ドライビングシミュレータによる事故多発地帯の再現と 交通コンフリクト発生時における挙動分析*

西原 修^{*1}, 坂谷 祐輔^{*2}, 北野 弘明^{*3}
平岡 敏洋^{*1}, 熊本 博光^{*2}

Experimental Reproduction of Accident Prone Area Using a Driving Simulator and Behavioral Analyses in Traffic Conflicts

Osamu NISHIHARA^{*4}, Yusuke SAKATANI, Hiroaki KITANO,
Toshihiro HIRAOKA and Hiromitsu KUMAMOTO

^{*4} Department of Systems Science, Graduate School of Informatics, Kyoto University,
Yoshida-honmachi, Sakyo-ku, Kyoto-shi, Kyoto, 606-8501 Japan

The Meihan highway linking Kameyama in Mie Prefecture and Tenri in Nara Prefecture is one of most accident-prone areas in Japan. Representative accident factors that have been identified for the Meihan highway are chronic speeding and complex road alignments, including many sharp curves and steep slopes. One particular section is known as the "Omega curve" as the road shape is similar to the Greek character "Ω". In this study, the probable effects of proposed plans to improve the road alignment of the Nakahata section are investigated by performing driving simulations to identify typical hazards, ranging from traffic conflicts to vehicle accidents. It was found that incidents that begin as a minor traffic conflicts can frequently escalate to become a fatal accidents. It was also found that improved road alignment generally reduces the required tire forces. For typical traffic conflict patterns reproduced using the driving simulator, it was found that road alignment resulted in considerable improvements in safety indexes which are effective indicators for the occurrence of rear-end collisions.

Key Words: Automobile, Maneuverability, Transportation Engineering, Friction Circle, Nonlinear Tire Model, Tire Force Saturation, Driving Simulator, Hazardous Mechanisms, Road Alignment

1. 結 言

国土交通白書⁽¹⁾によると平成 17 年の交通事故死者数は 6 871 人となり, 49 年ぶりに 7 000 人を下回ったが, 交通事故件数や死傷者数は依然として高い水準で推移している。統計データによれば, 高速道路よりも一般国道の事故発生率が高く, その中でも名阪国道(国道 25 号)は顕著な事故多発地帯として知られ, 物損事故を含めると年間約 1 000 件の事故が発生している。福住 IC から天理東 IC まで約 10 km にわたり急カーブの続く区間は Ω カーブと呼ばれ, 死亡事故発生件数は平成 13~17 年の平均値で 0.32 件/km となっている。今国の主要高速道路の死亡事故発生件数(0.06~0.10 件/km)に対して非常に高い数値である。Ω カーブにおける事故要因として, 曲線区間が多いうえに急こう配であるという道路形状や, 西名阪自動車道と東名阪自動車道を結ぶ一般国道としての地理的条

件を反映した走行車両の慢性的な速度超過が挙げられる。

名阪国道ではソフトとハードの両面から数々の事故対策が講じられてきた。ソフト面では突発事象検出システムや追突警報システムなど, 高度な情報通信技術に基づいた対策が中心である。これらは AHS (Advanced cruise-assist Highway System: 走行支援道路システム)の概念に基づき設計されている。一方, ハード面の対策としては, 排水性舗装や道路構造の改善などのインフラ整備が行われている。これらの対策により, 近年の事故件数は減少傾向にあるが, 全長が 73.3 km に及ぶ名阪国道の中で 10 km 程度にすぎない Ω カーブに事故の約半数が集中しており, 事故多発地帯であることに変わりはない。

これまでの研究では, Ω カーブを再現するドライビングシミュレータ環境により, 大道地区の急カーブ区間における事故発生メカニズムの検証⁽²⁾や, 中畑地区のブローケンバックカーブについて線形改良案の効果評価⁽³⁾を行ってきたが, その際は, 隣接する車線を走行する車両はなく, 先行車に追従するという単純な条件下での実験であった。

Ω カーブではカーブ流入時に生じる前後車両間の速度差や, 減速位置の相違などに起因する交通コンフリ

* 原稿受付 2007 年 4 月 20 日, 改定原稿受付日 2007 年 9 月 26 日。

^{*1} 正員, 京都大学情報学研究科(〒606-8501 京都市左京区吉田本町)。

^{*2} 京都大学情報学研究科。

^{*3} 三菱電機(株)(〒661-8661 尼崎市塚口本町 8-1-1)。

E-mail: nishihara@i.kyoto-u.ac.jp

クトが発生し、車両相互事故に至ることが多い。そこで本研究では、周辺車両との交通コンフリクトをシミュレータ上に再現して、現実的な環境下で事故発生メカニズムに関する考察を行う。さらに、線形改良後の道路において交通コンフリクトを発生させることで、線形改良案の効果評価を行う。

2. 事故多発区間の道路線形

2・1 名阪国道 名阪国道は、西名阪自動車道、東名阪自動車道と合わせて、関西圏と中京圏を結ぶ幹線経路を構成している。大阪府松原市から奈良県天理市までの西名阪自動車道は、三重県亀山市から名古屋市までの東名阪自動車道とともに有料で、規制速度が80 km/hの高速自動車国道として供用されている。名阪国道は天理ICから亀山ICに至る73.7 kmの全区間で最高速度が60 km/hに規制されているが、無料で通行できる。関西圏と中京圏の経路としても、名神高速道路より通行料金が安価となるため、平均的な交通量は名神高速道路と同程度の平均6万台/日に及ぶとされている。

名阪国道には地形的な条件から急カーブや急こう配が多数存在しており、天理東ICから福住ICまでの Ω カーブにおいて顕著であり、通称のように地図上の形状はギリシャ文字 Ω を連想させる(図1参照)。名阪国道は亀山ICから天理ICに向かう車線が下り線の方向になり、 Ω カーブでは下りこう配が1~6%と急峻である。上り線の実勢速度は70 km/h前後だが、下り線の一部は急傾斜のためエンジンブレーキによる惰力走行が80 km/h程度となり、実勢速度が90 km/hを超える箇所がある。事故発生件数でいうと、下り線

の事故は上り線の倍以上の頻度となっている。

平面線形は図1に示すとおりで、曲率半径が150~300 mのカーブが連続する箇所があるなど、かなり煩雑な運転操作が要求される。 Ω カーブの事故多発地区は下り方向の順で、車両相互事故が多い高峰地区、カーブの曲率変化が激しく車両単独事故や追突以外の車両相互事故が多い中畑地区、急カーブとなっている米谷地区、大道地区となっている。奈良県内の名阪国道は大半が第一種第三級で設計速度は80 km/hであるのに対して、 Ω カーブ区間は第一種第四級で設計速度が60 km/hになっており、最小曲率半径150 mは道路構造令による設計速度60 km/hにおける下限120~150 mに対応している。

2・2 中畑地区の現況線形と線形改良案

2・2・1 現況線形 本研究は中畑地区を検討対象とする。この区間は、図2の左側に示すように、同方向に屈曲する曲線の間に短い直線が存在する平面線形となっている。このような組合せは、ブローケンバックカーブと呼ばれ、運転者が頻繁なステアリング操作をしなければならないうえに、直線区間が折れ曲がっているような錯視を引き起こすという理由で、避けるべき平面線形とされている⁽⁴⁾。

一般に交通事故は右カーブよりも左カーブで起きやすく、曲率はあまり高くないにせよカーブが連続するような場所で起きやすいとされている⁽⁵⁾。中畑地区の下り方向はこのような観点からも事故を誘発しやすい道路線形である。図3に示すように、中畑地区の現況線形では曲率半径200 mのカーブに接続する緩和曲線の区間長が両側とも65 mである。設計速度60 km/hにおける緩和曲線区間長として道路構造令による下限は50 mであるが、現実に行っている車両の実勢速度80~90 km/hを基準とすると不十分である。設計速度が80 km/hとしても、緩和区間の下限は70 mになる。円曲線長は120 mにすぎず、70 km/hで

Fig. 1 “Omega curve” and accident prone sections

Fig. 2 Road alignments of Nakahata section

Fig. 3 Curvature of Nakahata section

走行したとしても約6秒で通過してしまう。なお、道路構造令では、円曲線長は設計速度で6秒以上の走行距離が条件である。実勢速度からいうと、道路線形の改良により中畑地区の安全性を向上させる余地が残されている。

2・2・2 線形改良案 中畑地区の連続したブロックバックカーブを半径の大きな円弧と緩和曲線の組合せに置換えると、全体が滑らかな道路線形となる⁽⁶⁾。このような観点で策定された道路線形改良案を図2右側に、曲率の推移を図3下側に示す。線形改良後は緩和曲線区間長が約82mに延長される。設計時速100km/hの緩和区間長は道路構造令により85m以上とされているから、おおむね実勢速度に対応するようになる。

3. 線形改良案の評価

3・1 評価項目

3・1・1 タイヤ負荷 タイヤ*i* (*i*=1, ..., 4) (この順で左前, 右前, 左後, 右後のタイヤを表す) において、制駆動力を X_i , 横力を Y_i , 輪荷重を Z_i とおき、タイヤ*i*のワークロードを次式で定義する。

$$\mu_i = \frac{\sqrt{X_i^2 + Y_i^2}}{Z_i} \dots\dots\dots (1)$$

タイヤ摩擦円概念によると、タイヤ負荷 μ_i の上限は路面摩擦係数 μ になるとされている。四輪のう

ちの一つでも μ_i が μ に近づくと、タイヤがグリップを失い、車両挙動が不安定になる危険性が増大してくる。タイヤ力の飽和特性は非線形タイヤモデルで表現されるが、被験者実験に使用する一般的な車両運動シミュレーションソフトウェアのCarSimには一種のノンパラメトリックモデルとして実装されており、やはり摩擦円で近似されるような飽和特性が存在する。限界付近での車両挙動の再現性はタイヤモデルなどに大きく依存するため、実験で使用するシミュレータではリアルタイム版CarSim RT-Linux ver. 5.15と標準的な車両諸元を用いて乗用車を再現している。後述するように、実験の半数はTruckSim RT-Linux ver. 5.04により大形貨物自動車を自車両とする組合せである。

3・1・2 限界減速能力 急カーブを走行中の車両は直線走行時と比べて減速しにくい。また、路面こう配により、道路上の車両は重力加速度の面内方向成分の影響を受ける。縦断こう配による重力加速度の前後方向成分を a_{x0} [m/s²], 横断こう配による横方向成分を a_{y0} [m/s²] とおくと、それぞれ縦断こう配、横断こう配に比例することになる。走行車両の進路は道路線形の接線方向にほぼ等しいと仮定すると、質量 m [kg] の車体は、前後方向に ma_{x0} [N], 左右方向に ma_{y0} [N] の水平方向分力を受ける。四輪のタイヤについて路面摩擦係数 μ によるタイヤ力の上限を仮定し、車体に作用する有効な前後方向、左右方向、上下方向の力を X, Y, Z とする。空気抵抗などの寄与を省略して概略の式を導くと次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} X &= \sum_{i=1}^4 X_i + ma_{x0} \\ Y &= \sum_{i=1}^4 Y_i + ma_{y0} \\ Z &= \sum_{i=1}^4 Z_i \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2)$$

どのような輪荷重の分布になったとしても、三角不等式を反復して適用すると車体全体で式(1)と同様の制約式が導かれる。四輪に作用する輪荷重の総和 Z を mg [N] に置換えてまとめると次式になる。

$$\frac{\sqrt{(X - ma_{x0})^2 + (Y - ma_{y0})^2}}{mg} \leq \mu \dots\dots\dots (3)$$

式(3)は前後方向の減速度の上限值を与えるから、次式のように解きだして限界減速能力 A_x [m/s²] と定義する。定義により $A_x > 0$ であり、値が大きいほど車両は急減速しやすい。

$$A_x = \frac{\sqrt{(\mu mg)^2 - (Y - ma_{y0})^2} - ma_{x0}}{m} \dots\dots\dots (4)$$

限界領域のタイヤ特性を詳細にモデル化することは

困難なため、摩擦円による上限は概略の議論にかえって有用である。非線形タイヤモデルとして、前輪横力 $Y_i (i=1, 2)$ は、タイヤ力の絶対値が摩擦円の半径 μZ_i を超えない範囲で発生すると仮定するものが知られており⁽⁷⁾、これに準拠して表現を整理すると次式が得られる。

$$\left. \begin{aligned} Y_i &= -K_i G_i \frac{\mu}{k_i} \tan^{-1} \left(\frac{k_i}{\mu} \beta_i \right) \\ \beta_i &= \beta + \frac{l_f}{v} \gamma - \delta_f \\ G_i &= \sqrt{1 - \left(\frac{X_i}{\mu Z_i} \right)^2} \\ k_i &= \frac{K_i \pi}{2 Z_i} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5)$$

ここで β , γ は車体横滑り角とヨーレート, v は車速, K_i は前輪のタイヤ $i (i=1, 2)$ のコーナリングパワー, β_i は横滑り角, l_f は重心から前輪軸までの距離, δ_f は前輪舵角である。係数 G_i の定義から、制動力が強くなると、前輪舵角など他の条件が一定としても横力が減少する関係が確かめられる。

制動力を発生させながら一定の横力を維持するには実舵角を増やさなければならないが、数式上で極限を評価したとしても制動力は摩擦円に相当する式(1)の等号に収束する。後輪のタイヤモデルも式(5)と同じ形式として、タイヤ横滑り角を $\beta_i = \beta - l_r \gamma / v$ に置換えると、式(1)を経由して車体全体では式(3)の制約に帰着される。

式(4)の限界減速能力は横力 Y を保持する条件で評価しているが、ステアリングホイール角が一定なら急減速によって横力が零に近づき、結果的にいえば μmg に近い制動力が生じる可能性がある。しかし、カーブに追従しながら安定した走行状態で減速しようとするなら所定の横力維持が不可欠であり、切り増しの影響まで含めると限界減速能力は式(4)の値とみなせる。

3・1・3 減速度余裕 限界減速能力と実際に車両に発生している減速度の差を減速度余裕と定義する。減速度余裕の値が零に近いときは、制動性能の限界に近い状態である。横方向についても減速度余裕と同様に横加速度余裕を導入する。

3・1・4 PICUD 車両相互事故の危険性を示す指標の一つに PICUD (Possibility Index for Collision with Urgent Deceleration) がある⁽⁸⁾。PICUD は前方車が急減速する状況下で後続車が反応遅れを伴って急減速すると仮定して、両車停止時の相対的な位置関係を評価する指標である。

$$P = -\frac{v_1^2}{25.92 \alpha_1} + S - \left(\frac{v_2 \Delta t}{3.6} - \frac{v_2^2}{25.92 \alpha_2} \right) \dots (6)$$

ここで、 v_1 [km/h] は前方車速度, v_2 [km/h] は後続車速度, S [m] は車頭距離である。PICUD が考案されたときは、車両の減速度は前方車と後続車を区別せずに a [m/s²] とおかれていたが、ここでは、本研究の目的に応じて前方車の減速度は約 $-0.3 G$ に相当する $\alpha_1 = -2.94 \text{ m/s}^2$, 後続車の減速度は限界減速能力と等しいと仮定して $\alpha_2 = -A_x$ [m/s²] とする。後続車の反応遅れ時間は現地での状況に即して $\Delta t = 1.5 \text{ s}$ とする。

式(6)の P [m] が PICUD に相当しており、この値が負となる状況では、減速だけでは追突が回避できないとして、衝突危険性が高いと判定する。PICUD は前方車が急減速するとき、後続車が反応遅れ後に急減速して、両者が停止したときの相対距離に相当しており、値が小さいほど危険性は高い。ただし、式(6)の定義は走行状況により変化しやすい限界減速能力が車両停止まで一定値になると仮定したことと相当しており、危険度を示す指標として有効としても、停止時の

(a) Current road alignment

(b) Improved road alignment

Fig. 4 Deceleration and lateral acceleration margin

Table 1 Computational conditions for assessment of deceleration margin in Fig. 4

	current	improved
Radius of curvature [m]	200	350
Velocity [m/s]	91	91
Longitudinal slope [%]	4.92	4.585
Transverse slope [%]	8.0	5.0

車頭距離に相当するとは限らない。

3・2 線形改良効果の評価 本研究では、中畑地区の現況線形において曲率半径 200 m の地点、改良線形において曲率半径 350 m の地点で交通コンフリクトの発生を想定する(4・2 節にて後述)。このコンフリクト発生箇所を実勢速度 91 km/h で走行中に、減速度 -0.3 G を発生する場合の減速度余裕と横加速度余裕を図 4 に示す。ここでは、路面摩擦係数を $\mu=0.5$ としており、計算に用いた線形改良前後の諸条件を表 1 に示す。図 4 に示すように、現況線形に比して改良線形では、減速余裕が 0.100 G から 0.149 G で約 49%、横加速度余裕が 0.125 G から 0.238 G で約 90% 増加しており、コンフリクト発生時に減速や操舵による回避可能性が高まることが確かめられる。なお、今の計算では、図 4 にあるように空気抵抗の影響を考慮しており、車両は直進状態として、CarSim の数値モデルに準拠することによって抵抗力を評価している。

4. ドライビングシミュレータ実験

4・1 ドライビングシミュレータ 自車両前方で突発的な交通コンフリクトが発生した場合、運転者は急減速あるいは車線変更により危険回避を行う。車線変更により安全に危険を回避するために、運転者はドアミラーやルームミラーにより側後方車両の位置関係を確認する。本研究では、運転者の車線変更による危険回避行動をシミュレータ実験で再現するためにドアミラーとルームミラーを設置した。それ以外は既報⁽²⁾⁽³⁾で使用した際とほぼ同一の仕様であり、CarSim による自車両運動計算、DD モータによる反力提示、マルチスクリーンによる前方視界の再現などに特徴がある。

自車両運動のリアルタイムシミュレーションでは、車両運動の再現精度が実験結果に大きく影響するため、一般的な既製ソフトウェアと添付の車両モデルを組合わせて使用している。シミュレーションはエー・アンド・デイの DSP AD 5410 内蔵の SBC で実行し、乗用車を自車両とするとときは MSC CarSim RT-Linux ver. 5.15 により、27 自由度の車両力学モデル

と非線形タイヤモデルを使用する。後述のように自車両が大形貨物自動車と仮定する場合もあり、同様に大形車に対応する MSC TruckSim RT-Linux ver. 5.04 によりシミュレーションを行う。

CarSim は複数の車両モデルを備えており、自車両が乗用車の場合は標準的な Big Car を選択している。これは排気量 3 000 cc 程度の普通乗用車に相当しており、全長 4 600 mm、全幅 1 780 mm、重量 1 707 kg である。大形貨物自動車の場合は TruckSim において S_SS Truck を用いている。この車両モデルは全長 11 990 mm、全幅 2 438 mm、重量 14 609 kg の前輪一軸、後輪二軸の大形貨物自動車に相当する(以下では大形車と略記する)。詳細な設定作業を行えば、CarSim、TruckSim とともにモデルの動特性を特定の車種に近づけることが可能な設計になっている。CarSim、TruckSim には Ω カーブの路面形状がこう配情報を含めて正確に入力しており、路面摩擦係数も現地における通常の路面状況に相当する値として $\mu=0.5$ を選択している。

本シミュレータは操作端として、ステアリングホイール、アクセルペダル、ブレーキペダルを備えている。CarSim、TruckSim で計算されたセルフアライニングトルクに応じて、ステアリングホイールに直結された DD (Direct Drive) モータ(日本精工 YS 2020 FN 001)のトルク制御を行い、被験者に操舵反力を提示する。ステアリング操作は DD モータに内蔵のレゾルバにより検出する。

前方視界は高さ 1.2 m、横幅 1.6 m で対角線長 80 インチ程度の 3 スクリーンに 3 台の液晶プロジェクタから投影される。有効水平視野角は 160° 程度となり、運転席から見た周辺視野でも再現される。正面のスクリーンのみ画面解像度が SXGA+ のプロジェクタを用いて周辺視界より精細な表示として、標識類の可読性をなるべく損なわないようにしている。

本シミュレータの座席は台座に固定されており、一部の大規模なドライビングシミュレータのような動揺装置によるモーション機能は備えておらず、車体の加速度を体感として呈示することはできない。座席やステアリングホイールの大きさや位置、角度などは乗用車に相当する値となっている。大形車の場合、操縦感覚への影響も懸念されるが、乗用車と平行して実験を進める必要もあり、操作端に変更は加えていない。後述するように、前方視野の再現においては、車種別に視点の高さを設定している。

ドアミラーとルームミラーの視野は、液晶ディスプレイの画面を所定位置のミラーで反射させて再現して

いる。リアルタイム CG 映像は正面と左右のプロジェクタ、ミラー用の 3 台の液晶ディスプレイについて計 6 台の専用 PC で生成される。それぞれ、シミュレーション用 SBC から LAN 経由で自車両の位置と姿勢のデータを受取り、所定の視線方向で画面を描画する。リアルタイム CG 用のソフトウェアは Windows API の DirectX によって開発した。

画像生成用の各 PC には道路線形が入力されており、標識・情報板を含め、道路上の任意位置からの視野を再現する仕様となっている。運転席からの視界は、乗用車と大形車のそれぞれについて路面からの座面高さを反映しているため、大形車のほうが視点の相対位置が高く、前方の道路状態が把握しやすくなっている。

コンフリクトを起こす前方車両を含めて、すべての周辺車両は一定速度での走行や減速、車線変更などをプログラムされたタイミングで実行するだけで、動力学的な計算処理はしていない。周辺車両を前方視界やミラー反射像として描画する際には、路面こう配に応じたピッチ角、ロール角を与えて、道路を自然に走行しているように表示している。

自車両の走行音は CarSim から出力されるエンジン回転数、車速信号を基に合成して、スピーカで出力するようにしている。周辺車両の走行音についても、自車両からの相対位置により、スピーカからの音圧比を変えて、被験者に違和感を与えないように工夫している。

4・2 実験条件 図 2 に示した中畑地区の現況線形と改良線形をドライビングシミュレータ上に再現して、2 種類の交通コンフリクトを発生させたときの運転行動データを収集した。コンフリクト 1 は急な車線

変更である(図 5 参照)。追越車線を走行する自車両の両方に、大形車が走行車線から急な車線変更をして割り込んでくる。コンフリクト 2 は前方車の急減速(図 6 参照)であり、追越車線を走行する自車両前方に、走行車線側から大形車の急な車線変更が発生し、この割り込みが原因となり先行の普通乗用車が急減速する。

名阪国道の実勢速度を参考にして、走行車線と追越車線の車両速度をそれぞれ 73 km/h、91 km/h とした。予備実験の結果を参考に、走行車線における車頭時間を $t_h = 2.0$ s として、車線変更先の後続車との車頭時間が 0.9 s になったときに車線変更車両が車線変更を開始するよう設定した。コンフリクト 2 では、先行車両が -0.45 G で 60 km/h まで急減速するように速度変化パターンを設定した。コンフリクト発生箇所としては、現況線形において図 2 の $R=200$ m のカーブ区間、改良線形において $R=350$ m のカーブ区間となるように周辺車両の走行を設定した。

周辺車両の車種は図 5、6 で示すように乗用車と大形車を設定した。コンフリクト 1、2 において、車線変更する大形車は前輪一軸、後輪二軸としたが、走行車線に留まる前方の大形車は前後輪各一軸である。図 5、6 では自車両は乗用車として描いているが、既出のように大形車の場合もある。これらのコンフリクトは、中畑地区で事故が発生したときの状況を参考にして、現実性が高く、しかも結果的に車間距離が不足して危険になりやすいパターンとして設定している。図 5、6 に描かれていない周辺車両についても、 Ω カーブでの実際の構成比を反映してランダムに車種を設定して表示することで、被験者がコンフリクト発生を予見しにくいように留意している。図 7 にコンフリクト 1 が発生する直前の前方視界を例示する。

被験者は運転歴 10 年以上の 30 代から 50 代の男性 20 名で、被験者 1 から 10 は乗用車、被験者 11 から 20 には大形車を運転させた。各被験者がドライビングシ

Fig. 5 Conflict 1: Abrupt lane change

Fig. 6 Conflict 2: Urgent deceleration of preceding vehicle

Fig. 7 Front view just before conflict pattern 1 occurs

ミュレータに慣れるように、20分程度の練習走行を行わせ、「追越車線を90 km/h程度で前方車との車間を守って走行してください、危険な事象が発生したときには車線変更などの回避行動をとってもらってもかまいません」と指示を与えて実験を開始した。練習走行などを含めて、実験回数は各被験者について9回であり、合計は180回になる。以下では各コンフリクトについて、特徴的な結果となった事例を示す。

4.3 急な車線変更によるコンフリクト 線形改良前後の実験結果において、コンフリクト1が発生予定箇所付近で生じた被験者7のデータを用いて詳細な検討を行う。

既述のように被験者7は乗用車を運転した。図8にコンフリクト発生後の前後加速度と横加速度のLissajous図と路面摩擦係数0.5の摩擦円を示す。ステアリングホイール角と横加速度のLissajous図、前輪タイヤ負荷、PICUDの推移を図9に示す。ここで、大形車が急な車線変更を開始する瞬間をコンフリクト発生時として時間軸の原点 $t=0$ に選ぶ。

現況線形走行時の被験者7の回避行動は次のとおりである。コンフリクト発生時に被験者は急減速を行う。図9において、タイヤ負荷が路面摩擦係数0.5前後で振動していることから、ABSが作動してブレーキが小刻みにオンオフを繰り返していることが推察される。図8においては、零近傍で推移していた前後加速度が急激に減速側に移動した後、摩擦円近傍で前後および横加速度が推移していることから、減速度余裕をほぼ使い切っていることがわかる。図9のLissajous図を見ると、ステアリングホイール角が約 30° のときに急激に横加速度が減少している。これは3.1節で記

したように、ブレーキ操作によりABSが動作する程度までタイヤのすべり域が広がり、制動側でタイヤ力が飽和し始めたことによるもので、タイヤ横すべり角に対して横力が減少してしまう。

この現象に対して、被験者はステアリングホイールを切り増して対処するが、かえって直後のブレーキ解放により急激に横力が回復して車体が走行車線側に振られてしまう。実舵角が過大となっているために、横力側でタイヤ力が飽和して、一時的に限界減速能力が消失する。図9にあるようにPICUDが大きく負方向に振れる。その後、ステアリングホイールを必要以上に切り戻してしまうために車両挙動が不安定になるが、次第に収束する。この間、タイヤ力が飽和して運転者が通常体験する線形領域とは車両応答特性が異なり、これが不安定現象の一因となっているようである。この過程は図8においては、減速終了により前後加速度がほぼ零に復帰した後、軌跡が左右に振れている部分に対応する。

一方、改良線形走行時においても、コンフリクト発生時に急減速を行うことでABSが作動し、横力不足とステアリングホイールの切り増しが発生している。しかし、カーブが緩やかになったために、横力減少量が抑えられ、ステアリングホイールの切り増し量も減少する。したがって、ブレーキ解放後に横加速度が大幅に増加することはなく、限界減速能力が維持される。PICUDは零に近づくと正の領域に留まる。

3.1節に記した関係から、横力が過大なときは限界

Fig. 8 Longitudinal and lateral acceleration (Conflict pattern 1)

Fig. 9 Conflict pattern 1

減速能力が極端に低く評価される。道路線形になめらかに追従する走行なら PICUD の大幅な低下にはつながりにくい。図 9 で生じた PICUD は、実舵角が過大な状態の値も含まれ、負としても制動による回避が不可能と断定はできないが、通常より危険な状況という傾向は明らかである。

4・4 前方車の急減速によるコンフリクト 大形車を運転した被験者 11 のデータを用いて、詳細な検討を行う。コンフリクト発生後の前後加速度と横加速度の Lissajous 図を図 10 に示す。また、ステアリングホイール角と横加速度の Lissajous 図、前輪タイヤ負荷、PICUD を図 11 に示す。現況線形走行時の被験者 11 の回避行動も、基本的には被験者 7 のコンフリクト 1 の場合と同様であるが、急減速による横力減少に対応するためにステアリングホイールを切り増した後、切り戻しながらブレーキを解放しており、不安定な車両挙動が抑制されている点で異なる。

改良線形走行時も急減速を行い、後輪側で ABS が作動する。カーブが緩やかなために同程度の減速度になっているが、前輪のワークロードは低いままでタイヤ力は飽和しない。線形改良後は一時を除いて PICUD が正で推移しており、制動による危険回避が可能な状態が示唆される。

ここで線形改良前の結果について補足しておく。コンフリクト発生前の車両は曲率の高さを反映して限界減速能力が低く、PICUD が大きく負に振れて危険な状態であった。減速開始後は前後方向でタイヤ力が飽和して横加速度は低下するため、PICUD はかえって上昇している。その後も回避動作がスムーズに行われてコンフリクト 1 のような急激な低下は発生せず、

減速終了後も増加傾向である。図 10 の Lissajous 図についても、タイヤ力の飽和は認められるが、全般的に安定して推移している。

4・5 考察

4・5・1 現況線形における事故発生メカニズム

現況線形における交通コンフリクト発生時の実験について 4・3、4・4 節で記したが、二通りのコンフリクトで生じた回避行動の共通部分をまとめると次のようになる。

- (1) 急カーブ区間で交通コンフリクトを発生させると、回避のために被験者が急減速を行う。
- (2) ABS は動作するものの、旋回のために横力を発生させていることが原因となり、減速側でタイヤ力が飽和に近づく。
- (3) 横力が不足して旋回が困難になるので被験者はステアリングホイールを切り増す。
- (4) 所定の減速が生じた時点で被験者がブレーキを解放する。

(5) ブレーキ解放までにステアリングホイールを戻していない場合には、舵角が過大となり旋回側でタイヤ力が飽和することがある。その結果、減速能力が消失して PICUD が負になる場合もある。

Ω カーブの急な下りこう配を走行する状況においてはもとよりタイヤの負荷水準が高く、急カーブで危険回避のために急減速しようとするときタイヤ力が限界に近づく。このような状況においては、経験によって運転者内部に形成されたメンタルモデルと実車両挙動が

Fig. 10 Longitudinal and lateral acceleration (Conflict pattern 2)

Fig. 11 Conflict pattern 2

かい離して、運転者が過度の修正操作を加えてしまいやすく危険性が增大する。実験では、ブレーキ解放までにステアリングホイールを戻していないと、減速終了時に横力が不意に増加して、車両挙動が不安定になる現象が見られた。タイヤ力の限界は路面摩擦係数に大きく依存するから、一連の危険事象の発生は車両や運転者に起因するというより、道路線形と走行速度を反映する現象である。

4・5・2 線形改良効果 4・5・1 項と同様に、改良線形における交通コンフリクト発生時の回避行動は次のようにまとめられる。

(1) 現況線形に比べて緩やかなカーブ区間で交通コンフリクトを発生させることになる。

(2) 被験者はコンフリクト回避のために減速を行うが、ABS が有効に動作する程度に収まり、タイヤ力に余裕が残る。

(3) 横力減少量が抑えられるので、ステアリングホイールの切り増し量が減少する。

(4) ブレーキを解放すると、ワークロードが低下する。

(5) このときに横力が大幅に増加することはない、減速能力が維持されるので PICUD が負になりにくい。

改良線形では、カーブ走行時に必要な横力が小さくなるためにタイヤ力は飽和しにくく、限界減速能力が高まる。現況線形時に見られた、メンタルモデルからのかい離が原因となって生じる過度な修正操作といった、被験者自身による不安定な操作は抑制される傾向にある。3・2 節で行った力学的な評価以上に、線形改良の効果は高くなる。現況線形のままとしても、走行速度が低下すれば曲率が一定としても横加速度の低下により全般にタイヤ負荷が軽減される傾向になる。速度規制の遵守により通常走行時の負荷レベルを抑制しておけば、線形改良と同様に安全性向上が期待できるという解釈も成立する。

実験に使用したシミュレータは加速度情報を直接に呈示する機能をもたないため、被験者の挙動は視覚でとらえた路面や周辺車両との相対的な変位に依存している。視覚刺激による間接的なフィードバックだけでなく、加速度の直接的な呈示があれば体感として車両状態がより正確に把握され、実験結果が影響を受けた可能性もある。本研究は、シミュレータによる被験者実験に基づく点で上記のような制約があるが、実験条件は実勢に応じて入念に設定されている。現況線形に

おける不安定挙動の素因は、タイヤグリップマージンがほぼ使い切られ、運転操作に対する車両挙動が通常と大きく相違するという力学モデルで説明がつく現象に帰着されており、現実の走行状況を反映していると推察される。

5. 結 言

本研究では、事故多発地帯の現況線形と改良線形の道路データをドライビングシミュレータに入力して、周辺車両との交通コンフリクトが発生する環境下で被験者実験を行った。その結果に基づいて、ブローケンバックカーブ区間における交通コンフリクト発生時の事故発生メカニズムを推察した。線形を改良することによって交通コンフリクト回避時の車両挙動が安定化され、運転操作の軽減と車両性能への負担軽減が可能になると予想される。

本研究は、国土交通省奈良国道事務所が主催する名阪道路検討会(座長：飯田恭敬京都大学名誉教授)の中の「ドライビングシミュレータによる挙動分析」の成果の一部である。実験の準備、遂行においては、京都大学大学院情報科学研究科システム科学専攻修士課程に在学していた大久保智広氏、野口顕太郎氏、小川昇平氏を含め院生・学部生の協力を得た。

文 献

- (1) National Land Transportation Ministry ed., 2006 *National Land Transportation White Paper*, (2006).
- (2) Noguchi, K. et al., Driving Behavior Analysis for Accident Prone Area using Realtime Simulator, *Proceedings of the 9th MOVIC*, No. 05-15 (2005-8), pp. 225-228.
- (3) Kitano, H. et al., Prior Evaluation of Preventive Measure using Realtime Simulator, *ibid*, (2005-8), pp. 229-232.
- (4) Japan Society of Traffic Engineers ed., *Traffic Engineering Handbook*, (1984), p. 524, Gihodoshuppan.
- (5) Takubo, N. and Kojima, Y., Relation of Road Alignment to Traffic Accidents (I. An Analysis of Accident at Curved Sections), *Reports of National Research Institute of Police Science, Research on Traffic Safety and Regulation*, Vol. 32, No. 2 (1991), pp. 106-118.
- (6) Takebe, K., *Planning and Designing of Roads* (in Japanese), (1988), p. 59, Gizyutsu Shoin.
- (7) Nagai, M. et al., Integrated Control of Active Rear Wheel Steering and Yaw Moment Control Using Braking Forces, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 64, No. 622 (1998-6), pp. 2132-2139.
- (8) Uno, N. et al., Objective Analysis of Traffic Conflict and Modeling of Vehicular Speed Adjustment at Weaving Section, *Infrastructure Planning Review*, Vol. 20, No. 4 (2003), pp. 989-996.