

木質パネルの曲げに関する研究

平 嶋 義 彦⁽¹⁾Yoshihiko HIRASHIMA : Study on Bending of Wooden
Stressed-skin Panels

要 旨：パネルの表面材料として、合板のような直交異方性材料が用いられる場合の曲げ問題について、理論的に解析し、これを実際に作製した各種の型のパネルの曲げ試験と比較した。その結果、ここに得られた理論解析の妥当性が認められた。

また、有効幅に与える各種のパラメータの影響を検討し、実際にパネルを作製する際の表面材の有効的な使用方法について、その指針を得た。

有効幅の算出は、かなり複雑であるため、あらかじめパラメータを想定しておいて計算を行ない、これをグラフ化し、めんどろな手続きなしにこれ得られるようにした。このグラフも、実験および計算結果と比較して、その有効性が認められた。

1. 緒 言

最近の木質系プレハブ住宅には、いろいろな構法のものが考え出されているが、そのうちの1つにパネル構法と呼ばれるものがある。

これは屋根、壁、床などをパネルという部品で構成しようとするものであり、種々の利点を備えていて、住宅生産の工業化の進展に大きな役割を果たしている。すなわち、パネルとは骨材と表面材で構成されたものであり、各種の材料を複合して構成することによって、種々要求される性能に応じることができるものである。

将来の住宅の性能を左右する部品として期待されるパネルも、その合理的な設計と性能評価の面においては、多くの問題点を持っている。

そこで本報告では、これらの問題点のうちからパネルに基本的に要求される性能、すなわち曲げ問題をとり出して検討することにした。

パネル (stressed-skin panel) は、その曲げについて考えてみると、中立軸よりできるだけ離れた位置に材料を配置して、梁の構造的に不利な面を形態によりカバーしようとする構造体と考えられるが、この種のパネルは、1930年代前半にアメリカの F.P.L. で開発され、1940年代にプレハブ住宅用として実用化された¹⁾。そして1940年 NEWLIN²⁾ により、いわゆるリブの基本間隔 (basic spacing) を基礎とする設計方法が提唱され、そして後世にその方法が引き継がれた³⁾⁴⁾。しかし、この NEWLIN の方法は、フランジの座屈に論拠をおいたものであり、曲げ問題に対しては合理性に欠けるため、現状は個々の設計に応じた実物を試作し、その実験結果からパネルの性能を判定している段階である。

パネルの曲げ問題そのものを論じた研究は数が少なく、純粹に弾性論的に論じたもの⁵⁾⁶⁾、木質材料を用いて直交異方性論を用いて解析したもの⁷⁾⁸⁾⁹⁾が二、三あるにすぎない。

1973年1月10日受理

(1) 木 材 部

ところで、AMANA-BOOTH の報告⁸⁾⁹⁾は、実験的にも理論的にもすぐれたものであるが、かんじんの有効幅についての検討がないのが惜しまれる。

本報告はこの点をも考慮に入れて、パネルの曲げ問題を取りあげ、実験的、理論的に検討したものである。

なお、数値計算は農林研究計算センター内の農林省共同利用電子計算機 (HITAC-8500) および林業試験場設置の電子計算機 (OKITAC-4500) を利用して行なった。

この研究を行なうに当たり、木材部材料科長山井良三郎氏および強度研究室の諸氏より終始懇切なる指導と援助を得たことをここにしるし、深くお礼を申し述べます。

2. 理論式の誘導

2-1. 有効幅

梁の曲げに関する初等公式においては、曲げ応力は中立軸からの距離に比例し、梁の幅方向には均等に分布すると仮定されている。

しかし、このことは、梁の断面寸法が長さ比べて小さく、かつ両端からある程度離れたところを考えた場合に成りたつのであって、パネルのように、幅の広いフランジを有する場合にあっては、この初等公式は、そのままでは十分な正確さをもって適用することができない。

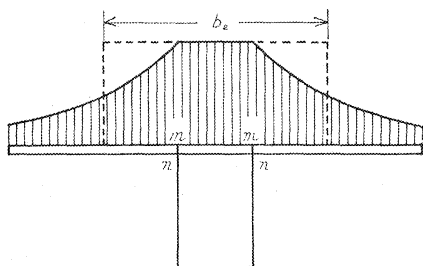


Fig. 1 フランジの応力分布と有効幅
Stress distribution in flange and effective breadth.

いま断面の形が Fig. 1 のような T 型梁が曲げを受ける場合を考えてみると、図の断面 mn には剪断応力が働き、そしてこの応力はフランジに圧縮応力をひき起こす。この圧縮応力はフランジの幅に沿っては等分布せず、Fig. 1 のように側縁にいくほど小さくなる。この現象は一般にシアラッグ (shear lag) と呼ばれる。この梁に対して曲げの初等公式を用いるためには、Fig. 1 でハッチした部分の面積に等しくなるような長方形の幅 b_e を定めればよい。この幅を一般に有効幅と呼ぶ。したがって、フランジにおける応力分布を知り、有効幅を定めれば、パネルに対しても梁の曲げに関する公式を適用できることになる。

2-2. 基礎微分方程式の誘導

幅広いフランジを有する梁において、フランジの厚さはリブの厚さに比べて小さく、フランジ自体の曲げは無視できるものとする。

そうするとフランジは、その 1 つの境界 (Fig. 1 においては断面 mn) に剪断力が作用する薄板とみなすことができる。すなわち、フランジにおける応力分布は、二次元 (平面応力) 問題と考えられる。

いま、フランジの中央面内に $x-y$ 座標を設け、 x, y 方向の垂直応力をそれぞれ σ_x, σ_y 、剪断応力を τ_{xy} とすれば、応力の釣合方程式は次のようになる。

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} = 0 \quad \dots\dots\dots (1a)$$

$$\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} = 0 \quad \dots\dots\dots (1b)$$

ここで, Airy の応力関数 ϕ を導入して

$$\sigma_x = \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} \quad \dots\dots\dots (2a)$$

$$\sigma_y = \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} \quad \dots\dots\dots (2b)$$

$$\tau_{xy} = -\frac{\partial^2 \phi}{\partial x \partial y} \quad \dots\dots\dots (2c)$$

とおけば, 明らかに応力の釣合方程式 (1) は恒等的に満足される。

つぎに x, y 方向の垂直歪みをそれぞれ $\varepsilon_x, \varepsilon_y$, 剪断歪みを γ_{xy} すれば, 歪みの適合条件式は次のようになる。

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 \gamma_{xy}}{\partial x \partial y} = 0 \quad \dots\dots\dots (3)$$

フックの法則より, 応力と歪みの間には次のような関係が成りたつ。

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E_x} - \frac{\sigma_y}{E_y} \mu_{yx} \quad \dots\dots\dots (4a)$$

$$\varepsilon_y = \frac{\sigma_y}{E_y} - \frac{\sigma_x}{E_x} \mu_{xy} \quad \dots\dots\dots (4b)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{1}{G_{xy}} \tau_{xy} \quad \dots\dots\dots (4c)$$

ただし, E_x, E_y はそれぞれ x, y 方向のヤング係数, μ_{xy}, μ_{yx} はポアソン比, G_{xy} は剪断弾性係数である。

ヤング係数とポアソン比との間に成りたつ MAXWELL の関係式

$$\frac{\mu_{yx}}{E_y} = \frac{\mu_{xy}}{E_x}$$

を用い, 式 (1), (4) を式 (3) へ代入して, 次の微分方程式を得る。

$$\frac{\partial^4 \phi}{\partial x^4} + 2\alpha \frac{\partial^4 \phi}{\partial x^2 \partial y^2} + \beta \frac{\partial^4 \phi}{\partial y^4} = 0 \quad \dots\dots\dots (5)$$

ただし,

$$\alpha = \frac{E_y}{2G_{xy}} - \mu_{yx}$$

$$\beta = \frac{E_y}{E_x}$$

いま, ϕ を変数分離形とし, y の関数列を直交関数系にとって

$$\phi = \sum_{n=1}^{\infty} X_n(x) \sin \omega y \quad \dots\dots\dots (6)$$

とする。ただし, $X_n(x)$ は x のみの関数, $\omega = n\pi/L$, L はパネルのスパンである。

式 (6) を式 (5) へ代入して、次のような $X_n(x)$ に関する 4 階の常微分方程式を得る。

$$\frac{d^4 X_n(x)}{dx^4} - 2\alpha\omega^2 \frac{d^2 X_n(x)}{dx^2} + \beta\omega^4 = 0 \quad \dots\dots\dots (7)$$

この補助方程式は

$$\rho^4 - 2\alpha\omega^2 \rho^2 + \beta\omega^4 = 0 \quad \dots\dots\dots (8)$$

となり、これを解いて

$$\rho = \pm \omega \sqrt{\alpha \pm \sqrt{\alpha^2 - \beta}} \quad \dots\dots\dots (9)$$

木材および木質材料では、 $\alpha^2 - \beta$ は常に正と考えられるから、式 (8) は 4 個の実根を持つ。

ここで、

$$\lambda_1 = \sqrt{\alpha + \sqrt{\alpha^2 - \beta}}$$

$$\lambda_2 = \sqrt{\alpha - \sqrt{\alpha^2 - \beta}}$$

とおけば、微分方程式 (7) の一般解は次のように表わされる。

$$X_n(x) = A_n \cosh \lambda_1 \omega x + B_n \cosh \lambda_2 \omega x + C_n \sinh \lambda_1 \omega x + D_n \sinh \lambda_2 \omega x \quad \dots\dots\dots (10)$$

したがって、応力関数は次のような形になる。

$$\phi = \sum_{n=1}^{\infty} (A_n \cosh \lambda_1 \omega x + B_n \cosh \lambda_2 \omega x + C_n \sinh \lambda_1 \omega x + D_n \sinh \lambda_2 \omega x) \sin \omega y \quad \dots\dots\dots (11)$$

この式の中の 4 個の係数を決定すれば、所要の問題はすべて解けることになるが、これには極小エネルギーの定理を用いる方法⁶⁾と、4 個の境界条件を付与して決定する方法⁷⁾⁸⁾とが考えられる。後者の方法は、フランジとリブの間にズレが生じるような場合にも、その関係を比較的簡単な境界条件として表現できるという利点をもっているので、ここではこの後者の方法にしたがって式を導いていくことにする。

2-3. T 型パネルの解

$x-y$ 座標を Fig. 2 のように設けると、このパネルに対する境界条件は次のように与えられる。

1. $x=0$ で $\sigma_x=0$
2. $x=0$ で $\tau_{xy}=0$
3. $x=b$ で $\frac{\partial u}{\partial y}=0$ (u は x 方向の変位)
4. フランジとリブの境界面においてそれぞれの歪みが等しい。

境界条件 1. から

$$B_n = -A_n$$

境界条件 2. から

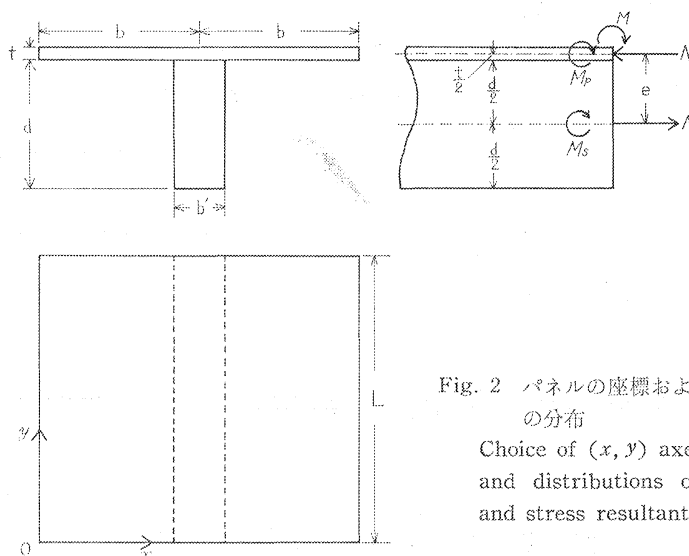


Fig. 2 パネルの座標およびモーメントの分布

Choice of (x, y) axes for panel and distributions of moments and stress resultant.

$$D_n = -\frac{\lambda_1}{\lambda_2} C_n$$

境界条件 3. から

$$C_n = \delta_n A_n$$

ただし,

$$\delta_n = -\frac{(\lambda_2^2 + \mu_{yx}) \sinh \rho_1 b - \frac{\lambda^2}{\lambda_1} (\lambda_1^2 + \mu_{yx}) \sinh \rho_2 b}{(\lambda_2^2 + \mu_{yx}) \cosh \rho_1 b - (\lambda_1^2 + \mu_{yx}) \cosh \rho_2 b}$$

$$\rho_1 = \omega \lambda_1, \quad \rho_2 = \omega \lambda_2$$

フランジとリブの境界面に作用する力 N はリブの撓みを減じ、剛性を増す働きをするので、Fig. 2 のごとく、これをフランジとリブの厚さの中央に作用する偶力 eN に置き換え、この分だけ外力のモーメント M が小さくなったと考える。そうすると、フランジおよびリブにおけるモーメントをそれぞれ M_p , M_s とすれば、

$$M - eN = M_p + M_s \quad \dots\dots\dots (12)$$

と書き表わされる。

力の釣合から次式が得られる。

$$N = 2t \int_0^b \sigma_y dx \quad \dots\dots\dots (13)$$

フランジとリブにおいて、 M_p , M_s による曲げを考えると、両者は同一曲率を有するから

$$\frac{1}{r} = \frac{M_p}{E_p I_p} = \frac{M_s}{E_s I_s} = \frac{M - eN}{D} \quad \dots\dots\dots (14)$$

ただし、 r : パネルの曲率半径

I_p , I_s : フランジまたはリブのそれぞれの図心に関する断面二次モーメント

E_p , E_s : フランジまたはリブの曲げヤング係数

$$D = E_p I_p + E_s I_s$$

いま、フランジとリブの境界面におけるそれぞれの垂直歪みを $\bar{\varepsilon}_p$, $\bar{\varepsilon}_s$ とすれば、これらは N による歪みと M_p または M_s による歪みの和であるから、それぞれ次のように表わされる。

$$\bar{\varepsilon}_s = \frac{N}{A_s E_s} - \frac{M_s d}{2 E_s I_s} \quad \dots\dots\dots (15a)$$

$$\varepsilon_p = -(\varepsilon_y)_{x=b} + \frac{M_p t}{2 E_p I_p} \quad \dots\dots\dots (15b)$$

ここで A_s はリブの断面積である。

境界条件 4. から、

$$\bar{\varepsilon}_s - \bar{\varepsilon}_p = (\varepsilon_y)_{x=b} + N \left(\frac{1}{A_s E_s} + \frac{e^2}{D} \right) - \frac{M}{D} e = 0 \quad \dots\dots\dots (16)$$

式 (4b) より、

$$(\varepsilon_y)_{x=b} = \frac{1}{E_y} \left(\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} - \mu_{yx} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} \right)_{x=b} = \frac{1}{E_y} \phi_{n1} A_n \sin \omega y \quad \dots\dots\dots (17)$$

ただし、

$$\begin{aligned} \phi_{n1} = \omega^2 \left[(\lambda_1^2 + \mu_{yx}) \cosh \rho_1 b - (\lambda_2^2 + \mu_{yx}) \cosh \rho_2 b \right. \\ \left. + \delta_n \{ (\lambda_1^2 + \mu_{yx}) \sinh \rho_1 b - \frac{\lambda_1}{\lambda_2} (\lambda_2^2 + \mu_{yx}) \sinh \rho_2 b \} \right] \quad \dots\dots\dots (18) \end{aligned}$$

式 (13) より、

$$\begin{aligned} N &= 2t \int_0^b \sigma_y dx \\ &= 2t \left[\frac{\partial \varphi}{\partial x} \right]_{x=0}^{x=b} \\ &= 2t \phi_{n2} A_n \sin \omega y \quad \dots\dots\dots (19) \end{aligned}$$

ただし、

$$\phi_{n2} = \omega \left[\lambda_1 \sinh \rho_1 b - \lambda_2 \sinh \rho_2 b + \delta_n \lambda_1 (\cosh \rho_1 b - \cosh \rho_2 b) \right] \quad \dots\dots\dots (20)$$

曲げモーメント M をフーリエ級数に展開して、

$$M = F_n \sin \omega y \quad \dots\dots\dots (21)$$

とする。

式 (17), (19), (21) を式 (16) に代入して A_n について解くと

$$A_n = \frac{e E_y}{D} \frac{F_n}{\phi_{n1} + 2t E_y \left(\frac{1}{A_s E_s} + \frac{e^2}{D} \right) \phi_{n2}} \quad \dots\dots\dots (22)$$

有効幅は2-1で定義されたように、応力の合力とリブ上の応力との比であるから、次のように表わされる。

$$b_e = \frac{N}{t \cdot (\sigma_y)_{x=b}} \quad \dots\dots\dots (23)$$

ここで、

$$(\sigma_y)_{x=b} = A_n \phi_{n3} \sin \omega y \quad \dots\dots\dots (24)$$

ただし、

$$\phi_{n3} = \omega^2 \left[\lambda_1^2 \cosh \rho_1 b - \lambda_2^2 \cosh \rho_2 b + \delta_n \lambda_1 (\lambda_1 \sinh \rho_1 b - \lambda_2 \sinh \rho_2 b) \right] \quad \dots\dots (25)$$

となるから、 b_e は次のように書き表わされる。

$$b_e = \frac{2 \sum A_n \phi_{n2} \sin \omega y}{\sum A_n \phi_{n3} \sin \omega y} \quad \dots\dots\dots (26)$$

パネルのたわみを W とすれば、式 (14) から

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} &= -\frac{d^2 W}{dy^2} \\ &= \frac{M - eN}{D} \\ &= \frac{1}{D} (F_n - 2te\phi_{n2}A_n) \sin \omega y \quad \dots\dots\dots (27) \end{aligned}$$

この W に関する微分方程式を解いて次式を得る。

$$W = \frac{1}{D} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\omega^2} (F_n - 2te\phi_{n2}A_n) \sin \omega y \quad \dots\dots\dots (28)$$

フランジの応力は次のように書き表わされる。

$$\begin{aligned} \sigma_y &= \sum \omega^2 A_n \left[\lambda_1^2 \cosh \rho_1 x - \lambda_2^2 \cosh \rho_2 x + \delta_n \lambda_1 (\lambda_1 \sinh \rho_1 x \right. \\ &\quad \left. - \lambda_2 \sinh \rho_2 x) \right] \sin \omega y \quad \dots\dots\dots (29a) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_x &= -\sum \omega^2 A_n \left[\cosh \rho_1 x - \cosh \rho_2 x + \delta_n (\sinh \rho_1 x \right. \\ &\quad \left. - \frac{\lambda_1}{\lambda_2} \sinh \rho_2 x) \right] \sin \omega y \quad \dots\dots\dots (29b) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tau_{xy} &= -\sum \omega^2 A_n \left[\lambda_1 \sinh \rho_1 x - \lambda_2 \sinh \rho_2 x + \delta_n \lambda_1 (\cosh \rho_1 x \right. \\ &\quad \left. - \cosh \rho_2 x) \right] \cos \omega y \quad \dots\dots\dots (29c) \end{aligned}$$

2-4. I 型パネルの解

この場合も、前述のT型パネルと全く同一の考え方に基づいて解くことができる。すなわち、上下のフランジを添字 1, 2 で区別し、それぞれのフランジに応力関数 ϕ_1, ϕ_2 を導入して、

$$\begin{aligned} \phi_1 &= \sum_{n=1}^{\infty} \left[A_{n1} \cosh \lambda_{11} \omega x + B_{n1} \cosh \lambda_{21} \omega x \right. \\ &\quad \left. + C_{n1} \sinh \lambda_{11} \omega x + D_{n1} \sinh \lambda_{21} \omega x \right] \sin \omega y \quad \dots\dots\dots (30) \end{aligned}$$

と表現すれば、式中の係数はT型パネルの場合と同様の境界条件により決定される。

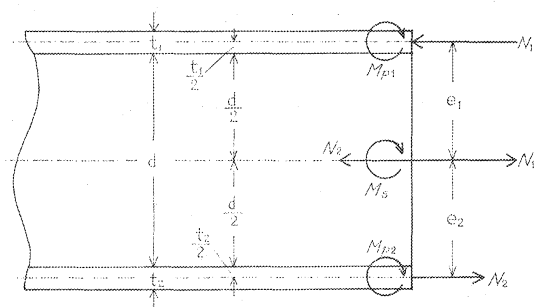


Fig. 3 両面貼パネルのモーメントの分布
Distributions of moments and stress resultants in double skin type panel.

この場合のモーメントの関係は、

$$M - (e_1 N_1 + e_2 N_2) = M_{p1} + M_{p2} + M_s \quad \dots\dots\dots (31)$$

であるから、式 (14) は次のように書き表わされる。

$$\frac{1}{r} = \frac{M_{p1}}{E_{p1} I_{p1}} = \frac{M_{p2}}{E_{p2} I_{p2}} = \frac{M_s}{E_s I_s} = \frac{M - (e_1 N_1 + e_2 N_2)}{D} \quad \dots\dots\dots (32)$$

ただし、

$$D = E_{p1} I_{p1} + E_{p2} I_{p2} + E_s I_s$$

境界条件 4. から A_{n1} , A_{n2} に関する次のような連立方程式が得られる。

$$K_{n1} \cdot A_{n1} + K_{n4} \cdot A_{n2} - \frac{e_1}{D} F_n = 0 \quad \dots\dots\dots (33a)$$

$$K_{n3} \cdot A_{n1} + K_{n2} \cdot A_{n2} - \frac{e_2}{D} F_n = 0 \quad \dots\dots\dots (33b)$$

ただし、

$$K_{n1} = \frac{1}{E_{y1}} \phi_{n11} + 2t_1 \left(\frac{1}{A_s E_s} + \frac{e_1^2}{D} \right) \phi_{n21}$$

$$K_{n2} = \frac{1}{E_{y2}} \phi_{n12} + 2t_2 \left(\frac{1}{A_s E_s} + \frac{e_2^2}{D} \right) \phi_{n22}$$

$$K_{n3} = \frac{2t_1 e_1 e_2}{D} \phi_{n21}$$

$$K_{n4} = \frac{2t_2 e_1 e_2}{D} \phi_{n22}$$

この連立方程式を解けば A_{n1} , A_{n2} が得られる。

他の係数は T 型パネルと同様に、次の関係が成り立つ。

$$B_{n1} = -A_{n2}$$

$$D_{n1} = -\frac{\lambda_{11}}{\lambda_{21}} C_{n1}$$

$$C_{n1} = \delta_{n1} A_{n1}$$

以上の関係式から応力関数 ϕ_1 , ϕ_2 が決定できる。

いま、上下のフランジが幾何学的にも力学的にも対称である場合には、添字は省略することができ、

$A_{n1} = A_{n2} = A_n$ と置けば

$$A_n = -\frac{eE_y}{D} \frac{F_n}{\phi_{n1} + 2tE_y \left(\frac{1}{A_y E_s} + \frac{2e^2}{D} \right) \phi_{n2}} \quad (34)$$

となる。

有効幅および撓みはそれぞれ次のように表わされる。

$$b_{e1} = \frac{2 \sum A_{n1} \phi_{n21} \sin \omega y}{\sum A_{n1} \phi_{n31} \sin \omega y} \quad (35)$$

$$W = \frac{1}{D} \sum \frac{1}{\omega^2} \left[F_n - 2(t_1 e_1 \phi_{n21} A_{n1} + t_2 e_2 \phi_{n22} A_{n2}) \right] \sin \omega y \quad (36)$$

2-5. 箱型パネルの解

この場合も前述の I 型パネルと同様に応力関数 φ_1, φ_2 を導入し, Fig. 4 のように座標を設ければ, 境界条件は次のように与えられる。

1. および 2. y 軸に関する対称性から $C_n = D_n = 0$
3. $x = \pm b$ で $\sigma_x = 0$
4. $x = \pm b$ でフランジとリブの境界面においてそれぞれの歪みが等しい。

境界条件 1, 2, 3 から次の関係が得られる。

$$B_{n1} = -\gamma_{n1} A_{n1}$$

ただし,

$$\gamma_{n1} = \frac{\cosh \rho_{11} b}{\cosh \rho_{21} b}$$

これから次式が得られる。

$$(\varepsilon_{y1})_{x=b} = -\frac{1}{E_{y1}} \phi_{n11} A_{n1} \sin \omega y \quad (37)$$

$$N_2 = 2t_2 \phi_{n21} A_{n1} \sin \omega y \quad (38)$$

ただし,

$$\phi_{n11} = \omega^2 \left[(\lambda_{11}^2 + \mu_{yx1}^2) \cosh \rho_{11} b - \gamma_{n1} (\lambda_{21}^2 + \mu_{yx1}^2) \cosh \rho_{21} b \right] \quad (39)$$

$$\phi_{n21} = \omega \left[\lambda_{11} \sinh \rho_{11} b - \gamma_{n1} \lambda_{21} \sinh \rho_{21} b \right] \quad (40)$$

境界条件 4. は, I 型パネルの場合と同じであるから, A_{n1}, A_{n2} に関する連立方程式は, 式 (33) と全く同一の形になり, これを解けばよいことになる。

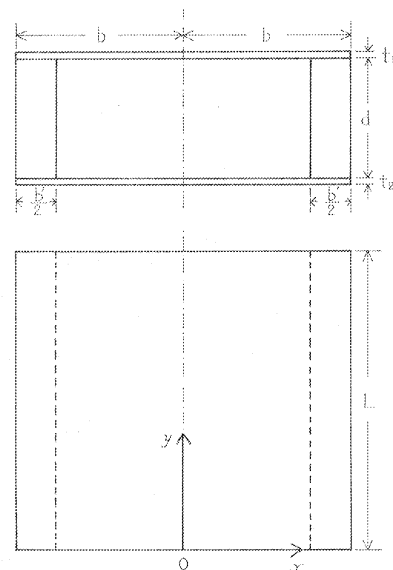


Fig. 4 箱型パネルの座標
Choice of (x, y) axes for
box type panel.

下部フランジが無い場合は,

$$A_n = \frac{eE_y}{D} \frac{F_n}{\phi_{n1} + 2tE_y \left(\frac{1}{A_s E_s} + \frac{e^2}{D} \right) \phi_{n2}}$$

となり, これは T 型パネルの場合の式 (22) と同じ形である。また, 上下フランジが対称な場合には

$$A_n = \frac{eE_y}{D} \frac{F_n}{\phi_{n1} + 2tE_y \left(\frac{1}{A_s E_s} + \frac{2e^2}{D} \right) \phi_{n2}}$$

となり, これは I 型パネルでフランジが対称な場合の式 (34) と同じ形である。

有効幅は次のように与えられる。

$$b_{e1} = \frac{2 \Sigma A_{n1} \phi_{n21} \sin \omega y}{\Sigma A_{n1} \phi_{n31} \sin \omega y} \dots\dots\dots (41)$$

ただし,

$$\phi_{n31} = \omega^2 \left[\lambda_{11}^2 \cosh \rho_{11} b - \gamma_{n1} \lambda_{21}^2 \cosh \rho_{21} b \right] \dots\dots\dots (42)$$

パネルの撓み W は, I 型パネルと同じ形で与えられる。

$$W = \frac{1}{D} \Sigma \frac{1}{\omega^2} \left[F_n - 2(t_1 e_1 \phi_{n21} A_{n1} + t_2 e_2 \phi_{n22} A_{n2}) \right] \sin \omega y \dots\dots\dots (43)$$

下部フランジの無い場合の W は, 上式において A_{n2} の項を 0 とおけばよい。

フランジの応力は次のように書き表わされる。

$$\sigma_{y1} = \Sigma \omega^2 A_{n1} \left[\lambda_{11}^2 \cosh \rho_{11} x - \gamma_{n1} \lambda_{21}^2 \cosh \rho_{21} x \right] \sin \omega y \dots\dots\dots (44a)$$

$$\sigma_{x1} = -\Sigma \omega^2 A_{n1} \left[\cosh \rho_{11} x - \gamma_{n1} \cosh \rho_{21} x \right] \sin \omega y \dots\dots\dots (44b)$$

$$\tau_{xy} = -\Sigma \omega^2 A_{n1} \left[\lambda_{11} \sinh \rho_{11} x - \gamma_{n1} \lambda_{21} \sinh \rho_{21} x \right] \cos \omega y \dots\dots\dots (44c)$$

2-6. マルチリブパネルの解

リブが等間隔に 3 本以上配置されたパネルの場合には, これを前述の箱型パネルの集合したものと考え
る。たとえば, リブが 4 本の場合を考えて, これから箱型パネルを Fig. 4 のごとくとり出してみると,
2b はマルチリブパネルの幅の 1/3, b' は 4 本のリブの幅の合計の 1/3 と考えればよい。そしてこのマルチ
リブパネルに対する境界条件は, 1, 2 および 4 は箱型パネルのものと同一となり, 残る 1 つは次のように
与えられる。

$$3. \quad x = \pm b \quad \text{で} \quad \frac{\partial u}{\partial y} = 0$$

これから次の関係が得られる。

$$B_{n1} = -\theta_{n1} A_{n1}$$

ただし,

$$\theta_{n1} = \frac{\lambda_{11}(\lambda_{21}^2 + \mu_{yx1}) \sinh \rho_{11}b}{\lambda_{21}(\lambda_{11}^2 + \mu_{yx1}) \sinh \rho_{21}b}$$

応力関数の形は、箱型パネルのものと同じになるので、 A_n , b_e , W もやはり同じ形で表わされる。ただし、

$$\phi_{n11} = \omega^2 \left[(\lambda_{11}^2 + \mu_{yx1}) \cosh \rho_{11}b - \theta_{n1}(\lambda_{21}^2 + \mu_{yx1}) \cosh \rho_{21}b \right] \quad \dots\dots\dots (45)$$

$$\phi_{n21} = \omega \left[\lambda_{11} \sinh \rho_{11}b - \theta_{n1} \lambda_{21} \sinh \rho_{21}b \right] \quad \dots\dots\dots (46)$$

$$\phi_{n31} = \omega^2 \left[\lambda_{11}^2 \cosh \rho_{11}b - \theta_{n1} \lambda_{21}^2 \cosh \rho_{21}b \right] \quad \dots\dots\dots (47)$$

フランジの応力は、次のように書き表わされる。

$$\sigma_{y1} = \Sigma \omega^2 A_{n1} \left[\lambda_{11}^2 \cosh \rho_{11}x - \theta_{n1} \lambda_{21}^2 \cosh \rho_{21}x \right] \sin \omega y \quad \dots\dots\dots (48a)$$

$$\sigma_{x1} = -\Sigma \omega^2 A_{n1} \left[\cosh \rho_{11}x - \theta_{n1} \cosh \rho_{21}x \right] \sin \omega y \quad \dots\dots\dots (48b)$$

$$\tau_{xy1} = -\Sigma \omega^2 A_{n1} \left[\lambda_{11} \sinh \rho_{11}x - \theta_{n1} \lambda_{21} \sinh \rho_{21}x \right] \cos \omega y \quad \dots\dots\dots (48c)$$

3. 有効幅に与える弾性パラメータの影響

有効幅は式 (26), (35) で与えられるが、いまここではこれらの級数が十分速やかに収斂するものと仮定すれば、有効幅の値は初めの第 1 項のみをとって計算すればよいから、これらは次のように書き表わされる。

$$b_e = \frac{\phi_{n2}}{\phi_{n3}} \quad \dots\dots\dots (49)$$

これを变形して、T 型および I 型パネルに対しては

$$\frac{b_e}{2b} = \frac{1}{\omega b} \frac{\lambda_1 \sinh \lambda_1 \omega b - \lambda_2 \sinh \lambda_2 \omega b + \delta_n \lambda_1 (\cosh \lambda_1 \omega b - \cosh \lambda_2 \omega b)}{\lambda_1^2 \cosh \lambda_1 \omega b - \lambda_2^2 \cosh \lambda_2 \omega b + \delta_n \lambda_1 (\lambda_1 \sinh \lambda_1 \omega b - \lambda_2 \sinh \lambda_2 \omega b)} \quad \dots\dots\dots (50)$$

箱型パネルに対しては

$$\frac{b_e}{2b} = \frac{1}{\omega b} \frac{\lambda_1 \sinh \lambda_1 \omega b - \gamma_n \lambda_2 \sinh \lambda_2 \omega b}{\lambda_1^2 \cosh \lambda_1 \omega b - \gamma_n \lambda_2^2 \cosh \lambda_2 \omega b} \quad \dots\dots\dots (51)$$

マルチリブパネルに対しては

$$\frac{b_e}{2b} = \frac{1}{\omega b} \frac{\lambda_1 \sinh \lambda_1 \omega b - \theta_n \lambda_2 \sinh \lambda_2 \omega b}{\lambda_1^2 \cosh \lambda_1 \omega b - \theta_n \lambda_2^2 \cosh \lambda_2 \omega b} \quad \dots\dots\dots (52)$$

をうる。以上の式を見ると、有効幅は ωb , λ_1 , λ_2 , μ_{yx} に影響されることがわかる。したがって、ここでは弾性パラメータを b/L , μ_{yx} , E_y/G_{xy} , E_y/E_x として、これらが有効幅に与える影響について考えてみる。

まず, $E_y/G_{xy}=20.0$ として, μ_{yx} を 0 から 0.5 まで, また E_y/E_x を 0.5 から 3.0 まで変えてみたが, どの型のパネルに対しても有効幅比 $b_e/2b$ には 1% 以下の変化しか現われず, μ_{yx} , E_y/E_x は有効幅には影響を与えないといえる。次に $\mu_{yx}=0.3$, $E_y/E_x=2.0$ として, E_y/G_{xy} と b/L を変えた場合の有効幅比を Fig. 5 に示す。図はマルチリブ型の場合であるが, 他の型の場合もこれとほぼ同じ図になる。これから有効幅には b/L , E_y/G_{xy} が大きな影響を与えることがわかる。

MÖHLER らによれば⁷⁾, スパンに直交する方向のフランジのヤング係数 E_x は, 有効幅には影響を与えないから, x 方向のリブ (横桟木) は有効幅には関与しないとしている。しかし, 横桟木がフランジの剪断剛性 (G_{xy}) に影響を与えないとは断言できないので, この問題は実験的検討が必要と思われる。

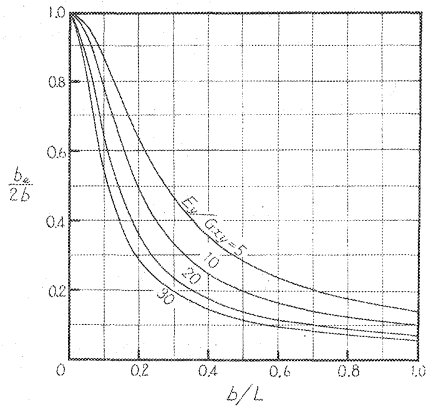


Fig. 5 有効幅比に与えるパラメータの影響
Effect of parameter on effective breadth ratio.

4. 有効幅算出図

有効幅を求める式は級数の形であるため, 計算手続きが非常に繁雑である。そこで, 弾性パラメータをある程度想定しておいて, あらかじめ計算してグラフ化しておくことと便利である。

この目的にしたがって, パラメータを E_y/G_{xy} , b/L , D_f とし, 3種類の荷重条件について, それぞれ有効幅比を求めた (Fig. 6~9)。

ここで, D_f は次のように定義される。

片面パネルの場合,

$$D_f = 2btE_y \left(\frac{1}{A_s E_s} + \frac{e^2}{D} \right) \\ \approx 4\kappa(3\kappa+2) \frac{b}{b'} \cdot \frac{E_y}{E_s}$$

両面パネルの場合,

$$D_f = 2btE_y \left(\frac{1}{A_s E_s} + \frac{2e^2}{D} \right) \\ \approx 2\kappa(12\kappa+7) \frac{b}{b'} \cdot \frac{E_y}{E_s}$$

ただし, $\kappa = \frac{t}{d}$

パネルのタイプにより, 有効幅比には若干の違いがあらわれるが, それもせいぜい数パーセント以下であるため, マルチリブ型をもって代表とした。4点荷重の場合は, D_f の影響は看過できないので, この値の範囲を2つに分けて示した。中央集中荷重および等分布荷重の場合には, D_f はそれほど大きな影響を与えないので, この値のいかにかわらずそのまま図を適用することができる。ただし, 両面パネルについては, 上下フランジが対称の場合のものであるので, 両フランジ間に大きな幾何学的, 力学的性質の

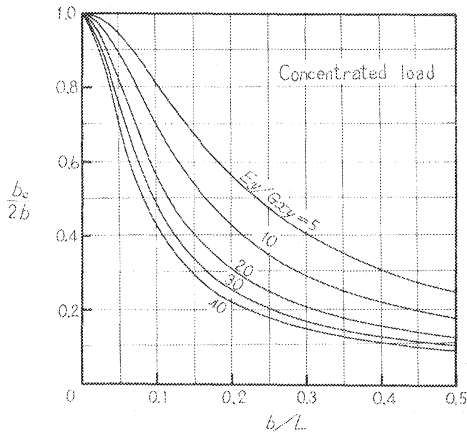


Fig. 6 有効幅比算出図 (中央集中荷重)
Effective breadth ratio $b_e/2b$
in relation to b/L and E_y/G_{xy} .

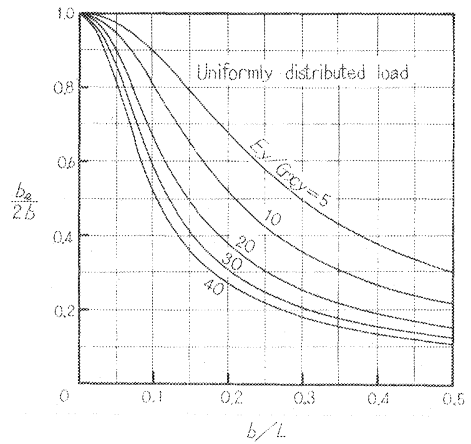


Fig. 7 有効幅比算出図 (等分布荷重)
Effective breadth ratio $b_e/2b$ in
relation to b/L and E_y/G_{xy} .

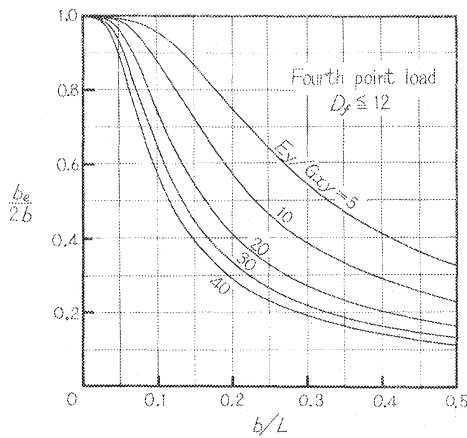


Fig. 8 有効幅比算出図 (四分点二点荷重)
Effective breadth ratio $b_e/2b$
in relation to b/L and E_y/G_{xy} .

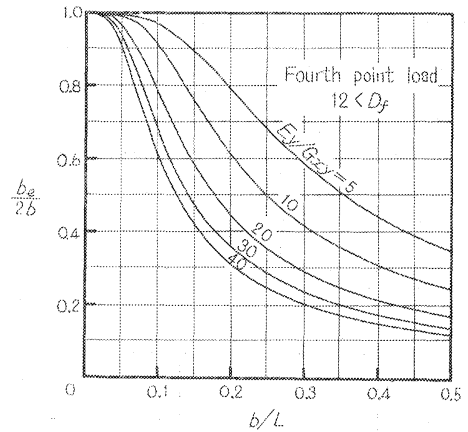


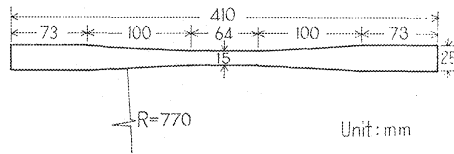
Fig. 9 有効幅比算出図 (四分点二点荷重)
Effective breadth ratio $b_e/2b$ in
relation to b/L and E_y/G_{xy} .

差がある場合には、これらの図はこのままでは適用することはできない。

5. 実 験

5-1. パネル構成材料の弾性定数の測定

本実験では、パネル表面材として3種類の厚さのラワン合板 (6, 9, 12 mm) を使用した。各厚さとも、4 尺×8 尺の合板 20 枚について、曲げヤング係数を測定し (スパン 200 cm, 分銅により板の中央線上に負荷), その値が近似するもの 4 種類を選び出した。つぎに、これらの合板をパネルの大きさ (50 cm × 150 cm) に切断し、実大の合板の場合と同じ方法により曲げ試験を行ない (ただしスパンは 140 cm), 表面材の曲げヤング係数 E_b を求めた。

Fig. 10 引張試験片
Tensile test specimen.

つぎに、表面材を採取した残余から、Fig. 10 に示すような引張試験片を採取したが、これには表板繊維が長手方向に平行のものと、直角のもの2種類がある。表板繊維が長手方向に平行な試験片については、その中央部両面にワイヤストレンゲージ（クロスゲージ、ゲージ長10 mm、共和電業製）を貼り、4枚ゲージ法により縦歪みおよび横歪みを測定し、この測定値よりヤング係数 E_1 、ポアソン比 μ_{12} を求めた。表板繊維が長手方向に直角な試験片では、歪みの測定は鏡式歪計を使用し、ヤング係数 E_2 を求めた。

表面材の剪断弾性係数 G_{12} は、プレート剪断試験により求めた。

わく組み用桟木としては、スプルース材（4.5 cm×7.0 cm×150 cm）を使用した。この桟木に四分点

Table 1. パネル構成材料の弾性定数
Elastic constants of flange and rib materials
(Young's modulus and modulus of rigidity in kg/cm²×10³)

Panel designation	Flange						Rib		
	Thickness (cm)	YOUNG'S modulus			Modulus of rigidity G_{12}	POISSON'S ratio μ_{12}	Thickness (cm)	Breadth (cm)	YOUNG'S modulus E_s
		E_b	E_1	E_2					
I-1	0.595	117.5	89.9	52.0	5.63	0.281	6.93	4.42	128.9
	0.585	123.1	93.6	52.6	3.48	0.199			
I-2	0.915	55.9	42.1	80.7	3.85	0.157	7.10	4.50	112.0
	0.920	56.9	43.8	72.2	3.52	0.180			
I-3	1.188	82.7	73.5	47.4	3.79	0.252	6.98	4.50	116.6
	1.173	84.6	66.4	56.0	3.49	0.265			
II-1	0.588	123.7	93.1	59.6	3.47	0.231	6.91	4.44	139.6
	0.605	126.8	56.2	56.5	5.17	0.245			
II-2	0.910	57.1	41.5	72.8	3.78	0.146	6.96	4.48	103.9
	0.915	57.2	45.3	81.4	3.82	0.192			
II-3	1.180	85.4	62.9	55.4	4.34	0.276	6.92	4.45	117.5
	1.165	85.9	65.6	59.6	4.13	0.326			
III-1	0.595	133.0	92.6	62.9	5.55	0.327	6.93	4.42	142.7
	0.588	136.7	104.2	56.6	4.89	0.248			
III-2	0.913	59.4	40.8	77.9	3.75	0.192	6.96	4.45	106.1
	0.915	60.0	43.3	75.9	4.03	0.167			
III-3	1.173	90.6	84.1	65.7	3.72	0.204	6.94	4.44	119.4
	1.175	96.7	63.2	56.8	4.43	0.304			
IV-1	0.588	140.6	94.7	45.9	4.54	0.265	6.96	4.44	134.5
	0.593	157.5	69.1	48.6	5.13	0.258			
IV-2	0.915	60.2	43.5	83.1	3.85	0.179	6.95	4.47	97.3
	0.913	60.6	41.7	74.3	3.98	0.178			
IV-3	1.160	98.5	89.9	58.5	3.72	0.232	6.91	4.44	125.6
	1.178	100.7	50.4	52.9	4.40	0.300			

二点荷重方式 (スパンを4等分し, 支点より1/4の点の2点に負荷)により負荷し, 栈木のヤング係数 E_s を求めた。

以上, パネル構成材料の各種の弾性定数の測定結果を一括して Table 1 に示した。

5-2. パネルの製造とその種類

パネルの表面材の外形寸法は $50\text{ cm} \times 150\text{ cm}$ とし, わく組みは横栈木は用いず縦栈木のみで構成した。縦栈木の本数が1本のものから4本のもまで4種類 (この縦栈木の本数をローマ数字で示し, これをパネルの記号とした) および表面材の厚さの違いによる3種類 (6 mm のものは1, 9 mm のものは2, 12 mm のものは3で表示) で, つごう12種類のパネルを作製した。その順序は, まず片面にのみ表面材を接着し (この片面パネルは記号 S で表示), 所要の実験を終了した後, 残る片面にも表面材を接着した (この両面パネルは記号 D で表示)。これらを図示すれば Fig. 11 のようになる。

栈木と表面材の接着には, レゾルシノール接着剤を用い, その塗布量は 250 g/m^2 , 圧縮圧力は 8 kg/cm^2 とした。

5-3. パネルの曲げ試験

パネルの曲げ試験は, 当試験場に設置されている木材強度試験機 (能力 20 ton) を用いて四分点二点荷重方式により負荷し, スパン中央の撓みおよび表面材の歪みを測定した。この曲げ試験においては各試験体ともそのスパンを 100 cm , 120 cm , 140 cm に変えて行なった。撓みの測定には最小目盛 $1/100\text{ mm}$ のダイヤルゲージを使用した。荷重棒が直接表面材に接触すると, 表面材の応力が攪乱されるおそれがあるため, 栈木の位置にあたる表面材の上に木材のブロック ($25\text{ mm} \times 25\text{ mm} \times 45\text{ mm}$) を置いて, フラン

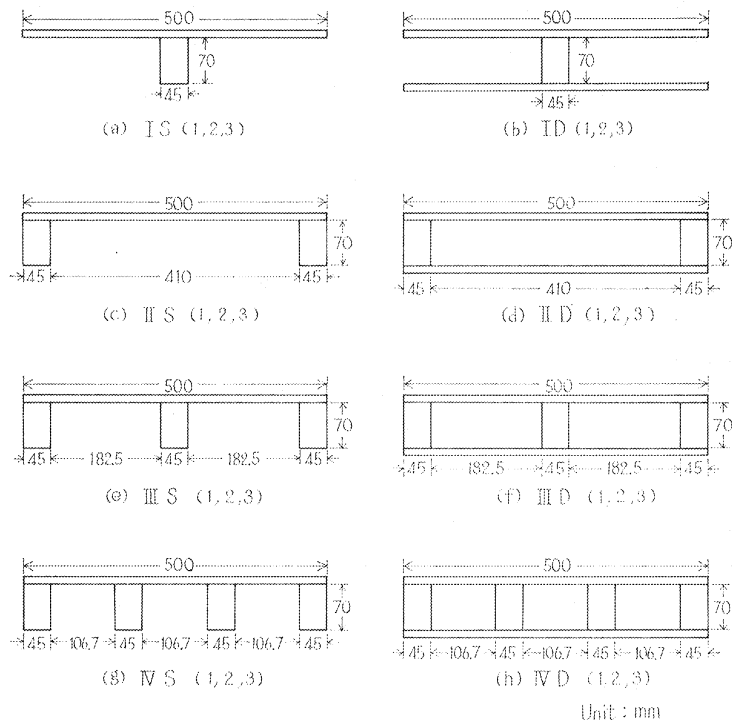


Fig. 11 パネルの種類とその記号
Test model of panel and its designation.

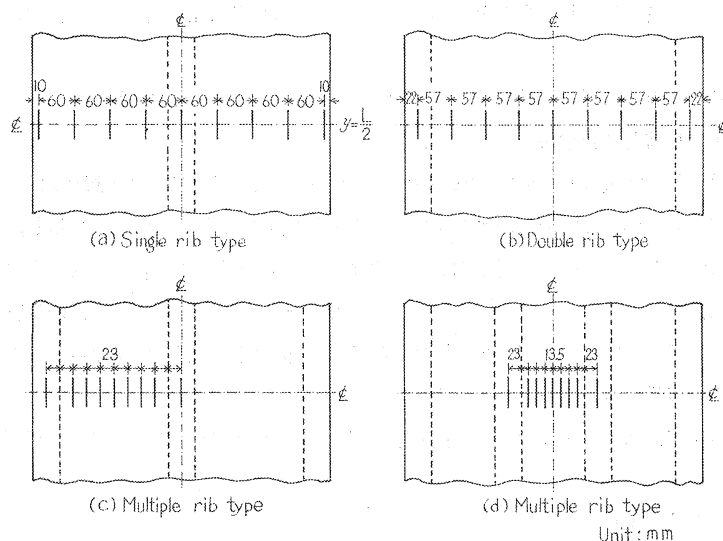


Fig. 12 ゲージ貼付位置
Strain gage location.

ジと荷重棒の接触を防いだ。

歪みの測定は Fig. 12 に示すように、パネルの長手方向中央線 ($y=L/2$) に沿ってはったワイヤストレンゲージ (ゲージ長 67 mm) を、抵抗線動的歪み測定器 (共和電業製, DPM-E 型) につなぎ、記録器 (6 ペン, 渡辺測器製作所製, マルチコーダ MC 611 型) により描かせた。9 枚のうちの中央のゲージを除いた他のゲージは、対称位置のものどうして 4 枚ゲージ法により結線し、歪みは 2 点の和として検出した。

なおまた、この曲げ試験はパネル上下を裏返しても同様の試験を行ない、撓みおよび歪みの値は、これら両方の値の平均値をもってこれにあてた。

6. 結果と考察

パネルの曲げ試験および計算の結果を Table 2, 3 に掲げた。

本報に誘導した理論式を用いて計算したパネルの撓みと、実測した撓みとを比べてみると、II D 型を除いて他は概してよく一致しているといえる。すなわち、ここに誘導した撓みに関する理論式は、実際に適用可能であること、またその計算に際しては、どの式も収斂が速やかなため、初めの 2 項だけで十分なことがあった。なお II D 型の適合性が低い問題については目下検討中である。

次に、有効幅についての定義およびその計算結果を検討してみる。

撓みおよび有効幅が同一の理論体系から導き出されたものであるならば、有効幅を用いて通常の曲げの式から計算された撓みは、同一体系内の理論撓みに一致するはずである。ただ、この両者は、それを算出するまでに各種のパラメータが介在しているため、いろいろな仮定および実験上の誤差等による変動が考えられ得るし、また有効幅はモーメント図の形により変化するので、一般にはスパン方向には一定ではなく、これを厳密に考慮に入れて計算することは困難なため、ここでは近似的にスパン中央部の有効幅を全

Table 2. 撓みの実測値と理論値および有効幅比 (片面貼パネル)
Observed and theoretical values of deflection and effective breadth ratio
at midspan (Single flange type)

Panel designation	Span (cm)	Deflection ($\times 10^{-3}$ cm)		Ratio I / II	Effective breadth ratio		V.** Deflection ($\times 10^{-3}$ cm)	Ratio V / II
		I. Obs.	II. Theor.		III. Theor.	IV.* Chart.		
I S 1	100	0.540	0.557	0.97	0.39	0.38	0.523	0.94
	120	0.888	0.902	0.98	0.44	0.45	0.862	0.95
	140	1.419	1.374	1.03	0.52	0.52	1.299	0.95
I S 2	100	0.531	0.573	0.93	0.44	0.45	0.547	0.95
	120	0.915	0.936	0.98	0.53	0.53	0.889	0.95
	140	1.415	1.418	1.00	0.59	0.61	1.359	0.96
I S 3	100	0.480	0.460	1.04	0.37	0.33	0.425	0.92
	120	0.775	0.743	1.04	0.45	0.40	0.681	0.92
	140	1.205	1.115	1.08	0.49	0.46	1.045	0.94
II S 1	100	0.292	0.333	0.88	0.27	0.28	0.327	0.98
	120	0.476	0.554	0.86	0.33	0.34	0.543	0.98
	140	0.805	0.850	0.95	0.38	0.40	0.831	0.98
II S 2	100	0.350	0.392	0.89	0.43	0.45	0.383	0.98
	120	0.577	0.648	0.89	0.51	0.53	0.631	0.97
	140	1.010	0.991	1.02	0.58	0.60	0.964	0.97
II S 3	100	0.298	0.304	0.98	0.38	0.40	0.296	0.97
	120	0.455	0.496	0.92	0.46	0.48	0.480	0.97
	140	0.746	0.750	0.99	0.53	0.55	0.723	0.96
III S 1	100	0.187	0.195	0.96	0.64	0.69	0.192	0.98
	120	0.302	0.325	0.93	0.72	0.76	0.321	0.99
	140	0.479	0.503	0.95	0.79	0.83	0.498	0.99
III S 2	100	0.243	0.248	0.98	0.74	0.78	0.245	0.99
	120	0.404	0.416	0.97	0.81	0.85	0.412	0.99
	140	0.653	0.647	1.01	0.86	0.90	0.643	0.99
III S 3	100	0.193	0.180	1.07	0.58	0.60	0.174	0.97
	120	0.288	0.296	0.97	0.67	0.69	0.286	0.97
	140	0.449	0.452	0.99	0.74	0.77	0.437	0.97
IV S 1	100	0.155	0.154	1.01	0.77	0.81	0.152	0.99
	120	0.249	0.261	0.95	0.84	0.87	0.257	0.98
	140	0.391	0.407	0.96	0.88	0.92	0.402	0.99
IV S 2	100	0.193	0.199	0.97	0.87	0.91	0.198	0.99
	120	0.334	0.338	0.99	0.92	0.94	0.337	1.00
	140	0.522	0.530	0.98	0.94	0.97	0.531	1.00
IV S 3	100	0.143	0.131	1.09	0.75	0.78	0.127	0.97
	120	0.235	0.218	1.08	0.82	0.85	0.213	0.98
	140	0.372	0.338	1.10	0.87	0.90	0.331	0.98

*: Effective breadth ratio calculated from Fig. 8.

**: Calculated deflection from ordinary flexural formula using effective breadth as flange breadth.

体に敷衍して計算を行なっていることなどから、完全には一致しない可能性がある。このことを考慮に入れて両者の値を比較してみると (Table 2-II-V, Table 3-II-V), I D型を除きよく一致していることが認められる。I D型の場合に、両者の値にひらきがあるのは問題のあるところであり、これは今後に残された検討課題のひとつである。

AMANA ら⁹⁾によれば、有効幅は次のように定義されている。

Table 3. 撓みの実測値と理論値および有効幅比 (両面貼パネル)
Observed and theoretical values of deflection and effective breadth
ratio at midspan (Double flange type)

Panel designation	Span (cm)	Deflection (×10 ⁻³ cm)		Ratio I / II	Effective breadth ratio			V.** Deflection (×10 ⁻³ cm)	Ratio V / II
		I . Obs.	II. Theor.		III. Theor.		IV.* Chart Bottom flange		
					Top flange	Bottom flange			
I D 1	100	0.372	0.422	0.88	0.39	0.27	0.28	0.350	0.83
	120	0.553	0.671	0.82	0.46	0.38	0.34	0.516	0.77
	140	0.870	0.995	0.87	0.54	0.45	0.39	0.735	0.74
I D 2	100	0.378	0.411	0.92	0.46	0.46	0.43	0.323	0.79
	120	0.572	0.655	0.87	0.55	0.52	0.51	0.508	0.78
	140	0.813	0.974	0.83	0.60	0.57	0.58	0.753	0.77
I D 3	100	0.281	0.310	0.91	0.39	0.39	0.34	0.209	0.67
	120	0.417	0.491	0.85	0.47	0.47	0.41	0.308	0.63
	140	0.621	0.725	0.86	0.51	0.51	0.47	0.462	0.64
II D 1	100	0.215	0.276	0.78	0.28	0.43	0.45	0.259	0.94
	120	0.341	0.450	0.76	0.33	0.52	0.53	0.417	0.93
	140	0.543	0.679	0.80	0.39	0.59	0.61	0.621	0.91
II D 2	100	0.240	0.301	0.80	0.44	0.42	0.44	0.272	0.90
	120	0.397	0.486	0.82	0.52	0.50	0.52	0.430	0.88
	140	0.624	0.729	0.86	0.59	0.58	0.59	0.632	0.87
II D 3	100	0.179	0.220	0.81	0.39	0.37	0.38	0.188	0.85
	120	0.276	0.350	0.79	0.47	0.45	0.46	0.289	0.83
	140	0.408	0.519	0.79	0.54	0.52	0.52	0.416	0.80
III D 1	100	0.135	0.152	0.89	0.65	0.59	0.62	0.138	0.91
	120	0.220	0.248	0.89	0.73	0.68	0.70	0.224	0.90
	140	0.333	0.377	0.88	0.80	0.75	0.78	0.338	0.90
III D 2	100	0.183	0.186	0.98	0.75	0.75	0.78	0.170	0.91
	120	0.294	0.306	0.96	0.82	0.82	0.85	0.279	0.91
	140	0.439	0.469	0.94	0.87	0.87	0.90	0.429	0.91
III D 3	100	0.125	0.127	0.98	0.59	0.70	0.73	0.105	0.83
	120	0.194	0.205	0.95	0.68	0.78	0.80	0.167	0.81
	140	0.277	0.309	0.90	0.75	0.84	0.86	0.250	0.81
IV D 1	100	0.107	0.125	0.86	0.77	0.85	0.89	0.117	0.94
	120	0.181	0.208	0.87	0.84	0.90	0.93	0.195	0.94
	140	0.276	0.322	0.86	0.88	0.93	0.96	0.304	0.94
IV D 2	100	0.148	0.150	0.99	0.88	0.89	0.92	0.140	0.93
	120	0.245	0.250	0.98	0.92	0.93	0.95	0.237	0.95
	140	0.379	0.387	0.98	0.94	0.95	0.97	0.371	0.96
IV D 3	100	0.0955	0.0967	0.99	0.76	0.88	0.91	0.0853	0.88
	120	0.150	0.159	0.94	0.83	0.92	0.94	0.141	0.89
	140	0.229	0.244	0.94	0.88	0.94	0.97	0.218	0.89

*: Effective breadth ratio calculated from Fig. 8.

** : Calculated deflection from ordinary flexural formula using effective breadth as flange breadth.

$$b_e = \frac{N}{t \cdot E_s (\varepsilon_y)_{x=b}}$$

これは本報において定義した式 (23) とは応力の表現方法が異なっていて、上式における表現のしかたでは、リブ上の垂直応力を表わし得ない。すなわち、2-1 節で定義した有効幅という概念にもとめるのでは

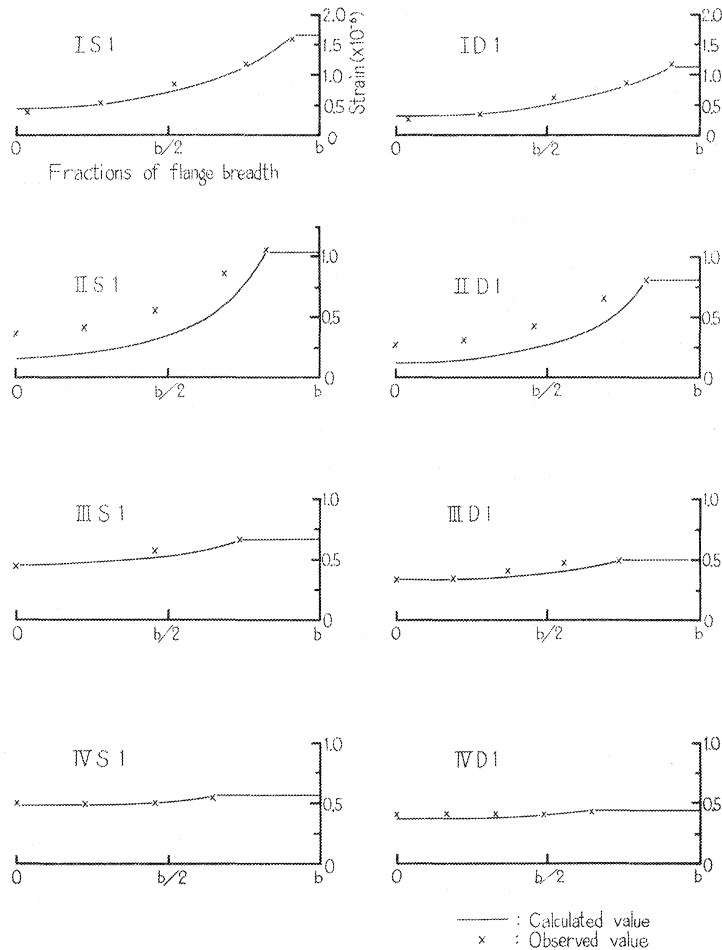


Fig. 13 スパン中央におけるフランジの歪み分布
Observed and calculated strain distribution in flange at midspan.

なかろうか。

これを実際に計算して曲げの式を用いた撓みと理論撓みとを比べてみると、両者の比は $1.07 \sim 1.31$ となり、かなり過大に出ることがわかった。また、応力分布図から有効幅の定義 (2-1 節参照) にもとづいて求めた有効幅の値は、式 (23) にもとづいて求めた値と全く一致している。以上のことから、有効幅の定義は式 (23) のように与えるべきであろう。

なお、有効幅を与える式は、撓みの式と同じく収収が速く、初めの二項で十分である。

有効幅比算出図より求めた値を、Table 2, 3 に示したが、これらは S 型はもとより、D 型においても計算式から求めた値に比較的良好に一致している。したがって、数少ないパラメータ (b/L , E_y/G_{xy} , D_f) を計算するだけで、有効幅を概算することができ、そしてその後は通常の曲げの問題と同様の手法でパネルを取り扱うことができる。

なお、有効幅比算出図は両面パネルの場合には、上下のフランジが対称なものの場合であるが、本報におけるパネルのように対称ではなくても、両者の性質の差がそれほど大きくない場合には適用可能である。

ことがわかった。

有効幅に影響を与えるものとして、 b/L 、 E_y/G_{xy} 、 D_f というパラメータがあることがわかったので、これから大きな有効幅をうるには、 b/L を小さくし、 E_y/G_{xy} の値が小さい表面材を選べばよいことがわかる。 D_f は四分点荷重の場合には、全く無視するわけにはいかないが、ただ、実際に用いられるパネルは、ほとんどの場合、その値は12以下であると思われるので、現実の問題を考えると、これは有効幅には影響を与えないと見てよいであろう。

フランジの垂直歪み (ϵ_y) の実測値と計算値を比較したものの一部を Fig. 13 に示した。箱型のもの (II S1, II D1) を除けば、比較的良好に一致しているといえるであろう。両者の値にひらきのあるものでは、リブ上では一致しているが、リブを離れるにしたがって、そのひらきが大きくなる傾向を示した。一般に、リブから遠く離れたところの歪みは、リブ上のものに比べてかなり小さいため、計算値と実測値の不一致も、実際にパネルの曲げ性能を取り扱う上では、それほど大きな支障は生じないであろう。

σ_x 、 τ_{xy} を与える式は収斂が悪く、実用にはならないことがわかった。

7. 結 論

ここに誘導されたパネルの撓みに関する級数解は、実験値とよく一致し、実際に適用可能である。その計算に際しては、収斂が速いので、初めの二項で十分である。

有効幅については、実験および計算結果と比べたところ、その定義に矛盾のないことがわかり、これもまた実用に供することができる。

有効幅に大きな影響を与えるパラメータは、 b/L 、 E_y/G_{xy} であることがわかった。

有効幅を複雑な計算なしに求める上で、有効幅比算出図 (Fig. 6~9) を適用することができる。

フランジの垂直歪みにおける実測値と理論値は、概して一致することが認められた。

文 献

- 1) 杉山英男：建築構造学大系 22 木構造、彰国社、272~283、(1971)
- 2) NEWLIN, J. A.: The Designing for Strength of Flat Panels with Stressed Coverings. F. P. L. Report No. R 1220, (1940)
- 3) DIETZ, A. G.: Engineering Laminates. John Wiley & Sons, Inc., 228~236, (1949)
- 4) WARDLE, T. M. and J. D. PEEK: Plywood Stressed Skin Panels: Geometric Properties and Selected Designs. TRADA, (1970)
- 5) MÜLLER, H.: Mitwirkende Breite des Plattenbalkens. Definitionsgleichungen und Abhängigkeit von der Randquerträgerausbildung. Wiss. Zeitschr. der TH Dresden, H. 1, (1961)
- 6) TIMOSHENKO, S. and J. N. GOODIER: Theory of Elasticity. McGraw-Hill Book Co. Inc., 171~177, (1951)
- 7) MÖHLER, K., G. ABDEL-SAYED und J. EHLBECK: Zur Berechnung doppelschaliger, geleimter Tafelelemente. Holz als Roh- u. Werkst., H. 8, (1963)
- 8) AMANA, E. J. and L. G. BOOTH: Theoretical and Experimental Studies on Nailed and Glued Plywood Stressed-Skin Components: PART 1. Theoretical Study. J. Inst. Wood Science, 4, 1, 43~69, (1967)
- 9) AMANA, E. J. and L. G. BOOTH: Theoretical and Experimental Studies on Nailed and Glued

- Plywood Stressed-Skin Components : PART 2. Experimental Study. J. Inst. Wood Science, 4, 2, 19~34, (1968)
- 10) TIMOSHENKO, S. and S. WOINOWSKY-KRIEGER : Theory of Plates and Shells. McGraw-Hill Book Co. Inc., (1959)
- 11) MÜHLER, K. : Sperrholz beim Aufbau von verleimten Trägern und tragenden Tafелеlementen. Holz als Roh- u. Werkst., H. 6, (1963)

Study on Bending of Wooden Stressed-skin Panels

Yoshihiko HIRASHIMA⁽¹⁾

Summary

In this paper, the theoretical analysis for the bending of stressed-skin panels using orthotropic skin materials are made, and tests on various types of stressed-skin panels are reported.

Comparing the theoretical values of strains, deflections and effective breadth computed from equations derived in this paper with those observed on the test models, it may be concluded that the observed values agree well with theoretical results.

The effects of elastic parameters on the effective breadth are also investigated.

To obtain the effective breadth without complex procedures of computations, some charts of the effective breadth ratio in relation to b/L and E_y/G_{xy} are drawn.