各種ハット型断面を持つ強度部材の軸方向衝撃圧潰* (第2報, 圧潰過程の FEM シミュレーション)

山下 実^{*1}, 後藤 學^{*1}, 澤入 安彦^{*2}

Axial Crush of Strengthening Structural Members with Various Hat-Shaped Cross-Sections (2nd Report, FEM Simulation of Collapse Process)

Minoru YAMASHITA^{*3}, Manabu GOTOH and Yasuhiko SAWAIRI

^{*3} Department of Mechanical and Systems Engineering, Gifu University,
1-1 Yanagido, Gifu-shi, Gifu, 501-1193 Japan

Axial crush behavior of strengthening structural members is numerically simulated by the use of the dynamic explicit FEM code DYNA3D. The numerical model of the structure is composed of the shell elements and the material is assumed as a mild steel or a high tensile strength steel corresponding to the performed experiment. A drop hammer composed of solid finite-elements hits the top edge of the structure at 10 m/s, keeping its lower edge embedded into the rigid base. The calculated hat-shaped cross-sections are three types of rectangles and a more complex shape with a rectangular concave portion on the hat top. The axial length of the structure is 120~200 mm. When the accordion type cyclic buckling mode takes place, the crush strength is high and thus the structure attains a high capacity of the energy absorption. Another mode of bending collapse around a single plastic hinge also occurs under some conditions. In this case, the structure has a low capacity of energy absorption and thus is not preferable. The calculated crush strength agrees well with the corresponding experimental result, especially for the high strength material. The crush strength is larger for the shorter hat-height, which is coincident with the experimental result. It is also well simulated numerically that a more complex shape of the cross-section leads a higher crush strength.

Key Words: Plasticity, Buckling, Numerical Analysis, Finite Element Method, Impact Strength, Strengthening Structural Member, Axial Impact, Collapse Mode

1. 結 言

特に自動車などに使われる強度部材に関して, 材料の強度 (変形抵抗) と共に, 部材の横断面形状が部材強度や衝撃吸収能などに与える影響についての基本的データがまだ十分得られていない。そこで, 前報⁽¹⁾において, 4 種類の鋼板を対象に, 横断面が各種のハット型である強度部材を作製して, 動的および準静的軸方向圧縮を与え, クラッシュ強度 (エネルギー吸収能) や変形パターン (崩壊モード) などを実験的に調査・検討した。

本報では, 先に実施した実験に対応する FEM 数値シミュレーションを行い, 計算結果と実験結果との比較等を交えながら, この種の問題に対する数値シミュレーションの適用性などについて検討する。同様な数値シミュレーションに関しては, すでにいくつか報告例がある^{(2)~(4)}。しかし, 種々の横断面形状と材料強度について系統的に研究した例は無い。

使用したプログラム・コードは動的構造解析に関して定評のある, DYNA3D の公開版⁽⁵⁾である。著者らは, 以前これを用いてハニカム構造体の軸方向衝撃圧潰の数値シミュレーションを行っており, 実験との比較でその信頼性を確認している⁽⁶⁾。

2. 計算方法

用いた動的陽解有限要素法コード DYNA3D⁽⁵⁾は公開版のため, プリ・ポストプロセッサは自作したものである。図1に, ハット型強度部材の計算モデルの一例を示す。左右の非対称変形も表現できるよう, 部材全域 (フルモデル) を計算対象とし, 材質は弾塑性で, 4 節点 Belytschko-Tsay シェル要素⁽⁷⁾を用いた。実

* 原稿受付 2001 年 6 月 20 日。

^{*1} 正員, 岐阜大学工学部 (〒501-1193 岐阜市柳戸 1-1)。

^{*2} 正員, 岐阜大学大学院。

E-mail: minoruy@cc.gifu-u.ac.jp

Fig.1 General view of finite element model of a typical structural member with hat-shaped cross-section

□ Element as welded portion

Fig.2 Welded portions on the flange of hat part

Fig.3 Schematic illustration of axial impact of a strengthening structural member

験と同様にハット型部と平板の2つで構成し、板厚は共に1 mmで同材質とした。ハット型部のフランジ部分と平板は、それぞれの節点と同じ位置になるように

Hat height: $h = 40$ (Square shaped), 30, 20 mm

(a) Shape-A: Rectangular shape, L_0 : 180 ~ 200 mm

(b) Shape-B: Concave portion indented on top, L_0 : 140 mm

Fig.4 Cross-sectional shapes of structural member

Table 1 Net cross-sectional area of specimens
(Only material part is counted.)

Shape	h (mm)	Net cross-sectional area (mm ²)
A	40	240
	30	220
	20	200
B	30	240

配置した。実験で用いた部材では、2つの部分はフランジ部縦中央線上に沿ってスポット溶接で接合したので¹⁾。計算モデルでは図2に示すように、実験での溶接位置に最も近いハット型部と平板における一つのシェル要素の4節点どうしを同一座標とし、スポット溶接部のモデルとした。溶接部の形状は四角形となり、実際の円形形状とは異なる。また溶接によるその近傍の材質変化も考慮しない。しかし、溶接部分が部材全体に占める割合は小さいので、溶接部の形状や材質変化に起因する誤差は無視できると考える。溶接部間隔は、図2に示すように実験と同じ20 mmとした。また、ハット型部と平板間は、計算の都合上溶接部以外の箇所でも0.01 mmの隙間を設けた。

図3に示すように、実験と同様に落錘が部材の上端部に衝突する状況を想定した。落錘およびベースプレートはソリッド要素で構成した。部材の下端はベースプレートに固定で、下端上の節点に変位と回転が生じない条件を設定した。圧縮荷重は落錘の下面上の節点力の総和から計算した。実験では装置の都合上、ベースプレートの下に設置したロードセルで検出した。荷重の検出方法に差違があるが、ここで重視するクラッシュ強度は座屈変形中の平均応力なので¹⁾、影響はほとんどないものとする。また、すべての接触面で静および動摩擦係数はそれぞれ0.3および0.2とした。な

お、接触判定は板厚方向中央面に関して行っている。

ハット型強度部材の横断面形状を図4に示す。ハット型部の角部は丸み半径を持たない設定とし、曲げによる部分的加工硬化は無視して、材料の機械的特性は部材内で一様とした。実験で作製した部材の角部の内曲げ半径は1 mmと小さく、こうした取り扱いが妥当であると考え。また、長手方向の全長は200 mmを基本とした。各断面形状における材料部分だけの横断面積を表1に示した。

3. 予備的検討

有限要素による離散化を用いる関係上、要素の大きさが計算結果に影響を及ぼす。本研究で扱う変形では、縦方向のメッシュサイズの影響は、横方向より強い。図4(a)のShape-A ($h=40$ mm) の場合において、メッシュの横方向寸法は4 mmとして、メッシュの縦方向を4 mmおよび5 mmに設定した場合について、質量75 kg

(a) Deformation patterns at 4 ms after impact
 L_c : Initial element length in longitudinal direction

(b) Compressive stress vs. time curve

Fig.5 Effect of initial element size in axial direction

の落錘が10 m/sで衝突する状況で計算した。部材の全長はともに200 mmで、要素数はそれぞれ2400および3000である。なお、材料は弾塑性材料を仮定した。縦弾性係数は210 GPa、ポアソン比は0.3とし、塑性特性を直線硬化塑性: $\sigma = 300 + 400\varepsilon$ MPaで表した。材料の密度は7820 kg/m³である。変形の初期段階における変形形状および圧縮荷重の変遷を図5に示す。変形形状、圧縮荷重とも互いに酷似しており、メッシュの縦寸法が5 mm以下であれば問題無いものとする。以下の計算ではメッシュの縦寸法を4 mmとした。

4. 結果と考察

4.1 各種計算条件 強度部材の断面形状は、図4に示したとおりである。また、別途実施の実験では、表2に示す板厚1 mmの4種類の冷間圧延鋼板を使用した。No.1は軟鋼 (SPCC) である。No.2~No.4は、それぞれ440, 590, 780 MPa級高張力鋼板 (HTSS) である。計算では、塑性の硬化特性を n 乗硬化則で与え、同表における K および n 値を用いた。縦弾性係数および密度は前節と同じである。ここでは、横断面形状が圧潰特性に及ぼす影響に加えて、材料の引張強度 (変形抵抗) の影響についても検討する。ただし、材質に変形速度依存性は考慮しない。それは本報の目的からは二次的と判断したからである。強度部材の全長は、Shape-Aでは200 mmを基本とし、Shape-Bでは120 mmとした。

落錘の衝突速度は、実験と同様に10 m/sとした。なお、No.1およびNo.2の材料に対する計算では、落錘の質量を65 kgに設定し、No.3およびNo.4のものに対しては、質量100 kgに設定した。これは実験と同様な設定であり、被試験部材の軸方向の潰れ代を適切に確保して、クラッシュ強度を測定するためである。

Table 2 Mechanical properties of high tensile strength steel sheets used in experiment (thickness = 1.0 mm)

Material	K (MPa)	n	$\sigma_{0.2}$ (MPa)	U.T.S. (MPa)
No.1	595	0.267	161	325
No.2	774	0.192	310	454
No.3	989	0.166	454	623
No.4	1371	0.163	595	878

Work hardening property: $\sigma = K\varepsilon^n$

No.1: SPCC (mild steel)

No.2~4: 440, 590 and 780 MPa - high tensile strength steel (HTSS)

U.T.S.: Ultimate tensile strength

Fig.6 Examples of progressive collapse patterns
by computation
 L_0 : Initial longitudinal length of structure

4.2 計算結果および考察 圧潰進展の計算例を図 6 に示す。また、比較のため実験結果の例を図 7 に示す。図 6 (a)~(c) に関しては、まず上部衝撃端で変形が開始し、途中、下の部分でも少々変形を生じるが、図 7 (a) と同様なアコーディオンタイプの繰返し座屈変形モードである。図 6 (c) では、繰返し座屈を生じているが、図 7 (b) に示す対応する実験では、単一箇所での屈曲座屈モードとなる場合もあった。また、材料 No.3 では図 6 (d) に示すように、単一屈曲座屈が生じた。こうした屈曲座屈が生じた場合は、部材長を 180 mm として再計算を行い、繰返し座屈を生ぜしめて、クラッシュ強度を評価した。

一方、Shape-B に関して、材料 No.2 では繰返し座

Fig.7 Examples of progressive crushing patterns in impact test
recorded by a high-speed video camera
Camera resolution: 256 × 256 pixels in full size
 L_0 : Initial longitudinal length of structure

Fig.8 Final shape of Shape-B in impact test (Material No.2)
Initial longitudinal length: 140 mm

(a) An example of stress variation with time.
Material: No.2, Shape-A ($h=30\text{mm}$)

(b) Material: No.1 (SPCC)

(c) Material: No.2 (440MPa HTSS)

(d) Material: No.3 (590MPa HTSS)

(e) Material: No.4 (780MPa HTSS)

Fig.9 Calculated crush strength and experimental ones. (h = hat height in Shape-A)

屈変形が生じた(図6(e)). しかし、実験においては図8に示すように、屈曲座屈ではないものの、規則的な繰返し座屈変形は継続的には生じなかった。

繰返し座屈進行中の圧縮応力 (= 圧縮荷重/部材の材料部分の横断面積) の変遷例を図9(a)に示す。初期ピークののち周期的な変動を示すことは、前報の実験⁽¹⁾と同様である。初期ピークを除いて圧縮応力の平均値を算出する。これがクラッシュ強度であり⁽¹⁾、衝

撃吸収能の指標にもなる。これについて材料ごとに図9(b)~(e)に示す。同図には、各計算条件に対応する準静的・動的実験結果も併記してある。図9において、まず計算・実験ともすべての材料で、Shape-Aではハット部高さが低いほどクラッシュ強度が高いことがわかる。全体としてはShape-Bが最も高い。計算と実験を比較すると、Shape-Aの材料No.1~3では、計算で得られたクラッシュ強度は動的実験と準静的実験での値の間になっている。計算では材料の変形抵抗の速度依存性を無視したため、衝撃実験より小さくなったものとする。材料強度の低いものに対しては、計算の準静的実験との差がやや大きくなる傾向がある。また、

最も高強度な材料No.4では、Shape-Aに関しては三つの結果がほぼ同等である。

ここで、衝突速度の影響を考える。それには慣性力が挙げられ、それによって変形様式や圧潰荷重が影響を受ける可能性がある。そこで、Shape-A ($h=40\text{mm}$) に関して、引張強度が最小と最大の材料No.1, No.4を対象として、落錘の衝突速度を4種類に設定して計算を行った。計算結果を図10に示す。両材料とも衝撃

速度が 10 m/s 付近以下でクラッシュ強度が一定値にほぼ収束しており、この衝突速度以下であれば、慣性力が変形に及ぼす影響はほとんどない。車両において実際に問題になる衝突速度領域は、本研究で扱っている速度に近い。よって、図 9 の Shape-A に関する計算結果では、実用的な精度が得られていると考える。高強度材料に対しては高い精度で計算できている。

一方、Shape-B に関しては、材料 No.3 以外では衝撃実験で得られた結果と同程度の値を示す。材料 No.3 ではクラッシュ強度は低めであるが、図 11 に示すように、図 8 の No.2 の実験と同様繰返し座屈モードが継続しないためと考える。

次に、材料の引張強度とクラッシュ強度の関係を見る。(引張強度は変形抵抗応力の目安である 0.2%耐力と正相関である。) 結果を図 12 にまとめた。すべての

Fig. 10 Effect of impact velocity on crush strength

Fig. 11 Non-cyclic buckling mode seen in Shape-B
Material: No.3

Fig. 12 Relationship between crush strength and tensile strength

場合で、実験同様⁽¹⁾クラッシュ強度は引張強度にほぼ比例して大きい。その勾配もほぼ同じである。Shape-B の材料で、No.3 では、前述の理由でクラッシュ強度が低めになっている。同図から、前述した部材横断面形状とクラッシュ強度との関係も読みとれる。

5. 結 言

主に自動車で使用されるハット型断面を持つ強度部材の軸方向衝撃圧潰を、各種材料および横断面形状に関して、動的陽解有限要素法により数値シミュレーションした。得られた主な結果は以下のとおりである。

- (1) 実験と同様に、アコーディオン型の繰返し座屈モードが現れる時、クラッシュ強度したがって衝撃エネルギー吸収能が高い。
- (2) ここで対象としたすべての断面形状で、軟鋼板に対するクラッシュ強度は、準静的および衝撃実験で得られた値の間になった。また、凹部のない通常ハット型断面形状では、高張力鋼板に対して計算値は実験値にほとんど一致した。
- (3) 実験と同様、通常ハット型断面では、ハット高さが低いほどクラッシュ強度が大きいし、トップに凹部を持つ一層複雑な異形ハット型断面が最も大きいクラッシュ強度を示す。
- (4) 実験と同様に、異形ハット型断面では、周期的座屈が持続しないことがある。この時クラッシュ強度はやや低下する。
- (5) 実験と同様に、材料の引張強度(変形抵抗)にほぼ比例して、クラッシュ強度は大きくなる。その度合いは断面形状にあまり依らない。
- (6) 実験と同様に、衝撃速度とともにクラッシュ強度は大きくなるが、10 m/s 以下ではほぼ定値となる。

参考文献

- (1) 山下実, 後藤學, 高橋隆博, 澤入安彦: 機論 A, 投稿中。
- (2) 萩原一郎, 津田政明, 佐藤佳裕: 機論 A, 55-514(1989), 1407-1414。
- (3) Berstad, T, Langseth M., Hopperstad O.S.: Proc. 4th Int. Conf. on Computational Plasticity(1995), 1901-1912。
- (4) Miyazaki, M., Endo, H, Negishi, H., J. Mat. Proc. Tech., 85(1999), 213-216。
- (5) Hallquist, J.O., DYNA3D, User's manual Rev.5, 1989。
- (6) Gotoh, M., Yamashita, M. and Kawakita, A., Materials Science Research International, 2-4(1996), pp.261-266。
- (7) Belytschko, T. and Tsay, C.-S., Int. J. Numer. Meth. Eng., 19(1983), 405-419。