# 大型車の微小操舵領域の特性に関する研究

		日大生産工(院)	〇黒木	亨
日大生産工	栗谷川 幸代	大阪産大・工	金子	哲也
日大生産工(研究員)	籾山 冨士男	日大生産工	景山	一郎

#### 1 まえがき

現在,地球温暖化防止のため,CO<sub>2</sub>排出量 削減が課題となっている.そこで,新エネル ギー・産業技術総合開発機構では「エネルギ ーITS推進事業」による自動運転・隊列走行 に関する研究開発プロジェクトを実施してい る<sup>1)</sup>.自動運転・隊列走行することにより空 気抵抗低減効果を生み,燃費の改善を目的と している.

しかし,自動運転・隊列走行を行う場合, ドライバが行っている操作を制御系が受け持 つ必要がある.この制御において,微小操舵 走行時,カントの切り換わり等で実舵角の変 動を起こし,制御成績の悪化につながること がある.このように微小操舵域の特性は制御 系設計時に重要となり,系統立てた取り扱い が必要となる<sup>2</sup>.

本研究では、これら研究の第一段階として、 特に微小操舵域の剛性変化を表現する操舵系 のモデル構築を行い、その剛性の影響につい て理論的・実験的な検討を行う.

## 2 操舵系剛性の検討

微小操舵域の操舵系剛性の検討を行うため に、微小操舵スラローム、直進走行の車両実 験を行った.実験に用いた車両を図1に示す. 実験では、スラロームの操舵範囲を変化させ、 実験より得た操舵角と実舵角の関係を図2,3 に示す.

図2に示す操舵域が±60degの操舵では操 舵角と実舵角の相関係数は0.998と高い値を 示すが、図3に示す操舵域が小さい±10deg の操舵では相関係数は0.577と低くなる.この 影響として微小操舵域では操舵系のガタや遊 びの影響で等価剛性が低下し、路面のカント や横風などの外乱の影響により、車両のふら



Fig.2 Relation between Steer wheel angle and Steer angle (±60deg)



Fig.3 Relation between Steer wheel angle and Steer angle (Running of on-centered)



Fig.4 Steering model

Study on The Characteristic of Heavy Duty Vehicles from Steer System in Neutral Region

> Toru KUROKI, Yukiyo KURIYAGAWA, Tetsuya KANEKO, Fujio MOMIYAMA and Ichiro KAGEYAMA

つきやカント下側へ流されてしまうといった 現象が起こる.そこで,微小領域での剛性の 低下を表現したモデル構築が必要となる.

3 操舵系モデルの構築

本実験で使用する大型車は油圧式のパワー ステアリング(以後PS)が搭載されている.

操舵系全体のモデルを図4に示す.ハンドル 軸回りとタイヤ操舵軸回りの2自由度で表わ し、その運動方程式を以下に示す.

 $I_{h}\ddot{\theta} = T - C_{h}\dot{\theta} - K_{S}(\theta - \delta N) \quad (1)$ 

 $I_s\ddot{\delta} = -C_t\dot{\delta} - M_t - N\{K_s(\delta N - \theta)\} - T_f + T_a$  (2) ここで、 $\theta$ :操舵角(rad)、 $\delta$ :実舵角(rad)、T:操 舵トルク(Nm)、Ih:ハンドル軸回りに換算した 等価慣性モーメント(kg m<sup>2</sup>)、Is:タイヤ軸回り に換算した慣性モーメント(kg m<sup>2</sup>)、Ks:ハン ドル軸回りの等価ねじり剛性係数(Nm/rad)、 Mt:タイヤ軸回りと地面による復元モーメン ト(Nm/rad)、Ch:ハンドル軸回りの減衰モー メント係数(Nms/rad)、Ct:タイヤ軸回りと地 面による減衰モーメント係数(Nms/rad)、N: ステアリングギヤレシオ、Tf:操舵系内に働く 等価摩擦トルク(Nm)、Ta:PSの油圧によるア シストトルク(Nm)である。

中立付近では、ハンドルの切り返し時に働 く摩擦力の影響やPSのバルブ特性によりト ルク伝達に大きな影響を与え、これらの影響 を把握することが必要となる.

4 PSモデルの構築

4.1. アシストトルク特性

本実験車両に搭載されているPSと同じイ ンテグラル型PSのモデル図を図5に示す.油 圧式のPSでは、入力軸の回転角(0)と出力軸の 回転角(8)の差により、トーションバーがねじ られる.その結果、スプールバルブの回転に より油圧を発生させてアシストを行ってい る.そこで、油圧によるアシストトルク(T<sub>a</sub>) をトーションバーのねじれ角(0-6N)に対し て、比例的な特性と考える.また、油圧のダ イナミックスを一次遅れ系で考えると

 $T_p \dot{P}_e + P_e = K(\theta - \delta N) \qquad (3)$ 

となる. ここで,  $T_p$ :油圧の遅れによる緩和係 数,  $P_e$ :油圧(N/m<sup>3</sup>), K: 油圧によるアシスト ゲイン(rad)である. このアシストゲイン (K) はスリーブに対するスプールの相対角度差が 最大となる時, 油圧も最大となる. そこで, 油圧によるアシストゲイン(K) は,  $P_i$ :最大油 圧量(Pa),  $\Delta \theta_{max}$ : スリーブに対するスプール の最大相対角度差(rad)とすると

 $K = \frac{P_i}{\Delta \theta_{\max}} \qquad (4)$ 



0 0.2 0.4 0.6 0.8 1 Equivalent relative steer angle(rad)

Fig.6 hydraulic pressure characteristic



Fig.7 Tire model

となる.油圧式のPSでは中立付近に油圧が上 昇しない不感帯領域があるため、(4)式のア シストトルクゲイン(K)対し相対角( $\theta$ - $\delta$ N)に バルブ不感帯領域( $\Delta \theta_0$ )を考える.

$$\Delta \theta = \begin{cases} \Delta \theta - \Delta \theta_0, & \Delta \theta_0 < \Delta \theta \\ 0, & -\Delta \theta_0 \le \Delta \theta \le \Delta \theta_0 \\ -\Delta \theta + \Delta \theta_0, & \Delta \theta < -\Delta \theta_0 \end{cases}$$
(5)

これらの条件を(3)式に適用した相対角( $\theta$ - $\delta$ N) に対する油圧( $P_a$ )の変化を図6に示す.図に示 してあるように、相対角( $\Delta$  $\theta$ )に対して油圧( $P_a$ ) が上昇していない部分が不感帯領域を表して いる.ここで、PSによるアシストトルク( $T_a$ ) は

$$T_a = P_e A_p r_c \qquad (6)$$

となる. ここで, A<sub>p</sub>:パワーピストン断面積 (m<sup>2</sup>), r<sub>c</sub>:セクタギヤのピッチ円半径(m)であ る.

4.2. 操舵系内の摩擦特性

操舵系には、キングピン内やPS内の回転

軸,パワーピストンの移動などにより摩擦が 発生する.そこで,これらの摩擦を操舵系内 に働く等価摩擦力(Fr)として考える.

一般的に摩擦力は静摩擦力と動摩擦力に分かれる.今回のモデルでは,最大摩擦力(fmax)を動摩擦力として摩擦特性を考える.静摩擦の領域ではPS内に働く力(F)が等価摩擦力(Ff)となり,最大摩擦力(fmax)に達した後,動 摩擦の領域では等価摩擦力(Ff)は最大摩擦力(fmax)として一定の値とする.PS内に働く力(F)の関係は

$$F = F_a + F_k - F_f = P_e A_p + T_k \frac{N}{r} - F_f$$
(7)

となる. ここで, $F_a$ :油圧によるアシスト力 (N), $F_k$ :トーションバーのねじれによって発 生する力 (N)である.

5 据え切り時のタイヤ特性

5.1. アシストトルク特性

据え切り時のタイヤのモデル化について考 える.ハンドルにドライバからトルクが与え られるとタイヤから反力として復元モーメン ト(Mt)が与えられる.据え切り時のタイヤの モデルを図7に示す.ここで,L:接地長(m), B:接地幅(m),x0:キングピン軸接地点から接 地長前方までの距離(m),k:単位面積当たりの 横剛性係数(N/m<sup>3</sup>rad)である.

タイヤと地面には弾性変形を考え、これを 横変位yに対して比例的に増加する横力( $F_y$ ) について考える.単位面積あたり(Bdx)にタイ ヤが発生する横力 $f_{y1}$ は実舵角 $\delta$ の角度を微小 と考えると横変位yは $x\delta$ となるので

 $f_{v1} = kB\delta(x_0 + x)dx \quad (8)$ 

となる.しかし,実際にはタイヤと接地面間 の摩擦力に依存し,接地している面の摩擦力 を超えると地面との間にすべりを生じてしま う.そこで,前輪の垂直荷重をNfとし,この 荷重による接地圧Pのx方向の分布を接地圧 中心に頂点を持つxの2次式で近似して考える と

$$P = 4P_m \frac{x}{L}(1-\frac{x}{L})$$
 (9)  
となる.ここで、 $P_m: 最大接地圧(P_a)$ であり  
 $P_m = \frac{3N_f}{2N_c}$  (10)

であるので、タイヤ接地圧による単位面積あ たりの横力fy2は

 $f_{y2} = \mu P B = 4 \mu P_m B \frac{x}{I} (1 - \frac{x}{I}) \quad (11)$ 

となる.ここで、 $\mu$ : タイヤと接地面間の摩擦 係数である.タイヤと地面間に相対的なすべ りが生じない $l_1 \leq x \leq l_2$ の範囲では $f_{y1}$ 、タイヤ と地面間に相対的なすべりが生じる $0 \leq x \leq l_1$ 

## Table 1 Parameter of simulation

	$F_{f}(N)$	$\Delta \theta_0(rad)$
Case 1	0	0
Case 2	500	0.05



Fig.8 Relation between Steer angle and Steer torque

またはl₂≦x≦Lの範囲ではfy2となるよって, 接地面全体に働く横力Fyは

 $F_{y} = \int_{0}^{l_{1}} f_{y2} dx + \int_{l}^{l_{2}} f_{y1} dx + \int_{l}^{L} f_{y2} dx \quad (12)$ 

となる.ここで、復元モーメント ( $M_t$ )は、キ ングピン軸接地点から接地長前方までの距離 ( $x_0$ )とタイヤ接地面x方向の各位置までの距離 に単位面積あたりの横力( $f_{y_1}$ または $f_{y_2}$ )を掛け たものを積分した値になるので

 $M_{t} = \int_{0}^{l_{1}} (x_{0} + x) f_{y2} dx + \int_{l}^{l_{2}} (x_{0} + x) f_{y1} dx$ 

$$+\int_{L}^{L}(x_{0}+x)f_{y2}dx$$
 (13)

となる. このモーメントが操舵系を通して与 えられるハンドルからドライバに伝わる反力 となる.

## 6 シミュレーションによる確認

構築したモデルより, PSの影響について確 認を行う. PSの各パラメータを変化させた時 に操舵系にどのような影響を与えるのか検討 を行う.変化させるパラメータはバルブ不感 帯領域(Δθo)と操舵系内に働く等価摩擦力(F?) の最大摩擦力(fmax)を変化させる.表1に示す ようなパラメータを変化させ,シミュレーシ ョンでは操舵トルクの入力をサイン波で与 え,出力を操舵角とした.得られた操舵トル クと操舵角の関係を図8に示す.2つの結果を 比較すると,両方のデータでヒステリシスの 影響が表れている.しかし, Case 1では, 操 舵角と操舵トルクの関係は線形的な特性を表 しているが, Case 2では微小操舵領域におい てオフセットが見られる.この変化がPSの中 立付近でのバルブ不感帯の影響やPS内に働 く等価摩擦力(Ff)の影響であると考えられる.

## 7 実験結果

シミュレーションの結果を踏まえ、構築し た操舵系モデルを使用し, 微小操舵領域にお ける据え切り時の影響について検討を行う. 実験では、操舵領域を±30degの据え切り操舵 試験を行い、実験より得た操舵トルクと操舵 角の変化を図9の上図と中図に示し,実験より 得た操舵トルクを入力とし、シミュレーショ ンにより得られた操舵角の関係を図9の下図 に示す.実験結果とシミュレーション結果の 操舵角を比較すると、同様の波形を示し、相 関係数は0.982と高い値を示していることか ら本モデルが微小操舵領域で対象とする車両 の操舵系の特性を表現していることが確認さ れた.しかしながら,路面状態や初期位置の 影響により操舵角領域でズレがみられる. そ こで,標準偏差を用い,標準化した操舵トル クと操舵角の関係を図10に示す.図より、シ ミュレーション結果は実験結果を良く表現し ていることがわかる.しかし、中立付近では、 PS系のバルブ不感帯や操舵系内の摩擦の影 響の他に、操舵系の遊びやガタなどによる非 線形の影響が大きく操舵角が定まらないこと がわかる.

#### 8 結論

本研究は、微小操舵域走行中に問題となる 操舵系剛性変化の影響について検討を行った ものである. PSを含んだ操舵系モデル構築を 行い、シミュレーションと据え切り操舵試験 により確認を行った. この結果、操舵トルク と操舵角の関係において、操舵系内に働く等 価摩擦力(F<sub>t</sub>)の影響やPSのバルブ不感帯の影 響により操舵トルクと操舵角の関係性に与え る影響が大きいことを示した.本研究で提案 したモデルにより対象とする車両の操舵トル クと操舵角の関係を表現した.しかし、操舵 系の遊びやガタなどによる非線形や初期位置 の影響等により、中立付近では、舵角が定ま らず、微小操舵走行中の制御に置いて影響を 与えていることが考えられる.

今後,構築した操舵系モデルと車両モデル を組み合わせ,走行中に路面のカントなどに よる外乱の影響について検討を行い,微小操 舵走行時の操舵系の制御構築が必要である.

謝 辞

本研究は,新エネルギー・産業技術総合開 発機構(NEDO)の研究プロジェクトの一部と して実施したものである.関係各位に感謝の 意を表す次第である.

### 「参考文献」

 青木啓二ほか:自動運転・隊列走行システムの開発(第1報),自動車技術会学術 講演会前刷集,No.94-9,p.1-4 (2009)
金子哲也ほか:大型車両の操舵制御のための運動力学モデルの構築とパラメータ同定手法・エネルギーITS推進事業の開発・,自動車技術会学術講演会前刷集,No.7-10,p.1-6 (2010)

 カヤバ工業(株)編:自動車の操舵系と 操安性、山海堂、1996

4) 安部正人:自動車の運動と制御,東京 電機大学出版局,2008

Ih	Steering wheel inertia	60.2×10 <sup>-3</sup> kg m <sup>2</sup>
C <sub>h</sub>	Steer damping coefficient	15Nm s/rad
Ks	Torsion-bar stiffness	24Nm/rad
Ν	Steering gear ratio	20.6
Iδ	Tire inertia	25.9 kg m <sup>2</sup>
Ct	Tire damping coefficient	300Nm s/rad
$N_{\rm f}$	Front axle weight	$5.63 \times 10^4 \text{ N}$
Ap	Ball nut area	$4.80 \times 10^{-3} \text{m}^2$
r <sub>c</sub>	Sector shaft radius	37.0×10⁻³m
Tp	Relaxation coefficient	0.5
Pi	Maximum hydraulic pressure	$6.00 \times 10^{6} P_{a}$
$\Delta \theta_{max}$	Maximum relative angle	0.5rad
$\Delta \theta_0$	Valve dead zone area	0.06rad
f <sub>max</sub>	Maximum frictional force	$2.00 \times 10^3 \text{ N}$
L	Ground contact length	23.5×10 <sup>-3</sup> m
В	Ground contact breadth	27.5 × 10 <sup>-3</sup> m
X <sub>0</sub>	Distance from ground point to	$10.9 \times 10^{-3} m$
	Ground contact length	
μ	Friction coefficient	0.8
k	Lateral stiffness coefficient	3.28×10 <sup>5</sup> N/m <sup>3</sup> rad

Table 2 Model parameters



Fig9 Static steering effort test



Fig10 Relation between Steer angle and Steer torque