

パーソナルモビリティ用シミュレータ構築に関する研究

○日大生産工(院) 小林 英樹 日大生産工 景山 一郎

1. 緒言

我が国の交通状況を見ると都市の交通手段に占める自動車分担率は増加傾向にあり、自動車が重要な交通手段として定着している。また交通統計によると、自動車による一移動距離は10km以内が約6割を占め、さらに平均乗車率は現在1.3名となっている。そこで、自動車と比べてコンパクトで小回りが利き、環境負荷性能に優れ、地域の手軽な移動の足と成り得る1~2人乗り車両(Personal Mobility Vehicle,以下PMV)の開発が望まれる¹⁾²⁾。

近年このPMVは将来の実用化を目指して研究開発され、国内外での新たな提案や市場投入が始まっている。これらPMVの車線占有率から考えると、二輪車の様に車体を大きく旋回方向へロールさせて旋回する特性が有効であると報告されている³⁾⁴⁾。しかし、このような特性を持つ車両は一般的なドライバに適合するのか、また適合させるためにはどのような特性を持たせる必要があるのか等々の検討が必要となる。

この適合性確認にはドライバへの負担や危険性を考慮してシミュレータを用いた実験が有効と考えられる。そこで、本研究ではこれらの適合性を確認するために、ロール機構を有するPMV用のドライビングシミュレータ(DS)構築を目的とし、その基本設計とそこで用いられる力学的モデルの構築を行う。

2. 運動モデル

本研究ではドライビングシミュレータ用の運動モデルを構築する。

2.1 モデル構築のための仮定

本研究では車両の概略的な運動を把握するため下記の仮定を採用する。

- (1) 車両は定速走行するものとする。
- (2) 横向き加速度が比較的小さい線形領域とし、左右のサスペンション制御によりロール角が幾何学的に決定されるものとする。
- (3) 車両の入力は操舵角とロール角とし、これらを比例関係と定義する。

(4) 旋回半径に比べトレッドが小さいとし、左右輪の合計特性を持つタイヤを車体中心に置いた二輪モデルとする。

(5) キャンバスラスト、コーナリングフォースはそれぞれキャンバ角、横すべり角に対し線形とする。

(6) 旋回中のドライバが受ける加速度は、二輪車同様車両中心下方とする。

2.2 運動方程式

本研究で扱うPMVは旋回内側に大きくロールすることから二輪車同様SAE座標系を使用する。

このモデルは横すべり角、ヨーレイト、ロール角、実舵角の4自由度とする。運動方程式構築に用いる座標系を図1に示す。また車両モデルおよび操舵系に用いるモデルを図2に示す。

仮定で示したタイヤに作用する力は次式で与える。

$$F_{yi} = K_{Ci}\phi - K_{Si}\alpha_i \quad (1)$$

ここで K_{Ci} はキャンバスティフネスを、 K_{Si} はコーナリングスティフネスとし、 $i=B$ は前輪、 $i=A$ は後輪を表す。また α_i は各タイヤの横すべり角を表す。以上の事を踏まえて運動方程式を導く。 y 方向のつり合い式は下式となる。

$$m(\dot{v}_{ya} + v_{xa}\dot{\theta}_z + l_a\ddot{\theta}_z + h_g\ddot{\phi}) = (K_{Ca} + K_{Cb})\phi - K_{Sa}\alpha_a - K_{Sb}\alpha_b \quad (2)$$

次に重心点における z 軸回りのつり合い式は下式となる。

$$I\ddot{\theta}_z = -l_a(K_{Ca}\phi - K_{Sa}\alpha_a) + l_b(K_{Cb}\phi - K_{Sb}\alpha_b) + M_{za} \quad (3)$$

また今回のPMVは左右の駆動力によりヨーモーメントを発生させることを考慮して M_{za} を次式で与えられる。

$$M_z = F_{xa}b \quad (4)$$

F_{xa} はA点の駆動力を表し、 b は後輪トレッドを示す。

Study on construction of riding simulator for personal mobility vehicle

Hideki KOBAYASHI, Ichiro KAGEYAMA

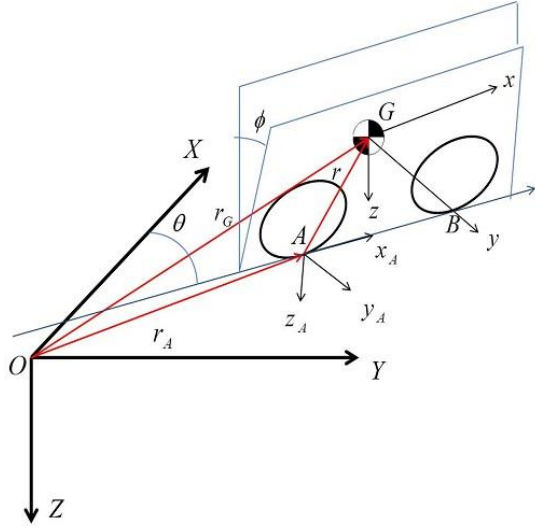


Fig.1 The coordinate system for vehicle motion

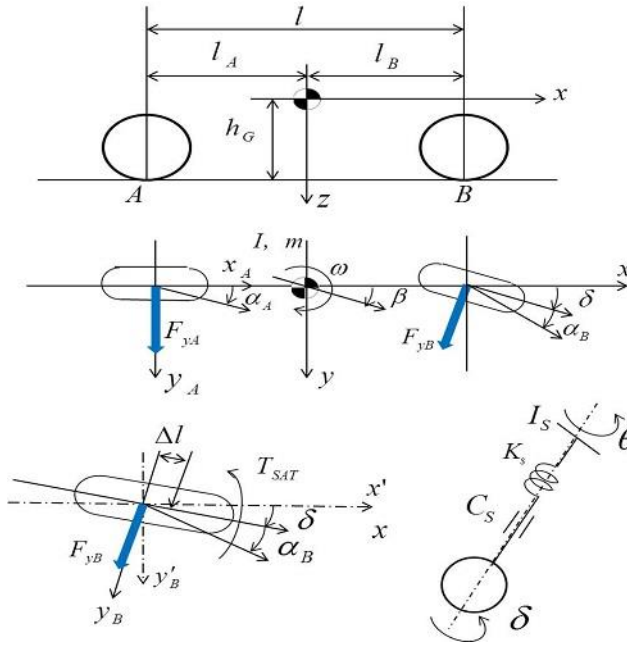


Fig.2 Vehicle models

またこの PMV は操舵角によるロール角制御を行なうため、ロール角と操舵角との比を操舵比 κ と置き、ロール角は時定数 T_ϕ とする 1 次遅れ系として下式で定義する。

$$T_\phi \dot{\phi} + \phi = \kappa \delta \quad (5)$$

ハンドル回りのつり合い式は C_s を粘性抵抗係数、 K_s を等価ねじり剛性係数、 T_{SAT} をセルフアライニングトルクとし、下式で表す。

$$I_s \ddot{\delta} + C_s \dot{\delta} + K_s \delta + T_{SAT} = K_s \theta_s \quad (6)$$

セルフアライニングトルクと横力の関係式を次式に示す。

$$T_{SAT} = \left\{ K_{CB} \phi - K_{SB} \left(\beta - \frac{l_A \omega_z}{v_{xA}} + \frac{l_B \omega_z}{v_{xB}} - \delta \right) \right\} \cdot \Delta l \quad (7)$$

ここで Δl をキャストトレールとする。ここで、コーナリングステイフネスをコーナリング係数と荷重の関数として関係式を下記に示す。

$$K_{Si} = Cc_i \cdot N_i \quad (8)$$

また各輪の横すべり角と重心点横すべり角の関係式を下式になる。

$$\alpha_A = \frac{v_{Ay}}{v_{Ax}} \quad (9)$$

$$\alpha_B = \frac{v_{Ay} + l \dot{\theta}_z}{v_{Ax}} - \delta \quad (10)$$

2.3 車両モデル

(6)式に(7)、(8)式と各輪の横すべり角を代入し整理し、(11)式の状態方程式を導く。またここで、 $\beta \rightarrow x_1$, $\theta_z \rightarrow x_2$, $\dot{\theta}_z \rightarrow x_3$, $\phi \rightarrow x_4$, $\dot{\phi} \rightarrow x_5$, $\delta \rightarrow x_6$, $\dot{\delta} \rightarrow x_7$ と置き換える。

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \\ \dot{x}_6 \\ \dot{x}_7 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & 0 & a_{13} & a_{14} & a_{15} & a_{16} & a_{17} \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{31} & 0 & a_{33} & a_{34} & 0 & a_{36} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & a_{54} & 0 & a_{56} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ a_{71} & 0 & a_{73} & a_{74} & 0 & a_{76} & a_{77} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \\ x_7 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ b_7 \end{bmatrix} \theta_s \quad (11)$$

なお各係数は下記となる。

$$\begin{aligned} a_{11} &= -(Cc_A N_A + Cc_B N_B) / m v_{xA}, \\ a_{13} &= -\left\{ 1 + (Cc_B N_B l_B - Cc_A N_A l_A) / m v_{xA}^2 \right\}, \\ a_{14} &= (K_{CA} + K_{CB}) / m v_{xA}, \quad a_{15} = h_G / v_{xA} T_\phi, \\ a_{16} &= Cc_B N_B / m v_{xA}, \quad a_{17} = -h_G \kappa / v_{xA} T_\phi, \\ a_{31} &= -(Cc_B N_B l_B - Cc_A N_A l_A) / I, \\ a_{33} &= -(Cc_A N_A l_A^2 + Cc_B N_B l_B^2) / I v_{xA}, \\ a_{34} &= -(K_{CA} l_A - K_{CB} l_B) / I, \quad a_{36} = Cc_B N_B l_B / I, \\ a_{54} &= -1 / T_\phi, \quad a_{56} = \kappa / T_\phi, \quad a_{71} = Cc_B N_B \Delta l / I_s, \\ a_{73} &= Cc_B N_B \Delta l l_B / I_s v_x, \quad a_{74} = -K_{CB} \Delta l / I_s, \\ a_{76} &= -(Cc_B N_B \Delta l + K_s) / I_s, \quad a_{77} = -C_s / I_s, \\ b_7 &= K_s / I_s, \end{aligned}$$

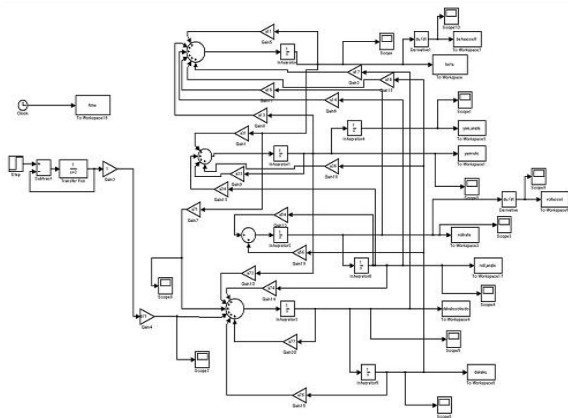


Fig.4 Vehicle model for SIMULINK

3. モデル解析結果

時系列的な解析を行なうため(11)式より SIMULINK のモデルを構築し、図 4 に示す。このモデルを使用し、入力に対する車両の応答を確認するため次章でシミュレーションを行なう。

3.1 シミュレーション条件

実舵角と比例関係でロール角が決定できることから操舵角の 1 入力系として扱う。計算に用いる各諸元を表 1 に示す。

3.2 時系列応答

上記の条件の上でシミュレーションを行い、速度条件は 40[km/h]とする。入力の操舵角に対する応答は横すべり角、ヨーレート、ロール角とする。ロール角制御の影響を見るため、 $\kappa \neq 0$ を図 6、に $\kappa = 0$ の結果を図 7 に示す。

Table 1 Specification of the vehicle

m	300[kg]	I_z	250[kgm ²]
h_G	0.5[m]	l	1.8[m]
l_A	0.99[m]	l_B	0.8[m]
K_{SA}	18000[N/rad]	K_{SB}	11000[N/rad]
K_{CA}	1380[N/rad]	K_{CB}	1300[N/rad]
N_r	1767[N]	N_f	1176[N]
$C.C_r$	11.1	$C.C_f$	8.31
T_ϕ	1.5	κ	2.5
I_S	10[kgm ²]	Δl	0.02[m]
K_S	10[Nm/rad]	C_S	6[Nm s/rad]

ここで横すべり角は時間経過につれて増加する傾向にあり、キャンバ角、ロール角の影響を見てみると、使用した場合が正の値で収束し旋回中心に近づくことで旋回半径が小さくなり、よって小回りが利くことになる。

次にロール角を見てみると、ロール角制御無しでは 0[deg]のところ、ロール角制御を用いると 15 [deg]まで出ることがわかる。ロール角制御によって、通常の旋回よりも大きくロールさせることができる。ここで大きくロールさせることで旋回内側へ横転の恐れが無いか調べてみる。速度 $v[m/s]$ と 4 秒後のヨーレート $\omega[rad/s]$ を使用して旋回半径 $R[m]$ を $v = R\omega$ の式より求め、力学的ロール角 $\phi' = \tan^{-1}(v^2/R \times g)$ をから求めてみると 16.5[deg]となり、図 6 のロール角より少し大きな値となった。この力学的ロール角は遠心力と重力とのつり合いの合力でつり合った形で表せられる。この値以上になるとつり合いが保てず横転してしまうが、シミュレーションのロール角は力学的ロール角より小さいので旋回内側への横転は無いと考えられる。

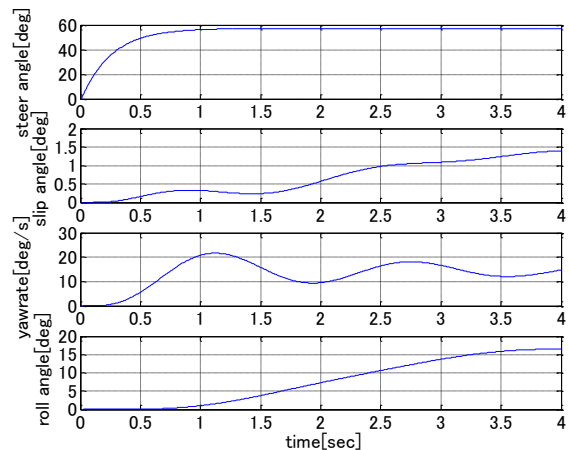


Fig.6 Vehicles responses with camber

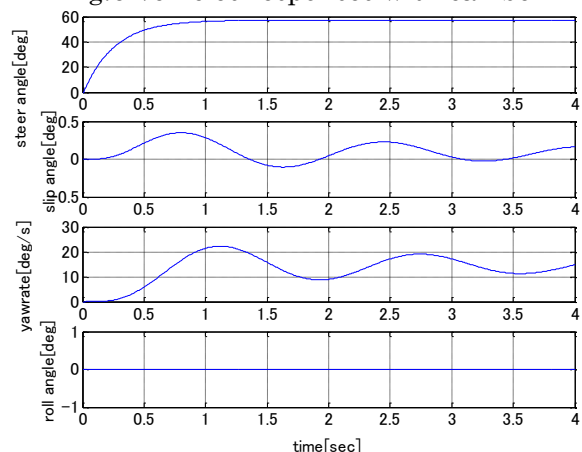


Fig.7 Vehicles responses without camber

4. シミュレータ構成要素

シミュレータは、ロール、ピッチ、ハンドルの 3 つのムービング機構を持つ。DS 上で使用する運動方程式は二輪車の場合、モーション制御による応答はロール角、ピッチ角、操舵

角になり、入力はアクセル、ブレーキ、操舵トルクである⁶⁾。運動に用いるモデルは前章で構築したものをを用いる。これは二輪車の場合では操舵角入力では直立安定が成立しないためであり、四輪の PMV の場合は直立安定が成立するので入力は操舵角とし、また操舵トルクを応答として与えることで乗車感覚を得ることができる。

5. シミュレータ構築

構築するシミュレータは運転席を 1 人乗りとし、構築する車両のサイズから考え全長は 1300[mm]、全幅は 800[mm]、とした。3D CAD を用いて運転席を構築し、180 cm の人が乗っても窮屈に感じない事を確認した。そのイメージを図 5 に示す。これを基に構築したシミュレータの運転席を図 6 に示す。

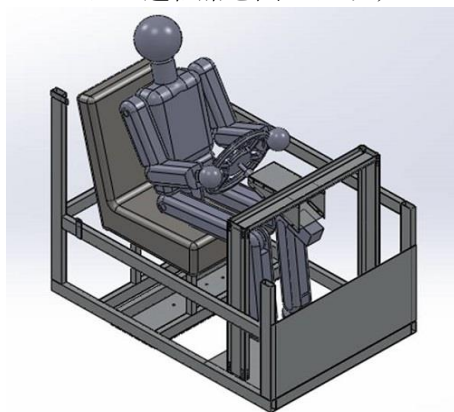


Fig.5 Cabin model

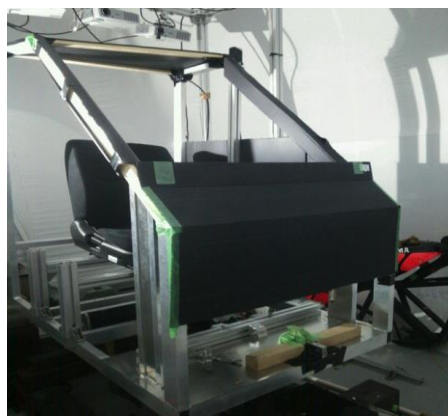


Fig.6 Riding simulator

6. 結言

本研究では PMV のドライバ適合性を確認するために、実車の代わりにシミュレータによる模擬運転で確かめる事を目標に PMV の運動方程式より横方向モデルを構築し、シミュレーションによりロール角、キャンバ角の影響とその入力に対する応答を確認した。以下にシミュレーション結果をまとめる。

- ① キャンバ角、ロール角を与えると横すべり角は、旋回半径中心へ近づくので小回りが利きやすいことが確認できた。
- ② ロール制御させることで通常より大きなロール角を持たせることができ、また横転の安全性を確認できた。

以上の内容を踏まえ、PMV はロール角、キャンバ角を与えることで車両の応答性を向上させることが確認できた。PMV 用 RS を構築するにあつて、PMV の車内スペース確認し運転席を構築することができた。

また今後の課題としては、より詳細な車両モデルを構築する必要がある、前後方向モデルと横方向モデルとの相互関係を考慮した運動方程式を構築する。またシミュレータを用いた実験でドライバに模擬運転をしてもらい、どのようなドライバ層に適合するのか主観評価により確認する必要がある。

参考文献

- (1) 国土交通省 都市局・自動車局：超小型モビリティ導入に向けたガイドライン、(2012)
- (2) 国土交通省：超小型モビリティの利活用に関する実証実験による調査業務、(2011)
- (3) 景山ほか：大キャンバ角を有するパーソナルモビリティの方向制御に関する基礎的研究、自技会春季学術講演会前刷(20145131)、2014
- (4) 海野ほか：キャンバ角制御を用いたパーソナルモビリティの運動特性に関する基礎的研究、自技会春季学術講演会前刷(20135033)、2013
- (5) 和歌山ほか：図説バイク工学入門、グランプリ出版、1998、pp.26-32
- (6) 杉山：二輪車用ライディングシミュレータ構築に関する研究、日本大学大学院生産工学研究科 修士論文、2008