前後輪操舵・駆動自転車 of 安定化制御*

中川 智 皓^{*1}, 中野 公 彦^{*2}, 須田 義 大^{*3}Stabilization Control of Two-Wheel Steering
and Two-Wheel Driving BicycleChihiro NAKAGAWA^{*4}, Kimihiko NAKANO and Yoshihiro SUDA^{*4} Institute of Industrial Science, The University of Tokyo, JSPS Research Fellow,
4-6-1 Komaba, Meguro-ku, Tokyo, 153-8505 Japan

These days, the searches for sustainable Personal Mobility Vehicle (PMV) are ongoing world-wide. The authors proposed the two-wheel vehicle which has two transformable modes; a two-wheel steering and two-wheel driving (2WS/2WD) bicycle and a stabilized parallel two-wheel vehicle. This paper investigates the 2WS/2WD bicycle and proposes the stabilization control. It shows that by steering rear wheel to the negative phase to the front and by driving rear wheel to the negative phase to the front, it cancels back and forth movement and reduces the roll angle amplitude.

Key Words: Transport, Motion Control, Simulation, Bicycle, Personal Mobility Vehicle, Two-Wheel Vehicle, Two-Wheel Steering, Two-Wheel Driving

1. 結 論

近年, 持続的発展型社会の形成のため, 人にも環境にもやさしい都市交通空間の構築が必要となってきた⁽¹⁾. そこで, 公共交通や自動車と連携できる利便性・柔軟性を持った新しい乗り物の検討は重要といえる^(2,3). そのような新しい移動手段となる個人的な乗り物は, パーソナルモビリティ・ビークル (Personal Mobility Vehicle, PMV) と呼ばれ, 世に出始めてきている^(4,5).

著者らは, PMV として, 自転車モードと平行二輪車モードという 2 形態を持ち合わせる乗り物を提案している⁽⁶⁾. 図 1 に自転車モード, 図 2 に平行二輪車モードのモックアップ写真を示す. それぞれ 420×550×150mm, 330×600×150mm 程度の大きさで, 実際の大きさの 1/2 サイズであり, 折りたたむことによりお互いのモードに変換可能である. 自転車モードでは, 人の力と電気の力を効率よく組み合わせて走行できるようにするため, ペダルをこぐことにより発電機で電力を発生させ, バッテリーに電力を蓄電する. 発生した電力を用い, 独立の前後車輪のモータによって駆動する. すなわち, チェーンを廃止したドライブバ

イワイヤを実現する. また, 前後輪の操舵角についても, ハンドル軸を廃止したステアバイワイヤによって制御することを考える. ステアバイワイヤ技術については, 二輪車への適用に関する検討もなされている⁽⁷⁾. バイワイヤを用いることにより, 折りたたみ機構の自由度が増え, よりコンパクトな PMV 構造の可能性が広がる. 一方, 平行二輪車モードは, 自転車モードのメインフレームを折りたたみ, 車輪を 90 度操舵させることにより成り立つ. 車輪は独立に駆動し, 倒立振子の安定化手法を用いて制御される. 人はステップ台に立ち, 重心移動によって操縦することができる. 本論文では, 自転車モードすなわち前後輪が操舵かつ駆動する自転車における安定化制御について検討する.

自転車の安定化に関する研究は古くから行われている. 前輪と後輪が操舵する自転車 (2WS) の研究では, 後輪を前輪と同相に操舵することにより直立安定性が向上し, 逆相にきることにより小回り性能を向上できることが示されている⁽⁸⁾. また, 後輪操舵による二輪車の安定性解析が行われている^(9,10). 前輪と後輪が駆動する自転車 (2WD) については, 差動歯車装置を利用した 2WD 自転車の悪路での走行が確認されている⁽¹¹⁾. また, ジャイロを使用して自転車を安定化させた例もある⁽¹²⁾. 本研究では, 前後輪の駆動力による安定化を前提に, 前輪と後輪がともに操舵また駆動する前後輪操舵・駆動自転車 (2WS/2WD) の安定化制御を検討

* 原稿受付 2008 年 9 月 16 日.

^{*1} 正員, 東京大学大学院工学系研究科 (〒153-8505 東京都目黒区駒場 4-6-1), 日本学術振興会特別研究員.^{*2} 正員, 東京大学生産技術研究所.^{*3} 正員, フェロー, 東京大学生産技術研究所.

E-mail: chihiro@iis.u-tokyo.ac.jp

Fig.1 Bicycle mode

Fig.2 Parallel two-wheel mode

する。提案する PMV の平行二輪車モードは、両輪を独立に駆動させる機構を持つので、自転車モードにおいても、両輪駆動制御を行うことは容易である。なお、自転車は操舵のみでも安定化できるが、本研究では歩行空間での移動など低速領域においては、操舵のみの安定化は容易ではないため、駆動力を用いることを考える。また、コンパクトで折りたたみの自由度が高い PMV の観点から、タイヤ径は小径となり、操舵が難しく、またヘッド角などを機械的に調整して安定化を図ることは困難である。よって、さらなる安定性向上の検討は有意義であると考えられる。2WS/2WD 自転車の基礎的検討として、極低速域において前後輪の操舵角を 0 度から 90 度の範囲で一定値に固定したとき、前後輪の操舵角がともに 90 度において、最も少ない制御力で自転車を安定化できることが示されている⁽¹³⁾。これは、平行二輪車、すなわち倒立振り子型車両の状態である。倒立振り子型車両は、駆動力制御によって安定化されており、本研究では、この原理を低速域での自転車にも利用し安定化させることがねらいである。駆動力を利用して安定化を図るには、ロール運動を制御できるよう横方向に駆動力の分力を発生させる必要があり、そのため操舵角も制御しなければならない。よって、前輪だけでなく、後輪も操舵制御することにより、効率よく安定化することを考える。また、2WS/2WD

自転車では、操舵量を前後のステアに分配することができるので、より大きなロール角の振れにも対応できる。さらに、2WS/2WD とすることで、駆動力での安定化制御のために前または後に加速し、速度が大きく変化してしまうのを防ぐため、前輪と後輪に逆向きの力を発生させて制御を行うことが考えられる。

本論文では、2WS/2WD のモデリングを行い、導出された運動方程式を用いて、制御系設計を行う。シミュレーションにより、1WS、2WS、2WS/2WD 自転車それぞれの安定性を議論する。

2. モデリング

2・1 前後輪操舵・駆動自転車モデル 前後輪操舵・駆動自転車 (2WS/2WD) のモデルを図 3～5 に示す。図 3 は後から見た図、図 4 は横から見た図、図 5 は上から見た図である。本モデルは、前輪と後輪が操舵また駆動するモデルであり、前後輪系パラメータの

Fig.3 Back view of the bicycle model

Fig.4 Side view of the bicycle model

Fig.5 Top view of the bicycle model

影響も考慮できる。人間と車体を含む自転車モデル全体の質量を M ，ホイールベースを l ，重心 G に固定した右手座標系 (x, y, z) の x 軸まわりの慣性モーメントを I_{xx} ， z 軸が地面と交わる接地点 C と重心 G との距離を h ，重力加速度を g ，ロール角を θ ， z 軸まわりの方位角を ψ とする。走行速度 V は一定とする。また，接地点 C から前後輪の接地点 C_F, C_R までの距離をそれぞれ l_f, l_r ，前後輪の操舵角をそれぞれ ϕ_f, ϕ_r ，前後輪の横すべり角をそれぞれ β_f, β_r ，前後輪のキャンバ角をそれぞれ γ_f, γ_r ，前後輪の駆動力をそれぞれ F_f, F_r とする。前輪系，後輪系のパラメータについては，それぞれ車輪半径を r_f, r_r ，ヘッド角を α_f, α_r ，トレイルを l_f, l_r ，車輪中心からのオフセットを f_f, f_r とする。

2・2 ロール角についての運動方程式 ロール方向の運動方程式は，次のように表される。

$$\begin{aligned} (I_{xx} + Mh^2) \ddot{\theta} &= Mgh\theta - MV\dot{\psi}h \\ &\quad - F_f \sin(\phi_f \sin \alpha_f) h \cos \theta \\ &\quad - F_r \sin(\phi_r \sin \alpha_r) h \cos \theta \end{aligned} \quad (1)$$

方位角の時間変化率は，

$$\dot{\psi} = \frac{V}{l} (\phi_f \sin \alpha_f - \phi_r \sin \alpha_r) \quad (2)$$

である。式(1)に代入して整理すると，

$$\begin{aligned} \ddot{\theta} &= \frac{Mh}{I_c} \left(g\theta - \frac{V^2}{l} \phi_f \sin \alpha_f + \frac{V^2}{l} \phi_r \sin \alpha_r \right) \\ &\quad - \frac{h}{I_c} (F_f \sin(\phi_f \sin \alpha_f) + F_r \sin(\phi_r \sin \alpha_r)) \end{aligned} \quad (3)$$

となる。ただし，

$$I_c = I_{xx} + Mh^2 \quad (4)$$

である。

2・3 フロントステア角についての運動方程式

フロントステア部に関する運動方程式を求める。座標系 (x_f, y_f, z_f) は，フロントステア部の重心 S_f を原点とし，フロントステア回転軸に沿って下方に x_f 軸，前輪回転面内後方に z_f 軸，それらと右手直交系をなすように y_f 軸をとる。まず，慣性力によって，フロントステア部に生じるモーメントを導出する。フロントステア部の単位ベクトル (i_f, j_f, k_f) は，車体に固定した座標系 (x, y, z) の単位ベクトル (i, j, k) から y 軸まわりの回転 α_f および x_f 軸まわりの微小角回転 ϕ_f によって移されるので，

$$\begin{bmatrix} i_f \\ j_f \\ k_f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \alpha_f & 0 & \sin \alpha_f \\ -\phi_f \sin \alpha_f & 1 & \phi_f \cos \alpha_f \\ -\sin \alpha_f & -\phi_f & \cos \alpha_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i \\ j \\ k \end{bmatrix} \quad (5)$$

となる。自転車本体は地面に対して， $\dot{\theta} i + \dot{\psi} k$ の角速度，フロントステア部は自転車本体に対して， $\dot{\phi}_f i_f$ の

角速度を持つので，地面に対するフロントステア部の角速度は，2次以上の微小項を省略して，

$$\begin{aligned} \omega_f &= (\dot{\phi}_f + \dot{\theta} \cos \alpha_f + \dot{\psi} \sin \alpha_f) i_f \\ &\quad + (-\dot{\theta} \sin \alpha_f + \dot{\psi} \cos \alpha_f) k_f \end{aligned} \quad (6)$$

である。また，前輪はフロントステア部に対して， $-\Omega j_f$ の角速度を持つから，フロントステア部の全体の角運動量は，

$$\begin{aligned} L_f &= I_{x_f} (\dot{\phi}_f + \dot{\theta} \cos \alpha_f + \dot{\psi} \sin \alpha_f) i_f \\ &\quad - I_w \Omega j_f + I_{z_f} (-\dot{\theta} \sin \alpha_f + \dot{\psi} \cos \alpha_f) k_f \end{aligned} \quad (7)$$

となる。ここで， I_{x_f}, I_{z_f} はそれぞれフロントステア部の x_f 軸， z_f 軸まわりの慣性モーメント， I_w は車輪の極慣性モーメントである。よって，慣性力によって，フロントステア部に生じるモーメントは，

$$\frac{DL_f}{dt} = \dot{L}_f + \omega_f \times L_f. \quad (8)$$

x_f 成分のみに注目すれば，

$$\begin{aligned} \frac{DL_f}{dt} i_f &= I_{x_f} \ddot{\phi}_f + I_{z_f} (\ddot{\theta} \cos \alpha_f + \ddot{\psi} \sin \alpha_f) \\ &\quad - I_w \Omega (\dot{\theta} \sin \alpha_f - \dot{\psi} \cos \alpha_f) \end{aligned} \quad (9)$$

である。

次に，地面反力によって，フロントステア部に生じるモーメントを求める。反力軸 (x_f, y_f, z_f) は，前輪接地点 C_f の速度方向に x_f 軸，地面に垂直下方に z_f 軸，それらと右手直交系をなすように y_f 軸をとる。反力軸の単位ベクトル (i_f, j_f, k_f) は，フロントステア軸の単位ベクトル (i_f, j_f, k_f) を用いて，

$$\begin{bmatrix} i_f \\ j_f \\ k_f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \alpha_f & \beta_f & -\sin \alpha_f \\ -\beta_f \cos \alpha_f - \gamma_f \sin \alpha_f & 1 & \beta_f \sin \alpha_f - \gamma_f \cos \alpha_f \\ \sin \alpha_f & \gamma_f & \cos \alpha_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_f \\ j_f \\ k_f \end{bmatrix} \quad (10)$$

の関係となる。 β_f, γ_f はそれぞれ前輪の横すべり角，キャンバ角であり，フロントステア角が0のときの接地点 C_f の横すべり速度を v_{cf} とすると

$$\beta_f = (v_{cf} - (r_f \cos \alpha_f - f_f)) \dot{\phi}_f / V - \phi_f \sin \alpha_f \quad (11)$$

$$\gamma_f = \theta + \phi_f \cos \alpha_f \quad (12)$$

である。地面反力は，

$$F_f = Mga(-\mu_f i_f + (-c_c \beta_f + c_c \gamma_f) j_f - k_f) \quad (13)$$

と表される。ここで， a は全重量のうち前輪が負担する割合， μ_f は転がり抵抗係数， c_c はコーナリング係数， c_t はキャンバ係数である。フロントステア部重心 S_f から接地点 C_f までのベクトルは，

$$n_r = (h_f + r_f \sin \alpha_f) i_{fs} + (r_f \cos \alpha_f - f_f) k_{fs} \quad (14)$$

と表される。ただし、 h_f はフロントステア部重心 S_f から前輪中心までの距離である。これらより、地面反力によって、フロントステア部の x_{fs} まわりに生じるトルクは、

$$M_{rx} = (n_r \times F_f) \cdot i_{fs} \quad (15)$$

となる。 $\mu_f=0$ とし、式(10)、(13)、(14)を用いて整理すると、次式のように表される。

$$M_{rx} = Mg a_f \sin \alpha_f (c_f \beta_f + (1 - c_f) \gamma_f) \quad (16)$$

以上より、フロントステア部の運動方程式は、式(9)、(16)を用い、式(11)、(12)を代入して、

$$\begin{aligned} I_{xx} \ddot{\phi} + I_{xx} (\ddot{\theta} \cos \alpha_f + \ddot{\psi} \sin \alpha_f) - I_{xx} \Omega (\dot{\theta} \sin \alpha_f - \dot{\psi} \cos \alpha_f) \\ = Mg a_f \sin \alpha_f \left((1 - c_f) (\dot{\theta} + \dot{\phi} \cos \alpha_f) - c_f \sin \alpha_f \left(\dot{\phi} + \frac{t_f}{V} \dot{\phi} \right) \right) \end{aligned} \quad (17)$$

と導出される。ここでは、簡単のため、横すべり角の式(11)について、自転車本体の運動については前後輪とも横すべりは小さいと仮定し、フロントステアによる項のみを残して、 $v_{\sigma}=0$ とした。

2・4 リアステア角についての運動方程式

リアステア部に関する運動方程式もフロントステア部の場合と同様の手順で求める。リアステア部の重心 S_R を原点とする座標系 (x_{rs}, y_{rs}, z_{rs}) は、リアステア回転軸に沿って下方に x_{rs} 軸、後輪回転面内後方に z_{rs} 軸、それらと右手直交系をなすように y_{rs} 軸をとる。リアステア部の単位ベクトル (i_{rs}, j_{rs}, k_{rs}) は、車体に固定した座標系 (x, y, z) の単位ベクトル (i, j, k) から y 軸まわりに $-\alpha_r$ 回転、および x_{rs} 軸まわりの微小角回転 ϕ によって移されるので、

$$\begin{bmatrix} i_{rs} \\ j_{rs} \\ k_{rs} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \alpha_r & 0 & \sin \alpha_r \\ -\phi \sin \alpha_r & 1 & \phi \cos \alpha_r \\ -\sin \alpha_r & -\phi & \cos \alpha_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i \\ j \\ k \end{bmatrix} \quad (18)$$

となる。自転車本体は地面に対して、 $\dot{\theta} i + \dot{\psi} k$ の角速度、リアステア部は自転車本体に対して、 $\dot{\phi} i_{rs}$ の角速度を持つので、地面に対するリアステア部の角速度は、2次以上の微小項を省略して、

$$\begin{aligned} \omega_{rs} = (\dot{\phi} + \dot{\theta} \cos \alpha_r + \dot{\psi} \sin \alpha_r) i_{rs} \\ + (-\dot{\theta} \sin \alpha_r + \dot{\psi} \cos \alpha_r) k_{rs} \end{aligned} \quad (19)$$

である。また、後輪はリアステア部に対して $-\Omega j_{rs}$ の角速度を持つから、リアステア部の全体の角運動量は、

$$\begin{aligned} L_{rs} = I_{rs} (\dot{\phi} + \dot{\theta} \cos \alpha_r + \dot{\psi} \sin \alpha_r) i_{rs} \\ - I_{\omega} \Omega j_{rs} + I_{zs} (-\dot{\theta} \sin \alpha_r + \dot{\psi} \cos \alpha_r) k_{fs} \end{aligned} \quad (20)$$

となる。ここで、 I_{xs}, I_{zs} はそれぞれリアステア部の x_{rs} 軸、 z_{rs} 軸まわりの慣性モーメントである。よって、慣性力により、フロントステア部に生じるモーメントは、

$$\frac{DL_{rs}}{dt} = \dot{L}_{rs} + \omega_{rs} \times L_{rs} \quad (21)$$

x_{rs} 成分のみに注目すれば、

$$\begin{aligned} \frac{DL_{rs}}{dt} i_{rs} = I_{xs} \ddot{\phi} + I_{xs} (\ddot{\theta} \cos \alpha_r + \ddot{\psi} \sin \alpha_r) \\ - I_{\omega} \Omega (\dot{\theta} \sin \alpha_r - \dot{\psi} \cos \alpha_r) \end{aligned} \quad (22)$$

である。

次に、地面反力によって、リアステア部に生じるモーメントを求める。反力軸 (x_r, y_r, z_r) は、後輪接地点 C_R の速度方向に x_r 軸、地面に垂直下方に z_r 軸、それらと右手直交系をなすように y_r 軸をとる。反力軸の単位ベクトル (i_r, j_r, k_r) は、リアステア軸の単位ベクトル (i_{rs}, j_{rs}, k_{rs}) を用いて、

$$\begin{bmatrix} i_r \\ j_r \\ k_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \alpha_r & \beta & -\sin \alpha_r \\ -\beta \cos \alpha_r - \gamma \sin \alpha_r & 1 & \beta \sin \alpha_r - \gamma \cos \alpha_r \\ \sin \alpha_r & \gamma & \cos \alpha_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{rs} \\ j_{rs} \\ k_{rs} \end{bmatrix} \quad (23)$$

の関係となる。 β, γ はそれぞれ後輪の横すべり角、キャンバ角であり、リアステア角が0のときの接地点 C_R の横すべり速度を v_{σ} とすると

$$\beta_r = (v_{\sigma} - (r_r \cos \alpha_r - f_r) \dot{\phi}) / V - \phi \sin \alpha_r \quad (24)$$

$$\gamma_r = \theta + \phi \cos \alpha_r \quad (25)$$

である。地面反力は、

$$F_r = Mg(1 - a)(-\mu_r i_r + (-c_r \beta_r + c_r \gamma_r) j_r - k_r) \quad (26)$$

と表される。リアステア部重心 S_R から接地点 C_R までのベクトルは、

$$n_r = (h_r + r_r \sin \alpha_r) i_{fs} - (r_r \cos \alpha_r - f_r) k_{fs} \quad (27)$$

と表される。ただし、 h_r はリアステア部重心 S_R から後輪中心までの距離である。これらより、地面反力によって、リアステア部の x_{rs} まわりに生じるトルク成分は、

$$M_{rx} = (n_r \times F_r) \cdot i_{rs} \quad (28)$$

となる。 $\mu_f=0$ とし、式(23)、(26)、(27)を用いて整理すると、

$$M_{rx} = Mg(1 - a) t_r \sin \alpha_r (c_r \beta_r + (1 - c_r) \gamma_r) \quad (29)$$

となる。以上より、リアステア部の運動方程式は、式(22)、(29)より、

$$\begin{aligned} & I_m \ddot{\phi} + I_m (\ddot{\theta} \cos \alpha + \dot{\psi} \sin \alpha) - I_w \Omega (\dot{\theta} \sin \alpha - \dot{\psi} \cos \alpha) \\ &= Mg(1-a)l_r \sin \alpha \left((1-\alpha)(\theta + \phi \cos \alpha) - \alpha \sin \alpha \left(\phi - \frac{l_r}{V} \dot{\phi} \right) \right) \end{aligned} \quad (30)$$

と導出される。

3. 制御系設計

式(3), (17), (30)により導出されたロール角, フロントステア角, リアステア角に関する運動方程式をまとめ, 状態方程式で記述すると, 式(31)のようになる。

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \ddot{\theta} \\ \dot{\theta} \\ \ddot{\phi}_f \\ \dot{\phi}_f \\ \ddot{\phi}_r \\ \dot{\phi}_r \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & L_1 & 0 & L_2 & 0 & L_3 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ S_1 & S_2 & S_3 & S_4 & S_5 & S_6 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ T_1 & T_2 & T_3 & T_4 & T_5 & T_6 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta \\ \dot{\theta} \\ \phi_f \\ \dot{\phi}_f \\ \phi_r \\ \dot{\phi}_r \end{bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 1/I_{sf} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 1/I_{sr} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tau_f \\ \tau_r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -h/I_c & -h/I_c \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_f \\ F_r \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (31)$$

ただし, L_i , S_i , T_i は式(3), (17), (30)に示される定数である。式(31)は 2WS/2WD 自転車の状態方程式であるが, 1WS 自転車の場合は, 式(31)のリアステア角(ϕ)に関する行と右辺第三項を除いたものとなり, 2WS 自転車の場合は, 式(31)右辺第三項を除いたものとなる。ここでは, 1WS, 2WS, 2WS/2WD 自転車のため, それぞれの制御系設計について説明する。1WS の場合の状態空間方程式を

$$\dot{X}_{1WS} = A_{1WS} X_{1WS} + B_{1WS} \tau_f \quad (32)$$

と表す。ここで, $\dot{X}_{1WS}$ は式(31)左辺の上から 4 行, A_{1WS} , B_{1WS} はそれぞれ右辺第一項の状態行列 4 行 4 列, 第二項の入力行列 4 行 1 列に等しい。最適制御を用いて, フィードバックゲイン K_{1WS} を求めると, 前輪の操舵トルクは次のように設計できる。

$$\tau_f = -K_{1WS} X_{1WS} \quad (33)$$

ただし, フィードバックゲイン K_{1WS} は以下の評価関数を最小にするように求められた。

$$J_{1WS} = \int_0^\infty (X_{1WS}^T Q_{1WS} X_{1WS} + \tau_f^T R_{1WS} \tau_f) dt \quad (34)$$

同様に, 2WS の場合, 状態空間方程式を

$$\dot{X} = A_{2WS} X + B_{2WS} \tau_{str} \quad (35)$$

と表す。上式は式(31)の左辺, 右辺第一, 二項に等しい。最適制御を用いて, フィードバックゲイン K_{2WS} を求めると, 前後輪の操舵トルクは次のように設計できる。

$$\tau_{str} = -K_{2WS} X \quad (36)$$

ただし, フィードバックゲイン K_{2WS} は以下の評価関数を最小にするように求められた。

$$J_{2WS} = \int_0^\infty (X^T Q_{2WS} X + \tau_{str}^T R_{2WS} \tau_{str}) dt \quad (37)$$

次に, 2WS/2WD の場合, 状態空間方程式は,

$$\dot{X} = A_{2WS} X + B_{2WS} \tau_{str} + B_{2WD} F_d \quad (38)$$

と表される。ただし, 式(3)に示されるように B_{2WD} に非線形項が含まれる。よって, 以下に示す F_d' を制御入力として, 線形になるようにした。

$$F_d' = \begin{bmatrix} F_f (\sin(\phi_f \sin \alpha))^{-1} & F_r (\sin \phi_r)^{-1} \end{bmatrix}^T \quad (39)$$

前後輪の操舵トルクは式(35)を用い整理すると

$$\dot{X} = (A_{2WS} - B_{2WS} K_{2WS}) X + B_{2WD} F_d \quad (40)$$

となる。ここで, 駆動力制御を行う際, 自転車自体が加速する可能性がある。速度の変化を防ぐため, 前後方向の力を打ち消すように, 駆動トルクに次の拘束条件を与える。

$$\frac{F_f}{\sin(\phi_f \sin \alpha)} \cos(\phi_f \sin \alpha) + \frac{F_r}{\sin \phi_r} \cos \phi_r = 0 \quad (41)$$

上式より, F_r は F_f に従属となり, 駆動に関しては 1 入力系となる。最適制御を用いて, フィードバックゲイン K_{2WD} を求めると, 前輪の駆動力は次のように設計できる。

$$F_f = -K_{2WD} X \quad (42)$$

ただし, フィードバックゲイン K_{2WD} は以下の評価関数を最小にするように求められた。

$$J_{2WD} = \int_0^\infty (X^T Q_{2WD} X + F_f^T R_{2WD} F_f) dt \quad (43)$$

である。

4. シミュレーション

1WS 自転車, 2WS 自転車, 2WS/2WD 自転車の場合について, ルンゲクッタ法を用いた時刻歴のシミュレーションを行う。シミュレーションで用いた諸元を表 1 に示す。シミュレーションでは, 外乱が入った場合における自転車の姿勢安定化を比較することを目的とする。よって, 姿勢を表すロール角の変化が評価でき

Table 1 Parameter values of the bicycle

Description	Values
Mass of bicycle (M)	80 kg
Height of center of gravity (COG) (h)	0.87 m
Wheelbase (l)	1.02 m
Length from rear wheel to COG (l_r)	0.37 m
Head angle (α_f, α_r)	70 deg, 90deg
Radius of wheel ($r_f = r_r$)	0.075 m
Inertia moment of COG (x -axis) (I_{xx})	11.7 kgm ²
Inertia moment of steer axis ($I_{xs} = I_{rs}$)	0.05 kgm ²
Inertia moment of wheel axis (I_w)	0.007 kgm ²
Camber coefficient (c_i)	0.5
Cornering coefficient (c_c)	1.43
Offset (f_f, f_r)	0.01 m, 0 m
Trail (t_f, t_r)	0.0167 m, 0 m
Velocity of the bicycle (V)	3 m/s

るよう、初期姿勢を倒立姿勢（ロール角 0）とし、インパルス入力を与えることを想定して、ロール角速度 0.2 rad/s を初期値として与えた。ここで、与えた外乱はインパルス入力であり、突発的に自転車が受ける外乱の一般的な入力と見なすことができる。車速度は 3 m/s 一定とし、その他の初期成分は 0 である。制御がない場合、自転車はそのまま転倒してしまう初期条件である。実用的な範囲での入力を考慮し、駆動トルクの大さの最大値は 10 Nm とした。最適制御の重みはそれぞれ、

$$Q_{1WS} = \text{diag}[20 \ 200 \ 1 \ 1] \quad (44)$$

$$R_{1WS} = 1 \quad (45)$$

$$Q_{2WS} = \text{diag}[50 \ 600 \ 1 \ 1 \ 10 \ 10] \quad (46)$$

$$R_{2WS} = \text{diag}[1 \ 1] \quad (47)$$

$$Q_{2WD} = \text{diag}[1 \ 2000 \ 1 \ 1 \ 10 \ 10] \quad (48)$$

$$R_{2WD} = 1/100 \quad (49)$$

とした。重みの設定方法は、1WS, 2WS, 2WS/2WD 自転車で、前輪操舵角または前後輪の操舵角の合計（絶対値の時間積分）が同等になるような制御器が得られるように、試行錯誤の上で求め、その状況の下、ロール角の振れを比較できるようにした。

図 6 にロール角についてまとめた結果を示す。横軸に時間、縦軸にそれぞれの自転車のロール角を示している。2WS/2WD, 2WS, 1WS の順に、ロール角の振れは小さく、応答性もよいことが分かる。

図 7 に操舵角についてまとめた結果を示す。横軸に時間、縦軸にそれぞれの自転車の操舵角を示している。2WS, 2WS/2WD については、角度が正方向に振れているのが前輪操舵角で、負方向に振れているのが後輪操舵角である。1WS では、前輪操舵角が大きく振れているのに対し、2WS, 2WS/2WD では、前輪操舵角の

振れは小さい。また、後輪操舵角は前輪操舵角とは逆向き振れていることが分かる。

図 8 に 2WS/2WD における前後輪の駆動トルクを示す。前後輪で駆動トルクは逆向きに発生している。式 (41) で与えられた拘束条件が成立していることが確認できる。また、駆動トルクの最大値は指令入力最大の 10 Nm となっている。駆動トルクの最大値を制限しない場合は、前後輪のステア角が 0 付近となるとき、駆動トルクは無限大に発散する。

1WS, 2WS, 2WS/2WD 自転車それぞれの安定性を、ロ

Fig.6 Roll angle

Fig.7 Steer angle

Fig.8 Driving torque

Fig.9 Comparison of the integral of squared errors on roll angle

ール角を用い、平衡点からの差の二乗の積分値(ISE, integral of squared error)で比較した結果を図9に示す。ISEは以下の通り、計算される。

$$J_{ISE} = \int_0^{\infty} \{\theta(t) - \theta(\infty)\}^2 dt \quad (50)$$

初期状態から3秒間について評価した。横軸に車速、縦軸にISE値を示している。2WS/2WD自転車のISE値は、1WS、2WS自転車に比べ小さく、2WS/2WD自転車の有用性が示された。

5. 結 論

本論文では、前後輪の駆動力による安定化を前提とした前後輪操舵・駆動自転車(2WS/2WD)について検討し、以下の結論を得た。

- ・ 2WS/2WD自転車のモデルを作成し、導出された運動方程式を用いて、制御系設計を行った。
- ・ 1WS自転車、2WS自転車より、提案した2WS/2WD自転車の方が、ロール角の振れを減少できることを数値計算によって示した。

文 献

- (1) Buntine, C., and CALSTART, Clean Personal Mobility Services: A Transit-Enhancing Alternative to Private Automobile Travel, *Transportation Research Board Annual Meeting CD-ROM*, 03-4441, (2003)
- (2) Brown, H.S., Vergragt, P., Green, K and Berchicci, L., Learning for Sustainability Transition through Bounded Socio-technical Experiments in Personal Mobility, *Technology Analysis & Strategic Management*, Vol. 15, No.3, (2003), pp.291-315
- (3) Kreitz, M., Axhausen, K.W., Beckmann, K.J., and Friedrich, M., MOBIPLAN: an Internet-based personal mobility advisor, *Transport Policy*, 2002 Elsevier Science Ltd, Vol. 9, No.2, (2002), pp.155-168
- (4) Nguyen, H.G, Morrell, J., Mullens, K., Burmeister, A., Miles, S., Farrington, N, Thomas, K., and Gage, DW., Segway Robotic Mobility Platform, *Proceedings of Society of Photographic Instrumentation Engineers*, No.5609 (2004)
- (5) Kato, Y., Hosokawa, M., and Morita, M., Future Personal Mobility i-unit, *Jornal of Society of Automotive Engineers of Japan*, Vol.60, No.2, (2006), pp.97-102
- (6) Nakagawa, C., Suda, Y., Nakano, K. and Takehara, S., Basic study on 2WS/2WD bicycle, *TRANSLOG 2007*, No.07-51, (2007), pp.151-154
- (7) Marumo, Y. and Nagai, M., Improved Handling and Stability of Two-Wheeled Vehicles Using Steer-By-Wire Technology, *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.72, No.717, (2006), pp.1605-1612
- (8) Tsuboi, N., Ohashi, K., Hayashi, H., Inoue, S., Namiue, K. and Nakano, K., Development of two-wheel steering bicycle (1st report), *Bicycle Technical Information* No.73, (1998), pp.9-23, (in Japanese)
- (9) Fujioka, T. and Matsui, A., Improving the Straight Running Stability of Motorcycles Using a Two-Wheel Steering System, *Jornal of Society of Automotive Engineers of Japan*, Vol.24, No.3, (1993), pp.117-122
- (10) Kamata, Y., Muliawan, A.A, and Nishimura H., Rear-wheel Steering Control of Motorcycle Modelled by Computer-aided Dynamics Analysis, *Dynamics and Design Conference 2001*, No.01-5, (2001), 704
- (11) Kobayashi, H. and Koseki, M., A New Differential Gear Mechanism, *First IEEE Technical Exhibition Based Conference on Robotics and Automation 2004*, (2004), pp.25-26
- (12) Murata Manufacturing Co., Ltd, MURATA BOY, <http://www.murata.co.jp/>
- (13) Nakagawa, C., Suda, Y., Nakano, K. and Takehara, S., Stabilization of Two-Wheel Steering and Two-Wheel Driving Bicycle with Driving Forces, *Proc. of 4th Asian Conference on Multibody Dynamics*, No.205, (2008)
- (14) Komoda, M., Control Engineering (in Japanese), *Asakura shoten*, (1993)