［技術資料］

乗用車側面のエネルギ吸収特性＊1

Energy Absorption Characteristics of Passenger Car Side

鮏 川 佳 弘＊2　久保田　正美＊2　山 崎 俊 一＊3　山田　喜久司＊4
Yoshihiro SUKEGAWA　Masami KUBOTA　Shunichi YAMAZAKI　Kikuji YAMADA

１．はじめに

自動車の交通事故鑑定時における衝突速度算出の一手法として，車両の永久変形量からバリア換算速度（Equivalent Barrier Speed）を求め，この速度とエネルギ保存の法則により衝突速度を算出する方法がある[1)]．バリア換算速度とは，車体の吸収エネルギを，車体の永久変形量から，固定バリア壁への衝突に置き換えた場合の速度であり，実験的に求められたエネルギ吸収分布図により算出することができる．この手法は広く速度鑑定にも用いられており，久保田らによる乗用車前面および後面のエネルギ吸収分布図などが使われている[2), 3)]．

しかし，車体側面のエネルギ吸収分布図[1)]は，25年以上前に作成されたもので，衝突安全対策が進んだ近年の車両特性とは異なってきていると考えられる．また，車両側面のサイドシルが直接つぶされている場合とつぶされていない場合では，エネルギ吸収量が異なると言われているが，サイドシルつぶれの影響を実験的に確認した報告はなかった．

このことから，本報では，軽自動車（ハッチバック），および乗用車（セダン）の側面を衝突させる実車衝突実験を行い，それぞれのエネルギ吸収分布図を作成した．また，サイドシルつぶれの影響について調査した．以下ではこれらの調査結果について述べる．

＊1　原稿受理　2007年７月30日
＊2　㈶日本自動車研究所　安全研究部
＊3　㈶日本自動車研究所　安全研究部　工学博士
＊4　警視庁　交通部　交通捜査課

２．実験方法と結果

2.1　実験方法と実験車両

実験方法を図１に示す．本実験では，実験車両を側面衝突用台車に乗せた状態で車両横方向に台車を牽引し，荷重計が組み込まれたバリア面（固定壁）に速度35km/hで衝突させた．バリア面は，１面が高：1,200×幅：600（mm）で構成され，四隅に荷重計が内蔵されている．バリア面は横方向に３面を並べて計測が可能なほか，２面にすることも可能である．

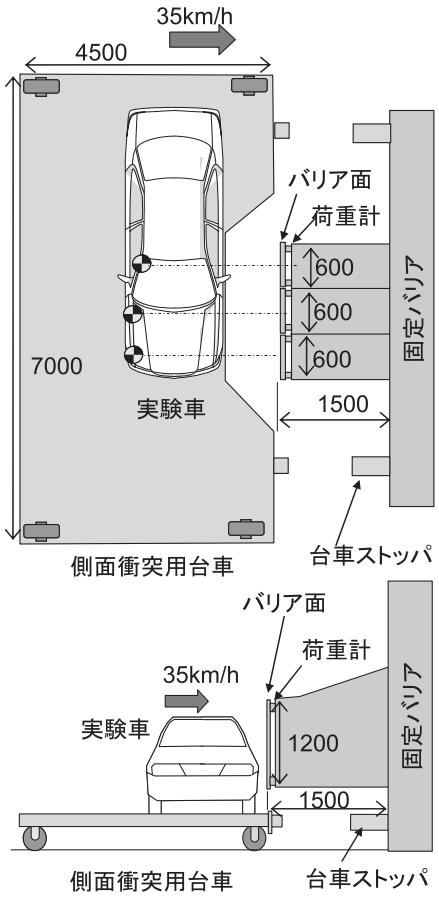


図１　実験概要

実験は，表１に示す軽自動車（ハッチバック，旧規格サイズ）と乗用車（セダン）の２車種４台について行った．実験車の側面は３m以上になることから，側面全体を１回の実験でつぶすことは難しい．このため，図２に示すように，バリア面の寸法で軽自動車は６ブロック（A～F）に，乗用車には７ブロック（A～G）に分割した．バリア面の下端位置は，石川らの文献[1)]と同様にサイドシル下端から100mm上とした．なお，実際にボンネット車が車両側面に衝突した場合，側突車両のルーフまでが変形するケースは少ないと考えられるが，トラックとの衝突なども考えられることや，石川らと実験条件を一致させるため，ルーフまでを衝突させている．

表１　実験車緒元

タイプ	実験車	全長 (mm)	全幅 (mm)	全高 (mm)	車重 (kg)	年式	駆動方式
軽自動車（ハッチバック）	軽−1	3290	1400	1430	599	98年	FF
	軽−2				598		
乗用車（セダン）	セ−1	4340	1690	1380	1008	98年	FF
	セ−2				1004		

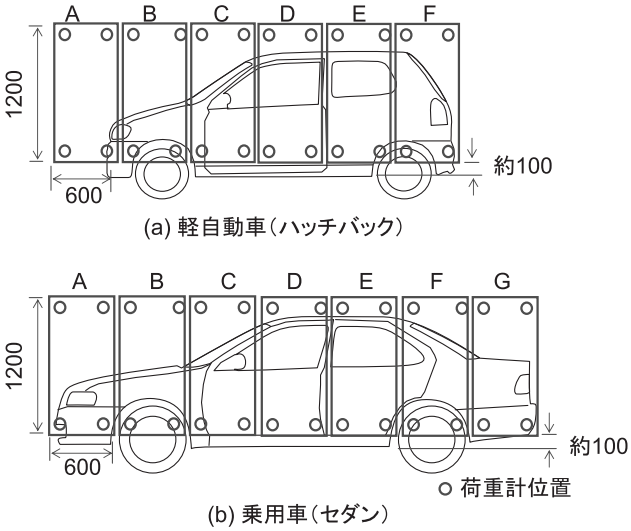
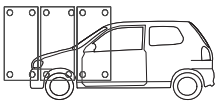
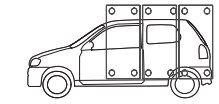
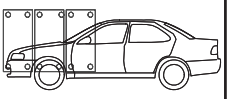
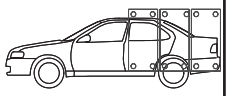
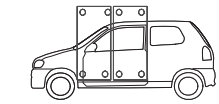
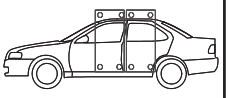
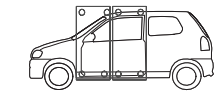
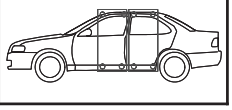


図２　実験車の分割とバリア接触位置

表２に実験条件の一覧を示す．本試験では，１車種につき，車両側面を前部，中央，後部の３実験に分けて側面全体の特性をとることとした．また，サイドシルの影響を見るため，車両中央については，バリアの高さを150mm下げ，サイドシル下端を含めて衝突させる実験も行った．なお，実験車は１台につき２回（右側面，左側面）の実験を行っている．

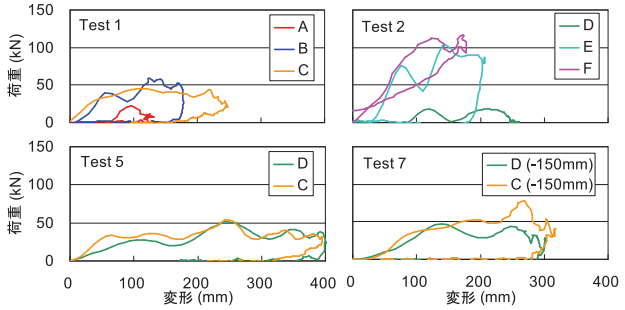
表２　実験条件一覧

Test	試験車	バリア面下端高さ	衝突位置	バリア面の衝突位置
1	軽−1（左側面）	ｻｲﾄﾞｼﾙ 100mm上	前部（A,B,C）	
2	軽−2（左側面）	ｻｲﾄﾞｼﾙ 100mm上	後部（D,E,F）	
3	セ−1（左側面）	ｻｲﾄﾞｼﾙ 100mm上	前部（A,B,C）	
4	セ−2（左側面）	ｻｲﾄﾞｼﾙ 100mm上	後部（E,F,G）	
5	軽−1（右側面）	ｻｲﾄﾞｼﾙ 100mm上	中央（C,D）	
6	セ−1（右側面）	ｻｲﾄﾞｼﾙ 100mm上	中央（D,E）	
7	軽−2（右側面）	ｻｲﾄﾞｼﾙ 高さ	中央（C−150, D−150）	
8	セ−2（右側面）	ｻｲﾄﾞｼﾙ 高さ	中央（D−150, E−150）	

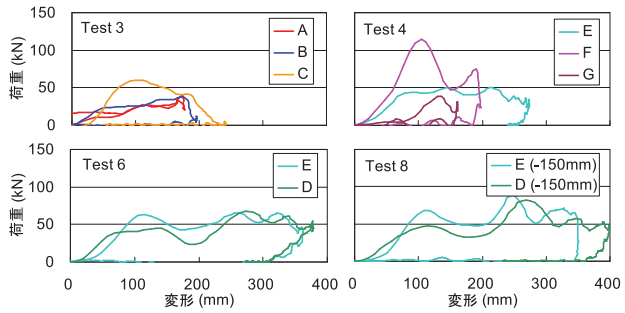
2.2　実験結果

各実験における荷重－変形特性を図３に示す．なお，荷重は各バリア面の荷重計（四つ）の合計値を採用している．また，変形は，上方からの高速度ビデオ映像より，反衝突側のルーフまたはボンネットに貼られたターゲットマーク（図１参照）の挙動を解析し，各ブロック中央に相当する車両の変形量（側面方向の侵入量）を計測した．

Test1～4については，車両前部または後部にバリア面が接触したため，車両が約200mm変形した後に車体全体が回転した．一方，Test5～8については，側面中央付近へ衝突させたことにより，比較的車両全体の回転が少なく，300mm～400mmの変形量に至るまでの荷重－変形特性を取得することができた．バリア面が２面であったことも変形量が大きくなった原因と言える．



(a) 軽自動車（ハッチバック）



(b) 乗用車（セダン）

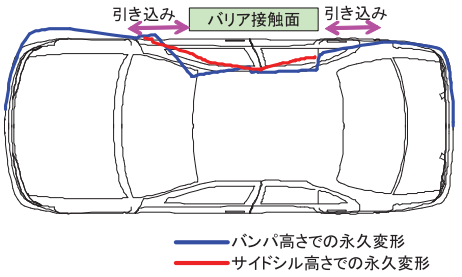
図３　荷重－変形特性

軽自動車のE, Fブロック，および乗用車のFブロックは，後輪タイヤに接触したため，100kN以上の高い荷重が発生したと考えられる．その他のブロックでは，50kN前後の荷重が持続した．なお，Aブロックは乗用車側面の2/3（軽自動車では1/3）しか接触していないために，荷重が低かったものと考えられる．

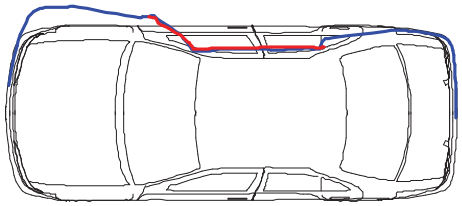
バリア高さの違いでは，乗用車でサイドシルに衝突するケース（Test8）では，サイドシルに衝突しないケース（Test6）よりも，最大荷重で約20%高い値を示した．同様に軽自動車でもサイドシルに衝突するケースのほうが約10%高い荷重を示した．

図４に実験後の車両変形状況例を示す．車両の変形状況は，三次元計測装置によりバンパ高さ相当とサイドシル高さ相当の永久変形量を計測したものである．

各高さにおける変形では，バリア接触面以外でも引き込み変形による車両の変形が見られた．また上下方向の変形状況を見ると，サイドシルが衝突するケース（Test8）では，サイドシルとバンパ高さでの変形状況が一致している．一方，サイドシルが衝突しないケース（Test6）では，サイドシルの変形量はバンパ高さでの変形量よりも小さいものの，引き込み変形によりサイドシルが変形している状況が見られた．



(a) Test6（サイドシルが衝突しないケース）



(b) Test8（サイドシルが衝突するケース）

図４　実験後の車両変形状況例（乗用車）

一般に永久変形量は，フィルム解析から得られる最大変形量とは異なる．久保田らの前面・後面のエネルギ吸収分布図[2), 3)]では，最大変形量に復元比率を乗じて永久変形量を推定しており，本報でもその方法を採用する．そこで，フィルム解析における最大変形量と同位置での永久変形量を比較したところ，最大変形量の約80%が永久変形量に相当することから，復元比率を80%として永久変形量の推定に使用する．

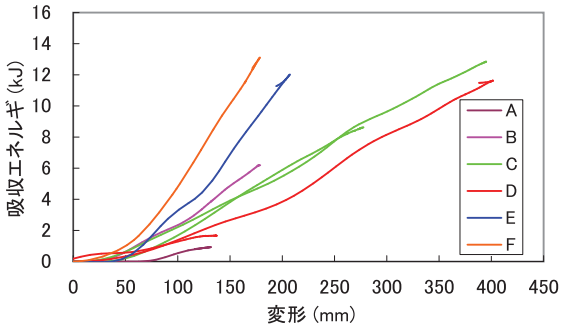
３．車両側面のエネルギ吸収特性

3.1　エネルギ分布図の作成

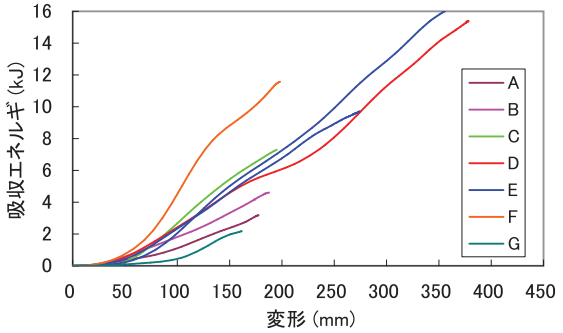
Test1～6におけるブロックごとの荷重－変形特性から，吸収エネルギ－変形特性を計算した．この結果を図５に示す．

変形100mm以降ではエネルギは変位に比例して上昇するブロックが多かった．これらのブロックでは，図３において50kN前後の一定荷重が持続していることから，直線的なエネルギ上昇を示すものと考えられる．

エネルギ吸収分布図では，永久変形量を用いるため，最大変形量を永久変形量に換算した結果が図６である．永久変形量は，前述した復元比率（80%）を乗じることにより推定した．また，同時に引き込み変形やAブロックの車両接触面積等についても考慮している．

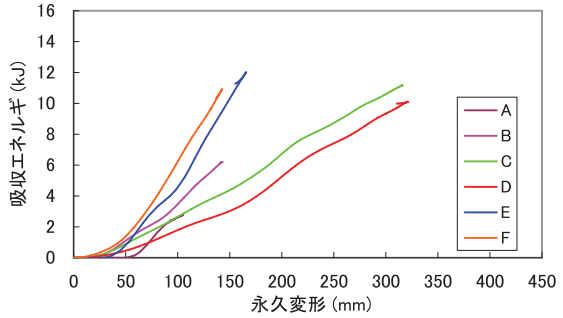


(a)軽自動車（ハッチバック）

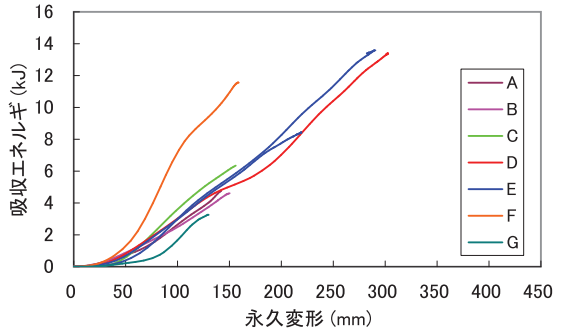


(b)乗用車（セダン）

図５　吸収エネルギー変形特性



(a)軽自動車（ハッチバック）



(b)乗用車（セダン）

図６　吸収エネルギと永久変形量の関係

各ブロックの吸収エネルギと永久変形量の関係を見ると，大きく３種類の特性に大別することができる．軽自動車については，特性１（A, C, D），特性２（B），特性３（E, F）に大別した．また，乗用車については，特性１（A, D, E, G），特性２（C），特性３（F）に大別した．乗用車のBブロックは，前輪に衝突する位置であるため，本来ならば特性１よりも高い荷重が予測されるが，今回の実験では，前輪が衝突初期に滑ったために荷重が低くなったと考えられることから，特性２（Cと同様な特性）に分類した．

以上の結果から，大別した各特性における永久変形0.1mごとの吸収エネルギを求め，エネルギ吸収分布図を作成する．なお，実験での永久変形量よりも大きく変形した際の吸収エネルギについては，各特性の近似線を求めて推定する．

石川らの求めた従来のエネルギ吸収分布図（以下，「従来式」という）を図７に示す．従来式は，全長を20分割し，0.1mごとの吸収エネルギを算出している．なお，カッコ内は，吸収エネルギの推定値である．単位系は工学単位系（kgf･m）を使用し，車両全長を５mとした場合のエネルギ吸収量に換算している．軽自動車を初めとしたハッチバック型の車両については，全長を４mとして，トランク部分を除いた前方の16分割までが用いられている．

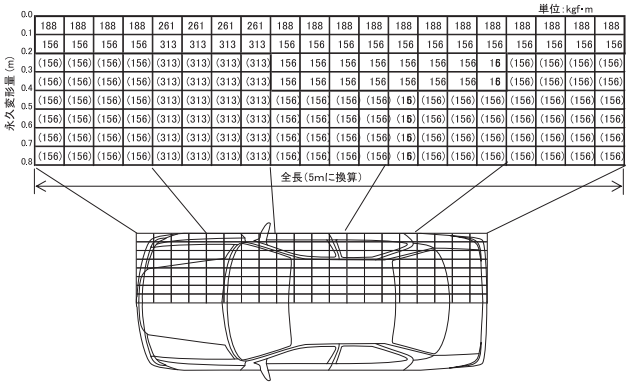


図７　石川らによる従来のエネルギ吸収分布図

従来式を参考にして，本実験結果から求めたエネルギ吸収分布図（以下，「新式」という）を図８，９に示す．分布図では，各ブロックを幅方向にさらに３分割した．ただし，Aブロックは接触面積を考慮して，乗用車で２分割，軽自動車については分割なしとした．この結果，全体の分割数は，従来式と同じ（乗用車で20分割，軽自動車で16分割）になった．エネルギ吸収分布図からバリア換算速度を求める方法，および単位系については，従来式と同様である．

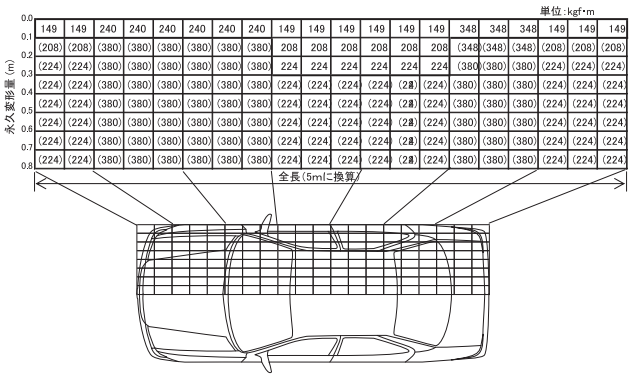


図８　乗用車（セダン）のエネルギ吸収分布図

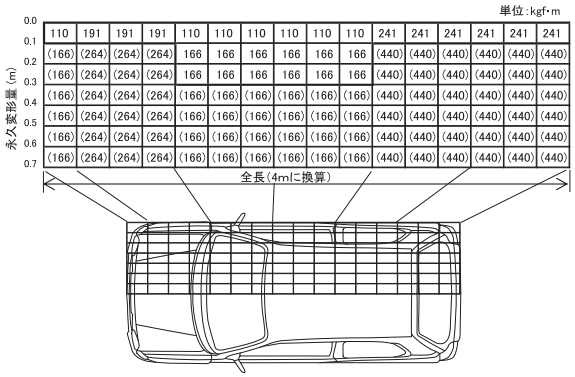


図９　軽自動車のエネルギ吸収分布図

従来式と新式のエネルギ分布を比較すると，従来式では，他の部分に比べて前輪付近のエネルギ吸収量のみが特に大きかったが，新式では後輪付近のエネルギ吸収量も大きくなることがわかった．

また，新式では永久変形0.1mまでの値が小さく，0.2m以上の値が大きい傾向にある．これは，従来式では最大変形量に対して，永久変形量が50mm復元するとして算出しているのに対し，新式では最大変形量の80%を永久変形量としたためである．

このような復元方法の違いを考慮すると，従来式と新式の軽自動車のエネルギ吸収分布は，ドア付近でほぼ同じ数値である．今回実験に用いた軽自動車は旧規格サイズの軽自動車（2000年以前の製造，側面衝突試験未対応）であるが，市場では旧規格サイズの軽自動車も依然として多く見られることから，軽自動車のエネルギ吸収分布として有用と考えられる．

一方，新式の乗用車ではエネルギ吸収量が増している．これは，側面衝突試験の導入により車両側面の剛性が向上した結果と考えられる．

前述の車輪周辺のエネルギ吸収量については，サスペンション形状が大きく影響しているものと考えられる．今回の実験に用いた車両後輪のサスペンションは，セミとレーリングアーム式，またはマルチリンクビーム式であったため，荷重が高くなったものと考えられる．今後，サスペンション形状の違いによる吸収エネルギを調査することで，速度推定精度がより向上するであろう．

3.2　サイドシル接触時のエネルギ吸収特性

サイドシルの接触の有無により吸収エネルギー変形特性を比較した結果を図10に示す．

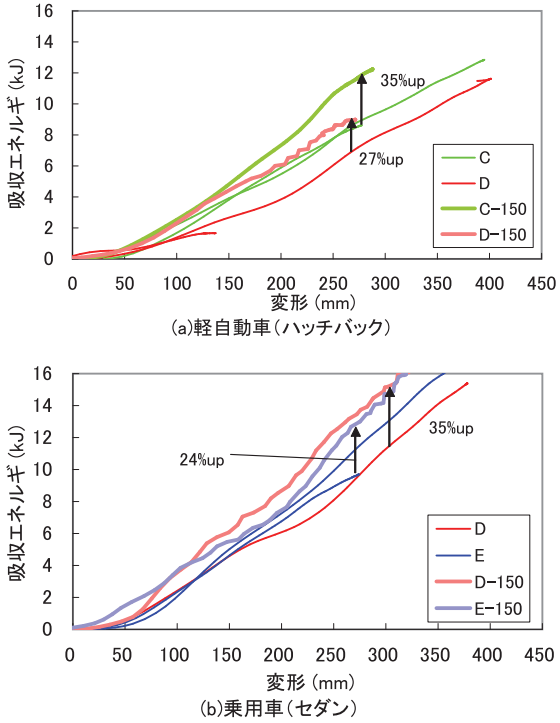


図10　サイドシルの接触の有無による比較

同図は，軽自動車，乗用車それぞれの吸収エネルギー変形特性について，サイドシルが接触しない場合（C, D, E）とサイドシル接触する場合（C-150，D-150，E-150）を比較したものである．サイドシルが接触しない場合には，同位置を衝突させているどの試験においても，ほぼ同様な特性が得られている．一方，サイドシルに接触させた場合には，接触しない場合に比べて，吸収エネルギが24～35%（平均で約30%）増加した．

以上のことから，サイドシルが接触する場合には，サイドシルが接触しない場合の約1.3倍（30%増）のエネルギ吸収があるものと推定される．

このため，サイドシルがバンパ高さでの変形と

同程度変形している場合には，サイドシル部分のエネルギ吸収分布図の値を1.3倍にすることで，吸収エネルギを推定できると考えられる．

４．エネルギ吸収分布図の使い方と検証

4.1　バリア換算速度の求め方

新式を使ったバリア換算速度の推定方法は従来式と変らない．新式の使い方について図11に示す事例を用いて簡単に説明する．

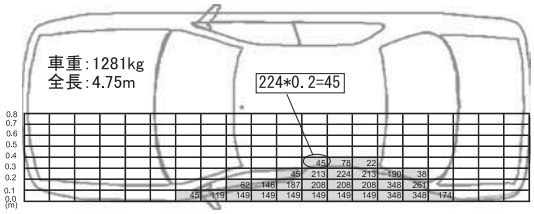
①車両側面を20分割（ハッチバックは16分割）にして，各点のバンパ上端高さにおける変形量を計測する．

②これをエネルギ吸収分布図（乗用車，または軽自動車）に重ね合わせる．

③変形部分のメッシュに書かれた数値を合計する．メッシュの一部分が変形している場合には，変形している割合（%）を乗じた値を使用する（図11参照）．

④全長補正をするため，③で求めた値に「全長／５m」（ハッチバックでは，全長／４m）を乗じて，吸収エネルギ（E）を算出する．

⑤運動エネルギの式（Vb=√（２E/M））から，バリア換算速度（Vb）を算出する．



メッシュの合計：4624 kgf / 5 m

＊サイドシルがバンパ高さでの変形と同じなので，1.3 倍

E= 4624*1.3*4.25/5＝60.3 kJ

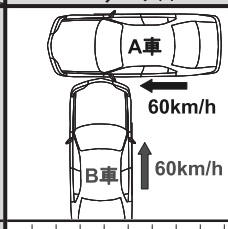
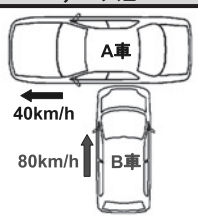
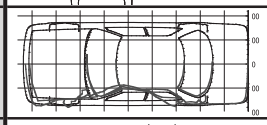
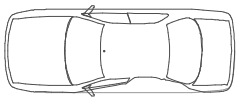
Vb= √2*60.3/1281=9.9 m/s=35.5 km/h

図11　バリア換算速度の推定例

4.2　エネルギ吸収分布図の検証

過去に行った実車衝突実験をもとに新式の検証を行った．検証結果を表３に示す．詳細なデータおよび計算過程は省略するが，側面衝突車（A車）は側面衝突試験に対応した乗用車であった．ケース１では，従来式とほぼ同じ計算結果となった．一方，後輪付近に衝突するケース（ケース２）では，衝突速度の範囲が狭められ，従来式よりも速度算出精度が向上している．

表３　検証事例（実車衝突実験）

		ケース1	ケース2
実験形態			
A車車両変形			
従来式	E	47.3 (kJ)	33.8 (kJ)
	Vb	30.2 (km/h)	26.6 (km/h)
	V	53～61 (km/h)	32～44 (km/h)
新式	E	45.0 (kJ)	60.3 (kJ)
	Vb	29.5 (km/h)	35.5 (km/h)
	V	53～61 (km/h)	40～44 (km/h)
備考		従来式とほとんど変らず	新式は従来式に比べて精度向上

５．まとめ

１）乗用車（セダン）と軽自動車（ハッチバック）の側面衝突実験を行い，それぞれのエネルギ吸収分布図を作成した．

２）サイドシルがバンパ高さの変形とほぼ同様に変形する場合には，吸収エネルギは約1.3倍になる．

３）今回作成したエネルギ吸収分布図を検証した結果，従来式よりも精度の高い速度推定が可能である．

今回作成したエネルギ吸収分布図は，軽自動車，乗用車，各１車種の特性から求めたが，他車種についての平均データを用いることにより，精度の高い速度推定ができると考えられる．また今後は，ミニバンやSUVといった車種のエネルギ分布図を作成することも必要と考えられる．

なお，本報は，警視庁の衝突事故再現の実験鑑定の一環として実施したものである．本報が事故解明に活用されれば幸いである．

参考文献

１）石川博敏，松川不二夫：車体変形特性によるエネルギ吸収と固定壁換算速度，自動車技術会前刷り集（1979）

２）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，自動車研究，Vol.17, No.1, p.19-22（1995）

３）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.28, No.3, p.95-98（2006）