

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

Load Distribution by Rear Bumper Beam in FMVSS 301R Test Protocol

長谷川 厚¹
Atsushi HASEGAWA
清水 友浩²
Tomohiro SHIMIZU

藤井 隆之¹
Takayuki FUJII
三浦 祐輔³
Yusuke MIURA

松浦 範和¹
Norikazu MATSUURA

要 旨

ABSTRACT

本研究では、米国の後面衝突法規である FMVSS 301R に対応するための技術を構築した。FMVSS 301R のテストプロシージャは、デフォーマブルバリアによるオフセット衝突試験である。オフセット衝突試験では、左右フレームへの荷重入力の違いが大きく、バリアの当たらない非衝突側フレームは変形量が少ない。そこで、リヤバンパビームに着目し、バリアからの荷重を左右のフレームに均等に伝えることで、非衝突側フレームのエネルギー吸収の向上を図った。バリアとの荷重入力に左右対称となるようなリヤバンパビームの構造を定めた。具現化のために、Stretch Bending 製法を用いて、量産車の設計空間内に配置できる形状とした。量産を想定した試作品で検証をおこない、従来では大きかった左右フレームの入力差を低減し、左右対称に近い荷重分散ができることを実証した。

In the present research, technology was established for compliance with Federal Motor Vehicle Safety Standard (FMVSS) 301R, which is a US regulation addressing rear-end collisions. The FMVSS 301R test procedure is an offset impact test using a deformable impact barrier. In offset impact tests, there is a large difference in load input between left and right frames, and there is less deformation in the non-collision-side frame, meaning the side that does not impact with the barrier. Attention was therefore focused on the rear bumper beam, and steps were taken to increase the energy absorption of the non-collision-side frame by having the load from the barrier transferred equally to both frames. The rear bumper beam was structured so that the load input from impact with the barrier would become symmetrical. The stretch bending manufacturing method was used for practical implementation of this concept, and the beam was shaped so that it could be located within the design space of mass-production vehicle. Verification was conducted using a prototype that supposed mass production, demonstrating that the difference in input between the left and right frames, which formerly was large, could be reduced and a more nearly symmetrical load distribution achieved.

1. まえがき

自動車の安全性能への要求が高まっているなか、事故を未然に防止するための予防安全技術の進化は著しい。一方、事故が起きた際の被害を軽減する衝突安全技術への要求も依然として高く、公的機関によって衝突安全プ

ロシージャのアップデートが継続しておこなわれている。特に北米地区の衝突安全法規への適合は容易ではなく、本研究ではその中で後面衝突を対象とした FMVSS 301R⁽¹⁾に着目した。

FMVSS 301R での衝突条件は、デフォーマブルバリア（以降、バリア）による 70% オフセット衝突で規定されてい

¹ オートモービルセンター

² 株式会社ペントラー・オートモーティブ

³ SOLIZE Engineering 株式会社

るのに対し、北米地区以外の衝突条件は、フラットバリアによるフルラップ衝突である。さらに、バリアが車両に衝突する速度は 80 km/h でフルラップ衝突条件より 30 km/h も速い。そのため、FMVSS 301R での衝突条件では車体とバリアで吸収しなければならないエネルギー量は約 3 倍にもなる。現状の車体構造は、このエネルギーの大半をバリアが直接当たる側のフレーム（以降、衝突側フレーム）で吸収するようになっている。

今後は、電動化による大容量バッテリーの搭載などにより車両の重量が増加していくことが想定され、さらに多くの衝突エネルギーを車体で吸収する必要がある。一般的な手法として、車体の反力荷重を上げること、クラッシュアブルゾーンを増やすことなどが挙げられる。前者は、高ハイテン材の適用⁽²⁾⁻⁽⁴⁾、補強部材の追加、骨格部品の板厚増などの対策が考えられるが、車体重量の増加に繋がる。後者は、クラッシュアブルゾーンを増やすことにより、乗員空間や荷室容量に影響が出る。

そこで、これまで積極的に活用することができていなかった非衝突側フレームのエネルギー吸収量を向上させる車体構造の構築に取り組んだ。一般的な車体後部構造は、リヤバンパビームが左右のリヤフレームに連結している構成になっている。リヤバンパビームはバリアから最初に入力を受ける重要な構造部材であるが、デザイン性や軽衝突の性能向上に関する研究⁽⁵⁾⁻⁽⁷⁾が主流である。FMVSS 301R のような高速衝突法規に活用する研究⁽⁸⁾もあるが、あまり多くはない。

本研究では、FMVSS 301R において左右のフレームへの荷重入力差を低減し、非衝突側フレームのエネルギー吸収量を高めるリヤバンパビームの構築を目的とした。

2. リヤバンパビームによる荷重分散

2.1. 従来構造での荷重伝達

軽衝突の試験条件に則った従来構造のリヤバンパビームは、100 kN から 120 kN の荷重を発生させるように設計されている。FMVSS 301R の試験条件において、バリアから左右のリヤフレームに合計 120 kN の荷重が加わる状態を模式的に Fig. 1 (a) に示す。ここで、 F_{mdb} はバリアからリヤバンパビームに加わる分布荷重、 F_{xc} はリヤバンパビームから衝突側フレームへ伝達する荷重、 F_{xnc} は非衝突側フレームへ伝達する荷重を表す。バリアがリヤバンパビームの形状に追従して変形し、バリアの接触範囲が衝突側に偏った入力分布となる。Fig. 1 (b) に F_{xc} と F_{xnc} の関係を表す。赤破線は $F_{xc} = F_{xnc}$ 、すなわち左右フレームへ均等な荷重が入力されている状態を表す。赤丸は従来構造のリヤバンパビームが 120 kN の荷重を発生させるタイミングでの荷重バランスを表す。従来構造では左右フレームへの荷重入力差が 2 倍以上と大きく、Fig. 1 (a) に示すように伝達荷

重が少ない非衝突側フレームは衝突側フレームに比べて変形が少なくなる。衝突側に荷重分布が偏る形状のリヤバンパビームではこの傾向が特に強くなる。

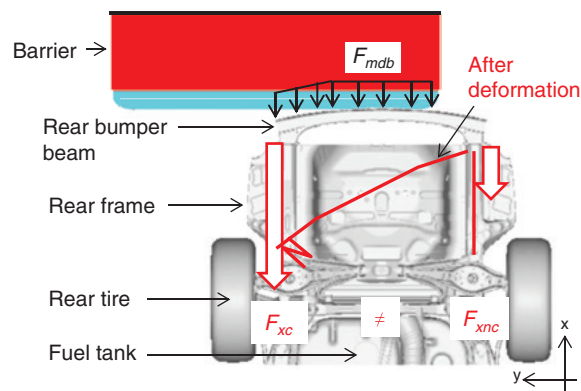
2.2. 新リヤバンパビームの考え方

リヤバンパビームから左右フレームへの荷重入力差を低減させるためには、バリアから受ける荷重入力範囲を左右対称にすることが必要である。荷重域によりバリアの変形特性が異なることから、軽衝突要件に相当する 120 kN までの荷重域（以降、低荷重域）と、120 kN より大きい荷重域（以降、高荷重域）の二つに分けて考えた。

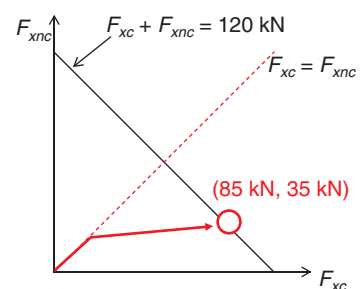
2.3. 低荷重域における考え方

Fig. 2 (a) に低荷重域での F_{xc} と F_{xnc} の関係を表す。リヤバンパビーム中央に平坦部を設けることで、バリアから荷重を受ける範囲を平坦部だけに限定させる。さらに、Fig. 2 (a) の青点線部に示すクリアランスを設けることで、バリアとリヤバンパビームの平坦部以外が接触するまでの時間差を生じさせる。これにより、バリアからの入力 F_{mdb} はリヤバンパビームに対して左右対称に作用する。 F_{xc} と F_{xnc} は Fig. 2 (b) の青線で示すように、均等に分散される。

上記の観点から、平坦部とクリアランスを確保できるリヤバンパビームの形状を Fig. 2 (a) の青線で示すような山型形状とした。



(a) Schematic diagram of load paths



(b) Relationship between F_{xc} and F_{xnc}

Fig. 1 Load distribution of conventional structure under FMVSS 301R condition

2.4. 高荷重域における考え方

120 kN より大きい荷重域で左右均等に荷重を発生させる方法は、バリアを潰し切りリヤバンパビームをフラット盤面部に当てることである。このときの入力状態を模式的に Fig. 3 (a) に示す。 $F_{\text{FLAT-plate}}$ はバリアのフラット盤面部からリヤバンパビームに加わる分布荷重を表す。

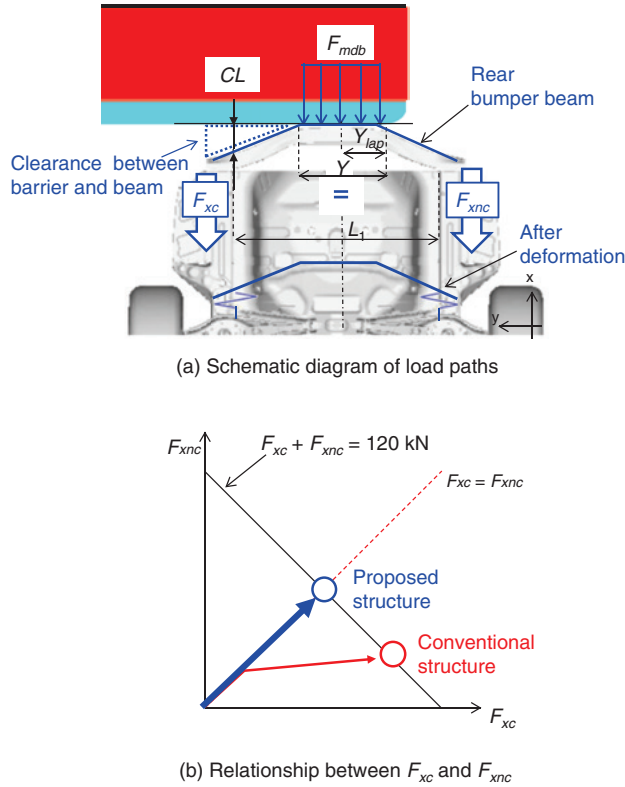


Fig. 2 Load distribution in lower load phase

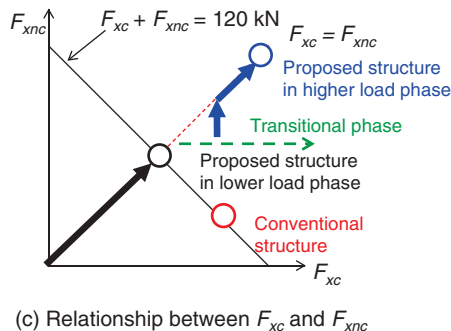
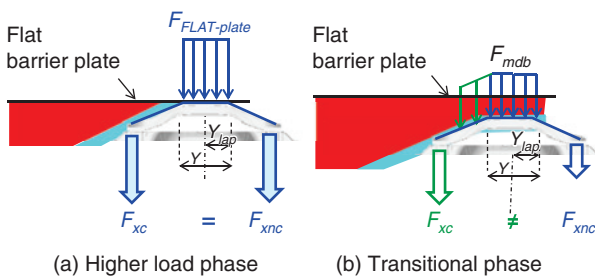


Fig. 3 Load distribution in higher load phase

フラット盤面部からの入力範囲はリヤバンパビーム平坦部のみになり、Fig. 3 (c) の青線に示すように 120 kN より大きい荷重域でも左右対称な入力になる。

低荷重域から高荷重域に移行する過渡領域では、Fig. 3 (b) に示すように一時的に左右対称な入力が崩れる。バリアの単位面積あたりの強度 (以降、つぶれ強度) は規格で定まっているため、Fig. 3 (c) の緑破線で示すように、 F_{xnc} が上昇しない過渡的な特性を示す。

バリアは Fig. 4 (a) に示すようにつぶれ強度が高い Bumper honeycomb (以降、B-ハニカム) と、つぶれ強度が低い Face honeycomb (以降、F-ハニカム) で構成されている。バリアとリヤバンパビームの上下ラップ量 Δz を Fig. 4 (a) のように小さくすることで、つぶれ強度の低い F-ハニカム部が変形しやすくなる。Fig. 4 (b) に示すように、低い荷重でバリアを潰し切ることができるため、過渡領域の範囲を最小限にとどめることができる。

一方、Fig. 4 (c) に示すように、上下ラップ量が多い場合は、F-ハニカムが変形した後に Fig. 4 (d) のような B-ハニカムが潰れる状態になる。そのため、過渡領域の範囲が広がる。

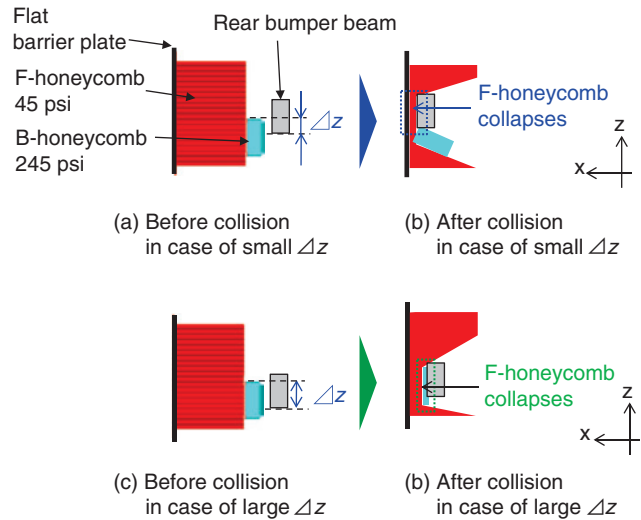


Fig. 4 Differences in collapse modes by Δz

3. リヤバンパビーム形状の基本計算

リヤフレームへの荷重入力に左右対称となるようなリヤバンパビームの基本構造を、机上計算およびシミュレーションにて検証し、前章で述べた考え方の妥当性を確認した。

3.1. リヤバンパビーム平坦部の長さ

まず、リヤバンパビーム中央に設けた平坦部の長さに関する検証をおこなった。Fig. 2 (a) に示したように、 Y は

荷重を受けるリヤバンパビーム平坦部の長さ、 Y_{lap} はリヤバンパビームの中央からバリア末端までの長さとした。また、 L_1 は左右リヤフレーム間の距離である。リヤバンパビームをはりに見立てた場合の荷重の釣り合い式 (1)、(3) と、モーメントの釣り合い式 (2)、(4) から、 Y と F_{xc} 、 F_{xnc} の関係を机上で算出した。 Y_{lap} は量産のセダン車両をベースに 250 mm とした。

$$\begin{aligned} Y < 2Y_{lap} \text{ の時} \\ F_{xc} + F_{xnc} &= F_{mdb}Y \end{aligned} \quad (1)$$

$$\int_{\frac{L_1 - Y}{2}}^{\frac{L_1 + Y}{2}} F_{mdb} y dy - F_{xnc} L_1 = 0 \quad (2)$$

$$\begin{aligned} Y \geq 2Y_{lap} \text{ の時} \\ F_{xc} + F_{xnc} &= F_{mdb} \left(Y_{lap} + \frac{Y}{2} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

$$\int_{\frac{L_1 - Y}{2}}^{\frac{L_1 + Y}{2}} F_{mdb} y dy - F_{xnc} L_1 = 0 \quad (4)$$

Fig. 5 に机上計算の結果を示す。横軸は平坦部の長さ Y 、縦軸は左右リヤフレームへの入力荷重比 F_{xnc}/F_{xc} を表す。 $Y < 2Y_{lap}$ では、バリアからの荷重入力範囲は車両中央に左右対称となるため、 $F_{xnc}/F_{xc} = 1.0$ となる。 $Y \geq 2Y_{lap}$ では、バリアからの荷重入力範囲は非対称となり、 $F_{xnc}/F_{xc} \leq 1.0$ となる。したがって、リヤフレームへの荷重入力を均等にするには、 Y を Y_{lap} の 2 倍以下にする必要がある。以降は $Y = 500$ mm として検証をおこなった。

Y が定まると、式 (5) から左右リヤフレームへの荷重入力を算出することができる。

$$F_{xc} + F_{xnc} = P_{mdb} \times A = P_{mdb} \times Y \times Z_{mdb} \quad (5)$$

ここで、 P_{mdb} はバリアのつぶれ強度 45 psi、 A はリヤバンパビームによって変形が発生する理論上最大のバリアの面積、 Z_{mdb} はバリアの z 方向の規定寸法値 559 mm である。このとき、 $F_{xc} + F_{xnc} = 120$ kN となる。つまり、左右リヤフレームには、それぞれ 60 kN の均等な荷重が分散されることになる。

3.2. バリアとリヤバンパビーム端部のクリアランス

次に、バリアとリヤバンパビーム端部との間に必要なクリアランスを検証するために、シミュレーションを実施した。リヤバンパビームのモデルは $Y_{lap} = 250$ mm とし、Fig. 6 に示すような剛体要素モデルとした。また、バリアモデルは Shell 要素で作成した。

Table 1 Parameters used for clearance investigation

	CAE01	CAE02	CAE03	CAE04	CAE05	CAE06
θ	10°	20°	30°	40°	50°	60°
CL	33 mm	72 mm	113 mm	168 mm	240 mm	346 mm

クリアランス CL の計測位置は赤矢印で示すように、フレームの延長線上に設定した。 CL は、Table 1 に示す屈曲角 θ をパラメータとして変化させ、量産車の屈曲角である 10° を基準として、10° から 60° までを評価した。リヤバンパビームを空間上で固定し、バリアを 80 km/h で衝突させた。計算ソルバーは LS-DYNA を使用した。

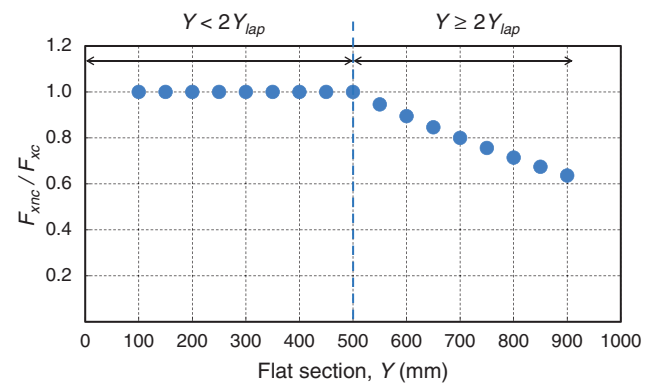
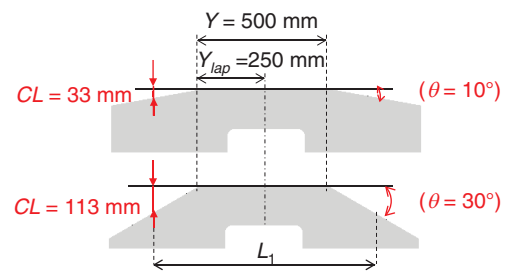
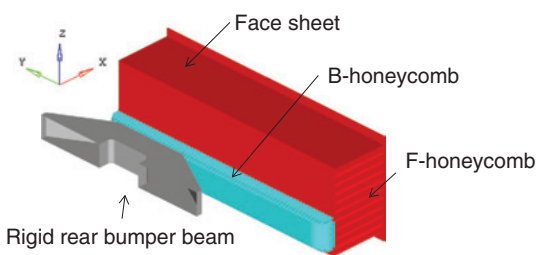


Fig. 5 Relationship of bumper beam length Y and F_{xnc} / F_{xc}



(a) Rigid model of rear bumper beam



(b) Setup for simulation

Fig. 6 Simulation model for investigation of barrier clearance

Fig. 7 に各計算条件でのバリア変形図を示す。CL が 33 mm から 168 mm へ増加していく間は、図中の青線枠で囲んだ空間が拡大していくことがわかった。一方、CL が 168 mm より大きい場合は、バリアとの接触範囲がリヤバンパビーム平坦部に限定された。また、バリアの変形形状には図中の青丸で示すような変曲点があることがわかった。

この変曲点とリヤバンパビーム平坦部の距離 Δx を算出すると 105 mm であった。変曲点がリヤバンパビーム表面に接触しなければ、バリアとの接触は平坦部に限定されるため、リヤバンパビームに求められる CL の目安は 105 mm 以上と考えられる。

Fig. 8 に、シミュレーションより得られた左右の荷重バランスを示す。Fig. 7 のバリア変形図をもとに結果を二つのグループに分類した。Fig. 8 (a) に $CL < 168$ mm の

Group 1, Fig. 8 (b) に $CL \geq 168$ mm の Group 2 を示す。また、図中の丸印は、左右の合計荷重が 120 kN になる点である。Group 1 ではクリアランスの増加とともに、この丸印が左右均等な荷重状態を表す黒点線に近づくことがわかる。また、Group 2 では、荷重特性に大きな変化が見られず、おおむね目標としていた 60 kN の左右対称な荷重に分散できていることがわかった。

Fig. 9 にクリアランス CL と左右リヤフレームの入力荷重比 F_{xnc} / F_{xc} の関係を示す。図中の曲線は、Group 1 の 3 モデルの結果を関数近似したものである。CL を前述の Δx と同じ 105 mm とした場合、 F_{xnc} / F_{xc} を近似式により算出すると 0.85 であった。したがって、目安とした 105 mm 以上のクリアランスを設けることで高い入力荷重比を得られることがわかった。以降は $CL \geq 105$ mm として検証をおこなった。

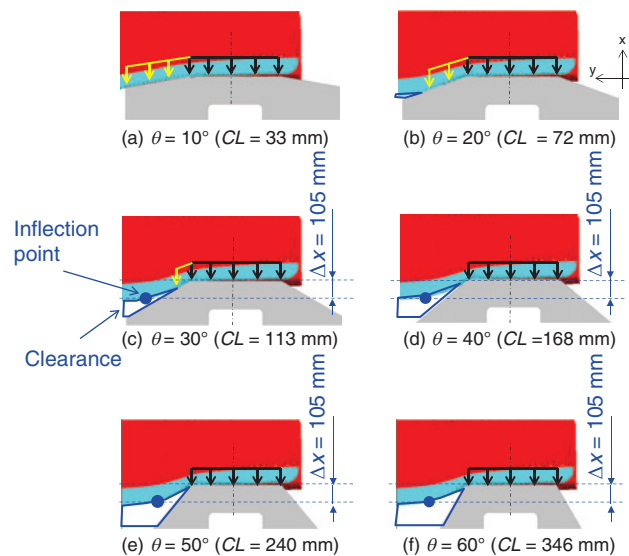


Fig. 7 Barrier deformation with different initial clearances

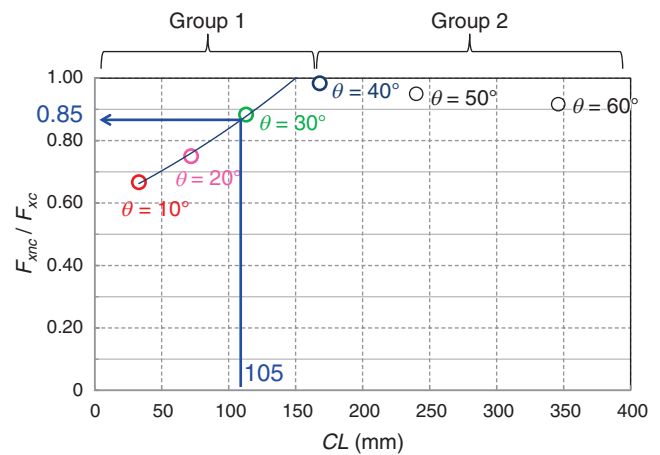
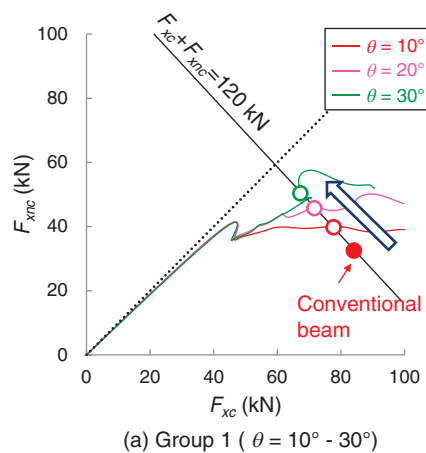
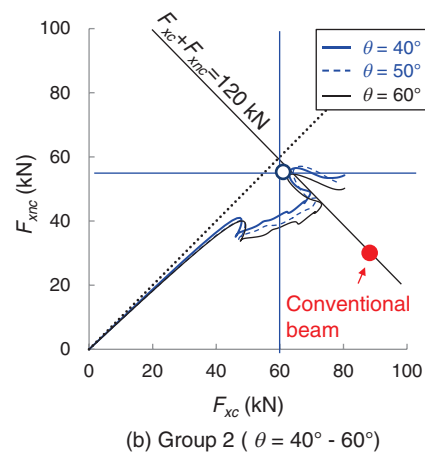


Fig. 9 Relationship of clearance and F_{xnc} / F_{xc}



(a) Group 1 ($\theta = 10^\circ - 30^\circ$)



(b) Group 2 ($\theta = 40^\circ - 60^\circ$)

Fig. 8 Load balance of frames for different bending angles

3.3. バリアとリヤバンパビームの上下ラップ量

F-ハニカムを潰して高い荷重分散効果を得るために、必要な上下ラップ量の検討をおこなった。シミュレーションモデルは前節と同じ条件とし、リヤバンパビームの形状は Table 1 の CAE03 ($CL = 113 \text{ mm}$, $\theta = 30^\circ$) を用いた。上下ラップ量 Δz は Fig. 10 に示すように 150 mm, 80 mm, 70 mm, 60 mm で実施した。

Fig. 11 に、リヤバンパビーム中央でカットしたセクション XZ でのバリア変形図を示す。 $\Delta z = 150 \text{ mm}$ では、F-ハニカムと B-ハニカムが両方とも潰れた。また、 $\Delta z = 80$

mm と 70 mm では、B-ハニカムの上部と F-ハニカムが変形している。一方、 $\Delta z = 60 \text{ mm}$ では、B-ハニカムの回転が大きくなり、主に F-ハニカムが潰れることがわかった。

Fig. 12 は、Fig. 10 に示した AA 位置でカットしたセクション XY の変形状態を表す。黒線と黒破線はそれぞれ B-ハニカム、F-ハニカムの変形後の位置を表している。 $\Delta z = 150 \text{ mm}$ と 80 mm では、B-ハニカムと F-ハニカムの両方が潰れている。一方、上下ラップ量が 80 mm から小さくなると、青線枠内の B-ハニカムの変形が減少していくことがわかる。

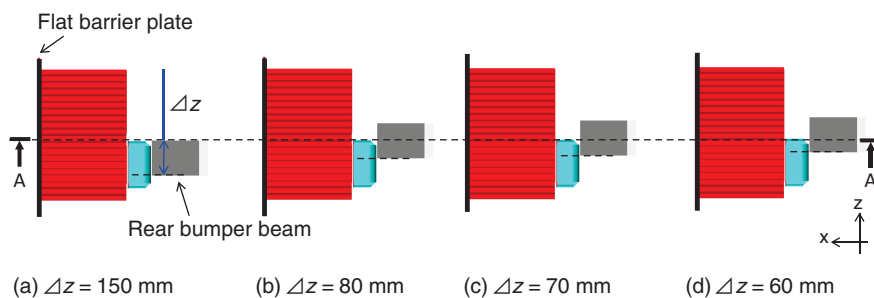


Fig. 10 Barrier and bumper beam overlap amount

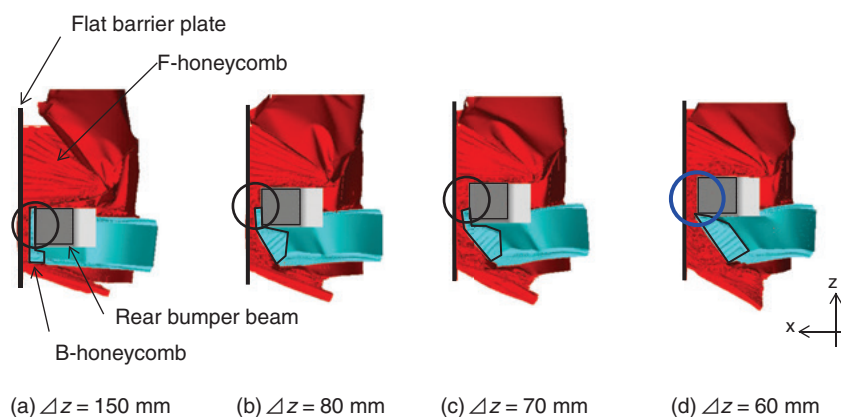


Fig. 11 Barrier deformation in section XZ

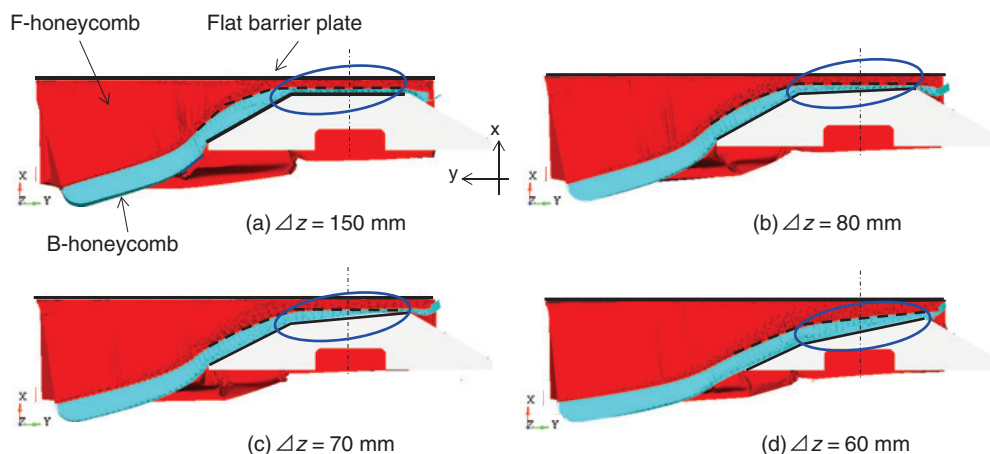


Fig. 12 Barrier deformation in section XY

以上、セクション XZ, XY のバリア変形図の解析結果から、上下ラップ量 80 mm 以上では F-ハニカムと B-ハニカムの双方が変形し、60 mm 以下では F-ハニカムの変形が主体となることがわかった。また、70 mm では中間的な変形を示した。このことから、F-ハニカムを潰し切り、リヤバンパビームをフラット盤面に接触させやすい上下ラップ量 Δz は 60 mm から 70 mm であることがわかった。

Fig. 13 に左右リヤフレームへの荷重入力の変移をラップ量別にプロットしたものを示す。低荷重域から過渡領域では、すべてのケースで図中の (a) から (b) へと推移している。 $\Delta z = 60$ mm では早く B-ハニカムを潰し切るため、過渡領域から (c) に推移し、以降は左右均等に近い荷重となった。70 mm では (d) を境に再び均等な荷重状態に回復するが、80 mm と 150 mm では高荷重域でも均等な荷重状態にならず $F_{xnc} < F_{xc}$ のまま (e) に推移した。この結果より、上下ラップ量の目安としては、 $\Delta z \leq 70$ mm であることがわかった。

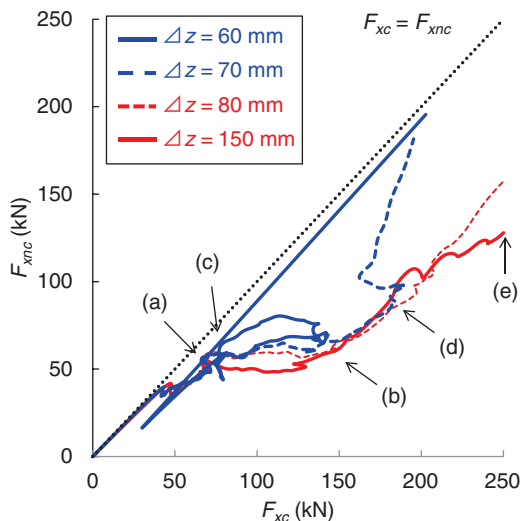


Fig. 13 Load balance of frames for different overlap amounts

4. 荷重分散効果の検証

4.1. 新リヤバンパビームの具現化

これまでの検討結果の妥当性を実証するにあたって、3章で示したリヤバンパビームの設計条件と量産車の設計空間および生技性をすべて満たす試作品の具現化検討をおこなった。Fig. 14 に示すように、複数の曲げ部を設けることで、3章で示した 105 mm 以上のクリアランスを確保できる形状にした。また、このような形状を具現化する製法として、アルミニウムの押し出し材による Stretch Bending⁽⁹⁾を採用した。

はじめに、机上計算で成形可能な範囲を予測した。成形上の制約となるパラメータは Fig. 14 内の曲率 R_3 とリヤバンパビームの屈曲部間長さ L_3 の二つである。 R_3 は 300 mm 以上、 $L_3/2$ は 450 mm 以上の長さが必要となる。フレーム間距離 L は量産車の設定と同じ 1100 mm であり、 L_2 は取り付け点の座面確保のために 50 mm 以上必要となる。そのため、 $(1100 - 2 \times 50) / 2 = 500$ mm が $L_3/2$ の上限となる。この成形要件をベースに、Fig. 14 に示す寸法にてリヤバンパビームを試作した。

4.2. 試験条件

前節で述べた条件でリヤバンパビームの試作品を製作し、単体試験をおこなった。リヤバンパビーム単体でフレームへの入力荷重を直接計測でき、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。

Fig. 15 に試験構成がわかる画像を示す。リヤバンパ

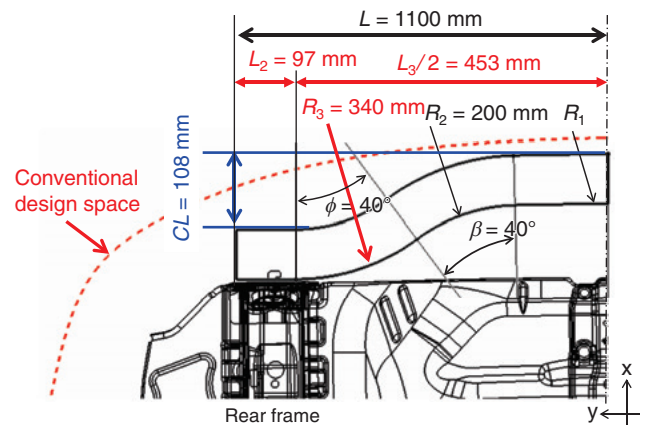
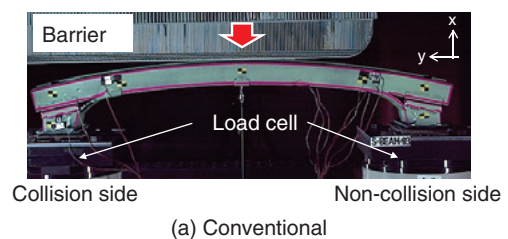
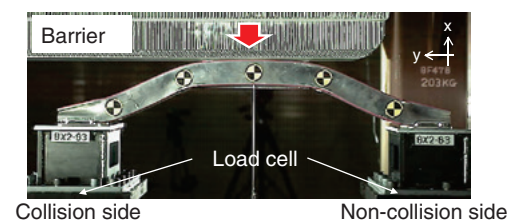


Fig. 14 Design space and parameters for stretch bending



(a) Conventional



(b) Proposed

Fig. 15 Set up for drop test of bumper beams

ビームはロードセルを介して定盤に固定し、バリアは錐体側に取り付けて垂直方向に自由落下させた。また、高速度カメラを使ってバリアの変形状況を記録した。

低荷重域での試験は、従来構造のリヤバンパビームと新構造の試作品で実施し、結果を比較した。反力が 120 kN に到達するときのバンパとバリアのストローク量からエネルギーを算出して、試験の投入エネルギーを 20 kJ とした。

試作品は、剛体のリヤバンパビームと異なり、ビームの変形が生じる。そこで、高荷重域の試験をおこなう際に、試作品のシミュレーションモデルを作成し、3.4. 節と同様の条件で上下ラップ量の検証を改めておこなった。その結果、ラップ量の目安は 90 mm であったため、80 mm と 90 mm の二つの条件で試験をおこなった。衝突時の投入エネルギーは、低荷重域での条件に、バリアを潰し切るためのエネルギー量を加え、合計 75 kJ とした。

4.3. 低荷重域試験の結果と考察

低荷重域における、リヤバンパビーム平坦部とクリアランスによる荷重分散の効果について、試験結果を考察する。Fig. 16 の赤実線と青実線は、それぞれ従来品と試作品の F_{xnc} と F_{xc} の関係を表す。また、青破線は試作品のシミュレーション結果である。シミュレーションの荷重傾向は試験結果とおおむね一致しており、本研究で実施したモデルの妥当性を裏付けている。

また、図中の黒実線は、左右リヤフレームに入る荷重の総和が 120 kN になる線を表し、矢印は従来品と試作品がそれぞれ 120 kN に達するタイミングを表す。従来品は左右フレームの入力荷重差が 45 kN であるのに対して、試作品はわずか 3 kN となり、左右対称に近い荷重入力を達成できている。

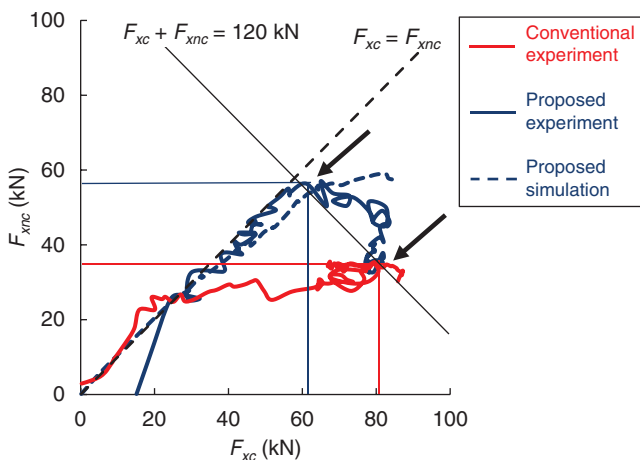


Fig. 16 Comparison of load balances with conventional and proposed bumper beams

Fig. 17 に衝突後 20 msec における、バリアの変形状態を示す。(a) が従来品、(b) が試作品である。従来品は、バリアがリヤバンパビームに沿った形状に変形しているが、試作品は青丸部のクリアランスが確保されており、左右対称に近い荷重分散が実現できている。この結果から、本研究で設計されたリヤバンパビームで左右対称な荷重分散を得られることが実証できた。同時に、リヤバンパビームの平坦部の長さ、両端に設けたクリアランスの大きさの妥当性も証明された。

4.4. 高荷重域試験の結果と考察

次に、高荷重域における荷重分散の効果を検証する。Fig. 18 (a), (b) にそれぞれ $\Delta z = 80$ mm, 90 mm における左右の荷重バランスを示す。図中の (1) は過渡領域と考えられ、80 mm では F_{xc} が 100 kN 付近まで、90 mm では 170 kN 付近まで継続した。どちらも、過渡領域を経て図中の (2) の黒丸で示すように、再び左右対称に近い荷重入力に回復した。3.3. 節で述べた通り、F-ハニカムを潰し切り、高荷重域でも左右対称入力となる傾向におおむね一致している。

Fig. 19 (a), (b) にそれぞれ $\Delta z = 80$ mm, 90 mm における、変形したバリアのセクション XZ を示す。いずれも F-ハニカムが潰れ、リヤバンパビームがフラット盤面部に到達していることが確認できた。

図中の青塗部は B-ハニカムの変形後のおおよその位置、図中の寸法はフラット盤面部から B-ハニカム上端部までの距離を表す。この距離を比較すると $\Delta z = 80$ mm の方が 30 mm 長い。これは、80 mm の方が少ない上下ラップ量のため、リヤバンパビームが F-ハニカムを早く変形させる状態に移行したためと考えられる。

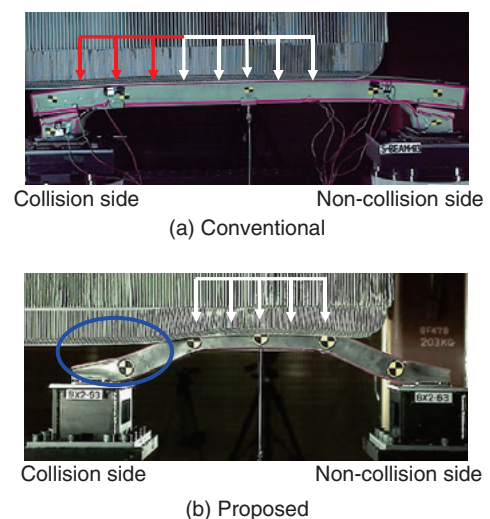


Fig. 17 Tested conventional and proposed bumper beams

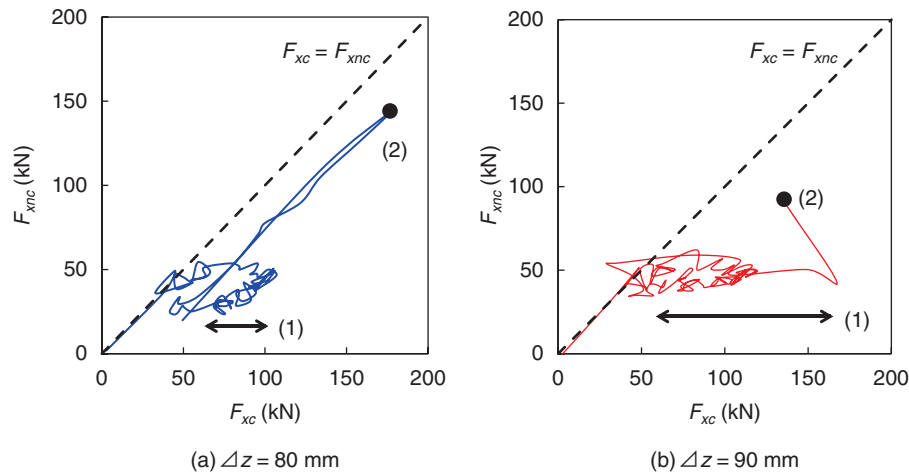


Fig. 18 Comparison of load balances with different lap lengths

過渡領域の範囲が異なる理由は、バリアが変形する潰れ量の差であることが裏付けられる。

以上より、F-ハニカムを潰し切りフラット盤面部にリヤバンパビームを接触させることで、高荷重域でも左右対称な荷重入力となることを実証できた。

重域でも荷重分散が可能であることを明らかにした。

新構造のリヤバンパビームの試作品を用いて落錘試験を実施し、低荷重域から高荷重域まで左右の入力差を低減できることを実証した。

この技術により、非衝突側フレームのエネルギー吸収を向上させることが期待でき、重量増となる次世代の車体にも活用できる見通しを得た。

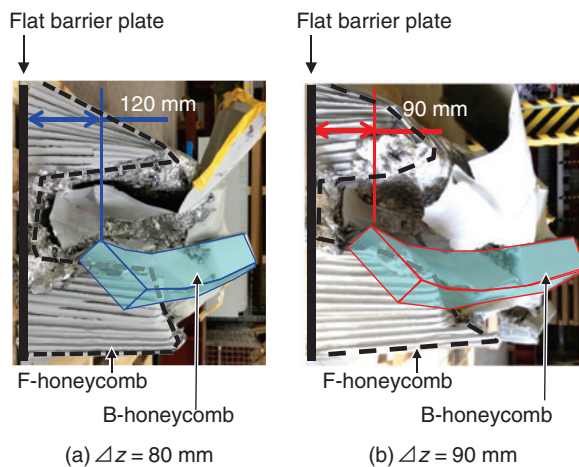


Fig. 19 Comparison of tested barriers with different lap lengths

5. まとめ

米国の後面衝突法規である FMVSS 301R の試験条件において、左右リヤフレームへの入力荷重差を低減できるリヤバンパビームを開発した。リヤバンパビームの平坦部と、両端に設けたクリアランスによって荷重分散を向上させる条件を明らかにした。また、B-ハニカムとリヤバンパビームの上下方向のラップ量を小さく設定することで高荷

参考文献

- (1) NHTSA: Fuel System Integrity – Rear Impact, Laboratory test procedure for FMVSS 301R, U.S. Department of Transportation National Highway Traffic Safety Administration, (2009)
- (2) 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)
- (3) 福地弘, 野村成彦: 自動車分野のソリューション開発 (1) 高生産性ホットスタンプの開発, 機械技術特集, 新日鐵住金技報, 第 402 号, p.70-72, (2015)
- (4) 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)
- (5) 石飛秀樹, 藤原昭文: アルミニウム合金製バンパビームのコーナ衝突試験における変形挙動, 自動車技術会論文集, Vol.29, No.2, p.97-102, (1998)
- (6) 彌武朋也, 安原重人: 熱可塑性 GFRP を適用したリヤバンパビームの開発, Honda R&D Technical Review Vol.30, No.1, p.55-60
- (7) 森孝男, 浜野秀光, 鈴木孝司, 吉武明英, 橋本幸雄, 岩瀬耕二: ウルトライテンのバンパビームへの適用, NKK 技報, No.151, p.17-21, (1995)

- (8) 安原重人, 江川泰久: 後面オフセット衝突高効率エネルギー吸収構造の研究, 自動車技術会論文集, Vol.39, No.6, p.71-75, (2008)
- (9) Paulsen, F., Welo, T.: A design method for prediction of dimensions of rectangular hollow sections formed in stretch bending, Journal of Materials Processing Technology, Vol.128, Issues 1-3, p.48-66, (2002)

■ 著 者 ■



長谷川 厚



藤井隆之



松浦 範和



清水 友浩



三浦 祐輔