

# 1133 速度と質量の変動に対する自立走行二輪車のロバスト走行安定化

## Robust Stabilization of Running Self-Sustaining Two-wheeled Vehicle with Varying Speed and Mass Variations

○正 佐藤 拓史 (長岡技科大), 正 滑川 徹 (金沢大)

Hiroshi SATOH, Nagaoka University of Technology, 1603-1, Kamitomioka, Nagaoka, Niigata 940-2188  
Toru NAMERIKAWA, Kanazawa University, Kakuma, Kanazawa, Ishikawa 920-1192

**Abstract:** This paper deals with robust stabilization of running self-sustaining two-wheeled vehicle with varying running speed and mass variations. Recently, some researches about stabilization of two-wheeled vehicle have been reported. These researches have achieved the stable running only by the steering control. However, an actual two-wheeled vehicle is stabilized by not only the steering control but the control of a vehicle's center of gravity. We have proposed the stabilization control method of two-wheeled vehicle in the state of stillness, and have shown the effectiveness. In this research, we construct the control system for the running stabilization of two-wheeled vehicle.  $H_\infty$  mixed sensitivity problem is used to design the robust controller to achieve running stability even if the running speed changes and the mass of two-wheeled vehicle changes. The experimental results show the effectiveness of our proposed approach.

**Key Words:** Self-sustaining two-wheeled vehicle, Robust running stabilization, Attitude control, Varying running speed, Mass variation

### 1. はじめに

1971年にSharpが4自由度モデルを用いた二輪車の直進安定性の解析<sup>(1)</sup>を発表し、これにより二輪車の理論解析は進展し、現在も更に研究が行われている<sup>(2)</sup>。近年、踏力変化をセンサで感知して、必要となる踏力の半分を電動モータでアシストする機構をもつ電動アシスト付自転車<sup>(3)</sup>が数社から販売されている。これらは、電動モータで踏力をアシストすることで、こぎ出しや上り坂などで従来より少ない力でこぎ、低速域でふらつかずに走行できるようになるため、その人気を高めている。また、1991年より、国土交通省、学術経験者、自動車・二輪メーカー、関係省庁などが連携して、将来に向けた安全自動車技術の研究、開発の推進を図る先進自動車プロジェクト<sup>(4)</sup>が発足しており、二輪メーカー4社も参加して二輪車の安全支援装置の開発に貢献している。このように、二輪車の安定性解析や支援システムの開発は、もともと不安定な乗り物である二輪車をより安全な乗り物にするために必要不可欠である。

その一方で、二輪車は不安定な乗り物の代表例でもあるので、二輪車を制御の対象とした研究も近年盛んに報告されてきている<sup>(5,6)</sup>。特に、二輪車の安定化を題材にした研究のうち、村上ら<sup>(7)</sup>は市販の自転車にハンドル操作と走行用のアクチュエータを搭載した実験モデルを用いて、走行ローラ上にて直進走行安定化を実現している。吉田ら<sup>(8)</sup>はタイヤの横すべりを考慮したモデルを用いて走行安定化を実現している。西村ら<sup>(9)</sup>は実際のオートバイにハンドル操作系を搭載し、低速域での走行安定化を実現している。山北ら<sup>(10)</sup>はハンドル操作に加えて、バランス装置を搭載し、静止状態に対する安定化と直進走行も実現しているが、モデルに走行状態は考慮されていない。澄田ら<sup>(11)</sup>は山北らと同様な実験モデルに対して旋回に関する検討を行っているが、実走実験までには至っていない。このように、走行安定化を題材にした研究では、ハンドル操作のみを用いて安定化を試みており、二輪車が一番不安定となる静止状態については十分に検討されていない。静止状態では、ハンドル操作のみでは安定化することは困難で、ライダーに相当するバランス装置が必要であるが、走行状態の考慮や実走実験などが不十分である。また、これらの研究では、実際の二輪車を想定した速度変動や質量変動についての検討が十分とは言えず、これらの検討を行うことが、二輪車の運転支援システムの実現に必要不可欠と考え

られる。

そこで、著者らはこれまでに、二輪車を静止時において安定化させる目的で、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自立走行二輪車を製作した。このモデルに対してLagrange法を用いたモデリングを行い、複雑な二輪車の数学モデルを、6次の線形モデルとして導出した。このモデルに対して安定化制御器を設計し、姿勢制御実験を行うことで自立走行二輪車のモデリングとロバスト姿勢制御系の有効性を示した<sup>(12)</sup>。

本研究では、この自立走行二輪車に対して走行安定化を目的とした数学モデルの導出と制御系の構成を行う。制御器の設計には $H_\infty$ 制御系設計問題を用いて、二輪車の走行速度と質量が変動した場合においても安定した走行を実現させる。実験設備の制約上、実際に走行させることは困難なので、ローラ上を走行させることで実験を行う。走行実験により走行中に受ける外乱に対しても安定化可能であることを示す。また、二輪車の速度変動や質量変動に対しても安定に走行できることを確認し、設計した制御器の有効性を示す。

### 2. 実験装置の構成

Fig.1に実験装置の構成を示す。二輪車はライダー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、走行用

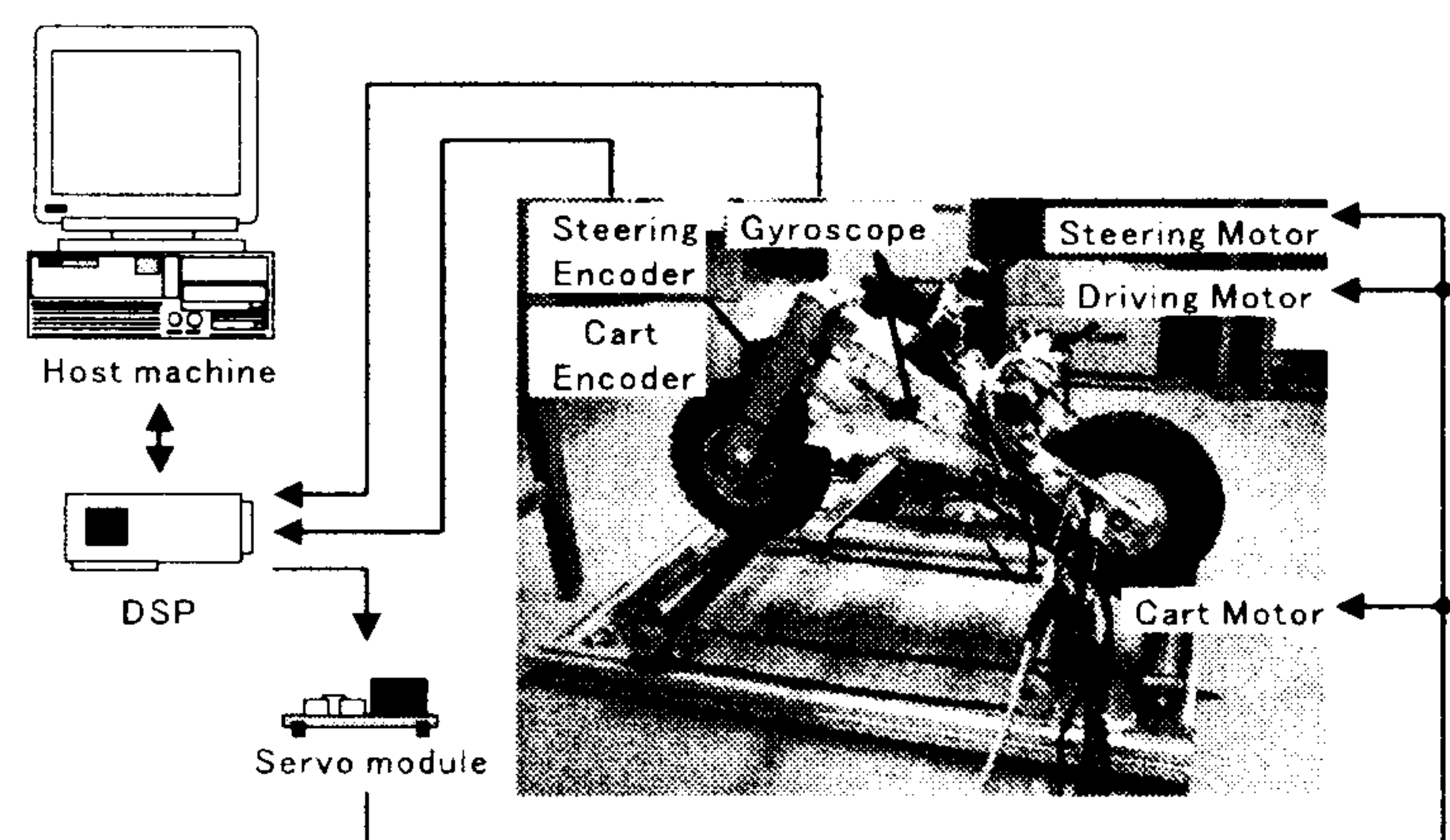


Fig. 1 Composition of experimental system



の駆動系は DC サーボモータを用い、速度制御系が内部で構成されたサーボアンプにより駆動する。台車の移動量とハンドルの切れ角はエンコーダにより測定し、二輪車の傾き角と方位角は後輪部に搭載したジャイロセンサにより測定する。

コントローラ的设计には MATLAB, Simulink を用い、制御系実装には dSPACE DSP-CIT を用いる。走行実験は Fig.1 に示すようにローラ上を走行させることで行う。二輪車は走行用モータのサーボアンプに指令電圧を与えることにより、指令電圧に比例した一定の速度で走行できる。

### 3. モデリング

3-1. 準備 Fig.2 に自立走行二輪車のモデル図を示す。

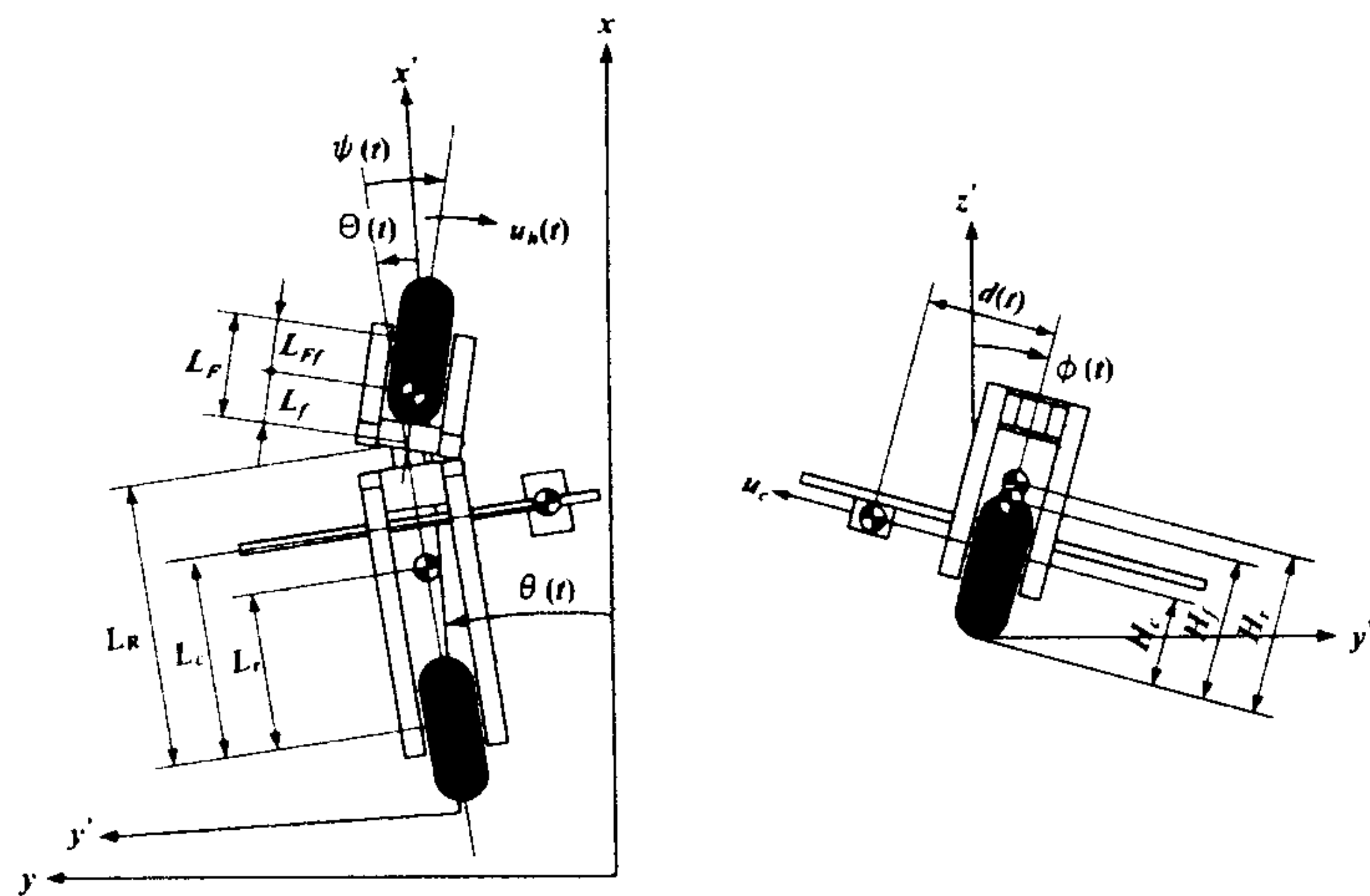


Fig. 2 Two-wheeled vehicle model

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。台車系、ハンドル系はともに電圧制御型で、それぞれの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  $\psi(t)$ , 二輪車の傾き角  $\phi(t)$ , 二輪車後輪部の方位角  $\theta(t) + \Theta(t)$  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. 絶対座標系を  $x - y - z$  とする。
2. 二輪車に固定した座標系を  $x' - y' - z'$  とし、前輪と後輪の路面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。
3. 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  $\psi(t)$ , 二輪車後輪部の方位角  $\theta(t) + \Theta(t)$  とする。
4. タイヤの横すべりは生じない。
5. 二輪車は走行ローラ上を直線走行をする。
6. 二輪車の傾き角、台車の移動量、ハンドルの切れ角、二輪車の方位角は微小である。
7. 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。
8. 二輪車の車体は剛体とし、振れは生じないものとする。
9. 台車系、ハンドル系の駆動用モータは速度制御系が構成されたサーボアンプにより駆動される。
10. 線形化において 2 次以降の微小項は無視する。

以後の式中に現れる記号の説明を Table 1 に示す。二輪車に固定した座標系のみで考えると、静止時に対するモデリングとなる。

3-2. 各重心の座標 二輪車に固定した座標系 ( $x' - y' - z'$ ) での前輪部、後輪部、台車部の重心座標座標はそれぞれ次式として求まる。

$$\begin{cases} y'_f = H_f \sin \phi(t) + L_{Ff} \sin \{\psi(t) - \Theta(t)\} \cos \phi(t) \\ z'_f = H_f \cos \phi(t) - L_{Ff} \sin \{\psi(t) - \Theta(t)\} \sin \phi(t) \end{cases} \quad (1)$$

Table 1 Definition of Symbols

$M_f, M_r, M_c$	Mass of each part
$H_f, H_r, H_c$	Vertical length from a floor to a center-of-gravity of each part
$L_{Ff}, L_F$	Horizontal length from a front wheel rotation axis to a center-of-gravity of part of front wheel and steering axis.
$L_r, L_R$	Horizontal length from a rear wheel rotation axis to a center-of-gravity of part of rear wheel and steering axis.
$L_c$	Horizontal length from a rear wheel rotation axis to a center-of-gravity of the cart system.
$l$	Horizontal length from a rear wheel rotation axis to a center-of-gravity of two-wheeled vehicle.
$J_x$	Moment of inertia around center-of-gravity $x$ axially.
$J_z$	Moment of inertia around center-of-gravity $z$ axially.
$\mu_x$	Viscous coefficient around $x$ axis.
$\mu_z$	Viscous coefficient around $z$ axis.
$V$	Velocity of two-wheeled vehicle.
subscript $f, r, c$	Part of front wheel, rear wheel, and cart system respectively

$$\begin{cases} y'_r = H_r \sin \phi(t) + L_r \sin \Theta(t) \cos \phi(t) \\ z'_r = H_r \cos \phi(t) - L_r \sin \Theta(t) \sin \phi(t) \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} y'_c = H_c \sin \phi(t) + \{L_c \sin \Theta(t) - d(t) \cos \Theta(t)\} \cos \phi(t) \\ z'_c = H_c \cos \phi(t) - \{L_c \sin \Theta(t) - d(t) \cos \Theta(t)\} \sin \phi(t) \end{cases} \quad (3)$$

$x' - y' - z'$  座標系は  $x - y - z$  座標系に対し、 $z$  軸周りに  $\theta(t)$  だけ回転した座標系である。ここで、二輪車は直線走行をするとして仮定しているため、目標軌道 ( $x$  軸) に対して二輪車の方位角  $\theta(t)$  は微小であると考えられる。すると、ほぼ 2 つの座標系における座標は等価とみなすことができるので、

$$\begin{cases} y = y' \\ z = z' \end{cases} \quad (4)$$

と表すことができる<sup>(13)</sup>。

3-3. 走行による並進運動 Fig.3 に安定化された二輪車が走行しているモデル図を示す。

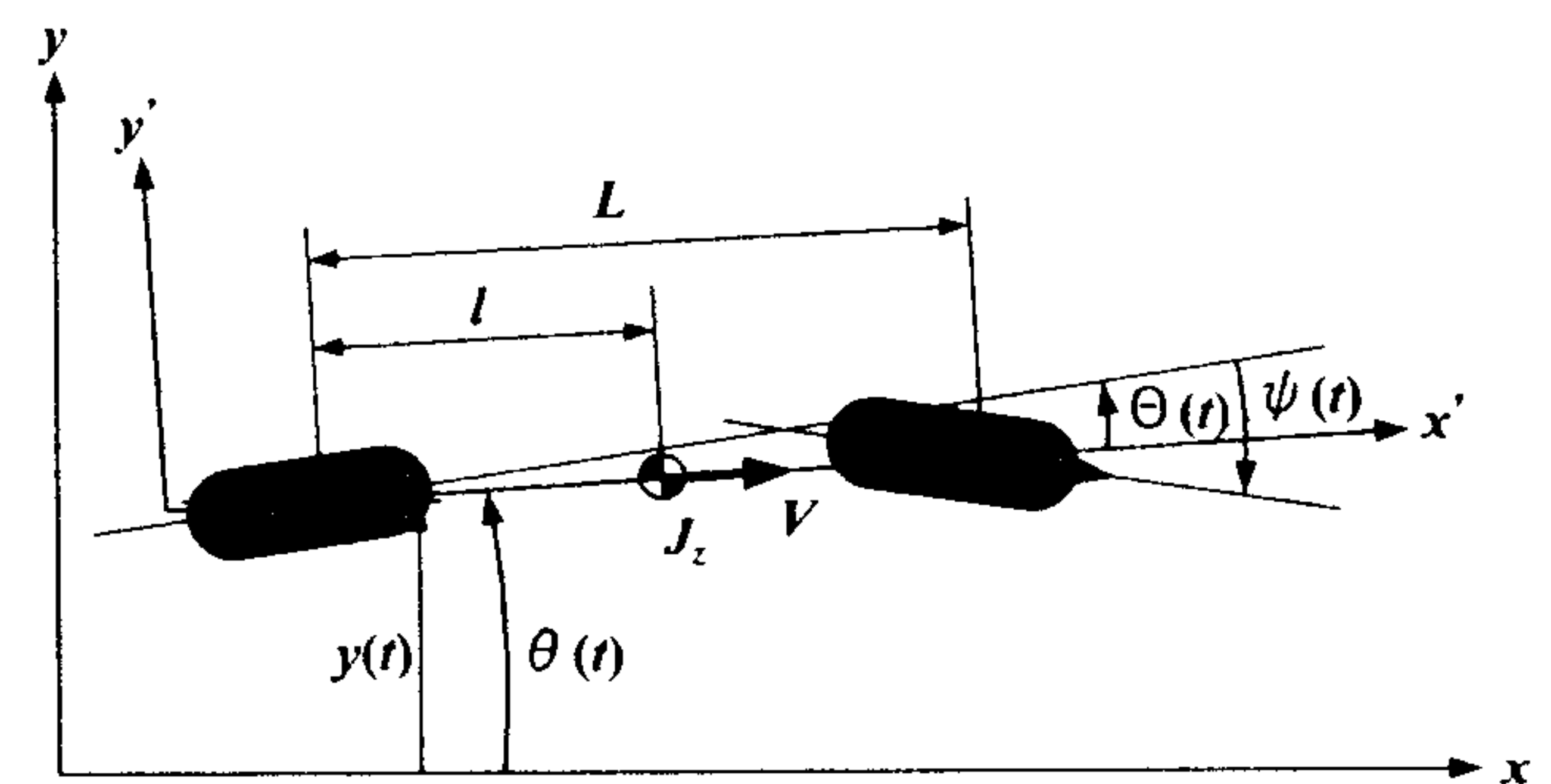


Fig. 3 The two-wheeled vehicle shifted from the course

二輪車が安定化されているならば、二輪車全体の重心位置は  $x'$  軸上に存在することになる。この状態で、二輪車が  $x$  軸と  $\theta(t)$  ずれた方向に速度  $V$  で走行している場合を考える。ここで、後輪車軸から二輪車全体重心までの  $x'$  軸方向距離を  $l$  とし、前後輪の車軸間距離を  $L$  とする。

ハンドルが切れていない状態 ( $\psi(t) = 0$ ) では、二輪車は  $x'$



方向に速度  $V$  で走行することになるので、 $y$  方向に  $V \sin \theta(t)$  の速度で並進運動することになる。一方、タイヤに横すべりが生じないとすると、ハンドルを切ることによる旋回運動はアッカーマンの幾何学関係を満たす。つまり、後輪軸の延長上の1点を中心とした旋回運動を行うことになる。しかし、ローラ上で走行させるため、実際にはハンドルを切った向きの  $y$  方向へ  $\frac{l}{L} V \sin \{\psi(t) - \theta(t)\}$  の速度で並進運移動することになる。

したがって、速度  $V$  で走行する二輪車は  $y$  方向へ次式で並進運動を伴うことになる。

$$\dot{y}(t) = V \sin \theta(t) - \frac{l}{L} V \sin \{\psi(t) - \theta(t)\} \quad (5)$$

**3.4. 状態空間モデルの導出** 式(1)~(5)の関係を用いて Lagrange 法により運動方程式を導出する。Lagrange 法で導出した運動方程式は非線形運動方程式となっているので、平衡点 ( $d(t) = \phi(t) = \psi(t) = \theta(t) = 0$ ) 周りで線形化を行う。この際、ハンドルを切ることによって生ずる  $x'$  軸と後輪部とのなす角  $\theta(t)$  は、二輪車の挙動が微小であると仮定しているため、次式の近似式に置き換えて導出する。

$$\theta(t) = \frac{L_F}{L_F + L_R} \psi(t) \quad (6)$$

また、台車系とハンドル系は速度制御系が内部で構成されたサーボアンプで駆動されるものとし、その運動方程式が次式で与えられるとして導出した<sup>(14)</sup>。

$$\begin{cases} \ddot{d}(t) + \alpha \dot{d}(t) = \beta u_c(t) \\ \ddot{\psi}(t) + \gamma \dot{\psi}(t) = \delta u_h(t) \end{cases} \quad (7)$$

ここで、 $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ ,  $\delta$  はモータ系の物理パラメータである。

モデルの出力は台車の移動量  $d(t)$ 、二輪車の傾き  $\phi(t)$ 、ハンドルの切れ角  $\psi(t)$ 、後輪部の方位角  $\theta(t) + \Theta(t)$  である。状態量を式(8)と置けば、状態空間モデルは式(9)となる。

$$x = [d(t) \ \phi(t) \ \psi(t) \ \theta(t) \ \dot{d}(t) \ \dot{\phi}(t) \ \dot{\psi}(t) \ \dot{\theta}(t)]^T \quad (8)$$

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu \\ y = Cx \end{cases} \quad (9)$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\alpha & 0 & 0 & 0 \\ a_{61} & a_{62} & a_{63} & 0 & a_{65} & a_{66} & a_{67} & a_{68} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\gamma & 0 \\ 0 & 0 & a_{83} & a_{84} & a_{85} & a_{86} & a_{87} & a_{88} \end{bmatrix},$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & \beta & b_{61} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_{62} & \delta & 0 \end{bmatrix}^T,$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_{43} & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad u = \begin{bmatrix} u_c(t) \\ u_h(t) \end{bmatrix}$$

ここで、

$$\begin{aligned} den &= M_f H_f^2 + M_r H_r^2 + M_c H_c^2 + J_x \\ a_{61} &= -\frac{M_c g}{den}, \quad a_{62} = \frac{(M_f H_f + M_r H_r + M_c H_c)g}{den} \\ a_{63} &= -\frac{(M_f L_F L_R + M_r L_r L_F + M_c L_c L_F)g}{(L_F + L_R)den} \\ a_{65} &= -\frac{M_c H_c \alpha}{den}, \quad a_{66} = -\frac{\mu_x}{den} \\ a_{67} &= \frac{M_f H_f L_F \gamma}{den} + \frac{l L_R (M_f H_f + M_r H_r + M_c H_c) V}{(L_F + L_R)^2 den} \end{aligned}$$

Table 2 Physical parameters of Two-wheeled vehicle

Parameter	Value	Parameter	Value
$M_f$ [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	$l$ [m]	0.2112
$J_x$ [kgm <sup>2</sup> ]	0.2	$J_z$ [kgm <sup>2</sup> ]	0.3218
$\mu_x$ [kgm <sup>2</sup> /s]	0.333	$\mu_z$ [kgm <sup>2</sup> /s]	0.333
$\alpha$	735	$\beta$	64
$\gamma$	111	$\delta$	253
$V$ [m/s]	1.0		

$$\begin{aligned} a_{68} &= -\frac{(M_f H_f + M_r H_r + M_c H_c) V}{den} \\ a_{83} &= -\frac{l L_R (M_f + M_r + M_c) V^2}{(L_F + L_R)^2 J_z} \\ a_{84} &= \frac{(M_f + M_r + M_c) V^2}{J_z}, \quad a_{85} = -\frac{M_c V}{J_z} \\ a_{86} &= \frac{(M_f H_f + M_r H_r + M_c H_c) V}{J_z} \\ a_{87} &= \frac{(M_f L_F L_R + M_r L_r L_F + M_c L_c L_F) V}{(L_F + L_R) J_z} \\ a_{88} &= -\frac{\mu_z}{J_z} \\ b_{61} &= \frac{M_c H_c \beta}{den}, \quad b_{62} = -\frac{M_f H_f L_F \delta}{den} \\ c_{43} &= \frac{L_F}{L_F + L_R} \end{aligned}$$

である。静止時の場合には、二輪車の姿勢角  $\theta(t)$  に関する項が存在しない。また、走行速度  $V = 0$  であるので、走行速度に依存した項も存在しない。導出した状態空間モデルから上記の項を取り除くと、静止時の場合の状態空間モデル<sup>(12)</sup>に一致することが確認できる。

二輪車の物理パラメータは同定実験によって求めた。その詳細を Table 2 に示す。

#### 4. 制御系設計<sup>(15)</sup>

**4-1. 一般化プラントの構成と問題設定** まず、二輪車に加わる外乱について考える。二輪車の姿勢は系を安定化する台車系とハンドル系の挙動に左右される。これらのシステムの不確かさはプラントの入力部における摂動として表現できる。この影響を表現するために、外乱  $w_1$  を操作量に加わる外乱として定義する。

さらに、モデル化の際の簡略化などによる起因するモデルの不確かさや、ライダーの搭乗や荷物の搭載などの外的要因によっても二輪車の姿勢は左右される。そこで、これらをまとめて外乱  $w_2$  として定義する。

次に、被制御量を設定する。制御の基本仕様が二輪車の安定走行であるので、二輪車の姿勢 ( $d(t), \phi(t), \psi(t), \theta(t)$ ) に重み付けした被制御量  $z_1, z_2$  を定義する。同様に過度の制御入力を抑えるために、制御入力  $u$  に重み付けした被制御量  $z_3$  を定義する。

最終的に、制御対象と重み行列をまとめて一般化プラントを Fig.4 のように構成した。

このように一般化プラントを構成すると、 $W_1$  は感度関数に関する重み、 $W_2$  は乗法的な不確かさに関する重み、 $W_3$  は制御入力に対する重み、 $W_4$  は入力外乱に対する重みに対応する。



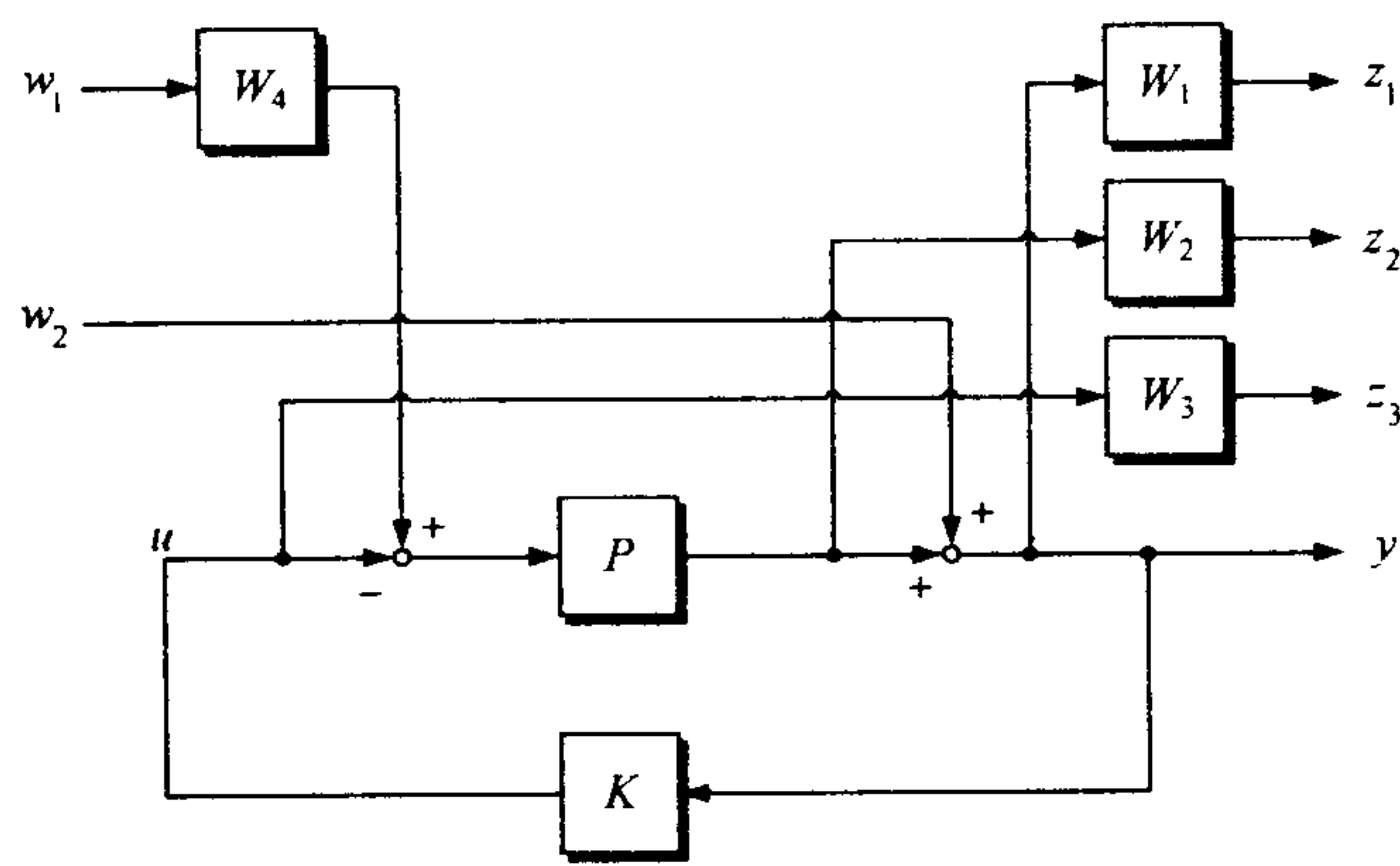


Fig. 4 Generalized plant

本制御系設計での制御問題は、系を内部安定化し、かつ条件

$$\left\| \begin{matrix} T_{z_1 w_1}(s) & T_{z_1 w_2}(s) \\ T_{z_2 w_1}(s) & T_{z_2 w_2}(s) \\ T_{z_3 w_1}(s) & T_{z_3 w_2}(s) \end{matrix} \right\|_{\infty} < \gamma \quad (10)$$

を満たすコントローラ  $K(s)$  を構成する問題である。ここで、 $T_{z_i w_i}(s)$  は外乱  $w_i$  から、被制御量  $z_i$  までの伝達関数行列を表す。

**4-2. 変動による不確かさ量** まずはじめに、走行速度と質量が変動した場合に、モデルに生ずる不確かさ量を見積もる必要がある。ノミナルモデルとして、二輪車の走行速度は  $V = 1.0$  [m/s]、付加質量は搭載しないものとする。ここで設定したノミナルモデルの二輪車の走行速度  $V = 1.0$  [m/s] は、26 インチの自転車に  $10$  [km/h] で走行しているときのタイヤ回転数とほぼ一致する。

Fig.5 に走行速度と質量が変動した場合の不確かさ量を示す。ここで、 $P_{nominal}$  はノミナルモデルを表し、 $P'_i$  は変動モデルを表しており、Table 3 に示す組み合わせとする。

Table 3 Perturbation patterns

$P'_i$	Running speed [m/s]	Additional mass [kg]
$P'_1$	0.0	0.0
$P'_2$	2.0	0.0
$P'_3$	3.0	0.0
$P'_4$	1.0	1.0
$P'_5$	1.0	2.0

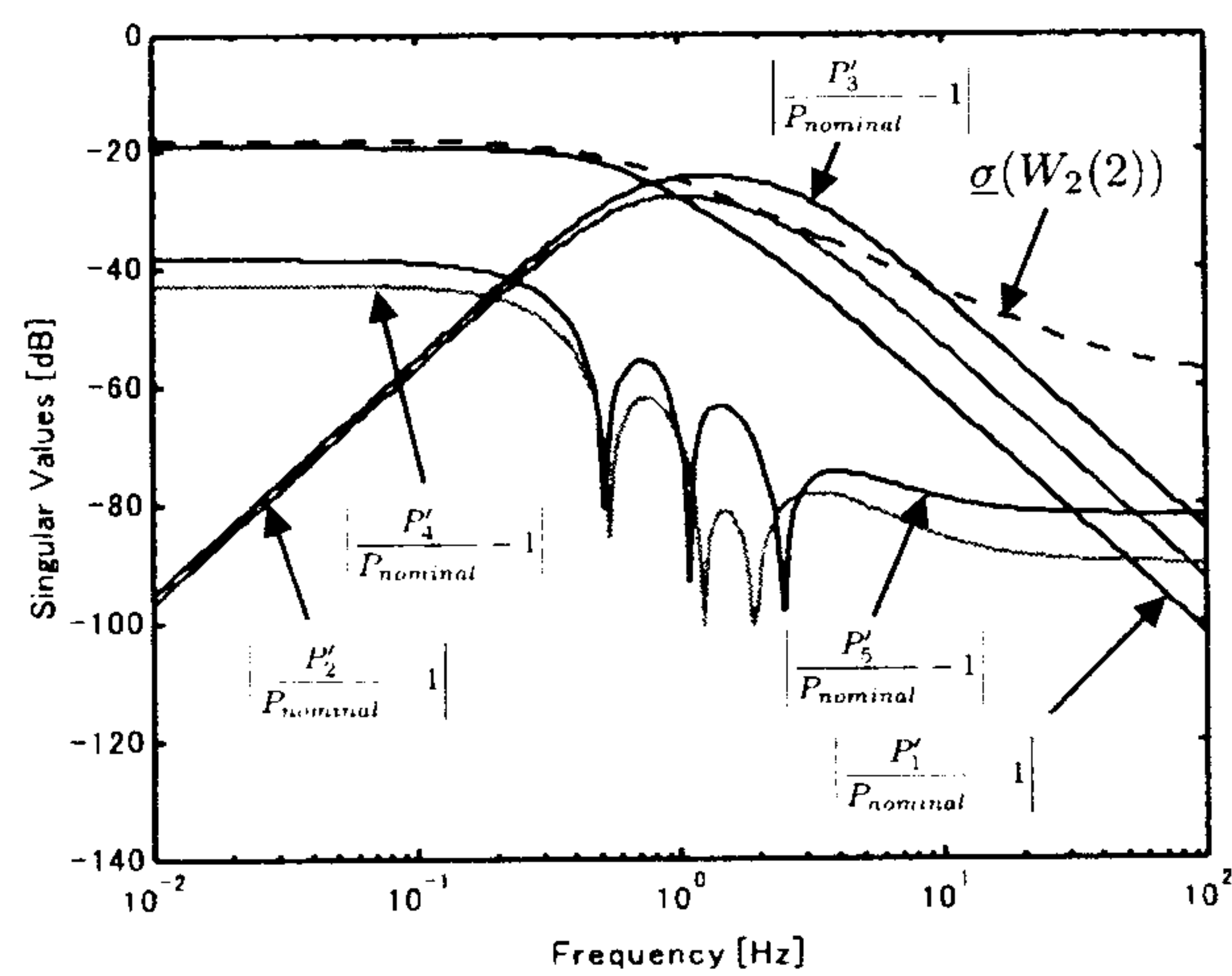


Fig. 5 Multiplicative uncertainties

**4-3. コントローラ設計** 重み関数  $W_2(s)$  は前節で求めた不確かさ量を覆う関数として次式に示す関数として設定した。ここでは、走行速度  $V = 2.0$  [m/s] までを覆う関数を設定した。

$$W_2(s) = \text{diag}(W_{21}, W_{22}, W_{23}, W_{24}) \quad (11)$$

$$W_{21} = W_{22} = W_{23} = W_{24} = \frac{1}{8} \times \frac{0.5 \times 2\pi}{s + 0.5 \times 2\pi} \times \frac{s + 50 \times 2\pi}{50 \times 2\pi}$$

ここで設定した重み関数が不確かさ量を包含していること Fig.5 のとおりである。

安定化制御器の設計には式 (10) の  $\mathcal{H}_{\infty}$  制御系設計問題であり、他の設計重みは次式のように設定した。

$$W_1(s) = \text{diag}(W_{11}, W_{12}, W_{13}, W_{14})$$

$$W_3 = \text{diag}(15, 100), \quad W_4 = \text{diag}(50, 10)$$

$$W_{11} = \frac{35000}{s + 50}, \quad W_{12} = W_{13} = W_{14} = \frac{20}{s + 0.001}$$

## 5. 姿勢制御実験

得られたコントローラを  $0.2$  [msec] で離散化して実装し、姿勢制御実験は安定走行中のインパルス外乱応答を行う。

パルス外乱応答は、安定走行中に台車の操作量に  $4.76$  [V] 圧を  $0.1$  [sec] 間印加した。ここでは、速度変動と質量変動について同様に実験する。走行実験は Fig.1 に示す走行ローラ上らせて実験した。この走行ローラの直径は  $50$  [mm]、幅は [mm] である。

実験の結果、ノミナルモデルで安定した走行を実現することができた。また、走行速度が変動した場合と二輪車の質量動した場合においても安定化走行が実現でき、外乱入力後安定性を有していることが確認できた。

**5-1. 速度変動に対するインパルス外乱応答** 速度変動によるインパルス外乱応答結果を Fig.6 ~ 9 に示す。グラフはそれぞれ、走行速度  $V = 0.5, 1.0$  (ノミナルモデル),  $1.5, 2.0$  での応答結果である。グラフは上から台車の移動量、二輪傾き角、ハンドルの切れ角である。外乱は  $1$  [sec] 時に印加している。

Fig.7 のノミナルモデルにおいて、安定走行時の台車の移動、二輪車の傾き角、ハンドルの切れ角はそれぞれ  $\pm 12$  [mm], [deg],  $\pm 0.7$  [deg] 以内に収まっており、良好な結果が得られ外乱入力後には一度大きな姿勢変化が起きるが、不安定なことなく姿勢を収束させ、安定走行できていることが確認される。外乱入力後約  $2$  [sec] で定常状態に収束している。

Fig.8, 9 のように、走行速度を上げていくと、ハンドルによる修正動作が顕著に現れるが、二輪車の姿勢は良好で逆に、Fig.6 のように走行速度をノミナルモデルより下げ二輪車のふらつきが目立つようになるが、不安定になることなく、安定走行は実現できている。静止状態では発散こそものの、二輪車がある一定振幅の横揺れを生じる。しかし、コントローラ設計の重みの設定によっては発散して安定化できない。これらの結果は、二輪車は走行速度に依存して安定化する。変化し、走行速度が上がると安定性が増し、静止状態では収束までに約  $4$  [sec] であるという事実と一致する。

走行速度の変動に対する検討が不十分であった従来研究の Fig.11 と同様な結果として、ロバスト制御系設計手法を適用することによって、質量  $98$  [kg] へ増加させるとするまでにかかりの時間を搭載すると、走行速度が不可能となった。

**5-2. 質量変動に対するインパルス外乱応答** 二輪車に質量  $1.49$  [kg] の場合の Fig.11 と同様な結果を得た。付加質量は質量  $0.99$  [kg] (質量比  $10.1\%$ ),  $1.49$  [kg] (質量比  $14.9\%$ ),  $1.98$  [kg] (質量比  $20.2\%$ ) に変化させた。その応答は Fig.10 ~ 13 に示す。グラフは同様に、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、外乱は  $1$  [sec] 間印加している。

付加質量を  $0.99$  [kg] 搭載した場合、定常状態で小刻みの修正動作が生じているが、二輪車の姿勢は良好であり、外乱入力後の収束性は Fig.10 のノミナルモデルと比べると明らかに

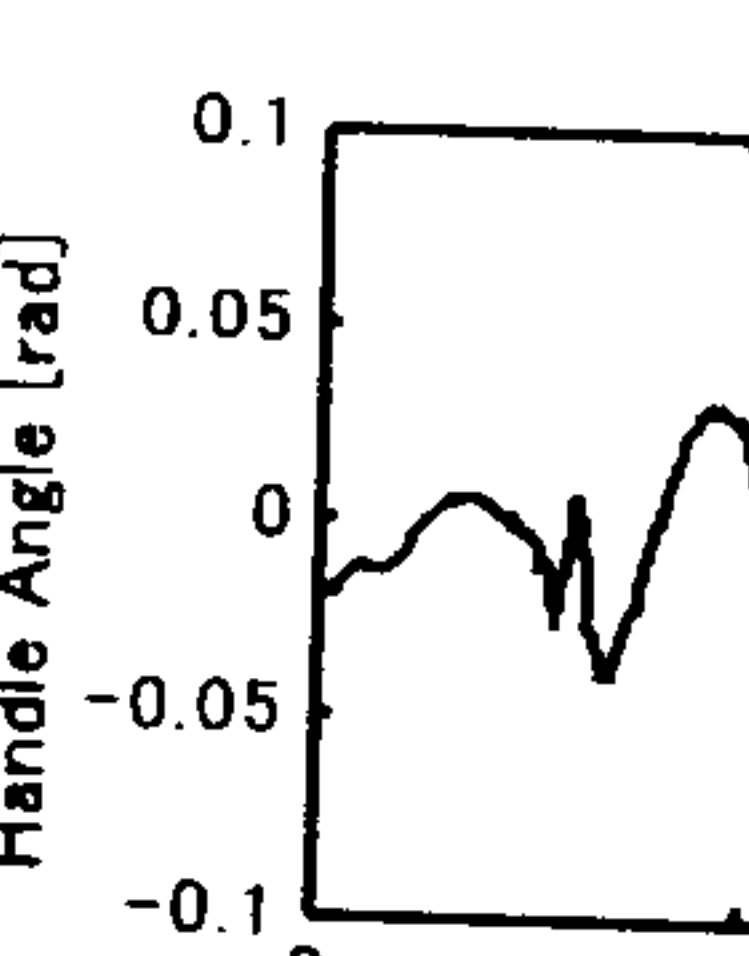
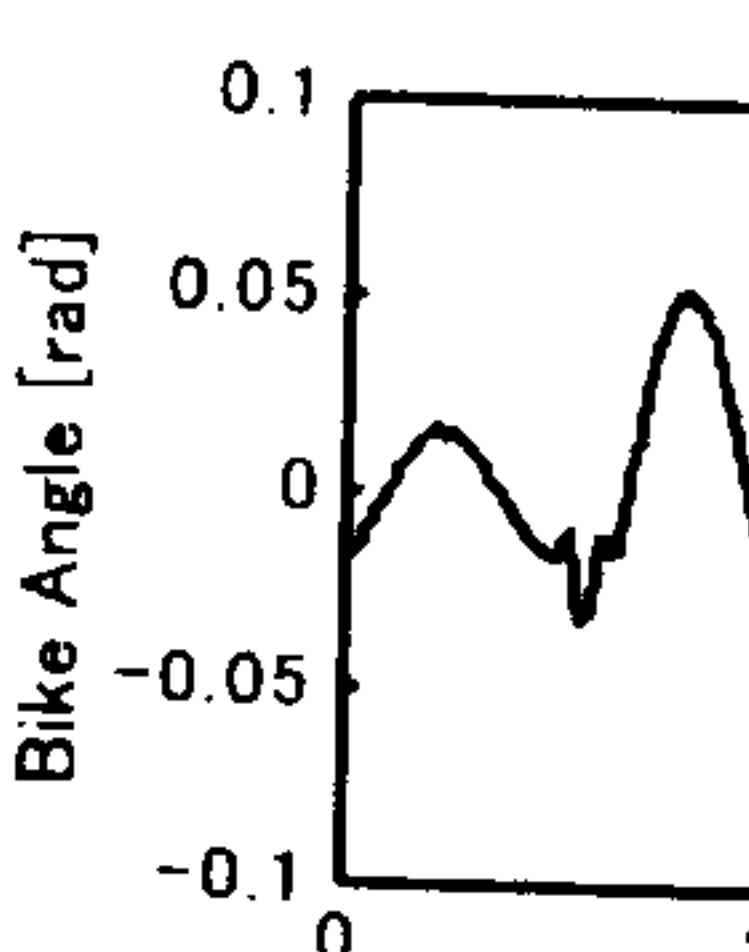
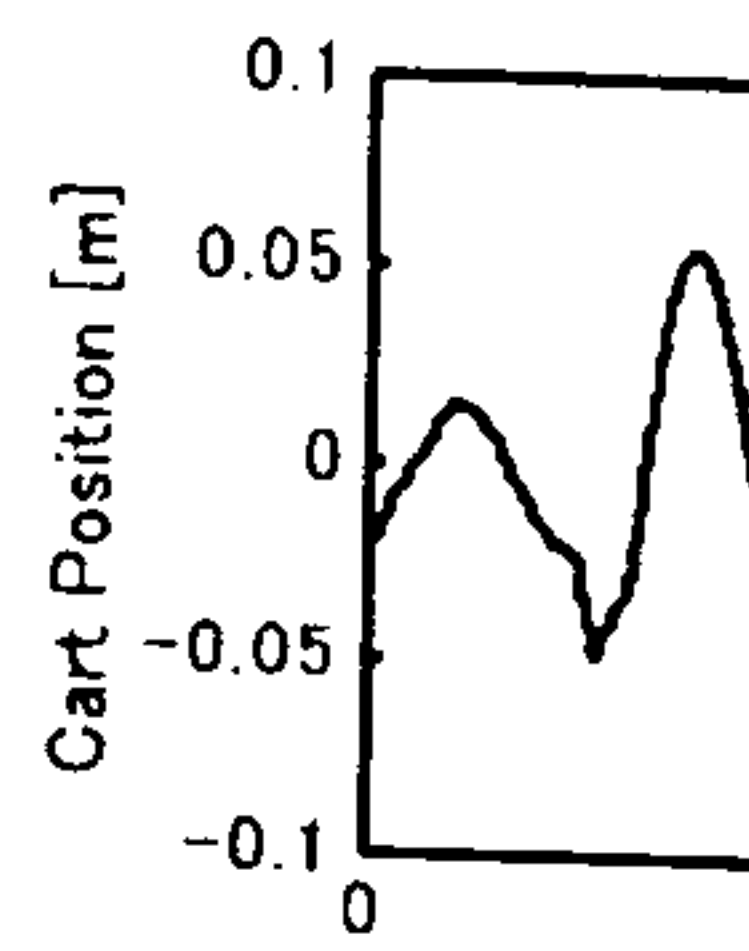


Fig. 6 Experiments

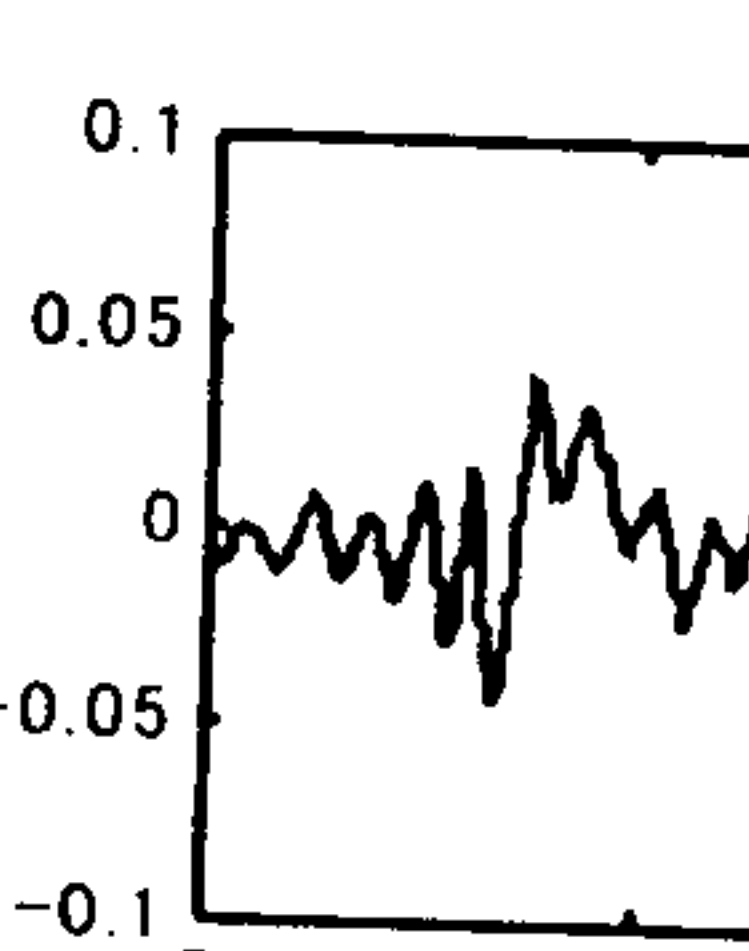
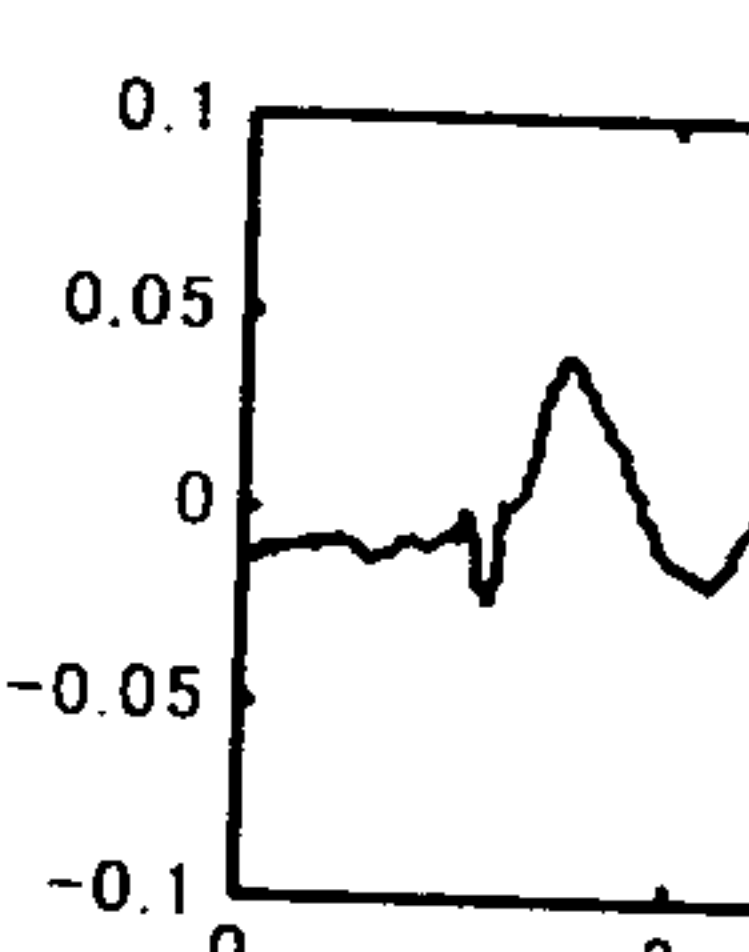
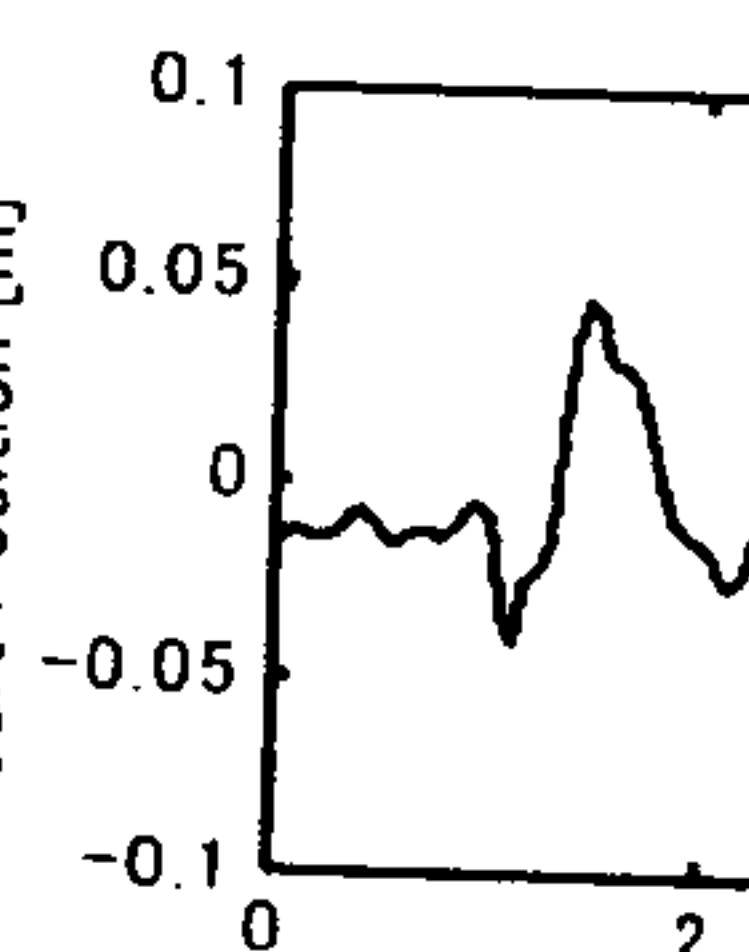


Fig. 8 Experimental



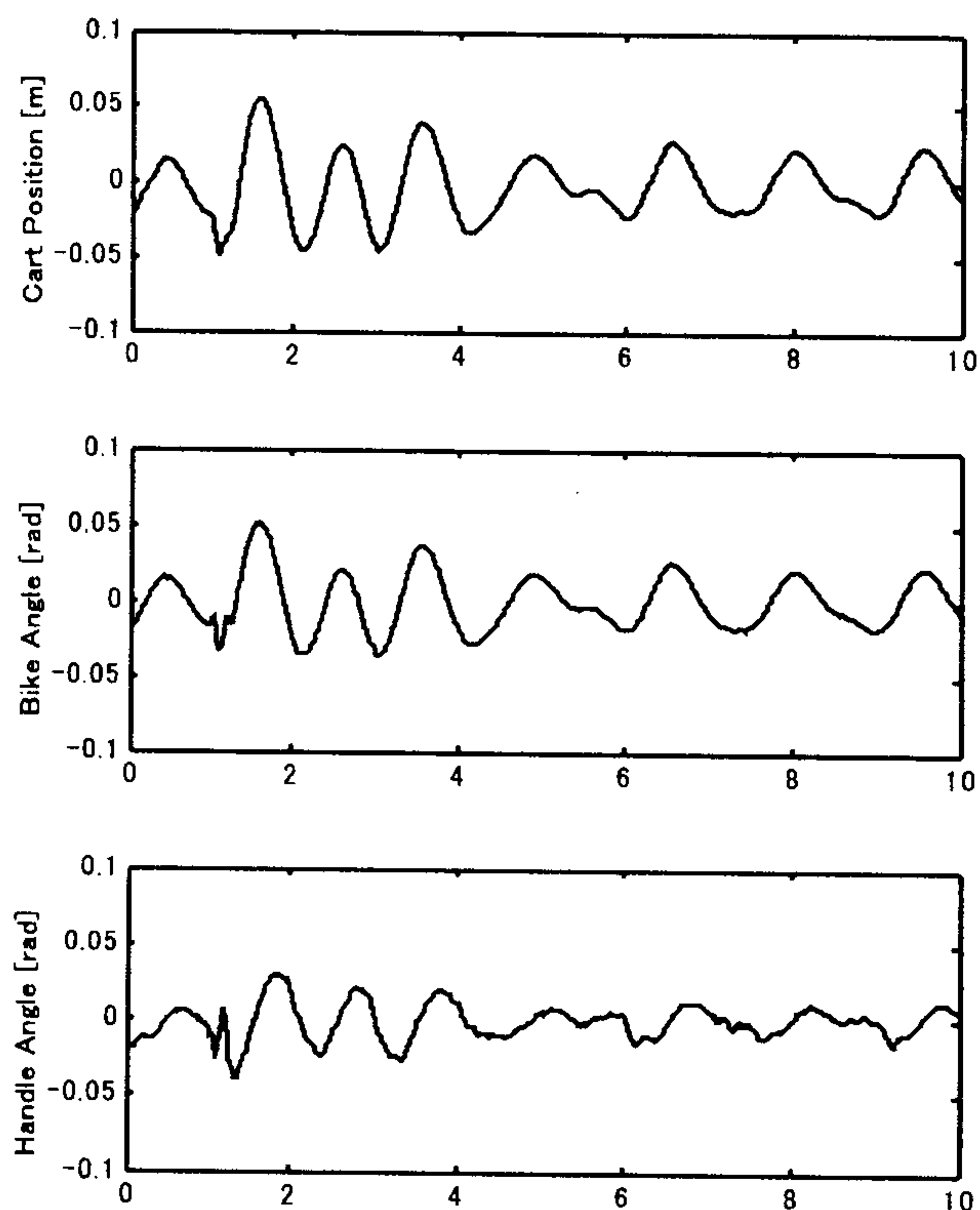


Fig. 6 Experimental results for running vehicle at 0.5 [m/s]

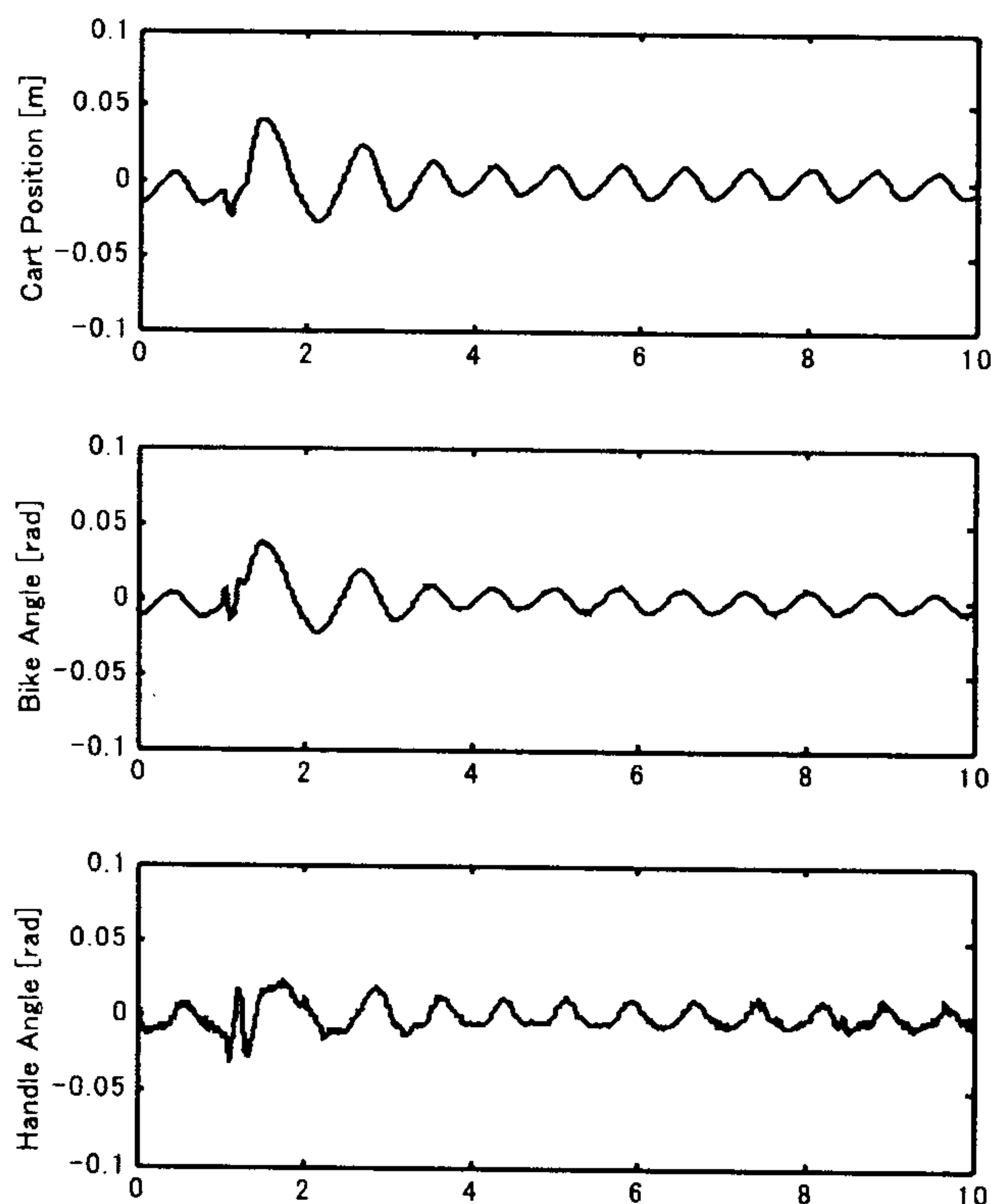


Fig. 7 Experimental results for running vehicle at 1.0 [m/s] (nominal model)

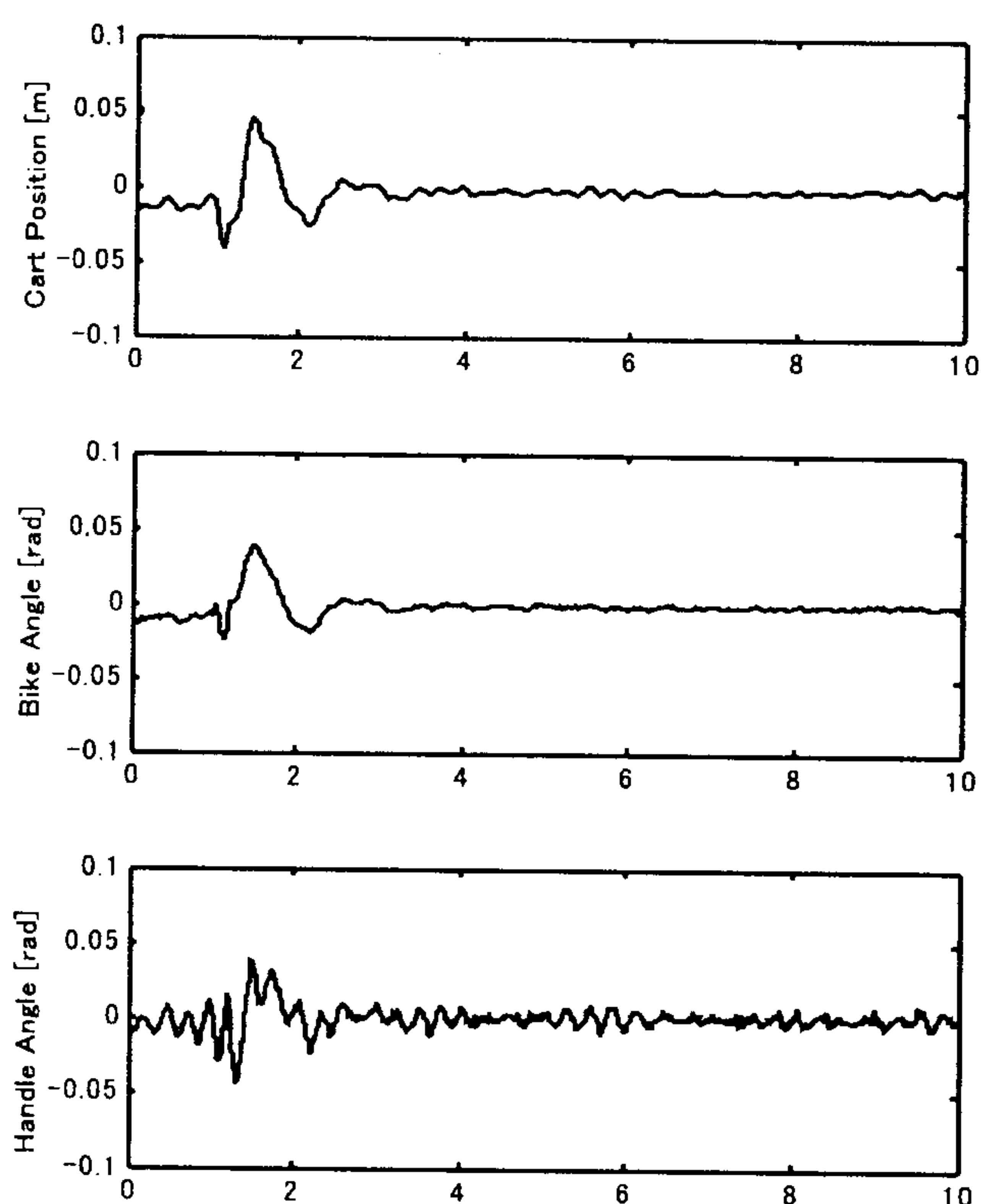


Fig. 8 Experimental results for running vehicle at 1.5 [m/s]

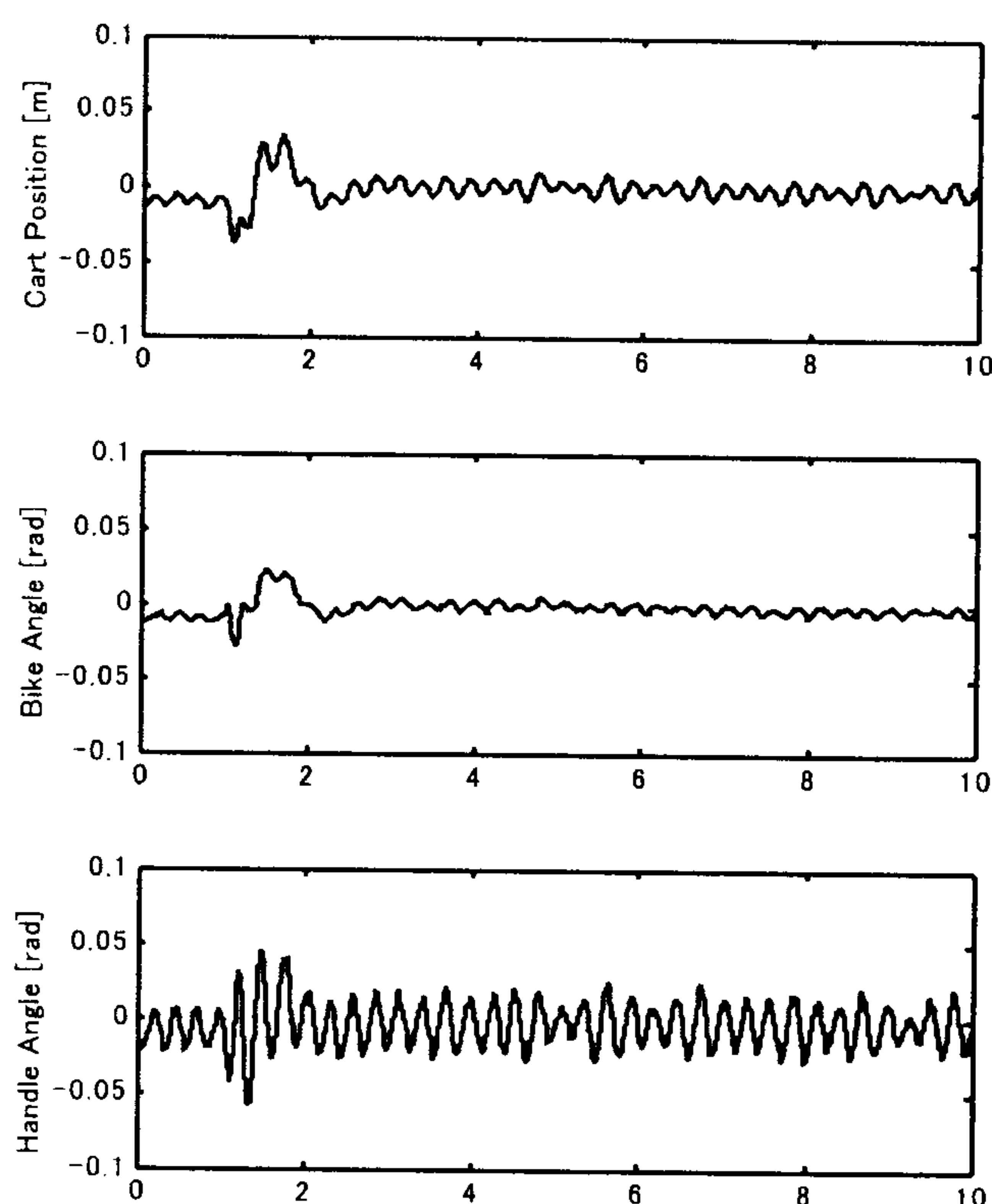


Fig. 9 Experimental results for running vehicle at 2.0 [m/s]

り、収束までに約 4 [sec] 要しているものの良好な結果である。付加質量 1.49 [kg] の場合においても、さらに収束性が劣化するものの Fig.11 と同様な結果が得られている。しかし、付加質量を 1.98 [kg] へ増加させると、姿勢の収束性が劣化し、定常状態に達するまでにかなりの時間を要する結果となった。さらに付加質量を搭載すると、走行時にふらつきが生じてしまい、安定走行自体が不可能となった。

搭載できた付加質量は質量比 20.2% までであったが、実際の自転車では 3 [kg] ほどの荷物に相当する。走行速度は 2.0 [m/s] までの安定化を確認したが、これは実際の自転車での 20 [km/h] ほどのタイヤ回転数に相当する。

## 6. おわりに

本研究では、静止状態において安定化させる目的で開発した自立走行二輪車に対し、走行安定化を目的とした制御系を構成した。走行を考慮したモデリングを行い、導出した数学モデルが静

止時の場合の拡張となっていることを確認した。 $H_\infty$  制御系設計問題を用いて安定化制御器を設計し、姿勢制御実験を行った。設計したコントローラにより、ノミナルモデルで安定した走行を実現できた。姿勢制御実験の結果、インパルス外乱が入力されても、安定に走行する制御系を構成することができた。また、自立走行二輪車の走行速度を変動した場合と、付加質量を搭載した場合においても安定化が実現でき、ロバストな姿勢制御系が構成できた。

## 参考文献

- (1) R.S.Sharp, The Stability and Control of Mortorcycles, *Juornal Mechanical Engineering Science*, Vol.13, No.5 (1971), pp.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) 例えば, <http://www.yamaha-motor.jp/pas/index.html>