

構造要素クラッシュ挙動のモデル化とシミュレーション

Simulation and Modeling of the Crushing Behavior of Structural Members

都井 裕*
Yutaka TOI

構造要素のクラッシュ挙動（超大変形を伴う圧壊挙動）の解析は、自動車、船舶、航空機などの衝突事故を起こしうる構造体および海洋構造物、橋脚、原子力プラントなど衝突される恐れのある構造物の極限強度設計の基礎となる重要な課題であるが、極めて非線形性の強い現象であるため、解析には大きな困難が伴う。本稿では、この問題に対する3種類のアプローチ、すなわち、(1)剛塑性理論解析、(2)剛体・ばねモデルによるシミュレーション、(3)非線形有限要素解析に関して、円筒殻の非軸対称圧壊問題に対する著者らの計算例を参照しながら、解説を加えたい。

1. 序

「クラッシュ」と発音される英語には“crash”と“crush”がある。前者は「(自動車)が衝突する」あるいは「(飛行機)が墜落する」という意味であり、後者は「押しつぶす、つぶれる」といった意味である。したがって、耐衝突強度は“crashworthiness”であり、圧壊強度は“crushing strength”である。また、“crash”と言えば一般に動的な現象を指すが、“crush”は静的あるいは準静的な現象を含む、英語の字義にはこのように明確な区別があるが、「衝突」の結果、構造物はしばしば「つぶれる」ので、物理的には両者は深い関係にある。したがって、構造強度関係のエンジニアや研究者が「クラッシュ」と言う場合にも、無意識のうちに両者の意味を含めている場合が多い(英語で説明する場合には発音も綴りも異なるので、当然のことながら両者を区別する必要があるが、日ごろの習慣からミスを犯すこともある。著者は大学院時代に“Crush Analysis of Engineering Structures”と題する論文¹⁾を書いたが、この論文は横荷重を受けるはりや板の微小変形下での弾塑性衝撃応答を扱っているもので、どう考えても表題の“crush analysis”は不適当であり、“crash analysis”とするべきであった)。

クラッシュの問題は主として自動車、原子力船、航空機などの衝突構造物、あるいは海洋構造物、橋脚、原子力プラントなどの被衝突構造物の極限強度に関連して発生してくるが、構造物が支持しうる最大荷重(崩壊荷重)を主たる対象とする一般の最終強度問題と異なり、クラッシュの問題においては構造物が塑性変形により吸収可能な衝突エネルギー量およびそれに伴う変形量に関心が寄せられる。ところが構造物のクラッシュ過程は超大

変形・大ひずみ・接触(摩擦)・動的効果、ときには亀裂などをも含む極めて非線形性の強い現象であるため、先に例を上げたような実際の複雑な構造物に対し、現実の衝突条件に即してこれらの量を精度よく算定することには、大変な困難が伴うことは容易に想像されよう。

この種の問題に対する研究現況を比較的最近に刊行された数編の書籍・雑誌²⁾⁻⁶⁾から概観してみると、大きく分けて、(1)剛塑性仮定による理論解析、(2)差分法、有限要素法あるいはその他の離散系モデルによる数値シミュレーション、(3)モデルあるいは実物実験、の3種類のアプローチがとられていることがわかる。

剛塑性解析はおそらくはりの横衝撃問題に対するConroy, Symondsの研究⁷⁾に端を発する古典的アプローチであり、比較的単純な構造要素を対象として、実験的にある程度まで知られた圧壊メカニズムを仮定し、吸収エネルギー量と変形量の関係の評価することにより、設計に有用な精度のよい算定式を作り出す努力が営々として続けられている。この方法の成否の鍵は、仮定された崩壊機構および内部塑性仕事の計算に用いる応力分布の妥当性にあるが、クラッシュの問題においては、移動関節線(moving, or traveling, or propagating hinge line)を含むことにより崩壊機構が複雑化したり、同時に膜力成分の評価が困難であったりして、所要の精度を得ることは一般に容易でなく、半実験式的な吸収エネルギー算定式が用いられることも多い。

近年、有限要素法、差分法などの数値解析手法のクラッシュ問題への応用も盛んである。汎用性および期待可能な定量的精度面から、これらの数値シミュレーション手法が将来、最も強力な解析手段となりうることは疑いの余地はないが、現在の計算アルゴリズムおよびハードウェアの能力では、クラッシュ解析は高価過ぎることも

*東京大学生産技術研究所 第2部

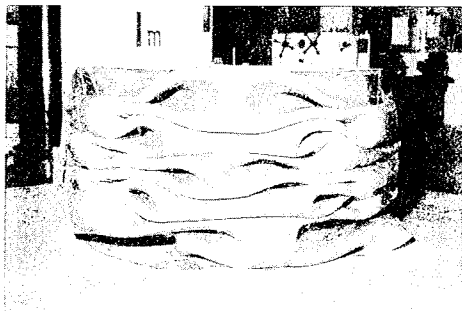
また事実である。

実験的な研究は、剛塑性理論解析および数値シミュレーションに対し、次のような意義を有している。すなわち、剛塑性解析においては仮定すべき圧壊メカニズムの把握のために不可欠であるし、また、数値シミュレーション手法あるいはソフトウェアの妥当性の確認は実験結果との対比によるしかないのが、現状である。

著者は 10 年ほど以前より、構造工学における解析困難な課題の一つとしてクラッシュの問題には関心を抱いていたが、初期の成果^{11,8)-12)}はあまり変形の大きくない範囲での薄肉構造要素の主として横衝撃崩壊に関するものであり、構造物が「くしゃくしゃ」につぶれた状態での変形モードあるいはエネルギー吸収を対象としたクラッシュらしい研究を始めたのは比較的、最近のことである。その直接の契機となったのは、軸圧縮荷重を受ける円筒殻の非軸対称座屈(または圧壊)モードに関する研究¹³⁾であった。この概要は、文献 14)でも簡単に紹介されている。その後、著者らは、円筒殻の平均圧壊荷重に関する剛塑性理論式の再検討¹⁵⁾、一般の薄肉構造要素を対象とした、剛体・ばねモデルによる低自由度圧壊シミュレーション¹⁶⁾および次数低減積分法に基づく低次有限要素モデルによる超大変形圧壊解析¹⁷⁾など、クラッシュ問題に関する一連の基礎研究を実施しながら現在に至っており、クラッシュの研究は今後も当分、著者の研究室の中心テーマの一つとして君臨しそうな気配である。本稿では、円筒殻の非軸対称圧壊問題に対象を絞って、上述の諸研究の内容を時間を追ってまとめて記述することにより、構造要素のクラッシュ挙動(ここでは静的圧壊挙動のみ扱うため英文タイトルでは“the crushing behavior”としている)に対する種々のシミュレーションモデルとその効果について解説したい。

2. 円筒殻の平均圧壊荷重に対する剛塑性理論解

軸圧縮荷重を受けて非軸対称モードで圧壊した円筒鋼管の写真と典型的な荷重・縮み量曲線を Fig. 1 に示す。



(a) 圧壊モード (写真)

衝突エネルギー吸収特性を評価するための代表的なパラメータである平均圧壊荷重 (mean crushing load) P_m は、Fig. 1 の荷重・縮み量曲線に対し次式により定義される。

$$P_m \bar{\delta}_s = \int_0^{\bar{\delta}_s} P(\bar{\delta}) d\bar{\delta} \tag{1}$$

ここに、 $\bar{\delta}_s$ は荷重・縮み量曲線において十分多くの波数を含むように設定することは言うまでもない。また、平均圧壊荷重を断面積で除した値を平均圧壊応力 (mean crushing stress) と称することにする。すなわち、

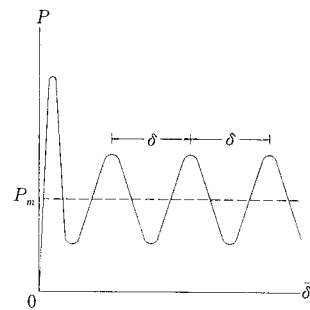
$$\sigma_m = P_m / A \tag{2}$$

と定義する。なお、軸圧縮荷重を受ける円筒殻には、他に軸対称の「ちょうちん型」圧壊モードも生ずるが、この場合の平均圧壊荷重を与える Alexander の剛塑性理論解¹⁸⁾は、実験結果を十分、良好に説明することが知られているので、軸対称圧壊は本解説の対象外とした。

さて、非軸対称圧壊の場合の平均圧壊荷重に対する剛塑性理論解としては、Pugsley の解¹⁹⁾、Johnson の解²⁰⁾などが知られているが、いずれにおいても Fig. 2 に示すような、三角形平板が塑性関節線によって結合された、理想化された圧壊モードが仮定されている。著者は文献 15)において、これらの解をその特殊な場合として含む次式のような一般的な平均圧壊応力の算定式を誘導した。

$$\begin{aligned} \frac{\sigma_m}{\sigma_y} = & \frac{1}{4} \frac{\sigma_0}{\sigma_y} n \frac{t}{R} \frac{h_0}{\delta} (\text{cosec } \alpha + \cot \alpha) + \frac{1}{4} \frac{\sigma_0}{\sigma_y} \frac{t}{R} \frac{h_0}{\delta} \\ & + \frac{\tau_0}{\sigma_y} n \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{n} \right) \frac{h_0}{\delta} \frac{h_0}{R} \text{cosec}^2 \alpha \end{aligned} \tag{3}$$

ここに、右辺第 1 項は塑性関節線 (Fig. 2 の線分 12, 24, 43 など) における曲げ塑性仕事の寄与分、右辺第 2 項は円筒面を平面化するために要する曲げ塑性仕事の寄与分、右辺第 3 項は面内せん断塑性仕事の寄与分を表している。また、記号の意味は、 σ_y : 単軸降伏応力、 σ_0 : 垂直降伏応力、 τ_0 : せん断降伏応力、 n : 圧壊モードの周方向波数、 R : 円筒の半径、 t : 円筒の肉厚、 δ : 軸方向半波長圧壊に対応するストローク、 h_0 : 軸方向半波長 (Fig. 2



(b) 荷重・縮み量曲線

Fig. 1 軸圧縮荷重を受ける円筒殻の非軸対称圧壊

の辺 14 または 23 の長さ), α : 塑性関節線のなす角度 (Fig. 2 を参照) である。

Fig. 2 の変形パターンは Yoshimura buckle pattern²¹⁾ としても知られ, 円筒殻の非軸対称座屈に関する研究においてしばしば登場するモデルであるが, そもそも「薄肉」円筒の, かつ「座屈」時の変形モードを表現するモデルであり, Fig. 1 (a) の「やや厚肉」の円筒鋼管の「完全圧壊」時の変形形状とはかなり相違する部分もある。たとえば, Fig. 2 における点 2, 点 4 などは決して「点」ではなく, 軸方向または周方向にある長さを有する「線」または「面」であることが Fig. 1 (a) を見れば, 明らかである。したがって, 角 α など本来は圧壊過程で変化すべき性質のパラメータであり, それを (3) 式のように定数値として仮定しようとするれば, 複数の選択の余地がでてくることは容易に理解されよう。また, 垂直降伏応力あるいはせん断降伏応力の仮定にしても多軸の降伏条件を厳密には適用できない以上, 近似的なものにならざるをえない。

ここでは, (3) 式中の諸パラメータの仮定の仕方を変えた, 以下の 3 種類の剛塑性理論解について検討する。

(1) 一般化 Pugsley 解

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_y} = \frac{1}{2\sqrt{3}} \frac{t}{R} \left\{ 1 + n(\sqrt{2} + 1) \right\} - \frac{\pi}{3} \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{n} \right) \quad (4 a)$$

(3) 式における各パラメータ値:

$$\left. \begin{aligned} \delta &= \pi R/n \\ h_0 &= \pi R/n \\ \alpha &= \pi/4 \\ \sigma_0 &= 2\sigma_y/\sqrt{3} \\ \tau_0 &= \sigma_y/3 \end{aligned} \right\} \quad (4 b)$$

(2) Johnson 解

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_y} = \frac{1}{2\sqrt{3}} \frac{t}{R} \left\{ 1 + n \left(\operatorname{cosec} \frac{\pi}{2n} + \cot \frac{\pi}{2n} \right) \right\} \quad (5 a)$$

(3) 式における各パラメータ値:

$$\left. \begin{aligned} \delta &= (\pi R/n) \tan \alpha \\ h_0 &= (\pi R/n) \tan \alpha \\ \alpha &= \pi/2n \\ \sigma_0 &= 2\sigma_y/\sqrt{3} \\ \tau_0 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (5 b)$$

(3) 修正 Johnson 解

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_y} = \frac{1}{2\sqrt{3}} \frac{t}{R} \left\{ 1 + n(\sqrt{2} + 1) \right\} \quad (6 a)$$

(3) 式における各パラメータ値:

$$\left. \begin{aligned} \delta &= \pi R/n \\ h_0 &= \pi R/n \\ \alpha &= \pi/4 \\ \sigma_0 &= 2\sigma_y/\sqrt{3} \\ \tau_0 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (6 b)$$

各理論解の内容については, 文献 15) に記述があるので省略するが, (4 a) 式の一般化 Pugsley 解は, 面内せん断力による塑性仕事 が考慮されていることが特徴である。また, 面内不伸張モードを仮定した (5 a) 式の Johnson 解, (6 a) 式の修正 Johnson 解では, α に関する仮定が異なっており, 前者 ($\alpha = \pi/2n$) は完全圧壊後の状態, 後者 ($\alpha = \pi/4$) は座屈時の状態に焦点を当てたモデル化といえよう。

これらの 3 種類の理論解をアルミニウム/ステンレス鋼¹⁹⁾, および炭素鋼管^{13), 30)} に対する実験データと比較した結果を Fig. 3 に示す。図から, いずれの理論解も実

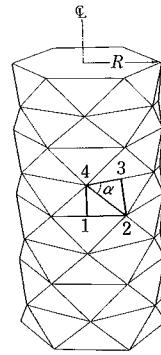
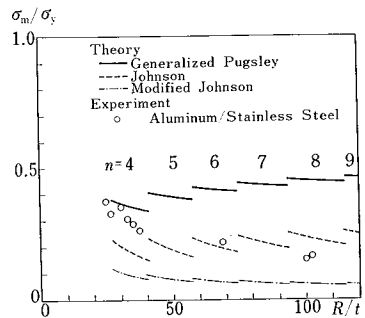
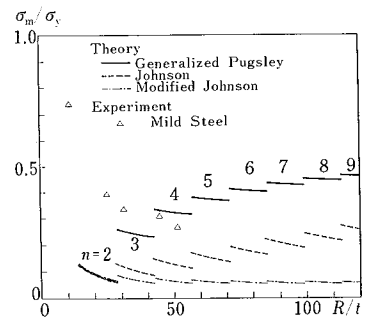


Fig. 2 理想化された非軸対称圧壊モード



(a) アルミニウム/ステンレス鋼鋼管



(b) 炭素鋼鋼管

Fig. 3 円筒殻の平均圧壊荷重 (剛塑性理論解と実験結果の比較)

験結果と十分に符合しているとは言い難いことがわかる。なお、この図を描くためには R/t と n の関係に関する情報が必要となるが、本計算では著者によって解析的および数値シミュレーションにより導かれた関係^{13,15)}を仮定したことを述べておく。

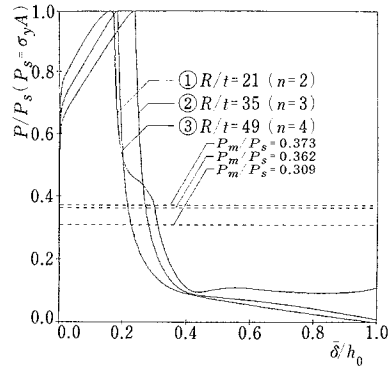
3. 剛体・ばねモデルによる圧壊シミュレーション

前章の結果は、この問題に対する理論解析的なアプローチの限界を伺わせるものであった。そこで必然的に数値解析手法の導入ということになり、まず、クラッシュ問題に好適な離散化モデルと思われた「剛体・ばねモデル」によるシミュレーションを試みることにした。この離散化モデルは名前のとおり、「ばね系によって結合された剛体要素より成る離散化モデル」であり、10年ほど前に川井によりその物理的概念が与えられた²²⁾。著者は梁柱・骨組・板殻など薄肉構造を中心とする各種の鋼構造の静的・動的極限強度問題にこのモデルを応用するための基礎研究に携わり^{8)-14),23),24)}、クラッシュ問題への応用に取り組む下準備ができていたこともこの方向の研究に向かわせた理由の一つである。

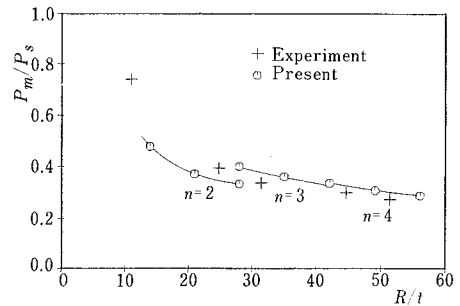
Fig. 2の圧壊パターンの基本周期領域1234をFig. 4に示すような4本の剛体棒要素および2枚の三角形平板剛体要素にモデル化した。各剛体要素はその重心点に3次元剛体運動の6自由度を有しており、隣接剛体要素間は垂直相対変位およびせん断相対変位に抵抗するばね系により結合されている。計算の基本アルゴリズムについては文献24)に詳細な記述がある。また、Fig. 2における角 α は $\pi/2n$ と仮定した。

Fig. 5は炭素鋼鋼管に対する計算結果であり、荷重・縮み量曲線、平均圧壊荷重(実験値との比較)および圧壊変形過程が示されている。Fig. 5(a)の荷重・縮み量曲線からFig. 5(b)の平均圧壊荷重を見積もる際のストローク・長さ比は73%と仮定した。すなわち、Fig. 5(a)における $0.0 \leq \delta/h_0 \leq 0.73$ (h_0 は軸方向半波長)の範囲の荷重平均値がFig. 5(b)にプロットされている。図から

わかるように、炭素鋼材料の応力・ひずみ関係、特に降伏後のひずみ硬化係数を適当に加減した結果、本計算結果は実験結果^{13),30)}とかなり良好に一致した。したがって、少なくとも定性的には、前章で述べた剛塑性理論解と比較して大幅に改善された解を与えていると判断できるし、総自由度数が少ないため計算に要する時間も極めて短い。しかしながら、圧壊変形過程における角 α の変化、言い換えれば塑性関節線の移動については考慮されていないし、実験結果との定量的な比較を厳密に行うためには、実際の現象を単純化しすぎている嫌いもある。要素分割を細かくする手は残されているが、要素細分化に伴



(a) 荷重・縮み量曲線



(b) 平均圧壊荷重 (実験値との比較)

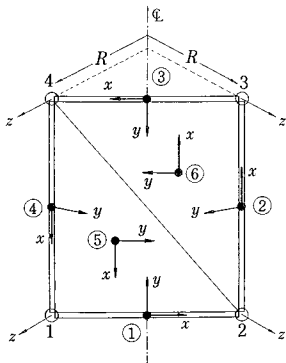
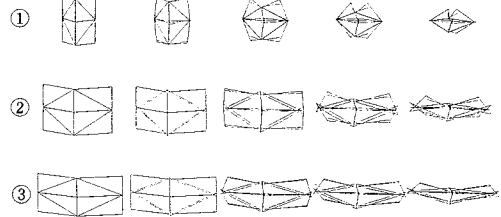


Fig. 4 剛体・ばねモデルによる圧壊シミュレータ



(c) 圧壊変形過程

Fig. 5 剛体・ばねモデルによる円筒殻の圧壊シミュレーション結果

う確実な精度向上が必ずしも期待できないのが剛体・ばねモデルの特徴の一つである。そこで、定量的精度を重視する基礎研究的な立場からは、有限要素法の実用が望ましい方向と判断し、次章で述べる解析へと研究を進めた。

4. 有限要素法による圧壊解析

有限要素法を本問題に適用するにあたり、一般的な薄肉構造の準静的圧壊解析のための計算プログラムを作成した。このプログラムの計算アルゴリズムにおける主要な仮定は以下のとおりである。すなわち、(1)双一次四辺形シェル要素^{25)~27)}を一点積分法により定モーメント要素として使用、(2)updated Lagrangian approach による増分理論²⁸⁾を仮定、(3)各ステップでの updated Kirchhoff 応力を Euler 応力の Jaumann 変化率に変換²⁸⁾、(4)この変換の際、平面応力場を保持するように肉厚方向の垂直ひずみを決定²⁶⁾、(5)層分割法 (layered approach) により塑性変形を考慮、(6)節点における面内回転自由度およびアワーグラスモードを拘束するための仮想的剛性を付与^{25),27)}、などが上げられる。定式化の概略を以下に示す。

Fig. 6 に双一次四辺形シェル要素を使用座標系とともに示す。クラッシュ問題のように大変形・大ひずみを伴う強非線形問題の解析には、計算効率・計算精度の観点から上記要素のような低次元積分法 (reduced integration technique) に基づく低次元有限要素モデルの使用が効果的と考えられる。図中には、全体座標系 (x, y, z) のほかに、要素内変位と応力・ひずみの方向を定義する要素座標系 (x', y', z') 、節点自由度の方向を定義する節点座標系 (x'', y'', z'') 、および要素内曲線座標系 (ξ, η) が示されているが、通常、節点座標系は全体座標系と同一方向に採られる。また、要素座標系は各増分ステップにおいてその時の節点座標値に基づき再計算される。以後、変位成分の記述に際してはプライム符号により参照座標系を区別する。各節点は Fig. 6 に示すように、 $(u, v, w, \theta_x, \theta_y, \theta_z)$ の 6 自由度を有する。

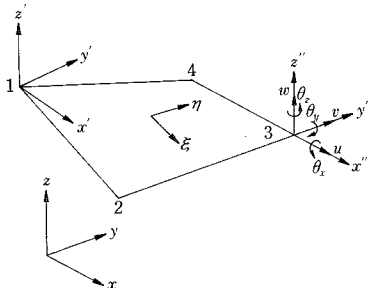


Fig. 6 双一次四辺形シェル要素

双一次形状関数による要素内変位場を次式に示す。

$$\begin{Bmatrix} u' \\ v' \\ w' \end{Bmatrix} = \sum_{i=1}^4 N_i(\xi, \eta) \begin{Bmatrix} u'_i \\ v'_i \\ w'_i \end{Bmatrix} + \sum_{i=1}^4 z' N_i(\xi, \eta) \begin{Bmatrix} \theta_{y'i} \\ -\theta_{x'i} \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (7)$$

ここに

$$\begin{aligned} N_1(\xi, \eta) &= (1-\xi)(1-\eta)/4 \\ N_2(\xi, \eta) &= (1+\xi)(1-\eta)/4 \\ N_3(\xi, \eta) &= (1+\xi)(1+\eta)/4 \\ N_4(\xi, \eta) &= (1-\xi)(1+\eta)/4 \end{aligned}$$

Updated Kirchhoff 応力増分と updated Green ひずみ増分の 3 次元関係は次式のように表される。

$$[\Delta^* \sigma] = [D][\Delta^* \epsilon] \quad (8)$$

ここに、塑性領域における $[D]$ マトリックスの各成分は Mises の降伏条件および塑性流れ理論に基づいて決定し、相当応力・相当ひずみ関係は材料試験における真応力 (あるいは Euler 応力)・対数ひずみ関係を入力するものとする。Updated Kirchhoff 応力増分は次式により、Euler 応力の Jaumann 変化率に変換する。

$$\{\Delta \sigma'\} = [\Delta^* \sigma] + [S]\{\Delta^* \epsilon\} \quad (9)$$

ここに、初期応力マトリックス $[S]$ の成分は前ステップの Euler 応力より計算される。

要素中心点のひずみ増分は、肉厚方向の垂直ひずみを除き、(7)式の変位場に次式の内線形ひずみ・変位関係 (Kármán の有限変形平板理論における仮定と等しい) を適用することにより計算する。

$$\begin{aligned} \epsilon_x &= \partial u' / \partial x' + (1/2)(\partial w' / \partial x')^2 \\ \epsilon_y &= \partial v' / \partial y' + (1/2)(\partial w' / \partial y')^2 \\ \gamma_{xy} &= \partial u' / \partial y' + \partial v' / \partial x' + (\partial w' / \partial x')(\partial w' / \partial y') \\ \gamma_{yz} &= \partial v' / \partial z' + \partial w' / \partial y' \\ \gamma_{zx} &= \partial w' / \partial x' + \partial u' / \partial z' \end{aligned} \quad (10)$$

また、肉厚方向の垂直ひずみ増分 $\Delta \epsilon_z$ は (8) 式および (9) 式を用いて計算される肉厚方向の垂直応力が零となるように定められる。

本要素は節点における面内回転変位自由度に対して無剛性であるため、ある節点を囲む要素群が同一平面上あるいはそれに近い配置をとる場合に剛性マトリックスに特異性が生ずる。これに起因する数値的困難を避けるために、剛体変位に対しては抵抗しないような仮想的弾性剛性²⁵⁾を付加している。

また、この要素に生ずるもう一つの数値的困難はアワーグラスモードに起因する数値的不安定である。これを抑制するために、Flanagan および Belytschko により考案された、一様ひずみおよび剛体変位モードとアワーグラスモードの直交性を利用したアワーグラスモード抑制手法²⁹⁾を使用した。アワーグラスモードを抑制するための仮想的剛性の大きさを決める無次元係数 r_i ²⁷⁾ の値として、弾性領域では 0.03 を用い、塑性領域では肉厚方

向の数値積分点(10点)における接線係数値の平均値に比例するように r_i の値を低減させた。

増分型の仮想仕事の原理に従うと、最終的に次式の増分型剛性方程式が得られる。

$$([k_0] + [k_c] + [k_T] + [k_H])\{\Delta u\} = \{\Delta f\} + \{f_R\} \quad (11)$$

ここに、 $[k_0]$ は増分剛性マトリックス、 $[k_c]$ は増分幾何剛性マトリックス(あるいは初期応力マトリックス)、 $[k_T]$ と $[k_H]$ はそれぞれ面内回転自由度およびアワーグラスモードに抵抗する付加剛性マトリックス、 $\{\Delta u\}$ は変位増分、 $\{\Delta f\}$ は外力増分、 $\{f_R\}$ は前段階の不均衡力である。実際の計算では、Newton-Raphson 法による反復計算を併用することにより荷重増分をやや大きめに設定し、計算効率の向上を計るとともに区分的線形化に伴う誤差を極力減らすようにしている。

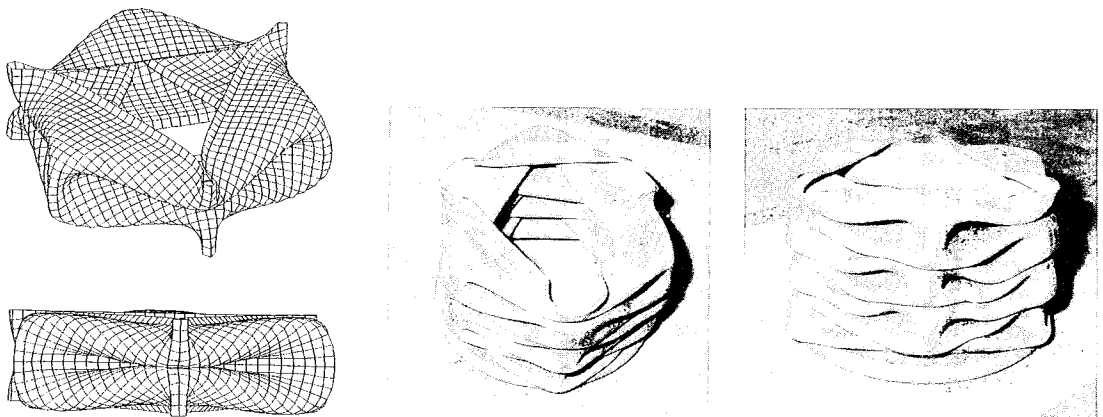
以上の計算アルゴリズムに従い、第2章で剛体・ばねモデルを用いて行ったシミュレーションと同様の解析を試みた。解析範囲は Fig. 2 の基本周期領域 1234 である。剛体・ばねモデルによる圧壊シミュレーションでは $\alpha = \pi/2n$ と仮定したが、ここでの計算では最小座屈荷重を与え、かつ実験事実と対比してもより妥当と推測される

$\alpha = \pi/4$ を仮定することとした(実は、Fig. 4 の圧壊シミュレータを用いて $\alpha = \pi/4$ と仮定した計算を行ってもうまくつぶれない。完全圧壊の状態を Fig. 4 のモデルで近似するためには $\alpha = \pi/2n$ の必要がある)。

周方向波数3の圧壊モードに対して十分多くの要素数を用いた試計算結果を Fig. 7 に示す。この計算例では、Fig. 2 の基本周期領域 1234 が (12×12) のメッシュに分割されており、この領域に対する計算結果を対称条件を利用して反転連結することにより、Fig. 7 (a) の圧壊変形図が描かれている。同じ周方向波数を有する Fig. 7 (b) の実験写真と比較すると、本解析が極めてもっともらしい結果を与えていることが納得できる。

Fig. 8 は、後のパラメータスタディのために必要最小限の要素数を見出す目的で行った、3種類の要素分割による解析結果である。Fig. 8 (b) の圧壊変形図には顕著な相違は見られないが、Fig. 8 (a) の荷重・縮み量曲線より (7×7) のメッシュでは十分と判断されるため、以後の計算はこの要素分割により実施した。

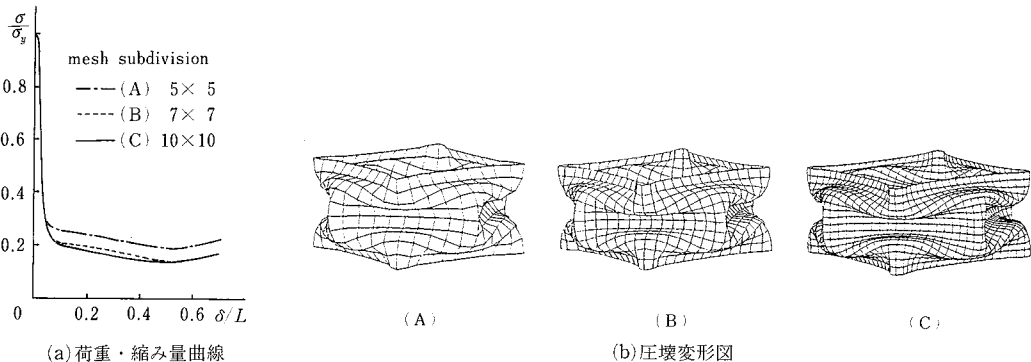
Fig. 9 は実験データが利用可能な次の4体の試験体^{13),30)}に対する解析結果である：C-1 ($R/t=11.0, n=$



(a)有限要素解析による圧壊変形モード

(b)実験による圧壊変形モード

Fig. 7 円筒殻の圧壊変形モードに関する有限要素解析結果と実験結果の比較



(a)荷重・縮み量曲線

(b)圧壊変形図

Fig. 8 円筒殻の有限要素圧壊解析における要素分割数の影響

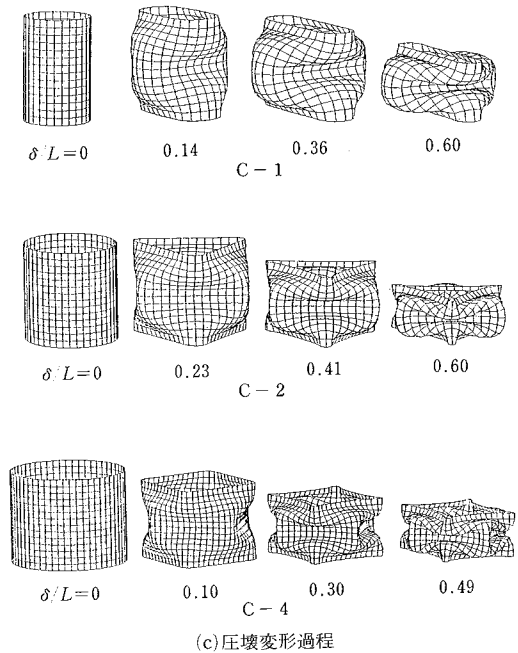
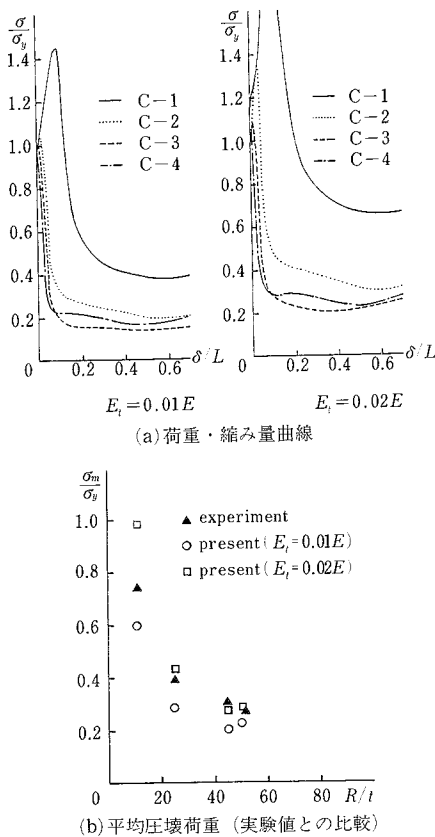


Fig. 9 有限要素法による円筒殻の圧壊解析結果

2), C-2 ($R/t=24.8, n=3$), C-3 ($R/t=44.5, n=3$), C-4 ($R/t=50.0, n=4$). 材料特性として2直線近似による相当応力・相当ひずみ関係を仮定し, 降伏後の接線係数 E_t としてヤング率の1%および2%の2種類の値を用いて解析した, Fig. 9 (a)は荷重・縮み量曲線, Fig. 9 (b)は Fig. 9 (a)の結果から算定した平均圧壊荷重, Fig. 9 (c)は C-1, C-2, C-4 の3体の円筒に対する圧壊変形過程である. 実験による平均圧壊荷重値は Fig. 9 (b)に示したように, 本解析による2種類の計算値のほぼ中間的なところに位置しており, 定量的にほぼ妥当な解が得られていると推測される. また, Fig. 9 (c)の計算結果は実際の圧壊変形過程を極めて忠実に再現していると判断される.

著者らは, 上述の成果を裏付け, より完全なものにするために, 多数の円筒鋼管に対する圧壊試験および有限要素解析をすでに実施している. これについては稿を改めて解説したいが, その過程で「薄肉」の仮定の限界が一つの問題点として浮かび上がってきたことのみをここで指摘しておきたい. すなわち, 上記の C-1 試験体などは半径・肉厚比から判断してかなり「厚肉」であるし, また, より薄い円筒でも局所的にかなり大きな変形をす

る場合は「薄肉」の仮定に無理が生ずる可能性がある. この点を改善しようとするとは必然的に3次元解析へと歩を進めることになるが, 計算アルゴリズムおよびハードウェアの今後の進展を考えると, 著者はこの方面にも積極的に取り組む時機にあるのではないかと考えている.

5. 結 言

本解説では, 構造要素のクラッシュ挙動(超大変形を伴う静的圧壊挙動に話を限定した)に対する可能なモデル化とその特徴について, 軸圧縮荷重を受ける円筒殻の非軸対称圧壊挙動に対する著者らのシミュレーション結果を引用しながら概説した. 本文中で述べた3種類のアプローチを全体として眺めると, 計算コストの増大は計算精度の向上をもたらしていると言えそうである. 剛塑性理論解析の適用範囲および定量的精度の限界とまともな非線形有限要素解析に要する膨大な計算コストを考えると, 実用性の観点からは剛体・ばねモデルによるシミュレーションがかなり効果的と考えることもできる. しかしながら, 非線形有限要素法の計算コストはソフト, ハード両面の進展から確実に低減の傾向にある. したがって, そのような将来を見越した研究のターゲットとしては有

限要素法, 特に低次要素による非線形解析手法の応用も魅力的と思われ, 著者の研究室でも積極的な推進を考えている。

以上, 著者の狭い範囲の解析経験から表題のような拙文をまとめたが, 諸兄の御批判を賜れば幸いである。最後に, 著者を計算力学の分野の研究に導いてくださった東京大学名誉教授の川井忠彦先生 (現東京理科大学) に深甚なる謝意を表したいと思ひます。また, 本文第 3 章および第 4 章の数値計算例はそれぞれ著者の研究室の鈴木規之君 (博士 2 年) および弓削康平君 (博士 3 年) の尽力によるものであり, ここに記して謝意を表する。
(1986 年 5 月 8 日受理)

参 考 文 献

- 1) T. Kawai and Y. Toi : Crush Analysis of Engineering Structures, Proceeding of HOPE International JSME Symposium, Tokyo, 1977, 141~148
- 2) N. Jones and T. Wierzbicki (Editors) : Structural Crashworthiness, Butterworths & Co (Publishers) Ltd., 1983
- 3) N. Jones (Editor) : International Journal of Impact Engineering, Vol. 1, No. 3 (Special Issue-Impact Crashworthiness), 1983
- 4) W. Johnson (Editor) : International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 25, No. 9-10 (Special Issue-Structural Crashworthiness Conference), 1983
- 5) G. A. O. Davies (Editor) : Structural Impact and Crashworthiness, Vol. 1 (Keynote Lectures), Elsevier Applied Science Publishers, 1984
- 6) J. Morton (Editor) : Structural Impact and Crashworthiness, Vol. 2 (Conference Papers), Elsevier Applied Science Publishers, 1984
- 7) W. Johnson : Impact Strength of Materials, Edward Arnold (Publishers) LTD, 1972
- 8) 川井・都井 : はりおよび平板の横衝撃応答問題に対する新しい離散化解析法, 日本機械学会論文集, 45 巻, 389 号, 1979, 73~80
- 9) 都井・川井 : A New Discrete Analysis on Dynamic Collapse of Structures, 日本造船学会論文集, 143 号, 1978, 275~281
- 10) 都井・川井 : A New Discrete Analysis on Dynamic Collapse of Structures, (Further report) 日本造船学会論文集, 145 号, 1979, 119~126
- 11) 都井 : 骨組・回転対称シェル構造の動的非線形解析, 日本造船学会論文集, 147 号, 1980, 329~336
- 12) 都井・川井 : 薄肉構造の離散化極限解析 (その 4) — 平板剛体要素モデルによる衝撃崩壊解析 —, 日本造船学会論文集, 153 号, 1983, 325~333
- 13) 都井・川井 : 薄肉構造の離散化極限解析 (その 5) — 軸圧縮荷重を受ける円筒殻の非軸対称塑性座屈モード —, 日本造船学会論文集, 154 号, 1983, 353~360
- 14) 都井・川井 : 不連続体力学のおすすめ (その 7) — 薄肉鋼構造の極限強度シミュレーション —, 生産研究, 36 巻, 1 号, 1984, 9~16
- 15) 都井 : 円筒殻の平均圧壊荷重に関する一考察, 日本造船学会論文集, 157 号, 1985, 435~443
- 16) 川井・都井・鈴木 : 構造要素の衝突圧壊挙動に関するシミュレーション, 日本造船学会論文集, 158 号, 1985, 559~567
- 17) 都井・弓削・川井 : 構造要素の衝突圧壊強度に関する基礎的研究 (その 1) — 有限要素法による超大変形圧壊解析 —, 日本造船学会論文集, 159 号, 1986, 245~254
- 18) J. M. Alexander : An Approximate Analysis of the Collapse of Thin Cylindrical Shells under Axial Loading, Quart. Journ. Mech. and Applied Math., Vol. 13, Pt. 1, 1960, 10~15
- 19) A. Pugsley and M. Macaulay : The Large-Scale Crumpling of Thin Cylindrical Columns, Quart. Journ. Mech. and Applied Math., Vol. 13 Pt. 1, 1960, 1~9
- 20) W. Johnson, P. D. Soden and S. T. Al-Hassani : Inextensional Collapse of Thin-Walled Tubes under Axial Compression, J. of Strain Analysis, Vol. 12, No. 4, 1977, 317~330
- 21) Y. Yoshimura : On the Mechanism of Buckling of a Circular Cylindrical Shell under Axial Compression, NACA, TM1390, 1955
- 22) 川井 : New Element Models in Discrete Structural Analysis, 日本造船学会論文集, 141 号, 1977, 174~180
- 23) Y. Toi and T. Kawai : Discrete Limit Analysis of Plate and Shell Structures, Computers and Structures, Vol. 19, No. 1-2, 1984, 251~261
- 24) 都井・川井 : シェル構造の離散化極限解析 (その 4) — 厚肉シェルの有限変形解析 —, 生産研究, 34 巻, 8 号, 1982, 19~22
- 25) W. Kanok-Nukulchai : A Simple and Efficient Finite Element for General Shell Analysis, Int. J. Num. Meth. Engng., Vol. 14, 1979, 179~200
- 26) T. J. R. Hughes and W. K. Liu : Nonlinear Finite Element Analysis of Shells (Part 1; Three-dimensional shells), Comp. Meth. in Appl. Mech. and Engng., Vol. 26, 1981, 331~362
- 27) T. Belytschko, J. I. Lin and C. S. Tsay : Explicit Algorithms for the Nonlinear Dynamics of Shells, ibid., Vol. 42, 1984, 225~251
- 28) K. Washizu : Variational Methods in Elasticity and Plasticity, 3rd Ed., Pergamon Press, 1982
- 29) D. P. Flanagan and T. Belytschko : A Uniform Strain Hexahedron and Quadrilateral with Orthogonal Hourglass Control, Int. J. Num. Meth. Engng., Vol. 18, 1981, 679~706
- 30) 自動車技術会構造強度部門委員会衝突解析 WG 編集 : 薄肉部材の崩壊特性 (1981 年 11 月), 衝突解析法実例集 (1982 年 8 月)