

液体姿轨控发动机贮箱自动增压仿人智能控制研究*

刘 浏^{1,2}, 卫 强^{1,3}, 梁国柱¹

(1. 北京航空航天大学 宇航学院, 北京 102206;

2. 北京机电工程总体设计部, 北京 100854;

3. 北京宇航系统工程研究所, 北京 100076)

摘要: 为研究液体姿轨控发动机自动增压方法, 在理论分析自动增压系统性能的基础上, 搭建了以孔板为控制元件的自动增压实验系统, 采用仿人智能控制策略, 开展了基于冷流实验的自动增压性能实验, 并通过发动机试验验证, 实现了发动机贮箱良好的平稳性、快速性和准确性。研究表明, 在增压系统结构和增压气体介质给定的情况下, 孔板节流面积、孔板出入口压力比、贮箱初始气垫体积决定了自动增压系统性能; 根据发动机试验的推进剂流量需求, 分别按推进剂体积流量60%, 30%, 10%的比例选取3个不同节流面积的增压气体孔板组成并联进气孔板组, 同时保证进气孔板组可提供的增压气体最大临界体积流量大于推进剂体积流量(推荐二者比值为1~2.5)、孔板出入口增压气体压力比近似等于临界压力比(对氮气约为0.50~0.60)、贮箱初始气垫体积大于贮箱总容积的1/4, 并在贮箱上设置流量为增压气体最大临界体积流量105%的排气孔板, 在发动机工作过程中按照仿人智能控制策略自动组配孔板, 可有效地提高自动增压性能。

关键词: 液体姿轨控发动机; 自动增压; 仿人智能控制; 冷流实验; 发动机试验

中图分类号: V434.3 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2021) 07-1652-10

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.200621

Human-Simulated Intelligent Control Research of Propellant Tank Automatic Pressurization for Liquid Attitude and Divert Engines

LIU Lie^{1,2}, WEI Qiang^{1,3}, LIANG Guo-zhu¹

(1. School of Astronautics, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 102206, China;

2. Beijing System Design Institute of Electro-Mechanic Engineering, Beijing 100854, China;

3. Beijing Institute of Astronautical Systems Engineering, Beijing 100076, China)

Abstract: In order to study the automatic pressurization method for liquid attitude and divert rocket engines, based on the theoretical analysis of automatic pressurization system performance, the automatic pressurization experimental system was constructed based on orifice control elements, and the automatic pressurization performance experiments based on cold flow and a verified engine test were conducted with the human-simulated intelligent control strategy. The good smoothness, rapidity and accuracy were realized. The study shows that the system performance is determined by the orifice area, the orifice exit and entrance pressure ratio, and the propellant tank gas volume under the pressurization system structure and working medium. According to the test require-

* 收稿日期: 2020-08-23; 修订日期: 2020-11-03。

作者简介: 刘 浏, 博士, 工程师, 研究领域为液体姿轨控发动机设计与实验研究。E-mail: show_for_a_day@163.com

通讯作者: 梁国柱, 博士, 教授, 研究领域为液体火箭发动机设计与实验研究。E-mail: lgz@buaa.edu.cn

引用格式: 刘 浏, 卫 强, 梁国柱. 液体姿轨控发动机贮箱自动增压仿人智能控制研究[J]. 推进技术, 2021, 42(7): 1652-1661. (LIU Lie, WEI Qiang, LIANG Guo-zhu. Human-Simulated Intelligent Control Research of Propellant Tank Automatic Pressurization for Liquid Attitude and Divert Engines[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2021, 42(7): 1652-1661.)

ments of the engine flow rate, the parallel orifice group containing three inlet orifices of which the volume flow rates are equal to 60%, 30%, and 10% of the propellant volume flow rate respectively are organized. The maximum critical gas flow rate which is larger than the propellant volume flow rate (the recommended value is about 1~2.5) provided by the orifice group, the orifice exit and entrance pressure ratio which is approximately equal to gas critical pressure ratio (0.50~0.60 for nitrogen), the tank gas volume which is more than 1/4 of the tank are satisfied simultaneously, and the flow rate of outlet orifice is equal to 105% of maximum critical case, the automatic pressurization performance can be improved effectively based on automatic disposition of the orifices according to the human-simulated intelligent control strategy during the engine operation.

Key words: Liquid attitude and divert engine; Automatic pressurization; Human-simulated intelligent control; Cold flow experiments; Engine test

1 引言

液体姿轨控发动机中,推进剂贮箱增压系统(简称增压系统)可利用自动增压技术,通过调节推进剂贮箱压力,准确控制发动机喷注器入口压力,使发动机以稳定的燃烧室压力工作,维持推力相对恒定,确保飞行器精确的轨道修正与姿态稳定^[1]。贮箱自动增压技术已广泛应用于国内外姿轨控发动机及发动机地面试验系统中。我国LM-3A火箭的第三级和DFH-3卫星以及美国ERIS拦截系统的姿轨控发动机均采用减压阀控制贮箱压力^[2-3],美国LEAP导弹拦截系统的姿轨控发动机采用电信号控制的压力调节阀调节贮箱压力^[4-5]。美国阿诺德工程发展中心(AE-DC)J-4试车台通过自动控制系统调节RP-1火箭煤油以及液氢、液氧贮箱的压力,而德国兰波尔豪森(Lampoldhausen)试验中心在试验中通过步进电机控制电动阀门,利用计算机自动调节贮箱压力^[6-7]。国内北京航天试验技术研究所低温推进剂发动机试验中,采用PID控制与智能增压技术自动调节贮箱压力^[8-9];西安航天试验技术研究所采用自适应PID控制及专家控制系统等多种控制方法,在发动机试验中自动调节贮箱压力^[10-12]。

目前,液体姿轨控发动机常采用三种自动增压模式^[13-15]:(1)以限流孔板为调节元件,通过减压器实现自动增压。该模式增压系统简单可靠,调节精度高,但末状态气瓶与贮箱间压差较大,增压气体利用率较低。(2)以限流孔板为调节元件,通过经典控制理论控制电磁阀实现自动增压。系统成本低、可靠性高,快速性好,但贮箱压力振荡较大。(3)以气动薄膜调节阀为调节元件,通过PID控制理论实现自动增压。系统调压快速性好,压力振荡较小,但系统动态特性较差,调节精度不高。

为保证液体姿轨控发动机贮箱自动增压系统的

平稳性、快速性及准确性,有必要进一步对姿轨控发动机自动增压方法和策略进行深入研究。本文根据贮箱自动增压基本原理,理论分析表征自动增压系统性能的参数;设计搭建自动增压实验系统,并利用仿人智能控制方法,设计自动增压系统控制方案;开展基于冷流实验的自动增压系统性能实验,并通过小推力发动机点火实验进行贮箱自动增压过程的实验验证。

2 推进剂贮箱自动增压系统原理及设计

2.1 推进剂贮箱自动增压系统原理

液体姿轨控发动机整个工作过程中,贮箱增压包括以下两个过程:(1)预增压;(2)补压。预增压指在发动机工作前,预先增压贮箱,并精确稳定贮箱压力于设定值,为发动机工作做好准备。补压为在发动机工作过程中,随着推进剂消耗,贮箱压力降低,为实现箱压稳定,通过增压系统为贮箱补充增压气体,调节并稳定贮箱压力。补压过程由推进剂贮箱自动增压系统实现。

贮箱自动增压基本原理如图1所示。当姿轨控发动机工作时,通过采样单元采集到开始下降的贮箱压力数据,测量数据反馈至处理单元处理后,按控制算法给出控制指令,控制单元开闭相应阀门(或改变阀门开度),高压气体流经控制单元与中间元件后增压贮箱,遏止贮箱压力降低的趋势,恢复压力至设定值,并维持贮箱压力稳定。同理,若当采样单元采集到开始上升的贮箱压力数据时,自动增压系统可遏止贮箱压力上升的趋势,恢复贮箱压力至设定值,以维持贮箱压力稳定。

自动增压系统的工作性能可由以下实测参数表征:(1)振荡时间(或启动时间) t_s ,指自动增压系统启动使因发动机开始工作而降低的贮箱压力回升恢复并最终达到且保持在设定偏差带 Δ 范围内所需时间,

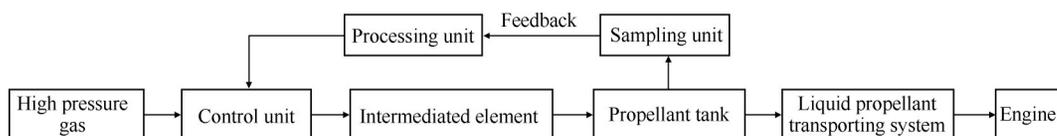


Fig. 1 Tank automatic pressurization schematic

用来衡量增压起动的快速性。振荡时间 t_s 以后即认为系统进入稳定增压阶段。(2) 贮箱压力最大偏差 e_{\max} , 指增压系统工作过程中贮箱压力实测值与设定值的最大差值, 衡量增压启动阶段贮箱压力偏离设定值的程度。(3) 贮箱压力波动超调量 $\sigma\%$, 指增压系统工作过程中贮箱实测压力的最大偏差 e_{\max} 与设定值之比, 用来衡量稳定增压的平稳性, 可以表征一定时间范围内的平稳性。(4) 贮箱压力偏差 e_{ss} , 指贮箱稳定增压阶段压力实测值与设定值间的偏差, 衡量稳定增压的准确性, 可以表征一定时间范围内的准确性。上述参数均与增压过程中贮箱压力随时间的变化率 \dot{p}_t 有关。

2.2 自动增压系统工作过程理论分析

从理论上分析清楚影响增压系统工作过程的参数是设计较优的自动增压系统的前提。

(1) 贮箱压力与推进剂体积变化关系

忽略增压气体与贮箱壁面之间的换热, 由变质量气体工质热力学方程可得贮箱压力随时间的变化率为

$$\dot{p}_t = \frac{k}{V_t} (RTq_{mg} - p_t \dot{V}_t) \quad (1)$$

式中 p_t , V_t 分别为贮箱的瞬时压力与气垫瞬时体积, q_{mg} 为流入贮箱的增压气体质量流量, k , R , T 分别为增压气体的比热比、气体常数及温度。因贮箱气垫体积变化与贮箱排出的推进剂体积相等, 故

$$\dot{V}_t = \frac{q_{ml}}{\rho_l} = q_{vl} \quad (2)$$

式中 q_{ml} , q_{vl} , ρ_l 分别为流出贮箱的推进剂质量流量、体积流量与密度。

(2) 压力损失分析

在增压气体从节流元件至贮箱的流动过程中, 由于沿程损失与局部损失, 增压气体压力不断下降, 总压力损失为

$$\Delta p = \rho \frac{v^2}{2} \left(\frac{L}{d} \lambda + \sum_i \zeta_i \right) \quad (3)$$

式中 ρ , v 分别为增压气体在管路内的密度与流速, ζ_i 为各元件局部损失系数, d , L 分别为管路管径与长度, λ 为沿程损失系数, 则节流元件出口压力 $p_2 = p_1 +$

Δp 。但由于发动机稳定工作期间, 增压气体流量一般不大, 故 Δp 较小, 可认为

$$p_2 = p_1 \quad (4)$$

(3) 节流元件流量分析

流经节流元件(含控制元件)的增压气体质量流量为

$$q_{mg} = \begin{cases} C_a A \sqrt{\frac{2kp_1\rho_1}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, & \frac{p_2}{p_1} > \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \\ C_a A \sqrt{k p_1 \rho_1 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}, & \frac{p_2}{p_1} \leq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \end{cases} \quad (5)$$

式中 A 为节流面积, C_a 为流量系数, p_1 , ρ_1 分别为节流元件入口处增压气体的压力及密度。

(4) 增压过程理论模型

联立方程(1)~(5), 可得发动机工作过程中, 贮箱压力随时间的变化为

$$\dot{p}_t = \begin{cases} \frac{k}{V_t} \left\{ C_a A R T \sqrt{\frac{2kp_1\rho_1}{k-1} \left[\left(\frac{p_t}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_t}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} - p_t q_{vl} \right\}, & \frac{p_t}{p_1} > \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \\ \frac{k}{V_t} \left[C_a A R T \sqrt{k p_1 \rho_1 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} - p_t q_{vl} \right], & \frac{p_t}{p_1} \leq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \end{cases} \quad (6)$$

可见, 在增压系统上游供气能力和增压气体性质给定的条件下, 贮箱压力随时间的变化率可表示为5个自变量的函数, 即 $\dot{p}_t = f(p_t, q_{vl}, A, p_t/p_1, V_t)$ 。在确定发动机试验需求的情况下, 即给定贮箱初始工作压力(所需的额定增压压力) p_t 和推进剂流量 q_{vl} 的情况下, 如何合理选择增压系统工作参数节流面积 A , 节流元件出入口压力比 p_2/p_1 (即 p_t/p_1) 和贮箱初始气垫体积 V_t , 并在发动机工作过程中如何自动有效地

调整节流面积 A ,这是关系到自动增压系统性能的关键问题,下文就此进行讨论。

2.3 自动增压实验系统参数设计

根据自动增压系统工作过程理论模型,设计相应的自动增压实验系统。

2.3.1 限流孔板组节流特性的设计

由多个孔板组成的进气孔板组的最大节流总面积 A 是自动增压系统设计的关键参数。

为保证增压系统工作稳定,需尽量确保进气孔板组工作于临界或超临界状态,考虑到式(4),则孔板入口压力为

$$p_1 \geq \frac{p_t}{[2/(k+1)]^{\frac{k}{k-1}}} \quad (7)$$

所有孔板在无排气情况下正常工作时,增压系统具有最强的增压能力,最大临界体积流量为

$$q_{vg,cr} = \frac{C_a A}{\rho_2} \sqrt{k p_1 \rho_1 \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (8)$$

式中 ρ_2 为孔板出口增压气体密度。此时,为保证系统稳定状态下的工作特性,应满足

$$q_{vg,cr} = q_{vl} \quad (9)$$

由式(8),(9)得孔板组最大节流总面积为

$$A = \frac{q_{vl} \rho_2}{C_a \sqrt{k p_1 \rho_1 \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}}}} \quad (10)$$

在进气孔板组最大节流面积 A 确定后,孔板组出入口任意压力比下对应的最大体积流量按式(5)计算。在某一压力比下,当孔板组可提供的最大体积流量大于等于推进剂体积流量($q_{vg,max} \geq q_{vl}$)时,通过孔板组控制特性设计可实时满足 $q_{vg} \rightarrow q_{vl}$,即增压气体瞬时体积流量 q_{vg} 趋近于 q_{vl} ;当孔板可提供的最大体积流量 $q_{vg,max}$ 小于推进剂体积流量 q_{vl} 时,此时增压气体体积流量将等于其最大临界体积流量,即 $q_{vg} = q_{vg,max}$,但贮箱压力仍无法维持,将会逐渐降低,设计时应予以避免。

2.3.2 限流孔板组控制特性的设计

确定进气孔板组最大节流面积 A 后,通过控制特性分析,可进一步取定进气孔板组孔板的数量和各自的节流面积。

由式(5)可知, $q_{vg} = f(A_{vg})$, A_{vg} 为孔板组中实时打开的孔板节流面积之和, $A_{vg} \leq A$ 。孔板数量及其节流面积的确定应保证:(1)孔板组可提供较多数量的 A_{vg} ;(2) A_{vg} 变化范围较大,可适应大中小推进剂流量

的变化。

设自动增压系统具有 N_{in} 个进气孔板,若所有孔板节流面积相同,则系统可提供的 A_{vg} 数量为

$$N_{A_{vg},1} = N_{in} + 1 \quad (11)$$

若孔板节流面积两两相异,则系统 A_{vg} 数量为

$$N_{A_{vg},2} = \sum_{i=0}^{N_{in}} C_{N_{in}}^i \quad (12)$$

由式(11),(12)可知,进气孔板数量增加, $N_{A_{vg},1}$, $N_{A_{vg},2}$ 均增加,且当 $N_{in} > 1$ 时, $N_{A_{vg},2} > N_{A_{vg},1}$ 。即孔板数量越多,且节流面积两两相异时,系统可提供最多可能的节流面积。但数量较多的孔板会增加系统的复杂程度,降低系统安全性与可靠性。因此,结合先前实验经验,本实验系统采用3个进气增压孔板,考虑涵盖较多节流面积的需求,按大、中、小三种节流面积,取定进气孔板I,II,III节流面积 A_1, A_2, A_3 分别为

$$A_1 = f^{-1}(60\% \cdot q_{vl}) \quad (13)$$

$$A_2 = f^{-1}(30\% \cdot q_{vl}) \quad (14)$$

$$A_3 = f^{-1}(10\% \cdot q_{vl}) \quad (15)$$

且满足

$$A_1 + A_2 + A_3 = A \quad (16)$$

通过三种孔板的组合,可提供8种可能的节流面积,适应推进剂流量的大幅变化。为提高增压系统快速性,但又考虑到增压系统可能出现的超压情况,应设置一节流面积为 A_4 的排气孔板,排气流量略大于所有进气孔板工作时的进气总流量之和,即

$$A_4 = f^{-1}(105\% \cdot q_{vg,cr}) \quad (17)$$

2.3.3 自动增压实验系统关键组件控制关系

自动增压实验系统关键组件间的控制关系如图2所示。实验系统采用电磁阀组与孔板组作为控制单元,孔板组含3个进气阀(电磁阀I,II,III)、1个排气阀(电磁阀IV),电磁阀后分别接节流孔板,进气孔板组并联排列。控制算法设置于作为处理单元的控制工控机内。实验前,设定贮箱压力值(可恒定,也可随时间变化)并输入处理单元内。采样单元实时采集推进剂贮箱压力及推进剂流量,实测推进剂贮箱压力作为系统判断依据,直接影响自动增压系统的控制策略。推进剂流量可在自动增压系统性能实验中用于分析自动增压系统性能。

当发动机工作时,采集单元按设定的采样周期实时采集贮箱压力,实测值反馈至控制工控机后,按控制算法确定的相应控制策略,组合开闭孔板组内相应阀门,实时调控自动增压系统的节流面积,控制

增压气体流量,恢复贮箱压力至设定值,维持贮箱压力稳定。

2.3.4 自动增压实验系统原理方案设计

自动增压实验系统由增压气体供应系统、测量系统、控制系统组成,其中增压气体供应系统工作原理如图3所示。高压氮气作为增压气体,贮存于高压气瓶内,经配气系统(过滤器、减压器、手阀等)、电磁阀组、孔板及其他阀门元件后,以一定压力增压氧化剂四氧化二氮(NTO)或燃料甲基肼(MMH)贮箱内推进剂。另设置孔板旁路气动阀,供贮箱预增压时使用。减压器用于稳定增压孔板入口压力,进气孔板组并联连接,孔板作为节流元件安装于各电磁阀后,调控增压气体流量。在额定推进剂流量为0.373L/s,贮箱压力设定值为5.70MPa,孔板入口压力为10.80MPa的条件下,设计各进气孔板内径分别为1mm,0.7mm及0.4mm,排气孔板内径为1.1mm,增压系统可提供的最大临界体积流量等于0.373 L/s。

测量系统以适当的采样周期,通过压力传感器

测量减压器进口、孔板出入口及贮箱压力,通过涡轮流量计测量液路系统内推进剂体积流量,并将实测值实时传输至控制系统。控制算法置于控制系统工控机内,自动执行单个电磁阀或电磁阀组开闭。

3 自动增压系统仿人智能控制方案

在自动增压实验系统方案及其工作参数确定后,如何自动有效地调整节流面积 A 是在发动机工作过程中实现自动增压的核心。

本文选取仿人智能控制方法来实现自动增压控制。该方法以人对控制对象的认知、记忆、决策等智能行为的模型化为依据,不依赖于控制对象的物理数学模型(如第3节所介绍的理论模型),直接根据设定值、实测值、偏差及偏差的变化趋势来制定控制策略和控制方案^[16-17]。

3.1 控制策略

自动增压系统中,采样单元以 T 为周期采集贮箱

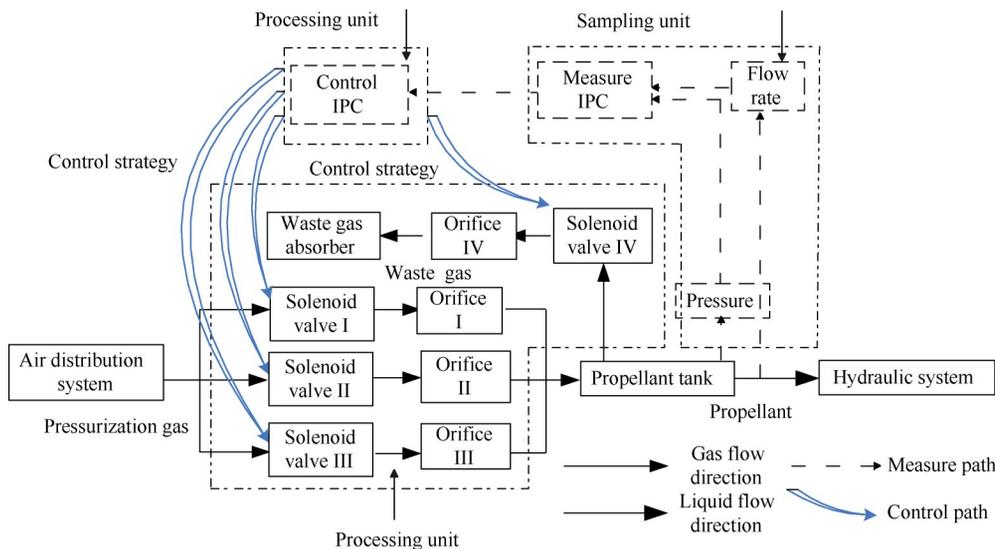


Fig. 2 Control relationship of automatic pressurization system

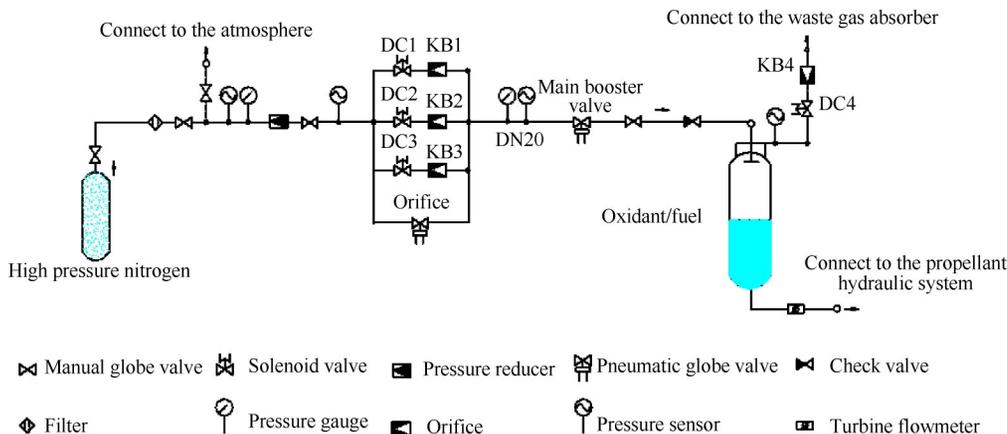


Fig. 3 Pressurization gas supply system diagram

压力,设 $p_{t,0}$ 为贮箱压力设定值, $p_{t,n}$ 为第 n 个采样周期时贮箱压力实测值,则

$$e_n = p_{t,0} - p_{t,n} \quad (18)$$

$$\Delta e_n = e_n - e_{n-1} = p_{t,n-1} - p_{t,n} \quad (19)$$

式中 e_n 为第 n 个采样周期贮箱压力设定值与实测值的偏差, Δe_n 为第 n 个与第 $n-1$ 个采样周期期间的偏差增量。含3个贮箱进气阀(y_1, y_2, y_3)与1个贮箱排气阀(y_4)的电磁阀组作为控制单元。设各进气阀单独打开后节流元件增压能力依次按大中小排列(y_1 后节流元件增压能力最强, y_2 次之, y_3 最弱),且排气阀打开后的排气流量略大于进气阀全部打开时的进气总流量之和。变量 y_i 的取值为

$$y_i = \begin{cases} 1 & \text{Solenoid valve on} \\ 0 & \text{Solenoid valve off} \end{cases} \quad i = 1 \cdots 4 \quad (20)$$

仿人智能控制系统中,记 $e_n, \Delta e_n$ 为处理单元输入变量,电磁阀的开闭 y_i 为输出变量,相互关系为

$$y_i = F(e_n, \Delta e_n) \quad (21)$$

3.2 特征变量分析

作为控制决策的依据条件,通过仿人智能控制的特征变量衡量自动增压系统的动态过程,精确判断某时刻自动增压系统动态行为。特征变量如下:

(1) 表征增压压力变化趋势的特征量 $e_n \cdot \Delta e_n$

偏差 e_n 与偏差增量 Δe_n 的乘积可表征自动增压系统动态过程中偏差的变化趋势。 $e_n \cdot \Delta e_n > 0$ 时,表示贮箱压力向着与设定压力偏差增大的方向改变,即贮箱实测压力逐渐偏离设定值; $e_n \cdot \Delta e_n < 0$ 表示贮箱实测压力逐渐接近设定值; $e_n \cdot \Delta e_n = 0$ 表示贮箱压力实测值与设定值相等或相邻两采集周期内贮箱压力维持不变。利用本特征变量可确保自动增压系统的稳定性。

(2) 表征增压压力极值的特征变量 $\Delta e_{n-1} \cdot \Delta e_n$

$\Delta e_{n-1} \cdot \Delta e_n$ 可判断贮箱实测压力是否达到极值压力。 $\Delta e_{n-1} \cdot \Delta e_n \geq 0$ 表示该时刻贮箱实测压力未达极值,贮箱压力保持原有变化趋势; $\Delta e_{n-1} \cdot \Delta e_n < 0$ 表示该时刻贮箱实测压力已达极值,贮箱压力向相反方向变化。

(3) 表征增压压力相对变化的特征变量 $|\Delta e_n / e_n|$

$|\Delta e_n / e_n|$ 可在 $e_n \cdot \Delta e_n < 0$ 的基础上对动态过程作更细的划分,描绘贮箱压力偏差变化的态势,表征自动增压系统准确性。在 $e_n \cdot \Delta e_n < 0$ 的条件下,若 $|\Delta e_n / e_n|$ 小于某一给定阈值,表明贮箱压力偏差相对

较大而偏差增量相对较小,通常在贮箱实测压力远离设定点时出现,此时可稍提高系统增压介质流量;若 $|\Delta e_n / e_n|$ 大于另一给定阈值,即贮箱实测压力接近设定点时,贮箱压力偏差相对较小而偏差增量相对较大,此时可稍降低系统增压介质流量;若 $|\Delta e_n / e_n|$ 处于上述两个给定阈值之间时,可使系统增压介质流量在上述两种情况之间。

(4) 表征增压压力快速性的特征指标 T

若采样周期 T 较大,当 $|e_n|$ 较大时,自动增压系统提供相应控制策略的速度就较慢,即控制策略相同时,自动增压系统响应的快速性较差。反之,当采样周期 T 较小时,自动增压系统可迅速识别贮箱压力的变化,按照相应控制方案进行控制,可提高自动增压系统响应的快速性。

3.3 控制方案设计

选用采样周期 $T, e_n, e_n \cdot \Delta e_n$ 和 $|\Delta e_n / e_n|$ 作为控制算法的控制指标, ($\Delta e_{n-1} \cdot \Delta e_n$ 仅用于记录增压系统压力极值,不参与控制算法)。实验前,需给定 e_n 的极值偏差 M_1 ,允许偏差 M_2 以及精确允许偏差即临界偏差 M_3 (满足 $0 < M_3 < M_2 < M_1$), $|\Delta e_n / e_n|$ 的阈值 $\alpha, \beta, \gamma, \varepsilon$ (α, β 为 e_n 位于允许偏差与临界偏差间的系统准确性阈值,且满足 $\alpha < \beta, \gamma, \varepsilon$ 为 e_n 小于临界偏差时的系统准确性阈值,且满足 $\gamma < \varepsilon$)、以及采样周期 T 。

当 $M_2 < e_n \leq M_1$ 时,表明在该贮箱实测压力下,燃烧室压力、发动机推力均不在其设计范围内;当 $M_3 < e_n \leq M_2$ 时,表明在该贮箱实测压力下,燃烧室压力、发动机推力满足设计范围,发动机可正常工作;当 $0 < e_n \leq M_3$ 时,表明在该贮箱实测压力下,燃烧室压力、发动机推力可精确稳定于其设计值。

在满足 $e_n \cdot \Delta e_n < 0, |M_3| < |e_n| \leq |M_2|$ 或满足 $e_n \cdot \Delta e_n < 0, 0 < |e_n| \leq |M_3|$ 的条件下,分别根据 $|\Delta e_n / e_n|$ 各准确性阈值,采用不同的控制策略,提高系统准确性。

对于本自动增压实验系统,取定极值偏差、允许偏差、精确允许偏差分别为15MPa(贮箱最大工作压力)、0.1MPa, 0.01MPa, $|\Delta e_n / e_n|$ 阈值为 $\{\alpha, \beta, \gamma, \varepsilon\} = \{0.06, 0.12, 0.3, 0.6\}$,采样周期 $T = 0.15\text{s}$ 。控制算法分别如表1~表3所示。

表1为贮箱压力实测值低于设定值时的控制算

法,排气阀关闭($y_4 = 0$)。当 e_n 处于允许偏差与极值偏差间($M_2 < e_n \leq M_1$)时,贮箱压力实测值远低于设定值,应打开所有进气阀,迅速提高贮箱压力($y_1 = y_2 = y_3 = 1$)。 e_n 处于精确允许偏差与允许偏差间($M_3 < e_n \leq M_2$)时,依据特征变量 $e_n \cdot \Delta e_n$ 判断系统行为。 $e_n \cdot \Delta e_n > 0$ 时,贮箱压力实测值有偏离设定值的趋势,同样应打开所有进气阀;当 $e_n \cdot \Delta e_n < 0$ 时,贮箱压力实测值有接近设定值的趋势,为精确控制,提高系统增压准确性,进一步通过特征变量 $|\Delta e_n/e_n|$ 判断系统行为。当 $|\Delta e_n/e_n| < \alpha$ 时,开启增压能力较强的两个进气阀($y_1 = y_2 = 1$)。当 $\alpha < |\Delta e_n/e_n| < \beta$ 时,开启增压能力最强及最弱的进气阀($y_1 = y_3 = 1$)。当 $|\Delta e_n/e_n| > \beta$ 时,仅需开启增压能力最强的进气阀($y_1 = 1$)。当 e_n 小于精确允许偏差($e_n \leq M_3$)时,也应通过特征变量 $e_n \cdot \Delta e_n$ 与 $|\Delta e_n/e_n|$ 进行系统动态行为判断。由于此时贮箱实测压力已非常接近设定值,为防止压力上升过快引起较大偏差,仅需开启增压能力较弱的进气阀补压。

Table 1 Control algorithm for the case of $e_n > 0$ and $y_4 = 0$

Serial number	Input conditions	Output variables		
		y_1	y_2	y_3
1	$M_2 < e_n \leq M_1$	1	1	1
2	$M_3 < e_n \leq M_2, \Delta e_n \cdot e_n \geq 0$	1	1	1
3	$M_3 < e_n \leq M_2, \Delta e_n \cdot e_n < 0, \Delta e_n/e_n < \alpha$	1	1	0
4	$M_3 < e_n \leq M_2, \Delta e_n \cdot e_n < 0, \alpha \leq \Delta e_n/e_n \leq \beta$	1	0	1
5	$M_3 < e_n \leq M_2, \Delta e_n \cdot e_n < 0, \Delta e_n/e_n > \beta$	1	0	0
6	$0 < e_n \leq M_3, \Delta e_n \cdot e_n \geq 0$	1	0	0
7	$0 < e_n \leq M_3, \Delta e_n \cdot e_n < 0, \Delta e_n/e_n < \gamma$	0	1	1
8	$0 < e_n \leq M_3, \Delta e_n \cdot e_n < 0, \gamma \leq \Delta e_n/e_n \leq \varepsilon$	0	1	0
9	$0 < e_n \leq M_3, \Delta e_n \cdot e_n < 0, \Delta e_n/e_n > \varepsilon$	0	0	1

表2为贮箱压力实测值大于设定值的控制算法,排气阀打开($y_4 = 1$)。当 e_n 处于极值偏差与允许偏差间($-M_1 \leq e_n < -M_2$)或 e_n 处于允许偏差与精确允许偏差间($-M_2 \leq e_n < -M_3$)且 $e_n \cdot \Delta e_n > 0$ 时,均关闭所有进气阀($y_1 = y_2 = y_3 = 0$),以求迅速降低贮箱压力。满足 $e_n \geq -M_2$ 且 $e_n \cdot \Delta e_n > 0$ 时,通过判断 e_n 与 $e_n \cdot \Delta e_n$,决定对应阀门开闭情况;当满足 $e_n \geq -M_2$ 且 $e_n \cdot \Delta e_n < 0$ 时,除 e_n 与 $e_n \cdot \Delta e_n$ 外,还应通过特征变量 $|\Delta e_n/e_n|$ 与其阈值的大小关系判断系统行为,提高增压准确性。

Table 2 Control algorithm for the case of $e_n < 0$ and $y_4 = 1$

Serial number	Input conditions	Output variables		
		y_1	y_2	y_3
1	$-M_1 \leq e_n < -M_2$	0	0	0
2	$-M_2 \leq e_n < -M_3, \Delta e_n \cdot e_n \geq 0$	0	0	0
3	$-M_2 \leq e_n < -M_3, \Delta e_n \cdot e_n < 0, \Delta e_n/e_n < \alpha$	0	0	1
4	$-M_2 \leq e_n < -M_3, \Delta e_n \cdot e_n < 0, \alpha \leq \Delta e_n/e_n \leq \beta$	0	1	0
5	$-M_2 \leq e_n < -M_3, \Delta e_n \cdot e_n < 0, \Delta e_n/e_n > \beta$	0	1	1
6	$-M_3 \leq e_n < 0, \Delta e_n \cdot e_n \geq 0$	1	0	0
7	$-M_3 \leq e_n < 0, \Delta e_n \cdot e_n < 0, \Delta e_n/e_n < \gamma$	1	0	1
8	$-M_3 \leq e_n < 0, \Delta e_n \cdot e_n < 0, \gamma \leq \Delta e_n/e_n \leq \varepsilon$	1	1	0
9	$-M_3 \leq e_n < 0, \Delta e_n \cdot e_n < 0, \Delta e_n/e_n > \varepsilon$	1	1	1

表3中贮箱压力实测值与设定值相等,系统处于平衡状态。 $\Delta e_n = 0$ 时,系统稳定,关闭所有进、排气阀; $\Delta e_n > 0$ 时,贮箱压力有降低趋势,开启增压能力最弱的进气阀补压($y_3 = 1$); $\Delta e_n < 0$ 时,贮箱压力有增大趋势,因排气阀排气流量略大于所有进气阀进气总流量,打开所有进、排气阀($y_1 = y_2 = y_3 = y_4 = 1$),抵消可能增加的贮箱压力。

Table 3 Control algorithm for the case of $e_n = 0$

Serial number	Input conditions	Output variables			
		y_1	y_2	y_3	y_4
1	$\Delta e_n = 0$	0	0	0	0
2	$\Delta e_n > 0$	0	0	1	0
3	$\Delta e_n < 0$	1	1	1	1

4 自动增压系统实验验证与分析

4.1 自动增压系统性能实验

利用冷流实验研究自动增压系统性能,分析节流面积 A ,节流元件出入口压力比 p_2/p_1 (即 p_1/p_1)及贮箱气垫体积 V_1 等系统参数的影响。

实验前,贮箱内加注冷流实验介质无水乙醇,并预增压贮箱压力至设定值。实验开始后,在推进剂液路系统排出贮箱内无水乙醇的同时,由增压系统自动增压贮箱,实现贮箱压力稳定。本文设定偏差

带 $\Delta = \pm 5\text{kPa}$, 最长启动时间为 10s, 超过这个时间仍未达到稳定增压, 则认为增压系统不能满足要求。当考察某一参数对自动增压性能的影响时, 需保证其它参数不变。

4.1.1 孔板节流面积的影响

发动机实际试验中, 需根据给定的推进剂流量更换不同面积的孔板。不过每次更换孔板后需对增压系统整体重新进行气密性试验, 操作复杂。因此, 在利用冷流实验研究孔板对增压性能影响时, 可以通过改变冷流试验介质的体积流量, 模拟孔板组节流面积发生变化的情形。由式(8), 在孔板进出口压力比等于临界压力比的条件下, 当进气孔板组节流总面积 A 确定后, 系统最大临界体积流量 $q_{v_{g,cr}}$ 也就确定, 因此比较推进剂体积流量 q_{v_i} 与 $q_{v_{g,cr}}$ 间的关系, 即可分析孔板节流面积的影响。

调节推进剂液路系统节流阀开度, 改变实验介质体积流量 q_{v_i} 。经若干次实验, 在不同体积流量下, 贮箱压力实测值与设定值的偏差 e 随时间的变化如图 4 所示, 推进剂体积流量对自动增压系统性能的影响如表 4 所示。可以看出, $q_{v_i} = 0.70\text{L/s}$ 时, 贮箱压力几乎呈直线下降, 没有回升的趋势; $q_{v_i} = 0.45\text{L/s}$ 时, 贮箱压力一开始剧烈振荡后回升趋向于设定值, 随后呈缓慢下降趋势。当 $q_{v_i} = 0.03, 0.15, 0.37\text{L/s}$ 时, 自动增压系统持续稳定地趋向于设定值, 平稳性和准确性均较好; $q_{v_i} = 0.03\text{L/s}$ 时, 贮箱压力一直处于偏差带内, 振荡时间为 0, 快速性极好; $q_{v_i} = 0.15, 0.37\text{L/s}$ 时, 振荡时间均为 5s 左右, 增压快速性要差一些。可见, 若能保证 $q_{v_{g,cr}}$ 略大于 q_{v_i} 时, 即当 $q_{v_{g,cr}}/q_{v_i} = 1 \sim 2.5$ 时, 通过仿人智能控制方案, 可保证增压气体进气量逼近排出的推进剂体积流量, 增压系统具有较优的动态特性。

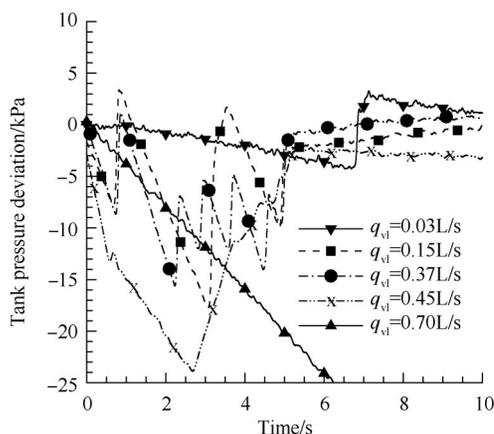


Fig. 4 Variations of tank pressure deviation at different propellant volume flows

4.1.2 孔板出入口压力比的影响

调节增压气体供应系统减压器(见图 3)出口压力, 改变孔板出入口压力比 p_2/p_1 。经若干次实验, 不同孔板出入口压力比下, 贮箱压力实测值与设定值偏差 e 随时间的变化如图 5 所示。孔板出入口压力比对自动增压系统性能的影响如表 5 所示。

Table 4 Effect of propellant volume flow to the propellant tank automatic pressurization

Volume flow/(L/s)	t_s/s	e_{max}/kPa	$\sigma/\%$	e_{ss}/kPa
0.03	0	3	0.0526	3
0.15	4.958	-18	-0.316	0
0.37	5.003	-16	-0.281	1
0.45	5.005	-24	-0.421	-2
0.70	—	—	—	—

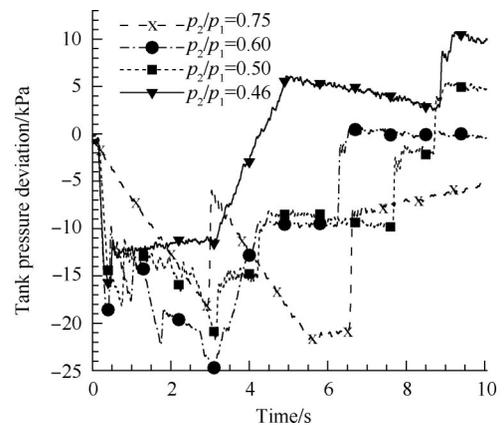


Fig. 5 Variations of tank pressure deviation at different pressure ratios of the orifice outlet and inlet

Table 5 Effect of orifice exit and entrance pressure ratio to the propellant tank automatic pressurization

Pressure ratio	t_s/s	e_{max}/kPa	$\sigma/\%$	e_{ss}/kPa
0.46	—	—	—	—
0.50	9.15	-22	-0.386	4
0.60	6.29	-25	-0.439	0
0.75	—	—	—	—

由图 5 和表 5 可知, $p_2/p_1 = 0.75$ 时, 相较于推进剂流量, 增压气体流量较小, 即使所有进气阀打开, 贮箱压力仍始终低于设定值, 无法进入偏差带范围。 $p_2/p_1 = 0.46$ 时, 增压气体流量大, 系统快速性较好, 但准确性差, 贮箱压力振荡上升并最终高出偏差带之外。故 p_2/p_1 远离临界压力比时, 贮箱压力无法维持稳定。而当 p_2/p_1 接近于临界压力比 ($0.50 \leq p_2/p_1 \leq 0.60$) 时, 增压系统的平稳性、快速

性、准确性均较好。这是因为,当 p_2/p_1 接近孔板临界压力比时,增压系统可迅速弥补由于推进剂排出造成的压力下降,具有较好的动态特性。

4.1.3 贮箱气垫体积的影响

改变实验贮箱内推进剂加注量,可调节气垫体积 V_i 。若干次实验后,不同气垫体积下,贮箱压力设定值与实测值的偏差 e 随时间的变化如图6所示,图中 V_{tank} 为实验贮箱总容积;贮箱初始气垫体积对自动增压系统性能的影响如表6所示,体积比指贮箱初始气垫体积与贮箱总容积之比。

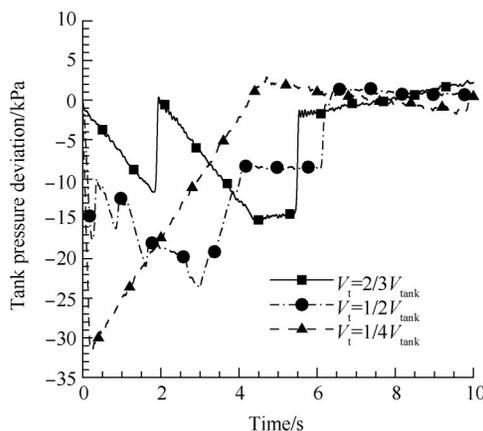


Fig. 6 Variations of tank pressure deviations at different gas volume of the tank

Table 6 Effect of gas volume of tank to the propellant tank automatic pressurization

Volume ratio	t_s/s	e_{max}/kPa	$\sigma/\%$	e_{ss}/kPa
2/3	5.509	-15	-0.263	3
1/2	6.150	-24	-0.421	1
1/4	3.614	-31	-0.544	1

如图6,表6所示, V_i 影响系统的平稳性与快速性,不影响系统的稳定性,且对准确性影响不大。当体积比为1/4时,压力振荡较大,平稳性较差,但快速性较好。体积比为1/2时,压力振荡时间增长了接近一倍,快速性较差,但平稳性、准确性较好。体积比为2/3时,压力振荡时间与体积比为1/2时相比有所缩短,系统平稳性、快速性也有一定程度提高。可见,当 V_i 较小时,贮箱压力振荡较强,系统平稳性较差。随着气垫体积增加,贮箱压力随时间的变化速率降低,平稳性提高。较大或较小的 V_i 较有利于保证贮箱压力迅速恢复至设定值,系统快速性较好。因此,综合考虑系统动态性能,在满足发动机推进剂使用量的条件下,应采用较大的 V_i ,保证体积比大于等于1/4较好。

4.2 发动机试验验证

在自动增压系统性能实验的基础上,调整至系统最优性能参数,通过实际小推力发动机点火试验来验证自动增压系统的工作性能。

对发动机燃料、氧化剂贮箱进行自动增压,设定发动机工作时间为80s。以下以燃料路参数为例。为使自动增压系统具有最好的工作性能,满足最大临界流量为燃料额定体积流量的1.3倍,减压器出口压力为11MPa(孔板组出入口压力比为0.533),贮箱加注量为贮箱总体积的1/3(体积比为2/3)。发动机工作过程中,自动增压系统持续工作,燃料贮箱压力、孔板组出入口压力、燃烧室压力和推进剂体积流量实测值以及贮箱压力设定值与实测值的偏差 e 分别如图7,图8所示。自动增压系统开始工作后,燃料贮箱压力变化范围为5.692~5.704MPa,与贮箱压力设定值相比,实测值均小于设定的精确允许偏差(0.01MPa),压力最大偏差为8kPa,贮箱压力波动幅度为0.140%,振荡时间为3s,贮箱稳态压力偏差为1kPa。贮箱压力稳定后,推进剂流量稳定于0.317L/s,孔板出入口压力分别为5.79MPa,10.86MPa。

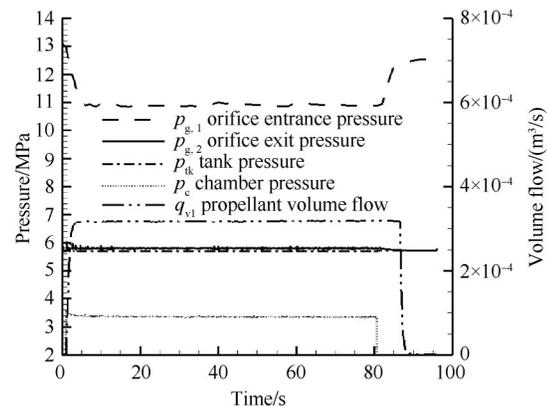


Fig. 7 Firing test measured curves

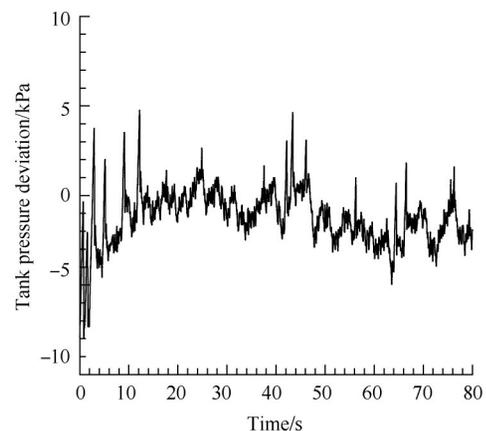


Fig. 8 Tank pressure deviation—time curve

在小推力发动机点火工作过程中,自动增压系统工作稳定、超调量小、响应迅速、调压准确。由于点火实验前,基于性能实验结果,孔板节流面积、孔板出入口压力比以及推进剂气垫体积等系统参数均采用最优值,故与性能实验结果相比,点火过程中系统的平稳性、快速性均更优。

5 结 论

本文采用仿人智能控制策略,对适于液体姿轨控推进系统的自动增压系统性能进行了理论分析和实验研究,可有效地提高小推力液体发动机点火试验中自动增压系统的性能,结论如下:

(1)孔板组采用3个孔板并联形式,推荐各孔板供应流量分别为液体推进剂体积流量的60%,30%,10%,且采用1个排气孔板,流量为增压气体最大临界流量的105%,此时既可保证增压系统可靠,又具有较好的增压动态性能。

(2)孔板组节流总面积直接影响自动增压系统的动态特性。当节流总面积可提供的增压气体最大临界体积流量与推进剂体积流量比值为1~2.5时,系统动态特性较好。

(3)孔板组出入口压力比直接影响自动增压系统的动态特性。孔板组出入口压力比近似等于增压气体临界压力比(对氮气约为0.50~0.60)时,系统动态特性较好。

(4)贮箱气垫体积直接影响自动增压系统的动态特性。当贮箱气垫体积大于等于贮箱总体积的1/4时,可获得较好的系统动态性能。

参考文献

[1] 朱宁昌. 液体火箭发动机设计[M]. 北京:中国宇航出版社,1994.

- [2] 邢继发. 世界导弹与航天发动机大全[M]. 北京:军事科学出版社,1999.
- [3] Fritz D E, Dressler G A, Mayer N L. Development and Flight Qualification of the Propulsion and Reaction Control System for ERIS[R]. AIAA 92-3663.
- [4] Campbell J G. Divert Propulsion System for Army Leap Kill Vehicle[R]. AIAA 93-2637.
- [5] Acampora K J, Wichmann H. Component Development for Micropropulsion Systems[R]. AIAA 92-3255.
- [6] 张斌章. 国外火箭发动机试车台及发展趋势[J]. 火箭推进,2007,33(5):42-49.
- [7] Tucker E K, DeHoff B S, WcAmis R W. Liquid-Propellant Rocket Engine Testing and Analysis Capabilities [R]. AIAA 93-1861.
- [8] 刘红彤,陈世哲,苏 杭. 推进剂贮箱自动增压系统调试方法研究[J]. 军民两用技术与产品,2013,(1):95-97.
- [9] 瞿 骞. 高压、小气枕低温贮箱智能增压技术[J]. 低温工程,2005,(5):22-25.
- [10] 郭宁敏. 自适应控制器在贮箱增压系统中的应用[J]. 火箭推进,2009,35(1):59-62.
- [11] 李长敏. 基于压力变送器及智能仪表的箱压自动控制技术[J]. 火箭推进,2011,34(1):57-60.
- [12] 朱丹波,南渭林,薛会建. 基于专家控制系统的发动机入口压力闭环控制方案[J]. 火箭推进,2009,35(3):42-46.
- [13] 郭宵峰. 液体火箭发动机试验[M]. 北京:中国宇航出版社,1990.
- [14] 张鹤平. 双组元点火试验自动控制系统设计与实现[J]. 火箭推进,2003,29(1):26-29.
- [15] 廖少英. 一种新的运载火箭上面级和航天器轻型增压系统[J]. 上海航天,2005(1):6-10.
- [16] 李祖枢,涂亚庆. 仿人智能控制[M]. 北京:国防工业出版社,2003.
- [17] 李士勇,李 巍. 智能控制[M]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,2011.

(编辑:张 贺)