(昭和 59 年 11 月　日本造船学会秋季講演会において講演)

組合せ荷重を受ける矩形板および防撓板の座屈および最終強度の相関関係（第1報）

――2 軸力と剪断を受ける場合――

正員　上　田　幸　雄*　正員　Sherif M. H. Rashed**
正員　白　　点　基***

Buckling and Ultimate Strength Interactions of Plates and Stiffened Plates under Combined Loads (1 st Report)

――In-plane Biaxial and Shearing Forces――

by Yukio Ueda, *Member*　Sherif M. H. Rashed, *Member*
Jeom Kee Paik, *Member*

Summary

The main portion of a ship structure is usually composed of stiffened plates. Between girders and floors, stiffeners are furnished to plates in one direction, usually the longitudinal direction. Under various loads applied to a ship, such as those due to waves, these stiffened plates are subjected to combined in-plane and lateral loads.

In this report, buckling, ultimate and fully plastic strength interaction relations of plates and unidirectional stiffened plates subjected to in-plane biaxial and shearing forces, are derived and expressed in explicit forms based on the result of theoretical investigation of the nonlinear behaviour of plates and stiffened plates.

The accuracy of the interaction relations is confirmed comparing with the result of analysis by other methods.

With the aid of these interaction relations, buckling load and ultimate strength, or fully plastic strength of this type of stiffened plates subjected to in-plane loads may be predicted by hand calculation.

1 緒　言

船体は基本的に薄板の箱桁構造であり，その主構造の大部分は防撓構造になっている。すなわち，隔壁，ガーダなどで仕切られた板は，多くの防撓材が付いた防撓板になっている。この船体は，載荷と波浪により，縦曲げ，捩り等を受け，船体各部は軸力，曲げ，剪断を受ける。このような複雑な構造の座屈，塑性，最終強度を精度よく，しかも簡単な計算で評価することができれば，船体構造の安全性を検討する上で極めて好都合である。

この研究のために，矩形板および防撓板に作用する外力を次の2種類に分ける。すなわち，(1)面内力，すなわち，防撓板面内の2方向の軸力（圧縮あるいは引張），曲げと剪断。これらは主に，上甲板，あるいは船側の上部に作用する。(2)上記の面内荷重と分布横荷重の複合荷重。これらは主に船底，あるいは隔壁に作用する。

本論文では，前者の面内力のみを考え，横荷重の影響は次報で取り扱う。ここで取り扱う矩形板および防撓板は全体構造に比べて小さく，面内曲げモーメントも小さいのでこれを無視する。したがって，面内2軸力と剪断荷重のもとで生じる矩形板および防撓板の座屈，座屈後の最終強度および全塑性強度状態の挙動を明らかにすると共に，これらの状態における相関関係を2軸力と剪断力の関数として理論的に導出する。なお，組合せ荷重のもとでの矩形板および防撓板の強度に関する研究は多く，最近の我が国の例では，弾性大たわみ解析と塑性解析の組合せによる研究[1)~3)]，有限要素法による弾塑性大

* 大阪大学溶接工学研究所
** センチュリ・リサーチ・センタ(株)
*** 大阪大学大学院工学研究科

たわみ解析など[4)5)]がある。

2 防撓板の非線形挙動

2.1 解析対象

甲板あるいは船側外板の大きなパネルの部分構造として Fig.1に示す防撓板を考える。この構造（防撓板）は縦横 $a\times b$，平板の板厚が t であり，$D=Et^3/12(1-\nu^2)$ である（E：弾性係数，ν：ポアソン比)。また，n 本の同じ防撓材が，等間隔に x 方向に配置され，1本の断面積と断面2次モーメントは A と I（I はその防撓材の有効幅を含む）である。この防撓材は，防撓材間の板部の座屈に先立って，座屈しないものとする。この防撓板の支持条件は周辺単純支持で，2軸（x および y 軸）方向に一様な圧縮または引張の変位とさらに一様剪断の組合せ荷重が作用するものと考える。ここでは，このような荷重状態を2軸力と剪断の組合せ荷重と呼ぶことにする。

2.2 防撓板の非線形挙動

この防撓板に上述の組合せ荷重を作用させると，平板には，一様な σ_x と σ_y および τ_{xy} が，防撓材には σ_{xs} だけが生じる。この荷重を漸増させると，防撓板の座屈の有無とその形態によって，以下のような4種類の最終強度状態に達することが考えられる（Fig.2)。

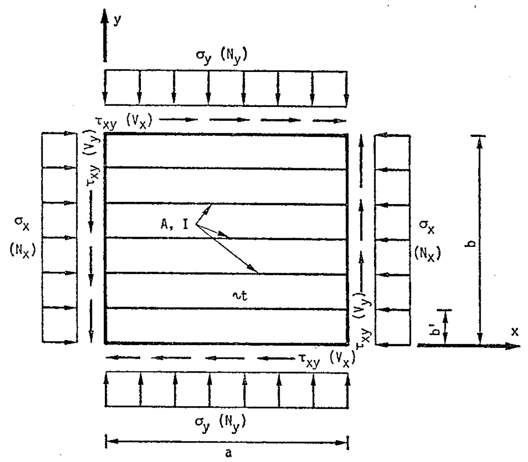

Fig.1 Stiffened plate and applied loads

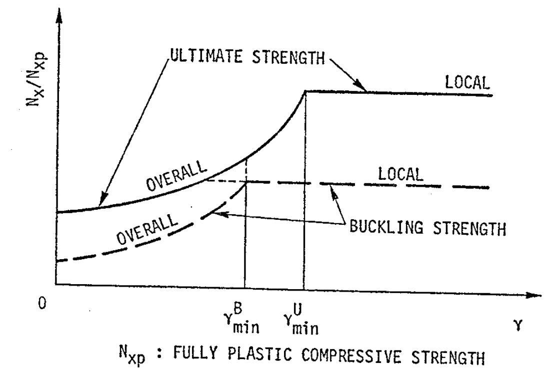

Fig.2 Relation of buckling strength and ultimate strength of axially compressed stiffened plates to the stiffness ratio of stiffeners

まず，防撓板の剛性が低く座屈が生じる場合に，全体座屈と局部座屈の2つの形式になる[7)]。

これは，防撓材の剛比 $\gamma=EI/b'D$ が $\gamma^B{}_{\min}$ より小さい場合には，全体座屈する。γ が大きくなると全体座屈強度は上昇するが $\gamma^B{}_{\min}$ 以上になると，全体座屈ではなく局部座屈が生じ，座屈強度は上限に達する。この $\gamma^B{}_{\min}$ は，Fig.2の2つの形式の座屈曲線の交点として与えられる。防撓板が座屈して剛性が低下しても，さらに負荷に耐え，やがて，塑性領域を生じて最終強度に達する。この最終強度に達する崩壊形式はさらに γ の値によって異なる。x 方向の圧縮が主たる原因で座屈する場合は，次のようになる[5)]。

a）γ が $\gamma^B{}_{\min}$ より小さく防撓板が全体座屈するとその変形形式のままで，全体崩壊する。

b）γ が $\gamma^B{}_{\min}$ より，少し大きいと防撓板は局部座屈するが，板部の有効剛性が低下し，防撓材の塑性化，あるいは，再び防撓材を主とした全体座屈により，全体崩壊する。この場合の崩壊強度（最終強度）は，一般に，γ の増加と共に増大する。

c）γ がもう少し大きく（$\gamma>\gamma^U{}_{\min}$）なると，局部座屈後の全体崩壊が生じないで防撓材間の局部崩壊によって最終強度に達し，ほぼ最終強度の上限を示す。この $\gamma^U{}_{\min}$ は $\gamma^B{}_{\min}$ より 30〜50% 大きい。

次に，y 方向の圧縮が主たる原因で座屈する場合には次のようになる。

a）$\gamma<\gamma^B{}_{\min}$ の場合には全体座屈し，全体崩壊する。

b）$\gamma>\gamma^B{}_{\min}$ の場合には局部座屈し，局部崩壊する。この場合には，$\gamma^B{}_{\min}=\gamma^U{}_{\min}$ になる。

このような挙動を防撓材の $\gamma^B{}_{\min}$ および $\gamma^U{}_{\min}$ を基準にし，その大小によって大別すると，

（1） $\gamma<\gamma^B{}_{\min}$ の場合（最終強度状態1）

防撓板は防撓材と共に全体座屈し，全体崩壊する。

（2） $\gamma^B{}_{\min}<\gamma<\gamma^U{}_{\min}$ の場合（最終強度状態2）

防撓材間の板は局部座屈し，防撓材の塑性化，あるいは座屈により最終強度に達する。

（3） $\gamma>\gamma^U{}_{\min}$ の場合（最終強度状態3）

防撓材間の板は局部座屈後，局部崩壊して最終強度に達する。

（4） 指定された荷重条件に対して，防撓板が十分剛な場合には，この構造の全体が塑性化するまで座屈は起こらず，全断面塑性強度に達して最終強度となる（最終強度状態4)。

3 一様な2軸力と一様剪断が作用する矩形平板の座屈，最終強度，全塑性強度相関関係

防撓材間，あるいは桁間の平板，すなわち矩形板の局

部座屈とそれに続く挙動を明らかにする。矩形板には一様な2軸力と一様剪断が作用すると考え，その座屈，最終強度，全塑性強度を理論的に研究し，それぞれの相関関係を表式化する。

3.1　座屈相関関係

2方向に一様な直応力 σ_x と σ_y および一様剪断応力 τ_{xy} の組合せ荷重を受ける平板の座屈相関関係は解析解をもとに，次式で表わすことができる。

（1）σ_x が引張で，σ_y が圧縮の場合（$\sigma_x<0, \sigma_y>0$）

$$\frac{(m^2+\beta^2)^2}{m^2(1+\beta^2)^2}\frac{\sigma_x}{\sigma_{xcr}}+\frac{\sigma_y}{\sigma_{ycr}}+\left(\frac{\tau_{xy}}{\tau_{xycr}}\right)^2=1 \qquad (3.1.a)$$

（2）σ_x が圧縮で，σ_y が引張の場合（$\sigma_x>0, \sigma_y<0$）

$$\frac{\sigma_x}{\sigma_{xcr}}+\frac{(1+\beta^2)^2}{(m^2+\beta^2)^2}\frac{\sigma_y}{\sigma_{ycr}}+\left(\frac{\tau_{xy}}{\tau_{xycr}}\right)^2=1 \qquad (3.1.b)$$

（3）σ_x と σ_y が共に圧縮の場合（$\sigma_x>0, \sigma_y>0$）

$$\left[\frac{\sigma_x/\sigma_{xcr}}{1-(\tau_{xy}/\tau_{xycr})^2}\right]^{\alpha_1}+\left[\frac{\sigma_y/\sigma_{ycr}}{1-(\tau_{xy}/\tau_{xycr})^2}\right]^{\alpha_2}=1 \qquad (3.1.c)$$

ここに，$1/\sqrt{2}\leq\beta\leq\sqrt{2}$ に対して，$\alpha_1=\alpha_2=1$，$\beta>\sqrt{2}$ に対して，

$$\alpha_1=0.0293\,\beta^3-0.3364\,\beta^2+1.5854\,\beta-1.0596$$

$$\alpha_2=0.0049\,\beta^3-0.1183\,\beta^2+0.6153\,\beta+0.8522$$

σ_{xcr}, σ_{ycr} および τ_{xycr} は，σ_x, σ_y および τ_{xy} が単独に作用した場合の座屈応力[7]，$\beta=a(n+1)/b=a/b'$：（アスペクト比），m はアスペクト比 β の板が x 方向にだけ圧縮を受けて座屈する時の座屈半波の数。なお，2軸力が共に圧縮の場合には，座屈相関関係は，区分領域ごとにいくつかの相関関係式で表わされるが，連続領域に対して，精度よく近似した式が式(3.1.c)である。

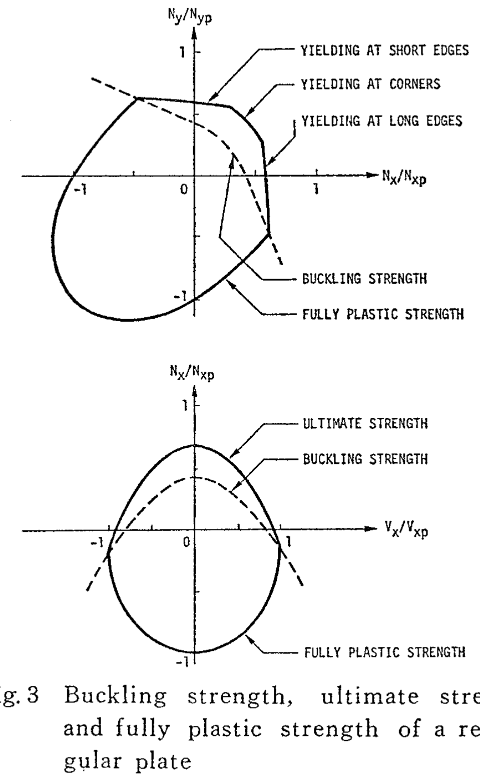

Fig. 3　Buckling strength, ultimate strength and fully plastic strength of a rectangular plate

この式を用いて座屈相関関数 Γ_B は次のように与えられる（Fig. 3）。

（1）N_x が引張で N_y が圧縮の場合（$N_x<0, N_y>0$）

$$\Gamma_B=\frac{(m^2+\beta^2)^2}{m^2(1+\beta^2)^2}\frac{N_x}{N_{xcr}}+\frac{N_y}{N_{ycr}}+\left(\frac{V_x}{V_{xcr}}\right)^2-1 \qquad (3.2.a)$$

（2）N_x が圧縮で N_y が引張の場合（$N_x>0, N_y<0$）

$$\Gamma_B=\frac{N_x}{N_{xcr}}+\frac{(1+\beta^2)^2}{(m^2+\beta^2)^2}\frac{N_y}{N_{ycr}}+\left(\frac{V_x}{V_{xcr}}\right)^2-1 \qquad (3.2.b)$$

（3）N_x と N_y が共に圧縮の場合（$N_x>0, N_y>0$）

$$\Gamma_B=\left[\frac{N_x/N_{xcr}}{1-(V_x/V_{xcr})^2}\right]^{\alpha_1}+\left[\frac{N_y/N_{ycr}}{1-(V_x/V_{xcr})^2}\right]^{\alpha_2}-1 \qquad (3.2.c)$$

ここに，$N_x, N_{xcr}, N_y, N_{ycr}, V_x, V_{xcr}$ は $\sigma_x, \sigma_{xcr}, \sigma_y, \sigma_{ycr}, \tau_{xy}, \tau_{xycr}$ に防撓材間の平板の横断面積（$b't$ または at）を乗じたもの。

通常，矩形板の4辺に作用する剪断応力 τ_{xy} は等しいが，辺長によって剪断力 V_x と V_y は違う。すなわち，$V_x=at\tau_{xy}$, $V_y=b't\tau_{xy}$, $V_x/V_y=a/b'$ である。

$\Gamma_B<0$ では座屈は生じないので座屈条件は，

$$\Gamma_B=0 \qquad (3.3)$$

3.2　最終強度相関関係と応力係数

3.2.1　最終強度相関関係

2方向に一様な軸力が作用している状態で，座屈が生じると，座屈半波長の周辺の直応力分布は Fig. 4 のように一様でなくなる。したがって，板の長さ方向に沿って Fig. 4 の応力分布が繰り返し分布することになる。このような応力分布のもとで，矩形板の四隅または，長辺に沿う各座屈半波長の中央点の応力が降伏条件を満足した状態を最終強度とし，その相関関係を求める。まず，剪断応力 τ_{xy} と直応力 σ_x, σ_y が同時に作用する場合のミーゼスの降伏条件は，σ_0 を単軸の降伏応力とすると，

$$\sigma_0{}^2=\sigma_x{}^2+\sigma_y{}^2-\sigma_x\sigma_y+3\,\tau_{xy}{}^2 \qquad (3.4)$$

剪断応力の作用のもとで，直応力によって降伏する有効降伏応力を σ_{ov} とすると，

$$\sigma_{ov}=\sqrt{\sigma_0{}^2-3\,\tau_{xy}{}^2} \qquad (3.5)$$

ここで，最終強度に達した状態の各部の応力を次のよ

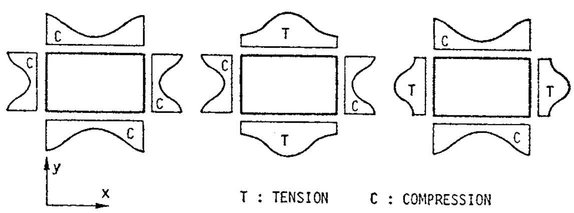

Fig. 4　Stress distribution in a buckled plate

うに書く。

座屈1半波の隅部の応力：$\sigma_x)_{y=0}, \sigma_y)_{x=0}$

座屈1半波の中央点の応力：$\sigma_x)_{y=b'/2}, \sigma_y)_{x=a'/2}$

辺に垂直な方向の応力の平均値：$\sigma_{xav}, \sigma_{yav}$

ここに，a'：座屈1半波の長さ。

この状態での応力と軸力 N_x と N_y および剪断力 V_x の相関関係は，次のようになる。

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x)_{y=0} \\ \sigma_x)_{y=b'/2} \\ \sigma_y)_{x=0} \\ \sigma_y)_{x=a'/2} \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \frac{1}{t}\begin{bmatrix} \frac{1}{b'}(1+\alpha_{x\max}) & 0 & 0 \\ \frac{1}{b'}(1+\alpha_{x\min}) & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{a}(1+\alpha_{y\max}) & 0 \\ 0 & \frac{1}{a}(1+\alpha_{y\min}) & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{b'} \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ V_x \end{Bmatrix} \tag{3.6}$$

上式の α_x および α_y は座屈後の大たわみによる応力の平均応力からの変化を表わす応力係数であり，これらは，荷重条件により降伏する位置が異なり，それによって，α_x, α_y の値が次のように異なる。

a）隅部で降伏する場合：$\alpha_{x\max}, \alpha_{y\max}$

b）x 軸（Fig. 1）に平行な縁辺で降伏する場合：$\alpha_{x\max}, \alpha_{y\min}$

c）y 軸（Fig. 1）に平行な縁辺で降伏する場合：$\alpha_{x\min}, \alpha_{y\max}$

座屈時は零で荷重の大きさによって変化する。次節で，具体的に求める。よく知られている座屈後の有効幅を b_e', a_e とすると，上記の応力係数との間には，次の関係式がある。

$$\left.\begin{aligned} b_e' &= b'/(1+\alpha_{x\max}) \\ a_e &= a/(1+\alpha_{y\max}) \end{aligned}\right\} \tag{3.7}$$

式(3.4)を σ_o^2 で除すと，

$$\left(\frac{\sigma_x}{\sigma_o}\right)^2+\left(\frac{\sigma_y}{\sigma_o}\right)^2-\frac{\sigma_x\sigma_y}{\sigma_o^2}=\frac{\sigma_{ov}^2}{\sigma_o^2} \tag{3.8}$$

式(3.6)を式(3.8)に代入すると，最終強度相関関係は次のようになる。

$$\left[\frac{N_x}{N_{xp}}(1+\alpha_x)\right]^2+\left[\frac{N_y}{N_{yp}}(1+\alpha_y)\right]^2 -\frac{N_xN_y}{N_{xp}N_{yp}}(1+\alpha_x)(1+\alpha_y)=1-\left(\frac{V_x}{V_{xp}}\right)^2 \tag{3.9}$$

ここに，$N_{xp}=b't\sigma_o, N_{yp}=at\sigma_o, V_{xp}=at\tau_o, \tau_o=\sigma_o/\sqrt{3}$

平板の最終強度関数 Γ_u は，次のようになる。

$$\Gamma_u=\left[\frac{N_x}{N_{xp}}(1+\alpha_x)\right]^2+\left[\frac{N_y}{N_{yp}}(1+\alpha_y)\right]^2 -\frac{N_xN_y}{N_{xp}N_{yp}}(1+\alpha_x)(1+\alpha_y)+\left(\frac{V_x}{V_{xp}}\right)^2-1 \tag{3.10}$$

最終強度条件は，

$$\Gamma_u=0 \tag{3.11}$$

3.2.2 応力係数

前節で定義した応力係数 $\alpha_{x\max}, \alpha_{x\min}, \alpha_{y\max}, \alpha_{y\min}$ を求める。

まず，2軸力が単独に作用して座屈した場合には，その後の増加荷重のもとで，最大応力は板の座屈1半波長の隅部に生じ，最小応力は縁辺の中央に生じる(Fig. 4)。この最大および最小応力は解析解を用いて求めることができる。この場合の応力係数 α^* は次式で評価できる。

$$\begin{aligned} \alpha^*_{x\max} &= \eta_1+\eta_2\frac{b'}{a}\frac{N_y}{N_x}-\frac{\pi^2m^2D}{a^2}\eta_3\frac{b'}{N_x} \\ \alpha^*_{x\min} &= -\alpha^*_{x\max} \\ \alpha^*_{y\max} &= \eta_2\frac{a}{b'}\frac{N_x}{N_y}+\frac{a^4}{m^4b'^4}\eta_1-\frac{\pi^2D}{b'^2}\eta_3\frac{a}{N_y} \\ \alpha^*_{y\min} &= -\alpha^*_{y\max} \\ \eta_1 &= \frac{2m^4b'^4}{a^4+m^4b'^4},\quad \eta_2=\frac{2m^2a^2b'^2}{a^4+m^4b'^4},\quad \eta_3=\frac{2(a^2+m^2b'^2)^2}{a^4+m^4b'^4} \end{aligned} \tag{3.12}$$

上式中の m は座屈半波数で，板のアスペクト比 $\beta=a/b'$，軸力比 N_y/N_x などによって変化する。また，取り扱っている板のアスペクト比は既知であるので，m は次式(3.13)を満足する最小整数より決定される。

$$\beta\leq[-P+(P^2+4Q)^{1/2}]^{1/2}/2 \tag{3.13}$$

ここに，

$P=c[m^4-(m+1)^4]/[2(m-2mc-c)+1]$

$Q=m^2(m+1)^2(2m+1)/[2(m-2mc-c)+1]$

$c=(N_y/N_x)(b'/a)$

上式で，N_x または N_y が零の場合には，応力係数 α_x または α_y は無限大になるが，実際には，平均応力が零であっても，拘束によって有限の大きさの応力が生じる。それは，次式で与えられる。

$$\left.\begin{aligned} \sigma_x^*)_{y=0} &= (1+\eta_1)\frac{N_x}{b't}+\eta_2\frac{N_y}{at}-\frac{\pi^2m^2D}{a^2t}\eta_3 \\ \sigma_x^*)_{y=b'/2} &= 2\frac{N_x}{b't}-\sigma_x^*)_{y=0} \\ \sigma_y^*)_{x=0} &= \eta_2\frac{N_x}{b't}+\left(1+\frac{a_4}{m^4b'^4}\eta_1\right)\frac{N_y}{at}-\frac{\pi^2D}{b'^2t}\eta_3 \\ \sigma_y^*)_{x=a/2} &= 2\frac{N_y}{at}-\sigma_y^*)_{x=0} \end{aligned}\right\} \tag{3.14}$$

実際の解析では，応力，すなわち，応力係数とその方向の平均応力の積を取り扱っているので，上記のような数値計算上の不都合さを取り除くために，N_x または N_y

に微小値を仮定し，有限値の応力係数が決まるようにして計算を進めればよい。

3.2.3　応力係数に対する剪断の影響

本論文では，剪断力も同時に作用する場合を取り扱っているので，その影響について調べる。

Fig. 5(a) に1軸圧縮力と剪断力の荷重経路を示す。ここでは，まず，軸圧縮力のみを作用させ，ある大きさの圧縮力 N^* で，それを一定に保ち剪断力を加えていく。この N^* の大きさを6段階に変え，それぞれの場合について，応力係数を増分形のエネルギー法[6]を用いて計算し，その結果を Fig. 5(b) に示す。これによると，応力係数に対する剪断力の影響は，軸圧縮力 N_x が座屈圧縮力 N_{xcr} より大きいか小さいかにより，次の2つのタイプに大別して議論できる（Fig. 6 は応力分布の変化の例を示す）。

a）$N_x \geq N_{xcr}$ の場合（Fig. 5(b) の曲線(4)～(6)）

軸圧縮力 N_x のみを作用させ，それを増加させていく

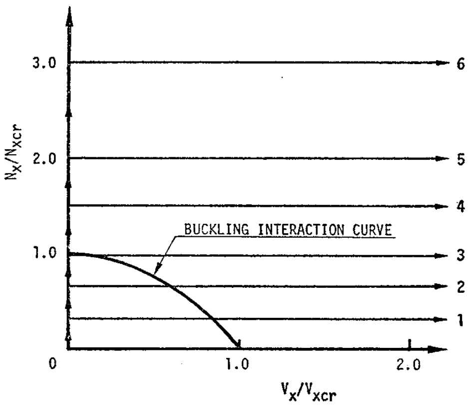

Fig. 5(a)　Loading histories

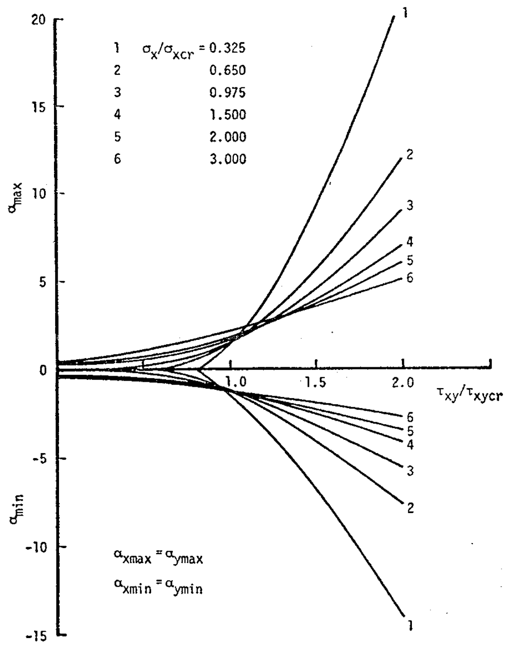

Fig. 5(b)　Effect of shear stress on stress coefficients

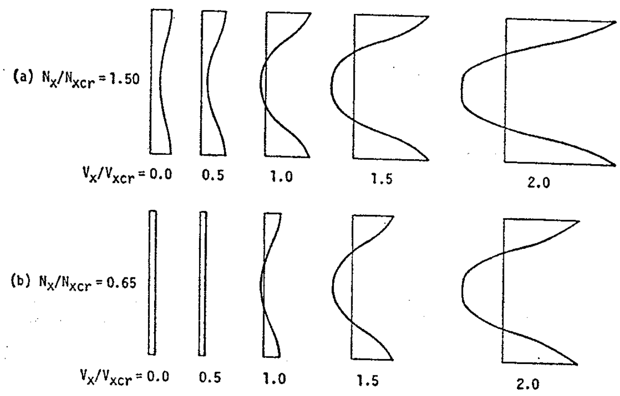

Fig. 6　Axial stress distribution

と，やがて，$N_x = N_{xcr}$ で座屈し，応力係数は徐々に変化する。これは式(3.12)で表わされている（$N_y = 0$）。

次にこの N_x を一定にしたまま剪断力を加えると，直応力分布はさらに縁部で増加し，中央部で減少し（Fig. 6(a)），応力の変化に応じて応力係数も変化する（Fig. 5(b)）。

b）$N_x < N_{xcr}$ の場合（Fig. 5(b) の曲線(1)～(3)）

この場合は，軸圧縮力を作用させていく過程では，座屈は生じないが，これを一定に保ち，次に剪断応力をかけていくと，やがて座屈して軸力による応力分布は縁部で増加し，中央部で減少し（Fig. 6(b)），応力係数は徐々に変化する（Fig. 5(b)）。

応力係数の変化を示す曲線（Fig. 5(b) の 曲線（1）～(6)）は次式で精度よく表わされる。

$$\left.\begin{aligned}\alpha_{x\max} &= 1.62\frac{N_{xcr}}{N_x}v^{2.4} + \alpha^*_{x\max}(f(V)+1)\\ \alpha_{x\min} &= -1.3\frac{N_{xcr}}{N_x}v^{2.1} + \alpha^*_{x\min}(0.3v+1)\end{aligned}\right\} \tag{3.15}$$

ここに

$\alpha^*_{x\max} \leq 0$　　$f(V) = 0.62v$

$\alpha^*_{x\max} > 0,\ v \leq 1$　　$f(V) = 1.3v^{1.5}$

$\alpha^*_{x\max} > 0,\ v > 1$　　$f(V) = 1.3v$

$v = |V_x|/V_{xcr}$

以上は板が1方向に軸力を受ける場合であるが，板が2方向に圧縮を受けている場合には，x 方向および y 方向の応力係数，$\alpha_{x\max}$，$\alpha_{x\min}$ および $\alpha_{y\max}$，$\alpha_{y\min}$ に対して剪断力は同じような影響を与えると考えることができるので，応力係数はあらためて，次のように書ける。

$$\left.\begin{aligned}\alpha_{x\max} &= 1.62\frac{N_{xcr}}{N_x}v^{2.4} + \alpha^*_{x\max}(f(V)+1)\\ \alpha_{x\min} &= -1.3\frac{N_{xcr}}{N_x}v^{2.1} + \alpha^*_{x\min}(0.3v+1)\\ \alpha_{y\max} &= 1.62\frac{N_{ycr}}{N_y}v^{2.4} + \alpha^*_{y\max}(g(V)+1)\\ \alpha_{y\min} &= -1.3\frac{N_{ycr}}{N_y}v^{2.1} + \alpha^*_{y\min}(0.3v+1)\end{aligned}\right\} \tag{3.16}$$

ここに

$\alpha^*_{x\max}\leq 0$ $f(V)=0.62\,v$

$\alpha^*_{x\max}>0,\ v\leq 1$ $f(V)=1.3\,v^{1.5}$

$\alpha^*_{x\max}>0,\ v>1$ $f(V)=1.3\,v$

$\alpha^*_{y\max}\leq 0$ $g(V)=0.62\,v$

$\alpha^*_{y\max}>0,\ v\leq 1$ $g(V)=1.3\,v^{1.5}$

$\alpha^*_{y\max}>0,\ v>1$ $g(V)=1.3\,v$

$v=|V_x|/V_{xcr}$

ここで示した応力係数の式を前述の最終強度相関関数の式 (3.11) に代入すると，平板の最終強度相関曲線は Fig. 3 のようになる。

3.3 全塑性強度相関関係

防撓板が十分剛な場合には，全体あるいは局部座屈が生じないで全塑性強度に達する。この時の σ_x, σ_y, および τ_{xy} の分布は一様である。まず，ミーゼスの降伏条件式(3.4)を書き換えると，

$$\left(\frac{\sigma_x}{\sigma_o}\right)^2+\left(\frac{\sigma_y}{\sigma_o}\right)^2-\frac{\sigma_x\sigma_y}{\sigma_o^2}+\left(\frac{\tau}{\tau_o}\right)^2=1 \quad (3.17)$$

ここで，$\tau_o=\sigma_o/\sqrt{3}$。

上式を軸力と剪断力で表わすと，平板の全塑性強度相関関数 Γ_p は次式で与えられる (Fig. 3)。

$$\Gamma_p=\left(\frac{N_x}{N_{xp}}\right)^2+\left(\frac{N_y}{N_{yp}}\right)^2-\frac{N_xN_y}{N_{xp}N_{yp}}+\left(\frac{V_x}{V_{xp}}\right)^2-1 \quad (3.18)$$

全塑性強度条件は，

$$\Gamma_p=0 \quad (3.19)$$

4 軸力と剪断が作用する防撓板の座屈，最終強度，全塑性強度相関関係

本論文では，2.2 で述べたように，防撓板の挙動を板と防撓材の剛比 γ の値により4種類に分けて取り扱う。本章では，それぞれの場合について防撓板としての座屈強度，最終強度，全塑性強度相関関係を求める。

4.1 全体座屈・全体崩壊が生じる場合 ($\gamma\leq\gamma^B{}_{\min}$)

本論文では，多数の防撓材が付いている防撓板を解析対象としている。これが，全体座屈する場合は異方性板の挙動に近づくことが知られている。したがって，ここでは，異方性板として解析する。解析に用いる諸定数は下記のものを用いる。

$$E_x=E\left(1+\frac{nA}{bt}\right),\quad E_y=E$$

$$A_x=bt,\qquad A_y=at$$

$$D_x=\frac{EnI}{b}+D_{pl},\ D_y=D_{pl},\ 2D_{xy}=\frac{Gt^3}{3}+\nu(D_x+D_y)$$

$$D_{pl}=Et^3/[12(1-\nu^2)] \quad (4.1)$$

ここに，E：ヤング率，D：曲げ剛性，I：断面2次モーメント。また，添字，x, y は方向を，添字 pl は板を表わす。

4.1.1 座屈相関関係

防撓板を異方性板と考えた時の座屈相関関係は，等方性板の場合の式(3.2)と同じ形で表わせる。すなわち，

$$\Gamma_B=\Gamma_B(\beta, N_{xcr}, N_{ycr}, V_{xcr}) \quad (4.2)$$

ただし，式(3.2)の記号には，次式を用いなければならない。

$$\beta=a/b,$$
$$N_{xcr}=\sigma^\circ{}_{xcr}(bt+nA),$$
$$N_{ycr}=\sigma^\circ{}_{ycr}(at)$$
$$V_{xcr}=\tau^\circ{}_{xycr}(at) \quad (4.3)$$

$\sigma^\circ{}_{xcr}, \sigma^\circ{}_{ycr}, \tau^\circ{}_{xycr}$：$\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$ が単独に作用した場合の異方性板の座屈応力。

4.1.2 最終強度相関関係

全体座屈後に全体崩壊が生じて最終強度になる条件は平板の場合と同じと考えられる。したがって，最終強度相関曲線は平板の場合の式(3.10)と同じ形になる。

式(3.10)を適用する場合に，応力係数 $\alpha_{x\max}, \alpha_{x\min}, \alpha_{y\max}, \alpha_{y\min}$ は式(3.16)で与えられる。ただし，これらの式(3.10)，および(3.16)に含まれる b' を b に置き換える必要がある。また，N_{xcr}, N_{ycr} と V_{xcr} は式(4.3)で評価できる。また，$N_{xp}=\sigma_o\ (bt+nA)$ である。

4.2 局部座屈・全体，または局部崩壊が生じる場合 ($\gamma>\gamma^B{}_{\min}$)

ここでは，Fig. 1 に示す n 本の防撓材が付いた防撓板を n 本の防撓材と防撓材で仕切られる $(n+1)$ 板の平板に分けて考える。

防撓材間の板の挙動は，すでに3章で解析したので，ここでは，その結果を用いる。

4.2.1 座屈相関関係

防撓板に軸力 N_x と N_y，剪断力 V_x と V_y が作用している場合に，局部座屈が生じるまでは，板には一様な応力 σ_x, σ_y と τ_{xy} が生じている。そして，防撓材には，x 方向の一様な応力 σ_{xs} が生じている。この応力は，板と防撓材の接合線上でのひずみ ε_x が等しいという条件から決定される。結果として次式を得る。

$$\sigma_{xs}=\sigma_x-\nu\sigma_y \quad (4.4)$$

したがって，作用力と応力の関係は，

$$\left.\begin{aligned}N_x&=\sigma_x(bt+nA)-\nu\sigma_y nA\\ N_y&=\sigma_y at\\ V_x&=\tau_{xy}at\\ V_y&=\tau_{xy}bt\end{aligned}\right\} \quad (4.5)$$

ここに，A：防撓材の断面積。

板に，σ_x と σ_y および τ_{xy} が作用して座屈する場合の座屈相関関係は，式(3.1)で与えられている。式(4.5)を代入して座屈相関関数 Γ_B を N_x, N_y と V_x で表わすと，次のようになる。

(1) σ_x が引張で σ_y が圧縮の場合 ($\sigma_x<0, \sigma_y>0$)

$$\Gamma_B=\frac{(m^2+\beta^2)^2}{m^2(1+\beta^2)^2}\frac{N_x+(\nu nA/at)N_y}{N_{xcr}}+\frac{N_y}{N_{ycr}}+\left(\frac{V_x}{V_{xcr}}\right)^2-1 \qquad (4.6.a)$$

（2） σ_x が圧縮で σ_y が引張の場合（$\sigma_x>0, \sigma_y<0$）

$$\Gamma_B=\frac{N_x+(\nu nA/at)N_y}{N_{xcr}}+\frac{(1+\beta^2)^2}{(m^2+\beta^2)^2}\frac{N_y}{N_{ycr}}+\left(\frac{V_x}{V_{xcr}}\right)^2-1 \qquad (4.6.b)$$

（3） σ_x と σ_y が共に圧縮の場合（$\sigma_x>0, \sigma_y>0$）

$$\Gamma_B=\left[\frac{[N_x+(\nu nA/at)N_y]/N_{xcr}}{1-(V_x/V_{xcr})^2}\right]^{\alpha_1}+\left[\frac{N_y/N_{ycr}}{1-(V_x/V_{xcr})^2}\right]^{\alpha_2}-1 \qquad (4.6.c)$$

座屈条件は，

$$\Gamma_B=0 \qquad (4.7)$$

ここに，

$$N_{xcr}=\sigma_{xcr}(bt+nA)$$

$$N_{ycr}=\sigma_{ycr}\cdot at,\ V_{xcr}=\tau_{xycr}at$$

また，$\sigma_{xcr}, \sigma_{ycr}, \tau_{xycr}$：防撓材間の平板の座屈応力。

4.2.2 最終強度相関関係

局部座屈が生じる場合の最終強度状態は2章で述べたように，防撓材の剛比 γ によって次の2状態になる。

（1） $\gamma^B{}_{\min}<\gamma<\gamma^U{}_{\min}$

2章で述べたように，この場合の最終強度は防撓材の座屈か降伏によって決まる。このいずれが生じるかは荷重条件によって異なる。すなわち，もし軸力 N_x が座屈前も座屈後も常に中性軸に作用するならば，防撓材の座屈によって最終強度に達する。これに対して，軸力の作用位置が常に変化しないならば，座屈により板の剛性が低下するため軸力は偏心して作用することになり，防撓材は曲げを生じる。この場合は，防撓材の初期塑性か，板の最終強度によって防撓板は最終強度に達する。以下に各場合の最終強度を示す。

a）防撓材の座屈（中心荷重）

有効幅をもつ防撓材のオイラー座屈強度は次式で与えられる。

$$P_{us}=\frac{\pi^2EI}{a^2} \qquad (4.8)$$

ここで，考慮される有効幅は1防撓材間の板の座屈後の剛性に対応するもので，式(3.7)の b_e' を用いて $\Delta\varepsilon_x/\Delta\sigma_x$ で与えられる。すなわち，

$$b'_{\mathrm{est}}=b'\Big/\left[1+\frac{2m^4b'^4}{a^4+m^4b'^4}(f(V)+1)\right] \qquad (4.9)$$

なお，$f(V)$ は，式(3.16)で定義されている。

したがって，最終強度，N_{xu}，は防撓材間の1枚の板の最終強度と防撓材（有効幅付）の座屈強度の和である。

$$N_{xu}=nP_{us}+N_x'$$

$$N_x'=\frac{\sigma_0b't}{2(1+\alpha_x)}\left[\frac{N_y}{N_{yp}}(1+\alpha_y)+\sqrt{4-4\left(\frac{V_x}{V_{xp}}\right)^2-3\left[\frac{N_y}{N_{yp}}(1+\alpha_y)\right]^2}\right] \qquad (4.10)$$

また，最終強度関数 Γ_u は次のようになる。

$$\Gamma_u=\frac{N_x}{N_{xp}}-\frac{nP_{us}+N_x'}{N_{xp}} \qquad (4.11)$$

b）防撓材の曲げ（偏心荷重）

局部座屈により荷重が偏心する場合には，有効幅の付いた防撓材には，圧縮と曲げを生じる。この場合の板部および防撓材に生じる応力分布は Fig.7 のようになる。板部と防撓材との接合線上では，次式(4.12.a)でひずみの連続条件は満足されるが，板部の応力 $\sigma_{x\max}$ と防撓材の応力 $\sigma^\circ{}_{x\max}$ は異なる。

$$\sigma_{x\max}=\sigma^\circ{}_{x\max}+\nu\sigma_y \qquad (4.12.a)$$

$\sigma_{x\max}$（応力分布）が変化すると有効幅 b_e' は変化するが，それは式(3.7)および(3.16)から求めることができる。また，有効幅比は次の関係がある。すなわち，

$$b_e'/b'=\sigma_{xav}/\sigma_{x\max}$$

もし，有効幅 b_e' を防撓材の応力 $\sigma^\circ{}_{x\max}$ で表わせるように修正有効幅 b_{ec}' を定義すると，板部の軸力が等しいという条件から，次式のようになる。

$$b_{ec}'=b_e'/(1-\nu\sigma_y/\sigma_{x\max}) \qquad (4.13)$$

有効幅付防撓材を梁柱と考え，最終強度を求める。まず，中性軸は板部の中央面に非常に近いと考えられるので，板部の応力 $\sigma_{x\max}$ は，

$$\sigma_{x\max}=P/A_T+\nu\sigma_y \qquad (4.12.b)$$

ここに，P：有効幅付防撓材に作用する軸力

A_T：修正有効幅 b_{ec}' をもつ各防撓材の全断面

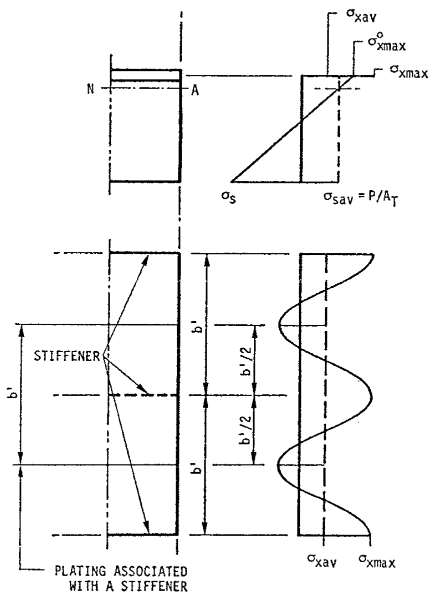

Fig. 7 Stress distribution in a stiffener and associated plating (eccentric loading)

積$=A+b_{ec}'l$

修正有効幅付防撓材に変換すると，梁柱として取り扱う場合の強度を防撓材の応力で議論できることになる。この梁柱の最終圧縮荷重 P_{us} は，ｉ）防撓材の最外部の塑性，ii）板部の圧壊のいずれかで決まる。これらに対応した最終強度の条件は，それぞれ次式で与えられる。

$$\left.\begin{aligned}\sigma_s&=\frac{P}{A_T}-\frac{P\cdot e}{Z_s}\sec\left(\sqrt{P/EI}\cdot\frac{a}{2}\right)\\ \sigma_{pl}&=\frac{P}{A_T}+\frac{P\cdot e}{Z_{pl}}\sec\left(\sqrt{P/EI}\cdot\frac{a}{2}\right)\end{aligned}\right\}\quad(4.14\text{ a})$$

$\sigma_s=-\sigma_0$ または $\sigma_{pl}=\sigma^{\circ}{}_{x\max u}$，に対して，

$$P=P_{us}\quad(4.14\text{ b})$$

ここに，e：荷重の偏心量

Z_s：防撓材の最外部に対する梁柱の断面係数

Z_{pl}：板部の中央面に対する梁柱の断面係数

$\sigma_{x\max u}, \sigma^{\circ}{}_{x\max u}$：防撓材間の板部の圧壊時に有効幅$b_e'$および修正有効幅 b_{ec}' に生じている軸応力（$\sigma^{\circ}{}_{x\max u}=\sigma_{x\max u}-\nu\sigma_y$）

式(4.14)の低い外力を与える方で最終強度に達する。式(4.14)を P_{us} について解き，それを式(4.11)に代入すると，最終強度関数 Γ_u が導出される。

ただし，式(4.14)は断面の性能，A_T, Z_s, Z_p, I を含んでおり，これらは，平均応力の関数である修正有効幅 b_{ec}' の関数になっている。したがって，軸圧縮力 P が P_{us} に達する時，b_{ec}' はその荷重に対応する有効幅になるように求めなければならない（通常，繰り返し計算による)。

（2） $\gamma>\gamma^{U}{}_{\min}$

防撓材間の板は局部座屈・局部崩壊し，防撓材は座屈せずに全断面塑性状態に達すると考えて取り扱っている。したがって，防撓板の最終強度は，平板と防撓材が示す最終強度の総和として与えられる。

防撓材は軸力しか受け持たず，軸力による全断面塑性状態で，最終強度状態に達すると考えるとその大きさは $\sigma_0\cdot nA$ である。他方，平板の最終強度は3章で示した。

これらの平板と防撓材の最終強度の和をとると，最終強度相関関数 Γ_u は次のように得られる。

$N_x>\sigma_0 nA+\bar{N}_x$ の場合

$$\Gamma_u=\left[\frac{N_x-\sigma_0 nA}{N_{xp}-\sigma_0 nA}(1+\alpha_x)\right]^2-\left[\frac{N_y}{N_{yp}}(1+\alpha_y)\right]^2-\frac{(N_x-\sigma_0 nA)N_y}{(N_{xp}-\sigma_0 nA)N_{yp}}(1+\alpha_x)(1+\alpha_y)-\left(\frac{V_x}{V_{xp}}\right)^2-1\quad(4.15)$$

上式の α_x および α_y はそれぞれ式(3.16)で与えられている。

$N_x<\sigma_0 nA+\bar{N}_x$ の場合

$$\Gamma_u=N_y/N_{yp}-\bar{N}_y/N_{yp}\quad(4.16)$$

ここに，$\bar{N}_x$ と $\bar{N}_y$ は式(3.11)と(3.19)の交差点の座標である。

座屈後に荷重の偏心が生じる場合には，防撓材には曲げを生じる。この変形挙動においても γ の増加により，崩壊形式が全体から局部に変化する。著者ら[5]は，この遷移点の γ を $\gamma^{U}{}_{\min}$ と定義しているけれども，防撓板の崩壊は有効幅付防撓材の曲げによる塑性化によって生じるので，その時の最終強度は，式(4.14)および(4.11)によって評価できる。

このようにして，最終強度の条件は次式で与えられる。

$$\Gamma_u=0\quad(4.17)$$

4.3 全塑性強度相関関係

防撓板が局部および全体座屈を起こさないで，全塑性強度に達する状態では各平板には$\sigma_{ov}{}^2=\sigma_x{}^2+\sigma_y{}^2-\sigma_x\sigma_y$，防撓材には σ_0 が一様に生じているので，軸力 N_x と N_y による全塑性強度相関関係は次式となる。

$$\left(\frac{N_x\pm\sigma_0 nA}{bt}\right)^2+\left(\frac{N_y}{at}\right)^2-\frac{(N_x\pm\sigma_0 nA)N_y}{abt^2}=\sigma_{ov}{}^2\quad(4.18)$$

上式を断面力 N_x, N_y, V_x で表わし，全塑性強度相関関数 Γ_p を導くと次のようになる。

1) （a） $N_y>0, N_x<\bar{N}_x-\sigma_0 nA$

または

$N_y<0, N_x<-\bar{N}_x-\sigma_0 nA$

（下式の Γ_p の正符号をとる）

$$\Gamma_p=\left(\frac{N_{xp}-\sigma_0 nA}{N_x\pm\sigma_0 nA}\right)^2+\left(\frac{N_y}{N_{yp}}\right)^2-\frac{(N_x\pm\sigma_0 nA)N_y}{(N_{xp}-\sigma_0 nA)N_{yp}}+\left(\frac{V_x}{V_{xp}}\right)^2-1\quad(4.19.\text{a})$$

（b） $N_y>0,\ N_x>\bar{N}_x+\sigma_0 nA$

または

$N_y<0,\ N_x>-\bar{N}_x+\sigma_0 nA$

（式(4.19.a)の Γ_p の負符号をとる）

2) $N_y>0,\ \bar{N}_x-\sigma_0 nA\leq N_x\leq\bar{N}_x+\sigma_0 nA$

$$\Gamma_p=N_y/N_{yp}-2\sqrt{1-(V_x/V_{xp})^2}/\sqrt{3}\quad(4.19.\text{ b})$$

3) $N_y<0,\ -\bar{N}_x-\sigma_0 nA\leq N_x\leq-\bar{N}_x+\sigma_0 nA$

$$\Gamma_p=-N_y/N_{yp}-2\sqrt{1-(V_x/V_{xp})^2}/\sqrt{3}\quad(4.19.\text{ c})$$

ここに，$\bar{N}_x=N_{xp}\sqrt{1-(V_x/V_{xp})^2}/\sqrt{3}$

全塑性条件：$\Gamma_p=0$ (4.20)

座屈，最終強度および全塑性強度の相関関係は Fig. 8 に示す。

5 解析手順と解析精度

前章までに，面内2軸力と剪断力を受ける平板および防撓板の座屈，最終強度および全塑性強度相関関係式を導出した。本章では，これらの式による各強度の解析手順を示し，その結果を他の解析法による結果と比較して本解析法の精度を検討する。

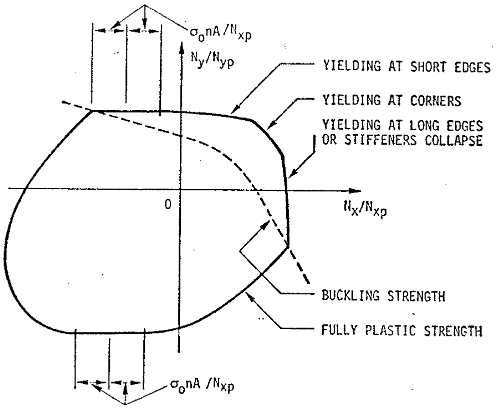

Fig. 8 Buckling strength, ultimate strength and fully plastic strength of a stiffened plate

5.1 解析手順

ここでは，矩形板および防撓板の材質および寸法が指定された場合にそれらが座屈あるいは最終強度に達する荷重を計算する手順について述べる。この場合，外力の取り扱いは比例荷重か組合せ荷重でも1荷重だけが変化し，他は不変と考える。そうすると，荷重を一つのパラメータ ρ で表わすことができる。

5.1.1 矩形板

座屈強度は式(3.2)を式(3.3)の条件のもとで解いて得られる。式(3.2.a), (3.2.b), (3.2.c)のいずれを用いるかは，各式に示している。

次に，全塑性強度は式(3.18)を式(3.19)の条件のもとで解いて求めておく。全塑性強度荷重 ρ_p が計算できると，これを座屈荷重 ρ_B と比較し，座屈発生の有無を検討する。もし，座屈荷重 ρ_B が ρ_p より小さい場合には，全塑性荷重に達するまでに，座屈するので，座屈後に達する最終強度を計算する必要がある。

座屈後の最終強度は式(3.10)を式(3.11)の条件のもとで解いて得られる。最終強度相関関数 Γ_u には，式(3.16)の応力係数 α_x, α_y が含まれており，これらは，座屈後に降伏が生じる位置によって式(3.9)のように与えられている。降伏が生じる位置は，(1)板の四隅部，(2) x 軸に平行な辺，(3) y 軸に平行な辺の3つの可能性があり，それぞれの位置を仮定して計算した荷重の中で最小値が最終強度荷重となる。実際の計算過程では，外力を漸増させ，各荷重段階ごとに，応力係数，および降伏の生じる可能性のある点の最終強度相関関数 Γ_u を計算する。この手順は，Fig. 9. a に示すように荷重と Γ_u の関係を描き，$\Gamma_u=0$ を満足する最小外力を求めることになる。

5.1.2 防撓板

まず，座屈形式と座屈荷重を求める。局部座屈荷重 ρ_{Bl} は防撓材間の平板の座屈で，すでに5.1.1で述べた手順で求めることができる。全体座屈荷重 ρ_{Bo} は式(4.2)

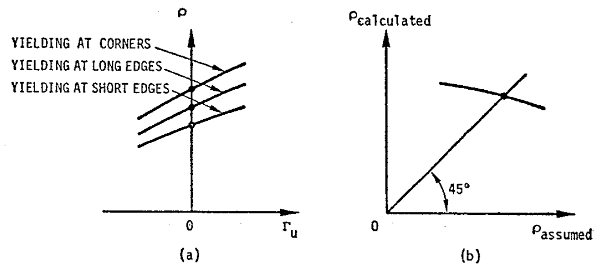

Fig. 9 Iterative procedure to calculate ultimate strength

を $\Gamma_B=0$ として求められる。両座屈荷重の小さい方の形式が実際に生じる。次に，全塑性荷重 ρ_p を求める。これは式(4.19)を式(4.20)の条件のもとで解いて得られる。これを座屈荷重と比較する。

（1） $\rho_{Bo}, \rho_{Bl} > \rho_p$ の場合

座屈が生じないで全塑性強度に達する。

（2） $\rho_{Bo} < \rho_{Bl} < \rho_p$ の場合

まず，全体座屈が生じ，最終強度は4.1.2で示した式で計算できる。計算手順は5.1.1で説明したとおりである。

（3） $\rho_{Bl} < \rho_{Bo}, \rho_p$ の場合

局部座屈が生じ，座屈後は圧縮荷重の作用点によって中心荷重または偏心荷重となり，崩壊する。

a）中心荷重

この場合は，全体崩壊で最終強度荷重 ρ_{uo} に達する場合と局部崩壊で最終強度荷重 ρ_{ul} に達する場合がある。

ρ_{uo} は式(4.10)を用いて下記のように荷重漸増して求めることができる。荷重 ρ を漸増しその各荷重段階で式(4.9)により有効幅を求める。これを用い，式(4.8)で，P_{us}，式(4.10)で ρ_{uo} を求める。ρ が漸増し $\rho=\rho_{uo}$ になる。これは Fig. 9. b に示すように，両軸の座標が一致する点であり，求める最終強度である。

これに対して ρ_{ul} は式(4.15)または(4.16)を式(4.17)の条件のもとで解いて求められる。計算手順は上記のとおりである。ρ_{uo} と ρ_{ul} の低い方が最終強度荷重である。

b）偏心荷重

局部座屈により，板の有効剛性が低下するために，軸力が偏心に作用することになる。この場合の最終強度荷重は次のような荷重増分の計算手順で求めることができる。

まず，防撓材に働く平均応力 σ_{sav} の小さい値を仮定して式(4.12.b)の $\sigma_{x\max}$ と共に有効幅 b_e' を式(3.7)および式(3.16)から求める。この b_e' を式(4.13)によって修正して b_{ec}' を求める。次に，この b_{ec}' を用いて防撓材の断面の諸性質を計算し，$P=A_T\cdot\sigma_{sav}$ により防撓材の軸荷重 P を求める。このPを用いて σ_s および σ_{pl} が式(4.14.a)より求められる。それが条件式(4.14.b)

を満足するかどうかを調べる。満足しない時には，最初に仮定した σ_{sav} を増加させてこの計算を繰り返す。$\sigma_s=-\sigma_0$ または，$\sigma_{pl}=\sigma^{\circ}_{x\max u}$ を先に満足した P が P_{us} となる。したがって，最終強度相関関数 Γ_u，式(4.11)は計算でき，$\Gamma_u=0$ の条件を満足する値として最終強度荷重が求められる。

この計算過程では，応力係数および有効幅が荷重と共に変化するために，最終強度もその荷重に対応する応力係数および有効幅を用いて求めたものでなければならないので繰り返し計算が必要となる。

5.2 本解析法の精度

本解析法による解析結果を他の研究結果と比較して，その精度を検討する。本解析対象に合致するような他の解析または実験例は少ない。

（1） 1方向圧縮を受ける正方形板および矩形平板

正方形板の圧壊強度の有限要素法[4]，弾性大たわみと塑性解析の組合せによる解析[2]，および本解析法の結果を Fig. 10 に示す。同様に有限要素法[4]と本解析法の結果を Fig. 11 に曲線で示す。有限要素法の解析では，初期たわみを仮定しており，これによって圧壊強度は低下すると共に，最小圧壊強度を示すアスペクト比は急激に小さい方に移る。したがって，Fig. 11 の両曲線は非常に近い値を示しているが，最小圧壊強度を与えるアスペクト比はやや離れている。しかし，前述の事項を考慮すると本解析法はよい精度で圧壊強度を推定していると考えられる。両図において本解析法の精度はよいと考えられる。

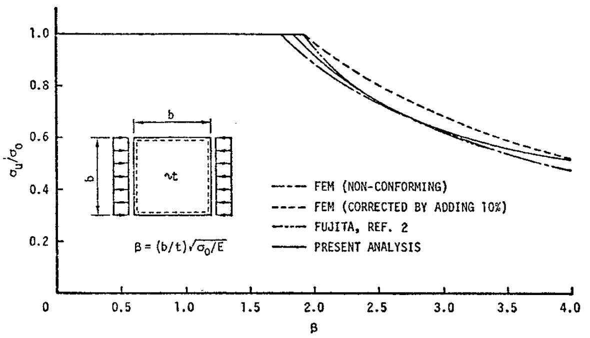

Fig. 10 Ultimate strength of square plates by different methods

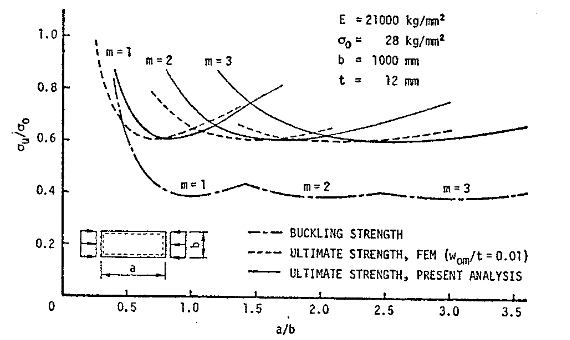

Fig. 11 Ultimate strength of rectangular plates

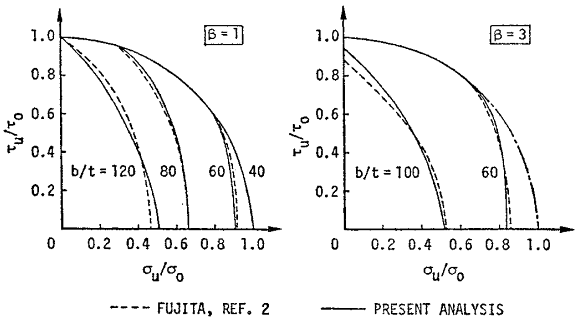

Fig. 12 Ultimate strength of square and rectangular plates subjected to compression and shear

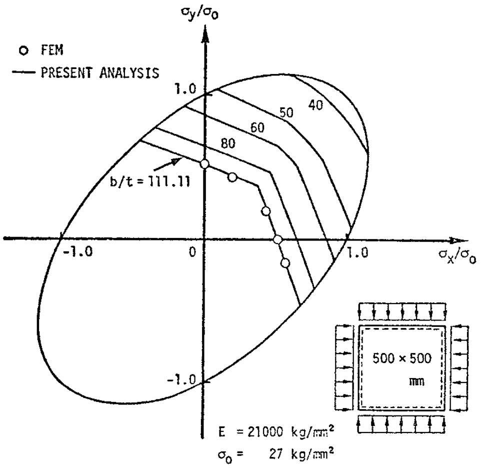

Fig. 13 Ultimate strength of square plates subjected to biaxial loading

（2） 組合せ荷重を受ける正方形板および矩形平板

正方形板および矩形平板が1方向圧縮と剪断を受ける場合の最終強度相関関係を弾性大たわみと塑性解析の組合せによる解析法[2]と本解析法の解析結果を Fig. 12 に示す。Fig. 13 には正方形板が2軸力のもとで示す最終強度相関関係を有限要素法による解析と本解析法による結果と比較して示している。いずれの場合も，よく対応している。

（3） 1方向圧縮を受ける補強板

Fig. 14 および 15 には，1方向に圧縮を受ける補強板の最終強度を防撓材の剛比 γ を変化させて有限要素法[5]と本解析法による解析結果を示している。Fig. 14 には，圧縮荷重が常に中心荷重になる場合を，また Fig. 15 には荷重の偏心が生じる場合を示している。ここで比較している有限要素法による解析では，非適合要素を用いている。また，支持辺の面内変位の拘束は無い。これらは，強度を低く評価することになる。実際に，正解の座屈値は，有限要素法によるものより約 15% 高くなっており，最終強度も同程度高くなると推定できる。このことを考えると，本論文の理論値は，十分な精度を有すると考えられる。本解析は十分な精度を有していることが確認できる。

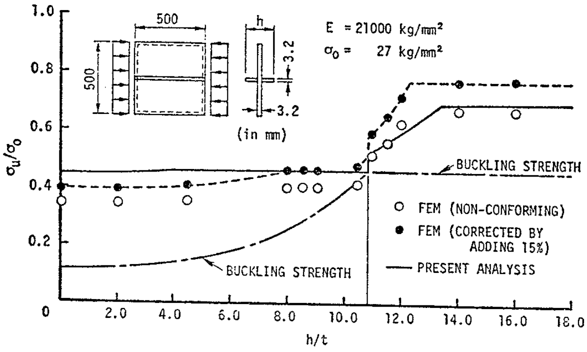

Fig. 14 Ultimate strength of compressed stiffened plates (concentric loading)

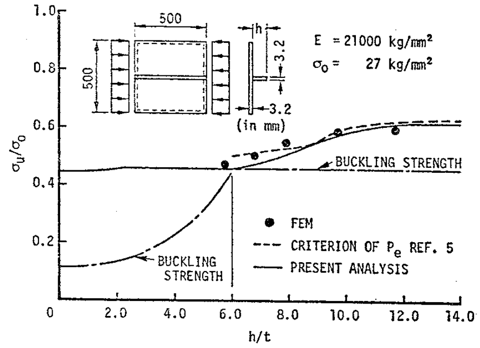

Fig. 15 Ultimate strength of compressed stiffened plates (eccentric loading)

6 結 言

本論文では，矩形板および1方向に等間隔に防撓材が取り付けられた防撓板を対象にして，面内荷重すなわち，面内曲げを無視した2軸力と剪断荷重のもとでの座屈，最終強度，全塑性強度を理論的に求めた。これらの強度は，2.2 で分類したように防撓板の全体座屈が生じる場合，局部座屈が生じる場合，座屈が生じない場合に分けて2軸力と剪断力の関数として相関関係式を表わした。導出した相関関係式を用いると極めて短い計算でこれらの強度を推定することができる。この計算結果をこれまでの研究結果と比較し，相関関係式が実用的に十分な精度を有していることが確認された。

最後に，本研究の一部は，尾本勝彦君（大阪大学造船学科）の卒業研究として行われたもので，彼の労に感謝する。

参 考 文 献

1) 藤田，野本，仁保：防撓板の圧縮強度について（第1報），（第2報），日本造船学会論文集，第141号（1977），第144号（1978）.

2) 藤田，他：組み合せ荷重を受ける平板の最終強度（第1報）～（第3報），日本造船学会論文集，第145号（1979），第146号（1979），第149号（1981）.

3) 西原，他：防撓矩形板の最終強度解析（第1報）～（第4報），日本造船学会論文集，第148号（1980），第151号（1982），第152号（1982），第154号（1983）.

4) 上田，矢尾，他：溶接初期不整を有する矩形板の圧壊強度に関する研究（第1報），（第2報），日本造船学会論文集，第148号（1980），第149号（1981）.

5) 上田，矢尾，他：補強材の最小剛比について（第1報）～（第4報），日本造船学会論文集，第140号（1976），第143号（1978），第145号（1979），第148号（1980）.

6) 上田，山川，森：平板の非線形挙動の解析（第1報），日本造船学会論文集，第126号（1969），pp. 263～273.

7) C. R. C. JAPAN：Hand Book of Structural Stability, CORONA, Tokyo, 1971.