

# 气动放大器质量流量的机理建模\*

尚群立<sup>1</sup>,裴晓欢<sup>1</sup>,汪凯斌<sup>1</sup>,刘浩<sup>2</sup>,李鹏飞<sup>1</sup>

(1. 浙江工业大学 杭州 310023; 2. 杭州电子科技大学 杭州 310018)

**摘要:**气动放大器既是常用的独立电气附件又是阀门定位器的关键部件之一。建立了一种典型气动放大器质量流量机理模型,并提出参数辨识的方法。首先,根据气动放大器的工作原理和结构特点,运用热力学和流体力学原理,建立了气动放大器的质量流量模型;其次,通过实验研究对等效节流面积这一重要参数建立了新的子模型,并进行参数辨识;最后借助控制阀实验平台,对所建模型进行验证。结果表明,与实际典型气动放大器相比,所建立的模型准确度高达90%。

**关键词:**气动放大器;机理建模;参数辨识;控制阀实验平台

**中图分类号:** TH703 **文献标识码:** A **国家标准学科分类代码:** 470.4017

## Mechanism modeling of the pneumatic amplifier mass flow

Shang Qunli<sup>1</sup>, Pei Xiaohuan<sup>1</sup>, Wang Kaibin<sup>1</sup>, Liu Hao<sup>2</sup>, Li Pengfei<sup>1</sup>

(1. Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310023, China; 2. Hangzhou Dianzi University, Hangzhou 310018, China)

**Abstract:** Pneumatic amplifier is not only the commonly used independent electrical attachment but also one of key components of the valve positioner. Here, a mass flow mechanism model of the typical pneumatic amplifier is presented, and the method of parameter identification is proposed. Firstly, according to the working principle and structural characteristics of the pneumatic amplifier, the mass flow model of the pneumatic amplifier is established by using the principle of thermodynamics and fluid mechanics. Secondly, a new sub model is established for the important equivalent orifice area in the experiment, and the parameter identification is carried out. Finally, the model is verified by the experimental platform of the control valve. Results show that the accuracy of the model is up to 90% compared with the actual typical pneumatic amplifier.

**Keywords:** pneumatic amplifier; mechanism modeling; parameter identification; control valve experimental platform

## 1 引言

在工业流量控制过程中,对智能阀门定位器控制的精确度、快速性、可靠性等指标提出了越来越高的要求。气动放大器(或气动增速器)既是控制阀的常用独立电气附件又是阀门定位器的关键部件之一。建立准确的气动放大器质量流量模型是完善调节阀仿真模型的关键步骤。完善的调节阀模型可以为调节阀设计(机械和气路)、调节阀控制系统算法、调节阀性能评估、调节阀故障诊断等研究打下基础。

气动放大器是一个有一定流通能力的开关阀,而气动放大器品种繁多,结构各异。近年来,在工业控制系统

中,对智能阀门定位器的性能要求越来越高,而气动放大器作为阀门定位器的关键部件,也引起国内外很多研究人员的关注。近年来,国外日本的阿自倍尔发明了不增大泄放量就能够加快输出气压的稳定的高性能的气动放大器<sup>[1]</sup>;西门子公司公开了其发明的结构简单、易于实现的压电型气动放大器<sup>[2]</sup>。在国内,宋纯东等人<sup>[3]</sup>发明了能够有效增大供气流量、减少其传递时间、提高调节阀的响应速度及动作速度的快速气动放大器;吴忠仪表股份发明了新型膜片式气动放大器,该放大器的输出气压只与输入气压和控制气压有关,克服了现有技术弹簧易疲劳、可靠性及通用性差的缺陷。这些类型的气动放大器是目前市场上比较流行的种类。尽管国内外学者发明的气动放大器的种类越来越多,性能越来越好,但并未有人

对通用的气动放大器做模型仿真研究,也未对气动放大器做精确的模型构建。而气动放大器作为智能阀门定位器的关键部件,其完善的仿真模型可以为定位器智能算法、性能研究等提供指导意义,也可以为研究新型、高效的气动放大器提供方向。

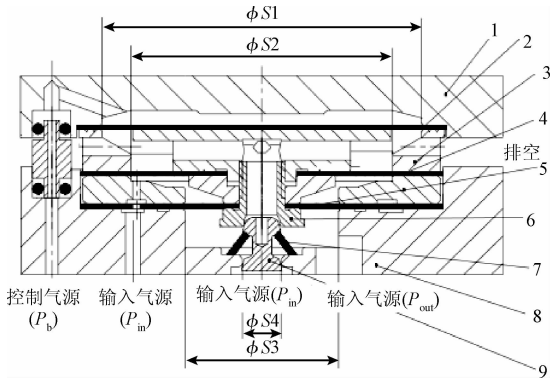
根据气体运动过程遵守基本守恒定律,气体的状态参数满足气体热力学性质的函数关系,本文提出气动放大器质量流量模型,且首次提出了气体质量流量模型中的小孔等效节流面积的等价模型,并针对这一新模型进行参数辨识,进一步完善了调节阀仿真模型。

## 2 气动放大器质量流量机理模型

根据典型的气动放大器结构和工作原理,将气动放大器等效为一个直通双座调节阀和可调节的节流小孔流量物理模型,基于热力学和流体力学原理建立了气动放大器的质量流量数学模型,并通过实验研究获得了气动放大器的质量流量数学模型中等效节流面积这个重要模型参数。

### 2.1 气动放大器的结构和工作原理

以目前市场上常用的智能阀门定位器中的气动放大器为例,其主要用途是把喷嘴挡板机构中的微小位移转换为压力的变化并进行功率放大<sup>[4]</sup>。其结构如图1所示。



1 上腔盖;2 上膜片;3 排气件;4 中膜片;5 下膜片;  
6 排气阀座;7 复位弹性件;8 下腔盖;9 阀芯<sup>[5-6]</sup>  
图1 气动放大器结构

Fig.1 Structure diagram of pneumatic amplifier

图1中,控制气压( $P_b$ ,也称为背压)通过控制气源通道进入气动放大器内部,对上膜片产生向下的作用力;气源气压 $P_s$ (通过输入气源通道进入气动放大器内部,在中膜片产生向上的作用力;薄膜气室压力与输出口 $P_{out}$ 连通,在下膜片产生向上的作用力。工作时,气动放大器的3个膜片上产生的合外力的方向决定了智能定位器处于哪种工作状态。气动放大器的工作状态主要分为排

气、不进气也不排气以及进气3种。

进气状态时,气源气压 $P_s$ 通过输入气源通道进入气动放大器,然后通过输出通道 $P_{out}$ 输入到调节阀薄膜气室中;排气状态时,薄膜气室气压通过输出通道 $P_{out}$ 进入气动放大器,然后通过排空口排入到大气中。根据放大器工作原理,记合外力的大小为 $F = P_b S_1 - (P_{out} S_3 + P_{in}(S_2 - S_3))$ ,此合外力的正负决定了气动放大器的工作状态<sup>[7-8]</sup>。其中 $S_1$ 为上膜片有效截面积, $S_2$ 为中膜片有效截面积, $S_3$ 为下膜片有效截面积,这些参数可以通过具体的气动放大器型号查表得到。根据气动放大器的工作原理,可以将气动放大器等效为一个直通双座调节阀、一组进气、一组排气,两者联动。将气动放大器各个膜片上产生的合力记为合外力 $F$ ,将单位时间内进气或者排气的质量大小记为质量流量。

### 2.2 质量流量模型

气动放大器充气、排气过程可以用一小孔流量特性来等价,如图2所示。当上游气体流经节流小孔后,流入外部压力为 $P_b$ 的环境中。

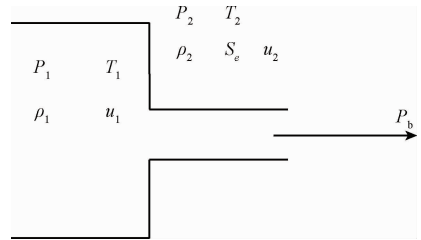


图2 气体通过节流孔的流动图

Fig.2 Flow diagram of the gas passing through orifice

当气流通过节流小孔时,设小孔处的流速为 $u_2$ ,截面积为 $S_e$ ,压力为 $P_2$ , $\rho_2$ 是小孔下游空气密度,出口外的压力为 $P_b$ 。同时上游的流速为 $u_1$ , $T_1$ 是小孔上游处空气的温度,小孔上游压力 $P_1$ , $\rho_1$ 为小孔上游空气密度。

空气在流经小孔时与管壁的接触面积小并且流动速度快,可以等效为一维等熵流动<sup>[9-10]</sup>。这样,根据伯努利方程,在小孔处的流速 $u_2$ 用下式表示:

$$u_2 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{P_1}{\rho_1} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} \right]} \quad (1)$$

式中: $k$ 为空气的比热, $\rho_1$ 为小孔上游空气密度。由于小孔处气体速度极快,气体与外界交换热量极少,可以用绝热过程公式代入,流量控制通过改变阀内节流口的通流面积来改变气体质量流量的大小<sup>[11]</sup>。流经小孔的气体质量流量 $q$ 可表示为:

$$q = S_e \rho_2 u_2 = S_e P_1 \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_1} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{2/k} - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k+1)/k} \right]} \quad (2)$$

式中: $S_e$ 是小孔的等效节流面积, $\rho_2$ 是小孔下游空气密

度,  $R$  是空气的气体常数,  $T_1$  是小孔上游处空气的温度,  $P_1$  为空气密度,  $K$  为绝热空气指数, 这些值在一定工况下都是一个定值。

小孔上游压力  $P_1$  保持不变时, 随着下游压力  $P_2$  的减小, 通过小孔的气体质量流量  $q$  不断增大。但当  $P_2$  降低到一定程度后, 继续减小, 其质量流量  $q$  也不会继续增大而是趋于饱和状态。这是由于空气流速在流经小孔下游时达到了声速, 从而导致压力下降的信息不能够传递给上游所引起的。此时的气体流动速度称为声速流, 也称为壅塞流, 而不饱和状态下的气体流动称为亚声速流<sup>[12-13]</sup>。

当气体质量流量达到饱和时, 处于声速流状态, 即是气体质量流量达到最大的状态, 根据式(2), 由其气体质量流量达到最大值时的条件即是求  $q$  的最大值。

令:

$$y = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{2/k} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k+1)/k}, \text{ 且 } r = \frac{P_2}{P_1} \quad (3)$$

求导可得:

$$\frac{dy}{dr} = \frac{2}{k} r^{(2-k)/k} - \frac{k+1}{k} r^{1/k} \quad (4)$$

当  $y$  取最大值时:

$$\frac{2}{k} r^{(2-k)/k} - \frac{k+1}{k} r^{1/k} = 0 \quad (5)$$

可得:

$$r = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)} \quad (6)$$

$K$  为绝热空气指数为 1.4, 所以  $r = 0.528$ , 此时上游气压与下游气压之比  $P_2/P_1$  即临界压力<sup>[14]</sup>。临界压力比  $P_2/P_1$  为 0.528, 即是气体流速处于声速与亚声速的分界点。将  $r = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)}$  代入  $y$  里可得:

$$y = \left(\left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)}\right)^{2/k} - \left(\left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)}\right)^{(k+1)/k} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{2/(k-1)} - \left(\frac{2}{k+1}\right)^{(k+1)/(k-1)} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{(k+1)/(k-1)} \cdot \frac{k-1}{2} \quad (7)$$

$$\text{将 } y = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{(k+1)/(k-1)} \cdot \frac{k-1}{2} \text{ 和式(3)代入式(2)}$$

得可得饱和状态下的气体质量流量为:

$$q = S_e \rho_2 u_2 = S_e P_1 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_1} y} = S_e P_1 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_1} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{(k+1)/(k-1)} \cdot \frac{k-1}{2}} = S_e P_1 \sqrt{\frac{k}{RT_1} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{(k+1)/(k-1)}} \quad (8)$$

当小孔上游压力  $P_1$  不变,  $P_2$  继续减小, 即  $P_2/P_1$  小

于 0.528, 到一定程度后, 其质量流量  $q$  也不会继续增大而是趋于饱和状态。所以此时流经小孔处的气体质量流量如式(9)所示。而当  $P_2$  增大时, 即  $P_2/P_1$  大于 0.528 且小于 1 的时候, 此时的质量流量是可变的, 依然用式(2)表示。可以将以上两种情况统一成如下:

$$q = S_e P_1 \frac{\phi}{\sqrt{T_1}} \quad (9)$$

$$\text{当 } \frac{P_2}{P_1} \leq 0.5283 \text{ 时,}$$

$$\phi = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{(k+1)/(k-1)}} \quad (10)$$

$$\text{当 } \frac{P_2}{P_1} > 0.5283 \text{ 时,}$$

$$\phi = \sqrt{\frac{2K}{K-1} \frac{1}{R} \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{2/k} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k+1)/k}\right]} \quad (11)$$

声速流时的  $\phi$  为常数, 用  $K_G$  来表示, 为:

$$\phi_{\text{sonic}} = K_G = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{(k+1)/(k-1)}} = 0.04043 \quad (12)$$

亚声速流时  $\phi$  的计算较为复杂, 是有关  $P_2/P_1$  的函数, 根据 ISO/6358 定义的亚声速流曲线, 将亚声速流时的  $\phi$  近似表达为:

$$\phi_{\text{subsonic}} = K_G \sqrt{1 - \left(\frac{P_2}{P_1} - b\right)^2} \quad (13)$$

最后, 将参数  $\phi$  代入式(10), 气体流经小孔时的质量流量分为两种情况:

当  $b \geq P_2/P_1$ , 即声速流时的的质量流量为:

$$q_m^* = 0.04 \frac{P_1}{\sqrt{T_1}} S_e \quad (14)$$

当  $P_2/P_1 < b \leq 1$ , 即亚声速流时的的质量流量为:

$$q_m = q_m^* \sqrt{1 - \left(\frac{P_2}{P_1} - b\right)^2} \quad (15)$$

式中:  $q_m^*$  为声速流时的气体质量流量,  $q_m$  为亚声速流时的气体质量流量,  $P_1$  为小孔上游处的压力,  $P_2$  为小孔下游处的压力,  $T_1$  为小孔上游处的空气温度,  $S_e$  为小孔的等效节流面积,  $b$  为临界压力之比。

### 2.3 等效节流面积模型

历来研究人员并未对小孔等效节流面积  $S_e$  这个参数做明确说明。本文首次提出用实验的方法对小孔等效节流面积  $S_e$  做进一步研究, 来获得气动放大器的质量流量机理模型中等效节流面积这个重要模型参数。

#### 2.3.1 实验原理

通过气动放大器的工作原理可知, 阀芯的开口面积

与阀的背压有关,给定一个背压,就对应一个合外力,则开口面积与合外力关系可记  $S_e = f(F)$ 。而根据流量特性曲线,在阀压差固定的情况下,流量与阀位的关系由阀芯形状决定<sup>[15-17]</sup>,而阀位的大小却由阀杆所受合力决定。观察气动放大器等效双座调节阀阀芯,形状呈线性,因此推测流量与阀杆所受合外力呈线性关系。

根据在声速流时的气体质量流量模型公式  $q_m^* = 0.04(P_1/\sqrt{T_1})S_e$  可知,在小孔的上游压力  $P_1$  确定的情况下,通过气动元件的气体质量流量  $q_m^*$  与小孔的等效节流面积  $S_e$  呈线性关系。因此,推测  $F$  和  $S_e$  之间有一定的关系。

为研究方便,将气动放大器简化为如下图3中所示的双阀芯结构,并以充气为例进行研究。在上游压力  $P_{in}$  确定的情况下,通过给定不同的背压  $P_b$ ,用流量计测量流经气动元件的气体质量流量  $q_m^*$ ,而合外力公式为  $F = P_b S_1 - (P_{out} S_3 + P_{in}(S_2 - S_3))$ ,每一个背压  $P_b$  值,可以确定一个合外力  $F$  值。因此,通过实验测定背压  $P_b$  和流量  $q_m$  的关系,就可以间接得到气体质量流量  $q_m$  与合外力  $F$  之间的关系,最终获得  $F$  和  $S_e$  之间的关系。

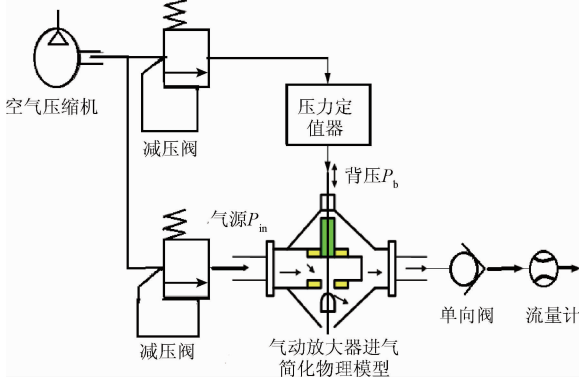


图3 进气实验原理图

Fig.3 Experimental principle diagram of intake air

2.3.2 实验方案设计

实验目的为验证通过气动元件的气体质量流量  $q_m^*$  与气动放大器各个膜片产生的合力  $F$  呈线性关系。

实验步骤:1)气源气压  $P_{in}$  固定,设定一个背压  $P_b$ ,用流量计测量并记录当前背压下的气体质量流量  $q_m^*$ ;2)气源气压  $P_{in}$  保持不变,增大背压  $P_b$ ,测量并记录对应的气体质量流量  $q_m^*$ ,直到当背压  $P_b$  继续增大,而气体质量流量  $q_m^*$  不变为止;3)改变气源气压  $P_{in}$ ,重复步骤1)~3)。

2.3.3 实验结果分析

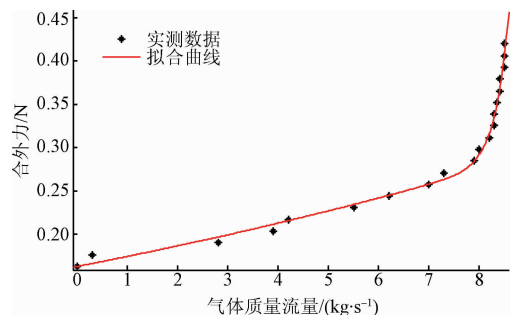
分别在不同的气源气压(100、150和200 kPa)条件下进行实验,记录不同背压信号(单位为 kPa)下的气体质量流量(单位为 kg/s),实验数据如表1所示。

表1 不同气源气压下背压与气体质量流量

Table 1 Back pressure and gas mass flow rate under different gas pressure

固定量			变量			
气源 $P_{in}$	$P_b$	$q_m^*$	$P_b$	$q_m^*$	$P_b$	$q_m^*$
100	81	0	88	7	95	8.35
	82	0.3	89	7.3	96	8.4
	83	2.8	90	7.9	97	8.4
	84	3.9	91	8	98	8.5
	85	4.2	92	8.2	99	8.5
	86	5.5	93	8.3	100	8.4
	87	6.2	94	8.3		
150	97	0	104	5.7	111	9.2
	98	1.9	105	6.3	112	9.35
	99	2.9	106	7	113	9.4
	100	3.4	107	7.7	114	9.5
	101	3.9	108	8.2	115	9.5
	102	4.6	109	8.6	116	9.5
	103	5.1	110	9		
200	119	0	126	4.5	133	9
	120	1	127	5.1	134	10.2
	121	1.6	128	5.5	135	10.6
	122	2.3	129	6	136	10.6
	123	2.9	130	6.6	137	10.6
	124	3.4	131	7.6	138	10.6
	125	4	132	8.4		

本文以山武 AVP200 系列定位器为例,各个膜片测得  $S_1 = 13.52 \text{ mm}^2$ ,  $S_2 = 9.28 \text{ mm}^2$ ,  $S_3 = 3.14 \text{ mm}^2$ 。由于流经气动元件的气体流入大气中,式中的  $P_{out}$  为一个标准大气压(101.3 kPa)。由此可以得出不同气源气压下,气体质量流量  $q_m^*$  与气动放大器各个膜片上产生的作用力合力  $F$  之间的关系如图4所示。



(a) 气源气压为100 kPa时流量与合外力曲线图  
(a)The curve of the flow rate and the external force when the gas pressure is 100 kPa

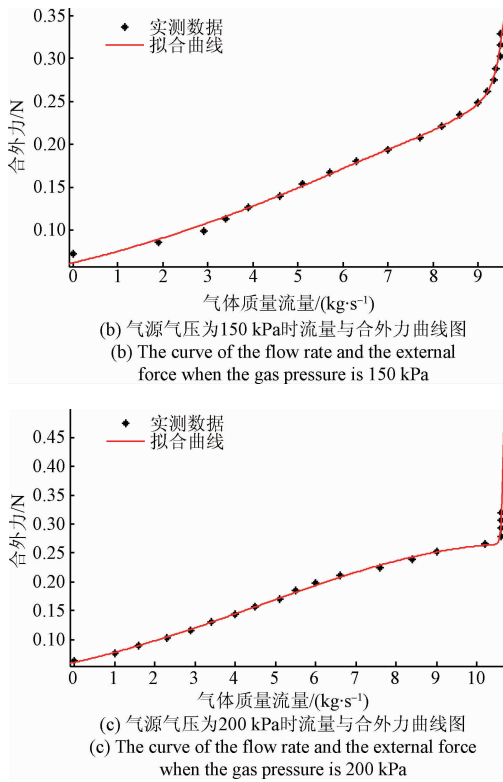


图4 不同气源气压下流量与合外力曲线

Fig. 4 The curve of the flow rate and the external force with different gas pressures

从图4中可以得出以下近似结论:

- 1) 气体质量流量  $q_m^*$  与合外力  $F$  成正比;
- 2) 当合外力  $F$  增大到一定程度, 气体质量流量  $q_m^*$  不再增大;
- 3) 在不同的气源压力情况下, 合外力  $F$  与气体质量流量  $q_m^*$  的比例关系不同。

最后, 由上述结论以及气体质量流量  $q_m^*$  与小孔的等效节流面积  $S_e$  成线性关系, 可以得出: 小孔的等效节流面积  $S_e$  与合外力  $F$  成正比, 并且当合外力  $F$  增大到一定程度时, 小孔的等效节流面积  $S_e$  为一定值。用数学表达式描述为:

$$S_e = \begin{cases} Max, & F \geq Threshold \\ kF, & F < Threshold \end{cases} \quad (16)$$

式中:  $S_e$  为小孔的等效节流面积,  $Max$  为小孔等效节流面积最大值,  $k$  为在同一气源气压情况下, 小孔的等效节流面积  $S_e$  与合外力  $F$  的比例系数,  $Threshold$  为合外力阈值。

### 3 模型参数辨识

将智能定位器安装至实际调节阀构成完整的闭环阀

位控制系统, 并建立完整的调节阀仿真模型。分别对实际调节阀和仿真调节阀模型做开环实验, 首先, 做控制电流信号在  $0 \sim 1.16 \text{ mA}$  的开环阶跃实验, 当控制电流为  $1.16 \text{ mA}$  时, 控制气压信号  $P_b$  很大, 可以确保合外力  $F \gg Threshold$ , 气动放大器的喷嘴与挡板之间完全打开, 调节阀处于全速充气状态, 此时小孔的等效节流面积  $S_e$  由小孔等效节流面积的最大值  $Max$  决定。在改变  $Max$  值的过程中, 得到的曲线如图5所示。

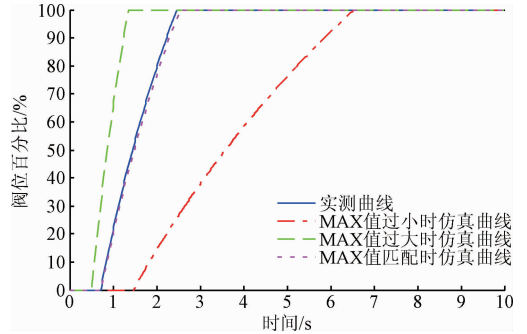


图5 实测曲线与仿真曲线对比

Fig. 5 Comparison of the measured curve and the simulation curve

不断地调整仿真模型中小孔等效节流面积的最大值, 直到实测阀位信号与仿真阀位信号匹配, 则此  $Max$  即为等效节流面积最大值, 此时  $Max = 1.45 \times 10^{-6}$ 。

然后, 做控制电流信号在  $0 \sim 0.4292 \text{ mA}$  的开环阶跃实验, 当控制电流为  $0.4292 \text{ mA}$  时, 控制气压信号  $P_b$  很小, 可以确保合外力  $F \ll Threshold$ , 定位器的喷嘴与挡板之间没有完全打开, 调节阀没有处于全速充气状态, 此时小孔的等效节流面积  $S_e$  为  $kF$ 。若仿真模型  $k$  值改变过程中, 结果如图6所示。

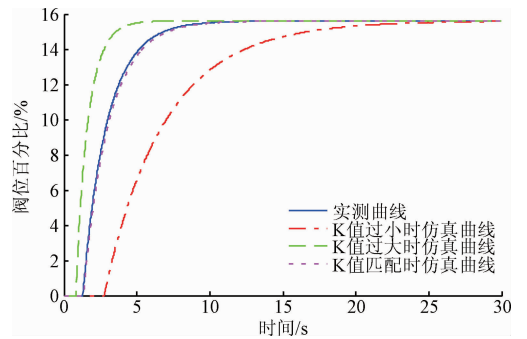


图6 实测曲线与仿真曲线对比

Fig. 6 Comparison of the measured curve and the simulation curve

不断地调整仿真模型中的  $k$  值, 直到实测阀位信号与仿真阀位信号匹配, 此时  $k = 0.275 \times 10^{-11}$ ,  $k$  值即为小孔的等效节流面积与合外力的比例系数。



最后,由于小孔的等效节流面积  $S_e$  为一连续变化的量(即小孔等效节流面积模型为一连续函数),所以,合外力增大的阈值  $Threshold$  为阀等效节流面积的最大值  $Max$  与比例系数  $k$  之比(即  $Max/k$ ),可知  $Threshold = 5.31 \times 10^5$ 。

## 4 实验验证

### 4.1 实验平台介绍

为了测试仿真平台各个子模块特性和仿真模型的整体效果,以实验室的设备为基础搭建了实验室平台并组织实验。实验平台主要包括气动部分和数据采集部分,因气动放大器为通用定位器中的气动放大部件,没有办法仅仅对其单个部件进行模型准确性验证,故加入通用定位器中的 E/P 转换单元,进行模型准确性验证。气动部分主要由定位器、执行机构和调节阀组成。数据采集部分包括压力传感器等测量仪器、CRIO-NI9024 数据采集机箱和 NI9203 输入、NI9265 输出板卡,通过 LABVIEW 软件设置人机交互界面。另外,实验系统还包括减压阀、稳压源等必要元件。将其简化的示意图如图 7 所示。

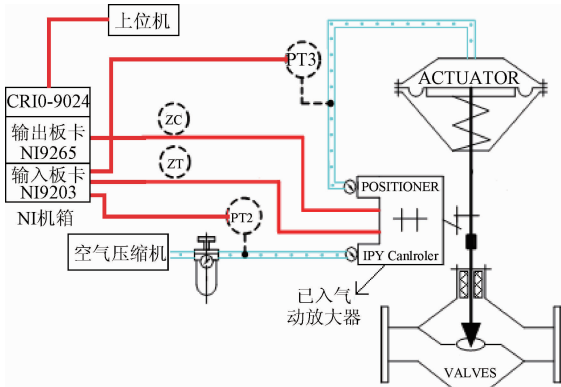


图 7 实验系统组成

Fig. 7 Schematic diagram of the experimental system

通用定位器包括气动放大器与 E/P 转换单元,定位器内部结构如图 8 所示。



图 8 定位器内部结构

Fig. 8 Structure diagram of the positioner

在本次实验验证中所用到的实际调节阀的出厂参数如表 2 所示,实物如下图 9 所示。

表 2 实际调节阀的出厂参数

Table 2 Actual control valve factory parameters

出厂参数	变量
型号	ATS
阀体	ZG251
执行机构	MF2D-16B
行程/mm	16
弹簧范围/kPa	150 ~ 300
供气压力/kPa	400

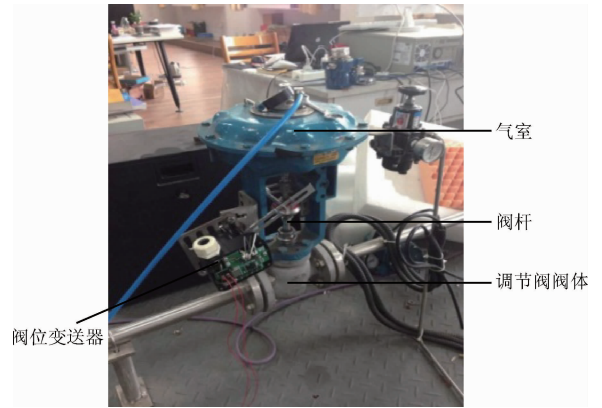


图 9 实际调节阀实物

Fig. 9 Actual control valve physical map

实验室已经建立了完整的气动放大器仿真模型,但其能够完整的符合实际的调节阀的应用系统,故各个仿真子模块,包括 E/P 转换模块、执行机构模块、阀位反馈模块等都已经建立完善。在气动放大器仿真模型中,气动放大器的充气、放气等过程与实际运行过程都比较符合。

### 4.2 实验结果分析

#### 4.2.1 时域结果分析

做多组开环阶跃实验,因其结果大致相同,以下以控制电流为 0.452 4 mA - 0 mA - 0.452 4 mA 的开环阶跃实验为例来进行分析。对比结果如图 10、11 所示。

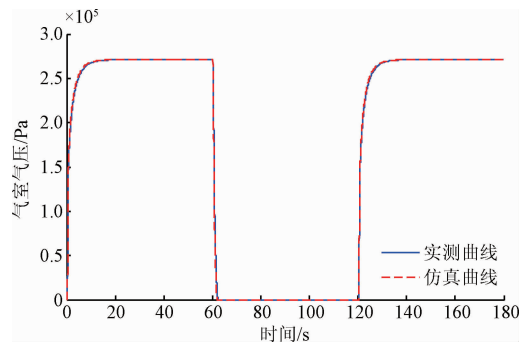


图 10 时域仿真与实测气室气压对比

Fig. 10 Comparison of simulated and measured air pressure in the time domain

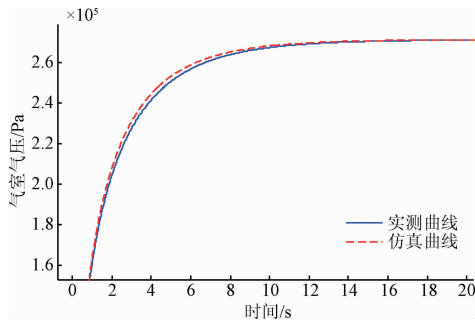


图 11 时域仿真与实测气室气压信号细节放大图  
Fig. 11 Simulation and measurement of atmospheric pressure signal details of the enlarged diagram in the time domain

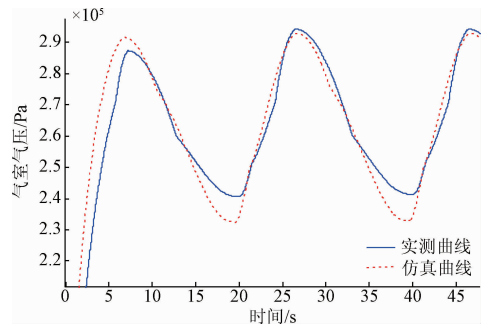


图 13 频域仿真与实测气室气压信号细节放大图  
Fig. 13 Simulation and measurement of atmospheric pressure signal details of the enlarged diagram in the frequency domain

通过实测与仿真阶跃实验,计算其动态性能指标,如表 3 所示。

表 3 动态性能指标比较

Table 3 Comparison of dynamic performance indexes

信号类型	响应终值/kPa	上升时间/s	调节时间/s	ISE 值
实测信号	271	3.82	6.18	40 899
仿真信号	271	3.59	5.8	38 087
误差百分数/%	0	6.02	6.14	6.85

响应终值为气室气压最终稳定时的值,单位 kPa;上升时间为响应从终值的 10% 上升到终值的 90% 所需的时间;调节时间为响应到达并保持在终值 5% 内所需的最短时间;ISE 值为实测气室气压信号和仿真气室气压信号与响应终值的误差平方积分。通过以上的分析可以发现,不同指标下的实测信号误差与仿真信号误差的百分比都较小,最大的误差百分比为 6.85%,符合仿真建模的误差要求。实验针对不同了行的调节阀,不同气室压力的实验,都得到类似的结果。

4.2.2 频域结果分析

在开环环境下,对仿真模型与实际调节阀系统做正弦实验,控制电流信号为  $0.4292 + 0.0232 \cdot \sin(\omega t)$  mA 其中  $\omega = 2\pi f$ ,  $f$  为频率,以下以周期 180 s 为例进行分析。对比结果,如图 12、13 所示。

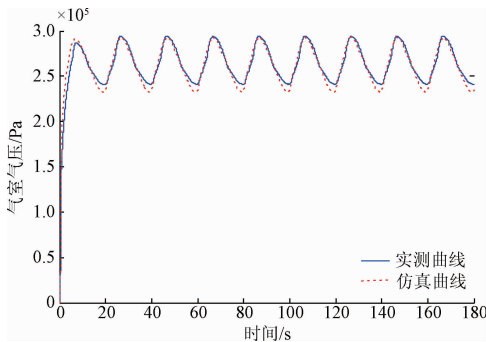


图 12 频域仿真与实测气室气压对比  
Fig. 12 Comparison of simulated and measured air pressure in the frequency domain

通过实测与仿真正弦实验,对其得到的实验数据进行分析,计算其频域性能指标,如表 4 所示。

表 4 频域性能指标比较

Table 4 Comparison of frequency domain performance indexes

信号类型	最大值/kPa	截止频率/Hz
实测信号	291.5	1/49
仿真信号	287.3	1/50
误差百分数/%	1.44	2.00

其中,最大值为气室气压响应幅度的最大值,单位为 kPa;截止频率为当保持输入信号的幅度不变,改变频率使输出信号降至最大值的 0.707 倍,此时的对应的频率为截止频率,单位为 Hz。从表 4 可以看出,频域最大误差为 2%,误差在建模的允许的接受误差范围之内。这从频域上充分验证了本文所提模型及辨识参数的有效性。以上的验证,从时域和频域两个方面定量说明了本文所构建的模型是准确的。

5 结 论

本文建立了的典型气动放大器质量流量的机理模型,并提出参数辨识的方法。通过对气动放大器的工作原理和结构特点进行研究分析,构建了气动放大器的质量流量数学模型;在此基础上,根据气体流量特性和气体质量流量模型,通过对实验数据的分析,对放大器的质量流量数学模型中等效节流面积建立了子模型,并对该模型进行了参数辨识;最后,基于控制阀实验平台对所建模型和辨识方法进行验证,从时域和频域两个方面时域验证结果显示最大误差百分比为 6.85%,频域验证结果显示最大误差百分比为 2%,综合比较结果,本文建立的气动放大器质量模型的准确度高达 90%,证明本文建立的模型及辨识出的参数是有效的。

## 参考文献

- [1] 稻垣洋辅. 气动放大器, 中国专利: CN102734542A [P]. 2012-10-17.  
YOUSUKE I. Pneumatic amplifier, Chinese patent, CN102734542A [P]. 2012-10-17.
- [2] 应轶群. 气动放大器以及气动执行系统, 中国专利: CN104879555A [P]. 2015-09-02.  
YING Y Q. Pneumatic amplifier and pneumatic actuator system, Chinese patent, CN104879555A [P]. 2015-09-02.
- [3] 宋纯东, 王金诚, 姜洋, 等. 用于气动调节阀的气动放大器, 中国专利: CN203335996U [P]. 2013-12-11.  
SONG CH D, WANG J CH, JIANG Y, et al. Pneumatic amplifier for pneumatic control valve, Chinese patent, CN203335996U [P]. 2013-12-11.
- [4] 李倩如, 赖庆峰. HART 协议的智能阀门定位器的设计和实现 [J]. 自动化仪表, 2010, 31(6): 55-57.  
LI Q R, LAI Q F. Design and implementation of intelligent valve positioner based on HART protocol [J]. Process Automation Instrumentation, 2010, 31(6): 55-57.
- [5] 唐国学, 胡四海. 新型智能阀门定位器中气动放大器的研制 [J]. 自动化与仪表, 2010, 25(6): 15-17.  
TANG G X, HU S H. Study of pneumatic amplifier of new smart valve positioner [J]. Automation & Instrumentation, 2010, 25(6): 15-17.
- [6] 蔡明. 国产新型智能阀门定位器的设计 [J]. 自动化仪表, 2010, 44(7): 73-79.  
CAI M. Design of new type of domestic smart valve positioner [J]. Process Automation Instrumentation, 2010, 44(7): 73-79.
- [7] 徐文灿, 张士宏. 气管道的流量特性研究 [J]. 液压与气动, 2013(5): 52-57.  
XU W C, ZHANG SH H. Research on flow rate characteristics of tubes [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2013(5): 52-57.
- [8] 司冀, 王永盛, 史维祥. 关于气动阀临界压力比  $b$  及其流量公式的探讨 [J]. 液压气动与密封, 2011, 31(2): 47-51.  
SI J, WANG Y SH, SHI W X. An approach to critical pressure ratio  $b$  and its flow-rate formulas for pneumatic valve [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2011, 31(2): 47-51.
- [9] 王洪仕, 张涛, 许文达. 节流孔倒角对多孔孔板流量计流场特性的影响 [J]. 电子测量与仪器学报, 2015, 29(9): 1356-1364.  
WANG H SH, ZHANG T, XU W D. Influence of orifice chamfering on the flow field characteristic of multi-hole orifice flowmeter [J]. Journal of Electronic Measurement and Instrumentation, 2015, 29(9): 1356-1364.
- [10] 于淼, 崔洋, 李佩玥. 一种精密气控系统的设计与实现 [J]. 国外电子测量技术, 2014, 33(7): 21-24.  
YU M, SUI Y, LI P Y. Design and implement of a precision pneumatic control system [J]. Foreign Electronic Measurement Technology, 2014, 33(7): 21-24.
- [11] 张士宏, 徐文灿. 测定气动元件的有效截面积 ( $S$  值和  $A$  值) 确定临界压力比 ( $b$  值) 的方法研究 [J]. 液气气动与密封, 2013, 33(3): 62-65.  
ZHANG SH H, XU W C. Study on critical pressure ratio ( $b$ ) by determinations of effective area ( $S$  and  $A$ ) [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2013, 33(3): 62-65.
- [12] 胡鹤鸣, 崔骊水, 王池, 等. 低雷诺数音速喷嘴临界背压比的实验研究 [J]. 仪器仪表学报, 2012, 33(4): 737-742.  
HU H M, CUI L SH, WANG CH, et al. Experimental study on critical back-pressure ratio of sonic nozzle at low Reynold number [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2012, 33(4): 737-742.
- [13] 王超, 丁红兵, 刘琴. 正压法音速喷嘴标准装置气源系统设计 [J]. 仪器仪表学报, 2012, 33(6): 1364-1371.  
WANG CH, DING H B, LIU Q. Design of the gas source system for sonic nozzle gas flow standard device based on positive pressure method [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2012, 33(6): 1364-1371.
- [14] 李春辉, 彭晓峰, 李启明, 等. 微小流量测量音速喷嘴的流动特性 [J]. 热科学与技术, 2008, 7(3): 11-14.  
LI CH H, PENG X F, LI Q M, et al. Flow characteristics of a supersonic nozzle for micro flow measurement [J]. Journal of Thermal Science and Technology, 2008, 7(3): 11-14.
- [15] LIU J B, XIE H B, HU L, et al. Realization of direct flow control with load pressure compensation on a load control valve applied in overrunning load hydraulic systems [J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2016, 50(7): 245-251.
- [16] 王涓, 陈凤官, 明友, 等. 直通单座调节阀柱塞式阀芯型线设计方法 [J]. 流体机械, 2016, 44(5): 37-42.  
WANG W, CHEN F G, MING Y, et al. Design of plug contour line for single-seat control valve [J]. Fluid



Machinery, 2016, 44(5):37-42.

- [17] 成鹏, 李清廉, 李春. 基于包络线法的调节阀阀芯型面改进设计方法[J]. 流体机械, 2013, 41(10): 53-56.

CHEN P, LI Q L, LI CH. Improved design method of valve core profile based on envelope method[J]. Fluid Machinery, 2013, 41(10):53-56.

## 作者简介



**尚群立**(通讯作者), 1998年于浙江大学获得博士学位, 现为浙江工业大学教授, 主要研究方向为调节阀及所在控制系统的理论与应用研究, 包括阀门建模、参数辨识、性能评价和控制器设计。

E-mail: qlshang@zjut.edu.cn

**Shang Qunli** (Corresponding author) received his Ph. D. degree in 1998 from Zhejiang University. Now he is an professor in Zhejiang University of Technology. His main research interests include valve modeling, parameter identification, performance evaluation and controller design.



**裴晓欢**, 2014年于淮阴工学院获得学士学位, 现为浙江工业大学硕士研究生, 主要研究方向为调节阀控制器设计。

E-mail: 2111403039@zjut.edu.cn

**Pei Xiaohuan** received her B. Sc degree in Huaiyin Institute of Technology. Currently, she is postgraduate in Zhejiang University of Technology. Her main research interest is controller design for control valve.