

气压伺服系统的建模与特性

王燕波¹, 王祖温^{1,2}, 杨庆俊¹, 包 钢¹

(1. 哈尔滨工业大学 机电学院, 哈尔滨 150080; 2. 大连海事大学 机电与材料工程学院, 辽宁 大连 116026)

摘要:研究了比例流量阀静态和动态特性。通过理论分析和实验研究, 得出了临界压力比随阀开口面积呈先增大后减小的非线性规律变化, 其值在 0.17 到 0.38 之间。通过实验研究, 计算出流量系数随阀开口面积呈非线性变化的规律, 其值在 0.55 到 0.77 之间。采用正弦扫频激励信号和直接测量阀芯位移方法得出了阀的频率特性, 随着输入信号幅值的增大, 阀的带宽减小, 而供气压力改变对阀带宽几乎没有影响。采用集中参数模型描述了气缸内气体与气缸壁以及气缸壁与外界传热过程, 推导出气体温度微分方程, 建立了气缸内气体热力学模型。最后, 进行了仿真和实验研究, 仿真数据与实验数据吻合得较好。

关键词:传动与控制; 气压伺服系统; 建模; 比例流量阀; 热力学过程

中图分类号: TH137 **文献标识码:** A **文章编号:** 1671-5497(2009)05-1186-06

Modeling and characteristics of pneumatic servo system

WANG Yan-bo¹, WANG Zu-wen^{1,2}, YANG Qing-jun¹, BAO Gang¹

(1. School of Mechatronics, Harbin Institute of Technology, Harbin 150080, China; 2. College of Electromechanics and Materials Engineering, Dalian Maritime University, Dalian 116026, China)

Abstract: The static and dynamic characteristics of the pneumatic proportional flow-rate control valve were studied. It was found that the variation of the critical pressure ratio versus the valve opening is non-linear, it increases at first and then decreases, and the ratio ranges from 0.17 to 0.38. The discharge coefficient was calculated with the help of Sanville flow formula by measuring the flow-rate through the valve at different openings, and the coefficient ranges from 0.55 to 0.77. The relationship between the discharge coefficient and the valve opening was found non-linear also. The frequency response of the valve was acquired by the sine sweep excitation and the spool position measurement. The results show that the bandwidth of the valve decreases with the increase of the input signal amplitude, and the supply gas pressure has no effect on its bandwidth. The heat transfer processes between gas in the cylinder and the cylinder wall, as well as between the cylinder wall and the environment were described using a lumped parameter mathematical model. A differential equation of the gas temperature was deduced and a thermodynamic model of in-cylinder gas was established. The simulation and experiment of the pneumatic servo system were performed and the simulation results agree well with the experiment ones.

Key words: turn and control; pneumatic servo system; modeling; proportional flow rate control valve; thermodynamic process

收稿日期: 2007-12-11.

基金项目: 国家自然科学基金项目(50375034); 211 学科建设基金项目(CAAZ92102001).

作者简介: 王燕波(1978-), 男, 博士研究生. 研究方向: 气压伺服控制系统. E-mail: www-2001@163.com

近些年,许多专家学者对气压伺服技术展开了研究,并取得了显著的成果,在工业中也逐渐有了应用^[1-2]。气压系统工作介质为气体,气体的压缩性比液体大,具有复杂的热力学过程,气体在阀门口流动和在气缸内的复杂流动过程等导致系统的非线性特性。许多研究者应用 Sanville 流量公式描述比例流量阀的特性,杨庆俊^[2]通过实验研究拟合出比例阀临界压力比的一个固定值。李宝仁^[3]采用系统辨识方法,通过测量比例流量阀连接封闭容腔的压力间接计算阀输出,辨识出阀的动特性。本文对比例流量阀特性进行了进一步研究,分析了临界压力比和流量系数随阀开口面积变化的规律。利用激光测距仪直接测量阀芯位移输出,采用扫频信号激励直接得出阀的频率特性,避免了间接辨识方法中压力测量、气体热力学过程等因素带来的影响。

气体在气缸腔室内流动的热力学过程非常复杂,多数学者在进行气压伺服建模时,将其视为等温过程或是绝热过程^[4],一些学者则认为其热力学过程为多变过程^[5]。而实际气体热力学过程介于绝热和等温之间,多变过程虽然反映了这一特点,但多变指数难以确定,对温度变化描述不准确。本文在研究气体热力学过程中,考虑气体与气缸壁的传热,采用集中参数模型描述传热过程,建立了气体温度的微分方程,所建立的模型更接近气体流动的实际过程。

1 比例流量阀的静特性

1.1 比例流量阀结构

本文以德国 Festo 公司生产的 MPYE-5-8/1-HF-010B 比例流量阀作为基本研究对象,其结构简图如图 1 所示。该结构是由比例电磁铁直接驱动的滑阀式结构,阀芯位移随阀驱动信号电压成比例变化。图中,1 口连接气源,2 口和 4 口分别

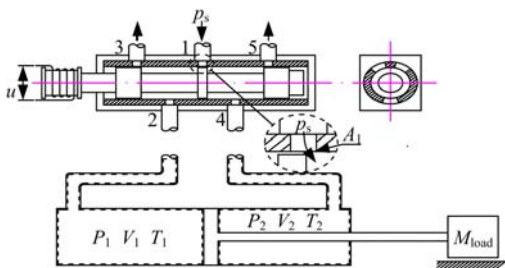


图 1 比例流量阀控气缸结构简图

Fig. 1 Overall schematic of pneumatic servo system

连接气缸的两腔。阀驱动电压为 0~10 V,当阀驱动信号电压 $u=5$ V 时,阀芯居于中位。该阀左右结构对称。

1.2 比例流量阀死区特性

由于该阀具有中位正遮盖结构,最大流量特性如图 2 所示,从实验数据可得,该阀有明显的死区特性。在阀中位作用有 ± 0.4 V 左右的驱动电压时,阀的流量迅速趋近于零。死区特性对气压伺服系统十分有害,尤其是轨迹跟踪系统。

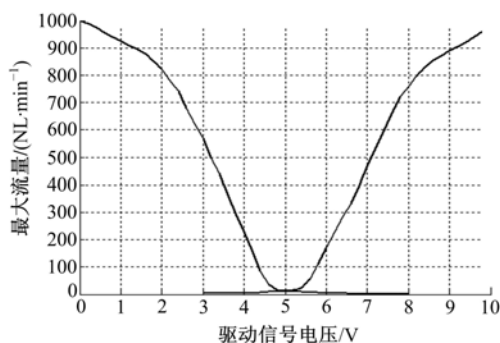


图 2 比例流量阀最大流量

Fig. 2 The maximal flow rate of valve

1.3 比例流量阀流量特性

喷嘴小孔的流量特性通常采用等熵流动流量公式来描述。而实际气动元件并非单个节流小孔,而是由多个任意形式收缩的节流口串联而成。其中任何一个节流口达到临界压力比时,气流就会达到壅塞流状态,临界压力比不再是 0.528,而是小于该值。根据 Sanville^[6]的研究,实际气动元件流量可用 1/4 椭圆方程流量公式来描述

$$q_m = \frac{C_d A_s p_s \sqrt{1-b}}{\sqrt{RT_s}} \omega_c \quad (1)$$

$$\begin{cases} \omega_c = \sqrt{1 - \left[\frac{\sigma - b}{1 - b} \right]}, \sigma = \frac{p_2}{p_s} > b \\ \omega_c, \sigma \leq b \end{cases} \quad (2)$$

式中: A_s 为阀口实际面积; C_d 为流量系数; p_s 为上游压力; p_2 为下游压力; T_s 为气源温度; b 为临界压力。

在流量公式中, b 、 C_d 值的确定是精确描述流量的关键,本文对这两个参数随比例流量阀驱动电压信号的变化规律进行了深入研究。测试比例流量阀静特性实验装置原理图如图 3 所示。由于比例流量阀的对称性,只需对 1/4 口的流量特性进行研究。

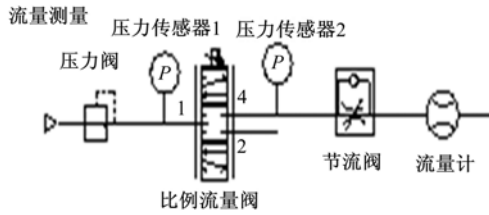


图 3 比例流量阀静特性实验装置

Fig. 3 Experimental setup schematic of valve

1.3.1 临界压力比 b

1.3.1.1 临界压力比变化规律理论分析

根据实际结构,比例流量阀可简化为如图 4 所示的两个节流口串联的简单形式。其中, A_1 随阀芯位移由阀中位到最大,开口量由 0 到 A_1 。气体通过串联轴流口的流动会有以下三种情况:

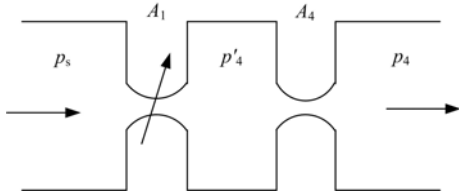


图 4 比例流量阀流量特性简化模型

Fig. 4 Simplified model of valve

(1)当两个节流口同时达到临界压力比时,整个阀处于壅塞流临界状态,有

$$p'_4 = 0.528 p_s; p_4 = 0.528 p'_4;$$

$$b = p_4 / p_s = 0.528^2 = 0.279.$$

(2)当节流口 1 的面积 A_1 比较小时,第一个节流口先达到临界压力比,处于壅塞流状态,则比例流量阀处于壅塞流状态,有

$$p'_4 = 0.528 p_s$$

$$q_m = C_d A_1 p_s \sqrt{\frac{2k}{RT_s} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{2(k-1)}}$$

$$q_m = C_d A_4 p'_4 \sqrt{\frac{2k}{RT_s(k-1)} \left[\left(\frac{p_4}{p'_4} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_4}{p'_4} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

$$\sqrt{2.49b^{1.43} - 2.98b^{1.71}} = 0.49 \frac{A_1}{A_4} \quad (3)$$

(3)当节流口 1 的面积 A_1 增加到比较大时,第二个节流口先达到临界压力比,处于壅塞流状态,则比例流量阀处于壅塞流状态,有

$$p_4 = 0.528 p'_4$$

$$q_m = C_d A_4 p'_4 \sqrt{\frac{2k}{RT_s} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{2(k-1)}}$$

$$q_m =$$

$$C_d A_1 p_s \sqrt{\frac{2k}{RT_s(k-1)} \left[\left(\frac{p'_4}{p_s} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p'_4}{p_s} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

可得方程

$$\frac{A_1}{A_4} \sqrt{2.49b^{1.43} - 2.98b^{1.71}} = 0.49b \quad (4)$$

通过理论计算的临界压力比 b 随 1 口面积的变化如图 5 所示。

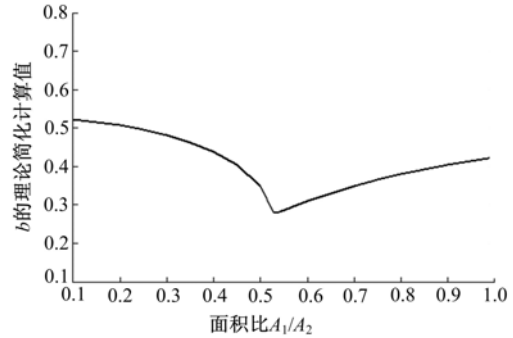


图 5 b 随 A_1/A_2 的变化关系

Fig. 5 Relationship between b and A_1/A_2

1.3.1.2 临界压力比变化规律实验

分别在供气压力 0.6、0.5、0.4 MPa 下,在阀的不同开口处测量阀的壅塞流流量和亚音速流量。由椭圆流量公式推导出临界压力比的计算公式为

$$\omega_c = \frac{q_m}{q_{max}} \quad (5)$$

$$b = \frac{\sigma - \sqrt{1 - \omega_c^2}}{1 - \sqrt{1 - \omega_c^2}} \quad (6)$$

实验测得的临界压力比结果如图 6 所示。临界压力比只与阀口节流面积大小有关,与供气压力无关。临界压力比基本在 0.17~0.35 变化。

对比实验数据结果与前面的理论分析可知,实验数据与理论计算中临界压力比随节流口 1 面积变化而变化的趋势相同,但具体数值有一定的

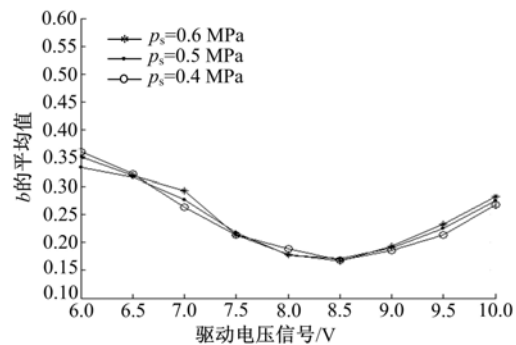


图 6 临界压力比 b

Fig. 6 Critical pressure ratio b

差别,因为理论简化只考虑了两个节流口的串联,而实验测试中,实际还包含了快速气动接头、管路、阀内腔等的节流效应,实际值要小于理论值。

1.3.2 流量系数

通常用有效面积来描述阀口的通流能力, $A_e = C_d A_s$, 其中 A_s 为阀口物理面积, C_d 为流量系数。流量系数 C_d 在工程意义上定义为:实际流量与理论流量的比值。分别测量不同供气压力下和阀不同开口处的流量,利用椭圆流量公式计算流量系数。

实验数据结果如图 7 所示,比例流量阀的流量系数有如下特点:

(1)实验数据显示,不同压力下的平均流量系数变化范围不超过 5%,可以得出流量系数大小与供气压力无关的结论。

(2)流量系数与阀口开口量有非线性关系。

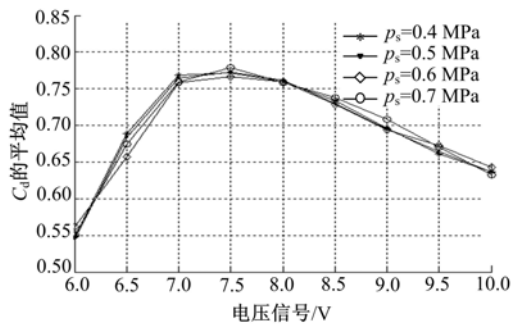


图 7 不同供气压力下流量系数对比

Fig. 7 Discharge coefficient under different supply pressure

2 比例流量阀动特性

比例流量阀动特性就是阀芯位移对驱动电压信号的频率响应特性。利用激光测距仪无接触测量阀芯位移。采用 0~300 Hz 的正弦扫频信号为输入信号,频率为 2000 Hz,采用点数为 8092 个,实验时间为 4.096 s。根据式(7)可计算出阀芯位移频率响应特性

$$G(jf) = G_{yx}(jf)/G_{xx}(jf) \quad (7)$$

式中: $G_{xx}(jf)$ 为输入驱动电压信号功率自谱; $G_{yx}(jf)$ 为输入驱动电压信号与输出位移信号功率互谱; $G(jf)$ 为输入与输出频率传递函数。

图 8 为在输入驱动电压幅值分别为 0~10 V、1~9 V、2.5~7.5 V、4~6 V 和 4.5~5.5 V (分别对应阀开口量 ±100%、±80%、±50%、±20%和±10%)时的阀频率特性。图 9 为供气压

力分别为 0.4、0.6 MPa,阀开口量为 50%时的阀频率特性。随着输入激励信号幅值增大,阀的带宽减小,而供气压力改变对阀带宽几乎没有影响。

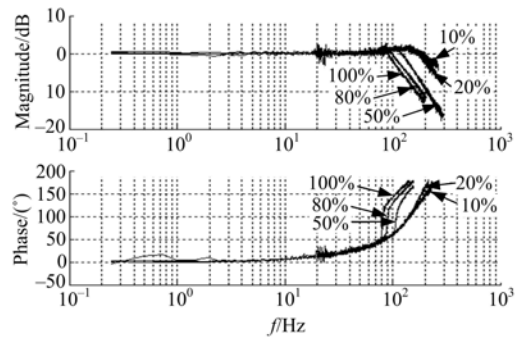


图 8 不同输入幅值下的阀频率特性

Fig. 8 Experimental frequency response of valve

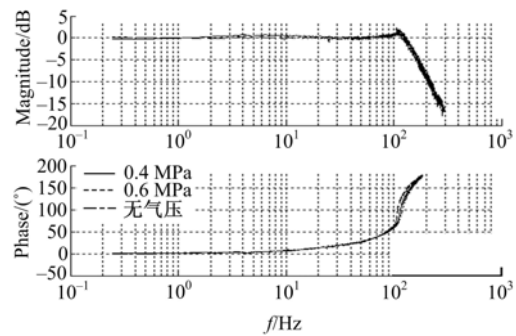


图 9 不同供气压力下的阀频率特性

Fig. 9 Experimental frequency response of valve under different supply pressure

阀幅相频率特性可以用二阶系统近似其动态响应特性。相角为 90°时的频率为自然频率 ω_n , 阻尼系数根据自然频率和自然频率处的幅频特性幅值计算,计算式为

$$\zeta = \frac{1}{2} 10^{\frac{-L(f_n)}{20}} \quad (8)$$

式中: f_n 为无阻尼自然频率; $L(f_n)$ 为自然频率处幅频特性。

由自然频率和阻尼系数可以得到阀的二阶近似传递函数

$$G(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + (2\zeta\omega_n)s + \omega_n^2} \quad (9)$$

对输入信号 ±50% 的频率特性用二阶振荡环节近似,阀芯位移到阀输入电压信号的近似传递函数为

$$\frac{X_v}{U} = \frac{117}{s^2 + 537s + 4.5 \times 10^5} \quad (10)$$

图 10 为阶跃响应实验结果与仿真结果对比,显然,该二阶系统模型能较好地模拟阀的动态特

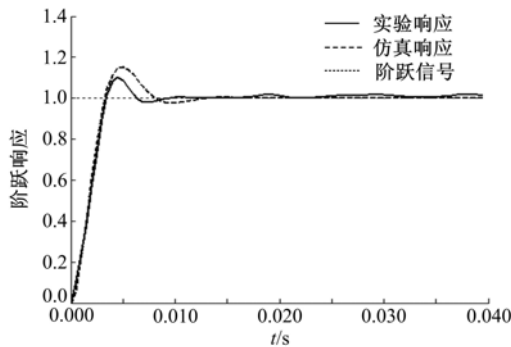


图 10 阀阶跃响应实验与仿真结果对比

Fig. 10 Experimental and simulative step response

性。

3 气缸内气体动态过程

3.1 气缸内气体热力学模型

(1)控制体气体温度动态方程

质量守恒方程为

$$q_{m_in} - q_{m_out} = \frac{d}{dt}(M_{cv}) = \frac{d}{dt}(\rho_{cv}V_{cv}) = \rho_{cv}\dot{V}_{cv} + \dot{\rho}_{cv}V_{cv} \quad (11)$$

热力学第一定律为

$$dQ + h_{in}q_{m_in} + dW_{cv} - h_{out}q_{m_out} = dU_{cv} \quad (12)$$

式中: $dQ = \frac{T_w - T_{cv}}{R_{th}} \quad (13)$

其中 R_{th} 为热阻,由控制体内气体的对流系数 h_c 和容器内壁面积 A_{in} 导出

$$R_{th} = 1/(h_c A_{in}) \quad (14)$$

由方程(11)、(12)、(14)导出的控制体气体温度动态微分方程为

$$\dot{T}_{cv} = \left[(kT_{in} - T_{cv}) \frac{q_{m_in}}{M_{cv}} - (k-1)T_{cv} \frac{q_{m_out}}{M_{cv}} \right] - \frac{\dot{p}_{cv}\dot{V}_{cv}}{c_v M_{cv}} + \frac{T_w - T_{cv}}{R_{th}} \quad (15)$$

(2)控制体气体压力微分方程

理想气体状态方程为

$$\rho_{cv} = \frac{p_{cv}}{RT_{cv}} \quad (16)$$

导出控制体气体压力微分方程为

$$\dot{p}_{cv} = \frac{1}{p_{cv}} \left[\left(\frac{q_{m_in} - q_{m_out}}{\rho_{cv}V_{cv}} - \frac{\dot{V}_{cv}}{V_{cv}} \right) - \frac{\dot{T}_{cv}}{T_{cv}} \right] \quad (17)$$

(3)气缸壁温度动态方程

气缸壁的温度动态方程(采用 R-C-R 的集中

参数热力学模型)为

$$\dot{T}_w = \frac{1}{C_w} \left(\frac{T_{cv} - T_w}{R_{thin}} - \frac{T_w - T_{am}}{R_{thout}} \right) \quad (18)$$

式中: T_w 为气缸壁温度; T_{cv} 为控制体气体温度; C_w 为气缸壁比热容; R_{thin} 为内部热阻; R_{thout} 为外部热阻。

联立方程(15)、(17)、(18)可得考虑气体温度动态的控制体气体动态过程模型。

3.2 仿真与实验对比

为验证模型的有效性,本文进行了实验与仿真对比研究。因为要测量气缸内部的温度和压力比较困难,于是利用固定容积的小气罐充、放气实验来验证模型的正确性,采用热电偶置于内部测量气体温度。

(1)充气过程

图 11 和图 12 分别为充气过程中温度和压力响应仿真结果与实验结果对比。充气过程中,压力响应仿真数据能与实测数据吻合,且居于绝热和等温之间,符合理论上的分析。本文模型中的温度也与实测温度吻合得较好。需要说明的是,

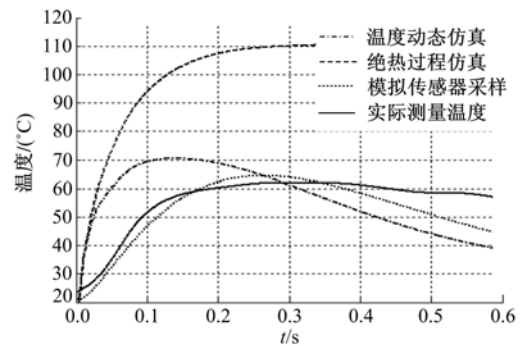


图 11 充气过程温度响应仿真结果与实验结果对比

Fig. 11 Simulation vs. experiment temperature response of accumulator charge

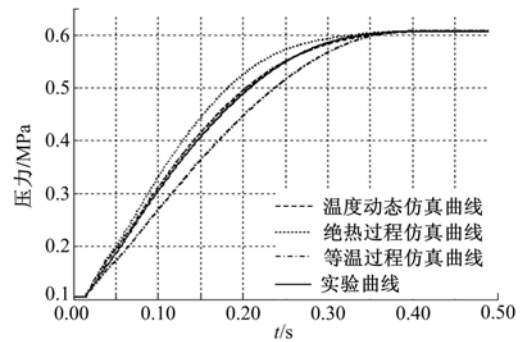


图 12 充气过程压力响应仿真结果与实验结果对比

Fig. 12 Simulation vs. experiment pressure response of accumulator charge

流气体高速冲进气罐,开始时湍流此时的传热系数 h_c 比较大,随后气流逐渐变慢且稳静下来, h_c 急剧减小,仿真模型中, h_c 设为固定值,从而使实测温度和仿真温度终值存在静差,如图 11 所示。但在大多数气压伺服系统中,关注的往往是开始的几百毫秒,因而可以不考虑这个温度终值静差影响。

(2) 放气过程

放气过程中,控制体气体温度也有较大变化,温度下降到超过 -50° (如图 13 所示)。图 14 为放气过程压力响应实验与仿真结果,与充气过程相比,本文建立的模型控制体气体压力响应仿真结果与绝热和等温过程差别不大。

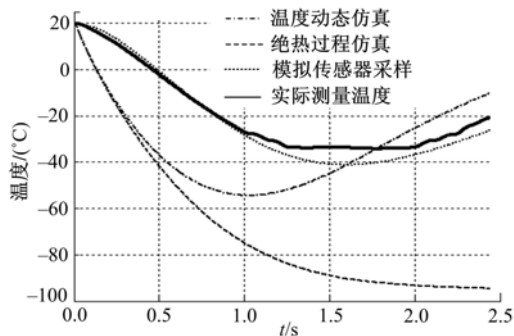


图 13 放气过程温度响应仿真与实验结果对比

Fig. 13 Simulation vs. experiment temperature response of accumulator discharge

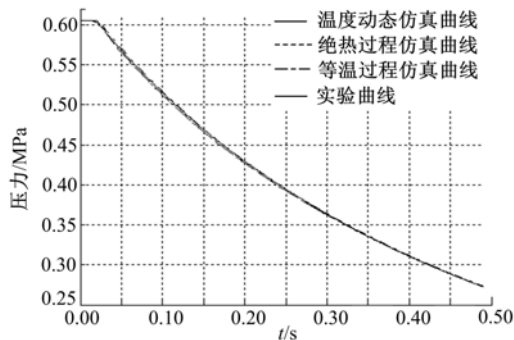


图 14 放气过程压力响应仿真与实验结果对比

Fig. 14 Simulation vs. experiment pressure response of accumulator discharge

4 结 论

(1) 在阀开口从小到大过程中,临界压力比不是固定值,而是呈非线性变化。临界压力比的值远小于 0.528,介于 0.38~0.17。

(2) 流量系数不是固定值,而是随阀开口的变化呈非线性变化。

(3) 测出了比例流量阀动态特性,阀的带宽随输入幅值的增大而减小,而供气压力的变化对阀带宽没有影响。

(4) 控制体气体热力学过程介于绝热和等温之间。建立了考虑传热过程的热力学模型,并推导出温度微分方程。本文建立的热力学模型仿真结果与实验结果吻合较好。

参考文献:

- [1] 王祖温,杨庆俊. 气压位置控制系统研究现状及展望[J]. 机械工程学报,2003,12(12):10-16.
Wang Zu-wen, Yang Qing-jun. Developments and prospects of pneumatic positing system[J]. Chinese Journal of Mechanical and Engineering, 2003, 12(12):10-16.
- [2] 杨庆俊. 高性能气压位置伺服系统控制研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学机电工程学院,2002.
Yang Qing-jun. Control strategy study of high performance pneumatic servo system [D]. Harbin: School of Mechatronics Engineering, Harbin Institute of Technology,2002.
- [3] 李宝仁,张庆先,杜经民,等. 电-气比例流量阀特性分析及研究[J]. 机床与液压,2001(3): 51-52.
Li Bao-ren Zhang, Qing-xian, Du Jing-min, et al. Analysis and research on proportional flow control valve[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2001(3): 51-52.
- [4] 杨庆俊,包钢,聂伯勋,等. 比例方向阀控气动缸动力机构建模[J]. 哈尔滨工业大学学报,2001,8(4): 495-498.
Yang Qing-jun, Bao Gang, Nie Bo-xun, et al. Modeling of pneumatic actuating unit: pneumatic cylinder controlled by electronic proportional directional valve[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2001,8(4): 495-498.
- [5] 金英子,朱祖超,杨庆俊,等. 气动系统充放气过程中气体状态多变指数的简化与确定[J]. 机械工程学报,2005,6(6):76-80.
Jin Ying-zi, Zhu Zu-chao, Yang Qing-jun, et al. Simplification and determination of polytropic exponent of thermodynamic process in the filling and exhausting process in a pneumatic system[J]. Chinese Journal of Mechanical and Engineering, 2005,6(6): 76-80.
- [6] Sanville F E. A new method of specifying the flow capacity of pneumatic fluid valves[J]. Hydr Pneumatic Power, 1971, 17(195):120-125.