

平成24年度

JKA（オートレース）補助事業

二輪自動車のアシスト制御に関する報告書

平成25年3月27日

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 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

村上 晋太郎<sup>1)</sup> 西村 秀和<sup>2)</sup>

## Cornering Characteristics of a Two-Wheel Drive Motorcycle

Shintaroh Murakami Hidekazu Nishimura

In this paper, assuming two-wheel drive of a motorcycle, its cornering characteristics are analyzed by carrying out simulations with multi-body dynamics model. It is shown that attitude of the motorcycle during acceleration in a corner is varied by two-wheel driving torque ratio, and is indicated that there is a certain front-rear wheel driving torque ratio which makes the roll rate stay flat during acceleration in a corner.

**KEY WORDS:** vehicle dynamics, motorcycle/heavy duty vehicle/special vehicle/aircraft, modeling ④

### 1. まえがき

未舗装路など駆動力の発生しにくい状況でのトラクションや加速力を向上させるため、四輪自動車の場合は前後の車輪を共に駆動させた四輪駆動車がすでに普及している。フロントサスペンションの構成や車重などからの駆動方法に対する制約が大きいことから、二輪自動車の場合は後輪駆動が一般的である。一方で、エンジンからの駆動力伝達方法や電動モーターの使用などにより、前輪を駆動するためのさまざまな装置が考えられ<sup>(1)-(4)</sup>、競技車両として市販されたものもある<sup>(5)</sup>。文献(5)では前後輪を駆動することによる得失として、トラクションや加速力の良さ、高速安定性の向上があるものの、ややアンダーステアであることが挙げられている。なお、自転車に関しては、小型のインホイールモーターを用いて前輪を駆動させる形式で一般に市販されている。

このように二輪自動車の前輪を駆動させる方法については多くの考察がなされ、定性的な特性が示されているものの、コーナリング特性を定量的に解析した研究は見当たらない。そこで本論文では、従来型の二輪自動車に前後輪の駆動力を持たせ、シミュレーションによりそのコーナリング特性を解析する。その際、前輪駆動装置としてはインホイールモーターを想定し、その質量と慣性モーメントを考慮する。定常円旋回時のインパルス応答、および旋回中の加速シミュレーションを行い、異なる前後輪の駆動トルク配分の結果を比較する。

### 2. ライダー - 二輪自動車系の力学モデル

図1にライダー - 二輪自動車系の力学モデル<sup>(6)</sup>を示す。二輪自動車は、後輪フレーム（ライダーの下部、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<sup>(7),(8)</sup>。図1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、 $\tau_{fc}$ :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、 $\tau_{rr}$ :後輪制駆動トルク、 $\tau_{rf}$ :前輪制駆動トルクとする。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<sup>(9),(10)</sup>。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<sup>(11)</sup>、結合点を中心として受動的な運動を行うものとする<sup>(12)</sup>。ライダーの上体は $y$ 軸まわりの回転ばね $K_{wy}$ 、ダンパ $C_{wy}$ で後輪フレームと結合され、ピッチング運動の自由度が与えられる<sup>(6)</sup>。

ライダー - 二輪自動車系の諸元とばね・ダンパ係数をそれぞれ、表1、表2に示す。車両は文献(13)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(14)を参考にして得た推定値である<sup>(6)</sup>。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度程度の前傾角を持つとして、シミュレーション結果より定めている。また、前輪駆動装置を、質量20 kg、半径0.15 m、幅0.12 mの密度一様の円筒形状とみなし、前輪の重心点に追加した。

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 $\theta_{wx}$ 、ライダー上体の前傾角 $\theta_{wy}$ 、後輪回転角 $\theta_r$ 、前輪回転角 $\theta_f$ 、後サスペンションの変位角 $\psi$ および前サスペンションの伸縮長 $l_{ud}$ を用い、

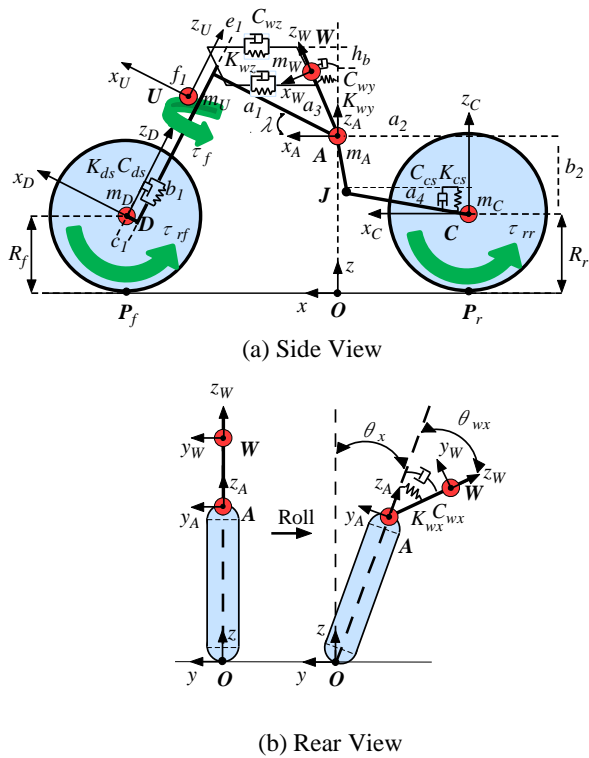


Fig. 1 Dynamical model of the rider-motorcycle system

Table 1 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	30.9
Inertia [kgm <sup>2</sup> ]	$I'_{OAxx}$	$I'_{OUxx}$	$I'_{OWxx}$	$I'_{OCxx}$	$I'_{ODxx}$
	26.0	1.74	1.73	0.41	0.40
	$I'_{OAYy}$	$I'_{OUyY}$	$I'_{OWyY}$	$I'_{OCyY}$	$I'_{ODyY}$
	24.7	0.30	1.67	1.68	0.70
Length [m]	$I'_{OAZz}$	$I'_{OUzz}$	$I'_{OWzz}$	$I'_{OCzz}$	$I'_{ODzz}$
	26.3	0.40	0.38	0.41	0.40
	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$h_b$
	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 Specification of spring stiffness and damping coefficients

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

一般化座標  $\mathbf{Q}$  を次のように定義する .

$$\mathbf{Q} = [\mathbf{R}_{OA}^T \quad \Theta_{OA}^T \quad \delta \quad \theta_{wx} \quad \theta_{wy} \quad \theta_r \quad \theta_f \quad \psi \quad l_{ud}]^T \quad (1)$$

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

$$\mathbf{S} = [\mathbf{V}'_{OA}^T \quad \dot{\Theta}_{OA}^T \quad \dot{\delta} \quad \dot{\theta}_{wx} \quad \dot{\theta}_{wy} \quad \dot{\theta}_r \quad \dot{\theta}_f \quad \dot{\psi} \quad \dot{l}_{ud}]^T \quad (2)$$

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. 一般化座標  $\mathbf{Q}$  と一般化速度  $\mathbf{S}$  の間には

$$\dot{\mathbf{Q}} = \frac{\partial \mathbf{Q}}{\partial \mathbf{S}} \mathbf{S} = \begin{bmatrix} C_{OA} & \mathbf{O}_{3 \times 10} \\ \mathbf{O}_{10 \times 3} & \mathbf{I}_{10 \times 10} \end{bmatrix} \cdot \mathbf{S} \quad (3)$$

の関係が成り立つ. 非線形運動方程式は, ライダー - 二輪自動車系の質量行列  $\mathbf{m}$ , および力行列  $\mathbf{f}$  を用いて,

$$\mathbf{m} \cdot \dot{\mathbf{S}} = \mathbf{f} \quad (4)$$

のように表される<sup>(15)</sup>. 力行列  $\mathbf{f}$  には, 非線形特性を有するタイヤ力<sup>(16)</sup>等各剛体に加わる外力とトルクが含まれる.

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  $\tau_{rr}$ , 前輪制駆動トルク  $\tau_{rf}$ , 前輪操舵トルク  $\tau_f$  からなる入力ベクトル  $\mathbf{u}$

$$\mathbf{x} = [\mathbf{Q}^T \quad \mathbf{S}^T]^T, \quad \mathbf{u} = [\tau_{rr} \quad \tau_{rf} \quad \tau_f]^T \quad (5)$$

を用いて, 式(3), (4)より, 次の非線形状態方程式を得ることができる.

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{Ax} + \mathbf{Bu} + \mathbf{E} \quad (6)$$

### 3. 前後輪駆動による定常円旋回中のコーナリング特性

非線形状態方程式(6)を用い, 前後駆動トルク配分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. 図2のようにライダーから一定の前輪操舵トルク  $\tau_f$  を与え, 目標後輪回転角速度  $\theta_r$  に追従するようにPID制御し, 前輪駆動トルク  $\tau_{rf}$  および後輪駆動トルク  $\tau_{rr}$  を一定の比率で与える. PID制御には, 比例ゲイン係数  $k_{p,rr} = 8$  および積分ゲイン係数  $k_{i,rr} = 4$ , 微分ゲイン係数  $k_{d,rr} = 0.2$  を用いた. 路面摩擦係数は0.8とする.

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0.4s, 振幅10Nmの三角波状インパルス外乱<sup>(18)</sup>を加えるシミュレーションを行った. シミュレーション開始後1.5sの時点で駆動トルクを一定値に固定することで, 外乱によって駆動トルクは変化しな

い. シミュレーション開始後 2s の時点で外乱を加え、その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。目標後輪回転角速度  $\dot{\theta}_r$  を車速が 60 km/h となるように設定し、前輪操舵トルク  $\tau_f = 4$  Nm, 前輪および後輪の駆動トルク比がそれぞれ  $\tau_f:\tau_r = 0:1$ ,  $\tau_f:\tau_r = 0.1:0.9$ ,  $\tau_f:\tau_r = 0.15:0.85$ ,  $\tau_f:\tau_r = 0.25:0.75$ ,  $\tau_f:\tau_r = 0.5:0.5$ ,  $\tau_f:\tau_r = 0.75:0.25$ ,  $\tau_f:\tau_r = 0.85:0.15$  である場合のシミュレーション結果を、図 3 に示す。図 3 (a) は操舵角、図 3 (b) はロール角、図 3 (c) はロールレートである。

図 3 (a), (b) より、操舵トルク一定の場合、前輪の駆動トルク配分が大きくなるほど操舵角が小さくなる。ロール角も定常回転時で約  $21^\circ$  から約  $15^\circ$  へと小さくなり、回転半径が大き

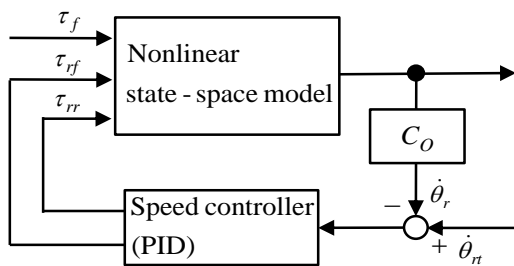
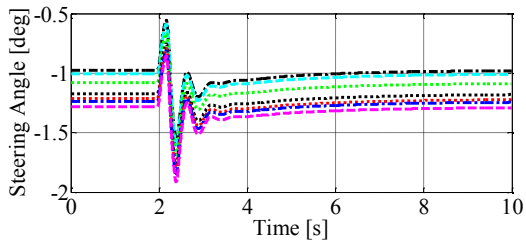
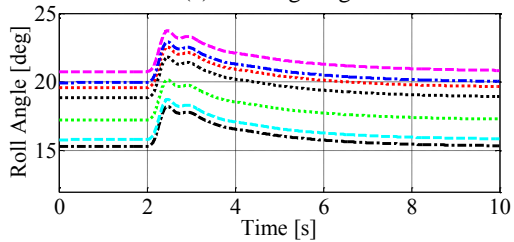


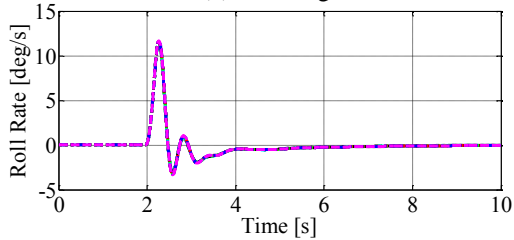
Fig. 2 Closed-loop control system



(a) Steering Angle



(b) Roll Angle



(c) Roll Rate

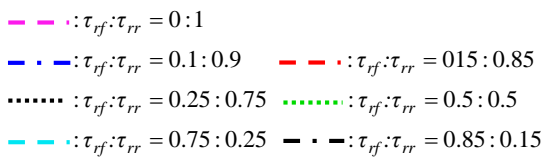


Fig. 3 Simulation results in steady-state circular turning

くなる。また図 3 (c) では、インパルス外乱入力後のロールレートがどれもほぼ一致している。操舵軸まわりの外乱に対する車体の姿勢変化は、駆動トルク配分の影響を受けないことがわかる。

#### 4. 旋回中の加速

次に、より大きな駆動トルクが加えられる状況での挙動を

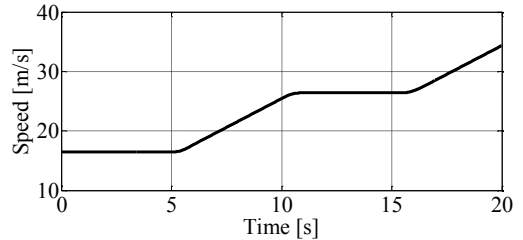
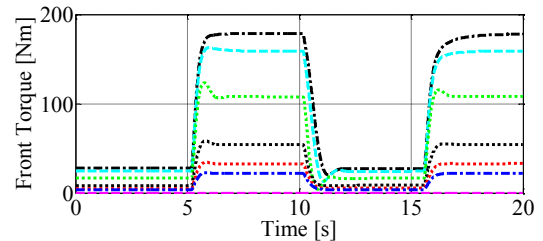
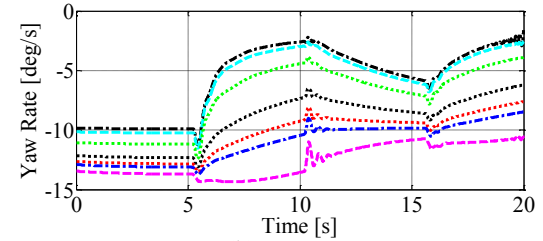


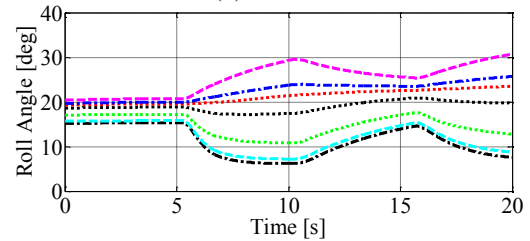
Fig. 4 Target speed of simulations for acceleration



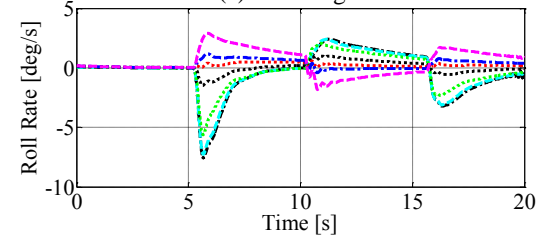
(a) Front Wheel Torque



(b) Yaw rate



(c) Roll Angle



(d) Roll Rate

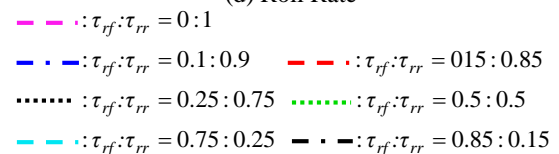


Fig. 5 Simulation results during acceleration

確認するため、図2の目標後輪回転角速度 $\dot{\theta}_r$ を時間と共に変化させ、旋回中に加速を行う場合についてシミュレーションを行った。図4に、初速度を60 km/hとし、2回にわたり加速度 $2 \text{ m/s}^2$ で加速する場合の車速の目標値を示す。図5に、前輪操舵トルク $\tau_f = 4 \text{ Nm}$ 、前輪および後輪の駆動トルク比がそれぞれ $\tau_f:\tau_r=0:1$ 、 $\tau_f:\tau_r=0.1:0.9$ 、 $\tau_f:\tau_r=0.15:0.85$ 、 $\tau_f:\tau_r=0.25:0.75$ 、 $\tau_f:\tau_r=0.5:0.5$ 、 $\tau_f:\tau_r=0.75:0.25$ 、 $\tau_f:\tau_r=0.85:0.15$ の場合のシミュレーション結果を示す。図5(a)は前輪駆動トルク、図5(b)はヨーレート、図5(c)はロール角、図5(d)はロールレートである。

図5(a),(b)から、前輪への駆動トルク配分が大きいほどヨーレートが小さくなることがわかる。図5(c)より、後輪のみで駆動する場合には加速によってロール角が $30^\circ$ 程度に達しているが、 $\tau_f:\tau_r=0.85:0.15$ の場合には前輪を駆動することにより車体がロール角 $7^\circ$ 程度に起き上がることがわかる。図5(d)より、前後輪の駆動トルク比が $\tau_f:\tau_r=0.15:0.85$ のときロールレートの変動が最も小さいことがわかる。図5(c)に示した加速時のロール角の変動は、この駆動トルク比の付近で切り替わっている。紙面の都合により割愛したが、前輪の質量増加により加速度の大きな場合100 km/hより高い速度域で操舵角に振動が表れるものの、加速度 $2 \text{ m/s}^2$ から $4 \text{ m/s}^2$ 、前輪操舵トルク $\tau_f=1 \text{ Nm}$ から $4 \text{ Nm}$ の間で同様の傾向が確認できた。

## 5. まとめ

本論文では、二輪自動車の前後輪が駆動力を持つ場合を想定し、操舵トルクを一定にした定常円旋回および旋回中の加速時について、前後輪駆動トルクの比を変えてシミュレーションを行った。前輪を駆動させた場合、後輪のみを駆動させる場合に比べて操舵角が小さくなり、車体の傾きは減少する。また、旋回中に加速を行うとき、後輪のみを駆動させる場合には車体の傾きが増すが、前輪を駆動させた場合には車体の傾きが減少し、前後輪の駆動トルク比が0.15:0.85(前輪:後輪)付近では傾きの変動が小さいことを示した。この結果より、前輪へ後輪と同程度以上の駆動トルクを持たせた場合には、旋回中のアクセル操作により車両が起きやすくなるが、前輪駆動トルクを後輪駆動トルクに対し約20%程度とする場合には、車両の傾きの変化を抑える効果があると考えられる。

## 謝辞

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、謝意を表す。

## 参考文献

(1) 本田技研工業株式会社. 全輪駆動式自動二輪車. 特開2006-264519. 2006-10-05.

(2) スズキ株式会社. 自動二輪車の前後輪駆動装置. 特開平6-166394. 1994-06-14.

(3) ピアジオ アンド コンパニア ソシエタ ペル アチオニ. 一体型車輪駆動装置付き二輪車. 特開2007-210608. 2007-08-23.

(4) ヤマハ発動機株式会社. 全輪駆動式自動二輪車. 特開平9-156570. 1997-06-17.

(5) 早崎良明: パリダカ用2WDモータサイクルの開発, 自動車技術 Vol. 63, No. 10, p.62-65 (2009)

(6) 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.

(7) 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, p.1067-1074 (2007)

(8) Zhu, S., Nishimura, H., Iwamatsu, S. and Tajima, H.: 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, p.703-714 (2008)

(9) 朱紹鵬, 西村秀和: ライダによる最適な操縦と危険回避のためのアシスト制御, 日本機械学会, Dynamics and Design Conference 2009, 642.pdf (2009)

(10) 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の妥当性検証(コーナリングフォースの非線形性を考慮したシミュレーション), JSME Dynamics and Design Conference 2010, 323.pdf, (2010)

(11) Pacejka, H.B., Tyre and Vehicle Dynamics, Butterworth Heinemann, Oxford (2002)

(12) 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, p.2037-2045 (1984)

(13) 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)

(14) 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 11, p.23-33 (1992)

(15) 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)

(16) Sharp, R.S., Evangelou, S. and Limebeer, D.J.N.: Advances in the Modeling of Motorcycle Dynamics, Multibody System Dynamics, Vol. 12, p.251-283 (2004)

(17) 景山一郎, 栗谷川幸代: 二輪車の旋回性能に与える駆動力の影響, 自動車技術会学術講演会前刷集 N0.65-09, p.19-24 (2009)

(18) 二輪自動車-操だ過渡応答試験方法, JASO T012, 自動車技術会 (2005)

# 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 (後輪の浮き上がりを再現した制動試験結果との比較)

村上 晋太郎, 西村 秀和, 小野 俊作, 波野 淳

## Motion Analysis of a Motorcycle in Braking with Consideration of the Suspension Mechanism (Comparison with Riding Test Results for Rear Wheel Lifting)

Shintaroh MURAKAMI, Hidekazu NISHIMURA, Shunsaku ONO and Sunao HANO

Keio Univ. Graduate School of System Design and Management  
Hiyoshi 4-1-1, Kohoku-ku, Yokohama, 223-8526 Japan

In braking situations for a motorcycle, excessive braking torque input can cause large pitching motions of the motorcycle, and it may result in rear wheel lifting problems. In this paper, running experiments for the motorcycle are conducted on rapid deceleration conditions, and the motion of the motorcycle is analyzed based on the experimental results. The rear suspension mechanism of the test vehicle is modeled and included in a thirteen-degrees-of-freedom rider-motorcycle model, and parameters of the rider-motorcycle model are identified. By carrying out simulations, and using the measured brake oil pressure data to braking torque inputs, 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.

**Key Words** : Motorcycle, Vehicle Dynamics, Multibody Dynamics, Modeling, Braking

### 1. 結 論

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。このように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<sup>(1)</sup>や Corno<sup>(2)</sup>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<sup>(3)</sup>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<sup>(3)</sup>を行った。また、文献(4)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。一方、著者らは、サスペンションによる車体のピッチングの自由度に加えて、ライダー上体のピッチング自由度を追加した 13 自由度のライダー二輪自動車系の力学モデルを構築し、制動中の状態を平衡点として線形化を行った。その上で固有値解析、周波数応答解析を行っている<sup>(5),(6)</sup>。

文献(1)-(6)では、解析あるいはシミュレーション結果と実験結果との整合性が示されていないが、文献(7)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。そこでは、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。

そこで本論文では、二輪自動車の実車制動試験結果に基づき、急制動時の運動解析を行い、車体のピッチングを伴って後輪が浮き上がる挙動を再現する力学モデルを構築する。まず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 自由度のライダー - 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、実車で測定されたブレーキ油圧から算出した制動トルク入力を力学モデルに与えることにより制動シミュレーションを行う。過大な制動によって車体のピッチングが大きくなる

なると、後輪が浮き上がり状態に至ることをシミュレーションにより再現し、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。

## 2. 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

### 2.1 試験車両

本論文で対象とする試験車両は、排気量 1000 cc の二輪自動車で、図 1 にその写真を示す。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、4 章では前・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、本論文では、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 3 章で述べるが、本論文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。

### 2.2 ライダー - 二輪自動車系の非線形力学モデル

図 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<sup>(6)</sup>を図 2 に示す。図 2 の力学モデルには、3 章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<sup>(8),(9)</sup>、フロントおよびリアサスペンションを考慮している<sup>(5),(6)</sup>。図 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



Fig. 1 Test vehicle and measurement equipments

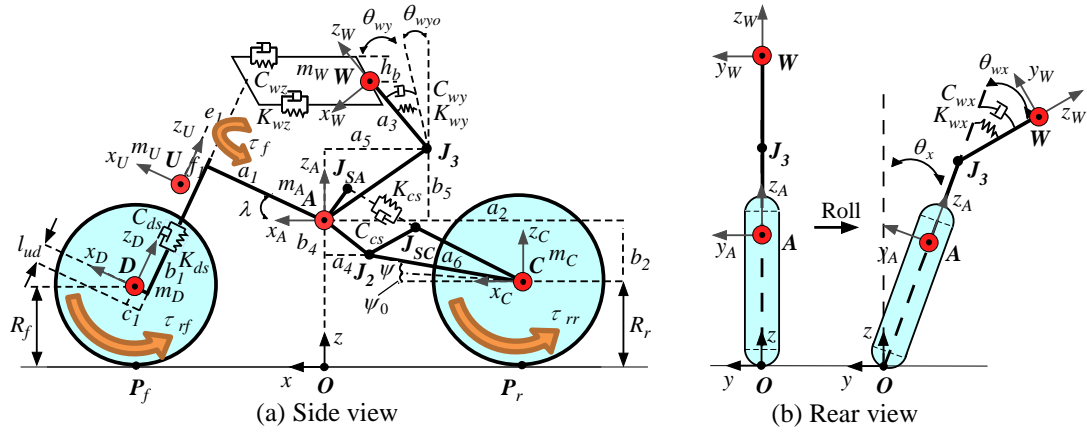


Fig. 2 Dynamical model of rider-motorcycle system

一の上体の質量,  $m_A$ : 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,  $\tau_{rf}$ : 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表 1 に, サスペンションを除くばね定数および減衰係数を表 2 に示す.

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<sup>(10),(11)</sup>. 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  $C_{wx}$ <sup>(10),(12)</sup>,  $y$  軸まわりに回転ばね  $K_{wy}$ , ダンパ  $C_{wy}$ <sup>(6)</sup> 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  $K_{wvx}$ , ダンパ  $C_{wvx}$  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  $I'_{owvx}$ ,  $I'_{owvy}$ ,  $I'_{owvz}$  は, 身長と体重を基に文献(14)を参考にして得た推定値である<sup>(5)</sup>.

図 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, 3 章で詳述する.

車体各部の質量と慣性モーメントは文献(13)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,  $6.9 \text{ m/s}$  ( $25 \text{ km/h}$ ) 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. ライダー着座位置のパラメータ  $a_5, b_5$  の値に関しては, ライダー乗車時,  $6.9 \text{ m/s}$  ( $25 \text{ km/h}$ ) 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.



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  $\theta_f$ , 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.

$$\mathbf{Q} = [\mathbf{R}_{OA}^T \ \Theta_{OA}^T \ \delta \ \theta_{wx} \ \theta_{wy} \ \theta_r \ \theta_f \ \psi \ l_{ud}]^T \quad (1)$$

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き,  $\dot{\mathbf{R}}_{OA} = C_{OA} \mathbf{V}'_{OA}$  の関係を有する  $\mathbf{V}'_{OA}$  を用い, 一般化速度  $\mathbf{S}$  を

$$\mathbf{S} = [\mathbf{V}'_{OA}^T \ \dot{\Theta}_{OA}^T \ \dot{\delta} \ \dot{\theta}_{wx} \ \dot{\theta}_{wy} \ \dot{\theta}_r \ \dot{\theta}_f \ \dot{\psi} \ \dot{l}_{ud}]^T \quad (2)$$

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されたことを意味する.

Table 1 Specifications of the rider-motorcycle system

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
Length [m]	$I'_{OAz}$	$I'_{OUz}$	$I'_{OWz}$	$I'_{OCz}$	$I'_{ODz}$
	15.4	0.40	0.45	0.41	0.26
	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$a_5$
	0.501	0.737	0.365	0.166	0.368
Angle [deg]	$a_6$	$b_1$	$b_2$	$b_4$	$b_5$
	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
Angle [deg]	$f_1$	trail	wheel base	-	-
	0.099	0.107	1.435	-	-
Angle [deg]	$\lambda$	$\theta_{wy0}$	$\psi_0$	-	-
	25	30	-9.93	-	-

Table 2 Specifications of spring constants and damping coefficients

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]	$K_{wz}$	$K_{dz}$	$K_{cz}$	$K_{wvx}$
	172.2	150000	150000	1000
Damping coefficient [Ns/m]	$C_{wz}$	$C_{dz}$	$C_{cz}$	$C_{wvx}$
	26.4	1000	1000	200

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

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

ここで， $\mathbf{F}'_{O_i}$  は各剛体の力ベクトル， $\mathbf{N}'_{O_i}$  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．

$$\mathbf{m}^H \cdot \dot{\mathbf{H}} = \mathbf{f}^H\tag{4}$$

ただし，

$$\begin{aligned}\mathbf{m}^H &= \text{diag}[\mathbf{M}'_A \quad \mathbf{M}'_U \quad \mathbf{M}'_C \quad \mathbf{M}'_D \quad \mathbf{M}'_W] \\ \mathbf{H} &= [\mathbf{\Lambda}'_{OA} \quad \mathbf{\Lambda}'_{OU} \quad \mathbf{\Lambda}'_{OC} \quad \mathbf{\Lambda}'_{OD} \quad \mathbf{\Lambda}'_{OW}]^T \\ \mathbf{f}^H &= [\mathbf{\Gamma}'_{OA} \quad \mathbf{\Gamma}'_{OU} \quad \mathbf{\Gamma}'_{OC} \quad \mathbf{\Gamma}'_{OD} \quad \mathbf{\Gamma}'_{OW}]^T\end{aligned}\tag{5}$$

力行列  $\mathbf{f}^H$  は，サスペンションによる作用力の他，タイヤ力など各剛体に加わる力とトルクを含む．タイヤ力特性に関し，文献(15)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が，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．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．

一般化座標  $\mathbf{Q}$  と一般化速度  $\mathbf{S}$  の間には

$$\dot{\mathbf{Q}} = \frac{\partial \dot{\mathbf{Q}}}{\partial \mathbf{S}} \mathbf{S} = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{OA} & \mathbf{O}_{3 \times 10} \\ \mathbf{O}_{10 \times 3} & \mathbf{I}_{10 \times 10} \end{bmatrix} \cdot \mathbf{S}\tag{6}$$

の関係が成り立つ．一般化速度  $\mathbf{S}$  と式(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

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

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<sup>(16)</sup>．

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

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  $\tau_r$  からなる入力ベクトル  $\mathbf{u}$

$$\mathbf{x} = [\mathbf{Q}^T \quad \mathbf{S}^T]^T, \mathbf{u} = [\tau_{rr} \quad \tau_{rf} \quad \tau_r]^T = [\tau_{ar} + \tau_{br} \quad \tau_{rf} \quad \tau_r]^T\tag{9}$$

を用いて，式(6), (8)より，次の非線形状態方程式を得ることができる．

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

$$\mathbf{A}_S = \begin{bmatrix} \mathbf{O}_{13 \times 13} & \frac{\partial \dot{\mathbf{Q}}}{\partial \mathbf{S}} \\ \mathbf{O}_{13 \times 13} & (\mathbf{m}^S)^{-1} \cdot \frac{\partial \mathbf{f}^S}{\partial \mathbf{u}} \end{bmatrix}, \mathbf{B}_S = \begin{bmatrix} \mathbf{O}_{13 \times 3} \\ (\mathbf{m}^S)^{-1} \cdot \frac{\partial \dot{\mathbf{Q}}}{\partial \mathbf{S}} \end{bmatrix}, \mathbf{E}_S = \begin{bmatrix} \mathbf{O}_{13 \times 1} \\ (\mathbf{m}^S)^{-1} \cdot \bar{\mathbf{f}}^S \end{bmatrix} \quad (11)$$

### 3. 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図3(a)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。

図3(a)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。図3(a)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、図3(b)に $l_3$ および $\lambda_3$ をそれぞれ $\psi$ の関数として示す。図3(b)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。

$$\begin{cases} l_3 \approx k_{l3} \cdot \psi + l_{30} \\ \lambda_3 \approx k_{\lambda3} \cdot \psi + \lambda_{30} \end{cases} \quad (12)$$

ただし、 $k_{l3} = -0.0493 \text{ m/deg}$ 、 $l_{30} = 0.245 \text{ m}$ 、 $k_{\lambda3} = 0.397$ 、 $\lambda_{30} = 32.2^\circ$ である。式(12)を用いることにより、図3(a)のリンク機構を図4(a)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。図4(a)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。

$$\mathbf{f}_{rs} = (-K_{cs} \cdot l_{ac} - C_{cs} \cdot \dot{l}_{ac}) \cdot \begin{bmatrix} \cos \chi & 0 & \sin \chi \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \chi & 0 & \cos \chi \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (13)$$

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

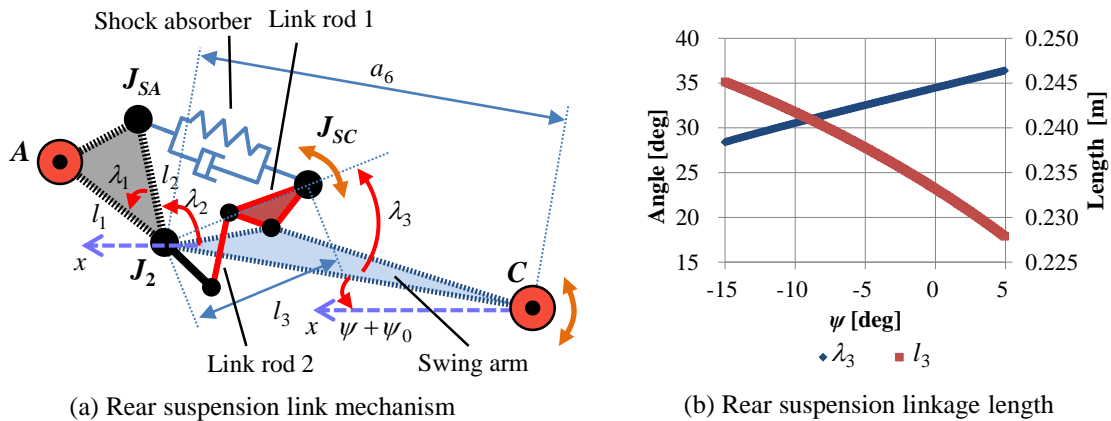


Fig. 3 Rear suspension link mechanism

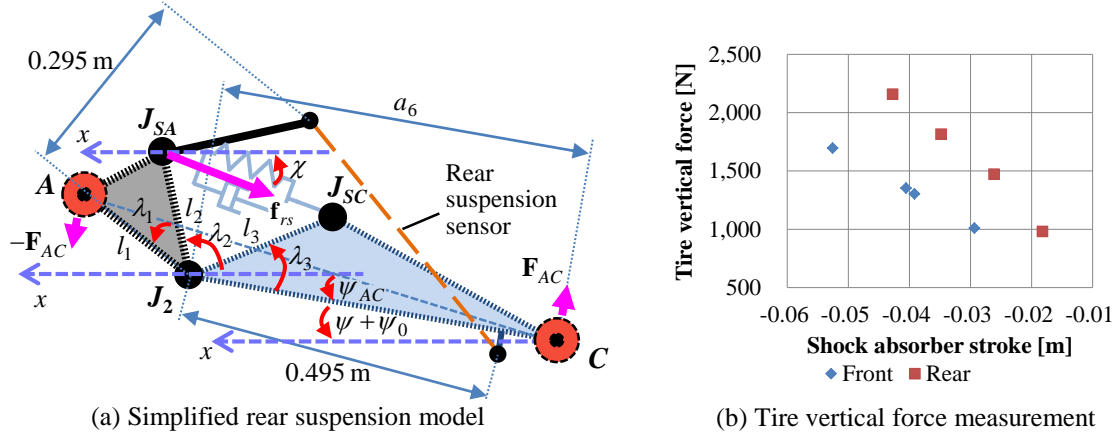


Fig. 4 Rear suspension model and tire vertical force measurement

$$\begin{aligned}
 l_{ac} &= \sqrt{l_2^2 + l_3^2 - 2 \cdot l_2 \cdot l_3 \cdot \cos(\lambda_2 - \lambda_3 - \psi - \psi_0)} - \sqrt{l_2^2 + l_{30}^2 - 2 \cdot l_2 \cdot l_{30} \cdot \cos(\lambda_2 - \lambda_{30} - \psi_0)} \\
 i_{ac} &= \frac{-l_2 \cdot l_3 \cdot (1 + k_{\lambda 3}) \cdot \sin(\lambda_2 - \lambda_3 - \psi - \psi_0) + k_{l_3} \cdot l_3 - k_{l_3} \cdot l_2 \cdot \cos(\lambda_2 - \lambda_3 - \psi - \psi_0)}{\sqrt{l_2^2 + l_3^2 - 2 \cdot l_2 \cdot l_3 \cdot \cos(\lambda_2 - \lambda_3 - \psi - \psi_0)}} \cdot d\psi
 \end{aligned} \quad (14)$$

と表すことができる．式(13)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．

$$\chi = -\arctan\left(\frac{l_2 \cdot \sin(\lambda_2) - l_3 \cdot \sin(\psi + \psi_0 + \lambda_3)}{-l_2 \cdot \cos(\lambda_2) + l_3 \cdot \cos(\psi + \psi_0 + \lambda_3)}\right) \quad (15)$$

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．

$$l_{rs} = \sqrt{(0.295)^2 + (0.495)^2 - 2 \cdot (0.295) \cdot (0.495) \cdot \cos(66^\circ - \psi)} \quad (16)$$

式(16)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(16)中の $(66^\circ - \psi)$ 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(17)，(18)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 $\boldsymbol{\tau}_{AC}$ を示す．

$$\mathbf{F}_{AC} = \begin{bmatrix} \cos(\psi_0 + \psi + \psi_{AC}) & 0 & \sin(\psi_0 + \psi + \psi_{AC}) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\psi_0 + \psi + \psi_{AC}) & 0 & \cos(\psi_0 + \psi + \psi_{AC}) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ f_{AC} \end{bmatrix} \quad (17)$$

$$\boldsymbol{\tau}_{AC} = \left( \tau_{rs} - \tau_{br} - \frac{17}{39} \cdot \tau_{ar} \right) \cdot (0 \ 1 \ 0)^T = \mathbf{R}_{AC} \times \mathbf{F}_{AC} \quad (18)$$

式(18)に式(17)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(19)のように求められる．

Table 3 Specifications of spring constants and damping coefficients of suspensions

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

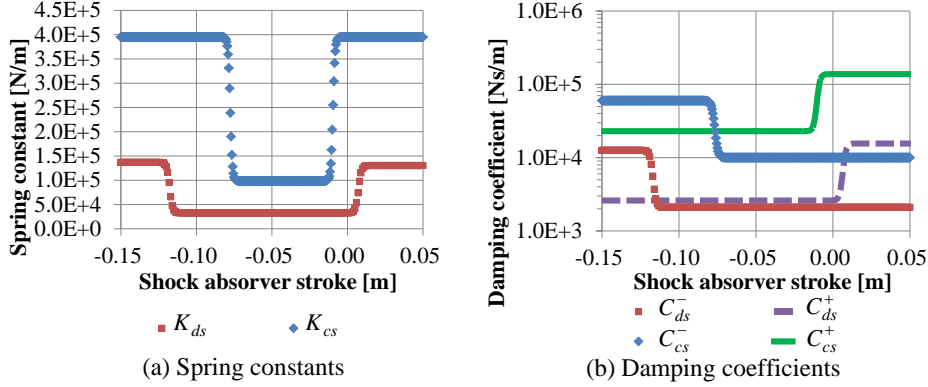


Fig. 5 Spring constants and damping coefficients of front and rear suspensions

$$f_{AC} = |\mathbf{f}_{rs}| \cdot \frac{l_2 \cdot \sin(\chi - \lambda_2) + l_3 \cdot \sin(\chi - (\psi_0 + \psi + \lambda_3))}{a_6 \cos(\psi_{AC}) - l_1 \cos(\psi_0 + \psi + \psi_{AC} - (\lambda_2 + \lambda_1))} - \frac{1}{a_6 \cos(\psi_{AC}) - l_1 \cos(\psi_0 + \psi + \psi_{AC} - (\lambda_2 + \lambda_1))} \cdot \left\{ \tau_{br} + \frac{17}{39} \cdot \tau_{ar} \right\} \quad (19)$$

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(19) 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(19) 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。

図4(b)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、表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、図4(b)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(13)を式(19)に代入し、次の式を得る。

$$f_{AC0} = K_{cs} \cdot |l_{ac}| \cdot \frac{l_2 \cdot \sin(\chi - \lambda_2) + l_3 \cdot \sin(\chi - (\psi_0 + \psi + \lambda_3))}{a_6 \cos(\psi_{AC}) - l_1 \cos(\psi_0 + \psi + \psi_{AC} - (\lambda_2 + \lambda_1))} \quad (20)$$

式(20)と図4(b)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 m、後輪0.14 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。図5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。図5の横軸は、ばねの自然長を0 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  $-0.11$  m と設定し、ストローク範囲を定めた。リア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  $-0.01$  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、図 5 (a) のようにばね定数  $K_{cs}$ ,  $K_{ds}$  の値を 4 倍にした<sup>(3)</sup>。前後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、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、図 5 (b) のとおり減衰係数を設定値の 6 倍にした<sup>(3)</sup>。

#### 4. 制動試験とシミュレーションの結果比較

3 章で導出したリア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、エンジンブ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。

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  $\tau_w$  を与えている。図 6 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。図 6 (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(19)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。図 6 (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。図 6 (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ブレーキトルクの比例係数  $k_{bf}$ ,  $k_{br}$  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。図 7, 8 および

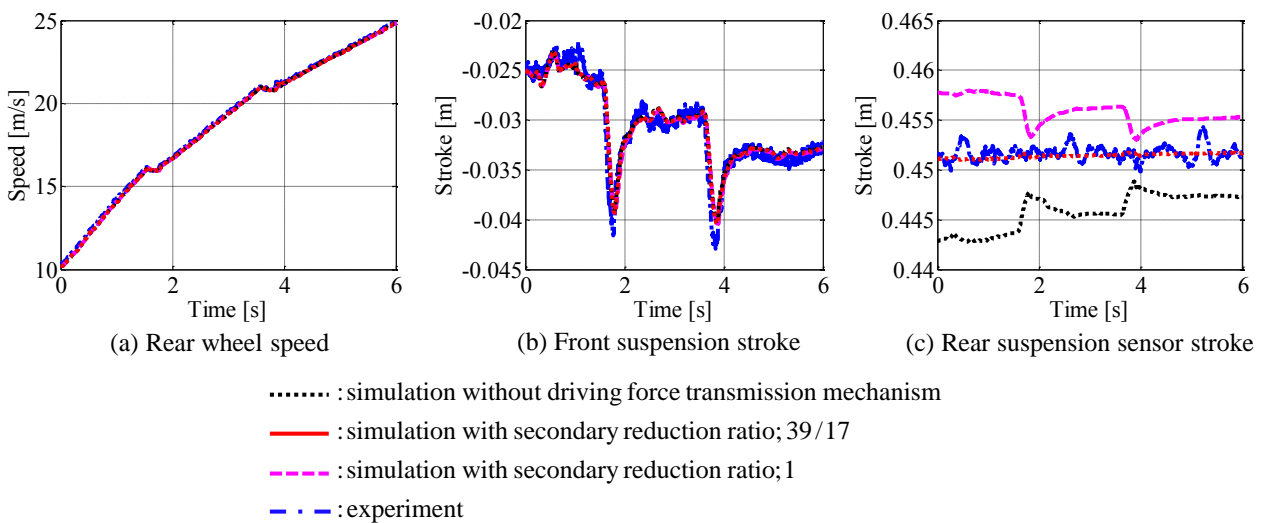


Fig. 6 Comparison of simulation and experimental results before braking

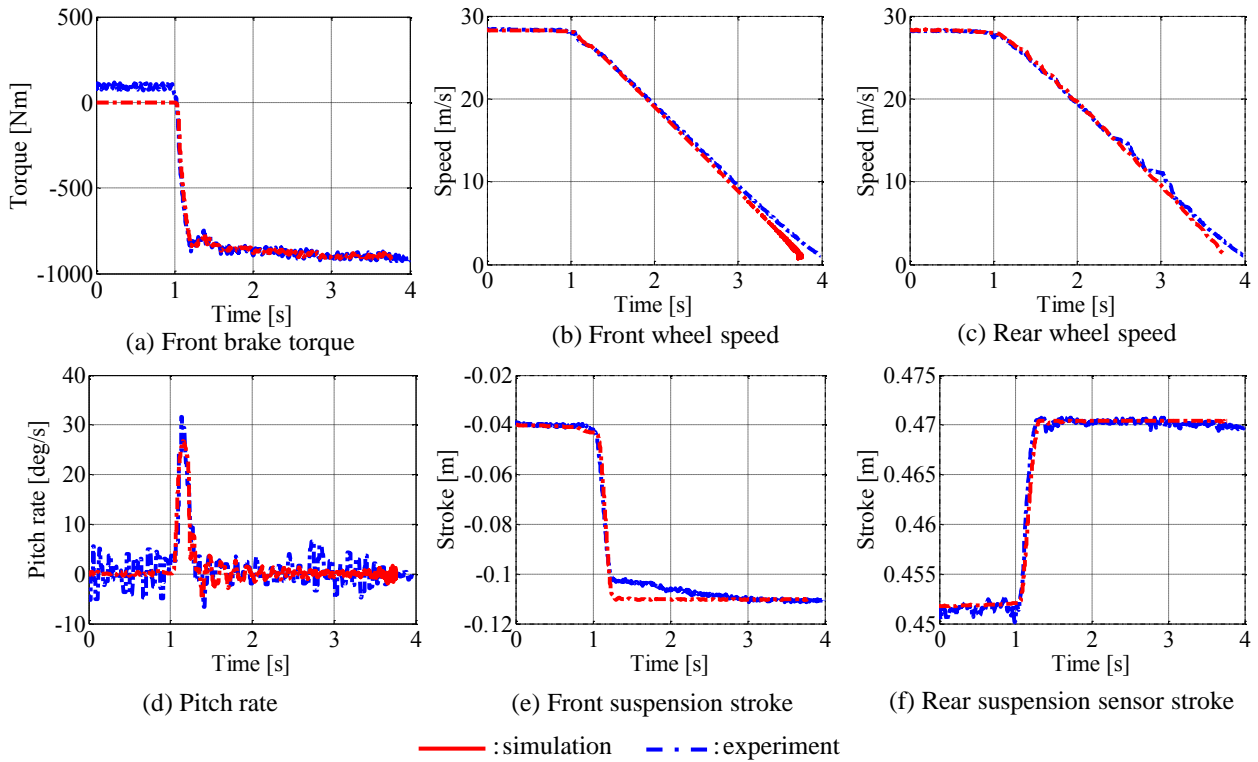


Fig. 7 Comparison of simulation and experimental results in front braking only

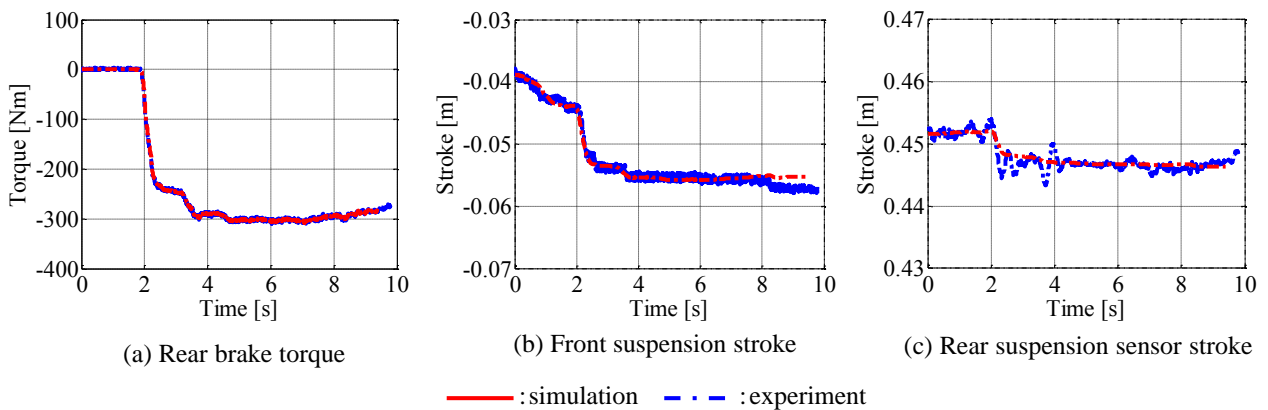


Fig. 8 Comparison of simulation and experimental results in rear braking only

図 9 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、図 10 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、図 7～図 10 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。

図 7 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。図 7 (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。図 7 (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。図 7 (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、図 7 (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

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、図8に後輪にのみ制動トルクを与えたときの結果を示す。図8(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。図8(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、図7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している。図8(b),(c)より、フロントサスペンションのストローク $l_{fd}$ 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。

図9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、図7のシミュレーション結果と同様60に設定している。図9(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。図9(a)では、1sで車速16.7 m/s (60 km/h)から制動を開始し、制動トルクが1.3s付近で最大値-1000 Nmに達した後、1.7sから2.1sの間は制動を止めている。図9(b)より、制動開始後、1.2s付近より後輪が浮き上がり始め、1.8s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。図9(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、1.9s付近で接地した瞬間、急激に減少することがわかる。図9(d)-(f)より、1.9sで後輪が接地した後、2s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。

図10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、図7のシミュレーション結果と同様60に設定している。図10(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。

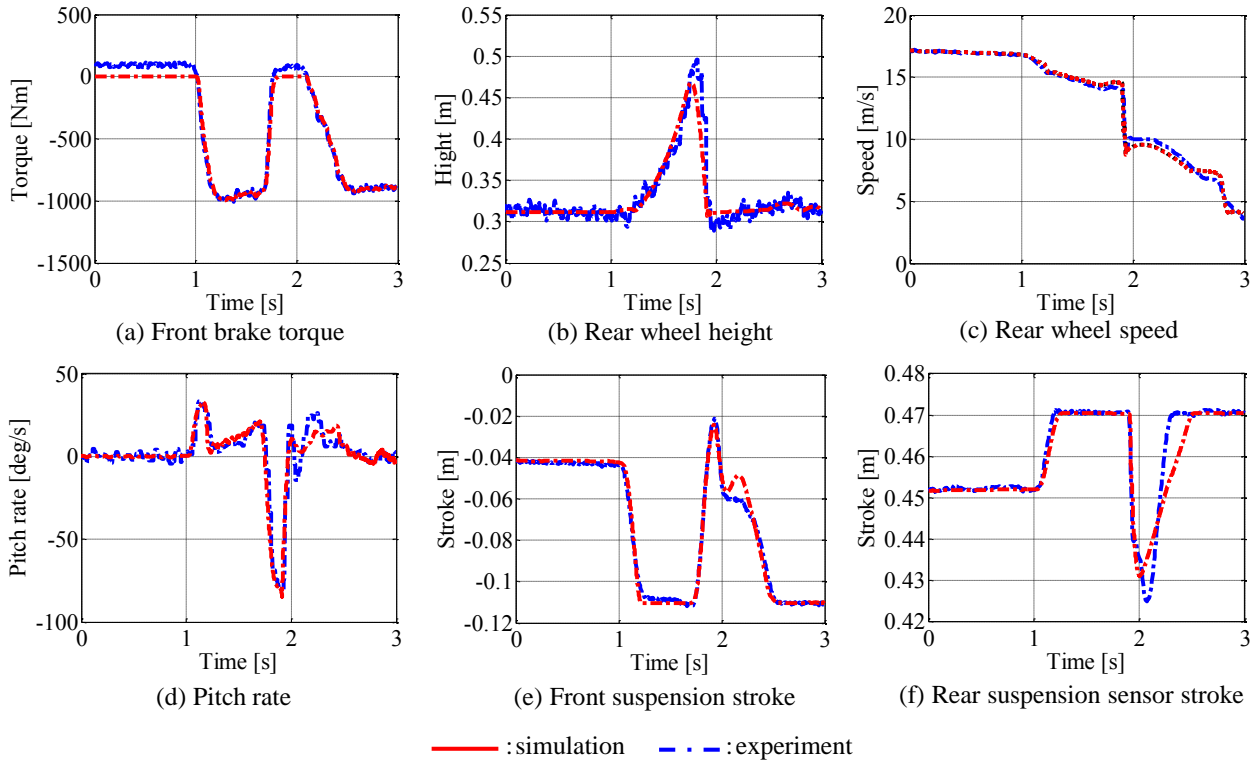


Fig. 9 Comparison of simulation and experimental results in condition of rear wheel lifting



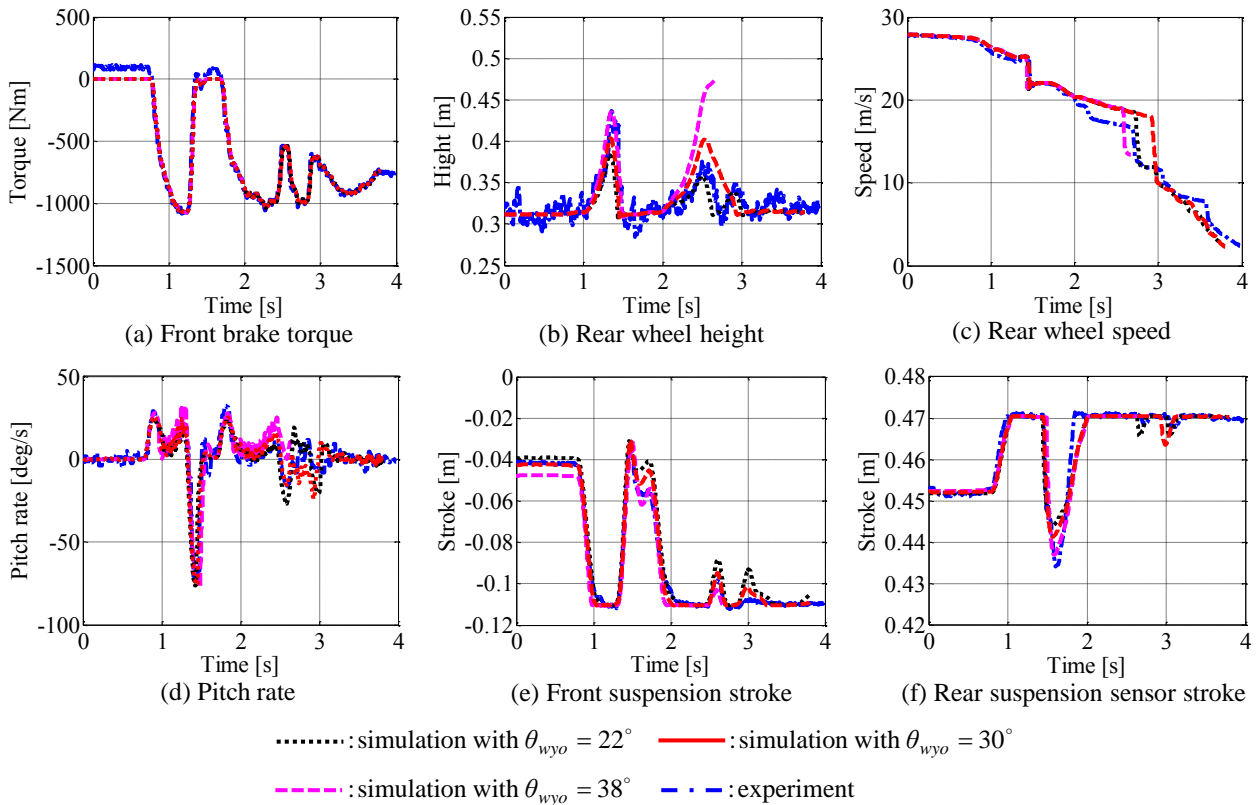


Fig. 10 Comparison of experimental result and simulation results with various rider's posture

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  $22^\circ$ 、 $30^\circ$ 、 $38^\circ$  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。図 10 (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。図 10 (d)-(f)より、リアサスペンションセンサのストローク  $l_s$  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。

## 5. 結 論

本論文では、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った。まず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 自由度のライダー - 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。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。

本論文では制動中のライダー上体は受動的でかつ姿勢の変化が小さいと仮定したが、今後はライダーの能動的な動作による影響について検討を行いたいと考えている。

## 謝 辞

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、謝意を表す。

## 文 献

- (1) Sharp, R. S., "Limit braking of a high-performance motorcycle", *Vehicle System Dynamics*, Vol. 47, No. 5 (2009), pp. 613-625.
- (2) Corno, M., Savaresi, S. M., Tanelli, M., Fabbri, L., "On optimal motorcycle braking", *Control Engineering Practice*, Vol. 16 (2008), pp. 644-657.
- (3) Cossalter, V., Doria, A., Lot, R., "Optimum Suspension Design for Motorcycle Braking", *Vehicle System Dynamics*, Vol. 34, (2000), pp. 175-198.
- (4) Cossalter, V., Lot, R., Maggio, F., "On the Braking Behavior of Motorcycles", *Society of Automotive Engineers of Japan*, SAE paper (2004), 2004-32-0018/20044305.
- (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”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.44-11 (2011), pp. 17-22.
- (6) 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.
- (7) 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 (2012), pp.1-4.
- (8) 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 (2007), pp.1067-1074.
- (9) Zhu, S., Nishimura, H., Iwamatsu, S. and Tajima, H., “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 (2008), pp.703-714.
- (10) 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 (2009), 642.pdf.
- (11) 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 (1984), pp.2037-2045.
- (12) Pacejka, H.B., *Tyre and Vehicle Dynamics* (2002), Butterworth Heinemann, Oxford.
- (13) 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 (1997), 自動車技術会.
- (14) 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 11 (1992), pp.23-33.
- (15) Sharp, R.S., Evangelou, S. and Limebeer, D.J.N., “Advances in the Modeling of Motorcycle Dynamics”, *Multibody System Dynamics*, Vol. 12 (2004), pp. 251-283.
- (16) 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 (2006), 東京電機大学出版局.

## バイクシミュレータ実験装置について

図1に示す構成のとおり、二輪自動車用ドライビングシミュレータを構築した。ライダーがバイクシミュレータ上でソフトウェア PreScan により画像として出力される走行環境に応じて二輪自動車を操作すると、ライダーの操縦情報が DSP (Digital Signal Processor) を介して Ethernet にて PreScan ブロックに取り込まれる。この情報に基づき、二輪自動車のダイナミクスが考慮された上で、走行環境下での走行状態を作りだし、その情報がライダーに画像として呈示される。

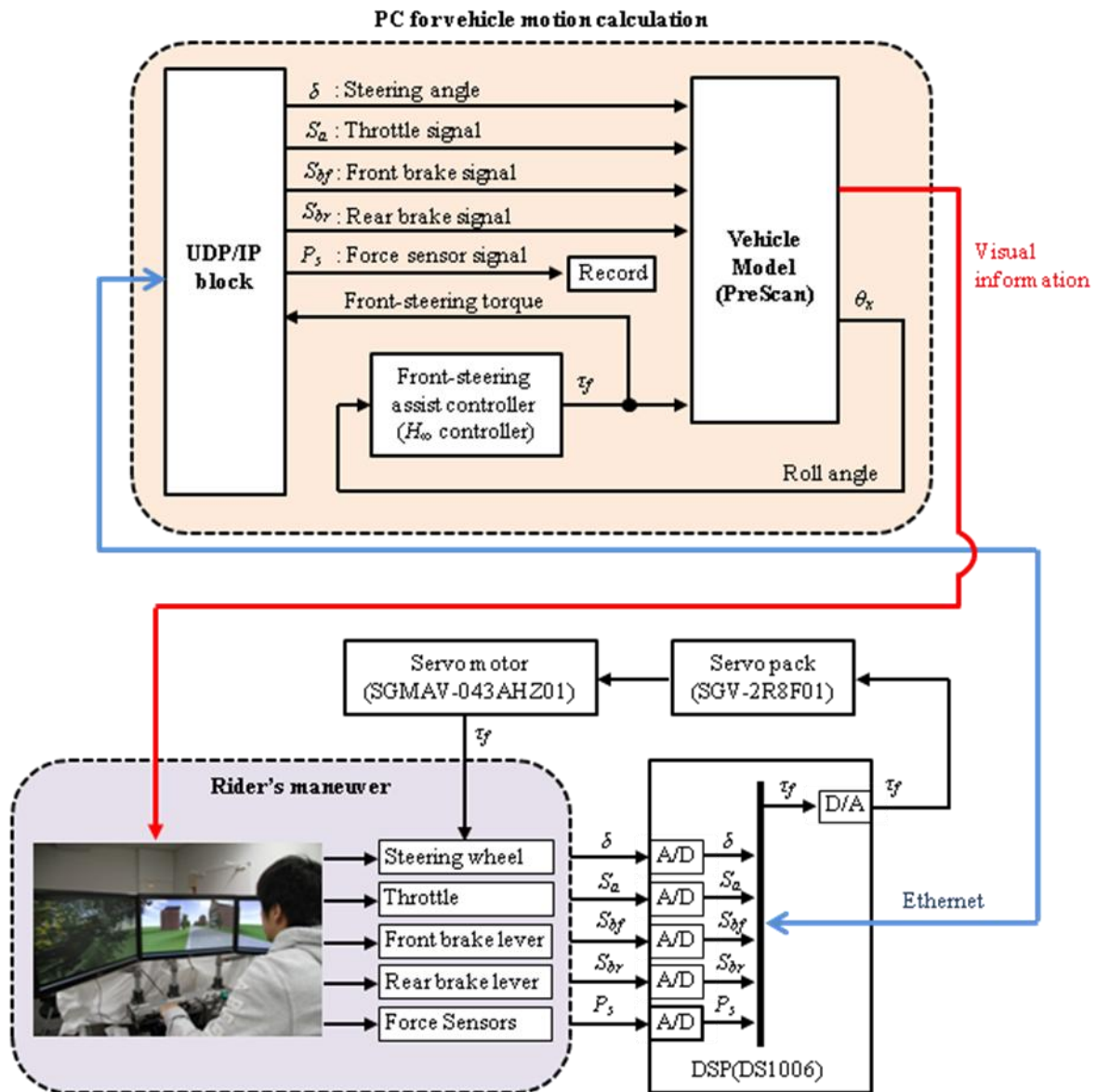


図1 バイクシミュレータ実験装置の構成

写真 1 には 3 画面ディスプレイ上にバイク走行の交通環境を呈示し、ライダーがこの画像に基づき適切な操縦を行う様子を示している。その際にライダーが行う操縦の状態を観測することとなる。写真 2 は後方から撮影したシミュレータ実験装置の全体で、図 1 に示した構成を実現することができた。今後、さらにライダーの操縦状態について多面的にとらえ、さまざまな観点で検討を行う予定である。特に、ライダーアシスト制御がライダーの操縦とどのような相互作用を持つか、アシスト制御を施したことによる効果をバイクシミュレータで明確に検証することが重要と考えている。



写真 1 バイクシミュレータで操縦するライダー



写真 2 バイクシミュレータ実験装置の全体