

文章编号: 1000-8055(2004)04-0541-05

减压器动态过程的数值仿真

张雪梅¹, 张黎辉¹, 金广明², 魏彦祥²

(1. 北京航空航天大学 宇航学院, 北京 100083;

2. 上海动力机械研究所, 上海 200233)

摘要: 针对贮箱增压过程和发动机工作过程中减压器的动态调节, 建立了液体火箭发动机常用的反向卸荷式减压器的动态数学模型, 采用四阶龙格-库塔方法进行了数值仿真, 分析了减压器在启动增压过程中的动态特性, 得到不同入口压力下减压器的出口压力与试验数据相一致的结论。表明所建立的数学模型准确, 采用的仿真方法符合精度要求, 对同类减压器的设计和系统分析具有一定的指导作用。

关键词: 航空、航天推进系统; 减压器; 增压; 启动; 动态特性; 数值仿真

中图分类号: V 432

文献标识码: A

Numerical Simulation of the Dynamic Process for Pressure Regulator

ZHANG Xue-mei¹, ZHANG Li-hui¹, JIN Guang-ming², WEI Yan-xiang²

(1. School of Astronautics, Beijing University of Aeronautics and Astronautics,
Beijing 100083, China;

2. Shanghai Institute of Power Machinery, Shanghai 200233, China)

Abstract: Based on the dynamic adjustment of regulator in pressuring and working processes of engine, a dynamic mathematical model of converse and unloading regulator that was usually applied in Liquid Rocket Engine was built. The numerical simulation adopted four-step Runge-Kutta method. The dynamic characteristics of regulator were analyzed in starting boosting pressure. Calculated exit pressure transients of the reduces are in good agreement with those measured in the experimental diagnostics for various inlet pressures. The results show that the analytical model is correct and the simulation method is in accordance with the precision requirements. The study and its conclusions are useful for the design of congener regulators and the system analyses.

Key words: aerospace propulsion system; reducer; pressure boost; start;
dynamic characteristics; numerical simulation

在航天器推进系统中, 减压器是重要的压力调节部件。储存于高压气瓶内的气体经气体减压器节流减压为工作要求的较低且恒定的输出压力, 使整个推进系统具有稳定的工作特性。高压气体经过减压器对贮箱增压的过程是一个非定常的

动态过程, 直接影响推进系统的启动性能。通过分析减压器的动态特性, 可以为减压器的设计提供一定的依据, 并能节省费用, 减少试验次数。本文针对一般液体火箭发动机型号上用的反向卸荷式减压器进行了贮箱增压过程和发动机工作过程等

收稿日期: 2003-07-21; 修订日期: 2003-11-10

作者简介: 张雪梅(1979-), 女, 山东郓城人, 北京航空航天大学宇航学院, 硕士, 主要从事液体火箭发动机系统静态特性研究

动态调节特性的仿真研究

1 仿真模型

推进系统增压元件主要包括高压气瓶、电爆阀、减压器、贮箱等。当电爆阀打开时,气瓶内高压气体经过电爆阀、减压器进入推进剂贮箱对其进行增压,随着贮箱压力增高,减压器活门开度由初始全开位置逐渐减小,当贮箱压力达到稳定工作压力时,减压器活门关闭,系统启动增压过程完成。当发动机开始工作时,随着贮箱推进剂的流出,减压器开始进行调节,保证贮箱的增压压力在要求的压力范围内变化。

1.1 气瓶数学模型

忽略管路传热,将高压气瓶内气体膨胀看作是多变过程,则有:

$$\frac{T_1}{T_{10}} = \left(\frac{p_1}{p_{10}} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

式中: T_{10}, T_1 分别为气瓶内气体的初始温度与瞬时温度; p_{10}, p_1 分别为气瓶内气体的初始压力和瞬时压力。 n 为多变指数。

1.2 减压器数学模型

通常反向卸荷式减压器的结构比较复杂,其原理图如图 1 所示,主要由活门、主副弹簧、卸荷腔、阻尼腔、弹性膜片和低压腔等组成。

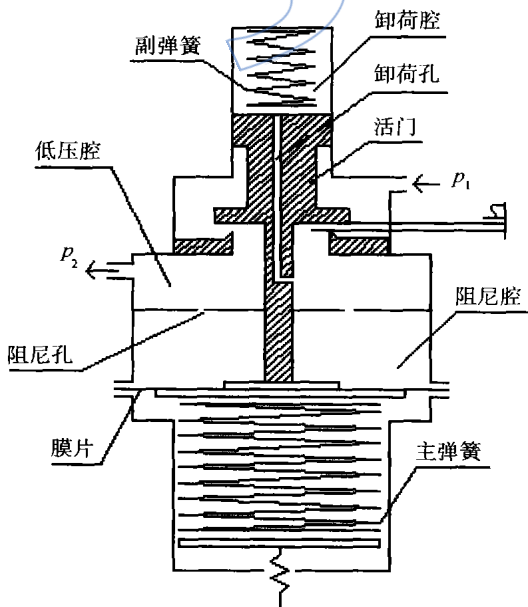


图 1 减压器原理图

Fig 1 The schematic diagram of pressure reducer

描述其动态过程的基本方程如下^[1]。

1.2.1 基本流量方程

$$\dot{m}_{\text{入口}} - \dot{m}_{\text{出口}} = \frac{dM}{dt}$$

针对该减压器可得其入口流量 $\dot{m}_{ji}$ 、阻尼腔流量 $\dot{m}_{zn}$ 、卸荷腔流量 $\dot{m}_x$ 及其出口流量 $\dot{m}_{out}$ 之间的关系为:

$$\dot{m}_{ji} = \dot{m}_{zn} + \dot{m}_x + \dot{m}_{out}$$

1.2.2 力平衡方程

取带卸荷装置的活门组件为分离体,略去活动部分的摩擦力和气体动力所产生的反作用力,设向上的力(活门打开方向)为正方向,得到力平衡方程为:

$$\frac{d^2h}{dt^2} = \frac{C_2x_2 - C_1x_1 - C_\Sigma h - (A_1' - A_2')p_1}{m} + \frac{p_4A_3 + p_2A_1 - p_3A_3 - p_4A_2}{m}$$

式中:

$$C_\Sigma = C_1 + C_2 + C_M$$

C_1, C_2, C_M 分别为副弹簧、主弹簧、膜片的刚度; m 为活门的质量; p_1, p_2, p_3, p_4 分别为气瓶、减压器出口、阻尼腔、卸荷腔的压力; h 为活门开度; ΔA 为高压气体作用的有效面积; A_1 为活门座孔面积; A_2 为低压气体作用在卸荷环的面积; A_3 为膜片的有效面积; x_1, x_2 分别为副弹簧、主弹簧的预压缩量。

1.2.3 温度变化方程

气瓶内高压气体经过减压器活门节流后的温度表达式为:

$$T_2 = T_1 + k_t(p_1 - p_2)$$

式中: T_2 为节流后减压器的工作温度; k_t 是与气体有关的一个常熟,对于不同的气体其值不同。

1.3 系统数学模型

由基本流量方程、状态方程以及气体流动状态方程推导出减压器入口、出口、阻尼腔以及卸荷腔各处压力的微分方程如下:

$$\frac{dp_1}{dt} = -\mu\pi dh p_1 \frac{V}{nRT_2} \sqrt{\frac{M}{RT_2}} \sqrt{K \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K+1}{K-1}}} \\ \frac{dp_2}{dt} = (\dot{m}_{ji} - \dot{m}_{zn} - \dot{m}_x) \frac{RT_2}{V_t}$$

$$\frac{dp_3}{dt} = \frac{m_{zn}RT_2 + p_3 \frac{\pi d_2^2}{4} \frac{dh}{dt}}{V_m' - h \frac{\pi d_2^2}{4}}$$
$$\frac{dp_4}{dt} = \frac{m_xRT_2 + p_4 \frac{\pi d_3^2}{4} \frac{dh}{dt}}{V_x' - h \frac{\pi d_3^2}{4}}$$

式中: μ 为流量系数; πdh 为节流面积; M 为摩尔质量; R 为气体常数; K 为绝热指数; V 为高压气瓶的体积; V_t 为贮箱气垫体积; d_2 为阻尼腔直径; d_3 为卸荷腔直径; V_m' , V_x' 分别是与阻尼腔、卸荷腔结构尺寸有关的体积, 均为定值且与活门开度无关。

由以上得到的压力微分方程、1.1 节的气瓶模型、1.2 节的力平衡方程和温度方程, 建立了系统的动态数学模型。

2 计算结果与分析

不同的气体有不尽一致的計算和試驗結果, 本文以氮氣為研究對象, 對上述系統動態模型採用四階龍格-庫塔法進行數值仿真, 得到部分結果如下:

圖 2 為推進系統增壓過程中減壓器的動態響應特性曲線。從中可以看見在減壓器開始工作時, 活門出現振蕩, 然後穩定在全開位置, 當出口壓力接近設計值時, 活門緩慢的關閉, 增壓過程完成。

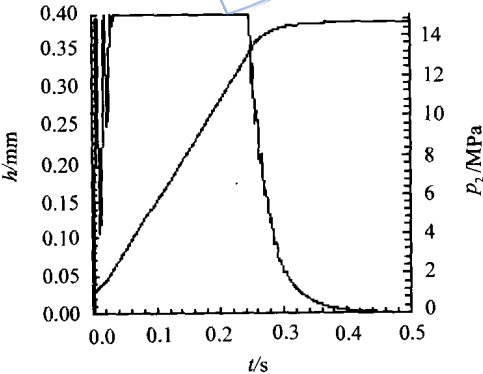


圖 2 出口壓力和活門開度的響應特性

Fig. 2 The response characteristic curve at opening valve and outlet pressure

活門出現振蕩是因為阻尼腔的容積較小, 高壓氣體流入後阻尼腔內壓力的增長大於減壓器出口壓力的增長, 活門受到向下的力增加, 使得活門關閉。這時阻尼腔內的氣體通過阻尼孔倒流回低壓腔, 使得出口壓力增加, 阻尼腔壓力減小, 這樣活

門受到向上的力增加, 活門重新打開, 氣瓶內高壓氣體繼續流入減壓器, 由於出口壓力的增長速度仍然小於阻尼腔壓力的增長速度, 所以重複上面的過程。經過多次重複之後, 兩壓力基本平衡, 由於氣體的不斷流入, 出口壓力逐漸增大, 當出口壓力大於阻尼腔壓力後, 活門開度慢慢的減小, 當出口壓力達到設計要求的壓力範圍時, 活門處於關閉狀態。

圖 3、圖 4 是在不同的減壓器入口壓力下, 活門開度和出口壓力的響應特性曲線。當入口壓力較大時, 活門關閉時間減小了, 出口壓力達到設計要求的壓力範圍的速度變快, 出口壓力的大小受到一定的影響, 但出口壓力仍然在設計允許的壓力範圍內。因為在其它參數不變的情況下, 入口壓力較大時, 流入減壓器入口節流處的质量流量增大, 則出口壓力增加較快。

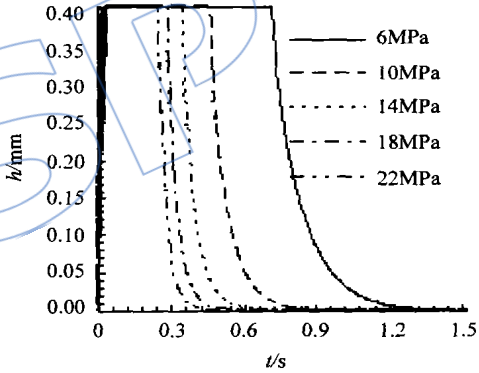


圖 3 入口壓力對活門開度的影響

Fig. 3 The effect of inlet pressure on opening valve

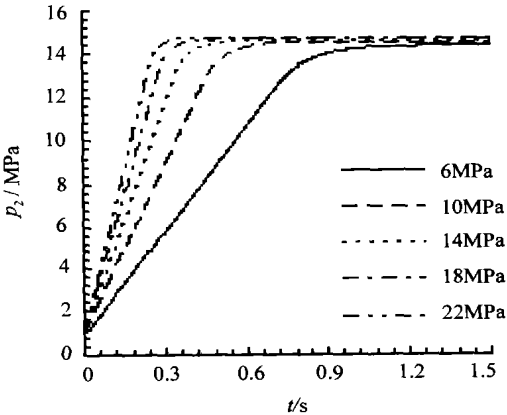


圖 4 入口壓力對出口壓力的影響

Fig. 4 The effect of inlet pressure on outlet pressure

圖 5、圖 6 是在貯箱氣墊體積不同時, 活門開度和出口壓力的響應特性曲線。當貯箱氣墊體積

较大时,活门需要较长的时间才能关闭,出口压力需要较长的时间达到设计要求的压力范围,对出口压力大小的影响很小。因为贮箱气垫体积直接影响减压器出口的气体质量流量,对于不同的贮箱气垫体积,在同一时刻气垫体积越大减压器出口的气体质量流量一定是较小的,这就使得出口压力达到设计要求的压力范围的时间较长。

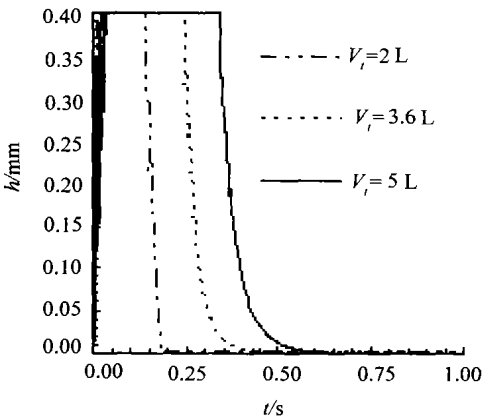


图 5 贮箱气垫体积对活门开度的影响

Fig 5 The effect of the air-cushion volume of tank on the length of valve core

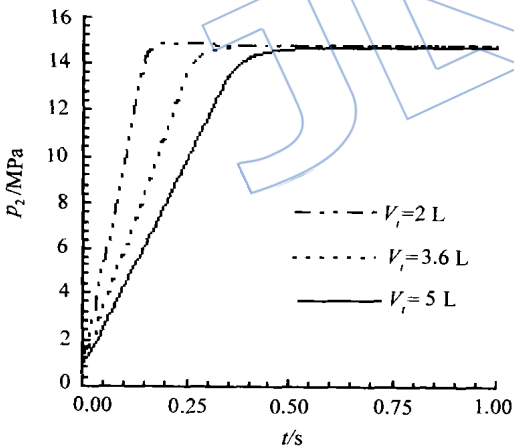


图 6 贮箱气垫体积对出口压力的影响

Fig 6 The effect of the air-cushion volume of tank on outlet pressure

图 7 是考虑减压器活门节流前后温度变化与不考虑温度变化的两种情况下,活门开度和出口压力的响应特性曲线。其中虚线反映的是考虑温度变化的情况,实线反映的是没有考虑温度变化的情况。从中可以看出,考虑温度变化可以更加准确的反应减压器的的工作特性,但温度变化对减压器出口压力的大小几乎没有影响。因此,在通常计

算时并不考虑温度的影响,认为温度是不变的。

图 8 是增压过程结束后贮箱内推进剂开始流出时,减压器的响应特性曲线。随着推进剂的不断流出,贮箱气垫体积开始缓慢的增加,使得贮箱内气体压力减小,减压器活门受到向下的力减小,活门打开,高压气体经过减压器开始给贮箱增压,经过很短的时间后,出口压力在允许的精度范围内趋于稳定。

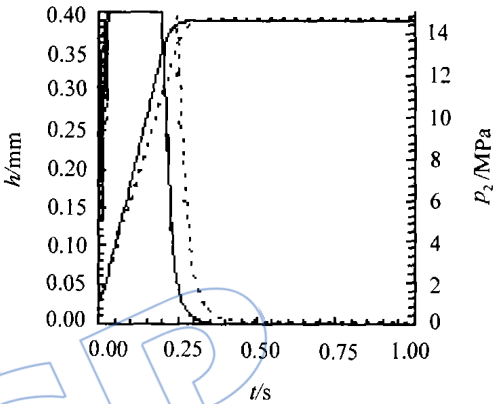


图 7 温度对出口压力和活门开度的影响

Fig 7 The effect of temperature on the length of valve core and outlet pressure

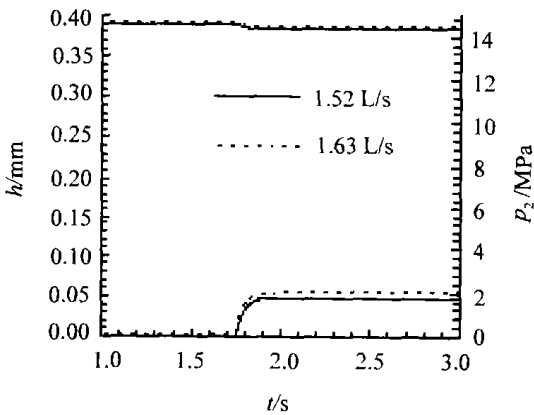


图 8 推进剂流量不同时的响应特性

Fig 8 The response characteristic at the length of valve core and outlet pressure

表 1 给出两种不同推进剂流量时,在不同入口压力下的仿真计算结果与试验结果的对比。根据表中给出的在两种不同流量下的仿真结果与试验数据的比较。可以看出,理论计算得到的减压器出口压力与试验数据基本相符,其误差均在误差允许的范围内。由此可见,本文建立的数学模型准确,采用的仿真计算方法符合精度要求。

表 1 仿真结果与试验结果的比较

Table 1 The result of experiment and the simulation

Inlet pressure p_1/MPa	Outlet pressure p_2/MPa							
	1.52L/s				1.63L/s			
	The result of test			The result of simulation	The result of test			The result of simulation
	1	2	3		1	2	3	
22	1.412	1.412	1.415	1.459	1.413	1.413	1.414	1.436
20	1.411	1.413	1.416	1.455	1.412	1.413	1.414	1.432
18	1.411	1.414	1.417	1.450	1.413	1.414	1.413	1.426
16	1.411	1.413	1.416	1.443	1.412	1.414	1.413	1.420
14	1.409	1.411	1.413	1.438	1.407	1.411	1.412	1.413
12	1.404	1.407	1.409	1.431	1.402	1.403	1.403	1.405
10	1.393	1.401	1.401	1.423	1.393	1.393	1.394	1.394
8	1.380	1.381	1.383	1.391	1.367	1.366	1.368	1.378
6	1.323	1.324	1.324	1.360	1.289	1.287	1.288	1.354

3 结 论

本文针对贮箱增压过程和发动机工作过程中减压器的动态调节进行了数值仿真研究。采用较复杂的反向卸荷式减压器,考虑了减压器节流前后温度的变化。得到不同入口压力下减压器的出口压力与试验数据基本一致的结果,并且出口压力偏差均在误差允许的范围内。

结果表明,本文建立的数学模型准确,采用的仿真方法符合精度要求,可为减压器的设计和系统分析提供一定的指导。

并且仿真程序针对不同类型的减压器具有一定的通用性,可以通过建立不同的减压器模型来仿真不同类型减压器的动态过程。

参考文献

[1] 刘国球 液体火箭发动机原理[M]. 北京: 宇航出版社, 1993

[2] 戴梧叶, 马彬, 张国舟, 等 减压器特性实验研究[J]. 北京航空航天大学学报, 1999, 25(6): 711- 713

[3] 夏芳, 金广明 减压器启动过程动态特性数值仿真[R]. 上海: 上海机电工程科技情报研究所, 1998