角筒純曲げに及ぼす隔壁の役割に関する研究*

増 田 健 一^{*1}, 陳 玳 珩^{*2}

Study on Role of Partition Plates in Square Tube Subjected to Pure Bending

Kenichi MASUDA and Dai-Heng CHEN^{*3}^{*3} Department of Mechanical Engineering, Tokyo University of Science,
1-3 Kagurazaka, Shinjuku-ku, Tokyo, 162-8601 Japan

In this paper, the elastoplastic bending collapse of square tube with partition plates subjected to statically pure bending is studied by using finite element method (FEM). The roles of partition plates in the bending are investigated. In the case of square tube without partition plate, there are two types of collapse modes in the bending. The first type is a collapse mode due to buckling at the compression side. The second type is a collapse mode due to flattening of the cross section. It is found that these collapse modes change by adding partition plates. Due to an existence of the partition plates, the collapse is controlled all by the buckling of the partition plate. There are also two types of collapse modes. The former is caused by the buckling of the compression side, and the latter is caused by the flattening of the cross section. The former is superior in energy absorption, and the latter is superior in flexural rigidity.

Key Words: Pure Bending, Flattening, Buckling, Collapse, Square Tube, Partition Plate, FEM

1. 結 言

車両等の衝撃エネルギー吸収部材として幅広く用いられている薄肉角筒のエネルギー吸収性能を向上させるために、角筒の中に隔壁を設けることは実際の設計においてよく見られる^{(1)~(3)}。しかし、このような隔壁の影響に関する系統的な研究はほとんど見当たらない。衝撃エネルギー吸収部材として中空部材に隔壁を導入することのメリットを明らかにすることは、高性能の衝撃エネルギー吸収部材の開発にとって重要である。

そのため、著者らは先に、軸圧縮荷重を受ける隔壁がない角筒および隔壁を有する角筒に対して FEM の数値解析を実施し、角筒および隔壁の幾何形状が及ぼす変形モード、ピーク荷重、平均荷重などへの影響について系統的な検討を行い、隔壁の役割を明らかにすることで、設計に関する指針を提案している^{(4),(5)}。しかし、車両衝突事故を省みると前面衝突のほか斜め方向からの衝突の割合も大きいため、曲げ荷重に対する評価も重要である。そこで本研究では、軸圧縮荷重のときと同様に、曲げ荷重を受ける隔壁がない角筒および隔壁を有する角筒に対して FEM の数値解析を実

施し、隔壁の役割を明らかにすることで、設計に関する指針を提案する。なお、FEM の数値解析の有効性については、著者らは先に、アルミニウム合金材を用いて円筒の準静的軸圧潰実験⁽⁶⁾を行い、大変形による崩壊挙動に関して試験結果と有限要素法解析による数値解析結果とを比較し、数値解析の有効性を確認している。また、Kyriakides ら⁽⁷⁾はアルミニウム合金材を用いて円筒の純曲げ実験を行い、これに対して、著者らは数値解析によって Kyriakides ら⁽⁷⁾の試験結果と同様の結果が得られることを確認している。

2. 解 析 方 法

有限要素法汎用ソフト MSC.Marc⁽⁸⁾を用い、図 1 に示す長さ $L = 220\text{mm}$ の薄肉角筒の右端を剛体板に固定する。左端には Stephens ら⁽⁹⁾、Guarracino⁽¹⁰⁾と同様に端部のめぐれを防ぐために、肉厚 $5t$ の蓋を設け、蓋部分に z 軸回りの回転変位 θ_z を与え、純曲げを実現している。曲げモーメント M は右端の剛体板が受けるモーメントを出力し、曲げ曲率 κ は、左端の回転角 θ_z を全長 L で除した値 ($\theta_z/L = \kappa$) として出力している。横断面の形状としては図中 (a) に示すように外壁の肉厚 t 、一辺の長さ $a = 60\text{mm}$ の隔壁がないものと、図中 (b) に示すように外壁の肉厚 t 、隔壁の肉厚 t' 、一辺の長さ $a = 60\text{mm}$ 、一辺の長さを半分に区切るよう

* 原稿受付 2008 年 11 月 5 日。

^{*1} 正員、東京理科大学大学院工学研究科(〒162-8601 東京都新宿区神楽坂 1-3)。^{*2} 正員、フェロー、東京理科大学工学部。
E-mail: chend@rs.kagu.tus.ac.jp

に 2 枚の隔壁を有するものを採用した。

角筒の材料は等方・均質な弾塑性材料とし、塑性降伏条件としてミーゼスの降伏条件を用いて、角筒の曲げに伴う塑性大変形解析を行う。塑性降伏後の応力-ひずみ関係は、次式

$$\sigma = \sigma_Y + E_h \left(\varepsilon - \frac{\sigma_Y}{E} \right) = \frac{E - E_h}{E} \sigma_Y + E_h \varepsilon \quad (1)$$

で示すような、加工硬化係数 E_h が一定な線形硬化則を用いる。ここに、 E は縦弾性係数、 ν はポアソン比、 σ_Y は初期降伏応力であり、各材料定数は、 $E = 72.4 \text{ GPa}$, $E_h/E = 0.01$, $\sigma_Y = 72.4 \text{ MPa}$, $\nu = 0.3$ としている。

また、非線形挙動の定式化としてアップデテッドラグランジュ法を用いて幾何学的非線形性を考慮し、平衡方程式を満たすための修正計算法としてニュートン・ラプソン法を採用している。モデル化に際しては、曲げ変形が滑らかに生じるように、横断面一辺の長さに対して 24 分割、軸方向には、各分割要素がほぼ正方形となるように分割して、四辺形双一次厚肉シェル要素を用いて有限要素離散化している。

Fig. 1 Analyzed model of square tubes subjected to pure bending : (a) without partition plate ; (b) with partition plates

3. 解析結果および検討

3.1 隔壁の有無による比較 図 2 に、外壁 $t=2 \text{ mm}$ の隔壁なしの角筒と、外壁 $t=1.5 \text{ mm}$ 、隔壁 $t'=1 \text{ mm}$ の隔壁を有する角筒に対して、角筒の曲率 κ とモーメント M との関係を示す。2 つの角筒は長さ $L=220 \text{ mm}$ 、一辺の長さ $a=60 \text{ mm}$ 、両者の実断面積はいずれも $A = 480 \text{ mm}^2$ (隔壁がない場合 : $A = 4at = 480 \text{ mm}^2$ 、隔壁がある場合 : $A = 4at + 2at' = 480 \text{ mm}^2$) であることから、同体積・同質量での比較である。中心軸に関する断面係数 Z は、隔壁がない場合 : $Z = 9.30 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ 、隔壁

がある場合 : $Z = 7.57 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ であるにも関わらず、この図からわかるように、隔壁を有する角筒は隔壁がない角筒に比べて最大モーメント $M_{\max}$ およびエネルギー吸収量 (モーメントと曲率で囲まれた面積) が大きい。そこで、隔壁の有無に対して、その曲げ崩壊のメカニズムを把握することで隔壁の役割を明らかにしていく。本研究では曲げモーメントが最大値から減少し始めることを崩壊と定義する。

Fig. 2 Comparison between square tubes without partition plate and with partition plates for M - κ relation

3.2 隔壁がない角筒の崩壊

図 3 に、隔壁がない角筒の曲げ変形の様子を示す。この図に示したように、隔壁がない角筒曲げには、2 種類の曲げ崩壊が確認できる。つまり、図中 (a) に示すように、崩壊が始まることで角筒の底面に 1 個のしわを生成する場合と、図中 (b) に示すように、しわを生成せずに横断面が扁平になることで崩壊に至る場合とに分類できる。

Fig. 3 Deformed shapes of two types of square tubes without partition plate : (a) $t = 1 \text{ mm}$; (b) $t = 4 \text{ mm}$

図 4 に、崩壊が始まることで底面の一箇所に 1 個のしわを生成した、図 3(a) の例について、角筒の曲率 κ とモーメント M との関係を示し、曲率 κ と圧縮側の面中央部の点 B および角部の点 C (図 5 の A-A 断面を参照) での軸方向圧縮応力 σ_x (図では圧縮応力

を正とする)との関係も合わせて示す. また, 図中の①, ②, ③で示した曲げ過程での変形の様子は図5に示す. 図4からわかるように, 底面中央部の点Bの軸方向応力が最大になったとき(図中の①時点)に曲げモーメント M も最大値を示している. そして, 曲げモーメントが最大値となった直後, つまり崩壊が始まっている②時点においては, 一箇所への変形集中が始まり圧縮側の底面に凹みが見られ, それに対応して点Bでの軸方向応力は降下し始める. このようなことから, 曲げ荷重による軸方向圧縮応力 σ_x によって圧縮側の面が座屈することで最大モーメントが現れたと考えられる. このことを確認するために, 図4には, 同じ材料, 同じ断面寸法をもつ角筒の軸圧潰に対して行ったFEMの数値シミュレーション解析で求めた座屈応力の値 $\sigma_{buc|Axi}$ も一点鎖線で示している. 図からわかるように, 純曲げを受ける角筒底面の座屈応力の値は, 軸圧潰を受ける角筒の座屈応力 $\sigma_{buc|Axi}$ にほぼ等しい. このことから, 隔壁なしで底面の一箇所に1個のしわが発生する変形は曲げ荷重による軸方向圧縮応力 σ_x によって圧縮側の面が座屈することで崩壊が生じたと考えられる. 便宜上このような崩壊モードを隔壁なしの Buckling 型と呼ぶ.

Fig. 4 Relation of κ and M, σ for the square tube without partition plate (data after Fig.3(a))

図6に, しわは生成せずに横断面が扁平になることで崩壊に至る, 図3(b)の例について, 角筒の曲率 κ とモーメント M との関係を示し, 曲率 κ と圧縮側の面中央部の点Bおよび角部の点Cでの軸方向圧縮応力 σ_x との関係も合わせて示す. また, 図中の①, ②, ③で示した曲げ過程での変形の様子は図7に示す. 図7からわかるように, 両端の拘束から最も離れた長さ方向中央の位置における横断面 A-A がほぼ上下対称に扁平になることで崩壊に至る(図中の②時点). そして,

Fig. 5 Deformed shapes and cross-sections of the square tube without partition plate shown in Fig.3(a))

崩壊が始まることで Buckling 型のような局所的なしわは見られない(図中の③時点). また, 図6からわかるように, 底面中央部の点Bでの軸方向応力は, モーメントが最大となる前(図中の①)で最大となったが, その値は, 図中に一点鎖線で示した, 同様な角筒の軸圧潰での座屈応力 $\sigma_{buc|Axi}$ より低いことから, この場合は底面の座屈が発生しなかったと推測できる. これらのことから, 隔壁なしで底面に座屈しわが見られない変形は座屈は生じず断面が扁平になることで崩壊に至ると考えられる. 便宜上このような崩壊モードを隔壁なしの Flattening 型と呼ぶ.

Fig. 6 Relation of κ and M, σ for the square tube without partition plate (data after Fig.3(b))

隔壁なし Flattening 型の崩壊メカニズムを説明するため, 横断面が扁平になる理由を力学モデルから説明

Fig. 7 Deformed shapes and cross-sections of the square tube without partition plate shown in Fig.3(b))

する。図 8(a) は、曲率 $\kappa = 1/\rho$ のときの角筒の一部を示すものである。ここで、 ρ は角筒軸方向における曲率半径である。図 8(a) に示すように、 $dx = d\phi/\kappa$ の長さを持つ角筒の両端面に、曲げによって軸方向応力 σ_x が生じる。そして、曲率が κ で dx の長さを持つ角筒には応力 σ_x により横断面方向の分布荷重が生じ、その分布荷重 q は

$$q = \sigma_x t \kappa dx \quad (2)$$

である。したがって、角筒の横断面には、図 8(b) に示すような、分布荷重 q の力が生じている。式 (2) からわかるように分布荷重 q は曲率 κ 、軸方向応力 σ_x に比例することから、座屈が生じず曲げ変形が進行していく場合、分布荷重 q によって横断面は扁平になることが理解できる。

Fig. 8 Schematic representation of flattening mechanism for pure bending: (a) axial cross-section; (b) lateral cross-section

3.3 隔壁を有する角筒の崩壊 図 9 に、隔壁を有する角筒の曲げ変形の様子を示す。この図に示した

ように、隔壁を有する角筒曲げには、2 種類の曲げ崩壊が確認できる。つまり、図中 (a) に示すように、角筒の底面全長に渡ってしわを生成し崩壊に至る場合と、図中 (b) に示すように、しわを生成せずに横断面が扁平になることで崩壊に至る場合とに分類できる。

Fig. 9 Deformed shapes of two types of square tubes with partition plates : (a) $t = 1\text{mm}$, $t' = 1\text{mm}$; (b) $t = 4\text{mm}$, $t' = 2\text{mm}$

図 10 に、角筒の底面全長に渡ってしわを生成し崩壊に至った、図 9(a) の例について、角筒の曲率 κ とモーメント M との関係を示し、底面の角部と、底面と隔壁の交点との中点に位置する点 P、圧縮側隔壁の中点に位置する点 Q (図 11 の A-A 断面を参照) での軸方向圧縮応力 σ_x も合わせて示す。また、図中の①, ②, ③で示した曲げ過程での変形の様子は図 11 に示す。図 10 からわかるように、点 P での軸方向応力 σ_x が最大になったとき (図中の①時点) も、点 Q での軸方向応力 σ_x は上昇しモーメント M も上昇し続けている。そして、点 Q での軸方向応力 σ_x が最大になったとき (図中の②時点) にモーメント M も最大値を示している。つまり、図 11 を用いてこの崩壊モードを説明すると、まず、曲げ荷重による軸方向応力 σ_x によって底面が座屈する (図中の①時点)。次に底面の座屈後の凹み変形が隔壁によって阻止されるため、各角部 (底面の角部および隔壁と底面の交点による角部) の軸方向応力 σ_x の増加によってモーメントは降下せず、底面には全長にわたって座屈しわが生成され、その後、隔壁部分も軸方向応力 σ_x によって座屈することにより崩壊に至る (図中の②時点)。崩壊後は変形が一箇所に集中し、隔壁にも軸方向応力 σ_x によって生じた座屈後の凹み変形が確認できる (図中の③時点)。このような崩壊モードは底面の座屈によって誘起されるものであるため、ここでは隔壁ありの Buckling 型と呼ぶ。

図 12 に、角筒の底面にしわは生成せず、横断面が扁平になることで崩壊に至った、図 9(b) の例について、角筒の曲率 κ とモーメント M との関係を示し、圧縮側隔壁の中点に位置する点 Q (図 13 の A-A 断面を参照) での軸方向圧縮応力 σ_x 、および横断面高さ方向圧

Fig. 10 Relation of κ and M, σ for the square tube with partition plates (data after Fig.9(a))

Fig. 12 Relation of κ and M, σ for the square tube with partition plates (data after Fig.9(b))

Fig. 11 Deformed shapes and cross-sections of the square tube with partition plates shown in Fig.9(a)

Fig. 13 Deformed shapes and cross-sections of the square tube with partition plates shown in Fig.9(b)

縮応力 σ_y も合わせて示す。また、図中の①、②、③で示した曲げ過程での変形の様子は図 13 に示す。図 12 からわかるように、点 Q での軸方向圧縮応力 σ_x ではなく、高さ方向圧縮応力 σ_y が最大になったとき（図中の②時点）にモーメント M も最大値を示している。つまり、図 13 を用いてこの崩壊モードを説明すると、底面は曲げ荷重による軸方向応力 σ_x によって座屈は生じず、横断面の扁平は生じる。そのため、隔壁の横断面高さ方向圧縮応力 σ_y が発生し、それによって隔壁部分が座屈し崩壊に至る（図中の②時点）。崩壊後は変形が一箇所に集中し、隔壁にも高さ方向圧縮応力 σ_y によって生じた座屈後の凹み変形が確認できる（図中の③時点）。このような崩壊モードは横断面の扁平によって誘起されるため、ここでは隔壁ありの Flattening 型と呼ぶ。

3.4 まとめ

3.4.1 隔壁の有無による崩壊モードについて 以上のように、隔壁がない場合は 2 種類の崩壊モードがあり、隔壁を有する場合も 2 種類の崩壊モードがある。つまり、隔壁がない場合は、底面の座屈による崩壊 (Buckling 型) と、横断面の扁平による崩壊 (Flattening 型) が存在し、隔壁を有する場合は、底面が座屈した後、隔壁が軸方向応力 σ_x によって座屈し崩壊に至る場合 (Buckling 型) と、横断面が扁平になるため高さ方向圧縮応力 σ_y によって隔壁部分が座屈し崩壊に至る場合 (Flattening 型) との 2 種類の崩壊モードがある。著者らは先に行った隔壁のない角筒の曲げ変形に関する研究⁽¹¹⁾において、隔壁のない角筒の曲げ崩壊モードは主に外壁の相対厚さ t/a および材料の加工硬化係数比 E_h/E によって決まり、例えば本研究で取り扱っている

$E_h/E = 0.01$ の材料では, $t/a \leq 0.05$ ならば Buckling モード, $t/a > 0.05$ ならば Flattening モードとなることを明らかにした. したがって, 隔壁のある角筒の崩壊モードは, 底面に座屈が発生するかどうかによって分類されるため, 隔壁がない角筒と同様に t/a および E_h/E によって決まる. ただし, 隔壁のない角筒の底面の座屈は底面全幅によって1つの座屈しわを生成するが, 隔壁を有する場合の底面の座屈は隔壁が底面を2つに分けることによって2つの座屈しわが生成されるため, $E_h/E = 0.01$ の材料に対して, 隔壁のある角筒では, $t/a \leq 0.025$ ならば Buckling モード, $t/a > 0.025$ ならば Flattening モードとなる. 図 14 に角筒純曲げにおいて生じる崩壊モードを外壁の肉厚比 t/a と隔壁の肉厚比 t'/a との関係を示し, Buckling 型と Flattening 型との境界線を破線で示す. また, 図中には隔壁がない角筒 ($t'/a = 0$) に隔壁を設けた場合の崩壊モードの変化を矢印で示している. 図から, 隔壁がない場合 ($t'/a = 0$) 崩壊モードの境界線は $t/a = 0.05$ の位置にあるが, 隔壁を有する場合 ($t'/a \neq 0$) その境界線は隔壁がない場合の半分にあたる $t/a = 0.025$ の位置にあることがわかる. また, 隔壁のある角筒の崩壊モードは隔壁の肉厚比 t'/a とほぼ関係がない.

Fig. 14 Collapse mode classification chart in $(t/a - t'/a)$ plane

3.4.2 隔壁を有する角筒の最大モーメントの予測

著者らは先に隔壁がない角筒純曲げにおける最大モーメントの予測を行った⁽¹¹⁾. そこで, 隔壁を有する角筒の最大モーメントを予測するため, 図 15 に, 加工硬化係数比 $E_h/E = 0.01$ の材料に対して, 外壁の肉厚比がそれぞれ $t/a = 0.017, 0.025, 0.042, 0.05, 0.067$ の5種類の隔壁を有する角筒について, 隔壁の肉厚 t' を変化

させる場合の最大モーメント M_{max} と隔壁がない場合の最大モーメント $M_{max}|_{t'=0}$ との比を示す. 図からわかるように, 隔壁と外壁の肉厚比が大きいくほど, 隔壁がある角筒の最大モーメントと隔壁がない角筒の最大モーメントとの比は大きい. また, その値は Buckling 型になる場合と Flattening 型になる場合とに分けることができ Buckling 型の最大モーメントの比は, 次式

$$\frac{M_{max}}{M_{max}|_{t'=0}} \cong 1 + 0.8 \left(\frac{t'}{t} \right) \quad (\text{Buckling}) \quad (3)$$

Flattening 型の最大モーメントの比は, 次式

$$\frac{M_{max}}{M_{max}|_{t'=0}} \cong 1 + 1.3 \left(\frac{t'}{t} \right)^{0.6} \quad (\text{Flattening}) \quad (4)$$

のように近似的に評価でき, t'/t が同じときその値は, Flattening 型のほうが Buckling 型に比べて大きいため, 隔壁を設けることで曲げ剛性を大きく改善できるのは Flattening 型である. 式 (3), (4) をマスターカーブとすれば, 隔壁がない角筒の最大モーメントから隔壁がある角筒の最大モーメントを近似的に予測することが可能である. 図 16 は, 外壁の厚さがそれぞれ $t/a = 0.017, 0.025, 0.042, 0.05, 0.067$ の5種類の隔壁を有する角筒に対して, 隔壁の肉厚 t' を変化させる場合の FEM の結果から得られる最大モーメントの値と式 (3)(4) から得られる隔壁がある角筒の最大モーメントの近似値を示している. 図からわかるように, FEM の結果と近似値はよく一致している.

Fig. 15 Relation of t'/t and $M_{max}/M_{max}|_{t'=0}$ for five levels of t/a

3.4.3 崩壊に至るまでのエネルギー吸収性能に関する検討

図 17 の (a) と (b) はそれぞれ外壁 $t=1\text{mm}$ の Buckling 型になる隔壁なしの角筒と, 外壁 $t=4\text{mm}$ の

Fig. 16 Comparison between results of FEM and proposal method for five levels of t/a

Flattening 型になる隔壁なしの角筒において、最大モーメント時の塑性域の広がりを示すものである。ここに、色の薄さは相当塑性ひずみの大きさを示し、色が薄いほど相当塑性ひずみが大きいことを示す。また、弾性域との境界線も破線で示している。図 17 からわかるように、Buckling 型は底面の一箇所に塑性ひずみが集中しているのに対し、Flattening 型では全長に渡って広域な範囲で塑性ひずみが生じている。つまり、隔壁がない場合、Flattening 型は最大モーメントが生じるまでに全長に渡って変形するため、一箇所に変形が集中してしまう Buckling 型よりエネルギー吸収性能がよい。これに対して、図 18 には、外壁 $t=1.5\text{mm}$ 、隔壁 $t'=3\text{mm}$ の Buckling 型になる角筒と、外壁 $t=2.5\text{mm}$ 、隔壁 $t'=1\text{mm}$ の Flattening 型になる角筒に対して、角筒の曲率 κ とモーメント M との関係を示している。2つの角筒は長さ $L=220\text{mm}$ 、一辺の長さ $a=60\text{mm}$ 、両者の実断面積はいずれも $A=720\text{mm}^2$ であることから、同体積・同質量での比較である。図 18 からわかるように、最大モーメントの値は Flattening 型の方が Buckling 型に比べて大きい。最大モーメントが生じるまでのエネルギー吸収量（モーメントと横軸で囲まれた面積）は Buckling 型の方が Flattening 型に比べて大きい。この原因は、隔壁がある場合、Flattening 型は全長に渡って横断面が扁平になるのに対して Buckling 型は底面全長に渡って座屈しを生成するため、Buckling 型の方がより多くの変形を必要としているためである。以上のことから、隔壁がない場合は Flattening 型の方が Buckling 型に比べてエネルギー吸収性能がよい。一方、隔壁を設けることで Buckling 型の崩壊メカニズムは、

底面全長に渡って座屈しを生成するようになるため、Buckling 型の方が Flattening 型に比べてエネルギー吸収性能がよい。

Fig. 17 Plastic region at phase maximum moment: (a) $t=1\text{mm}$; (b) $t=4\text{mm}$

Fig. 18 Comparison between buckling mode and flattening mode with partition plate for M - κ relation

4. 結 言

本研究では、有限要素法による弾塑性数値解析を行い、隔壁の有無による角筒の曲げ崩壊に関する検討を行った。その結果、以下の点が明らかになった。

- (1) 隔壁がない場合の角筒曲げ崩壊メカニズムは、曲げ荷重による軸方向応力によって底面が座屈することによって崩壊する場合（Buckling 型）と、横断面が扁平になることによって崩壊する場合（Flattening 型）との 2 種類の曲げ崩壊がある。
- (2) 隔壁がある場合の角筒曲げ崩壊メカニズムは、隔壁が軸方向応力によって座屈することによって崩壊する場合（Buckling 型）と、横断面が扁平になり隔壁が高さ方向応力によって座屈することによって崩壊する場合（Flattening 型）との 2 種類の曲げ崩壊がある。

よって崩壊する場合 (Flattening 型) との 2 種類の曲げ崩壊がある。

- (3) 隔壁を設けることで Buckling 型の崩壊モードになる外壁の肉厚比 t/a の範囲は, 隔壁がないものと比べて半分になる。崩壊モードは隔壁の肉厚比 t'/a にあまり依存しない。
- (4) 隔壁がある角筒と隔壁がない角筒との最大モーメントの比は隔壁と外壁の肉厚比の関数として Buckling 型, Flattening 型それぞれ一本の線で表すことができ, Flattening 型の方が Buckling 型より, その比は大きい。この線をマスターカーブとすれば, 隔壁のない角筒の最大モーメントから隔壁がある角筒の最大モーメントを近似的に予測することができる。
- (4) 隔壁がない場合, Flattening 型は Buckling 型に比べてエネルギー吸収性能がよいが, 隔壁がある場合は, Buckling 型の方が Flattening 型に比べてエネルギー吸収性能がよい。

5. 補 足

本論文では隔壁がある場合の曲げ崩壊は, 隔壁が軸方向応力によって座屈し崩壊が生じるもの (Buckling 型) と, 隔壁が高さ方向応力によって座屈し崩壊が生じるもの (Flattening 型) の 2 種類について述べたが, これらの崩壊メカニズムを適用できる隔壁厚さの範囲は $0.2 < t'/t < 2$ とする。つまり, 隔壁と外壁の肉厚比 $t'/t \leq 0.2$ の場合, 隔壁が非常に薄いため隔壁を有する角筒の崩壊メカニズムは隔壁なしの崩壊メカニズムと同じとなり, 隔壁と外壁の肉厚比 $t'/t \geq 2$ の場合, 隔壁が非常に厚いため隔壁は座屈せず, 外壁の変形が顕著になることで崩壊が生じる。

また, 加工硬化係数比 $E_h/E = 0$ の弾完全塑性材に対して, 本研究で扱った崩壊メカニズムは適用できない。この場合, Kecman⁽¹²⁾ によって提案されているように, 隔壁のない角筒最大モーメント $M_{\max}|_{t'=0}$ は, 断面の完全塑性モーメント M_{p1} に等しいものとし, 次式

$$M_{p1} = \sigma_y t \left[a(b-t) + 0.5(b-2t)^2 \right] \quad (5)$$

となる。ここに, a は角筒底面の長さ, b は側面の長さであり, 長方形にも適用可能である。そこで, 隔壁のある角筒最大モーメント $M_{\max}$ も, 加工硬化係数比 $E_h/E = 0$ の弾完全塑性材の場合は断面の完全塑性モーメント M_{p2} に等しいものとし, M_{p2}/M_{p1} は次式

$$M_{p2}/M_{p1} = 1 + \sigma_y t' \left[\frac{(b-2t)^2}{4} + \frac{t'(a-2t-t')}{4} \right] / M_{p1} \quad (6)$$

となる。つまり, 加工硬化を持たない弾完全塑性材での崩壊メカニズムは, 肉厚比に関係なく全断面塑性による崩壊となる。このことは紙面の関係で省略するが FEM の結果で確認済みである。図 15 には, $t/a = 0.025$ のときの式 (6) も点線で示している。図からわかるように, $M_{\max} / M_{\max}|_{t'=0}$ の比は加工硬化を有するほうが大きいため, 加工硬化を有する材料は隔壁を設けることで, 曲げ剛性を大きく改善できることが理解できる。

文 献

- (1) Yoshida, Y. et al., Bending Energy Absorption of Extruded Aluminum Beams, *JSAE Review*, Vol.18, (1997), pp.385-392.
- (2) Yamada, T. et al., Analysis of Buckling Behaviour of Alminum Structure for Crash Absorbing, *SAE International*, (2004), pp10-15.
- (3) Estrin, Y. et al., Materials with Novel Archi Tectonics: Assemblies of Interlocked Elements, *IUTAM Symposium on Analytical and Computational Fracture Mechanics of Non-Homogeneous Materials*, (2002), pp.51-55.
- (4) Chen, D.H. et al., Crushong Behaviour of Hexagonal Thin-Walled Tube with Partition Plates (1st Report, Analysis of Deformation Mode), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol.72, No.724(2006), pp.168-174.
- (5) Chen, D.H. et al., Crushong Behaviour of Hexagonal Thin-Walled Tube with Partition Plates (2nd Report, Analysis of Compressive Stress), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol.72, No.724(2006), pp.175-181.
- (6) Haruyama, S., Ushijima, K. and Chen, D. H., Study of crack initiation in circular tubes of aluminum alloy under axially compressive load, *The Japanese Society for Experimental Mechanics*, Vol.3 (2003), pp.343-344.
- (7) Kyriakides, S. and Ju G. T., Bifurcation and localization instabilities in cylindrical shells under bending- I, II. Experiments, Predictions *International Journal of Solids and Structures*, Vol.29, (1992), pp.1117-1171.
- (8) MSC. Marc Manual, 2003.
- (9) Stephens, W. B. et al., Collapse of long cylindrical shells under combined bending and pressure loads, *American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal*, Vol.13, (1975), pp.20-25.
- (10) Guarracino, F., On the analysis of cylindrical tubes under flexure: theoretical formulations, experimental data and finite element analyses, *Thin-Walled Structures*, Vol.41, (2003), pp.127-147.
- (11) Masuda, K. et al., Study on Pure Bending Collapse of Square Tubes in Consideration of Work-hardening Effect, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol.75, (2009), pp.13-20.
- (12) Kecman, D., Bending collapse of rectangular and square section tubes, *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol.25, (1983), pp.623-36.