

调速阀式旁路节流调速系统 动态特性理论及试验研究

陈继文¹, 李志红², 杨红娟³, 于复生¹

(1 山东建筑大学 机电工程学院, 山东 济南 250101; 2 厦门理工学院 机械工程系, 厦门 361024

3 山东建筑大学 信息与电气工程学院, 山东 济南 250101)

摘要: 针对负载变化时旁路节流调速回路存在的液压缸输出前冲和液压缸进油腔压力冲击的问题, 采用理论分析与试验研究相结合的方法, 研究了调速阀式旁路节流调速系统参数变化对系统动态特性的影响. 建立了旁路串接调速阀的节流调速系统动态特性的理论模型, 并进行了相应的试验研究, 试验数据分析结果与理论分析相吻合, 为此类型回路系统设计提供了参考依据.

关键词: 旁路节流调速; 动态分析; 方块图

中图分类号: TH 137.7 **文献标识码:** A **文章编号:** 1007-855X(2010)01-0056-05

Theory and Experimental Research of Dynamic Characteristics of Speed Control Valve Type by-Pass Trimming Circuit

CHEN Ji-wen¹, LI Zhi-hong², YANG Hong-juan³, YU Fu-sheng¹

(1. School of Mechanical and Electronic Engineering Shandong Jianzhu University, Jinan 250101, China

2. Department of Mechanical Engineering Xiamen University of Technology, Xiamen Fujian 361024, China

3. School of Electronic and Electrical Engineering Shandong Jianzhu University, Jinan 250101, China)

Abstract Considering abrupt forward output of the hydraulic cylinder and pressure shocks of the supply cavity of hydraulic cylinder in response to the load changes of by-pass trimming circuit this paper studies the influence of parameters changes of speed control valve type by-pass trimming system on the dynamic characteristics of hydraulic system by theoretical analysis and experimental study. A theoretical model of dynamic characteristics is established for the throttle governing speed control system with by-pass speed control valve. The corresponding experimental study is then described. The analysis results of experimental data are in agreement with theoretical analysis, which may be referential for the design of this type of circuit.

Key words by-pass throttle speed control; dynamic analysis; block diagram

0 引言

近些年来液压设备在各行各业得到广泛应用和发展. 无论复杂或简单的液压系统都是由一些基本回路组成, 其中实现功率传递的调速回路的性能往往对系统的整个性能起着决定性的影响, 系统中的其他回路常围绕调速回路来匹配^[1]. 旁油路节流调速回路结构简单, 回路效率高、经济性好, 在高速大负载等场合得到广泛应用, 如牛头刨床、起重机回转制动回路、液压电梯等. 但实践中发现: 负载突然增加造成液压系统中的液流突然变速, 液压缸无杆腔压力的瞬时升高, 造成液压冲击, 并伴有巨大的噪声和震动等现象; 卸载时, 液压缸的输出有前冲. 液压缸输出前冲和液压缸进油腔压力冲击可导致刀具损坏、零件加工质量

收稿日期: 2009-08-24 基金项目: 建设部科技计划项目基金(项目编号: 2007-k8-15).

第一作者简介: 陈继文(1978-), 男, 博士, 讲师. 主要研究方向: 机电产品数字化设计与制造、机器人工程.

E-mail: chenjiwen@sdjzu.edu.cn

下降、密封元件损坏、液压元件和系统寿命下降等现象, 给生产带来了不必要的损失. 因此, 设计和评价液压系统时, 除要求系统必须完成规定的动作循环和满足静态性能之外, 还要求它必须具备良好的动态特性^[2-6]. 旁路串接调速阀适用负载变化、运动平稳性要求高的调速系统, 通过对其进行理论及试验分析来研究旁路节流调速系统的动态特性, 揭示液压缸无杆腔压力变化随负载变化的动态特性, 分析系统参数变化对压力变化等的影响规律, 这对液压元件的设计、检验及元件主参数的选择提供更为准确依据.

1 旁路节流调速系统动态建模

1) 液压缸活塞受力平衡方程. 旁路节流调速阀回路如图 1 所示, 不考虑液压泵流量脉动、液压缸泄漏和管道动态特性及管道压力损失的情况下^[7-9], 液压缸活塞的受力方程为:

$$A_1 p_1(t) - A_2 p_3(t) = m \frac{du}{dt} + B u(t) + f(t) \quad (1)$$

式中: A_1, A_2 分别为液压缸无杆腔、有杆腔的有效工作面积; $p_1(t), p_3(t)$ 分别为液压缸无杆腔、有杆腔的压力; m 为活塞的质量; B 为粘性摩擦阻尼系数; $f(t)$ 为外负载; $u(t)$ 为活塞的运动速度.

2) 液压缸无杆腔液流连续性方程:

$$q_1(t) = A_1 u(t) + \frac{V_H}{E} \frac{dp_1(t)}{dt} + \lambda [p_1(t) - p_3(t)] \quad (2)$$

式中: $q_1(t)$ — 液压缸无杆腔进油流量; V_H — 液压缸无杆腔的容积 (包括管道); E — 油液的有效体积弹性模量; λ — 液压缸的漏损系.

3) 调速阀的动态特性分析. 调速阀的动态特性是压力补偿阀和节流阀动态特性的综合. 若忽略微小项液动力、阀芯的质量、阀芯粘性阻力, 调速阀流量对进口压力 $P_1(s)$, 出口压力 $P_3(s)$ 和节流开度面积 $A(s)$ 的动态变化传递函数:

$$Q_T(s) = \frac{k_p^1 k_q^2 k_x}{k_x k_p^1 + k_x k_p^2 + A k_q^2} P_1(s) - \frac{k_p^1 k_q^2 k_x}{k_x k_p^1 + k_x k_p^2 + A k_q^2} P_3(s) + \frac{A k_q^1 k_q^2 + k_q^1 k_p^2 k_x}{k_x k_p^1 + k_x k_p^2 + A k_q^2} A(s) \quad (3)$$

式中: 式中负号说明调速阀流量与出口压力变化方向相反; A — 节流阀的截流面积; k_x — 压力补偿阀阀芯弹簧刚度, 压力补偿阀窗口宽度的流量系数 $k_w = C_d W \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{10} - p_{20})}$; 节流阀的流量增益 $k_q^1 = C_d$

$\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{20} - p_{30})}$; 节流阀的压力流量系数 $k_p^1 = \left(\frac{C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}}}{2 \sqrt{p_{20} - p_{30}}} \right)$; 压力补偿阀的压力 - 流量系数 $k_p^2 = C_d W$

$\left(\frac{C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}}}{2 \sqrt{p_{10} - p_{20}}} \right)$; 压力补偿阀的流量增益 $k_q^2 = C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{10} - p_{20})}$.

3) 定量泵出口液流流量 $q_p(t)$.

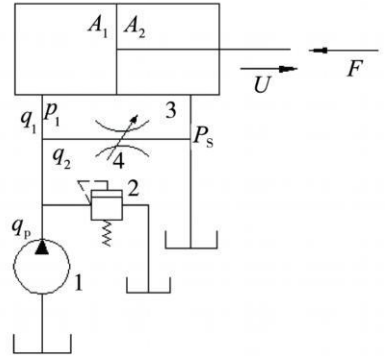
$$q_p(t) = q_1(t) + q_r(t) \quad (4)$$

$q_r(t)$ — 系统旁路经调速阀液流流量.

4) 假定系统回油压力 $p_3(t) = 0$, 则由式 (1), (2), (3) 式得:

$$A_1 p_1(t) = m \frac{du(t)}{dt} + B u(t) + f(t) \quad (5)$$

$$q_1(t) = A_1 u(t) + \frac{V_H}{K} \frac{dp_1(t)}{dt} + \lambda_c p_1(t) \quad (6)$$



1.定量叶片泵 2.溢流阀 3.液压缸 4.调速阀

图1 旁路节流调速回路原理图

Fig.1 Schematic diagram of bypass throttle circuit

$$Q_T(s) = \frac{k_p^1 k_p^2 k_x}{k_x k_p^1 + k_x k_p^2 + A k_q^2} P_1(s) + \frac{A k_q^1 k_q^2 + k_q^1 k_p^2 k_x}{k_x k_p^1 + k_x k_p^2 + A k_q^2} A(s) \quad (7)$$

对定量泵 $q_p = \text{常数}$, 将 (4) ~ (7) 式线性化并将平衡工作点移至坐标原点, 进行拉氏变换^[10].

$$Q_1(s) + Q_T(s) = 0 \quad (8)$$

$$P_1(s)A_1 = (ms + B)u(s) + F(s) \quad (9)$$

$$Q_1(s) = A_1 u(s) + \left[\frac{V_H}{K} s + \lambda_c \right] P_1(s) \quad (10)$$

由式 (7), (8) 式可得:

$$Q_1 = - \frac{k_p^1 k_p^2 k_x}{k_x k_p^1 + k_x k_p^2 + A k_q^2} P_1(s) - \frac{A k_q^1 k_q^2 + k_q^1 k_p^2 k_x}{k_x k_p^1 + k_x k_p^2 + A k_q^2} A(s) \quad (11)$$

$$\text{令 } \alpha = \frac{k_p^1 k_p^2 k_x}{k_x k_p^1 + k_x k_p^2 + A k_q^2}, \quad \beta = \frac{A k_q^1 k_q^2 + k_q^1 k_p^2 k_x}{k_x k_p^1 + k_x k_p^2 + A k_q^2}$$

则式 (11) 可简化为:

$$Q_1 = -\alpha P_1(s) - \beta A(s) \quad (12)$$

根据式 (9), (10) 和 (12) 式即可作出系统方框图, 如图 2 所示.

若调速阀的节流开度保持不变, 即 $A(s) = 0$, 从而得液压缸无杆腔的压力 $P_1(s)$ 为输出负载 $F(s)$ 为输入的传递函数:

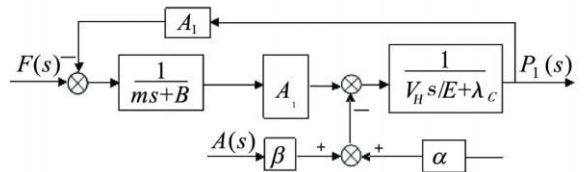


图2 旁路节流调速系统的框图
Fig.2 Block diagram of bypass throttle modulating velocity

$$\begin{aligned} \frac{P_1(s)}{F(s)} &= \frac{A_1}{\frac{m V_H}{E} + \left[m \lambda_c + m \alpha + \frac{V_H}{E} B \right] s + B(\lambda_c + \alpha) + A_1^2} \\ &= \frac{\frac{A_1 K}{m V_H}}{s^2 + \left[\frac{E(\lambda_c + \alpha)}{V_H} + \frac{B}{m} \right] s + \frac{B(\lambda_c + \alpha) + A_1^2}{m V_H} E} \\ &= \frac{K_A w_n^2}{s^2 + 2 \zeta w_n s + w_n^2} \end{aligned} \quad (13)$$

因为 B, λ_c, K_p 是微小量, 并且 $A_1^2 \gg B(\lambda_c + \alpha)$, 故取 $\frac{B(\lambda_c + \alpha)}{A_1^2} = 0$, 系统的增益 K_A 、无阻尼固有频率 ω_n 和系统的阻尼比 ζ 分别为:

$$K_A = \frac{A_1}{B(\lambda_c + \alpha) + A_1^2} \quad (14)$$

$$w_n = \sqrt{\frac{BE(\lambda_c + \alpha) + A_1^2 E}{m V_H}} = \sqrt{\frac{A_1^2 E}{m V_H}} \quad (15)$$

$$\zeta = \frac{mE(\lambda_c + \alpha) + B V_H}{2 \sqrt{BE(\lambda_c + \alpha) + A_1^2 E} m V_H} = \frac{(\lambda_c + \alpha)mE + B V_H}{2 A_1 \sqrt{mE V_H}} = \frac{w_n}{2 A_1} \left[m \lambda_c + m \alpha + \frac{B V_H}{E} \right] \quad (16)$$

2 系统动态特性分析

根据式 (13), 系统的特征方程为:

$$s^2 + \left[\frac{E(\lambda_c + \alpha)}{V_H} + \frac{B}{m} \right] s + \frac{[B(\lambda_c + \alpha) + A_1^2] E}{m V_H} = 0$$

根据赫尔维茨稳定判据知: 特征方程的各项系数均大于 0 时, 故系统是稳定的.

2.1 阶跃负载时, $P_1(s)$ 的瞬态响应性能分析

由液压缸活塞静态受力平衡方程 $P_1 A_1 = F$ 可知: 若阶跃负载 F 增加, P_{10} 将增加, 但由于调速阀压力补偿阀出口压力 P_{20} 保持不变, k_p^2 将减小, k_q^2 将增大, k_p^1 、 k_x 将保持不变, α 将减小, 因此 ω_n 基本保持不变, ξ 将减小, 则 P_{10} 的压力超调量 M_p 将增大, 振荡次数增加, 故系统相应的平稳性降低, 统整体上快速性变差。

2.2 节流开度对系统响应平稳性及快速性的影响

若调速阀节流开度增加, 即 A_0 增大, 在其他参数不变的情况下, k_p^1 将增大, 而 k_p^2 , k_q^2 和 k_x 保持不变, 可知 α 将增大, 因此 ω_n 基本保持不变, ξ 将增大, 则可知 P_{10} 的压力超调量 M_p 将减小, 振荡次数减小, 故系统相应的平稳性提高, 系统相应的快速性提高。

2.3 V_H 对系统响应平稳性及快速性的影响

通过对式 (16) 两边取液压缸无杆腔容积 V_H 的一次导数并令其为 0 可得 $\frac{d\zeta}{dV_H}$ 的驻点:

$$V_H = \frac{(\lambda_c + q) m E}{B} \tag{17}$$

将式 (17) 代入式 $\frac{d\zeta^2}{dV_H}$, 可得 $\frac{d\zeta^2}{dV_H} \geq 0$ 则 $V_H = \frac{(\lambda_c + q) m E}{B}$ 时, ζ 达到最小值, P_1 的压力超调量 M_p 将达到最大值, 响应的振荡次数最多, 系统响应的平稳性最差。同时可见随着系统高压腔的容积 V_H 增加, 由

调节时间 $t_s = \frac{3}{\zeta \omega_n} = \frac{3}{E \left(\frac{3}{2m V_H} + \frac{B}{2m} \right)}$ 增加, 系统响应的快速性变差。

2.4 其他因素对系统响应过程影响的分析

据式 (15) 和 (16), 增大系数 B 、 λ_c 均能提高 ξ , ω_n 保持不变, 这将增强回路的阻尼作用, 使回路的振荡衰减, 故系统相应的平稳性提高, 系统响应总体上快速性提高。但摩擦大, 泄漏大, 消耗的能量增多。

3 系统动态特性试验测试分析

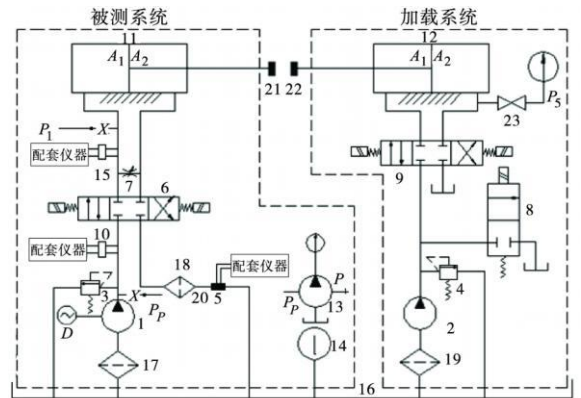
在 QCS-003 液压试验台的基础上, 搭建旁路节流调速回路构成的旁路节流调速系统。用 BPR-40 型的压力传感器测量定量泵出口的压力和液压缸的无杆腔压力的动态变化; 经电桥盒, YD-21 型动态应变仪, 在 Tektronix FDS1002 型数字存储示波器上显示波形并处理, 测量压力变化的动态性能指标。另一液压回路构成的加载系统, 加载液压缸中活塞杆顶块顶住被测液压缸中活塞杆的顶块, 形成工作负载 $F = p_5 \cdot A_1$, 其中 p_5 为加载缸无杆腔压力, A_1 为加载缸无杆腔的有效工作面积。加载系统中的二位二通电磁换向阀与油箱有两种联接方式: 关闭、接通。当换向阀突然处于接通状态, 加载缸无杆腔压力突然下降至 0 当换向阀突然处于关闭状态, 加载缸无杆腔压力突然从 0 升至某个值, 形成一个近似的阶跃负载。其试验如图 3 所示。

通过试验数据分析得到的主要结果:

1) 阶跃负载作用时液压缸无杆腔的压力 p_1 的瞬态响应性能分析

① 根据试验数据, 当溢流阀限定压力为 3.30 MPa 被测液压缸活塞工作行程为 200 mm, 4 个依次增大的调速阀节流开度分别对应 3 个阶跃负载 0.8 MPa、1.6 MPa 和 2.7 MPa 时, 液压缸无杆腔压力 p_1 超调量随着阶跃负载 F 变化时的变化如图 4 所示。

在固定某一溢流阀限定压力 p_p 、固定某一液压缸活塞工作位置、固定某一节流开度作用下, 随阶跃负



1, 2. 定量叶片泵 3, 4. 溢流阀 5. 流量传感器 6, 9. 三位四通电磁换向阀 7. 调速阀 8. 二位二通电磁换向阀 10, 15. 压力传感器 11. 被测液压缸 12. 加载液压缸 13, 23. 压力表开关 14. 温度表 16. 油箱 17, 18, 19. 虑油器 20. 减震软管 21, 22. 顶块

图3 试验原理图

Fig.3 Experiment schematic diagram

载 F 的增加时, 液压缸无杆腔的压力 p_1 超调量增加, p_1 响应的上升时间和峰值时间减小, 调整时间增加。

②根据试验数据, 当溢流阀限定压力为 3.30MPa 被测液压缸活塞工作行程为 200mm, 3个阶跃负载 0.8MPa 1.6MPa和 2.7MPa分别对应 4个依次增大的调速阀节流开度时, 液压缸无杆腔压力 p_1 超调量随着随节流开度变化如图 5所示。

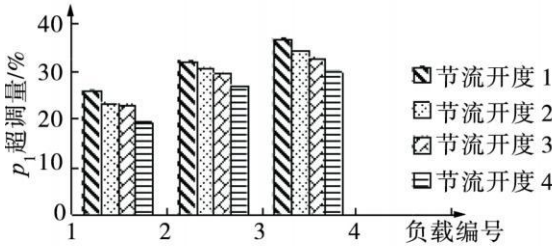


图4 阶跃负载变化对 p_1 的影响

Fig.4 Step load change on the impact of p_1

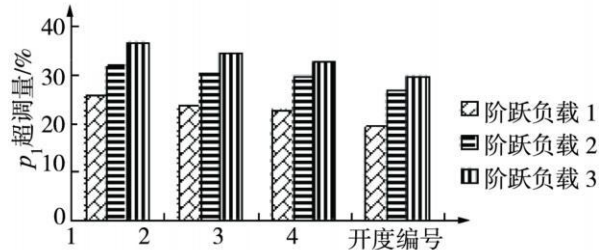


图5 节流阀开度变化对 p_1 的影响

Fig.5 Throttle opening change on the impact of p_1

在固定某一溢流阀限定压力 p_p 、固定某一液压缸活塞工作位置、固定某一阶跃负载作用下, 随着节流阀开度的增加时, 液压缸无杆腔的压力 p_1 超调量减小, p_1 响应的上升时间和峰值时间增加, 调整时间减小。

2)阶跃负载作用时液压泵出口压力 p_p 的瞬态响应性能的分析

当溢流阀限定压力为 3.30MPa 被测液压缸活塞工作行程为 200mm, 负载压力为 1.6MPa 被测系统空载流量为 3035 mL/m in p_1 和 p_p 如图 6所示。

p_p 的变化规律同液压缸无杆腔压力 p_1 的变化规律基本一致, 但 p_p 的超调量小于 p_1 的超调量。

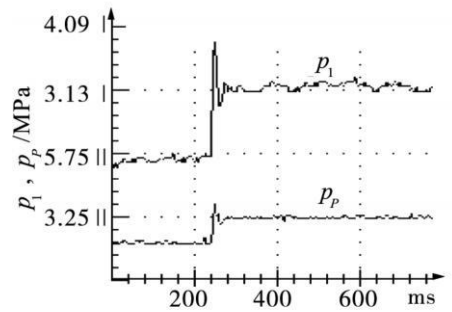


图6 p_1 和 p_p 试验测量结果

Fig.6 p_1 and p_p experiment measurement result

4 结 论

进行了旁路串调速阀的节流调速系统的动态建模, 并得到以负载为输入, 液压缸无杆腔的压力为输出的传递函数, 进而研究了阶跃负载变化、调速阀节流开度变化、液压缸无杆腔容积变化及其他参数变化时对系统动态性能的影响, 为该回路的试验研究提供了理论指导. 同时进行了旁路节流调速系统动态特性的试验研究, 除去试验误差的影响, 试验数据分析的结论与理论研究结果相吻合. 这为旁路节流调速系统中系统及元件主参数的选取提供了依据, 特别以最大超调量作为执行元件设计的重要参数, 不但保证系统正常工作, 且做到安全可靠、经济合理。

参考文献:

- [1] 王广怀. 液压技术应用 [M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2001
- [2] 黄长征, 谭建平. 液压系统建模和仿真技术现状及发展趋势 [J]. 韶关学院学报: 自然科学, 2009, 30(3): 45- 47.
- [3] 高文成, 高英飞. 节流阀式旁路节流调速回路动态特性分析及应用 [J]. 一重技术, 2007(3) 26- 28
- [4] 曹延欣, 杨雨梅. 微机测控液压系统的设计 [J]. 长春工程学院学报: 自然科学版, 2002, 3(4): 24- 26
- [5] 周明. 旁路节流调速系统负载变化的动态仿真 [J]. 机电产品开发与创新, 2006, 19(2): 131- 132
- [6] 徐霖, 于今. 液压动力控制系统 [M]. 重庆: 重庆大学出版社, 1996
- [7] 蔡文彦, 詹永麒. 液压传动系统 [M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1990
- [8] (美)G. R. 凯勒. 液压系统分析 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1985
- [9] 李永堂, 雷步芳. 液压系统建模与仿真 [M]. 北京: 冶金工业出版社, 2003
- [10] 孙虎章. 自动控制原理 [M]. 修订版. 北京: 中央广播电视大学出版社, 2003