

旋盤改造による摩擦圧接装置の試作研究*

— その機構特性と性能効果 —

棟 徹 夫**

二 俣 正 美**

阿 部 清**

(昭和 48 年 9 月 25 日受理)

A Study on the Trial Manufacture of a Friction Welding Machine made by Rebuilding an Engine Lathe

— Mechanical features and effects of its performance —

by Tetsuo To, Masami FUTAMATA and Kiyoshi ABE

In Japan, since 1963 the friction welding process has been developed and it has prevailed rapidly. Then lately its benefits and features have been questions general interest for the manufacturing industry.

In this circumstance, in order to apply this process comparatively simply, authors has intended to research the trial manufacture of a simple friction welding equipment which has the adaptable mechanism and performance to desirable usage at each production shop or laboratry, etc.

For this purpose, we have designed and made a friction welder by rebuilding a used engine lathe and have made several tests and experiments concerning mechanical features and the effects of its performance.

The result of this investigation has made it clear that in spite of limitation of the properties of the lathe rebuilt, the new machine is of praction welders in principle. And it seems to approximately satisfy our expetation.

1. ま え が き

摩擦圧接法がわが国において本格的に開始された 1963 年以来、同法についての開発や検討が関係方面でなされるとともに、その実用化が急速に進められてきた。その間、摩擦圧接基準の確立とその信頼性が立証されるとともに、生産性の向上、製造技術の改善、コストダウンなどの立場から、摩擦圧接の採用が各方面に広がりつつある。また、摩擦圧接法の利点や特性

* 溶接学会昭和 48 年度春季全国大会講演会 (1973. 4. 東京) にて講演

** 北見工業大学機械工学科

は、特定の生産工程のための専用化の域をこえて、一般材料や部品の部分接合のための汎用目的に使用する方向にまで発展するものと考えられる。

このような状況に対応して、摩擦圧接の諸現象を更に深く解明し、その適応性拡大の条件を確立することが必要となっている。そのためには各生産現場や実験室等でも、摩擦圧接が比較的容易に使用されるように、規模や使用目的に応じた効果的な機構と性能を持つ簡易摩擦圧接装置を考案試作することは、大いに意味のあることで、考慮すべき事と思う。

実験研究用に試作された摩擦圧接装置として筆者の知るところでは、中村ら¹⁾および深草²⁾、石川³⁾の発表があるが、それらは現在市販の摩擦圧接機と同様なプログラム制御の方式で、本格的な電子的制御装置を主機構としたものである。しかし、そのような構造の装置とは別に上記の目的に沿った簡易圧接装置の必要性を感じる筆者らは、その一つのパターンとして旋盤を改造して簡易摩擦圧接装置を製作することを企図した。

実験用摩擦圧接機としては、時末⁴⁾が摩擦圧接の基礎実験のために、小型旋盤のベッドを利用して実験機を設計試作し、鈴木ら⁵⁾も研究室用の簡易な摩擦圧接装置を製作し、一部その諸元と外観写真を示しているが細部にわたっては明らかにされていない。このように、簡易摩擦圧接装置の試作を主体とし、その機構ならびに性能にわたっての報告や論文のたぐいは見あたらない。

2. 改造摩擦圧接装置の概要

本装置の改造設計や改修工程を通じて基本とした上述の製作意図に沿って、その機構はできるだけ簡易化をはかり、必要な部品や使用材料等についても、他の機械部品や材料の有効適切な利用を試みた。これは、実際問題として、生産現場や研究、実験室等における施設、設備や物品類の効率的な管理という面を考慮するとともに、その改造工程や製作方法を容易にすることを狙ったためである。

改造は、第一次改造と、それに基づいて第二次改造を行なつたが、本報告は、それらを総合した経過の概要と改造型摩擦装置の機構と性能について述べることにする。

2.1 主要諸元と設計基準

すでに述べたごとく、既存の機械設備を活用するという立場から、改造の対象には、その主構造が摩擦圧接機として一般的な形式である、横型圧接機によく類似している普通

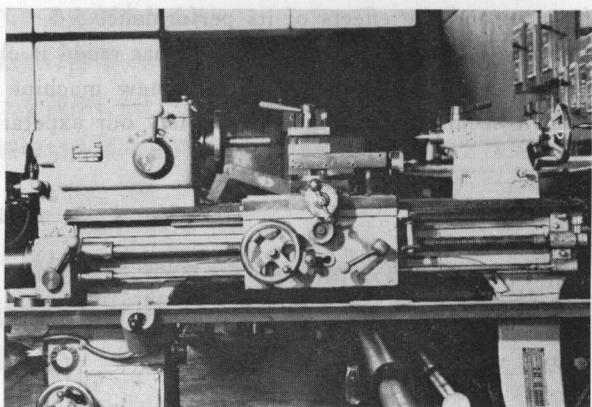


写真 1 改造に用いた旋盤の外観

Photo. 1. View of a lathe which was chosen for rebuilding.

表 1 写真 1 に示す旋盤の諸元

Table 1. General technical description of the lathe shown in photo. 1.

機械全長 Length of machine	1695 mm	ベッドの幅 Bed width	240 mm
機械全幅 Width of machine	580 mm	床面より中心までの高さ Height between floor and center	970 mm
ベッド上の振り Swing over bed	350 mm	主軸孔径 Inner diameter of main spindle	27 mm
中心高さ Center height	175 mm	定格回転数 Rated revolution	1000 rpm
両心間の最大距離 Max. distance between head and tail	630 mm	電動機の定格出力 Rated out put of motor	1.0 kW
ベッド上の全長 Bed length	1400 mm	主軸軸受メタル Bearing metal of main spindle	砲金 Gun metal

旋盤をとりあげた。写真 1 は改造に用いた藤田工業製 (昭和 36 年) 旋盤の外観である。その諸元を表 1 に示す。

2.1.1 主電動機出力の設定

摩擦圧接機として必要な電動機出力ならびにトルクの計算には、次の諸式を参考にし、その結果をもとにして実際の使用電動機を選定した。

(1) ВИЛЛЬ の式

ВИЛЛЬ は次のような実験式を提示している⁶⁾。

$$T = 2\pi p_1 \frac{k}{n^2} R \quad \text{kg-m} \quad (2.1)$$

$$N_h \doteq 2\pi p_1 \frac{k}{n} R \times 10^{-6} \text{ kW} \quad (2.2)$$

ここで T : トルク。 N_h : 熱発生動力。 p : 接触圧力。 n : 回転数。 R : 圧接素材の半径。 また ВИЛЛЬ は、低炭素鋼の場合、 $k \doteq 8 \times 10^7 \text{ mm}^2/\text{min}$ を与えた。

計算にあたって、 $p_1 = 5 \text{ kg/mm}^2$ 、 $n = 2000 \text{ rpm}$ 、 $R = 8 \text{ mm}$ の各値を代入すると

$$T \doteq 5 \text{ kg-m} \quad \text{および} \quad N_h \doteq 10 \text{ kW}$$

を得た。この場合、回転数を 2000 rpm と仮定したが、プーリの交換、軸および軸受の一部改造によって、使用旋盤の公称回転数を 2000 rpm 以上にアップすることにした。

圧接素材の直径として $D = 16 \text{ mm}\phi$ を与えたのは、静止側の締付け装置として旋盤用ドリルチャックを利用したため、その最大径から割り出した値である。

(2) 中村の式

中村その他は、圧接材が S 45 C の場合として、次の実験式を提示した⁷⁾。

$$T_{\max} = \frac{\log \left(\frac{D^{2.53}}{1.32 \times 10^4} \cdot \frac{n}{1000} \right)}{-\log \left\{ 1.076 + \left(\frac{12.46 - 0.113 p_1}{D} \right)^5 \right\}} \quad \text{kg-m} \quad (2.3)$$

$$N_h = 1.027 \cdot N \cdot \frac{\log \left(\frac{D^{2.53}}{1.32 \times 10^4} \cdot \frac{n}{1000} \right)}{-\log \left\{ 1.076 + \left(\frac{12.46 - 0.113 p_1}{D} \right)^5 \right\}} \times 10^{-3} \text{ kW} \quad (2.4)$$

ここで p_1 : 加熱圧力。 D : 圧接素材の直径。 n : 回転数。

上述の(1)に於ける計算と同じ値を p_1 , n , D に代入すると

$$T_{\max} \doteq 6 \text{ kg-m} \quad \text{および} \quad N_h \doteq 12 \text{ kW}$$

が得られた。

実際の電動機の選定には、改造旋盤の構造上からの制約を考慮するとともに、入手可能な電動機の範囲から、使用電動機としては無段変速機は定格 7.5 kW (定格回転 1450 rpm) のものを取付けることとした。

2.1.2 急停止装置 (圧接完了装置)

摩擦圧接法は、接合しようとする 2 個の素材を接触しつつ、圧力を加えながら装触面に相対運動を起させ、接触面に発生する摩擦熱によって接触面近傍を加熱して行なう鍛接の一種であると言える。

摩擦圧接機の圧接過程の完了形式には大別して 2 形式があり、1 つはブレーキ式 (一定回転式)、他の 1 つはフライホイール式 (イナーシャ式) と言われるものである。前者は回転軸をクラッチ、ブレーキによって停止させて相対運動の停止をはかるもので、後者は回転軸に取付けてあるフライホイールに蓄えられた回転エネルギーを素材間の摩擦発熱に使い果し、回転軸が停止するとき接合が完了する方式のものである。

摩擦圧接機では、この圧接過程の完了機構が主要な構造の中心部である。筆者らは従来の形式のうち、前者のブレーキ式を採用したが、ブレーキ方式をそのままの形で取り入れることは、改造対象機械の構造上に難点があった。すなわち、あらたにクラッチを組込まねばならないことと、駆動部の強制停止による衝撃や振動、たわみなどに対する剛性などの点から、急停止機構に別な考慮が必要であった。

この場合の対応策としては、a) 電動機を逆転する。b) 固定側 (静止側) の被圧接材をゆるめ、回転側とともに回転させる。などの方法が考えられるが、より簡便で組込みが容易と考えられる b) 方式を採用した。筆者らは、これを「ブレーキ開放式急停止装置」とよぶことにした。筆者らがこの方式を用いたのは次の理由による。

(1) 実用的な摩擦圧接機の急停止装置として、他に用いられていない簡易な方式で、改造加工が容易であること。

(2) 改造機の回転部の質量が比較的小さいので、構造操作上可能であること。

(3) 目的に適した小型簡易ブレーキが安価に入手できること。

実際の急停止用のブレーキには、自動 2 輪用シューブレーキ (内張り型) を用いた。図 1 にその構造概略図を示す。

図において、 F_1, F_2 : ブレーキ片を押す力。 P_1, P_2 : 摩擦面に作用する垂直力。 l_1, l_2, l_3 : 図に示す支点から力の作用点までの寸法。

これより、ブレーキ輪上にかかるブレーキ力は

$$P = \mu P_1 + \mu P_2 \quad (2.5)$$

ここで μ : 摩擦係数

本機では右回転のみであるから

$$F_1 = P_1/l_1(l_2 - \mu l_3) \quad (2.6)$$

$$F_2 = P_2/l_1(l_2 + \mu l_3) \quad (2.7)$$

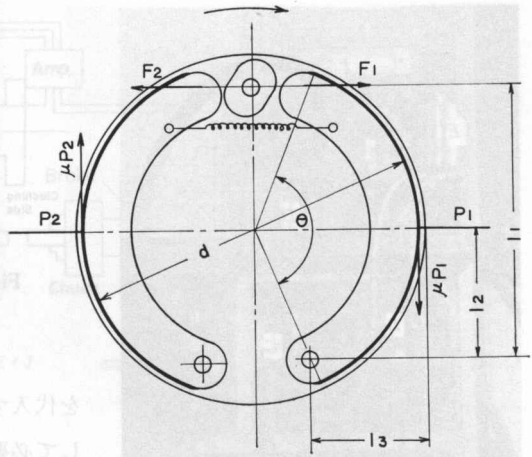


図1 シューブレーキの構造図

Fig. 1. Schematic drawing of a shoe brake.

改造にあたって想定される最大トルク

は、前述の計算結果をもとに、安全側として $T_{max} = 10 \text{ kg-m}$ をとるとすれば、ブレーキの実測値 $d = 180 \text{ mm}$ から $P = T_{max} / \frac{d}{2} = 111 \text{ kg}$ が得られる。いま $\mu = 0.35$ をとり、(2.5)より

$$P_1 + P_2 = 317 \text{ kg}$$

$l_1 = 180 \text{ mm}$, $l_2 = 65 \text{ mm}$, $l_3 = 56 \text{ mm}$ の実測値を(2.6)(2.7)に代入し、 $F = F_1 = F_2$ から最終的に $F = 51.6 \text{ kg}$ となる。

ブレーキ片は2個あるので全体として必要な力は $F_{total} \cong 104 \text{ kg}$ となり、これに見合う操作力でブレーキ効果が得られることが判明した。

2.1.3 駆動各部分の改造設計

先の計算による最大トルクは、トルクメータから得られたトルク線図から、圧接が開始される最初の瞬間的なものであり、圧接の進行中に定常トルクの状態になることが認められたので、駆動各部の改造設計(ベルト車径、ベルトの選択および本数、中間軸径、中間軸受の選択等)には、定常トルクをもとにして制動馬力を計算した。計算には次の各式を用いた。

$$F = \frac{2T_s}{D} \text{ kg} \quad (2.8)$$

ここで F : 制動力。 T_s : 定常トルク。 D : ブレーキ輪直径。

$$v = \frac{\pi DN}{60 \times 1000} \text{ m/s} \quad (2.9)$$

ここで v : ブレーキ輪の周速度。 n : 主軸回転数。

$$H = \frac{Fv}{75} \text{ PS} \quad (2.10)$$

ここで H : 制動馬力。

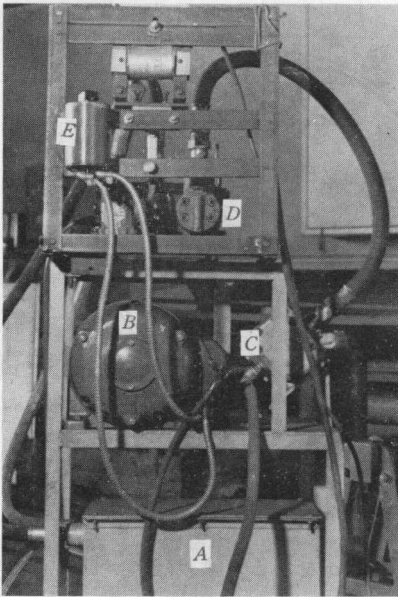


写真 2 油圧装置の外観

A: 油タンク B: 駆動モータ C: 油圧ポンプ D: 油圧バルブ E: 起動スイッチ

Photo. 2. View of an oil pressure equipment.

A: Oil tank. B: Driving motor. C: Pressure pump. D: Release valve. E: Switch.

は 6 kg/cm^2 から 55 kg/cm^2 の範囲にあり、十分な性能のものであった。

写真 2 に油圧装置の外観を、図 2 に静止側のチャック部を含む圧接用加圧シリンダの概略図を示す。

2.2 主要構造部の制御機構

本試作機は、その製作意図を実現するため、各部の機構はその意図に適応した機構特性を持つものであり、以下それらの概要について述べる。写真 3 は改造後の試作摩擦圧接機の外観であり、図 3 は圧接機機構のブロックダイアグラムである。

摩擦圧接機の重要な機構は、加圧サイクルを的確に制御できるシステムであるが、そのためのプログラ

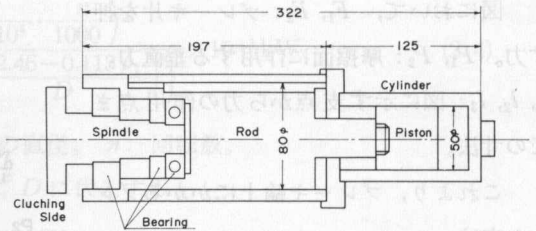


図 2 圧接用加圧シリンダの構造図

Fig. 2. Schematic drawing of a pressure cylinder.

いま、 $T_s = 2 \text{ kg-m}$ 、 $n = 2200 \text{ rpm}$ 、 $D = 180 \text{ mm}$ を代入すると $H = 6.4 \text{ PS}$ を得、この制動馬力を基にして必要各部の計算を行ない、改造を実施した。

2.1.4 加圧装置

加圧装置は、摩擦圧接機において、圧接素材を軸方向に加圧する装置として重要であるが、その方式には、ネジ式、エアコンプレッサ式および油圧式などが考えられる。このうち、制御が容易で、同一条件の再現性の良い点では油圧式がまさっているので、本試作機では油圧式を採用した。そのための油圧バルブおよびポンプのユニットは、ブルドーザ用のものを再生使用した。使用油圧装置の加圧容量

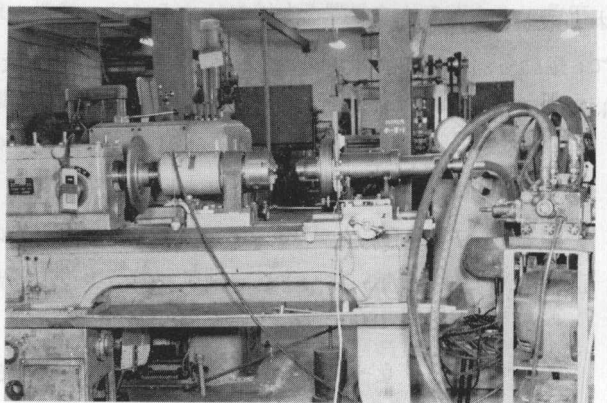


写真 3 改造後の試作摩擦圧接機の外観

Photo. 3. View of a trial manufactured friction welder after rebuilding.

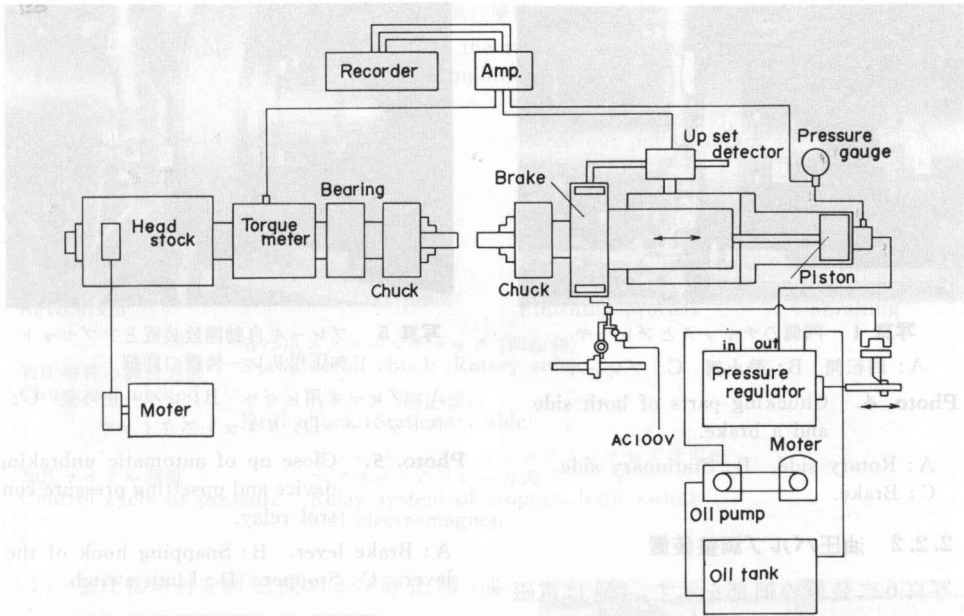


図 3 圧接機の機構のブロックダイアグラム

Fig. 3. Block diagram of operating mechanism of the welder.

ム制御はシーケンス制御など電子式機構によって行なわれている。しかし、本機ではそのような高度なシステムは組込まず、必要最少限の制御のための自動化機構を考案し、その解決をはかった。そのため、主として急停止機構と油圧調整機構、よりしろ量（圧接による短缩量）設定機構に、ネジ機構とリミットスイッチならびに電磁マグネットによるリレーを組込んだ。

2.2.1 ブレーキ自動開放装置およびアプセット加圧用リレー装置

写真4に回転側および静止側のチャック部と静止側に取付けたブレーキ部の外観を示す。

写真のように、回転側には旋盤のままの3つ爪スクロールチャックを活用し、静止側には旋盤用のドリルチャックを装着した。ブレーキの自動開放装置と、開放と同時にアプセット圧を所定圧まで瞬時に増大するための加圧用のリレー装置の細部を、写真5に示す。

写真に示すブレーキレバー(A)の左側にみえる止め金(B)は、最初ブレーキレバーを抑えてブレーキを作動させているが、圧接が進んでピストンとともにブレーキドラムが一定距離移動し、止め金の下部テイルがネジストップ(C)に接触すると、止め金がブレーキレバーからはずれブレーキが自動的に開放される。

同時に、レバー下方のリミットスイッチ(D)が作動し、油圧バルブの開度を瞬間的に一定量増大させるための電磁マグネットへの通電が行なわれる。ネジストップの位置の調整は所定のよりしろ量と圧接終了の条件によって行なわれる。ストップのネジは1回転1.5mmのリードである。

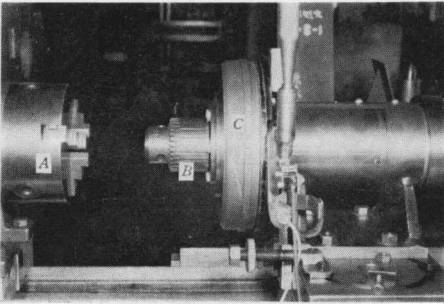


写真 4 両側のチャックとブレーキ

A: 回転側 B: 静止側 C: ブレーキ

Photo. 4. Chucking parts of both side and a brake.

A: Rotary side. B: Stationary side.
C: Brake.

2.2.2 油圧バルブ調整装置

写真6に装置の細部を示す。(A)は電磁マグネットで、このマグネットは上述のブレーキレバー下方のリミットスイッチによって作動されるが、通電によってマグネットに對置する鉄板(B)が吸着される。吸着鉄板には鉛直方向に油圧レバー調節用ピンを抑えるガイドが連結されており、ガイドが上下するとピンがはずれ、調節レバー(C)が自動的に引かれ、油圧が所定圧まで高められることになる。

調節用ピンは2個あり、上段のピン(D)は初期の加圧(接触圧)を設定し、下段のピン(E)は必要アップセット圧を設定する。それぞれのピンにはネジが切っており、ネジ送りによって調節レバーの所要ストロークが得られるようになっている。

2.3 その他の装置

よりしる(アップセット量)の測定検出には写真7に示す差動トランスによって行ない、発生トルクの測定は、回転軸に取付けたトルクメータによって電磁オシログラフに記録した。

以上述べた機構を組込んで改造された試作簡易摩擦圧接装置は、ほぼ表2に示す仕様のものとなった。つぎに改造試作機の操作方法をまとめると、以下のような順序となる。

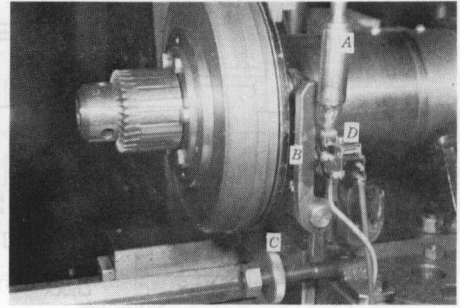


写真 5 ブレーキ自動開放装置とアップセット加圧用リレー装置の詳細

A: ブレーキ用レバー B: レバー止め金 C: ストッパー D: リミットスイッチ

Photo. 5. Close up of automatic unbraking device and upsetting pressure control relay.

A: Brake lever. B: Snapping hook of the lever. C: Stopper. D: Limit switch.

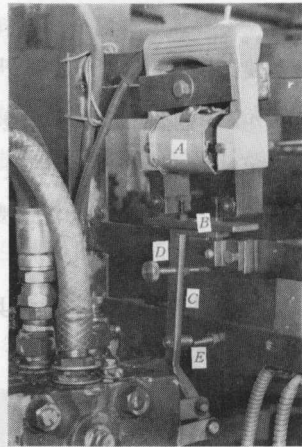


写真 6 自動油圧調整装置の詳細

A: 電磁マグネット B: 吸着板 C: バルブレバー D: 初期接触圧調整ピン E: アップセット圧調整ピン

Photo. 6. Close up of automatic pressure regulating device.

A: Electromagnet. B: Draw plate. C: Valve lever. D: Adjusting pin of primary contact pressure. E: Adjusting pin of upsetting pressure.

表 2 改造後の試作摩擦圧接機の仕様
Table 2. Specification of the trial manufactured friction welder after rebuilding.

圧接材の標準直径 General diameter of weldment	12 mmφ	主軸用電動機定格出力 Rated out put of motor for main driving	7.5 kW
最大推力 Max. thrust	1000 kg	油圧用電動機定格出力 Rated out put of motor for oil pressure	1.0 kW
使用油圧 Oil pressure used	50 kg/cm ²	回転停止方式 Finishing process	ブレーキ開放式 Unbraking
回転数 Revolution	2200 rpm		
被圧接材の締付方法 Chucking method	3つ爪スクロールチャック (回転側) 3-jaws scroll chuck (Rotary side) ドリルチャック (静止側) Drill chuck (Stationary side)		
加圧サイクル制御 Control cycle of pressure	ストッパー、リミットスイッチおよび電磁マグネットのリレー方式 Relay system of stopper, limit switch and electromagnet.		

(1) 被圧接素材を回転側および静止側 (油圧装置側) のチャックに取付ける。

(2) 油圧スイッチを ON にし、接触圧力およびアブセット圧を調節するため、油圧調整用ピンを所定長さに設定する。

(3) 調節を終えたら油圧スイッチを OFF とする。

(4) アブセット量 (よりしろ) 調節装置を所定長さにネジで調節し、アブセット量をきめる。

(5) ブレーキレバーを引き、ブレーキがかかっている状態とし、レバーに止め金をかけてブレーキレバーを固定する。それと同時に、油圧装置にある電磁マグネットに通電するリミットスイッチが、ブレーキレバーによって OFF となる。

(6) 電磁マグネットのスイッチを ON とする。

(7) 主電動機のスイッチを ON とする。

(8) 回転が一定になったら、油圧装置のスイッチを ON とする。

(9) 圧接がすすみ、最初設定したアブセット量に達すると、ブレーキレバーの止め金はずれ、ブレーキは開放、相対的急停止がおこり、同時にリミットスイッチが ON になり、アブセット圧が加わる。

(10) 相対運動の停止後、圧接素材の冷却凝固をまち、電動機、リミットスイッチ、電磁マグネットの各スイッチを順次に OFF にする。

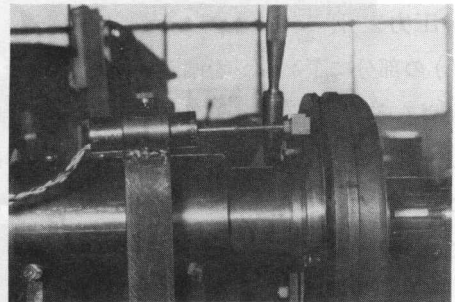


写真 7 差動トランスを用いたアブセット量検出装置

Photo. 7. Upset detector with a differential transformer.

(11) 圧接素材をチャックから取りはずす。

3. 本試作機の性能実験

試作した簡易摩擦圧接機がどの程度所期の目的にかない、実用効果があるか、またその使用限界や改善点などを把握するため、種々の条件のもとで予備実験と性能試験を行なった。実験にあたって、本機の基礎性能の判定と適正な操作方法の確立のため、主要機構の較正および相当数の素材の圧接試験を繰返し行なった。

3.1 加圧装置の較正

油圧装置の圧力表示は、加圧シリンダ入口附近に取付けたブルドン式圧力計によって得られるが圧力表示のチェックは写真8に示すゲージの(A)の部分に歪ゲージを貼り、基準圧力を加へて生ずる応力の換算値と圧力計の指針目盛とを対比して行なった。圧力計の表示の誤差は許容範囲内にあった。なお、この装置(歪ゲージ)は、圧接中の加圧力の変化を測定記録する際にも併用した。

また、圧接素材の接触面圧の圧力計表示による加圧力との較正は、圧接面間にリング式圧力変換器を取付け、両者の示す圧力を対比した。写真9にその状況を示す。実験結果から、相互の差は無視できる範囲であった。

3.2 圧接過程の諸現象

本機によって摩擦圧接を行ない、圧接進行中に生ずる諸現象を次項目について測定し、本機の作動機能を解析した。すなわち、① 圧接にともなうバリの発生状況。② 摩擦トルクの変動。③ アブセット量(よりしろ)の変化を電磁オシログラフに記録した。試験には、SS 41, S 25 C および S 35 C の丸棒を、図4に示す形状の

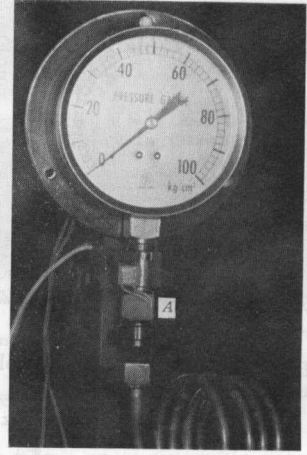


写真8 圧力ゲージ検定のための歪ゲージ貼りつけ箇所

A: 歪ゲージ位置

Photo. 8. Position of strain gauge inspecting a pressure gauge.

A: Position of strain gauge.

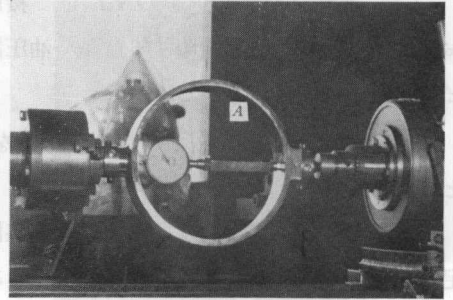


写真9 圧接面の加圧力の較正

A: リング式圧力変換器

Photo. 9. Method of calibration of pressure at the contact face of specimens.

A: Ring type pressure transducer.

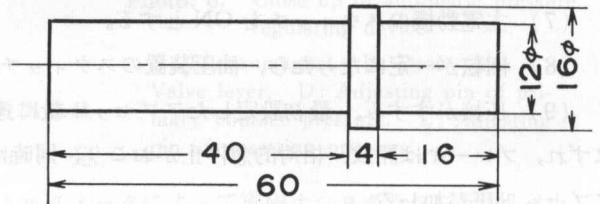


図4 圧接用試験片の形状

Fig. 4. Schematic drawing of a test piece for pressure welding.

試験片に加工して使用した

3.2.1 圧接の進行にともなうバリの発生状況

圧接開始から完了までの圧接の進行状態を連続的に観察することは、圧接機の性能特性を知るための基礎となり、またバリの発生状況から継手効率の推定が可能であり、圧接の適正条

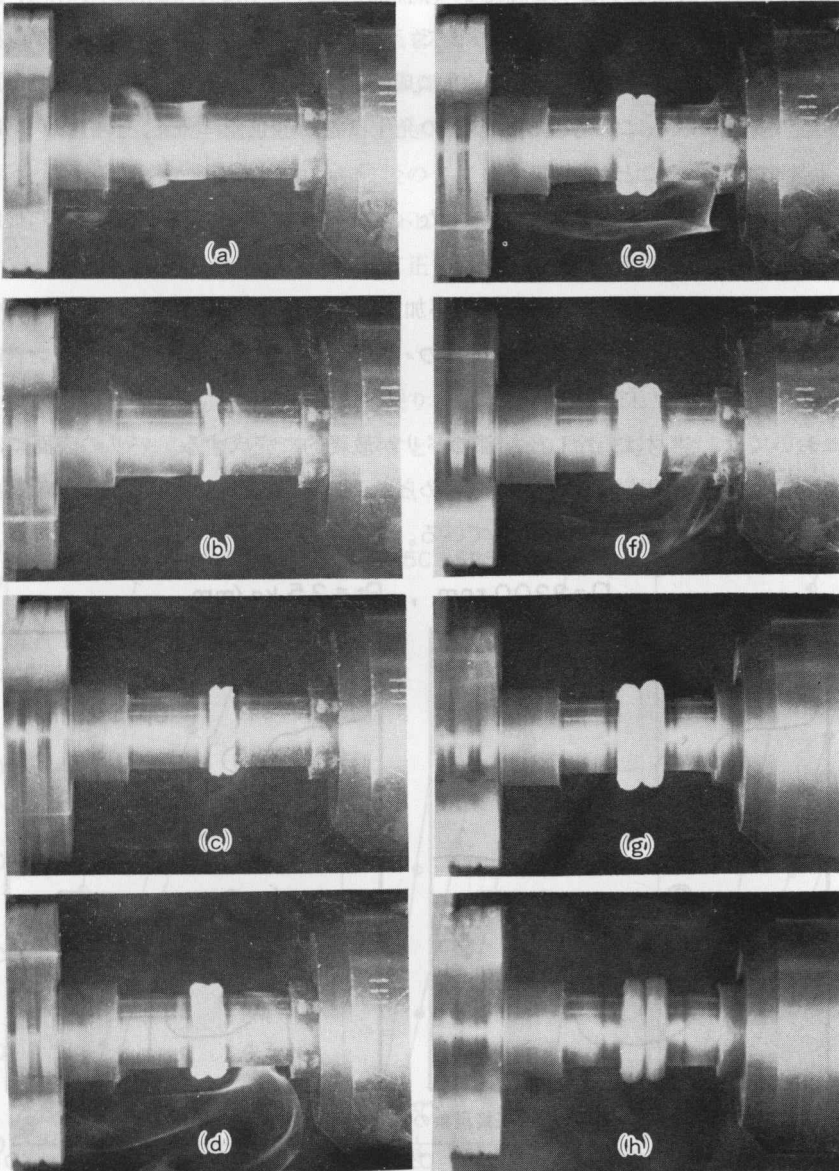


写真 10 摩擦圧接中の連続写真

材質：S 25 C. $n=2200$ rpm. $P_t=3.4$ kg/mm²

Photo. 10. Series of photographs through the friction welding.

Material: S 25 C. $n=2200$ rpm.. $P_t=3.4$ kg/mm²

件の設定にも役立つ。筆者らは、モータドライブ装置をカメラに取付け、摩擦圧接中の連続写真を撮影したが、写真 10 にその 1 例を示す。それぞれの写真で、向って左側が回転側、右側が静止側である。

これらの写真により、圧接進行にともなう圧接部の変化（バリの生成）が解析できた。

(a) は圧接開始後約 1/2 秒たった状況で、摩擦熱によって圧接材の加熱がすすみ、表面の付着物から白煙が発生している。(b) は 1 秒後で、圧接面は赤熱されて輝き、バリが急激に発生しはじめているが、このあたりで正常なバリに成長するかどうかきまる。(c) では正常なバリがすでに認められるが、この写真からバリの発生は初め静止側に多く、ついで次第に回転側からも発生量が増大することが判明した。

その後、(d), (e), (f) と圧接の進行にともなって、ほぼ同じ厚みのバリが均等に形成し、赤熱溶融部が増加して接触断面積が大になる。

(g) はブレーキが開放されアプセット圧が加えられた場合で、両側の圧接材は一体となって回転し、相対運動は停止されている。両方のバリは対称形をなし、典型的なリング状の正常なバリとなっている。

(h) においては、素材は急冷し圧接部のバリが最終的に完成する。バリの表面には、バリの成長を段階的に示す円周層線が明らかに認められる。また、バリの発生部に近く熱影響による変色した境界線が、左右対称に発生している。

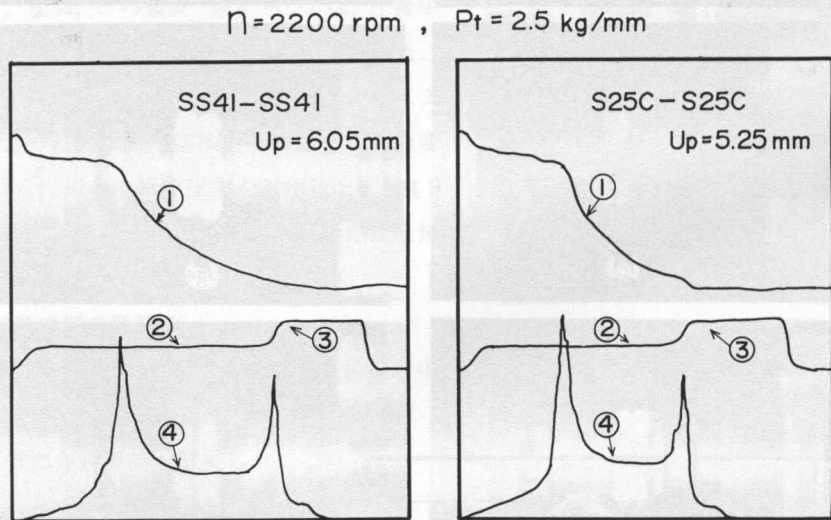


図 5 圧接現象の電磁オンログラム

- ① よりしろ (短縮量) ② 初期接触圧 ③ アプセット圧
④ トルク (定常トルク)

Fig. 5. Electromagnetic oscillograms of the phenomena in friction welding.

- ① Reducing amount. ② Primary contact pressure.
③ Upsetting pressure. ④ Torque (Steady torque).

3.2.2 トルクの変動とよりしろの変化

図5に圧接中の諸現象の電磁オシログラフ線図の1例を示す。図中には、よりしろ、トルクおよび加圧力の変化を示してある。よりしろは最初あまり変化はないが、ある時間以後急に増大しあるスロープを画いて上昇する。

その後相対運動が停止しアプセット圧が加えられた後、よりしろは一定のまま増加せず圧接が完了する。よりしろと圧接時間との関係を図6に示す。図のように、ほぼ2秒程度たつて急速によりしろが増加することは、前掲の写真10による解析とも一致している。

トルクの線図からは、最初急激なトルクの増大(最大トルク)があり、その後それより低いほぼ一定の状態が続き(定常トルク)、最後のアプセット加圧によって再びやや高い瞬間的なトルクの変動のあることが認められる。このトルク線図は、摩擦圧接機における特有なものとして一致しており、本試作機が摩擦圧接機として正常な機能を有していることを示していることの証左と言える。

一般に、摩擦圧接において変形域について考えてみると、加熱(加圧)過程では本質的に素材には軸方向の圧縮荷重と、摩擦による振りモーメントが作用している。この実験において回転数と定常トルクとの関係をグラフに示すと図7のようになる。

これより、定常域における圧接過程では、接触圧力(加熱圧力)が大きいほど、また回転

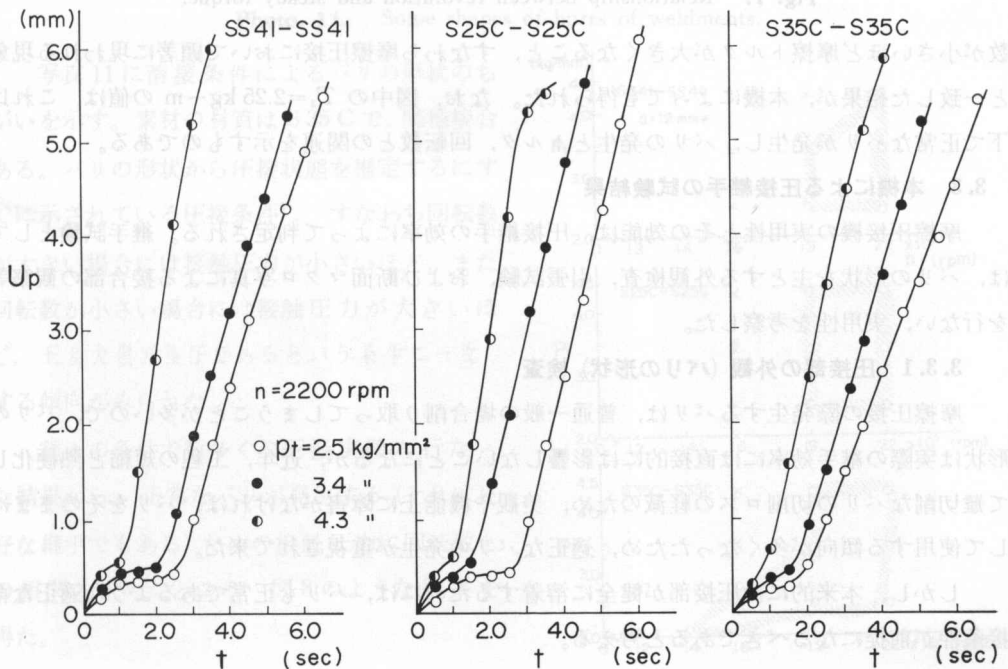


図6 よりしろと圧接時間の関係図

Fig. 6. Relationship between reducing amount and time of pressure.

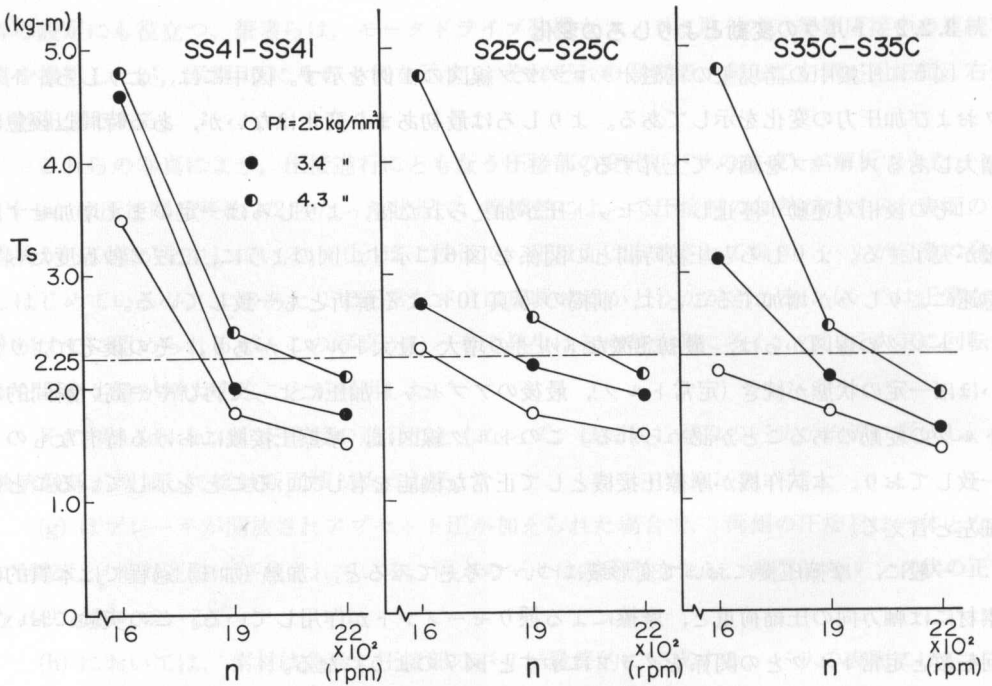


図 7 回転数と定常トルクの関係図

Fig. 7. Relationship between revolution and steady torque.

数が小さいほど摩擦トルクが大きくなること、すなわち摩擦圧接において顕著に現われる現象と一致した結果が、本機によっても得られた。なお、図中の $T_s = 2.25 \text{ kg-m}$ の値は、これ以下で正常なバリが発生し、バリの発生とトルク、回転数との関連を示すものである。

3.3 本機による圧接継手の試験結果

摩擦圧接機の実用性とその効能は、圧接継手の効率によって判定される。継手試験としては、バリの形状を主とする外観検査、引張試験、および断面マクロ写真による接合部の観察等を行ない、実用性を考察した。

3.3.1 圧接部の外観 (バリの形状) 検査

摩擦圧接の際発生するバリは、普通一般の場合削り取ってしまうことが多いので、バリの形状は実際の継手効率には直接的には影響しないことになるが、近年、工程の短縮と熱硬化して難切削なバリの切削ロスの軽減のため、美観や機能上に障害がなければ、バリをそのままにして使用する傾向が多くなったため、適正なバリの発生が重視されて来た。

しかし、本来的には圧接部が健全に溶着するためには、バリも正常であるような適正な溶接条件が前提になるべきであると考えられる。

すなわち、正常なバリが発生するような条件を備えて圧接することが、摩擦圧接の継手効率を高める要素である。このため、バリの発生の仕方やバリの形状を観察し、それらに影響する諸因子から適正条件を求めた。

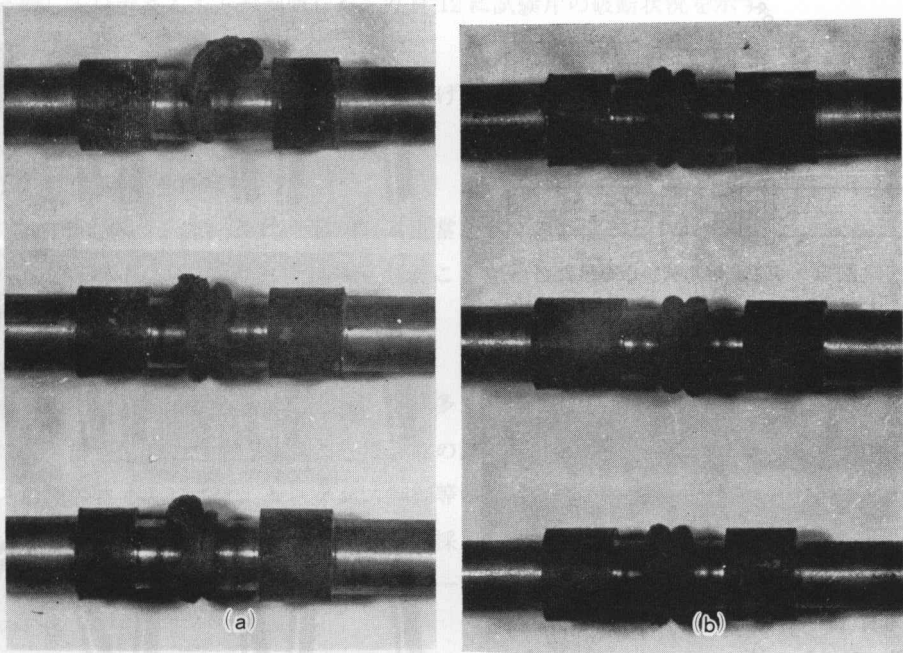


写真 11 圧接材のバリの形状

$P_t = 2.5 \text{ kg/mm}^2, 3.4 \text{ kg/mm}^2$ および 4.3 kg/mm^2 . 材質 S 35 C.

Photo. 11. Some shapes of burrs of weldments.

写真 11 に溶接条件によるバリの形状のちがいを示す。素材の材質は S 35 C で、同種接合である。バリの形状から圧接状態を推定するにすでに示されている圧接条件⁸⁾、すなわち回転数が大きい場合には接触圧力が小さいほど、また回転数が小さい場合には接触圧力が大きいほど、王妾犬魚が良子であるという傾向を一致する傾向がみられた。

種々の条件で数多くの圧接実験を行なった結果から、正常なバリが発生する(それは良好な継手でもある)ための接触圧力に回転数との相関を求めたところ、図 8 のような結果を得た。

この図から、図の中の斜線を施した部分に示される条件の範囲内であれば、正常な継手が得られることが推定される。このことは、本試

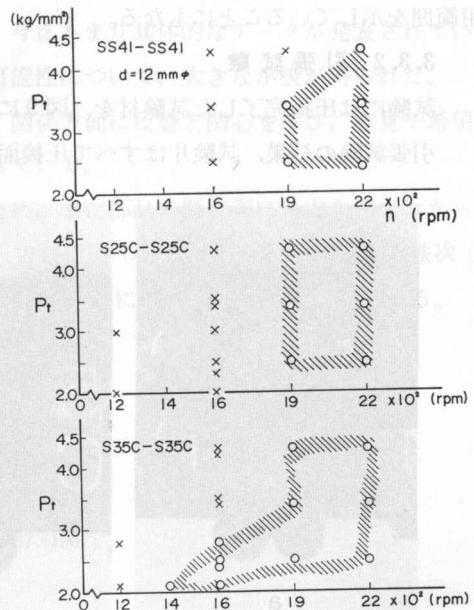


図 8 正常なバリが発生するための接触圧と回転数との適応範囲
Fig. 8. Suitable region of pressure and revolution to grow the normal burr.

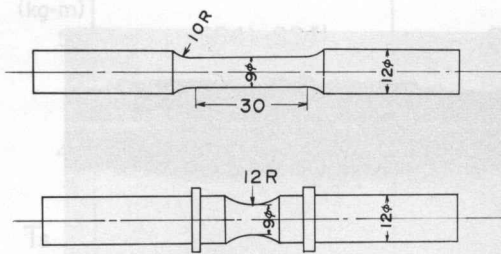


図 9 引張試験用試験片の形状

Fig. 9. Schematic drawing of a test piece for tensile test.

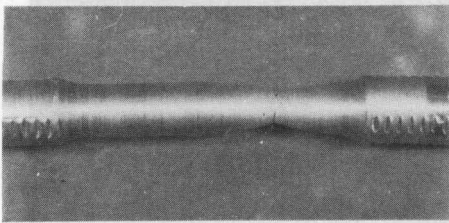


写真 12 引張試験後の試験片の破断状況

Photo. 12. View of test piece broken down after tensile test.

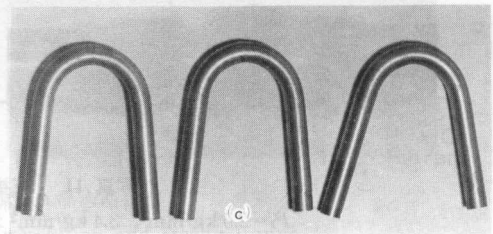
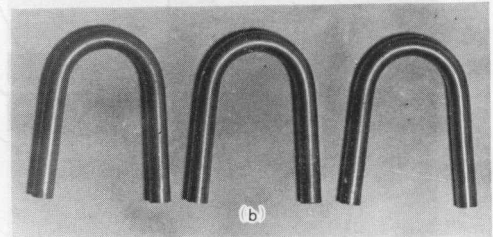
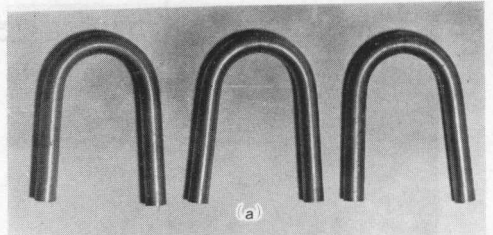


写真 13 曲げ試験後の試験片

$n=2200 \text{ rpm. } P_t=3.4 \text{ kg/mm}^2$

Photo. 13. Test pieces after bending test.

作機における標準径 (12 mm ϕ) 材料の使用適用範囲を示していることにもなる。

3.3.2 引張試験

試験には圧接完了した試験材を、図 9 に示す形状寸法のものに加工したものを使用した。引張試験の結果、試験片はすべて圧接面外で破断しており、本機による継手強度は引張り

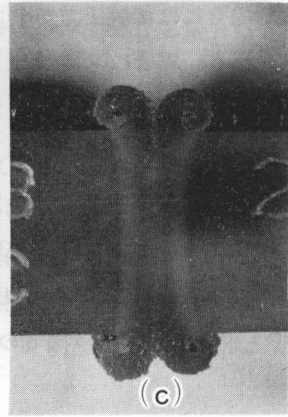
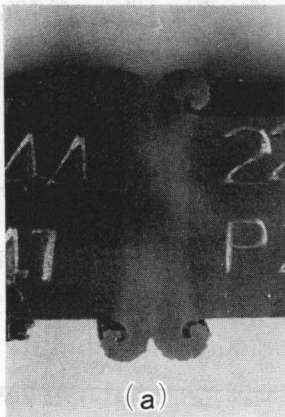


写真 14 圧接材の断面マクロ写真

$n=2200 \text{ rpm. } P_t=4.3 \text{ kg/mm}^2$

Photo. 14. Macro photographs of the section of weldmen.

荷重に対し十分であることが判明した。写真 12 に試験片の破断状況を示す。

3.3.3 曲げ試験

曲げ試験は、同種材について 180 度型曲げ試験を行なったが、写真 13 に示すように、ほとんどが十分な曲げ強さを示した。

3.3.4 断面マクロ写真

写真 14 にその 1 例を示す。いずれも正常なバリの断面が示されているが、圧接部の熱影響部の形状も適正条件^{9),10)}で圧接が完了したことを示している。

4. む す び

摩擦圧接法の発展と普及に対応し、より多くの部門で本法の効果的利用が進められることを願って、旋盤を改造した簡易摩擦圧接装置の試作研究を行なった。

その機構特性としては、シーケンス制御等の電子的プログラム制御を使用せず、ブレーキ開放式急停止装置を含む簡単なリレー方式を採用した。圧接素材の標準接触面直径が 12 mmφ であり、全体として小径材が対象であるが、一つのモデルパターンとして、その圧接機能は十分所期の目的に応えるものであった。

圧接後の継手効率も、種々の試験の結果によって、十分な強度を持ち良好なことが認められ、本試作機が小型ながら実用効果のあることが判明した。

勿論、改造以前の旋盤自体の構造上の不備や、容量および剛性の不足などから使用範囲はごく狭く、十分といえない点も少くないけれど、今迄あまり具体的なデータが発表されていない、旋盤改造による摩擦圧接機製作の原理的な可能性について、大きな示唆が得られた。

なお、本報告の一部は先に発表され¹¹⁾たが、関係方面に反響と関心と呼び、意見や希望が寄せられ、筆者らの今後の研究への励ましとなっている。

おわりに、本研究の基礎実験やデータのまとめ、また部品の製作等に努力を惜まなかった本学機械工学科学生木村英二(現ホクシー勤務)、吉村正明(現ヤマサ工業勤務)、雄鹿鉄次(現ホクシー勤務)ならびに佐藤和美(現檜崎造船勤務)の諸君に心からの感謝の意を表す。

文 献

- 1) 中村・中原ほか： 機械試験所所報, **23**, 5, p. 196 (1969).
- 2) 深草邦夫： 福井高専研究記要, **5**, p. 49 (1972).
- 3) 石川・沼田： 三菱重工技報, **8**, 1, p. 106 (1971).
- 4) 時末光： 日大生産工学部報告, **2**, 1, p. 1 (1968).
- 5) 鈴木・蓮井ほか： 溶接学会誌, **31**, 8 (講演概要), p. 87 (1962).
- 6) 中村虔一(紹介)： 精密機械, **30**, 8, p. 12 (1964).
- 7) 前掲 1) p. 204.
- 8) 塩谷・山田ほか： 溶接学会誌, **34**, 8, p. 794 (1965).
- 9) 蓮井 淳： 機械の研究, **23**, 6, p. 847 (1971).
- 10) C. R. G. ELLIS: Welding Research Supplement, April, p. 189-s (1972).
- 11) 棟・二俣・阿部： 溶接技術, **20**, 7, p. 53 (1972).