

衝突速度の推定*

— 停止車両への直角偏心衝突における有効衝突速度の導入 —

藤田 光伸¹⁾

Reconstruction of Collision Speed

— Effective Collision Speed for Analysis of Eccentric Right-angle Collision with a Stationary Vehicle —

Mitsunobu Fujita

This paper focuses on reconstruction of pre-impact speed in a specific type of two-dimensional collision that one vehicle collides eccentrically with another stationary vehicle at a right angle. There is much less experimental data on two-dimensional collision than one-dimensional collision. This is why it is often difficult to reconstruct pre-impact speed in two-dimensional car accidents. This paper introduces effective collision speed (ECS) defined for one-dimensional collision into this type of collision, and confirms the usefulness of ECS for reconstruction of pre-impact speed using actual collision tests.

Key Words: (Standardized) Safety, Side Impact, Accident Reconstruction
(Free) Effective Collision Speed, Pre-impact Speed, Intersection (C1)

1. はじめに

1.1. 背景

交通事故の原因調査および再現において、衝突速度（衝突直前の速度）を知る事は事故状況の把握の為に重要である。その為、衝突速度の推定を目的とした多くの調査・研究が実施され、その成果が報告されている⁽¹⁻¹¹⁾。

一般に、自動車の衝突現象は一次元衝突（正面衝突や追突のように変形や運動という衝突の現象がひとつの軸方向で完結する衝突）と、二次元衝突（出会頭衝突のように衝突によって回転や横滑りが生じ、車両が平面運動をする衝突）に分ける事ができる⁽³⁻⁵⁾。横転等、三次元衝突に分類される現象もあるが、本報では議論の対象としない。

一次元衝突については、各種衝突実験結果⁽¹²⁻¹⁷⁾が数多く報告され、損傷と速度パラメータ（衝突速度等）との間の関係が確認できる。今日、一次元衝突において衝突速度推定の為の選択肢が多く存在し、比較的精度良く衝突速度の推定を実施できるのは、これらの研究成果によるところが大きい。

警察庁⁽¹⁸⁾によれば、2009年の日本における車対車の追突事故は人身事故全体の31.6%を占める。追突事故の場合には同一車線内での衝突が多いと考えられ、正面衝突（2.4%）、工作物衝突（2.1%）等の一次元衝突となり得る衝突形態も含めると、一次元衝突の割合は無視できないレベルにあると考えて間違いない。つまり、一次元衝突の衝突速度推定に関する各種研究の重要度は異論を挟む余地がない。

一方、二次元衝突の代表例である出会頭衝突は、過失割合等の視点から衝突速度の把握が重要となる場合が多いと考えられ、人身事故全体の27.0%を占めている⁽¹⁸⁾。つまり、二次元衝突でも衝突速度を知る事の重要度は高い。しかし、二次元衝突ではその衝突態様や損傷形態の多様性の為に、「損傷と速度パラメータとの関係」に関する知見はほとんど得られていない（1.2節で詳述）。

また、事故全体での第一当事者の危険認知速度は、10km/h以下の極低速状態が36.9%を占める⁽¹⁸⁾。つまり日本では、一方が停止、またはほぼ停止しているとみなせる極低速状態での衝突は少なくないと考えられる。

1.2. 過去の研究とその問題点

前述のとおり、衝突速度推定に関する研究は過去に多く実施されている。特に一次元衝突の場合には車両の縦軸方向への押込み損傷が主である為、車両の損傷状態をバリア換算速度（固定壁衝突において車両の変形エネルギーが等価となる速度。速度変化が同一となる条件をいう場合もある^(1, 8, 27)）が、本報では対象としない）や有効衝突速度（衝突開始から衝突相手物と同一速度になるまでの速度変化）といった速度パラメータと関連づける事が、二次元衝突に比べると比較的容易である。この為、変形量と速度パラメータとの関係を一次式で表す方法^(1, 4, 11)、エネルギー吸収図を用いる方法⁽¹⁹⁻²²⁾、低速衝突においてバンパ構造を考慮に入れる方法^(5, 13)等、損傷に関する情報を基に衝突速度推定へと役立てる事を目的とした種々の研究成果が報告されている。

一方、二次元衝突では車両の縦軸方向への押込み損傷だけではなく、重心を外した偏心の外力等により、様々な方向への変形や擦過痕等、多種多様な損傷が残る場合が多い。その為、二次元衝突の衝突実験結果に関する報告^(14, 16, 24-26)が十分になされているとはいえ、車両の損傷状態を速度パラメータと関連づける事が、現状は困難な場合が多い。衝突による力の主方向を衝突面に対する法線方向と接線方向とに分離して扱う方法^(1, 11, 23)も提案されているが、実務上は適切な使用が困難な場合が多いと考えられる。このように、二次元衝突では損傷状態を基にした衝突速度推定へのアプローチが困難な場合が多い。衝突後の車両軌跡や停止位置等を参考に、運動量保存則やエネルギー保存則等を活用^(1, 3-6, 10)する事で衝突速度の推定が可能になる場合があるが、事故によっては十分な情報を得られない場合もある。

1.3. 目的

二次元衝突の一種である「一方が停止状態の直角偏心衝突」（以下「本報形態」という）を対象に、従来は一次元衝突のみの概念であった有効衝突速度を本報形態へと拡張する事を本報の主な目的とする。また、有効衝突速度の考え方を拡張する事により、本報形態において損傷状態を基にした衝突速度の推定が可能となる場合がある事を示す。

以上により、妥当な衝突速度の推定が可能となる衝突事故が増える事が期待できる。

*2010年9月30日受理。2010年9月30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)

2. 衝突現象の把握と有効衝突速度の検討

2.1. 衝突現象の把握

まずは衝突実験を実施し、本報形態の衝突現象を力学的に把握する。(株)自研センターの衝突バリア実験装置により、本報形態に相当する衝突実験を実施する。目標衝突速度は30, 40km/hの2条件とし、衝突車両(Bullet Car)および被衝突車両(Target Car)の重心近傍の床面に3軸加速度計を固定して計測する。停止状態の被衝突車両(AT車)はシフトレバーを“P”位置とし、同時に駐車ブレーキを掛けた状態とする。衝突車両の右側面が被衝突車両の最前端部となる位置(フルラップ)での衝突とする。衝突後の二度当たりを防止する為、一度目の接触が終了した後に衝突車両にブレーキを掛け停止させる。また、上方映像による画像解析を実施する為、双方車両のルーフ部にターゲットマークを貼付し毎秒500フレームの高速度カメラで撮影する。(図1, 表1)

衝突実験#2(衝突速度39.7km/h)で記録された上方映像、およびターゲットマークの軌跡を図2に示す。損傷に直接関係のある衝突中(衝突物同士が接触している間)の期間(2)~(3)に注目すると、衝突前((1)~(2))に対して衝突車両の運動方向はほとんど変化しない事が確認できる(衝突速度30.0km/hの衝突実験#1においては、更にその変化は少ない事が確認されている)。また、衝突車両の縦軸(X軸)方向および左右(Y軸)方向の加速度履歴を図3に示すが、X軸方向に対してY軸方向の加速度(減速度)は非常に小さい事も分かる。(#2では衝突車両のフロントバンパリアインホースメントが中央部で完全に折れて荷重が一瞬抜けた為、50ms付近でX軸減速度の急激な低下が認められる。)衝突車両の衝突後の損傷状態も確認したところ、#1, #2いずれも車両縦軸(X軸)方向への押し込み損傷が主である事が確認されている。

以上より、本報形態においては、衝突車両の衝突中の挙動および損傷を、衝突車両の縦軸(X軸)に限定した一次元衝突の現象として捉える事が可能であるといえる。

2.2. 有効衝突速度の力学的検討

(1) 一次元衝突での有効衝突速度

一次元衝突における速度変化、つまり衝突速度と衝突後速度(車両同士の接触が終了した直後の速度)との差は以下により算出できる^(1, 3~6, 27)。

$$\Delta V_1 = V_{10} - V_{11} = \bar{m}(1+e)(V_{10} - V_{20})/m_1 \quad \dots (1)$$

$$\Delta V_2 = V_{21} - V_{20} = \bar{m}(1+e)(V_{10} - V_{20})/m_2 \quad \dots (2)$$

$$\text{但し, } \bar{m} = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}$$

(ΔV_i : 速度変化[m/s], V_{i0} : 衝突速度[m/s], V_{i1} : 衝突後速度[m/s], m_i : 質量[kg], e : 反発係数。ここで、 $i = 1, 2$ はそれぞれ、衝突車両、被衝突車両を示す(以下同様))

また、有効衝突速度は一次元衝突において以下のように表される^(4~6, 27)。

$$V_{eff} = \bar{m}(V_{10} - V_{20})/m_i \quad \dots (3)$$

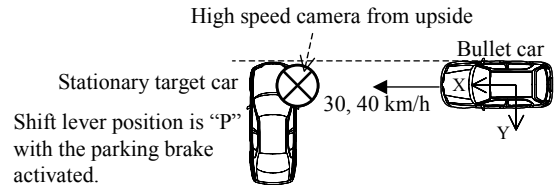


Fig.1 Outline of Eccentric Right-angle Collision Tests

Table.1 Conditions of Collision Tests

Test Number	#1	#2
Bullet Car Model / Year	AK12 / 2002	AK12 / 2006
Test Weight / Transmission	936kg / 4AT	954kg / 4AT
Target Car Model / Year	NZE121 / 2001	NZE121 / 2004
Test Weight / Transmission	1036kg / 4AT	1080kg / 4AT
Target Pre-Impact Speed	30 km/h	40 km/h

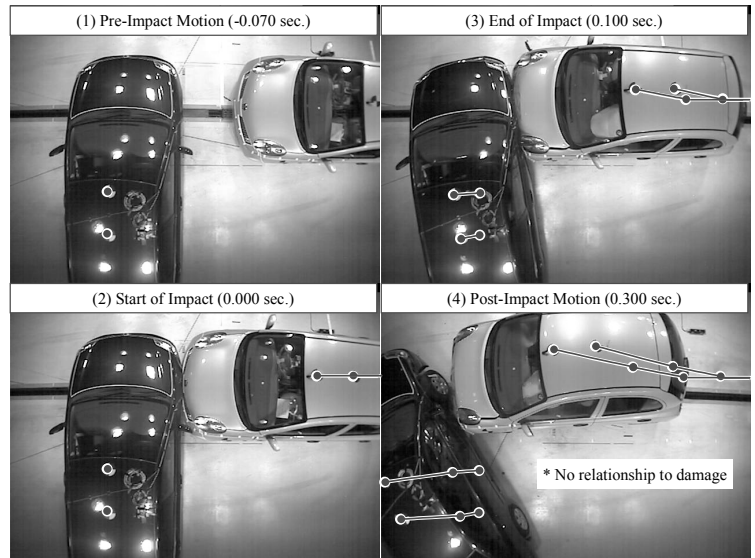


Fig.2 Motion of Collided Cars Recorded by Upside Camera in Test #2

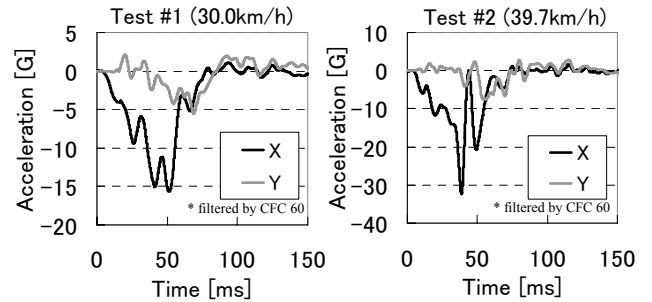


Fig.3 Recorded Acceleration of Bullet cars in Test #1 and #2

(V_{eff} : 有効衝突速度[m/s])

即ち、有効衝突速度は対象となる衝突において反発係数が0($e = 0$)であるとした場合の速度変化に相当する。また、車両同士の質量比および衝突前の相対速度に影響を受けるが、損傷とは直接的な関連性はない。

次に、衝突による総変形エネルギーは、以下により算出できる^(1, 3, 6)。

$$T_L = E_1 + E_2 = \frac{1}{2} \bar{m}(1-e^2)(V_{10} - V_{20})^2 \quad \dots (4)$$

(T_L : 総変形エネルギー[J], E_i : 各車両の変形エネルギー[J])

つまり、バリア換算速度(固定壁について、 $m_i = \infty$, $V_{i0} = 0$)は、以下のように表す事ができる。

$$E_i = \frac{1}{2} m_i (1 - e_B^2) \cdot V_{Bi}^2 \quad \dots (5)$$

(V_{Bi} : バリア換算速度[m/s], e_B : 固定壁衝突時の反発係数)
 加えて、衝突部位を塑性バネとみなせば、各車両の変形エネルギーは車体の変形強度(剛性)に反比例するから、以下の関係が成立する⁽⁸⁾。

$$k_1 E_1 = k_2 E_2 \quad \dots (6)$$

(k_i : 剛性 [N/m])

ここで、衝突部位の剛性が質量に比例する(重いほど硬い)関係にある物同士の衝突の場合、つまり式7の関係があるとすれば、式3~6は式8となる。(江守⁽³⁾によれば、車両前部には式7の関係が認められる事が報告されている。)

$$\frac{k_1}{m_1} = \frac{k_2}{m_2} = c \quad (\text{一定}) \quad \dots (7)$$

$$E_i = \frac{1}{2} m_i (1 - e^2) \cdot V_{eff}^2 \quad \dots (8)$$

反発係数は車対車、固定壁衝突いずれの場合も0に近いから、 $e_B^2 = e^2 = 0$ とみなして差し支えない。つまり、式7の前提の下では、(式5, 8より)有効衝突速度とバリア換算速度は一致する。

以上より、式7の関係にある車両同士の衝突の場合に、少なくとも一方の車両の損傷からバリア換算速度を特定できれば、それが有効衝突速度と一致するから、式3により衝突直前の相対速度の推定が可能となる。即ち、一方が停止していた事故においては、一方の車両の損傷のみから衝突速度が推定できる事を意味し、非常に有用である。

一般に、乗用車は概ね同一レベルの質量(1~2トン程度)であり、薄板鋼板で構成される車体の強度も同一部位であれば大きく異なる事はない。また、極端に質量が増加するトラック等においては、強度も乗用車に比べて極端に増加する。このように、車両同士の衝突(または車両の固定壁への衝突)であれば、式7の前提に概ね合致する場合が多いと考えられる。旧規格の軽乗用車でこの前提に合致しないという報告⁽²⁵⁾がなされてはいるものの、車対車衝突実験において有効衝突速度(実効衝突速度)と車両の塑性変形量とにはほぼ比例関係が認められると報告⁽⁴⁾されている事、および有効衝突速度を固定壁への衝突へと置き換える事が可能と言及⁽⁶⁾されている事は、上記の理由により概ね妥当性があると考えられる。

(2) 本報形態(二次元衝突)についての検討

本報形態は衝突前に停止している被衝突車両に、衝突によって回転運動が生じる二次元衝突であるから、一次元衝突の有効衝突速度をそのまま適用する事ができない。(負の反発係数⁽⁷⁾をとる衝突に該当し、双方車両の重心位置の速度が同一となる瞬間がない。)しかし2.1節で確認したように、本報形態の衝突車両は、力学的には一次元衝突と捉える事が可能である。よって、有効衝突速度の考え方を本報形態の衝突車両に拡張できる可能性がある。加えて、有効衝突速度と損傷との間にも関連性を見いだす事ができれば、本報形態でも一方の車両の損傷のみから衝突速度を推定できる可能性がある

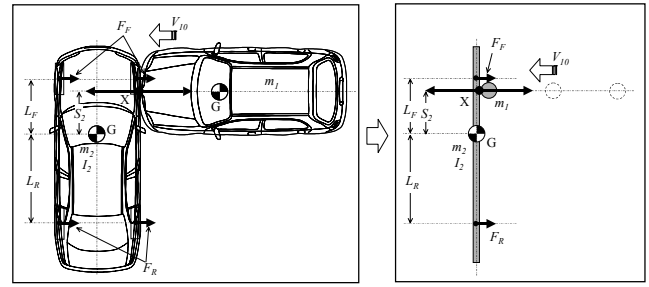


Fig.4 Simplified Model for Calculating Eccentric Right-angle Collision

り、非常に有用である。

まず、本報形態の衝突を簡易なモデルによってモデル化し、有効衝突速度の拡張可否について検討する。

具体的には、本報形態を棒状物体への質点の直角偏心衝突として捉える(図4)。この場合、衝突中の特定の瞬間における運動状態は以下ようになる。

$$m_1 V_{10} - m_1 V_{11} - m_2 V_{2G1} = (F_F + F_R) \cdot t \quad \dots (9)$$

$$V_{2X1} = V_{2G1} + S_2 \omega_{21} \quad \dots (10)$$

$$I_2 \omega_{21} = m_1 \cdot (V_{10} - V_{11}) \cdot S_2 + (F_R L_R - F_F L_F) \cdot t \quad \dots (11)$$

(m_1 : 衝突車両の質量[kg], m_2 : 被衝突車両の質量[kg], I_2 : 被衝突車両の重心まわりのヨー慣性モーメント[kgm²], V_{10} : 衝突車両の衝突速度[m/s], V_{11} : 対象とする瞬間の衝突車両の速度[m/s], V_{2G1} : 対象とする瞬間の被衝突車両の重心速度[m/s], V_{2X1} : 対象とする瞬間の被衝突車両の衝突点の速度[m/s], S_2 : 被衝突車両の重心・衝突点間距離[m], ω_{21} : 対象とする瞬間の被衝突車両の回転角速度[rad/s], F_F : 被衝突車両の前輪タイヤ摩擦力[N], F_R : 被衝突車両の後輪タイヤ摩擦力[N], L_F : 被衝突車両の前軸・重心間距離[m], L_R : 被衝突車両の後軸・重心間距離[m], t : 衝突開始からの経過時間[s])

以下、対象とする瞬間を衝突直後(衝突物同士の接触が終了した直後)とすると、衝突部位の反発係数 e_X は次式の関係となる。

$$e_X = (V_{2X1} - V_{11}) / V_{10} \quad \dots (12)$$

式9~12より、衝突車両の衝突後速度 V_{11} は、次式によって表される。

$$V_{11} = \frac{\{m_1 \cdot (k_2^2 + S_2^2) - e_X I_2\} \cdot V_{10} + A}{I_2 + m_1 \cdot (k_2^2 + S_2^2)} \quad \dots (13)$$

$$\text{但し, } A = \{(F_R R_R - F_F R_F) \cdot S_2 - (F_F + F_R) \cdot k_2^2\} \cdot t$$

$$k_2 = \sqrt{I_2 / m_2}$$

本報で実施の衝突実験について、衝突前の条件から衝突後速度 V_{11} を式13で算出すると、タイヤ摩擦力がある場合とない場合(例えば摩擦係数 $\mu = 0.7$ と 0)では最大約6%の誤差しか生じない。これは衝突中に車両同士の間に発生する荷重(衝撃力)が、タイヤ摩擦力に比べて桁違いに大きいからである。つまりタイヤ摩擦力を無視しても大きな誤差は生じない。よって以下の検討では、過去の検討^(6, 28)と同様に、 $\mu = 0$ 、つまり $F_F = F_R = 0$ ($A = 0$)を前提とする。(一方、極低速衝

突の場合には A の項を無視すべきではない。))

この前提の下では、双方車両の速度変化 ΔV_1 , ΔV_2 は以下のように算出される。

$$\Delta V_1 = V_{10} - V_{11} = \bar{M}(1 + e_x) \cdot V_{10} / m_1 \quad \dots (14)$$

$$\Delta V_2 = V_{2G1} = \bar{M}(1 + e_x) \cdot V_{10} / m_2 \quad \dots (15)$$

但し、
$$\bar{M} = \frac{m_1 m_2}{B m_1 + m_2}, \quad B = 1 + (S_2 / k_2)^2$$

一次元衝突では、速度変化の式 (式 1, 2) で $e = 0$ とした際の速度変化が有効衝突速度である (式 3)。それに合わせ、 $e_x = 0$, 即ち $V_{2x1} = V_{11}$ となるまでの重心位置の速度変化を本報形態における有効衝突速度と定義すれば、式 14, 15 より、次式で有効衝突速度が定義される事になる。

$$V_{eff} = \bar{M} V_{10} / m_i \quad \dots (16)$$

これらの式に含まれる係数 B に注目すると、衝突点が被衝突車両の重心から離れる (S_2 が増加する) に従い、係数 B は二次関数的に増加する。つまり、式 14~16 の速度変化および有効衝突速度は非線形に減少し、無限遠 ($S_2 = \infty$) にて 0 に収束する (速度変化しない) 事が分かる。この係数 B の物理的意味については、より詳細に検討する必要があると考えられ、今後の課題とする。

次に、本報形態の衝突による総変形エネルギーは、式 17 により算出できる。ここで、双方車両の質量と衝突部位の剛性に式 18 の関係があるとすれば、式 6, 16, 17 より一次元衝突 (式 8) と同様の式 19 が導出され、本報形態でも有効衝突速度とバリア換算速度は一致する事が分かる。

$$T_L = E_1 + E_2 = \frac{1}{2} m_1 V_{10}^2 - \left(\frac{1}{2} m_1 V_{11}^2 + \frac{1}{2} m_2 V_{2G1}^2 + \frac{1}{2} I_2 \omega_{21}^2 \right) \\ = \frac{1}{2} \bar{M} (1 - e_x^2) \cdot V_{10}^2 \quad \dots (17)$$

$$\frac{k_1}{B m_1} = \frac{k_2}{m_2} = C \text{ (一定)} \quad \dots (18)$$

$$E_i = \frac{1}{2} m_i (1 - e_x^2) \cdot V_{eff}^2 \quad \dots (19)$$

以上より、本報形態を表す式 14~19 は、一次元衝突の式に対して係数 B が追加されただけの式である事が分かる。

$S_2 = 0$ ($B = 1$) の場合には一次元衝突を意味するから、当然に一次元衝突の式と一致する。つまり、式 14~19 は一次元衝突を包含し、且つ二次元衝突の一種である本報形態にも適用可能な汎用性の高い式である事が明らかとなった。(以下、式 16 を「理論式」という。)

2.3. 有効衝突速度の定義

以上より、本報形態 (一方が停止状態の直角偏心衝突) における有効衝突速度を以下のように定義する。

衝突車両の有効衝突速度	$V_{eff1} = V_{10} - V_{E1}$
被衝突車両の有効衝突速度	$V_{eff2} = V_{E2}$

ここで、 V_{10} : 衝突車両の衝突速度 [m/s], V_{E1} : 衝突車両が進行

する軸上において、被衝突車両の当該軸上の部位の速度が、衝突車両の速度と同一になる瞬間 (以下「同一瞬間」という) での衝突車両の速度 [m/s], V_{E2} : 同一瞬間における被衝突車両の重心位置の速度 [m/s], である。

具体的には、式 16 によって算出可能である。

3. 衝突実験による検証と衝突速度推定への応用例

本報の主な目的である「本報形態への有効衝突速度の拡張」を前章で実施した。本章では、その有効衝突速度を衝突速度推定の実務へと活用する事を視野に入れ、本報で実施の衝突実験を基にその有用性を確認する。

3.1. 理論式の衝突実験との比較

まずは前章の理論式 (式 16) の妥当性を確認する。2.1 節で実施の衝突実験 #1, #2 を対象に、上方映像の画像解析 [1] および加速度計 [2] から得られる衝突車両の有効衝突速度と、理論式 [3] により算出される有効衝突速度を比較する。

[1] では、衝突車両の重心点の衝突前移動軸に関して、その重心点の速度が、被衝突車両の当該軸上の速度と同一になるまでの速度変化 (有効衝突速度) を計測する。なお、衝突開始から速度が同一になるまでの時間は 52~54ms であった。

[2] では、衝突開始から上記 52~54ms の間の車両縦軸 (X 軸) 方向の加速度 (CFC 180 によるフィルタ) の積分により得られる速度変化を有効衝突速度として計測する。

[3] では、式 16 により衝突車両の有効衝突速度を算出する。損傷状態から、#1, #2 共に、衝突車両の左フロントサイドメンバ先端部と被衝突車両の右 A ピラー下部が衝突する部分で最大荷重がかかっていると判断された (図 5)。(衝突中の被衝突車両の回転運動、および衝突車両のフロントバンパインホースメント部の折れにより、結果的に左フロントサイドメンバ先端部で大きく衝撃を吸収するに至っている。) よって、 S_2 を決定する為の衝突点を衝突車両の左フロントサイドメンバ先端部 (被衝突車両の右 A ピラー下部) とする。 V_{10} は実測値を使用する。被衝突車両の重心位置は、車両の縦軸方向の中心軸上に重心があるとして、前軸重、後軸重を計測し算出する。各パラメータの値を表 2 に示す。

上記 3 つの手法による有効衝突速度の算出結果を表 3 に示す。いずれも衝突実験における計測結果 [1] [2] と理論式 [3] との間の誤差は小さい。つまり、損傷状態を基に S_2 を正しく設定する事で、衝突車両の有効衝突速度を式 16 により算出可能である事を確認できた。

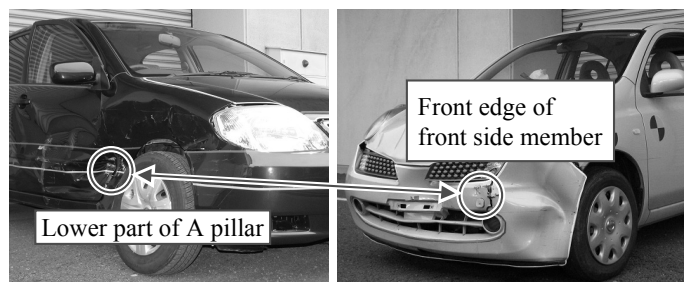


Fig.5 Judgment of Impact Point for the Theoretical Formula (16)

Table.2 Parameters for Theoretical Calculation

Test Number	#1	#2
m_1	936kg	954kg
m_2	1036kg	1080kg
I_2	1642kgm ²	1714kgm ²
S_2	0.63m	0.63m
V_{10}	30.0km/h	39.7km/h

Table.3 Results of [1] Image Processing (IP), [2] Acceleration Analysis (AA) and [3] Theoretical Calculation (TH)

Test Number	#1	#2
[1] IP	14.3km/h	17.1 km/h
[2] AA	14.2km/h	19.0 km/h
[3] TH	14.1km/h	18.9 km/h

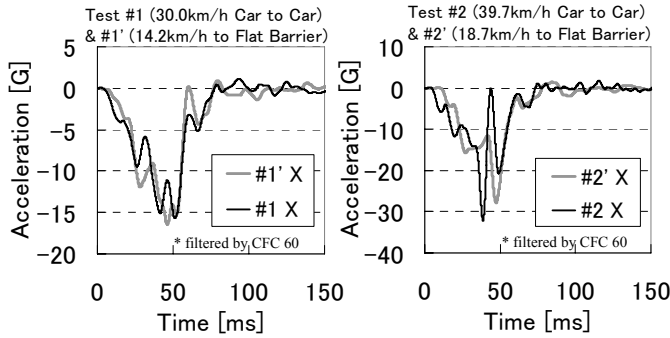


Fig.6 Comparison of Recorded Longitudinal Acceleration between Eccentric Right-angle Collision Tests and Flat Barrier Collision Tests at the Same Effective Collision Speeds

3.2. 有効衝突速度とバリア換算速度との関係

本報形態における有効衝突速度とバリア換算速度との間の関係を確認する。2.1 節で実施の衝突実験の衝突車両と同種同型車を使用し、3.1 節で得られた有効衝突速度 (表 3[3]TH) と同一速度で、フルラップ固定壁衝突を実施する (実験#1', #2' とする)。この場合、固定壁への衝突速度がバリア換算速度 (=有効衝突速度) となる。また、車両の重心近傍の床面に 3 軸加速度計を固定し、衝突時に車両重心部に生じる加速度を本報形態での計測結果 (図 3) と比較する (比較 1)。また、大賀ら⁽²²⁾によるエネルギー吸収図を使用し、変形エネルギーからバリア換算速度を算出し比較する (比較 2)。

車両縦軸 (X 軸) 方向について計測された加速度の比較 (比較 1 の結果) を図 6 に示す。いずれも、有効衝突速度がほぼ同一の場合には、加速度履歴もほぼ同一である事が確認できる。つまり、本報形態における衝突車両について、有効衝突

速度とほぼ同一速度にて固定壁に衝突すると、その有効衝突速度が生じた本報形態とほぼ同一の荷重が車両前部にかかる事が確認できた。

次に、エネルギー吸収図⁽²²⁾から算出したバリア換算速度の比較 (比較 2 の結果) を表 4 に示す。いずれも、バリア換算速度が理論式[3]による有効衝突速度と概ね同一である事が確認できる。#2 では他に比べてやや高めバリア換算速度が算出されたが、これは衝突車両のフロントバンパラインホースメントが局所的な荷重で折れた際に、強度 (剛性) が極端に低下した状態で大きく変形した事が原因であると考えられる。以上より、少なくとも本報において実施した衝突条件 (車種、速度、ラップ率) では、本報形態の衝突車両の有効衝突速度はバリア換算速度と概ね同一とみなせる事、即ち、式 18 が成立するとみなして差し支えない事が明らかとなった。

但し、以上の検討はあくまでひとつのケーススタディであるという認識が重要である。つまり、車格やカテゴリが大きく異なる車種 (SUV とセダン、コンパクトカーと普通車のようにサイズ、種類が大きく異なる車種)、異なる相手物 (ガードレール等との衝突)、異なる速度域、オフセット衝突等、本報とは大きく異なる衝突条件において常に式 18 が成立するとは限らず、今後の研究課題である。

3.3. 衝突速度の推定への応用

2.1 節で実施の衝突実験#1, #2 を「交通事故 α , β 」と想定し、衝突車両の衝突速度の推定を実施する。以下、「被衝突車両が衝突直前は停止していた事が明らか」、「衝突車両は詳細な損傷が確認できるが、被衝突車両は写真でのみ損傷を確認できる状況」、「双方車両の衝突部位については式 18 の関係が成立」を前提とする。

(1) 衝突車両のバリア換算速度 (V_{BI}) の算出

まずは衝突車両の損傷状態を基にバリア換算速度を算出する。ここでは一例として、3.2 節で使用したエネルギー吸収図⁽²²⁾を使用する。その結果、表 4 よりそれぞれ、14.34, 21.49km/h のバリア換算速度が得られる。

(2) 衝突車両の有効衝突速度 (V_{eff}) の算出

双方車両の衝突部位については式 18 の関係が成立している前提であるから、上記バリア換算速度は有効衝突速度と同一であると考え事ができる。 ($V_{eff} = V_{BI}$)

(3) 被衝突車両の重心・衝突点距離 (S_2) の推定

双方車両の損傷状態より、衝突点を衝突車両の左フロントサイドメンバ先端部 (被衝突車両の A ピラー下部) と判断する。 ($S_2 = 0.63[m]$)

(4) 衝突速度 (V_{10}) の推定 実務を想定し、計測データ

Table.4 Comparison of Equivalent Barrier Speed (EBS) Calculated Using Energy Absorption Diagram Method⁽²²⁾

Adopted Energy Absorption Diagram is 'FFA (less than 1500cc)' Reported by Oga ⁽²²⁾	
Eccentric Right-angle Collision at 30.0 km/h (#1)	
Test Weight : 936kg	
100mm	0 0 0 0.100 0.080 0.248 0.488 0.286 0.350 0.368 0 0.238 0 0.324 0 1.430 0.693 0.033 0 0 0
200mm	0 0 0 0.063 0.086 0.198 0 0.420 0 0.234 0.308 0.384 0.406 0.738 2.530 1.155 0.070 0 0 0
300mm	0 0 0.098 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0
400mm	0 0.141 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0
Total Energy	$7.942 \times 936 \div 1000 = 7.43[kJ]$
EBS	$\sqrt{2 \times 7.43 \times 1000 \div 936 \times 3.6} = 14.34[km/h]$
Diff. from [3]	$+0.24[km/h]$
Full Frontal Collision to Flat Rigid Barrier at 14.2km/h (#1')	
Test Weight : 940kg	
100mm	0 0 0 0.063 0.086 0.198 0 0.420 0 0.234 0.308 0.384 0.406 0.738 2.530 1.155 0.070 0 0 0
200mm	0 0 0 0.063 0.086 0.198 0 0.420 0 0.234 0.308 0.384 0.406 0.738 2.530 1.155 0.070 0 0 0
300mm	0 0 0 0.063 0.086 0.198 0 0.420 0 0.234 0.308 0.384 0.406 0.738 2.530 1.155 0.070 0 0 0
400mm	0 0 0 0.063 0.086 0.198 0 0.420 0 0.234 0.308 0.384 0.406 0.738 2.530 1.155 0.070 0 0 0
Total Energy	$8.978 \times 940 \div 1000 = 8.44[kJ]$
EBS	$\sqrt{2 \times 8.44 \times 1000 \div 940 \times 3.6} = 15.26[km/h]$
Diff. from [3]	$+1.16[km/h]$
Adopted Energy Absorption Diagram is 'FFA (less than 1500cc)' Reported by Oga ⁽²²⁾	
Eccentric Right-angle Collision at 39.7 km/h (#2)	
Test Weight : 954kg	
100mm	0 0 0 0.100 1.330 5.146 1.722 1.183 2.04 1.924 0.672 0.756 2.365 1.497 0.073 0 0 0 0 0
200mm	0 0 0 0.088 0.882 3.038 0.798 0.442 0.532 0.704 0.672 1.008 3.795 1.764 0.092 0 0 0 0
300mm	0 0 0.181 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0
400mm	0 0.300 0.243 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0
500mm	0 0.080 0.008 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0
Total Energy	$17.814 \times 954 \div 1000 = 16.99[kJ]$
EBS	$\sqrt{2 \times 16.99 \times 1000 \div 954 \times 3.6} = 21.49[km/h]$
Diff. from [3]	$+2.59[km/h]$
Full Frontal Collision to Flat Rigid Barrier at 18.7km/h (#2')	
Test Weight : 953kg	
100mm	0 0 0 0.088 0.882 3.038 0.798 0.442 0.532 0.704 0.672 1.008 3.795 1.764 0.092 0 0 0 0
200mm	0 0 0 0.088 0.882 3.038 0.798 0.442 0.532 0.704 0.672 1.008 3.795 1.764 0.092 0 0 0 0
300mm	0 0 0 0.088 0.882 3.038 0.798 0.442 0.532 0.704 0.672 1.008 3.795 1.764 0.092 0 0 0 0
400mm	0 0 0 0.088 0.882 3.038 0.798 0.442 0.532 0.704 0.672 1.008 3.795 1.764 0.092 0 0 0 0
Total Energy	$13.815 \times 953 \div 1000 = 13.17[kJ]$
EBS	$\sqrt{2 \times 13.17 \times 1000 \div 953 \times 3.6} = 18.93[km/h]$
Diff. from [3]	$+0.03[km/h]$

ではなく車検証や公開された諸元情報⁽²⁹⁾を基に m_1 , m_2 , I_2 等のパラメータを決定し、式 16 により衝突速度を算出する。

以上の各パラメータ、推定される衝突速度 (V_{10})、およびその誤差を表 5 に示す。推定の誤差は +0.2, +4.5 km/h と、概ね妥当な値が得られている。

以上により、有効衝突速度を一次元衝突から本報形態に拡張する事で、本報形態における衝突速度の推定に役立つ場合がある事を確認できた。

4. 結論

本報では、二次元衝突の一種である「一方が停止状態の直角偏心衝突(本報形態)」を対象に、従来は一次元衝突のみの概念であった有効衝突速度を本報形態に拡張する為の検討を実施した。その結果、以下の結論を得た。

- ① 本報形態においては、衝突車両の衝突中の挙動および損傷を、衝突車両の縦軸(X軸)に限定した一次元衝突の現象として捉える事が可能(2.1節)
- ② 従来的一次元衝突を対象とした式に、被衝突車両の重心まわりヨー慣性モーメントに関する回転半径(k_2)および重心・衝突点間距離(S_2)を含む係数 B を追加する事で、本報形態を一次元衝突と同様に扱う事が可能(2.2節)
- ③ 本報形態の有効衝突速度を「衝突車両が進行する軸上において、被衝突車両の当該軸上の部位の速度が衝突車両の速度と同一になるまでの速度変化」と定義(2.3節)

また、本報で実施の衝突実験を基に、拡張した有効衝突速度の有用性について確認し、以下の知見を得た。

- ④ 被衝突車両の重心・衝突点距離を損傷状態を基に正しく設定する事で、理論式(式 16)により得られる有効衝突速度は衝突実験における実測結果と整合(3.1節)
- ⑤ 本報で実施した衝突条件においては、有効衝突速度とバリア換算速度は同一であるとみなして良い。つまり、式 18 の関係が成立するとみなして良い(3.2節)
- ⑥ (1) 衝突車両のバリア換算速度の算出、(2) 有効衝突速度の算出、(3) 被衝突車両の重心・衝突点距離の特定、(4) 衝突速度の推定、という手順により、本報形態における衝突速度の推定が可能となる場合がある(3.3節)

5. 今後の課題

本報では、被衝突車両が完全に停止した状態での衝突形態を対象とした議論を進めている。一方、実務を考慮した場合、被衝突車両が低速で走行していた場合にもこの議論を適用できれば非常に有用である。衝突車両の損傷が車両縦軸方向の押し込み損傷のみの場合には、衝突中に受けた荷重が車両の衝突前後の運動方向と一致していた事を意味するから、基本的には本報の議論が適用可能であると考えられる。しかし、同じ衝突姿勢であっても被衝突車両の速度が高くなる程、誤差が大きくなり、場合によっては適用が困難になると考えられる。つまり、被衝突車両の衝突速度の変化に応じて、誤差がどのような影響を受けるかを整理する事で、より適切な使用につ

Table.5 Parameters and Results of Reconstruction Trials

Accident		α (#1)	β (#2)
(1)	V_{BI}	14.34km/h	21.49km/h
(2)	V_{eff}	14.34km/h	21.49km/h
(3)	S_2	0.63m	0.63m
(4)	m_1	920kg	950kg
	m_2	1040kg	1120kg
	I_2	1648kgm ²	1791kgm ²
	V_{10}	30.2km/h	44.2km/h
Error		+0.2km/h	+4.5km/h

ながると考えられ、今後の課題である。

その他、本報で実施した衝突実験は特定車種のフルラップ衝突のみである。言い換えると、有効衝突速度とバリア換算速度との関係に着目した式 18 について、異なる車種やオフセット衝突等、他条件への適用可否が現状は不明である。よって、係数 B の物理的意味をより明確にし、その上で式 18 が成立するとみなせる条件を明らかにしていく事も、今後の大きな課題である。

参考文献

- (1) Brach, Raymond M. and Brach, R. Matthew, Vehicle Accident Analysis and Reconstruction Methods, SAE International, Warrandale, PA, 2005, 275p.
- (2) Steffan, Hermann and Moser, Andreas, The Collision and Trajectory Models of PC-Crash, Paper 960886, SAE (1996)
- (3) 江守一郎: 新版自動車事故工学, 東京, 技術書院, 1993, 254p.
- (4) 佐藤武: 自動車交通事故とその調査, 東京, 技術書院, 1987, 189p.
- (5) 吉川泰輔: 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, 1989, 350p.
- (6) 林洋: 実用自動車事故鑑定工学, 東京, 技術書院, 1996, 276p.
- (7) 石川博敏: 衝突時の車両運動に関する研究- 二次元衝突解析における負の反発係数と回転反発係数の導入-, 自動車技術会論文集, Vol. 22, No. 4, p.101-106 (1991)
- (8) 石川博敏: 衝突時の車両運動に関する研究- 一次元衝突の解析式 -, 自動車研究, Vol. 12, No. 10, p.403-410 (1990)
- (9) Ishikawa, Hiroto, Computer Simulation of Automobile Collision - Reconstruction of Accidents, Paper 851729, SAE (1985)
- (10) 上山勝ほか: 交通事故解析のための車対車の出会い 頭衝突実験, 科学警察研究所報告 法科学編, Vol. 37, No. 2, p.107-121 (1984)
- (11) "CRASH3 User's Guide and Technical Manual", U.S. Department of Transportation, NHTSA.
- (12) 安全なクルマの選び方BOOK 自動車アセスメント 2010.3 詳細版, 独立行政法人 自動車事故対策機構, 2010, 99p.
- (13) バリア衝突実験写真集 追補版, 株式会社 自研センター, 2005, 221p.
- (14) バリア衝突実験写真集, 株式会社 自研センター, 2002, 94p.
- (15) Insurance Institute for Highway Safety Crashworthiness Evaluation Crash Test Report, IIHS.
- (16) NHTSA Vehicle Crash Test Database, National Highway Traffic Safety Administration.
- (17) Euro NCAP Test Results, Euro NCAP.
- (18) 平成 21 年中の交通事故の発生状況, 警察庁, 2010.
- (19) 鮎川佳弘ほか: 乗用車側面のエネルギー吸収特性 (第 2 報) - ミニバン側面のエネルギー吸収特性 -, 自動車研究, Vol. 30, No. 9, p.519-524 (2008)
- (20) 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, Vol. 29, No. 3, p.95-98 (2007)
- (21) 久保田正美, 國分善晴: 前面形状別の車体エネルギー吸収特性, 自動車研究, Vol. 17, No. 1, p.19-22 (1995)
- (22) 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, 自動車技術会学術講演会前刷集 No. 49-07, p.5-10 (2007)
- (23) Brach, Raymond M., Welsh, Kevin J. and Brach, R. Matthew, Residual Crush Energy Partitioning, Normal and Tangential Energy Losses, Paper 2007-01-0737, SAE (2007)
- (24) Welsh, Kevin J., Struble, Donald E. and Struble, John D., Lateral Structural Deformation in Frontal Impacts, Paper 2006-01-1395, SAE (2006)
- (25) 牧下寛ほか: 軽乗用車の衝突特性について, 科学警察研究所報告法科学編, Vol. 45, No. 4, p.162-174 (1992)
- (26) 大前晴雄, 久保田和行, 宮崎亨一: 側面衝突時の車両および乗員の挙動解析, 自動車研究, Vol. 3, No. 1, p.25-28 (1981)
- (27) "衝突の基礎理論", 自動車技術ハンドブック 2 環境・安全編, 東京, 社団法人 自動車技術会, 2005, p.88-90.
- (28) "衝突", 機械工学便覧 α 基礎編, 東京, 社団法人 日本機械学会, 2007, p. α 2-31 - α 2-32.
- (29) 2010 年版 自動車諸元表 (CD-ROM), 社団法人 自動車技術会, 2010.