

油圧サーボを用いた振動ドリル切削の研究*

Studies on Vibratory Drilling with Hydraulics Servo

足立 勝重¹⁾ 吉川 晃²⁾

Katsushige ADACHI Akira YOSHIKAWA

In the metalworking industry, twist drilling is usually the most economical method of hole machining. However, twist drilling become a serious problem that deep drilling increased drill's cutting resistance, long stringy chips and cutting of stainless and heat resisting steels and alloys by ordinary method is extremely difficult. In view of the foregoing, it has become necessary to develop new machining method, one of these is vibratory drilling method.

This paper deal with the design, trial manufacture of the experimental apparatus, which used electric-hydraulic vibrator to oscillate the drill in the direction of feed and it was studied analytically and experimentally that dynamic characteristics of a system driven by electric-hydraulic servo valve system.

Then, a number of experiments were conducted on cutting resistance and formation of chip during vibratory drilling, and the results were compared with those of cutting tests made of conventional drillings.

要 旨

機械加工においては、ツイストドリルを用いた穴あけはもっとも経済的な穴あけ方法で広く利用されている。

しかしながら、ツイストドリルを使った深穴加工では、切削抵抗の増大、切りくずつまりなどの原因でドリル折損が生じる、また、耐熱合金など難削材の加工はとくに困難であるなど、いろいろの問題点をかかえている。

本研究は振動ドリル切削の振動源に油圧サーボを用いた実験装置を試作して、普通切削と振動切削におけるドリルの切削抵抗と切りくず形状などについて比較検討したものである。

1. ま え が き

機械加工においては穴あけ作業に占める割合は非常に多くあり、とくにドリルによる穴あけは能率よく、経済的に行われているが小径の深穴加工や難削材などの穴あけは、まだ問題点がある。また、近年の工業の著しい発展にともない、機械加工に対する高能率、高精度化の要求は一段ときびしくなっており、今後さらに機械加工の自動化が進めば進むほど、それにとまってドリル作業の重要性が認識され進歩が要請されていこう。

しかしながら、ツイストドリルによる穴あけ加工は長年基本的には変わらせず、将来の見通しを考えても、簡単にドリル加工に代わるような加工法の開発は望めないだろう。

実際に専用機などの自動機械では切りくず処理とか深穴加工が、また、小径ドリルにおいては切り

*昭和57年2月24日 原稿受理

1), 2) 大阪産業大学工学部機械工学科

くずづまりによるドリル折損などの問題解決策が急がれており¹⁾、自動化のためにはぜひ解決しておかねばならない技術である。

一般に、ドリル加工する場合のドリル側の対策としては油穴付きドリル、超硬ドリル、深穴用ドリルなどがある。ドリル刃先の面から考えた場合はニックをつける方法、ブレーカをつける方法などがある。一方、機械側の対策としては、ペッカー方式あるいは周期的に送りをゼロにするような断続切削²⁾の方法、そして、振動エネルギーを応用する振動ドリル切削などがある。

振動ドリル切削に関しては、筆者はさきに特殊なフック継手を用いて位相差を0にした波状面の振動ドリル切削について報告した³⁾。

この位相差を0にすると、切りくず厚さが一定で切れ刃に大きな衝撃力が作用することを避けるとともに、切削角を周期的に変化させて切削性の向上を図ることが目的であった。

一方、位相差をずらす場合は切りくず厚さが変化し、それにもなって切削抵抗が変動するが、この切削抵抗の変動と切りくず破断の関係などについては不明な点が多い。

そこで、この振動切削中の切りくず厚さにもなう切削力の挙動を知ることが、振動ドリル切削の工具寿命、加工精度などに深い関連があるので重要になってくる。

本報は、電気-油圧サーボ制御による振動切削装置を試作して、若干の切削実験を行った。その結果について報告する。

2. 試作機の概要

油圧サーボを用いた振動切削装置としては報告⁴⁾もされているが、一般的なものとしては見あたらないのが現状である。

本研究の試作機の構成は油圧シリンダに油圧サーボ弁を取りつけて振動切削を行うもので、その振動源の入力信号には正弦波を与えてサーボ制御により位置決めを行うものである。以下、試作機の制御系の仕様および構成についてのべる。

2-1 制御系の仕様および構成

制御方式は位置決め制御を行い、振動方向は軸方向で、最大ストローク（振幅） 1.5mm と仮定した。また、切削時の最大振幅は 0.1mm に見積もった。保障する振動数は $0\sim 60\text{Hz}$ の範囲で正弦波振動を行うようにした。

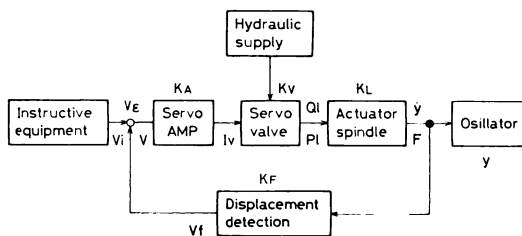


Fig.1 Block schematic of servo system

Fig.1は試作したサーボ系の構成図である。構成としては、Fig.1のように指令装置（CR発振器）から指令電圧（ V_i ）が与えられ、これと変位検出器（差動トランス）からの負荷の位置フィードバック電圧 V_f との差（ V_e ）をサーボ増幅器で増幅し、その出力電流 I_v をサーボ弁へ印加すると、サーボ弁は油圧源からの一定の流量を電流 I_v に応じて制御し、これにより入力信号に応じてドリルに振動を与える構成になっている。

2-2 負荷の見積もりとサーボ弁の関係

実験装置の試作にあたっては、切削時の負荷がどのように働き、精度はどの程度必要かを把握しなければならない。

負荷の見積もりとしては、慣性負荷 F_a 、摩擦負荷 F_s 、切削力負荷 F_c などが考えられる。慣性負荷については、装置の駆動部重量が大きい場合は無視できないが、本実験装置については、シリンダに

装着するチャックなどの付属部重量が考えられる。

いま、被駆動部分の重量 $W=15kgf$ 、振幅 $a=0.01cm$ 、周波数 $f=60Hz$ 、角速度を ω とすると、正弦波振動の場合、

$$\text{最大負荷速度: } a\omega = 0.01 \times 2\pi f = 3.77 \text{ cm/sec}$$

$$\text{最大加速度: } a\omega^2 = 0.01 \times (2\pi f)^2 = 1421 \text{ cm/sec}^2 = 1.45G$$

$$\text{最大慣性力: } a\omega^2 W = 21.8 \text{ kgf}$$

となる。

摩擦負荷 F_s については、シリンダの摩擦力が考えられるので、 $F_s=50kgf$ と仮定する。

つぎに、切削力負荷 F_c についてはスラストを NATOCO の式より算出した。

$$F_c = 2.56 \cdot K \cdot D(39.4 \times S)^{0.85} \quad (1)$$

ここで、 D : ドリル径 (mm)

S : 送り (mm/rev)

K : 材料係数

いま、ドリル径 $5mm$ 、送り $0.1mm/rev$ 、被削材を SUS304 として計算すると、 $F_c=110kgf$ となる。

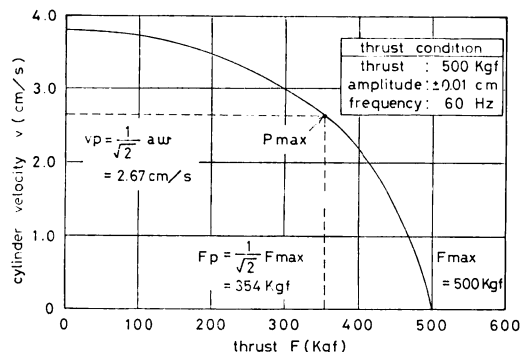


Fig.2 Thrust characteristic curve

また、油の粘性負荷およびバネ負荷を無視すると必要な駆動力 F は

$$F = F_a + F_c + F_s = 180 \text{ kgf} \text{ となる。}$$

なお、切削時にドリル折損など予想し得ない力が加わることを考えて、総負荷を $F=500kgf$ と仮定した。

Fig.2 は一例として、 $F_{max}=500kgf$ で振動数 $Z=60Hz$ 、振幅 $a=0.01cm$ の条件についての負荷線図を求めたものである。

2-3 サーボ弁およびアクチュエータ

サーボ弁への最大供給圧 P_s は通常使用されている値の $70kgf/cm^2$ とした。その場合の振動による圧力損失を考え、負荷圧力 P_e を $1/3P_s$ とすると $P_e=23kgf/cm^2$ となるので、弁圧降下 $P_u = P_s - P_e = 47kgf/cm^2$ となる。

つぎに、シリンダ断面積 A は $A = F/P_e = 21.7cm^2$ となるが、本実験装置ではユニット用シリンダとして $A=43.2cm^2$ を用いたので負荷圧は充分である。

また、サーボ弁の出力流量 q による最大速度 V_{max} は最大負荷速度より大きくなければならないから、 $q > A \cdot V_{max} = 162.9cm^3/sec \approx 9.8l/min$ となる。

したがって、サーボ弁の選定は弁圧降下 $P_u = 47kgf/cm^2$ のときに出力流量 q が $9.8l/min$ 以上のものを選べば条件を満たすことになる。

本実験装置に使用したサーボ弁は定格流量 $30l/min$ 、圧力 $140kgf/cm^2$ であるので、 $P_u = 47kgf/cm^2$ では $18l/min$ に相当する。したがって、そのときの $V_{max} = q/A = 6.94cm/sec$ となる。したがって、 $3.77 < 6.94$ となるので十分余裕がある。

2-4 装置の動特性および安定性の検討

サーボ機構の目的は、目標値の任意の変化に追従させることであり、試作機の要素がどのようにサーボ系の精度の安定と応答性になるか検討する。

一般に、油圧サーボは使用する流体の体積弾性率が高いために、すぐれた応答性と精度が得られるが、厳密には流体の圧縮の負荷の質量によって遅れが生じる。

いま、油圧シリンダの出力を求めるために Fig.1 のサーボ系において、実験装置として用いるシリンダは案内弁駆動を使用し、慣性および弾性の負荷が存在する場合を考えると、i系の入力信号はサーボ案内弁のスプール変位 x であり、出力信号は負荷（油圧シリンダ）の変位 y として微小変化を考えれば、スプール変位 x が Δx だけ動くとき、負荷圧力 ΔP_0 だけ増加し、シリンダが Δy だけ駆動されるとすると、サーボ弁の出力方程式は次式で表わされる⁵⁾。

$$A \frac{d}{dt}(\Delta y) = k_1 \Delta x - k_2 \Delta P_0 - \frac{\beta V}{2} \frac{d}{dt}(\Delta P_0) \quad (2)$$

ここで

A : シリンダの有効面積

β : 作動油の圧縮率

V : ピストンが中心にあるときのシリンダ容積

Δx : 案内弁スプール変位（入力信号）

Δy : シリンダ中立点からの微小変位（出力信号）

k_1 : サーボ弁の変位に対する流量ゲイン定数 $\left(\frac{\partial Q}{\partial x}\right)$

k_2 : サーボ弁の圧力変化に対する流量ゲイン定数 $\left(\frac{\partial Q}{\partial p}\right)$

一方、負荷の運動方程式は一般に次式で表わされている。

$$\Delta A P_0 = m \frac{d^2}{dt^2}(\Delta y) + B \frac{d}{dt}(\Delta y) + K \Delta y \quad (3)$$

ただし

m : 負荷の質量

B : 負荷の粘性係数

K : 負荷のバネ定数

式(2)(3)より ΔP_0 を消去して Δx 、 Δy のラプラス変換したものをそれぞれ ΔX 、 ΔY とすると、案内弁変位から出力変位までの伝達関数 G_L が得られる。

$$G_L = \frac{\Delta X}{\Delta Y}(s) = \frac{k_1}{As + \frac{1}{A}(k_2 + \frac{\beta V}{2}s)} \quad (ms^2 + Bs + K) \quad (4)$$

ただし、 s はラプラス演算子である。

また、負荷が慣性質量だけの場合は $B = 0$ 、 $K = 0$ とみなしてよいので、

$$G_L(s) = \frac{k_1/A}{s \left(\frac{\beta V}{2A^2} ms^2 + \frac{k_2}{A^2} ms + 1 \right)} \quad (5)$$

そこで、共振周波数 ω_n と弾性係数 ξ はつぎのように表わされる⁶⁾。

$$\omega_n = \sqrt{\frac{2gA^2}{W\beta V}} \quad \xi = \sqrt{\frac{W}{2g\beta V}} \cdot \frac{k_2}{A} \quad (6)$$

したがって式(5)は式(7)として表わされる。

$$G_L(s) = \frac{k_1/A}{\{(s/\omega_n)^2 + 2\xi s/\omega_n + 1\} s} \quad (7)$$

式(7)は2次遅れ系の伝達関数の一般式であるが、 Δx が正弦運動する場合はラプラス変換の演算子 s のかわりに (s) を $(i\omega)$ で置き換えれば周波数伝達関数となる。

$$\frac{\Delta Y}{\Delta X}(i\omega) = \frac{k_1/A}{\left\{ \left(\frac{i\omega}{\omega_n}\right)^2 + 2\xi \left(\frac{i\omega}{\omega_n}\right) + 1 \right\} (i\omega)} = \frac{1}{i\omega} \cdot \frac{k_1}{A} \frac{1}{2i\xi \frac{\omega}{\omega_n} + \left\{ 1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 \right\}^2} \quad (8)$$

また、位相角は式(9)で表わされる。

$$\angle \frac{\Delta Y}{\Delta X}(i\omega) = 90^\circ - \tan^{-1} \frac{2\xi \frac{\omega}{\omega_n}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (9)$$

つぎに、作動油の圧縮性による等価バネと負荷の慣性質量による共振周波数 ω_n を求めてみる。

この場合、 $\beta = 0.7 \times 10^{-4} \text{cm}^2/\text{kgf}$ 、 $A = 43.2 \text{cm}^2$ 、 $W = 500 \text{kgf}$ 、 $V = \frac{1}{2} \times \text{ストローク} \times A + V_0$ とする。ただし、 V_0 は (配管部容積 + 余裕) で $V_0 = 50 \text{cm}^3$ とすると $V = 240 \text{cm}^3$ となる。

すなわち、共振周波数 ω_n は式(6)にそれぞれの値を代入すると $\omega_n = 659 \text{rad/sec} = 105 \text{Hz}$ となる。

また、同様に弾性係数 ξ についても式(6)より求めると $\xi = 0.105$ となる。 ω_n と ξ がわかると式(7)より周波数特性が求められる。

つぎに、サーボ系のループゲインについて検討した。サーボ系ではループゲインがサーボ特性の、とくに精度の予測に重要である。

そこで、ループゲインについては、サーボ系を構成する各要素ゲイン定数の積であるから次式として表わされる。

$$K_o = K_v \cdot K_L \cdot K_A \cdot K_F \quad (10)$$

ただし

K_o : ループゲイン定数 (1/sec)

K_v : サーボ弁の流量ゲイン ($\text{cm}^3/\text{sec} \cdot \text{mA}$)

K_L : 油圧シリンダのゲイン ($1/\text{cm}^2$)

K_A : サーボ弁増幅器ゲイン (mA/Volt)

K_F : フィードバック検出器ゲイン (Volt/cm)

式(10)よりサーボ増幅器ゲイン K_A を求めてみる。まず、サーボ弁の最大負荷流量 q は、弁圧力降下 $140 \text{kgf}/\text{cm}^2$ のときに $30 \text{l}/\text{min}$ の定格流量のものを $P_n = 20 \text{kgf}/\text{cm}^2$ で使用したとすれば $q = 30 \text{l}/\text{min} \times \sqrt{20/140} = 11.34 \text{l}/\text{min} = 189 \text{cm}^3/\text{sec}$ となる。

サーボ弁の流量ゲイン K_v は制御電流が 30mA であるので、 $K_v = 189/30 (\text{cm}^3/\text{sec} \cdot \text{mA})$ となる。

また、油圧シリンダのゲインは $K_L = 1/A = 1/43.2 (1/\text{cm}^2)$ で使用した フィードバック検出器ゲイン $K_F = 50 (\text{Volt}/\text{cm})$ である。

ループゲイン定数 K_o は共振周波数の $\frac{1}{5}$ 程度すなわち、 $105/5 = 21 \text{sec}^{-1}$ に見積もれば 相当であるが、ここでは位置決め精度を考慮してループゲインは 30sec^{-1} とした。このとき、サーボ増幅器ゲイン K_A は式(10)より

$$K_A = \frac{K_o}{K_v \cdot K_L \cdot K_F} = \frac{30}{30/189 \times 1/43.2 \times 50} = 4.12$$

すなわち、 $K_A = 4.12 (\text{mA}/\text{Volt})$ に調整する。

つぎに、位置決め誤差 ε が仕様の $\frac{1}{100} \text{mm}$ を満足するかどうかを検討した。位置決め誤差 ε は式(11)から求められる。

$$\varepsilon = V_{\max}/K_v \cdot \Delta i/iR \quad (11)$$

ただし

V_{\max} : シリンダの最大速度 (cm/sec)

Δi : サーボ弁の中立点移動量 (mm)

iR : サーボ弁の定格電流 (mA)

$\Delta i/R$ はサーボ弁の中立点移動量の 定格電流値に対する割合で、サーボ弁の保証値は ± 0.035 であるので、 $V_{max}=3.77cm/sec$, $K_e=30sec^{-1}$ を式(1)に代入すると、位置決め誤差 ε は $0.0044mm$ となり仕様を満足する。

3. 制御系の動特性

本実験装置の周波数特性を調べるために、オシロスコープで波形をとり出して調べた。

一例として、周波数 $60Hz$ で $0.05mm$ の振幅を装置に付与した場合の入力（指令）信号および出力（フィードバック）信号の波形を拡大して観察したが、波形のひずみもごくわずかである。かりに、ドリフトなどの要因のため精度が得られないとか 応答性がわるくなった場合は、サーボ増幅器のループゲインを調整すればよい。ループゲインを上げすぎると系は共振するのでこの場合は予測する必要がある。

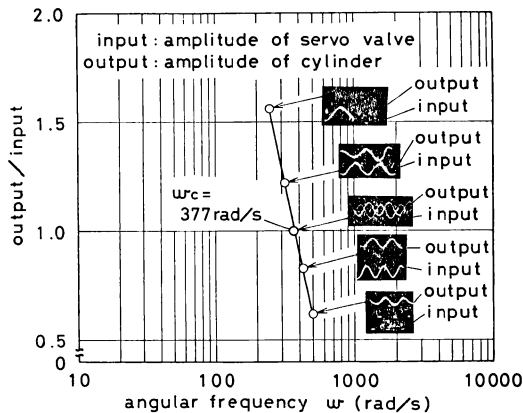


Fig.3 Frequency response diagram

Fig.4 が本装置におけるボード線図である。周波数の位相、振幅比は角周波数 ω によって変化するのでその状態をゲイン曲線、位相曲線として表わした。

位相遅れ、振幅比の伝達関数はいろいろなケース⁷⁾があるが、本試作機の場合は一次おくれ要素の伝達関数になることがわかる。

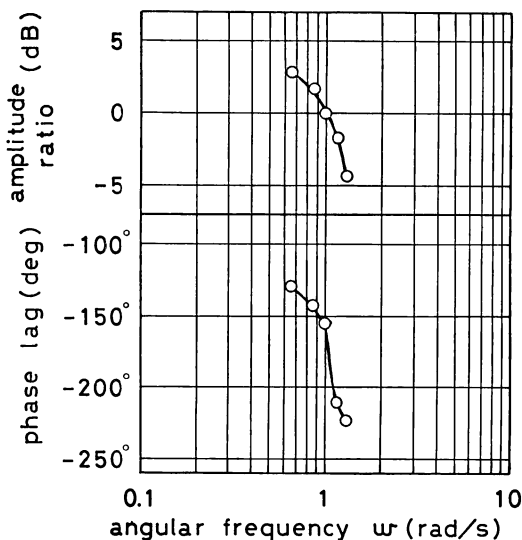


Fig.4 Bode diagram of time lag of first order factor

しかしながら、実験に使用するこの範囲では、ループゲインを上げて系は共振をおこさなかった。

つぎに、周波数に対する振幅比と位相遅れの関係などについて検討した。

Fig.3 は周波数応答線図で、片対数で縦軸に振幅比（出力/入力）を、横軸に角周波数 ($\omega rad/sec$) をとって表わしたものである。

Fig.3 から折点角周波数 $\omega_c=377rad/sec$ のところで安定域があり、低周波での安定域の広いことがわかった。

また、制御系の特性を検討するために、ボード線図についても調べた。

4. 実験装置および方法

Fig.5 は試作した実験装置である。振動源は電気一油圧サーボ弁を市販のスピンドルユニット用シリンダに取り付け、発振器より正弦波を送り方向に与

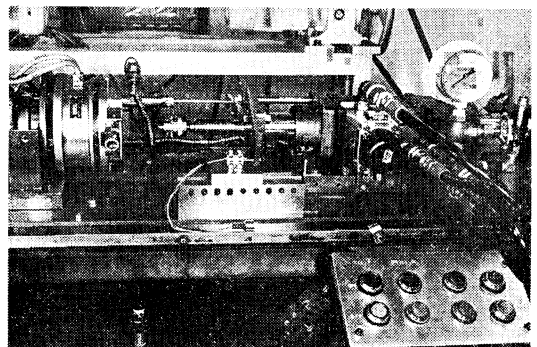


Fig.5 General view of experimental apparatus

えて振動ドリル切削を行った。振幅の測定は差動トランスで検出し、デジタル表示を行った。

ドリルは $\phi 5$ 、被削材は工業用純アルミを用いて乾式切削を行った。切削抵抗の測定はロードセルとひずみゲージを組み合わせ、試作した切削動力計で記録した。

5. 実験結果と考察

試作した実験機で振動ドリル切削を行ったところ、位相差による切削力の変動を比較的安定して記録することが可能であることがわかった。

Fig.6 は振動ドリルのスラスト、トルクの一例を示したものである。いずれも回転数 $N=1200rpm$ 、切削送り $S=0.1mm/rev$ である。また、同時に代表的な切りくずを対比した。

Fig.6 (a) は振幅 $a=0$ の普通切削のスラスト、トルクである。

Fig.6 (b) は $a=0.05mm$ で、送り S と振幅 a の関係 $S=2a$ の条件で、かつドリルが1回転当り2回の振動を与える波状面切削の場合である。この場合は、切りくず厚さが一定となるが、すくい角、逃げ角の周期的な変化によって切削抵抗に動的成分の変動 ΔF がみられる。

同図(c)は(b)と同様に $S=2a$ の条件で、ドリルの2回転に1回の割合で振動を与える場合で位相ずれが生じる場合である。この場合は切削力の変動 ΔF は大きく表われる。とくに、振動数が小さい場合はその影響が大きいことが認められた。

また、このような動的な成分 ΔF の変動が大きく生じるときは、切りくずは全面に規則的な振動数に応じた圧痕がみられ、その圧痕の刻み目の長さは $l_c=V/Z$ (V : 切削速度, Z : 振動数) の関係で切りくず表面にみられる。

切削抵抗の変動と切りくず破断の関連については、被削材によっても大きく異なるので考察は容易でないが、切りくず破断を第一に重要と考えるなら、大きな振幅を送り方向に低周波で与え、位相ずれを最大にすると可能であることがわかる。しかしながら、切削抵抗の動的成分は真実送り量、つまり切りくず厚さの増大とともに大きくなる。

動的成分 ΔF の増加が著しくなると、ボール盤の固有振動、剛性などに影響をおよぼすので、動的成分の増大は、この点に一つの限界があるように思われる。しかしながら、適切な切削条件下での切削抵抗が周期的に変動することは、切りくずの剛性を弱め、切りくずの流出方向に変化を与えるので、切りくず排出性に好影響⁸⁾を与えるものと考えられる。

本装置は上述のように、低周波の振動を与えながら位相差を変えた振動ドリル切削ができるので、切りくず処理という問題に関連して種々の実験ができる。

さらに、本装置はスラスト、トルクを自動的に検知し、これを検知機構⁹⁾からの指令によってドリルの前進およびそれらの速度の遅速を自動的にステップフィード制御し、ドリルの折損防止をして切削を行うこともできるように試作した。

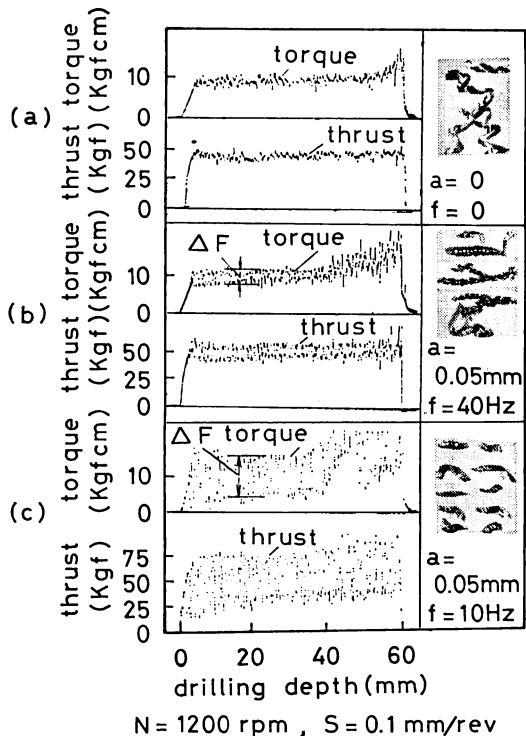


Fig.6 Relation between the cutting resistance and chip

6. ま と め

ドリルに振動を与える方式は数例があるが振動装置が特殊であって、実験装置としては種々問題点があった。

本研究で試作した振動切削装置は電気-油圧サーボ弁をスピンドルユニットに装着して低周波の振動切削を行うことができる。

本試作機を用いて穴あけ実験を行ったところ、位相差をずらして切りくず厚さを種々変えた実験では、振動切削の周期的な切削力の変化に伴う切削抵抗の動的成分を記録することができた。同時に、切りくずは振動数に応じた刻み目の圧痕が生ずるなど、切りくず形状に変化をもたらすことが確認することができた。

このことは、切りくずの排出性という問題にからんで、工具寿命、加工精度などと関連があるので、今後の研究課題としたい。

なお、本研究は「昭和56年度大阪産業大学特別研究費によるものであることを附記し、感謝の意を表したい。

参 考 文 献

- 1) 竹山：機械学会誌，76，1（昭51）36.
- 2) I.G.MANSYRE：Machine & Tooling，47，2（1976）39.
- 3) 足立ほか：精密機械，42，12（昭51）47.
- 4) 岩本ほか：昭和54年度精機学会春季大会学術講演会論文集 53.
- 5) 佐藤：油圧サーボ制御の設計，大河出版，昭（55）122.
- 6) 同上，142.
- 7) 金子：サーボ入門，日刊工業新聞社，昭（50）13.
- 8) 足立：機械の研究，31，11（昭54）44.
- 9) 足立：大阪産業大学産業研究所所報，創刊号（昭53）69.