

二輪車の後輪自己操舵による高速安定性向上に関する研究 ―ウィーブの減衰効果―

Study on Improving the Motorcycle High Speed Stability using the Rear Wheel Self-steering System
—Effect of Damping on Weave Reduction—

引 地 東一郎* 手 塚 良 孝* 浦 志 誠 一*
Toichiro HIKICHI Yoshitaka TEZUKA Seiichi URASHI

高 木 桂一郎** 吉 岡 利 治** 乾 孝 海**
Keiichiro TAKAGI Toshiharu YOSHIOKA Takaumi INUI

要 旨

二輪車の高速走行時、外乱などによりウィーブと呼ばれるロールとヨーの連成された低周波数の車体振動を起すことがある。このウィーブの減衰効果の向上を目的として、後輪のスベリ角を後輪自己操舵システムの導入によって制御する研究を行った。ダンパの特性によって後輪の操舵角が規制される後輪自己操舵システムは、ウィーブの減衰効果を向上し、高速直進安定性の向上に寄与することが判った。

ABSTRACT

During the high speed running of motorcycles, natural vibration of low frequency coupled of roll and yaw, which is called the weave, is caused on motorcycle due to external disturbance. Aiming at reducing the weave, a study was made to control the slip angle of rear wheel by introducing the rear wheel self-steering system. It has been found that the self-steering system contributes to the enhancement of stability during high speed straight running with the damper used to control the self-steering angle of rear wheels.

1. はじめに

四輪車では後輪操舵システムが実用化され、すでに一般のドライバにもその効果が理解されているが、二輪車の後輪操舵システムは研究されてはいるものの実用化の域に達していない。二輪車は構造が簡単であり、付加的な後輪操舵システムの質量増加は逆に本来の運動性能を低下させたり、また二輪車は運動の自由度が多く、後輪操舵を伴った操縦性は、ライダーのバランス感覚を崩す場合があるためとも考えられる。

二輪車の後輪操舵システムによる安定性向上に関する従来の研究では、前輪に対する後輪の操舵比を決めてアクティブに後輪を操舵するシステムを対象としており、後輪操舵によって車体の安定性が向上すると報告されている^{1) 2)}。また最近、後輪の横力によってパッシブに後輪が自己操舵するシステムを対象とした研究が報告されている³⁾。筆者らの研究もパッシブに後輪が自己操舵す

るシステムを対象としているが、自己操舵システムに対する後輪操舵機構の考え方が異なる。

ウィーブは2~5 Hz程度の固有の振動現象で、大きさや減衰の程度は車体諸元や走行条件などに左右される⁴⁾。振動によるヨー方向の車体の挙動変化に伴って後輪にスベリ角が発生する。スベリ角による後輪の横力が大きくなると、振動の持続力が増加し、安定性に影響する。後輪の横力を左右するスベリ角を、後輪操舵の導入によってウィーブの減衰効果を大きくするように制御できれば、安定性の向上が期待できる。

本報では、まず後輪自己操舵により後輪のスベリ角を変化させ、横力を小さくするための考え方と計算シミュレーションによる予測結果を示した。次に試作した後輪自己操舵システムを用い、ウィーブの減衰効果を実走テストで確認した結果について述べる。

*朝霞研究所

**栃木研究所

2. ウィーブと減衰効果

2.1. ウィーブの横方向の加速度と変位

後輪自己操舵を持たない通常の二輪車において、車速 180km/h の直進走行でライダーがハンドルからパルス状の外乱を入力し、ウィーブが発生したときの前輪および後輪の車軸位置の横方向加速度と、その加速度から計算し

た横変位を Fig. 1 に示す。この周波数は約 3.5Hz、最大横加速度は約 10m/s^2 、後輪軸の最大横変位は約 0.02m である。

2.2. 後輪自己操舵によるウィーブの減衰

本研究に導入した後輪自己操舵システムは、前輪と同方向のキャスト角 λ を持つ。Fig. 2 (a) は、Fig. 1 の③位

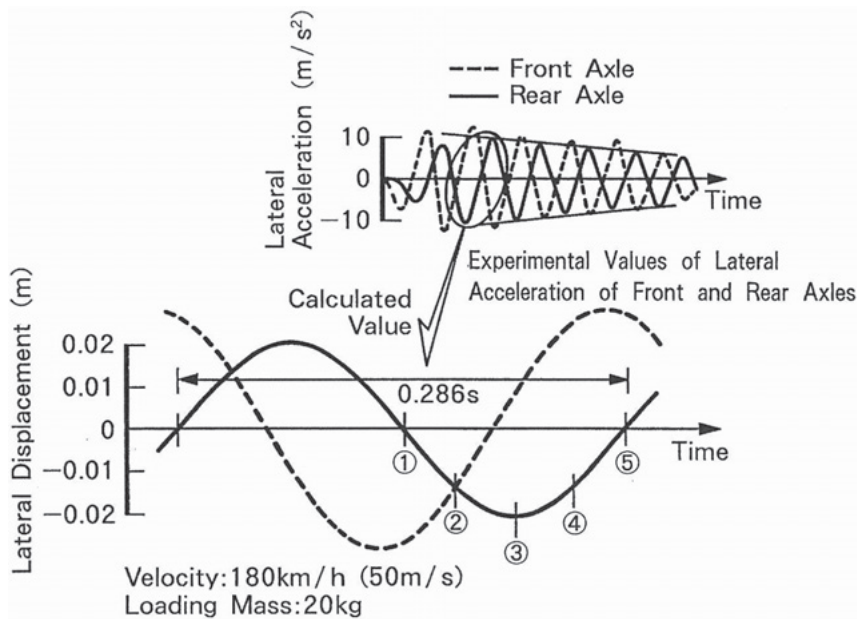


Fig. 1 Lateral Displacements of Front and Rear Axles during Straight Running with Weave in the case of Non-self-steering System

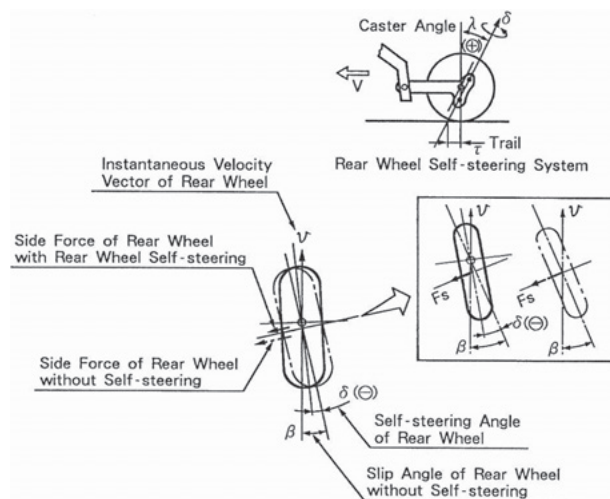


Fig. 2 (a) Change of Slip Angle depending on Rear Wheel Self-steering System (Position ③ on Fig. 1)

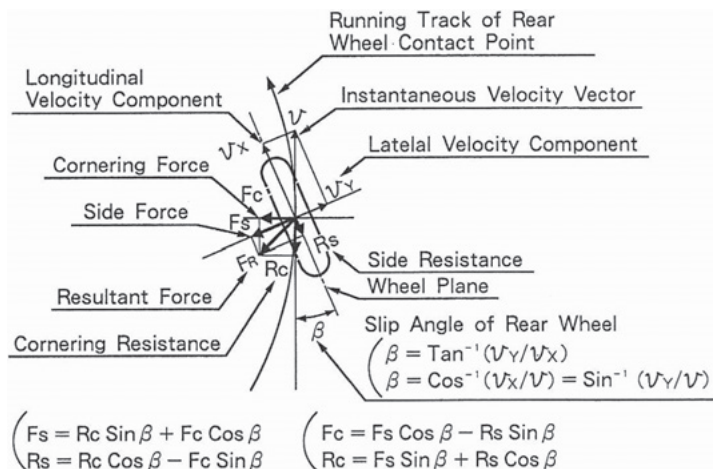


Fig. 2 (b) Correlation of Side Force F_s and Cornering Force F_c for Slip Angle β of Rear Wheel

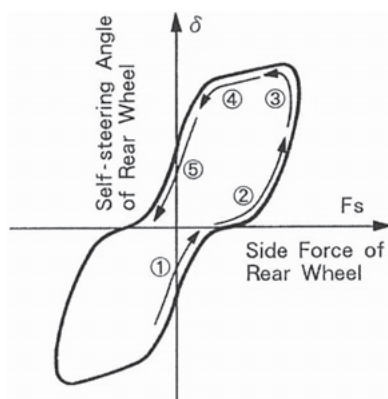


Fig. 3 Qualitative Characteristic of Self-steering Angle Displacement vs. Side Force of Rear Wheel

置における後輪の動きを示している。一点鎖線は後輪自己操舵システムを持たない場合の後輪の状態であり、スベリ角 β 、横力 F_s 、コーナリングフォース F_c などの相互関係は、Fig. 2 (b)のように定義される。実線は後輪自己操舵システムを持つ場合で、横力 F_s によって後輪自己操舵角 δ が発生し、後輪が変化した状態である。外乱によりウィーブが発生し、持続傾向にあるときの加振力の一つは、後輪のスベリ角 β に起因する横力 F_s である。スベリ角 β は車体のヨー方向の運動に伴って発生し、振動の一周期の最大ヨー角を示す③位置の近傍で最大となる。したがって、この位置でスベリ角 β が減少するように自己操舵角 δ を制御すればウィーブを抑制できると考えられる。

後輪自己操舵システムにより、後輪の横力 F_s が大きくなったとき、自己操舵角 δ が大きくなるように制御されると、 F_s と δ の一周期分の定性的な相互関係はFig. 3に示すようになる。

ローラ式タイヤテストを用いて求められた供試車のスベリ角 β に対するコーナリングフォース F_c は、Fig. 4のように表わされる。ウィーブ発生時のスベリ角 β の大きさは、車体のヨー角 θ_z の大きさから、約 1.8° 以下と予測されるので、コーナリングフォース F_c は最大約550Nとなる。仮に後輪自己操舵による操舵角 δ を約 0.3° とすれば、 F_c は約20%以上減少し、ウィーブに対する

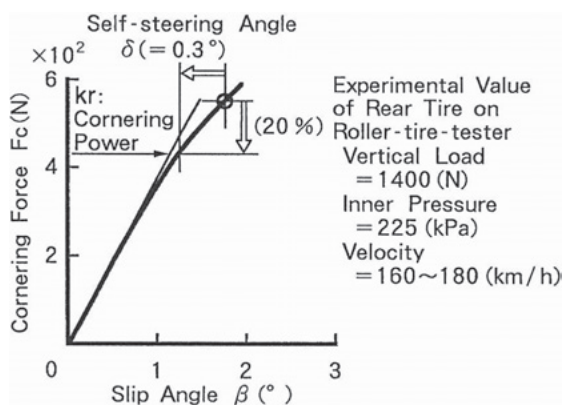


Fig. 4 Decreasing Rate of Cornering Force due to Self-steering Angle

加振力が低下し、ウィーブの減衰効果に寄与すると考えられる。

3. シミュレーションによる後輪自己操舵の効果予測

3.1. 後輪自己操舵機構の計算モデルとダンバの特性

後輪自己操舵機構の計算モデルをFig. 5に示す。モデルは実際の設計段階で検討された比較的構造の簡単な自己操舵機構を近似的に表わしている。

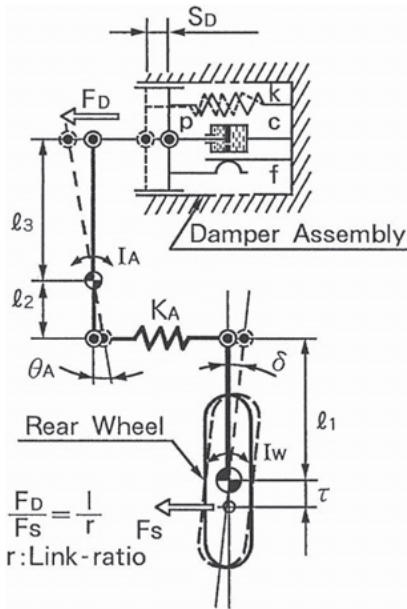


Fig. 5 Calculation Model of Self-steering System

後輪の横力 F_s によって発生する自己操舵角 δ は、リンク機構を介して連結されているダンパの特性によって自動的に制御される。

計算モデルの運動方程式は、駆動力および制動力が働かない場合、式 (1)(2) で表われ、式 (1) の第 1 項は自己操舵角 δ によって後輪の操舵軸回りの回転トルクが減少することを示す。Fig. 6 (a) は、後輪のスベリ角 β が横力 F_s の増加によって減少するように式 (1)(2) から求められた総合的なダンパ特性である。このダンパ特性は、プリセット荷重 p を考慮したバネ定数 k 、ダンピング定数 c

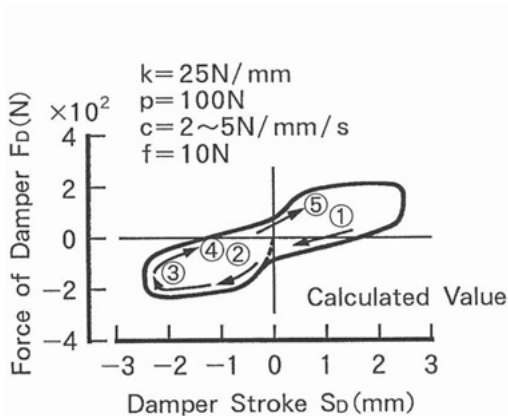
ここに

- F_D : ダンパの総合力
- F_s : 後輪の横力 ($k_r \cdot \beta$)
- K_A : リンク系の剛性
- I_A : リンク系の慣性モーメント
- I_W : 後輪の慣性モーメント
- k_r : 後輪のコーナリングパワー
- S_D : ダンパストローク
- k : ダンパのバネ定数
- p : ダンパのプリセット荷重
- c : ダンパのダンピング定数
- f : ダンパの摩擦力
- δ : 後輪の自己操舵角
- θ_A : リンク系の回転角
- β : 後輪のスベリ角
- λ : 後輪のキャスト角
- τ : 後輪のトレール

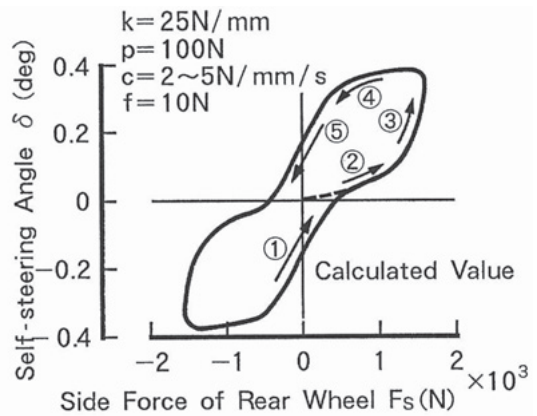
および摩擦力 f の組合せによって決定された。Fig. 3 で示した後輪の横力 F_s に対する自己操舵角 δ の相互関係は Fig. 6 (b) に示すような特性となった。

$$\ddot{\delta} \cdot I_W = \tau \cdot \cos(\lambda) \cdot k_r (\beta - \delta) - l_1 (\dot{\delta} + \dot{\theta}_A) K_A \quad \dots(1)$$

$$\ddot{\theta}_A \cdot I_A = -l_2 (\dot{\delta} + \dot{\theta}_A) K_A - l_3 S_D \cdot k - l_3 \frac{dS_D}{dt} \cdot c - l_3 \cdot f \quad \dots(2)$$



(a) Stroke vs. Force of Damper



(b) Side Force vs. Self-steering Angle

Fig. 6 Calculated Values of Damper and Self-steering Characteristic

3.2. シミュレーションによるウィーブの減衰効果

横、ヨー、ロールおよびハンドルスティアに対する運動方程式 (3)～(6) を基礎としたシミュレーションモデル (Fig. 7) を用い、駆動力および制動力が働かない場合の後輪自己操舵によるウィーブの減衰効果を予測した。シミュレーションに使用した二輪車の主な諸元を Table 1 に示す。後輪のキャスト角とトレールは、後輪自己操舵システムの値である。ウィーブが明確に現われるように、後輪軸上のシート部にダミー質量 20kg が積載されている。シミュレーションに用いられたダンパは、Fig. 5 に示した自己操舵機構の計算モデルから検討された Fig. 6 の特性をもっている。

横方向

$$MV \left(\frac{d\beta}{dt} + \frac{d\theta_z}{dt} \right) - Mh \frac{d^2\theta_x}{dt^2} = F_{c_f} + F_{c_r} + (k_{c_f} + k_{c_r}) \theta_x \quad \dots(3)$$

ここに

$$F_{c_f} = k_f \left(\theta_H - \beta_G - \frac{l_f}{V} \frac{d\theta_z}{dt} \right)$$

$$F_{c_r} = k_r \left(-\beta_G + \delta + \frac{l_r}{V} \frac{d\theta_z}{dt} \right)$$

ヨー方向

$$I_z \frac{d^2\theta_z}{dt^2} - I_{xz} \frac{d^2\theta_x}{dt^2} = F_{c_f} l_f - F_{c_r} l_r + (k_{c_f} l_f - k_{c_r} l_r) \theta_x \quad \dots(4)$$

Table 1 Specifications of Motorcycle

Wheelbase	(mm)	1376
Engine Displacement	(cm ³)	399
Caster Angle	Front (deg)	27
	Rear* (deg)	15
Trail Length	Front (mm)	100
	Rear* (mm)	45
Curb Mass	(kg)	185
Moments of Inertia		
Roll/Yaw/Pitch	(kg・m ²)	57.4/31.8/39.3
Height of Gravity Center	(mm)	504
Tire Size	Front	100/90-16
	Rear	130/70-18
Loading Mass on Seat	(kg)	20

* In the Case of Rear Wheel Self-steering System

ロール方向

$$I_x \frac{d^2\theta_x}{dt^2} - I_{zx} \frac{d^2\theta_z}{dt^2} = (Mgh - K_x) \theta_x - C_x \frac{d\theta_x}{dt} - MhV \left(\frac{d\beta_G}{dt} + \frac{d\theta_z}{dt} \right) \quad \dots(5)$$

ハンドルスティア方向

$$I_s \frac{d^2\theta_H}{dt^2} = T_{\theta_H} k_s \theta_x + F_{c_f} T \cos(\theta_c) \cos(\theta_x) \quad \dots(6)$$

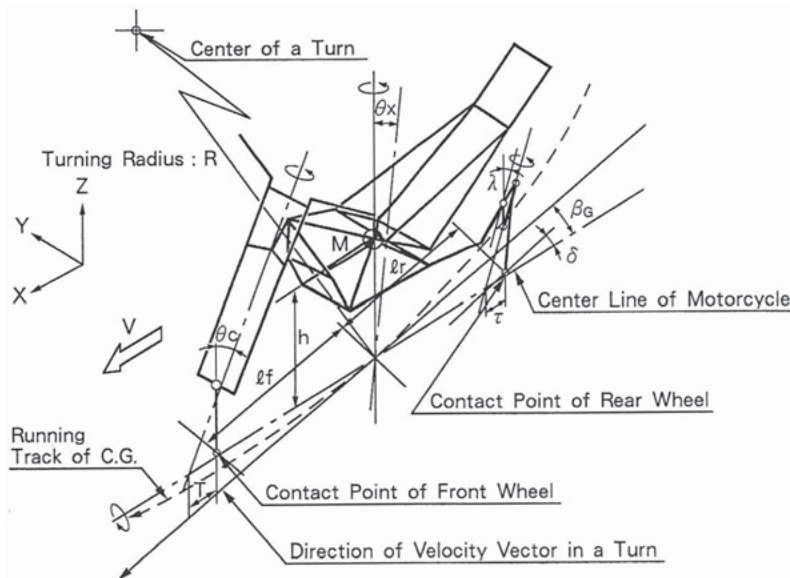


Fig. 7 Simulation Model of Motorcycle

ここに

- M : 二輪車質量
 V : 車速
 F_{Cr} , F_{Cr} : 前輪、後輪のコナリングフォース
 k_f , k_r : 前輪、後輪のコナリングパワー
 k_{cf} , k_{cr} : 前輪、後輪のキャンバラスト係数
 ℓ_f , ℓ_r : 前輪、後輪軸と車両重心間距離
 h : 重心高
 g : 重力加速度
 C_X : ロール角速度抗力係数 (前後輪の接地点変化を伴ったロール角速度に比例する係数)
 K_X : ロール角抗力係数 (前後輪の接地点変化を伴ったロール角に比例する係数)
 X, Y, Z : ロール、ピッチ、ヨー軸
 I_X, I_Z : ロール、ヨー慣性モーメント
 I_{XZ} : $X - Z$ 軸間慣性乗積
 I_{ZX} : $Z - X$ 軸間慣性乗積
 θ_H : ハンドル振れ角
 θ_x, θ_z : ロール、ヨー角
 β_G : 車両重心スベリ角
 δ : 後輪自己操舵角
 I_S : ハンドルステア慣性モーメント
 $T_{\theta H}$: ハンドルステアトルク
 ks : 前輪自己操舵係数 (前輪の接地点変化に伴い $T_{\theta H}$ に影響を与える係数)
 T, τ : 前輪、後輪のトレール
 θ_c, λ : 前輪、後輪のキャスト角

シミュレーションによる予測結果の一例として、車速 180km/h における外乱後のウィーブの減衰効果を自己操舵のない場合の結果と比較し、Fig. 8 に示す。

後輪自己操舵システムの導入によってウィーブの減衰率が増加しており、システムの効果が十分期待される。シミュレーション結果のウィーブの減衰振動は、約 35~4Hz であり、1.5s 程度持続する。自己操舵角 δ は最大 0.3° 程度であり、 δ の大きさはハンドルの振れ角 θ_H に比較して約 1/10 であり、振れの位相関係はほぼ同相である。

シミュレーション結果によるウィーブ発生時の最大振幅近傍における後輪の自己操舵状態を Fig. 9 に示す。自己操舵角 δ の分だけ、後輪のスベリ角 β が小さくなり、結果として後輪に発生する横力 F_s が減少し、振動の加振

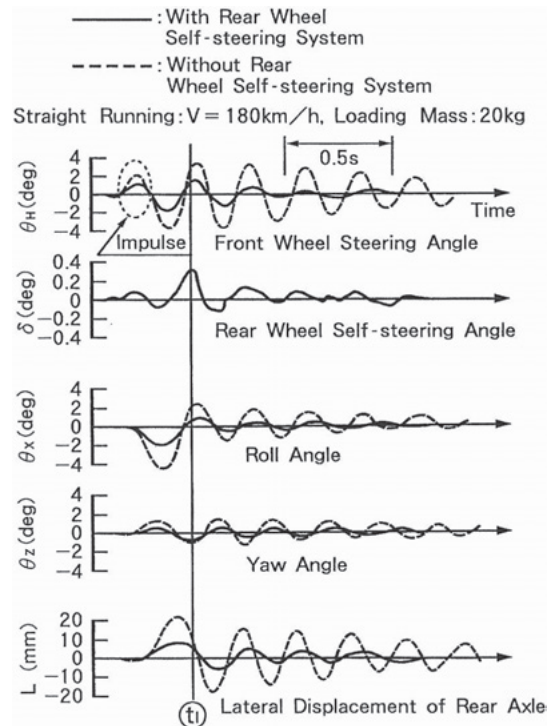


Fig. 8 Simulation Results of Weave Dumping

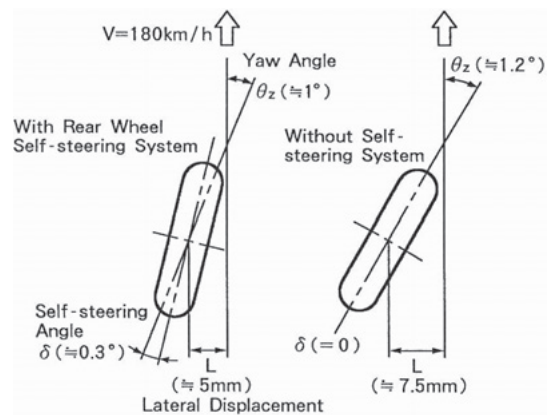


Fig. 9 Difference in Rear Wheel Movement at the Time (t_1) in Fig. 8

力が抑制され、自己操舵がウィーブの減衰効果に寄与していることが判る。

次に、ウィーブの減衰特性を周波数応答について比較し、Fig. 10 に示す。応答解析の入力はハンドルへのインパルスの外乱による操舵方向のトルクであり、代表出力は車体のロールレートである。後輪自己操舵によって、

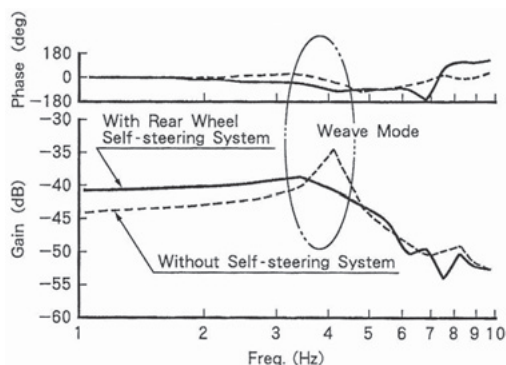


Fig. 10 Difference in Roll Rate Frequency Response in Weave Mode

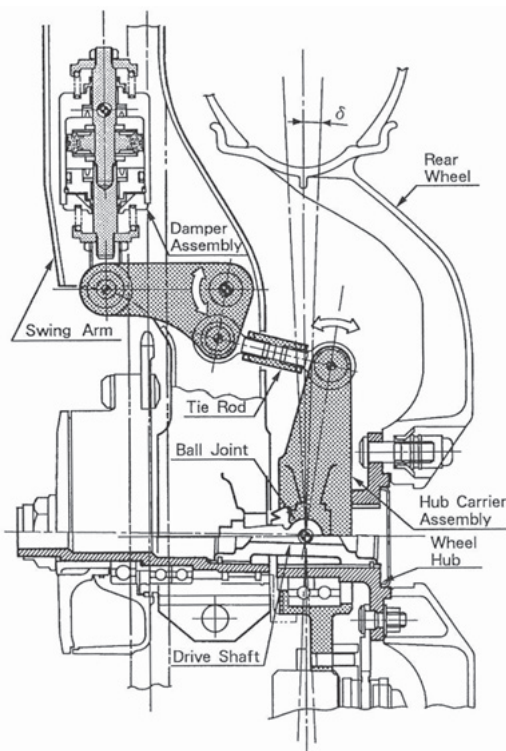


Fig. 11 Configuration of Rear Wheel Self-steering System

ウィーブモードのゲインは約4dB低下し、位相遅れは約60～70°である。外乱による車体への影響度合は小さくなり、ウィーブの減衰効果が顕著に現われ、車体の安定性は向上するものと予測される。

4. 後輪自己操舵機構

後輪自己操舵機構は、供試車の片持スイングアームに、操舵方向が回転自由になるように、ハブキャリアヤが上下2個のボールジョイントで結合されている。キャスト角 λ は一人乗車状態で約15°であり、その操舵軸は後輪軸中心から約37.5mm後方にオフセットされている。

またナックル部は、ベアリングを介して後輪が取付けられるハブを支持しており、さらに自己操舵角 δ を制御するダンパに連結されている (Fig. 11)。そのダンパは、バネ定数 k 、プリセット荷重 p 、ダンピング定数 c および摩擦係数 f の個々の特性に依存する総合的なダンパ特性の計算結果 (Fig. 6) をもとに試作された。

5. 実走テスト結果

5.1. ウィーブの減衰効果

実走テストは、排気量399cm³のTable 1と同一の諸元を持つ中型車で実施した。

テストに用いられたダンパ特性として、ストローク $S_D = \pm 2.5\text{mm}$ でストローク速度をパラメータとしたダンパ力 F_D と、最大ストローク速度に対する最大ダンパ力 $F_{D\max}$ を求め、Fig. 12 (a)(b) に示す。ダンパの製作にあたっては、Fig. 6 で示したシミュレーション結果のダンパ特性がテストに用いた実際のダンパ特性の範囲に含まれるようにし、ウィーブの減衰効果の予測が証明できるようにした。ダンパ④は、 $p=0$ とし、主にダンピング定数 c の効果と寄与率を確認するために用いた。ダンパ⑤の特性は、プリセット荷重 p を付加したバネを用いて、Fig. 3 で示したような特性を意図したものであり、 p の付加によって横力 F_s が小さいところでは、後輪自己操舵角 δ は小さく抑えられる。後輪自己操舵システムにダンパ⑤を装着し、車速約180km/hにおける車体の挙動変化を、ダンパを固定した場合と比較し、Fig. 13 に示す。ウィーブの減衰振動が約3.3Hzとなり、ハンドルの振れ角 θ_H に対する後輪の操舵角 δ の大きさは1/10程度で、位相はほぼ同相であった。ロールとヨーの連成振動の

各変位角は、それぞれ数度以下と小さく、振れは約 1.5s で減衰し、後輪軸位置での水平横方向の加速度 G_R は最大 7m/s^2 程度となった。これらの結果は、Fig. 8 のシミュレーション

結果と近似し、シミュレーションの妥当性が確認できた。

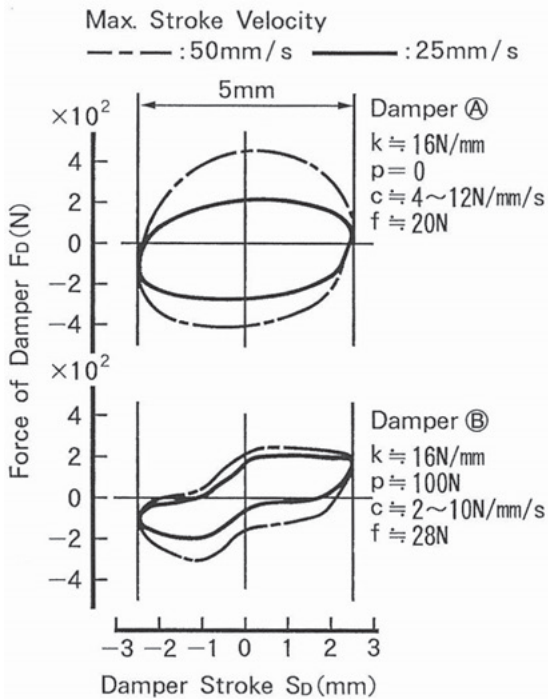
ダンパをそれぞれ装着したテスト結果として、車速約 180km/h における水平横方向の加速度 G_R の減衰波形を Fig. 14 に示す。後輪自己操舵の効果は、式 (7) で定義される対数減衰率 Λ の増加で判断できる。後輪自己操舵システムによりウィーブは早期に減衰しており、ダンパ固定で後輪操舵なしの $\Lambda \approx 0.15$ に比較して、 $\Lambda = 0.30 \sim 0.39$ と明らかに増加した。また、ダンパ①に比べてダンパ②の方が良好な結果を示した。

$$\Lambda = (2/N) \ln (X_{\max}/X_N) \quad \cdots(7)$$

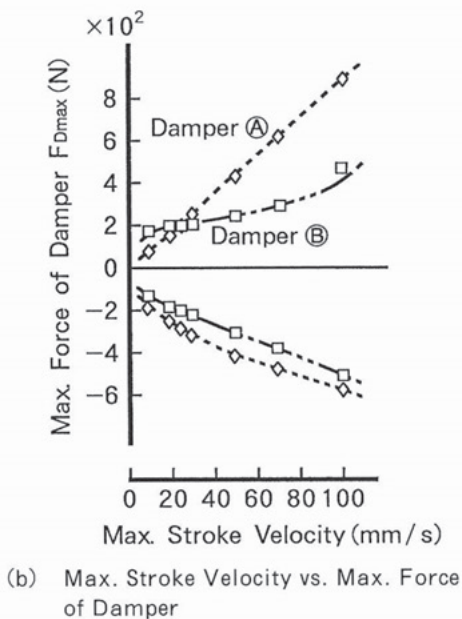
ここに

$X_{\max}$: 振動波形の最大振幅

X_N : 最大振幅から N 番目の振幅



(a) Stroke vs. Force of Damper



(b) Max. Stroke Velocity vs. Max. Force of Damper

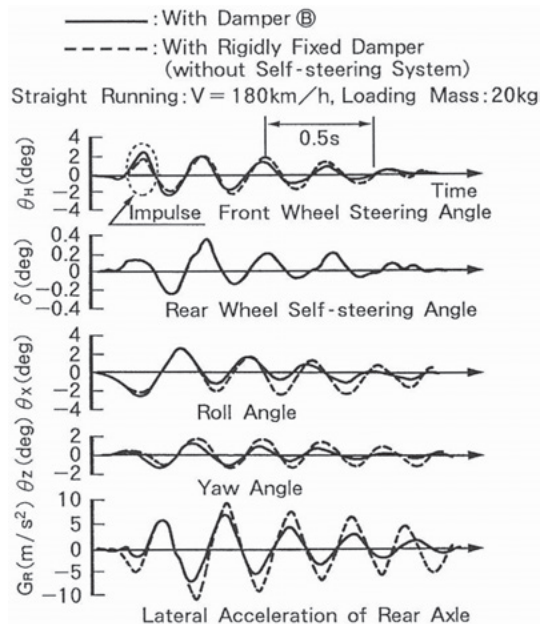


Fig. 13 Example of Changing Behavior of Test Motorcycle in Weave Condition

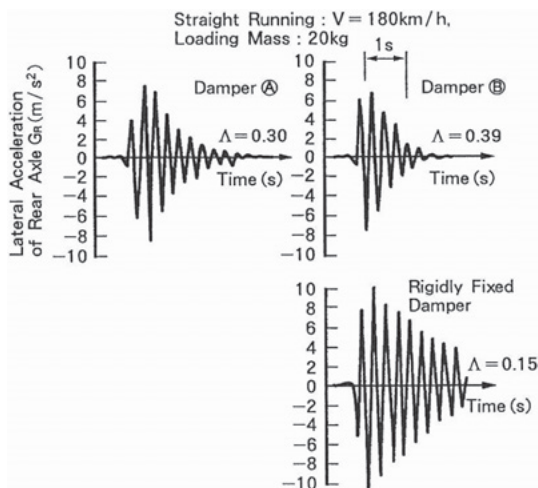


Fig. 14 Damping Wave Forms of Test Motorcycle with Rear Wheel Self-steering System in Weave Condition

装着されたダンパの力 F_D は、小さい方が操舵角 δ が大きくなり、ウィーブの減衰に対しては良い効果を示し、ダンパのプリセット荷重 p を最適にすることにより良好な減衰効果を示し、ダンパ特性の妥当性がほぼ確認できた。

車速変化に対してテストされた二つのダンパ特性による対数減衰率 Λ の変化を Fig. 15 に示す。車速 V が、180km/h 以下においても、後輪自己操舵によるウィーブの減衰効果は顕著であった。

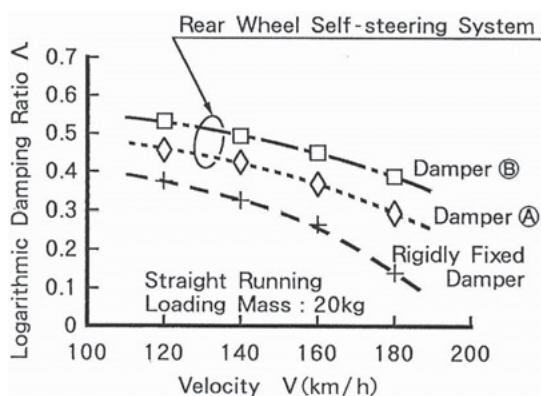


Fig. 15 Change of Damping Ratio of Test Motorcycle in Weave Condition

5.2. 旋回中の加減速による後輪自己操舵の影響

旋回中の後輪の横力 F_S による自己操舵が車体へ与える影響をみるため、車速 70km/h で半径 40m の旋回走行において、スロットルの開閉操作を繰り返し、加減速を繰り返したときの後輪自己操舵角 δ の変化を計測した (Fig. 16)。いずれのダンパでも、旋回進入時の後輪の横力 F_S の変化や旋回中の加減速による前後方向の力によって後輪の操舵角 δ が変化し、車体の大きな挙動変化を伴う場合もあった。また通常旋回走行状態で後輪の接地感が低下する結果となった。

ダンパにプリセット荷重 p を付加したダンパ B の場合は、比較的后輪の自己操舵角 δ が小さくなり、ウィーブの減衰効果を維持しながら、旋回性能の低下を抑えられる可能性があり、今後の研究課題と考える。

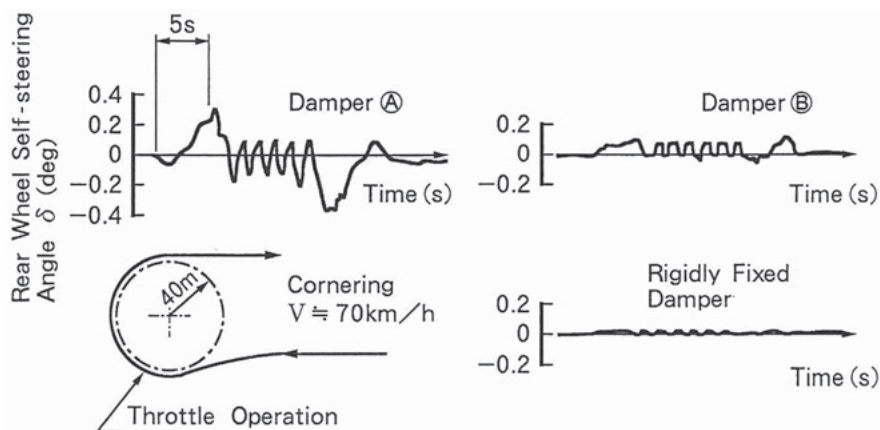


Fig. 16 Change of Self-steering Angle Caused by Throttle Operation during Cornering

6. まとめ

二輪車の高速直進安定性を左右するウィーブの減衰効果の向上を目的として、後輪自己操舵システムを導入し、その効果を計算シミュレーションと実走テストにより定量的に明らかにした。

- (1) 後輪自己操舵システムは、高速直進走行におけるウィーブの減衰効果を向上し、安定性に寄与する。
- (2) 後輪の操舵角は、操舵軸回りの回転を規制するダンパの特性によって後輪の横力に対応して制御され、その特性の変化によって安定性および旋回性が影響される。
- (3) 現状のダンパ特性の範囲では、後輪自己操舵システムによる安定性の向上は、旋回時の加減速状態における安定性とトレードオフの傾向を示す。

参考文献

- 1) 松田篤志、佐藤利行、長谷川晃、二輪車の前後輪操舵システム適用例の紹介、自動車技術、Vol.41, No.3, (1987), 411-477.
- 2) Fujioka, T., Matsui, A., Improving the Straight Running Stability of Motorcycles Using a Two-wheel Steering System, SETC, (1993), 661-668.
- 3) Teubert, Ch., Willumeit, H.-P., Investigation of Motorcycles with a Passive Steered Rear Wheel, SAE Paper 945153, FISITA Congress, 1994.
- 4) Sharp, R.S., The Stability and Control of Motorcycles, J. Mech. Engr. Sci., Vol.13, No.5, (1971), 316-329.

■著 者■



引地 東一郎



手塚 良孝



浦 志 誠 一



高木 桂一郎



吉岡 利治



乾 孝 海