(昭和 47 年 10 月日本造船学会秋季講演会において講演)

ユニバーサル多点プレス法による船体外板曲げ 作業の自動化に関する研究

(第 1 報 : 基 礎 的 研 究)

正員	西岡富仁雄*	正員	西牧興**
正員	松石正克**	正員	田中武***
正員	安川度****	正員	山内俊雄***
正員	東郷修*****		

On Automatic Bending of Plates by the Universal Press with
Multiple Piston Heads

(1st Report : Fundamental Study)

by Fujio Nishioka, <i>Member</i>	Koh Nishimaki, <i>Member</i>
Masakatsu Matsuishi, <i>Member</i>	Takeshi Tanaka, <i>Member</i>
Wataru Yasukawa, <i>Member</i>	Toshio Yamauchi, <i>Member</i>
Osamu Tohgoh, <i>Member</i>	

Summary

To the forming of curved shells of ships, the line heating method is extensively applied. However, the line heating method is not suitable for automatic operation.

The authors investigated a new system of plate bending, which is composed of a universal press with multiple piston heads. The universal press with multiple piston heads is quite suitable for numerically controled operation. Yet, there exist many problems which must be solved before the universal press is in practical use.

In the paper, the authors conducted experimental investigation of plate bending by small press with a solid head (10 ton) and large universal press with multiple piston heads (500 ton). Various informations are obtained on the reproduceability of the results, the fairness of curved plate after bending, the amount of spring back after bending, the effect of pitch of multiple piston heads, etc.

The authors also carried out theoretical investigations into the deformation of plates and proposed valuable empirical formulae.

In the next paper, the authors will discuss the results of investigation into the various problems which arises from the numerically controled operation of the universal press with multiple piston heads.

* 日立造船(株)船舶事業本部
 ** 日立造船(株)技術研究所
 *** 川崎重工業(株)神戸工場
 **** 川崎重工業(株)技術研究所
 ***** 石川島播磨重工業(株)相生工場

1 緒 言

船殻構造用鋼板の曲げ加工は、内業工程の中で最も近代化の遅れた分野の1つであり、その手法と精度は熟練作業者の経験と勘に頼り、また多数の作業員を必要としている。そこで設計的配慮を合わせて、板曲げ加工作業の自動化、NC化の促進をはかることは、船殻工作のアンマンド化の一環としてきわめて重要であるとともに、工程管理上にも大きな意義をもつものと考えられる。

本研究では、このような観点から曲げ加工システムに関する検討を行ったが、第1報ではNC化に適した曲げ加工法としてユニバーサル多点プレス方式を選択し、その実用化に対する具体的な問題点の検討結果を報告する。すなわち、船体曲面を代表する小形単一曲げ型によるプレス実験およびユニバーサル多点プレス装置の部分模型による大形実験を行い、成型結果の再現性、成型曲面の平滑度、曲げ加工後のスプリングバック量の大きさと曲面形状の関係、多点ピストンのピッチの成型に及ぼす影響などを検討した。さらに、設定曲面とスプリングバック後の曲面の関係を理論的に求め、実験結果と比較して実験式を求めた。以上の結果を基にして、ユニバーサル多点プレス方式の実用化の可能性を判断した。

引続き第2報では、ユニバーサル多点プレス方式による自動曲げ加工の具体化のための研究結果を述べる。

2 曲げ加工法の選定

板曲げ方式として一般に考えられるものには線状加熱方式および機械的曲げ加工方式があり、これらの加工法の特徴をTable 1に示す。このうち、現在造船工業で実施されている線状加熱方式の自動化を考える場合、設備費が後述するプレス方式に比しかなり安いことが予想され、したがって各造船所ごとに簡単に設置できる可能性が大きい。しかし、線状加熱の場合は結果に影響を及ぼす因子が極めて多種であり、しかも、それらが相互に微妙な影響を及ぼし合うため、その加工条件の制御は極めて困難で精度の高い曲げ加工は期待できない。

Table 1 曲げ加工方式の比較

	線状加熱方式	機械的曲げ加工方式
作業手順	手作業(ガス+水)	機械(プレス)
設備費	少 額	多
影響因子数	多	少
影響因子	加熱温度 加熱順序 冷却方式 冷却速度 鋼板支持条件	プレス型の形状
理論解析	きわめて複雑 (時間的要素) (熱重複)	比較的簡単
自動化の難易	困 難	比較的容易
考案事項		ユニバーサル 多点プレス

一方、プレスによる曲げ加工法を自動化する場合の長所は、加工方法の決定が押型の設定のみですむ点にある。しかし、押型をあらゆる船体曲面に対して準備する事は不可能であり、これを解決するためにはユニバーサル多点プレス方式の採用が良いと考えられる。

ユニバーサル多点プレスでは、上型および下型に相当する位置に多数のピストン(ピストンヘッドはボールジョイントでユニバーサルに回転可能)を配置し、このピストンヘッド群の高さを所要の曲げ形状に対応して設定して、これをプレス型として曲げ加工を行うものである。また自動化のための制御方式もユニバーサル多点プレス方式は、線状加熱方式に比較して容易であると考えられる。

したがって、本研究ではユニバーサル多点プレス方式を取りあげることにした。

3 船体外板曲面形状の傾向調査

外板の曲げ加工の自動化の研究を行うに先立って、実船における外板の形状、曲率等の概要を把握しておく事は問題点の摘出、装置規模の推定等のために必要である。そこで現在建造されている船型のうち、代表的なものとしてタンカー、ばら積み船および貨物船各1隻を選び、それぞれについて曲り外板の形状、縦横曲率、数量を調査した。調査対象船の要目および調査数量をTable 2およびTable 3に示す。

曲り形状の求め方はFig.1に示すように板幅および板長さのほぼ中央でそれぞれ弦長(2*l*, 2*b*)および弧高さ(*c_i*, *c_b*)を計測し、次式により近似的に曲率半径*R*および*r*を算出した。

$$\frac{1}{R} = \frac{2c_i}{l^2 + c_i^2}, \quad \frac{1}{r} = \frac{2c_b}{b^2 + c_b^2} \quad (1)$$

Table 2 調査対象船

船 種	要 目				
	D. W. (ton)	L_{PP} (m)	B (m)	D (m)	C_b
タンカー	210,000	289.0	50.8	25.7	0.814
ばら積船	120,000	250.0	42.0	22.8	0.817
貨物船	12,700	147.0	22.4	13.7	0.553

Table 3 曲り外板形状調査数量

船 種	調査枚数	調査範囲
タンカー	100	非平行部の全曲り外板 483 枚中ランダムに 100 枚を抽出 箱型による曲げ加工を必要とする外板を除く片舷全曲り外板 片舷全曲り外板
ばら積船	143	
貨物船	109

Fig.1 曲率半径

Fig.2 外板曲率分布図

Fig. 3 縦方向の曲率分布 (枚数)

Fig. 4 横方向の曲率分布 (枚数)

このようにして求めた曲り外板の形状を Fig. 2 に示す。同図において曲率半径は船体の舷外に凸の形状に対応するものを正としている。従って、図の第 1 象限と第 3 象限、および第 2 象限と第 4 象限に位置するものは形状的にはそれぞれ同一系列に属するものである。

また、Fig. 3 および Fig. 4 は、それぞれ板の長さ方向および幅方向の曲率の枚数分布を求めたものである。なお、210,000 DWT 型タンカーの資料については、他の 2 船種の片舷分全曲り外板数とオーダーを合わせるために、ランダム抽出数を 2 倍して、全数 200 枚として集計した。

以上の集計の結果から、次のようなことが明らかとなった。

(1) 板長さ方向の曲率 ($1/R$) は一般に極めて小さい。全数の約 80% は 0.012 m^{-1} 以下、95% が 0.02 m^{-1} 以下である。

(2) 板幅方向の曲率 ($1/r$) については、その約 80% が 0.11 m^{-1} 以下、95% が 0.2 m^{-1} 以下の範囲に入る。

(3) 全曲り外板の内、約 75% は R と r が同符号、すなわち枕型 (ドーナツ外型) の曲げ形状であり、約 25% が鞍型 (ドーナツ内型) の形状である。

(4) 縦、横両曲率半径の比が 1~5 の範囲の板は、全数の約 35%、5~10 のものが約 27%、10 を越すものが約 38% である。またこの比が小さい範囲のものは一般に縦横曲率半径の値が共に大きく極めて浅い曲げであり、 r の小さいものは一般に R が大きくシリンダーに近い。

なお、加工すべき船体曲面の形状は非数学的なものであり、そのまま取り扱い事は困難である。そこで、第 1 段階としては船体曲面を代表する幾系統かの標準曲面を準

Fig. 5 船体標準曲面

備し、これら標準曲面の曲げ加工について種々の検討を行い、引続いて、第2段階として、船体曲面の曲げ加工について検討する。

ここでは、標準曲面として Fig.5 に示すシリンダー型、球型、ドーナツ外型(枕型)およびドーナツ内型(鞍型)を用いる。

4 基礎実験

船体外板の曲げ作業に多点プレスを導入しようとする試みは約 10 年前に行われたり。しかし、多点プレスヘッドがボールジョイントの型式でユニバーサルに回転可能なユニバーサル多点プレスはこれまでの多点プレスとは異なり新しい概念による曲げ加工方式であり、まだ実用化された例は報告されていない。そこで、本法を銅板の曲げ加工に適用するに当たっては、次に述べる項目に対して実験的、理論的に検討を行う必要がある。

- a) 成型結果の再現性が良好かどうか
- b) 成型曲面の平滑度(フェアネス)が良好かどうか
- c) プレス荷重の押し切りの影響
- d) 曲げ加工後のスプリングバック量の大きさと曲面形状の関係
- e) 多点ピストンのピッチの選定
- f) 加熱曲げの可能性の検討

以上の項目を検討するために、小形の単一曲げ型による基礎実験を行った。

4.1 単一曲げ型による基礎実験

4.1.1 実験装置および方法

実験に使用した単一曲げ型は Table 4 に示すように曲率半径を変えたシリンダー型 2 種、ドーナツ内型、外型および球型各 1 種である。各下型の曲率半径は上型の曲率半径よりも、それぞれ 5 mm だけ大きくし、板厚 5 mm の試験片をプレスした場合に完全にすぎまがなくなるようにした。試験片の板厚が 5 mm 以下の場合には薄いりん青銅板を重ねて合計板厚が 5 mm になるようにした。

これらの曲げ型を 10 トン構造物試験機に取り付けて実験した。プレス荷重および変形はそれぞれロードセルおよび電気的変位計で検出して XY レコーダーに記録した。プレス後の残留変形は 1/100 mm ダイヤルゲージで計測した。

これらの各曲げ型でのプレス実験の他に、曲げ加工性に及ぼす単一曲げ型と多点ピストンヘッドとの相違を調べるために、これらの単一曲げ型に円板型ワッペン(直径 25 mm, 板厚 2 mm)を、そのピッチを変えて受圧面に貼布したもののについても実験した。Fig.6 はシリンダー型(A)にワッペンを貼布した曲げ型を試験機にセットした例である。

Table 4 単一ヘッド曲げ型

	縦曲率半径 (mm)	横曲率半径 (mm)
シリンダー型(A)	570	∞
シリンダー型(B)	300	∞
ドーナツ外型	800	400
ドーナツ内型	800	-400
球型	570	570

Table 5 材料の機械的性質

板厚 (mm)	降伏応力 (kg/mm ²)	ヤング率 (kg/mm ²)
2.0	20.0	18,200
3.2	17.2	18,600
4.5	24.8	20,000
5.0	18.2	18,900

実験に用いた試験片の大きさは 310 mm×290 mm の矩形板である。また一部比較のために直径 300 mm の円板試験片も用いた。各材料の機械的性質を Table 5 に示す。

4.1.2 実験結果および考察

Fig.6 小形試験装置

Fig. 7 プレス荷重～変位

十分であった。

実験結果の1例としてシリンダー型およびドーナツ内型による結果を Figs. 8, 9 に示す。これらの図は試験片中央の変位を板厚に対して整理したものであり、シリンダー型の場合には他の曲げ型のものに比べて板厚の影響が大きく現われている。各曲げ型に円板形ワッペンを貼布した場合の実験結果は、ワッペンを使用しない場合とほとんど変わらないが、傾向的にワッペンのピッチを増大するとスプリングバック量はわずかながら増加するように見受けられる。また球型、ドーナツ型のように縦横両曲率を持つ曲げ型の場合には、貼布ワッペンのピッチを大きくすると板厚が 3 mm 以下の薄板の場合には、Fig. 10 に示すように、試験片の周辺部に凹凸のしわが発生した。このような曲げ型による板曲げでは、Fig. 10 に示すように試験片の周辺に沿った方向に大きな圧縮応力が生じ、板厚が薄くてワッペンのピッチが大きい場合にはワッペン間で座屈が生じるためである。

試験片に発生した座屈を解析するに先立って、まず、簡単のために Fig. 11 に示す半径 r_0 の円板を曲率半径 R の球型に曲げた場合の試験片に生じる歪分布を解析する。 r 方向の面内変位を u , z 方向のたわみを w とすると、歪は

Fig. 8 シリンダー型曲げ試験

Fig. 9 ドーナツ内型実験

Fig. 10 座屈変形

Fig. 11 球型曲げ

プレス時の荷重～変形曲線の一例を Fig. 7 に示す。変形が相当進むまでプレス荷重は低く、変形の最終段階近くで荷重は急増し、最後はいわゆる押し切り状態になって変形が全く進まずに荷重のみが増加する。プレス荷重の押し切り効果を調べるために、最高プレス荷重が 5 トンの場合と 10 トンの場合の実験を行った。実験結果より、両者は共にプレス後の仕上り状態（フェアネス）は良好であり、スプリングバック量にも差異のない事が明らかになった。

単一曲げ型による曲げ加工後の仕上り状態（フェアネス）は極めて良好であり、実験結果の再現性も

$$\epsilon_r = \frac{du}{dr} + \frac{1}{2} \left(\frac{dw}{dr} \right)^2 \quad (2)$$

$$\epsilon_\theta = \frac{u}{r} \quad (3)$$

平衡条件式は

$$\sigma_r - \sigma_\theta + r \frac{d\sigma_r}{dr} = 0 \quad (4)$$

今、試験片を球型に曲げるので

$$w = R - \sqrt{R^2 - r^2} \quad (5)$$

境界条件として、 $r=r_0$ で $\sigma_r=0$ を考え、ポアソン比の影響を無視すると

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_r &= \frac{r_0^2}{16R^2} \left\{ 1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right\} \\ \epsilon_\theta &= \frac{r_0^2}{16R^2} \left\{ 1 - 3 \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right\} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

上式は試験片が弾性変形する場合の歪分布である。一方、実際の試験片では部分的には塑性変形が生じているが、その歪分布は弾性変形とみなした場合とあまり相違しないと考えられる。

次章の大形実験で矩形試験片 (966 mm×966 mm×18.5 mm) で測定した球型曲げの膜歪と計算値の比較を Fig. 12 に示すが、両者は比較的良く一致している。

座屈によるしわが発生した試験片の円周歪 (ϵ_θ) を上式を用いて計算すると、約 8.800×10^{-6} の圧縮歪となり、これが薄板試験片に凹凸のしわを発生させた原因であることがわかる。従って実船の外板の曲げ加工では本実験で観測された座屈を発生させないための配慮、すなわちユニバーサル多点プレスのピストンヘッドのピッチを選ぶにあたって座屈が発生しない様に留意する事が必要である。

本実験で観測された座屈が発生する限界歪は次式で与えられると考える。

$$\epsilon_\theta = c \left(\frac{t}{l} \right)^2 \quad (7)$$

ここで t : 板厚, l : 支持間距離 (ワッペンのピッチ), c : 定数

上式の定数 c を厳密に計算することは難しいが、実験結果より板厚 3 mm 以下の薄板に座屈が生じている事、およびワッペンのピッチの限界が 30 mm である事を考慮すると、実験定数として

$$c = 8.8 \times 10^{-1} \quad (8)$$

実船の外板では被加工板の曲率半径がさらに大きなものとなるので、円周方向の圧縮応力は減少して座屈しにくくなり、従って多点ピストンヘッドのピッチはかなり大きくする事ができる。座屈に対して最も厳しい場合として、板厚 12 mm の鋼板 (1 m×1 m) を曲率半径 5 m の球型に曲げた場合の円周歪は (6) 式より

$$\epsilon_\theta = 1400 \times 10^{-6} \quad (9)$$

座屈が生じないためのピストンヘッドのピッチの限界は (7), (8), (9) 式より

$$l = 300 \text{ mm} \quad (10)$$

従って、実船の外板の曲げ加工に用いる多点ピストンのピッチは多少の余裕をみて 250 mm 程度にすれば本実験で発生したような座屈は発生しないものと考えられる。

4.2 加熱曲げ実験

鋼板を加熱すると降伏応力およびヤング率が大幅に減少する。従って、加熱板の曲げ加工によってプレス荷重およびスプリングバック量が減少するという利点が考えられる。そこで加熱試験片の曲げ加工実験を行って温度の影響を調査した。

4.2.1 実験装置および方法

加熱曲げに用いた実験装置は Fig. 13 に示す門型フレームに 3 トンのスクリージャッキを取り付けて試験片、支持台および負荷棒を加熱炉でおおって、プロパンガスによる加熱曲げを行った。実験に用いた試験片の寸法は 200 mm×200 mm×5 mm で、その材料の機械的性質は Table 5 に示す。実験は 2 点支持中央集中荷重で行い、

Fig. 12 球型曲げの膜歪

Fig. 13 加熱実験装置

Fig. 14 熱間曲げ実験結果

荷重はリングゲージ、たわみは 1/100 mm のダイヤルゲージで計測した。

加熱曲げに対しては温度管理を厳密に行うことが必須の条件であり、特に熱間曲げ加工後の冷却過程で均一徐冷を行わなければ熱応力による変形のために実験結果の再現性は得られなくなる。本実験ではこの点に留意して、均一冷却ができるように装置全体を炉中に収納した。

4.2.2 実験結果および考察

実験は室温 (10°C)、および材質に影響を及ぼさない加熱範囲、すなわち 400°C および 500°C で行った。荷重と変形の計測値を Fig. 14 に示す。同図より明らかなように、プレス荷重およびスプリングバック量は試験温度が高くなると大幅に減少する。これは材料の機械的性質が温度の影響を受け、高温で降伏応力およびヤング率が大幅に低下するからである。

両端で単純支持され、スパン中央に集中荷重が作用する帯板の弾塑性挙動の解析をすると、スパン中央のたわみは次式で与えられる²⁾。

$$w = \frac{2}{9} K_e l^2 A \left[3 \left(1 - \frac{1}{A} \right) \right]^{1/2} (1 + 2A) - \frac{20}{27} K_e l^2 A^2 \quad (11)$$

ここで

$$A = M_P / M_t = 2 M_P / Pl$$

$$K_e = 2 \sigma_Y / tE$$

P : 中央集中荷重

M_P : 全塑性モーメント

Fig. 15 帯板

材料の歪硬化はないと仮定して室温における試験の解析結果を Fig. 14 に示す。

なお、鋼材の材質に悪影響を及ぼさない範囲 (400°C~500°C) で加熱すると、スプリングバック量は減少するが零にはならず、加熱を併用しても 2 回押しの問題、スプリングバック量のフィー

ドバックの問題が残る、しかもプレスのたびに加熱が必要となるのでメリットが少ない。さらに、複雑な NC 機構に熱を伝達させないような加熱炉は極めて高価なものになると思われる。

これらの検討の結果、ユニバーサル多点プレス方式では加熱は併用せず、冷間プレスで曲げ加工を行うことにした。

5 実用化実験

小形模型による基礎実験によって成型曲面のフェアネスの状況、ピストンヘッドのピッチ等に関する基礎的な資料が得られたので、次にピストンヘッドの大きさが実物大に近い大形ユニバーサル多点プレス模型を用いて小形実験によって得られた結果の確認および定量的な結果を得るための実用化実験を実施した。

5.1 実験装置および方法

第 1 次大形実験装置として製作したユニバーサル多点プレスの全体図を Fig. 16 に、ユニバーサルピストンを Fig. 17 に示す。本装置の多点ピストンはスクリュージャッキであり、上・下各ジャッキの高さを手動で位置決めする方式である。多点ピストンの配置は Fig. 18 に示すようにそのピッチを 141 mm あるいは 200 mm のい

Fig. 16 装置断面図

Fig. 18 ピストンヘッド配置図

ずれかにしてピストンベッドに取付ける。ピストンベッドは Fig. 19 に示すように 1,000 トンプレスのラムヘッドに取付けて実験を行った。試験装置の主要目を Table 6 に示す。

試験片の曲げ曲率は実船外板の曲率の大きさの分布にスプリングバック量を加味して横曲り曲率半径 $R_x = 3,000 \sim 6,000$ mm, 縦曲り半径 $R_y = 6,000$ mm を目安とし, シリンダー型, 球型, ドーナツ外型およびドーナツ内型の 4 種類の曲面について試験片板厚と縦横曲率半径の組合わせを Table 7 に示すとおりにして実験を行った。このシリーズ実験におけるピストンピッチは 141 mm を標準とし, 試験片の寸法は 966 mm $\times$ 966 mm とした。

曲げ加工中のプレス荷重と変位はプレスの油圧計および差動トランスを介して XY レコーダーに記録した。また球面, ドーナツ外面・内面の各 1 枚の試験片の表裏に電気抵抗線歪計を貼布して, 曲げ加工中の歪

Fig. 17 下部スクリュージャッキ

Fig. 19 ユニバーサル多点プレス装置

Table 6 第 1 次大形試験装置要目

ピストンヘッド (上, 下各)	1, 340 mm $\times$ 1, 340 mm $\times$ 200 mm
ピストン数 (上, 下各)	7 行 $\times$ 7 列 = 49 本
ピストン間 隔	141 mm, 200 mm
ピストン様 式	57 ϕ $\times$ 274 mm (回転球 70 ϕ) スクリュース式(手動位置制御方式) 材質: HT 80
ピストンヘッド	120 ϕ $\times$ 50 mm ユニバーサル回転支持機構方式 材質: SS 41

Table 7 曲げ加工実験シリーズ

(a) シリンダー型

t (mm)	R (mm)
5.0	4,000
12.5 19.5 25	3,000
19.5	5,000

(b) 球型

t (mm)	R (mm)
12.2 18.5 24.6	3,000
12.2 19.2 25.0	4,000
19.2	5,000

(c) ドーナツ外型

t (mm)	R_x (mm)	R_y (mm)
12.2 19.2 25.0	3,000	6,000
12.2 18.5 24.6	3,000	6,000
19.2	3,000	5,000
19.2	4,000	5,000
19.2	4,000	6,000

(d) ドーナツ内型

t (mm)	R_x (mm)	R_y (mm)
12.2 18.5 25.0	3,000	6,000
19.3	3,000	5,000
19.6	4,000	5,000
19.2	4,000	6,000

状態を Table 9 に示す。

第2次大形試験装置では 1 m 350×1 m 350 の試験片を用いて加圧順序が成型結果に及ぼす影響を調べる実験および第1次実験 (Table 7) を拡張したシリーズ実験を行った。

実船の外板を曲げ加工する場合には鋼板は長尺物であるために実用機のプレス長さよりも大きくなり重複押し

Table 8 ユニバーサル多点プレス試験機性能

プレス容量	500 ton
シリンダー数	7 行×7 列=49 本
シリンダーストローク	100 mm
シリンダーピッチ	200 mm
テーブル寸法	1,800 mm×1,800 mm

量の変化を計測した。

ユニバーサル多点プレス方式では下部ピストン群のみの高さを制御し、上部ピストン群は位置制御せずに鋼板が下部ピストン群で構成される曲面に押し付けてプレスする型式を採用すれば NC 機構を簡易化できる。この制御方式では上部ピストン群の加圧順序を自由に選択することができるが、加圧順序が成型結果にどのような影響を及ぼすかを検討しておかなければならない。

そこで第2次大形試験装置として製作した改良型の 500 トンユニバーサル多点プレス装置ではこの方式を採用し、Fig. 20 (b) に示すように油圧駆動の上部ピストンを 3 ブロックに分け、バルブ操作によって各ブロックの加圧順序を変えて曲げ加工実験を行った。試験装置の全体図および要目を Fig. 20 および Table 8 に示す。上部油圧ジャッキ (Fig. 21) および下部スクリージャッキ (Fig. 17) は、Fig. 20 (b) に示すように 200 mm ピッチで配置した。油圧ユニットは 1 組でバルブを切り換えることによって各ブロックごとに自由に作動させ得るようにした。一例として Fig. 20 (b) に示すブロックを A, B, C の順番で加圧した場合の圧力

(a) 500 トンユニバーサル多点プレス

(b) 多点ピストンのブロック分割

Fig. 20 ユニバーサル多点プレス装置

Fig. 21 上部油圧ジャッキ

Table 9 プレスの加圧順序例 (A→B→C)

ブロック名	ジャッキ数	圧 力 状 態		
A ブ ロ ッ ク	9	0 トン	10トン	10トン/1ジャッキ
		増 圧	圧 力 保 持	
B ブ ロ ッ ク	16	0 トン	10トン	10トン/1ジャッキ
		増 圧	圧 力 保 持	
C ブ ロ ッ ク	24	0 トン	10トン	10トン/1ジャッキ
		増 圧	圧 力 保 持	
		プレス開始		プレス終了

をして所要の形状に曲げ加工することが必要になる事もあると考えられる。そこで重複押しの実験は板厚 16mm の長尺物の試験片をシリンダー型 ($R=4,000$ mm) に曲げる場合の重複度を板の長手方向 (シリンダー軸方向) にピストンヘッド 2 ピッチ分, 1 ピッチ分および 0 ピッチ分の 3 ケースに変えた実験も実施した。

曲げ加工後の試験片の曲面形状を電気的変位計により計測し, 得られたアナログデータは A-D 変換器でデジタルデータに変換し, 紙テープおよびモニター用のプリンターに記録した。紙テープ上のデジタルデータは小形電子計算機 (HITAC-10) で処理し, 試験片の曲面形状を計算した。

5.2 実験結果および考察

(1) 曲面のフェアネスおよび再現性

ユニバーサル多点プレスによる実験結果の再現性は良好であり, かつ成形曲面の平滑度, すなわちフェアネスは曲面の種類 (シリンダー型, 球型, ドーナツ型) にかかわらず極めて良好であった。

(2) ピストンピッチの影響

大形実験ではユニバーサル多点プレスのピストンピッチは, 小形実験の結果を参考にして, 試験片に座屈が生じないように考慮して設計されたが, 実験の結果, 多点ピストンのピッチが 141 mm の場合はもちろん, 200 mm の場合にもフェアネスは良好であり, 小形実験の薄板に発生した座屈による周辺のしわは全く発生しなかった。

(3) スプリングバック量と形状誤差

曲げ加工後の試験片の曲面形状は, 試験片を 49 分割した中央点の値を零とした相対高さで整理記録した。プ

Table 10 プレス後の曲面形状例 (mm)

曲 げ 型	曲 率 半 径	試 験 片 寸 法	ピ ッ チ
ドーナツ内型	5,000×10,000	1,350×1,350×15.9	200

曲 面 形 状

-7.46	0.19	6.15	8.12	7.73	0.98	-7.02	横曲率半径
-10.97	-3.60	1.92	3.91	3.38	-2.83	-10.96	11,902
-13.72	-6.01	-0.65	1.39	0.88	-4.34	-13.40	11,652
-14.44	-6.98	-1.32	0.00	-0.14	-5.86	-14.44	12,876
-13.39	-5.82	-0.17	1.60	0.97	-4.98	-13.00	12,353
-10.68	-3.45	1.93	3.68	2.74	-2.81	-10.65	11,414
-7.14	-0.01	6.23	8.12	7.62	2.08	-6.53	
22,871		24,531	20,399	24,522	25,459		

縦 曲 率 半 径

Fig. 22 曲率と板厚とスプリングバック後の曲率 (シリンダー型)

Fig. 23 曲率と板厚とスプリングバック後の曲率 (球型)

Fig. 24 曲率と板厚とスプリングバック後の曲率 (ドーナツ外型)

Fig. 25 曲率と板厚とスプリングバック後の曲率 (ドーナツ内型)

Fig. 26 横曲率，縦曲率の相互影響（ドーナツ外型）

Fig. 27 横曲率，縦曲率の相互影響（ドーナツ内型）

Fig. 28 成型曲面のばらつき（シリンダー型）

Fig. 29 成型曲面のばらつき（球型）

Fig. 30 成型曲面のばらつき（ドーナツ外型）

Fig. 31 成型曲面のばらつき（ドーナツ内型）

プレス後の曲面形状の1例を Table 10 に示す。この表に示された計測結果から最小2乗法を用いてスプリングバック後の曲面の曲率半径を計算し、主要な結果を Fig.22～Fig.25 に示した。同図より明らかなように、スプリングバック後の曲率半径は試験片の各断面でほぼ等しく、その値は試験片の板厚に反比例し、設定曲率半径に比例して大きくなる事が明らかになった。

Figs. 26, 27 にはドーナツ型の横曲率および縦曲率の相互干渉の影響を示した。同図より縦横両曲率を持つ場合にはプレス後の曲面形状は横曲率のみならず縦曲率にも支配されることがわかる。

Fig. 28～Fig. 31 はプレス後の AOA', BOB' のたわみ計測値から、これらの点を通る円弧を計算で求め、その平均円弧とC点のたわみ量との差を比較したものであり、そのばらつきも比較的小さいことがわかる。

試験片の端部は Table 10 から明らかなように、ほとんど曲っていない。これはプレス曲げによる場合の一般的な傾向であり、板耳を所定の形状に曲げるためにはプレスの周辺部では曲げ型、すなわちピストン高さを余分に見積って設定する必要がある。

(4) ラップ押しの影響

ラップ押しの実験の結果、ラップ押しをしても成形曲面のフェアネスは良好であり、ラップ量が少なくても最終成形状況は良好になる事が明らかになった。Fig.32 にはシリンダー型でラップ押しをした場合のたわみ量の推移を示した。

(5) プレス容量

曲げ加工に要する最高荷重は第1次実験の場合 300 トンであり、第2次実験の場合 500 トンであった。第1次実験と第2次実験とでプレス荷重に相当な差があるが、これは第2次実験の場合は等分布点荷重であるが、第1次実験の場合は変位型の点荷重型式であり、荷重型式の差によるものと考えられる。

(6) 加圧順序が成形効果に及ぼす影響

ユニバーサル多点プレスの加圧順序が成形効果に及ぼす影響を調べるために、Fig.20(b) に示す A, B, C 全ブロックを同時に加圧した場合、A→B→C のブロックの順に加圧した場合、C→B→A のブロックの順に加圧した場合の3種類の加圧順序を選んで実験を行った。

試験片の寸法は 1,350 mm×1,350 mm×22 mm、降伏応力は 24.8 kg/mm² であった。実験に用いた曲げ型はシリンダー型 (R=5,000 mm) および球型 (R=5,000 mm) であった。

プレス後の試験片の形状は、いずれの加圧順序の場合にも非常にめらかであり、曲面のフェアネスは良好であった。

シリンダー曲げの場合の曲面形状を Table 11 に、球型曲げの場合を Table 12 に示す。シリンダー曲げの場合、スプリングバック後の曲率 (1/m) の大きさは

- ① A→B→C のブロックの順に加圧する場合
- ② A, B, C の全ブロックを同時に加圧する場合
- ③ C→B→A のブロックの順に加圧する場合

Table 11 加圧順序の影響 (mm)

曲 げ 型	曲率半径	試 験 片 寸 法	ピッチ
シリンダー	5,000	1,350×1,350×21.7	200
加 圧 順 序		プレス後の曲率半径	
A → B → C		6,800	
C → B → A		9,253	
A, B, C 同時		7,346

Fig.32 ラップ押し

Table 12 加圧順序の影響 (mm)

曲 げ 型	曲率半径	試 験 片 寸 法	ピッチ
球	5,000	1,350×1,350×21.7	200
加 圧 順 序		プレス後の曲率半径	
C → B → A		9,149	
A, B, C 同時		8,593	

Table 13 ドーナツ外型実験結果 (等分布点荷重型)
(単位: kg, mm)

$r_0 \times R_0$	t	σ_Y	r_0/r_s	R_0/R_s
4,000×12,000	11.8	26.1	0.294	0.621
4,000×12,000	15.9	24.2	0.456	0.747
4,000×12,000	19.3	27.5	0.524	0.787
4,000×16,000	11.8	26.1	0.175	0.466
4,000×16,000	15.8	24.2	0.392	0.805
4,000×16,000	19.3	27.5	0.498	0.864
5,000×11,000	11.8	26.1	0.264	0.371
5,000×11,000	15.9	24.2	0.485	0.788
5,000×11,000	19.3	27.5	0.576	0.824
5,000×15,000	11.8	26.1	0.092	0.299
5,000×15,000	15.9	24.2	0.256	0.508
5,000×15,000	19.3	27.5	0.326	0.484

Table 15 ドーナツ外型実験結果 (変位型)

$r_0 \times R_0$	t	σ_Y	r_0/r_s	R_0/R_s
3,000×6,000	25	28.3	0.888	0.728
3,000×6,000	19.2	26.1	0.824	0.676
3,000×6,000	12.2	26.2	0.652	0.581
3,000×5,000	19.2	26.1	0.794	0.714
4,000×5,000	19.2	26.1	0.641	0.664
4,000×6,000	19.2	26.1	0.619	0.594

Table 14 ドーナツ内型実験結果 (等分布点荷重型)
(単位: kg, mm)

$r_0 \times R_0$	t	σ_Y	r_0/r_s	R_0/R_s
5,000×5,000	15.9	24.2	0.766	0.615
5,000×5,000	21.7	25.1	0.829	0.588
5,000×7,000	11.8	26.1	0.440	0.506
5,000×7,000	15.9	24.2	0.522	0.503
5,000×7,000	19.3	27.5	0.578	0.490
5,000×10,000	15.9	24.2	0.388	0.490
5,000×10,000	21.7	25.1	0.536	0.578
5,000×15,000	11.8	26.1	0.288	0.479
5,000×15,000	15.9	24.2	0.479	0.471
5,000×15,000	19.3	27.5	0.331	0.356

Table 16 ドーナツ内型実験結果 (変位型)

$r_0 \times R_0$	t	σ_Y	r_0/r_s	R_0/R_s
3,000×6,000	25.0	28.3	0.761	0.734
3,000×6,000	18.5	28.7	0.761	0.716
3,000×6,000	12.2	26.2	0.714	0.736
3,000×5,000	19.3	26.7	0.784	0.744
4,000×5,000	19.6	24.2	0.746	0.481
4,000×5,000	19.2	22.1	0.813	0.550

の順になっている。

一方、球型曲げの場合には、Fig.20(b) に示すA, B, C全ブロックを同時に加圧した場合と、C→B→Aブロックの順に加圧した場合とでは、プレス後の曲面形状はほとんど同じである。

これは、油圧ジャッキのブロック分けが同心円状になっているので球型曲げの場合ピストン高さが同心円状だから、加圧順序を変更しても負荷中の試験片の変形形状にはあまり差がない。一方、シリンダー曲げの場合加圧順序によって負荷中の試験片の変形形状がまったく異なり、特にA→B→Cブロックの順に加圧する場合、試験片は最初ドーナツ外型状に変形し変形量が大きくなる。C→B→Aブロックの順に加圧する場合、試験片は最初ドーナツ内型状に変形し、変形量が小さくなる。

実船の曲り外板では、一般に、横曲り量が大きく、縦曲り量は小さくて、横曲り量の1/10のオーダーである。したがって、ユニバーサル多点プレスの実用機では上部油圧ジャッキのブロック分けは板幅方向にブロック分けすると、プレス負荷中の抵抗が少なくなり、プレス容量が小さくてすむものと考えられる。

ドーナツ型の曲げ加工の実験結果を Table 13～Table 16 に示す。

6 曲げ加工理論

船体外板を構成する曲面は、通常のプレス加工の場合と異なり、曲率半径が比較的大きく、かつ加工時に大きな伸びを伴わないので、プレス後に生じるスプリングバックを考慮してプレスの曲げ型を設定しなければならない。

スプリングバック量は曲げの曲率半径、板の諸寸法、および材料の機械的性質、とくに降伏応力に支配される。もし設定された曲率半径とスプリングバック後の曲率半径との関係が板の諸寸法と降伏応力の関数として解析的に求められているならば、この関数を媒介として数回の曲げによって所定の仕上り形状に収束させることが可能になる。すなわち、第1回目の曲げによって生じたスプリングバックを測定し、これを用いて材料常数を求める

ことができるならば、2回目はスプリングバックした後に所定の仕上り形状になるようにスプリングバックを見込んだ形状に曲げ型を設定することができるはずである。

ここでは船体外板に現われる代表的曲面として、シリンダー型、ドーナツ型および球型について、設定曲面とスプリングバック後の曲面の関係を理論的に求め、実験結果と比較して理論の妥当性を検討するとともに実験式についても検討を加える。

6.1 シリンダー型

シリンダー型とは一方向にのみ曲率を持つ曲面であり、船体外板から一度にプレスされる範囲を取り出せば、その大部分はシリンダー型と見做すことができる。

(1) 曲げ理論とスプリングバック

平板が弾性限を越えて曲率半径 r_0 のシリンダーに曲げられた場合を考える。応力分布は Fig.33 から

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= \frac{E}{1-\nu^2} \frac{y}{r_0} & (0 \leq y \leq \zeta) \\ \sigma &= \sigma_Y & (\zeta \leq y \leq \frac{t}{2}) \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

弾塑性境界 ζ は

$$\zeta = \frac{\sigma_Y(1-\nu^2)}{E} r_0 \quad (13)$$

ここで、 σ_Y は降伏応力、 E はヤング率、 ν はポアソン比である。

板の曲げモーメント M は

$$\begin{aligned} M &= 2b \left\{ \int_0^{\zeta} \sigma \cdot y \cdot dy + \int_{\zeta}^{t/2} \sigma_Y \cdot y \cdot dy \right\} \\ &= \frac{1}{4} \sigma_Y \cdot b \cdot t^2 \cdot \left\{ 1 - \frac{4}{3} \left(\sigma_Y \frac{1-\nu^2}{E} \frac{r_0}{t} \right)^2 \right\} \end{aligned} \quad (14)$$

板はプレス後スプリングバックして曲率半径 r_s になるが、この時解放されるモーメントは

$$M = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{1}{r_0} - \frac{1}{r_s} \right) \quad (15)$$

(14)、(15) 式から

$$\frac{r_0}{r_s} = 1 - 3(1-\nu^2) \frac{\sigma_Y}{E} \frac{r_0}{t} \left\{ 1 - \frac{4}{3} \left[(1-\nu^2) \frac{\sigma_Y}{E} \frac{r_0}{t} \right]^2 \right\} \quad (16)$$

上式から明らかなように、曲げ半径 r_0 とスプリングバック後の曲率半径 r_s との関係は $(1-\nu^2)\sigma_Y r_0 / tE$ なるパラメーターによって支配される。これを図示すれば、Fig.34 の一点鎖線になる。同図で横軸が 0.5 以上は板内に塑性変形が生じることなく、荷重を取り去ると元の状態に復することを意味する。

(2) 理論値と実験値の比較および実験式

上述の理論の妥当性を検討するために、前章で述べたシリンダー曲げに関する実験結果を $r_0/r_s \sim (1-\nu^2)\sigma_Y r_0 / tE$ の形に整理して Fig.34 に示す。同図では、実験値は一般に理論値よりも高目になっており、予想されるよりもスプリングバック量が少ないことを示している。この原因の1つはユニバーサル多点プレスによって曲げられた場合、巨視的には曲面のフェアネスは良好であるが、微視的には全体が均一に曲げられず、Fig.35 に示すようにピストンヘッドの端部近傍に塑性変形が集中し、これによって均一に曲げられたとして導いた理論値よりもスプリングバック量が少なくなるものと思われる。

Fig.33 応力分布

Fig.34 シリンダー曲げ

Fig.35 ユニバーサル多点プレスの曲げ機構

この影響を厳密に考慮して曲げ加工理論を展開する事は非常に困難である。そこで、プレス後の曲面形状を支配するパラメーターは理論的に求め、その係数は実験結果を参考にして決定し、実験式を作成する事にする。Fig. 34 に示した実験値に注目すると、これらはほぼ1つの直線で近似する事ができる。この直線を実線で表わし、

$$\frac{r_0}{r_s} = 1 - 2(1 - \nu^2) \frac{\sigma_Y}{E} \frac{r_0}{t} \quad (17)$$

とする。すなわち、シリンダー型の曲げによるスプリングバックの実験式として(17)式を採用することにする。

6.2 ドーナツ型

船体外板に現われるドーナツ型とはシリンダー型に比較的小さい縦曲率をつけたものである。

(1) 仮定および解析手順

ドーナツ型曲面(ドーナツ外型および内型)では縦曲りと横曲りのスプリングバックが相互に影響し合い、縦横の曲率が近い程、この影響が著しい。このような曲面の変形を厳密に計算するには殻理論によらねばならず、解析的に求めることは非常に煩雑であり不可能に近い。そこで、実船の外板の曲率分布の傾向を考慮し、横曲率に比べて縦曲率は十分小さいとして、はり理論の組合わせにより、Fig. 36 に示す仮定と手順で解析する。すなわち

(a) まず、設定されたドーナツ型 R_0, r_0 に曲げる。その時、横曲りについては板の面外曲げとなり、塑性域は Fig. 33 のように板厚の両側に生じる。縦曲りについては断面が Fig. 37 に示すような円弧のほうと考え、応力ははりとしての曲げ応力すなわち膜応力とし、塑性域は板端に現われると考える。

(b) 次に、横曲率は拘束されたまま縦曲りのみがはりとしてスプリングバックし R_{s0} にもどるものとする。この時縦方向に膜応力が残留応力として残る。

(c) 次に、横曲率の拘束を取ると r_0 がスプリングバックして r_s になる。この時の変化は板面外の曲げであるから、これに要する力は比較的小さく、縦方向の膜応力は横曲率がスプリングバックする間変化しないと考えるのが妥当である。従って、 r_0 が r_s となる間、縦方向は板面外の曲げだけが横方向と平衡するまで変化する。

(2) 縦曲げとスプリングバック

(a) 弾塑性曲げ

モーメント M_R で均一に曲げられた時の縦応力分布は、Fig. 37 に示すように板端の部分だけに塑性変形が生じると仮定する。そしてモーメント M_R を取り除いた時、横方向の曲率半径 r_0 は変化しないで縦方向のみスプリングバックするものとする (Fig. 36 ①~②)。

座標 y および弾塑性境界までの距離 ζ は

$$\left. \begin{aligned} y &= r_0(1 - \cos \theta) \\ \zeta &= r_0(1 - \cos \theta_c) \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

応力分布は図から次のように仮定する。

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= a + by = a + br_0(1 - \cos \theta) & (0 \leq \theta \leq \theta_c) \\ \sigma &= -\sigma_Y & (\theta_c \leq \theta \leq \theta_0) \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

$\theta = \theta_c$ で $\sigma = -\sigma_Y$ および軸方向の合力が零である事から

$$\left. \begin{aligned} a &= -\sigma_Y - \frac{\sigma_Y \theta_0 (1 - \cos \theta_c)}{\theta_c \cos \theta_c - \sin \theta_c} \\ br_0 &= \frac{\sigma_Y \theta_0}{\theta_c \cos \theta_c - \sin \theta_c} \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

中立軸を $y = e$ とすれば

$$e = -\frac{a}{b} = \frac{r_0}{\theta_0} \{ \theta_c \cos \theta_c - \sin \theta_c + \theta_0 (1 - \cos \theta_c) \} \quad (21)$$

	①	②	③
縦曲り	R_0	R_{s0}	R_s
横曲り	r_0	r_0	r_s
条件	R_0, r_0 に曲げる	r_0 : 拘束 R のみ R_{s0} にスプリングバック	伸びなし条件を満足しエネルギー損失と0のように R_s, r_s が決まる

Fig. 36 ドーナツ型の変形

Fig. 37 ドーナツ型の曲げ

また $y = \zeta$ で $\varepsilon = -\sigma_Y/E = -\varepsilon_Y$ であるから

$$(\zeta - e)/R_0 = \varepsilon_Y \quad (22)$$

(18), (21), (22) 式より次式を得る。

$$-\frac{r_0}{R_0 \theta_0} (\theta_\zeta \cos \theta_\zeta - \sin \theta_\zeta) = \varepsilon_Y = -\frac{\sigma_Y}{E} \quad (23)$$

θ は一般に小さいので高次の項を省略し, $\theta_0 = b/2 r_0$ を上式に代入すると

$$\frac{\theta_\zeta}{\theta_0} = \sqrt[3]{\frac{12 \varepsilon_Y R_0 r_0}{b^2}} = \sqrt[3]{\frac{12 \sigma_Y R_0 r_0}{E b^2}} \quad (24)$$

また (23) 式を用いて (20) 式を表わすと

$$\left. \begin{aligned} a &= -\sigma_Y + E r_0 (1 - \cos \theta_\zeta) / R_0 \\ b &= -E / R_0 \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

となり, 曲げモーメントは

$$\begin{aligned} M &= -2 \left\{ \int_0^{\theta_\zeta} \sigma \cdot y \cdot dA - \int_{\theta_\zeta}^{\theta_0} \sigma_Y \cdot y \cdot dA \right\} \\ &= -2 \left\{ \int_0^{\theta_\zeta} \left[-\sigma_Y - E \frac{r_0}{R_0} (\cos \theta_\zeta - \cos \theta) \right] r_0^2 t (1 - \cos \theta) d\theta - \sigma_Y \int_{\theta_\zeta}^{\theta_0} r_0^2 t (1 - \cos \theta) d\theta \right\} \end{aligned}$$

となる。これより

$$\begin{aligned} M_R &= E \left(\frac{r_0}{R_0} \right) r_0^2 t \theta_\zeta \left\{ 1 - \frac{\sin 2 \theta_\zeta}{2 \theta_\zeta} + 2 \left(\cos \theta_\zeta - \frac{\sin \theta_\zeta}{\theta_\zeta} \right) \frac{\sin \theta_0}{\theta_0} \right\} \\ &= \frac{E}{45} \left(\frac{r_0}{R_0} \right) r_0^2 t \theta_\zeta^3 (5 \theta_0^2 - 3 \theta_\zeta^2) \end{aligned} \quad (26)$$

(b) スプリングバック

横曲り r_0 を拘束したまま, 加えた縦曲げモーメント M_R を除去すると, はりとしてのスプリングバックが生じ, この時に開放されるモーメントは (26) 式と大きさが等しい弾性モーメントであるとする。スプリングバック後の曲率半径を R_{s0} とすれば

$$M/EI = 1/R_0 - 1/R_{s0} \quad (27)$$

ここで

$$I = r_0^3 t \theta_0 \left\{ 1 + \frac{\sin 2 \theta_0}{2 \theta_0} - \frac{2 \sin^2 \theta_0}{\theta_0^2} \right\}$$

である。従って (27) 式は

$$M = E \left(\frac{1}{R_0} - \frac{1}{R_{s0}} \right) r_0^3 t \theta_0 \left\{ 1 + \frac{\sin 2 \theta_0}{2 \theta_0} - \frac{2 \sin^2 \theta_0}{\theta_0^2} \right\} = \frac{2}{45} E \left(\frac{1}{R_0} - \frac{1}{R_{s0}} \right) r_0^3 t \theta_0^5 \quad (28)$$

(26), (28) 式より

$$\frac{R_0}{R_{s0}} = 1 - \frac{5}{2} \left(\frac{12 \sigma_Y}{E} \frac{R_0 r_0}{b^2} \right) \left\{ 1 - \frac{3}{5} \left(\frac{12 \sigma_Y}{E} \frac{R_0 r_0}{b^2} \right)^{2/3} \right\} \quad (29)$$

上式より, 横変形を拘束した場合の縦曲率のスプリングバックは $12 \sigma_Y R_0 r_0 / b^2 E$ なるパラメーターに支配されることがわかる。上式はかなり複雑な式だから, これを 2 次曲線で近似し,

$$\frac{R_0}{R_{s0}} = \left(1 - 12 \frac{\sigma_Y}{E} \frac{R_0 r_0}{b^2} \right)^2 \quad (30)$$

スプリングバックを整理するために上式を用いることにする。

(3) 横曲りと縦曲りのスプリングバック (相互干渉)

(a) 伸びなし条件

Fig. 36 で②の状態から③の状態へ移行する場合を考える。②の状態では膜応力の残留応力が縦方向に平衡し, 曲率半径が R_{s0} となるように膜歪が残っている。③の状態へ移行する際, 主として横曲率がスプリングバックを起こし, 縦方向の膜ひずみは変化しないまま, 板の面外曲げだけが生じて平衡状態に落ちつくものと考えられる。

膜ひずみは断面が中立軸に対して対称ではないから, 厳密に計算するのはかなり複雑であるが, ここでは近似的に縦曲率半径 R_{s0} になった時の弾性ひずみで代用する。

曲率半径 R_{s0} , 断面の半径 r_0 の時の弾性ひずみは次の形に仮定する。

$$\varepsilon = a + by = a + br_0 (1 - \cos \theta)$$

$y=0(\theta=0)$ で $\varepsilon=e/R_{s0}$, $y=e$ で $\varepsilon=0$ と軸力なしの条件から a, b, e を決定すれば

$$\varepsilon = \frac{r_0}{R_{s0}} \left(\cos \theta - \frac{\sin \theta_0}{\theta_0} \right) = \frac{b^2}{24 R_{s0} r_0} \left\{ 1 - 12 \left(\frac{s}{b} \right)^2 \right\} \quad (31)$$

ここに, $\theta_0 = b/2 r_0$, $\theta = s/r_0$, s は $\theta=0$ から測ったガースに沿った距離である。

上式のひずみが変化せずに $R_{s0} \rightarrow R_s$, $r_0 \rightarrow r_s$, すなわち③の状態に移行するためには

$$R_{s0} r_0 = R_s r_s \quad (32)$$

が成立しなければならない。これが伸びなし条件である。

(b) スプリングバック

横曲率が (32) 式の条件を満足しながらスプリングバックを起こし, 横曲りと縦方向の板の面外曲げの力が釣り合った状態で安定する力の平衡条件の代わりに, ここではエネルギー条件を用いる。

縦曲りがなければ, 横曲率は $1/r_{s0}$ までスプリングバックする。縦曲率があるために, これが $1/r_s$ までスプリングバックしたとすれば, 横曲げが保有しているひずみエネルギーは Fig. 36 (a) の斜線部分の面積で表わされ,

$$V_r = \frac{1}{2} b M \left(\frac{1}{r_s} - \frac{1}{r_{s0}} \right) = \frac{1}{2} D b \left(\frac{1}{r_s} - \frac{1}{r_{s0}} \right)^2 \quad (33)$$

ここで

$$D = \frac{E t^3}{12(1-\nu^2)}$$

縦曲げについては曲率半径 R_0 は大きく, ことによって縦方向の板面外の塑性変形は起こらないと仮定すると, 断面半径 r_s の板が曲率 $1/R_s$ まで変形する時に貯えられるひずみエネルギーは

$$V_R = \frac{1}{2} \times 2 \int_0^{\theta_0} D K_s^2 r_s d\theta = \frac{1}{2} D \frac{r_s}{R_s^2} \theta_0 \left\{ 1 + \frac{\sin 2\theta_0}{2} \right\} \quad (34)$$

ここで

$$K_s = -\frac{1}{R_s} \cos \theta$$

全ひずみエネルギーは

$$V = \frac{1}{2} D b \left\{ \left(\frac{1}{r_s} - \frac{1}{r_{s0}} \right)^2 + \frac{1}{R_s^2} \left[1 - \frac{1}{12} \left(\frac{b}{r_s} \right)^2 \right] \right\} \quad (35)$$

全ひずみエネルギーを (32) 式の条件のもとで最小にすると次式を得る。

$$\left(\frac{r_0}{r_s} \right)^3 \left(\frac{r_0}{r_s} - \frac{r_0}{r_{s0}} \right) - \left(\frac{R_0}{R_{s0}} \right)^2 \left(\frac{r_0}{R_0} \right)^2 = 0 \quad (36)$$

上式で板の寸法および σ_Y, R_0, r_0 などが与えられると r_0/r_{s0} はシリンダーのスプリングバックであるから (17) 式より計算できる。また, R_0/R_{s0} は (30) 式から求められる。したがって, (36) 式は r_0/r_s に関する 4 次方程式となり, その正の実根が求める r_0/r_s である。 r_0/r_s が求まると R_0/R_s は (32) 式および (30) 式から計算できる。

(4) 理論と実験結果の比較

理論解と実験結果を比較するために (32) 式を変形すると

$$\sqrt{\frac{r_0}{r_s} \frac{R_0}{R_s}} = \sqrt{\frac{R_0}{R_{s0}}} = 1 - \frac{12 \sigma_Y R_0 r_0}{E b^2} \quad (37)$$

つぎに, 実験結果から $\sqrt{r_0 R_0 / r_s R_s}$ を求め, $12 \sigma_Y R_0 r_0 / E b^2$ に対しプロットすれば Fig. 38 のごとくなり, ほとんどの実験点は直線 (37) 式のまわりに集っており, 縦曲率と横曲率のスプリングバックの干渉は (37) 式で表わすることができる。

つぎに, 横曲率のスプリングバックを考える。(36)式

Fig. 38 ドーナツ型の曲げ加工

Fig. 39 ドーナツ型の曲げ加工

ナツ型の横曲りの実験式として採用することにする。

$$\frac{r_0}{r_s} - \varphi = 1 - 2(1 - \nu^2) \frac{\sigma_y}{E} \frac{r_0}{t} \quad (39)$$

なお、縦曲りは (37) 式と (39) 式より求めることができる。

6.3 球 型

球面の曲げの解析には殻理論を用いる必要があり、かなりあいまいな近似解であっても解析解は複雑な形になると考えられる。一方、実際の船体外板で球面の現われるのはごくまれである。そこで、本節では詳しい理論解析を行わず、力学的考察と実験値の傾向から、種々のパラメーターを設定し、これによって実験値を整理して、実験結果を表現し得るパラメーターを検討する。

平板が球面に加工される場合、第1近似として、変形によるひずみエネルギーの大部分は膜応力によるものであると考えると、スプリングバックを支配するパラメーターは板厚に無関係となり、 $\sigma_y(R_0/b)^n/E$ で表わされる。そこで定数 n を変えて実験結果を整理すると、非常にばらつき、このパラメーターだけを用いて整理できないことが明らかになった。

実験結果によると R_0/R_s には板厚が直接的に影響を及ぼしているの、上記パラメーターとシリンダー曲面のパラメーターを折衷した形を考へて、 $\sigma_y R_0^2/Ebt$ なるパラメーターで整理して Fig. 40 に示す。図によれば実験値の大部分は1つの直線に近づいている。そこで、この直線を球型曲げの実験式として用いることにする。

$$\frac{R_0}{R_s} = 1 - \frac{3}{26} \frac{\sigma_y}{E} \frac{R_0^2}{bt} \quad (40)$$

7 結 論

船体外板の曲げ作業を自動化するための基礎的な研究を行った結果以下の事柄が明らかになった。

- (1) 船体外板の曲げ作業を自動化するための加工法としてはプレス方式が最も適しているものと思われる。
- (2) 曲げ加工の対象となる船体外板は極めて浅い曲がり形状をしている。すなわち、板長さ方向の曲率は極めて小さく、その 95% が 0.02 m^{-1} 以下で、板幅方向の曲率は 95% が 0.2 m^{-1} 以下であり、縦横両曲率半

から σ_y, R_0, r_0 を与えて r_0/r_s を計算し、パラメーター φ

$$\varphi = (r_0/r_s)_{\text{計算値}} - (r_0/r_s)_{\text{計}} \quad (38)$$

を考えれば、これが縦曲率による横方向のスプリングバックの増加量と考えることができる。

そこで縦軸に

$$(r_0/r_s)_{\text{実験値}} - \varphi$$

$$\equiv (r_0/r_s)_{\text{実}} - (r_0/r_s)_{\text{計}} + (r_0/r_{s0})$$

をとってプロットすれば Fig. 39 のようになる。もし、 r_0/r_s の実験値と計算値が完全に一致すれば図の実験値は図中の実線、すなわちシリンダー型の実験式およびドーナツ型の縦横両曲率の相互影響を考慮して求めた関係式と良く一致するはずである。同図では一部の例外を除いてかなり満足すべき一致を示している。そこで次式をドーナツ型の曲げ加工

Fig. 40 球型の曲げ加工

径の比は相当大きい。

(3) 小形単一曲げ型による曲げ加工実験の結果は、成型結果の再現性および成型曲面のフェアネスは良好であった。プレス荷重として押し切りの必要はなく、また加熱曲げはメリットが少ない。

(4) 単一曲げ型に円板型ワッペンを貼布した実験結果はワッペンなしの場合と同様良好であるが、ワッペンのピッチを大きくすると薄板では座屈が発生した。

ユニバーサル多点プレスの実用機で座屈が発生しないためには、多点ピストンのピッチを 250 mm 程度に押える必要がある。

(5) ユニバーサル多点プレス装置による大形実験の結果から次のことがわかった。

(a) 再現性および曲面のフェアネスは良好である。

(b) ピストンピッチが 141 mm の場合はもちろん、200 mm の場合にもフェアネスは良好であり、座屈は生じなかった。

(c) プレス後のスプリングバック量は試験片の板厚に反比例し設定曲率半径に比例して大きくなる。

(d) ラップ押しをしても成型曲面のフェアネスは良好である。

(e) 加圧順序が成型結果に影響を及ぼす。従って実用機では多点ピストンを板幅方向にブロック分けし、中心部のブロックから順番にプレスして行くのが良い。

(6) プレス後の仕上り曲面形状を支配するパラメーターを理論的に求めてシリンダー型、ドーナツ型および球型のスプリングバックの実験式を作成した。すなわち

(a) シリンダー型曲げに対しては、曲げ変形を考慮してパラメーターを選び実験式として(17)式を作成した。

(b) ドーナツ型曲げに対しては縦曲りと横曲りの相互影響を考慮してパラメーターを選び実験式として(39)式を作成した。

(c) 球型曲げに対しては、曲げ応力の他に膜応力を考慮してパラメーターを選び、実験式として(40)式を作成した。

(7) 以上の結果から、船体外板曲げ作業にユニバーサル多点プレス方式を実用化する事は可能であるとの結論を得た。

引続き第2報ではユニバーサル多点プレス方式による板曲げ加工の自動化の一案について行った研究結果を述べる予定である。

なお最後に本研究は日本造船研究協会第110研究部会の研究の一環として行われたものである事を付して感謝の意を表します。

参 考 文 献

- 1) 北野広雄：鋼板曲げ加工用万能調整式プレス機械の研究，京都大学学位論文，(昭和36年1月)。
- 2) P.G.Hodge, Jr.: Plastic Analysis of Structures, McGraw-Hill, (1959)。