

キャンバ角を有する三輪車両の旋回特性解析に関する研究

日大生産工(院) ○越 祐人 日大生産工 景山 一郎

1 緒言

近年、オートバイの新たなカテゴリとして前輪二輪、後輪一輪の三輪車両が注目されている。このような三輪キャンバ車両は二輪車同様に旋回内側に車体およびタイヤをロールさせて旋回する運動形態をとるが、三輪車両であるため前二輪の機構により二輪車に比べ制動性能の向上^①や片輪スリップ時の安定性向上^②が明らかになっている。

ここで、定常円旋回時の三輪車両に注目すると、前二輪であるため左右輪で発生する横力比率を変化することで、二輪車に比べ旋回時の釣り合い状態に許容幅が存在すると推測される。また定常旋回特性は車両の運動特性の基礎であり三輪車両の定常特性の把握および解析手法の確立は重要である。

そこで本研究では、三輪キャンバ車両の定常時の旋回特性解析手法を提案すること、および前輪二輪の横力比率の変化が定常状態に与える影響を明らかにすることを目的とし、二輪モデルによる車両のステア特性の解析手法および定常円旋回中の釣り横力比率の変化により車両の釣り合い状態に許容幅を持つことを把握できたため報告する。

2 二輪モデルを用いた運動理論

2.1. 三輪車両の運動理論

本項では運動特性の基礎として定常円旋回状態を仮定し、ステア特性に関して示す。はじめに、定常円旋回中の車両の力の釣り合いについて図1に概略図を示す。本手法では前輪二輪の合力がトレッドベースの中心に発生するとし、二輪モデルにて簡易的にステア特性を表現する、簡易的な解析においては左右輪の実舵角は同じとして取り扱う。運動を表現する際の座標系は、右旋回中にロール角およびヨーレイト、横力が正となり理解しやすいためSAE座標系を用いる。タイヤ力は線形モデルとし、次式で定義する。

$$\begin{aligned} F_1 &= F_{1l} + F_{1r} = (K_{c1}\phi - K_{s1}\alpha_1) + (K_{c1}\phi - K_{s1}\alpha_1) \\ &= 2K_{c1}\phi - 2K_{s1}\alpha_1 \\ F_2 &= K_{c2}\phi - K_{s2}\alpha_2 \end{aligned} \quad (1)$$

ここで、 K_{ci} :キャンバスティフネス、 K_{si} :コーナリングス

ティフネス、 α_i :タイヤ横すべり角、 ϕ_i :タイヤキャンバ角であり*i*はタイヤ番号を示し、*i* = 1を前輪、*i* = 2を後輪とする。また、*l*を前輪左輪、*r*を前輪右輪とする。タイヤ横すべり角は次式となる。

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \beta + l_1\omega/v_x - \delta \\ \alpha_2 &= \beta - l_2\omega/v_x \end{aligned} \quad (2)$$

β :各タイヤにおける横すべり角、 v_x :車体前後速度、 v_y :車体横速度、 δ :実舵角、 ω :ヨーレイト、 β :重心点横すべり角、 l_1 :前輪・重心間距離、 l_2 :後輪・重心間距離である。

2.2. 定常円旋回特性

本項では定常円旋回中の車体のつり合い状態について記述する。図1より定常円旋回中の車両のy軸方向の力の釣り合いおよびz軸回りのモーメントの釣り合いに注目する。旋回中の実舵角を微小とし線形化するとy軸方向の力の釣り合いおよびz軸回りのモーメントの釣り合いは次式でとなる。

$$\begin{aligned} m\omega v_x &= F_1 + F_2 \\ l_1 F_1 &= l_2 F_2 \end{aligned} \quad (3)$$

ここで、 m :質量、 v_x :車体前後速度、 δ :実舵角、 ω :ヨーレイト、 l_1 :前輪・重心間距離、 l_2 :後輪・重心間距離とする。

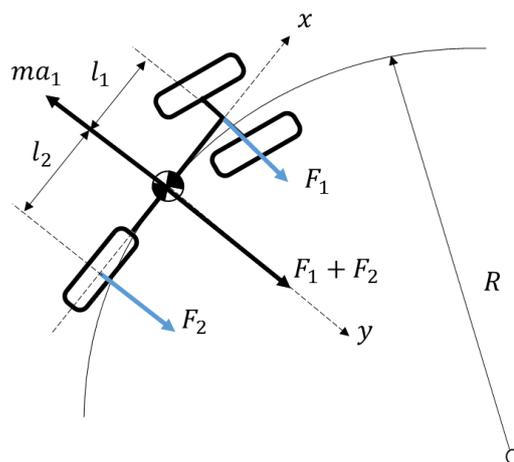


図1 旋回中の三輪車両の力の釣り合い

Study on Cornering Characteristics Analysis of Three Wheel Vehicle Having Camber Angle

Yuto KOSHI, Ichiro KAGEYAMA

以上より (3) 式に (1) (2) 式を代入して整理すると次式となる。

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} 2K_{s1} & -(2K_{s1} + K_{s2}) \\ 2K_{s1}l_1 & K_{s2}l_2 - 2K_{s1}l_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta \\ \beta \end{bmatrix} \\ & = \begin{bmatrix} \left(m - \frac{2K_{c1} + K_{c2}}{g} \right) v + \frac{2K_{s1}l_1 - K_{s2}l_2}{v_x} \\ \frac{K_{c2}l_2 - 2K_{c1}l_1}{g} v + \frac{2K_{s1}l_1^2 + K_{s2}l_2^2}{v_x} \end{bmatrix} \omega \quad (4) \end{aligned}$$

ステア係数 K_δ を次式で定義する。

$$K_\delta = \frac{m(K_{s2}l_2 - 2K_{s1}l_1)}{2K_{s1}K_{s2}l^2} + \frac{K_{c2}K_{s1} - K_{c1}K_{s2}}{gK_{s1}K_{s2}l} \quad (5)$$

これらの式から実舵角 δ を求めると次式で与えられる。

$$\delta = \frac{l}{R} (1 + K_\delta v_x^2) \quad (6)$$

ここで、幾何学的実舵角 δ_0 は次式で与えられる。

$$\delta_0 = \tan^{-1} \frac{l}{R} \cong \frac{l}{R} \quad (7)$$

これらより、幾何学的操舵角に対する速度ごとの操舵角の比は次式で与えられる。

$$\frac{\delta}{\delta_0} = 1 + K_\delta v_x^2 \quad (8)$$

以上より、三輪キャンバ車両のステア特性はステア係数の正負によって決定されることが分かる。ステア特性は以下の意味を持つ係数である。

$K_\delta < 0$: オーバーステア, $K_\delta = 0$: ニュートラルステア, $K_\delta > 0$: アンダーステア

ここで、ニュートラルステアとは同一半径で旋回する際に舵角が速度に関わらず一定、アンダーステアは同一半径で旋回する際に速度の増加に伴い舵角を増加し、オーバーステアは同一半径で旋回する際に速度の増加に伴い舵角を戻す特性を持つことを示している。

同様に、横すべり特性について示す。ここで、 K_β : 横すべり係数を次式で定義する。

$$K_\beta = \frac{-l_1 m}{K_{s2} l_2 l} + \frac{K_{c2}}{g K_{s2} l} \quad (9)$$

(4) (9) 式から横すべり角 β を求めると次式で与えられる。

$$\beta = \frac{l_2}{R} (1 + K_\beta v^2) \quad (10)$$

ここで、 β_0 : 幾何学的な横すべり角は次式で与えられる。

$$\beta_0 = \tan^{-1} \frac{l_2}{R} \cong \frac{l_2}{R} \quad (11)$$

これらより、幾何学的横すべり角に対する速度ごとの横すべり角の比は次式で与えられる。

$$\frac{\beta}{\beta_0} = 1 + K_\beta v_x^2 \quad (12)$$

以上より、キャンバ角を有する車両の横すべり特性は横すべり係数の正負によって決定され、以下のようにまとめられる。

$K_\beta = 0$: 同一半径で旋回する際に速度に関わらず横すべり角一定, $K_\beta < 0$: 同一半径で旋回する際に速度の増加に伴い横すべり角が減少, $K_\beta > 0$: 同一半径で旋回する際に速度の増加に伴い横すべり角が増加する特性を持つことを示している。

ここで、車両のどのパラメータが車両特性の正負に影響を与えるか明らかにする。まず、前輪左右輪と後輪のコーナリング係数 C_s およびキャンバ係数 C_c を次式で定義する。ここで、 N_1 : 前左右輪の合計鉛直荷重, N_2 : 後輪の鉛直荷重とする。

$$\begin{aligned} C_{s1} &= \frac{2K_{s1}}{N_1}, \quad C_{s2} = \frac{K_{s2}}{N_2}, \\ C_{c1} &= \frac{2K_{c1}}{N_1}, \quad C_{c2} = \frac{K_{c2}}{N_2} \end{aligned} \quad (13)$$

前輪左右輪と後輪のコーナリングスティフネスとキャンバスティフネスの比をそれぞれ η_1, η_2 で定義する。

$$\eta_1 = \frac{K_{c1}}{K_{s1}}, \quad \eta_2 = \frac{K_{c2}}{K_{s2}} \quad (14)$$

これらを用い、(5) (9) 式の各項を整理するとステア係数および横すべり角は次式で与えられる。

$$K_\delta = \frac{m(K_{s2}l_2 - 2K_{s1}l_1)}{2K_{s1}K_{s2}l^2} + \frac{K_{c2}K_{s1} - K_{c1}K_{s2}}{gK_{s1}K_{s2}l} \quad (15)$$

$$= \frac{1}{gl} \left\{ \left(\frac{1}{C_{s1}} - \frac{1}{C_{s2}} \right) + (\eta_2 - \eta_1) \right\}$$

$$K_\beta = \frac{-l_1 m}{K_{s2} l_2 l} + \frac{K_{c2}}{g K_{s2} l} = \frac{1}{g l_2} \left(\eta_2 - \frac{1}{C_{s2}} \right) \quad (16)$$

以上の結果より、ステア特性の正負は前・後輪のコーナリング係数および前・後輪のキャンバスティフネスとコーナリングスティフネスの比で決定することが確認できる。さらに横すべり特性は後輪の特性にのみ依存し、後輪のコーナリング係数および後輪のキャンバスティフネスとコーナリングスティフネスの比で決定されることが分かる。

3 前二輪の特性解析

3.1 解析方法

前項では定常円旋回中の車体のステア特性に前輪二輪を一輪として取り扱ってきた。本項では、定常円旋回中の前二輪に注目し左右輪の横力比率と釣り合い状態の許容幅について述べる。はじめに、定常円旋回中の遠心力とタイヤ力の釣り合いおよびモーメントの釣り合いを考える。図 1 と同様に、前輪・後輪タイヤに発生する合力と遠心力の釣り合いおよびモーメントの釣り合いは次式で与えられる。

$$ma = F_1 + F_2 \quad (17)$$

$$l_1 F_1 = l_2 F_2$$

(17) 式より各力 F_1, F_2 は次式で与えられる。

$$F_1 = \frac{l_2 ma}{l}, \quad F_2 = \frac{l_1 ma}{l} \quad (18)$$

定常旋回中の前後輪の鉛直荷重と重力の釣り合いを図2に示す. 図2より, 前後輪荷重反力の釣り合いおよび前輪接地点回りのモーメントの釣り合いは次式で与えられる.

$$\begin{aligned} mg &= N_1 + N_2 \\ mgl_1 &= N_2 l \end{aligned} \quad (19)$$

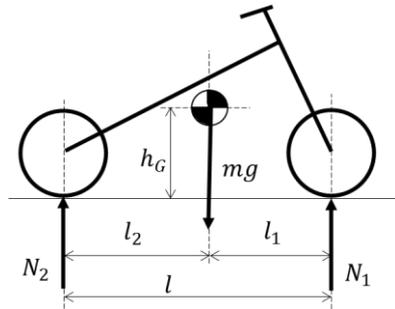


図2 前後輪の鉛直荷重と車体寸法

(19)式より, 左右前輪の合計荷重反力および後輪荷重反力は次式で与えられる.

$$N_1 = \frac{mgl_1}{l}, \quad N_2 = \frac{mgl_2}{l} \quad (20)$$

ここで, は左前輪荷重反力 N_{1l} , 右前輪 N_{1r} を足したものが左右前輪の合計荷重反力 N_1 となり次式で与えられる.

$$N_1 = N_{1l} + N_{1r} \quad (21)$$

次に, 旋回中の遠心力は次式で与えられる.

$$ma = m \frac{v^2}{R} \quad (22)$$

図3に示すように旋回時の前輪系を考えると, 定常円旋回を行うためには, 重力と遠心力の合力が前後輪の接地中心をつなぐ線上を向く必要がある.

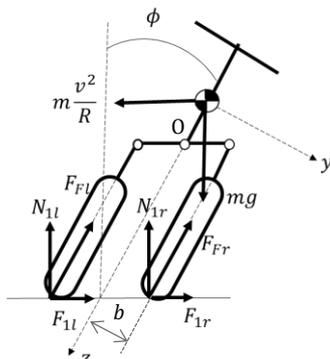


図3 旋回中の操舵系の力の釣り合い

この関係から旋回時のロール角は(23)式で与えられ, キャンバ角を有する三輪車両のロール角は求心加速度に比例することが分かる.

$$\phi = \tan^{-1} \frac{mv^2/R}{mg} = \tan^{-1} \frac{v^2}{Rg} \cong \frac{v^2}{Rg} \quad (23)$$

これらをもとに, 図3で示した O 軸回りのモーメントの釣り合いを考える. なお, 本解析では現象を簡素化するためサスペンションおよびタイヤ幅, クラウン半径に関しては考慮しない. まず, 前輪左側フォーク力は次式となる.

$$F_{F1} = N_{1l} \cos \phi + F_{1l} \sin \phi \quad (24)$$

前輪右側フォークの力は次式となる.

$$F_{Fr} = N_{1r} \cos \phi + F_{1r} \sin \phi \quad (25)$$

同様に O_1 点回りのモーメントの釣り合いから

$$F_{F1} b = F_{Fr} b \quad (26)$$

$$N_{1l} \cos \phi + F_{1l} \sin \phi = N_{1r} \cos \phi + F_{1r} \sin \phi$$

これらを整理すると

$$(N_{1l} - N_{1r}) \cos \phi = (F_{1r} - F_{1l}) \sin \phi \quad (27)$$

両辺を $\cos \phi$ で除すと

$$(N_{1l} - N_{1r}) = (F_{1r} - F_{1l}) \tan \phi \quad (28)$$

ここで,

$$\tan \phi = \frac{F_1}{N_1} = \frac{mal_2/l}{mgl_2/l} = \frac{a}{g} \quad (29)$$

(28)式を整理すると次式となる.

$$\begin{aligned} (2N_{1l} - N_1) &= (F_1 - 2F_{1l}) \tan \phi \\ N_{1l} + F_{1l} \tan \phi &= \frac{1}{2} (N_1 + F_1 \tan \phi) \end{aligned} \quad (30)$$

(18)(20)式の N_1 および F_1 を(30)式に代入すると旋回中の釣り合い条件は次式で与えられる.

$$N_{1l} + F_{1l} \frac{a}{g} = \frac{ml_2(g^2 + a^2)}{2gl} \quad (31)$$

上式より右辺は a が決まれば一定値となる. そこで鉛直荷重と横力が上記の関係になれば左右フォーク力は等しくなり, 前輪リーン軸 O_1, O_2 回りのモーメントは0となる. つまり, 上記(31)式の釣り合い条件を満たす鉛直荷重と横力であれば, キャンバ角を有する三輪車両はつり合い状態で旋回が可能である.

3.2. 横力比率が変化した場合の釣り合い

ここまで, キャンバ角を有する三輪車両のつり合い条件を把握した. 本項では(31)式を満足するような鉛直荷重と横力の関係を図4に示す. 解析は横加速度0.3Gの右旋回として行う. なお, 解析に用いる車両諸元およびタイヤ特性は表1を使用する. 解析において, 全体の横力に対する左輪の横力の比率を横力比率と定義する.

図4において, 左輪横力比率が0.5の位置が左右輪での横力が等しい点となる, これは二輪車の前輪系にあたり二輪車の場合, 半径, 横加速度が決定した時点で釣り合い点は一点しか存在しない, これに対しキャンバ角を有する三輪車両は, 横力比率が変化した場合であっても図4, つまり式(31)を満足するように左右輪の横力が配分されれば, 何らかの影響で鉛直荷重が変化したような場合で

も旋回を継続できることが分かる。

横力比率が変化した際のキャンパスラストとコーナリングフォースの関係を図5に示す。図6はその場合のタイヤ横すべり角の変化を示している。図5よりサスペンション等の機構により左右輪のキャンバ角や横すべり角を変化させることで、コーナリングフォースとキャンパスラストの比率を変化させることが可能であると分かる。ただし、これらの値は(31)式を満足させるため、左右輪で値を打ち消すように力を発生することが分かる。

4 結言

本研究ではキャンバ角を有する三輪車両の定常特性と前二輪の横力比率の変化に関して検討を行い、以下の結論を得た。

- (1) キャンバ角を有する三輪車両の前二輪を一輪に置き換えた簡易二輪モデルを用い、車両のステア特性の解析方法を示した。
- (2) 定常状態における前二輪系の釣り合い条件を求め、キャンバ角を有する三輪車両は横力配分が変化した際も、釣り合い条件を満たすように鉛直荷重と横力が配分されれば釣り合い状態を維持することを示した。また横力比率の変化により左右輪のコーナリングフォースとキャンパスラストの比率を変化させることが可能であることを示した。

表 1 車両諸元

m	車両質量 [kg]	227
l_1	前輪 - 重心点間距離 [m]	0.704
l_2	後輪 - 重心点間距離 [m]	0.606
l	ホイールベース [m]	1.310
h_g	重心高 [m]	0.473
C_{s1}	前輪コーナリング係数 [-]	13.8
C_{s2}	後輪コーナリング係数 [-]	11.2
C_{c1}	前輪キャンバ係数 [-]	1.14
C_{c2}	前輪キャンバ係数 [-]	0.93

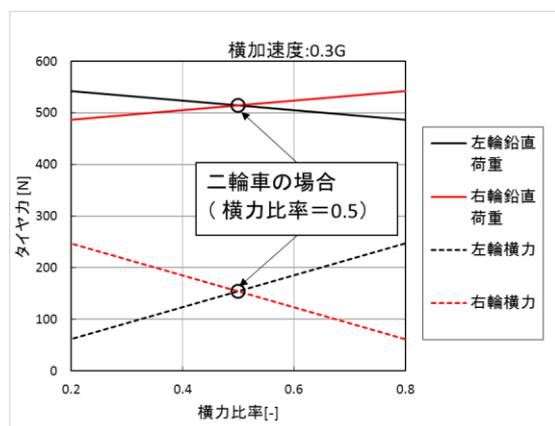


図 4 前輪鉛直荷重・横力

今後、これらの結果を基に、実車両において横力比変化が実現可能なか、走行実験を含めた検討が必要である。また、本研究では定常状態解析のみを行ったが、今後は動的解析に拡張しより詳細な検討が必要である。

「参考文献」

- (1) 佐野貴透 寺田圭佑 渡辺賢一 高野和久 海江田隆：三輪車両の制動性能調査，秋季大会学術講演会講演予稿集，講演No.047, 文献 No.20166047, p.241-246, (2016)
- (2) Terada, K., Sano, T., Watanabe, K., Kaieda, T. et al.: "Investigation of the Behavior of Three-Wheel Vehicles When They Pass Over a Low μ Road Surface," SAE Int. J. Veh. Dyn., Stab., and NVH 1(1):30-37, 2017, doi:10.4271/2016-32-0051.
- (3) 景山克三 景山一郎：自動車力学，理工図書株式会社，p.114-131, (1984)
- (4) 景山一郎：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研究，自動車技術会学術講演会前刷集No.115-12, (2012)
- (5) 酒井秀男：タイヤ工学，株式会社グランプリ，p.403-412 (1987)

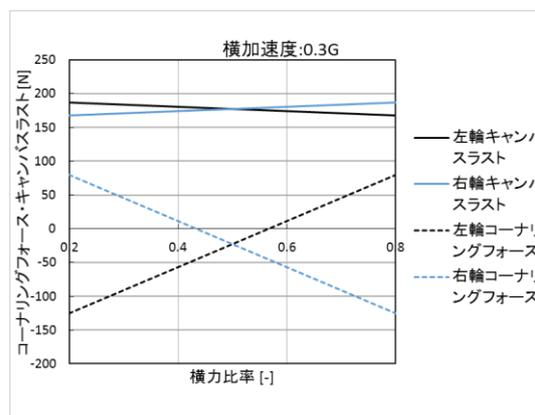


図 5 前輪コーナリングフォース・キャンパスラスト

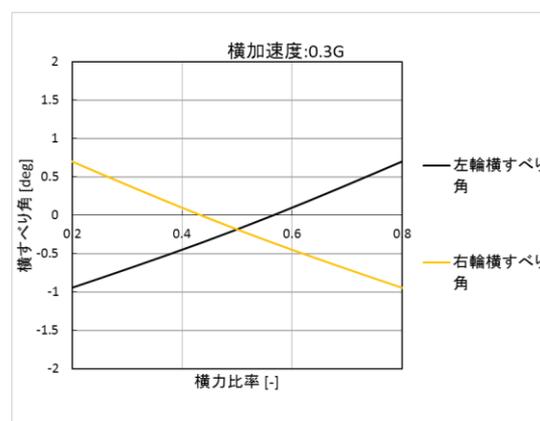


図 6 前輪横すべり角