曲げをうけるウェルドボンド接合箱型断面部材の応力および剛性解析* (せん断力の影響を考慮した場合)

藤 田 祥 子^{*1}, 水 田 忠 喜^{*2}
 浅 野 明 雄^{*3}, 佐 藤 良 一^{*4}

Stress and Stiffness Analysis of Weld-Bonded Box-Section Beams Subjected to Bending Moment (The Case of Considering Shearing Force)

Sachiko FUJITA, Tadaki MIZUTA,
 Akio ASANO and Ryoichi SATO

Stresses and stiffnesses of weld-bonded box section cantilever beams with a concentrated load at the free end have been studied analytically. The influences of spot-welded spaces, Young's modulus and thickness of the adhesives on the stress distributions and the bending rigidities were investigated considering the shearing forces of the beam. Maximum shear stresses in the adhesives occur at the inner edge of the adhesive layers and decrease with the decrease of Young's modulus and increase of thickness of the adhesives. The analytical results were consistent with the results obtained using the finite-element method.

Key Words: Weld-Bonded Joints, Elasticity, Bending, Structural Analysis, Stress, Stiffness

1. 結 言

スポット溶接と接着を併用したウェルドボンド接合法はスポット溶接单接合の場合に生ずる応力集中を軽減し剛性や疲労強度の向上に効果があることから、自動車車体構造における薄肉部材の接合法として採用されている。車体の強度設計を行うに際しては、接合部の力の伝達機構や応力分布を知ることが不可欠であるが、それらはスポット溶接ピッチおよび使用する接着剤の材料特性や接着層厚さなど接合条件の影響をうける。

車体構造の基本モデル部材である両ハット材および片ハット材がスポット溶接やウェルドボンドにより接合され、それにねじりが作用する場合については、従来、多くの理論的および実験的研究がなされているが^{(1)~(5)}、曲げをうける場合の研究は少ない。書上ら⁽⁶⁾は接着およびスポット溶接部材がせん断曲げをうける場合について弾性理論を用いた応力解析を行って接合部の応力分布を明らかにしているが、接合材の変形や曲げ剛性については示されていない。筆者らは、前報⁽⁷⁾において、ウェルドボンド接合した両ハット材が単純曲げをうける場合の接合部の応力および接合材の曲げ剛性を弾性理論を用いて解析する方法を示した。

本研究では、一端を固定したウェルドボンド接合

両ハット型箱型断面部材が他端で集中荷重をうける場合の応力および変形をせん断力を考慮して解析する方法を示した。数値計算によりスポット溶接ピッチ、接着剤のヤング率および接着層厚さが接合部応力や曲げ剛性に与える影響を明らかにし、有限要素法により理論結果の検証を行った。

2. 理 論

図1に示すような断面寸法の異なる二つの薄肉のハット材をそのフランジでウェルドボンド接合した両ハット型箱型断面部材を解析の対象とする。図2(a)に示すように一端を固定し、他端で接合面に対して面外曲げとなるような集中荷重 W を作用する。接着層中のスポット溶接部は部分的に弾性係数の異なる接着層として取り扱う。

Fig.1 Weld-bonded double hat beam

2-1 接合部での力の伝達 いま、図2(b)に示すように、上下ハット材が接合されていない重ね梁を

* 原稿受付 1997 年 1 月 20 日。

*¹ 正員、日本大学大学院 (〒274 船橋市習志野台 7-24-1)。

*² 日本大学大学院。

*³ 正員、日本大学短期大学部。

*⁴ 正員、日本大学理工学部。

Fig.2 Transmitted forces at joint

考え、たわみが等しくなるように集中荷重 W_u および W_l をそれぞれの端末に作用すると、フランジの接合面では部材長方向に変位のずれを生ずる。接合材では接着層があるために、このずれを戻すようなせん断力 S を接合面で伝達することになる。さらに、 S による一つのハット材の図心 C_f を通る中心軸に関するモーメント（付加モーメントと呼ぶ）による曲げによって上下ハット材はたわみのずれを生じ、これを戻すための垂直力（横力と呼ぶ） Q を生ずる。これらを一つのハット材についての外力とみなすと、同図(c)に示すように、フランジ中央面上の面内力 S 、モーメント $S \cdot l/2$ 、付加モーメント $S \cdot g$ および横力 Q となる。接着層は上下の面でせん断力 S と垂直力 Q をうける。

2.2 ハット材の応力と変形 ハット材は上述のような接合面から伝達される力 S および Q をうけて応力および変形を生ずる。これらの力は、後に、接合部の変形の連続と力の釣合条件から求めることになるが、接合面上のすべての点でこれらの条件を満足させることは困難なので、図3(a)に示すように、接合部を n 個の区画に分割し、各区画の中央点 $1 \sim n$ でのみ力の釣合と変形連続の条件を満足するようにする。同図(b)に示すように、フランジ幅方向の長さが c_j 、部材長方向の長さが $\bar{c}_j$ であるような任意の区画 j をとりだし、そこで伝達するせん断力を S_j 、横力を q_j とし、さらに、 S_j をフランジ中央面上の面内

力 p_j とモーメント $\bar{m}_j = p_j c_j t / 2$ におきかえる。このほかに、 p_j によるハット材中心軸に関するモーメント $m_j = p_j c_j t \cdot g$ を考える。ハット材にはこれらの p_j 、 $\bar{m}_j$ 、 q_j および m_j が同時に作用することになる。

Fig.3 Introduction of forces on hat member

2.2.1 面内力 p_j が作用する場合 図4(a)に示すように、折れ曲ったハット材を展開して得られる展開幅 h の平板の接合部で面内引張力が作用する平面応力問題を考える。同図(b)のように、任意の $x = x_j$ で切断し、固定端側を領域①、自由端側を領域②で

Fig.4 Introduction of in-plane forces

表し、切断面を含む区画 j に面内力 p_j が作用するとする。これを区間 $-h/2 < y < h/2$ でフーリエ級数に展開する

と次式のようになる。

$$p_j(y) = p_j \frac{2c_j}{h} + \sum_{m=1}^{\infty} \left[\frac{4p_j}{m\pi} \cos \alpha y_j \sin \frac{\alpha c_j}{2} \cos \alpha y \right] \quad (1)$$

ここで、

$$\alpha = \frac{2m\pi}{h} \quad (2)$$

平面応力問題の基礎式は

$$\nabla^4 \Phi_i = 0 \quad (3)$$

式(3) を満足する応力関数 Φ_i を次のようにおく。

$$\Phi_i = \frac{C_{0i}}{2} y^2 + \sum_{m=1}^{\infty} \left(\frac{A_i \cosh \alpha x + B_i \sinh \alpha x}{+ C_i x \cosh \alpha x + D_i x \sinh \alpha x} \right) \cos \alpha y \quad (4)$$

ここで、 $i=1,2$ とし領域①、②を表す。

応力および変位成分は次式から求められる。

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{xi} &= \frac{\partial^2 \Phi_i}{\partial y^2}, \quad \sigma_{yi} = \frac{\partial^2 \Phi_i}{\partial x^2}, \quad \tau_{xyi} = -\frac{\partial^2 \Phi_i}{\partial x \partial y} \\ \frac{\partial u_i}{\partial x} &= \frac{\sigma_{xi} - \nu \sigma_{yi}}{E}, \quad \frac{\partial v_i}{\partial y} = \frac{\sigma_{yi} - \nu \sigma_{xi}}{E} \\ \frac{\partial v_i}{\partial x} + \frac{\partial u_i}{\partial y} &= \frac{2(1+\nu)\tau_{xyi}}{E} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

式(4) の任意定数 A_i, B_i, C_i, D_i および C_{0i} は次式で表される境界条件および $x=x_j$ での領域①、②の板の連続条件から得られる。

$$x=0 \text{ で } u_i = v_i = 0$$

$$x=x_j \text{ で } \left. \begin{aligned} \sigma_{x1} - \sigma_{x2} &= p_j \frac{2c_j}{h} \\ &+ \sum_{m=1}^{\infty} \left[\frac{4p_j}{m\pi} \cos \alpha y_j \sin \frac{\alpha c_j}{2} \cos \alpha y \right] \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

$$\tau_{xy1} = \tau_{xy2}$$

$$u_1 = u_2$$

$$v_1 = v_2$$

$$x=l \text{ で } \sigma_{x2} = \tau_{xy2} = 0$$

Fig.5 Introduction of twisting moment

2.2.2 モーメント $\bar{m}_j$ が作用する場合 フランジはモーメント $\bar{m}_j$ によって曲げ変形し、接合面にはその傾斜によるずれを生ずる。ハット材は折れ曲がり部の剛性が大きいので、フランジの変形は図5(a)に示すような一辺固定、三辺自由の板の右半分の部分で表されるとする。 $\bar{y} = \bar{y}_j$ で切断し、固定辺側を領域①、自由辺側を領域②で表し、モーメント $\bar{m}_j$ は、図のように、せん断力 $\bar{q}_j$ による偶力(これをフランジのねじりモーメントと呼ぶ)で置き換えて作用させると、次の関係がある。

$$\bar{q}_j = \frac{2p_j c_j t^2}{\bar{c}_j^2} \quad (7)$$

これを同図(b) のように表し、区間 $-L/2 < \bar{x} < L/2$ でフーリエ級数に展開すると次のようになる。

$$\bar{q}_j(\bar{x}) = -\sum_{m=1}^{\infty} \frac{8\bar{q}_j}{m\pi} \sin \beta \bar{x}_j \sin^2 \frac{\beta \bar{c}_j}{4} \cos \beta \bar{x} \quad (8)$$

ここで、

$$\beta = \frac{2m\pi}{L} \quad (9)$$

とし、 $L=2l$ とする。

たわみを $\bar{w}_i (i=1,2)$ で表すと板の曲げ問題の基礎式は

$$\nabla^4 \bar{w}_i = 0 \quad (10)$$

式(10)を満足するたわみ $\bar{w}_i$ を次のようにおく。

$$\bar{w}_i = \sum_{m=1}^{\infty} \left(\frac{\bar{A}_i \cosh \beta \bar{y} + \bar{B}_i \sinh \beta \bar{y}}{+ \bar{C}_i \bar{y} \cosh \beta \bar{y} + \bar{D}_i \bar{y} \sinh \beta \bar{y}} \right) \cos \beta \bar{x} \quad (11)$$

板の曲げモーメント、せん断力、曲げ応力およびせん断応力は次式から求められる。

$$\left. \begin{aligned} M_{\bar{x}i} &= -D \left(\frac{\partial^2 \bar{w}_i}{\partial \bar{x}^2} + \nu \frac{\partial^2 \bar{w}_i}{\partial \bar{y}^2} \right) \\ M_{\bar{y}i} &= -D \left(\frac{\partial^2 \bar{w}_i}{\partial \bar{y}^2} + \nu \frac{\partial^2 \bar{w}_i}{\partial \bar{x}^2} \right) \\ M_{\bar{x}yi} &= -M_{\bar{y}xi} = D(1-\nu) \frac{\partial^2 \bar{w}_i}{\partial \bar{x} \partial \bar{y}} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

$$\left. \begin{aligned} Q_{\bar{x}i} &= -D \frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(\frac{\partial^2 \bar{w}_i}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}_i}{\partial \bar{y}^2} \right) \\ Q_{\bar{y}i} &= -D \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left(\frac{\partial^2 \bar{w}_i}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}_i}{\partial \bar{y}^2} \right) \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

$$\sigma_{\bar{x}i} = \pm \frac{6M_{\bar{x}i}}{t^2}, \quad \sigma_{\bar{y}i} = \pm \frac{6M_{\bar{y}i}}{t^2}, \quad \tau_{\bar{x}yi} = \pm \frac{6M_{\bar{x}yi}}{t^2} \quad (14)$$

ここで、 D は板の曲げ剛性を表し、

$$D = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)} \quad (15)$$

板の傾斜による接合面上の点の $\bar{x}$ 方向変位は

$$\bar{u}_i = \frac{t}{2} \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial \bar{x}} \quad (16)$$

式(11)の任意定数 $\bar{A}_i, \bar{B}_i, \bar{C}_i$ および $\bar{D}_i$ は、周辺条件および領域①、②の板の連続条件を用いて、次式から求められる。

$$\left. \begin{aligned}
 \bar{y} = 0 \text{ で } \bar{w}_1 &= \frac{\partial \bar{w}_1}{\partial \bar{y}} = 0 \\
 \bar{y} = \bar{y}_j \text{ で } Q_{\bar{y}1} - Q_{\bar{y}2} &= - \sum_{m=1}^{\infty} \left[\frac{8\bar{q}_j}{m\pi} \sin \beta \bar{x}_j \sin^2 \frac{\beta \bar{c}_j}{4} \cos \beta \bar{x} \right] \\
 M_{\bar{y}1} &= M_{\bar{y}2} \\
 \bar{w}_1 &= \bar{w} \\
 \frac{\partial \bar{w}_1}{\partial \bar{y}} &= \frac{\partial \bar{w}_2}{\partial \bar{y}} \\
 \bar{y} = b \text{ で } M_{\bar{y}2} &= 0 \\
 V_{\bar{y}2} &= Q_{\bar{y}2} - \frac{\partial M_{\bar{y}2}}{\partial \bar{x}} = 0
 \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

2.2.3 付加モーメント m_j および横力 q_j が作用する場合 付加モーメントおよび横力によってハット材は曲げ変形を生じ、ハット材断面の図心を通る中心軸が梁理論に従ってたわみおよび傾斜を生ずるとする。図6（ここでは下ハット材を示してある）に示すように、接合面の任意の区画 j に面内力 p_j および横力 q_j が作用したときの他の任意の点 k の曲げ応力 σ_k 、傾斜によって生ずる x 方向変位 u_k およびたわみ w_k は次のように表すことができる。上、下ハット材では u または w をつけて区別する。

Fig. 6 Bending of lower hat member

$$\left. \begin{aligned}
 x_k \leq x_j \text{ の場合} \\
 \sigma'_k &= -\frac{2\bar{g}_l}{I_l} \left\{ m_j + q_j (x_j - x_k) \right\} \\
 u'_k &= -\frac{2\bar{g}_l}{EI_l} \left\{ m_j x_k + q_j x_k \left(x_j - \frac{x_k}{2} \right) \right\} \\
 w'_k &= -\frac{1}{3EI_l} \left[3m_j x_k^2 + q_j x_k^2 (x_j - x_k) \right] \\
 x_k \geq x_j \text{ の場合} \\
 \sigma'_k &= 0 \\
 u'_k &= -\frac{\bar{g}_l}{EI_l} (2m_j x_j + q_j x_j^2) \\
 w'_k &= -\frac{1}{3EI_l} \left[3m_j x_j (2x_k - x_j) + q_j x_j^2 (3x_k - x_j) \right]
 \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

ここで、 I_l は下ハット材の断面二次モーメントを表し、 $\bar{g} = g + t/2$ とする。上ハット材の σ_k^u 、 u_k^u および w_k^u も同様に表すことができる。

2.2.4 せん断力によるハット材断面のゆがみ 上下ハット材は自由端での集中荷重によるせん断力を伝えており、断面のゆがみは接合面のずれの一つの要因となる。計算を簡単にするために、ゆがみが部材長方向に変化しないとするせん断曲げ理論を用いて接合面のずれを求める。

図7(a)に示すように（ここでは上ハット材を示してある）、ハット材断面の弾性主軸を $\hat{y}$ 、 $\hat{z}$ とし、肉厚中央線に沿う座標を ξ 、その方向のせん断応力を τ_ξ で表し、対称性から点 O_1 では $\tau_\xi = 0$ とする。中央線上の点 ξ でのせん断応力はせん断曲げ理論を用いて次式から求められる。

$$\tau_\xi = -\frac{W_u}{I_u t} \int_0^\xi \hat{z} t d\xi \quad (20)$$

各経路でのせん断応力は、補助座標 ξ' および ξ'' を用いて、次のように表される。

$$\left. \begin{aligned}
 O_1 \sim O_2 \text{ で } \tau_\xi &= \frac{W_u}{I_u} (a_1 - t - g_u) \xi \\
 O_2 \sim O_3 \text{ で } \tau_\xi &= \frac{W_u}{I_u} \left\{ (a_1 - t - g_u) \left(\xi' + \frac{B-t}{2} \right) - \frac{\xi'^2}{2} \right\} \\
 O_3 \sim O_4 \text{ で } \tau_\xi &= \frac{W_u}{I_u} \\
 &\times \left\{ -g_u \xi'' + (a_1 - t) \left(\frac{a_1 + B - 2t}{2} - g_u \right) - g_u \frac{B-t}{2} \right\}
 \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

図7(b)に示すように、断面のゆがみを u_ξ で表せば、板面内のせん断ひずみは

$$\frac{\partial u_\xi}{\partial \xi} = \frac{\tau_\xi}{G} \quad (22)$$

式(22)を積分し、簡単のために $\hat{y}$ 軸上の断面で $u_\xi = 0$ とすれば、経路 $O_3 \sim O_4$ では

$$u_\xi = \frac{W_u}{GI_u} \left[-g_u \frac{\xi''^2}{2} + \left\{ \frac{(a_1 - t)^2}{2} - g_u (a_1 - t) \right\} \xi'' + \frac{(a_1 - g_u - t) (B-t)}{2} \xi' \right] + u_0 \quad (23)$$

ここで、

$$u_0 = -\frac{W_u}{GI_u} (a_1 - g_u - t) \left[\frac{(a_1 - g_u - t) a_1 + B - g_u - 2t}{2} - \frac{(a_1 - g_u - t)^2}{6} + \frac{(B-t)^2}{8} \right] \quad (24)$$

接合面は板面のせん断変形によって式(23)であたえられるずれを生ずるが、これは図2(b)に示した曲げによるずれを戻す方向に働く。

Fig.7 Warping of upper hat member

2.2.5 重ね合わせ法 前項までは接合面の任意の区画 j に一定の p_j および q_j が作用する場合のハット材の応力および変位を表す式を求めたが、実際にはそれらは各区画で異なった値をもち、ある分布をしている。そこで、図 3(a) で、接合面上の任意の区画 j に $p_j=1$, $q_j=1$ が作用したときの他の任意の点 k での面内力、フランジのねじりモーメント、付加モーメントおよび横力による応力をそれぞれ f_{kj}^p , f_{kj}^m , f_{kj}^m および f_{kj}^q とすると、 $1 \sim n$ のすべての区画に p_j , q_j ($j=1, 2, \dots, n$) が作用した場合の上ハット材の合応力 σ_k^u は、それらを重ね合わせ、かつ、外荷重による項を加えると次式で表すことができる。

$$\sigma_k^u = \sum_{j=1}^n \left\{ (f_{kj}^p + f_{kj}^m + f_{kj}^m) p_j + f_{kj}^q q_j \right\} - \frac{W_u(l-x_k)}{I_u} \bar{g}_u \quad (25)$$

x 方向変位についても、同様に、区画 j に $p_j=1$, $q_j=1$ が作用したときの点 k での面内力、フランジのねじりモーメント、付加モーメントおよび横力による変位をそれぞれ g_{kj}^p , g_{kj}^m , g_{kj}^m および g_{kj}^q とすると、区画 $1 \sim n$ に p_j , q_j ($j=1, 2, \dots, n$) が作用したときの点 k の変位 u_k^u は

$$u_k^u = \sum_{j=1}^n \left\{ (g_{kj}^p + g_{kj}^m + g_{kj}^m) p_j + g_{kj}^q q_j \right\} + (u_z)_k - \frac{W_u}{2EI_u} x_k (2l - x_k) \bar{g}_u \quad (26)$$

で与えられる。

ここで、 $(u_z)_k$ は点 k のゆがみを表す。

たわみ w_k^u も同様に考えて

$$w_k^u = \sum_{j=1}^n (h_{kj}^m p_j + h_{kj}^q q_j) - \frac{W_u}{6EI_u} x_k^2 (3l - x_k) \quad (27)$$

ここで、 h_{kj}^m および h_{kj}^q は $p_j=1$, $q_j=1$ だけが作用

した場合の点 k の付加モーメントおよび横力によるたわみを表す。

2.3 接合部の力の釣合と変形の連続条件 前節では上下ハット材の接合面の応力と変位を表す式を求めたがその中で p_j および q_j は未知量となっているので、それらを決定する。図 8 は上下ハット材と接着層が点 k を介して力を伝達している様子を示したもので、ハット材の点 k を含む面積 $c_k t$ には面内力 p_k と横力 q_k が、一方、接着層の点 k を含む面積 $c_k \bar{c}_k$ にはせん断応力 τ_{ak} とはくり応力 σ_{ak} が生じている。力の釣合から次式が得られる。

$$p_k c_k t = \tau_{ak} c_k \bar{c}_k \quad (28)$$

$$q_k = c_k \bar{c}_k \sigma_{ak} \quad (29)$$

Fig.8 Equilibrium of forces at joint

図 9 は接合部の変形を示したもので、点 k で、ハット材では式 (26) による変位 u_k を生じ、接着層ではせん断ひずみ γ_{ak} を生ずる。接着剤のせん断弾性係数を G_a とすると

$$\gamma_{ak} = \frac{u_k^u - u_k^l}{t_a} = \frac{\tau_{ak}}{G_a} \quad (30)$$

Fig.9 Deformation of joint

式(28) (30)から

$$\frac{u_k^u - u_k^l}{t_a} = \frac{t p_k}{G_a \bar{c}_k} \quad (31)$$

接合面に垂直な方向の変位の連続条件は、接着剤のヤング率を E_a とすると

$$w_k' - w_k'' = \frac{t_a q_k}{c_k \bar{c}_k E_a} \quad (32)$$

式 (31)(32) は $k=1,2,\dots,n$ まで成り立つので、未知量 p_j および q_j ($j=1,2,\dots,n$) の決定のための $2n$ 元連立方程式を与える。これを解いて p_j および q_j が定まる。

2.4 外荷重の上下ハット材への配分 上下ハット材ではその曲げ剛性に応じて自由端での集中荷重 W を引き受けるとすると次式のようになる。

$$\left. \begin{aligned} W_u &= \frac{I_u}{I_u + I_l} W \\ W_l &= \frac{I_l}{I_u + I_l} W \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

2.5 曲げ剛性の算出 接合材の中心軸の曲率は上下ハット材の中心軸のそれに等しいと仮定すれば、点 k の位置での曲率 κ_k は、式(18)(19)から

$$\kappa_k = \left(\frac{d^2 w_k}{dx^2} \right)_{x=x_k} \quad (34)$$

となり、接合材の曲げ剛性は次式から求められる。

$$(EI)_k^* = \frac{M_k}{\kappa_k} \quad (35)$$

ここで、 M_k は接合材の曲げモーメントで

$$M_k = -W(l - x_k) \quad (36)$$

3. 数値計算および結果

上下ハット材断面の形状および寸法が同一の場合について数値計算を行い、有限要素法の結果と比較した。

接合部の分割は部材長方向およびフランジ幅方向に等分割とし、分割総数はスポット溶接ピッチ 50mm の場合 912 とした。まず、スポット溶接ピッチ 50mm、接着剤ヤング率 4.9GPa、接着層厚さ 0.15mm のものについて接合部の特性を明らかにし、次に、これらを変化させてその影響を調べた。使用した諸数値は次の通りである。

$a_1 = a_2 = 25\text{mm}$, $b = 15\text{mm}$, $t = 0.8\text{mm}$, $d = 5\text{mm}$,
 $l = 231\text{mm}$, $W = 490\text{N}$, $d_p = 30, 50, 70, 90\text{mm}$,
 $t_a = 0.15, 0.5, 1.0\text{mm}$

ハット材と接着剤の材料定数を表 1 に示す。

Table 1 Material constants

	Materials	Young's modulus GPa	Poisson's ratio
Adherend	SPCE	206	0.33
Adhesive	Epoxy	4.9, 0.49, 0.049	

図 10 はスポット溶接ピッチ 50mm、接着剤ヤング率 0.49GPa、接着層厚さ 0.15mm の場合の上ハット材接合面の応力 σ_x を固定端から 2～3 番目のスポット溶接線について理論と有限要素法とで比較したものである。接着剤ヤング率が小さいためにスポット溶接円の縁で応力集中を生じているが、分割の程度に著しく左右されるピーク値を除いて両者はほぼ一致している。なお、有限要素法ではハット材のフランジと接着層は 8 節点アイソパラメトリックソリッド要素、他の部分は板曲げと膜との混合アイソパラメトリック四角形要素を使用し、要素分割は、フランジと接着層の厚さ方向にそれぞれ 4 層と 2 層とし、フランジと接着層とで 10,380 要素、そのほかの部分

Fig.10 Stress distribution of weld-bonded flange

Fig.11 Influence of Young's modulus of adhesive on stress distribution

が 1,128 要素、合計 11,508 要素とした。図 11 および図 12 は σ_x に及ぼす接着剤ヤング率および接着層厚さの影響を示したものである。接着剤のヤング率が小さいほど、また、厚さが大きいほど接着層の拘束力が弱くなって力の伝達をスポット溶接部で引きうけるようになる。図 13 は接着層せん断応力 τ_a のフランジ幅方向の分布を示したもので、(a)はスポット溶接中心を通る断面、(b)は 2 つのスポット溶接の中間点を通る断面でのものを表す。力の伝達はフランジの

折り曲げ部 ($\bar{y} = 0$) 付近の接着層で行われ E_a の減少とともにスポット溶接部に移る。 E_a が小さいときのスポット溶接部の縁でのピーク値は、前述の理由により、理論と有限要素法とで良い一致は得られていないが、接着層内では全域でほぼ一致している。図 14 は接着層厚さ 0.15mm の場合の接合材の曲げ剛性比 $(EI)^*/(EI)_0$ 。 $(EI)_0$: 同一断面寸法でフランジの内縁で閉じ断面とした箱型断面部材の曲げ剛性) のスポット溶接ピッチによる影響を示したものである。 $E_a = 4.9\text{GPa}$ のウェルドボンド接合ではスポット溶接ピッチの影響は全く見られないが、スポット溶接の場合は顕著に現れる。

Fig.12 Influence of adhesive thickness on stress distribution

Fig.13 Shear stress in adhesive layer

Fig.14 Bending rigidity ratio

4 結 言

フランジでウェルドボンド接合した両ハット型箱型断面部材の一端を固定し、他端で接合面に対して面外曲げとなるような集中荷重を作用した場合の応力および剛性を弾性理論を用いて解析する手法を考案し、検討した結果、次のことが明らかとなった。

(1) 接合部のハット材垂直応力および接着層せん断応力の理論値は分割の影響が顕著に現れるスポット溶接部の縁を除いて有限要素法の結果とほぼ一致し、本解析法の有効性が確認された。

(2) スポット溶接部での応力集中はウェルドボンド接合とすることにより著しく軽減され、接着剤ヤング率が大きいほど、また、接着層が薄いほどその効果が大きい。

(3) 接合部での力の伝達は接着剤ヤング率が $E_a = 4.9\text{GPa}$ の場合は主として接着層で行われ、 E_a の低下とともにスポット溶接部でも行われるようになる。

(4) 接着層せん断応力はフランジ内縁で最大となり、フランジ幅方向に減少する。

(5) 接合材の曲げ剛性は閉じ断面材に比べわずかに低い値を示し、実用的なウェルドボンド接合ではスポット溶接ピッチの影響はほとんどみられない。

(6) せん断力による断面のゆがみは上下ハット材の接合面のずれを戻す方向に働き、接合面の伝達力を減じ、部材の曲げ剛性を低下させる性質がある。

文 献

- 富岡,他,自動車技術会論文集, No.33(1986),65
- 書上,他,機論,(A編), Vol.60, No.569(1994-1),80
- 浅野,他,自動車技術会論文集, Vol.22, No.2(1991),108
- 浅野,他,機論,(A編), Vol.59, No.558(1993-2),387
- 吉田,他,自動車技術会シンポジウム, No.12(1990),151
- 書上,他,日本機械学会材料力学部門講演論文集 (Vol.B), (1995),261
- 藤田,他,機論,(A編), Vol.62, No.603, (1996-11),167