

〔論文〕

フレーム剛性が二輪車のウォブル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)

古澤 健太*¹・高橋 明*¹・吉野 貴彦*²・片山 硬*³

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

Kenta Furusawa*¹, Akira Takahashi*¹, Takahiko Yoshino*² and Tsuyoshi Katayama*³

Abstract

In this study, a 5-degree-of-freedom model consisting of a 4-degree-of-freedom model plus a single-frame degree of freedom is analyzed using eigenvector equations. The mechanism by which the damping characteristics of the frame affect the stability of the wobble mode is investigated in detail. Among the six types of frames, the front fork with twist flexibility most strongly influenced the stabilization of the wobble mode. Especially, the frame twist angle of the front-tire lateral force stabilized the wobble mode by changing the phase of the front-tire lateral force.

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

1. まえがき

二輪車の直進安定性議論は、Sharp による1971年に公表された数学モデルを用いた固有値計算⁽¹⁾が基盤となり、昨今に至るまで様々な議論が展開されてきた。Sharp の研究では、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4自由度モデルを用いた固有値計算により、3種類の不安定モードの存在が明らかにされ、特にウィーブモードとウォブルモード、これら2つの振動モードは高速域での安定性に深く関与することが示された。操舵系が5～10Hzで振動するウォブルモードでは、低速域では安定であるが高速域では安定性が悪化するとされており、同モードの安定性に影響があると考えられる事象は多岐にわたるが、フレーム剛性はその影響の一つである。

フレーム剛性が直進安定性に及ぼす影響に関する研究は、現代に至るまで固有値解析により議論されている^{(2)~(5)}。当時の固有値解析では、計算過程を詳細に把握することができず、フレーム剛性がなぜ直進安定性に影響するのか不明であった。

しかし、その打開策として提案されたのがエネルギーフロー法である。エネルギーフロー法により、車両諸元の変更による安定性変化の影響を詳細に把握できるようになった⁽⁶⁾。

さらに、このエネルギーフロー法を数学的に裏付けできる固有ベクトル方程式が、新たな手法として取り入れられたことによって、より簡略的に計算精度の把握が可能となることが示された⁽⁷⁾。

ウォブルモードを安定化させる要因として、フレーム剛性の観点では、操舵軸から90°の角度をなす軸周りのジャイロ効果とその減衰メカニズムが関連していることが明らかにされている⁽⁸⁾。

しかし、この減衰メカニズムについては減衰比が考慮されていないことから、減衰比変更によるウォブルモードの安定性向上についての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、6種類のフレーム剛性をそれぞれ単独なモデル（5自由度モデルと呼ぶ）として扱い、それらのフレーム剛性が振動モードに与える影響を検討し、その中でもウォブルモードの安定性に大きく影響するものを把握する。さらに、減衰比を変化させることで、ウォブルモードの安定性がどのように変化するかを検討し、その要因を述べる。

*¹自動車システム工学専攻, *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

2. 車両モデル

本研究で使用するフレーム剛性のモデルを図1に示す。フレームは、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より構成されている。これら3種それぞれのフレームが、ねじれ及び横まげの自由度を持っている。

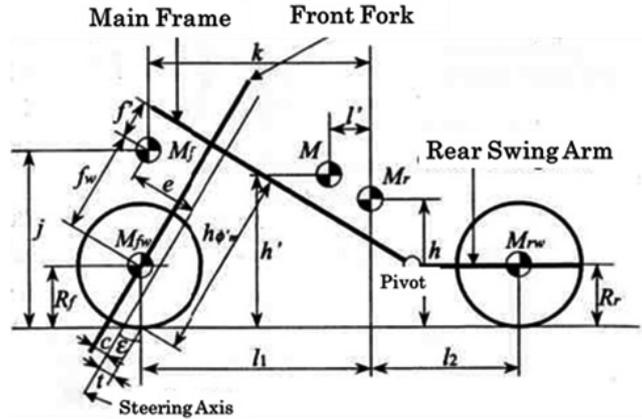


Fig.1 Mathematical Model for Structural Flexibility

また、Sharpにより定式化された4自由度モデル⁽¹⁾に6種類のフレーム剛性をそれぞれ単独なモデルとして追加する(5自由度モデルと呼ぶ)。車両モデルの自由度は、横運動、ヨー運動、ロール運動、操舵系およびフレームのねじれ又は横曲げ運動である。ここで y_1 , ψ , ϕ , δ , γ_f は、それぞれ横変位、ヨー角、ロール角、操舵角、フロントフォークねじれ角を表しており、 $A_{11} \sim B_{1414}$ は車両諸元と车速に依存した係数である。一例としてフロントフォークのねじれ剛性を(1)~(11)の式で示す。

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

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

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

$$B_{41}\ddot{y}_1 + B_{42}\ddot{\psi} + B_{43}\ddot{\phi} + B_{44}\ddot{\delta} + B_{45}\dot{\gamma}_f + A_{41}\dot{y}_1 + A_{42}\dot{\psi} + A_{43}\dot{\phi} + A_{44}\dot{\delta} + A_{46}\phi + A_{47}\delta + A_{48}\gamma_f + A_{49}Y_f + A_{411}T_{fz} + A_{413}T_{fx} = 0 \quad (4)$$

$$B_{51}\ddot{y}_1 + B_{52}\ddot{\psi} + B_{53}\ddot{\phi} + B_{54}\ddot{\delta} + B_{55}\dot{\gamma}_f + A_{51}\dot{y}_1 + A_{52}\dot{\psi} + A_{53}\dot{\phi} + A_{55}\dot{\delta} + A_{56}\phi + A_{57}\delta + A_{58}\gamma_f + A_{59}Y_f + A_{511}T_{fz} + A_{513}T_{fx} = 0 \quad (5)$$

$$B_{99}\ddot{Y}_f + A_{91}\dot{y}_1 + A_{92}\dot{\psi} + A_{94}\dot{\delta} + A_{95}\dot{\gamma}_f + A_{96}\phi + A_{98}\gamma_f + A_{99}Y_f = 0 \quad (6)$$

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

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

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

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

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

3. 固有ベクトルを用いた定式化法

3・1 固有ベクトル方程式を用いた解析手法

フレーム剛性の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。

ウォブルモードの固有値の場合には、ウォブルモードの固有ベクトルを操舵系に対する運動方程式に代入すると式(12)が成立する。

$$B_{41}\ddot{\delta} + B_{42}\ddot{\phi} + B_{43}\ddot{\psi} + B_{44}\ddot{\delta} + B_{45}\ddot{\gamma}_F + A_{41}\dot{\gamma}_1 + A_{42}\dot{\phi} + A_{43}\dot{\psi} + A_{44}\dot{\delta} + A_{46}\dot{\phi} + A_{47}\dot{\delta} + A_{48}\dot{\gamma}_F + A_{49}Y_f + A_{411}T_f + A_{413}T_{fx} = 0 \quad (12)$$

4項に関して表現すると式(13)となる。

$$B_{44}\ddot{\delta} = -B_{41}\ddot{\gamma}_1 - B_{42}\ddot{\phi} - B_{43}\ddot{\psi} - B_{45}\ddot{\gamma}_F - A_{41}\dot{\gamma}_1 - A_{42}\dot{\phi} - A_{43}\dot{\psi} - A_{44}\dot{\delta} - A_{46}\dot{\phi} - A_{47}\dot{\delta} - A_{48}\dot{\gamma}_F - A_{49}Y_f - A_{411}T_f - A_{413}T_{fx} \quad (13)$$

固有ベクトルの基準を操舵速度ベクトルとし、その向きを実軸の正方向にとれば操舵速度ベクトルは実部のみ単位ベクトルとなる。 $\dot{\delta} = 1$ となり、 $\ddot{\delta} = \lambda\dot{\delta} = \lambda$ であるので式(13)は次のようになる。

$$B_{44}\lambda = -B_{41}\ddot{\gamma}_1 - B_{42}\ddot{\phi} - B_{43}\ddot{\psi} - B_{45}\ddot{\gamma}_F - A_{41}\dot{\gamma}_1 - A_{42}\dot{\phi} - A_{43}\dot{\psi} - A_{44}\dot{\delta} - A_{46}\dot{\phi} - A_{47}\dot{\delta} - A_{48}\dot{\gamma}_F - A_{49}Y_f - A_{411}T_f - A_{413}T_{fx} \quad (14)$$

式(14)の両辺を係数 B_{44} 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。

$$\lambda = -\frac{1}{B_{44}}(B_{41}\ddot{\gamma}_1 + B_{42}\ddot{\phi} + B_{43}\ddot{\psi} + B_{45}\ddot{\gamma}_F + A_{41}\dot{\gamma}_1 + A_{42}\dot{\phi} + A_{43}\dot{\psi} + A_{44}\dot{\delta} + A_{46}\dot{\phi} + A_{47}\dot{\delta} + A_{48}\dot{\gamma}_F + A_{49}Y_f + A_{411}T_f + A_{413}T_{fx}) \quad (15)$$

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)よりウォブル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、力の配置図と呼ぶ。例として図2にフロントフォークのねじれ剛性の力の配置図を示す。

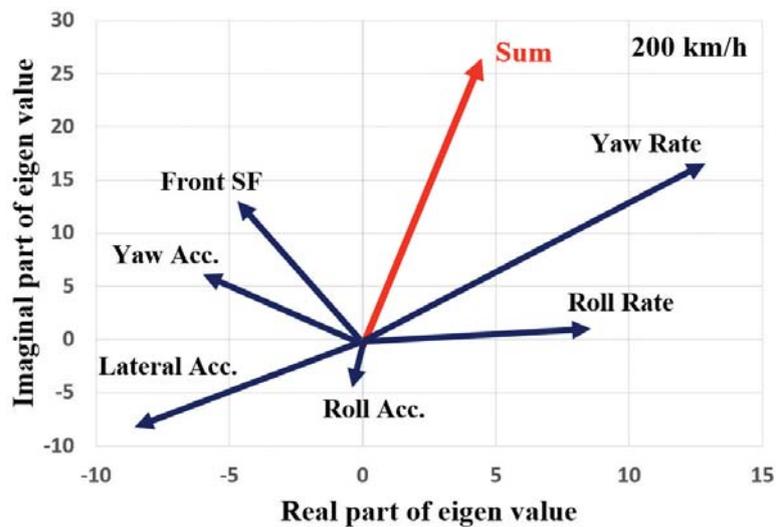


Fig. 2 Configuration of Torques on Steer System (200 km): Front Fork Twist

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。前タイヤの横力に関する式は(16)である。

この式では係数 B_{99} に一次遅れを表す前タイヤ緩和長 σ_f が含まれている。 $(B_{99} = \sigma_f / \dot{x}_1)$ 、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。

$$A_{99} \dot{Y}_r = -(B_{99} \dot{Y}_r + A_{91} \dot{y}_1 + A_{92} \dot{\psi} + A_{94} \dot{\delta} + A_{95} \dot{\gamma}_M + A_{96} \phi + A_{97} \delta + A_{98} \gamma_M) \tag{16}$$

タイヤ横力の固有ベクトル Y_r の時間微分 \dot{Y}_r を成分表示形式で求めると(17)である.

$$\dot{Y}_r = \{(\lambda_R X_{9R} - \lambda_I X_{9I}) + i(\lambda_R X_{9I} + \lambda_I X_{9R})\} e^{st} \tag{17}$$

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} はそれぞれ前タイヤ横力ベクトルの実部と虚部である. 式(17)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,

$$\left(\frac{\sigma_f}{x_1}\right) (\lambda_R Y_{rI} - \lambda_I Y_{rR}) + A_{91} \dot{y}_{1R} + A_{92} \dot{\psi}_R + A_{94} \dot{\delta}_R + A_{95} \dot{\gamma}_{MR} + A_{96} \phi_R + A_{98} \gamma_{MR} + A_{99} Y_{rR} = 0 \tag{18}$$

となる. 同様に虚部に関しては式(19)になる.

$$\left(\frac{\sigma_f}{x_1}\right) (\lambda_R Y_{rI} + \lambda_I Y_{rR}) + A_{91} \dot{y}_{1I} + A_{92} \dot{\psi}_I + A_{94} \dot{\delta}_I + A_{95} \dot{\gamma}_{MI} + A_{96} \phi_I + A_{98} \gamma_{MI} + A_{99} Y_{rI} = 0 \tag{19}$$

ここで, $Y_{rR} (Y_{rI})$ 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, $\dot{y}_{1R} (\dot{y}_{1I}), \dot{\psi}_R (\dot{\psi}_I), \dot{\delta}_R (\dot{\delta}_I), \phi_R (\phi_I)$ 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(18)および式(19)を実部虚部に分けて記述すると次のようになる.

$$A_{99} Y_{rR} = - \{A_{91} \dot{y}_{1R} + A_{92} \dot{\psi}_R + A_{94} \dot{\delta}_R + A_{96} \phi_R + A_{97} \delta_R + \left(\frac{\sigma_f}{x_1}\right) (\lambda_R Y_{rR} - \lambda_I Y_{rI})\} \tag{20}$$

$$A_{99} Y_{rI} = - \{A_{91} \dot{y}_{1I} + A_{92} \dot{\psi}_I + A_{94} \dot{\delta}_I + A_{96} \phi_I + A_{97} \delta_I + \left(\frac{\sigma_f}{x_1}\right) (\lambda_R Y_{rI} + \lambda_I Y_{rR})\} \tag{21}$$

図3に式(20-21)にウォブルモードの固有ベクトル (操舵速度ベクトル基準) を代入した場合の前タイヤ横力の配置図を示す.

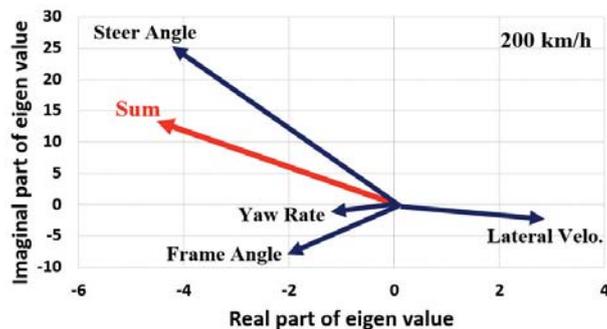


Fig. 3 Configuration of Front Tire Side Force Elements (200 km/h): Front Fork Twist

4. 5自由度フレーム剛性モデルによる固有値計算

前章で示した数学モデルを用いて固有値解析を実施した. 計算結果の代表的な一例として, フロントフォークの曲げ剛性とねじれ剛性の根軌跡をそれぞれ図4, 図5に示す. 図中の青印は, 5自由度の基準となる減衰比 $\zeta=0$ の固有値を表し, 赤印は $\zeta=0.5$ とし, 減衰比変化を加味した場合の固有値である. 三角印が横曲げ剛性, 丸印がねじれ剛性を表している. 尚, フレーム剛性を考慮していない4自由度モデルの根軌跡とも比較しており, ひし形水色印で表している. 根軌跡で示すように, フレーム剛性を考慮することで, 安定化している. 減衰比の変更は, 実際の測定値ではないため, 仮定値として $\zeta=0.5$ で統一している.

図5からフロントフォークのねじれ剛性は, ウォブルモードの安定性に大きく影響を及ぼしていることが分かる.

本論文で議論する6種類のフレーム剛性モデルを用いた固有値計算の結果を表1に示す. この表は減衰比 $\zeta=0.5$ を考慮した場合と減衰比 $\zeta=0$ の基準となる値を比較したもので, 車速は200km/hを抽出している.

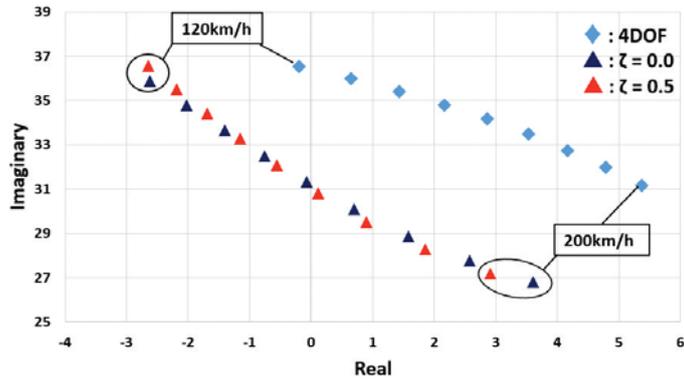


Fig. 4 Root Locus :Front Fork Bend

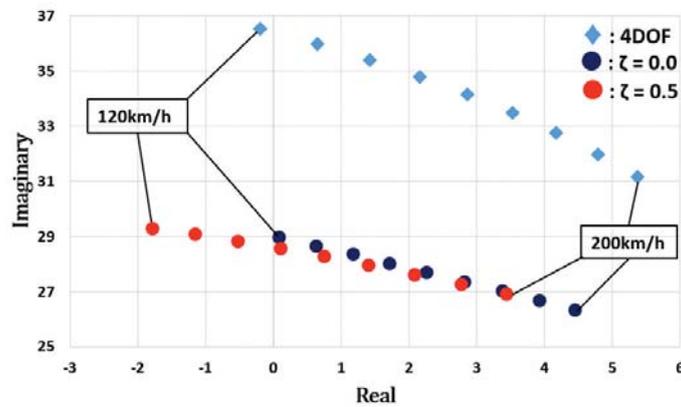


Fig. 5 Root Locus :Front Fork Twist

Table. 1 Summary of Eigenvalue Change (200 km/h)

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

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及び曲げ剛性は、減衰係数を大きくすることで固有値実部は車速が上昇すると共に負方向へと推移し、定性的な観点から安定性に影響があると考えられる。

フロントフォークのねじれ剛性は、減衰比を変化させると、固有値実部虚部共に変化が大きく、安定性に非常に大きく影響する。フロントフォーク横まげ剛性は、固有値実部の負方向への推移は、車速上昇に伴い変化量も大きいため、安定性に影響がある。固有値虚部の変化は小さい。

後スイングアームねじれ剛性、曲げ剛性ともに実部変化および虚部変化へは小さく、安定性への影響は少ない。

次の章では、各フレームの中で最も影響があると考えられる、フロントフォークのねじれ剛性の減衰比の変化による解析結果について記述する。

5. フレーム剛性影響の詳細解析

5・1 解析手法の流れ

本章では、第2章で述べた定式化した固有ベクトル方程式を基に、フレーム剛性が固有値に及ぼす影響について検討する。

前章より、6種類の5自由度モデルのうちウォブルモードの安定性に最も影響のあるフロントフォークのねじれ剛性について、車両特性とタイヤ特性の2つの観点から詳細に検討する。解析の精度は、両特性について小数点以下7桁～8桁の範囲で誤差とする。

フロントフォークのねじれ剛性は、減衰比を増加させると、固有値実部が著しく負の方向に推移する傾向にあり、各車速域において安定化する。

はじめに、ウォブルモードにおける、フロントフォークのねじれ剛性の影響を解析するための流れを図6に示す。この手法は3つのステップから構成される。

第1ステップはエネルギー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。固有値変化を大局的な観点から把握することを狙いとしている。

第2ステップは車体系が主である場合には、5自由度単独モデル内（本稿ではフロントフォークのねじれ剛性を扱う）のどの要素が寄与しているのか、一方タイヤが主の場合には、前タイヤのどこに要因があるのかを検討する。

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。

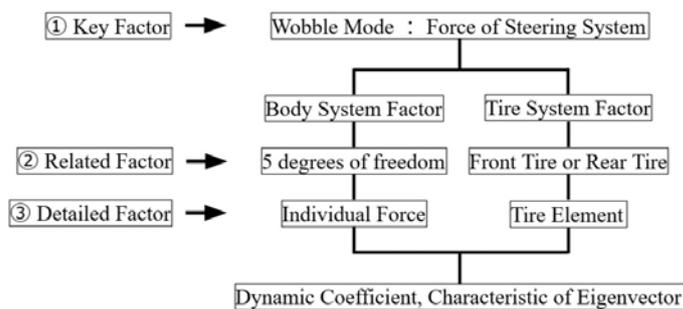


Fig. 6 Flow of Methods to Find the Cause of Straight Line Stability Change

5・2 主要要因（第1ステップ）

全体像を把握するために、200km/h時の操舵系に作用する固有ベクトルの力の配置図を図7に示す。この図では、丸印が基準となる減衰比 $\zeta = 0$ の値を表し、三角印が減衰比 $\zeta = 0.5$ の値を示している。ウォブルモードの固有値の変化は、図7の全固有値（Total = Eigenvalue）と図示された値から把握することができ、構成要因の配置からその効果が把握可能である。算出された固有値の実部が x 成分に比例し、固有値の虚部が y 成分に比例することから、第3章にある運動方程式の質量項に該当する $B44$ で除したものが固有値実部と判断できる。つまり、 x 成分を用いることで安定性を把握することが可能である。

図7より、操舵系に作用する横加速度力、ヨー角加速度力、前タイヤ横力、ロールレイト力が安定化に寄与していることがわかる。

図8に減衰項 $\zeta = 0.5$ の値から基準値（ $\zeta = 0$ ）の値の差を、車体系とタイヤ系に分けて示す。図より、減衰比を増加させることで安定化する要因は、第一にタイヤ系の依存度が大きいことが把握できる。またタイヤ系には劣るが、車体系にも要因があることも把握することができる。

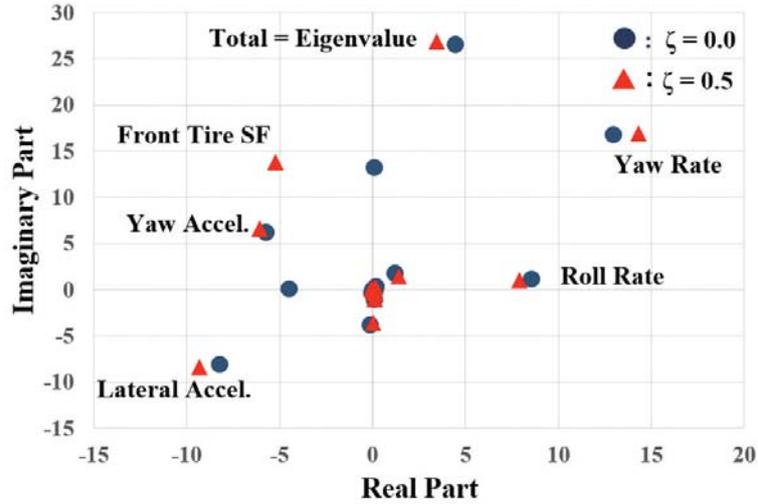


Fig. 7 Eigenvalue Configuration of Steer System (200 km/h): Front Fork Twist

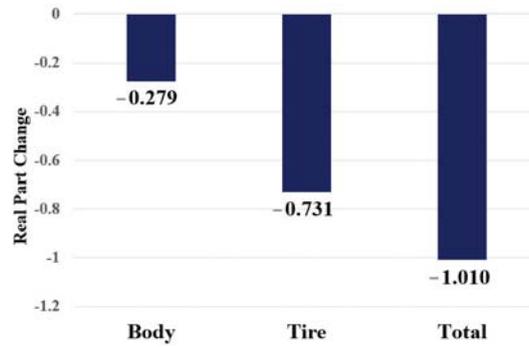


Fig. 8 Energy Change of Steering Freedom (200 km/h)

5・3 関連要因 (第2ステップ)

両系を要素別で実部差を図9に示す。図より車体系では横加速度力 (Lateral Acc.) 及びロールレート力 (Roll Rate) が安定化に寄与していることが把握でき、同様に、タイヤ系では、前タイヤ横力 (Front SF) が安定化の要因であることが把握できる。

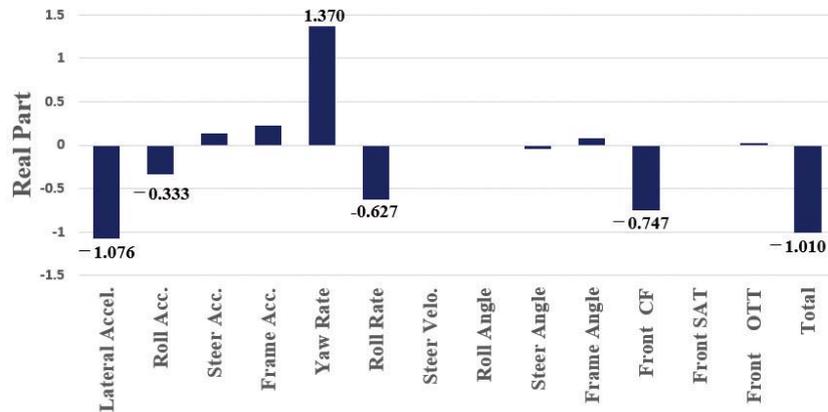


Fig. 9 Real Part Eigenvalue Change Contribution of Steer System (200 km/h): Front Fork Twist

5・4 詳細要因 (第3ステップ)

5・4・1 効果別要因

安定化に関連する要因をさらに詳細把握するために、横加速度力、ロールレイト力、および前タイヤ横力が、力の大きさ変化により生じたものであるか位相の変化により生じたものか分離する。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、吉野ら⁹⁾の文献を参考にする。

安定性に影響があると考えられる要素を、効果別に表したものを図10- 図12に示す。

車体系要因の一つである横加速度力は、大きさ効果が主要因である。ロールレイト力は、同様に大きさ効果が主要因であることが把握できる。

また、タイヤ系の要因である前タイヤ横力は、位相効果が主要因である。このことから、減衰比変更による実部差が大きく、依存度が最も高いタイヤ系要因である、前タイヤ横力の位相進みが安定化の大きな要因であると考えられる。

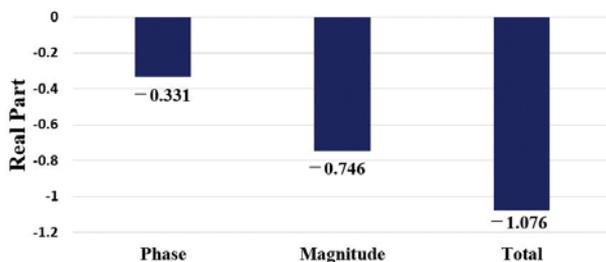


Fig. 10 Lateral Acc.: Magnitude effect and Phase effect (200 km/h)

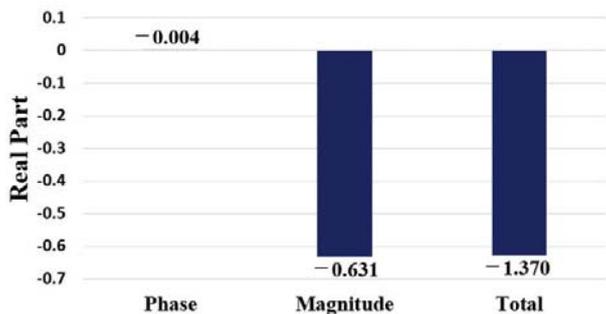


Fig. 11 Roll Rate: Magnitude effect and Phase effect (200 km/h)

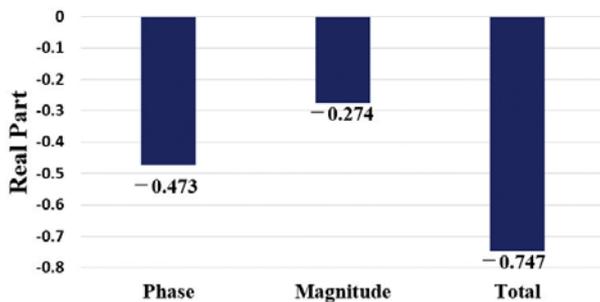


Fig. 12 Front SF: Magnitude effect and Phase effect (200 km/h)

5・4・2 前タイヤ横力要因

前タイヤ横力の作用を調べるために、タイヤ横力の固有ベクトル方程式を用いて、前タイヤ横力の力の配置図を図13に示す。

図13に示す前タイヤ横力の力の配置図より、減衰比を変化させた場合において、要素別に固有値実部の実部変化を表したものが図14である。図より、フロントフォークねじれ角が、前タイヤ横力の位相を進ませている主要要因として挙げられる。さらに、このフロントフォークねじれ角を効果別に表したものが図15である。

このことから、前タイヤ横力の位相を進ませている要因は、フロントフォークねじれ角の位相効果が要因であると把握できる。つまり、減衰比を大きくして減衰特性を考慮すると、図13に示すように、フロントフォークねじれ角の位相が遅れる。その結果、操舵系に作用する前タイヤ横力の位相が進むことになり、ウォブルモードが安定化すると考えられる。

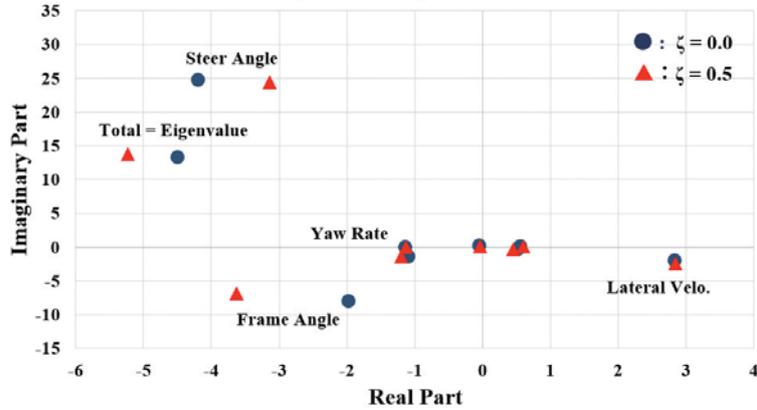


Fig.13 Eigenvalue Configuration of Front SF. (200 km/h): Front Fork Twist

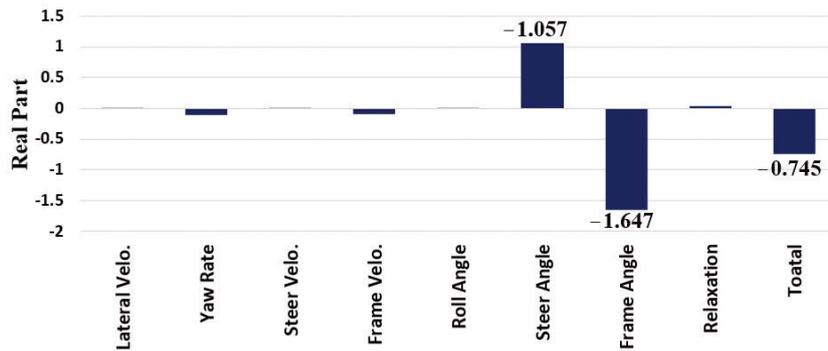


Fig. 14 Real Part Eigenvalue Change Contribution of Front SF. (200 km/h): Front Fork Twist

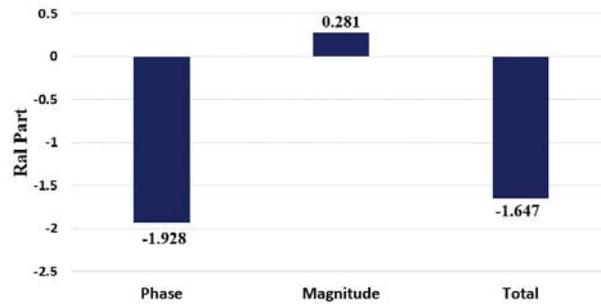


Fig. 15 Front Tire Frame Angle (200 km/h): Magnitude effect and Phase effect

6. 結 語

本稿では、固有ベクトル方程式から6種類のフレーム剛性をそれぞれ単独なモデルとして扱い、5自由度モデルとして用いることで、各フレーム剛性がウォブルモードに与える安定性の影響を検討した。

以下に、その結論をまとめる。

- (1) 5自由度モデルを用いたウォブルモードの解析では、単独な6種類のフレーム剛性モデルの中で、フロントフォークのねじれ剛性モデルが最も安定化する要因である。

- (2) 減衰比基準となる $\zeta = 0$ から $\zeta = 0.5$ のように減衰比を増加させると、フロントフォークのねじれ剛性モデルでは固有値の実部がどの高速車速域においても著しく負の方向に移行し、ウォブルモードが安定化する。
- (3) フロントフォークねじれ剛性モデルの操舵系に作用する要素として、車体系は横加速度力とロールレイト力、タイヤ系は前タイヤ横力の影響で、ウォブルモードが安定化する。
- (4) 前タイヤ横力の位相進みは、構成要素内のフレームねじれ角の位相遅れが最大の要因である。

本稿の結果よりフロントフォークねじれ剛性の観点では、減衰比を増加させることでウォブルモードが安定化を図る要因となることが判明した。現代の二輪車におけるステアリングダンパ装着は、安定性への影響が確かなものであることがわかる。しかし、高速度域での減衰比増加が安定性に寄与しているが、本稿の研究で扱った車速より低い速度域での効果については確かではない。

また、近年解析されているウィーブモードとの両立問題について、減衰比変更がいかに影響するのか不明であるため、今後の議論としての取り扱いたいと考える。

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) 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)
- (3) R. S. Sharp and C. J. Alstead; The Influence of Structural Flexibilities on the straight-running Stability of Motorcycles, Vehicle Systems Dynamics, Vol.9 p 327-357 (1980).
- (4) P. J. Spierings; The Effects of Lateral Front Fork Flexibility on the Straight-Running Stability Single-Track Vehicles, Vehicle Systems Dynamics, 10 p 21-35 (1981).
- (5) 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）64巻 p3555-3562（1998）
- (6) 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)
- (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, 299-304 (2021).
- (8) 片山 硬, 青木 章：フレーム剛性が二輪車のウォブルモードに及ぼす影響；自動車技術会論文集, Vol. 30 No. 3, p. 93-98 (1997).
- (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, No6, p1204-1211 (2021).