

オ-トバイの低速時の走行特性に関する研究 -直進安定性と振動特性

メタデータ	言語: jpn 出版者: 公開日: 2012-05-24 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 横森, 求 メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/10291/12885

①

オートバイの低速時の走行特性に関する研究

(直進安定性と振動特性)

横 森 求

目 次

	ページ
1 章 緒 論	
1. 1 従来の研究	1
1. 2 本研究の目的	4
2 章 基礎運動方程式	
2. 1 重心を通る前後軸（X軸）まわりの運動方程式	6
2. 2 前輪系のステアリング軸まわりの運動方程式	13
2. 3 突起乗り越え時の運動	17
3 章 ハンドル振れ角と フィーリング評価	
3. 1 はじめに	24
3. 2 平均ハンドル振れ角	24
3. 3 フィーリング評価の数値化	26
3. 4 ウェバ・フェヒナの法則	32
3. 5 実験方法	32
3. 6 実験結果と考察	
3. 6. 1 舗装路と非舗装路の相違	38
(1) 平均ハンドル振れ角	
(2) フィーリング評価の数値化とウェバ・フェヒナの法則	
3. 6. 2 車種による相違	48
(1) 平均ハンドル振れ角	
(2) フィーリング評価の数値化とウェバ・フェヒナの法則	
3. 6. 3 タイヤ空気圧の高低の影響	54

(1)	平均ハンドル振れ角	
(2)	フィーリング評価の数値化とウェバ・フェヒナの法則	
3. 6. 4	ステアリング軸周りの回転慣性質量の影響	60
(1)	平均ハンドル振れ角	
(2)	フィーリング評価の数値化とウェバ・フェヒナの法則	
3. 6. 5	積荷の影響	65
(1)	平均ハンドル振れ角	
(2)	フィーリング評価の数値化とウェバ・フェヒナの法則	
3. 7	本章のまとめ	73
4 章 ハンドル振れ角, ライダーリーン角, 保舵トルクと車体バンク角の関係		
4. 1	はじめに	75
4. 2	実験方法	76
4. 2. 1	実験装置	76
4. 2. 2	実験条件	78
4. 3	実験結果と考察	78
4. 3. 1	結果の整理	78
4. 3. 2	角速度と角度	79
4. 3. 3	位相差 (遅れ時間)	80
4. 3. 4	結果と考察	82
(1)	ハンドル振れ角とライダーリーン角の比例定数 κ_1, κ_2	
(2)	フィーリング評価の数値化とウェバ・フェヒナの法則	
(3)	フィーリング評価と物理量との回帰性検定	
(4)	操舵周波数と前輪系の固有振動数	
(5)	中心周波数, 位相差	

4. 4	本章のまとめ	108
------	--------	-----

5章 ライダの操作特性の理論計算

5. 1	ライダの操作特性	110
5. 2	ライダによる直進走行中のオートバイの操縦モデル	111
5. 3	座標と記号	112
5. 4	運動方程式	112
5. 5	安定条件	119
5. 6	ライダ・オートバイ系の基礎特性測定	
5. 6. 1	測定装置	120
5. 6. 2	測定方法	120
5. 6. 3	計算式	127
5. 6. 4	測定例	131
5. 7	計算例と実験結果	
5. 7. 1	計算例	133
5. 7. 2	実験結果	137
5. 8	本章のまとめ	141

6章 突起乗越時のショック・

ベクトル図による振動解析

6. 1	ショック・ベクトル図	142
6. 2	実験	144
6. 3	実験結果と考察	
6. 3. 1	突起形状による違い	149
6. 3. 2	タイヤ空気圧による違い	152
6. 3. 3	速度による違い	152

6. 3. 4	パターン化	155
6. 5	本章のまとめ	161

7章 ハンドルの振動

7. 1	走行中のハンドルの振動	
7. 1. 1	実験	162
7. 1. 2	結果	166
7. 1. 3	考察	174
7. 2	安定性とライダーの緊張, ハンドルの振動	
7. 2. 1	実験	178
7. 2. 2	結果と考察	183
7. 3	本章のまとめ	194

8章 結論

196

謝辞	199
----	-----

参考文献	200
------	-----

1章 緒論

1. 1 従来の研究

走行中のオートバイ（二輪自動車）は、路面、風、ライダー（操縦者）の動きなどによる外乱で絶えず車体が左右に揺れ（ロール）しているが、その動きと連動してハンドルが振られ、同時にライダーがハンドルを操縦したり上体の重心移動をしながら、オートバイとライダーを含めた系の直立・直進安定を維持している。したがって、オートバイの安定性は、このようにオートバイの動き（ロール）とライダーの動きが相互に関連しているため、オートバイ・ライダー系の運動に関連する因子が多く、大変複雑である。それゆえ、オートバイの安定性に関する研究は自動車に比べて少なかった。

1955年に近藤ら¹⁾は、ライダー相当のダミーをオートバイに乗せて回転ドラム上で実験した“二輪車の安定性、操縦性の実験的研究”を発表し、つづいて1961年の景山ら²⁾の研究では、二輪自動車の安定性におよぼす各種の因子の影響を実験的に調べた。また理論的には、1963年に近藤ら³⁾がライダーの動きを無視した4自由度の運動方程式による解析をしている。1964年には景山ら⁴⁾がオートバイの運動を研究する上で重要な“二輪車の前輪系の幾何学”を発表している。また、1971年にR. S. Sharp⁵⁾はライダーと車体を一体の剛体として近藤らの直進走行時の数学モデルを基礎に直進安定性に影響する3つの運動モードを提案している。それは中・低速度の非周期的なロール運動のキャブサイズ、高速度におけるヨー運動・ロール運動のウィーブ（1～4 Hz）とステアリング

系の高周波振動のウォップル(6~10 Hz)の3つである。さらに傳ら⁶⁾は1978年に操縦者と二輪車を一体とした力学的モデルの誘導をおこない、直進手放し走行時に攪乱を受けた時の実験結果と計算結果の対応を検討している。

以上のように、いままでのオートバイの安定性に関する研究では、ライダーを無視するか、オートバイとライダーを一つの剛体として扱ってきた。しかし、走行時のオートバイの運動はライダーの動きと相互に関連しあって安定を維持しているので、ライダーの動きを無視した解析では、走行中のオートバイの実際の動きを充分説明できるものではない。このライダーに係わる研究として、1977年の傳⁷⁾による定常旋回時にタイヤの路面特性、旋回半径、乗車姿勢が保だモーメントに与える影響を実験と計算とで検討したものがあつた。その後、西見ら⁸⁾、片山ら⁹⁾による12自由度モデルと実験によるウィーブ、ウォップルモードの研究、また John W. Zellner¹⁰⁾らによる小形オートバイで同様な振動モードの研究、景山¹¹⁾らによるハンドル系における人間の要素についての研究などが報告されるようになってきた。しかし、これらの研究は車線変更などオートバイの左右への動き(ロール)が大きい場合や、比較的速度の高い、ウィーブ、ウォップルなどの振動モードの検討が中心となっており、ライダーが体重移動することの安定性にたいする評価などには触れていない。

一方、自転車での直進走行時の安定性について、大矢¹²⁾が理論的解析を、大矢ら^{13)、14)}が統計的手法による制御特性の検討を、また塚田ら¹⁵⁾が安定要因寸法の影響について報告している。自転車では、ライダーにたいする車両質量の割合が小さい、エンジンを装着して

いない、ペタリングをするなど、オートバイとの違いがあっても、2つの車輪で直立しながら走行する車体の運動やライダーの動きなどは基本的には同じである。

また、安定性に影響を与える外乱の1つである路面の凹凸による振動については、従来は、島田¹⁶⁾、大矢¹⁷⁾¹⁸⁾、富田¹⁹⁾、岡村²⁰⁾らなどのように上下、前後方向の振動を個別に解析する方法をとっていたのに対して、横井ら²¹⁾はショック・ベクトル図のパターン識別の手法を提唱し、さらに、石津ら²²⁾はこのショック・ベクトル図の各種パターンが表わしている情報の力学的、実験的な検討をしている。

オートバイと人体との関係はオートバイの走行安定にとって重要であることは前述のとおりであるが、またライダーはオートバイのフレームに直接的な接触をしているので、人体に車体からの振動をうける。このため乗心地のみならず、医学的にも問題になっており、振動障害を疑わせる症状の報告が1966年ごろからみられるようになってきた²³⁾⁻²⁶⁾。これは日本でオートバイの普及が増大し始めた時期にあたる。従来、このハンドルの振動の工学的な研究では、乗心地、高速安定性などの立場からのものが少し見られる程度であった^{27)・28)}が、その後工学的、衛生学的両面からの研究が必要となってきた^{29)・30)}。

1. 2 本研究の目的

走行中のオートバイとライダーに働く路面の不整、風、ライダーの動きなどの外乱に対応して、直立・直進安定を維持しようとするオートバイとライダーは、車体とハンドル、ライダーの腕、腰から上部分と下部分の両足などが単独または相互に関連する3次元的な動きをする。さらに外乱だけでなく、外乱にたいするライダーの心理的な反応の内容によって、つまりフィーリングの評価の質により、ライダーの応答の仕方、ひいてはオートバイの動きが影響を受ける。したがって、走行中のオートバイとライダーの動きは大変複雑なものになる。また、これらとは別に高速走行時にはウィーブ、ウォッブルなどのハンドル振動が生ずることがある。しかし、これはライダーの操作とはほとんど無関係に車体特性に応じて生ずるものである。

このように、オートバイ走行においては走行安定性のライダーとの関連性が非常に大きいこと、とくに低速走行において顕著であること。また、ライダーが車体振動を直接受け易いことなど、四輪自動車とは大きく異なる状況がある。しかも、オートバイが利用される走行速度は、全般的にみれば圧倒的に40 km/h以下の低速走行であろう。このようなライダーを見据えたオートバイ走行の総合的検討は従来からまことに不十分であったといえよう。

本研究の目的は、ライダーを中心としたオートバイの走行安定特性、車体振動特性を検討することである。したがって、本研究では低速直進走行で条件を限定し、供試車両としてはライダーの体重や動きの影響が顕著に現れる軽量小形オートバイを使用した。まず、

車体バンク角，ハンドル振れ角，ライダーリーン角，保舵トルクを測定し，同時に安定性についてのライダーのフィーリング評価をとり，これら諸量の関連性の検討をした．つぎに，路面の突起，継目（目地）を乗り越えるときの振動について，車軸部分での上下・前後方向の振動加速度を測定し，ショック・ベクトル図によりこの総合的手法のオートバイへの適用の妥当性と振動の解析をおこなった．また，走行中のハンドルの振動は路面からの振動のみならず，エンジン振動の影響を受ける．本研究では種々の走行条件のもとにグリップ部分の振動加速度を測定し，安定性やライダーの緊張との関係について，ISO提案の局所振動の暴露基準との比較を中心に検討した．

本研究の特色は，ライダーの安定性にたいするフィーリング評価と，ハンドルの振れ，車体バンク角，ライダーリーン角，保舵トルクなどの物理量との相関性を明らかにし，ライダーの動きを加えた運動方程式により安定条件を検討したこと，そしてショック・ベクトル図による総合的解析方法をオートバイについてはじめて試み，さらにハンドルの振動について工学・衛生学両面から検討を加えたことなど，ライダーからみた直進安定性と振動特性の検討をしたことである．

このように従来試みられなかったライダーの動き，反応をオートバイとの関連で検討したことは，広い分野で人間との関わりの必要性が重要視されつつあるときに，工学的ひいては工業的にも意味のあるものと考えられる．

2章 基礎運動方程式

オートバイは走行中に、路面の凹凸、横風やライダー自身の動きなど種々の外乱を受ける。これに対応してオートバイ自体の直立・直進維持機能とライダーによるハンドル操作や身体を傾ける体重移動などにより安定を保とうとする。フィードバックあるいはフィードフォワード制御をしながら直立・直進安定を維持しているのである。また路面の凹凸による振動はばね下部分に伝わり、サスペンションなどで減衰し、ばね上部分すなわち車体を通してハンドル、シート、ステップからライダーに伝播する。

この章では、重心を通る前後軸まわり、ステアリング軸まわりとタイヤを中心としたばね下部分の運動方程式を導く。後述する低速走行時のライダーによるハンドル操作特性やオートバイの直進走行の安定条件、ばね下部分の振動特性の検討の基本になるものである。

2.1 重心を通る前後軸（X軸）まわりの運動方程式

まず、オートバイとライダーが一体で動いている場合の運動方程式³⁾を考える。

低速直進走行中のオートバイ・ライダー系の概略を図2-1のように考える。また、記号の定義は必要な場合は文中でも記すが、基本となるものを表2-1に示す。操舵の時の路面から前輪への反力によるX軸のまわりのモーメント M_N は、つぎの式のようになる。

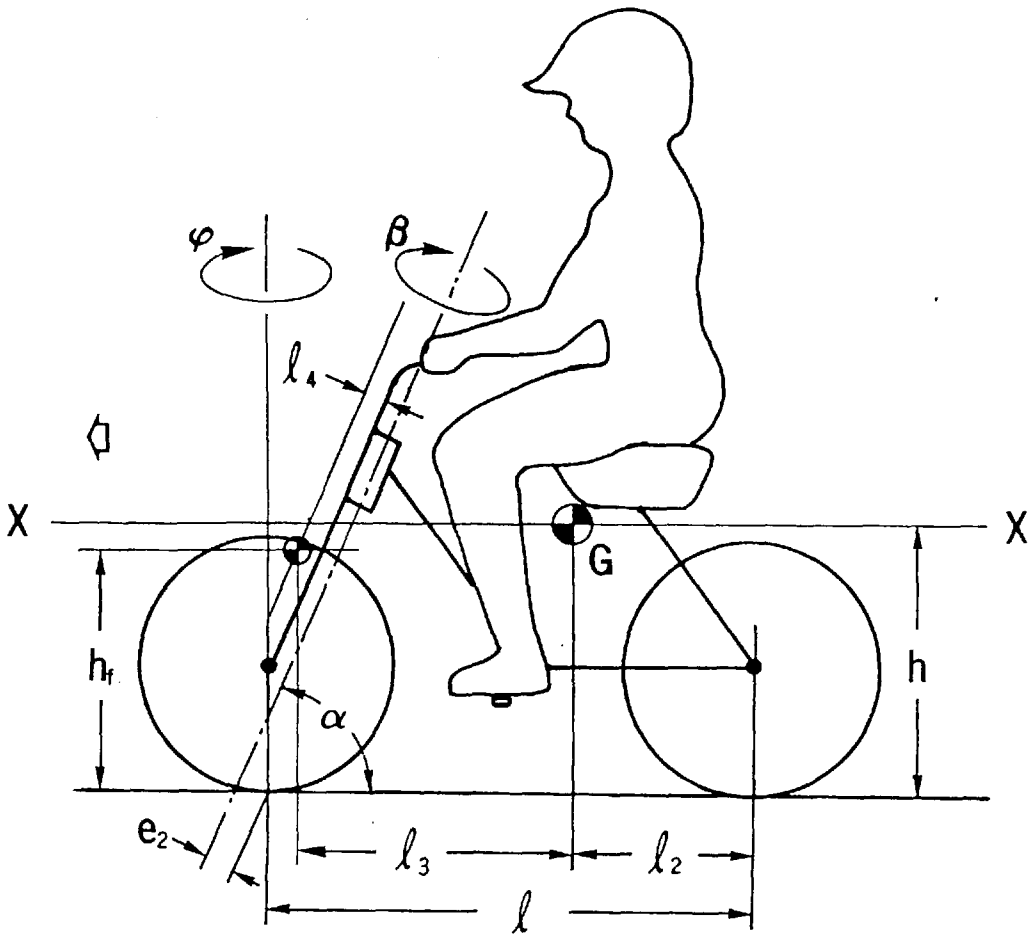


図 2 - 1 オートバイ・ライダー系の概略

表 2 - 1 記号の定義

Symbol	Definition
M	Moment
m	Mass
l	Wheelbase
h	Height from road surface
C	Cornering force
T	Camber thrust
K	Cornering power
k	Proportional coefficient of camber thrust to camber angle
v	Running speed
e_2	Caster length
α	Caster angle
θ_1	Bank angle
β	Steering angle
φ	$\beta \cdot \sin \alpha$
ψ	Angle of X axis in frame to steady running direction
Φ	Slip angle
J	Moment of inertia
Index	
f	Front
r	Rear
G	Center of gravity

$$M_N = m g \frac{l_2 e_2}{l \sin \alpha} \sin \varphi \quad \dots (2-1)$$

オートバイの重心高さを h とすると、コーナリングフォースとキャンバストラストによる X 軸まわりのモーメントはつぎのようになる。

$$(C_f + C_r - T_f - T_r) \cdot h \quad \dots (2-2)$$

これらの各項のコーナリングフォースとキャンバストラストは、前後輪のコーナリングパワーと横すべり角との関係でみると以下のようになる。

$$\begin{aligned} C_f &= K_f \cdot \Phi_f \\ C_r &= K_r \cdot \Phi_r \end{aligned} \quad \dots (2-3)$$

ここで、車体の傾き角を θ_1 、偏揺角（回頭角）を ψ 、重心位置での横すべり角を Φ_G とすると、それぞれの横すべり角は

$$\begin{aligned} \Phi_f &= \Phi_G - \varphi + \frac{l_1}{v} \frac{d\psi}{dt} - \frac{e_2}{\sin \alpha} \frac{1}{v} \frac{d\varphi}{dt} \\ &\quad - \frac{h}{v} \frac{d\theta_1}{dt} \end{aligned} \quad \dots (2-4)$$

$$\Phi_r = \Phi_G - \frac{l_2}{v} \frac{d\psi}{dt} - \frac{h}{v} \frac{d\theta_1}{dt} \quad \dots (2-5)$$

となり、前後輪のキャンバ角にたいするキャンバスラストの比例係数を k_f 、 k_r とすると、それぞれのキャンバスラスト T_f 、 T_r は、

$$\begin{aligned} T_f &= k_f \cdot (\theta_1 + \varphi / \tan \alpha) \\ T_r &= k_r \cdot \theta_1 \end{aligned} \quad \dots (2-6)$$

である。

前輪系のステアリング軸まわりの転舵角加速度 $d^2\beta / dt^2$ の水平成分 $d^2\varphi / dt^2 / \tan \alpha$ による、オートバイの X 軸まわりのモーメントはつぎのようになる。

$$m_f \frac{l_4 (h - h_f)}{\sin \alpha} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} \quad \dots (2-7)$$

また、前輪の運動による X 軸まわりのジャイロモーメント $M_{g f X}$ は、前輪の車軸まわりの慣性モーメントを J_f 、車輪の回転角速度を ω とすると、鉛直軸まわりの角速度 ($d\psi / dt + d\varphi / dt$) を含むつぎの式で与えられる。

$$M_{g f X} = - J_f \omega \cdot \left(\frac{d\psi}{dt} + \frac{d\varphi}{dt} \right) \quad \dots (2-8)$$

後輪のジャイロモーメントはつぎの式のようになり、車体の X 軸まわりのモーメントとして働く。後輪の車軸まわりの慣性モーメントを J_r とすると、

$$M_{grx} = -J_r \omega \frac{d\psi}{dt} \quad \dots (2-9)$$

空気抵抗や空気横力など空気力学的なモーメントを考慮するとすれば、空気密度 ρ 、前面投影面積 S 、空気力モーメント係数の X 軸に直角方向の成分を C_{mx} とおいて、 X 軸まわりのモーメント M_{ax} を求めるとつぎの式のようなになる。

$$M_{ax} = \frac{\partial C_{mx}}{\partial \Phi_G} \frac{\rho}{2} S v^2 l \Phi_G \quad \dots (2-10)$$

以上の各式から、オートバイがバンクするときの重心を通る X 軸まわりの運動方程式はつぎのようなになる。なお、 \sin の値の小さくなると見られる項については、その近似値をとった。

$$\begin{aligned} J_x \frac{d^2 \theta_1}{dt^2} - J_{xz} \frac{d^2 \psi}{dt^2} &= (N_f + N_r) h \cdot \theta_1 + (C_f + C_r - T_f - T_r) \cdot h \\ &+ M_N + M_{gfx} + M_{grx} + m_f l_4 \frac{(h - h_f)}{\sin \alpha} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + M_{ax} \\ &= m g h \theta_1 + K_f h \left(\Phi_G - \varphi + \frac{l_1}{v} \frac{d\psi}{dt} - \frac{h}{v} \frac{d\theta_1}{dt} \right) \\ &+ K_r h \left(\Phi_G - \frac{l_2}{v} \frac{d\psi}{dt} - \frac{h}{v} \frac{d\theta_1}{dt} \right) - k_f h \left(\theta_1 + \frac{\varphi}{\tan \alpha} \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & -k_r h \theta_1 + m g \frac{l_2}{l} \frac{e_2}{\sin \alpha} \varphi - J_w \omega \left(\frac{d\psi}{dt} + \frac{d\varphi}{dt} \right) \\
 & - J_w \omega \frac{d\psi}{dt} + m_f \frac{l_4 (h - h_f)}{\sin \alpha} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{\partial C_{mx}}{\partial \varphi} \frac{\rho}{2} S v^2 l \varphi \\
 & \dots (2-11)
 \end{aligned}$$

ここで、 N_f と N_r はそれぞれ路面から前後輪への反力、 J_{xz} はX、Z軸に関する慣性乗積で、また前後車輪の車軸まわりの慣性モーメント J_f と J_r は同じとして J_w で示す。

この(2-11)式において、低速直進走行の場合は空気力の影響とキャンバラストは無視でき、コナリングパワーは無限大とすることができる。すると、簡略化した運動方程式となり、後述する4章の(4-12)式のような1自由度系の特性方程式がえられる。また、この(2-11)式をもとに、5章のライダーの上体の左右への動きに関する運動方程式(5-6)と、ライダーの運動に連動する車体の動きに関する運動方程式(5-7)式がえられる。

2. 2 前輪系のステアリング軸まわりの運動方程式

つぎに、路面、車体の運動やタイヤの回転などにより、前輪系がステアリング軸まわりに振れる（回転する）ときの運動を考える³⁾。

路面から前輪への反力 N_f によるステアリング軸まわりのモーメントは、バンク角を θ_1 、キャストレングスを e_2 とすると、つぎのようになる。

$$N_f \sin \theta_1 \cdot e_2 \doteq m g \frac{l_2}{l} e_2 \cdot \theta_1 \quad \dots (2-12)$$

また、ハンドルの操舵による X 軸まわりのモーメント M_N はステアリング軸まわりの成分として、(2-13) 式のような大きさになる。

$$M_N \cos \alpha = m g \frac{l_2}{l} \frac{e_2}{\sin \alpha} \cos \alpha \sin \varphi \quad \dots (2-13)$$

前輪のコーナリングフォースとキャンバラストによるステアリング軸まわりのモーメントは、走行抵抗による影響を無視するとつぎのようになる。

$$(C_f - T_f) e_2 \quad \dots (2-14)$$

前輪系の重心位置はステアリング軸より前方にあるので、バンク角 θ_1 と転舵角 φ が発生すると、前輪系の質量 m_f により、つぎの式のようなモーメントが生ずる。

$$m_f g \cdot \sin(\theta_1 + \varphi / \tan \alpha) \cdot l_4 \quad \dots (2-15)$$

さらに、車体重心の横方向加速度 $\dot{y}_G (d^2 y_G / dt^2)$ 、ヨーイングによる上下軸 (Z 軸) まわりの角加速度 $d^2 \psi / dt^2$ とバンクによる角加速度 $d^2 \theta_1 / dt^2$ により、前輪系の重心高さを h_f 、この2つの重心の水平距離を l_3 とすると、ステアリング軸まわりにはそれぞれ以下のようなモーメントが働く (右転舵を + とする)。

$$- m_f \cdot \dot{y} \cdot l_4 \quad \dots (2-16)$$

$$- m_f \cdot l_3 \cdot \frac{d^2 \psi}{dt^2} \cdot l_4 \quad \dots (2-17)$$

$$m_f (h - h_f) \frac{d^2 \theta_1}{dt^2} \cdot l_4 \quad \dots (2-18)$$

また、(2-8) 式から $M_{g f x}$ のステアリング軸まわりの成分は、

$$M_{g f x} \cos \alpha = - J_w \omega \cos \alpha \left(\frac{d \psi}{dt} + \frac{d \varphi}{dt} \right) \dots (2-19)$$

となる。

車体のバンクと操舵による前輪の横傾きの角速度 ($d\theta_1/dt + d\varphi/dt/\tan\alpha$) によるジャイロモーメント M_{gfz} のステアリング軸方向の成分はつぎのようになる。

$$M_{gfz}\sin\alpha = J_w \omega \sin\alpha \left(\frac{d\theta_1}{dt} + \frac{1}{\tan\alpha} \frac{d\varphi}{dt} \right) \dots (2-20)$$

以上の式から、前輪系のステアリング軸まわりの慣性モーメントを J_f 、ライダーによる操舵モーメントを M_r とすると、前輪系のステアリング軸まわりの運動方程式はつぎのようになる。なお、X軸まわりの運動方程式の場合と同様に、 \sin の値が小さくなると見られる項については、その近似値をとった。

$$J_f \frac{d^2\beta}{dt^2} = J_f \frac{1}{\sin\alpha} \frac{d^2\varphi}{dt^2}$$

$$= (C_f - T_f) e_2 + M_N \cdot \cos\alpha + N_f e_2 \theta_1 - M_{gfX} \cdot \cos\alpha + M_{gfZ} \cdot \sin\alpha$$

$$+ m_f g l_4 \left(\theta_1 + \frac{\varphi}{\tan\alpha} \right) - m_f \ddot{\psi} l_4 - m_f l_3 \frac{d^2\psi}{dt^2} l_4$$

$$+ m_f (h - h_f) \frac{d^2\theta_1}{dt^2} l_4 + M_{as} + M_r$$

$$= K_f e_2 \left(\delta_G - \varphi + \frac{l_1}{v} \frac{d\psi}{dt} - \frac{e_2}{\sin\alpha} \frac{1}{v} \frac{d\varphi}{dt} - \frac{h}{v} \frac{d\theta_1}{dt} \right)$$

$$\begin{aligned}
& + k_f e_2 \left(\theta_1 + \frac{\varphi}{\tan \alpha} \right) + m g \frac{l_2}{l} \frac{e_2}{\sin \alpha} \varphi \cdot \cos \alpha + m g \frac{l_2}{l} e_2 \theta_1 \\
& - J_w \omega \cos \alpha \left(\frac{d\psi}{dt} + \frac{d\varphi}{dt} \right) + J_w \omega \sin \alpha \left(\frac{d\theta_1}{dt} + \frac{1}{\tan \alpha} \frac{d\varphi}{dt} \right) \\
& + m_f g l_4 \left(\theta_1 + \frac{\varphi}{\tan \alpha} \right) - m_f l_4 \ddot{y} - m_f l_3 l_4 \frac{d^2 \psi}{dt^2} \\
& + m_f (h - h_f) l_4 \frac{d^2 \theta_1}{dt^2} + M_r + \frac{\partial C_{ms}}{\partial \Phi_G} \frac{\rho}{2} S v^2 l \Phi_G \\
& + \frac{\partial C_{ms}}{\partial \varphi} \frac{\rho}{2} S v^2 l \varphi \quad \dots (2-21)
\end{aligned}$$

この(2-21)式において、前述の低速走行時の場合のX軸まわりの運動方程式の簡単化と同様な仮定、省略をし、ライダーの操舵はない($M_r = 0$)、つまり手放し走行としたときの運動方程式から、4章の(4-19)式のような前輪系の固有振動数を求める式がえられる。

2. 3 突起乗り越え時の振動

直進走行中に路面の突起を乗り越えるときの車体の運動について解析する。前輪部はテレスコピックフォークで、キャスター角をもち、後輪部はスイングアーム方式とする。したがって、前輪部は上下方向のみでなく、フォークの撓みも加わって前後方向の変位が生ずる。後輪部はスイングアームのピボットまわりの運動となる。このために前後輪とも上下方向だけでなく前後方向の運動成分をもつ。そこで、ばね下部分の上下と前後方向の運動方程式を求めることができる^{18)・20)}。

図2-2 aにオートバイとライダーを一体とした振動モデルの概略を示す。図のように、本節で用いる記号の定義について表2-1と共通なものを除いて、表2-2に示す。なお、スイングアームの質量 m_s はその重心位置のアームの両端（車軸とピボット）からの距離の逆比で分け、車軸位置へ分けられた値を後輪系に加算する。

まず、オートバイ・ライダーを一体とし、ばね上部分の運動を考える。図2-2 bにばね上部分の重心（ x, y, z ）まわりに働く力とその重心からの各距離などの概略を示す。

はじめに、上下（ Z 軸）方向の運動はつぎのようになる。

$$m \ddot{z} = F_{fT} \sin \alpha_f + F_{fN} \cos \alpha_f + F_{rv} + F_{rs} \sin \alpha_s \quad \dots (2-22)$$

また、ピッチングまたは左右（ Y 軸）軸まわりの運動は、重心まわりの慣性モーメントを J 、ピッチング角を θ_p とすると、つぎのよ

表 2 - 2 記号の定義

Symbol	Definition
m	Sprung mass
m_f, m_r	Unsprung mass of front and rear
Z_{uf}, Z_{ur}	Displacement in vertical direction of sprung portion of front and rear
Z_f, Z_r	Displacement in vertical direction of unsprung portion of front and rear
Z_{of}, Z_{or}	Displacement in vertical direction of road surface
X	Displacement in horizontal direction of sprung portion
x_f, x_r	Displacement in horizontal direction of unsprung portion of front and rear
k_f, k_r	Spring constant of suspension on wheel axle of front and rear
C_f, C_r	Damping constant of suspension on wheel axle of front and rear
k_{Tf}, k_{Tr}	Spring constant of tire of front and rear
C_{Tf}, C_{Tr}	Damping constant of tire of front and rear
α_f, α_r	Caster angle of front and rear suspension
r	Effective radius of tire
ω	Angular velocity of revolution of tire

うになる。

$$J \ddot{\theta}_p = F_{fT} l_{fT} + F_{rs} l_{rs} + F_{fN} l_{fN} - F_{rv} l_2 \dots (2-23)$$

また、ばね上の上下変位とピッチング角の関係はつぎのようになる。

$$z_{uf} = z + l_1 \theta_p, \quad z_{ur} = z - l_2 \theta_p \quad \dots (2-24)$$

そして、前後（X軸）方向の運動は、

$$m \ddot{x} = F_{fN} \sin \alpha_f - F_{fT} \cos \alpha_f + F_{rs} \cos \alpha_s \quad \dots (2-25)$$

ダンバは速度2乗型および速度比例型の不完全片効きでタイヤが路面から離れることも考慮すれば、上式の各項はつぎのようなものである。

$$F_{fT} = -C_{fp} \{ (\dot{z}_{uf} - \dot{z}_f) \sin \alpha_f \}^P - k_f (z_{uf} - z_f) \sin \alpha_f \quad \dots (2-26)$$

ここで、 $(\dot{z}_{uf} - \dot{z}_f) \geq 0$ のとき $P = 2$ 、 $(\dot{z}_{uf} - \dot{z}_f) < 0$ のとき $P = 1$ である。

$$F_{rv} = -C_{rp} (\dot{z}_{ur} - \dot{z}_r)^P - k_r (z_{ur} - z_r) \quad \dots (2-27)$$

この(2-27)式も、 $(\dot{z}_{ur} - \dot{z}_r) \geq 0$ のとき $P = 2$ 、 $(\dot{z}_{ur}$

$-\dot{z}_r) < 0$ のとき $P = 1$ である。

つぎに、前輪系の上下方向の運動は、ばね上の場合と同じ (2-25), (2-26) 式の力を含めて考えると、つぎのような式となる。

$$m_f \ddot{z}_f = -F_{fT} \sin \alpha_f - F_{fN} \cos \alpha_f - C_{Tf} (\dot{z}_f - \dot{z}_{of}) q - k_{Tf} (z_f - z_{of}) q - (m_f g) (1 - q) \quad \dots (2-28)$$

ここにおいて、 δ をタイヤの定常時の撓み量とすると $(z_f - z_{of}) \leq \delta$ のとき $q = 1$ 、 $(z_f - z_{of}) > \delta$ のとき $q = 0$ である。

後輪の上下方向の運動方程式もつぎのようになる。

$$m_r \ddot{z}_r = -F_{rv} - F_{rs} \sin \alpha_s - C_{Tr} (\dot{z}_r - \dot{z}_{or}) q - k_{Tr} (z_r - z_{or}) q - (m_r g) (1 - q) \quad \dots (2-29)$$

ここでも同様に、 $(z_r - z_{or}) \leq \delta$ のとき $q = 1$ 、 $(z_r - z_{or}) > \delta$ のとき $q = 0$ である。

さらに、前後輪系の前後方向の運動方程式はつぎのようになる。

$$m_f \ddot{x}_f = -F_{fN} \sin \alpha_f + F_{fT} \cos \alpha_f - F_{fB} - F_{of} \quad \dots (2-30)$$

$$m_r \ddot{x}_r = -F_{rs} \cos \alpha_s - F_{rB} - F_{or} \quad \dots (2-31)$$

なお、(2-30)、(2-31) 式中の F_{fB} 、 F_{rB} は、タイヤの変形 (撓み) によって起こる接線方向の力である³¹⁾。すなわち、

一定速度で走行しているオートバイのタイヤが路面の突起を乗り越えるとき、半径方向の撓みが発生しタイヤの有効半径が変る。そのとき（角速度）×（半径）で定義される車速が一定であるにもかかわらず、半径が減少するので角速度が増さねばならない。したがってタイヤの回転を増す後ろ向きの摩擦力が必要となり、タイヤの接地部分に F_{fB} 、 F_{rB} の大きさの力が生じる。その大きさは、タイヤの有効半径を r 、その慣性モーメントを J_w 、回転角速度を ω 、回転角速度の増分を $\Delta\omega$ 、 $\Delta r = z_0 - z$ とすると、それぞれ近似的に下記のようになる。

$$r\omega = (r - \Delta r)(\omega + \Delta\omega)$$

$$\therefore \Delta\omega \doteq \frac{\Delta r}{r} \cdot \omega$$

$$J_w \cdot \Delta\omega = F_B \left(r - \frac{\Delta r}{2} \right) \Delta t \doteq F_B r \Delta t$$

$$F_B = \frac{J_w \Delta\omega}{r \Delta t} = \frac{J_w}{r} \cdot \frac{\omega \cdot \Delta r}{r \cdot \Delta t} = \frac{J_w \omega}{r^2} (\dot{z}_0 - \dot{z}) \quad \dots (2-32)$$

したがって、前後輪について下記のようになる。

$$F_{fB} \doteq -J_w \frac{\omega}{r^2} (\dot{z}_f - \dot{z}_{0f}) \quad \dots (2-33)$$

$$F_{rB} \doteq -J_w \frac{\omega}{r^2} (\dot{z}_r - \dot{z}_{or}) \quad \dots (2-34)$$

また、(2-30)、(2-31) 式中の F_{of} 、 F_{or} はそれぞれ路面の突起による衝撃の後方成分を示している。

ここで、車軸の上下変位と前後変位との関係はつぎのようである。

$$\tan \alpha_f = \frac{-z_f + z_{uf}}{x_f - X}, \quad \tan \alpha_s = \frac{-x_r + X}{z_r - z_{ur}} \quad \dots (2-35)$$

以上の諸式に路面の突起などの諸条件を入れて、ばね上、ばね下部分などの運動方程式を解くことにより、突起乗り越し時のばね上、ばね下部分の上下、前後方向の振動特性とくに路面からの外力について求めることができる。実際の低速直進走行の時はばね上部分の運動は小さいものと考えられるので、まずばね下部分の検討により主たる振動特性を、とくに路面からの外力について考察できる。

3章 ハンドル振れ角と

フィーリング評価

3. 1 はじめに

オートバイの安定性を評価する指標は種々あるが、市街地の道路などで比較的低い速度で走行する場合において、ライダーの安定性にたいするフィーリング評価ともっとも対応の良い物理量として、ステアリング軸まわりのハンドルの振れ角がある（各物理量の中でハンドル振れ角とフィーリング評価との相関関係がもっとも強いことについては4章で検討する）。

そこで、本章では車速、車種など種々の条件における安定性の評価を、平均ハンドル振れ角、数値化したフィーリング評価とウェバ・フェヒナの法則による回帰性などを検討することにする。

3. 2 平均ハンドル振れ角

直進走行中のオートバイのハンドルの振れ角の時間的変化の測定例を、舗装路で指示速度10 km/hの場合について図3-1に示す。この時間的変化において、測定区間の始点の位置から一定時間間隔でデータを読み、ハンドル振れ角の頻度分布を、図3-2のように求める。正規性の検定により、このときの頻度分布が正規分布として有意になるように、データの読み取りの時間間隔を適当に選ぶ。たとえば、指示速度10 km/hでデータの読み取り時間間隔は約

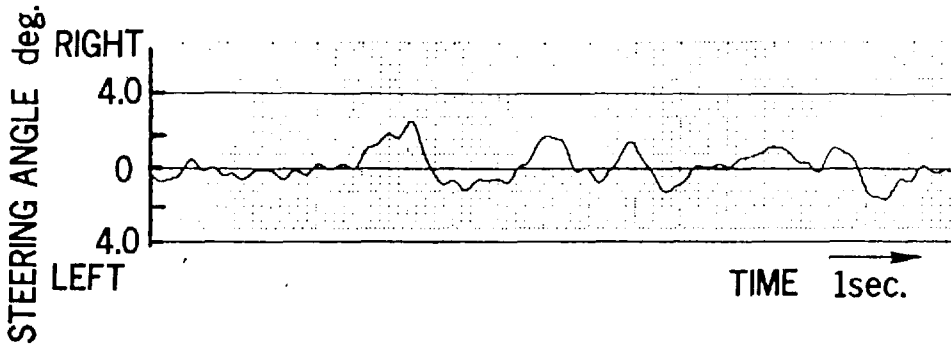


図 3 - 1 ハンドルの振れ角の時間的変化の測定例

Test for Normal Distribution

Vehicle Speed km/h	Standard Deviation	Sampling Skewness a_3	Sampling Kurtosis a_4	Samples	$[a_3]$	$[a_4]_{lower}$	$[a_4]_{upper}$
10.6	1.55	0.257	3.29	156	0.315	2.46	3.64
40.2	0.19	0.113	3.31	194	0.284	2.50	3.59

$[a_3]$, $[a_4]_{lower}$, $[a_4]_{upper}$ are Significance Levels ($\alpha=0.05$).

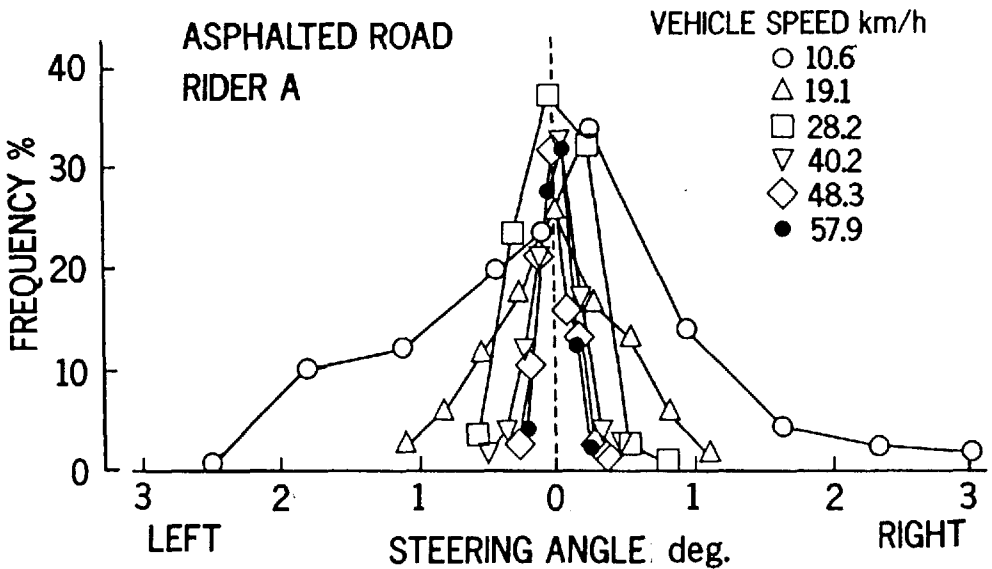


図 3 - 2 ハンドル振れ角の左右への頻度分布

0.07秒, 50 km/hでは約0.01秒とした。また, 図3-2の車速10.6 km/hと40.2 km/hの場合の, 分布の標準偏差 (Standard Deviation), 標本歪度 (Sampling Skewness), 標本尖度 (Sampling Kurtosis) を求める。正規性の検定結果は図3-2中の表のようになり, 水準 $\alpha = 0.05$ で有意である。そして, ここで求めた分布の標準偏差の絶対値をその走行でのハンドルの振れの程度を表す代表値として, “平均ハンドル振れ角”^{32), 33)}とする。

なお, 仮にハンドルが車体にたいして幾何学的に車体と同じ前後軸方向でまっすぐ前に向く位置にあっても, ハンドルの位置が力学的にまっすぐ前方を向いているとは言えない。したがって, 走行実験ごとにこの平均ハンドル振れ角を求めるときの, 図3-2の左右への分布の中心点はハンドルがまっすぐ前を向いている位置を示すものではないが, 分布の中心点を力学的にハンドルがまっすぐ前方へ向いた位置とする。

3. 3 フィーリング評価の数値化

後述のようにライダーの安定性にたいする4段階に分けたフィーリング評価と, 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, 林の提案した数量化I類³⁴⁾を使う。これは人の感覚による判別を関連する物理量などに対応させて, 任意の数値で置き換えて, 感覚を数値で議論できるようにする1方法である。

表3-1(a)のように, ある物理量的数量にたいして要因として2つの要因(アイテム;たとえば, 保舵力, 操舵力)があり, 各項目中の分類区分(カテゴリー;たとえば, 重い, 軽い)が2つあ

表 3 - 1 数量化I類のデータ例
(a) アイテムが2つの場合

Sample	Item ①		Item ②		Outside Criterion y
	Category ① X ₁₁	Category ② X ₁₂	Category ③ X ₂₁	Category ④ X ₂₂	
1	○		○		0.55
2		○	○		0.40
3	○			○	0.50
4	○		○		0.30
5		○		○	0.35
6		○	○		0.28
7		○	○		0.25
8	○			○	0.18
9	○			○	0.20
10		○	○		0.15
11		○		○	0.13
12	○		○		0.14
Total	6	6	7	5	3.21

(b) 平均ハンドル振れ角と安定性のフィーリング評価の場合

	Feeling for Stability				Mean Steering Angle
	Best a	b	c	Worst d	
1				○	0.55
2	○				0.10
3				○	0.40
4			○		0.25
5		○			0.08
6				○	0.50
7			○		0.30
8	○				0.11
9				○	0.35
10		○			0.20
11	○				0.09
12			○		0.28
Total	3	2	3	4	3.21

表 3 - 2 (b) のデータの2乗の和, 積の和

	X ₁₁	X ₁₂	X ₁₃	X ₁₄
X ₁₁	3	0	0	0
X ₁₂		2	0	0
X ₁₃			3	0
X ₁₄				4

る場合を考える。総計4区分を、それぞれ x_{11} , x_{12} , x_{21} , x_{22} とする。i アイテム、j カテゴリーのデータ x_{ij} は、各サンプルごとにそのカテゴリーに属する場合は○印で、属さないときは空白で表す。計算では属する場合を1、そうでない場合は0と表現する。対応するそれぞれのサンプルの実際の物理的数値（外的基準）を y とする。このカテゴリーに与えた数量をそれぞれ b_{11} , b_{12} , b_{21} , b_{22} とすれば、これらの数値の関数に誤差を加えたものが、実際の外的基準である。この誤差を含まない純粹の外的基準（予測値）の n 番目を y_n' とすると、

$$y_n' = \sum_i \sum_j b_{ij} x_{nij} \quad \dots\dots (3-1)$$

とあらわすことにする。表3-1(a)からサンプル1番目については、 $x_{11}=1$, $x_{12}=0$, $x_{21}=1$, $x_{22}=0$ であるから、

$$y_1' = b_{11}x_{11} + b_{21}x_{21}$$

同様にして、

$$y_2' = b_{12}x_{12} + b_{21}x_{21}$$

.....
.....

$$y_{12}' = b_{11}x_{11} + b_{21}x_{21} \quad \dots\dots (3-2)$$

これらと実測値 y_n とから

$$Q = \sum_n (y_n - y_n')^2 = \sum_n (y_n - \sum_i \sum_j b_{ij} x_{nij})^2 \quad \dots (3-3)$$

が最小になるように b_{ij} の数値を決める。すると

$$\partial Q / \partial b_{ki} = 0$$

すなわち、

$$2 \sum_n (y_n - \sum_i \sum_j b_{ij} x_{nij}) x_{nki} = 0 \quad \dots (3-4)$$

したがって、これを書き直すとつぎのようになる。

$$\sum_n y_n x_{nki} = \sum_n \sum_i \sum_j b_{ij} x_{nij} x_{nki} \quad \dots (3-5)$$

x_{nij} は 0 または 1 であるから、

$$\sum_n x_{nij} = \sum_n x_{nij}^2 = n_{ij} \quad \dots (3-6)$$

したがって、(3-5) 式の右辺のうち $i = k, j = l$ の項は (3-6) 式から $b_{ij} n_{ki}$ となる。また $i \neq k$ のときは $\sum_n x_{nij} x_{nki} = n_{ij, ki}$ から、 $\sum_{i \neq k} \sum_j b_{ij, ki}$ となるが、 $n_{ki} = n_{ki, ki}$ とおき (3-5) 式を書き直すとつぎのような式になる。

$$\sum_i \sum_j n_{ij, ki} b_{ij} = \sum_n y_n x_{nki} \quad \dots (3-7)$$

左辺の b_{1j} の係数は、2乗の和および積の和で、右辺の k_i はカテゴリーに現れている（○印のついている欄）サンプルの y_n の和である。上式に数値を代入してえられる式の数と、未知数 b_{1j} の数が同じ場合は、未知数 b_{1j} の値が確定できる。この手法は、重回帰と同じ形式である。

通常プロのライダーがフィーリング評価をする場合は、安定性でもハンドルの振れだけでなく、保舵力や操舵力など、複数の要因（アイテム）を判別するので、アイテムの数が多くなる。しかし、本研究においては一般のライダーが試験をするので、ライダーの感覚評価（フィーリング評価）は種々の要因を一括した安定性にたいするもののみとした。しかも、その区分（カテゴリー）は、一般のライダーでも判別可能な4段階評価とした。したがって、安定性にたいするフィーリング評価のアイテムは1つだけで、カテゴリーは4つとなり、データ例は表3-1（b）と2乗の和、積の和の表3-2のようになる。これを（3-5）式に用いると、

$$\begin{aligned}
 3 b_{11} + 0 + 0 + 0 &= 0.30 \\
 0 + 2 b_{12} + 0 + 0 &= 0.28 \\
 0 + 0 + 3 b_{13} + 0 &= 0.83 \\
 0 + 0 + 0 + 4 b_{14} &= 1.80 \quad \dots\dots\dots (3-8)
 \end{aligned}$$

となり、それぞれの b_{1j} が求められ、つぎのようになる。

$$\begin{aligned}
 b_{11} &= 0.10, & b_{12} &= 0.14, \\
 b_{13} &= 0.28, & b_{14} &= 0.45
 \end{aligned}$$

この b_{ij} の値が、フィーリング評価を平均ハンドル振れ角で数量化した値である。さらに、フィーリング評価の最良 a に 4、最悪 d に 1 と数値を与え、その間のフィーリング評価 b 、 c を上で求めた b_{ij} の数値の割合で案分した数をあてはめると、

$$a = 4, \quad b = 3.52, \quad c = 2.65, \quad d = 1$$

となり、種々の実験条件の結果について相対的に比較できる。

3. 4 ウェバ・フェヒナの法則

刺激にたいする感覚の強さを量的にとらえることは困難である。しかし、刺激が閾値（人が感ずる最小の刺激の強さ）よりも高くなるにつれて、感覚の強さもそれとともに増加していく関係を表す一般法則として、ウェバ・フェヒナの法則³⁵⁾がある。

もし、本研究でも適用できるとすると、つぎのようになる。刺激の強さとしての物理量として平均ハンドル振れ角 β をとり、感覚量としてフィーリング評価値 F をとると、

$$F = A \log \beta + B \quad \dots\dots\dots (3-9)$$

で示される。ここで A 、 B は実験条件により決まる係数である。

3. 5 実験方法

実験に使用したオートバイは、低速で走行したときオートバイの動きにライダーの動き（ライダーリーン角）や質量（体重）の大小の影響が現れやすいように、比較的軽量の市販車を選んだ。それらは一般によく利用されている車両質量89.5 kg（M車）と82 kg（R車）の商用車（それぞれエンジン排気量は89 cc、85 cc）、77 kg（N車）のロードスポーツタイプ（エンジン排気量78 cc）、45 kg（P車）のファミリーバイク（エンジン排気量49 cc）と、2つの後輪をもつ51 kgの三輪オートバイ（S車、エンジン排気量49 cc）の5台である。それらの主要諸元を表3-3 a, b, c, d, eに、外観を図3-3 a, b, c, d, 図3-4に示す。

前輪懸架装置はR車のみがリーディング・フォークで、他はテレ

スコピック・フォークである。後輪の懸架装置は全車スイング・アーム式の基本構造であるが、P車はエンジンを含んだユニット方式で、S車は図3-4に示すようにスイングジョイントユニットのジョイントシャフトが前方上向きの角度（スイングアングル； 13.9° ）で取り付けられているので、車体が左右に傾いた（バンク）ときに後輪に旋回方向への舵角が生ずるようになっている。

ハンドルの振れ角の測定には1回転型のポテンショメータ（緑電気 $5\text{ k}\Omega$ ）を用いた。直進走行時のハンドルの振れは極めて小さい角度であるので、ステアリング軸上とポテンショメータの中間に設けた2つのプーリを介してハンドルの振れ角がポテンショメータ回転角で10倍に拡大されて伝わるようにした。このポテンショメータの電圧出力はデータレコーダ（TEAC HR-30）に記録し、再生したデータはトランジェントメモリ（KAWASAKI TMR-100）でデジタル化し、パーソナルコンピュータ（NEC PC9801）で処理した。

走行路面としては平坦な直線路を選び、主としてアスファルト舗装路を第一とし、補助的に非舗装路としては砂利が少し散在し表面が硬く走行しやすい未舗装路と舗装路上に1～2cmほどの氷板がありその上に約5cmの圧雪がある平坦路を選んだ。なお、圧雪路面の硬度の測定には、任意の質量の真鍮の三角推を路面に押し付けたときの雪面上にできる穴の直径から面圧を求める方法の、木下式硬度計を使った。

指示速度は10 km/hから、60 km/h（ただし未舗装路50 km/h、圧雪路30 km/h、P車40 km/h）まで10 km/h刻みとし、1回の走行ごとにライダーのそのときの安定性にたいするフィーリング評価を求めた。この評価は、走行直後のライダーの主観にしたがって、

表 3 - 3 実験車諸元

a) Vehicle M		b) Vehicle N			
Overall length	1 8 1 4 mm	Overall length	1 8 8 0 mm		
Overall height	6 8 8 mm	Overall height	6 2 5 mm		
Overall width	9 7 0 mm	Overall width	1 1 4 0 mm		
Wheelbase	1 2 1 0 mm	Wheelbase	1 2 0 0 mm		
Vehicle mass	8 9 . 5 kg	Vehicle mass	7 7 . 0 kg		
Riding capacity	1	Riding capacity	2		
E n g i n e	Total stroke volume	8 9 c c	E n g i n e	Total stroke volume	7 8 c c
	Maximum power	5.5/9000 kw/rpm		Maximum power	7.35/8000 kw/rpm
	Maximum torque	6.47/7000 N-m/rpm		Maximum torque	8.72/75000 N-m/rpm
	Type	Air cooling 4 cycle OHC		Type	Air cooling 4 cycle lead valve
Front wheel	2. 7 5 - 1 4	Front wheel	2. 5 0 - 1 8		
Rear Wheel	2. 7 5 - 1 4	Rear Wheel	2. 7 5 - 1 8		
Caster angle	0. 1 1 3 rad	Caster angle	0. 1 1 1 rad		
Trail	6 8 mm	Trail	8 3 mm		
c) Vehicle R		d) Vehicle P			
Overall length	1 8 1 0 mm	Overall length	1 5 4 5 mm		
Overall height	6 7 0 mm	Overall height	6 0 0 mm		
Overall width	9 9 5 mm	Overall width	9 7 5 mm		
Wheelbase	1 1 8 0 mm	Wheelbase	1 0 5 0 mm		
Vehicle mass	8 2 . 0 kg	Vehicle mass	4 5 . 0 kg		
Normal riding capacity	2	Normal riding capacity	1		
E n g i n e	Total stroke volume	8 5 c c	E n g i n e	Total stroke volume	4 9 c c
	Maximum power	5.0/6500 kw/rpm		Maximum power	1.6/5500 kw/rpm
	Maximum torque	7.74/5500 N-m/rpm		Maximum torque	3.72/4500 N-m/rpm
	Type	Air cooling 4 cycle OHC		Type	Air cooling 4 cycle lead valve
Front wheel	2. 5 0 - 1 7	Front wheel	2. 0 0 - 1 4		
Rear Wheel	2. 5 0 - 1 7	Rear Wheel	2. 0 0 - 1 4		
Caster angle	0. 1 1 2 rad	Caster angle	0. 1 1 8 rad		
Trail	6 8 mm	Trail	7 0 mm		

e) Vehicle S

Overall length	1 5 0 5	mm
Overall height	5 7 5	mm
Overall width	9 1 5	mm
Wheelbase	1 0 7 5	mm
Vehicle mass	5 1 . 0	kg
Normal riding capacity	1	
E n g i n e	Total stroke volume	4 9 c c
	Maximum power	2.7/6000 kw/rpm
	Maximum torque	4.61/5000 N-m/rpm
	Type	Air cooling 2 cycle
Front wheel	2 . 5 0 - 1 0	
Rear Wheel	2 . 5 0 - 8	
Caster angle	0 . 1 1 8 rad	
Trail	4 9 mm	



図 3 - 3 a 実験に使用したオートバイ (M車)



図 3 - 3 b 実験に使用したオートバイ (N車)

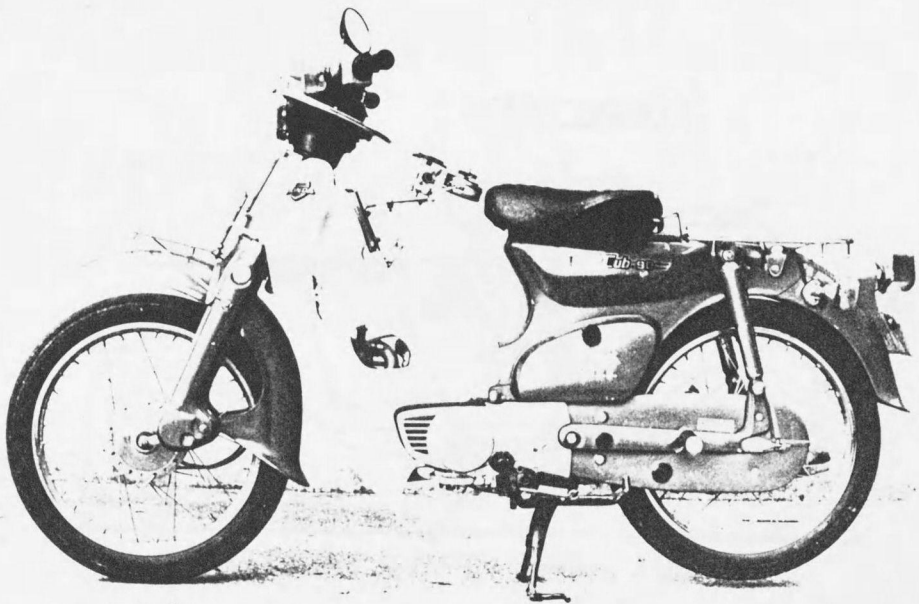


図 3 - 3 c 実験に使用したオートバイ (R車)

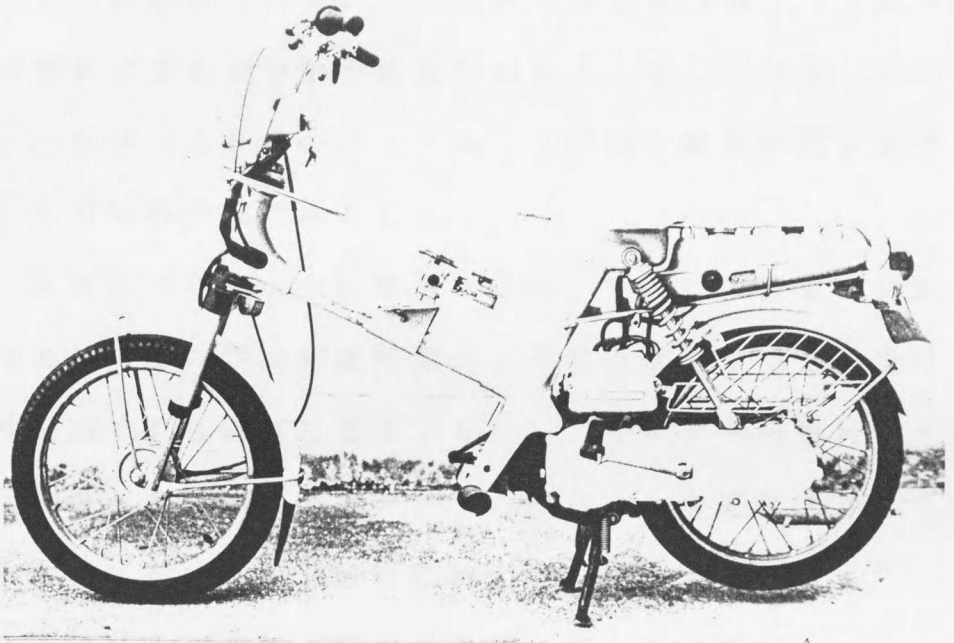


図 3 - 3 d 実験に使用したオートバイ (P車)

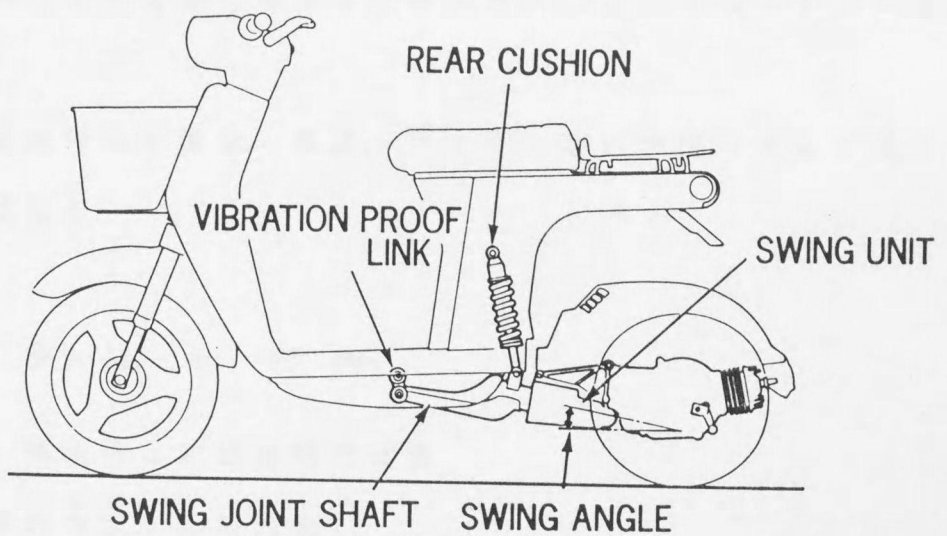


図 3 - 4 三輪オートバイ (S車) の概略

安定性の良好のほうから順に a, b, c, d の 4 段階とした。本実験でのライダーは熟練したテストライダーではないので、予め何段階まで区分判定ができるかを予備走行でテストをした結果、この 4 段階とした。なお、これらのフィーリング評価を絶対評価することは難しいので相対的評価のみとした。

測定走行区間は 200 m (圧雪路 50 m) で、この前後に助走、制動区間をとり、この間の通過時間から平均速度を求めた。走行方向は往路と復路で同じ回数になるようにし、ライダーの慣れ、予知による気持ちの準備などによるデータのばらつきを分散させるため、指示速度と併せて走行順序は毎回乱数表から決めた。

ライダーは総計 12 名で、すべてのライダーが毎日、またはよくオートバイを使用しているもののみであり、その常用オートバイの種類はオンロード、オフロードタイプおよびスクータタイプである。ただし、実験内容によってライダーの総数は異なる。走行中のハンドルグリップの把持方法は各ライダーが通常操縦するときと同じにし、とくに強くまたは弱く握るなど特別な方法をとらないように指示した。

以上の実験条件を実験車、車速、ライダーなどで整理すると表 3-4 のようになる。

3. 6 結果と考察

3. 6. 1 舗装路と非舗装路の相違

(1) 平均ハンドル振れ角

ライダー A について、各走行試験から得た平均ハンドル振れ角 β

を車速 v にたいして舗装路は図 3-5 に、未舗装路の場合を図 3-6 に、圧雪路の場合を図 3-7 a, b, c に示す。フィーリング評価は記号で区別した。圧雪路の場合の車輪のタイヤなどの条件は通常使われる場合を考慮して、表 3-5 に示す 3 つの組合せとした。なお、図中の曲線は実験結果から求めた、回帰式 $\beta = m (v / 10)^n$ (m, n は定数) による回帰曲線である。

平均ハンドル振れ角 β は、安定性の悪い低速では、直立、直進安定を維持するために大きく、車速 v が増すにしたがい安定性が増してくるので小さくなる。井口の報告³⁶⁾でも、車速の増加にしたがい必要な操舵角が小さくなることを指摘しているが、これと同様な結果を示している。未舗装路でも、舗装路と同様に、平均ハンドル振れ角 β は低速で大きく、車速が増すにしたがい小さくなる。しかし、平均ハンドル振れ角 β の値は舗装路の場合より全体に大きくなり、舗装路より不安定である。この変化の様子は他のすべてのライダーについても同様で、1本の代表線で表すと双曲線になる。各ライダーについて平均ハンドル振れ角 β と車速 v の回帰式 $\beta = m (v / 10)^n$ で求めると、表 3-6 のようになり、すべて有意水準 $\alpha = 0.05$ 以上で有意であり、この $\beta = m (v / 10)^n$ の関係が成り立つといえる。

この回帰式を同一のライダーで比較すると、定数 n の値は安定性の良い舗装路では非舗装路より大きく、有意水準 $\alpha = 0.05$ 以上で有意な違いがある。定数の m が大きくなるか、または定数 n が小さくなると回帰線は横座標軸 (車速) から上方に離れ、すなわち平均ハンドル振れ角 β が大きくなる傾向を示す。この傾向には m より n の値の大小の方が大きく影響する。

圧雪路の場合、タイヤの横すべりが大きくなり直立・直進安定性

表 3 - 4 実験内容

Classification	Conditions						
	Vehicle	Rider	Directed speed	Road	Tire (Air pressure)	Mass on end of handlebar (kg)	Loaded mass (kg)
Road	M	A, B, C	10, 20, 30, 40, 50, 60	Asphalt paved	Front 0.2MPa	0	0
	〃	〃	10, 20, 30, 40, 50	Unpaved	Rear 0.2MPa	〃	〃
	〃	A	10, 20, 30	Packed snow	Normal, Snow, Studded, Chain	〃	〃
Vehicle	M, R, N, P.	D, E, F	10, 20, 30, 40, 50, 60 P is to 50km/h	Asphalt paved	〃	〃	〃
	S (3 wheels)	D, F	10, 20, 30, 40, 50, 60	〃	〃	〃	〃
Tyre air pressure	M	D, E, F	10, 20, 30, 40, 50, 60	〃	Front 0.29, 0.20, 0.05 Rear 0.29, 0.25, 0.10	〃 〃	〃 〃
Mass around steering axle	M	D, E, F	10, 20, 30, 40, 50, 60	〃	Front 0.2MPa Rear 0.25MPa	Right 0, 0.6, 1.2, 1.8, 2.4 Left 0, 0.6, 1.2, 1.8, 2.4	〃
Loaded mass	M	D, E, F	10, 20, 30, 40, 50	〃	〃	0	Front 0.20 Rear 0.50
Rider	M	A, B, C D, E, F	10, 20, 30, 40, 50, 60	〃	〃	〃	0
	P	G, H, I J, K, L	10, 20, 30, 40	〃	〃	〃	〃

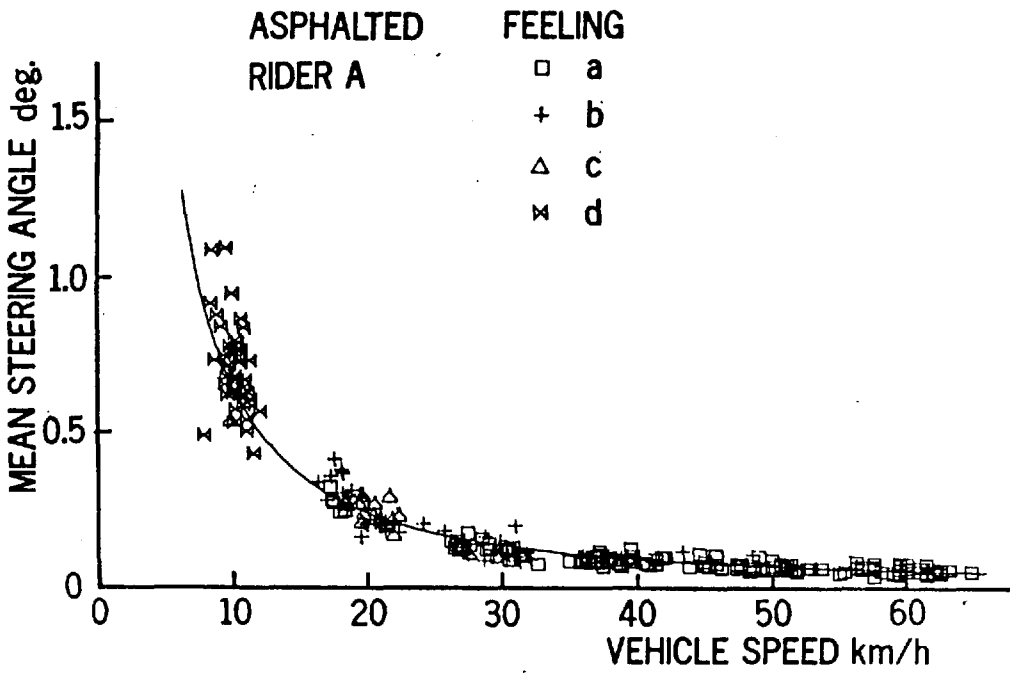


図 3 - 5 平均ハンドル振れ角と車速 (舗装路)

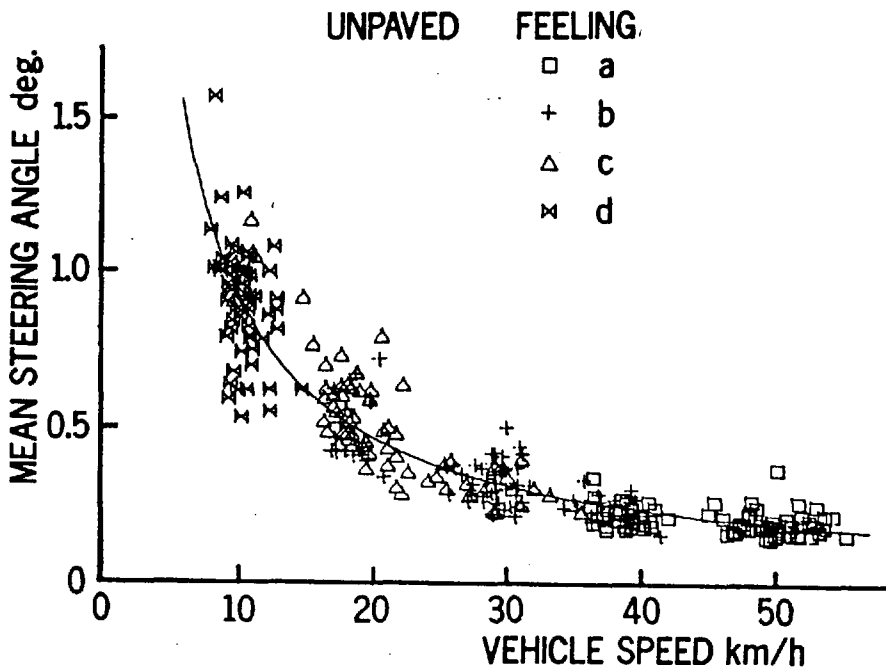


図 3 - 6 平均ハンドル振れ角と車速 (未舗装路)

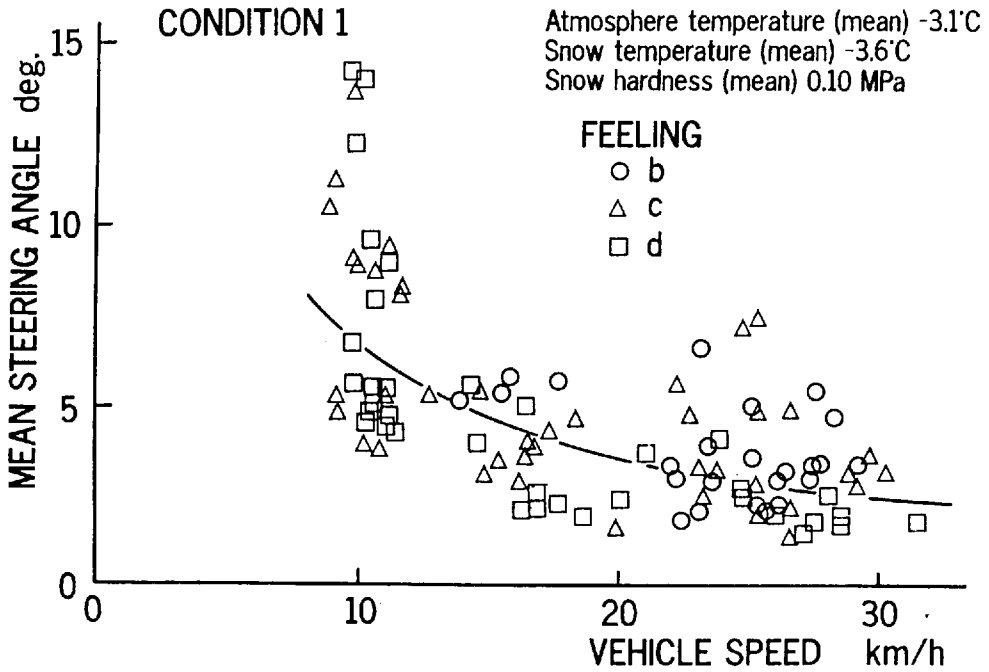


図 3 - 7 a 平均ハンドル振れ角と車速 (圧雪路)
 (前輪ノーマル, 後輪ノーマル+チェン)

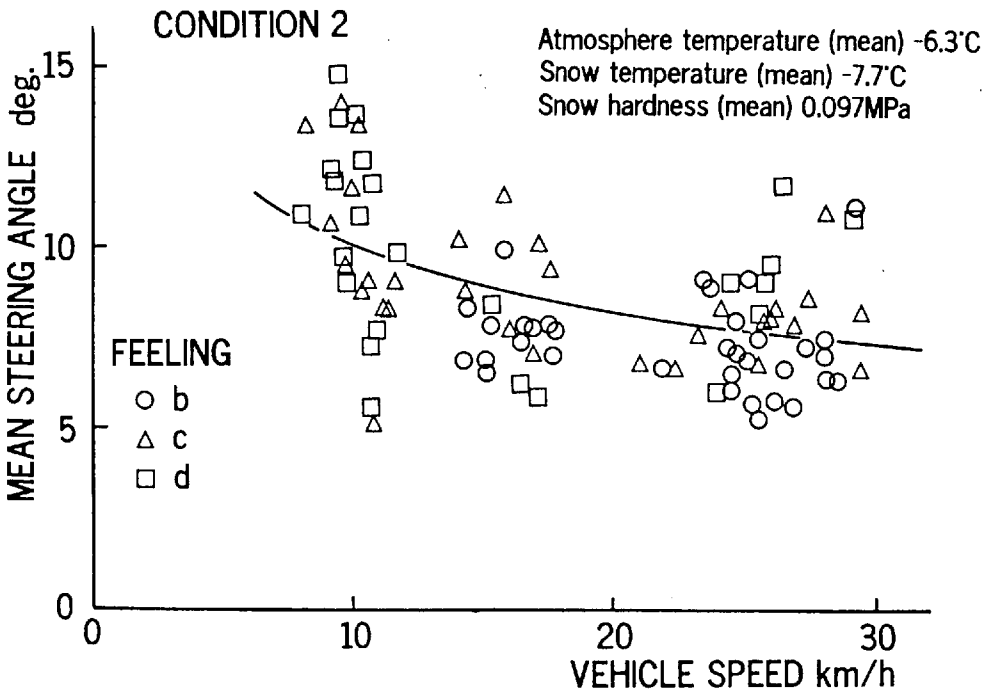


図 3 - 7 b 平均ハンドル振れ角と車速 (圧雪路)
 (前輪スノー, 後輪スノースパイク)

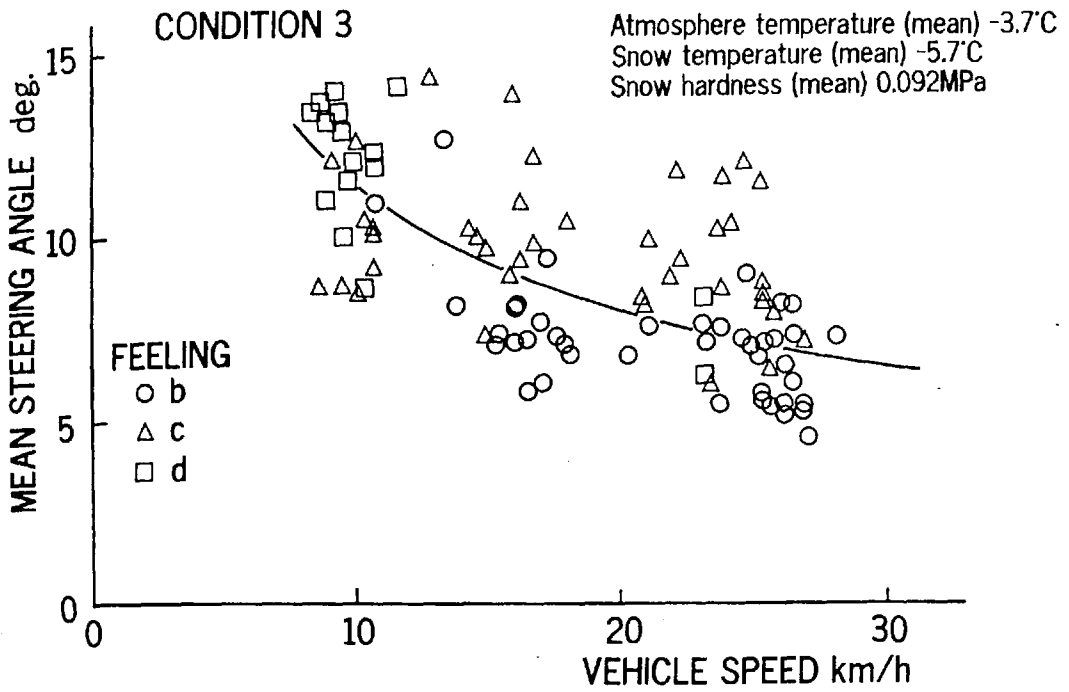


図 3 - 7 c 平均ハンドル振れ角と車速 (圧雪路)
 (前輪スノー, 後輪スノー+チェーン)

表 3 - 5 前後車輪条件 (圧雪路上)

Test	Wheel	
	Front	Rear
1	Normal	Normal + Chain
2	Snow	Studded snow
3	Snow	Snow + Chain

が低下するので、ライダーは大きな操舵をするために平均ハンドル振れ角 β は舗装路や未舗装路のときよりさらに大きな値になる。舗装路や未舗装路と比べて、圧雪路面は雪の硬度が部分的に変化するため、指示された同じと思われるコースでも全く同一路面を走行することはできないので、走るたびごとに横すべりの程度が変わる。そのために、同じ指示速度でも平均ハンドル振れ角の値が大きくなったり小さくなったり、ばらつきの範囲が広がっている。

前輪ノーマルタイヤ、後輪ノーマルタイヤ+チェーンの場合は（実験番号1、図3-7a）、他の車輪条件（実験番号2、3、図3-7b、c）の場合より平均ハンドル振れ角の値が小さめになっている。これは、前輪のタイヤの違いによるためである。スノータイヤはノーマルタイヤと比べて、トレッド部の山が高く（溝が深い）横剛性が低いのでコーナリングフォースが大きくなるために、直立・直進の安定維持のためのハンドルの振れ角が大きくとれる。そのために前輪の横すべりにたいするライダーの安定感ハスノータイヤの方が良好である。平均ハンドル振れ角の車速にたいする回帰式やフィーリング評価（後述）では有意な差は見られなかった。

（2）フィーリング評価の数値化と

ウェバ・フェヒナの法則

安定性にたいするフィーリング評価を、平均ハンドル振れ角に対応して、3.3の方法にしたがって数量化し、その数値割合で最良の評価値aを4、最悪dを1とおき、その間のフィーリング評価に数をあてはめ数値化した結果は表3-7のようになる。舗装路と

未舗装路の場合は、ライダーの意識では等間隔で評価しているつもりでも、実際にはフィーリング評価Fに対応する数値は等間隔ではなく、良い側で狭く、悪い側で広くなるような判別をしていることがわかる。ここでは、舗装路と未舗装路における評価をともに、その路面での絶対評価で4段階に判別することを指示したため、舗装路と未舗装路との違いは明かではないが、未舗装路でライダーAはフィーリング評価cの数値が小さくなり、ライダーCはフィーリング評価dも加えて安定性が悪くなっていることを示している。

圧雪路の場合は、舗装路や未舗装路より安定性がさらに悪くなっているため、4段階のうちの最良の評価はなく、横すべりが起っても車体の横方向への移動だけでハンドル振れ角の変化としてあらわれないときもあり、悪い方の評価のcとdの間の評価値の差が小さくなっている。

つぎに、平均ハンドル振れ角を β 、フィーリング評価をFとし、2.4のウェバ・フェヒナの法則による(3-9)式 $F = A \log \beta + B$ にそれぞれあてはめると、すべて有意水準 $\alpha = 0.05$ 以上で有意であり、表3-7のようになる。フィーリング評価a, b, c, dを縦軸に等間隔でとり、横軸にそれぞれに対応する平均ハンドル振れ角 β の平均値を対数目盛りで表示すると、図3-8 a, bのようになる。これに表3-7のウェバ・フェヒナの法則による式からの直線を重ね、同一ライダーで比べると、式中の係数Aが小さく、係数Bが大きくなる非舗装路では直線の勾配が大きくなり、平均ハンドル振れ角 β の大きい方(図3-8 aで右方向)に移動していくことがわかる。圧雪路では、係数A, Bとも舗装路や未舗装路より大きく、直線の勾配が大きい。また、この図でも3つの実験条件の

表 3 - 6 車速 v にたいする平均ハンドル振れ角 β の回帰式 (路面)

Road	Vehicle	Condition	Regression equation
Asphalt paved	M	Rider A	$\beta = 0.66 (v/10)^{-1.45}$
		B	$= 1.04 (v/10)^{-1.40}$
		C	$= 1.18 (v/10)^{-1.38}$
Unpaved	"	Rider A	$= 0.93 (v/10)^{-0.99}$
		B	$= 1.44 (v/10)^{-1.00}$
		C	$= 1.26 (v/10)^{-0.93}$
Packed snow	"	Rider A	
		Number 1	$= 8.5 (v/10)^{-0.91}$
		Number 2	$= 11.6 (v/10)^{-0.28}$
		Number 3	$= 18.3 (v/10)^{-0.38}$

表 3 - 7 フィーリング評価の数値化と
ウェバ・フェヒナの法則による回帰式 (路面)

Road	Vehicle	Rider	Feeling F				Regression equation $F = A \log \beta + B$ β : Mean steering angle	
			Stable ←		→ Unstable			
			a	b	c	d		
Asphalt paved	M	A	4	3.5	3.1	1	$F = -3.20 \log \beta + 0.35$	
		B	4	3.4	1		$= -2.26 \log \beta + 1.96$	
		C	4	3.1	1		$= -2.38 \log \beta + 2.16$	
Unpaved	"	A	4	3.4	2.7	1	$F = -4.77 \log \beta + 0.63$	
		B	4	3.5	1		$= -3.54 \log \beta + 2.14$	
		C	4	3.1	1.7	1	$= -6.14 \log \beta + 1.03$	
Packed snow	"	A						
			Number 1		3	2.0	1	$F = -9.27 \log \beta + 8.45$
			Number 2		3	2.6	1	$= -16.76 \log \beta + 18.63$
Number 3		3	2.71	1	$= -8.83 \log \beta + 10.97$			

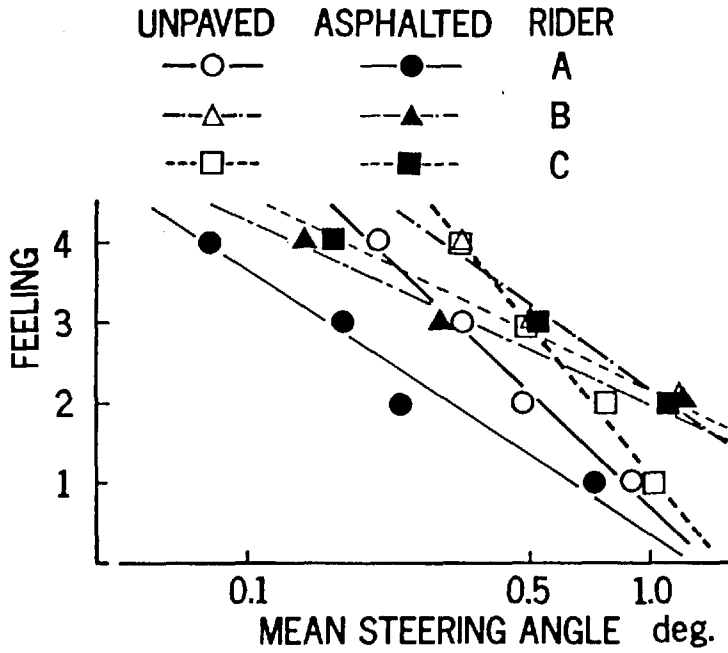


図 3 - 8 a 各フィーリング評価Fにたいする平均ハンドル振れ角 β の
平均値と回帰直線（舗装路と未舗装路）

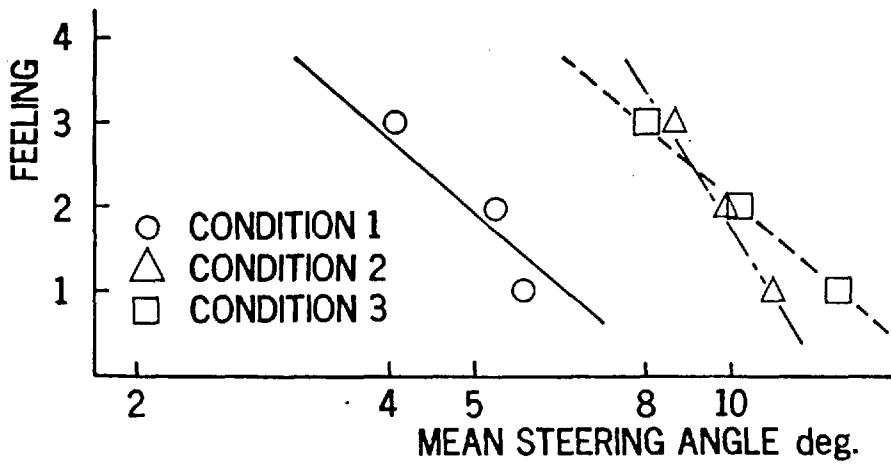


図 3 - 8 b 各フィーリング評価Fにたいする平均ハンドル振れ角 β の
平均値と回帰直線（圧雪路）

うち条件1がもっとも安定性がよいことを示している。

3. 6. 2 車種による相違

(1) 平均ハンドル振れ角

3. 6. 1と同様に、各走行から得た平均ハンドル振れ角 β を車速 v にたいして、ライダーDの場合について、M車について図3-9、三輪のS車について図3-10にそれぞれ示す。また、この β と v の2量間の回帰式を表3-8に示す。

二輪の4車種の間では、質量の大きいM車の平均ハンドル振れ角 β は他のものより少し小さな値で、多少安定性がよいようにみえる。しかし、各指示速度ごとの平均ハンドル振れ角の分散分析によると、平均ハンドル振れ角についてこの4車種のそれぞれの間にはすべて有意な差は認められなかった。また、三輪は二輪より少し大きな値になるようであるが、有意な差は認められない。

(2) フィーリング評価の数値化と

ウェバ・フェヒナの法則

フィーリング評価 a , b , c , d を縦軸に等間隔でとり、横軸にそれぞれに対応する平均ハンドル振れ角 β の平均値を対数目盛りで表示したものを、ライダーDについて図3-11に、ライダーEについて図3-12に、ライダーFについて図3-13に示す。また、3. 6. 1と同様にフィーリング評価に数を当てはめた結果とウェバ・フェヒナの法則にしたがった回帰式を表3-9に示す。

ライダーDでは、フィーリング評価のもっとも良い a のなかでも、

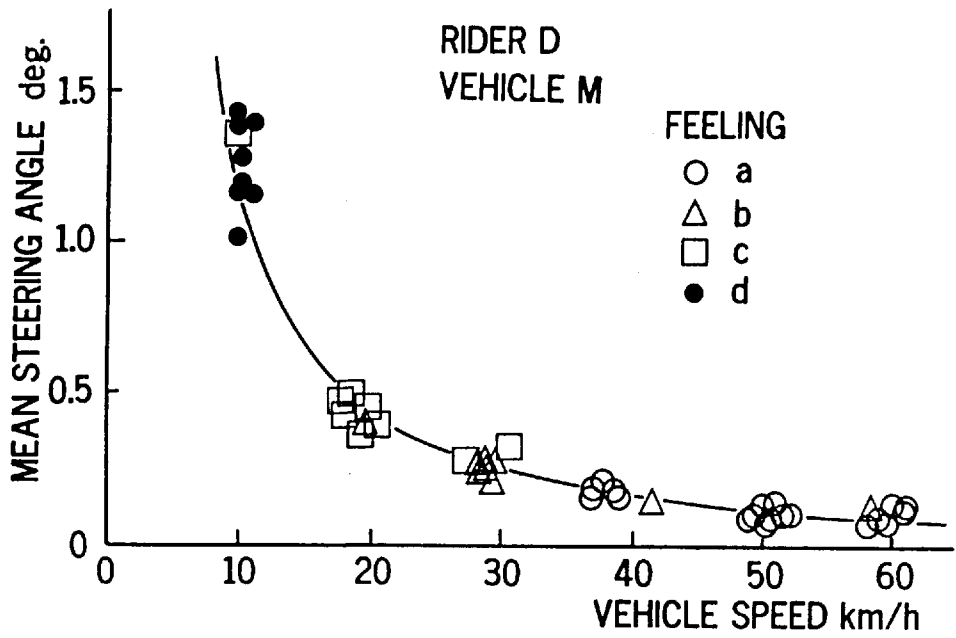


図 3 - 9 平均ハンドル振れ角と車速 (ライダーD, M車)

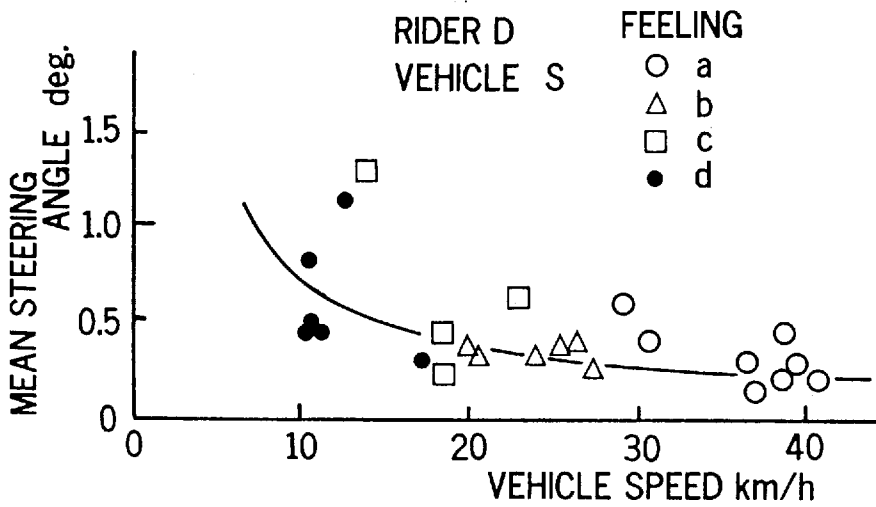


図 3 - 10 平均ハンドル振れ角と車速 (ライダーD, S車)

表 3 - 8 車速 v にたいする平均ハンドル振れ角 β の回帰式 (車種)

Test	Vehicle	Rider	Regression equation
Vehicle (Asphalt paved)	M	D	$\beta = 1.18 (v/10)^{-1.44}$
	R		$= 1.12 (v/10)^{-1.14}$
	N		$= 0.93 (v/10)^{-1.14}$
	P		$= 1.12 (v/10)^{-1.20}$
	S		$= 1.32 (v/10)^{-1.47}$
	M	E	$\beta = 1.35 (v/10)^{-1.40}$
	R		$= 0.98 (v/10)^{-1.10}$
	N		$= 1.17 (v/10)^{-1.14}$
	P		$= 1.38 (v/10)^{-1.37}$
	S		$= 2.71 (v/10)^{-1.02}$
	M	F	$\beta = 0.83 (v/10)^{-1.05}$
	R		$= 0.91 (v/10)^{-1.12}$
	N		$= 0.93 (v/10)^{-1.18}$
	P		$= 0.91 (v/10)^{-1.26}$
	S		$= 1.98 (v/10)^{-1.03}$

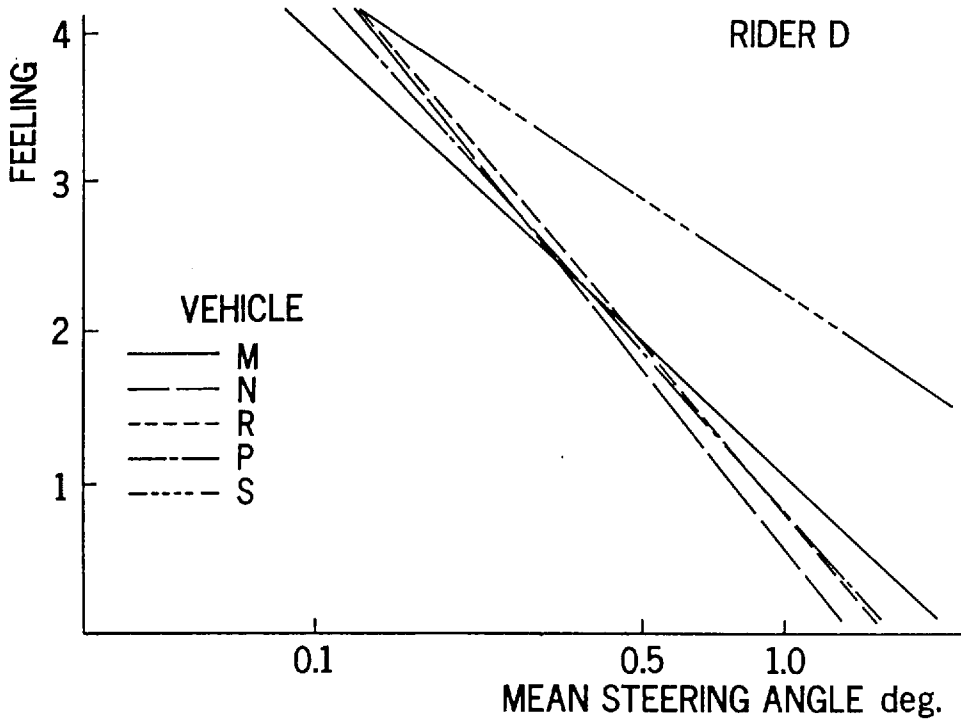


図 3 - 1 1 各車種についてフィーリング評価Fにたいする平均ハンドル振れ角 β の平均値と回帰直線 (ライダーD)

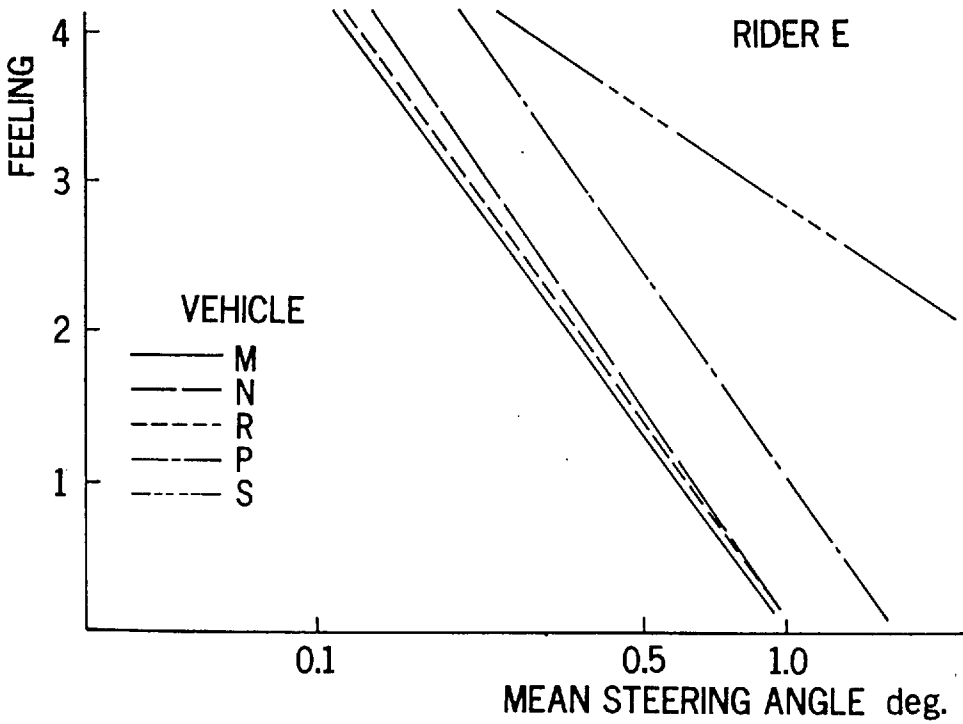


図 3 - 1 2 各車種についてフィーリング評価Fにたいする平均ハンドル振れ角 β の平均値と回帰直線 (ライダーE)

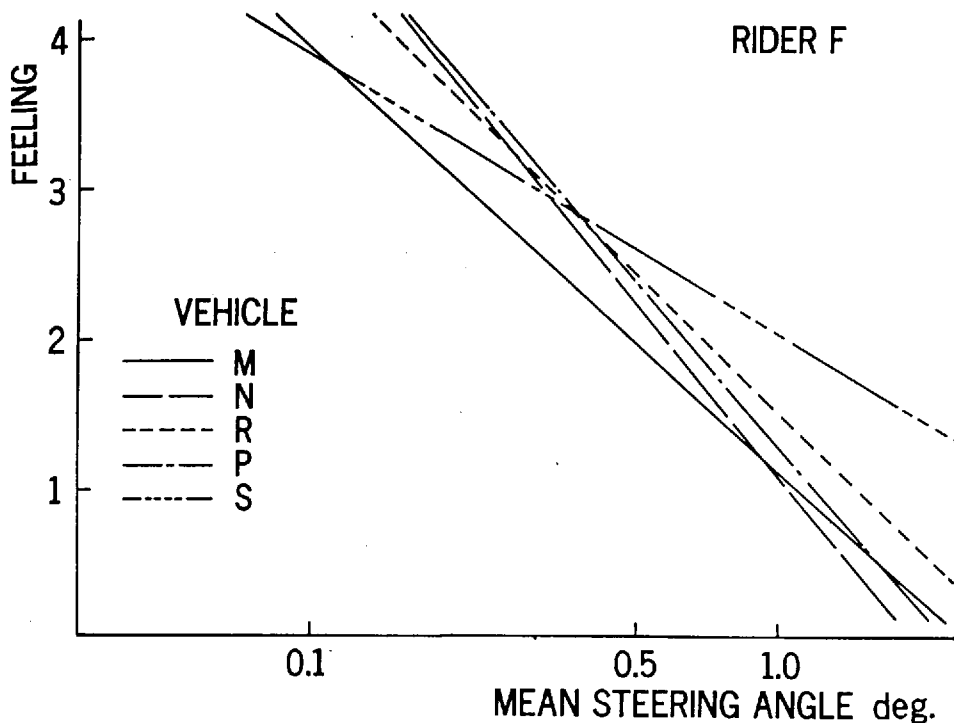


図 3 - 1 3 各車種についてフィーリング評価Fにたいする
平均ハンドル振れ角 β の平均値と回帰直線 (ライダー F)

表 3 - 9 フィーリング評価の数値化とウェバ・フェヒナの法則による回帰式 (車種)

Test	Vehicle	Rider	Feeling F				Regression Equation $F = A \log \beta + B$ β : Mean syeering angle
			Stable ←		→ Unstable		
			a	b	c	d	
Vehicle (Asphalt paved)	M R N P S	D	4	3.8	3.3	1	$F = -2.83 \log \beta + 1.13$ $= -3.38 \log \beta + 1.50$ $= -3.75 \log \beta + 1.02$ $= -3.45 \log \beta + 1.32$ $= -1.59 \log \beta + 2.03$
			4	3.2	1.9	1	
			4	3.5	2.4	1	
			4	3.8	3.3	1	
			4	3.9	3.7	1	
	M R N P S	E	4	3.8	3.7	1	$F = -4.28 \log \beta + 0.40$ $= -3.46 \log \beta + 0.99$ $= -3.51 \log \beta + 1.26$ $= -3.88 \log \beta + 1.05$ $= -2.05 \log \beta + 2.87$
			4	3.8	3.3	1	
			4	3.7	3.2	1	
			4	3.8	3.0	1	
			4	3.8	3.7	1	
	M R N P S	F	4	2.8	1		$F = -3.91 \log \beta + 1.07$ $= -3.71 \log \beta + 0.82$ $= -3.88 \log \beta + 0.66$ $= -3.47 \log \beta + 0.86$ $= -2.08 \log \beta + 2.26$
			4	3.5	3.3	1	
			4	3.8	3.1	1	
			4	3.0	1		
			4	3.9	3.8	1	

他車種と比べてM車の平均ハンドル振れ角がもっとも小さく、またもっとも悪いフィーリング評価dではR車の平均ハンドル振れ角がもっとも大きい。また、ライダーEでは、平均ハンドル振れ角が同じでもフィーリング評価はM、R、N、P車の順に良くなっている。とくに、P車は全体に平均ハンドル振れ角が大きくなっているが、同様に4段階のフィーリングの判別をしている。ライダーFは、全体に平均ハンドル振れ角が小さいので、M車ではフィーリング評価の最も悪いdがなく、直線の勾配が緩やかになっている。P車についても似た傾向がみられる。

三輪のS車には、図3-14のように、スイングジョイントユニット（図3-4）の後部に組み込まれたラバーカムにより、車体が左右に傾いたときに車体を起こす復元力を発生する機構がある。そのため、二輪と比べて倒れることにたいする不安が少ないので、3名のライダーともにフィーリング評価b、cの値が二輪の場合より大きく、平均ハンドル振れ角の大きな場合でもよい側にフィーリング評価をしていることを示している。

このような傾向は、数値化したフィーリング評価の数値と対応させてみると1つの傾向を示している。すなわち、フィーリング評価のもっとも悪いdがないか、ある場合でもフィーリング評価cの数値が大きいときは直線の勾配が緩やかで、同じ評価でも平均ハンドル振れ角の小さい方に（図では左方向）ある。

平均ハンドル振れ角 β については車種間の違いは明かでなかったが、フィーリング評価を平均ハンドル振れ角で数値化しウェバ・フェヒナの法則の式にあてはめてみると、ライダーごとに安定性にたいする違いが明らかになるものもある。しかし、実験に使用したオ

ートバイはいずれも市販車で、通常の使用に必要な安定性をもっていて、また実験条件もとくに安定性が悪くなるようなものではないので、相違も顕著にはでてこない。

3. 6. 3 タイヤ空気圧の高低の影響

通常の使用では、前後のタイヤ空気圧のチェックはそれほど厳密にはせず、場合によってはチェックを怠り極端に空気圧が低いときもあり得る。そこで、M車を使用し、条件として指定標準空気圧（前輪0.20MPa、後輪0.25MPa）も含め表3-10のように6つの組合せを設定した。

(1) 平均ハンドル振れ角

各走行実験から得た平均ハンドル振れ角 β と車速 v との関係を、各ライダーの各タイヤ空気圧の組合せごとに求めた回帰式 $\beta = m (v/10)^n$ を表3-11にまとめた（有意水準 $\alpha = 0.05$ 以上）。ライダーDについて、空気圧のもっとも高い前輪の空気圧0.29MPa、後輪0.29MPaの場合を図3-15に、もっとも低い前輪0.05MPa、後輪0.10MPaの場合を図3-16に示す。この平均ハンドル振れ角でみるかぎり、この両極端のタイヤ空気圧の高低による相違はみられない。また、ライダーDについて全組合せの回帰線のみを示した図3-17では、車速10km/h付近の低速で違いがあるようであるが、全般的に平均ハンドル振れ角 β の同じ指示速度での有意な相違はみられず、さらに表3-11の回帰式の間でも有意な差はなく、空気圧の高低による明かな相違はみられない。

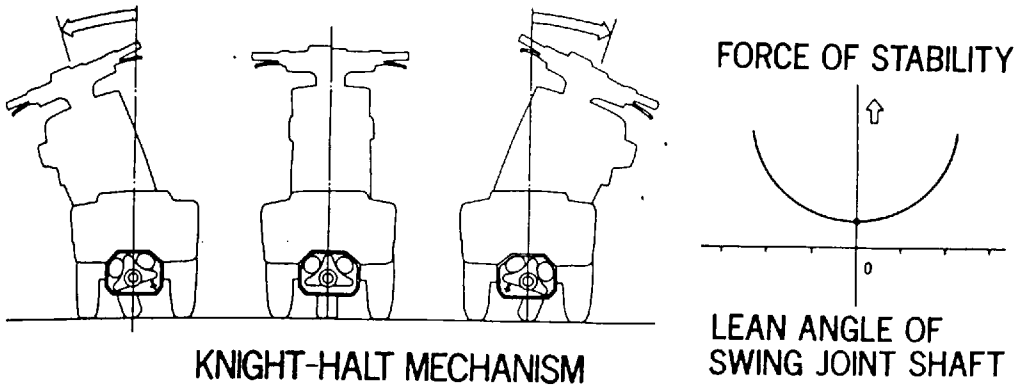


図 3 - 1 4 三輪オートバイのスイングユニット部分の復元力発生機構

表 3 - 1 0 前後輪のタイヤ空気圧の組合せ

	Tyre air pressure (MPa)					
Front	0.29	0.25	0.20	0.20	0.05	0.05
Rear	0.29	0.29	0.29	0.25	0.25	0.10

表 3 - 1 1 車速 v にたいする平均ハンドル振れ角 β の回帰式
(タイヤ空気圧)

Tyre air pressure	Rider	Pair of tyre air pressure	Regression equation
F: Front R: Rear (MPa) Vehicle M	D	F0.29, R0.29	$\beta = 0.89 (v/10)^{-1.13}$
		0.25, 0.29	$= 0.85 (v/10)^{-0.94}$
		0.20, 0.29	$= 0.89 (v/10)^{-1.13}$
		0.05, 0.25	$= 0.74 (v/10)^{-1.08}$
		0.05, 0.10	$= 0.94 (v/10)^{-1.31}$
	E	F0.29, R0.29	$\beta = 1.20 (v/10)^{-1.26}$
		0.25, 0.29	$= 1.00 (v/10)^{-1.16}$
		0.20, 0.29	$= 1.28 (v/10)^{-1.34}$
		0.05, 0.25	$= 1.07 (v/10)^{-1.26}$
		0.05, 0.10	$= 1.17 (v/10)^{-1.29}$
	F	F0.29, R0.29	$\beta = 1.07 (v/10)^{-1.42}$
		0.25, 0.29	$= 1.05 (v/10)^{-1.13}$
		0.20, 0.29	$= 0.89 (v/10)^{-1.21}$
		0.05, 0.25	$= 0.89 (v/10)^{-1.13}$
		0.05, 0.10	$= 0.94 (v/10)^{-1.31}$

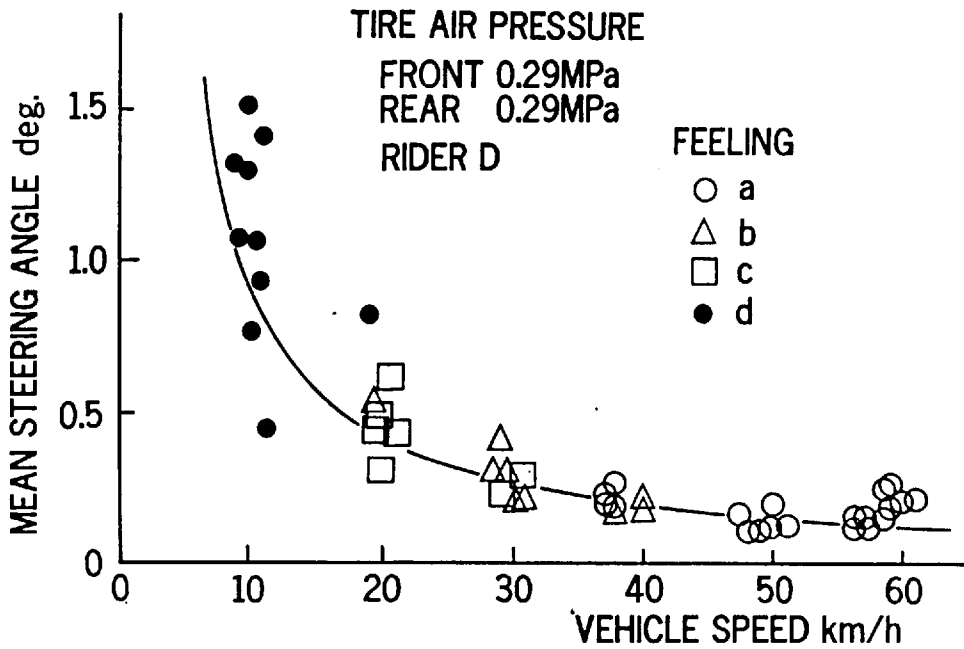


図 3 - 1 5 平均ハンドル振れ角と車速 (ライダーD)
(前輪空気圧 0.29MPa, 後輪空気圧 0.29MPa)

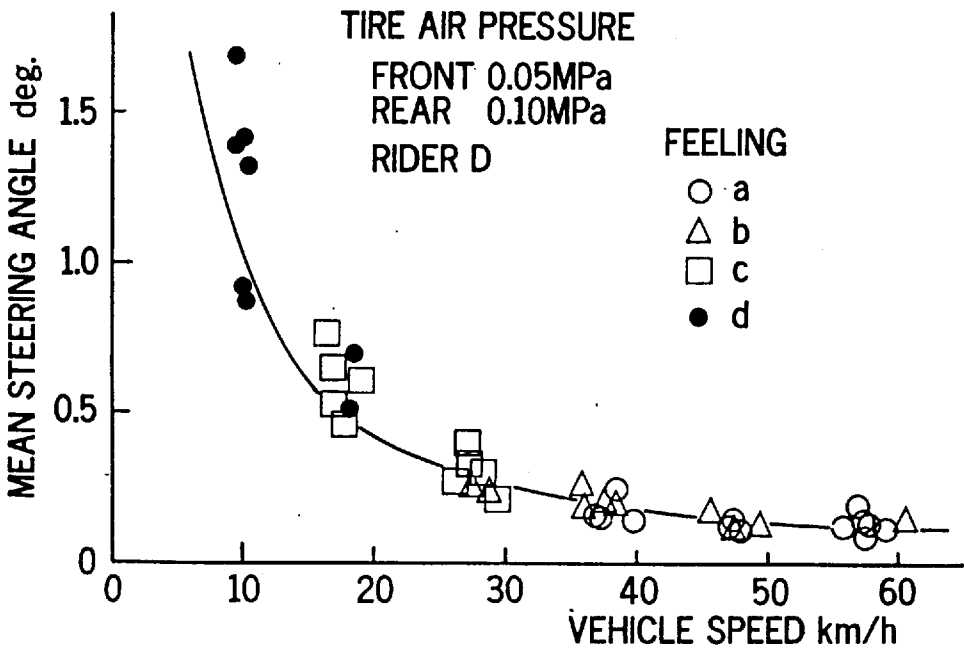


図 3 - 1 6 平均ハンドル振れ角と車速 (ライダーD)
(前輪空気圧 0.05MPa, 後輪空気圧 0.10MPa)

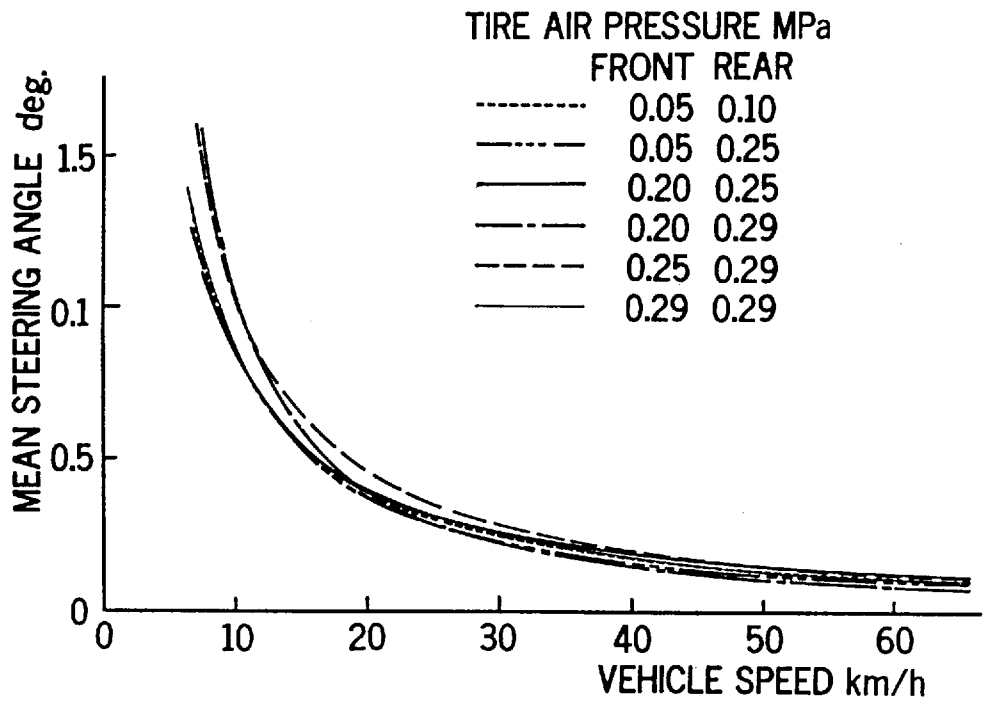


図3-17 各タイヤ空気圧の平均ハンドル振れ角と車速の回帰曲線
(ライダーD)

(2) フィーリング評価の数値化と

ウェバ・フェヒナの法則

フィーリング評価 a, b, c, d を縦軸に等間隔でとり、横軸にそれぞれに対応する平均ハンドル振れ角 β の平均値を対数目盛りで表示したものを、各タイヤ空気圧の組合せについてライダー D の場合を図 3-18 に示す。また、各ライダーについて、3.6.1 と同様にフィーリング評価を数値化した数値とウェバ・フェヒナの法則にしたがった回帰式を表 3-12 に示す。

数値化したフィーリング評価については、ライダー F が標準空気圧のときに評価 d がなく、他の条件と比べてもっともよいフィーリング評価をしているが、他のライダー、空気圧の組合せなどの条件の間では有意な差や特記すべきような傾向はみられない。

また、ウェバ・フェヒナの法則による各実験条件ごとの回帰式はすべて有意であるが、空気圧の高低によるそれぞれの回帰式の間には有意な違いはみられない。ただ、空気圧の低い場合、小石に乗り上げたり小さな窪みを通過したときなど、外乱が加わったときは不安定さを感じながら操舵をするという、ライダーの報告のように、本実験で設定した条件以外の突起乗越や車線変更などのオートバイの動きの大きな条件では、これらの結果にも有意な差があらわれるものと考えられる。

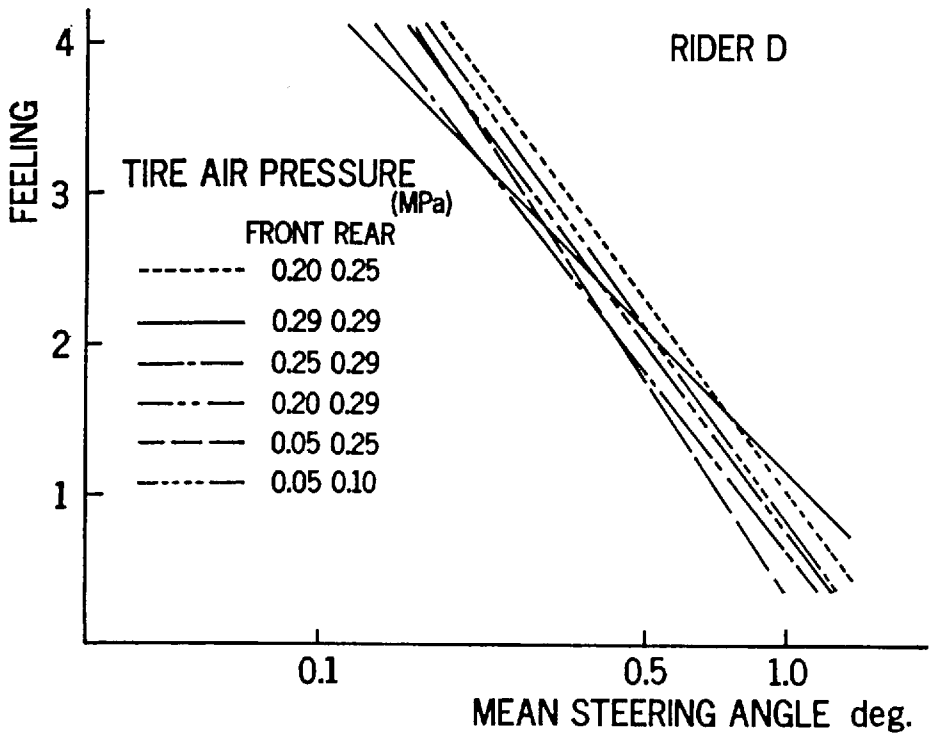


図 3 - 1 8 各タイヤ空気圧におけるフィーリング評価 F にたいする平均ハンドル振れ角 β の平均値と回帰直線 (ライダー D)

表 3 - 1 2 フィーリング評価の数値化と

ウェバ・フェヒナの法則による回帰式 (タイヤ空気圧)

Tyre air pressure	Rider	Pair of tyre air pressure	Feeling F				Regression equation $F = A \log \beta + B$ β : Mean steering angle
			Stable ←		→ Unstable		
			a	b	c	d	
Vehicle M	D	F0.29, R0.29	4	3.88	2.93	1	$F = -4.21 \log \beta + 0.46$
		0.25, 0.29	4	3.84	3.23	1	$= -3.22 \log \beta + 0.87$
		0.20, 0.29	4	3.78	3.18	1	$= -3.30 \log \beta + 0.93$
		0.20, 0.25	4	3.76	3.19	1	$= -2.83 \log \beta + 1.13$
		0.05, 0.25	4	3.75	2.82	1	$= -3.45 \log \beta + 0.65$
		0.05, 0.10	4	3.84	3.28	1	$= -4.03 \log \beta + 0.90$
	E	F0.29, R0.29	4	3.71	3.23	1	$F = -3.39 \log \beta + 0.99$
		0.25, 0.29	4	3.77	3.38	1	$= -3.12 \log \beta + 1.30$
		0.20, 0.29	4	3.60	3.17	1	$= -3.30 \log \beta + 1.23$
		0.20, 0.25	4	3.98	3.67	1	$= -4.28 \log \beta + 0.90$
		0.05, 0.25	4	3.84	2.96	1	$= -3.29 \log \beta + 1.22$
		0.05, 0.10	4	3.82	3.34	1	$= -3.11 \log \beta + 1.26$
	F	F0.29, R0.29	4	3.83	3.24	1	$F = -4.01 \log \beta + 0.67$
		0.25, 0.29	4	3.39	3.25	1	$= -4.19 \log \beta + 0.78$
		0.20, 0.29	4	3.52	2.76	1	$= -3.08 \log \beta + 1.19$
		0.20, 0.25	4	3.10	1		$= -3.91 \log \beta + 1.07$
		0.05, 0.25	4	3.68	2.89	1	$= -3.29 \log \beta + 0.88$
		0.05, 0.10	4	3.68	2.89	1	$= -3.71 \log \beta + 0.40$

3. 6. 4 ステアリング軸周りの回転慣性質量の影響

ハンドルバーのグリップに近いところに鉛弾の入った袋をガムテープで結わえ付け固定する場合について検討する。ハンドル右側のみに重錘を付けた場合と左右のハンドルに付けた場合と何も付けない場合の9条件とした。これらを表3-13に示す。また、この重錘を付けたことによるハンドルのステアリング軸廻りの慣性モーメントの計算結果も表3-13に示す。左右の重錘の合計が最大で4.8 kgは日常の使用では重い方の使用条件であるが、業務用としてオートバイを利用するとき、前キャリアのないオートバイで荷物の入った鞆をハンドルに掛けて走行するときなどが考えられる。前部のキャリアに荷物を積んで走行する場合は後述する。

(1) 平均ハンドル振れ角

ライダーDについて、重錘のないときとハンドル右側のみに重錘を付けたとき（実験番号1～5）の、平均ハンドル振れ角 β と車速の関係を図3-19に示す。また、重錘のないときと左右のハンドルに重錘を付けたとき（実験番号1, 6～9）の回帰曲線を図3-20に示す。また、各ライダーについて、すべての条件で得られた回帰式を表3-14に示す。

図3-19で、重錘が最大の2.4 kgの場合（実験番号5）の回帰曲線では、20 km/h以下で平均ハンドル振れ角が他の条件のときより大きくなり、不安定であることを示しているようであるが、図3-5などのように同じ指示速度での個々のデータのばらつきから考えると、回帰曲線間の明かな違いはないものと考えられる。

表 3-13 ハンドル端の重錘の組合せとハンドルの
ステアリング軸廻りの慣性モーメント

Test	Loaded mass (kg)		Moment of Inertia ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)
	Right	Left	
1	0	0	0.040
2	0.6	0	0.113
3	1.2	0	0.186
4	1.8	0	0.259
5	2.4	0	0.332
6	0.6	0.6	0.186
7	1.2	1.2	0.332
8	1.8	1.8	0.478
9	2.4	2.4	0.624

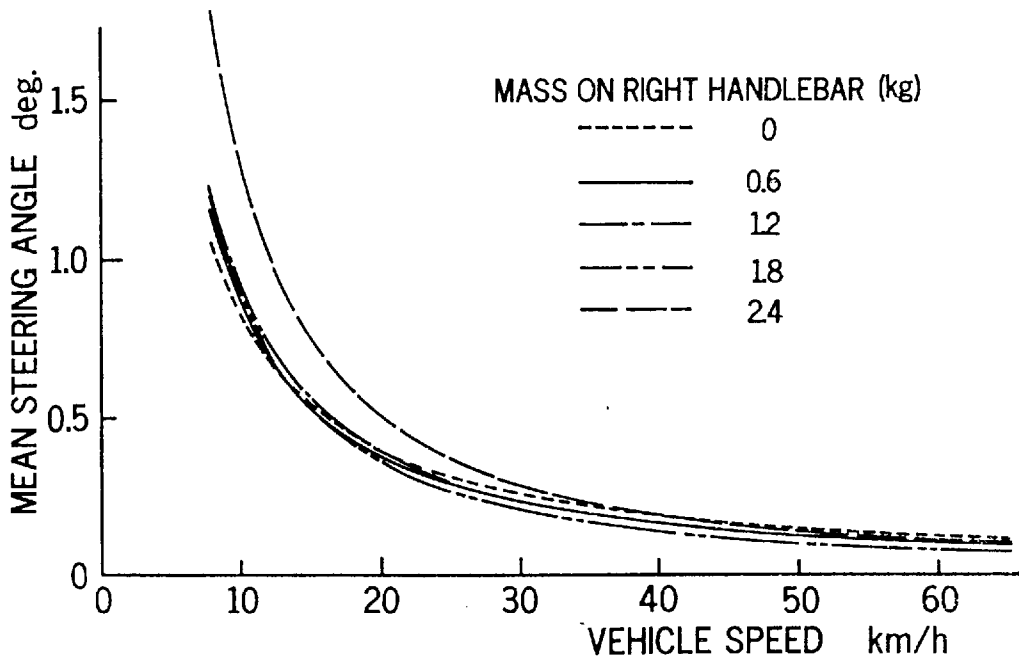


図 3 - 1 9 平均ハンドル振れ角と車速 (ライダーD)
(ハンドル右側のみ加重)

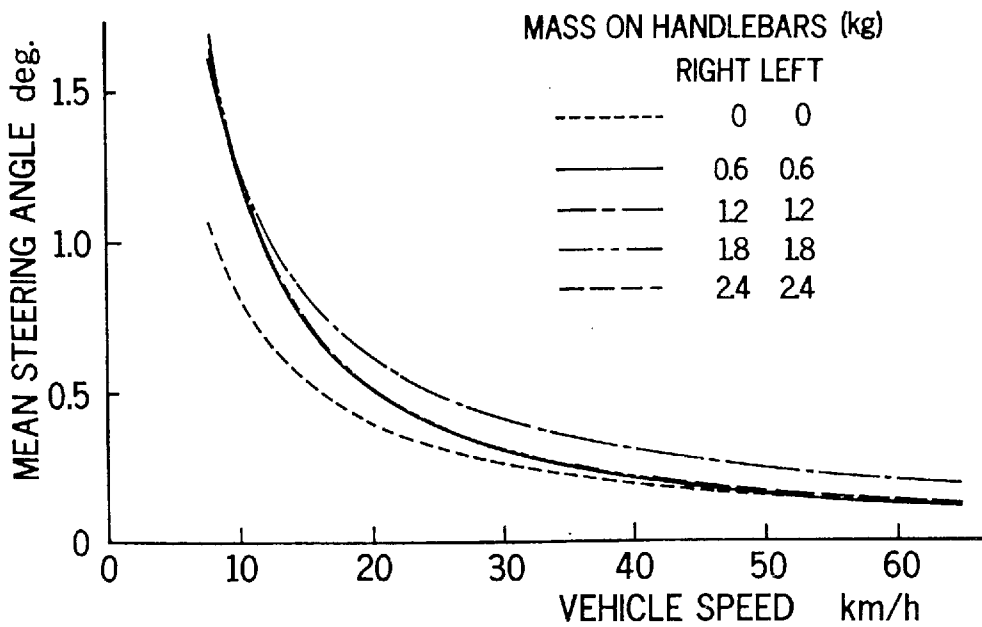


図 3 - 2 0 平均ハンドル振れ角と車速 (ライダーD)
(ハンドルの左右側に加重)

表 3 - 1 4 車速 v にたいする平均ハンドル振れ角 β の回帰式
(ステアリング軸周りの質量)

Test	Rider	Loaded mass	Regression equation
Loaded mass around steering bar (Asphalt paved) Vehicle M	D	0 kg	$\beta = 1.18 (v/10)^{-1.44}$
		Right 0.6kg	$= 0.85 (v/10)^{-1.30}$
		↑ 1.2kg	$= 0.88 (v/10)^{-1.26}$
		↑ 1.8kg	$= 0.90 (v/10)^{-1.33}$
		↑ 2.4kg	$= 0.99 (v/10)^{-1.16}$
		Both 0.6kg	$= 1.13 (v/10)^{-1.27}$
		↑ 1.2kg	$= 0.83 (v/10)^{-1.12}$
		↑ 1.8kg	$= 0.81 (v/10)^{-1.14}$
		↑ 2.4kg	$= 1.01 (v/10)^{-1.12}$
	E	0 kg	$\beta = 1.35 (v/10)^{-1.40}$
		Right 0.6kg	$= 1.05 (v/10)^{-1.13}$
		↑ 1.2kg	$= 1.11 (v/10)^{-1.22}$
		↑ 1.8kg	$= 1.13 (v/10)^{-1.26}$
		↑ 2.4kg	$= 1.51 (v/10)^{-1.32}$
		Both 0.6kg	$= 1.03 (v/10)^{-1.23}$
		↑ 1.2kg	$= 1.78 (v/10)^{-1.34}$
		↑ 1.8kg	$= 2.10 (v/10)^{-0.93}$
		↑ 2.4kg	$= 1.60 (v/10)^{-1.32}$
	F	0 kg	$\beta = 0.83 (v/10)^{-1.05}$
		Right 0.6kg	$= 0.88 (v/10)^{-1.19}$
		↑ 1.2kg	$= 0.94 (v/10)^{-1.24}$
		↑ 1.8kg	$= 0.93 (v/10)^{-1.35}$
		↑ 2.4kg	$= 1.31 (v/10)^{-1.37}$
		Both 0.6kg	$= 1.23 (v/10)^{-1.28}$
		↑ 1.2kg	$= 1.26 (v/10)^{-1.04}$
		↑ 1.8kg	$= 1.26 (v/10)^{-1.29}$
		↑ 2.4kg	$= 1.24 (v/10)^{-1.25}$

また、左右のハンドルに重錘を付けた場合を図3-20でみると、車速20 km/h以下ではすべての条件（実験番号6～9）で平均ハンドル振れ角は重錘のないときより大きくなり、不安定になっている。

車速が30 km/h以上になると、左右にそれぞれ1.2 kgを付けたとき（実験番号7）の平均ハンドル振れ角が回帰曲線で比較すると他の条件より大きくなっているが、これも図3-19のハンドル右側のみに重錘を付けたときと同様に、データのばらつきを考えると有意な差はないものと思われる。条件に関わらず速度が増すと安定性は同じように向上する。このように平均ハンドル振れ角の違いが明瞭でないのは外乱のない直進走行であるためで、もしいったん外乱が加われば慣性モーメントの大きいほどハンドル振れ角は大きくなることが考えられる。

(2) フィーリング評価の数値化と

ウェバ・フェヒナの法則

フィーリング評価 a , b , c , d を縦軸に等間隔でとり、横軸にそれぞれに対応する平均ハンドル振れ角 β の平均値を対数目盛りで表示したものを、ライダー D について図 3-21 に示す。また、各ライダーについて、それぞれの条件の場合のフィーリング評価を数値化した数値とウェバ・フェヒナの法則にしたがった回帰式を表 3-15 に示す。

数値化したフィーリング評価は前述の実験結果と同様に、フィーリングのよい方で評価値の間隔が小さく、悪い方で間隔が大きくなっている。図 3-21 で、平均ハンドル振れ角とフィーリング評価との回帰直線は、勾配の大きさではとくに条件による違いは見られないが、低速域で平均ハンドル振れ角の大きくなる左右に重錘を付けた場合は、直線全体が平均ハンドル振れ角の大きい方（図では右方向）によっている。

3. 6. 5 積荷の影響

前後部のキャリアに荷物を積んで走行する場合、一般には極端に重いものは載せることはないが、郵便配達などの場合ではかなり重い荷物を載せているので、これを参考にして前部キャリアの積荷条件を 0 kg, 20 kg, 後部キャリアの積荷を 0 kg, 50 kg として、表 3-16 のように 4 つの組合せの積荷とした。なお、「5. 6 ライダー・オートバイ系の基礎特性測定」で求めた車体重心を通る 3 つの軸周りの慣性モーメントと、これらの積荷による慣性モーメント

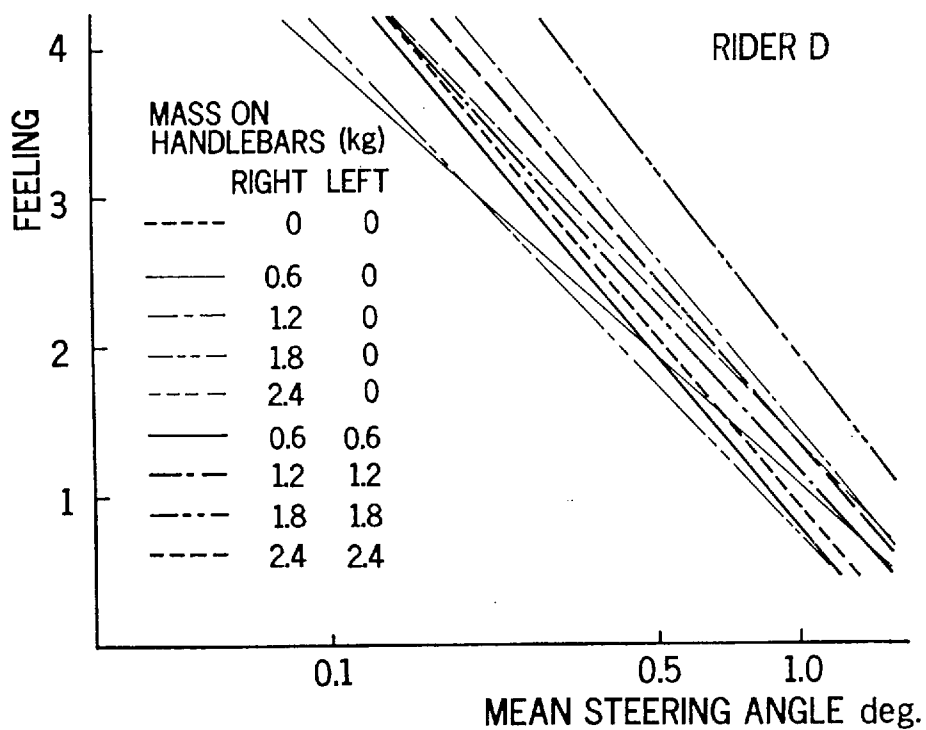


図 3 - 2 1 フィーリング評価Fにたいする
平均ハンドル振れ角 β の平均値と回帰直線 (ライダーD)

表3-15 フィーリング評価の数値化とウェバ・フェヒナの法則
による回帰式(ステアリング軸周りの質量)

Test	Rider	Pair of loaded mass	Feeling F				Regression equation $F = A \log \beta + B$ β : Mean steering angle
			Stable←		→Unstable		
			a	b	c	d	
Loaded mass around steering axle (Asphalt paved) Vehicle M	D	0 kg	4	3.8	3.1	1	$F = -2.80 \log \beta + 1.13$
		Right 0.6kg	4	3.8	2.8	1	$= -2.98 \log \beta + 1.14$
		↑ 1.2kg	4	3.5	3.4	1	$= -3.22 \log \beta + 0.93$
		↑ 1.8kg	4	3.7	3.6	1	$= -3.19 \log \beta + 0.56$
		↑ 2.4kg	4	3.9	3.4	1	$= -3.67 \log \beta + 0.57$
		Both 0.6kg	4	3.8	3.2	1	$= -3.06 \log \beta + 1.04$
		↑ 1.2kg	4	3.6	2.9	1	$= -3.56 \log \beta + 0.70$
		↑ 1.8kg	4	3.6	3.2	1	$= -3.64 \log \beta + 1.25$
		↑ 2.4kg	4	3.7	2.0	1	$= -3.00 \log \beta + 1.75$
	E	0 kg	4	3.8	3.7	1	$F = -4.28 \log \beta + 0.40$
		Right 0.6kg	4	3.7	2.9	1	$= -3.78 \log \beta + 1.06$
		↑ 1.2kg	4	3.7	2.9	1	$= -3.35 \log \beta + 1.23$
		↑ 1.8kg	4	3.7	3.2	1	$= -3.08 \log \beta + 1.27$
		↑ 2.4kg	4	3.6	3.1	1	$= -3.25 \log \beta + 1.54$
		Both 0.6kg	4	3.7	3.3	1	$= -3.43 \log \beta + 0.98$
		↑ 1.2kg	4	3.7	3.6	1	$= -2.86 \log \beta + 1.77$
		↑ 1.8kg	4	3.6	3.0	1	$= -4.30 \log \beta + 2.34$
		↑ 2.4kg	4	3.8	3.4	1	$= -3.13 \log \beta + 1.59$
	F	0 kg	4	2.6	1		$F = -3.91 \log \beta + 1.07$
		Right 0.6kg	4	3.6	2.7	1	$= -3.82 \log \beta + 0.81$
		↑ 1.2kg	4	3.7	2.9	1	$= -3.80 \log \beta + 0.93$
		↑ 1.8kg	4	3.4	3.2	1	$= -3.36 \log \beta + 0.74$
		↑ 2.4kg	4	3.7	2.9	1	$= -3.11 \log \beta + 1.43$
		Both 0.6kg	4	3.6	3.3	1	$= -3.50 \log \beta + 1.17$
↑ 1.2kg		4	3.8	3.6	1	$= -3.79 \log \beta + 1.45$	
↑ 1.8kg		4	3.4	3.3	1	$= -4.16 \log \beta + 1.96$	
↑ 2.4kg		4	3.7	3.0	1	$= -3.52 \log \beta + 1.36$	

表 3 - 1 6 前後キャリアの積荷の組合せ

Test	Loaded mass (kg)		Moment of inertia ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$) ; as one unit of motorcycle and loaded mass		
	Front	Rear	X axle	Y axle	Z axle
1	0	0	6.96	20.4	19.6
2	20	0	8.21	28.9	26.8
3	0	50	9.61	30.9	27.6
4	20	50	10.9	39.4	34.8

Moment of inertia about steering axle of steering system is,
 when 0 kg loaded mass, 0.74 kgm^2 .
 when 20 kg loaded mass, 1.08 kgm^2 .

の変化量を表 3 - 1 6 に加えた。

(1) 平均ハンドル振れ角

それぞれの積荷の条件における各車速 v にたいする平均ハンドル振れ角 β の値から求めた回帰曲線のみを、ライダー D の場合について図 3 - 2 2 に示す。また、表 3 - 1 7 はそれぞれのライダーについての回帰式である。

平均ハンドル振れ角は、20 km/h以下の車速では、後部キャリアに積荷のないときより50 kgを載せたときの方が大きくなり、安定性が悪くなっている。すなわち、後部の積荷が大きく重心位置が後方になると不安定になることを示している。この重心位置が前方にある方が安定することは、室内実験ではあるが近藤ら¹⁾の回転ドラム上でおこなった実験報告と景山ら²⁾のベルト装置上での実験報告でも指摘されていることである。

前部に積荷を載せた場合は、3. 5. 4のステアリング軸廻りの質量の影響のところでも議論したように、ステアリング軸廻りの慣性モーメントが大きくなると10 km/hの低速では、平均ハンドル振れ角が大きくなり、不安定になる。さらに前後部に積荷があると、他の条件（実験番号1～3）と比べて平均ハンドル振れ角が大きくなり、もっとも不安定になることを示している。

ライダー E, F についても、これらの傾向は同様で、20 km/h以下では後部キャリアに積荷を載せると平均ハンドル振れ角が大きくなり安定性が悪くなり、同時に前部にも積荷があるとさらに安定性が低下する。

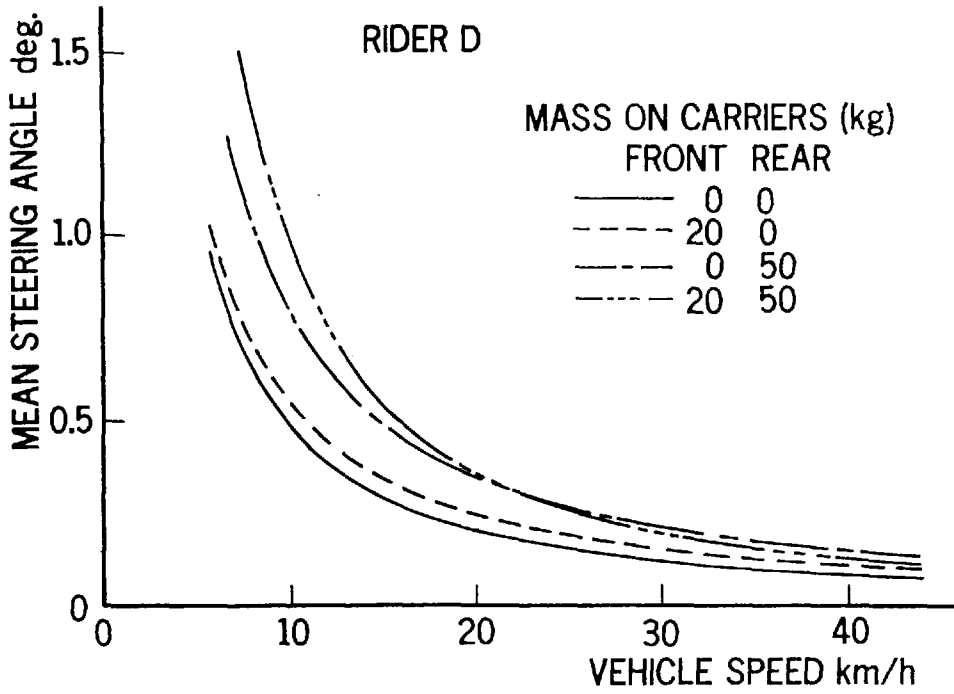


図3-22 各積荷の組合せについて平均ハンドル振れ角と車速の回帰曲線 (ライダーD)

表3-17 車速 v にたいする平均ハンドル振れ角 β の回帰式 (前後積荷)

Test	Rider	Loaded mass (kg)		Regression equation
		Front	Rear	
Asphalt paved Vehicle M	D	0	0	$\beta = 1.07 (v/10)^{-1.33}$
		20	0	$= 1.11 (v/10)^{-1.52}$
		0	50	$= 1.29 (v/10)^{-1.29}$
		20	50	$= 1.45 (v/10)^{-1.50}$
	E	0	0	$\beta = 0.91 (v/10)^{-1.28}$
		20	0	$= 1.02 (v/10)^{-1.66}$
		0	50	$= 1.59 (v/10)^{-1.45}$
		20	50	$= 1.87 (v/10)^{-1.38}$
F	0	0	$\beta = 1.08 (v/10)^{-1.38}$	
	20	0	$= 1.21 (v/10)^{-1.60}$	
	0	50	$= 1.48 (v/10)^{-1.30}$	
	20	50	$= 1.71 (v/10)^{-1.54}$	

(2) フィーリング評価の数値化と

ウェバ・フェヒナの法則

フィーリング評価を縦軸に等間隔でとり、横軸にそれぞれに対応する平均ハンドル振れ角 β の平均値を対数目盛りで表示したものを、ライダーDについて図3-23に示す。また、各ライダーについて、それぞれの条件の場合のフィーリング評価を数値化した数値とウェバ・フェヒナの法則にしたがった回帰式を表3-18に示す。

平均ハンドル振れ角では前後の積荷重量の多少による安定上の有意な差が明かとなったが、数値化したフィーリング評価では積荷の組合せやライダーによる違いはみられない。また、図3-23の回帰直線は、およそ20 km/hくらい以下の低速で平均ハンドル振れ角がとくに大きくなる後部積荷50 kgの場合は、後部積荷0 kgの場合より横座標の右方に位置し、全体的に平均ハンドル振れ角の大きいところで4段階のフィーリング評価をしている。

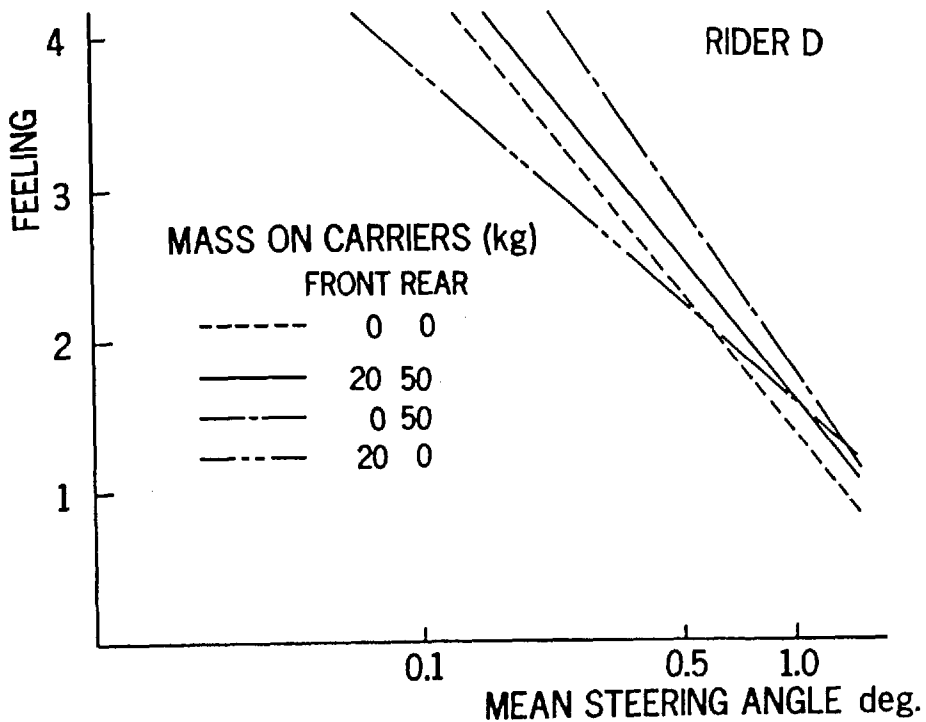


図 3 - 2 3 各積荷の組合せについてフィーリング評価Fにたいする平均ハンドル振れ角 β の平均値と回帰直線 (ライダーD)

表 3 - 1 8 フィーリング評価の数量化とウェバ・フェヒナの法則による回帰式 (前後積荷)

Test	Rider	Loaded mass (kg)		Feeling F				Regression equation $F = A \log \beta + B$ β : Mean steering angle
		Front	Rear	Stable ←		→ Unstable		
				a	b	c	d	
Loaded mass (kg) Asphalt paved Vehicle M	D	0	0	4	3.8	3.4	1	$F = -3.05 \log \beta + 1.38$ $= -2.47 \log \beta + 1.59$ $= -2.85 \log \beta + 1.79$ $= -3.05 \log \beta + 1.62$
		20	0	4	3.8	3.5	1	
		0	50	4	3.9	3.5	1	
		20	50	4	3.7	3.2	1	
Vehicle M	E	0	0	4	3.6	2.7	1	$F = -2.73 \log \beta + 1.49$ $= -2.51 \log \beta + 1.74$ $= -2.07 \log \beta + 1.9$ $= -2.85 \log \beta + 2.18$
		20	0	4	3.9	2.7	1	
		0	50	4	3.9	3.1	1	
		20	50	4	3.4	2.9	1	
	F	0	0	4	3.6	2.1	1	$F = -3.15 \log \beta + 1.25$ $= -2.46 \log \beta + 1.45$ $= -2.64 \log \beta + 1.77$ $= -2.97 \log \beta + 1.75$
		20	0	4	3.6	3.4	1	
		0	50	4	3.9	2.7	1	
		20	50	4	3.6	3.4	1	

3. 7 本章のまとめ

以上の結果、直進低速走行中のオートバイの安定性を評価する方法の1つとして、平均ハンドル振れ角を用いることは妥当であり、この平均ハンドル振れ角と安定性にたいするライダーのフィーリング評価との間にはウェバ・フェヒナの法則が成立ち、この2量間には強い相関関係があることが明かとなった。

さらに、本章でえられたえられた結果のおもなものをまとめると、つぎのようになる。

〈平均ハンドル振れ角〉

1. 安定性の悪い低速では、直立、直進安定を維持するために平均ハンドル振れ角が大きく、車速が増すにしたがい安定性がよくなるので、平均ハンドル振れ角は小さくなる。未舗装路でも、舗装路と同様な傾向を示すが、平均ハンドル振れ角の値は全体に大きくなり、舗装路より不安定であることを示す。
2. 圧雪路の場合は、タイヤの横すべりが大きくなり、直立・直進安定性が低下するので、平均ハンドル振れ角は舗装路や未舗装路のときよりさらに大きくなる。
3. 二輪の4車種間では、各指示速度ごとの比較でも、有意な差は認められない。また、三輪オートバイでは少し大きな値になるが、二輪との有為な差はない。
4. タイヤ空気圧の高低による、平均ハンドル振れ角の明かな違いはみられず、ライダーによる違いも有意でない。
5. 前後のキャリアに積荷がある場合、後部の積荷が増し重心が後方になると、とくに低速域で平均ハンドル振れ角が大きくなり不

安定になる。

〈フィーリング評価〉

1. フィーリング評価に対応する平均ハンドル振れ角の数値は，等間隔ではなく，フィーリング評価の良い側で狭く，悪い側で広がるような判別をしてて，ウェバ・フェヒナの法則に合致している。また，圧雪路のようなとくに安定性の悪い条件では，フィーリング評価の最良値はない。
2. その他，各条件での数値化したフィーリング評価については，条件による有為な差，特筆すべき傾向はみられない。
3. ウェバ・フェヒナの法則による各条件ごとの，安定性にたいするフィーリング評価と平均ハンドル振れ角の回帰式はすべて有意であるが，回帰式間の有意な差はない。
4. ライダーが不安定と感じても，平均ハンドル振れ角の値の大小に有為な差として表れないようなときは，フィーリング評価が悪い側に多くなったり，ウェバ・フェヒナの法則による回帰式の係数が大きくなったりするようであるが，いずれも明確な差は認められない。

4章 ハンドル振れ角,ライダーリーン角,保舵トルクと車体バンク角の関係

4.1 はじめに

走行中のオートバイは、路面、風、ライダー自身の上体の動きなどによる外乱を受け、左右に傾いたり進行方向を変えたりする。外乱が小さいときは、前輪系のキャストやオートバイの慣性力などによって、直立安定性や進もうとする希望進路を維持することができる。しかし外乱が大きくなると、安定性が悪くなり、安定性のよい場合より進路維持が困難になるために、ライダーはハンドル操作や、腰から上部分の上体を主に、下肢、腕を含めた身体全体を動かすことによるライダーの重心移動などによって、直立・直進安定を維持しようとする。

このように、オートバイの車体、ハンドル、ライダーの3つの動きは相互に関連しているために、これらの各部分の複雑な動きをすべて同時に把握することは大変困難なことである。とくにライダーの動きは複雑であるが、全身の動きの中でもっとも顕著に現れると考えられるのは上体の左右への動き（ライダーリーン角）である。この章では、この上体の左右への動きをライダーの動きとして、車体の左右への傾き、ハンドルのステアリング軸廻りの動きとそのときの保舵トルク、さらに車体のバンク角の4つの物理量がどのよう

に関連しているかを実験的に検討する。

4. 2 実験方法

本章での実験方法も基本的には3章の場合と同様であるが、とくに3章と異なるところを中心に記述する。

4. 2. 1 実験装置

実験車として使用したオートバイは、3章でも述べたようにライダーの動きの影響が現れ易いようにライダーの質量と比べて車両質量の小さいものを選び、3. 2. 1で使用した車両質量49kgのP車(ファミリーバイク)とした。

測定機器のうちの検出機、レコーダー等の配置は、図4-1のようである。車体バンク角の測定はレートジャイロ(双葉電子工業 F P-G153)を車体重心を通るX軸付近に取り付け、またライダーリーソ角は同型のレートジャイロを、シート面と同じ高さを支点としライダーの背筋に沿ってライダーの背に固定した木製板材のステー(幅14.8cm、高さ56.7cm、厚さ4.0cm)の下端に設置し測定した。

保舵トルクは、ハンドル左バー上で、ヘッドパイプへの固定部分近くに歪ゲージ(新興通信工業 B-FAB-15-12)を貼り、ステアリング軸に直角な平面上で、ハンドルグリップがステアリング軸廻りに円を描くとしたとき、その円周上で接線方向の保舵力によるハンドルトルクを測定した。

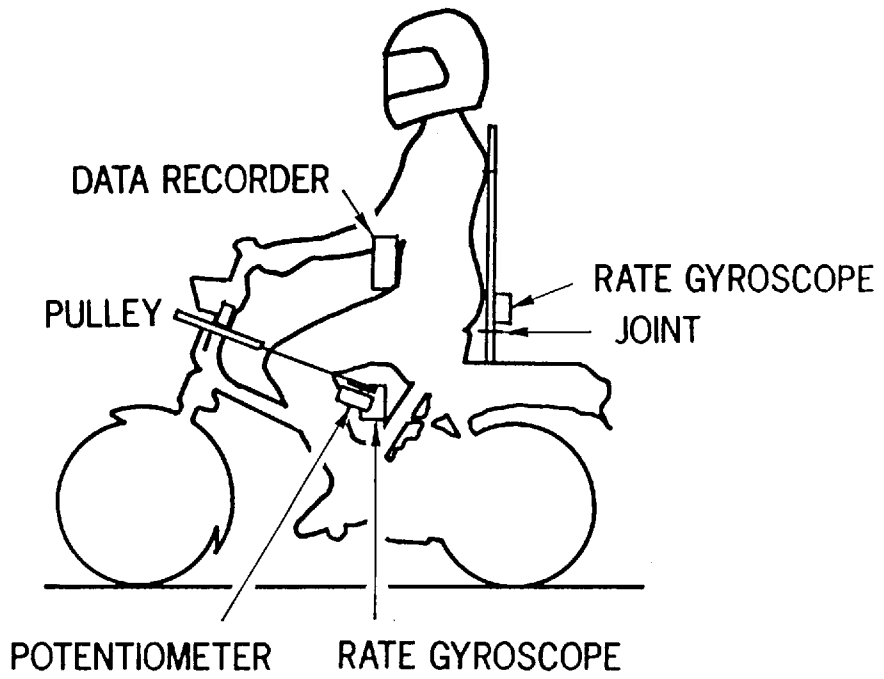


図 4 - 1 実験車における各センサーの配置概略

4. 2. 2 実験条件

走行路面は平坦なアスファルト舗装路で、走行コースは、直進、スラロームの2種類であるが、スラロームのときの測定区間は50mで、5m間隔にパイロンを配置した。走行速度は、直進走行の場合は可能な限りの低速（極低速）と10km/hから、40km/hまで10km/hごととし、スラローム走行ではライダーのもっとも走りやすい速度で走るよう指示した。また、同時にライダーの安定性にたいするフィーリング評価をも記録した。ライダーG、H、Iの3名はオートバイ運転経験者である。

4. 3 実験結果と考察

4. 3. 1 結果の整理

ハンドル振れ角とおなじように時間的変動をする車体バンク角、ライダーリーン角、保舵トルクは、3章の平均ハンドル振れ角と同様の方法で整理し、平均車体バンク角、平均ライダーリーン角、平均保舵トルクとして、各走行試験ごとの代表値とする。

平均ハンドル振れ角と平均ライダーリーン角は、つぎのように平均車体バンク角にたいする比をとり、無次元量で評価する⁴²⁾。

$$\kappa_1 = \frac{(\text{平均ハンドル振れ角})}{(\text{平均車体バンク角})} \dots\dots (4-1)$$

$$\kappa_2 = \frac{(\text{平均ライダーリーン角})}{(\text{平均車体バンク角})} \dots\dots (4-2)$$

この比例係数 κ_1 , κ_2 は, 安定して走行中のオートバイのハンドル振れ角とライダーリーン角の大きさが, 車体のバンク角にたいしてどのくらいの割合であるかを示す比例係数となる.

ハンドル振れ角はポテンショメータで測定し, ライダーリーン角と車体バンク角はレートジャイロで角速度を測定しているので, 角速度の時間変化を積分してから2量間の関係を比較検討しなければならないが, 周波数については積分値を用いた場合と角速度のままの場合と比べて, ほぼ同様の結果がえられたので, 本研究では, つぎのように平均車体バンク角速度にたいする平均ハンドル振れ角の比例係数を κ_1' とし, (4-6) 式の $\kappa_1 = \kappa_1' / 2\pi f$ によって処理をする.

4. 3. 2 角速度と角度

レートジャイロで測定した角速度は, 以下のような近似計算で角度に読み替える.

車体バンク角を $\theta_b = \theta_0 \sin \omega t$ とすると, 車体バンク角速度 $\dot{\theta}_b = \theta_0 \omega \cos \omega t$ となる. したがって, それぞれの実効値は,

$$\begin{aligned} \theta_b^2 &= \frac{1}{T} \int_0^T (\theta_0 \sin \omega t)^2 dt \\ &= \frac{\theta_0^2}{T} \int_0^T \sin^2 \omega t dt \quad \dots (4-3) \end{aligned}$$

$$\dot{\theta}_b^2 = \frac{1}{T} \int_0^T (\theta_0 \omega \cos \omega t)^2 dt$$

$$= \frac{(\theta_0 \omega)^2}{T} \int_0^T \cos^2 \omega t \, dt \quad \dots (4-4)$$

となり, θ_b^2 と $\dot{\theta}_b^2$ の比をとると,

$$\frac{\theta_b^2}{\dot{\theta}_b^2} = \frac{1}{\omega^2}, \quad \frac{\theta_b}{\dot{\theta}_b} = \frac{1}{\omega} = \frac{1}{2\pi f}$$

$$\therefore \theta = \dot{\theta} / 2\pi f \quad \dots (4-5)$$

したがって, 車体バンク角とハンドル振れ角の周波数分析結果の, ゲインのもっとも大きな周波数 f を使い,

$$\kappa_1 = \frac{\kappa_1'}{2\pi f} \quad \dots (4-6)$$

の換算式で近似的に求める.

4. 3. 3 位相差 (遅れ時間)

また, 位相差 (遅れ時間) についてもハンドル振れ角はポテンシヨメータで角度を測定し, ライダーリーン角と車体バンク角はレートジャイロで角速度を測定している. これも上記と同様に, 車体バンク角 θ_b はハンドル振れ角 θ_h より, 車体バンク角速度の位相が θ_r だけ早いとすると, 下記のような近似計算から, ハンドル振れ角と

バンク角との位相差 θ_T は近似的に, (4-10) 式によって求めることができる.

ハンドル振れ角度変化を θ_h , その振幅を A_h , 車体バンク角速度変化を $\dot{\theta}_b$, その振幅を A_b とする. そして θ_h と $\dot{\theta}_b$ の位相差を θ_r , ハンドル振れ角度変化 θ_h と車体バンク角速度変化 $\dot{\theta}_b$ の位相差を θ_T とすると, 車体バンク角速度 $\dot{\theta}_b$ はハンドル振れ角 θ_h より, 位相が θ_r だけ早いとすると, それぞれつぎのような式になる.

$$\theta_h = A_h \cdot \sin \omega t \quad \dots (4-7)$$

$$\dot{\theta}_b = A_b \cdot \sin (\omega t + \theta_r) \quad \dots (4-8)$$

$$\begin{aligned} \theta_b &= - (A_b / \omega) \cdot \cos (\omega t + \theta_r) \\ &= (A_b / \omega) \cdot \sin (\omega t + \theta_r - \pi / 2) \quad \dots (4-9) \end{aligned}$$

となり, 角度をあらわす (4-7), (4-9) 式で位相だけを比べると, 角度変化による位相差 θ_T がえられ, それは,

$$\theta_T = \theta_r - \pi / 2 \quad \dots (4-10)$$

で求まる. また, この位相差 θ_T から遅れ時間 t_T を, 車体バンク角とハンドル振れ角のもっとも大きなゲインの周波数 f を使って求めると,

$$t_T = \frac{\theta_T}{2 \pi f} \quad \dots (4-11)$$

となる.

4. 3. 4 結果と考察

(1) ハンドル振れ角とライダーリーン角の

比例係数 κ_1, κ_2

〔車体バンク角〕

まず各車速にたいする平均車体バンク角速度とその回帰直線を、ライダーGについて、図4-2に示す。また、(4-5)式で近似的に平均車体バンク角を求めてみると、平均車体バンク角は速度によってあまり変わらず、およそ0.25度～0.5度の範囲に分布している。

これにたいして角速度の値は低速度で小さく、速度の増加にしたがって大きくなる傾向をもっている。これは、後述の図4-10にみられるように、およそ車速10 km/hくらいから、速度が増すにしたがって、約0.5 Hzから1.3 Hzへと振動数が増加することによるものである。この振動は、ヨーとロール運動が関連した1～4 Hzの大きさの、車体の速度の増加とともに大きくなるウィーブモード^{5), 9)}の振動の影響によるものと考えられる。しかし、このウィーブモード振動は、本研究のような速度の低い範囲では、比較的良好に減衰するといわれており、安定性にはほとんど影響しないと考える。ライダーH, Iについても、この傾向は同様である。

〔ハンドル振れ角〕

平均ハンドル振れ角を各車速ごとに、ライダーGの場合について、図4-3に示す。図3-5と同様な結果を示しているが、極低速

(平均車速 5.4 km/h) の場合, 直立安定を維持するためのライダーのハンドル操作量が増すために, 平均ハンドル振れ角はおよそ 4 度から 7 度と大きく, ばらつきも広がっている。

直進走行での平均車体バンク角 (図 4-2 の値から求める) にたいする平均ハンドル振れ角 (図 4-3) の比である κ_1 と, スラローム走行のときの κ_1 を, それぞれの車速にたいして, ライダー G と H の場合について, 図 4-4 に示す。直進走行で車速が 20 km/h 以上では, κ_1 が 1 より小さくなりハンドルの振れ角は車体バンク角より小さく, 少し不安定になる 10 km/h では 4 に近い値になる。極低速 (平均車速 5.4 km/h) では不安定になるために, κ_1 が大きいものでは 12 近くにもなり, ライダーは車体バンク角より大きなハンドル操作で能動的 (アクティブ) に直立安定を維持していることを示している。スラローム走行では, 車速 18 km/h くらいでの走行がもっとも走りやすいようであるが, κ_1 の値は約 0.3 で直進走行のときと差はない。

[ライダーリーク角]

各車速にたいするライダーの平均ライダーリーク角速度を, ライダー G の場合について図 4-4 に示す。極低速の場合は, ハンドル操作とともに直立安定を維持するための上体の動きが大きくなる時もあるが, 全体的に図 4-2 の平均車体バンク角速度の場合と同様に, 車速の増加とともに少しずつ大きくなっていくという傾向は同じである。

平均車体バンク角にたいする平均ライダーリーク角の比である比例係数 κ_2 を, ライダー G について図 4-5 に示す。平均ライダー

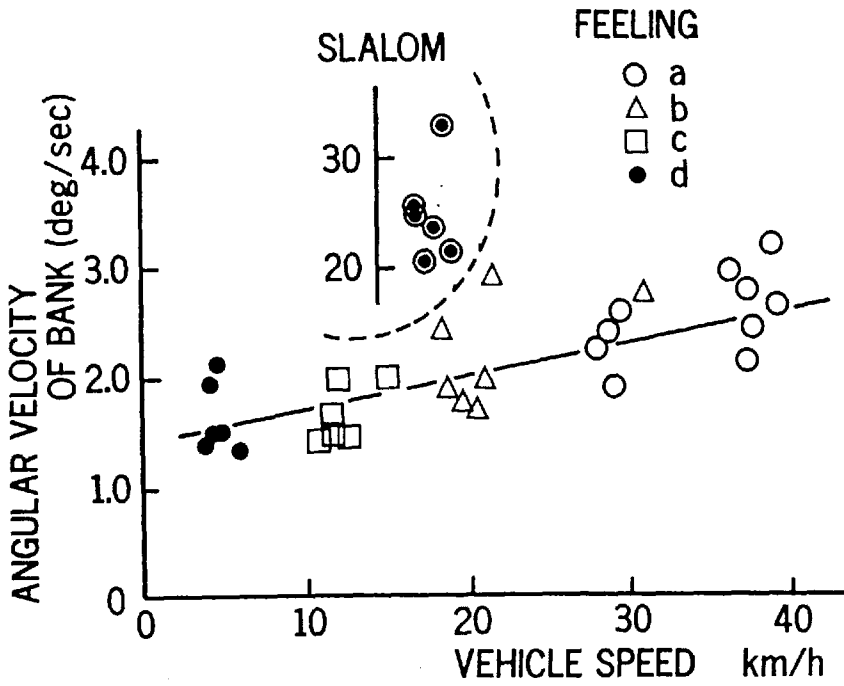


図 4 - 2 平均車体バンク角速度と車速とその回帰曲線 (ライダー G)

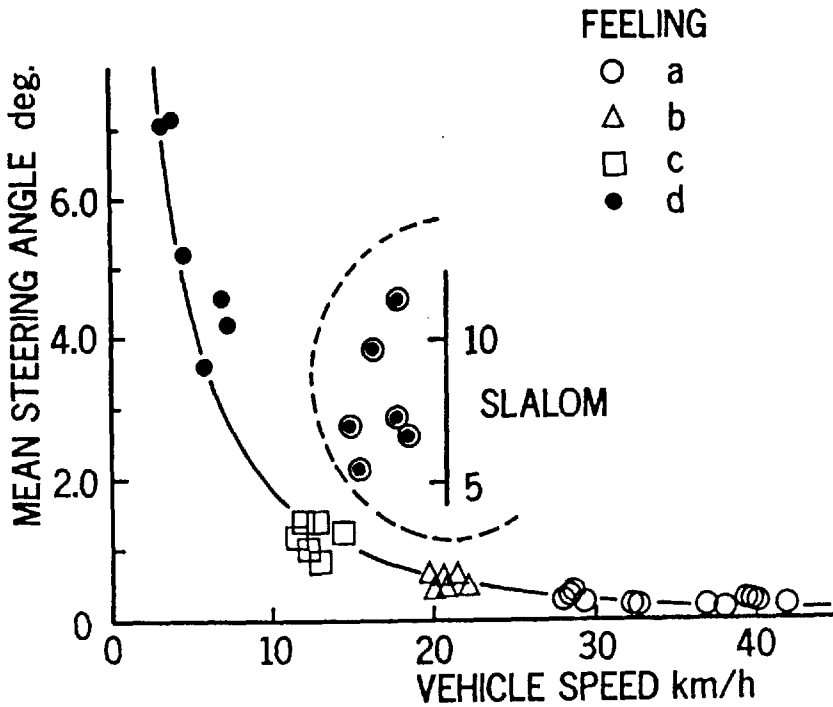


図 4 - 3 平均ハンドル振れ角と車速とその回帰曲線 (ライダー G)

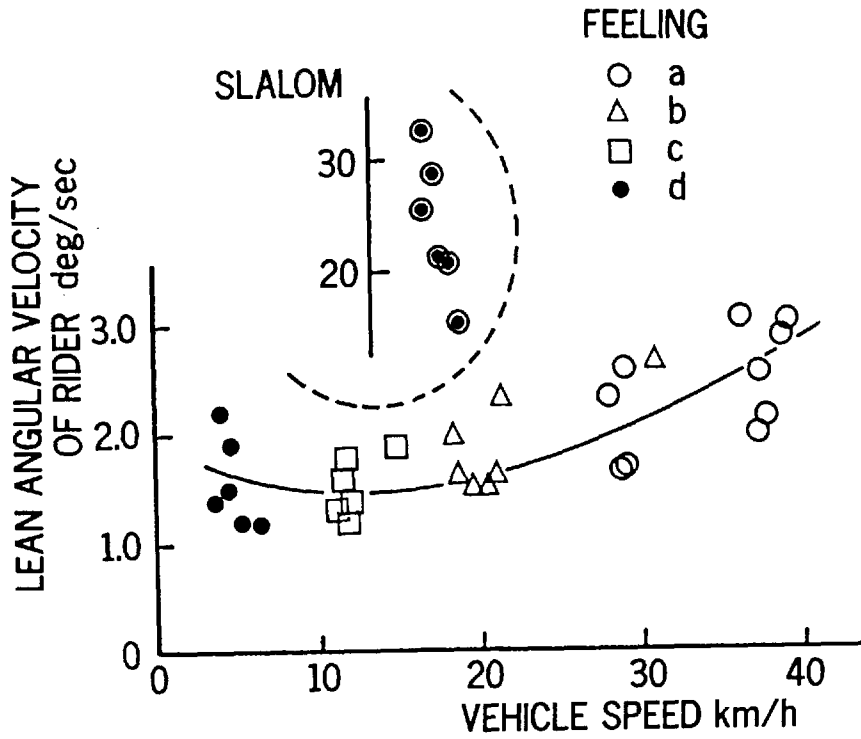


図4-4 平均ライダーリーン角速度と車速 (ライダーG)

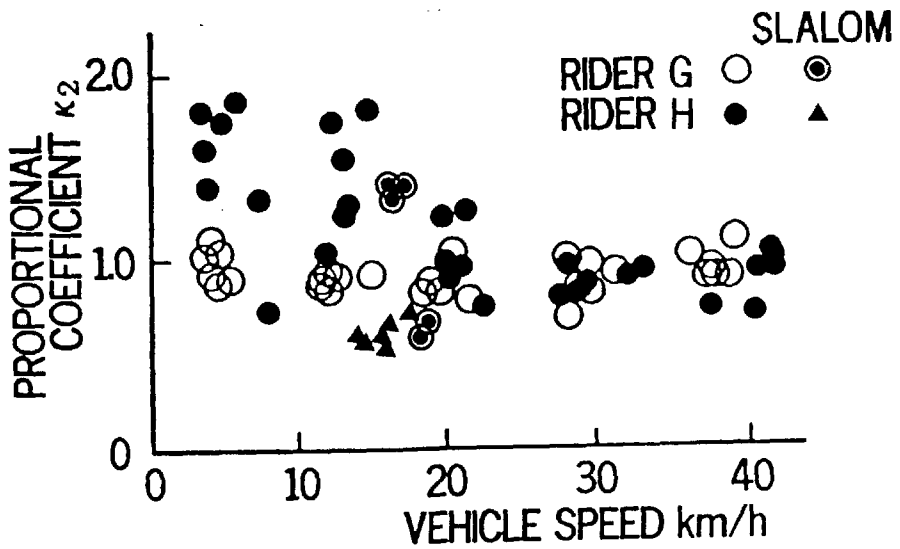


図4-5 比例係数 κ_2 (平均ライダーリーン角/平均車体バンク角) と車速 (含: スラローム) (ライダーG, H)

リーソ角に関する比例係数 κ_2 は、極低速（平均車速 5.4 km/h）と 10 km/h では値が大きくなり、しかも 1 から 2 くらいのところに分布も広がっていて、車体バンク角より相当に大きなリーソ角で上体を動かし安定を維持しようとしていることが推察される。20 km/h 以上になると、およそ 1 以下の値になり上体の左右への動きは車体バンク角より小さくなっていることを表している。

スラローム走行では、ライダー G の場合、比例係数 κ_2 の値が 1 より小さいときと、1 より大きいときがあるのは、各走行ごとにライダーの上体の動かし方が異なるためである。また、ライダー H の比例係数 κ_2 の値は約 0.7 で、上体の動かし方はほぼ一定している。3名のライダーについての κ_2 の値の分布に少し違いが見られるが、3名とも日常オートバイを利用していることから、運転技量に顕著な差があることは考えられないので、それぞれのライダーの上体の動かしかたの好み（癖）の相違によるものと思われる。

〔保舵トルク〕

車速にたいする平均保舵トルクを、ライダー G について、図 4-6 に示す。なお直進走行の場合は、旋回や車線変更などの意識的に方向を変える操作と異なり、直立・直進状態を維持するための動作であり、保舵と操舵の区別が困難であるので、すべて「保舵」と表現する。

ライダー G では、平均保舵トルクの値は極低速（平均車速 5.4 km/h）から速度の増加にしたがい小さくなっていくが、車速 40 km/h で急に大きく、1 N·m 以上になっている。ライダー H では、この平均保舵トルクの値はおよそ 3.9 N·m から 7.8 N·m の範囲に比較

的まとまった分布をしている。またライダー I では、全体に平均保舵トルクの値は他のライダーの場合より大きく、極低速と 10 km/h ではより大きくなっている。

スラローム走行の場合についてみると、ライダー G, H の平均保舵トルクは $1 \text{ N} \cdot \text{m}$ から $1.5 \text{ N} \cdot \text{m}$ の間にまとまっているが、ライダー I の平均保舵トルクは $1 \text{ N} \cdot \text{m}$ から $3.4 \text{ N} \cdot \text{m}$ の広い範囲に分散している。二輪車は本来、前輪のキャスト、トレールなどのアライメントにどによりオーバステアの特性をもっている。したがってスラロームの場合、パイロンの間を通り抜け旋回方向を変えるためにリーニンの乗車姿勢をとるとオーバステアが弱くなり、リーンアウトにとるとオーバステアが強くなるので、どちらの姿勢をとるかによって保舵トルクの大きさが変わってくる。ライダー G についてスラロームの場合、図 4-2 で車体バンク角速度が大きく、図 4-3 では比例係数 κ_1 がおよそ 1 またはそれ以下の値で、車体バンク角にたいするハンドル振れ角の割合が小さいことを示している。

さらに図 4-5 では、車体バンク角にたいするライダーリーン角の割合である比例係数 κ_2 の値が約 1.5 と 0.7 付近の 2 グループに分かれていることは、ライダーの上体の傾きが大きい場合と小さい場合に分かれることを示している。このことから、図 4-5 で κ_2 の値が約 1.5 付近の場合は弱いオーバステアで、0.7 付近の場合はオーバステアが強くなった場合ではないかと考えられる^{36), 37)}。

この平均保舵トルクの値に関しても、ライダーリーン角の場合と同様に、ライダーの運転技量の違いではなく、上体の動かしかたの好み(癖)の相違によってハンドルの把持方法の差となって表れているようである。

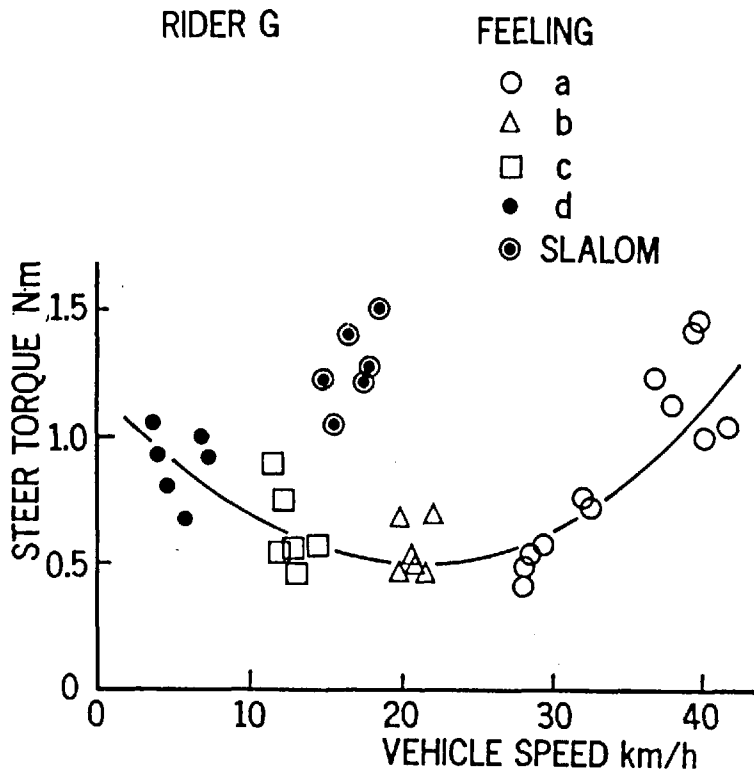


図4-6 平均保舵トルクと車速 (ライダーG)

(2) フィーリング評価の数値化

各ライダーについて、3.6.1と同様に、フィーリング評価を数値化した数値とウェバ・フェヒナの法則にしたがった回帰式を表4-1に示す。また、縦軸に最良のフィーリング評価を4、最悪を1として等間隔でとり、横軸にそれぞれに対応する平均ハンドル振れ角 β を対数目盛りで表示した座標に、ウェバ・フェヒナの法則による回帰直線を示したのが図4-7である。

3章での結果と同様に、数値化したフィーリング評価はよい側で間隔が小さく、悪い側で大きくなるように判別している。また、ウェバ・フェヒナの法則による回帰直線は、ライダーによる違いは小さく、有意な差はない。

(3) フィーリング評価と物理量との回帰性検定

感覚量としてのフィーリング評価にたいして物理量を平均車体バンク角、平均ライダーリーン角、平均保舵トルクとしたときのウェバ・フェヒナの法則による回帰式とその有意性のF検定の結果を、表4-2に示す。フィーリング評価と平均ハンドル振れ角の関係は、3人のライダーとも有意水準0.005で有意である。平均車体バンク角との関係は、有意水準0.05で有意であるが、平均ハンドル振れ角の場合より有意さは低い。さらに、ライダーの平均リーン角との関係は、ライダーHのみについて有意水準0.05で有意であるが、他のライダーの場合は有意ではない。平均保舵トルクについては、ライダーIのみが有意水準0.05で有意である。

この検定結果から平均ハンドル振れ角以外の物理量でも安定性に

表 4 - 1 フィーリング評価の数値化と
ウェバ・フェヒナの法則による回帰式 (ライダー)

Rider	Feeling F				Regression equation $F = A \log \beta + B$ β : Mean steering angle
	Stable ←		→ Unstable		
	a	b	c	d	
G	4	3.9	3.5	1	$F = -2.69 \log \beta + 2.28$
H	4	3.8	3.4	1	$F = -2.46 \log \beta + 3.61$
I	4	3.9	3.3	1	$F = -2.25 \log \beta + 3.57$

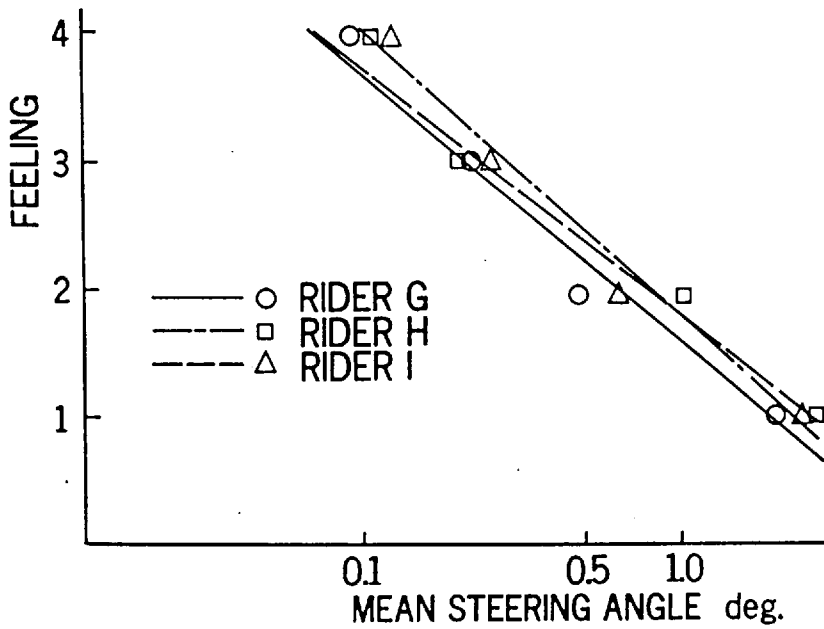


図 4 - 7 各ライダーについてフィーリング評価Fにたいする
平均ハンドル振れ角 β の平均値と回帰直線

表4-2 フィーリング評価と各物理量間のウェバ・フェヒナの法則による回帰式

Rider	Physical quantity β (to feeling F)	Regression equation $F = A \log \beta + B$	Unbiased variance ratio F_0	Regression
G	mean steering angle	$F = -2.69 \log \beta + 2.28$	59.59	○
	mean bank angle	$= 4.39 \log \beta + 1.20$	33.37	○
	mean rider's lean angle	$= 0.92 \log \beta + 1.60$	3.19	×
	mean steer torque	$= 0.04 \log \beta + 2.85$	0.19	×
H	mean steering angle	$F = -2.46 \log \beta + 3.61$	61.44	○
	mean bank angle	$= 6.06 \log \beta + 0.81$	15.06	○
	mean rider's lean angle	$= 4.97 \log \beta + 1.34$	11.28	○
	mean steer torque	$= -6.40 \log \beta - 4.94$	2.48	×
I	mean steering angle	$F = -2.25 \log \beta + 3.57$	63.66	○
	mean bank angle	$= 5.57 \log \beta + 0.26$	18.98	○
	mean rider's lean angle	$= 1.57 \log \beta + 1.99$	0.36	×
	mean steer torque	$= -7.28 \log \beta - 3.92$	14.48	○

$$F_{2,8}^1(0.05) = 4.20, \quad F_{2,8}^1(0.005) = 9.28$$

When $F_0 \geq F_n^1(\alpha)$, the regression equation is significant at the level α .

たいするフィーリング評価と相関関係のあるものもあるが、ライダーの安定性にたいするフィーリング評価は平均ハンドル振れ角ともっとも相関関係が強いことが明かである。

(4) 操舵周波数と前輪系の固有振動数

走行中のオートバイのハンドルの振れの原因は、車体の動きに対応するハンドル操作を中心としたライダーの動きによるものと、ライダーと直接関わらない前輪系のステアリング軸まわりの固有振動とが考えられる。

ライダーの操舵量は車体バンク角に比例するとして、ハンドル振れ角 β と車体バンク角 θ_1 との間に、 $\beta = K_1 \theta_1$ (K_1 : 比例係数) の関係があると近似する。図4-8のように、オートバイ・ライダー系の重心を通る前後軸 (X軸) まわりの1自由度系としてとらえ (2-11) 式を近似式に変え、 $\theta_1 = \theta_0 e^{\lambda t}$ とおくと、その特性方程式は (4-12) 式のようなになる。ただし、各記号は図4-8とつぎのようにおく。オートバイ・ライダー系の重心を通る前後 (X) 軸まわりの慣性モーメントを J_x 、その XZ 軸に関する慣性乗積を J_{xz} 、オートバイ+ライダーの質量を m 、車輪の軸まわりの慣性モーメントを J_w とする。

$$\left(J_x + m g h^2 \right) \lambda^2 + K_1 v \left(m g h \frac{l_2}{l} - J_{xz} \frac{1}{l} + \frac{J_w}{r} \right) \lambda + K_1 \frac{v^2}{l} \left(m g h + \frac{2 J_w}{r} \right)$$

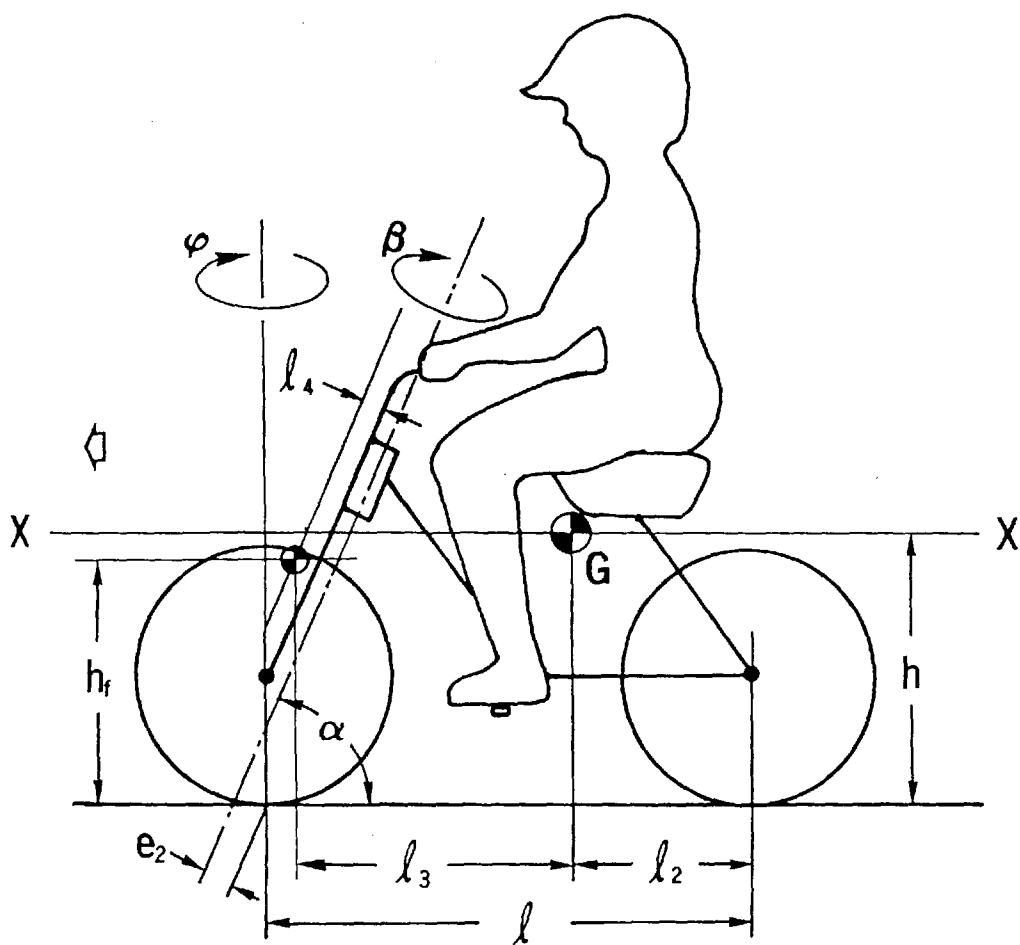


図4-8 オートバイの座標軸と記号

$$-m g^2 h = 0 \quad \dots (4-12)$$

ここで,

$$a = J_x + m g h^2 \quad \dots (4-13)$$

$$b = K_1 v \left(m g h \frac{l_2}{l} - J_{xz} \frac{1}{l} + \frac{J_w}{r} \right) \quad \dots (4-14)$$

$$c = K_1 \frac{v^2}{l} \left(m g h + \frac{2 J_w}{r} \right) - m g^2 h \quad \dots (4-15)$$

とおくと, 次式のようになる.

$$a \lambda^2 + b \lambda + c = 0 \quad \dots (4-16)$$

この式の解を求め, $q = b / 2a$, $p^2 = c / a - (b / 2a)^2$

とおくと, 車体バンク角 θ_1 は,

$$\theta_1 = e^{-qt} (A e^{-jpt} + B e^{jpt}) \quad \dots (4-17)$$

となる. ここで, $j = \sqrt{-1}$, t : 時間, A , B : 定数, である.

$p^2 > 0$ であれば (4-17) 式は減衰振動を示すので, 車体バンク角あるいはそれに連動するとしたハンドル振れ角の固有振動数 f (Hz) は, 次式によって求められる.

$$f = p / 2\pi \quad \dots (4-18)$$

つぎに、操舵を加えないときのステアリング軸まわりの前輪系の運動方程式(2-21)を近似的に解き³⁹⁾、前輪系のステアリング軸についての慣性モーメントを J_f とし、ステアリング軸まわりの前輪系の固有振動数 f' を求めると、(4-19)式のようなになる。

(4-18)式で求められた振動数が車速によって変化するのにたいして、この振動数 f' は車速の影響を直接受けないそのオートバイ固有の値をもつ。

$$f' = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{e_2}{J_f} \{ \varepsilon (K_f \sin \alpha + k_f \cos \alpha) - \frac{m g^2 l_2}{l} \cos \alpha \} \right]^{1/2} \dots (4-19)$$

(5) 中心周波数, 位相

[中心周波数]

極低速と指示速度 20 km/h の走行のときの車体バンク角速度のパワースペクトルの例を, 図 4-9 に示す. このパワースペクトルで最大ゲインを示すときの周波数(中心周波数と呼ぶ)と車速の関係を, ライダー G の場合について示したのが図 4-10 である. この中心周波数の値は約 0.5 Hz から 1.5 Hz の間にあり, 車速の増加とともに少し大きくなっていく傾向を示している. ライダーの操舵量は車体バンク角に比例するとしたとき, 前述の(4)節のような近似計算から, 操舵の周波数を求めると表 4-3 のようになり, この変動周波数はライダーの操舵(または保舵)によるものであることが明かである. ただ, 実験結果では指示速度 40 km/h で, 周波数の値が計算結果より大きくなっているが, 4.3.4(1)でも述べたように, 路面からの外乱の増大などに対応するライダーの保舵のためと考えられる.

車体バンク角速度とハンドル振れ角の時間的变化を2つの入力としたクロススペクトルの例を図 4-11(a)に示す. この中で最大ゲインを示す周波数(中心周波数)でこの2量間の相関関係がもっとも強いとして, 各車速にたいして中心周波数を, ライダー G の場合の結果を図 4-12 に示す. なお, 図中にこの結果からえられた回帰直線を入れた. クロススペクトルの中心周波数は, 車体バンク角速度のパワースペクトルと同様に, どの車速においても 0.5 Hz ~ 1.5 Hz の間に分布しているが, 車速が低いときは 0.5 Hz に近く, 車速が増すにしたがい大きくなっていく傾向があり, 指示速

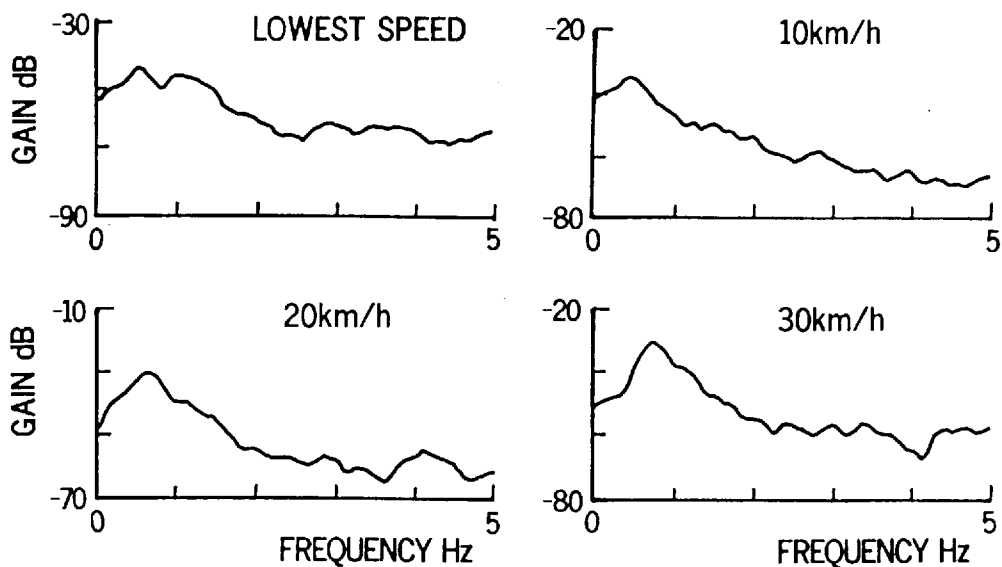


図 4 - 9 車体バンク角速度のパワースペクトルの例

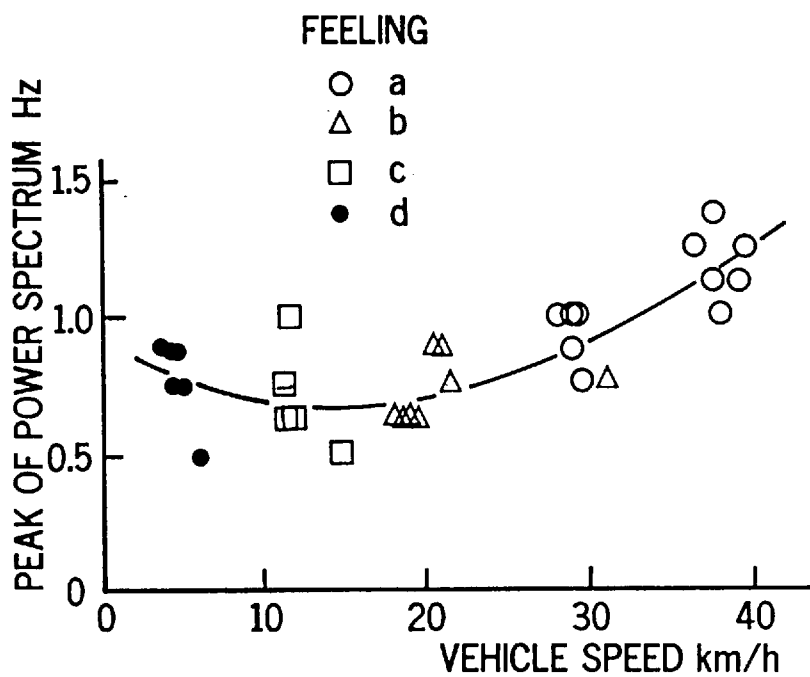


図 4 - 10 各走行における車体バンク角の時間変動のピーク周波数と車速 (ライダー G)

表 4 - 3 操舵の周波数（計算）

Vehicle speed km/h	Coefficient 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

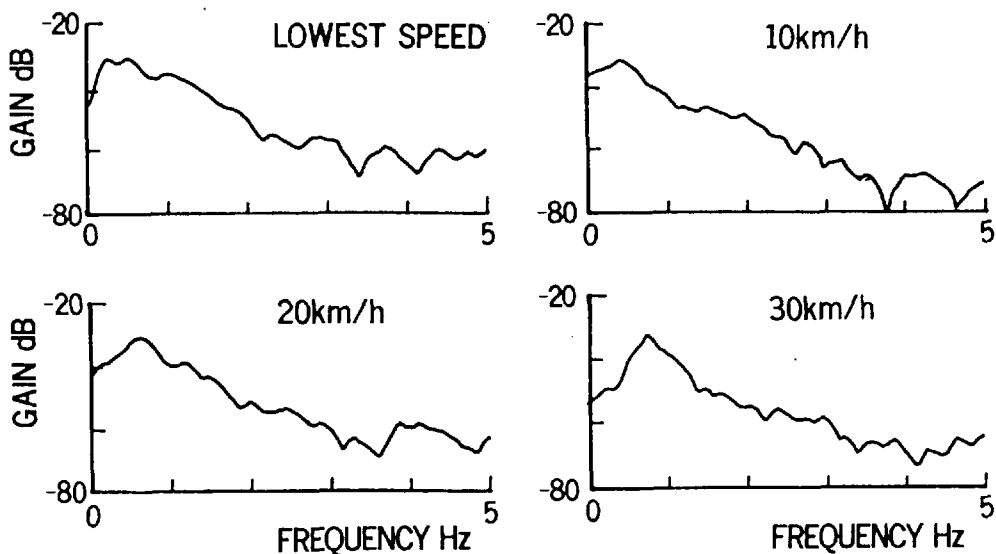
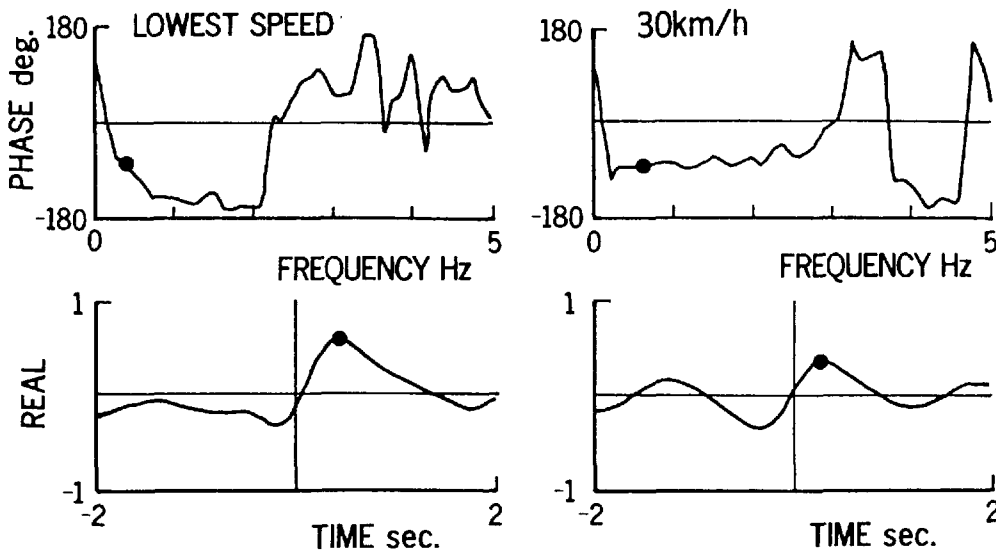


図 4 - 1 1 (a) 車体バンク角速度とハンドル振れ角のクロススペクトルの例



(b) 位相，相互相関の例

度 40 km/h では $1.0 \text{ Hz} \sim 1.5 \text{ Hz}$ の範囲にくる。

さらに、車体バンク角速度とライダーリーン角速度、車体バンク角速度と保舵トルクのそれぞれの時間的変化を2入力としたときのクロススペクトルの中心周波数も、図4-9の車体バンク角速度とハンドル振れ角を2入力とした場合と同じ値になる。これらのことから、ライダーが腕はもちろん身体全体を使って直立・直進安定を維持しようとすることから、車体バンク角、ハンドル振れ角、ライダーリーン角そして保舵トルクの時間的変化の主たる要因は、ライダーの操舵を含めた操縦によるものであるといえる。また、ライダーの個人差はこれらの物理量の時間的変動には表れないようである。

なお、このピーク周波数の値に関しては、パワースペクトル、クロススペクトルとも、角速度の時間変化で求めたものとそれを積分した角度から求めたものとは、ほとんど同じ値である。

[位相：車体バンク角 VS ハンドル振れ角]

図4-12の中心周波数における車体バンク角にたいするハンドル振れ角の遅れ時間を、4.3.3の方法によって求めると、ライダーGの場合は図4-13のようになる。また図4-11(a)のクロススペクトルから位相、相互相関を求めた例を、図4-11(b)に示す。この結果と4.3.3の方法で計算した遅れ時間はほぼ同じ値になる。結果が時間の縦座標で正の位置にある場合は、車体が左右どちらかに傾いた(バンク)後にハンドルが振れていることを意味する。いわゆる受動的コントロールをしていることになる。車速が 20 km/h 以下では、結果はすべて正の範囲にあり、車体がバンクした後にハンドルが動いていることになる。とくに極低速では、

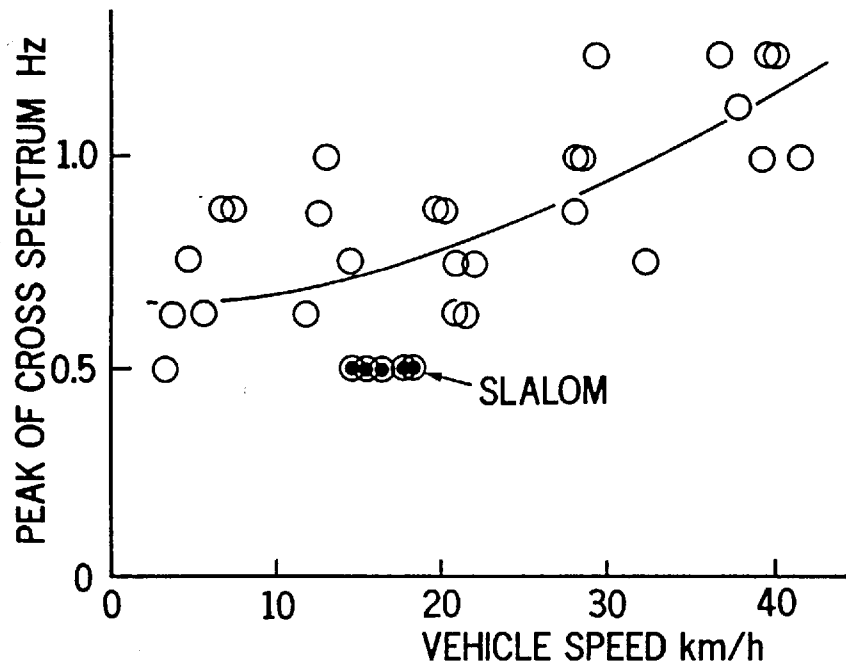


図 4 - 1 2 車体バンク角とハンドル振れ角の
クロススペクトルのピーク周波数 (ライダ G)

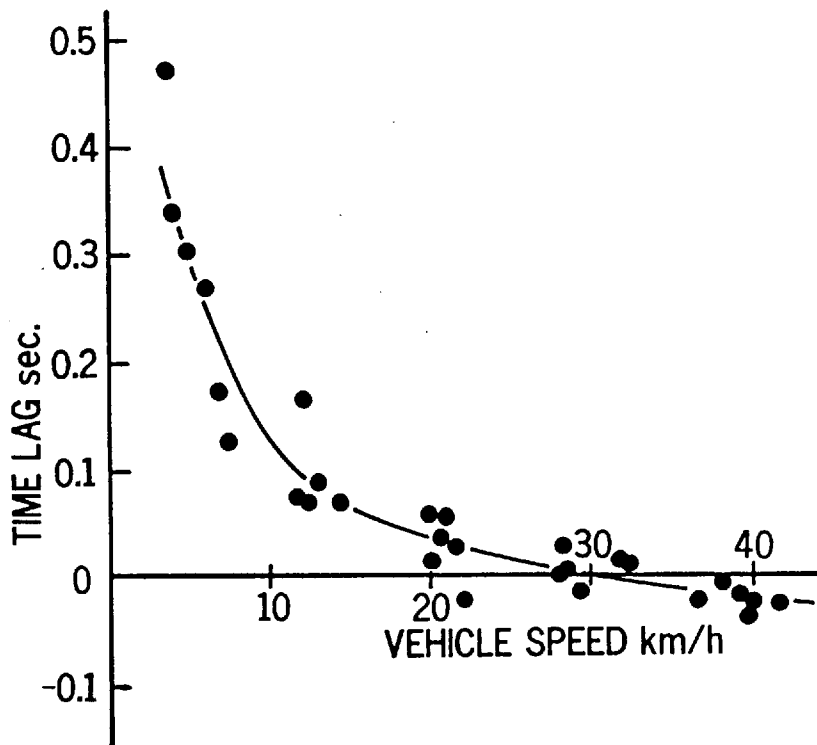


図 4 - 1 3 車体バンク角にたいするハンドル振れ角の
ピーク周波数における遅れ時間 (むだ時間秒) (ライダ G)

遅れ時間は大きくなっていて、車体の動きにたいしてハンドルの動きの遅れがさらに大きいことを示している。車速40 km/hになると遅れ時間は負になって、車体バンクの動きよりハンドルの方が先に動くことを意味するが、これは、速度の増加とともに大きくなる外乱に対応するライダーが、進路保持努力を強めるためと考えられる。つまり、外乱時間割合の増大に対して微分制御またはフィードフォワード制御をするためと推察される。

スラローム走行の場合を、ライダーG, H, Iについて図4-14に示す。3名ともパイロンの間を通り抜けるコースを選ぶ操縦のために、車体が先に傾く受動的コントロールとなる場合と、ハンドル操作を先にする能動的コントロールをする場合がある。3名を比較すると、ライダーHは能動的コントロールの傾向が強い。

[位相：車体バンク角 VS リーン角]

つぎに、車体バンク角にたいするライダーリーン角の遅れ時間を、ライダーGについて、図4-15に示す。すべて正の値で車体のバンクよりライダーの上体の左右への動き（リーン）の方が遅れていることを示し、低速になり不安定になるほど遅れ時間が増していく。

スラローム走行のときの遅れ時間を、図4-16に示す。ハンドル操作に関しては能動的コントロールをしていたライダーHは、上体のリーン角の動きは車体バンク角より遅れる受動的コントロールになっている。ライダーG, Iの遅れ時間は正、負両方の値がでていて、これら3名のライダーについてみると、日常オートバイを利用していることから、運転技量の顕著な差があることは考えられないので、ここでのコントロールの違いはライダーの好み（癖）

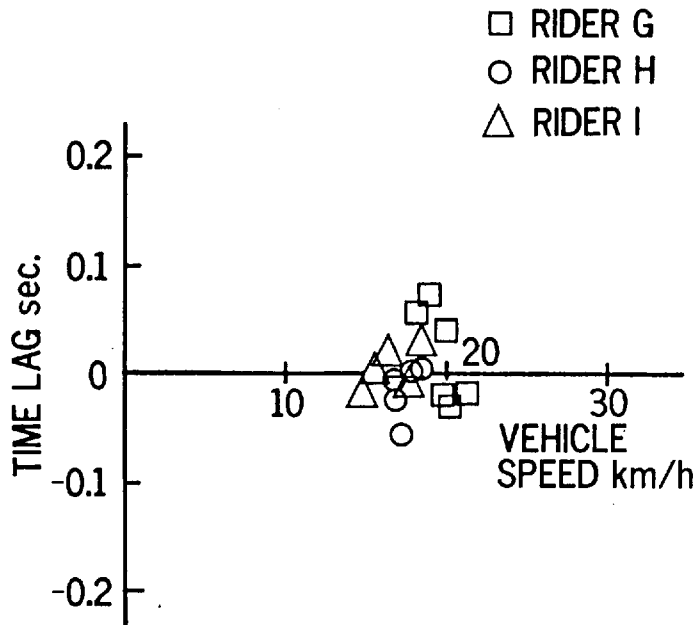


図4-14 スラローム走行のときの車体バンク角にたいするハンドル振れ角のピーク周波数における遅れ時間(秒)

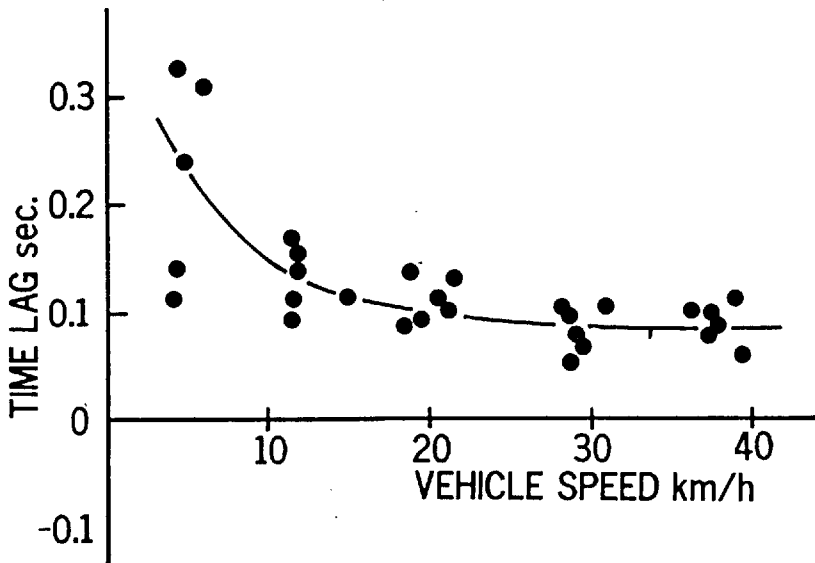


図4-15 車体バンク角にたいするライダーリーン角のピーク周波数における遅れ時間(秒)(ライダーG)

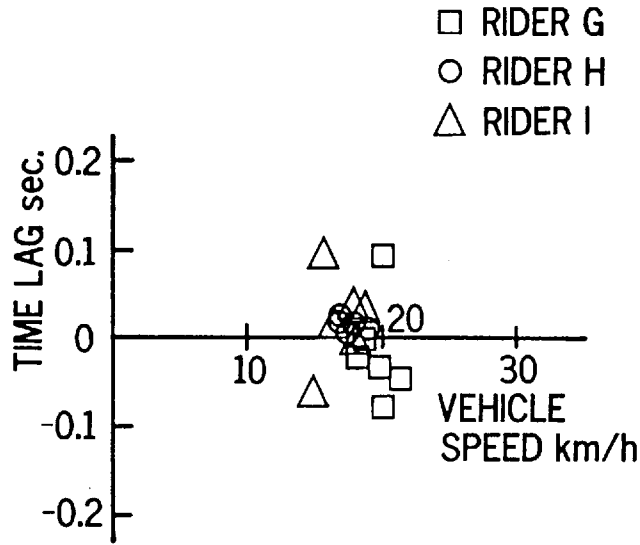


図 4 - 1 6 スラローム走行のときの車体バンク角にたいするライダーリーク角のピーク周波数における遅れ時間 (秒)

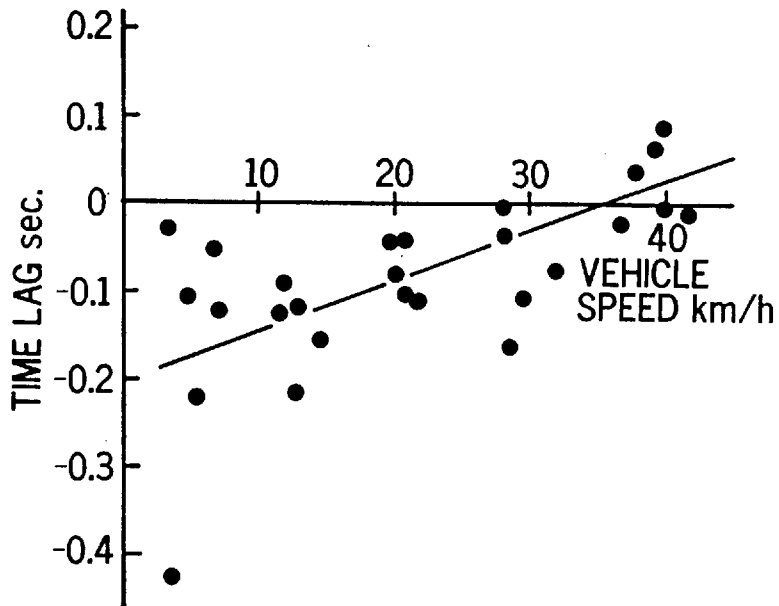


図 4 - 1 7 車体バンク角にたいする保舵トルクのピーク周波数における遅れ時間 (秒) (ライダーG)

の相違によるものと思われる。

[位相：車体バンク角 VS 保舵トルク]

つぎに、車体バンク角にたいする保舵トルクの遅れ時間を、ライダーGについて図4-17に示す。指示速度40 km/hの一部を除いてすべて負の値で、車体バンクの動きより保舵トルクの方が先に働いていることを意味するが、操舵または保舵によって直進・直立安定を維持する微分制御またはフィードフォワード制御のためと推察される。とくにグリップの握りの強くなる低速で顕著である。これらの結果は、ライダーH、Iについても同様である。

スラローム走行の場合も、図4-18のように、直進走行のときと同様にすべて負の値となり、保舵トルクが先行している。

[位相：ハンドル振れ角 VS 保舵トルク]

ハンドル振れ角にたいする保舵トルクの遅れ時間は、図4-19に示すように、車体バンク角にたいする遅れ時間と同様に、保舵トルクはハンドル振れ角より先行し、これは低速で顕著である。

スラロームの場合は図4-20のようになり、遅れ時間は直進走行のときと同様にすべて負の値となり、保舵トルクがハンドル振れ角より先行する傾向は車体バンク角と保舵トルク（図4-18）の場合と似ている。

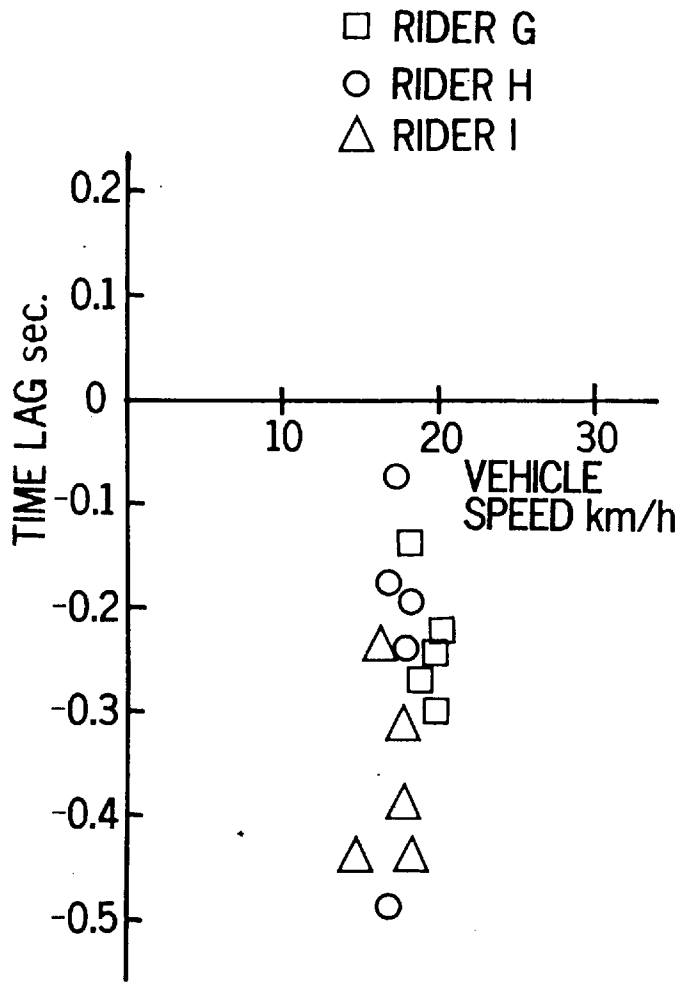


図4-20 スラローム走行のときのハンドル振れ角にたいする保舵トルクの遅れ時間(秒)(ライダーG)

4. 4 本章のまとめ

以上の検討の結果をまとめると、つぎのようになる。

1. 車体バンク角にたいするハンドル振れ角の比例係数 κ_1 は、ハンドル振れ角と同様に、安定の悪い低速では大きく、速度の増加とともに小さな値になっていく。スラロームの場合、ハンドル振れ角は直進走行の時より大きくなるが、比例係数 κ_1 は小さ目の値になる。
2. 車体バンク角にたいするライダーリーク角の比例係数 κ_2 は、低速ではライダーによりその値が異なり、1付近またはそれ以上になる。指示速度 20 km/h 以上になると、1 付近の値で、ライダーによる違いはない。スラロームの場合、各走行ごとに上体の傾け方が異なり、直進走行の時より大きくなる場合と小さくなる場合がある。
3. 平均保舵トルクの値は、安定性の悪い極低速では大きく、速度の増加とともに小さくなるが、指示速度 40 km/h では進路保持のためにまた大きな値になる。
4. 安定性についてのフィーリング評価と、平均ハンドル振れ角、平均車体バンク角、平均ライダーリーク角、平均保舵トルクの各物理量との相関関係では、平均ハンドル振れ角がもっとも相関関係が強い。
5. 車体バンク角にたいするハンドル振れ角、ライダーリーク角、保舵トルクの各変動のクロススペクトルをとると、最大ピークを示す周波数（中心周波数）は低速で約 0.5 Hz が、高速で約 1.0 ~ 1.5 Hz が中心となる。これはライダーの操舵量は車体バン

ク角に比例するとした, 近似計算によるハンドル系の振れの周波数に近いものになる.

6. 車体バンク角にたいするハンドル振れ角のクロススペクトルの中心周波数における遅れ時間(位相差, むだ時間)は, 低速では正で車体バンク角が車体バンク角に先行の受動的コントロールをする. 高速になると安定性はよいが, 外乱の増加にたいする進路保持のための操舵が加わり, 負となりハンドル振れ角が先行する能動的コントロールをする. スラロームでは, 走行ごとに正負が入れ替わり, 一定の走り方をしていない.
7. 車体バンク角にたいするライダーリーン角のクロススペクトルの中心周波数における遅れ時間(位相差, むだ時間)は, すべて正で, 車体バンク角が車体バンク角に先行する受動的コントロールをしている. スラロームでは, ハンドル振れ角の場合と同様に, 走行ごとに正負が入れ替わり, 一定の走り方をしていない.
8. 車体バンク角にたいする保舵トルクのクロススペクトルの中心周波数における遅れ時間(位相差, むだ時間)は, 低速では負で保舵トルクが先行し, 40 km/hでは一部正となり, 正負がハンドル振れ角とは逆になる. またハンドル振れ角にたいする保舵トルクの場合は, 中心周波数における遅れ時間は, 車体バンク角にたいする保舵トルクの場合と同様である.

5章 ライダの操作特性の

理論計算

5.1 ライダの操作特性

走行中のオートバイの車体は、路面や風などの外乱を受けて左右に傾き、それに従って起こるハンドルの振れとライダーの重心移動、さらにライダーの操舵などによって直立・直進安定を維持している。このオートバイの車体の動き、ハンドルの振れとライダーの動きの3つの運動は相互に関連しているために、オートバイ・ライダー系の運動は大変複雑となる。そのために、いままでの安定性の研究では、オートバイとライダーを一体の剛体と仮定した検討がされてきた。

1章でも述べたように、1977年の傳の研究⁶⁾のころから、ライダー・オートバイ系の安定性、操縦性に関して、ライダーの動きに係わる特性を調べた研究なども報告されるようになってきた³⁷⁾。西見ら^{8)、9)}は、近藤³⁾、Sharp⁵⁾らの考えを発展させて、ライダーの上体、下肢の振動特性を含めた12自由度の数学的モデルの理論計算と走行実験とから、ウィーブモードとウォブルモードの振動に関する検討をし、ライダーの上体の振動特性はおもに車体のローリングとヨーイングが連動したウィーブモード(1~4 Hz)に、下肢のそれは、ステアリング系のウォブルモード(6~10 Hz)に影響するなどの結果を報告している。また、永井^{40)、41)}は、二輪車の危険回避運転等を考え、人間のハンドル操作とムービングベルト

装置上でマイコン制御による自転車のみの実験をおこなっている。

これらの研究では、車線変更や定常円旋回など左右への動作の大きな場合や100 km/h以上の高速走行の場合を扱っている。そこで本章では、2章で求めた基礎運動方程式をもとに、直立安定を維持しながら、低速直進走行中のオートバイ、ライダーの姿勢変化に注目して、ライダーの上体の傾きによる重心移動に、この動作によるオートバイからライダーへの反力、ライダーの慣性モーメントの影響などを加えた近似計算⁴²⁾により、ライダーの操作特性について検討する。また、オートバイの運動にライダーの動きの影響が現れやすい車両重量の軽いオートバイ(表3-3のP車)を使い、不安定走行になりやすい低車速での実験値との比較検討をおこなう。

5. 2 ライダーによる直進走行中のオートバイの操作モデル

オートバイとライダーを一体としたときの重心の前後軸まわりの運動方程式は(2-11)式のようになるが、この章ではこれを発展させて、オートバイの左右への動き(バンク)とそれに連動してシート上でライダーが動く(リーン)、2つの動きを考慮した運動方程式について検討する。

ライダーによる直進走行中のオートバイの操作モデルの概略を、図5-1のように考える。走行中のオートバイとライダーに路面の凹凸による路面からの反力、風、ライダー自身の動きなどによる外乱が働き、これらにより車体が傾きバンク角 θ_1 が発生する。この動きに対応してハンドルはステアリング軸まわりに角度 β の大きさで

振れる。さらに、必要に応じてライダーが意識的にハンドルを操作する。同時にライダーは上体を左右へ動かす（リーン角 θ_r ）ことによって、オートバイの直立と直進安定を維持するとする。

5. 3 座標と記号

走行中のオートバイのライダーは、操縦のためにハンドル操作をするだけでなく、シート上の尻から上の上体を左右に傾斜させたり横移動するように動かしたり、また下肢を動かし、フットレストなどにより車体を左右に倒しその反力により上体を動かしたりしている。本研究では、ハンドル操作によるほか、図5-2 aのようにシート座面（地上高さ h_s ）を支点にして、上体のみを左右に傾け（リーン角 θ_r ）ながら直立、直進安定を維持していると仮定する。

この上体のリーン角によってライダー（重心 G_r ）、オートバイ（重心 G_m ）、オートバイ・ライダー系（重心 G_o ）のそれぞれの重心位置は左右や上下に移動するが、このリーン角は直進走行では小さいので、上下方向の変動量はきわめて小さいとして無視する。それぞれの記号は表5-1のようにするが、その他の記号と座標軸は図5-2のように決める。なお、後述での計算に用いた各物理量は、後述の5. 6で求めたものを用いた。

5. 4 運動方程式

図5-2で、それぞれつぎのような仮定をする。

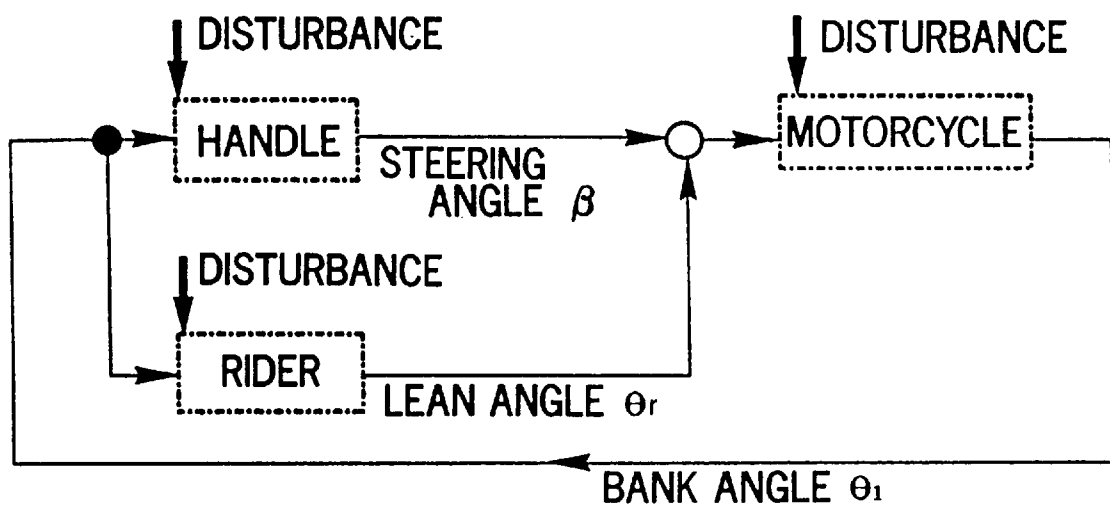
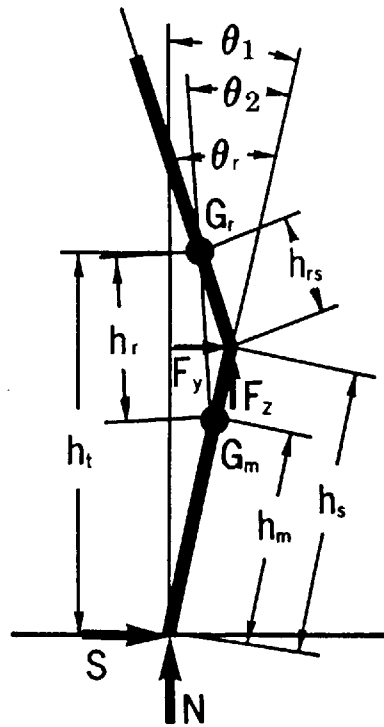
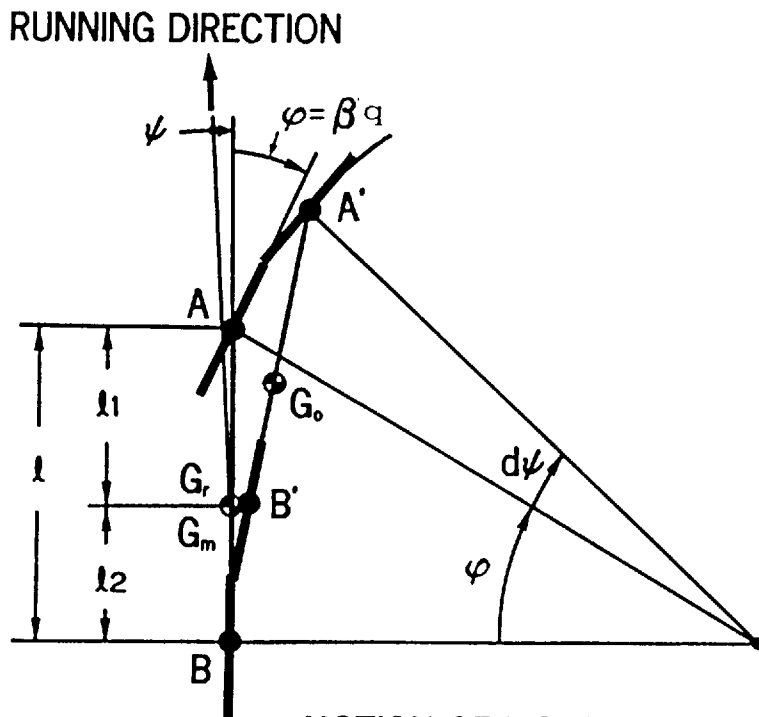


図5-1 ライダーによるオートバイの操作モデルの概略



(a) REAR VIEW



(b) MOTION OF MOTORCYCLE

図 5 - 2 オートバイとライダーの重心, 座標, 記号等

表5-1 定義, 記号

Symbol	Physical quantities	Value (Vehicle P)
M_m	mass of motorcycle	45.0 kg
M_r	mass of rider	rider G = 79.5 kg rider H = 56.0 kg
M_s	mass of steering system	9.93 kg
J_m	moment of inertia of vehicle	2.35 kg·m ²
J_r	moment of inertia of rider	rider A = 5.62 kg·m ² rider B = 4.76 kg·m ²
J_{rw}, J_{rw}	moment of inertia about axle of wheel	0.1 kg·m ²
α	caster angle	67°57'
l	wheel base	1.05 m
l_2		0.417 m
l_4		0.011 m
r	radius of wheel	0.233 m
h_r		rider A = 0.500 m rider B = 0.488 m
h_a	C.G. height of motorcycle from the ground	0.445 m
h_{rs}		rider A = 0.26 m rider B = 0.27 m
h_t		rider A = 0.939 m rider B = 0.927 m
h_s	height of center of gravity of steering system	0.511 m
e_2	caster length	0.025 m
q	$\sin \alpha$	0.927
g	acceleration of gravity	9.8 m/s ²

$$\theta_2 \doteq \theta_r \cdot h_{rs} / h_r,$$

$$h_{rs} + (h_s - h_m) \doteq h_r, \quad \dots\dots (5-1)$$

$$h_t \doteq h_r + h_m.$$

また、オートバイとライダーの重心の横座標をそれぞれ垂直軸からの距離 y_1 , y_2 で表すと、

$$y_2 = y_1 - h_r (\theta_2 - \theta_1) \quad \dots\dots (5-2)$$

となる。ライダーが上体を動かすことによって、オートバイからライダーへ作用する水平方向成分を F_y 、体重にたいする鉛直方向成分を F_z とすると、

$$F_y = M_r \ddot{y}_2 \quad \dots\dots (5-3)$$

$$F_z \doteq M_r g$$

また、タイヤと路面との接点における路面からタイヤに作用する水平反力 S と垂直反力 N は、 $M = M_m + M_r$ とおくと、

$$S = F_y + M_m \ddot{y}_1 = M_r \ddot{y}_2 + M_m \ddot{y}_1 \quad \dots\dots (5-4)$$

$$N \doteq M_m g + F_z = M_m g + M_r g = M g \quad \dots\dots (5-5)$$

つぎに、本研究のように直進走行の場合は、タイヤのコーナリングパワーは極めて大きく⁴³⁾、ライダーが手、足、腰などを使って傾けるとき、反作用としてオートバイから受けるトルクを T とすると、

ライダーの上体の傾き $(\theta_r - \theta_1)$ の変化に関するモーメントのつりあいは、

$$J_r (\ddot{\theta}_r - \ddot{\theta}_1) = T + M_r g h_{rs} (\theta_r - \theta_1) + F_y h_{rs} \quad \dots\dots (5-6)$$

また、オートバイの傾き θ_1 に関するモーメントのつりあいは、

$$J_m \ddot{\theta}_1 = T - (h_s - h_m) F_y + (h_s - h_m) M_r g \theta_1 + N h_m \theta_1 - S h_m + M_w + M_f + M_{fN} \quad \dots\dots (5-7)$$

となる。ただし、 M_w 、 M_f 、 M_{fN} は以下の内容をもつそれぞれのモーメントである。

前後輪のジャイロ効果による車体の立ち直りモーメント M_w は、車速を v (m/s) とすると、

$$M_w = - \frac{v^2}{r \rho} (J_{fw} + J_{rw}) q \beta - \frac{v}{r} J_{fw} q \dot{\beta} \quad \dots (5-8)$$

前車輪系質量のハンドルの振れによる、慣性力によるモーメント M_f は、

$$M_f = M_f \rho_4 (h_m - h_f) \ddot{\beta} \quad \dots\dots (5-9)$$

前車輪の垂直反力のトレール効果によるモーメント M_{fN} は、

$$M_{fN} = M g \frac{l_2}{l} e_2 \beta \quad \dots\dots (5-10)$$

また、オートバイが速度 v 一定の定常走行をしている場合^{30), 31)} は、

$$\ddot{y}_1 = \frac{v^2}{l} \alpha \beta + v \frac{l_2}{l} \alpha \dot{\beta} + h_m \ddot{\theta}_1 \quad \dots (5-11)$$

となる。ハンドル振れ角 β は車体バンク角 θ_1 にたいして、遅れ時間（むだ時間） τ_1 で、車体バンク角 θ_1 に比例（比例係数 κ_1 ）した変化をするとみなすと、

$$\beta(t) = \kappa_1 \theta_1(t - \tau_1) \quad \dots\dots (5-12)$$

となり、また、ライダーの上体リーン角 θ_r は車体バンク角 θ_1 にたいして、遅れ時間 τ_2 で車体バンク角 θ_1 に比例（比例係数 κ_2 ）した変化をするとすれば、

$$\theta_r(t) = \kappa_2 \theta_1(t - \tau_2) \quad \dots\dots (5-13)$$

となる。この (5-12), (5-13) 式を展開して第2項目までの近似値をとると、

$$\begin{aligned} \beta(t) &\doteq \kappa_1 \theta_1 - \kappa_1 \tau_1 \dot{\theta}_1 \\ \theta_r(t) &\doteq \kappa_2 \theta_1 - \kappa_2 \tau_2 \dot{\theta}_1 \end{aligned} \quad \dots\dots (5-14)$$

5. 5 安定条件

以上の(5-1)～(5-14)式からえられる、車体バンク角 θ_1 に関する運動方程式を求めると、(5-15)式のようなになる。

$$a_1 \ddot{\theta}_1 + a_2 \dot{\theta}_1 + a_3 \theta_1 = 0 \quad \dots\dots (5-15)$$

なお、(5-15)式中の a_1 、 a_2 、 a_3 、 a_4 はつぎのようのものである。

$$a_1 = M_r l_4 (h_m - h_f) \kappa_1 \tau_1 + (M_r h_{rs} h_t + J_r) \kappa_2 \tau_2 \quad \dots\dots (5-16)$$

$$a_2 = J_m + J_r + M_r h_t^2 + M_m h_m^2 - M_r l_4 (h_m - h_f) \kappa_1$$

$$- \left\{ (M_r h_t + M_m h_m) v \frac{l_2}{l} + \frac{v}{r} J_{fw} \right\} q \kappa_1 \tau_1 - (J_r + M_r h_{rs} h_t) \kappa_2 \quad \dots\dots (5-17)$$

$$\begin{aligned} a_3 = \left\{ Mg \frac{l_2}{l} e_2 - (M_r h_t + M_m h_m) \frac{v^2}{l} - q - \frac{v^2}{r l} (J_{fw} + J_{rw}) \right\} \kappa_1 \tau_1 \\ - M_r g h_{rs} \kappa_2 \tau_2 + \left\{ (M_r h_t + M_m h_m) \frac{l_2}{l} + \frac{J_{fw}}{r} \right\} q v \kappa_1 \end{aligned} \quad \dots\dots (5-18)$$

$$a_4 = \left\{ (M_r h_t + M_m h_m) \frac{v^2}{l} + \frac{v^2}{r l} (J_{fw} + J_{rw}) - Mg \frac{l_2}{l} e_2 \right\} \kappa_1$$

$$+M_r g h_{r_s} \kappa_2 - M_r g h_r - M g h_m$$

… (5-19)

この(5-15)式の安定条件は、式中の a_1 、 a_2 、 a_3 、 a_4 の各係数と $(a_2 a_3 - a_1 a_4)$ がそれぞれ正であることである。本研究の場合は、 a_1 は小さいので、後者の条件 $((a_2 a_3 - a_1 a_4) > 0)$ を無視する。

5.6 ライダー・オートバイ系の 基礎特性測定

本章の中で用いるオートバイ、ライダー、オートバイ+ライダーのそれぞれの重心位置、X、Y、Z軸廻りの慣性モーメントなどは以下のように測定し、計算で求める⁴⁴⁾。

5.6.1 測定装置

図5-3のようなケージにオートバイ、オートバイ+ライダー、ライダーを載せて各物理量を測定する。ケージの外形の大きさは全長=2850mm、全幅=800mm、全高=1300mmであるが、各位値のたわみによる測定結果への影響を少なくするために、太目の材料を使用した結果、ケージの質量は83.4kgとなり、本研究で使用するM車以外の車両より重くなった。ケージのたわみの影響をM車についてみると表5-2のようになり、本研究での実験結果への影響は無視できるものと考えられる。

5.6.2 測定方法

① 重心位置

X軸（前後軸）方向の重心は、図5-4の任意の位置 L_F 、 L_{Re} における荷重 P_F と P_{Re} の大きさを測定し、またY軸（左右軸）方向の重心位置は、図5-5の I_L 、 I_R の位置における荷重 P_L と P_R を測り、これらから求める。Z軸（上下軸）方向の重心位置（地上高）は図5-6の傾け角 θ_k と傾けるための力 W_k を測定し、求める。

前輪系のZ'軸（ステアリング軸）方向の重心位置は、図5-7のようにヘッドパイプと車軸付近の2点の位置で水平に支持したときの支持点の荷重から求めた。また、前輪系の重心位置のステアリング軸までの距離は、ステアリング軸が鉛直になるように前輪系を任意の2点で支持し、その支持点における荷重から求めた。なお、 W_c 、 W_{cm} 、 W_m はそれぞれケージ、ケージ+オートバイ、オートバイの重心位置における重量を表す。

② 慣性モーメント

物理振子の原理にしたがい、ローリング慣性モーメントは図5-8の前後 E_F 、 E_{Re} の2点のナイフエッジの支持点まわりにケージを振り、ピッチング慣性モーメントは図5-9の左右 E_L 、 E_R の支持点まわりにゲージを振り、その周期からそれぞれ求められる。

ヨーイング慣性モーメントは、地上約5mの天井から下げた2本のピアノ線で、ケージを図5-10の前後 E_{YF} 、 E_{YRe} の2点で吊し、このケージをZ軸（上下軸）まわりに振り、その周期から求める。

前輪系の慣性モーメントについては、ステアリング軸廻り（Z'軸）の慣性モーメントのみを、二本吊り法により求めた。

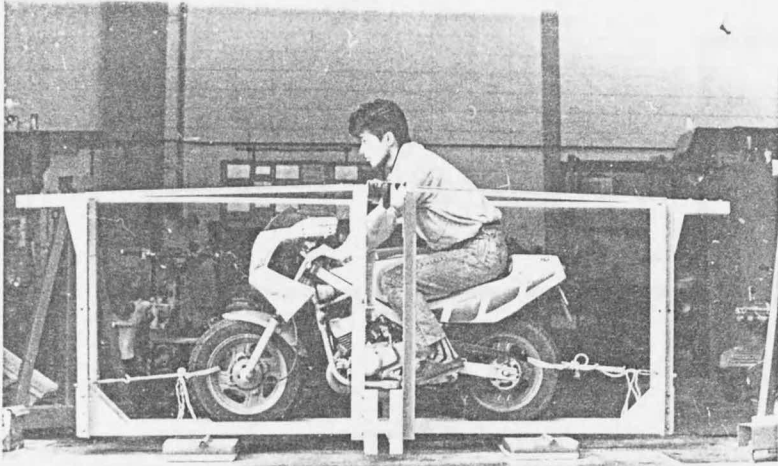


図 5 - 3 ケージ外観

表 5 - 2 ケージのたわみの影響

Axle	X (front and rear)		Y (right and left)	
	Calculation	Measurement	Calculation	Measurement
Deflection +Elongation	$\delta_{x_{max}} \doteq 7.3 \text{ mm}$	$\delta_{x_{max}} \doteq 0$	$\delta_{y_{max}} \doteq 2.1 \text{ mm}$	$\delta_{y_{max}} \doteq 3 \text{ mm}$
Change of period (sec)	$1.36 + 0.01$ (change)		$1.36 + 0.003$ (change)	
Change of moment of inertia ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	$19.0 + 0.27$ (change)		$19.0 + 0.07$ (change)	

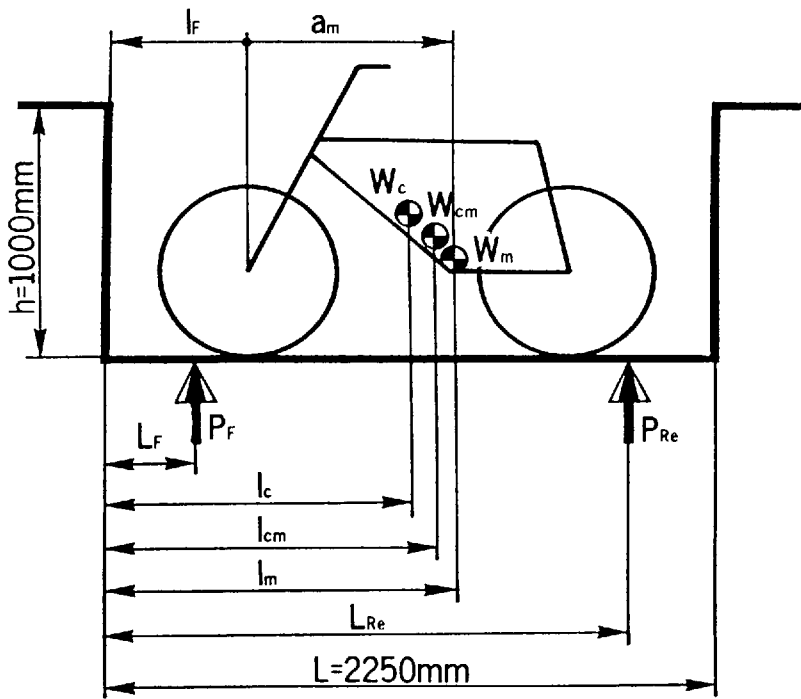


図 5 - 4 重心位置の測定（前後（X）方向）

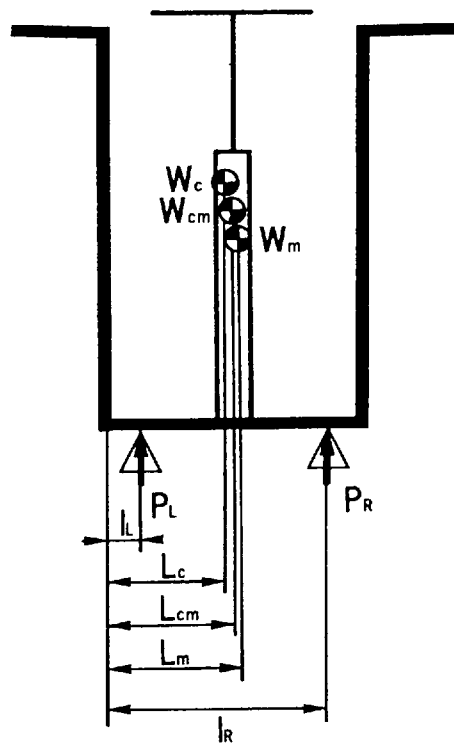


図 5 - 5 重心位置の測定（左右（Y）方向）

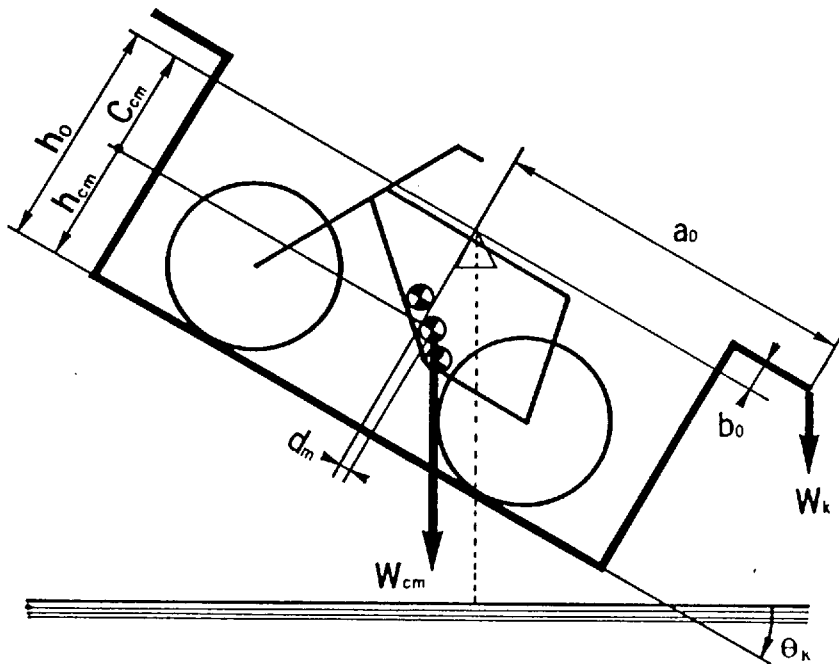


図5-6 重心位置の測定（上下（Z）方向）

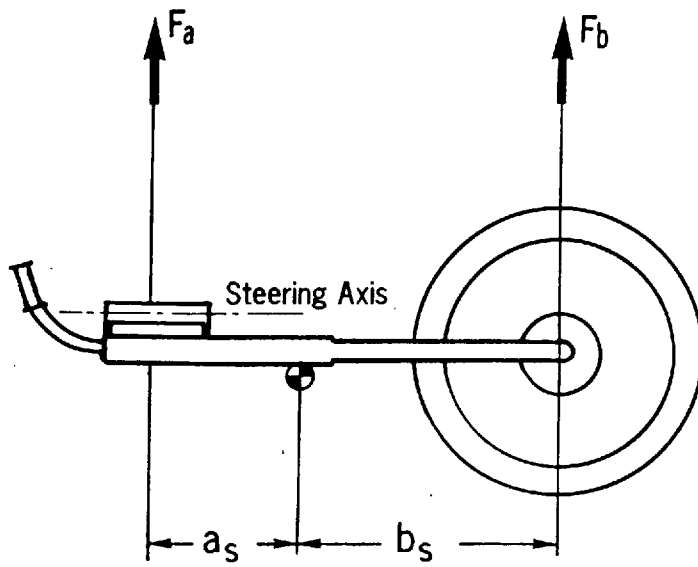


図5-7 前輪系の重心位置の測定

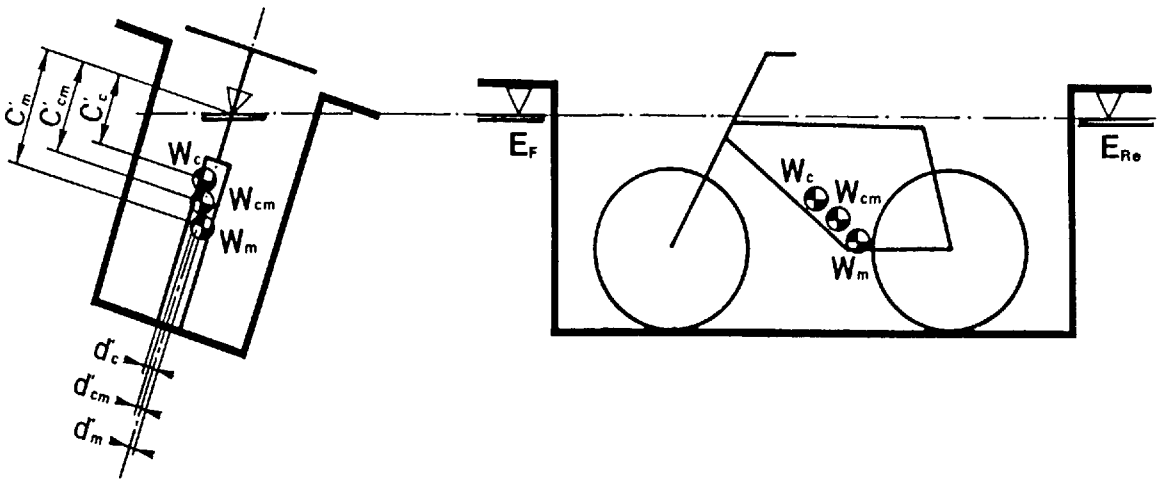


図 5 - 8 慣性モーメントの測定 (ローリング)

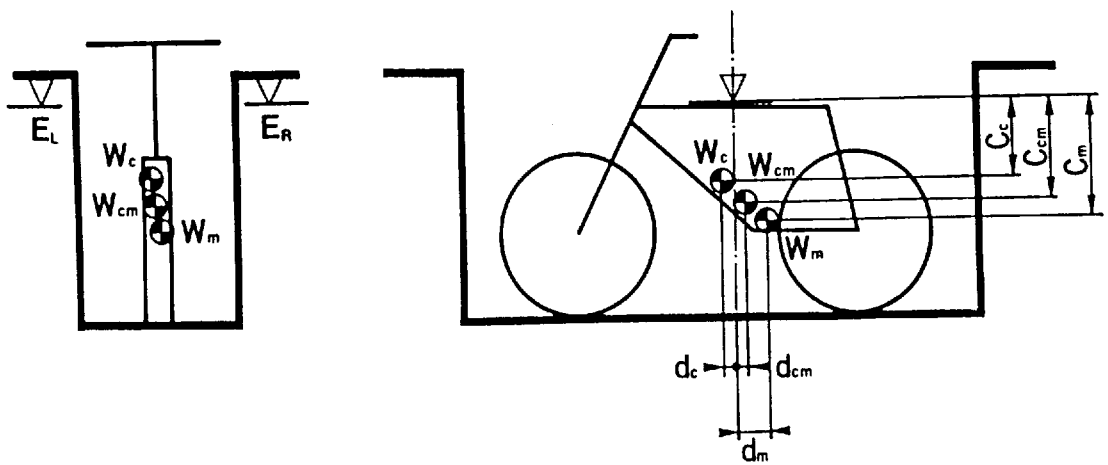


図 5 - 9 慣性モーメントの測定 (ピッチング)

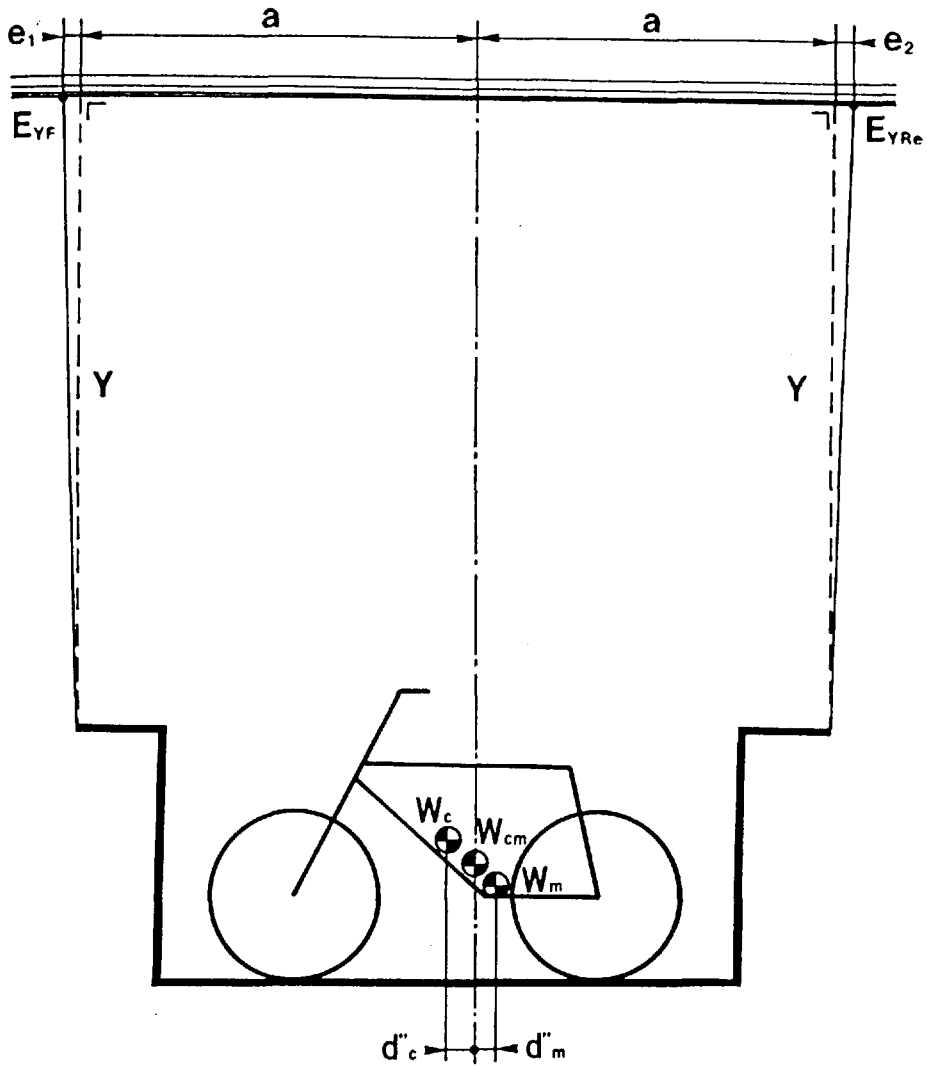


図 5 - 1 0 慣性モーメントの測定 (ヨーイング)

5. 6. 3 計算式

以上の測定値を使い、つぎのそれぞれの式から重心位置、慣性モーメントを求める。あらかじめケージの重心位置と慣性モーメントを求めておき、つぎにオートバイ、ライダー、オートバイ+ライダーを載せたときの結果から、ケージのみの値を引く方法で求める。

なお、添字はつぎのようにした。

c : ケージ,

m : オートバイ,

r : ライダー,

cm : ケージ+オートバイ,

mr : オートバイ+ライダー,

cr : ケージ+ライダー

mrc : オートバイ+ライダー+ケージ.

① 重心位置

X軸（前後軸）方向

$$l_c = \frac{(L_F \cdot P_{cF} + L_{Re} \cdot P_{cRe})}{(P_{cF} + P_{cRe})}$$

$$l_{cm} = \frac{(L_F \cdot P_{cmF} + L_R \cdot P_{cmRe})}{(P_{cmF} + P_{cmRe})}$$

$$l_m = (W_{cm} \cdot l_{cm} - W_c \cdot l_c) / W_m$$

$$l_{mrc} = \frac{(L_F \cdot P_{mrcF} + L_R \cdot P_{mrcRe})}{(P_{mrcF} + P_{mrcRe})}$$

$$l_{mr} = (W_{mrc} \cdot l_{mrc} - W_c \cdot l_c) / W_{mr}$$

$$l_r = (W_{mrc} \cdot l_{mrc} - W_{cm} \cdot l_{cm}) / W_r$$

$$\text{ここで, } W_c = P_{cF} + P_{cRe}, \quad W_{cm} = P_{cmF} + P_{cmRe},$$

$$W_m = W_{cm} - W_c, \quad W_{mrc} = P_{mrcF} + P_{mrcRe},$$

$$W_{mr} = W_{mrc} - W_c, \quad W_r = W_{mrc} - W_{cm}.$$

[Y 軸 (左右軸) 方向]

$$L_c = \frac{(l_L \cdot P_{cL} + l_R \cdot P_{cR})}{(P_{cL} + P_{cR})}$$

$$L_{cm} = \frac{(l_L \cdot P_{cmL} + l_R \cdot P_{cmR})}{(P_{cmL} + P_{cmR})}$$

$$L_m = (W_{cm} \cdot L_{cm} - W_c \cdot L_c) / W_m$$

$$L_{mrc} = \frac{(l_L \cdot P_{mrcL} + l_R \cdot P_{mrcR})}{(P_{mrcL} + P_{mrcR})}$$

$$L_{mr} = (W_{mrc} \cdot L_{mrc} - W_c \cdot L_c) / W_{mr}$$

$$L_r = (W_{mrc} \cdot L_{mrc} - W_{cm} \cdot L_{cm}) / W_r$$

$$\text{ここで, } W_c = P_{cL} + P_{cR}, \quad W_{cm} = P_{cmL} + P_{cmR},$$

$$W_m = W_{cm} - W_c, \quad W_{mrc} = P_{mrcL} + P_{mrcR},$$

$$W_{mr} = W_{mrc} - W_c, \quad W_r = W_{mrc} - W_{cm}.$$

[Z 軸 (上下軸) 方向]

$$C_c = \frac{W_k (a_0 + b_0 \cdot \tan \theta_{ck})}{W_c (\tan \theta_{ck} - \tan \theta_{c0})}$$

$$C_{cm} = \frac{W_k (a_0 + b_0 \cdot \tan \theta_{cmk})}{W_{cm} (\tan \theta_{cmk} - \tan \theta_{cm0})}$$

$$C_m = (W_{cm} \cdot C_{cm} - W_c \cdot C_c) / W_m$$

$$C_{mrc} = \frac{W_k (a_0 + b_0 \cdot \tan \theta_{mrc})}{W_{mrc} (\tan \theta_{mrc} - \tan \theta_{mrc0})}$$

$$C_r = (W_{mrc} \cdot C_{mrc} - W_{cm} \cdot C_{cm}) / W_r$$

ここで、 $W_c = (W_{cx} + W_{cy}) / 2,$

$$W_{cm} = (W_{cmx} + W_{cmy}) / 2,$$

$$W_m = (W_{mx} + W_{my}) / 2,$$

$$W_{mrc} = (W_{mrcx} + W_{mrcy}) / 2,$$

$$W_r = (W_{rx} + W_{ry}) / 2.$$

② 慣性モーメント

X軸（前後軸）まわり

$$\begin{aligned} J_{xxm} &= (T_{cm} / 2\pi)^2 (C'_{cm^2} + d'_{cm^2})^{1/2} \cdot W_{cm} \\ &\quad - (T_c / 2\pi)^2 (C'_c{}^2 + d'_c{}^2)^{1/2} \cdot W_c \\ &\quad - (W_m / g) \cdot (C'_m{}^2 + d'_m{}^2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} J_{xxr} &= (T_{mrc} / 2\pi)^2 (C'_{mrc^2} + d'_{mrc^2})^{1/2} \cdot W_{mrc} \\ &\quad - (T_{cm} / 2\pi)^2 (C'_{cm^2} + d'_{cm^2})^{1/2} \cdot W_{cm} \\ &\quad - (W_r / g) \cdot (C'_r{}^2 + d'_r{}^2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} J_{xxmr} &= (T_{mrc} / 2\pi)^2 (C'_{mrc^2} + d'_{mrc^2})^{1/2} \cdot W_{mrc} \\ &\quad - (T_c / 2\pi)^2 (C'_c{}^2 + d'_c{}^2)^{1/2} \cdot W_{cr} \\ &\quad - (W_{mr} / g) \cdot (C'_{mr^2} + d'_{mr^2}) \end{aligned}$$

[Y軸（左右軸）まわり]

$$\begin{aligned} J_{yy m} &= (T_{cm} / 2\pi)^2 (C_{cm^2} + d_{cm^2})^{1/2} \cdot W_{cm} \\ &\quad - (T_c / 2\pi)^2 (C_c{}^2 + d_c{}^2)^{1/2} \cdot W_c \\ &\quad - (W_m / g) \cdot (C_m{}^2 + d_m{}^2) \end{aligned}$$

$$J_{yy r} = (T_{mrc} / 2\pi)^2 (C_{mrc^2} + d_{mrc^2})^{1/2} \cdot W_{mrc}$$

$$\begin{aligned}
& - (T_{cm} / 2\pi)^2 (C_{cm}^2 + d_{cm}^2)^{1/2} \cdot W_{cm} \\
& - (W_r / g) \cdot (C_r^2 + d_r^2)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
J_{yy_{mr}} &= (T_{mrc} / 2\pi)^2 (C_{mrc}^2 + d_{mrc}^2)^{1/2} \cdot W_{mrc} \\
& - (T_c / 2\pi)^2 (C_c^2 + d_c^2)^{1/2} \cdot W_c \\
& - (W_{mr} / g) \cdot (C_{cm}^2 + d_{cm}^2)
\end{aligned}$$

[Z軸(上下軸)まわり]

$$\begin{aligned}
J_{zz_m} &= (T_{cm} / 2\pi)^2 \{ W_{cm} \cdot a_{cm1} \cdot a_{cm2} / (a_{cm1} + a_{cm2}) \} \\
& \cdot \{ (a_{cm1} + e_{cm1}) / Y_{cm1} + (a_{cm2} + e_{cm2}) / Y_{cm2} \} \\
& + W_{cm} \cdot d''_m{}^2 / g - (T_c / 2\pi)^2 \{ W_c \cdot a_{c1} \cdot a_{c2} / \\
& (a_{c1} + a_{c2}) \} \cdot \{ (a_{c1} + e_{c1}) / Y_{c1} + a_{c2} + e_{c2} \\
& / Y_{c2} \} - W_c \cdot (d''_c{}^2 + d''_m{}^2) / g
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
J_{zz_r} &= (T_{mrc} / 2\pi)^2 \{ W_{mrc} \cdot a_{mrc1} \cdot a_{mrc2} / \\
& (a_{mrc1} + a_{mrc2}) \} \cdot \{ (a_{mrc1} + e_{mrc1}) / Y_{mrc1} \\
& + (a_{mrc2} + e_{mrc2}) / Y_{mrc2} \} + W_{mrc} \cdot d''_r{}^2 / g \\
& - (T_{cm} / 2\pi)^2 \{ W_{cm} \cdot a_{cm1} \cdot a_{cm2} / (a_{cm1} + a_{cm2}) \\
& \} \cdot \{ (a_{cm1} + e_{cm1}) / Y_{cm1} + (a_{cm2} + e_{cm2}) / Y_{cm2} \} \\
& - W_{cm} \cdot (d''_{cm}{}^2 + d''_r{}^2) / g
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
J_{zz_{mr}} &= (T_{mrc} / 2\pi)^2 \{ W_{mrc} \cdot a_{mrc1} \cdot a_{mrc2} / \\
& (a_{mrc1} + a_{mrc2}) \} \cdot \{ (a_{mrc1} + e_{mrc1}) / Y_{mrc1} \\
& + (a_{mrc2} + e_{mrc2}) / Y_{mrc2} \} + W_{mrc} \cdot d''_{mr}{}^2 / g \\
& - (T_c / 2\pi)^2 \{ W_c \cdot a_{c1} \cdot a_{c2} / (a_{c1} + a_{c2}) \} \\
& \cdot \{ (a_{c1} + e_{c1}) / Y_{c1} + (a_{c2} + e_{c2}) / Y_{c2} \} \\
& - W_c \cdot (d''_c{}^2 + d''_{mr}{}^2) / g
\end{aligned}$$

5. 6. 4 測定例

以上の方法で、M車、P車とS車について求めた諸量を、表5-3に示す。

表5-3 実験車の基礎特性値の測定結果

VEHICLE		M	P	S
VEHICLE MASS (kg)		89.5	45.0	51.0
CENTER OF GRAVITY (mm) X (FROM FRONT AXLE)		686	706	729
Y (FROM STEERING AXLE) (+ : TO RIGHT ON FRONT VIEW)		-2	+7	+5
Z (FROM GRAND)		425	440	392
MOMENT OF INERTIA OF VEHICLE (kgm ²)	X	6.96	2.35	3.22
	Y	20.36	6.78	6.64
	Z	19.65	5.95	5.80
MOMENT OF INERTIA OF VEHICLE WITH RIDER (62kg) (kgm ²)	X	29.12	16.39	20.60
	Y	38.91	13.98	21.96
	Z	25.05	6.35	9.58
MOMENT OF INERTIA AROUND STEERING AXLE OF FRONT WHEEL SYSTEM		3.02	2.03	1.95

5. 7 計算例と実験結果

5. 7. 1 計算例

1例として表3-3のエンジン排気量49ccのP車 ($M_m = 49.0$ kg) で, 質量 $M_r = 79.5$ kgのライダーGと質量 $M_r = 56.0$ kgのライダーHの2名について, 安定条件を求めた結果を示す.

車体バンク角にたいするハンドル振れ角の比例係数 κ_1 とライダーリーン角の比例定数 κ_2 のみに着目して, 比例係数 κ_2 を仮定して, (5-19)式から比例係数 κ_1 の車速ごとの安定領域(下限)を求めた結果を図5-11に示す.

比例定数 κ_1 は車速が低いときは大きくなり, 直立・直進安定を維持するために車体バンク角にたいしてハンドル振れ角を大きくしなければならないことを示している. また, 車体バンク角にたいするライダーリーン角の割合が大きくなる, つまり比例定数 κ_2 が大きくなると比例係数 κ_1 は小さくなり, 直立・直進安定を維持するためのハンドルの振れ角は小さくてよいことを示している. また, ライダーの質量の違いによる κ_1 の下限値の差はほとんどない.

図5-12に, ライダーの上体が動かず車体と一体となって動くとき, すなわち比例定数 $\kappa_2 = 0$ (車体バンク角にたいするライダーリーン角の遅れ時間 $\tau_2 = 0$) の場合の, 比例定数 κ_1 と車体バンク角にたいするハンドル振れ角の遅れ時間(むだ時間) τ_1 の安定領域を示す.

速度の低いときは, 車体バンク角にたいするハンドル振れ角の比例係数 κ_1 の下限が大きく, 大きなハンドル操作をしなければならないが, 遅れ時間 τ_1 の上限は高くなり, τ_1 の安定領域は広くなる.

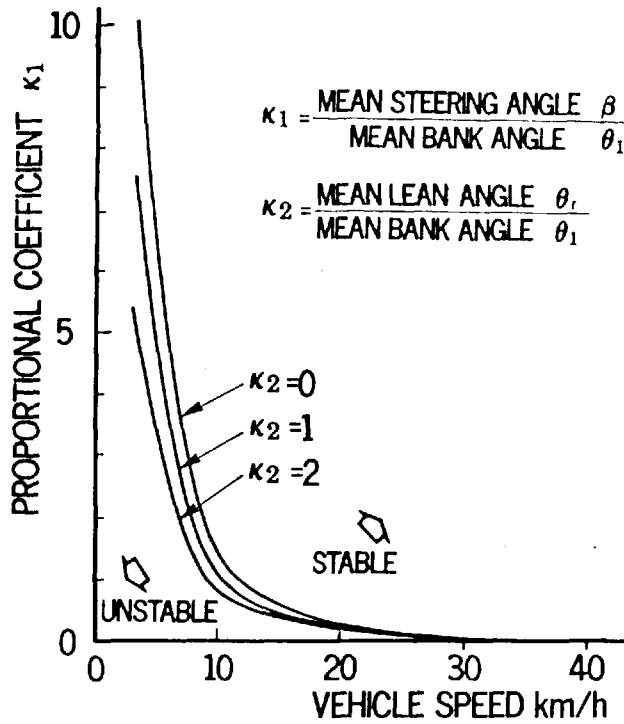


図5-11 車速と比例係数 κ_1 の安定領域 (下限)

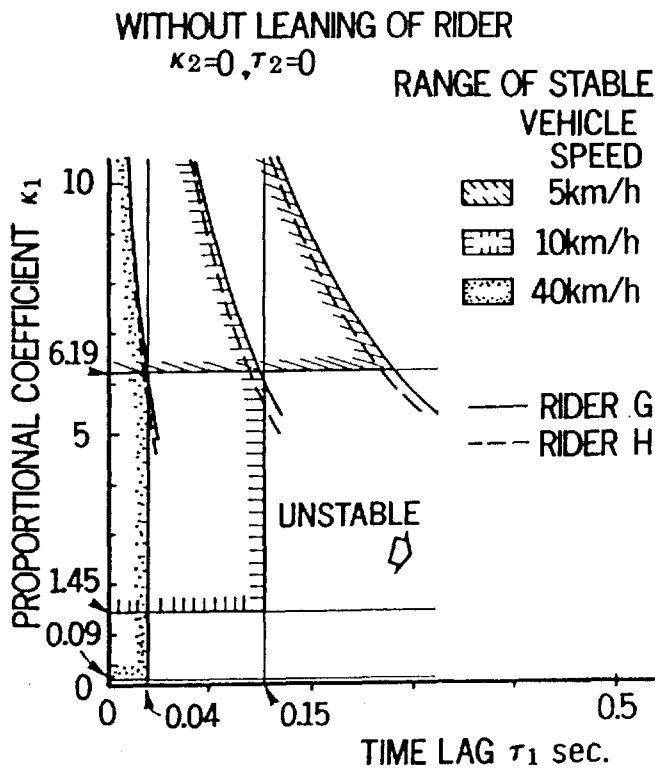


図5-12 ライダと車体を一体としたとき ($\kappa_2=0, \tau_2=0$) の比例係数 κ_1 と遅れ時間 τ_1 の安定領域

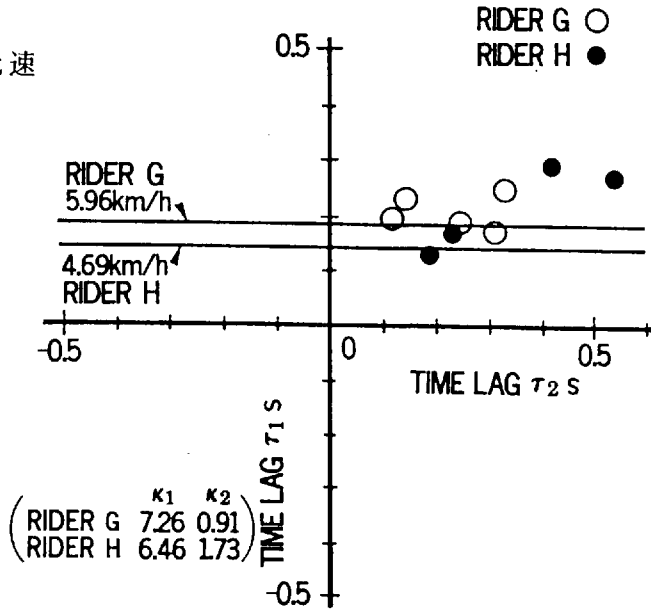
速度が高くなると、比例係数 κ_1 の下限は小さく、ハンドル操作が少なくなり、遅れ時間 τ_1 の上限も小さくなり、安定領域は狭くなっていく。ライダーの質量が大きい場合（ライダー G）は小さい場合（ライダー H）より、遅れ時間 τ_1 の上限の値は少し大きくなるが、比例係数 κ_1 の値は変わらない。

つぎに、図 5-13 (a), (b), (c) には、 $\kappa_2 \neq 0$ ($\tau_2 \neq 0$) の場合、つまり車体バンク角にたいしてライダーが上体を左右に動かすときの、車体バンク角にたいするハンドル振れ角の遅れ時間 τ_1 とライダーリーン角の遅れ時間 τ_2 の安定領域（上限）を示す。この計算は後述（図 5-14, 15）の実測値の中の適宜の比例係数 κ_1 と κ_2 を用いて、極低速と指示速度 10, 40 km/h の場合について求めたものである。

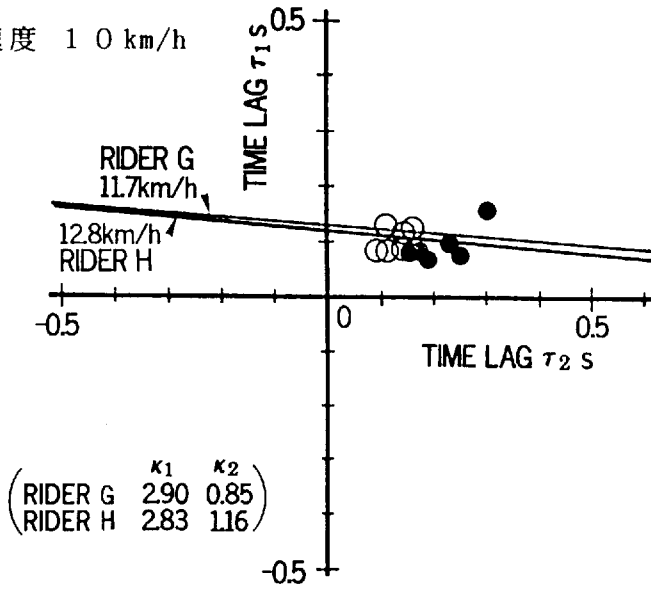
遅れ時間 τ_1 , τ_2 の値が正のときは、ハンドル振れ角やライダーリーン角の変化が車体バンク角より遅れて起こる、いわゆる受動的コントロールの場合を示し、負のときはハンドル振れ角またはライダーリーン角の動きが車体バンク角より先行し、能動的コントロールをしていることになる。

速度が低いときは遅れ時間 τ_1 の上限が規定されるだけで、遅れ時間 τ_2 の制限はない。車速が増すと遅れ時間 τ_1 , τ_2 とも上限の値が小さくなり、40 km/h では車体バンク角が先行する受動的コントロールの領域は狭くなる。ライダーの質量の小さい場合（ライダー H）は大きい場合（ライダー G）より低速での安定領域（上限）が少し小さくなるが、速度の増加とともに差はなくなっていく。

(a) 極低速



(b) 指示速度 10 km/h



(c) 指示速度 40 km/h

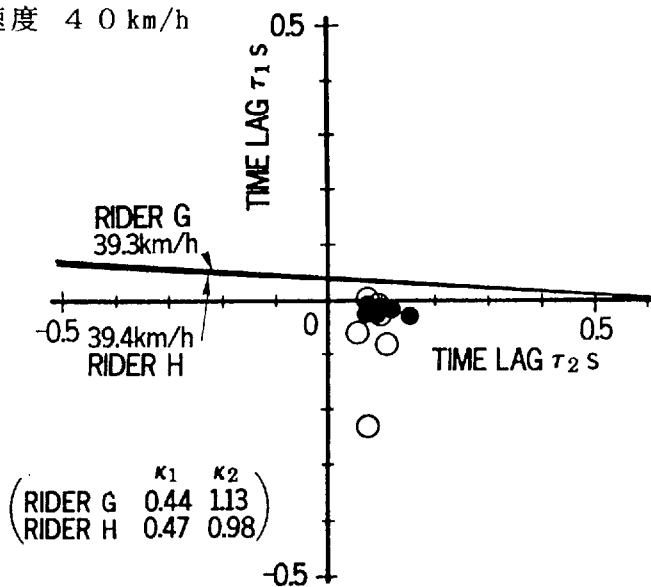


図5-13 遅れ時間 τ_1 と τ_2 の安定領域 (上限)

5. 7. 2 実験結果

5. 7. 1 の計算例に用いたエンジン排気量 49 cc のオートバイ (表 3-3 中の P 車) によって、舗装路上における低速直進走行実験をおこなった。ハンドル振れ角はポテンショメータで、車体バンク角とライダーリーン角はレートジャイロにより、それぞれ測定した。測定区間は直線 200 m でその前後に助走、制動区間をとった。走行は可能な限り低速 (平均車速約 4.0 km/h) から指示速度 40 km/h までとした。経時変化をするハンドル振れ角、車体バンク角速度、ライダーリーン角速度については、測定開始点から終了点までの間の実効値に相当する値を求め、それぞれ平均車体バンク角、平均ハンドル振れ角、平均ライダーリーン角として、各走行での代表値とする。ただし、車体バンク角とライダーリーン角については、それぞれの角速度のパワースペクトルのピーク周波数を使い、角速度でえられた実効値を (4-5) 式により角度に換算した。

図 5-14 には、車速にたいする比例定数 κ_1 を、図 5-15 には比例定数 κ_2 を、ライダー G、H の場合について示す。参考に、手放し走行と 5 m 間隔のパイロンを通過するスラローム走行のライダー G の結果も載せる。なお、図 5-14 には、 $\kappa_2 = 3$ としたとき、つまり車体バンク角にたいしてライダーリーン角が 2 倍のときの κ_1 の下限の値を、破線で示す。

図 5-14 においては、比例定数 κ_1 は安定の悪い低速では大きく、車体バンク角にたいするハンドル振れ角の割合が大きいことを示し、速度の増加とともに安定がよくなりハンドル振れ角が小さくなり、比例係数 κ_1 は小さくなる。図 5-11 に対応する比例係数 κ_1 の計

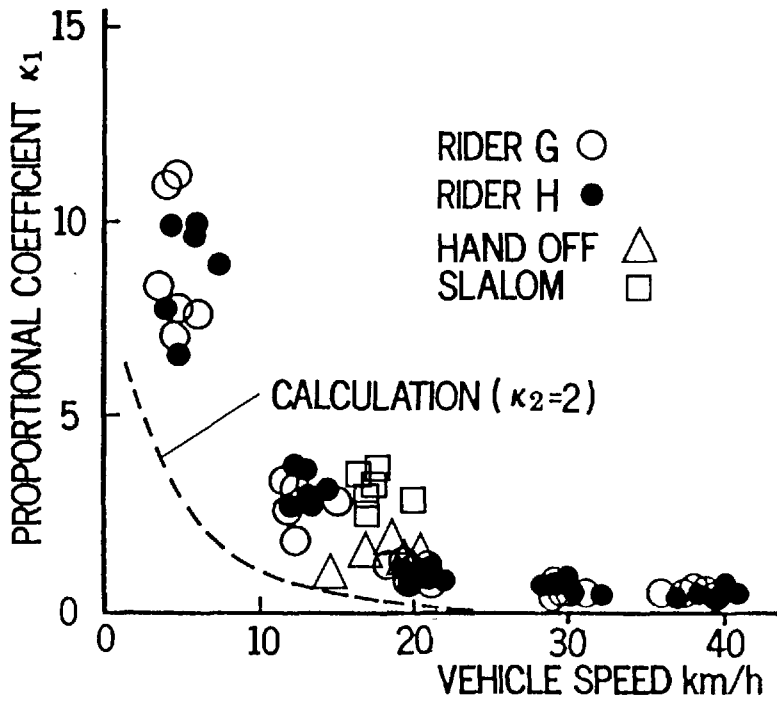


図 5 - 1 4 車速と比例係数 κ_1

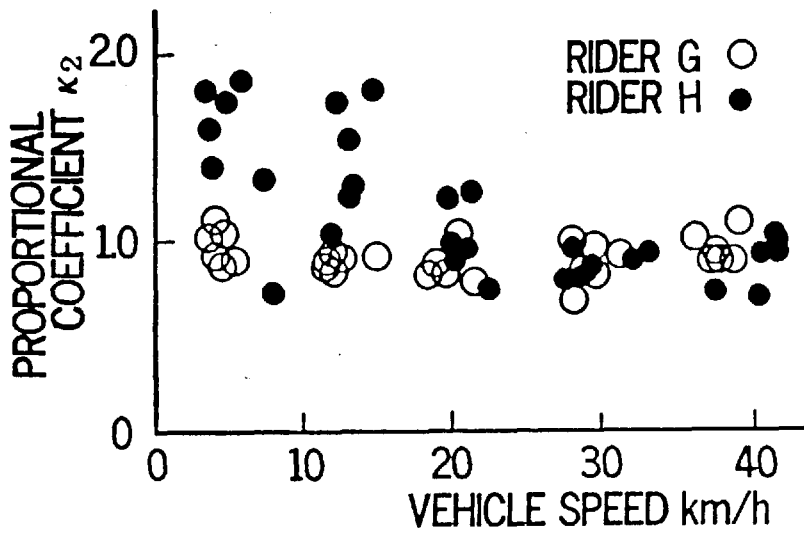


図 5 - 1 5 車速と比例係数 κ_2

算による安定領域（たとえば比例定数 $\kappa_2 = 2$ の下限）と比べても、実験走行ではいずれの κ_1 も計算による安定領域の下限より大きい。

また、図 5-15 では、比例定数 κ_2 はライダー G の場合は、すべての車速で約 1 前後で、車体バンク角とライダーリーン角が同じくらいの角度で、すなわちライダーは常に直立姿勢で走行していることを示している。ライダー H の場合は、極低速と指示速度 10 km/h では、比例係数 κ_2 が約 1 ~ 2 にあり、上体も大きく動かして直立・直進安定を維持しようとしているが、指示速度 20 km/h 以上の速度では約 1 の値で、ライダー G と同じ傾向を示す。さらに、実測値のいずれの比例係数 κ_1 、 κ_2 も 5.5 の安定条件を満足している。

つぎに、車体バンク角を入力としハンドル振れ角またはライダーリーン角を出力としたクロススペクトルをとったとき、最大ゲインを示す周波数における遅れ時間 τ_1 、 τ_2 を前掲の図 5-13 (a)、(b)、(c) に示す。

極低速（平均車速 4.0 km/h）では、ライダー G、H とも車体バンク角にたいするハンドル振れ角の遅れ時間 τ_1 とライダーリーン角の遅れ時間 τ_2 は正であり、直立・直進安定を維持するために車体バンク角が先行する受動的コントロールをしていることを示している。なお、いくつかの実測値が理論計算による上限を越えるのは、本章の運動方程式で、極低速では図 5-14 のように、ハンドル振れ角が大きくなり、タイヤの接地面での操舵時の摩擦モーメントが相当大きくなるなどの影響を省略したことによって、計算結果が実際より小さくなったためと考えられる。

指示速度 10 km/h の場合でも、極低速の場合と同様に、遅れ時間 τ_1 、 τ_2 はすべて正で、ハンドル振れ角もライダーリーン角も車体

バンク角の動きにしたがって動いていることを示し、実測値が計算による上限を越えるものがある。しかし、指示速度40 km/hでは遅れ時間 τ_1 は計算による上限より小さく、ほとんどの値が負になっている。これは高速になるとハンドル振れ角と車体バンク角が小さくなり、直立安定性が強い走行となるが、進路保持のためのハンドル操作は続いているためであろう。この場合は、ハンドル操作は車体バンク角に先行するからである。

5. 8 本章のまとめ

ライダーの上体の傾きによるオートバイからライダーへの反力、ライダーの慣性モーメントの影響などを加えた場合のライダーの操作特性について計算により検討した。この理論計算結果と車両質量の軽いオートバイの低速走行での実測値とから、車体バンク角とライダーのハンドル操作と上体の動きとの関連を説明できることを明らかにした。

その主な結果はつぎのようなものである。

1. 車体バンク角にたいするハンドル振れ角の比例係数 κ_1 の安定領域の下限は、低速で大きく、速度が増すと小さくなる。また、車体バンク角にたいするライダーリーン角の比例係数 κ_2 がおおきくなると κ_1 の下限は小さくなる。
2. 比例係数 $\kappa_2 = 0$ の場合、速度が低いときは遅れ時間 τ_1 の上限は大きく、速度が高くなると τ_1 の上限は小さくなる。
3. 比例係数 $\kappa_2 \neq 0$ の場合、速度が低いときは、遅れ時間 τ_1 の上限は規定されるが、 τ_2 の制限はない。速度が高くなると、 τ_1 、 τ_2 とも上限が規定され、その値は小さくなる。

6章 突起乗越時のショック・ベクトル図による振動解析

6.1 ショック・ベクトル図

道路上の突起（目地）を乗り越したときのばね上、ばね下部分の振動は、2章2.3で述べたようにタイヤが路面から離れたりする場合は非線形の運動になる。また、車体が軽量であると人体による影響が大きく理論による加速度波形を実測値と比較検討することが困難な点もあるので、ここではまず、四輪車で提案されている総合的な衝撃振動評価方法のショック・ベクトル図の手法を用いてオートバイのばね下部分の振動について検討する。

車体の任意の位置の振動加速度の直交する3方向成分のうち、前後と上下方向成分を一定時間間隔で同時にサンプリングし、この2方向成分から刻々の合成ベクトルを求める。これらのベクトルを順次時間経過にしたがって直交座標に累積図として描いたものがショック・ベクトル図である^{21)・22)・45)}。従来から用いられているリサージュ図形にたいして、このショック・ベクトル図からは振動の時間履歴を読み取ることが可能で、目地ショック振動のような過渡現象を表すのにより適当であり、直感的把握に資することができる。

走行中のオートバイの一輪が道路上の目地を乗り越すときの、開始時刻を $t = 0$ とし、前後、上下のそれぞれの振動加速度成分を、

$$f_x(t), f_y(t) \dots (6-1)$$

とする。ただし、観測時間 T とすると、 $0 \leq t \leq T$ である。

振動加速度のサンプリング周期を Δt とすると、サンプリング時刻 t_i は、

$$t_i = i \cdot \Delta t \quad (i=1, 2, \dots, k, \dots, N: T=N \cdot \Delta t) \quad \dots (6-2)$$

となる。

図 6-1 (a) のような振動加速度の時間波形で、サンプリング時刻の k 番目を t_k とすると、そのときの合成ベクトル (t_k) の大きさと偏角はつぎの式のようになる。

$$|V(t_k)| = [\{ f_x(t_k) \}^2 + \{ f_y(t_k) \}^2]^{1/2} \quad \dots (6-3)$$

$$\arg V(t_k) = \tan^{-1} \{ f_y(t_k) / f_x(t_k) \} \quad \dots (6-4)$$

時刻 t_i における合成加速度ベクトルの始点を直角座標の原点 (0, 0) にとり、そこから順次ベクトルを前のベクトルの先端に加える。その結果 $t = t_k$ におけるショック・ベクトル図の先端の座標 P_k (X_k, Y_k) は式となる。

$$P_k (X_k, Y_k) = P_k [\sum_{i=1}^k f_x(t_i), \sum_{i=1}^k f_y(t_i)] \quad \dots (6-5)$$

[ショック・ベクトル図の作図]

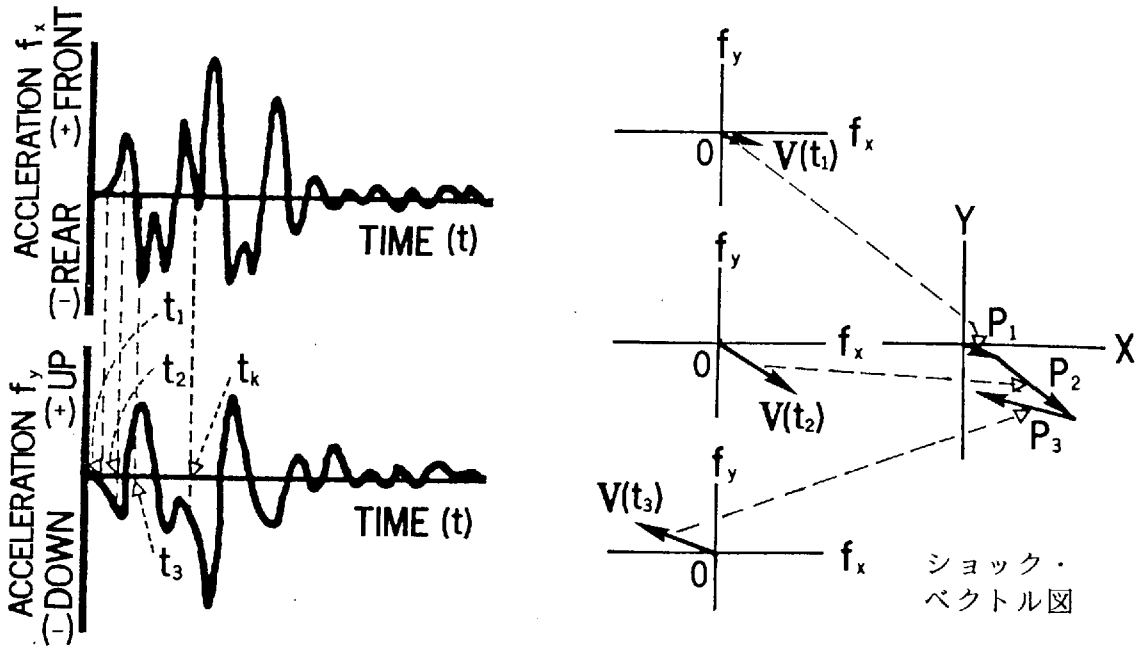
図6-1(a)の前後、上下の振動加速度の時間軸波形の $t = 0$ の点を決め、そこから $t = t_1$ における前後加速度(f_x)、上下加速度(f_y)の大きさを読み、そのときの合成ベクトルを図6-1(b)の原点0から P_1 まで描き、つぎの時刻 $t = t_2$ のそれぞれの加速度からの合成ベクトルを前のベクトルの先端 P_1 から P_2 まで描く。このように順次 $P_{N-1} \sim P_N$ まで結んでいく。この結果、それぞれのサンプリング時刻における合成振動加速度ベクトルの大きさと偏角が、図形として描かれる。

なお、後述の6. 3. 4で検討するパターン文字形のループを描く右廻り(時計廻り)の場合は、図6-1からも分かるように、周波数変調成分を含む振動の上下加速度成分が前後加速度成分より位相が進んでいることを示し、逆に左廻りの部分は前後加速度成分の方が上下加速度成分より位相が進んでいることを示している²²⁾。

6. 2 実験

一般の舗装路の継目やESVの不斉路面感受性実験で使用している半径1インチの半円形断面突起などを参考に表6-1のように5種類の断面、寸法の長さ1.8mの木材を使用した。

実験車は表3-3のM, R, P車の3種類で、そのばね下部分のおもな諸元等を表6-2に示す。前輪の懸架装置は全車テレスコピック形であるが、キャスト、トレール、インナチューブの外径などが異なる。後輪の懸架装置はスイングアーム式であるが、P車はスイングアームにエンジンを組み込んだユニット式である。



(a) 加速度波形

各時刻ごとの合成加速度ベクトル (b)

図 6 - 1 ショックベクトル図の作図法

表 6 - 1 突起 (目地) 形状

No.	Section	Size (mm)
1	square	25 × 25
2	square	12 × 12
3	circle	diameter 24
4	semicircle	radius 12
5	circle	diameter 12

振動の測定は、前後輪のそれぞれのフォークとスイングアームの車輪軸近くに、上下、前後方向に加速度検出のピックアップを取り付けた。タイヤ空気圧、指示車速などの走行条件は、表6-3のようである。実験路は平坦な舗装路で、突起を進行方向に対して直角に固定する。走行は直進走行で、突起を乗り越えるときの指示速度はハンドルの操作量が余り大きくなる程度の極低速と10 km/hそして20 km/hである。なお、データをレコーダに記録するときにノイズが入るのを防ぐために、突起乗越の手前でエンジンを停止させ、惰行で突起を乗り越えるようにした。

予備実験における、前輪車軸部分（ばね下）とヘッドパイプ部分（ばね上）の上下前後方向の振動加速度の時間変化の例を、図6-2（a）に示す。ばね上部分の振動加速度はばね下部分より小さいが、後輪が目地を乗り越えたときの振動も伝播している。また、スイングアームで支持されている後輪車軸部分（ばね下）とシート下部分（ばね上）の振動加速度の時間変化の例を図6-2（b）に示す。後車輪はスイングアームで支持されているので、ばね下では前後の振動加速度は上下方向と比べると小さい。ばね上部分では、上下方向の振動には前輪と同様に前輪の影響がみられる。

以後の考察は、振動加速度が大きく前後輪のお互いの振動の影響の少ない、ばね下部分の振動加速度でおこなう。なお、データ処理のためのサンプリング時間間隔は約8 msとした。そして、ショック・ベクトル図は煩瑣を避けるために、加速度の最大振幅を目安にして図示することとする。

表 6 - 2 実験車バネ下部分等諸元

Vehicle		M	R	P
Vehicle mass (kg)		89.5	77.0	45.0
Total stroke volume (\varnothing)		0.089	0.078	0.049
Wheel base (mm)		1050	1200	1200
F r o n t	Suspension	telescopic fork	←	←
	Diameter of inner tube (mm)	27.0	27.2	21.9
	Caster angle (rad)	1.17	1.10	1.17
	trail (mm)	68	83	70
	tire size	2.75-14-4PR	2.05-18-4PR	2.00-14
	air pressure of tire (MPa)	0.2	0.175	0.125
R e a r	Suspension	swing arm	←	← (unit)
	tire size	2.75-14-6PR	2.75-18-4PR	2.00-14
	air pressure of tire (MPa)	0.25	0.225	0.20
Notes		commarcial	road sport	family bike

表 6 - 3 走行条件

Vehicle		M	R	P	
Varieties of bump		5	5	5	
T i r e	High pressure (MPa)	Front	0.30	—	0.30
		Rear	0.30	—	0.30
	Normal pressure (MPa)	Front	0.20	0.175	0.125
		Rear	0.25	0.225	0.20
	Low pressure (MPa)	Front	0.10	—	0.10
		Rear	0.10	—	0.10
Instructed vehicle speed (km/h)		Very low, 10, 20	Very low, 10, 20	Very low, 10, 20	

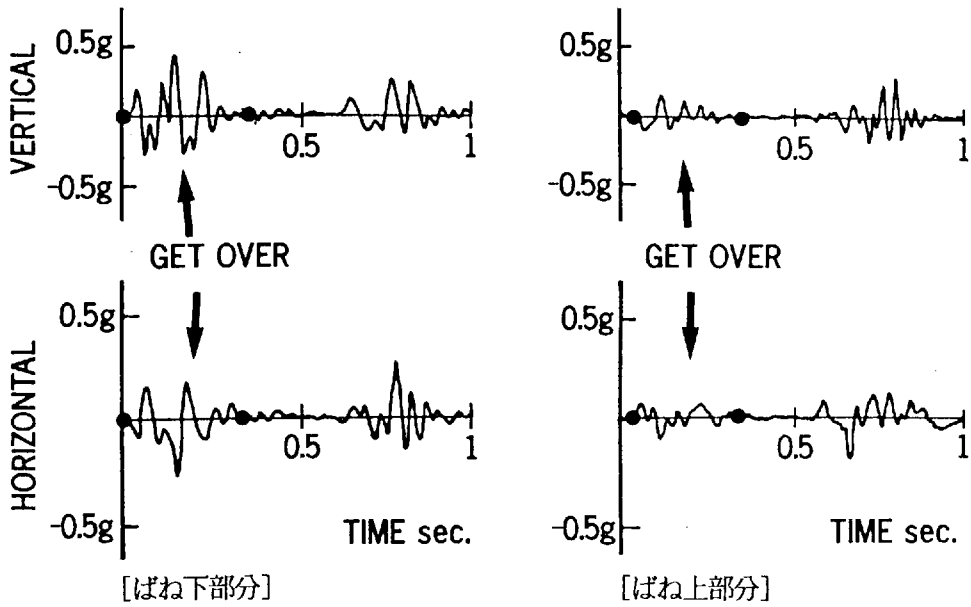


図 6 - 2 (a) 前輪車軸部分 (バネ下) とヘッドパイプ部分の上下、前後方向の振動加速度の時間変化
(指示速度 10 km/h, タイヤ空気圧 0.2 MPa, 突起形状 25 × 25 mm)

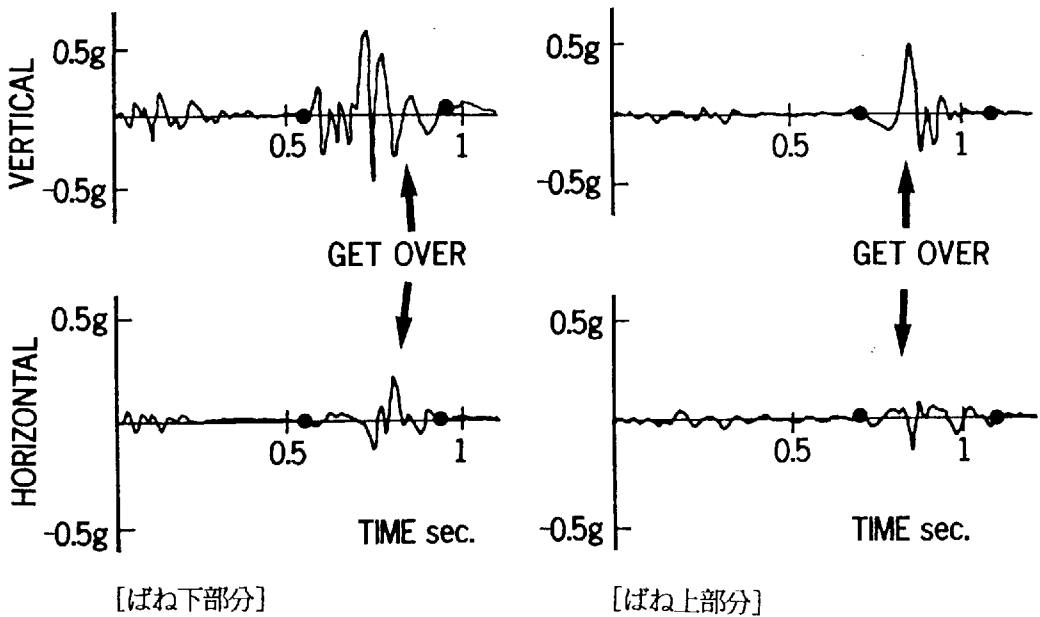


図 6 - 2 (b) 後輪車軸部分 (バネ下) とシート下部分の上下、前後方向の振動加速度の時間変化
(指示速度 10 km/h, タイヤ空気圧 0.25 MPa, 突起形状 25 × 25 mm)

6. 3 実験結果と考察

6. 3. 1 突起形状による違い

M車で各断面の突起を乗り越えたときのるショック・ベクトル図を、標準タイヤ空気圧で指示速度10 km/hの場合の前輪車軸について図6-3に、後輪車軸について図6-4に示す。図中の縦横比は上下加速度と前後加速度（peak to peakの値）の比を示す。

前輪車軸の場合（図6-3）、突起断面の高いNo.1（高さ25 mm）とNo.3（高さ24 mm）ではショック・ベクトル図の上下、前後方向の大きさがともに大きい。No.1では下部の左まわりの大きな軌跡が顕著である。これは前輪が大きく跳ね上げられて重力加速度（-1 G）が作用するとともに、前フォークが前方に、続いて後方に振動していることを示している。この区間は（2-28）式の $q=0$ の区間に相当する。高さの同じ12 mmのNo.2、4、5では、ショック・ベクトル図の大きさ、形が類似しているが、No.2は角棒で断面が正方形であるために、突起を乗り越す時の衝撃が大きくなり、上下、前後方向ともにNo.4（断面半円）、No.5（断面円）より少し大きくなっている。

突起を乗り越えるときの衝撃の最初のベクトルが下向きになっていることが多いが、これは（2-32）式の後ろ向きの力 F_B による下向きの分力を示すものであろう。

図6-4の後輪車軸では、懸架装置がスイングアーム式であるために、前後方向への動きの拘束があり、前輪車軸の場合と比べて、前後方向に対して上下方向が大きくなっている。しかし、No.2の場合のみ、突起乗り越えの終わりの方で前後方向に膨らんでいるの

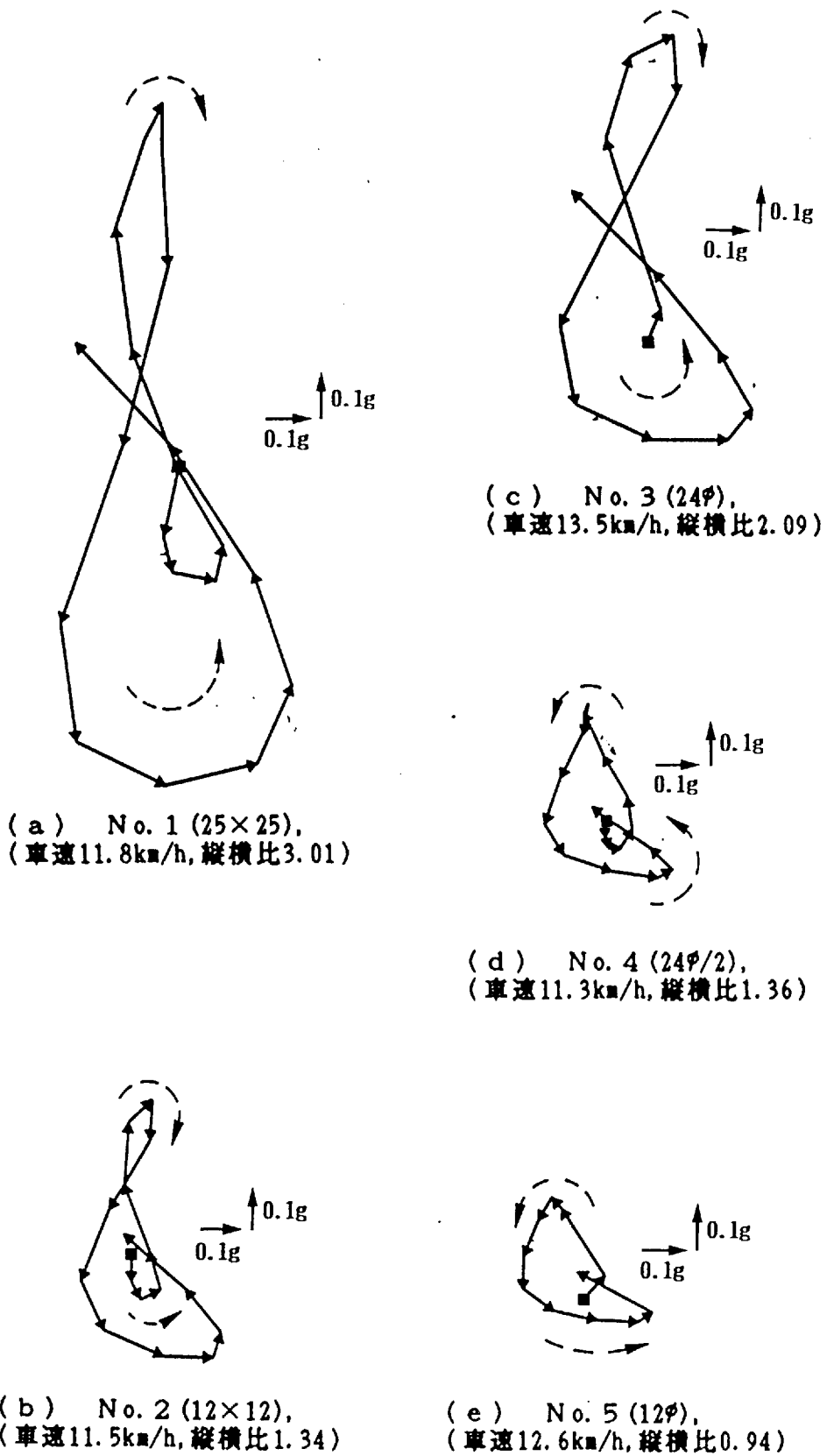


図 6 - 3 突起 (目地) 形状による違い (M車, 前車軸,
タイヤ空気圧 0.2 MPa, 指示速度 10 km/h)

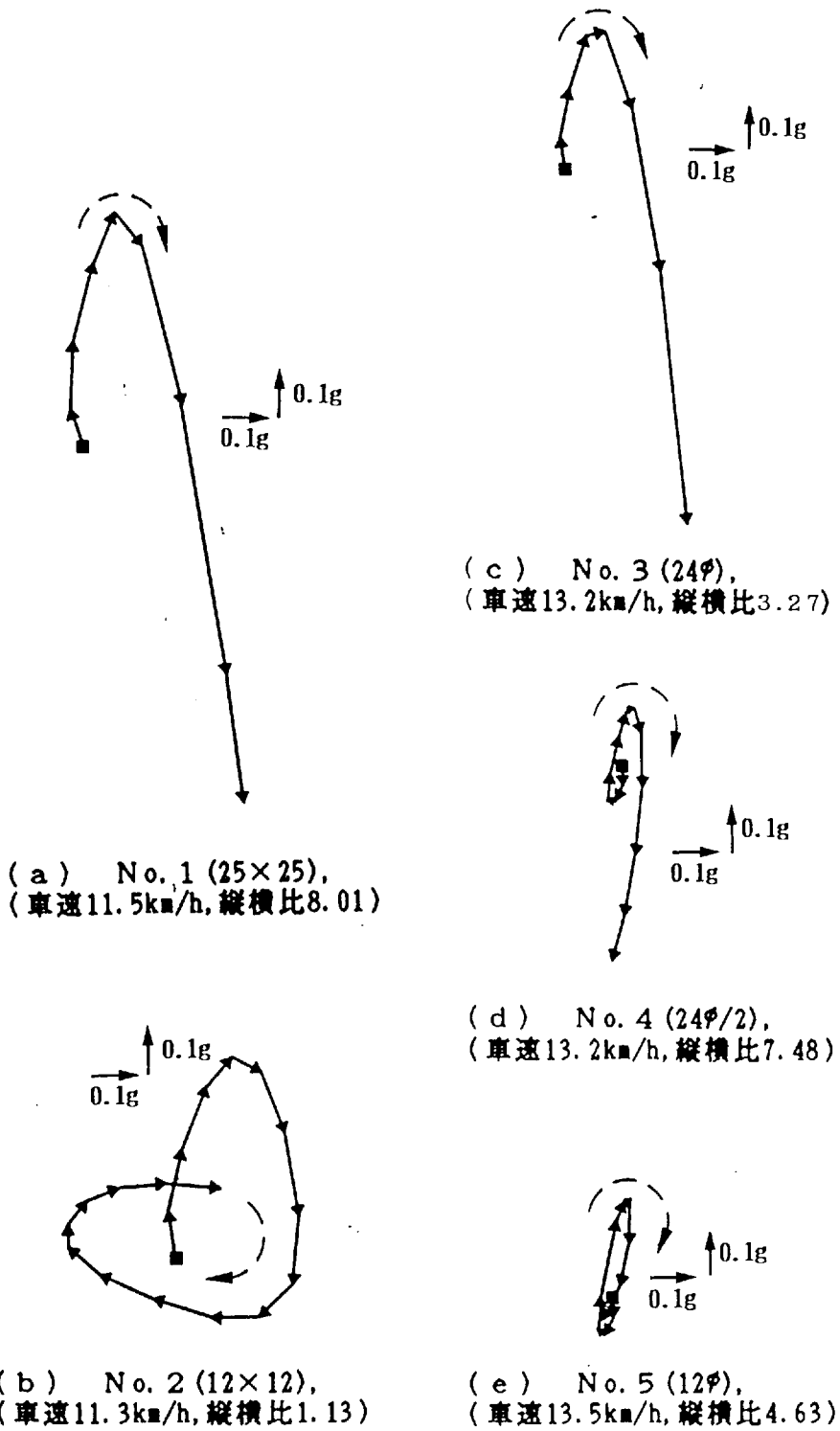


図6-4 突起(目地)形状による違い (M車, 後車軸,
タイヤ空気圧0.2MPa, 指示速度10km/h)

は、突起手前角部で跳ね上がったタイヤが落ちるとき突起前方角部に当たるためと考えられる。

6. 3. 2 タイヤ空気圧による違い

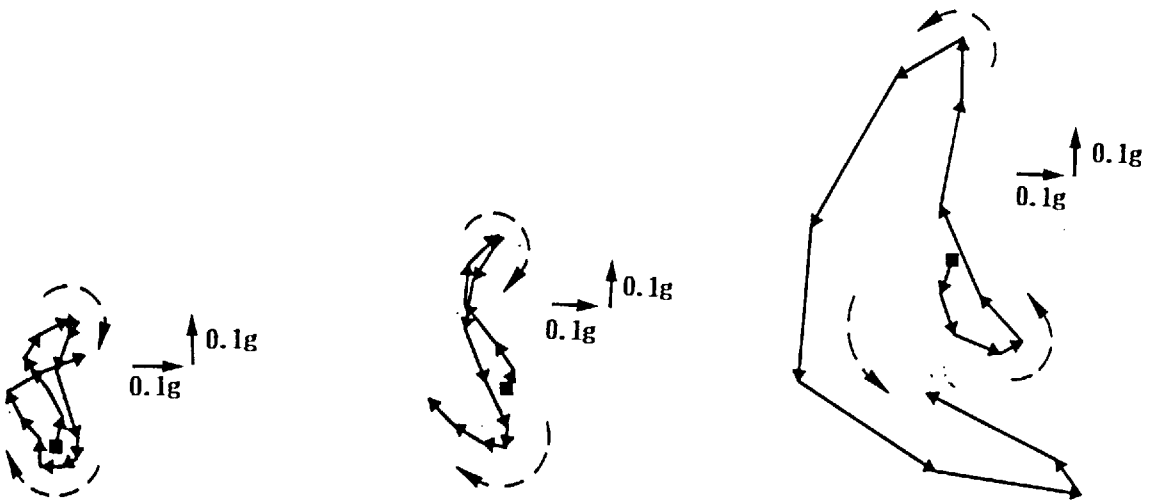
タイヤ空気圧を変え、指示速度 10 km/hで、突起 No. 2 (12 × 12) のときのショック・ベクトル図を、P車の前輪車軸について図6-5に、後輪車軸について図6-6に示す。

前輪車軸の場合、タイヤ空気圧の低い図6-5(a)、(b)では、タイヤが突起を乗り越えるときに突起を包み込むようになるために、ショック・ベクトル図の上下、前後方向ともに小さくなる。しかし、タイヤ空気圧が高く(0.3 MPa)になると車輪車軸に伝わるショックが大きくなるために、図6-4(c)のように上下、前後方向に大きくなる。

後輪車軸の場合(図6-6)、スイングアームで前後方向の動きが拘束されているために、図6-3と同様に、前後方向の大きさの違いはでてこない。また、このP車はエンジンを含んだユニット式スイングアームで、後輪車軸系の質量の全車両質量に対する割合が大きいため、コンプライアンスの差が少なく上下方向の大きさの違いがでてこないものとする。

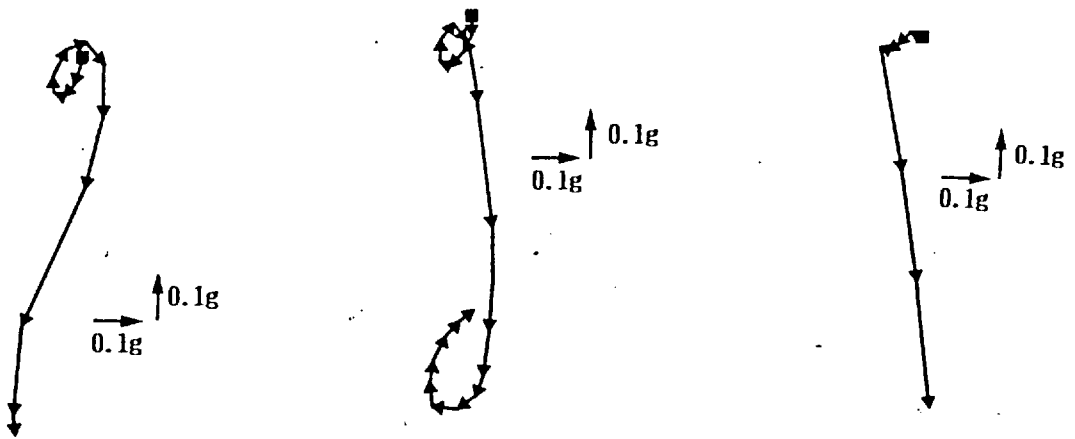
6. 3. 3 速度による違い

速度による違いについて、標準タイヤ空気圧(0.175 MPa)のR車で、突起 No. 2 (12 × 12) を乗り越えた場合の前輪車軸のショック・ベクトル図を図6-7に、後輪車軸を図6-8に示す。



(a) 0.10MPa, (車速9.3km/h, 縦横比1.93) (b) 0.12MPa(標準), (車速10.8km/h, 縦横比2.48) (c) 0.30MPa, (車速10.8km/h, 縦横比1.59)

図6-5 タイヤ空気圧による違い (P車, 前車軸, 指示速度10km/h)



(a) 0.10MPa, (車速10.5km/h, 縦横比7.65) (b) 0.12MPa(標準), (車速13.1km/h, 縦横比6.50) (c) 0.30MPa, (車速11.5km/h, 縦横比9.41)

図6-6 タイヤ空気圧による違い (P車, 後車軸, 指示速度10km/h)

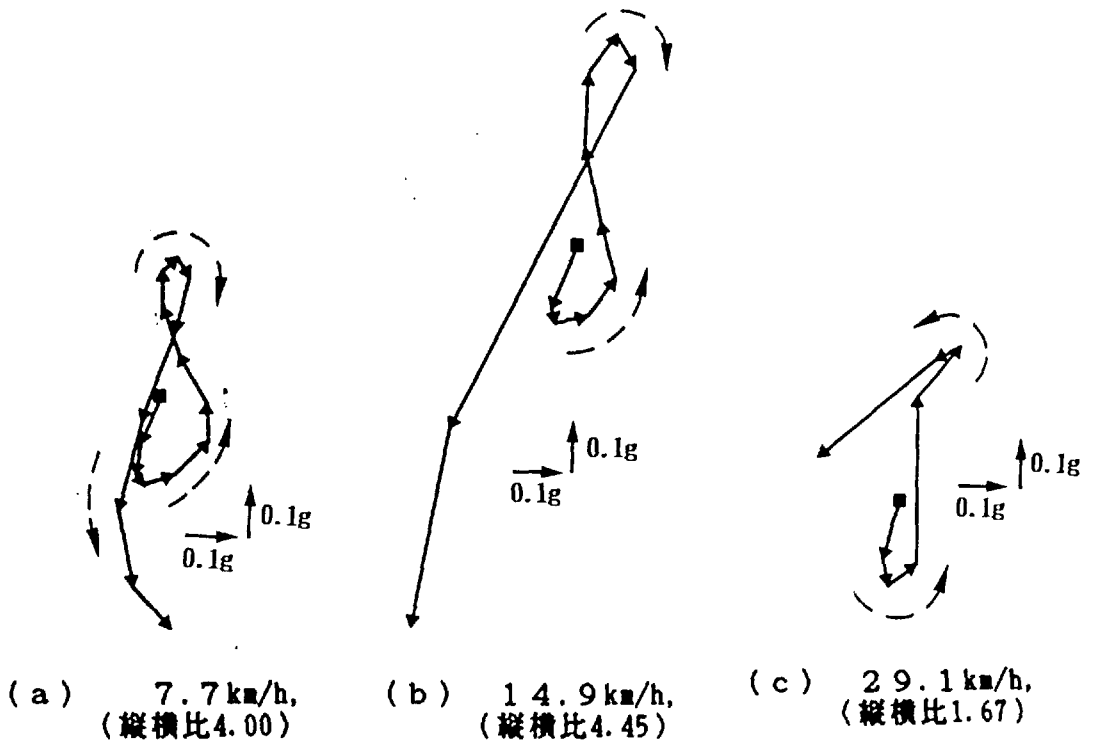


図6-7 速度による違い (R車,前車軸,タイヤ空気圧0.175MPa)

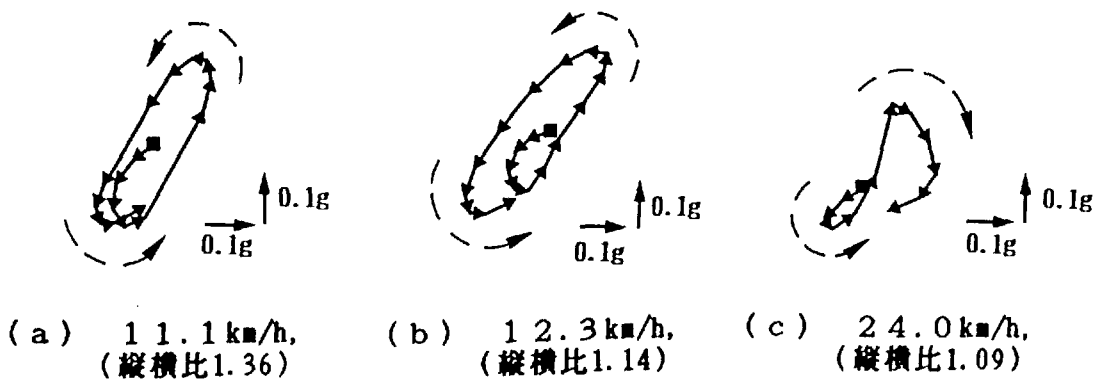


図6-8 速度による違い (R車,後車軸,タイヤ空気圧0.175MPa)

前輪車軸では（図6-7）、突起を乗り越え始めて突起の手前角で上方へ向いたベクトルは、乗り越え過程の後半でタイヤが下がり、突起前方角に当たることにより前向きの成分を与えられる。速度が14.9 km/hの図6-7（b）で、下方加速度が大きいのは空中への跳ね上がりによるものである。

図6-8の後輪車軸では、後輪車軸の懸架装置の剛性が前輪車軸のものより高く、ショックの吸収が小さいので、ショック・ベクトル図の大きさは前輪車軸と比べて全体に小さくなるが、とくに上下方向の大きさが小さくなっている。

この条件では、前後輪とも速度が増すとショック・ベクトルはむしろ小さくなっている。これは跳ね上がりが大きくなる前に突起を通過するために、結果として跳ね上がりが小さくなることを示すものであろう。

なお、ショック・ベクトル図の起点のベクトルが負の成分をもつ場合があるが、これは2章3節で理論的に検討したように突起乗越えのときタイヤの撓みによる車輪の有効半径の減少により回転速度を増すためにタイヤに負の接線力が作用することと、同時にキャスト角をもったフォークの後方への撓み（曲げ）による後方下方の成分の存在を裏づけるものである。

6. 3. 4 パターン化

以上検討したショック・ベクトル図の形状に着目すると、いくつかの代表的なパターンに分けることができる。そこで大まかに **8**, **0**, **1**, **9**, **0**, **d** の6種類の文字形パターンで分類してみる。例えば、図6-3の前輪車軸では、突起の高いNo.1, 2,

3 (図 6-3 (a), (b), (c)) は \mathcal{S} の字で、高さの低い No. 4, 5 (図 6-3 (d), (e)) は \mathcal{O} の字である。また、図 6-4 の後輪車軸では、突起の高い (a), (c) は $\mathbf{1}$ の字で、低い (b), (e) は \mathcal{O} の字形である。ただ、高さが低くても d では $\mathbf{1}$ の字とも \mathcal{O} の字とも読めるが $\mathbf{1}$ の字とする。

このように判読して、それぞれのショック・ベクトル図を文字パターンに分類したものが、表 6-4 である。前輪車軸については、ダンパ等による上下の動きに、フォークの曲げによる前後方向の動きも加わり、ショック・ベクトル図の基本パターンは \mathcal{S} の字である。これにたいして、スイングアームで前後方向の動きが拘束されている後輪車軸では、M車とR車は \mathcal{O} の字が、P車は \mathcal{O} の字が基本パターンになっている。また、No. 1 (25 × 25) と No. 3 (24[^]) で、タイヤ空気圧の高いときは、前輪車軸では $\mathbf{1}$ の字、後輪車軸では \mathcal{O} または $\mathbf{1}$ の字が基本パターンになっている。

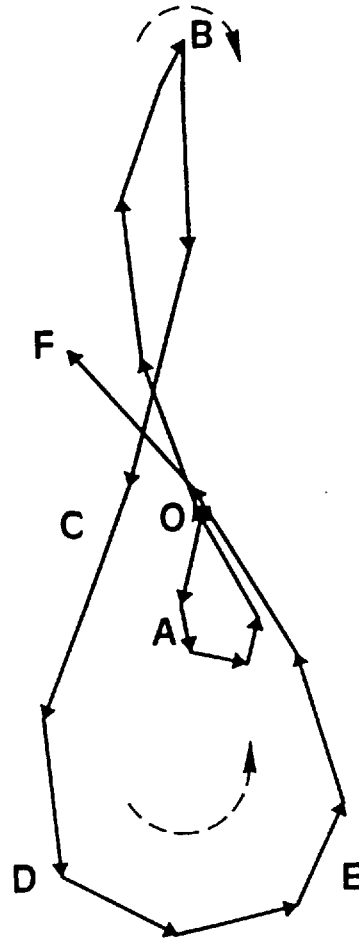
これらのパターンのうち前輪の \mathcal{S} の字を例に図 6-9 のような形を考え、タイヤの路面にたいする動きを時間を追って、2章3節の理論と対応して検討するとつぎのようになる。

まず、起点 O は衝撃の始め、 A 点は (2-30), (2-31) 式における F_{fB} , F_{o_f} による後ろ向きの力が加わる区間である。 A B 間は突起乗越しのために上向きと後向きの力が加わりタイヤの撓みが最大になる区間、 B C D はタイヤが路面から離れて重力加速度の作用が強くなっている区間で、 E F は再接地区間である。そしてまた、サスペンションアーム (フォーク) の弾性および F_{fB} F_{rB} の前後力による振動加速度が加わっている。

一方、突起乗り越え時のライダーのショックの体感の有無などに

表 6 - 4 ショック・ベクトル図の形状別分類

Vehicle	Bump	Air pressure of tire	Front axle			Rear axle		
			Low	10km/h	20km/h	Low	10km/h	20km/h
A	No. 1	High	1	1	9	0	0	0
		Normal	8	8	1	0	1	1
		Low	8	8	8	0	0	0
	No. 2	High	8	8	8	0	9	1
		Normal	8	8	8	0	0	0
		Low	8	8	0	0	0	0
	No. 3	High	8	8	1	9	9	1
		Normal	8	1	1	9	1	0
		Low	8	8	0	0	0	9
B	No. 1	High	1	0	1	9	1	-
		Normal	1	8	8	0	0	-
		Low	8	8	8	0	9	-
	No. 2	High	1	0	0	0	1	-
		Normal	8	8	8	9	9	-
		Low	0	0	0	0	9	-
	No. 3	High	1	0	0	9	1	-
		Normal	8	8	8	9	1	-
		Low	8	0	0	0	9	-
C	No. 1	Normal	d	d	d	0	1	0
	No. 2	Normal	8	8	1	0	0	0
	No. 3	Normal	d	d	1	d	9	9



No. 1 (25×25)
 (車速11.8km/h, 縦横比3.01)

図6-9 ショック・ベクトル図とタイヤの挙動との関連

関するフィーリングでは、タイヤ空気圧が標準圧および 0.3MPa で突起の大きなNo.1(25×25)とNo.3(24)を乗り越えた場合にのみ、他の条件とは異なる大きなショックを感ずる場合(有感)があった。それをショック・ベクトル図でみると、たとえば図6-3では、有感の場合の突起No.1(a)とNo.3(c)の上下方向の最大加速度(縦幅)が他の条件(突起)の場合より大きい。ただし、前後方向の最大加速度(横幅)の条件による差は明かでない。

さらに突起No.1とNo.3のタイヤ空気圧の高い場合と低い場合についてショックの有感と無感の例を示した図6-10でも同様に、ショック・ベクトル図で前後方向の最大加速度(横幅)の差は明かでないが、空気圧の高い場合の方が上下方向への最大加速度(縦幅)が大きくなっている。このようにショックを感ずる場合は上下方向の最大加速度(縦幅)の大きいショック・ベクトル図として現れるようであるが、図6-10の(b)、(c)のように図の縦、横幅とも似ているが、タイヤ剛性が変わる空気圧の違いで有感と無感に分かれるものもある。それ以外の条件ではショックやその条件による違いをフィーリングでは判別出来なかった。さらに、突起が大きくタイヤ空気圧の高い場合は、ライダーが予見によって突起の手前から身構えるなど、通常より感覚が鋭敏になっていることなども、有感と判別する原因の1つになっていることも考えられる。

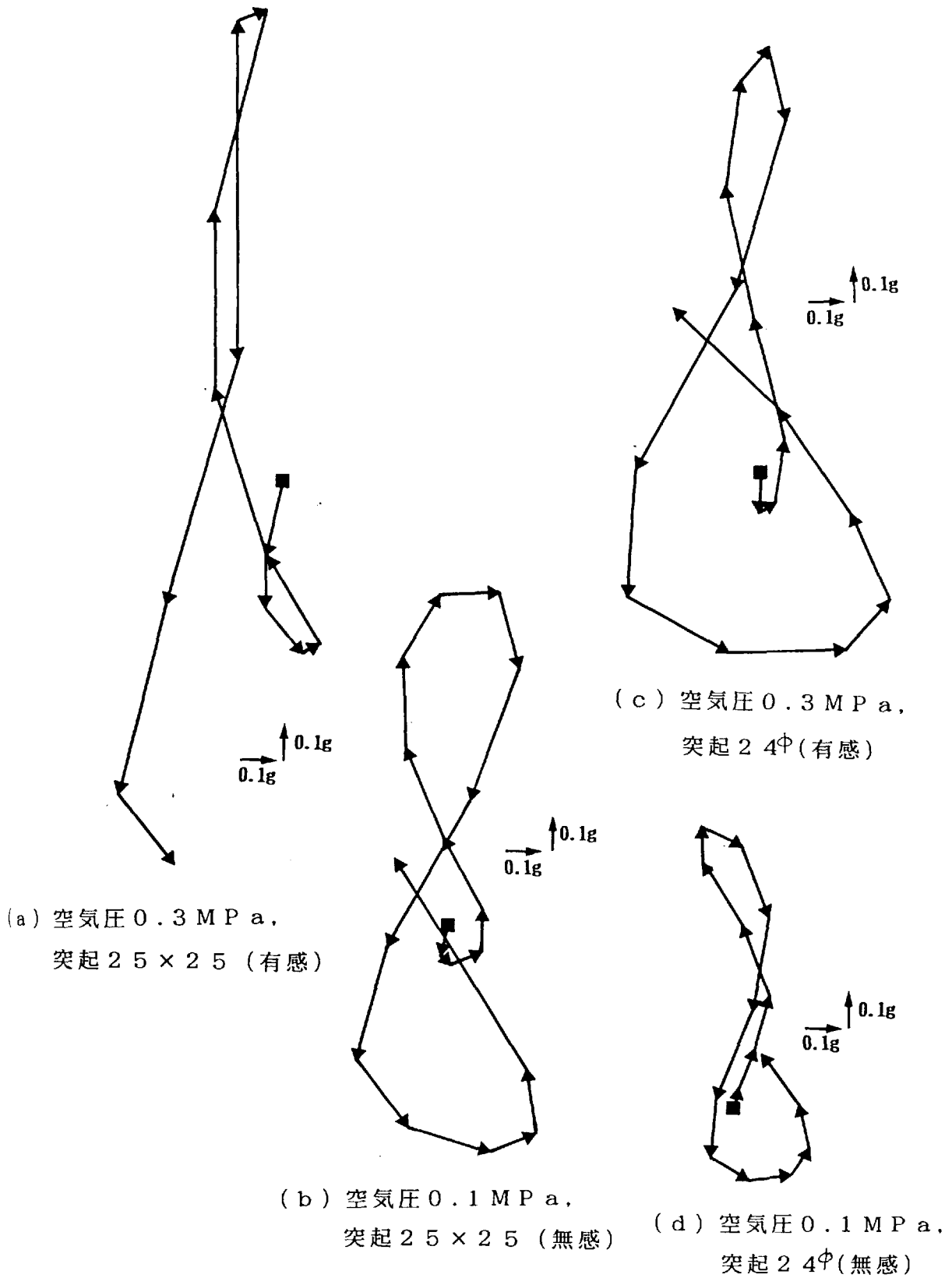


図 6 - 1 0 ライダーがショックを感じる場合と感じない場合の
ショック・ベクトル図 (指示速度 10 km/h, M車, 前輪)

6 . 4 本章のまとめ

本章では、安定性に影響する外乱の1つである路面の凹凸の例として、路面の突起（継目、目地）に着目し、種々の断面の突起を乗り越えるときのバネ下の振動に限って、ショック・ベクトル図の手法を用いて、いくつかの条件での振動特性の実験的検討をおこなった。その結果をまとめるの以下ようになる。

1. ショック・ベクトル図は、突起乗り越え時の振動の検討の1情報として上下、前後加速度の大きさと位相の時間経過による変化の状況が直感的に推定できるので、4輪車の場合と同様にオートバイでも、とくに外力の検討にたいして有効である。
2. 2章では考慮に入れなかったフレームの振動や前フォークの弾性振動が加わっているが、理論と実際との全面的対応は無理であっても、ショック・ベクトル図により総合的な外力の把握は可能である。
3. 前輪のショック・ベクトルでは、最初に下向きの加速度が見られるが、これは2章の解析の(2-32)式に対応するものであると思われる。
4. ショック・ベクトル図で上下方向の-1G程度の大きなマイナス加速度は、2章の(2-28)、(2-29)式の $q=0$ の区間に相当するタイヤが路面から離れる場合を示すものである。

7章 ハンドルの振動

7. 1 走行中のハンドルの振動

オートバイの普及にしたがって、郵便配達、集金業務などオートバイを長時間使用する労働者の間に振動障害を疑わせる症状の訴えが増加している^{23) - 26)}。

いままで、オートバイの振動は、乗りごこちや操縦性・安定性など、どちらかというところ工学上の安全面からのみの検討が主で^{1) - 7)}、²⁷⁾、乗務員の衛生面からの検討はほとんどなかった^{29), 30)}。

これらオートバイを使用している労働者の振動障害のおもな原因として、オートバイからの振動、把持操作にともなう手・腕の緊張、寒冷環境、走行距離などが考えられる。主要な振動の源としては、エンジンおよび路面と接する車輪の二つがある。これらの振動はハンドルから手・腕、躯幹へ、座席から、腰、躯幹へ、ステップから足へと伝達される。ここでは、そのなかのハンドルの振動について検討する。ハンドルの振動は、エンジンの振動および、路面の凹凸による車輪の振動が伝達されるものと考えられる。本章では、郵政省で多く使用されているオートバイ（M車）の舗装路上定速走行時のハンドルの振動について、ISO exposure guideline⁴⁷⁾との比較を中心に衛生学的、工学的な検討をおこなった³⁰⁾。

7. 1. 1 実験

実験車はM車で、これは郵政省で郵便配達などに多く使用されて

いる。振動は加速度で測定し、それをデータレコーダに収録して、後に周波数分析器で分析した。加速度ピックアップは圧電型のもので、取付位置は、図7-1に示すように、ハンドルグリップを握ったとき手にもっとも近いグリップゴム上（B点）とその近くの金属部分（A点）の2点である。ハンドルグリップゴム上では、金属小片（約1×2cm）をホースバンドでしめつけ、これの上にピックアップを接着剤でとりつけた。ハンドル金属部分の場合は、平面上に直接接着剤でとりつけた。

（実験1 ドラムテスト・A）

走行時の測定にあたって、ピックアップのとりつけ位置A、Bのいずれの部位を選ぶかを決定するために、ドラムテスターでつぎのような実験をおこなった。すなわち、四輪車用のドラムテスターを利用し、オートバイの後輪をドラムの上にのせ、前輪は床面にのせ、エンジンにより後輪のみが回転した状態でハンドルの振動を測定した。振動の測定方向はISOに準拠した3方向について検討した結果、最大レベルを示したX方向（グリップを握ったときの手の甲に直角方向、ほぼステアリング軸方向と同じ）とした。ドラム上でのテスター表示車速は10km/hおよび50km/hとした。乗車姿勢は上体をおこした通常の姿勢である（以後の実験はすべてこの姿勢をとった）。

（実験2 ドラムテスト・B）

実験1の結果にもとづいて、ピックアップとりつけ位置を左ハンドルパイプ近くの金属部分上に定めて、ハンドル周上の各方向の振動を比較するための実験をドラムテスターでおこなった。

測定方向は、図7-2に示すように、A点を含むX-Z面でハン

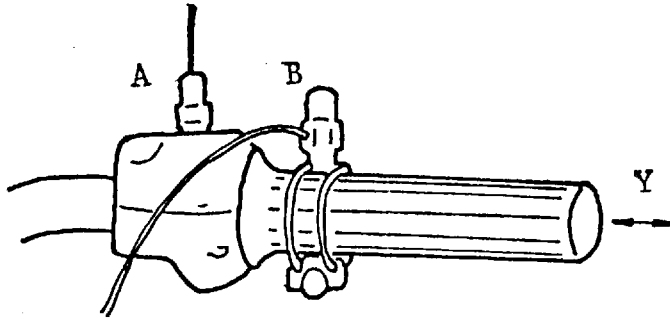


図 7 - 1 左ハンドルの振動測定位置

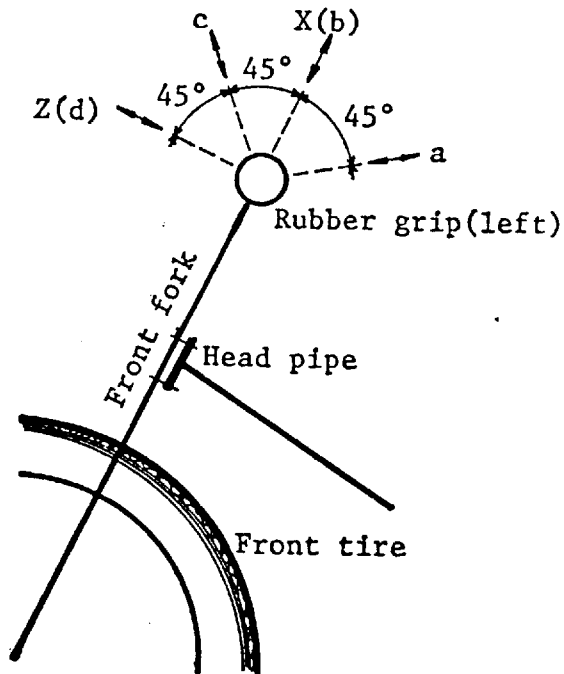


図 7 - 2 振動測定方向

ドルグリップ周上の4方向とした。なお、a方向は普通の乗車姿勢でグリップを握った場合の腕軸方向とほぼ一致する。このとききのドラム上でのテスター表示車速は10, 20, 30, 40, 50 km/hである。

グリップの把持方法は、右グリップはアクセルであるので普通の把持力で握り、左グリップ（測定側）を普通に握った場合と指先をそえるだけの場合の2種とした。その理由は、郵便配達業務で左手に郵便物を持ち、グリップに手をそえて走行する場合と普通にグリップを握って走行する場合があるためである。

（実験3 実走テスト・A）

実験1の結果と路上における実走の場合とを比較するために、ピックアップ取り付け位置（A, B点）および測定方向は実験1と同じとしたうえで、平坦なアスファルト舗装路上でのハンドルの振動を測定した。

測定区間は100mとし、その前後に助走・制動に必要な区間をとった。車速は指示速度を10 km/hおよび50 km/hとし、実速は100m区間の所要時間から平均車速を求めた。

（実験4 実走テスト・B）

実験1, 2, 3の結果をふまえて、走行中のA点での最大値を示すa方向とISOの定める方向の最大値を示すX（b）方向と、その面に垂直なY方向（ハンドルバー軸方向）の3方向の振動を測定した。走行条件は実験3と同じであるが、指示速度は10, 20, 30, 40, 50 km/hとした。

（実験5 実走テスト）

以上の実験にもとづいて、つぎの走行実験をおこなった。実験1

～4の結果より、振動測定部位・方向はA点でa、X(b)の2方向とした。走行条件は実験4と同じである。グリップの把持方法は実験2と同じく2種とした。

7. 1. 2 結果

(実験1 ドラムテスト・A)

ドラムテスターで、車速10 km/hおよび50 km/hの場合のグリップゴム上(B点)とその近くの金属上(A点)でのX(b)方向の振動加速度の経時変化は小さく、1～2 dB程度である。その周波数組成を図7-3に示す。最大振動加速度レベルは、10 km/h走行の場合50 Hzで約113 dB、50 km/hの場合は約105 dB、100 Hzで約115 dBである。これらの最大加速度レベルはA、B点ともほぼ同じ値である。500 Hzにみられる加速度レベルではA、B間では、50 km/hで3 dB、10 km/hで12 dBほどA点が高い。なお、図中にISOの exposure guideline を示し、それに付した数字は補正係数である。また、右端には手持ち工具振動感覚補正をした振動レベル(VL)を示す(以下同じ)。図中の guideline にてらしてみれば、腕の有害影響の現れやすい範囲は125 Hz以下であり、この範囲ではA点の測定でよいことがわかる。

(実験2 ドラムテスト・B)

A点を含むX-Z面でのハンドルパイプ周上の4方向での最大加速度レベルについて、周波数とそのレベルを各車速ごとに2種の把持方法別に図7-4に示す。

それぞれの車速ごとに、すべての方向に把持方法が変わっても、これに対応する最大加速度レベルの周波数は同じである。これらの

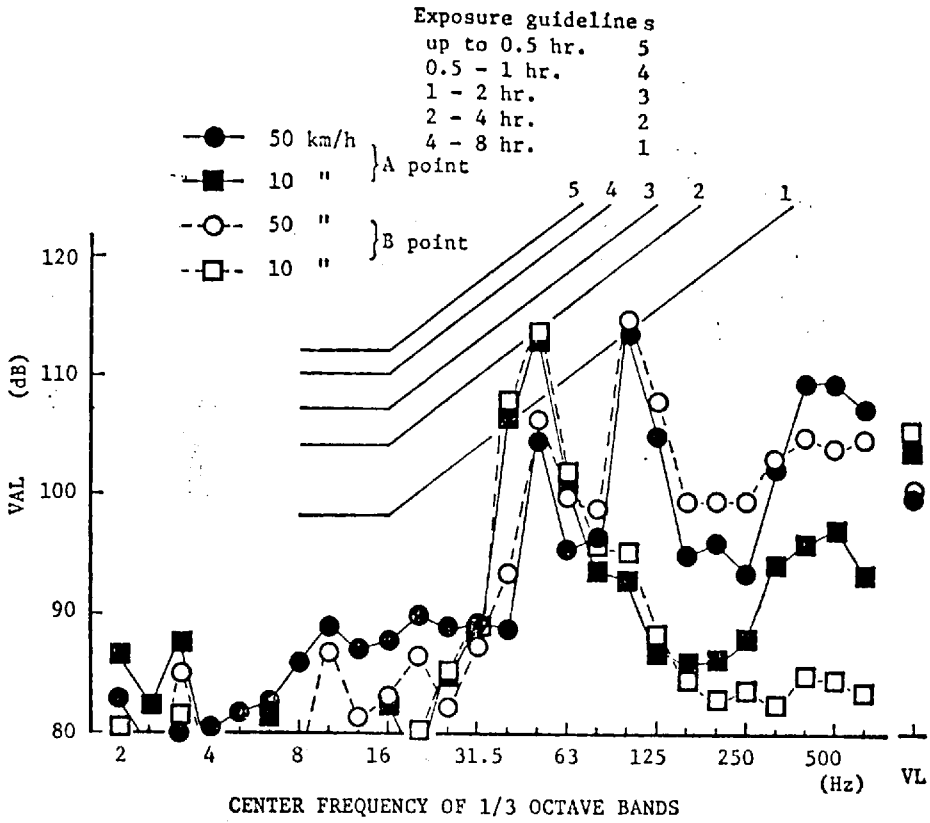


図 7-3 X (b) 方向の A と B 点における振動 (ドラムテスト, 実験 1)

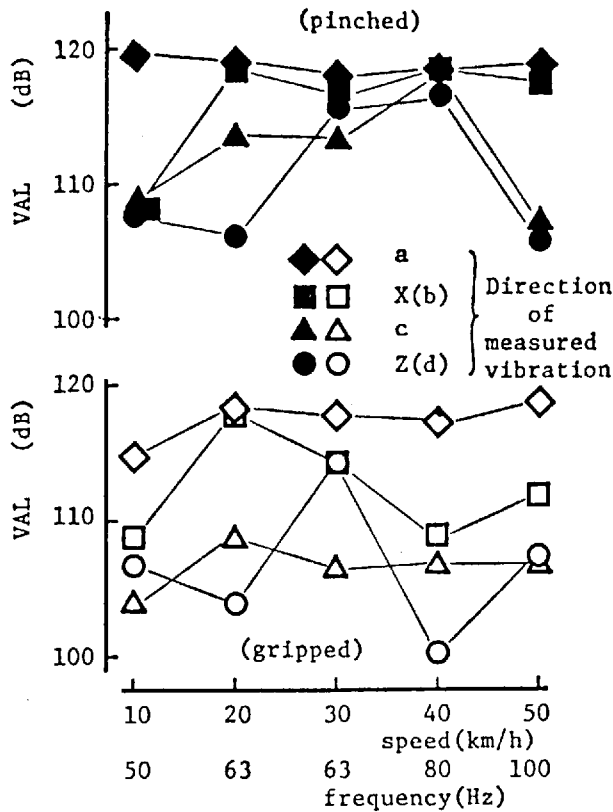


図 7-4 ハンドル上の各方向の最大振動レベル (VAL, 実験 2)

周波数の値は表 7 - 1 に示した各車速での、各ギヤ段階でのエンジン回転数によく対応することから、主としてエンジンの振動によるものであることがわかる。振動加速度レベルの値は、いずれの場合も大きな値を示し、つぎに大きな値を示すのは X (b) 方向である。また、このレベルはグリップの把持方法、車速の違いによって違う。
(実験 3 実走テスト・A)

A 点における振動加速度の経時変化を図 7 - 5 に示す。9.9 km/h の場合は 3 ~ 4 dB くらい、50.5 km/h では 1 ~ 2 dB くらいの変化である。

図 7 - 6 はこの 2 種の車速の場合について、A、B 点での振動加速度の周波数組成を示す。

振動加速度レベルは、A、B 点とも 200 Hz 以下ではあまり差がない。加速度レベルは、A 点では 9.9 km/h の場合 50 Hz で 108 dB、500 Hz で 98 dB、50.5 km/h の場合では 50 Hz で 105 dB、100 Hz で 129 dB、500 Hz で 112 dB である。なお、最大加速度レベルとならんでレベルは低い、50.5 km/h での 10、20 Hz のピークはドラムテストではみられなかった前輪の振動の影響であり、悪路ではこれが大となる³⁰⁾。

(実験 4 実走テスト・B)

実験 4 で得た各車速の A 点での a、X (b)、Y 方向の振動加速度の周波数組成のうち、ISO guideline に抵触する 250 Hz 以下の加速度のピークとその周波数を図 7 - 7 に示す。車速ごとの最大加速度レベルの周波数 (50 ~ 100 Hz) は、実験 2 (ドラムテスト・B) とまったく同じで、また、a 方向が最も高い振動加速度を示す。そのレベルは、車速の小さなとき (10 ~ 30 km/h) はドラ

表 7-1 車速にたいするエンジン回転数

Motorcycle speed(km/h)	Transmission gear	Engine speed(rps)
10	1st	51
20	2nd	66
30	3rd	65
40	3rd	83
50	3rd	101

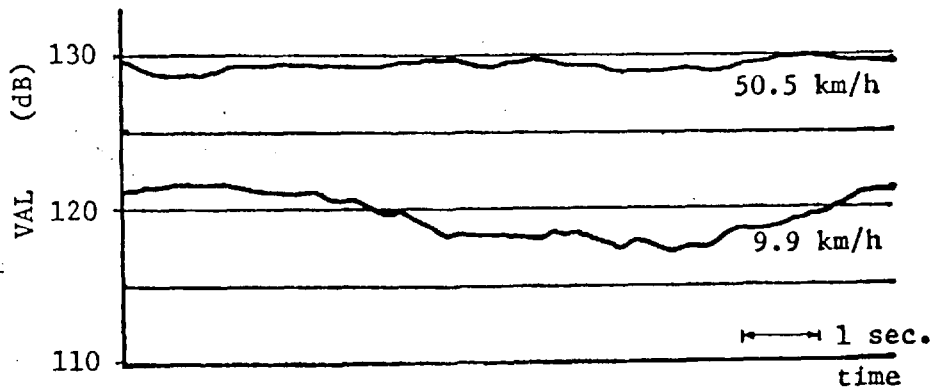


図 7-5 振動レベルの経時変化 (実験 3)

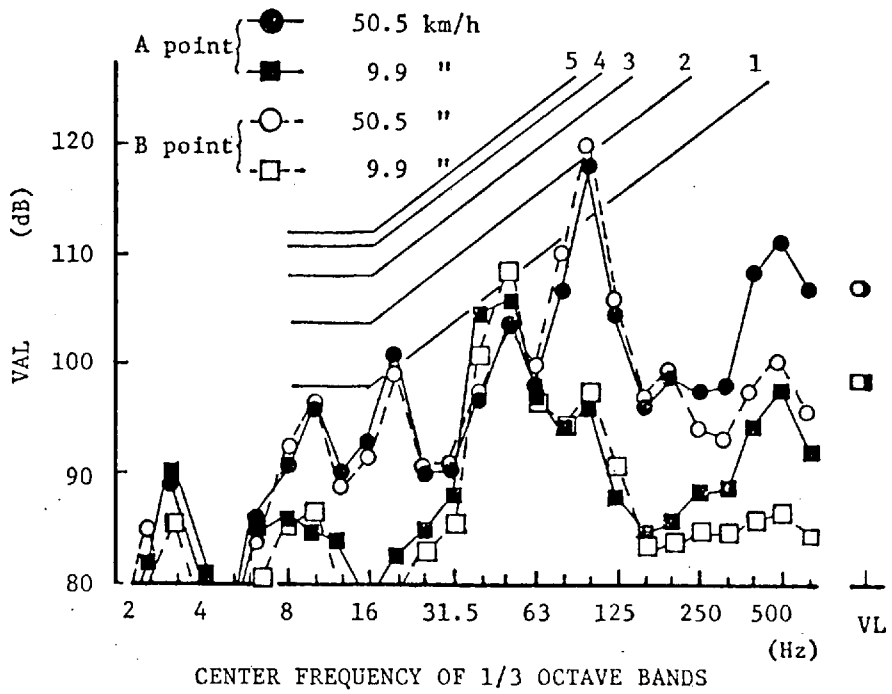


図7-6 X (b) 方向のAとB点における振動 (舗装路上, 実験1)

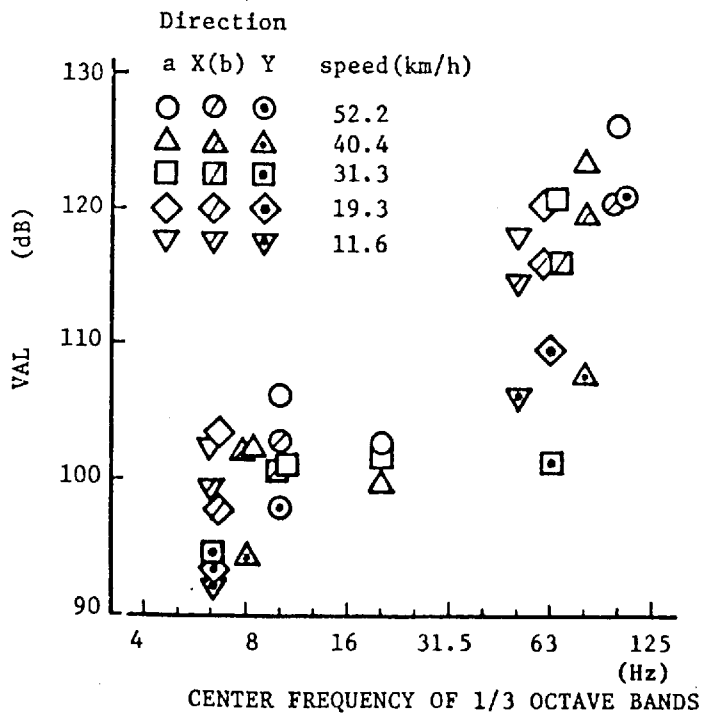


図7-7 3方向の振動 (実験4, Y方向はaとX (b)に直角方向)

ムテスト時とほぼ同じであるが、40 km/hで5 dB、50 km/hで7 dB多くなる。6～10 Hzの範囲にみられるピークは実験3の結果にもあらわれているように、主として前輪系の振動によるものと考えられる。ただし、およそ30 km/h以上になると20 Hzにも一つのピークがみられる。

(実験5 実走テスト)

以上の実験結果にもとづいておこなった実走テストでの、A点における各車速ごとのa方向、X(b)方向の振動加速度の周波数組成をハンドルグリップを握った場合と、グリップに指をそえた場合とについて図7-8、9および図7-10、11に示す。

2種の把持方法では、ドラムテストの場合と同様に、両方とも最大加速度を示す周波数はほぼ同じところにある。グリップを握ったときの腕軸方向(a方向、図7-8)の最大加速度レベルは、車速の増加とともにいくらか大きくなってきている。また、その周波数は50 Hzから100 Hzの間にある。車速45.0 km/hの場合の10 Hzでの振動加速度レベルが1～2時間のguidelineに近く、20 Hzと100 Hzでは2～4時間のguidelineの値を示している。36 km/hの場合は6.3 Hzで、27.3 Hzの場合は50、20、10 Hzで2～4時間の限界に近い。

グリップを握ったときのX(b)方向(図7-9)の最大振動加速度レベルをa方向と比べると10 Hzでは45、27.3 km/hで同じ、50～100 Hzの間では27.3 km/hの場合を除いて5 dBほど低く、4～8時間のguidelineの値である。

グリップに指をそえたときの腕軸方向(a方向、図7-10)の最大加速度レベルは50 Hzから100 Hzの間にあり、グリップを握

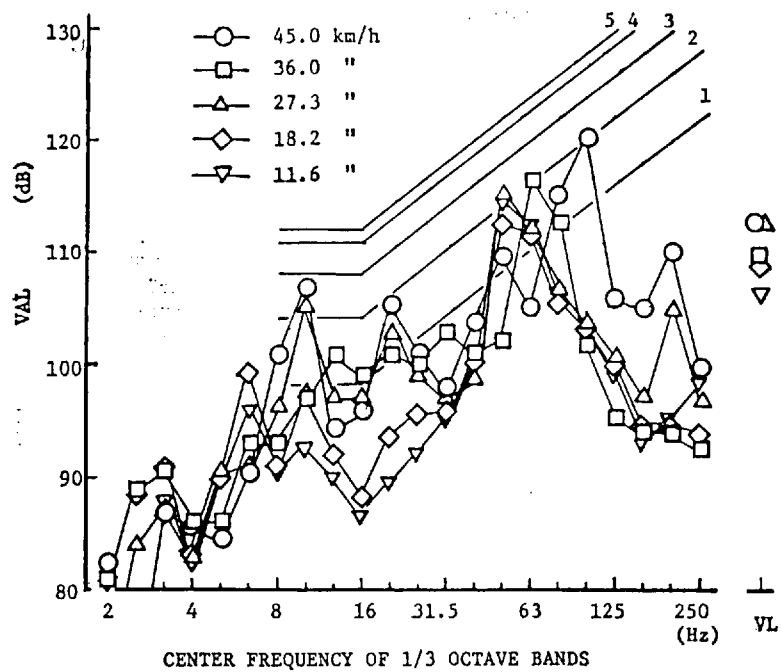


図 7-8 グリップを握ったときの a 方向の振動 (実験 5)

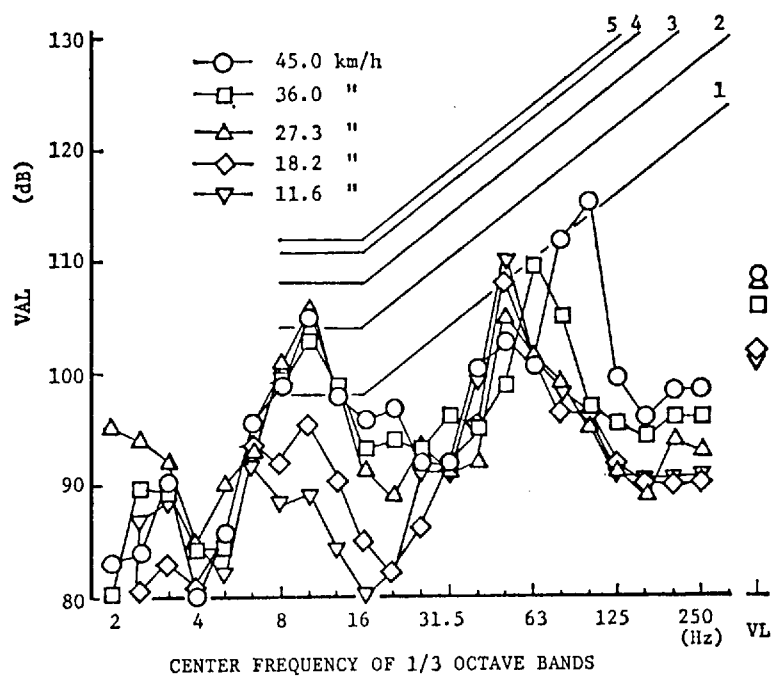


図 7-9 グリップを握ったときの X (b) 方向の振動 (実験 5)

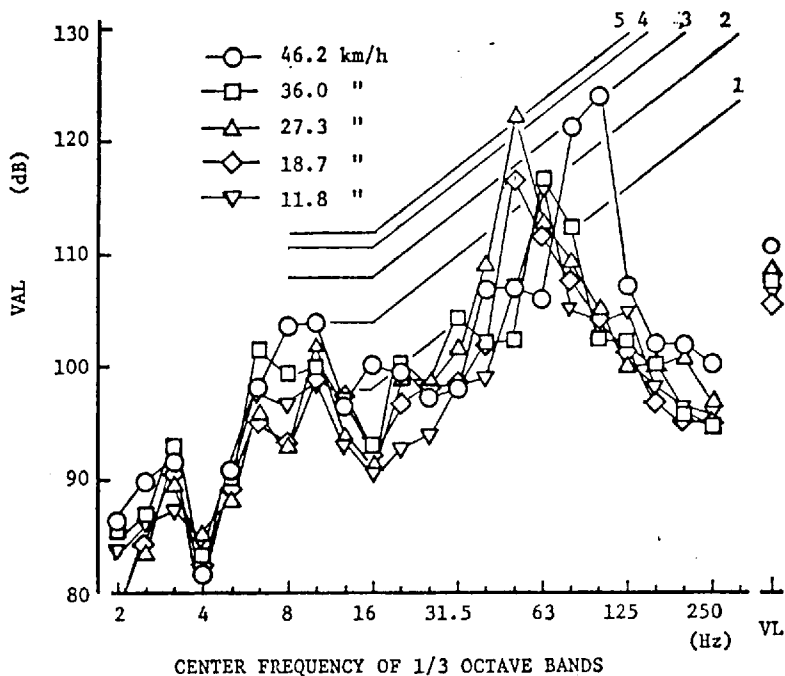


図 7-10 グリップを指先で挟んだときの a 方向の振動 (実験 5)

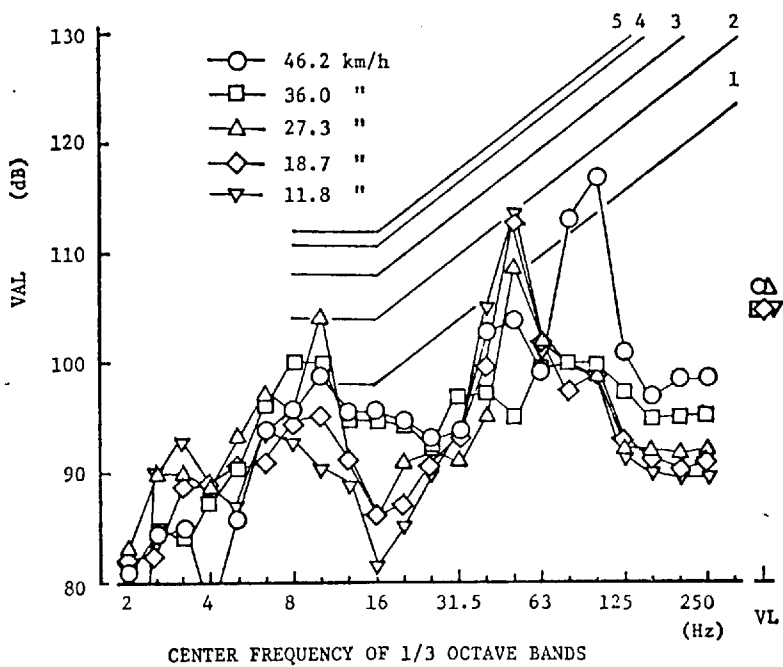


図 7-11 グリップを指先で挟んだときの X (b) 方向の振動 (実験 5)

った場合と比べて、46.2, 18.3, 11.8 km/hでは3～4 dB、27.3 km/hでは7 dBほど大きな値となっている。36.0 km/hの場合のみほぼ同程度のレベルとなっている。

I S O の guideline と比べた場合は、a 方向で、46.2 km/hでは80 Hzと100 Hzで1～2時間の、10 Hzで2～4時間の値に達している。36.0 km/hでは10 Hzで4～8時間の、63 Hzで2～4時間のあたりに達している。27.3 km/hでは50 Hzで30分の値に達していることは注意をする必要があると考えられる。また、すべての車速で、10 Hzの振動加速度レベルが4～8時間の guideline を越えていることは目だった特徴である。

グリップに指をそえたときのX (b) 方向 (図7-11) の最大振動加速度レベルの周波数はa方向と同様に50 Hzから100 Hzの間にあり、その値は各車速ともa方向と比べて小さくなっている。これを車速別にみると、46.2 km/hで7 dB、36 km/hで17 dB、27.3 km/hで14 dB、18.7 km/hで4 dBほど小さくなり、11.8 km/hではその最大加速度レベルの周波数が63 Hzから50 Hzに移り2 dBほど低くなっている。guideline と比較してみると、すべての車速で4～8時間を越えている。また、27.3 km/hでは10 Hzで、11.8 km/hと18.7 km/hでは50 Hzで2～4時間の guideline に達している。

7. 1. 3 考 察

実験はドラム上走行テストと舗装路上走行テストをおこなった。ドラムテストは実走の場合に比べて、比較的単純化した条件の下でのデータが得られる。たとえば、一定の指示速度で運転できるので、

速度に関する再現性の高いデータの必要な長さ（時間）を得ることができる利点がある。また、今回のドラムテストでは、前輪は回転しないので、前輪系の影響をのぞき、エンジンおよび後輪の影響（主としてエンジンの影響）を観察できた。

一方、実走行テストでは、ドラムテストのように条件の単純化や一つの条件のみの影響を調べることや再現性を求めることはむずかしいが、オートバイを実際に使用している状況により類似した条件での結果が得られる利点大きい。

本節では、この2種の実験結果を比較・検討することにより、実態をより詳しく把握できた。

まず、ドラムテスト・Aでは、ピックアップとりつけ位置がISOの最大方向での測定で検討され、とりわけ条件が安定している金属部分でよいことがわかった。つぎに、テストBでは、A点での測定で最大加速度レベルを示す方向が、ISOに準拠したX、Y、Z方向以外の方向、すなわち普通の乗車姿勢でグリップを握ったときの腕軸方向にあらわれた。これは、オートバイのシャシー構造の特徴に由来すると考えられる。

最大加速度レベルを示す周波数（50～100 Hz）は、各種車速で走行時のエンジン回転数と同じところにあることから考えると、エンジンそのものの振動や車体へのエンジン固定方法が大きく影響することは明かである。なお、たとえば20 km/hと30 km/hでの最大加速度レベルを示す周波数が同じところにあるように、車速が変わってもその周波数が変化しない場合があるのは、車速によって減速比を変えるためである。

つぎに、路上テストの結果からみると、測定位置はドラムテスト

と同様に A 点でよいこと、最大レベルを示す測定方向は a 方向であることがわかった。そのレベルは 50 ~ 100 Hz の範囲ではあまり差がないことから、エンジンおよび後輪の影響はドラム上走行と路上実走でほぼ同じであると考えられる。

ところが、a 方向で 10 Hz および 20 Hz の付近に、X (b) 方向で 10 Hz 付近にあるピークは後輪が回転しないドラムテストでは現れず、実走で現れている。この結果から、前輪系の影響は 6 ~ 20 Hz の範囲に現れたと考えられる。

今回実験に使用したオートバイのハンドルグリップゴム上 B 点と、その近くのハンドルパイプ金属上 A 点での振動加速度レベルの差は 500 Hz 付近で目立つが、そのレベルは ISO guideline にてらしてみてもかなり低い。guideline に抵触する範囲でみると、ドラムテストで 125 Hz、実走行では 200 Hz 以下になると A 点と B 点での振動加速度レベルの差はほとんどなく、グリップゴムによる減衰効果が 200 Hz 以下ではほとんどないことがわかる。

ハンドルグリップの把持方法の違いにより振動加速度レベルは異なって現れた。普通の把持方法では、6 ~ 20 Hz の範囲は前輪系の影響と考えられ、50 ~ 100 Hz の範囲は、主としてエンジンの影響と考えられる。普通の把持方法の場合より 3 ~ 4 dB 減少し、50 ~ 100 Hz の範囲のレベルは 3 ~ 5 dB 上昇するなどの特徴がみられた。

普通の郵便配達業務は上記の両方法を交互に交えつつ遂行されるが、いずれの方法をとっても障害の発生が予想されるレベルである^{29) - 30)}。従来の報告からみると、10 ~ 20 Hz の範囲では、骨、関節、筋、腱、靭帯、あるいは末梢神経、血管壁などに、物理的なエ

エネルギーによる直接影響が考えられ、50～100 Hzの範囲では、血管収縮の機構に敏感な反応をひき起こすことが考えられる。また、神経インパルスとしては、いずれも中枢に影響を与える可能性がある。走行時の騒音、寒冷、筋緊張、神経緊張の影響が、これらの影響と重なることも予想される。一方、今回のドラム上、舗装路上のテストからエンジンおよび前輪系のもつ影響が大きく、路面の状況で前輪系の影響の程度が左右されることが推定され³⁰⁾、未舗装路、悪路の場合の影響が大となることが予想される。

7. 2 安定性とライダーの緊張、 ハンドルの振動

オートバイの振動はエンジンと、路面とタイヤの接触から生じ、これらによる振動は、ハンドルから手・腕、躯幹へ、シートから臀、腰、躯幹へ、そしてステップから足、躯幹へ伝達される。

手・腕の筋緊張は、オートバイの直立安定性を維持するために走行状態に対応したライダーのハンドル操作から生ずる。安定な直進走行を続けるときは、操舵操作はハンドルに手を添える程度のものであり、この緊張は少ない。しかし路面の状況、積載重量の影響によって不安定になるさいには、操舵により安定性を維持しようとして、ライダーの手・腕などに強い筋緊張が起こることが考えられる。ここでは安定性と手腕系の筋緊張、ハンドルの振動との関係を検討する。

オートバイの通常の使用状況を想定して、小形オートバイの前後のキャリアに積荷を載せない安定な場合と積荷を載せて比較的不安定な状態とした場合の直進走行時のハンドルの振れ角変化を測定し、また同じ条件で走行中のオートバイのハンドルの振動とライダーの手・腕の表面筋活動電位を測定した。これらの測定結果からオートバイの安定性、ハンドルの振動と手・腕の緊張との関わりについて検討した⁴⁸⁾。

7. 2. 1 実験

実験車は7. 1で使用した、郵政省で郵便配達などに多く使用されているエンジン排気量90ccのオートバイ(MD90:表3-3のM車)である。実験の種類、実験の条件を表7-2に示す。

表7-2 各実験と前後荷重, 車速, ライダー

Test	Loaded weight (kg)								Vehicle speed (km/h) (Step 10)	Rider
	1		2		3		4			
	Front	Rear	Front	Rear	Front	Rear	Front	Rear		
① Stability	0	0	20	0	0	50	20	50	10~40	A, B, C
② Vibration	0	0	20	0	0	40	20	40	10~60	D
③ Electromyography	0	0	20	0	0	40	20	40	10~60	E, F, G, H

A~F are skilled riders and G, H are unskilled riders.

【実験の種類】実験はつぎの3つに分けて実施した。

1) 安定性実験 (実験①)

オートバイの直立性を維持するために、ハンドルを含む前輪系は絶えずステアリング軸 (操舵軸) 回りに周波数の低い振動 (振れ) をしている。不安定なときはこのハンドルの振れを補うようにライダが操舵を加えている^{7) 8) 9)}。このライダの操舵の程度を表す指標に式 (7-1)⁴²⁾ から求めた比例係数 κ_1 がある。

$$\kappa_1 = \frac{\beta}{\theta_1} \quad (7-1)$$

ここで、 β : 平均ハンドル振れ角 (ハンドルを含む前輪系のステアリング軸周りの振れ角の実効値)、 θ_1 : 平均車体バンク角 (走行中のライダを含む車体系の上下軸の鉛直線から左右への傾き角の実効値) である。

この κ_1 を求めるためにポテンショメータ (CP80 5k Ω 栄通信工業株) で走行中のハンドルの振れ角を測定し、車体バンク角はレートジャイロ (双葉電子工業株) の出力から換算して求めた。

2) 振動測定実験 (実験②)

ハンドルの振動加速度の測定は、図 7-12 a のようにハンドルグリップにホースバンドで締め付けた金属片の上に接着した圧電型加速度変換器 (540-M EMIC社) を用いておこなった。測定した位置は左右のハンドルグリップ上に各1箇所、振動の測定方向は、前節 7.1 のように (162 ページ)、このグリップ上で最も大きな振動加速度を示すステアリング軸より後方へ 45° の向きに (図 7-12 b の M 方向 : ライダの腕の方向に近い) をとった。アクセルにな

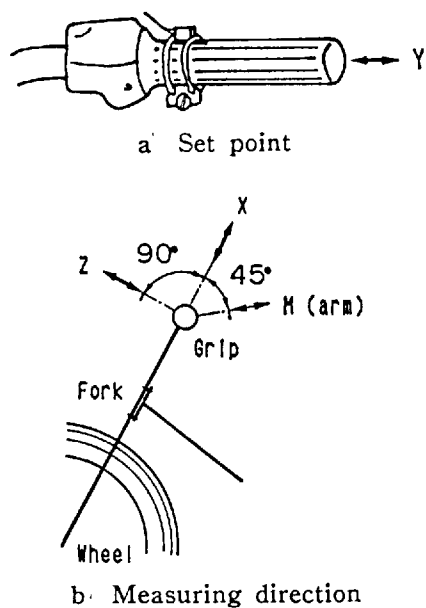


図 7 - 1 2 振動測定的位置と方向

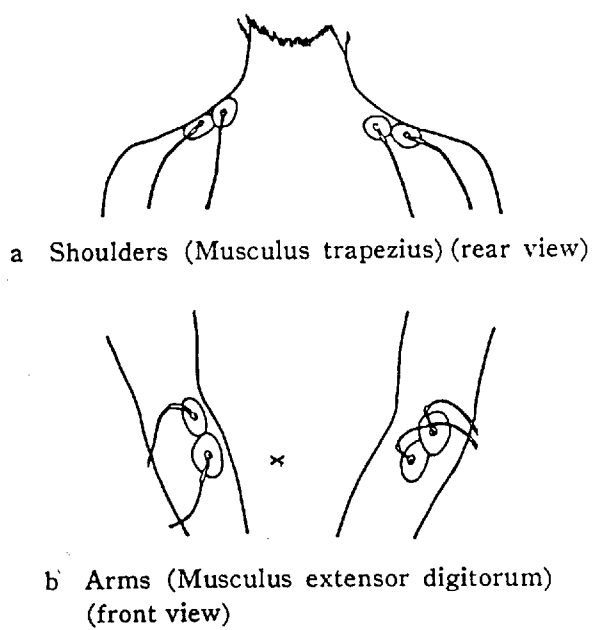


図 7 - 1 3 表面筋活動電位 (EMG) の測定部位

っている右グリップ上では、それぞれの指示速度になったときの加速度ピッチアップの位置がステアリング軸より後方へ45°の向きになるように前もって取り付けておく。なお図中のX、Y、ZはISOの局所振動の座標方向である。

3) 表面筋活動電位測定実験(実験③)

表面筋活動電位の測定にはテレメータ(NECSAN-EI TRANSMITTER MODEL 1417, NEC SANEI RECEIVER 1946)を用いた。電極にはDISPOSABLE ELECTRODES(三栄測器)を使用し、図7-13のように左右の総指伸筋上(腕)と僧帽筋上(肩)の4箇所に着した。電極間隔は約2.5cmで、局部の皮膚を拭いてから接着し、さらにその上から粘着テープを貼り固定した。電極からのリード線はすべてライダの肩から背の方に向けて1ヶ所に集め、ずれないように接着テープで抑え、リード線の先端は腰のベルトに固定した発信器に接続した。測定中にライダの皮膚からの発汗が少ないようにするために、実験の実施期間は10月7日から12日の間の、雨天やとくに風の強い日を除いた気象条件の良い日を選び5日間おこなった。さらに厚着も避けるようにした。

【走行条件】 上記の3種の実験では、通常の使用状況を想定して、表7-2のようなそれぞれ4種の組合せを設定した。走行路面は平坦なアスファルト舗装の直線路で、測定区間は200mとしその前後に助走、制動区間をとった(上記実験はすべて同一場所)。ただし実験③の場合はテレメータの受信可能距離が約50mなので、実験①、②と同じ実験路の中間点に受信機を置き、この位置から前後50mの合計100mを測定区間とした。指示走行速度は10km/hから、10km/hごととし、60km/hまでとしたが、実車速は上記測定区間の通過

時間から平均車速として求めた。実験は同一条件での往復の走行回数が同数になるようにし、ライダーの慣れや疲労によるデータのばらつきを分散させるために実験順序は乱数表に従った。データはすべてデータレコーダ (TEAC HR-30G) に記録し、後に分析処理をした。

表面筋活動電位の分析処理の方法は、つぎのようである。ライダーが停止したオートバイに乗りハンドルグリップに手を添えたときの表面筋活動電位の値を基準値とし、これと走行中の表面筋活動電位の値との差を測定区間について時間積分する。その積分値を測定区間の通過時間で除し、これを1回の走行の表面筋活動電位の代表値とした⁴⁹⁾。

【被験者】 ライダーはすべて免許をもつオートバイの運転経験者で実験①は3名、実験②は1名で実験③では4名(熟練者と未熟練者に分けた)である。それぞれのライダーは、ハンドルグリップの把持やハンドル操作の方法はそのライダーが通常乗車しているときと同様におこなうように指示した。

7. 2. 2 結果と考察

実験結果の実速度のうち、指示速度と約5 km/h以上の差がある結果は捨て、指示速度との差が5 km/h以内の結果を以下の検討の対象として採用した。

1) 安定性実験 (実験①)

1. 結果

実験①から平均ハンドル振れ角 β と平均車体バンク角 θ を測定し⁴²⁾、各走行ごとの操舵の特性値 κ_1 を式(1)から計算し、車速にたいする κ_1 の回帰曲線を求めた。図7-14は3名のライダーのうちの

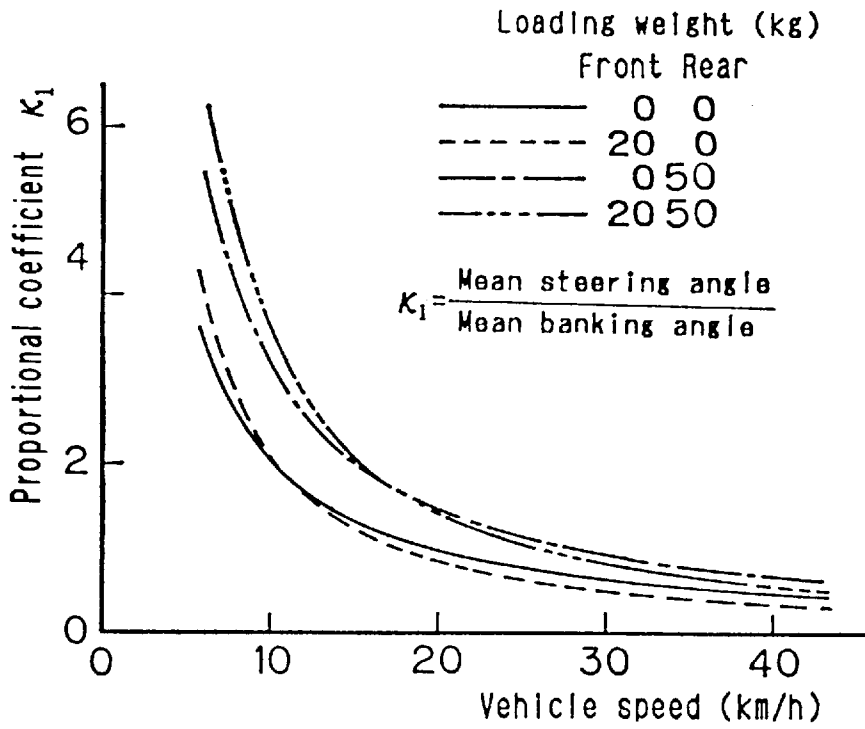


図 7 - 1 4 前後荷重を変えたときの比例係数 κ_1 と車速 (ライダー A)

Aについて、この回帰曲線を示したものである。他の2名のライダーについても同様な結果である。

κ_1 の値は安定性がよいときは小さく、安定性が悪くなると車体の傾きにたいしてライダーのハンドル操舵量が増し κ_1 は大きくなる。したがって図7-14で示されるように、低速のときはオートバイの直立維持機能が低下し不安定になるのでライダーの操舵量が増し κ_1 の値が大きくなる。また車速が大きくなると κ_1 の値が小さくなり安定性が増していることがわかる。

3名のライダーとも、後部のみ積荷50kgと前部積荷20kg後部積荷50kgの2つの条件の場合は、積荷のない場合より κ_1 の値が全車速の範囲で大きく安定性が悪くなっていることがわかる。前部のみ積荷20kgの場合には、指示速度10km/hでは、安定性が悪く κ_1 の値が大きくなっている。

2. 考察

積荷を増すとステアリング軸まわりの慣性モーメントと、ライダーと車体を含む全体の重心を通る上下軸まわりのヨー角（偏揺れ角）や前後軸まわりのロール角（横揺れ角）に関する慣性モーメントが大きくなり、路面の凹凸や横風などの外乱が小さな場合には車体やハンドルの運動への影響は少なくかえって安定しているように感じられるが、大きな外力が一旦加わると車体やハンドルの振動は増幅されるようになり安定性は悪くなる。

本報告では、各ライダー間の体重の差は、最大で約12kg（55kg～67kg）あるが、ライダーの乗車位置はほぼ車体の重心を通る上下軸に近く、さらにライダーの重心位置は身体の大きさにかかわらず直立に近い姿勢でシートから上に約25cmところにある⁴⁴⁾ので、重心

を通る前後、上下軸回りの慣性モーメントにたいするライダの体重の差の影響は小さいので、安定性へのライダの体重の差の影響はほとんどないものとする。

2) 振動測定実験（実験②）

1. 結果

実験②でえられたハンドルグリップの振動加速度（dB）を1/3オクターブバンドで周波数分析し、各積荷の組合せごとに、指示速度10 km/hと50 km/hでの左グリップの振動加速度レベルを図7-15 a, bに示す。ここで $A_{ref} = 10^{-5} \text{ m/s}^2$ である。図中の太い破線は局所振動についてのISOの暴露許容勧告基準⁴⁷⁾の中の4～8時間の基準線である。また各条件での左右のグリップの振動レベル（VL）を図7-16 a, bに示す。

速度と振動との関係を見ると、指示速度10 km/hの場合には、積荷量が変わってもハンドルの振動加速度の周波数成分はあまり変わらない。指示速度50 km/hの場合には、積荷のない場合はいずれの周波数でも振動加速度レベルは下がっているが、積荷のある場合の最大振動加速度レベルは、大きな値を示している。

50から100 Hzについては、負荷（積荷）が増えると同じ指示速度で走行させるためにアクセルをより開いてエンジンの出力を上げるので、それにしたがってエンジンに由来する振動も大きくなった結果である。

つぎに積荷の状態との関連をみる。図7-14を参考にすると、積荷が前20 kgのみの比較的安定しているときはハンドルグリップの把持力や保舵力が小さいので、ハンドルでの振動加速度は大きく現れる。これに対して、積荷が後40 kgのみの不安定な場合は、ハ

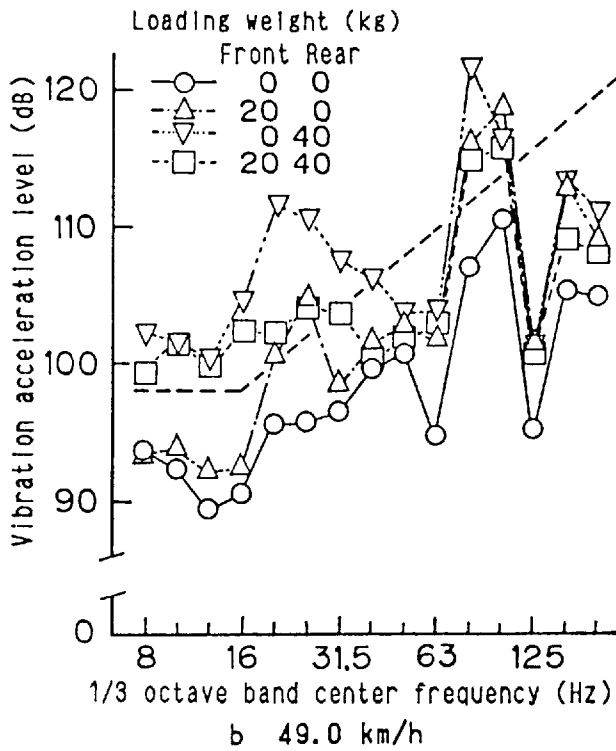
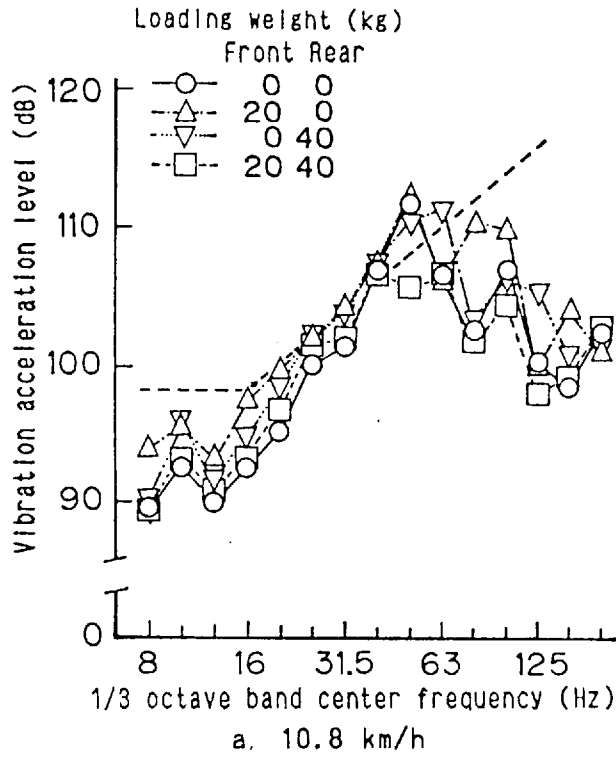


図 7-15 左ハンドルグリップ上における腕軸方向の振動加速度レベルの周波数成分

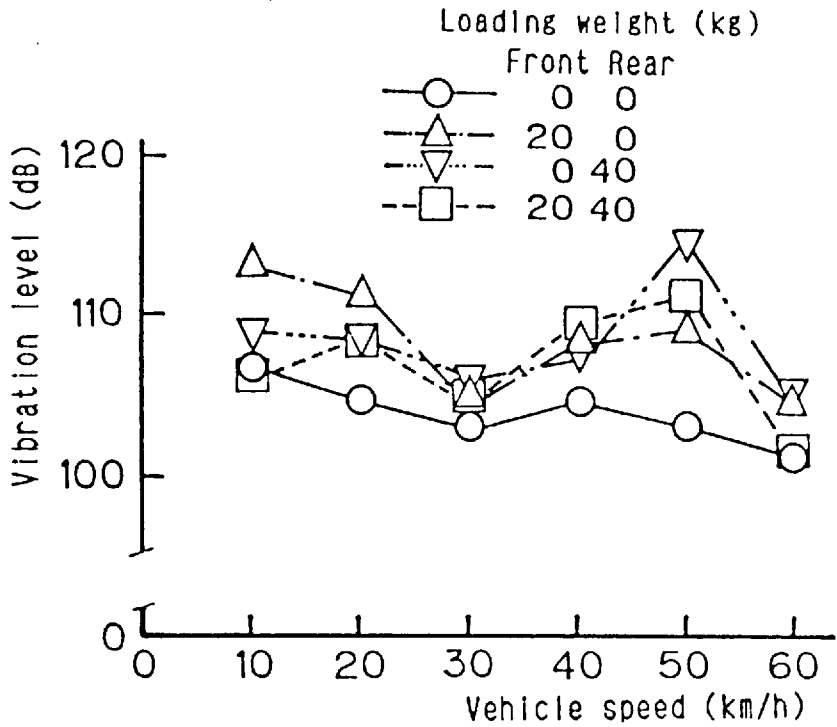


図7-16 前後荷重と左グリップ上の振動レベル

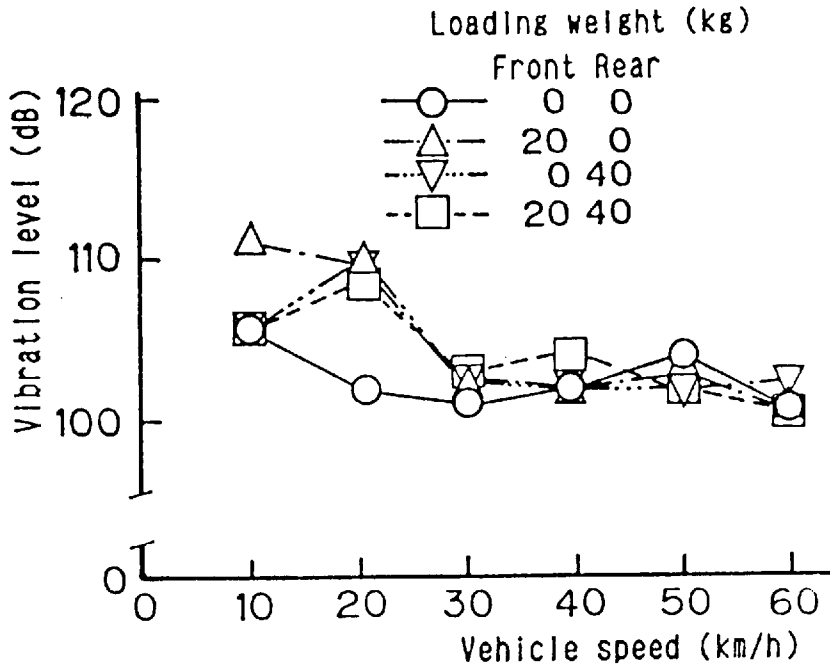


図7-17 前後荷重と右グリップ上の振動レベル

ンドルグリップの把持力や保舵力が大きくなり、ハンドルの振動のライダの手に伝播する量が多くなるために、ハンドルでの振動加速度は積荷が前20kgのみのときより小さくなる。さらに安定性の悪い前積荷20kg、後積荷40kgの場合は、ライダの手に伝播する振動の量がさらに多くなるために、ハンドルでの振動加速度は積荷が後40kgのみの場合より低くなる。

2. 考察

前後キャリアに積荷を置かない直進走行中のオートバイのハンドルの振動についての既報の振動加速度の周波数分析結果³⁰⁾と比べると、エンジン速度に相当する周波数や車輪やバネ下部分の固有振動数に相当する周波数の振動加速度レベルなどは、全体的に低い値になっている。本実験で使用したオートバイは既報³⁰⁾で使ったものと比べて、ハンドル端にウェイトを取り付けて共振を防ぐなどの改良を加えられたため、とくに約20Hz以下の低い周波数での加速度レベルが低くなっている。グリップに手を添えただけの場合より握ったときの方がグリップ上の振動は小さくなるなど、グリップの把持状態によってハンドルの振動の大きさは異なる³⁰⁾。実験①では前後の積荷の組合せによる安定性の違いが明らかになったが、ハンドルの振動加速度については図7-15でみるようにこの積荷の組合せによる違いは明かとならない。

振動レベルでみると、左グリップでは、指示速度10km/hで前か後のみに積荷のあるときと、20km/hから50km/hまででは積荷のあるときに積荷のないときより大きな値になる。しかし右グリップでは、20km/hのときに積荷のある場合の方がいない場合より大きい。それ以外の車速では積荷の組合せの違いによる振動レベルの差

は明かでない。したがって安定性の変化によるグリップの把持方法の違いは、一般に考えられているような単にグリップを五指で握るときに力の強弱でなく、手のひらや指での支え方の違い（あてかじ、引きかじ）となり、さらにライダーの体重移動などが加わり、もっと複雑な操縦をしているものと考えられる。

8から20 Hzと50から100 Hzの間にあるピークについてみると、8から20 Hzにあるピークは、路面の凹凸などによるバネ下質量（車輪を含む懸架装置から下の部分）の振動で、50から100 Hzにあるピークはその走行でのエンジンの回転による振動である^{30), 45)}。

最大振動加速度レベルをISOの暴露ガイドラインとの関連で見ると、4～8時間の暴露許容基準を越えるのは、指示速度10 km/hのときの左グリップですべての積荷のあるときである。また指示速度50 km/hの場合は左グリップでは、前後の積荷なし以外のすべての組合せで、この暴露許容基準線を越え、車輪系からの振動と考えられる20 Hz前後の振動加速度レベルも暴露許容基準を越える。

3) 表面筋活動電位測定実験（実験③）

1. 結果

前後に積荷のないときの左右の総指伸筋上（以後、腕と称する）と左の僧帽筋筋上（以後、肩と称する）の表面筋活動電位について4名のライダーの平均値と標準偏差を指示速度に対して図7-18 a, b, cに示す。表面筋活動電位を測定区間について時間積分しその測定区間の通過時間で除した単位時間当りの値を縦座標とする⁴⁹⁾。

車速が高くなるとともに左右の腕と肩の表面筋活動電位は全体として増加の傾向にあり、とくに50 km/hと60 km/hで大きくなって

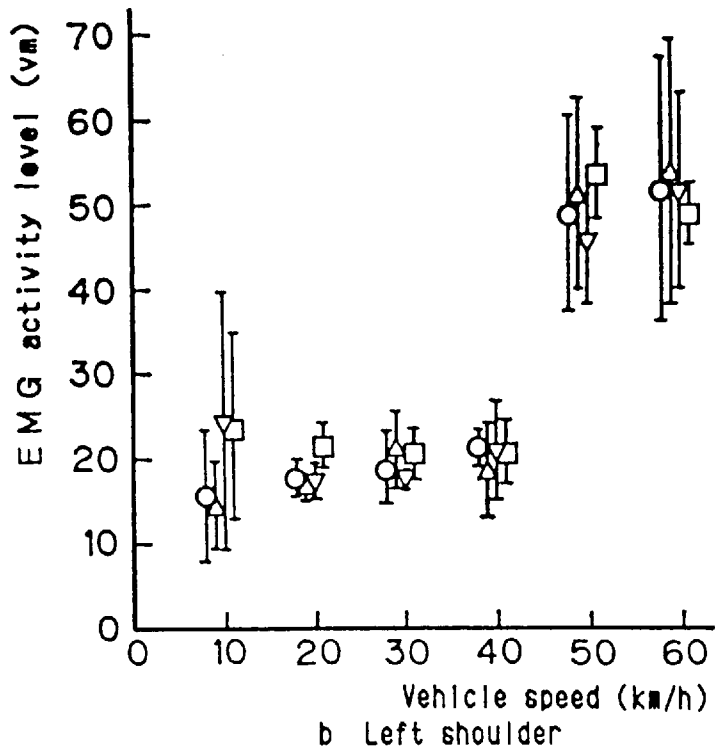
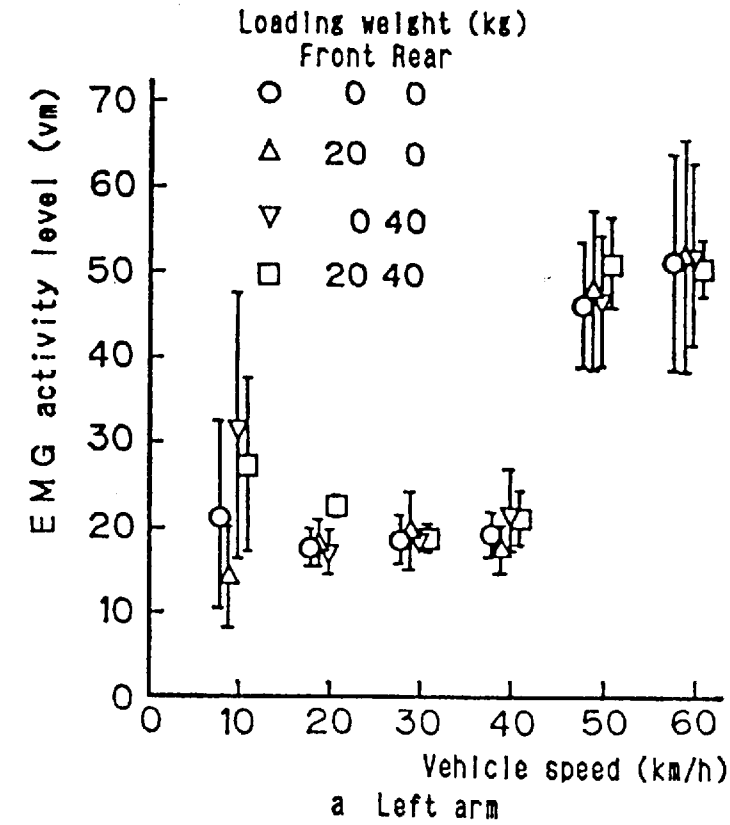


図 7 - 1 8 筋活動電位 (E M G) と車速

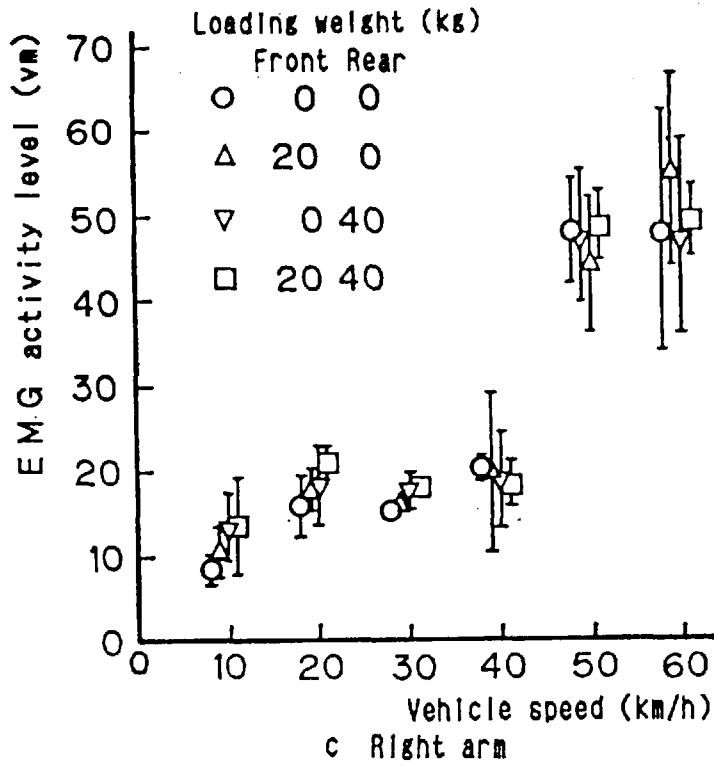


図 7 - 1 8 筋活動電位 (EMG) と車速

いる。実験①の図7-14によると車速の増加とともに κ_1 が小さくなり安定性が良くなって操舵量は減少しているのので、操舵による手腕等の緊張は増さないはずである。したがってこの表面筋活動電位の増加は車速が大きくなることによるハンドルや車体からの最大振動加速度レベルの増加によるものと考えられる。一方左グリップでは安定性の悪い10 km/hの低速でも少し高い値の表面筋活動電位がみらればらつきも大きくなっていることから、操舵による肩や腕の緊張がうかがわれる。これにたいして、右グリップの10 km/hでは、表面筋活動電位の値は小さくなり、左腕、肩の値より小さく、ばらつきも小さくなっている。

全般的に荷重の条件が変わっても各車速にたいして表面筋活動電位の大きさは前後積荷0 kgのときとあまり変わらず、車速に対する表面筋活動電位の変化も同じ様な傾向を示す。今回の条件での実験①と実験③からだけでは、直進走行中の前後積荷の組合せによる安定性とライダーの腕の緊張との関係は明かでない。したがって7.2.2でも述べたように、安定性の変化によるハンドルの操作方法の違いは、グリップを五指で握る把持力の強弱などではなく、手掌や指での支え方の違い、さらにライダーの体重移動など、より複雑なものと考えられる。

しかし、舗装路上の直進走行では前後の積荷により安定性が極端に悪くなることはないのので、この前後の積荷の組合せから、今回の測定点での表面筋活動電位による手や腕などの緊張の違いはあまり明確にならなかった。したがって今後は旋回運動、突起乗り越えや長距離走行などで前後の積荷の影響が明瞭にでてくると思われるような条件での検討も必要である。

7. 3 本章のまとめ

オートバイを長時間使用する労働者の振動障害の原因の1つとして、走行中のハンドルの振動、ライダーによる操舵とグリップの把持にともなう手や腕などの緊張が考えられることから、舗装路上走行中のオートバイのハンドルの振動とライダーの左右の総指伸筋（腕）と僧帽筋（肩）の表面筋活動電位によって安定性と手や腕などの緊張の関係を検討した結果をまとめると、つぎのようになる。

1) ハンドルの振動

1. 振動加速度の最も大きな値を示す方向は、ISOに準拠したX、Y、Z方向以外の腕軸方向に現れた。
2. 最大加速度レベルを示す周波数は、そのときの車速でのエンジン回転数と同じところにある。
3. 6～20 Hzでみられる振動加速度レベルのピークは主として前輪系の影響により、50～100 Hzでのピークはエンジンの影響と考えられる。
4. ハンドルグリップの把持方法により、ハンドルの振動加速度レベルは下がる。一方、把持力が大きいときは、6～20 Hzのレベルが増し、指先をそえた場合は50～100 Hzでレベルが増す。
5. 本章の実験に用いたオートバイのハンドルグリップにおいては、125～200 Hz以下で、金属部分と比べて振動の減衰はみられない。
6. 走行時のISOの exposure guideline を越え、使用時間の長さによっては障害の発生が予想される。

2) 安定性とライダーの緊張、ハンドルの振動

1. 積荷を載せたときはその場所や重量に関係なく、全速度域でハンドル振れ角が大きく、とくに低速度域での安定性が悪くなり、操舵量は増大する。
2. 最大振動加速度レベルがISOの4～8時間の暴露許容基準を越えるのは、左グリップ上で、積荷のあるときの指示速度50 km/hで顕著である。
3. 積荷のあるときの左グリップでの振動レベルは、積荷のないときより全般に高くなる。また振動加速度レベルと積荷の組合せによる変化は明かでない。
4. 総指伸筋、僧帽筋の表面筋活動電位は、極低速では安定性維持のために、また車速50、60 km/hでは直進性保持のためと最大振動加速度レベルの増加のために大きな値になる。
5. 直進走行では前後の積荷の組合せによる表面筋活動電位の違いは明かでない。
6. 安定性が悪くなるとハンドルグリップの把持力や保舵力が増し、腕への振動の伝播が大きくなるために、ハンドルグリップ上での最大振動加速度レベルは小さく現れる。このことからオートバイのハンドルの振動測定は把持力や保舵力との関係で規定されるべきである。

8 章 結 論

本研究は、オートバイの低速走行特性を、ライダーからみた直進直進安定性と振動特性として検討することを目的におこなったものである。すなわち、路面の凹凸、風、ライダー自身の動きなどの外乱にたいして、直立・直進安定を維持しようとするライダーのフィーリング評価、動作とオートバイの動きとの関係を明かにし、安定性に影響する外乱の1つである路面の突起または継目（目地）をオートバイが乗り越えるときの振動の解析、走行中のオートバイのハンドルの振動を衛生学的・工学的に検討をおこなった。

これらの研究により得られた、おもな成果を列挙すると以下のようになる。

1. 直進走行中のオートバイの安定性を評価する方法の1つとして、平均ハンドル振れ角を用いることは妥当であり、この平均ハンドル振れ角と安定性にたいするライダーのフィーリング評価との間にはウェバ・フェヒナの法則が成立し、この2量間には強い相関関係がある。これと比べて、平均車体バンク角、平均ライダーリーン角、平均保舵トルクの物理量と安定性にたいするフィーリング評価との相関関係は弱い。
- 1-1. 舗装路の場合、安定性の悪い低速では、直立・直進安定を維持するためにハンドル振れ角を大きくとり、車速が増すにしたがい安定性がよくなるので、平均ハンドル振れ角は小さくなる。未舗装路でも、同様な傾向を示すが、平均ハンドル振れ角の値は全体に大きくなり、舗装路より不安定であることを示す。圧雪路の場

合は、タイヤの横すべりが大きく、直立・直進安定性が低下するので、平均ハンドル振れ角は舗装路や未舗装路のときよりさらに大きくなる。

1-2. フィーリング評価に対応する平均ハンドル振れ角の数値は、等間隔ではなく、フィーリング評価の良い側で狭く、悪い側で広くなるような判別をしている。

2. 車体バンクの動きにしたがってハンドルの振れ角、ライダーリーン角、保舵トルクの変化が起るとした場合、実験によると、

2-1. 車体バンク角にたいするハンドル振れ角とライダーリーン角のそれぞれの比例係数を κ_1 、 κ_2 で表すと、比例係数 κ_1 は低速で大きく、速度の増加とともに小さくなっていく。比例係数 κ_2 はライダーにより、車速に係わらず1前後の場合と、低速で1より大きく約20 km/h以上で1付近の値になる場合がある。

2-2. 車体バンク角を入力とし、ハンドル振れ角、ライダーリーン角、保舵トルクを出力としたときのクロススペクトルのピーク周波数は0.5～1.5 Hz付近にあり、これは近似計算による操舵の周波数と同じになる。

2-3. 車体バンク角にたいするハンドル振れ角の遅れ時間は、低速では正で車体バンク角が先行し、高速では進路保持のために負になる。車体バンク角にたいするライダーリーン角の遅れ時間は、すべて正で車体バンク角が先行する受動的コントロールである。また、車体バンク角にたいする保舵トルクの遅れ時間は、低速から負で保舵トルクが先行するが、40 km/hの一部が正となる。

3. 車体バンクの動きにしたがってハンドルの振れ角、ライダーリーン角の変化が起るとし、オートバイからライダーへの反力、ラ

ライダーの慣性モーメントの影響など加えた場合のライダーの操作特性についての計算により、車体バンク角とライダーのハンドル操作と上体の動きとの関連を検討することが可能である。

4. 安定性に影響する外乱の1つである路面の突起または目地（継目）を乗り越えるときの、バネ下の振動のショック・ベクトル図による解析は、4輪車の場合と同様に有効であり、加速度と位相の時間経過による外力変化の状況を総合的、直感的に推定できる。
5. 走行中のオートバイのハンドルグリップの振動について衛生学的視点も含めて実験的に検討すると、
 - 5-1. 走行中にハンドルに伝播する振動の発生源はエンジンと路面からの振動、それらによる車体の振動で、もっとも大きな振動レベルを示す周波数はその時のエンジン回転数と一致する。路面からの振動はサスペンションの固有振動近くの周波数のところでピークをつくる。ハンドルの振動は走行条件により、ISO提案の暴露基準を越えるレベルになる場合がある。
 - 5-2. 総指伸筋、僧帽筋の表面筋活動電位は車速の増加とともに大きくなる。直進走行では前後の積荷の組合せによる表面筋活動電位のちがいは明かでない。また、安定性が悪くなるとハンドルグリップの把持力や保舵力が増し、腕への振動の伝播が大きくなるために、ハンドルグリップ上での最大振動加速度レベルは小さく現れる。このことからオートバイのハンドルの振動測定は把持力や保舵力との関係で規定されるべきである。

謝 辞

本研究の遂行と本論文をまとめるにあたり、終始懇切丁寧なご指導をいただきました明治大学理工学部 大矢多喜雄教授に、本研究を始めるについて貴重なご示唆とご指導をいただきました東京大学名誉教授（元明治大学教授） 故 富塚清先生に心よりお礼申し上げます。また本論文の完成にあたって多くの貴重なご助言をいただきました明治大学理工学部 大亦絢一郎教授、同 下坂陽男助教授に厚くお礼申し上げます。

さらに、本研究の遂行にあたりご援助、ご激励をいただきました名古屋大学工学部 太田博教授に心よりお礼申し上げます。

本研究は名城大学理工学部交通機械学科自動車工学研究室において行われたもので、その間また本論文をまとめるにあたり終始懇切なご教示とご激励をいただきました名城大学理工学部 樋口健治教授（東京農工大学名誉教授）に心より感謝申し上げます。

また本研究における計算処理をコンピュータで行うにあたり多大なご協力をいただきました、名城大学理工学部 早藤英俊助手に感謝致します。さらに、数々のご援助、ご協力をいただきました多くの方々に感謝致します。

参 考 文 献

- 1) 近藤政市, 広瀬藤五郎, 渋谷侃二: 二輪自動車の安定性, 操縦性の実験的研究, 日本機械学会誌, 58巻442号, P827, 昭和30年11月.
- 2) 景山克三, 傳 啓泰, 小佐文雄: 二輪自動車の安定性の実験的研究, 日本機械学会誌, 64巻, 508号, P746, 昭和36年5月.
- 3) 近藤政市, 長岡 章, 吉村文雄: 二輪車の安定性に関する理論的研究, 自動車技術, Vol.17, No.1, P8, 1963.
- 4) 景山克三, 傳 啓泰: 二輪車の前輪系の幾何学, 自動車技術, Vol.18, No.11, P846, 1964.
- 5) R.S.Sharp: THE STABILITY AND CONTROL OF MOTORCYCLES, JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING SCIENCE, Vol.13, No.5, P316, 1971.
- 6) 傳 啓泰, 芝端康二, 菊池 正: 二輪車の手放し運動の解析, 自動車技術会論文集, No.15, P51, 1978.
- 7) 傳 啓泰: 定常旋回における二輪車の保だモーメント, 日本機械学会論文集, 43巻, 367号, P928, 1976.
- 8) Tomoo Nishimi, Akira Aoki, and Tsuyoshi Katayama: Analysis of Straight Running Stability of Motorcycles, The 10th International Conference on ESV, Oxford, P1080, 1985.
- 9) 片山 硬, 西見智雄, 青木 章: ライダの振動特性の測定, 自動車研究, 7巻, 10号, P14, 昭和60年10月.

- 片山 硬, 西見智雄: エネミギ・フロー法による二輪車のウォッブルモードの解析, 自動車研究, 11巻, 7号, P241, 平成元年7月.
- 10) Jhon W. Zellner and David H. Weir: Mopet Directional Dynamics and Handling Qualities, SAE paper, 790260, 1979.
- 11) 景山一郎, 向後明彦: 二輪車のハンドル系における人間の要素, 日本機械学会論文集C, 50巻, 458号, P129, 昭和59年10月.
- 12) 大矢多喜雄: 自転車安定走行の力学, 自転車技術情報, No.2, P1, 1978-12.
- 13) 大矢多喜雄, 藤尾 昇, 服部四士主: 安定性の理論的研究 [1] - 直進走行時の特性 -, 自振協技術研究所報告, No.9, P35, 1978.
- 14) 大矢多喜雄, 服部四士主: 安定性の理論的研究 [2] - 直進走行時の周波数応答関数 -, 自転車技術研情報, No.1, P67, 1979.
- 15) 塚田幸男, 大矢多喜雄: 自転車安定要因寸法に関する研究 (その1) - 自転車安定走行の理論 -, 設計製図, Vol.16, No.88, P24, 昭和56年.
- 16) 島田文平: 車体強度試験測定値の統計的取扱 - 第2報非舗装路走行: 実用的近似解法, 自動車技術, Vol.16, No.6, P532, 1962.
- 17) 大矢多喜雄: 二輪車の振動特性と試験装置, 自動車技術, Vol.16, No.6, P302, 1962.

- 18) 大矢多喜雄：二輪車の振動特性，自動車技術，Vol.16, No.11, 1962.
- 19) 富田隆夫：二輪車の振動・騒音・乗心地とCAE，自動車技術，Vol.35, No.12, P1386, 1981.
- 20) 岡村修之，熊井靖浩，大亦絢一郎：自動二輪車の突起乗越し時の過渡振動特性，日本シミュレーション学会第5回シミュレーション・テクノロジー・コンファレンス，P211-214, 1989.
- 21) 横井雅之，樋口健治，音田稔：小突起乗越し時の自動車の車体振動の解析，自動車技術会論文集，No.5, P69, 1973.
- 22) 石津誠一，樋口健治，音田稔：突起乗越し時のショック・ベクトル図による解析，自動車技術会論文集，No.17, P86, 1979.
- 23) 高松 誠，二塚 信：バイクモータ乗務員の振動・寒冷などの生体負担とそれが健康に及ぼす影響について，第3回日本衛生学会総会抄録，1966.
- 24) 山田信也，振動障害の経過，労働の科学，24巻第8号，P17-26, 1969.
- 25) 古本雅彦，石原弘道・西岡博輔，振動工具障害者－主としてRaynaud現象について，災害医学，9:7, 1966.
- 26) 松本忠雄，オートバイ運転作業者の職業病－集金労働者を中心として，労働と健康，22, P21-24, 1977.
松本忠雄・原田規章，実際例にみる振動障害－オートバイ，労働安全衛生広報，9(200)OP40-41, 1977.
的場恒孝・楠本尚夫・万江治夫・上妻剛三・永江欣司，振動病

- 患者164名の入院治療後のアンケート郵送法による追跡調査, 産業医学, 19, P75-79, 1977.
- 27) 日下圭司, 猪口紘司, 大坪 望, 藤原賢治, 太田栄一, 下窪浩次: 二輪車の高速時の安定性について, 川崎技報, No.62, P336-342, 1976.
- 28) 長彦 漸, 溝口 巖, 日下圭司, 多摩川浩介: 二輪車の振動感覚評価の研究, 自動車技術会講演会前刷集, 782, 1978.
- 29) 富永洋志夫, 郵便配達用オートバイハンドル部の振動について(第1報)「振動レベル」評価による振動の要因とその方向, 労働科学, 第57巻, 第7号, P295-305, 1981.
- 30) 横森 求・山田信也・中川武夫・松本忠雄, 舗装路上走行時におけるオートバイのハンドルの振動, 産業医学, 第23巻, 第2号, P134-140, 1981.
- 31) 大矢多喜雄, 大木 隆: 回転タイヤの上下振動による前後方向力について, 自動車技術, Vol.23, No.10, P1013-1019, 1969.
- 32) 景山克三: 二輪自動車の砂利道における安定性の比較実験, モータファン, 12-6, P101, 昭和34年6月.
- 33) 富塚清, 田村 淑, 藤野 弘: 2輪車のハンドルの安定性の研究, 日本機械学会前刷集, No.78, P65, 昭和37年10月.
富塚清, 藤野 弘: 2輪車のハンドルの安定性の研究(第2報), 日本機械学会前刷集, No.99, P89, 昭和38年10月.
- 34) 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, P416, 養賢堂, 昭和53年.
- 35) 日科技連官能検査委員会編: 官能検査ハンドブック, P458,

日科技連, 昭和50年.

- 36) 井口雅一: 2輪車の運動力学(1) - 線形理論による基本特性の解析 -, 機械の研究, 14巻, 7号, P34, 昭和37.
井口雅一: 2輪車の運動力学(2) - 線形理論による基本特性の解析 -, 機械の研究, 14巻, 8号, P37, 昭和37.
- 37) 景山克三, 傳啓泰: 二輪自動車の定常旋回における操縦性, とくに lean in および lean out の影響に関する実験, 自動車技術会論文集, No.6, P41, 1959.
- 38) 長江啓泰: 二輪車の運動とライダー特性, 自動車研究, 9巻5号, P157, 1987. など.
- 39) 横森求, 大矢多喜雄: 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, 日本機械学会論文集C, 54巻477号, P1532, 1986.
- 40) Masao Nagai: Analysis of Rider and Single-track-vehicle System, Its Application to Computer-controlled Bicycles, Automatica, Vol.19, No.6, p737, 1983.
- 41) 永井正夫: 低速時における二輪車の走行制御, 自動車技術会講演前刷集, 851, P145, 1988.
- 42) 横森求, 樋口健治, 大矢多喜雄: 直進走行のオートバイのライダーの操作特性, 日本機械学会論文集C, 57巻, 540号, P129-134, 1991.
- 43) 金谷修, 飯島弘己: 二輪車の対地6分力特性, 日本自動車研究所研究報告, No.43, 日本自動車研究所, 1977.
- 44) 青木章, 本宮精一, 佐藤健治: 二輪車の基礎特性, 日本自動車研究所速報, No.62, 日本自動車研究所, 1977.

- 45) 横森 求, 樋口健治 : オートバイの突起乗越振動のショックベクトル図による解析, 自動車技術会論文集, No. 46, p62, 1990.
- 46) Bentley S, O'Conner DE, Load P, Edmonds OP. : Vibration white finger in motorcycle speedway riders, Vibration effects on the hand arm in industry, New York : John Wiley & Sons, Inc. p189 - 192, 1982.
- 47) I S O / D I S 5349, 1979-07-18.
- 48) 横森 求, 樋口健治, 中川武夫, 松本忠雄, 山田信也 : 直進走行時のオートバイのライダーの腕の緊張, 産業医学, 第31巻, 第6号, P421 - 428, 1989.
- 49) 岩田弘敏, 振動症候群, 近代出版, 30-32, 1978.