

试车台氧化剂系统增压能力影响因素分析

程 磊, 寇兴华, 乔江晖

(西安航天动力试验技术研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 试车台进行改造后, 管路和容器参数都发生了变化, 试车过程中需在要求时间内完成发动机氧化剂入口压力从前稳段升压至过载段。首次试车过程中由于贮箱增压计算出现误差, 导致氧化剂升压过程中增压阀门多次动作。为避免升压过程中增压阀门的多次动作, 获得试车台的实际增压能力, 对其影响因素及试车数据进行了分析, 修正了调整计算过程。试验结果表明: 调整计算正确, 改进措施有效, 满足了试验任务要求。

关键词: 试车台; 氧化剂系统; 增压能力; 数据分析

中图分类号: V434-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2013) 02-0083-06

Analysis on pressurization ability of oxidizer system for test stand

CHENG Lei, KOU Xing-Hua, QIAO Jiang-hui

(Xi'an Aerospace Propulsion Test Technique Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: Since the parameters of pipes and containers were changed after the test-stand technological renovation for overload test, the inlet pressure of the oxidizer was required to be raised from the steady phase to the overload phase in the process of engine test running within a specific time period. An error was made in the pressurization calculation for the tank during the first test. This made the pressurization valve act several times. In order to get rid of this phenomenon and get the actual pressurization ability of the test stand, the influencing factors and the test data were analyzed and calculation process was adjusted to make the tests to be successfully conducted. The result indicates that the method is correct.

Keywords: test stand; oxidizer system; pressurization ability; data analysis

收稿日期: 2012-03-23; 修回日期: 2012-11-07

基金项目: 中国航天科技集团公司支撑项目(2009JY09)

作者简介: 程磊 (1982—), 男, 工程师, 研究领域为大型常规液体火箭发动机试验

0 引言

在某次试车过程中,由于氧化剂贮箱增压调整计算与实际升压过程贮箱增压能力存在偏差,实际增压能力过强导致在试车过程中为保证所要求的升压时间,对相关增压阀门进行了手动控制,未按设计要求实现自动升压控制。为此,对影响氧化剂系统增压能力的各种因素及试车数据进行了分析,依据分析结果采取了相应的改进措施,实现了自动升压控制。

1 试车台氧化剂增压系统状态

图 1 是试车台氧化剂增压系统原理图。试车时采用 I 号和 II 号贮箱,增压气体压力 16 MPa 左右,减压器将压力降至调整值后到达增压孔板前。开车后程控打开阀门 A9a,气体经过节流孔板给贮箱增压保证入口压力,升压段程控打开阀门 A8,增压气体经过 A8 路节流孔板与 A9a 路同时给容器增压,保证系统增压能力,入口压力到达过载段中值后程控关闭 A8 阀门,打开 A9 阀门, A9a 阀门同时工作保证过载段入口压力。

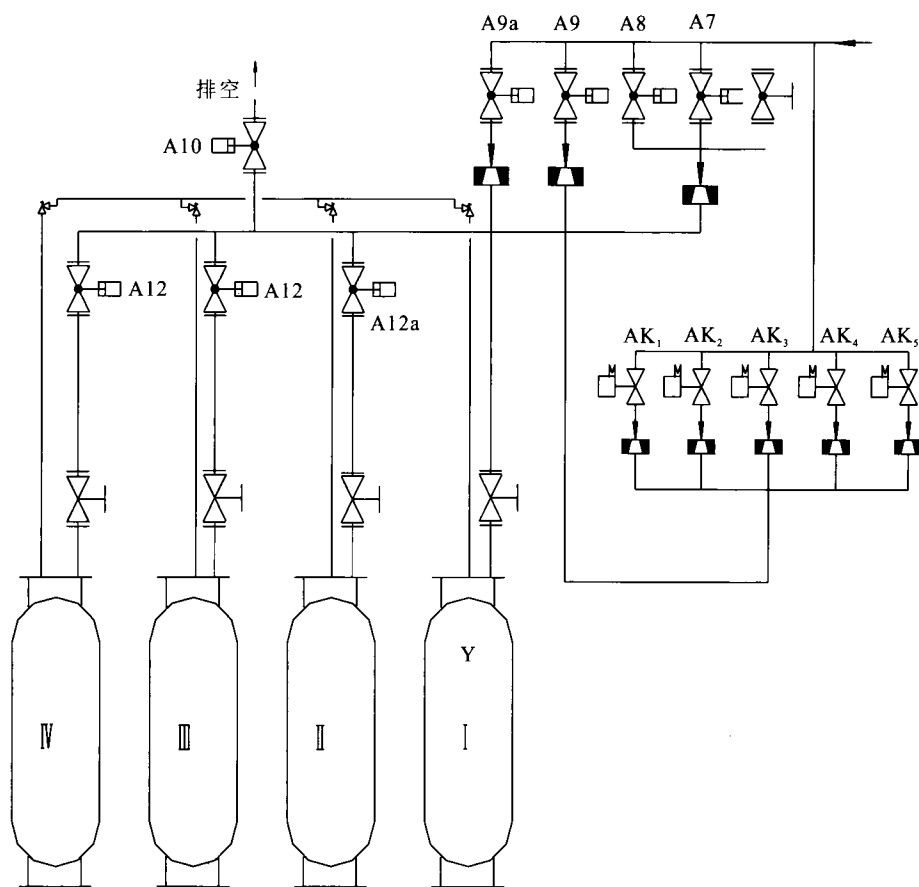


图 1 试车台氧化剂增压系统原理图

Fig. 1 Principle diagram of oxidizer pressurization system in test stand

2 增压能力过强现象分析

图 2 是某次试车要求的泵入口压力过载曲线。要求氧化剂入口压力从 60 s 开始升高, 120 s 时

升至过载段压力。

图 3 是该次试车实际入口压力曲线。升压过程中由于贮箱增压能力过强, 入口压力上升速度过快, 在 90 s 左右时手动强制关闭了增压阀门 A9a, 只靠 A8 阀门进行增压。关闭 A9a 阀门后

增压能力下降, 在 115 s 左右时单靠 A8 阀门路增压能力不够, 重新打开了 A9a 阀门, 在 120 s 左右入口压力达到了要求值。此现象说明贮箱增压调整计算存在较大偏差, 根据调整计算设计的增压系统能力偏强。

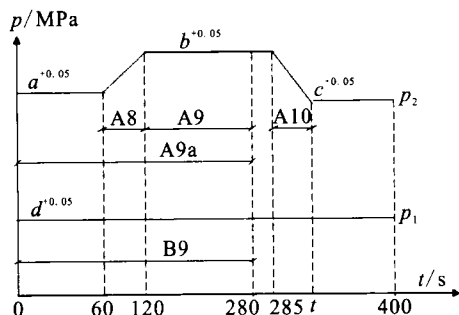


图 2 某次试车要求过载曲线图

Fig. 2 Overload pressure curve required for a test

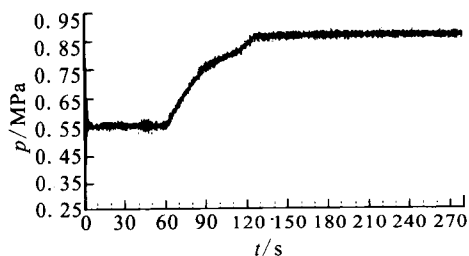


图 3 某次试车氧化剂入口压力测量曲线

Fig. 3 Pressure curve at oxidizer inlet during a test

3 调整计算过程分析

从图 3 可以看出, 本次试车升压过程中由于增压能力过强, 氧化剂入口压力上升速度过快, 在 90 s 左右手动强制关闭了增压阀门 A9a, 只靠 A8 阀门进行增压。关闭 A9a 阀门后增压能力下降, 在 115 s 左右单靠 A8 阀门增压能力不够, 重新打开了 A9a 阀门, 在 120 s 左右入口压力达到了 0.834 MPa 的要求。说明调整计算算得的增压能力偏强, 导致了升压过程中增压阀门动作程序的变化。

调整计算时的参数主要有箱压和流阻及静液柱产生的压力及其之间的关系, 通过控制箱压来

保证入口压力满足要求, 见公式 (1)

$$p_{oy} = p_{oyq} + \Delta p_y - 0.01425 \times (H_0 + H_{sh}) \quad (1)$$

式中: p_{oy} 为某时刻箱压值, MPa; p_{oyq} 为对应时刻发动机泵入口压力值, MPa; Δp_y 为对应时刻流阻值, MPa; H_0 为容器液位 0 米时对应的管路落差, 一级发动机试车时取 10.3 m, 二级发动机试车时取 11.6 m; H_{sh} 为对应时刻容器液位, m。

调整计算时, 在前稳段所需气体流量为

$$G_B^{A9a} = \frac{Q_y^{0-t_1}}{RT} \left(p_{oy} \times 10^3 + \frac{9.81 \times \rho_y \times V_d^{0^*}}{i \cdot s} \right) \quad (2)$$

在升压段增压气体流量的计算公式为

$$G_B^{A9a+A8} = \frac{Q_y^{t_1-t_2}}{RT} p_{oy} \times 10^3 + \frac{(p_{oy}^{t_2} - p_{oy}^{t_1}) \times V_d^{t_1} \times 10^6}{RT(t_2 - t_1)} \quad (3)$$

式(2)和(3)中: G_B^{A9a+A8} 为流经 A9a 孔板和 A8 孔板的增压气体质量流量, kg/s; $Q_y^{t_1-t_2}$ 为氧化剂升压段的平均体积流量, L/s; R 为气体常数, 氮气体常数为 296.9; T 为气体温度, 取 283 K; $p_{oy}^{t_1}$ 为开始升压时氧化剂箱压, MPa; $p_{oy}^{t_2}$ 为升压完毕时氧化剂箱压, MPa; $V_d^{0^*}$ 为开车时氧化剂贮箱气垫量, m^3 ; $V_d^{t_1}$ 为开始升压时氧化剂贮箱气垫量, m^3 ; t_1 为开始升压时时间, s; t_2 为升压完毕时时间, s; ρ_y 为氧化剂密度, 取 1 454 kg/ m^3 ; i 为使用容器个数; s 为容器截面积。

根据公式(3)可以得出 A9a 和 A8 路节流孔板增压气体流量 G_B^{A9a+A8} 。

假设氮气在节流孔板中的流动是一维定常流, 经过计算当孔板后的压力与孔板前压力之比小于 0.528 时, 产生一个临界截面, 截面上气流流速为声速。在试车过程中减压器压力调整值一般在 2.5 MPa 以上, 箱压最大值为 1.0 MPa 左右, 此时节流孔板为声速孔板。设孔板内径为 D , 半径为 R , 截面积为 A 。有流量计算公式

$$G_B = CK \frac{p^*}{\sqrt{T^*}} A q(\lambda) \quad (4)$$

式中: G_B 为氮气质量流量, kg/s; C 为孔板流量

系数, 经验值; p^* 为氮气总压, MPa; T^* 为氮气总温, K; $q(\lambda)$ 为无量纲密流, 当 $M=1$ 时, $\lambda=1$, $q(\lambda)=1$; K 见公式 (5)

$$K = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (5)$$

总压计算公式

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

式中: p 为静压, MPa; k 为气体等熵指数。

总温计算公式

$$T^* = \left(1 + \frac{k-1}{2} \right) T \quad (7)$$

式中: T 为静温, K。

将式(5), (6), (7)及氮气 $k=1.4$, $R=296.9$ J/(kg/K), $T=283$ K 代入式 (4) 得出

$$G_B = 0.00408 \cdot C \cdot A \cdot p \quad (8)$$

根据式 (2) 和 (3) 已经得出所需增压气体流量 G_B^{A9a} , G_B^{A9a+A8} , 即 (7) 式中 G_B 已知, 对节流孔板 A9a 和 A8, 式(8)可以写为

$$G_B^{A9a+A8} = f_{A8} \cdot p_{ey} \div \alpha_{A8} + f_{A9a} \cdot p_{ey} \div \alpha_{A9a} = f_{A8+A9a} \cdot p_{ey} \div \alpha_{A8+A9a} \quad (9)$$

对 A9a 可以写为

$$G_B^{A9a} = f_{A9a} \cdot p_{ey} \div \alpha_{A9a} \quad (10)$$

式中: α 为增压系数, $\alpha=1/(0.408 \cdot C)$, 无量纲; f_{A8+A9a} 为节流孔板 A9a 和 A8 截面积和, mm^2 ; p_{ey} 为减压器出口压力, MPa; f_{A8} 为节流孔板 A8 的截面积, mm^2 ; f_{A9a} 为节流孔板 A9a 的截面积, mm^2 ; α_{A8} 为节流孔板 A8 的增压系数; α_{A9a} 为节流孔板 A9a 的增压系数。

调整计算中, α 值为以往试车经验系数, 取 5.1006, A9a 节流孔板尺寸选定 $\Phi 14.05$ mm, 前稳段流量由公式 (2) 计算时已经算得, 由公式 (10) 即可算出 p_{ey} 。所有节流孔板入口压力值均为同一值。由 $f_{A8+A9a}=f_{A8}+f_{A9a}$, 这样 A8 路节流孔板尺寸也能得到。由此得出升压段的节流孔板尺寸, 然后根据现有节流孔板尺寸选取相应的节流孔板。

试车台经过大过载试车改造后进行了气体增压调试试验, 经过重新计算, A9a 节流孔板调整计算选取的 α 值为 5.16, A8 路节流孔板 α 值为 4.69。随后, 该试车台进行了 XX 次试车。由试车结果按公式 (10) 反算 A9a 节流孔板的 α 值为 5.16, 公式 (9) 反算 A8 路节流孔板 α 值为 4.26, 即升压段实际流量系数小于调整计算值。由公式 (8) 可以得出: 当 α 值变小, 则流量变大, 即增压能力过剩, 导致了上述现象的发生。

4 其他影响因素

4.1 减压器压力变化

在上述计算过程中, 假定减压器压力恒定, 但是由于减压器的动态特性, 出口压力随时间有一定的变化, 因此对计算结果造成了一定的影响。减压器的静力特性方程也能够说明逆向减压器的出口压力随着入口压力的降低而略有升高, 在增压过程中, 由于增压气体的消耗, 气瓶压力会逐渐降低, 即减压器入口压力降低, 导致了出口压力缓慢升高, 给实际试验结果造成了一定的影响。增压气体工作流程示意图见图 4。

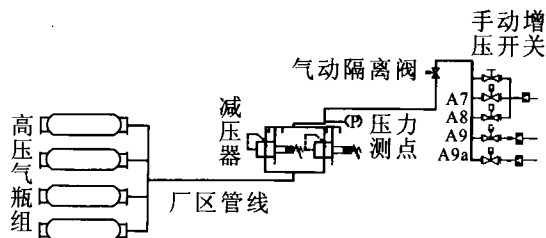


图 4 增压气体工作流程示意图

Fig. 4 Flow chart of pressurization gas

在实际工作过程中, 采用的 AS793-3 减压器出口压力随着增压气体流量的增大比起调整值略有一定的降低, 在升压段压力降低最为明显, 而后随着增压气体的消耗, 入口压力的降低, 出口压力逐渐升高。而试车时采用 2 台 AS793-3 减压器并联的方式, 设计流量远大于实际使用流量, 故流量不会对减压器出口压力造成太大的影响。某次试车氧化剂减压器出口压力曲线见图 5。

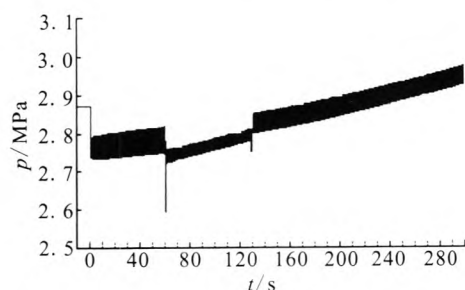


图 5 某次试车氧化剂系统减压器出口压力曲线图

Fig. 5 Pressure curve at outlet of pressure reducer in oxidizer system during a test

由图 5 可以看出, 减压器调整值为 2.8 MPa (表压), 绝压为 2.88 MPa, 开车后减压器开始工作, 压力下降至 2.8 MPa 左右, 在实际调整计算时已经考虑到了这个问题, 计算时即按绝压 2.8 MPa 计算, 调整压力时按照表压调整, 这样开车后减压器出口压力基本能够满足调整计算要求。在 60 s 打开 A8 阀门开始在升压段工作后, 增压气流量变大, 出口压力先下降, 后慢慢上升, 而减压器压力随着时间的推移, 入口压力的降低, 出口压力也慢慢升高, 符合减压器的特性。

在 XX 次试车过程中, 减压器出口压力传感器在 110 s 左右时损坏, 如图 6 所示。

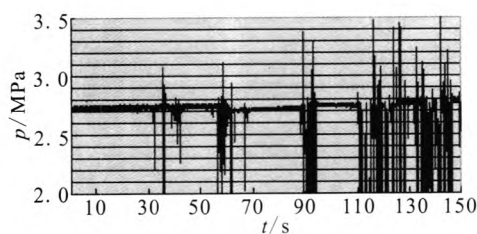


图 6 XX 次试车减压器出口压力曲线

Fig. 6 Pressure curve at outlet of pressure reducer in the XX test

图中前 110 s 数据可参考。由图可以看出本次试车 60 s 后开始升压段工作时减压器压力在 2.7 MPa 左右, 超过了计算值 2.6 MPa, 是增压气流量偏大, 升压过程过快的一个因素。

4.2 升压前入口压力

开始升压时, 按调整计算, 此时入口压力应

在中值, 如试车氧化剂入口压力要求值为 $0.53 + 0.05$ MPa, 计算时取入口压力 0.555 ± 0.025 MPa, 即中值为 0.555 MPa, 这样入口压力波动时也能保证在要求范围内。在试车过程中, 由图 2 可以看出来, 60 s 时入口压力值在 0.555 MPa 左右, 偏差很小, 不会影响到升压时间。

4.3 推进剂流量对升压段的影响

调整计算基础数据根据发动机参考流量来计算, 若流量偏差较大, 则对系统流阻有较大影响, 由公式(9)可知若流阻偏小则入口压力偏高导致升压变快。要求给出的流量为 184.13 kg/s, 与测得的流量相符合, 故问题产生的原因不是由于推进剂流量偏差造成的。

5 改进措施

根据以上分析确认, 主要是由于 A8 路节流孔板 α 值选取偏差较大导致了 XX 次试车增压能力过强, 故在后续 X8 次试车调整计算中重新做了增压调试工作, 综合上两次试车及调试结果计算得出了 A8 和 A9a 阀门共同工作时的系数 $\alpha_{A8+A9a}=4.42$, A9a 阀门工作时的 α 系数采用 5.16, 这样由公式 (1), (2) 和 (8) 计算得出了 A8 阀门的孔板尺寸, 经过热试车验证, 选取的 α_{A8+A9a} 仍然存在一定的偏差, 升压曲线见图 7。

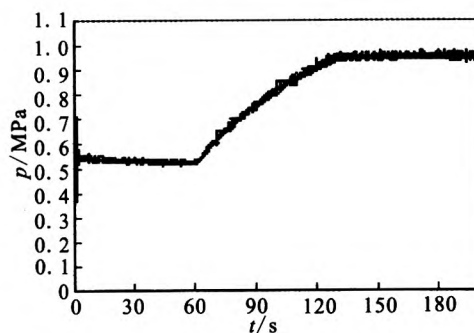


图 7 X8 次试车氧化剂系统升压曲线

Fig. 7 Boost pressure curve of oxidizer system in the X8 test

由图 7 可以看出, X8 次试车升压时间实际为 69 s, 比预计调整计算的时间长。其原因是 X8 次试车氧化剂升压时间是基于 X3 次、XX 次热试车及调试数据进行计算、分析确定, 经过分

析 X8 次试车热试车数据认为: 1) 本次试车增压气路综合流量系数较 X3 次和 XX 次热试车综合流量系数偏大, 增压气体流量较少; 2) 本次试车氧化剂实际流量比任务书给定进行试车工艺调整计算的氧化剂流量值偏大但在偏差范围内; 3) 本次试车氧化剂入口压力在 55~60 s 的平均值为 0.52 MPa, 调整计算 60 s 氧化剂泵入口压力按照 0.53 MPa 进行计算, 发动机热试车进行氧化剂升压需要多升压 0.01 MPa, 经计算需要多花费大概 2 s 时间升压。上述因素导致了升压时间偏长。

在后续试车调整计算过程中, 采用了 X8 次热试车的反算数据, 取 A8 和 A9a 阀门共同工作时的系数 $\alpha_{A8+A9a}=4.75$, 经过计算得出了相应的孔板尺寸。在后续试车 X4 次试车和 X5 次试车过程中, 氧化剂入口压力曲线完全满足任务书要求, 试车取得了圆满成功。图 8 为 X4 次试车氧化剂入口压力曲线。

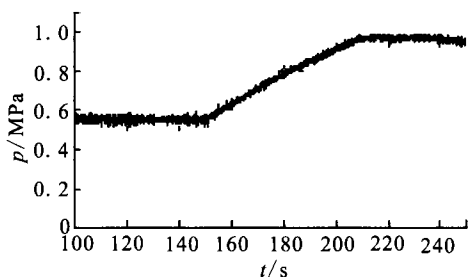


图 8 X4 次试车入口压力曲线图

Fig. 8 Pressure curve at inlet of pressure reducer in the X4 test

任务书要求从 150 s 开始到 210 s 升压结束, 入口压力在 210 s 时到达 0.924 ± 0.05 MPa。试车时入口压力完全满足要求, 与调整计算结果相符合。在后续 X5 次试车过程中, 也取得了同样的效果, 满足了试验要求。

6 结论

在试车台进行了改造后, 系统特性与原系统

的变化较小, 通过试车验证和调整计算处理, 获得了新改造后系统的特性, 确保了试车成功及数据的吻合。

氧化剂系统升压时间受到综合流量系数、减压器压力、升压时刻入口压力偏差大小、推进剂流量等因素的影响, 但是流量系数是主要影响因素。

参考文献:

- [1] 郭霄峰. 液体火箭发动机试验[M]. 北京: 宇航出版社, 1990.
- [2] 朱宁昌. 液体火箭发动机设计(下)[M]. 北京: 宇航出版社, 1993.
- [3] 梁德旺. 流体力学[M]. 北京: 航空工业出版社, 2008.
- [4] 张贵田. 高压补燃液氧煤油发动机[M]. 北京: 国防工业出版社, 2005.
- [5] 张铭远. 高等工程流体力学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2006.
- [6] 张国忠. 管道瞬变流体分析[M]. 北京: 石油大学出版社, 1994.
- [7] 归柯庭, 汪军, 王秋颖. 工程流体力学[M]. 北京: 科学出版社, 2005.
- [8] 哈尔滨工业大学理论力学教研室. 理论力学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2005.
- [9] 陈康宁, 王馨, 李天石, 等. 机械程控制基础[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2006.
- [10] 李龙飞, 王延涛, 杨伟东, 等. 超声速燃烧地面试验的蓄热式加热器及其关键技术[J]. 火箭推进, 2012, 38(2): 16-19+78.
- [11] 单辉祖. 材料力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2004.
- [12] 郑丽, 李清廉, 沈赤兵. 大流量气体减压器响应特性的仿真研究[J]. 火箭推进: 2008, 34(2): 18-23.
- [13] 徐峰, 张少博, 陈海峰. 发动机热试车数据测量误差分析及处理方法[J]. 火箭推进, 2012, 38(4): 74-77.
- [14] 李永兵, 匡波, 张中伟, 等. 低温推进剂输送系统循环预冷非稳态数值模拟研究[J]. 低温工程, 2009 (1): 39-48.
- [15] 王赞社, 顾兆林, 冯诗愚, 等. 低温推进剂贮箱增压过程的传热传质数学模拟[J]. 低温工程: 2007 (6): 32-35+41.

(编辑: 陈红霞)