薄板構造物の溶接変形に関する研究

(その 1: 溶接による横撓み変形に関する解析について)

正員 藤 田 譲* 正員 野 本 敏 治*
 正員 寺 井 精 英** 正員 松 井 繁 朋**
 正員 木 下 統 雄**

Studies on Welding Deformation in Thin-Skin Plates Structures
 (1st Report: On the Analysis of Lateral Deformation due to Welding)

by Yuzuru Fuzita, *Member* Toshiharu Nomoto, *Member*
 Kiyohide Terai, *Member* Shigetomo Matsui, *Member*
 Tsuneo Kinoshita, *Member*

Summary

When plate structures are constructed by welding, such troublesome matters as welding residual stresses and welding deformations sometimes occur. Among welding deformations, the buckling deformation which occurs during the fabrication stage of thin skin panel structures is one of the most important problems. It is because the magnitude of this buckling deformation is much larger compared with other kinds of welding distortions. In spite that many investigations have been conducted on this problem, it cannot be said that practical conclusions are obtained in shipbuilding industries.

In order to find out the practical prevention method of this type of deformation, a basic analytical method considering the following problems is studied in this paper.

- 1) buckling deformation due to butt welding condition at which buckling occurs is examined.
- 2) lateral deformation due to fillet welding not only in-plane shrinkage but also angular distortion is considered.

At first, buckling strength of a rectangular plate with one dimensional residual stresses subjected to compression is examined. The relation between buckling stresses and plate dimensions b/t (plate width/thickness) for simply supported plates (both mild steel and Al alloy) concerning constant heat input is obtained. The results of the calculations show the plate dimension b/t at which the plate undergoes buckling due to welding residual stress.

Secondary, lateral deflection of a plate due to fillet welding is analysed based on Rayleigh Ritz method. The inherent strain distribution ϵ^* which is used during calculation is determined according to welding heat input Q/t . As for angular distortion of a panel restrained by stiffeners it is considered as an initial imperfection.

On the above bases, an approximate method for calculating the deflections of flat or initially imperfect plate subjected to inherent strain is proposed. Critical heat input $(Q/t)_{cr}$ above which the plate cannot remain plane is obtained for square steel plate of 1000×1000 mm and 500×500 mm. Experimental results for those plates are in good agreement with the theoretical ones.

1 緒 言

船舶や車両などの薄板構造物では、外板にスティフナを溶接した防撓板構造が用いられる場合が多い。防撓板

構造はその製作の過程で、外板の外観が“やせ馬”状の変形を生じ易く、この問題は溶接工作上最も重要な問題の一つである。

やせ馬変形は溶接後の後処理として、“お灸”などのひずみ取り作業を必要とするが、この作業には多大の工数を必要とするばかりでなく、材質劣化の問題、あるい

* 東京大学工学部

** 川崎重工業(株)技術研究所

は作業者の熟練を要するなど解決されなければならない多くの問題点がある。

船体構造を対象としたこの種の研究は、昭和30年頃に貨物船に発生した船底凹入事故の原因調査に関連して、日本海事協会船体調査専門委員会にて実施された。この調査の基礎的研究として、増淵、小椋¹⁾はやせ馬変形の発生機構について研究し、やせ馬現象を生じさせるのは隅肉溶接における角変形であるとの立場に立って、突合せ継手の自由角変形およびスティフナで拘束されたパネルの角変形(撓み変形)の発生機構について報告している。また秋田、吉本²⁾は構造強度上の立場から、船底外板のやせ馬変形と外板の圧縮強度に関する研究を実施している。船体にやせ馬変形が生じている場合、Hoggingによる圧縮応力が船底外板に作用すると、やせ馬による初期撓みのため外板に曲げモーメントが生じ、船底凹入が生じ易くなることを確かめている。

一方、溶接変形を対象とした研究として、村³⁾は周辺自由の薄い矩形板の中央にビード溶接を施した場合の単純な応力状態を想定して、理論解析を行ない、残留応力の生成過程において発生する座屈波形を解析している。また渡辺、佐藤⁴⁾は実験的検討を行ない、実験値の解析から薄板に生ずるこの種の撓み変形に対して適用し得る実験式を導いている。

その後の研究は構造強度上の観点から行なわれたものが多い。吉識、藤田、川井⁵⁾は残留応力が存在している平板の弾性座屈に関する研究を実施した。また藤田、吉田⁶⁾は上記の問題を更に弾塑性座屈にまで拡張した。また近年の有限要素法の普及に伴って、上田、安川^{7,8)}は初期撓みおよび溶接残留応力が平板の圧縮強度に及ぼす影響の研究をし、平板の最終強度に対する推定を十分可能としている。

以上、従来の研究を概観した結果、外板にスティフナを隅肉溶接して製作する防撓板構造に関しては

- i) 製作時に発生するパネルの横撓み変形量
- ii) 製作時に発生した初期不整(横撓み、残留応力など)が使用時の耐力に及ぼす影響

の2つの観点からの考察が必要であることがわかる。

ところが、溶接施工による横撓み変形の発生条件および横撓み変形量に関しては、未だ実用上十分有効な研究成果があるとはいえない。そこで本論文では横撓み変形を以下のようにモデル化し、考察を行なう。

- a) パネルに生ずる残留応力による座屈変形
- b) 溶接による角変形を考慮した横撓み変形

これらの解析を通して、最終的に溶接条件と防撓板構造の幾何学的形状とが横撓み変形の撓み量に及ぼす影響を明らかにする。

2 残留応力による座屈

ここでは溶接残留応力を有する平板に圧縮応力を負荷した場合の座屈応力値から、溶接残留応力のみで平板が座屈するか否かについて検討を加える。

Fig.1に示すような一次元的残留応力分布を有する周辺を単純支持された平板に、一様圧縮荷重が作用した場合の座屈応力は^{9),9)}

$$p_{cr} = k\sigma_e + f(b, c)\sigma_{R1} \quad (\text{for Fig.1 (a)}) \quad (1)$$

$$p_{cr} = k\sigma_e - f(b, c)\sigma_{R1} \quad (\text{for Fig.1 (b)}) \quad (2)$$

ただし

$$k = \{m(b/a) + (a/b)/m\}^2$$

$$\sigma_e = \{E\pi^2/12(1-\nu^2)\} \times (t/b)^2$$

$$f(b, c) = \sin(\pi c/b) / \{\pi(b-c)/b\}$$

$$m=1 \quad \text{for } a/b \leq \sqrt{2}$$

$$m=2 \quad \text{for } \sqrt{2} \leq a/b \leq \sqrt{6}$$

$$\vdots$$

$$\vdots$$

として表わされる。

(2)式の左辺 p_{cr} は残留応力 σ_{R1} によって座屈応力が低下することを示している。ところで溶接入熱量 Q が大きくなると板中央部に生ずる圧縮残留応力も大きくなることが知られている。従って入熱量 Q がある限界値 Q_{cr} を超すと外荷重 $p=0$ の場合でも座屈することが当然予想される。

そこで、ここでは溶接入熱量 Q と残留応力の分布 σ_R との関係性を佐藤、寺崎¹⁰⁾の式から求めることにする。

いま入熱量を Q 、板幅を b 、材料特性を M とすると、一次元的な残留応力 ($\sigma_R = f(Q, b, M)$) は弾塑性理論および実測値を用いて、Fig.2のように2つの分布形状に分類され、応力 σ_1 , σ_2 , σ_3 が簡単な式で与えられている。Fig.2(a)は板幅に対して溶接入熱量が小さい場合に対応し、Fig.2(b)は入熱量が大きい場合の応力分布である。従って溶接入熱量 Q が決まると残留応力分布が

Fig. 1 Buckling strength of rectangular plates with residual stresses

Fig. 2 Distribution of residual stresses

求められる。ここでは簡単のため入熱量 Q と残留応力分布 σ_R との間に以下の仮定を設ける。入熱量 Q が板幅 b に対して比較的小さい場合は Fig.3(a) の A-model の残留応力分布となる。一方、入熱量 Q が大きい場合には、残留応力分布を B-model のように仮定した。従って試験片寸法と溶接入熱が定まると、残留応力分布は A-model か B-model で表わすことができる。これらの残留応力分布の存在する平板の座屈荷重はエネルギー法によって導いた。

Fig.4 には周辺を単純支持された板厚 4mm の軟鋼板(正方形)に種々の溶接入熱で溶接した場合の座屈荷重を示している。入熱量 Q/t が 1000 cal/cm^2 の場合、 $b=500 \text{ mm}$ では $p_{cr}=3 \text{ kg/mm}^2$ であることがわかる。また 1700 cal/cm^2 では $b \geq 400 \text{ mm}$ になると外力負荷がな

Fig. 3 Assumed distribution of welding residual stresses

Fig. 4 Buckling strength of square plates with residual stresses (mild steel)

い場合でも残留応力のみで座屈することがわかる。溶接のみにより撓み変形を生じている構造物の一例として、カーデッキの実施工条件を図中に○, □印で示している。いずれの条件でも座屈応力 $p_{cr} < 0$ となっており、解析の有効性を示している。

熱膨張が大きく熱伝導が良好であり、大きな溶接変形を生ずるアルミ合金板についての計算値を Fig.5 に示す。軟鋼板と比較して非常に座屈し易くなっていることが明白に示されている。

Fig. 5 Buckling strength of square plates with residual stresses (Al alloy)

3 溶接による座屈および座屈後の横撓み量

3.1 溶接残留応力に対応する固有ひずみ ϵ^* の決定

ここでは座屈後の横撓み解析を行なう。パネルの応力状態は座屈による横撓みの発生のため、座屈前後で急激な変化を生ずる。従って前節と同様に残留応力状態を解析のベースとして考えることは困難である。そこで溶接残留応力を生じさせている固有ひずみ ϵ^* を考え、固有ひずみ ϵ^* のある平板の弾性大撓み解析を行なうこととする。

いま Fig.6 に示すように、入熱量 Q 、板幅 b 、材料特性 M がわかると佐藤ら¹⁰⁾の関係式から一次元的な残留応力分布が求められる。他方、藤本¹¹⁾の固有ひずみの理論によって固有ひずみ $\epsilon_x^*, \epsilon_y^*, \gamma_{xy}^*$ が存在する場合の固有応力を計算することができる。そこで固有ひずみ ϵ^* の分布を以下のように仮定した。

固有ひずみは ϵ_y^* のみ存在するものと考え、溶接線方

Fig. 6 Relation between welding heat input Q and inherent strain ϵ^*

Fig. 7 Determination of inherent strain distribution

向には一定値をとるものとした。固有ひずみ ϵ_y^* の分布は Fig. 7 に示すように折れ線 ABC であると仮定した (但し $AB=Y_1$, $OC=(Y_2+Y_4)/2$)。ひずみの絶対値は引張残留応力の最大値が降伏応力に一致するまで比例倍するものとした。

Fig. 8 は入熱量 $Q/t=2000 \text{ cal/cm}^2$ の場合の上記固有ひずみ ϵ_y^* による応力分布と佐藤ら¹⁰⁾の式による応力分布との比較である。なお固有ひずみ ϵ_y^* による応力分布は平板の周辺が自由境界であるための境界補正を施した。

Fig. 8 Residual stress distribution

3.2 固有ひずみ ϵ_y^* による平板の座屈および座屈後挙動

解析対象の平板は周辺を単純支持された矩形板であり、固有ひずみ ϵ_y^* が Fig. 9 のように分布している。ここでは固有ひずみ ϵ_y^* の存在する場合の座屈および座屈後挙動を Rayleigh-Ritz 法を用いて弾性大撓み解析を行なう (なお固有ひずみは一般性をもたせるため、 ϵ_y^* , ϵ_x^* , τ_{xy}^* が存在するものとする)。

平板内に貯えられるひずみエネルギー U は

Fig. 9 Model used for calculation

$$U = \iiint_V \frac{E}{2(1-\nu^2)} \{ (e_{xx} + e_{yy})^2 + 2(1-\nu) (e_{xy}^2 - e_{xx}e_{yy}) \} dx dy dz \quad (3)$$

ただし $e_{xx} = e_{xx0} - z(w_{,xx} - w_{0,xx})$

$e_{yy} = e_{yy0} - z(w_{,yy} - w_{0,yy})$

$2e_{xy} = 2e_{xy0} - 2z(w_{,xy} - w_{0,xy})$

中央面のひずみは

$$e_{xx0} = u_{,x} + (w_{,x}^2 - w_{0,x}^2)/2$$

$$e_{yy0} = v_{,y} + (w_{,y}^2 - w_{0,y}^2)/2$$

$$2e_{xy0} = u_{,y} + v_{,x} + w_{,x}w_{,y} - w_{0,x}w_{0,y}$$

すなわち、ひずみエネルギー U を面内ひずみ成分および曲げひずみ成分に分離すると

$$U = \iint_S \frac{Et}{2(1-\nu^2)} \{ (e_{xx0} + e_{yy0})^2 + 2(1-\nu) (e_{xy0}^2 - e_{xx0}e_{yy0}) \} dx dy + \iint_S \frac{Et^3}{24(1-\nu^2)} \{ (\kappa_x + \kappa_y)^2 + 2(1-\nu) (\kappa_x^2 - \kappa_x\kappa_y) \} dx dy \quad (4)$$

ただし $\kappa_x = w_{,xx} - w_{0,xx}$

$\kappa_y = w_{,yy} - w_{0,yy}$

$\kappa_{xy} = w_{,xy} - w_{0,xy}$

ここで面内および面外の変位関数は圧縮荷重を受ける平板と同様に以下のように仮定した¹²⁾。

$$\left. \begin{aligned} u &= A_1 \sin(2\pi x/b) + A_2 \sin(2\pi x/b) \cos(2\pi y/a) \\ &\quad + A_3 x \\ v &= B_1 \sin(2\pi y/a) + B_2 \sin(2\pi y/a) \cos(2\pi x/b) \\ &\quad + B_3 y \\ w &= W \cos(\pi x/b) \cos(\pi y/a) \quad (\text{total deflection}) \\ w_0 &= W_0 \cos(\pi x/b) \cos(\pi y/a) \quad (\text{initial deflection}) \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

面外の境界条件としては周辺単純支持

$$\left. \begin{aligned} w &= w_0 = 0, \quad w_{,xx} - w_{0,xx} = 0 \quad \text{along } x = \pm b/2 \\ w &= w_0 = 0, \quad w_{,yy} - w_{0,yy} = 0 \quad \text{along } y = \pm a/2 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

面内の境界条件は合力が零として

$$\left. \begin{aligned} \int_{-a/2}^{a/2} N_x dy &= 0 & \text{along } x = \pm b/2 \\ \int_{-b/2}^{b/2} N_y dx &= 0 & \text{along } y = \pm a/2 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

いま全ひずみを $e_{xx}^t, e_{yy}^t, 2e_{xy}^t$ とすると、全ひずみは弾性ひずみ ($e_{xx}, e_{yy}, 2e_{xy}$) と固有ひずみ ($\epsilon_x^*, \epsilon_y^*, \gamma_{xy}^*$) の和として

$$e_{xx}^t = e_{xx} + \epsilon_x^*, \quad e_{yy}^t = e_{yy} + \epsilon_y^*, \quad 2e_{xy}^t = 2e_{xy} + \gamma_{xy}^* \quad (8)$$

で表わされる。従って弾性ひずみ成分 ($e_{xx}, e_{yy}, 2e_{xy}$) は

$$e_{xx} = e_{xx}^t - \epsilon_x^*, \quad e_{yy} = e_{yy}^t - \epsilon_y^*, \quad 2e_{xy} = 2e_{xy}^t - \gamma_{xy}^* \quad (9)$$

(9)式の弾性ひずみを(1)式のひずみに代入するとひずみエネルギー U は全ひずみと固有ひずみで表わされる。

いま外力が作用していないとすると、ポテンシャルエネルギー Π は未定係数を用いて

$$\Pi = U(A_1, A_2, A_3, B_1, B_2, B_3, W) \quad (10)$$

ここで境界条件式(7)より2つの条件式が得られる。

(10)式にこの2つの条件式を代入し、2つの未定係数例えば A_3 および B_3 を消去すると、(10)式は

$$\Pi = U(A_1, A_2, B_1, B_2, W)$$

の形に書き直され、 A_1, A_2, B_1, B_2, W に関してすべて独立となる。そこで

$$\begin{aligned} \delta \Pi &= \frac{\partial \Pi}{\partial A_1} \delta A_1 + \frac{\partial \Pi}{\partial A_2} \delta A_2 \\ &+ \frac{\partial \Pi}{\partial B_1} \delta B_1 + \frac{\partial \Pi}{\partial B_2} \delta B_2 + \frac{\partial \Pi}{\partial W} \delta W = 0 \end{aligned} \quad (11)$$

より五元連立非線形三次方程式が得られる。

いま $a=b=l$ なる正方形板で、固有ひずみを

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_x^* &= \sum_{m=0}^N \alpha_{0m} \cos(2mx/l) \\ \epsilon_y^* &= \sum_{n=0}^N \beta_{n0} \cos(2ny/l) \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

と仮定した場合、次式で示される W についての三次方程式が得られる。

$$\begin{aligned} &\frac{\pi^2}{l^2} \left\{ \nu_1 \nu_2 \frac{-(1-\nu)}{2(3+\nu)} - \frac{1}{16} + \nu_3 \right\} W \cdot (W^2 - W_0^2) \\ &= 2 \left\{ \nu_2 + \frac{1}{2(1+\nu)} \right\} \nu(1-\nu)(\alpha + \beta) W \\ &- \left\{ \nu_2 \frac{(1+\nu)\nu}{2(3+\nu)} - \frac{1-\nu}{4} \right\} (\alpha_{01} + \beta_{10}) W \\ &- \frac{l^2 \pi^2}{6l^2} (W - W_0) \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \text{ただし } \nu_1 &= -1/4 + \nu/4 - 1/2(1-\nu^2) \\ &- \nu^2/2(1-\nu^2) + \nu^2/(1-\nu^2)^2 + \nu/(1-\nu^2) \\ \nu_2 &= -1/2 + \nu/2 + 2\nu/(1-\nu^2) \\ &- 1/(1-\nu^2) + \nu^2/(1-\nu^2)^2 \end{aligned}$$

$$\nu_3 = -3/16 + 1/2(1+\nu)$$

$$\alpha = \sum_{m=1}^M (-1)^m \alpha_{0m}, \quad \beta = \sum_{n=1}^N (-1)^n \beta_{n0}$$

(13)式を解くと固有ひずみが存在する場合の弾性大撓み解析が可能となる。

3.3 解析例

溶接入熱量 Q/t が決まると、3.2により固有ひずみ ϵ_y^* が決定される。いま Fig.10 に示すように、固有ひずみ ϵ_y^* を0から比例的に増大させていくと、 $\epsilon_y^* = (\epsilon_y^*)_{cr}$ に達した時、平板は平面を保つことができなくなり座屈する。さらに固有ひずみが増加すると、平板は座屈後の横撓みを生じ、 $\epsilon_y^* = (\epsilon_y^*)_{max}$ で横撓みの最大値 W_{max} となる。

Fig. 10 Lateral deflection due to welding
($Q/t=2500 \text{ cal/cm}^2$, $t=4.5 \text{ mm}$)

次に入熱量 Q/t と板中央部の最大撓み W_{max} との関係を Fig.11~14 に破線で示す。入熱量が小さく、限界入熱量 $(Q/t)_{cr}$ 以下であれば平板は座屈しないことを示している。なお2で求めた一次元的な残留応力場から得られた限界入熱量 $(Q/t)_{cr}$ を●印で示している。図中○印は周辺を単純支持された試験片をTIGでビード溶接した実験値をプロットした。ここでは入熱量としては実際にパネルに入ってきた熱量を表わしているため、熱効率 $\eta=0.6$ を用いた。図から明らかなように、座屈後変形のみを考慮し、溶接による角変形を無視した計算値は実験値を良く説明しているとはいえない。

Fig.15~17は溶接方法あるいは試験片形状を変えた場合の計算結果である。500×500mmで板厚6mmの試験片については、2辺を溶接した場合の限界入熱量 $(Q/t)_{cr}=3700 \text{ cal/cm}^2$ であるのに対し、4辺を溶接した場合には $(Q/t)_{cr}=2100 \text{ cal/cm}^2$ と小さくなっていることがわかる (Fig.11 と Fig.15)。これは周辺を溶接するとパネルの中央部は x 方向、 y 方向とも圧縮応力状態となり、2辺を溶接した場合より座屈し易くなるためである。

 Fig. 11 Relation between welding heat input and maximum deflection ($500 \times 500 \times 6$)

 Fig. 13 Relation between welding heat input and maximum deflection ($1000 \times 1000 \times 6$)

 Fig. 12 Relation between welding heat input and maximum deflection ($500 \times 500 \times 4.5$)

 Fig. 14 Relation between welding heat input and maximum deflection ($1000 \times 1000 \times 4.5$)

Fig. 15 Relation between welding heat input and maximum deflection (all edges are welded: $500 \times 500 \times t$)

Fig. 17 Maximum lateral deflection in a stiffened plate

Fig. 16 Relation between welding heat input and maximum deflection (all edges are welded: $1000 \times 1000 \times t$)

Fig. 17 は試験板が大きく中央のパネルに入ってくる入熱量が少なくなるため、Fig. 15 と比較すると限界入熱量 $(Q/t)_{cr}$ が大きくなっていることが示されている。

4 溶接による角変形を初期撓みとして考慮した場合

前節では溶接による固有ひずみがパネルを座屈させる過程を述べた。ところが Fig. 11~14 に示すように、この解析結果は実験値を十分説明することが出来ない。ここでは薄板の溶接においても角変形の影響を考慮することとする。

佐藤ら¹⁰⁾は平板の bead on plate による自由角変形 θ_0 と溶接入熱 (Q/t^2) との関係を示している。パネルの拘束角変形 θ は一般に入熱量を Q 、パネルおよびスチ

Fig. 18 Angular distortion due to welding

フナの板厚および寸法を D_i , 材料特性を M とすると,

$$\theta = f(Q, D_i, M, \dots) \cdot \theta_0(Q, t)$$

と表わすことができる。増淵^{1), 13)} および平井¹⁴⁾ は昭和 30 年頃の船底パネルについて以下の式を提案している。

$$w_0 = \frac{\left(\frac{a}{\pi}\right)\theta_0}{1 + \left(\frac{a}{2}\right)^3 \cdot \frac{D}{C\left(1 - \frac{1}{\pi}\right)} \pi^2 \left(\frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2}\right)^2} \quad (14)$$

ここで C は溶着金属量 ξ およびパネルの板厚 t によって以下のように決められる。

$$C = t^4 / (1 + 0.2\xi) \quad (15)$$

(14) 式は板厚 t が $10\text{ mm} \leq t \leq 25.4\text{ mm}$ の範囲の実験データから整理されたものであるが、本論文では (14) 式により拘束状態における初期撓み量 w_0 を推定することとする。

本解析では計算モデルを簡単化するため、初期撓み w_0 が存在しているパネルに溶接による固有ひずみ ε^* を負荷するという仮定に基づいて解析した。これは角変形の発生時期が残留応力の発生時期に比べて早いことから十分許容し得る仮定であると思われる。

Fig. 10 の実線は入熱量 $Q/t = 2500\text{ cal/cm}^2$ に対応する初期撓み $w_0/t = 0.23$ を有する平板に固有ひずみ ε^* を負荷した場合の横撓み曲線である。初期撓みを有する平板の変形挙動 (実線) と初期撓みのない平板の座屈後挙動 (破線) とは $\varepsilon_j^* = (\varepsilon_j^*)_{cr}$ 付近において著しい相違が見られる。

Fig. 11~14 には種々の入熱量 Q/t に対する角変形による初期撓み量を一点鎖線で示している。また実線は初期撓みを有する平板の最大横撓み量を示している。この計算値と○印の実験値とを比較するとかなり良い一致を示していることがわかる。

5 結 論

防撓板構造の製作の過程で発生するやせ馬変形量と溶接入熱との関係を検討したところ以下の結論を得た。

(1) 溶接入熱量 Q と一次元的な残留応力分布 σ_R との関係から、溶接入熱量 Q と座屈応力の関係を導き、溶接残留応力のみによって座屈を生じるようなパネル寸法を求める方法が確立された。

(2) a) 溶接入熱量 Q と残留応力 σ_R との関係¹⁰⁾ および b) 固有ひずみ ε^* と残留応力 σ_R との関係¹¹⁾ とを結びつけることによって、溶接入熱量 Q と固有ひずみ ε^* との対応を知ることができた。

(3) この概念に基づいて、残留応力のみによって座屈が生じる限界入熱量 $(Q/t)_{cr}$ が求められた。さらに限界入熱量を超える入熱が与えられた場合の平板の横撓み

量の推定が可能となった。

(4) 溶接による板の角変形をも考慮して、パネル製作時の横撓みについて、定量的な推定が十分可能となった。なおこの計算結果は実験値と十分よく一致していることがわかった。

参 考 文 献

- 1) 増淵興一, 小椋 陽, 石原芳忠, 星野二郎: “やせ馬” の発生機構ならびに軽減対策に関する一考察, 造船協会論文集, 第 95 号, 昭和 29 年 8 月, p. 161~171.
- 2) 秋田好雄, 吉本誠佑: 瘡馬が船底の凹入に及ぼす影響, 造船協会論文集, 第 95 号, 昭和 29 年 8 月, p. 173~179.
- 3) Toshio Mura: On the Buckling Deformation of Thin Plates due to Welding, Proceedings of 3rd Japan National Congress for Applied Mechanics, 1953, p. 103~106.
- 4) 渡辺正紀, 佐藤邦彦: ビード溶接による薄板の挫屈変形に関する研究, 溶接学会誌, 第 27 巻 6 号, 昭和 33 年 6 月, p. 313~320.
- 5) 吉識雅夫, 藤田 譲, 川井忠彦: 残留応力が板の挫屈強度におよぼす影響, 造船協会論文集, 第 107 号, 昭和 35 年 7 月, p. 187~194.
- 6) 藤田 譲, 吉田宏一郎: 構造物の塑性設計 (その 4) — 残留応力を有する平板の不安定現象について —, 造船協会論文集, 第 115 号, 昭和 39 年 6 月, p. 106~115.
- 7) 上田幸雄, 安川 度, 矢尾哲也, 池上 博, 大南亮一: 圧縮を受ける正方形板の最終強度に関する研究 (第 1 報) — 初期たわみおよび溶接残留応力の影響について —, 日本造船学会論文集, 第 137 号, 昭和 50 年 6 月, p. 210~221.
- 8) 上田幸雄, 安川 度, 矢尾哲也, 池上 博, 大南亮一: 圧縮を受ける正方形板の最終強度に関する研究 (第 2 報) — 初期不整の影響に対する総合的考察 —, 日本造船学会論文集, 第 140 号, 昭和 51 年 12 月, p. 217~221.
- 9) 渡辺正紀, 佐藤邦彦: 溶接力学とその応用, 朝倉書店, 昭和 40 年 12 月, p. 533~539.
- 10) 佐藤邦彦, 寺崎俊夫: 構造用材料の溶接残留応力・溶接変形におよぼす溶接諸条件の影響, 溶接学会誌, 45 巻 1 号, 昭和 51 年 1 月, p. 42~50.
- 11) 藤本二男: スリット型突合せ溶接継手を有する長方形板の残留応力, 溶接学会誌, 40 巻 5 号, 昭和 46 年 5 月, p. 459~473.
- 12) 藤田 譲, 野本敏治, 仁保 治: 防撓板の圧縮強度について, 日本造船学会論文集, 第 141 号, 昭和 52 年 6 月, p. 205~212.
- 13) Charlotte Weisman: Welding Handbook, Vol. 1 Fundamentals of Welding, American Welding Society, Seventh Edition, 1976, p. 259.
- 14) 平井三郎, 中村家康: 隅肉溶接継手の角変化, 特に “やせ馬” に関する研究, 石川島技報, 第 12 巻 37 号, 昭和 30 年 4 月, p. 123~132.