

基于双阀调节的稳压腔开环-闭环复合控制方法^{*}

刘佳帅^{1,2}, 杨舒柏^{1,2}, 王 曦^{1,2}, 朱美印³, 裴希同^{1,2,4}, 但志宏⁴,
缪柯强^{1,2}, 张 松⁴

- (1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;
2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191;
3. 北航杭州创新研究院 (余杭), 浙江 杭州 310023;
4. 中国航发四川燃气涡轮研究院 高空模拟技术重点实验室, 四川 绵阳 621703)

摘 要: 为保障大型空气管路试验台的整体性能, 采用双阀调节的稳压腔系统实现压力的精准控制, 提出了一种基于双阀调节的稳压腔开环-闭环复合控制方法。首先, 构建包括蝶阀开环控制和套筒阀闭环控制的虚拟控制器, 通过放气总流量将虚拟控制器和稳压腔组合, 建立稳压腔开环-闭环复合控制结构。其次, 依据该控制结构设计控制器, 其中开环控制器引入跟踪微分器用以求解压力变化率并规划指令压力的过渡过程, 基于此, 根据容腔压力微分方程计算蝶阀放气流量, 进而考虑蝶阀动态并反求蝶阀液压缸位移指令; 依据稳压腔线性模型、套筒阀模型构建闭环控制回路, 并设计闭环 PI 控制器。最后, 开展伺服跟踪性能及抗干扰性能的仿真验证, 其中, 压力阶跃响应的超调量为 0.89%, 稳态误差低于 0.03%, 外界干扰流量大范围变化的情况下, 稳压腔压力波动低于 0.5%, 压力偏差低于 0.75kPa, 表明本文提出的方法能够有效协调蝶阀和套筒阀的动作, 实现稳压腔的压力精准控制。

关键词: 双阀控制; 试验台; 复合控制; 跟踪微分器; 开环控制

中图分类号: V217⁺.21 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2022) 12-210523-08

DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 210523

Open Loop-Closed Loop Compound Control Method for Pressure Stabilizing Chamber Based on Double-Valve Control

LIU Jia-shuai^{1,2}, YANG Shu-bo^{1,2}, WANG Xi^{1,2}, ZHU Mei-yin³, PEI Xi-tong^{1,2,4}, DAN Zhi-hong⁴,
MIAO Ke-qiang^{1,2}, ZHANG Song⁴

- (1. School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China;
2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China;
3. Beihang Hangzhou Innovation Institute Yuhang, Hangzhou 310023, China;
4. Science and Technology on Altitude Simulation Laboratory, AECC Sichuan Gas Turbine Establishment, Mianyang 621703, China)

Abstract: In order to ensure the overall performance of large-scale air pipeline test facility, the pressure stabilizing chamber with double-valve is required to achieve accurate pressure control. Therefore, an open loop-closed loop compound control method for pressure stabilizing chamber based on double-valve control is proposed.

^{*} 收稿日期: 2021-08-03; 修订日期: 2021-10-09。

基金项目: 国家科技重大专项 (2017-V-0015-0067); 四川省科技计划项目 (2019YJ0292); 中国航发四川燃气涡轮研究院稳定支持项目 (GJCZ-0011-19)。

作者简介: 刘佳帅, 博士生, 研究领域为航空发动机控制、高空台数字仿真平台研究以及自适应控制等。

通讯作者: 杨舒柏, 博士后, 研究领域为航空发动机控制。

引用格式: 刘佳帅, 杨舒柏, 王 曦, 等. 基于双阀调节的稳压腔开环-闭环复合控制方法[J]. 推进技术, 2022, 43(12): 210523.
(LIU Jia-shuai, YANG Shu-bo, WANG Xi, et al. Open Loop-Closed Loop Compound Control Method for Pressure Stabilizing Chamber Based on Double-Valve Control[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2022, 43(12): 210523.)

Firstly, a virtual controller is constructed, which includes the open-loop control of the butterfly valve and the closed-loop control of the sleeve valve. The virtual controller and the pressure stabilizing chamber are combined through the total discharge flow to establish an open loop-closed loop compound control structure. Secondly, the controller is designed according to the control structure, and a tracking differentiator is introduced into the open loop controller to solve the pressure change rate and plan the transition process of the command pressure. Based on this, the discharge flow of the butterfly valve is calculated according to the chamber pressure differential equation, and hydraulic cylinder displacement command is obtained by considering the dynamics of the butterfly valve. The closed-loop control loop is constructed based on the linear model of the pressure stabilizing chamber and the sleeve valve model. And the closed-loop PI controller is designed. Finally, the simulation verifications of servo tracking performance and anti-interference performance are carried out. The overshoot of the pressure step response is 0.89%, the steady state error is less than 0.03%. The pressure fluctuation of the chamber is less than 0.5% when the external interference flow varies widely, and the pressure deviation is less than 0.75kPa. The simulation results show that the method proposed in this paper can effectively coordinate the actions of the butterfly valve and the sleeve valve, and realize the precise control of the pressure of the chamber.

Key words: Double-valve control; Test facility; Compound control; Tracking differentiator; Open loop control

1 引言

大型空气管路试验台广泛应用于军用、民用领域,其主要功能是为试验设备提供所需温度、压力的空气。稳压腔系统作为其关键子系统,要具备根据试验台的工况变化实现腔内压力快速调节的能力,同时,需要在试验台进行大范围空气流量调节时,保证腔内压力的稳定,即要求稳压腔系统具备较强的伺服跟踪性能和抗干扰性能。此外,该大型空气管路试验台具有工况变化大、流通流量大的突出特点,考虑到单个调节阀的流量调节能力有限,新的稳压腔系统采用了套筒阀和大口径蝶阀并联的双阀调节模式。因此,如何实现基于双阀调节的稳压腔压力精准控制是现阶段亟待解决的技术难题。

目前,国内对于稳压腔系统的压力控制研究较多,包括PI增益调度控制^[1]、复合控制技术^[2]、主动抗扰控制^[3-4]等,但都只针对单阀调节的稳压腔系统,当直接采用相关技术分别应用于新稳压腔系统的蝶阀控制回路和套筒阀控制回路时,将无法有效协调双阀动作,甚至出现压力振荡。基于双阀调节的稳压腔系统是典型的过驱动系统,在飞行器控制、车辆驱动控制等领域常采用控制分配方法协调过驱动系统的冗余执行机构^[5-7],但所采用的优化算法^[8-10]、智能算法^[11-12]等计算量较大,对工程实现有一定难度。在液压系统中,双阀控制方法研究成果较多,包括双阀模糊控制^[13]、Bang-Bang控制+模糊PID控制^[14]等方法,但大多需要设计控制策略,以协调双阀的动作。

此外,考虑到液压系统中的伺服阀动态响应明显快于稳压腔系统所用的调节阀,且空气的可压缩性使得稳压腔系统具有更强的非线性,因此这类双阀控制方法并不适用于稳压腔系统。为避免控制策略设计的人为因素对控制性能的影响,可以考虑将两路控制信号进行综合,而开环-闭环复合控制算法具备这种形式,其控制量由开环控制器输出的基本控制量和闭环控制器输出的修正控制量组成^[15]。但传统的开环-闭环复合控制仍只适用于单执行机构形式,即两路控制信号综合后作为总控制信号输入执行机构,因此,需要对该控制结构改进以适用于双阀调节的稳压腔系统。

本文系统性提出一种基于双阀调节的稳压腔开环-闭环复合控制方法。其中,蝶阀开环控制实现基本放气流量,套筒阀闭环控制实现修正放气流量,基本放气流量和修正放气流量的总和作为稳压腔的输入,进而构建完整的稳压腔开环-闭环复合控制结构。针对蝶阀设计的开环控制器引入了跟踪微分器,并考虑了套筒阀的流量调节能力及蝶阀的执行机构动态,针对套筒阀设计闭环PI控制器。仿真结果表明,采用本文方法设计的控制器能够实现对大范围变化的指令压力的精准跟踪,具备大流量扰动下的压力快速调节能力,验证了控制系统具有较强的伺服跟踪能力和抗干扰能力。

2 稳压腔系统开环-闭环复合控制结构

基于双阀调节的稳压腔系统结构简图如图1所

示,供气机组提供恒定流量的空气,开关阀保持开度不变,通过调节套筒阀和蝶阀的放气流量实现稳压腔的压力控制,以保证通往试验舱的气流压力满足要求。

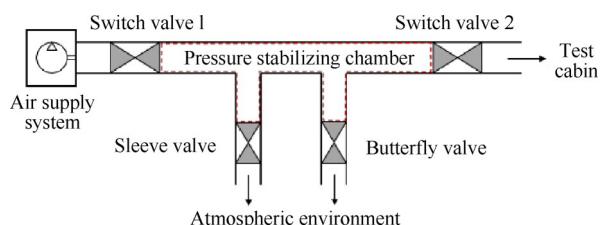


Fig. 1 Simplified structure diagram of pressure stabilizing chamber system

2.1 稳压腔模型

稳压腔的压力调节仅依赖总放气流量的大小,与套筒阀和蝶阀放气流量比例的分配无关。因此,将稳压腔建模为一进口/两出口的空气容腔,如图2所示,图中 $\dot{m}$, C , T , p , V 分别表示气流的质量流量、平均流速、温度、压力、稳压腔体积;下标 in 表示容腔进口参数;下标 out1 表示套筒阀和蝶阀总放气流量的参数;下标 out2 表示通往试验舱的气流参数。

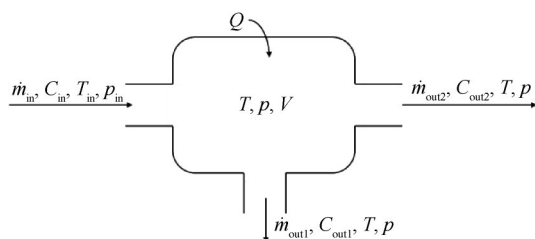


Fig. 2 Schematic diagram of air chamber

考虑到稳压腔体积较大,是腔内压力、温度变化速率的主要影响因素,而相关连接管道较短,气流在管道的流动过程可以忽略,因此采用集总参数法描述稳压腔的压力、温度变化过程。取稳压腔内壁面及进出口边界构成控制体,忽略气体势能的变化,根据质量连续方程、能量方程和理想气体状态方程,推导得到稳压腔压力、温度微分方程^[16-18]为

$$\frac{dp}{dt} = \frac{R}{V(c_p - R)} \left[\dot{Q} + \dot{m}_{in} \left(h_{in} + \frac{C_{in}^2}{2} \right) - \dot{m}_{in} h - \right. \quad (1)$$

$$\left. \dot{m}_{out1} \frac{C_{out1}^2}{2} - \dot{m}_{out2} \frac{C_{out2}^2}{2} + (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out1} - \dot{m}_{out2}) c_p T \right]$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{RT}{pV(c_p - R)} \left[\dot{Q} - \dot{m}_{in} h - \dot{m}_{out1} \frac{C_{out1}^2}{2} - \right. \quad (2)$$

$$\left. \dot{m}_{out2} \frac{C_{out2}^2}{2} + \dot{m}_{in} \left(h_{in} + \frac{C_{in}^2}{2} \right) + (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out1} - \dot{m}_{out2}) RT \right]$$

式中 p 为稳压腔内气体压力, T 为稳压腔内气体温度, V 为稳压腔体积, $\dot{Q}$ 为外界至稳压腔的净传热速率, c_p 为气体的定压比热容, h 为稳压腔内气体的比焓, h_{in} 为稳压腔进口气体的比焓, R 为气体常数。

2.2 调节阀模型

本文所用调节阀包括蝶阀和套筒阀,均是典型的节流元件,其理论流量公式较复杂,且不易使用,因此采用流量系数法建模,使用通用的流量公式表征其流量特性^[19],即

$$\dot{m} = \varphi A \sqrt{2\rho p} \quad (3)$$

式中 $\dot{m}$ 为通过调节阀的气体流量; $\varphi = f(A, \pi)$,为流量系数,可通过试验数据、三维流场仿真数据建立与 A, π 相关的二维插值表, A 为调节阀流通面积, π 为阀门前后气体压比; ρ 为阀前气体密度; p 为阀前气体压力。

蝶阀和套筒阀均通过液压缸驱动,液压缸阀芯位移的闭环控制系统的动态过程可简化为一阶惯性环节,并以此表征调节阀动态特性,即

$$\frac{x_{act}}{x_{cmd}} = \frac{1}{1 + \tau s} \quad (4)$$

式中 x_{act} 为液压缸阀芯实际位移, x_{cmd} 为液压缸阀芯位移指令, τ 为时间常数, s 为Laplace变换中的复变量。

2.3 开环-闭环复合控制结构

大口径蝶阀可调流量范围大,但执行机构响应较慢,常用于大流量粗调,而套筒阀执行机构响应较快,但可调流量范围小,适用于流量的精细调节。为充分发挥两种调节阀的优势,对蝶阀使用开环控制,通过大流量调节使得系统误差快速降低,对套筒阀使用闭环控制,根据误差实时调节系统压力,实现压力精准控制,提高系统的鲁棒性和动态响应性能。

传统的开环-闭环复合控制结构^[20]如图3所示。将其被控物理系统中的执行机构前移至控制器范畴,构成虚拟控制器,此时被控对象为稳压容腔,控制量变为放气流量,改进后的控制结构如图4所示,图4中, p_{set} 为稳压腔压力指令, p 为稳压腔实际压力。

3 控制器设计

3.1 开环控制器设计

通常开环控制器内使用控制表或经验公式^[15],但容腔压力与放气流量不存在单值映射关系,难以直接建立控制表或经验公式。由于容腔压力的导数与放气流量相关(式(1)),故可获得放气流量的显示

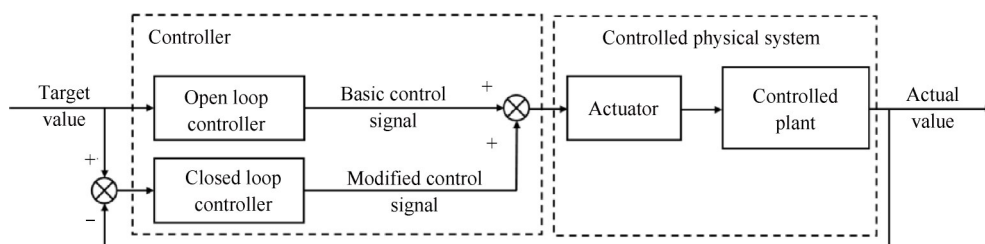


Fig. 3 Traditional open loop-closed loop compound control structure

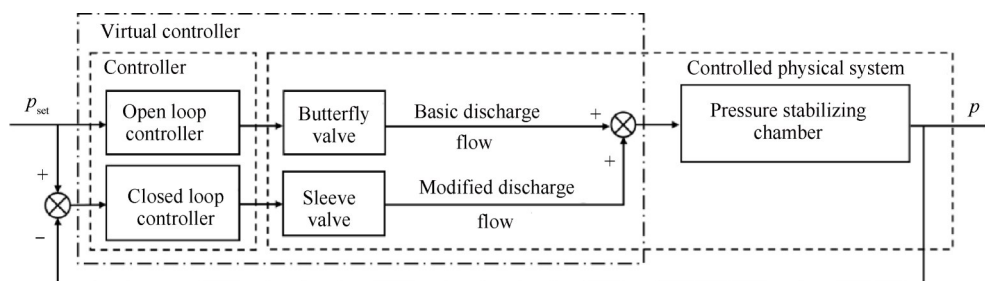


Fig. 4 Open loop-closed loop compound control structure of pressure stabilizing chamber

表达式,忽略传热、气流温度的变化及气流动能的影响,即

$$\dot{Q} = 0$$

$$h_{in} = h = c_p T \quad (5)$$

$$C_{in} = C_{out1} = C_{out2} = 0$$

则蝶阀和套筒阀放气总流量简化为

$$\dot{m}_{out1} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out2} - \dot{p}_{set} \times \frac{V(c_p - R)}{hR} \quad (6)$$

式中 $\dot{m}_{out2}$ 依据开关阀2的开度、稳压腔压力、稳压腔温度、试验舱压力计算, $\dot{p}_{set}$ 为指令压力的导数值。

结合式(6)可知,开环控制器设计应包含三部分:依据指令压力 p_{set} 计算 $\dot{p}_{set}$;依据式(6)计算蝶阀放气流量 $\dot{m}_{df}$;依据 $\dot{m}_{df}$ 计算蝶阀液压缸阀芯位移指令。

3.1.1 跟踪微分器

经典微分器对噪声敏感,且阶跃指令的初始微分值较大,不利于开环控制器设计。本文选择跟踪微分器安排指令压力的过渡过程值,记为 p_{set1} ,同时求解 p_{set1} 的导数值 $\dot{p}_{set1}$,其在控制过程中的变化相对经典微分器求解的 $\dot{p}_{set}$ 更加平缓。

为避免跟踪微分器在稳态时输出信号的高频颤振,本文使用最速离散跟踪微分器^[21]求解指令压力的过渡过程值,如式(7)所示,式中 T_c 为控制周期, f_h 由式(8)计算得到。

$$\begin{cases} p_{set1}(k+1) = p_{set1}(k) + T_c \dot{p}_{set1}(k) \\ \dot{p}_{set1}(k+1) = \dot{p}_{set1}(k) + T_c f_h \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{cases} d = rh_0 \\ d_0 = h_0 d \\ y = p_{set1}(k) - p_{set}(k) + h_0 \dot{p}_{set1}(k) \\ a_0 = \sqrt{d^2 + 8r|y|} \\ a = \begin{cases} \dot{p}_{set1}(k) + \frac{(a_0 - d)}{2} \text{sign}(y), & |y| > d_0 \\ \dot{p}_{set1}(k) + \frac{y}{h_0}, & |y| \leq d_0 \end{cases} \\ f_h = \begin{cases} r \text{sign}(a), & |a| > d \\ r \frac{a}{d}, & |a| \leq d \end{cases} \end{cases} \quad (8)$$

式中 r 为速度因子,决定了指令压力过渡过程的快慢; h_0 为滤波因子,影响抑制噪声的效果; r 和 h_0 在设计控制器前需指定具体值。

3.1.2 蝶阀放气流量

由式(6)计算出蝶阀和套筒阀的总放气流量 $\dot{m}_{out1}$,指定蝶阀放气流量为

$$\dot{m}_{df} = \dot{m}_{out1} - \frac{1}{2} \dot{m}_{zsf} \quad (9)$$

式中定义 $\dot{m}_{zsf} = \varphi_{zsf} A_{\max} \sqrt{2pp_{set1}}$,其中 $A_{\max}$ 为套筒阀最大流通面积, φ_{zsf} 为套筒阀开度最大时的流量系数。 $\dot{m}_{zsf}$ 表征了阀前压力达到 p_{set1} 时,套筒阀的最大流量调节能力。

式(9)含义是期望套筒阀放气流量为最大放气流量的一半,即套筒阀调节结束后的理想开度为中位,这能够保证套筒阀在实际工作过程中同时具有最大的正向和反向调节能力,此外,式(9)不包含套

筒阀实际放气流量,避免了蝶阀和套筒阀出现耦合作用而导致系统振荡的问题。

3.1.3 蝶阀液压缸位移指令

稳压腔靠近供气机组,腔内温度与供气温度基本一致,同时为了降低开环系统与闭环系统之间的耦合,选择稳压腔参考压力 p_{set1} 、供气温度 T_{in} 、大气压力 p_{atmo} 反求对应于 $\dot{m}_{\text{df}}$ 的蝶阀期望流通面积 A_{df} ,根据调节阀流量特性式(3)与理想气体状态方程,得

$$A_{\text{df}} = \frac{\dot{m}_{\text{df}}}{\varphi_{\text{df}} p_{\text{set1}}} \sqrt{\frac{RT_{\text{in}}}{2}} \quad (10)$$

式中 $\varphi_{\text{df}} = f(A_{\text{df}}, \pi_{\text{rdf}})$ 表示蝶阀的流量系数,依据 A_{df} , π_{rdf} 插值获得,其中 $\pi_{\text{rdf}} = p_{\text{atmo}}/p_{\text{set1}}$ 。

蝶阀采用液压缸驱动,阀门流通面积与液压缸阀芯位移之间存在确定的函数关系 g ,因此,蝶阀液压缸阀芯期望位移为

$$x_{\text{df}} = g^{-1}(A_{\text{df}}) \quad (11)$$

考虑蝶阀的动态为式(4),则蝶阀液压缸位移指令应为

$$x_{\text{dfcmd}}(k) = \left(1 + \frac{\tau_{\text{df}}}{T_c}\right) x_{\text{df}}(k) - \frac{\tau_{\text{df}}}{T_c} x_{\text{act}}(k-1) \quad (12)$$

式中 $x_{\text{act}}(k-1)$ 为前一控制周期的液压缸阀芯实际位移, $x_{\text{df}}(k)$ 为当前控制周期液压缸阀芯期望位移, $x_{\text{dfcmd}}(k)$ 为当前控制周期液压缸阀芯位移指令, τ_{df} 为蝶阀动态的时间常数。

考虑蝶阀动态能够加快蝶阀响应速度,对于稳压腔压力的伺服跟踪性能提升显著,但对于恒压试验,系统以抗干扰为主要目标,较快的蝶阀动态会使得放气流量大范围变化,造成压力波动,因此,应依据试验任务具体选择是否考虑蝶阀动态过程。至此,开环控制器设计完成,其结构图如图5所示。

3.2 闭环控制器设计

开环控制器承担了基本控制量的调节,降低了闭环控制器的设计难度,闭环控制器可以选择简单的PI控制器,用于补偿开环控制器中模型的简化及不确定性造成的误差,同时对于外界干扰具有更快的响应速度,能够显著提高系统的控制精度,套筒阀

闭环控制回路如图6所示。图6中 p_{set1} 为跟踪微分器安排的指令压力过渡过程值,表示优化后的指令压力轨迹,能够提高控制品质^[21], K_s 为传感器增益。

对式(1),(2)进行线性化^[16],线性化模型如式(13)所示,记为 G ,其输入为放气流量的变化量,因此可以直接用于套筒阀闭环控制回路设计。

$$\begin{bmatrix} \Delta \dot{T} \\ \Delta \dot{p} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial \dot{T}}{\partial T} & \frac{\partial \dot{T}}{\partial p} \\ \frac{\partial \dot{p}}{\partial T} & \frac{\partial \dot{p}}{\partial p} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta T \\ \Delta p \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{\partial \dot{T}}{\partial \dot{m}_{\text{out1}}} \\ \frac{\partial \dot{p}}{\partial \dot{m}_{\text{out1}}} \end{bmatrix} \Delta \dot{m}_{\text{out1}} \quad (13)$$

$$\Delta p = \begin{bmatrix} 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta T \\ \Delta p \end{bmatrix}$$

套筒阀输入为液压缸阀芯位移指令,输出为放气流量,将其位移到流量的增益^[1]定义为 K ,动态过程如式(4)所示,因此套筒阀模型如式(14)所示,式中 τ_{vf} 为套筒阀的动态时间常数。

$$G_v = \frac{K}{1 + \tau_{\text{vf}} s} \quad (14)$$

针对图6闭环回路,基于MATLAB的PID Tuner工具箱设计PI控制器。

4 仿真验证

本文针对稳压腔的伺服跟踪性能和抗干扰性能进行仿真验证,仿真模型中蝶阀时间常数为1.7s,套筒阀时间常数为1.3s。设定供气机组供气流量为600kg/s,供气压力为300kPa,供气温度为328K,开关阀1和2开度固定,试验舱压力固定为42.24kPa,试验舱温度固定为248K。

4.1 伺服跟踪性能

稳压腔压力为130~200kPa,此处仅选择稳压腔压力为165kPa的稳态工作点的线性化模型进行PI控制器设计,控制器参数为: $k_p = 300$, $k_i = 80$ 。开环控制器中,考虑蝶阀动态,对参考指令压力信号进行跟踪微分器的滤波,选择速度因子 $r = 6000$,滤波因子 $h_0 = 0.1$,控制周期 $T_c = 0.01\text{s}$,仿真过程如下:

在0~5s,腔压保持200kPa不变。在5~15s,腔压指令信号按斜坡从200kPa降至130kPa,并保持

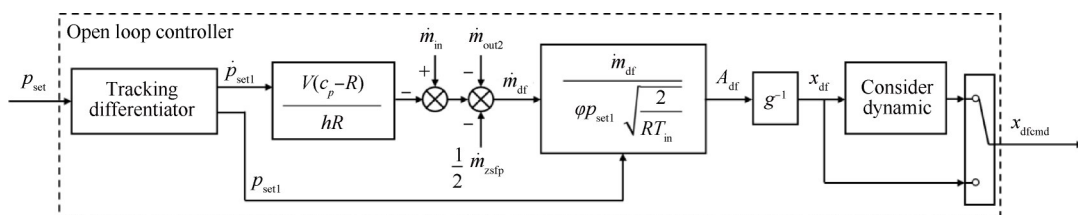


Fig. 5 Schematic diagram of open-loop controller

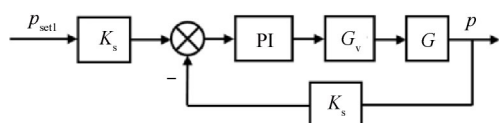


Fig. 6 Diagram of closed loop control loop

130kPa 不变到 25s。在第 25s 加入腔压阶跃指令,由 130kPa 阶跃至 200kPa,并保持 200kPa 不变到 40s。要求腔压斜坡响应的跟踪误差 $\leq 2.5\%$,腔压阶跃响应的超调量 $\leq 1.2\%$,稳态误差 $\leq 0.1\%$,调节时间 $\leq 9s$ ($\pm 2\%$ 误差带)。

腔压响应如图 7 所示,其中参考压力为跟踪微分器安排的指令压力的过渡过程,从仿真结果可以看出,对于缓慢变化的斜坡指令压力,实际压力能够精准跟踪微分器的参考压力,对斜坡指令的跟踪误差 $< 1.5\%$,对于阶跃指令压力,跟踪微分器给出平滑过渡的参考压力值,腔压能够跟踪微分器的参考压力,调节时间为 6s($\pm 2\%$ 误差带),超调量为 0.89%,稳态误差 $\leq 0.03\%$,满足指标要求。

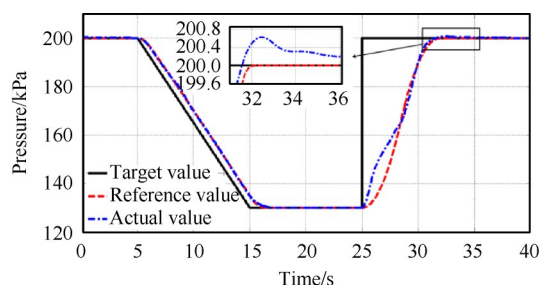


Fig. 7 Pressure response of pressure stabilizing chamber (servo tracking performance)

套筒阀和蝶阀的液压缸位移响应变化曲线如图 8 所示,由于蝶阀的开环控制中各流量的计算均以参考压力为输入,不反馈腔内实际压力值,因此其执行机构运行平稳,采用闭环控制的套筒阀用来实时修正蝶阀基本放气流量,因此出现一定波动,在 25~28s,阶跃初始时刻蝶阀的响应较快,放气流量变化大,使得腔内压力迅速升高,引起套筒阀的较大范围摆动,使得腔内压力与参考压力出现一定偏差。

图 9 表明蝶阀实现了基本放气流量,其流量调节为 71~288kg/s,套筒阀用以修正放气流量,其流量调节范围小,处于 23~66kg/s,实现了双阀并联进行腔内压力精准控制的目的,且发挥了蝶阀可调流量大、套筒阀调节精度高的优势。

为了验证开环控制器中引入跟踪微分器和考虑蝶阀动态变化的控制效果,开展如下对比仿真:

(a)将原有跟踪微分器替换为经典微分器,即对

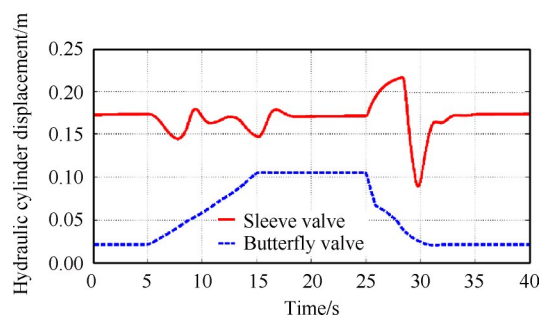


Fig. 8 Displacement of hydraulic cylinder spool (servo tracking performance)

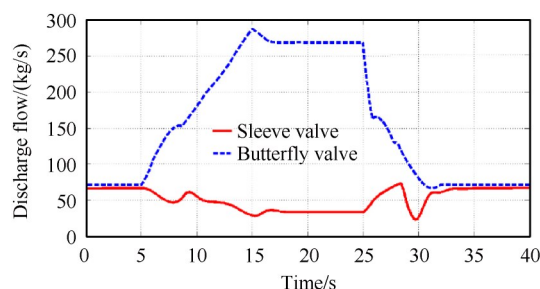


Fig. 9 Discharge flow of valves

给定信号使用微分环节 $s/(1 + Ts)$ 来获得其微分信号,本文选取 SIMULINK 中的微分模块来表示经典微分器,此外,考虑蝶阀的动态,如式(12)所示,闭环控制器参数不变。

(b)使用跟踪微分器,但不考虑蝶阀动态,即 $x_{dfcmd}(k) = x_{df}(k)$;闭环控制器参数不变。

(c)使用跟踪微分器,考虑蝶阀动态;闭环控制器参数不变。

仿真结果对比如图 10 所示,仿真算例(a)中,斜坡指令变化缓慢,经典微分器能够准确计算指令变化率,同时考虑了蝶阀动态,因此斜坡响应稳态误差 $< 1.5\%$,跟踪精度高,但对于阶跃指令,起始时刻的指令变化率很大,导致蝶阀迅速开大,压力响应的超调量达到 28.6%;仿真算例(b)中,采用了跟踪微分器,对指令压力规划了平滑的过渡过程,因此压力的斜坡和阶跃响应均较(a)平缓,但由于未考虑蝶阀动态,

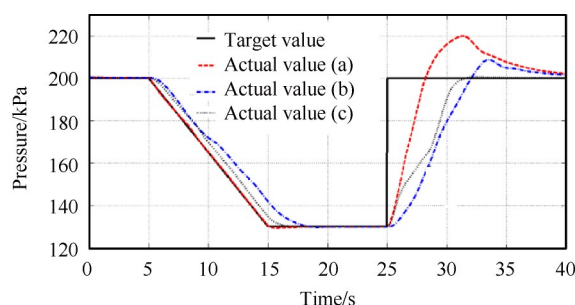


Fig. 10 Comparison of pressure response

相较于仿真算例(c),压力响应出现滞后,调节时间为14.5s且超调量达12.2%。

4.2 抗干扰性能

设定腔压保持在150kPa,调节开关阀2的开度,改变稳压腔通往试验舱的空气流量以模拟外界干扰,如图11所示。要求腔压最大波动量<1kPa,相对误差<1%。

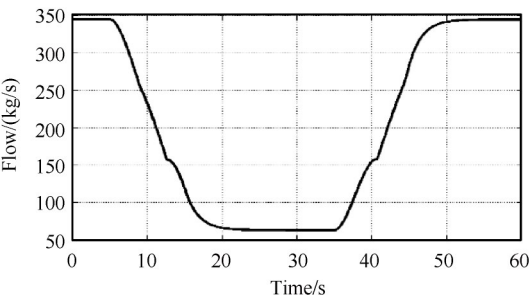


Fig. 11 Air flow disturbance

腔压变化如图12所示,仿真结果可见,通往试验舱的流量最大变化率达27kg/s²。控制器不考虑蝶阀动态时,腔内压力最大偏离值<0.75kPa,相对误差为0.5%,17~30s内干扰流量变化缓慢,压力误差<15Pa,抗干扰能力较强。当考虑蝶阀动态时,压力波动明显,最大波动量达7.5kPa。

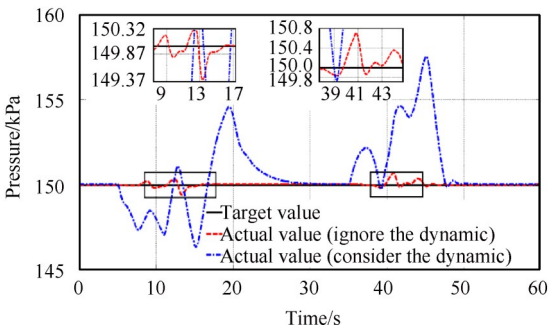


Fig. 12 Pressure response of pressure stabilizing chamber (anti-interference performance)

图13为蝶阀和套筒阀的液压缸位移变化曲线,其中带星号的表示开环控制器中考虑了蝶阀的动态,蝶阀的响应速度加快,但由于蝶阀的流通流量大,使得压力快速偏离恒定指令值,而套筒阀为了修正放气流量,其液压缸位移需要在大范围调节,甚至达到位置极限,最终导致压力误差增大。而不考虑蝶阀动态时,蝶阀响应速度比套筒阀慢,提供缓慢变化的基础放气流量,控制系统主要通过套筒阀的快速、精细调节达到抗干扰的目的。

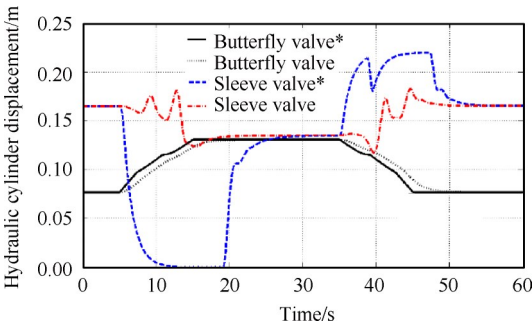


Fig. 13 Comparison of hydraulic cylinder spool displacement (anti-interference performance)

5 结 论

本文针对采用双阀调节的稳压腔压力控制问题,提出一种开环-闭环复合控制方法,本文通过研究及仿真验证,得到以下结论:

(1)本文提出的通过放气总流量概念将虚拟控制器与稳压腔组成控制系统的思想能够将开环-闭环控制方法应用于双阀调节系统,基于该控制结构给出的控制器设计方法符合工程实际。

(2)本文提出的稳压腔开环-闭环复合控制方法能够协调大口径蝶阀和套筒阀动态特性不一致的调节问题,实现了稳压腔压力的精确控制。其中,压力阶跃响应的超调量为0.89%,稳态误差<0.03%,在外界干扰流量大范围变化的情况下,稳压腔压力波动<0.5%,压力偏差<0.75kPa,控制系统具有较强的伺服跟踪能力及抗干扰能力。

(3)开环控制器中引入跟踪微分滤波器能够规划合理的指令压力的过渡过程,使得控制系统能够实现兼顾响应速度快与超调量小的多目标控制要求。对于跟踪可变指令压力的试验任务,开环控制器可选择考虑蝶阀动态,以提高系统响应速度,而对于恒压抗干扰类型的试验任务,开环控制器选择不考虑蝶阀动态,以避免突发的外界干扰引发蝶阀开环调节动作加快而导致套筒阀闭环控制回路出现过量调节的问题。

致 谢:感谢国家科技重大专项、四川省科技计划项目和中国航发四川燃气涡轮研究院稳定支持项目的资助。

参考文献

[1] 朱美印,王 曦,但志宏,等. 高空台进气控制系统压力PI增益调度控制研究[J]. 推进技术, 2019, 40(4): 902-910. (ZHU Mei-yin, WANG Xi, DAN Zhi-hong, et al. Pressure PI Gain Scheduling Control Research for Altitude Ground Test Facilities Air Intake Con-

- trol System [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2019, 40(4): 902-910.)
- [2] 张松, 郭迎清, 侯敏杰, 等. 复合控制技术在高空台进排气调压系统中的技术研究[J]. 测控技术, 2009, 28(11): 29-33.
- [3] 但志宏, 张松, 白克强, 等. 基于扩张状态观测器的高空台进气环境模拟控制技术研究[J]. 推进技术, 2021, 42(9): 2119-2128. (DAN Zhi-hong, ZHANG Song, BAI Ke-qiang, et al. Air Intake Environment Simulation of Altitude Test Facility Control Based on Extended State Observer[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2021, 42(9): 2119-2128.)
- [4] 刘磊, 白克强, 张松, 等. 基于改进跟踪微分器的进气压力控制技术研究[J]. 自动化仪表, 2020, 41(3): 47-52.
- [5] 陈森, 薛文超, 黄一. 推力矢量飞行器的自抗扰控制设计及控制分配[J]. 控制理论与应用, 2018, 35(11): 48-57.
- [6] Durham W, Bordignon K A, Beck R. Aircraft Control Allocation[M]. UK: John Wiley & Sons, 2017.
- [7] 余卓平, 杨鹏飞, 熊璐. 控制分配理论在车辆动力学控制中的应用[J]. 机械工程学报, 2014, 50(18): 99-107.
- [8] Härkegård O. Efficient Active Set Algorithms for Solving Constrained Least Squares Problems in Aircraft Control Allocation[C]. Las Vegas: *Proceedings of the 41st IEEE Conference on Decision and Control*, 2002.
- [9] Johansen T A, Fossen T I, Berge S P. Constrained Non-linear Control Allocation with Singularity Avoidance Using Sequential Quadratic Programming[J]. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 2004, 12(1): 211-216.
- [10] 李岳明, 王小平, 张军军, 等. 基于改进二次规划算法的X舵智能水下机器人控制分配[J]. 上海交通大学学报, 2020, 54(5): 524-531.
- [11] 李岳明, 王小平, 张英浩, 等. 水中航行器控制分配技术应用现状[J]. 舰船科学技术, 2020, 42(1): 1-5.
- [12] 刘通. 全垫升气垫船舵桨协调控制分配方法研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2016.
- [13] 田金光. 双阀控制在电液位置系统中的应用研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2012.
- [14] 时尚, 童仲志, 侯远龙, 等. 大口径武器双阀液压伺服系统控制方法研究[J]. 电气自动化, 2020, 42(5): 83-86.
- [15] 郝允志, 薛荣生, 陈建, 等. 比例电磁阀开环-闭环复合控制算法[J]. 农业机械学报, 2014, 45(2): 314-319.
- [16] ZHU Mei-yin, WANG Xi. An Integral Type μ Synthesis Method for Temperature and Pressure Control of Flight Environment Simulation Volume[C]. Charlotte: *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2017, Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, 2017.
- [17] 朱美印, 王曦, 张松, 等. 基于LMI极点配置的高空台飞行环境模拟系统PI增益调度控制研究[J]. 推进技术, 2019, 40(11): 2587-2597. (ZHU Mei-yin, WANG Xi, ZHANG Song, et al. PI Gain Scheduling Control for Flight Environment Simulation System of Altitude Ground Test Facilities Based on LMI Pole Assignment[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2019, 40(11): 2587-2597.)
- [18] 裴希同, 张松, 但志宏, 等. 高空台飞行环境模拟系统数字建模与仿真研究[J]. 推进技术, 2019, 40(5): 1144-1152. (PEI Xi-tong, ZHANG Song, DAN Zhi-hong, et al. Study on Digital Modeling and Simulation of Altitude Test Facility Flight Environment Simulation System[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2019, 40(5): 1144-1152.)
- [19] 裴希同, 朱美印, 张松, 等. 一种特种阀流量特性计算的经验公式迭代方法[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2016, 29(5): 35-39.
- [20] 郝允志, 孙冬野, 周黔, 等. 考虑耦合特性的CVT协同控制算法研究[J]. 汽车工程, 2016, 38(11): 1376-1381.
- [21] 韩京清. 自抗扰控制技术—估计补偿不确定因素的控制技术[M]. 北京: 国防工业出版社, 2008.

(编辑:史亚红)