

側面衝突における B ピラーの荷重伝達機構

B-pillar Load Transfer Mechanism in Side Collision

長谷川 厚¹
Atsushi HASEGAWA
藤井 隆之²
Takayuki FUJII

山田 瞳¹
Hitomi YAMADA
齋藤 有美³
Yumi SAITO

竹内 亮太郎¹
Ryotaro TAKEUCHI

要 旨

米国道路安全保険協会 IIHS がおこなっている側面衝突試験に対し、B ピラーの変形量を抑制し、かつ高い荷重を発生することができる技術を構築した。側面衝突ではバリアから受ける荷重の大半を B ピラーの曲げで支える必要がある。そこで、バリアからの横方向入力を車体下方向の軸荷重として支えることができる新たな荷重経路を B ピラーに作り出し、荷重を衝突初期から高めて曲げ変形の抑制を図った。軸荷重は B ピラー断面内に内部機構を追加し、サイドシルへ荷重伝達させることにより実現した。内部機構の構造は机上計算とシミュレーションから定めた。量産の B ピラーに内部機構を組み込んだ試作品を製作し、その落錘試験により、B ピラーの発生荷重が 2 倍に高まり、変形量を 1/5 に低減できることを実証した。

ABSTRACT

Based on side collision testing that the Insurance Institute for Highway Safety in the United States has been conducting, a technology was created that can reduce the amount of B-pillar deformation and also generate a high load. In a side collision, it is necessary for the greater part of the load received from the barrier to be supported by the bending of the B-pillar. This was addressed by creating a new load path in the B-pillar. The new load path is able to support the lateral load input from the barrier as an axial load in a downward direction in the vehicle body. This increases the load from the initial time of collision and reduces bending deformation. A load transfer mechanism in the B-pillar cross-section was added for the axial load and this was realized by a load path to the side sill. The structure of the load transfer mechanism was decided through theoretical calculation and simulation. A prototype was fabricated with a load transfer mechanism in a mass-produced B-pillar. Drop tests with the prototype proved that the load generated on the B-pillar was doubled so that the amount of deformation could be reduced to one-fifth.

1. まえがき

自動車の安全性能に対する要求は高まり続けており、事故を未然に防止する予防安全技術は目覚ましい進歩を遂げている。一方で、事故が起きた際に被害を軽減する衝突安全基準の強化も続いており、米国道路安全保険協会 (IIHS) では安全性能の評価点と死亡率の相関に焦点を当てた研究を継続的におこなっている⁽¹⁾。今後は、側面衝突に対する車両の安全性を高めるため、新しい試験基準 (以降、新 IIHS MDB) の適用が計画されている⁽²⁾。

Fig. 1 に新 IIHS MDB の概要を示す。デフォーマブルバリア (以降、バリア) 重量が 1500 kg から 1900 kg に増加し、バリアが車両に衝突する速度も 50 km/h から 60 km/h に引き上げられる⁽²⁾。これは、衝突エネルギーで 1.8 倍の増加に相当する。

カーボンフリー社会の実現に向けて、今後の自動車には大容量バッテリーや水素タンクなどが搭載され車体重量が増加し、より多くのエネルギー吸収量が必要となることが予想される⁽³⁾。

そこで著者らは、側面衝突の将来課題を想定し、現段階

¹ 先進技術研究所

E-mail: atsushi_hasegawa@jp.honda

² 本田技研工業株式会社

³ 株式会社 ペントラー・オートモーティブ

で最も高エネルギーな試験基準である新 IIHS MDB に着目した。

現状の車体構造では、Bピラー（前席と後席の間にある柱）が起点となり、サイドシルとルーフサイドレール、フロアクロスメンバーとルーフクロスメンバーに荷重が伝達される⁽⁴⁾。バリアは車体下部に衝突するため、Bピラーの下側が最大変形位置となる曲げ変形を生じる。安全性は Structure と呼ばれる最大変形位置からシートセンターまでの距離と Dummy の傷害値の二項目で評価される。Structure は大きさによって4段階に分類され、変形量が少ないほど良い評価を得る。これらの観点からBピラーは側面衝突にとって主要な構造体である。

これまでのBピラーに関する研究には、変形モード予測⁽⁵⁾や部分軟化手法⁽⁶⁾による変形モードの制御、高ハイテン材の適用による軽量化⁽⁷⁾⁻⁽¹⁰⁾などがある。いずれもBピラー構造に大きな進化はなく、少ない変形で大きな荷重を発生させるためには補強部材の追加、板厚増といった手法がとられていた。これらは車体重量増につながり、溶接板厚の制約も考慮すると補強には限界がある。

そこで本研究では、側面衝突の中で最も高エネルギーな試験基準である新 IIHS MDB を代表事例とし、Bピラーが少ない変形で大きな荷重を発生させることができる新しい荷重伝達機構の構築に取り組んだ。

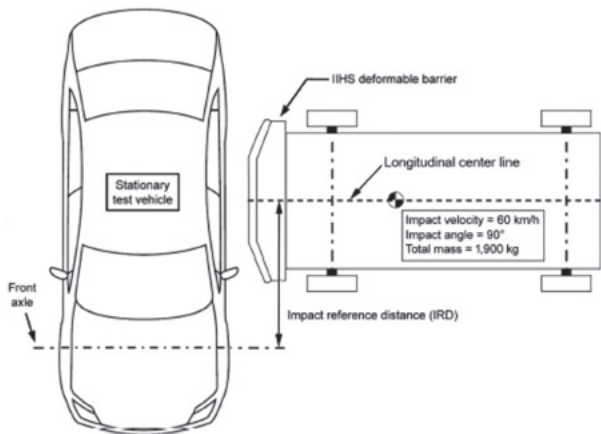


Fig. 1 Deformable barrier alignment with test vehicle

2. Bピラーの荷重向上コンセプト

2.1. 従来構造での荷重発生手法

バリアから入力を受けたときの変形図を Fig. 2 に示す。バリアはフロントパンパビームを模擬した赤色の凸部と青色の一般部のハニカムで構成され、車体の形状に追従して変形する。Bピラーはバリアからの分布荷重（以降、 F_{mdb} ）

を受けると、下側が最も大きな曲げ変形をしながらルーフサイドレールとサイドシルに荷重伝達する。

部材へ曲げ方向の力が作用した場合、軸方向の力と比べると荷重発生に対して不利となる⁽⁴⁾。新 IIHS MDB のような高エネルギー衝突では、Bピラーの曲げ変形は更に増え、ルーフサイドレールやサイドシル支持部への引っ張り入力が増加する。従来構造では曲げ変形を前提としているため最大荷重に到達するまでに大きな変形量を必要とする。そのため、曲げに寄与が高いBピラーの断面サイズや板厚、補強部材の追加によって荷重を高め、変形量と支持部の負荷を下げるのが一般的な手法となる。

2.2. 新しい荷重発生の考え方

Bピラーの発生荷重を高める基本原理は、モーメントの釣り合いを応用し、バリアから受ける横方向荷重を垂直方向の軸荷重に伝達することである。Fig. 3 に模式図を示す。サイドシルに固定された部材に横方向荷重 F_y が作用すると、時計回りのモーメントが発生する。このモーメントは

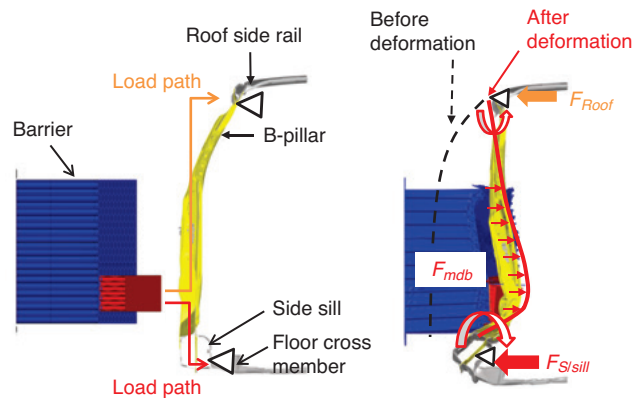


Fig. 2 Deformation mode of B-pillar in conventional structure

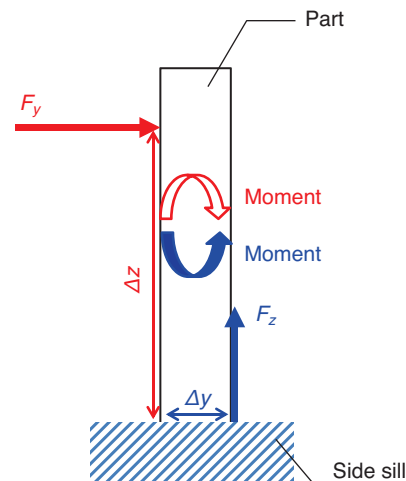


Fig. 3 New basic principles of load transfer

サイドシルから受ける上下方向荷重 F_z によって発生する反時計回りのモーメントと釣り合う。つまり、横方向荷重を高めるには、上下方向の軸荷重を高めればよい。

この基本原理をBピラーに応用する仕組みを Fig. 4 (a) の構成図に示す。Bピラー下部の断面内に Loading part (以降、L/Part) と、Support part (以降、S/Part) の2部品からなる機構 (以降、内部機構) を設けた。L/Part と S/Part は青矢印で示すように傾斜面にて互いに接し、傾斜面中央の結合部Oを起点とする赤線部の範囲で半周分のみ結合されている。S/Part はベースプレートを経由サイドシルの上面に配置する。

バリアからの横方向荷重が加わるとBピラーはL/Part に接触し、内部機構は Fig. 4 (b) のように変形する。L/Part は結合部Oを起点に回転することで横方向荷重を下方向に変換し S/Part に伝達する。S/Part は L/Part から室内側半周を押されることで上下方向の軸荷重を発生する。内部機構はサイドシルやフロアクロスメンバーに荷重を伝達させる新しい荷重経路を作りだすことになる。ここで、 F_{y-LP} はBピラーから L/Part に加わる横方向荷重、 F_{z-SP} は S/Part が発生する軸方向荷重を示す。すなわち、 F_{y-LP} と F_{z-SP} は結合部Oを起点としたモーメントの釣り合いの関係が成立し、結合部Oからそれぞれ F_{y-LP} と F_{z-SP} が作用する長さ Δy , Δz と F_{z-SP} を設定することで F_{y-LP} を定めることができる。

内部機構をBピラーに組み込んだときの荷重と変形の構想図を Fig. 5 (a) に示す。左図の青矢印はバリアからの荷

重を内部機構を介し、サイドシルへ伝達させる新しい経路を表す。内部機構の軸荷重が加わることでBピラーの発生荷重が高まり、バリアを大きく潰す。Bピラーの曲げ変形が大きい従来構造の赤点線と比較して、青点線で示す新構造では大幅に変形量が低減する。

荷重と変形量の効果を Fig. 5 (b) に概念図として示す。縦軸は荷重、横軸はバリアの変形量 S_{mdb} とBピラーの変形量 S_{BP} を表わす。青線で示す新構造は少ない変形量で最大荷重に到達する。最大荷重を変形量で除した荷重勾配 (以降、 K_{BP}) は従来構造に比べて大きくなる。青斜線部のバリアのエネルギー吸収量が増えることでBピラーの負担が減少する。

以上より、Bピラーの荷重向上コンセプトは内部機構によって軸方向で荷重を支える伝達経路を作り、荷重勾配 K_{BP} を高めることである。

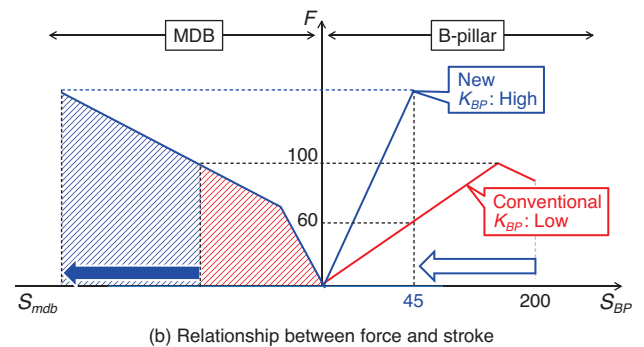
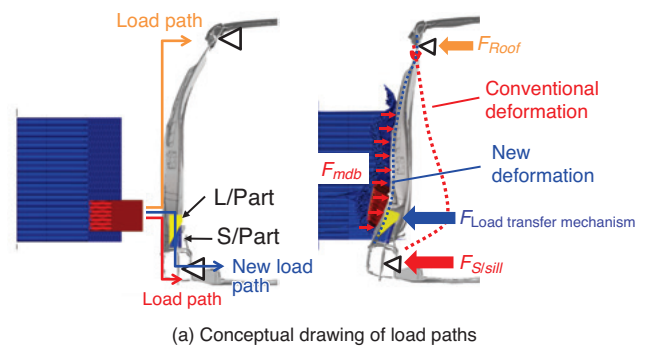


Fig. 5 Deformation mode of B-pillar in new structure

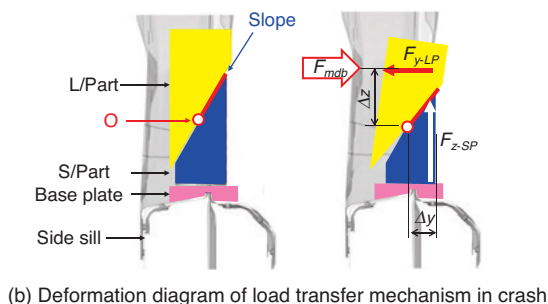
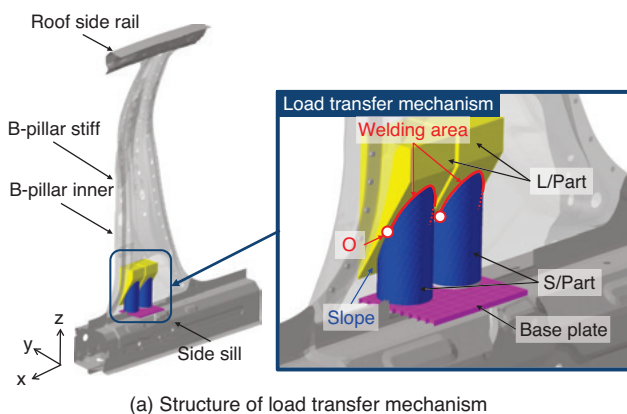


Fig. 4 Diagram of new structure

3. 内部機構の要求性能と設計手法の構築

2章で述べたコンセプトを実現するため、3.1. 節では目標荷重を設定した。3.2. 節以降では内部機構の主要な3つの設計変数である傾斜角、Bピラーとの左右クリアランス、S/Part の圧壊荷重を定式化し、設計手法を構築した。Bピラー内に設置した時の複合荷重をシミュレーションにより検証し、設計手法の妥当性を確認した。

3.1. Bピラーの目標荷重の設定

はじめに、新IIHSの衝突条件においてBピラーの目標荷重の設定をおこなった。バリアとBピラーの位置関係をFig. 6に示す。バリアがBピラーと接触する領域をⅠ、Ⅱ、ドアビームを介しBピラーに荷重が入力される領域をⅢ、Ⅳ、Ⅴとした。バリアは領域ごとに面圧が規定されているため、Bピラーへの入力範囲が定まると、バリアで発生する荷重 F_{mdb} は式(1)から概算することができる。このとき、Bピラーが発生する荷重 F_{BP} は作用反作用の関係から F_{mdb} と等しい。ここで、 $F_{mdb,i}$ は各領域におけるバリアの発生荷重、 $P_{mdb,i}$ は面圧、 $A_{mdb,i}$ は面積、 K_{air} は空気バネ係数である。

$$F_{mdb} = \sum_{i=1}^5 F_{mdb,i} = \sum_{i=1}^5 P_{mdb,i} \times A_{mdb,i} \times K_{air} = F_{BP} \quad (1)$$

次にBピラーの目標変形量の設定をおこなった。バリアを最大限に潰したときのエネルギー吸収量をもとに、車体全体の目標変形量を定め、そこからBピラー変形量の目標値を算出した。MDBと車体の衝突によって車体が吸収するエネルギー量 ΔE_{CAR} は、車体とバリアの運動量保存則とエネルギー保存則より式(2)のように表すことができる⁽⁴⁾。ここで、 M_{CAR} は車体重量、 M_{mdb} はバリア重量、 V_0 はバリアの衝突速度、 ΔE_{mdb} はバリアのエネルギー吸収量である。

$$\Delta E_{CAR} = \frac{M_{mdb} M_{CAR}}{2(M_{mdb} + M_{CAR})} V_0^2 - \Delta E_{mdb} \quad (2)$$

また、 ΔE_{CAR} は車体反力 F_{CAR} と車体変形量 S_{CAR} を用いて式(3)のように表すことができる。このとき、作用反作用の関係から車体反力 F_{CAR} が発生する理論上最大の荷重は $F_{mdb-max}$ と等価であり、式(1)と同様にしてバリアと車体の接触領域から求めることができる。

$$S_{CAR} = \frac{2\Delta E_{CAR}}{F_{CAR}} = \frac{2\Delta E_{CAR}}{F_{mdb-max}} \quad (3)$$

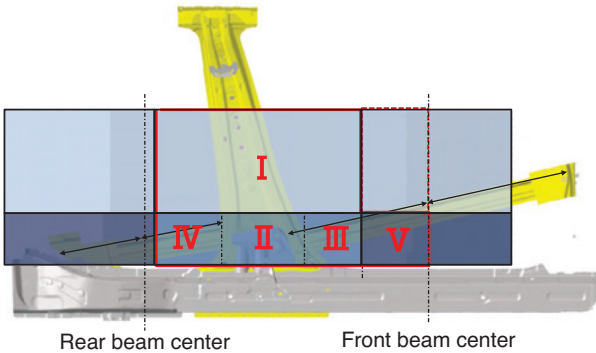


Fig. 6 Schematic diagram of B-pillar and MDB contact area

Table 1 Numerical values used to derive targets

Variable	Value	Variable	Value	Variable	Value
$P_{mdb,1}$	140 kPa	$A_{mdb,1}$	$2.8 \times 10^5 \text{ mm}^2$	K_{air}	1.3
$P_{mdb,2}$	325 kPa	$A_{mdb,2}$	$1.4 \times 10^5 \text{ mm}^2$	M_{mdb}	1900 kg
$P_{mdb,3}$	325 kPa	$A_{mdb,3}$	$1.4 \times 10^5 \text{ mm}^2$	M_{CAR}	1500 kg
$P_{mdb,4}$	325 kPa	$A_{mdb,4}$	$1.4 \times 10^5 \text{ mm}^2$	V_0	60 km/h
$P_{mdb,5}$	1100 kPa	$A_{mdb,5}$	$5.0 \times 10^4 \text{ mm}^2$	K_{BP}	2.5 kN/mm
				K_{DR}	2.0 kN/mm

続いて S_{CAR} をBピラーの変形量 S_{BP} とドアの変形量 S_{DR} の合算として考え、Fig. 7に示すような簡易的な線形バネのシステムを用いて、Bピラーの荷重勾配 K_{BP} を算出した。ここで、ドアの荷重勾配 K_{DR} を2.0 kN/mmとすると、目標変形量を満足するために必要な K_{BP} は2.5 kN/mmとなる。また、 S_{BP} は K_{BP} と式(1)の F_{BP} を用いて式(4)で表すことができる。これよりBピラーの目標変形量 S_{BP} が定まる。

$$S_{BP} = \frac{F_{BP}}{K_{BP}} \quad (4)$$

式(1)から(4)の変数にTable 1の値を代入し、完成車として必要なBピラーの荷重と変形量の目標を $F_{BP} = 166 \text{ kN}$ 、 $S_{BP} = 66 \text{ mm}$ と算出した。ここで車両は一般的なCカテゴリーとして考え、車両重量 M_{CAR} は1500 kgとした。目標となる荷重と変位量の関係はFig. 8の黒線ようになる。本研究ではBピラー単独の検討をおこなうため、ドアから荷重は入力されない。そこで領域Ⅴでバリアから受ける荷重51 kNは除外し、Fig. 8の赤線で示すように $S_{BP} = 46 \text{ mm}$ 、 $F_{BP} = 115 \text{ kN}$ をBピラーの目標となる。また、Fig. 5(b)より、従来構造のBピラーでは目標変形量46 mmに到達し

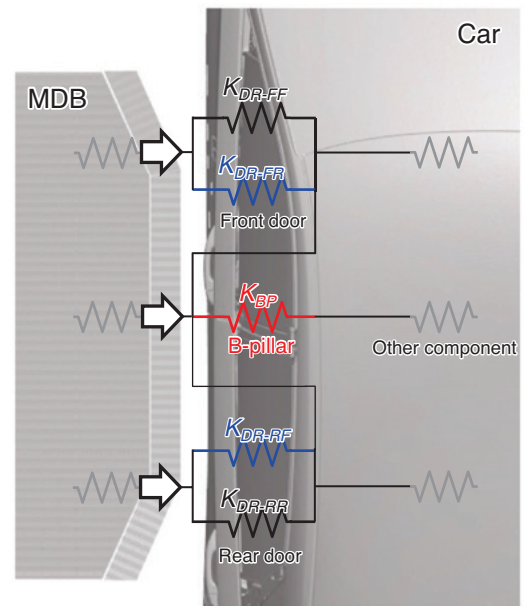


Fig. 7 Spring system of B-pillar and front and rear doors

たときに発生する荷重はおよそ 60 kN であることから、内部機構に求められる F_{v-LP} は $115-60=55$ kN と定めた。

3.2. 内部機構の傾斜角

次に、内部機構の傾斜角を定める検討をおこなった。内部機構とバリア凸部との位置関係を Fig. 9 に示す。内部機構がバリアから等分布荷重を受けると仮定したとき、荷重入力点はバリア下端と L/Part 上端の高さの中央（以降 O' ）となる。ここで S/Part の半径を Δy 、結合部 O から O' までの距離を Δz 、 O' から S/Part 下端までの距離を H 、L/Part と S/Part 合わせ面の傾斜角を θ と表すと、 F_{y-LP} と F_{z-SP} はモーメントの釣合いから式 (5)、(6) のように表すことができる。

$$F_{y-LP} \cdot \Delta z = F_{z-SP} \cdot \Delta y \quad (5)$$

$$\Delta z = H - (h + \Delta y \tan \theta) \quad (6)$$

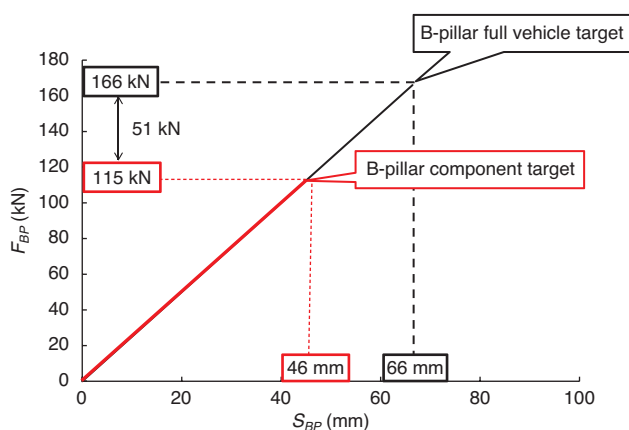


Fig. 8 B-pillar target displacement and load

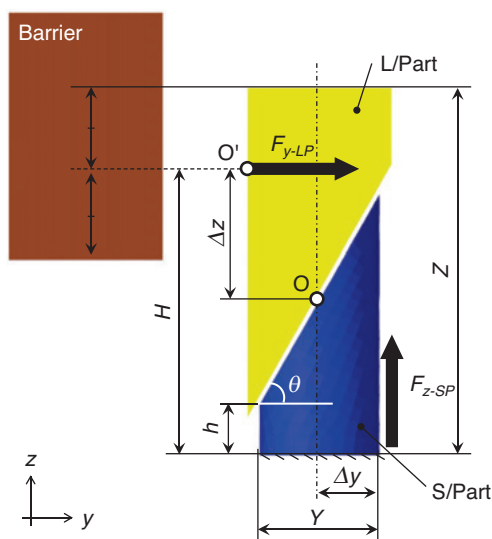
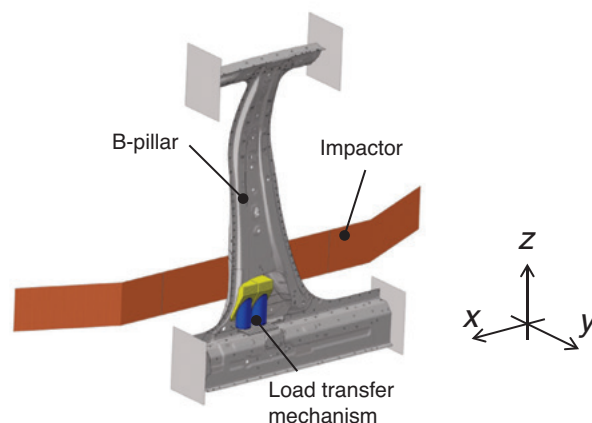


Fig. 9 Schematic diagram of load transfer mechanism

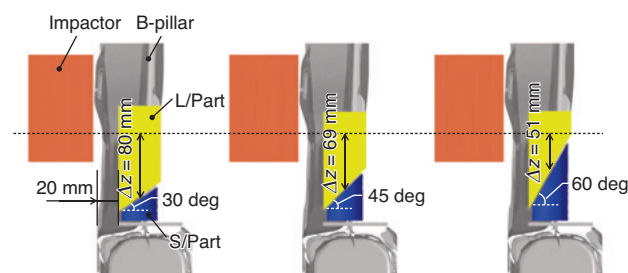
内部機構の大きさはBピラーの下部へ配置することを考慮して、 $Z = 150 \text{ mm}$ 、 $Y = 50 \text{ mm}$ と設定した。S/Partの室内側の円筒部分が安定して軸荷重を発生させるため、S/Partの室外側の寸法は極力短くなるように下面からの高さ $h = 20 \text{ mm}$ とした。式(6)より F_{z-SP} は $\theta = 30 \text{ deg}$ のとき175 kN、 $\theta = 60 \text{ deg}$ のとき112 kNと試算できる。机上検討では傾斜角 θ を大きくするほど Δz が減少し、小さい F_{z-SP} で大きな F_{y-LP} を発生することができ、効率的にBピラーの荷重を高められることが示された。

内部機構をBピラーに組み込んだ複合性能をLS-DYNAを用いたシミュレーションで確認し、目標変形量で最も高い荷重が発生する傾斜角を検討した。

解析モデルを Fig. 10 (a) に示す。Bピラーはルーフサイドレールとサイドシルに結合した。内部機構はBピラー開口部の中に配置し、左右の位置はサイドシル中央部に設定した。ルーフサイドレールとサイドシル前後端面の境界条件は完全固定とし、境界部の回転や変形による影響を排除した。Bピラーモデルはメッシュサイズ 5 mm の Shell 要素とした。一方バリアモデルは、新 IIHS MDB の凸部と同じ形状の剛体要素とし、Bピラーの準静的な荷重と変位の関係を得るため 1 m/s の強制変位を与えた。Table 2 に示すように傾斜角 θ は 30 deg, 45 deg, 60 deg の 3 ケース評価した。それぞれの内部機構の形状を Fig. 10 (b) に示す。



(a) Schematic diagram of simulation model



(b) Cross section of load transfer mechanism with each angle

Table 2 Parameter used for investigation of different θ

	Model 1	Model 2	Model 3
θ	30 deg	45 deg	60 deg
$\Delta y/\Delta z$	0.31	0.36	0.49

L/Part は剛体要素, S/Part は 590 MPa 級ハイテン材, 板厚は 1.5 mm の Shell 要素とした。

Fig. 11 に B ピラーの荷重 F_{BP} と変形量 S_{BP} の関係を示す。内部機構を搭載したモデルでは、矢印部で示す変形量のタイミングで荷重の増加が始まった。これは Fig. 10 に示す B ピラーと内部機構の左右クリアランス 20 mm とおおむね一致した。黒点線部で示す目標変形量 $S_{BP} = 46$ mm においては、机上計算同様 $\theta = 60$ deg のとき荷重目標 115 kN を上回り、従来モデルと比べておよそ 2 倍に荷重が上昇した。

以上より、S/Part の座屈荷重 F_{z-sp} が一定であるとき、内部機構の傾斜角によって F_{BP} を変更できることがわかった。次節以降では、傾斜角は $\theta = 60$ deg として検討をおこなった。

3.3. 内部機構と B ピラーの左右クリアランス

前節より、荷重増加タイミングは B ピラーと内部機構の左右クリアランスに関係があることが示唆された。B ピラーが変形してクリアランスがなくなり、内部機構と接触したタイミングで、サイドシルへの荷重伝達が発動したと考えられる。

そこで、目標変形量でより高い荷重が発生できるクリアランスをシミュレーションで求めた。前節で傾斜角を定めた Model 3 を用い、内部機構と B ピラーのクリアランス CL を Fig. 12 に示すように 5, 20, 30, 50 mm の計 4 ケース実施した。

Fig. 13 に B ピラーの荷重 F_{BP} と変形量 S_{BP} の関係を表す。クリアランスが小さい 5 mm のケースが F_{BP} の上昇が

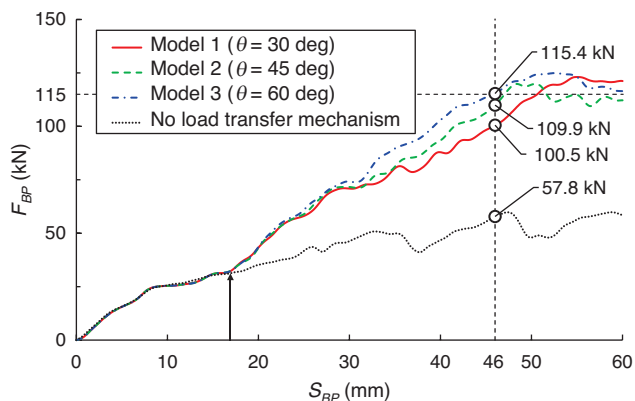


Fig. 11 Load displacement curves at different angles

一番早いことがわかった。一方、目標変形量時の F_{BP} は $CL = 20$ mm のケースで最大となった。目標変形量時における内部機構と B ピラーの変形の様子を Fig. 14 に示す。 $CL = 5$ mm から 30 mm では B ピラーと内部機構が接触しているが、 $CL = 50$ mm では接触していない。クリアランスが大きくなると内部機構への荷重伝達が遅れ、B ピラーの荷重を早期に高める効果が少なくなる。一方、クリアランスが小さくなりすぎると内部機構の接触が早まり、S/Part が早期に座屈して B ピラーを支持する力を持続できない。

以上の結果から、目標変形量タイミングで F_{BP} が最も高いクリアランスの条件は 20 mm となる。

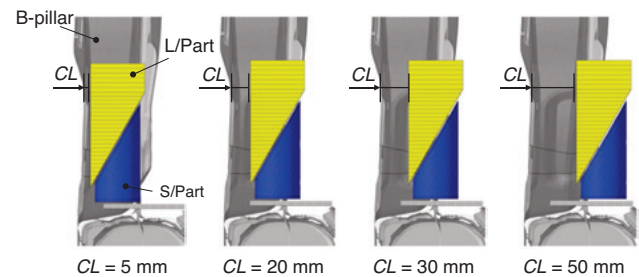


Fig. 12 Schematic diagram of different clearances

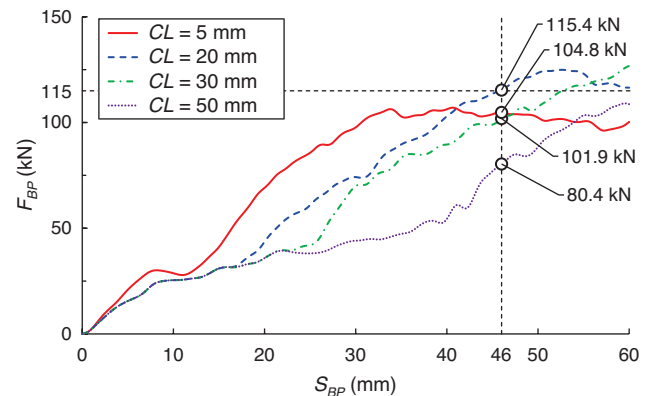
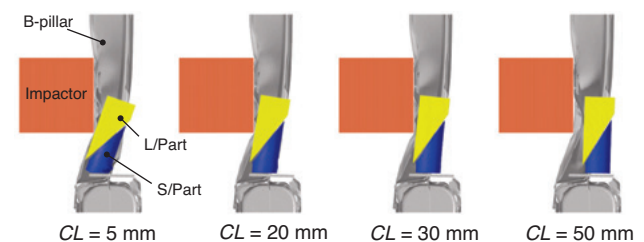


Fig. 13 Load displacement curves at different clearances

Fig. 14 Cross section of B-pillar and load transfer mechanism at $S_{BP} = 46$ mm

3.4. S/Part の板厚

前節までで定めた内部機構の傾斜角 θ やクリアランスを固定値とすると、式 (5) で示されるようにバリアからの入力位置 Δz が変わった場合、必要な F_{y-LP} を発生させるための F_{z-SP} も変化する。そこで、S/Part の必要板厚をバリアの衝突高さが異なる新旧 IIHS MDB の条件にてそれぞれ検討した。

Fig. 15 に示すように、新 IIHS MDB は従来 IIHS MDB よりもバリア下端の位置が 25 mm 低い。式 (5) より新 IIHS MDB では $\Delta y/\Delta z = 0.49$ 、従来 IIHS MDB では 0.33 であることから、仮に従来 IIHS MDB の条件で新 IIHS MDB と同等の F_{y-LP} を発生させるためには $0.49/0.33 \div 1.5$ 倍の 167 kN が S/Part の必要荷重と試算できる。

ここで、3.3. 節で定めた $CL = 20$ mm の Model 3 を用いて、机上計算で算出した F_{z-SP} の妥当性をシミュレーションで確認した。新 IIHS MDB、従来 IIHS MDB それぞれのバリア位置に対し、S/Part の板厚 t をパラメータとして Table 3 で示す計 13 ケースを評価した。

Fig. 16 に $S_{BP} = 46$ mm における F_{BP} と F_{z-SP} の関係を示す。黒点線は F_{BP} の目標値、青点線および赤点線は新 IIHS MDB、従来 IIHS MDB それぞれの衝突位置において、机上

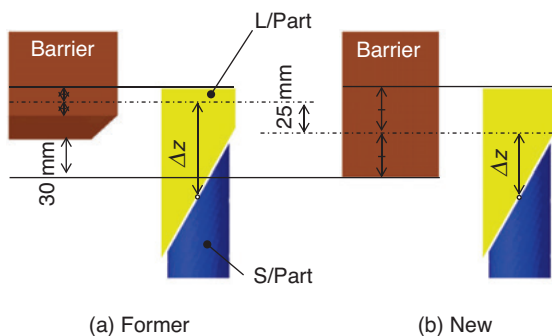


Fig. 15 Schematic diagram of relationship between positions of former and new IIHS MDB

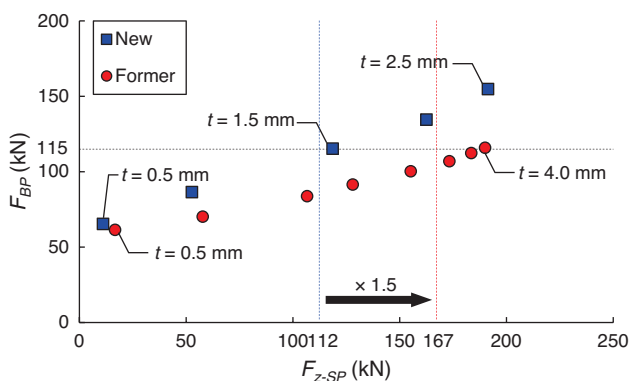


Fig. 16 Relationship between F_{BP} and F_{z-SP} at $S_{BP} = 46$ mm

Table 3 Parameters used for investigation of impact point and S/Part thickness

Parameters	Former	New
θ	60 deg	
CL	20 mm	
$\Delta y/\Delta z$	0.33	0.49
S/Part thickness t	0.5 mm, 1.0 mm, 1.5 mm, 2.0 mm, 2.5 mm, 3.0 mm, 3.5 mm, 4.0 mm	0.5 mm, 1.0 mm, 1.5 mm, 2.0 mm, 2.5 mm

計算で算出した F_{z-SP} の目標値を表す。 F_{BP} の目標値に到達したときの F_{z-SP} の値は、新 IIHS MDB では 119 kN ($t = 1.5$ mm)、従来 IIHS MDB では 190 kN ($t = 4.0$ mm) となり机上計算値とおおむね一致した。

これより B ピラーの荷重と変形量の目標を達成するための条件は新 IIHS MDB で $t = 1.5$ mm 以上、従来 IIHS MDB で $t = 4.0$ mm 以上になる。

4. 落錘試験結果と考察

4.1. 内部機構の試作

これまでの検討結果の妥当性を実証するにあたって、3 章で示した内部機構の試作品を製作した。B ピラーとその周辺部品は量産されている C カテゴリー車の部品を用いた。内部機構の大きさは Fig. 17 (a), (b) に示すように、B ピラー開口部の大きさに合わせ、前後 150 mm × 幅 60 mm × 高さ 180 mm とした。L/Part は Fig. 17 (c) に示すように格子状ブロック断面形状とし、落錘試験中に変形しない強度とした。L/Part と S/Part 接合部の角度は 3.2. 節で得られた 60 deg と定め、B ピラーと内部機構のクリアランスは 3.3. 節から 20 mm とした。S/Part は 3.4. 節で検討した 590 MPa 相当の強度を持つ STKM13C 材の一般鋼管 $\phi 50$ を用い、車体部品で一般的に用いられる板厚 0.6 から 2.6 mm の範囲内で試作した。固定プレートはサイドシル上部

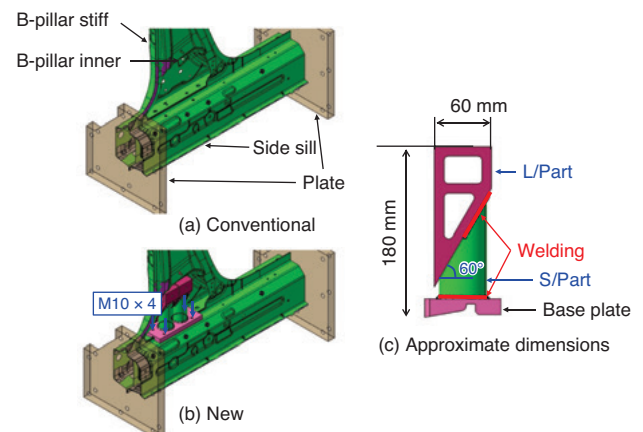


Fig. 17 Overview of load transfer mechanism

に乘せるため、傾斜面と溝をつけた形状にした。取り付けはサイドシルの上面に固定プレートを介してボルト点で締結した。

4.2. 落錘試験方法

Bピラーと内部機構の複合性能として、少ない変形量で高い荷重が設計通り発生することを落錘試験で検証した。荷重と変形量を計測でき、かつ、変形の様子を画像で記録できる日本製鉄株式会社波崎研究開発センターの落錘試験機を使用した⁽⁶⁾。バリアを錘体に取り付けて自由落下させ、高速度カメラを使って試験体とバリアが変形する状況を記録した。

Fig. 18 (a), (b) に試験体の設置方法を示す。試験体はBピラーとサイドシル、ルーフサイドレール、正方形の端板から構成される。端板はサイドシルとルーフサイドレールの前後に溶接されている。端板はロードセルを介して定盤に固定し、境界部の回転による影響を排除した。試験体の

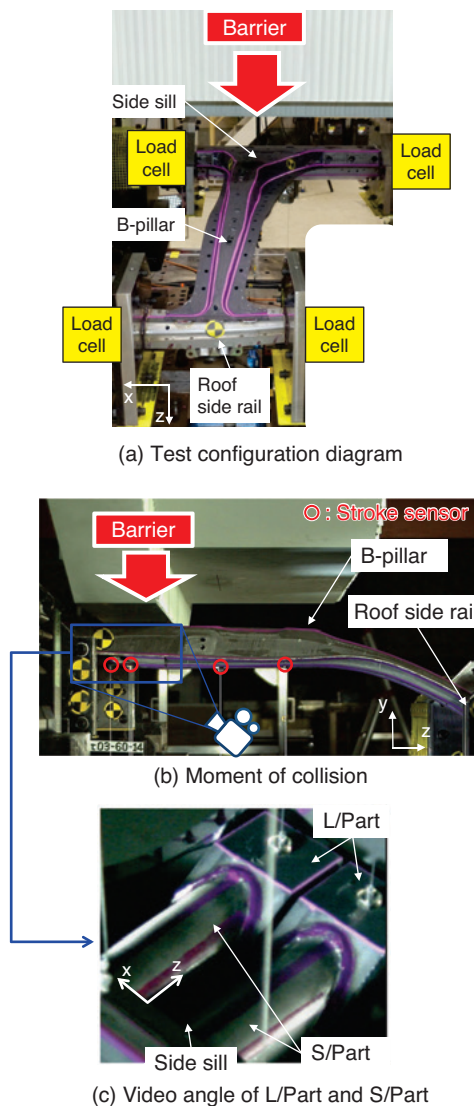


Fig. 18 Set up for drop test

Table 4 Drop test conditions

	Test 01	Test 02	Test 03
Barrier	New IIHS MDB		
Energy	24 kJ		
θ	60 deg		
CL	20 mm		
S/Part material	-	STKM13C	STKM13C
S/Part thickness	-	0.6 mm	1.4 mm

荷重はバリア側のロードセルで計測した。Fig. 18 (b) 赤丸で示す箇所にストロークセンサーを取り付け、試験体の変形量を計測した。内部機構の変形状態は Fig. 18 (c) の画角で記録した。

4.3. 落錘試験条件

落錘試験は Table 4 に示す Test 01 から 03 の計 3 体で実施した。従来構造の Test 01 と内部機構を搭載した Test 02, 03 の比較により、少ない変形量で高い荷重を発生させることができるか確認した。また、Test 02 と 03 では S/Part の板厚を変え、Bピラーの荷重 F_{y-BP} を変更できることを検証した。Test 03 が目標変形量に到達するときの Bピラーとバリアのエネルギーをシミュレーションで算出し、投入エネルギーを 24 kJ とした。

4.4. 落錘試験の結果

Bピラーとバリアの荷重と変形量の関係を Fig. 19 に表す。赤、緑、青の各実線はそれぞれ Test 01, 02, 03 の結果を示す。グラフは Bピラーが目標変形量に達するまでの範囲とした。青枠は Bピラーの荷重と変形量の目標を表し、波形の変曲点を矢印で示した。従来構造の Test 01 は変形量 6 mm で変曲点が現れ、変曲点以降の荷重増加は鈍化し、目標変形量における最終 F_{y-BP} は 58 kN に留まった。Test 02 は変形量 10 mm で変曲点が現れ、そのときの F_{y-BP} は 60 kN に到達した。変曲点以降の荷重の増分は少なく、

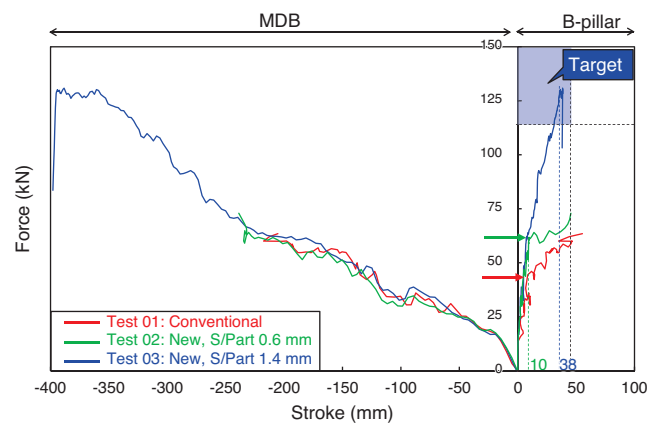


Fig. 19 Comparison of Force-Stroke curve with conventional and new structure

S/Part 0.6 mm の強度では、B ピラーの目標に届かなかった。Test 03 は変曲点がなく、目標変形量に到達する前に最大荷重 130 kN に達した。この時の荷重勾配は $K_{BP} = 3.6$ kN/mm となり、B ピラーの目標性能を達成した。

Fig. 20 に内部機構の変形過程を示す。Test 02 では荷重が 65 kN に達した 60 ms から S/Part の座屈がはじまり、90 ms では座屈量が増えている。Test 03 では荷重が 120 kN に達した 90 ms あたりで、わずかに座屈の兆しがみられる程度に留まった。

4.5. 内部機構による荷重増加範囲の考察

3.3. 節より、S/Part の座屈が大きくなると軸荷重が低下し、B ピラーを支える荷重が減少することが予測されていた。そこで、S/Part 座屈タイミングと変曲点との関連性に着目し、内部機構によって荷重を高めることができる効果範囲について考察した。

Test 02 は S/Part の変形と変曲点のタイミングが一致しており、変形量 10 mm までが荷重を高められる範囲と考えられる。Test 03 では S/Part に明確な座屈が発生していないため変曲点は存在しない。つまり、最大変形量 38 mm まで持続的に荷重を発生し B ピラーを支え続けたと推察できる。

これらより、内部機構によって荷重が増加する変形量の範囲は、Test 02 は分岐点まで、03 は最大変形量までと結論付け Fig. 21 (a) に表した。また、荷重増加量は Fig. 21 (a) に示した変形量タイミングで比較し Fig. 21 (b) に示した。Test 02 で 20 kN、03 では約 87 kN と増加となった。

以上より、S/Part は座屈せず軸荷重を発生し続けられる板厚に設定することで、高い荷重を持続して発生することができる。

4.6. エネルギー吸収量と変形量低減効果の考察

目標変形量タイミングにおけるエネルギー吸収量を Fig. 22 に示す。バリアのエネルギー吸収量は Test 01 の 8

kJ に比べ、Test 03 では 20 kJ となり 2.5 倍増加した。また、黒点線で示す投入エネルギー 24 kJ に対し、Test 03 は全て吸収したが、02 では 11 kJ、01 では 14 kJ 少ない。この不足分のエネルギーはバリアでの吸収量の差とおおむね等しい。

ここで、Test 01 波形の延長で荷重が上昇し、Test 03 と同じエネルギー吸収量に到達する推定 Force-Stroke を Fig. 23 赤斜線部に示した。B ピラーの荷重は 80 kN、変形

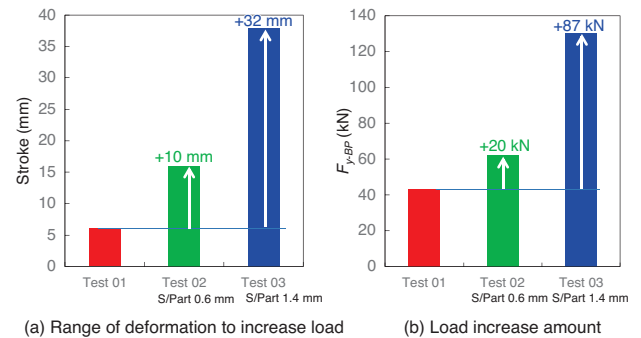


Fig. 21 Comparison of conventional structure and new structure effects

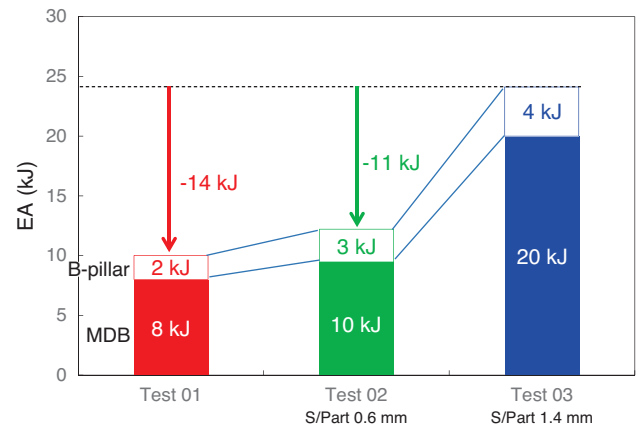


Fig. 22 Comparison of energy absorption with conventional and new structure

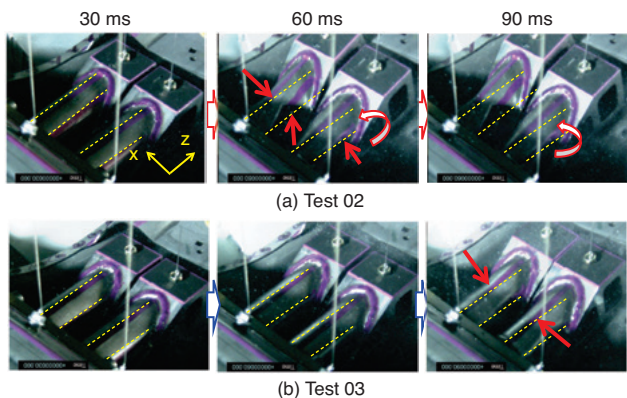


Fig. 20 Comparison of deformation modes of L/Part and S/Part

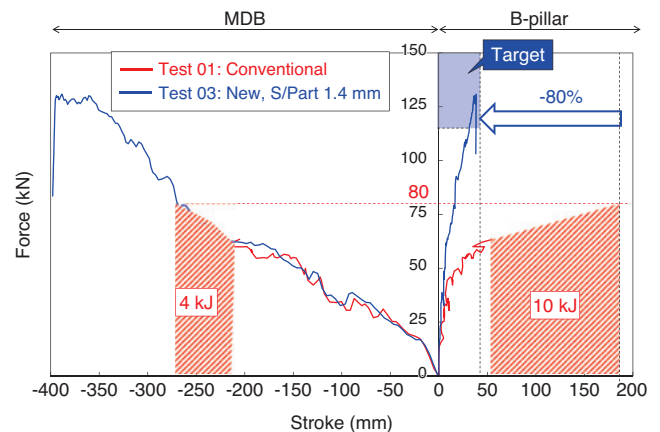


Fig. 23 Comparison of energy absorption with conventional and new structure

量は約 180 mm まで増えると予想される。B ピラーの変形量を Test 03 の実験値と、01 の推定値と比較すると、内部機構を組み込むことでは約 80 % の減少が見込まれる。

以上より、内部機構によって B ピラーの荷重を高めることで、構想通りバリアのエネルギー吸収量が増え、B ピラーの変形量を低減することができる。

5. まとめ

IIHS の衝突試験条件に着目し、側面衝突に対する更なる車体性能向上につながるコンセプトを考案した。その原理モデルを試作し、落錘試験にて目標性能を達成できる事を検証した。その結果を以下にまとめる。

- (1) バリアからの横方向入力を車体下方の軸荷重として支え、サイドシルへ荷重伝達させることを新コンセプトとした。
- (2) B ピラー下部の断面内に L/Part と S/Part の 2 部品からなる内部機構を設けた。
- (3) S/Part と L/Part の傾斜角、B ピラーとのクリアランス、S/Part の板厚をパラメータとして定めた。
- (4) 内部機構を B ピラーに組み込んだ試作品では、従来構造に対し荷重は 2 倍に高まり、変形量は推定で約 1/5 にとどめられる事を実証した。

参考文献

- (1) Arbelaez, R. A., Mueller, B. C., Brumbelow, M. L., Teoh, E. R.: Next Steps for the IIHS Side Crashworthiness Evaluation Program, SAE Technical Paper, SC18-22-0002, (2019)
- (2) Insurance Institute for Highway Safety: Side Impact Crashworthiness Evaluation 2.0 Crash Test Protocol (Version I), (2020)
- (3) 長谷川厚, 藤井隆之, 松浦範和, 清水友浩, 三浦祐輔: 後面オフセット衝突 FMVSS 301R におけるリヤバンパビームの荷重分散技術, Honda R&D Technical Review, Vol. 32, No. 1, p. 49-58
- (4) 水野幸治: 第 7 章 側面衝突, 自動車の衝突安全 基礎論, 名古屋大学出版会, p. 181-185, (2018)
- (5) 猪口純一, 山前康夫, 安木剛: Reduced Model による SUV 側突時のセンターピラー変形モードの予測, 自動車技術会論文集, Vol. 49, No. 2, p. 359-364, (2018)
- (6) Hasegawa, A., Fujii, T., Matsuura, N., Shimizu, T.: Enhancement of Longitudinal Energy Absorption Efficiency in FMVSS 301, SAE Technical Paper, 2020-01-1225, (2020)
- (7) 岡田英二: ホットスタンプとコールドスタンプ (特集 輝きと印刷), 印刷雑誌, Vol. 90, No. 7, p. 25-28, (2007)
- (8) 福地弘, 野村成彦: 自動車分野のソリューション開発 (1) 一高生産性ホットスタンプの開発一, 新日鉄住金技報, 第 402 号, p. 70-72, (2015)
- (9) 真木秀朗, 高木直: 次世代高λ型高強度鋼板の適用, 自動車技術会論文集, Vol. 48, No. 6, p. 1347-1352, (2017)
- (10) Pednekar, V., Pereira, A., Ballard, A., Chen, G., Komarivelli, R., Li, H.: Structural Performance Comparison between 980MPa Generation 3 Steel and Press Hardened Steel Applied in the Body-in-White A and B-Pillar Parts, SAE Technical Paper, 2020-01-0537, (2020)

■著 者■



長谷川 厚



山 田 瞳



竹内亮太郎



藤井隆之



齋藤有美