 研 究

振動加工の研究 (第1報)*

— 工具運動の解析 —

西村源六郎** 横山恭男***

Vibration Machining (1st Report)

— Analysis of Tool Motion —

Genrokuro NISHIMURA and Yasuo YOKOYAMA

A fine mechanical machining treated in this paper may be called by the name of Vibration Machining, through which hard and brittle materials are able to be rapidly machined, as in the case of ultrasonic mechanical machining, by the energy of free abrasive grains given through the action of an elastically suspended tool vibrated by electro-magnetic force of time with sonorous frequency of about from 10 to 10⁴ c/s.

Concerning to the sonorous vibration system of the present vibration machining apparatus, is studied elementarily under some assumption the tool motion occurred in its vibration states, in which the tool end collides with the material to be worked before the vibration displacement of the tool becomes its maximum amplitude.

Some of the theoretical results thus obtained are as follows, and they are also confirmed by experimental study in the paper.

1) The tool motion becomes more stable at its resonance condition than non-resonance, in which it keeps almost harmonic displacement vibration expressed by

$$x = a_o \cos nt$$

where a_o shows the distance between neutral position of tool vibration and contact point of tool and work. Therefore, we can see that it is advantageous to exercise the Vibration Machining at the resonance condition of tool vibration.

2) The velocity v_o at which the tool comes into collision with the material to be worked is given by

$$v_o = -\frac{1}{1+\alpha} \frac{F_o \sqrt{1-r^2}}{2mf}$$

3) The relation between amplitude ratio r and machining force F_w is expressed by

$$\frac{F_w}{F_o} = \frac{1}{2} \sqrt{1-r^2}$$

1. 緒 言

最近の工学のめざましい進歩発展に伴って各分野に種類の硬ぜい材料が多用されるようになり、その精密加工に対して新しい技術が要求されるようになってきた。ダイヤモンドなどの貴石類、半導体、超硬合金、ガラスなどはその例である。

このような目的の精密加工法として超音波機械加工¹⁾が研究されてよい結果を得ていることはすでに周知の事実である。しかしながら超音波機械加工の加工機構などの理論的解析に関してはいまだ説明されないものが残されている。たとえば工具振動数の影響や、キャビテーションの効果などがその一例である。このことは、超音波機械加工が高い振動数を用いていること、それに関連する振動子の構造などのために実験観察が困難であることに一つの原因がある。

また一方簡単な振動学的解析によって考えられるように振動の機械的エネルギーを利用しようとするときは、あ

* 昭和37年4月、精機学会春季大会、昭和37年6月
精機学会北陸地方講演会にて講演

** 正会員 東京大学工学部

*** 正会員 金沢大学工学部

る程度振動数は低い方が有利であるから積極的に低い振動数を利用しようという考えも成り立つ²⁾。このように低周波振動領域における研究が十二分に行なわれないまま超音波を利用した機械加工法が発達した理由として一つには超音波が通信、計測の信号として、またキャビテーションなどの物理現象に興味をもたれて研究が進んでいたこと、他の一つは低周波機械振動によって必然的に発生する音響のためにこれが最初から放棄されていたことがあげられる。前者の理由であればもちろん、後者の理由に対しても装置の自動化による防音などによって解決することが可能であるから低周波機械振動を用いた実験はやってみる価値があるといえよう。またもし、かりに低周波振動を利用した加工法が実験的にも理論的にも超音波領域のものより劣っている結果を得たとしても実験観察の困難な超音波機械加工のモデルとしての価値は大きく、加工機構の解明には有益であるにちがいない。

以上のような考えによって低周波機械振動を利用した一連の加工実験を遂行したところ超音波機械加工と比較してはるかにすぐれた加工能率が得られ、さらにいくつかの仮定のもとに理論的な説明が可能になったのみならず、いままで知られていなかったいろいろな作用が発見されて超音波機械加工における実験結果の説明にも有用な結果が得られた。

そこでこのように約 $10 \sim 10^4 \text{ c/s}$ の低周波で工具を振動させ、これを砥粒を介して被加工物に衝突せしめて材料を破碎加工するような原理の精密加工法を振動加工と名づけてこれに関する総合的な研究を行なった。本報においては工具運動の理論的な解析とそれに関する実験装置および実験結果を述べ、続報において、加工能率、加工機構、加工精度などについて報告する。

2. 工具運動の解析

2.1 衝突振動

実験装置については3.1節に詳述するが、振動子は図1に示すように工具および工具保持部を弾性ばねで支えた構造の振動系を構成している。工具保持部に正弦的な電磁力が作用して工具が振動する。もし工具が被加工物に衝突することがなければ工具の運動方程式は式(1)で表われ、工具の運動は正弦的となる。

図1 工具振動模型図

$$\frac{d^2x}{dt^2} + 2\epsilon \frac{dx}{dt} + n^2x = \frac{F_0}{m} \sin(pt - \phi) \quad (1)$$

x : 工具の変位

t : 時間

ϵ : 減衰率

n : 振動系の固角振動数

F_0 : 励振力の振幅

m : 振動系の等価質量

p : 励振力の角振動数

ϕ : 励振力の位相角

被加工物があると工具は振幅の最大値に達する前に被加工物とある速度 v_0 をもって衝突する。そして微小時間 τ だけ工具と被加工物が(砥粒を介して)接触したのち工具は上方に反撥される。反撥されたのち再び衝突するまでの時間においては、工具は運動方程式(1)に従う運動をする。このような形で定常運動が継続する(このような振動のことを衝突振動ということにする)とすれば、反撥の時刻を $t=0$ 、反撥係数を α として

$$t=0 \text{ のとき } x=a_0, \quad \frac{dx}{dt} = -\alpha v_0 \quad (2)$$

$$t=t'=T-\tau \text{ のとき } x=a_0, \quad \frac{dx}{dt} = v_0 \quad (3)$$

a_0 : 衝突位置

v_0 : 衝突速度

$T=2\pi/p$: 周期

が成立していることになる。時間 $0 \leq t \leq t'$ においては運動方程式(1)が成立するから式(1)を式(2)の初期条件のもとに解くと、

$$\begin{aligned} x = & x_f \sin(pt - \phi - \delta) \\ & + \frac{x_f}{\sqrt{1-h^2}} e^{-\epsilon t} \{h \sin(\phi + \delta) - z \cos(\phi + \delta)\} \sin \nu \\ & + x_f e^{-\epsilon t} \sin(\phi + \delta) \cos \nu t \\ & + e^{-\epsilon t} \left(\frac{\epsilon a_0 - \alpha v_0}{\nu} \sin \nu t + a_0 \cos \nu t \right) \end{aligned} \quad (4)$$

ここで、

$$x_f = \frac{x_{st}}{\sqrt{(1-z^2)^2 + 4h^2 z^2}}, \quad x_{st} = \frac{F_0}{k} = \frac{F_0}{mn^2} :$$

静たわみ

$$h = \frac{\epsilon}{n} : \text{減衰定数}, \quad \nu = \sqrt{n^2 - \epsilon^2}$$

$$z = \frac{p}{n}, \quad \tan \delta = \frac{2hz}{1-z^2}, \quad 0 \leq \delta \leq \pi$$

が得られる。振動が定常的に継続するための条件として式(3)を式(4)に入れると、衝突位置 a_0 と、衝突速度 v_0 とが決定する。衝突時間 τ は周期 T に比べて微小であるから $\tau=0$ として a_0, v_0 を計算すると、

$$a_o = -x_f \left[\sin(\phi + \delta) + \frac{1}{A} \cdot \{(1 + \alpha) p e^{-st} \sin \nu T \cdot \cos(\phi + \delta)\} \right] \quad (5)$$

$$v_o = \frac{\nu}{A} \cdot x_f \cdot p \cdot \cos(\phi + \delta) \cdot (e^{-2st} - 2e^{-st} \cos \nu T + 1) \quad (6)$$

のように定まる。

ここで

$$A = (1 - \alpha e^{-2st}) \nu - (1 - \alpha) e^{-st} \cdot \nu \cos \nu T - (1 + \alpha) s e^{-st} \cdot \sin \nu T$$

このようにして工具の変位 x 、衝突位置 a_o 、衝突速度 v_o を求めることができたが、このままの形では複雑で振動の状態を理解しにくいから減衰定数が 1 より十分小さいとして、共振 $z=1$ 、非共振 $z \neq 1$ のそれぞれの場合について簡単にしてみよう。

i) $z=1$ のとき

式 (4)(5)(6) を h について展開し、 h の 2 次以上の項を省略する。共振点においては振幅 x_f は $x_{st}/2h$ の関係で定まり $h=0$ とすると x_f は ∞ になるから h の一次の項は省略することはできない。

$$x = -x_f \left[\cos \phi \cos nt - h \sin \phi \left\{ \left(\frac{2\pi\alpha}{1+\alpha} - nt \right) \sin nt - \frac{1}{2} \cos nt \right\} \right] \quad (7)$$

$$a_o = -x_f \left(\cos \phi + \frac{h}{2} \sin \phi \right) \quad (8)$$

$$v_o = -x_f \cdot n \cdot \frac{2\pi h}{1+\alpha} \cdot \sin \phi = -x_{st} \cdot n \cdot \frac{\pi}{1+\alpha} \sin \phi \quad (9)$$

このとき

$$\cos \phi \gg h \quad (10)$$

であれば、さらに

$$x \doteq -x_f \cos \phi \cos nt = a_o \cos nt \quad (11)$$

$$a_o = -x_f \cos \phi \quad (12)$$

図 2 に $\phi=60^\circ$ の場合の衝突振動の波形の一例を示してある。点線は励振力の波形、 x_o の実線は衝突していないときの工具の振動波形であって $\phi=0$ に相当する。このような振動に被加工物を衝突させ、 $-x_f$ の位置から a_o まで押し付けると $\phi=60^\circ$ となって図のような波形の衝突振動を継続することになる。

式 (11)、あるいは図 2 からわかるように共振点における衝突振動は、減衰定数 h と衝突時間 τ が十分小さいときにはほとんど調和振動であるといつてよく、振幅が衝突位置 a_o によってきまるような正弦的振動を行なうこ

図 2 衝突振動の波形 (計算) ($z=1, h \ll 1, \phi=60^\circ$)

とがわかる。またそのときの衝突速度 v_o は式 (9) によって振幅 x_f に無関係であり、静たわみ $x_{st}=F_o/k$ 、したがってまた励振力によってきまることがわかる。このことは減衰定数 h を小さくすることによって振幅 x_f を大きくしても、それでは衝突速度は大きくならないことを意味している。ただし振幅 x_f や減衰定数 h は衝突速度 v_o やそれから導かれる加工エネルギーなどには直接的な関係をもたないが、チップの排除機構や砥粒の循環交代などの機構に、ひいては加工速度などに関して重要な意味をもっているものであって、このことは続報に詳述する。

ii) $z \geq 1$ のとき

このときは前項と同様の計算を行ない、 $h \rightarrow 0$ とすれば次の諸式を得る。

$$x = \pm x_f \left\{ \sin(pt - \phi) - \sec \frac{\pi}{z} \tan \phi \cdot \cos \phi \cdot \cos \left(nt - \frac{\pi}{z} \right) \right\} \quad (13)$$

ここで

$$\tan \phi = \frac{1+\alpha}{1-\alpha} z \cot \frac{\pi}{z}$$

$$a_o = \mp x_f \frac{\sin(\phi + \psi)}{\cos \phi} \quad (14)$$

$$v_o = \pm x_f \frac{2p}{1-\alpha} \cos \phi \quad (15)$$

(複号同順)

図 3 は、 $z=1.5$ と $z=2$ の場合について、 $\alpha=0.5$ 、 $\phi=+30^\circ$ のときの衝突振動波形を示したものであって、 x_o の曲線は、衝突していないときの工具の振動波形であって、 $\phi=-90^\circ$ に相当する。

この図からわかるように、非共振における衝突振動は波形のひずみが著しく、衝突していないときより大きな振幅を示す場合もある。また共振における衝突振動の波形が反撥係数 α の影響をほとんどうけなかったのに対し式 (13) (14) (15) は α を $1/(1-\alpha)$ の形で含んでいるため、 α が $0 \rightarrow 1$ の変化をするとき $1 \rightarrow \infty$ の変化をうけ

図3 衝突振動の波形 (計算) ($z=1.5, 2$, $h=0$ $\phi=30^\circ$ $\alpha=0.5$)

ることになる。したがって砥粒などを用いて加工を行っているときは当然反撥係数が変動するから衝突振動は不安定なものとなる。さらにこのとき式(14)によってわかるように、砥粒などが介在することによって衝突位置 a_0 が変化すると、衝突位相角 ϕ も変化するが、非共振のときは x_f の値は共振の場合よりはるかに小さく、したがってわずかの a_0 の変化によっても ϕ は大きく変化することになる。かつ $|a_0/x_f| > 1$ になる場合もあり、 $z=2$ 以外では、 $|a_0/x_f| \leq 1$ になるような ϕ の範囲はかなり制限されることも不都合な点の一つである。

$z < \text{約} 0.5$ 以下になると励振力の一周期の間に2回以上衝突するようになり角振動数 p の振動を定常的に継続することができなくなる。

一般に非共振の場合の衝突振動は衝突速度も大きく、振幅比も大きくすることができるが、上述のような理由のために不安定であること、振幅 x_f が小さいため振幅比が大きいても結局加工中の振幅 A は共振の場合より小さいことになり加工速度はあまり大きくならない。

以上の考察によって振動加工を行なう目的の衝突振動は共振における場合の方が良いことがわかったから、われわれは今後主として $z=1$ の場合について研究を進めていくことにする。

2.2 振幅比と加工送り力

2.2.1 振幅比

衝突振動をしているときの工具変位の最大値 $x_{\max}$ と最小値 a_0 との差を全振幅 A とすれば

$$A = x_{\max} - a_0 \quad (16)$$

となる。これと衝突していないときの全振幅 $2x_f$ との比

$$r = \frac{A}{2x_f} \quad (17)$$

を振幅比とよぶことにする。

$z=1$ のときには式(11)(12)から

$$A = 2x_f \cos \phi$$

であるから式(17)により

$$r = \cos \phi \quad (18)$$

を得、簡単な形で表わすことができた。この実験では $r=0.1 \sim 1.0$ であるから式(10)の条件は十分満足する。

$z \geq 1$ のときは振幅比を簡単な形で表わすことができないが $pt=\pi$ のとき、 $x \doteq x_{\max}$ として近似的に次のようになる。

$$r = \pm \left\{ \sin \phi + \frac{1}{2} \left(1 - \sec \frac{\pi}{z} \right) \tan \phi \cdot \cos \phi \right\} \quad (19)$$

2.2.2 加工送り力

加工を行なうためには工具と被加工物とをある力で圧着してやる必要があることは実験的に知られる。この力のことを加工送り力 F_w ということにする。衝突したときに生ずる衝突力 F_c の衝突時間 τ の間の平均値を $\bar{F}_c$ とすれば

$$\bar{F}_c = \frac{1}{\tau} \int_0^\tau F_c dt \quad (20)$$

となり、この力に抗して加工送り力 F_w が被加工物を支えているのであるから F_w の一周期についての力積は衝突力の力積と大きさが等しく、方向は逆であるから

$$F_w \cdot T + \bar{F}_c \cdot \tau = 0 \quad (21)$$

の関係がある。一方、衝突力の工具におよぼす力積は衝突前後の工具の運動量の差に等しいから

$$\bar{F}_c \cdot \tau = m v_0 - m(-\alpha v_0)$$

ゆえに

$$F_w = - \frac{(1+\alpha) m v_0}{T} \quad (22)$$

となる。

$z=1$ のときは、式(9)により

$$\frac{F_w}{F_0} = \frac{1}{2} \sin \phi \quad (23)$$

となり、さらに式(18)によって

$$\frac{F_w}{F_0} = \frac{1}{2} \sqrt{1-r^2} \quad (24)$$

を得る。この式によって加工送り力 F_w は振幅比 r によって一義的に定まることがわかる。

従来、超音波機械加工の加工条件の一つとして加工送り力(または加工力、静圧力)が用いられている。しかし加工送り力の最適値は他の条件によって異なること、振幅比 r は無次元量であることからなど考えると加工送り力 F_w の代わりに振幅比 r を変数に選ぶ方が有利のように考えられる。このことはまた加工機構の考え方にも関連があり、衝突力を中心に加工機構を考察する場合に加工送り力を変数にとることが有利かもしれないが、

$$z=1, 1.5, 2, \alpha=0, 0.5, k<1$$

図 4 振幅比と加工送り力との関係 (計算)

究におけるごとく衝突速度あるいは加工エネルギーを中心に考察する場合は振幅比について考える方が都合がよいことが多いので、この研究では加工送り力 F_w の代わりに振幅比 r を用いることにする。

$z \geq 1$ のとき、加工送り力 F_w は次式ようになる。

$$\frac{F_w}{F_0} = \pm \frac{1}{\pi} \frac{z^2}{1-z^2} \frac{1+\alpha}{1-\alpha} \cos \phi \quad (25)$$

振幅比 r との関係は簡単式で表わすことができないが、近似的に式 (19)、式 (25) を用いて計算することができる。この場合は加工送り力と振幅比は必ずしも 1 対 1 に対応するとは限らない。この関係を図示したのが図 4 であって、 $z=1, 1.5, 2, \alpha=0, 0.5$ の場合について示してある。

2.2.3 変数の整理

式 (1) または式 (7) に含まれる変数を取りあげてみると結局、 $\phi, n, F_0, h, m, \alpha$ と x, t であることがわかる。このうち、 h, m, α は装置その他によって定まる量であり、 ϕ, n, F_0 の 3 つが振動系に外部から影響を与える条件であると考えられる。ただし位相角 ϕ や角振動数 n は測定しにくく直感的に理解しにくい量であるから、代わりに振幅比 r と振動数 f を用いた方が都合がよい。励振力 F_0 も実際にはコイルに流れる電流で測定するが、一次式で換算できるからこのままにしておく方がかえって合理的であるから結局、主要な変数として、振動数 f 、振幅比 r 、励振力 F_0 の 3 つが選ばれる。いまこの 3 つの変数を用いて主要な量を表わしてみると $z=1$ のとき次のようになる。

$$n = 2\pi f : \text{角振動数} \quad (26)$$

$$x_{st} = \frac{1}{4\pi^2} \cdot \frac{F_0}{mf^2} : \text{静たわみ} \quad (27)$$

$$x_f = \frac{x_{st}}{2h} = \frac{h}{8\pi^2} \cdot \frac{F_0}{mf^2} : \text{振幅} \quad (28)$$

$$v_o = -\frac{1}{1+\alpha} \cdot \frac{F_0 \sqrt{1-r^2}}{2mf} : \text{衝突速度} \quad (29)$$

$$a_o = -\frac{h}{8\pi^2} \cdot \frac{F_0 r}{mf^2} : \text{衝突位置} \quad (30)$$

$$F_w = \frac{1}{2} F_0 \sqrt{1-r^2} : \text{加工送り力} \quad (31)$$

3. 実験方法および実験結果

3.1 実験装置

実験装置全体の構成は図 5 に示すようなものであって、図 6 に振動加工機本体と振動子の主要部側断面図を示す。

3.1.1 振動子

振動子は図 6 の上部に示すような構造で周辺を固定した 2 枚の隣青銅板 (1) をばねとし、工具 (5) とその上部の保持具、コイル (3) などを中心質量とした振動系を構成している。コイル (3) は永久磁石 (2) の構成する磁気回路空けきの磁束中にあり、発振器および電力増幅器より供給された振動電流によって励振される。減衰定数 h は約 10^{-2} であるから近似的に振幅最大となる振動数をもって共振振動数として実験を行なった。共振振

図 5 実験装置の構成

図 6 振動加工機本体と振動子略図

動数を変えるには2枚の燐青銅板をそれぞれ 0.3~1 mm の各種の厚さに変えて行なった。工具の振幅は、2枚の振動板の間に厚い板で裏打ちして共振を防いだ固定極板(4)をおき外側の振動板を他の一方の極板として静電容量を構成させ、その容量変化を図7に示す回路によって検出して測定した。励振力 F_0 はこのような動電型振動子を用いたときは式(32)の関係によって駆動電流 I で定まるから便宜上実験結果は電流 I (アンペア)をもって表わすことにした。励振に用いた電力増幅器は最大出力約 20 VA である。

$$F_0 = \pi B I N d$$

(32)

ここで

 B : 磁束密度 (wb/m²) N : コイル巻数 d : コイル直径 (cm) F_0 : 励振力の振幅 (gr)

3.1.2 加工機本体および振幅制御装置

図6において工具(5)の振幅は検出回路を経てサーボ増幅器に導かれ、サーボモータ(12)を働かせ内部にめねじをもった歯車(11)を介して加工物台(8)を上下させる。加工物台の上下によって工具の振幅が変わり、あらかじめ設定した値に振幅比を制御することができる。

図8a, bがサーボ増幅器の回路図であって図8aは前置増幅回路、検波整流回路、図8bは差動増幅回路、直交変換器、増幅回路がそのおもな部分である。工具振幅の信号電圧を図8aの回路を経て図8bの差動増幅回路の入力1に入れる。この電圧を e_1 とする。差動増幅回路の他の入力2には標準電圧 e_0 が入っている。このときスイッチ SW_2 は「準備」にしておく。前置増幅器の可変抵抗器 VR によって増幅利得を調節して $e_1 = e_0$ とすれば、差動増幅回路の出力は0となりメータはふれない。次にスイッチ SW_2 を「加工」に切り換えれば差動増幅回路の入力2に標準電圧 e_0 の代わりに re_0 が加わり、出力には $e_1 - re_0 = (1-r)e_0$ に比例した電圧が得られ、これが交流に変換されたのちサーボモータを駆動する。その結果工具台が上昇し、工具振幅は $e_1 = e_0$ の状態から $e_1 = re_0$ になって平衡する。加工が進行して工具の振幅が大きくなると同様の過程によって常に一定の振幅に制御される。 r に比例した電圧は標準電圧 e_0 を抵抗分割し、スイッチ SW_3 によって 0.1~1.0 まで 10 段階に切り換えることができる。振幅比の正確な値はオシロスコープによって観測する。再び図6について被加工物(7)

図 7 振幅検出回路

図 9 衝突振動の波形 $z=1$, $\frac{n}{2\pi} \doteq 570$ c/s

a) サーボ機構による振幅比制御の場合

b) 加工送り力を加えた場合

図 10 衝突振動の波形 $z=1.5$, $\frac{n}{2\pi} \doteq 260$ c/s, $\frac{p}{2\pi} \doteq 400$ c/s, $h \doteq 0.01$

図 10 は $z=1.5$ のときの波形であって、振幅比が 1 より大きくなるのがわかる。波形もひずんでおり発生する音は高調波の多い不快なものであった。このときは振動が不安定であるので加工送り力の正確な値を知ることができなかったが $\phi=0$ の近くで最大値を示すようである。

また $z=1$ のときでも $r < 0.5$ となると普通の方法で

加工送り力を加えても安定な衝突振動を継続することが困難であって、サーボ機構によって制御してのみ r の全域にわたって安定した衝突振動を得ることができる。

$z=1$ のときは加工送り力の小さいときのみ比較的安定な衝突振動が得られる。砥粒を加えたとき、 $z=1$ の場合はほとんど波形の変動がみられなかったが、 $z=1$ の場合には全く定常的な振動が不可能であった。

図 11 振幅比と位相角の関係

図 12 振幅比と加工送り力の関係 $z = 1, h \doteq 0.01$

計算によって得た図2, 図3の波形と実測した写真の図9, 図10とを比較してみると理論と実験がかなりよく一致していることが認められる。

図11は振幅比 r と位相角 ϕ との関係, 図12は振幅比 r と加工送り力 F_w との関係を実験によって求めたものである。この図と式(18), 式(24)を比較することによって計算と実験結果がかなりよく一致していることがわかる。

4. 結 論

本報においては, 振動加工における工具振動系に関して解析を行ない, 減衰定数と衝突時間が十分に小さい場合に, 被加工物と衝突しながら定常的に振動を継続する工具の運動(衝突振動)について考察し, また実験によってこれを確かめた。そのおもな結果は次のとおりであ

る。

i) 共振における工具の衝突振動は安定であって, 加工部の変化の影響をあまりうけない。その振動波形はほとんど正弦的であって近似的に次の式で表わされ, その振幅は衝突位置 a_0 によってきまる。

$$x = a_0 \cos nt$$

ii) 非共振における衝突振動は不安定であり, 加工部の変化の影響をうけやすい。したがって振動加工には共振における衝突振動を用いる方がよい。

iii) 共振衝突振動において, 工具と被加工物の衝突速度 v_0 は次式で表わされる。

$$v_0 = -\frac{1}{1+\alpha} \cdot \frac{F_0 \sqrt{1-r^2}}{2mf}$$

iv) このとき振幅比 r と加工送り力 F_w との間には次の関係があるから, 加工送り力の代わりに振幅比を用いて表わすことができる。

$$\frac{F_w}{F_0} = \frac{1}{2} \sqrt{1-r^2}$$

終わりにこの研究に関して終始ご助言を賜った東京大学工学部, 神保泰雄助教授に, また装置の製作に特別のご配慮を与えられた小坂研究所関係各位に心から感謝の意を表します。

【付 記】

1) 図2において x_0 が $t=0$ で a_0 を通ること。

x_0 は $x_0 = x_f \sin(pt - \delta - \phi)$ で表わされ, $z=1$ のときは $\delta=90^\circ$ であるから $t=0$ において $(x_0)_{t=0} = -x_f \cos \phi$ となる。一方 a_0 は $a_0 = -x_f (\cos \phi + h/2 \sin \phi) \doteq -x_f \cos \phi$ であるから $h \ll \cos \phi$ であれば x_0 は a_0 を通る。

なお $z \geq 1$ のときは $(x_0)_{t=0} = \mp x_f \sin \phi$, また式(14)によって $a_0 = \mp x_f \cdot \sin(\phi + \psi) / \cos \phi$ となり, 一般には a_0 を通らないが, $z=2$ のときは $\psi=0$ であるから $a_0 = (x_0)_{t=0}$ となり, x_0 は ϕ の値にかかわらず a_0 を通る。

2) 図3において $z=1.5$ のとき a_0 が x_f より下にあること。

式(14)からわかるように $z=2$ のときには, ϕ の値によっては $a_0/x_f > 1$ になってしまう。こ

のようなとき実際には次のようになる。すなわち、 $1 < z < 2$ の場合には $a_0 < 0$ であるから被加工物を一旦 $a/x_f < 1$ になるような ϕ の値において衝突振動を開始させたのち、再び被加工物を降下させて所要の ϕ の値で衝突させるようにしなければならない。 $2 < z$ の場合には $a_0 > 0$ であるからこのまま所要の位置まで押し付けてやればよいが、 $a_0/x_f > 1$ になると、ある a_0 に対して2つの ϕ の値があり、一方式 (25) によれば、 $-\pi/2 \leq \phi \leq \pi/2$ においては $|\phi|$ が大きい方が F_w は小さく、したがって比較的安定なはずである。 $a_0/x_f = 1$ の近くでは同じ a_0 に対して ϕ が正の方が、 $|\phi|$ の値は大きくなるから、 ϕ は $-\pi/2$ の近くの値から振幅比の最大になる $\phi \approx 0$ の近くを通り越して $\pi/2$ の近くに移ることになる。

これは衝突位置 a_0 によって衝突振動を制御した場合の説明であるが、加工送り力や振幅比による制御の場合にも同様なことがいえることは容易に理解できる。このようなことが、本文中に述べた非共振の衝突振動の不都合な点の一つである。

(1963, 5月21日受付)

参考文献

- 1) G. Nishimura, Y. Jimbo, S. Shimakawa; Ultrasonic Machining (Part I). J. of the Faculty of Engineering, University of Tokyo, Vol. XXIV. No. 3, (1955) 67, ほか多数.
- 2) 谷口紀男: 硬脆材料の衝撃破砕加工法, 誠文堂昭34, P. 149, チゼル加工法.
- 3) 神保泰雄: 線型振動, 誠文堂, 昭36, P. 113.

— 表紙写真説明 —

電解研削用ダイヤモンド・ホイール

電解研削とは機械的研削に電気分解作用を組合せ、主として電気化学的に被加工物の表面を溶解する加工法でその数々の利点が着目されて現在世界各国に急速に普及しつつあり、わが国でも最近話題となっているのは御承知のとおりである。

さて、電解研削回路の構成要素として

1. 砥石 (ホイール)
2. 電解液
3. 電力供給装置
4. 被加工物

の4つがあげられる。

ここで、砥石 (ダイヤモンド・ホイール) は陰極を形成するが、そのダイヤモンド粒はクリアランスを保つと共に、被加工物 (陽極) の表面に生ずる電解生成物を取除いて通電を良好にする働きをする。

電力供給装置が幼稚であった時期には、この砥石も所謂電差式の、ダイヤモンドが単層に並んだものが使用されていたが、加工能率向上のため必然的に要求される電流の自動制御が進歩すると共に砥石もメタルボンドの特

殊なものが開発され、性能、ライフの点で飛躍的な進歩をもたらした。

日本クリステンセンダイヤモンド工業 (株) の電解研削用ホイールは、この最新の技術を導入した新しい形式のもので、従来の電解研削用砥石の壁を打破った独自のものである。

この砥石は一見普通のメタルボンド砥石と変ったところがないようであるが、日本クリステンセンダイヤモンド工業 (株) 製の電解液を同時に使用することにより、驚くべき性能を発揮する。この電解液は砥石との関係を解明しながら開発されたものであり、砥石とは密接不離の関係にあり、この組合せを変えることは電解研削の最良の状態を崩してしまうことになる。

現在わが国での電解研削の主対象は所謂超合金であるが日本クリステンセンダイヤモンド工業 (株) は、米国を母体とし西独、フランス、カナダ等を結ぶクリステンセングループと絶えず横の連繫を保ち、高速度鋼、耐熱合金鋼、不銹鋼用の電解研削用砥石と電解液についても、既に完成した技術をもっている。

営業品目

ダイヤモンド・ホイール / ドレッサ / バイト /
グリッタ / ブレード / ドリルビット

日本クリステンセンダイヤモンド工業 (株)

本社 東京都千代田区麹町3の7 TEL (261) 5576 (代)
日吉工場 横浜市港北区箕輪町8の6 TEL (0446) 2904~5