オートバイのハンドルの振れと安定性のフィーリング評価*

横 森 求**, 大 矢 多喜雄***

The Behavior of the Steering Angle and the Feeling Evaluation
of the Stability of a Motorcycle

by Motomu YOKOMORI and Takio OOYA

For a motorcycle running on asphalted and unpaved roads, from 10 km/h to 60 km/h, the correlation between the standard deviation of the steering angle and the evaluation of stability by the rider's feeling is analyzed by a statistical method. we find that this correlation satisfies the Weber-Fechner's law. Also, from an examination of the frequency of the steering angle, we estimate that the low frequency comes from the handling of the rider.

Key Words: Dynamics of Machinery, Human Engineering, Motorcycle, Feeling, Steering Angle, Weber-Fechner's Law

1. ま え が き

オートバイの安定性は、操縦者を含め、これに関連する因子が多く、大変複雑である。まず、人間の制御特性を無視して二輪車の走行特性について検討した近藤らの研究が報告された⁽¹⁾。その後、人間の制御特性と関連づけた二輪車の走行特性について井口の研究が報告され⁽²⁾、二輪車-人間系としての研究も進められてきた。

車線変更や定常円運動など、ハンドル操作や車体の動きの大きい場合の安定性に関わる研究は多い⁽³⁾⁽⁴⁾が、横方向の小さい運動の直進走行についての研究は少ない。著者の一人の大矢ら⁽⁵⁾は、自転車で定常直進走行時の絶えず起こる外乱に対処しながら走行するときの制御特性について、統計的方法を用いて検討している。一方、オートバイの直進走行時の安定性について、富塚ら⁽⁶⁾は種々の条件でハンドルの振れのひん度分布の標準偏差を、また景山⁽⁷⁾はオートバイの砂利道走行時における単位時間当たりのハンドルの振れのひん度

を安定性評価の手段に用いた。Blaavw ら⁽⁸⁾は中・高速時における走行性への舗装面の影響について、ハンドル振れ角の標準偏差も評価手段に加えている。このように、ハンドル振れ角による安定性の評価は、一般に比較的普遍性が高いと考えられている。景山は、振れ角の大きくなる砂利道での安定性の主観的判断法の検討をしている⁽⁷⁾。

一般に、フィーリング評価は、一つの物理量のみの変化に対応して判断するものではなく、いくつかの因子を総合した「総合評価」の性格をもっている。しかし、従来の諸研究にみられるようにオートバイ安定性に関するフィーリング評価は、ハンドルの振れがその大きな因子とみてよいであろう。本論文も主として、ハンドルの振れに注目し、一部ロール角との関連も検討することにした。安定性に限らず、車のフィーリング評価についての詳しい研究は、四輪車についての報告は見られるが⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾、オートバイについては少ない。日下ら⁽¹¹⁾は、大形オートバイで高速時に外乱を加えたとき、ウォブルに関するフィーリング評価とヨーレイトなどの物理量との関連を調べている。

本研究では、車輪のアンバランス、ステアリングダンパの締めつけや重心位置の偏りなどにより故意に不安定な状態をつくり出すといった方法をとらず、通常の使

* 昭和 61 年 3 月 15 日 東海支部第 35 期総会講演会において講演、原稿受付 昭和 60 年 10 月 3 日。

** 正員、名城大学理工学部 (〒468 名古屋市天白区塩釜口 1-501)。

*** 正員、明治大学工学部 (〒214 川崎市多摩区東三田 1-1)。

用状態におけるオートバイの直進走行時の安定性の評価について検討する。舗装路と未舗装路において、車速を変えて直進走行をしたときの、ハンドルの振れと操縦者のフィーリング評価との関連を、統計的方法などを用いて検討する。また、ハンドルの振れの周波数特性から、その生起要因についても検討する。

2. 実験

ハンドル振れ角、平均車速について測定し、同時にそのときの操縦者の安定性に対するフィーリング判定を求めた。実験に用いたオートバイは、エンジン排気量 89 cm³、前輪懸架がテレスコピックフォーク式で、その諸元を表 1 に示す。

ハンドル振れ角の変化は、ステアリング軸上の大径プーリにかけた糸を介してポテンショメータの軸に取付けた小径プーリに拡大されて伝わる。ポテンショメータの出力をデータレコーダに記録する。

一般道路における走行を考え、指示速度は 10 km/h から、60 km/h まで 10 km/h ごととし、1 回の走行ごとに操縦者のそのときの安定性に対するフィーリング評価を記録する。走行直後の各自の直感に従って、安定性が良好のほうから順に a, b, c, d の 4 段階の評価とした。走行路面は平坦なアスファルト路面と、

小石の少し散在する比較的良好な未舗装路である。測定区間は 200 m とし、平均車速はこの間の通過時間から求めた。走行方向は往路と復路で同じ回数になるようにした。操縦者は、オートバイを毎日利用しているもの 3 名（操縦者 A はオフロードの、操縦者 B, C はオンロードのオートバイを使用している）とした。

なお、操縦者 B の場合は、実験車の座席前下側の車体重心の近くに置いたフリージャイロにより、ロール角の同時測定を行った。

3. ハンドルの振れ

直進走行時のオートバイと操縦者の運転操作モデルを図 1 のように表す。路面の凹凸、乗車姿勢の変化などの外乱により、オートバイの定常的な運動が乱され、それに操縦者が反応する。このとき、外乱によるオートバイの姿勢の変化量に比例したハンドル操作を加えるはずであるが⁽²⁾、ライダーの反応感覚のばらつきなどがあるために、必ずしも比例しない。

ハンドルの振れは、このように車体の動きに対応する操縦者の操舵によるものと、ステアリング軸まわりの前輪系の固有振動など操縦者と直接かわり合っていないものによって発生すると考えられる。

まず、操縦者の操舵量は車体バンク角に比例するとし、ハンドル振れ角 β (rad) と車体バンク角 α (rad) との間に、近似的に $\beta = K\alpha$ (K : 比例定数) の関係があるとする。オートバイ-人間系をその重心を通る前後軸 (図 2 中の X 軸) まわりの 1 自由度系としてとらえ、 $\alpha = a_0 e^{i\omega t}$ とおくと、その特性方程式は式 (1) のようになる⁽¹²⁾。

$$(J_x + Mh^2)\lambda^2 + Kv \left(Mh \frac{l_2}{l} - J_{xz} \frac{1}{l} + \frac{J_w}{r} \right) \lambda + K \frac{v^2}{l} \left(Mh + \frac{2J_w}{r} \right) - gMh = 0 \dots \dots \dots (1)$$

ここで、

$$a = J_x + Mh^2$$

$$b = Kv \left(Mh \frac{l_2}{l} - J_{xz} \frac{1}{l} + \frac{J_w}{r} \right)$$

$$c = K \frac{v^2}{l} \left(Mh + \frac{2J_w}{r} \right) - gMh$$

図 1 運転操作モデル

図 2 座標軸と記号

表 1 実験車諸元

Body overall length	1820 mm	Engine form	4-cycle, 1-cylinder
overall height	1085 mm	Total stroke volume	89 cm ³
overall width	690 mm	Maximum power	2.59kw/8000rpm
Wheel base	1200 mm	Maximum torque	6.77N·m/6000rpm
Vehicle mass	95.1 kg		
Trail	68 mm	Tire size	2.75-14-4PR
Caster angle	68 °	pressure (front)	0.20MPa
Transmission	3 steps	" (rear)	0.25MPa

とおく。

ただし、 J_x : X 軸まわりの車体の慣性モーメント kgm^2 , J_{xz} : X 軸, Z 軸に関する慣性乗積 kgm^2 , J_w : 車軸まわりの車輪の慣性モーメント kgm^2 , M : 車体質量 kg , h : 重心高さ m , l : 前後輪接地点間距離 m , l_2 : 重心と後輪接地点との水平距離 m , r : 車輪半径 m , v : 車速 m/s , g : 重力加速度 m/s^2 。

1 自由度系が安定であるための条件は、式(1)の各係数が正でなければならない。 J_{xz} は普通の乗車では無視できるので、このオートバイ-人間系フィードバック回路の安定条件は

$$c > 0 \quad \dots\dots\dots (2)$$

となる。

式(1)の安定のためには、式(2)が成立すること、したがって、オートバイが安定走行するためには、 K をある程度大きくすること、すなわち、操舵角を大きくすることが必要である。このことは、ハンドル振れ角が安定性という感覚量とある種の相関がありうることの裏付けである。

式(1)の解を求め、 $q = b/2a$, $p^2 = c/a - (b/2a)^2$ とすると、車体バンク角 α は

$$\alpha = e^{-qt}(Ae^{-jpt} + Be^{jpt}) \quad \dots\dots\dots (3)$$

となる。ここで、 $j = \sqrt{-1}$, t は時間、 A, B は定数である。 $K > 0$ であれば $q > 0$ であり、また $p^2 > 0$ であれば式(3)は減衰振動を示すので、車体バンク角、あるいはハンドル振れ角の固有振動数 f (Hz) は次の式となる。

$$f = \frac{p}{2\pi} \quad \dots\dots\dots (4)$$

一方、操舵を加えない場合のステアリング軸まわりの前輪系の運動方程式⁽¹³⁾を近似的に解き、そのときの前輪系の固有振動数 f' を求めると、次のようになる。

$$f' = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{e_2}{J_h} \left\{ \epsilon (K_f \sin \phi + k_f \cos \phi) - \frac{gMl_2}{l} \cos \phi \right\} \right]^{1/2} \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここで、 J_h : 前輪系のステアリング軸まわりの慣性モーメント kgm^2 , e_2 : 前輪のキャスタレングス m , ϕ : 前輪のキャスタ角 rad , T_f : 前輪に働くキャンバラスト N , C_f : 前輪に働くコーナリングフォース N , $T_f = k_f \beta \cos \phi$, $C_f = K_f \beta \sin \phi$, ϵ : 修正係数である。

4. 解 析

4.1 平均ハンドル振れ角 サンプリングしたハンドル振れ角のひん度分布をもとめる。そのひん度分

布は正規分布に近いものとして⁽¹⁴⁾、分布の標準偏差を求め、この絶対値をその走行でのハンドルの振れの程度を表す値とし、平均ハンドル振れ角⁽⁶⁾と呼ぶ。

4.2 フィーリングの数量化 走行時の操縦者のフィーリング評価を4段階に分けたが、これと物理量としての平均ハンドル振れ角との関連を検討するために、数量化1類を⁽¹⁵⁾使う。

説明変数として、フィーリング評価の a を X_1 , b を X_2 , c を X_3 , d を X_4 の四つのカテゴリに分け、そのときの外的基準として平均ハンドル振れ角を用い、それを Y とする。 X_1, X_2, X_3, X_4 のカテゴリ内のそれぞれの平均値になるカテゴリ数量を、 h_1, h_2, h_3, h_4 とすると、その関係は

$$Y = h_1 X_1 + h_2 X_2 + h_3 X_3 + h_4 X_4 \quad \dots\dots\dots (6)$$

となる。

4.3 ウェバ・フェヒナの法則 刺激が閾値よりも高くなると、感覚の強さもそれに従って増加していくが、感覚の強さを量的にとらえることは困難である。しかし、刺激と感覚との関連を表す一般法則として、ウェバ・フェヒナの法則がある⁽¹⁶⁾。

もし、本論文のような場合にもこれが適用されるとすると、次のようになる。すなわち、刺激の強さとして平均ハンドル振れ角を β , 感覚量としてフィーリング評価を F とすると、

$$F = A \log \beta + B \quad \dots\dots\dots (7)$$

で示されるはずである。 A, B は条件により決まる定数である。

5. 結 果 と 考 察

5.1 平均ハンドル振れ角 舗装路で各走行から得た平均ハンドル振れ角 (以後 β で表す) を車速 (以後 v で表す) に対して図3に、操縦者Aについて例示した。フィーリング評価 (以後 F で表す) は記号で区別した。 β は低速で大きく、 v が増すに従い小さくなる。この変化の様子は、すべての操縦者について双曲線的である。井口の報告でも⁽²⁾、 v の増加とともに必要な操舵角は小さくなることを述べているが、同様な結果を示している。

未舗装路の場合を図4に示す。この路面では、安全を考えて50 km/h までとした。舗装路と同様に、低速で大きく、 v が増すに従い小さくなる。 β の値は舗装路の場合より大きい。回帰式は $\beta = mv^n$ (m, n は定数) が適切であったので、それぞれの回帰式と回帰曲線を図中に示した。

5.2 平均ハンドル振れ角の平均値 図5は、各指示速度での実速度の平均値と、 β の平均値を示した

もので、縦方向と横方向の直線の長さは β と v の標準偏差の大きさを示す。

各車速間で比較すると、指示速度が 10 km/h から 40 km/h までは β は有意 (危険率 $p=0.05$) な差で減少する。これは、低速では直立安定性を維持するのに必要な操舵量が多く、 β が大きくなるためである。 v が増すと、オートバイの直立維持機能が向上し、安定してくる。

5.3 フィーリング評価の数量化とウェバ・フェヒナの法則 式(6)から Y と X の関係式を求め、このカテゴリ数量に対応させて最良の F を 4、最悪を 1 とおくと、その間の評価値は表 2 になる。操縦者の意識では等間隔で評価していても、実際には F に対応する物理量は等間隔ではなく、良い側で狭く、悪い側で広くなるような判定をしていることがわかる。

表 2 フィーリング評価の数量化

Road	Rider	Feeling			
		a	b	c	d
asphalted	A	4	3.5	3.1	1
	B	4	3.4	1	
	C	4	3.1	1	
unpaved	A	4	3.4	2.7	1
	B	4	3.5	1	
	C	4	3.1	1.7	1

図 3 平均ハンドル振れ角 β と車速 v 図 4 平均ハンドル振れ角 β と車速 v

次に、縦軸にフィーリング評価 a, b, c, d を等間隔におき、横軸にそれぞれに対応する β の平均値を対数表示すると図 6 の描点のようになる。ほぼ直線状に並んでいることから、平均ハンドル振れ角 β とフィーリング評価 F との関係式は、式(7)のウェバ・フェヒナの法則に従っていることがわかる。この両者の回帰式をもとめたのが表 3 であり、それを図示したのが図 6 の直線である。ここで、 F は評価 a, b, c, d にそれぞれ 4, 3, 2, 1 をあてはめた。なお、評価の絶対基準は操縦者や路面状況によって異なるので、フィーリング

表 3 ウェバ・フェヒナの法則による回帰式

Road	Rider	Regression equation
asphalted	A	$F = -3.201 \log \beta + 0.353$
	B	$F = -2.261 \log \beta + 1.959$
	C	$F = -2.380 \log \beta + 2.160$
unpaved	A	$F = -4.773 \log \beta + 0.632$
	B	$F = -3.541 \log \beta + 2.139$
	C	$F = -6.143 \log \beta + 1.026$

図 5 平均ハンドル振れ角の平均値と車速の平均値

図 6 各 F に対する β の平均値と回帰線

評価は相対評価である。

5.4 ハンドル振れ角の周波数分析 ハンドルの振れを1/3オクターブバンドで周波数分析をした。そして、それぞれの中心周波数ごとにゲインの平均を求め、例としてライダAの舗装路の場合について図7に示す。

すべてのライダについて、舗装路の場合、ゲインの最大値はすべての v で1.6 Hz以下にある。全体的に周波数が大きくなるほどゲインは下がっていくが、その減少傾向は、10 km/h, 20 km/hなどの低速で顕著である。未舗装路の場合、ゲインはすべて2 Hz以下で最大となり、舗装路と同様に、周波数が大きくなると下がっていく。その傾向は、 v が増すに従いゆるやかである。これらから、ハンドルの振れの主成分の周波数は、およそ2 Hz以下と考えられる。一方、式(2)から安定条件 K の範囲をもとめ、式(4)から操舵の周波数を求めると表4になる。これは、低速では大きな操舵角を必要とし操舵の周期は長くなり、高速では小さな操舵角でも安定することを示し、これまでの検討と一致する。また、人間の腕の急速反復動作は1.7 Hz前後ともいわれている⁽¹⁷⁾。

式(5)に後記の諸数値を代入して、ステアリング軸まわりの前輪系の固有振動数を求めてみると、約3.9 Hzとなる。ただし、これは前輪すべり角がほぼハンドル角に等しいとした場合であるから、実際の固有振動数はこれより低いことになる。したがって、表4の操舵周波数および図7の周波数分析の結果を考えあわせると、次のようなことがいえよう。すなわち、ハン

ドル系の振動数は2 Hz以下であるが、このうち高周波成分はハンドル系の固有振動数であり、低周波成分はロール角に関連する操舵周波数とその高調波であろう。

一方、路面の平均的な凹凸については、舗装路でおよそ0.1 cycle/m以下⁽¹⁸⁾、未舗装路でおよそ0.2 cycle/m以下⁽¹⁹⁾のプロファイルのようである。この路面を直進走行すると、10 km/hでは舗装路で0.28 Hz、未舗装路で0.56 Hz、50 km/hではそれぞれ1.39 Hz、2.78 Hzの振動がタイヤに加わることになる。オンロードのオートバイを使用している操縦者B、Cの未舗装路の場合、40 km/h、50 km/hで、この影響があるようにみえる。しかし、全体的にみると、路面の凹凸はハンドルの振れや車体ローリングに影響があるとしても、操舵による成分が大きく、路面からの振動は直接には現れていないようである。なお、式(2)、(4)、(5)の計算には以下の数値を用いた。

$M: 95.1 \text{ kg}$, $l: 1.2 \text{ m}$, $l_2: 0.415 \text{ m}$, $r: 0.26 \text{ m}$, $h: 0.434 \text{ m}$, $J_x: 6.37 \text{ kgm}^2$, $J_h: 0.49 \text{ kgm}^2$, $J_w: 0.24 \text{ kgm}^2$, $\phi: 1.12 \text{ rad}$, $e_2: 0.061 \text{ m}$, $K_f: 4.12 \times 10^3 \text{ N/rad}$, $k_f: 6.96 \times 10^3 \text{ N/rad}$, $\varepsilon: 1.2$

5.5 車体ロール角 操縦者Bの場合に同時測定した車体ロール角の時間変化から、 β を求めたときと同じ方法で、ロール角の分布の標準偏差を求め、これを平均ロール角(以後 α で表す)とする。 v に対する α の分布を舗装路について図8に示す。

α は v を増すと大きくなっていくが、その傾向は舗装路の場合より未舗装路のほうが大きい。いずれも高速になるにつれてロール角振幅が増大しているのだから、安定性フィーリングはロール角振幅を評価しているのではないことがわかる。

10 km/h, 20 km/hなどの低速では、直立安定性維持のための条件 K の値は大きくなる。したがって、 α が小さくても β は大きくなる。これに対し、 v が増し安定性がよくなると、 K が小さく操舵量も少なくなる。

6. あとがき

舗装路と未舗装路の直進走行時における安定性の評価について、小形オートバイを使い、平均ハンドル振れ角とフィーリング評価との対応を中心に検討した。その結果を簡単にまとめると、次のようになる。

(1) 平均ハンドル振れ角とフィーリング評価はウェバ・フェヒナの法則を満足するから、この2量間には強い関係があるとみることができよう。

(2) 平均ハンドル振れ角は低速で大きく、車速が

表4 操舵の周波数

Speed km/h	K	Frequency Hz
10	3.0	0.64
20	0.9	0.76
30	0.45	0.84
40	0.3	0.95
50	0.2	0.98
60	0.15	1.04

図7 ハンドルの振れの周波数成分

図8 平均ロール角 α と車速 v

増すに従い小さくなり、車速とは強い曲線関係をもつ。

(3) 舗装路と未舗装路で、平均ハンドル振れ角の差は指示速度 10 km/h では小さいが、車速を増すに従い、未舗装路での平均ハンドル振れ角のほうが大きくなる。

(4) ハンドルの振れ角の周波数の主成分は、およそ 2 Hz 以下であり、低周波数成分は主としてライダの操舵によるものと考えられる。

(5) 安定性フィーリングは平均ロール角を評価していない。

これらのことから、普通の条件で直進走行する場合のハンドル振れ角の時間変化の標準偏差による安定性の定性的評価は比較的妥当で、簡便な方法といえる。なお、ハンドルの振れについて、操縦者の操舵との関わりなど、さらに詳しい検討や、不安定な条件での評価、他の物理量による評価の検討などは、今後の課題としたい。

終わりに、本研究に関し、問題提起などいろいろご激励いただいた富塚清東京大学名誉教授に、また、本

論文の作成にあたり、ご助言いただいた太田博名古屋大学教授、景山克三日本大学教授と米沢洋広島大学教授に厚くお礼申し上げる。また、実験にご協力いただいた名城大学自動車工学研究室の学生諸君に感謝の意を表す。

文 献

- (1) 近藤・広瀬・渋川, 機誌, 58-442 (昭 30), 827.
- (2) 井口, 機械の研究, 14-7 (昭 37), 34; 14-8 (昭 37), 37 など.
- (3) 景山・傳, 自動車技術会論文集, 6 (昭 34), 41; 傳, 機論, 31-229 (昭 40), 1305; 景山・向後, 機論, 50-458, C (昭 59), 2037 など.
- (4) Zellner, J. W. and Weir, D. H. SAE Paper, No. 790260 (1979); Aoki, A., SAE Paper, No. 790265 (1979); Weir, D. H., Zellner, J. W. and Taper, G. L., Technical Report, National Highway Traffic Safety Administration, May (1979); NAGAI, M., Automotica, 19-6 (1983), 737 など.
- (5) 大矢・藤尾・服部, 自振協技術研究所報告, 9 (昭 53), 35.
- (6) 富塚・田村・藤野, 機講論, No. 78 (昭 37-10), 65; 富塚・藤野, 機講論, No. 99 (昭 38-10), 89.
- (7) 影山, モータファン, 12-6 (昭 34), 101.
- (8) Blaavw, G. J. and Godthelp, J., SAE Paper, No. 780314 (1979).
- (9) 河野・土屋, 自動車技術, 24-8 (昭 45), 878.
- (10) 平松・井上・岩元, 自動車技術会論文集, 20 (昭 55), 105 など.
- (11) 日下・ほか 5 名, 川崎技報, 62 (昭 51), 336.
- (12) 大矢, 自転車技術情報, 2 (昭 53), 1; 塚田・大矢, 設計製図, 16-88 (昭 56), 24.
- (13) 近藤, 二輪車の力学, (昭 37), 83, 自転車技術研究所.
- (14) 岸根, 理論応用統計学, (昭 49), 350, 養賢堂.
- (15) 応用統計ハンドブック編集委員会編, 応用統計ハンドブック, (昭 53), 416, 養賢堂.
- (16) 日科技連官能検査委員会編, 官能検査ハンドブック, (昭 50), 458, 日科技連.
- (17) 人間工学ハンドブック編集委員会編, 人間工学ハンドブック, (昭 41), 339, 金原出版.
- (18) 望月・栗原, 自動車技術, 34-11 (昭 55), 1184.
- (19) 守田・田代, 自動車技術, 24-4 (昭 45), 36.