前2輪後キャスト1輪車両の運動基本モデルの構築と乗員位置が与える影響

佐藤 晃輔^{*1}, 中川 智皓^{*2}, 新谷 篤彦^{*2}Dynamic modeling of two front-wheel and one rear-caster PMV
and effect of drivers positionKosuke SATO^{*1}, Chihiro NAKAGAWA^{*2} and Atsuhiko SHINTANI^{*2}^{*1,*2}Graduate School of Engineering, Osaka Prefecture University

1-1 Gakuen-cho, Naka-ku, Sakai-shi, Osaka 599-8531, Japan

Received: 6 January 2020; Revised: 11 June 2020; Accepted: 4 August 2020

Abstract

In recent years, PMVs (Personal Mobility Vehicles) have been attracting attention as a new means of transportation. We focus on the three-wheeled PMV which has two front-wheel and one rear-caster. They are environmentally friendly without exhausting harmful gases. These vehicle bodies are relatively smaller than cars, so they have a high affinity for pedestrian space. However, depending on the specifications of the vehicle, there is a possibility that wheel lifts during turning because the weight of the vehicle is low. In this study, we proposed the model of the three-wheeled PMV with two front-wheel and one rear-caster. We discussed the validity of the modeling by comparing the numerical simulation and the experiments. In terms of the driving force of the front wheels, the modeling was generally valid when the velocity of the vehicle is low and the turning radius is large. However, in the opposite case, the centrifugal force of the driver during the turning becomes larger and the moment around the front wheels axle center point is generated. Then it is expected that more detailed analysis will be possible by considering the relationship between the centrifugal force received by the driver and the driving force of the motor in consideration of the driver's behavior. From the parametric study, it was found that the normal forces of the wheels greatly changed depending on the riding position of the driver. The area of the risk of falling was shown.

Keywords : PMV, Three-wheeled vehicle, Caster, Modeling, Numerical simulation

1. 緒 言

現在、我々は移動場所、距離、目的に応じて、電車や自動車、バイク、自転車などを用いる。しかし、移動距離が長い割に混雑した場所、例えば大型ショッピングモールや空港などでは、通常、徒歩での移動を余儀なくされている。そこで近年、小型で小回りが利き、移動を補助する新たな手段として、次世代の個人用移動車両、パーソナルモビリティ・ビークル（以下 PMV）が、様々な形態で開発されてきている。PMV は環境面でも期待され、また車体がコンパクトなため、歩行者との親和性も高い（中川他、2010）。本研究では図 1 を例とする前 2 輪後 1 輪で後輪をキャストにした車両に着目する。2 輪倒立振子型車両は操縦者の重心移動によって動き、左右の車輪を逆向きに回転させることで旋回も可能であるが、姿勢安定化制御なしにはその場で静止することができない。一方、前 2 輪後 1 輪車両は 3 輪であるため姿勢安定化制御がなくとも静的安定性を保持できることが利点として挙げられる。しかし、車両に対する人間の比重は、自動車に対するそれと比べて大きく、人間の重心位置によっては旋回時に片方の前輪が浮き上がるなどし、転倒等の危険性が考えられる。実際、車幅の小さい PMV では、旋回時の転倒に対して内傾（リーン）が有効だと考えられ（原口他、2019）、リーンする PMV の制御手法も

Fig.1 Three-wheeled vehicle (Aisin Seiki Corporation, 2019).

提案されている（廣瀬他，2015）．本研究では，歩行空間内での低速使用を想定したリーン機構を有さない車両モデルを構築する．似たような構造を持つロボットのモデリングを行っている研究は数多くあるが（Staicu, 2009）乗車することを想定している研究は少なく，転倒等の危険性を考察するためには新たなモデルが必要である．本研究では人間が乗車することを想定し，垂直抗力を含めたモデル構築を行った．人間のモデル化については，操縦者の意図の有無，身体の前後，左右の動きを含め，検討事項が多いため，まずは，人間を車体に固定した場合に着目する．数値シミュレーションの結果と実験で得た計測データとの比較を行い，モデルの妥当性を確認する．また，旋回時における人間の乗車位置に関する数値シミュレーションを行い，車輪の浮き上がり等の危険性について考察する．

2. 車両モデル

前2輪後キャスト1輪の車両モデルを示す．本モデルでは，電動車いすの研究（山川他，2010）を参考にし，キャストの動的挙動を考慮した．

2・1 モデル化の制約条件

3次元車両モデルを本体部とキャスト部に分割し，連成させることで，力学モデルを考える．車両モデルにおいて以下を仮定する．

1. 前輪駆動式の車両とする．
2. 車両本体は剛体とする．
3. 車両の重心は車両中心線上にある．
4. 各輪での横滑りはないものとする．
5. 各輪のピッチ方向の回転による力学的影響は考慮しないものとする．

車両に固定された座標系で進行方向を x 軸とする．人間は車両に完全に固定されているとする．

2・2 本体部の運動方程式

図2に本体部のモデルを示す．本体部重心の固定座標系における速度成分を (u, v) とし，運動方程式を導出する．

$$m\{\dot{u} - \omega v\} = F_1 + F_2 - D_{f1} - D_{f2} + f_{cx} + G_{fx1} + G_{fx2} + G_{rx} \quad (1)$$

$$I\dot{\omega} = \frac{d_f}{2}(-F_1 + D_{f1} - G_{fx1}) + \frac{d_f}{2}(F_2 - D_{f2} + G_{fx2}) + l_f(G_{fy1} + G_{fy2}) + l_r(-f_{cy} - G_{ry}) + M_{f1} + M_{f2} \quad (2)$$

Fig.2 Model of the main body of the vehicle. The definition of length and definition of force are shown.

ここで、 F_i は駆動力（制御入力）、 D_{fi} は転がり抵抗、 $G_{\{f,r\}\{x,y\}}$ は重力項を各前輪、キャストに配分した力、 M_{fi} は前輪のセルフアライニングトルク、 m は本体部の質量（人の質量 m_h と車両の質量 m_v の合計）、 I は慣性モーメント、 u は進行方向の速度、 v は進行方向に垂直な方向の速度、 ω はヨーレート、 $l_{\{f,r\}}$ は重心から前輪、キャスト軸までの距離、 $f_{c\{x,y\}}$ はキャスト軸に生じるキャストの反力、 d_f は前輪間の距離、 $i = 1, 2$ はそれぞれ左側、右側である。

車両は横滑りをしないと仮定しているため、横方向の速度 v は次式で与えられる。

$$v = l_f \omega \quad (3)$$

転がり抵抗は前輪の垂直抗力に比例して働くものとし、次式となる。

$$D_{fi} = \mu_f N_{fi} \quad (4)$$

ここで、 μ_f は転がり抵抗係数、 N_{fi} は前輪の垂直抗力を表している。

前輪の速度は幾何学的に以下のように求められる。

$$V_{fx1} = u - \omega \frac{d_f}{2}, V_{fx2} = u + \omega \frac{d_f}{2} \quad (5)$$

$$V_{fy1} = V_{fy2} = v + \omega l_f \quad (6)$$

$$V_f = \sqrt{V_{fx}^2 + V_{fy}^2} \quad (7)$$

2・3 キャスタ部の運動方程式

図3にキャスト部の力学モデルを示す。キャストモデルに関する運動方程式は次のようになる（山川他, 2010）。

Fig.3 Model of the rear caster. The definition of length and angle and definition of force are shown. (Yamakawa et al., 2010).

$$m_r \ddot{x}_r = f_{cx} - D_r \cos \phi + G_r \sin \phi - \frac{M_r}{l_c - l} \sin \phi + G_x \quad (8)$$

$$m_r \ddot{y}_r = f_{cy} - D_r \sin \phi - G_r \cos \phi + \frac{M_r}{l_c - l} \cos \phi + G_y \quad (9)$$

$$I_r \dot{\omega}_r = G_r(l_c - l) + f_{cy} l \cos \phi - f_{cx} l \sin \phi + M_r - m_r(l_c - l)^2 \dot{\omega}_r \quad (10)$$

ここで、 m_r はキャスタの質量、 I_r はキャスタの慣性モーメント、 x_r はキャスタ重心の進行方向の変位、 y_r はキャスタ重心の進行方向に垂直な方向の変位、 l はキャスタ軸からキャスタ重心までの距離、 l_c はキャスタ軸からキャスタ接地点までの距離（オフセット）、 G_r はキャスタ輪の重力項をキャスタ重心の進行方向に垂直な方向に分配した項、 D_r はキャスタ輪の転がり抵抗、 M_r はキャスタ輪のセルフアライニングトルク、 ω_r はキャスタ接地点周りのヨーレート、 G_x は傾斜時のキャスタ重量の x 方向成分、 G_y は傾斜時のキャスタ重量の y 方向成分、 $f_{c\{x,y\}}$ はキャスタ軸に生じるキャスタの反力、 ϕ は本体部方向とキャスタ方向の角度、 β は本体部進行方向とキャスタ軸の速度の角度である。

キャスタの動作はキャスタ軸に対して牽引曲線を描く（鈴木他，2002）ことから次式を得る。

$$l_c(\omega + \dot{\phi}) = V_r \sin(\beta - \phi) \quad (11)$$

本体部とキャスタとの間の幾何学的関係から、キャスタ軸の速度 V_r は以下のように表される。

$$V_r = \sqrt{V_{rx}^2 + V_{ry}^2}, \tan \beta = \frac{V_{ry}}{V_{rx}} \quad (12)$$

$$V_{rx} = u, V_{ry} = v - \omega l_r \quad (13)$$

V_{rx} 、 V_{ry} からキャスタ重心における加速度 $\ddot{x}_r$ 、 $\ddot{y}_r$ を計算できる。

G_x 、 G_y 、 G_z はそれぞれ x 、 y 、 z 方向に関する重力項で、次のように表される。

$$G_x = -m_r g \sin \alpha \sin \theta \quad (14)$$

$$G_y = -m_r g \sin \alpha \cos \theta \quad (15)$$

$$G_z = m_r g \cos \alpha \quad (16)$$

α は絶対座標系における X 軸方向の回転角, θ はヨー角である.

さらに z 方向に関する重力項より転がり抵抗 D_r は以下のように定義できる.

$$D_r = \mu_{cr} N_{cr} \quad (17)$$

$$N_{cr} = G_z + N_r \quad (18)$$

ここで, N_r は本体部におけるキャスト軸の垂直抗力である.

2・4 セルフアライニングトルクの導出

キャスト軸周りにキャストが回転する時, キャスタのセルフアライニングトルクは次式で表わせる (山川他, 2010) .

$$M_r = -K_r v_r \quad (19)$$

$$\text{ここで, } v_r = \frac{\omega_r}{v_r} \text{ である.} \quad (20)$$

また, 前輪が本体重心周りに回転する時の前輪のセルフアライニングトルクも同様に, 次式で表せる.

$$M_{f\{1,2\}} = -K_f v_{f\{1,2\}} \quad (21)$$

$$\text{ここで, } v_{f\{1,2\}} = \frac{\omega}{v_{f\{1,2\}}} \text{ である.} \quad (22)$$

K_r はキャストのセルフアライニングトルクに対する摩擦係数, K_f は前輪のセルフアライニングトルクに対する摩擦係数である.

2・5 各輪の垂直抗力

遠心力 F_c を考慮した各車輪の垂直抗力は次式で表すことができる.

$$\begin{bmatrix} 1 \\ \frac{d_f}{2} - g_{sy} & -\frac{d_f}{2} - g_{sy} & -l_c \sin \phi - g_{sy} \\ l_f - g_{sx} & l_f - g_{sx} & -l_r - l_c \cos \phi - g_{sx} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} N_{f1} \\ N_{f2} \\ N_r \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} mg \cos \alpha \\ -F_c h \\ 0 \end{pmatrix} \quad (23)$$

ここで、 h は地面から重心までの距離であり、遠心力を $F_c = mu\omega$ とする。重心を傾斜 α の斜面に垂直に下し、床面に投射する。この時の投射された重心 g_s の位置は、 $g_{sx} = -htan\alpha\sin\theta$ 、 $g_{sy} = -htan\alpha\cos\theta$ となる。

路面の傾き α による車両の垂直抗力の影響は次式で示され、前後方向と横方向の2つに分解することができる。

$$\begin{pmatrix} G_{fx1} \\ G_{fx2} \\ G_{rx} \end{pmatrix} = -tan\alpha\sin\theta \begin{pmatrix} N_{f1} \\ N_{f2} \\ N_r \end{pmatrix} \quad (24)$$

$$\begin{pmatrix} G_{fy1} \\ G_{fy2} \\ G_{ry} \end{pmatrix} = -tan\alpha\cos\theta \begin{pmatrix} N_{f1} \\ N_{f2} \\ N_r \end{pmatrix} \quad (25)$$

また、車両が傾いたことによりキャスト輪の重力項が分配されて生じる項 G_r は、幾何学的な関係から次のように表せる。

$$G_r = G_{ry}\cos\phi - G_{rx}\sin\phi \quad (26)$$

3. 車両モデルの妥当性

構築した車両モデルによる数値シミュレーションと実験によって得られたデータの比較を行い、車両モデルの妥当性を確認する。今回の数値シミュレーションでは、左右のモータが共に継続して回転している状態を取り扱う。転がり抵抗係数やセルフアライニングトルクの摩擦係数の値は、各条件において試行錯誤で決定した。

3・1 実験方法

実験では図1に示す前2輪後1輪車両（アイシン精機，2019）を用いた。水平面において、反時計回りの定常円旋回を行った。表1に走行条件、表2に車両等の諸元をまとめる。なお、計測して得られたモータのトルク $T_{m\{1,2\}}$ を用い、以下のように駆動力を導出した。

$$F = \frac{T_{m\{1,2\}} \cdot r_g}{R_{wheel}} \quad (27)$$

ここで、 r_g は減速比、 R_{wheel} は車輪の半径である。

Table 1 Experimental conditions.

No.	Velocity [km/h]	Turning radius [m]	No.	Velocity [km/h]	Turning radius [m]
1	2	0.45	4	4	0.45
2	2	0.75	5	4	0.75
3	2	1.05	6	4	1.05

Table 2 Parameters of vehicle.

Symbols	Value	Symbols	Value
m_v	33.9 [kg]	l_f	0.180 [m]
m_h	65.0 [kg]	l_r	0.660 [m]
m_r	1.31 [kg]	d_f	0.500 [m]
I	110 [kgm ²]	l_c	0.05 [m]
I_r	20.0 [kgm ²]	l	0.03 [m]
h	1.00 [m]

Fig.4 Example of front-wheel velocity. It is shown the same velocity between experiment and simulation.

Fig.5 Relation radius and velocity, angular velocity. Based on law of cosines, the angular velocity ω is calculated from the radius R and velocity V .

3・2 実験と数値シミュレーションの比較

実験と数値シミュレーションにおける結果を比較する．数値シミュレーションにおいては，図 5 から求めた式 (28) に実験における旋回半径 R と速度 V を用い，ヨーレイト ω を導出する．図 5 より，1 秒間の半径と角速度，速度の関係は，円弧状の軌跡の長さを直線近似し，三角関数の余弦定理を用いて，以下に示す式 (28) のように近似できる．

$$\omega = \cos^{-1} \left(\frac{2R^2 - V^2}{2R^2} \right) \quad (28)$$

ヨーレイト ω と実験条件の速度を用いることで，式 (5) より，左右輪それぞれの速度が求まる．初期速度から定速になるまでの加速時間は実験値をもとに調整した．図 4 に，実験と数値シミュレーションにおける左右輪の速度例を示す．実機と解析が同じ動きをしているかは，それぞれの駆動輪の速度が一致したかで判断した．式 (1)

(2) を連立させることで，左右輪の駆動力 F_1, F_2 を導出できる．表 2 に示す実験条件 No.1~6 における実験と数値シミュレーションでの駆動力の結果をまとめる．ここで，確認のため導出した駆動力を式 (1) (2) へ代入し，旋回軌跡を示したところ所望の旋回半径となった．表 2 に示す実験条件 No.1~6 における実験と数値シミュレーションでの駆動力の結果をまとめる．図 6~8 は速度 2 [km/h]，図 9~11 は速度 4 [km/h] において，旋回半径を各々 0.45, 0.75, 1.05 [m] としたときの駆動力である．実験で得られたモータトルクについてはローパスフィルタを用い，外乱を除去した．図 6~8 より，速度 2 [km/h] においては，実験と解析での駆動力の結果が類似している．一方，図 9~11 より，速度 4 [km/h] において，右輪については実験と解析での駆動力の傾向が類似しているものの，左輪については，解析値よりも実験値が大きくなっている．本車両は，左右輪の回転差によって旋回する機構のため，幾何学的には反時計回りに旋回する場合，左輪（内輪）に比べて右輪（外輪）の駆動力のほうが大きくなる．数値シミュレーションでは上記の理屈どおり，左輪（内輪）に比べて右輪（外輪）の駆動力のほうが大きく，反

Fig.6 Driving force of No.1 ($V = 2$ [km/h], $R = 0.45$ [m]). There is no large difference between experiment and simulation.

Fig.7 Driving force of No.2 ($V = 2$ [km/h], $R = 0.75$ [m]). There is no large difference between experiment and simulation.

Fig.8 Driving force of No.3 ($V = 2$ [km/h], $R = 1.05$ [m]). There is no large difference between experiment and simulation.

Fig.9 Driving force of No.4 ($V = 4$ [km/h], $R = 0.45$ [m]). Left driving force has a large difference between experiment (blue line) and simulation (green broken line).

Fig.10 Driving force of No.5 ($V = 4$ [km/h], $R = 0.75$ [m]). Left driving force has a large difference between experiment (blue line) and simulation (green broken line).

Fig.11 Driving force of No.6 ($V = 4$ [km/h], $R = 1.05$ [m]). Left driving force has a large difference between experiment (blue line) and simulation (green broken line).

時計回りに所望の旋回が行われた。一方、実験においては、左輪（内輪）の駆動力が大きくなった理由を以下に考察する。図12に示すように、三輪型車両には通常、乗員を含む系全体の重心点 P と前輪車軸中心 P_0 と距離 l_p が生じる。その結果、旋回時、乗員を含む系全体の重心点 P は遠心力を受け、前輪車軸中心 P_0 を中心に反時計回りに旋回するモーメント M_0 が発生する。その結果、所望の旋回半径を維持するには、モーメント M_0 を打ち消すように左右の駆動力を調整する必要がある。また、車両速度が大きい場合に、遠心力も大きくなるため、速度 2 [km/h] では遠心力の影響が小さく、速度 4 [km/h] の際に影響が大きくなったと考えられる。よって、速度 4 [km/h] の実験では、モーメント M_0 を打ち消すように左輪（内輪）の駆動力が大きくなったことが考えられる。

Fig.12 Influence of centrifugal force. Because of distance between drivers P and center of driving wheel P_0 , torque M_0 is caused, which increases left driving force.

以上より、旋回時の数値シミュレーションにおいて、モータの駆動力を取り扱う場合は、上記遠心力とモータの駆動力の関係式を付加したモデリングの検討が必要であることが示唆された。

次に、摩擦係数について考察する。表3に今回使用した摩擦係数をまとめる。摩擦係数の値は、各条件において実験結果を鑑み、試行錯誤で決定したものである。車椅子の転がり抵抗係数は0.02程度であることを考慮すると、前輪の転がり係数の値は近く、おおむね妥当であると言える。また、旋回条件によって、転がり抵抗係数がやや異なる理由には、今回は運動方程式において乗員の挙動を考慮していないことが考えられる。通常、車両が加速する際などには、乗員の重心位置は変化する(中川他, 2016)。旋回時は、遠心力により、乗員の重心が移動し、左右輪の垂直抗力に変化が生じると考えられる。転がり抵抗力は、式(4)に示す通り、転がり抵抗係数と垂直抗力の積で表され、車両が所望の移動を行う際、転がり抵抗力が大きいほど大きな駆動力が必要となる。なお、今回の数値シミュレーションでは、旋回半径が小さいほど、すなわち遠心力が大きい場合ほど(遠心力は旋回半径に反比例する)、転がり抵抗係数が大きくなる傾向があった。遠心力が大きい場合、人間の重心位置の変化も大きくなり、左右輪の垂直抗力の変化も大きくなると考えられる。よって、これら乗員の挙動を考慮することで、より詳細な解析ができることが期待される。また、今回、転がり抵抗力を自動車のタイヤで使用される一般的な式(4)で表している。実験車両のタイヤ幅は約45[mm]と自動車のそれと比べて小さく、転がり抵抗を自動車と同様に扱えるか検討の余地がある。例えば、車椅子は、自動車とは速度域やタイヤ構造が違うため、車椅子用のタイヤモデルの構築も行われている(上田, 宇津野, 2018)。また、セルフアライニングトルクは式(19)、(21)で表されるが、セルフアライニングトルクを引き起こすコーナリングフォースは荷重によって変化する(石川他, 1993)。よって、セルフアライニングトルクの式(19)、(21)にも荷重すなわち垂直抗力(特に今回の場合、遠心力が大きくなる旋回時に変化の影響がある)を変数に加えることも考えられる。

Table 3 Coefficient of resistance.

Front wheel	Coefficient of rolling resistance μ_f	0.015~0.028
	Coefficient of self-aligning torque K_f [Nm ² /rad]	0.85~0.90
Rear caster	Coefficient of rolling resistance μ_{cr}	0.01
	Coefficient of self-aligning torque K_r [Nm ² /rad]	0.05

4. 転倒に関する検討

乗員の乗車位置による転倒の危険性について検討する。ここでは、式(23)で示される各輪の垂直抗力で転倒の危険性を判断する。なお、式(23)は速度と旋回半径および車両諸元、路面の傾斜角を与えることで、垂直抗力が導出され、タイヤの駆動力は含まれない。よって、駆動力を取り扱わないため、前章で議論した速度が大きい場合や遠心力の大きくなる小さな旋回半径の場合も駆動力の変化による垂直抗力への影響は生じない。図13に乗車位置を図示する。表4に乗員と車体を合わせた重心位置を示す。

Fig.13 Position of driver. A driver stands on each three position.

Table 4 Total position of gravity center.

Driver position	l_f [m]	l_r [m]	h [m]
1	0.060	0.780	1.0
2	0.180	0.660	
3	0.300	0.540

Fig.14 Vehicle moving example. This vehicle shifts to a counterclockwise direction.

4・1 数値シミュレーション条件

乗員の位置は表 4 に示す 3 通りである。走行速度は 2, 4 [km/h] の 2 通りで、反時計回りで半径約 1.2 [m] の定常円旋回を行う。路面の傾斜角は $\alpha=0, 3^\circ$ の 2 条件とする。図 14 に定常円旋回の軌跡例を示す。

4・2 解析結果

各輪の垂直抗力を導出し、転倒の危険性を検討する。乗車位置 1 での結果を図 15~18, 乗車位置 2 での結果を図 19~22, 乗車位置 3 での結果を図 23~26 に示す。それぞれ 2 [km/h] での水平面および路面傾斜 3° , 4 [km/h] での水平面および路面傾斜 3° における時刻歴の垂直抗力を示す。

Fig.15 Normal force of each wheel ($\alpha = 0^\circ$, 2km/h, position: 1). Caster's normal force has small value. Fig.16 Normal force of each wheel ($\alpha = 3^\circ$, 2km/h, position: 1). Caster's normal force has nearly 0. Fig.17 Normal force of each wheel ($\alpha = 0^\circ$, 4km/h, position: 1). Caster's normal force has small value. Fig.18 Normal force of each wheel ($\alpha = 3^\circ$, 4km/h, position: 1). Caster's normal force has nearly 0.

Fig.19 Normal force of each wheel ($\alpha = 0^\circ$, 2km/h, position: 2). Normal force has safe values.

Fig.20 Normal force of each wheel ($\alpha = 3^\circ$, 2km/h, position: 2). Normal force has safe values.

Fig.21 Normal force of each wheel ($\alpha = 0^\circ$, 4km/h, position: 2). Normal force has safe values.

Fig.22 Normal force of each wheel ($\alpha = 3^\circ$, 4km/h, position: 2). Normal force has safe values.

Fig.23 Normal force of each wheel ($\alpha = 0^\circ$, 2km/h, position: 3). Normal force has safe values.

Fig.24 Normal force of each wheel ($\alpha = 3^\circ$, 2km/h, position: 3). Normal force has safe values.

Fig.25 Normal force of each wheel ($\alpha = 0^\circ$, 4km/h, position: 3). Normal force has safe values.

Fig.26 Normal force of each wheel ($\alpha = 3^\circ$, 4km/h, position: 3). Left wheel's normal force has small value.

図 15~26 で垂直抗力に周期性が確認できる．これは坂道で定常円旋回を行ったためであり，車両が，図 14 の $(X, Y) = (-2, 0)$ 付近のポンチ絵の向きの時キャストの垂直抗力が最小値を取り， $(X, Y) = (-0.7, -0.7)$ 付近のポンチ絵の向きの時左輪（内輪）の垂直抗力が最小値を取る．図 16, 18 より，乗車位置 1 すなわち乗員の重心が前輪に最も近い場合，路面傾斜 3 度のときには，後輪キャストの垂直抗力が 0 付近になる瞬間があり，前のめりに転倒する危険性がある．また，図 26 より，乗車位置 3 すなわち乗員の重心が前輪から最も遠い場合，路面傾斜 3°のときに，左輪（内輪）の垂直抗力が小さくなる瞬間があり，車輪の浮き上がり車体のスピンや転倒の可能性がある．図 15~26 の結果より速度や傾斜角が大きくなると車輪が浮き上がる危険性が示された．また，乗員の乗車位置としては条件 2 の周辺がキャストおよび左輪の垂直抗力が 0 付近になることなく適当な位置であると考えられる．

4・3 パラメータスタディ

4・2 節による傾向を把握したうえで，さらにパラメータスタディを行い，転倒の危険性を検討する．ここでは，路面傾斜 $\alpha=0, 3, 5^\circ$ の 3 条件において，旋回半径を約 1.2, 1.8 [m]の 2 種類，走行速度を 2, 4, 6 [km/h]の 3 種類に設定する．また，重心位置の考察としては，乗員の位置 1, 2, 3 に，操縦者（65 [kg]）と，子供（22 [kg]）の有無でそれぞれ置く組み合わせ 9 条件と，後方の荷物（10 [kg]）を図 27 に示す○に置くおよび荷物なしの 5 条件を考え，合計 45 条件について解析を行った．ここでは，代表的な結果として，路面傾斜 $\alpha=5^\circ$ ，旋回半径約 1.2 [m]の場合の転倒の危険性を図 28 にまとめる．横軸が子供，操縦者，荷物を合わせた重心位置，縦軸が速度である．垂直抗力が 0 になった場合は×，その他は○とした．

Fig.27 Position of the drivers and baggage.

Fig.28 Area of failing risk ($\alpha=5^\circ$, turning radius 1.2 [m]). This figure shows 6 km/h is danger for driver, and gravity center position has safe area.

図 28 より, 6 [km/h]で旋回半径約 1.2 [m]で旋回する場合ほどの重心位置においても転倒の危険があり, 少なくとも 4 [km/h]に速度を落としてから旋回を開始すべきであるといえる. また, 重心位置が 0.1~0.165 [m]の範囲では, 少なくとも速度 4 [km/h]以下で垂直抗力が 0 とならないことが分かった. 重心位置が 0.06 [m]の時には後輪であるキャスト輪が浮き上がる危険性があることが分かった. これはキャスト輪が浮く時は, 重心位置が過剰に前方に存在するためである. また, 重心位置が 0.3 [m]付近で速度が 4~6 [km/h]の時には内輪が浮き上がる危険性があることが分かった. 内輪が浮き上がる時は, 重心位置が変化したことにより各輪の垂直抗力が変化するため, 遠心力の影響を抑えきれなくなったからだと考えられる.

5. 結 言

本研究では, 前 2 輪後キャスト 1 輪の車両モデルを構築し, 数値シミュレーションと実験の結果からその妥当性を考察した. また, 旋回時における人間の乗車位置に関するパラメータスタディを行い, 車輪の浮き上がり等の危険性を示した. 得られた知見を以下にまとめる.

- ・ 構築した車両モデルについて, 駆動力に関する考察からは, 低速で旋回半径が大きい場合は乗員が受ける遠心力の影響による車軸中央点回りのモーメントの変化が少なく, 実験値と解析値で結果が類似した. 一方, 高速で旋回半径が小さい場合, 乗員挙動を考慮し, 乗員が受ける遠心力とモータの駆動力の関係を検討することで, より詳細な解析ができることが期待される.
- ・ 傾斜角, 速度の違いによって, 車輪の浮き上がりの危険性が変化することが分かった. 傾斜を持つと垂直抗力が傾斜角 0°の場合よりも減少する場合があります, 危険性が生じることが示された. 速度が増加すると遠心力が増大するため, 旋回時に内輪が浮く危険性を示した.
- ・ 人間の乗車位置によって, 旋回時の垂直抗力が大きく変化することが分かった. 重心位置が車軸から 0.06 [m]付近ではキャストが, 0.3 [m]付近では旋回時の内輪が浮く危険性が示された. 荷物等含めた重心位置を車軸から 0.1~0.165 [m]付近とし, 速度 4 [km/h]以下で旋回するのが適切であることが示唆された.

文 献

- アイシン精機, アイシン精機 HP, available from< <http://www.aisin.co.jp/news/2017/011345.html>>, (参照日 2019 年 12 月 27 日).
- 原口哲之理, 景山一郎, 金子哲也, 内傾型パーソナルモビリティビークルの急操舵時内輪浮き特性, 自動車技術会論文集, Vol.50, No.1 (2019), pp. 96-101.
- 廣瀬徳晃, 津坂祐司, 清水毅, 山内智裕, 白石孝, 谷中壯弘, リーン機構を有するパーソナルモビリティのロール運動モデルと姿勢安定化制御の提案, 日本機械学会論文集, Vol.81, No.826 (2015), DOI:10.1299/transjsme.15-00087.
- 石川浩二郎, タイヤと操安性解析, 日本ゴム協会誌, Vol.66, No.6 (1993), pp.424-432.
- 石森慎, 宇津野秀夫, 鈴木立人, 車いすタイヤの転がり抵抗に関する研究, Dynamics & Design Conference, No.513 (2016).
- 長岡宏樹, 中川智皓, 新谷篤彦, 伊藤智博, 安淳一, 近藤美則, 着座式三輪小型車両と人間の急制動時の挙動に関する実験的検討, 「運動と振動の制御」シンポジウム講演論文集, Vol.15, No.C22 (2017).
- 中川智皓, 中野公彦, 須田義大, 川原崎由博, 小坂雄介, 歩行空間におけるパーソナルモビリティ・ビークルの安全性と安心感, 自動車技術会論文集, Vol.41, No.4 (2010), pp.941-946.
- 中川智皓, 森田悠介, 新谷篤彦, 伊藤智博, 立ち乗り式四輪型パーソナルモビリティ・ビークルにおける人間の立位姿勢での重心移動, 日本機械学会論文集, Vol.82, No.838 (2016), DOI:10.1299/transjsme.16-00052.
- 尾崎功一, パーソナルモビリティロボットの製作と実験特区への参加—大学ものづくりによるナンバー登録チャレンジ—, 日本ロボット学会誌, Vol.33, No.8 (2015), pp.587-591.
- Staicu, S., Dynamics equations of a mobile robot provided with caster wheel, Nonlinear Dynamics, Vol.58 (2009), pp.237-248.
- 鈴木曠二, 小山美樹, 木村茂雄, 沖川悦三, 田中理, 路面傾斜の影響とキャストの運動を組み込んだ車いすのモデル, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.68, No.675 (2002), pp.207-212.
- 上田凌奨, 宇津野秀夫, 車椅子タイヤの転がり抵抗に関する研究, 日本機械学会年次大会, No.G1000901 (2018).
- 山川雄司, 小竹元基, 井上剛伸, 鎌田実, キャスタの動的挙動を考慮した電動車いす運動モデルの構築, 日本機

械学会論文集 C 編, Vol.76, No.763 (2010), pp.214-221.

References

- Aisin Seiki Corporation, available from < <http://www.aisin.co.jp/news/2017/011345.html> >, (accessed on 27 December, 2019).
- Haraguchi, T., Kageyama, I. and Kaneko, T., Inner wheel lifting characteristics of tilting type personal mobility vehicle by sudden steering input, Transactions of the Society of Automotive Engineers of Japan, Vol.50, No.1 (2019), pp.96–101 (in Japanese).
- Hirose, N., Tsusaka, Y., Shimizu, T., Yamauchi, T., Shiraishi, T. and Yanaka, A., Proposal of motion model around roll axis and posture stabilization control for personal mobility with leaning mechanism, Transactions of the JSME (in Japanese) , Vol.81, No.826 (2015), DOI:10.1299/transjsme.15-00087.
- Ishikawa, K., Taiya to souanseikaiseki, Journal of the Society of Rubber Science and Technology, Vol.66, No.6 (1993), pp.424-432 (in Japanese).
- Ishimori, M., Utsuno, H. and Suzuki, T., Analysis rolling resistance of wheel chair, Proceedings of Dynamics and Design Conference, No.513 (2016) (in Japanese).
- Nagaoka, H., Nakagawa, C., Shintani, A., Ito, T., Yasu, J. and Kondo, Y., Experimental motion analysis of human and three wheeled sitting-type PMV during braking, Journal of MoViC, Vol.15, No.C22 (2017) (in Japanese).
- Nakagawa, C., Nakano, K., Suda, Y., Kawasaki, Y. and Kosaka, Y., Safety and comfort of the personal mobility vehicles in the pedestrian flows, Transactions of the Society of Automotive Engineers of Japan, Vol.41, No.4 (2010), pp.941–946 (in Japanese).
- Nakagawa, C., Morita, Y., Shintani, A. and Ito, T., Standing posture analysis of a human on a four-wheel stand-up-type personal mobility vehicle, Transactions of the JSME (in Japanese), Vol.82, No.838 (2016), DOI:10.1299/transjsme.16-00052.
- Ozaki, K., Handmade production of personal mobility robot and participating practical experiment in specific district – challenge of official number registration on monodukuri by university-, Journal of the Robotics Society of Japan, Vol.33, No.8 (2015) , pp.587-591 (in Japanese).
- Staicu, S., Dynamics equations of a mobile robot provided with caster wheel, Nonlinear Dynamics, Vol.58 (2009), pp.237-248.
- Suzuki, K., Koyama, M., Kimura, S., Okigawa, E. and Tanaka, O., Modelling of wheelchair dynamics in consideration of road inclination and caster motion, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.68, No.675 (2002), pp.207–212 (in Japanese).
- Ueda, R. and Utsuno, H., Rolling resistance of wheelchair tire, The Proceedings of Mechanical Engineering Congress, Japan, No.G1000901 (2018) (in Japanese).
- Yamanaka, Y., Shino, M., Inoue, T. and Kamata, M., Formulation of electric wheelchair dynamical model with consideration of caster dynamics, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.76, No.763 (2010), pp.214–221 (in Japanese).