doi:10.16018/j.cnki.cn32-1650/n.201901006

# 调速阀出口节流调速系统动态特性仿真研究

张国泰,杨静

(燕山大学 机械工程学院,河北 秦皇岛 066000)

摘要:为获得节流调速系统在不同工作条件下的动态特性,在 MATLAB/Simulink 环境下建立调 速阀出口节流调速系统的仿真模型,分析不同开口面积和不同外负载对系统启动及速度切换时 动态特性的影响,得出如下结论:(1)在不同开口面积和外负载工况下启动时,液压缸均会有不 同程度的速度超调,尤其是在低速和轻载的工况下更为明显;(2)外负载一定时,液压缸速度与 调速阀的开口面积成比例,表现为开口面积越小启动时的超调量越大;(3)在同一调速阀开口 面积、不同外负载情况下,系统启动后的速度稳态值基本一致,表明该回油调速系统具有良好的 速度刚度特性;(4)外负载主要影响系统的瞬态响应过程,在小负载情况下,系统超调量和速度 达到稳定值所经历时间较大负载时有所增加。

关键词:回油调速;动态特性;Matlab/Simulink

中图分类号:TH137 文献标识码:A

节流调速是液压系统的一种主要调速方式。 根据使用的流量调节元件的不同,节流调速可分 为节流阀节流调速、调速阀节流调速。由于普通 节流阀在实际应用中存在速度不稳定、刚性差的 缺点<sup>[1-2]</sup>,因此在机床、工程机械、农业机械等液 压系统中,调速阀节流调速逐渐代替节流阀节流 调速。

按调速阀在回路中位置的不同,调速阀节流 调速又可分为进油路调速、回油路调速和旁油路 调速。通常进油路调速适合液压缸速度的粗调, 回油路调速适合液压缸速度的微调<sup>[3-4]</sup>。调速系 统速度响应的快速性、平稳性对机床切削加工质 量、液压系统的振动冲击有着至关重要的影响,本 文针对调速阀出口节流调速系统,对其在不同工 作条件下的动态特性进行仿真研究,为调速系统 在设计阶段合理选择参数提供借鉴。

## 1 工作原理

调速阀出口节流调速系统工作原理如图1所示。由图1可知,调速阀出口节流调速系统由溢流阀、液压缸、定量泵和调速阀组成,当调速阀的 开口面积改变时,系统的背压随之改变,进而流入

文章编号:1671-5322(2019)01-0032-05

液压缸的流量也发生变化[5-6]。



1-溢流阀;2-液压缸;3-调速阀;4-定量泵。

图1 调速阀出口节流调速系统原理图

# Fig. 1 Schematic diagram of speed control valve outlet throttle speed control system

2 数学模型

液压缸的运动速度与系统各元件的动态特性 有关,系统溢流阀和调速阀的结构简图分别如图 2、图3所示。

2.1 物理方程

系统各元件的动力学模型建立如下: (1)液压泵的输出流量方程  $q_1 = nV - C_p p_1$ 

(1)

### 收稿日期:2018-06-22

作者简介:张国泰(1991一),男,江苏滨海人,硕士生,主要研究方向为流体传动与控制。



图 2 溢流阀 Fig. 2 Relief valve



图 3 调速阀 Fig. 3 Throttle valve

式中: $q_1$ 为液压泵输出流量,m<sup>3</sup>/s;n为液压 泵转速,r/min;V为液压泵的额定排量,mL/r; $C_p$ 为液压泵泄漏系数,m<sup>3</sup>/(s·Pa); $p_1$ 为液压泵出 口压力,Pa。

(2)溢流阀的流量方程

当 $p_1 > p_k$ 时,

溢流阀的流量方程为

$$q_2 = C_d A(x) \sqrt{\frac{2p_1}{\rho} + A_1} \frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t}$$
(2)

阀芯受力平衡方程为

$$p_{2}A_{1} = m_{1} \frac{d^{2}x}{dt^{2}} + f_{1} \frac{dx}{dt} + k_{1}(x_{0} + x) + K_{1}xp_{1}$$
(3)

$$p_2 = p_1 - \frac{128\mu l_y}{\pi d_y^4} A_1 \frac{dx}{dt}$$
(4)

式中: $p_k$ 为溢流阀开启压力,且 $p_kA_1 = k_1x_0$ , Pa; $A_1$ 为阀芯承压面积,m<sup>2</sup>; $k_1$ 为弹簧刚度,N/m;  $x_0$ 为弹簧预压缩量,m; $q_2$ 为阀口流量,m<sup>3</sup>/s; $C_d$ 为 流量系数;A(x)为阀口通流面积( $A(x) = \pi d_1x, d_1$ 为阀芯直径,m),m<sup>2</sup>;x为阀芯位移,m; $p_2$ 为敏感 腔压力,Pa; $m_1$ 为阀芯等效质量,kg; $f_1$ 为阀芯黏性 阻尼系数,N/(m·s<sup>-1</sup>); $K_1$ 为液动力系数( $K_1 = 2\pi C_d C_v d_1 \cos\alpha, C_v$ 为流速系数; $\alpha$ 为射流与阀芯轴 线夹角,(°)),m; $\mu$ 为动力黏度,Pa·s; $l_y$ 为孔道y的长度,m; $d_y$ 为孔道y的直径,m。

(3)液压缸的流量方程<sup>[7]</sup>  

$$q_3 = A_2 \frac{dy}{dt} + \frac{V_{10} + A_2 y}{\beta_e} \frac{dp_1}{dt} + C_{ip}(p_1 - p_2)$$
(5)

$$q_{4} = C_{ip}(p_{1} - p_{2}) + A_{3} \frac{dy}{dt} - \frac{V_{20} - A_{3}y}{\beta} \frac{dp_{2}}{dt} - C_{ep}p_{2}$$
(6)

活塞受力平衡方程为

$$P_1 A_2 - p_2 A_3 = m_2 \frac{d^2 y}{dt^2} + f_2 \frac{dy}{dt} + F \qquad (7)$$

式中: $q_3$ 为液压缸进口流量, $m^3/s$ ; $q_4$ 为液压 缸出口流量, $m^3/s$ ;y为活塞位移,m; $A_2$ 、 $A_3$ 分别为 活塞两端受力面积, $m^2$ ; $V_{10}$ 、 $V_{20}$ 分别为液压缸两 腔初始容积, $m^3$ ; $C_{ip}$ 、 $C_{ep}$ 分别为液压缸内、外泄漏 系数, $m^3/(s \cdot Pa)$ ; $m_2$ 为活塞杆及连着的重物折 算到活塞上的质量,kg; $f_2$ 为活塞及负载黏性阻尼 系数, $N/(m \cdot s^{-1})$ ;F为外负载力,N; $\beta_e$ 为油液体 积弹性模量,Pa。

(4) 调速阀的流量方程为

$$q_4 = C_d A(z) \sqrt{\frac{2(p_2 - p_3)}{\rho}}$$
(8)

$$q_4 = C_d A_4 \sqrt{\frac{2p_3}{\rho}} + A_5 \frac{dz}{dt}$$
 (9)

当 $A_5p_3 + K_2z_{max}(p_2 - p_3) > k_2z_0$ 时,阀芯受力 平衡方程为

$$A_{5}p_{4} = m_{3} \frac{d^{2}z}{dt^{2}} + f_{3} \frac{dz}{dt} + k_{2}(z + z_{0}) - K_{2}(z_{max} - z)(p_{2} - p_{3})$$
(10)

$$p_4 = p_3 - \frac{128\mu l_i}{\pi d_i^4} A_5 \frac{dz}{dt}$$
(11)

式中:A(z)为阀口通流面积( $A(z) = \pi d_2(z_{max} - z_{max})$ 

z),d<sub>2</sub>为阀芯直径,m),m<sup>2</sup>; $z_{max}$ 为阀口预开口度, m;z为阀芯位移,m; $p_3$ 为节流阀进油口压力,Pa;  $A_4$ 为节流阀开口面积,m<sup>2</sup>; $A_5$ 为阀芯受力面积, m<sup>2</sup>; $p_4$ 为敏感腔压力,Pa; $k_2$ 为弹簧刚度,N/m; $z_0$ 为 弹簧预压缩量,m; $m_3$ 为阀芯等效质量,kg; $f_3$ 为阀 芯黏性阻尼系数,N/(m·s<sup>-1</sup>); $K_2$ 为液动力系数 ( $K_2 = 2\pi C_d C_v d_2 \cos\alpha$ ),m; $d_i$ 为孔道 t 的直径,m; $l_i$ 为孔道 t 的长度,m。

### 2.2 状态方程

由式(1)~(11)可以看出,该回油调速系统 是一个多输入、多输出的时变非线性系统,其状态 方程表达式为

$$\begin{cases} x(1) = x, x(2) = \frac{dx}{dt}, x(3) = p_1, x(4)p_2, \\ x(5) = y, x(6) = \frac{dy}{dt}, x(7) = z, x(8) = \frac{dz}{dt} \end{cases}$$
  

$$if x(3) > p_k$$
  

$$x(1) = x(2)$$
  

$$x(2) = -\frac{k_1}{m_1}x(1) - \left(\frac{f_1 + \frac{128\mu l_y}{\pi d_y}A_1^2}{m_1}\right)x(2) + \frac{A_1}{m_1}x(3) - \frac{K_1}{m_1}x(1)x(3) - \frac{k_1x_0}{m_1} x(2) + \frac{A_1}{m_1}x(3) - \frac{K_1}{m_1}x(1)x(3) - \frac{k_1x_0}{m_1} x(2) - \frac{K_1}{m_1}x(3) + \frac{B_e}{V_{10} + A_2x(5)}[-A_1x(2) - \frac{K_1}{m_1}x(3) + C_{ip}x(4) - A_2x(6) - \pi C_d d_1x(1) \sqrt{\frac{2x(3)}{\rho}} + nV \end{bmatrix}$$

else

$$x(1) = 0$$
  

$$x(2) = 0$$
  

$$x(3) = \frac{\beta_e}{V_{10} + A_2 x(5)} [-(C_p + C_{ip})x(3) + C_{ip} x(4) - A_2 x(6) + nV]$$
  

$$x(5) = x(6)$$
  

$$x(6) = \frac{A_2}{m_2} x(3) - \frac{A_3}{m_2} x(4) - \frac{f_2}{m_2} x(6) - \frac{F}{m_2}$$
  
if  $A_5 p_3 + K_2 z_{max} (p_2 - p_3) > k_2 z_0$   

$$x(7) = x(8)$$

$$\dot{x(8)} = -\frac{k_2}{m_3}x(7) - \frac{\frac{128\mu l_t A_5}{\pi d_t^4} + f_3}{m_3}x(8) + \frac{K_2}{m_3}[z_{max} - x(7)][x(4) - p_3] + \frac{A_5}{m_3}p_3 - \frac{k_2 z_0}{m_3}}{x(4)} + \frac{\beta_e}{V_{20} - A_3 y}[C_{ip}x(3) - (C_{ip} + C_{ep})x(4) + A_3 x(6) - A_5 x(8) - C_d A_4 \sqrt{\frac{2p_3}{\rho}}]$$

else

$$\begin{aligned} x(7) &= 0\\ x(8) &= 0\\ \dot{x(4)} &= \frac{\beta_e}{V_{20} - A_3 y} [C_{ip} x(3) - (C_{ip} + C_{ep}) x(4) + A_3 x(6) - C_d A_4 \sqrt{\frac{2p_3}{\rho}}] \end{aligned} (12)$$

#### 3 MATLAB/Simulink 仿真分析

#### 3.1 建立仿真模型

在 Simulink 界面从库中依次调用自定义函数 MATLAB Function、积分环节、阶跃信号、开关、限 幅、示波器等模块<sup>[8]</sup>,根据上述建立的状态方程, 按信号关系连接(其中常量、变量的定义,以及状 态方程中函数的关系主要在 MATLAB Function 模 块中编程完成);在示波器中设置数值,并将计算 的结果传输到工作空间,用以对数据进行绘图和 分析。搭建的调速阀出口节流调速系统仿真模型 如图4所示。



#### 3.2 设置仿真参数

调速阀出口节流调速系统仿真模型各参数设 定如下:泵的转速 n = 1450 r/min,排量 V = 9 mL/ r,泄漏系数  $C_p = 4 \times 10^{-12} \text{ m}^3 / (\text{s} \cdot \text{Pa}); 溢流阀的$ 弹簧刚度  $k_1 = 2 \times 10^4$  N/m, 预压缩量  $x_0 = 14.5$ mm; 阀芯承压面积  $A_1 = 7.8 \times 10^{-5} \text{ m}^2$ , 阀芯等效 质量  $m_1 = 0.1$  kg,阀芯黏性阻尼系数  $f_1 = 400$  N/ (m·s<sup>-1</sup>),动力黏度 µ = 0.034 Pa·s;孔道的长 度  $l_y = 20 \text{ mm}$ ,直径  $d_y = 4 \text{ mm}$ ;液压缸活塞两端受 力面积分别为 A<sub>2</sub> = 6.36 × 10<sup>-3</sup> m<sup>2</sup>、A<sub>3</sub> = 4.36 ×  $10^{-3}$  m<sup>2</sup>,两腔初始容积分别为 V<sub>10</sub> = 3.53 × 10<sup>-4</sup> m<sup>3</sup>、V<sub>20</sub> = 2.97 × 10<sup>-3</sup> m<sup>3</sup>, 内、外泄漏系数分别为  $C_{ip} = 8 \times 10^{-13} \text{ m}^3 / (\text{s} \cdot \text{Pa}) C_{ep} = 4 \times 10^{-13} \text{ m}^3 / (\text{s} \cdot \text{Pa})$ Pa),折算到活塞上的质量  $m_2 = 400 \text{ kg};活塞及负$ 载黏性阻尼系数  $f_2 = 25\ 000\ \text{N/(m} \cdot \text{s}^{-1})$ ;油液体 积弹性模量  $\beta_e = 7 \times 10^8$  Pa; 阀芯直径  $d_2 = 10$  mm, 阀口预开口度 $z_{max}$  = 1.5 mm, 阀芯受力面积 $A_5$  = 7.85×10<sup>-5</sup> m<sup>2</sup>; 弹簧刚度 k<sub>2</sub> = 8 000 N/m, 弹簧预 压缩量  $z_0$  = 4.9 mm; 阀芯等效质量  $m_3$  = 0.1 kg, 阀芯黏性阻尼系数  $f_3 = 400 \text{ N/(m \cdot s^{-1})}$ ;孔道的 直径  $d_1 = 4 \text{ mm}$ ,长度  $l_1 = 20 \text{ mm}$ 。数值仿真算法 采用定步长 ode3 (Bogacki-Shampine) 算法,步长 为1×10<sup>-6</sup>;同时设置定量泵的输出流量,使之与 调速阀的额定流量相匹配。

#### 3.3 分析仿真结果

在该回油调速系统中,为研究不同速度下系 统的动态特性,在外负载  $F = 20\ 000\ N, p_k = 3.7 \times 10^6$  Pa 的条件下,改变调速阀的开口面积,得到液 压缸的速度响应曲线如图 5 所示。图 5 中,在泵 源流量一定的情况下,对应不同的调速阀开口面 积(2 mm<sup>2</sup>、4 mm<sup>2</sup>、6 mm<sup>2</sup>),液压缸速度的稳态值 分别为0.010 3 m/s、0.020 7 m/s、0.030 5 m/s, 速度的超调量分别为 317%、108%、41%。通常 这种较大的速度超调在现实中常常表现为工作台 低速启动或微量进给时的瞬间突跳。

在机床液压系统中,工作台常常要根据加工 要求进行速度切换,如由快进转一工进,再由一工 进转二工进,图 6 为不同外负载时该调速系统速 度切换时液压缸的速度响应曲线。由图 6 可知, 在  $t = 0 \sim 0.3$  s 时,调速阀开口面积  $A_4 = 6$  mm<sup>2</sup>; t > 0.3 s 时, $A_4$ 从 6 mm<sup>2</sup>骤减至 2 mm<sup>2</sup>。在  $t = 0 \sim$ 0.3 s 时,由于溢流阀尚未开启,故外负载越大,进 油路的压力就越大;当t > 0.3 s 时,调速阀开口面 积减小,回油路背压增大,进油路压力随之增大, 此时外负载越大溢流阀就越先开启,速度换接就 越快。



理论上讲,该调速系统的动态特性还与外负 载有关。在上述仿真的基础上,得到不同外负载 时液压缸的速度响应曲线如图7所示。由图7可 知,在同样的调速阀开口面积下,外负载越大,溢 流阀越先开启,液压缸速度越先进入平稳状态。

### 4 结论

(1)该调速阀出口节流调速系统在不同开口 面积和外负载工况下启动时,液压缸均会有不同 程度的速度超调,尤其是在低速和轻载的工况下 更为明显。

(2)外负载一定时,液压缸速度与调速阀的 开口面积成比例,表现为开口面积越小启动时的 超调量越大;在进行速度切换时,外负载越大,换 接的时间越短。

(3)在同一调速阀开口面积、不同外负载情况下,系统启动后的速度稳态值基本一致,

表明该回油调速系统具有良好的速度刚度特性。外负载主要影响系统的瞬态响应过程,在小 负载情况下,系统超调量和速度达到稳定值所经 历时间较大负载时有所增加。



Fig. 7 Different external load response curves

## 参考文献:

- [1] 杨红艳,崔昭霞.节流调速液压系统动态特性研究[J].中国机械工程,2014,25(20):2724-2728.
- [2] 陈永清,黄金. 基于 Simulink 的复合节流调速系统仿真分析[J]. 液压与气动,2011(10):15-17.
- [3] 姚黎明,邹灵琳.节流阀节流调速系统速度平稳性分析[J].液压与气动,2007(11):20-23.
- [4] 朱琪. 在单杆缸液压回路中合理应用调速阀[J]. 液压与气动,2002(4):21-22.
- [5] 李壮云. 液压元件与系统[M]. 北京:机械工业出版社,2011.
- [6] 王洁, 苏东海, 官忠范. 液压传动系统 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2015.
- [7] 王春行. 液压控制系统[M]. 北京:机械工业出版社,1999.
- [8] 赵广元. MATLAB 与控制系统仿真实践[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2012.

# Simulation Study on Dynamic Characteristics of Speed Regulating Valve Outlet Throttle Speed Regulating System

### ZHANG Guotai, YANG Jing

(School of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao Hebei 066000, China)

Abstract: In order to obtain the dynamic characteristics of the throttling speed control system under different working conditions, the simulation model of the speed control valve outlet throttling speed control system is established in MATLAB/Simulink environment, and the simulation research is carried out. Through simulation, the effects of different opening areas and different external loads on the dynamic characteristics of system startup and speed switching are analyzed, and the following conclusions are drawn. Firstly, when starting under different opening areas and external load conditions, the hydraulic cylinders will have different speed overshoots, especially in low speed and light load conditions. Secondly, when the external load is constant, the hydraulic cylinder speed is proportional to the opening area of the speed control valve, which means that the smaller the opening area, the larger the overshoot when starting. Thirdly, in the case of the same speed control valve opening area and different external load, the steady state value of the system after starting is basically the same, which indicates that the oil return speed control system has good speed stiffness characteristics. Finally, external load mainly affects the transient response process of the system. Under the condition of small load, the time that the overshoot and speed of the system reach the stable value increases when the load is large.

Keywords: oil return speed regulation; dynamic characteristics; MATLAB/Simulink