

## 二輪車の運動力学に関する研究

日大生産工 ○高橋 計樹 日大生産工(院)  
景山 一郎

### 1. 序論

二輪車の運動を考える場合、大ロール角やタイヤ力の飽和などの非線形特性も考慮しなければならない。現在二輪車の研究はロール角や舵角を微小とした線形運動で扱うことが多いが非線形特性が問題となるため、今後厳密に運動を議論する際には非線形特性を扱う必要がある。特に二輪車の安全性を考えると、非線形運動の中には危険挙動が含まれるため、今後解決すべき課題となる。そこで非線形運動のメカニズムを明らかにすることで、車両の開発段階において危険な挙動を防止する設計指標の構築が重要となる。

本研究は二輪車の非線形運動を表したモデルの構築を目指す。本報告は大ロール角を考慮した運動方程式を構築し固有値解析を行い、特性根を確認した。

### 2. 運動方程式

#### 2.1 座標系および定義

二輪車の運動方程式を構築するにあたり、SAE座標を使用する。Fig.1は二輪車の力学モデルと座標系を示す。SAE座標を採用することにより、舵角を正とするとヨーレイト、キャンバ角および横力が正となる。

次に座標系の定義として、地上に固定した慣性座標系  $O-X, Y, Z$  を基準とし、後輪設置点を原点  $A$  とした動座標系  $A-x_A, y_A, z_A$ 、車体系重心点位置を原点  $o$  とした動座標系  $o-x, y, z$ 、前輪設置点を原点  $C$  とした動座標系  $C-x_C, y_C, z_C$ 、操舵系重心点を原点  $O_s$  とした動座標系  $O_s-x_s, y_s, z_s$  を考える。座標系は右手系としている。

以下の仮定を用いニュートンの第2法則より力とモーメントのつり合いを求め二輪車の運動方程式を構築した。

方程式構築にあたっての仮定を以下に示す。

- 1) サスペンションの変化、フレームの変化はないものとし、ピッチング運動は現段階では考えない。
- 2) タイヤの変形を考えず、接地点で支えられているとする。
- 3) タイヤの幅は無いものとする。
- 4) 車体と操舵系の連結点における速度は操舵系、車体系ともに共通。
- 5) 自由度は車体重心点横方向、ローリング、ヨーイング、操舵軸回りの4自由度とする。

方程式を計算するにあたり、諸元は日本自動車工業会が示す車両諸元  $H^1$  を用いた。

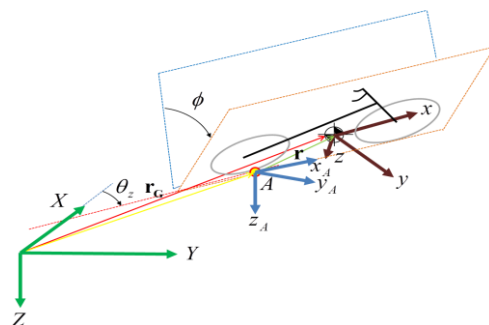


Fig.1 Motorcycle dynamics model

#### 2.2 二輪車のタイヤモデル

大ロール角の運動方程式を解析するにあたり、タイヤ力は非線形性を考慮したものでなければならない。今回の解析では景山らのタイヤの前後力と横力の干渉を考慮した簡易的な非線形モデルを使用する。<sup>2)</sup>

タイヤモデルの計算結果は次に示す。図2は前後力とコーナリングフォースとの干渉を示す。図3は前後力とキャンバスラストとの干渉を示す。計算諸元は上記と同じ諸元  $H$  を使用した。

A study on the dynamics of the two-wheeled vehicle

Kazuki Takahashi and Ichiro Kageyama

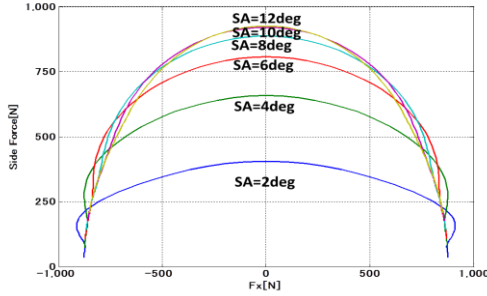


Fig.2 Characteristics between Fx and Fy

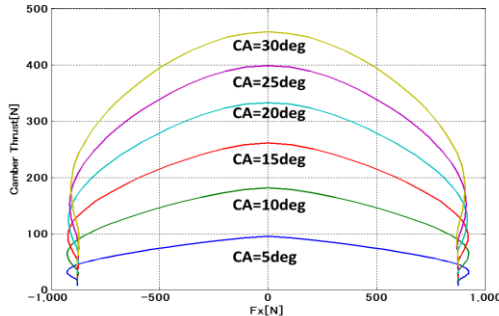


Fig.3 Characteristics between Fx and Canber thrust

### 3. 運動方程式の解析

大ロール角時においてロール角および操舵角は線形域の範囲を超えており、通常線形化を行うことはできず方程式の固有値解析を行うことはできない。そこでロール角を定数  $\phi'$  + 微小撓乱  $\Delta\phi$  と置くことで加法定理を用い、式(1),(2)のような形を取れる。微小角  $\Delta\phi$  と定数  $\phi'$  の形にし、大ロール角時において線形化を行うことができ、固有値解析を行うことができる。操舵角についても同様の処理を行う。

$$\sin(\phi' + \Delta\phi) = \sin\phi' \cos\Delta\phi + \sin\Delta\phi \cos\phi' \quad (1)$$

$$\cos(\phi' + \Delta\phi) = \cos\phi' \cos\Delta\phi - \sin\phi' \sin\Delta\phi \quad (2)$$

式(3)~(6)に運動方程式を示す。各係数は簡略化した形で記載する。

・車体横方向運動

$$a_{11}\dot{v}_{y_A} + a_{10}v_{y_A} + a_{22}\ddot{\theta}_z + a_{21}\dot{\theta}_z + a_{32}\ddot{\phi} + a_{30}\phi + a_{42}\ddot{\delta} + a_{41}\dot{\delta} + a_{40}\delta = 0 \quad (23)$$

・車体ロール運動

$$b_{10}v_{y_A} + b_{22}\ddot{\theta}_z + b_{21}\dot{\theta}_z + b_{32}\ddot{\phi} + b_{31}\dot{\phi} + b_{30}\phi + b_{42}\ddot{\delta} + b_{41}\dot{\delta} + b_{40}\delta = T_\delta \sin\xi \quad (24)$$

・車体ヨーイング運動

$$c_{10}v_{y_A} + c_{22}\ddot{\theta}_z + c_{21}\dot{\theta}_z + c_{32}\ddot{\phi} + c_{31}\dot{\phi} + c_{30}\phi + c_{42}\ddot{\delta} + c_{41}\dot{\delta} + c_{40}\delta = T_\delta \cos\xi \quad (25)$$

・操舵軸回りの運動

$$d_{11}\dot{v}_{y_A} + d_{10}v_{y_A} + d_{22}\ddot{\theta}_z + d_{21}\dot{\theta}_z + d_{32}\ddot{\phi} + d_{31}\dot{\phi} + d_{30}\phi + d_{42}\ddot{\delta} + d_{41}\dot{\delta} + d_{40}\delta = -T_\delta \quad (26)$$

上記式より固有値解析を行い、根軌跡を求めた。根軌跡の変動を表したものを Fig4 に示す。

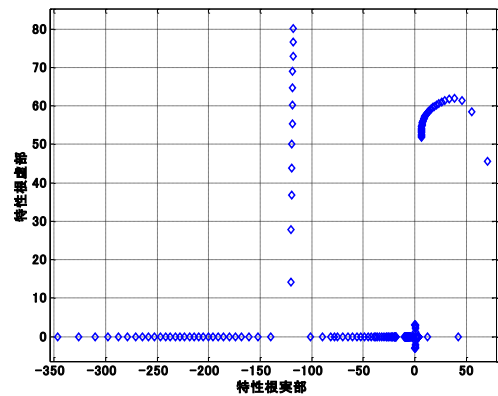


Fig.4 Vibration mode

### 4. 結論

本研究では二輪車の運動方程式から大ロール角時の固有値を求めた。

今後、今回解析を行ったモデルの同定を行うため、実車実験を用いモデル同定を行う。その後運動方程式をより汎用的に非線形運動に対応できるモデルへと拡張を行っていく。

### 参考文献

- (1) 日本自動車工業会二輪車の操縦性安定性に関する研究、試験法に関するテクニカルレポート、1990
- (2) 景山一郎ら：二輪車の定常円旋回特性 - 準定常解析を用いた制動力の影響について -、自動車技術会、2008
- (3) R. S. Shape：The Stability and Control of Motorcycles, Journal of Mechanical Engineering Science, 13-5, 1971.
- (4) 井口雅一：二輪車の運動力学、機械の研究、14-7, 14-8, 1962.
- (5) 近藤政一：二輪車の走行安定などを論ずる基礎運動方程式およびその自転車への応用、日本機械学術講演会、1948.
- (6) V. Cossalter: Motorcycle Dynamics, 2002