

油圧送りによる切削工具の振動

堀 込 泰 雄*

Vibration of Cutting Tool driven by Hydraulic Feed

Yasuo Horigome

1. ま え が き

自動工作機械の送り機構には、油圧駆動を用いることが多い。送り速度を無段に変えられ、複雑な運動を必要とする自動機も比較的容易に設計、製作することができる等の利点があるからであろう。

しかし切削工作機械の送り機構に油圧駆動を用いた場合、好ましくない現象がいくつか生ずる。そのうち送り速度を小さくしたとき生ずるスティックスリップと、起動時に生ずるジャンピング現象については、幾多の詳細な報告がある。(1)(2)(3)

たとえ切削していない状態でスティックスリップが生じなくとも、切削中の状態では振動が発生し易いものである。本文では、切削中に生ずる自励振動の発生機構について説明し、実験結果を報告することにする。

2. 実験装置および実験方法

実験装置としては、旋盤の送り用ラックを取りはずし、ベッドの前面に油圧シリンダを取り付けて、往復台を油圧で送り得るように仕組んだものを用いた。油圧回路は図1に示すようなメータアウト回路とした。使用機器の主なものは次の通りである。

旋 盤：ワシノ LE-19J型

シリンダ：内径50mm，ロッド径22.4mm，ストローク230mm，
片ロッド形

流量制御弁：圧力補償形，流量調整範囲0.1~1l/min

使用作動油：DTE Oil Light

以上の実験装置により、主軸を回転させ、工具を取り付けた往復台を油圧で送りながら工作物を切削した。同時に振動の状態を測定するため、シリンダ背圧Pの変化を半導体小型圧力変換器により、また往復台の変位 y を差動変圧器によりそれぞれ検出し、増巾して電磁オシロに記録せしめた。実験装置油圧部分の写真を図2に示す。

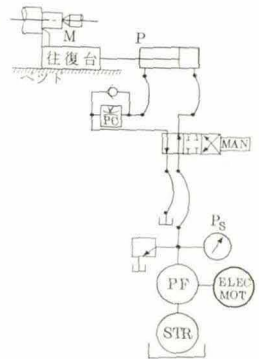


図1 実験装置の油圧回路

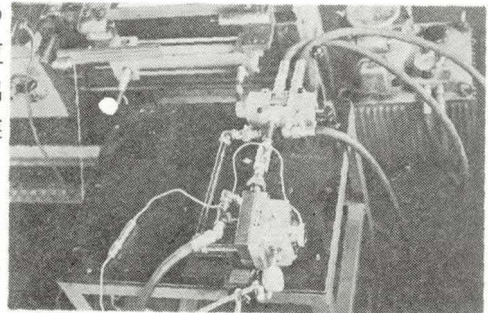


図2 実験装置の油圧部分

* 機械工学科

3. 切削中における往復台の運動についての解析

3-1. 記号

t : 時間s	M_p : 可動部分全質量 kg^2/cm	q_v : 流量制御弁により排出される流量 cm^3/s
g : 重力の加速度 $980\text{cm}/\text{s}^2$	M_e : 流量変化による油の等価質量 kg^2/cm	f_c : 切削力の送り方向分力 kg
γ : 作動油の比重 kg/cm^3	$M = M_p + M_e$	u : 切削厚さ mm
β : 油の体積弾性係数 kg/cm^2	A_s : シリンダ断面積 (油圧源側) cm^2	$k_c = \frac{f_c}{u} \text{kg}/\text{mm}$
P_s : 油圧源の圧力 kg/cm^2	A : シリンダ断面積 (背圧側) cm^2	R_{pm} : 主軸回転数 rev/min
P : シリンダ背圧 kg/cm^2	F_s : 静摩擦力 kg	R_{ps} : 主軸回転数 rev/s
K_p : 背圧側配管の体積膨張係数 cm^5/kg	f_v : 動摩擦力 kg	T : 工作物1回転に要する時間s
V : 背圧側シリンダ室の体積 cm^3	$f_v = F_d + cv$	Z : 振動周波数 c/s
y : ピストン変位 cm	c : 粘性抵抗係数 kgs/cm	ω : 振動角速度 $2\pi Z \text{rad}/\text{s}$
v : ピストン速度 $= \frac{dy}{dt} \text{cm}/\text{s}$		

3-2. 切削中における運動方程式

i) $v > 0$ の状態

$v > 0$ の状態で、動摩擦力を $f_v = F_d + cv$ と表わせれば、次の式が成立する。

$$M \frac{dv}{dt} + cv + F_d = A_s P_s - AP - f_c \quad (1)$$

$$q_v = Av - \left(\frac{V}{\beta} + K_p \right) \frac{dP}{dt} \quad (2)$$

流量制御弁により排出される流量 q_v は、背圧 P が変化しても殆んど変化のないことを実験で確かめてあるので、

$$q_v = \text{一定}$$

また切削力 f_c は、次のように表わされるものとする。

$$f_c = k_c u \quad (3)$$

切削厚さ u は、前回の切削工具位置と現位置との差であるので、(4)(5)

$$u(t) = y(t) - y(t-T) \quad (4)$$

ii) $v = 0$ の状態

$$A_s P_s - AP - f_c < F_s \quad (5)$$

$$q_v = - \left(\frac{V}{\beta} + K_p \right) \frac{dP}{dt} \quad (6)$$

$$f_c = k_c \{y(t) - y(t-T)\} \quad (7)$$

なお $v < 0$ の場合も考えられるが、断続切削のような特別の場合でないと生じないと思われるので、こゝでは取り扱わない。

(5)式の左辺が漸時増加し、 F_s を越えると運動が始まり、i) の状態となる。実際切削中に生ずるスティックスリップの現象は、i) と ii) の状態が交互に周期的に起る現象であると説明される。

$v = \text{一定}$ であれば、理想的な切削が行なわれる。 $v > 0$ の範囲内で、 v が周期的に変化して

自励振動が発生する場合が考えられる。切削中のスティックスリップの現象を解析することは、非常に困難である。無負荷の状態ではスティックスリップが生じないとき、自励振動の発生がスティックスリップの発生限界であると考えられるので、ここでは自励振動の発生について解析を進めることにする。したがって取り扱い方程式も i) の場合に限定する。

今、定常状態を表わす記号に添字 0 を付し、また定常状態よりの変化分を表わす記号に Δ を付して、それぞれ次のように表わすことにする。

$$v = v_0 + \Delta v$$

$$y = y_0 + v_0 t + \Delta y$$

$$p = p_0 + \Delta p$$

$$f_c = f_{c0} - \Delta f_c$$

これらを(1)~(4)式へ代入し、定常状態よりの変化分だけを取り出してブロック線図を作ると図3のようになる。

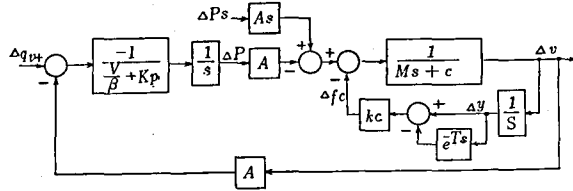


図3 $v > 0$ の状態におけるブロック線図

3-3. 振動発生機構の説明

図3のブロック線図より次式が得られる。

$$M \frac{d^2(\Delta y)}{dt^2} + c \frac{d(\Delta y)}{dt} + k \Delta y = \Delta f_c \quad (8)$$

$$\Delta f_c = k_c \{ \Delta y(t-T) - \Delta y(t) \} \quad (9)$$

ここに、 $k = \frac{A^2}{V/\beta + K_p}$

(8), (9)式をラプラス変換し、ラプラス演算子 s を $s = j\omega$ とおいて整理すれば、

$$\frac{\Delta Y}{\Delta F_c}(j\omega) = \frac{1}{k} \cdot \frac{\omega_n^2}{\omega_n^2 - \omega^2 + j2\zeta\omega_n\omega} \quad (10)$$

$$\Delta F_c(j\omega) k_c (e^{-j\omega T} - 1) \Delta Y(j\omega) \quad (11)$$

ここに、 $\zeta = \frac{c}{2\sqrt{kM}}$ $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{M}}$

図4は、油圧駆動装置の周波数特性(10)式をベクトル軌跡図によって表わしたものである。 $Zc/s(\text{rad/s})$ の振動が持続するには、 ΔF_c , ΔY , ΔU ベクトルの相互関係は図4に示された関係となり、それぞれ次式を満足する。(4)(5)

$$\varphi = 2\pi - \omega T = 2\pi \left(1 - \frac{Z}{R_{ps}} \right) \quad (12)$$

$$\angle \frac{\Delta Y}{\Delta F_c} = - \left(\frac{\varphi}{2} + \frac{\pi}{2} \right) \quad (13)$$

$$\frac{|\Delta Y|}{|\Delta F_c|} \sin \frac{\varphi}{2} = \frac{1}{2k_c} \quad (14)$$

また振動発生の判別は次のように行う。(12), (13)式と(10)式とを同時に満足する Z および φ を求める。図4の α 線上において、求めた周波数 Z の点を D とし、 D 点を通り実軸と平行な直線と虚軸との交点を E とする。線分 DE の長さとして、(14)式の右辺との関係で次の判別がなされる。(4)

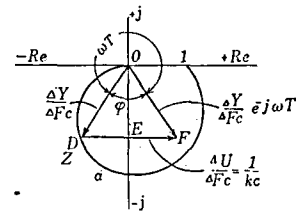


図4 油圧駆動装置と切削機構の周波数特性相互関係

- i) $DE = \frac{1}{2k_c}$ 一定振巾の振動が持続する。
- ii) $DE > \frac{1}{2k_c}$ 振巾は刻々増大し、 $v=0$ の状態が発生しスティックスリップが生ずる。
- iii) $DE < \frac{1}{2k_c}$ 振巾は減少し、ついに振動は消滅する。

4. 実験結果と考察

4-1. 油圧装置の動特性と切削抵抗

実測により、次の諸量を求めた。

$$M_p = 0.22 \text{ kgs}^2/\text{cm} \quad M_e = \frac{A_s^2 (\gamma L_c A_c)}{A_c^2 g} = 0.17 \text{ kgs}^2/\text{cm}$$

ただし、 $\gamma = 0.85 \times 10^{-3} \text{ kg/cm}^3$ L_c : 油導管の長さ = 250cm

A_c : 油導管断面積 = $\pi/4 \times 0.8^2 \text{ cm}^2$

作動油の体積弾性係数 β および配管の圧力膨張係数 K_p は、実験的に求め次の結果を得た。

$$\beta = 1.5 \times 10^4 \text{ kg/cm}^2 \quad K_p = 0.70 \text{ cm}^5/\text{kg}$$

$$\therefore k = \frac{A^2}{V/\beta + K_p} = 345 \text{ kg/cm}$$

摩擦力は、ピストン左右の圧力とピストン速度を測定することによって求め、

静摩擦力 : $F_s = 120 \text{ kg}$ 動摩擦力 : $F_a = 112 \text{ kg}$

$$c = -7 \text{ kgs/cm}$$

が得られた。しかしながら本実験装置では、切削していない状態でスティックスリップは発生せず、また何らかの減衰力が働いたため c の値が負になることは、不適当と考えた。そこで $v > 0$ で、静摩擦力の影響がない状態において、切削終了時に生ずる背圧 P の急激な変動による過渡応答曲線を求め、その曲線の振巾減衰率によって ζ を求めた。その結果

$$\zeta \approx 0.1 \quad \omega_n = 29.8 \text{ rad/s} \quad Z_n = \omega_n / 2\pi = 4.8 \text{ c/s} \text{ を得た。}$$

次に切削抵抗の送り分力を各条件で測定し、 k_c の値を求めて表1の結果を得た。なお背分力と主切削力による摩擦力の変動分は無視した。

また流量制御弁の静特性は別に測定し、図5の結果を得た。圧力 P の変動による流量変化は、非常に小さいことがわかる。

4-2. 実験結果

本実験装置では、切削していない状態で送り速度を小さくしても、スティックスリップは生じなかった。切削試験の条件と実験結果とを表2にまとめた。

なお図6の a ~ e に電磁オシロで記録したものの一部を示す。

4-3. 考察

図7は、4-1の数値を用いて計算した油圧駆動装置の周波数特性を表わすベクトル軌跡図である。またそれぞれの切削条件による $k/2k_c$ を表わす直線も記入してある。

実験結果のうち、振動が発生しているものについて考察してみよう。No2およびNo7で

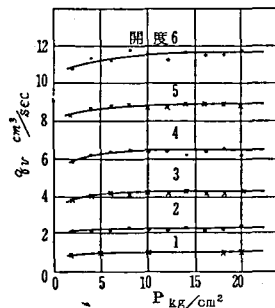
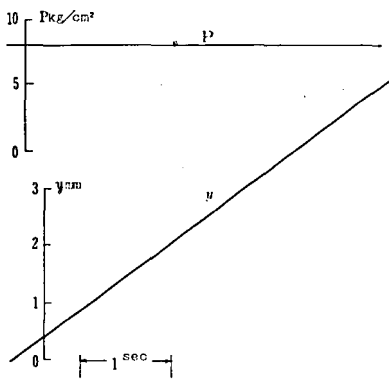


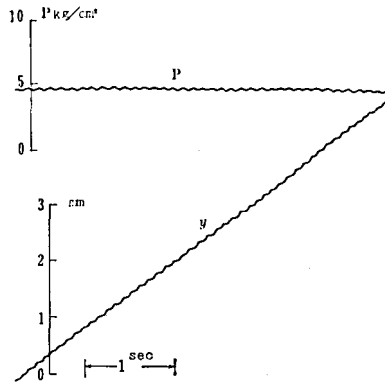
図5 流量制御弁の静特性

表1 切込量と k_c の値

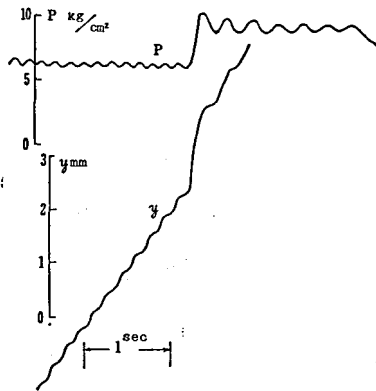
切込量mm	0.5	1	2
k_c kg/mm	15	20	90



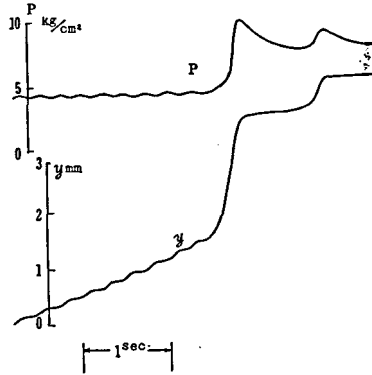
a No1の測定結果



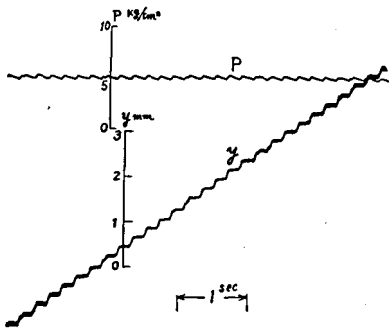
b No2の測定結果



c No4の測定結果



d No6の測定結果



e No7の測定結果

図6 測定結果の例

表2 切削試験の条件と実験結果

使用工具：タンガロイ，P20，33—3形，工具形状0，6，6，6，8，0，0.5 被削材：S45C 丸棒												
試験 No	主軸回転数		外径 mm	切込量 mm	流量 制御弁 開度	送り量 mm/rev	備考	実験結果		計 算 値		
	R.P.M	R.P.S						z	φ	$k/2k_c$	z	φ
1	640	10.7	61	0.5	2	0.114		不発	—	1.6	6.4	146°
2	640	10.7	60	2	2	0.116		9.0	57°	0.27	6.4	146°
3	640	10.7	58	1	2	0.116		不発	—	1.2	6.4	146°
4	640	10.7	56	1	3	0.219		6.75	133°	1.2	6.4	146°
5	640	10.2	51	1	1	0.039		不発	—	1.2	6.4	146°
6	240	4.0	65	1.5	1.5	0.170	黒皮	4.0	0°	0.61	—	—
7	360	6.0	65	2	2	0.192	黒皮	5.0	60°	0.27	5.1	60°

は、共に $k/2k_c=0.27$ で、それぞれの周波数の計算値 $Z=6.4$ および $Z=5.1$ の点より右側にあるので、振巾は増大するはずである。実際に実験結果図 6b および e では、スティックスリップが発生していることを示している

No4 では、 $Z=6.4$ の点と、 $k/2k_c$ の線とは接近しているため、振動が持続する限界であることを示している。この場合には、 φ と z の計算値および実験値はかなり近い値であり、振動波形も正弦波に近いことが図 6c に表われている。また切削途中で振動が消滅してしまったことも観察され、振動発生限界であることは理論とよく一致している。

No6 では、理論的には振動は発生しないはずである。実験結果では主軸回転数と等しい周波数の振動が発生している。この理由は、黒皮切削であるために、主軸1回転の周期で切込量が変動するためと

考えられる。また図 6c および d では、切削終了時における背圧 P と変位 y の急変を表わしている。切削終了時においては、油圧のばね性のために極めて高い送りが急激に行なわれ、切削面が悪くなると同時に、工具の損傷の原因ともなるので注意すべきである。

No1 では、 $k/2k_c=1.6$ ベクトル軌跡図上の $Z=6.4$ の点よりも、 $k/2k_c$ 線が左側にあるので、振動は発生しないはずであり、実験結果でも発生していない。

一般的には、低速度でスティックスリップを生じ易いのであるが、本実験では、No3、No5 共に振動は発生しなかった。その理由としては、切込量は同じでも、送りが小さくなると、 k_c が小に、また k が大に (P が大となるため) なるためであると考えられる。

図8に、振動発生時における切削面の写真を示す。びびりマークに相当する振動のマーク

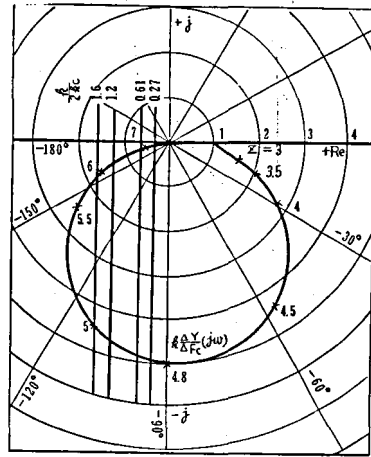


図7 実験装置のベクトル軌跡図の切削条件

が表われている。このマークは1条のつる巻線をなしている。

5. 結 論

油圧駆動装置により低速度の送りを行う場合、しばしばスティックスリップが生ずる。また無負荷の状態でもスティックスリップが生じなくても、切削中に振動が発生するため、工具寿命が著るしく低下して、その対策に悩まされることがある。本文では切削中における振動の発

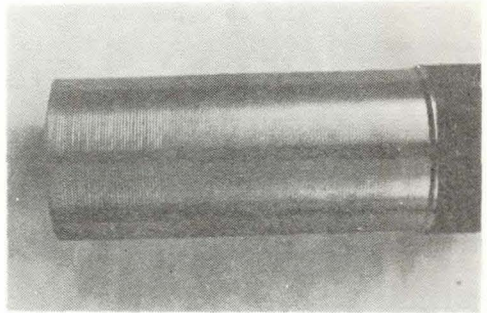


図8 振動発生時における切削面

生機構について論じ、実験により確めた。その結果、理論と実験とはかなりの一致を見ることができ、次のような結論を得た。

- (1) 振動の発生原理は、3—3に述べたように、切削厚さの周期的な変動による切削抵抗の変化と、油圧駆動装置の周波数特性によるものであり、振動周波数 Z は主軸回転数 R_{ps} より小さい。
- (2) 振動の発生、不発生の判別は、3—3のi), ii)およびiii)によってなされる。
- (3) 油圧駆動装置の設計に当っては、 k を大にすることが、振動防止に対して有利である。当然のことながら、流量制御弁とシリング間の配管は、可撓管は用いずに、またできるだけ短い方が望ましい。
- (4) 油圧駆動による切削において、過度の重切削は避けるべきである。重切削では振動が発生するばかりでなく、切削終了時に送り速度が急激に大となり、工具の損傷を招くおそれがある。

終りに、実験装置作成、測定方法等について、本校の多数の教官方より御助言を頂いたこと、実習工場指導員の方々に御世話になったこと、および実験装置作成から実験に至るまで、本校学生、笹辺実、宮島幹雄両君の並々ならぬ御苦勞のあったことを附記して謝意を表する。

参 考 文 献

- 1) 沢村・ほか, 制御工学, 7—3 (昭38—6), 133
- 2) 松崎, 機械学会論文集, 29—206 (昭38—10), 1615
- 3) 竹中・ほか, 機械学会論文集, 31—222 (昭42—2), 275
- 4) 奥島・星, 近代機械, 2—1 (1968), 26
- 5) 星・リズビ, 精密機械, 35—1 (1969)), 8