自動車技術会学術講演会前刷集(2010 年春季大会) No.18-10 より転載

89-20105165 衝突速度の推定*

車体の変形強度を考慮した推定手法と追突事故への適用

藤田 光伸 1)

Reconstruction of Collision Speed

- Reconstruction Method Based on Differences of Body Stiffness and Its Application to Rear-end Collision -

Mitsunobu Fujita

There have been many traffic accidents in which the pre-impact speeds of involved cars cannot be reconstructed because of lack of available information. This is why it is considerably useful to be able to reconstruct pre-impact speeds based only on the damage of one of involved cars. This paper, focusing rear-end collision in which a stationary car is rear-impacted, proposes a method to reconstruct reasonable pre-impact speed only from the damage of one of involved cars with consideration of the differences of body stiffness. In addition, this method is verified with actual collision tests.

Key Words: Accident, Collision / Reconstruction, Pre-impact Speed, Crush, Stiffness 🕕

1. 背景と目的

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. 車対車の衝突事故では,双方車両の損傷状態や衝突後速度(衝 突時の接触が終了した直後の速度)から衝突速度を推定する 方法が提案されている⁽¹⁻⁶⁾.しかし双方車両の詳細な情報を得 る事ができず,事故状況の再現が困難となる場合がある.つ まり,一方の車両の情報のみから衝突速度の妥当な推定が可 能となれば非常に有用である.一方の車両の損傷と有効衝突 速度(後述)や速度変化(衝突直前と衝突直後の速度差)を 関連づける事で,一方の車両の損傷のみから衝突速度が推定 できる可能性も示されている⁽¹⁻⁸⁾が,全ての衝突事故に適用す る事の妥当性については疑問点も多い(次章で詳述する).

本報では最初に、過去に研究・提案された衝突速度の解析 手法についての問題点を確認する.そして、一次元衝突(正 面衝突や追突のように衝突の事象がひとつの軸方向で完結す る衝突)である「停止車両へのフルラップ追突事故」を対象 とし、一方の車両の損傷状態から衝突速度を推定する手法に ついて、その問題点の改善も含めた手法を提案する.最後に、 一例として実施したフルラップ追突の実車衝突実験結果、お よび日本の事故再現で多く使用されている手法のひとつであ るエネルギ吸収図^(9~16)を利用し、提案した手法の妥当性を確 認する.同時に、今後の課題についても言及する.

以上により,従来は科学的知見を得る事が困難であった事 故においても,妥当性のある事故状況の把握が可能となる事 が期待できる.

2. 過去の研究とその問題点

二次元衝突を含む車対車の衝突事故においては,双方車両 の変形エネルギの総和,衝突後の滑走状況から求まる衝突後 速度等を基に,運動量保存則やエネルギ保存則,各種モデル 化を活用してバリア換算速度(固定壁衝突において車体の変 形エネルギが等価となる速度,Equivalent Barrier Speed, Barrier Equivalent Velocity)や速度変化(ΔV),衝突速

*2010年5月19日自動車技術会春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侯678-28)

度等を推定する手法の研究,シミュレーションの構築,およ びデータ収集が実施されてきた^(1~6,17~23).これらの手法では 基本的に双方車両の事故後の状態(損傷,滑走距離等)が記 録・保存されている事が前提となる為,一方の車両しか調査 されていない場合,事故状況の再現が困難となる可能性があ る.それに対し,一方の車両の損傷状態のみから他方の変形 エネルギを推定する手法^(5~8,22)も一部では検討されている.

ここで、本報で対象とする一次元衝突に議論を限定する. 一次元衝突においては、二台の車が衝突中に同一速度(V_c)と なる瞬間があり、衝突開始からその同一速度までの速度変化 が有効衝突速度(実効衝突速度)と定義される^(3,4,29). 佐藤⁽³⁾ は「実効衝突速度を用いれば、相手が車とか固定壁の区別な く比較する事ができる」とし、林⁽⁴⁾は「衝突中の車両の間に V_cの速度で走る質量無限大の壁(バリア)があったと考えて も力学的に矛盾せず、有効衝突速度で考える事にすれば、す べての衝突現象を固定壁(バリア)への衝突に置き換える事 ができる」としている(以下「佐藤・林理論」という). も しも佐藤・林理論が全ての衝突において成立すると仮定でき れば、バリア換算速度が有効衝突速度と一致する事になり、 運動量保存則から導き出される以下の関係、

$$V_{10} - V_{20} = \frac{m_1 + m_2}{m_2} \cdot V_{eff1} \qquad \cdot \cdot \cdot (1)$$
$$V_{10} - V_{20} = \frac{m_1 + m_2}{m_2} \cdot V_{eff2} \qquad \cdot \cdot (2)$$

(添字 1, 2 は車両 1, 2 を示し, V_{10} , V_{20} :衝突速度[m/s], m_1 , m_2 :質量[kg], V_{eff1} , V_{eff2} :有効衝突速度[m/s])より,双方車 両の相対速度が導出可能である.即ち,一方が停止(V_{20} =0) 中の事故であれば,どちらか一方の車両の損傷(つまりバリ ア換算速度)のみから衝突速度が推定できる事になる.

しかし実際には、例えば車両がガードレールに衝突した場合、車両はその場で停止するから有効衝突速度は固定壁への 衝突と同じになるが、ガードレールも変形する(変形エネル ギを吸収する)ので車両の損傷は固定壁衝突の場合よりも小 さくなる.牧下⁽³⁰⁾によれば、軽自動車は車両質量の小ささに 対してそれほど車体変形強度(剛性)は小さくなっておらず、 佐藤・林理論から外れる事も報告されている(但し、当時は 規格変更前の軽自動車であり,600kg 前後の車両を対象として いた為,現在の規格の軽自動車においては別途検討が必要).

つまり,双方車両が車体の変形によって吸収するエネルギ (変形量)は車体の剛性に反比例する⁽⁶⁻⁸⁾から,佐藤・林理論 が成立するのは限られた条件だけであり,全ての衝突に適用 する事はできないと考えるのが妥当である.

一方で Emori^(5,2)によれば、車体前部を反発しない塑性バネ としてみた場合、車体前部の変形に対する剛性は車両重量(質 量)に比例するとも報告されている.もしも対象とする車両 の衝突部位にこの前提が適用できるとすれば、変形エネルギ

(変形量)は車両重量に反比例して割り振られる事になり, 同様に有効衝突速度は車両重量に反比例するから,有効衝突 速度と変形エネルギ(変形量)は相手車両に関わらず一意の 関係を持つ事になり,佐藤・林理論が成立する事になる.

同様に Emori^(6,2)によれば, 追突事故の場合, 車体後部は車 体前部よりもはるかに柔らかく(剛性が低く)一方的に車体 後部が損傷するから, 衝突による吸収エネルギ(変形量)は 車体後部の変形に消費されるとみなして差し支えないとして いる.変形量が大きい高速度の衝突においてはこのような傾 向が認められると考えるが, 変形量が小さい衝突の場合にも 適用可能であるかについては疑問である.

また石川(6は、衝突による吸収エネルギ (変形量) は車体の 剛性に反比例する事を基に双方車両の変形量の関係を示して いる. Grimes ら⁽⁷⁾や Prasad⁽⁸⁾は同様の理論を基にして,一方 の車両の損傷状態と双方車両の剛性データから他方の不明な 車両の損傷を推定した上で総変形エネルギを算出する手法を 提案している. つまり, 作用反作用の法則に則って一方の車 両の損傷から他方の車両の損傷(変形エネルギ)を予測する というものである.この前提・手法を基に一方の車両の損傷 のみから衝突速度の妥当な推定が可能となれば非常に有用で あり、車両別の車体剛性に関するデータも公表されている (24~28)が、いずれも車両への外力(F)と変形量(C)が線形の関係 (F=A+BC)を持つという前提の下に検討された手法である. 各 種衝突実験結果(5,9~16,31,32,34~38)によれば、必ずしも外力と変 形量には線形の関係が認められない結果が報告されており(5, 11, 12, 31, 32, 34~38),特に乗用車の車体後部(5, 11, 37)において非線形 の関係が認められる. つまり, 過去の検討における前提に当 てはまらない特性をもつ損傷部位(特に車体後部)の場合に は、その特性をよく考慮した上で手法の適用可否を含めて検 討し解析を進めなければならないが、過去にそのような検討



Fig.1 Example of the Relation of Normalized Intervehicular Crush Force – Average Residual Crush

は実施されていない.車体剛性の非線形性も検討されている ^(34~38)が、モデル化に留まっている.よって本報においては、 車体後部に損傷を伴う事故において一方の車両の損傷から他 方の車両の損傷を予測する為の妥当な手法を検討する事を意 図し、停止車両への追突事故を対象とするに至った.

3. 手法

以下,本報で提案する手法(以下「本手法」という)の手 順を説明する.

- (1) 双方車両の損傷状態や衝突後速度等,本手法以外の解析 手法の適用可否を確認する.従来使用されている解析手法に 比べると,本手法は使用する車体剛性データの確度によって 推定精度の良否に影響が出やすい.よって,他の手法も使用 できる場合には,本手法だけではなく他の手法の結果も併せ て総合的に検討するべきである.
- (2)事故車両双方の該当部位の剛性データ(荷重対永久変形量)を取得する(図1に例を示す).対象車種の該当部位に関する「荷重対動的変形量」のデータを取得できる場合には、動的変形量と永久変形量の比率を動的変形量に乗じて変換する.過去の文献^(9~12)によればその比率は0.7~0.9程度である事が報告されている.ところで、対象車種の該当部位に関する「荷重対変形量」のデータは入手困難である場合が多い.よって第4章においては、前述のエネルギ吸収図^(9~16)によって該当部位の剛性データを推定し使用する.つまり、第4章で述べる剛性データを前提とする事も可能である.
 (3)一方の車両の損傷部位における変形量を特定し、吸収エネルギ量(E,)および平均永久変形量(C_{AVF})を算出する.

(4) ここで、平均永久変形量が 0~C_{AVE} に推移するまでの双方 車両の剛性データを比較し、その損傷形態を特定する.損傷 形態としては以下の3種類が考えられる.

- [形態 1] 衝突部位の剛性がほぼ同じ形態.図1の車両A前部 と車両C後部が衝突し平均永久変形量が0.2m以下の場合 がこの種に当てはまる.例えば,推定する衝突速度の要求 精度を±10%とした場合,剛性の差(図1グラフにおける 傾きの差)が±40%以内の組み合わせについては剛性を同 ー(k_A = k_C)とみなして差し支えない(式5,6より).
- [形態 2] 衝突部位の剛性が極端に異なる形態. 図1の車両 B 前部と車両 C 後部が衝突し平均永久変形量が 0.2m 以下の 場合がこの種に当てはまる. この場合, 剛性の比率 (k_b/k_c) を後の計算(式5, 6) において使用する事となる.
- [形態3] 一方の車両が一方的に変形する形態.例えば,図1 の車両A前部と車両C後部が衝突し平均永久変形量が0.2m を超える場合がこの種に当てはまる.即ち,この例におい て車両C後部は変形量が0.2mを超えると発生荷重が低く なる為,一方的に変形する.これがEmori^(5,2)によって指摘 の「一方的に車体後部が損傷する領域」であるといえる. 損傷差が相当に大きい場合には,車両Cの損傷のみから得 られるエネルギ吸収量を総エネルギ吸収量とする手法で

も十分であると考えられるが,損傷差が小さい場合には作 用反作用の法則によって他方の車両の変形量を推定する 事は不可能となり,別途検討が必要となる.(本報ではこ の形態は議論の対象としない.)

以上のように、「衝突する部位の剛性,および変形量の大小 によって損傷形態が異なる事を考慮に入れ、それぞれの特性 に合った解析を実施しなければならない」という知見が、本 報において得られた最も重要な知見である.

(5) 車両1前部が車両2後部に追突した一次元衝突において, 衝突による総エネルギ吸収量 T_Lは式3によって算出可能^(1, 2) である.また,双方車両の剛性が線形とみなせる前記[形態 1][形態2]においては,各車両の吸収エネルギ(変形量)は 車体の剛性に反比例する⁽⁶⁻⁸⁾から,式4が成り立つ.この2 式より,車両1または車両2のいずれか一方の吸収エネルギ が判明している場合の衝突前の相対速度はそれぞれ式5また は式6によって算出可能となる.よって一方が停止していた

Table.1 Test Conditions of Rear-end Collision Test

Experim	ent Number	1	2	3			
Dullat	Model/Year	NZE121/2000	NZE121/2001	NZE121/2002			
Vehicle	Test Weight	1055 kg	1059 kg	1065 kg			
	Width	1695 mm	1695 mm	1695 mm			
Tennet	Model/Year	NZE121/2003	NZE121/2000	NZE121/2002			
Target Vehicle	Test Weight	1025 kg	1010 kg	1021 kg			
	Width	1695 mm	1695 mm	1695 mm			
Impa	ict Speed	29.99 km./h	35.01 km/h	40.83 km/h			

(V20=0) とすれば、衝突速度(V10)が算出可能となる.

$T_{L} = \frac{1}{2} \frac{m_{1}m_{2}}{m_{1} + m_{2}} \left(1 - e^{2}\right) \left(V_{10} - V_{20}\right)^{2} = E_{1} + E_{2}$	•••(3)
$k_1 E_1 = k_2 E_2$	•••(4)
$ V_{10} - V_{20} = \sqrt{\frac{2(m_1 + m_2)(1 + k_1/k_2)E_1}{m_1m_2(1 - e^2)}}$	•••(5)
$(2(m_1 + m_2)(1 + k_2/k_1)E_2)$	$\cdot \cdot \cdot (6)$

$$|V_{10} - V_{20}| = \sqrt{\frac{2(m_1 + m_2)(1 + \kappa_2/\kappa_1)L_2}{m_1m_2(1 - e^2)}}$$

(添字1,2は車両1,2を示し、V₁₀、V₂₀:衝突速度[m/s],
 m₁, m₂:質量[kg], E₁, E₂:エネルギ吸収量[J], k₁, k₂:車体剛性[N/m], T₁:総エネルギ吸収量[J], e:反発係数)

4. エネルギ吸収図を用いた使用例

ここでは前章で示した手順について、衝突実験による具体 的な使用例を示し、同時に推定結果の妥当性も検証する.

(株)自研センターの衝突バリア実験装置により,同型車同 士の追突実験(停止した被追突車両の後方からのフルラップ 衝突)を3回(29.99~40.86km/h)実施した.試験条件を表1 に示す.尚,前述のように「荷重対変形量」のデータは入手 困難である場合が多い.よって以下においては,一例として 日本の事故再現で多く使用されている手法のひとつであるエ ネルギ吸収図^(9~16)を前提とし,そこから車体剛性データを推 定する事で衝突速度の推定に活用する.

4.1. 前提となるエネルギ吸収図の決定

日本では、Campbell⁽³³⁾の基礎理論を基に、石川ら⁽¹⁴⁾が乗用

車の車体前部,側面,後部それぞれのエ ネルギ吸収図を 1979 年に発表した. 衝突 実験により荷重変形特性が明らかとなっ た場合、それ以下の速度域における荷重 対変形の履歴は内挿が可能等の仮定の下, 種々の速度域での使用が可能となってい る. 日本の事故再現においてはこの方式 が多く使用され,その後,新しい衝突実 験結果を基にした改良版が報告されてき た(9~13, 15, 16, 32). 乗用車の車体前部フルラ ップ衝突に関するエネルギ吸収図につい ては, 久保田ら(13), 大賀ら(15)によって発 表されている(以下それぞれ「久保田方 式」、「大賀方式」という).一方、車 体後部フルラップ衝突に関しては、久保 田ら(11)によって発表されている(以下,

「久保田方式(後部)」という). 車体 後部については、本報ではこれを前提と するが、車体前部については前提とする エネルギ吸収図の候補が2件存在する為、 どちらの使用がより適切な結果を得られ るかについて、まずは検証する. 具体的 には、2車種(いずれもボンネット型FF 車1500cc以下),計4回のフルラップ固 定壁衝突実験(14.15~22.69km/h)を実

T 11 A C		TZ 1 () (1 1		TT) 1		
Table.2 Com	parison betweer	1 Kubota Method	(Bonnet Type	e FF) and	Uga Method (FFA)

											-	^				-															
	Full Frontal Collision to Flat Rigid Barrier at 14.15km/h Model/Year · AK12/2002 Bonnet type FE FEA (less than 1500cc) Test Weight · 940km Width · 1.66m																														
1	Model/1	ear: A	5UUcc) Test Weight : 940kg Width : 1.66m																												
100,000	1	Rubola	Wethod		ettype	FF/		1			e	0ga w	wie d e	Ó	4 (r	m m	st	i uni co	àn	-0	00)	0									
10011111	101.9	124.5	59.4	50.4	76.4	1104	1070	127.4	0	0	90	.68	96.	.42	23	30	38	40	73	53	12	07	0	0							
200mm		124.5	33.4	55.4	70.4	110.4	167.0				0	0	Ļ	0	0	0	0	0	0	2	-	0									
300mm	0	0	0	0	0	0	0	0	0	9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	9	0							
400mm	m 0 0 0 0 0 0 0 0 0												0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	ę	0							
Total Energy		1	826.4×	(1.66 =	1371.8	$kgf \cdot n$	1	_	$\frac{8.978 \times 940 \div 1000 = 8.44 [kJ]}{8.978 \times 940 \div 1000 = 8.44 [kJ]}$																						
EBS		$\sqrt{2 \times 9}$.	8×137	$\sqrt{2 \times 8.44 \times 1000 \div 940 \times 3.6} = 15.26[km/h]$																											
Error				+5.10	km/h										+	1.11	km/	h													
				Full	Fronta	I Collisi	on to Fl	lat Rigid	Bai	rier	at	18.7	0km	ı∕h																	
N	lodel / Y	Kubota	Methor	d (Bonn	et type	<u>+++,++</u>	A (less	than It	500cc) Lest Weight : 953kg Width : 1.66m																						
100.000		Rubota	Wiethou								8	୦ _ହ ଣ ର		- 60	2	2	4	2	àn àn	200	4	N		-							
200mm	195.3		1017	00.4	1015	155.3	226.4	220.7	0	0	08	88	80	.79	44	53	02.	.67	00	64	ġ.	00	0	0							
20011111	0	164.1	104.7	99.1	124.5	155.7	\sim		_	_	2	0	с -	0	0	0	0	0	-	°		0		_							
300mm	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-	0	8	0							
400mm	0	0	0	0	0	0	0	0 []	0	Р	0	0	0	•	0	0	0	0	0	0	0	0	٩	0							
Total Energy		$\frac{15.815 \times 955 \div 1000 = 15.1/[KJ]}{2 \times 12.17 \times 1000 \div 052} \times 2.6 = 18.02[Lm/[L]]$																													
EBS		$\sqrt{2\times9}$	8×214	$\frac{2.2 \div 9}{5.20}$	53×3.0	5 = 23.9	90 km/	h	$\sqrt{2 \times 13.1} \times 1000 \div 953 \times 3.6 = 18.93 [km/h]$																						
Error				+5.20	Km/n										τı	J.Z3	KIII/	n													
Mark	Full Frontal Collision to Flat Rigid Ba														. .	100	E1		\A/: -I		1.0	0 E									
IVIOC	iei/ rea	Kubota	Method	d (Bonn	et type	FF)	A (less	than It	DUUCC) I est Weight : 1025kg Width : 1.695m																						
100	1	Rabota			ot type																										
100mm	99.1	107.4	00.1	50.0	50.0	0.0.1	1074	99.1	0	0	01	81	.48	.58	.28	.23	.27	.30	.50	.20	2	.07	0	0							
200mm		127.4	02.1	56.6	0.00	02.1	127.4	6	_	-	2	-	-	-	-	0	0	-	-	0	-	2	_	-							
300mm	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	0	0	-	0	0	0	0	0	0	-	0	6	0							
400mm	/0	0	0	0	1228	0	0	0/																							
E D C		0.00	<u>1220</u>	$\frac{1.695}{0} =$	<u>= 1238.</u>	<u>17 66</u>	n_{1}	1	$9.050 \times 1025 \div 1000 = 9.28[kJ]$																						
EDO	v	2×9.8	×1238.	0÷102 +0.79	<u>5 × 3.0</u> lkm/h	=1/.54	$2[\kappa m/n]$		$\sqrt{2 \times 9.28 \times 1000 \div 1025 \times 3.6} = 15.32[km/h]$																						
Error +0.79km/h -1.41km/h														. /h		1.71	KIII/														
			Full Frontal Collision to Flat Rigid Barrier at 22.69km/h																												
Mor	اما / رمم	· N7E1	21/200	2 Bonr	et type	FF FF	A (LASS	than 15	000	2		Tee	+ W	ainh	+ - 1	102	160		Wid	th ·	1.69	DUUCC) I est Weight : 1021kg Width : 1.695m									
Мос	del/yea	r : NZE1 Kubota	21/200 Method	2, Bonr d (Bonn	et type	FF, FF	A (less	than 15	00c	c)		Tes Oga	t W	eigh tho	t: d(F	102 FA	1kg less	s th	Wid an 1	th : 500	1.69 ()cc)	95m									
Moc 100mm	del/yea	r : NZE1 Kubota	21/200 Method	2, Bonr d (Bonn	et type et type	FF, FF	A (less	than 15	00c	c)	86	Tes Oga	t W	eigh tho	t: d (F	FA	1kg less	s th	Wid an 1 ஜ	th : 500	1.69 (cc)	95m									
Moc 100mm 200mm	del/yeau 283.0	: NZE1 Kubota 266.0	21/200 Method 277.3	2, <u>Bonr</u> d (Bonn 277.3	et type et type 232.1	212.3	A (less 234.9	than 15 257.5	00c	c) 0	0.098	Tes Oga 887.1	t W Me YOZ 9	eigh tho 620.2	t : d (F	102 FA	lkg less	1.022 g	an 1 332	th: 500	1.62 0.0	25m	0	0							
Moc 100mm 200mm	del/year 283.0	: NZE1 Kubota 266.0	21/200 Method 277.3	2, Bonr d (Bonn 277.3	et type et type 232.1	212.3	A (less 234.9	than 15 257.5	00c	c) 0	0 0.098	Tes Oga 887.10	0 5.704 W	eigh tho 0 2.079	t: d (F	0 1.288 H	1kg less 744 0	0 1.022 t	0 1.332 w	th: 500 1180	0 1.785 001	25m 260.0 0	0	0 0							
Moc 100mm 200mm 300mm	283.0	: NZE1 Kubota 266.0	21/200 Method 277.3 2.3	2, Bonr d (Bonn 277.3 4.7	et type et type 232.1 0	212.3	A (less 234.9 0	than 15 257.5		c) 0 0	860.0 0	0 0 1.288 00 Tes	0 5.704 M	eigh tho 0 2.079 0	t: 1.300 F	0 1.288 J	1kg less 744	0 1.022 g	0 1.332 ^w M	1 0 4.180 0 t	0 1.785 8	5m 0 00.001 0	0 0	0 0 0							
Moc 100mm 200mm 300mm 400mm	del/year 283.0 0	: NZE1 Kubota 266.0 0 0	21/200 Method 277.3 2.3 0	2, Bonr d (Bonn 277.3 4.7 0	et type et type 232.1 0 0 - 3470	212.3 0 3[kaf	A (less 234.9 0 0	than 15 257.5 0	00 0 0	c) 0 0 0	0 0 0.098	Tes 0 0 1.288 0 0	0 0 5.704 8 4	eigh tho 0 5.020 0	t: 1 (F 000:1 11: 0 2	102 FA	1kg less 747 0 0	5 0 0 1 022 ⁴	0 0 1 332 w	th 0 0 4 180 0 4	0 0 1.785 0.1	25m 260.00 0	0 0	0 0 0							
Moc 100mm 200mm 300mm 400mm Total Energy EBS	283.0 0	266.0 0 2200 0	21/200 Method 277.3 2.3 0 047.4×	2, Bonr d (Bonn 277.3 4.7 0 1.695 =	0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0	FF, FF FF) 212.3 0 3[kgf · 1 - 29.3	A (less 234.9 0 0 m]	than 15 257.5 0	00 0 0	c) 0 0 0	0 0 0 0	Tes Oga 887.1 0 0 22		eigh tho 0 0 0.01.63	t: d (F 000: 1 0.111 0 2 × 00	TA FA	1kg less 778 1kg 0 0 0 0 0 0 0 0 0	th 22 0 1 0 22	Mid a 1332 a W	th: 500 4180 <i>kJ</i> 23		5m 0 0 0:001	0 0 0	0 0 0							

施し,その変形量を基に2種類 のエネルギ吸収図から求めら れるそれぞれのバリア換算速 度を実際の衝突速度と比較し た. (変形量は接触式三次元計 測器により最外縁部の事前・事 後位置より計測. 細線が衝突前, 太線が衝突後の形状を示す.以 下同様.)その結果を表2に示 す.

いずれも低速度の衝突としては十分な推定精度が得られて いるが、大賀方式の方が概して良い推定精度である事を確認 できる.これは以下の理由によると考えられる.

LEFT 1.0

0.0 0.0

0.0

0.3

77548

226440

268006 222097

245672

[N/m]

0.0

0.1

0.2

0

0.2

0.3 0.4 0.0

0.5

0.5

1.4 6.2 2.1

1.9 6.8 3.5

0.7 1.8 6.9 5.5 3.8

- ・
 へ保田方式は米国 NCAP で 1979 年から 1993 年までに実施
 された 221 台の試験結果をまとめたものであり、 データの 基礎となる車両がやや古い(大賀方式は2002年から2005 年に実施された 79 車種の INCAP データをまとめたもの)
- 久保田方式では変形特性が左右方向に均一と仮定してい る一方で,大賀方式はフロントサイドメンバ等の局所的な 変形特性を考慮しているから,変形が局所的である低速衝 突では大賀方式が有利

つまり、概ね 20km/h 以下の壁面衝突(40km/h 以下の車対 車衝突)のような低速衝突の場合には、少なくともボンネッ ト型 FF 車 (1500cc 以下) で比較した場合, 大賀方式の方がそ のエネルギ吸収量を正確に推定する事ができるという結果が 得られている.よって本報においては,車体前部のエネルギ 吸収図として大賀方式を前提とする.

4.2. 車体剛性データの取得

本章で対象とする追突実験での使用車両はセダンタイプの FF 車 (1500cc 以下) である. よって, その前部 (大賀方式 FFA 1500cc 以下)および後部(久保田方式(後部)セダン)のエ ネルギ吸収図から、それぞれの「荷重対永久変形量」データ を予測する手順を表3に示す.

大賀方式では、各行の総和を算出し(1)、 車両重量(1050kg を使用)を乗ずる事で変形に要するエネルギ(単位[J])を得 る(2). そこから各枠長を変形させる為に必要な平均荷重(単 位[N])を算出し(3)、車幅(大賀ら⁽¹⁵⁾のFFAでは車幅が1.66 ~1.725m であり、その中央値の 1.6925m を使用) で除する事 で単位車幅あたりの剛性データ(単位[N/m])を得る(4).

久保田方式(後部)では、各行の総和を算出し(1)、 9.8 を乗ずる(2)事で変形に要する単位車幅あたりのエネルギ(単 位[J/m])を得る. そこから各枠長を変形させる為に必要な平 均荷重を算出する事で単位車幅あたりの剛性データ(単位 [N/m]) を得る(3).

以上によって算出される「荷重対永久変形量」の関係を図2 の棒グラフに示す.また、そこから予測した荷重対永久変形 量の関係を曲線で示す(車体前部:FFA less than 1500cc, 後部:Sedan Type). ここで、永久変形に必要な初期荷重は ゼロと仮定している.加えて同様の手順により算出した,軽



RIGHT

25.0 (1) Sum

0.0 0.0

Front by Oga Method (FFA less than 1500cc)

0.5

1.4 1.6 1.4 1.8 5.5 2.1 0.1

CENTER 0.0

13

 $\langle \Box$



Rear by Kubota Method (Sedan Type)

Fig.2 Relation of Normalized Intervehicular Crush Force - Average Residual Crush Calculated from Energy Absorption Diagrams

自動車前部(K,車両重量800kg,車幅1.475mにて算出)およ びハッチバック車後部(Hatchback Type)の予測曲線につい ても、参考までに同図中に示す.

これらの予測曲線によれば、本章で対象とする追突実験で は、おおよそ 15cm 以下の平均永久変形量の範囲において、車 体前後部の剛性は等しい(k,=k,)とみなして良い事が分かる (「形態1]). この[形態1]の領域においては、車両重量が同 ーとみなせる車両同士の衝突であれば,式1や式2による衝 突速度の推定も可能である. (前述の通り,車両重量比と車 体剛性比が同じ部位同士の衝突の場合も推定が可能である.) 一方,車体変形が15cmを大きく超えると車体後部が一方的に 変形する領域([形態3])へ移行する事も分かる.

その他、本章で対象とする追突実験とは関係ないが、セダ ンタイプとハッチバックタイプとの間では車体後部の剛性に 大きな違いは認められない事、軽自動車の車体前部はセダン やハッチバック車の車体後部と比較して極端に剛性が高い為, それを考慮に入れた検討が必要である事が分かる.

4.3. 衝突実験結果の検討

表4に各衝突実験による車体変形量を図示し、それぞれの エネルギ吸収量(Total Energy)の算出結果も示す. 衝突速度 の推定については、本手法による式5,6からの推定結果(衝 突速度および誤差)の他,式3を使用して総エネルギ吸収量 から求める手法 (Normal Method) についても併記する. いず れの結果においても、車体前後部の平均永久変形量(C_{AVF})が 15cm を大きく超える事はなかった為、全結果において[形態 1],即ち車体前後部の剛性は等しい(k,=k,)として式5および 式6に適用する.また, 反発係数は0.1を使用す る(但し,計算結果には ほとんど影響しない.) 同時に,参考として式1, 2による結果についても 併記する.その結果,以 下の知見が得られた. [A] 全結果において,双 方車両の変形量が同程 度であり,この範囲の損 傷であれば車体剛性が 同程度という前節の検 討結果は妥当である.

[B] Normal Method の結 果 (-2.08 ~ +1.41km/h) は、いずれも良い推定精 度が確認できる.

[C] 式 1, 2 による推定 結果は,本報で提案した 式 5, 6 による推定結果 とほぼ同じである.この 比較結果は,車両重量お よび車体剛性が同程度 の衝突では式 1, 2 の適 用も可能という前節の 考察の通りである. [D] 衝突速度約 40km/h の実験3では,式5, 6, 1,

の実験3 Cla, 式3, 6, 1, 2 のいずれも良い推定精 度 (-1.65 ~ +3.99km/h) が確認できる.

		#1 Rear-end Collision to a Stationary Target Vehicle at 29.99km/h Model/Year: NZE121/2000 Pre-impact Speed: 29.99km/h														tati	onary Targe	et Vehi	cle at 2	9.99km/	′h			-	
Model/	Model/Year : NZE121/2000 Pre-impact Speed : 29.99km/h														Model/Year : NZE121/2003 Pre-impact Speed : 0.0km/h										
	Test Weight : 1055kg Width : 1.695m														Test Weight : 1025kg Width : 1.695m										
100	Fre	ont I	oy Og	sa I	Met	hoc		FA		tha	in 1	500		${10}$			400		Rear by I	Kubota	Method	(Sedan	Type)		
100mm	0	0	60	RO	999	65	32	350	8 4	376	55	36	8	6	0	0	400mm	0	0	0	0	0	0	0	0
200mm			9	5	2	0	0	C	0	Ö	0	2	-	0			300mm	0	0	0	0	0	0	0	0
300mm	0	0	0.022	>	0	0	0	С	0	0	0	0	0	0	0	0	200mm	3.6	0	0	0	0	6.0	0	2.4
400mm	0	9	0	>	0	0	0	С	0	0	0	0	0	0	þ	0	100mm	33.3	29.6	37.0	37.0	37.0	37.0	_32.6	33.3
Total Energy	$10.116 \times 1055 \div 1000 = 10.67[kJ]$														Total Energy		28	8.8×1.6	595×9	$8 \div 1000$	0 = 4.80	$\left[kJ\right]$	-		
Calculation	2	×(10	55+10)25)×(1	+1)	×10.	.67	×100	0,2	6 -	277	or <i>L</i>	n/h]	Er	ror	Calculation	$2 \times (1$	055+102	$5) \times (1+1)$)×4.80×	1000	6 - 21.00	(L_m/h)	Error
from Eq. 5	√_		1055	$\times 1$	025:	< (1 –	- 0.1	2)		- ^ J	.0 =	52.7	οικη	<i>n/ n</i>]	km	./9 1/h	from Eq. 6	٧	$1055 \times$	1025 × (1 -	-0.1^2)	×3.	0 = 21.99	[km/n]	- 0.00 km/h
Calculation 1055 ± 1025 $\sqrt{2 \times 10.67 \times 1000}$													Error												
$\frac{[\text{Galculation}]}{[\text{from Eq.}]} \frac{[1055 + 1025}{1055 + 1025} \times \sqrt{\frac{2 \times 10.61 \times 1000}{1055 + 1025}} \times 3.6 = 32.86[km/h] + 2.87 \text{[from Eq.} 2] \frac{[1055 + 1025}{1055 + 1025} \times \sqrt{\frac{2 \times 4.80 \times 1000}{1055 + 1025}} \times 3.6 = 21.72[km/h]$												km/h]	-8.27												
1025 V 1025 km/h 1011 4 2 1025 V 1025														km/h											
Normal									2	×(1	055	+1	023	5)×((10.0	67 -	- 4.80)×10	00 2	6 - 27) 1[<i>km</i> /	<i>k</i> 1				Error
Method									1			105	5×	102	5×(1 –	0.1^2	_ ^ J	.0 - 27.	9 I[Km/	<i>n</i>]				-2.00 km/h
	#2 Rear-end Collision to a Stationary Target Vehicle at 35.01km/h																								
Model/	#Z Rear-end Collision to a Stationary Larget Vehicle at 35.01km/h Model/Year : N7F121/2001 Pre-impact Speed : 35.01km/h Model/Year : N7F121/2000 Pre-impact Speed : 0.0km/h															ı∕h									
		Tes	t Wei	ght	t : 1	059)kg		Wic	lth :	1.6	95m	י ו					Te	est Weig	ht:101	0kg	Width :	1.695m		
	Fro	ont I	oy Og	ga I	Met	hoc	<u> </u> (F	FA	less	tha	in 1	500	lcc))	_	1		F	Rear by I	Kubota	Method	(Sedan	Type)		
100mm		0	98	g/	58	55	193	54	976	382	44	30	26	197	0	0	400mm	0	0	0	0	0	0	0	0
200mm	-		9		3.6	1.	0.	0	i o	0. 0	1.0	3,6	-	0.0)	300mm	0	0	0	0	0	0	0	0
300mm	0	0	0.028	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.01	0	0	200mm	0	3.6	25.2	25.2	27.6	36.0	4.8	0
400mm	0	0	0 0	>	0	0	0	С	0	0	0	0	0	0	9	0	100mm	36.6	34.8	37.0	37.0	37.0	37.0	34.8	36.6
Total Energy			15	.93	39×	10	59 -	÷1	000	= 10	5.88	$\frac{1}{k}$	ή				Total Energy		413.2	2×1.69	5×9.8-	+1000 =	= 6.86[/	J	
Calculation	2	×(10	59 + 10	010)×(1	+1)	×16.	.88	×1000)	6 _ /	11.24	s Lu	./ 1.]	Er	ror	Calculation	$2 \times (1$	059 + 101	$(1+1) \times (1+1)$)×6.86×	1000	()()	TL / L1	Error
from Eq. 5	√_		1059	×1	010:	× (1 –	-0.1^{2}	²)		- × 3.	0	+1.5.	ղռո	<i>i/ n</i>]	+6	.34	from Eq. 6	1	1059×	1010×(1 -	-0.1^2	×3.	0 = 20.30	s[κm/n]	-8.65
					1.										Fr	ror						-			Error
Calculation	10	159 +	- 1010	×,	$\int \frac{2\times}{2}$	16.	88×	<10	<u> </u>	3.6	= 41	.64[km.	/h]	+6	.63	Calculation	1059	$+1010 \times$	$\sqrt{\frac{2 \times 6.3}{2 \times 6.3}}$	86×100	$\frac{0}{-} \times 3.6 =$	= 25.92[km/h]	-9.09
Ironi Eq. 1		10	10		N	1	059)							km	ı/h	Ironi Eq. 2	10)59	V 1	010		-		km/h
Normal									2	×(10)59	+1	010	0)×(16.8	88 +	-6.86)×100	00	<						Error
Method									$\sqrt{-}$		1	059	9 ×	1010	$\tilde{\mathbf{b}} \times ($	1 – ($(1^2)^{(12)}$	—×3.	6 = 34.6	b/[km/]	h]				-0.34 km/h
									-) (<i>/</i> /				KIII7 II
Madal/	Vaa	- · N	7510	1 /	200	2		#3	Rea -imp	ar-e	nd	Coll	1510	on to	a S	tati	onary Large	Ver	cle at 4	J.83km/	h Dro	_imp o of	Snood		a/h
WOUCH/	i ca	Tes	t Wei	. ı / ght	200 t:1	065	ōkg	ie.	Wic	lth :	1.6	95m	. 40 1	J.00K	/ 1		Test Weight : 1021kg Width : 1.695m								
	Fre	ont I	by Og	ga I	Met	hod	I (F	FA	less	tha	in 1	500	lcc))				F	Rear by I	Kubota	Method	(Sedan	Type)		
100mm		(99	4	58	50	15	54	36	78	76	15	16	98	((400mm	0	0	0	0	0	0	0	0
200mm		0	8	<u>۲</u>	3.6	1.0	0.7	0	5	<u>.</u>	4.	5.1	20	0.0		0	300mm	0	0	0	0	0	0	0	0
300mm	0	0	0.20	5	0	0	0	С	, 0	0	0	0	0	0.020	0	0	200mm	76.8	93.6	96.0	75.6	79.2	85.2	82.8	63.6
400mm	0	2	0 0	5	0	0	0	С	, 0	0	0	0	0	0.03	6	0	100mm	37.0	37.0	37.0	37.0	37.0	37.0	37.0	37.0
Total Energy			18	3.5	68>	<10)65	÷ 1	1000	= 1	9.7	7[k]	Л	1	10	I	Total Energy	07.0	948	.8×1.6	95×9.8	÷1000	= 15.7	6[kJ]	07.0
Calculation	12	<i>~</i> (10	55 ± 10	(21)	$\sim (1)$	+ 1)	- 10	77	~100	1					Er	ror	Colculation	2×1	065 ± 102	$1)_{\times}(1+1)$	× 15 76 ×	1000			Error
from Eq. 5	1	~ (10	1065	$\times 1($	$\frac{1}{021}$	<u>(1 –</u>	0.1^2	$\frac{2}{2}$	~100	-×3	6 =	44.5	6[<i>kn</i>	n/ h]	+3	.73	from Eq. 6	$\sqrt{\frac{2\pi Q}{2}}$	1065×	$1021 \times (1 \cdot 1)$	-0.1^2	× 3	.6 = 39.7	$\Theta[km/h]$	-1.04
	v					. 6		,							km Er	1/h		•		. ()				km/h
Calculation	10	65 +	1021	×	$2 \times$	19.'	77×	10	00 ×	36:	= 44	821	km	/ h]	r +3	99	Calculation	1065	+1021	2×15	.76×100	$\frac{00}{-36}$	= 39 18	km/h	-1 65
from Eq. 1		102	21	1		1	065		^	2.0 -		[, "]	km	1/h	from Eq. 2	1)65 ^	V 1	021	× 5.0 ·	57.10		km/h
Normal									2	× (1)	065	+1	02	1)×(19 7	77 -	$(15.76) \times 10^{-1}$	000							Error
Method									$\sqrt{\frac{2}{2}}$	(1	555	10/	52	- <u>)^(</u> .102	1	1	$\frac{10.10}{0.1^2}$	—×3	8.6 = 42	.24[<i>km</i>]	/ h]				+1.41
									V			106)) ×	(102	IX	1 -	0.1]								km/h

Table.4 Results of Rear-end Collision Tests

[E] 衝突速度が比較的低い実験1,2(約30,35km/h)においては、車体前部損傷からの推定である式5,1では比較的良い推定精度(+2.79~+6.63km/h)が確認できる.一方、車体後部損傷からの推定である式6,2による推定結果はそれに比べて誤差の大きい結果となった(-9.09~-8.00km/h).

本手法(式5,6による手法)による最終的な衝突速度の推 定精度は,前提とする車体剛性データ,および吸収エネルギ 量(またはバリア換算速度)を算出する為のデータの精度に 依存する.[A]で述べたように,本実験における変形量は車体 前後部いずれも同程度の変形量であるから,車体剛性が同程 度と判断した根拠である車体剛性データについては問題がな いと考える.(つまり,前提とした久保田方式(後部)につ いては,マクロ的にみて非常に妥当である.)一方,久保田 方式(後部)においては,前述の(車体前部の)久保田方式 と同様に変形特性が左右方向に均一と仮定しているから,局 所的な変形特性を考慮できない.永久変形に必要な初期荷重 や,スプリングバック量の影響を考慮しなければならない可 能性もある.これらは低速衝突での推定精度に影響が大きい 要素である.よって本手法を低速衝突で使用する際は、より 低速衝突に適した車体後部のエネルギ吸収図の使用、または 極低速衝突におけるバンパ構造と損傷特性の関係等、代替情 報の使用が望まれる.

5. 結 論

本報では停止車両へのフルラップ追突事故を対象とし,一 方の車両の損傷状態から衝突速度を推定する手法について, 過去の研究の精査,本報で提案する手法の説明,および妥当 性の評価を実施し,今後の課題についても言及した.その結 果,以下の知見を得た.

過去には同様の検討・研究は実施されているものの、車体前部の剛性が車両重量に比例^(5,2)、車体後部が前部に比べて極端に弱い^(5,2)、車体剛性が線形^(6~8)、等の前提を基にした議論である。特に乗用車の後部^(5,11,37)ではこれらの前提と異なる特性が認められる為、その特性をよく考慮し手法の

適用可否を含めて検討しなければならない. (第2章)

- ・ 車体剛性の特性を考慮に入れた推定手法の手順を示した. 調査対象の損傷が,剛性がほぼ同じ部位同士の衝突[形態1], 剛性が極端に異なる部位同士の衝突[形態2],剛性が線形で はない為に一方の部位が一方的に変形する状況[形態3],の いずれの形態であるかを確認した上で、それぞれの形態に 適した推定手法を適用する事が重要である. (但し、本報 では[形態3]については議論していない.) (第3章)
- ・ 提案した推定手法を,同型車同士のフルラップ追突実験結 果に適用し、その妥当性を検証した. その結果、使用した エネルギ吸収図はいずれもマクロ的な傾向としては問題な い事が確認できた.また、低速衝突による局所的な変形に も有利な大賀方式(15)を使用した車体前部の吸収エネルギ量 を基に式5から推定した場合には比較的良い推定精度が得 られた.一方,変形特性を左右方向に均一と仮定している 久保田方式(後部)⁽¹¹⁾による車体後部の吸収エネルギ量を 基に式6から推定した場合には、速度が低い(30,35km/h) 衝突の場合に推定精度の悪化が認められた. よって本手法 を低速衝突で使用する際は、より低速衝突に適した車体後 部のエネルギ吸収図の使用、または極低速衝突におけるバ ンパ構造と損傷特性の関係等,代替情報の使用が望まれる.

(第4章)

以上の結論が得られたが、本報で提案した手法はフルラッ プ衝突に限定している為、オフセット衝突や側面衝突、アン ダライド等の他の衝突形態への拡張は未検討であり、今後の 課題といえる.

また、妥当性の検証においては同型車同士の衝突のみを対 象とした為、車両重量や形状が異なる車両同士の衝突につい ても検証が必要である.

最後に、日本では人身事故における危険認知速度が 40km/h 以下で全体の 40%を超えており(41),物損事故も含めるとその 割合は更に多くなることは容易に想像できる.これに本報で 得られた知見も踏まえて考えると、交通事故の原因調査およ び再現においては高速衝突に関する調査研究だけではなく, 低速衝突に対応した各種研究および実験データ取得の更なる 実施も重要であるといえる.

謝 辞

本研究における衝突実験の実施において多大なご協力・ご助言を頂 いた (株) 自研センター 衝突バリア関係者, および研修関係者の方々 に感謝致します.

考文献 紶

- (1) Brach, Raymond M. and Brach, R. Matthew, Vehicle Accident Analysis and Reconstruction Methods, SAE International, Warrandale, PA, 2005, 275p.
- (2)
- 江守一郎:新版自動車事故工学,東京,技術書院,1993,254p. 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)
- Emori, Richard I., Analytical Approach to Automobile Collisions, (5)Paper 680016, SAE, 1968.
- 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 (6)動車研究, Vol. 12, No. 10, 1990, p. 403-410.
- (7)Grimes, Wesley D. et al., Developing a Crush Profile Estimate by Balancing Impact Forces, Paper 970942, SAE, 1997.

- (8)Prasad, Aloke K., Missing Vehicle Algorithm (OLDMISS) Reformulation, Paper 910121, SAE, 1991.
- 鮎川佳弘ほか:乗用車側面のエネルギ吸収特性(第2報) ミニバン (9)側面のエネルギ吸収特性 -, 自動車研究, Vol. 30, No. 9, 2008, p. 519-524.
- (10) 鮎川佳弘ほか: 乗用車側面のエネルギ吸収特性, 自動車研究, Vol. 29, No. 9, 2007, p. 471-524.
- (11) 久保田正美ほか:後面形状別の車体エネルギ吸収特性,自動車研究, Vol. 29, No. 3, 2007, p. 95-98.
- 鮎川佳弘, 山崎俊一:小・中型トラックのバリア換算速度の推定, 自 (12)動車研究, Vol. 27, No. 3, 2005, p. 113-116.
- 久保田正美, 國分善晴: 前面形状別の車体エネルギ吸収特性, 自動車 (13)研究, Vol. 17, No. 1, 1995, p. 19-22.
- (14) 石川博敏,松川不二夫:車体変形によるエネルギ吸収と固定壁換算速 度, 自動車技術会前刷集, 1979, p. 493-502.
- (15) 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 -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, 2007. p. 5-10.
- (16) 山崎俊一: "潜り込み時のバリア換算速度", 月刊交通 2007 年 10 月号, 2007, p. 69-77.
- (17) 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.
- (18) Steffan, Hermann and Moser, Andreas, The Collision and Trajectory Models of PC-Crash, Paper 960886, SAE, 1996.
- (19) Ishikawa, Hirotoshi, Impact Center and Restitution Coefficients for Accident Reconstruction, Paper 940564, SAE, 1994. 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
- (20)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, 1991, p. 101-106.
- (21) Ishikawa, Hirotoshi, Computer Simulation of Automobile Collision Reconstruction of Accidents, Paper 851729, SAE, 1985.
- (22) "CRASH3 User's Guide and Technical Manual", U.S. Department of Transportation, NHTSA.
- (23)Prasad, Aloke Kumar, CRASH3 Damage Algorithm Reformulation for Front and Rear Collisions, Paper 900098, SAE, 1990.
- (24) Insurance Institute for Highway Safety Crashworthiness Evaluation Crash Test Report, IIHS, Arlington, VA.
- (25) NHTSA Vehicle Crash Test Database, National Highway Traffic Safety Administration, Washington, D.C.
- Neptune, James A. and Flynn, James E., A Method for Determining Crush Stiffness Coefficients from Offset Frontal and Side Crash Tests, Paper 980024, SAE, 1998.
- (27) Neptune, James A. and Flynn, James E., A Method for Determining Accident Specific Crush Stiffness Coefficients, Paper 940913, SAE, 1994.
- (28)Neptune, James A. et al., A Method for Quantifying Vehicle Crush Stiffness Coefficients, Paper 920607, SAE, 1992.
- (29)吉川泰輔:第一線実務家の為の事故解析技法,株式会社 自研センター, 1989, 350p.
- (30)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, 1992, p. 162-174.
- (31) Mogami, Kazunari et al., Frontal Crash Characteristics of Compact Car at a High Speed Collision, Paper 980553, SAE, 1998.
- (32)最上和生ほか:軽自動車の後部衝突変形特性について、日本鑑識科学 技術学会第3回学術集会講演要旨集, 1997, p.61.
- (33) Campbell, Kenneth L., Energy Basis for Collision Severity, Paper 740565, SAE, 1974.
- (34) Woolley, Ronald L., Non-Linear Damage Analysis in Accident Reconstruction, Paper 2001-01-0504, SAE, 2001.
- (35)Welsh, Kevin J. and Struble, Donald E., Crush Energy and Structural Characterization, Paper 1999-01-0099, SAE, 1999.
- (36)Varat, Michael S. et al., An Analysis of Trends of Vehicle Frontal Impact Stiffness, Paper 940914, SAE, 1994.
- (37)Woolley, Ronald L. et al., Rear Stiffness Coefficients Derived from Barrier Test Data, Paper 910120, SAE, 1991.
- (38) Strother, Charles E. et al., Crush Energy in Accident Reconstruction, Paper 860371, SAE, 1986.
- (39) 佐藤武ほか:自動車の衝突の力学-正面衝突試験-,自動車技術, Vol.21, No. 9, 1967, p. 906-909.
- 大賀涼: "変形エネルギー吸収分布図ーその成り立ちと発展ー",月刊 (40)交通 2007 年 9 月号,2007, p. 90-98.
- 警察庁:平成20年中の交通事故の発生状況, 2009. (41)
- (42) 社団法人 日本損害保険協会:自動車保険データにみる交通事故の実態 2007年4月~2008年3月, 2009.