

〔論文〕

フレーム剛性が二輪車のウィーブモードに及ぼす影響の解析 (固有ベクトル方程式を用いた安定性の検討)

高橋 明^{*1}・古澤 健太^{*1}・吉野 貴彦^{*2}・片山 硬^{*3}

Effect of Frame Flexibility on the Weave Mode of a Motorcycle
(Stability Study Using Eigenvector Equations)

Akira TAKAHASHI^{*1}, Kenta FURUSAWA^{*1}, Takahiko YOSHINO^{*2} and Tsuyoshi KATAYAMA^{*3}

Abstract

The straight-running stability of a motorcycle is greatly affected by the flexibility of its frame. This study investigates six types of 5-degree-of-freedom models in which single-frame flexibility is added to the basic 4-degree-of-freedom model. The effect of frame flexibility on the weave mode of the motorcycle is determined from the calculated changes in energy flow. The analysis uses a formulation based on the eigenvector equation. It was found that the weave mode can be suppressed by adding a damping ratio to the twist flexibility model of the rear swing arm.

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

1. まえがき

二輪車の直進安定性に関する研究は1971年に Sharp による数学モデルを用いた固有値計算⁽¹⁾が公表された結果、飛躍的に進展した。

横方向速度、ヨー角速度、ロール角、および操舵角を力学変数とした固有値計算により、3種類の基本的な不安定モードの存在が明らかにされた。その中でも2つの振動モードは高速域で安定性に深く関与することが示されており、操舵系が5~10Hzで振動するウォブルモードおよび複数の自由度が連成したウィーブモードである。ウォブルモードは中低速域において安定し、高速域で安定性が低下する。一方、ウィーブモードは、中速域では安定するが、低速域と高速域では安定性が低下する。

これらの安定性を大きく左右する2つの振動モードについて議論が進められてきたが、固有値計算の部分がブラックボックスとなり、発生メカニズム等の詳細について説明が困難であると考えられていた。

1980年代には片山らによって、エネルギーフロー法が提案されたことにより、これら2つの振動モードの発生原因が把握できるようになった^{(2)~(4)}。

最近の研究では、エネルギーフロー法と同等の情報が、固有値計算中で使用されていた固有ベクトル方程式から得られることも示された⁽⁵⁾。タイヤ特性が直進安定性に及ぼす影響についても、固有ベクトル方程式から容易に求められることが明らかとなっている。

さらに、固有ベクトル方程式を用いて、フレーム剛性を考慮した直進安定性の研究⁽⁶⁾が進められており、4自由度モデルに6種類のフレームの自由度をそれぞれ単独に加えた5自由度モデルを用いて、フレーム剛性が与える影響についても議論されている。

二輪車のフレームは剛性値のみではなく減衰項も直進安定性に影響を及ぼす可能性がある。また、フレームに減衰器を付加することにより安定性の改善が期待される。しかし従来から行われているフレーム剛性が直進安定性に及ぼす影響の解析^{(6)~(10)}では、減衰効果の詳細な検討はなされていない。

本稿ではフレーム剛性モデルの中に含まれる減衰項がウィーブモードに及ぼす影響について調べ、安定化に働くフ

^{*1} 自動車システム工学科, ^{*2} 交通機械工学科

^{*3} 久留米工業大学

令和3年11月29日受理

フレームの自由度を特定する。その後、該当する自由度の成分を詳細に解析し、固有ベクトル方程式の各項の大きさが変化したものか、位相の変化に原因がある等を検討する。

2. 車両モデル

本稿では、Sharp により定式化された4自由度モデル⁽¹⁾にフレーム剛性を付加した5自由度モデルを用いる。

図1に示すようにフレーム剛性を考慮する場合、メインフレーム、フロントフォークおよびリアスイングアームの3種類で構成される。

これは、参考文献⁽⁷⁾で用いられているものと同じである。このモデルは、当時の世界で実施された研究の知見^{(7)~(10)}等を参考にして我が国の二輪車メーカー4社の協力を得て作成されたものである。必要な車両諸元の計測は二輪車メーカーで行われている。

これらフレームのそれぞれがねじれ及び横曲げの自由度を持っており、6種類の5自由度モデルを用いて、個々の要素による影響を把握する。

車両モデルの自由度は、横運動、ヨー運動、ロール運動、操舵系の運動、ねじれ又は横曲げの運動である。以下にリアスイングアームのねじれ剛性についての運動方程式を記述するが、ここで用いられている y_1 , ψ , ϕ , δ , γ_T はそれぞれ横変位、ヨー角、ロール角、操舵角、リアスイングアームのねじれ角を表している。また、 $A_{11} \sim B_{1414}$ は車両諸元と車速に依存した係数である。

$$B_{11}\ddot{y}_1 + B_{12}\ddot{\psi} + B_{13}\ddot{\phi} + B_{14}\ddot{\delta} + A_{11}\dot{y}_1 + A_{12}\dot{\psi} + A_{19}Y_f + A_{110}Y_r = 0 \quad (1)$$

$$B_{21}\ddot{y}_1 + B_{22}\ddot{\psi} + B_{23}\ddot{\phi} + B_{24}\ddot{\delta} + B_{25}\ddot{\gamma}_T + A_{21}\dot{y}_1 + A_{22}\dot{\psi} + A_{23}\dot{\phi} + A_{24}\dot{\delta} + A_{25}\dot{\gamma}_T + A_{26}\phi + A_{29}Y_f + A_{210}Y_r + A_{211}T_{fz} + A_{212}T_{fz} = 0 \quad (2)$$

$$B_{31}\ddot{y}_1 + B_{32}\ddot{\psi} + B_{33}\ddot{\phi} + B_{34}\ddot{\delta} + B_{35}\ddot{\gamma}_T + A_{31}\dot{y}_1 + A_{32}\dot{\psi} + A_{33}\dot{\phi} + A_{34}\dot{\delta} + A_{36}\phi + A_{37}\delta + A_{38}\gamma_T + A_{313}T_{fz} + A_{314}T_{rz} = 0 \quad (3)$$

$$B_{41}\ddot{y}_1 + B_{42}\ddot{\psi} + B_{43}\ddot{\phi} + B_{44}\ddot{\delta} + A_{41}\dot{y}_1 + A_{42}\dot{\psi} + A_{43}\dot{\phi} + A_{44}\dot{\delta} + A_{46}\phi + A_{47}\delta + A_{49}Y_f + A_{411}T_{fz} + A_{413}T_{fz} = 0 \quad (4)$$

$$B_{53}\ddot{\phi} + B_{55}\ddot{\gamma}_T + A_{53}\dot{\psi} + A_{55}\dot{y}_1 + A_{56}\phi + A_{58}\gamma_T + A_{510}Y_r + A_{514}T_{rz} = 0 \quad (5)$$

$$B_{99}\ddot{Y}_f + A_{91}\dot{y}_1 + A_{92}\dot{\psi} + A_{94}\dot{\delta} + A_{96}\phi + A_{97}\delta + A_{99}Y_f = 0 \quad (6)$$

$$B_{1010}\ddot{Y}_r + A_{101}\dot{y}_1 + A_{102}\dot{\psi} + A_{95}\dot{\gamma}_T + A_{106}\phi + A_{108}\gamma_T + A_{1010}Y_r = 0 \quad (7)$$

$$B_{1111}\ddot{T}_{fz} + A_{111}\dot{y}_1 + A_{112}\dot{\psi} + A_{114}\dot{\delta} + A_{115}\dot{\gamma}_T + A_{116}\phi + A_{118}\gamma_T + A_{1111}T_{fz} = 0 \quad (8)$$

$$B_{1212}\ddot{T}_{rz} + A_{121}\dot{y}_1 + A_{122}\dot{\psi} + A_{126}\phi + A_{1212}T_{rz} = 0 \quad (9)$$

$$B_{1313}\ddot{T}_{fz} + A_{131}\dot{y}_1 + A_{132}\dot{\psi} + A_{134}\dot{\delta} + A_{135}\dot{\gamma}_T + A_{136}\phi + A_{138}\gamma_T + A_{1313}T_{fz} = 0 \quad (10)$$

$$B_{1414}\ddot{T}_{rz} + A_{141}\dot{y}_1 + A_{142}\dot{\psi} + A_{146}\phi + A_{1414}T_{rz} = 0 \quad (11)$$

3. 固有ベクトル方程式を用いた定式化法

3.1 車体に関するベクトル方程式

5自由度モデルを用いた固有値解析により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5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、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。

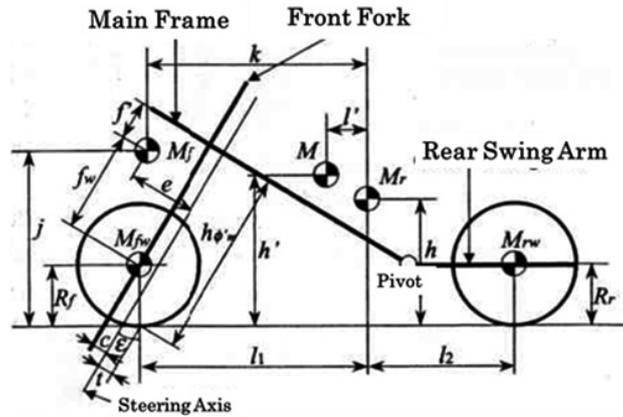


Fig. 1 Mathematical Model for Structural Flexibility

ウィーブモードの固有値の場合には、ウィーブモードの固有ベクトルをヨー角系の方程式に代入すると式(12)が成立する。ここで、固有ベクトルは太字で表されている。

$$B_{21}\ddot{\mathbf{y}}_1 + B_{22}\ddot{\boldsymbol{\phi}} + B_{23}\ddot{\boldsymbol{\phi}} + B_{24}\ddot{\boldsymbol{\delta}} + B_{25}\ddot{\boldsymbol{\gamma}}_T + A_{21}\dot{\mathbf{y}}_1 + A_{22}\dot{\boldsymbol{\phi}} + A_{23}\dot{\boldsymbol{\phi}} + A_{24}\dot{\boldsymbol{\delta}} + A_{25}\dot{\boldsymbol{\gamma}}_T + A_{26}\boldsymbol{\phi} + A_{29}\mathbf{Y}_f + A_{210}\mathbf{Y}_r + A_{211}\mathbf{T}_{fz} + A_{212}\mathbf{T}_{fz} = 0 \quad (12)$$

左辺第 2 項に関して表現すると式(13)となる。

$$B_{22}\ddot{\boldsymbol{\phi}} = -B_{21}\ddot{\mathbf{y}}_1 - B_{23}\ddot{\boldsymbol{\phi}} - B_{24}\ddot{\boldsymbol{\delta}} - B_{25}\ddot{\boldsymbol{\gamma}}_T - A_{21}\dot{\mathbf{y}}_1 - A_{22}\dot{\boldsymbol{\phi}} - A_{23}\dot{\boldsymbol{\phi}} - A_{24}\dot{\boldsymbol{\delta}} - A_{25}\dot{\boldsymbol{\gamma}}_T - A_{26}\boldsymbol{\phi} - A_{29}\mathbf{Y}_f - A_{210}\mathbf{Y}_r - A_{211}\mathbf{T}_{fz} - A_{212}\mathbf{T}_{fz} \quad (13)$$

さらに固有ベクトルの基準をヨー角速度ベクトルとし、その向きを実軸の正方向にとれば、ヨー角速度ベクトルは実部のみ単位ベクトルとなる。すなわち、 $\dot{\boldsymbol{\phi}} = 1$ となり、 $\boldsymbol{\phi} = \lambda\dot{\boldsymbol{\phi}} = \lambda$ であるので式(13)は次のようになる。

$$B_{22}\lambda = -B_{21}\dot{\mathbf{y}}_1 - B_{23}\dot{\boldsymbol{\phi}} - B_{24}\dot{\boldsymbol{\delta}} - B_{25}\dot{\boldsymbol{\gamma}}_T - A_{21}\mathbf{y}_1 - A_{22}\dot{\boldsymbol{\phi}} - A_{23}\dot{\boldsymbol{\phi}} - A_{24}\dot{\boldsymbol{\delta}} - A_{25}\dot{\boldsymbol{\gamma}}_T - A_{26}\boldsymbol{\phi} - A_{29}\mathbf{Y}_f - A_{210}\mathbf{Y}_r - A_{211}\mathbf{T}_{fz} - A_{212}\mathbf{T}_{fz} \quad (14)$$

式(14)の両辺を係数 B_{22} で除すると、固有値と各要素の関係が次のように得られる。

$$\lambda = -\frac{1}{B_{22}}(B_{21}\dot{\mathbf{y}}_1 + B_{23}\dot{\boldsymbol{\phi}} + B_{24}\dot{\boldsymbol{\delta}} + B_{25}\dot{\boldsymbol{\gamma}}_T + A_{21}\mathbf{y}_1 + A_{22}\dot{\boldsymbol{\phi}} + A_{23}\dot{\boldsymbol{\phi}} + A_{24}\dot{\boldsymbol{\delta}} + A_{25}\dot{\boldsymbol{\gamma}}_T + A_{26}\boldsymbol{\phi} + A_{29}\mathbf{Y}_f + A_{210}\mathbf{Y}_r + A_{211}\mathbf{T}_{fz} + A_{212}\mathbf{T}_{fz}) \quad (15)$$

式(15)は固有ベクトル方程式のみにより得られたもので、式(15)よりウィーブモードの安定性と振動数が計算できる。式(15)に固有ベクトルの情報を代入したものは各項が 2 次元ベクトルで表現され、力の配置図と呼ばれている。図 2 にヨー角系に作用する力の配置図の計算例を示す。

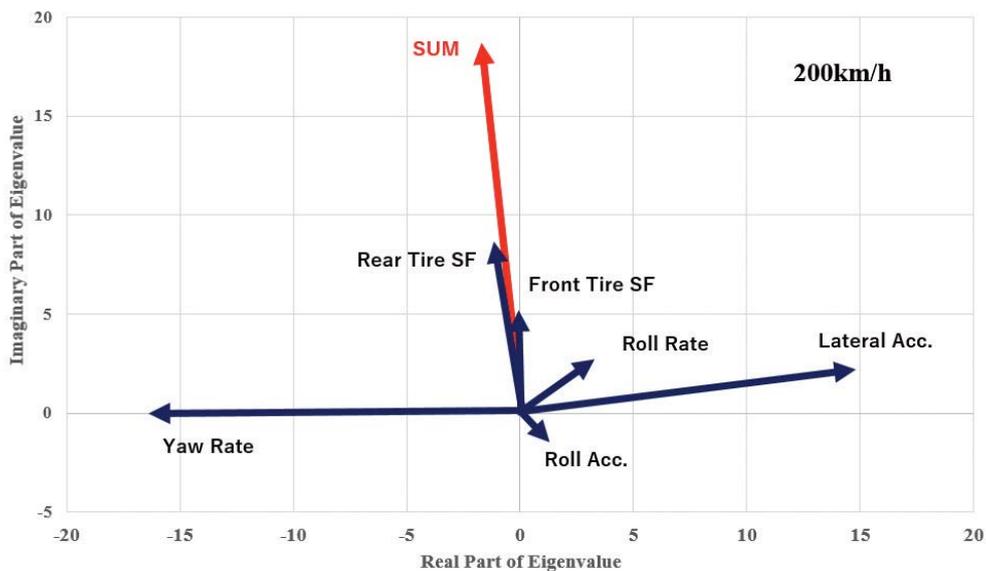


Fig. 2 Configuration of Torques Acting on Yaw System

3・2 タイヤに関するベクトル方程式

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。前後タイヤの横力に関する式はそれぞれ、次の式(16)および式(17)である。

これらの式では係数 B_{99} および B_{1010} に一次遅れを表す前後タイヤ緩和長 σ_f , σ_r が含まれている。 ($B_{99} = \sigma_f / \dot{x}_1$ および $B_{1010} = \sigma_r / \dot{x}_1$, ここで \dot{x}_1 はタイヤの進行速度である)。

前タイヤの横力に関しては次の固有ベクトル方程式が成り立つ。

$$A_{99} \dot{Y}_r = - (B_{99} \dot{Y}_r + A_{91} \dot{y}_1 + A_{92} \dot{\psi} + A_{94} \dot{\delta} + A_{96} \phi + A_{97} \delta) \tag{16}$$

後タイヤの横力に対しては次の式が成り立つ。

$$A_{1010} \dot{Y}_r = - (B_{1010} \dot{Y}_r + A_{101} \dot{y}_1 + A_{102} \dot{\psi} + A_{95} \ddot{\gamma}_T + A_{106} \phi + A_{108} \gamma_T) \tag{17}$$

タイヤ横力の固有ベクトル Y_r , Y_r の時間微分 \dot{Y}_r , \dot{Y}_r を成分表示形式で求めるとそれぞれ次の式(18)および式(19)である。

$$\dot{Y}_r = \{ (\lambda_R X_{9R} - \lambda_I X_{9I}) + i (\lambda_R X_{9I} + \lambda_I X_{9R}) \} e^{st} \tag{18}$$

$$\dot{Y}_r = \{ (\lambda_R X_{10R} - \lambda_I X_{10I}) + i (\lambda_R X_{10I} + \lambda_I X_{10R}) \} e^{st} \tag{19}$$

ここで、 λ_R , λ_I は固有値の実部および虚部を表し、 X_{9R} , X_{9I} , X_{10R} , X_{10I} はそれぞれ前タイヤ横力ベクトルの実部と虚部、後タイヤ横力ベクトルの実部と虚部である。

式(18)を用いて、前タイヤ横力に関する固有ベクトルが満たすべき方程式は実部に関しては

$$\left(\frac{\sigma_f}{\dot{x}_1} \right) (\lambda_R Y_{9I} - \lambda_I Y_{9R}) + A_{91} \dot{y}_{1R} + A_{92} \dot{\psi}_R + A_{94} \dot{\delta}_R + A_{96} \phi_R + A_{97} \delta_R + A_{99} Y_{9R} = 0 \tag{20}$$

となる。同様に虚部に関しては式(21)になる。

$$\left(\frac{\sigma_f}{\dot{x}_1} \right) (\lambda_R Y_{9I} + \lambda_I Y_{9R}) + A_{91} \dot{y}_{1I} + A_{92} \dot{\psi}_I + A_{94} \dot{\delta}_I + A_{96} \phi_I + A_{97} \delta_I + A_{99} Y_{9I} = 0 \tag{21}$$

ここで、 Y_{9R} (Y_{9I}) は、前タイヤ横力の固有ベクトルの実部 (虚部) を示す。同様に、 \dot{y}_{1R} (\dot{y}_{1I}), $\dot{\psi}_R$ ($\dot{\psi}_I$), $\dot{\delta}_R$ ($\dot{\delta}_I$), ϕ_R (ϕ_I) は横速度ベクトル, ヨー角速度ベクトル, 操舵角速度ベクトル, およびロール角ベクトルの実部 (虚部) を表している。

タイヤ横力と固有値との関連は、式(20)および式(21)を実部虚部に分けて記述すると次のようになる。

$$A_{99} Y_{9R} = - \{ A_{91} \dot{y}_{1R} + A_{92} \dot{\psi}_R + A_{94} \dot{\delta}_R + A_{96} \phi_R + A_{97} \delta_R + \left(\frac{\sigma_f}{\dot{x}_1} \right) (\lambda_R Y_{9R} - \lambda_I Y_{9I}) \} \tag{22}$$

$$A_{99} Y_{9I} = - \{ A_{91} \dot{y}_{1I} + A_{92} \dot{\psi}_I + A_{94} \dot{\delta}_I + A_{96} \phi_I + A_{97} \delta_I + \left(\frac{\sigma_f}{\dot{x}_1} \right) (\lambda_R Y_{9I} + \lambda_I Y_{9R}) \} \tag{23}$$

後輪タイヤ横力の固有ベクトルの実部 (虚部) をそれぞれ Y_{rR} (Y_{rI}) とすると後輪タイヤ横力と固有値との関連は以下のようになる。

$$A_{1010} Y_{rR} = - \{ A_{101} \dot{y}_{1R} + A_{102} \dot{\psi}_R + A_{95} \ddot{\gamma}_{TR} + A_{106} \phi_R + A_{108} \gamma_{TR} + \left(\frac{\sigma_r}{\dot{x}_1} \right) (\lambda_R Y_{rR} - \lambda_I Y_{rI}) \} \tag{24}$$

$$A_{1010} Y_{rI} = - \{ A_{101} \dot{y}_{1I} + A_{102} \dot{\psi}_I + A_{95} \ddot{\gamma}_{TI} + A_{106} \phi_I + A_{108} \gamma_{TI} + \left(\frac{\sigma_r}{\dot{x}_1} \right) (\lambda_R Y_{rI} + \lambda_I Y_{rR}) \} \tag{25}$$

図3では、式(24-25) にウィーブモードの固有ベクトル (ヨー角速度ベクトル基準) を代入した場合の後輪タイヤ横力の要素の配置図を示す。

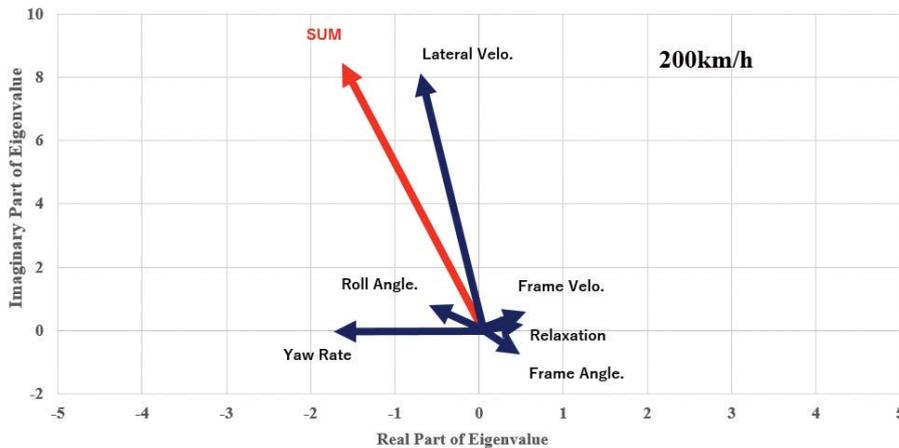


Fig. 3 Configuration of Rear Tire Side Force Elements

4. 減衰比が固有値に及ぼす影響

前章の定式化を用いて、線形化された運動方程式の固有値を計算する。使用した車両諸元は、中型二輪車のもので、具体的な値は参考文献(7)に記載されている。

6種類の5自由度モデルの計算結果から、減衰比の変化が固有値に及ぼす影響について、各フレーム別に検討する。

4・1 メインフレームのねじれ剛性および横曲げ剛性

メインフレームのねじれ剛性および横曲げ剛性にそれぞれ減衰比を考慮し、固有値の変化を速度ごとに表した根軌跡を図4に示す。図中の丸印はねじれ剛性、三角印は横曲げ剛性を表している。また、青印は減衰比を考慮しない、基準となる5自由度の固有値を表し、赤印はそれぞれ減衰比を0.5に統一し、計算した固有値を表している。減衰比の測定値は無いので仮定のものとしている。

図4で示すように、ねじれ剛性について減衰比を大きくしていくと、固有値の実部は速度を上げていくにつれ正の方向に移動し、不安定になることが把握できる。

一方、横曲げ剛性については、減衰比を大きくしても固有値はほとんど変化がなく、安定性について変化は現れない。

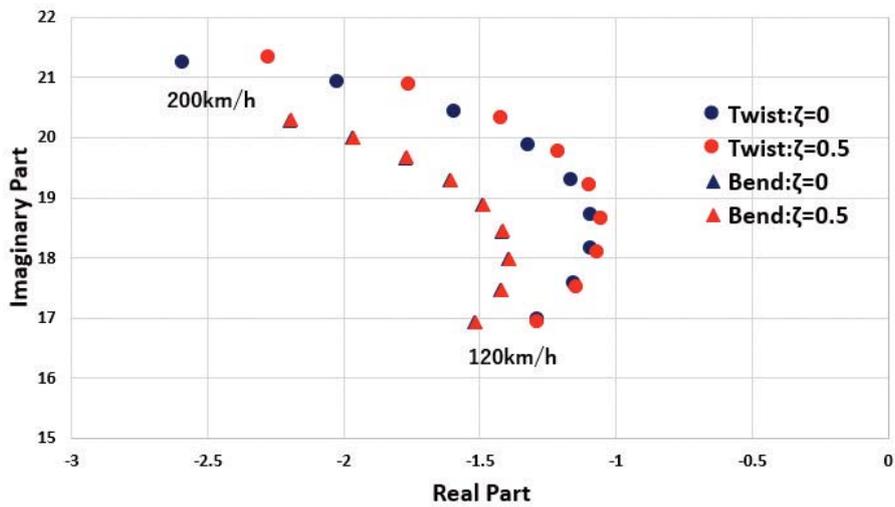


Fig. 4 Root Locus of 5 degree of freedom model : Main Frame Twist and Bend

4・2 フロントフォークのねじれ剛性および横曲げ剛性

図5は前章と同様、ウィーブモードのフロントフォークのねじれ剛性および横曲げ剛性の固有値の根軌跡を表している。ここでも減衰比の増加に伴う安定性の変化を見ると、フロントフォークのねじれ剛性について、減衰比を変化させても固有値はほとんど変化が現れない。一方、横曲げ剛性に関しては、減衰比を大きくすると車速の上昇に伴い徐々に不安定になることを示している。

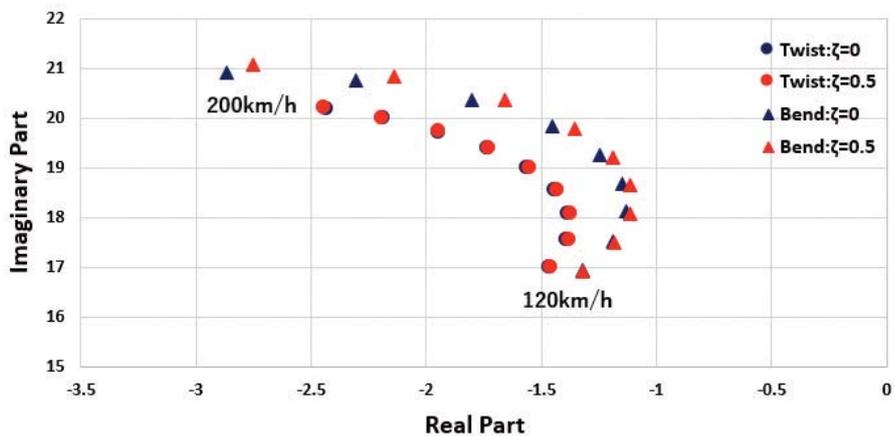


Fig. 5 Root Locus of 5 degree of freedom model : Front Fork Twist and Bend

4・3 リアスイングアームのねじれ剛性および横曲げ剛性

図6はリアスイングアームのねじれ剛性および横曲げ剛性の固有値の根軌跡を表している。ねじれ剛性に関して、減衰比を加えた5自由度の固有値と、減衰比を考慮しない基準の5自由度を比較した結果、減衰比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大きくなり、安定化することが示されている。横曲げ剛性の固有値を見ると、減衰比を加えると全速度域で不安定になることが示されている。

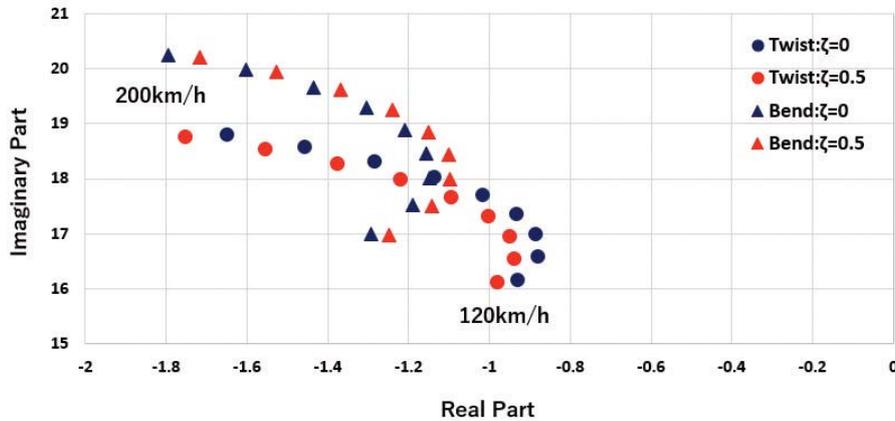


Fig. 6 Root Locus of 5 degree of freedom model : Rear Swing Arm Twist and Bend

本稿で議論するウィーブモードにおける6種類のフレーム剛性モデルを用いた計算結果を表1に示す。この表はフレーム剛性を考慮し、減衰比を変化させた場合の5自由度モデルと、減衰比を考慮しない基準の5自由度モデルを比較したものである。なお、減衰比はそれぞれ0.5の値で統一し、車速は200km/hの場合である。記号のプラスは固有値の実部と虚部それぞれが正の方向に移動したものを表しており、マイナスは負の方向に移動したものを表している。また、5%以上安定性が変化しているものに関しては記号2つ(++)(--)で表している。

Eigenvalue Change (200km/h)		Weave Mode	
		Real	Imaginary
Main Frame	Twist	++	+
	Bend	+	-
Front Fork	Twist	+	+
	Bend	++	-
Rear Swing Arm	Twist	--	-
	Bend	+	-

Table 1 Summary of Eigen Value Change (200 km/h)

表1に示されていることをまとめると次のようになる。

メインフレームのねじれ剛性はウィーブモードの実部が正の方向に移動し不安定になるが、虚部の変化は小さい。また、フロントフォークの横曲げ剛性も同様に、固有値の実部が正の方向に移動し不安定になるが、虚部の変化は小さい。リアスイングアームの場合には、ねじれ剛性の減衰比を大きくすると固有値の実部が負の方向に移動し安定化する。虚部については他のモデルと同様、変化は小さい。

本稿では、減衰比による安定性の向上を目的としているため、次章からリアスイングアームのねじれ剛性を詳細に解析する。

5. リアスイングアームねじれ剛性の詳細解析

この章では、リアスイングアームのねじれ剛性について、減衰比の変化が固有値に及ぼす影響について、詳細に解析する。特に解析の精度が判断できる固有ベクトル方程式は、6種類の5自由度モデルの場合にはタイヤ方程式を含めて少数点以下5桁～7桁の範囲で零となっている。

5・1 力の配置図

リアスイングアームのねじれ剛性について、減衰比の影響を考慮した力の配置図を図7に示す。なお、ウィーブモードにおける減衰比の影響は微小なため、原点0を中心に拡大した力の配置図を用いる。

図8は、固有ベクトルを代入した場合の後輪タイヤ横力の力の配置図を示している。ここでの固有値の合計はリアタイヤの横力（Total=Rear SF）を表しており、その他の成分で構成要因を把握可能である。

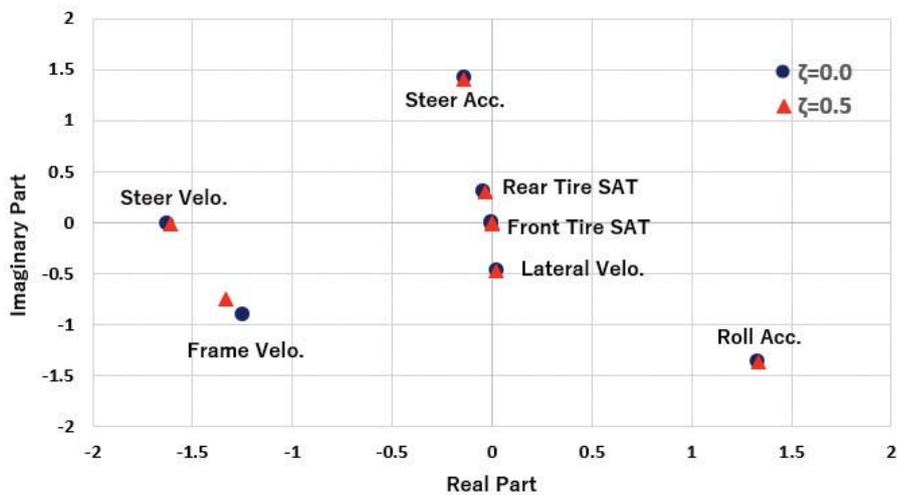


Fig. 7 Configuration of Yaw System : Rear Swing Arm

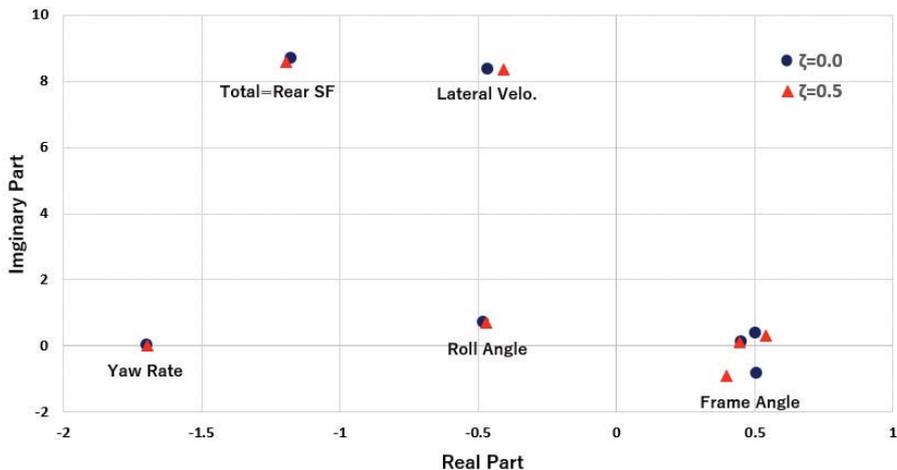


Fig. 8 Configuration of Rear Tire Side Force Elements

5・2 減衰比の影響による実部変化

リアスイングアームのねじれ剛性について減衰比の影響を考慮した場合の固有値の実部と減衰比を考慮しない基準のねじれ剛性モデルとの差（固有値実部変化）の要因を図9に示す。図9から、リアスイングアームのねじれ剛性について減衰比を変化させたとき、安定化する要因として、ヨー角系に作用するリアスイングアームのねじれ角速度（Frame Velo.）とリアタイヤの横力（Rear SF）が大きく影響していることが把握できる。

リアタイヤの横力について、図10にタイヤ系の運動方程式を用いて、成分別に固有値の実部変化を示す。図10から、リアタイヤの横力を安定化する要因として、リアタイヤに作用するリアスイングアームのねじれ角（Frame Angle）が大きく影響を及ぼしている。

以降はヨー角系に含まれるリアスイングアームのねじれ角速度とリアタイヤの横力のリアスイングアームねじれ角要素について、安定化に働く要因が大きさの変化にあるのか（大きさ効果）位相の変化にあるのか（位相効果）に分けて解析する。

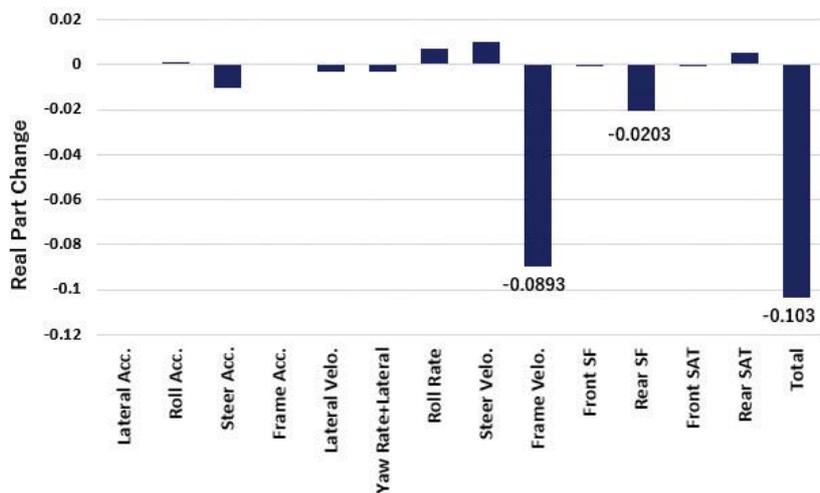


Fig. 9 Real Part Change of Eigenvalue : Rear Swing Arm Twist

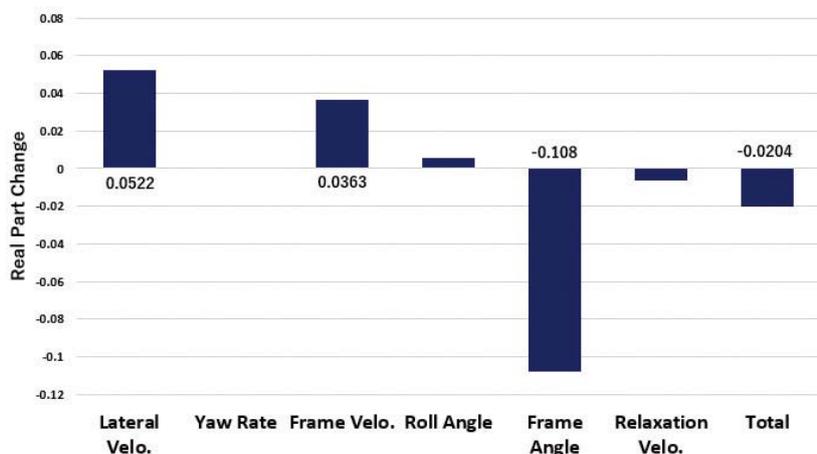


Fig. 10 Real Part Change of Eigenvalue about Rear Tire Side Force Elements : Rear Swing Arm Twist

5・3 効果別要因

ヨー角系におけるねじれ角速度について、大きさ効果と位相効果に分けて議論したものを図11に示す。また、リアタイヤの横力系におけるねじれ角の詳細を、大きさ効果と位相効果に分けて議論したものを図12に示す。これはそれぞれに対応する項の固有ベクトルに原因があるのか、係数に影響があるのかを切り離して解析するために行う。詳細については参考文献（11）に記載されている。

図11より、ねじれ角速度について、大きさ効果に比べ位相効果による影響が大きいことが把握できる。図9と図11から、リアスイングアームのねじれ剛性の運動方程式に含まれる減衰比を大きくすることで、リアスイングアームねじれ角速度の位相遅れが最大の要因であり、この要因がウィーブモードの安定化に寄与するということが把握できる。

また、図12のリアタイヤの横力系におけるねじれ角についても同様に、大きさ効果に比べ位相効果による影響が安定化に寄与していることが把握できる。よってリアタイヤの横力をヨー角系で見ると、最も影響を与えているのはリアスイングアームのねじれ角であり、その位相遅れがウィーブモードの安定化に寄与していることが把握できる。

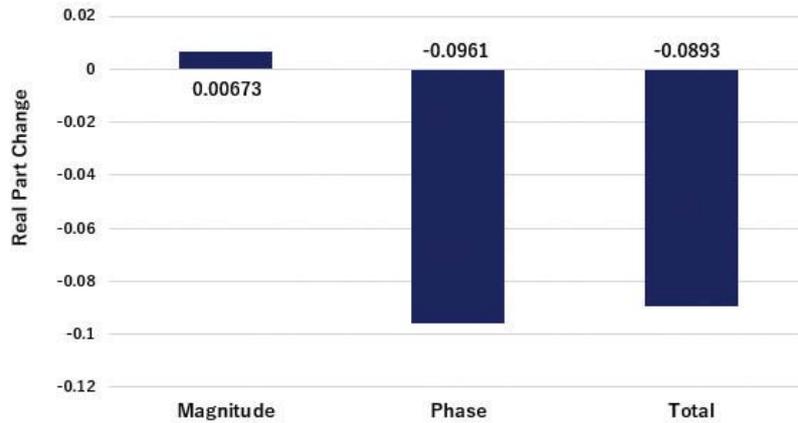


Fig. 11 Magnitude Effect and Phase Effect about Frame Velocity

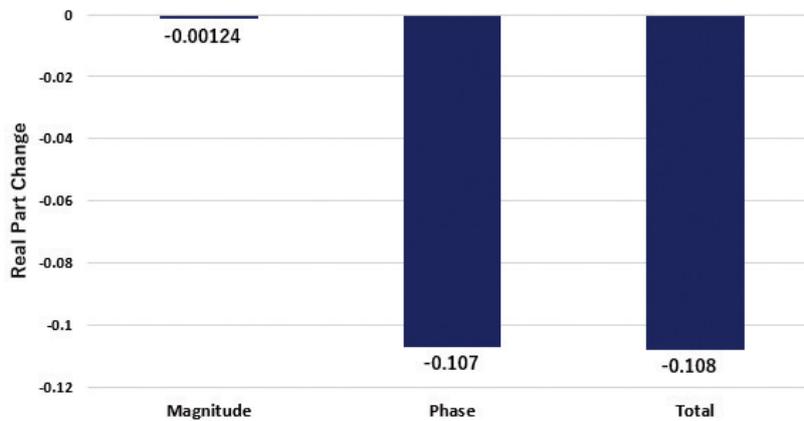


Fig. 12 Magnitude Effect and Phase Effect about Frame Angle

6. まとめ

本稿では、固有ベクトル方程式を用いたフレーム剛性がウィーブモードに及ぼす影響を解析した。その際、各フレーム剛性にそれぞれ減衰比を加えることで、安定化に働く自由度を特定し、その詳細について議論した。

以下に得られた結果と考察を記述する。

- (1) ウィーブモードにおいて、減衰比を変化させた5自由度モデルの固有値と、減衰比を考慮しない基準の5自由度モデルの固有値を比較した際、安定化に寄与するフレーム剛性はリアスイングアームのねじれ剛性のみである。
- (2) ウィーブモードにおいて、5種類のフレーム剛性モデルにそれぞれ減衰比を加えても、固有値の虚部はほとんど変化しない。
- (3) 減衰比の影響による実部変化から、ヨー角系ではリアスイングアームのねじれ角速度が最も安定化に寄与している。また、リアタイヤの横力も安定化に寄与している。
- (4) ねじれ角速度について、大きさ効果と位相効果に分けると、ねじれ角速度による位相遅れが安定化に寄与している。
- (5) リアタイヤの横力について見ると、リアスイングアームのねじれ角がウィーブモードを安定化させる要因となっている。
- (6) リアタイヤの横力のねじれ角についても同様に、位相遅れにより安定性が向上している。

本稿では、リアスイングアームのねじれ剛性モデルに減衰比を加えることにより、リアスイングアームのねじれ角速度の位相を遅らせ、ウィーブモードを抑制できることが示された。これにより、リアサスペンションにリアスイングアームのねじれ方向に作用するような外付けのダンパを装着することで、ウィーブモードの発生を抑えることができる。ただし、過去の研究からウォブルモードとウィーブモードの両立問題も議論されているため、ダンパを装着したことによる影響についても詳細に検討しなければならない。

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) T. Katayama and T. Nishimi: Energy Flow Method for the Study of Motorcycle Wobble Mode, *Vehicle System Dynamics*, Vol.19, No.3, p.151-175 (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) 丸茂喜高, 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解析, *日本機械学会論文集 (C編)*, Vol. 77, No. 781, p. 287-298 (2011)
- (5) 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)
- (6) 片山 硬, 古澤健太, 高橋 明, 吉野貴彦: 二輪車のフレーム剛性が直進安定性に及ぼす影響の解析, *自動車技術会論文集*, Vol. 52, No. 6, p. 1198-1203 (2021)
- (7) 青木 章, 西見智雄, 岡山 巧, 片山 硬: フレーム剛性が二輪車の直進安定性に及ぼす影響の解析, *日本機械学会論文集 (C編)*, Vol. 64, No. 625, p. 3555-3562 (1998)
- (8) R. S. Sharp: The Influence of Frame Flexibility on the Lateral Stability of Motorcycles, *Journal Mechanical Engineering Science*, Vol.16, No.2, p.117-120 (1974)
- (9) R. S. Sharp and C. J. Alstead: The Influence of Structural Flexibilities on the straight-running Stability of Motorcycles, *Vehicle Systems Dynamics*, Vol.9, No.6, p.327-357 (1980)
- (10) P. J. Spierings: The Effects of Lateral Front Fork Flexibility on the Straight-Running Stability Single-Track Vehicles, *Vehicle Systems Dynamics*, Vol.10, No.1 p.21-35 (1981)
- (11) 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)