

〔論文〕

二輪車の高速ウィーブモードの振動数解析

原岡 怜也¹⁾・吉野 貴彦²⁾・片山 硬²⁾

Vibration Frequency Analysis of High-speed Weave Mode of Motorcycles

Reiya HARAOKA^{*1}, Takahiko YOSHINO^{*2}, and Tsuyoshi KATAYAMA^{*2}

Abstract

This study examines the rise in frequency of weave mode as vehicle speed increases, a phenomenon that has not been thoroughly analyzed to elucidate its underlying mechanism. To study this, we apply the energy flow variation calculation method to a 4-degrees-of-freedom model. The analysis identifies that the primary factor behind increased frequency of the weave mode at higher vehicle speeds is the substantial effect of variations in the front tire force.

Key Words : Vehicle dynamics, Motorcycle, Driving stability, Weave Mode, Energy Flow Method

1. 緒 言

二輪車の直進安定性に関する研究は、1970 年代に Sharp による 4 自由度モデルを用いた固有値計算⁽¹⁾が公表された結果、大きく進展した。Sharp の解析により初めて直進安定性を左右する 3 種類の不安定モードの存在が明らかにされた。直進安定性において特に重要なのは操舵系が 5~10Hz で振動するウォブルモードと、多自由度が連成したウィーブモードである。ウィーブモードは低速および高速域で不安定になり、ライダーによる制御が難しくなる。

固有値計算は、各モードの安定性と振動数が分かり、二輪車の設計・製作に重要な知見を提供してきたが、ウィーブモードは横運動、ヨー運動、ロール運動、操舵系の運動が連成した複雑な運動であるため、多くの理論解析や実験的研究が行われてきたにも関わらず発生メカニズムは明らかになっていなかった。

1980 年代に二つの振動モードの発生原因が理解できる新たな手法、エネルギーフロー法⁽²⁻³⁾が提案され、両モードの発生原因が把握できるようになった。

すなわち、感度解析等の従来からの解析手法では、車両諸元等が安定性に及ぼす影響のメカニズムは不明であったが、エネルギーフロー法を用いることで、この詳細な発生原因が明らかになった。

ウィーブモードの安定性は、タイヤの発生する横力の位相と密接に関係しており、ウィーブモードの安定性を向上させるためには、タイヤ横力の位相を進めればよいことが示された。

一方で、ウィーブモードの振動数に関しては、青木ら⁽⁴⁾はエンジン排気量の異なる 3 種類の車両を用いて走行実験を行い、4 自由度モデルにより計算されるウィーブモードの特性と走行実験結果とを比較している。ウィーブモードの減衰固有振動数は、4 自由度モデルの計算結果と走行実験の結果はよく合っていることが示されている。

ウィーブモードの振動数は車速の上昇に伴い増加し、ウォブルモードの振動数は車速の上昇に伴い減少することが知られている。車速の上昇に伴い両モードの振動数は接近する⁽⁴⁾。ウィーブモードとウォブルモードの振動数は分離すべきだと考えられる。ウィーブモードは操舵系を抑え込めば不安定化し、ウォブルモードは安定化する。両モード発生時ではライダーの操作方法が異なり、振動数が近いとライダーがどちらのモードが発生したのか分からなくなる。

両モードの振動数を分離するためには、ウィーブモードの振動数が車速の上昇に伴い増加する理由を明らかにする必要があるが、そのメカニズムについては詳細な解析が未だ行われておらず、明らかになっていない。

そこで本稿では、エネルギー流変化の計算手法を適用し、高速域でウィーブモードの振動数が増加する要因を把握する。把握後、その寄与は力の大きさが変化したものか、位相の変化に原因があるのか検討をしていく。

^{*1} モビリティシステム工学専攻, ^{*2} 交通機械工学科
令和 05 年 11 月 03 日受理

この論文は次のように構成されている．次の章では解析で使用する 4 自由度モデルを記述する．3 章では本研究で使用する車両諸元を用いたウィーブモードの固有振動数と減衰固有振動数を示す．4 章では固有ベクトル方程式を用いた解析手法を示す．5 章では定式化した固有ベクトル方程式を基に，ウィーブモードの振動数変化と空力による荷重移動の影響について検討する．6 章では空力特性が安定性に及ぼす影響について検討する．

最後の第 7 章はまとめである．

2. 4 自由度モデル

本研究では，Sharp により定式化された 4 自由度モデル⁽¹⁾を用いる．車両モデルを図 1 に示す．このモデルでは，ライダーの身体も含めたメインフレームとフロントフォーク（操舵系）の二つから構成されている．車両モデルの自由度は，横運動，ヨー運動，ロール運動および操舵系の運動である．ここで， y_1 ， ψ ， ϕ ， δ は，それぞれ横変位，ヨー角，ロール角，操舵角を表している．また， $A_{11} \sim B_{44}$ は車両諸元と車速に依存した係数である．タイヤに生じる力やトルクの過渡特性は，1 次遅れ系で模擬している．運動方程式の詳細および記号の定義は付録 A に示す．ここでは簡略化した方程式のみを記述する．

$$B_{11}\ddot{y}_1 + B_{12}\ddot{\psi} + B_{13}\ddot{\phi} + B_{14}\ddot{\delta} + A_{11}\dot{y}_1 + A_{12}\dot{\psi} + A_{17}Y_f + A_{18}Y_r = 0 \quad (1)$$

$$B_{21}\ddot{y}_1 + B_{22}\ddot{\psi} + B_{23}\ddot{\phi} + B_{24}\ddot{\delta} + A_{21}\dot{y}_1 + A_{22}\dot{\psi} + A_{23}\dot{\phi} + A_{24}\dot{\delta} + A_{27}Y_f + A_{28}Y_r + A_{29}T_{zf} + A_{2a}T_{zr} = 0 \quad (2)$$

$$B_{31}\ddot{y}_1 + B_{32}\ddot{\psi} + B_{33}\ddot{\phi} + B_{34}\ddot{\delta} + A_{31}\dot{y}_1 + A_{32}\dot{\psi} + A_{34}\dot{\delta} + A_{35}\phi + A_{36}\delta + A_{3b}T_{xf} + A_{3c}T_{xr} = 0 \quad (3)$$

$$B_{41}\ddot{y}_1 + B_{42}\ddot{\psi} + B_{43}\ddot{\phi} + B_{44}\ddot{\delta} + A_{42}\dot{\psi} + A_{43}\dot{\phi} + A_{44}\dot{\delta} + A_{45}\phi + A_{46}\delta + A_{47}Y_f + A_{49}T_{zf} + A_{4b}T_{xf} = 0 \quad (4)$$

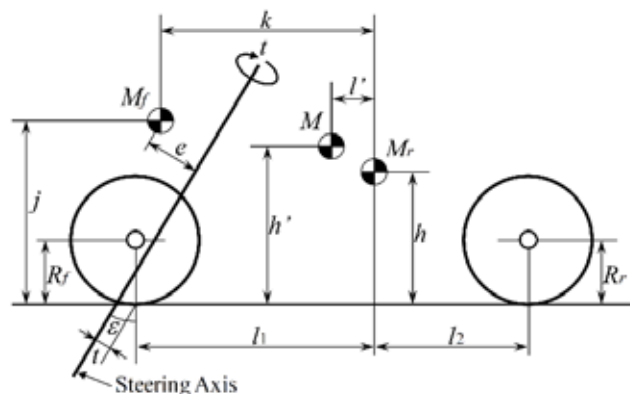


図 1 Mathematical Model

3. 固有振動数と減衰固有振動数

本研究で使した車両モデルと車両諸元を用いたウィーブモードの固有振動数と減衰固有振動数を図 2 に示す．本研究で用いる二輪車の車両諸元は参考文献(5)に記載されている車両であり，250 cc の中型車両である．車速の増加とともにウィーブモードの固有振動数と減衰固有振動数が増加していることがわかる．車速の増加とともに，固有振動数と減衰固有振動数の差は広がるが，車速 200km/h での差は 0.02Hz である．小数点以下 1 桁では一致している．

一般的に，実験結果との比較は減衰固有振動数であり，減衰固有振動数の議論も重要である．しかし，固有振動数（非減衰固有振動数）の解析でも，ウィーブモードの振動数の基本的な特性が把握できる．ここでは，非減衰固有振動の議論を行う．したがって，この解析では固有値の虚数部分の議論を実施する．

4. 固有ベクトル方程式による定式化手法

エネルギーフロー法を用いると振動モードの発生原因が把握できる⁽⁶⁾。4 自由度モデルを固有値解析に用いると固有値および固有ベクトルが算出される。求められた固有ベクトルを 4 自由度モデルの力学変数の部分に代入すると、固有ベクトルが満たすべき方程式(固有ベクトル方程式)が得られる。

ウィーブモードは固有ベクトルの様相から判断すると、4 自由度が連成した複雑な振動モードであると信じられていた。しかし、文献(3)ではウィーブモードに最も影響を与える自由度はヨー角系であると議論され、力学的な裏付けが示されている。すなわち、ウィーブモードの特性を検討するには、式(2)に示すヨー角系のエネルギーフロー、ヨー角系の運動方程式を議論すれば良いと考えられる。

式(5)に示されているようにウィーブモードの固有値(左辺 λ_e)は右边で示されている要因により与えられる。同式の虚部を議論するとウィーブモードの振動数に寄与している要因が把握できる。固有ベクトルは太字で表されている。

ここで、係数の後に記されている $\ddot{\mathbf{y}}_1 \sim \mathbf{T}_{zf}$ は力学変数に対応する固有ベクトルである。解析手法の詳細は文献(7, 8)に記載されている。

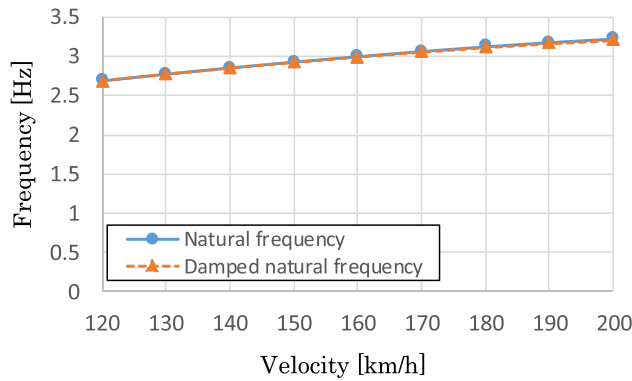


図 2 Frequency

$$\lambda_e = -\frac{1}{B_{22}}(B_{21}\ddot{\mathbf{y}}_1 + B_{23}\ddot{\phi} + B_{24}\ddot{\delta} + A_{21}\dot{\mathbf{y}}_1 + A_{22}\dot{\psi} + A_{23}\dot{\phi} + A_{24}\dot{\delta} + A_{27}\mathbf{Y}_f + A_{28}\mathbf{Y}_r + A_{29}\mathbf{T}_{zf} + A_{2a}\mathbf{T}_{zf}) \quad (5)$$

ヨー運動系に作用する 11 種類の外力及び、図中の各項の略称については以下の通りである。

[ヨー運動]

$B_{21}\ddot{\mathbf{y}}_1$: 横加速度項 (Lat. Acc. T.), $B_{23}\ddot{\phi}$: ロール角加速度項 (Roll. Acc. T.)

$B_{24}\ddot{\delta}$: 操舵角加速度項 (Ste. Acc. T.), $A_{21}\dot{\mathbf{y}}_1$: 横速度項 (Lat. Vel. T.)

$A_{22}\dot{\psi}$: ヨーレート項 (Yaw Rate T.), $A_{23}\dot{\phi}$: ロールレート項 (Roll Rate T.)

$A_{24}\dot{\delta}$: 操舵角速度項 (Ste. Vel. T.), $A_{27}\mathbf{Y}_f$: 前輪横力項 (Front Side. T.)

$A_{28}\mathbf{Y}_r$: 後輪横力項 (Rear Side. T.)

$A_{29}\mathbf{T}_{zf}$: 前輪アライニングモーメント項 (Front Alig. T.)

$A_{2a}\mathbf{T}_{zf}$: 後輪アライニングモーメント項 (Rear Alig. T.)

式(5)を虚部に応用すると図 3 のようになる。車速は 200km/h である。図 3 は次のことを表している。ウィーブモードの場合、ヨー角系には全体で 11 種類の力(トルク)が作用している。これらは車体系の運動に起因した外力と前後のタイヤに起因したものである。正(負)の値を示す棒グラフはウィーブモードの振動数を大きく(小さく)させることに寄与している。全体を合計したもの(Total)が固有値の虚数部分を表している。

また、直進安定性を特徴づける方程式の中には、タイヤ横力等を記述する運動方程式が含まれている。前輪横力に関する式は式(6)である。

$$B_{77}\dot{\mathbf{Y}}_f + A_{71}\dot{\mathbf{y}}_1 + A_{72}\dot{\psi} + A_{74}\dot{\delta} + A_{75}\phi + A_{76}\delta + A_{77}\mathbf{Y}_f = 0 \quad (6)$$

前輪横力に関しては次の固有ベクトル方程式が成り立つ。

$$A_{77}Y_f = -(B_{77}\dot{Y}_f + A_{71}\dot{y}_1 + A_{72}\dot{\psi} + A_{74}\dot{\delta} + A_{75}\phi + A_{76}\delta) \quad (7)$$

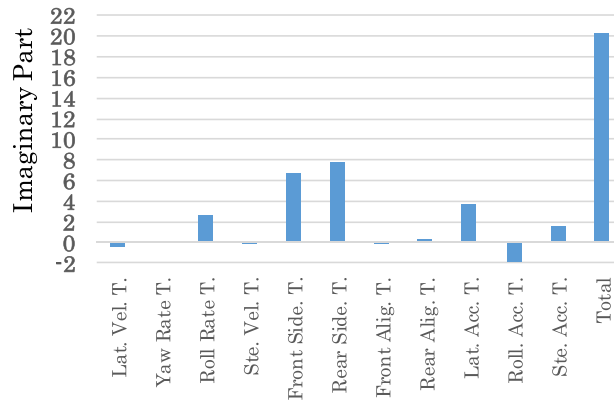


図 3 Contribution of Weave Mode Eigen Value Imaginary Part

前輪横力に作用する 6 種類の外力及び、図中の各項の略称については以下の通りである。

[前輪横力]

$B_{77}\dot{Y}_f$: 緩和長項 (Relaxation T.) , $A_{71}\dot{y}_1$: 横速度項 (Lat. Vel. T.)

$A_{72}\dot{\psi}$: ヨーレート項 (Yaw Rate T.) , $A_{74}\dot{\delta}$: 操舵角速度項 (Ste. Vel. T.)

$A_{75}\phi$: ロール角項 (Roll. Ang. T.) , $A_{76}\delta$: 操舵角項 (Ste. Ang. T.)

$A_{77}Y_f$: 前輪横力項 (Front Side. T.)

図 4 にウィーブモードの固有ベクトル(ヨー角速度ベクトルを基準)を代入した場合の前輪横力の固有値虚部詳細を示す。

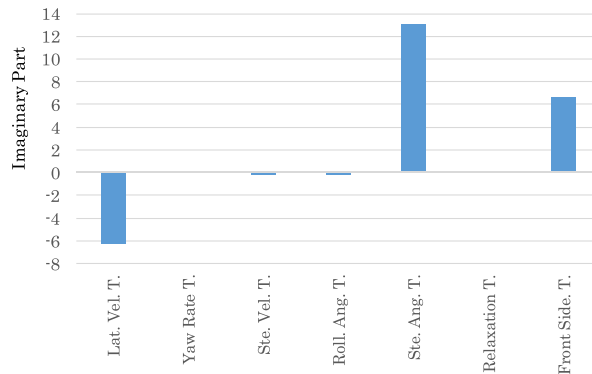


図 4 Contribution of Front Tire Eigen Value Imaginary Part

5. 高速ウィーブモードの振動数変化

5.1. 解析手法の流れ

本章では、第 4 章で述べた定式化した固有ベクトル方程式を基に、ウィーブモードの振動数が車速の上昇に伴い増加する理由を検討する。高速になると固有値の虚部が増加する。ここでは車両特性とタイヤ特性の 2 つの観点から詳細に解析を進めていく。

はじめに、解析の流れを説明する。この手法は 4 つのステップから構成される。

第 1 ステップは固有値虚部の変化を車体運動系の変化とタイヤ系の変化に分けて考え、どちらが主要因であるかを分離する。

第 2 ステップは車体系が主である場合には 4 自由度(横運動, ヨー運動, ロール運動, 操舵系の運動)のどの自由度が寄与しているか、一方タイヤが主の場合には、前輪に原因があるのか、後輪が原因なのかを検討する。

第3ステップは更に詳細に検討する．特定した力の要素の効果割合（位相効果，大きさ効果）を検討する．位相の変化の影響（位相効果）と大きさ変化の影響（大きさ効果）の分離についての詳細は，文献(9)を参考にする．

第4ステップでは，第3ステップで得られた情報を基に，原因となっている力等と運動方程式の項を対応させ，運動方程式を基に，特性の変化を検討する．

5.2 主要要因(第1ステップ)

ウィーブモードの固有値虚部を車体運動系とタイヤ系に分ける．車速 200km/h の固有値虚部から 120km/h の固有値虚部の値を引いたものを図5に示す．ここで，車体系の運動に起因したものは，ヨー系に作用する横加速度項，ロール角加速度項，操舵角加速度項，横速度項，ヨーレート項，ロールレート項，操舵角速度項である．また，タイヤ系に起因したものは前輪横力項，後輪横力項，前輪アライニングモーメント項，後輪アライニングモーメント項である．

ウィーブモードの振動数が車速の上昇に伴い増加する主要因はタイヤ系であることがわかる．

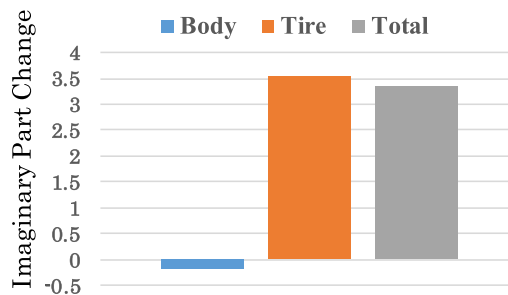


図5 Eigen Value Imaginary Part Change

5.3. 関連要因 (第2ステップ)

ヨー系に作用するタイヤ力を把握するために,各タイヤ力における固有値虚部の差を示す．図6に要素別寄与を示す．ヨー系に作用する前輪横力項が振動数の増加に大きく関連していることが把握できる．

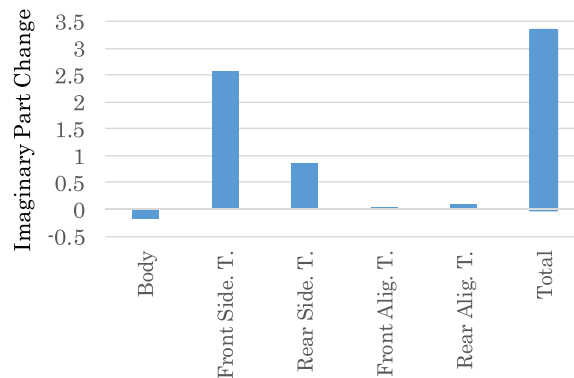


図6 Eigen Value Imaginary Part Change

5.4. 詳細要因 (第3ステップ)

ウィーブモードの固有ベクトル(ヨー角速度ベクトルを基準)を代入した場合の前輪横力の固有値虚部詳細(図4)を参考にし，前輪横力項のより詳細な寄与を把握する．車速 200km/h の固有値虚部から 120km/h の固有値虚部の値を引いたものを前輪の要素別に示したものが図7である．図よりヨー系に作用する前輪横力項の固有値虚部が増加する原因は，前輪に作用する横速度項の固有値虚部の増加であると把握できる．

さらに，この横速度項を効果別に表したものが図8である．大きさ効果が主となっていることがわかる．

5.5. 方程式との対象 (第4ステップ)

次に前輪横速度項の寄与を考察する．主効果が生じた原因を運動方程式と固有ベクトルの変化を元に判断する．大きさ部分の変化は方程式の係数変化と固有ベクトルの大きさ変化により構成される．

対象する部分は，式(6)に示す前輪横力に関する方程式の左辺第2項の横速度要素 $A_{71}\dot{y}_1$ である．第2項の横速度要素の係数を $A_{71} = C_{Ys1}/\dot{x}_1$ とする． C_{Ys1} は横すべり角により横力を決める係数で， \dot{x}_1 は車体の前後速度である．図9に前輪横速度項の寄与を示す．ここで，方程式の係数変化(Coefficient Change (A71))は，車速 200km/h の係数 A_{71} から 120km/h の係数 A_{71} の値を割

ったものである。横速度固有ベクトルの大きさ変化(Vector Magnitude Change)は、固有値計算より算出される車速 200km/h の横速度固有ベクトルの値から 120km/h の横速度固有ベクトルの値を割ったものである。

車速の上昇に伴い方程式の係数部分 A_{71} が減少していることがわかる。

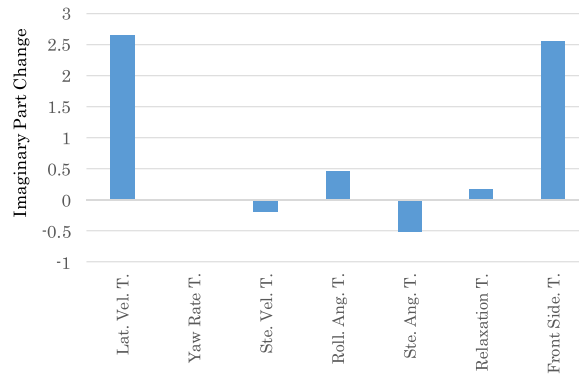


図 7 Eigen Value Imaginary Part Change

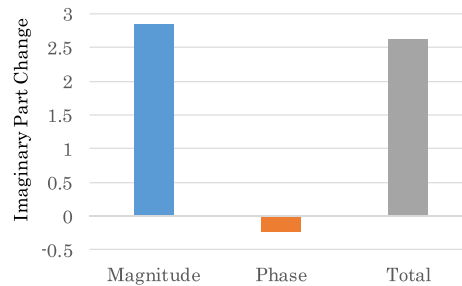


図 8 Eigen Value Imaginary Part Change

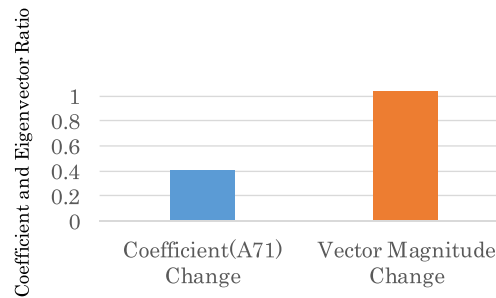


図 9 Coefficient and Eigen Vector Change Concerning Lateral Velocity Force Acting to Front Side Force

次に、係数部分 A_{71} の寄与を把握する。係数 C_{Ys1} は前後輪の荷重移動の影響を受ける。4 自由度モデルにおいて、前後輪の荷重移動は、空気力（モーメント）である、抗力 C_{FX} 、揚力 C_{FZ} 、ピッチングモーメント C_{MY} のみに影響される。図 10 にコーナリングパワー C_{Ys1} の荷重依存性を示す。荷重依存性は線形である。タイヤ特性は参考文献(5)に掲載されている。

空力による荷重移動がある場合と無い場合($C_{FX} = 0, C_{FZ} = 0, C_{MY} = 0$)での、前輪コーナリングパワー C_{Ys1} の値を示したものが図 11 である。空力による荷重移動がある場合は、車速の上昇とともに、前輪コーナリングパワーが減少していることがわかる。車速が 120km/h から 200km/h に上昇することで、前輪コーナリングパワーは 67%に減少している。

ウィーブモードの振動数は車速の上昇に伴い増加する。この起源は、空力による荷重移動で前輪のコーナリングパワーが小さくなることである。

図 12 に空力係数である抗力 C_{FX} 、揚力 C_{FZ} 、ピッチングモーメント C_{MY} をそれぞれ単独で 0 にした場合の前輪コーナリングパワー C_{Ys1} の値を示す。抗力 $C_{FX} = 0$ の場合は、 $C_{FZ} = 0, C_{MY} = 0$ の場合と比較すると、車速の上昇による前輪コーナリングパワーの低下が少なくなっている。抗力 C_{FX} が空力による荷重移動で前輪のコーナリングパワーが小さくなる主要因である。

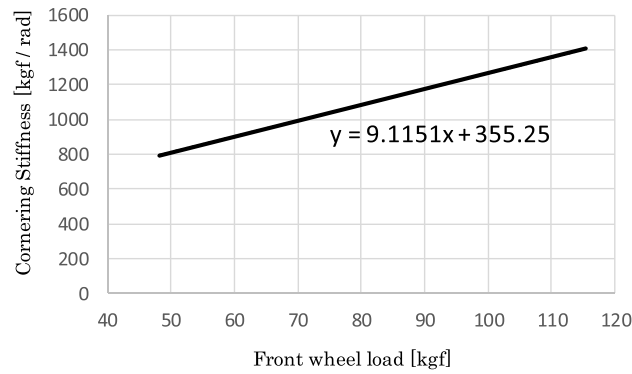


図 10 Tire Cornering Stiffness to Vertical Load

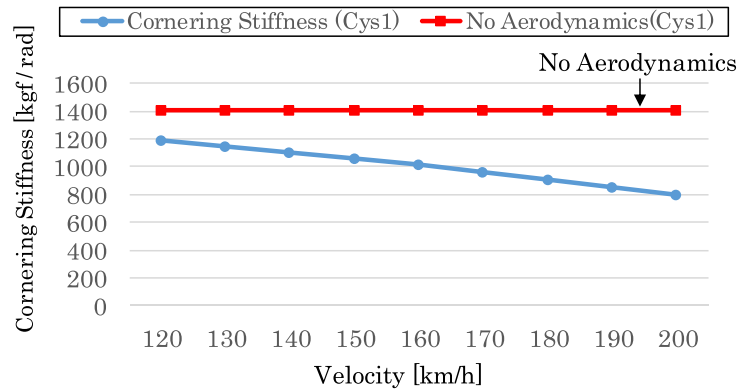


図 11 Tire Coefficient of Front Side Force

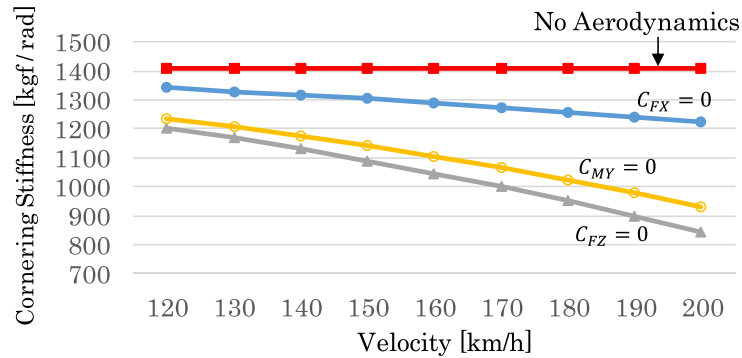


図 12 Tire Coefficient of Front Side Force

6. 抗力係数が安定性に及ぼす影響

抗力係数が安定性に及ぼす影響を明らかにする．4 自由度モデルに抗力係数 C_{FX} を考慮し，ウィーブモード固有値の変化を速度ごとに表した根軌跡を図 13 に示す．

図中の丸印は全空力係数を考慮した場合，三角印は基準となる全空力係数をゼロにした場合，ひし形は空力係数の中で抗力係数 C_{FX} だけを考慮した場合（他の空力係数はゼロとしている）である．全空力係数を考慮した場合と，抗力係数 C_{FX} だけを考慮した場合は，全速度域で固有値の実部が負の方向に移動し，安定性が増加することが示されている．

7. まとめ

本稿では，4 自由度モデルにエネルギー流変化の計算手法を適用し，ウィーブモードの振動数が車速の上昇に伴い増加する原因を検討した．以下に，その結論をまとめる．

- (1) ヨー系に作用する要素として，前輪横力項の影響で振動数が増加する．

- (2) 前輪横力の中では、横速度項が振動数増加に寄与する。
- (3) 横速度項の係数が小さくなるのが原因である。その要因は前輪のコナリングパワーの減少である。
- (4) 前輪コナリングパワー減少の起源は空力による荷重移動である。
- (5) 荷重移動の主要因は空力係数である抗力 C_{FX} である。

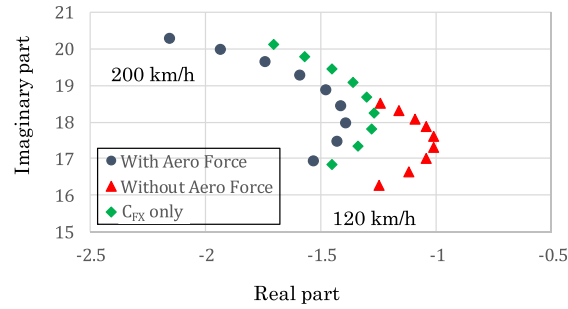


図 13 Root Locus of 4 degree of freedom model : Drag Force coefficient

付 録

A 記号

$e, h, h', j, k, l_1, l_2, l', R_f, R_r, t$: 寸法 (図 1)

C_{rxz} : メインフレームの慣性乗積

C_{YS1} : 横すべり角による横力係数 (前輪)

C_{YS2} : 横すべり角による横力係数 (後輪)

C_{YC1} : キャンバ角による横力係数 (前輪)

C_{YC2} : キャンバ角による横力係数 (後輪)

C_{ZS1} : 横すべり角によるアライニングモーメント係数 (前輪)

C_{ZS2} : 横すべり角によるアライニングモーメント係数 (後輪)

C_{ZC1} : キャンバ角によるアライニングモーメント係数 (前輪)

C_{ZC2} : キャンバ角によるアライニングモーメント係数 (後輪)

C_{XS1} : 横すべり角によるオーバターンモーメント係数 (前輪)

C_{XS2} : 横すべり角によるオーバターンモーメント係数 (後輪)

C_{XC1} : キャンバ角によるオーバターンモーメント係数 (前輪)

C_{XC2} : キャンバ角によるオーバターンモーメント係数 (後輪)

C_δ : ステアリングのダンパ係数

g : 重力加速度

I_{fx} : フロントフォークの慣性モーメント (x 軸まわり)

I_{fz} : フロントフォークの慣性モーメント (z 軸まわり)

I_{rx} : メインフレームの慣性モーメント (x 軸まわり)

I_{rz} : メインフレームの慣性モーメント (z 軸まわり)

i : エンジンのフライホイールの極慣性モーメント

i_{fy} : 前輪の慣性モーメント (y 軸まわり)

i_{ry} : 後輪の慣性モーメント (y 軸まわり)

M_f : 前フレームの質量

M_r : 後フレームの質量

$M (= M_f + M_r)$: 車体質量

T_a : 重心に働く空気力学的ヨーイングモーメント

T_{zf} : 前輪のアライニングモーメント

T_{zr} : 後輪のアライニングモーメント

T_{xf} : 前輪のオーバターニングモーメント
 T_{xr} : 後輪のオーバターニングモーメント
 Y_a : 重心に働く空気力学的横力
 Y_f : 前輪の横力
 Y_r : 後輪の横力
 Z_f : 前輪の荷重
 Z_r : 後輪の荷重
 α_f : 前輪の横すべり角
 α_r : 後輪の横すべり角
 ϕ_f : 前輪のキャンバ角
 ϕ_r : 後輪のキャンバ角
 ε : キャスタ角
 λ : 後輪とエンジンフライホイール間のギヤ比
 σ_f : 前輪の緩和長
 σ_r : 後輪の緩和長
 δ : 操舵角
 ϕ : 車体ロール角
 ψ : 車体ヨー角
 \dot{x}_1 : 車体の前後速度
 \dot{y}_1 : 車体の横速度
 $C_{FX}, C_{FY\beta}, C_{FZ}, C_{MY}, C_{MZ\beta}, C_{MZ\phi}$: 空力係数
 Z_{f0} : タイヤ特性計測時の前輪荷重
 Z_{r0} : タイヤ特性計測時の後輪荷重
 ρ : 空気密度

B 4 自由度モデルの運動方程式

(a) 横方向の運動方程式

$$(M_f + M_r)\ddot{y}_1 + M_f k \ddot{\psi} + (M_f + M_r)\dot{x}_1 \dot{\psi} + (M_f j + M_r h)\ddot{\phi} + M_f e \ddot{\delta} - Y_f - Y_r - Y_a = 0$$

(b) ヨー方向の運動方程式

$$M_f k \ddot{y}_1 + (M_f k^2 + I_{fx} \sin^2 \varepsilon + I_{fz} \cos^2 \varepsilon + I_{rx})\ddot{\psi} + M_f k \dot{x}_1 \dot{\psi} + \{M_f j k + (I_{fz} - I_{fx}) \sin \varepsilon \cos \varepsilon - C_{rxz}\}\ddot{\phi} - \{i_{fy}/R_f + (i_{ry} + i\lambda)/R_r\}\dot{x}_1 \dot{\phi} + (M_f e k + I_{fz} \cos \varepsilon)\ddot{\delta} - (i_{fy}/R_f) \sin \varepsilon \dot{x}_1 \dot{\delta} - l_1 Y_f + l_2 Y_r - T_{zf} - T_{zr} - l' Y_a - T_a = 0$$

(c) ロール方向の運動方程式

$$(M_f j + M_r h)\ddot{y}_1 + \{M_f j k + (I_{fz} - I_{fx}) \sin \varepsilon \cos \varepsilon - C_{rxz}\}\ddot{\psi} + \{M_f j + M_r h + i_{fy}/R_f + (i_{ry} + i\lambda)/R_r\}\dot{x}_1 \dot{\psi} + (M_f j^2 + M_r h^2 + I_{fx} \cos^2 \varepsilon + I_{fz} \sin^2 \varepsilon + I_{rx})\ddot{\phi} - (M_f j + M_r h)g\phi + (M_f e j + I_{fz} \sin \varepsilon)\ddot{\delta} + (i_{fy}/R_f) \cos \varepsilon \dot{x}_1 \dot{\delta} + (tZ_f - M_f e g)\delta - T_{xf} - T_{xr} - h' Y_a = 0$$

(d) 操舵系の運動方程式

$$M_f e \ddot{y}_1 + (M_f e k + I_{fz} \cos \varepsilon)\ddot{\psi} + \{M_f e + (i_{fy}/R_f) \sin \varepsilon\}\dot{x}_1 \dot{\psi} + (M_f e j + I_{fz} \sin \varepsilon)\ddot{\phi} - (i_{fy}/R_f) \cos \varepsilon \dot{x}_1 \dot{\phi} + (tZ_f - M_f e g)\phi + (M_f e^2 + I_{fz})\ddot{\delta} + C_\delta \ddot{\delta} + (tZ_f - M_f e g) \sin \varepsilon \delta + tY_f - T_{zf} \cos \varepsilon - T_{xf} \sin \varepsilon = 0$$

(e) 横力に関する式

$$\begin{aligned}
 (\sigma_f/\dot{x}_1)\dot{Y}_f + Y_f &= -C_{YS1}\alpha_f + C_{YC1}\phi_f \\
 (\sigma_r/\dot{x}_1)\dot{Y}_r + Y_r &= -C_{YS2}\alpha_r + C_{YC2}\phi_r
 \end{aligned}$$

(f) オーバターンニングモーメントに関する式

$$\begin{aligned}(\sigma_f/\dot{x}_1)\dot{T}_{xf} + T_{xf} &= C_{XS1}\alpha_f - C_{XC1}\phi_f \\ (\sigma_r/\dot{x}_1)\dot{T}_{xr} + T_{xr} &= C_{XS2}\alpha_r - C_{XC2}\phi_r\end{aligned}$$

(g) アライニングモーメントに関する式

$$\begin{aligned}(\sigma_f/\dot{x}_1)\dot{T}_{zf} + T_{zf} &= C_{ZS1}\alpha_f + C_{ZC1}\phi_f \\ (\sigma_r/\dot{x}_1)\dot{T}_{zr} + T_{zr} &= C_{ZS2}\alpha_r + C_{ZC2}\phi_r\end{aligned}$$

(h) 前後輪の横すべり角，キャンバ角に関する式

$$\begin{aligned}\alpha_f &= (\dot{y}_1 + l_1\dot{\psi} - t\dot{\delta})/\dot{x}_1 - \delta \cos \varepsilon \\ \alpha_r &= (\dot{y}_1 - l_2\dot{\psi})/\dot{x}_1 \\ \phi_f &= \phi + \delta \sin \varepsilon \\ \phi_r &= \phi\end{aligned}$$

(i) 空気力・モーメントによる荷重移動を考慮した前後輪荷重

$$\begin{aligned}Z_f &= Z_{f0} - C_{FZ}ql_2'l - C_{FX}qh'l + C_{MY}ql^2 \\ Z_r &= Z_{r0} - C_{FZ}ql_1'l + C_{FX}qh'l - C_{MY}ql^2 \\ \text{ただし} \\ q &= \rho\dot{x}_1^2/2 \\ l &= l_1 + l_2 \\ l_1' &= l_1 - l' \\ l_2' &= l_2 + l'\end{aligned}$$

(j) 車体重心に作用する空気力・モーメント

$$\begin{aligned}Y_a &= C_{FY\beta}ql^2\dot{y}_1/\dot{x}_1 \\ T_a &= C_{MZ\beta}ql^3\dot{y}_1/\dot{x}_1 + C_{MZ\phi}ql^3\phi\end{aligned}$$

参 考 文 献

- (1) R. S. Sharp : The Stability and Control of Motorcycles, Journal of Mechanical Engineering Science, Vol.13, No.5, p.316-329 (1971)
- (2) 片山硬, 西見智雄 : エネルギーフロー法による二輪車のウォブルモードの解析, 自動車技術会論文集, No. 46, p. 67-72 (1990).
- (3) Y. Marumo and T. Katayama : Analysis of Motorcycle Weave Mode by using Energy Flow Method, Journal of Mechanical Systems for Transportation and Logistics, Vol.2, No.2, p.157-169 (2009)
- (4) 青木章, 西見智雄, 岡山巧, 片山硬 : 二輪車の基本運動モデルの有効性の検討, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 65, No. 636, p. 3142-3148 (1999)
- (5) 自動車技術会二輪車の運動特性専門委員会編著, 二輪車 の運動特性とそれを取りまく環境; 94-95(1997)
- (6) 片山 硬, 田本 洋高, 吉野 貴彦, 木村 哲也 : 二輪車の振動モード解析のためのエネルギーフロー法, 自動車技術会論文集, Vol. 50, No. 5, p. 1366-1371 (2019)
- (7) 片山硬, 田本洋高, 吉野貴彦, 高橋明, 古澤健太 : 二輪車の直進安定性解析手法の定式化, 自動車技術会論文集, Vol. 52, No. 2, p. 299-304 (2021)
- (8) 田本洋高, 木村哲也, 三木将行, 片山硬 : エネルギーフロー法による二輪車のウィーブモードの高速不安定性の解析, 自動車技術会論文集, Vol. 50, No. 5, p. 1355-1359 (2019)
- (9) 吉野貴彦, 高橋明, 古澤健太, 片山硬 : 二輪車のウィーブモードとウォブルモードの安定化両立性, 自動車技術会論文集, Vol. 52, No. 6, p. 1204-1211 (2021)