

减压阀动态性能仿真分析与测试

吴 榕*, 唐 雯, 林文祥

(厦门大学物理与机电工程学院, 福建 厦门 361005)

摘要: 为找出影响减压阀工作特性的主要因素, 从而为改进同类产品性能提供设计理论依据, 用自动控制理论建立减压阀的数学模型, 用 Matlab 软件的 simulink 工具仿真减压阀的动态性能, 并通过试验台测试结果与仿真进行对比, 提出影响减压阀性能的主要结构参数.

关键词: 减压阀; 动态性能; Matlab 仿真; 数学建模

中图分类号: TH 137

文献标志码: A

文章编号: 0438-0479(2011)05-0847-05

减压阀是一种利用液流流过隙缝产生压降的原理, 使出口压力 (P_2) 低于进口压力 (P_1) 的压力控制阀. 按 P_2 的不同, 减压阀又可分为定压减压阀、定比减压阀和定差减压阀 3 种. 其中定压减压阀应用最广, 简称为减压阀.

减压阀可以控制其 P_2 为一常值, 但该值常受其他因素的影响, 减压阀在稳定工作时, 若系统的流量突然发生变化, 或者系统的负载发生变化时, 都会导致 P_2 的突然变化. 当流过阀的流量发生一个阶跃变化时, 减压阀的 P_2 会随时间变化减压至某一定值, 这一过程要经过一个短暂的过渡过程 (或称动态过程).

减压阀的 $P_2 = f(P_1)$ 与 $P_2 = f(Q)$ 的理论静特性曲线如图 1 和 2 所示^[1].

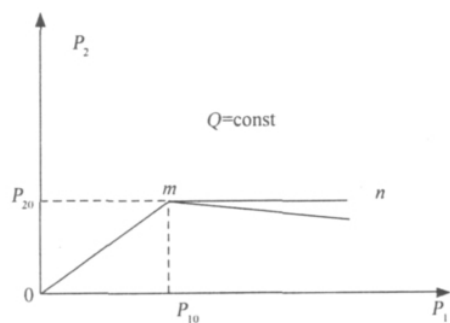


图 1 减压阀的 $P_2 = f(P_1)$ 的静特性曲线

Fig. 1 Inlet pressure-outlet pressure curve of pressure relief valve

图 1 中拐点所对应的 P_{10} 为减压阀的调定压力. 曲线 $0 \sim m$ 段是减压阀的启动阶段, 此时减压阀主阀

芯尚未抬起, 减压阀阀口开度最大, 不起减压作用. 因此 $P_1 \approx P_2$, $m \sim n$ 段是减压阀的工作段, 此时主阀芯已抬起, 阀口逐渐关小, 并随着 P_1 的增加, P_2 略有下降. 图 2 中随着流量的增加 (或减少), P_2 略有下降 (或上升).

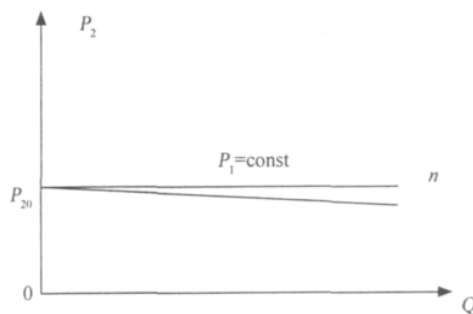


图 2 减压阀的 $P_2 = f(Q)$ 的静特性曲线

Fig. 2 Outlet pressure-flue curve of pressure relief valve

根据自动控制理论, 描述一个系统的动态特性包括两方面的问题, 一是系统的稳定, 二是过渡过程的品质如何. 用古典控制理论频率法, 在研究阀的稳定性方面尚可取得一定的成果, 但仍采用此法研究过渡过程品质则难度很大, 现今都采用实验法或计算机仿真的方法. 本文通过数学建模用 Matlab 软件仿真分析减压阀的动态特性.

1 直动式减压阀的数学建模

1.1 直动式减压阀数学模型的建立

1) 静态时, 忽略阀芯自身质量, 如图 3 所示, 阀芯上力平衡方程为

收稿日期: 2010-09-08

* 通信作者: wur@xmu.edu.cn

$$P_2 \cdot A = F_{bs} - F_s, \quad (1)$$

式中,

$$F_s = K \cdot \Delta x, \quad (2)$$

$$F_{bs} = 2C_v w x \cdot (P_1 - P_2) \cos \theta. \quad (3)$$

将减压阀的开口看成是薄壁小孔,那么减压阀进油流量可通过薄壁小孔的流量公式描述

$$Q = C_d \pi D x \cdot \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}}. \quad (4)$$

2) 动态时,直动式减压阀用以控制其 P_2 , 工作原理如图 3 所示.

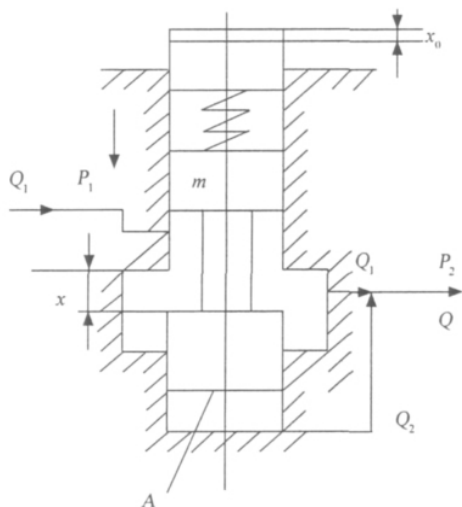


图 3 减压阀的静特性曲线

Fig. 3 Outlet pressure-flue curve of pressure relief valve

阀芯的动态方程可表示为

$$F_4 + F_1 + F_2 + F_s + AP_2 = 0^{[2]}, \quad (5)$$

式中, P_2 为阀芯出口处液压油的压力; F_1 为阀芯和弹簧的惯性力; F_2 为粘性摩擦力; F_s 为弹簧力; F_4 为稳态液压力.

其中,

$$F_1 = m \frac{d^2 x}{dt^2}, \quad (6)$$

式中, m 为阀芯和弹簧的折算质量; x 为阀芯位移;

$$F_2 = B \frac{dx}{dt}, \quad (7)$$

液动力包括稳态液动力和暂态液动力两部分,即

$$F_4 = 2C_v w x \cdot P_1 \cos \theta. \quad (8)$$

将式(6)、(7)和(8)代入式(5),得动态平衡方程:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + B \frac{dx}{dt} + K(x - x_0) + 2C_v w x p_1 \cos \theta + AP_2 = 0. \quad (9)$$

受控腔的流量连续性方程:

$$Q = Q_1 + Q_2, \quad (10)$$

式中: Q 为阀出油口流量; Q_1 为阀进油口流量; Q_2 为压力为 P 的节点处流量.

其中,

$$Q_1 = C_d \pi D x \cdot \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}}, \quad (11)$$

$$Q_2 = A \frac{dx}{dt}, \quad (12)$$

将式(11)、(12)代入式(10),得

$$Q = C_d \pi D x \cdot \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} + A \frac{dx}{dt}. \quad (13)$$

式(9)、(13)即为减压阀的动态基本微分方程.

1.2 自动控制模型的建立

将式(9)、(13)在某工况点, $x = x_0$, $Q = Q_0$, $p_1 = p_{10}$, $p_2 = p_{20}$ 附近进行增量线性化处理^[3], 并进行拉氏变换, 过程如下:

将式(11)线性化得

$$Q_1 = S_r x + Z_r (P_1 - P_2), \quad (14)$$

式中, S_r 为流量增益, $S_r = \frac{\partial Q_1}{\partial x} = C_d \pi D \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}}$;

Z_r 为流量-压力系数, $Z_r = \frac{\partial Q_1}{\partial (P_1 - P_2)} = C_d \pi D x \cdot$

$$\frac{1}{\sqrt{2\rho(p_1 - p_2)}}.$$

式(14)代入式(13), 并进行拉氏变换得

$$Q(s) = (S_r + As)X(s) + Z_r[P_1(s) - P_2(s)], \quad (15)$$

令 $K + 2C_v w P_1 \cos \theta = K_r$, 则将式(9)进行拉氏变换得

$$(ms^2 + bs + K_r)X(s) - KX_0(s) + AP_2(s) = 0, \quad (16)$$

由式(15)、(16)得

$$[mZ_r s^2 + (bZ_r + A^2)s + K_r Z_r + S_r A]P_2(s) = (S_r + As)KX_0(s) - (ms^2 + bs + K_r)[Q(s) - Z_r P_1(s)]. \quad (17)$$

1.3 动态框图

由式(15)、(16)可画出动态方框图如图 4 所示.

1.4 传递函数的计算

由式(17)可求得直动式减压阀的 3 种传递函数如下:

1) $P_1(s) = 0$, $Q(s) = 0$ 条件下的控制传递函数^[4]:

$$F_{py} = \frac{P(s)}{X_0(s)} = K_{py} \frac{1 + T_{r2}s}{1 + 2a_{r1}T_{r1}s + T_{r1}^2 s^2}, \quad (18)$$

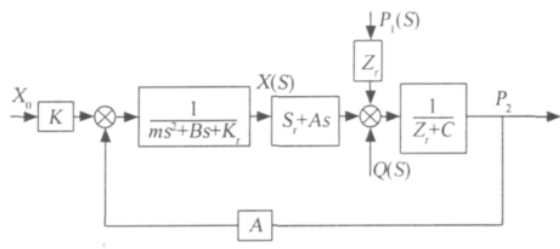


图 4 直动式减压阀的动态框图

Fig. 4 Dynamic design of pressure relief valve

式中, K_{py} 为放大系数, $K_{py} = \frac{1}{\frac{Z_r}{S_r} + \frac{A}{k_r}}$;

a_{r1} 为阻尼系数, $a_{r1} = \frac{1}{2} \frac{b + \frac{A^2}{Z_r}}{\sqrt{m(k_r + \frac{S_r A}{Z_r})}}$;

T_r 为时间常数, $T_{r1} = \sqrt{\frac{m}{k_r + \frac{S_r A}{Z_r}}}$;

$T_{r2} = \frac{A}{S_r}$.

2) $X_0(s) = 0, Q(s) = 0$ 条件下的干扰传递函数:

$$F_{pp}(s) = \frac{P_2(s)}{P_1(s)} = K_{pp} \frac{1 + 2a_r T_r s + T_r^2 s^2}{1 + 2a_{r1} T_{r1} s + T_{r1}^2 s^2}, \quad (19)$$

式中, $K_{pp} = \frac{1}{1 + \frac{S_r A}{K_r Z_r}}, T_r = \sqrt{\frac{m}{k_r}}, a_r = \frac{1}{2} \frac{b}{\sqrt{m k_r}}$.

3) $P_1(s) = 0, X_0(s) = 0$ 条件下的干扰传递函数:

$$F_{pq}(s) = \frac{P_2(s)}{Q(s)} = -K_{pq} \frac{1 + 2a_r T_r s + T_r^2 s^2}{1 + 2a_{r1} T_{r1} s + T_{r1}^2 s^2} = \frac{K_{pq}}{K_{pp}} F_{pp}(s) = -\frac{1}{Z} F_{pp}(s). \quad (20)$$

式中, $K_{pq} = \frac{1}{Z_r + \frac{S_r A}{k_r}}$.

最后可将 $P_2(s)$ 表示为

$$P_2(s) = F_{py} X_0(s) + F_{pp}(s) P_1(s) + F_{pq}(s) Q(s) = F_{py}(s) X_0(s) + F_{pp}(s) [P_1(s) - \frac{1}{Z} Q(s)]. \quad (21)$$

1.5 减压阀模型计算参数数据测量

通过对实验室中某减压阀的实物模型的测量,其工作参数如表 1 所示.

由表 1 参数代入式(18)~(20)中可得

$$F_{py} = \frac{P_2(s)}{X_0(s)} = 101\,200 \times \frac{1 + 0.002\,7\,s}{1 + 0.000\,28\,s + 0.000\,016\,s^2}, \quad (22)$$

表 1 直动式减压阀的参数汇总表

Tab. 1 Parameters of pressure relief valve core

直动式减压阀参数	参数值
射流口 θ	69°
流量系数 C_r	1
弹簧预压缩量 χ_0	0.13
弹簧刚度 K	1000 N/m
油液密度 ρ	900 kg/m ³
圆柱阀芯的直径 d	14 cm
进口压力 P_{10}	15 MPa
粘性摩擦系数 b	0.5

$$F_{pp} = \frac{P_2(s)}{P_1(s)} = 2.3 \times 10^{-4} \times \frac{1 + 0.000\,5\,s + 0.000\,07\,s^2}{1 + 0.003\,s + 0.000\,000\,16\,s^2}, \quad (23)$$

$$F_{pq} = \frac{P_2(s)}{Q(s)} = 0.27 \times \frac{1 + 0.000\,5\,s + 0.000\,07\,s^2}{1 + 0.000\,3\,s + 0.000\,000\,16\,s^2}. \quad (24)$$

2 直动式减压阀仿真结果

运用 Matlab 软件中的 simulink 工具得出直动式减压阀 Matlab 仿真阶跃响应图见图 5~8. 由图可以看出:

图 5 显示减压阀阀芯移动引起其 P_2 波动的响应情况. 图 6 显示减压阀入口压力变化引起其 P_2 波动的情况. 图 7 显示减压阀入口流量波动引起其压力变化的情况. 图 8 显示若减小减压阀的弹簧刚度,其稳定时间变长,此外,取较小的弹簧刚度,虽然调压偏差减小,但相应的调定压力也变小了. 因此,不能单纯通过减小弹簧刚度来改善减压阀的动态特性.

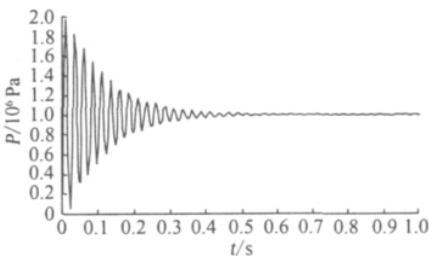


图 5 减压阀 P_2 与 X_0 的仿真阶跃响应图

Fig. 5 Emulation of P_2 and X_0

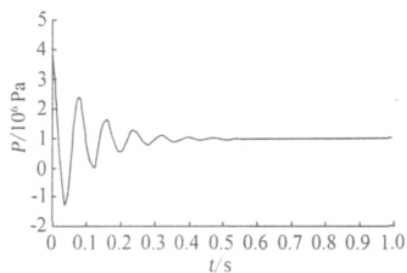
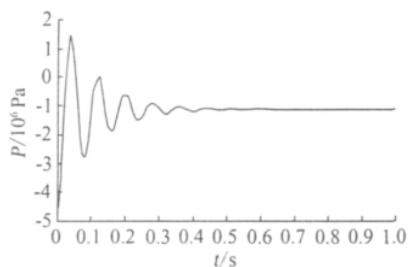
图6 减压阀 P_2 与 P_1 的仿真阶跃响应图Fig. 6 Emulation of P_2 and P_1 图7 减压阀 P_2 与 Q 的仿真阶跃响应图

Fig. 7 Emulation of pressure relief valve

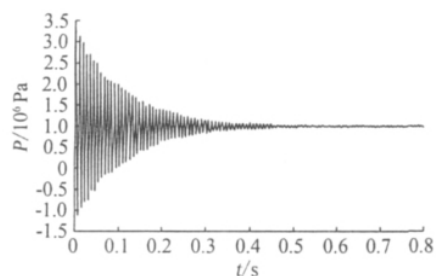
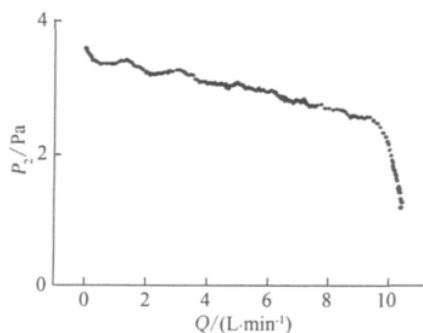
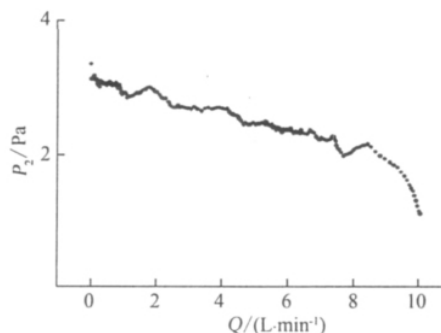


图8 直动式减压阀的仿真阶跃响应图

Fig. 8 Emulation of pressure relief valve



(a) 节流阀从全开到全闭出口压力变化



(b) 节流阀从全闭到全开出口流量变化

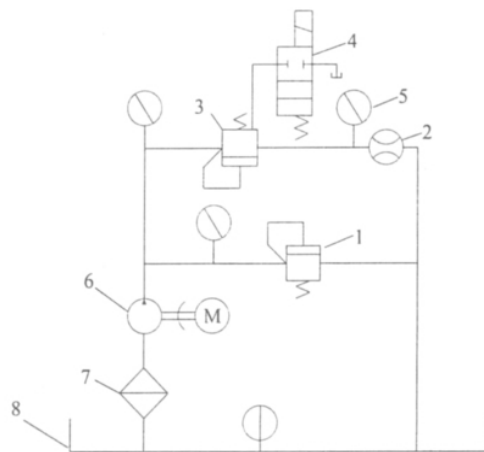
图10 减压阀性能试验曲线

Fig. 10 Experimental curve of the pressure relief valve

3 直动式减压阀的特性测试

根据试验目的设计试验回路如图9所示. 在保证测量压力的变化范围符合规定的调节范围情况下, 将被试阀3调定在所需流量和压力值上. 然后调节节流阀2, 使流量从零增加到最大值, 再从最大值减小到0, 测试此过程中被试阀的进口压力. 与此同时记录各测量表的读数, 得到 P_2 与流量(Q)的数值绘制曲线图(图10).

从图10可以看出在忽略误差的影响下, 试验所得曲线基本与图2减压阀的理论静特性曲线相一致. 随着 Q 的增加, P_2 (即一次压力)略有下降. 理论与试



1. 溢流阀; 2. 节流阀; 3. 减压阀; 4. 二位二通阀; 5. 压力读取器;
6. 泵; 7. 滤油器; 8. 油箱.

图9 减压阀性能测试试验回路

Fig. 9 Experimental circuit of the pressure relief valve in lab

验曲线的下降是由稳态液动力影响所致. 该试验原理图中, 节流阀还起了负载的作用, 当节流阀调到一定流量以后, 压力快速下降.

4 结 论

通过对减压阀工作建模仿真, 并通过实际试验测试得到如下结论:

1) 直动式减压阀对流量和入口压力的变化反应十分灵敏, 阀芯的振荡次数多, 但最终出口压力总体趋于一恒定值.

2) 选取较小的弹簧刚度, 虽然可以减小调压偏差, 但相应的调定压力也变小了且稳定时间变长. 因此, 不能单纯通过减小弹簧刚度来改善减压阀的动态特性.

3) 若使减压阀的弹簧刚度变大, 调压偏差将变

大, 减压阀的静态特性将变差.

4) 直动式减压阀的特性不够好的主要原因是当阀口开度发生变化时, 引起弹簧力和稳态液压力的变化. 因此要改善直动式减压阀的特性就需要采取某种措施来抵消液动力对出口压力的影响, 同时减少阀芯的位移量, 以获得理想的工作特性.

参考文献:

- [1] 贾铭新. 液压传动与控制[M]. 北京: 国防工业出版社, 2001: 118-119.
- [2] 李寿刚. 液压传动[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1994: 130-132.
- [3] 李永堂, 雷步芳, 高雨茁. 液压系统建模与仿真[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2003: 186-189.
- [4] 蔡廷文. 液压系统现代建模方法[M]. 北京: 中国标准出版社, 2002. 96-98.

Dynamic Performance Simulation of Pressure Relief Valve and Test

WU Rong*, TANG Wen, LIN Wen-xiang

(School of Physics and Mechanical & Electrical Engineering, Xiamen University, Xiamen 361005, China)

Abstract: A mathematical model for the pressure relief valve with automatic control was established using the Matlab simulink tools, among others, the dynamic performance of the relief valve and the main factors affecting valve operating are simulated. Numerical results are compared in accordance with experimental data. The present work would serve as a theoretical basis for improving product design and performance.

Key words: pressure relief valve; dynamic characteristic; Matlab simulation; mathematical modeling