

补燃发动机涡轮泵联试强迫起动程序设计

徐浩海, 蔡会让, 马红宇, 段小龙

(陕西动力机械设计研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 以采用强迫起动方式的补燃发动机涡轮泵联试系统为研究对象, 建立了系统的动态模型。对联试装置进行了综合冷调试验并对联试的起动过程进行了数值模拟。结合综合冷调试验结果和数值仿真结果, 制定了系统的起动程序。试车结果表明联试系统起动过程平稳。对计算结果和试验结果进行了对比, 二者吻合的较好。

关键词: 补燃发动机; 起动; 仿真; 联试

中图分类号: V434. 21

文献标识码: A

文章编号: (2005) 05-0001-05

Forced start-up procedure design for a turbo-pump test system of a staged combustion cycle engine

Xu Haohai, Cai Huirang, Ma Hongyu, Duan Xiaolong

(Shaanxi Power Machine Design and Research Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: The dynamic model is established for a turbo-pump test system of a staged combustion cycle engine which employs forced start. A synthetical cold-flow test was carried out with the turbo-pump test system, and the start-up process of turbo-pump test system was simulated. Based on the synthetical cold-flow test results and simulation results, the start-up procedure of the test system was given. The test results show that the start-up process of turbo-pump test system was smooth. The simulation results fit well with test data.

Key words: staged combustion cycle engine; start-up; simulation; turbo-pump test

1 引言

对于补燃循环发动机, 通常可以采用自身起动方式或强迫起动方式^[1,2]。采用自身起动方式的

发动机, 由于发动机起动不借助于外能源, 富氧发生器点火时氧化剂供应由贮箱和液柱压头来保证, 因此通常需要精确控制起动过程中进入发生器的燃料流量变化, 保证发生器点火柔和, 起动过程中温度逐渐增加。对于强迫起动方式, 发生

收稿日期: 2005-03-21; 修回日期: 2005-04-14。

作者简介: 徐浩海 (1971—), 男, 工程师, 研究领域为液体火箭发动机系统设计。

器点火时涡轮泵已经起旋到相当高的转速, 进入发生器的氧化剂流量较大, 因此发生器点火时通常不需要控制进入发生器的燃料流量为小流量。

发动机涡轮泵联试装置的起动方式为火药起动器驱动专门的起动涡轮。联试装置在起动过程中同样涉及到涡轮泵的起旋、推进剂的充填、发生器的点火等诸多动态过程, 因此需要在试验前对联试系统起动过程进行理论分析和计算, 制定合理的起动程序。

2 联试系统简介

图 1 所示为联试系统原理图, 采用工艺喷管模拟涡轮出口反压。

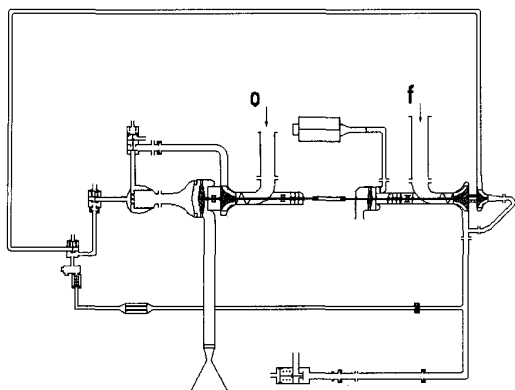


图 1 联试系统原理图

Fig.1 Schematic of the turbo-pump test system

当联试系统起动时, 首先 0s 火药起动器点火, 产生的高温燃气驱动起动涡轮, 主涡轮泵开始起旋, 点火器中的点火剂在一级泵扬程作用下向发生器燃料阀前充填。点火剂充填到发生器燃料阀前以后, 打开液氧主阀, 液氧开始在氧主泵后压力的作用下强迫充填发生器氧化剂头腔, 经过一段时间后打开发生器燃料阀, 同时换向阀换向, 此前充入换向阀与发生器燃料阀之间管路的点火剂在流量调节器出口燃料的推动下进入发生器, 发生器点火工作, 主涡轮转速急增。主涡轮转速增加到一定程度时打开位于一级泵出口的燃料排放阀, 燃料在一级泵后压力的作用下进入试车台燃料收集容器。

万方数据

3 联试系统起动动力学模型

3.1 管路模型

液体存在粘性、惯性和压缩性, 对液体管路内流体动态过程的描述有两种模型: 集中参数模型和分布参数模型。

对分布参数模型, 需要同时考虑液体的惯性、粘性和压缩性, 其形式为一组偏微分方程。这种模型适用于系统流容时间常数和惯性时间常数可比拟的情况, 或者需要研究较高频率范围内系统的动力学行为的情况^[3]。

对于集中参数模型, 只考虑推进剂的惯性和粘性, 或者只考虑推进剂的压缩性。其形式为一组常微分方程。对于液体来说, 惯性和粘性对管路动力学行为起主导作用, 因此本文中建立管路方程时把液体作为不可压流, 只考虑其惯性和粘性的影响。

根据动量方程, 管路方程可以写为

$$R \frac{dq_m}{dt} = p_i - p_e - cq_m^2 \quad (1)$$

式(1)中 R 代表管路的惯性系数, c 为管路的流阻系数, q_m 为管路的质量流量, p_i 、 p_e 分别为管路的进、出口压力。对(1)式进行向前差分, 得到差分方程(下文中不作特殊说明上标 i 、 $i+1$ 表示对应变量 i 时刻、 $i+1$ 时刻确定的值)

$$R \frac{q_m^{i+1} - q_m^i}{\Delta t} = p_i^i - p_e^i - c(q_m^i)^2 \quad (2)$$

差分方程(2)为一阶精度显格式, 在数值计算时易出现发散, 因此需要对(1)式处理得到二阶精度隐格式的差分形式。

利用台劳公式, 对 $i+1$ 时刻的流量二阶展开

$$q_m^{i+1} = q_m^i + \left(\frac{dq_m}{dt} \right)^i \Delta t + \frac{1}{2} \left(\frac{d^2 q_m}{dt^2} \right)^i \Delta t^2 \quad (3)$$

对(1)式求导并对右边的微分项进行向前差分可得

$$\left(\frac{d^2 q_m}{dt^2} \right)^i = \frac{1}{R} \left(\frac{p_i^{i+1} - p_i^i}{\Delta t} - \frac{p_e^{i+1} - p_e^i}{\Delta t} - 2cq_m^i \frac{q_m^{i+1} - q_m^i}{\Delta t} \right) \quad (4)$$

式(1)、(4)代入式(3)并考虑到(2)式可得

$$\left(2cq_m^i + \frac{R}{\Delta t}\right)q_m^{i+1} = p_i^{i+1} - p_e^{i+1} + c(q_m^2)^i + \frac{R}{\Delta t}q_m^i \quad (5)$$

差分方程(5)为隐格式,具有二阶精度。对于具有 n 段管路、 m 个节点的液体管网,未知数为 n 个流量、 m 个压力。可以写出 n 个差分方程、 m 个质量守恒方程,方程组封闭可解。

3.2 涡轮泵模型

涡轮泵组件是泵压式液体火箭发动机工作条件最恶劣的组件之一。联试系统中主涡轮为低反力度的反力式涡轮,起动涡轮为高压比冲击式涡轮,氧主泵和燃料泵为离心泵。

到目前为止,一般采用稳态关系式描述涡轮泵的工作。仿真实践证明这些关系式在低频下具有足够的精度。

对涡轮和泵的特性,可以通过涡轮吹风试验和泵水力试验获得,在此不再重复。由动量矩守恒,可以得到涡轮泵转速

$$J\left(\frac{\pi}{30}\right)^2 n \frac{dn}{dt} = P_t - \Sigma P_p \quad (6)$$

上式中 J 为涡轮泵的转动惯量, n 为主涡轮转速, P_t 、 P_p 分别代表涡轮和泵的功率。

3.3 热力组件模型

联试系统的热力组件为燃气发生器,实际上涡轮出口燃气导管也可以作为热力组件来予以统一描述。

建立热力组件模型时作如下假设:

- (1) 推进剂是瞬时转化的,不考虑燃烧时滞;
- (2) 热力组件中燃气的热导率和扩散系数无穷大(瞬时混合模型);
- (3) 燃烧产物为理想气体,符合理想气体状态方程。

热力组件入口燃气的组元比

$$r_{mi} = q_{moi}/q_{mfi} \quad (7)$$

热力组件入口燃气的 RT

$$RT_i = f(r_{mi}) \quad (8)$$

根据热力学第一定理热力组件内能的变化为
万万数据

$$\frac{d(m_g c_v T)}{dt} = c_p T_i (q_{moi} + q_{mfi}) - c_p T q_{mge} \quad (9)$$

对(9)式展开后可得

$$m_g \frac{dT}{dt} + T \frac{dm_g}{dt} = k T_i (q_{moi} + q_{mfi}) - k T q_{mge} \quad (10)$$

考虑到质量守恒方程

$$\frac{dm_g}{dt} = q_{moi} + q_{mfi} - q_{mge} \quad (11)$$

由式(10)、(11)可以得到热力组件 RT 随时间的变化方程

$$m_g \frac{d(RT)}{dt} = (kRT_i - RT)(q_{moi} + q_{mfi}) - (kRT - RT)q_{mge} \quad (12)$$

采用向前差分格式对(12)式进行差分,得到热力组件 RT 的差分方程:

$$RT^{i+1} = \frac{m_g RT^i + RT_i (q_{moi} + q_{mfi})^i \Delta t}{m_g + (q_{moi} + q_{mfi})^i \Delta t} \quad (13)$$

式(7)~(13)中, r_{mi} 为进入热力组件的推进剂组元比; m_g 为热力组件中燃气的质量; RT_i 为进入热力组件的燃气的 RT ; T 、 T_i 为热力组件中燃气的温度和进入热力组件的燃气温度; q_{moi} 、 q_{mfi} 为进入热力组件的氧化剂和燃料质量流量; q_{mge} 为流出热力组件的燃气质量流量; Δt 为积分步长;热力组件压力变化按理想气体状态方程考虑:

$$p = \frac{m_g RT}{V} \quad (14)$$

其中 V 为热力组件的容积。热力组件出口燃气流量按气体的流量公式来计算。方程(13)、(14)描述了热力组件的动态行为。

4 联试起动程序

4.1 综合冷调试验

所谓的综合冷调是指在联试产品完成起动准备工作之后,首先火药起动器点火工作,通过起动涡轮起旋主涡轮泵并打开氧主阀和燃料排放阀的试验过程。综合冷调与联试的区别在于发生器燃料主阀不打开、发生器不点火。

综合冷调试验的试验程序为:0s 火药起动器通电指令,0.4s 液氧主阀打开指令。综合冷调试验的目的是确定点火剂到达发生器燃料阀前的时间

和液氧充填发生器氧化剂头腔的时间。试验中测量发生器燃料阀前压力和发生器氧化剂喷前压力,通过压力曲线判读点火剂到达发生器燃料阀的时间为 0.32s。液氧进入发生器的时间为 0.63s。

4.2 起动时序

结合综合冷调试验结果和仿真计算结果,制定了联试系统的起动程序。为了保证发生器可靠点火,发生器氧主阀的打开时间原则上应满足发生器富氧点火,同时应保证发生器燃料阀打开前点火剂已经充到发生器燃料阀前。根据综合冷调试验结果,从氧阀 0.4s 打开指令下达到头腔流出液氧需要 230ms,而点火剂的充填时间为 0.32s。因此取液氧主阀开启时间 0.4s。这样,0s 火药起动器通电,主涡轮起旋;约 0.32s 点火剂充到发生器燃料阀前。0.4s 液氧主阀开启,0.63s 液氧开始流出发生器氧头腔。

参考国外类似发动机的经验,发生器燃料阀的打开时间保证燃料进入发生器的时间晚于氧化剂进入发生器的时间 100ms。由于 0.63s 液氧开始进入发生器,因此燃料进入发生器的时间取 0.73s。考虑到发生器燃料头腔的充填时间 80ms (含阀门响应时间),取燃料阀的打开时间 0.65s。对应发生器点火时间 0.73s。

对于联试系统,燃料排放阀的打开时间不牵扯到推力室的建压时间问题,因此对联试系统的起动特性并无明显的影响。考虑到排放阀的可靠打开,打开时间取 0.73s。

4.3 仿真结果

采用本文中建立的起动动力学模型,对联试系统的起动过程进行了仿真,并与实际热试数据进行了对比,对比结果见图 2~4。注意到图 3 中转速的实测曲线有一些倒尖峰,原因与转速传感器输出波形不规则造成的测量误差有关。

如图 2 所示,0s 火药起动器通电,起动涡轮带动主涡轮泵开始起旋,0.3s 转速基本稳定在 11000r/min。0.4s 液氧主阀打开指令下达,由于氧泵流量增大,消耗功率增加,转速开始下降。0.73s 发生器点火,转速开始急增并最终达到稳定值。

与实测结果的比较表明,主要参数如主涡轮转速、发生器压力、燃料一级泵出口压力等均与试验值吻合的很好。

万方数据

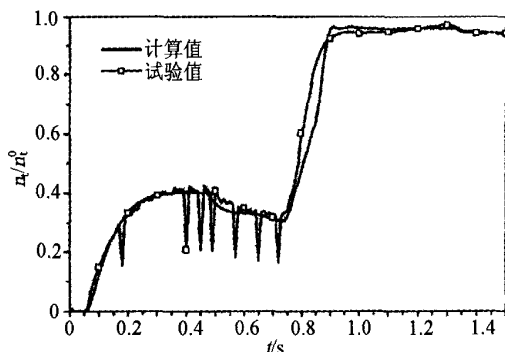


图 2 主涡轮泵转速对比

Fig.2 Comparison of measured and predicted rotation speed of TPA

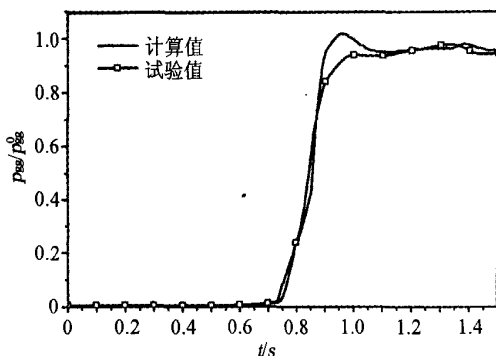


图 3 发生器压力比较

Fig.3 Comparison of measured and predicted pressure of the gas generator

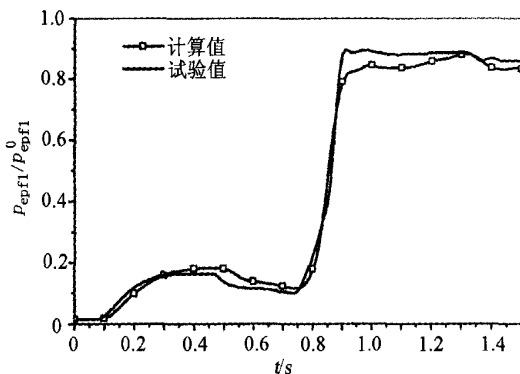


图 4 燃料一级泵出口压力比较

Fig.4 Comparison of measured and predicted exit pressure of the 1st stage fuel pump

物理形态,使之松散,易于清除。对热解沉积的控制,要很好的理解吸热条件下燃料所发生的物理和化学过程,研究表明氧化产物可以作为碳沉积的抑制剂,至少对纯碳氢燃料情况是这样的。

4 发展趋势

目前,各国对吸热型碳氢燃料的研究,已经由在一般条件下发展到在超临界条件下,以期得到更接近实际的结果。从研究的总体来看,有几个趋势已经很明显。其一,就是现有碳氢燃料的改性和应用,如在燃料中添加某些高密度元素(硼、铝、镁、碳等),组成液烃“淤浆”,可提高燃料的比推力,这种“淤浆”具有热稳定性好、高热值、高密度、低蒸汽压、低成本等优点,可使导弹的射程提高 15%左右,对各种推进系统都有强烈的吸引力。其二,就是研制具有高度紧凑分子结构的高张力笼状烃类化合物。这类化合物的密度一般均大于 1g/cm^3 ,且碳氢比高、热值大,同时由于其分子内部有较大的张力能存在,因而一旦分子中一个键被打破,整个分子就很快破碎。此类物质可以被作为高能燃料或其添加剂使用,已成为高能燃料研究领域的方向和前沿。其三,最近美国的一篇专利报道了一个有趣的事情^[7],那就是建立一套光学系统,通过光化学反应产生吸热型碳氢燃料,无需催化剂,减少了发动机负载,而且体系不受温度影响并且不改变燃料流动特性。这将会给吸热型碳氢燃料的研究开辟另一个

方向,具有更加诱人的应用前景。

参考文献:

- [1] Tim Edwards. Liquid fuels and aropellants for aerospace propulsion:1903-2003[J]. Journal of propulsion and power. Vol.19, No.6, November-December 2003.
- [2] Alexander Kuranov. Experimental research of thermochemical principle of cooling of heat-stressed surfaces. AD 2000-0727 146.
- [3] 高涵,李祖光,厉刚等. 吸热型碳氢燃料催化脱氢的研究述评[J]. 推进技术. 1998,19(4):102~104.
- [4] Leonid S, Ianovski Clifford, Moses. Endothermic fuels for hypersonic aviation[C]. AGARD Conference Proceeding 536, the Propulsion and Energetics Panel 81st symposium, Italy:1993.
- [5] Lok B M, Mcssina C A, Lyle P R, et al. Crystalline silicoaluminophosphate[P]. US 4440871, 1984.
- [6] Wickham D T, Engel J R, et al. Methods for suppression of filamentous coke formation[P]. US 6482311, 2002.
- [7] Hunt Jeffrey H, Lander, et al. Optical system for generating endothermic fuel for use in a propulsion producing engine[P]. US 6385963, 2002.

(编辑:侯 早)

(上接第 4 页)

5 结论

通过对联试系统进行综合冷调试验,表明点火剂充填到发生器燃料阀前的时间为 0.32s,液氧进入发生器的时间为 0.63s。

针对联试系统建立了起动动力学模型,并对试验装置的起动过程进行了仿真。结合综合冷调试验结果和仿真计算结果,制定了联试系统的起动程序。对仿真结果与实际热试结果进行了对比,二者吻合的很好。

参考文献:

- [1] Boris I K, Vladimir K C, Felix J C. Oxidizer-rich staged combustion rocket engines use and development in Russia[R]. AIAA 95-3607.
- [2] Lacefield T C, Sprow W J. High performance Russian NK-33 LOX/kerosene liquid rocket engine[R]. AIAA 94-3397.
- [3] Б·Ф·格列克曼. 液体火箭发动机自动调节 [M]. 顾明初等译. 北京:宇航出版社,1995.

(编辑:陈红霞)