

ATV における操舵力推定手法の確立

Establishment of Estimation Method of Steering Force on ATV

石 井 秀 文*

Hidefumi Ishii

要 旨

実用4輪ATVでは、車の停止状態から極低速度までの領域の操舵力が長時間の使用における疲労度軽減のためのキーポイントとなっている。

この領域での操舵力は、停止状態での据切り操舵力と相関性が充分にあり、概ねこの力で代表できる。そこで、この力に着目して検討した結果、車の基本的な諸元（重量、寸法、タイヤ、前輪ジオメトリ）を与えることにより、代表的なダート路面における据切り操舵力を計算によって推定でき、実測値との相関性も高いことが実証できた。

ABSTRACT

Steering force including a steerage keeping force of the handlebar in the static condition from stop to extreme low speed is the main factor which affects the operator's fatigue when an All Terrain Vehicle (ATV) is operated for a long time. The steering force at extreme low speed can be represented by the static steering effort with the ATV stopped.

In this paper, the estimation method of steering force at extreme low speed is introduced as a theoretical calculation formula. The steering force represented by the static steering effort can be estimated by giving the formula the basic data of the ATC specifications such as weight, dimensions, tires and various geometries. The result obtained by the estimation method has a close correlation with the actual measurement.

1. ま え が き

ATV (ALL TERRAIN VEHICLE) は特に北アメリカ市場において実用多目的車として農場や果樹園、森林などでの作業用に、また移動手段として広く利用されている。狭い木々の間に入っていくことのできないトラクタやトラックの代わりとなって、ATV はその機動性を生かした独特の市場を築いている。(Fig. 1)

開発プロセスでは、長時間の使用において疲労につながる操舵力に常に気を配る必要があり、操舵力推定手法の確立が強く求められてきた。操舵力が推定できれば、これに大きく関わる車両の諸元の決定、タイヤの選定等が開発初期段階において可能である。

操舵力推定手法は、乗用車では20年以上前から研究されているが、ATV 固有の低圧ブロックパターンタイヤ、軽量車体、ダート路面条件など基本的に異なる要素が数多くあり、既存理論をATV に当てはめることはできない。

ATV では低速度での作業が比較的頻繁でありまたその速度以上での操舵力は、据切り操舵力の半分以下であって実用上問題はない。従って、停止状態から極低速度 (5 km/h 程度) までの範囲で、操舵力が推定できればシンプルな理論構築が可能である。



Fig. 1 Fourtrax 250 (ATV)

本報では後輪駆動の実用4輪ATVモデルを用い、極低速度時の操舵舵力を代表する据切り操舵力の推定手法を説明する。

2. 理論式の導入

据切り操舵力を与える要素として、次の項目が考えられる。

- ①路面とタイヤの間に生ずる摩擦力
- ②操舵輪にかかる荷重をリフトさせる力
- ③操舵系各部のフリクションや弾性力
- ④操舵速度・加速度によって生じる慣性力や粘性力

そこで、本研究では操舵速度を極めて遅く(10deg/sec以下)することで④項を無視する。実際の使われ方でも、操舵速度は無視できるほど遅いことが多い。

ATVの操舵系各部のフリクションや弾性力③は、比較的簡単な操舵系構造のためほぼ一定値(ハンドル部で約20Nに相当)になっている。以上のことから、①②項について検討を行う。

2.1. 路面とタイヤの間に生ずる摩擦力

理論式を導入するにあたり座標系及び記号を次のように定義する。

座標系 タイヤ接地面の図心を原点とした2次元座標系。

車両後方にx軸、車両左方にy軸をとる。

T_t 原点(0, 0)廻りの極モーメント(転舵トルク)

F_s タイヤと路面の摩擦力に対抗するハンドルバーへの入力成分

P タイヤ接地面の圧力

W 前輪分担荷重(片輪)

A 前タイヤ総接地面積

$\triangle A$ タイヤ接地面における微小面積

μ 静止摩擦係数(0.6)

r 等価接地面半径 $\left[\sqrt{\frac{A}{\pi}} \right]$

θ タイヤ転舵角

L_h ハンドルバーの長さ

L_{kn} ナックルアームの長さ

L_c センターアームの長さ

R_{st} アームレシオ $\left[\frac{L_{kn}}{L_c} \right]$

α 実験係数(1.35)

低圧(20~40kPa)で縦剛性も低いATVタイヤでは接地面における圧力分布は一様である。

従ってFig. 2に示すように、タイヤ接地面を実測面積と等価の円で近似させることができる。タイヤの荒いブロックパターンによって生じる摩擦力増加量が操舵力に与える影響は、あらゆるタイヤでほぼ一定であり実験係数 α で補完できる。

まず、タイヤが原点Oの廻りに転舵する時の路面との摩擦によって生ずる転舵トルク T_t を求める。

$$T_t = \lim_{\Delta\theta, \Delta r \rightarrow 0} \Sigma (\mu \alpha P \cdot r \Delta\theta \cdot r \Delta r)$$

$$\begin{aligned} &= \int_0^r \int_0^{2\pi} \mu \alpha P r^2 d\theta dr \\ &= \frac{2}{3} \mu \alpha P \pi r^3 \\ &= \frac{2}{3} \mu \alpha W r \end{aligned} \quad (1)$$

転舵トルク T_t とハンドル軸まわりに加えられる操舵トルク($F_s L_h$)との釣合の式は

$$T_t = \frac{F_s L_h L_{kn}}{L_c} \quad (2)$$

F_s を左右輪の和で示すと

$$F_s = \frac{4 \mu \alpha W r}{3 L_h R_{st}} \quad (3)$$

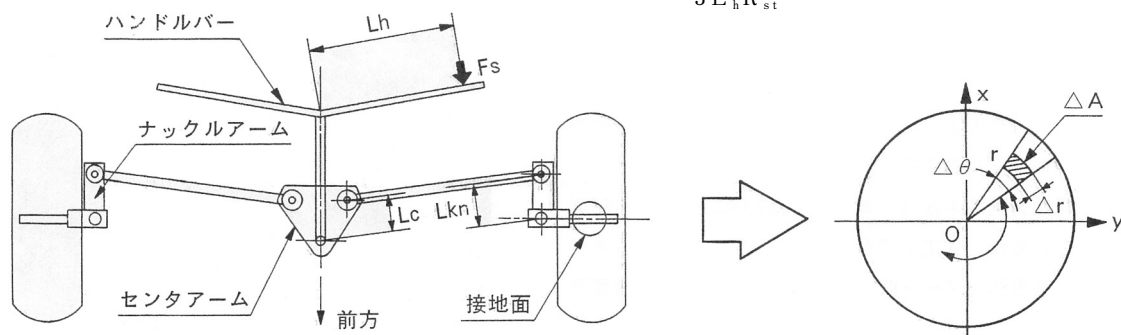


Fig. 2 Steering system for ATV and simplified contact area model

(3)式が据切り操舵力の内、路面とタイヤの間の摩擦力に釣り合う力である。なお、ATV ではアームレシオ R_{st} はほぼ一定となっている。

2.2. 操舵輪にかかる荷重リフト力

車両に直進性を持たせるために、操舵軸にはキャスタ角とキングピン角とが与えられ、この軸はキングピン軸と呼ばれている。キングピン軸はナックルを介してタイヤの回転軸であるスピンドル軸につながっている。Fig. 3 のように、キングピン軸が傾きを持っていると、タイヤが転舵する時スピンドル軸端 O' に上下動 (Δz) が現れる。スピンドル軸端 O' の下方への移動に必要な力が操舵輪にかかる荷重をリフトさせる力である。また左右の車輪では、その動きは逆向きとなっている。

理論式を導入するにあたり座標系及び記号を次のように定義する。

座標系 キングピン軸と地面の交点を原点とした3次元座標系。車両後方に x 軸、車両左方 y 軸、 xy 平面に直角上方に z 軸をとる。

ベクトル ($\vec{A}$, $\vec{S}$, $\vec{B}$)

原点からキングピン軸方向に向くベクトルを $\vec{A}$

($\vec{OA}$)

$\vec{A}$ に直交しホイール中心に向くベクトルを $\vec{S}$

($\vec{AO'}$)、 $\vec{A} + \vec{S}$ を $\vec{B}$ ($\vec{OO'}$) とする。

ベクトル ($\vec{U}$, $\vec{u}$, $\vec{V}$, $\vec{v}$)

$\vec{u}$ は $\vec{v}$ に直角で、 $\vec{S}$ の描く平面上にある基本ベクトル

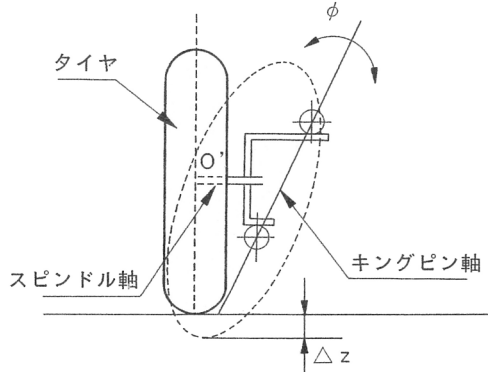


Fig. 3 Motion of wheel by the rotation of spindle shaft

$\vec{U}$, は $\vec{u}$ を基本とするベクトル量

$\vec{v}$ はキングピン軸と z 軸を含む平面と $\vec{S}$ の描く平面との交線にある基本ベクトル

$\vec{V}$ は $\vec{v}$ を基本とするベクトル量

F_m 操舵輪にかかる荷重リフト力に対抗するハンドルバーへの入力成分

Δz 操舵輪のリフト量

L_{sp} スピンドル軸の長さ

γ_{st} ステアリングレシオ $\left\{ \frac{\phi}{\phi} \right\}$

a $\vec{A}$ の x 成分 (トレールに相当)

b $\vec{A}$ の y 成分

c $\vec{A}$ の z 成分

κ yz 平面に投影した $\vec{A}$ の z 軸からの角度 (キングピン角に相当)

β xz 平面に投影した $\vec{A}$ の x 軸からの角度 (キャスタ角に相当)

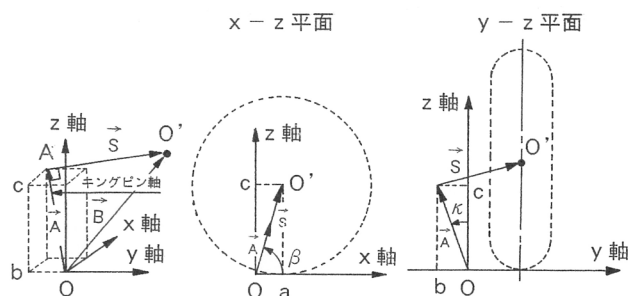


Fig.4 Front geometry model for ATV

- ϕ キングピン軸廻りに動くスピンドル軸の回転角
(キングピン回転角)
- ϕ ハンドルバー軸廻りに動くハンドルバーの回転角
(ハンドル舵角)
- ϵ スピンドル軸を y 軸と平行にするための補正角度

前輪ジオメトリモデルを Fig. 4 に示す。前輪軸が上下する量を Δz とすると、操舵輪にかかる荷重 W をリフトさせるのに必要な力 F_m は (4) 式で表わすことができる。

$$F_m = \frac{W \Delta z}{\phi L_h \gamma_{st}} \quad (4)$$

Δz を求めるために、 $\tan \beta = \frac{c}{a}$ 、 $\tan \kappa = \frac{b}{c}$

とすると、

$$\begin{aligned} \vec{A} &= (a, -b, c) \\ &= a \left(1, -\frac{b}{a}, \frac{c}{a} \right) \\ &= a (1, -\tan \kappa \tan \beta, \tan \beta) \end{aligned} \quad (5)$$

Fig. 5 にキングピン軸に対するスピンドル軸の動きを示

す。スピンドル軸軌跡面上の $\vec{S}$ を $\vec{u}$ 、 $\vec{v}$ で表すと

$$\vec{S} = \vec{u} |\vec{S}| \cos \phi + \vec{v} |\vec{S}| \sin \phi \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \vec{B} &= \vec{A} + \vec{S} \\ &= \vec{A} + \vec{u} |\vec{S}| \cos \phi + \vec{v} |\vec{S}| \sin \phi \end{aligned} \quad (7)$$

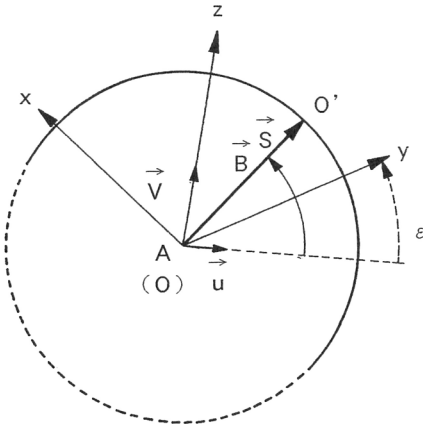


Fig. 5 Motion of spindle shaft
(A-O direction view)

$$\text{ここで、} \vec{u} = \frac{\vec{U}}{|\vec{U}|}, \vec{v} = \frac{\vec{V}}{|\vec{V}|} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \vec{U} &= (0, 0, 1) \times \vec{A} \\ &= a (\tan \kappa \tan \beta, 1, 0) \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \vec{V} &= \vec{A} \times \vec{U} \\ &= a^2 (-\tan \beta, \tan \kappa \tan^2 \beta, 1 + \tan^2 \kappa \tan^2 \beta) \end{aligned} \quad (10)$$

(9)、(10) 式を (8) 式に代入して、 $\vec{u}$ 、 $\vec{v}$ を求めると、

$$\vec{u} = \frac{a (\tan \kappa \tan \beta, 1, 0)}{|\vec{U}|} \quad (11)$$

$$\vec{v} = \frac{a^2 (-\tan \beta, \tan \kappa \tan^2 \beta, 1 + \tan^2 \kappa \tan^2 \beta)}{|\vec{V}|} \quad (12)$$

$$|\vec{U}| = a \sqrt{\tan^2 \kappa \tan^2 \beta + 1} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} |\vec{V}| &= a^2 \sqrt{\tan^2 \beta + \tan^2 \kappa \tan^4 \beta + (1 + \tan^2 \kappa \tan^2 \beta)^2} \end{aligned} \quad (14)$$

以上を (7) 式に代入して、 $\vec{B}$ の z 成分 B_z だけを取り出す。

$$B_z = a \tan \beta + \frac{a^2 |\vec{S}| (1 + \tan^2 \kappa \tan^2 \beta) \sin \phi}{|\vec{V}|} \quad (15)$$

また、キングピン回転角 ϕ の起点を定めるためには、スピンドルの方向が y 軸の正方向と一致するという条件が必要である。それには、 $\vec{B}$ の x 成分が a となるようなキングピン回転角 ϵ を求めれば良い。

$$\begin{aligned} B_x &= a + \frac{a |\vec{S}| \cos \epsilon \tan \kappa \tan \beta}{|\vec{U}|} \\ &\quad - \frac{a^2 |\vec{S}| \sin \epsilon \tan \beta}{|\vec{V}|} \\ &= a \\ \tan \epsilon &= \frac{|\vec{V}| \tan \kappa}{a |\vec{U}|} \end{aligned} \quad (16)$$

(15) 式に (16) 式を付加すると、

$$B_z = a \tan \beta$$

$$+ \frac{a^2 \left| \vec{S} \right| (1 + \tan^2 \kappa \tan^2 \beta) \sin(\phi - \epsilon)}{\left| \vec{V} \right|} \quad (17)$$

ϕ によって変化する Δz は(17)式第2項から求められる。

$$\Delta z = \frac{a^2 \left| \vec{S} \right| (1 + \tan^2 \kappa \tan^2 \beta) \sin(\phi - \epsilon)}{\left| \vec{V} \right|} \quad (18)$$

ここで、 $\left| \vec{S} \right| = L_{sp} \cos \kappa$

(4)式が据切り操舵力の内、操舵輪にかかる荷重をリフトさせるに必要な力であり、(18)式を代入して、 F_m が求められる。なお左右輪は各々逆方向に上下動するので、 F_m は左右輪の和で示す必要はない。

操舵輪をリフトさせるための ϕ の範囲は

$\phi: 0 \rightarrow \epsilon$ (スピンドル輪の向きが y 軸と一致したところからキングピン軸時計廻りに ϵ までの範囲)

である。

2.3. 操保舵力

据切り操舵力で代表される操保舵力 F は、 F_s 、 F_m および操舵系各部のフリクションや弾性力の総和であり、(19)式に示すとおりである。

$$F = F_s + F_m + E$$

$$= \frac{W}{L_h} \left\{ \frac{4 \mu \alpha r}{3 R_{st}} + \frac{\Delta z}{\phi \gamma_{st}} \right\} + E \quad (19)$$

E 操舵系各部のフリクションや弾性力 (20N 一定値)

3. 操保舵力のテスト評価

3.1. テスト路面

ダート路面には様々な状況があり、それに左右される操保舵力を特定することは非常に困難である。従ってこれらをシミュレートした試験路を設定することが必要である。

本研究で使用したダートシミュレート路面は Fig. 6 に示す構造である。

Table 1 にダートシミュレート、実ダート及び一般ダート路面の特性を示す。実ダート路面は、一般ダート路

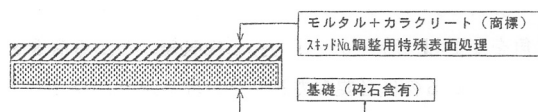


Fig. 6 Structure of pavement simulated dirt road

Table 1 Characteristics of various surfaces for ATV

	スキッドNo.	ころがり抵抗係数	コーナリングフォース係数
シミュレート路面	0.60	0.06	0.55
実ダート路面	0.50	0.10	0.55
一般ダート路面	0.40-0.80	0.05-0.10	0.40-0.80

Table 2 Specifications of test ATVs

テスト車	1	2
W (kg)	66	65
Lh (m)	0.16	0.34
Rst	2.04	1.25
γ_{st}	1.72	1.11
A (m ²)	0.00122	0.0024
β (deg)	1.5	5
a (m)	0.00673	0.0228
κ (deg)	6	14
Lsp (m)	0.047	0.0851

面の中で ATV が実用で最も頻繁に使用される路面を想定したものである。

ダートシミュレート路面の実走フィーリングは実ダート路面に極めて近く、スキッド No.、ころがり抵抗係数、及びコーナリングフォース係数も実ダート路面に近似している。

3.2. 理論値と実測値の相関性

実測値は前記のダートシミュレート路面を用いて調べた。遅い操舵速度 (10 deg/sec 以下) で直進状態のハンドル位置からハンドルバー軸の捻りトルクを測定する。

Fig. 7 は ATV の実用領域での操保舵力で最も考慮すべき据切り操舵力と低速旋回操舵力の関係を 8 機種のテスト車を用いてハンドル舵角 25deg 時の値で調べたものである。

決定係数 R^2 は約 0.8、分散分析結果では 1% の危険率で有意性があることが判った。従って据切り操舵力が分かれば、実用領域での操保舵力の推定も可能である。

次に Table 2 に示した諸元を持つ 2 台のテスト車を使い、実験係数 $\alpha = 1.35$ としてハンドル舵角に対する据切り操舵力の理論値と実測値との関係を調べた (Fig. 8)。

更に ATV8 機種を使い据切り操舵力の理論値と実測値の一致の程度を回帰分析の決定係数を尺度として調べた。Fig. 9 はハンドル舵角 20deg 時の相関を示し、Fig. 10 はハンドル舵角に対する決定係数の推移を示す。

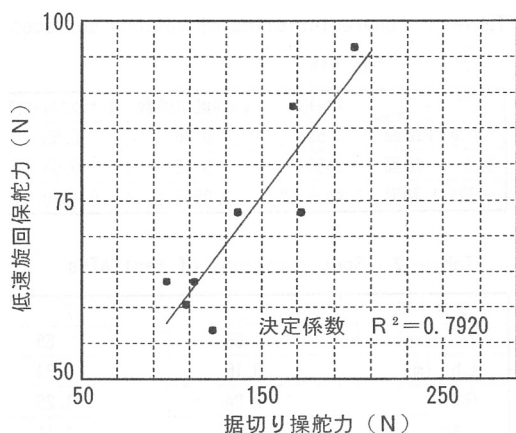


Fig. 7 Correlation between static steering effort and steering keeping force at low speed

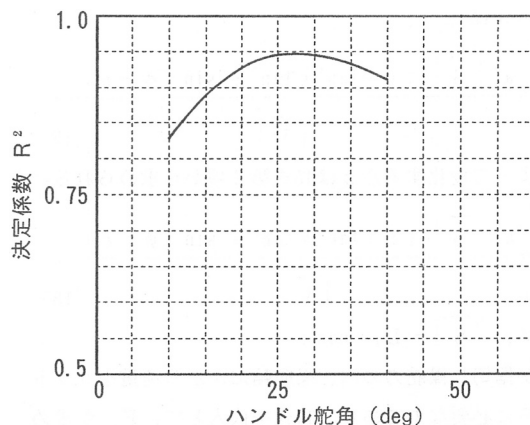


Fig. 10 Variation in coefficient of determination with steering angle

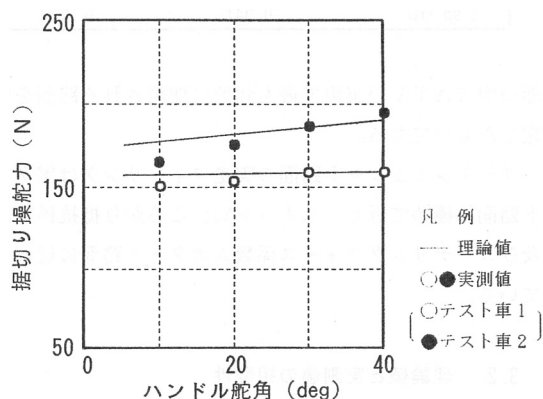


Fig. 8 Variation in static steering effort with steering angle and relationship between theoretical value and actual value

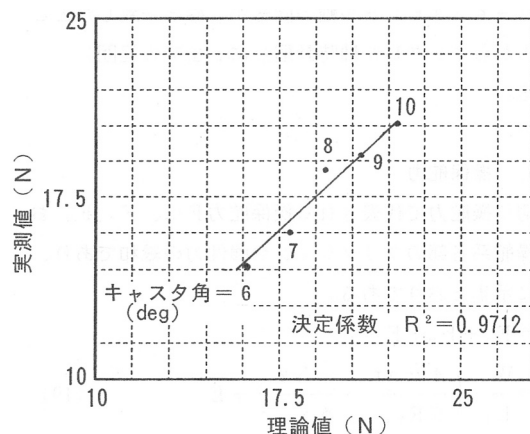


Fig. 11 Correlation between theoretical value and actual value dependent on caster angle

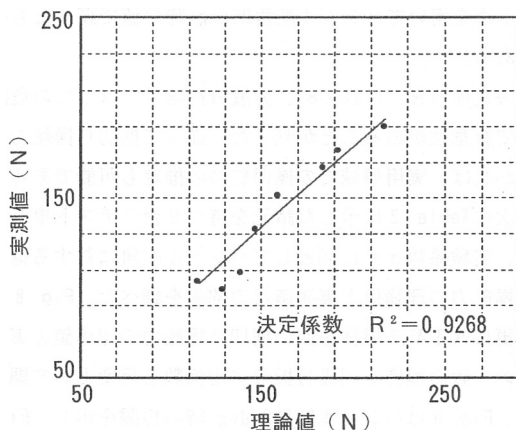


Fig. 9 Correlation between theoretical value and actual value at 20 deg of steering angle

これによればハンドル舵角 20～40deg の範囲では、決定係数 R^2 は 0.9 以上あり、また分散分析結果 1% の危険率で有意性があるのでこの理論式が有効であると言える。

ハンドル舵角 20deg 以下で理論式の有効性が低いのは据切り操舵力の内、寄与率の高い摩擦力よりむしろ、ATV タイヤ特有の低い横剛性によってタイヤ自体が捻れる影響が大きいためである。

Fig. 11 はターンテーブルを用いて、テスト車のキャスト角を変更した時 (6～10deg)、操舵輪にかかる荷重をリフトさせるのに必要な力 F_m を、理論値と比較して調べたものである。理論値と実測値はよく一致し、分散分析結果では 1% の危険率で有意性があると言える。

4. ま と め

- (1) 比較的単純な計算式を用いることにより、車の基本的な諸元を与えるだけで、代表的ダート路面における据切り操舵力を推定できる。つまり、据切り操舵力と相関性が充分ある極低速度での保舵力を容易に求めることが出来る。
- (2) ATV の開発初期段階において、操保舵力に大きく関わる基本諸元を精度良く決定できる。
- (3) 本研究に際して確立したダートシミュレート路面は、他の各種試験や解析などに幅広い活用が期待される。
- (4) 今後、タイヤの剛性やパターンに関するモデルの検討及び4輪駆動車に関する要素の付加により、更に精度の向上と応用範囲の拡大に取り組む必要がある。

参 考 文 献

- 1) 近藤政市 基礎自動車工学、養賢堂。
- 2) 景山克三、景山一郎 自動車力学、理工図書。
- 3) 仲村、井川 微低速時の操舵力の解析、自動車技術会論文集、No.19、1979。
- 4) 杉 すえ切り時および微速転勤時のタイヤ転舵トルクについて、自動車技術会、昭和44年度秋期學術講演会前刷。

■ 著 者 ■



石 井 秀 文