

愛媛大学工学部 正 員 大賀 水田生  
 (株) 長 大 正 員 高上 顕  
 愛媛大学大学院 学正員 ○吉田 勝 司

## 1. はじめに

本研究では、まず伝達マトリックス法を用いて面内曲げを受ける薄肉断面部材(図-1)の座屈解析を行い、部材の座屈強度および座屈モードについて考察した。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検討した。

## 2. 伝達マトリックス法による薄肉断面部材の座屈解析

板パネルの微小要素に関する断面力の釣合方程式、ひずみ-変位関係式および断面力-ひずみ関係式より状態量  $\mathbf{Z} = \{w, \phi_y, M_y, V_y, v, u, N_y, N_{yx}\}^T$  に関する連立偏微分方程式を誘導し、相対する2辺( $x=0, a$ )が単純支持されていることを考慮して  $x$  方向成分を三角関数で表現することにより、次のような一階の連立常微分方程式が得られる。

$$\frac{d}{dy} \mathbf{Z} = \mathbf{Z}' = \mathbf{A}(y) \mathbf{Z} \quad (1)$$

上記の常微分方程式(1)を数値積分することにより各間伝達マトリックス  $\mathbf{F}$  が得られる。

$$\mathbf{Z} = (\mathbf{A}y) \mathbf{Z}_0 = \mathbf{F} \mathbf{Z}_0 \quad (2)$$

薄肉断面部材の各板パネルでの状態量は局所座標系に依存しており、隣接する板パネル間で状態量を伝達させるためには、隣接する板パネルの接合線上での状態量を関係づける必要がある。そこで本研究では接合線上での状態量を関係づける座標変換マトリックス  $\mathbf{P}_i$  を用いて、隣接する板パネル間の状態量を関係づけている。

$$\mathbf{Z}_i^L = \mathbf{P}_i \mathbf{Z}_i^R \quad (3)$$

ここに、上添字の  $L$  および  $R$  は接合線  $i$  の左右の状態量を示す。

## 3. FEM耐荷力解析

伝達マトリックス法により得られた座屈モード  $m=1 \sim 4$  に対する変形モードを初期不整として導入し、面内曲げを受けるU型、箱型、およびI型断面部材のFEM耐荷力解析を行い、初期不整が部材の非線形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るとともに、幾何学的および材料的非線形性を考慮している。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-ひずみ関係を採用している。非線形解析には荷重増分法を用いているが、各荷重増分段階における载荷法として部材端部に変位を加える方法を用いている。なお初期不整の振幅の大きさは、いずれのモデルにおいても  $w_0=0.01t$  ( $t$ : パネル厚) とした。

## 4. 解析結果

図-2 は面内曲げを受けるI型断面部材(図-1(c)): 断面の縦横比:  $h/b=4.0$ , 幅厚比:  $h/t=100$ , 部材長比:  $L/h=0.5 \sim 5.0$ ,  $\sigma$

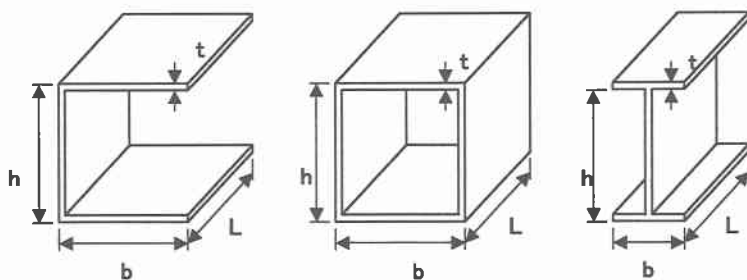


図-1 薄肉断面部材

$\sigma_y=784.80\text{MPa}$ )での座屈係数  $k(=th^2/\pi^2D\cdot\sigma)$ 、 $D$ :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-2 には、上フランジの境界条件を単純-自由(S-F)とした場合(一様圧縮荷重)、ウェブの上下境界を単純-単純(S-S)および固定-固定(C-C)とした場合(曲げ面内荷重)の座屈係数曲線も同時に示している。図-2 より明らかなように、I 型断面部材の座屈係数は上下境界を単純-単純(S-S)とした場合のウェブの座屈係数より少し大きめの値を示しており、ウェブの強度が部材の座屈強度に支配的であると考えられる。

図-3 に部材長比  $L/h=1.5$  の I 型断面部材に部材軸方向の座屈モード  $m=1\sim4$  に対する変形モード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  $\sigma/\sigma_y$  と面外変位  $w$  の関係を示すとともに、TMM により得られた部材軸方向モード  $m=1\sim4$  に対する座屈荷重も同時に示している。また、図-4 には解析に導入した初期不整とともに、座屈発生付近(Point 1)、最大耐荷力付近(Point 2)における変形形状を示している。なお、この場合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( $\sigma_{k,min}/\sigma_y=0.597$ )。

図-3 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、 $m=3$  の座屈荷重( $\sigma_{k,m=3}/\sigma_y=0.637$ )付近で面外変形  $w$  が突然大きくなる座屈現象が生じている。変形形状のモード(図-4)も  $m=1$  から  $m=3$  へと変化している。その後、 $m=3$  の変形モードが維持され最大耐荷力( $\sigma/\sigma_y=0.842$ )に至っている。最小座屈荷重に対する座屈モード  $m=2$  に対する初期不整を与えた場合、 $m=2$  に対する座屈荷重( $\sigma_{k,m=2}/\sigma_y=0.597$ )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いる。変形状態については解析を通じて初期不整と同様の変形モードが維持され、最大耐荷力( $\sigma/\sigma_y=0.867$ )に至っている。座屈モード  $m=3$  に対する初期不整を与えた場合、 $m=2$  の場合同様、初期不整( $m=3$ )に対する座屈荷重( $\sigma_{k,m=3}/\sigma_y=0.637$ )より少し小さめの値から面外変形がしだいに大きくなるとともに、解析を通じて初期不整の変形モード  $m=3$  を維持し、最大耐荷力( $\sigma/\sigma_y=0.843$ )に至っている。座屈モード  $m=4$  に対する初期不整を与えた場合、 $m=2$  に対する座屈荷重( $\sigma_{k,m=3}/\sigma_y=0.597$ )付近で面外変形  $w$  が突然大きくなる座屈現象が生じている。変形状態についても、荷重が大きくなるに従い  $m=4$  から  $m=2$  に移行しており、最大耐荷力( $\sigma/\sigma_y=0.865$ )が得られている。

U 型および箱型断面部材においても I 型断面部材の場合と同様な結果が得られている。

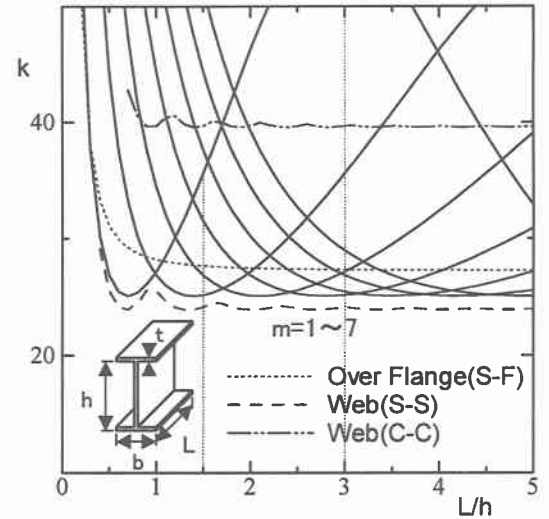


図-2 座屈係数曲線 (I型)

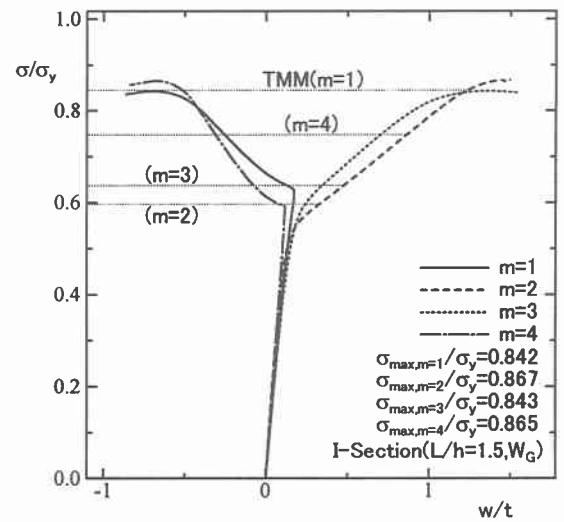


図-3 荷重-変位曲線 (I型,  $L/h=3.0$ )

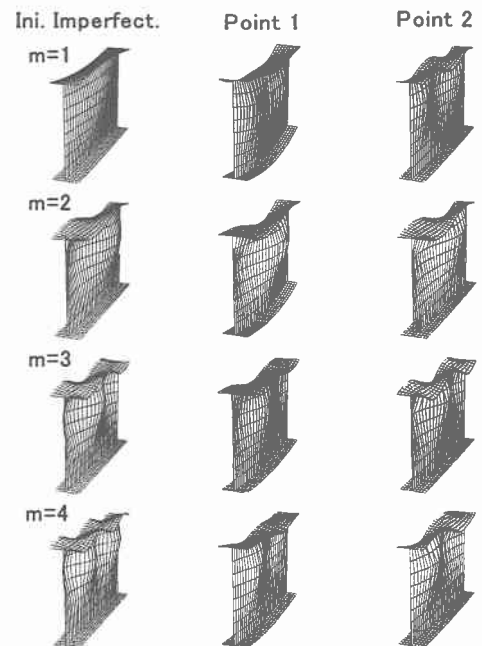


図-4 変形状態 (I型,  $L/h=1.5$ )