

博士學位論文

二輪自動車の制動時における  
ライダーアシスト制御システム設計

Design of a Rider Assist Control System for Motorcycles during Braking

2012 年度

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

村上 晋太郎



# 要 旨

本論文では、二輪自動車の制動時に、何らかの横力を受けて車体が転倒に至る場合と、過大な制動力が原因で後輪の浮き上がりが生じる場合に対して、ライダーの操縦をアシストするための制御システム設計を行うことを目的としている。二輪自動車の制動中には、小石への乗り上げや車輪のスリップなどによって、前輪に横滑りが発生したときに転倒が起こりやすい。また、過大な制動力によって後輪の浮き上がりが生じた場合には、車体が不安定となって転倒に至る危険性がある。これらの問題に対し、前者は前輪操舵アシスト制御により、後者はコンバインドブレーキアシスト制御により、二輪自動車の安定化を図っている。

本論文は6章からなり、1章では研究の背景と目的について述べている。

2章では、まず、制動時におけるライダーアシスト制御システムの機能要求分析に基づく概念設計を行い、検証項目を明確にしている。システムモデルの記述方法の一つである SysML (Systems Modeling Language)を用いて、設計対象とするシステムの機能分析を行い、ライダーアシスト制御システムが、操舵をアシストするための「前輪操舵アシスト制御」と、急制動時のブレーキをアシストするための「コンバインドブレーキアシスト制御」の2つの制御機能を備える必要のあることを明らかにする。次に、前輪操舵アシスト制御システムの設計に用いるため、13の運動学的自由度を持つライダー二輪自動車系の非線形力学モデルの構築を行っている。

3章では、制動時の二輪自動車の運動解析を行なっている。減速度を一定とした制動中の状態を平衡点として、その近傍で線形化状態空間モデルを導出する。得られた線形化状態空間モデルに固有値解析と周波数応答解析を施し、各モードの特徴を示すとともに、前輪操舵アシスト制御システムの設計に必要な低次元化モデルの導出を行う。

4章では、導出された低次元化モデルに対して、 $H_{\infty}$ 制御理論を適用して前輪操舵アシスト制御システムの設計を行っている。そして、機能要求分析時に導かれたテストケースに基づく検証を行い、制動中の転倒を防止できることを確認している。

5章では、急制動中の力学モデルの妥当性確認を行い、コンバインドブレーキアシスト制御システムを設計している。まず試験車両に基づいてリアサスペンションの機構解析を行い、力学モデルのパラメータ同定を行う。そしてシミュレーション結果と二輪自動車の実車制動試験結果との比較を行ってその整合性を示し、力学モデルの妥当性を確認する。その上で、後輪の浮き上がり現象を防止するためのコンバインドブレーキアシスト制御システムを設計している。テストケースに基づくシミュレーションにより、後輪の浮き上がり現象を防止できることを示している。

最後に、6章において本論文の結論を述べる。

# Abstract

When lateral force is given to a motorcycle by the slip of its wheel and running over the pebbles on the road surface, overturning accident may occur. Further, excessive braking may causes a large pitching motion and the rear wheel lifting. When the rear lifting has happened, there is a risk of overturning accident since the motorcycle can be unstable. The purpose of this thesis is to design a rider assist control system for the case of overturning caused by lateral forces given to the wheels, and for the case of rear wheel lifting caused by excessive braking.

This thesis consists of six chapters. In chapter 1, the background and the purpose of the study is described.

In Chapter 2, the concept design of the rider assist control system is carried out by using SysML (Systems Modelling Language). Two functions, “front-steering assist control” and “combined brake assist control”, are obtained by functional analysis. These are used as test cases to validate the rider assist control system. Then 13 degrees-of-freedom model is derived to verify the system with the test case.

In Chapter 3, the nonlinear model is linearized around an equilibrium point of quasi-steady state straight running with constant deceleration. From the viewpoints of eigenvalues and frequency responses, the linearized model is analyzed and a reduced-order model is obtained to design the front-steering assist control system.

In Chapter 4, the front-steering assist control system is designed by using the  $H_\infty$  control theory. By carrying out simulations, the designed controller is verified when the front wheel overcomes a pebble on the road based on the test case derived from functional requirement analysis utilizing SysML. For this verification, the nonlinear state-space model derived in Section 2 is used. Robustness of the controller is verified. It is confirmed for the case when the brake is applied during braking, and it is demonstrated that the control system can prevent the overturning.

In Chapter 5, the dynamical model is validated based on the experimental results. The rear suspension mechanism of the test vehicle is analyzed and parameters of the rider-motorcycle model are identified. By carrying out simulations, it is demonstrated that the simulation results are consistent with the experimental results, even if the rear wheel lifting is caused by excessive braking torque inputs. Then a combined brake assist control system is designed to prevent the rear wheel lifting. By carrying out simulations, it is shown that the combined brake assist control system can prevent the rear wheel lifting.

Finally, Chapter 6 presents conclusions of this thesis.

# 目次

1. 序 論 .....	1
1.1. 研究の背景 .....	1
1.1.1. 二輪自動車の安全性 .....	1
1.1.2. 従来のライダーアシスト制御システムによる二輪自動車の安全対策 .....	2
1.1.3. 二輪自動車の運動解析に関するこれまでの研究 .....	5
1.2. 二輪自動車の構造によって生じる安全上の問題点 .....	6
1.2.1. 二輪自動車のトレールと走行の安定性 .....	6
1.2.2. 制動時の問題点 .....	8
1.2.3. 制動時における従来のライダーアシスト制御システムの課題 .....	9
1.3. 研究の目的 .....	10
1.4. 本論文の構成 .....	12
2. ライダーアシスト制御システムの概念設計とライダー - 二輪自動車系の力学モデル .....	14
2.1. ライダーアシスト制御システムの概念設計 .....	14
2.1.1. SysML を用いたシステムの概念設計 .....	14
2.1.2. コンテキストレベルでの概念設計 .....	15
2.1.3. ライダーアシスト制御システムの妥当性確認のためのテストケース .....	23
2.1.4. アナリシスレベル 1 での概念設計 .....	25
2.2. ライダー - 二輪自動車系の非線形状態空間モデルとタイヤ力の非線形特性 .....	33
2.2.1. 10 の運動学的自由度を持つライダー - 二輪自動車系の非線形状態空間モデル .....	33
2.2.2. タイヤ力の非線形特性 .....	36
2.3. 定常円旋回時のコーナリング特性 .....	42
2.4. 車体とライダーのピッチング動作を含むライダー - 二輪自動車系の非線形状態空間モデルの導出 .....	48
2.4.1. 13 の運動学的自由度を持つライダー - 二輪自動車系の非線形状態空間モデル .....	48
2.4.2. サスペンションによる作用力 .....	52
2.5. 車体とライダーのピッチング動作を含むライダー - 二輪自動車系の非線形状態空間モデルの妥当性確認 .....	54
2.5.1. コーナリング特性に対するピッチング動作の影響 .....	54
2.5.2. 操舵軸周りの外乱に対する力学モデルの妥当性確認 .....	59
2.5.3. 制動時のピッチング動作 .....	60
2.5.4. 旋回中の制動 .....	64
2.6. まとめ .....	66
3. 二輪自動車の制動時における運動解析 .....	68
3.1. 減速度一定の準定常状態を平衡点とする線形化状態空間モデル .....	68
3.2. 減速度一定の準定常状態での固有値解析 .....	71
3.3. 準定常状態での周波数応答解析と低次元化モデルの導出 .....	84

3.4.	まとめ	90
4.	二輪自動車の制動時に対する前輪操舵アシスト制御システム的设计	91
4.1.	制御系设计	91
4.1.1.	$H_{\infty}$ 制御理論	91
4.1.2.	$H_{\infty}$ 制御系の设计	93
4.2.	直進制動時に外乱を受けた場合に対する前輪操舵アシスト制御システムの妥当性確認 (テストケース 1)	96
4.2.1.	设计のノミナル条件での検証	96
4.2.2.	制動時の準定常状態を平衡点とする制御器と一定速度の定常状態を平衡点とする制御器の性能比較	99
4.2.3.	直進制動時におけるロバスト性の検証	104
4.3.	旋回制動時に外乱を受けた場合に対する前輪操舵アシスト制御システムの妥当性確認 (テストケース 2)	112
4.4.	旋回制動時に滑りやすい路面を通過したときに対する前輪操舵アシスト制御システムの妥当性確認 (テストケース 3)	116
4.5.	旋回中にライダーが操舵トルクを与え続けたままで制動を開始したときに対する前輪操舵アシスト制御システムの妥当性確認 (テストケース 4)	119
4.5.1.	制動時の準定常状態を平衡点とする制御器と旋回中の定常状態を平衡点とする制御器の性能比較	119
4.5.2.	異なる旋回条件に対する操舵アシスト制御システムのロバスト性確認	123
4.6.	まとめ	130
5.	サスペンション機構を考慮した二輪自動車の制動時における運動解析とコンバインドブレーキアシスト制御システム的设计	131
5.1.	試験車両およびライダー - 二輪自動車系の非線形力学モデル	131
5.1.1.	試験車両	131
5.1.2.	試験車両に基づくライダー - 二輪自動車系の非線形力学モデル	132
5.2.	リアサスペンションの機構解析	136
5.3.	タイヤ接地点のモデリング	142
5.4.	制動試験とシミュレーションの結果比較	143
5.5.	コンバインドブレーキアシスト制御システム的设计	158
5.6.	後輪の浮き上がり現象に対するコンバインドブレーキアシスト制御システムの検証 (テストケース 5)	163
5.7.	まとめ	171
6.	結論	173

## 目次

Fig. 1.1 Number of fatal and injury accidents of single motorcycle crash accidents in Japan (2005) [4]. .....	1
Fig. 1.2 Motorcycle tire forces during cornering (top view) .....	7
Fig. 1.3 Motorcycle tire forces when braking during straight running (top view) .....	8
Fig. 1.4 Motorcycle tire forces when braking during cornering (top view) .....	9
Fig. 2.1 Use case diagram.....	15
Fig. 2.2 Sequence diagram for realizing " <i>Rider assist control</i> " use case .....	16
Fig. 2.3 Sequence diagram for realizing " <i>Rider assist control for disturbance during straight running</i> " use case.....	17
Fig. 2.4 Sequence diagram for realizing " <i>Rider assist control for disturbance during cornering</i> " use case .....	18
Fig. 2.5 Sequence diagram for realizing " <i>Rider assist control for braking during cornering</i> " use case .	19
Fig. 2.6 Sequence diagram for realizing " <i>Rider assist control for rear wheel lifting</i> " use case.....	20
Fig. 2.7 Hierarchical decomposition of use cases from context level to analysis level 1.....	25
Fig. 2.8 Sequence diagram for realizing " <i>Sense rolling motion</i> " use case .....	26
Fig. 2.9 Sequence diagram for realizing " <i>Decide to control rolling motion</i> " use case.....	26
Fig. 2.10 Sequence diagram for realizing " <i>Sense pitching motion</i> " use case .....	27
Fig. 2.11 Sequence diagram for realizing " <i>Decide to control pitching motion</i> " use case .....	27
Fig. 2.12 Sequence diagram for realizing " <i>Control motorcycle</i> " use case .....	28
Fig. 2.13 Hierarchical decomposition of use cases from context level to analysis level 2.....	29
Fig. 2.14 Requirement diagram .....	30
Fig. 2.15 10 degrees of freedom dynamical model of rider-motorcycle system .....	33
Fig. 2.16 Characteristics of rear tire force (pp. 40-42) .....	42
Fig. 2.17 Closed-loop control system for steady-state circular turning.....	43
Fig. 2.18 Cornering characteristics in steady-state circular turning ( $\mu_R = 0.80$ ) (pp. 44-45).....	45
Fig. 2.19 Cornering characteristics in steady-state circular turning ( $\mu_R = 0.55$ ) (pp. 46-47).....	47
Fig. 2.20 13 degrees of freedom dynamical model of rider-motorcycle system .....	49
Fig. 2.21 Front and rear suspensions .....	53
Fig. 2.22 Closed-loop control system for steady-state circular turning.....	54
Fig. 2.23 Effect of pitching motion for cornering characteristics in steady-state circular turning ( $\mu_R =$ 0.80) (pp. 55-56).....	56
Fig. 2.24 Effect of pitching motion for cornering characteristics in steady-state circular turning ( $\mu_R =$ 0.55) (pp. 57-58).....	58
Fig. 2.25 Simulation and measurement results for impulsive disturbance .....	59
Fig. 2.26 Closed loop control system for constant deceleration .....	60
Fig. 2.27 Rider's pitching motion and suspension stroke of the motorcycle during braking ( $\mu_R = 0.8$ ) (pp. 61-62) .....	62
Fig. 2.28 Effect of pitching motion for motorcycle attitude during braking ( $\mu_R = 0.8$ ) (pp. 63-64).....	64
Fig. 2.29 Simulation results when braking during braking. (pp. 65-66).....	66

Fig. 3.1 Closed-loop control system for quasi-steady state straight running.....	70
Fig. 3.2 Root locus plot for the linearized model in quasi-steady state straight running of deceleration -4 m/s <sup>2</sup> at 16.7 m/s .....	77
Fig. 3.3 Eigenvector corresponding eigenvalue $\alpha_1$ : -2.83.....	78
Fig. 3.4 Eigenvector corresponding eigenvalue $\alpha_2$ : -18.9.....	78
Fig. 3.5 Eigenvector corresponding eigenvalue $\alpha_3$ : -4.39.....	79
Fig. 3.6 Eigenvector corresponding eigenvalue $\alpha_4$ : -12.2.....	79
Fig. 3.7 Eigenvector corresponding eigenvalue $\alpha_5$ : -265.....	80
Fig. 3.8 Eigenvector corresponding eigenvalue $\alpha_6$ : -714.....	80
Fig. 3.9 Eigenvector corresponding eigenvalue $\beta_1$ : -1.54 + 11.7 $j$ .....	81
Fig. 3.10 Eigenvector corresponding eigenvalue $\beta_2$ : -22.4 + 37.8 $j$ .....	81
Fig. 3.11 Eigenvector corresponding eigenvalue $\beta_4$ : -9.54 + 52.0 $j$ .....	82
Fig. 3.12 Eigenvector corresponding eigenvalue $\beta_5$ : -1.64 + 30.6 $j$ .....	82
Fig. 3.13 Eigenvector corresponding eigenvalue $\beta_3$ : -1.26 + 4.08 $j$ .....	83
Fig. 3.14 Eigenvector corresponding eigenvalue $\beta_6$ : -1.31 + 4.45 $j$ .....	83
Fig. 3.15 Frequency responses of linearized model from the steering torque $\Delta\tau_f$ to the roll angle $\Delta\theta_x$	85
Fig. 3.16 Frequency responses of linearized model from the steering torque $\Delta\tau_f$ to the roll rate $\dot{\Delta\theta}_x$ ...	86
Fig. 3.17 Frequency responses of linearized model from the steering torque $\Delta\tau_f$ to the roll angle $\Delta\delta$ ..	87
Fig. 3.18 Frequency responses of linearized full-order model and reduced-order model ( $\Delta\dot{\theta}_x/\Delta\tau_f$ ) .....	88
Fig. 3.19 Frequency responses of linearized full-order model and reduced-order model ( $\Delta\dot{\theta}_x/\Delta\tau_f$ ) .....	88
Fig. 3.20 Frequency responses of linearized full-order model and reduced-order model ( $\Delta\delta/\Delta\tau_f$ ) .....	89
Fig. 3.21 Frequency responses of linearized full-order model and reduced-order model ( $\Delta\theta_z/\Delta\tau_f$ ) .....	89
Fig. 4.1 Feedback control system .....	92
Fig. 4.2 Generalized plant.....	93
Fig. 4.3 Frequency weighting functions of $H_\infty$ controller .....	94
Fig. 4.4 Gain diagram of $H_\infty$ controller.....	94
Fig. 4.5 Closed loop control system .....	97
Fig. 4.6 Target rear wheel speed for verification.....	97
Fig. 4.7 Impulsive disturbance torque around steering axis from road surface.....	98
Fig. 4.8 Roll angle response of the rider-motorcycle system against disturbance torque .....	98
Fig. 4.9 Simulation results of the front-steering assist control at 16.7 m/s (pp. 100-102).....	102
Fig. 4.10 Comparison of the performance of the $H_\infty$ controllers: a controller designed for constant deceleration and a controller designed for constant speed straight running .....	103
Fig. 4.11 Simulation results of the front-steering assist control for impulse disturbance with different speed conditions .....	105
Fig. 4.12 Simulation results of the front-steering assist control for impulse disturbance with different deceleration conditions (pp. 106-107) .....	107
Fig. 4.13 Simulation results of the front-steering assist control with different brake ratio conditions (pp. 108-109) .....	109
Fig. 4.14 Simulation results of the front-steering assist control with low road friction conditions.....	110



Fig. 4.15 Simulation results of the front-steering assist control with different PI parameters .....	111
Fig. 4.16 Closed-loop control system for braking from cornering situation .....	113
Fig. 4.17 Target speed for braking from cornering situation.....	113
Fig. 4.18 Simulation results of the front-steering assist control for impulse disturbance with the initial front steering torque from rider: $\tau_{f0} = -2$ Nm (pp. 114-115).....	115
Fig. 4.19 Target speed and road friction condition for braking from cornering situation .....	116
Fig. 4.20 Simulation results of the front-steering assist control for passing through low friction coefficient road with the initial front steering torque from rider: $\tau_{f0} = -2$ Nm (pp. 117 - 118) .....	118
Fig. 4.21 Closed-loop control system for braking in cornering situation with constant steering torque	120
Fig. 4.22 Target speed for braking in cornering situation with constant steering torque .....	120
Fig. 4.23 Comparison of the performance of the $H_{\infty}$ controllers: a controller designed for constant deceleration and a controller designed for constant speed circular turning (pp. 121-122).....	122
Fig. 4.24 Performance of the front-steering assist control system for different initial speed conditions (pp. 124-125) .....	125
Fig. 4.25 Performance of the front-steering assist control system for different steering torque from the rider (pp. 126-127).....	127
Fig. 4.26 Performance of the front-steering assist control system for different deceleration conditions (pp. 128-129) .....	129
Fig. 5.1 Test vehicle and measurement equipment.....	132
Fig. 5.2 Dynamical model of rider-motorcycle system for the test vehicle.....	133
Fig. 5.3 Rear suspension link mechanism .....	136
Fig. 5.4 Rear suspension linkage length .....	137
Fig. 5.5 Simplified rear suspension model .....	138
Fig. 5.6 Tire vertical force measurement.....	140
Fig. 5.7 Spring constants and damping coefficients of front and rear suspensions .....	141
Fig. 5.8 Tire ground contact point .....	142
Fig. 5.9 Comparison of simulation and experimental results before braking (pp. 143-144).....	144
Fig. 5.10 Comparison of simulation and experimental results in front braking only (pp. 147-149) .....	149
Fig. 5.11 Comparison of simulation and experimental results in rear braking only (pp. 150-151).....	151
Fig. 5.12 Simulation results of front braking with rear wheel rifting (pp. 152-154).....	154
Fig. 5.13 Simulation results with various rider's posture (pp. 155-157) .....	157
Fig. 5.14 Simulation result of pitch angle for Fig. 5.10 Fig. 5.12 and Fig. 5.13 (pp. 158-159) .....	159
Fig. 5.15 Front and rear tire vertical forces and pitch angle.....	160
Fig. 5.16 Closed loop control system of combined brake assist system to prevent rear lifting.....	161
Fig. 5.17 Value of $G_y$ .....	162
Fig. 5.18 Value of Feedback signal of control system of the combined brake assist system.....	162
Fig. 5.19 Performance of combined brake assist system when rear lifting is not occurred (pp. 165-167) .....	167
Fig. 5.20 Performance of combined brake assist system when rear lifting is occurred (pp. 168-171)..	171

## 表目次

Table 2.1 Specification of rider-motorcycle system.....	35
Table 2.2 Specification of spring constants and damping coefficients.....	35
Table 2.3 Fitting parameters of rear tire and front tire .....	39
Table 2.4 Specification of rider-motorcycle system.....	50
Table 2.5 Specification of spring constants and damping coefficients.....	50
Table 3.1 Eigenvalues of linearized model in quasi-steady state straight running, $a_{de} = -6 \text{ m/s}^2$ .....	75
Table 3.2 Eigenvalues of linearized model in quasi-steady state straight running, $a_{de} = -4 \text{ m/s}^2$ .....	75
Table 3.3 Eigenvalues of linearized model in quasi-steady state straight running, $a_{de} = 0 \text{ m/s}^2$ .....	76
Table 3.4 Eigenvalues of linearized model in quasi-steady state straight running, at 16.7 m/s .....	76
Table 4.1 Eigenvalues of reduced-order model.....	93
Table 5.1 Specifications of the rider-motorcycle system for the test vehicle.....	134
Table 5.2 Specifications of spring constants and damping coefficients for the test vehicle .....	134
Table 5.3 Specifications of spring constants and damping coefficients of suspensions.....	140
Table 5.4 Simulation results of pitch angle during braking (front brake only) .....	160

# 1. 序 論

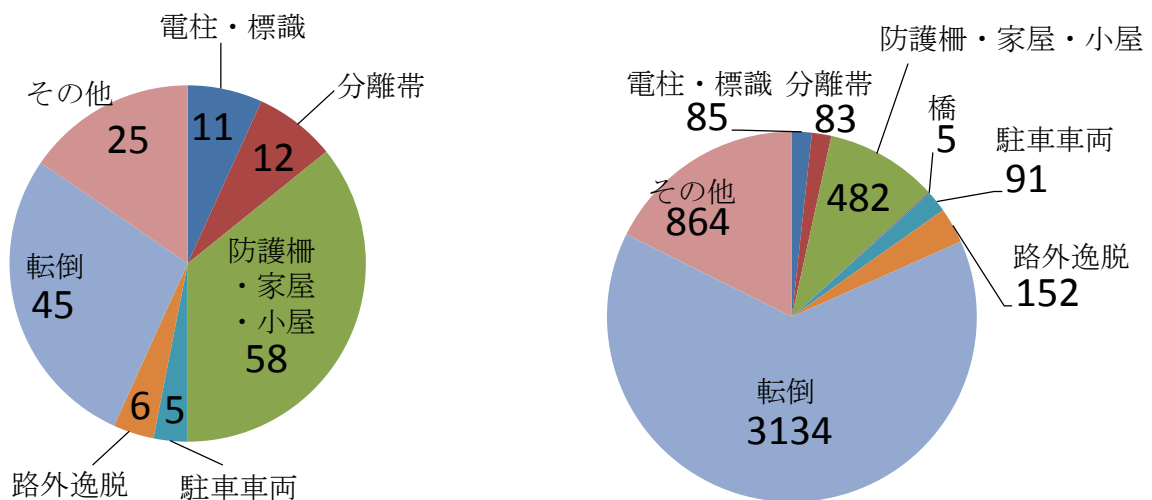
## 1.1. 研究の背景

### 1.1.1. 二輪自動車の安全性

二輪自動車は、1867年、S. H. Roperにより初めて実現化されたと言われている [1]。初期の二輪自動車は蒸気機関を動力源としていた。現在のような内燃機関を動力源とする二輪自動車はDaimlerとMaybachによって1885年に発明され、1894年にHildebrandとWolfmuellerが制作した二輪自動車が製品として最初に成功を収めた。この二輪自動車は4ストロークエンジンの2気筒で、出力2 kW以下、最高速度は10 m/s (36 km/h)程度であった。現在では高速走行が可能になり、車種によっては200 kg程度の車重で140 kW以上の出力を持つものも市販されている。二輪自動車はこのように軽量で機動性が高く、四輪自動車に比べて燃料消費量が少ない、維持費用が低いなどの利点がある。このため、インドや中国などでは近年急速に普及が進み、世界中での二輪自動車の保有台数は、2000年の1億5千万台から、2008年には3億台へと増加した [2], [3]。

上述の多くの利点がある一方で、二輪自動車は低速で不安定になりやすい構造上の特性を持ち、前輪に横滑りなどが発生すると容易に転倒する。二輪自動車を操縦するライダーは、自身の姿勢制御や操舵を適切に行い、進行方向に合わせて車体の傾きのバランスをとることで、二輪自動車を安定に走行させている。また、ホイールベースが短く重心位置が高いことから、制動時には、前方への重心位置の相対的な移動量が大きくなり、前輪への荷重が増加する。このため、制動時には、前輪の横滑りが発生しないよう、特に注意を要する。このように、二輪自動車では転倒が発生するために、四輪自動車に比べて重大事故につながりやすい。

死亡事故の中で二輪自動車が占める割合は、日本で19% (2008)、欧州18% (2006)、米国14%



(a) Number of fatal accidents (total 162)

(b) Number of fatal and injury accidents (total 4869)

Fig. 1.1 Number of fatal and injury accidents of single motorcycle crash accidents in Japan (2005) [4].

(2008)と、死亡率が高い [2]。二輪自動車の事故類型としては単独事故が最も多く、死亡事故全体の 30%を占める [4], [5]。Fig. 1.1 (a), (b) にそれぞれ、日本国内で 2005 年に発生した二輪自動車の単独事故による死者数および死傷事故数 [4]を示す。死亡事故 162 件の内、防護策・家屋・塀への衝突が 36%、転倒が 28%の割合を占める。死傷事故では 4869 件の内で転倒が 64%の割合を占めており、高い頻度で転倒事故が発生していることがわかる。さらに文献 [4]では、特に 250 cc 以上の小型二輪での事故状況について、事故時の危険認知速度として 70~100 km/h が多く、速度オーバーでカーブを曲がりきれずに、防護柵、家屋などに衝突して死亡に至っていると推察している。126 cc 以上では、事故時の危険認知速度が 50~80 km/h 程度と、中・低速域での事故が多いことがわかる。

このような事故に対しては、適切な制動とともに、何らかの走行安定化制御を用いることによって事故を未然に防ぐことができると考えられる。ライダーの操縦をアシストするための制御を施すことは、ライダーの安全性ばかりではなく、その周りを通行する車両や歩行者の安全性を確保する上でも有効である。

### **1.1.2. 従来のライダーアシスト制御システムによる二輪自動車の安全対策 ブレーキシステム**

一般的な二輪自動車には、ライダーがかけることのできるブレーキの種類として、(1) ブレーキレバーを使用する前輪ブレーキ、(2) ブレーキペダルまたはブレーキレバーを使用する後輪ブレーキ、(3) アクセルを戻すまたはシフトダウンを行うことで後輪に生じるエンジンブレーキの 3 とおりがある。二輪自動車のブレーキシステムは前輪と後輪で独立しており、ライダーがブレーキをかけるときには、ブレーキレバーとブレーキペダルを操作して、前後それぞれの制動力の強さを調整する。走行速度や路面状況の変化に応じて適切なブレーキをかけるには、ある程度の習熟が必要である。文献 [6]によると、二輪自動車のブレーキのかけ方には、次のような留意点がある。

1. 車体を垂直に保ち、ハンドルを切らない状態で、エンジンブレーキを効かせながら前後輪のブレーキを同時にかける。
2. 乾燥した路面でブレーキをかけるときには、前輪ブレーキをやや強く、路面が滑りやすい時には、後輪ブレーキをやや強くかける。
3. ぬかるみや砂利道など特に滑りやすい路面では、ブレーキ操作や大きくハンドルを切る操作を避ける。
4. 急ブレーキをかけると、車輪の回転が止まり、横滑りを起こす原因となるため、ブレーキを数回に分けてかける。

すなわち、制動中に車体を傾ける、あるいはハンドルを切るなどの操作を行うことは、転倒の要因となるため、これらの操作を行わないように注意している。二輪自動車がタイヤ接地点で路面から受けることのできる作用力（以下、タイヤ力）には、タイヤ摩擦円 [7]と呼ばれる垂直荷重によって決まる限界があり、この限界を超えるとスリップが発生する。制動中に二輪自動車の車体を傾け

る、あるいはハンドルを切ると、タイヤ力に横方向の成分（以下、タイヤ横力）が発生し、制動のためのタイヤ力の前後方向の成分（以下、タイヤ前後力）の最大値は減少して横滑りが起こりやすくなる。また、制動時にタイヤ前後方向のスリップ率が大きくなると、制動力が低下し、車輪がロックする場合がある。特に前輪がロックした時の二輪自動車は不安定であり、転倒が起こりやすい。

二輪自動車用のライダーアシスト制御システムとしては、アンチロックブレーキシステム (ABS: Anti-lock Braking System) が最も一般的である。アンチロックブレーキシステムは、前後輪の回転速度を検知してブレーキ油圧を調整することにより、車輪の軸周りの回転方向に生じるスリップ率を安全な範囲に保ち、制動力を適切な状態に制御することで車輪のロックを防止する。二輪自動車では、1988年にBMWが電子制御式ABSを市販車に実装し [8]、同時期より多くの研究がなされている [9], [10], [11], [12], [13]。制動力を最大限にすることを目的として、一部の市販車では、前輪と後輪の制動力を分配するコンバインドブレーキシステム (CBS: Combined Brake System) [11] [14] [15]が装着されている。このシステムは、前輪のみ、または後輪のみのブレーキを掛けた時に動作し、前後輪の制動を同時に行うことで制動力を高める。

四輪自動車では、日本の場合、2012年10月1日より、軽自動車を除く新型生産車に対し、横滑り防止装置 (ESC: Electric Stabilization Control System) およびブレーキアシストシステム (BAS: Brake Assist System)の装着が義務化されている。ESCにはABSやトラクションコントロールシステム (TCS: Traction Control System)の機能が含まれる。なお、TCSは駆動時の過度なスリップを抑制する。ABSやTCSは現在、二輪自動車の一部の車種で採用されている。

二輪自動車に対するABS装着の義務化は欧州が先行し、2016年より126cc以上の新車に、2017年以降は継続生産車に対して適用される。ABSを含む「二輪車の制動装置の技術基準」を示した欧州安全規格ECE規則No.78は、欧州各国の他、ロシア、日本、オーストラリアで採用が決定され、北米各国でも検討を始めている。

従来危険を伴っていた二輪自動車の制動は、ABSやCBSを装着することにより、直進では安全性を高めることができるようになった。しかしながら、ABSは横加速度の比較的低い旋回中における安定限界の拡大に寄与するものの、横加速度の高い旋回では、安定限界を広げることができないとされている [10]。すなわち、制動力の制御のみでは、車体の傾きを安定化することができないことを意味する。旋回中の車体の傾きに応じて制動力を抑制する機能を持つABSやCBSは一部のメーカーによって開発中であるが、四輪自動車のESCのようにブレーキのみでヨー運動を制御することは、二輪自動車では極めて難しいと考えられる。

### アンチノーズダイブシステム

二輪自動車は、制動時の減速度が過大な場合、車体のピッチングが大きくなり、後輪の接地が失われることがある。ホイールベースが短く、重心位置が高いという二輪自動車の構造上の理由により、制動時には車体のピッチングが大きくなりやすい。制動時にはフロントサスペンションのストロークは縮み、リアサスペンションのストロークは伸びるが、制動力が過大であればサスペンシ

ンのストロークは限界に達し、後輪が浮き上がる現象を発生させる。ABS 装着車では直進時の制動力を高めやすいため、特にこのような問題を生じやすい。

後輪の浮き上がりが生じた状態では前輪のみの制動となり、制動距離が増加するだけでなく、車体全体が不安定となって転倒に至り、大きな事故に繋がる危険性がある。こうした問題に対して、Sharp [16]や Corno ら [14]は、過度のピッチングを防ぐための制動方法を検討している。Cossalter らは、後輪の浮き上がりを防ぎ制動距離を最小化するためのブレーキ力およびサスペンションパラメータの最適化 [17]を行った。また、文献 [18]では、前後輪への理想的なブレーキ力配分を検討している。

制動によって車体のピッチングが大きくなり、車体の前方が沈み込む状態は、ノーズダイブとも呼ばれる。1980年代から1990年代にかけて、アンチノーズダイブシステムを装着した二輪自動車が市販された。しかしながら、現在、アンチノーズダイブシステム装着車は、最も一般的なテレスコピック型フロントフォークについては、市販されていない。BMWの一部車種では、リンク式フォークステアを用い、ノーズダイブを機構的に抑制しているが、他社ではリンク式フォークステアと同様の機構の採用は見当たらない。重量やコスト、特許などの問題で普及していないと考えられる。また、いくつかのメーカーからは、ABSを利用して後輪の浮き上がり現象を防止する機能を備えた車種が市販されている [19]。これらの車種では、前輪ブレーキ油圧の大きさと上昇率を用いて実験結果を基に大きなピッチングの発生を予測し、ABSを動作させることで制動力を弱め、後輪の浮き上がり現象を防止している。

## **操舵制御システム**

高速での運動性能が重視されるスポーツ車の一部車種では、操舵系の振動を抑制する目的でステアリングダンパが装着されている [20]。近年では、操舵系の振動だけでなく車体のヨー運動やロール運動の振動を抑制する目的で、操舵角速度の微分制御と等価な機構を付加したステアリング補償器 [21], [22], [23] [24]や、スカイフック理論を用いたセミアクティブステアリングダンパ [25]の研究が行われている。

鎌田らはロールレートをフィードバック信号とする前輪操舵アシスト機構による走行安定化制御を提案し、直進定常走行状態での安定性の確保が可能であることを示した [26], [27], [28]。ここでは、市販の機構解析ソフトウェアを用いたモデリング、および実車に対して直進定常走行状態でシステム同定を行い、同定モデルに基づく前輪操舵アシスト制御系設計を行なって、その有効性を実車走行実験で示している。また、朱らはマルチボディダイナミクス理論を用いて二輪自動車のモデリング [29], [30]を行い、定常旋回走行中における前輪操舵アシスト制御の有効性をシミュレーションにより検討し、旋回中のタイヤ横力の余裕度が高められることを示した [31], [32], [33]。しかしながら、これらの文献では、タイヤコーナリングフォースが線形特性を持つものと仮定し、これをキャンバ角およびスリップ角の1次関数で表わしている。このため、タイヤのキャンバ角やス

リップ角が大きな状況下において実際のタイヤコーナリングフォースに現れる非線形特性までは考慮されていない。

### 1.1.3. 二輪自動車の運動解析に関するこれまでの研究

近年の二輪自動車の安定化解析に関する研究は、1971年にSharp [34]が行った直進安定性の解析が基礎となっている。そこでは、ライダーと車体をひとつの剛体とみなして、車体横速度、ヨー角、ロール角および前輪操舵角の4自由度の非線形な力学モデルについて、ラグランジュ形式で運動方程式を導出している。タイヤ力に関しては、横すべり角とキャンバ角に対して1次遅れ特性を持ってタイヤ横力が発生するとみなしている。定常直進走行状態での固有値解析により、直進時にはキャプサイズ(capsize)、ウィーブ(weave)およびウォブル(wobble)の3つのモードが支配的であることが明らかになった。キャプサイズモードは非振動モードで、低速域では安定、高速域ではやや不安定になる。ウィーブモードは横すべり、ヨー運動、ロール運動が連成した1 Hz~4 Hzの振動モードで、低速域と高速域で不安定になる。ウォブルモードは操舵系に発生する6 Hz~10 Hzの振動モードで、高速域で不安定である [35]。Sharpのモデルは、フレームやフロントフォークなどの剛性が考慮されるなど改良が加えられ、多くの研究で用いられている [36], [37], [38], [39], [40]。1995年頃より、Sharpらの研究では、運動解析に用いる非線形力学モデルと線形化モデルの導出にマルチボディダイナミクスの解析ソフトウェアが用いられているようになった [41], [42], [43]。

Cossalterらは、2002年、マルチボディダイナミクスを用い、ラグランジュ形式で運動方程式を導出し、Fortranコードを用いてリアルタイムシミュレーションを実現している [44]。運動方程式の導出にはラグランジュの未定定数を求める必要があるが、Lotらは数式処理ソフトウェアを用いてこれを行い、その方法と計算用ソースコードを公開している [45]。この力学モデルには、タイヤの断面形状と変形、前後フレーム、サスペンションが考慮されている [18], [44], [46], [47], [48], [49]。

鎌田らは2003年に、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 [26], [27], [28]。そこでは、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を示している。さらに、動的解析モデルにできるだけ近い諸元の実車を30km/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ている [28]。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振動モードであるロールモードと1次遅れモードで表わされることを示している。

朱らは、ライダーの上体のリーン運動、タイヤの断面形状、接地面積および変形を考慮したライダー-二輪自動車系の力学モデルを、マルチボディダイナミクスを用いて構築している。さらに、ハンドルと腕をばね・ダンパを介して接続することで、操舵時の反力を考慮している。ここではケイン型の運動方程式 [50], [51]を導出しているため、ラグランジュ形式とは異なり、運動方程式を

導出する過程では計算機を必要としない。運動解析では、ライダー上体のロール軸まわりの運動を考慮することにより、ライダー上体の振動モードが固有振動数 1 Hz 付近に表れることを示している [32].

Tanelli らは、物理モデリング言語である Modelica を用いた二輪自動車のモデリングを行なっている [52]. Modelica では、構成要素ごとに物理モデリングを行い、それらを組み合わせて全体モデルにする作業を行いやすいという利点がある。

文献 [53]では、急制動中に後輪が接地と浮き上がりの状態を振動的に繰り返すホッピング現象に関して、実車制動試験結果との整合性が論じられている。ここでは、駆動系の挙動を詳細にモデル化し、市販の機構解析ソフトウェアを用いたシミュレーションでホッピング現象を再現している。しかしながら、駆動系の挙動について詳述されているものの、車体のピッチ角やピッチレートなど車体全体の運動については論じられていない。また、力学モデルにライダーの挙動を表すモデルが考慮されていないため、ライダーの姿勢によるホッピング現象への影響等は示されていない。

## **タイヤ力**

二輪自動車のタイヤモデルとしては、実車での測定結果に基づくマジックフォーミュラ [41], [54]が、市販の解析ソフトウェアなど多くの解析モデルに用いられている。実際のタイヤコーナリングフォースは非線形特性を持つが、その特性を精度よく表すために、マジックフォーミュラでは、キャンバ角とスリップ角を変数とする逆正接関数が、それらを変数とする逆正接関数の中に含まれている。このため、そのままでは解析と制御系設計を行うために必要となる線形化が非常に困難となる。文献 [55], [56]では、四輪自動車のタイヤ力特性の記述に、マジックフォーミュラをスリップ角の逆正接関数として簡易化した式を用いているものの、線形化は行っていない。さらに二輪自動車ではタイヤキャンバ角が四輪自動車に比べて大きくなるため、これを考慮する必要がある。

### **1.2. 二輪自動車の構造によって生じる安全上の問題点**

#### **1.2.1. 二輪自動車のトレールと走行の安定性**

二輪自動車の前輪は、その車軸が操舵軸と平行に配置されたフロントフォークに接続されている。操舵軸はキャスター角と呼ばれる角度を持ち、前輪車軸が操舵軸の車体前方に配置される。この構造によって、操舵軸の延長線と路面との交点が前輪のタイヤ接地点の前方に位置する。この点と前輪のタイヤ接地点との距離をトレール [57]といい、二輪自動車の直進走行安定性に影響する。トレールが走行安定性に与える影響は、以下のように二輪自動車が路面から受ける力を考察することで説明できる。

Fig. 1.2 に、二輪自動車が左方へ旋回しているときのタイヤ力を示す。車体の重心点を原点とし、車体前方を  $x$  軸方向、車体左方を  $y$  軸方向とする車体の座標系で表している。車体  $z$  軸は、二輪自動車の重心点をとおり、下方から上方へ向かうものとする。前輪および後輪の中心付近にある丸印 (●) はそれぞれ、前輪と後輪のタイヤ接地点を示す。タイヤ接地点を中心とする円はタイヤ摩



擦円で、タイヤ力の限界を示す。前輪のタイヤ接地点前方の二重丸（●）は、操舵軸の延長線と路面との交点である。

この図では、ライダーがハンドルを左側に切り、車体を左側に傾けることで、左方への旋回を行っている。操舵軸が $y$ 軸周りに持つキャスト角のため、ハンドルを切ることで、操舵軸の延長線と路面との交点は車体の $x$ 軸上から左方へ移動する。また、二輪自動車のタイヤは接地点付近で楕円型の断面形状を持つため、タイヤ接地点もまた、車体を傾けたことで車体の $x$ 軸上から左側へ移動している。旋回中の二輪自動車は、タイヤ接地点で路面から Fig. 1.2 に示したタイヤ力を受ける。ここでは前後方向へのタイヤ力が十分に小さく、タイヤ力はすべてタイヤ横力であるとみなしている。車体姿勢の安定している旋回中、タイヤ横力は、車体がタイヤ接地点で路面に対して与える車体横方向の力と均衡している。前後輪のタイヤ横力はそれぞれ、車体 $z$ 軸周りの正の方向へ回転トルクを発生し、車体を旋回させる。また、前輪のタイヤ横力は、操舵軸まわりの負の方向へ回転トルクを生じ、ハンドルを車体 $x$ 軸方向へ向ける作用を及ぼす。トレールが大きいほど、操舵軸まわりに発生する回転トルクが大きくなる。

以上より、トレールに大きさを持たせることで、走行時にハンドルを進行方向へ向け、傾いた車体を垂直に戻そうとする作用が発生していることがわかる。ライダーが操舵を行わない場合にも、直進ではこのように二輪自動車の走行安定性が高められている。また、ライダーは一定の操舵トルクを与えることで、車体の姿勢を安定に保って旋回を行うことができる。

なお、旋回中の車体の傾きが大きくなると、タイヤ横力が増していく。タイヤ横力の大きさがタイヤ摩擦円で示されるタイヤ力の限界に達し、タイヤ接地点での力が均衡しなくなった場合には、タイヤの横滑り、すなわち横方向へスリップが発生し、さらに車体を倒す方向に車体 $x$ 軸周りの回転トルクが発生する。

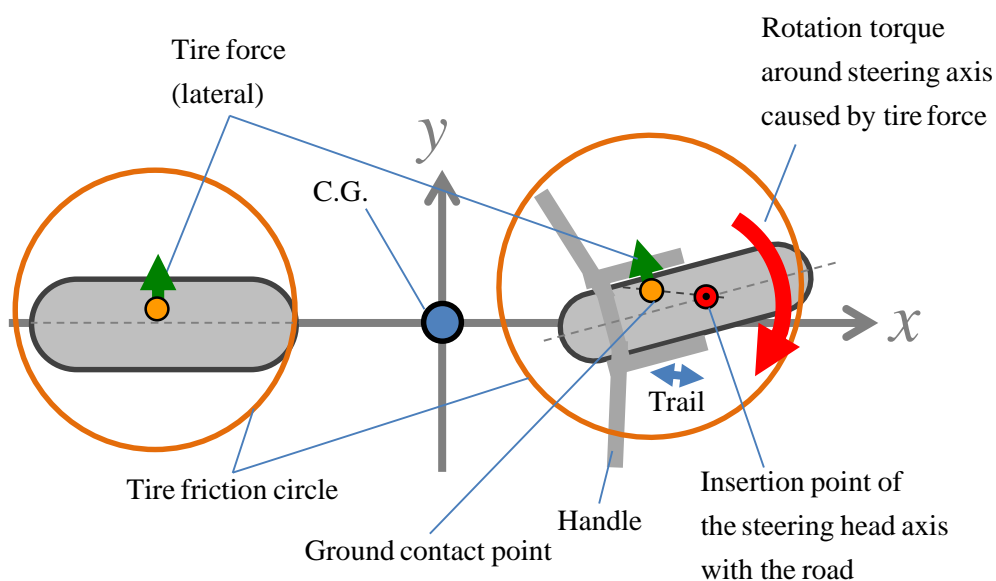


Fig. 1.2 Motorcycle tire forces during cornering (top view)

## 1.2.2. 制動時の問題点

### 直進制動時

二輪自動車では、1.1.2. 節に述べたとおり、ライダーがブレーキをかけて制動を行う際、ハンドルを切らず車体を垂直に保つことが推奨されている。以後、本論文では、このような制動を直進制動と呼ぶ。Fig. 1.3 に直進制動でのタイヤ力を示す。前輪および後輪の中心付近にある丸印（●）はそれぞれ、前輪と後輪のタイヤ接地点を示す。前輪のタイヤ接地点前方の二重丸（●●）は、操舵軸の延長線と路面との交点である。Fig. 1.2 と同様に車体の座標系をとっているが、ここでは車体の傾きがなく、タイヤ接地点は  $x$ - $y$  平面上の点である。

Fig. 1.3 では、重心点とタイヤ接地点、操舵軸の延長線と路面との交点が一直線上にあり、タイヤ接地点では制動によるタイヤ力が後方に向かって発生する。直進状態が保たれている限りにおいては、前輪または後輪のタイヤ力が限界に達した場合であっても、左右方向への回転トルクは発生せず、ライダーは車体を安定に保つことができる。ただし、前輪の制動力が過大である場合には、車体の  $y$  軸周りの正の方向へ回転トルクが発生し、後輪の浮き上がりが生じる。

### 旋回制動時

Fig. 1.4 に、ライダーが二輪自動車のハンドルを切り、車体を傾けて旋回を行いながらブレーキをかけているときのタイヤ力を、車体の座標系で示す。以後、本論文では、このような制動を旋回制動と呼ぶ。旋回制動は、ライダーが二輪自動車の車体を直進に保とうとしているときであっても、小石や段差への乗り上げなどによる路面からの外乱、車輪のスリップ、あるいはライダー上体の揺れなどによって起こり得る。旋回制動中の前後輪のタイヤ接地点では、Fig. 1.2 に示したタイヤ横力を受ける他、Fig. 1.3 に示した制動によるタイヤ前後力を受け、車体  $z$  軸周りの正の方向へ回転トルクが発生する。このため、タイヤ横力のみ、あるいはタイヤ前後力のみが加わっている場合に比

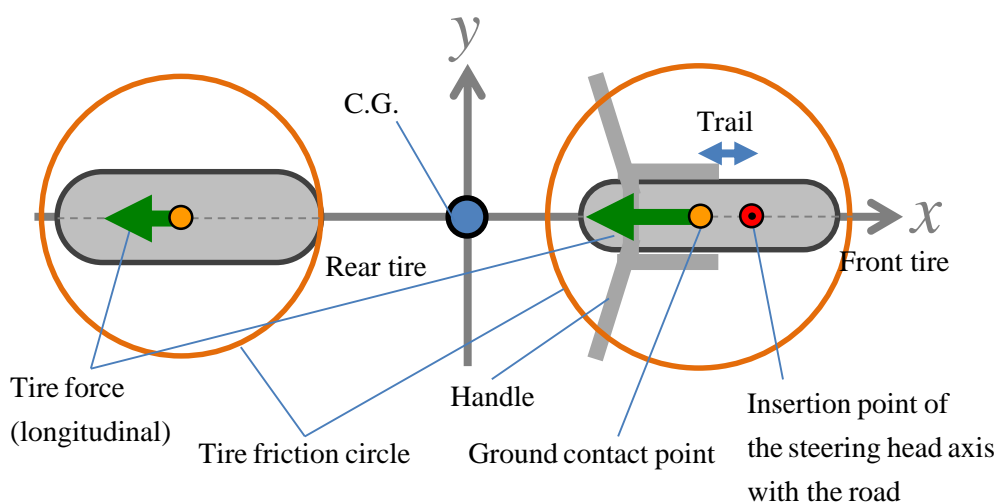


Fig. 1.3 Motorcycle tire forces when braking during straight running (top view)

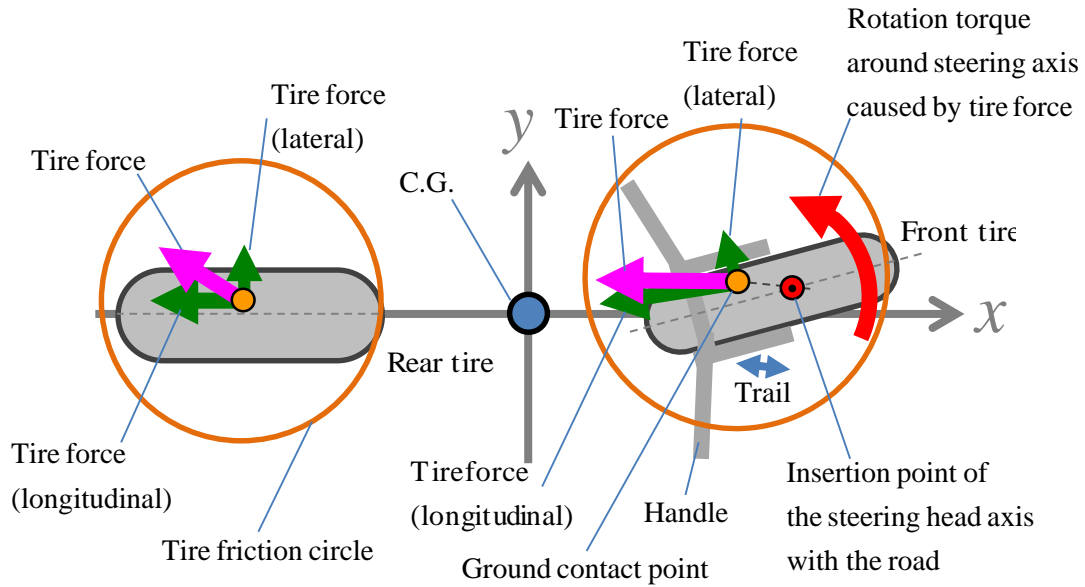


Fig. 1.4 Motorcycle tire forces when braking during cornering (top view)

べ、タイヤ力の限界に対する余裕度が低くなっている。さらに、タイヤ前後力が大きい時には、前輪のタイヤ接地点でのタイヤ力によって、操舵軸まわりの正の方向へ回転トルクを生じ、ハンドルの切れ込みを生じさせる。ハンドルの切れ込みが生じると、操舵角が増すことによって過渡的に複雑な挙動を示し、車体の傾きが大きくなる。したがって旋回制動中には、タイヤ力の限界に対する余裕度の低下と、前輪の制動によるハンドルの切れ込みの2つの原因によって、直進制動時や旋回中よりも転倒しやすくなる。特に前輪の制動によるハンドルの切れ込みは、トレールの小さな二輪自動車に生じやすいと考えられる。

### 1.2.3. 制動時における従来のライダーアシスト制御システムの課題

1.2.2. 項で述べたとおり、制動中には、直進を保っている限りにおいては安定を保つことができるが、前輪の制動力が過大であれば後輪の浮き上がりが発生する。また、ライダーが直進を保とうとしているときであっても、小石や段差への乗り上げ、車輪のスリップなどによる路面からの外乱、あるいはライダー身体の揺れなどによって、緩やかな旋回制動が起り得る。旋回制動中には、タイヤ力の限界に対する余裕度の低下と、前輪の制動によるハンドルの切れ込みの2つの原因によって、直進制動時や旋回中よりも転倒しやすくと考えられる。

1.1.2. 項でブレーキシステムについて述べたとおり、二輪自動車のABSは、車輪回転方向のタイヤのスリップを防ぐことでタイヤ前後力の余裕度を高めるものの、タイヤ横力の限界に対する余裕度を高めることはできない。また、前輪の制動によるハンドルの切れ込みに対処するには、操舵を行う必要があると考えられる。前輪操舵アシスト制御は、一定速度での旋回中について、タイヤ横力の限界に対する余裕度を高めることが確認されている [31], [32], [33]。しかしながら、既往研究

では制動時の前輪操舵アシスト制御についての検討はなされていないため、これを検討する必要がある。

過大な制動力によって発生する後輪の浮き上がりの防止については、1.1.2. 項でアンチノーズダイブシステムに関して述べたとおり、ABS を利用して後輪の浮き上がりを防止する機能を備えた車種が存在している。このシステムでは、実験結果を基にブレーキ油圧の変化から大きなピッチングの発生を予測しているため [19]、必ずしも車体の姿勢を反映しているとは限らない。また、急制動中に後輪の浮き上がりが発生する現象に関して、既往研究では車体全体の運動について実車制動試験結果との整合性が論じられていない。このため、急制動中の車体全体の運動について、力学モデルを用いたシミュレーションと実車制動試験結果との整合性を確認する必要がある。

### 1.3. 研究の目的

本論文では、二輪自動車の制動時に、何らかの横力を受けて車体が転倒に至る場合と、過大な制動力が原因で後輪の浮き上がりが生じる場合に対して、ライダーの操縦をアシストするための制御システム設計を行うことを目的としている。前者は前輪操舵アシスト制御により、後者はコンバインドブレーキアシスト制御により、二輪自動車の安定化を図っている。

既に述べたとおり、制動時に転倒に至る原因は、小石への乗り上げや車輪のスリップなどによるタイヤへの横力である。転倒事故は死傷事故の多くを占め、また、二輪自動車の事故発生時の危険認知速度は中速度域が多いことから、本研究で扱う二輪自動車の走行速度域は中低速度とする。また、後輪の浮き上がり現象は過大な制動の結果として生じることから、27.8 m/s (100 km/h)程度の高速度域からの急減速を扱う。

ライダーの操縦をアシストするための制御システム設計を行うためには、制御システム設計に適した力学モデルの構築が必要となる。これには制動を伴う二輪自動車の挙動を適切に表現することができる力学モデルの導出が求められる。特に、後輪の浮き上がり現象をある程度精度良く再現できる力学モデルを導出することによって、どのようなブレーキアシスト制御を施すと効果的であるかを見極めることは、システムレベルでの検討に極めて重要である。このため、ライダーアシスト制御システムの機能分析に基づく概念設計を行い、検証項目を明確にした上で、適切な力学モデルの構築とテストケースに基づく検証を行う。

はじめに、システムモデルの記述方法の一つである SysML (Systems Modeling Language)を用いて、制動時におけるライダーアシスト制御システムに対する機能要求分析 [58], [59]を行い、設計対象とするシステムの機能を明らかにする。これによりライダーアシスト制御システムが、制動時にライダーの操舵をアシストするための「前輪操舵アシスト制御」と、急制動時にライダーのブレーキをアシストするための「コンバインドブレーキアシスト制御」の2つの制御機能を備える必要のあることを明らかにする。そして、システムのエンジニアリング解析および制御系設計に必要となる力学系のモデリングを行った上で、制御システムを設計する。

二輪自動車には前後タイヤの接地性を高めるとともに乗り心地を向上させるため、サスペンションが装着されている。制動時の現象を再現するための力学モデルには、タイヤ力の非線形特性とサスペンションの伸縮などに伴うピッチング動作を考慮する必要がある。タイヤ力については、線形化を容易にするため、タイヤコーナリングフォースの非線形特性を、双曲線正接関数を用いて近似している。さらに、従来から提案されている力学モデル [30], [58]に対して、前後サスペンションとライダーのピッチングの自由度を追加し、13の運動学的自由度を持つライダー二輪自動車系の非線形力学モデルを構築する。非線形力学モデルの導出方法としては、ラグランジュ形式やハミルトン形式があるが、本論文ではケインの方法を用いることにより、ラグランジュの未定定数を数値的に求めることを避け、運動方程式を代数的に導出する [29]。そして、力学モデルへの異なるタイヤ力の適用およびサスペンション追加の有無に関し、コーナリング特性と制動について、シミュレーションを用いて比較を行う。

次に、制動時における二輪自動車の走行安定性を解析するため、ピッチング動作を含むライダー-二輪自動車系の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施す。減速度を一定とした制動時の状態を平衡点とし、その近傍で線形化状態空間モデルを導出する。線形化した力学モデルに固有値解析を施し、減速によってモード分離後の振動モードがどのように変化するかを明らかにする。さらに操舵入力に対するロール角、ロールレートおよび操舵角それぞれの周波数応答解析を行ない、制動時における前輪操舵制御システム設計に必要なモードを特定し、これに基づき低次元化モデルを導出する。

導出された低次元化モデルに対して、 $H_{\infty}$ 制御理論を適用して前輪操舵アシスト制御システムの設計を行う。そして、SysMLを用いて機能要求分析を行った際に導かれたテストケースに基づき、直進走行における制動中に前輪のみが路上の突起物を乗り越える場合を想定したシミュレーションによる検証を行う。ここで用いる力学モデルは、線形化する以前の非線形モデルで、操舵軸まわりへインパルス外乱を与えるシミュレーションを行なっている。さらに、設計された制御システムについて、制御システムに設計時に想定されていない状況に対するロバスト性の検証を併せて行なっている。穏やかな旋回中に制動を行った場合にも、設計した制御システムが有効に機能することを確認している。

過大な制動を与え、急制動となった場合に後輪が浮き上がる現象に対しては、浮き上がりのタイミングや車体のピッチング挙動を含め、精度の高い再現性が力学モデルに要求される。このため、前輪操舵アシスト制御システム設計に用いた力学モデルでは、不十分であることが明らかとなった。そこで、二輪自動車の実車制動試験を行い、その結果に基づく急制動時の運動解析を行った。具体的には、フロントサスペンションのストローク制約およびリアサスペンションのリンク機構の考慮により、後輪浮き上がりのタイミングおよび車体のピッチング挙動を含めた整合性をとっている。リアサスペンションに関しては、機構解析を行い、試験車両とのパラメータ同定を行なっている。こうして得られた力学モデルに基づいた後輪浮き上がり挙動の精度の高い解析結果から、急制動時

にライダーのブレーキをアシストし、後輪の浮き上がり現象を防止するためのコンバインドブレーキアシスト制御システムを設計する。

#### 1.4. 本論文の構成

本論文の構成は、次のとおりである。

1章では、本研究の背景、目的と構成について述べている。

2章では、まず、制動時におけるライダーアシスト制御システムの機能分析に基づく概念設計を行い、検証項目を明確にしている。システムモデルの記述方法の一つである SysML(Systems Modeling Language)を用いて、設計対象とするシステムの機能分析を行い、ライダーアシスト制御システムが、制動時にライダーの操舵をアシストするための「前輪操舵アシスト制御」と、急制動時にライダーのブレーキをアシストするための「コンバインドブレーキアシスト制御」の2つの制御機能を備える必要のあることを明らかにした。次に、前輪操舵アシスト制御システムの設計に必要な力学モデルの構築を行っている。ここでは、制動時の現象を力学モデルを用いたシミュレーションで再現するために、タイヤ力の非線形特性とサスペンションの伸縮などに伴うピッチング動作を考慮し、13の運動学的自由度を持つライダー二輪自動車系の非線形力学モデルを構築した。そして、コーナリング特性と制動に関し、異なるタイヤ力の適用した場合、およびサスペンション追加の有無について、シミュレーションを用いて力学モデルの比較を行った。

3章では、二輪自動車の運動解析を行なっている。2章で構築したライダー - 二輪自動車系の非線形力学モデルを用い、減速度を一定とした制動中の状態を平衡点として、その近傍での線形化状態空間モデルを導出した。得られた線形化状態空間モデルに固有値解析を施し、減速によってモード分離後の振動モードがどのように変化するかを明らかにした。また、モード分離後の各固有値に対応する固有ベクトルを用いて各モードの特徴を示した。さらに操舵入力に対するロール角、ロールレートおよび操舵角それぞれの周波数応答解析を行ない、制動時における前輪操舵制御システム設計に必要なモードを特定し、これに基づき低次元化モデルを導出している。

4章では、導出された低次元化モデルに対して、 $H_{\infty}$ 制御理論を適用して前輪操舵アシスト制御システムの設計を行っている。そして、SysMLを用いて機能要求分析を行った際に導かれたテストケースに基づき、直進走行における制動中に前輪のみが路上の突起物を乗り越える場合を想定したシミュレーションによる検証を行っている。この検証には2章で導出した非線形力学モデルを用い、操舵軸まわりへインパルス外乱を与えるシミュレーションを行なった。設計された制御システムについて、制御システムに設計時に想定されていない状況に対するロバスト性の検証を併せて行なっている。穏やかな旋回中に制動を行った場合にも、設計した制御システムが有効に機能することを確認している。

5章では、二輪自動車の実車制動試験結果に基づく運動解析を行い、急制動時にピッチングを伴って後輪が浮き上がる現象を精度よく再現する力学モデルを構築している。その上でブレーキアシスト制御システムを設計している。まず、後輪が浮き上がる現象を再現するための非線形力学モデ

ルについて、実車制動試験結果に基づく急制動時の運動解析を行った。後輪の浮き上がりのタイミングなどを精度良く再現するために、2章で構築した非線形力学モデルをさらに詳細化している。具体的には、リアサスペンションの機構解析を行い、サスペンションのストローク制約を考慮して、試験車両とのパラメータ同定を行なっている。次に、力学モデルに基づいた後輪浮き上がり挙動の解析結果から、急制動時にライダーのブレーキをアシストし、後輪の浮き上がり現象を防止するためのコンバインドブレーキアシスト制御システムを設計している。

最後に、6章において本論文の結論を述べる。

## 2. ライダーアシスト制御システムの概念設計とライダー - 二輪自動車系の力学モデル

1章では、二輪自動車では制動時に転倒が起こりやすく、制動力が過大である場合には後輪が浮き上がることを述べ、従来のライダーアシスト制御システムに対する課題を示した。本章では、はじめにシステムモデルの記述方法の一つである SysML (Systems Modeling Language) [60]を用いて制動時におけるライダーアシスト制御システムの機能分析を行い、設計対象とするシステムの機能を明らかにする [58], [59]。ライダーアシスト制御システムが、制動時にライダーの操舵をアシストするための「前輪操舵アシスト制御」と、急制動時にライダーのブレーキをアシストするための「コンバインドブレーキアシスト制御」の2つの制御機能を備える必要のあることを明らかにする。

次に、前輪操舵アシスト制御システムの設計に必要な力学モデルの構築を行う。ここでは、制動時の現象を、力学モデルを用いたシミュレーションで再現するために、タイヤ力の非線形特性とサスペンションの伸縮などに伴うピッチング動作を考慮し、13の運動学的自由度を持つ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、コーナリング特性と制動に関し、異なるタイヤ力を適用した場合、およびサスペンション追加の有無について、シミュレーションを用いて力学モデルの比較を行う。

### 2.1. ライダーアシスト制御システムの概念設計

#### 2.1.1. SysML を用いたシステムの概念設計

本節では、SysML [60]を用いて、二輪自動車の制動時におけるライダーアシスト制御システムの概念設計を行う。システムズエンジニアリングプロセス [61]においては、利害関係者の要求分析からシステム要求を導出し、概念設計やアーキテクチャの選定までを、次のように進める [59]。

1. 開発すべきシステムの運用シナリオ（ユースケース）を検討し、明らかにする。  
(Operational View)
2. システム要求の機能への分配を行うことで、システムに必要な機能を明確にする。  
(Functional View)
3. 2.のプロセスで決定した機能を実現するために必要なハードウェア、ソフトウェアなどのコンポーネントを定める。  
(Physical View)

1. のプロセスで明らかにした運用シナリオは、システムの完成を確認する際のテストシナリオとなる。2. では機能アーキテクチャを決定し、3. では物理アーキテクチャを決定する。物理アーキテクチャを決定するフェーズでは、ハードウェアやソフトウェアからなるサブシステムやコンポーネントへ、機能要求を明確に分配することが重要である。システム開発の初期段階でこれらのプロセスを何度か繰り返すことにより、詳細設計など開発を進める際に起こり得る問題を事前に洗い出



し、それらについて検討を行うことができる。また、検討をモデルベースで行うことによって、そのサイクルを早めることができる。

上記のプロセスに従い、システムモデルの記述方法の一つである SysML を用いて、ライダーアシスト制御システムの機能分析を行い、設計対象とするシステムの機能を明らかにする。SysML の持つダイアグラムは、振る舞い図、要求図、構造図の3つに大きく分類することができる。振る舞い図には、ユースケース図、シーケンス図、アクティビティ図、状態機械図があり、構造図には、ブロック定義図、パラメトリック図、内部ブロック図、パッケージ図がある。はじめにコンテキストレベルでの分析を行い、つぎにコンテキストレベルの振る舞いを分解したアナリシスレベル1での分析を行う。

### 2.1.2. コンテキストレベルでの概念設計

#### ライダーアシスト制御システムのユースケース

Operational View として、ライダーアシスト制御システムの運用シナリオをコンテキストレベルで明確にするため、外部システムとの関係性をユースケース図で記述する。外部システムとの関係性はライダーアシスト制御システムのインターフェースを示しており、シーケンス図で振る舞いを時系列に記述することができる。シーケンス図を整理することで、インターフェースの明確になった機能アーキテクチャを、ブロック定義図として得ることができる。

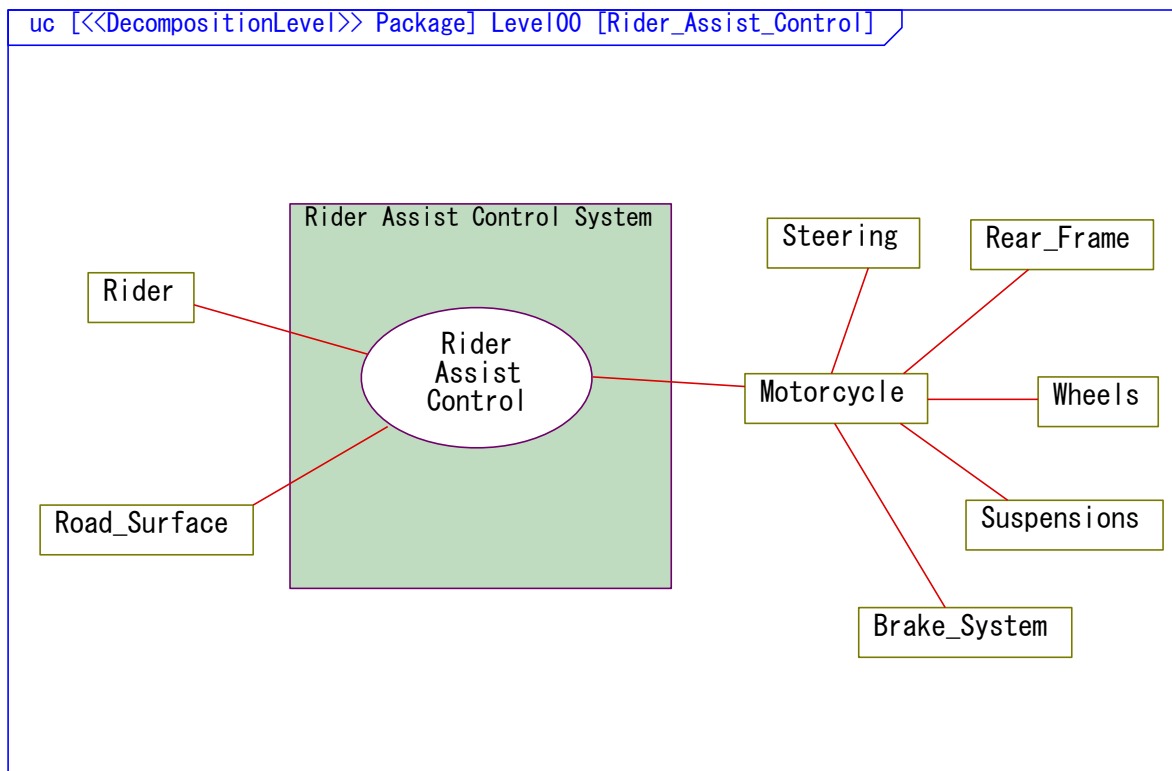


Fig. 2.1 Use case diagram

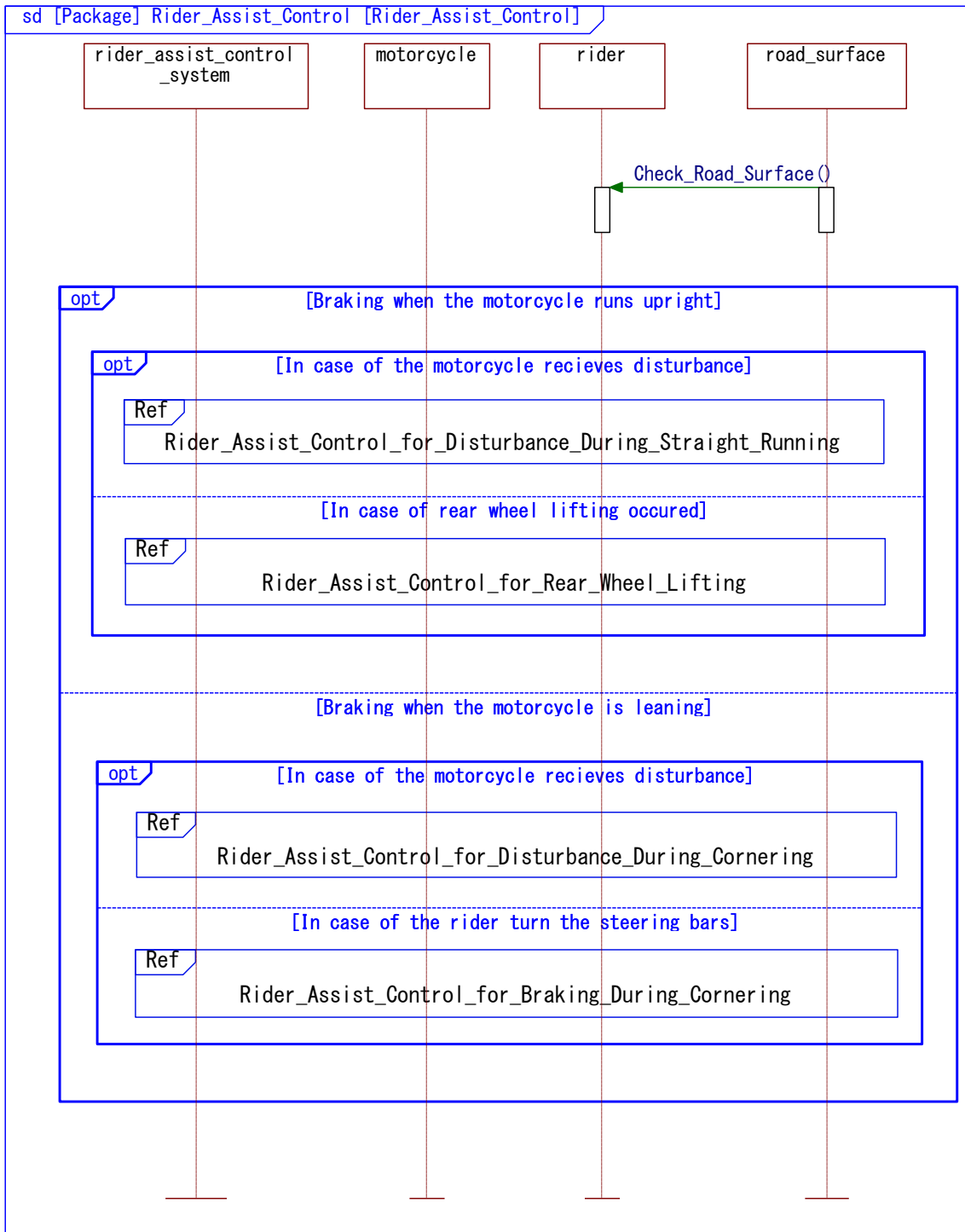


Fig. 2.2 Sequence diagram for realizing "Rider assist control" use case

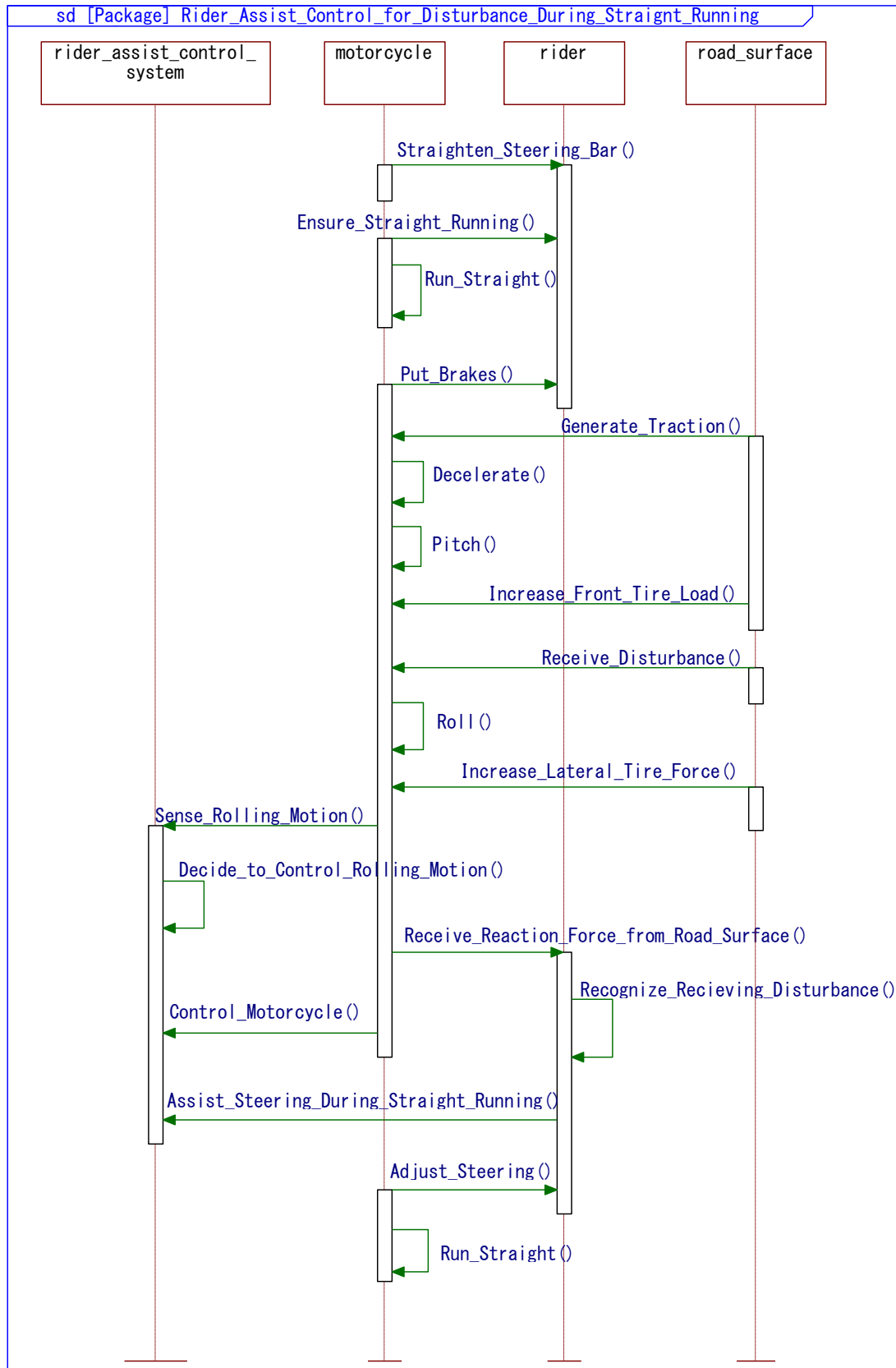


Fig. 2.3 Sequence diagram for realizing "Rider assist control for disturbance during straight running" use case

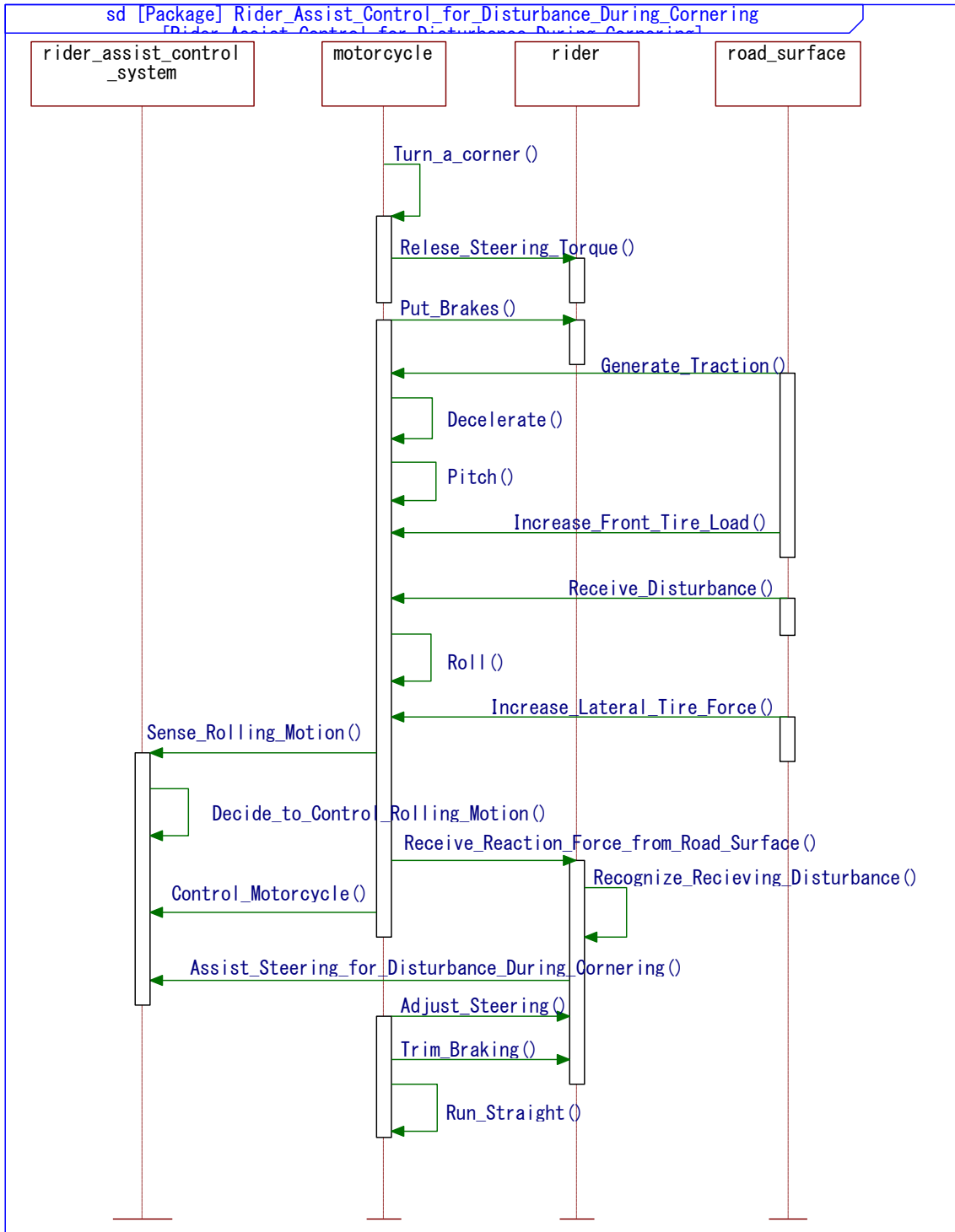


Fig. 2.4 Sequence diagram for realizing "Rider assist control for disturbance during cornering" use case

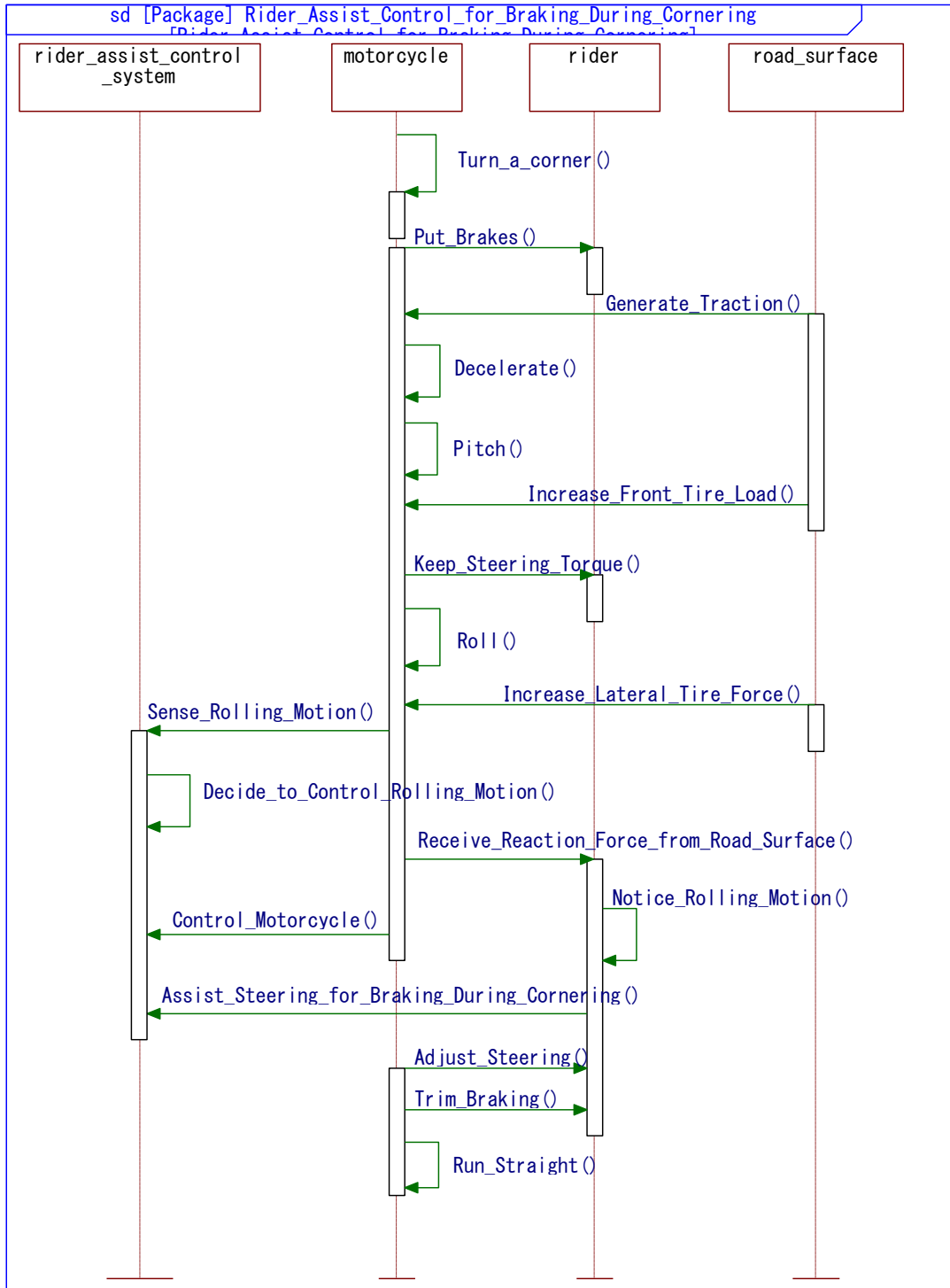


Fig. 2.5 Sequence diagram for realizing "Rider assist control for braking during cornering" use case

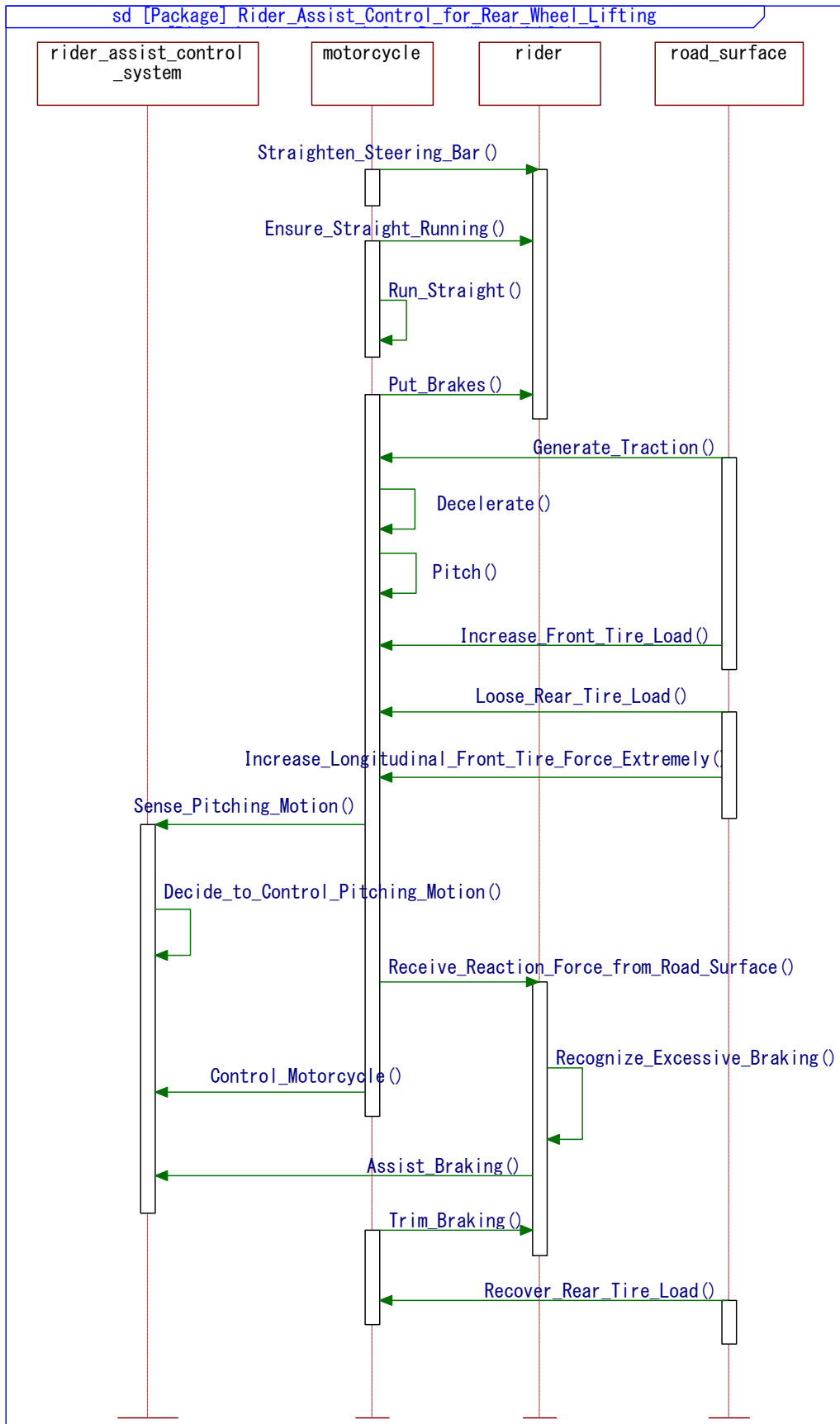


Fig. 2.6 Sequence diagram for realizing "Rider assist control for rear wheel lifting" use case

Fig. 2.1 に、コンテクストレベルでのライダーアシスト制御システムのユースケース図を示す。「ライダーアシスト制御システム」の運用シナリオ、すなわちユースケースは、システムの境界を示す四角い枠で囲まれた楕円で示されている。システム境界の左右には、ライダーアシスト制御システムの外部システムである二輪自動車、ライダーおよび路面が示されている。これら外部システムは、システムアクターとして定義されている。操舵系、後輪フレームなどからなる二輪自動車は、その各構成要素を代表している。この図では、「ライダーアシスト制御システム」のユースケースが、二輪自動車とライダーだけでなく、路面とも関連があることが明示されている。ライダーは二輪自動車に対して操縦操作を行うだけでなく、ライダー自身の上体の傾きも、二輪自動車の走行に影響を与える。また、路面はタイヤ接地点での路面摩擦の他、路面の傾きや凹凸などによって走行に影響を与える。

### **ライダーアシスト制御システムの運用シナリオ**

ライダーアシスト制御システムは、ライダーが二輪自動車の姿勢を安定化できないとき速やかに制御を施し、ライダーの操縦をアシストする。「ライダーアシスト制御システム」の運用シナリオとして、「二輪自動車の制動時に、何らかの横力を受けて車体が転倒に至る場合と、過大な制動力が原因で後輪の浮き上がりが生じる場合に対して、ライダーが姿勢を安定化できないときに、ライダーの操縦をアシストする」場合を考える。ライダーアシスト制御システムの運用シナリオは、ライダーの操縦をアシストする状況に応じて、2つに分けられる。

制動中の転倒については、「制動時、小石・段差への乗り上げや滑りやすい路面を通過するなど、路面から前輪への外乱を受けて車体が傾いた場合、ライダーが姿勢を安定化できないときに、ライダーの操縦をアシストし、二輪自動車を安定化させる」場合を考える。制動時の二輪自動車は、ライダー上体の傾き、あるいは路面の傾きや凹凸などにより、車体が緩やかに傾いている場合もある。ライダーが意図的に大きく車体を傾けて制動を開始する場合については、ライダーが操縦のアシストを望まない場合も多く考えられるため、本論文では運用シナリオの対象外とする。ここでは、二輪自動車の車体が緩やかな傾きを持った状態での制動を、旋回制動であると考え。そして「二輪自動車が直立した状態での制動」と「二輪自動車が傾きを持った状態での制動」ではライダーの操作が異なるため、これらを2つに分けて考慮する必要がある。また、ライダーの姿勢などによっては、ハンドルを少し切った状態でライダーが制動を開始する場合が起こり得るため、この場合についても考慮する必要がある。以上より、制動時の転倒に関しては、1.「直進制動時に外乱を受けたとき」、2.「旋回制動時に外乱を受けたとき」、3.「旋回中に制動を開始したとき」の、3つのシナリオに分けることができる。これらの場合について、ライダーが姿勢を安定化できないときには、ライダーの操縦をアシストする。

次に、急制動時の後輪浮き上がりについては、「直進での急制動時において、ライダーが過大な制動力を与えて後輪の浮き上がりがあった場合、ライダーが姿勢を安定化できないときには、ライダーの操舵をアシストし、二輪自動車を安定化させる」場合を考える。なお、旋回制動時に過大な

制動力を与えた場合には、1.2 節で述べたとおり操舵軸周りに発生する回転トルクによって二輪自動車の挙動が複雑になり、解析を行うことが困難である。このため、本論文では運用シナリオの対象外とする。

このように、ライダーアシスト制御システムの運用シナリオは、4 つに細分化することができる。次に、ユースケース図を用いて、外部システムとの関係性、すなわちインターフェースを振る舞いとして記述する。

### **シーケンス図を用いたライダーアシスト制御システムの振る舞いの記述**

Fig. 2.2 のシーケンス図は、コンテキストレベルのユースケース「ライダーアシスト制御」を実現するための、「ライダーアシスト制御システム」の動作を示す。図中のブロックは、左側よりライダーアシスト制御システム、二輪自動車、ライダー、路面を示している。「opt」で示される枠は、オプション複合フラグメントと呼ばれ、ある条件を満たした場合にのみ実行される動作を示す。

ライダーアシスト制御システムの運用シナリオに応じ、「Ref」の枠内の4つのサブシーケンスに分けて示している。4つのサブシーケンスはそれぞれ、以下のシナリオに基づいている。

Fig. 2.3 に「直進制動時に外乱を受けたときのライダーアシスト制御」のシーケンス図を示す。ライダーは、ハンドルを車体前方に向け、車体が傾いていないことを確認した後、制動を開始する。二輪自動車の車速はタイヤと路面の摩擦によって減速し、車体のピッチ角が増加する。これによって前輪荷重が増加する。路面からの外乱を受けたときには、車体が傾き、タイヤ横力が増加する。ライダーはハンドルの動きなどで路面から外乱を受けたことを認識し、操舵を行うことで車体を直進させようとする。ライダーアシスト制御システムは、車体のローリング動作を検知し、ローリング動作抑制の決定を行なう。そしてライダーが二輪自動車を安定化することができないとき、ライダーアシスト制御システムは前輪の操舵をアシストすることで車体を安定化させる。

Fig. 2.4 に「旋回制動時に外乱を受けたときのライダーアシスト制御」のシーケンス図を示す。ここでは、ライダーはブレーキをかけた後に車体のローリング動作に気づき、ハンドルを車体の前方に向けようとする。ここで路面からの外乱を受けたときには、車体がさらに傾き、タイヤ横力が増加する。ライダーはハンドルの挙動などで路面から外乱を受けたことを認識し、操舵を行なって車体を直進させようとする。ライダーアシスト制御システムは、車体のローリング動作を検知し、ローリング動作抑制の決定を行なう。そしてライダーが二輪自動車を安定化することができないとき、ライダーアシスト制御システムは前輪の操舵をアシストすることで車体を安定化させる。なお、直進制動時と異なり、旋回制動時には、小石などへの乗り上げだけでなく、滑りやすい路面の通過することによって、走行安定性が失われる場合がある。

Fig. 2.5 に、「旋回中に制動を開始したときのライダーアシスト制御」のシーケンス図を示す。ライダーがハンドルを切ったままでブレーキをかけたときには、制動を行うことによってハンドルがさらに切れ込み、車体の傾きが大きくなって不安定化する。ライダーが旋回をつづけようとする場合、車体を安定化させるために制動力を緩める必要がある。ライダーが二輪自動車を安定化するこ



とができないとき、ライダーアシスト制御システムは前輪の操舵をアシストし、車体を安定化させる。

次に、Fig. 2.6 に「後輪の浮き上がりがあるときのライダーアシスト制御」のシーケンス図を示す。ライダーはハンドルを車体の前方に向け、車体が直立していることを確認した後に、制動を開始する。タイヤと路面の摩擦によって、二輪自動車の車速が減速する。制動力が過大であるとき、タイヤ前後力によって、車体のピッチ角も増加する。後輪の浮き上がり現象は、ピッチ角が一定以上になると発生する。ライダーは、フロントサスペンションストロークや車体挙動の変化から制動力が過大であることを認識し、前輪ブレーキを調整することで、車体のピッチ角を小さくして後輪の浮き上がり現象の発生を防ごうとする。ライダーアシスト制御システムは、車体のピッチング動作を検知して、ピッチング動作抑制の決定を行なう。ライダーがピッチ角の増加を防ぐことができないときには、前輪制動力を減じてライダーの制動をアシストし、車体を安定化させる。ライダーの意図した減速度を保つためには、後輪に制動トルクを与える必要がある。

### 2.1.3. ライダーアシスト制御システムの妥当性確認のためのテストケース

ユースケース「ライダーアシスト制御」を実現するためのシーケンスより、4章および5章で行うライダーアシスト制御システムの妥当性確認のための検証項目を考察する。

Fig. 2.2, Fig. 2.3 より、ライダーが二輪自動車の制動中に外乱を受けたとき、ライダーアシスト制御システムが車体を安定化させ、前輪の操舵をアシストするテストケースが考えられる。これをテストケース1とする。

次に、Fig. 2.4 より、旋回制動時に外乱を受けたときに前輪の操舵をアシストするテストケースが考えられる。旋回制動時には、小石への乗り上げなど直進制動時と同様の外乱の他、滑りやすい路面の通過による路面反力の変化も路面から受ける外乱として考慮する必要がある。したがって、旋回制動時に、路面から外乱を受ける場合をテストケース2、滑りやすい路面を通過する場合をテストケース3とする。

また、Fig. 2.5 では、ライダーが操舵トルクを与え続けたままで制動を行うときに、ライダーアシスト制御システムが車体を安定化させ、前輪の操舵をアシストするテストケースが考えられる。これをテストケース4とする。

Fig. 2.6 より、ライダーが過大な制動力を与えて後輪の浮き上がり現象が発生するような場合には、ライダーアシスト制御システムが後輪の浮き上がり現象を防止し、ブレーキをアシストするテストケースが考えられる。これをテストケース5とする。

以上のテストケースは、次のようにまとめられる。

テストケース1：

直進制動時に外乱を受けたとき、ライダーアシスト制御システムが前輪の操舵をアシストし、走行を安定化させる。

テストケース 2 :

旋回制動時に外乱を受けたとき、ライダーアシスト制御システムが前輪の操舵をアシストし、走行を安定化させる。

テストケース 3 :

旋回制動時に滑りやすい路面を通過したとき、ライダーアシスト制御システムが前輪の操舵をアシストし、走行を安定化させる。

テストケース 4 :

旋回中にライダーが操舵トルクを与え続けたままで制動を行ったとき、ライダーアシスト制御システムが前輪の操舵をアシストし、走行を安定化させる。

テストケース 5 :

直進での急制動時にライダーが過大な制動力を与えて後輪の浮き上がりが起こりそうなとき、ライダーアシスト制御システムがブレーキをアシストし、後輪の浮き上がり現象を防止する。

本論文で取り扱う走行速度域は、1.1.1 節で示した二輪自動車の事故発生時に多い危険認知速度より中低速度を考慮し、16.7 m/s (60 km/h) を基準とする。減速度に関しては、 $-6 \text{ m/s}^2$  以上での制動を急制動とする。この減速度は、日本国内で大型自動二輪免許の検定時に課される急制動試験（時速 40 km/h 以上より制動を開始し、11m 以内に停止）と同程度である。通常の制動時の減速度としては、普通自動二輪免許の検定時に課される急制動試験（時速 30 km/h 以上より制動を開始し、8 m 以内に停止）と同程度の $-4 \text{ m/s}^2$ を基準とする。

また、文献 [28]には、車速が 8.3 m/s (30 km/h)での直進走行時に操舵軸周りへ外乱が入力された時のロール角応答特性が示されており、そのロール角の最大値は約  $9^\circ$ である。この結果を参考に、旋回性同時のロール角として  $10^\circ$ 未満程度を考慮する。

本論文で行う設計と検証のシミュレーションには力学モデルを用いる。このために必要となる力学モデルの特徴を、シーケンス図をまとめることで明らかにすることができる。

Fig. 2.3 のシーケンス図より、力学モデルは、タイヤ横力の限界とピッチング動作を再現できる必要のあることがわかる。タイヤ横力については、実際のタイヤが有するタイヤ横力の非線形特性を再現することで、その限界を表すことができる。また、サスペンションの伸縮とライダーの前傾姿勢を考慮することで、ピッチング動作を再現することができる。

Fig. 2.6 のシーケンス図では、後輪の浮き上がりの発生を再現する必要がある。このためには、サスペンションが伸縮するだけでなく、そのストロークが限界に達した状態を再現する必要がある。また、タイヤの接地が失われる際の状態についても再現する必要がある。

### 2.1.4. アナリシスレベル 1 での概念設計

Fig. 2.2 ~ Fig. 2.6 のコンテキストレベルのシーケンス図に示した振る舞いより，コンテキストレベルのユースケースは，Fig. 2.7 の下段に示すように階層的に分解することができる．この図より，ライダーアシスト制御システムは，二輪自動車の安定化，転倒の判断，後輪の浮き上がりの判断，

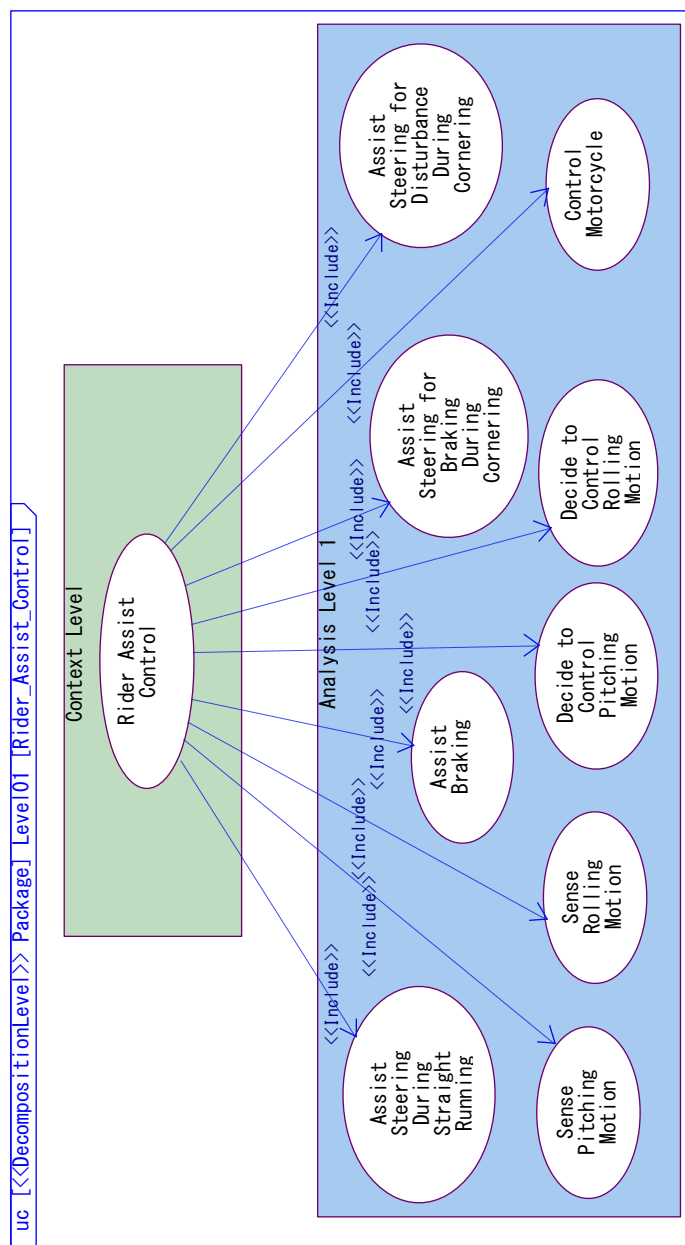


Fig. 2.7 Hierarchical decomposition of use cases from context level to analysis level 1

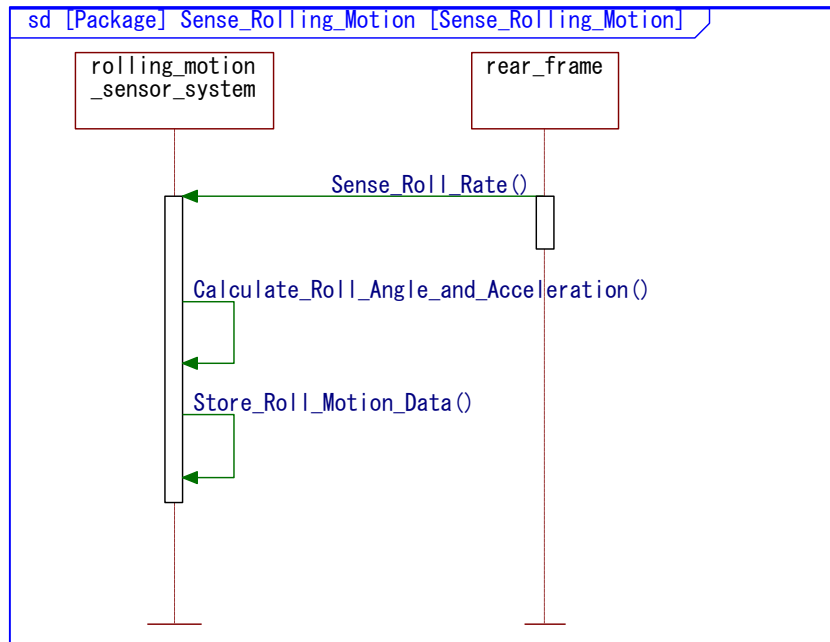


Fig. 2.8 Sequence diagram for realizing "Sense rolling motion" use case

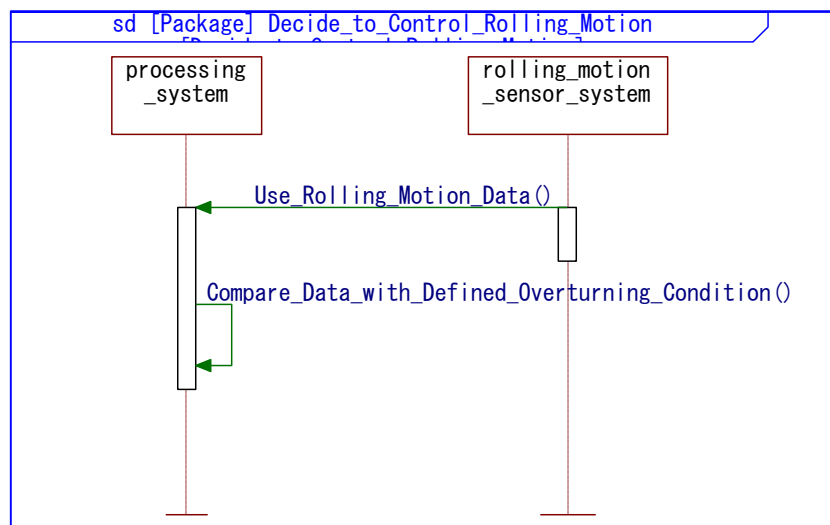


Fig. 2.9 Sequence diagram for realizing "Decide to control rolling motion" use case

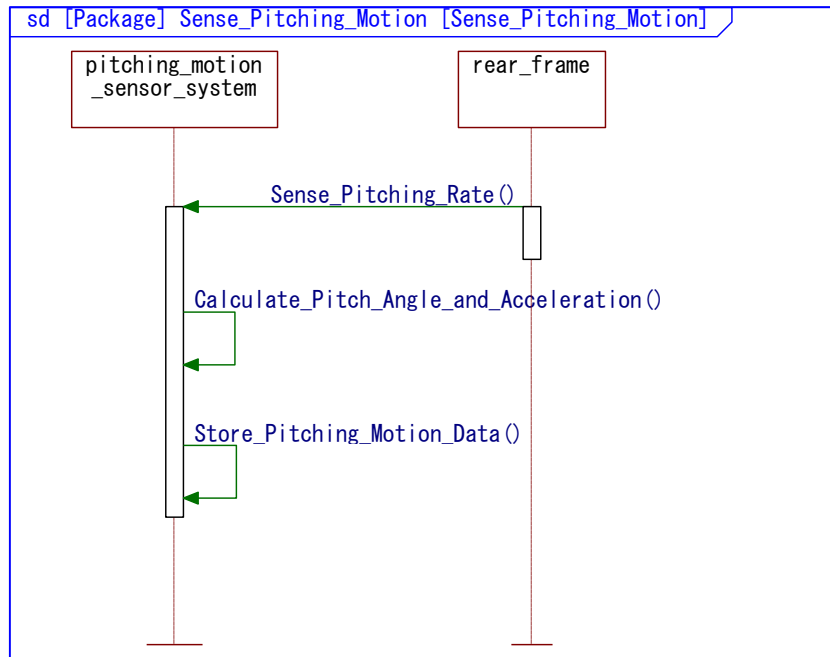


Fig. 2.10 Sequence diagram for realizing "Sense pitching motion" use case

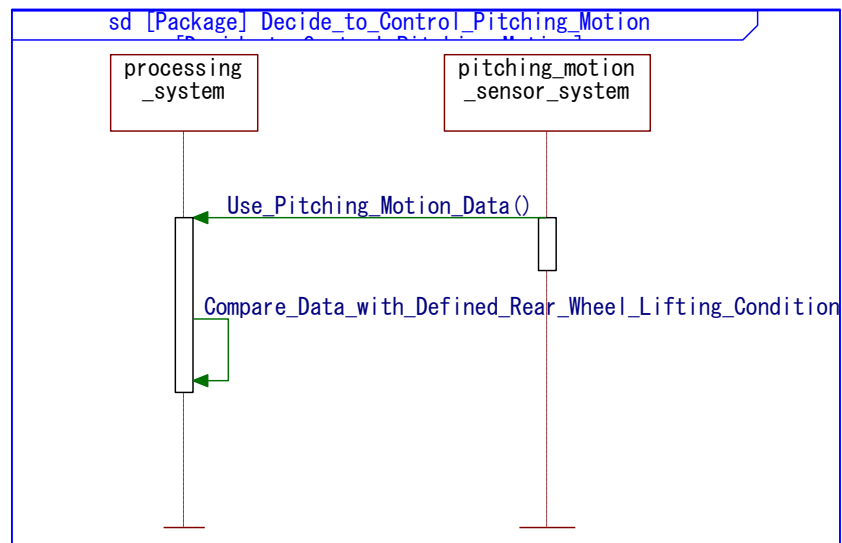


Fig. 2.11 Sequence diagram for realizing "Decide to control pitching motion" use case

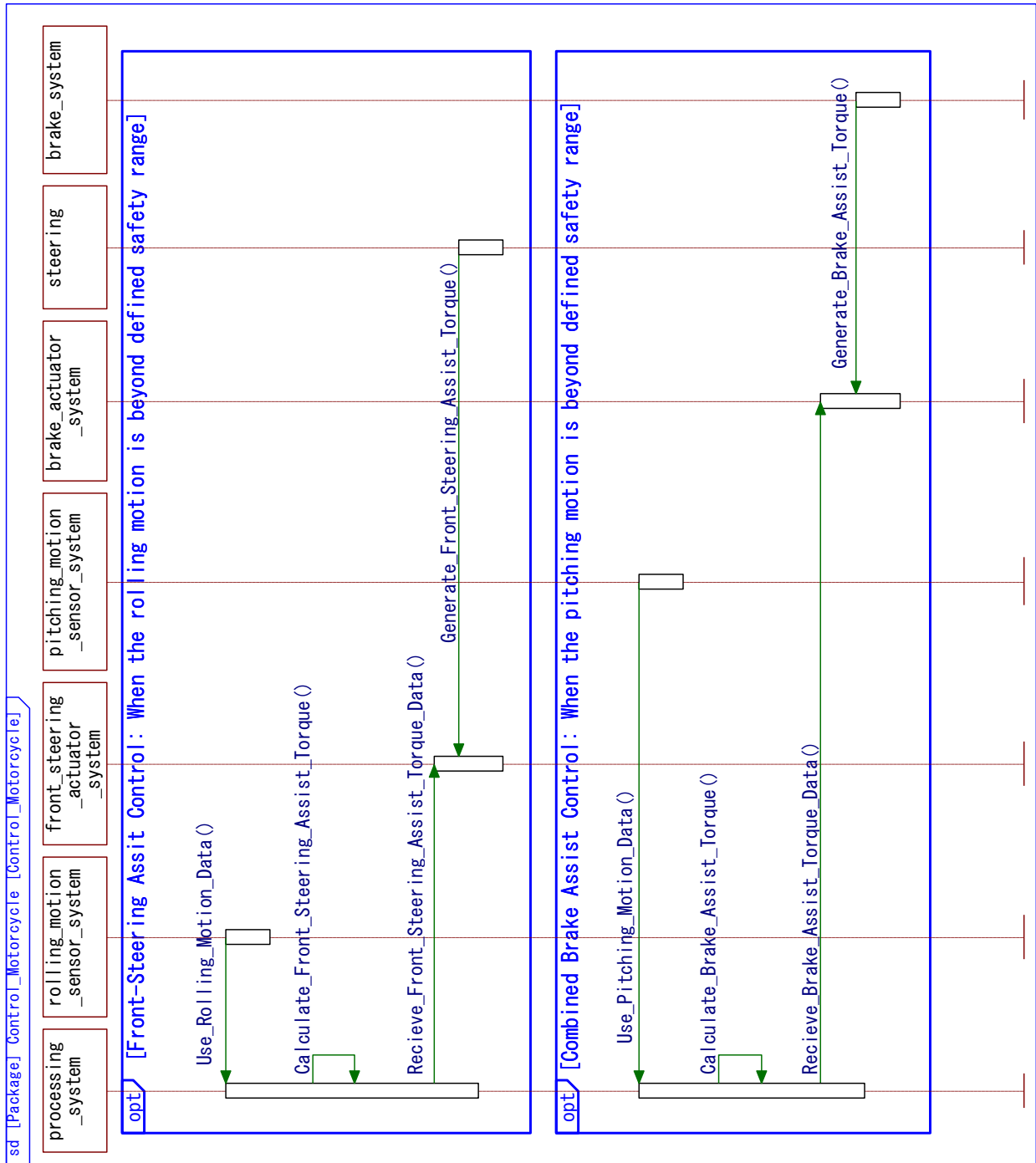


Fig. 2.12 Sequence diagram for realizing "Control motorcycle" use case

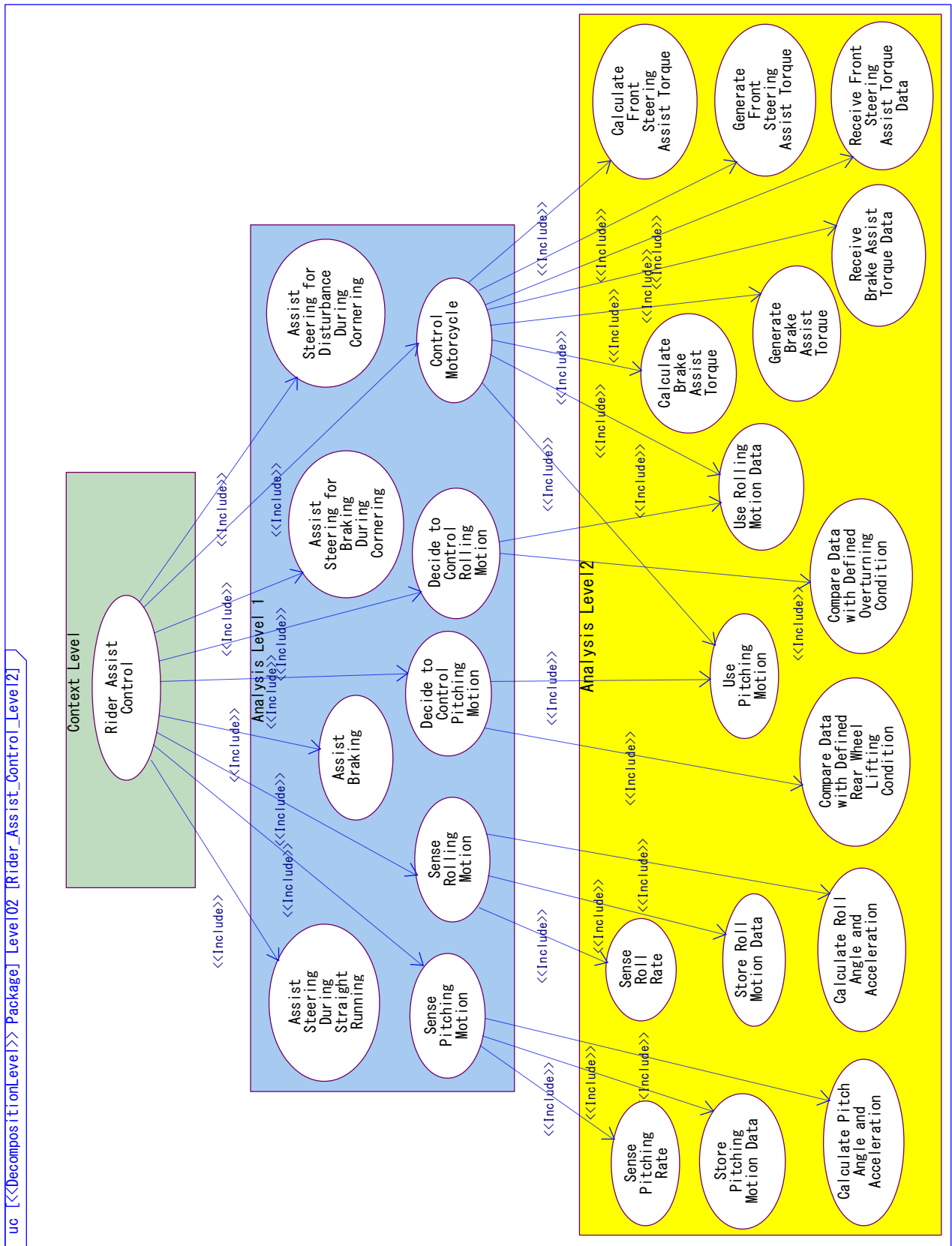


Fig. 2.13 Hierarchical decomposition of use cases from context level to analysis level 2

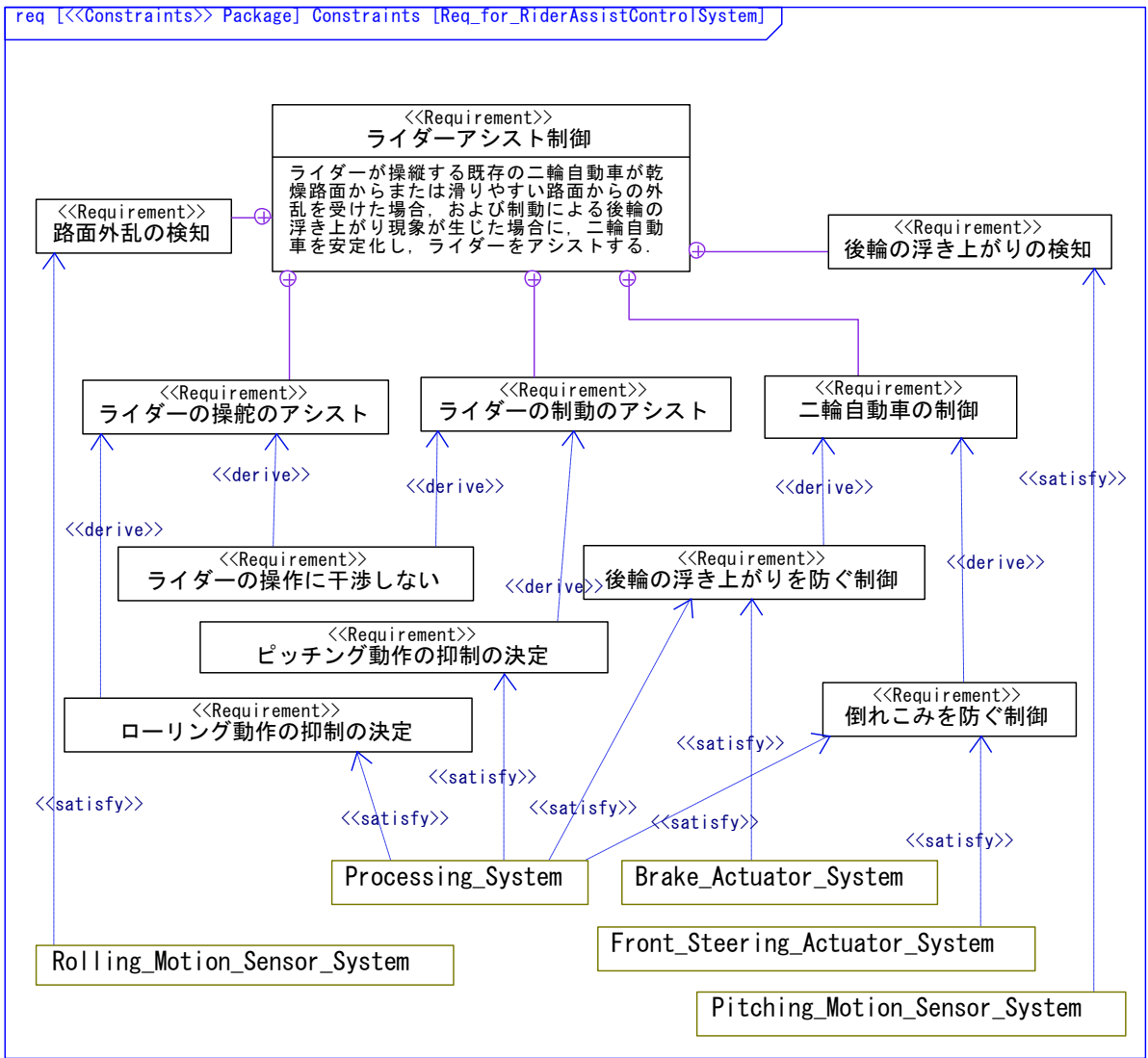


Fig. 2.14 Requirement diagram

ローリング動作の検知、ピッチング動作の検知を機能として持つことがわかる。これらの機能は、アナリシスレベル1のユースケースとなる。

Fig. 2.8のシーケンス図は、アナリシスレベル1のユースケース「ローリング動作の検知」を実現するための、「ローリング動作の検知システム」の動作を示す。ローリング動作の検知システムは後輪フレームのロールレートを検出し、ロール角とロール角加速度を算出して保持する。

Fig. 2.9のシーケンス図は、アナリシスレベル1のユースケース「ローリング動作の抑制の決定」を実現するための、「プロセッシングシステム」と「ローリング動作の検知システム」の動作を示す。プロセッシングシステムは、ローリング動作の検知システムに保持されたデータを読み出し、予め定義された転倒の条件と比較する。

Fig. 2.10のシーケンス図は、アナリシスレベル1のユースケース「ピッチング動作の検知」を実現するための、「ピッチング動作の検知システム」の動作を示す。ピッチング動作の検知システムは後輪フレームのピッチレートを検出し、ピッチ角とピッチ角加速度を算出して保持する。



Fig. 2.11 のシーケンス図は、アナリシスレベル 1 のユースケース「ピッチング動作の抑制の決定」を実現するための、「プロセッシングシステム」と「ピッチング動作の検知システム」の動作を示す。プロセッシングシステムは、ピッチング動作の検知システムに保持されたデータを読み出し、予め定義された後輪の浮き上がりの条件と比較する。

Fig. 2.12 のシーケンス図は、アナリシスレベル 1 のユースケース「二輪自動車の制御」を実現するための、「プロセッシングシステム」、「ローリング動作の検知システム」、「前輪操舵アクチュエータシステム」、「ピッチング動作の検知システム」および「ブレーキアクチュエータシステム」の動作を示す。ローリング動作が予め定義された安全な範囲を超える場合、前輪操舵アシスト制御が施される。このとき、プロセッシングシステムは、ローリング動作の検知システムを用いて必要な前輪操舵アシストトルクを計算する。前輪操舵アクチュエータシステムは前輪操舵アシストトルクのデータを受け取り、操舵系にトルクを生成する。ピッチング動作が予め定義された安全な範囲を超える場合には、コンバインドブレーキアシスト制御が施される。このとき、プロセッシングシステムは、ピッチング動作の検知システムを用いて必要なブレーキアシストトルクを計算する。ブレーキアクチュエータシステムがブレーキアシストトルクのデータを受け取り、ブレーキシステムにブレーキアシストトルクを生成する。

アナリシスレベル 1 のシーケンス図に記載した各サブシステム間のインターフェースの機能より、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ことができる。Fig. 2.13 に、コンテキストレベルからアナリシスレベル 2 まで階層的に分解したユースケースを示す。

アナリシスレベル 1 のユースケース「ローリング動作の検知」は、「後輪フレームのロールレートを検出」と「ロール角とロール角加速度の計算」、「ローリング動作データの保持」に分解できる。ユースケース「ローリング動作の抑制の決定」は、「ローリング動作データの使用」および「定義された転倒の条件との比較」に分解できる。また、ユースケース「ピッチング動作の検知」は「後輪フレームのピッチレートを検出」と「ピッチ角とピッチ角加速度の計算」、「ピッチング動作データの保持」に分解できる。「ピッチング動作の抑制の決定」は「ピッチング動作データの使用」および「定義された後輪の浮き上がりの条件との比較」に分解できる。

ユースケース「二輪自動車の制御」は、「倒れこみを防ぐ制御」と「後輪の浮き上がりを防ぐ制御」に分けられる。これは「ローリング動作データの使用」、「前輪操舵アシストトルクの計算」、「前輪操舵アシストトルクデータの読み込み」、「前輪操舵アシストトルクの生成」、「ピッチング動作データの使用」、「ブレーキアシストトルクの計算」、「ブレーキアシストトルクデータの読み込み」および「ブレーキアシストトルクの生成」に分解する。以上をまとめ、Fig. 2.14 にシステムの要求図を示す。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。

アナリシスレベル 1 の分析では、ライダーアシスト制御システムとして、操舵をアシストするための前輪操舵アシスト制御システムと、後輪の浮き上がりを抑制するためのコンバインドブレーキアシスト制御システムの 2 つの制御システムが必要であることがわかった。

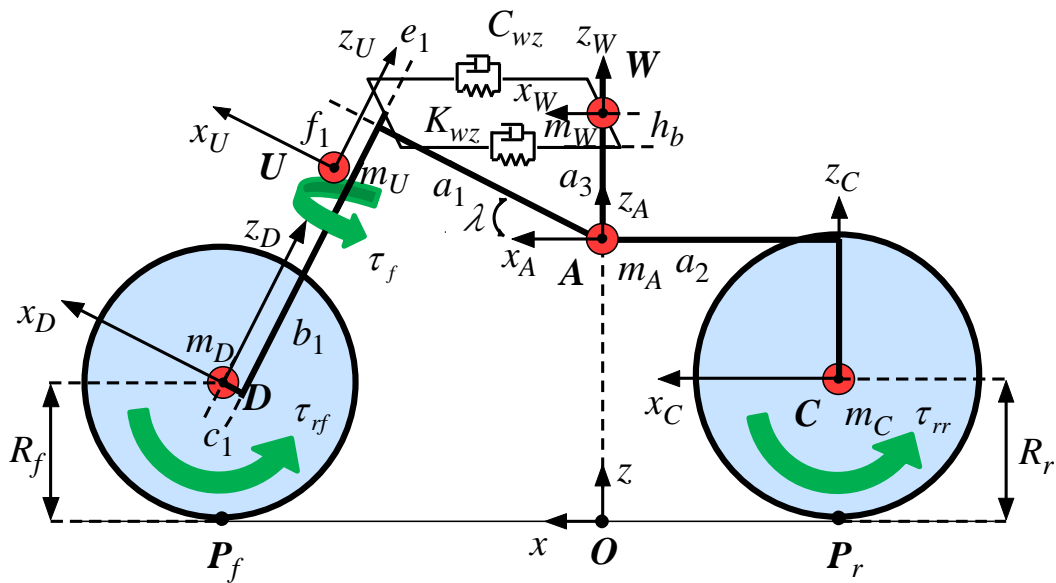
前輪操舵アシスト制御に関しては、まず 2.2. 節でタイヤ力の非線形特性について考察する。つぎに 2.4. 節では前後のサスペンションを含め、車体とライダーのピッチング動作を含む 13 自由度のライダー - 二輪自動車の力学モデルを構築する。そして、この力学モデルを用いて、3 章では運動解析を行う。この解析結果に基づき、4 章で前輪操舵アシスト制御システムの設計・検証を行う。

コンバインドブレーキアシスト制御の設計については、5 章で行う。まず、後輪の浮き上がりを再現するために力学モデルの詳細化を行い、試験車両に基づくパラメータを持ち、サスペンションストロークの限界とタイヤの非接地を再現することのできる力学モデルを構築する。そして、実車での制動試験結果とシミュレーション結果の整合性を確認する。そして実測結果との整合性を確認した力学モデルを用いて後輪の浮き上がりを予測し、コンバインドブレーキアシスト制御システムの設計・検証を行う。

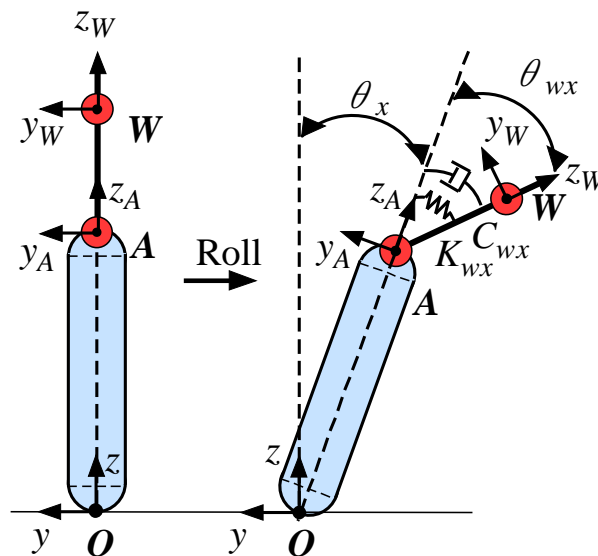
## 2.2. ライダー - 二輪自動車系の非線形状態空間モデルとタイヤ力の非線形特性

### 2.2.1. 10 の運動学的自由度を持つライダー - 二輪自動車系の非線形状態空間モデル

Fig. 2.15 に 10 の運動学的自由度を持つライダー - 二輪自動車系の力学モデル [32]を示す. 二輪自動車は, 後輪フレーム (ライダーの下体, 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 剛体で構成される [29], [30]. Fig. 2.15 では, 慣性座標系の原点を  $O$  とし, 後輪フレームの重心  $A$  の地面への垂直投影点にとる. 5 つの剛体の重心を各々,  $W$ : ライダーの上体の重心,  $A$ : 後輪フレームの重心,  $U$ : 前輪フ



(a) Side view



(b) Front view

Fig. 2.15 10 degrees of freedom dynamical model of rider-motorcycle system

レームの重心,  $C$ : 後輪の重心,  $D$ : 前輪の重心として, 各剛体の座標系をそれぞれの基準座標系にとる. 各剛体の質量は各々,  $m_W$ : ライダーの上体の質量,  $m_A$ : 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,  $m_D$ : 前輪の質量で表わす. また, 記号  $R$  は車輪の半径で,  $R_r$ : 後輪半径,  $R_f$ : 前輪半径である. 記号  $\tau$  はトルクを表わし,  $\tau_{fr}$ : ライダーからの操舵トルク,  $\tau_{fc}$ : 前輪操舵アシスト機構が生じる操舵制御トルク,  $\tau_{rr}$ : 後輪駆動トルク,  $\tau_{rf}$ : 前輪駆動トルクとする.

ライダー上体はハンドル軸中心から長さ 0.3 m のハンドルバーへ, ばね  $K_{wz}$  およびダンパ  $C_{wz}$  を介して結合している [32], [62]. また, ライダーの上体は  $x$  軸まわりに回転ばね  $K_{wx}$  およびダンパ  $C_{wx}$  で後輪フレームと結合され [54], 結合点を中心として受動的な運動を行うものとする [32]. ライダー - 二輪自動車系の諸元を Table 2.1 に, ばね定数および減衰係数を Table 2.2 に示す. 車両は文献 [63]を参照した.

後輪フレームの重心位置  $\mathbf{R}_{OA}$ , 後輪フレームのオイラー角  $\Theta_{OA}$ , 前輪操舵角  $\delta$ , ライダーの上体のリーン角  $\theta_{wx}$ , 後輪回転角  $\theta_r$ , 前輪回転角  $\theta_f$  を用い, 一般化座標  $\mathbf{Q}$  を次のように定義する.

$$\mathbf{Q} = [\mathbf{R}_{OA}^T \quad \Theta_{OA}^T \quad \delta \quad \theta_{wx} \quad \theta_r \quad \theta_f]^T \quad (2.1)$$

ただし, 上付きの添え字  $T$  は転置を表す.  $C_{OA}$  を後輪フレームの座標系  $A$  から慣性座標系  $O$  への回転行列とすると,  $\dot{\mathbf{R}}_{OA} = C_{OA} \mathbf{V}'_{OA}$  の関係を有する  $\mathbf{V}'_{OA}$  を用い, 一般化速度  $\mathbf{S}$  を

$$\mathbf{S} = [\mathbf{V}'_{OA}^T \quad \dot{\Theta}_{OA}^T \quad \dot{\delta} \quad \dot{\theta}_{wx} \quad \dot{\theta}_r \quad \dot{\theta}_f]^T \quad (2.2)$$

と定義する. 上付のダッシュがない場合には慣性座標系で表されたことを, ダッシュがある場合は各剛体の基準座標系によって表わされたことを意味する. 各剛体の質量行列  $\mathbf{M}'_i$ , 慣性行列  $\mathbf{J}'_i$ , 速度行列  $\mathbf{\Lambda}'_{oi}$ , 力行列  $\mathbf{\Gamma}'_{oi}$  をそれぞれ, 次のように定義する.

$$\begin{aligned} \mathbf{M}'_i &= m_i \cdot \mathbf{I}_{3 \times 3} \\ \mathbf{J}'_i &= \text{diag}[I_{oi_{xx}} \quad I_{oi_{yy}} \quad I_{oi_{zz}}] \\ \mathbf{\Lambda}'_{oi} &= \begin{bmatrix} \mathbf{V}'_{oi} \\ \mathbf{\Omega}'_{oi} \end{bmatrix} \\ \mathbf{\Gamma}'_{oi} &= \begin{bmatrix} \mathbf{F}'_{oi} - \tilde{\mathbf{\Omega}}'_{oi} \mathbf{M}'_i \mathbf{V}'_{oi} \\ \mathbf{N}'_{oi} - \tilde{\mathbf{\Omega}}'_{oi} \mathbf{J}'_i \mathbf{\Omega}'_{oi} \end{bmatrix} \quad (i: A, U, C, D \text{ and } W) \end{aligned} \quad (2.3)$$

ここで,  $\mathbf{F}'_{oi}$  は各剛体の力ベクトル,  $\mathbf{N}'_{oi}$  は各剛体のトルクベクトルである. 各剛体のニュートン - オイラー方程式は以下のように表される.

$$\mathbf{m}^H \cdot \dot{\mathbf{H}} = \mathbf{f}^H \quad (2.4)$$

Table 2.1 Specification of rider-motorcycle system

Mass	$m_A$	$m_U$	$m_W$	$m_C$	$m_D$
[kg]	164.4	15.5	48.9	19.2	10.9
Inertia [kgm <sup>2</sup> ]	$I'_{OAxx}$	$I'_{OUxx}$	$I'_{OWxx}$	$I'_{OCxx}$	$I'_{ODxx}$
	26.0	1.74	4.75	0.41	0.26
	$I'_{OAyy}$	$I'_{OUyy}$	$I'_{OWyy}$	$I'_{OCyy}$	$I'_{ODyy}$
	24.7	0.30	0	1.68	0.47
	$I'_{OAzx}$	$I'_{OUzx}$	$I'_{OWzx}$	$I'_{OCzx}$	$I'_{ODzx}$
26.3	0.40	4.75	0.41	0.26	
Length [m]	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$h_b$	-
	0.545	0.523	0.359	0.300	-
	$b_1$	$b_2$	$c_1$	$f_1$	$e_1$
	0.707	0.307	0.050	0.130	0.049
	$R_r$	$R_f$	-	-	-
	0.312	0.299	-	-	-

Table 2.2 Specification of spring constants and damping coefficients

Rotational spring constant [Nm/rad]	$K_{wx}$
	350
Rotational damping coefficient [Nms/rad]	$C_{wx}$
	20
Spring constant [N/m]	$K_{wz}$
	172.2
Damping coefficient [Ns/m]	$C_{wz}$
	26.4

ただし,

$$\begin{aligned}
 \mathbf{m}^H &= \text{diag}[\mathbf{M}'_A \quad \mathbf{M}'_U \quad \mathbf{M}'_C \quad \mathbf{M}'_D \quad \mathbf{M}'_W] \\
 \mathbf{H} &= [\Lambda'^T_{OA} \quad \Lambda'^T_{OU} \quad \Lambda'^T_{OC} \quad \Lambda'^T_{OD} \quad \Lambda'^T_{OW}]^T \\
 \mathbf{f}^H &= [\Gamma'^T_{OA} \quad \Gamma'^T_{OU} \quad \Gamma'^T_{OC} \quad \Gamma'^T_{OD} \quad \Gamma'^T_{OW}]^T
 \end{aligned} \tag{2.5}$$

力行列  $\mathbf{f}^H$  は、タイヤ力など、各剛体に加わる力とトルクを含む。一般化座標  $\mathbf{Q}$  と一般化速度  $\mathbf{S}$  の間には

$$\dot{\mathbf{Q}} = \frac{\partial \dot{\mathbf{Q}}}{\partial \mathbf{S}} \mathbf{S} = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{OA} & \mathbf{O}_{3 \times 7} \\ \mathbf{O}_{7 \times 3} & \mathbf{I}_{7 \times 7} \end{bmatrix} \cdot \mathbf{S} \tag{2.6}$$

の関係が成り立つ。一般化速度  $\mathbf{S}$  と式(2. 5)の速度行列  $\mathbf{H}$  より、ケインの部分速度は  $\partial\mathbf{H}/\partial\mathbf{S}$  で求められる。質量行列  $\mathbf{m}^S$  と力行列  $\mathbf{f}^S$  を

$$\begin{aligned}\mathbf{m}^S &= \left(\frac{\partial\mathbf{H}}{\partial\mathbf{S}}\right)^T \cdot \mathbf{m}^H \cdot \left(\frac{\partial\mathbf{H}}{\partial\mathbf{S}}\right) \\ \mathbf{f}^S &= \left(\frac{\partial\mathbf{H}}{\partial\mathbf{S}}\right)^T \cdot \left(\mathbf{f}^H - \mathbf{m}^H \cdot \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial\mathbf{H}}{\partial\mathbf{S}}\right) \cdot \mathbf{S}\right)\end{aligned}\tag{2. 7}$$

とすると、非線形運動方程式を以下のとおり得ることができる [64].

$$\mathbf{m}^S \cdot \dot{\mathbf{S}} = \mathbf{f}^S\tag{2. 8}$$

一般化座標  $\mathbf{Q}$  および一般化速度  $\mathbf{S}$  からなる状態ベクトル  $\mathbf{x}$ , および後輪制駆動トルク  $\tau_{rr}$ , 前輪制動トルク  $\tau_{rf}$ , 前輪操舵トルク  $\tau_f$  からなる入力ベクトル  $\mathbf{u}$

$$\mathbf{x} = [\mathbf{Q}^T \ \mathbf{S}^T]^T, \mathbf{u} = [\tau_{rr} \ \tau_{rf} \ \tau_f]^T\tag{2. 9}$$

を用いて、式(2. 6), (2. 8)より、次の非線形状態方程式を得ることができる。

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}_S \cdot \mathbf{x} + \mathbf{B}_S \cdot \mathbf{u} + \mathbf{E}_S\tag{2. 10}$$

ただし、

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

### 2.2.2. タイヤカルの非線形特性

$\mathbf{e}_y$  を  $y$  軸方向の単位ベクトル、 $\mathbf{e}_z$  を  $z$  軸方向の単位ベクトルとすると、式(2. 5)の力行列  $\mathbf{f}^H$  に含まれる後輪  $C$  と前輪  $D$  に加わる外力とトルク [29]は、次のように表される。

$$\begin{aligned}\mathbf{F}'_{OC} &= \mathbf{C}_{OC}^T \cdot \mathbf{F}_{OC} = -\mathbf{C}_{OC}^T \cdot (m_C \cdot g \cdot \mathbf{e}_z - \mathbf{f}_{CP}) \\ \mathbf{F}'_{OD} &= \mathbf{C}_{OD}^T \cdot \mathbf{F}_{OD} = -\mathbf{C}_{OD}^T \cdot (m_D \cdot g \cdot \mathbf{e}_z - \mathbf{f}_{DP}) \\ \mathbf{N}'_{OC} &= \tau_r \cdot \mathbf{C}_{OC}^T \cdot \mathbf{e}_z + \tilde{\mathbf{R}}_{CP} \cdot \mathbf{C}_{OC}^T \cdot \mathbf{f}_{CP} + \tau_{rr} \cdot \mathbf{e}_y \\ \mathbf{N}'_{OD} &= \tau_f \cdot \mathbf{C}_{OD}^T \cdot \mathbf{e}_z + \tilde{\mathbf{R}}_{DP} \cdot \mathbf{C}_{OD}^T \cdot \mathbf{f}_{DP} + \tau_{rf} \cdot \mathbf{e}_y\end{aligned}\tag{2. 11}$$

ここで、 $g$  は重力定数、 $\tau_{rr}$  は後輪のセルフアライニングトルク、 $\tau_{rf}$  は前輪のセルフアライニングトルクである。 $\mathbf{R}_{CP}$ ,  $\mathbf{R}_{DP}$  は、それぞれ後輪と前輪の重心  $C, D$  の座標系で表わした接地点  $P_r, P_f$  の位置

である。上に記号~のついた行列は、ベクトルの外積演算子を示す。また、 $\mathbf{f}_{CP}$ ,  $\mathbf{f}_{DP}$  は、それぞれ接地点  $P_r$  と  $P_f$  に加わる外力で、式(2.12)のように示される。

$$\begin{aligned}\mathbf{f}_{CP} &= F_{Cx} \cdot D_{OCxx} + F_{Cy} \cdot \tilde{\mathbf{e}}_z \cdot D_{OCxx} + F_{Cz} \cdot \mathbf{e}_z \\ \mathbf{f}_{DP} &= F_{Dx} \cdot D_{ODxx} + F_{Dy} \cdot \tilde{\mathbf{e}}_z \cdot D_{ODxx} + F_{Dz} \cdot \mathbf{e}_z\end{aligned}\quad (2.12)$$

ただし、 $D_{OCxx}$  と  $D_{ODxx}$  は、後輪と前輪の基準座標系における  $x$  軸方向の単位ベクトル  $\mathbf{e}_x$  を、慣性座標系  $O$  へそれぞれ座標変換したもので、

$$D_{O^*xx} = \frac{-\tilde{\mathbf{e}}_z \cdot C_{O^*} \cdot \mathbf{e}_y}{|-\tilde{\mathbf{e}}_z \cdot C_{O^*} \cdot \mathbf{e}_y|}\quad (2.13)$$

である。ここで下付き添え字\*は  $C$  または  $D$  を表わす。式(2.12)において、 $F_{*x}$  は  $D_{O^*xx}$  方向に加わるタイヤ前後力である。また  $F_{*y}$  は、慣性座標系  $O$  の  $x$ - $y$  平面上において、 $D_{O^*xx}$  と垂直な方向に加わるタイヤ横力である。 $F_{*z}$  は鉛直方向に加わるタイヤの垂直荷重である。タイヤコーナリングフォースは、進行方向  $\mathbf{V}'_{O^*} / |\mathbf{V}'_{O^*}|$  を  $x$  軸とする座標系で  $F_{*x}$  と  $F_{*y}$  の合力を表わしたときの、 $y$  軸方向の力である。

4章ではタイヤ力の非線形特性を考慮するため、二輪自動車のマジックフォーミュラの有する非線形特性を、双曲線正接関数を利用して近似する。この近似を行うため、スリップ率  $\varepsilon_*$  によるタイヤ前後力の非線形特性 [63]、およびスリップ角  $\beta_*$  とキャンバ角  $\theta_{*x}$  によるタイヤ横力の非線形特性 [63] をそれぞれ、タイヤ前後力については  $\varepsilon_*$ 、タイヤ横力については  $\beta_*$  および  $\theta_{*x}$  を変数とする双曲線正接関数で表わす。このときのタイヤの前後力  $F_{*x}$  および横力  $F_{*y}$  を式(2.14) ~ (2.17) に示す。本論文ではこのタイヤ力を HT タイヤ力と呼ぶ。

$$F_{*x}(\varepsilon_*) = F_{*x\max} \cdot \frac{\tanh(c_{x1} \cdot \varepsilon_*)}{c_{x1} \cdot c_{x2}}\quad (2.14)$$

$$F_{*y}(\varepsilon_*, \beta_*, \theta_{*x}) = F_{*y\max} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{F_{*x}}{F_{*x\max}}\right)^2}\quad (2.15)$$

$$F_{*x\max} = \mu_R \cdot F_{*z}\quad (2.16)$$

$$F_{*y\max} = \mu_R \cdot \left[ \left( c_{C1} \frac{F_{*z}}{g} + c_{C2} \right) \cdot \frac{\tanh(c_{S1} \cdot \beta_*)}{c_{S1} \cdot c_{S2}} + \left( c_{C3} \frac{F_{*z}}{g} + c_{C4} \right) \cdot \frac{\tanh(c_{S3} \cdot \theta_{*x})}{c_{S3} \cdot c_{S4}} \right]\quad (2.17)$$

ここで、 $F_{*x\max}$ ,  $F_{*y\max}$  はそれぞれ、路面摩擦係数  $\mu_R$  を係数に持つ  $F_{*x}$ ,  $F_{*y}$  の最大値である。スリップ率  $\varepsilon_*$  は、それぞれの車輪の座標系でみた車輪接地点周速度  $\dot{\theta}_{\#} R_{\#}$  と、一般化座標  $\mathbf{Q}$  と一般化速度  $\mathbf{S}$  で表わした車輪重心の並進速度  $\mathbf{V}'_{O^*}$  より、

$$\varepsilon_* = \frac{\dot{\theta}_* R_{\#} - (\mathbf{V}'_{O^*})_x}{\max[\dot{\theta}_* R_{\#}, (\mathbf{V}'_{O^*})_x]} \quad (2.18)$$

で定義される [65]. ただし, 下付き添え字#は  $f$  または  $r$  を表わし, それぞれ下付き添え字  $D, C$  と共に用いる. また, 前輪のキャンバ角  $\theta_{Dx}$  は,

$$\theta_{Dx} = \arctan \left[ \frac{(\tilde{\mathbf{e}}_z \cdot D_{OCxx})^T \cdot (\tilde{D}_{OCxx} \cdot C_{OA} \cdot \mathbf{e}_z)}{\mathbf{e}_z^T \cdot (\tilde{D}_{OCxx} \cdot C_{OA} \cdot \mathbf{e}_z)} \right] \quad (2.19)$$

である. 後輪のキャンバ角  $\theta_{Cx}$  は車体のロール角  $\theta_x$  に等しい. スリップ角  $\beta_*$  は, 前後輪の接地点  $P_{\#}$  の速度  $\mathbf{V}_{OP_{\#}}$  を用い, 次式で表わすことができる.

$$\beta_* = \arctan \left[ - \frac{(\tilde{\mathbf{e}}_z \cdot D_{O^*xx})^T \cdot \mathbf{V}_{OP_{\#}}}{D_{O^*xx}^T \cdot \mathbf{V}_{OP_{\#}}} \right] \quad (2.20)$$

式(2.4), (2.16)において,  $c_{x1}, c_{x2}, c_{C1} \sim c_{C4}$  および  $c_{S1} \sim c_{S4}$  は, 近似のために導入したフィッティングパラメータである. ただし,  $c_{C1} \sim c_{C4}$  については文献 [63] を参考に各々の値を定めた.  $c_{x1}, c_{S1}$  および  $c_{S3}$  で双曲線正接関数の最大値を,  $c_{x2}, c_{S2}$  および  $c_{S4}$  で傾きを決めている.

文献 [41] では, 3 種類のタイヤサイズについてそのマジックフォーミュラのパラメータが示されている. その中から, Table 2.1 に示した二輪自動車の諸元に適したタイヤサイズ 120/70, 160/70 を選定し, それぞれ前・後輪用タイヤに設定した. 以後, このタイヤ力を MF タイヤ力と呼ぶ. 路面摩擦係数  $\mu_R$  はタイヤ力の式全体に乗じられる比例係数であるため,  $\mu_R=1$  としてフィッティングパラメータを定めておくことで, 異なる路面摩擦係数の場合に対しても対応することができる. シミュレーション上必要な各タイヤの垂直荷重  $F_{*z}$  は 1500 N 前後であるため, 垂直荷重を 1500 N として MF タイヤを算出した. 設定した各フィッティングパラメータの値を Table 2.3 に示す.

Fig. 2.16 に, Table 2.3 のフィッティングパラメータを用いた HT タイヤ力, MF タイヤ力, および線形性を持つと仮定して文献 [32], [33], [66] ~ [67] で用いられたタイヤ力 (以下, LC タイヤ力) の後輪に関する特性をそれぞれ, 実線, 破線, 一点鎖線で示す. Fig. 2.16 (a) ~ (d) は, 式(2.15)において  $F_{Cx}=0$  としたときのタイヤ横力  $F_{Cy}$  である. Fig. 2.16 (b), (c) はスリップ角に対するタイヤ横力, Fig. 2.16 (d), (e) はロール角に対するタイヤの横力である. Fig. 2.16 (e) は, 式(2.15)に示したスリップ率に対するタイヤの前後力  $F_{Cx}$  である.

Fig. 2.16 (a) に示す MF タイヤ力の前後力は, スリップ率が  $\pm 0.1$  付近で最大・最小値をとり急峻に変化するが, HT タイヤ力にはこの変化はない. しかしながら, 4 章のシミュレーション結果で示すとおり, シミュレーション上必要とされるタイヤ前後力は小さく, 本論文で扱う条件での制御系設計には, この誤差による影響は少ないものと考えている.

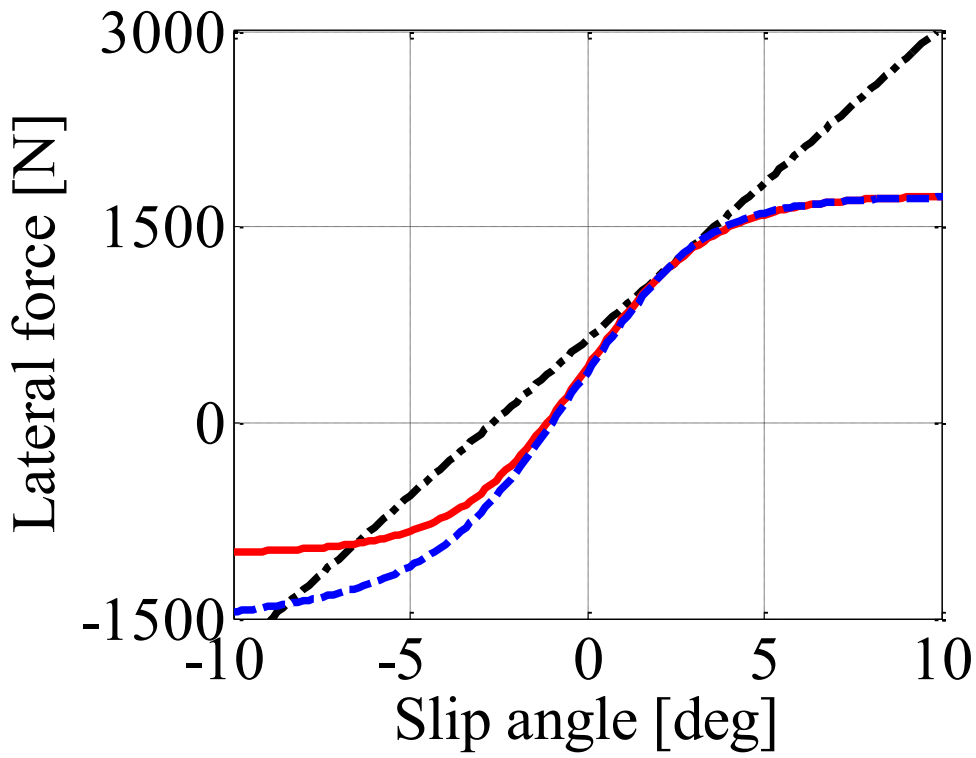


Fig. 2.16 (b), (e) において、スリップ角約 1~3°, かつロール角約 13~15°付近で、LC タイヤ力は MF タイヤ力に近い値を持っている。これより、LC タイヤ力は、この条件の定常円旋回時において適切な値をとることがわかる。

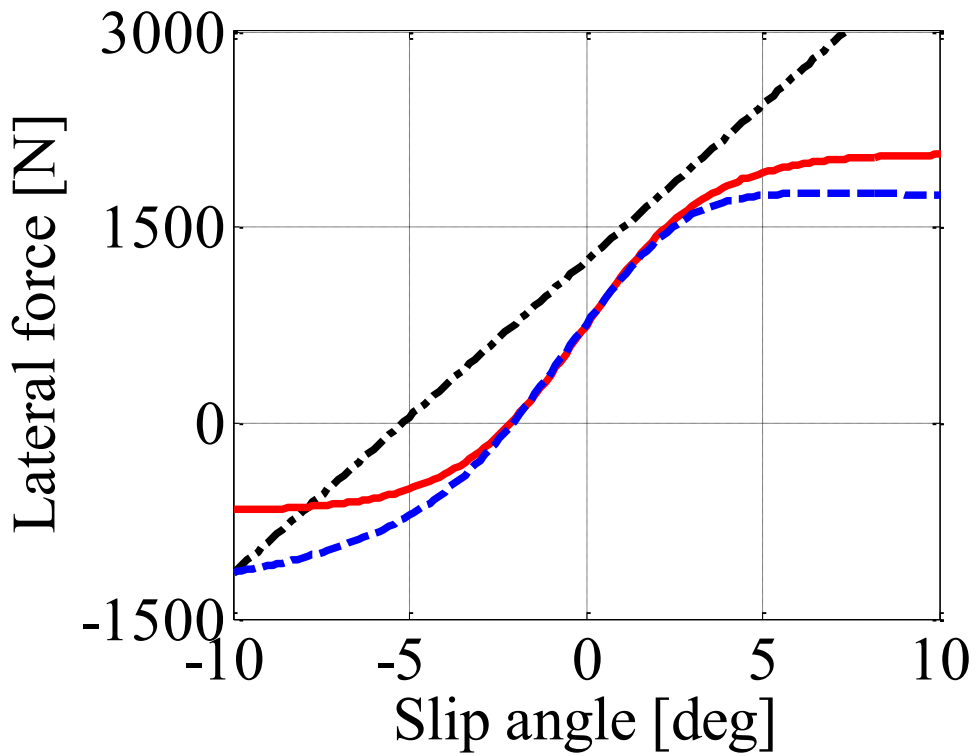
HT タイヤ力は、Fig. 2.16 (d), (e) に示すように、スリップ角-2°から 2°の間で、ロール角によらず MF タイヤ力と一致する。Fig. 2.16 (b) より、HT と MF タイヤ力の横力は正の領域で一致しており、スリップ角約 3°以上で、共に垂直荷重 1500 N よりも大きな値をとる。ただし、Fig. 2.16 (c) に示すとおり、ロール角 30°の場合には、スリップ角約 3°以上で HT タイヤ力が MF タイヤ力よりも 300 N 程度大きな値をとる。表 2 に示すパラメータ  $c_{S1}$ ,  $c_{S3}$  を調整することでこの条件下での精度を向上させることができるが、広い範囲のロール角変化に対応させることは難しい。

Table 2.3 Fitting parameters of rear tire and front tire

	$c_{C1}$	$c_{C2}$	$c_{C3}$	$c_{C4}$	$c_{X1}$	$c_{X2}$	$c_{S1}$	$c_{S2}$	$c_{S3}$	$c_{S4}$
Rear Tire (160/70)	60.6	4435	14.6	73.0	25	0.04	16.0	0.63	1.0	1.6
Front Tire (120/70)	89.3	3481	14.0	-275.1	25	0.04	16.0	0.63	1.0	1.6



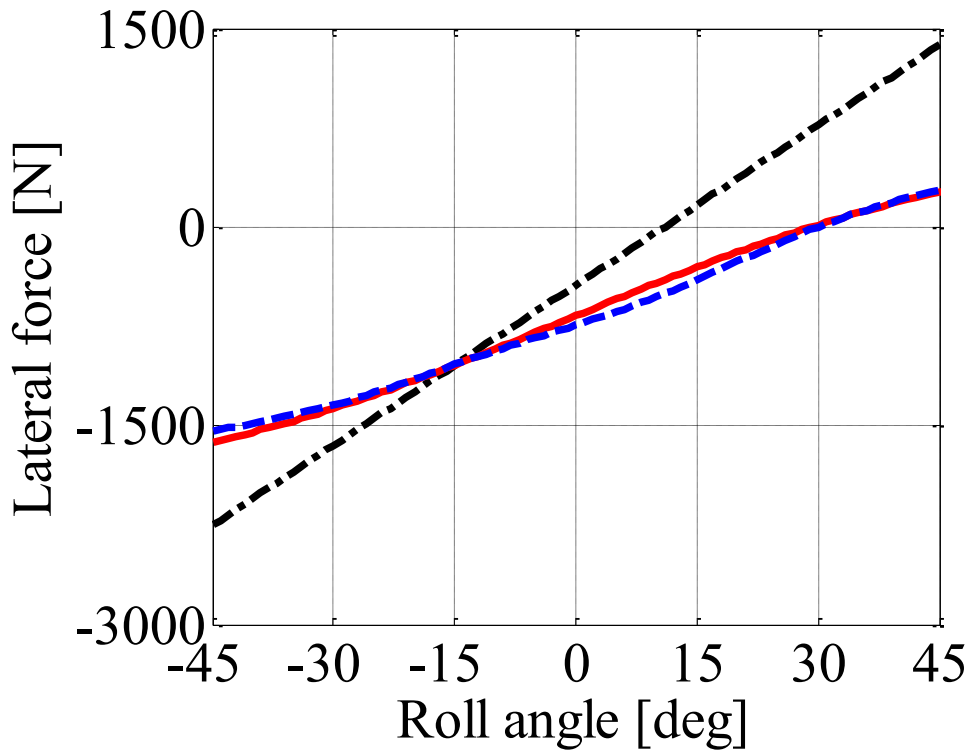
(a) Lateral force (roll angle: 15deg)



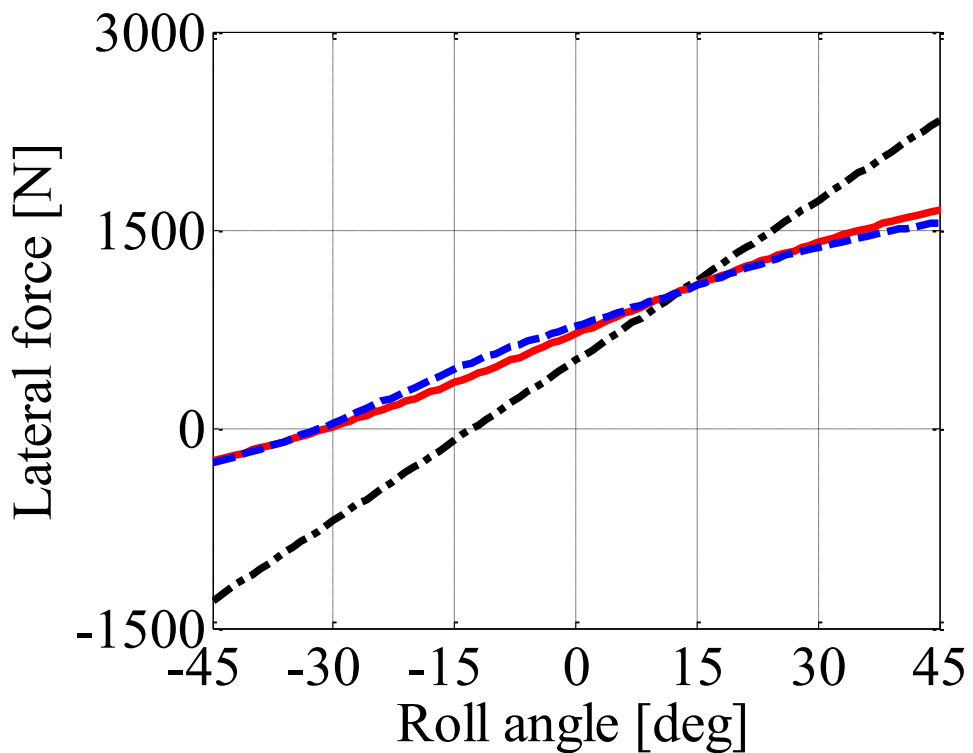
(b) Lateral force (roll angle: 30deg)

— : HT tire force    - - - : MF tire force    - . - . : LC tire force

Fig. 2.16 Characteristics of tire force (pp. 40-42)



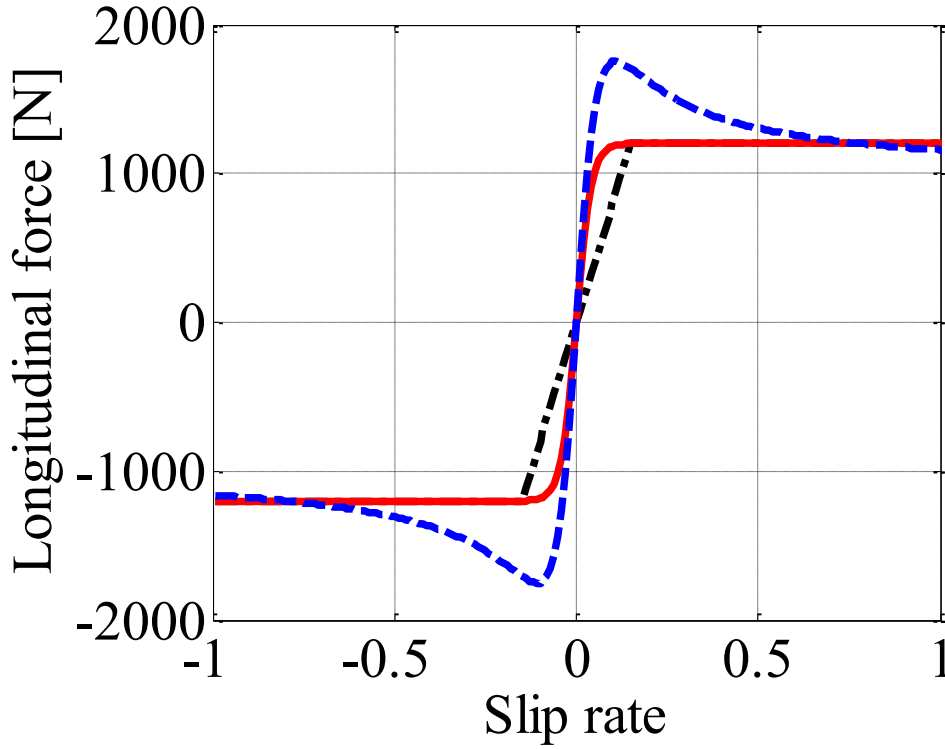
(c) Lateral force (slip angle: -2deg)



(d) Lateral force (slip angle: 2deg)

— : HT tire force    - - - : MF tire force    - . - . : LC tire force

Fig. 2.16 Characteristics of tire force (pp. 40-42)



(e) Longitudinal force  
 — : HT tire force    - - - : MF tire force    - · - · : LC tire force

Fig. 2.16 Characteristics of rear tire force (pp. 40-42)

### 2.3. 定常円旋回時のコーナリング特性

前節で用いた HT, MF および LC の 3 つのタイヤ力を, それぞれ非線形状態方程式(2. 10)に適用して, タイヤ力の違いによる定常円旋回時のコーナリング特性を比較する. Fig. 2.17 のようにライダーから一定の前輪操舵トルク  $\tau_{fr}$  を与え, 目標後輪回転角速度  $\dot{\theta}_r$  に追従するように PI 制御して後輪駆動トルク  $\tau_{rr}$  を式 (2. 26) のように与えることで, 定常円旋回運動を得る.

$$\tau_{rr} = k_{pr} \cdot (\dot{\theta}_n - \dot{\theta}_r) + k_{ir} \int (\dot{\theta}_n - \dot{\theta}_r) dt \tag{2. 26}$$

PI 制御には, 比例ゲイン係数  $k_{pr}=2$ , および積分ゲイン係数  $k_{ir}=1$  を用いた. 目標後輪回転角速度  $\dot{\theta}_r$  を車速が 11.1 m/s (40 km/h) となるように設定し, 前輪操舵トルク  $\tau_{fr}=-6.5$  Nm とするとき, 路面摩擦係数 0.8 における定常円旋回中のロール角は 19.7°, 路面摩擦係数 0.55 でのロール角は 20.6°となる.

定常円旋回中に前輪のみが路上の突起物を乗り越えるような場合を想定し, 前輪操舵トルクへパルス幅 0.4 s, 振幅 10 Nm の三角波状インパルス外乱 [68]を加えるシミュレーションを行う. 外乱が加わった後にも, ライダーは一定の前輪操舵トルクを与え続けるものとする. Fig. 2.18, Fig. 2.19 (a), (b), (c) それぞれに, 路面摩擦係数 0.8, 0.55 とした場合のロール角の応答波形と前輪および後輪

の摩擦円を示す。Fig. 2.18, Fig. 2.19 (b), (c) 中のタイヤ横力  $F_{Dy}$ ,  $F_{Dy}$  は負の値をとり、右向きであることを示している。

Fig. 2.18 (a) に示すように路面摩擦係数 0.8 の場合、ロール角応答にタイヤ力の差による違いはほとんどない。Fig. 2.18 (b), (c) に示す前輪および後輪の摩擦円では、HT および MF タイヤ力はほぼ同じ軌跡を描くが、LC タイヤ力は前後方向成分が小さく、特に後輪ではその差が顕著である。ただし、この条件下では前後方向成分はもともと小さいため、ロール角などの二輪自動車の挙動にはタイヤ力の違いによる大きな差は現れない。

次に、路面摩擦係数 0.55 のシミュレーション条件では、Fig. 2.19 (a)での HT と MF タイヤ力を用いた結果はほぼ一致し、7 s 程度でロール角応答が収束している。一方 LC タイヤ力を用いた場合、3 s 程度で収束している。Fig. 2.16 (c) に示したように LC タイヤのタイヤ横力が HT および MF タイヤ力よりも大きいため、LC タイヤの収束が早くなったと考えられる。Fig. 2.19 (b), (c) 中の HT と MF タイヤ力の摩擦円は、概ね同じ軌跡となり、路面摩擦係数  $\mu_R$  の設定値 0.55 を超えている。これは Fig. 2.16 (b), (c) で示したように、スリップ角約  $3^\circ$  以上では HT と MF タイヤ力のタイヤ横力の大きさが、垂直荷重の大きさを上回るためである。なお、路面摩擦係数が 0.55 未満のシミュレーションでは、HT および MF タイヤ力を用いた場合、外乱入力後共に横転してしまう。

Fig. 2.18, Fig. 2.19 (b), (c) の摩擦円の前後方向成分は小さく、このタイヤ前後力の換算値は、最大でも  $\pm 100$  N 程度で、Fig. 2.16 (a) に示した MF タイヤの前後力の最大・最小値に比べて十分に小さい。すなわち、スリップ率としてはゼロ近傍を維持していると考えられる。HT タイヤ力は、スリップ率 0.1 付近で MF タイヤ力が最大・最小値をとる領域での誤差が大きいが、本論文で行うシミュレーションや制御系設計には影響しない。

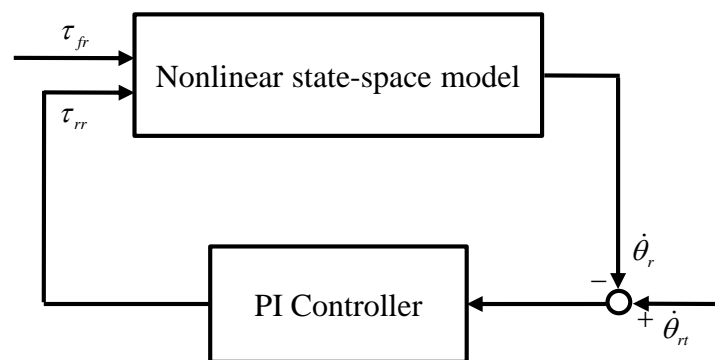
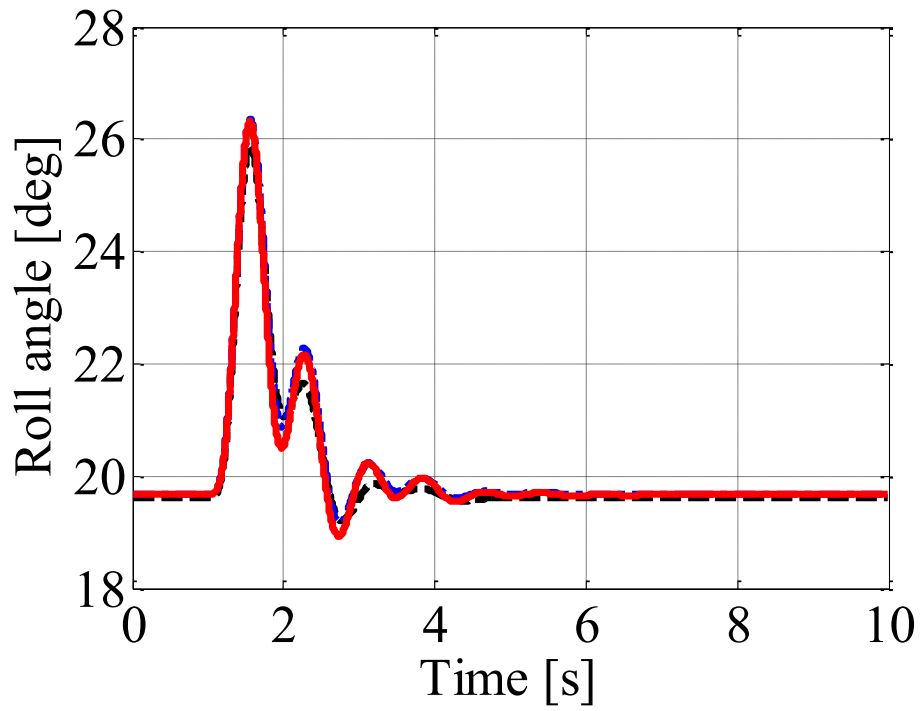
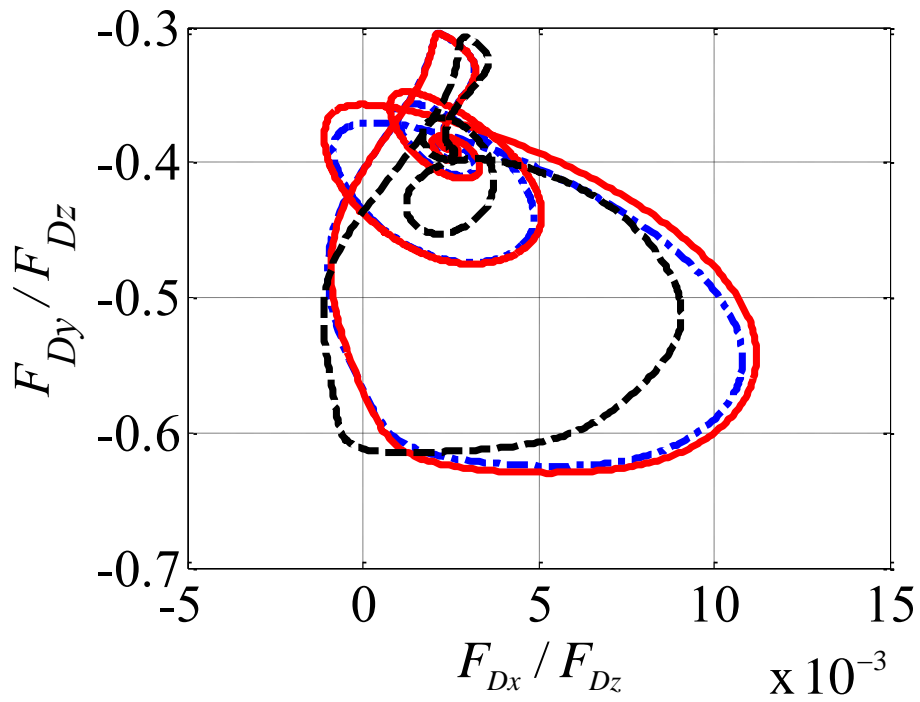


Fig. 2.17 Closed-loop control system for steady-state circular turning



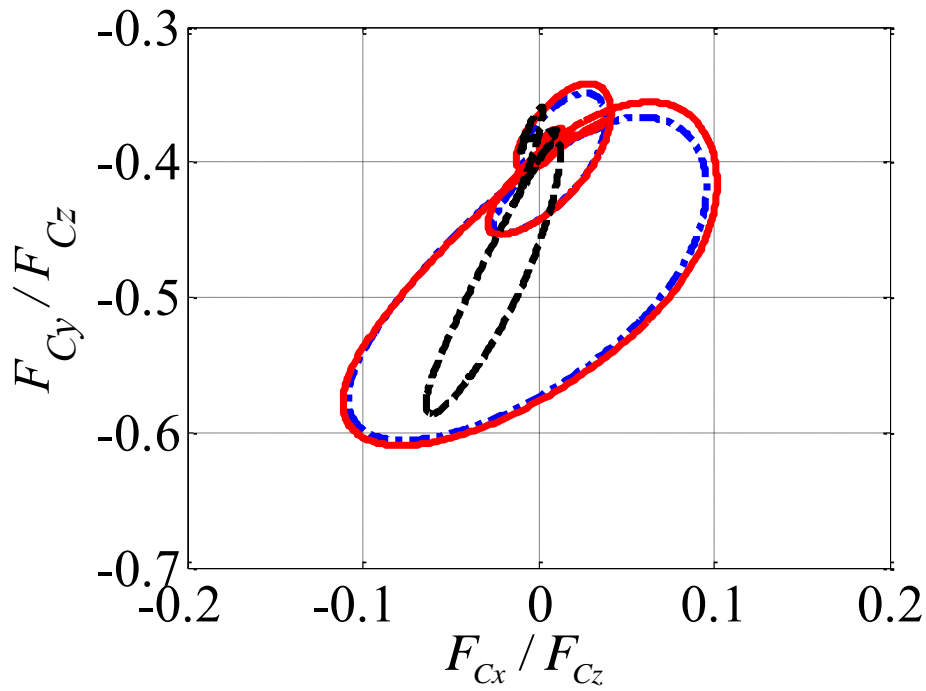
(a) Roll angle



(b) Tire friction (front)

— : HT tire force    - · - · : MF tire force    - - - : LC tire force

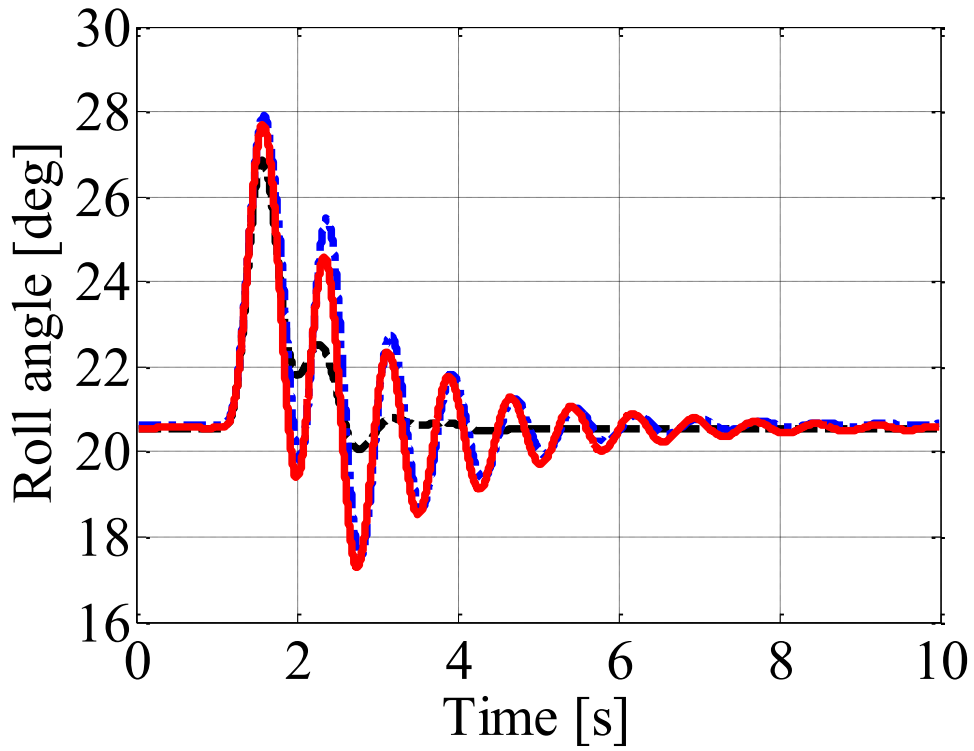
Fig. 2.18 Cornering characteristics in steady-state circular turning ( $\mu_R = 0.80$ ) (pp. 44-45)



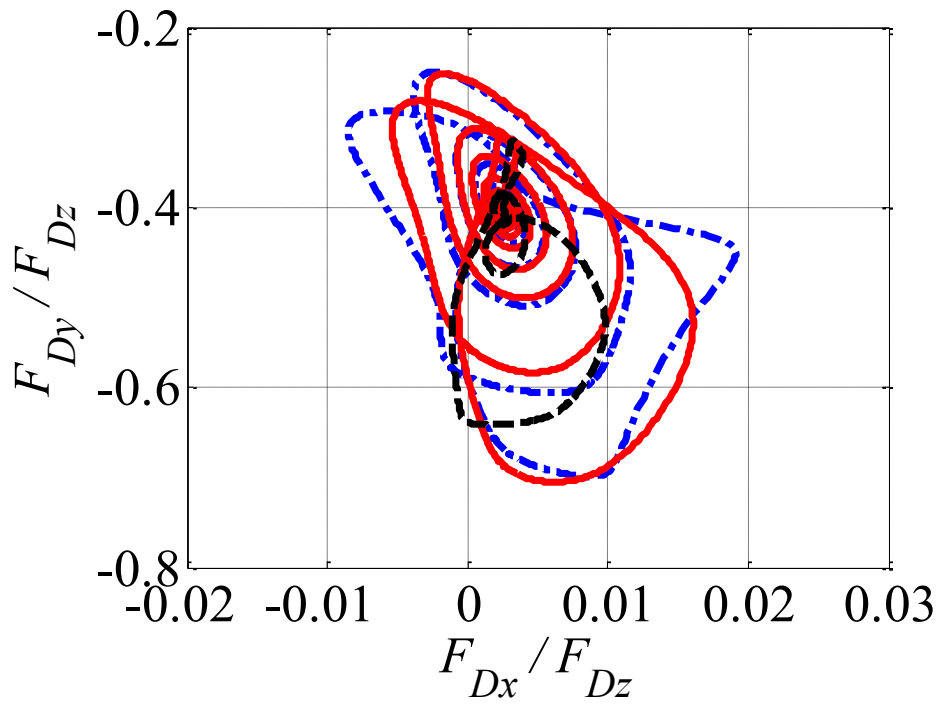
(c) Tire friction (rear)

— : HT tire force    - · - · : MF tire force    - - - : LC tire force

Fig. 2.18 Cornering characteristics in steady-state circular turning ( $\mu_R = 0.80$ ) (pp. 44-45)



(a) Roll angle

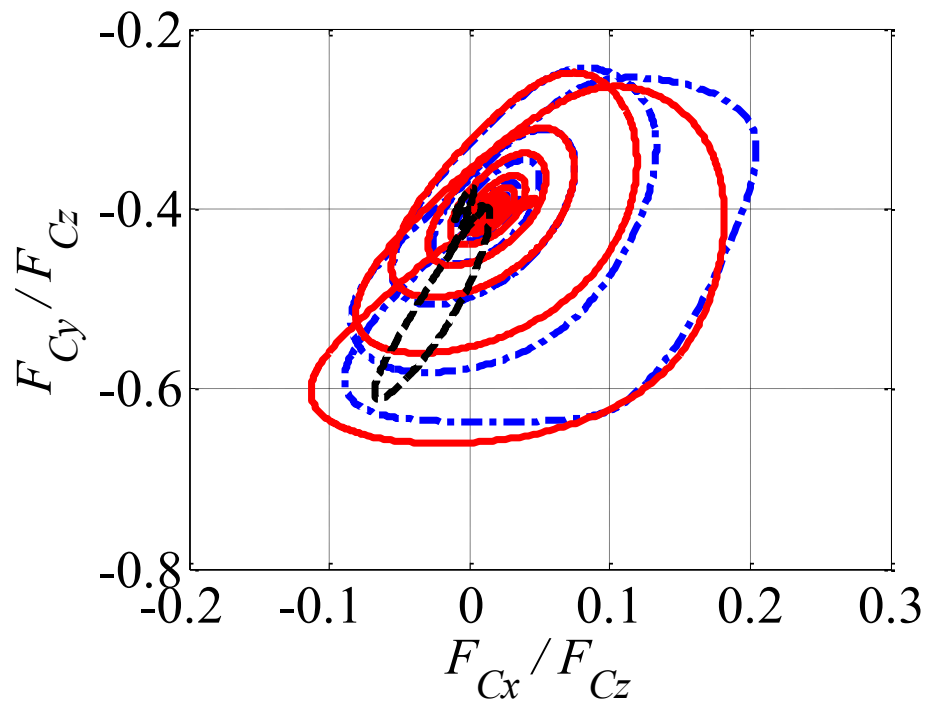


(b) Tire friction (front)

— : HT tire force    - - - : MF tire force    - - - : LC tire force

Fig. 2.19 Cornering characteristics in steady-state circular turning ( $\mu_R = 0.55$ ) (pp. 46-47)





(c) Tire friction (rear)

— : HT tire force    - · - : MF tire force    - - - : LC tire force

Fig. 2.19 Cornering characteristics in steady-state circular turning ( $\mu_r = 0.55$ ) (pp. 46-47)

## 2.4. 車体とライダーのピッチング動作を含むライダー - 二輪自動車系の非線形状態空間モデルの導出

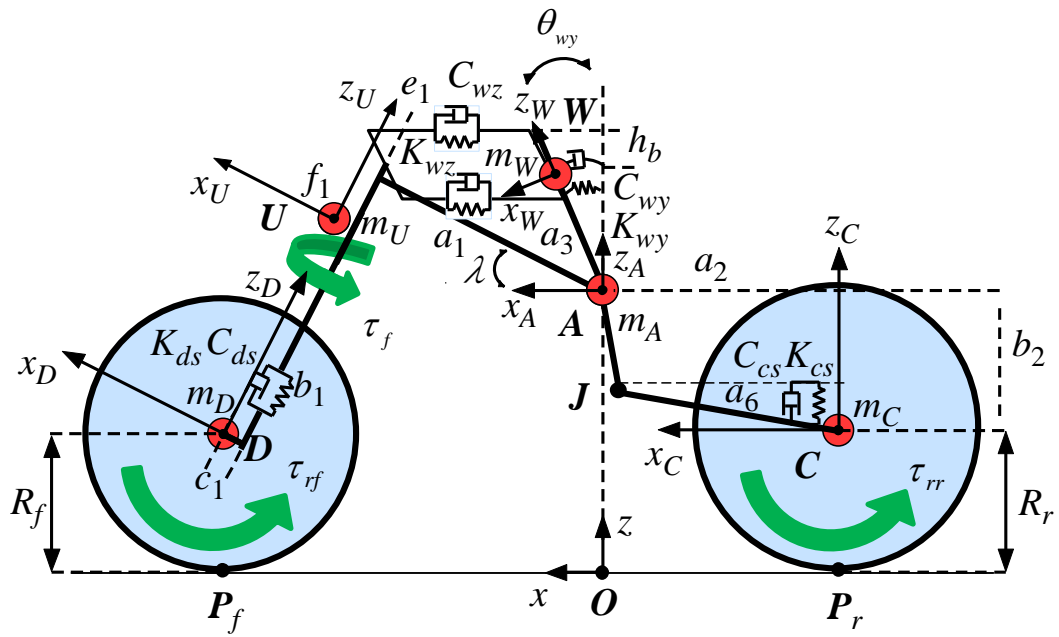
### 2.4.1. 13 の運動学的自由度を持つライダー - 二輪自動車系の非線形状態空間モデル

Fig. 2.20 にサスペンションとライダーのピッチング動作を含む, 13 の運動学的自由度を持つライダー - 二輪自動車系の力学モデル [69], [70], [71], [72], [73], [74], [75], [76]を示す. 2.2 節と同様に, 二輪自動車は, 後輪フレーム (ライダーの下体, 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 剛体で構成される [29], [30]. Fig. 2.20 では, 慣性座標系の原点を  $O$  とし, 後輪フレームの重心  $A$  の地面への垂直投影点にとる. 5 つの剛体の重心を各々,  $W$ : ライダーの上体の重心,  $A$ : 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,  $D$ : 前輪の重心として, 各剛体の座標系をそれぞれの基準座標系にとる. 各剛体の質量は各々,  $m_w$ : ライダーの上体の質量,  $m_A$ : 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,  $m_D$ : 前輪の質量で表わす. また, 記号  $R$  は車輪の半径で,  $R_r$ : 後輪半径,  $R_f$ : 前輪半径である. 記号  $\tau$  はトルクを表わし,  $\tau_{fr}$ : ライダーからの操舵トルク,  $\tau_{fc}$ : 前輪操舵アシスト機構が生じる操舵制御トルク,  $\tau_{rr}$ : 後輪駆動トルク,  $\tau_{ff}$ : 前輪駆動トルクとする.

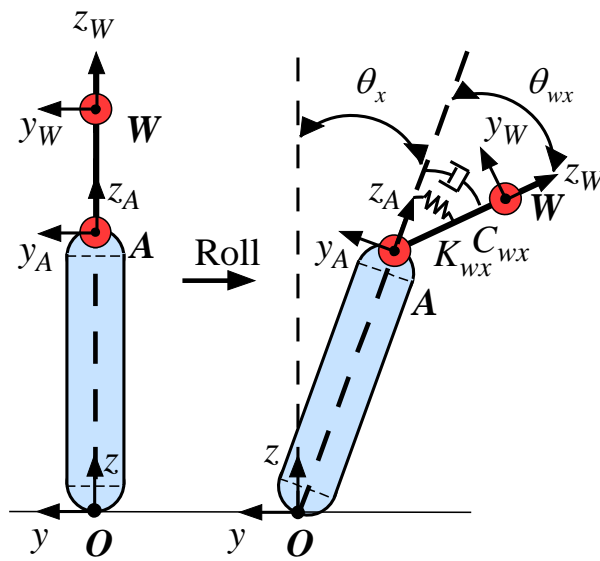
ライダー上体はハンドル軸中心から長さ 0.3 m のハンドルバーへ, ばね  $K_{wz}$  およびダンパ  $C_{wz}$  を介して結合している [32], [62]. また, ライダーの上体は  $x$  軸まわりに回転ばね  $K_{wx}$  およびダンパ  $C_{wx}$  で後輪フレームと結合され [54], 結合点を中心として受動的な運動を行うものとする [32]. ライダーの上体は更に  $y$  軸まわりに回転ばね  $K_{wy}$ , ダンパ  $C_{wy}$  で後輪フレームと結合され, ピッチ角の自由度が与えられる [69].

ライダー - 二輪自動車系の諸元を Table 2.4 に, ばね定数および減衰係数を Table 2.5 に示す. 車両は文献 [63]を参照した. ライダー上体の質量  $m_w$  および慣性モーメント  $I'_{owxx}$ ,  $I'_{owyy}$ ,  $I'_{owzz}$  は, 文献 [77]を参考にして得た推定値である [71]. 身長 1.78 m, 体重 72 kg の日本人男性をライダーとして想定している. 回転ばね  $K_{wy}$ , ダンパ  $C_{wy}$  の値については,  $-4 \text{ m/s}^2$  の減速時にライダーの上体が  $5^\circ$  程度の前傾角を持つ状況を想定し, 回転ばね  $K_{wx}$  とダンパ  $C_{wx}$  [54]の実数倍をとると仮定してシミュレーション結果より定めている.

前輪と前輪フレームは, 前輪操舵軸と平行設置されているフロントフォークのショックアブソーバーのばね  $K_{ds}$  およびダンパ  $C_{ds}$  を介して結合されており, フロントサスペンションは変位  $l_{ud}$  を生じる. リアサスペンションは, マスレスのスイングアームと, ばね  $K_{cs}$  およびダンパ  $C_{cs}$  からなるショックアブソーバーによって構成されている. スイングアームは, 後輪の重心  $C$  および後輪フレーム上の点  $J_2$  に,  $y$  軸まわりに回転するピンジョイントで接続される. 車体  $y$  軸まわりに回転するスイングアームの角度を, 車体の  $x$  軸を  $0^\circ$  として右ねじの方向を正にとり,  $\psi_0 + \psi$  と表す. バネが自然長となる時に, スイングアーム初期角度  $\psi_0 = -11.9^\circ$  を定めている. 角度  $\psi$  は初期値  $\psi_0$  を基準とするスイングアーム角である. 後輪フレームの重心位置  $\mathbf{R}_{OA}$ , 後輪フレームのオイラー角  $\Theta_{OA}$ , 前輪操舵角  $\delta$ , ライダーの上体のリーン角  $\theta_{wx}$ , ライダー上体の前傾角  $\theta_{wy}$ , 後輪回転角  $\theta_r$ , 前輪回転角



(a) Side view



(b) Front view

Fig. 2.20 13 degrees of freedom dynamical model of rider-motorcycle system

Table 2.4 Specification of rider-motorcycle system

Mass [kg]	$m_A$	$m_U$	$m_W$	$m_C$	$m_D$
	164.4	15.5	48.9	19.2	10.9
Inertia [kgm <sup>2</sup> ]	$I'_{OAxx}$	$I'_{OUxx}$	$I'_{OWxx}$	$I'_{OCxx}$	$I'_{ODxx}$
	26.0	1.74	1.73	0.41	0.26
	$I'_{OAyy}$	$I'_{OUyy}$	$I'_{OWyy}$	$I'_{OCyy}$	$I'_{ODyy}$
	24.7	0.30	1.67	1.68	0.47
	$I'_{OAzz}$	$I'_{OUzz}$	$I'_{OWzz}$	$I'_{OCzz}$	$I'_{ODzz}$
	26.3	0.40	0.38	0.41	0.26
Length [m]	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_6$	$h_b$
	0.545	0.523	0.417	0.50	0.300
	$b_1$	$b_2$	$c_1$	$f_1$	$e_1$
	0.707	0.307	0.050	0.130	0.049
	$R_r$	$R_f$	-	-	-
	0.312	0.299	-	-	-

Table 2.5 Specification of spring constants and damping coefficients

Rotational spring constant [Nm/rad]	$K_{wx}$	$K_{wy}$	$K_{cs}$
	350	1050	40000
Rotational damping coefficient [Nms/rad]	$C_{wx}$	$C_{wy}$	$C_{cs}$
	20	60	1000
Spring constant [N/m]	$K_{wz}$	$K_{ds}$	
	172.2	25000	
Damping coefficient [Ns/m]	$C_{wz}$	$C_{ds}$	
	26.4	2000	

$\theta_f$ , リアサスペンションのスイングアーム角  $\psi$  およびフロントサスペンションのストローク  $l_{ud}$  を用い、一般化座標  $\mathbf{Q}$  を次のように定義する .

$$\mathbf{Q} = [\mathbf{R}_{OA}^T \quad \Theta_{OA}^T \quad \delta \quad \theta_{wx} \quad \theta_{wy} \quad \theta_r \quad \theta_f \quad \psi \quad l_{ud}]^T \quad (2.27)$$

$C_{OA}$  を後輪フレームの座標系  $A$  から慣性座標系  $O$  への回転行列とすると、 $\dot{\mathbf{R}}_{OA} = C_{OA} \mathbf{V}'_{OA}$  の関係を有する  $\mathbf{V}'_{OA}$  を用い、一般化速度  $\mathbf{S}$  を

$$\mathbf{S} = [\mathbf{V}'_{OA} \quad \dot{\Theta}_{OA} \quad \dot{\delta} \quad \dot{\theta}_{wx} \quad \dot{\theta}_{wy} \quad \dot{\theta}_r \quad \dot{\theta}_f \quad \dot{\psi} \quad \dot{l}_{ud}]^T \quad (2.28)$$

と定義する．2章と同様に，各剛体の質量行列  $\mathbf{M}'_i$ ，慣性行列  $\mathbf{J}'_i$ ，速度行列  $\mathbf{\Lambda}'_{oi}$ ，力行列  $\mathbf{\Gamma}'_{oi}$  をそれぞれ，次のように定義する．

$$\begin{aligned}
\mathbf{M}'_i &= m_i \cdot \mathbf{I}_{3 \times 3} \\
\mathbf{J}'_i &= \text{diag}[I_{oi\,xx} \quad I_{oi\,yy} \quad I_{oi\,zz}] \\
\mathbf{\Lambda}'_{oi} &= \begin{bmatrix} \mathbf{V}'_{oi} \\ \mathbf{\Omega}'_{oi} \end{bmatrix} \\
\mathbf{\Gamma}'_{oi} &= \begin{bmatrix} \mathbf{F}'_{oi} - \tilde{\mathbf{\Omega}}'_{oi} \mathbf{M}'_i \mathbf{V}'_{oi} \\ \mathbf{N}'_{oi} - \tilde{\mathbf{\Omega}}'_{oi} \mathbf{J}'_i \mathbf{\Omega}'_{oi} \end{bmatrix} \quad (i: A, U, C, D \text{ and } W)
\end{aligned} \tag{2.29}$$

ここで， $\mathbf{F}'_{oi}$  は各剛体の力ベクトル， $\mathbf{N}'_{oi}$  は各剛体のトルクベクトルである．各剛体のニュートン-オイラー方程式は以下のように表される．

$$\mathbf{m}^H \cdot \dot{\mathbf{H}} = \mathbf{f}^H \tag{2.30}$$

ただし，

$$\begin{aligned}
\mathbf{m}^H &= \text{diag}[\mathbf{M}'_A \quad \mathbf{M}'_U \quad \mathbf{M}'_C \quad \mathbf{M}'_D \quad \mathbf{M}'_W] \\
\mathbf{H} &= [\mathbf{\Lambda}'_{oA}{}^T \quad \mathbf{\Lambda}'_{oU}{}^T \quad \mathbf{\Lambda}'_{oC}{}^T \quad \mathbf{\Lambda}'_{oD}{}^T \quad \mathbf{\Lambda}'_{oW}{}^T]^T \\
\mathbf{f}^H &= [\mathbf{\Gamma}'_{oA}{}^T \quad \mathbf{\Gamma}'_{oU}{}^T \quad \mathbf{\Gamma}'_{oC}{}^T \quad \mathbf{\Gamma}'_{oD}{}^T \quad \mathbf{\Gamma}'_{oW}{}^T]^T
\end{aligned} \tag{2.31}$$

本節での力行列  $\mathbf{f}^H$  には，各剛体に加わる力とトルクとして，タイヤ力の他，サスペンションによる作用力などが含まれる．タイヤのころがり抵抗係数は 0.015 に設定した．一般化座標  $\mathbf{Q}$  と一般化速度  $\mathbf{S}$  の間には

$$\dot{\mathbf{Q}} = \frac{\partial \dot{\mathbf{Q}}}{\partial \mathbf{S}} \mathbf{S} = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{oA} & \mathbf{O}_{3 \times 10} \\ \mathbf{O}_{10 \times 3} & \mathbf{I}_{10 \times 10} \end{bmatrix} \cdot \mathbf{S} \tag{2.32}$$

の関係が成り立つ．一般化速度  $\mathbf{S}$  と式(2.31)の速度行列  $\mathbf{H}$  より，ケインの部分速度は  $\partial \mathbf{H} / \partial \mathbf{S}$  で求められる．質量行列  $\mathbf{m}^S$  と力行列  $\mathbf{f}^S$  を

$$\begin{aligned}
\mathbf{m}^S &= \left( \frac{\partial \mathbf{H}}{\partial \mathbf{S}} \right)^T \cdot \mathbf{m}^H \cdot \left( \frac{\partial \mathbf{H}}{\partial \mathbf{S}} \right) \\
\mathbf{f}^S &= \left( \frac{\partial \mathbf{H}}{\partial \mathbf{S}} \right)^T \cdot \left( \mathbf{f}^H - \mathbf{m}^H \cdot \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial \mathbf{H}}{\partial \mathbf{S}} \right) \cdot \mathbf{S} \right)
\end{aligned} \tag{2.33}$$

とするとき，非線形運動方程式を以下のとおり得ることができる [64]．

$$\mathbf{m}^S \cdot \dot{\mathbf{S}} = \mathbf{f}^S \tag{2.34}$$

一般化座標  $\mathbf{Q}$  および一般化速度  $\mathbf{S}$  からなる状態ベクトル  $\mathbf{x}$ , および後輪制駆動トルク  $\tau_r$ , 前輪制動トルク  $\tau_{rf}$ , 前輪操舵トルク  $\tau_f$  からなる入力ベクトル  $\mathbf{u}$

$$\mathbf{x} = [\mathbf{Q}^T \quad \mathbf{S}^T]^T, \mathbf{u} = [\tau_r \quad \tau_{rf} \quad \tau_f]^T = [\tau_r \quad \tau_{rf} \quad \tau_{fr} + \tau_{fc}]^T \quad (2.35)$$

を用いて, 式(2.6), (2.8)より, 次の非線形状態方程式を得ることができる.

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}_s \cdot \mathbf{x} + \mathbf{B}_s \cdot \mathbf{u} + \mathbf{E}_s \quad (2.36)$$

$$\mathbf{A}_s = \begin{bmatrix} \mathbf{O}_{13 \times 13} & \frac{\partial \dot{\mathbf{Q}}}{\partial \mathbf{S}} \\ \mathbf{O}_{13 \times 13} & (\mathbf{m}^s)^{-1} \cdot \frac{\partial \mathbf{f}^s}{\partial \mathbf{u}} \end{bmatrix}, \mathbf{B}_s = \begin{bmatrix} \mathbf{O}_{13 \times 3} \\ (\mathbf{m}^s)^{-1} \cdot \frac{\partial \dot{\mathbf{Q}}}{\partial \mathbf{S}} \end{bmatrix}, \mathbf{E}_s = \begin{bmatrix} \mathbf{O}_{13 \times 1} \\ (\mathbf{m}^s)^{-1} \cdot \bar{\mathbf{f}}^s \end{bmatrix} \quad (2.37)$$

#### 2.4.2. サスペンションによる作用力

Fig. 2.21 (a), (b) にそれぞれ, フロントおよびリアサスペンションの構造を示す. Fig. 2.21 (a) 中の  $U$  は前輪フレームの重心,  $D$  は前輪の重心を, (b) 中の  $A$  は後輪フレームの重心,  $C$  は後輪の重心を表す.

フロントサスペンションに発生する作用力  $\mathbf{F}_{UD}$  は, 変位  $l_{ud}$ , ショックアブソーバーのばね定数  $K_{ds}$  および減衰係数  $C_{ds}$  を用いて, 次式のように表すことができる.

$$\mathbf{F}_{UD} = (K_{ds} \cdot l_{ud} + C_{ds} \cdot \dot{l}_{ud}) \cdot C_{OA} \cdot \begin{bmatrix} \cos \lambda & 0 & \sin \lambda \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \lambda & 0 & \cos \lambda \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2.38)$$

また, 作用力  $\mathbf{F}_{UD}$  によって発生するトルク  $\boldsymbol{\tau}_{UD}$  は, 次式のとおりである.

$$\boldsymbol{\tau}_{UD} = -\mathbf{R}_{UD} \times \mathbf{F}_{UD} \quad (2.39)$$

リアサスペンションでは, スイングアームが角度  $\psi$  回転するとき, 後輪の重心  $C$  の位置変位  $\Delta R_{AC}$  および速度  $\Delta \dot{R}_{AC}$  は,

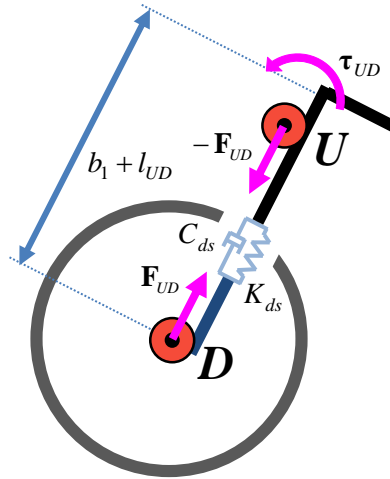
$$\Delta R_{AC} = \sqrt{\{-a_6 \cos(\psi_o + \psi) + a_6 \cos \psi_o\}^2 + \{a_6 \sin(\psi_o + \psi) - a_6 \sin \psi_o\}^2} = a_6 \sqrt{2(1 - \cos \psi)} \quad (2.40)$$

$$\Delta \dot{R}_{AC} = \sqrt{\{a_6 \cos(\psi_o + \psi) \cdot \dot{\psi}\}^2 + \{-a_6 \sin(\psi_o + \psi) \cdot \dot{\psi}\}^2} = a_6 \cdot \dot{\psi} \quad (2.41)$$

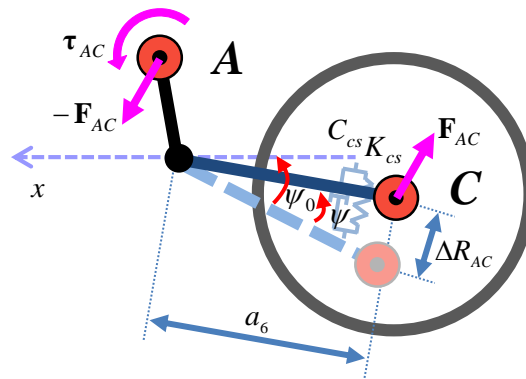
と表すことができる. 式(2.40), 式(2.41), ショックアブソーバーのばね定数  $K_{cs}$  および減衰係数  $C_{cs}$  を用いて, リアサスペンションに発生する作用力  $\mathbf{F}_{AC}$  およびトルク  $\boldsymbol{\tau}_{AC}$  が, 次式のように得られる.

$$\mathbf{F}_{AC} = \left\{ K_{cs} \cdot a_6 \cdot \sqrt{2(1 - \cos\psi)} + C_{ds} \cdot a_6 \cdot \dot{\psi} \right\} \cdot \mathbf{C}_{OA} \cdot \begin{bmatrix} \cos(\psi + \psi_0) & 0 & \sin(\psi + \psi_0) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\psi + \psi_0) & 0 & \cos(\psi + \psi_0) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{bmatrix} \quad (2.42)$$

$$\boldsymbol{\tau}_{AC} = -\mathbf{R}_{AC} \times \mathbf{F}_{AC} \quad (2.43)$$



(a) Front suspension



(b) Rear suspension

Fig. 2.21 Front and rear suspensions

## 2.5. 車体とライダーのピッチング動作を含むライダー - 二輪自動車系の非線形状態空間モデルの妥当性確認

### 2.5.1. コーナリング特性に対するピッチング動作の影響

2.4 節で導出したピッチング動作を含む運動の自由度 13 のライダー - 二輪自動車系の力学モデルの定常円旋回時のコーナリング特性について、2.1 節で導出した運動学的自由度 10 の力学モデルの場合と比較する。Fig. 1.3 の閉ループ制御系を用い、目標車速 16.7 m/s (60 km/h)、前輪操舵トルク  $\tau_{fr} = -4.5$  Nm、路面摩擦係数を 0.8 に設定し、シミュレーションを行った。2.1 節と同様に、定常円旋回中に前輪のみが路上の突起物を乗り越えるような場合を想定し、前輪操舵トルクへパルス幅 0.4 s、振幅 10 Nm の三角波状インパルス外乱 [68]を加えるシミュレーションを行う。外乱が加わった後も、ライダーは一定の前輪操舵トルクを与え続けるものとする。

Fig. 2.23, Fig. 2.24 (a), (b), (c), (d) それぞれに、路面摩擦係数 0.8, 0.55 とした場合のロール角、ピッチ角の応答波形と前輪および後輪の摩擦円を示す。Fig. 2.23, Fig. 2.24 (c), (d) 中のタイヤ横力  $F_{Dy}$ ,  $F_{Dy}$  は負の値をとり、右向きであることを示している。実線は 13 自由度の力学モデルに HT タイヤ力を用いた場合、一点鎖線は運動学的自由度 13 の力学モデルに MF タイヤ力を用いた場合の結果を示す。破線は運動学的自由度 10 の力学モデルに HT タイヤ力を用いた場合の結果である。Fig. 2.23 (a), Fig. 2.24 (a) より、運動学的自由度 13 の力学モデルでは、自由度 10 の力学モデルに比べ、同じ大きさの操舵トルクに対する定常円旋回時のロール角の大きさが約  $0.5^\circ$  小さくなっている。Fig. 2.23 (b), Fig. 2.24 (b) より、運動学的自由度 13 の力学モデルでインパルス外乱入力時のピッチ角の振幅が、自由度 10 の力学モデルの場合よりも大きくなっていることがわかる。自由度 10 の力学モデルで見られるピッチ角の変動は、サスペンションがないため、タイヤのばね・ダンパのみによって生じている。運動学的自由度 13 の力学モデルでは定常円旋回時のピッチ角が  $0.7^\circ$  小さい。結果として走行時のキャスター角がわずかに大きくなるため、同じ操舵トルクで得られるロール角が小さくなっていると考えられる。Fig. 2.23, Fig. 2.24 (c), (d) では、同じモデルの HT タイヤ力と MF タイヤ力はほぼ一致している。しかしながら、サスペンションを追加することで、ピッチ角振幅の違いが生じて前・後輪の荷重配分が変化するようになったため、2つの力学モデルの前後方向に発生するタイヤ力は異なっている。

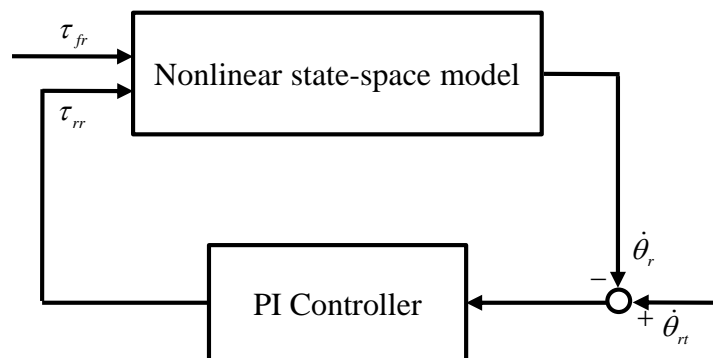
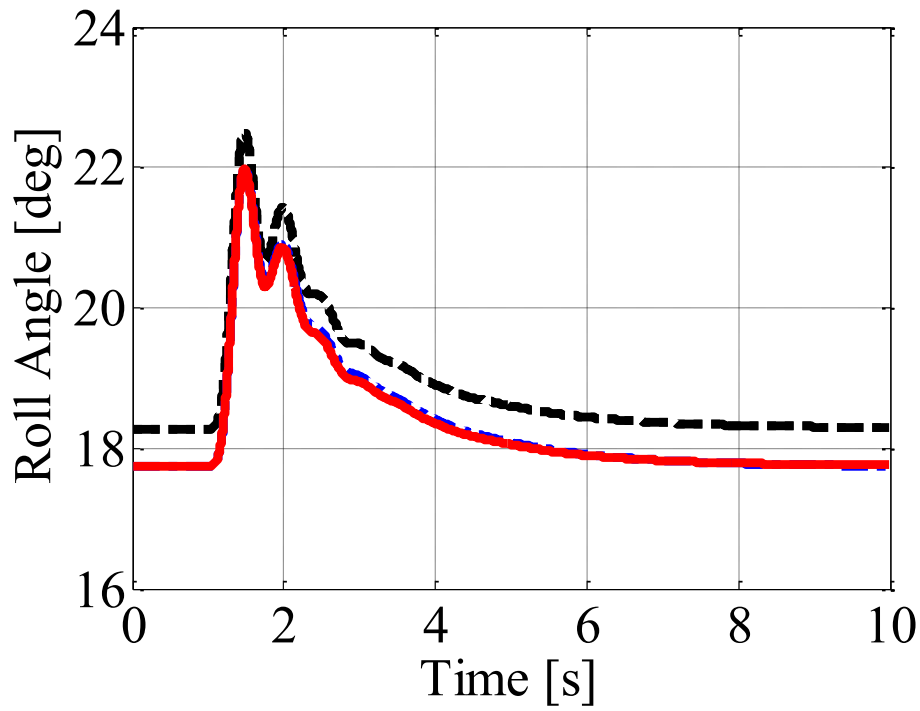
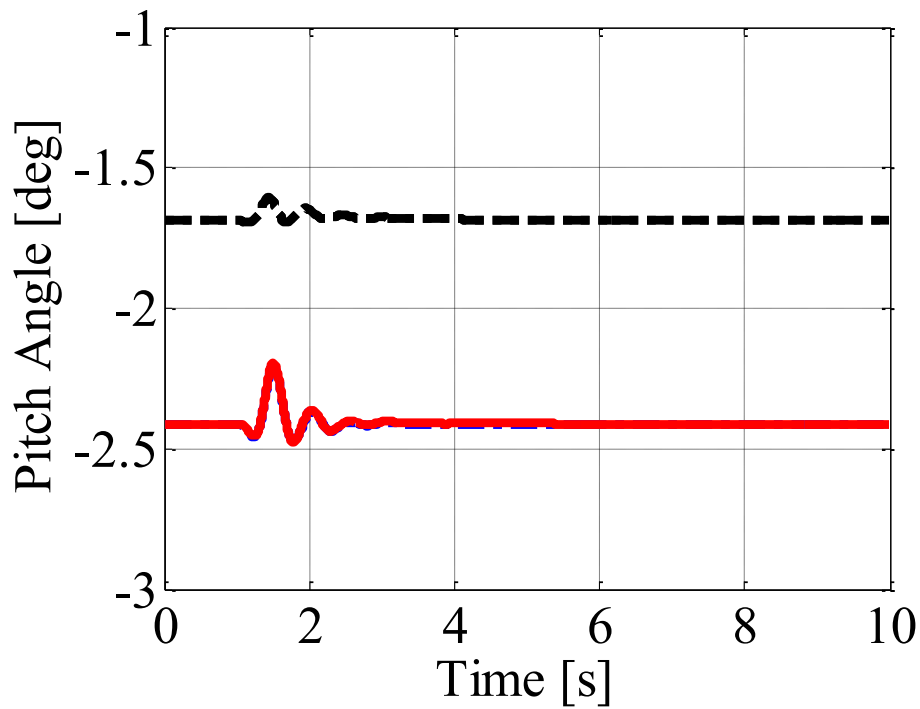


Fig. 2.22 Closed-loop control system for steady-state circular turning





(a) Roll angle

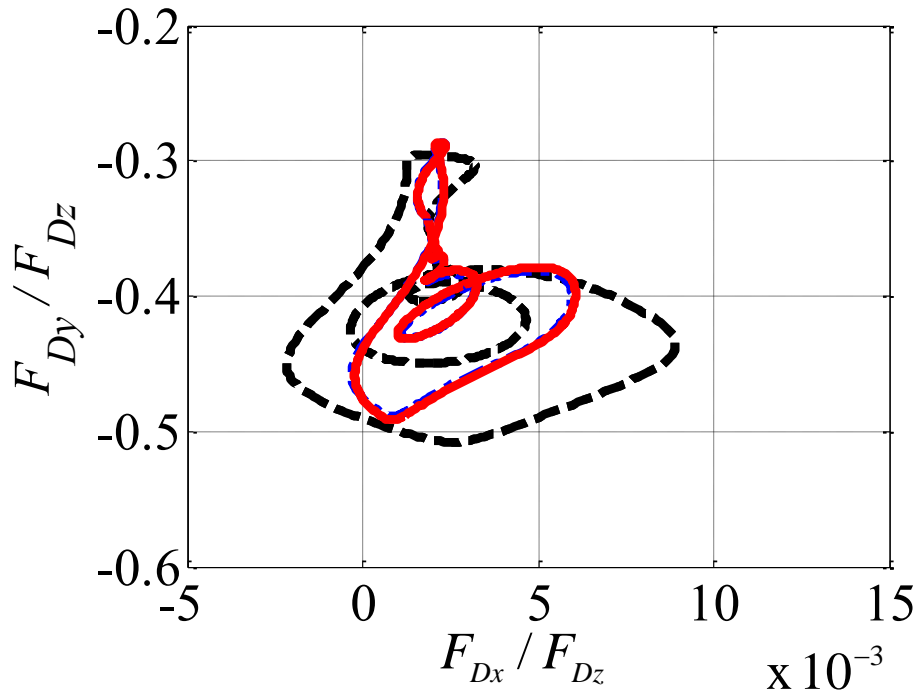


(b) Pitch angle

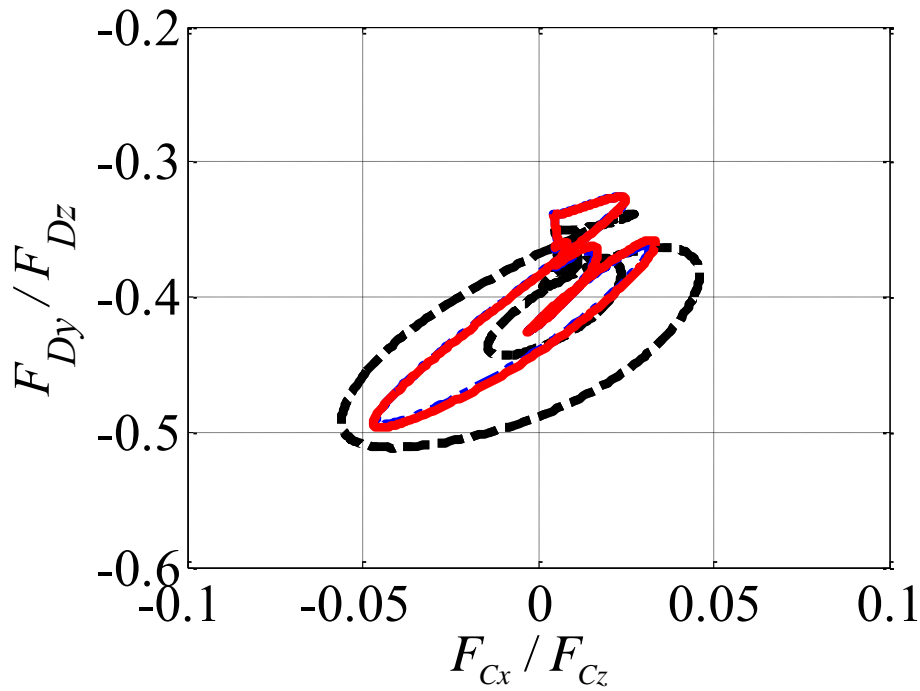
— : HT tire force    - · - · : MF tire force    - - - : HT tire force 10 D.O.F. model

Fig. 2.23 Effect of pitching motion for cornering characteristics in steady-state circular turning ( $\mu_R = 0.80$ )

(pp. 55-56)



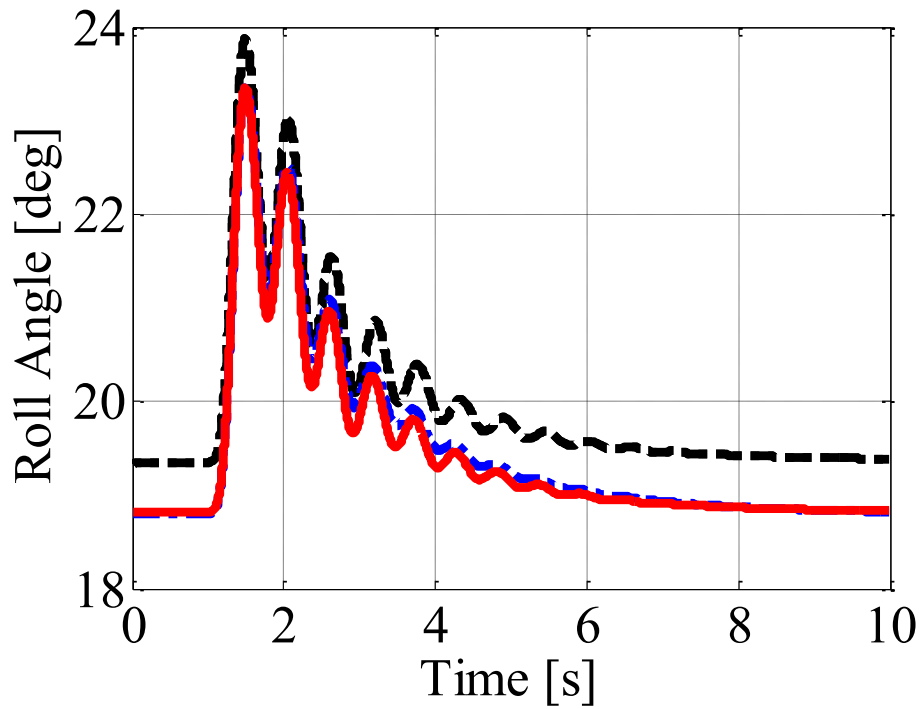
(c) Tire friction (front)



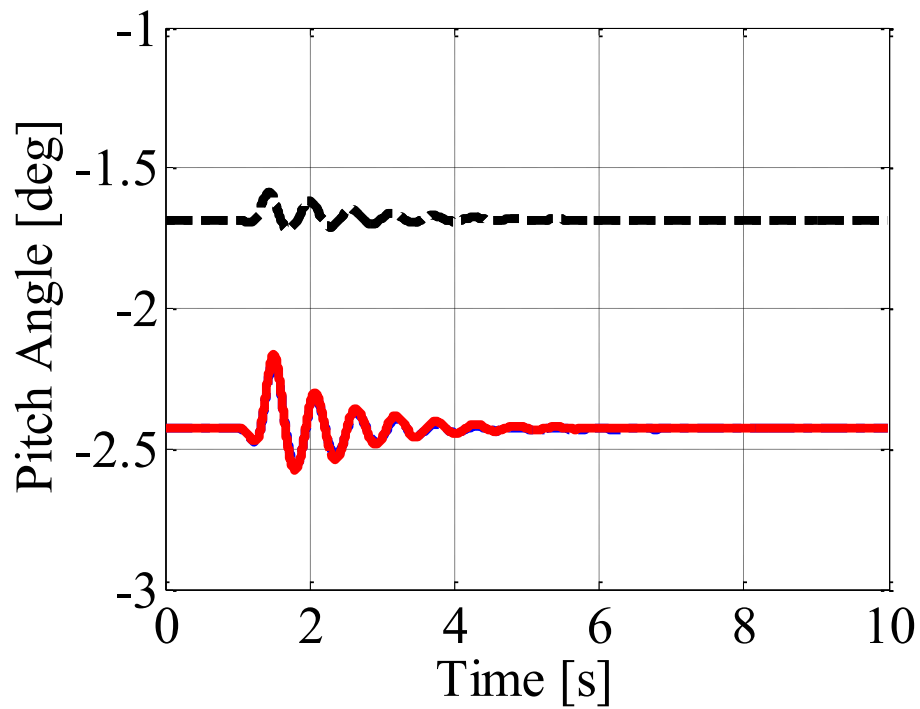
(c) Tire friction (rear)

— : HT tire force    - · - · : MF tire force    - - - : HT tire force 10 D.O.F. model

Fig. 2.23 Effect of pitching motion for cornering characteristics in steady-state circular turning ( $\mu_R = 0.80$ ) (pp. 55-56)



(a) Roll angle

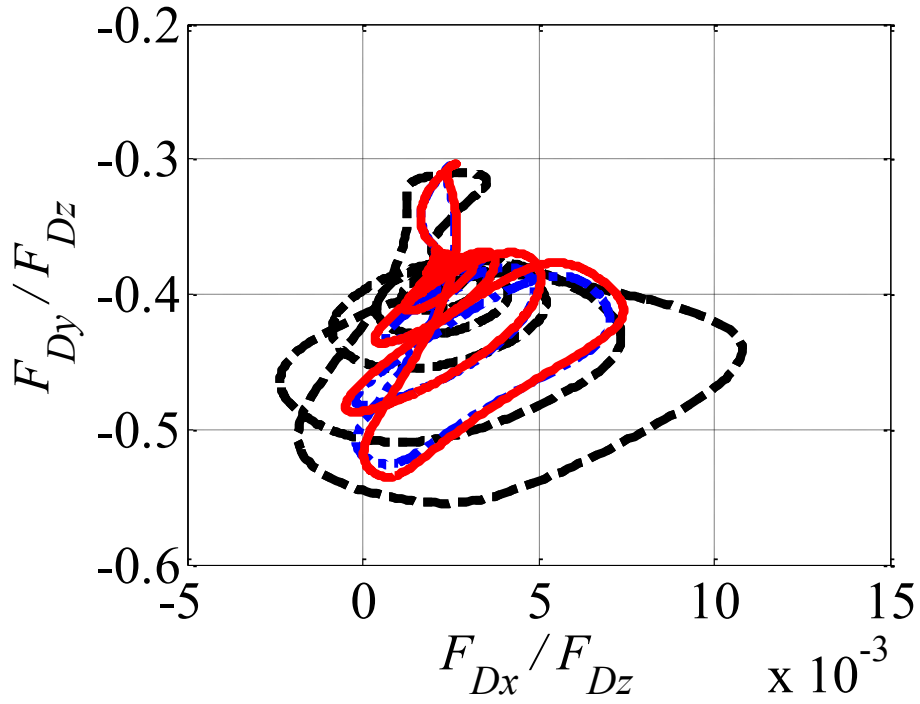


(b) Pitch angle

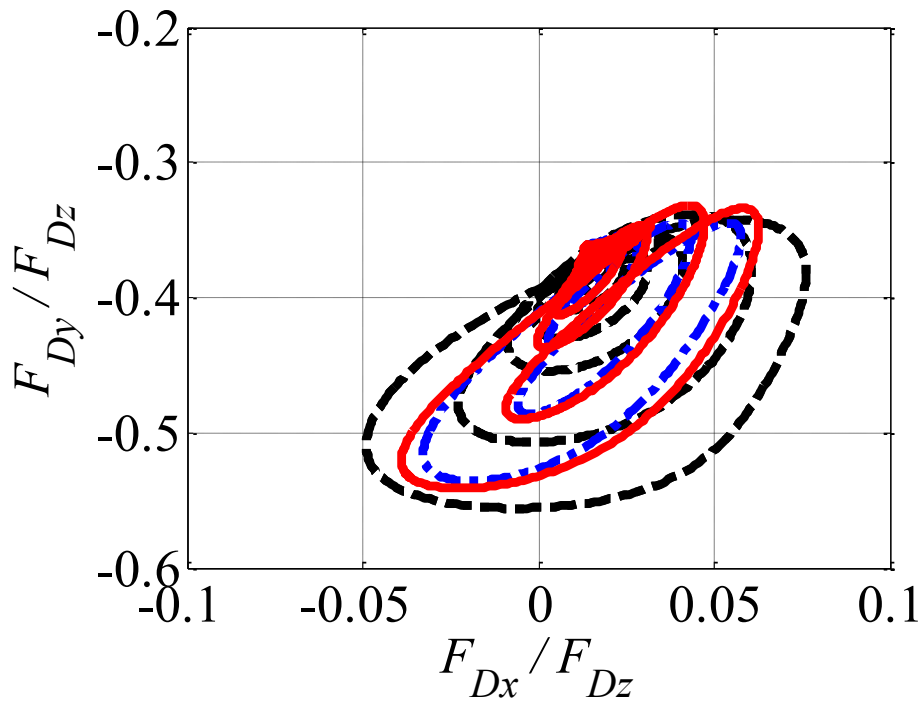
— : HT tire force    - - - : MF tire force    - - - : HT tire force 10 D.O.F. model

Fig. 2.24 Effect of pitching motion for cornering characteristics in steady-state circular turning ( $\mu_R = 0.55$ )

(pp. 57-58)



(c) Tire friction (front)



(c) Tire friction (rear)

—: HT tire force    - · - · -: MF tire force    - - -: HT tire force 10 D.O.F. model

Fig. 2.24 Effect of pitching motion for cornering characteristics in steady-state circular turning ( $\mu_R = 0.55$ ) (pp. 57-58)

### 2.5.2. 操舵軸周りの外乱に対する力学モデルの妥当性確認

文献 [28]では、一定の車速 8.3 m/s (30 km/h)の直進走行時において、操舵軸周りに 10 Nm のインパルス状外乱トルク [68]を与えたときのロール角応答の実測結果が示されている。2.4. 節で構築した非線形力学モデルのロール応答性を確認するため、Fig. 2.25 にシミュレーション結果と文献 [28]の実車走行試験結果を示す。

Fig. 2.25 の実線は文献 [28]の実車走行試験結果、破線はシミュレーション結果である。シミュレーションでは、 $1.1^\circ$  (0.02 rad) のロール角を持たせ、インパルス外乱入力時の車体の傾きを実測結果と一致させている。Fig. 2.25 では、1 s 付近でインパルス外乱が入力された後、1.8 s 付近でロール角が最大値  $8.6^\circ$  (0.15 rad) に達しており、2.5 s 付近までシミュレーションと実測結果が整合していることがわかる。

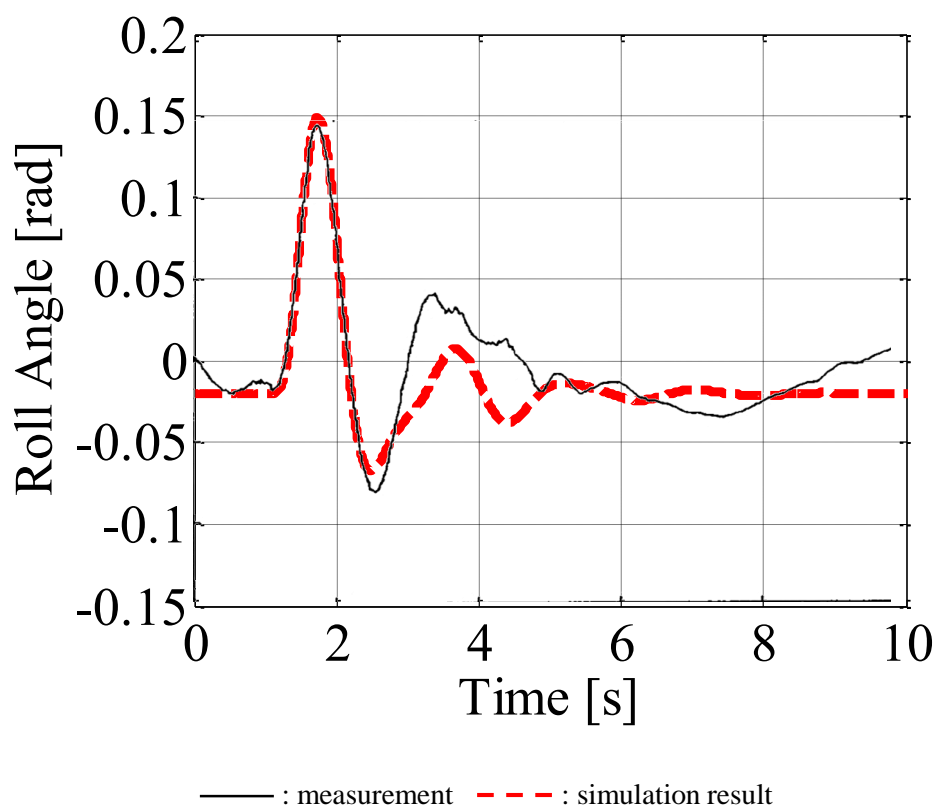


Fig. 2.25 Simulation and measurement results for impulsive disturbance

### 2.5.3. 制動時のピッチング動作

本項では、車速 27.8 m/s (100 km/h)の直進走行状態より制動を開始する場合を想定したシミュレーションを行い、サスペンションの動作を確認する。制動時には Fig. 2.26 に示すとおり、後輪回転角速度  $\dot{\theta}_r$  がその目標回転角速度  $\dot{\theta}_n$  に追従するように PID 制御を施し、前後の比率を固定して前輪制動トルク  $\tau_{rf}$  および後輪制動トルク  $\tau_{rr}$  を与える。後輪制動トルク  $\tau_{rr}$  は、次式のように求められる。

$$\tau_{rr} = k_{pr} \cdot (\dot{\theta}_n - \dot{\theta}_r) + k_{ir} \int (\dot{\theta}_n - \dot{\theta}_r) dt + k_{dr} \frac{d(\dot{\theta}_n - \dot{\theta}_r)}{dt} \quad (2.44)$$

PID 制御には、比例ゲイン係数  $k_{pr}=20$ 、および積分ゲイン係数  $k_{ir}=10$ 、微分ゲイン係数  $k_{dr}=1$  を用いた。減速度を  $a_{de} = -4 \text{ m/s}^2$ 、前後輪制動トルクの前後比を 4:1 [78] に設定し、乾燥した路面上での制動を想定して路面摩擦係数を 0.8 としている。

Fig. 2.27 に、運動学的自由度 13 の力学モデルを用い、車速が 5 m/s に到達するまでの結果について示す。実線は HT タイヤ力を用いた場合を、一点鎖線は MF タイヤ力を用いた場合の結果を表す。Fig. 2.27 (a), (b), (c), (d) はそれぞれ、車速、ライダーの前傾姿勢、フロントサスペンションストローク、リアサスペンションのスイングアーム角である。Fig. 2.27 (a), (b) より、1 s より減速を開始した後、2 s 以降はライダーの前傾角が約  $5^\circ$  で一定になっていることがわかる。Fig. 2.27 (c), (d) では、フロントサスペンションが約 0.04 m 短くなり、スイングアーム角は  $1.5^\circ$  程度小さくなっている。前輪フレームの位置が低くなり、スイングアーム支点の位置は高くなるため、車体にピッチ角が発生する。また、HT タイヤ力を用いた場合と MF タイヤ力を用いた場合の結果は、一致している。

Fig. 2.28(a), (b), (c) にそれぞれ、このときの前輪垂直荷重、後輪垂直荷重、ピッチ角を、運動学的自由度 10 の力学モデルと比較して示す。実線の HT タイヤ力、一点鎖線の MF タイヤ力に加え、鎖線は 10 自由度の力学モデルに HT タイヤ力を用いた場合を表す。Fig. 2.28(a), (b) より、制動時の前輪垂直荷重は、一定速度での走行時よりも 500 N 程度増加する。サスペンションを考慮する場合、

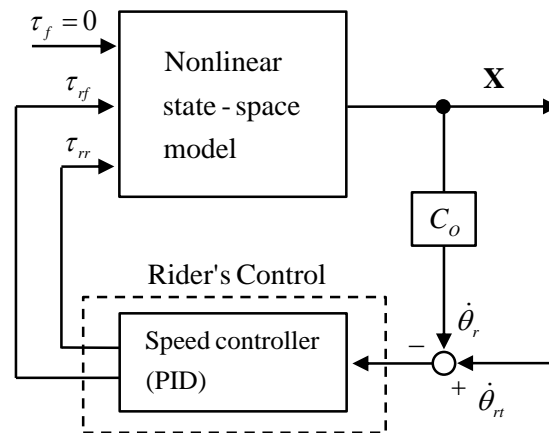
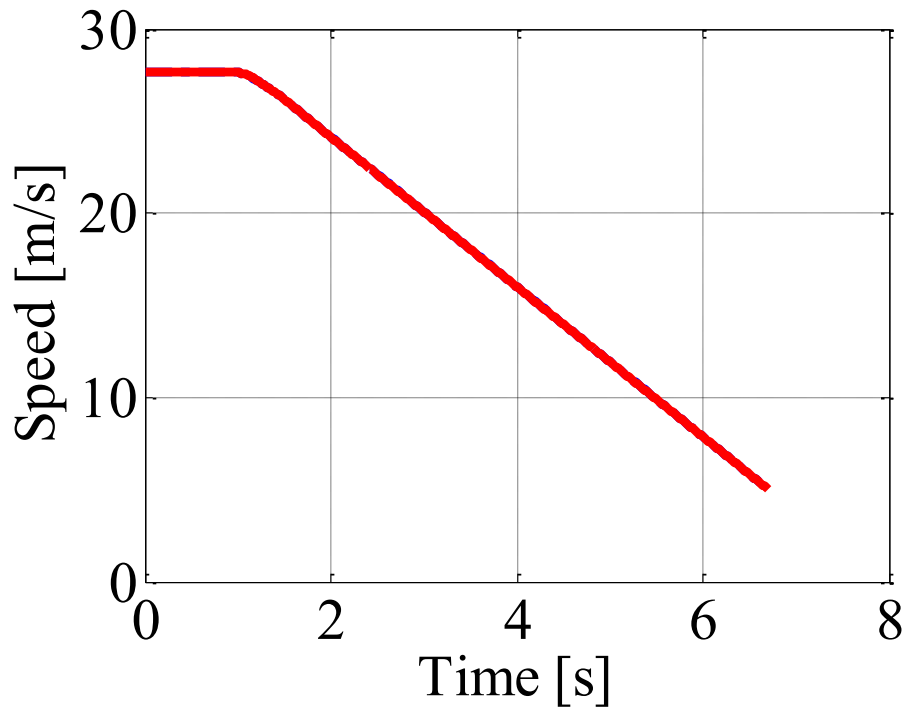
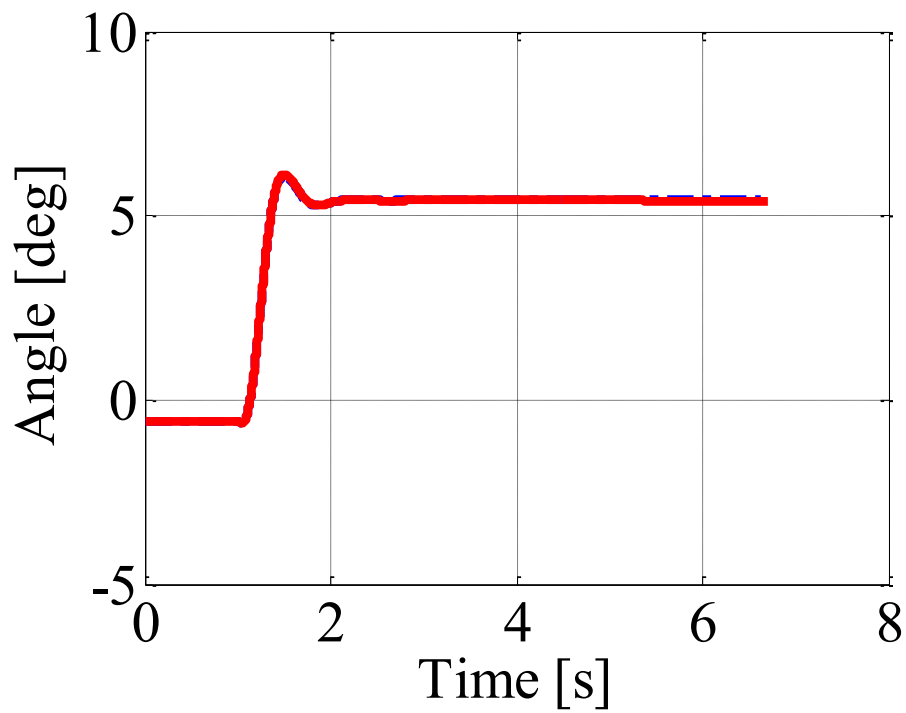


Fig. 2.26 Closed loop control system for constant deceleration



(a) Speed

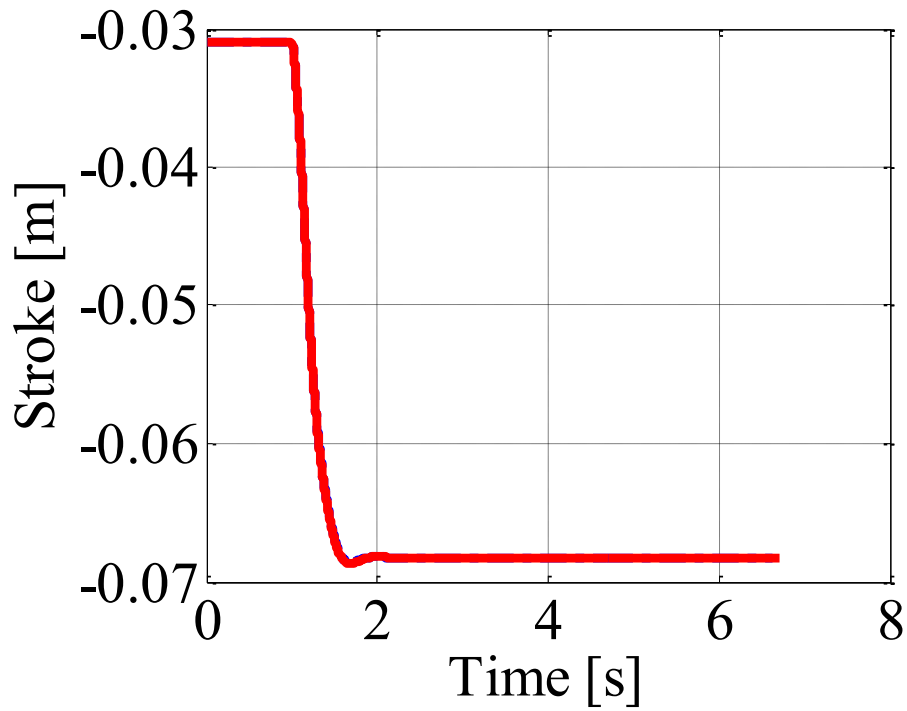


(b) Rider's pitch angle

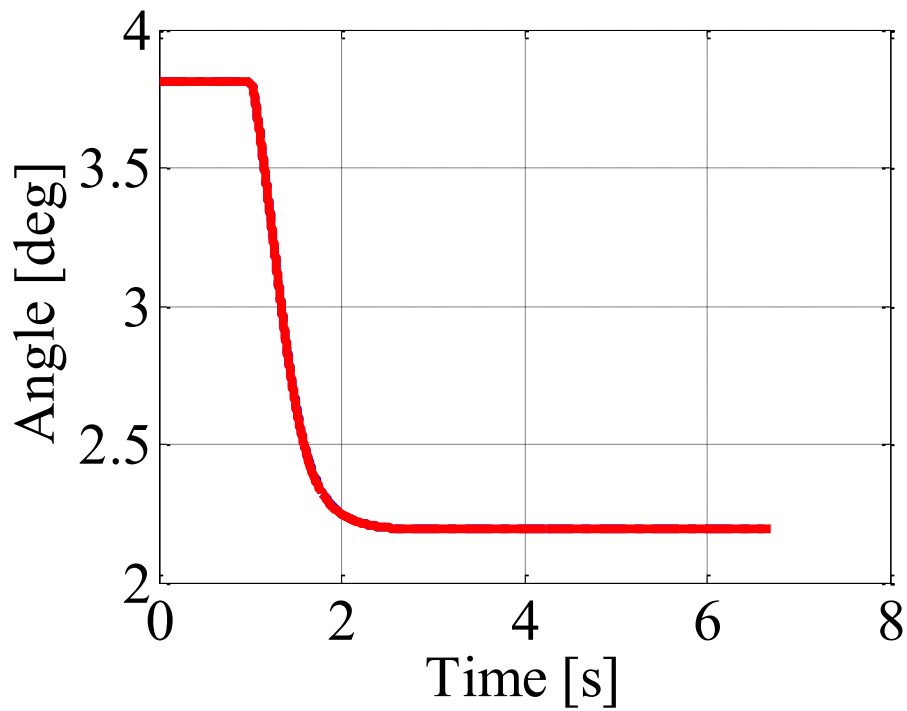
— : HT tire force    - · - · : MF tire force

Fig. 2.27 Rider's pitching motion and suspension stroke of the motorcycle during braking ( $\mu_R = 0.8$ )

(pp. 61-62)



(c) Front suspension stroke

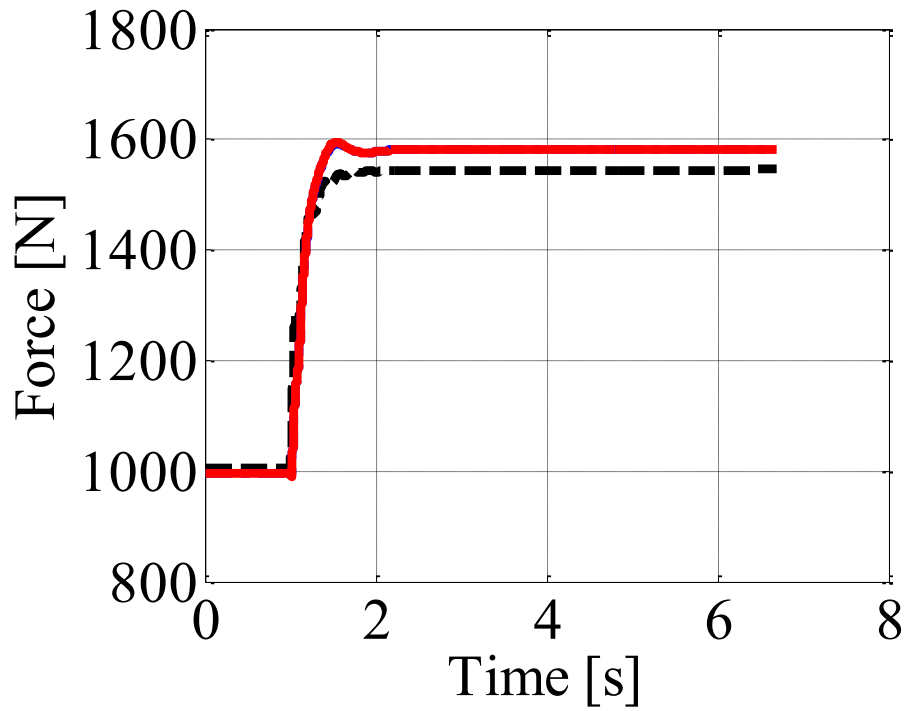


(d) Rear suspension swing arm angle

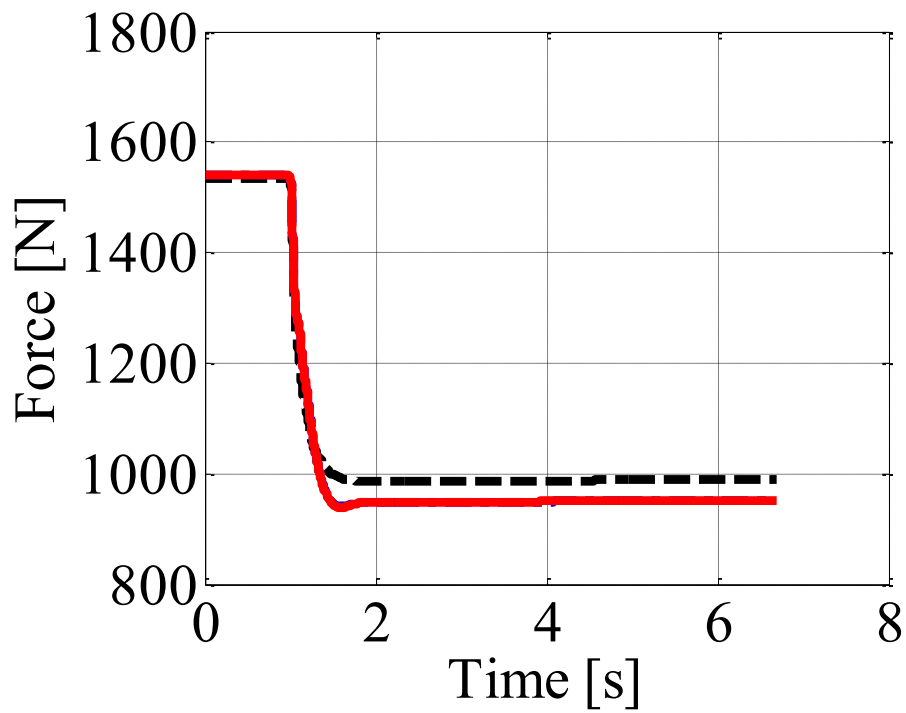
— : HT tire force    - · - · : MF tire force

Fig. 2.27 Rider's pitching motion and suspension stroke of the motorcycle during braking ( $\mu_R = 0.8$ ) (pp. 61-62)





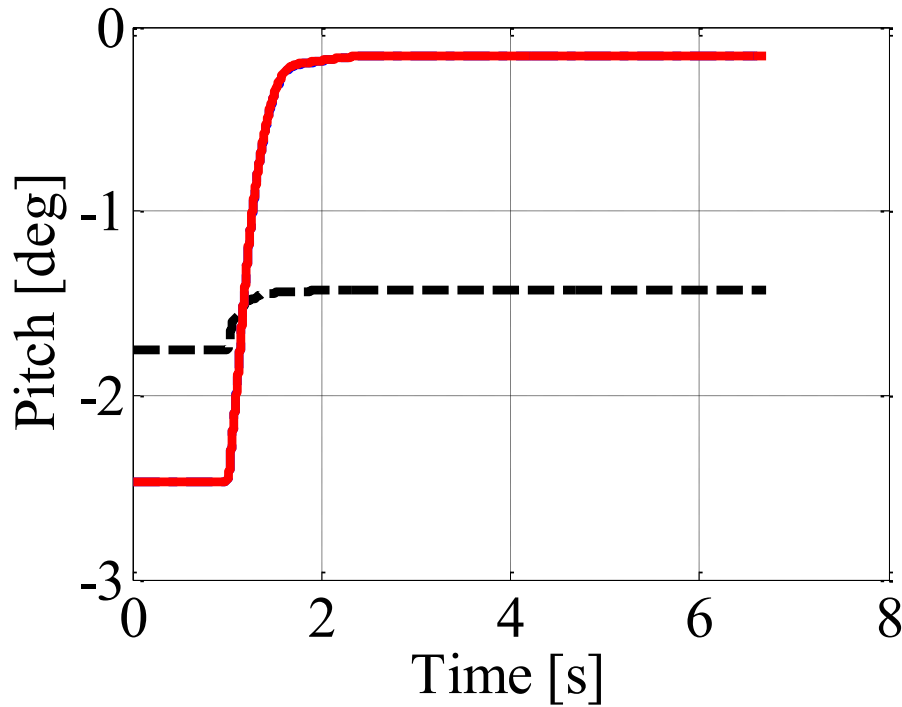
(a) Front tire vertical force



(b) Rear tire vertical force

— : HT tire force    - · - · : MF tire force    - - - : HT tire force without suspension

Fig. 2.28 Effect of pitching motion for motorcycle attitude during braking ( $\mu_R = 0.8$ ) (pp. 63-64)



(c) Pitch angle

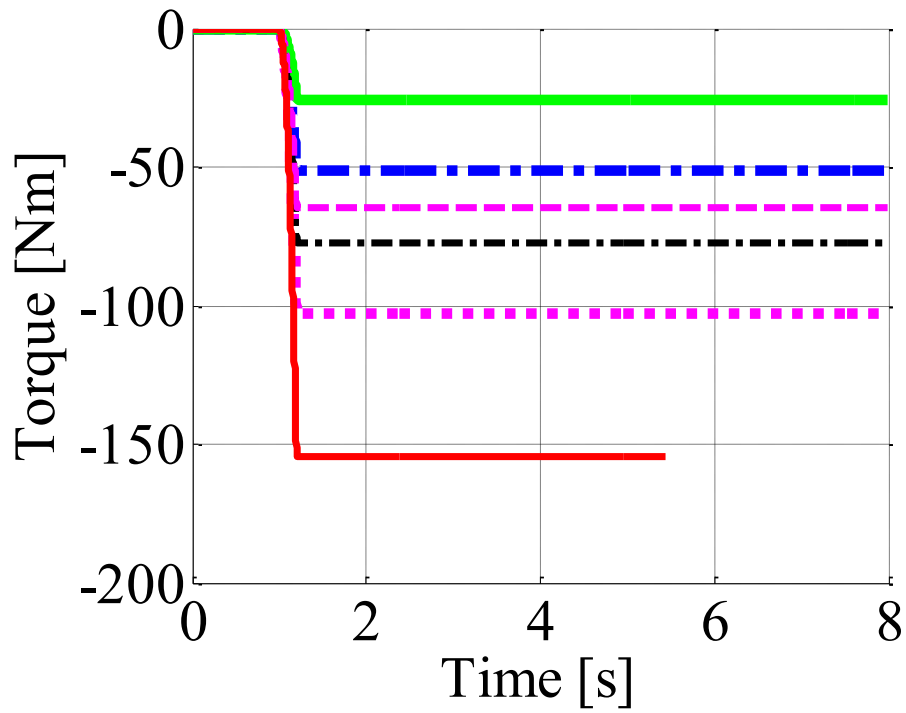
— : HT tire force    - · - · : MF tire force    - - - : HT tire force without suspension

Fig. 2.28 Effect of pitching motion for motorcycle attitude during braking ( $\mu_R = 0.8$ ) (pp. 63-64)

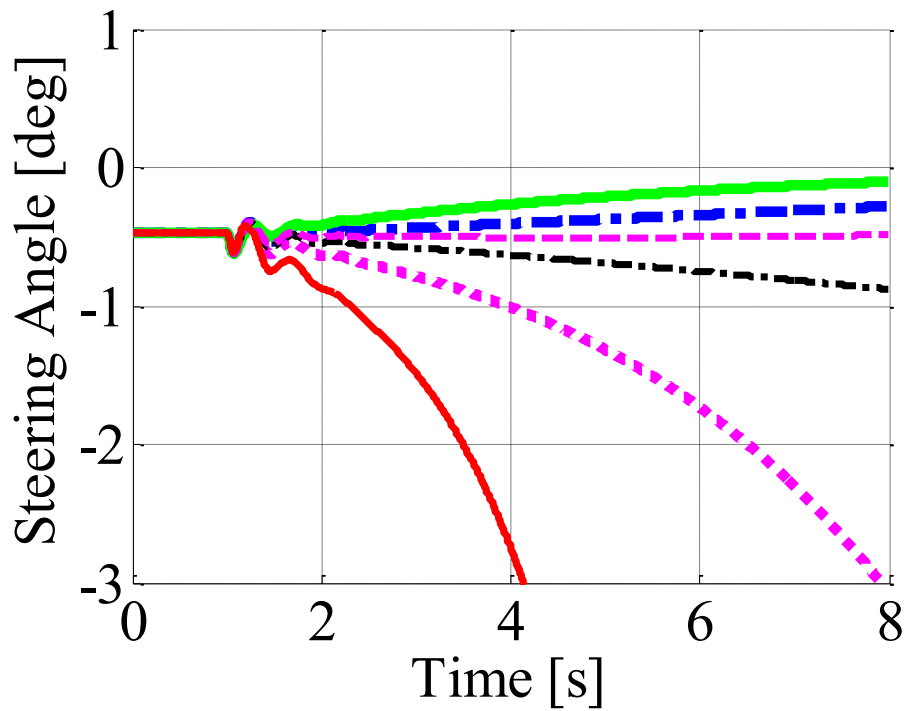
考慮しない場合に比べ、制動中の前輪垂直荷重は更に 40 N 増加し、荷重がより前方へかかっていることがわかる。Fig. 2.28 (c) より、制動によるピッチ角の変動は、サスペンションを考慮しない場合は  $0.3^\circ$  であるのに対し、サスペンションを考慮することで  $2.3^\circ$  になっていることがわかる。

#### 2.5.4. 旋回中の制動

本項では、車速 19.4 m/s (70 km/h) の定常円旋回時の状態より、前輪にのみ制動トルクを与えるシミュレーションを行い、制動力によって車体の挙動が異なることを確認する。操舵トルクは、定常円旋回中にのみ  $-2\text{ Nm}$  を与える。Fig. 2.29 に、旋回制動時のシミュレーション結果を示す。Fig. 2.29 (a), (b), (c) はそれぞれ、前輪制動トルク、操舵角、ロール角である。前輪制動トルクはそれぞれ、細い実線： $-150\text{ Nm}$ 、太い点線： $-100\text{ Nm}$ 、細い一点鎖線： $-75\text{ Nm}$ 、細い破線： $-65\text{ Nm}$ 、太い一点鎖線： $-50\text{ Nm}$ 、太い実線： $-25\text{ Nm}$  の場合である。Fig. 2.29 (a) に示したとおり、前輪制動トルクは、いずれもシミュレーション開始より 1 s 後に入力を開始し、1.2 s のとき設定値に達する。Fig. 2.29 (b) より、前輪制動トルクが小さいときには操舵角が  $0^\circ$  に近づき、前輪制動トルクが大きくなるときには操舵角が大きくなっていることがわかる。これは、1.2.2 項で述べたとおり、制動力が大きくなることで、操舵角を大きくする方向へ操舵軸周りの回転トルクが発生したためであると考えられる。この結果、Fig. 2.29 (c) では、前輪制動トルクの大きさが  $75\text{ Nm}$  よりも小さい時には制動開始後の



(a) Front brake torque



(b) Steering angle

— : -150 Nm    ··· : -100 Nm    - - - : -75 Nm  
 - - - : -65 Nm    - · - : -50 Nm    — : -25 Nm

Fig. 2.29 Simulation results when braking during braking. (pp. 65-66)

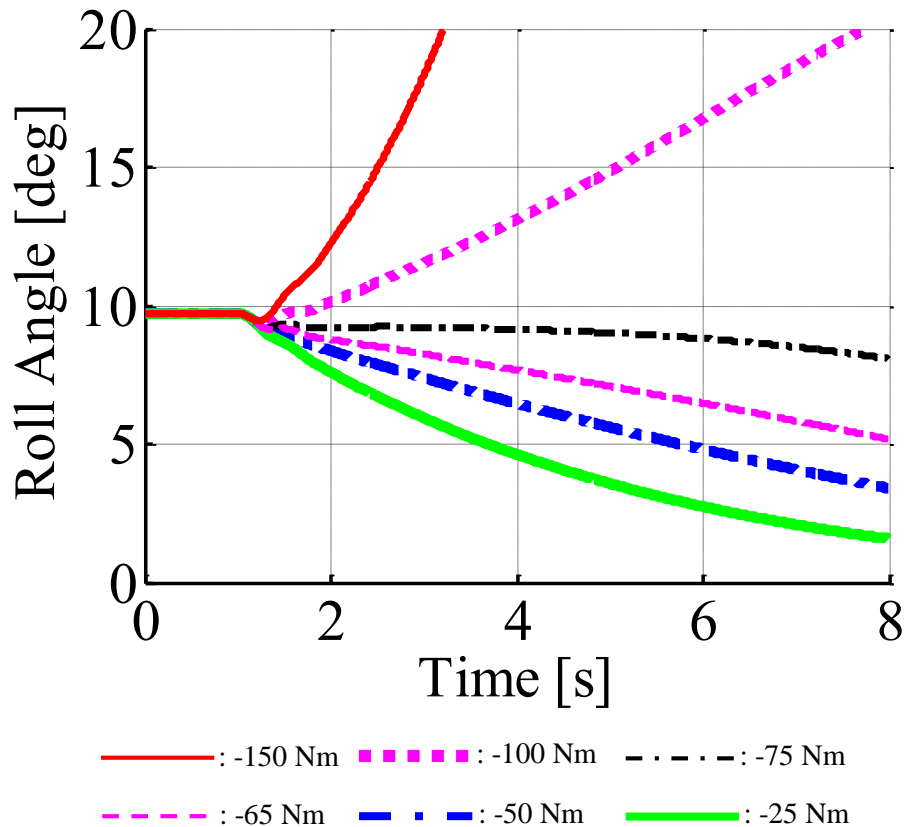


Fig. 2.29 Simulation results when braking during braking. (pp. 65-66)

ロール角が減少し、前輪制動トルクの大きさが 100 Nm 以上ではロール角が増加していることがわかる。なお、前輪制動トルクが-100 Nm のときの減速度は、約 $-1.3 \text{ m/s}^2$ である。

## 2.6. まとめ

本章では、制動時におけるライダーアシスト制御システムの機能分析に基づく概念設計を行い、検証項目を明確にした。システムモデルの記述方法の一つである SysML (Systems Modeling Language)を用いて、設計対象とするシステムの機能分析を行い、ライダーアシスト制御システムが、制動時にライダーの操舵をアシストするための「前輪操舵アシスト制御」と、急制動時にライダーのブレーキをアシストするための「コンバインドブレーキアシスト制御」の2つの制御機能を備える必要のあることを明らかにした。また、この分析によって、前輪操舵アシスト制御システムの設計に用いる力学モデルには、タイヤ力および制動時のピッチング動作を再現する必要のあることがわかった。さらに、コンバインドブレーキアシスト制御システムの設計に用いる力学モデルでは、サスペンションモデルの詳細化とタイヤの非接地の再現を必要とすることが明らかになった。

次に、前輪操舵アシスト制御システムの設計に用いる力学モデルの構築を行った。力学モデルで再現すべき挙動の内、タイヤ力に関しては、マジックフォーミュラの有するタイヤコーナリングフォースの非線形特性を、双曲線正接関数を用いた近似で表した。そして、3つの異なるタイヤモ

デルを用いたときのコーナリング特性について確認を行った。さらに、制動時ピッチング動作を再現するため、ライダーの前傾姿勢、フロントサスペンションのストロークおよびリアサスペンションのスイングアーム角を運動学的自由度に含めた。各剛体間に働くサスペンションの作用力を導出し、その上でライダー - 二輪自動車系を構築した。シミュレーションを用いてサスペンションを含まない力学モデルとの比較を行い、以下の結論を得た。

- (1) 定常円旋回時のコーナリング特性について2つの力学モデルを比較した。ピッチング動作をモデルに含めた場合には、ピッチング動作が起こった場合の前後方向のタイヤ力が、より大きくなることがわかった。
- (2) 減速度を一定とする制動時のシミュレーションでは、ピッチング動作を含む力学モデルのピッチ角および前輪垂直荷重が大きくなることを示した。

### 3. 二輪自動車の制動時における運動解析

序論では、直進走行時の二輪自動車が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 [34]を持つことを述べた。キャプサイズモードは、固有値が実数の非振動的なロール運動である。ウィーブモードは複素固有値に対応し、固有振動数が車速によって 1 Hz から 4 Hz まで変化する、車体のヨー運動とロール運動および横滑りが連成した振動モードである。ウォブルモードも振動モードであり、主に操舵系に発生する。ウォブルモードの固有振動数は車速によって 6 Hz から 10 Hz まで変化する、車速の上昇によって不安定化する [79]。さらにライダー上体のロール軸まわりの運動を考慮することにより、ライダー上体の振動モードが固有振動数 1 Hz 付近に表れる [32]。

前章で構築した、制動時のピッチング動作を含むライダー - 二輪自動車系の非線形モデルを用い、本章では制動時における安定性を解析する。3.1. 節では、減速度を一定とした制動時の状態を平衡点とし、その近傍で線形化状態空間モデルを得る。次に 3.2. 節では、線形化した力学モデルに固有値解析を施し、減速によってモード分離後の振動モードがどのように変化するかを示す。3.3. 節では、操舵による力学系の周波数応答をロール角、ロールレートおよび操舵角について示し、周波数応答解析を行なって制御系設計に必要な低次元化モデルを導出する。

#### 3.1. 減速度一定の準定常状態を平衡点とする線形化状態空間モデル

前輪操舵アシスト制御系設計のための線形化状態空間モデルを導出する。前節で導出したライダー - 二輪自動車系の非線形力学モデルを用い、一般化座標の平衡点  $\mathbf{Q}_0$ 、および一般化速度の平衡点  $\mathbf{S}_0$  を数値的に求める。シミュレーションでは、Fig. 3.1 (a) に示すとおり後輪回転角速度  $\dot{\theta}_r$  がその目標回転角速度  $\dot{\theta}_n$  に追従するように PID 制御を施し、前後の比率を固定して前輪制動トルク  $\tau_{fr}$  および後輪制動トルク  $\tau_{rr}$  を与える。後輪制動トルク  $\tau_{rr}$  は、次式のように求められる。

$$\tau_{rr} = k_{pr} \cdot (\dot{\theta}_n - \dot{\theta}_r) + k_{ir} \int (\dot{\theta}_n - \dot{\theta}_r) dt + k_{dr} \frac{d(\dot{\theta}_n - \dot{\theta}_r)}{dt} \quad (3.1)$$

PID 制御には、比例ゲイン係数  $k_{pr} = 20$ 、および積分ゲイン係数  $k_{ir} = 10$ 、微分ゲイン係数  $k_{dr} = 1$  を用いた。減速度を  $a_{de} = -4 \text{ m/s}^2$  および  $-6 \text{ m/s}^2$ 、前後輪制動トルクの前後比を 4:1 [78] に設定し、乾燥した路面上での制動を想定して路面摩擦係数を 0.8 としている。Fig. 3.1 (b) のように、直進時に車速 37.5 m/s (135 km/h) から 10 m/s 以下になるまで減速度一定で制動するシミュレーションにおいて、車速が 11.1 m/s (40 km/h)、16.7 m/s (60 km/h)、22.2 m/s (80 km/h)、27.8 m/s (100 km/h) および 33.3 m/s (120 km/h) となる状態を平衡点とする。

シミュレーションで数値的に得られた平衡点  $\mathbf{Q}_0$  および  $\mathbf{S}_0$  近傍での一般化座標  $\mathbf{Q}$  と一般化速度  $\mathbf{S}$  は、それぞれの微小変化分  $\Delta\mathbf{Q}$  と  $\Delta\mathbf{S}$  を用い、次のように表される。

$$\mathbf{Q} = \mathbf{Q}_0 + \Delta\mathbf{Q} \quad (3.2)$$

$$\mathbf{S} = \mathbf{S}_0 + \Delta\mathbf{S} \quad (3.3)$$

微小変化分の2次の項が無視できるとき、式(2.6)に(3.2), (3.3)を代入すると、式(3.2)を線形化させたときの微小変化分を、次のように得ることができる。

$$\Delta\dot{\mathbf{Q}} = \frac{\partial}{\partial\mathbf{Q}} \left( \frac{\partial\dot{\mathbf{Q}}}{\partial\mathbf{S}} \mathbf{S}_0 \right) \Big|_0 \Delta\mathbf{Q} + \frac{\partial\dot{\mathbf{Q}}}{\partial\mathbf{S}} \Big|_0 \Delta\mathbf{S} \quad (3.4)$$

質量行列  $\mathbf{m}^S$ , および力行列  $\mathbf{f}^S$  は、平衡点のまわりで  $\mathbf{m}^S = \mathbf{m}^S_0 + \Delta\mathbf{m}^S$ ,  $\mathbf{f}^S = \mathbf{f}^S_0 + \Delta\mathbf{f}^S$  と表せる。これらを用い、非線形運動方程式(2.10)を次のように線形化できる。

$$\mathbf{m}_0^S \cdot \Delta\dot{\mathbf{S}} = \Delta\mathbf{f}^S \quad (3.5)$$

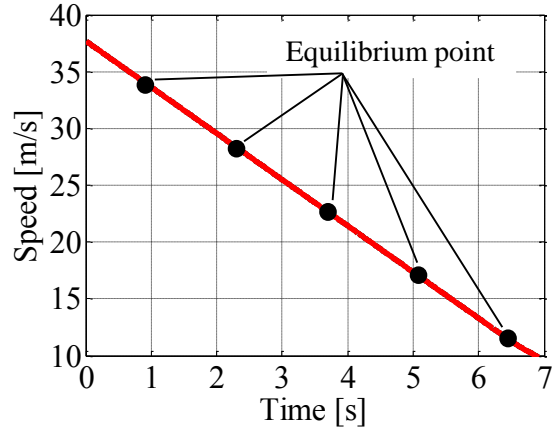
ただし、

$$\Delta\mathbf{f}^S = \frac{\partial\mathbf{f}^S}{\partial\mathbf{Q}} \Big|_0 \Delta\mathbf{Q} + \frac{\partial\mathbf{f}^S}{\partial\mathbf{S}} \Big|_0 \Delta\mathbf{S} + \frac{\partial\mathbf{f}^S}{\partial\mathbf{u}} \Big|_0 \Delta\mathbf{u}$$

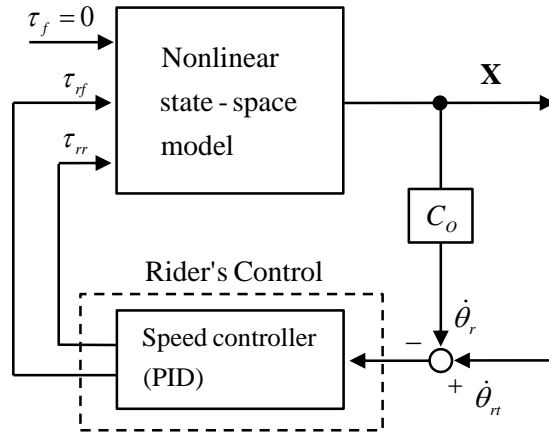
である。式(3.5)の力行列  $\mathbf{f}^S$  に含まれる HT タイヤ力は、下付きの添え字 0 を用いて示す平衡点、スリップ率  $\varepsilon_{*0}$ , キャンバ角  $\theta_{*x0}$  およびスリップ角  $\beta_{*0}$  のまわりで、以下のように線形化することができる。微小変化分を  $\Delta$  で表わすと、式(2.20)~(2.23)より線形化後の HT タイヤ力は

$$F_{*x}(\varepsilon_{*0} + \Delta\varepsilon_*) \approx \mu_R \left[ \frac{\tanh(c_{x1} \cdot \varepsilon_{*0})}{c_{x1} \cdot c_{x2}} + \frac{\Delta\varepsilon_*}{c_{x2} \cdot \cosh^2(c_{x1} \cdot \varepsilon_{*0})} \right] \cdot F_{*z} \quad (3.6)$$

$$\begin{aligned} & F_{*y}(\varepsilon_{*0} + \Delta\varepsilon_*, \beta_{*0} + \Delta\beta_*, \theta_{*x0} + \Delta\theta_{*x}) \\ & \approx \mu_R \left( c_{C1} \frac{F_{*z}}{g} + c_{C2} \right) \cdot \left[ \frac{\tanh(c_{S1} \cdot \beta_{*0})}{c_{S1} \cdot c_{S2}} + \frac{\Delta\beta_*}{c_{S2} \cdot \cosh^2(c_{S1} \cdot \beta_{*0})} \right] \cdot \sqrt{1 - \left[ \frac{\tanh(c_{x1} \cdot \varepsilon_{*0})}{c_{x1} \cdot c_{x2}} \right]^2} \\ & + \mu_R \left( c_{C3} \frac{F_{*z}}{g} + c_{C4} \right) \cdot \left[ \frac{\tanh(c_{S3} \cdot \theta_{*x0})}{c_{S3} \cdot c_{S4}} + \frac{\Delta\theta_{*x}}{c_{S4} \cdot \cosh^2(c_{S3} \cdot \theta_{*x0})} \right] \cdot \sqrt{1 - \left[ \frac{\tanh(c_{x1} \cdot \varepsilon_{*0})}{c_{x1} \cdot c_{x2}} \right]^2} \\ & - \mu_R \left( c_{C1} \frac{F_{*z}}{g} + c_{C2} \right) \cdot \frac{\tanh(c_{S1} \cdot \beta_{*0})}{c_{S1} \cdot c_{S2}} \cdot \frac{\Delta\varepsilon_*}{c_{x2} \cdot \cosh^2(c_{x1} \cdot \varepsilon_{*0}) \cdot \sqrt{1 - \left[ \frac{\tanh(c_{x1} \cdot \varepsilon_{*0})}{c_{x1} \cdot c_{x2}} \right]^2}} \\ & - \mu_R \left( c_{C3} \frac{F_{*z}}{g} + c_{C4} \right) \cdot \frac{\tanh(c_{S3} \cdot \theta_{*x0})}{c_{S3} \cdot c_{S4}} \cdot \frac{\Delta\varepsilon_*}{c_{x2} \cdot \cosh^2(c_{x1} \cdot \varepsilon_{*0}) \cdot \sqrt{1 - \left[ \frac{\tanh(c_{x1} \cdot \varepsilon_{*0})}{c_{x1} \cdot c_{x2}} \right]^2}} \end{aligned} \quad (3.7)$$



(a) Target speed of the rider-motorcycle system at deceleration  $-a_{de} = -4 \text{ m/s}^2$



(b) Closed loop control system

Fig. 3.1 Closed-loop control system for quasi-steady state straight running

となる。スリップ率，前輪キャンバ角およびスリップ角の微小変化分  $\Delta\varepsilon^*$ ,  $\Delta\theta_{*x}$ ,  $\Delta\beta^*$ は，それぞれ式 (2. 24) ~ (2. 26)より求めることができる。HT タイヤ力の微小変化分  $\Delta F_{*x}$ ,  $\Delta F_{*y}$ は，式(3. 6), (3. 7)より定数項を除くことで得られる。

状態ベクトルの微小変化分  $\Delta\mathbf{x}$  と入力ベクトルの微小変化分  $\Delta\mathbf{u}$  を，

$$\begin{aligned} \Delta\mathbf{x} &= [\Delta\mathbf{Q}^T \quad \Delta\mathbf{S}^T]^T, \\ \Delta\mathbf{u} &= [\Delta\tau_{rr} \quad \Delta\tau_{rf} \quad \Delta\tau_f]^T = [\Delta\tau_{rr} \quad \Delta\tau_{rf} \quad \Delta\tau_{fr} + \Delta\tau_{fc}]^T \end{aligned} \quad (3. 8)$$

と定義すると，式(3. 1) ~ (3. 5)を用いることで，線形化状態空間モデルを以下のように導くことができる。

$$\Delta\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}_l \cdot \Delta\mathbf{x} + \mathbf{B}_l \cdot \Delta\mathbf{u} \quad (3. 9)$$

ここで， $\mathbf{A}_l$ ,  $\mathbf{B}_l$ は，次式で表される。



$$\mathbf{A}_l = \begin{bmatrix} \left. \frac{\partial}{\partial \mathbf{Q}} \left( \frac{\partial \dot{\mathbf{Q}}}{\partial \mathbf{S}} \mathbf{S}_0 \right) \right|_0 & \left. \frac{\partial \dot{\mathbf{Q}}}{\partial \mathbf{S}} \right|_0 \\ \left. (\mathbf{m}_0^s)^{-1} \cdot \frac{\partial \mathbf{f}^s}{\partial \mathbf{Q}} \right|_0 & \left. (\mathbf{m}_0^s)^{-1} \cdot \frac{\partial \mathbf{f}^s}{\partial \mathbf{S}} \right|_0 \end{bmatrix}, \quad (3.10)$$

$$\mathbf{B}_l = \begin{bmatrix} \mathbf{O}_{13 \times 3} \\ \left. (\mathbf{m}_0^s)^{-1} \cdot \frac{\partial \mathbf{f}^s}{\partial \mathbf{u}} \right|_0 \end{bmatrix}$$

### 3.2. 減速度一定の準定常状態での固有値解析

制御系設計に用いる低次元化モデルを導出するため、線形化モデル式(3.5)のシステム行列  $\mathbf{A}_l$  を対角正準形に変換し、モード分離を行う [32], [80]. (3.10)のシステム行列  $\mathbf{A}_l$  の固有値を、固有値行列  $\mathbf{\Lambda}_{EV}$  を用いて、次のように定める.

$$\mathbf{A}_l = \mathbf{T}_{EV} \cdot \mathbf{\Lambda}_{EV} \cdot \mathbf{T}_{EV}^{-1} \quad (3.11)$$

ただし、 $\mathbf{T}_{EV}$  は固有ベクトルからなる行列である. このとき、式(3.5)の線形化モデルは次のように書きなおすことができる.

$$\Delta \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{T}_{EV} \cdot \mathbf{\Lambda}_{EV} \cdot \mathbf{T}_{EV}^{-1} \cdot \Delta \mathbf{x} + \mathbf{B}_l \cdot \Delta \mathbf{u} \quad (3.12)$$

ここで、次式のように座標系の変換を行う.

$$\Delta \hat{\mathbf{x}} \equiv \mathbf{T}_{EV} \cdot \Delta \mathbf{x} \quad (3.13)$$

このとき、変換後の座標系を用い、運動方程式は次のように書き直すことができる.

$$\Delta \dot{\hat{\mathbf{x}}} = \mathbf{\Lambda}_{EV} \cdot \Delta \mathbf{x} + \hat{\mathbf{B}}_l \cdot \Delta \mathbf{u} \quad (3.14)$$

ただし、

$$\hat{\mathbf{B}}_l = \mathbf{T}_{EV}^{-1} \cdot \mathbf{B}_l \quad (3.15)$$

$$\therefore \mathbf{T}_{EV} \cdot \Delta \dot{\hat{\mathbf{x}}} = \mathbf{T}_{EV} \cdot \mathbf{\Lambda}_{EV} \cdot \mathbf{T}_{EV}^{-1} \cdot \mathbf{T}_{EV} \cdot \Delta \mathbf{x} + \mathbf{B}_l \cdot \Delta \mathbf{u}$$

各固有値に対応する固有ベクトルを座標系にとった基準座標は、ただひとつの振動数をもつ系の振動に対応しており、これらの個々の振動は振動の基準モードと呼ばれる. それぞれの基準座標の振動においては、振動の相対的な振幅は行列  $\mathbf{T}_{EV}$  の要素  $\mathbf{T}_{ij}$  によって決定される. たとえば2つの要素  $\mathbf{T}_{ij}, \mathbf{T}_{ik}$  の符号が互いに逆であれば、それらの要素は丁度  $\pi[\text{rad}]$  だけ位相がずれている [81].

急制動に近い制動を想定し、減速度  $a_{de} = -6 \text{ m/s}^2, -4 \text{ m/s}^2$  および  $0 \text{ m/s}^2$  とする. 制動中に車速が  $11.1 \text{ m/s}$  ( $40 \text{ km/h}$ ),  $16.7 \text{ m/s}$  ( $60 \text{ km/h}$ ),  $22.2 \text{ m/s}$  ( $80 \text{ km/h}$ ),  $27.8 \text{ m/s}$  ( $100 \text{ km/h}$ ) および  $33.3 \text{ m/s}$  ( $120 \text{ km/h}$ ) と

なる5つの状態を平衡点とする。これら5つの平衡点周りで線形化したモデルそれぞれについて、8つの0固有値を除くモード分離後の各モードの固有値を Table 3.1 ~ Table 3.3 に示す。減速度が  $a_{de} = 0 \text{ m/s}^2, -3 \text{ m/s}^2, -4 \text{ m/s}^2, -5 \text{ m/s}^2$  および  $-6 \text{ m/s}^2$  のとき、車速  $16.7 \text{ m/s}$  での各モードの固有値を Table 3.4, Fig. 3.2 に示す。また、Fig. 3.3 ~ Fig. 3.14 に、減速度  $a_{de} = -4 \text{ m/s}^2$ 、車速  $16.7 \text{ m/s}$  の状態を平衡点として線形化したモデルより得られた固有値に対応する固有ベクトルを示す。

・実固有値  $\alpha_1, \alpha_2$  : キャプサイズモード

Fig. 3.3, Fig. 3.4 にそれぞれ、実固有値  $\alpha_1$  および  $\alpha_2$  に対応する固有ベクトルを示す。実固有値  $\alpha_1, \alpha_2$  は、対応する固有ベクトルのロールレート  $\dot{\theta}_x$  の成分が  $-0.76, 0.66$  と最も大きいことから、非振動的なロール運動であるキャプサイズモードの固有値であると考えられる。

実固有値  $\alpha_1$  に対応する固有ベクトルでは、ロールレート  $\dot{\theta}_x$  に次いで大きいのは、横方向の速度  $\dot{y}$  の成分  $-0.48$  で、ロールレートの  $2/3$  程度の大きさである。このため実固有値  $\alpha_1$  はボディキャプサイズモード [20] の固有値であると考えられる。他方、実固有値  $\alpha_2$  に対応する固有ベクトルは、操舵角速度  $\dot{\delta}$  の成分が  $-0.58$  とロールレート  $\dot{\theta}_x$  に近い大きさを持つ。これより実固有値  $\alpha_2$  はステアリングキャプサイズモード [20] の固有値だと考えられる。これら2つの符号は逆であるので、操舵角が増加してハンドルが左方向に切れるときには、ロールレートは負の方向へ増加し、車体が左側へ傾こうとすることを意味する。また、Table 3.1 ~ Table 3.3 より、これら2つの固有値は、速度が減少すると小さくなることがわかる。Table 3.4 より、減速度が大きくなるに従って、実固有値  $\alpha_1$  は値が小さくなり、実固有値  $\alpha_2$  は逆に大きくなることがわかる。

・実固有値  $\alpha_3 \sim \alpha_6$

Fig. 3.5 ~ Fig. 3.8 にそれぞれ、実固有値  $\alpha_3, \alpha_4, \alpha_5$  および  $\alpha_6$  に対応する固有ベクトルを示す。Fig. 3.5 より、実固有値  $\alpha_3$  に対応する固有ベクトルの成分は、ライダーの上体のリーン角速度  $\dot{\theta}_{wx} : -0.66$ 、ロールレート  $\dot{\theta}_x : 0.47$ 、ライダーの上体の前傾角  $\dot{\theta}_{wy} : 0.41$  である。従って実固有値  $\alpha_3$  は、ライダーの上体のリーン角  $\dot{\theta}_{wx}$  への寄与が大きな非振動モードの固有値である。ライダーの上体のリーン角が減少して右に傾くとき、車体のロール角は左方向に傾く。また、Fig. 3.6, Fig. 3.7 より、実固有値  $\alpha_4, \alpha_5$  に対応する2つの固有ベクトルはいずれも、フロントサスペンションのストローク速度  $\dot{l}_{ud}$  が支配的な成分となっている。Fig. 3.8 より、実固有値  $\alpha_6$  は後輪回転速度  $\dot{\theta}_r$  とスイングアーム角速度  $\dot{\psi}$  の連成モードであることがわかる。これら2つの成分の符号は逆なので、加速時など後輪の回転が増す場合、スイングアームはタイヤを路面に押し付けようとする方向へ動くことを意味する。Table 3.1 ~ Table 3.4 より、実固有値  $\alpha_3, \alpha_4, \alpha_5, \alpha_6$  の速度および減速度への依存性が、キャプサイズモードの固有値  $\alpha_1, \alpha_2$  に比べ、非常に小さいことがわかる。

・複素固有値  $\beta_1$  : ウィーブモード

Fig. 3.9 に、複素固有値  $\beta_1$  に対応する固有ベクトルを示す。Fig. 3.9 より、複素固有値  $\beta_1$  は、ロールレート  $\dot{\theta}_x$ 、横方向の速度  $\dot{y}$  およびヨーレート  $\dot{\theta}_z$  の連成した、ウィーブモードの固有値であることがわかる。減速度  $a_{de} = -4 \text{ m/s}^2$ 、車速  $16.7 \text{ m/s}$  のときの固有振動数は  $1.8 \text{ Hz}$  であるが、車速が増すと固有振動数が高くなる。ロールレート  $\dot{\theta}_x$  に比べ、横方向の速度  $\dot{y}$  は  $191^\circ$ 、ヨーレート  $\dot{\theta}_z$  は  $103^\circ$  の位相の遅れがある。速度  $\dot{y}$  は実軸に近く、ロールレート  $\dot{\theta}_x$  のほぼ逆位相であるため、横方向の車両が右に傾くとき、車体の重心位置が右方向に移動しようとすることを意味すると考えられる。Table 3.1 ~ Table 3.3 より、低速度で安定性と固有振動数が低下することがわかる。また、Table 3.4 では、制動による減速度の増大による安定性の低下がみられる。

・複素固有値  $\beta_2$  : ウォブルモード

Fig. 3.10 に、複素固有値  $\beta_2$  に対応する固有ベクトルを示す。Fig. 3.10 より、複素固有値  $\beta_2$  は、対応する固有ベクトルの操舵角速度  $\dot{\delta}$  の成分が  $0.875$  と最も大きな、ウォブルモードの固有値である。このモードは、操舵軸周りの振動を意味する。また、相対的な大きさは小さいが、ピッチレート  $\dot{\theta}_y$  の成分を持つ。Fig. 3.10 に示した条件での固有振動数は、 $6.0 \text{ Hz}$  である。Table 3.1 ~ Table 3.4 より、速度と減速度によって、複素固有値  $\beta_2$  の実部は異なる値を取ることがわかる。

・複素固有値  $\beta_4$

Fig. 3.11 に、複素固有値  $\beta_4$  に対応する固有ベクトルを示す。Fig. 3.11 より、複素固有値  $\beta_4$  は、操舵角速度  $\dot{\delta}$ 、ライダー上体の前傾角速度  $\dot{\theta}_{wy}$ 、ピッチレート  $\dot{\theta}_y$ 、後輪回転速度  $\dot{\theta}_r$  および前輪回転速度  $\dot{\theta}_f$  の連成した振動モードであることがわかる。操舵角速度  $\dot{\delta}$  に比べ、ライダーの上体の前傾角  $\dot{\theta}_{wy}$  は  $252^\circ$ 、ピッチレート  $\dot{\theta}_y$  は  $75^\circ$ 、後輪回転速度  $\dot{\theta}_r$  は  $263^\circ$ 、前輪回転速度  $\dot{\theta}_f$  は  $255^\circ$  の位相の遅れがある。操舵角速度  $\dot{\delta}$  以外の成分は、全て車体  $y$  軸周りの回転速度である。車両のピッチレートが、前後輪の回転速度  $\dot{\theta}_f$  および  $\dot{\theta}_r$  とほぼ逆位相であることから、加速時には車体前方が相対的に高くなり、減速時には車体前方が相対的に低くなることを意味すると考えられる。また、制動時における車体  $y$  軸周りの回転速度と操舵角速度  $\dot{\delta}$  は、互いに何らかの影響を及ぼしていることを示唆している。

複素固有値  $\beta_4$  の固有振動数は、Fig. 3.11 に示した条件で  $8.3 \text{ Hz}$  と、6つの振動モードの中で最も高い。ウィーブモード  $\beta_1$ 、ウォブルモード  $\beta_2$  に比べ、速度および減速度による固有値の変化は小さい。

・複素固有値  $\beta_5$

Fig. 3.12 に、複素固有値  $\beta_5$  に対応する固有ベクトルを示す。Fig. 3.12 より、複素固有値  $\beta_5$  に対応する固有ベクトルは、上下方向の速度  $\dot{z}$ 、フロントサスペンションのストローク速度  $\dot{l}_{ud}$ 、リアサスペンションのスイングアーム角速度  $\dot{\psi}$  の成分が大きいことがわかる。フロントサスペンションのス

トローク速度  $\dot{l}_{ud}$  に比べ、上下方向の速度  $\dot{z}$  は  $67^\circ$ 、スイングアーム角速度  $\dot{\psi}$  は  $170^\circ$  の位相の遅れがある。フロントサスペンションが伸びる方向に変化するとき、スイングアーム角も負の方向に増加し、どちらのサスペンションもタイヤを路面に押し付けようとする。ピッチ角、ピッチレートの成分は含まれていないことから、 $\beta_5$  は、車体の上下運動に関する振動モードの固有値であると考えられる。

・複素固有値  $\beta_3, \beta_6$

Fig. 3.13, Fig. 3.14 にそれぞれ、複素固有値  $\beta_3$  および  $\beta_6$  に対応する固有ベクトルを示す。両図とも、ライダーの上体のリーン角速度  $\dot{\theta}_{rx}$  の成分が最も大きく、これらのモードはライダーのリーン運動に関する振動モードであると考えられる。複素固有値  $\beta_3$  と  $\beta_6$  に対応する固有ベクトルの各成分は、最も大きなもので 8% の違いしかない。また、Table 3.1 ~ Table 3.4 に示した固有値についても、それぞれの条件で、実部、虚部ともに同程度の大きさである。このため、この 2 つのモードを区別することは難しい。

Table 3.1 Eigenvalues of linearized model in quasi-steady state straight running,  $a_{de} = -6 \text{ m/s}^2$

	11.1 m/s (40 km/h)	16.7 m/s (60 km/h)	22.2 m/s (80 km/h)	27.8 m/s (100 km/h)	33.3 m/s (120 km/h)
$\alpha_1$	-4.19	-4.41	-2.56	-1.89	-1.51
$\alpha_2$	-23.3	-16.4	-17.2	-18.8	-20.3
$\alpha_3$	-6.15	-3.99	-4.73	-5.10	-5.51
$\alpha_4$	-12.2	-12.1	-12.1	-12.1	-12.1
$\alpha_5$	-267	-267	-266	-266	-266
$\alpha_6$	-715	-716	-716	-717	-718
$\beta_1$	$0.25 \pm 8.35 j$	$-0.72 \pm 11.4 j$	$-0.73 \pm 13.5 j$	$-0.80 \pm 14.6 j$	$-1.07 \pm 15.4 j$
$\beta_2$	$-43.2 \pm 15.7 j$	$-25.3 \pm 38.4 j$	$-15.1 \pm 39.0 j$	$-10.6 \pm 38.0 j$	$-7.15 \pm 37.6 j$
$\beta_3$	$-1.26 \pm 3.82 j$	$-1.06 \pm 3.96 j$	$-0.90 \pm 3.98 j$	$-0.78 \pm 4.01 j$	$-0.69 \pm 4.04 j$
$\beta_4$	$-7.74 \pm 49.2 j$	$-9.72 \pm 51.4 j$	$-10.7 \pm 56.6 j$	$-9.06 \pm 60.7 j$	$-7.71 \pm 63.5 j$
$\beta_5$	$-1.67 \pm 30.6 j$	$-1.64 \pm 30.6 j$	$-1.61 \pm 30.7 j$	$-1.65 \pm 30.8 j$	$-1.85 \pm 30.9 j$
$\beta_6$	$-1.10 \pm 4.72 j$	$-1.47 \pm 4.59 j$	$-1.61 \pm 4.73 j$	$-1.66 \pm 4.86 j$	$-1.70 \pm 4.97 j$

Table 3.2 Eigenvalues of linearized model in quasi-steady state straight running,  $a_{de} = -4 \text{ m/s}^2$

	11.1 m/s (40 km/h)	16.7 m/s (60 km/h)	22.2 m/s (80 km/h)	27.8 m/s (100 km/h)	33.3 m/s (120 km/h)
$\alpha_1$	-4.18	-2.83	-1.82	-1.35	-1.09
$\alpha_2$	-30.6	-18.9	-18.6	-19.6	-20.8
$\alpha_3$	-4.82	-4.39	-4.69	-5.03	-5.40
$\alpha_4$	-12.3	-12.2	-12.2	-12.2	-12.2
$\alpha_5$	-265	-265	-264	-264	-264
$\alpha_6$	-713	-714	-714	-715	-716
$\beta_1$	$-0.55 \pm 8.13 j$	$-1.54 \pm 11.7 j$	$-1.34 \pm 14.2 j$	$-1.20 \pm 15.6 j$	$-1.32 \pm 16.5 j$
$\beta_2$	$-36.9 \pm 22.4 j$	$-22.4 \pm 37.8 j$	$-14.1 \pm 38.3 j$	$-9.86 \pm 37.7 j$	$-6.46 \pm 37.3 j$
$\beta_3$	$-1.41 \pm 3.70 j$	$-1.26 \pm 4.08 j$	$-1.00 \pm 4.10 j$	$-0.87 \pm 4.12 j$	$-0.78 \pm 4.16 j$
$\beta_4$	$-7.88 \pm 49.6 j$	$-9.54 \pm 52.0 j$	$-9.72 \pm 56.4 j$	$-8.44 \pm 59.8 j$	$-7.51 \pm 62.2 j$
$\beta_5$	$-1.69 \pm 30.6 j$	$-1.64 \pm 30.6 j$	$-1.59 \pm 30.6 j$	$-1.62 \pm 30.8 j$	$-1.86 \pm 31.0 j$
$\beta_6$	$-0.96 \pm 4.66 j$	$-1.31 \pm 4.45 j$	$-1.52 \pm 4.64 j$	$-1.56 \pm 4.78 j$	$-1.58 \pm 4.91 j$

Table 3.3 Eigenvalues of linearized model in quasi-steady state straight running,  $a_{de} = 0 \text{ m/s}^2$

	11.1 m/s (40 km/h)	16.7 m/s (60 km/h)	22.2 m/s (80 km/h)	27.8 m/s (100 km/h)	33.3 m/s (120 km/h)
$\alpha_1$	-1.27	-0.49	-0.30	-0.22	-0.17
$\alpha_2$	-35.7	-22.7	-20.5	-20.5	-21.0
$\alpha_3$	-4.12	-4.31	-4.55	-4.82	-5.11
$\alpha_4$	-12.4	-12.4	-12.4	-12.4	-12.4
$\alpha_5$	-261	-261	-261	-260	-260
$\alpha_6$	-710	-710	-711	-712	-713
$\beta_1$	$-2.17 \pm 7.72 j$	$-3.21 \pm 12.1 j$	$-2.66 \pm 15.1 j$	$-2.15 \pm 17.0 j$	$-1.98 \pm 18.2 j$
$\beta_2$	$-28.4 \pm 28.6 j$	$-17.3 \pm 35.7 j$	$-11.4 \pm 36.4 j$	$-7.66 \pm 36.2 j$	$-4.08 \pm 35.9 j$
$\beta_3$	$-0.82 \pm 4.44 j$	$-1.04 \pm 4.42 j$	$-1.05 \pm 4.38 j$	$-0.98 \pm 4.38 j$	$-0.91 \pm 4.43 j$
$\beta_4$	$-7.96 \pm 50.4 j$	$-8.62 \pm 52.5 j$	$-8.32 \pm 55.1 j$	$-7.90 \pm 57.2 j$	$-7.86 \pm 59.1 j$
$\beta_5$	$-1.75 \pm 30.5 j$	$-1.65 \pm 30.5 j$	$-1.55 \pm 30.6 j$	$-1.57 \pm 30.9 j$	$-2.04 \pm 31.1 j$
$\beta_6$	$-1.92 \pm 3.69 j$	$-1.63 \pm 4.22 j$	$-1.48 \pm 4.45 j$	$-1.44 \pm 4.62 j$	$-1.40 \pm 4.76 j$

Table 3.4 Eigenvalues of linearized model in quasi-steady state straight running, at 16.7 m/s

	$0 \text{ m/s}^2$	$-3 \text{ m/s}^2$	$-4 \text{ m/s}^2$	$-5 \text{ m/s}^2$	$-6 \text{ m/s}^2$
$\alpha_1$	-0.49	-2.23	-2.83	-3.39	-4.41
$\alpha_2$	-22.7	-19.9	-18.9	-17.7	-16.4
$\alpha_3$	-4.31	-4.38	-4.39	-4.41	-3.99
$\alpha_4$	-12.4	-12.3	-12.2	-12.2	-12.1
$\alpha_5$	-261	-264	-265	-266	-267
$\alpha_6$	-710	-713	-714	-715	-716
$\beta_1$	$-3.21 \pm 12.1 j$	$-1.96 \pm 11.9 j$	$-1.54 \pm 11.7 j$	$-1.14 \pm 11.6 j$	$-0.72 \pm 11.4 j$
$\beta_2$	$-17.3 \pm 35.7 j$	$-21.0 \pm 37.4 j$	$-22.4 \pm 37.8 j$	$-23.6 \pm 38.2 j$	$-25.3 \pm 38.4 j$
$\beta_3$	$-1.04 \pm 4.42 j$	$-1.40 \pm 4.13 j$	$-1.26 \pm 4.08 j$	$-1.14 \pm 4.01 j$	$-1.06 \pm 3.96 j$
$\beta_4$	$-8.62 \pm 52.5 j$	$-9.36 \pm 52.2 j$	$-9.54 \pm 52.0 j$	$-9.68 \pm 51.7 j$	$-9.72 \pm 51.4 j$
$\beta_5$	$-1.65 \pm 30.5 j$	$-1.64 \pm 30.5 j$	$-1.64 \pm 30.6 j$	$-1.64 \pm 30.6 j$	$-1.64 \pm 30.6 j$
$\beta_6$	$-1.63 \pm 4.22 j$	$-1.20 \pm 4.41 j$	$-1.31 \pm 4.45 j$	$-1.40 \pm 4.52 j$	$-1.47 \pm 4.59 j$

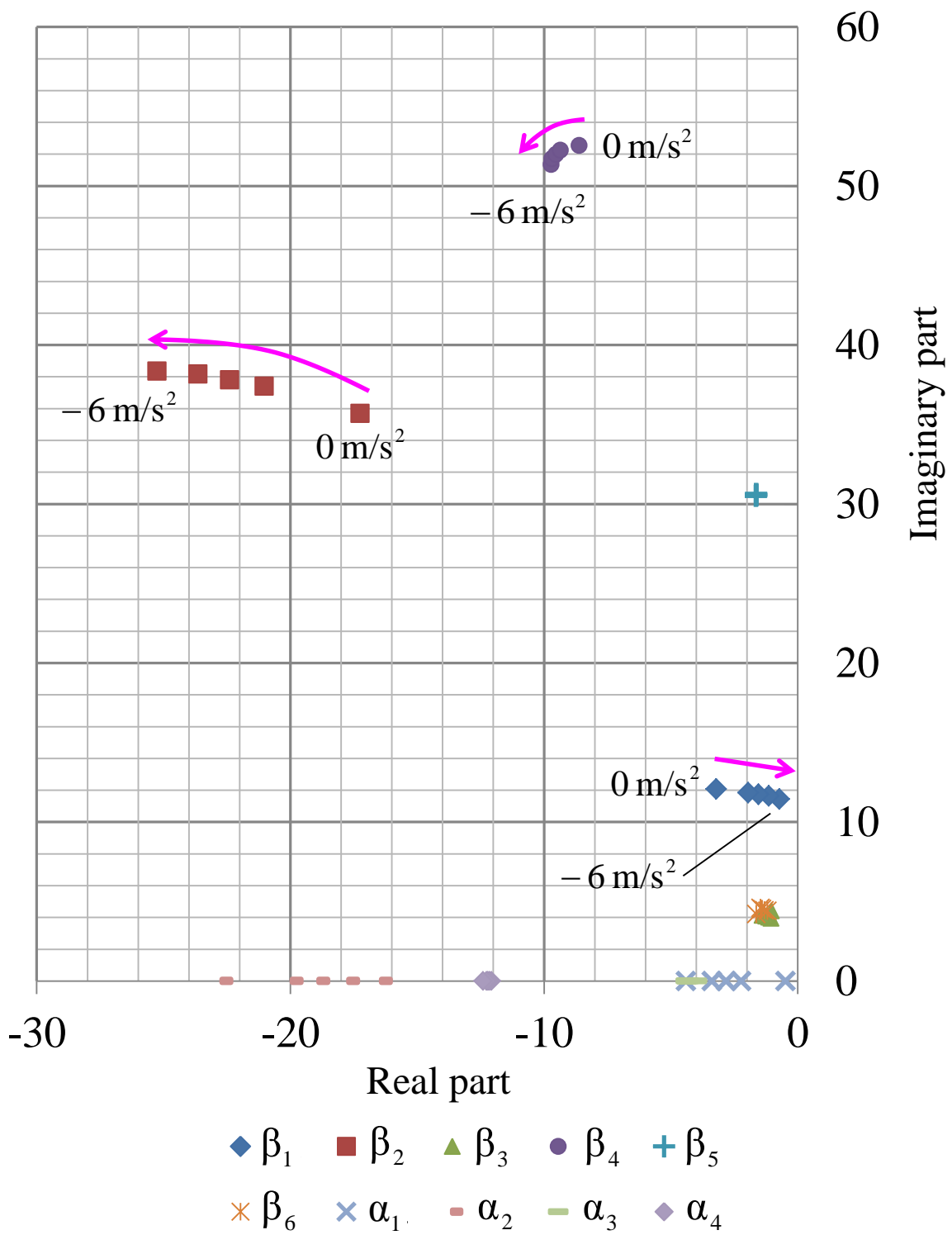


Fig. 3.2 Root locus plot for the linearized model in quasi-steady state straight running of deceleration  $-4 \text{ m/s}^2$  at  $16.7 \text{ m/s}$

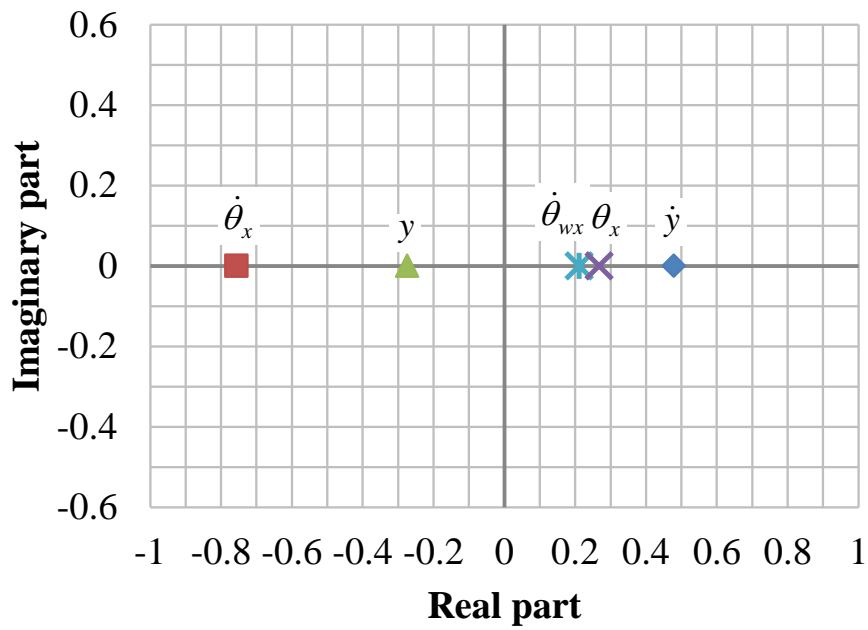


Fig. 3.3 Eigenvector corresponding eigenvalue  $\alpha_1$ : -2.83

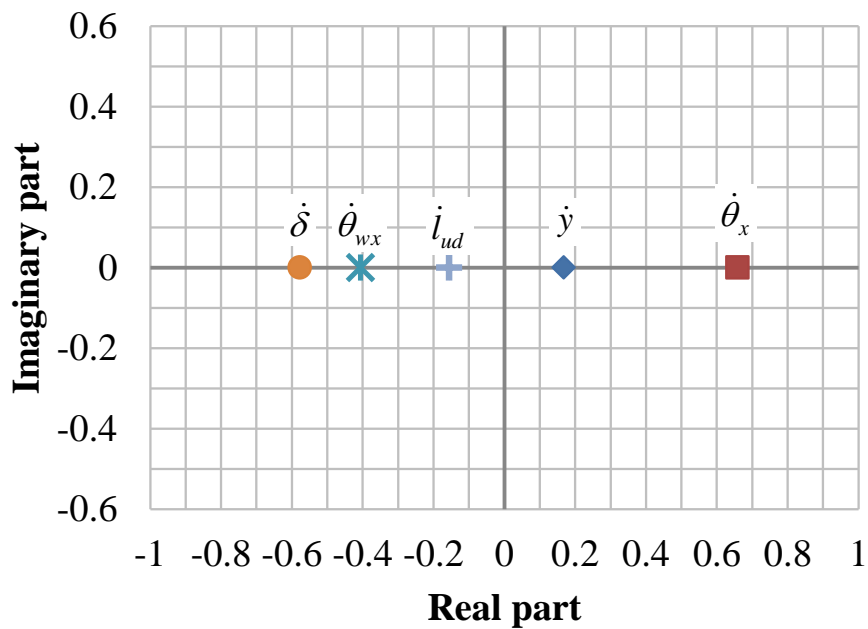


Fig. 3.4 Eigenvector corresponding eigenvalue  $\alpha_2$ : -18.9



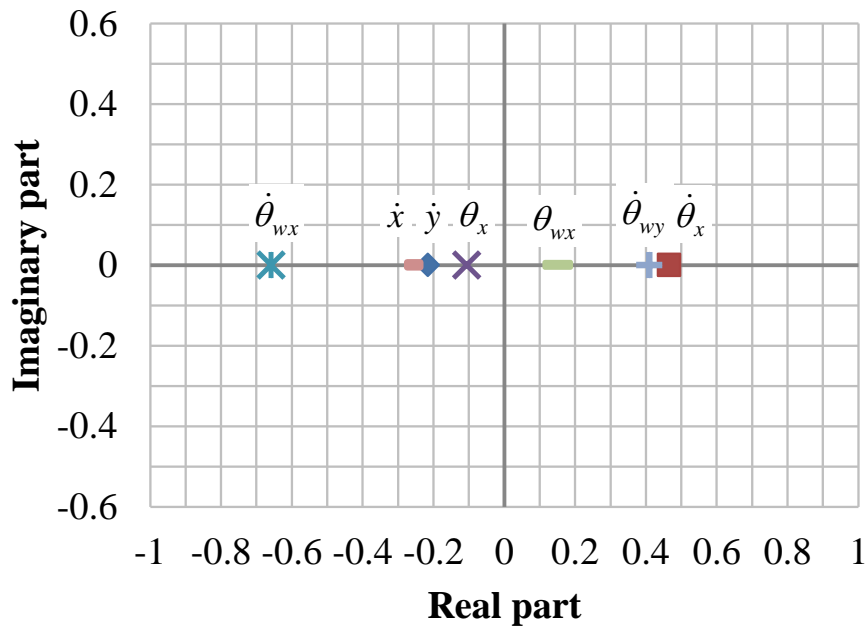


Fig. 3.5 Eigenvector corresponding eigenvalue  $\alpha_3$ : -4.39

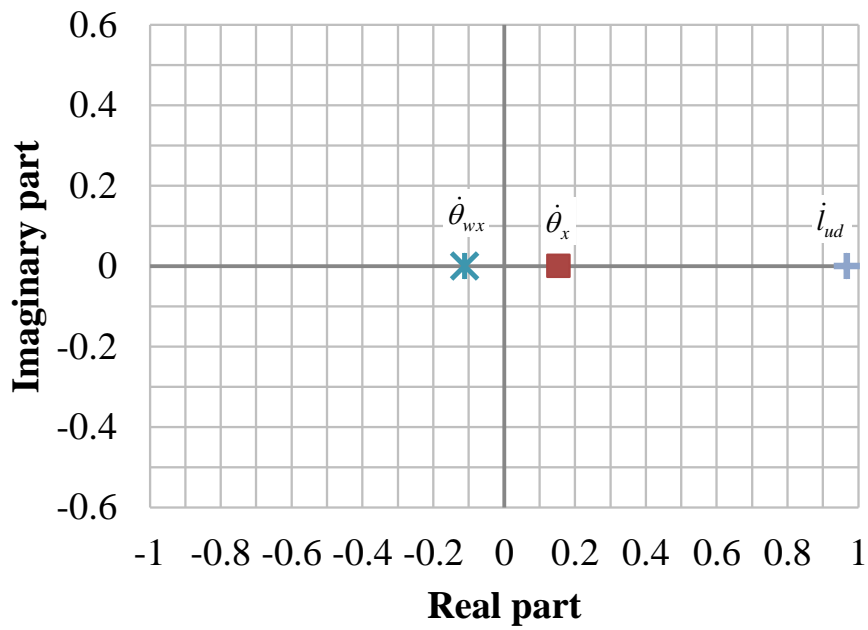


Fig. 3.6 Eigenvector corresponding eigenvalue  $\alpha_4$ : -12.2

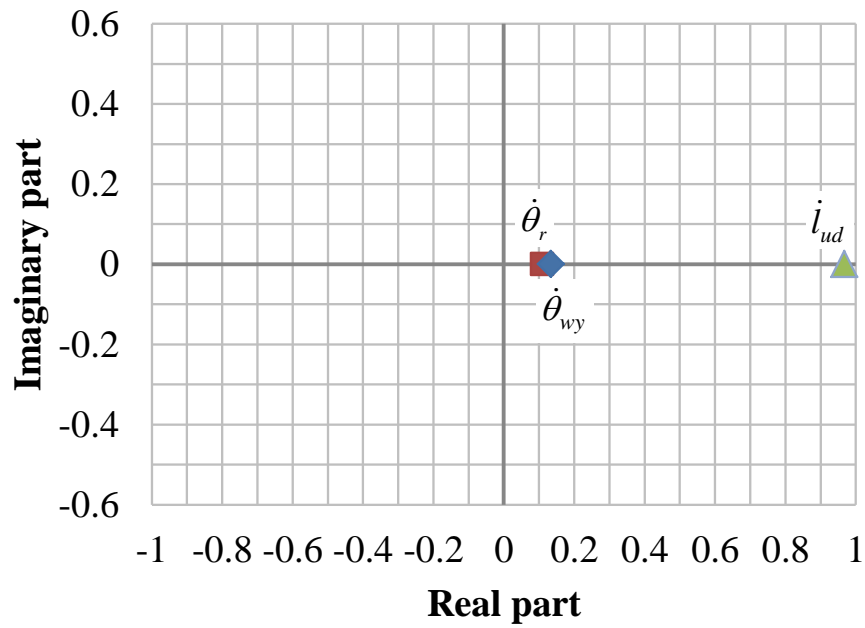


Fig. 3.7 Eigenvector corresponding eigenvalue  $\alpha_5$ : -265

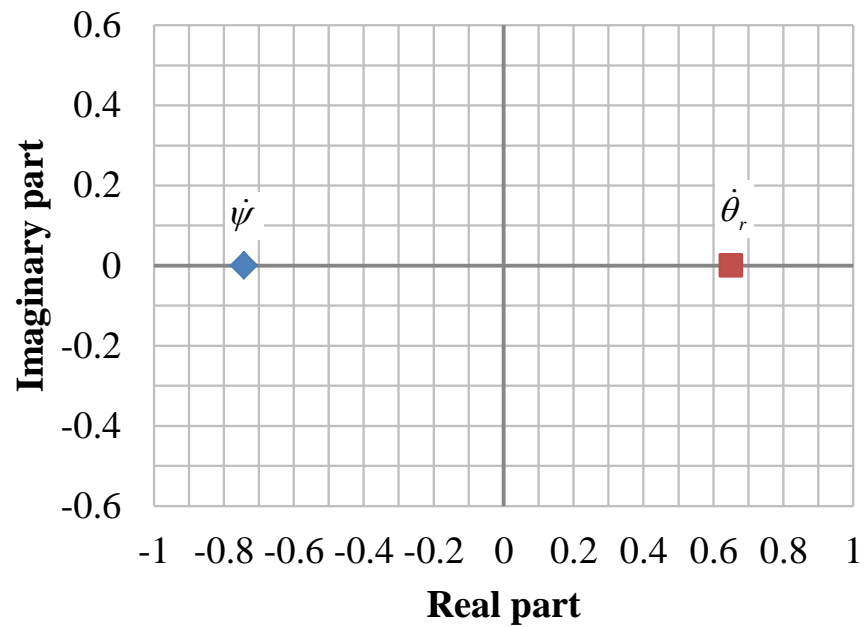


Fig. 3.8 Eigenvector corresponding eigenvalue  $\alpha_6$ : -714

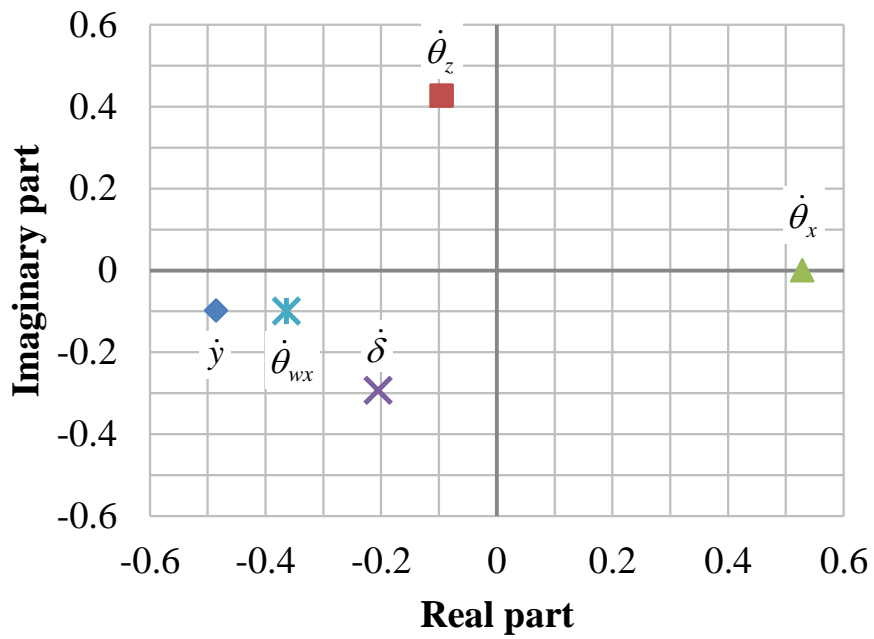


Fig. 3.9 Eigenvector corresponding eigenvalue  $\beta_1: -1.54 + 11.7 j$

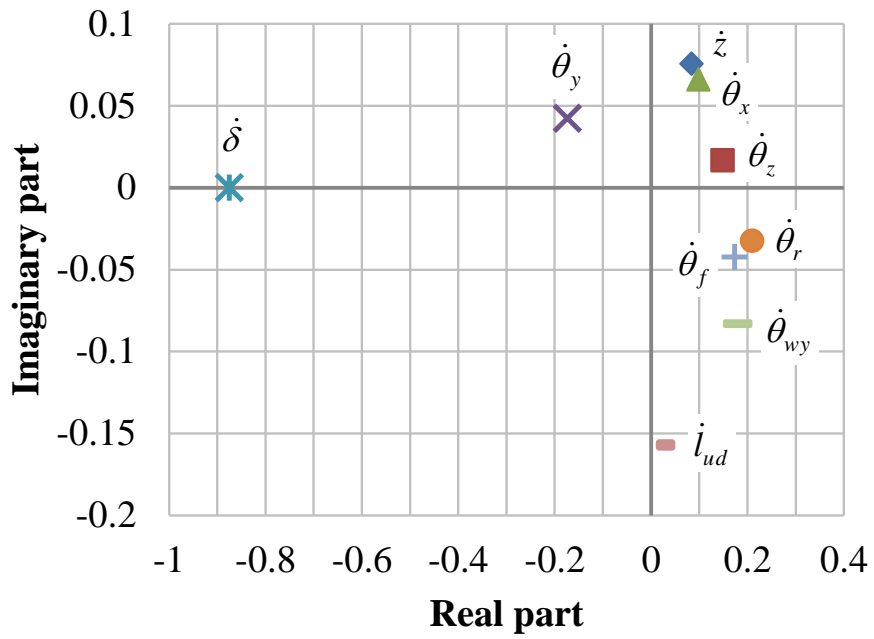


Fig. 3.10 Eigenvector corresponding eigenvalue  $\beta_2: -22.4 + 37.8 j$

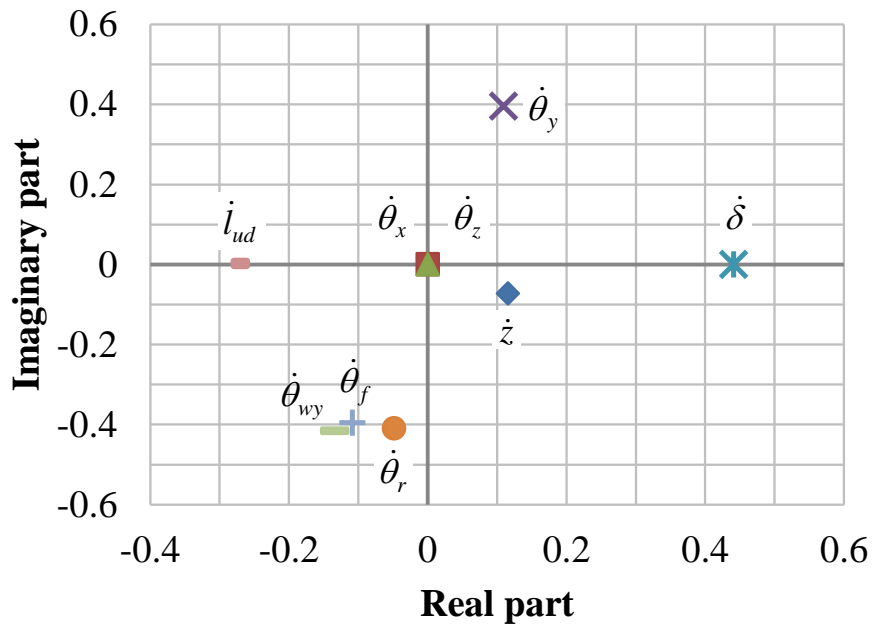


Fig. 3.11 Eigenvector corresponding eigenvalue  $\beta_4: -9.54 + 52.0j$

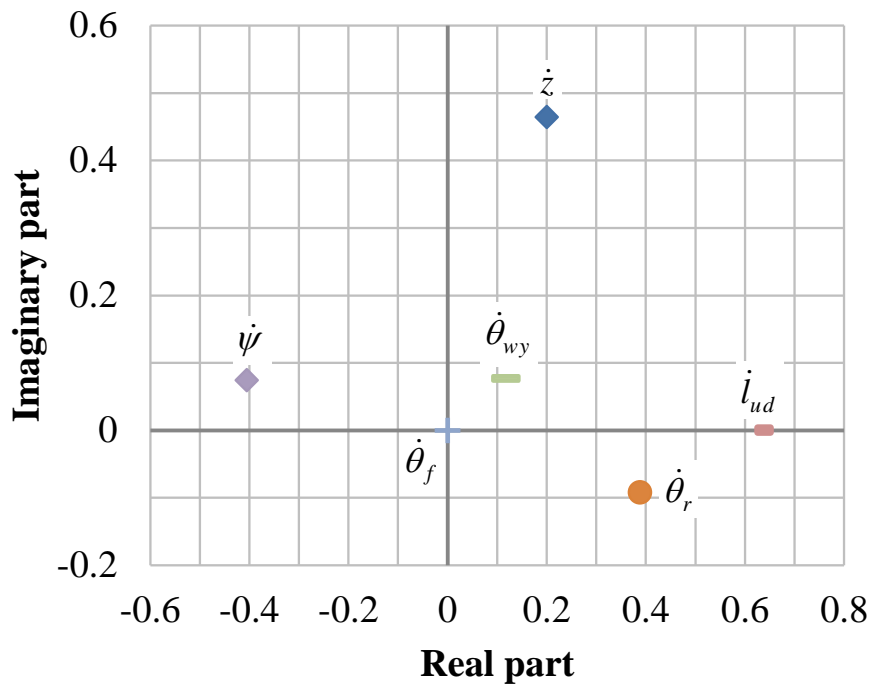


Fig. 3.12 Eigenvector corresponding eigenvalue  $\beta_5: -1.64 + 30.6j$

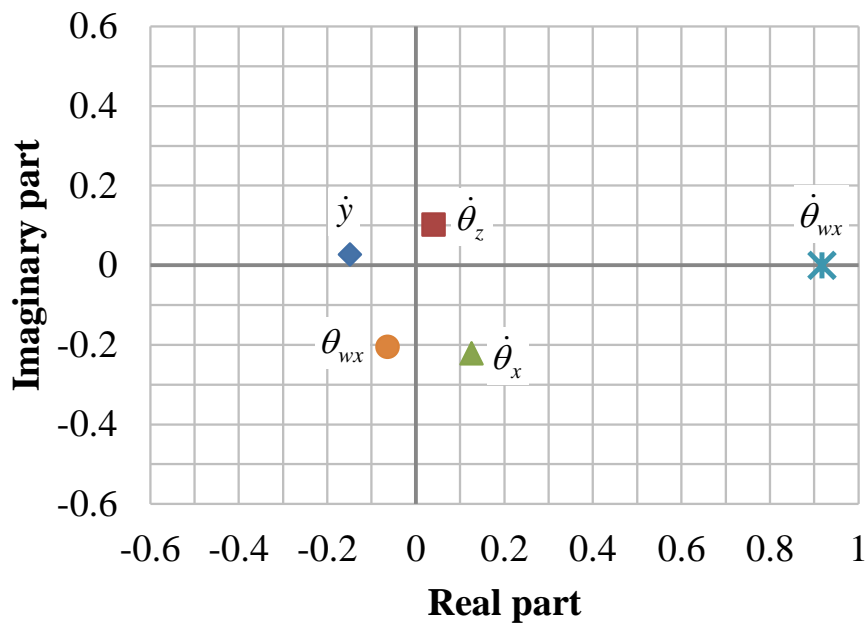


Fig. 3.13 Eigenvector corresponding eigenvalue  $\beta_3: -1.26 + 4.08j$

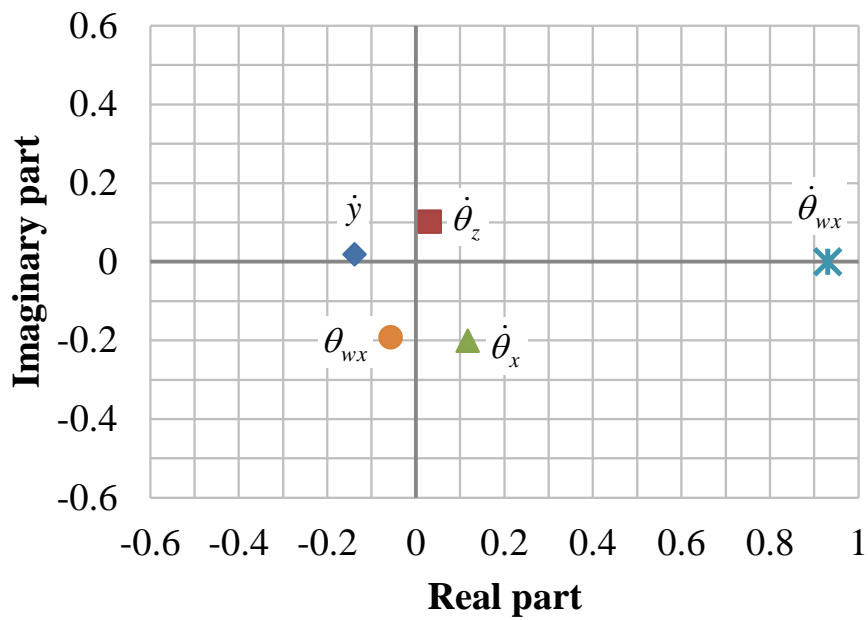


Fig. 3.14 Eigenvector corresponding eigenvalue  $\beta_6: -1.31 + 4.45j$

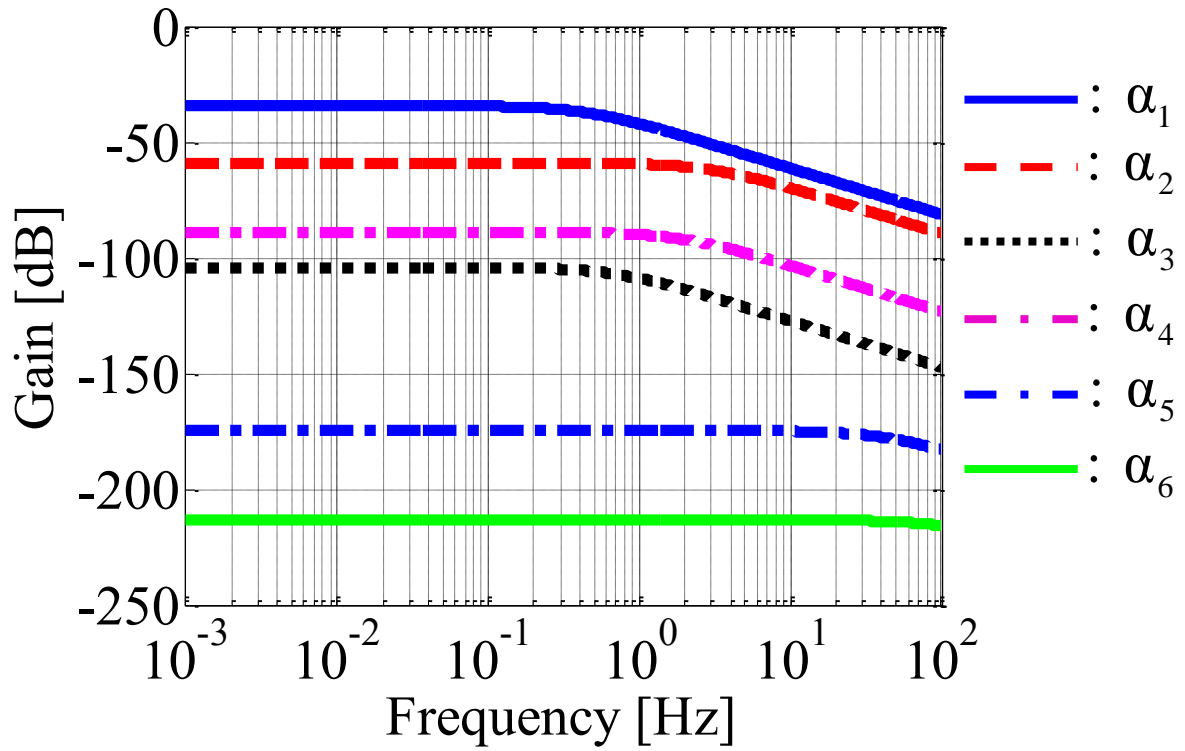
### 3.3. 準定常状態での周波数応答解析と低次元化モデルの導出

Fig. 3.15 に、減速度  $a_{de} = -4 \text{ m/s}^2$ 、車速  $16.7 \text{ m/s}$  の状態を平衡点として線形化したモデルについて、操舵トルク  $\Delta\tau_f$  からロール角  $\Delta\theta_x$  までのモード分離後の各モードの周波数応答を示す。同様に、Fig. 3.16, Fig. 3.17 にそれぞれ、操舵トルク  $\Delta\tau_f$  からロールレート  $\Delta\dot{\theta}_x$  まで、および操舵トルク  $\Delta\tau_f$  から操舵角  $\Delta\delta$  までのモード分離後の各モードの周波数応答を示す。

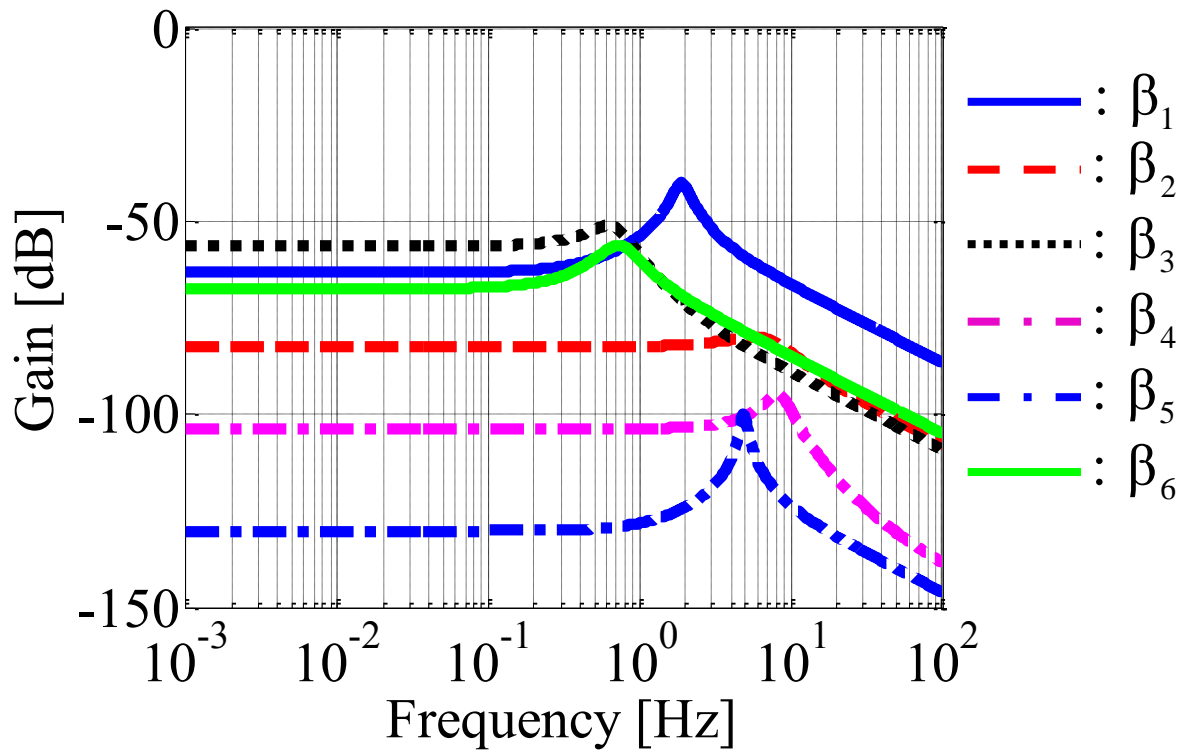
Fig. 3.15 (a), Fig. 3.16 (a), Fig. 3.17 (a) より、非振動モードでは、キャプサイズモード  $\alpha_1, \alpha_2$  の寄与が支配的であることがわかる。他のモード  $\alpha_3, \alpha_4, \alpha_5$  および  $\alpha_6$  は、 $\alpha_1, \alpha_2$  と比べ、操舵トルク  $\Delta\tau_f$  からロール角  $\Delta\theta_x$ 、ロールレート  $\Delta\dot{\theta}_x$ 、および操舵角  $\Delta\delta$  までのそれぞれの周波数応答のゲインが小さいため、ロール角  $\Delta\theta_x$ 、ロールレート  $\Delta\dot{\theta}_x$  および操舵角  $\Delta\delta$  への寄与を共に無視することができる。

振動モードでは、Fig. 3.15 (b) より、操舵トルク  $\Delta\tau_f$  からロール角  $\Delta\theta_x$  までに対し、1 Hz 付近まではウィーブモード  $\beta_1$  とライダーのリーン運動に関する振動モード  $\beta_3, \beta_6$  の寄与が大きい。1 Hz 以上の周波数領域ではウィーブモード  $\beta_1$  のみの寄与が支配的となる。Fig. 3.16 (b) では、操舵トルク  $\Delta\tau_f$  からロールレート  $\Delta\dot{\theta}_x$  までに対しては、2 Hz 付近まではウィーブモード  $\beta_1$ 、5 Hz 以上の周波数領域ではウォブルモード  $\beta_2$  の寄与が支配的となっている。また、Fig. 3.17 より、操舵トルク  $\Delta\tau_f$  から操舵角  $\Delta\delta$  までに対しては、4 Hz 付近まではウィーブモード  $\beta_1$ 、5 Hz 以上の周波数領域ではウォブルモード  $\beta_2$  と振動モード  $\beta_4$  の寄与が支配的である。振動モード  $\beta_5$  は、以上 3 つの周波数応答について、操舵トルク  $\Delta\tau_f$  からロール角  $\Delta\theta_x$ 、ロールレート  $\Delta\dot{\theta}_x$ 、および操舵角  $\Delta\delta$  までのそれぞれの周波数応答のゲインが小さく、したがって  $\beta_5$  の寄与を無視することができる。

以上の固有値解析と周波数応答解析の結果より、周波数応答のゲインが小さい、非振動モード  $\alpha_3, \alpha_4, \alpha_5, \alpha_6$  および振動モード  $\beta_5$  を削除することで、12 次の低次元化モデルを得ることができる。得られた 12 次の低次元化モデルとフルオーダーモデルについて、操舵トルク  $\Delta\tau_f$  からロール角  $\Delta\theta_x$  までのゲイン線図を Fig. 3.18 に示す。また、操舵トルク  $\Delta\tau_f$  から操舵角  $\Delta\delta$  までのゲイン線図を Fig. 3.19 に、操舵トルク  $\Delta\tau_f$  から操舵角  $\Delta\delta$  までのゲイン線図を Fig. 3.20 に、操舵トルク  $\Delta\tau_f$  からロール角  $\Delta\theta_x$  までのゲイン線図を Fig. 3.21 に示す。Fig. 3.18 ~ Fig. 3.21 より、12 次の低次元化モデルは 10 Hz 付近までフルオーダーモデルとの高い整合性があることがわかる。また、これらのゲイン線図では、1.8 Hz にピーク値が存在し、ウィーブモード  $\beta_1$  の寄与が大きいことがわかる。

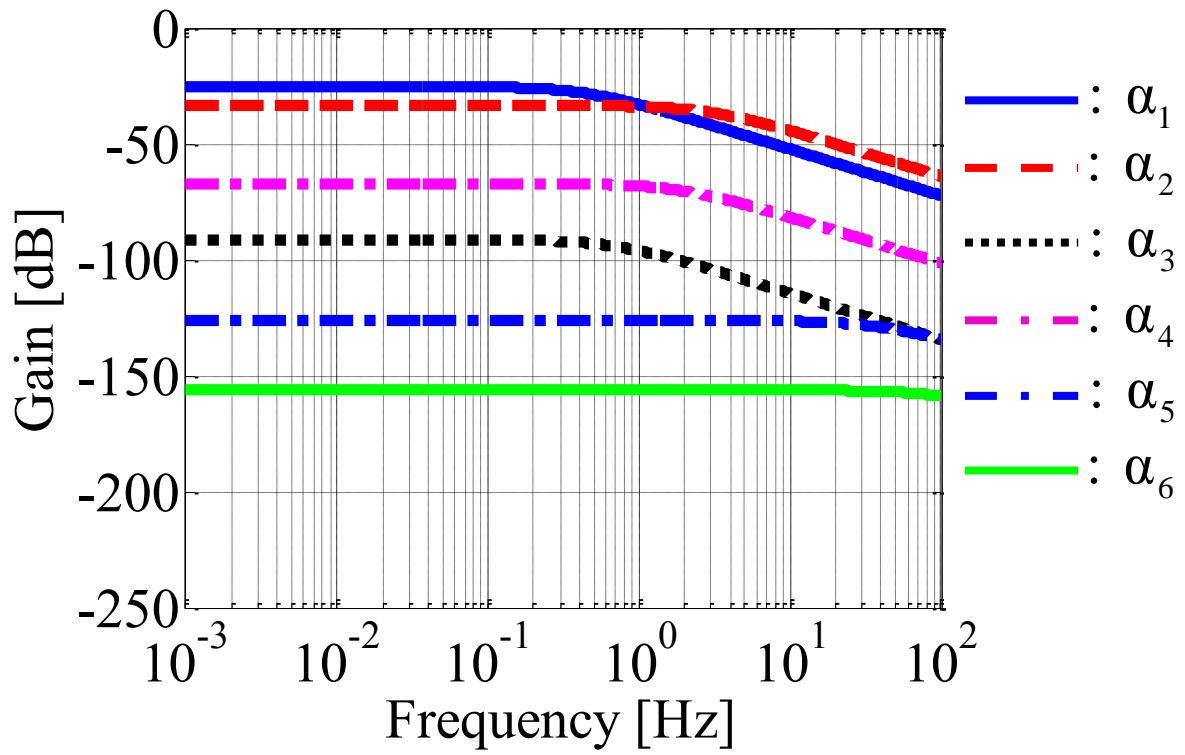


(a) Non-vibration modes ( $\Delta\theta_x/\Delta\tau_f$ )

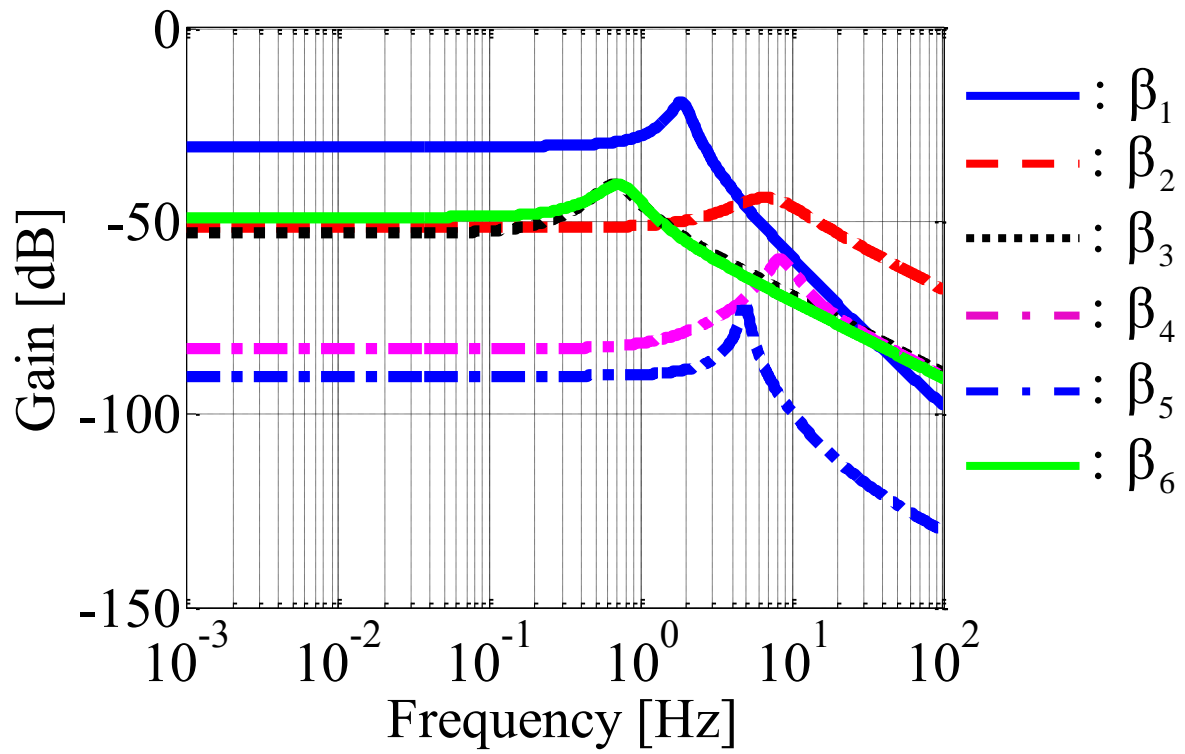


(b) Vibration modes ( $\Delta\theta_x/\Delta\tau_f$ )

Fig. 3.15 Frequency responses of linearized model from the steering torque  $\Delta\tau_f$  to the roll angle  $\Delta\theta_x$



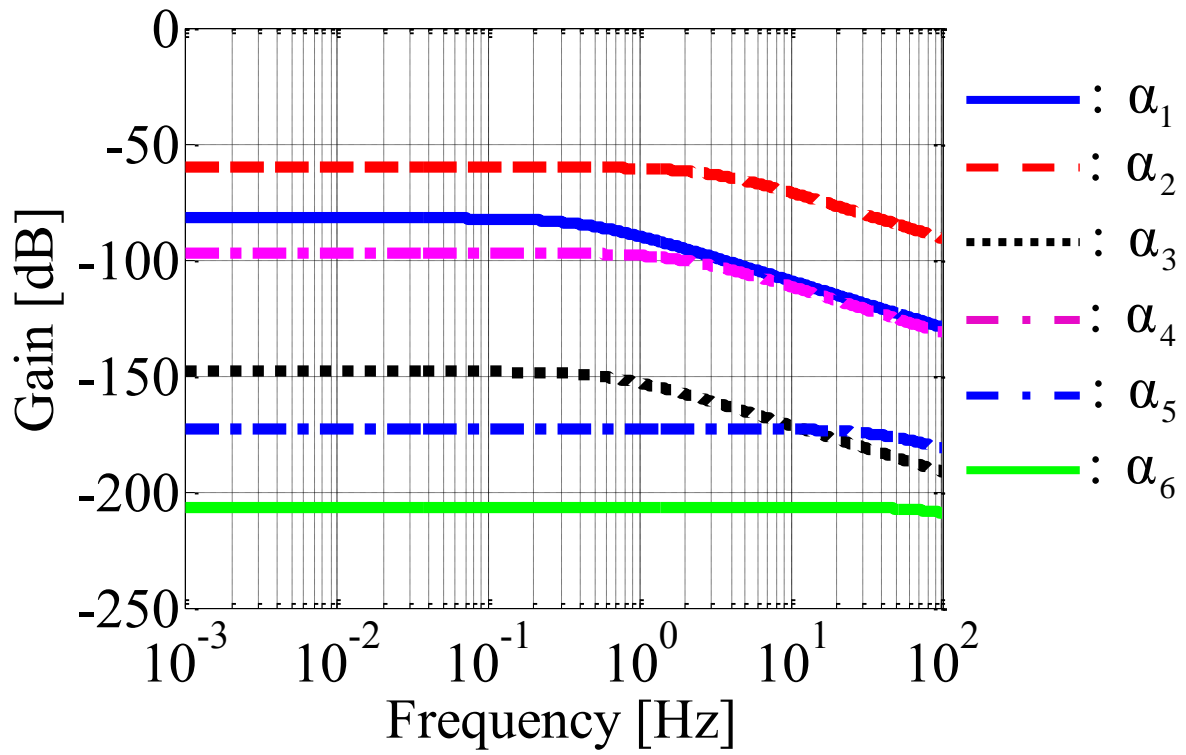
(a) Non-vibration modes ( $\Delta\dot{\theta}_x/\Delta\tau_f$ )



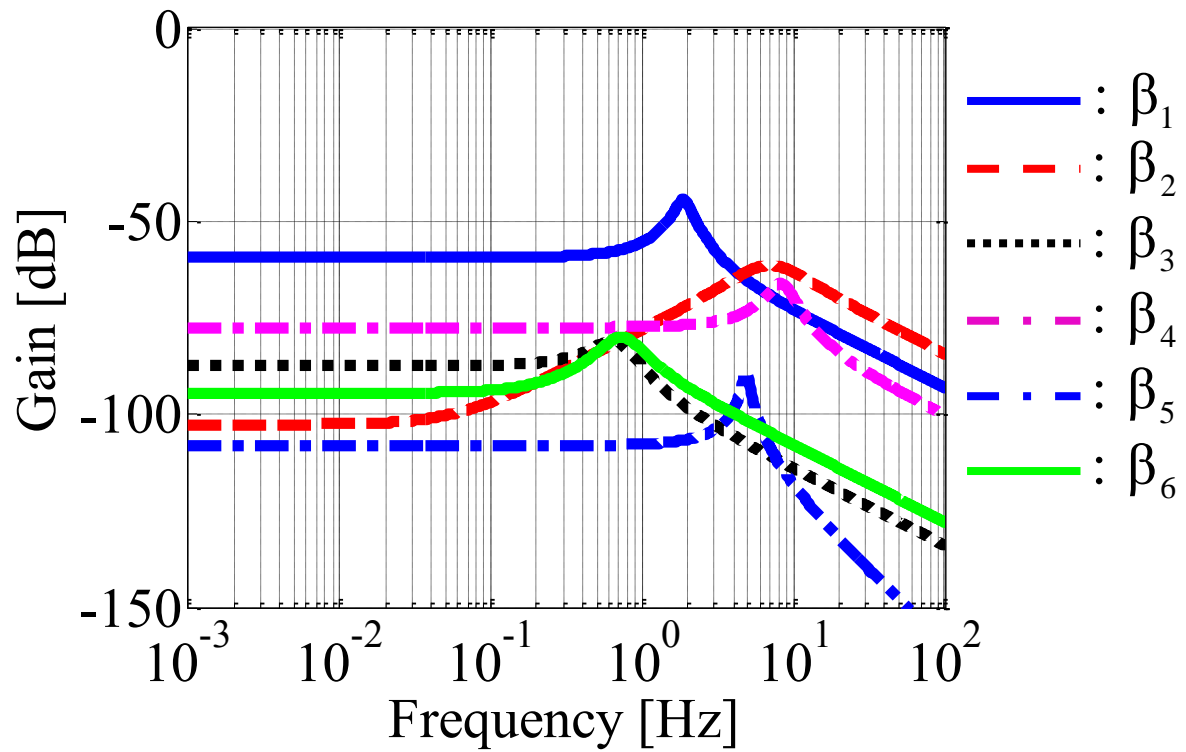
(b) Vibration modes ( $\Delta\dot{\theta}_x/\Delta\tau_f$ )

Fig. 3.16 Frequency responses of linearized model from the steering torque  $\Delta\tau_f$  to the roll rate  $\dot{\Delta\theta}_x$





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



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

Fig. 3.17 Frequency responses of linearized model from the steering torque  $\Delta\tau_f$  to the roll angle  $\Delta\delta$

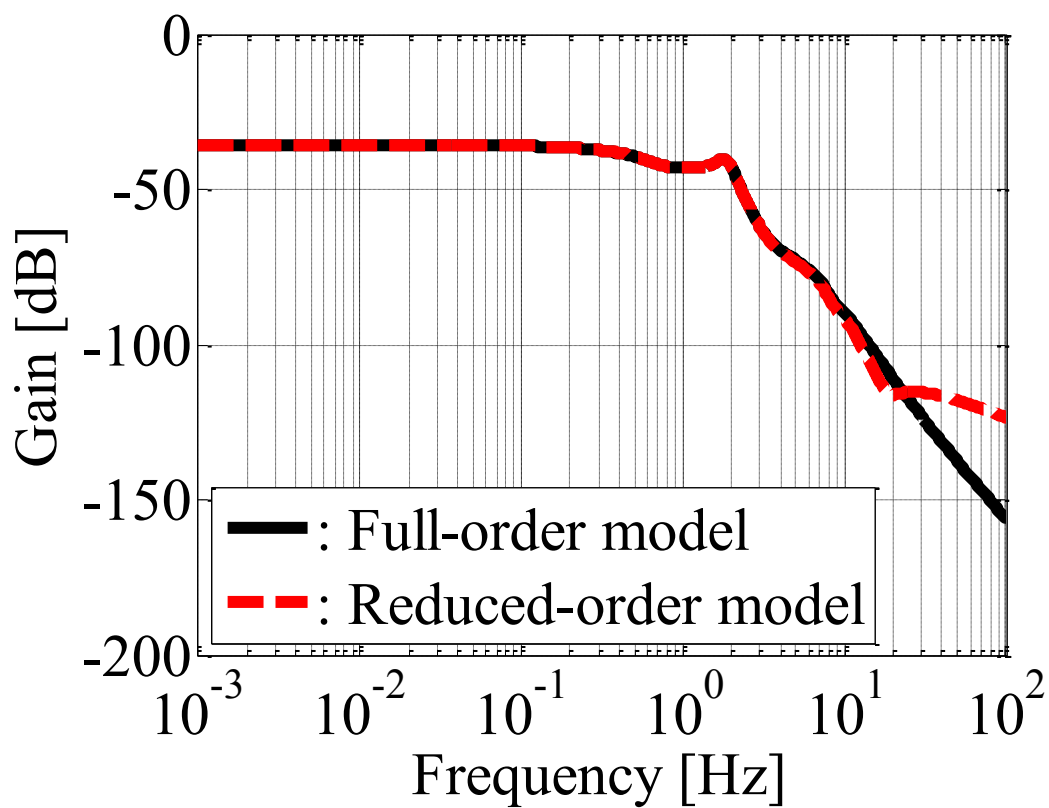


Fig. 3.18 Frequency responses of linearized full-order model and reduced-order model ( $\Delta\theta_x/\Delta\tau_f$ )

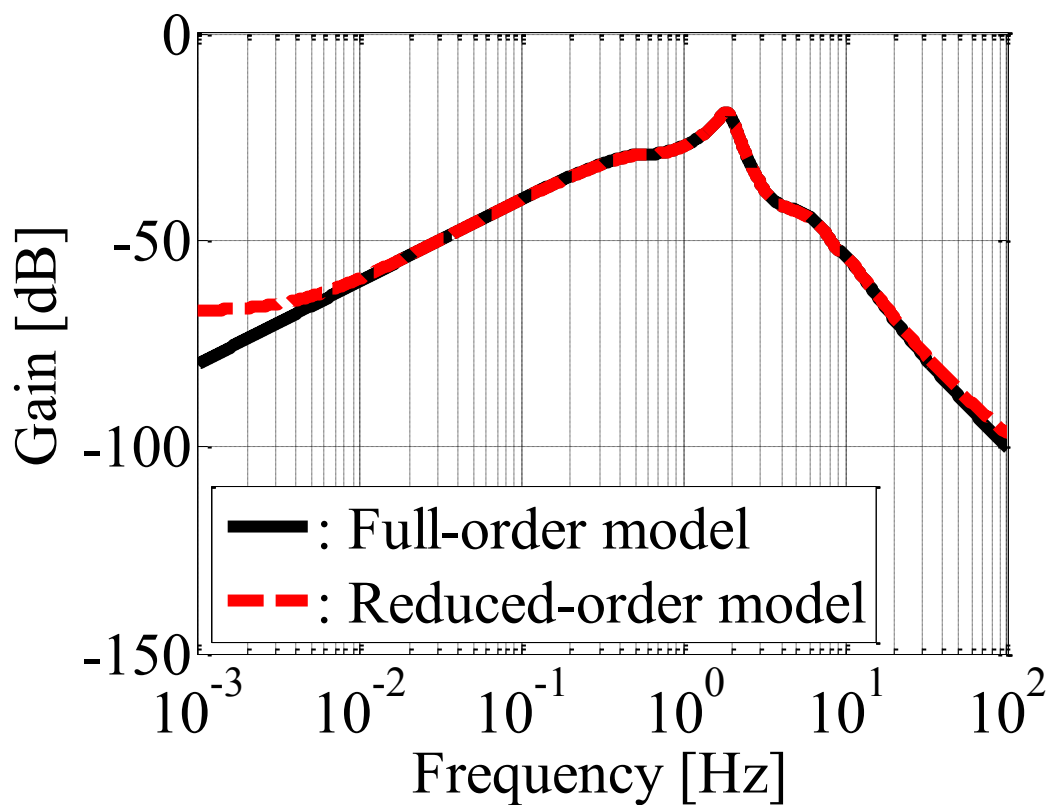


Fig. 3.19 Frequency responses of linearized full-order model and reduced-order model ( $\Delta\dot{\theta}_x/\Delta\tau_f$ )

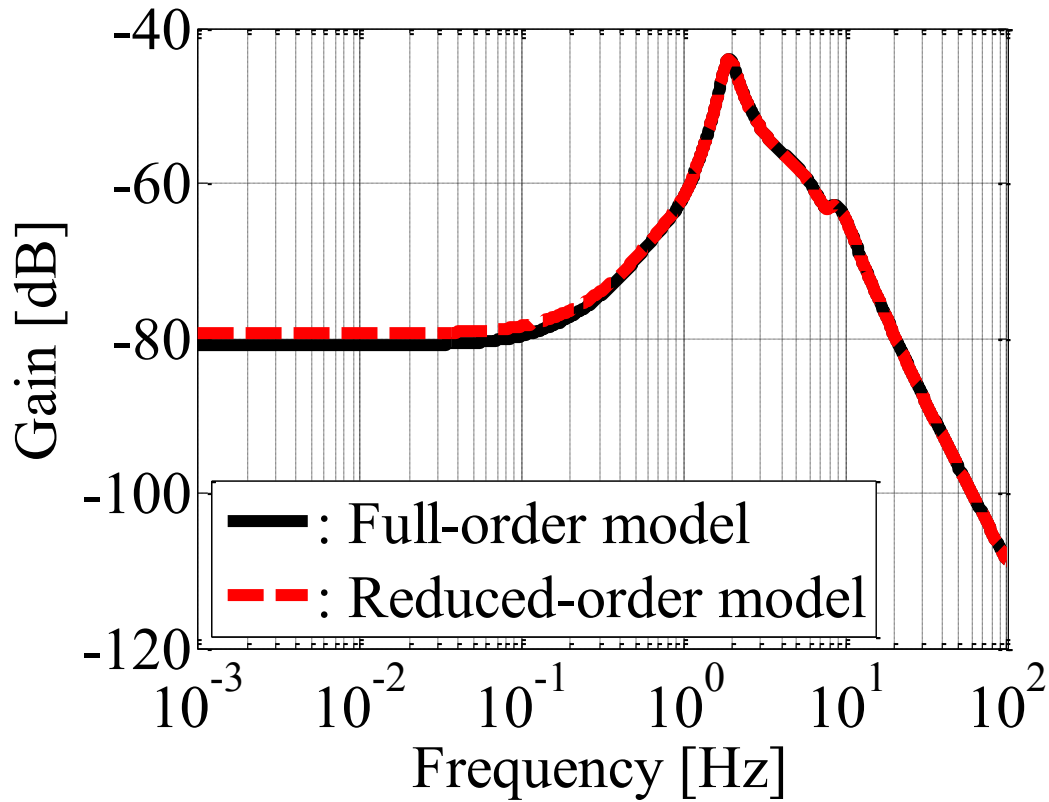


Fig. 3.20 Frequency responses of linearized full-order model and reduced-order model ( $\Delta\delta/\Delta\tau_f$ )

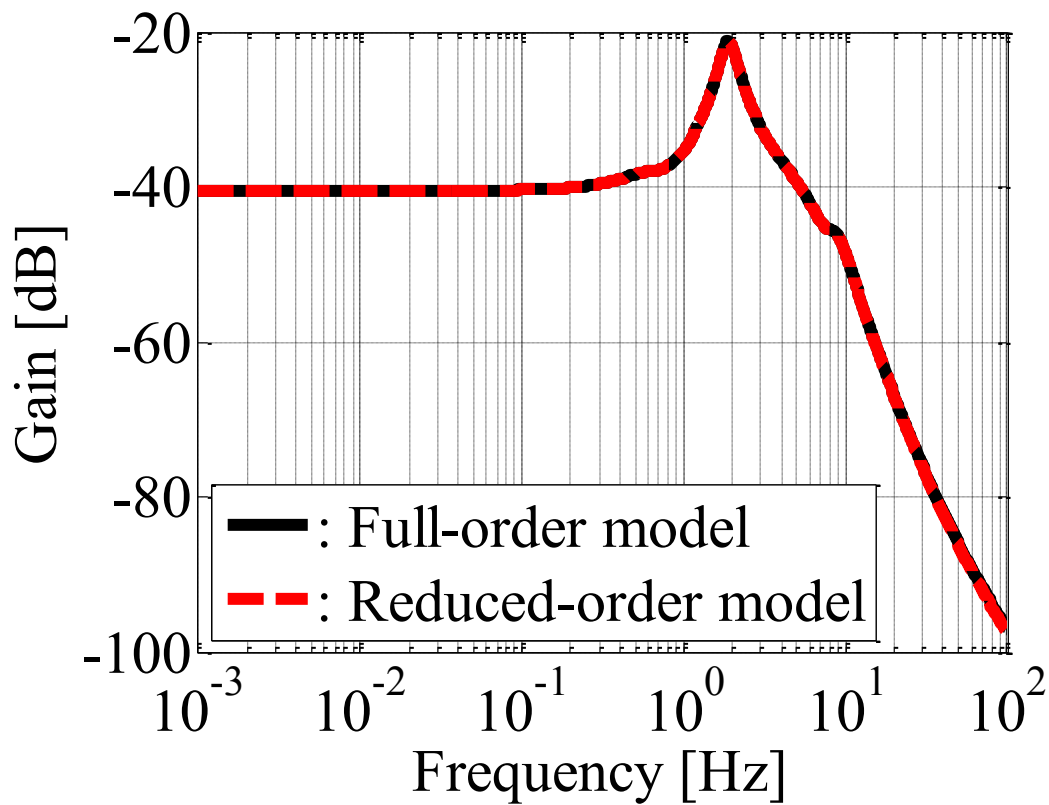


Fig. 3.21 Frequency responses of linearized full-order model and reduced-order model ( $\Delta\theta_z/\Delta\tau_f$ )

### 3.4. まとめ

本章では、2章で構築したライダー - 二輪自動車系の非線形力学モデルを用い、減速度を一定とした制動時の状態を平衡点として、その近傍での線形化状態空間モデルを得た。この線形化モデルに固有値解析・周波数応答解析を施して制動時における安定性を解析し、制御系設計に必要な低次元化モデルを導出した。その結果、以下の結論を得た。

- (1) ライダー - 二輪自動車系の非線形状態方程式について、平衡点周りでの差分方程式として線形化した。制動による減速度一定の準定常状態を平衡点として、その近傍での線形化状態空間モデルを得た。2章で提案した非線形特性を持つタイヤ力を用いることで、タイヤ力の非線形特性についても線形化モデルに含めることができた。
- (2) 得られた線形モデルに固有値解析を施した。モード分離後の各固有値に対応する固有ベクトルを用い、各モードの特徴を示した。
- (3) 転倒に強く関連するロール角、ロールレート、操舵角について周波数応答解析を施し、各モードからの寄与を示した。これらの解析に基づき、12次の低次元化モデルを導出した。

## 4. 二輪自動車の制動時に対する前輪操舵アシスト制御システムの設計

2章で構築したライダー-二輪自動車系の非線形力学モデルを用い、3章では、減速度を一定とした制動時の状態を平衡点とし、その近傍で線形化状態空間モデルを得た。この線形化モデルに固有値解析・周波数応答解析を施して制動時における安定性を解析し、制御系設計に必要な12次の低次元化モデルを導出した。本章では低次元化モデルを用いて $H_\infty$ 制御理論を適用して前輪操舵アシスト制御システムの設計を行う、そして2章で導いたテストケースに基づいて制御システムの妥当性を検証する。まず、直進制動時に前輪のみが路上の突起物を乗り越える場合を想定し、操舵軸まわりへインパルス外乱を与えるシミュレーションを行うとともに、そのロバスト性を検証する。また、直進での一定走行状態を平衡点とする制御器との比較を行い、制動時の状態を平衡点とする制御器の有効性を確認する。さらに緩やかな旋回制動時を行った場合についても、設計した制御システムの検証を行う。

### 4.1. 制御系設計

#### 4.1.1. $H_\infty$ 制御理論

3章の固有値解析および周波数応答解析の結果より、線形化モデルを作成したときの平衡状態である減速度 $a_{de} = -4 \text{ m/s}^2$ 、車速 $16.7 \text{ m/s}$ では、 $1.8 \text{ Hz}$ 付近においてウィーブモードが大きく影響することを示した。ウィーブモードは、車体のヨー運動とロール運動および横滑りが連成した振動モードである。 $2 \text{ Hz}$ 程度の周波数領域では、ライダーが操縦によって転倒を防止することは難しいと考えられるため、ロール運動を制御して速やかに車体を安定化させ、転倒を防止する必要がある。そこで、Fig. 4.1のようなフィードバック制御システムを考える。Fig. 4.1の $G$ は一般化プラント、 $K$ は制御器、 $w$ は参照信号や外乱などの外部入力、 $z$ は制御量、 $u$ は制御入力、 $y$ は観測出力である。

次式の入出力を持つ伝達関数、

$$\begin{bmatrix} z \\ y \end{bmatrix} = G \cdot \begin{bmatrix} w \\ u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} \\ G_{21} & G_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} w \\ u \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

に対し、次式で示される制御器

$$u = Ky \quad (4.2)$$

でフィードバック制御を施す場合について考える [82], [83], [84], [85]。このとき、

$$y = G_{21}w + G_{22}u = G_{21}w + G_{22}Ky \quad (4.3)$$

より、

$$u = Ky = K(I - G_{22}K)^{-1}G_{21}w \quad (4.4)$$

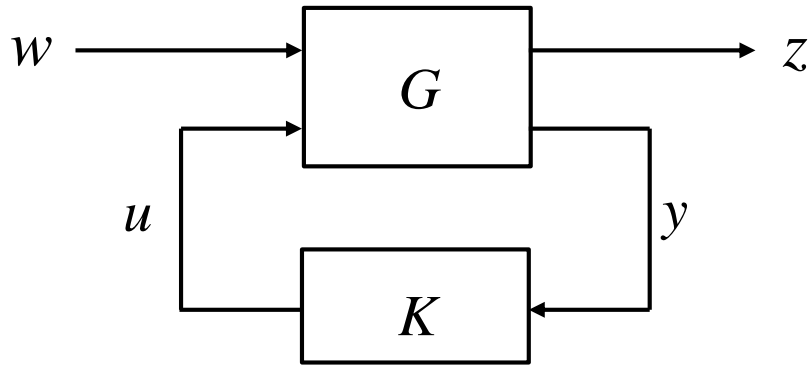


Fig. 4.1 Feedback control system

の関係が成り立つ. 式(4.4)の関係式を用いると, 制御量  $z$ , および外部入力  $w$  から制御量  $z$  までの伝達関数を, 以下のように表すことができる.

$$z = G_{zw} w \quad (4.5)$$

$$G_{zw} = G_{11} w w^{-1} + G_{12} u w^{-1} = G_{11} + G_{12} K (I - G_{22} K)^{-1} G_{21} \quad (4.6)$$

いま, 式(4.5)において, 制御により外部入力  $w$  に対して制御量  $z$  を小さくしたい.  $H_\infty$ 制御では, 安定な伝達関数  $G_{zw}(s)$  の大きさを評価するにあたり, 以下のように定義する  $H_\infty$ ノルムを用いる.

$$\|G_{zw}\|_\infty = \sup_{0 < \omega < \infty} \bar{\sigma}\{G_{zw}(j\omega)\} \quad (4.7)$$

ここで, 2乗可積分な外部入力  $w$  と制御量  $z$  のエネルギーとして, 以下を定義する.

$$\|w\|_2 = \sqrt{\int_0^\infty \{w^T(t) \cdot w(t)\} dt} \quad (4.8)$$

$$\|z\|_2 = \sqrt{\int_0^\infty \{z^T(t) \cdot z(t)\} dt} \quad (4.9)$$

このとき,  $H_\infty$ ノルムは, 以下と一致することが知られている.

$$\|G_{zw}\|_\infty = \sup_w \frac{\|z\|_2}{\|w\|_2} \quad (4.10)$$

式(4.10)は, 入出力のエネルギー比の上限を表す.

$H_\infty$ 制御では, 外部入力  $w$  から制御量  $z$  までの閉ループ伝達関数  $G_{zw}(s)$  について, なるべく小さい  $\gamma$  に対して

$$\|G_{zw}\|_\infty < \gamma$$

が成り立ち、かつ閉ループ系を内部安定にする制御器  $K(s)$  を求める。上記の要件を満たす制御器を、 $H_\infty$  制御器という。

#### 4.1.2. $H_\infty$ 制御系の設計

3 章で得た 12 次の低次元化モデルに  $H_\infty$  制御理論を適用し、ロールレート  $\dot{\Delta\theta}_x$  をフィードバックして操舵トルク  $\Delta\tau_{fc}$  を出力する前輪操舵アシスト制御系を設計する。Table 4.1 左列に 3 章で得た 12 次の低次元化モデルの固有値を、中列に車速 16.7 m/s の一定速度で直進走行をしているときの固有値を、右列に車速 16.7 m/s の一定速度でロール角  $8.6^\circ$  の定常円旋回をしているときの固有値を示す。これらの低次元化モデルについて、 $H_\infty$  制御系を設計するための一般化プラントを Fig. 4.2 に示す。 $w_1$  はステアリング軸まわりから入力されるトルク外乱、 $w_2$  は観測ノイズを仮定している。 $z_1, z_2, z_3$  はそれぞれ、ロールレート  $\dot{\Delta\theta}_x$ 、ロール角  $\Delta\theta_x$ 、操舵トルク  $\Delta\tau_{fc}$  に周波数重み関数  $W_{S1}, W_{S2}, W_T$  をかけた評価量である。

Table 4.1 Eigenvalues of reduced-order model

	Constant Deceleration (-4 m/s, at 16.7 m/s)	Constant speed straight running (16.7 m/s)	Constant speed circular turning ( $8.6^\circ$ , 16.7 m/s)
$\alpha_1$	-2.83	-0.49	-0.003
$\alpha_2$	-18.9	-22.7	-18.9
$\beta_1$	$-1.54 \pm 11.7j$	$-3.21 \pm 12.1j$	$-2.72 \pm 11.8j$
$\beta_2$	$-22.4 \pm 37.8j$	$-17.3 \pm 35.7j$	$-13.8 \pm 37.6j$
$\beta_3$	$-1.26 \pm 4.08j$	$-1.04 \pm 4.42j$	$-0.97 \pm 3.46j$
$\beta_4$	$-9.54 \pm 52.0j$	$-8.62 \pm 52.5j$	$-12.6 \pm 52.6j$
$\beta_6$	$-1.31 \pm 4.45j$	$-1.63 \pm 4.22j$	$-1.37 \pm 4.59j$
$\beta_7$	-	-	$-0.57 \pm 2.64j$

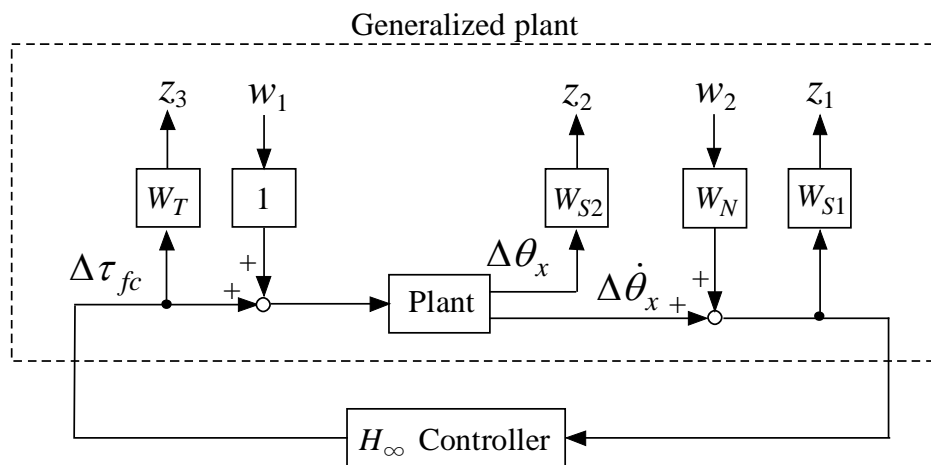


Fig. 4.2 Generalized plant

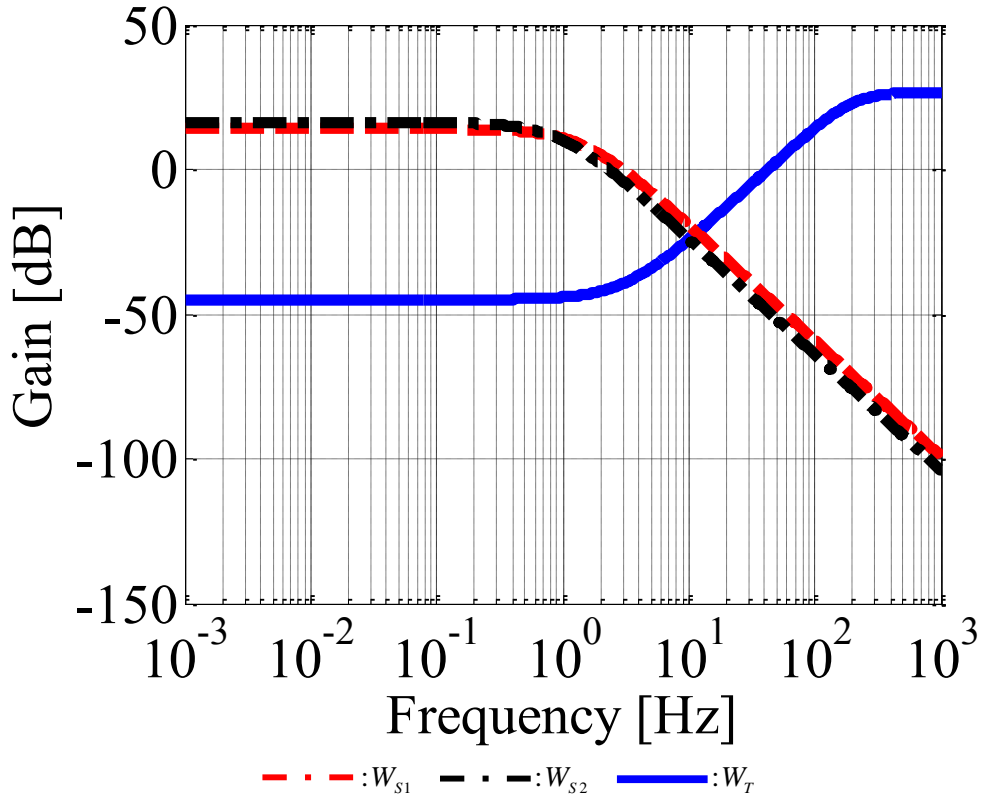


Fig. 4.3 Frequency weighting functions of  $H_\infty$  controller

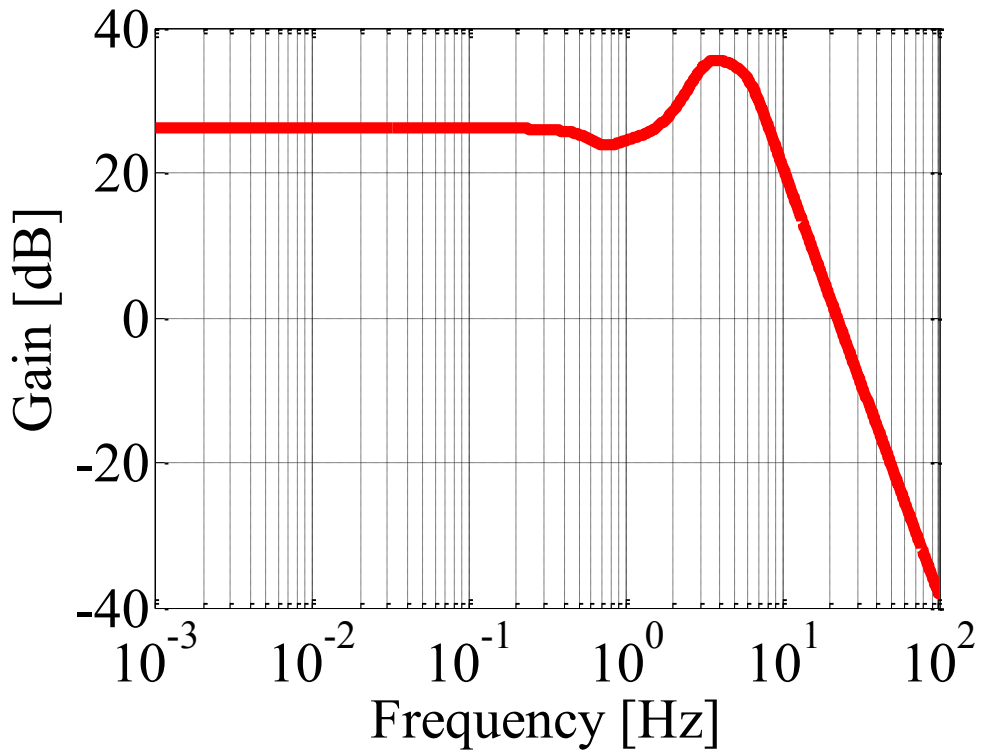


Fig. 4.4 Gain diagram of  $H_\infty$  controller



はじめに、Table 4.1 左列の固有値を持つ低次元化モデルに対して  $H_\infty$ 制御器を設計する。このときの周波数重み関数  $W_{S1}$ ,  $W_{S2}$ ,  $W_T$  をそれぞれ式(4. 11), (4. 12), (4. 13)に、これらのゲイン線図を Fig. 4.3 にそれぞれ示す。観測ノイズ  $w_2$  にかかる重み  $W_N$  は、0.01 に設定した。

$$W_{S1} = \frac{g_{s1} \cdot \omega_{s1}^2}{s^2 + 2\zeta_{s1}\omega_{s1}s + \omega_{s1}^2}, \quad (4. 11)$$

$$g_{s1} = 5.0, \zeta_{s1} = 1, \omega_{s1} = 2\pi \times 1.5$$

$$W_{S2} = \frac{g_{s2} \cdot \omega_{s2}^2}{s^2 + 2\zeta_{s2}\omega_{s2}s + \omega_{s2}^2}, \quad (4. 12)$$

$$g_{s2} = 6.5, \zeta_{s2} = 1, \omega_{s2} = 2\pi \times 1.0$$

$$W_T = \frac{g_t \cdot (s^2 + 2\zeta_m\omega_m s + \omega_m^2)}{s^2 + 2\zeta_{dt}\omega_{dt}s + \omega_{dt}^2}, \quad (4. 13)$$

$$g_t = 22, \zeta_m = 1, \omega_m = 2\pi \times 3.2, \zeta_{dt} = 0.8, \omega_{dt} = 2\pi \times 200$$

Fig. 3.19 に示した制御対象の周波数応答のゲインが高い 2 Hz 程度までを制御帯域とするため、周波数重み関数  $W_{S1}$  は、式(4. 11)の極  $\omega_{s1}$  を 1.5 Hz とするローパス型に設定した。周波数重み関数  $W_{S2}$  は、式(4. 12)の極  $\omega_{s2}$  を 1.0 Hz とするローパス型に設定し、低周波数領域での制御器のゲインを抑制している。Fig. 3.19 に示した制御対象の周波数応答のゲイン線図のとおり 10 Hz 以上では低次元化モデルとフルオーダーモデルとの間にモデル化誤差が生じる。モデル化誤差のある帯域では操舵トルク  $\Delta\tau_{fc}$  の大きさを抑制したいため、式(4. 13)の周波数重み関数  $W_T$  は、零点  $\omega_m$  を 3.2 Hz とするハイパス型に設定した。また、制御器の実装を行う際は離散化を施すので、そのサンプリング時間を考慮し、式(4. 13)の極  $\omega_{dt}$  を 200 Hz に設定した。式(4. 11), (4. 12)および(4. 13)のそれぞれのゲイン  $g_{s1}$ ,  $g_{s2}$ ,  $g_t$  は、次章に示すシミュレーションを数回繰り返して適度な操舵トルクが得られるように調整し、 $g_{s1}=5.0$ ,  $g_{s2}=6.5$ ,  $g_t=22$  に決定した。

Table 4.1 左列の固有値について設計した  $H_\infty$ 制御器のゲイン線図を Fig. 4.4 に示す。この  $H_\infty$ 制御器を、制御器 A と呼ぶ。 $W_{S1}$ ,  $W_{S2}$ ,  $W_T$  がそれぞれ 2 次の重み関数であるため、制御器の次数は 18 次となる。Fig. 3.19 に示したように、低周波数領域では、ロールレート  $\Delta\dot{\theta}_x$  の周波数応答のゲインが低くなる。このため、ロールレート  $\Delta\dot{\theta}_x$  のみを評価関数として設計した場合、低周波数領域での  $H_\infty$ 制御器のゲインが大きくなり、ライダーの動作によるロール運動と干渉する可能性がある。そこで、評価関数に、低周波数領域で周波数応答のゲインがほぼ一定であるロール角  $\Delta\theta_x$  を加え、低周波数領域での  $H_\infty$ 制御器のゲインの増大を抑制した。

次に、Table 4.1 中列、及び右列の固有値についても  $H_\infty$ 制御器を設計し、それぞれ制御器 B、制御器 C と呼ぶ。制御器 B の周波数重み関数  $W_{S1}$ ,  $W_{S2}$ ,  $W_T$  をそれぞれ、式(4. 14), (4. 15), (4. 16)に示す。

$$W_{S1} = \frac{g_{s1} \cdot \omega_{s1}^2}{s^2 + 2\zeta_{s1}\omega_{s1}s + \omega_{s1}^2}, \quad (4. 14)$$

$$g_{s1} = 5.0, \zeta_{s1} = 1, \omega_{s1} = 2\pi \times 1.5$$

$$W_{s2} = \frac{g_{s2} \cdot \omega_{s2}^2}{s^2 + 2\zeta_{s2}\omega_{s2}s + \omega_{s2}^2}, \quad (4.15)$$

$$g_{s2} = 6.4, \zeta_{s2} = 1, \omega_{s2} = 2\pi \times 1.2$$

$$W_T = \frac{g_t \cdot (s^2 + 2\zeta_{nt}\omega_{nt}s + \omega_{nt}^2)}{s^2 + 2\zeta_{dt}\omega_{dt}s + \omega_{dt}^2}, \quad (4.16)$$

$$g_t = 22, \zeta_{nt} = 1, \omega_{nt} = 2\pi \times 3.2, \zeta_{dt} = 0.8, \omega_{dt} = 2\pi \times 200$$

制御器 C の周波数重み関数  $W_{s1}$ ,  $W_{s2}$ ,  $W_T$  についてはそれぞれ、式(4.17), (4.18), (4.19)に示す.

$$W_{s1} = \frac{g_{s1} \cdot \omega_{s1}^2}{s^2 + 2\zeta_{s1}\omega_{s1}s + \omega_{s1}^2}, \quad (4.17)$$

$$g_{s1} = 5.0, \zeta_{s1} = 1, \omega_{s1} = 2\pi \times 0.42$$

$$W_{s2} = \frac{g_{s2} \cdot \omega_{s2}^2}{s^2 + 2\zeta_{s2}\omega_{s2}s + \omega_{s2}^2}, \quad (4.18)$$

$$g_{s2} = 80, \zeta_{s2} = 1, \omega_{s2} = 2\pi \times 0.08$$

$$W_T = \frac{g_t \cdot (s^2 + 2\zeta_{nt}\omega_{nt}s + \omega_{nt}^2)}{s^2 + 2\zeta_{dt}\omega_{dt}s + \omega_{dt}^2}, \quad (4.19)$$

$$g_t = 40, \zeta_{nt} = 1, \omega_{nt} = 2\pi \times 0.5, \zeta_{dt} = 0.8, \omega_{dt} = 2\pi \times 200$$

## 4.2. 直進制動時に外乱を受けた場合に対する前輪操舵アシスト制御システムの妥当性確認 (テストケース 1)

### 4.2.1. 設計のノミナル条件での検証

本節では、ライダーアシスト制御システムの検証項目として 2.1.3 項で考察したテストケース 1 に基づき、前輪操舵アシスト制御システムの妥当性を確認する. ここでは、直進走行中にライダーが制動を行いながら車体ヨーレートに基づく姿勢制御を施す状況を仮定し、4.1. 節で制動時の状態について設計した制御器 A による前輪操舵アシスト制御の検証を行う. ライダーの制御を模擬するため、速度制御に加え、Fig. 4.5 のようにヨーレートの目標値  $\dot{\theta}_x$  を 0 としてライダーが PI 制御を施し、前輪操舵トルク  $\tau_{fr}$  を与える. 前輪のみが路上の突起物を乗り越える場合を想定し、Fig. 4.6 に示した制動過程で制動過程で車速が 16.7 m/s (60 km/h)となる 2.1 s において、Fig. 4.7 に示す前輪操舵トルクへパルス幅 0.4 s, 振幅 10 Nm の三角波状インパルス外乱 [68]を加えた. なお、この章では断りのない限り路面摩擦係数を 0.8 に設定している.

Fig. 4.8 に異なる比例ゲイン係数  $k_{pf}$  および積分ゲイン係数  $k_{if}$  を用いたときの、ヨーレート制御器によるロール角応答の整定性能を示す. 実線は比例ゲイン係数  $k_{pf} = 0.1$ , 積分ゲイン係数  $k_{if} = 0.08$  の場合、破線と一点鎖線はそれぞれの比例ゲイン係数と積分ゲイン係数を  $\pm 50\%$  変えた場合の結果である. また、点線はライダーによりヨーレート制御を行わない場合の結果である. Fig. 4.8 では実線のロール角応答の整定性が最も高く、このときの比例ゲイン係数と積分ゲイン係数をライダーの操縦パラメータの基準値に設定した. Fig. 4.8 より、点線で示したライダーのヨーレート制御を

行わない場合は、4 s以降で転倒に至ることがわかる。3.9 s時には車速は 35 km/h となり、減速度 $-4 \text{ m/s}^2$ でこの車速に到達した時の直進状態を平衡点（ロール角 $0^\circ$ ）とする線形システムの固有値

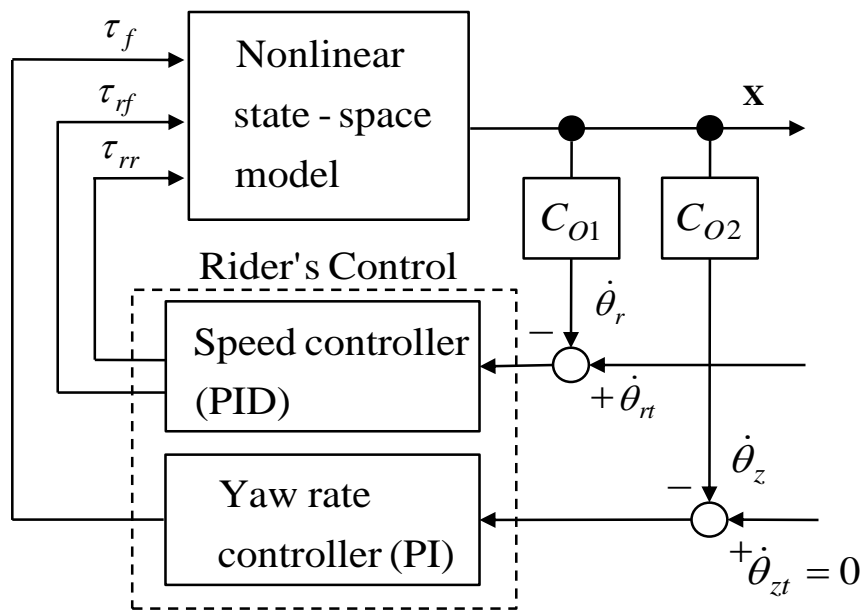


Fig. 4.5 Closed loop control system

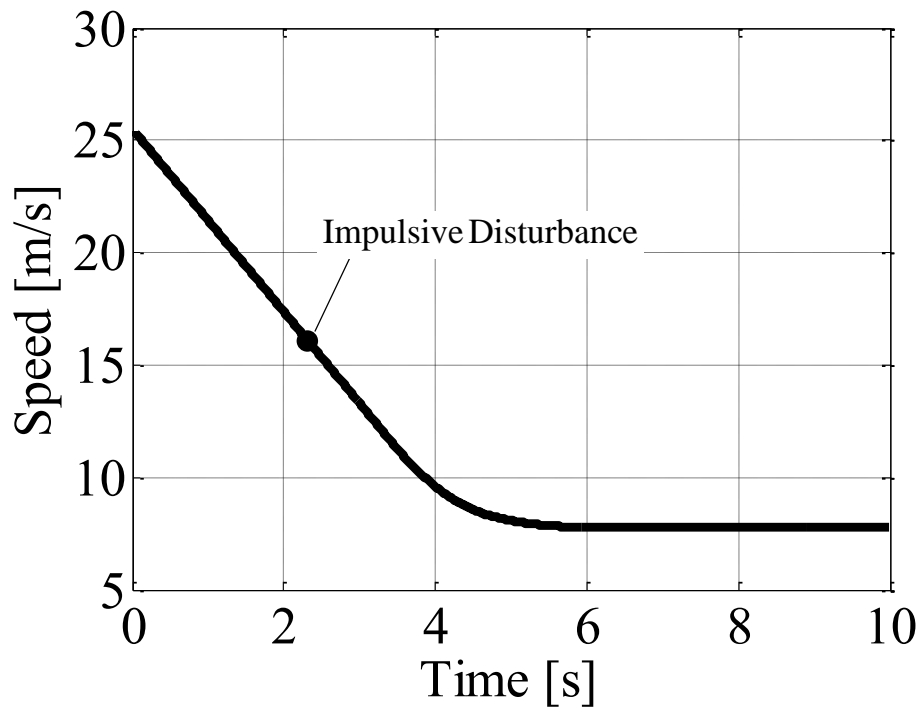


Fig. 4.6 Target rear wheel speed for verification

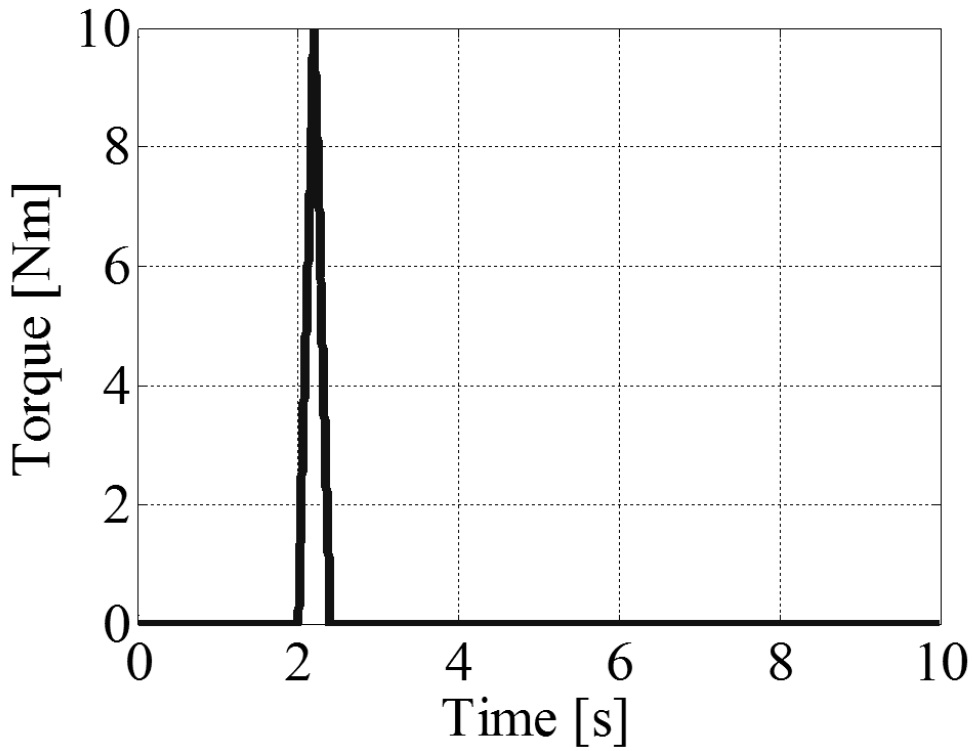


Fig. 4.7 Impulsive disturbance torque around steering axis from road surface

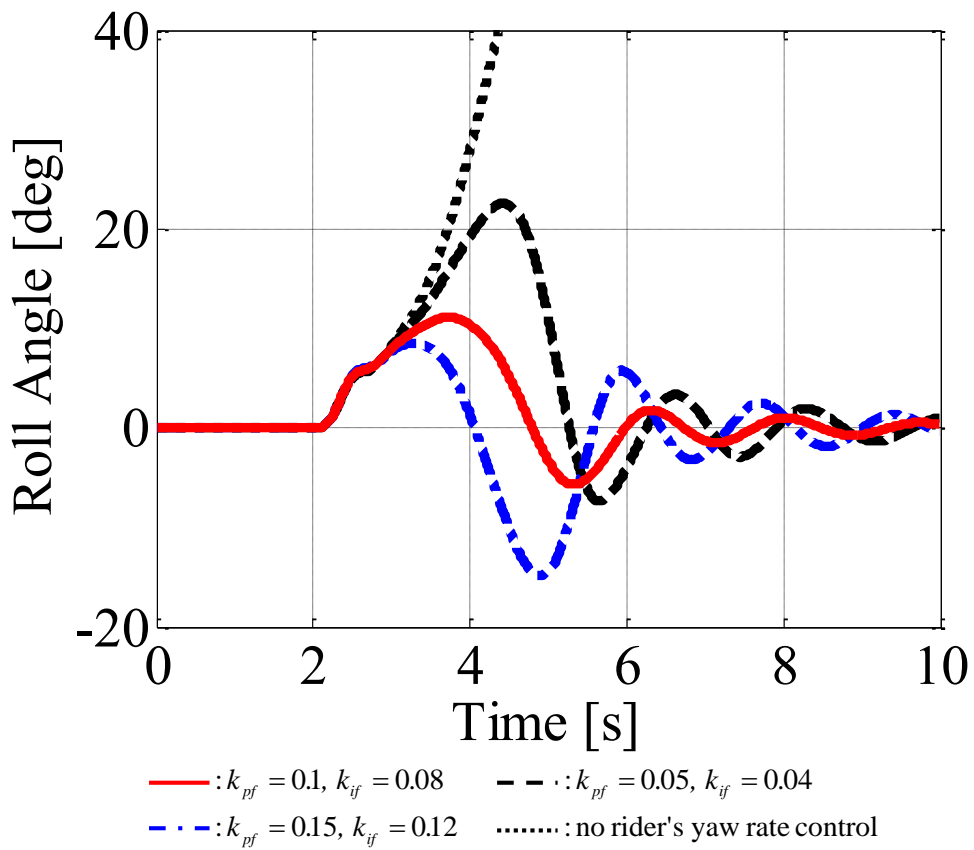


Fig. 4.8 Roll angle response of the rider-motorcycle system against disturbance torque

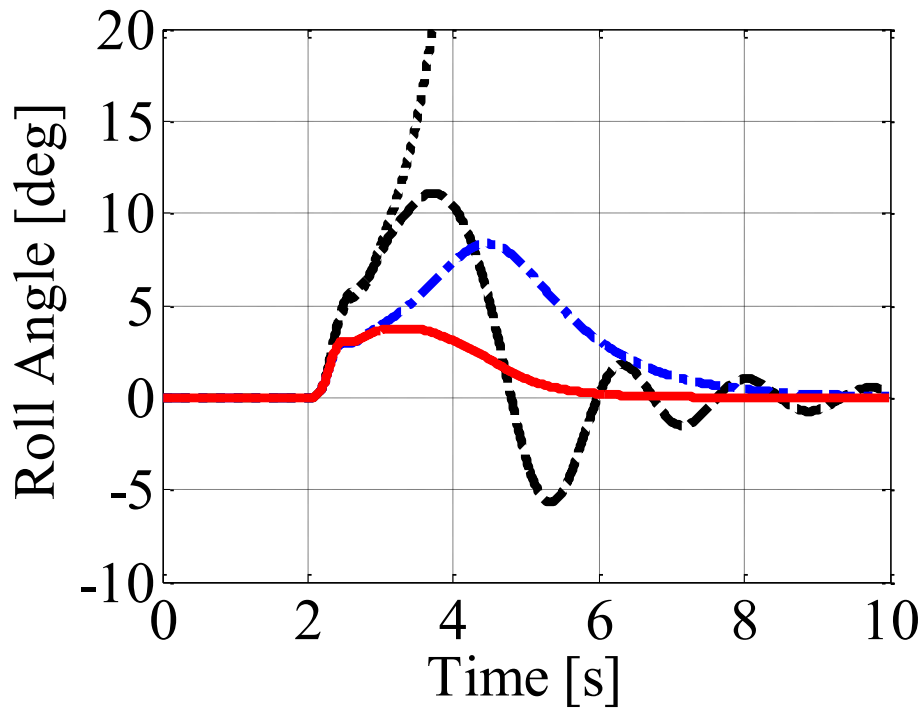
( $\beta_1=0.087\pm 7.22j$ )は不安定となる。Fig. 4.8 では、2.1 s でインパルス外乱を受けて 3.9 s 時でロール角が 20°を超え、ライダーによるヨーレート制御がないため転倒に至っている。なお、インパルス外乱を与えないシミュレーションでは、9.7 m/s (35 km/h)に達する約 3.9 s 時以降の減速度をゆるやかに減じることによって、ライダーの操舵がない場合にも安定になることを確認している。

Fig. 4.9 (a) ~ (d) に、設計した制御器 A を用いて  $H_\infty$ 制御を施し、ライダーの操縦パラメータの基準値によるヨーレート制御を行った場合と行わない場合のシミュレーション結果を、それぞれ実線と一点鎖線で示す。また、 $H_\infty$ 制御器を用いないでライダーのヨーレート制御を行った場合と行わない場合の結果について、破線と点線で示す。Fig. 4.9 (a)はロール角、(b)はロールレート角、(c)は操舵角、(d)は前輪のタイヤ力、(e)は制御入力、(f)はライダーからの操舵トルクである。

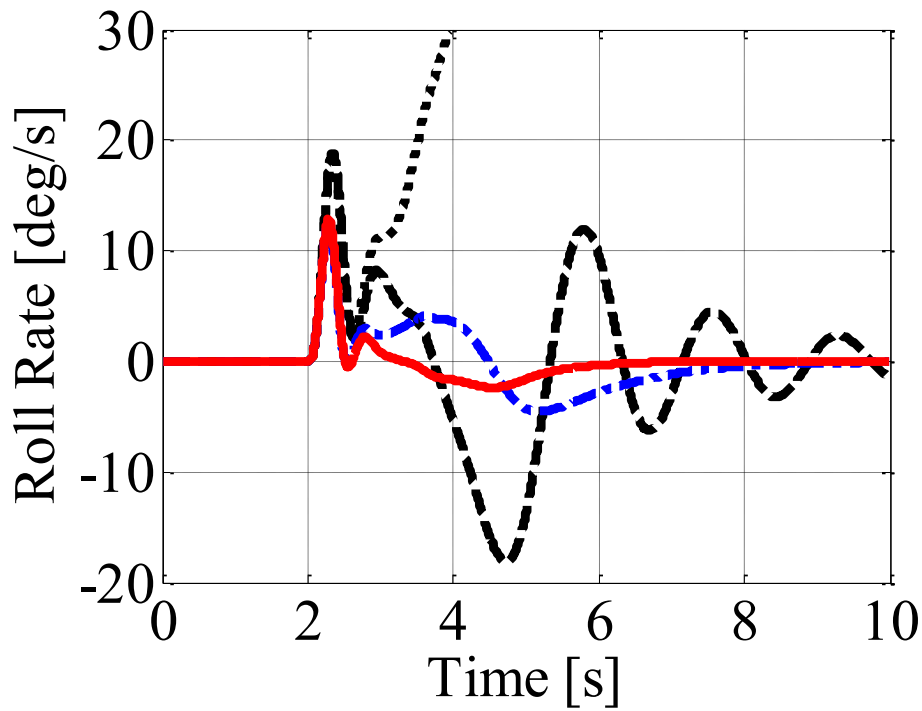
Fig. 4.9 (a) より、ライダーによるヨーレート制御を行わない場合には、操舵軸周りへのインパルス外乱の入力によってロール角が単調増加し、20°以上に達することがわかる。これに  $H_\infty$ 制御を施すことで、ロール角は最大値 8°程度に抑制されている。ライダーによるヨーレート制御を行うとき、非制御時のロール角応答は、2.4 s で変動が一時的に緩やかになり、ロールレートが 0 になる 3.7 s のとき最大値 11°となる。これに  $H_\infty$ 制御を施すことで、3.3 s 時に最大値 3.7°となり、非制御時のそれに比べ 67%抑制されていることがわかる。また、Fig. 4.9 (b)より、非制御時のロールレート応答は、インパルス外乱入力後の 2.4 s のとき最大値 19 deg/s をとり、減速状態から一定速度 28 km/h に変化する約 4.7 s で -18 deg/s となった後に緩やかに減衰していることがわかる。一方、 $H_\infty$ 制御を施すことで、約 2.3 s 時のロールレート最大値は、非制御時に比べ 31%抑制される。Fig. 4.9 (c) に示されるとおり、非制御時の操舵角応答の最大値が 2.4°であるのに対して、 $H_\infty$ 制御時には 0.7°に低減されている。操舵角応答の低減に伴い、Fig. 4.9 (d) に示す前輪のタイヤ横力は、非制動時の最大値 380 N から、制御時には 130 N へ低減され、摩擦力の限界に対する余裕度が高められている。また、Fig. 4.9 (d) から  $H_\infty$ 制御器が前後方向のタイヤ力の大きさに影響を及ぼさないことが確認できる。Fig. 4.9 (e) に示されるとおり、 $H_\infty$ 制御器による操舵アシストトルクはインパルス外乱直後の 2.3 s のとき最大値 5.1 Nm、その後は 1.5 Nm 未満を発生し、ライダーの操舵を補完している。この操舵アシストトルクにより、ライダーが与える操舵トルクは、非制御時に最大で 5.0 Nm を要するのに対して 2.2 Nm に抑制されることが Fig. 4.9 (f) からわかる。以上より、直進走行中における制動時の路面からの突発的な外乱に対し、ライダーによるヨーレート制御の有無にかかわらず、前輪操舵アシスト制御系は車体全体を速やかに安定化でき、前輪のタイヤ横力の余裕度が高められていることを示した。

#### 4.2.2. 制動時の準定常状態を平衡点とする制御器と一定速度の定常状態を平衡点とする制御器の性能比較

4.1. 節では、制動時の準定常状態について設計した制御器 A と比較検証するため、一定の車速 16.6 m/s (60 km/h) で直進走行する定常状態に対しても制御器 B を設計した。これら 2 つの制御器を用いたシミュレーション結果を Fig. 4.10 に示す。Fig. 4.9 のシミュレーションと同様に、Fig. 4.7



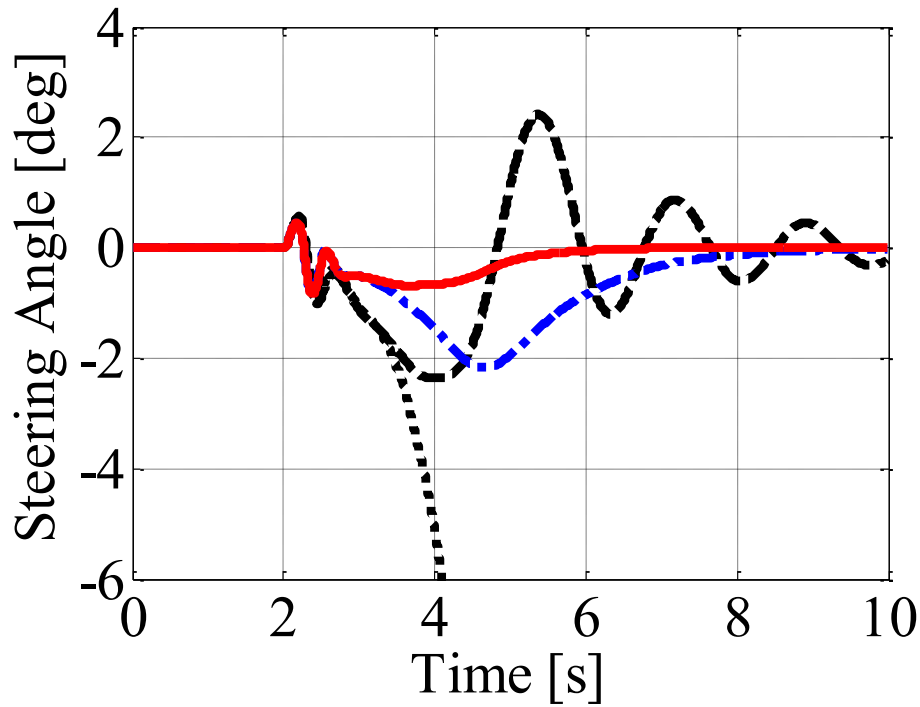
(a) Roll angle



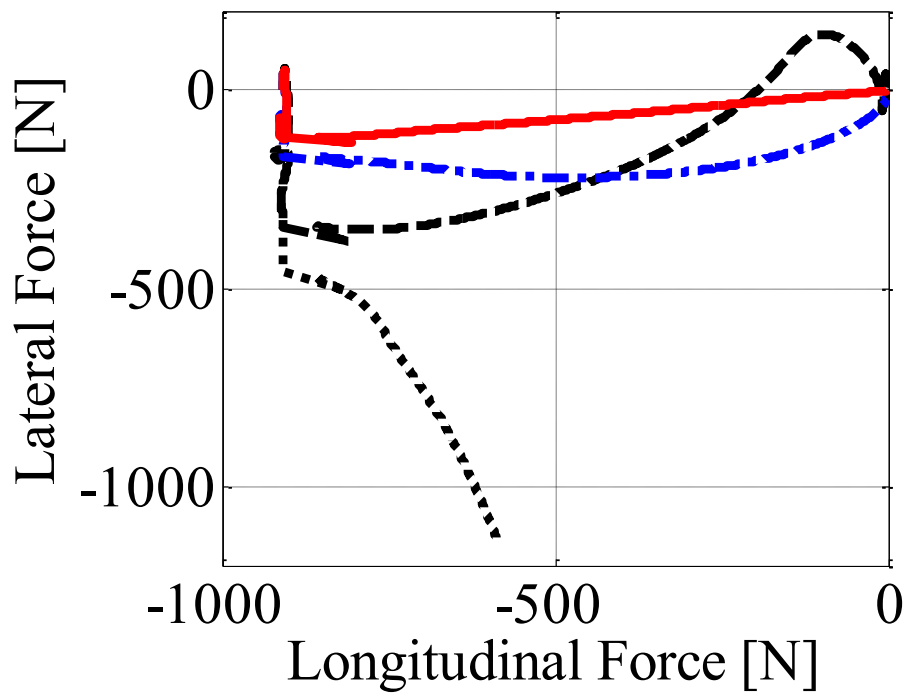
(b) Roll rate

- : rider's yaw rate control with  $H_\infty$  controller designed for constant deceleration
- - : no rider's yaw rate control with  $H_\infty$  controller
- - : rider's yaw rate control without  $H_\infty$  controller designed for constant deceleration
- ..... : no rider's yaw rate control without  $H_\infty$  controller

Fig. 4.9 Simulation results of the front-steering assist control at 16.7 m/s (pp. 100-102)



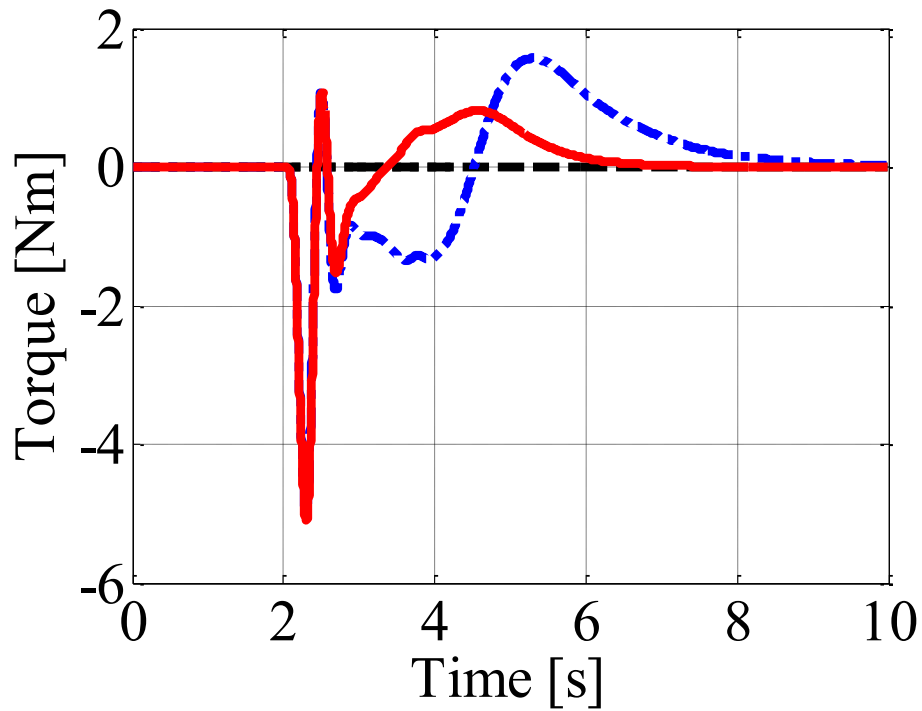
(c) Steering angle



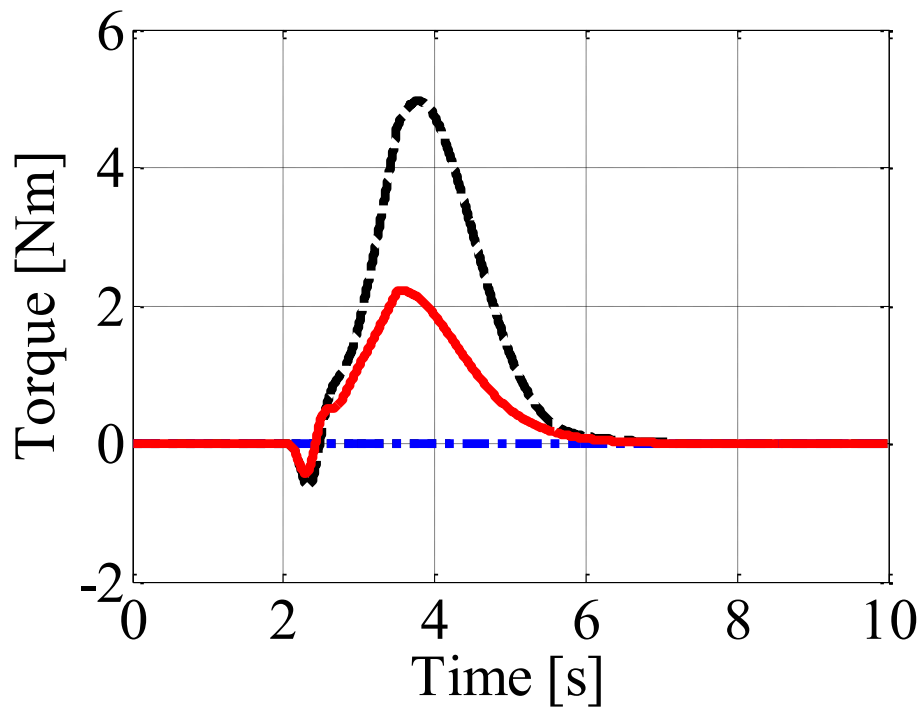
(d) Tire force (front)

- : rider's yaw rate control with  $H_\infty$  controller designed for constant deceleration
- - : no rider's yaw rate control with  $H_\infty$  controller
- - : rider's yaw rate control without  $H_\infty$  controller designed for constant deceleration
- ..... : no rider's yaw rate control without  $H_\infty$  controller

Fig. 4.9 Simulation results of the front-steering assist control at 16.7 m/s (pp. 100-102)



(e) Steering torque from  $H_\infty$  controller

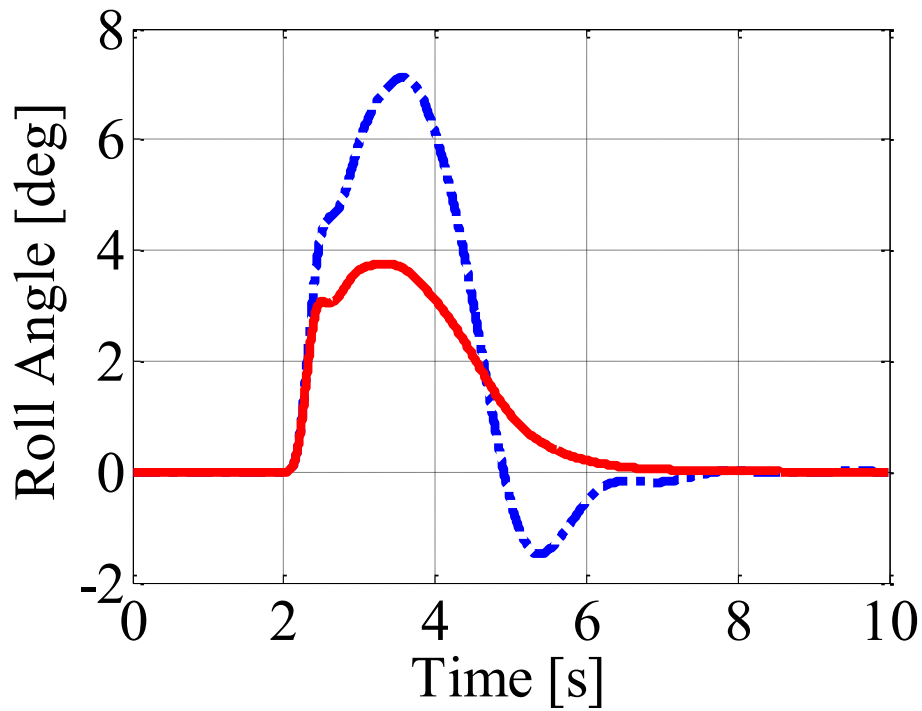


(f) Steering torque from rider

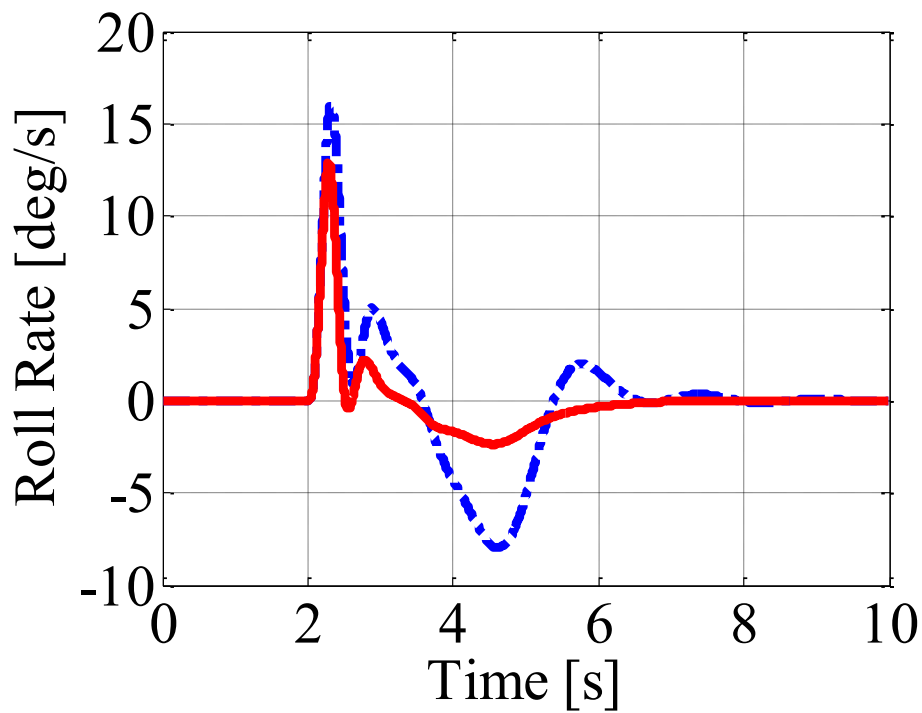
- : rider's yaw rate control with  $H_\infty$  controller designed for constant deceleration
- . - . : no rider's yaw rate control with  $H_\infty$  controller
- - - : rider's yaw rate control without  $H_\infty$  controller designed for constant deceleration
- ..... : no rider's yaw rate control without  $H_\infty$  controller

Fig. 4.9 Simulation results of the front-steering assist control at 16.7 m/s (pp. 100-102)





(a) Roll angle



(b) Roll rate

- : rider's yaw rate control with  $H_\infty$  controller designed for constant deceleration
- - - : rider's yaw rate control with  $H_\infty$  controller designed for constant speed straight running

Fig. 4.10 Comparison of the performance of the  $H_\infty$  controllers: a controller designed for constant deceleration and a controller designed for constant speed straight running

に示したインパルス外乱を操舵軸周りに入力した。Fig. 4.10 (a) はロール角，(b) はロールレートである。実線は制御器 A を用いたシミュレーション結果を，一点鎖線は一定速度の定常状態について設計した制御器 B を用いた結果を示す。Fig. 4.10 (a), (b) より，制御器 B を用いた場合のロール角振幅の最大値は  $7.2^\circ$ ，ロールレートの振幅は  $24.0 \text{ deg/s}$  であることがわかる。 $H_\infty$ 制御器を制動時の準定常状態について設計することにより，制御器 A は，制御器 B と比べロール角について 47%，ロールレートについて 36%，制御性能が向上している。

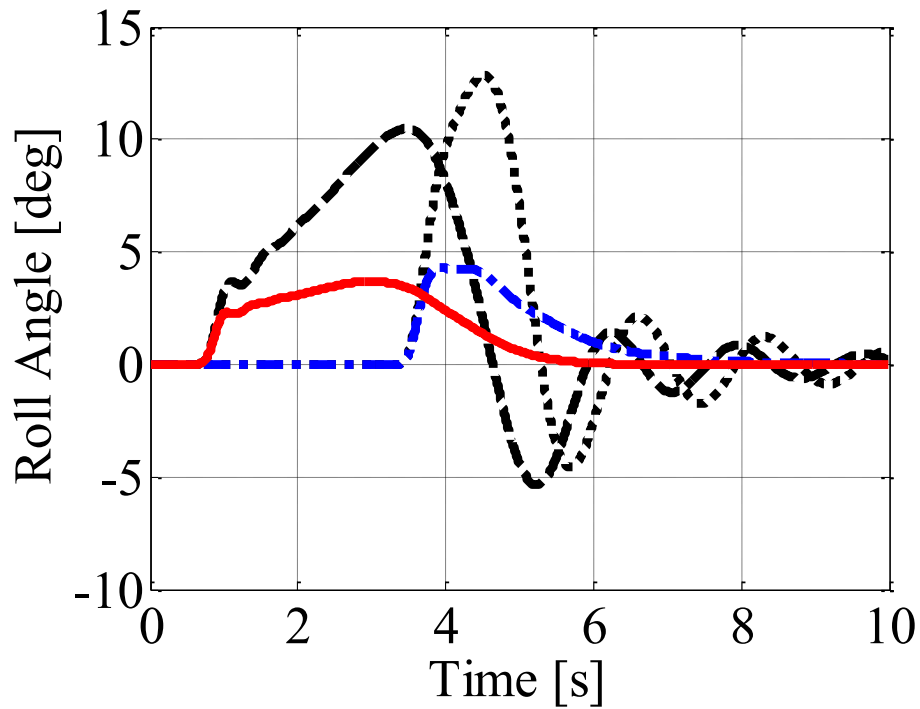
### 4.2.3. 直進制動時におけるロバスト性の検証

制動時の準定常状態について設計した制御器 A のロバスト性を確認するため，インパルス外乱を与える車速，減速度，路面摩擦係数，前後輪制動トルクの前後比がそれぞれ設計時と異なる場合についてシミュレーションを行い，それらの結果を比較検証する。図 9 から図 13 にこれらのシミュレーション結果を示す。

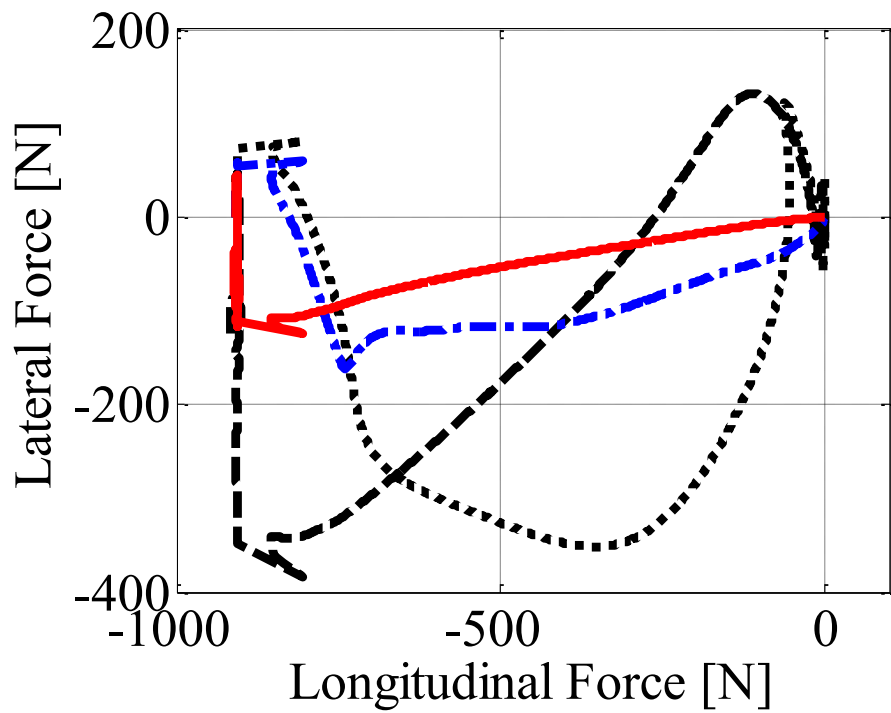
Fig. 4.11 は，操舵トルクへインパルス外乱を与える車速を設計時の値  $16.7 \text{ m/s}$  から  $\pm 33\%$  変更した場合のシミュレーション結果である。インパルス外乱を与える車速を  $22.2 \text{ m/s}$  にしたときの制御時と非制御時をそれぞれ実線と破線で，車速を  $11.1 \text{ m/s}$  としたときの制御時と非制御時をそれぞれ一点鎖線と点線で示す。Fig. 4.11 (a) はロール角，(b) は操舵角である。Fig. 4.11 (a), (b) より  $16.7 \text{ m/s}$  の場合と同様に，制御時のロール角応答の最大値が車速によらず  $5^\circ$  以内に抑制され，操舵角応答についても低減されていることがわかる。

Fig. 4.12 は，減速度を設計時の値  $a_{de} = -4 \text{ m/s}^2$  から  $\pm 25\%$  変えた場合のシミュレーション結果である。減速度  $a_{de} = -5 \text{ m/s}^2$  での制御時と非制御時をそれぞれ実線と破線で，減速度  $a_{de} = -3 \text{ m/s}^2$  での制御時と非制御時をそれぞれ一点鎖線と点線で示す。Fig. 4.12 (a) はロール角，(b) は操舵角，(c) は前輪のタイヤ力である。Fig. 4.12 (a), (b) と Fig. 4.9 (a), (b) の比較から，外乱入力後の各ロール角応答の振幅は，非制御時には減速度の違いによって  $10^\circ$  を超える差が生じている。これに対して制御を施すことにより，最大値で  $6^\circ$  以内に抑制されていることがわかる。Fig. 4.12 (c) より，減速度  $-5 \text{ m/s}^2$  の場合のタイヤ前後力は減速度  $-3 \text{ m/s}^2$  のそれに比べて  $470 \text{ N}$  程度大きいこと，タイヤ横力については，前輪操舵アシスト制御によって  $1/3$  程度にまで低減されていることがわかる。

Fig. 4.13 は，前後輪制動トルクの前後比  $\tau_{ff}:\tau_{rr}$  が設計時と異なる場合についてシミュレーションを行った結果である。実線は  $\tau_{ff}:\tau_{rr}=6:1$  での制御時，一点鎖線と点線はそれぞれ  $\tau_{ff}:\tau_{rr}=2:1$  での制御時と非制御時の結果を示す。Fig. 4.13 (a) はロール角，(b) は操舵角，(c) は前輪のタイヤ力である。Fig. 4.13 (a) と Fig. 4.9 (b) の比較から，前輪制動トルクの割合が増加すると，非制御時のロール角応答の最大値が大きくなることがわかる。Fig. 4.13 (b) から，制御を施すことによって操舵角応答の振幅の最大値は  $1$  度未満に低減されることがわかる。Fig. 4.13 (c) より，前後輪制動トルクの前後比  $\tau_{ff}:\tau_{rr}=6:1$  の場合のタイヤ前後力は  $\tau_{ff}:\tau_{rr}=2:1$  の場合に比べ  $200 \text{ N}$  大きく，タイヤ横力は前輪操舵アシスト制御によって半分にまで低減されていることがわかる。



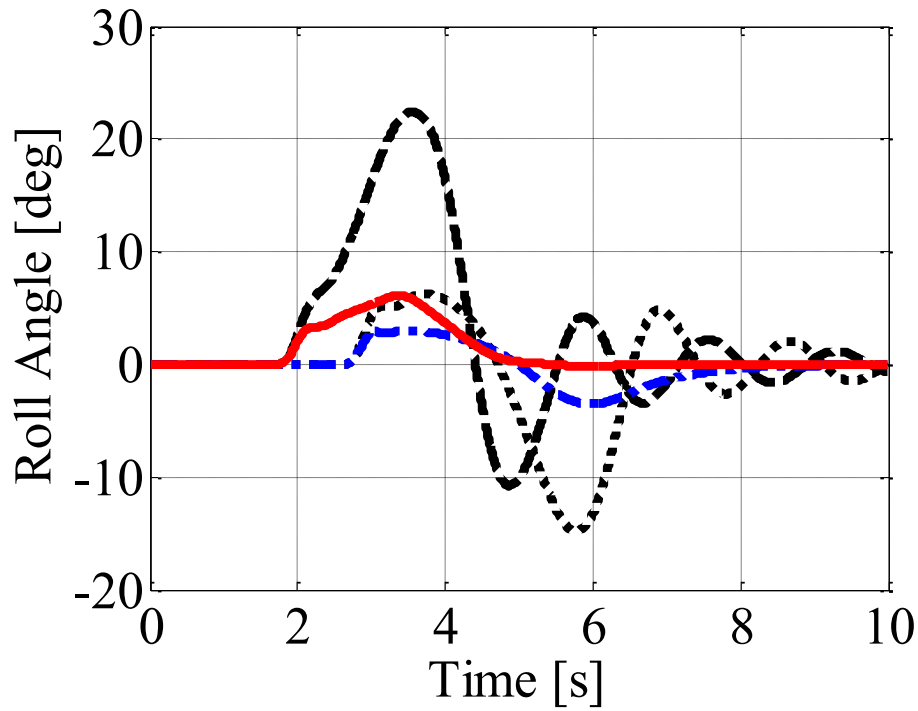
(a) Roll angle



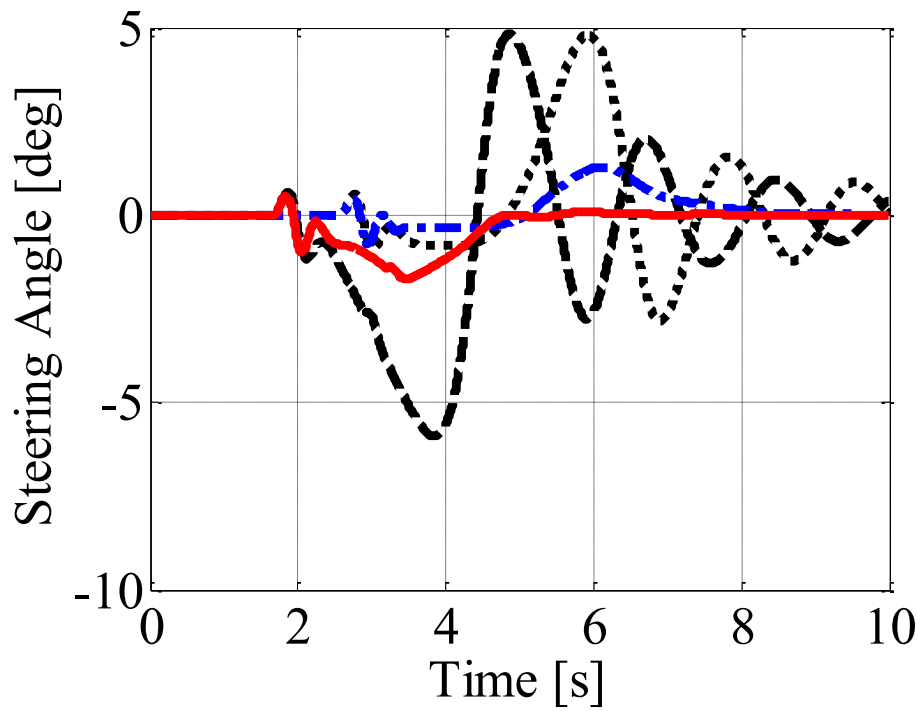
(b) Tire force (front)

— : 22.2 m/s with  $H_\infty$  controller    - - - : 22.2 m/s without  $H_\infty$  controller  
- · - · : 11.1 m/s with  $H_\infty$  controller    · · · · · : 11.1 m/s without  $H_\infty$  controller

Fig. 4.11 Simulation results of the front-steering assist control for impulse disturbance with different speed conditions



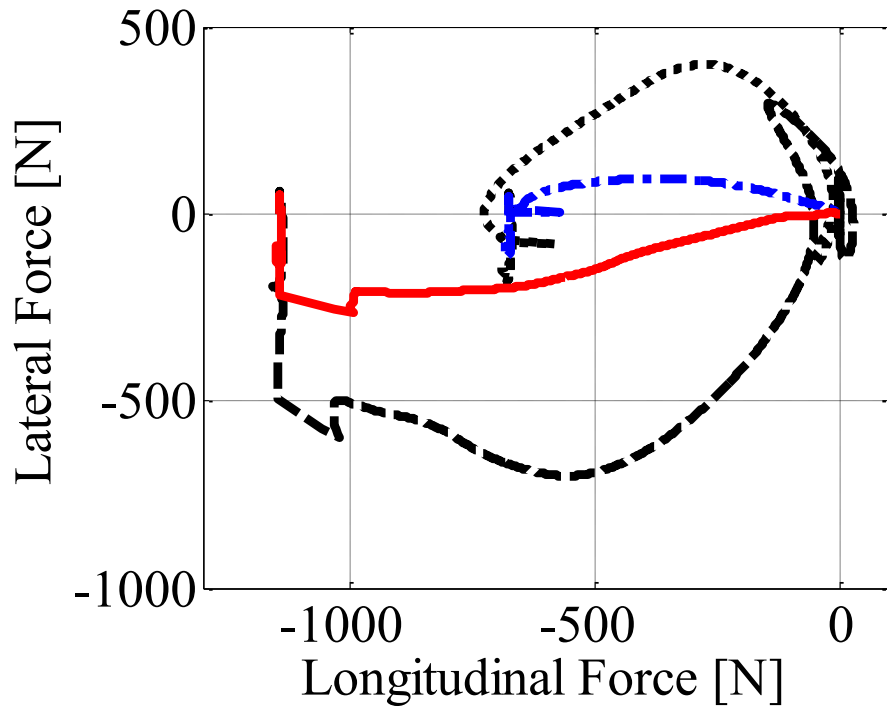
(a) Roll angle



(b) Steering angle

— :  $a_{de} = -5 \text{ m/s}^2$  with  $H_\infty$  controller     $---$  :  $a_{de} = -5 \text{ m/s}^2$  without  $H_\infty$  controller  
- · - :  $a_{de} = -3 \text{ m/s}^2$  with  $H_\infty$  controller     $\cdots$  :  $a_{de} = -3 \text{ m/s}^2$  without  $H_\infty$  controller

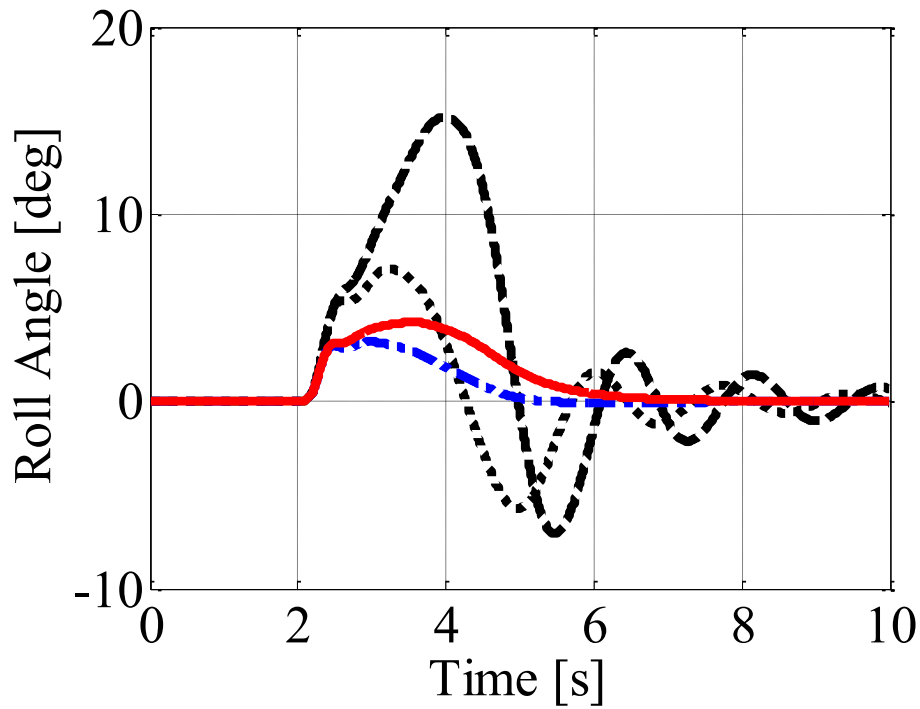
Fig. 4.12 Simulation results of the front-steering assist control for impulse disturbance with different deceleration conditions (pp. 106-107)



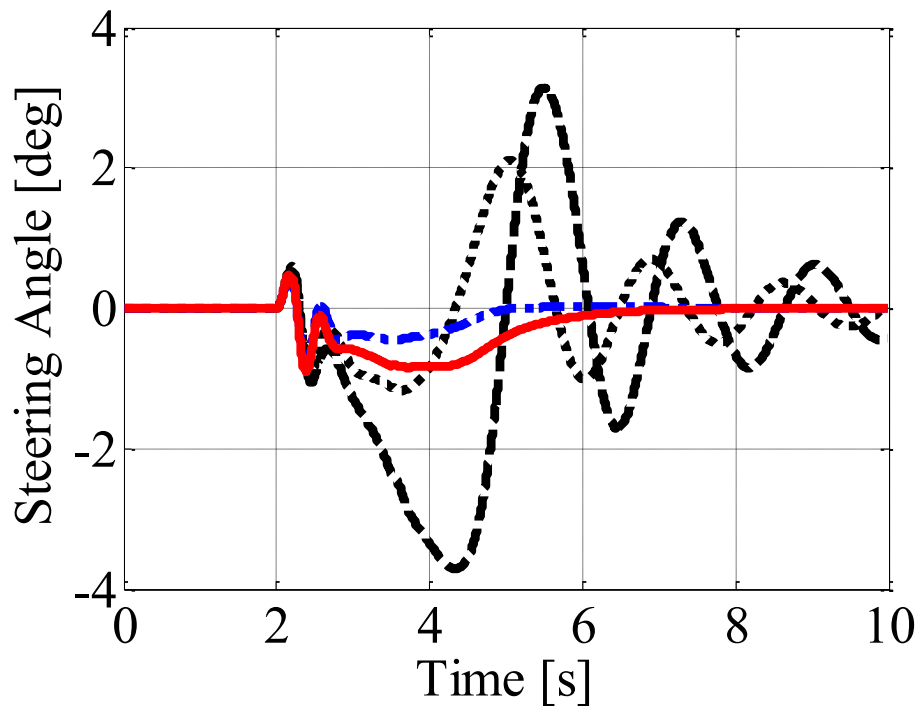
(c) Tire force (front)

— :  $a_{de} = -5 \text{ m/s}^2$  with  $H_\infty$  controller    - - - :  $a_{de} = -5 \text{ m/s}^2$  without  $H_\infty$  controller  
 - · - :  $a_{de} = -3 \text{ m/s}^2$  with  $H_\infty$  controller    ····· :  $a_{de} = -3 \text{ m/s}^2$  without  $H_\infty$  controller

Fig. 4.12 Simulation results of the front-steering assist control for impulse disturbance with different deceleration conditions (pp. 106-107)



(a) Roll angle

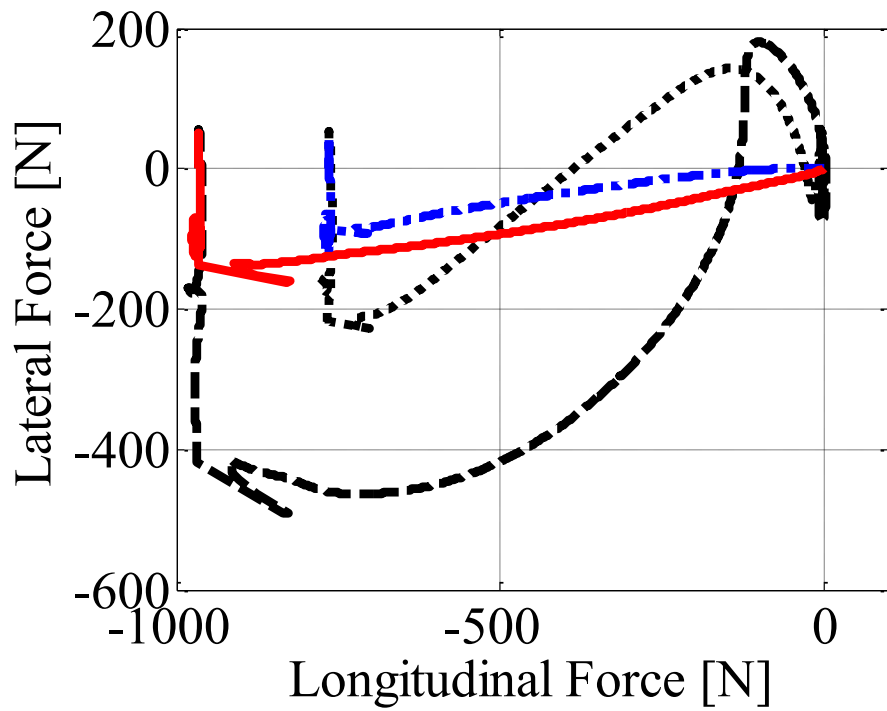


(b) Steering angle

— :  $\tau_{rf}:\tau_{rr} = 6:1$  with  $H_\infty$  controller    - - - :  $\tau_{rf}:\tau_{rr} = 6:1$  without  $H_\infty$  controller  
- . - :  $\tau_{rf}:\tau_{rr} = 2:1$  with  $H_\infty$  controller    . . . . . :  $\tau_{rf}:\tau_{rr} = 2:1$  without  $H_\infty$  controller

Fig. 4.13 Simulation results of the front-steering assist control with different brake ratio conditions

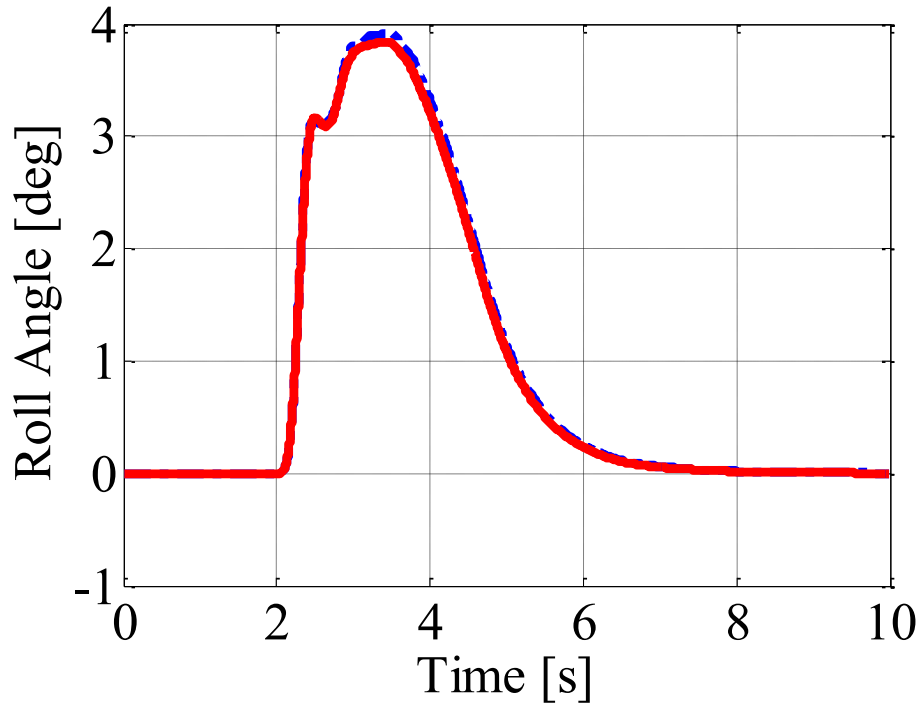
(pp. 108-109)



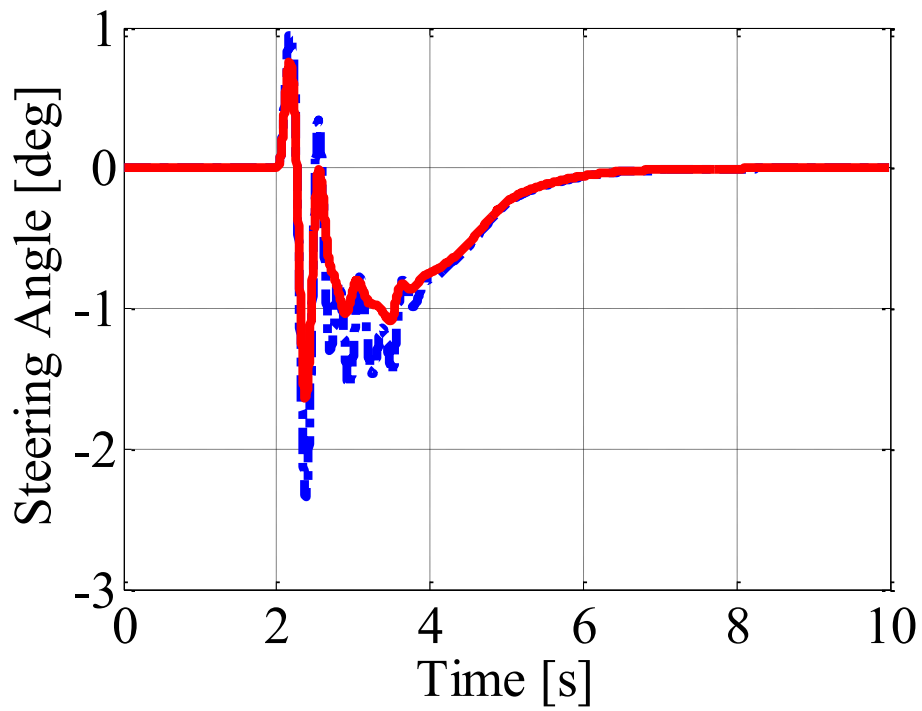
(c) Tire force (front)

— :  $\tau_{rf}:\tau_{rr} = 6:1$  with  $H_\infty$  controller      - - - :  $\tau_{rf}:\tau_{rr} = 6:1$  without  $H_\infty$  controller  
- . - :  $\tau_{rf}:\tau_{rr} = 2:1$  with  $H_\infty$  controller      ..... :  $\tau_{rf}:\tau_{rr} = 2:1$  without  $H_\infty$  controller

Fig. 4.13 Simulation results of the front-steering assist control with different brake ratio conditions (pp. 108-109)



(a) Roll angle

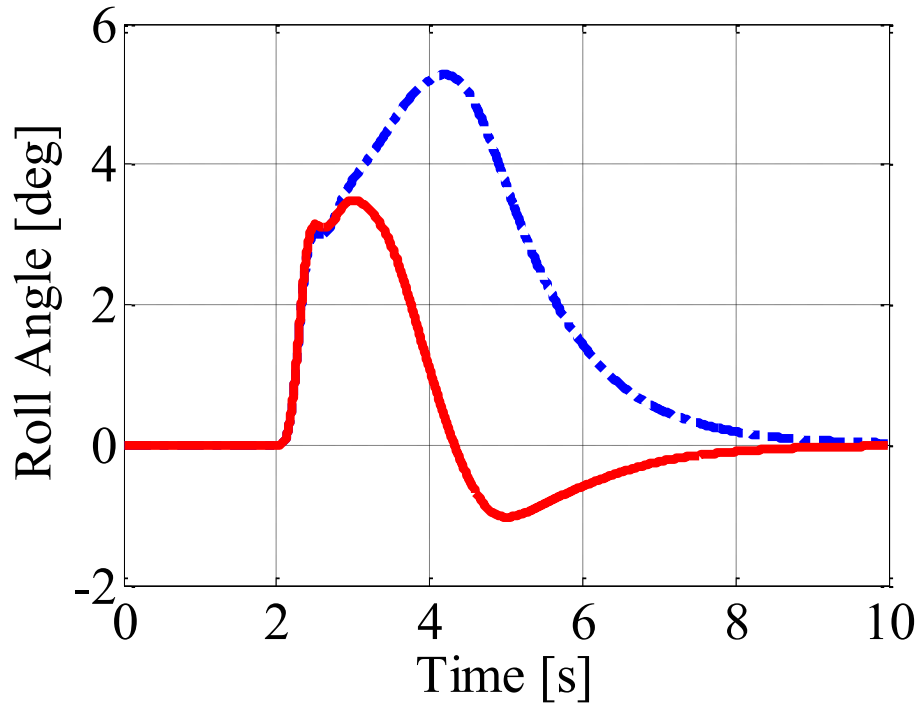


(b) Steering angle

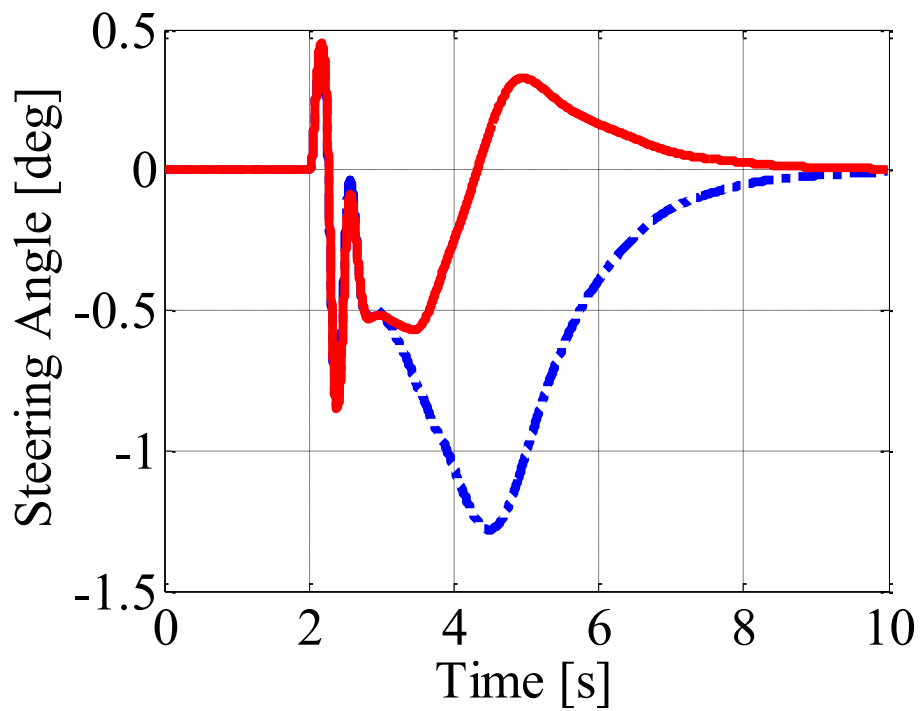
— :  $\mu = 0.65$  with  $H_\infty$  controller    - . - :  $\mu = 0.62$  with  $H_\infty$  controller

Fig. 4.14 Simulation results of the front-steering assist control with low road friction conditions





(a) Roll angle



(b) Steering angle

— :  $k_{pf} = 0.15, k_{if} = 0.12$  with  $H_\infty$  controller      - . - :  $k_{pf} = 0.05, k_{if} = 0.04$  with  $H_\infty$  controller

Fig. 4.15 Simulation results of the front-steering assist control with different PI parameters

Fig. 4.14 に、路面摩擦係数  $\mu$  が異なる場合について制御時のシミュレーションを行った結果を示す。実線は  $\mu=0.65$ 、一点鎖線は  $\mu=0.62$  の結果で、Fig. 4.14 (a) はロール角、(b)は操舵角、(c)は前輪の摩擦円である。図 11 (a)と Fig. 4.9 (b)の比較から、制御後のロール角応答は、路面摩擦係数  $\mu=0.8$ 、0.65、0.62 に関わらずほぼ一致することがわかる。ただし、Fig. 4.14 (b) に示すとおり、路面摩擦係数  $\mu=0.62$  の場合の制御時の操舵角応答は、やや振動的でその収束に 1.5 s 程度を要する。Fig. 4.14 (c) より、前輪垂直荷重  $F_z$  に対するタイヤ前後力  $F_x$  の比  $F_x/F_z$  は -0.58 であり、シミュレーションの路面摩擦係数値に近いことがわかる。タイヤ前後力は摩擦力の限界付近で非線形特性を持つことを仮定しており、路面摩擦係数  $\mu=0.62$  の場合には、タイヤの非線形特性が現れたため、制御性能が低下したと考えられる。なお、路面摩擦係数  $\mu=0.60$  でシミュレーションを行ったところ、制御を施しても外乱入力後に転倒に至ることを確認している。

Fig. 4.15 は、Fig. 4.5 に示したヨーレート制御用 PI 制御器の比例ゲイン係数  $k_{pf}$  と積分ゲイン係数  $k_{if}$  を、ライダーの操縦パラメータの基準値より一律に  $\pm 50\%$  変えたときのシミュレーション結果である。実線は  $k_{pf}=0.15$ 、 $k_{if}=0.12$  での制御時、一点鎖線は  $k_{pf}=0.05$ 、 $k_{if}=0.04$  での制御時の結果を示し、それぞれ Fig. 4.8 に示したロール角応答の一点鎖線、破線に対応する。Fig. 4.15 (a) はロール角、(b) は操舵角である。Fig. 4.15 (a), (b) より、PI 制御器のゲイン係数によらず、ロール角応答の最大値が  $5.5^\circ$  以下に抑制されていることがわかる。

### 4.3. 旋回制動時に外乱を受けた場合に対する前輪操舵アシスト制御システムの妥当性確認 (テストケース 2)

2.1.3 項では、テストケース 2 として「旋回制動時に外乱を受けたとき、ライダーアシスト制御システムが前輪の操舵をアシストし、走行を安定化させる」場合を示した。二輪自動車では、転倒を防ぐため、基本的には車両を直立させた状態で制動を行う。しかしながら旋回中に減速の必要性が生じた場合などでは、しばしば旋回中に制動を開始し、制動をおこないつつ車両を直立にすることもある。本節では、旋回中など車体のロール角がある状態での制動時、小石や段差などに乗り上げた場合を想定し、前輪操舵アシスト制御システムの検証を行う。Fig. 4.16 のように、シミュレーション開始後 2 s まで  $-2 \text{ Nm}$  で一定の操舵トルクを与え、ロール角  $8.6^\circ$  の定常円旋回運動を行う。Fig. 4.17 のとおり、初速度として  $19.4 \text{ m/s}$  ( $70 \text{ km/h}$ ) を与え、2 s より 5 s までの間、一定の減速度  $-4 \text{ m/s}^2$  で制動を行う。車速が  $16.7 \text{ m/s}$  となる 2.7 s で、Fig. 4.7 と同じ形状のインパルス外乱を操舵軸周りに与える。

Fig. 4.18 にシミュレーション結果を示す。実線と破線はそれぞれ、 $H_\infty$  制御器を用いた場合と用いない場合の結果を示す。一点鎖線と点線はそれぞれ、インパルス外乱を与えないときに、 $H_\infty$  制御器を用いた場合と用いない場合の結果を示す。Fig. 4.18 (a) はロール角、(b) は操舵角、(c) は制御入力、(d) はライダーからの操舵トルクである。

Fig. 4.18 (a) と (b) より、ロール角が  $8.6^\circ$  のときに外乱を受けていることから、 $H_\infty$  制御器を用いない場合、5.5 s でみられるロール角と操舵角の振幅の最大値が、Fig. 4.9 (a), (c) よりも大きくなっ

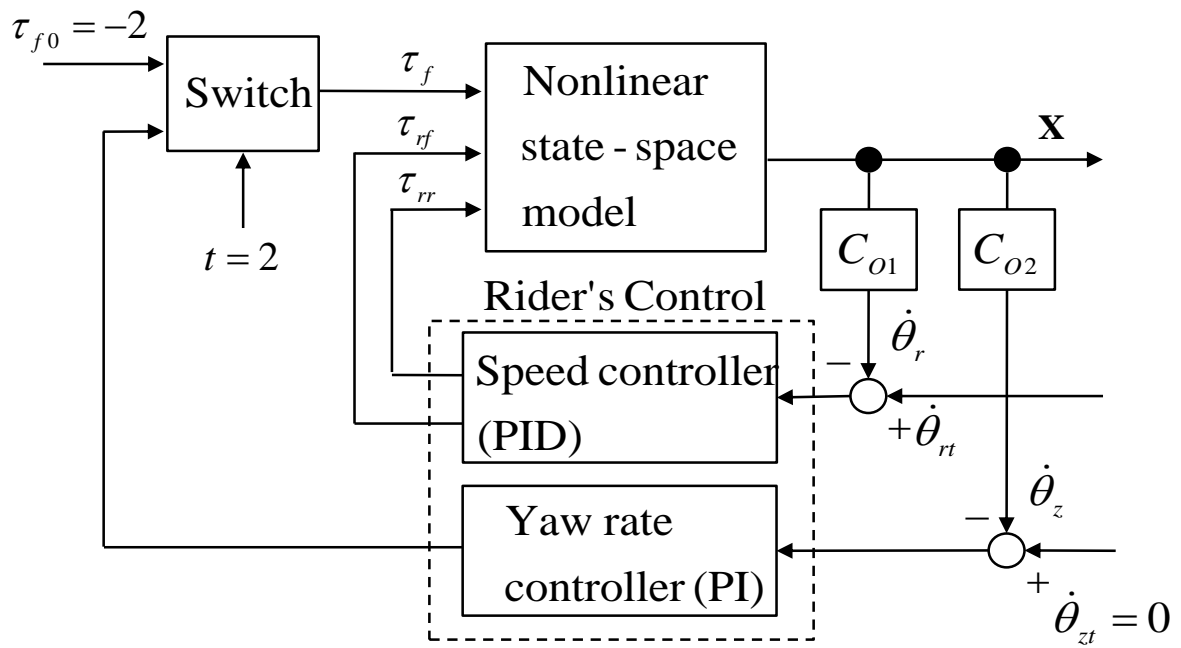


Fig. 4.16 Closed-loop control system for braking from cornering situation

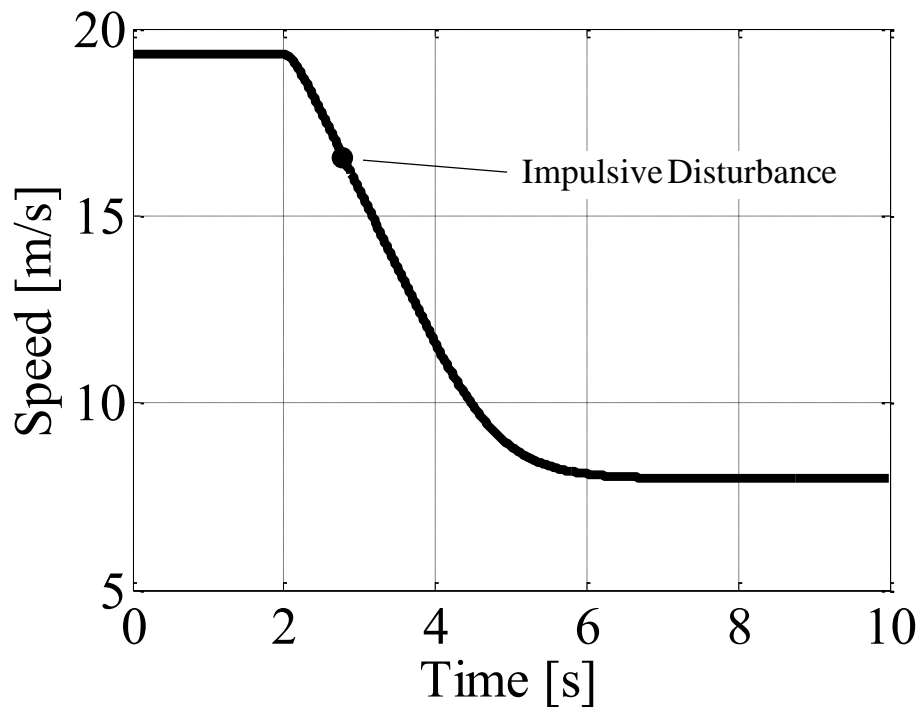
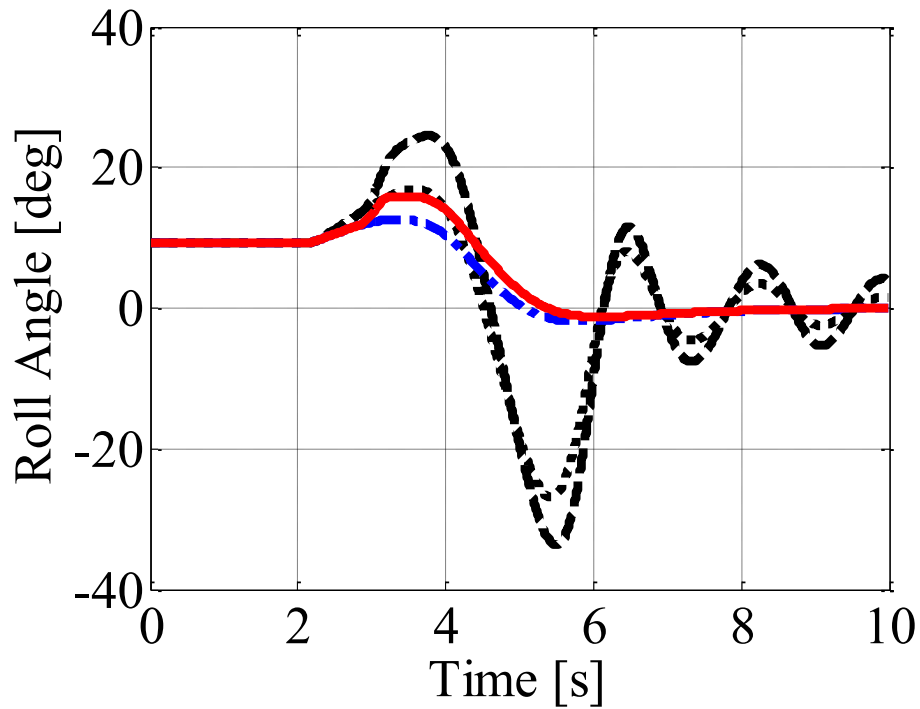
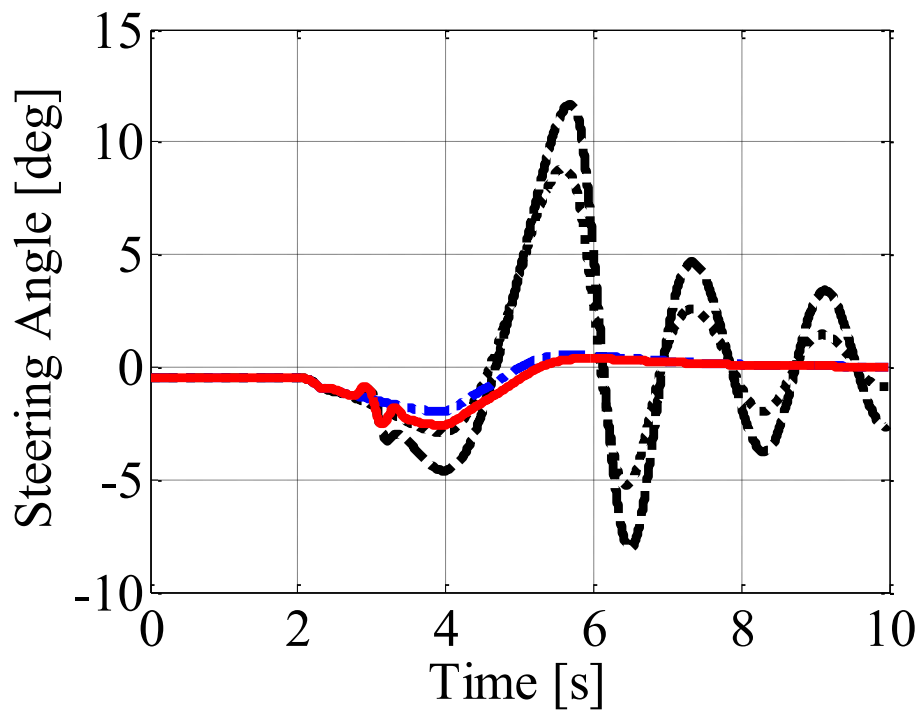


Fig. 4.17 Target speed for braking from cornering situation



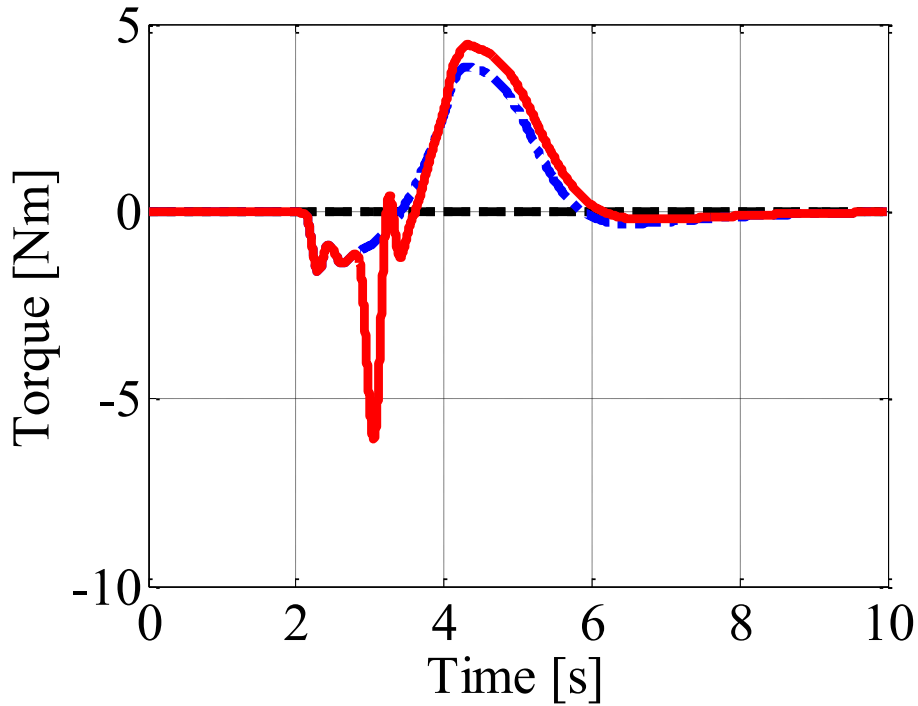
(a) Roll angle



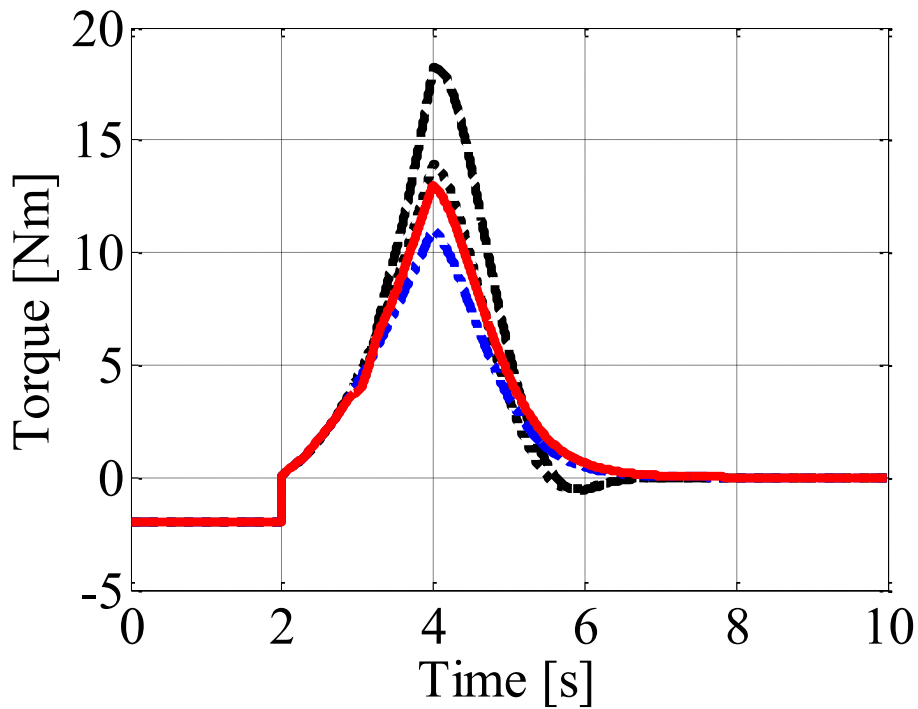
(b) Steering angle

— : with  $H_\infty$  controller    - - - : without  $H_\infty$  controller  
 - . - : no impulsive disturbance torque with  $H_\infty$  controller  
 ..... : no impulsive disturbance torque without  $H_\infty$  controller

Fig. 4.18 Simulation results of the front-steering assist control for impulse disturbance with the initial front steering torque from rider:  $\tau_{f0} = -2$  Nm (pp. 114-115)



(c) Steering torque from  $H_\infty$  controller



(d) Steering torque from rider

- : with  $H_\infty$  controller
- - - : without  $H_\infty$  controller
- . - . : no impulsive disturbance torque with  $H_\infty$  controller
- ..... : no impulsive disturbance torque without  $H_\infty$  controller

Fig. 4.18 Simulation results of the front-steering assist control for impulse disturbance with the initial front steering torque from rider:  $\tau_{f0} = -2$  Nm (pp. 114-115)

ていることがわかる。操舵軸周りにインパルス外乱を与えない場合にも、制動によってロール角は増加するが、制御を施すことにより、ロール角の振幅を  $16.9^\circ$  から  $12.6^\circ$  へ抑制し、すみやかに  $0^\circ$  に収束させている。操舵軸周りのインパルス外乱を与えた場合、 $H_\infty$ 制御器は  $3.6\text{ s}$  でのロール角の極大値を  $24.6^\circ$  から  $16.9^\circ$  に抑制していることがわかる。Fig. 4.18 (c) より、 $H_\infty$ 制御器による操舵アシストトルクは、制動開始直後に  $-1.5\text{ Nm}$ 、インパルス外乱が与えられた直後に  $-6\text{ Nm}$  を発生している。Fig. 4.18 (c) より、操舵アシストトルクによって、ライダーが与える操舵トルクが減少し、ライダーの操舵を補完していることがわかる。

#### 4.4. 旋回制動時に滑りやすい路面を通過したときに対する前輪操舵アシスト制御システムの妥当性確認（テストケース 3）

2.1.3 項のテストケース 3 では、「旋回制動時に滑りやすい路面を通過したとき、ライダーアシスト制御システムが前輪の操舵をアシストし、走行を安定化させる」状況を考察している。制動時に車体が傾いている状態では、滑りやすい路面を通過することで横滑りが発生し、安定性を失いやすくなる。本節では、旋回中など車体のロール角がある状態での制動時、摩擦係数の低い路面を通過する場合を想定し、前輪操舵アシスト制御システムの検証を行う。4.3. 節のシミュレーションと同様、Fig. 4.16 のように、シミュレーション開始後  $2\text{ s}$  まで  $-2\text{ Nm}$  で一定の操舵トルクを与え、ロール

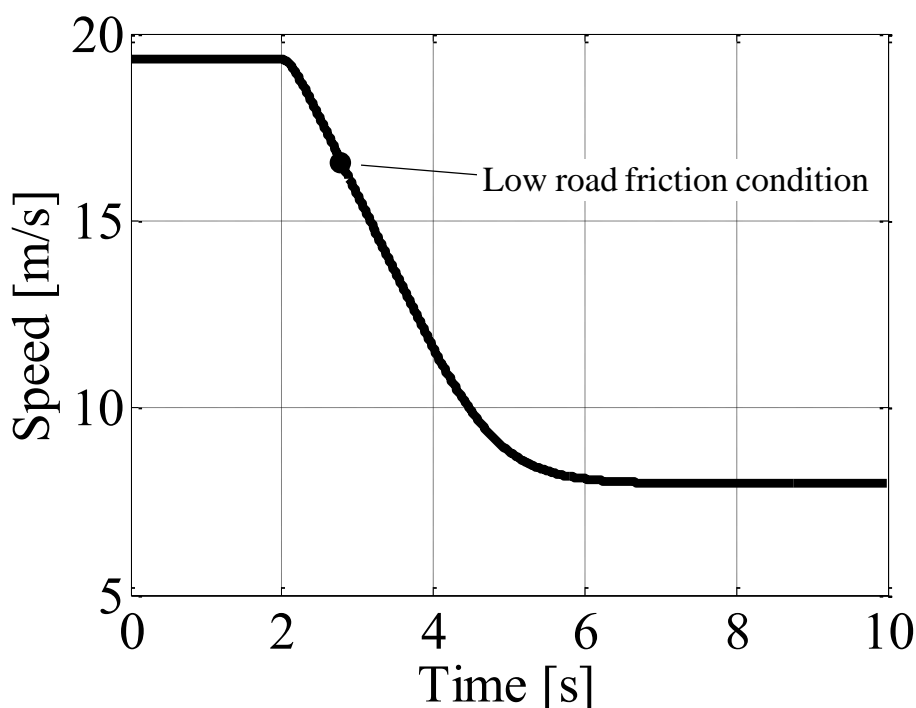
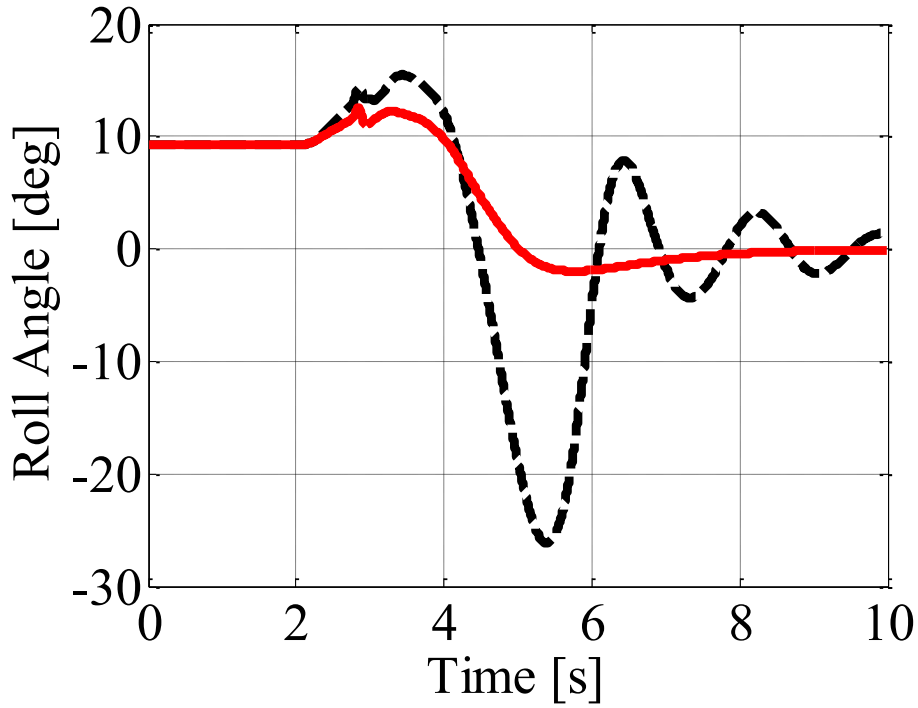
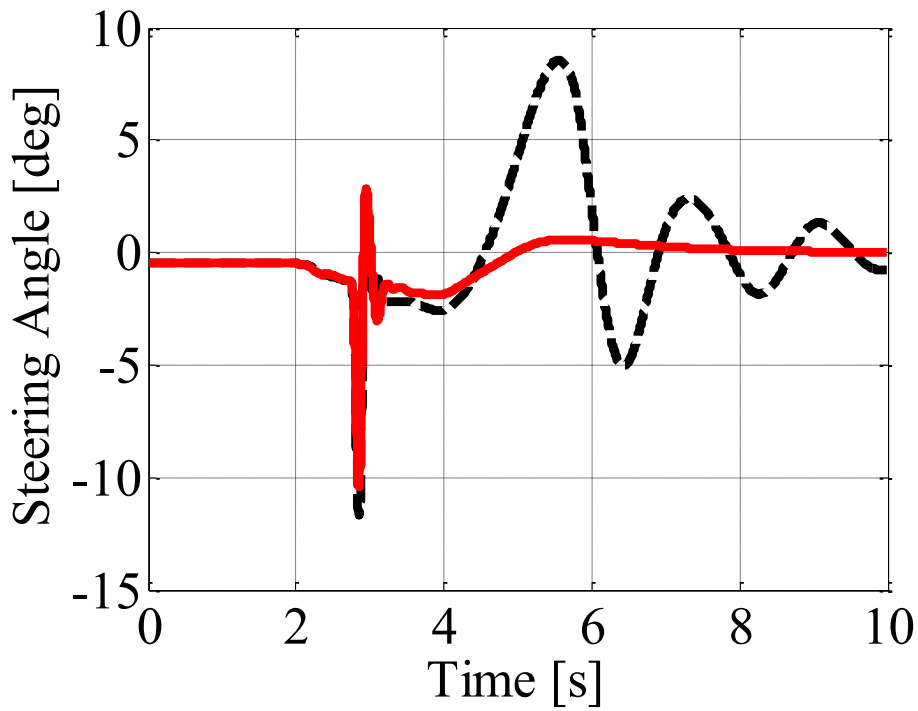


Fig. 4.19 Target speed and road friction condition for braking from cornering situation



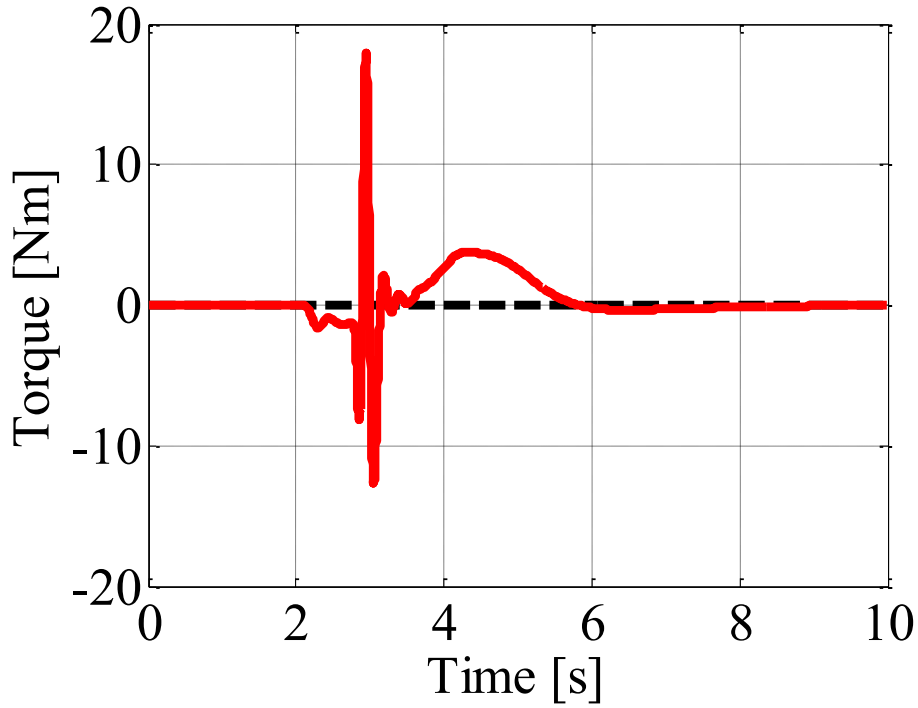
(a) Roll angle



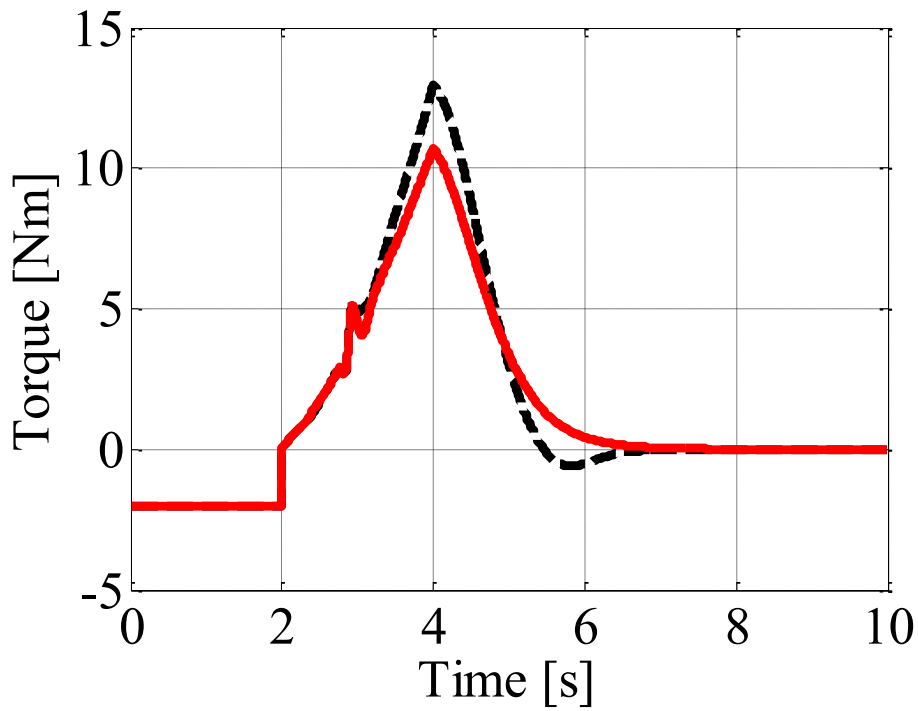
(b) Steering angle

— : with  $H_\infty$  controller    - - - : without  $H_\infty$  controller

Fig. 4.20 Simulation results of the front-steering assist control for passing through low friction coefficient road with the initial front steering torque from rider:  $\tau_{f0} = -2$  Nm (pp. 117 - 118)



(c) Steering torque from  $H_\infty$  controller



(d) Steering torque from rider

— : with  $H_\infty$  controller    - - - : without  $H_\infty$  controller

Fig. 4.20 Simulation results of the front-steering assist control for passing through low friction coefficient road with the initial front steering torque from rider:  $\tau_{f0} = -2$  Nm (pp. 117 - 118)



角  $8.6^\circ$  の定常円旋回運動を行う。Fig. 4.19 のとおり、初速度として  $19.4 \text{ m/s}$  ( $70 \text{ km/h}$ ) を与え、 $2 \text{ s}$  より  $5 \text{ s}$  までの間、一定の減速度  $-4 \text{ m/s}^2$  で制動を行う。シミュレーション開始時の路面摩擦係数を  $0.8$  とし、車速が  $16.7 \text{ m/s}$  となる  $2.7 \text{ s}$  で、幅  $0.5 \text{ m}$ 、摩擦係数  $0.4$  の路面を前輪、後輪の順に通過する。なお、路面摩擦係数  $0.4$  は濡れた未舗装路に相当する。

Fig. 4.20 にシミュレーション結果を示す。実線と破線はそれぞれ、 $H_\infty$ 制御器を用いた場合と用いない場合の結果を示す。Fig. 4.20 (a) はロール角、(b) は操舵角、(c) は制御入力、(d) はライダーからの操舵トルクである。Fig. 4.20 (a), (b) より、ロール角と操舵角は制動によって  $2.1 \text{ s}$  より増加した後、摩擦係数の低い路面を通過した際に急激に変化している。制御を施さない場合には、右側に傾いた後に左側へ傾き、 $5.4 \text{ s}$  にロール角の最大値  $-26^\circ$  に達し、このときの操舵角は  $8.5^\circ$  を超えている。制御を施すことにより、ロール角の最大値を  $15.5^\circ$  から  $12.3^\circ$  へ抑制し、収束性を向上させていることがわかる。Fig. 4.20 (c) より、 $H_\infty$ 制御器による操舵アシストトルクは、制動開始直後に  $-1.5 \text{ Nm}$ 、摩擦係数の低い路面の通過直後に  $18 \text{ Nm}$  を発生している。この操舵アシストトルクの最大値は、インパルス外乱を与えたときの Fig. 4.18 (c) に比べ  $3$  倍になっており、滑りやすい路面ではより大きな操舵トルクを必要とすることがわかる。Fig. 4.20 (c) より、操舵アシストトルクによって、ライダーが与える操舵トルクが減少し、ライダーの操舵を補完していることがわかる。

#### 4.5. 旋回中にライダーが操舵トルクを与え続けたままで制動を開始したときに対する前輪操舵アシスト制御システムの妥当性確認（テストケース 4）

##### 4.5.1. 制動時の準定常状態を平衡点とする制御器と旋回中の定常状態を平衡点とする制御器の性能比較

2.1.3 項のテストケース 4 では、「旋回中にライダーが操舵トルクを与え続けたままで制動を行ったとき、ライダーアシスト制御システムが前輪の操舵をアシストし、走行を安定化させる」テストケースを考察した。制動時にもライダーが操舵トルクを与え続けると車体の傾きが大きくなるが、本節ではこのような場合について前輪操舵アシスト制御システムの検証を行う。

旋回中の制動を想定する場合、ロール角、操舵角および速度が同時に変化し、平衡状態が存在しないため、設計に用いる低次元化モデルを得るための平衡点の選び方に問題が生じる。そこで、この節では、制動時の準定常状態について設計した制御器 A を、一定の車速  $16.6 \text{ m/s}$  ( $60 \text{ km/h}$ ) での定常円旋回運動に対して設計した制御器 C と比較し、有効性を確認する。旋回運動を保つため、ここでは、Fig. 4.21 に示すように  $-2 \text{ Nm}$  の一定の操舵トルクを与え続け、Fig. 4.22 に示すように初速度を  $16.6 \text{ m/s}$  ( $60 \text{ km/h}$ ) として、 $2 \text{ s}$  から  $3 \text{ s}$  の間、一定の減速度  $-4 \text{ m/s}^2$  で制動を行う。

Fig. 4.23 (a) ~ (d) にシミュレーションの結果を示す。Fig. 4.23 (a) はロール角、(b) はロールレート、(c) は操舵角、(d) は前輪のタイヤ力の摩擦係数である。実線は制動時の準定常状態について設計した制御器 A の結果を、一点鎖線は定常円旋回運動に対して設計した制御器 C の結果を示す。破線は  $H_\infty$ 制御器を用いない場合の結果である。

Fig. 4.23 (a) では、定常円旋回時に  $8.6^\circ$  であったロール角は、制動によって増加し、制御のない場合には  $26^\circ$  に達している。制御器 A および制御器 C を用いることにより、ロール角の振幅はそれぞれ、51%、54% に抑制されている。Fig. 4.23 (b) より、ロールレートの振幅について、制御器 A は 61%、制御器 C は 42% 低減していることがわかる。特に 3.5 s 付近では、制御器 C によるロー

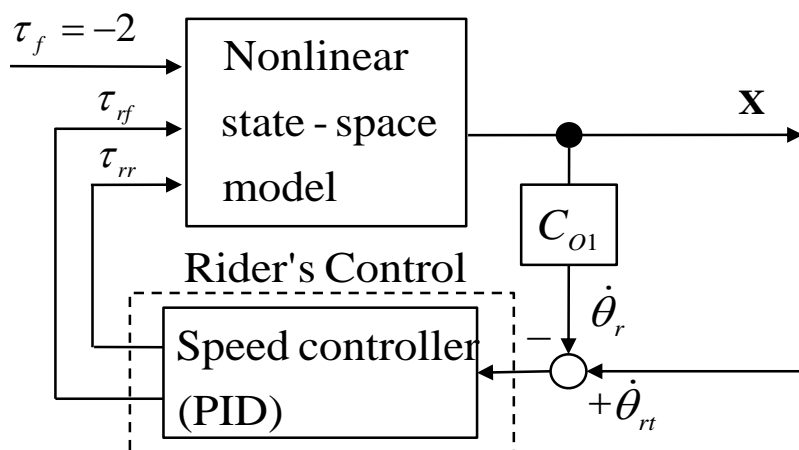


Fig. 4.21 Closed-loop control system for braking in cornering situation with constant steering torque

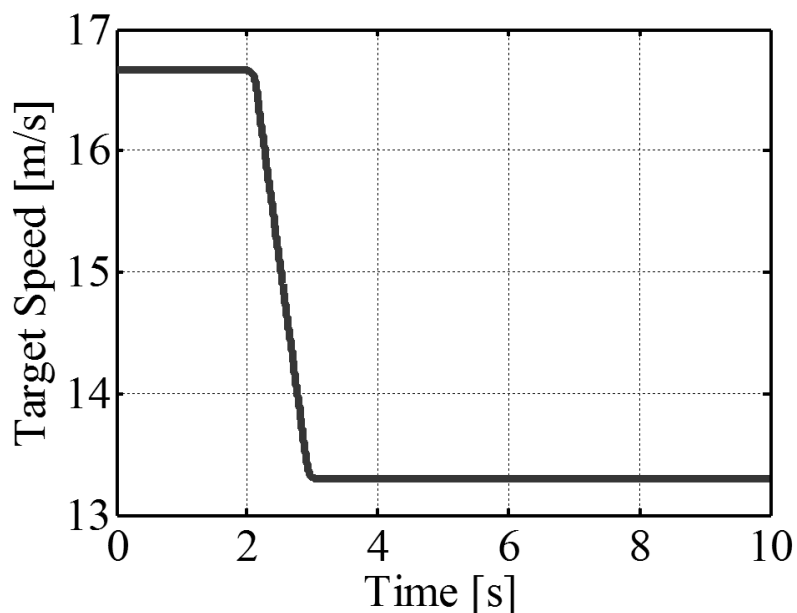
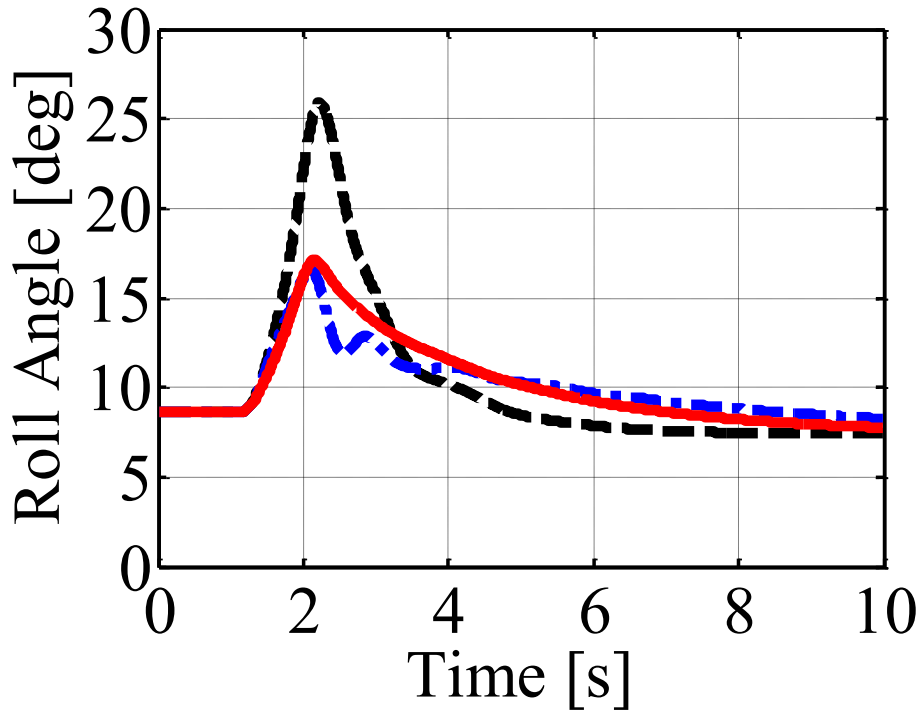
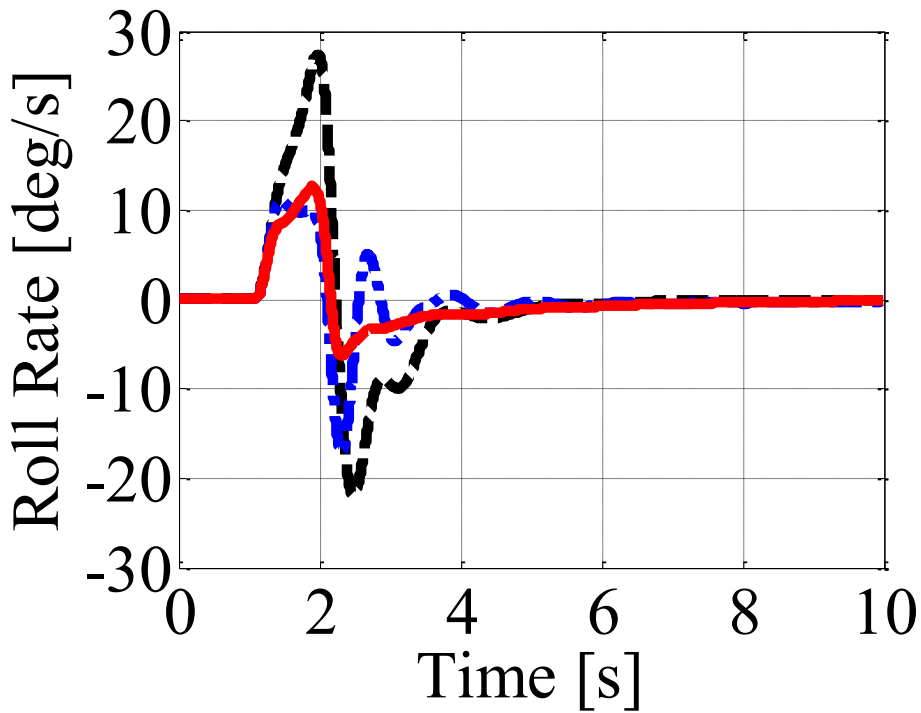


Fig. 4.22 Target speed for braking in cornering situation with constant steering torque



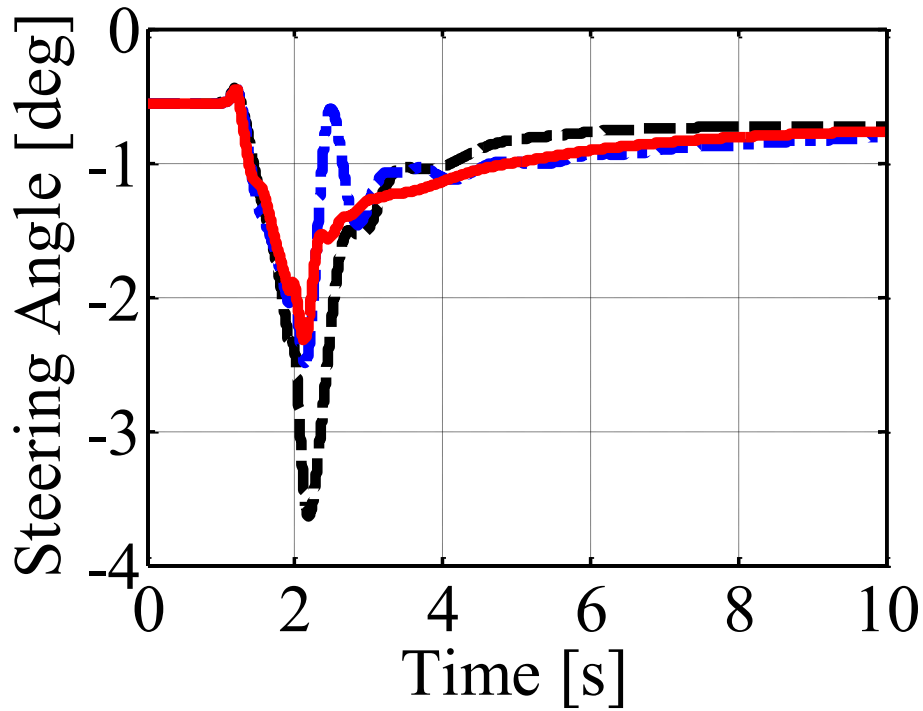
(a) Roll angle



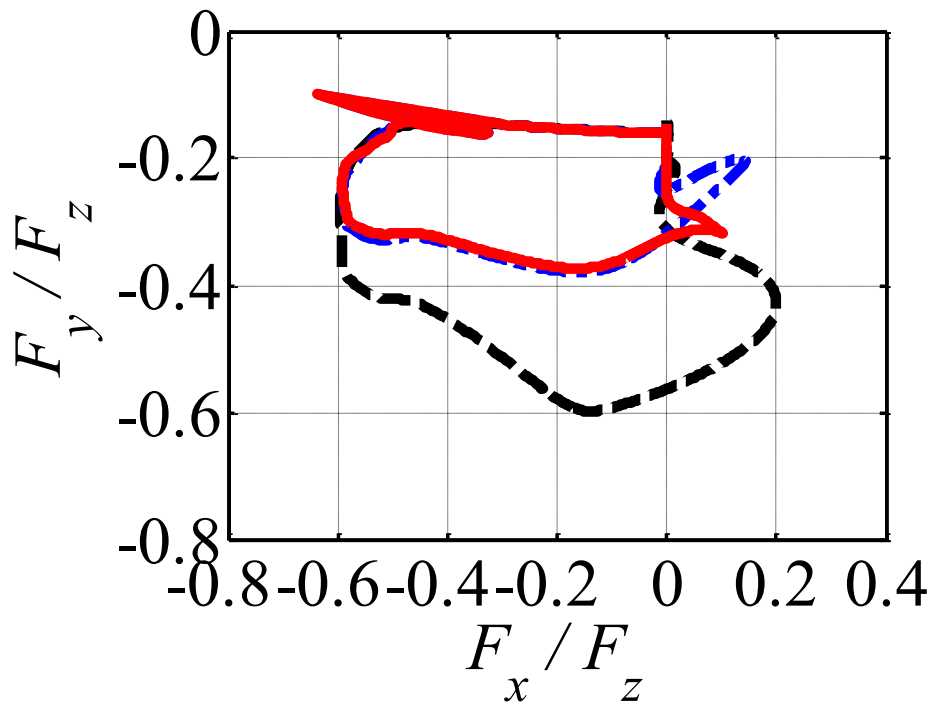
(b) Roll rate

- : with  $H_\infty$  controller designed for constant deceleration
- - - : with  $H_\infty$  controller designed for constant speed circular turning
- - - : without  $H_\infty$  controller

Fig. 4.23 Comparison of the performance of the  $H_\infty$  controllers: a controller designed for constant deceleration and a controller designed for constant speed circular turning (pp. 121-122)



(c) Steering angle



(d) Tire friction (front)

- : with  $H_\infty$  controller designed for constant deceleration
- - - : with  $H_\infty$  controller designed for constant speed circular turning
- - - : without  $H_\infty$  controller

Fig. 4.23 Comparison of the performance of the  $H_\infty$  controllers: a controller designed for constant deceleration and a controller designed for constant speed circular turning (pp. 121-122)

ルレートの低減は少なく、収束性も比較的劣っている。Fig. 4.23 (c) より、非制御時の操舵角は、制動開始によってわずかに減少した後に増加し、2.1 s 付近で最大値  $3.6^\circ$  となる。操舵角について、制御器 A は 43 %、制御器 C は 37 % 低減していることがわかる。Fig. 4.23 (d) より、制御器 A、制御器 C とともに、前輪タイヤ横力の摩擦係数の最大値を 0.6 から 0.37 に低減し、摩擦力の限界に対するタイヤ横力の余裕度を高めていることがわかる。

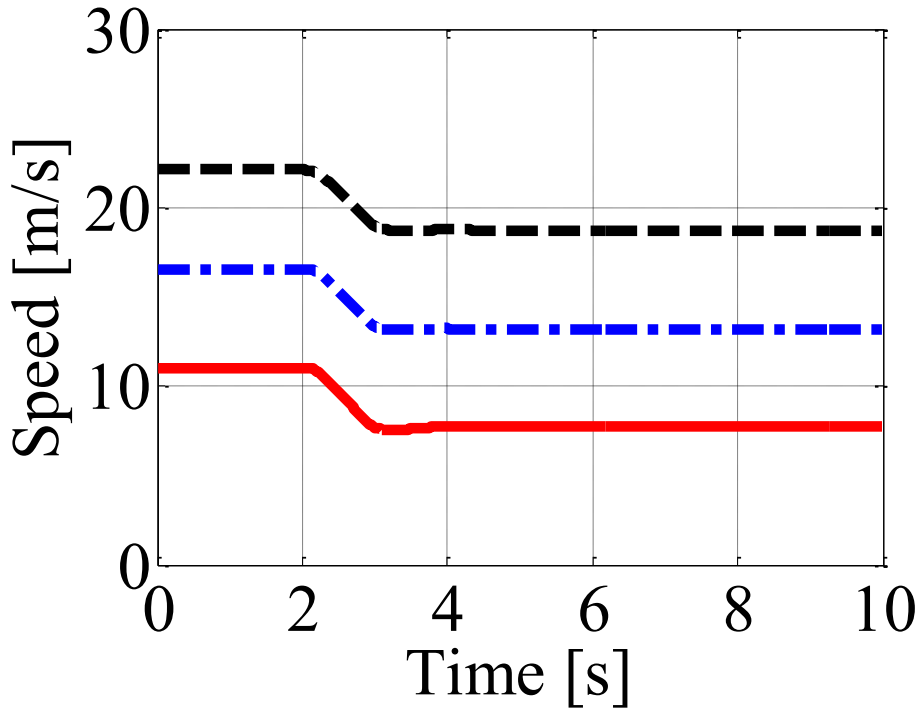
このように、前輪操舵アシスト制御システムは、旋回中の制動時においても有効に機能することがわかった。制動時の準定常状態について設計した制御器 A と定常円旋回運動に対して設計した制御器 C は、ロール角振幅の抑制については、同程度の結果を示している。しかしながら、制御器 A は制御器 C に比べ、ロールレートの振幅に関して 19 % 低減効果が高く、収束性が優れていることがわかった。次項では旋回時の走行条件を変更し、制御器 A の制御性能を検証する。

#### 4.5.2. 異なる旋回条件に対する操舵アシスト制御システムのロバスト性確認

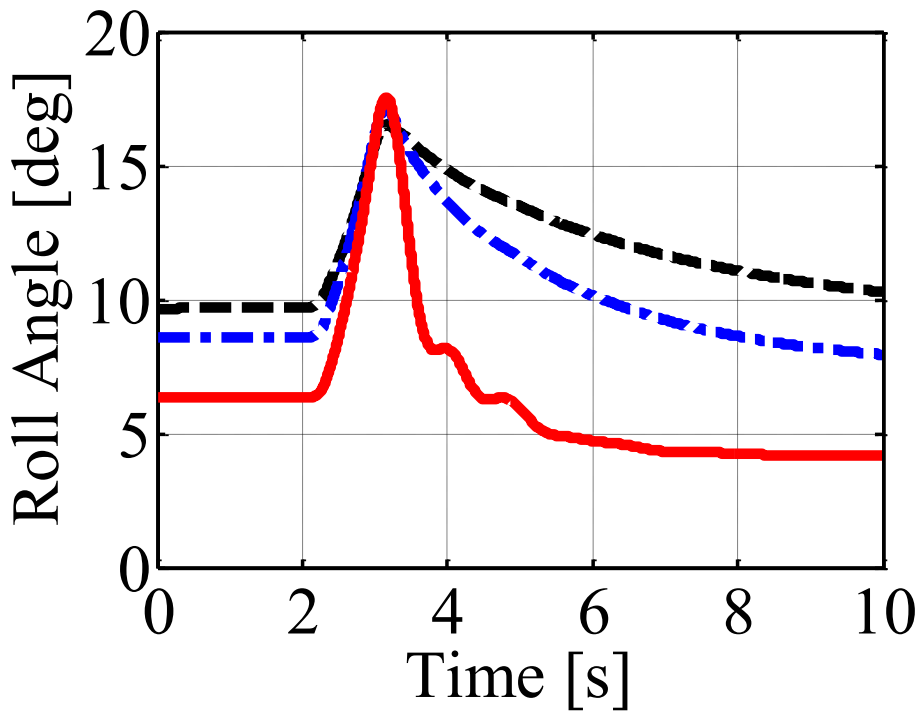
Fig. 4.24 に定常円旋回時の初速度条件を $\pm 30\%$ 変更した場合のシミュレーション結果を示す。破線は初速度 22.2 m/s、一点鎖線は初速度 16.7 m/s、実線は初速度 11.1 m/s に設定したときの結果である。Fig. 4.24 (a) は車速、(b) はロール角、(c) は操舵角、(d) は前輪のタイヤ力の摩擦係数である。Fig. 4.24 (a) ~ (c) より、入力する操舵トルクを一定にしているため、定常円旋回時の車速の高さに応じてロール角および操舵角が増加していることがわかる。車速が高いほどロール角と操舵角の振幅については減少しているが、収束性は悪化することがわかる。Fig. 4.24 (d) より、初速度の違いによるロール角の最大値が近いこと、前輪のタイヤ横力の摩擦係数の変化が他の条件に比べ小さい。

Fig. 4.25 にライダーが入力する操舵トルクを変更し、定常円旋回時のロール角が異なる場合のシミュレーション結果を示す。点線、一点鎖線、実線、破線はそれぞれ、操舵トルクを -4 Nm、-3 Nm、-2 Nm および -1 Nm に設定した場合の結果である。Fig. 4.25 (a) はロール角、(b) は操舵角、(c) は前輪のタイヤ力の摩擦係数である。Fig. 4.25 (a) より、操舵トルクが大きくなることによって、定常円旋回中のロール角とブレーキ時の振幅が増加していることがわかる。また、Fig. 4.25 (b)、(c) より、操舵角の振幅と前輪のタイヤ横力の摩擦係数についても、操舵トルクによって増加している。特に操舵トルクが -4 Nm の場合には、ロール角の最大値が  $32^\circ$  に達し、前輪のタイヤ横力の摩擦係数が約 0.8 になっている。このタイヤ横力の摩擦係数の値は、路面摩擦係数で決まる摩擦力の限界値に近い。

Fig. 4.26 に定常円旋回時の初速度条件を $\pm 30\%$ 変更した場合のシミュレーション結果を示す。実線、一点鎖線、鎖線はそれぞれ、減速度  $-5 \text{ m/s}^2$ 、 $-4 \text{ m/s}^2$  および  $-2 \text{ m/s}^2$  としたときの結果を示す。Fig. 4.26 (a) は車速、(b) はロール角、(c) は操舵角、(d) は前輪のタイヤ力の摩擦係数である。Fig. 4.26 (a) ~ (c) より、減速度の増加に応じてロール角および操舵角の振幅が大きくなり、減速度  $-5 \text{ m/s}^2$  のときのロール角振幅は  $12.6^\circ$  になっていることがわかる。Fig. 4.26 (d) より、減速度の増加によってロール角の最大値も大きくなるため、前輪のタイヤ横力の摩擦係数も増加する。



(a) Speed

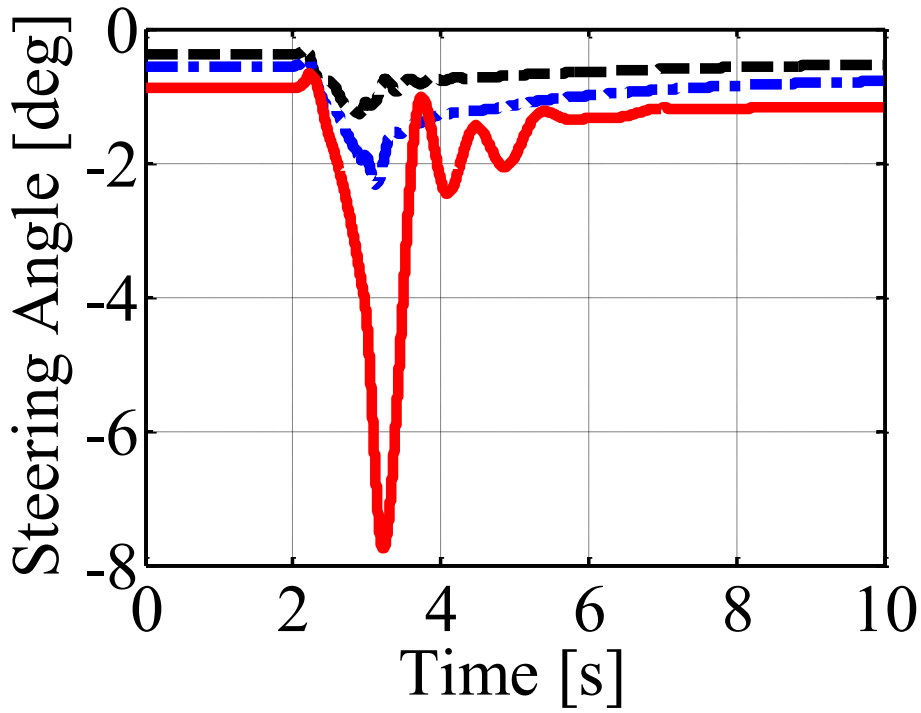


(b) Roll angle

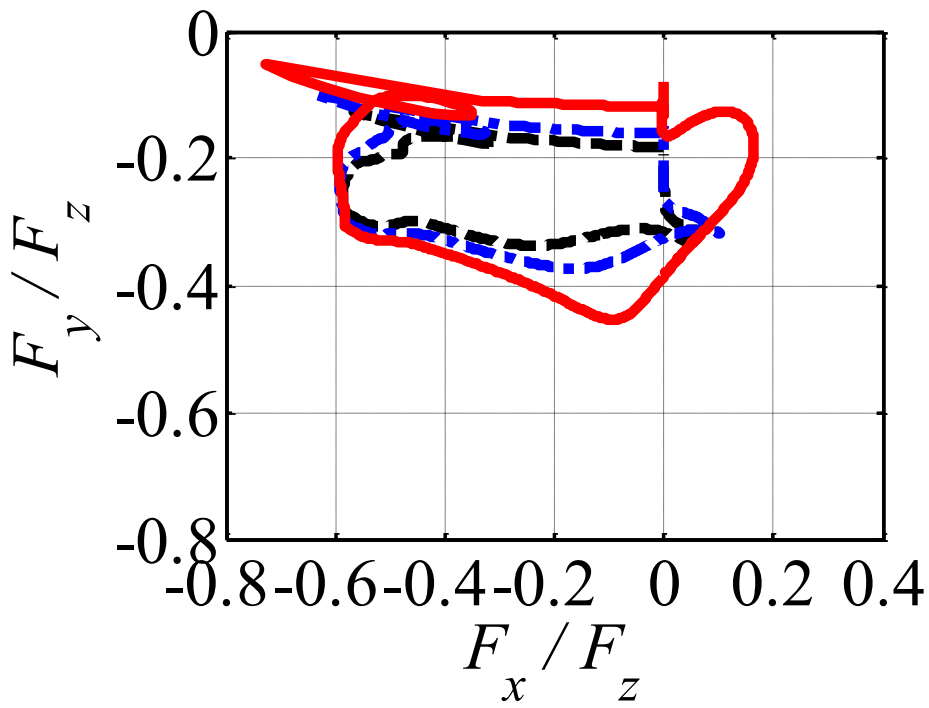
--- : 22.2 m/s    -.-.- : 16.7 m/s    — : 11.1 m/s

Fig. 4.24 Performance of the front-steering assist control system for different initial speed conditions

(pp. 124-125)



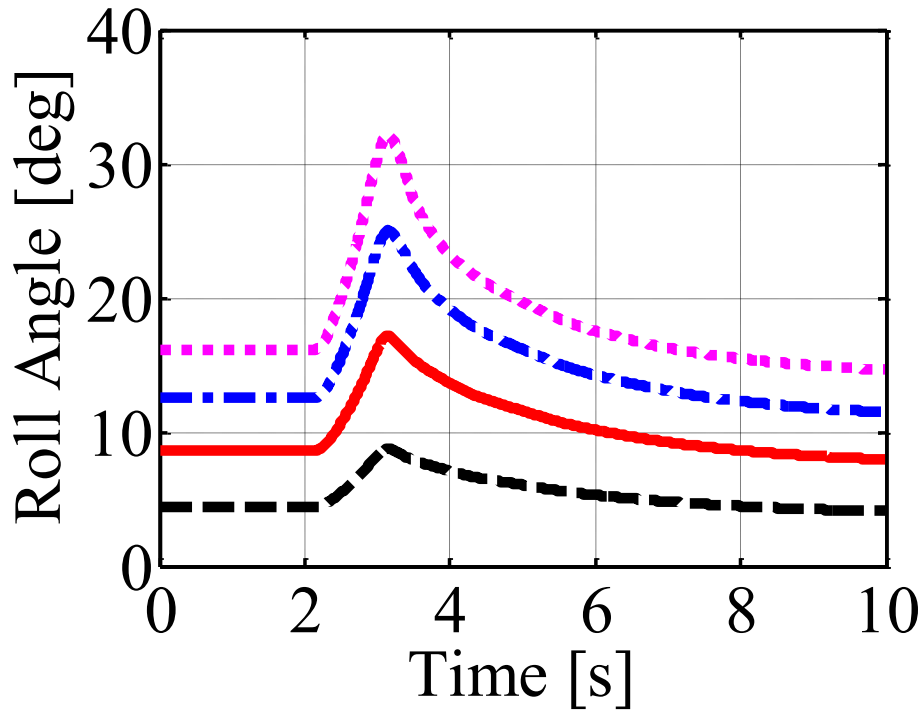
(c) Steering angle



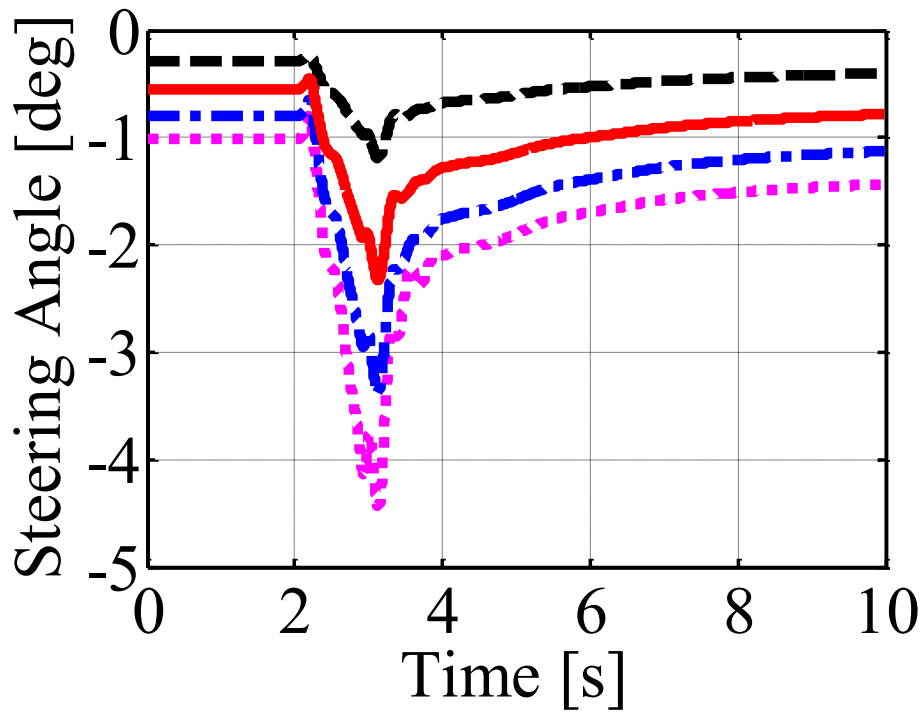
(d) Tire friction (front)

--: 22.2 m/s    -.-: 16.7 m/s    —: 11.1 m/s

Fig. 4.24 Performance of the front-steering assist control system for different initial speed conditions (pp. 124-125)



(a) Roll angle



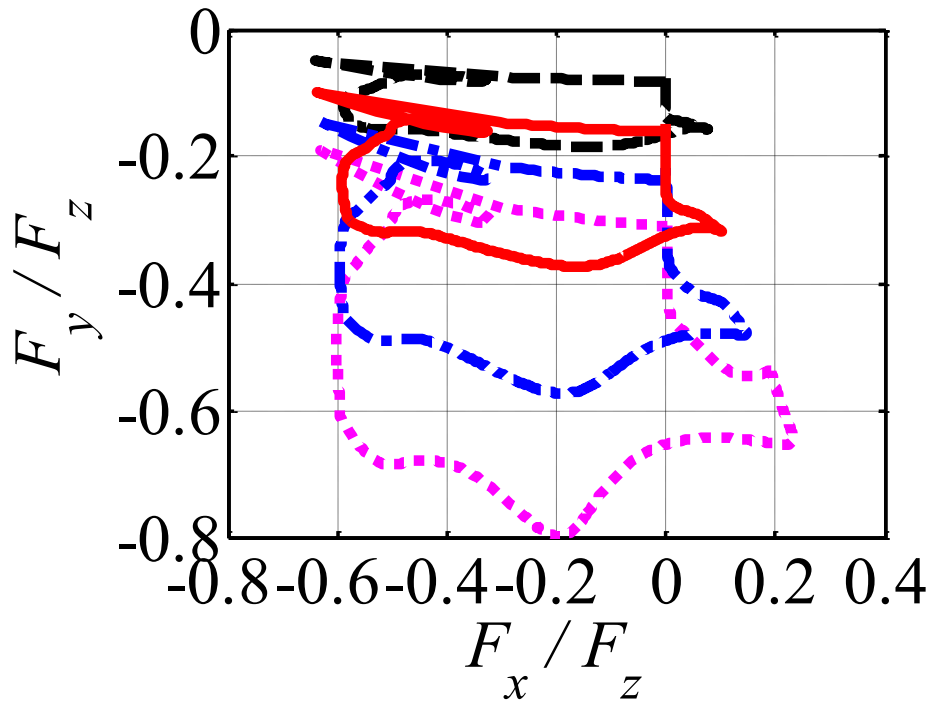
(b) Steering angle

.....: -4 Nm - . - .: -3 Nm — — —: -2 Nm - - -: -1 Nm

Fig. 4.25 Performance of the front-steering assist control system for different steering torque from the rider

(pp. 126-127)

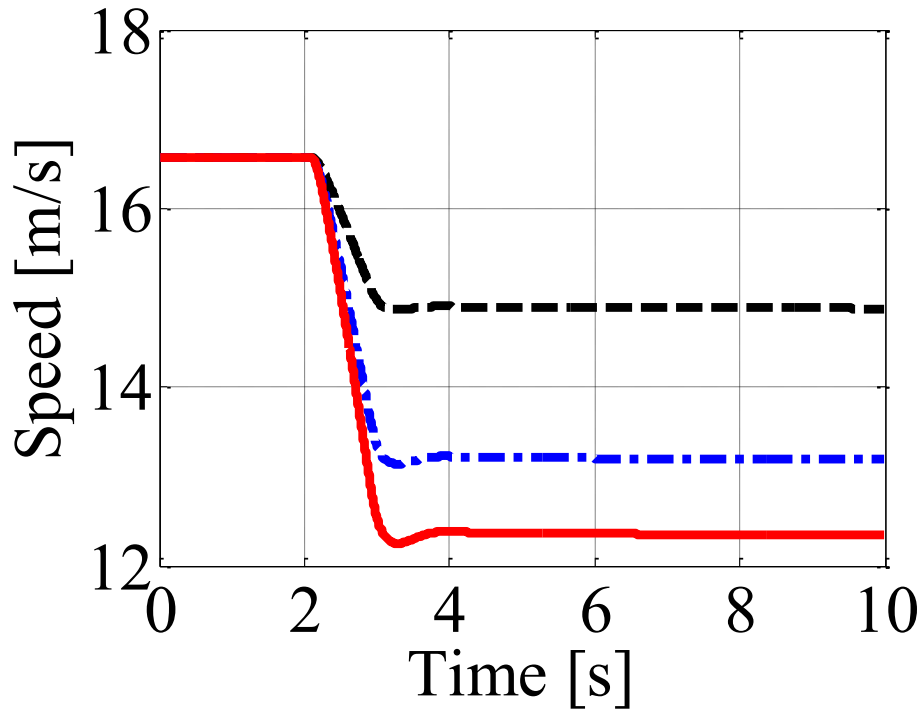




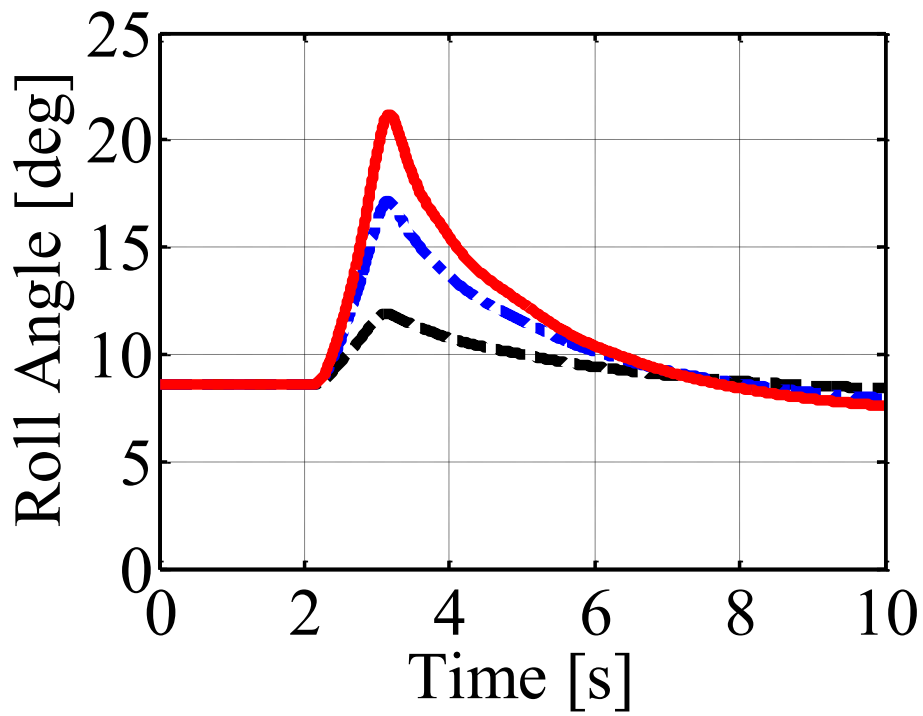
(c) Tire friction (front)

.....: -4 Nm - . - . : -3 Nm — — — : -2 Nm - - - : -1 Nm

Fig. 4.25 Performance of the front-steering assist control system for different steering torque from the rider (pp. 126-127)



(a) Speed

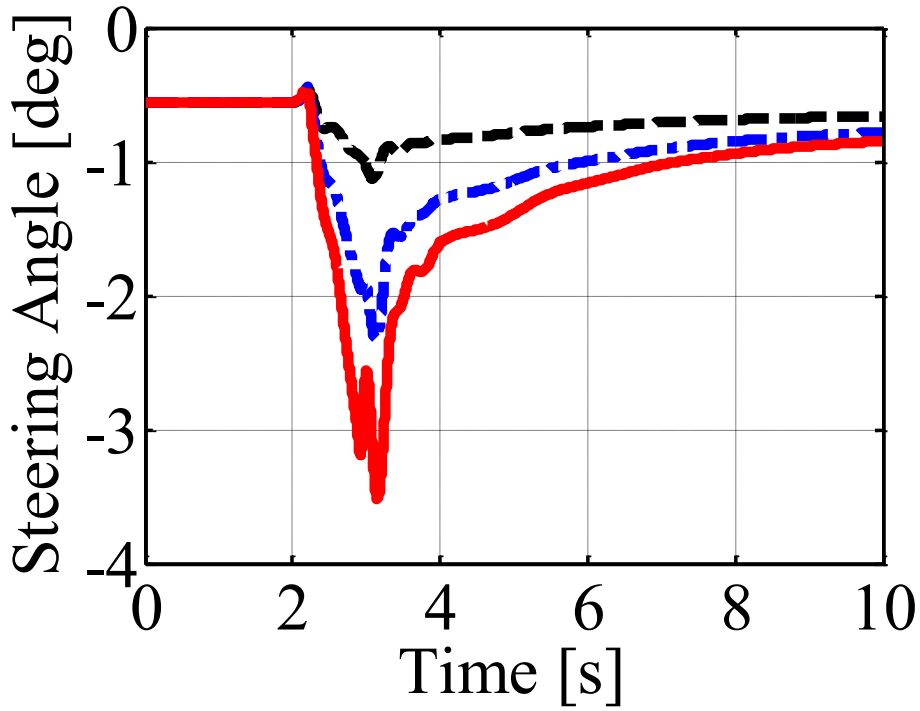


(b) Roll angle

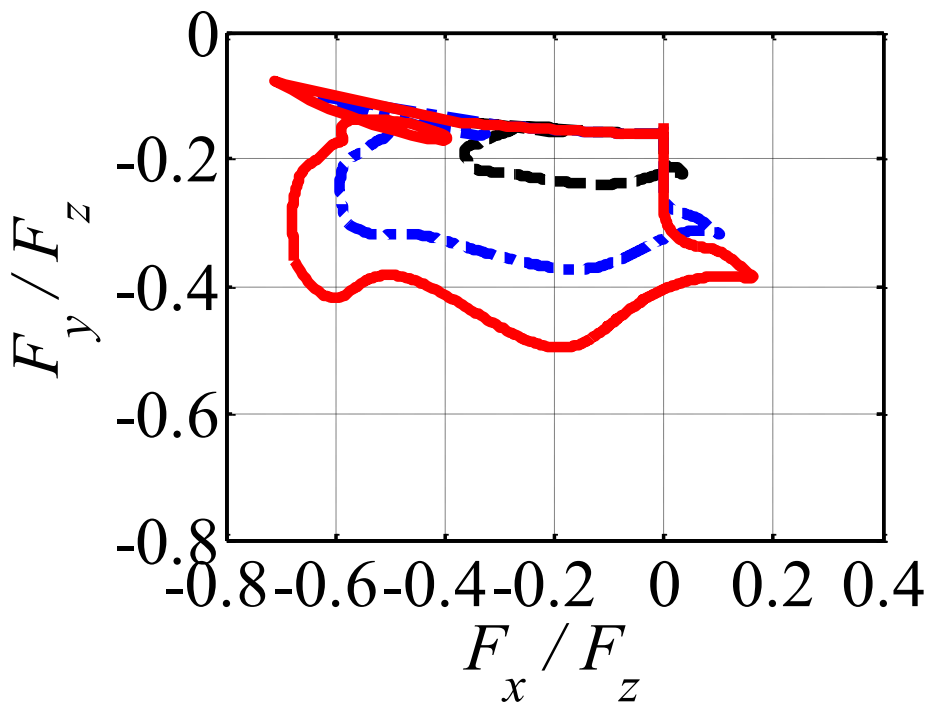
—  $-5 \text{ m/s}^2$     - · -  $-4 \text{ m/s}^2$     - - -  $-2 \text{ m/s}^2$

Fig. 4.26 Performance of the front-steering assist control system for different deceleration conditions

(pp. 128-129)



(c) Steering angle



(d) Tire friction (front)

—: -5 m/s<sup>2</sup>    - - -: -4 m/s<sup>2</sup>    - - -: -2 m/s<sup>2</sup>

Fig. 4.26 Performance of the front-steering assist control system for different deceleration conditions (pp. 128-129)

#### 4.6. まとめ

本章では、3章で導出した低次元化モデルを用い、 $H_{\infty}$ 制御理論を適用して、ライダーの操縦をアシストするための前輪操舵アシスト制御システムの設計を行った。そして2章で考察した前輪操舵アシスト制御に対する4つのテストケースに基づき、検証を行った。その結果、以下の結論を得た。

- (1) 直進走行における制動時に前輪のみが路上の突起物を乗り越える場合を想定し、操舵軸まわりへインパルス外乱を与えるシミュレーションを行った結果、前輪操舵アシスト制御が有効に機能することを確認した。また、シミュレーション時の設定パラメータの変動に対しても、設計した前輪操舵アシスト制御系は所望の性能を確保でき、ロバスト性があることを確認した。
- (2) 設計した前輪操舵アシスト制御系は、外乱入力直後のライダーの操舵を補完することによって、ロール角応答の振動幅を抑制し、また前輪タイヤ横力の余裕度を高めることがわかった。
- (3) 直進走行における制動に対して想定した状況下において、直進制動時の状態を平衡点として設計した制御器は、直進での一定走行を平衡点として設計した制御器よりも優れた制御性能を示すことがわかった。
- (4) 旋回中に制動を行った場合について、直進制動時の状態を平衡点として設計した制御器が有効に機能することを確認した。更に、この制御器が、定常円旋回中の状態を平衡点として設計した制御器よりも、収束性について優れた制御性能を示すことがわかった。

## 5. サスペンション機構を考慮した二輪自動車の制動時における運動解析とコンバインドブレーキアシスト制御システムの設計

2章で構築したライダー - 二輪自動車系の非線形力学モデルを用い、4章では  $H_{\infty}$  制御理論を適用して前輪操舵アシスト制御システムの設計を行った。過大な制動によって後輪が浮き上がる現象に対しては、浮き上がりのタイミングや車体のピッチング挙動を含め、力学モデルには精度の高い再現性が要求される。実車制動試験結果との比較を行ったところ、前輪操舵アシスト制御システム設計に用いた力学モデルを、さらに詳細化する必要があることがわかった。

そこで、本章では、はじめに二輪自動車の実車制動試験結果に基づく運動解析を行い、急制動時にピッチングを伴って後輪が浮き上がる現象を精度よく再現する力学モデルを構築する。試験車両のリアサスペンションについて機構解析を行い、この機構を考慮した13の運動学的自由度を持つライダー - 二輪自動車系の力学モデルを構築する。そして試験車両に基づき力学モデルのパラメータ同定を行い、シミュレーション結果が制動試験結果と整合性のあることを示す。また、ライダー前傾姿勢による車体挙動への影響について考察する。

次に、力学モデルに基づいた後輪の浮き上がり現象の解析結果から、急制動時にライダーのブレーキをアシストし、後輪の浮き上がり現象を防止するためのコンバインドブレーキアシスト制御システムを設計する。そしてシミュレーションにより、設計したシステムの有効性を確認する。

### 5.1. 試験車両およびライダー - 二輪自動車系の非線形力学モデル

#### 5.1.1. 試験車両

本章で対象とする試験車両は、排気量 1000 cc の二輪自動車である。試験車両の写真を Fig. 5.1 に示す。  $x, y, z$  軸の加速度、および  $x, y, z$  軸まわりのヨーレート、ロールレート、ピッチレートを検出するため、試験車両の車体上部にある燃料給油口の付近には、3軸加速度センサと3軸角速度センサを設置している。また、前・後輪回転速度、前・後輪ブレーキ油圧、前輪操舵角、後輪車軸高をそれぞれ検出するためのセンサを備えている。なお、タイヤが変形することを考慮すると車輪接地点周速度としては誤差が含まれるが、5.4. 節では前・後輪回転速度にそれぞれ、静止状態での前輪および後輪の半径を乗じて求めた前・後輪接地点周速度（以下、前・後輪速度）を用いる。

試験車両のフロントサスペンションは、一般的なテレスコピック型サスペンションで、ショックアブソーバーを兼ねた2本のフロントフォークで構成されている。フロントフォークのストロークはリニアセンサで直接計測しており、以後、このセンサ出力を、フロントサスペンションのストロークと呼ぶ。

一方、試験車両のリアサスペンションはリンク式モノショック型サスペンションで、スイングアームを含むリンク機構を有し、その1点から1本のショックアブソーバーを介して車体の中央部付近に接続されている。リンク機構があるため、このショックアブソーバーのストロークは、後輪フ

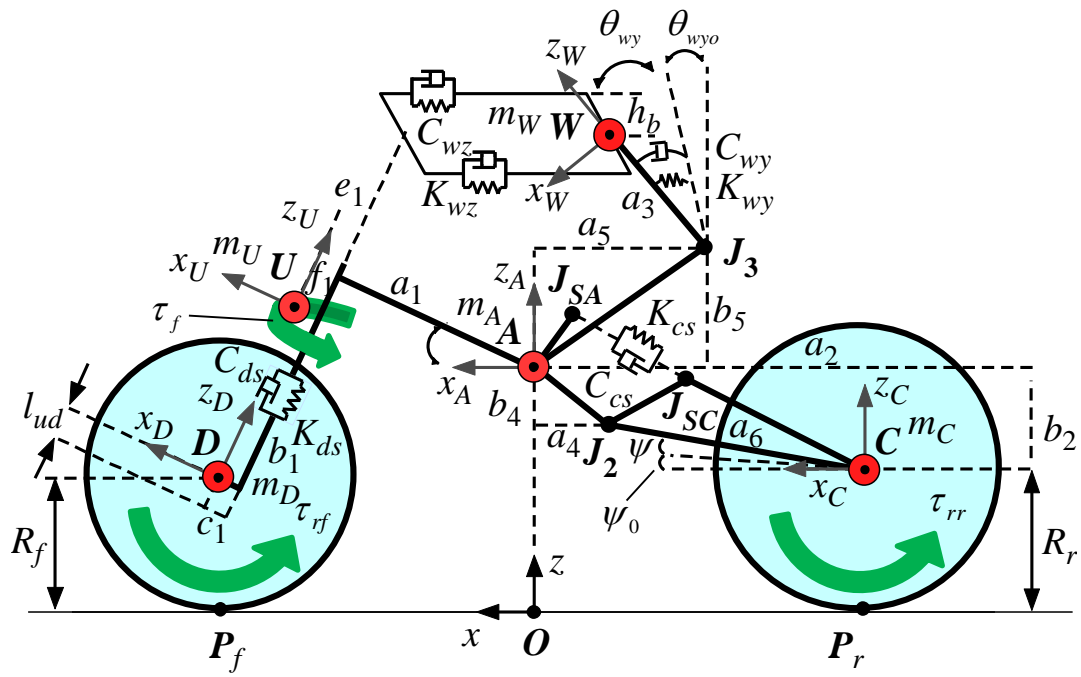


Fig. 5.1 Test vehicle and measurement equipment

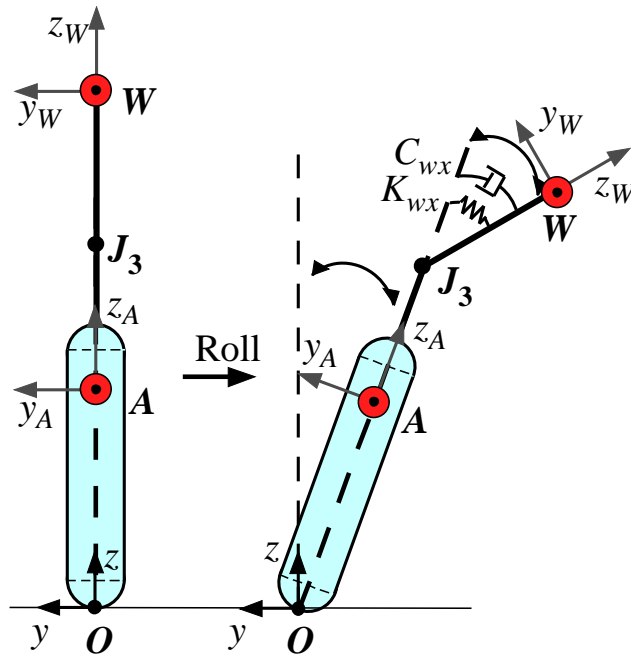
レームと後輪車軸間の相対変位とは一致しない。試験車両では、スイングアーム下端のボルトと、シート下方にあるパッセンジャー用ステップ取り付け位置との間にリニアセンサの両端を固定し、このセンサのストロークを測定している。詳細は5.2. 節で述べるが、本章ではこのセンサ出力をリアサスペンションセンサのストロークと呼び、リアショックアブソーバーのストロークと区別している。

### 5.1.2. 試験車両に基づくライダー - 二輪自動車系の非線形力学モデル

Fig. 5.1 に示した試験車両をもとに構築したライダー - 二輪自動車系の力学モデル [69]を Fig. 5.2 に示す。Fig. 5.2 の力学モデルには、5.2. 節で述べるリンク機構を単純化したリアサスペンションのモデルを用いている。二輪自動車は、後輪フレーム（ライダーの下体、燃料タンク、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剛体で構成され [29], [30], フロントおよびリアサスペンションを考慮している [69], [71]。Fig. 5.2 では、慣性座標系の原点を  $O$  とし、後輪フレームの重心  $A$  の地面への垂直投影点にとる。5つの剛体の重心を各々、 $W$ : ライダーの上体の重心、 $A$ : 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、 $D$ : 前輪の重心として、各剛体の座標系をそれぞれの基準座標系にとる。各剛体の質量はそれぞれ、 $m_w$ : ライダーの上体の質量、 $m_A$ : 後輪フレームの質量、 $m_U$ : 前輪フレームの



(a) Side view



(b) Rear view

Fig. 5.2 Dynamical model of rider-motorcycle system for the test vehicle

Table 5.1 Specifications of the rider-motorcycle system for the test vehicle

Mass [kg]	$m_A$	$m_U$	$m_W$	$m_C$	$m_D$
	196	14.3	53.1	14.7	7.0
Inertia [kgm <sup>2</sup> ]	$I'_{OAxx}$	$I'_{OUxx}$	$I'_{OWxx}$	$I'_{OCxx}$	$I'_{ODxx}$
	11.8	1.74	1.80	0.41	0.26
	$I'_{OAyy}$	$I'_{OUyy}$	$I'_{OWyy}$	$I'_{OCyy}$	$I'_{ODyy}$
	24.0	0.30	1.71	1.68	0.47
	$I'_{OAzx}$	$I'_{OUzx}$	$I'_{OWzx}$	$I'_{OCzx}$	$I'_{ODzx}$
15.4	0.40	0.45	0.41	0.26	
Length [m]	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$a_5$
	0.501	0.737	0.365	0.166	0.368
	$a_6$	$b_1$	$b_2$	$b_4$	$b_5$
	0.580	0.522	0.230	0.130	0.273
	$h_b$	$R_r$	$R_f$	$c_1$	$e_1$
	0.300	0.310	0.290	0.026	0.021
	$f_1$	trail	wheel base	-	-
	0.099	0.107	1.435	-	-
Angle [deg]	$\lambda$	$\theta_{wyo}$	$\psi_0$	-	-
	25	30	-9.93	-	-

Table 5.2 Specifications of spring constants and damping coefficients for the test vehicle

Rotational spring constant [Nm/rad]	$K_{wx}$	$K_{wy}$	-	-
	350	10000	-	-
Rotational damping coefficient [Nms/rad]	$C_{wx}$	$C_{wy}$	-	-
	20	600	-	-
Spring constant [N/m]	$K_{wz}$	$K_{dz}$	$K_{cz}$	$K_{uwz}$
	172.2	150000	150000	1000
Damping coefficient [Ns/m]	$C_{wz}$	$C_{dz}$	$C_{cz}$	$C_{uwz}$
	26.4	1000	1000	200



質量,  $m_c$ : 後輪の質量,  $m_D$ : 前輪の質量で表す. また, 記号  $R$  は車輪の半径で,  $R_r$ : 後輪半径,  $R_f$ : 前輪半径である. 記号  $\tau$  はトルクを表し,  $\tau_f$ : ライダーからの操舵トルク,  $\tau_{rr}$ : 後輪制駆動トルク,  $\tau_{ff}$ : 前輪制動トルクとする. 後輪制駆動トルク  $\tau_{rr}$  は, 後輪制動トルク  $\tau_{br}$  と後輪駆動トルク  $\tau_{ar}$  の和である. ライダー - 二輪自動車系の諸元を Table 5.1 に, サスペンションを除くばね定数および減衰係数を Table 5.2 に示す. 試験を行ったライダーは, 身長 1.71 m, 乗車装備時の体重 80 kg の日本人男性である. ライダー上体はハンドル軸中心から長さ 0.3 m のハンドルバーへ, ばね  $K_{wz}$  およびダンパ  $C_{wz}$  を介して結合している [32], [62]. また, ライダーの上体は,  $x$  軸まわりに回転ばね  $K_{wx}$  およびダンパ  $C_{wx}$  [32], [54],  $y$  軸まわりに回転ばね  $K_{wy}$ , ダンパ  $C_{wy}$  [69] で後輪フレームと結合され, 着座位置  $J_3$  を支点として受動的な運動を行うものとする. ライダー上体の  $y$  軸まわりの前傾角は, 後輪フレームの  $z$  軸を  $0^\circ$  として右ねじの方向を正にとり, 乗車時の姿勢に合わせて初期値  $\theta_{wyo}$  を  $30^\circ$  に定めた. ライダー上体  $y$  軸まわりの回転ばね  $K_{wy}$ , ダンパ  $C_{wy}$ , および, ばね  $K_{wxx}$ , ダンパ  $C_{wxx}$  の値については,  $-9 \text{ m/s}^2$  の減速時にライダーの上体が  $2^\circ$  程度傾くようにシミュレーションを何回か繰り返して定めている. ライダー上体の質量  $m_w$  と慣性モーメント  $I'_{owxx}$ ,  $I'_{owyy}$ ,  $I'_{owzz}$  は, 2 章と同様, 身長と体重を基に文献 [77] を参考にして得た推定値である [71].

Fig. 5.1, Fig. 5.2 の力学モデルに示されるリアサスペンションは, マスレスリンクのスイングアームを含むリンク機構と, ばね  $K_{cs}$  およびダンパ  $C_{cs}$  からなるショックアブソーバーによって構成されている. スイングアームは, 後輪の重心  $C$ , 後輪フレーム上の点  $J_2$  およびショックアブソーバーの端点  $J_{SC}$  に,  $y$  軸まわりに回転するピンジョイントで接続される. ショックアブソーバーのもう一方の端点  $J_{SA}$  は, 後輪フレームに,  $y$  軸まわりに回転するピンジョイントにより接続されている. 車体  $y$  軸まわりに回転するスイングアームの角度を, 車体の  $x$  軸を  $0^\circ$  として右ねじの方向を正にとり,  $\psi + \psi_0$  と表す. ライダー非乗車時に車体を直立させた状態でスイングアーム初期角度  $\psi_0 = -9.93^\circ$  を定めている. 角度  $\psi$  は初期値  $\psi_0$  を基準とするスイングアーム角である. 前輪と前輪フレームは, 前輪操舵軸と平行設置されているフロントフォークのショックアブソーバーのばね  $K_{ds}$  およびダンパ  $C_{ds}$  を介して結合されており, フロントサスペンションは変位  $l_{ud}$  を生じる. リアサスペンションの機構と作用力, および前後サスペンションのばね  $K_{ds}$ ,  $K_{cs}$  およびダンパ  $C_{ds}$ ,  $C_{cs}$  については, 5.2 節で詳述する.

車体各部の質量と慣性モーメントは文献 [63] を参照している. 車軸間距離や車輪半径, スイングアームの長さは, 試験車両の実測値を用いた. 後輪フレーム  $A$  の重心位置を定める  $a_1$ ,  $a_4$ ,  $b_4$  の値に関しては, ライダー非乗車時, 6.9 m/s (25 km/h) の一定速度での走行シミュレーションを行い, ライダー非乗車時に試験車両で測定した前後輪荷重と一致するよう決定した. ライダーの着座位置  $J_3$  のパラメータ  $a_5$ ,  $b_5$  の値に関しては, ライダー乗車時, 6.9 m/s (25 km/h) の一定速度での走行シミュレーションを行い, ライダー乗車時の前後輪荷重と一致するよう決定した. ライダー乗車時の前後輪荷重の実測値は前輪 1372 N, 後輪 1421 N, 力学モデル上の前後輪荷重は前輪 1373 N, 後輪 1420 N である.

タイヤ力特性に関しては、文献 [41]に3種類のタイヤサイズについてそのマジックフォーミュラのパラメータが示されていることを2章で述べた。本章では、その中から試験車両に近いタイヤサイズ 120/70, 180/70 を選定してそれぞれ前輪と後輪のタイヤに設定した。タイヤ路面摩擦係数は 1.2 とし、タイヤのころがり抵抗係数を 0.015 としている。また、後輪には駆動チェーンによって回転抵抗が生じる。回転抵抗によるトルクが後輪回転速度  $\dot{\theta}_r$  に比例すると仮定し、後輪の浮き上がりが生じた状態での後輪回転速度  $\dot{\theta}_r$  の変化を試験結果と比較することにより、その比例係数を 0.25 Nms/rad に設定した。

非線形状態方程式は式(2. 10)を用いる。次節では、式(2. 31)の力行列  $\mathbf{f}^H$  に含まれるリアサスペンションによる作用力を求める。

## 5.2. リアサスペンションの機構解析

制動時の車体挙動を精度よく再現するため、リアサスペンションについて機構解析を行った。試験車両のリアサスペンションのリンク機構を Fig. 5.3 に示す。図中の  $A$  は後輪フレームの重心、 $C$  は後輪の重心である。実車のリアサスペンションのリンク機構は、後輪フレームとリンクロッド 1 が、スイングアームとリンクロッド 2 によって接続される 4 節リンクである。スイングアームは、後輪フレーム上の点  $J_2$ 、後輪の重心  $C$  およびリンクロッド 1 上の点に、 $y$  軸まわりに回転するピンジョイントで接続されている。また、ショックアブソーバーは、後輪フレーム上の点  $J_{SA}$  とリンクロッド 1 上の点  $J_{SC}$  間をつなぎ、その両端が  $y$  軸まわりに回転するピンジョイントで接続されている。

Fig. 5.3 の機構により、スイングアームの支点  $J_2$  からショックアブソーバーの支点  $J_{SC}$  までの長さ  $l_3$ 、および支点  $J_2$  と支点  $J_{SC}$  を結ぶ  $l_3$  の線分とスイングアームの支点  $J_2$  と後輪の重心  $C$  を結ぶ直線のなす角度  $\lambda_3$  は、スイングアーム角  $\psi$  によって連続的に変化する。Fig. 5.3 のパラメータに測定値  $l_2 = 0.195 \text{ m}$ ,  $\lambda_2 = 104^\circ$ ,  $a_6 = 0.58 \text{ m}$  を用い、Fig. 5.4 に  $l_3$  および  $\lambda_3$  をそれぞれ  $\psi$  の関数として示す。Fig. 5.4 に示すスイングアーム角  $\psi$  の範囲内では、それぞれ次式の 1 次関数で近似することができる。

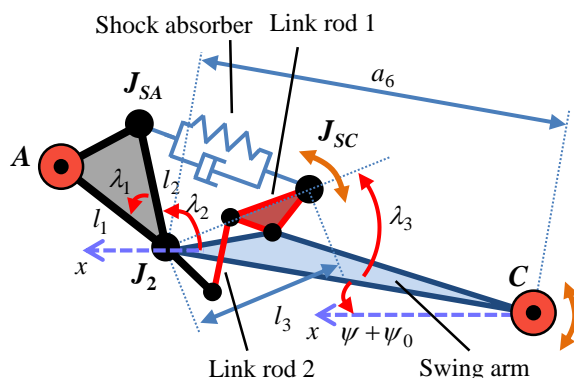


Fig. 5.3 Rear suspension link mechanism

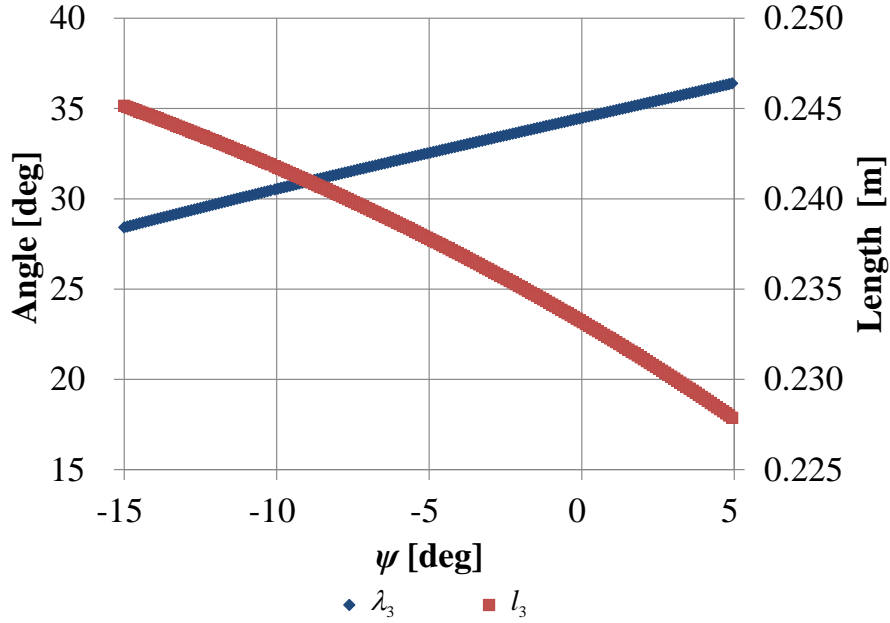


Fig. 5.4 Rear suspension linkage length

$$\begin{cases} l_3 \approx k_{l3} \cdot \psi + l_{30} \\ \lambda_3 \approx k_{\lambda 3} \cdot \psi + \lambda_{30} \end{cases} \quad (5.1)$$

ただし,  $k_{l3} = -0.0493 \text{ m/deg}$ ,  $l_{30} = 0.245 \text{ m}$ ,  $k_{\lambda 3} = 0.397$ ,  $\lambda_{30} = 32.2^\circ$ である. 式(5.1)を用いることにより, Fig. 5.3 のリンク機構を Fig. 5.5 のように単純化したサスペンションモデルとして表すことができる. Fig. 5.5 中,  $\mathbf{f}_{rs}$ はショックアブソーバーによる作用力,  $\mathbf{F}_{AC}$ はショックアブソーバーに力が加えられるとき AC 間に働く作用力である. リアサスペンションのばね定数  $K_{cs}$ , 減衰係数  $C_{cs}$ , ショックアブソーバーのストローク  $l_{ac}$ を用いて, ショックアブソーバーによる作用力  $\mathbf{f}_{rs}$ を, 次のように表すことができる.

$$\mathbf{f}_{rs} = \left( -K_{cs} \cdot l_{ac} - C_{cs} \cdot \dot{l}_{ac} \right) \cdot \begin{bmatrix} \cos \chi & 0 & \sin \chi \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \chi & 0 & \cos \chi \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.2)$$

ここで, ショックアブソーバーのストローク  $l_{ac}$ とその速度  $\dot{l}_{ac}$ は, スイングアーム角  $\psi$  の関数として

$$\begin{aligned} l_{ac} &= \sqrt{l_2^2 + l_3^2 - 2 \cdot l_2 \cdot l_3 \cdot \cos(\lambda_2 - \lambda_3 - \psi - \psi_0)} - \sqrt{l_2^2 + l_{30}^2 - 2 \cdot l_2 \cdot l_{30} \cdot \cos(\lambda_2 - \lambda_{30} - \psi_0)} \\ \dot{l}_{ac} &= \frac{-l_2 \cdot l_3 \cdot (1 + k_{\lambda 3}) \cdot \sin(\lambda_2 - \lambda_3 - \psi - \psi_0) + k_{l3} \cdot l_3 - k_{l3} \cdot l_2 \cdot \cos(\lambda_2 - \lambda_3 - \psi - \psi_0)}{\sqrt{l_2^2 + l_3^2 - 2 \cdot l_2 \cdot l_3 \cdot \cos(\lambda_2 - \lambda_3 - \psi - \psi_0)}} \cdot \dot{\psi} \end{aligned} \quad (5.3)$$

と表すことができる. 式(5.2)中の $\chi$ は, 車体の $x$ 軸を $0^\circ$ として右ねじの方向を正とするショックアブソーバーの $y$ 軸まわりの回転角を示し, 次式のように表される.

$$\chi = -\arctan\left(\frac{l_2 \cdot \sin(\lambda_2) - l_3 \cdot \sin(\psi + \psi_0 + \lambda_3)}{-l_2 \cdot \cos(\lambda_2) + l_3 \cdot \cos(\psi + \psi_0 + \lambda_3)}\right) \quad (5.4)$$

リアサスペンションの機構解析を行った結果, 制動試験時に測定するリアサスペンションセンサのストローク $l_{rs}$ を, スイングアーム角 $\psi$ の関数として次式で表すことができる.

$$l_{rs} = \sqrt{(0.295)^2 + (0.495)^2 - 2 \cdot (0.295) \cdot (0.495) \cdot \cos(1.15 - \psi)} \quad (5.5)$$

式(5.5)では, スイングアームの支点 $J_2$ から後輪フレームに固定されたリアサスペンションのセンサ上端までの長さ $0.295$  m, およびスイングアームの支点 $J_2$ からスイングアームに固定されたセンサ下端までの長さ $0.495$  mを用いた. また, 式(5.5)中の $(1.15 - \psi)$ は, 支点 $J_2$ とセンサ上端を結ぶ軸と, 支点 $J_2$ とセンサ下端を結ぶ軸がなす角である.

ショックアブソーバーによる作用力 $\mathbf{f}_{rs}$ は, 点 $J_2$ を支点,  $J_{SA}$ および $J_{SC}$ を作用点とし, 右ねじの方向を正とする車体 $y$ 軸まわりの回転トルク $\tau_{rs}$ を, 後輪フレームに対して与える. さらに制動時には, 後輪制動トルク $\tau_{br}$ の反トルクがスイングアームに加わる. 駆動時の挙動には, 後輪駆動トルク $\tau_{ar}$ の反トルクが, 前後スプロケットと駆動チェーンを介して後輪フレームに加わることを考慮し, 試験車両の前後スプロケットの比として2次減速比 $39/17$ の逆数を乗じている. 式(5.6), (5.7)に,  $AC$ 間の作用力 $\mathbf{F}_{AC}$ , および作用力 $\mathbf{F}_{AC}$ によって後輪フレームに加わるトルク $\tau_{AC}$ を示す.

$$\mathbf{F}_{AC} = \begin{bmatrix} \cos(\psi_0 + \psi + \psi_{AC}) & 0 & \sin(\psi_0 + \psi + \psi_{AC}) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\psi_0 + \psi + \psi_{AC}) & 0 & \cos(\psi_0 + \psi + \psi_{AC}) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ f_{AC} \end{bmatrix} \quad (5.6)$$

$$\tau_{AC} = \left( \tau_{rs} - \tau_{br} - \frac{17}{39} \cdot \tau_{ar} \right) \cdot (0 \ 1 \ 0)^T = \mathbf{R}_{AC} \times \mathbf{F}_{AC} \quad (5.7)$$

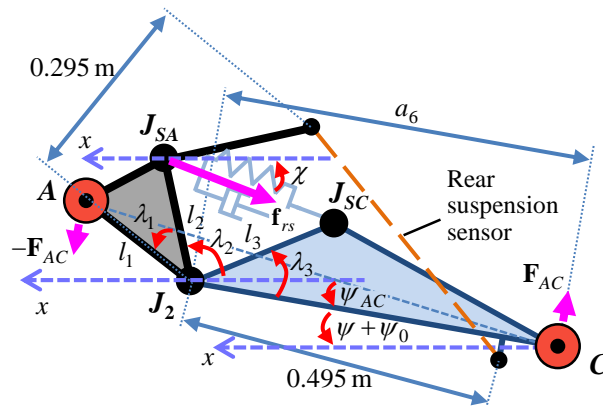


Fig. 5.5 Simplified rear suspension model

式(5.7)に式(5.6)を代入することで、AC間の作用力  $\mathbf{F}_{AC}$  の大きさ  $f_{AC}$  は、スイングアーム角  $\psi$  の関数として式(5.8)のように求められる。

$$f_{AC} = |\mathbf{f}_{rs}| \cdot \frac{l_2 \cdot \sin(\chi - \lambda_2) + l_3 \cdot \sin(\chi - (\psi_0 + \psi + \lambda_3))}{a_6 \cos(\psi_{AC}) - l_1 \cos(\psi_0 + \psi + \psi_{AC} - (\lambda_2 + \lambda_1))} \cdot \frac{1}{a_6 \cos(\psi_{AC}) - l_1 \cos(\psi_0 + \psi + \psi_{AC} - (\lambda_2 + \lambda_1))} \cdot \left\{ \tau_{br} + \frac{17}{39} \cdot \tau_{ar} \right\} \quad (5.8)$$

ここで、 $l_1$ ,  $\lambda_1$  は他のパラメータより幾何学的に求められ、 $l_1 = 0.168 \text{ m}$ ,  $\lambda_1 = 51^\circ$  である。式(5.8) 右辺第1項の分子はショックアブソーバーによる作用力  $\mathbf{f}_{rs}$  によって生じる回転トルク  $\tau_{rs}$ 、分母はAC間の距離である。なお、式(5.8) 右辺第2項のとおり、二輪自動車では後輪制動トルク  $\tau_{br}$  と後輪駆動トルク  $\tau_{ar}$  を同時に与えることが可能であるが、本論文ではこれらを個別に与える場合についてシミュレーションで再現する。

Fig. 5.6 に、静止状態の試験車両を用い、乗員数とライダーの姿勢を変えて測定したフロントサスペンションおよびリアショックアブソーバーのストロークと前後輪荷重の関係を示す。また、Table 5.3 に、前後サスペンションのばね定数と減衰係数をそれぞれ示す。フロントサスペンションのばね定数  $K_{ds}$  については、Fig. 5.6 の測定結果の近似直線の傾きから、2本のフロントフォークの合計として  $K_{ds} = 32600 \text{ N/m}$  と定めることができる。リアサスペンションについては、ショックアブソーバーによる作用力  $\mathbf{f}_{rs}$  と後輪車軸に加わる作用力  $\mathbf{F}_{AC}$  を関係づけることで、ばね定数  $K_{cs}$  を求めることができる。静止状態では、後輪駆動トルク  $\tau_{ar}$ 、後輪制動トルク  $\tau_{br}$  およびショックアブソーバーのストロークの変化速度  $\dot{l}_{ac}$  がいずれも0であるので、式(5.2)を式(5.8)に代入し、次の式を得る。

$$f_{AC0} = K_{cs} \cdot |\dot{l}_{ac}| \cdot \frac{l_2 \cdot \sin(\chi - \lambda_2) + l_3 \cdot \sin(\chi - (\psi_0 + \psi + \lambda_3))}{a_6 \cos(\psi_{AC}) - l_1 \cos(\psi_0 + \psi + \psi_{AC} - (\lambda_2 + \lambda_1))} \quad (5.9)$$

式(5.9)と Fig. 5.6 の測定結果を用い、リアサスペンションのばね定数  $K_{cs} = 98800 \text{ N/m}$  を得る。

前後サスペンションのストロークは物理的に制限されており、試験車両の仕様にはホイールトラベルとしてそれぞれ、前輪  $0.12 \text{ m}$ 、後輪  $0.14 \text{ m}$  が規定されている。そこで、力学モデルでは、規定のホイールトラベルに一致するショックアブソーバーのストロークの制限範囲を設定した。Fig. 5.7 に、力学モデルで設定したフロントおよびリアサスペンションのばね定数および減衰係数を示す。Fig. 5.7 の横軸は、ばねの自然長を  $0 \text{ m}$  としてのショックアブソーバーのストロークを表している。フロントサスペンションに関しては、実測結果をもとにしてフロントサスペンションのストローク  $l_{ud}$  の最小値を  $-0.11 \text{ m}$  と設定し、ストローク範囲を定めた。リアサスペンションに関しては、ショックアブソーバーが予め圧縮されていることから、ショックアブソーバーのストローク  $l_{ac}$  の最大値を  $-0.01 \text{ m}$  と設定し、ストロークの制限範囲を定めた。その上で、ストロークが制限範囲外となる領域では、Fig. 5.7 (a) のようにばね定数  $K_{cs}$ ,  $K_{ds}$  の値を4倍にした [17]。前後サスペンションの減

衰係数には、伸側減衰係数  $c_{cs}^+$ ,  $c_{ds}^+$  と圧側減衰係数  $c_{cs}^-$ ,  $c_{ds}^-$  をそれぞれ設定し、サスペンションセンサのストロークとピッチング動作が実験結果と一致するように定めた。その上で、ショックアブソーバーのストロークが制限範囲外となる領域では、Fig. 5.7 (b)のとおり減衰係数を設定値の6倍にした [17].

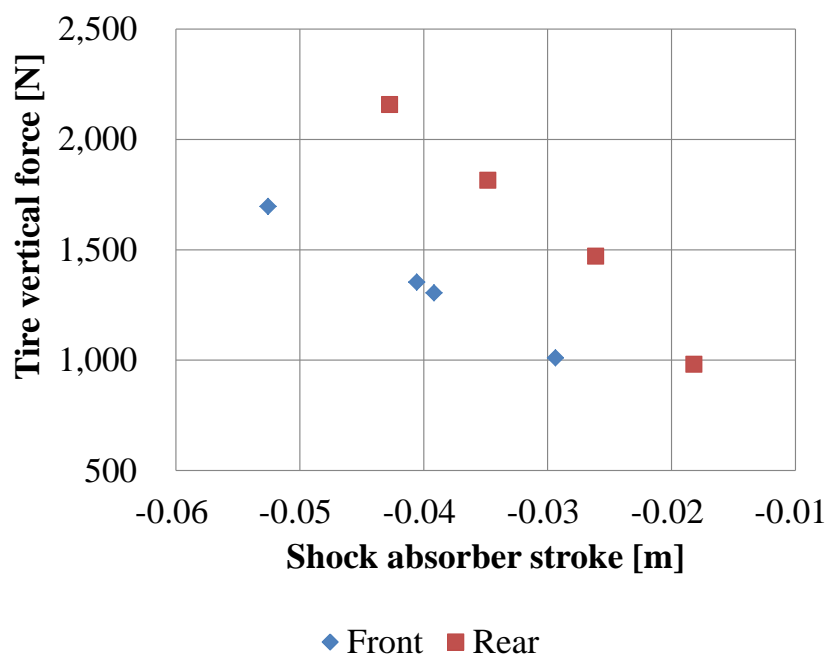
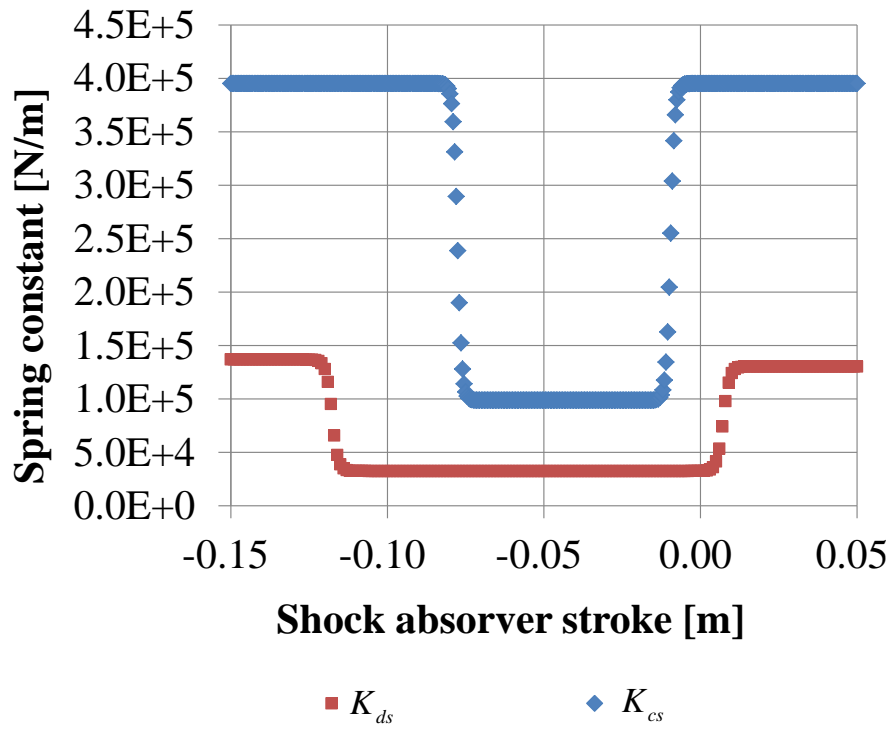


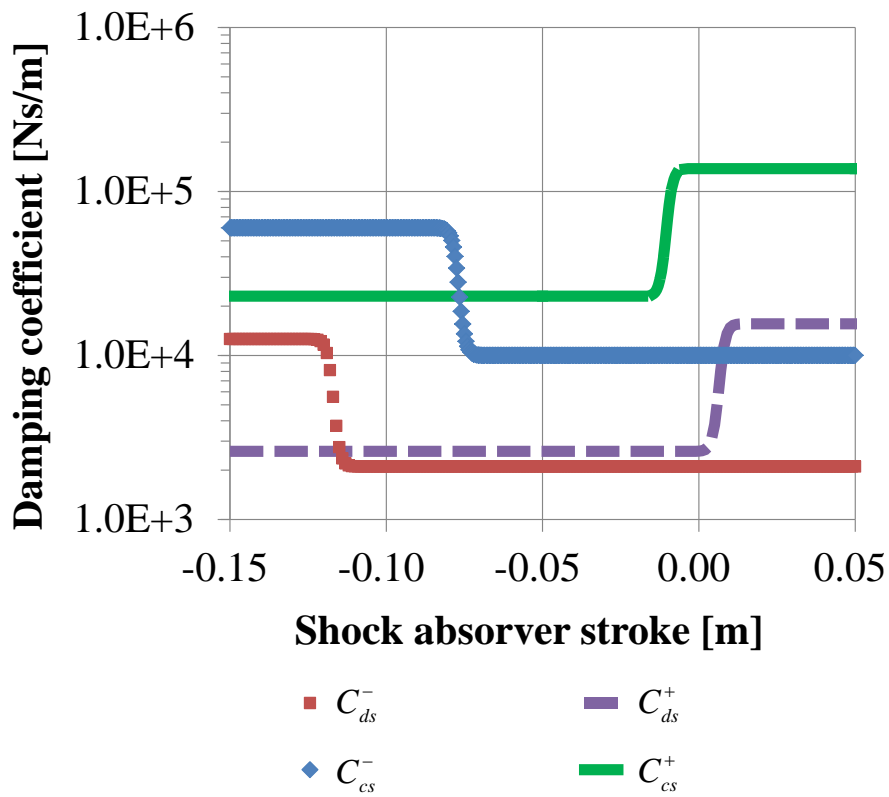
Fig. 5.6 Tire vertical force measurement

Table 5.3 Specifications of spring constants and damping coefficients of suspensions

Spring constant [N/m]	$K_{ds}$	$K_{cs}$
	32600	98800
Damping coefficient [Ns/m]	$c_{cs}^+$	$c_{ds}^+$
	23000	2600
	$c_{cs}^-$	$c_{ds}^-$
	10000	2100



(a) Spring constants



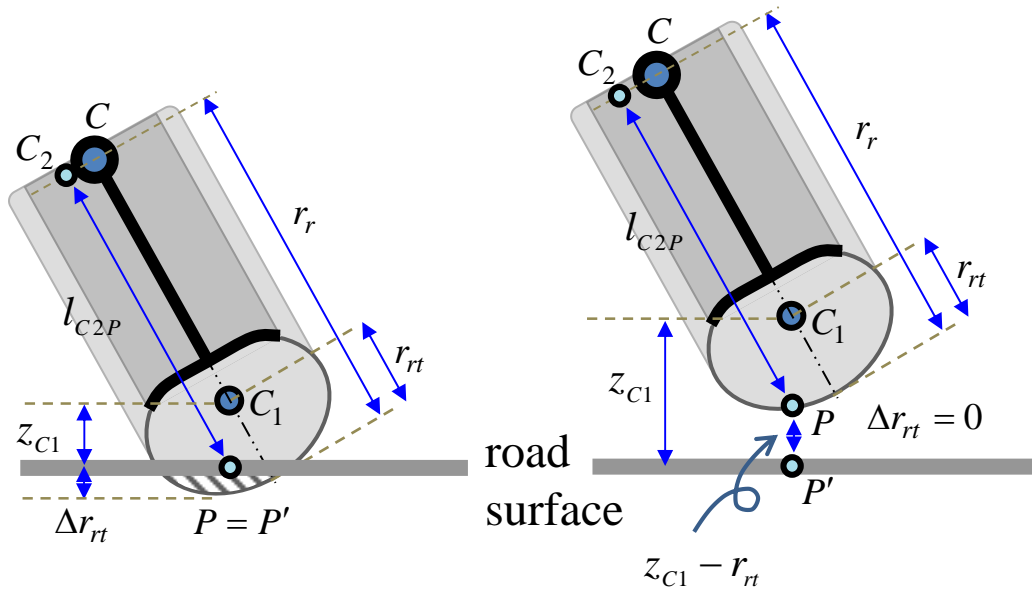
(b) Damping coefficients

Fig. 5.7 Spring constants and damping coefficients of front and rear suspensions

### 5.3. タイヤ接地点のモデリング

後輪の浮き上がり現象が発生した際には、タイヤの接地点が失われ、垂直荷重はゼロになる。Fig. 5.8 (a), (b) にそれぞれ、タイヤが接地した状態と浮き上がりが発生した状態での接地点の様子を示す。Cは車輪の後輪の重心点、 $r_r$ は後輪半径を示す。タイヤ形状は、半径  $r_{rt}$  で点  $C_1$  を中心とする真円と仮定する。このとき、タイヤ接地点  $P$  は、常にタイヤの中心点  $C_1$  の鉛直下方にある。Cと  $C_1$  を結ぶ直線と並行でかつタイヤ接地点  $P$  を通る線分が、車輪の回転軸と交わる点を  $C_2$  とする。タイヤが接地していない状態では、タイヤ接地点  $P$  と  $C_2$  を結ぶ線分の長さ  $l_{C_2P}$  は、後輪半径  $r_r$  に等しい。タイヤが接地している状態では、線分の長さ  $l_{C_2P}$  は、タイヤが接地していない状態とタイヤの変形量  $\Delta r_{rt}$  だけ異なる。ここで、タイヤの中心点  $C_1$  から路面までの垂線の長さを  $z_{C_1}$ 、タイヤの変形が最大限に達したときの半径を  $\delta_r r_{rt}$  とする。このとき、タイヤの中心点  $C_1$  とタイヤ接地点  $P$  を結ぶ線分の長さ  $l_{C_1P}$  を、次のように表すことができる。

$$l_{C_1P} = \begin{cases} z_{C_1} & (\delta_r \cdot r_{rt} \leq z_{C_1} \leq r_{rt}, 0 \leq \delta_r \leq 1) \\ r_{rt} & (z_{C_1} > r_{rt}) \\ \delta_r \cdot r_{rt} & (z_{C_1} < \delta_r \cdot r_{rt}) \end{cases}$$



(a) When the tire is connected to ground

(b) When the tire is not connected to ground

Fig. 5.8 Tire ground contact point

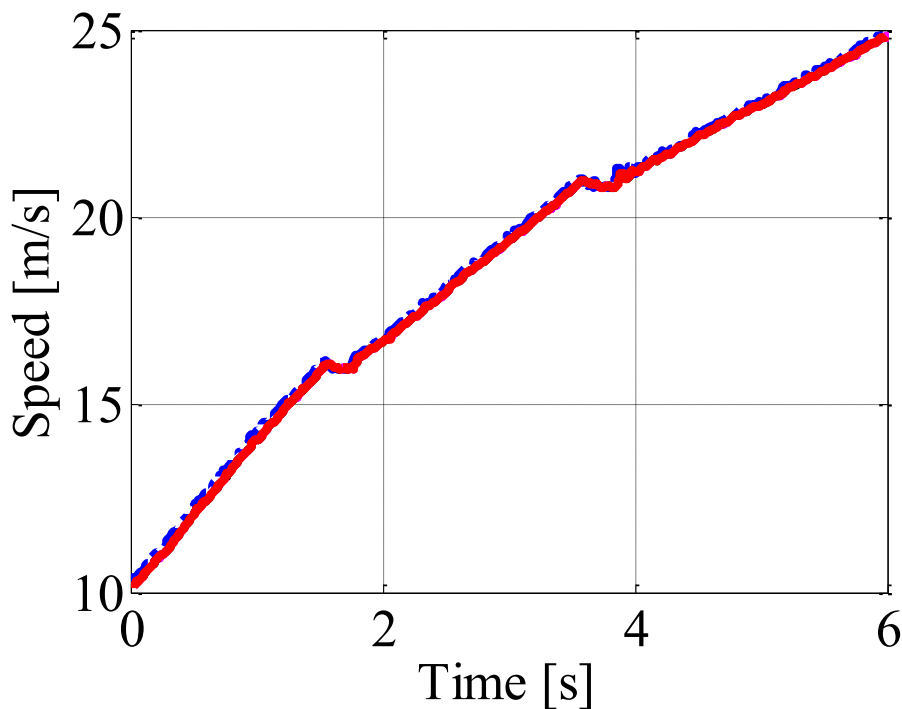


なお，線分  $l_{CIP}$  は， $\tanh$  を用いて次式のように書き換え，関数を連続的にすることで，シミュレーションを実行する際に計算の収束性を向上することができる．

$$l_{CIP} = z_{C1} \cdot \frac{1}{4} \cdot \{1 + \tanh(r_n - z_{C1})\} \cdot \{1 + \tanh(z_{C1} - \delta_r \cdot r_n)\} + r_n \cdot \frac{1}{2} \cdot \{1 - \tanh(r_n - z_{C1})\} + \delta_r \cdot r_n \cdot \frac{1}{2} \cdot \{1 - \tanh(z_{C1} - \delta_r \cdot r_n)\}$$

#### 5.4. 制動試験とシミュレーションの結果比較

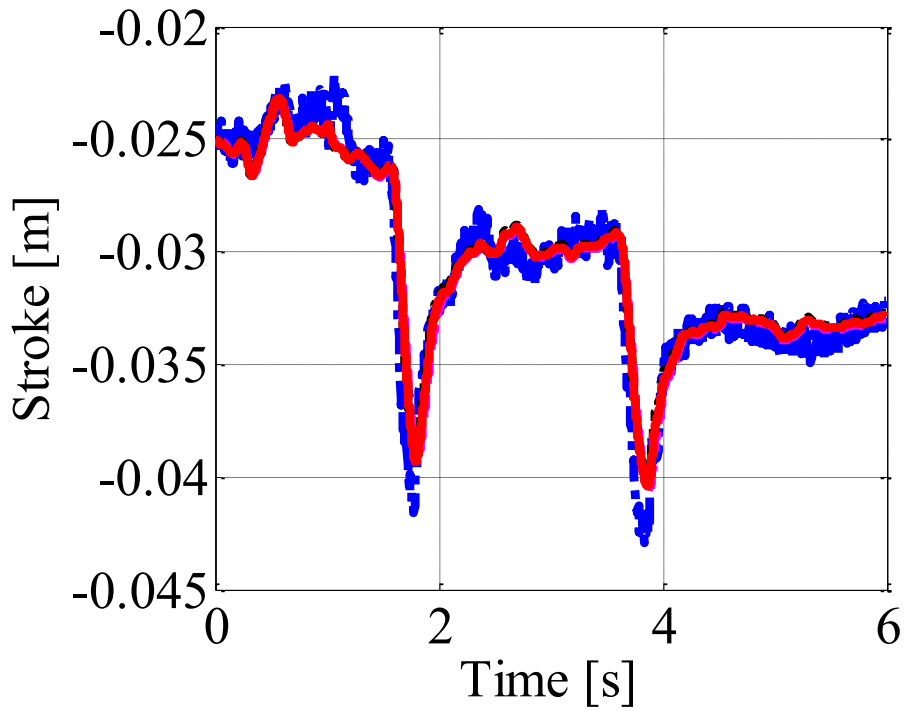
5.2. 節で導出したリアサスペンションの作用力を含めたライダー - 二輪自動車系の力学モデルを用いて，直進中の制動シミュレーションを行い，実車走行試験結果と比較する．実車による制動試験では，前輪ブレーキまたは後輪ブレーキのみを用いて，車速約 28 m/s (100 km/h) および約 17 m/s (60 km/h) の直進走行より制動を開始する．この際，エンジンプレーキによる後輪制動トルクが発生しないよう，クラッチを切ってから制動を開始している．また，アンチロック・ブレーキ・システム (ABS) が試験結果に及ぼす影響を避けるため，試験車両の ABS 機能を無効にしている．



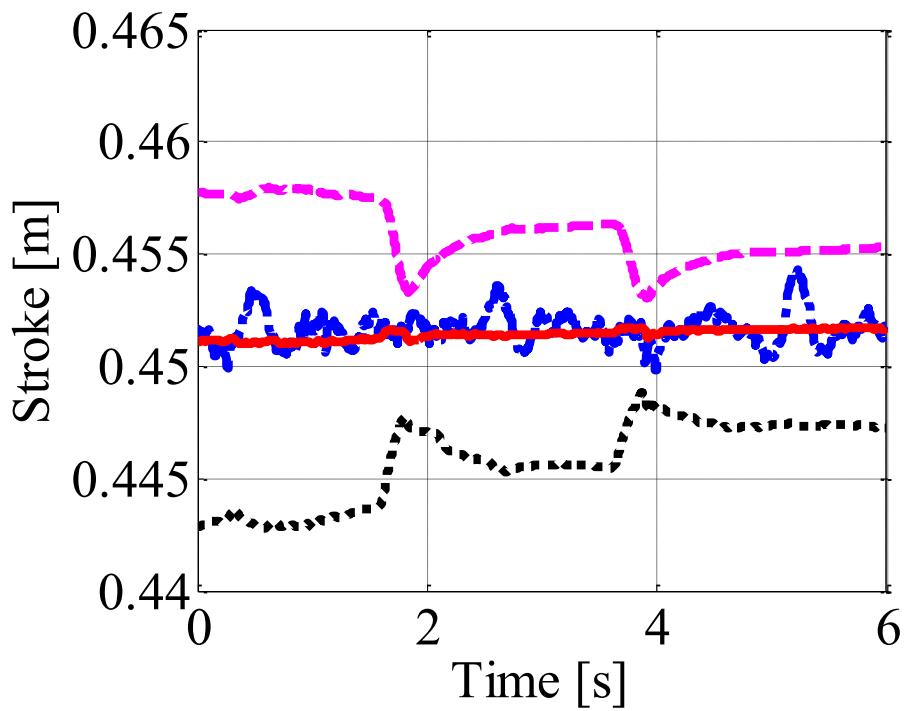
(a) Rear wheel speed

- ..... : simulation without driving force transmission mechanism
- : simulation with secondary reduction ratio; 39/17
- - - - : simulation with secondary reduction ratio; 1
- . - . : experiment

Fig. 5.9 Comparison of simulation and experimental results before braking (pp. 143-144)



(b) Front suspension stroke



(c) Rear suspension sensor stroke

- ..... : simulation without driving force transmission mechanism
- : simulation with secondary reduction ratio; 39/17
- - - - : simulation with secondary reduction ratio; 1
- - - - : experiment

Fig. 5.9 Comparison of simulation and experimental results before braking (pp. 143-144)

制動開始速度を試験結果と一致させるため、シミュレーションでは、制動を開始する 0.1 s 前まで後輪速度が実測値に追従するよう PID 制御を施し、後輪駆動トルク  $\tau_{ar}$  を与えている。Fig. 5.9 に、制動を開始する前の実測結果とシミュレーション結果を示す。Fig. 5.9 (a) は後輪速度、(b) はフロントサスペンションのストローク、(c) はリアサスペンションセンサのストロークである。図中の点線、実線および破線はそれぞれ、式(5.6)で駆動トルクの反力を考慮しない場合、2次減速比を 39/17 とした場合、および 1 とした場合のシミュレーション結果を表す。一点鎖線は実車での測定結果を示す。Fig. 5.9 (a), (b) より、後輪速度とフロントサスペンションのストロークについて、シミュレーションと実測の結果がよく一致していることがわかる。Fig. 5.9 (c) より、駆動トルクの反力を考慮しない場合と 2次減速比を 1 に設定した場合のリアサスペンションセンサのストロークのシミュレーション結果は、実測結果とは一致しない。これに対して試験車両の諸元から設定した 2次減速比 39/17 を用いることにより、シミュレーションと実測の結果が整合していることがわかる。

制動開始後は、シミュレーションのブレーキ入力条件を実車試験と同じにするため、前後輪で独立に測定したブレーキ油圧値に比例係数  $k_{bf}$ ,  $k_{br}$  を乗じ、前輪と後輪それぞれの制動トルク入力  $\tau_{rf}$ ,  $\tau_{br}$  として力学モデルに与える。前後ブレーキ油圧測定値に対する制動トルクの比例係数  $k_{bf}$ ,  $k_{br}$  はそれぞれ、前輪のみ、および後輪のみを制動するシミュレーションを行って前輪速度および後輪速度が実測値と一致する値に定めた。Fig. 5.10, Fig. 5.11 および Fig. 5.12 のシミュレーションでは、ライダー上体の前傾角の初期値  $\theta_{wyo}$  として表 1 の記載値  $30^\circ$  を用い、Fig. 5.13 にはこれを  $22^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $38^\circ$  に設定した場合の結果を示す。なお、Fig. 5.10 ~ Fig. 5.13 では、車速が一定になってから 2 m/s に達するまでのシミュレーション結果を示している。

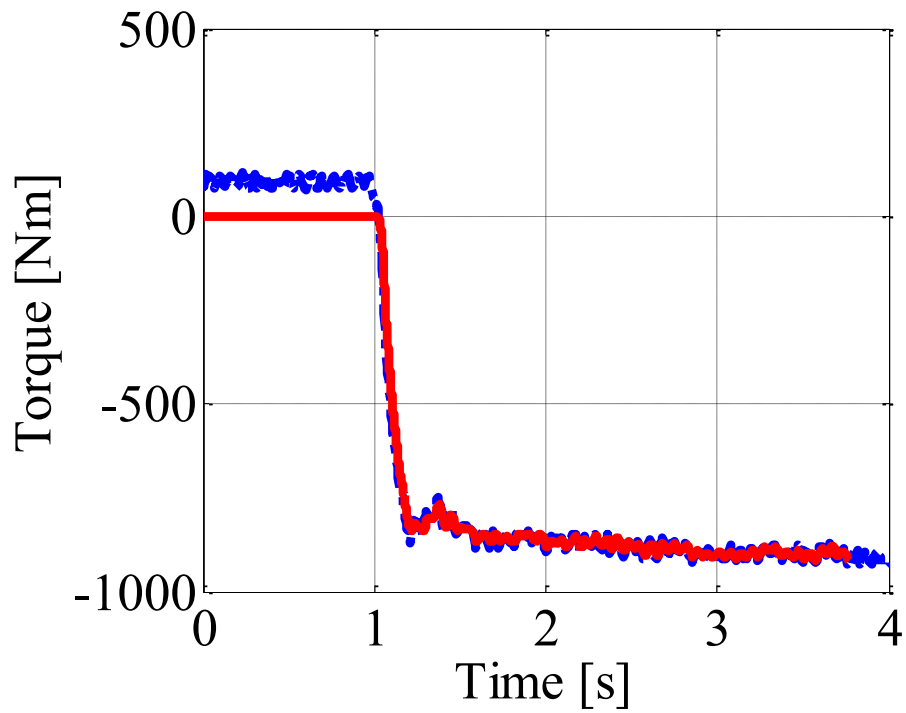
Fig. 5.10 に、前輪にのみ制動トルクを与えたときのシミュレーションと実測の結果を示す。Fig. 5.10 (a) は前輪制動トルク、(b) は前輪速度、(c) は後輪速度、(d) は後輪フレームのピッチレート、(e) はフロントサスペンションのストローク、(f) はリアサスペンションセンサのストロークである。図中の実線はシミュレーション結果、一点鎖線は実車での測定結果を示す。Fig. 5.10 (a) の測定結果では、前輪のブレーキ油圧測定値に比例係数  $k_{bf}=60$  を乗じた値を示している。1 s より制動を開始し、1.2 s で前輪制動トルクが -800 Nm に達する。Fig. 5.10 (b), (c) の前・後輪速度は、制動開始より 2.1 s 付近までの間、シミュレーションと実測の結果がよく一致している。2.1 s 以降については、タイヤの変形による誤差が生じていると考えられる。また、Fig. 5.10 (d) ~ (f) より、(e) に示すフロントサスペンションのストローク  $l_{ud}$  が、実測で -0.1 m 付近より緩やかに減少している点はシミュレーションと異なるものの、ピッチレート、制動初期のフロントおよびリアサスペンションセンサのストロークの変化については、実測とシミュレーションで良く一致していることがわかる。

次に、Fig. 5.11 に後輪にのみ制動トルクを与えたときの結果を示す。Fig. 5.11 (a) は後輪制動トルク、(b) はフロントサスペンションのストローク、(c) はリアサスペンションセンサのストロークである。図中の実線はシミュレーション結果、一点鎖線は実車での測定結果を示す。Fig. 5.11 (a) の測定結果には、後輪のブレーキ油圧測定値に比例係数  $k_{br}=8$  を乗じた値を示している。前・後輪速度の結果は割愛するが、Fig. 5.10 と同様、シミュレーションと実測の結果がよく一致することを確認

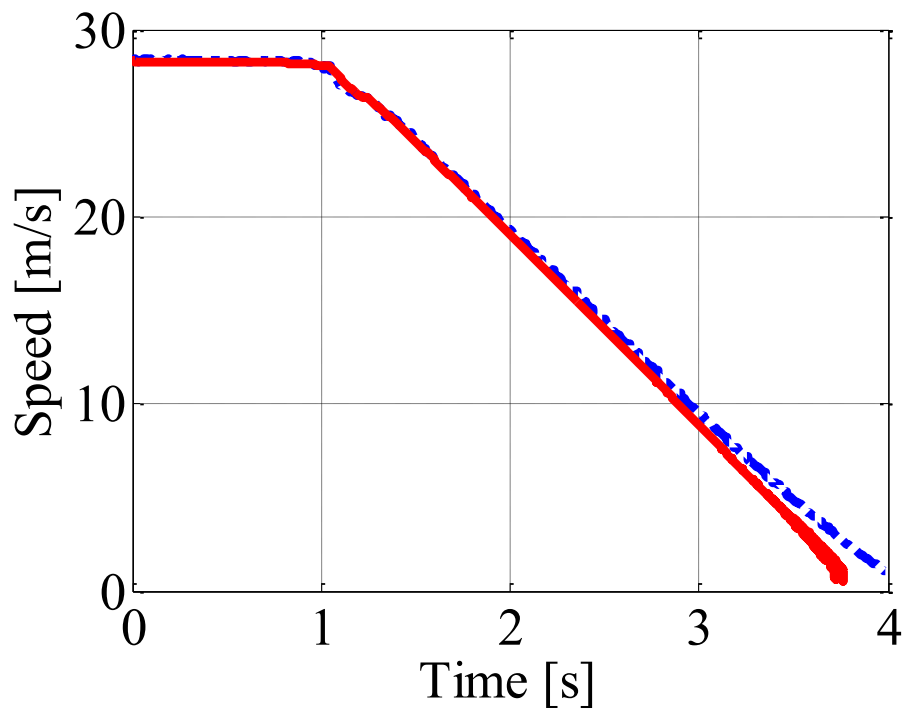
認している。Fig. 5.11 (b), (c) より、フロントサスペンションのストローク  $l_{ud}$  とリアサスペンションセンサのストローク  $l_{rs}$  について、シミュレーション結果と実測結果がよく一致していることがわかる。

Fig. 5.12 に、前輪のみの制動によって後輪の浮き上がり状態が生じた場合の結果を示す。前輪のブレーキ油圧測定値に対する制動トルクの比例係数  $k_{bf}$  は、Fig. 5.10 のシミュレーション結果と同様 60 に設定している。Fig. 5.12 (a) は前輪制動トルク、(b) は後輪車軸の地面に対する高さ、(c) は後輪速度、(d) は後輪フレームのピッチレート、(e) はフロントサスペンションのストローク、(f) はリアサスペンションセンサのストロークである。図中の実線はシミュレーション結果、一点鎖線は実車での測定結果を示す。Fig. 5.12 (a) では、1 s で車速 16.7 m/s (60 km/h) から制動を開始し、制動トルクが 1.3 s 付近で最大値 -1000 Nm に達した後、1.7 s から 2.1 s の間は制動を止めている。Fig. 5.12 (b) より、制動開始後、1.2 s 付近より後輪が浮き上がり始め、1.8 s 付近で最大値約 0.47 m に達した後、制動トルクを減じたことで接地を回復することがわかる。Fig. 5.12 (c) より、後輪が浮き上がっている間は後輪速度の減少幅が小さいが、1.9 s 付近で接地した瞬間、急激に減少することがわかる。Fig. 5.12 (d) ~ (f) より、1.9 s で後輪が接地した後、2 s 付近でリアサスペンションセンサのストローク  $l_{rs}$  が最小値 0.43 m になっていることがわかる。制動開始からリアサスペンションセンサのストローク  $l_{rs}$  が最小になるまでの間、制動によって後輪が浮き上がり状態に至る現象がシミュレーションで再現でき、サスペンションやピッチングの挙動が実測と整合している。

Fig. 5.13 に、ライダーの前傾角の初期値  $\theta_{wyo}$  を変えた場合のシミュレーション結果を、実測結果とともに示す。前輪のブレーキ油圧測定値に対する制動トルクの比例係数  $k_{bf}$  は、Fig. 5.10 のシミュレーション結果と同様 60 に設定している。Fig. 5.13 (a) は前輪制動トルク、(b) は後輪車軸の地面に対する高さ、(c) は後輪速度、(d) は後輪フレームのピッチレート、(e) はフロントサスペンションのストローク、(f) はリアサスペンションセンサのストロークである。図中の点線、実線および破線はそれぞれ、ライダー上体の前傾角が 22°, 30°, 38° の場合のシミュレーション結果を表す。一点鎖線は実車での測定結果を示す。Fig. 5.13 (a) ~ (c) では 0.8 s で制動を開始し、1.0 s から 1.3 s まで、および 2.0 s から 2.5 s までの間、後輪車軸が高くなり、後輪速度はゆるやかに減少していることがわかる。1 s 付近で後輪が浮き上がり始めるタイミングにはライダー上体の前傾角による大きな違いはみられないが、後輪車軸高の最大値はライダーの前傾角の増大に応じて高くなり、後輪の浮き上がり後に再び路面に接地するタイミングは遅くなる。Fig. 5.13 (d) ~ (f) より、リアサスペンションセンサのストローク  $l_{rs}$  が最大値 0.47 m に達して後輪が浮き上がっている状態では、ライダー上体の前傾角が大きいほどピッチレートも大きくなっている。以上より、ライダー上体の姿勢が、後輪の浮き上がりが生じた状態での二輪自動車のピッチング挙動の大きさに、影響を及ぼしていることがわかる。



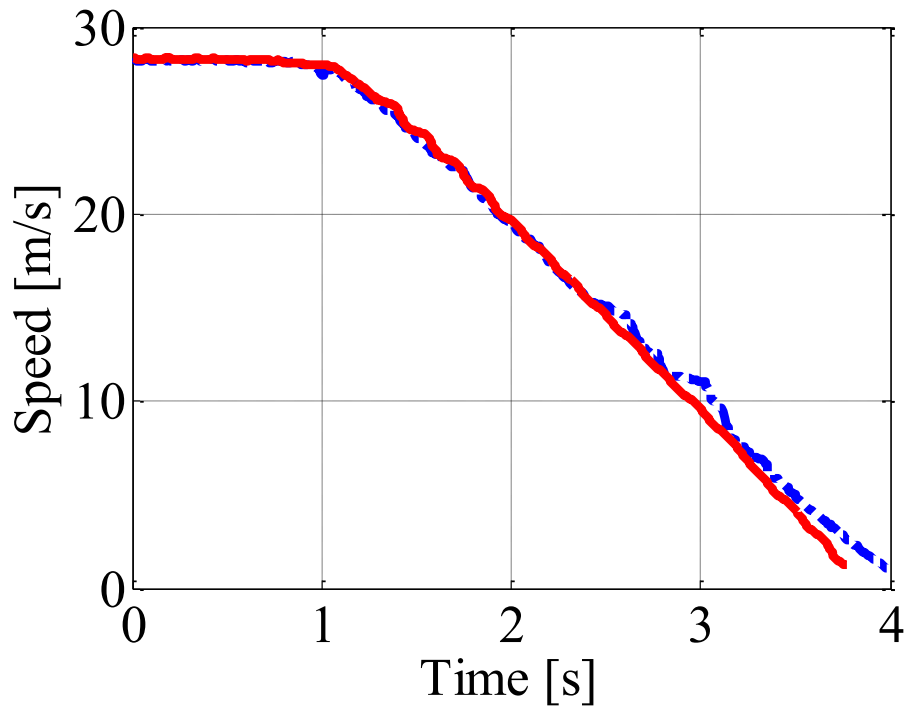
(a) Front brake torque



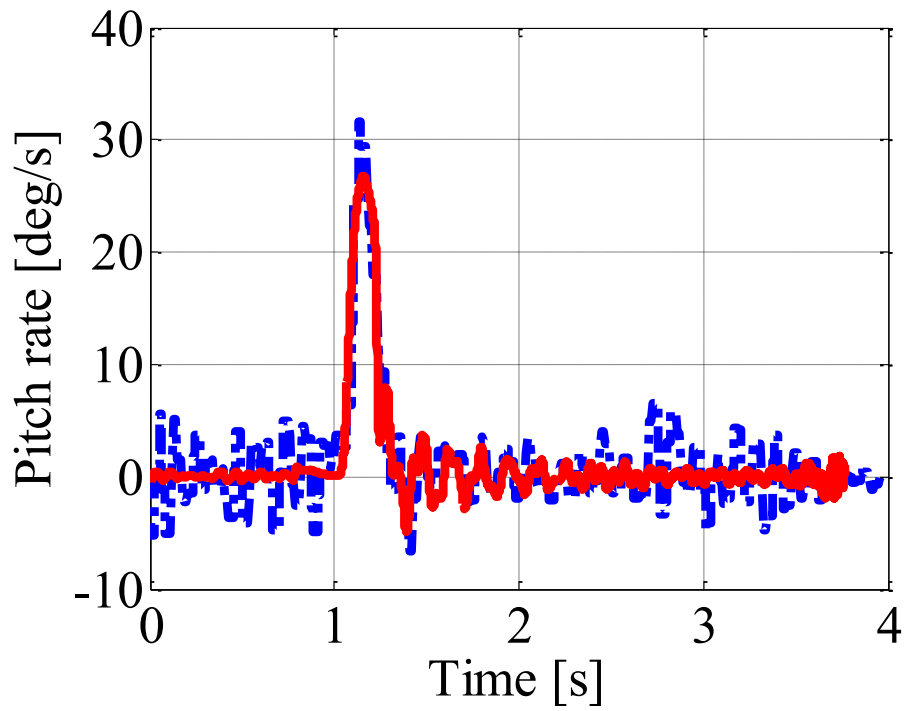
(b) Front wheel speed

— : simulation    - - - : experiment

Fig. 5.10 Comparison of simulation and experimental results in front braking only (pp. 147-149)



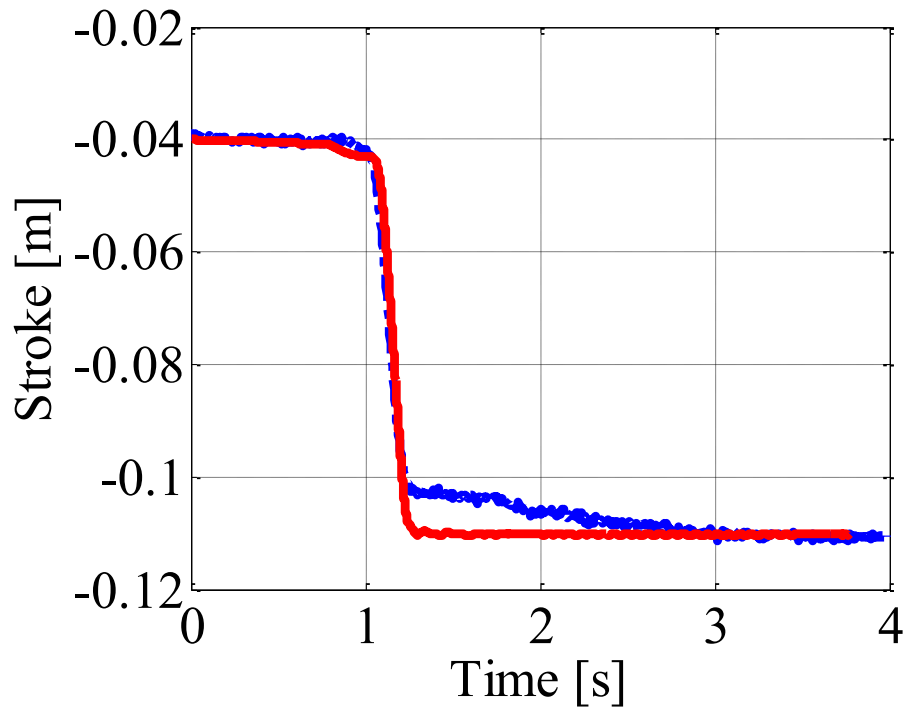
(c) Rear wheel speed



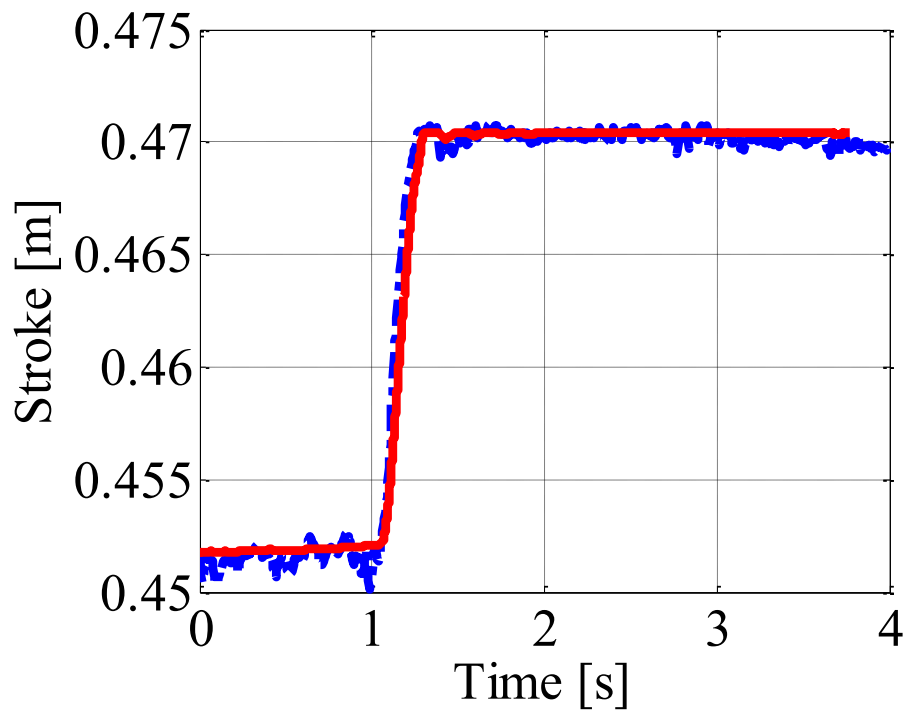
(d) Pitch rate

— : simulation    - - - : experiment

Fig. 5.10 Comparison of simulation and experimental results in front braking only (pp. 147-149)



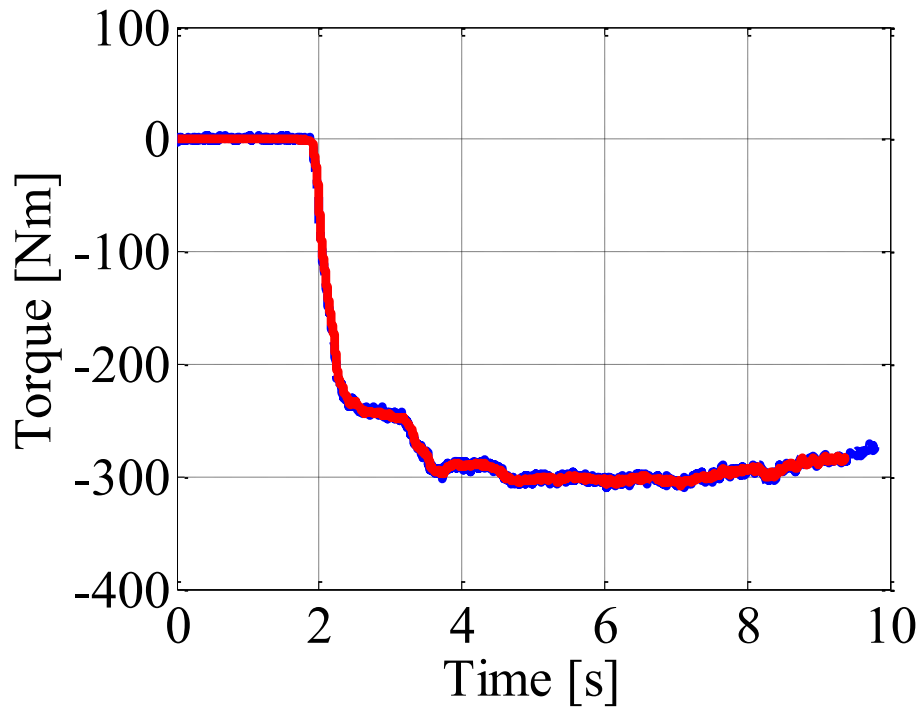
(e) Front suspension stroke



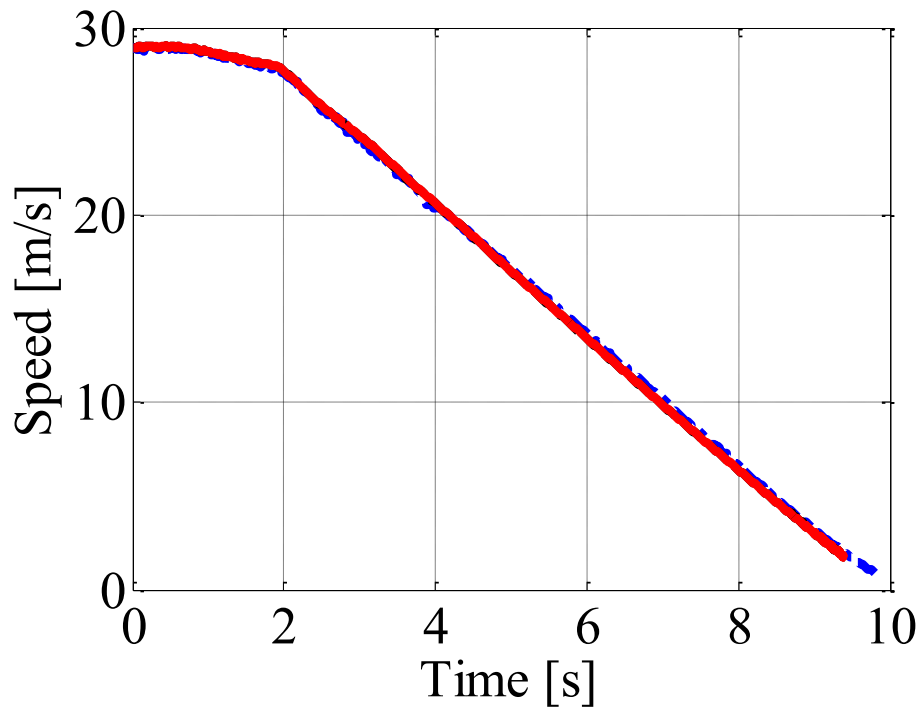
(f) Rear suspension sensor stroke

— : simulation    - - - : experiment

Fig. 5.10 Comparison of simulation and experimental results in front braking only (pp. 147-149)



(a) Rear brake torque

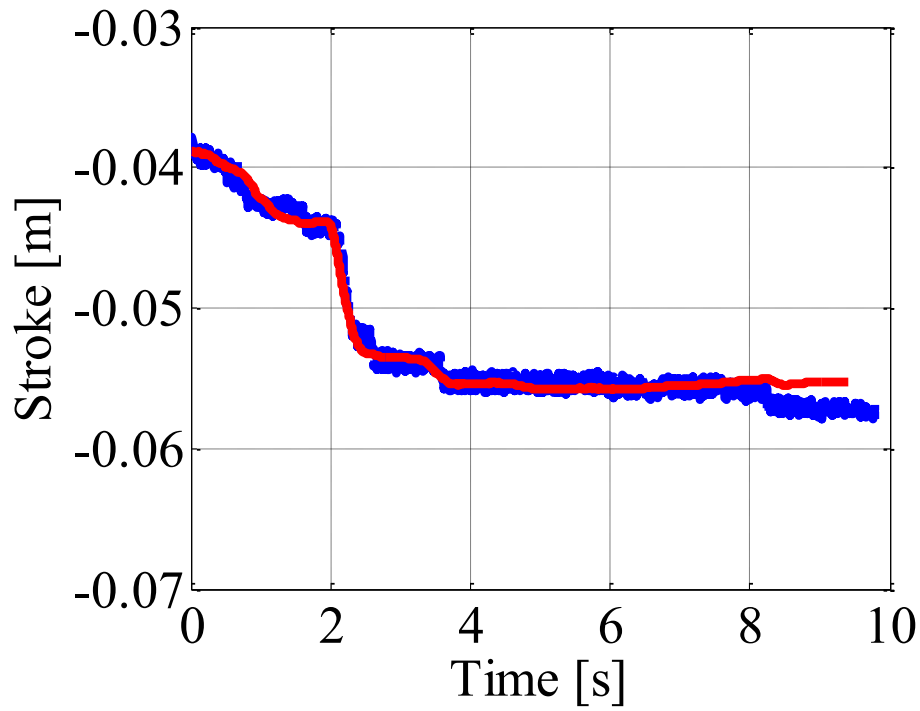


(b) Rear wheel speed

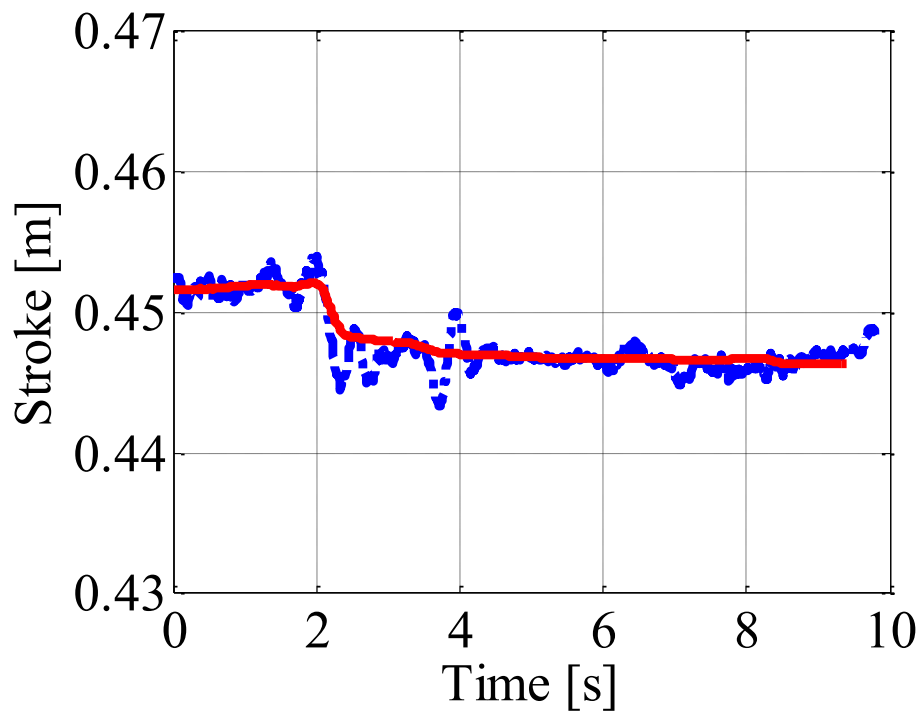
— : simulation    - - - : experiment

Fig. 5.11 Comparison of simulation and experimental results in rear braking only (pp. 150-151)





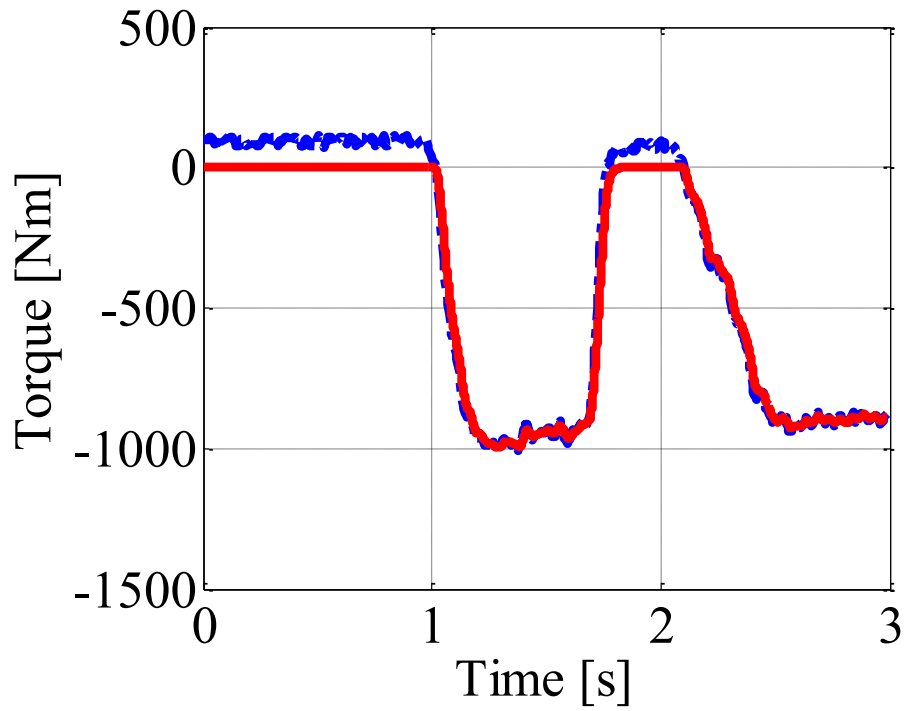
(c) Front suspension stroke



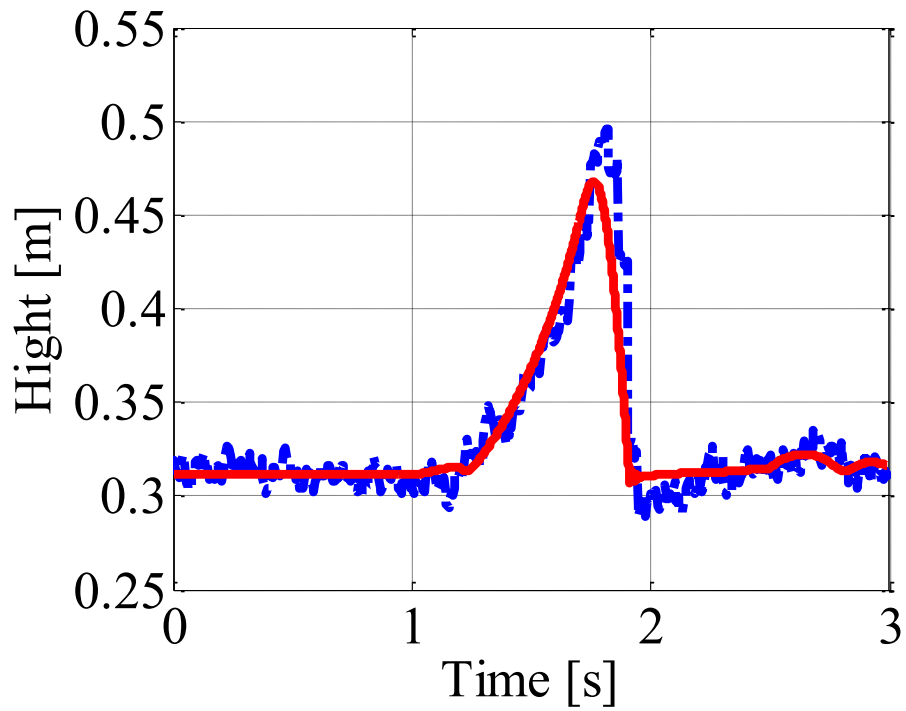
(d) Rear suspension sensor stroke

— : simulation    - - - : experiment

Fig. 5.11 Comparison of simulation and experimental results in rear braking only (pp. 150-151)



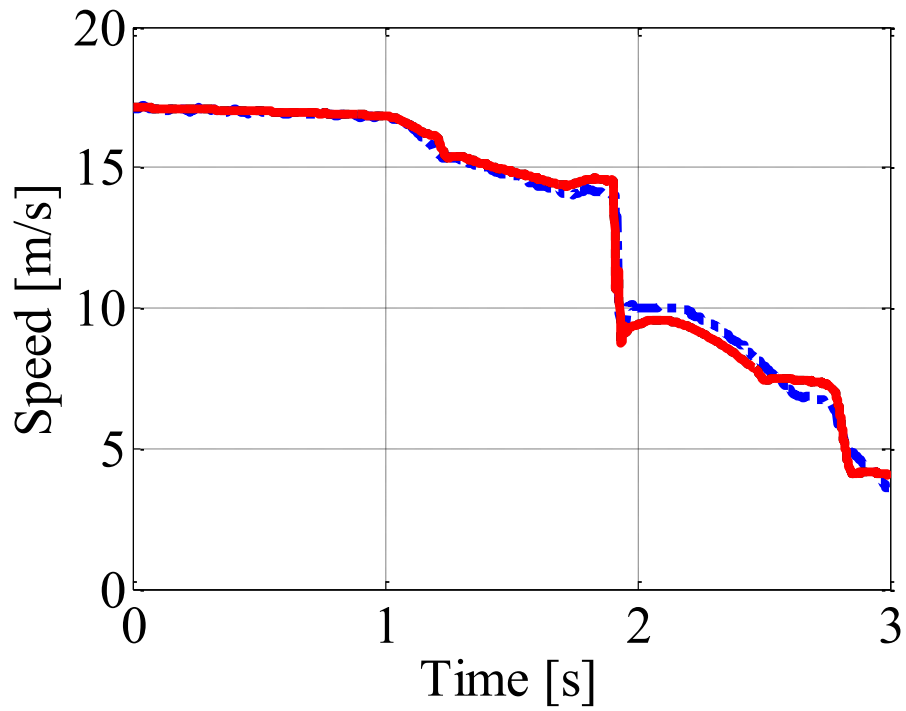
(a) Front brake torque



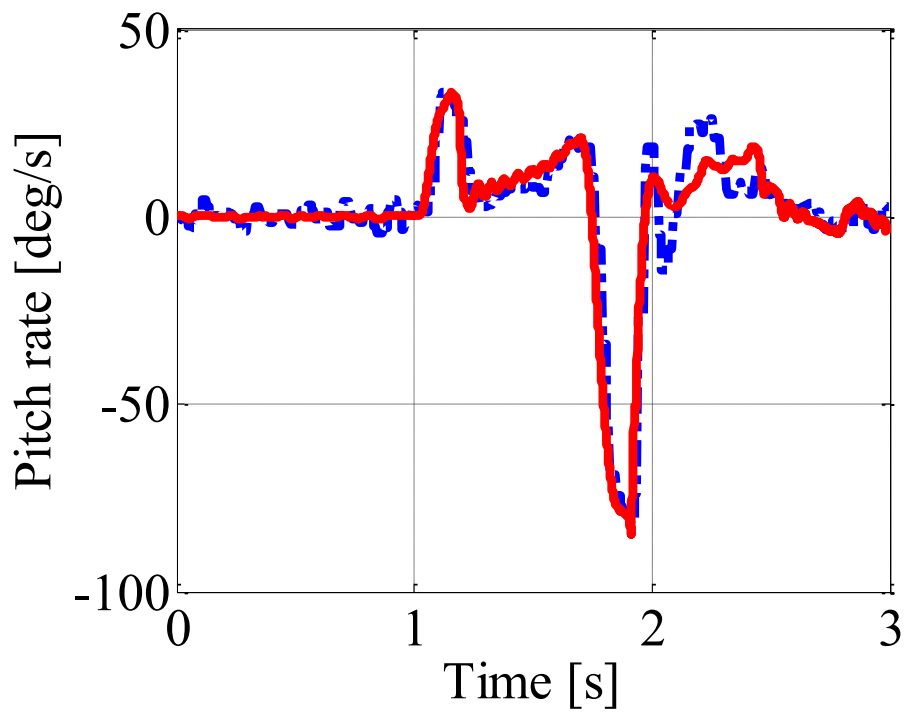
(b) Rear wheel axis height

— : simulation    - - - : experiment

Fig. 5.12 Simulation results of front braking with rear wheel rifting (pp. 152-154)



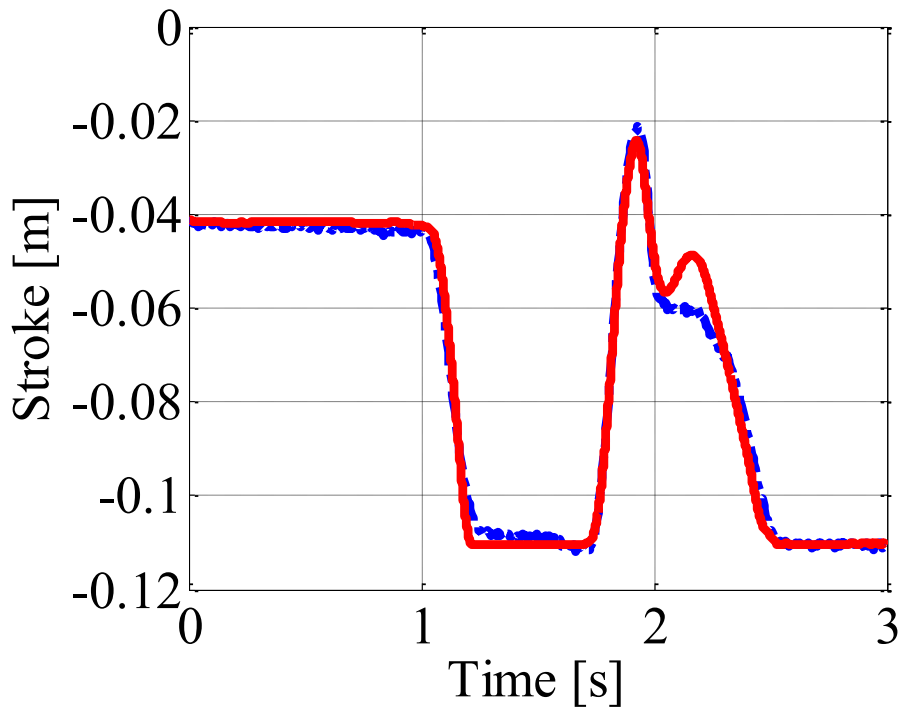
(c) Rear wheel speed



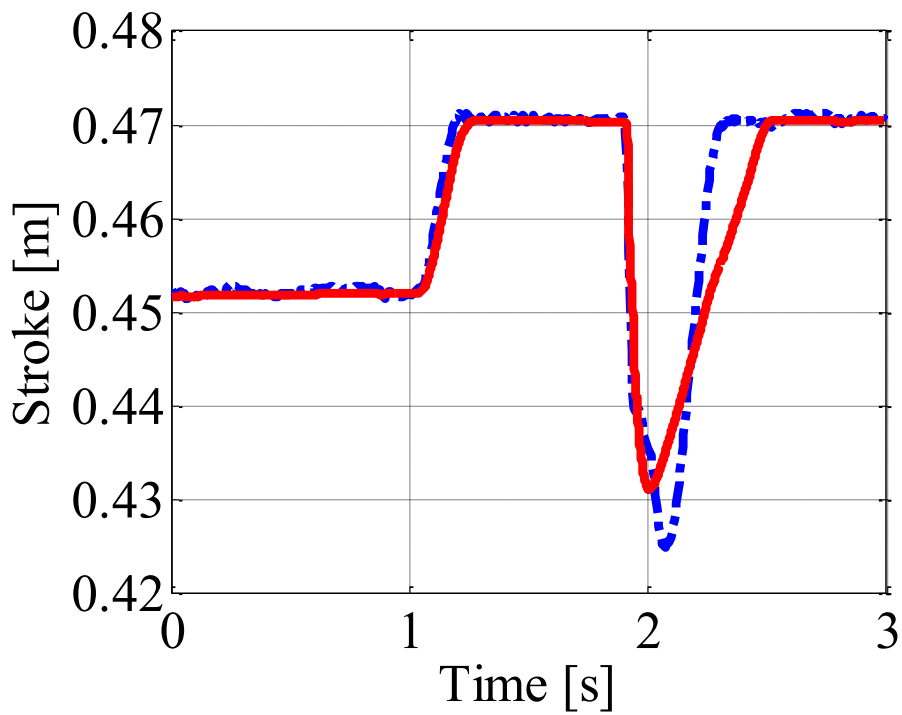
(d) Pitch rate

— : simulation    - - - : experiment

Fig. 5.12 Simulation results of front braking with rear wheel rifting (pp. 152-154)



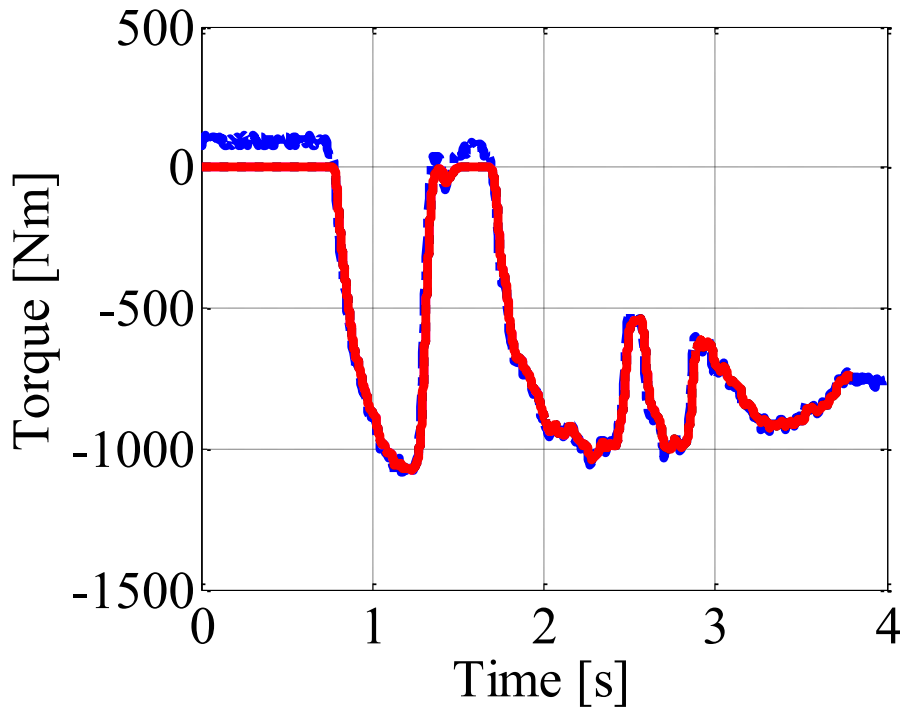
(e) Front suspension stroke



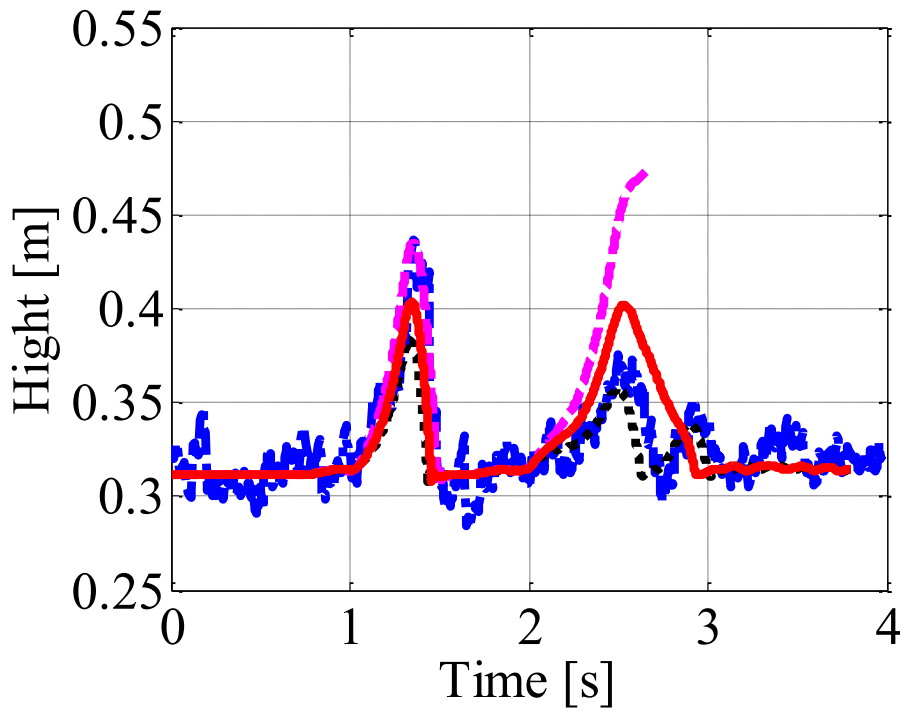
(f) Rear suspension sensor stroke

— : simulation    - - - : experiment

Fig. 5.12 Simulation results of front braking with rear wheel rifting (pp. 152-154)



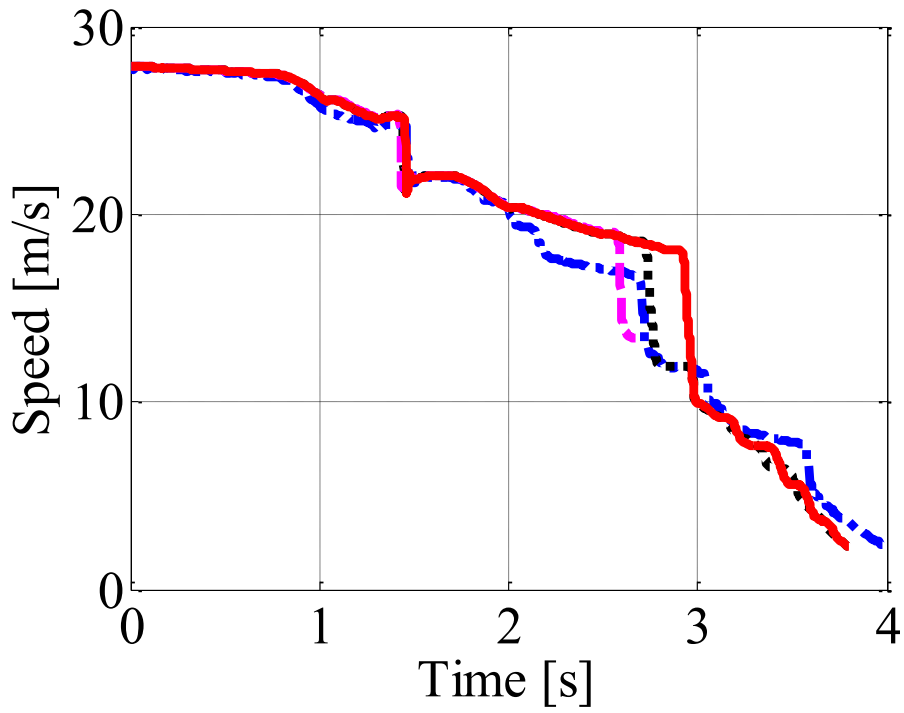
(a) Front brake torque



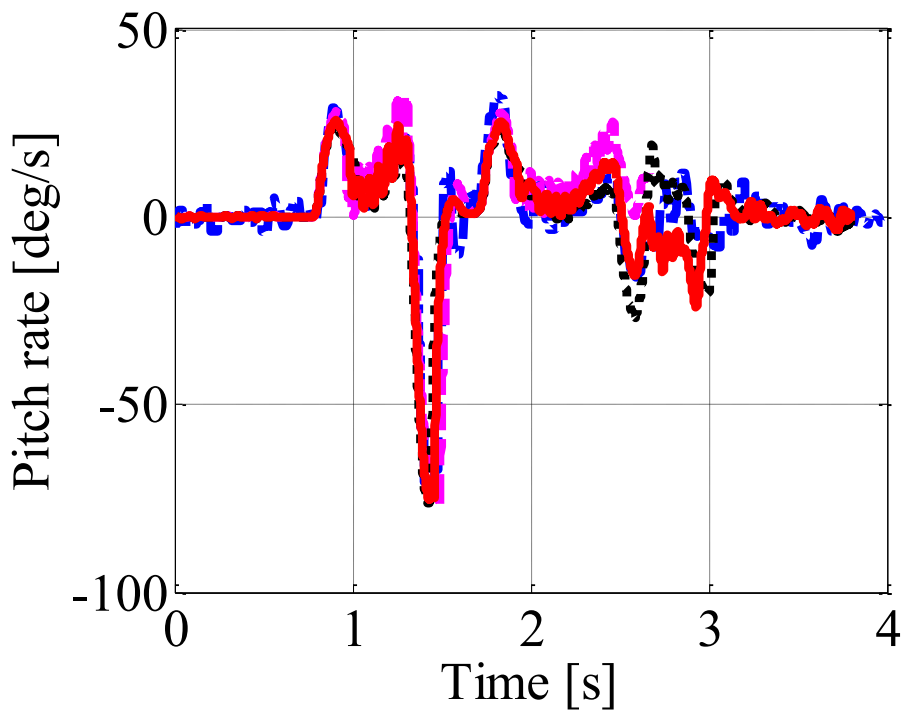
(b) Rear wheel axis height

.....: simulation with  $\theta_{wyo} = 22^\circ$     —: simulation with  $\theta_{wyo} = 30^\circ$   
 - - - : simulation with  $\theta_{wyo} = 38^\circ$     - - - : experiment

Fig. 5.13 Simulation results with various rider's posture (pp. 155-157)



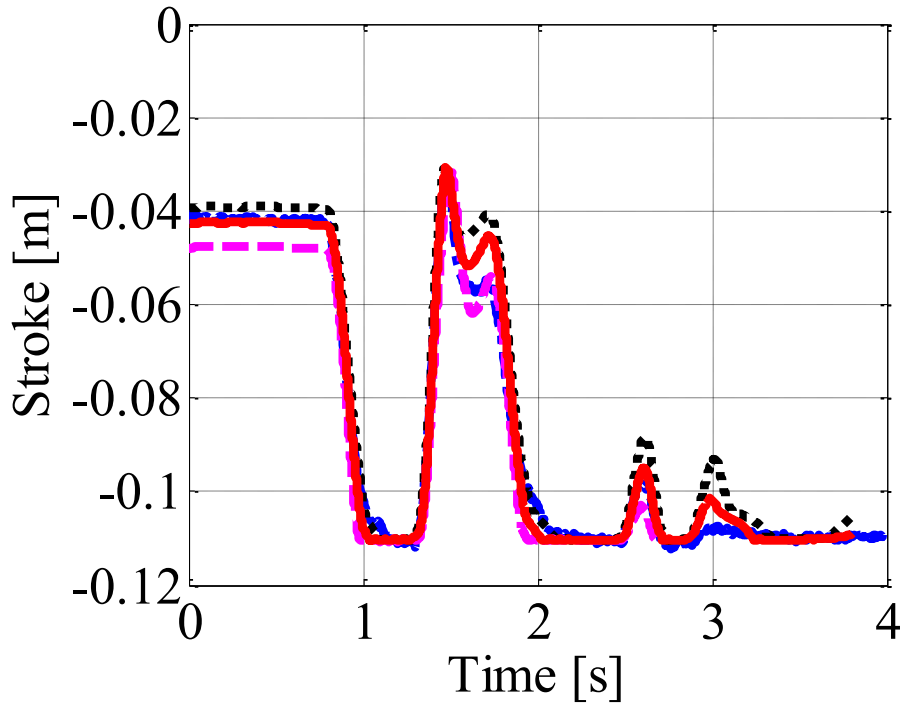
(c) Rear wheel speed



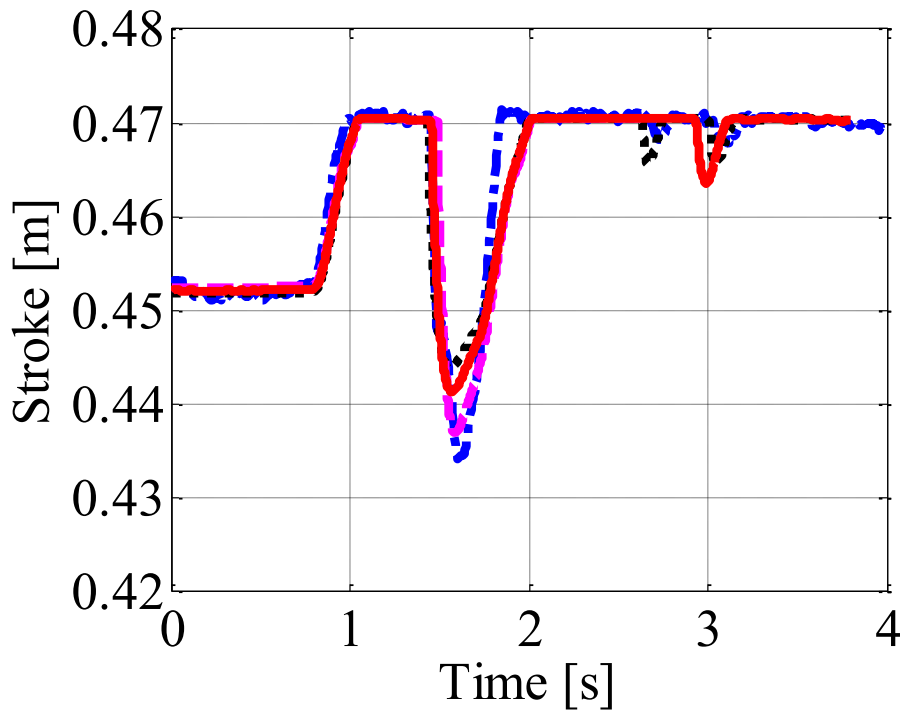
(d) Pitch rate

..... : simulation with  $\theta_{wyo} = 22^\circ$     — : simulation with  $\theta_{wyo} = 30^\circ$   
 - - - : simulation with  $\theta_{wyo} = 38^\circ$     - . - : experiment

Fig. 5.13 Simulation results with various rider's posture (pp. 155-157)



(e) Front suspension stroke



(f) Rear suspension sensor stroke

..... : simulation with  $\theta_{wyo} = 22^\circ$     — : simulation with  $\theta_{wyo} = 30^\circ$   
 - - - : simulation with  $\theta_{wyo} = 38^\circ$     - . - : experiment

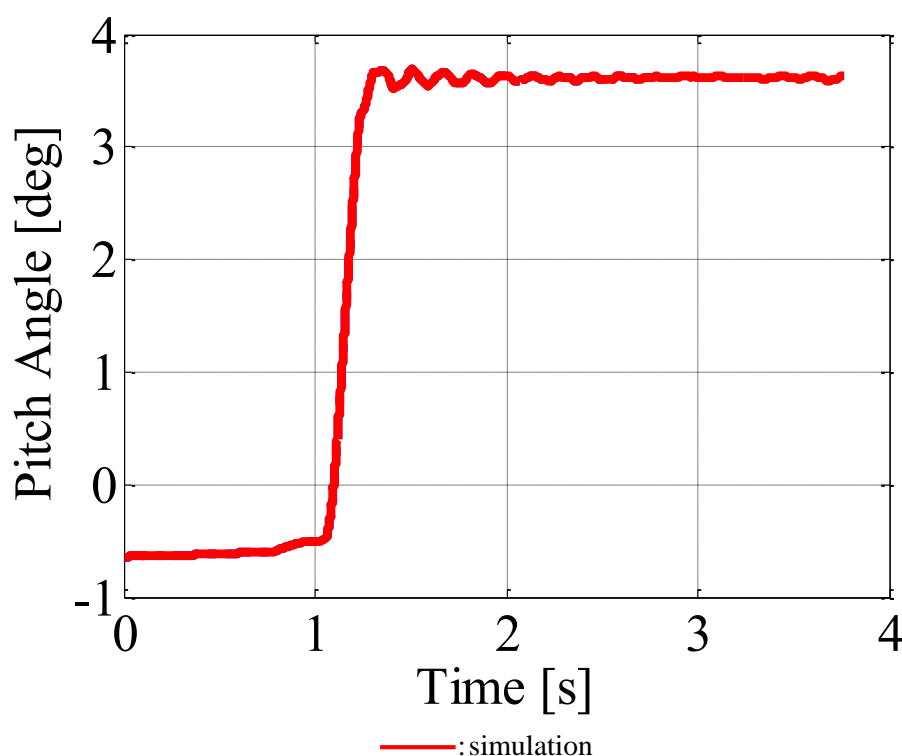
Fig. 5.13 Simulation results with various rider's posture (pp. 155-157)

## 5.5. コンバインドブレーキアシスト制御システムの設計

5.1. 節と 5.2. 節では、後輪の浮き上がりを再現するための力学モデルを構築した。本節では、この力学モデルを用い、制動中の後輪の浮き上がり現象を防止し、車体のピッチングを安定化するためのコンバインドブレーキアシスト制御システムを設計する。

まず、力学モデルを用いて、後輪の浮き上がりが発生する条件を確認する。Fig. 5.14(a), (b), (c)にそれぞれ、Fig. 5.10, Fig. 5.12 および Fig. 5.13 のシミュレーションで得られたピッチ角の結果を示す。Fig. 5.14 (a) では制動中のピッチ角は  $3.6^\circ$  で一定になっている。一方、Fig. 5.14 (b), (c) および Fig. 5.12, Fig. 5.13 (b) より、ピッチ角が  $3.5^\circ$  の付近でピッチレートの傾きが変化して、後輪の浮き上がりが発生していることがわかる。

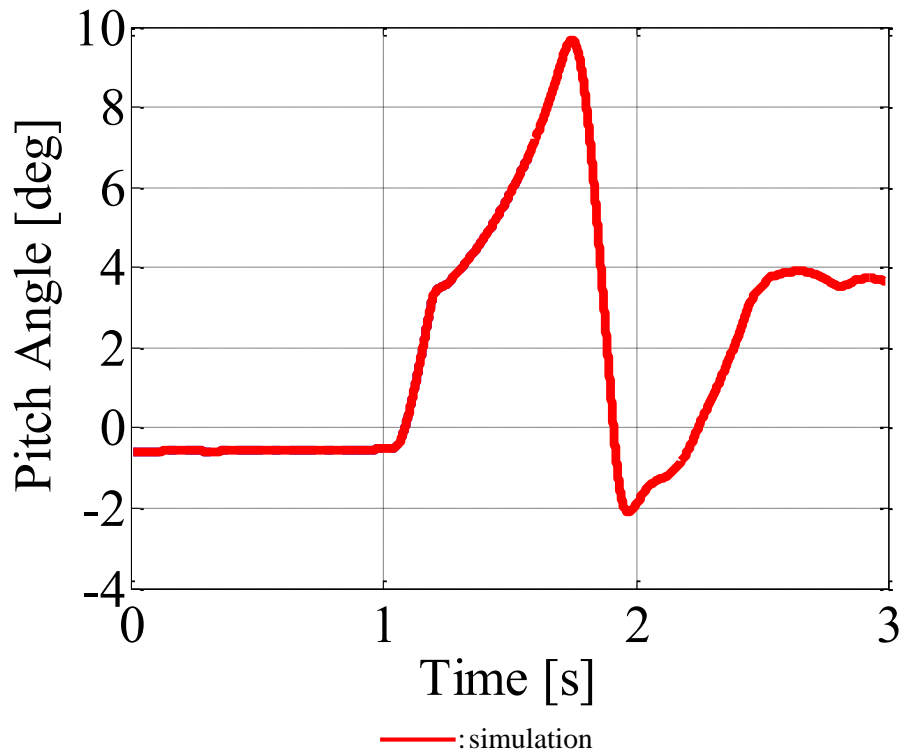
上記をより詳細に検討するため、Table 5.4 に、 $-100\text{ Nm}$ ~ $-1000\text{ Nm}$  の範囲の制動トルクを前輪にのみ与えてシミュレーションを行い、姿勢が安定した後のピッチ角と前後輪荷重を示す。なお、静止状態での前・後輪垂直荷重は、前輪  $1373\text{ N}$ 、後輪  $1420\text{ N}$  であった。タイヤのころがり抵抗、後輪の制・駆動トルクおよび駆動チェーンによる回転抵抗を考慮しているため、走行時の前・後輪垂直荷重は、静止時と異なる。



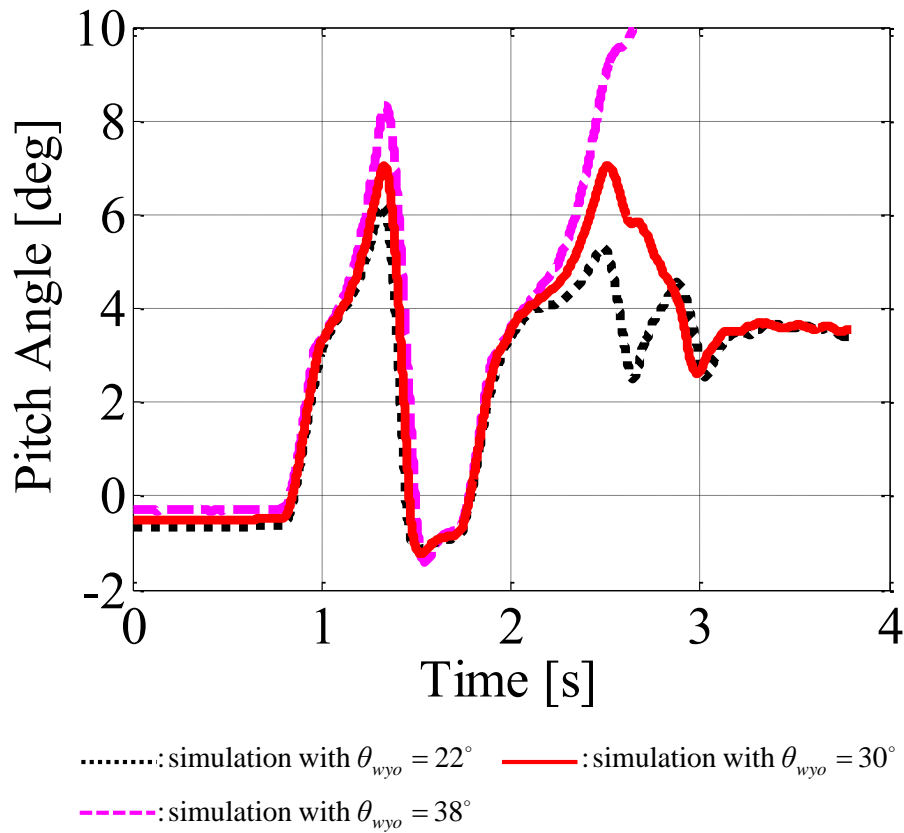
(a) Pitch angle when rear lifting is not occurred (Fig. 5.10)

Fig. 5.14 Simulation result of pitch angle for Fig. 5.10 Fig. 5.12 and Fig. 5.13 (pp. 158-159)





(b) Pitch angle when rear lifting is occurred (Fig. 5.12)



(c) Pitch angle when rear lifting is occurred (Fig. 5.13)

Fig. 5.14 Simulation result of pitch angle for Fig. 5.10 Fig. 5.12 and Fig. 5.13 (pp. 158-159)

Table 5.4 Simulation results of pitch angle during braking (front brake only)

Front brake torque [Nm]	Pitch angle [deg]	Front tire vertical force [N]	Rear tire vertical force [N]
0	-0.64	1282	1511
-100	0.09	1496	1297
-200	0.70	1631	1162
-300	1.32	1766	1027
-400	1.94	1902	891
-500	2.57	2039	754
-600	3.05	2173	620
-700	3.38	2302	491
-800	3.52	2430	363
-900	3.55	2555	238
-1000	3.59	2690	103

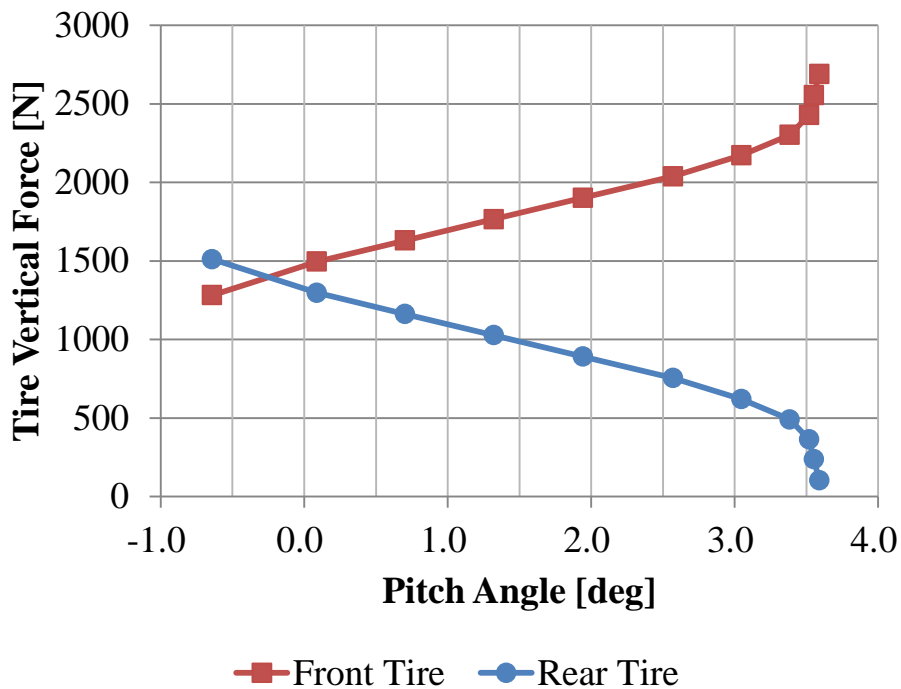


Fig. 5.15 Front and rear tire vertical forces and pitch angle

Table 5.4 に示したピッチ角と前・後輪の垂直荷重の関係を Fig. 5.15 に示す. Fig. 5.15 より, 制動中の前・後輪の垂直荷重は, ピッチ角に対し 3.5°付近まで一定の変化率であるが, 3.5°以上で後輪垂直荷重が急激に失われることがわかる. 以上の結果より, ピッチ角を 3.5°以内に抑制することで, 後輪の浮き上がりを防止することができると考えられる. このとき, ピッチ角が 3.5°を超えたときに制御を施し, 3.5°未満のときには制御出力を 0 にする.

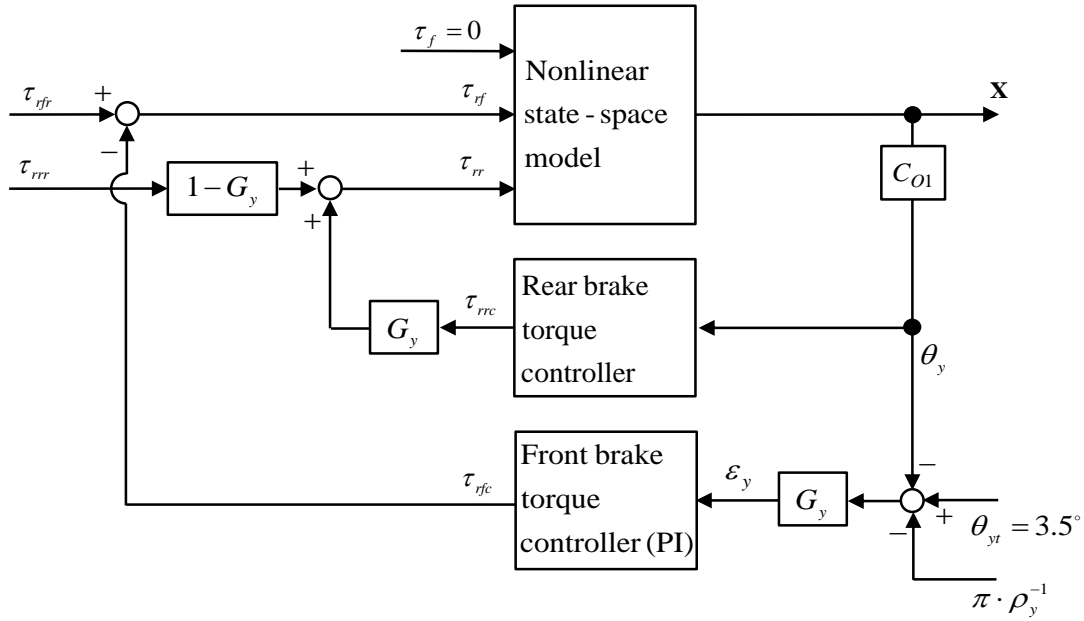


Fig. 5.16 Closed loop control system of combined brake assist system to prevent rear lifting

そこで， Fig. 5.16 のようにピッチ角をフィードバック信号とする PI 制御器を用い，ピッチ角が  $3.5^\circ$  を超えたときの前輪制動トルクを抑制する．ピッチ角のターゲット値を  $\theta_{yt} = 3.5^\circ$  とし，PI 制御器に入力するフィードバック信号  $\varepsilon_y$  を以下のように与えることで，ピッチ角が  $3.5^\circ$  未満のときのフィードバック信号の大きさを 0 にする．

$$\varepsilon_y(\theta_y) = G_y(\theta_y) \cdot (\theta_{yt} - \theta_y - \pi \cdot \rho_y^{-1}) \leq 0 \quad (5.10)$$

ここで，  $G_y(\theta_y)$  は，次式のように与える．

$$G_y(\theta_y) = \frac{1 - \tanh[\rho_y \cdot (\theta_{yt} - \theta_y)]}{2} \quad (5.11)$$

$\rho_y$  は  $G_y(\theta_y)$  の値が 0 から 1 に変わるまでの幅を決めるデザインパラメータであり，  $\rho_y = 1500$  とした． Fig. 5.17 に示すとおり，このとき  $G_y(\theta_y)$  は  $\theta_y < 3.4^\circ$  で 0，  $\theta_y > 3.6^\circ$  では 1 になる． Fig. 5.18 に，実線でフィードバック信号  $\varepsilon_y$  を，また，点線で  $G_y(\theta_y)(\theta_{yt} - \theta_y)$  を示す．フィードバック信号  $\varepsilon_y$  は，  $\theta_y < 3.4^\circ$  では 0，  $\theta_y > 3.6^\circ$  では  $(\theta_{yt} - \theta_y - \pi \rho_y^{-1}) < 0$  の値をとる関数である．  $G_y(\theta_y)(\theta_{yt} - \theta_y)$  をフィードバック信号として用いた場合，  $3.45^\circ < \theta_y < 3.5^\circ$  の範囲ではわずかながら 0 よりも大きな値をとり，制御器のゲインの切り替えが必要になる．そこで，  $\theta_{yt} - \theta_y = \pi \rho_y^{-1}$  のとき  $G_y(\theta_y) = 0.00186 \ll 1$  であることを利用し，  $G_y(\theta_y)(\theta_{yt} - \theta_y - \pi \rho_y^{-1})$  を用いることで，フィードバック信号  $\varepsilon_y$  が常に 0 以下の値となるようにしている．

二輪自動車へ入力する前輪制動トルク  $\tau_{rf}$  は，式(5.10)と式(5.11)を用いて，次式のように与える．

$$\tau_{rf} = \tau_{rfr} - \tau_{rfc} \quad (5.12)$$

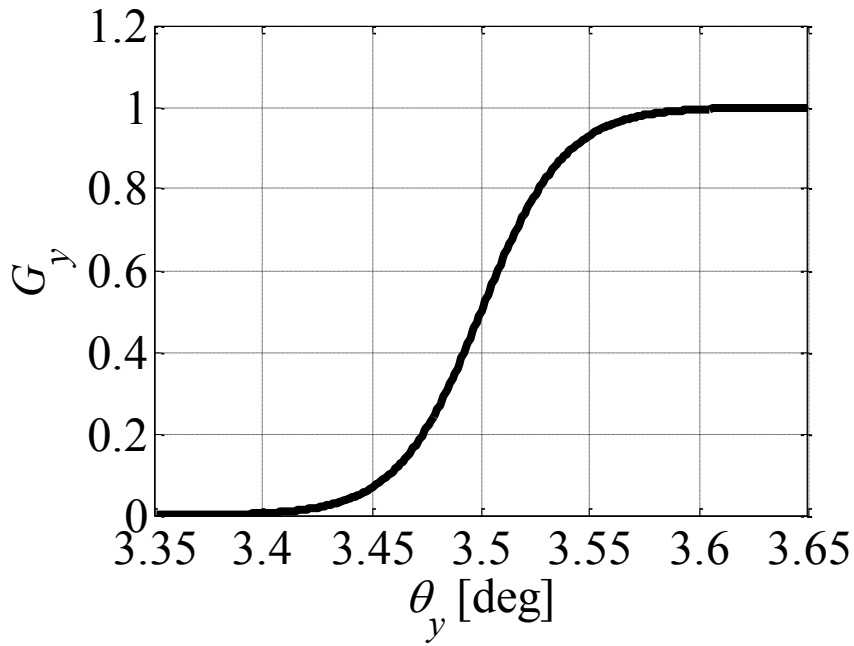


Fig. 5.17 Value of  $G_y$

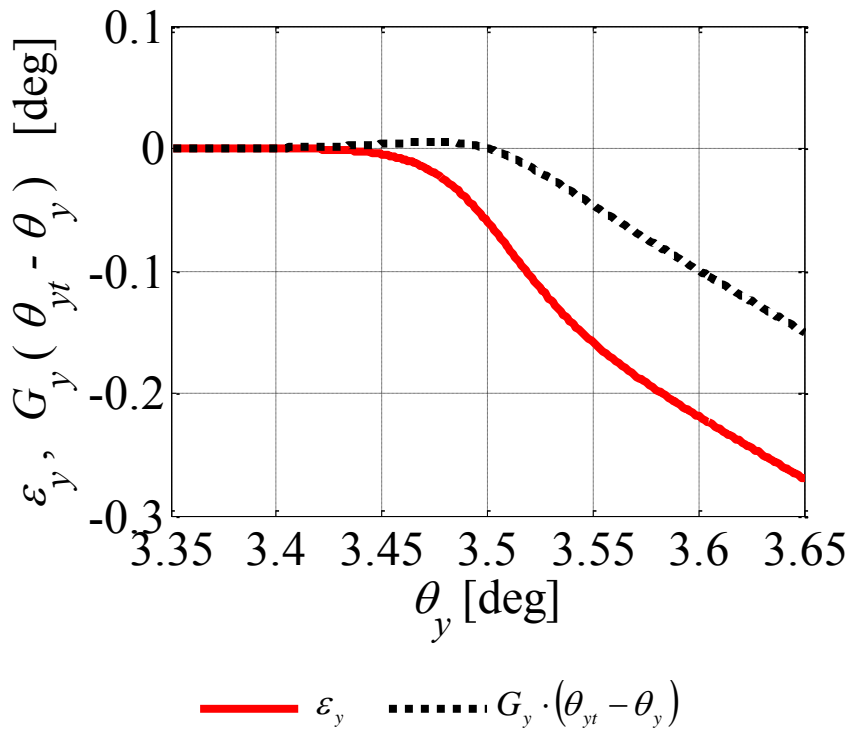


Fig. 5.18 Value of Feedback signal of control system of the combined brake assist system

ただし,

$$\tau_{fc} = k_{py} \cdot \varepsilon_y(\theta_y) + G_y(\theta_y) \cdot k_{iy} \int \varepsilon_y(\theta_y) dt \quad (5.13)$$

$\tau_{rfc}$  は、PI 制御器が出力する前輪制動トルクを示す。式(5.13) 第2項で  $G_y(\theta_y)$  を乗じることにより、PI 制御器が出力する前輪制動トルク  $\tau_{rfc}$  が、 $\theta_y < 3.4^\circ$  で確実に 0 になるようにしている。PI 制御には、比例ゲイン係数  $k_{py}=60000$ 、積分ゲイン係数  $k_{iy}=40000$  を用いた。また、 $\tau_{rf}$  は、ライダーがブレーキレバーを操作することで与えられる前輪制動トルク入力値である。

後輪にはピッチ角に応じた制動トルクを与える。このために、Fig. 5.15 に示したピッチ角と後輪垂直荷重の関係より、後輪のスリップを起こさない範囲で後輪に与えることのできる制動トルクの最大値を求める。Fig. 5.15 のピッチ角  $3.52^\circ$  以下の範囲では、前・後輪荷重をそれぞれピッチ角の 1 次関数として次式のように表すことができる。

$$\begin{cases} F_{Dc} = 14530 \cdot \theta_y + 1442 \\ F_{Cz} = -14530 \cdot \theta_y + 1350 \end{cases} \quad (5.14)$$

ここで、単純化のため、前・後輪垂直荷重がそれぞれのタイヤ前後力の最大値に等しいとみなす。このとき、式(5.14)に後輪の半径  $R_r$  の値を乗じて、後輪タイヤの接地点で  $F_{Cx}=F_{Cz}$  を発生する後輪制動トルク  $\tau_{rc}$  を、次式のように求めることができる。

$$\tau_{rc} = 4500 \cdot \theta_y - 420.2 \quad (5.15)$$

後輪制動トルク  $\tau_{rr}$  が  $|\tau_{rr}| \leq |\tau_{rc}|$  を満たすときには、制動で発生するタイヤ前後力が最大値よりも小さいため、後輪のスリップは発生しない。

式(5.12)によって前輪制動トルク  $\tau_{rf}$  を抑制すると同時に後輪に制動トルク  $\tau_{rc}$  を与えるとき、後輪制動トルク  $\tau_{rr}$  は、次式のように表せる。

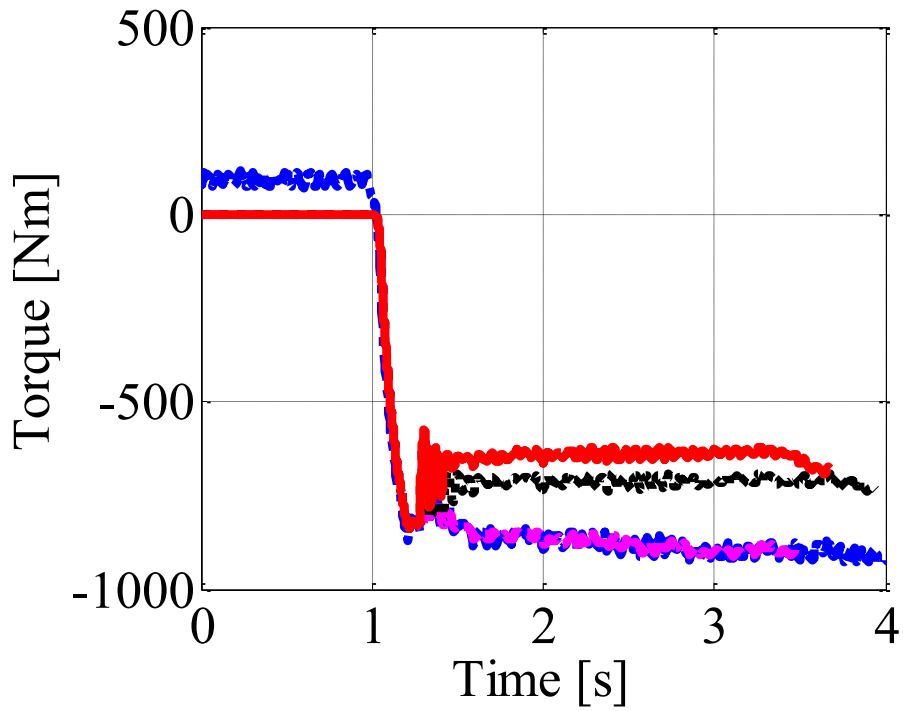
$$\tau_{rr} = \{1 - G_y(\theta_y)\} \cdot \tau_{rr} + G_y(\theta_y) \cdot \tau_{rc} \quad (5.16)$$

## 5.6. 後輪の浮き上がり現象に対するコンバインドブレーキアシスト制御システムの検証 (テストケース 5)

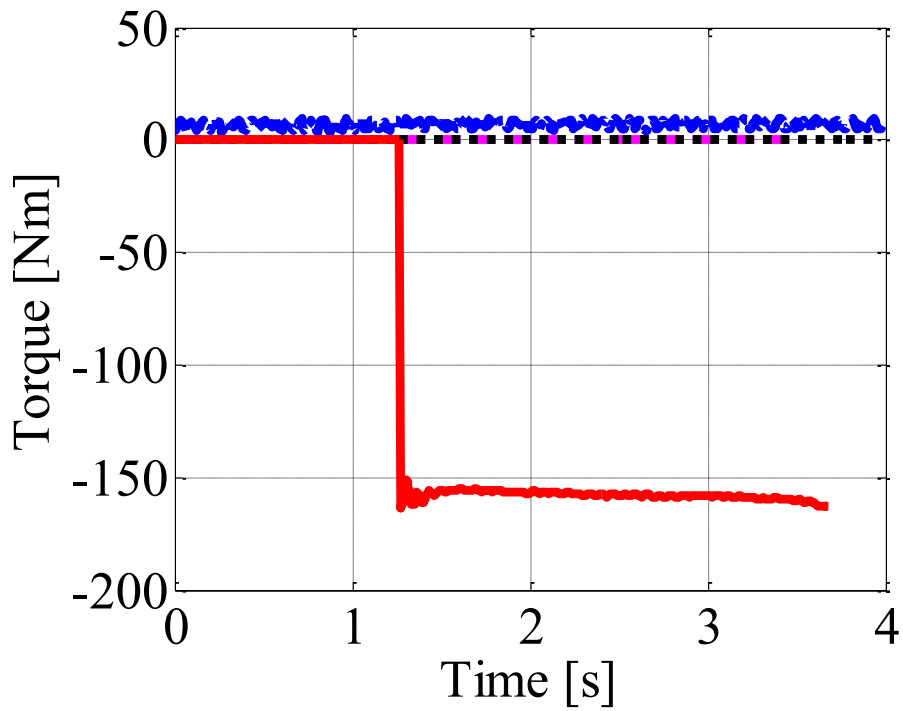
Fig. 5.19 に、実車制動試験で後輪の浮き上がりが生じていないケースについて、コンバインドブレーキアシスト制御システムを用いたときのシミュレーション結果を示す。シミュレーションの制動トルク入力は、Fig. 5.10 に示した実測値より算出した。Fig. 5.19 (a)は前輪制動トルク、(b)は後輪制動トルク、(c)は後輪フレームのピッチ角、(d)は後輪フレームのピッチレート、(e)は前輪速度、(f)は後輪速度である。図中の実線はコンバインドブレーキアシスト制御を施したときのシミュレーション結果、破線はコンバインドブレーキアシスト制御を施さないときのシミュレーション結果、一点鎖線は実車で測定結果を示す。比較のため、前輪の制動力のみを制御して後輪には制動トルクを与えない場合について、そのシミュレーション結果を点線で示す。Fig. 5.19 (a) より、前輪制動

トルク入力値約-900 Nm に対し、コンバインドブレーキアシスト制御システムは前輪制動トルクを 250 Nm 程度低減していることがわかる。Fig. 5.19 (b) より、1.2 s 以降、コンバインドブレーキアシスト制御システムが後輪に最大-160 Nm 程度の制動トルクを与え、制動力を補っていることがわかる。Fig. 5.19 (c), (d) より、制動中のピッチ角とピッチレートの最大値についてはコンバインドブレーキアシスト制御システムの有無による違いが小さく、1.3 s 以降でピッチレートの収束性を向上していることがわかる。Fig. 5.19 (e), (f) より、前後輪速度はいずれもほぼ一致しており、コンバインドブレーキアシスト制御システムを用いて後輪に制動トルクを与えることで、コンバインドブレーキアシスト制御システムを用いない場合と同程度の減速度が得られていることがわかる。

Fig. 5.20 に、実車制動試験で後輪の浮き上がり現象が生じたケースについて、コンバインドブレーキアシスト制御システムを用いたときのシミュレーション結果を示す。シミュレーションの制動トルク入力、Fig. 5.12 に示した実測値より算出している。Fig. 5.20 (a)は前輪制動トルク、(b)は後輪制動トルク、(c)は後輪フレームのピッチ角、(d)は後輪フレームのピッチレート、(e)は前輪速度、(f)は後輪速度、(g)は後輪車軸高である。図中の実線はコンバインドブレーキアシスト制御システムを用いたときのシミュレーション結果、鎖線はコンバインドブレーキアシスト制御システムを用いないときのシミュレーション結果、一点鎖線は実車での測定結果を示す。Fig. 5.20 (a) より、前輪制動トルク入力が-800 Nm 以上となる 1.2 s~1.7 s の間と 2.4 s 以降では、コンバインドブレーキアシスト制御システムが前輪制動トルクを 250 Nm 程度低減していることがわかる。また、前輪制動トルク入力が小さい 1.7 s~2.4 s 間の制動トルクは、入力と一致している。Fig. 5.20 (b) より、前輪制動トルクが低減されている期間、最大-160 Nm 程度の後輪制動トルクが与えられている。Fig. 5.20 (c), (d) より、コンバインドブレーキアシスト制御システムによって、1.2 s 以降のピッチ角が 3.6°未満に抑制され、制動中はほぼ一定に保たれていることがわかる。Fig. 5.20 (e), (f) より、測定結果で後輪が空転している 1.2 s~1.9 s の間、コンバインドブレーキアシスト制御システムによって前輪と後輪の車速が同じになっていることがわかる。また、Fig. 5.20 (g) より、測定結果でみられる後輪の浮き上がり現象を、コンバインドブレーキアシスト制御システムが防止していることがわかる。なお、後輪の浮き上がり現象を防止したとき、実際の走行では、ライダーが制動トルクを緩める必要はなくなるため、Fig. 5.20 に示したシミュレーション結果よりも制動距離を短くすることができると考えられる。



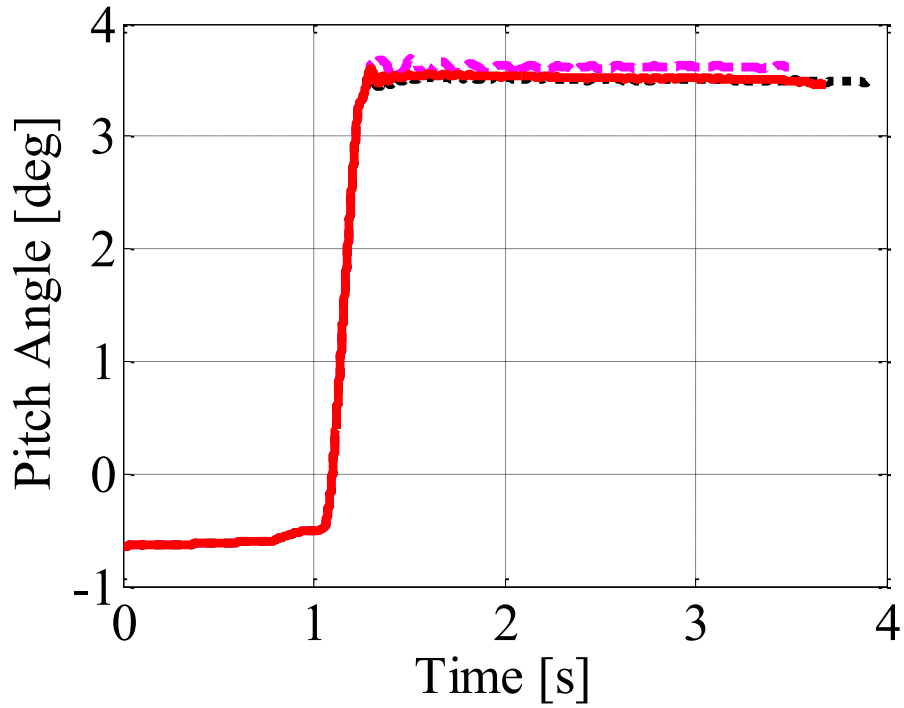
(a) Front brake torque



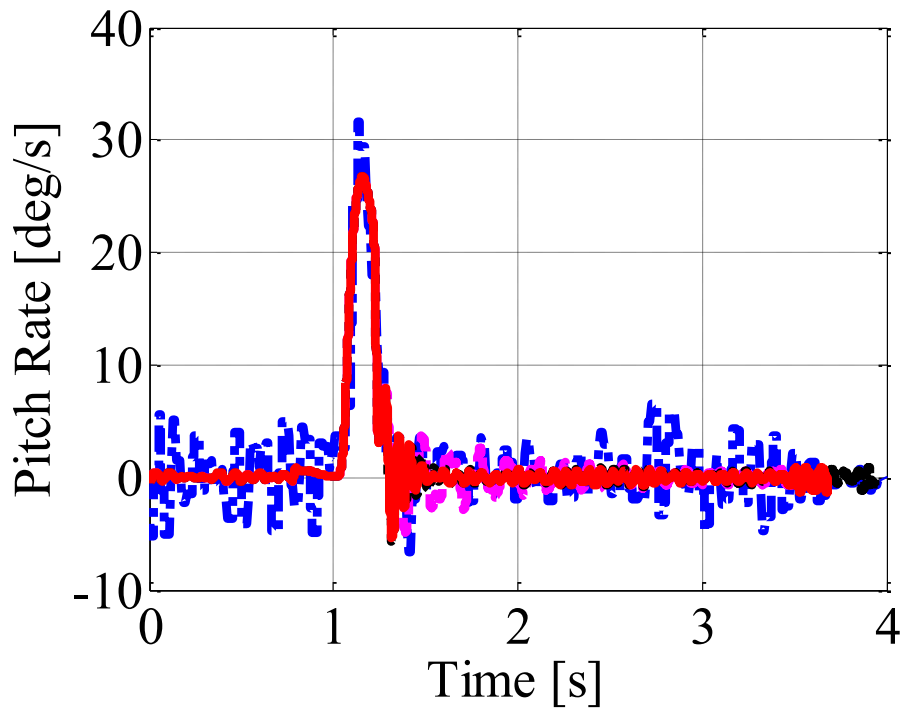
(b) Rear brake torque

- : simulation with combined brake assist control
- - -: simulation without combined brake assist control
- .....: simulation with front brake assist control
- . - .: measurement

Fig. 5.19 Performance of combined brake assist system when rear lifting is not occurred (pp. 165-167)



(c) Pitch angle

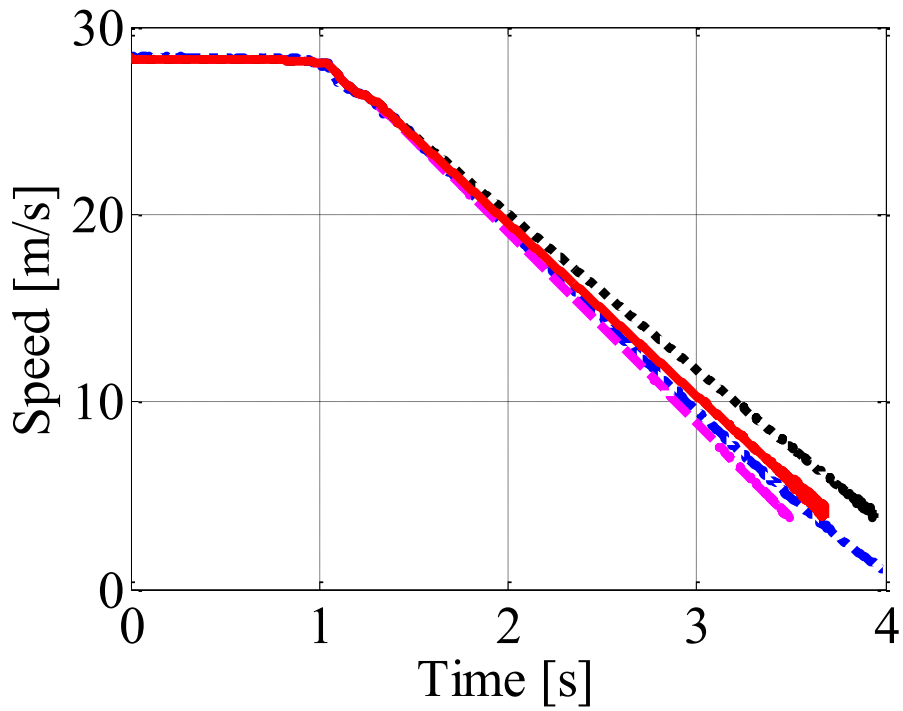


(d) Pitch rate

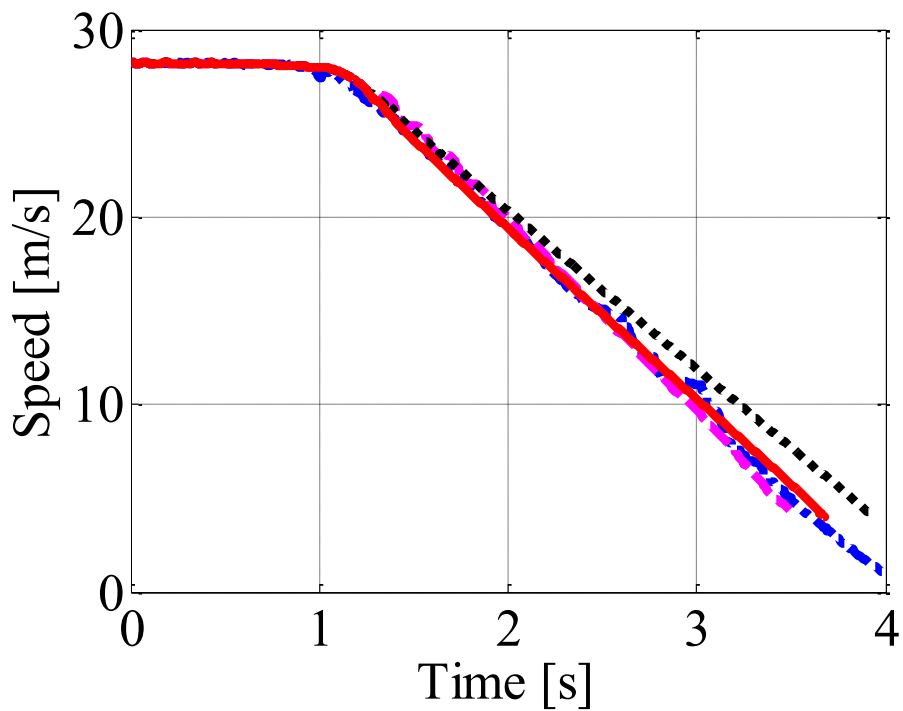
- : simulation with combined brake assist control
- - -: simulation without combined brake assist control
- .....: simulation with front brake assist control
- . - .: measurement

Fig. 5.19 Performance of combined brake assist system when rear lifting is not occurred (pp. 165-167)





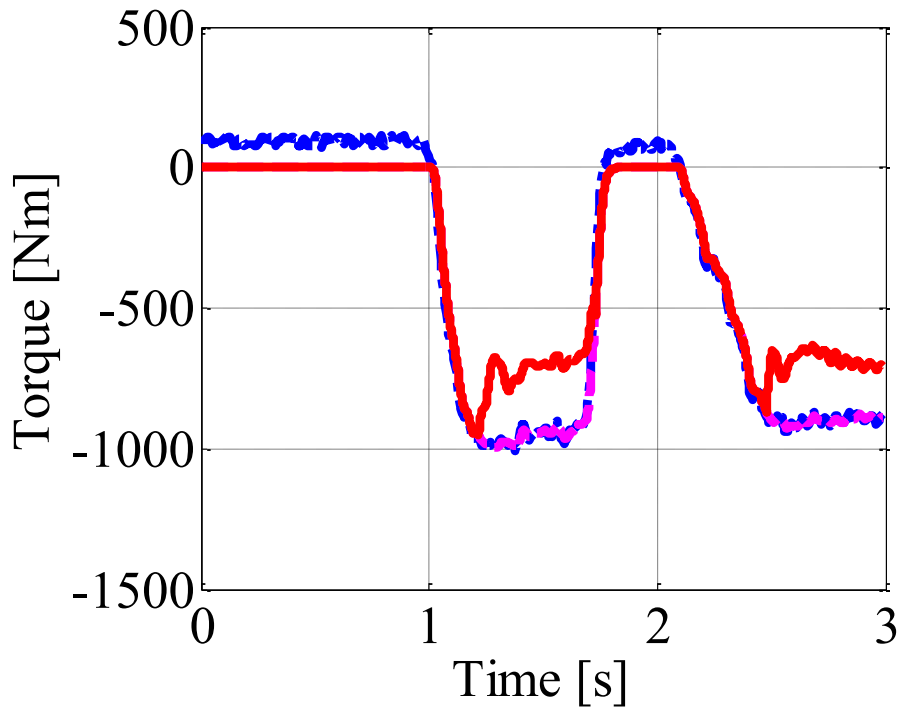
(e) Front wheel speed



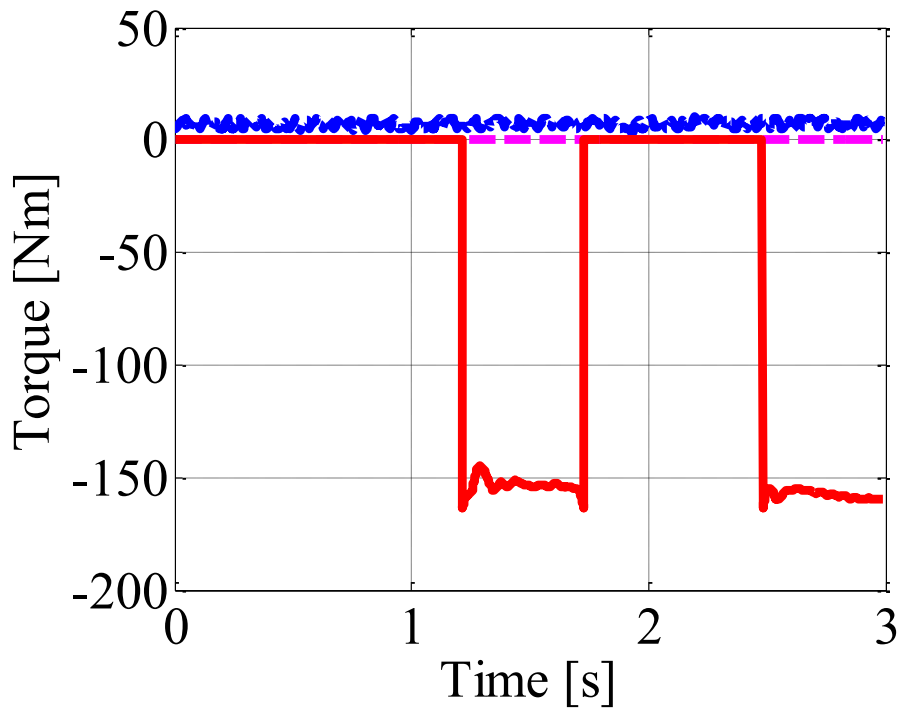
(f) Rear wheel speed

- : simulation with combined brake assist control
- - -: simulation without combined brake assist control
- .....: simulation with front brake assist control
- . - .: measurement

Fig. 5.19 Performance of combined brake assist system when rear lifting is not occurred (pp. 165-167)



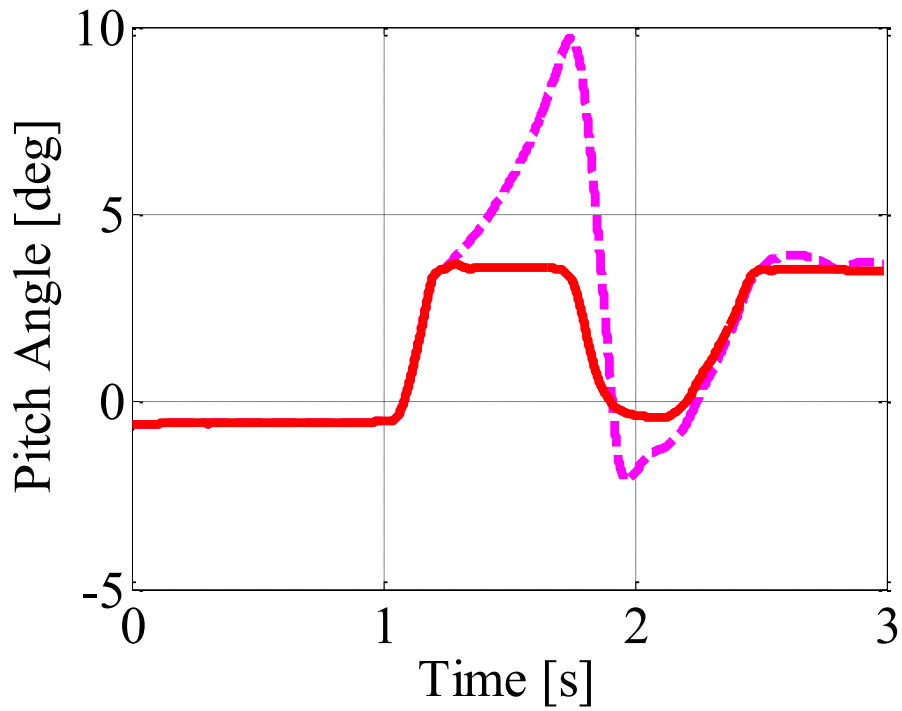
(a) Front brake torque



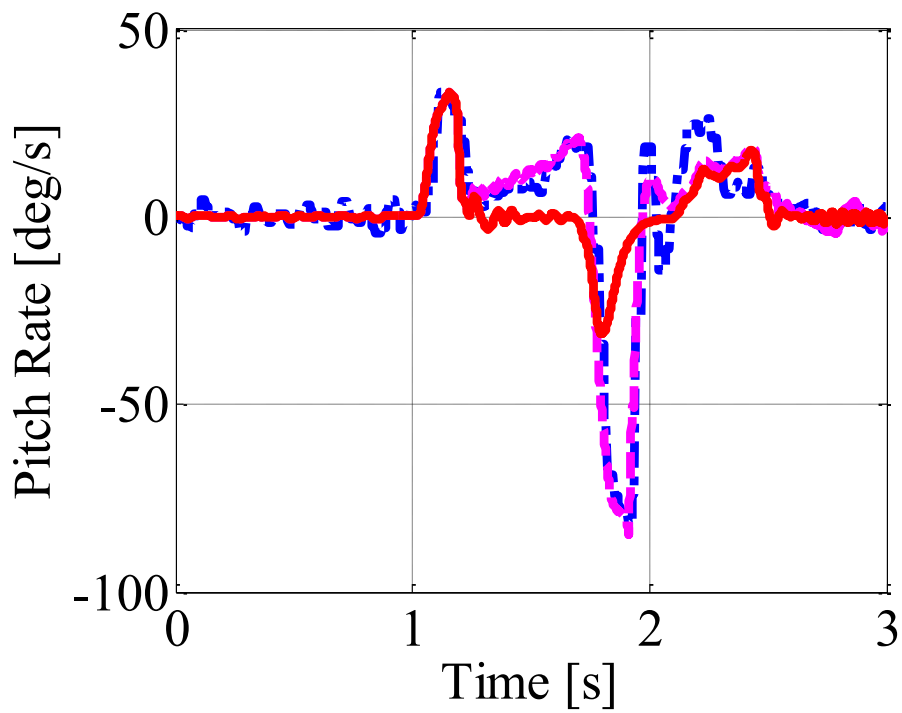
(b) Rear brake torque

- : simulation with combined brake assist control
- - -: simulation without combined brake assist control
- . - . : measurement

Fig. 5.20 Performance of combined brake assist system when rear lifting is occurred (pp. 168-171)



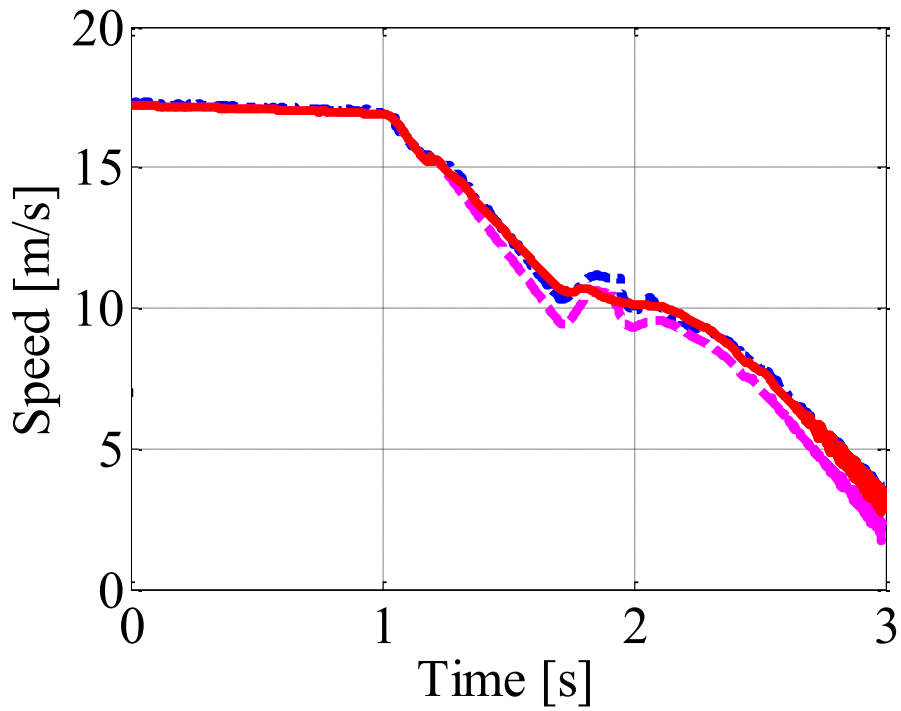
(c) Pitch angle



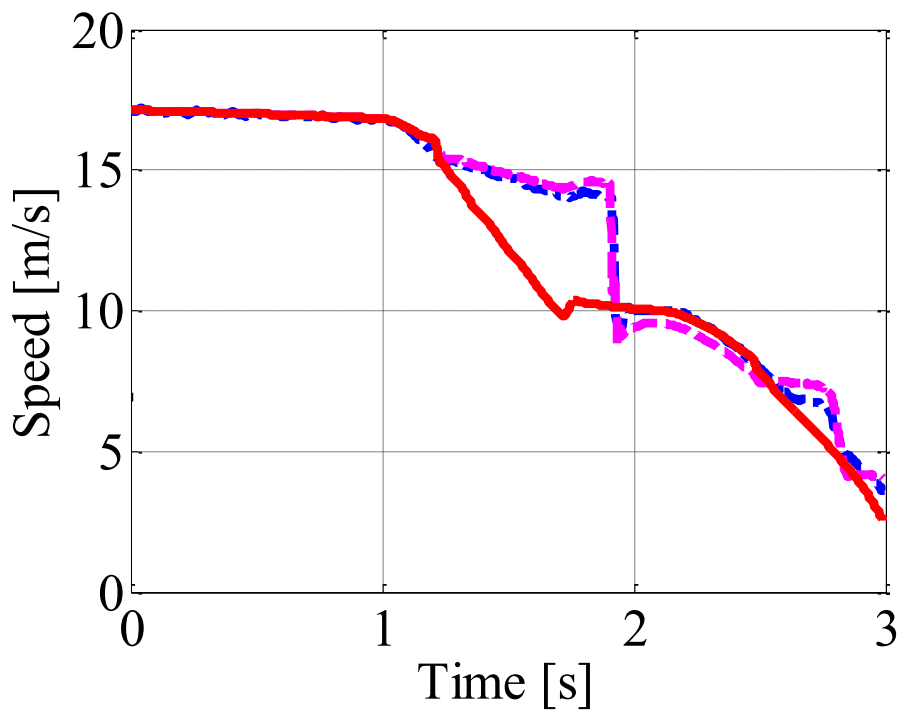
(d) Pitch rate

- : simulation with combined brake assist control
- - -: simulation without combined brake assist control
- . . . : measurement

Fig. 5.20 Performance of combined brake assist system when rear lifting is occurred (pp. 168-171)



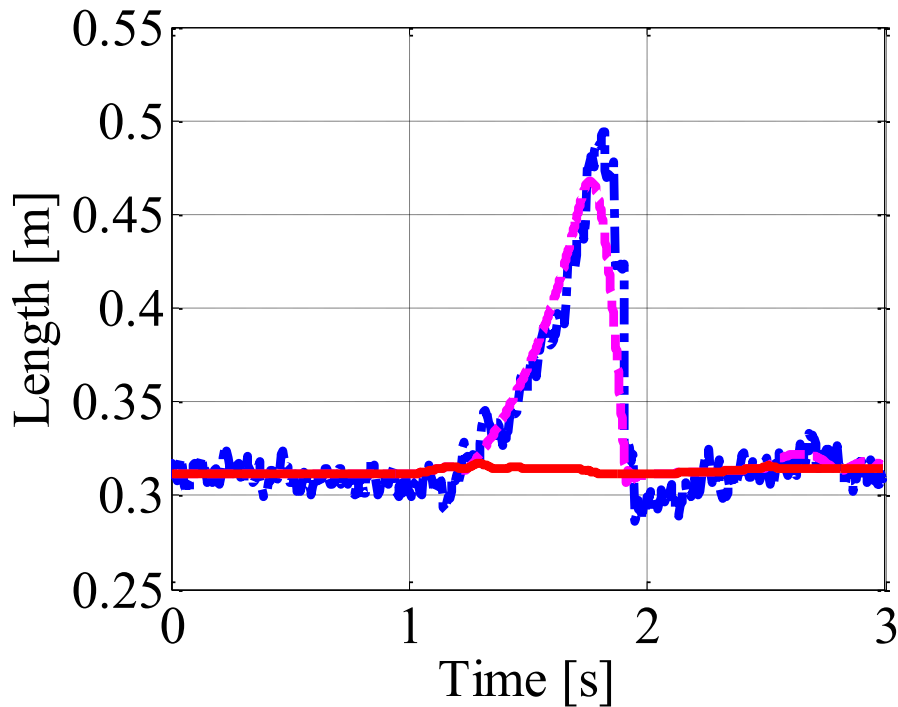
(e) Front wheel speed



(f) Rear wheel speed

- : simulation with combined brake assist control
- - -: simulation without combined brake assist control
- · - ·: measurement

Fig. 5.20 Performance of combined brake assist system when rear lifting is occurred (pp. 168-171)



(g) Rear wheel axis height

—: simulation with combined brake assist control  
 - - : simulation without combined brake assist control  
 - · - : measurement

Fig. 5.20 Performance of combined brake assist system when rear lifting is occurred (pp. 168-171)

## 5.7. まとめ

本章では、二輪自動車の実車制動試験結果に基づく急制動時の運動解析により、車体のピッチング挙動も含めたシミュレーションと制動試験結果との比較を行なった。そして、後輪の浮き上がり現象を防ぐためのコンバインドブレーキアシスト制御システムを設計し、シミュレーションにより設計したシステムの有効性の確認を行った。本章の内容を、以下にまとめる。

- (1) リアサスペンションの機構解析を行い、リアサスペンションのショックアブソーバーに発生する力と後輪フレームに加わる力・トルクの関係式を導出した。この機構を考慮して 13 の運動学的自由度を持つライダー - 二輪自動車系の力学モデルを構築し、試験車両に基づき力学モデルのパラメータ同定を行った。
- (2) 実車で測定されたブレーキ油圧より算出した制動トルク入力を用いてシミュレーションを行い、その結果から制動時の二輪自動車の挙動が再現できることを示した。過大な制動によって後輪が浮き上がり状態に至ることがシミュレーションで再現でき、その際のサスペンションやピッチングの挙動について、制動試験結果との整合性が確認できた。また、ライダー上体の前傾姿勢を変えることにより、ライダーの姿勢が後輪の浮き上がりの程度に影響を及ぼすことを、シミュレーション結果から示した。

- (3) 本章で構築した力学モデルを用いて、制動中の後輪の浮き上がり現象を防ぎ、車体の姿勢を安定化するためのコンバインドブレーキアシスト制御システムを設計した。シミュレーションを用いてテストケースに基づいた検証を行い、コンバインドブレーキアシスト制御システムが車体のピッチ角を一定の範囲内に保ち、後輪の浮き上がりを防ぐことを示した。

## 6. 結 論

本論文では、二輪自動車の制動時に、何らかの横力を受けて車体が転倒に至ることを防ぐための前輪操舵アシスト制御システム、および過大な制動力が原因で生じる後輪の浮き上がりを防ぐためのコンバインドブレーキアシスト制御システムの設計を行った。はじめに、これら2つの制御システムを包括するライダーアシスト制御システムについて、機能分析に基づく概念設計を行い、検証項目を明確にした。その上で、適切な力学モデルを構築し、テストケースに基づいて設計した制御系の検証を行った。

2章では、まず、制動時におけるライダーアシスト制御システムの機能分析に基づく概念設計を行い、検証項目を明確にした。システムモデルの記述方法の一つである SysML (Systems Modeling Language)を用いて、設計対象とするシステムの機能分析を行い、ライダーアシスト制御システムが、制動時にライダーの操舵をアシストするための「前輪操舵アシスト制御」と、急制動時にライダーのブレーキをアシストするための「コンバインドブレーキアシスト制御」の2つの制御機能を備える必要のあることを明らかにした。また、この分析によって、前輪操舵アシスト制御システムの設計に用いる力学モデルには、タイヤ力および制動時のピッチング動作を再現する必要のあることがわかった。さらに、コンバインドブレーキアシスト制御システムの設計に用いる力学モデルでは、サスペンションモデルの詳細化とタイヤの非接地の再現を必要とすることが明らかになった。次に、前輪操舵アシスト制御システムの設計に必要な力学モデルの構築を行った。ここでは、制動時の現象を、力学モデルを用いたシミュレーションで再現するために、タイヤ力の非線形特性とサスペンションの伸縮などに伴うピッチング動作を考慮し、13の運動学的自由度を持つライダー二輪自動車系の非線形力学モデルを構築した。そして、コーナリング特性と制動に関し、異なるタイヤ力の適用した場合、およびサスペンション追加の有無について、シミュレーションを用いて力学モデルの比較を行った。

3章では、2章で構築したライダー-二輪自動車系の非線形力学モデルを用い、減速度を一定とした制動中の状態を平衡点として、その近傍での線形化状態空間モデルを導出した。得られた線形化状態空間モデルに固有値解析を施し、減速によってモード分離後の振動モードがどのように変化するかを明らかにした。また、モード分離後の各固有値に対応する固有ベクトルを用いて各モードの特徴を示した。さらに操舵入力に対するロール角、ロールレートおよび操舵角それぞれの周波数応答解析を行ない、制動時における前輪操舵制御システム設計に必要なモードを特定し、これに基づき12次の低次元化モデルを導出した。

4章では、3章で導出した低次元化モデルを用い、 $H_\infty$ 制御理論を適用して、ライダーの操縦をアシストするための前輪操舵アシスト制御システムの設計を行った。そして2章のテストケースに基づき、前輪操舵アシスト制御システムの妥当性を確認した。直進走行における制動中に前輪のみが路上の小石などへ乗り上げた場合を想定し、操舵軸まわりへインパルス外乱を与えるシミュレーションを行った結果、前輪操舵アシスト制御が有効に機能することを確認した。制御システムの設計

時に想定されていない設定パラメータの変動に対しても、設計した前輪操舵アシスト制御系は所望の性能を確保でき、ロバスト性があることを確認している。ここでは、設計した前輪操舵アシスト制御系が外乱入力直後のライダーの操舵を補完することによって、ロール角応答の振幅を抑制し、前輪タイヤ横力の余裕度を高めることがわかった。また、穏やかな旋回中に制動を行った場合にも、設計した制御システムが有効に機能することを確認している。さらに、制御系設計を行う際の平衡点の取り方について、直進制動時の状態と、直進での一定走行中の状態および定常円旋回中の状態を比較し、直進中または緩やかな旋回中の制動時において、直進制動時の状態を平衡点として設計した制御器が他の2つよりも優れた制御性能を示すことがわかった。

5章では、二輪自動車の実車制動試験結果に基づく運動解析を行い、急制動時にピッチングを伴って後輪が浮き上がる現象を精度よく再現する力学モデルを構築し、その上でブレーキアシスト制御システムを設計した。まず、後輪の浮き上がりのタイミングなど、後輪が浮き上がる現象を精度良く再現するための非線形力学モデルを構築した。このためにリアサスペンションの機構解析を行い、リアサスペンションのショックアブソーバーに発生する力と後輪フレームに加わる力・トルクの関係式を導出した。そして、サスペンションのストローク制約を考慮して、試験車両とのパラメータ同定を行なった。次に、構築したモデルの妥当性確認のため、二輪自動車の実車制動試験結果に基づく急制動時の運動解析を行った。実車で測定されたブレーキ油圧より算出した制動トルク入力を用いてシミュレーションを行い、その結果から制動時の二輪自動車の挙動が再現できることを示している。その結果、過大な制動によって後輪が浮き上がり状態に至ることがシミュレーションで再現でき、その際のサスペンションやピッチングの挙動について、制動試験結果との整合性を確認することができた。また、ライダー上体の前傾姿勢を変えることにより、ライダーの姿勢が後輪の浮き上がりの程度に影響を及ぼすことを、シミュレーション結果から示した。力学モデルに基づいた後輪浮き上がり挙動の解析結果からは、制動時の車体のピッチ角と前後輪垂直荷重の関係性を抽出することができた。この関係性に基づき、急制動時にライダーのブレーキをアシストし、後輪の浮き上がり現象を防止するためのコンバインドブレーキアシスト制御システムを設計した。コンバインドブレーキアシスト制御システムが車体のピッチ角を一定の範囲内に保ち、後輪の浮き上がりを防ぐことを示した。

ライダーの力学モデルに関して、本論文ではコンバインドブレーキアシスト制御システムの設計のため、後輪が浮き始めるまでの挙動の再現に着目してモデリングを行なった。このため、後輪が浮き上がって着地した後の挙動については、後輪が浮き始めるまでに比べて実車試験結果とのずれがみられる。着地した後の挙動を精度良く再現するためには、ライダーを1つの剛体としてではなく、上体と脚部に分け、膝や足首の動作に関する自由度を増やすなどの検討が必要だと考えられる。また、ライダーの操縦モデルに関しては、本論文では操舵のみを入力としているが、実際の走行では操舵とライダー身体の重心を移動することで操縦を行なっている。ライダーの操舵とリーン動作を組み合わせた操縦モデルを構築することで、より実際の走行に近いシミュレーションを行うことができるようになると考えられる。



本論文で提案した前輪操舵アシスト制御システムは、直進における一定の減速度での制動状態を平衡点として設計している。この設計手法はより広い範囲に適用することができ、減速度や車速に応じて制御器を切り替える、あるいはパラメータを変化させるなどすることで、他の走行条件にも対応できると考えられる。コンバインドブレーキアシスト制御システムに関しては、ライダーの動作が制御系動作時の車体の挙動に及ぼす影響や、滑りやすい路面で後輪がロックした場合などについて、今後検討を行う必要がある。これらの検討には、ABSとの組み合わせによる動作の検証を行い、シミュレーションと実車試験での結果を比較する必要がある。また、急制動時に路面からの外乱を受けた場合については、本論文では考察の対象外とした。急制動時、前輪垂直荷重が増加した状態で横滑りが発生するような場合には、前輪操舵アシスト制御とコンバインドブレーキアシスト制御を統合した制御システムを検討することによって、走行の安定化を図ることができると考えられる。さらに、この統合制御システムを用いて操舵のアシストと前後輪の制動力の最適化を同時に行うことで、車体が大きく傾いた状態での制動時に対しても検討を行うことができると考えられる。

今後、これらの検討を踏まえ、二輪自動車での走行をより安全にするための対策が行われることを期待する。

## 参考文献

- [1] D. J. N. Limebeer and R. S. Sharp, "Bicycles, Motorcycles and Models - Single-track vehicle modeling and control," *IEEE Control Systems*, vol. 26, no. 5, pp. 34-61, 2006.
- [2] The International Motorcycle Manufacturers Association (IMMA), "Motorcycle Safty: IMMA's contribution to the Decade of Action for Road Safety 2011-20," [http://www.jama.or.jp/motorcycle/imma\\_report/pdf/attached03.pdf](http://www.jama.or.jp/motorcycle/imma_report/pdf/attached03.pdf), 2010.
- [3] 一般社団法人日本自動車工業会, "自動車統計月報," Vol. 46, No.7, pp. 18, 2012.
- [4] 社団法人交通事故総合分析センター, "平成 18 年度研究報告書 H18-08 二輪車事故の特徴と推移," 2007.
- [5] 田久保宣晃, "二輪車の関係した交通事故の傾向," 自動車技術会学術講演会前刷集 pp. 14-19, 2005.
- [6] 警察庁交通局監修, 自動車を運転される皆さまへ 安全運転 BOOK. 伊藤印刷株式会社, 2012.
- [7] 阿部正人, 自動車の運動と制御. 山海堂, 1992.
- [8] M. Tuttle, "One track mind," *Rider Magazine*, vol. 28, no. 7, pp. 8, 2001.
- [9] D. Suharto, F. R. Sosrohadisewojo, and M. Widodo, "Simulation Test of Anti-lock Braking System for Motorcycle," *SAE Paper*, No.891773, 1988.
- [10] J. W. Zellner, T. Tsuchida, and B. K. Keschull, "Influence of Antilock Brakes on Motorcycle in Turn," *SAE Paper* No. 891773, 1989.
- [11] 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.
- [12] 近藤正市, 長岡章, 吉村文雄, "2 輪車の安全性に関する理論的研究," 自動車技術, vol. 17, no. 1, pp. 8-18, 1963.
- [13] 西本幸正, 谷一彦, "二輪車のブレーキシステムの現状と将来," 自動車技術会学術講演会前刷集 pp. 41-46, 2005.
- [14] Corno, M., Savaresi, S. M., Tanelli, M., and Fabbri, L., "On optimal motorcycle braking," *Control Engineering Practice*, vol. 16, no. 6, pp. 644-657, 2008.
- [15] M. Kato, et al., "Combination of Antilock Brake System (ABS) and Combined Brake System (CBS) for Motorcycles," *SAE transactions*, vol. 105, no. 6, pp. 1284-1291, 1996.
- [16] R. S. Sharp, "Limit braking of a high-performance motorcycle," *Vehicle System Dynamics*, vol. 47, no. 5, pp. 613-625, 2009.
- [17] V. Cossalter, A. Doria, and R. Lot, "Optimum Suspension Design for Motorcycle Braking," *Vehicle System Dynamics*, vol. 34, no. 3, pp. 175-198, 2000.
- [18] V. Cossalter, R. Lot, and F. Maggio, "On the Braking Behavior of Motorcycles," *Society of Automotive Engineers of Japan, SAE paper* 2004-32-0018/20044305, 2004.
- [19] 西川豊 他., "ブレーキワイヤシステムを用いたスーパースポーツ二輪車用 ABS の開発," 自動車技術会学術講演会前刷集 No. 65-09 pp. 15-18, 2009.
- [20] V. Cossalter, *Motorcycle Dynamics*. Lulu.com, 2006.

- [21] Evangelou, S., Limebeer, D. J. N., Sharp, R. S., and Smith, M. C., "Control of motorcycle steering instabilities," *IEEE Control System Magazine*, vol. 26, no. 5, pp. 78–88, 2006.
- [22] S. Evangelou, D. J. N. Limebeer, R. S. Sharp, and M. C. Smith, "Mechanical Steering Compensators for High-Performance Motorcycles," *Journal of Applied Mechanics*, vol. 74, no. 2, pp. 332-346, 2007.
- [23] S. Evangelou, D. J. N. Limebeer, R. S. Sharp, and M. C. Smith, "An  $H_\infty$  Loop-Shaping Approach to Steering Control For High-Performance Motorcycles," *Control of Uncertain Systems*, LNCIS 329, pp. 257-275, 2006.
- [24] D. J. N. Limebeer, R. S. Sharp, and M. C. Smith, "Control of motorcycle steering instabilities," *IEEE Control Systems*, vol. 26, no. 5, pp. 78-88, 2006.
- [25] P. De Filippi, M. Tanelli, M. Corno, S. M. Savaresi, and L. Fabbri, "Semi-Active Steering Damper Control in Two-Wheeled Vehicles," *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 19, no. 5, pp. 1003-1020, 2011.
- [26] Y. Kamata and H. Nishimura, "System Identification And Attitude Control of Motorcycle by Computer-Aided Dynamics Analysis," *JSAE Review*, vol. 24, no. 4, pp. 411-416, 2003.
- [27] 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.
- [28] 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.
- [29] 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.
- [30] S. Zhu, H. Nishimura, S. Iwamatsu, and H. 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.
- [31] 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, vol. 75, no. 753, pp. 1336-1345, 2009.
- [32] 朱紹鵬, 西村秀和, "ライダー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, 642.pdf, 2009.
- [33] 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," 自動車技術会学術講演会前刷集 No.65-09 pp.7-10, 2009.
- [34] R. S. Sharp, "The Stability and Control of Motorcycles," *Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 13, no. 5, pp. 316-329, 1971.
- [35] Kubota, T. and Yagi, E., "Modeling and Stabilization of Motorcycle Shimmy," ICROS-SICE International Joint Conference 2009, pp. 4069-4072, 2009.
- [36] 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.
- [37] Marumo, Y. and Nagai, M., "Steering Control of Motorcycles Using Steer-by-Wire System," *Vehicle System Dynamics*, vol. 45, no. 5, pp. 445-458, 2007.
- [38] Yi, J., Song, D., Levandowski, A., and Jayasuriya, S., "Trajectory tracking and balance stabilization control of autonomous motorcycles," Proceedings of the 2006 IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp. 15-19, 2006.

- [39] Katagiri, N., Marumo, Y., and Tsunashima, H., "Controller Design and Evaluation of Lane-Keeping-Assistance System for Motorcycles," *Journal of Mechanical Systems for Transportation and Logistics*, vol. 2, no. 1, pp. 43-54, 2009.
- [40] T. Katayama, A. Aoki, and T. Nishimi, "Control Behaviour of Motorcycle Riders," *Vehicle System Dynamics*, vol. 17, no. 4, pp. 211-229, 1988.
- [41] R. S. Sharp, S. Evangelou, and D. J. N. Limebeer, "Advances in the Modeling of Motorcycle Dynamics," *Multibody System Dynamics*, vol. 12, no. 3, pp. 251-283, 2004.
- [42] S. Evangelou, "The Control and Stability Analysis of Two-wheeled Road Vehicles," Doctoral Thesis, University of London, 2003.
- [43] R. S. Sharp, S. Evangelou, and D. J. N. Limebeer, "Multibody Aspects of Motorcycle Modelling with Special Reference to Autosim," *Advances in Computational Multibody Systems*, no. 45-68, p. 2, 2005.
- [44] V. Cossalter and R. Lot, "A motorcycle multi-body model for real time simulations based on the natural coordinates approach," *Vehicle System Dynamics*, vol. 37, no. 6, pp. 423-447, 2002.
- [45] Lot, R. and DA LIO, M., "A symbolic approach for automatic generation of the equations of motion of multibody systems," *Multibody System dynamics*, vol. 12, no. 2, pp. 147-172, 2004.
- [46] V. Cossalter, G. Dalla Torre, R. Lot, and M. Massaro, "An advanced multibody model for the analysis of motorcycle dynamics," Proceedings of the 3rd ICMEM, International Conference on Mechanical Engineering and Mechanics, 2009.
- [47] V. Cossalter, R. Lot, and F. Maggio, "The Modal Analysis of a Motorcycle in Straight Running and on a Curve," *Meccanica*, vol. 39, no. 1, pp. 1-16, 2004.
- [48] V. Cossalter, R. Lot, and M. Massaro, "The Chatter of Racing Motorcycles," *Vehicle System Dynamics*, vol. 46, no. 4, pp. 339-353, 2008.
- [49] V. Cossalter, R. Lot, and M. Massaro, "The Significance of Powertrain Characteristics on the Chatter of Racing Motorcycles," Proceedings of the ASME 2012 11th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis ESDA2012-82274, 2012.
- [50] Kane, T. R. and Levinson, D. A., *Dynamics: Theory and Applications*. New York: McGraw-Hill, 1985.
- [51] A. A. Shabana, *Computational Dynamics*. New York: John Wiley & Sons, 2001.
- [52] M. Tanelli, F. Schiavo, S. M. Savaresi, and G. Ferretti, "Object-Oriented Multibody Motorcycle Modelling for Control Systems Prototyping," Proceedings of the 2006 IEEE Conference on Computer Aided Control Systems Design, FrB02.6 pp. 2965-2700, 2006.
- [53] 西村正嗣, 山下ノボル, 上田真悟, "二輪車のホッピングに対するシミュレーションモデルの構築," 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 9-12 pp. 1-4, 2012.
- [54] H. B. Pacejka, *Tyre and Vehicle Dynamics*. Oxford: Butterworth Heinemann, 2002.
- [55] 宮坂匠悟, 深尾隆則, 足立紀彦, "アクティブステアリングのためのハイブリッド制御系設計法," 日本機械学会, Dynamics & Design Conference 2004, 224.pdf, 2004.
- [56] 永井正夫, 山中幸子, 斉藤安弘, 平野豊, "後輪操舵と制駆動力配分の統合制御の研究," 自動車技術会学術講演会前刷集 972, pp. 29-32, 1997.
- [57] G. Cocco, *Motorcycle Design and Technology - モーターサイクルの設計と技術*. STUDIO TAC CREATIVE, 2010.

- [58] 朱紹鵬, "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," 慶應義塾大学 博士論文, 2010.
- [59] 西村秀和, "モデルベースシステムズエンジニアリングと SysML への期待," 設計工学, vol. 46, no. 5, pp. 241-246, 2011.
- [60] S. Friedenthal, A. Moore, and R. Steiner, *A Practical Guide to SysML - The Systems Modeling Language*, 2nd ed. RLSEVIER Inc., 2008.
- [61] 赤木新介, システム工学 エンジニアリングシステムの解析と計画. 共立出版株式会社, 1992.
- [62] 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.
- [63] 二輪車の運動特性専門委員会編, 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: 自動車技術会, 1997.
- [64] 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.
- [65] Y. Hori, "Future Vehicle Driven by Electricity and Control -Research on 4 Wheel Motored "UOT March II"," Proceedings of AMC pp. 1-14, 2002.
- [66] S. Zhu, S. Murakami, and H. Nishimura, "Motion Analysis of a Motorcycle Taking Account of Rider's Effects," *Vehicle System Dynamics*, vol. 50, no. 8, pp. 1225-1245, 2012.
- [67] 村上晋太郎, 西村秀和, 小野俊作, 波野淳, "サスペンション機構を考慮した自動二輪車の制動時における運動解析 (制動時の後輪の浮き上がりに関する走行試験結果との比較)," 日本機械学会, Dynamics and Design Conference 2012, 839.pdf, 2012.
- [68] 二輪自動車-操だ過渡応答試験方法, JASO T012. 自動車技術会, 2005.
- [69] 村上晋太郎, 朱紹鵬, 西村秀和, "制動時における二輪自動車の運動解析," 日本機械学会, 第12回「運動と振動の制御」シンポジウム 講演論文集 pp. 371-374, 2011.
- [70] 村上晋太郎, 朱紹鵬, 西村秀和, "タイヤコーナリングフォースの非線形特性を考慮した二輪自動車に対する前輪操舵アシスト制御," 日本機械学会論文集, C編, vol. 77, no. 775, pp. 255-268, 2011.
- [71] 村上晋太郎, 朱紹鵬, 西村秀和, "二輪自動車の制動時におけるピッチングを考慮した前輪操舵アシスト制御," 自動車技術会学術講演会前刷集, No.44-11 pp. 17-22, 2011.
- [72] 村上晋太郎, 西村秀和, "前後輪駆動による二輪自動車のコーナリング特性," 自動車技術会 学術講演会前刷集 No. 9-12, pp. 5-8, 2012.
- [73] 朱紹鵬, 村上晋太郎, 西村秀和, "二輪自動車に対する制動力制御システムデザイン," 日本機械学会, 第12回「運動と振動の制御」シンポジウム 講演論文集 pp. 372-379, 2011.
- [74] S. Murakami, S. Zhu, and H. Nishimura, "Steering Assist Control for Stabilization of a Motorcycle during Braking (Verification of the Control System on Cornering Simulations)," 2011 IEEE/SICE International Symposium on System Integration, E5-1.pdf, 2011.
- [75] S. Murakami, S. Zhu, and H. Nishimura, "Stabilization of a Motorcycle During Braking," 5th Annual Dynamic Systems and Control Conference and 11th Motion and Vibration Conference, 8267.pdf, 2012.
- [76] S. Murakami, S. Zhu, and H. Nishimura, "Front-Steering Assist Control System Design for a Motorcycle During Braking," *Journal of System Design and Dynamics*, vol. 6, no. 4, pp. 431-446, 2012.

- [77] 阿江通良, 湯海鵬, 横井孝志, "日本人アスリートの身体部分慣性特性の推定," バイオメカニズム, vol. 11, pp. 23-33, 1992.
- [78] 景山一郎, 栗谷川幸代, "二輪車の旋回性能に与える制動力の影響," 自動車技術会学術講演会前刷集, No.65-09 pp. 19-24, 2009.
- [79] E. Dohring, "Steering Wobble in Single-tracked Vehicles," A. T. Z., vol. 58, no. 10, pp. 282-286, 1956.
- [80] 長松昭男, モード解析入門. コロナ社, 1993.
- [81] H. Goldstein, C. Poole, J. Safko, 古典力学, 第3版. 吉岡書店, 2006.
- [82] 野波健蔵, 西村秀和, 平田光男, MATLABによる制御系設計. 東京電機大学出版局, 1998.
- [83] 美多勉,  $H_{\infty}$ 制御. 昭晃堂, 1994.
- [84] 木村英紀, 現代制御シリーズ 10 -  $H_{\infty}$ 制御. コロナ社, 2000.
- [85] 野波健蔵, 西村秀和, 平田光男, MATLABによる制御理論の基礎. 東京電機大学出版局, 1998.

## 研究業績

### 1) 定期刊行誌掲載論文 (主論文に関連する原著論文)

1. Shintaroh Murakami, Shaopeng Zhu, Hidekazu Nishimura, “Front-Steering Assist Control System Design for a Motorcycle During Braking”, *Journal of System Design and Dynamics, Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol. 6, No.4 (2012), pp. 431-446.
2. 村上晋太郎, 朱紹鵬, 西村秀和, “タイヤコーナリングフォースの非線形特性を考慮した二輪自動車に対する前輪操舵アシスト制御”, 日本機械学会論文集, C編 77巻 755号 (2011), pp. 822-835.

### 2) 国際会議論文 (査読付きの full-length papers)

1. Shintaroh Murakami, Shaopeng Zhu, Hidekazu Nishimura, “Stabilization of a Motorcycle During Braking”, 2012 ASME Annual Dynamic Systems and Control Conference and 11th Motion and Vibration Conference, Florida, USA, 2012-10.
2. Shintaroh Murakami and Hidekazu Nishimura, “Steering Assist Control for Stabilization of a Motorcycle during Braking (Verification of the Control System on Cornering Simulations)”, 2011 IEEE/SICE International Symposium on System Integration, Kyoto, Japan, 2011-12.

### 3) その他の国際会議論文 (査読なし)

1. Shintaroh Murakami, Shaopeng Zhu, Hidekazu Nishimura, “Modeling of a Motorcycle using Multi-Body Dynamics and Its Stabilization Control”, *Symposium on Dynamics and Control of Single Track Vehicles*, Delft, Holland, 2010-10.

### 4) 国内学会発表

1. 村上晋太郎, 西村秀和, 小野俊作, 波野淳, “サスペンション機構を考慮した自動二輪車の制動時における運動解析 (制動時の後輪の浮き上がりに関する走行試験結果との比較)”, 日本機械学会, *Dynamics and Design Conference 2012*, Yokohama, Japan, 2012-9.
2. 村上晋太郎, 西村秀和, “前後輪駆動による二輪自動車のコーナリング特性”, 自動車技術会 春季大会 学術講演会前刷集 No. 9-12, pp.5-8, Yokohama, Japan, 2012-5.
3. 村上晋太郎, 朱紹鵬, 西村秀和, “制動時における二輪自動車の安定化制御”, 日本機械学会, *Dynamics and Design Conference 2011*, Kochi, Japan, 2011-9.
4. 村上晋太郎, 朱紹鵬, 西村秀和, “制動時における二輪自動車の運動解析”, 日本機械学会, 第12回「運動と振動の制御」シンポジウム 講演論文集 (2011), pp.371-374, Nagano, Japan, 2011-6.
5. 村上晋太郎, 朱紹鵬, 西村秀和, “二輪自動車の制動時におけるピッチングを考慮した前輪操舵アシスト制御”, 自動車技術会 春季大会 学術講演会前刷集 No.44-11 (2011), pp.17-22, Yokohama, Japan, 2011-5.
6. 村上晋太郎, 朱紹鵬, 西村秀和, “二輪自動車に対する前輪操舵アシスト制御システムの妥当性検証”, 日本機械学会, *Dynamics and Design Conference 2010*, Kyoto, Japan, 2010-9.

## 5) 参考論文

### 筆頭著者でない学術誌掲載論文

1. Shaopeng Zhu, Shintaroh Murakami, Hidekazu Nishimura, “Motion Analysis of a Motorcycle Taking Account of Rider’s Effects”, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 50, Issue 8 (2012), pp.1225-1245.

### 筆頭著者でない国際会議発表, 国内会議発表

2. Shaopeng Zhu, Shintaroh Murakami, Hidekazu Nishimura, “Motion Analysis of a Motorcycle Taking Account of Rider’s Effects”, *Symposium on Dynamics and Control of Single Track Vehicles*, Delft, Holland, 2010-10.
3. 朱紹鵬, 村上晋太郎, 西村秀和, “二輪自動車における制動力制御システムデザイン”, 日本機械学会, 第12回「運動と振動の制御」シンポジウム講演論文集 (2011), pp. 375-379, Nagano, Japan, 2011-6.



## 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 後期博士課程在籍中に、同研究科教授 西村秀和先生のご指導のもと行った研究の成果をまとめたものです。本研究の実施にあたり、西村先生には、終始懇切なご指導、御鞭撻を賜りました。西村先生に厚くお礼申し上げます。

本論文を審査するにあたり、多くの適切なお助言、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 前委員長 狼嘉彰先生、同研究科教授 小木哲朗先生、慶應義塾大学理工学部システムデザイン工学科准教授 高橋正樹先生に深く御礼を申し上げます。

論文の共同研究者である浙江大学講師 朱紹鵬先生は、ご助言、ご指導ばかりでなく、多くの参考となる資料をくださいました。心より感謝いたします。ボッシュ株式会社 波野淳氏、小野俊作氏は、実車制動試験結果をご提供くださり、研究に関する貴重なご意見、ご指導をいただきました。両氏に深く感謝いたします。

共同研究の機会と充実した研究環境を与えてください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 教授 佐々木正一先生に、深くお礼申し上げます。一緒に共同研究を進めてきた同研究科 森崇氏をはじめ、研究室の皆様にはさまざまなアドバイスを頂き、感謝いたします。

本論文を作成するにあたって協力して下さったすべての方々に、深くお礼申し上げます。

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」および財団法人 JKA（オートレース）の補助によるものであることを記し、謝意を表します。

