

フレーム変形が二輪車の運動に及ぼす影響に関する研究（第1報）

Effect of Frame Deformation on Motorcycle Dynamics (First Report)

坂本 和信 草刈 政宏 中谷 友輝 北川 洋

本報は、公益社団法人自動車技術会 2024年自動車技術会 春季大会 学術講演会予稿集に掲載された論文を同会の許可を得て転載したものです。本論文の著作権は公益社団法人自動車技術会に属し、無断複製・転載を禁じます。

要旨

フレームの剛性は二輪車の操縦安定性に影響することが知られており、曲げや振りの力を静的に加えた変形量から算出される剛性値に基づいてフレームの設計が行われてきた。しかし走行時のフレームには、車両の運動による過渡的な力によって複雑な変形が生じていると考えられる。そこで本研究では、走行時のフレーム変形を取得し、二輪車の力学モデルに基づいて解析を行った。その結果、旋回時に支配的な力の移り変わりによって、ヘッドパイプ部やピボット部に局所的な振り変形が生じていることがわかった。そして、この局所的な変形が車両の運動性能に影響することを明らかにした。

Abstract

The effect of frame stiffness on motorcycle dynamics was analyzed based on the forces and frame deformation that occur during running. Focusing on turning, torsional deformation mainly occurs, which is a superposition of the torsional deformation of the steering head pipe and the torsional deformation of the rear swingarm pivot. At the start of turning, when high roll acceleration is applied, the torsional deformation of the head pipe occurs first, and the torsional deformation of the pivot occurs later. The time difference between these deformations is closely related to the transition of the force component applied to the vehicle. The local deformation of the frame delays the response of the deformation relative to the force and affects the motorcycle dynamics.

1 まえがき

二輪車の操縦安定性に関わるフレームの特性を表す指標として剛性値が長らく用いられている。剛性値はフレームを部分的に拘束し、静的な力を加えた際の変形量から算出される。その拘束状態や入力方向は走行中の二輪車に作用する力を想定しているとされ、剛性値を基にしたフレームの詳細設計が行われてきた^[1]。これにより、軽量のフレーム構造が考案される一方で、操縦安定性との両立には試行錯誤が続けられている。今後さらなる構造の合理化と操縦安定性の向上を実現していくためには、フレーム剛性に対する真の要求を明らかにすることが重要である。そこで本研究では、剛性を構成する力と変形の関係に立ち返り、走行中の二輪車に作用する力と、それによって生じるフレームの変形について解析を行った。その結果、旋回時に生じているフレームの過渡的な振り変形の詳細と、運動性能に寄与する変形の特徴を明らかにできたので報告する。

2 フレーム変形の取得方法

2-1. 概要

フレーム単体の静的な弾性変形は実験計測や数値解析により取得することができる。走行時については、マルチボディダイナミクスによる時刻歴解析が行われているものの、フレームの変形は明らかになっていない^[2]。本研究で対象とする走行時のフレーム変形は、車両各部に貼付けたひずみゲージの測定データと数値解析を併用した同定手法による推定が行われている^{[3][4]}。この同定手法では、小型の計測機器により車両挙動への影響を最小限にできるが、正確な変形を求めるためには適切な解析モデルが必要である。本研究では、以下の方法で解析モデルを構築し、高い精度でフレーム変形を取得する。

2-2. ひずみ計測による変形の同定手法

本研究ではまず、フロントフォーク、メインフレーム、スイングアーム等を実車両に従って結合し、マスプロパティを正確に再現した車両アッセンブリでの有限要素モデルを構築する(図1)。そして、走行中の車両に作用している力を想定した複数

の荷重条件を設定し、慣性リリーフ解析を行う。その各荷重条件によって生じる変形を基本変形モードとし、各基本変形モードにおけるひずみの線型和が実車計測で得られる車両各部のひずみと一致するように各基本変形モードの倍率を同定する。これにより、フレームの固有振動数よりも十分に低い周波数の入力による非拘束状態の弾性変形量を取得する。

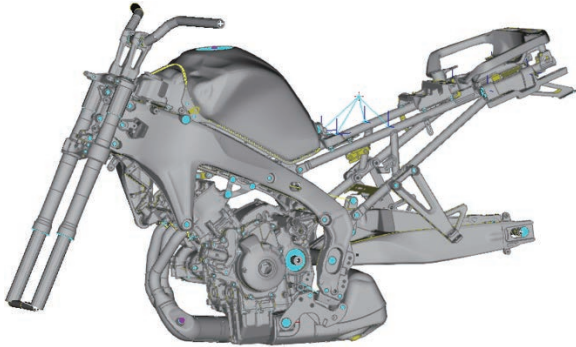


図1 FEM simulation model

2-3. 荷重条件の選定方法

走行時のフレーム変形を基本変形モードの重ね合わせとして求める上で、適切な荷重条件の設定が重要である。本研究ではまず、前後輪のタイヤ力、ジャイロモーメント、チェーン張力など車両に作用する力を想定した荷重条件にて解析し、基本変形モードを得る。そして、ヘッドパイプやピボットなどフレームの変形を特徴づける代表変位を用いて基本変形モード間の相関性を評価する。この相関性の評価にはモード相関係数 (Modal Assurance Criterion, MAC)^[5]を用いる。相関性の高い基本変形モードがある場合は荷重条件を削除または統合し、各基本変形モードの相関性が低くなるように荷重条件を再設定する。これにより各基本変形モードにおけるひずみ分布の独立性を高め、ひずみ計測点を削減しながら、少ない基本変形モードの重ね合わせで走行時のフレーム変形を得ることができる。図2に荷重条件の例を示す。

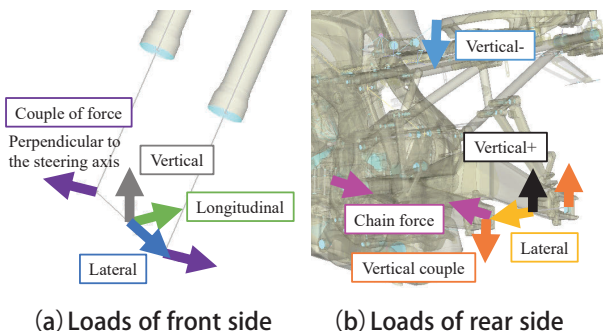


図2 Examples of load conditions

3 走行時のフレーム変形の同定と分析

3-1. フレーム変形の同定結果

本研究では、フレーム変形を特徴づける代表変位を車両重心を基準としたヘッドパイプ上下端とピボット左右端の節点における並進3方向の変位量とした。また、車両に生じるひずみ計測時の走行条件は、平坦路を80km/hの一定速度で直進した後、右旋回と左旋回を繰り返すS字コースとした。図3には実車計測したひずみと基本変形モードの線型和で算出したひずみの比較例を示す。図2に示した9つの荷重条件を用いた基本変形モードの重ね合わせにより、精度良く走行時のフレーム変形を得ることができている。

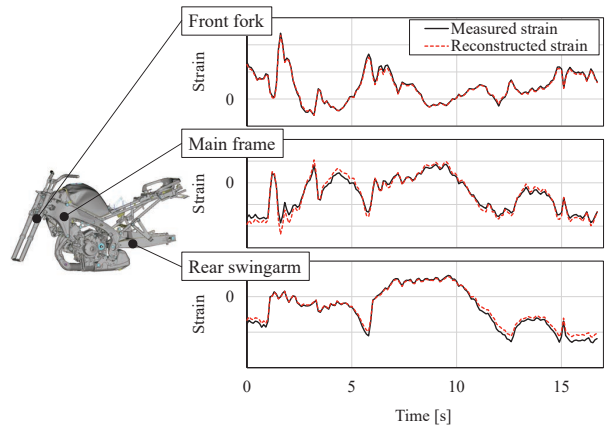


図3 Examples of measured strain and reconstructed strain

3-2. 基本変形モードの寄与率分析

走行時のフレーム変形状態を把握するため、各基本変形モードの寄与率を算出する。本研究では、ヘッドパイプ上下端の節点 ($i = 1, 2$) とピボット左右端の節点 ($i = 3, 4$) のそれぞれ並進3方向の変位量 (x_i, y_i, z_i) を成分とする変位ベクトル ϕ を用いて、走行時のフレーム変形と各基本変形モードの相関性から寄与率を算出する。ここで、

$$\phi = [x_1, y_1, z_1, x_2, y_2, z_2, x_3, y_3, z_3, x_4, y_4, z_4]^T \quad (1)$$

である。まず時刻 t におけるフレーム変形のベクトルを ϕ_t 、各荷重条件の基本変形モードのベクトルを ϕ_n ($n = 1, 2, \dots, 9$) とし、 ϕ_t と ϕ_n のモード相関係数を次のように求める。

$$MAC(t, n) = \frac{|\phi_t^T \phi_n|^2}{(\phi_t^T \phi_t)(\phi_n^T \phi_n)} \quad (2)$$

また、時刻 t におけるモード相関係数の総和は、

$$MAC_{\text{sum}}(t) = \sum_{n=1}^9 MAC(t, n) \quad (3)$$

となる。これより、時刻 t における各基本変形モードの寄与率を次のように算出する。

$$C(t_n) = \frac{MAC(t, n)}{MAC_{sum}(t)} \quad (4)$$

図4に寄与率の時刻歴推移を示す。寄与率が低い基本変形モードは省略している。直進走行部では車両垂直または前後方向の荷重による基本変形モードの寄与率が高い。そして、ロール角速度の増加に伴ってフロント横方向の荷重による基本変形モードの寄与率が高まり、さらにヨー角速度の増加とともにリヤ上下方向の偶力による基本変形モードの寄与率が高まる。右旋回から左旋回に切返す際にも同様の傾向が見られる。フロント横荷重は旋回方向に車両を倒すようにフレームのヘッドパイプを振る変形モードを生じさせ、リヤ上下偶力は旋回方向とは逆向きに車両を起すようにフレームのピボットを振る変形モードを生じさせる(図5)。旋回時にはこの2つの基本変形モードが支配的である。

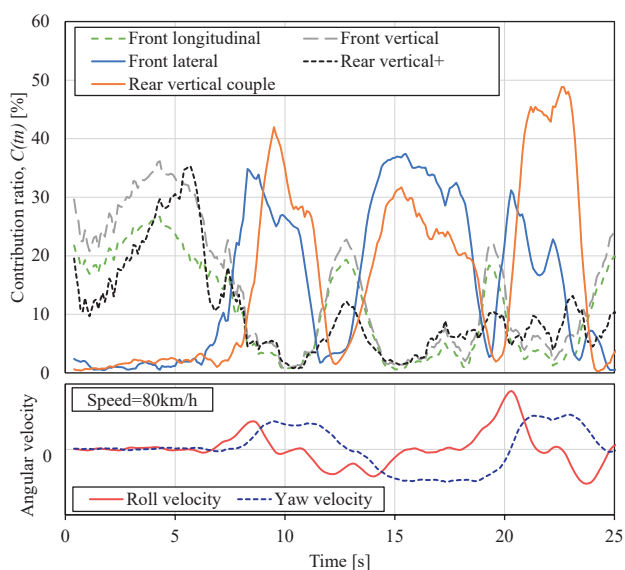
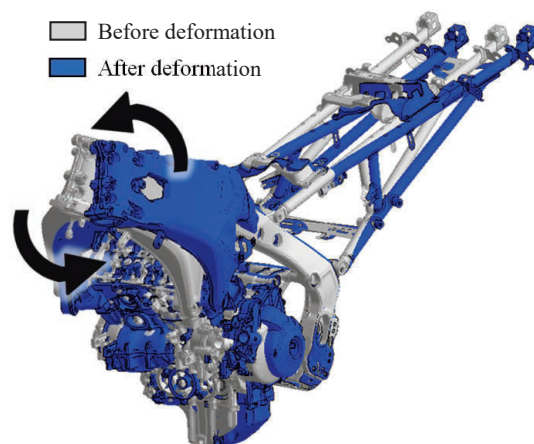


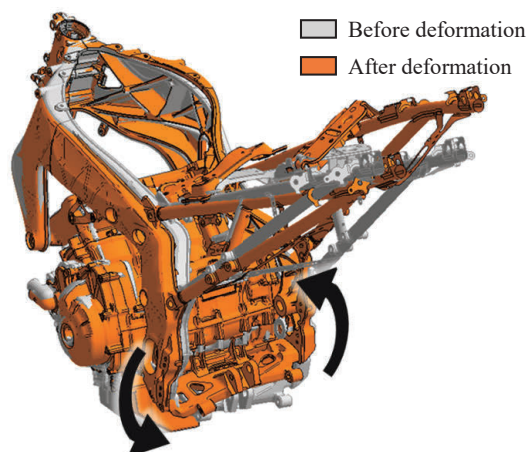
図4 Contribution ratio of each fundamental deformation modes

3-3. フレームの振り変形

旋回時に支配的なフレームの振り変形について、ピボットを基準にしたヘッドパイプの振れ角の推移と、その内訳であるフロント横荷重およびリヤ上下偶力により生じる振れ角を図6に示す。基本変形モードの寄与率分析結果と同様に、フロント横荷重による振れ角に対してリヤ上下偶力による振れ角が遅れて推移する。また、定常旋回時には、リヤ上下偶力による振れ角の寄与が高い。



(a) Deformation mode due to front lateral load



(b) Deformation mode due to rear vertical couple of force

図5 Fundamental deformation modes

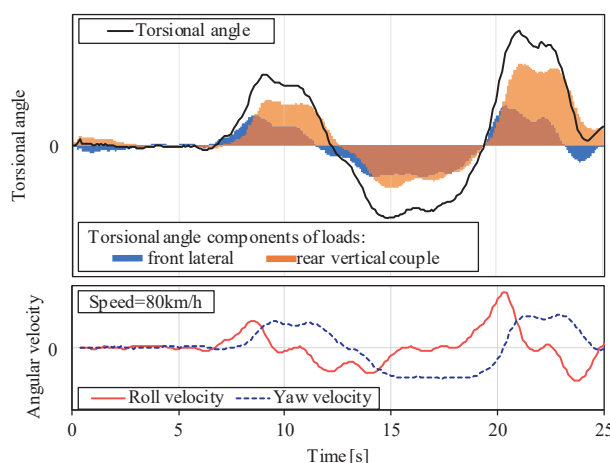


図6 Frame torsional angle and its components

4 フレームを振る力の釣り合い

フレームは車両の運動状態に応じて変形し、旋回時には主

に振り変形を生じている。そこで、その振り変形を生じさせる力について、二輪車の最も基本的な数式モデルである4自由度モデル^[6]を参考に考察する。

4-1. フレームに作用する振りモーメント

まず、図7に示すステア軸とフレームの結合部である点Cにおいて、ステア軸に直交する軸周りに車両前部(操舵系)から作用するモーメント M_{front} は下式で記述できる。

$$M_{front} = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_6 + A_7 \quad (5)$$

$$A_1 = m_f f (g \sin \varphi - v \dot{\psi} \cos \varphi)$$

$$A_2 = i_{fw} \frac{v}{R_f} (\dot{\psi} \cos \varphi \cos \varepsilon - \dot{\varphi} \sin \varepsilon)$$

$$A_3 = F_{fy} (R_f \cos \varepsilon + j) \cos \varphi$$

$$A_4 = F_{fz} (R_f \cos \varepsilon + j) \sin \varphi$$

$$A_5 = M_{fx} \cos \varepsilon$$

$$A_6 = -M_{fy} \sin \varphi \sin \varepsilon$$

$$A_7 = M_{fz} \cos \varphi \sin \varepsilon$$

ただし、操舵角、タイヤ横すべり角、フロントフォーク部の慣性モーメントの影響は小さいため無視する。また、走行速度は一定とする。図7および式(5)中の記号は以下の通りである。

- G_v : 車両重心
- G_f : 前輪を含むフロントフォーク部の重心
- G_r : 後輪とライダーを含むメインフレーム部の重心
- m_f : 前輪を含むフロントフォーク部の質量
- g : 重力加速度
- v : 走行速度
- i_{fw} : 前輪の極慣性モーメント
- F_{fy} : 前タイヤの横力
- F_{fz} : 前タイヤの垂直抗力
- M_{fx} : 前タイヤのオーバートーニングモーメント
- M_{fy} : 前タイヤの転がり抵抗モーメント
- M_{fz} : 前タイヤのセルフライニングトルク

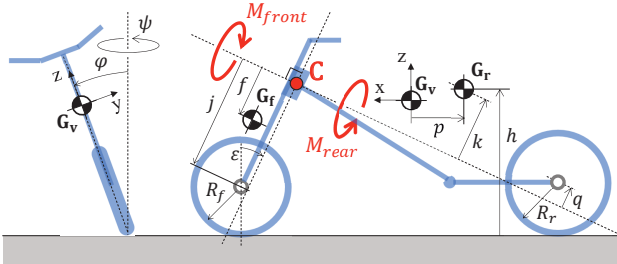


図7 Schematic diagram of 4-DoF motorcycle model

同様に、図7の点Cに車両後部(車体系)から作用するモーメント M_{rear} は下式で記述できる。

$$M_{rear} = B_1 + B_2 + B_3 + B_4 + B_5 + B_6 + B_7 + B_8 + B_9 \quad (6)$$

$$B_1 = m_r k (g \sin \varphi - v \dot{\psi} \cos \varphi)$$

$$B_2 = -i_{rw} \frac{v}{R_r} (\dot{\psi} \cos \varphi \cos \varepsilon - \dot{\varphi} \sin \varepsilon)$$

$$B_3 = -F_{ry} (R_r \cos \varepsilon - q) \cos \varphi$$

$$B_4 = -F_{rz} (R_r \cos \varepsilon - q) \sin \varphi$$

$$B_5 = -M_{rx} \cos \varepsilon$$

$$B_6 = M_{ry} \sin \varphi \sin \varepsilon$$

$$B_7 = -M_{rz} \cos \varphi \sin \varepsilon$$

$$B_8 = \dot{\varphi} k \left(\frac{I_{rx} + m_r h^2}{h} \cos \varepsilon + \frac{C_{rxz}}{p} \sin \varepsilon \right)$$

$$B_9 = -\dot{\psi} k \cos \varphi \left(\frac{I_{rz} + m_r p^2}{p} \sin \varepsilon + \frac{C_{rxz}}{h} \cos \varepsilon \right)$$

なお、記号については以下の通りである。

- m_r : 後輪とライダーを含むメインフレーム部の質量
- I_{rx} : 重心 G_r の x 軸周り慣性モーメント
- I_{rz} : 重心 G_r の z 軸周り慣性モーメント
- C_{rxz} : 重心 G_r の x 軸と z 軸に関する慣性乗積
- i_{rw} : 後輪の極慣性モーメント
- F_{ry} : 後タイヤの横力
- F_{rz} : 後タイヤの垂直抗力
- M_{rx} : 後タイヤのオーバートーニングモーメント
- M_{ry} : 後タイヤの転がり抵抗モーメント
- M_{rz} : 後タイヤのセルフアライニングトルク

式(6)にはロールとヨーの角加速度による慣性力項 B_8 と B_9 が含まれる。図8は4自由度モデルの運動方程式を解いて旋回時の M_{front} と M_{rear} を求めた結果である。双方のモーメントは常に釣り合いの関係にある。

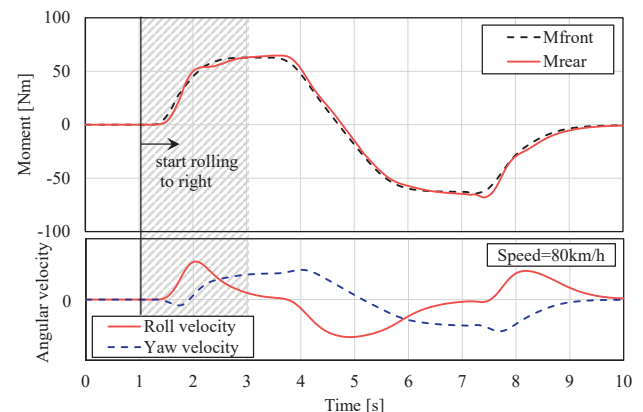


図8 Simulation results of M_{front} and M_{rear} in 4-DoF model

4-2. モーメントの成分

図8網掛部分の右ロール運動時において、式(6)の M_{rear} を構成する各項の推移を図9に示す。図中の記号は式(6)の $B_1 \sim B_9$ に対応する。ロール運動の開始直後には高いロール角加速度が発生するため、重心に作用する慣性力によるモーメント成分 B_8 の影響が大きい。そして、定常旋回になるにつれてロール角加速度は低くなり、後輪接地点に作用するタイヤ力によるモーメント成分 B_3, B_4, B_5 の影響が大きくなる。すなわち、操舵系から作用する M_{front} に釣り合う M_{rear} の支配的な力の作用点が重心から後輪接地点に移り変わる。このことから、メインフレームが弾性変形を生じる場合には、ロール運動に伴ってメインフレーム重心よりも前方で変形を生じ、その後、フレーム全体での変形を生じると考えられる。これは3章で示した基本変形モードの寄与率分析結果の傾向と一致する。

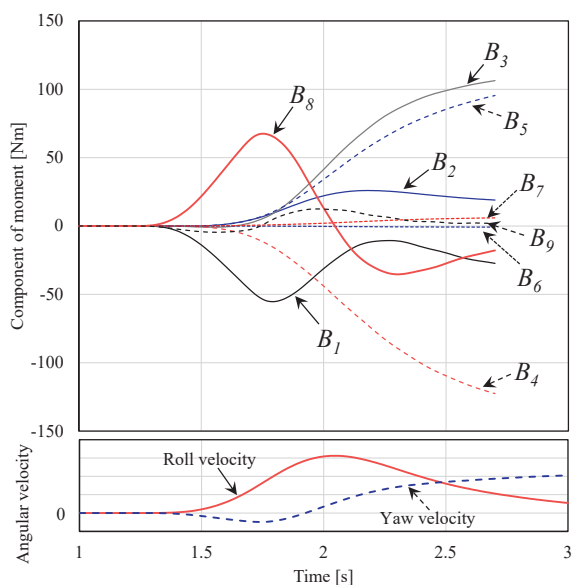


図9 Time history response of moment components at rolling

5 車両運動に影響する力と変形の関係

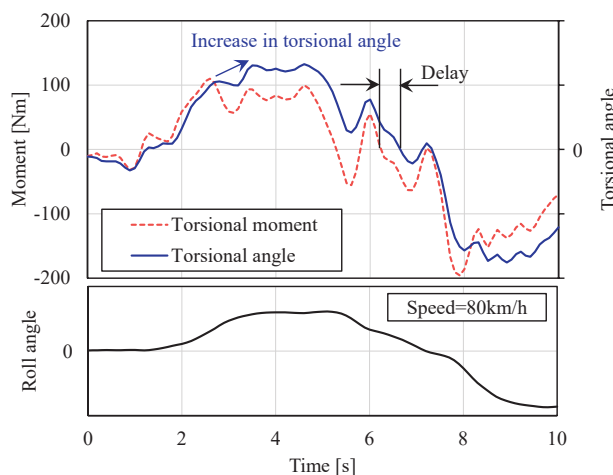
前章までの結果から、走行中のフレームは釣り合う力の作用点の間で局所的な変形を生じることがわかった。そこで、この局部変形が車両運動に及ぼす影響について、既述の解析方法を用いた実車走行実験による検証を行った。

実験に用いた車両はフレームの仕様を変更できるようにしており、基準仕様 A は図6に示したりや上下偶力によるピボット付近の変形量が多いフレームである。比較仕様 B にはその変形を抑制するように補強部品を取り付ける。走行条件は平坦路を80km/hの一定速度で直進から右旋回した後に左旋回

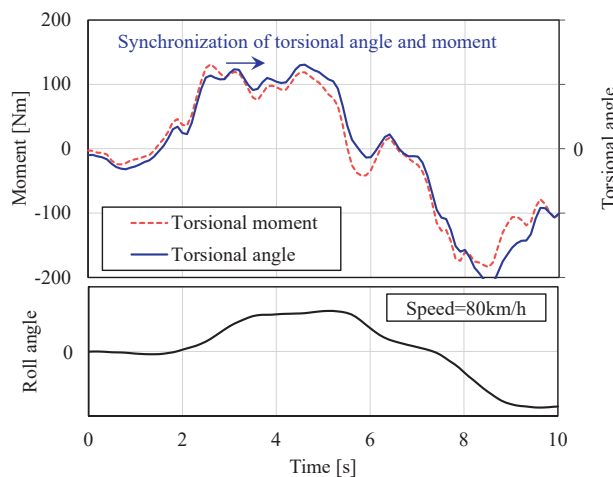
を繰り返す S 字コースである。

図10にステア軸に直交する軸周りに操舵系から作用する振りモーメント M_{front} と、ピボットを基準にしたヘッドパイプの振れ角を算出した結果を示す。両仕様ともロール運動に伴い振りモーメントと振れ角は増加し、ロール角の増加とともに振りモーメントは極大値に達する。その後、仕様 A の振れ角は増加し続けるのに対し、仕様 B の振れ角は振りモーメントと同じように推移する。また、右旋回から左旋回に切り返す際に、仕様 A は振りモーメントに対して振れ角が遅れて推移する。一方、仕様 B ではほぼ一致している。一連の振れ角の推移にはフレームの仕様差が表れている。

また、操縦安定性を評価可能なエキスパートライダーによる官能評価において、仕様 A に対して仕様 B はロール応答性が向上しており、フレームに作用する力に対する変形の応答性と運動性能との相関を確認した。



(a) Standard specification A



(b) Reinforced specification B

図10 Comparison between torsional moment and frame torsional angle

6 まとめ

剛性を構成する力と変形の観点から、走行時に生じるフレーム変形のメカニズムと運動性能に及ぼす影響を調査し、以下の結果を得た。

1. 旋回時のフレームには主として振り変形が生じ、その変形はフレームのヘッドパイプを振る力とピボットを振る力のそれぞれが慣性力との釣り合いで生じる変形モードの重ね合わせで表せる。
2. 旋回開始時のように高いロール角加速度が生じる場面では、ヘッドパイプを振る変形が先に生じ、ピボットを振る変形が遅れて発生する。これは車両の運動状態によって支配的な力の作用点が変わることによって起る。
3. フレームの局所的な変形が力に対する変形の応答性に影響することを示し、運動性能との相関を官能評価により確認した。

本稿では旋回時の振り変形に注目したが、変形量にはその他の成分も含まれる。今後は、運動性能に関係する変形量の紐づけを進めるとともに、そのメカニズムに基づいた最適化方法を検討する。

参考文献

- [1] 二輪車の運動特性部門委員会監修：二輪車の実際に見られる運動，みんなのモーターサイクル工学講座，公益社団法人自動車技術会，2022，p. 88-89
- [2] 内藤重男，北川洋，大富部寿一：車両の弾性変形を考慮した二輪車の安定性解析モデル，自動車技術会 学術講演会前刷集，No. 108-01，p. 1-4(2001)
- [3] Mitsuo Hirai, Takashi Ueno, Youhei Iwaki, Shojiro Oohama: Application of FEM Analysis Using Loads Predicted from Strain Measurement in Motorcycle Frame Development, SAE Technical Paper(2013), 2013-32-9044
- [4] Yasushi Nakamura, Kazuhiro Ichikawa, Takumi Kawasaki, Yasuhisa Okabe, Hiroshi Ishii, Akiyuki Yamasaki: Development of Technology for Measuring Dynamic Deformation of Motorcycle Bodies, SAE Technical Paper (2013), 2013-32-9165
- [5] モード解析ハンドブック編集委員会：モード特性同定，モード解析ハンドブック，コロナ社，2000，p. 128
- [6] R. S. Sharp: The stability and control of motorcycles, Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 13, No. 5, p. 316-329(1971)

著者



坂本 和信
Kazunobu Sakamoto
PF 車両ユニット
PF 車両開発統括部
車両実験部



草刈 政宏
Masahiro Kusakari
PF 車両ユニット
PF 車両開発統括部
車両実験部



中谷 友輝
Yuki Nakatani
PF 車両ユニット
PF 車両開発統括部
車両実験部



北川 洋
Hiroshi Kitagawa
PF 車両ユニット
PF 車両開発統括部
車両実験部