

静止時における自立走行二輪車のモデリングとロバスト姿勢制御

Modeling and Robust Attitude Control of Stationary Self-sustaining Two-wheeled Vehicle

正 佐藤 拓史 (長岡高専) 正 滑川 徹 (長岡技科大)

Hiroshi SATOH, Nagaoka National College of Technology, 888, Nishi-Katakaimachi, Nagaoka, Niigata
Toru NAMERIKAWA, Nagaoka University of Technology

Stability of Two-wheeled vehicles depends on their running speed. The running vehicle at high speed is stable but the vehicle in a state of stillness is unstable. In order to stabilize Two-wheeled vehicles in the state of stillness, center-of-gravity movement and handle operation by the rider are indispensable. Then we develop a stationary self-sustaining Two-wheeled vehicle which is a two-wheeled vehicle equipped with a cart system to move a center-of-gravity of the vehicle for stabilizing the system. We derive a state space model of system based on Lagrange method and identified model parameters by control experiments. A robust attitude controller is designed via Loop Shaping Design Procedure (LSDP). Experimental results show an effectiveness of the derived mathematical model and the designed robust attitude controller compared with LQ controller.

Key Words : Self-sustaining Two-wheeled Vehicle, Modeling, Robust Attitude Control, LSDP,

A1. はじめに

二輪車は走行状態で安定性が変化する乗り物であり、静止状態では不安定となる。二輪車を題材にした研究では、静止状態での安定化に対する研究は少なく、ほとんど議論されていない。

二輪車を静止状態でも安定化させるためには、ライダーによる重心移動とハンドル操作が不可欠である。そこで、本研究では静止状態でも二輪車を安定化させることを目的とし、重心移動に相当する台車系とハンドル操作系を備えた小型の二輪車を構成した。

静止状態での安定化を目的とすれば、平衡点近傍で線形化を施すことで線形モデルを導くことができる。ロバスト制御系設計手法の1つである H^∞ ループ整形設計手法 (LSDP) を用いて制御器を設計し、姿勢制御実験を行った。その結果、最適レギュレータで設計したコントローラに比べ、良好な結果が得られた。

A2. モデリング

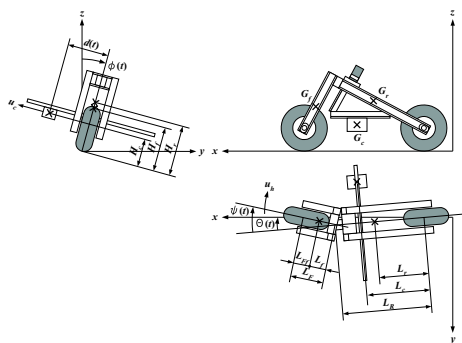


Fig. A1 Two-wheeled vehicle model

Fig.A1 に二輪車のモデル図を示す。二輪車は台車の移動 $d(t)$ とハンドル操作 $\psi(t)$ によって安定化されるものとする。台車の移動量 $d(t)$ 、ハンドルの切れ角 $\psi(t)$ 、二輪車の傾き $\phi(t)$ は直接測定できるものとする。

このモデルに対して、Lagrange 法を用いて非線形運動方程式を導き、線形化を施し線形運動方程式を導出した。

A3. 姿勢制御実験

LSDP と最適レギュレータ + 全状態オブザーバ (LQ) によるコントローラで、台車の操作量に 10 [N] 相当のインパルス外乱入力を加えた場合の結果を比較する。その結果を Fig.A2 に示す。

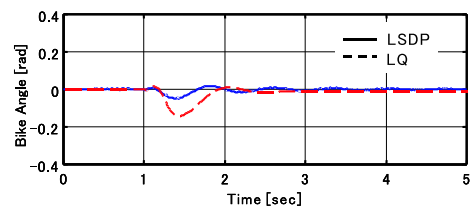


Fig. A2 Impulse disturbance response

Fig.A2 は二輪車の傾き角を示しており、実線が LSDP、破線が LQ の応答波形である。LSDP による応答は、LQ に比べ外乱入力後の姿勢変化が少なく、良好な結果を示している。

A4. おわりに

静止状態に限定したことにより、二輪車モデルを簡素に表現することができた。このモデルに対して、LSDP と LQ によりコントローラを設計し安定化が実現できた。インパルス外乱応答では、LSDP で設計したコントローラは良好な結果を示した。

1 はじめに

1971年, Sharpにより4自由度モデルを用いた直進安定性の解析が行われ⁽¹⁾, これにより二輪車の理論解析が進展し, 現在も安定性解析が進行している⁽²⁾. Sharpのモデルは走行状態における二輪車の特性を表現したものであり, 非線形モデルである. しかし, そのモデルを用いて制御系を構築しようとする, そのモデルの複雑さから扱いが難しくなる. 一方, 線形理論を用いて二輪車の基本特性の解析^(3, 4)も報告されているが, これも走行を考慮したモデルである.

制御系を構築するためには制御対象のモデルを導出する必要がある. しかし, この導出の過程で必ずモデル化誤差を含むこととなる. 厳密にモデル化を進めてもこの誤差を無くすることはできず, 逆にモデルが複雑になりすぎ, 設計の見通しがつかなくなる可能性がある. しかし, ある条件下に限定すれば, モデルの表現を簡単化することが可能である.

一方, 二輪車の安定化を題材にした研究は, 田中ら⁽⁵⁾, 鎌田ら⁽⁶⁾の研究結果があり, これらも低速~中速域での走行時の安定化である. このように, 二輪車を題材にした研究では, 静止状態での安定化に対する研究は少なく⁽⁷⁾, ほとんど議論されていない. また, これらの研究ではハンドル操作を考慮し, 安定化に利用されているが, ライダ自身は考慮されていない. しかし, 二輪車を静止状態でも安定化させるためには, ライダによる重心移動とハンドル操作が不可欠である.

そこで, 本研究では二輪車を静止状態に限定し, この状態で安定化できるモデルを考案する. ここでは, 静止状態でも二輪車を安定化させることを目的とし, ライダの重心移動に相当する台車系とハンドル操作系を備えた小型の二輪車を構成した. 制御系設計に必要なモデルの運動方程式は, Lagrange法により導出し, 静止状態に限定して線形化を行うことで線形モデルを導出した. このモデルに対する安定化制御器をロバスト制御系設計手法の1つである H^∞ ループ整形設計手法(LSDP)を用いて設計し, 姿勢制御実験を行った. 実験の結果, 最適レギュレータで設計したコントローラと比べ, インパルス外乱応答において良好な結果が得られた.

2 実験装置の構成とモデリング

2.1 実験装置の構成

Fig.1に実験装置の写真を示す. 二輪車はライダの重心移動に相当する台車系, 操舵のためのハンドル系(前輪部), 車体(後輪部)で構成されている. 前輪部と後輪部はステアリング軸を介して可動できる構造となっている. 台車系とハンドル系はDCサーボモータを用い, 速度制御系が構成されたサーボアンプにより駆動する. また, 走行用DCサーボモータも搭載しており, 自走が可能である. 二輪車の傾きと台車の移動量をエンコーダにより測定し, ハンドルの切れ角はポテンシオメータにより測定する. 二輪車の傾きは車体側面に取り付けられたエンコーダにアームを取り付け, アームと床との相対角より算出する.

構成した二輪車は全長約70[cm], 全幅約57[cm], 全高約40[cm], 総重量約10[kg]である. 台車系の可動範囲は ± 25 [cm], ハンドルの可動範囲は ± 0.3 [rad]である.

コントローラの設計にはMATLAB, Simulinkを用い, 制

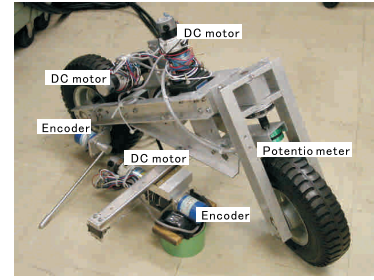


Fig. 1 Overview of experimental system

御系実装にはdSPACE DSP-CITを用いる.

2.2 準備

Fig.2に二輪車のモデル図を示す. 二輪車は台車の移動 $d(t)$ とハンドル操作 $\psi(t)$ によって安定化されるものとする. アンプに加える電圧 $u_c(t), u_h(t)$ を操作量とする. 台車の移動量 $d(t)$, ハンドルの切れ角 $\psi(t)$, 二輪車の傾き $\phi(t)$ は直接測定できるものとする.

モデリングに際し, 以下の仮定を設ける.

1. 前輪と後輪の床との接点を結んだ軸を x 軸, x 軸に直角に y 軸, 鉛直上向きを z 軸とする.
2. 観測量は二輪車の傾き角 $\phi(t)$, 台車の移動量 $d(t)$, ハンドルの切れ角 $\psi(t)$ とする.
3. 二輪車は前輪部と台車系を含めた後輪部がステアリング軸で連結されている構造とする.
4. 二輪車の傾き角, 台車の変位, ハンドルの切れ角は微小である.
5. ハンドルを切ることによって生ずる x 軸方向と z 軸方向の重心移動は無視する.
6. タイヤは横方向へのすべりを生じない.
7. 二輪車の車体は剛体とし, 振れは生じないものとする.
8. 台車, ハンドルの駆動用モータは速度制御系が構成されたサーボモジュールにより駆動される.
9. 線形化において2次以降の微小項は無視する.

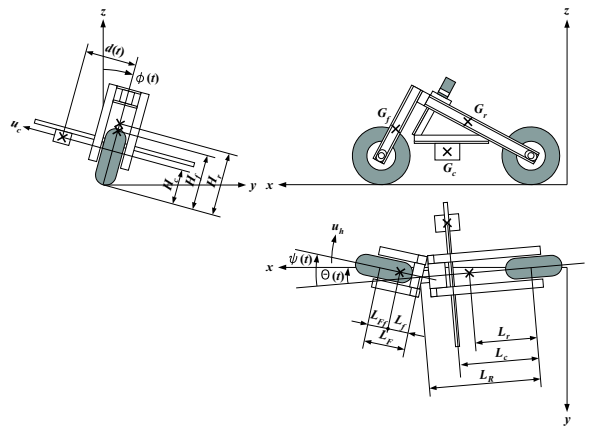


Fig. 2 Two-wheeled vehicle model

2.3 車体のヨー角 $\theta(t)$

ハンドルを切ることによって二輪車の後輪部と x 軸にヨー角 $\theta(t)$ が発生する. このヨー角 $\theta(t)$ は直接測定することができない. しかし, Fig.3に示す幾何学的関係から次式を用いて求めることができる.

Table 1 式中の記号

M_f, M_r, M_c	各部の質量
H_f, H_r, H_c	各部の床から重心までの鉛直距離
L_{Ff}, L_F	前輪回転軸から前輪部重心, ステアリング軸までの水平距離
L_r, L_R	後輪回転軸から後輪部重心, ステアリング軸までの水平距離
L_c	後輪回転軸から台車部重心までの水平距離
J_x	x 軸方向の重心周りの慣性モーメント
J_{fz}	前輪部の z 軸方向の慣性モーメント
J_z	後輪 + 台車部の z 軸方向の慣性モーメント
μ_x	x 軸周りの粘性係数
μ_{fz}	前輪部の z 軸周りの粘性係数
μ_z	後輪 + 台車部の z 軸周りの粘性係数
μ_c	台車部の移動方向の粘性係数
添え字 f, r, c	前輪部, 後輪部, 台車部を表す添え字

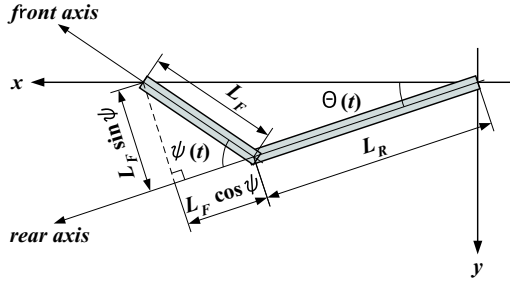


Fig. 3 Relation between Steer angle $\psi(t)$ and Yaw angle $\theta(t)$

$$\tan \theta(t) = \frac{L_F \sin \psi(t)}{L_F \cos \psi(t) + L_R} \quad (1)$$

$$\theta(t) = \tan^{-1}(A) = \sin^{-1} \frac{A}{\sqrt{1+A^2}} = \cos^{-1} \frac{1}{\sqrt{1+A^2}} \quad (2)$$

$$A = \frac{L_F \sin \psi(t)}{L_R + L_F \cos \psi(t)}$$

式 (2) より車体のヨー角 $\theta(t)$ はハンドルの切れ角 $\psi(t)$ の関数として表すことができる。

2.4 二輪車の前輪部と後輪部の重心座標

二輪車の前輪部と後輪部の重心座標を Fig.4 に示す。Fig.4 において, 上段と下段左の図はハンドルを切った状態で二輪車は傾いていない状態を表している。下段右の図はそこから二輪車が $\phi(t)$ 傾いた状態を表している。

ハンドルを切ることによって車体のヨー角 $\theta(t)$ が生じると後輪部は若干傾くことになる。そのため, z 軸方向の重心移動が生ずるが, 仮定よりこの変化を無視すると, 前輪部と後輪部の重心座標 (y_f, z_f) , (y_r, z_r) は次式として求まる。

$$\begin{cases} y_f = H_f \sin \phi(t) + L_{Ff} \sin \{\psi(t) - \theta(t)\} \cos \phi(t) \\ z_f = H_f \cos \phi(t) - L_{Ff} \sin \{\psi(t) - \theta(t)\} \sin \phi(t) \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} y_r = H_r \sin \phi(t) + L_r \sin \theta(t) \cos \phi(t) \\ z_r = H_r \cos \phi(t) - L_r \sin \theta(t) \sin \phi(t) \end{cases} \quad (4)$$

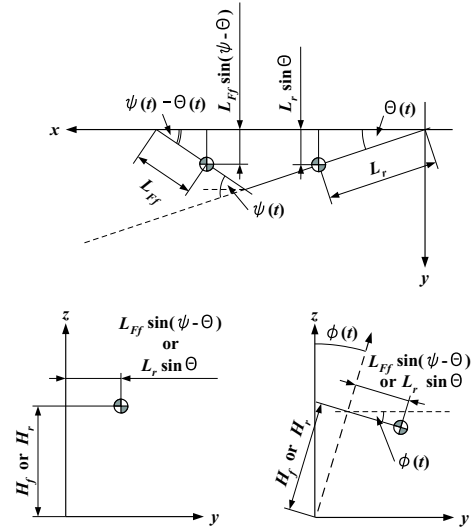


Fig. 4 Center-of-gravity coordinates of a front part and a rear part

2.5 台車部の重心座標

台車の重心座標を Fig.5 に示す。Fig.5 において, 上段と下段左の図はハンドルを切った状態で二輪車は傾いていない状態を表している。下段右の図はそこから二輪車が $\phi(t)$ 傾いた状態を表している。ハンドルを切ることによって z 軸方

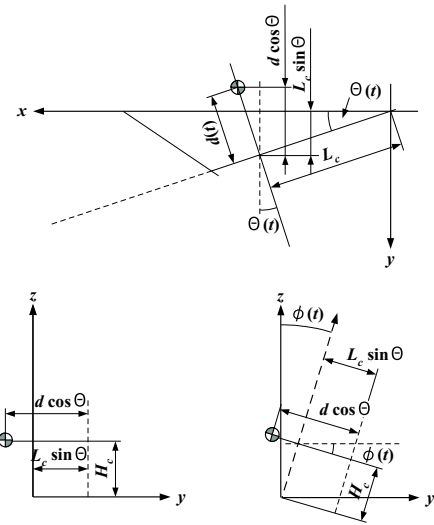


Fig. 5 Center-of-gravity coordinates of cart

向の重心移動が生ずるが, 仮定よりこの変化を無視すると, 台車の重心座標 (y_c, z_c) は次式として求まる。

$$\begin{cases} y_c = H_c \sin \phi(t) + \{L_c \sin \theta(t) - d(t) \cos \theta(t)\} \cos \phi(t) \\ z_c = H_c \cos \phi(t) - \{L_c \sin \theta(t) - d(t) \cos \theta(t)\} \sin \phi(t) \end{cases} \quad (5)$$

2.6 運動方程式の導出

以上の重心座標 (式 (3),(4),(5)) から二輪車の運動エネルギー T , 位置エネルギー U , 散逸エネルギー F を求めるとそれぞれ

れ式 (6) ~ (8) となる .

$$T = \frac{1}{2}M_f (y_f^2 + z_f^2) + \frac{1}{2}M_r (y_r^2 + z_r^2) + \frac{1}{2}M_c (y_c^2 + z_c^2) + \frac{1}{2} \left\{ J_x \dot{\phi}^2 + J_z (\dot{\theta} \cos \phi)^2 + J_{fz} (\dot{\psi} \cos \phi)^2 \right\} \quad (6)$$

$$U = g(M_f z_f + M_r z_r + M_c z_c) \quad (7)$$

$$F = \frac{1}{2}\mu_c \dot{d}^2 + \frac{1}{2}\mu_x \dot{\phi}^2 + \frac{1}{2}\mu_z (\dot{\theta} \cos \phi)^2 + \frac{1}{2}\mu_{fz} (\dot{\psi} \cos \phi)^2 \quad (8)$$

これを Lagrange の運動方程式

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} + \frac{\partial F}{\partial \dot{q}_i} = \tau_i \quad (9)$$

に代入して解く . 一般化座標を $q_i = [\phi(t) \ d(t) \ \psi(t)]$, 外力を $\tau_i = [0 \ u_c(t) \ u_h(t)]$ とし解くべきであるが , 仮定より , 台車系とハンドル系は速度制御系が構成されたサーボアンプによって駆動されるので , それぞれの運動方程式は次式のように表すことができる . ここで , $\alpha, \beta, \delta, \gamma$ はモータ系の物理パラメータである .

$$\begin{cases} \ddot{d}(t) + \alpha \dot{d}(t) = \beta u_c(t) \\ \ddot{\psi}(t) + \gamma \dot{\psi}(t) = \delta u_h(t) \end{cases} \quad (10)$$

したがって , 二輪車の傾きに関する一般化座標 $q_i = \phi(t)$, 外力 $\tau_i = 0$ とし解く . 二輪車の安定化は平衡点 ($d(t) = \phi(t) = \psi(t) = 0$) 近傍で実現することを考え , 平衡点周りの微小変化を考える . 平衡点周りでテイラー展開をし , 2 次以降の微小項を無視することで , 次式の運動方程式を得る .

$$\begin{aligned} & \{ J_x + M_f H_f^2 + M_r H_r^2 + M_c H_c^2 \} \ddot{\phi} + M_f L_{Ff} H_f \ddot{\psi} \\ & - M_c H_c \ddot{d} + \mu_x \dot{\phi} + g M_c d \\ & - g(M_r L_r + M_c L_c - M_f L_{Ff}) \psi \frac{L_F}{L_F + L_R} \\ & - M_f L_{Ff} \psi - g \phi (M_f H_f + M_r H_r + M_c H_c) = 0 \quad (11) \end{aligned}$$

2.7 状態空間モデルの導出

式 (11) に式 (10) を代入して整理する . モデルの出力は台車の位置 $d(t)$, 二輪車の傾き $\phi(t)$, ハンドルの切れ角 $\psi(t)$ であり , 状態量を式 (12) と置けば , 状態空間モデルは式 (13) となる .

$$x = [d(t) \ \phi(t) \ \psi(t) \ \dot{d}(t) \ \dot{\phi}(t) \ \dot{\psi}(t)]^T \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= Cx \end{aligned} \quad (13)$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & -\alpha & 0 & 0 \\ a_{51} & a_{52} & a_{53} & a_{54} & a_{55} & a_{56} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\gamma \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \beta & 0 \\ b_{51} & b_{52} \\ 0 & \delta \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, u = [u_c(t) \ u_h(t)]^T$$

ここで ,

$$\begin{aligned} a_{51} &= -\frac{M_c g}{den}, a_{52} = \frac{(M_f H_f + M_r H_r + M_c H_c) g}{den}, \\ a_{53} &= \frac{\{ M_r L_r L_F + M_c L_c L_F + M_f L_{Ff} L_R \} g}{(L_R + L_F) den}, \\ a_{54} &= -\frac{M_c H_c \alpha}{den}, a_{55} = -\frac{\mu_x}{den}, a_{56} = \frac{M_f H_f L_{Ff} \gamma}{den}, \\ b_{51} &= \frac{M_c H_c \beta}{den}, b_{52} = -\frac{M_f H_f L_{Ff} \delta}{den} \\ den &= M_f H_f^2 + M_r H_r^2 + M_c H_c^2 + J_x \end{aligned}$$

である .

3 パラメータ同定

3.1 台車・ハンドル系の同定

台車とハンドル系は速度制御系が施されたサーボアンプによって駆動される . その運動方程式は式 (10) で示した . この式は一次遅れ系 $\frac{\beta}{s + \alpha} \left(\frac{\delta}{s + \gamma} \right)$ と等価であり , サーボモータへの入力電圧に対して一定速度 (角速度) が出力されることを表している . 実際には出力される速度 (角速度) をセンサにより位置 (角度) 情報に変換しているため , Fig.6 に示すブロック線図と考えることができる .

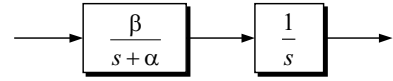


Fig. 6 Block diagram of motor system

この系のパラメータ α, β の同定には , Fig.7 に示す位置 (角度) フィードバック系を構成し , その周波数応答を測定する .

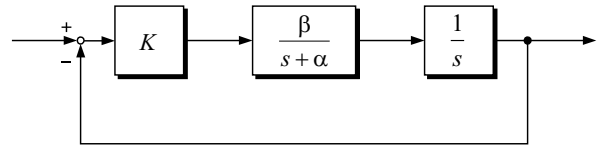


Fig. 7 Identification of motor system

Fig.7 の閉ループ伝達関数は $\frac{K\beta}{s^2 + \alpha s + K\beta}$ となるので , 測定結果のゲインと位相が一致するようにパラメータ α, β を決定すればよい .

3.2 同定結果

二輪車に使用する物理パラメータを Table 2 に示す .

4 コントローラの設計

4.1 ループ整形設計手法 (LSDP)

LSDP はモデルの既約分解表現に基づく設計法であり (8) , モデルの開ループ特性を改善するように重みを設定することでコントローラを設計できるものである .

その設計手順は制御対象 G の開ループ特性を改善するように前置補償器 W と後置補償器 V を設定する . 補償器を

Table 2 Physical parameter of Two-wheeled vehicle

M_f [kg]	2.14	H_f [m]	0.0800
M_r [kg]	5.91	H_r [m]	0.161
M_c [kg]	1.74	H_c [m]	0.0980
L_{Ff} [m]	0.0390	L_F [m]	0.133
L_r [m]	0.128	L_R [m]	0.308
L_c [m]	0.259		
J_x [kgm ²]	0.2	μ_x [kgm ² /s]	0.333
α	905	β	255
γ	98.96	δ	222.07

含めた拡大モデル G_S に対して制御器 K_∞ を求める (Fig.8 左) . 求めた制御器 K_∞ に開ループ特性を改善するように設定した補償器 W, V を前置, 後置補償器として統合することで最終的な制御器 K が求まる (Fig.8 右) .

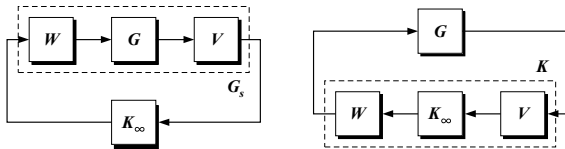


Fig. 8 The loop shaping design procedure

ここでは, 前置補償器 W を周波数重みとし, 台車系の入力に対する重み W_c , ハンドル系の入力に対する重み W_h を設定した. 後置補償器 V は定数重みと設定した.

$$W_c = \frac{250}{s + 500}, \quad W_h = \frac{10}{s + 10}$$

$$V = \begin{bmatrix} 50 & 0 & 0 \\ 0 & 40 & 0 \\ 0 & 0 & 40 \end{bmatrix} \quad (14)$$

コントローラ的设计には MATLAB を用いて行った. 上式の重みを用いた場合の γ_{min} は 11.0945 となり, コントローラ的设计には $\gamma = 1.05 \times \gamma_{min}$ とした.

4.2 最適レギュレータ法

最適レギュレータ法は状態フィードバック則の 1 つであり, 操作量 $u = -Fx$ のフィードバックゲイン F を求めるものである.

その設計法は次式の評価関数 J を最小にする操作量 u を求めるものである.

$$J = \int_0^\infty (x^T Q x + u^T R u) dt \quad (15)$$

ここでは重み $Q \geq 0, R > 0$ をそれぞれ次式のように設定した.

$$Q = \text{diag}([80 \ 50 \ 150 \ 10 \ 1 \ 1])$$

$$R = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 3 \end{bmatrix} \quad (16)$$

最適レギュレータ法によるフィードバックゲインを用いるには, 全状態量が必要である. しかし, 対象となる二輪車はその一部 ($d(t), \phi(t), \psi(t)$) しか得ることができない. そこで, オブザーバを利用することにする. また, 直接得られる状態量にもノイズなどの影響があるものと考え, 同一次元オ

ブザーバを設計する. オブザーバ的设计には極配置法を用い, オブザーバ極はレギュレータ極より -25 移動させた.

モデル出力信号 $y(t)$ から操作量 $u(t)$ までをコントローラとみなし変形すると, Fig.9 のように構成することができる. このシステムを LQ コントローラとする.

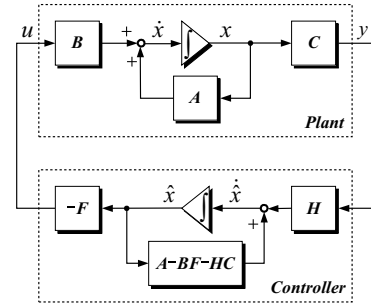


Fig. 9 Configuration of LQ controller

4.3 開ループ特性

設計したコントローラによる開ループ特性 GK を Fig.10,11 に示す.

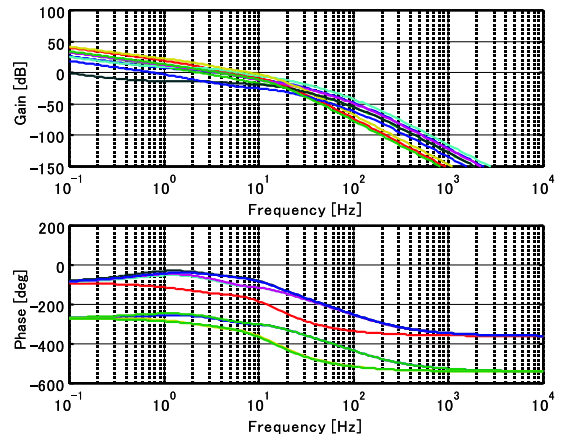


Fig. 10 Frequency response of GK for LSDP controller

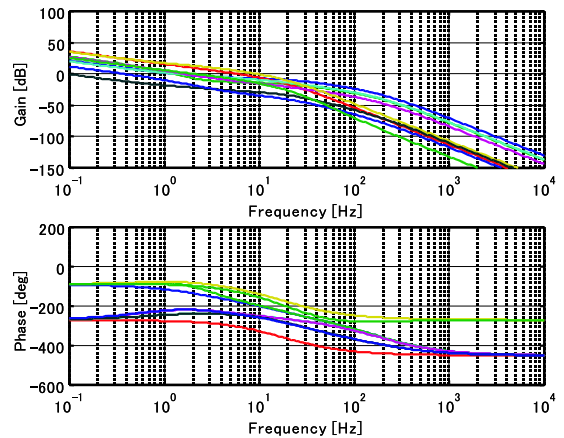


Fig. 11 Frequency response of GK for LQ controller

低周波数帯域では, ほぼ同じ特性を示しているが, 高周波数帯域では LSDP コントローラの方がゲインが低い特性を示している.

5 姿勢制御実験

設計したコントローラにより、姿勢制御実験を行う。実験は二輪車の傾き角に対するステップ目標値応答と台車の操作量に加えるインパルス外乱応答について行う。

5.1 ステップ目標値応答

二輪車の傾き角に対して 0.05 [rad] のステップ目標値を与える。そのときの応答結果を Fig.12 に示す。

グラフは上から台車の移動量、二輪車の傾き角、ハンドルの切れ角である。実線が LSDP コントローラ、破線が LQ コントローラの応答波形である。

両者を比較すると、台車、二輪車の応答には大きな違いは見当たらない。ハンドルの切れ角は LSDP コントローラの方が若干大きい。全体的には LSDP で設計したコントローラは多少振動的な応答を示しており、整定までに時間を有している結果となったが、両者とも安定化が実現できている。

しかし、目標値 (0.05 [rad]) に対してはどちらのコントローラも追従できず、偏差が残っていることが確認できる。

5.2 インパルス外乱応答

インパルス外乱応答は台車の操作量に対して、 10 [N] 相当の電圧を 0.1 [sec] 間印加した。その応答結果を Fig.13 に示す。

ステップ目標値応答と同様に、グラフは上から台車の移動量、二輪車の傾き角、ハンドルの切れ角であり、実線が LSDP コントローラ、破線が LQ コントローラの応答波形である。LSDP コントローラは、LQ コントローラに比べ外乱入力後の姿勢変化が少なく、良好な結果を示している。特に LQ コントローラではハンドルが大きく動くことで、姿勢変化を招いている。このことから、LSDP コントローラには外乱的な入力阻止性能を有しているといえる。

6 おわりに

本研究では二輪車を静止状態に限定し、この状態でも安定化できるようライダーの重心移動に相当する台車系とハンドル操作系を備えた小型の二輪車モデルを構成した。モデルの運動方程式は、Lagrange 法により導出し、静止状態に限定して線形化を行うことで線形モデルを導出した。このモデルに対する安定化制御器を LSDP と LQ を用いて設計し、姿勢制御実験を行った。実験の結果、ステップ目標値応答では両者の性能差はほとんどないが、インパルス外乱応答では、LSDP で設計したコントローラの方が良好な結果を示した。

文献

- (1) R.S.Sharp, The Stability and Control of Mortorcycles, Juornal Mechanical Engineering Science, Vol.13, No.5, (1971), 1316-329
- (2) 二輪車の運動特性専門委員会, 二輪車の運動特性とそれを取りまく環境, 自動車技術会, (1997)
- (3) 井口雅一, 2 輪車の運動力学 (1) - 線形理論による基本特性の解析 -, 機械の研究, Vol.14, No.7, (1962), 34-38
- (4) 井口雅一, 2 輪車の運動力学 (2) - 線形理論による基

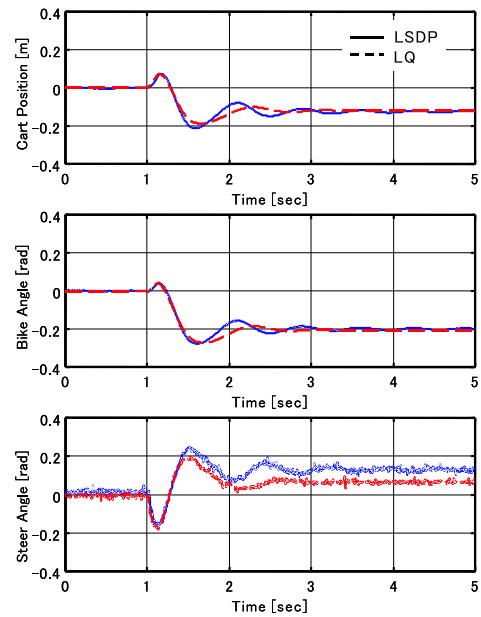


Fig. 12 Step response

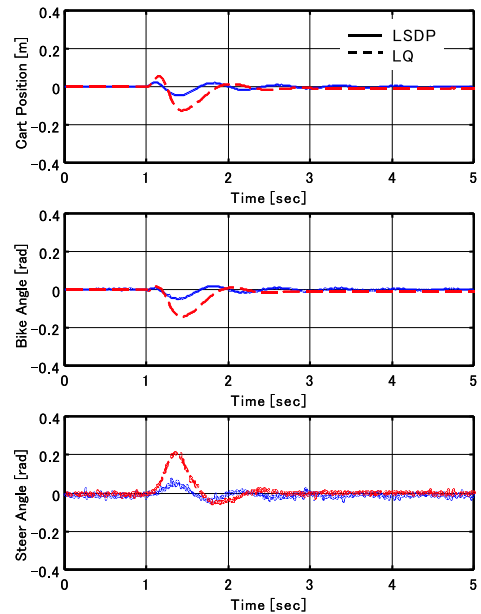


Fig. 13 Impulse disturbance response

本特性の解析 -, 機械の研究, Vol.14, No.8, (1962), 37-45

- (5) 佐藤力, 宮下照夫, ジャイロ二輪車, 計測自動制御学会論文集, Vol.17, No.4, (1981), 518-523
- (6) Yasuhito TANAKA, Toshiyuki MURAKAMI, Self Sustaining Bicycle Robot with steering controller, AMC2004-Kawasaki, (2004), 193-197
- (7) 鎌田豊, 西村秀和, 二輪車のシステム同定と前輪操舵姿勢制御, 日本機会学会 第 8 回「運動と振動の制御」シンポジウム講演論文集, (2003), 61-64
- (8) D.C.McFarlane & K.Glover, Robust Controller Design Using Normalized Coprime Factor Plant Description, Lecture Notes in Control and Infomation Science, (1990)