

57-20095600 交通事故再現におけるハンドル操舵角推定の一手法*

藤田 光伸¹⁾

A Method for Calculating Steering Angle from the Viewpoint of Traffic Accident Reconstruction

Mitsunobu Fujita

Whereas many experiments and studies have been conducted to reconstruct running speed or collision speed immediately before an accident, few studies have been tried to reconstruct the situation of a turning vehicle, which has met an accident just after then. This paper proposes a method for calculating the steering angle from evidences regarding the path of a collided vehicle, validates the method based on the results of actual driving experiments, and reports the necessary conditions, the limitation and so forth, in order to use the method correctly and effectively.

Key Words: Accident, Collision / Reconstruction, Steering, Yaw, Deviation, Stability Factor ⑬

1. 背景と目的

事故後の客観的情報から事故状況を再現することを目的とした自動車事故解析の分野においては、その基礎となる理論の構築および基礎データの取得のために、様々な調査・研究が実施されている。特に、一次元衝突における有効衝突速度と車体変形量の関係^(1~9)、タイヤスリップ痕長さと走行速度の関係^(1~3)、ABS装置の摩擦係数への影響⁽¹⁰⁾、クリープ走行時の走行速度⁽¹¹⁾、極低速衝突における衝突速度と車体の損傷の関係^(11, 12)など、衝突直前の速度(衝突速度)や制動直前の速度(走行速度)を推定することを目的とした各種実験および検討は、過去に非常に多く実施されている。現在、衝突を伴う自動車事故において、衝突速度や走行速度を高い精度で推定できるケースが増えているのは、これらの調査・研究の成果によるところが大きい。

ここで「走る」「曲がる」「止まる」という自動車の三大機能に注目すると、「走る(加速する)」「止まる(減速する/衝突する)」に関しては上記のように非常に多くの研究が実施されているといえる。ところが自動車の「曲がる」機能については、自動車事故解析での活用を前提とすると、カーブ走行時の限界旋回速度(臨界速度)^(1~3)について検討されている程度であり、その他の調査・研究はほとんど実施されていない。ハンドル操舵という「曲がる」際のドライバの状況を推定することができれば、事故状況をより正確に把握することが可能となるが、そのような調査・研究は皆無である。

ところで、事故状況の再現の際に、速度やハンドル操舵角などの事故時の状況を精度よく推定できることが理想ではある。しかし、「高くても60km/hを超えることはない速度で走行していた」、「少なくとも90度以上ハンドルを切っていた」というように、どちらか一方に不定の範囲をもつ推定が可能となるだけでも、非常に有用な情報となる場合が多い。

以上の背景の下、本報では、車両の走行痕跡などを示す客観的情報から「少なくともこれ以上のハンドル操舵角があった」という最小のハンドル角(以下「期待ハンドル角」とい

う)を推定する手法を提案し、その必要条件、限界についても言及する。加えて、その手法の妥当性を実車走行実験により検証する。

2. 手法

2.1. 事故形態の前提と必要な情報

本報で提案する手法では、前輪操舵の車両、および横滑り防止装置が搭載されていない(または作動しない状況の)車両を前提とする。同時に、以下の事故形態が前提となる。

- A) 路上を走行中、ハンドル操舵によってその向きを変え(以下「偏向」という)、路外逸脱/他物衝突した事故。尚、ハンドル操舵の方向は中立位置からみて一方のみを前提とし、左右方向の操舵は議論の対象としない。
- B) ほぼ一定速度での偏向を前提とする。その速度を特定できていた方が望ましく、範囲をもった特定しかできない場合には、その範囲における最低速度を使用する。急制動や急加速の状態は前提としない。

以上の事故形態の前提に加えて、事故車両が通過し得た最大の旋回半径を特定できる必要がある。即ち、その事故に関して得られた情報を基に、可能性として偏向時の旋回半径が最も大きい場合(つまりハンドル操舵角が最も小さい場合)の旋回半径(以下「期待旋回半径」という)を特定できる必要がある。(本報においては、後軸中心点の旋回半径を車両の旋回半径とみなす。)

期待旋回半径を特定するためには、例えば以下のような情報が必要となる。(各情報の概要を、図1(a)~(c)に示す。左右方向は問わない。)

- (a) ヨーマーク痕などによる、直接車両が通過した経路の旋回半径 R [m].
- (b) タイヤの轍痕などによる、偏向を完了するまでの横軸方向移動距離 y [m] と偏向角 θ [rad]. (但し、車両が偏向する前は自車線を正常に走行していたことが前提となる。)
- (c) 直進状態から偏向することで接触することなく通過した、走行車線と平行なポールまでの横軸移動距離 y [m] とポール間距離 S [m]. (同様に、自車線を正常に走行していたことが前提となる。)

*2009年10月7日自動車技術会秋季学術講演会において発表。

1) (株) 自研センター(272-0001 千葉県市川市二俣 678-28)

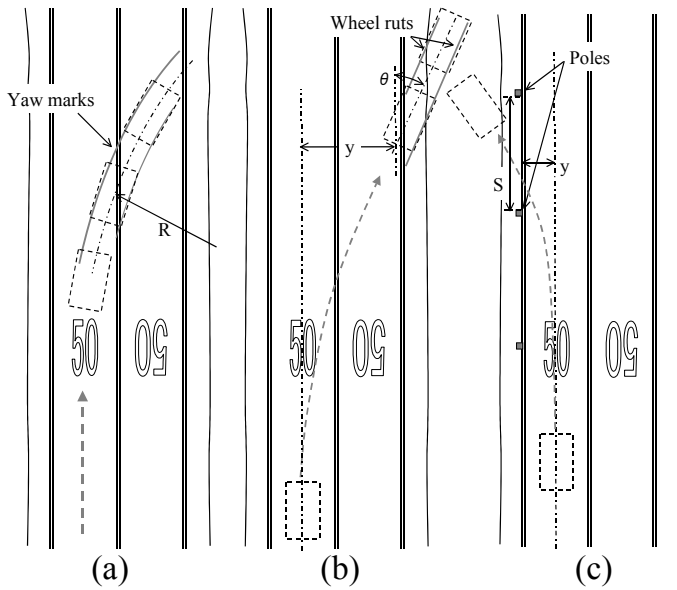


Fig.1 Situations Suitable for This Method

2.2. 期待旋回半径の導出

まずは前節において示した前提となる情報に基づき、期待旋回半径を特定する。

(a)の場合には走行軌跡が明らかであるから、その旋回半径が最小である部分を期待旋回半径 R_E [m] とみなせばよい。

一方、(b)、(c)のように完全には走行軌跡を特定できない場合には、得られている情報から期待旋回半径を導出しなければならない。具体的には、特定できている情報の範囲において、その経路を最も滑らかに通過する経路(図2および図3の実線の円弧で示した経路)が期待旋回半径を描くことになる。(緩和区間は無視する。)実際にはその経路を通過していなかったとしても、実際に走行した軌跡では期待旋回半径よりも旋回半径が小さくなる(ハンドル角が大きくなる)瞬間が必ず存在することになるから、最終的に期待ハンドル角を主張するには十分である。

以下、前述の(b)、(c)の例について、期待旋回半径 R_E [m] の導出例を示す。

(b)の場合には、図1に示した y [m] および θ [rad] が特定されていることが前提である。つまり、期待旋回半径での走行軌跡は、偏向前の直進時の経路と、偏向後の走行経路とに接する円弧(図2)であるから、次式によって期待旋回半径 R_E [m] の導出が可能となる。

$$R_E = \frac{y}{1 - \cos \theta} \quad \dots (1)$$

(c)の場合には、図1に示した y [m] および S [m] が特定されていることが前提である。また、車両の全幅 W [m]、および車両前部から後輪軸までの距離 L [m] は車両諸元により確認できる。左への旋回であれば左後輪側面が最内側、右前部

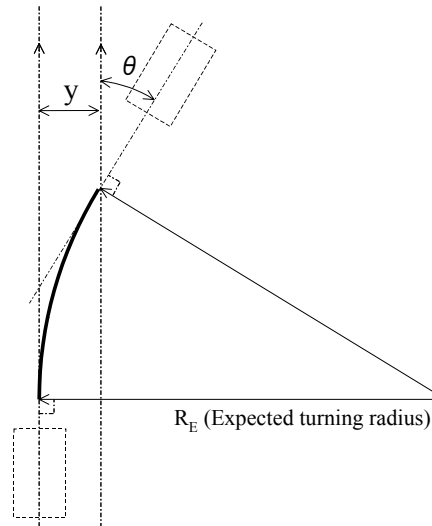


Fig.2 Expected Turning Radius in Case of (b)

が最外側を通過するとして差し支えないから、その2点がポール位置を通過する状況が、図3に示すように期待旋回半径による走行軌跡となり、次式によって R_E [m] の導出が可能となる。

$$R_E = \frac{x^2 + o^2 + Wo}{2o} \quad \dots (2)$$

$$\text{但し, } x = \frac{oS + \sqrt{o^2 S^2 - W\{W(o^2 + Wo) - o(S^2 - L^2)\}}}{W}$$

他の事故状況においても、状況に応じて期待旋回半径を導出する必要がある。

いずれの場合も、期待旋回半径は実際の旋回半径の最小値以上の値をとる。つまり、この差によって最終的に推定される期待ハンドル角は実際のハンドル角(実ハンドル角)の最大値以下となる誤差をもつことになるから、「少なくともこれ以上のハンドル操舵角があった」という期待ハンドル角を推定する目的においては妥当な結果が得られることになる。

2.3. 速度を特定できない場合の推定

現代の自動車の操舵系はアッカーマン・ジャント理論に基づく操舵機構である。つまり、タイヤ横滑りがほとんど存在しない極低速の旋回走行では、各輪が同じ旋回中心の下で円を描いて走行する^(13,14)。よって、極低速時の旋回半径 R_E [m] は次式により求められる。

$$R_E = \frac{L_w}{\tan \delta} \quad \dots (3)$$

ここで、 δ : 左右平均操舵角(タイヤ切れ角) [rad], L_w : ホイールベース [m] である。

以上を δ について解くことで、極低速走行を前提とした場合、旋回半径 R_E で走行する際に必要な操舵角 δ_0 [rad] が次式により導出できる。

$$\delta_0 = \tan^{-1} \left(\frac{L_w}{R_E} \right) \quad \dots (4)$$

$$\delta_0 = \frac{L_w}{R_E} \quad [R_E \gg L_w \text{ の場合}] \quad \dots (4')$$

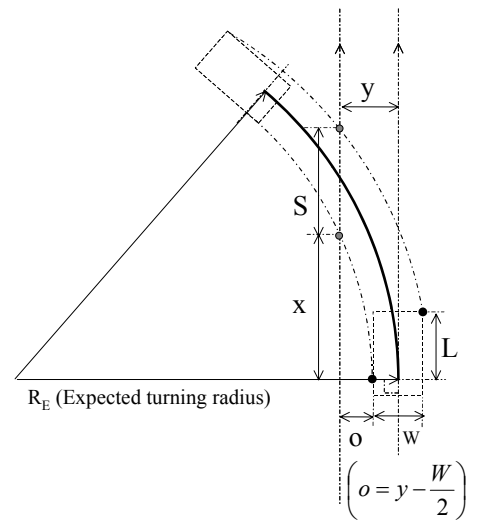


Fig.3 Expected Turning Radius in Case of (c)

ラックアンドピニオン方式のステアリングにおいて、オーバオールステアリング比 n が特定できる車両の場合、または実測が可能な車両の場合には、左右平均操舵角 δ [rad] と n から、次式によりハンドルの角 ϕ [度] を求めることができる。

$$\phi = \frac{180 \cdot n \delta}{\pi} \dots (5)$$

車両諸元によりハンドル最大回転数 N_w [回転]、かじ取り角度内側 δ_{IN} [度]、かじ取り角度外側 δ_{OUT} [度] が確認できる場合には、次式によりオーバオールステアリング比 n を得ることが可能である。

$$n = \frac{360 \cdot N_w}{\delta_{IN} + \delta_{OUT}} \dots (6)$$

式 (4) または式 (4') による δ_0 を式 (5) に代入することで得られるハンドルの角 ϕ_0 [度] が、極低速走行時の期待ハンドルの角となる。

例外なくアンダステア特性をもつ現在の市販車（詳細は次節）においては、以上の検討により得られる期待ハンドルの角 ϕ_0 [度] が、速度の高低を問わず考え得る最も小さい値である。つまり、速度を特定できていない場合には、本節の手法によって期待ハンドルの角を推定すれば良い。

但し、速度感応型も含め、可変のステアリングギヤ比をもつ車両の場合には、状況に応じた関係により、ハンドルの角 ϕ_0 を特定する必要がある。

2.4. 速度を特定できている場合の推定

現在市販されている自動車は例外なくアンダステア特性を持ち^(15, 18)、同じ操舵角の状況下では速度が高いほど旋回半径も大きくなる。言い換えると、同じ旋回半径で高速走行する場合、低速走行よりも操舵角が大きくなければならない。つまり、高速走行の場合にタイヤの横滑り角を考慮することなく、前節で示した手法で期待ハンドルの角を導出すると、ハンドルの角を過少に評価してしまう可能性がある。よって偏向時の速度を特定できている場合には、タイヤの横滑り角の影響も考慮に入れた推定を実施した方が、より適切な結果を得ることができる。

本節では、速度を特定できている場合の期待ハンドルの角をより適切に推定する二つの方法を提案する。

(1) 再現実験法 事故現場の路面と同等の路面をもち、十分な広さのある走行試験路を使用することができる場合には、事故の情報に基づく期待旋回半径を通過した場合の走行経路（以下「期待走行経路」という）を、当該車両（または同等車種でタイヤの状況も同等の車両）を使用し、特定された速度で走行すればよい。過渡特性の影響も考慮し、ハンドルの操舵の速度を変えて複数回の走行を実行するべきである。その結果をもって、期待ハンドルの角 ϕ [度] を推定できる。この方法が最も妥当性が高いといえるが、走行試験を実施するための広大な場所が必要となる場合が多い。よって、十分な広さの試験路が確保できない場合には次に示す簡易推定法を使用すべきである。

(2) 簡易推定法 一般に、タイヤの非線形領域を使用するような走行状態は、ドライバーからみて非常に不安定な状態であるから、ハンドルの操舵の程度を議論する必要がない場合が多い。よってタイヤの線形領域に限定すると、特定された速度で期待走行経路を走行する場合のスタビリティファクタ K [s²/m²] を知ることができれば、当該車両の一定速度 V [m/s]、旋回半径 R [m] での実操舵角 δ [rad] を次式により推定することが可能となる。

$$\delta = (1 + KV^2) \cdot \frac{L_w}{R} \dots (7)$$

スタビリティファクタは旋回半径一定の定常円旋回またはハンドルの角一定の加速円旋回により、極低速時との操舵角比または旋回半径比によって推定することが可能である^(15, 18)。前述のとおり市販されている自動車は例外なくアンダステア特性をもつ。つまりスタビリティファクタは必ず正の値をとる。ここで注目すべきは、同一条件下であればスタビリティファクタが大きいほど、大きい実操舵角 δ [rad] が必要となるということである。よって、対象となる状況下でのスタビリティファクタ K [s²/m²] の値が不明である場合、過渡特性を無視できるとすれば、定常状態で考え得る最も小さい K 値を式 (7) に使用した上で実操舵角 δ [rad] を導出することで、「少なくともこれ以上のハンドルの操舵角があった」という期待ハンドルの角を求める上での妥当な推定が可能となる。

過去には旋回半径 30m での旋回半径一定および操舵角一定におけるスタビリティファクタ K [s²/m²] が、様々な車種の実車を使用して計測・発表されている^(16~18)。その結果（4WS 車は除く）によれば、横加速度が小さい場合には（ハンドルの角によって K を求めているため）ステアリング・サスペンション系のコンプライアンスの影響により K が増加し、横加速度が大きい場合にはタイヤの限界（非線形）領域のために K が増加するという、最小値（極小値） K_{min} [s²/m²] をもつ結果が一般的には得られている。

以上は過渡特性を無視できるとした場合であり、実際には高速走行での過渡的ステア特性⁽¹⁵⁾、具体的には操舵系のヨーイング共振周波数でのゲイン増加を考慮する必要があると考える。つまり、特定の周波数でハンドルを操舵すると、ハンドルの効きが特に良くなる状況が考えられるため、その可能性を考慮すべきである。スタビリティファクタと同様に、過渡特性として 100km/h ($V_{100} = 27.8$ [m/s]) でのヨーイング減衰レベル（低周波数でのヨー角速度の応答ゲインと、そのピークが現れるヨーイング共振周波数での応答ゲインとの差。各ゲインは $20 \log(B/A)$ にて算出。A はステアリング角 1 度に対するヨー角速度の基準値。B はその測定値。）が実車を使用して計測・発表されている^(17, 19)。一般に、低速走行ではヨーイング共振の影響は無いため、その影響を考慮に入れたとしても期待ハンドルの角は小さくなる方向に誤差をもつことになり、期待ハンドルの角を推定する上では問題ない。加えて、低速走行 (V が小) では式 (7) における K の誤差の影響は小さ

い。よって本報では100km/hでのヨーイング減衰レベルをその車両の速度を問わない代表値として使用することとする。

参考文献17において1986年から1996年に計測・発表されたスタビリティファクタ（旋回半径一定）の最小値およびヨーイング振動レベルの値をまとめると、図4に示すようになる。（一部のデータは入手できなかったため含まれていない。）本報においては、4WS車については対象としていない。エンジン配置（フロント/ミッドシップ/リヤ）および路面状態（乾燥/湿潤）による有意差は認められなかったため、これらをまとめて扱うこととする。

スタビリティファクタが最小値 K_{\min} [s^2/m^2] をとる状況において、ヨーイング減衰レベル L [dB] ($C = 10^{(L/20)}$ [倍]) のゲインを考慮すれば、過渡特性による共振の影響を最大限に考慮することになる。更に、このヨーイング共振はハンドル操舵中の過渡的な影響であるが、ハンドル角一定の状況においてもその影響を均一に受けると仮定すれば、ハンドル角が更に少ない状況を仮定することになると同時に、ヨーイング共振の影響を単なるゲインの増加として扱うことが可能となる。この仮定の下では、ヨーイング共振の影響を考慮した場合のスタビリティファクタに相当する値 K_{TR} [s^2/m^2] と、定常状態におけるスタビリティファクタの最小値 K_{\min} [s^2/m^2] との関係は次式のようになる。

$$K_{TR} = \frac{1 + K_{\min} V_{100}^2 - C}{C V_{100}^2} \dots (8)$$

図4の車両毎の K_{TR} [s^2/m^2] を、データが発表された時系列で並べたグラフを図5に示す（4WS車は除く）。本データは約10年間に渡るデータであるが、時間の経過による傾向の変化は認められず、ほぼ一定の平均およびばらつきをもった結果が得られている。これらの特性はドライバにとっての操作感に相当する特性であるから、ラックアンドピニオンに代表される機械的に結合されたステアリング機構である限りは、大きく変わることがないことが予想でき、図5はその通りの結果となっている。つまり、現在の車両においても同様の特性をもつとみなして問題ないと考える。

以上より、本報では期待ハンドル角を推定する際に使用するスタビリティファクタに、 $K = 0.0008$ [s^2/m^2] の使用を提案する（図5に太線で示す）。この値を使用することにより、式(7)から実操舵角 δ [rad] の「少なくともこれ以上であった」値が算出され、最終的に式(5)によって期待ハンドル角 ϕ [度] を推定できる。

尚、図5において K_{TR} [s^2/m^2] が 0.0008 [s^2/m^2] を下回る車両が116台中8台認められた（図中に車名を記した）。つまり式(7)において $K = 0.0008$ を使用した場合には、これらの車両においては期待ハンドル角 ϕ が実ハンドル角よりも大きくなる可能性があることになる。しかし、そのほとんどがスポーツタイプの車種であることから、これらの値をとるとしても相当に特殊な走行状態であると考えられる。また本節での簡単化のための仮定においては、すべて期待ハンドル角が

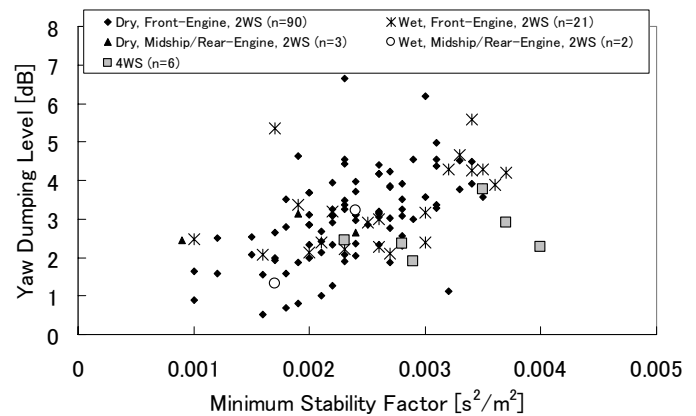


Fig.4 Minimum Stability Factors from Steady State Circular Tests under Constant Radius & Variable Velocity, and Yaw Dumping Levels at 100km/h, Measured from 1986 to 1996⁽¹⁷⁾

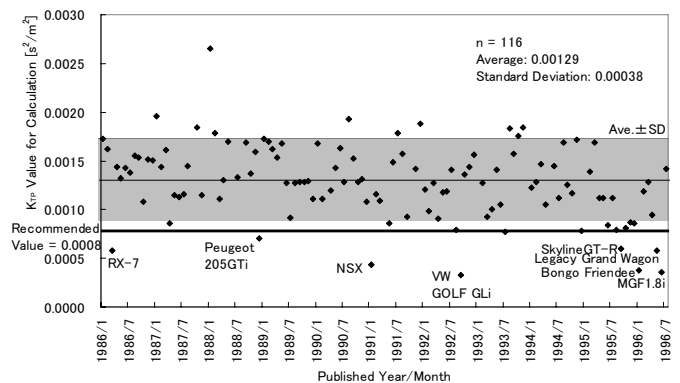


Fig.5 Time Transition of the Equivalent Stability Factors to Calculate Expected Steering Angle

小さくなる方向での仮定を置いている。よって、この誤差が問題となる可能性は無視できると考える。

3. 実車走行実験による検証

第2章で提案した手法の妥当性を検証するために、路外逸脱事故を模擬した実車走行実験を実施して、推定される期待ハンドル角と実ハンドル角を比較する。

3.1. 実験条件

図1(b)のように直進走行から角度 θ [rad] だけ偏向後に直進し路外逸脱した事故を前提とする。偏向が完了した後の軌痕が残っており、偏向前の直進状態からの横軸方向移動距離 y [m] も特定できているとする。 θ および y を情報として得ることができれば、期待旋回半径 R_e [m] を式(1)によって求めることができる。一方で、（ハンドル操舵の方向を中立位置からみて一方のみ限定すれば、）実際には期待走行経路の旋回半径 R_e [m] よりも小さな旋回半径を描いてきた可能性があることになる。つまり、本手法の妥当性を確認する目的においては、期待走行経路を走行した際の実ハンドル角と、推定した期待ハンドル角を比較する場合において、期待ハンドル角が大きくなる方向の推定許容誤差が最も厳しくなる。この条件での妥当性を確認することで、旋回半径がより小さい可能性のある実際の状況においての妥当性も確認できる。

実施した走行条件の一覧を表 1 に示す。日本大学理工学部（千葉県船橋市）の走行試験路を使用した。走行経路番号（Trace No.）1~4 については、期待旋回半径とほぼ等しい旋回半径 80m（1, 3）および 120m（2, 4）のラインを路面上に作成し、それに沿って一定速度で走行した（表 1, R_c 行の括弧内数値）。走行経路番号 5, 6 については、 θ および y を満たす範囲内でできる限り急激なハンドル操舵を実施し、車体を偏向させた。横滑り防止装置は停止させた状態で走行した。速度については運転手が速度メータによって確認しながら 20~75km/h の一定速度で走行した。また、ステアリングギヤラック部の回転角センサにより操舵角を記録し、式（6）により算出したハンドル角をもって実ハンドル角とした。走行経路を示すラインおよび走行実験の様子を図 6 に示し、使用した車両の諸元を表 2 に示す。

3.2. 推定の実施と考察

本検証実験においては再現実験法と同等の実走行実験を実施しているから、再現実験法については検討せず、簡易推定法（ $K = 0.0008$ ）による推定（SC）を実施した。また参考として、速度を特定できない場合の推定（WS）も実施した。実ハンドル角の最大値と期待ハンドル角の推定値との比較結果を図 7 に示す。（表 3 に数値データを示す。）

まず WS については、実ハンドル角よりも期待ハンドル角が大きくなる結果がいくつか認められた。この主な原因として、路面上の走行軌跡のラインを完璧にはトレースできていない影響があると考えられる。ただし、その誤差は大きくても 6 度程度であり、その程度の誤差があることを認めた上で使用すれば問題ない。その他の結果については、実ハンドル角よりも期待ハンドル角が小さい結果となっている。以上より、「少なくともこれ以上のハンドル操舵角があった」という期待ハンドル角を推定するという目的において妥当な結果が得られたと考える。

Table.1 A List of Verification Driving Tests for Situation (b)

Trace No.	1	2	3	4	5	6
θ [deg]	9	9	15	15	9	15
(rad)	(0.157)	(0.157)	(0.262)	(0.262)	(0.157)	(0.262)
y [m]	1.0	1.5	2.7	4.1	0.6	1.7
R_c [m]	81 (80)	122(120)	79 (80)	120(120)	49	50
Velocity [km/h]	20, 30, 40, 50, 60	40, 50, 60	20, 30, 40, 50, 60	40, 60	20, 30, 40, 50, 60, 65, 70, 75	20, 30, 40, 50, 60

Table.2 Specifications for the Test Car ⁽²⁰⁾

Model	DBA-UZS186
Length	4950 mm
Width	1795 mm
Height	1465 mm
Wheelbase	2850 mm
Drivetrain	Front Engine, Rear-wheel Drive
Transmission	6AT
Steering Gear Box	Power-assisted Rack and Pinion
Steering angle, inside	42 degree
Steering angle, outside	36 degree
Steering wheel turns, lock-to-lock	3.4

次に SC については、WS と同様に実ハンドル角よりも期待ハンドル角が大きくなる結果がいくつか認められる。この誤差の原因としては、前述の WS での原因に加え、走行速度の正確さの影響（速度メータによる速度調整のため）もあると考えられる。この場合もその誤差は大きくて 8 度程度であり、その程度の誤差があることを認めた上で使用すれば問題ない。一方で、走行経路番号 5, 6（実ハンドル角が 60 度以上）の条件における期待ハンドル角は、WS による推定よりも実ハンドル角に近い値が得られる結果となっている。つまり SC については、「少なくともこれ以上のハンドル操舵角があった」という期待ハンドル角を推定するという目的において、WS よりも更に妥当な結果が得られたと考える。

ところで、走行経路番号 6、速度 20km/h においては実ハンドル角（127.5 度）と期待ハンドル角（SC で 52.5 度）とが非常に差の大きい結果となっている。この事例では速度が遅く、かなりの急ハンドル操舵が可能であり、結果的に y (=1.7m) よりもかなり手前で偏向が完了した（実際の y は、かなり短かった）ためにこの差が生じることとなった。本手法の実用においては、この事例も含め、走行経路番号 5, 6 での走行実験のように実際の y の値よりも情報として得られる y の値が多い場合が多いと予想される。その場合、期待ハンドル角の正確さとしては誤差が大きくなってしまいが、その誤差は期待ハンドル角が小さくなる方向の誤差なので、本報の目的においては問題なく、得られている情報からはここまでしか分からないということになる。

尚、図 1 (b) のように偏向後に直進状態で走行したことが明らかである場合には、「ハンドルを一方へ操舵した後に中立位置まで戻し直進した」ということもいえる。

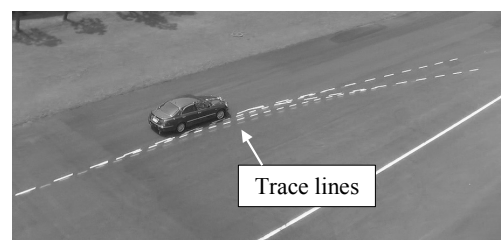


Fig.6 Overview of the Verification Driving Test

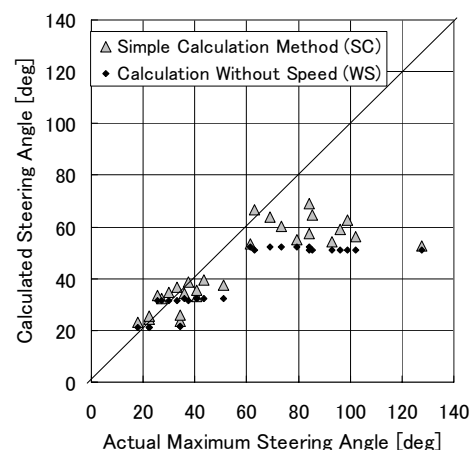


Fig.7 Comparison between Actual Maximum Steering Angles and Calculated Steering Angles.

4. 結論

本報では、対象となる事故に関する客観的情報から、「少なくともこれだけのハンドル角があった」という期待ハンドル角を推定する手法を提案した。本手法では、横滑り防止装置が非搭載の（または作動しない状況の）前輪操舵車両が、ほぼ一定速度で、中立位置からみて一方向のみのハンドル操舵により路外逸脱／他物衝突した事故が前提となる。

まず、タイヤのヨーマーク痕や轍痕、ポール位置など、得られている客観的情報の範囲で、期待旋回半径（一定の旋回半径を最も大きくとった場合の旋回半径）を式（1）、（2）などを利用して特定する必要があることを示した。期待旋回半径は実際の旋回半径の最小値以上となる。これにより、期待ハンドル角を実ハンドル角よりも小さく推定することにつながり、期待ハンドル角としての妥当な推定を可能とする。

次に、期待旋回半径を基にして期待ハンドル角を導出する三つの手法を提案した。

速度を特定できない場合の推定法：アッカーマン・ジャント理論による旋回を前提とし、式（4）～（6）により求められる極低速走行時のハンドル角を期待ハンドル角とする。
再現実験法：事故車両が通過したと推定される（事故現場の路面と同等の路面での）経路を、特定されている速度で実際に走行し、その実ハンドル角を確認する。妥当性の高い結果が期待できるが、広大な場所が必要となる場合が多い。
簡易推定法：式（7）において $K = 0.0008[s^2/m^2]$ を使用することで期待ハンドル角を推定する。この値は、過去のスタビリティファクタおよび過渡的ステア特性の実測データを基に導出した。

最後に上記手法を検証するために、実車による走行実験を実施した。速度を特定できない場合の推定法および簡易推定法によって推定される期待ハンドル角と、実ハンドル角を比較した。その結果、いずれの手法も期待ハンドル角を推定するという目的においては十分に有効であることが確認できた。

本手法により推定される期待ハンドル角は「少なくともこれだけのハンドル角があった」ということを表しているから、考え得る最小値としての意味しか持たない。つまり、ハンドル角が大きい方の範囲（最大値）については一切議論できないことに注意しなければならない。また、実証実験の結果からも認められるように、本手法は限られた客観的情報からの推定という性質のため、実用に際して非常に精度の高い推定を実施できるわけではなく、あくまで10度単位の目安を得る目的にのみ使用できる方法であることを認識した上で使用しなければならない。

参考文献

- (1) 江守一郎：新版自動車事故工学，東京，技術書院，1993，254p.
- (2) 佐藤武：自動車交通事故とその調査，東京，技術書院，1987，189p.
- (3) 林洋：実用自動車事故鑑定工学，東京，技術書院，1996，276p.
- (4) 自動車事故におけるガラスの問題，日本自動車研究所研究速報第42号，1976
- (5) 石川博敏，松川不二夫：車体変形によるエネルギー吸収と固定壁換算速度，自動車技術会前刷集 No. 792，p. 493-502（1979）

Table.3 Actual Maximum Steering Angles and Calculated Steering Angles

Trace No.	Velocity (km/h)	Actual Maximum Steering Angle (deg)	Calculated Steering Angle (SC) (deg)	Calculated Steering Angle (WS) (deg)
1	20	27.0	32.4	31.6
1	30	25.5	33.4	31.6
1	40	30.0	34.8	31.6
1	50	33.0	36.5	31.6
1	60	37.5	38.7	31.6
2	40	18.0	23.1	21.0
2	50	22.5	24.2	21.0
2	60	22.5	25.7	21.0
3	20	40.5	33.2	32.4
3	30	36.0	34.2	32.4
3	40	40.5	35.6	32.4
3	50	51.0	37.4	32.4
3	60	43.5	39.6	32.4
4	40	34.5	23.5	21.4
4	60	34.5	26.1	21.4
5	20	61.5	53.6	52.3
5	30	79.5	55.2	52.3
5	40	84.0	57.5	52.3
5	50	73.5	60.4	52.3
5	60	69.0	63.9	52.3
5	65	85.5	64.6	51.2
5	70	63.0	66.8	51.2
5	75	84.0	69.0	51.2
6	20	127.5	52.5	51.2
6	30	93.0	54.1	51.2
6	40	102.0	56.3	51.2
6	50	96.0	59.2	51.2
6	60	99.0	62.6	51.2

- (6) 久保田正美，國分善晴：前面形状別の車体エネルギー吸収分布，自動車研究 第17巻 第1号，p. 19-22（1995）
- (7) 鮎川佳弘ほか：乗用車側面のエネルギー吸収特性，自動車研究 第29巻 第9号，p. 41-46（2006）
- (8) 久保田正美ほか：後面形状別の車体エネルギー吸収特性，自動車研究 第29巻 第3号，p. 9-12（2006）
- (9) 大賀涼ほか：自動車アセスメントの試験データを用いた変形エネルギー吸収分布図の作製，社団法人自動車技術会 学術講演会前刷集 No. 49-07，p. 5-10（2007）
- (10) 山崎俊一，岡山巧：自動車のABS装置の有無による制動距離の差異と摩擦係数，自動車研究 第15巻 第6号，p. 23-31（1993）
- (11) 吉川泰輔：改訂 第一線実務家の為の事故解析技法，千葉，株式会社自研センター，2008，377p.
- (12) バリア衝突実験写真集（追補版），千葉，株式会社自研センター，2005，221p.
- (13) 定常円旋回運動，自動車工学，東京，東京電機大学出版局，2008，p. 126-134.
- (14) 種田典克，仲丸伴能：自動車の旋回中心に関する実験研究，社団法人自動車技術会 学術講演会前刷集 No. 13-08，p. 11-16（2008）
- (15) 2自由度モデルの運動特性，自動車技術ハンドブック1 基礎・理論編，東京，社団法人自動車技術会，2004，p. 258-261.
- (16) JIS D 1070:1998. 乗用車-定常円旋回試験法
- (17) 各種モーターファンロードテスト，モーターファン，東京，三栄書房，1986-1996.
- (18) 操縦性安定性テストを理解するために（その1），モーターファン 1988/10，東京，三栄書房，1988，p. 210-214.
- (19) 操縦性安定性テストを理解するために（その3），モーターファン 1988/12，東京，三栄書房，1988，p. 226-230.
- (20) 2007年度版自動車諸元表，社団法人自動車技術会，2007. (CD-ROM).