

(昭和 36 年 11 月造船協会秋季講演会において講演)

溶接継手の拘束度および拘束応力に関する研究

(第 1 報 拘束度計の試作について)

正員 渡 辺 正 紀* 正員 佐 藤 邦 彦*

Research on Intensity of Restraint and Reaction Stress in Welded Joints

Part 1 Trial production of restraint meter.

By Masaki Watanabe, *Member*and Kunihiko Satoh, *Member*

Summary

In various welded structures welding will be done more or less under external restraint. The intensity of restraint will influence on the reaction stress and shrinkage in welded joints and especially on the first pass weld cracking. However the informations on the intensity of restraint in a welded joint which is related to reaction stress are left yet quantitatively unknown. As for the intensity of restraint the following definition was adopted; intensity of restraint is equal to average value of transverse stress along weld line necessary to produce average elastic change of root gap of unit magnitude along the weld line. The intensity of restraint thus defined will be able to be obtained by using elastic theory for restrained specimens of simple shape, but it will be difficult for more complicated specimens and practical welded joints. In order to measure the intensity of restraint the authors designed a measuring apparatus called "Restraint Meter". Principle of the restraint meter is as follows: Separating force is applied to both beveled edge planes of a joint before welding by the action of a wedge pushed into root gap of the joint and then the change of root gap is measured by displacement gauges. The separating force per unit change of root gap will be increased with the increase of restraint. The intensity of restraint can be obtained from the separating force.

1 緒 言

溶接による熱応力および残留応力を溶接部近傍に発生する塑性歪の不均一分布によるいわゆる内的拘束による応力と溶接物全体の収縮が拘束されるために生ずるいわゆる外的拘束による応力（ここでは単に拘束応力と称する）とに分けようとの概念は古くから知られている。前者の応力は溶接中の不均一温度分布に基づくものであつて、熱エネルギーを利用する溶接現象では不可避のものであり、またアーク溶接の場合、溶接法、溶接条件などによつて特に極端な変動を示すという実験結果は得られていない。しかし後者の拘束応力は人為的な操作によるコントロールがある程度可能であり、当然のことながら溶接物の拘束状態によつて大いに左右される。大きな拘束状態の下では、たとひ溶接性良好な構造用鋼材の場合でも冷却中に割れを誘起する可能性も考えられ、特に構造物が大型化し、比較的厚板が使用されるようになるとこの可能性がますます大きくなるであろう**。

さて拘束状態における応力の問題を取り扱うには、構造物の溶接継手における拘束の程度——拘束度——を定量的に求めるとともに、これと拘束応力との関係を明らかにする必要がある。この種の研究として古くは拘束試験体による仲博士の研究²⁾があるがその後あまり発展を見なかつた。最近に至つて AB の Supervision に対する批判と相まつて造船方面で採り上げられ各方面で研究が進められて来た。しかし拘束度の測定法、拘束度と拘

原稿受付昭和 36 年 6 月 20 日

* 大阪大学工学部

** 特殊な材料の場合（たとえば高炭素鋼やアーマー鋼）には内的拘束による応力のみで割れ（弧状亀裂、高温割れなど）を生ずる場合もある¹⁾。

束応力ならびに収縮との関連性などの点で未だ完全とはいいい難く、最近造船技術国際会議連絡会構造分科会で立案された“日本における船体構造強度研究に対する長期計画”でもこれらの問題点が指摘されている⁹⁾。

元来、拘束度といつても船体の場合のように継手長の長い場合には局部的に拘束の程度の高い部分があつても構造全体としてみた継手の巨視的な拘束度は比較的小さい場合が多い。しかし溶接割れに対しては局部的にみた拘束度が重要であると考えられる。このような見地から筆者らは 1958 年以来溶接継手の拘束度を局部的に測定し得る新しい装置（以下拘束度計と称する）を考案試作し、これを用いて各種拘束試験体の拘束度について実験を行なつて来た。本論文はこれらの結果を取りまとめたものである。まず第1報では新たに試作した拘束度計の要点とその検定試験について述べ、第2報では拘束度と拘束応力との関連性について論ずる予定である。

2 拘束度の概念

拘束度に関する従来の研究を見ると大別して二つの考え方があるように思われる。そこでまず最初にそれぞれの要点を述べ本研究の立場を明らかにしておくことにする。

第一の考え方は継手に生ずる弾性的な収縮とそれとともなつて生ずる拘束応力とを関連づけようとの考えであつて、H型試験体⁴⁾やスリット型試験体⁵⁾あるいは溶接継手を横切つて拘束材が存在する試験体⁶⁾において、継手のルート間隙を弾性的にある単位量（たとえば 1mm）だけ変化させるのに必要な力の大きさによつて継手の拘束度をあらわそうと試みたものである。この場合の拘束度をあらわすには種々の方法が考えられるが、船体構造にみられるような板の突合せ継手では、一般に溶接線が長くその全長が必ずしも同時に溶接されるとは考えられないという点を考慮して、本研究では次のようなあらわし方を採用する。すなわち、長い溶接線の一部たとえば長さ l の部分を溶接する場合に「溶接しようとする長さ l の部分のルート間隙を弾性的に平均 1mm だけ変化させることによつて長さ l の部分に生ずる平均応力の大きさ」によつて拘束度をあらわすこととし、この平均応力の大きさを拘束係数と名付ける。その単位はたとえば $\text{kg/mm}^2 \cdot \text{mm}$ といったものになる。拘束係数は溶接物の幾何学的な形状、寸法によつて異なり、また継手近傍の温度状態によつても変化する。

拘束度に関する第二の考え方は次のようなものである。いま継手の任意の長さ l の部分における拘束係数を k とすると、この部分の溶接のどの断面に働く平均拘束応力 $\bar{r}$ および引張力の総和 R は拘束係数の定義により次式で与えられる。

$$\bar{r} = \frac{ph\bar{\Delta l}}{h_w} \quad (1)$$

$$R = \bar{r}h_w l = plh\bar{\Delta l} \quad (2)$$

ただしここに

$\bar{\Delta l}$: 長さ l の部分のルート間隙の弾性的変化量の平均値

h : 板厚

h_w : 溶接部ののど厚

である。この引張力 R （これを便宜上拘束力と名付ける）は継手の拘束部分に働く圧縮力と平衡を保つ。しかし冷却の途中で継手の収縮を拘束している拘束材や母材の一部が座屈をおこすとか、2つの全く別々のブロックを溶接する場合にブロックの剛体的移動を拘束している力に打ち勝つだけの拘束力が働らくとかいつた場合には、継手はそれ以後あたかも自由継手に近い特性を示すことになる。したがつて座屈や迂りをおこすことなしに到達し得る限界の拘束力の大きさは、拘束係数とともに溶接継手の拘束応力を考える場合に重要な意味をもつものと考えられる。船体ブロック継手のように2つの大きなブロックを接合する場合の継手全体としての最終的な拘束度を溶接完了後の収縮および拘束応力の見地から論じた最近の研究は⁴⁾⁷⁾⁹⁾暗々裡にこの第二の考え方に立っているものと思われる。

上述のように溶接継手の拘束応力については拘束係数と限界拘束力との2つの立場から検討を加える必要があるが、本研究では特に溶接割れとの関連性を追及するという見地から第一の考え方に立ち、与えられた継手の局部的な拘束係数の測定法ならびにこれと拘束応力との関連について研究を行なつた。なお前述のように拘束係数は溶接物の形状、寸法のみならず継手の温度状態によつても異なるが、本研究では溶接物全体が常温の状態にある場合について研究を行つている。

NII-Electronic Library Service

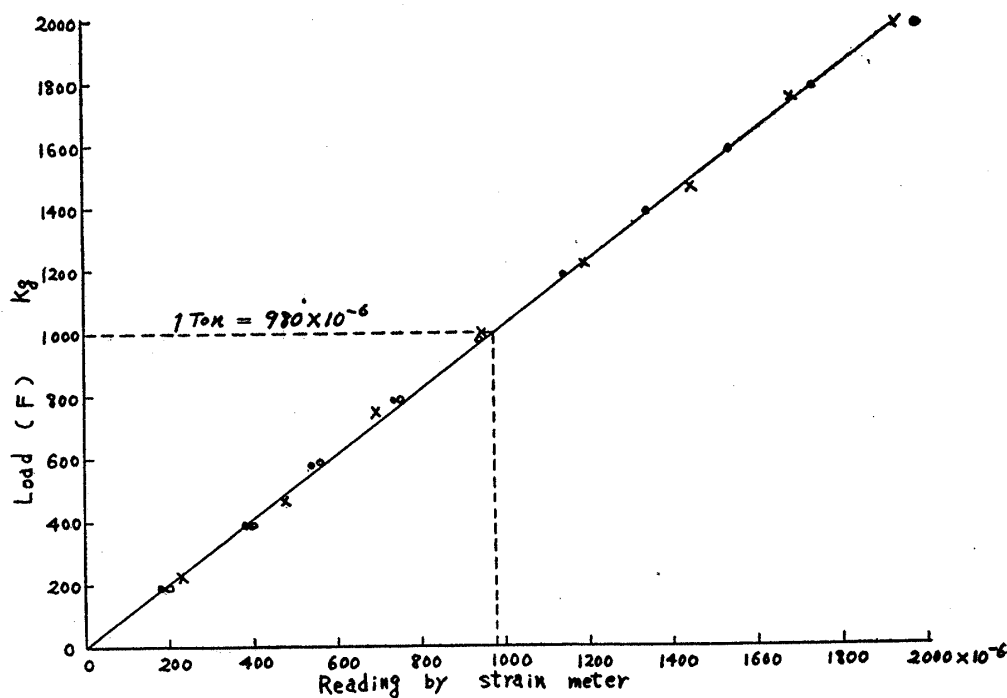
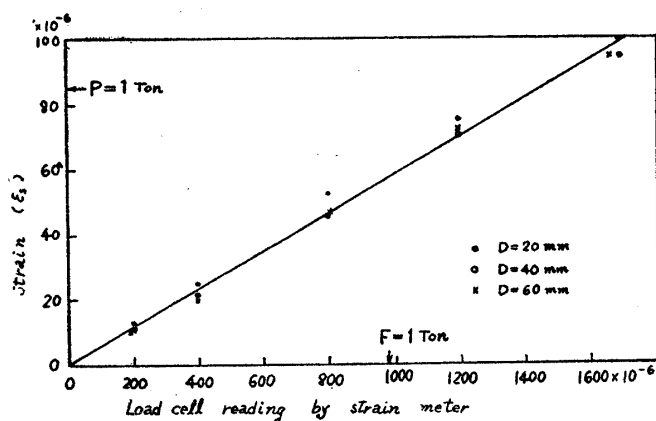
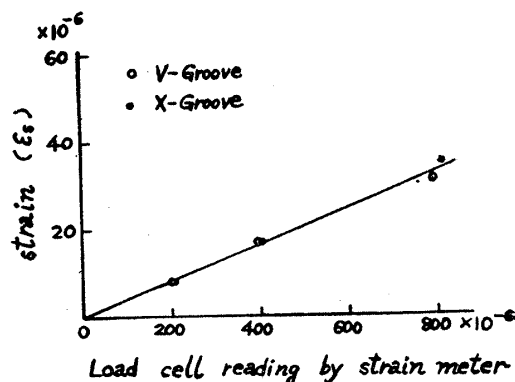
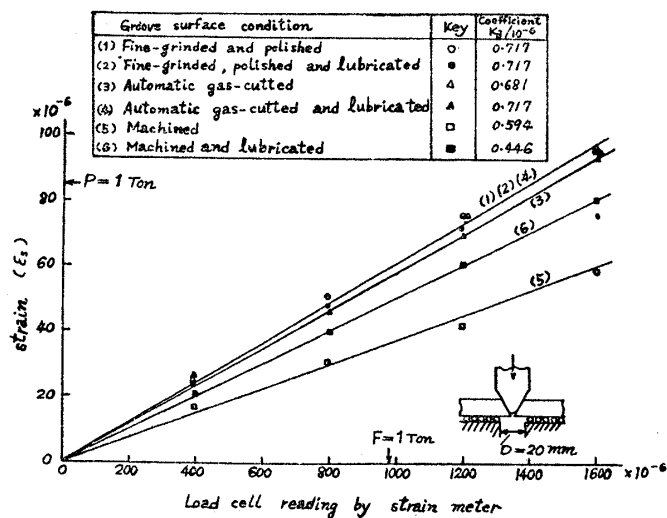


Fig. 3 Load cell calibration curve


Fig. 4 Relation between average strain ϵ_s in the side members of H-type specimen and load cell reading

Fig. 5 Relation between average strain ϵ_s in the side members of H-type specimen and load cell reading for V- and X-groove, groove surface is machined

Fig. 6 Relation between average strain ϵ_s in the side member of H-type specimen and load cell reading for various groove surface condition

て求めており、第3図に示すように Load cell のよみ 980×10^{-6} が $F=1\text{ton}$ に相当する。力 F はクサビの斜面を通じて試験体に伝達されルート間隙を押し拡げる。この場合第2図に示すように試験体の中央部材と下台との間に直径 4mm の鋼線（溶接棒心線を短かく切断したもの）をコロとして挿入すると安定した測定値の得られることを種々の予備実験によつて確認したので、実験はすべてこの状態で行なつた。

実験条件は第2図に示す通りで、1) 下台の間隙 D を変えた場合、2) 開先形状を変えた場合（V型とX型）、3) 開先面の表面状況を6種類に変えた場合の3系列について実験を行なつた。

各試験において両側部材に生ずる歪の平均値 ε_s と Load cell のよみとの関係を求めると第4図～第6図のようになる。いずれも計測範囲内ではほぼ直線関係が成立する。図の縦、横軸は次式および第3図を用いてそれぞれ力 P および F に換算することができる。

$$P = \varepsilon_s \times E \times (\text{両側部材の断面積の総和}) \quad (3)$$

ただし E : 弾性係数 ($=21,000 \text{ kg/mm}^2$)

第4図は下台の間隔 D の影響を調べた結果であるが、 D の値が 20～60mm の範囲では P/F の値は変わらない。また第5図はV型開先とX型開先との比較であるが、両者の間に差異は認められない。そこで開先面の表面状況を調べるには $D=20\text{mm}$ 、V型開先の場合について行なつた。第6図はその結果を示したもので、開先面の表面状況によつて P/F の値がかなり異なっている。今、試験体と下台との間にはコロの作用によつて摩擦が働かないものと仮定し、クサビから試験体への力の伝達を第7図のように考えると、 P は次式で与えられる。

$$P = \frac{F}{2} \tan \left\{ \frac{\pi}{2} - (\alpha + \lambda) \right\} \quad (4)$$

ただし 2α : クサビの角度あるいは開先角度（いまの場合 60° ）

λ : クサビの斜面と開先面との摩擦角

クサビの斜面と開先面との摩擦を無視し $\lambda=0$ とすると、式(4)から $P/F = \sqrt{3}/2 \div 0.866$ となる。実際には摩擦が働いたため P/F の値はこれより小となるはずである。第6図をみると摩擦が比較的小さいと考えられる場合すなわち、研磨面（エメリー・ペーパー 03 まで研磨）に油を塗布した場合、研磨面に油を塗布しない場合および自動ガス切断面に油を塗布した場合の3者については P/F の値はほとんど差が認められず、いずれも $P/F = 0.70$ で最も大きく、（この場合式(4)から λ の値を逆算すると $\lambda \div 6.5^\circ$ となる）機械切削面に油を塗布しない場合には $P/F = 0.44$ で最も小さい（ $\lambda \div 18.5^\circ$ ）ことがわかる。

本研究では以後第6図に示した係数を用いて P の値を求めることにする。

3.3 ルート間隙の拡がりの計測

ルート間隙の拡がりを計測するために第8図に示すような変位計（キャムパー・ゲージ）を14個製作した、すなわち板厚 0.6mm、幅約 12mm の薄いパネ鋼をガス焰で加熱して図のように円弧状に曲げ、冷却後表裏両面に SR-4 歪ゲージ（標点距離 10mm）を貼り付け、これをそれ

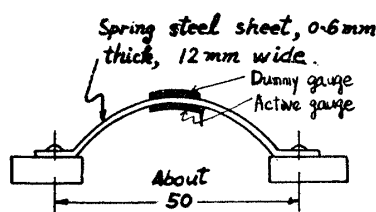


Fig. 8 Camber gauge

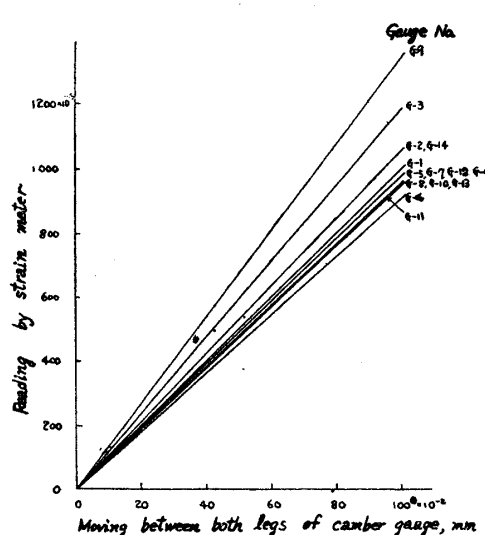


Fig. 9 Coefficient of camber gauges

Coefficient of camber gauges
— Moving between both legs of
camber gauges for reading
of 1×10^{-6}

Gauge No.	Coefficient, mm
1	0.100×10^{-2}
2	0.098×10^{-2}
3	0.096×10^{-2}
4	0.102×10^{-2}
5	0.100×10^{-2}
6	0.108×10^{-2}
7	0.102×10^{-2}
8	0.103×10^{-2}
9	0.073×10^{-2}
10	0.102×10^{-2}
11	0.104×10^{-2}
12	0.102×10^{-2}
13	0.104×10^{-2}
14	0.094×10^{-2}

それ Active および Dummy Gauge として使用した。

変位計両脚の移動量と歪ゲージのよみとの関係を知るため、コンパレータ (1/1000 mm) を用いて計測を行ない、比例定数を求めた。その結果を第9図に示す。製作上の誤差のために変位計 No.3 と No.9 の比例定数は他のものより若干小さくなっている。

第2節で述べた拘束係数の定義よりすれば、変位計の標点距離はできるだけ小さいことが望ましい。しかし第8図に示したような変位計では製作技術の点で標点距離を 50 mm より著るしく小さくすることは困難であつた。したがってこれらの変位計による計測値はルート間隙の変化量の真の値よりも若干小さくなり、拘束係数を過大に見積る可能性がある。この点については以下に述べる各実験毎に適当な補正

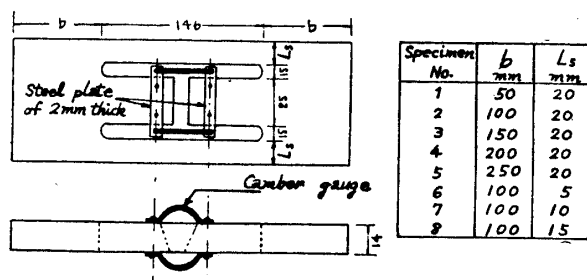


Fig. 10 H-type restraint specimens and arrangement of camber gauge

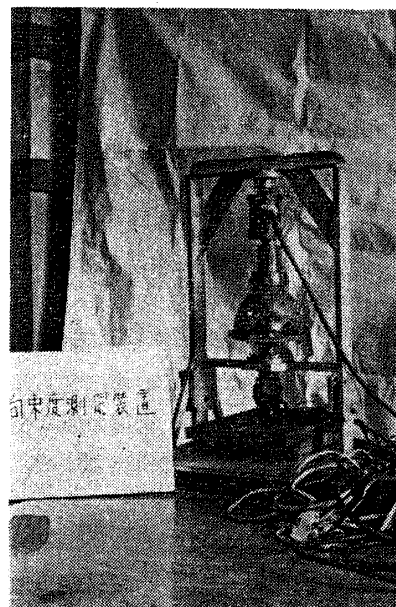


Fig. 11 Restraint meter

を行なうことにする。

4 拘束度計の検定試験

4.1 実験方法

以上の実験によつて、試作した拘束度計を使用するのに必要な諸数値が求められたので、次にその検定試験を行なつた。実験には理論計算の比較的簡単なH型拘束試験体を使用し、拘束係数の測定値を理論計算値と比較検討することによつて、試作した拘束度計の信頼性を確かめることにした。

使用した試験体の形状、寸法を第10図に示す。試験体の両側および中央の3本の部材を連結する部分の長さ b を 50~250 mm の範囲で 50 mm おきに変えたものと、両側部材の幅 L_s を 5, 10, 15, 20 mm の4段階に変えたものの2系列より成っている。いずれの場合も第10図に示すように中央部材の表裏両面に板厚約 2 mm の薄鋼板をビス止めし、これに4個の変位計を取り付けた。第2図と同じ要領で中央部材の開先面の中央にクサビを圧入して

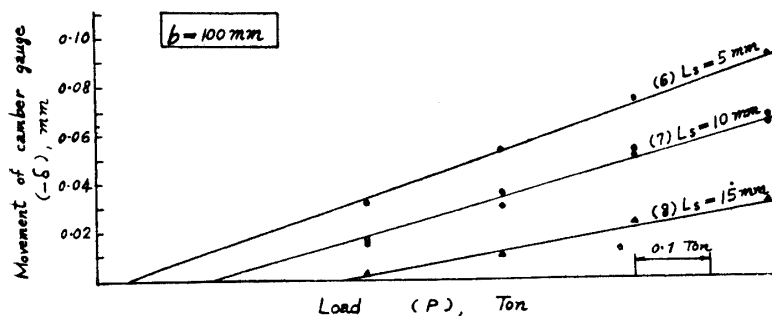


Fig. 12(a) Relations of δ vs. p in H-type specimens

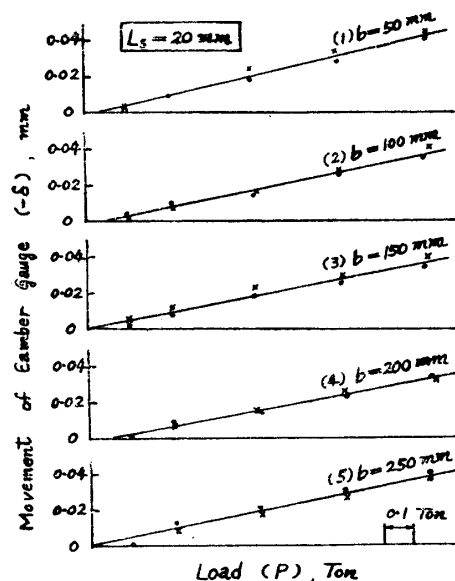


Fig. 12(b) Relations of δ vs. p in H-type specimens

(第11図参照), Load cell のよみと変位計のよみとの関係を求め、これを第6図および第9図の比例定数を用いてルート間隙を押し拡げるように働く力 P と変位計両脚の移動量 δ に換算した*。両者の関係を第12図に

示す。

4.2 拘束係数の実験値

第 12 図の測定値から拘束係数を求めるには、試験体の 3 本の部材の応力状態を一次元的と仮定し、次のような方法で行なった。

B_s : 両側部材の長さ (本実験の場合 $B_s=146$ mm)

B_c : 中央部材の長さ (本実験の場合、試験体中央面における長さをとると、 b を変えた系列では $B_c=138.5$ mm, L_s を変えた系列では $B_c=136$ mm)

L_s : 両側部材の巾

L_c : 中央部材の巾 (本実験の場合 $L_c=25$ mm)

h : 試験体の板厚 (本実験の場合 $h=14$ mm)

Δ : 中央部材に荷重 P を加えた場合のルート間隙の変化 (ルート間隙が縮まる場合を正とする)

δ : 中央部材に荷重 P を加えた場合の変位計両脚の移動量 (両脚の間隔が縮まる場合を正とする)

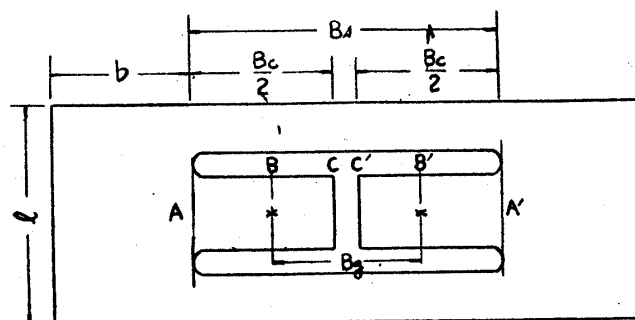


Fig. 13

σ_c : 中央部材に荷重 P を加えた場合に中央部材に生ずる平均応力

B_g : 変位計両脚の間隔 (本実験の場合 $B_g=45$ mm)

以上の記号を用いると

$$\sigma_c = -\frac{P}{L_c h} \quad (5)$$

また第 13 図を参照して

$$\begin{aligned} \delta = & (\text{中央部材の } AB \text{ 部の変位}) + (\text{中央部材の } A'B' \text{ 部の変位}) \\ & - (\text{両側部材の変位}) \\ & + (A \text{ および } A' \text{ 断面における中央部材と両側部材との相対変位}) \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \Delta = & (\text{中央部材の変位}) - (\text{両側部材の変位}) \\ & + (A \text{ および } A' \text{ 断面における中央部材と両側部材との相対変位}) \end{aligned} \quad (7)$$

式 (6), (7) の差をとると

$$\begin{aligned} \Delta &= \delta + (\text{中央部材の } BC \text{ 部および } B'C' \text{ 部の変位}) \\ &= \delta + \frac{\sigma_c}{E} (\overline{BC} + \overline{B'C'}) = \delta - \frac{P}{EL_c h} \{B_g - (B_s - B_c)\} \end{aligned} \quad (8)$$

式 (5), (8) から拘束係数 p は次式で与えられる。

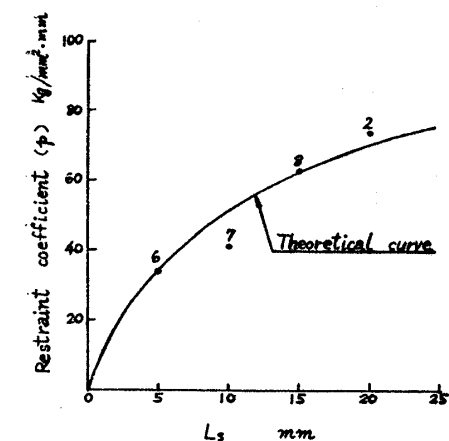
$$p = \frac{\sigma_c}{\Delta} = \frac{E}{B_g - (B_s - B_c) - \frac{\delta}{P} \cdot EL_c h} \quad (9)$$

第 12 図に示した直線の勾配すなわち $-\delta/P$ を求めこれを式 (9) に代入すれば拘束係数が求められる。その結果を第 14 図に●印で示した。

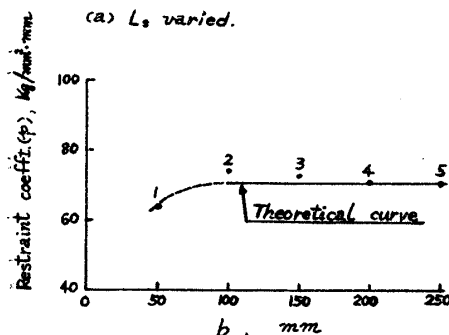
4.3 拘束係数の理論値と実験値との比較

H型拘束試験体の拘束係数の理論計算は次のようにして行なった。すなわち、試験体の 3 本の部材を連結して

* 開先面は機械切削でこれに油を塗布したので、 P を求めるには第 6 図から $0.594 \text{ ton}/1000 \times 10^{-6}$ なる換算係数を用いた。



(a) L_s varied.



(b) b varied.

Fig. 14 Restraint Coefficient of H-type specimens

いる試験体両端の矩形部分（第13図の $b \times l$ なる矩形部分）の弾性変形を考慮すると Δ は式(7)で与えられる。

$$\text{式(7)の右辺の第1項} = \frac{\sigma_c B_c}{E} \quad (10)$$

$$\text{式(7)の右辺の第2項} = \frac{\sigma_s B_s}{E} = -\frac{L_c \sigma_c B_s}{2 L_s E} \quad (\because \text{力の平衡条件から}) \quad (11)$$

式(7)の右辺の第3項を求めるには次のように考えた。今、試験体両端の大きさ $b \times l$ なる矩形部分に働く力の状態を第15図(a)のように考える。(ただし c は中央部材と両側部材との間隔)。この荷重状態は(b)

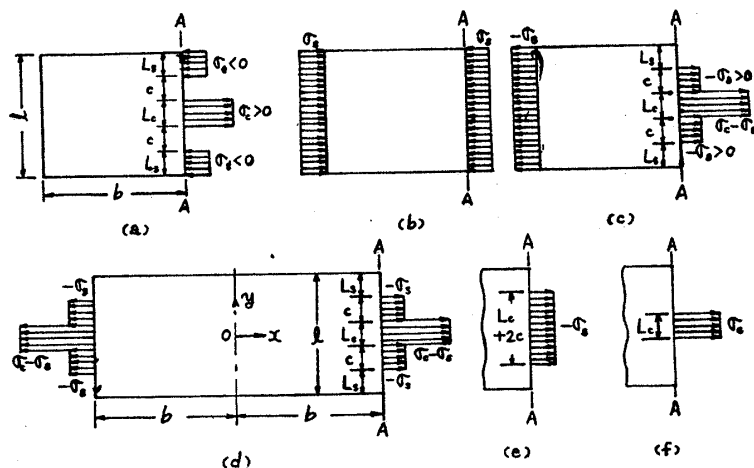


Fig. 15

図および(c)図のように分解できるが、(b)図の荷重状態によつて A-A 断面の荷重線方向には相対変位を生じないので、結局(c)図の荷重状態によつて A-A 断面の荷重部分と非荷重部分に生ずる荷重線方向の相対変位を求めればよいことになる。これを求めるため、(d)図に示すように大きさ $2b \times l$ なる矩形板に図示のような荷重が働く場合を考える。 $b \approx l$ の場合にはこの矩形板の中央断面($x=0$)から右半分の応力状態は(c)図の応力状態と近似的に等しいと見て差し支えない。そこで(d)図のような矩形板に

ついて端面 A-A における荷重部分と非荷重部分との相対変位を求める。この場合 A-A 断面の荷重状態はさらに(e)図および(f)図のように分解されるのでそれぞれの場合について考える。

(e)図および(f)図の荷重状態における A-A 断面の x 方向の変位 u (y 軸を基準とする。)を二次元弾性理論によつて求めると

$$u = \frac{pab}{El} + \frac{8pb}{E\pi} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{\sin \alpha a}{m} \cdot \frac{\sinh^2 2\alpha b}{2\alpha b(\sinh 4\alpha b + 4\alpha b)} \cdot \cos 2\alpha y \quad (12)$$

ただし

p : 引張荷重の強さ ($-\sigma_s$ あるいは σ_c)

a : 荷重部分の巾 ($L_c + 2c$ あるいは L_c)

$$\alpha = m\pi/l$$

$b \approx l$ の場合には

$$\frac{\sinh^2 2\alpha b}{2\alpha b(\sinh 4\alpha b + 4\alpha b)} \approx \frac{1}{4\alpha b}$$

$$\therefore u = \frac{p}{E} \left(\frac{ab}{l} + \frac{2l}{\pi^2} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{\sin \alpha a}{m^2} \cdot \cos 2\alpha y \right) \quad (13)$$

A-A 断面における荷重部分と非荷重部分との平均相対変位を Δu とする。(e)図の場合には

$$\Delta u_e = \frac{1}{a} \int_{-a/2}^{a/2} u dy - \frac{2}{l-a} \int_{a/2}^{l/2} u dy$$

式(13)を代入して計算を行ない、 $p = -\sigma_s = \frac{L_c}{2L_s} \cdot \sigma_c$, $a = L_c + 2c$ を代入すると

$$\Delta u_e = \frac{\sigma_c}{E} \cdot \frac{L_c}{2L_s} \cdot \frac{2l}{\pi^3} \cdot \frac{l^2}{(L_c + 2c) \cdot 2L_s} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{m^3} \sin^2 \frac{m\pi(L_c + 2c)}{l} \quad (14)$$

(f)図の場合には

$$\Delta u_f = \frac{1}{a} \int_{-a/2}^{a/2} u dy - \frac{2}{l-a-2c} \int_{(a/2)+c}^{l/2} u dy$$

式(13)を代入して計算を行ない、 $p = \sigma_c$, $a = L_c$ を代入すると

$$\Delta u_f = \frac{\sigma_c}{E} \cdot \frac{2l}{\pi^3} \left\{ \frac{l}{L_c} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{m^3} \sin^2 \frac{m\pi L_c}{l} + \frac{l}{2L_s} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{m^3} \cdot \sin \frac{m\pi L_c}{l} \cdot \sin \frac{m\pi (L_c + 2c)}{l} \right\}$$

よつて式(7)の右辺の第3項は次のようになる。

$$\text{式(7)の右辺の第3項} = 2\Delta u = 2(\Delta u_e + \Delta u_f) = \frac{\sigma_c}{E} \cdot B_c' \quad (16)$$

ただし

$$B_c' = \frac{4L_c}{\pi^3} (\xi + \zeta)^2 \left\{ \frac{\xi + \zeta}{\xi^2 \zeta} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{m^3} \sin^2 \frac{m\pi \zeta}{\xi + \zeta} + \sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{m^3} \cdot \sin^2 \frac{m\pi}{\xi + \zeta} + \frac{1}{\xi} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{m^3} \sin \frac{m\pi}{\xi + \zeta} \cdot \sin \frac{m\pi \zeta}{\xi + \zeta} \right\} \quad (17)$$

$$\xi = \frac{2L_s}{L_c}, \quad \zeta = \frac{L_c + 2c}{L_c}$$

式(7), (10), (11), (16) から拘束係数 p は次式で与えられる。

$$p = \frac{\sigma_c}{\Delta} = \frac{E}{B_c + \frac{L_c}{2L_s} \cdot B_s + B_c'} \quad (18)$$

試験体両端の矩形部分を完全剛体と考えると $B_c' = 0$ となる。この部分の弾性変形を考慮すると、式(18)に示すようにあたかも中央部材の長さを B_c' だけ長くしたのと同等の効果を与え、拘束係数はそれだけ小さくなる。

式(18)による計算値を第14図に実線で示す*。 $L_s = 10\text{mm}$ の場合(試験体 No. 7)を除けば実験値と計算値とは極めてよく一致しており、試作した拘束度計の信頼性が確認せられた。

5 結 論

溶接継手の拘束度をあらわす方法として、(1) 継手にある単位量の弾性的な収縮を生ぜしめるのに必要な拘束力の大小によつてあらわす方法と、(2) 継手の収縮を拘束している拘束部分が負担し得る限界の拘束力の大小によつてあらわす方法とが考えられる。本研究では特に溶接割れとの関連性を追及するという見地から第一の立場に立ち継手の局所的な拘束度を測定する装置(拘束度計)を考案試作するとともに、その検定試験を行つて信頼性を確かめた。本研究の要点を列挙すると次の通りである。

- (1) 試作した拘束度計の荷重機構はクサビを開先面内に圧入することにより、ルート間隙を押し広げる力を生ずるようにしたものである。この機構によればクサビの厚さを適当に選択することにより、溶接線上の任意の長さの部分に荷重を加えることができ、しかも荷重部分の長さも明確に決定することができる。
- (2) F なる力でクサビを圧入した場合にルート間隙を押し広げる力 P の大きさは、開先面の表面状況によつて異なる。クサビの斜面と開先面との摩擦が小さいほど P/F の値は大となる。実験の結果によると、開先面をエメリーペーパーで研磨した場合、これに油を塗布した場合および自動ガス切断面に油を塗布した場合には P/F の値はほとんど大差がない ($P/F = 0.70$)。自動ガス切断のままの場合には $P/F = 0.67$ でやや小さくなる。機械切削面では $P/F = 0.44$ でかなり小さくなる。
- (3) V型開先とX型開先では P/F の値は変らない。
- (4) 本研究で使用した変位計の標点距離はおよそ 50mm で、これからルート間隙の変化量を求めるには適当な補正が必要である。この点についてはさらに標点距離の短い変位計を用いた小型拘束度計を製作中である。
- (5) 試作した拘束度計により種々の寸法のH型拘束試験体の拘束係数を求めた。この測定値は理論計算値と比べてよく一致し、試作した拘束度計の信頼性が確認せられた。

なお本論文で述べたクサビによる拘束度測定機構については目下特許申請中である。

本研究を遂行するに当り、日本造船研究協会第39部会および八幡製鉄株式会社から種々御援助を頂いた。また実験には石本、山根、上野君らの協力を得ている。ここに深く謝意を表する。

文 献

- 1) 渡辺正紀; 弧状亀裂に関する研究, 溶接学会誌

* 式(18)は $b/l \approx 1$ として導びかれたものであるから、本実験の場合 $b \approx 100\text{mm}$ の範囲には適用できない。第14図(b)ではこの部分を破線であらわし、推定される特性だけを示した。

- 2) 仲威雄; 溶接の収縮と亀裂 (昭-25)
 - 3) 日本における船体構造強度研究に対する長期計画, 造船協会誌 376 号 (昭-36-1)
 - 4) 渡辺正紀, 佐藤邦彦, 高木乙磨, 麻生文太郎; 船体ブロック溶接継手の拘束度ならびに収縮, 造船協会論文集 104 号 (昭-34)
 - 5) 木原博, 増淵興一, 松山泰; 溶接順序が収縮および残留応力におよぼす影響, 造船協会論文集 98 号 (昭-31)
 - 6) 播磨造船所船舶溶接研究会資料 (昭-34)
 - 7) 国安常雄, 鬼塚則義; 中型貨物船のマスターバット接手建造法における拘束度および残留応力, 造船協会論文集 104 号 (昭-34)
 - 8) 吉田兎四郎, 阿部武, 尾上久浩; 船体構造における突合せ継手の拘束度と残留応力に関する研究 (第 1 報, 第 2 報), 造船協会論文集 106 号 (昭-35)
 - 9) 武藤昌太郎, 栗田剛利, 栗原幸雄; 同上 (第 3 報), 造船協会論文集 107 号 (昭-35)
-