

初期不整の形状が軸圧縮力を受ける薄肉断面部材の非線形挙動に及ぼす影響

Effects of Initial Imperfection Shapes on Nonlinear Behaviors
of Thin-Walled Members Subjected to Axial Loads

大賀水田生*, 高上顕**, 崎濱忍***

Mitao OHGA, Akira TAKAUE and Shinobu SAKIHAMA

*正会員 工博 愛媛大学助教授 工学部環境建設工学科 (〒790-8577 松山市文京町3)

** (株)長大 高松支店 (〒760-0017 高松市番町3-3-17)

***学生会員 愛媛大学大学院理工学研究科前期課程 土木海洋工学専攻 (〒790-8577 松山市文京町3)

The effects of the initial imperfections on the nonlinear behaviors and ultimate strength of the thin-walled members subjected to the axial loads, obtained by the finite element stability analysis, are examined. As the initial imperfections, the buckling mode shapes of the members are adopted. The buckling mode shapes of the thin-walled members are obtained by the transfer matrix method. In the finite element stability analysis, isoparametric degenerated shell element is used, and the geometrical and material nonlinearity are considered based on the Green Lagrange strain definition and the Prandtl-Reuss stress-strain relation following the von Mises yield criterion. The U-, box- and I-section members subjected to the axial loads are adopted for numerical examples, and the effects of the initial imperfections on the deformation shapes and ultimate strength of the members are examined.

Key Words: initial imperfection, thin-walled member, axial load, stability analysis

1. はじめに

軸方向圧縮力を受ける薄肉断面部材の耐荷力解析は、一般に荷重増分法に基づく有限要素法(FEM)により行われており、種々の要素や非線形解析法に基づく汎用プログラムが開発されている^{1)~3)}。この薄肉断面部材のFEM耐荷力解析に導入される初期不整の形状は、その大きさとともに部材の耐荷力および変形状に大きな影響を及ぼすことが知られている。したがって、薄肉断面部材のFEM耐荷力解析にいかなる初期不整を導入するかは、部材のより正確な耐荷力および変形状を推察する上で極めて重要であると考えられる。著者らは、薄肉断面部材のFEM耐荷力解析での初期不整として最小座屈荷重に対する変形モードを用いることを提案し、三角関数による初期不整を用いて得られた解との比較を行い、これらの初期不整が解に及ぼす影響を検討している⁴⁾。

本研究では、薄肉断面部材のFEM耐荷力解析での初期不整が部材の力学的挙動および耐荷力に及ぼす影響をより詳細に検討するため、最小座屈荷重に対する座屈モードのみならず、種々の座屈モードに対する座屈時の変形モードを初期不整として導入した場合のFEM耐荷力解析を行い、導入した

初期不整形が部材の力学的挙動および耐荷力に及ぼす影響を検討した。FEM耐荷力解析には、9節点を有するアイソパラメトリック退化シェル要素を用いており、各増分段階での増分荷重は部材両端での軸方向変位により与えている。さらに、座屈時の変形モードは伝達マトリックス法(TMM)⁵⁾を用いて求めている。

伝達マトリックス法は、薄肉断面部材を構成する板パネルに対する支配方程式より誘導される格間伝達マトリックスを掛け合わせるにより解析を行う方法であり、FEMなどの他の解析法に比較して著しく少ない変数で高精度の解を得ることが可能な効率的な方法である。本解析法は、本質的には一次元問題に対する解析法であるが、1方向に三角関数を導入することにより、板パネルなどの2次元問題に^{6),7)}、さらに薄肉断面部材を構成する板パネル間の状態量を関係づける座標変換マトリックスを導入することにより薄肉断面部材に拡張されている^{8),9)}。

まず、伝達マトリックス法を用いてU型、箱型およびI型断面部材(図-1)の座屈強度および座屈時の変形モードを求め、得られたこれらの結果についての考察を行う。さらに、種々の部材軸方向の座屈モードに対する座屈時の変形モードを初

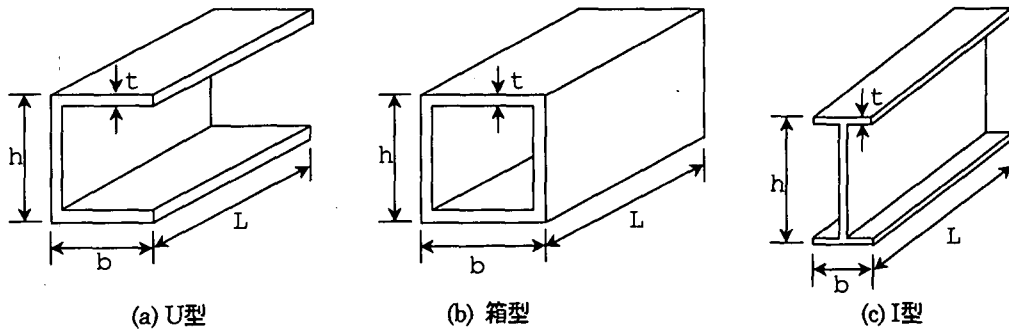


図-1 解析モデル

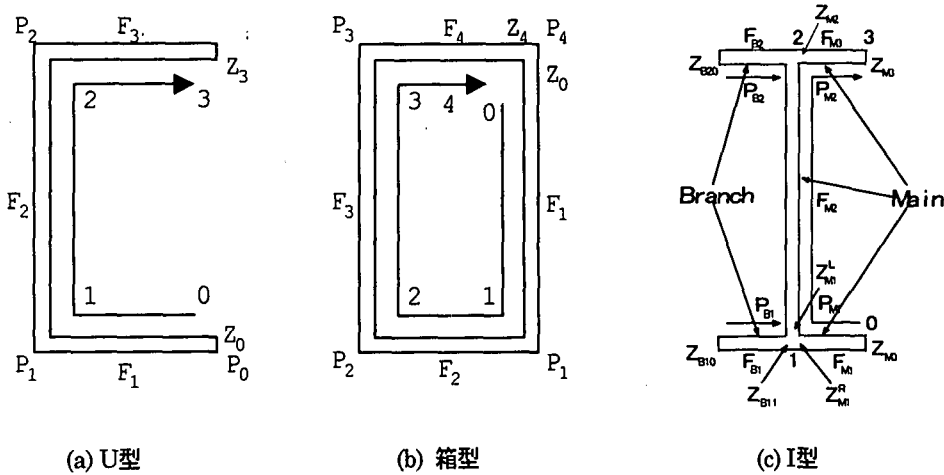


図-2 状態量の伝達

期不整として導入して軸方向圧縮力を受けるU型、箱型およびI型断面部材の FEM 耐荷力解析を行い、解析に導入した初期不整が部材の力学的挙動および耐荷力に及ぼす影響について考察する。

2. FEM耐荷力解析

本研究での FEM 耐荷力解析では、9 節点を有するアイソパラメトリック退化シェル要素を用いており、解析では幾何学的および材料的非線形性を考慮している^{2),3)}。材料は von Mises の降伏条件に従うものとするとともに、Prandtl-Reuss の応力-ひずみ関係式を採用している。非線形計算は荷重増分法を用いているが、各荷重増分段階における載荷法としては部材端部に一定の変位を与える方法（変位増分法）を用いている。

3. 座屈条件式

本研究では、軸方向圧縮力を受ける薄肉断面部材の座屈荷

重および座屈時の変形モードを伝達マトリックス法(TMM)⁴⁾を用いて求めている。本法では、部材の長さ方向に三角関数を導入することにより、薄肉断面部材を構成する板パネルの両端の状態量を関係づける格間伝達マトリックス、 F 、および隣接する板パネル間の状態量を関係づける座標変換マトリックス、 P 、が誘導され、この格間および座標変換伝達マトリックスを用いることにより座屈条件式がU型、箱型およびI型断面部材(図-1)に対して次のように求められる^{5),6)}。

3.1 U型断面部材

格間伝達および座標変換マトリックスをU型断面部材(図-2(a))に適用し、初期状態量 Z_0 を他端まで伝達することにより、部材断面両端の状態量 Z_0 および Z_3 間の関係式が次のように得られる。

$$Z_3 = F_3 P_2 F_2 P_1 F_1 Z_0 = U Z_0 \quad (1)$$

ここで両端の境界条件を考慮することにより、座屈条件式が次のように得られる。

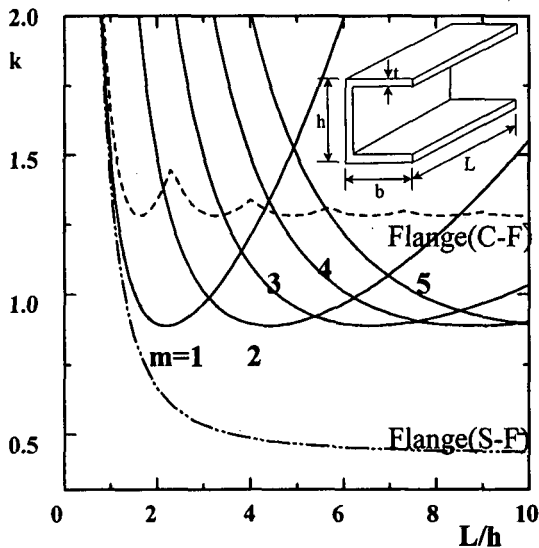


図-3 座屈係数曲線(U型)

$$U'Z'_0 = 0 \quad (2)$$

3.2 箱型断面部材

図-2(b)を参考にして、状態量 Z_0 および Z_4 間の関係式が次のように得られる。

$$Z_0 = P_4 Z_4 = P_4 F_4 P_3 F_3 P_2 F_2 P_1 F_1 Z_0 = U Z_0 \quad (3)$$

式(3)より、箱型断面部材に対する座屈条件式が次のように得られる。

$$[U - I]Z_0 = 0, \quad I: \text{単位マトリックス} \quad (4)$$

3.3 I型断面部材

図-2(c)に示すように、部材を構成する板パネルを主板(Main)および分岐パネル(Branch)に分割し、主板パネルと分岐パネルの接合線1および2での変位の連続条件および断面力の釣合条件より、I型断面部材の最終状態量 Z_{M3} と主板および分岐パネルの初期状態量 Z_{M0} 、 Z_{B10} および Z_{B20} との関係式が次のように得られる⁹⁾。

$$\begin{bmatrix} Z \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}_{M3}^L = \begin{bmatrix} F_{M3}P_{M2}F_{M2}P_{M1}F_{M1} & F_{M3}P_{M2}F_{M2}P_{B1}F_{B2} \\ [P_{M1}F_{M1}]^\delta & [P_{M1}F_{B1}]^\delta \\ [P_{M2}F_{M2}P_{M1}F_{M1}]^\delta & [P_{M2}F_{M2}P_{B1}F_{B1}]^\delta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{M3}P_{B2}F_{B2} \\ 0 \\ -[P_{B2}F_{B2}]^\delta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z_{M1} \\ Z_{B1} \\ Z_{B2} \end{bmatrix}_{0} \quad (5)$$

ここに、上添字 δ 、 F は、それぞれ状態量ベクトルの変位および断面力成分であることを示している。

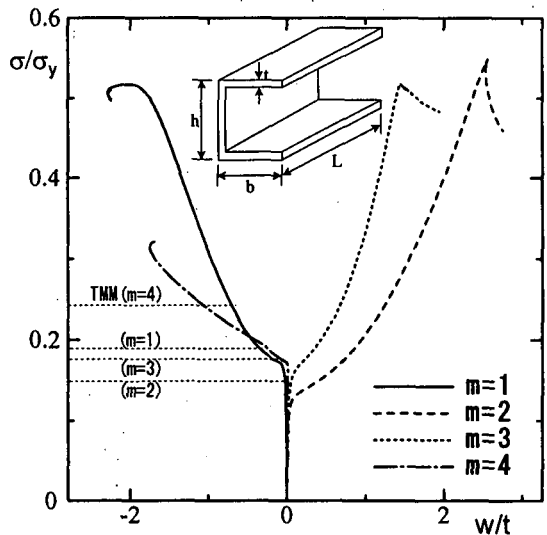


図-4 荷重-変位曲線(U型, L/h=4)

$$(\sigma_{k,m=2} < \sigma_{k,m=3} < \sigma_{k,m=1} < \sigma_{k,m=4})$$

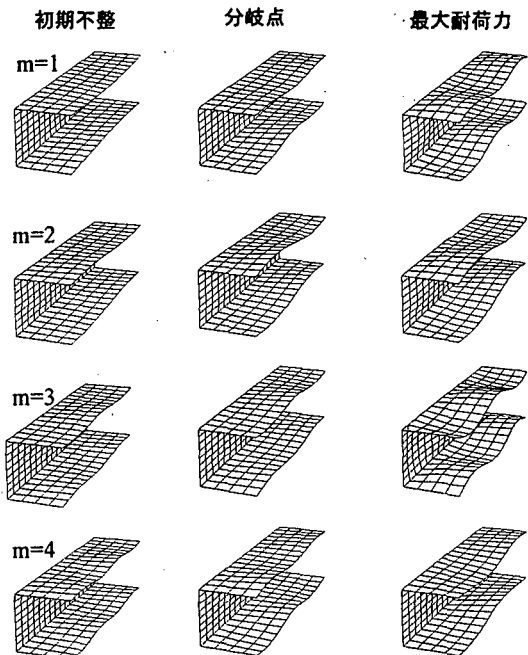


図-5 変形形状(U型, L/h=4)

び断面力成分であることを示している。

さらに、求めた座屈荷重を用いて格間伝達マトリックスを作成し、再び伝達操作を行うことにより、座屈荷重に対応する変形モードが決定される。

したがって、本解析法では相対する2辺の境界条件などいくつかの制限があるものの、部材の断面を構成する板パネル数、部材長に関係なく、極めて少ない変数(8個)で部材の座屈強度および座屈時の変形モードを求めることができる。

4. 解析結果

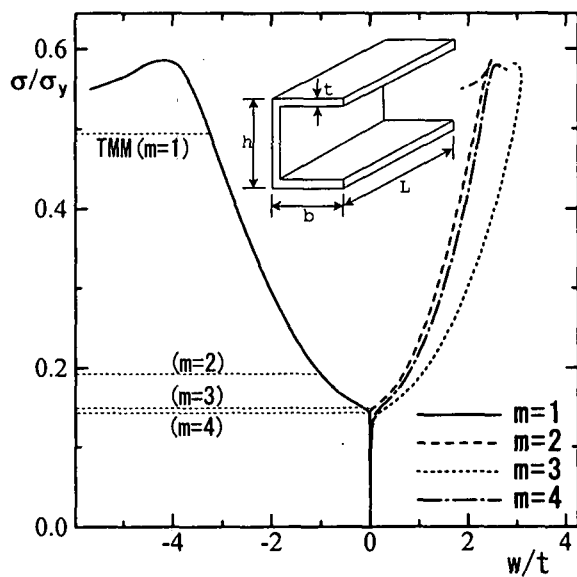


図-6 荷重-変位曲線(U型, $L/h=8$)

$$(\sigma_{k,m=4} < \sigma_{k,m=3} < \sigma_{k,m=2} < \sigma_{k,m=1})$$

4. 1 U型断面部材での検討

図-3にU型断面部材(図-1(a):断面の縦横比: $h/b=1.0$, 幅厚比: $h/t=100$, 部材長比: $L/h=0.5 \sim 10.0$, $\sigma_y=117.6\text{MPa}$)での座屈係数 $k (=th^2/\pi^2 D \cdot \sigma, D: \text{板パネルの曲げ剛性})$ と部材長比 L/h の関係を示している。図-3には, フランジの境界を単純-自由(S-F)および固定-自由(C-F)とした場合の結果も同時に示している。図-3より明らかなように, U型断面部材の座屈係数は, この2種類の境界条件に対して得られたフランジの座屈係数の中間的な値を示しており, 上下フランジが部材の座屈強度に支配的であると考えられる。

図-4に部材長比 $L/h=4.0$ のU型断面部材にTMMにより得られた部材軸方向の座屈モード $m=1 \sim 4$ に対する変形モード(図-5)を初期不整として与えた場合のFEM耐荷力解析により得られた軸方向の平均応力度 σ/σ_y と初期不整の最大となる点(上フランジ自由縁)における面外変位 w の関係を示すとともに, TMMにより得られたそれぞれのモードに対する部材の座屈荷重も同時に示している。また図-5に与えた初期不整とともに分岐点付近(本論文では, 変形が急激に増加する点を分岐点と呼ぶものとする), および最大耐荷力付近における変形形状を示している。なおFEM耐荷力解析では, 部材を断面方向および長さ方向にそれぞれ8個のアイソパラメトリック要素に分割するとともに, 初期不整の振幅は座屈時の変形モードの最大面外変位が $w_0=0.01t$ (t : 板パネル厚)となるよう設定した。なお, この部材の最小座屈荷重は座屈モード $m=2$ の場合に得られている($\sigma_{k,min}/\sigma_y=0.142$)。

図-4より明らかなように, 座屈モード $m=1$ に対する初期不整を与えた場合, $m=3$ に対する座屈荷重($\sigma_{k,m=3}/\sigma_y=0.175$)付近で面外変形が急激に大きくなる現象が生じている。その後, 面外変形の増加に伴い幾何学的非線形が生じ, $\sigma_u/\sigma_y=0.517$ で最大耐荷力が得られている。図-5に示している分岐点での変形形状は初期不整($m=1$)と $m=3$ の変形形

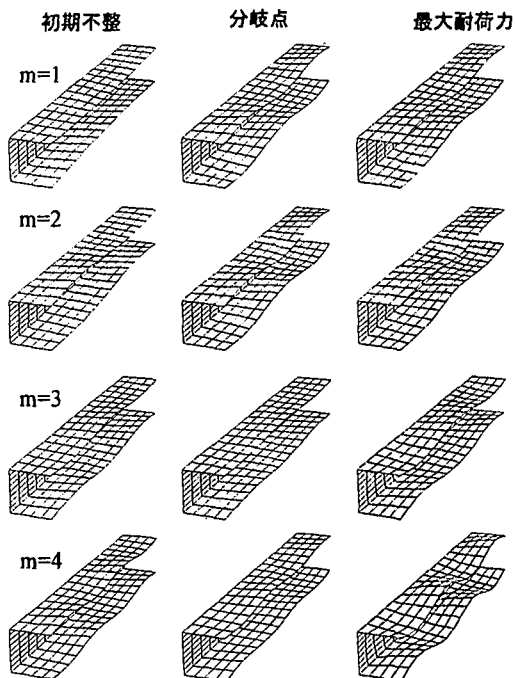


図-7 変形形状(U型, $L/h=8$)

状が混在しているが, 最大耐荷力付近での変形形状は初期不整形から $m=3$ の変形形状に移行している。

最小座屈荷重でのモード $m=2$ に対する初期不整を与えた場合, 図-4より明らかなように $m=2$ に対する座屈荷重より少し小さめの値から面外変形がしだいに大きくなっており, その後 $\sigma_u/\sigma_y=0.548$ で最大耐荷力が得られている。この場合の変形形状は初期不整と類似の形状が解析を通じて維持されている(図-5)。

$m=3$ に対する初期不整を与えた場合, 初期不整と同一モードである $m=3$ に対する座屈荷重($\sigma_{k,m=3}/\sigma_y=0.175$)より少し小さめの値から面外変形がしだいに大きくなっており, その後 $\sigma_u/\sigma_y=0.518$ で最大耐荷力が得られている(図-4)。図-5より明らかなように, この場合の変形形状は $m=2$ の初期不整を与えた場合同様, 解析を通じて初期不整とよく似た形状が維持されている。

$m=4$ に対する初期不整を与えた場合, $m=3$ に対する座屈荷重付近で面外変形が急激に大きくなっており, その後 $\sigma/\sigma_y=0.322$ で解が発散しており, $m=1 \sim 3$ に対する初期不整を与えた場合の最大耐荷力に比較してかなり小さな値となっている。この最大耐荷力低下の原因としては, 図-5より明らかなように, この場合の部材の変形形状が不安定で, 部材の長さ方向モードが $m=4$ (初期不整)から $m=3$ (分岐点), さらに $m=2$ (最大耐荷力)と移行しており, しかも最大耐荷力での変形形状では上下フランジの対称性が失われている。このため解が不安定になり, 最大耐荷力に達する以前に解が発散したものと考えられる。

図-6に部材長比 $L/h=8.0$ でのFEM耐荷力解析により得られた平均応力度 σ/σ_y と初期不整の最大となる点(上フランジ

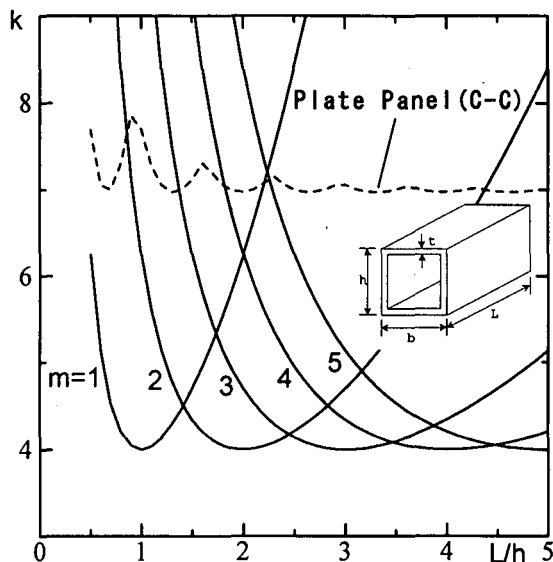


図-8 座屈係数曲線(箱型)

自由縁)の面外変位 w の関係を示すとともに、図-7 に与えた初期不整とともに分岐点付近および最大耐荷力付近における変形形状を示している。なお、この部材の最小座屈荷重は座屈モード $m=4$ の場合に得られているが($\sigma_{k,min} / \sigma_y = 0.142$)、 $m=3$ に対する座屈強度も最小座屈強度に接近した値となっている($\sigma_{k,m=3} / \sigma_y = 0.145$)。

図-6 より明らかなように、座屈モード $m=1$ および 2 に対する初期不整を与えた場合、 $m=3$ に対する座屈荷重付近で面外変形が急激に大きくなる分岐現象が生じている。図-7 に示している分岐点および最大耐荷力付近での変形形状は、いずれの場合も初期不整形状($m=1, 2$)から $m=3$ の変形形状に移行している。このように、最小座屈荷重に対する変形形状($m=4$)ではなく $m=3$ の変形形状に移行していることより、部材が、部材中央部が節となる $m=4$ の変形形状より、部材中央部が腹となる $m=3$ の変形形状に移行する傾向をより強く示していると考えられる。

$m=3$ および 4 に対する初期不整を与えた場合、それぞれ $m=3, 4$ に対する座屈荷重より少し小さめの値から面外変形がしだいに大きくなっており、その後 $m=1, 2$ に対する初期不整の場合と同程度の最大耐荷力が得られている($\sigma_u / \sigma_y = 0.582, 0.579$)。この場合の変形形状は初期不整と類似の形状が解析を通じて維持されている(図-7)。

4. 2 箱型断面部材での検討

図-8 に箱型断面部材(図-1(b))；断面の縦横比： $h/b=1.0$ ，幅厚比： $h/t=100$ ，部材長比： $L/h=0.5 \sim 5.0$ ， $\sigma_y=235.2\text{Mpa}$ での座屈係数 k と部材長比 L/h の関係を示している。この場合の部材の座屈係数は、周知のように4辺単純支持板に対する結果と全く一致している。なお図-8 には参考のため、箱型断面部材を構成するパネル間の接合条件を固定(C-C)とした場合の板パネルの座屈係数も同時に示している。なお、FEM 耐

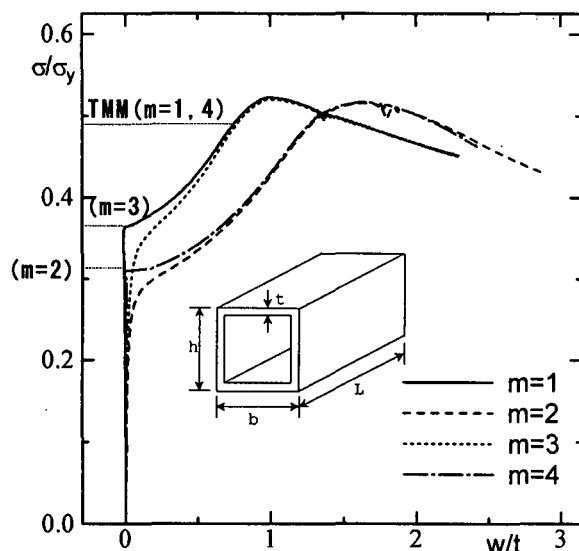


図-9 荷重-変位曲線(箱型, $L/h=2$)

($\sigma_{k,m=2} < \sigma_{k,m=3} < \sigma_{k,m=1} = \sigma_{k,m=4}$)

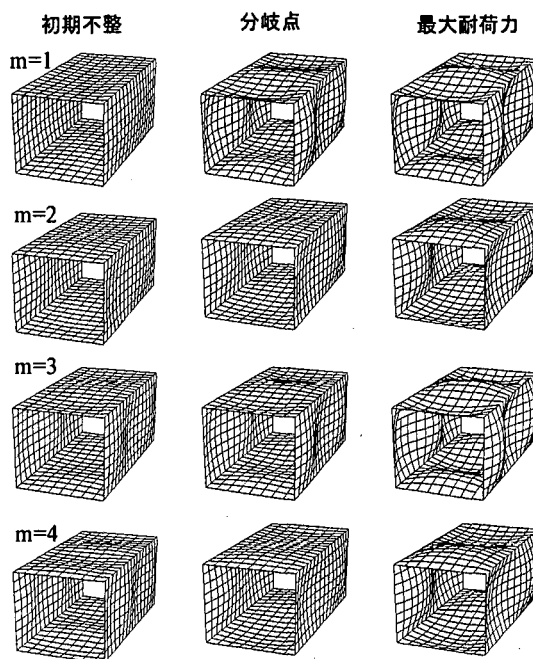


図-10 変形形状(箱型, $L/h=2$)

荷力解析では部材断面および荷重の対称性を考慮して部材断面の $1/2$ 部分を解析対象とし、解析対象をU型断面部材と同一の要素分割モデルとした。

図-9 に部材長比 $L/h=2.0$ の箱型断面部材に部材軸方向の座屈モード $m=1 \sim 4$ に対する座屈時の変形モード(図-10)を初期不整として与えた場合の平均応力度 σ / σ_y と初期不整の最大となる点(上フランジ中央)における面外変位 w の関係を示すとともに、TMM により得られたそれぞれのモードに対する部材の座屈荷重も同時に示している。また図-10 に与えた初期不整とともに分岐点付近および最大耐荷力付近における変形形状を示している。なお、FEM 耐荷力解析での初期不整の振幅は座屈時の変形モードの最大が $w_0 = 0.01t$ となるよう

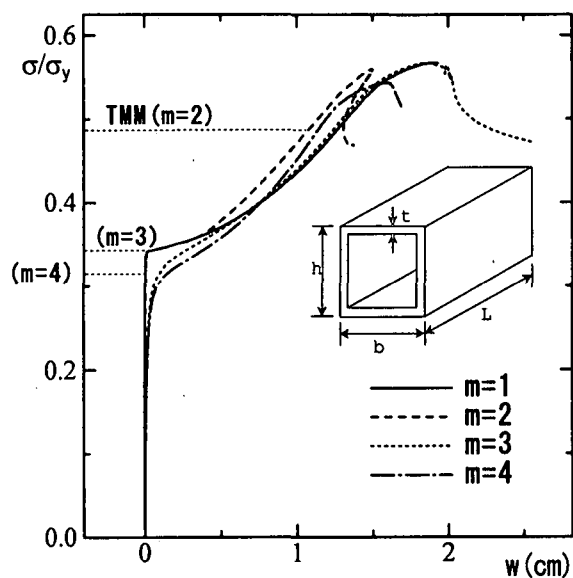


図-11 変位-荷重曲線(箱型, $L/h=4$)

$$(\sigma_{k,m=4} < \sigma_{k,m=3} < \sigma_{k,m=2} < \sigma_{k,m=1})$$

設定した。なお、この部材の最小座屈荷重は座屈モード $m=2$ の場合に得られている($\sigma_{k,min}/\sigma_y = 0.316$)。

図-9 より明らかなように、座屈モード $m=1$ に対する初期不整を与えた場合、 $m=3$ に対する座屈荷重($\sigma_{k,m=3}/\sigma_y = 0.371$)付近で面外変形が急激に大きくなっている。その後、面外変形の増加に伴い幾何学的非線形が生じ、 $\sigma_u/\sigma_y = 0.523$ で最大耐荷力が得られている。図-10 に示す分岐点および最大耐荷力付近での変形形状も初期不整($m=1$)から $m=3$ の変形形状に移行している。

最小座屈荷重でのモード $m=2$ に対する初期不整を与えた場合、 $m=2$ に対する座屈荷重より少し小さめの値から面外変形がしだいに大きくなっており、その後 $\sigma_u/\sigma_y = 0.516$ で最大耐荷力が得られている(図-9)。図-10 より明らかなように、この場合の変形形状は初期不整と類似の形状が解析を通じて維持されている。

$m=3$ に対する初期不整を与えた場合、 $m=2$ の初期不整を与えた場合同様、初期不整と同一モードである $m=3$ に対する座屈荷重より少し小さめの値から面外変形がしだいに大きくなっており、その後、 $m=1$ に対する初期不整の場合と同程度の最大耐荷力が得られている($\sigma_u/\sigma_y = 0.520$)。変形形状についても、初期不整と類似の形状が解析を通じて維持されている(図-10)。

$m=4$ に対する初期不整を与えた場合、 $m=2$ に対する座屈荷重付近で分岐現象が生じ、その後 $m=2$ の初期不整を与えた場合と類似の挙動を示している。また、分岐点および最大耐荷力付近での変形形状は初期不整($m=4$)から $m=2$ の変形形状に移行している(図-10)。

図-11 に部材長比 $L/h=4.0$ での FEM 耐荷力解析により得られた平均応力度 σ/σ_y と初期不整の最大となる点(上フランジ中央)での面外変位 w の関係を示すとともに、図-12 に初期不整とともに分岐点付近および最大耐荷力付近における変形

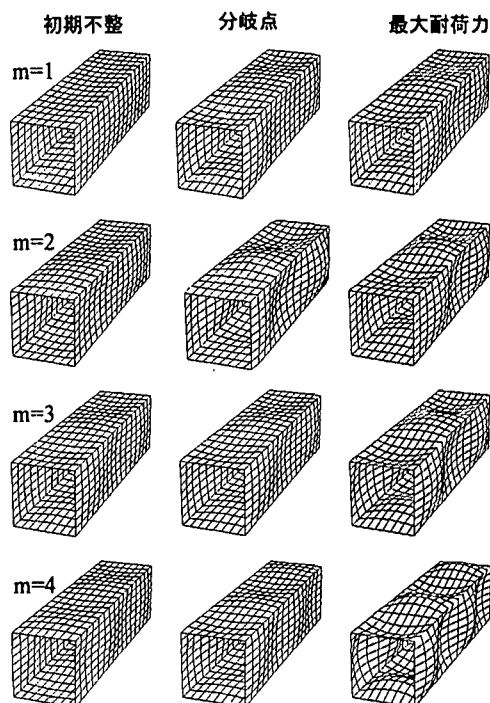


図-12 変形形状(箱型, $L/h=4$)

図を示している。なお、この場合の最小座屈荷重は座屈モード $m=4$ の場合に得られている($\sigma_{k,min}/\sigma_y = 0.316$)。

図-11 より明らかなように、座屈モード $m=1, 2$ に対する初期不整を与えた場合、 $m=3$ に対する座屈荷重($\sigma_{k,m=3}/\sigma_y = 0.343$)付近で面外変形が急激に大きくなる分岐現象が生じている。この場合の最大耐荷力付近での変形形状は初期不整形状($m=1, 2$)から $m=3$ の変形形状に移行しているが、 $m=2$ に対する初期不整を与えた場合の分岐点での変形形状は初期不整形状($m=2$)と $m=3$ の変形形状が混在した形状となっている。

$m=3, 4$ に対する初期不整を与えた場合、それぞれ初期不整と同一モードである $m=3, 4$ に対する座屈荷重より少し小さめの値から面外変形がしだいに大きくなっており、変形形状についても初期不整と類似の形状が解析を通じて維持されている(図-12)。

4. 3 I型断面部材での検討

図-13 に I 型断面部材(図-1(c): 断面の縦横比: $b/h=4.0$, 幅厚比: $b/t=100$, 部材長比: $L/h=0.5 \sim 5.0$, $\sigma_y=235.2\text{Mpa}$)の座屈係数 k と部材長比 L/h の関係を示している。図-13 にはウェブの上下境界を単純支持(S-S)および固定(C-C)とした場合の結果も同時に示している。図-13 より明らかなように、I 型断面部材の座屈係数は、ウェブの上下の境界を単純支持とした場合の座屈係数とよく似た傾向を示しており、ウェブ上下の境界条件は単純支持に近いものと考えられる。

図-14 に FEM 耐荷力解析により得られた部材長比 $L/h=2.0$ の I 型断面部材での平均応力度 σ/σ_y と初期不整の最大となる点(ウェブ中央)での面外変位 w の関係を示している。また、

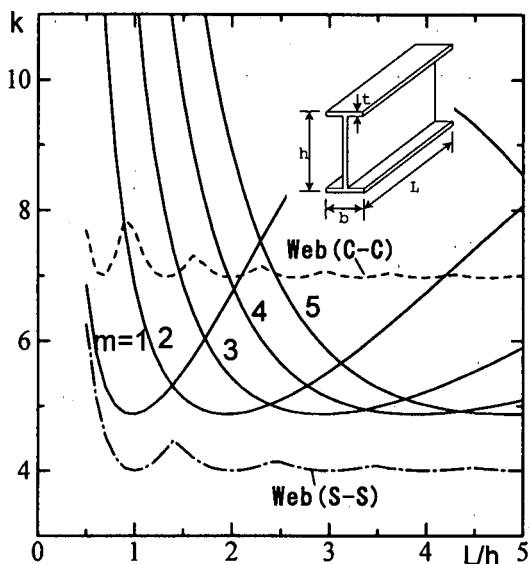


図-13 座屈係数曲線(I型)

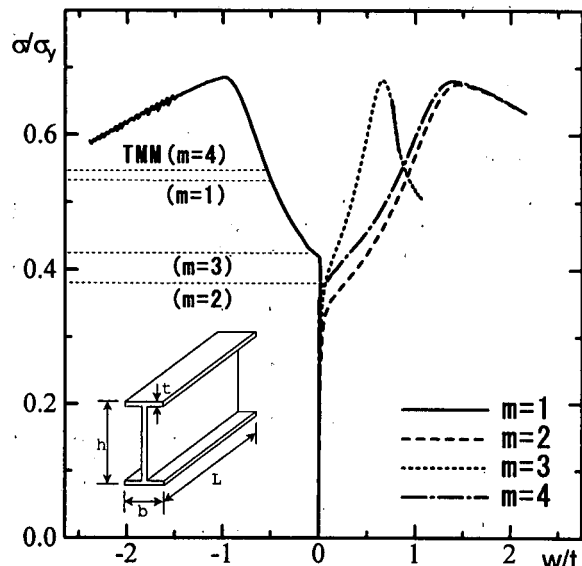


図-14 変位-荷重曲線(I型, $L/h=2$)

$$(\sigma_{k,m=2} < \sigma_{k,m=3} < \sigma_{k,m=1} < \sigma_{k,m=4})$$

図-15 には初期不整とともに分岐点付近および最大耐荷力付近における変形形状を示している。本耐荷力解析では部材を断面方向に12要素、長さ方向に8要素に分割するとともに、耐荷力解析での初期不整の振幅は、U型および箱型断面部材同様、座屈時の変形モードの最大が $w_0 = 0.01t$ となるよう設定した。なお、この部材の最小座屈荷重は座屈モード $m=2$ の場合に得られている($\sigma_{k,min} / \sigma_y = 0.386$)。

図-14 より明らかなように、座屈モード $m=1$ に対する初期不整を与えた場合、 $m=3$ に対する座屈荷重($\sigma_{k,m=3} / \sigma_y = 0.429$)付近で面外変形が急激に大きくなる分岐現象が生じており、その後、面外変形の増加に伴い幾何学的非線形が生じ、 $\sigma_u / \sigma_y = 0.685$ で最大耐荷力が得られている。この場合の分岐点および最大耐荷力での変形形状は初期不整($m=1$)から $m=3$ の変形形状に移行している。

最小座屈荷重でのモード $m=2$ に対する初期不整を与えた場合、 $m=2$ に対する座屈荷重より少し小さめの値から面外変形がしだいに大きくなっており、その後 $\sigma_u / \sigma_y = 0.675$ で最大耐荷力が得られている。この場合の変形形状は初期不整と類似の変形が解析を通じて維持されている(図-15)。

$m=3$ に対する初期不整を与えた場合、 $m=2$ の初期不整を与えた場合同様、初期不整と同一モードである $m=3$ に対する座屈荷重より少し小さめの値から面外変形がしだいに大きくなっており、その後、 $m=1$ に対する初期不整の場合と同程度の最大耐荷力が得られている($\sigma_u / \sigma_y = 0.682$)。この場合の変形形状も、 $m=2$ の初期不整を与えた場合同様、初期不整と類似の形状が解析を通じて維持されている(図-15)。

$m=4$ に対する初期不整を与えた場合、 $m=2$ に対する座屈荷重付近で分岐現象が生じており、その後、 $\sigma_u / \sigma_y = 0.680$ の最大耐荷力が得られている。この場合の分岐点および最大耐荷力での変形形状は初期不整($m=4$)から $m=2$ の変形形状に移行している(図-15)。

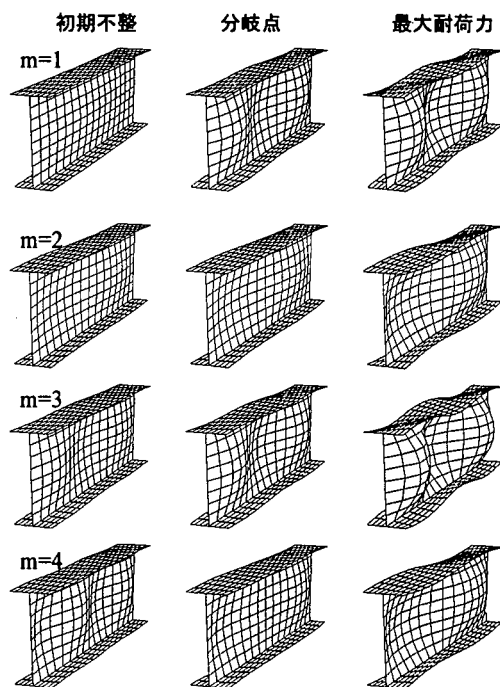


図-15 変形形状(I型, $L/h=2$)

図-16 に部材長比 $L/h=4.0$ での平均応力度 σ / σ_y と初期不整の最大となる点(ウェブ中央)での面外変位 w の関係を示すとともに、図-17 に与えた初期不整とともに分岐点および最大耐荷力付近における変形形状を示している。なお、図-16 より明らかなように、この場合の最小座屈荷重は座屈モード $m=4$ の場合に得られている($\sigma_{k,min} / \sigma_y = 0.386$)。

座屈モード $m=1, 2$ に対する初期不整を与えた場合、それぞれ $m=3, 4$ に対する座屈荷重付近で面外変形が急激に大きくなる分岐現象が生じている。

$m=3$ および 4 に対する初期不整を与えた場合、図-16 に示すように、それぞれ初期不整と同一モードである $m=3, 4$ に対する座屈荷重より少し小さめの値から面外変形がしだいに

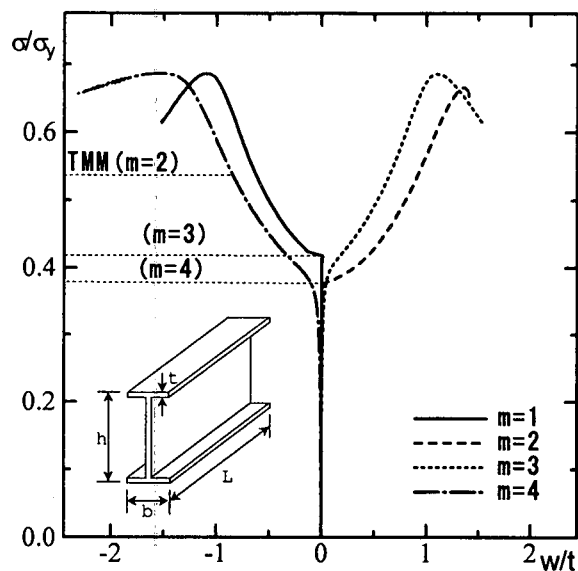


図-16 変位-荷重曲線 (I型, $L/h=4$)

($\sigma_{k,m=4} < \sigma_{k,m=3} < \sigma_{k,m=2} < \sigma_{k,m=1}$)

に大きくなっている。また変形形状についても、初期不整と類似の変形形状が解析を通じて維持されている(図-17)。

5. おわりに

本研究では、初期不整の形状が軸圧縮力を受ける薄肉断面部材の力学的挙動および最大耐荷力に及ぼす影響を検討するため、種々の部材軸方向の座屈モードに対する座屈時の変形モードを初期不整として導入し、FEM 耐荷力解析を行った。

本研究より得られた結果は次の通りである。

- 1) 最小座屈荷重に対する座屈時の変形モードをFEM耐荷力解析での初期不整として導入した場合、いずれの解析モデルにおいても座屈荷重より少し小さな荷重段階から面外変形が徐々に増大するとともに、解析を通じて初期不整と類似の変形形状が維持されている。
- 2) その他の座屈荷重に対する変形モードを導入した場合、初期不整と異なる変形形状を示す場合があるが、この場合、変形モードに対応する座屈荷重付近で突然面外変形が大きくなっている。また、移行後の変形形状は部材中央部が腹となる形状(m : 奇数)を示す傾向がある。
- 3) 本研究で取り扱った数値計算例において、FEM 耐荷力解析に導入する初期不整の形状は部材の変形挙動は影響を及ぼすが、最大耐荷力にはほとんど影響を及ぼさないことが明らかになった。

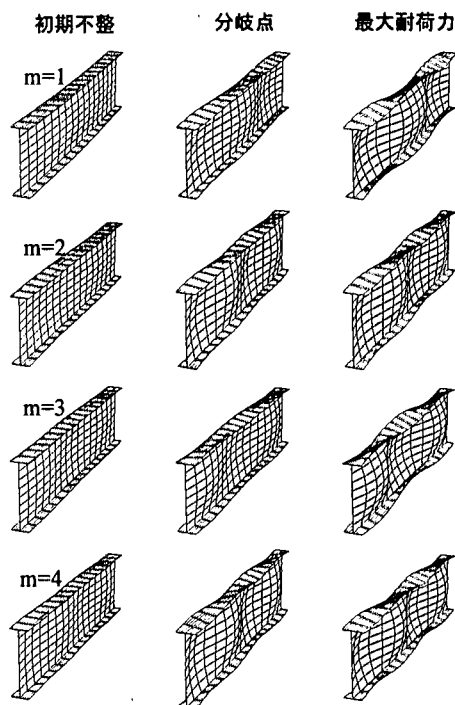


図-17 変形形状 (I型, $L/h=4$)

参考文献

- 1) Zienkiewicz, O.C. : The Finite Element Method in Engineering Science, McGraw-Hill, 1971.
- 2) Hinton, E. and Owen, D.R.J. : Finite Element Software for Plates and Shells, Pineridge Press, Swansea, 1984.
- 3) Hinton, E. : Numerical Methods and Software for Dynamic Analysis of Plates and Shells, Pineridge Press, Swansea, 1988.
- 4) 大賀, 高上, 崎濱 : 座屈時の変形モードを初期不整として用いた薄肉断面部材の耐荷力解析, 構造工学論文集, 43A, pp.157-164, 1999.
- 5) Ohga, M., Hara, T. and Kawaguchi, K. : Buckling mode shapes of thin-walled members, Computers & Structures, 54, pp.767-773, 1995.
- 6) Uhrig, R. : Elastostatik und Elastokinetik in Matrizen-Schreibweise, Belrin, Springer-Verlag, 1973.
- 7) Tesar, A. and Fillo, L. : Transfer Matrix Method, Dordrecht, Kluwer Academic Publishers, 1988.
- 8) Ohga, M., Kawaguchi, K. and Shigematsu, T. : Buckling analysis of thin-walled members with closed cross sections, Thin-Walled Structures, 22(1), pp.51-70, 1995.
- 9) Ohga, M., Shigematsu, T. and Kawaguchi, K. : Buckling analysis of thin-walled members with variable thickness, J. Struct. Engrg., ASCE, 121(6), pp.919-924, 1995.

(1999年4月23日受付)