工作機械油圧送り機構の過渡応答の解析*

岡村健二郎** 松原十三生** 赤 田 和 海***

Transient Response Analysis of Hydraulic Feed System of Machine Tool

Kenjiro OKAMURA, Tomio MATSUBARA, Kazumi AKADA

This paper deals with a transient response analysis of a hydraulic feed system of machine-tool. For a general model of the hydraulic feed system, the basic equations of the system are introduced. The experimental analysis of the transient response good agrees with the simulation of it using a analog computer and from this result it is confirmed that the basic equations are valid for the transient response. From the discussion of the effects of the various parameters on the transient response using the analog computer, it is made clear that the hydraulic feed system includes three different maa-spring-damper vibration systems where one is constructed by the table mass, the viscous resistance of the slide way and the interference of the piston-cylinder and the spring due to the compressibility of the oil in the cylinder and other system are constructed by the masses, the viscous resistances of the oil in the inlet and outlet pipe lines and the spring due to the compressibility of the oil in the cylinder.

1. 緒 言

油圧送り機構はその操作の容易さと駆動力の大きさ、運動のスムーズなことから工作機械の送り装置としてしばしばもちいられているが、欠点として剛性が他の送り方法に比して低く、かつ一定しないことがあげられる。そのため油圧送り機構をもちいた場合には低速度駆動時の摩擦振動原因となったり、強制外力が作用した場合の振動振幅が大きくなり位置決め精度を低下させたりする。これを改善するには油圧送り機構の動特性を支配する要因を的確に把握することが必要である。このような観点に立って本論文では、一般化された油圧送り機構モデルを考え、それを構成する各要素の運動方程式を導き、それらをもちいてステップ状速度入力をあたえた場合の送りテーブルの過渡応答をアナログ計算機で求め、実験結果と比較し、先に導いた構成要素各部の運動方程式の妥当性および種々の影響因子のステップ応答におよぼす効果について検討した結果をのべる。

2. 油圧送り機構モデルと各部の基礎式

工作機械用油圧送り機構の基本的な構成要素としては油圧源、配管、ピストンシリンダ、流量調整弁、案内面を含む送りテーブルが一般的に考えられる。油圧源は普通定圧とみなすことができ、また油圧ピストンは送りテ

ーブルに直結されている。送りテーブルの速度は流量調整弁あるいは四方弁をもちいて調節される。前者をもちいても後者をもちいても本質的には動作は異ならないので前者をもちいたモデルについて考える。その場合に弁の位置によってメータイン回路、メータアウト回路、ブリードオフ回路にわけられるが、もっとも剛性が大となるメータアウト回路が採用されている。以上の点を考慮して工作機械油圧送り機構のモデルとして図1に示すものをもちいる。すなわち、定圧源からでた油は入口管路をへてシリンダ高压側に流入し、低压側から出口管路をへて流量調整弁に導かれる。ここで送りテーブル速度の設定がおこなわれ、これをでた油はタンクにもどる。したがって図1の油圧送り機構モデルにおいては管路内の油の運動方程式、シリンダ内の油の運動方程式、すべり案内面を含むテーブルピストンの運動方程式、流量調整弁での油の運動方程式を明確にし、それにもとづいて解

図1 油圧送り機構モデル

*原稿受付 昭和46年4月16日。昭和46年度精機学会春季大会学術講演会（昭和46年4月5日）にて発表。

**正 会 員 京都大学工学部（京都市左京区吉田本町）

***京都市左京区蛸薬師新町西入ル

析することが必要となる。以下に各部の運動方程式を示す。

2.1 油圧管路の油の運動方程式

工作機械の油圧送り機構にもちいられる配管はあまり長いものはもちいられないので、管路内の油の運動を集中定数系としてとりあつかうことにする。その場合の運動方程式はつぎのようにして導かれる。いま円管の中心軸方向に x 軸、半径方向に r をとり油の x 方向の速度を u 、 r 方向の速度を u_r とすると円柱座標であらわした Navier-Stokes の運動方程式は半径方向の圧力差がないものとするとき次式で示される。

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} \right) \quad (1)$$

ただし、 p : 圧力、 ρ : 油の密度、 ν : 油の動粘性係数、 t : 時間

また連続の式は次式であらわされる。

$$\beta_{oil} \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_r}{r} + \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (2)$$

ただし、 β_{oil} : 油の圧縮率

管内での圧力、流量変動は管内を音速で伝わるが、管路の長さが短かければ管路の一端から他端までに要する時間はきわめて短かく、したがって強制的に加えられる圧力、流量変動時間がこれに比して大きい場合は音速を無限大、すなわち管路内の圧縮性を無視してもさしつかえない。このように考えると(2)式は

$$\frac{\partial u_r}{\partial t} + \frac{u_r}{r} + \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (3)$$

一方管内の油の流量を Q とすると

$$Q = \int_0^{d/2} 2\pi r u dr \quad (4)$$

ただし、 d : 管の内径

ここで

$$\int_0^{d/2} 2\pi r \left(\frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_r}{r} \right) dr = 0$$

なることに注意して(3)式に $2\pi r$ をかけて 0 から $d/2$ まで積分すると

$$\frac{\partial Q}{\partial x} = 0$$

となり流量 Q は t のみの関数となる。ここで管内の u の r 方向の速度分布を放物線で近似すると次式がえられる。

$$\frac{dQ}{dt} + \frac{32\nu}{d^2} Q = -\frac{\pi d^2}{4\rho l} (p_0 - p_1) \quad (5)$$

ここで、 l : 管路長さ、 p_0 、 p_1 : 管の入口、出口圧力 一般に管路には継手や曲り部分があり、このようなと

ころでは流体抵抗が生じ、その場合の抵抗 R は圧力降下 Δp と流量 Q をもちいて次式であらわすことができる。

$$R = \frac{\Delta p}{Q} \quad (6)$$

(6)式を(5)式に加えあわせることにより管内の油の運動方程式は次式で示される。

$$\frac{4\rho l}{\pi d^2} \frac{dQ}{dt} + \left(\frac{128\rho\nu l}{\pi d^4} + R \right) Q = p_0 - p_1 \quad (7)$$

2.2 シリンダ内の油の運動方程式

シリンダ内の油の運動方程式は連続の式からつぎのように与えられる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp_1}{dt} &= \frac{1}{\beta_1 V_1} (Q - A_1 U) & (\text{高压側}) \\ \frac{dp_2}{dt} &= \frac{1}{\beta_2 V_2} (A_2 U - Q) & (\text{低压側}) \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

ただし、 U : テーブル速度、 β : シリンダ内油の等価圧縮率、 A : ピストン有効受圧面積、添字 1, 2 はそれぞれ高压側と低压側を示す。

油の等価圧縮率はシリンダ壁の弾性変形を考慮した場合には低压側と高压側でことなりそれぞれつぎのようになる。 $\beta_1 = \beta_{oil} + \frac{A_1}{A_1} \beta_{cil}$; $\beta_2 = \beta_{oil} + \beta_{cil}$ ただし β_{cil} はシリンダ壁の変形を考慮した体積変化率であり次式で示される。

$$\beta_{cil} = \frac{1.4 D_1^2 + 2.6 D_2^2}{E(D_2^2 - D_1^2)}$$

ここで、 E : シリンダ壁の弾性係数、 D_1 、 D_2 : シリンダの内、外径

2.3 テーブルの運動方程式

図 1 に示したように送りテーブルはピストンに直結されているので、これらを一体として送りテーブルと考えればこれに作用する力はすべり案内面での摩擦力、ピストンシリンダ間の摩擦力、ピストン受圧面での油圧力およびテーブルに加わる強制外力である。このうちすべり案内面およびピストンシリンダ間の摩擦力はテーブル速度により複雑な変化をするが、ある程度以上速度が早ければ摩擦力は粘性抵抗が支配的となることがわかっている。摩擦力をこのように粘性抵抗によるものとみなすと送りテーブルの運動方程式は次式であらわされる。

$$\frac{W}{g} \frac{dU}{dt} + \xi_0 U + \eta_0 = A_1 P_1 - A_2 P_2 + F(t) \quad (9)$$

ここで、 W : テーブル重量、 ξ_0 : 粘性抵抗係数

η_0 : 抵抗定数、 $F(t)$: 強制外力

2.4 流量調整弁での特性式

普通にもちいられている圧力補償型流量調整弁の圧力、流量特性は非線形性をもっているが解析をおこなう

場合はこれを単純化した線形流量特性と仮定する. 圧力変化が小さければこの仮定は十分なりたち, 圧力と流量の関係は次式で示される.

$$p_0 - p_1 = CQ \quad (10)$$

ただし, C : 流量調整弁の流量係数

以上に示した油圧送り機構各部の運動方程式(7), (8), (9), (10)式から送りテーブルの過渡応答を論ずることができる.

3. 過渡応答実験

実験にもちいた油圧送り機構の油圧回路を図2に示す. この図の状態では送りテーブルは前進状態にあることを示している. 送りテーブル速度の検出はテーブル上に磁気テープをとりつけ, 静止座標系の磁気ヘッドとの相対速度を電子速度計をもちいて検出した. 速度波形はブラウン管オシロにえがかせそれを写真撮影した. ステップ状の速度変化は流量調整弁2個と2ポート2位置切換弁1個をもちいて図3のような回路を作り, 切換弁の電磁スイッチをオンオフすることにより与えた. この場合に切換弁のスプールの慣性その他の抵抗のために電磁スイッチをオンオフさせてもスプールの動きはこれより遅れる. そのためスプールの動きを直接測定してみた. すなわちスプールの一端にフォトランジスタをとりつ

図2 実験にもちいた油圧回路

図3 ステップ流量変化の設定方法

け, スプールの動きに応じて受光強さが変化し, 出力電流が変わることを利用して, スプールの動きを測定したところスプールの動き始めから静止するまでに要する時間は6ms程度であった. 実際に弁開度が変化する時間はこれより短かいと考えられ, 一方後でのべるようにステップ応答の整定時間が20ms以上であり, スプールの動きの遅れは問題とならないことが確かめられている.

実験に際しては油圧源のポンプを始動させ十分時間において油温が定常状態になってから実験をおこない, 油温は $34^{\circ}\pm 2^{\circ}\text{C}$ の範囲内に保った. テーブル速度は切換前は200cm/minに一定とし, この速度からステップ状に速度を減速するようにした. 表1にピストン, シリンダ配管等の仕様をまとめて示す.

実験において変化させたパラメータは速度変化量, シリンダ内油の容積比およびテーブル重量である. なおシリンダの油の容積比はピストンの位置によって変化するので便宜上変化量としてシリンダの高压側の端から測ったピストン位置で示すことにする.

以上のパラメータを変化させたときの過渡応答波形を図4(a), (b), (c)に示す. 各図において変化させたパラメータの値だけがその図の下に示されており, 示されていないパラメータは標準状態すなわち初期速度 $\dot{y}^0 = 200\text{ cm/min}$, 最終速度 $\dot{y}^1 = 50\text{ cm/min}$, ピストン位置

表1 実験装置仕様

シリンダ内径	8 cm
シリンダ外径	10 cm
シリンダ長さ	41 cm
ピストン厚さ	6 cm
配管内径	0.8 cm
管路長さ	$l_1 = 350\text{ cm}, l_2 = 350\text{ cm}$
作動油	#140 タービン油

図4 ステップ応答測定結果

$y_0=18$ cm, テーブル重量 $W=160$ kgであることを意味している。

また各図において上の波形が速度変動を, 下の波形がスプールの変位を示し, 速度のスケールは1目盛が50 cm/minに相当し, 横軸は1目盛20 msである。スプールの変位波形はステップ変化した後も振動が持続しているように見えるが, これは光源が60 c/sの電源電圧の変化に対応して光度の変化をしているためで, スプーは変動していないことが確かめられている。

図4(a)の速度変化量を変えた場合の過渡応答をみると, 速度変化量が大きくなるにつれ過渡振動が大きくなっていることがわかる。速度変化量が一番大きい場合には周期が10数msの短周期振動と周期が40ms以上の長周期振動が明りょうにみられ, 二つのことなる過渡振動が生じていることがわかる。図4(b)はシリンダ内の高圧側と低圧側の油の容積比をピストン位置によって変化した場合のステップ応答である。ピストンの全ストロークは35 cmであるから $y_0=5$ はピストンが図2において左端から5 cmのところ, $y_0=30$ は右端から5 cmのところ, $y_1=18$ はピストンがほぼ中央にあることを示している。

$y_0=5$ の場合には図2から明らかなように流量調整弁から遠い側にピストンが位置しており, 流量調整弁でステップ状の速度変動をあたえても時間遅れが大きくなることが予想されるが, 図4(b)でも $y_0=18$ や $y_0=30$ にくらべ $y_0=5$ の場合立ち上がりが遅くなって, 長周期振動が支配的であることがわかる。ピストン位置が流量調整弁側にもっとも近い $y_0=30$ ではテーブル速度変化の立ち上がりが急で, しかもこの場合は長周期振動よりも短周期振動が顕著である。

図4(c)はテーブルに重錘をのせ, それによりテーブル重量を変化させた場合の過渡応答である。テーブル重量がことなるとテーブル質量が関係している振動の周期がことなることが予想されるが, 実験した範囲内ではそれがあまり明りょうにはあらわれていない。テーブル重量が重いほど短周期振動が後まで持続していることからテーブル重量は短周期振動に関係するものと考えられる。

以上の実験結果から油圧送り機構には振動周期のことなる二つの振動系があることがわかった。ステップ状速度変動をあたえたときの過渡振動はこの実験において変化した速度変化量, シリンダ内油の容積比, テーブル重量がいずれも密接に関係しており, 過渡振動をできるだけなくするには速度変化量を小さくすることが有効であり, 高速度からいきなり低速度に切換をおこなえば当

然位置決め精度を悪化させることになることを示している。

4. アナコンによる過渡応答のシミュレーション

先に示した油圧送り機構構成要素の運動方程式をもちいて, 送りテーブルのステップ応答をアナコンでシミュレーションし実験結果と比較して基礎式の妥当性を検討し, さらに種々の影響因子の過渡応答におよぼす効果について考察してみる。そのため基礎式をつぎのように変換する。

(7)式から入口管路について

$$\frac{dQ_1}{dt} = -\lambda_1 Q_1 + \alpha_1 (p_0 - p_1) \quad (11)$$

ただし, $\lambda_1 = 32\nu/d_1^3 + \alpha_1 R_1$, $\alpha_1 = \pi d_1^2/4\rho l_1$, p_0 : 油圧源圧力, p_1 : シリンダ入口側の圧力, Q_1 : 入口管路の油の流量

出口管路については流量調整弁から直接大気中に油がでると考えると管路内の抵抗と流量調整弁の抵抗を考慮して次式がえられる。

$$\frac{dQ_2}{dt} = -\lambda_2 Q_2 + \alpha_2 (p_2 - p_3) \quad (12)$$

ただし, $\lambda_2 = 32\nu/d_2^3 + \alpha_2 (R_2 + C)$, $\alpha_2 = \pi d_2^2/4\rho l_1$, p_2 : シリンダ出口側の圧力, p_3 : 大気圧, Q_2 : 出口路流量

(8)式から

$$\frac{dp_1}{dt} = k_1 \left(Q_1 - A_1 \frac{dy}{dt} \right) \quad (13)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = k_2 \left(A_2 \frac{dy}{dt} - Q_2 \right) \quad (14)$$

ただし, $k_1 = 1/\beta_1 V_1$, $k_2 = 1/\beta_2 V_2$

外力 $F(t)$ が0の場合は(9)式は

$$\frac{W}{g} \frac{d^2 y}{dt^2} = -\xi_0 \frac{dy}{dt} - \gamma_0 + A_1 p_1 - A_2 p_2 \quad (15)$$

以上の式を連立させ, 流量調整弁の開度すなわち C をステップ状に変化させるとテーブル速度のステップ応答がえられる。これをアナコンでシミュレートさせた結果を図5に示す。シミュレーションは高速型アナコンをもちい, 図5の軸のスケールは図4とまったく同一にとった。図5(a), (b), (c)は実験結果図4(a), (b), (c)に対応している(図5(c)だけは荷重の変化範囲が実験より大きくとってある。)

まずこれら三つの図を実験結果と比較検討してみる。速度変化量を変えた(a)の場合をみるとアナコンのシミュレーション結果と実験結果はよく一致しており, 速度変化量が小さい場合は応答波形がなめらかで, 過渡振動が小さいが速度変化量が大きくなるにつれ応答は振動的

図5 ステップ応答のアナコンによるシミュレーション結果

となり振幅も大きくなっている。アナコンの結果もやはり過渡振動に2種類あり、短周期振動と長周期振動の合成されたものとなっている。周期は12~13msのものと45msの二つであり周期についても実験結果とよく一致している。つぎにシリンダ内の容積比を変えた(b)の場合について比較してみる。ピストンが入口側に近い場合は応答波形は計算結果と実験結果がよく一致しており長周期振動が支配的となっている。ピストンが出口側に近づくにつれ長周期振動が減衰し、短周期振動が顕著になる傾向も計算と実験結果は同じであるが、ピストンがもっとも右端の場合($y_0=30$)の短周期振動の周期は計算と実験で明らかにことになっている。この相異の原因としてはシリンダ内に気泡が混入していたのではないかと考えられる。 y_0 が小さくて低圧側の体積 V_2 が大きい場合は気泡の影響は小さく、 y_0 が大きくなって体積 V_2 が小さくなるとわずかの気泡でも油の等価圧縮率を増加させ、そのため $y_0=30$ の場合は実験と計算で周期が相異したと推察される。

つぎにテーブル重量を変えた(c)の場合について比較してみる。この場合比較は $W=160$ kgについてしかできないが振動周期、波形とも一致している。アナコンの計算ではテーブル重量を大きく変化させたが、明らかに重量変化により短周期振動の周期が変化しているのがよみとれる。

以上三つのパラメータを変化させた場合のアナコンに

よるシミュレーションと実験結果の比較から両者がよく一致することが確認できた。これにより先に示した油圧送り機構構成要素の運動基礎式が過渡応答に対して十分なりたつことが明らかとなった。

図5(d)以下では実験では手軽に変化できないパラメータを変化させ、二つの振動系が何によって構成されているかを検討してみる。(d)はピストンシリンダ間および案内面間の粘性抵抗を変化させた場合で、粘性抵抗 ξ_0 を大きくすると短周期振動がすみやかに減少していることから ξ_0 は短周期振動の減衰係数に関係していることがわかる。図5(e)はシリンダ内の油の等価圧縮率を変化させた場合で、圧縮率を大きくすると短周期振動の周期が長くなっており、図5(c)でテーブル重量を大きくするとやはり短周期振動の周期が長くなったことを考えると、短周期振動はテーブル質量、ピストンシリンダ間および案内面間の粘性抵抗、シリンダ内油の圧縮性にもとづくばね定数で定まる振動系であるといえる。なお図5(e)では圧縮率を変えると長周期振動の周期も同じように変化していることから、長周期振動のばね定数にも関係していると考えられる。図5(f), (g)は λ_1, λ_2 の影響をみたもので、 λ_1, λ_2 はいずれも短周期振動には影響をあたえず、長周期振動を減衰させていることから考えてこれらは長周期振動の減衰係数に比例した量であるといえる。

図5(h), (i)は α を変化させた場合のステップ応答で

ある。 α は定義から管内油の質量に関係しており、 α を大きくすると短周期振動は変化せず、長周期振動の周期が短くなっていることから、 α は長周期振動系の質量に逆比例する量であるといえる。以上のことから長周期振動は管内油の質量、管内の油による減衰抵抗およびシリンダ内油の圧縮性にもとづくばね定数で構成される振動であることが明らかとなった。

以上アナコンによる過渡応答のシミュレーションから油圧送り機構が二つの振動系が適当に組みあわされたものであることが明らかとなった。

5. 結 言

本論文では油圧送り機構を示す一般的モデルについて各構成要素の運動基礎式を導き、ステップ状速度入力をあたえた場合の送りテーブルの過渡応答に関する実験的解析ならびに基礎式にもとづくアナログ計算機によるシ

ミュレーションをおこなった。その結果両者がよく一致することを確認し、基礎式が過渡応答に対して十分成立することが明らかとなった。基礎式の妥当性がえられたことから実験で変化できないパラメータについても、アナログ計算機でシミュレーションをおこない油圧送り機構の振動特性について検討を加えた。その結果油圧送り機構が二つの振動系からなりたっており、一つはテーブル質量、案内面間、ピストンシリンダ間の粘性抵抗およびシリンダ内の油の圧縮性からきまるばね定数によって構成される振動系であり、他の一つは入口および出口管路内の油の質量、粘性抵抗およびシリンダ内の油の圧縮性によってきまるばね定数で構成される振動系であることが明らかとなった。このような油圧送り機構の送りテーブルに強制振動外力が加えられたときの周波数応答については続報において述べられる。

情 報

科学技術庁未来予測発表

科学技術庁はこのほどわが国の科学技術政策の方針ともいべき技術予測報告書をまとめた。

これは社会開発、情報、医療保健、食糧農業、工業・資源の5部門にわたって人文、自然科学の各分野に精通した4000人を対象に社会、経済のニーズにあった科学技術を選定、その主要性、開発時期をアンケート調査したもので、これによると環境汚染物質の人体への許容限度解明、安全な食品の普及、ガン死亡率の半減など公害、安全についての関心度がきわめて高く、とくに技術開発の分野では安全な化学農業、核融合実験炉、電力容量10倍の電池、人工衛星による世界的気象観測システム、水質汚濁完全浮化装置の開発など早期実用化が予測されている。

このような大がかりな技術予測をまとめたのは世界でもはじめての試みといわれ、科学技術庁はこれをたたき台に将来の科学技術のありかたを再検討していく方針である。

科学技術は社会、経済発展の原動力でその役割は大きい。これを効果的に発展させていくためには他の政策との関連を十分に配慮しながら科学技術政策を明確な目標にそって計画的にすすめていく長期計画が必要である。

こうした観点から科学技術は将来の社会、経済のニーズを調査し、これにマッチした科学技術はなんであり、

また技術的実現の可能性はあるかなどを探るのを目的に今回の大がかりな技術予測を実施したものである。

調査内容は①社会開発部門（生活、レジャー、国土都市開発、交通輸送、公害災害、教育など）②情報部門（社会経済での情報利用、流通、情報処理、エレクトロニクスなど）③医療保健部門（予防、治療医学の高度化、医療システムの高度化、人間環境、社会環境など）④食糧農業部門（農林水産業、新食糧資源の開発など）⑤工業、資源（宇宙開発、海洋開発、エネルギー開発、資源開発、鉱工業生産の高度化、新材料の開発など）からなり、とくに科学技術の関連したあらゆる分野を調査の対象とし、「なにをなすべきか」の重要度の評価を定点に、今後30年間というかなり長期間の予測を行なっている。

調査結果で総体的にいえることは公害、安全に対する関心が高く、この部門での技術開発は急速に進むといった意見が多く、また原子力エネルギー、コンピュータ、エレクトロニクスの技術進歩に期待をかけている。

半面、比較的関心度の低いのは海上公園などレジャーへの関心、ファクシミク、家庭への情報ネットワーク、人工心臓の移植、カメレオン繊維などがあげられている。

2000年までに実用化が予測される部門別技術開発で関心度の高い項目はつぎのとおり（カッコ内は実現予測時期）。

(58 頁へつづく)