

逆向卸荷式气体减压阀的动态特性仿真

尤裕荣, 曾维亮

(陕西动力机械设计研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 考虑到摩擦力、阻尼力及流体流动作用力等主要非线性因素对减压阀动态特性的影响, 建立了逆向卸荷式气体减压阀的动态特性数学模型, 并对其启动过程与负载变化下的动态响应特性进行了仿真计算, 研究了动态过程的压力、温度、流量以及阀芯位移等参数变化情况, 分析了不同的参数对减压阀启动特性的影响, 提出了改善减压阀动态响应特性的措施。

关键词: 减压阀; 动态特性; 仿真; 非线性因素

中图分类号: V434

文献标识码: A

文章编号: (2006)03-0024-07

Simulation on reverse balanced pneumatic pressure reducing valve dynamic characteristic

You Yurong, Zeng Weiliang

(Shaanxi Power Machine Design and Research Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: Considering the nonlinear factors—friction, damping force and fluid flowing effort, which influence PRV(Pressure Reducing Valve) dynamic characteristic, the reverse balanced pneumatic PRV's dynamic characteristics mathematical model is developed. The PRV dynamic characteristics of startup and variable load is simulated. And in transition processing, the major state parameters such as pressure, temperature, flow ratio and valve core displacement etc are calculated. The difference parameters that influence the PRV's startup characteristic are analyzed, and we present the methods that improve the PRV's dynamic characteristic finally.

Key words: pressure reducing valve; dynamic characteristic; simulation; nonlinear factors

1 引言

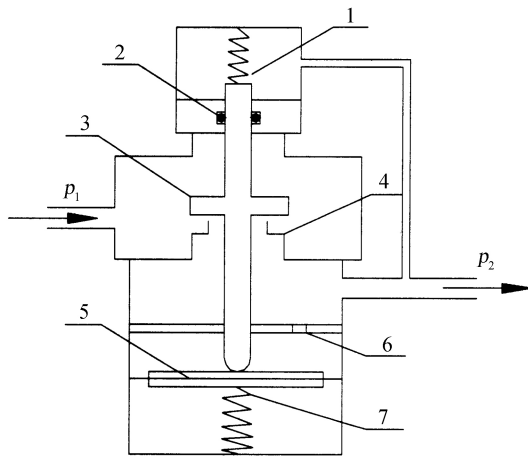
气体减压阀是气动系统中广泛使用的一种压

力调节装置。它的作用是将高压气瓶内的增压气体减压至下游系统所需的工作压力。在稳定的参数输入条件下, 减压阀必需保持稳定的参数输出(出口压力和流量)。在外界干扰情况下, 如入口

收稿日期: 2005-08-01; 修回日期: 2005-10-15。

作者简介: 尤裕荣(1978—), 男, 硕士, 研究领域为流体系统组件设计及仿真。

压力发生突变,或者出口流量或管路特性发生变化时,减压阀必须在很短的时间内做出反应,使出口压力和流量迅速得到稳定,使其数值保持在设计所允许范围内。因此,这就需要对减压阀的动态响应特性作深入的研究分析:要求建立动态特性数学模型,并对其的动态响应特性进行了仿真计算,研究动态过程的压力、温度、流量以及阀芯位移等参数变化情况等等。



1—副弹簧；2—密封圈；3—阀芯
4—阀座；5—敏感元件；6—阻尼罩；7—主弹簧

图1 逆向卸荷式减压阀工作原理图

Fig.1 Diagram of reverse balanced PRV

2 减压阀的动态数学模型

研究的逆向卸荷式减压阀工作原理如图1所示,它将出口压力反馈至副弹簧腔,卸掉入口压力作用在阀芯运动系统上的不平衡力,这样大大改善了减压阀的精度调节特性。阀芯杆3与阻尼罩上环形间隙连同阻尼孔一起起到阻尼作用,有利于减压阀的动态稳定。

在减压阀的动态数学建模时,特作如下假设:

- (1) 视工作介质为理想气体,气流为定常绝热流动;
- (2) 阀腔内的气体参数用集中参数方法来描述,即腔体内气体的压力、密度及温度分布均匀;
- (3) 不计密封不良造成的气体泄漏流量的影响,即当阀芯开度 $x=0$ 时,质量流量 $q_m=0$;

(4) 忽略气体的位能,同时气体的动能与内能相比很小,可忽略不计。

2.1 质量流量方程

对于气体流过减压阀的节流口或限流孔时,一般情况下,可将孔口近似当作收缩喷嘴来处理^[1],因此,可得孔口的质量流量为

$$q_m = \frac{C_d A p_i}{\sqrt{RT_i}} \phi \left(\frac{p_e}{p_i} \right) \quad (1)$$

式中

$$\phi \left(\frac{p_e}{p_i} \right) = \begin{cases} \sqrt{\frac{2k}{(k-1)} \left[\left(\frac{p_e}{p_i} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_e}{p_i} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} & \frac{p_e}{p_i} > \varepsilon_0 \\ \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2k}{k+1}} & \frac{p_e}{p_i} \leq \varepsilon_0 \end{cases}$$

式中, C_d 为孔口流量系数; A 为孔口截面面积; p_i 、 p_e 分别为孔口的入、出口压力; T_i 为孔口的入口温度; ε_0 为临界压力比(对于空气及双原子气体 $\varepsilon_0=0.528$)。

2.2 质量守恒方程

根据质量守恒定律,在任何瞬时,流出控制体的质量流量等于控制体内的质量对时间的减少量,则控制腔内的质量守恒方程为

$$\frac{dM}{dt} = q_{mi} - q_{me} \quad (2)$$

由气体的状态方程 $M = pV/RT$ 及腔体体积的变化规律可得,高、低压腔的质量守恒方程分别为

$$\frac{dT_1}{dt} = \frac{T_1}{p_1} \frac{dp_1}{dt} + \frac{T_1 A_{vc}}{V_1} \frac{dX}{dt} - \frac{RT_1^2}{p_1 V_1} (q_{mi} - q_{m1}) \quad (3)$$

$$\frac{dT_2}{dt} = \frac{T_2}{p_2} \frac{dp_2}{dt} + \frac{T_2 (A_{mb} - A_{vc})}{V_2} \frac{dX}{dt} - \frac{RT_2^2}{p_2 V_2} (q_{m1} - q_{m2}) \quad (4)$$

式中, x_0 为阀芯的初始开度; x 、 X 为阀芯开度与运动位移; q_{mi} 、 q_{m1} 、 q_{m2} 为入口、节流口与出口

处流量; V_1 、 V_2 分别为高、低压腔的体积; A_{vc} 、 A_{mb} 分别为阀芯与膜片有效作用面积。

2.3 能量守恒方程

由于忽略了气流的位能与动能, 当减压阀处于动态调节过程时, 高、低压腔的体积也随之变化, 同时腔体内的气体还需做机械功。因此, 可得腔体内的能量方程为

$$\frac{dE}{dt} = q_{m1}h_1 - q_{m2}h_2 - p \frac{dV}{dt} \quad (5)$$

把气体的内能方程 $E_1 = C_v TM$ 及焓 $h = C_p T$ 代入上式, 并化简得高、低压腔的能量守恒方程分别为

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{kR}{V_1} (q_{m1}T_1 - q_{m1}T_1) - \frac{kp_1A_{vc}}{V_1} \frac{dX}{dt} \quad (6)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{kR}{V_2} (q_{m1}T_1 - q_{m2}T_2) - \frac{kp_2(A_{mb} - A_{vc})}{V_2} \frac{dX}{dt} \quad (7)$$

2.4 质量系统的运动方程

在减压阀的动态调节过程中, 作用在阀芯等运动部件上的力除了气体压力、弹簧力外, 还有摩擦力、阻尼力及流体流动作用力等非线性因素。对运动组件进行受力分析后, 可写出其运动系统的动力平衡方程为

$$M \frac{d^2 X}{dt^2} + C \frac{dX}{dt} + KX = p_1 A_{vc} + p_2 (A_{mb} - A_{vc}) - p_a A_{mb} - F_k - F_{fr} - F_{fl} \quad (8)$$

式中, M 为运动组件的有效质量; C 为阻尼系数; F_k 为弹簧预安装力; F_{fr} 为摩擦力; F_{fl} 为流体流动作用力。

则由以上式(3)、(4)、(6)、(7)及式(8)所组成的微分方程组就构成了减压阀调节系统的动态数学模型。

3 非线性因素的分析

3.1 摩擦力

摩擦力具有高度的非线性, 在阀芯运动过程, 除了密封摩擦与负载摩擦外, 同时还存在粘性摩擦力^[2]。因此, 动摩擦力可表示为

$$F_{fr} = F_{fro} \operatorname{sgn}\left(\frac{dX}{dt}\right) + C_{fr} \frac{dX}{dt} + F_{fip} \quad (9)$$

式中, F_{fro} 为密封圈的预压缩所导致的密封摩擦力; F_{fip} 为压力 p_1 、 p_2 作用所导致的负载摩擦力; C_{fr} 为粘性摩擦系数。

3.2 阻尼力

当阀芯运动时, 在阀芯杆与阻尼腔的配合间隙和阻尼孔对阀芯各产生一个阻尼力^[3,4], 其大小分别为

$$F_{c1} = \frac{\eta \pi d l}{\delta} \frac{dX}{dt} \quad (10)$$

$$F_{c2} = A_f \frac{\omega}{\pi} \frac{4 p_2 A_{mb}^3}{3 R T_2 C_{do}^2 A_{co}^2} \frac{dX}{dt} \quad (11)$$

式中, η 为流体动力粘度; d 为阀芯杆直径; l 为阀芯杆与阻尼罩的接触长度; δ 为阀芯杆与阻尼罩之间的配合间隙; A_f 为阀芯的振动振幅; ω 为阀芯运动系统的固有振动频率。

当弹簧随阀芯组件一起运动时, 同样会对阀芯运动系统产生一个阻尼力^[3]

$$F_{cs} = (C_{sm} + C_{ss}) \frac{dX}{dt} \quad (12)$$

式中, $C_{sm} = \lambda_s K_{sm}$, $C_{ss} = \lambda_s K_{ss}$; λ_s 为弹簧材料阻尼系数 (一般取 $\lambda_s = (1.5 \sim 4) \times 10^{-4}$)。

3.3 流体流动作用力

该高压减压阀的减压比约为 2~15, 气流经节流口节流后, 产生了很大的压降, 气流属于超音速流动状态, 并对阀芯产生一个作用力。如图 2 所示, 选取控制体区域, 并建立坐标系。若不考虑控制体内气体密度的变化, 则由动量守恒方程^[4,5]可得

$$F_{fl} = q_{m1} u_1 \sin \theta - q_{m2} u_2 - \oint_A z \frac{\partial p u_n}{\partial t} dA \quad (13)$$

上式中, 前两项为稳态项, 末项为瞬态项。并由节流口及出口处的流量方程及与流速关系, 可得气流的流动作用力^[4]为

$$F_{\text{fl}} = \frac{1}{2} C_{u1} \sqrt{RT_1} q_{m1} \phi_1 \sin 2\theta - \frac{RT_2 q_{m2}^2}{A_2 p_2} - L \frac{dq_{m1}}{dt} \quad (14)$$

式中, L 为阻尼长度。

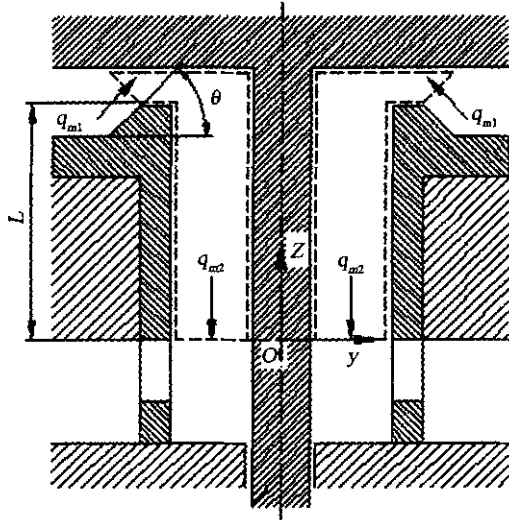
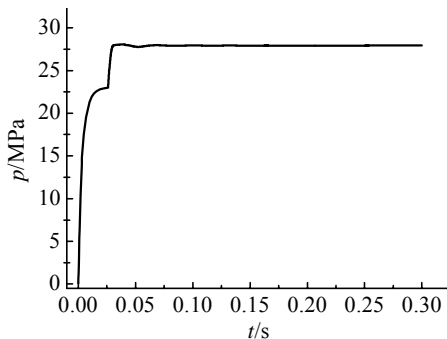


图2 气流流动作用力分析示意图

Fig.2 Diagram of fluid dynamic force

4 动态响应过程仿真及分析

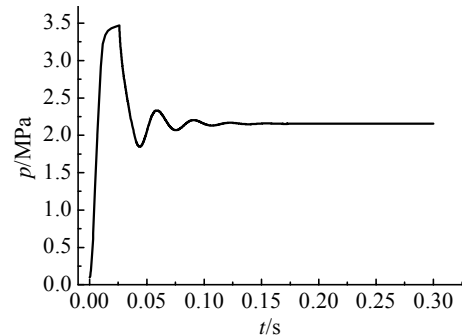
利用上述所建立的动态数学模型,对减压阀启动过程和负载变化过程进行动态响应特性仿真。气体介质采用空气,其主要边界及初始参数为:入口压力:28MPa;气体温度:293K;额定出口压力:2.1MPa;出口初始压力:0.1MPa;初始温度:293K。



(a) 高压腔(入口)压力

4.1 启动过程分析

从仿真结果(如图3所示)可以看出,减压阀启动过程有个明显的压力峰值(约3.4MPa),而后迅速下降并逐渐过渡到稳定状态。由于减压阀的入口压力偏高,且阀芯的初始开度处于最大状态,因此,启动时压力上升速度极快;经过约26ms后,阀芯才开始运动,开度减小,这时出口压力也随之下降,而高压腔的压力迅速增大到入口压力值。在阀芯开始运动的瞬间(仿真结果如图7(a)所示),跟阀座有明显的撞击现象,从阀芯开始运动到与阀座接触间隔时间约8ms,由此可算得阀芯平均运动速度为0.1m/s。同时阀芯约关闭6ms后,开始打开,随着出、入口压力逐渐过渡到平衡状态,阀芯开度也逐渐过渡到一恒定值。温度变化如图5(a)所示,显然高、低压腔的温度随着气体压力的迅速升高而产生压缩。从而使得温度升高,但随着压力平稳的过渡,高、低压腔的温度也逐渐恢复到初始温度,且两者基本上相等。这表明减压阀在稳定工作过程,气流状态变化可近似为等温过程。这只能针对理想气体而言才是正确的,而实际气体在绝热节流,温度有可能提高或降低,这是由气体的焦-汤系数决定的^[6],如氮气节流后温度降低,而氢气节流后温度则升高。各孔口处的流量变化仿真结果如图6(a)所示,流量的变化最终是由气体的压力、温度以及阀芯的开度决定的,因此,流量的变化特性也综合体现了减压阀的响应特性与性能。



(b) 低压腔(出口)压力

图3 启动过程的压力过渡特性

Fig.3 Pressure characteristic during startup

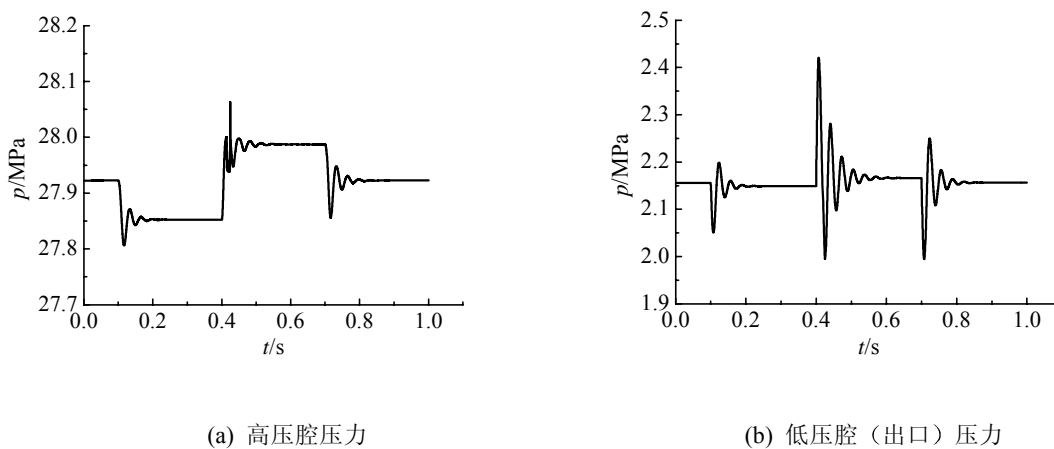


图 4 负载变化过程的压力过渡特性

Fig.4 Pressure characteristic of load change

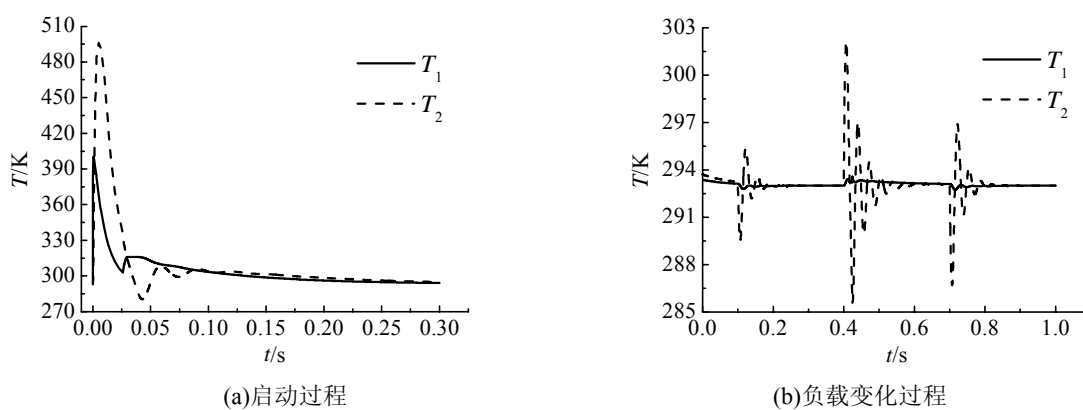


图 5 高、低压腔的温度过渡特性

Fig.5 Temperature characteristic of inlet and outlet cavity

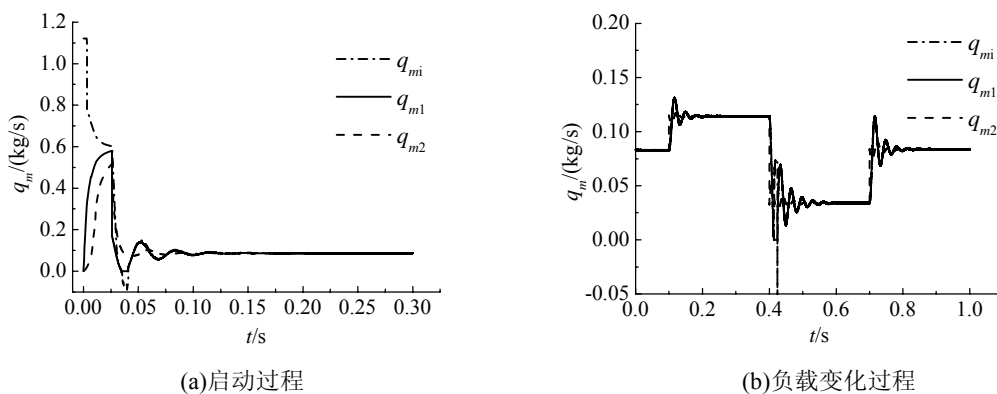


图 6 各孔口处流量过渡特性

Fig.6 Flow rate characteristic of all orifices

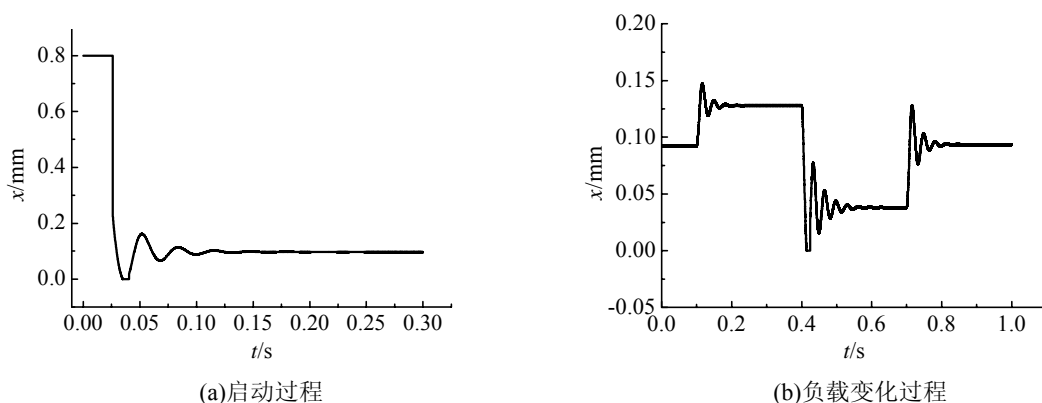


图7 阀芯开度过渡特性

Fig.7 Displacement transition characteristic of the valve

4.2 负载变化过程分析

当减压阀启动后约 0.4s 后,各状态参数都趋于较为稳定状态,这时通过改变用于模拟负载流量的限流孔大小来改变减压阀负载流量,对减压阀的响应特性进行仿真。启动后减压阀的负载流量为 83g/s,对应限流孔的孔径为 5mm,然后通过依次切换孔径为 5.7mm 与 2.9mm 的限流孔,对应的流量分别为 115g/s 与 34g/s,最后再切换回 5mm 孔径的限流孔。各孔口处流量仿真的结果如图 6(b)所示,从中可以看出,当流量变化幅度越大时,则过渡响应时间越长,且流量波动幅度增大;反之流量波动幅度和响应时间越小。同时,减压阀的入口与节流口处的流量变化,两者基本相一致,而出口流量过渡时间及波动幅度较之偏小。图 4 给出了高、低压腔内压力过渡特性的计算结果,显然高压腔内压力也产生较大幅度的变化,但压力波动与响应时间都较小,而压力幅值变化的相位刚好与流量变化相位相反;出口压力基本上保持在额定的 2.1MPa 范围(2.14~2.16MPa),只是在负载流量大幅度变化时,压力的波动与响应时间有所增大,这说明该减压阀具有良好的调节精度。温度变化趋势及范围基本恒定,仿真结果如图 5(b)所示。从图 7(b)可以看出阀芯开度的变化基本上与节流口处的流量趋势相同,两者相位变化基本上相一致。

4.3 主要参数对启动特性的影响

为了确定主要参数对减压阀响应特性的影响程度,分别对不同的入口压力、初始开度、阻尼孔及低压腔的体积大小对启动特性的影响进行比较仿真,仿真的结果如图 8 所示。从图 8(a)中的曲线变化趋势,可以看出减压阀的入口压力越高,则启动瞬间的压力峰值也越大,阀芯动作时间也就越短,因此,压力趋于稳定的时间也随之前移。同样,在入口压力不变的情况下,随着阀芯初始开度的增大(图 8(b)所示),启动压力峰值虽有所增大,但稳定性有所提高;相反的,随着开度减小,稳定性随之降低。这是因为阀芯开度过小时,微量的开度变化会带来流量较大的变化,从而引起压力不稳定。因此,阀芯开度既不能过大,也不能过小,但是在保证最大工作开度下应使阀芯的行程小些,这样可减少高压气流的冲击,降低启动压力峰值,有利于启动时的稳定性。阻尼孔与低压腔体积大小对启动特性的影响分别如图 8(c)、(d)所示,从计算结果可以看出,阻尼孔面积越小,则阻尼系数越大,阀芯运动系统的稳定性增强,因而压力稳定性也越高;而低压腔的体积越大,使得气流充填低压腔内的时间延长,因而导致压力滞后现象,这就有可能加大了压力振荡和阀芯振动的相位差,在一定的条件下可能使振幅增大而导致不稳定。

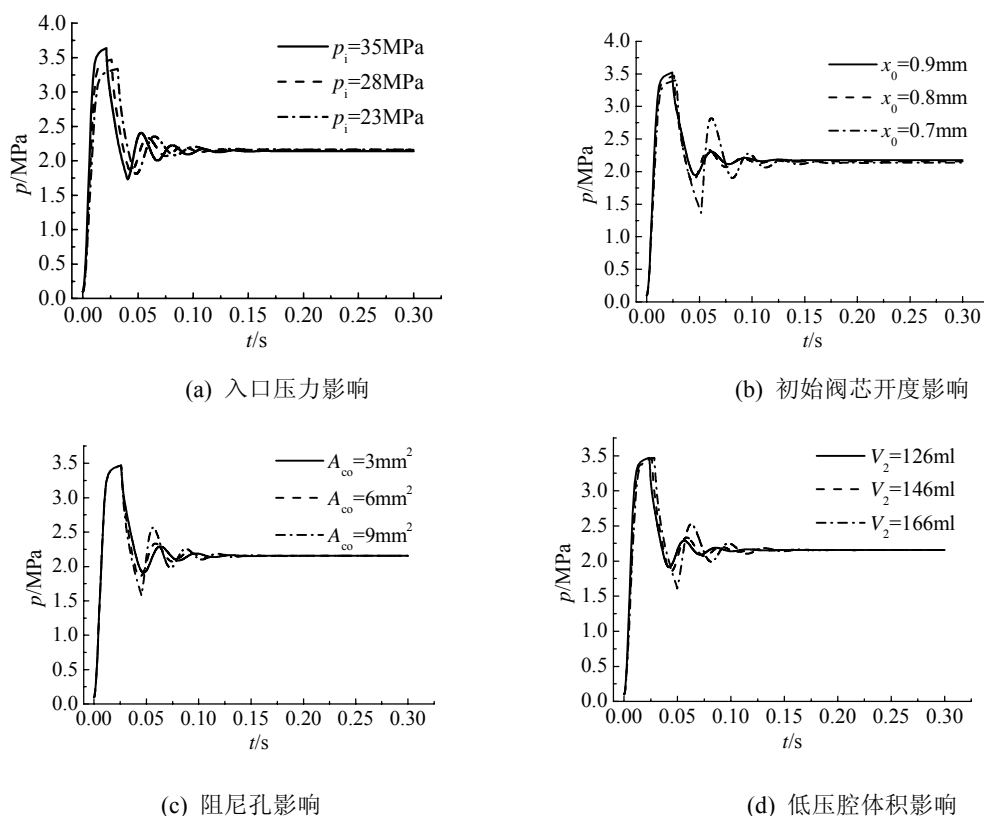


图 8 主要参数对减压阀启动过程动态特性的影响

Fig.8 Influences on the valve characteristic during startup by main parameters

5 结论

通过分析影响减压阀动态特性的非线性因素,建立了逆向卸荷式气体减压阀的动态数学模型,并对其动态响应特性进行了详细仿真分析后,可得出以下结论:

(1) 减小阀芯运动组件上的摩擦力,提高阀芯运动系统的灵敏性,从而减小减压阀启动时压力峰值,提高其响应过渡特性。

(2) 通过改变阻尼孔大小来增加阻尼,提高减压阀的动态稳定性能。

(3) 在保证最大工作开度下应使阀芯的机械行程小些,能够降低启动压力峰值,有利于启动过程的动态稳定。

(4) 适当增大低压腔体积,可使气流在低压腔内的缓冲作用加大,增大了抗干扰能力。但低压腔体积过大将会导致压力滞后大,加大了压力振荡和阀芯振动的相位差,在一定条件下可能使振

幅增大而导致不稳定。

参考文献:

- [1] 成大先主编. 机械设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 第四版, 第 5 卷 2002.
- [2] 麦克洛伊 D, 马尔汀 H R 著. 流体动力控制分析和设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1986.
- [3] 刘国球主编. 液体火箭发动机原理[M]. 北京: 宇航出版社, 1993.
- [4] 尤裕荣. 冷气发动机减压阀及供气系统动态特性研究[D]. 西安: 陕西动力机械设计研究所, 2004.
- [5] [日]竹中利夫, 浦田暎三. 液压流体力学[M]. 北京: 科学出版社, 1980.
- [6] 朱明善, 刘颖, 林兆庄, 等. 工程热力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1995.

(编辑: 侯 早)