

二輪車用 ABS の旋回ブレーキに関する研究

Research on Anti-lock Brake System on Motorcycle Braking in Turns

引 地 東一郎*

Toichiro Hikichi

泊 辰 弘**

Tatsuhiro Tomari

加 藤 正 家*

Masaie Katoh

ミハエル ティーム***

Michael Thiem

要 旨

旋回中にアンチロックブレーキシステム (ABS) を作動させた時の、高 μ 路面における制動効果と車体の挙動変化については、二輪車用機械式 ABS 搭載のテスト車を用いてすでに研究をしており、「Technical Review Vol.2」に発表した。本稿では ABS の作動セッティングを任意に変えることが可能な電子制御式 ABS を用いて、タイヤのスリップ率を変更した時の直進及び旋回走行時の制動性能と車体の挙動変化の研究結果について報告する。テスト路面は高 μ から低 μ までの 6 種類であり、ブレーキはフロント及びリヤ単独操作とした。

制動性能は、高 μ から低 μ 路面までライダーズベスト値に比較して、約 90% 以上の良好な減速比が達成された。車体の挙動変化は、直進走行では、スリップ率が比較的大きい場合でも小さく安定であった。旋回走行では、路面 μ の低下、車体のバンク角の増加及びスリップ率の増加に伴って、その挙動変化は大きくなるが、二輪車の制動可能な走行範囲では、ABS 作動時の安定性が充分確保できることが判った。

ABSTRACT

Using a test motorcycle equipped with the mechanically operated Anti-lock Brake System (ABS) designed for motorcycles, research was done on the braking effectiveness and variations in the movements of motorcycles on high- μ road surfaces, with the ABS activated while motorcycles turn. The results were published in the Honda Technical Review, Vol. 2.

In this paper, the results are reported of the research on the braking performance and motorcycle behavioral changes, both in straight-ahead riding and turns, with the tire slip ratio modified. In the testing, the ABS system of an electronic-control type fitted to a motorcycle allows the setting of the ABS to be easily changed. The tests were carried out on six different types of road surfaces, varying from high- μ to low- μ , with braking applied separately on the front and rear wheels.

The braking performance values of ABS as a result of testing on road surfaces at high- μ to low- μ levels, scored deceleration rates exceeding 90% of the riders' best braking values with the conventional braking system. On straight-ahead riding, even when the slip ratio was comparatively large, motorcycle behavioral changes were in the small and stable range. In turns, test results showed that, with drops in the road surface μ , increase in the banking angle of the motorcycle, and increase in slip ratios, motorcycle behavioral changes became greater. However, within the riding range in which motorcycle braking is operable, it was found that the motorcycle stability was maintained during ABS operation.

1. ま え が き

二輪車では、四輪車と異なりタイヤのスリップ状態は、制動性能と車体の挙動変化に影響を与え、特にホイールロックの状態では、車体の大きな挙動変化につながる。ABS はホイールロックに対する気遣いを軽減し、急制動時のタイヤのスリップコントロールを容易にするための手段であり、しかも高性能ブレーキとするためには、ABS 作動時の制動性能と車体の安定性が両立しなければ

ならない、と筆者らは考えている。

ABS が二輪車にも有効であることは、長年にわたる各国の研究が示唆している⁽¹⁾⁻⁽⁵⁾。Zellner らは機械式 ABS を用いて、旋回ブレーキにおいて制動可能な旋回横加速の範囲などについて研究しており、筆者らも ABS が作動する時の制動性能、及び最初に発生する最大スリップ率の大きさに対する車体の挙動変化などについて、すでに報告している⁽⁶⁾⁽⁷⁾。

* 朝霞研究所

** 栃木研究所

*** Honda R&D Europe

新たに開発された電子制御式 ABS は、タイヤのスリップ率の設定が容易に変更可能であり、路面状況に応じて、ABS 作動時のキャリパ液圧をほぼ最適に制御できる高い応答性を有している。本稿ではこの ABS を搭載した二輪車を用い、高 μ から低 μ までの各種路面における、フロント及びリヤ単独ブレーキによる直進及び旋回走行時の車体挙動と制動性能についての研究結果を報告する。

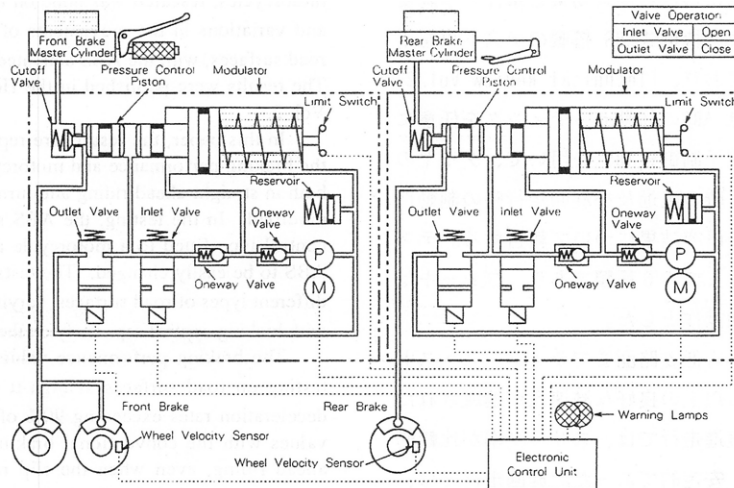
2. 電子制御式 ABS の概要

研究に用いた ABS は、前後輪の車輪回転状況をセンサからの入力信号により検知し、モジュレータを制御する

電子的な ECU (Electronic Control Unit)、及びその制御によりキャリパ液圧を変化させ、適正な制動力を発生させるモジュレータから構成されている。通常の制動時はカットオフバルブが開き、マスターシリンダの液圧が直接キャリパに加えられ、制動力が発生する (Fig. 1(a))。

ECU は車輪がロック傾向にあると判断すると、インレットバルブが閉じると同時にアウトレットバルブが開きプレッシャーコントロールピストンが後方に移動し、カットオフバルブは閉じ、減圧状態となる (Fig. 1(b))。

そして、一定の減圧時間の後、アウトレットバルブは閉じ、液圧保持状態となり、車輪速度が車速に復帰する



(a) Block diagram when motorcycle ABS is not operating

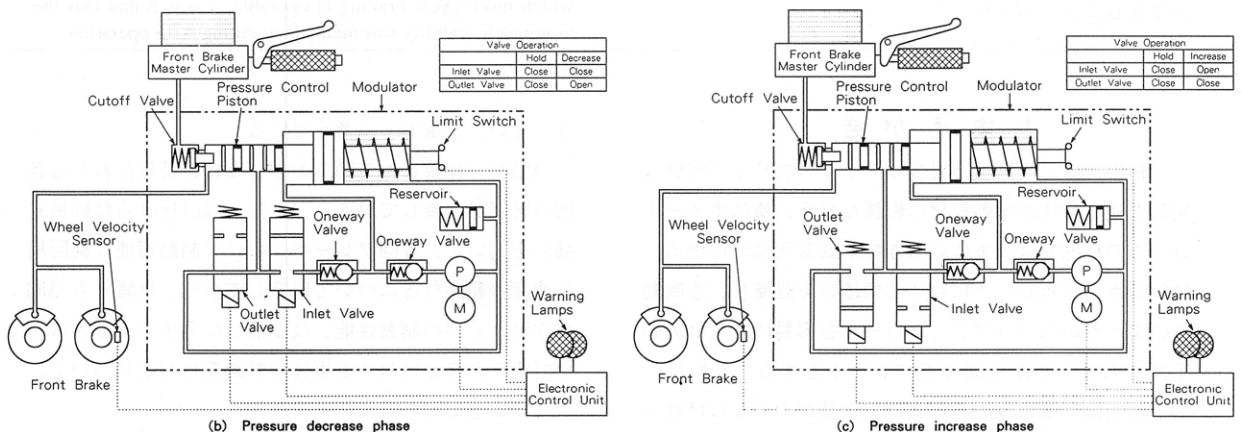


Fig. 1(a)(b)(c) Electronically controlled prototype antilock brake system for motorcycle

のを待つ。ECU がその復帰を感知すると、インレットバルブが開き、液圧源の圧力がプレッシャーコントロールピストンを前方に移動させ、増圧状態となる (Fig. 1(c))。

ABS の独立した 2 個のモジレータは、フロント及び車体中央にそれぞれ設置されており、これらを制御する ECU は、フロントカウル内に 1 つにまとめられて設置されている (Fig. 2)。

3. 研究の概要

3.1. テスト車と計測項目

テスト車は、Table 1 に示す諸元を持ち、車体にはテスト時の転倒を防止するため、質量約 21kg のアウトリガを装着している。

計測信号は、Table 2 に示す 9 項目であり、テストの解析目的に応じて計算処理される。

3.2. テスト条件及び研究内容

テスト条件とテスト路面を Table 3 及び Fig. 3 に示す。テスト路面は 6 種類であり、各路面の摩擦係数はコンベンショナルブレーキによるフロントとリヤの直進同時ブレーキ時のライダーズベスト値の減速度と定義した。

制動テスト時の初期車速は、バンク角 $\theta_B = 0$ の直進走行では約 50 km/h、旋回走行ではバンク角 θ_B と旋回半径 R に応じて 18~62 km/h に設定した。

Table 1 Specifications of test motorcycle

Item (Dimension)		Value
Displacement (cm ³)		1085
Vehicle Mass (kg)		325.5
Moment of Inertia (kg m ²) Roll/Yaw/Pitch		102.9/84.3/81.3
Wheel Base (mm)		1553
Caster Angle (deg)		27.5
Trail (mm)		105
Tire Size	Front	110/80 VR18
	Rear	160/70 VR17
Effective Brake Diameter (mm)	Front	Dual Disk 285
	Rear	Single Disk 285

Table 2 Recorded variables and sensors

No	Variable	Sensor
1	Vehicle Speed	Non-contact Speed Meter
2	Front Wheel Angular Speed	Magnetic Pickup
3	Rear Wheel Angular Speed	Magnetic Pickup
4	Front Brake Caliper Pressure	Pressure Transducer
5	Rear Brake Caliper Pressure	Pressure Transducer
6	Steering Angle	Potentiometer
7	Roll/Yaw/Pitch Rate	Rate Gyroscope
8	Roll/Yaw/Pitch Angle	Angular Detector
9	Braking Deceleration	Accelerometer

主な研究項目は、以下のとおりである。

- (1) 車体の挙動変化と安定性: 挙動変化の指標としてハンドル舵角及び車体のヨーレイトを計測し、制動時の安定性について検討した。
- (2) 許容スリップ率と旋回ブレーキの限界: 旋回制動時のスリップ率と安定性から、旋回時において制動可能な車体の限界バンク角について検討した。
- (3) 制動性能及びライダーズベストとの比較: コンベンショナルブレーキを用いたベストな制動性能と ABS による制動性能を比較し、ABS の効果について検討した。

3.3. ABS の作動セッティング

二輪車用 ABS は、Fig. 4 に示すように、制動性能の確保と制動時の安定性の確保が両立でき、さらに ABS が二輪車の運動性能を妨げないことが、同時に成立する必要がある。Fig. 5 に示すように、車体速度 V_{ref} と車輪速度

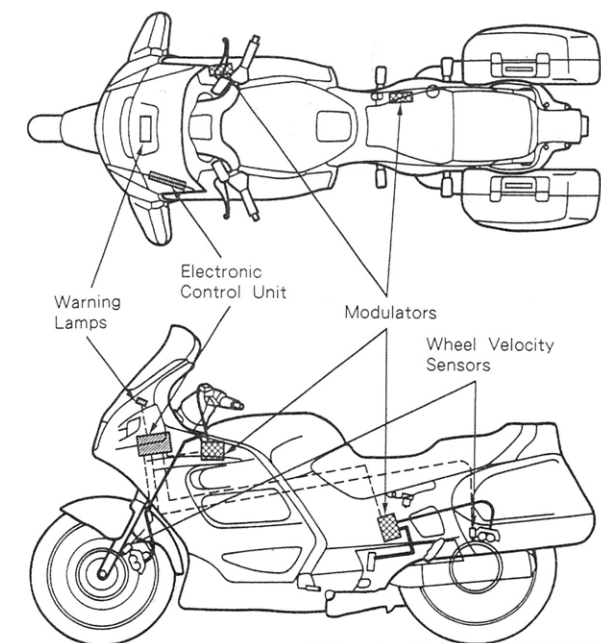


Fig. 2 Arrangement of the ABS on motorcycle

Table 3 Test conditions

No	Road Surface		Friction Coefficient μ		Initial Braking Velocity V (km/h) for turning radius																										
1	Asphalt	Dry	0.99	High	<table><tr><td>θ (°)</td><td colspan="4">Bank Angle</td></tr><tr><td>R(m)</td><td>10</td><td>20</td><td>30</td><td>36</td></tr><tr><td>15</td><td>18</td><td>26</td><td>32</td><td>36</td></tr><tr><td>30</td><td>24</td><td>36</td><td>45</td><td>51</td></tr><tr><td>45</td><td>32</td><td>44</td><td>56</td><td>62</td></tr></table>		θ (°)	Bank Angle				R(m)	10	20	30	36	15	18	26	32	36	30	24	36	45	51	45	32	44	56	62
θ (°)	Bank Angle																														
R(m)	10	20	30	36																											
15	18	26	32	36																											
30	24	36	45	51																											
45	32	44	56	62																											
2	Asphalt	Wet	0.81	Medium	Straight : V = 50(km/h)																										
3	Belgian Block	Dry	0.62																												
4	Sandy Soil	Dry	0.51	Low	<table><tr><td>θ (°)</td><td colspan="2">Bank Angle</td></tr><tr><td>R(m)</td><td>10</td><td>20</td></tr><tr><td>15</td><td>18</td><td>26</td></tr><tr><td>30</td><td>24</td><td>36</td></tr><tr><td>45</td><td>32</td><td>44</td></tr></table>		θ (°)	Bank Angle		R(m)	10	20	15	18	26	30	24	36	45	32	44										
θ (°)	Bank Angle																														
R(m)	10	20																													
15	18	26																													
30	24	36																													
45	32	44																													
5	Sealed Tar	Wet	0.39	Straight : V = 50(km/h)																											
6	Basalt	Wet	0.19																												

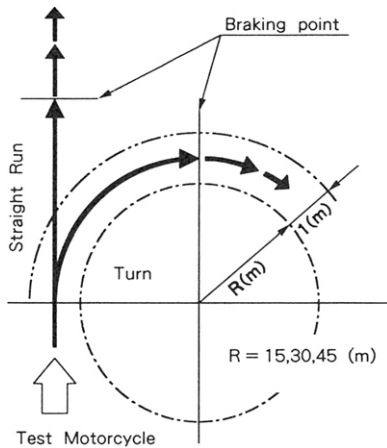


Fig. 3 Test track for ABS

V_w との差 $\Delta V (= V_{ref} - V_w)$ が大きくなると、ABS の ECU はモジュレータを自動的に作動させ、キャリパ液圧 P_{max} を減圧状態 ($P_{max} - \Delta P$) にするため、制動力とその解除に伴って、車体に挙動変化が起こる⁽⁸⁾。この挙動変化は、車体諸元の物理量にもよるが走行条件と ABS が作動するときのタイヤのスリップ率の大きさ及びそのスリップ率の変化状態によって左右される。

そこで、各種路面 μ における直進と旋回ブレーキにおける ABS の初期作動時の最大スリップ率 S_{max} とキャリパ液圧の減圧割合 $\Delta P / P_{max}$ に着目し、それぞれの値に対する車体の挙動変化について検討した。ABS 作動時の初期スリップ率、キャリパ液圧の減圧時間及び圧力保持時間など種々変化させ、 S_{max} が約 80% 以下、 $\Delta P / P_{max}$ が約 1.0 までの範囲で、テストを実施した。また、これらのテストに対するキャリパ液圧の昇圧レート ΔP_{in} の範囲は、フロントが $(7.0 \sim 10.0) \times 10^3 \text{ kPa/sec}$ で、リヤが $(10.0 \sim 15.0) \times 10^3 \text{ kPa/sec}$ とした。

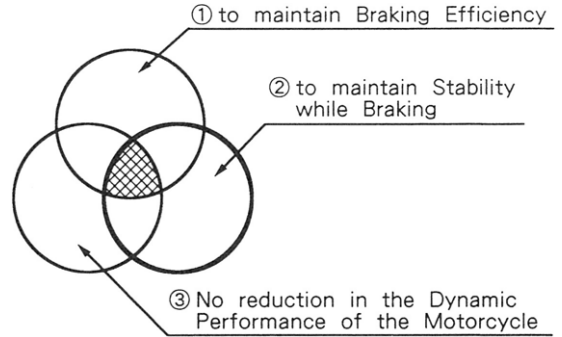


Fig. 4 The development aims for a motorcycle ABS

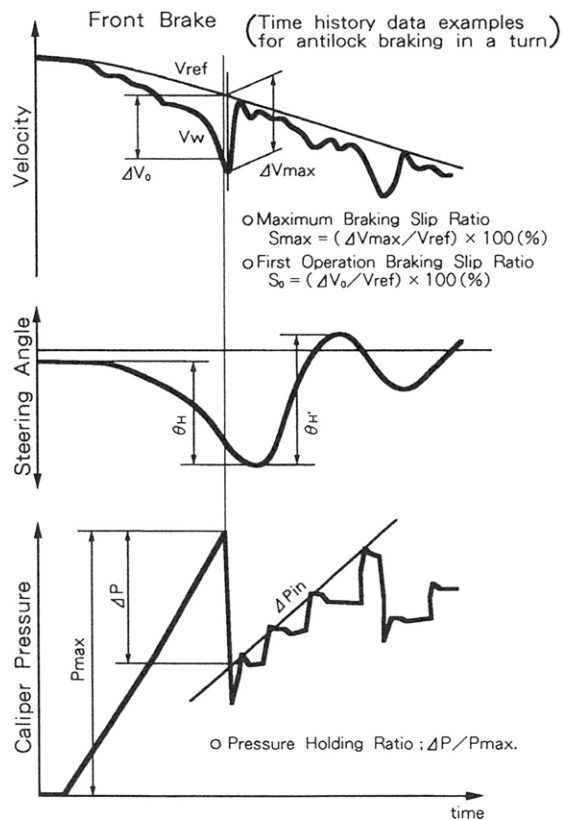


Fig. 5 Operation setting for the ABS

4. 車体の挙動変化と安定性

4.1. フロントブレーキの場合

前述のように、テスト路面は 6 種類であり、各路面についてフロント及びリア単独ブレーキによる直進及び旋回走行において、過度にブレーキを操作した場合の ABS 作動による車体の挙動変化を計測した。テスト結果の一例として、走行条件がアスファルトウェット ($\mu = 0.81$)、

旋回半径 $R = 45\text{m}$ 、車体のバンク角 $\theta_B \approx 27\text{deg}$ の場合を Fig. 6 に示す。

車輪の速度変化 ΔV_0 で ABS が作動を始め、モジュレー

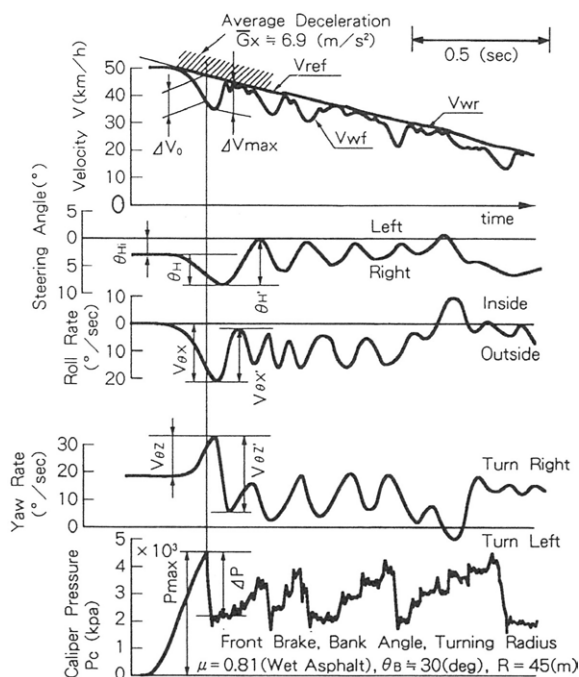


Fig. 6 Time history data example for front ABS in a turn

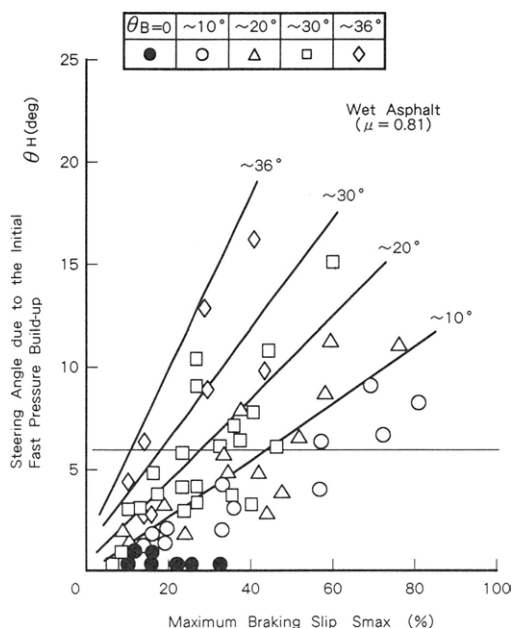


Fig. 7 Steering angle due to pressure build-up as a function of $S_{\max}$

タのアウトレットバルブが開く。このときのタイヤのスリップ率は $S_0 (= 100 \cdot \Delta V_0 / V_{\text{ref}} \%)$ となり、キャリパ液圧は $P_{\max}$ を示している。ABS の作動でキャリパ液圧は、第 1 回目の減圧 ΔP が実施され液圧保持状態となる。この間に、車輪の速度変化は $\Delta V_{\max}$ となり、タイヤのスリップ率は $S_{\max} (= 100 \cdot \Delta V_{\max} / V_{\text{ref}} \%)$ に増加し、その後、減圧 ΔP の効果により車輪速度 V_{wf} は V_{ref} に復帰する傾向を示す。そして、スリップ率が $S_{\max}$ までの始めの制動力によりハンドル変位角 θ_H は旋回方向へ約 6deg 変化し、同時に車体は、ロールレート $V_{\theta x}$ が約 21deg/sec 、ヨーレート $V_{\theta z}$ が約 13deg/sec の挙動変化を示した。

次に、キャリパ液圧の減圧 ΔP とその液圧保持状態により、車輪速度 V_{wf} の復帰に伴ってタイヤのスリップ率は小さくなり、車体の挙動は元の状態に戻ろうとする逆方向への変化を示し、そのハンドル変位角 θ_H' が約 8deg 、ロールレート $V_{\theta x}'$ が約 19deg/sec 、ヨーレート $V_{\theta z}'$ が約 28deg/sec となった。

その後、ABS の作動に伴ってハンドルは振れを継続し、これに伴って車体はロールとヨーの連成された運動をしながら旋回走行中の車体の慣性力により起き上がり、ほぼ直立状態となって停止した。

フロントブレーキが車体へ与える影響の挙動変化の代表値として、テストした各種路面における ABS の初期作動時の最大スリップ率 $S_{\max}$ に対する初期のハンドル変位

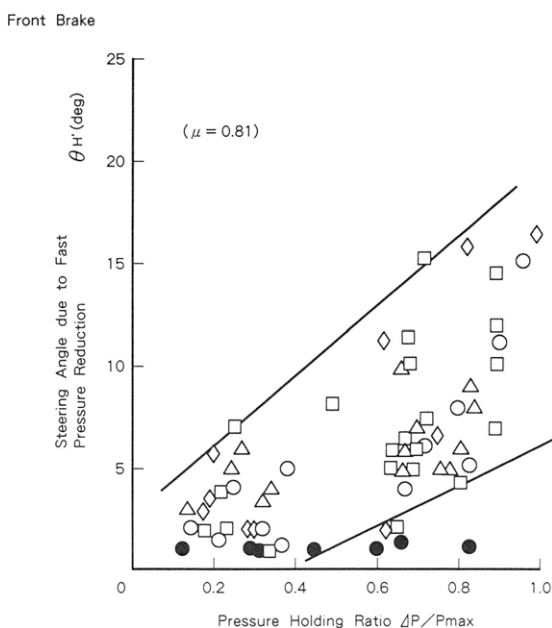


Fig. 8 Steering angle due to pressure reduction as a function of $\Delta P / P_{\max}$

角 θ_H と、ABS が作動しキャリパ液圧が減圧され、液圧保持状態になった時の減圧割合 $\Delta P/P_{\max}$ に対する変位角 θ_H' の値の一例を、それぞれバンク角 θ_B をパラメータとして、Fig. 7、8 に示す。 θ_H' は Fig. 5 に示したように、キャリパ液圧の減圧によって制動力が減少し、ライダーの保舵力によってハンドルが元の方向に戻されたときの振れ角である。 θ_H は、 $S_{\max}$ の増加に比例してほぼ直線的に大きくなった。この傾向はバンク角 θ_B の増加、並びに路面 μ の低下に伴って顕著である。しかし θ_H は、 $S_{\max}$ が約 20% 以下の範囲では、比較的小さくなった。このテスト範囲において、ライダーによる安定性のフィードバック評価では、車体の挙動変化が比較的小さく安定的に制動可能な θ_H の範囲は、約 6 deg 以下であった。この基準評価値 $\theta_H = 6 \text{ deg}$ のラインと、 $S_{\max}$ に対するそれぞれのバンク角 θ_B において θ_H の大きさを表す境界ラインとの交点から、各路面 μ におけるバンク角 θ_B に対し、安定的に制動可能な許容 $S_{\max}$ が実験的に求められる。

つぎに、ABS が作動し、キャリパ液圧が減圧され、液圧保持状態になった時の減圧割合 $\Delta P/P_{\max}$ に対するハンドルの変位角 θ_H' は、 $\Delta P/P_{\max}$ の増加に伴って大きくなる傾向を示した。

路面が高 μ ($= 0.99, 0.81$) では、バンク角 θ_B による影響は小さいが、中 μ ($= 0.62, 0.51$) や低 μ ($= 0.39, 0.19$) ではバンク角 θ_B の増加に伴って大きくなる傾向を示した。これは高 μ の場合、バンク角 θ_B の影響が小さいのは、初期ブレーキングの制動力が初期のハンドル

変位角や車体の挙動変化を大きく左右し、その後の減圧時におけるハンドル変位角 θ_H' や挙動変化が、そのときの車体姿勢に対するライダーの保舵力によって変わるためと考えられる。これらのテスト範囲において、路面が $\mu = 0.39$ 以上の路面 μ に対して、 $\Delta P/P_{\max}$ 値が約 0.4 以下となるように液圧保持のセッティングをすることによって、初期作動による車体の挙動変化を比較的小さく

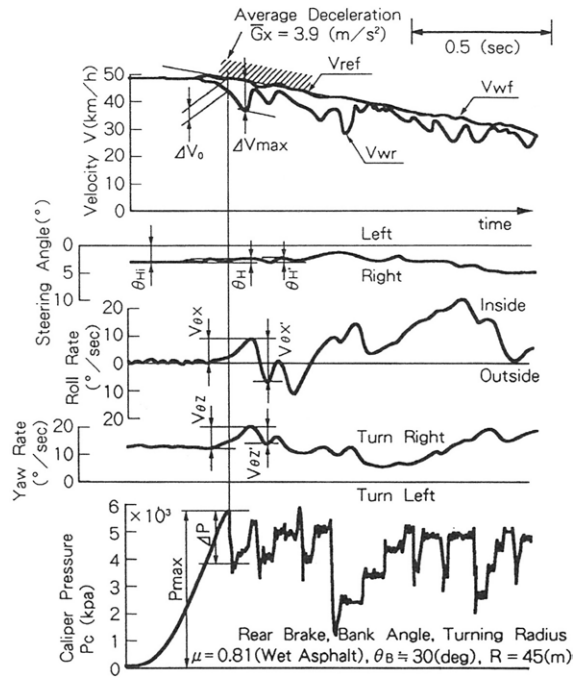


Fig. 9 Time history data example for rear ABS in a turn

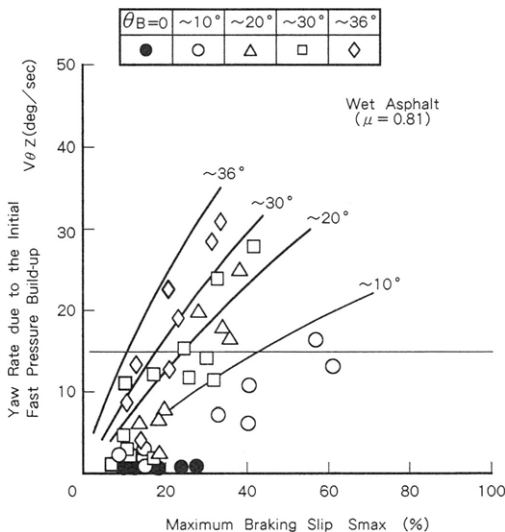


Fig. 10 Yaw rate due to pressure build-up as a function of $S_{\max}$

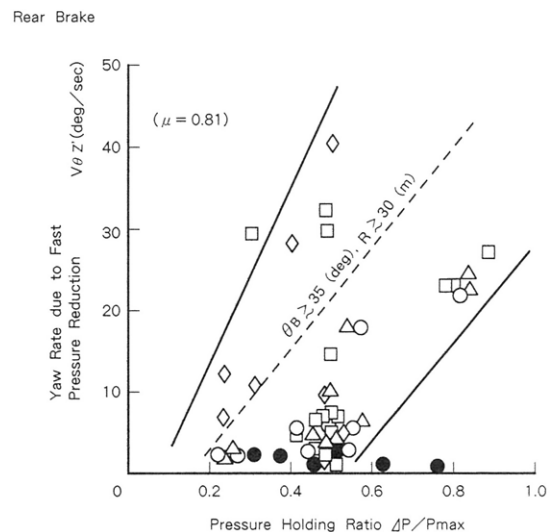


Fig. 11 Yaw rate due to pressure reduction as a function of $\Delta P/P_{\max}$

抑えられることが判った。

4.2. リヤブレーキの場合

リヤブレーキのテスト結果の一例を Fig. 9 に示す。この走行条件は、フロントと同じである。車輪速度は、フロントの場合とほぼ同様であった。ABS が作動を始め、初期の最大スリップ率 S_{max} ($= 100 \cdot \Delta V_{max} / V_{ref} \%$) までの車体挙動は、旋回内側方向に車体が倒れ込むように変化している。このときのロールレイト $V_{\theta x}$ が約 8 deg/sec であり、ハンドルの変位角 θ_H は 1 deg 程度でほとんど変化しない。

次に、キャリバ液圧の減圧 ΔP と液圧保持状態により、車輪速度 V_{wr} は復帰する傾向を示し、これに伴って車体の挙動は元の状態に戻ろうとする逆方向への変化を示す。この時のロールレイト $V_{\theta x'}$ は約 15 deg/sec、ヨーレイト $V_{\theta z'}$ が約 6 deg/sec であり、ハンドルの変位角 θ_H' は 1 deg で、この場合もほとんど変化しない。

以上のような、ABS の作動により、車体が挙動変化する現象のメカニズムは、路面の μ が違う場合でも、挙動変化の大きさは異なるものの、原理的にほぼ同様と考え

られる。

リヤブレーキによる車体の挙動変化の代表値として、ABS の初期作動時の S_{max} に対する初期の車体のヨーレイト $V_{\theta z}$ と、キャリバ液圧の減圧割合 $\Delta P / P_{max}$ に対するヨーレイト $V_{\theta z'}$ の値の一例を、フロントの場合と同様に、それぞれバンク角 θ_B をパラメータとして Fig. 10、11 に示す。 $V_{\theta z}$ は、Fig. 7 に示したように、キャリバ液圧の減圧によって制動力が減少し、タイヤの横力が回復するためその横方向のスベリが止められ、車体が元の状態に戻されるように挙動するときのヨー方向の角速度である。

S_{max} に対する $V_{\theta z}$ は、 S_{max} の増加に従って大きくなる傾向を示し、フロントの場合と同様に、バンク角 θ_B の増加、並びに路面 μ の低下に伴って顕著となった。しかし $V_{\theta z}$ は、 S_{max} が約 20% 以下の範囲では、比較的小さくなった。また、このテスト範囲においてライダーが安定性のフィーリング評価として、車体の挙動変化が小さく安定的に制動可能な $V_{\theta z}$ の範囲は、約 15 deg/sec 以下であった。そして $V_{\theta z} = 15$ deg/sec のラインと、 S_{max} に対するそれぞれのバンク角 θ_B において、 $V_{\theta z}$ の大きさを表わす境界ラインとの交点から安定的に制動可能な許容

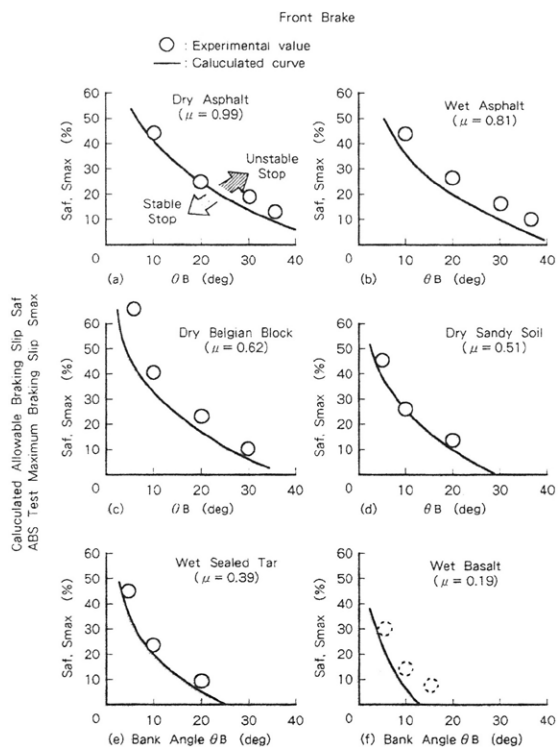


Fig. 12 Front calculated allowable braking slip ratio and ABS test maximum braking slip ratios for stable stop as a function of bank angle

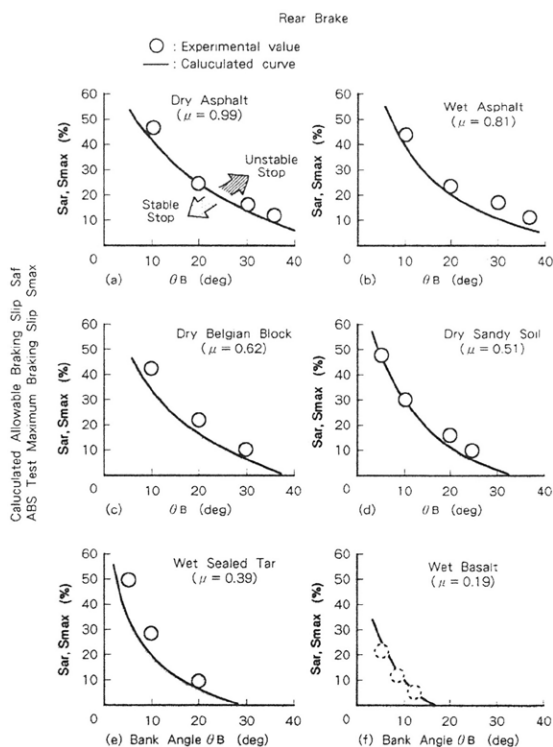


Fig. 13 Rear calculated allowable braking slip ratio and ABS test maximum braking slip ratios for stable stop as a function of bank angle

S_{max} が実験的に求められる。

次に、キャリパ液圧の減圧割合 $\Delta P/P_{max}$ に対する車体のヨーレート $V\theta z'$ は、 $\Delta P/P_{max}$ の増加に伴って大きくなる傾向を示した。路面が高 μ ($= 0.99, 0.81$) の場合、バンク角 $\theta_B \geq 35 \text{ deg}$ 、旋回半径 $R \geq 30 \text{ m}$ の領域では、 $V\theta z'$ が明らかに大きくなった。さらに、それぞれの路面において、バンク角 θ_B の増加に伴ってこの $V\theta z'$ は大きくなる傾向を示した。

そして、これらのテスト範囲において、それぞれの路面の走行限界に近いバンク角を除けば、 $\Delta P/P_{max}$ が約 0.5 以下となるように ABS の作動セッティングをすれば、その初期動作による車体挙動変化を小さくできることが判った。

したがって、これらのテスト結果から、リヤブレーキの場合、 S_{max} が 10~20% の範囲で、さらに $\Delta P/P_{max}$ が 0.5 以下となるように ABS の作動セッティングをすれば、ほぼ $\mu = 0.39$ 以上の路面 μ に対しては、制動性能と安定性が確保できるものと判断できる。

4.3. 許容スリップ率と旋回ブレーキの限界

各種路面におけるフロント及びリヤの ABS の旋回ブレーキテストの結果から、比較的安定的に制動可能な許容スリップ率として、前述の車体の挙動変化の評価基準値に対する最大スリップ率 S_{max} を求め、それぞれ Fig. 12、13 に示した。すなわちこれらの値は、ABS の初期作動時の車体の挙動変化が比較的小さく、安定的であるとライダーに判断されたときの、各種路面のそれぞれのバンク角におけるタイヤの S_{max} である。

また同時に、その挙動変化の評価基準を踏えて、フロント及びリヤタイヤのスベリ角が変化するときの許容値を定め、近似的な理論計算によって許容スリップ率 S_{af} 、 S_{ar} を算出し、それぞれ曲線で示した。

これらの許容スリップ率 S_{af} 、 S_{ar} は、車体が Fig. 14、15 に示されるように、遠心力 F_c と車体の垂直荷重 W_z 、及びタイヤの横力 F_s と路面反力 W_z' のそれぞれの合力が力学的に釣り合い、バンク角 θ_B を保ち、旋回走行するときの横方向の運動方程式 (1) から車体の挙動変化が比較的小さく、ゆるやかに変化すると見なされて求められた⁽⁸⁾。

$$M \cdot V \left[\frac{d\beta_G}{dt} + V\theta z \right] = F_c - F_s \dots\dots\dots (1)$$

ここに M : 車体の全質量
 V : 車 速
 β_G : 重心点のスベリ角
 $V\theta z$: ヨーレート

タイヤのスリップ率 $S \geq 0$ の時の横力 F_s を式 (2) のように表すと、

$$F_s = \mu_R \cdot F_{s0} \dots\dots\dots (2)$$

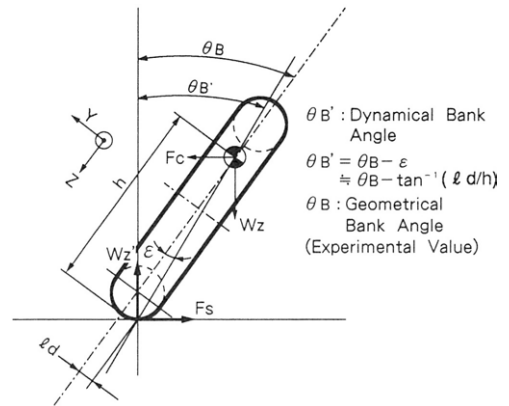


Fig. 14 Definition of bank angle on turning motorcycle

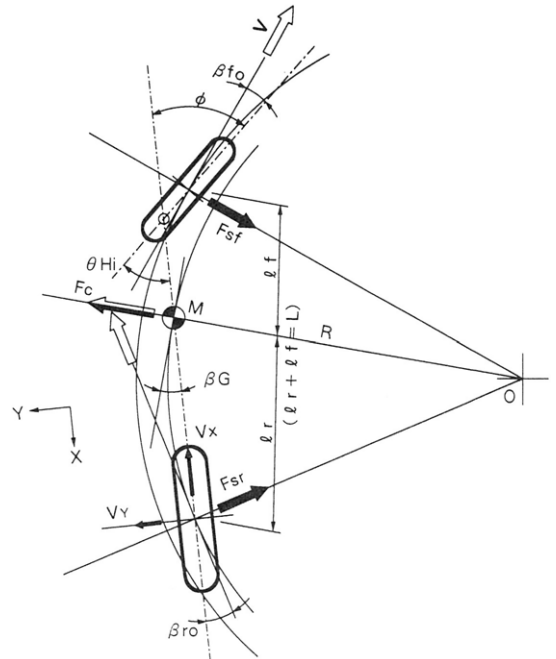


Fig. 15 Dynamical basic characteristics on turning motorcycle at steady state

ここで、タイヤのテスト条件が異なる時のそれぞれの正規化された横力係数 μ_R は、実験的に式 (3) で表され、スリップ率 $S = 0$ の時のタイヤの動特性 F_{S0} は式 (4) で示された⁽⁸⁾⁽⁹⁾。

$$\mu_R = \exp(-0.044S) \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$F_{S0} = \mu_L \cdot W_{Z0} \cdot \sin \left\{ \frac{CP \cdot \beta_0 + CT \cdot Ca_0}{\mu_L \cdot W_{Z0}} \right\} \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここに μ_L : タイヤと路面間の横方向の摩擦係数

CP : コーナリングスティフネス

CT : キャンバースティフネス

W_{Z0} : 垂直荷重 ($S = 0$)

β_0 : タイヤのスベリ角

Ca_0 : タイヤのキャンバ角

また、リヤタイヤのスベリ角 β_{r0} は、車体の中心方向の速度 V_X とこれに直角な横方向の速度 V_Y をそれぞれ計測し、式 (5) から求められる。

$$\beta_{r0} = \tan^{-1}(V_Y/V_X) \quad \dots\dots\dots (5)$$

フロントタイヤのスベリ角 β_{f0} は、式 (6) で表される重心点のスベリ角 β_G 、及びフロント車輪の回転中心面と路面との交線が車体中心線となす角の操向角 ϕ を示す式 (7) から、式 (8) のように表される⁽¹⁰⁾。

$$\beta_G = \beta_{r0} - \frac{\ell_r}{R} \cdot \frac{180}{\pi} \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$\phi = \{ \cos \alpha_c \cdot \sec(\theta_B + \theta_{Hi} \cdot \sin \alpha_c) \} \cdot \theta_{Hi} \quad \dots\dots\dots (7)$$

ここに α_c : キャスタ角

θ_{Hi} : ハンドル舵角

$$\beta_{f0} = \phi + \beta_G - \frac{\ell_f}{R} \cdot \frac{180}{\pi} \quad \dots\dots\dots (8)$$

したがって、フロント及びリヤのそれぞれのブレーキ時のタイヤのスベリ角の変化量 $\Delta\beta_f$ 、 $\Delta\beta_r$ と分担荷重の変化量 ΔW_{zf} 、 ΔW_{zr} を考慮して、許容スリップ率 S_{af} 、 S_{ar} は式 (9)、(10) のように表される。

$$S_{af} = \ell_n \left\{ V^2 \cdot \sin \left\{ \frac{CP_f \beta_f + CT_f \cdot Ca_f}{\mu_L \cdot W_{zf}} \right\} / (g \cdot R \cdot \mu_L) \right\} / (-0.044) \dots\dots (9)$$

$$\beta_f = \beta_{f0} + \Delta\beta_f, W_{zf} = W_{zf0} + \Delta W_{zf}$$

$$S_{ar} = \ell_n \left\{ V^2 \cdot \sin \left\{ \frac{CP_r \beta_r + CT_r \cdot Ca_r}{\mu_L \cdot W_{zr}} \right\} / (g \cdot R \cdot \mu_L) \right\} / (-0.044) \dots\dots (10)$$

$$\beta_r = \beta_{r0} + \Delta\beta_r, W_{zr} = W_{zr0} + \Delta W_{zr}$$

フロント及びリヤブレーキ共に、実験値と計算値とのスリップ率の差が約 5% 以内であり、良く一致した。こ

れらの計算結果から、ブレーキング時にスリップ率が変化しても、車体の挙動変化が小さい場合は、タイヤの横力は挙動変化に伴うタイヤのスベリ角の変化によって充分確保されていると判断される。そして、これらの計算結果は、前述のテスト結果による見解を理論的に証明した。

前述の許容スリップ率のテスト結果から、それぞれの路面に μ に対し、 $S_{max} = 0$ の制動しないときの走行限界のバンク角、及び $S_{max} = 10$ 及び 20% で安定的に制動可能なバンク角を求め、合わせて Fig. 16 に示した。二輪車としての機能をもって、走行可能な限界と思われる $\mu \approx 0.45$ のラインと、テスト車の幾何学的な限界バンク角の約 41 deg のラインも同時に示した。

それぞれの路面 μ において、走行中のバンク角が走行限界に近いと、安定的に制動可能な許容スリップ率の範囲よりも、ブレーキング時のスリップ率が大きくなり、タイヤの横力が充分確保できなく、車体の挙動変化が大きくなり操縦安定性が極端に低下するか、または ABS の作動開始点より低いブレーキ力で、コンベンショナルブレーキと同様に転倒する。

5. 制動性能及び

ライダーズベストとの比較

5.1. テストと概要

各種路面においてテストした ABS 作動時のベストな平均減速度 G_X とコンベンショナルブレーキのライダーズベストの減速度を、ブレーキング可能なバンク角 θ_B の範囲でそれぞれ比較し、Fig. 17、18 に示す。また、これらのテスト結果によるライダーズベストの減速度に対し ABS の減速度の比 ϵ を算出し、Fig. 19(a)、(b) に示す。この ABS のベストな減速度は、本研究範囲の ABS 作動セッティングにおいて、ブレーキング時のタイヤの最大スリップ率 S_{max} が約 10~20% のときであった。そして、スリップ率が比較的ゆるやかに変化した場合の値である。

5.2. フロントブレーキの制動性能

Fig. 17、19(a) に示したフロントブレーキの場合、アスファルトドライ ($\mu = 0.99$) における ABS の減速度は直進 ($\theta_B = 0$) で約 8.6 m/s^2 となり、 θ_B の増加に従って減少する傾向を示した。

これは車体のバンクに伴って制動効果によるフロントの分担荷重の増加割合が低下し、制動力が減少するため

と考えられる。また、 θ_B が約 36 deg では、車体の挙動変化が大きくなり、安定的にブレーキング可能な範囲ではなかった。

コンベンショナルブレーキのライダーズベスト値は、ABS の減速度よりも全体的に高くなった。このライダーズベスト値に対する ABS の減速比 ϵ は、約 90~96% であり、バンク角が 30 deg 以上でわずかに低くなった。

次に、アスファルトウェット ($\mu = 0.81$) における ABS による減速度は約 7 m/s^2 で、コンベンショナルブレーキによるライダーズベストは約 $7.4 \sim 7.7 \text{ m/s}^2$ であり、バンク角 θ_B の増加に伴ってわずかに低下する傾向を示した。そして、これらの減速比 ϵ は約 92~96% となった。

ベルジャン路 ($\mu = 0.62$) における ABS による減速度は約 $4.2 \sim 5.0 \text{ m/s}^2$ であり、コンベンショナルブレーキによるライダーズベストは約 $5.0 \sim 5.5 \text{ m/s}^2$ であった。両者ともバンク角 θ_B の増加に伴って低下する傾向を示し、特に ABS の場合は、その傾向が強かった。この場合の ϵ は約 86~91% となった。しかし、コンベンショナルブレーキを用いて常にベストな減速度を出すのは困難であり、ABS の有効性が認められた。

砂地 ($\mu = 0.51$) における ABS による減速度は約 $4.0 \sim 4.2 \text{ m/s}^2$ であり、コンベンショナルブレーキによるライダーズベストは約 $3.7 \sim 4.0 \text{ m/s}^2$ であった。ABS の減

速度がライダーズベストより高く、制動性能の良さが注目される。そして、 ϵ は約 104% となった。

シールタルウェット ($\mu = 0.39$) における ABS による減速度は約 $2.5 \sim 3.0 \text{ m/s}^2$ であり、コンベンショナルブレーキによるライダーズベストは約 $2.3 \sim 2.6 \text{ m/s}^2$ であった。この場合、両者ともバンク角 θ_B の増加に伴ってわずかに低下する傾向を示した。この場合の ϵ は約 103~118% の範囲となった。

バサルトウェット ($\mu = 0.19$) は、ライダーが全神経を走行バランスに集中しないと通過することすら困難な路面であり、二輪車にとっては実用的な路面ではないと思われるがテストを試みた。ABS による減速度は $1.0 \sim 1.2 \text{ m/s}^2$ であり、コンベンショナルブレーキによるライダーズベストは約 $1.1 \sim 1.3 \text{ m/s}^2$ であった。これは、もはや普通のブレーキ可能な路面 μ ではないと思われる。

しかし、ブレーキングが成功した場合の ϵ を求めると約 92~97% であった。

5.3. リヤブレーキの制動性能

Fig. 18, 19(b) に示したリヤブレーキの場合、高 μ 路面 ($\mu = 0.99$ 及び 0.81) の減速度が、ABS 及びコンベンショナルブレーキの両者共、フロントの場合に比較して顕著に低下し、約 $3.9 \sim 4.2 \text{ m/s}^2$ となった。これはブレー

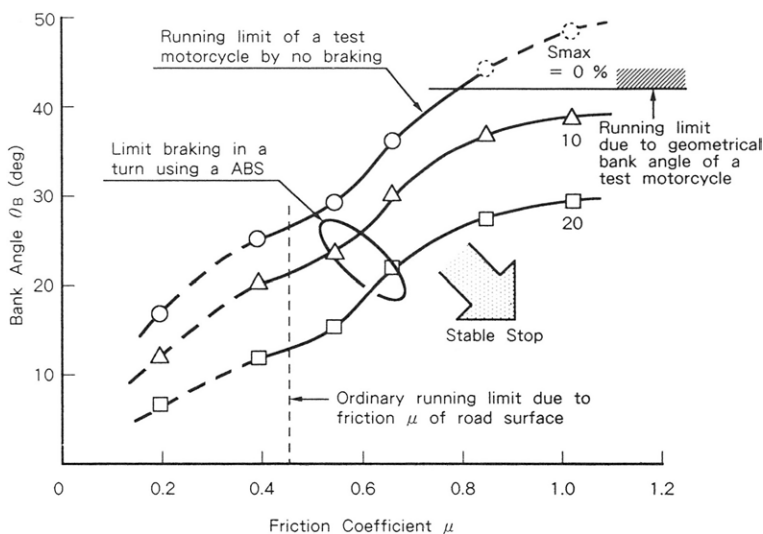


Fig. 16 Bank angle for limit braking in a turn using a prototype ABS as a function μ with independent front and rear braking

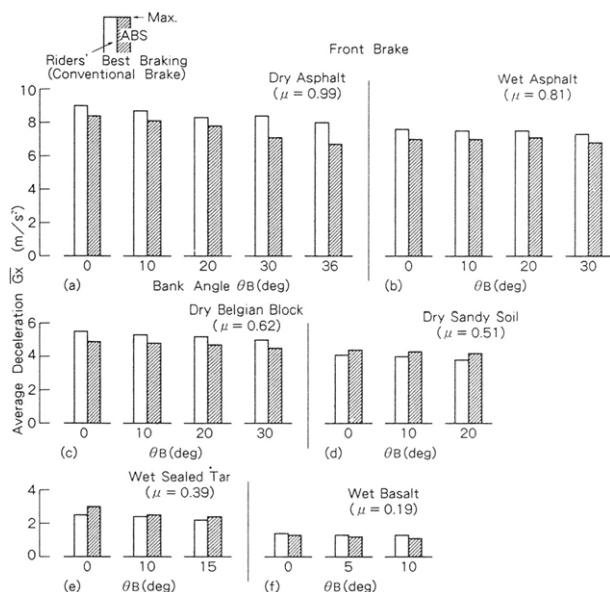


Fig. 17 Front braking deceleration for riders' best braking and ABS maximum braking as a function of bank angle for road surfaces with differing μ -levels in turns

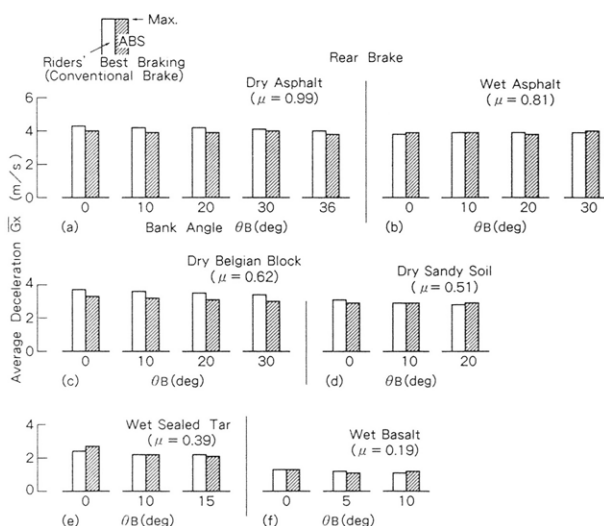


Fig. 18 Rear braking deceleration for riders' best braking and ABS maximum braking as a function of bank angle for road surfaces with differing μ -levels in turns

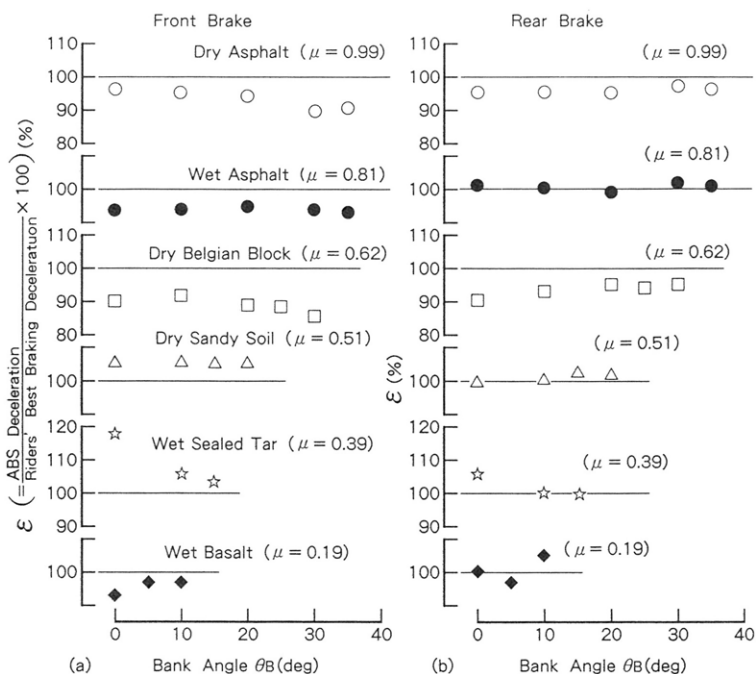


Fig. 19(a)(b) Example braking performance for road surfaces with differing μ -levels in turns

キ時、車体の慣性力によってリヤの接地点荷重が減少し制動力が低下するためであり、両者の制動性能の差はほとんどなかった。しかし、バンク角 θ_B の大きい所でのコンベンショナルブレーキによるライダーズベスト狙いのブレーキング操作は、難しく熟練が必要であった。

ベルジャン路 ($\mu = 0.62$) では、フロントブレーキの場合と同様に、ABS による減速度がライダーズベストよりも低くなり、さらにバンク角 θ_B の増加に伴って低下する傾向を示した。

一方、砂地の路面 ($\mu = 0.51$) では、両者の減速度はほぼ等しくなった。しかしコンベンショナルブレーキによるベスト制動は難しく、バンク角 θ_B が約 20 deg 以上では、ベスト制動の成功率が低いため、ABS の有効性は顕著であった。

シールタルウェット ($\mu = 0.39$) でも、砂地の路面におけるテスト結果と同様なことが言え、ブレーキ可能なバンク角 θ_B がさらに小さくなった。ABS によるブレーキングにおいても、タイヤの横スベリが発生し、車体の挙動変化が大きくなり、二輪車として制動機能をもって走れるほぼ限界路面と思われる。

さらにバサルトウェット ($\mu = 0.19$) では、両者の減速度は約 $0.8 \sim 1.0 \text{ m/s}^2$ となった。一方、コンベンショナルブレーキによるライダーズベストは、極くまれにブレーキングが成功した場合のテスト値であり、これはフロントの手によるブレーキ操作よりも、さらに困難であった。

リヤブレーキの場合、ライダーズベストに対する ABS の減速比 ε は、ベルジャン路において、 ε が約 90~95% を示したほかは、約 95~105% の範囲となり、制動性能が充分確保されていることが判った。

6. 結 論

二輪車用に新開発された電子制御式 ABS を用いて、 μ の異なる各種路面において、直進及び旋回走行時の過大なブレーキ操作における制動効果と車体挙動について、主に実験的な研究を実施し、結果として次のようなことが判った。

- (1) 二輪車の ABS 作動時の車体の安定性は、路面 μ が異なる場合でもハンドル舵角及び車体のヨーレイトで評価できる。
- (2) 二輪車の車体の安定性は、最大スリップ率 $S_{\max}$ 及びキャリバ液圧の減圧割合 $\Delta P/P_{\max}$ でほぼ決定される。

- (3) 二輪車の ABS 作動時の旋回ブレーキでは、車体の安定性は路面 μ の低下、車体のバンク角の増加、及びタイヤのスリップ率の増加に伴って低下し、車体の挙動変化が大きくなる。走行限界に近い状態では、操縦安定性が極端に低下するか、または ABS の作動開始点より低いブレーキ力でコンベンショナルブレーキと同様に転倒する。
- (4) テスト範囲の μ 路面で、走行限界に余裕のあるバンク角をもった ABS 作動時の旋回ブレーキでは、 $S_{\max}$ が 10~20% の範囲で、フロントに対する $\Delta P/P_{\max}$ が約 0.4 以下、リヤに対する $\Delta P/P_{\max}$ が約 0.5 以下になるように ABS をセッティングすることによって、安定性を確保できた。
- (5) 上記セッティングにおいて、ABS 作動時の旋回ブレーキでは、車体の挙動変化は直進の場合よりも大きい。それぞれの路面 μ と車速に対し、制動性能は良好であり、コンベンショナルブレーキを用いたライダーズベスト値と比較して、約 90% 以上の減速比を示した。
- (6) これらの研究成果は、1992 年 2 月に上市となった大型二輪スポーツツアラー「HONDA ST1100 A」に搭載の二輪車用電子制御式 ABS に応用されている。

参 考 文 献

- (1) Zellner, J. W.: Advanced Motorcycle Brake System-Recent Results. SAE Paper 830153, Detroit, March 1983
- (2) Okayama, T.; et al.: Study of Antilock Brake Systems for Motorcycles. The 12th International Tech. Conf. on Exp. Safety Vehicles, Gothenburg, 29/May-1/June 1989
- (3) Weidele, A.; Breuer, B.: Braking Performance and Stability of Motorcycles With and Without Anti-lock Braking Systems. SAE-A Journal March/April 1989, 36-39
- (4) Suharto, D.; et al.: Simulation Test of Anti lock Braking System for Motorcycle. 4th-IPC Automot Eng, Vol. 1, 188.1-188.4 (1987)
- (5) Cart, J.; Pickenhahn, J.: ABS and the Motorcycle. VDI Berichte NR. 875, Munchen, 1991, 305-321
- (6) Zellner, J. W.; et al.: Influence of Antilock Brakes on Motorcycle Braking in Turn. SAE/JSAE

(1st-SETC) Milwaukee, Sep. 11-14/1989

(7) 引地;泊;槌田;Thiem, M.: 二輪車の旋回中に於けるアンチロックブレーキによる車体挙動への影響、HONDA R&D Technical Review. Vol. 2, 1990, 127-138.

(8) Hikichi, T.; Tomari, T.; et al.: Research on Motorcycle ABS, Part 2. 23th ISATA, Vienna, 1990, 55-62

(9) Sakai, H.; et al.: Effect of Main Factors on Dynamic Properties of Motorcycle Tires, SAE Paper 790259, (1979).

(10) 傳啓泰: 定常旋回における二輪車の基本特性、日本機械学会論文集 Vol.31, No.229, (1965-9), P.1305-1314

■著 者■



引地 東 一 郎



泊 辰 弘



加 藤 正 家



ミハエル ティーム