# 技術論文

# 超高強度鋼板を適用した軸圧潰部材に関する研究

# Research on Axial Collapse Structures Applying Advanced High Strength Steel Sheet

三日月 豊\* Yutaka MIKAZUKI 中澤嘉明 Yoshiaki NAKAZAWA 中 田 匡 浩
Masahiro NAKATA

# 抄 録

自動車の車体骨格に適用される軸圧潰部材は軽量かつ優れたエネルギー吸収性能が求められる。軸圧 潰部材のエネルギー吸収性能を支配する部材断面の支配因子および 980 MPa 以上の超高強度鋼板の適用 について検討した。結果、軽量かつ高いエネルギー吸収性能の両立には平面部幅と板厚の比を小さく設 計すること、および薄肉で曲げ性に優れた材料を選択することが重要であることがわかった。

#### **Abstract**

The axial collapse structures in automotive body are required for light weight and high energy absorption. In this report, the cross sectional design and the application of advanced high strength steel sheets over 980 MPa grade are investigated. It has been revealed that cross sectional design with small ratio of width of plane to thickness and the application of thin advanced high strength steel sheet with excellent bendability are important for light weight and high energy absorption of the axial collapse structures.

# 1. 緒 言

自動車の燃費向上を背景とした車体質量の低減ならびに 衝突安全性の確保の観点から、車体骨格を構成する衝撃部 材には軽量で優れたエネルギー吸収性能を有することが求 められる。衝撃吸収部材には、部材軸方向(長手方向)の 入力の際、連続的な座屈により塑性変形が発生することで エネルギー吸収するものがあり、この部材を軸圧潰部材と 呼ぶ。軸圧潰部材は車両前後に配置され、前面または後面 衝突の際に、エネルギー吸収し乗員空間を確保する役割を 担う。

軸圧潰部材のエネルギー吸収性能の向上には、断面設計による荷重特性および座屈変形挙動の制御、ならびに材料の高強度化が有効である。断面設計に関する研究は数多くなされており、角筒部材の座屈変形挙動特性"ならびに座屈変形挙動の制御"に関する報告がなされている。一方で、材料の高強度化については、座屈変形挙動の安定性に加えて、軸圧潰時に破断による変形進行の不連続化を起こさないことが必要であり、現在、590MPa級~780MPa級の適用が主である。

本報では軽量かつエネルギー吸収性能に優れた軸圧潰

部材の創出を目的に、断面設計と980MPa級以上の鋼板の適用について検討した。まず、2章では590MPa級の多角形部材を用い、エネルギー吸収性能を高める断面形状因子を検討した内容について述べる。3章では軸圧潰部材の超高強度鋼板適用に向け、座屈変形挙動におよぼす材料強度の影響、材料破断部の変形状態の検討結果について述べる。4章では2章、3章の知見を基に1180MPa級の材料を適用した軸圧潰部材の断面設計を行い、その軽量性とエネルギー吸収性能を実験検証した結果を報告する。

## 2. エネルギー吸収性能を高める断面形状因子

軸圧潰のエネルギー吸収性能および座屈変形挙動におよぼす断面形状の影響を調査すべく、4、6、8 角形で種々の断面サイズ、板厚の条件で、数値解析を実施した内容について述べる<sup>3,4</sup>。

#### 2.1 解析条件

数値解析には、動的陽解法 FEM を用いた。図 1 に FEM モデルの概観を示す。まず、平面部幅  $W_p$  の影響を検討すべく、外接円半径 R=30, 60, 120 mm、 稜線数  $N_p=4$ , 6, 8 ( $W_p=21.5\sim153.7$  mm) の場合について解析を実施した。

<sup>\*</sup> 鉄鋼研究所 材料ソリューション研究部 主任研究員 千葉県富津市新富 20-1 〒 293-8511

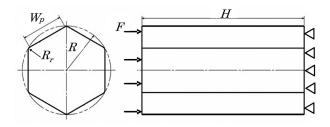


図 1 多角形薄肉多角形部材の FEM モデル  $(N_r=6)$  FEM model of thin-walled polygonal shell member  $(N_r=6)$ 

板厚 t はすべて 1.6mm である。次に,板厚 t の影響については,外接円半径 R=60,稜線数  $N_r=8$  に固定し,板厚 t=1.0, 1.6, 2.0mm の場合について解析を実施した。さらに,平面部幅  $W_p$  と板厚 t の相互影響を検討するため,R=30, 60, 120mm ( $W_p=21.5\sim153.7$ mm),稜線数  $N_r=4$ ,6,8,板厚 t=1.0,1.6,2.0 mm について解析を実施した。なお,いずれのモデルにおいても,稜線部の曲率半径  $R_r$  は 4mm,部材長さ H は 220mm とした。

部材軸方向に速度  $V=15\,\mathrm{km/h}$  (4.17 $\mathrm{m/s}$ ) で剛体壁を衝突させた。また,衝突側端は部材軸方向の並進を除き拘束し, 反衝突側端は完全拘束とした。

部材はBWCシェル要素とし、メッシュサイズはおおよそ2mm 角とした。部材の材料は590MPa級の材料を想定し、相当応力-相当塑性ひずみ関係は引張試験にて得られた結果を多直線近似した。ひずみ速度依存性はCowper-Symonds則を適用した。

# 2.2 平面部幅 W の影響

まず、変位 - 荷重におよぼす平面部幅  $W_p$  の影響について述べる。図 2 に外接円半径 R=30, 60, 120 mm, 稜線数  $N_r=8$  の変位 - 荷重線図を示す。図中の横軸は剛体壁の変位  $\delta$ , 縦軸は荷重 F を部材断面の周長 L で除した単位周長あたりの荷重 F/L である。また、赤実線、青破線、黒実線はそれぞれ外接円半径 R=30, 60, 120 mm の場合であり、それぞれ平面部幅  $W_p=21.5$ , 43.0, 86.0 mm に相当する。R=30,  $N_r=8$  の場合に着目する。変位  $\delta$  の増加に伴い荷重の増減が繰り返し発生していることがわかる。この増減の間隔が軸圧潰における一つの座屈しわが発生し折りたたまれる座屈波長に相当する。その座屈波長は平面部幅  $W_p$  の増加に伴い波長が長くなることがわかる。一方、荷重の極大点は平面部幅  $W_p$  の増加に伴い小さくなることがわかる。

つぎに、エネルギー吸収性能および座屈波長  $D_b$  におよぼす平面部幅  $W_p$  の影響について述べる。図 3 に外接円半径 R=30, 60, 120 mm, 稜線数  $N_r=4$ , 6, 8 の単位周長あたりの平均荷重  $F_{ave}/L$  および座屈波長  $D_b$  をプロットしたものを示す。平均荷重が高いことはエネルギー吸収性能が高いことを意味する。図中の横軸は平面部幅  $W_p$ ,縦軸は単位周長あたりの平均荷重  $F_{ave}/L$  および座屈波長  $D_b$  である。図 2 の  $N_r=8$  の結果同様に平面部幅  $W_p$  を短くすると,座

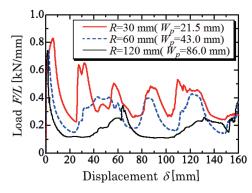


図 2 変位 - 荷重におよぼす平面部幅  $W_p$  の影響 ( $N_r$ =8) Effect of the width of plane,  $W_p$ , on load-displacement responses ( $N_r$ =8)

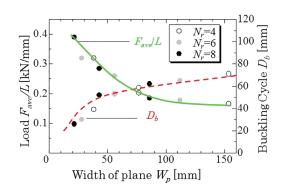


図3 単位周長あたりの平均荷重 $F_{ave}/L$ と座屈波長 $D_b$ におよぼす平面部幅 $W_p$ の影響 Effect of the width of plane W, on the average load  $F_b$ /L.

Effect of the width of plane  $W_p$ , on the average load  $F_{ave}/L$ , and the buckling cycle  $D_p$ 

屈波長 $D_b$ が短い変形形態が得られ、エネルギー吸収性能が向上する結果が確認された。

# 2.3 板厚tの影響および平面部幅 $W_p$ と板厚tの相互影響

まず、変位・荷重におよぼす板厚tの影響について述べる。図 4 に外接円半径 R=60 mm, 稜線数  $N_r$ =8 ( $W_p$ =43.0 mm), 板厚t=1.0,1.6,2.0 mm の変位 - 荷重線図を示す。図中の 横軸は剛体壁の変位  $\delta$ ,縦軸は荷重 F を部材断面の面積 Lt で除した単位断面積あたりの荷重 F/Lt である。板厚t=1.6,2.0 mm の場合には最初の荷重極大点以降においても極大点が明瞭である。一方, 板厚t=1.0 mm の場合には最初の荷重極大点以降においてを極大点が明瞭である。 一方, 板厚t=1.0 mm の場合には最初の荷重極大点以降において極大点は不明瞭であり荷重変動も小さい。また断面積で規格化しているにも関わらず,極大点における荷重 F/Lt は板厚t によって変化する。したがって,軸圧潰における荷重履歴は平面部幅t0 のほかに板厚t1 に依存することが確認された。

つぎに、エネルギー吸収性能におよぼす面部幅  $W_p$  と板厚 t の相互影響について述べる。図 5 に単位断面積あたりの平均荷重  $F_{ave}/Lt$  と平面部幅板厚比  $W_p/t$  の関係を示す。平均荷重  $F_{ave}/Lt$  は平面部幅板厚比  $W_p/t$  をパラメータとする単一曲線で整理されることがわかる。また、平面部幅板

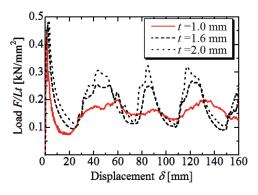


図 4 板厚 t による変位 - 荷重比較  $(N_r=8, R=60)$  Comparison of load-displacement responses with respected to the thickness t  $(N_r=8, R=60)$ 

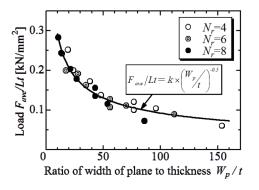


図 5 単位断面積あたりの平均荷重  $F_{ave}/Lt$  と平面部幅板厚 比  $W_o/t$  の関係  $(N_e=4,6,8)$ 

Relationship between the thickness ratio of plane region  $W_{p}/t$ , and average load  $F_{ave}/Lt$  ( $N_{r}$ =4,6,8)

厚比  $W_p/t$  が小さいほど平均荷重  $F_{ave}/Lt$  が高く,エネルギー吸収効率が向上する。すなわち,エネルギー吸収性能を高める断面設計として, $W_p/t$  の小さい断面形状を指向すればよいことが判明した。

# 3. 軸圧潰部材への超高強度鋼板適用に向けた検 討

軸圧潰部材へ超高強度鋼板を適用した場合の課題として あげられる降伏応力の高い材料の座屈変形挙動、および材料の破断挙動について検討した結果について述べる。

座屈変形挙動については、角筒断面において板厚の角筒断面の一辺長さに対する比が 2% よりも小さくなると、等間隔で折りたたまれない Non-Compact モードが発生する場合があることが知られている $^{10}$ , 2 章で述べた平面部幅板厚比  $W_p/t$  は平面部の曲げ剛性を支配する幾何学的因子の一つであり $^{40}$ , 板厚の辺長さの比も同様である。したがって、座屈変形挙動の変化は平面部のたわみ変形すなわち面外変形と関わりがあり、面外変形が大きいと Non-Compact モードが発生すると示唆される。そこで本章では平面部の面外変形に着目し、数値解析を用い座屈変形挙動におよぼす材料強度ならびに断面形状の影響について検討する。

つぎに、材料の破断挙動について、図6のようにき裂が



図 6 軸圧潰変形での破断例 Example of crack during axial collapse deformation

表 1 解析条件 Materials and dimensions

Material		Cross sectional		
Thickness	C 1-	outer dimension	$W_{p}/t$	
<i>t</i> [mm]	Grade	W [mm]	r	
1.6	590 MPa	60	31	
1.6	980 MPa	60	31	
1.6	980 MPa	40	19	
1.0	980 MPa	29	19	

軸方向へ進展する形態は座屈変形の進行の不連続化につな がる深刻なものである。本報ではこの破断を縦裂破断と呼 称する。本章では数値解析を用い図6の縦裂破断箇所のひ ずみを観察し、破断部の変形状態および破断の危険性にお よぼす断面形状、板厚影響を検討する。

#### 3.1 解析条件

数値解析には、動的陽解法 FEM を用いた。部材は正 4 角筒部材 (以降、単に角筒部材と呼称する。) とした。板厚  $t=1.6\,\mathrm{mm}$ 、断面外郭寸法 W=40、 $60\,\mathrm{mm}$  ( $W_p/t=19$ , 31) および、板厚 t=1.0、断面外郭寸法  $W=29\,\mathrm{mm}$  ( $W_p/t=19$ ) の場合について解析を実施した。材料は  $590\,\mathrm{MPa}$  級、 $980\,\mathrm{MPa}$  級の 2 水準とした。いずれも稜線部の曲率半径  $R_r$  は  $5\,\mathrm{mm}$  とし、部材長さ H は  $250\,\mathrm{mm}$  とした。解析条件の一覧を表 1 に示す。

部材軸方向に,速度  $V=27.6\,\mathrm{km/h}$  (7.6 m/s) で剛体壁を衝突させた。また,衝突側端は剛体結束し,反衝突側端は完全拘束とした。

部材はBWCシェル要素とし、メッシュサイズはおおよそ2mm角とした。590MPa級、980MPa級の材料特性は相当応力-相当塑性ひずみ関係は引張試験にて得られた結果を多直線近似した。ひずみ速度依存性はCowper-Symonds則を適用した。

# 3.2 座屈変形挙動におよぼす材料強度, 断面形状の影響

角筒部材の平面部の面外変形に着目し、座屈変形拳動におよぼす材料強度、断面形状の影響について調査する。図7は衝突側から部材軸方向に沿って、角筒部材の平面部の中央の面外変形量を算出し、プロットしている。図中の横

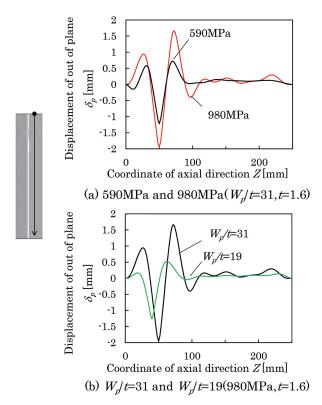


図7 角筒部材の平面部における面外変形量の比較 Comparison of displacement of out of plane at the plane of square tubular members

軸は部材軸方向の座標 Zで、縦軸は面外変形量  $\delta_p$ である。 横軸の 0 位置は衝突側の端の位置に対応する。この図は初 期座屈発生直後に相当する変位  $\delta$ =2.5 mm 時の結果を示し ている。どの水準も衝突端側で面外変形量が大きいが、こ れは、座屈しわが形成される部分に相当する。

まず、面外変形挙動におよぼす材料強度の影響について述べる。図 7 (a) は  $W_p/t=31$ , t=1.6mm における、590 MPa 級と 980 MPa 級の結果を示す。590 MPa 級に比べ 980 MPa 級は面外変形量が大きい。超高強度鋼板は降伏応力が高いので、塑性座屈前の弾性での面外変形が大きくなることに起因していると考えられる。さらに詳細に比較すると 980 MPa 級では部材軸方向の座標 Zが 100 mm より大きい範囲の座屈しわが形成されていない部分にも面外変形が認められる。このように超高強度鋼板を適用することで平面部の面外変形が大きくなることから、非周期的な Non-Compact モード、すなわち変形進行が不安定になる可能性が高くなることが示唆される。

次に,面外変形挙動におよぼす断面形状の影響について述べる。980 MPa 級, $t=1.6\,\mathrm{mm}$  における, $W_p/t=19$  と  $W_p/t=31$  の結果を図  $T_p$  の に示す。 $T_p$  の は  $T_p$  の に示す。 $T_p$  は  $T_p$  の 面外変形が小さく,また,座屈しわが形成されていない部分の面外変形も小さい。したがって,不安定な座屈進行を抑制する一つの手段として  $T_p$  を小さくし,平面部の曲げ剛性を高めることは高強度化においても有効であると考えられる。

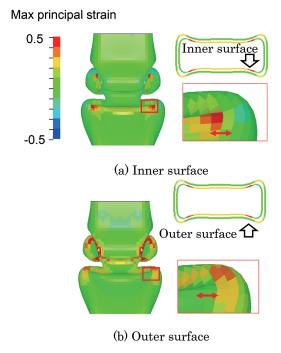


図8 破断部の変形状態 ( $W_p/t=19$ , 980MPa 級, t=1.6mm) Deformation at the crack point ( $W_p/t=19$ , 980MPa, t=1.6mm)

#### 3.3 破断部の変形状態

数値解析での最大主ひずみのシェル表裏の差による板厚 方向の分布、および最大主ひずみの方向といったひずみ状態を観察し、破断部の変形状態を明らかにすることを試み る。座屈発生により角筒部材の断面は向かい合う2辺が断 面外側に面外変形し、残りの2辺は断面内側へ面外変形す る。図6から縦裂破断は断面内側に変形する辺の端近傍で 発生していると推定される。その部分をここでは破断部と 呼称し、破断部のひずみ状態に着目する。

図8に $W_p/t=19$ , 980 MPa級, t=1.6mm の最大主ひずみのコンター図を示す。図8(a)は角筒内側の表層最近傍の積分点における最大主ひずみ、図8(b)は角筒外側の表層最近傍の積分点における最大主ひずみをそれぞれ示している。各図中の右上の図は断面図である。赤枠は破断部の拡大図である。図8(a)の角筒部材内側の最大主ひずみは大きい引張ひずみで、その向きは角筒部材の軸方向と直交する方向である。またその最大主ひずみの値は最大箇所で0.4を超える。一方で、図8(b)の角筒部材外側の最大主ひずみは圧縮に近いひずみで、その向きは角筒部材の軸方向と直交する方向である。以上より、破断部のひずみ状態は内側で引張ひずみであること、および、板厚方向にひずみ勾配をもつことがわかった。このことから、破断部の変形状態は角筒内側を曲げ外とする曲げ変形であると推定される。

曲げ変形は板厚方向にひずみ勾配を持ち、板厚方向に均一なひずみが発生する引張試験とは変形状態が異なる。そのため、曲げ変形における破断限界(曲げ性)に関しては、

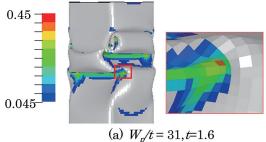
90° V 曲げや張力曲げを用いた研究が報告されている<sup>5-7</sup>。 また,90° V 曲げの表層の破断限界ひずみは,引張試験の 伸びに比べ高くなる結果が報告されている<sup>5</sup>。また,材料 の曲げ性に関わる組織因子に関する報告もなされている<sup>8</sup>。 このように,曲げ変形下の破断の抑制には,材料の曲げ性 が重要であることが示唆される。

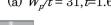
## 3.4 破断の危険性におよぼす断面形状および板厚の影響

3.3 節で破断部が曲げ変形状態であることを述べた。ここでは,数値解析の最大主ひずみの値を比較し,破断の危険性におよぼす断面形状および板厚の影響について述べる。図 9 に角筒内側の表層最近傍の積分点における最大主ひずみのコンター図を示す。図 9 (a) に 980 MPa 級, $W_p/t=31$ ,t=1.6 mm ならびに,図 9 (c) は 980 MPa 級, $W_p/t=31$ ,t=1.6 mm ならびに,図 9 (c) は 980 MPa 級, $W_p/t=31$ ,t=1.0 mm の結果を示している。いずれの図も破断部に対応する赤枠の部分を拡大図で示している。最もひずみの高い箇所が破断の危険性が高いと考えられるため,その箇所のひずみの大小関係に着目する。なお,最もひずみの高い箇所における角筒部材外側のひずみは圧縮に近く,その部位の変形状態は曲げ変形状態であることを確認している。

まず、 $W_p/t$ の影響について述べるため、図 9 (a) の 980 MPa 級、 $W_p/t=31$ 、t=1.6mm と 図 9 (b) の 980 MPa 級、

# Max principal strain at inner surface









(b)  $W_p/t = 19, t=1.6$ 





(c)  $W_p/t = 19, t=1.0$ 

図 9 980 MPa 級における角筒内側表層のひずみの比較 Comparison of strain at inner surface between 980 MPa results

 $W_p/t=19$ ,  $t=1.6\,\mathrm{mm}$  のひずみの大小を比較する。図 9 (a) と図 9 (b) は同じ板厚であるが, $W_p/t$  の違いによりひずみの大きさが異なり, $W_p/t$  の小さい水準で高いことがわかる。このことから, $W_p/t$  の小さい断面は,エネルギー吸収効率が高まるが,破断の危険性も高まることが示唆される。この傾向は 8 角形断面を用いて行われた研究結果 $^9$  と一致する。

次に図 9 (b) の 980 MPa 級,  $W_p/t=19$ , t=1.6 mm と図 9 (c) の 980 MPa 級,  $W_p/t=19$ , t=1.0 mm のひずみの大小を比較し, 板厚 t の影響について述べる。図 9 (b) と図 9 (c) は同じ  $W_p/t$  であるが,板厚の違いによりひずみの大きさが異なり,板厚が薄い水準で低い。曲げ変形の表層ひずみは曲げの曲率半径 R と板厚 t の比 R/t で整理され,この値が大きいほど曲げ表層のひずみは低くなる。同じ曲率半径 R の場合, t=1.0 は t=1.6 に比べ R/t が大きくなる。一方で,座屈部の曲率半径 R は短い座屈波長で小さく折りたたまれる場合において小さくなると考えられる。座屈波長は,2章で述べた通り平面部幅  $W_p$  の小さい断面,すなわち 980 MPa 級,  $W_p/t=19$ , t=1.0 mm の方が小さい。しかしながら,表層のひずみにおよぼす曲率半径 R の影響に比べ,板厚の影響が支配的であったと考えられる。以上より,薄肉化は軸圧潰時の表層のひずみを低減し,破断の抑制に有効であると考えられる。

# 4. 断面設計および高強度化による軽量化ならび にエネルギー吸収性能への効果検証

これまでの検討で、エネルギー吸収性能を高め、超高強度鋼板適用における不安定な座屈進行を抑制するには、座屈波長の短い $W_p/t$ の小さい断面とすることが有効であると述べた。また、超高強度鋼板適用における縦裂破断の抑制には材料の曲げ性と薄肉化し曲げひずみを低減することが重要であると述べた。これらを踏まえて、超高強度鋼板を適用した場合の軸圧潰部材の断面を設計し、さらには製作して、その軽量化およびエネルギー吸収性能への効果を検証した内容を報告する。

#### 4.1 実験条件

部材断面の外殻寸法は80×80mmとし、図10ならびに表2に示す2水準の部材について実験を実施した。

部材 1 の断面形状は図 10 (a) に示す角筒形状 (形状 I) であり、部材 1 の材料は 590 MPa 級で板厚 1.8 mm を適用した。一方、部材 2 については外殻寸法を維持しつつ平面部幅  $W_p$  を小さくとり、エネルギー吸収性能を高めかつ超高強度鋼板適用における不安定な座屈変形挙動を抑制することを考慮し断面形状を設計した。部材 2 は図 10 (b) に示す角筒部材の 4 辺の中央に凹部を設けることで多角形化した断面形状 (形状 II) とした。部材 2 の材料の板厚は薄肉化による座屈変形時の曲げひずみの低減を考慮し、0.8 mm

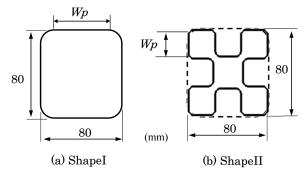


図 10 断面形状 Cross sectional shape

表 2 部材条件 Conditions of two structures

Structure	Shape	Material			Maga
		Thickness t [mm]	Grade	$W_p/t$	Mass [kg]
1	I	1.8	590 MPa	39	1.12
2	II	0.8	1180 MPa	20	0.77

材を適用した。さらに、部材 2 の材料は 1180 MPa 級の強度を有し曲げ性に優れる材料を適用した。部材 1 の  $W_p/t$  は 39,部材 2 の  $W_p/t$  は 20 である。なお、部材長さ H はどちらも 250 mm とした。部材 2 は部材 1 に比べ 30%以上軽量である。

部材 1 および 2 に対し、部材軸方向に速度 V=36 km/h (10 m/s) で平板のインパクターを衝突させた。また、衝突側端、反衝突側端ともに板厚 9 mm の端板を部材に溶接し、反衝突側端をボルトで固定した。

## 4.2 実験結果

まず、部材 1 と部材 2 の変形状態について述べる。図 11 に試験後の部材の外観を示す。 $W_p$  の小さい部材 2 は部材 1 に比べ、短い座屈波長で変形しており、座屈しわの数が多いことが確認できる。また、590 MPa 級の部材 1 ならびに 1180 MPa 級の部材 2 はどちらも、縦裂破断の発生がないことが確認できる。

次に、部材 1 と部材 2 のエネルギー吸収性能について述べる。図 12 に変位 - 荷重線図を示す。図中の横軸はインパクターの変位  $\delta$ 、縦軸は荷重 F である。部材 2 は部材 1 に比べ、荷重の値も高く推移しており、また、荷重の増減の間隔も短いことがわかる。部材 2 の平均荷重は部材 1 に比べ約 1.6 倍高い。

以上より、 $W_p/t$ を小さく設計した断面形状の部材に薄肉かつ曲げ性に優れる 1180 MPa 級の鋼板を適用することで、エネルギー吸収性能を高めること、軽量化を図ることができることが実験検証された。その効果は、590 MPa 級の角筒部材に比べ、約 1.6 倍エネルギー吸収性能が高まり、か

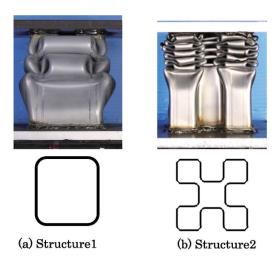


図 11 試験後の変形比較 Comparison of deformation after crash tests

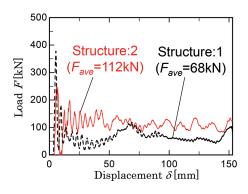


図 12 変位 - 荷重比較 Comparison of displacement-load

つ30%以上の軽量化となった。

## 5. 結 言

本報では、軸圧潰部材の軽量化とエネルギー吸収性能の両立を目的に、断面設計と980MPa級以上の鋼板の適用を検討し、以下の要素が重要であることがわかった。

- (1) 軸圧潰部材のエネルギー吸収性能は部材断面の平面部 幅板厚比  $W_{\nu}$  t を小さく設計することで高まる。
- (2) 超高強度鋼板の適用により部材平面部の面外変形が大きくなることが、不安定な座屈進行を誘発すると示唆される。不安定な座屈進行の抑制には  $W_p/t$  を小さくし、平面部の曲げ剛性を高めることが重要である。
- (3) 軸圧潰における破断部の変形状態は曲げ変形であることが示唆された。破断抑制には材料の板厚を薄くし曲げひずみを低減させること、および材料の曲げ性が重要である。

これらの要素を考慮して断面および板厚設計し、曲げ性に優れる1180MPa級の鋼板を適用した結果、590MPa級の角筒部材に比べ、30%以上軽量で約1.6倍エネルギー吸収性能に優れることを実験的に確認した。

今後、本報で述べた要素を実車体の軸圧潰部材適用に

向け、さらに検討を進めていく所存である。

## 参照文献

- Mahmood, H.F. et al.: Trans. SAE. 90, Section 4, 4039-4050, (1981), Paper No.811302
- 2) 広瀬智史 ほか:塑性加工連合講演会論文集. 62,563-546 (2011)
- 3) 中澤嘉明 ほか: 日本機械学会論文集 A 編. 73 (727), 331-337 (2007)
- 4) 中澤嘉明 ほか: 日本機械学会論文集 A 編. 73 (731), 828-

834 (2007)

- 5) 米林亮 ほか: 平成23年塑性加工春季講演会論文集. 273-274 (2011)
- 6) 白神聡 ほか:平成24年塑性加工春季講演会論文集. 7-8 (2012)
- 7) 米林亮 ほか:塑性加工連合講演会論文集. 62, 367-368 (2011)
- 8) 山崎一正 ほか: 塑性と加工. 36 (416), 973-978 (1995)
- 9) 田中泰明 ほか:日本機械学会論文集 A 編. 78 (791), 955-965 (2012)



三日月豊 Yutaka MIKAZUKI 鉄鋼研究所 材料ソリューション研究部 主任研究員 千葉県富津市新富20-1 〒293-8511



中澤嘉明 Yoshiaki NAKAZAWA 技術開発企画部 研究推進室長 博士(工学)



中田匡浩 Masahiro NAKATA 鉄鋼研究所 材料ソリューション研究部 上席主幹研究員