

# 精密减压阀振动现象的仿真分析

王祖温, 包 钢, 王建宇

(哈尔滨工业大学气动技术中心, 哈尔滨 150001)

摘要: 本文通过建立精密减压阀的数学模型, 利用仿真方法对影响阀振动的因素进行分析, 得到了影响该阀振动现象的主要因素并给出了改进措施。

关键词: 减压阀; 振动; 仿真; 数学模型

中图分类号: TH138 文献标识码: A 文章编号: 1001 - 3881 (2001) 2 -

## 1 气动减压阀研究的意义

减压阀是气动系统中的重要元件之一, 其作用是将气源来的气体压力经减压阀稳定为气动系统所需要的压力。一个气动系统性能的好坏, 其减压阀的性能起着关键作用, 随着工业自动化的发展, 对高精度控制系统的要求越来越高, 需要减压阀的精度不断提高, 以适应现代化生产的要求。本文研究的减压阀具有十分优良的静态压力特性, 但该阀在使用中某些工况下存在发振现象。本文就以该减压阀为基础, 在深入研究阀结构的情况下, 对其建模仿真, 找出影响发振的因素, 以期减压阀的开发、改进提供参考。

## 2 减压阀的数学模型

减压阀的原理图如图 1 所示。其中 t 代表调节反馈腔, m 代表中间腔, f 代表反馈腔, a 代表出口腔, s 代表进口腔,  $q_{mij}$  代表从 i 腔到 j 腔的流量, x 代表主阀芯的位移。

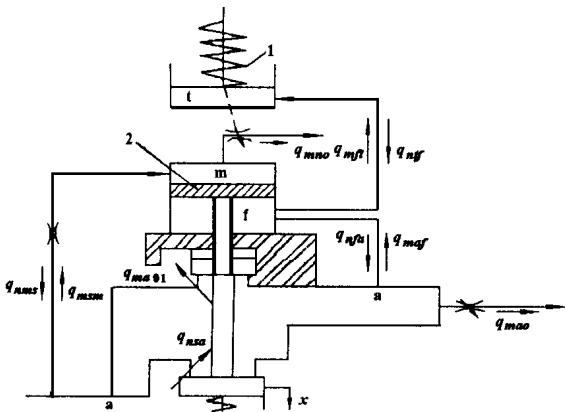


图 1 减压阀原理图

为了建立数学模型, 特作如下假设:

- 本阀工作气体视为理想气体;
- 气体在流过阀口或其他限流孔时为等熵流动;
- 各腔内气体的压力场和温度场均匀;
- 不计密封比压及密封不良造成的空气泄漏流量的影响, 即当阀芯位移  $x=0$  时流量  $q_m=0$ ;
- 气体粘度小, 忽略控制截面处粘性阻力影响;
- 不考虑引力场对气流的作用。

虽然气动元件的结构不同, 但气动元件的动态特性从本质上讲都可以抽象为是由一些基本环节组成的, 如气容充气环节、气容放气环节、惯性环节等。它们之间通过压力、力、位移、容积等参数相互联系相互影响。下面针对不同的环节建立数学模型。

### (1) 阀口流量方程

由假设条件, 根据气流等熵通过收缩喷嘴的流量公式可得:

$$q_m = \begin{cases} \frac{C_d A p_0 B}{\sqrt{T_0}} \left( \frac{p_1}{p_0} \right) & \frac{p_1}{p_0} > C_t \\ \frac{C_d A p_0 B}{\sqrt{T_0}} & \frac{p_1}{p_0} > C_t \end{cases} \quad (1)$$

$$\text{式中: } \left( \frac{p_1}{p_0} \right) = \sqrt{\left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}}}; \quad (2)$$

$$B = \sqrt{\frac{2k}{R(k-1)}}; \quad (3)$$

$$C = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2k}{R(k+1)}}; \quad (4)$$

A—节流口面积;

$p_0$ —入口压力;

$p_1$ —出口压力;

$C_d$ —流量系数;

$T_0$ —入口处气体温度;

$C_t$ —临界压力比; (对于空气, 临界压力比  $C_t = 0.528$ )。

$k = 1.4$  时, 上式中亚临界流量公式可简化。因为, 当  $p_1/p_0 > 0.528$

$$\left( \frac{p_1}{p_0} \right) = \frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right] \left( 1 - \frac{p_1}{p_0} \right) \frac{p_1}{p_0} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \text{于是 } q_m &= C_d A p_0 \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_0} \left( 1 - \frac{p_1}{p_0} \right) \frac{p_1}{p_0}} \\ &= C_d A \sqrt{\frac{2}{R T_0}} p_1 (p_0 - p_1) \end{aligned} \quad (6)$$

对于阀内节流口处气体的流动, 可以近似认为是等熵变化过程, 其节流方程为:

$$q_m = \begin{cases} \frac{C_d A}{\sqrt{RT_0}} \sqrt{2 p_0 (p_0 - p_1)} & 0.528 < \frac{p_1}{p_0} \leq 1 \\ \frac{C_d A}{\sqrt{RT_0}} p_0 & 0 < \frac{p_1}{p_0} \leq 0.528 \end{cases} \quad (7)$$

由图 1, 本阀中共有 7 个节流口, 对应流量为  $q_{mf}$ 、 $q_{mf}$ 、 $q_{msa}$ 、 $q_{mao1}$ 、 $q_{mms}$ 、 $q_{mmo}$  和负载节流  $q_{mao}$ 。

### (2) 气体状态方程

理想气体状态方程为:  $p = RT$  (8)

即:  $p = mRT/V$  (9)

对上式两边同时对时间求导, 可得

$$\frac{dp}{dt} = \frac{RT}{V} \frac{dm}{dt} + \frac{mR}{V} \frac{dT}{dt} - \frac{mRT}{V^2} \frac{dV}{dt} \quad (10)$$

整理后可得

$$\frac{dp}{dt} = \frac{RT}{V}G - \left(\frac{1}{V} \frac{dV}{dt} - \frac{1}{T} \frac{dT}{dt}\right)p \quad (11)$$

(3) 连续性方程

根据质量守恒定律, 在任何瞬时, 流出控制体的质量流量应等于这个控制体内质量对时间的减小量。即有,

$$\frac{d(V\rho)}{dt} = q_m \quad (12)$$

$q_m$  = 流入控制体的质量流量 - 流出控制体的质量流量。上式整理后可得:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{V}{RT} \frac{dp}{dt} + \frac{p}{RT} \frac{dV}{dt} - \frac{V}{RT} \frac{k-1}{k} \frac{dp}{dt} \quad (13)$$

合并理想气体状态方程的微分形式(11)和连续性方程的微分形式(13)可得压力变化的一阶微分方程:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{kRT}{V} \left(\frac{dm}{dt} - \frac{p}{RT} \frac{dV}{dt}\right) \quad (14)$$

(4) 等熵方程

在等熵过程中,

$$\frac{T}{p^{\frac{k-1}{k}}} = C \quad (15)$$

两边微分, 整理可得,

$$\frac{dT}{dt} = \frac{(k-1)}{k} \frac{T}{P} \frac{dP}{dt} \quad (16)$$

由图 1, 本阀中对应  $t$ 、 $m$ 、 $f$ 、 $a$  腔共有 4 个这样的方程。

(5) 主阀芯力平衡方程

$$(p_{mr} - p_{fr})A_f - B \frac{dx}{dt} - Kx - \text{signal}(x) = m_1 \frac{d^2x}{dt^2} \quad (17)$$

式中:  $p_{mr}$ —中间腔相对压力;

$p_{fr}$ —反馈腔相对压力;

$A_f$ —反馈面积;  $B$ —摩擦系数;

$K$ —弹簧刚度;  $m_1$ —主阀芯质量;

$x$ —主阀芯位移, 向下为正。

$$\text{signal}(x) = \begin{cases} 10 & x > 0 \\ -10 & x < 0 \end{cases} \quad (18)$$

signal 函数表示主阀弹簧预压缩量

(6) 导阀可变节流可动部件力平衡方程

$$p_{mr}A_q + p_{fr}A_t - B \frac{dx_1}{dt} - K(x_0 + x_1) - F_0 = m_2 \frac{d^2x_1}{dt^2} \quad (19)$$

式中:  $A_q$ —可动节流球面积;  $p_{fr}$ —调节反馈腔压力;

$A_t$ —调节反馈腔膜片作用面积;

$K$ —调节弹簧刚度;  $x_0$ —调节弹簧预压缩量;

$F_0$ —调节弹簧 + 可动部件的重力;

$m_2$ —导阀可动部件的质量;

$x_1$ —可动部件的位移, 向上为正。

### 3 仿真结果

利用前述的 18 个方程作为精密减压阀模型进行仿真, 在仿真过程中, 考虑到阀应保证在工作压力范围内始终保持稳定, 选定输入量进口压力  $P_s = 1.0\text{MPa}$ ,

调节弹簧压缩量  $L_0 = 0.0005\text{m}$ , 这是最易起振工况。图 2 给出了一组仿真结果示例。

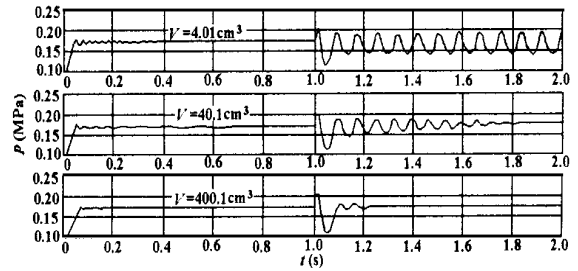


图 2 仿真曲线示例

通过对仿真结果的分析, 得到图 3 - 图 8 所示减压阀结构参数对该阀稳定性影响的仿真曲线。该曲线都是在如前所示的入口条件下用如下方法仿真得到的: 保持阀的其他结构参数不变, 外部条件不变, 通过改变所要观察的参数数值, 从而得到一系列阀稳定性受该参数影响的趋势曲线。图中,  $x$  轴表示时间 (单位: s),  $y$  轴表示压力振动幅度 (单位: Pa)。

通过仿真分析, 得到图 3 所示阀出口腔容积与出口腔压力振动幅度之间的关系曲线图 4 所示阀中间腔容积与出口腔压力振动幅度之间的关系曲线; 图 5 所示阀反馈腔容积与阀出口腔压力振动幅度之间的关系曲线; 图 6 所示阀进口腔到中间腔节流面积与出口腔压力振动幅度之间的关系曲线; 图 7 所示阀出口腔到反馈腔节流面积与出口腔压力振动幅度之间的关系曲线; 图 8 所示主阀芯开口梯度与出口腔压力振动幅度之间的关系曲线。

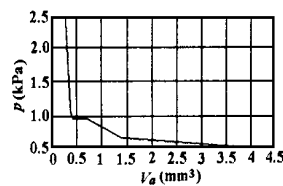


图 3 出口腔压力振动幅度与阀出口腔容积关系曲线

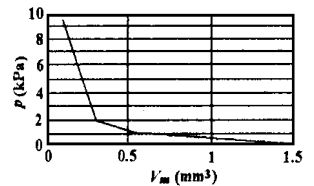


图 4 出口腔压力振动幅度与阀中间腔容积关系曲线

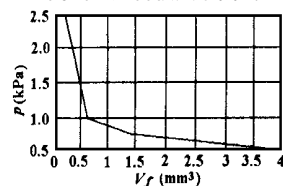


图 5 反馈腔容积对阀稳定性影响的趋势曲线

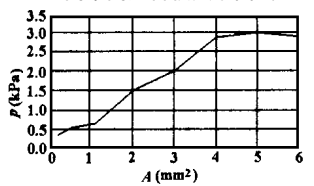


图 6 进口腔到中间腔节流对阀稳定性影响的趋势曲线

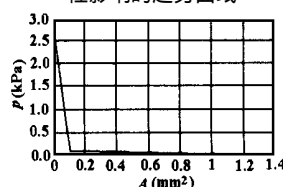


图 7 出口腔到反馈腔节流面积对阀稳定性影响的趋势曲线

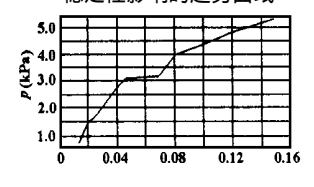


图 8 主阀芯开口梯度对阀稳定性影响的趋势曲线

(下转第 55 页)

液体的输出口，大活塞 2 在专用的油路（图中未示出）控制下自动往复运动，推动左、右小活塞 1 交替输出，在四个单向阀配合下由 c 口连续输出高压液体。

图 5 所示是一种连续输出型气—液增压装置原理图<sup>[1]</sup>。a 口为压缩空气输入口，b 口为增压后的液体出口，双出杆活塞缸 6 的活塞杆在换向阀 1, 2, 3 的配合下实现自动往复运动，并保持往复运动中输出的力相等，增压缸 5 为一个单出杆活塞缸，其无杆腔的面积  $A_1$  与有杆腔的面积  $A_2$  关系为  $A_1 = 2A_2$ 。两腔由一个装在活塞内的单向阀 4 沟通，保证活塞双向往复运动时连续输出流量和压力相等的增压液体。

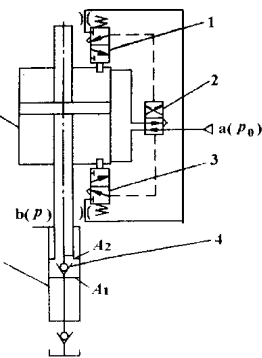


图 5

图 3~图 5 所示的连续型增压装置均具有节能的特点，当输出端压力增加到一定程度（例如保压阶段，可看作压力无穷大）时，活塞会近似停止运动，而此时的输入能量也是基本不消耗的。

(3) 气液增力缸

流体增压装置的应用中，其增压后的流体大部分仍然是推动工作油缸的，因此，实际中增压装置常与工作缸集成在一起，制作成一种具有增压功能的增力缸，其应用较多的为气—液增力缸。

图 6 所示是一种气—液增力缸。其先由 a 口供气，经气—液转换器 1 和换向阀 2 推动工作缸 4 完成“快进”动作，然后由换向阀 2 切断液压油，再由 b 口供气，经增压缸 3 增压，推动工作缸 4 完成“工进”，c、d 口为缸 3、4 退回动作的供气口。这种方案由于气—液转换器游离于整个增力缸之外，整体性稍差。

对于气—液增力缸，设计巧妙的当属托克斯 (Tox) 公司的气—液增力缸产品<sup>[5][6]</sup>，图 7 所示为其结构原理图。其在增力缸内部巧妙地设计了一个贮油腔 A，并由浮动活塞 3 与弹簧 2 共同作用，在工作缸活塞 4 向右移动的同时，给增压腔 B 补油。其动作原理为，首先，由 b 口通入压缩空气，推动工作缸的活塞 4 右移“快进”至一定距离，同时浮动活塞 3 在弹簧的推动下右移补油给增压腔 C；然后，由 a 口供气，推动增压油缸的活塞右移，当其前端柱塞进入柱塞缸 B 后，隔离 A、B 腔，同时，使 B 腔压力增高，推动工作缸活塞右移完成“工进”动作。当

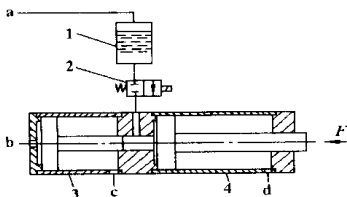


图 6

a 口接通大气后，增压缸活塞在弹簧 2 的作用下左移退回，同时 c 口通入压缩空气，使工作缸活塞 4 退回，完成一个动作循环。

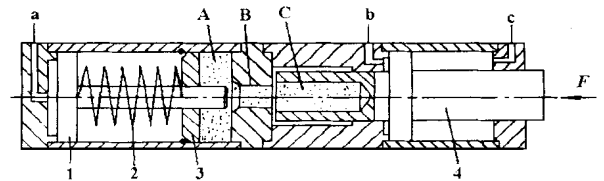


图 7

3 结束语

流体增压技术作为一种实用的技术在实际工作中应用广泛，它具有成本低廉、性能可靠、变化灵活等优点，对于系统中需要局部高压的场合效果明显。另外，以压缩空气为动力源，用气—液增压（力）缸，满足局部高压的应用，可大大简化系统结构，减少环境污染，故其应用越来越广。

参考文献

【1】雷天觉主编. 液压工程手册. 机械工业出版社, 1993. 8  
 【2】王建军. 一种液压增压缸的介绍. 液压与气动, 1992 (4)  
 【3】董哲等. 节能式增压气缸及其效率分析. 液压与气动, 1994 (3)  
 【4】陈志伟. 自动换向增压器. 液压与气动, 1992 (1)  
 【5】王延辉等. 一种新型气液增力缸. 液压与气动, 1999 (3)  
 【6】托克斯冲压技术有限公司技术资料

收稿时间: 2000 - 07 - 07

(上接第 35 页)

从仿真结果来看，对阀稳定性影响较大的结构参数主要集中于以阀腔容积为代表的容性参数和以阀间节流为代表的阻性参数。在容性参数中，依据影响大小可排列如下：

$V_m > V_f > V_a$ 。但考虑到气动元件小型化的发展趋势，用阻性参数来调整阀的动态性能更合适，工艺上也更容易实现。本文推荐用调节阀进口腔到中间腔节流面积的方法来调节阀的动态特性。

参考文献

【1】王祖温. 日本气动技术的现状和发展. 液压与气动, 1993, (4): 3~6  
 【2】朴旭奎. 气动减压阀的动态分析. 第三次全国减压阀学术讨论会论文, 1984  
 【3】M. L. Tatnall and A. Redpath, Dynamic modelling of a gas pressure regulator for low pressure service. MEASUREMENT AND CONTROL, Vol 11 April 1978  
 【4】张詹彭. 气动减压阀的静、动态特性分析. 第三次全国减压阀学术讨论会论文, 1984

收稿时间: 2000 - 07 - 24