

气动阀门自激振动机理及动态稳定性

王剑中^{1,2}, 陈二锋², 余武江², 叶超², 宋笔锋¹

(1. 西北工业大学 航空学院, 西安 710072;

2. 中国航天科技集团公司 北京宇航系统工程研究所, 北京 100076)

摘 要: 基于弹簧振子的扰动响应特性,提出了气动阀门气固耦合自激振动的稳定性机理.以单向阀为例,根据小扰动原理,构建系统的气固耦合动力学模型及稳定性模型,通过求解线性方程组的特征根,得到了单向阀系统的稳定工作区间及参数影响特性,稳定性分析模型的有效性由单向阀气动试验验证.对于单向阀,存在压力-流量的临界稳定性曲线.工作压力一定时,当单向阀工作流量小于相应压力下的临界稳定流量,单向阀处于不稳定状态,一个微小的扰动都将会导致阀芯周期性振荡;反之,单向阀工作稳定,阀芯将处于稳定开度.增加单向阀阀芯阻尼、弹簧刚度及减小阀门进口直径在一定程度上将有助于提高单向阀的工作稳定性.

关 键 词: 气动阀门; 动态稳定性; 气固耦合; 自激振动; 临界稳定曲线

中图分类号: V431

文献标志码: A

Mechanism of self-excited vibration and dynamic stability for pneumatic valves

WANG Jian-zhong^{1,2}, CHEN Er-feng², YU Wu-jiang²,
YE Chao², SONG Bi-feng¹

(1. School of Aeronautics,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. Beijing Institute of Astronautical Systems Engineering,

China Aerospace Science and Technology Corporation, Beijing 100076, China)

Abstract: Based on the disturbance response characteristics of spring oscillator, the mechanism of pneumatic valves' self-excited vibration due to fluid-structure interaction was developed. Moreover, adopted small signal stability analysis theory, the dynamic mathematics model and stability analysis model for a check valve were constructed, and the critical stable curve and the parameter impact rule of the check valve were obtained by solving the characteristics root of the linear equations. The validation of stability analysis model was performed by the pneumatic experiment of a check valve. The results indicate that there is a critical stability curve of pressure and mass flow, and the critical mass flow is one-to-one corresponding to the working pressure. If the mass flow is less than the critical mass flow at a constant working pressure, the check valve become unstable which causes the cyclical motion of the spool excited by a very small distribution; otherwise, the check valve is stable and keeping a fixed opening. Moreover, increasing the damp coefficient and the inlet diameter or decreasing the spring stiffness partly enlarge the stable region, which can be used for the optimum design of check valve.

Key words: pneumatic valves; dynamic stability; fluid-structure interaction; self-excited vibration; critical stable curve

增压系统在生产验收、靶场测试、飞行过程中曾多次发生阀门的气固耦合自激振动,引起阀门颤振、阀门鸣叫等问题,严重时造成气动阀门破坏,增压失效。增压系统的气固耦合自激振动不仅影响生产周期,增加成本,还给飞行发射带来隐患。

气动阀门的振颤、鸣叫等问题均属于流致振动范畴,由于涉及到流固耦合、动力学、振动等多个学科,振动产生机理复杂,分析、验证难度大。根据扰动的形式,气动阀门中的流致振动通常分为受迫振动和自激振动,其中前者是由流道中的脉动来流所激发;后者是由系统本身的运动所激发(均匀来流),通常可分为颤振、弛振及涡激振动等^[1]。国外对自激振动的研究起源于20世纪20年代航空工业中结构与气流耦合引发的机翼颤振问题,这是一种由于结构的变形而引发的结构、气流耦合动力学不稳定性问题,美国为此专门成立了振动-颤振专业委员会,开展了大量系统的研究,有效地抑制了颤振的产生;而对于阀门和管路的颤振问题,近年来,国内外学者已逐渐认识到这种结构、流体间耦合的动力学不稳定性问题,并通过建立相应的动力学模型,开展气动阀门的动态特性及稳定性分析,取得了一定进展。

在气动阀门动力学建模及动态特性研究方面,国内外学者通过构建阀芯受力及运动的微分方程组,通常采用时程分析法数值研究气动阀门各参数随时间的变化规律,获得了阀芯的运动规律及动态响应特性^[2-8],从定性角度说明了阀芯的振动特性。在气动阀门的自激振动特性及稳定性分析方面, Hayashi 等^[9]通过构建先导式减压阀的非线性动力学模型,研究了不同进口压力时的阀芯振动特性,并通过数值分析提出:当系统平衡点不稳定时,阀芯受到无限小的扰动就将产生自激振动,阀芯处于软自激振动状态;当系统平衡点稳定,阀芯受到大扰动而产生自激振动时,阀芯处于硬自激振动状态,研究结果为气动先导式电磁阀的稳定性研究提供了新的思路。Misra 等^[10]针对直动式控制阀阀芯自激振动的机理进行了研究,提出阀前后管路内的压力波动是导致阀芯产生自激振动的重要原因之一。Eric 等^[11]对航天飞机主推进系统产生故障的压调器稳定性开展了理论分析,应用专用分析工具研究影响主推进系统

压调器不稳定性的主要因素,通过压调器动态稳定性的优化设计,保证了压调器在入口压力、流量在大范围变化时的稳定特性。Latyshev 等^[12]建立了压调器的动力学模型,通过理论分析得到了在不同入口—出口管路长度时稳定区域和不稳定区域的解析关系,并进行了试验验证。叶奇昉等^[13-14]基于集总参数法对某先导式电磁阀构建了阀芯运动与流体耦合的动力学模型,并将模型线性化后运用霍维茨判据判别其稳定性,得到了该电磁阀的稳定工作区间及临界稳定压力-流量曲线。黄知涛等^[15]应用李雅普诺夫稳定性准则获取了发动机压缩系统的稳定边界。

上述研究工作为气动阀门的自激振动特性及稳定性分析提供了新的方法及思路,但对于气动阀门自激振动的产生机理仍缺乏必要的理论基础。目前气动阀门自激振动特性的评估仍采用定性分析,主要从阀芯的运动特性去定性判别是否发生自激振动及振动程度,无法对气动阀门的稳定性裕度进行定量分析。本文基于弹簧振子的扰动响应特性,阐述了气动阀门气固耦合自激振动的稳定性机理,它来源于阀芯两侧的气体压力所产生的负阻尼,进而提供了气动阀门自激振动的能量来源,并引入动力学稳定性的分析方法,以单向阀为例,通过构建系统的动力学模型及稳定性模型,从系统角度分析其稳定性,得到了单向阀稳定性量化的临界稳定曲线及在扰动条件下的动态响应,同时开展了单向阀动力学稳定性分析模型的试验验证。

1 气动阀门自激振动产生机理

气动阀门是由一个或多个放置在阀腔里的弹簧振子组成。弹簧振子的运动方程^[13]如下:

$$m_t \ddot{z} + c \dot{z} + k_s(z + z_0) = F_p \quad (1)$$

式中 z 为阀芯运动位移, m_t 为阀芯质量, c 为阻尼系数, k_s 为弹簧刚度, z_0 为弹簧预压缩量, F_p 为阀芯气体力。

该方程解的形式可表示为

$$z(t) = C_0 \cdot e^{st} \quad (2)$$

式中 t 为时间, C_0 为常数。

1) 若 $F_p = 0$, 阀芯运动的方程根为

$$s_{1,2} = -\frac{c}{2m_t} \pm \frac{1}{2} \left[\left(\frac{c}{m_t} \right)^2 - 4 \frac{k_s}{m_t} \right]^{1/2}$$

由于阻尼系数 c 和弹簧刚度 k_s 为正值, 根 s_1

和 s_2 为负实根, 振动将是稳定的, 任何小的扰动将很快衰减至 0。

2) 若 $F_p \neq 0$, 由于阀芯两侧的气体力随阀芯运动位移 z 变化, F_p 可表示为 $F_p = c_1 \dot{z} + F_{p0}$ 的函数, 此时, 阀芯运动的方程根则会出现以下情况:

① 为两正实根, 系统出现负阻尼, 阀芯运动将是发散的, 阀芯两侧的气体力提供自激振动的能量来源; ② 为具有非负实部的共轭复根, 阀芯运动将是发散的, 阀芯两侧的气体力提供自激振动的能量来源; ③ 为具有负实部的两共轭复根或两负实根, 系统仍为正阻尼, 阀芯运动将是稳定的, 任何小的扰动将很快衰减至 0。

2 阀门动力学稳定性分析方法及试验验证

为便于分析, 以单向阀为例, 引入动力学稳定性的分析方法, 开展单向阀动力学稳定性分析及模型的有效性试验验证。

2.1 单向阀系统物理模型

单向阀系统进口为恒压恒温源, 单向阀后为一孔板, 孔板后为恒压恒温源, 系统原理如图 1 所示。单向阀结构如图 2 所示, 弹簧刚度 k_s 为 4350 N/m, 弹簧预压缩量 z_0 为 6.2 mm, 阀芯质量 m_t 为 0.0157 kg, 阀腔直径 D 为 20 mm, 阀腔进口直径 D_m 为 8 mm。

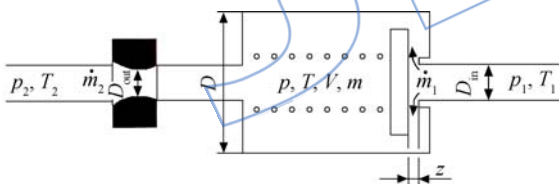


图 1 单向阀系统原理图

Fig. 1 System principle diagram of check valve

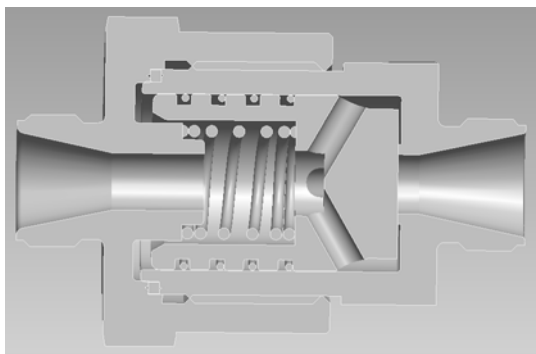


图 2 单向阀结构

Fig. 2 Check valve structure

2.2 单向阀动力学稳定性模型构建

2.2.1 阀芯振动方程^[13]

假设阀芯为单自由度运动, 振动方程式为

$$m_t \ddot{z} = F_p - c \dot{z} - k_s(z + z_0) \quad (3)$$

$$v(t^+) = -e v(t^-), \quad z(t^\pm) = 0$$

式中 $F_p = \pi(p_1 - p)D_m^2/4$; $v(t^+)$ 为阀芯碰撞阀座前的速度, $v(t^-)$ 为阀芯碰撞阀座后的速度; e 为恢复系数, 一般取 0.3。

2.2.2 阀腔内参数变化

根据热力学第一定律, 忽略阀腔内气体与外界的换热, 对于理想气体, 阀腔内的压力和温度变化可表示为

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\frac{R_g T_1}{V} \frac{dm_1}{dt} - \frac{R_g T}{V} \frac{dm_2}{dt} - \frac{m R_g T}{V^2} \frac{dV}{dt}}{1 - R_g/c_p} \quad (4)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{c_p T_1 \frac{dm_1}{dt} - c_p T \frac{dm_2}{dt} - \frac{p \frac{dV}{dt} + R_g T \left(\frac{dm_1}{dt} - \frac{dm_2}{dt} \right)}{m c_p - m R_g}}{m c_p - m R_g} \quad (5)$$

式中 p 为阀腔压力, T 为阀腔温度, V 为阀腔体积, m 为阀腔内气体质量, $V = V_0 - \pi D_m^2 z/4$, V_0 为初始阀腔体积, D_m 为阀腔进口直径, R_g 为气体常数, c_p 为比定压热容, dm_1/dt 为阀腔进口气体的质量流量, dm_2/dt 为阀腔出口的气体质量流量。

2.2.3 流经阀口的气体质量流量^[16]

通过单向阀进口的气体质量流量(简称流量)为

$$\dot{m}_1 = \frac{dm_1}{dt} = A_{d1} C_{q1} C_{m1} \frac{p_1}{\sqrt{T_1}} \quad (6)$$

$$\text{if } \left[\frac{p}{p_1} \right] > p_{cr} = \left[\frac{2}{\kappa + 1} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$$

$$C_{m1} = \sqrt{\frac{2\kappa}{R_g(\kappa - 1)}} \left[\left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}} \right]$$

$$\text{if } \left[\frac{p}{p_1} \right] \leq p_{cr} = \left[\frac{2}{\kappa + 1} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$$

$$C_{m1} = \sqrt{\frac{\kappa}{R_g} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}}$$

式中 p_1 为单向阀前气体压力, T_1 为单向阀前气体温度, κ 为等熵指数, 单向阀前流量系数 C_{q1} 取 0.72, 节流面积由两部分构成, 由阀芯开启的通道

面积和通流孔的通道面积决定,两者取小值.

$$A_{d1} = \min(\pi D_{in} z, \pi D_{in}^2/4) \quad (7)$$

通过单向阀出口的流量为

$$\dot{m}_2 = \frac{d m_2}{dt} = A_{d2} C_{q2} C_{m2} \frac{p}{\sqrt{T}} \quad (8)$$

$$\text{if } \left(\frac{p_2}{p} \right) > p_{cr} = \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

$$C_{m2} = \sqrt{\frac{2\kappa}{R_g(\kappa-1)} \left[\left(\frac{p_2}{p} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}$$

$$\text{if } \left(\frac{p_2}{p} \right) \leq p_{cr} = \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

$$C_{m2} = \sqrt{\frac{\kappa}{R_g} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}}$$

式中 p_2 为孔板后压力, T_2 为孔板后温度, 孔板后流量系数 C_{q2} 取 0.72, 通道面积 $A_{d2} = \pi D_{out}^2/4$, D_{out} 为孔板直径.

2.2.4 单向阀动力学模型

整理上述微分方程组, 可得到单向阀的动力学模型如下式所示. 当单向阀稳定工作时, 阀门开度为定值, 流经单向阀进、出口的流量相等, 系统各参数不随时间变化. 给定单向阀的前后工作压力, 令式中含有时间导数的项为 0 可求得稳定状态下的各变量 z, u, p, T . 稳定工作状态下的单向阀受到扰动时系统将出现动态响应, 对系统动态响应进行模拟时, 可采用 4 阶龙格-库塔法模拟阀芯振动以及系统各处的压力、流量波动.

$$\begin{cases} \frac{dz}{dt} = u \\ \frac{du}{dt} = \frac{F_p - cu - k_s(z + z_0)}{m_f} \\ \frac{dp}{dt} = \kappa \cdot \left\{ \frac{R_g T_1}{V} \dot{m}_1 - \frac{R_g T}{V} \dot{m}_2 + \frac{p}{V} \cdot \frac{\pi D_{in}^2}{4} \cdot u \right\} \\ \frac{dT}{dt} = \frac{c_p T_1 \dot{m}_1 - c_p T \dot{m}_2 + pu \frac{\pi D_{in}^2}{4} + R_g T(\dot{m}_1 - \dot{m}_2)}{mc_p - mR_g} \end{cases} \quad (9)$$

2.2.5 单向阀动力学稳定性分析模型

单向阀的动力学模型为 1 阶非线性方程组, 其稳定性分析可采用小扰动分析原理, 将系统动力学模型通过 Taylor 级数展开并进行线性化, 构成系统的稳定性分析模型, 具体如下:

1) 单向阀动力学模型线性化

假设扰动前, 系统处于稳定状态. 扰动发生

后, 对任一变量 ξ 我们都可将其写成

$$\xi = \xi_0 + \delta \xi \cdot e^{st} \quad (10)$$

式中 $s = b + i\omega$, i 是虚数单位, $i = (-1)^{\frac{1}{2}}$, ω 是角频率, $\delta \xi \cdot e^b$ 是扰动量的振幅, 且有 $\delta \xi \ll \xi_0$, 则

$$\begin{aligned} (z, u, p, T)^T &= (z_0, u_0, p_0, T_0)^T + \\ &(\delta z, \delta u, \delta p, \delta T)^T \cdot e^{st} \end{aligned} \quad (11)$$

将式(11)代入单向阀的动力学模型, 根据小扰动原理, 忽略 2 阶小量, 可得关于 $(\delta z, \delta u, \delta p, \delta T)^T$ 的线性齐次方程组

$$\begin{cases} \delta z \cdot s = \delta u \\ \delta u \cdot s = \frac{-\pi D_{in}^2 \cdot \delta p/4 - c \cdot \delta u - k_s \delta z}{m_f} \\ \delta p \cdot s \cdot V/k = R_g T_1 \delta \dot{m}_1 - R_g T \delta \dot{m}_2 - \\ R_g \dot{m}_2 \delta T + p \frac{\pi D_{in}^2}{4} \delta u + u \frac{\pi D_{in}^2}{4} \delta p \\ \left(\frac{c_p}{R_g} - 1 \right) \cdot \left(\frac{pV}{T} s \delta T \right) = c_p T_1 \delta \dot{m}_1 - c_p T \delta \dot{m}_2 - \\ c_p \dot{m}_1 \delta T + p \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi D_{in}^2}{4} \right) \delta u + \\ u \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi D_{in}^2}{4} \right) \delta p + R_g T (\delta \dot{m}_1 - \delta \dot{m}_2) + \\ (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) R_g \delta T \end{cases} \quad (12)$$

2) 单向阀动力学稳定性求解

根据线性齐次方程组有解的条件: 其系数矩阵 A 的行列式为 0, 即

$$\begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{vmatrix} = 0 \quad (13)$$

单向阀的稳定性依赖于行列式 $|A| = 0$ 的 4 个复系数根, 若所有根的实部 b_j 均为负数, 则在扰动项 $(\delta z, \delta u, \delta p, \delta T)^T \cdot e^{st}$ 中将出现衰减的时间函数, 系统是稳定的; 若一个或多个根有正实部, 则扰动项中将包含一个或多个按指数规律增加的时间函数, 系统将是不稳定的. 据此, 可根据罗斯-霍尔威茨准则^[17]求解系统的临界稳定曲线.

2.3 单向阀动力学稳定性及扰动响应分析

根据上述动力学模型和稳定性分析模型, 以下对单向阀开展了动力学稳定性分析及扰动响应分析, 其中稳定性分析采用 MATLAB 7.0 软件编程实现, 扰动响应分析采用 VB 6.0 软件编程实现.

2.3.1 单向阀临界稳定曲线

图3展示了单向阀的临界稳定曲线,介质为常温氦气,背压为0.1 MPa。从图中可以看出:在曲线左侧,单向阀工作稳定,任何一个扰动经过有限的时间都可以衰减至0,而在曲线右侧,单向阀工作不稳定,任何一个微小的扰动都会使阀芯在其平衡位置以某一固有频率振动;另一方面,系统临界稳定曲线存在明显的拐点,该点是阀进口流速为声速和亚声速的临界点,左侧为亚声速状态,右侧为声速状态。当进口压力一定时,单向阀后孔板直径越大,流量越大时,系统越稳定;而对于流量一定时,随着进口压力的逐渐增大,系统越来越不稳定,这是由于当进口压力增大时,若保持进口流量一定,单向阀开度应减小,根据稳定时的阀芯作用力平衡, $(p_1 - p) \cdot \pi D_m^2 / 4 = k(z + z_0)$, 即阀芯前后的压力差减小,相当于提高了单向阀的背压,因此当流量一定时,随着进口压力的逐渐增大,系统的稳定性将降低。因此,对于一固定系统而言,提高单向阀前的压力,增大孔板直径及降低单向阀后的背压均能提高系统的稳定性。

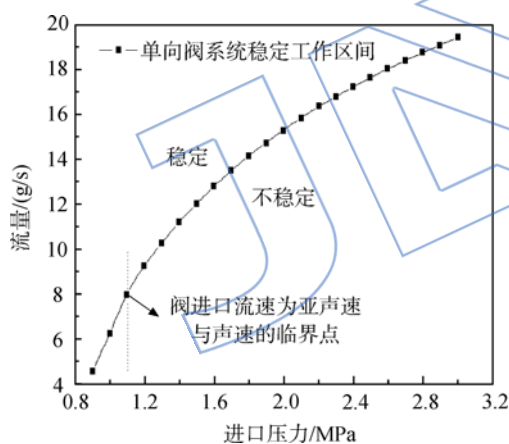


图3 单向阀临界稳定曲线(进口压力 vs 流量)

Fig. 3 Critical stability curve of check valve
(inlet pressure vs mass flow)

图4展示了单向阀临界稳定时的阀芯开度及阀芯两侧压差。从图中可以看出:单向阀不稳定时存在阀芯的临界开度和阀芯两侧的临界压差,当阀芯开度小于临界开度时,单向阀不稳定。从根源上,可认为单向阀不稳定的根源在于阀芯开度太小。

1) 阻尼对单向阀稳定性影响分析

当单向阀阻尼分别为5, 10, 20 N/(m/s)时,单向阀的临界稳定曲线如图5所示。从图中可以看出,阻尼增大时,系统将更加稳定,反之则系统将变得不稳定。

2) 弹簧刚度对单向阀稳定性影响分析

当单向阀弹簧刚度分别为3350, 4350, 5350 N/m时,单向阀的临界稳定曲线如图6所示。从图中

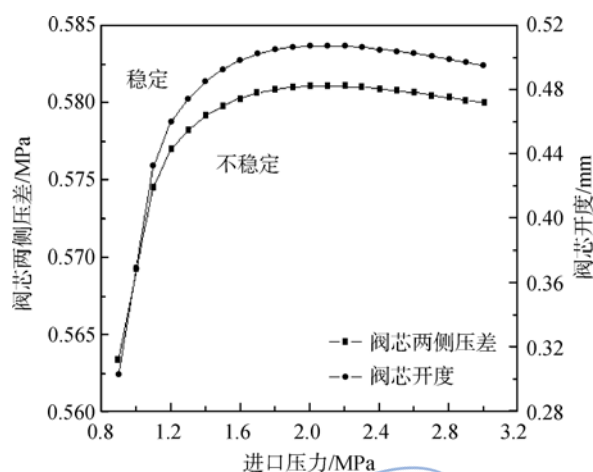


图4 单向阀临界稳定曲线
(进口压力 vs 阀芯开度、阀芯两侧压差)

Fig. 4 Critical stability curves of check valve
(inlet pressure vs valve opening, pressure differential)

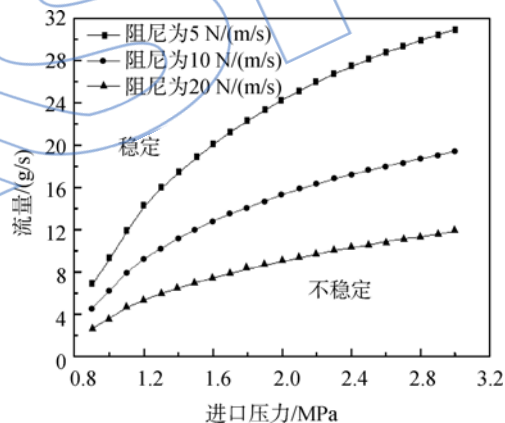


图5 阻尼对系统稳定性影响

Fig. 5 Effect on system stability of damping factor

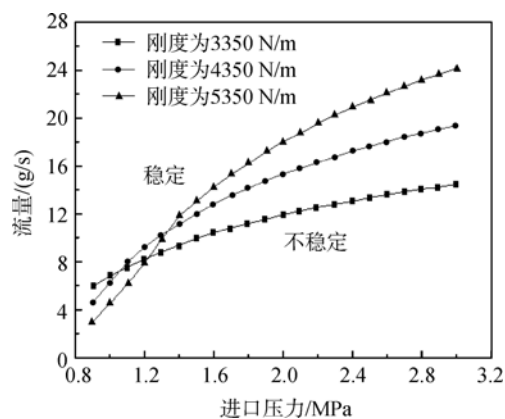


图6 弹簧刚度对系统稳定性影响

Fig. 6 Effect of spring stiffness on system stability

可以看出,弹簧刚度增大时,在单向阀进口流速为亚声速的区域,系统变得更加稳定,而在单向阀进口流速为声速区,系统将变得不稳定,反之亦然。

3) 阀进口直径对单向阀稳定性影响分析

当阀进口直径分别为 8, 10, 12 mm 时,单向阀的临界稳定曲线如图 7 所示。从图中可以看出,阀进口直径增大时,在单向阀进口流速为亚声速的区域,系统变得更加稳定,而在单向阀进口流速为声速的区域,系统将变得不稳定,反之亦然。根据稳定时的阀芯作用力平衡, $(p_1 - p) \cdot \pi D_m^2 / 4 = k_s(z + z_0)$, 增加阀进口直径和增加弹簧刚度具有同样效果,这一点是与仿真结果相一致的。

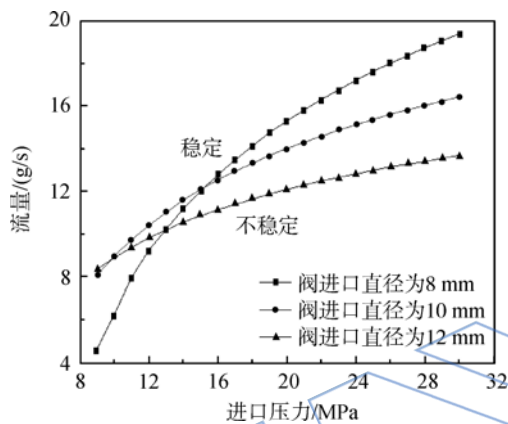


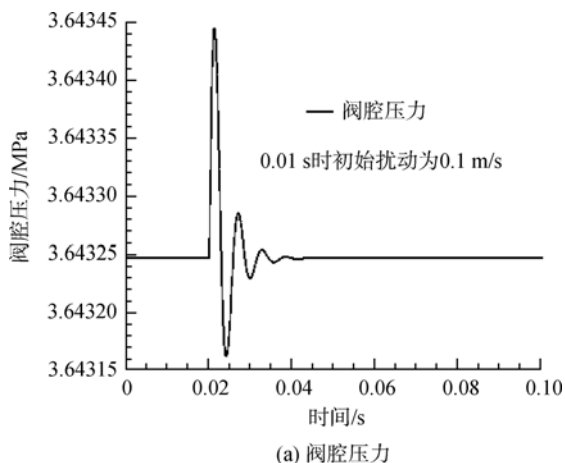
图7 阀进口直径对系统稳定性影响

Fig. 7 Effect of valve inlet diameter on system stability

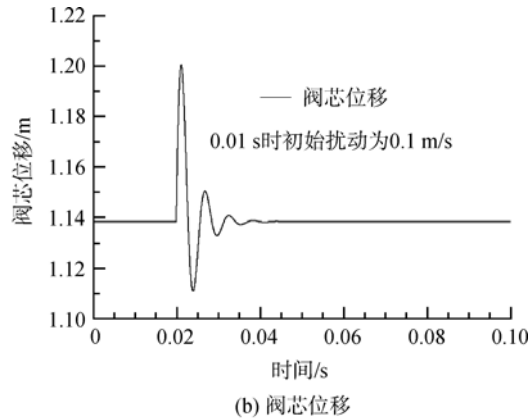
2.3.2 单向阀动态响应分析

1) 单向阀稳定状态时的动态响应

对于直径为 10 mm 孔板的稳定单向阀而言,通过在阀芯施加速度扰动,研究单向阀稳定状态时的动态响应,如图 8 所示,从图中可以看出,对于该稳定系统,阀芯受到扰动后将很快能恢复到平衡位置。



(a) 阀腔压力



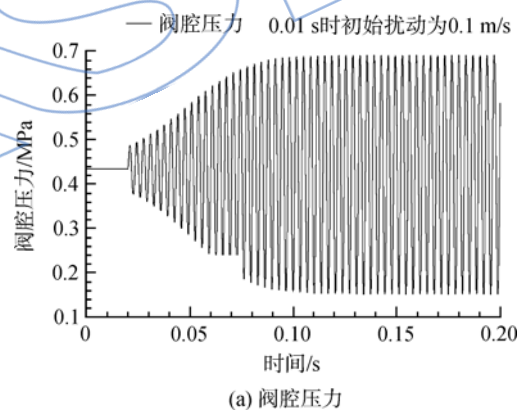
(b) 阀芯位移

图8 单向阀稳定系统的扰动响应曲线

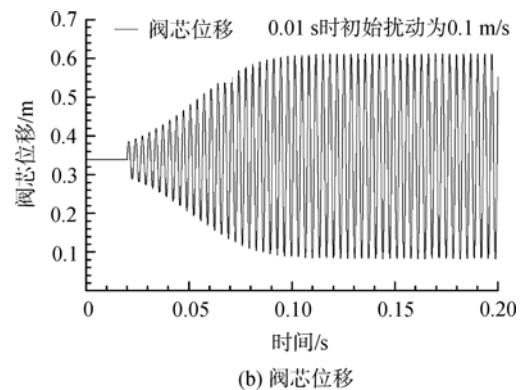
Fig. 8 Disturbance response curves of stable check valve system

2) 单向阀不稳定状态时的动态响应

对于直径为 5 mm 孔板的不稳定单向阀而言,通过在阀芯施加速度扰动,研究单向阀不稳定状态时的动态响应,如图 9 所示,从图中可以看出,对于该不稳定系统,当受到微小扰动后,将会使阀芯在其平衡位置以某一固有频率振动。



(a) 阀腔压力



(b) 阀芯位移

图9 单向阀不稳定系统的扰动响应曲线

Fig. 9 Disturbance response curves of unstable check valve system

2.4 单向阀动力学稳定性模型试验验证

采用以上单向阀开展动力学稳定性分析模型的有效性验证,试验系统见图10,试验用单向阀结构参数见第2.1节.单向阀前的压力恒定,通过手动开关控制通过单向阀气体流量,试验表明:小流量条件下单向阀颤振现象明显,当流量逐渐增大到临界值时,颤振现象消失,图11展示了试验压力为10 MPa时的单向阀动态特性,较清晰地反映了流量逐步增加到约180 g/s时,颤振现象逐步消失的过程.单向阀的临界稳定曲线试验值与仿真值对比如图12所示,从图中可以看出,试验数据与仿真结果规律一致性较好.

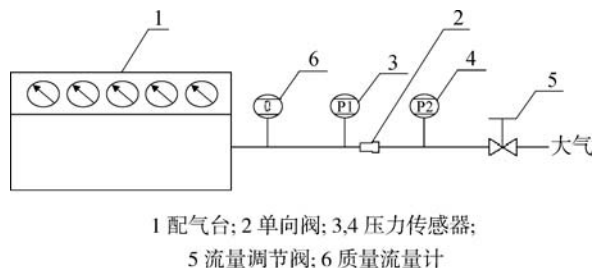
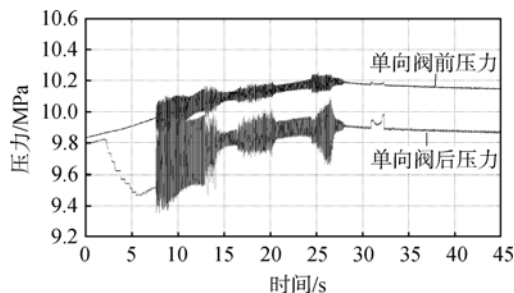
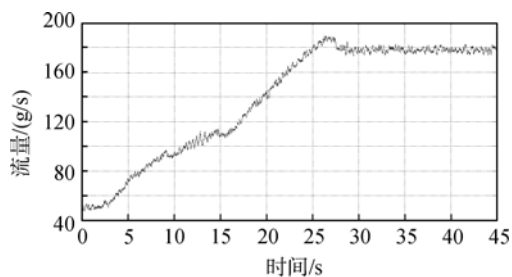


图10 试验系统

Fig. 10 Experiment system



(a) 单向阀前后压力



(b) 单向阀流量

图11 试验压力10 MPa时的单向阀动态特性

Fig. 11 Dynamic characteristic of check valve at experiment pressure of 10 MPa

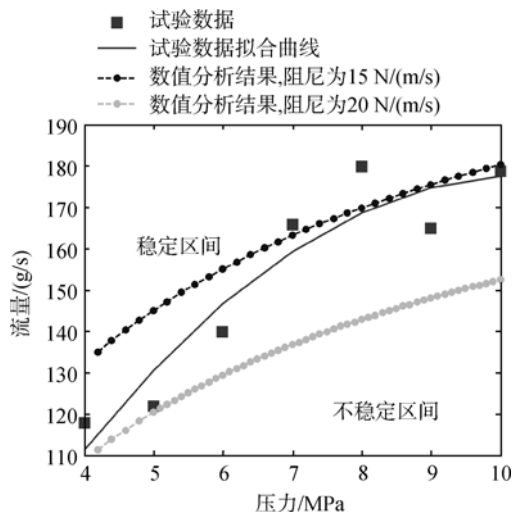


图12 临界稳定曲线试验值与仿真值对比

Fig. 12 Comparison of critical stability curves between experiment values and simulation values

3 结 论

本文通过构建系统的动力学模型及稳定性模型,从系统角度分析其稳定性,得到了单向阀的稳定工作区间及在扰动条件下的动态响应,同时开展了单向阀动力学稳定性分析模型的试验验证.结果表明:

1) 一定进口压力条件下,流量越大单向阀越稳定;而若保持单向阀的流量不变,则增大进口压力单向阀的稳定性降低.对于一固定的单向阀而言,提高单向阀前的压力,增大孔板直径及降低单向阀后的背压均能提高单向阀的稳定性.

2) 阻尼增大时,单向阀将更加稳定;弹簧刚度增大时,在单向阀进口流速为亚声速的区域,单向阀变得更加稳定,而在单向阀进口声速区,单向阀将变得不稳定;阀进口直径增大和弹簧刚度增大具有同样效果;而阀腔直径对于单向阀稳定性无直接影响.

3) 单向阀稳定性试验结果与仿真结果取得了较好的一致性,验证了气动阀门动力学稳定性分析方法的有效性.

参考文献:

- [1] 白莱文斯. 流体诱发振动[M]. 吴恕三,王觉,译. 北京:机械工业出版社,1983.
- [2] Dasgupta K, Watton J. Dynamic analysis of proportional solenoid controlled piloted relief valve by bondgraph[J]. Simulation Modelling Practice and Theory, 2005, 13(1): 21-38.
- [3] Dasgupta K, Karmakar R. Modelling and dynamics of single-stage pressure relief valve with directional damping

- [J]. Simulation Modelling Practice and Theory, 2002, 10 (1): 51-67.
- [4] Maiti R, Saha R, Watton J. The static and dynamic characteristics of a pressure relief valve with a proportional solenoid-controlled pilot stage [J]. Journal of Systems and Control Engineering, 2002, 216(2): 143-156.
- [5] Davies R. A real-time approach to load adaptive electro-hydraulic motor speed control[D]. Cardiff, United Kingdom: University of Wales, 1994.
- [6] 成兆义. 溢流阀动态特性、噪声分析及降噪的研究[J]. 流体传动与控制, 2008(5): 27-30.
CHENG Zhaoyi. Analysis of relief valve of noise and dynamic characteristics [J]. Fluid Power Transmission & Control, 2008(5): 27-30. (in Chinese)
- [7] 陶玉静, 范才智, 田章福, 等. 两位五通电动气阀动态特性研究[J]. 推进技术, 2006, 27(6): 542-545.
TAO Yujing, FAN Caizhi, TIAN Zhangfu, et al. Study on the dynamic characteristic of the electropneumatic valve [J]. Journal of Propulsion Technology, 2006, 27(6): 542-545. (in Chinese)
- [8] 戴佳, 黄敏超, 余勇, 等. 电磁阀动态响应特性仿真研究[J]. 火箭推进, 2007, 33(1): 41-48.
DAI Jia, HUANG Minchao, YU Yong, et al. Simulation on the dynamic response characteristics of solenoid valve[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2007, 33(1): 41-48. (in Chinese)
- [9] Hayashi S, Hyase T. Chaos in a hydraulic control valve [J]. Journal of Fluids and Structures, 1997, 11(6): 693-716.
- [10] Misra A, Behdinana K, Cleghorn W L. Self-excited vibration of a control valve due to fluid-structure interaction [J]. Journal of Fluids and Structures, 2002, 16(5): 649-665.
- [11] Hurlbert E A, Abe J T. Methods used to investigate and resolve the space shuttle helium pressure regulator instability[R]. AIAA 1990-2749, 1990.
- [12] Latyshev V I, Maliovanov M V, Petrov R A. Dynamics of a gas pressure regulator with attached piping[J]. Aviatson-naia Tekhnika, 1987(3): 87-90. (in Russian)
- [13] 叶奇昉, 严诗杰, 陈江平, 等. 气动先导式电磁阀的自激振动[J]. 机械工程学报, 2010, 46(1): 115-121.
YE Qifang, YAN Shijie, CHEN Jiangping, et al. Self-excited vibration in a pneumatic pilot-operated solenoid valve[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(1): 115-121. (in Chinese)
- [14] 叶奇昉, 陈江平, 陈芝久. 制冷系统用两级先导式电磁阀动力学特性的仿真与实验[J]. 低温工程, 2008, 164(4): 51-56.
YE Qifang, CHEN Jiangping, CHEN Zhijiu. Dynamic analysis of a pilot-operated two-stage solenoid valve used in refrigeration system[J]. Cryogenics, 2008, 164(4): 51-56. (in Chinese)
- [15] 黄知涛, 胡正峰, 乔渭阳, 等. 发动机压缩系统稳定工作边界的预测方法[J]. 航空动力学报, 2000, 15(1): 51-54.
HUANG Zhitao, HU Zhengfeng, QIAO Weiyang, et al. Prediction on of stability operating limit in aeroengines [J]. Journal of Aerospace Power, 2000, 15(1): 51-54. (in Chinese)
- [16] 孙淮清, 王建中. 流量测量节流装置设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2005.
- [17] 李欣业, 张明路. 机械振动[M]. 北京: 清华大学出版社, 2009.