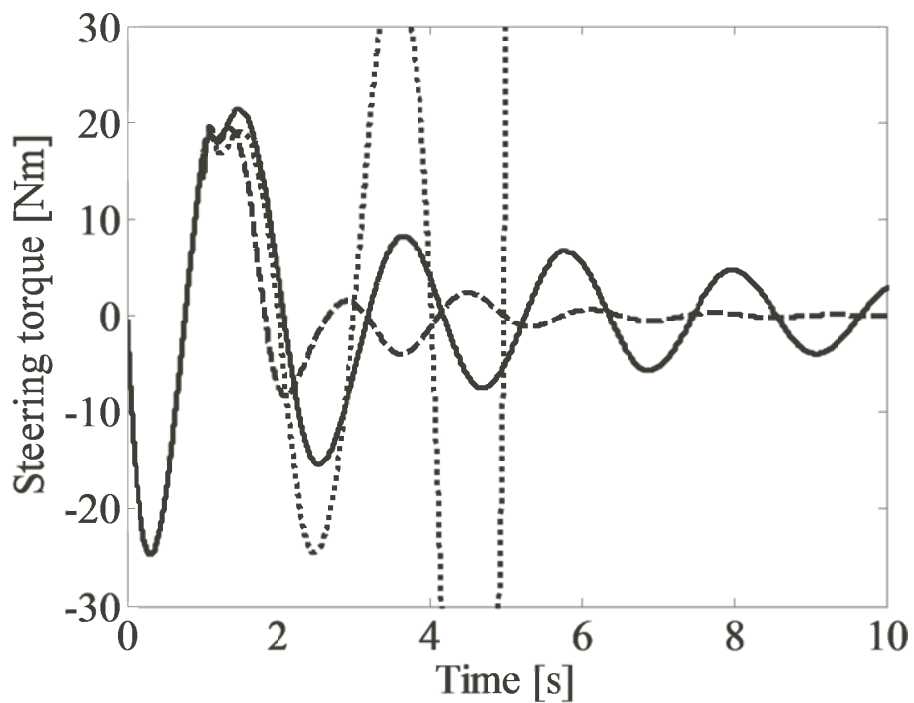
Fig. 5.12 Simulation results of front-steering assist control for unskilled rider B in lane change (pp. 132-135)

ロール角，ライダーの上体のリーン角の振幅が非制御時の熟練ライダー A と同程度まで抑えられている．また，未熟練ライダー B の操縦無駄時間は熟練ライダー A より長いので，アシスト制御を施しても，操舵トルク，リーントルク，操舵角，ロール角，ライダーの上体のリーン角の位相は熟練ライダー A より遅れている．未熟練ライダー B の場合，アシスト制御を施すことで，振動の収束性が高められ，熟練ライダー A の操縦レベルに近づいていることがわかる．また，(a) に示すように，0.7 s ごろ制御が始まった時点での操舵制御トルクは突発的に 9 Nm 程度を出力していたため，未熟練ライダーはこれに違和感を感じる可能性がある．一方で，これはライダーへの制御開始のアラームとして機能し，未熟練ライダーが自ら不適切な操縦を行うことを防ぐことにつながる可能性もある．今後，アシスト制御入力に対するライダーのフィーリングについての検討が必要になる．

図 5.13 に未熟練ライダー C へのアシスト制御のシミュレーション結果を示す．未熟練ライダー C の操縦に前輪操舵アシスト制御を施した場合を実線で示す．アシスト制御がない場合の未熟練ライダー C の操縦結果を点線で，同じくアシスト制御がない場合の熟練ライダー A の操縦結果を破線で示す．図 5.13 に点線で示すように，未熟練ライダー C は，突発的な外乱を受けた後にアシスト制御を施さない場合，約 5 s まで二輪自動車が転倒し，3.6 m の左レーンチェンジを完了することができていない．これに対して，実線で示すように，

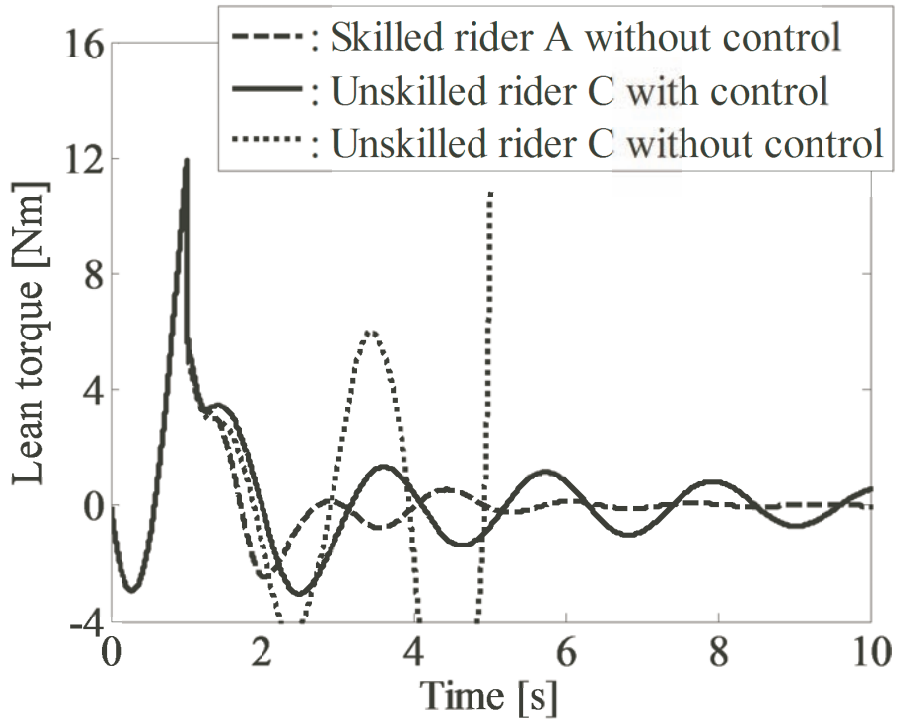


(a) Steering control torque

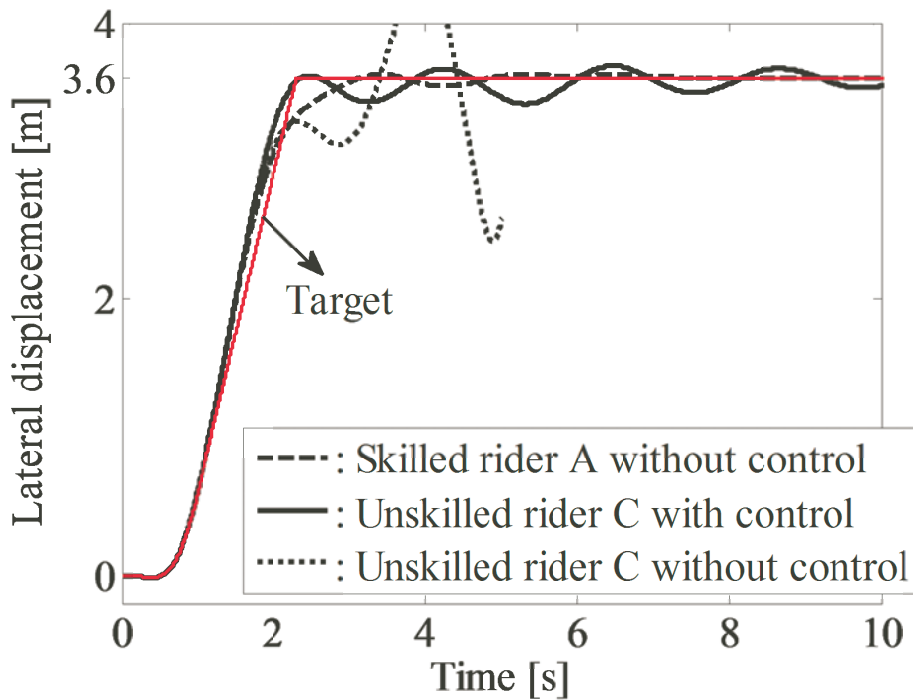


(b) Rider's steering torque

Fig. 5.13 Simulation results of front-steering assist control for unskilled rider C in lane change (pp. 136-139)

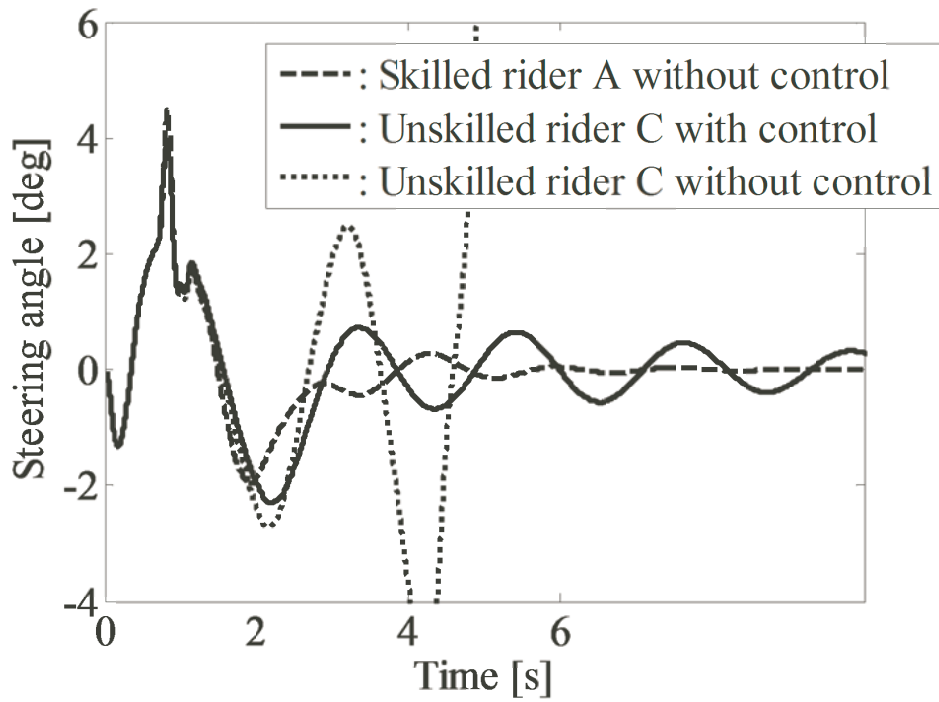


(c) Lean torque for controlling rider's upper torso

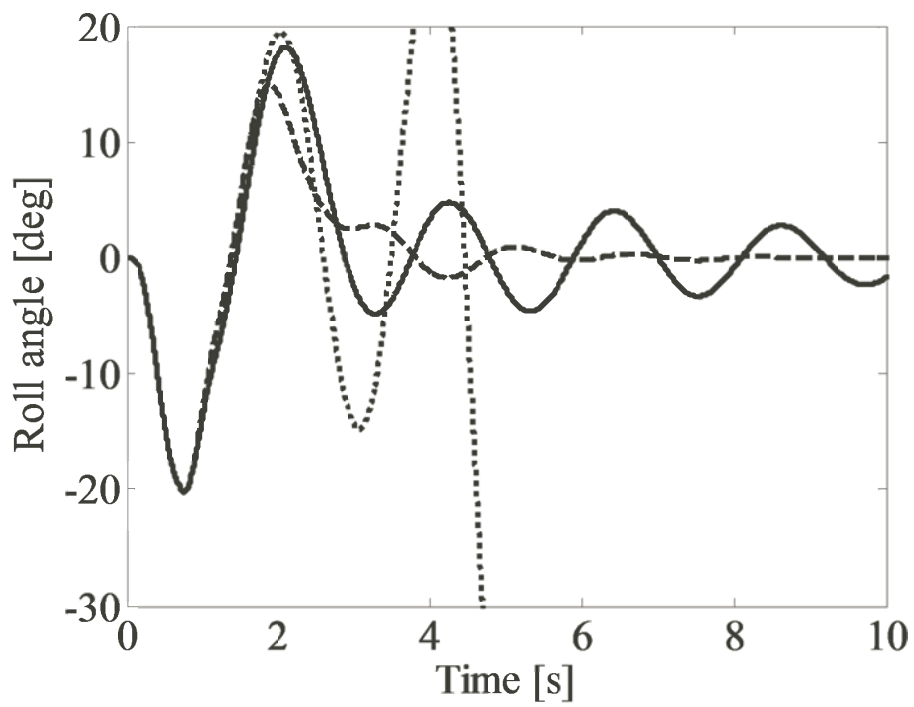


(d) Lateral displacement

Fig. 5.13 Simulation results of front-steering assist control for unskilled rider C in lane change (pp. 136-139)

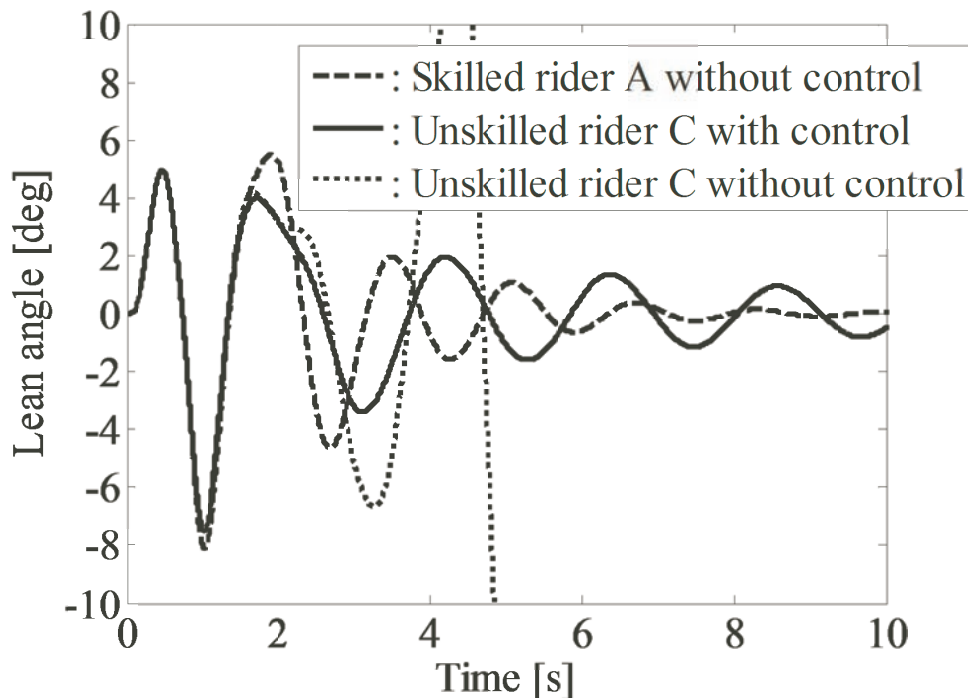


(e) Steering angle



(f) Roll angle

Fig. 5.13 Simulation results of front-steering assist control for unskilled rider C in lane change (pp. 136-139)



(g) Lean angle

Fig. 5.13 Simulation results of front-steering assist control for unskilled rider C in lane change (pp. 136-139)

(a) の操舵制御トルクを用いて、約 10 s までに (d) ~ (g) の操舵角、ロール角、ライダーの上体のリーン角がおよそ 0 deg に収束し、3.6 m の左レーンチェンジをほぼ完了することができる。また、(b)、(c) から、未熟練ライダー C の場合、アシスト制御を行うことで約 2.5 s の時点でライダーからの操舵トルクとリーントルクの振幅はそれぞれ -15 Nm、-3 Nm 程度に抑えられることがわかる。

以上行った未熟練ライダーへのアシスト制御のシミュレーションにより、設計した前輪操舵アシスト制御システムが未熟練ライダーの操縦をアシストでき、「二輪自動車の転倒を防ぐ」という要求を満たすことが確認された。

5.4 まとめ

本章では、2 章のユースケース分析より決定したテストケースを用いて、前輪操舵アシスト制御システムの検証と妥当性確認を行った。その結果、以下の結論を得た。

- (1) 直進走行中の二輪自動車が突発的な外乱を受けるシミュレーションより、設計した制御系の仕様を検証した。
- (2) 半径 30 m の定常円旋回中に二輪自動車が突発的な外乱を受けるシミュレーションで

は、前輪操舵アシスト制御システムの走行安定化制御性能を検証するとともに、車速の増加やライダー上体のロール軸まわりのばね係数と減衰係数の変化があった場合のロバスト性を確認した。

- (3) 未熟練ライダーがレーンチェンジ中に二輪自動車に突発的な外乱を受けるシミュレーションにより、設計した制御システムが二輪自動車の転倒を防ぎ、未熟練ライダーへのアシスト制御に有効であることを確認した。

6 走行安定化統合制御システムの検討

3章～5章までに前輪操舵アシスト制御システムの設計，検証，妥当性確認を行ったので，本章では，SysMLを用いて，前輪操舵アシスト制御システム，アンチロックブレーキシステム，トラクションコントロールシステムを統合した走行安定化統合制御システムの概念設計を検討する．

設計する走行安定化統合制御システムのミッションは，以下のようにまとめることができる．

- ライダ自身では二輪自動車の走行を安定化させられないことの検知，
- 二輪自動車の走行安定化，
- ライダによる操舵，制動・駆動へのアシスト

6.1 コンテキストレベルでの概念設計

6.1.1 ユースケース分析

コンテキストレベルでユースケース図を用いて走行安定化統合制御システムの基本的なユースケースを定義し，それとライダ，既存車両システム，路面との関係性を分析する．

図6.1に走行安定化統合制御システムのユースケース図を示す。「ライダ」による安定化ができないような「路面」からの外乱を二輪自動車が受けたときに「既存車両システム」に実装している走行安定化統合制御システムは「既存車両システム」を安定化させて「ライダ」の操舵「ライダ」による制動・駆動をアシストする．そのため，外部関連するシステム「ライダ」「既存車両システム」「路面」をアクターに定義する．走行安定化統合制御システムのアクターは前輪操舵アシスト制御システムと同じである．「走行安定化統合制御」と「手動停止」の二つの基本機能はコンテキストレベルのユースケースになっている．アクターとユースケース間の線は関連性を示す．「ライダ」「既存車両システム」「路面」はユースケース「走行安定化統合制御」との関連性がある．また「ライダ」はユースケース「手動停止」との関連性もある．2章の前輪操舵アシスト制御システムの概念設計と同じように，高信頼性の制御システムの設計を実現するため，設計品質に影響を与えるアクターの属性を考慮する．「路面」の摩擦係数と凹凸状態，「既存車両システム」の種類，走行速度，構成部品の重さ，長さ，慣性モーメントなど「ライダ」の体重，慣性モーメント，操舵軸に与えられた操舵トルクの反トルクがライダの上体に与える影響，上体のロール軸まわりの動き，神経・筋肉の無駄時間を定量的に考える．「ライダ」の運転パターン，操縦動作，操縦の熟練度を定性的に考える．「ライダ」の運転パターンは，直進走行，レーンチェンジ，旋回運動を含む．たとえば，ライダが二輪自動車を直進走行させているとき，障害物に遭遇すると，これを回避するためにレーンチェンジや旋回運動を行う．

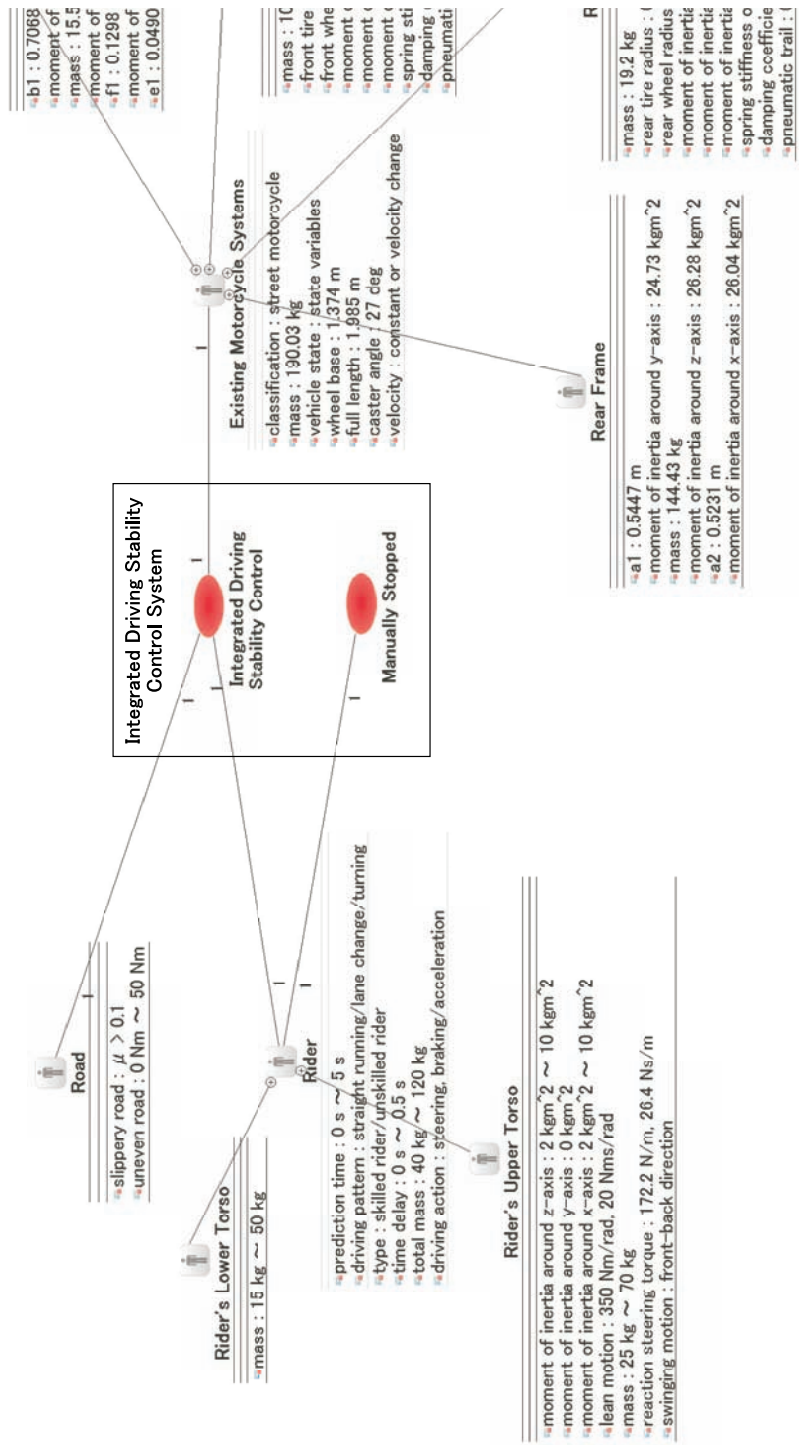


Fig. 6.1 Use case diagram

「ライダー」の熟練度に関しては、未熟練ライダーから熟練ライダーまでのレベルが考えられる。また、走行安定化統合制御システムは、ライダーの操舵へのアシスト以外のライダーによる制動・駆動へのアシストを行うため「ライダー」の操縦動作は操舵、制動・駆動が考えられる。さらに、急制動時あるいは急駆動時「ライダー上体」の前後方向の揺れを考慮する。「既存車両システム」の走行速度に対して、速度一定の場合と速度変化の場合を考える。

以上のユースケース分析により、3章で構築したライダー-二輪自動車系の力学モデルは、ライダー上体の前後方向の運動自由度と車体の前後サスペンションの追加が必要になる。

6.1.2 走行安定化統合制御システムと外部システムの動作シーケンス

コンテキストレベルのユースケース「走行安定化統合制御」と「手動停止」を実現するための走行安定化統合制御システムと外部システムの動作をシーケンス図で時系列に沿って表現する。

図 6.2 のシーケンス図はユースケース「走行安定化統合制御」を実現するための走行安定化統合制御システム「IDSCS」、「ライダー」、「既存車両システム」、「路面」間の動作を示す。矢印はシステム間の動作を示す。実線矢印が指向されているシステムはその動作を提供している。破線矢印は呼び返す動作を示す。また、このシーケンス図にパラレル (par) とオプション (opt) の複合フラグメントが使われている。パラレル複合フラグメント内の動作を並行して実行する。オプション複合フラグメント内の動作は、ある条件を満たす場合にだけ実行される⁸⁰⁾。図 6.2 に「走行安定化統合制御」を実現するための走行安定化統合制御システムと外部システムとの動作を表現する。ライダーは二輪自動車を起動してから、既存車両システムが走行安定化統合制御システムにパワーを供給し、走行安定化統合制御システムが起動される。ライダーが二輪自動車を操縦し、走行安定化統合制御システムが車体の走行状態量を検知する。走行中の二輪自動車がライダーからの誤操舵、急ブレーキあるいは急加速、路面からの外乱を受ける。走行安定化統合制御システムは、外乱によって二輪自動車を安定化させるための最適な制御を行う。また、走行安定化統合制御システムは、ライダーによる直進走行、ライダーによるレーンチェンジ、ライダーによる旋回運動をそれぞれアシストする。さらに、検出した状態量の変化にもとづき、二輪自動車が受けた外乱を推定する。

図 6.3 にユースケース「手動停止」を実現するための「走行安定化統合制御システム」と「ライダー」の動作を示す。ライダーは走行安定化統合制御を使わない場合、走行安定化統合制御システムはライダーからの停止命令を受けると、制御システムが停止される。

6.1.3 走行安定化統合制御システムの機能のコンテキスト分析

SysML モデル環境でシーケンス図 6.2, 6.3 に表現する動作を用いて、各システム間のインターフェースを作成する。ブロック定義図を用いて、「走行安定化統合制御システム」

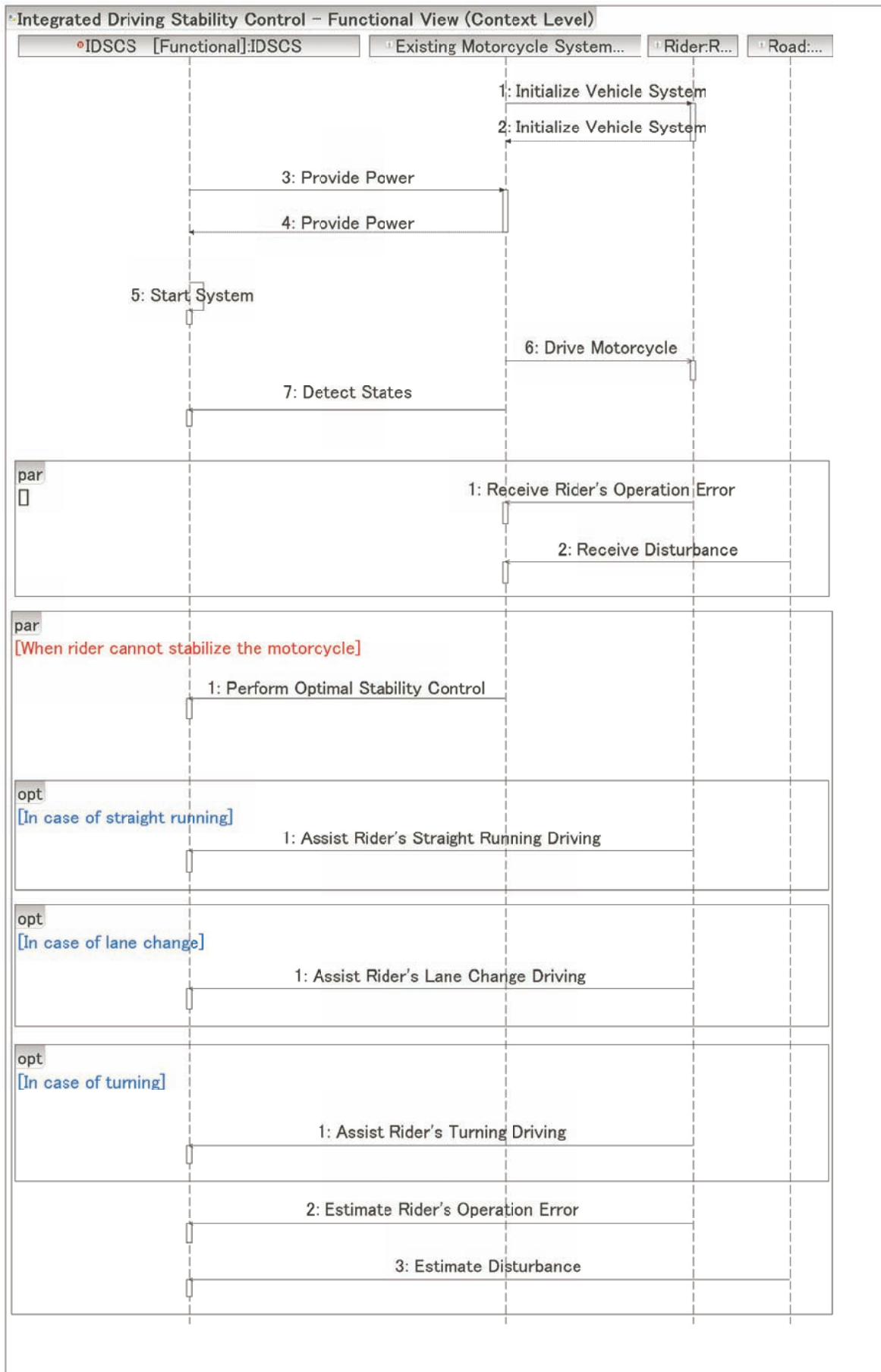


Fig. 6.2 Sequence diagram for realizing "Integrated Driving Stability Control" use case

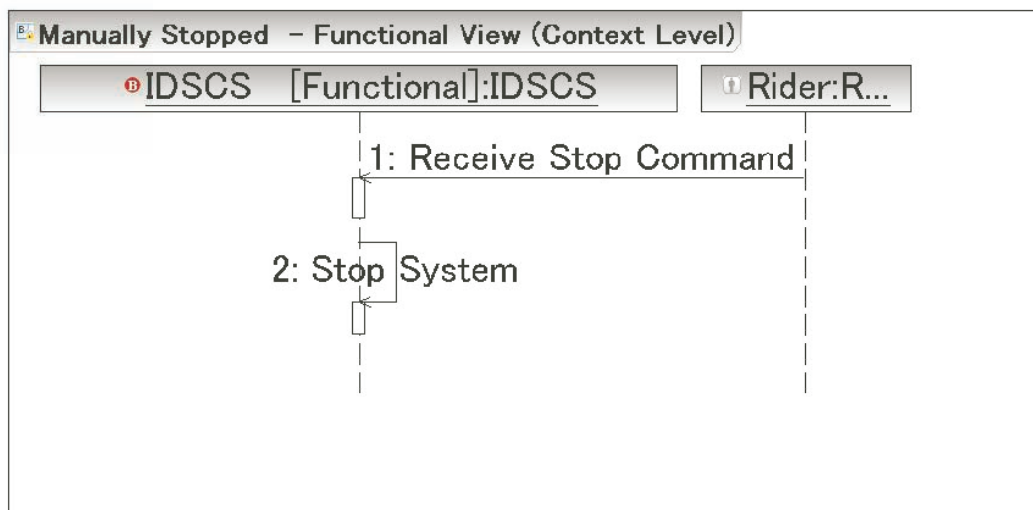


Fig. 6.3 Sequence diagram for realizing "Manually Stopped" use case

と外部関連システム「ライダー」、「既存車両システム」、「路面」とのインターフェースを明らかにした。

図 6.4 に、「I-IDSCS」、「I-Existing Motorcycle Systems」、「I-Rider」の三つのインターフェースを示す。「走行安定化統合制御システム」が提供しているインターフェース「I-IDSCS」は、「システム開始」、「状態検知」、「最適な安定化制御」、「直進走行状態でのアシスト」、「旋回運動におけるアシスト」、「レーンチェンジにおけるアシスト」、「停止命令を受ける」、「システム停止」、「ライダーの誤操作の推定」、「外乱の推定」の機能を含む。「ライダー」、「既存車両システム」、「路面」は「I-IDSCS」のインターフェースを利用する。「ライダー」が提供しているインターフェース「I-Rider」は、「車両を起動する」と「二輪自動車を操縦する」の振る舞いを含む。「既存車両システム」は「I-Rider」のインターフェースを使う。「既存車両システム」が提供しているインターフェース「I-Existing Motorcycle Systems」は、「パワーを供給する」、「路面からの外乱を受ける」と「ライダーからの誤操作を受ける」の振る舞いを含む。「ライダー」と「路面」は「I-Existing Motorcycle Systems」のインターフェースを使う。このインターフェースを用いて走行安定化統合制御システムと外部関連システムを統合する。

走行安定化統合制御システムが提供しているインターフェース「I-IDSCS」の機能を実現するため、アナリシスレベルの概念設計を行う。そこで、インターフェース「I-IDSCS」の機能はアナリシスレベルのユースケースになる。アナリシスレベルのユースケースを実現する必要な機能のサブシステムを考えて、各機能のサブシステム間の動作を表現する。アナリシスレベルの概念設計より、走行安定化統合制御システムの具体的な機能が明らかになっており、機能アーキテクチャを決定する。

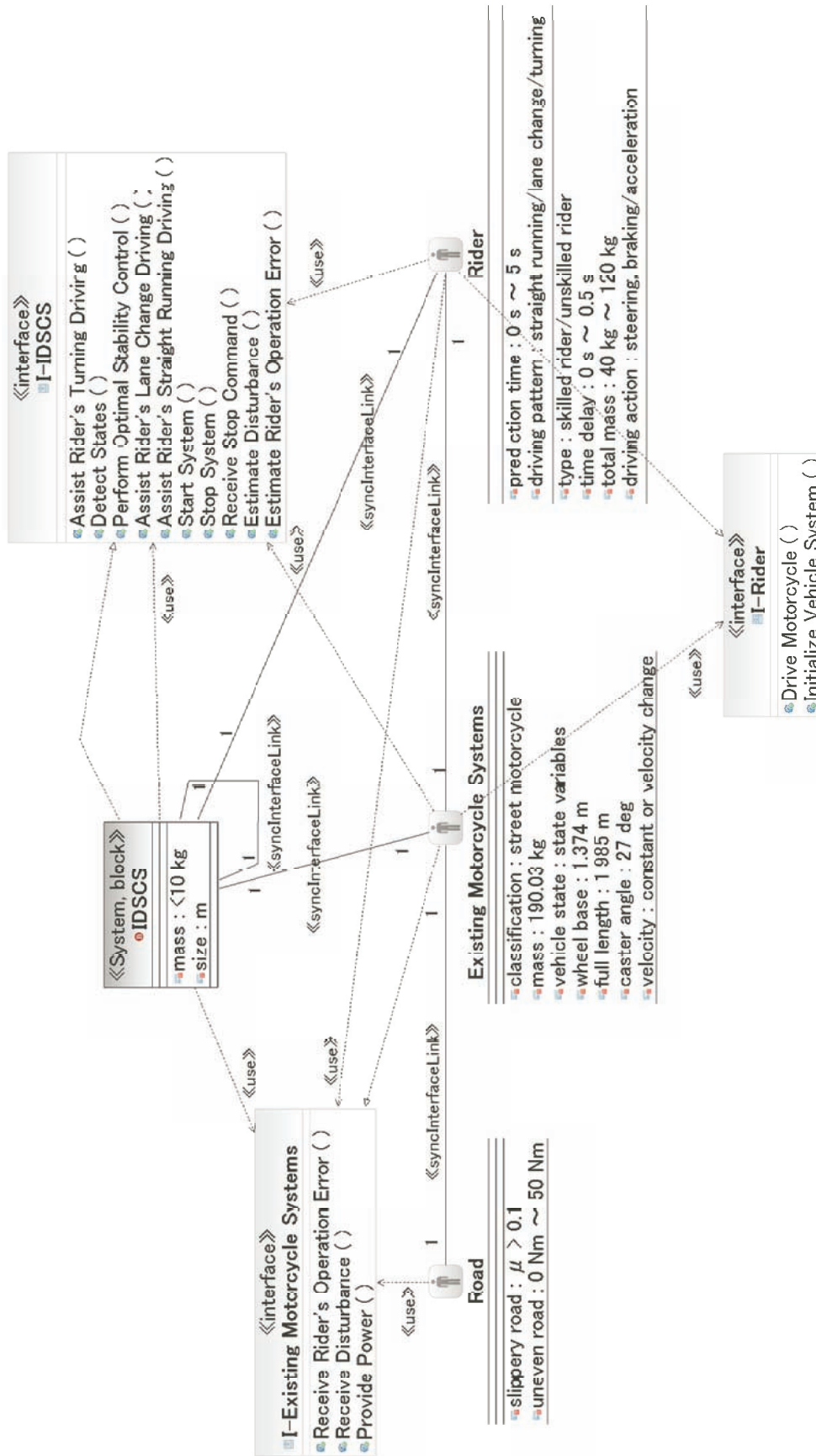


Fig. 6.4 Integration of the IDSCS with the external actors using interfaces at context level

6.2 アナリシスレベルでの概念設計

6.2.1 アナリシスレベル1までの階層的なユースケース分解

インターフェース「I-IDSCS」の機能はアナリシスレベル1のユースケースになると、図6.5に示すように、ユースケースを階層的に分解することができた。コンテキストレベルのユースケース「走行安定化統合制御」をユースケース「システム開始」、「状態検知」、「最適な安定化制御」、「直進走行状態でのアシスト」、「旋回運動におけるアシスト」、「レーンチェンジにおけるアシスト」、「ライダーの誤操作の推定」、「外乱の推定」に分解する。コンテキストレベルのユースケース「手動停止」をアナリシスレベル1のユースケース「停止命令を受ける」と「システム停止」に分解する。

6.2.2 走行安定化統合制御システムのサブシステムの決定とサブシステム間の動作シーケンス

アナリシスレベル1の「状態検知」と「最適な安定化制御」の二つのユースケースに対するそれぞれのシーケンス図を作成する。

図6.6のシーケンス図に示すように、ユースケース「状態検知」を実現するため、機能のサブシステム「状態検知」は車体の姿勢、車体の速度、車輪の速度を検知してから、「ECU処理」は検知された状態量进行处理する。

図6.7のシーケンス図に示すように、ユースケース「最適な安定化制御」を実現するための機能のサブシステムは「ECU処理」、「状態検知」、「サーボモータ作動」、「油圧ユニット調整」、「駆動トルク調整」である。機能のサブシステム「サーボモータ作動」、「ブレーキの油圧調整」、「駆動トルク調整」は外部システム「前輪操舵軸」、「ブレーキ」、「車輪」と

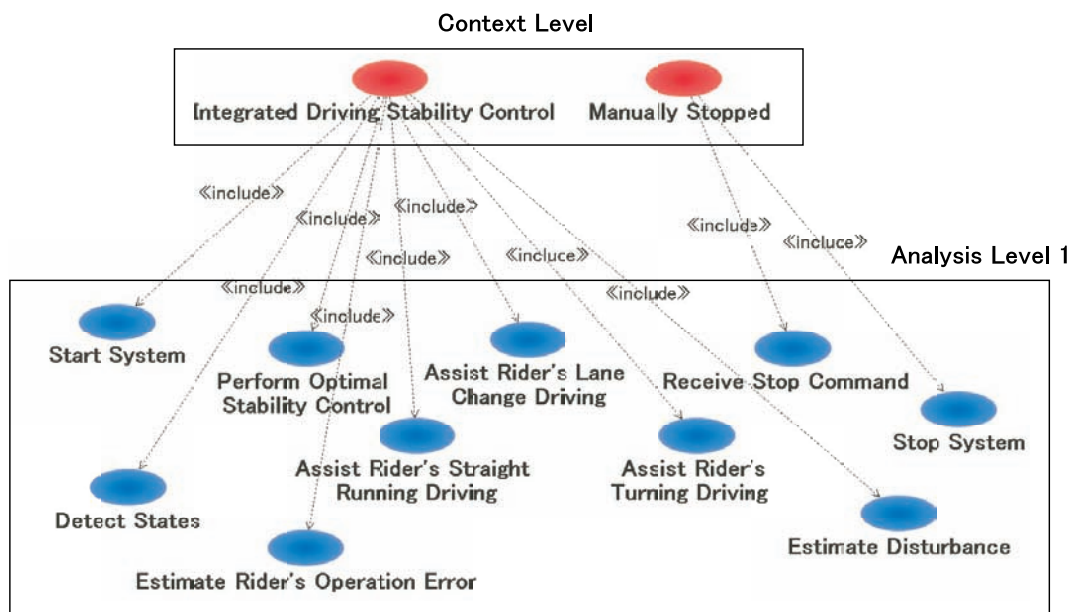
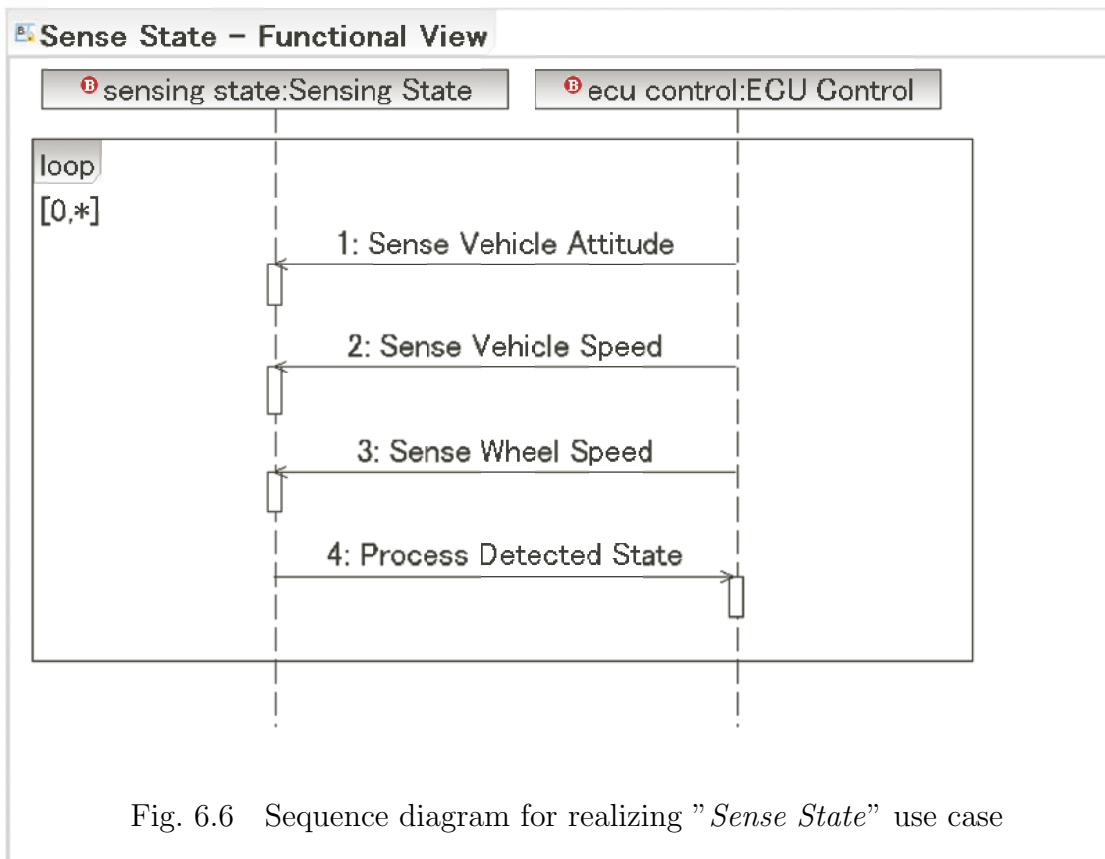


Fig. 6.5 Use cases hierarchically-decomposed to analysis level 1



の間に動作がある。図 6.7 にユースケース「最適な安定化制御」を実現するための各サブシステム間の動作を表現する。サブシステム「ECU 処理」は検知した状態量を処理して車両の走行状態を判断する。ロール角加速度が定義された安全な範囲を超えた場合、サブシステム「ECU 処理」は「サーボモータ作動」にアシスト操舵トルクを生じることを要求する。外部システム「前輪操舵軸」はそのアシスト操舵トルクを生かして、車体を安定化させて、前輪操舵アシスト制御を実現する。スリップ率が定義された安全な範囲を超えた場合、ライダーによる制動時に、「ECU 処理」の指令により、サブシステム「油圧ユニット調整」は車輪がロックしないように「ブレーキ」の油圧を調整し、アンチロックブレーキを実現する。ライダーによる駆動時に、「ECU 処理」の指令により、サブシステム「駆動トルク調整」は車輪が空転しないようにスロットルの油圧を調整し、トラクションコントロールを実現する。

6.2.3 走行安定化統合制御システムの機能アーキテクチャ

前節で作成したシーケンス図に表現する機能のサブシステム間の動作を用いて、サブシステム間のインターフェースを作成する。ブロック定義図でインターフェースにより機能のサブシステムを統合し、機能アーキテクチャを構築する。さらに、インターフェースにより機能のサブシステムと関連する外部システムを統合した機能アーキテクチャを構築することができる。

図 6.8 に走行安定化統合制御システムと外部システム「前輪操舵軸」、「前後輪ブレーキ」、

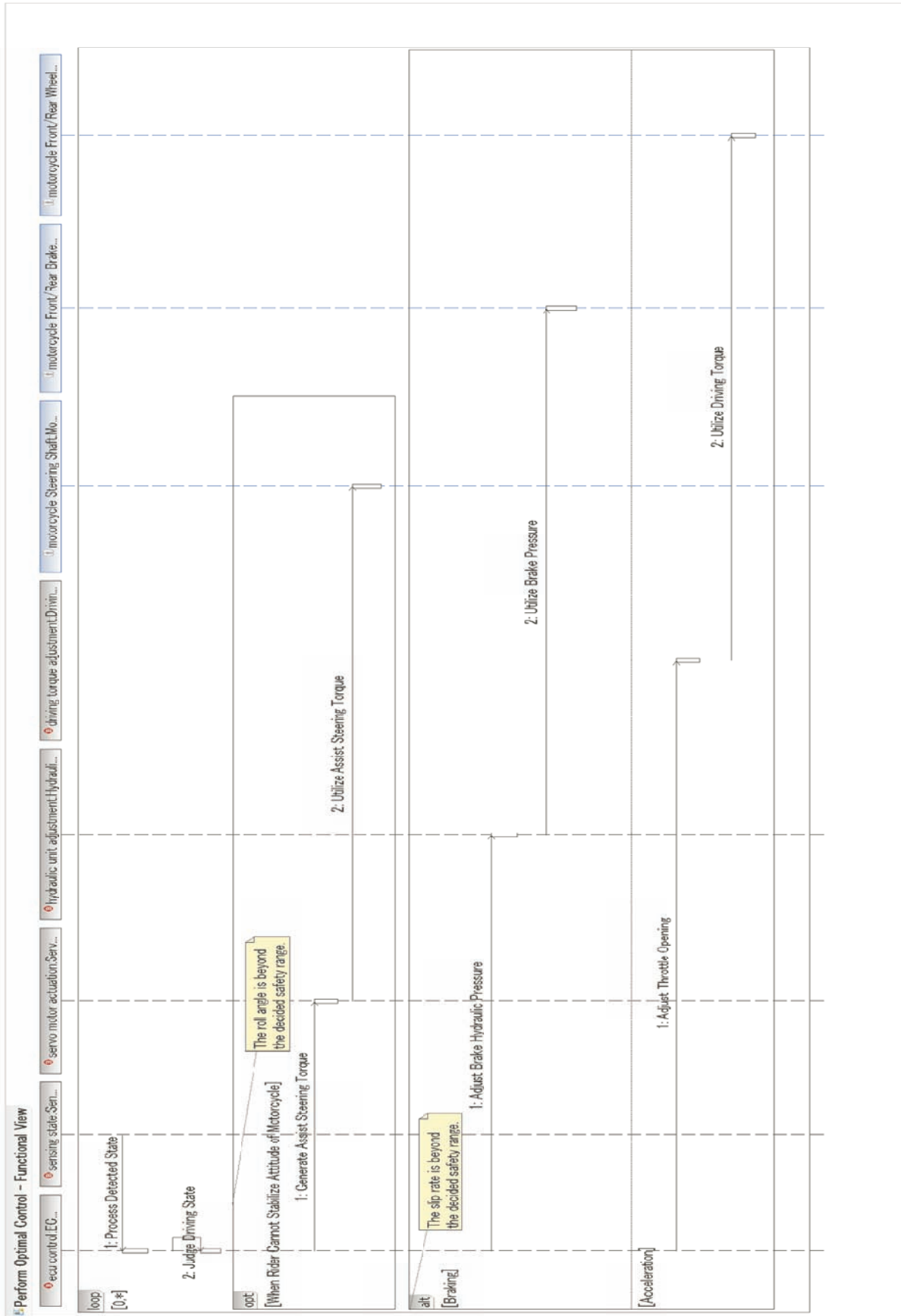


Fig. 6.7 Sequence diagram for realizing "Optimal Stability Control" use case

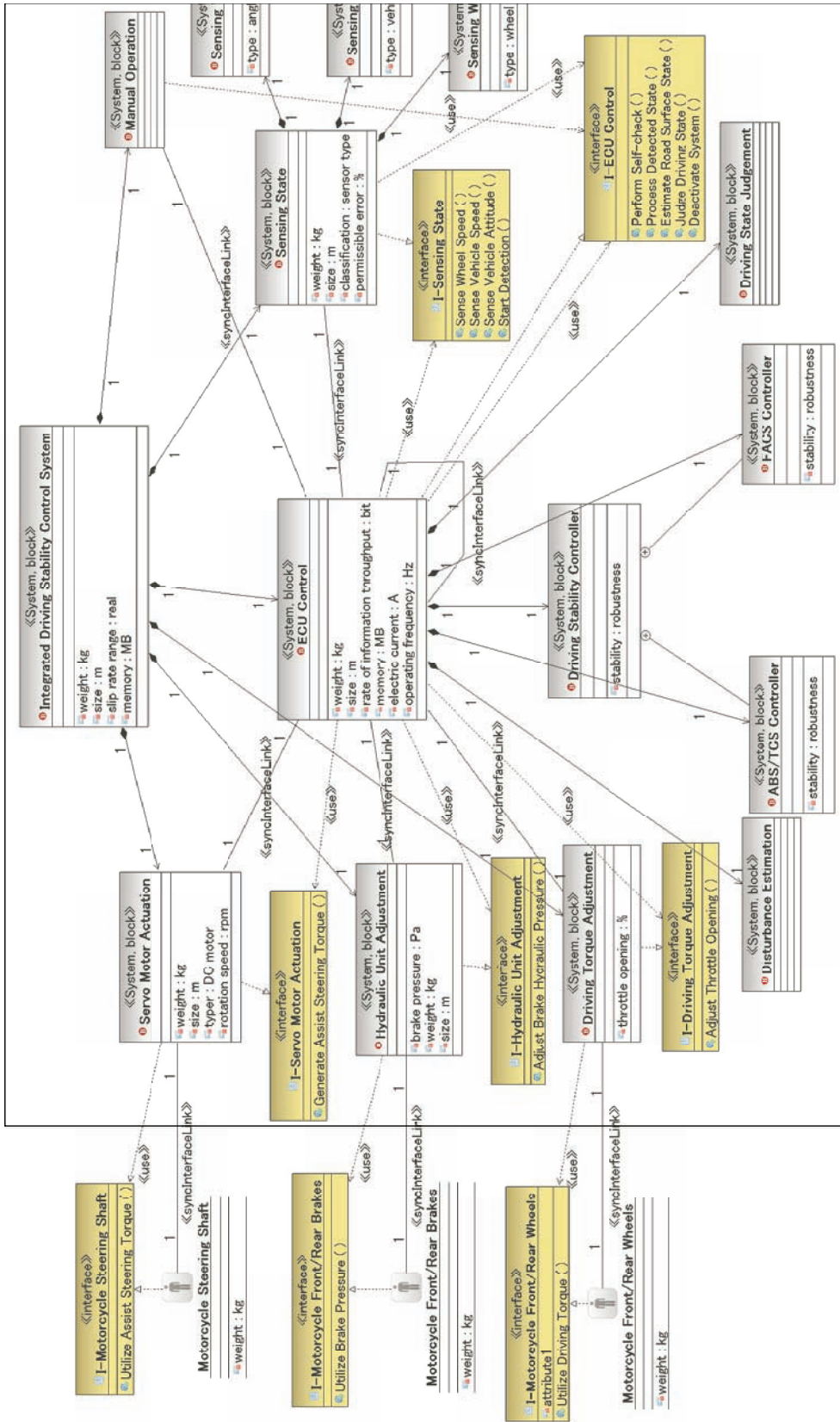


Fig. 6.8 Functional architecture of IDSCS at analysis level 1

「前後車輪」を統合した機能アーキテクチャを示す．四角は走行安定化統合制御システムの境界を示す．記号 \sqsubset は包含関係を， \sqsupset は同期関連関係をそれぞれ表す．記号 \dashv はインターフェースの提供を， $\dashv\rightarrow$ はインターフェースの使用をそれぞれ示す．走行安定化統合制御システムは機能のサブシステム「ECU 処理」，「油圧ユニット調整」，「サーボモータ作動」，「駆動トルク調整」，「制御器実行」，「状態検知」，「状態判断」，「外乱推定」を包含する．インターフェースを用いて「ECU 処理」を中心に各機能のサブシステムを統合した．また，インターフェース「I-Front-steering Shaft」より機能のサブシステム「サーボモータ作動」と外部システム「前輪操舵軸」を統合して，前輪操舵アシスト制御を実現する．インターフェース「I-Motorcycle Front/Rear Brakes」より機能のサブシステム「油圧ユニット調整」と外部システム「前後輪ブレーキ」を統合して，アンチロックブレーキを実現する．インターフェース「I-Motorcycle Front/Rear Wheels」より機能のサブシステム「駆動トルク調整」と外部システム「前後車輪」を統合して，トラクションコントロールを実現する．前輪操舵アシスト制御システム，アンチロックブレーキシステム，トラクションコントロールシステムを統合した走行安定化統合制御システムの機能アーキテクチャを構築した．また，制御系設計に際しては，それぞれを独立に制御した上で全体を統合する分散システムが良いか，あるいは，一つの集中システムで制御するのが良いかを検討する必要がある．

6.3 まとめ

本章では，3章～5章までに設計，検証，妥当性確認を行った前輪操舵アシスト制御システムに，さらに，アンチロックブレーキシステムとトラクションコントロールシステムを統合した走行安定化統合制御システムを開発するための概念設計を行った．その結果，以下の結論を得た．

- (1) 走行安定化統合制御システムのミッション「ライダー自身では二輪自動車の走行を安定化させられないことの検知」，「二輪自動車の走行安定化」，「ライダーによる操舵，制動・駆動へのアシスト」を定義した．
- (2) SysML を用いて，コンテキストレベルでは，ユースケース分析，走行安定化統合制御システムと外部システムの振る舞いの表現およびインターフェースの作成，機能のコンテキスト分析を行った．
- (3) SysML を用いて，アナリシスレベルでは，階層的なユースケース分解，機能としてのサブシステムの定義，サブシステム間の振る舞いおよびインターフェースの作成，機能アーキテクチャを行った．
- (4) 走行安定化統合制御システムに必要となる今後の課題を明確にしている．走行安定化統合制御システムの検証のためには，二輪自動車の制動，駆動による影響の検討

が必要になることがコンテクストレベルでのユースケース分析からわかった．このため，車両モデルには前後サスペンションの追加が，ライダーモデルには前後方向の運動自由度の追加が必要になる．また，制御系設計に際しては，それぞれを独立に制御した上で全体を統合する分散システムが良いか，あるいは，一つの集中システムで制御するのが良いかを検討する必要がある．今後，これらの検討を踏まえて二輪自動車の転倒を総合的に防止するための対策がなされることを期待する．

7 結論

本論文では、モデルベースシステムズエンジニアリングに基づき、二輪自動車の転倒を防ぎ、高齢者や未熟練ライダーの運転をアシストするための前輪操舵アシスト制御システムを設計した。最初に、モデルベースシステムズエンジニアリングを支援するモデリング言語 SysML (Systems Modeling Language) を用いて前輪操舵アシスト制御システムの概念設計を行った。概念設計により決定した機能アーキテクチャを実現するため、ライダー-二輪自動車系の力学モデルを構築し、それに基づく制御系を設計した。シミュレーションにより制御仕様を検証するとともに、「二輪自動車の転倒を防ぐ」という要求を満たす前輪操舵アシスト制御システムの妥当性を確認した。以下、各章ごとに行った内容とそこから得られた結論をまとめる。

2章では、「二輪自動車の転倒を防ぐ」という要求から前輪操舵アシスト制御システムのミッションを定義し、SysML を用いてコンテキストレベルおよびアナリシスレベルで前輪操舵アシスト制御システムの概念設計を行った。コンテキストレベルでは、ユースケース分析、前輪操舵アシスト制御システムと外部システムの相互作用の表現およびインターフェースの作成、機能のコンテキスト分析を行った。ユースケース分析と機能のコンテキスト分析により、ライダーと二輪自動車および前輪操舵アシスト制御システムとの関連性が明らかとなり、ライダーの上体のロール軸まわりの運動が「前輪操舵アシスト制御」に影響を与えることがわかった。そのため、3章では二輪自動車単体でなく、ライダーの上体の動きを考慮したライダー-二輪自動車系の非線形力学モデルを構築した。「前輪操舵アシスト制御」の実現に向けては、ライダーが二輪自動車を操縦しているときに路面からライダーが受ける何らかの外乱に対して、前輪操舵アシスト制御システムが車体を安定化させて、ライダーの操縦をアシストする必要がある。このテストケースにもとづき、5章で実施すべき前輪操舵アシスト制御システムの妥当性確認のためのシミュレーションを計画した。アナリシスレベルでは、階層的なユースケース分解、機能としてのサブシステムの定義、サブシステム間の相互作用およびインターフェースの作成、機能アーキテクチャ、制御系設計の制約条件設定を行った。5章で前輪操舵アシスト制御システムの妥当性確認を行う場合、テストケースとして導出した「直進走行状態でのアシスト」、「レーンチェンジにおけるアシスト」と「旋回運動におけるアシスト」のシミュレーションを行った。

3章では、二輪自動車の運動解析、走行安定化制御とシミュレーションを行うためのライダー-二輪自動車系の非線形モデルを構築した。2章のコンテキストレベルにおけるユースケース分析から、操舵軸に与えられた操舵トルクの反トルクがライダーの上体に与える影響、およびライダーの上体のロール軸まわりの動きを考慮した。また、路面との相互作用を明らかにするために必要となる正確なタイヤ力を解析するため、タイヤの断面形状、接地面積と垂直方向の弾性変形を考慮したタイヤモデルを提案した。そして、タイヤが滑る場合と滑らない場合のそれぞれの非線形状態空間モデルを導出した。構築したライダー-二輪

自動車系の非線形力学モデルを検証するため、二輪自動車単体の直進走行過渡応答シミュレーションを行った。このシミュレーション結果はすでに実車との整合性が示されている市販の機構解析ソフトウェア上で構築したモデルとほぼ一致することを示した。また、ライダーの操縦と車体運動との関係を解析するため、ライダー-二輪自動車系の非線形力学モデルに対してライダーによる定常円旋回とレーンチェンジのシミュレーションを行った。ライダーによる定常円旋回では、目標ロール角に追従するPID制御を行い、車速15 km ~ 60 kmの半径30 mの定常円旋回運動を実現するライダーが与えるべき操舵トルクを求めた。ライダーによるレーンチェンジでは、終端状態制御により、ライダーが与えるべき最適な操舵トルクとライダーの上体を回転させるリーントルクを算出した。これにより、熟練ライダーの操縦を明らかにすることができた。さらに、ライダーの神経・筋肉の無駄時間を考慮し、熟練ライダーと未熟練ライダーの操縦を模擬できるライダー操縦モデルを構築した。レーンチェンジにおける突発的な外乱に対する熟練ライダーと未熟練ライダーの操縦を解析した。そして、未熟練ライダーの運転へのアシスト制御は必要であることがわかった。

4章では、二輪自動車の安定性解析と力学モデルに基づく制御系設計を行った。このため、3章で得られた非線形モデルの線形化を行い、車速15 km/h ~ 60 km/hの直進定常走行と定常円旋回それぞれの線形モデルを導出した。線形モデルに対して固有値解析と周波数応答解析を行った。線形定常直進走行モデルに対する固有値解析より、定常直進走行中、25 km/h以下でウィーブモードが不安定になり、15 km/h以下でウォブルモードが存在しないことがわかった。旋回半径30 mの線形定常円旋回モデルに対する固有値解析より、15 km/h ~ 60 km/hでウィーブモードが不安定になり、15 km/h以下でウォブルモードが存在しないことがわかった。周波数応答解析により得られた特性を利用して制御系設計に用いる低次元化モデルを導いた。2章で構築した前輪操舵アシスト制御システムの機能アーキテクチャを実現するため、低次元化モデルに対して H_{∞} 制御を適用し、車体のロールレートをフィードバック信号とし、前輪操舵アシスト機構が生じるトルクを制御出力とした制御系を設計した。

5章では、ライダー-二輪自動車系の非線形力学モデルを用いたシミュレーションより4章で設計した制御系の仕様を検証するとともに、前輪操舵アシスト制御システムが「二輪自動車の転倒を防ぐ」という要求を満たすことの妥当性を確認した。2章で導出した「直進走行状態でのアシスト」、「旋回運動におけるアシスト」、「レーンチェンジにおけるアシスト」のそれぞれのテストケースにもとづき、定常直進走行、定常円旋回とレーンチェンジのシミュレーションを行った。直進走行中の二輪自動車突発的な外乱を受けるシミュレーションでは、4章の固有値解析から二輪自動車不安定となる15 km/h走行時に、前輪操舵アシスト制御により安定化することができることを示した。半径30 mの定常円旋回中に二輪自動車突発的な外乱を受けるシミュレーションでは、前輪操舵アシスト制御システムの走行安定化制御性能を検証するとともに、車速の増加やライダー上体のロール軸まわりのばね係数と減衰係数の変化があった場合のロバスト性を確認した。レーンチェ

ンジ中に二輪自動車に突発的な外乱を受けるシミュレーションにより、未熟練ライダーの場合、アシスト制御を施すことで、熟練ライダーの操縦レベルに近づいていることがわかった。設計した前輪操舵アシスト制御システムが未熟練ライダーの操縦をアシストでき、「二輪自動車の転倒を防ぐ」という要求を満たすことが確認された。

6章では、3章～5章までに設計、検証、妥当性確認を行った前輪操舵アシスト制御システムに、さらに、アンチロックブレーキシステムとトラクションコントロールシステムを統合した走行安定化統合制御システムを開発するための概念設計を行った。このシステムの検証のためには、二輪自動車の制動、駆動による影響の検討が必要になることがコンテクストレベルでのユースケース分析からわかった。このため、車両モデルには前後サスペンションの追加が、ライダーモデルには前後方向の運動自由度の追加が必要になる。また、制御系設計に際しては、それぞれを独立に制御した上で全体を統合する分散システムが良いか、あるいは、一つの集中システムで制御するのが良いかを検討する必要がある。今後、これらの検討を踏まえて二輪自動車の転倒を総合的に防止するための対策がなされることを期待する。

付録

バイク（二輪自動車）の走行に関する調査

実施時間：2009年12月22日～2010年1月22日

実施対象：自動二輪免許所持者

回収数：34人

アンケートの内容：

私どもは、バイクをより安心して乗れるものにするためには何が必要かを調査・研究しています。バイクを運転中に危険を感じたことについて調査したいと思いますので、以下のアンケートにお答えください。得られた結果は研究の目的のみに使用致します。よろしくお願ひ申し上げます。

1. バイク運転歴（年数）についてお答えください。

【 】年

2. 所持している自動二輪免許の種類を選択してください。【 】

A 原付 B 普通二輪（小型限定） C 普通二輪（中型） D 大型二輪

3. これまでにバイクを運転中、危険な体験をしたことがありましたら、それはどのようなときかを、上位5つまで挙げてください。

4. バイク運転中に危険な体験をした中で、ご自身のバイクの運転操作や操縦性に起因するものがありましたら、下記へ記述してください。その際の状況や原因、あるいはバイク操縦性への要望等がありましたら、ご記入ください。

ライダー-二輪自動車系の非線形力学モデルの各剛体の速度

後輪フレームの速度

慣性座標系 O で表した後輪フレームの重心位置 R_{OA} と後輪フレームの重心の速度 V_{OA} は以下のように表される .

$$R_{OA} = \begin{bmatrix} x_A & y_A & z_A \end{bmatrix}^T \quad (7.1)$$

$$V_{OA} = \begin{bmatrix} \dot{x}_A & \dot{y}_A & \dot{z}_A \end{bmatrix}^T \quad (7.2)$$

後輪フレームの回転姿勢はオイラー角 Θ_{OA} を用いて表す .

$$\Theta_{OA} = \begin{bmatrix} \theta_z & \theta_x & \theta_y \end{bmatrix}^T \quad (7.3)$$

$$\dot{\Theta}_{OA} = \begin{bmatrix} \dot{\theta}_z & \dot{\theta}_x & \dot{\theta}_y \end{bmatrix}^T \quad (7.4)$$

慣性座標系 O をその Z 軸まわりに θ_z 回転して座標系 A_1 になるとする . 次に , 座標系 A_2 をその X 軸まわりに θ_x 回転して座標系 A_2 になるとする . さらに , 座標系 A_2 をその Y 軸まわりに θ_y 回転してできた座標系を A 座標系とする . すると , 後輪フレーム座標系 A から慣性座標系 O への回転行列 C_{OA} は以下のように表される .

$$C_{OA} = C_z(\theta_z)C_x(\theta_x)C_y(\theta_y) \quad (7.5)$$

後輪フレーム座標系 A で表した後輪フレームの重心速度 V'_{OA} は以下のように表される .

$$V'_{OA} = C_{OA}^T V_{OA} \quad (7.6)$$

また , 後輪フレーム座標系 A における回転角速度 Ω'_{OA} は以下のように表される .

$$\Omega'_{OA} = \begin{bmatrix} C_y^T(\theta_y)C_x^T(\theta_x)D_z & C_y^T(\theta_y)D_x & D_y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_z \\ \dot{\theta}_x \\ \dot{\theta}_y \end{bmatrix} \quad (7.7)$$

A 座標系で表した後輪フレームに関する速度を Λ'_{OA} とする .

$$\Lambda'_{OA} = \begin{bmatrix} V'_{OA} \\ \Omega'_{OA} \end{bmatrix} \quad (7.8)$$

前輪フレームの速度

前輪フレームに関する回転行列は , 前輪フレーム座標系 U から後輪フレーム座標系 A への回転行列 C_{AU} と , 前輪フレーム座標系 U から慣性座標系 O への回転行列 C_{OU} である .

$$C_{AU} = C_y(\lambda)C_z(\delta) \quad (7.9)$$

$$C_{OU} = C_{OA}C_{AU} \quad (7.10)$$

慣性座標系 O から見た前輪フレームの重心位置 R_{OU} は、後輪フレーム座標系 A で表した前輪フレームの位置 R_{AU} を用いて以下のように表される。

$$R_{AU} = R_{AH} - C_{AU}R_{UH} \quad (7.11)$$

$$R_{OU} = R_{OA} + C_{OA}R_{AU} \quad (7.12)$$

前輪フレーム座標系 U で表した前輪フレームの重心速度 V'_{OU} 、回転角速度 Ω'_{OU} は以下のように表される。

$$\begin{aligned} V'_{OU} &= C_{OU}^T V_{OU} \\ &= C_{AU}^T V'_{OA} - C_{AU}^T \tilde{R}_{AU} \Omega'_{OA} + V'_{AU} \end{aligned} \quad (7.13)$$

$$\Omega'_{OU} = C_{AU}^T \Omega'_{OA} + \Omega'_{AU} \quad (7.14)$$

ただし、

$$\Omega'_{AU} = [0 \quad 0 \quad \dot{\delta}]^T \quad (7.15)$$

$$\begin{aligned} V'_{AU} &= C_{AU}^T V_{AU} \\ &= C_{AU}^T C_{AU} \tilde{R}_{UH} \Omega'_{AU} \\ &= \tilde{R}_{UH} \Omega'_{AU} \end{aligned} \quad (7.16)$$

U 座標系で表した前輪フレームに関する速度を Λ'_{OU} とする。

$$\begin{aligned} \Lambda'_{OU} &= \begin{bmatrix} V'_{OU} \\ \Omega'_{OU} \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} C_{AU}^T & -C_{AU}^T \tilde{R}_{AU} \\ 0 & C_{AU}^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V'_{OA} \\ \Omega'_{OA} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} V'_{AU} \\ \Omega'_{AU} \end{bmatrix} \\ &= \Gamma_{AU}^T \Lambda'_{OA} + \Lambda'_{AU} \end{aligned} \quad (7.17)$$

ただし、

$$\Gamma_{AU} = \begin{bmatrix} C_{AU} & O_{3 \times 3} \\ \tilde{R}_{AU} C_{AU} & C_{AU} \end{bmatrix} \quad (7.18)$$

$$\Lambda'_{AU} = \begin{bmatrix} V'_{AU} \\ \Omega'_{AU} \end{bmatrix} \quad (7.19)$$

後輪の速度

後輪に関する回転行列は、後輪座標系 C から後輪フレーム座標系 A への回転行列 C_{AC} と、後輪座標系 C から慣性座標系 O への回転行列 C_{OC} である。

$$C_{AC} = C_y(\theta_r) \quad (7.20)$$

$$C_{OC} = C_{OA} C_{AC} \quad (7.21)$$

慣性座標系 O から見た後輪の重心位置 R_{OC} は、後輪フレーム座標系 A で表した後輪の位置 R_{AC} を用いて以下のように表される。

$$\mathbf{R}_{AC} = [-a_2 \quad 0 \quad -b_2]^T \quad (7.22)$$

$$\mathbf{R}_{OC} = \mathbf{R}_{OA} + \mathbf{C}_{OA}\mathbf{R}_{AC} \quad (7.23)$$

後輪座標系 C で表した後輪の重心速度 V'_{OC} 、回転角速度 Ω'_{OC} は以下のように表される。

$$\begin{aligned} \mathbf{V}'_{OC} &= \mathbf{C}_{OC}^T \mathbf{V}_{OC} \\ &= \mathbf{C}_{AC}^T \mathbf{V}'_{OC} - \mathbf{C}_{AC}^T \tilde{\mathbf{R}}_{AC} \Omega'_{OA} + \mathbf{V}'_{AC} \end{aligned} \quad (7.24)$$

$$\Omega'_{OC} = \mathbf{C}_{AC}^T \Omega'_{OA} + \Omega'_{AC} \quad (7.25)$$

ただし、

$$\Omega'_{AC} = [0 \quad \dot{\theta}_r \quad 0]^T \quad (7.26)$$

$$\mathbf{V}'_{AC} = \mathbf{O}_{3 \times 1} \quad (7.27)$$

C 座標系で表した後輪に関する速度を Λ'_{OC} とする。

$$\begin{aligned} \Lambda'_{OC} &= \begin{bmatrix} \mathbf{V}'_{OC} \\ \Omega'_{OC} \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{AC}^T & -\mathbf{C}_{AC}^T \tilde{\mathbf{R}}_{AC} \\ 0 & \mathbf{C}_{AC}^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{V}'_{OA} \\ \Omega'_{OA} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{O}_{3 \times 1} \\ \Omega'_{AC} \end{bmatrix} \\ &= \mathbf{\Gamma}_{AC}^T \Lambda'_{OA} + \Lambda'_{AC} \end{aligned} \quad (7.28)$$

ただし、

$$\mathbf{\Gamma}_{AC} = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{AC} & \mathbf{O}_{3 \times 3} \\ \tilde{\mathbf{R}}_{AC} \mathbf{C}_{AC} & \mathbf{C}_{AC} \end{bmatrix} \quad (7.29)$$

$$\Lambda'_{AC} = \begin{bmatrix} \mathbf{O}_{3 \times 1} \\ \Omega'_{AC} \end{bmatrix} \quad (7.30)$$

前輪の速度

前輪に関する回転行列は、前輪座標系 D から前輪フレーム座標系 U への回転行列 C_{UD} と、前輪座標系 D から慣性座標系 O への回転行列 C_{OD} である。

$$\mathbf{C}_{UD} = \mathbf{C}_y(\theta_f) \quad (7.31)$$

$$\mathbf{C}_{OD} = \mathbf{C}_{OU}\mathbf{C}_{UD} \quad (7.32)$$

慣性座標系 O から見た前輪の重心位置 R_{OD} は、前輪フレーム座標系 U で表した前輪の位置 R_{UD} を用いて以下のように表される。

$$\mathbf{R}_{UD} = [c_1 - e_1 \quad 0 \quad f_1 - b_1]^T \quad (7.33)$$

$$\mathbf{R}_{OD} = \mathbf{R}_{OU} + \mathbf{C}_{OU}\mathbf{R}_{UD} \quad (7.34)$$

前輪座標系 D で表した前輪の重心速度 V'_{OD} , 回転角速度 Ω'_{OD} は以下のように表される .

$$\begin{aligned} V'_{OD} &= C_{OD}^T V_{OD} \\ &= C_{UD}^T V'_{OU} - C_{UD}^T \tilde{R}_{UD} \Omega'_{OU} + V'_{UD} \end{aligned} \quad (7.35)$$

$$\Omega'_{OD} = C_{UD}^T \Omega'_{OU} + \Omega'_{UD} \quad (7.36)$$

ただし ,

$$\Omega'_{UD} = [0 \quad \dot{\theta}_f \quad 0]^T \quad (7.37)$$

$$V'_{UD} = \mathbf{O}_{3 \times 1} \quad (7.38)$$

D 座標系で表した前輪フレームに関する速度を Λ'_{OD} とする .

$$\begin{aligned} \Lambda'_{OD} &= \begin{bmatrix} V'_{OD} \\ \Omega'_{OD} \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} C_{UD}^T & -C_{UD}^T \tilde{R}_{UD} \\ 0 & C_{UD}^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V'_{OU} \\ \Omega'_{OU} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{O}_{3 \times 1} \\ \Omega'_{UD} \end{bmatrix} \\ &= \Gamma_{UD}^T \Lambda'_{OU} + \Lambda'_{UD} \end{aligned} \quad (7.39)$$

ただし ,

$$\Gamma_{UD} = \begin{bmatrix} C_{UD} & \mathbf{O}_{3 \times 3} \\ \tilde{R}_{UD} C_{UD} & C_{UD} \end{bmatrix} \quad (7.40)$$

$$\Lambda'_{UD} = \begin{bmatrix} \mathbf{O}_{3 \times 1} \\ \Omega'_{UD} \end{bmatrix} \quad (7.41)$$

ライダ上体の速度

ライダ上体に関する回転行列は , ライダ上体座標系 W から後輪フレーム座標系 A への回転行列 C_{AW} と , ライダ上体座標系 W から慣性座標系 O への回転行列 C_{OW} である .

$$C_{AW} = C_x(\theta_{wx}) \quad (7.42)$$

$$C_{OW} = C_{OA} C_{AW} \quad (7.43)$$

慣性座標系 O から見たライダ上体の重心位置 R_{OW} は , 後輪フレーム座標系 A で表したライダ上体の位置 R_{AW} を用いて以下のように表される .

$$R_{AW} = [0 \quad 0 \quad a_3]^T \quad (7.44)$$

$$R_{OW} = R_{OA} + C_{OA} R_{AW} \quad (7.45)$$

ライダ上体座標系 W で表したライダ上体の重心速度 \mathbf{V}'_{OW} , 回転角速度 $\boldsymbol{\Omega}'_{OW}$ は以下の
ように表される .

$$\begin{aligned}\mathbf{V}'_{OW} &= \mathbf{C}'_{OW} \mathbf{V}_{OW} \\ &= \mathbf{C}'_{AW} \mathbf{V}'_{OW} - \mathbf{C}'_{AW} \tilde{\mathbf{R}}_{AW} \boldsymbol{\Omega}'_{OA} + \mathbf{V}'_{AW}\end{aligned}\quad (7.46)$$

$$\boldsymbol{\Omega}'_{OW} = \mathbf{C}'_{AW} \boldsymbol{\Omega}'_{OW} + \boldsymbol{\Omega}'_{AW}\quad (7.47)$$

ただし ,

$$\boldsymbol{\Omega}'_{AW} = [\dot{\theta}_{wx} \ 0 \ 0]^T\quad (7.48)$$

$$\mathbf{V}'_{AW} = \mathbf{O}_{3 \times 1}\quad (7.49)$$

W 座標系で表したライダ上体に関する速度を $\boldsymbol{\Lambda}'_{OW}$ とする .

$$\begin{aligned}\boldsymbol{\Lambda}'_{OW} &= \begin{bmatrix} \mathbf{V}'_{OW} \\ \boldsymbol{\Omega}'_{OW} \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \mathbf{C}'_{AW} & -\mathbf{C}'_{AW} \tilde{\mathbf{R}}_{AW} \\ 0 & \mathbf{C}'_{AW} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{V}'_{OA} \\ \boldsymbol{\Omega}'_{OA} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{O}_{3 \times 1} \\ \boldsymbol{\Omega}'_{AW} \end{bmatrix} \\ &= \boldsymbol{\Gamma}'_{AW} \boldsymbol{\Lambda}'_{OA} + \boldsymbol{\Lambda}'_{AW}\end{aligned}\quad (7.50)$$

ただし ,

$$\boldsymbol{\Gamma}'_{AW} = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{AW} & \mathbf{O}_{3 \times 3} \\ \tilde{\mathbf{R}}_{AW} \mathbf{C}_{AW} & \mathbf{C}_{AW} \end{bmatrix}\quad (7.51)$$

$$\boldsymbol{\Lambda}'_{AW} = \begin{bmatrix} \mathbf{O}_{3 \times 1} \\ \boldsymbol{\Omega}'_{AW} \end{bmatrix}\quad (7.52)$$

線形化手法

平衡点からの微小変化量を Δ を用いて表し, それ以外の文字は平衡点での値を表す. 下付き添え字 o が付く文字は定数であることを示す.

一般化座標と一般化速度

$$\Delta Q = \left[\Delta R_{OA}^T \quad \Delta \Theta_{OA}^T \quad \Delta \delta \quad \Delta \theta_r \quad \Delta \theta_f \right]^T \quad (7.53)$$

$$\Delta S = \left[\Delta V_{OA}^{rT} \quad \Delta \dot{\Theta}_{OA}^T \quad \Delta \dot{\delta} \quad \Delta \dot{\theta}_r \quad \Delta \dot{\theta}_f \right]^T \quad (7.54)$$

ただし,

$$\Delta R_{OA} = \left[\Delta x_A \quad \Delta y_A \quad \Delta z_A \right]^T \quad (7.55)$$

$$\Delta \Theta_{OA} = \left[\Delta \theta_z \quad \Delta \theta_x \quad \Delta \theta_y \right]^T \quad (7.56)$$

$$\Delta V_{OA}^{rT} = \Delta C_{OA}^T V_{OA}^{rT} + C_{OA}^T \Delta V_{OA}^{rT} \quad (7.57)$$

回転行列

$$\Delta C_{AU} = C_y(\lambda) C_z(\delta) \tilde{D}_z \Delta \delta \quad (7.58)$$

$$\Delta C_{AC} = C_y(\theta_r) \tilde{D}_y \Delta \theta_r \quad (7.59)$$

$$\Delta C_{UD} = C_y(\theta_f) \tilde{D}_y \Delta \theta_f \quad (7.60)$$

$$\Delta C_{AW} = C_x(\theta_{wx}) \tilde{D}_x \Delta \theta_{wx} \quad (7.61)$$

$$\Delta C_{OA} = \tilde{D}_z C_{OA} \Delta \theta_z + C_z(\theta_z) C_x(\theta_x) \tilde{D}_x C_y(\theta_y) \Delta \theta_x + C_{OA} \tilde{D}_y \Delta \theta_y \quad (7.62)$$

$$\Delta C_{OU} = \Delta C_{OA} C_{AU} + C_{OA} \Delta C_{AU} \quad (7.63)$$

$$\Delta C_{OC} = \Delta C_{OA} C_{AC} + C_{OA} \Delta C_{AC} \quad (7.64)$$

$$\Delta C_{OD} = \Delta C_{OU} C_{UD} + C_{OU} \Delta C_{UD} \quad (7.65)$$

$$\Delta C_{OW} = \Delta C_{OA} C_{AW} + C_{OA} \Delta C_{AW} \quad (7.66)$$

各剛体位置

$$\Delta \mathbf{R}_{AHo} = \mathbf{O}_{3 \times 1} \quad (7.67)$$

$$\Delta \mathbf{R}_{UHo} = \mathbf{O}_{3 \times 1} \quad (7.68)$$

$$\Delta \mathbf{R}_{ACo} = \mathbf{O}_{3 \times 1} \quad (7.69)$$

$$\Delta \mathbf{R}_{UDo} = \mathbf{O}_{3 \times 1} \quad (7.70)$$

$$\Delta \mathbf{R}_{AWo} = \mathbf{O}_{3 \times 1} \quad (7.71)$$

$$\Delta \mathbf{R}_{AU} = -\Delta \mathbf{C}_{AU} \mathbf{R}_{UHo} \quad (7.72)$$

$$\Delta \mathbf{R}_{OU} = \Delta \mathbf{R}_{OA} + \Delta \mathbf{C}_{OA} \mathbf{R}_{AU} + \mathbf{C}_{OA} \Delta \mathbf{R}_{AU} \quad (7.73)$$

$$\Delta \mathbf{R}_{OC} = \Delta \mathbf{R}_{OA} + \Delta \mathbf{C}_{OA} \mathbf{R}_{ACo} \quad (7.74)$$

$$\Delta \mathbf{R}_{OD} = \Delta \mathbf{R}_{OU} + \Delta \mathbf{C}_{OU} \mathbf{R}_{UDo} \quad (7.75)$$

$$\Delta \mathbf{R}_{OW} = \Delta \mathbf{R}_{OA} + \Delta \mathbf{C}_{OA} \mathbf{R}_{AWo} \quad (7.76)$$

各剛体の速度

$$\mathbf{\Lambda}'_{OA} = (\mathbf{\Lambda}'_{OA})_{V'_{OAo}} \mathbf{V}'_{OA} + (\mathbf{\Lambda}'_{OA})_{\dot{\theta}_{OA}} \dot{\theta}_{OA} \quad (7.77)$$

$$\mathbf{\Lambda}'_{OU} = (\mathbf{\Lambda}'_{OU})_{\mathbf{\Lambda}'_{OA}} \mathbf{\Lambda}'_{OA} + (\mathbf{\Lambda}'_{AU})_{\dot{\delta}_o} \dot{\delta}_o \quad (7.78)$$

$$\mathbf{\Lambda}'_{OC} = (\mathbf{\Lambda}'_{OC})_{\mathbf{\Lambda}'_{OA}} \mathbf{\Lambda}'_{OA} + (\mathbf{\Lambda}'_{AC})_{\dot{\theta}_{ro}} \dot{\theta}_{ro} \quad (7.79)$$

$$\mathbf{\Lambda}'_{OD} = (\mathbf{\Lambda}'_{OD})_{\mathbf{\Lambda}'_{OU}} \mathbf{\Lambda}'_{OU} + (\mathbf{\Lambda}'_{UD})_{\dot{\theta}_{fo}} \dot{\theta}_{fo} \quad (7.80)$$

$$\mathbf{\Lambda}'_{OW} = (\mathbf{\Lambda}'_{OW})_{\mathbf{\Lambda}'_{OA}} \mathbf{\Lambda}'_{OA} + (\mathbf{\Lambda}'_{AW})_{\dot{\theta}_{wxo}} \dot{\theta}_{wxo} \quad (7.81)$$

参考文献

- 1) 交通手段としての二輪車の特徴 (社)日本自動車工業会 JAMA ,
http://www.jama.or.jp/motorcycle/living/02_02.html .
- 2) 求められる二輪車駐車場整備 , JAMA レポート , No.108 ,(社)日本自動車工業会 JAMA , 2009 ,
<http://www.jama.or.jp/lib/jamareport/108/01.html> .
- 3) その自転車の乗り方では事故になります , イタルダ・インフォメーション , No. 78 ,
交通事故総合分析センター , 2009 .
- 4) 二輪車の死亡事故統計 , 警視庁交通総務課二輪車交通安全対策係 , 2009 ,
<http://www.keishicho.metro.tokyo.jp/anzen/sub2.htm> .
- 5) 検証シリーズセーフティーライディングをめざして-二輪車事故と特性- , 交通安全視
聴覚ライブラリー , 神奈川県安全防災局交通安全対策課 .
- 6) 産経新聞「警察官がバイクで事故 , 歩行者 2 人重傷」 , 2009 年 1 月 6 日 ,
<http://sankei.jp.msn.com/affairs/disaster/090106/dst0901060029000-n1.htm>
- 7) 産経新聞「俳優の江口洋介さん , バイクで転倒し重傷 , 自転車避けようと」 , 2009 年
6 月 11 日 ,
<http://sankei.jp.msn.com/affairs/disaster/090611/dst0906111212002-n1.htm>
- 8) 産経新聞「停車中のトラックに衝突したバイクの男性重体」 , 2009 年 10 月 21 日 ,
<http://sankei.jp.msn.com/region/kanto/saitama/091021/stm0910212100024-n1.htm>
- 9) レスpons自動車ニュース「バイク転倒 , 後続トラックにはねられ死亡」 , 2009 年
12 月 10 日 ,
<http://response.jp/article/2009/12/10/133620.html>
- 10) 四輪車との相互理解が二輪車事故防止のカギ (社)日本自動車工業会 JAMA ,
http://www.jama.or.jp/motorcycle/living/06_02.html .
- 11) 自動車技術ハンドブック - <第 1 分冊> 基礎・理論編 , pp. 308-309 (社)自動車技
術会 , 2004 .
- 12) E. Dohring, Steering Wobble in Single-tracked Vehicles, A.T.Z., Vol. 58, No. 10, pp.
282-286, 1956.

- 13) 近藤政市, 長岡章, 吉村文雄, 2 輪車の安定性に関する理論的研究, 会誌「自動車技術」, Vol. 17, No. 1, pp. 8-18, 1963.
- 14) 傅啓泰, 定常円旋回における二輪車の基本特性, 日本機械学会論文集, Vol. 31, pp. 1305-1314, 1965.
- 15) R. S. Sharp, The Stability and Control of Motorcycles, Journal Mechanical Engineering Science, Vol. 13, No. 5, pp. 316-329, 1971.
- 16) R. S. Sharp, C. J. Alstead, The Influence of Frame Flexibility on the Lateral Stability of Motorcycles, Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 16, No. 2, pp. 117-120, 1974.
- 17) C. Koenen, and H. B. Pacejka, Vibrational Modes of Motorcycles in Curves, Proceeding of the International Motorcycle Safety Conference, Vol. , pp. 504-543, 1980.
- 18) P. J. Spierings, The Effects of Lateral Front Fork Flexibility on the Vibrational Modes of Straight-running Single Track Vehicles, Vehicle System Dynamics, Vol. 10, pp. 21-35, 1981.
- 19) R. S. Sharp, C. J. Alstead, The Influence of Structural Flexibilities on the Straight-running Stability of Motorcycles, Vol. 9, No. 6, pp. 327-357, 1980.
- 20) 青木章, 西見智雄, 岡山巧, 片山硬, フレーム剛性が二輪車の直進安定性に及ぼす影響の解析, 日本機械学会論文集, C 編, Vol. 64, No. 625, pp. 3555-3562, 1998.
- 21) 青木章, 西見智雄, 岡山巧, 片山硬, 二輪車タイヤの操舵動特性, 自動車研究, Vol. 2, No. 6, pp. 167-171, 1980.
- 22) 片山硬, 西見智雄, 青木章, ライダの振動特性の測定, 自動車技術会論文集, No. 35, pp. 147-153, 1987.
- 23) C. Koenen, and H. B. Pacejka, The Influence of Frame Elasticity and Simple Rider Body Dynamics on Free Vibrations of Motorcycles in Curves, Vehicle System Dynamics, Vol. 10, No. 2&3, pp. 70-73, 1981.
- 24) LMS DADS, <http://www.lmsjapan.com/DADS>.
- 25) 汎用機構解析ソフトウェア Adams 製品概要, <http://www.mscsoftware.co.jp/products/adams/>.
- 26) E. J. ハウダ, コンピュータを利用した機構解析の基本 DADS 理論マニュアル, 大河出版, 1996.

- 27) DADS 8.0 リファレンスマニュアル (株)サイバネットシステム, 1997 .
- 28) W. W. Hooker, Equation of motion for interconnected rigid and elastic bodies: A derivation independent of angular momentum, *Celestial Mechanics and Dynamical Astronomy*, Vol. 11, No. 3, pp. 337-359, 1975.
- 29) 今泉博英, 藤岡健彦, 機構解析言語による二輪車-ライダー系の運動特性に関する研究 - フレーム剛性, タイヤ特性がウィーブに与える影響, *自動車技術会論文集*, Vol. 28, No. 3, pp. 131-136, 1997 .
- 30) 鎌田豊, A. A. Muliawan, 西村秀和, 計算機支援機構解析による二輪車のモデリングと制御, *自動車技術会春季学術講演会前刷集*, No. 69-01, pp. 9-12, 2001 .
- 31) 鎌田豊, 西村秀和, 計算機支援機構解析による二輪車のモデル同定と前輪操舵制御, *日本機械学会論文集*, C編, Vol. 69, No. 681, pp. 1309-1316, 2003 .
- 32) Yu. Kamata, H. Nishimura, System Identification and Attitude Control of Motorcycle by Computer-aided Dynamics Analysis, *JSAE Review*, Vol. 24, No. 4, pp. 411-416, 2003.
- 33) 足立修一, *MATLAB による制御のためのシステム同定*, 東京電機大学出版, pp. 138-151, 1996 .
- 34) 鎌田豊, 西村秀和, 飯田英邦, 二輪車のシステム同定と前輪操舵制御, *日本機械学会論文集*, C編, Vol. 69, No. 688, pp. 3191-3197, 2003 .
- 35) V. Cossalter, R. Lot, A Motorcycle Multi-Body Model for Real Time Simulations Based on the Natural Coordinates Approach, Vol. 37, No. 6, pp. 423-447, 2002.
- 36) 井口雅一, 2 輪車の運動力学 (1)-線形理論による基本特性の解析-, *機械の研究*, Vol. 14, No. 7, pp. 890-894, 1962 .
- 37) 井口雅一, 2 輪車の運動力学 (2)-線形理論による基本特性の解析-, *機械の研究*, Vol. 14, No. 8, pp. 1009-1017, 1962 .
- 38) 井口雅一, *人間-機械系: 人による機械の制御*, 共立出版, 1970 .
- 39) 近藤政市, 自動車の操舵と運動間に存在する基礎的關係について, *自動車技術会論文集*, No. 5, pp. 40-43, 1958 .
- 40) T. Katayama, A. Aoki, and T. Nishimi, Control Behaviour of Motorcycle Riders, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 17, pp. 211-229, 1988.

- 41) 片山硬, 西見智雄, 岡山巧, 青木章, 二輪車ライダーの操縦動作シミュレーションモデル, 自動車技術会論文集, Vol. 28, No. 3, pp. 137-142, 1997.
- 42) J. F. Lenkeit, A servo rider for the automatic and remote path control of a motorcycle, SAE Paper, No. 9513039, pp. 1-6, 1995.
- 43) 宮岸俊一, 景山一郎, 高間広平, 馬場雅之, 内山一, 二輪車を操縦するライダーロボットに関する研究, 交通・物流部門大会講演論文集, No. 01-36, pp. 125-128, 2001.
- 44) 高間広平, 景山一郎, 宮岸俊一, 馬場雅之, 内山一, 二輪車を操縦するロボットの構築に関する研究, 日本機械学会関東支部第8期総会講演論文集, pp. 155-156, 2002.
- 45) 吉本堅一, 予測を含む操だモデルによる人間自動車系のシミュレーション, 日本機械学会誌, Vol. 71, No. 596, pp. 1181-1186, 1968.
- 46) 安部正人, 自動車の運動と制御 [第二版], 山海堂, pp. 209-226, 1992.
- 47) D. Suharto, F. R. Sosrohadi, and M. Widodo, Simulation Test of Anti-lock Braking System for Motorcycle, SAE Paper, No. 871188, 1988.
- 48) J. W. Zellner, T. Tsuchida and B. K. Keschull, Influence of Antilock Brakes on Motorcycle in Turn, SAE Paper, No. 891773, 1989.
- 49) 引地東一郎, 加藤幹夫, 二輪車用 ABS の研究について, 自動車技術, Vol. 46, No. 12, pp. 47-53, 1992.
- 50) M. Kato, T. Matsuto, K. Tanaka, H. Ishihara, T. Hayashi, W. Hosoda, Combination of Antilock Brake System (ABS) and Combined Brake System (CBS) for Motorcycles, SAE Paper, No. 960960, 1996.
- 51) M. Tuttle, One track mind, Rider Magazine, July, Vol. 28, No. 7, p. 8, 2001.
- 52) E. Herb, H. Krusche, E. Schwartz, H. Wallentowitz, Stability-Control and Traction-Control At Four-Wheel-Drive Cars, SAE Paper, No. 885007, 1988.
- 53) 田中忠夫, 磯田桂司, トラクションコントロールシステム, 日本機械学会論文集, C編, Vol. 57, No. 534, pp. 614-618, 1991.
- 54) P. Kachroo and M. Tomizuka, An adaptive sliding mode vehicle traction controller design, in Proceedings of the IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics, vol. 1, pp. 777-782, 1995.

- 55) 鶴岡慶雅, 豊田靖, 堀洋一, 電気自動車のトラクションコントロールに関する基礎研究, 電気学会論文誌, D, Vol. 118, No. 1, pp. 45-50, 1998.
- 56) P. Cardinale, C. D'Angelo, and M. Conti, Traction Control System for Motorcycles, EURASIP Journal on Embedded Systems, Vol. 2009, No. 161373, pp. 1-10, 2009.
- 57) BMW Announces Motorcycle Automatic Stability Control System,
<http://www.webbikeworld.com/BMW-motorcycles/stability-control/>.
- 58) 井口雅一, 前後輪操舵 2 輪車の操安性についての研究, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.851, pp.139-144, 1985.
- 59) 引地東一郎, 二輪車の後輪自己操舵による高速安定性向上に関する研究 - 直進走行におけるウィーブの減衰効果 -, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.942, pp.37-40, 1994.
- 60) 西村秀和, 後輪操舵による 2 輪車の姿勢安定化制御, 日本機会学会講演論文集, NO. 97-31, pp. 362-365, 1997.
- 61) K. Forsberg, and H. Mooz, The Relationship of System Engineering to the Project Cycle, Proceedings of the National Council for Systems Engineering, (NCOSE) Conference, pp. 57-65, 1991.
- 62) K. Forsberg, and H. Mooz, Application of the Vee to Incremental and Evolutionary Development, Proceedings of the National Council for Systems Engineering (NCOSE) Conference, pp. 801-808, 1995.
- 63) H. Mooz, and K. Forsberg, Visualizing System Engineering and Project Management as an Integrated Process, Proceedings of the International Council for Systems Engineering (INCOSE) Conference, pp. 569-576, 1997.
- 64) H. Mooz, and K. Forsberg, A Visual Explanation of Development Methods and Strategies Including the Waterfall, Spiral, Vee, Vee+, Vee++ Models, Proceedings of the International Council for Systems Engineering (INCOSE) Conference, pp. 1-8, 2001.
- 65) K. Forsberg, H. Mooz, and H. Cotterman, Visualizing Project Management, Third Edition, J. Wiley & Sons, Inc., 2005.
- 66) L. Balmelli, 汎用グラフィカルモデリング言語「SysML」パート 1, 2006,
<http://www.atmarkit.co.jp/im/carc/serial/redge49/redge49a.html>.

- 67) OMG SysML Specification, 2006,
<http://www.omg.org/docs/ptc/06-05-04.pdf>.
- 68) SysML, OMG Information in Japanese, 2009,
<http://www.object-report.jp/omginfo/technology/sysml/>.
- 69) S. Friedenthal, A. Moore, and R. Steiner, A Practical Guide to SysML: The Systems Modeling Language, Elsevier Inc., 2008.
- 70) L. Balmelli, D. Brown, M. Cantor, and M. Mott, Model-driven systems development, IBM Systems Journal, Vol. 45, No. 3, pp. 569-585, 2006.
- 71) L. Balmelli, An Overview of the Systems Modeling Language for Products and Systems Development, Journal of Object Technology, Vol. 6, No. 6, pp. 149-177, 2007.
- 72) A. A. Shabana, Computational Dynamics, John Wiley & Sons, 2001.
- 73) 田島洋, マルチボディダイナミクスの基礎-3次元運動方程式の立て方, 東京電機大学出版局, 2006.
- 74) 徳永裕之, 清水康夫, 電動パワーステアリング装置, 公開特許公報(A), 特開平 11-48999, 本田技研工業株式会社, 1999,
<http://www.patentjp.com/11/I/I100003/DA10080.html>.
- 75) 宮一普, 佐竹敏英, 栗重正彦, 井上知之, 大須賀美恵子, 堤和道, 電動パワーステアリングの安全性評価, 電子情報通信学会技術研究報告, Vol. 102, No. 279, pp. 13-16, 2002.
- 76) 電子制御式ギヤ比可変機構一体式ラック同軸電動パワーステアリングの開発~レクサスLSに搭載~, 2007,
<http://www.jtekt.co.jp/company/news/20070305.html>.
- 77) 田代勉, 細江繁幸, 車両横運動特性を改善する駆動力及び電動パワーステアリング制御の設計手法, 日本機械学会論文集, C編, Vol. 73, No. 728, pp. 1110-1118, 2007.
- 78) 荒井, 西村秀和, 久保田正博, 毛利宏, 電動パワーステアリングのゲインスケジュールド制御, 第10回「振動と運動の制御」シンポジウム(MoViC2007)講演論文集, pp. 43-48, 2007.
- 79) 山本敬一, 西村秀和, アクティブスタビライザと電動パワーステアリングの分散制御による操縦安定性の評価, 日本機械学会, Dynamics and Design Conference 2009 CD-ROM 論文集, No. 09-23, 654.pdf, pp. 1-6, 2009.

- 80) 独習 UML , 第 3 版 , 株式会社テクノロジックアート (著) , 翔泳社出版 , 2005 .
- 81) H. B. Pacejka, Tyre and Vehicle Dynamics, pp. 517-540, Butterworth Heinemann, 2006.
- 82) 景山一郎 , 向後明彦 , 二輪車のハンドル系における人間の要素 , 日本機械学会論文集 , C 編 , Vol. 50, No. 458, pp.2037-2045, 1984.
- 83) 二輪車の運動特性とそれを取りまく環境 , 技術報告シリーズ 25 , 二輪車の運動特性専門委員会編 , 自動車技術会 , 1999 .
- 84) Y. Hori, Future Vehicle Driven by Electricity and Control -Research on 4 Wheel Motored QUOT March HIO-, Proceedings of AMC 2002, pp. 1-14, 2002.
- 85) 朱紹鵬 , 西村秀和 , 岩松俊介 , 田島洋 , マルチボディダイナミクス理論による二輪自動車の運動解析 , 日本機械学会論文集 , C 編 , Vol. 73 , No. 728 , pp. 1067-1074 , 2007 .
- 86) S. Zhu, H. Nishimura, S. Iwamatsu, H. Tajima, Dynamical Analysis of Motorcycle by Multibody Dynamics Approach, Vol. 2, pp. 703-714, 2008.
- 87) 二輪自動車 操だ過渡応答試験方法 , JASO 規格 [T] 二輪自動車 , No. t012-05 , 2005 .
- 88) 久保田哲也 , 坂本守行 , 吉武 秀人 , 機構解析言語による二輪車の旋回特性の解析 , 自動車技術会論文集 , Vol. 38, No. 2, pp. 31-35 , 2007 .
- 89) 二輪自動車 定常円旋回試験方法 , JASO 規格 [T] 二輪自動車 , No. t011-07 , 2007 .
- 90) 和歌山利宏 , ライダーのためのバイク基礎工学 , グランプリ出版 , 1992 .
- 91) T. Totani, H. Nishimura: Final-State Control Using Compensation Input, Transactions of the Society of Instrument and Control Engineers, Vol. 30, No. 3, pp. 253-260, 1994.
- 92) 二輪自動車 レーンチェンジ試験方法, JASO 規格 [T] 二輪自動車 , No. t013-07 , 2007 .
- 93) 野波健蔵 , 西村秀和 , 平田光男 , Matlab による制御理論の基礎 , pp. 136-141 , 東京電機大学出版局 , 1998 .
- 94) 野波健蔵 , 西村秀和 , 平田光男 , Matlab による制御系設計 , pp. 103-139 , 東京電機大学出版局 , 1998 .
- 95) 木村英紀 , 現代制御シリーズ 10 - H 制御 , コロナ社 , 2000 .

- 96) 吉田和夫, 野波健蔵, 小池裕二, 横山誠, 西村秀和, 平田光男, 大川一也, 高橋正樹, 藤井飛光, 運動と振動の制御の最前線, pp. 79-83, 共立出版, 2007.
- 97) 江守一郎, 自動車事故工学 - 事故再現の手法 (新版), 技術書院, 1993.

研究業績

学術雑誌掲載論文

1. 朱紹鵬, 西村秀和, 二輪自動車の姿勢安定化制御システム (低速定常円旋回時の前輪操舵アシスト制御), 日本機械学会論文集, C 編, 75 巻, No.753, pp.1336-1345, (2009)
2. 朱紹鵬, 西村秀和, 岩松俊介, 田島洋, マルチボディダイナミクス理論による二輪自動車の運動解析, 日本機械学会論文集, C 編, 73 巻, No.728, pp.1067-1074 (2007)
- 2'. **Shaopeng Zhu**, Hidekazu Nishimura, Shunsuke Iwamatsu, Hiroshi Tajima, Dynamical Analysis of Motorcycle by Multibody Dynamics Approach, Journal of System Design and Dynamics, Special Issue on Nonlinear Dynamics in Mechanical Systems, Vol.2, No. 3, pp. 703-714, (2008)

国際会議論文 (査読付きの full-length papers)

1. **Shaopeng Zhu**, Hidekazu Nishimura, Laurent Balmelli, System Integration of Motorcycle Driving Stability Control Using SysML, 3rd Asia-Pacific Conference on Systems Engineering, Proceedings, ID813_manuscript.pdf, pp. 1-10, 2009-7

その他の国際会議発表

1. Shunsuke Iwamatsu, Hidekazu Nishimura, **Shaopeng Zhu**, Hiroshi Tajima, Stability and Controllability Analysis of A Motorcycle, 2007 ASME International Design Engineering Technical Conferences, Proceedings of IDETC/CIE 2007, DETC2007-35038.pdf, pp. 1-10, 2007-9
2. Hidekazu Nishimura, **Shaopeng Zhu**, Shunsuke Iwamatsu, Hiroshi Tajima, Control of A Motorcycle and Its Multibody Dynamics Analysis, FISITA 2006 World Automotive Congress, F2006V214.pdf, pp. 1-11, 2006-10
3. **Shaopeng Zhu**, Hidekazu Nishimura, Shunsuke Iwamatsu, Hiroshi Tajima, Modeling for Motorcycles Control by Using Multi-Body Dynamics, The third Asian Conference on Multibody Dynamics 2006, Proceedings of The Third Asian Conference on Multibody Dynamics 2006, 707.pdf, pp. 1-6, 2006-8

国内会議など発表

1. 三上佳彦, 朱紹鵬, 高橋正樹, 西村秀和, 久保田正博, 先行車への追従性能と燃料消費の抑制を考慮した車間距離制御, 第11回「運動と振動の制御」(MoViC2009), A10, 福岡 (2009-09-02)
2. 朱紹鵬, 西村秀和, ライダによる最適な操縦と危険回避のためのアシスト制御, 日本機械学会, Dynamics and Design Conference 2009, 2009-8
3. 朱紹鵬, 西村秀和, 二輪自動車のコーナリング特性解析と走行安定化制御, 自動車技術会, 2009年春季大会, 学術講演会前刷集 No. 65-09, pp. 7-10, 2009-5
4. 朱紹鵬, 西村秀和, 二輪自動車の姿勢安定化制御システム, 日本機械学会, Dynamics and Design Conference 2008, 543.pdf, pp. 1-6, 2008-9
5. 西村秀和, 朱紹鵬, 岩松俊介, 田島洋, 二輪自動車のモデリングとレーンチェンジのための運動制御, 自動車技術会シンポジウム「二輪車の運動特性と安全に関する最新動向 - 理論・データ・技術開発 - 」, No. 20-07, pp.10-14, 2008-3
6. 朱紹鵬, 西村秀和, 岩松俊介, 田島洋, ライダ-二輪自動車のモデリングとレーンチェンジの最適運動制御, 第50回自動制御連合講演会, 427.pdf, pp. 1-6, 2007-11
7. 岩松俊介, 西村秀和, 朱紹鵬, 田島洋, 二輪自動車のモデル線形化と運動制御, 第10回「運動と振動の制御」シンポジウム, 講演論文集, No. 10, pp. 186-191, 2007-8
8. 朱紹鵬, 西村秀和, 岩松俊介, 田島洋, 二輪自動車のモデリングと運動制御, 自動車技術会, 2007年春季大会, 学術講演会前刷集 No. 71-07, pp. 19-22, 2007-5
9. 朱紹鵬, 西村秀和, 岩松俊介, 田島洋, マルチボディダイナミクス理論による自動二輪車の運動解析(タイヤの断面形状および前後方向の滑りの考慮), 自動車技術会, 2006年春季大会, 学術講演会前刷集 No. 61-06, pp. 17-20, 2006-5
10. 朱紹鵬, 西村秀和, 岩松俊介, 田島洋, マルチボディダイナミクスによる自動二輪車の制御用LPVモデルの構築, 第48回自動制御連合講演会, 194.pdf, pp. 1-6, 2005-11
11. 朱紹鵬, 西村秀和, 田島洋, マルチボディダイナミクス理論による二輪車の運動解析, 自動車技術会, 2005年春季大会, 学術講演会前刷集 No. 82-05, pp. 1-4, 2005-5

謝辞

本論文は著者が慶應義塾大学大学院システムデザイン・マネジメント研究科の西村秀和先生のご指導のもとで行った研究をまとめたものである。

西村秀和先生には、千葉大学で研究生として研究をはじめてからの6年にわたり、研究課題のみならず、研究に取り組む姿勢といった部分まで、日常頃から熱心で厳しいご指導、ご鞭撻を賜りました。研究というものを教え、研究で壁にぶつかるときに、いつも叱咤激励を頂きました。また、研究以外の様々な面でご指導を受け賜りました。6年前に研究がまったくわからなかった私を研究者の道にお導きくださりました西村秀和先生に心より感謝を申し上げます。

本論文を審査するにあたり、多くの適切なご助言、ご指摘を賜りました、慶應義塾大学大学院システムデザイン・マネジメント研究科 狼嘉彰先生、小木哲郎先生、慶應義塾大学理工学部 高橋正樹先生に深く御礼を申し上げます。

本研究で制御システムの概念設計に用いたシステムモデリング言語 SysML のご指導を受け賜りました、IBM Corporation の Laurent Balmelli 先生（慶應義塾大学大学院システムデザイン・マネジメント研究科 特別招聘教授）に深く感謝いたします。千葉大学在籍中に二輪自動車の力学モデルの構築に用いたマルチボディダイナミクス理論のご指導を受け賜りました、東京大学生産技術研究所の田島洋先生に深く感謝いたします。研究を進めるにあたり、千葉大学在籍中に多大なご支援、ご協力を頂きました、鎌田豊氏、岩松俊介氏に感謝いたします。また、二輪自動車の走行に関するアンケートをはじめ、様々な面でご協力を頂きました、慶應義塾大学大学院システムデザイン・マネジメント研究科の皆様へ感謝いたします。

最後に、本研究の一部は文部科学省グローバル COE プログラム「環境共生・安全システムデザインの先導拠点」に依るものであることを記し、謝意を申し上げます。

付 図

1.1	Death rate in different transportation means	2
1.2	Other parties involved in motorcycle accidents (2007)	3
1.3	Dual Vee Model	8
1.4	Entity Vee of system-level design for motorcycle driving stability control system	9
1.5	SysML diagram classification	10
2.1	Rider’s dangerous experiences classified on the basis of questionnaire research	15
2.2	Other parties involved in motorcycle accidents (2007)	16
2.3	As-is To-be analysis of driving stability control for preventing overturning accidents	17
2.4	Model-Driven Systems Development Approach	19
2.5	Use case diagram	21
2.6	Sequence diagram for realizing ” <i>Front-steering Assist Control</i> ” use case . .	23
2.7	Sequence diagram for realizing ” <i>Manually Stopped</i> ” use case	24
2.8	Integration of the FACS with the external actors using interfaces at context level	25
2.9	Hierarchical decomposition of use cases from context level to analysis level 1	26
2.10	Sequence diagram for realizing ” <i>Detect Roll Rate</i> ” use case	27
2.11	Sequence diagram for realizing ” <i>Stabilize Motorcycle</i> ” use case	28
2.12	Sequence diagram for realizing ” <i>Stop System</i> ” use case	29
2.13	Functional architecture of FACS at analysis level 1	30
2.14	Hierarchical decomposition of use cases from context level to analysis level 2	31
2.15	Constraints on the FACS controller design for control performance assessment	32
3.1	Nonlinear dynamical model of rider-motorcycle system	36
3.2	Tire model	38
3.3	Friction coefficient and slip rate	41
3.4	Steering and roll angles of dynamical motorcycle model without consideration of tire cross-sectional shape	50
3.5	Steering and roll angles of dynamical motorcycle model in consideration of tire cross-sectional shape	51
3.6	Steering and roll angles of motorcycle model constructed by dynamic mechanical analysis software in consideration of tire cross-sectional shape . . .	52
3.7	Comparison between slip condition and nonslip condition ($v=8.3$ m/s) . . .	53
3.8	Friction circle of front wheel and rear wheel ($v=8.3$ m/s, $\mu_{max}=0.27$) . . .	54

3.9	Friction circle of front wheel and rear wheel ($v=8.3$ m/s, $\mu_{max}=0.5$)	55
3.10	Slalom course	56
3.11	Experimental results of slalom running	57
3.12	Closed-loop control system for slalom running simulation	58
3.13	Lean torque input	58
3.14	Comparison between simulation results and experimental results	59
3.15	Closed-loop control system for steady-state circular turning	60
3.16	Simulation results of steady-state circular turning at 30 km/h	61
3.17	Optimal lane change using rider's steering and lean torques (pp. 65-68)	68
3.18	Experimental results of lane change ⁹²⁾ 出典:二輪自動車 レーンチェンジ試験方法, JASO 規格, No. t013-07, 2007	69
3.19	Closed-loop system including rider driving model and nonlinear dynamical model of rider-motorcycle system	70
3.20	Simulation results of unskilled rider's driving and skilled rider's driving against disturbance in lane change (pp. 71-73)	73
4.1	Controller design approach on the basis of dynamical model	77
4.2	Eigenvalue locus of linearized steady-state straight running model at ve- locities from 15 to 60 km/h	83
4.3	Eigenvalue locus of linearized steady-state circular turning model at veloc- ities from 15 to 60 km/h	85
4.4	Frequency responses of full-order linearized steady-state straight running model at 30 km/h	86
4.5	Frequency responses of linearized steady-state straight running model at 30 km/h (pp. 87-88)	88
4.6	Frequency responses of full-order linearized steady-state circular turning model at 30 km/h	89
4.7	Frequency responses of linearized steady-state circular turning model at 30 km/h (pp. 91-92)	92
4.8	Frequency responses of reduced-order model in steady-state straight run- ning at 30 km/h	95
4.9	Frequency responses of reduced-order model in steady-state circular turning at 30 km/h	96
4.10	Feedback control system	98
4.11	Generalized plant for H_∞ control design	98
4.12	Frequency weighting functions of H_∞ controller designed for steady-state straight running at 30 km/h	99

4.13	Bode diagram of H_∞ controller designed for steady-state straight running at 30 km/h	100
4.14	Bode diagram of H_∞ controller designed for steady-state straight running at 15 km/h	101
4.15	Bode diagram of H_∞ controller designed for steady-state straight running at 60 km/h	102
4.16	Frequency weighting functions of controller designed for steady-state circular turning at 30 km/h	103
4.17	Bode diagram of H_∞ controller designed for steady-state circular turning at 30 km/h	104
4.18	Discrete time closed-loop system for simulation	106
4.19	Closed-loop system for control experiment	106
4.20	Steering torque disturbance	107
4.21	Verification of H_∞ controller designed for steady-state straight running at 30 km/h using 8th-order model	108
4.22	Verification of H_∞ controller designed for steady-state circular turning at 30 km/h using 12th-order model	109
5.1	Steering torque disturbance	112
5.2	Simulation results with front-steering assist control and without assist control in steady-state straight running at 30 km/h (pp. 113-115)	115
5.3	Simulation results with front-steering assist control and without assist control in steady-state straight running at 15 km/h (pp. 116-118)	118
5.4	Simulation results with front-steering assist control and without assist control in steady-state circular turning at 30 km/h (pp. 119-122)	122
5.5	Simulation results using designed controller for 30 km/h in steady-state circular turning at 40 km/h (pp. 123-125)	125
5.6	Robustness of front-steering assist control for 30 % reduction of rotational spring stiffness and damping coefficient of rider's upper torso	126
5.7	Steering torque disturbance	127
5.8	Steering and lean torques in lane change	128
5.9	Simulation results of front-steering assist control against disturbance in lane change	129
5.10	Robustness of front-steering assist control for 30 % variation of rider's upper torso mass	130
5.11	Closed-loop system including rider driving model, nonlinear dynamical model of rider-motorcycle system and designed H_∞ controller	131

5.12	Simulation results of front-steering assist control for unskilled rider B in lane change (pp. 132-135)	135
5.13	Simulation results of front-steering assist control for unskilled rider C in lane change (pp. 136-139)	139
6.1	Use case diagram	142
6.2	Sequence diagram for realizing "Integrated Driving Stability Control" use case	144
6.3	Sequence diagram for realizing "Manually Stopped" use case	145
6.4	Integration of the IDSCS with the external actors using interfaces at context level	146
6.5	Use cases hierarchically-decomposed to analysis level 1	147
6.6	Sequence diagram for realizing "Sense State" use case	148
6.7	Sequence diagram for realizing "Optimal Stability Control" use case	149
6.8	Functional architecture of IDSCS at analysis level 1	150

付 表

3.1	Specifications of rider-motorcycle system	37
3.2	Specifications of tire elements	39
3.3	Parameters of steady-state circular turning simulations(the radius of 30 m, velocities from 15 to 60 km/h)	62
3.4	Parameters of rider driving model	70
3.5	Comparison with other studies about models	75
4.1	Equilibrium points in steady-state straight running at velocities from 15 km/h to 60 km/h	79
4.2	Equilibrium points in steady-state circular turning at velocities from 15 km/h to 60 km/h	80
4.3	Eigenvalues of linearized model in steady-state straight running at velocities from 15 km/h to 60 km/h	82
4.4	Eigenvalues of linearized model in steady-state circular turning at velocities from 15 km/h to 60 km/h	84
4.5	Modes of reduced-order model for controller design in steady-state straight running at velocities from 15 km/h to 60 km/h	93
4.6	Modes of reduced-order model for controller design in steady-state circular turning at velocities from 15 km/h to 60 km/h	94