

面向控制的燃油调节器动态特性研究

秦艳平, 李 斌, 梁俊龙, 徐中节, 尤裕荣

(西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 作为吸气式发动机燃油控制系统的被控对象, 燃油调节器的动态特性对调节器自身的性能优化和控制系统设计均至关重要。基于燃油调节器的工作原理, 采用集中参数法建立了燃油调节器的非线性模型, 对其进行小偏差线性化得到其状态空间模型, 计算获得其传递函数, 并详细分析了燃油调节器的动态特性影响因素, 为燃油调节器性能优化提供参考。通过模型降价简化传递函数模型获得其一阶模型, 分析表明一阶模型和原模型的频域特性符合的很好, 低阶模型能够表示燃油调节器的动态特性, 为燃油控制系统设计和控制参数优化奠定了基础。

关键词: 燃油调节器; 传递函数; 模型降价; 动态特性

中图分类号: V439-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2012) 05-0007-06

Control-oriented research on dynamic characteristics of fuel regulator

QIN Yan-ping, LI Bin, LIANG Jun-long, XU Zhong-jie, YOU Yu-rong

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

Abstract: Fuel regulator is one of the key components of fuel control system in airbreathing engine, and its dynamic characteristics are essential to performance optimization and controller. Based on the working principle of the regulator, the nonlinear dynamic model of the fuel regulator was established with the lumped method. Its state space model was gotten by carrying out small deviation linearization, and the transfer functions were obtained by calculation. The influence factors on the regulator performance were analyzed based on transfer functions, which were beneficial for its performance optimization. Furthermore, the transfer functions was simplified by model reduction. The results reveal that the frequency response of the simplified model are consistent with those of the original model, so the simplified model can express the dynamic characteristics of the regulator. The research is fundamental to dynamic characteristics optimization and controller design.

Keywords: fuel regulator; transfer function; model reduction; dynamic characteristic

收稿日期: 2012-03-21; 修回日期: 2012-04-27

基金项目: 总装备部预研项目 (2008AA7050407)

作者简介: 秦艳平 (1986—), 女, 硕士研究生, 研究领域为发动机系统

0 引言

吸气式发动机的工况调节范围较大,燃油调节器的流量变化范围大^[1],因此对燃油控制系统的设计提出了很高的要求,要求控制精度高,响应性能好。燃油调节器作为吸气式发动机燃油控制系统的关键部件,其动态特性直接影响发动机的动态特性,对发动机性能影响较大。

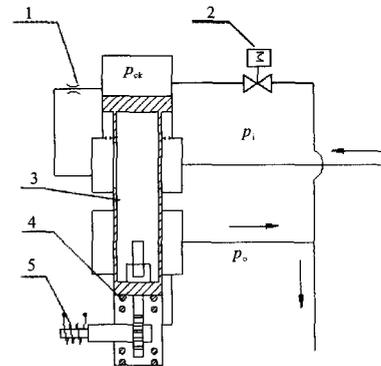
为了设计性能优良的发动机燃油控制系统,以提高燃油流量调节过程的品质,需要建立面向控制的燃油调节器动态模型。如果单纯依靠试验的方法进行研究,则成本高、周期长,且不利于参数调整^[2-3],因此需要从理论上分析燃油调节器的动态特性,建立控制系统用燃油调节器动态模型。研究其动态特性是提高发动机控制系统设计水平、缩短设计周期、降低研制费用的有效途径,可为发动机控制系统设计和改进提供参考^[4]。

燃油调节器的动态特性数学模型包括线性模型和非线性模型。非线性动态特性研究^[5-9]多利用液压仿真软件,对系统的动态特性进行全面的分析,但这种方法计算量较大,不便于控制系统设计分析。基于各部件小偏差线性化而建立的燃油调节器仿真模型^[9-10],易于进行线性动态特性仿真计算,但是不能获得燃油调节器的显式传递函数,不利于控制系统设计。因此,本文在燃油调节器各部件小偏差线性化模型的基础上建立线性状态空间模型,进而获得传递函数模型,分析其动态特性的影响因素;同时,利用模型降价把高阶传递函数模型简化为一阶模型,对一阶模型和原模型的频域特性及阶跃响应进行对比分析,为燃油控制系统设计奠定基础。

1 工作原理

燃油调节器的工作原理示意图如图1所示,主要由节流孔1、脉宽调制高速电磁阀2、计量阀3、调节弹簧4、角位移传感器5以及等压差阀和等压差执行阀等组成。燃油流量调节是通过综合控制器实现的。计量阀的阀芯运动改变了计

量阀的开度,从而改变燃油流量;阀芯的位移由角位移传感器反馈给综合控制器。综合控制器根据理论流量和角位移传感器的反馈信号,通过控制算法给出调节信号,改变脉宽调制高速电磁阀的脉冲占空比,进而改变控制腔出口流量,引起计量阀控制腔的压力变化,使得计量阀阀芯运动,从而改变阀芯位移,进而改变燃油流量。等压差阀感受计量阀前后压差的变化,并驱动等压差执行阀运动,从而确保计量阀的前后压差在额定值范围内,使得燃油流量只与阀芯位移有关。



1-节流孔;2-脉宽调制高速电磁阀;3-计量阀;
4-调节弹簧;5-角位移传感器

图1 燃油调节器工作原理图

Fig. 1 Working principle diagram of fuel regulator

2 数学模型

在燃油调节器的建模过程中,引入以下假设:忽略参数的空间分布特性;忽略燃油的导热与对流换热;忽略温度变化引起的流体粘度和导热性的变化;忽略管壁的弹性以及管路与阀门的振动;忽略燃油泄漏。

等压差阀和等压差执行阀构成了等压差执行机构,由于等压差执行机构的动作很快,其时间常数远小于计量阀的动作时间,因此忽略等压差执行机构的动态特性,从而计量阀前后的压差可视为常量。忽略电磁阀的打开与关闭动态响应延时过程,其打开与关闭按阶跃响应考虑。阀门的节流窗口和孔板作为流阻元件,阀门的腔体作为流容元件。

根据以上假设,建立燃油调节器各部件的数

学模型。各部件的流量方程构成的代数方程组为

$$\begin{cases} q_s = C_d b (h - x_s) \sqrt{2\rho(p_i - p_o)} \\ q_g = \tau C_d A_g \sqrt{2\rho(p_{ck} - p_o)} \\ q_z = C_d A_z \sqrt{2\rho(p_i - p_{ck})} \end{cases} \quad (1)$$

式中: q_s 为计量阀的质量流量; q_g 为高速电磁阀的质量流量; q_z 为节流孔的质量流量; C_d 为流量系数; p_i 为计量阀的入口压力; p_o 为计量阀的出口压力; p_{ck} 为计量阀控制腔压力; b 为计量阀的窗口宽度; h 为计量阀阀芯的初始开度; x_s 为计量阀的阀芯位移; ρ 为介质密度; A_g 为脉宽调制高速电磁阀的出口面积; τ 为占空比; A_z 为节流孔面积。

计量阀阀芯的运动方程和控制腔的压力变化方程为

$$\begin{cases} \frac{d^2 x_s}{dt^2} = -\frac{C_{jz}}{M_s} \frac{dx_s}{dt} + \frac{A_{s1} p_{ck} - A_{s2} p_o}{M_s} \\ \quad + \frac{(A_{s2} - A_{s1}) p_i - K_{sp} x_s - F_{k0} - F_{mj}}{M_s} \\ \frac{dp_{ck}}{dt} = \frac{c}{V_c} (q_z - q_g - \rho A_{s1} \frac{dx_s}{dt}) \end{cases} \quad (2)$$

式中: M_s 为计量阀阀芯质量; C_{jz} 为粘性阻尼系数; K_{sp} 为弹簧刚度系数; F_{k0} 和 F_{mj} 分别为阀芯大径端与小径端的有效作用面积; F_{k0} 为弹簧安装力, F_{mj} 为摩擦力; V_c 为控制腔的容积; c 为流体中的音速。

取阀芯位移、占空比、控制腔压力的稳态值作为参考值, 对阀芯位移、占空比和压力进行无量纲化, 令

$$\begin{cases} \delta x_s = \frac{\Delta x_s}{x_s}, \delta \tau = \frac{\Delta \tau}{\tau} \\ k_{sc} = \frac{c}{V_c}, \delta p_{ck} = \frac{\Delta p_{ck}}{p_{ck}} \\ \delta p_i = \frac{\Delta p_i}{p_{ck}}, \delta p_o = \frac{\Delta p_o}{p_{ck}} \\ k_s = -C_d b \sqrt{2\rho(\overline{p_i} - \overline{p_o})} \\ k_g = -C_d A_g \sqrt{2\rho(\overline{p_{ck}} - \overline{p_o})} \\ k_z = -C_d A_z \sqrt{\rho/(2(\overline{p_i} - \overline{p_o}))} \end{cases}$$

式中: 上标 ‘-’ 表示平衡点处的稳态值。

取计量阀的阀芯位移和控制腔压力的相对变化量为燃油调节器的状态变量, 占空比、入口压力及出口压力的相对变化量为输入变量, 燃油流量的相对变化量为输出变量, 即

$$\begin{cases} X = [\delta x_s, \delta \dot{x}_s, \delta p_{ck}]^T \\ U = [\delta \tau, \delta p_i, \delta p_o] \\ Y = \delta q_s \end{cases}$$

对式 (1) 和 (2) 在平衡点附近进行线性化, 可得燃油调节器的状态空间模型为

$$\begin{aligned} \dot{X} &= AX + BU \\ Y &= CX \end{aligned} \quad (3)$$

其中

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\frac{K_{sp}}{M_s} & -\frac{C_{jz}}{M_s} & -\frac{A_{s1} \overline{p_{ck}}}{M_s \overline{x_s}} \\ 0 & -\frac{\rho A_{s1} k_{sc} \overline{x_s}}{p_{ck}} & -k_z k_{sc} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{A_{s2} - A_{s1}}{M_s} \frac{\overline{p_{ck}}}{\overline{x_s}} & \frac{A_{s2}}{M_s} \frac{\overline{p_{ck}}}{\overline{x_s}} \\ -\frac{k_g k_{sc} \overline{\tau}}{p_{ck}} & k_z k_{sc} & 0 \end{bmatrix}$$

$$C = [k_s \overline{x_s} / \overline{q_s} \quad 0 \quad 0]$$

将状态空间模型进行拉普拉斯变换可得

$$X(s) = (sI - A)^{-1} BU(s) \quad (4)$$

令 $D = C(sI - A)^{-1} B$, 可得燃油调节器的传递函数为

$$Y(s) = DU(s) \quad (5)$$

进行符号运算可得

$$D = \frac{[b_1 \quad b_2 s - b_3(s + b_4) \quad b_3(s + b_4)]}{M_s s^3 + a_1 s^2 + a_2 s + a_3} \quad (6)$$

考虑等压差执行阀的作用时, 计量阀入口和出口压力的变化基本相同, 即 $\delta p_i(s) = \delta p_o(s) = \delta p(s)$, 则燃油调节器各部件综合作用下, 燃油流量对占

空比和压力扰动的传递函数为

$$\delta q_s(s) = \frac{b_1 \delta \tau(s) + b_2 s \delta p(s)}{M_s s^3 + a_1 s^2 + a_2 s + a_3} \quad (7)$$

式中： $a_1, a_2, a_3, b_1, b_2, b_3, b_4$ 为系数。从传递函数可知，燃油流量对占空比和压力扰动的传递函数为三阶环节。

3 动态特性及影响因素分析

3.1 动态特性分析

燃油调节器对3种扰动的幅频特性和相频特性曲线如图2所示，可见三者的谐振频率相同，这是系统的固有特性决定的。由于其传递函数的分母多项式相同，因此其极点相同。谐振频率是由复极点决定的，使得谐振频率相同。低频范围内，占空比的幅值最大，则在扰动量的相对变化量相同时，占空比对燃油流量的影响最大。燃油流量对入口和出口压力的幅频特性曲线基本重合，若二者的相对变化量相同，则燃油流量动态响应终值的绝对值也相同。当频率低于谐振频率时，入口压力和出口压力的相频特性曲线不同，当频率大于谐振频率时，二者的相频特性曲线基本重合。从幅频特性曲线可知，虽然系统存在谐振，但谐振频率对应的幅值不是幅频特性曲线的最大值，使得阶跃响应没有超调。

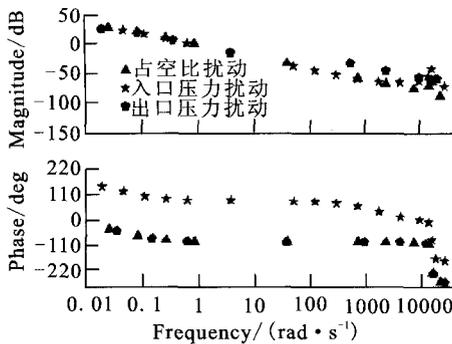


图2 燃油流量对不同扰动量的频域特性
Fig. 2 Frequency response of fuel regulator at different disturbing quantity

3种扰动为阶跃变化，相对变化量为2%时的动态响应如图3所示，可见阶跃响应不存在超

调和波动，调节时间相同。占空比扰动下，动态响应的终值最大，且在占空比和出口压力扰动下，响应的终值为正数，表明增加占空比和出口压力，燃油流量增加。流量对出口压力和入口压力的阶跃响应的终值的绝对值相等，符号相反。

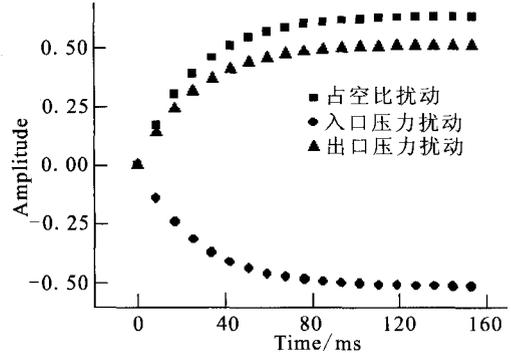


图3 燃油流量对不同扰动量的阶跃响应
Fig. 3 Step response of fuel flow to different disturbing quantity

3.2 介质的影响

不同的工作介质，其粘度、密度和弹性模量不同，传递函数会变化，为考察工作介质对动态特性的影响，以水为工质计算可得燃油流量对占空比的传递函数，水和煤油为工质时，流量对占空比的频域特性如图4所示。

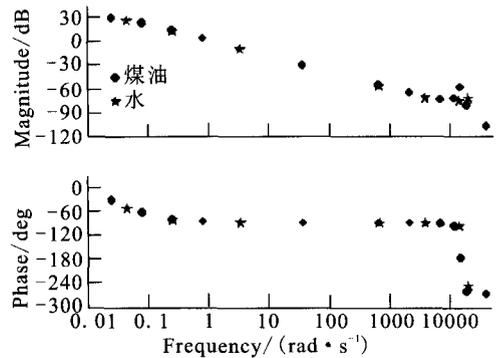


图4 不同介质对燃油流量频域特性的影响
Fig. 4 Effect of different mediums on frequency domain characteristic of fuel flow

如图4所示，不同介质，低频特性基本一致，但是谐振频率略有变化，以水为工作介质时谐振频率更大。以水为工作介质，复极点远离虚轴，但实极点的负实部稍有增加，使得阶跃响应的调节时间略有增加，但阶跃响应的终值不变，

表明可用水作为工作介质进行试验获取流量对占空比扰动的动态特性。

3.3 液体压缩性的影响

液体中的音速与液体的性质、温度、液体的含气量及管壁的变形量等参数相关, 实际工作过程中, 煤油中的音速常小于无穷液体中的音速。为了详细分析音速对 3 个极点的影响, 以无穷液体中的音速计算得到的极点作为标准点, 分析不同音速得到的传递函数极点的相对变化量。图 5 给出了不同的音速下, 三阶系统的复极点的实部、谐振频率、实极点的变化规律。可见, 随着音速的减小, 复极点的实部减小, 且减小的幅度最大, 谐振频率减小, 而实极点的相对变化量很小使得阶跃响应的调节时间基本不变。

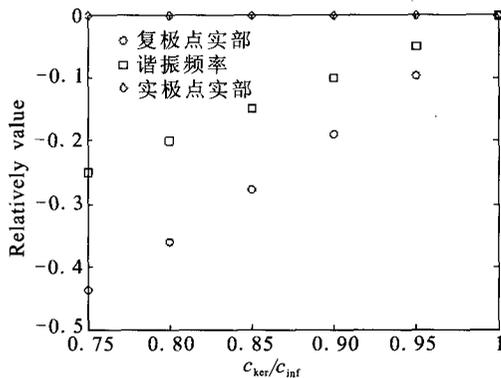


图 5 系统的极点随液体压缩性的变化

Fig. 5 Variation of system pole with bulk modulus of liquid

3.4 阀芯质量的影响

阀芯的质量主要影响阀芯的运动速度, 从而影响燃油流量对占空比的动态特性。

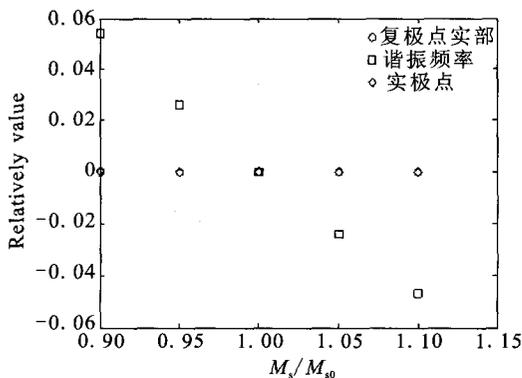


图 6 系统的极点随阀芯质量的变化

Fig. 6 Variation of system pole with spool weight

图 6 给出了不同阀芯质量下, 传递函数极点的变化规律, 阀芯质量对复极点实部和实极点基本没有影响, 而对谐振频率影响较大, 谐振频率随着阀芯质量的增加而减小。阀芯质量对极点的实部影响极小, 因此对动态特性没有影响。

3.5 阻尼系数的影响

阻尼系数越大, 阀芯运动受到的阻力越大, 因此不同的阻尼系数, 燃油流量对占空比的动态特性会发生变化。图 7 给出了不同阻尼系数下, 极点的变化规律。如图所示, 极点的相对变化量非常小, 因此阻尼系数对系统的动态特性几乎没有影响。谐振频率和实极点基本不变, 而复极点实部随阻尼系数的增加而增加。

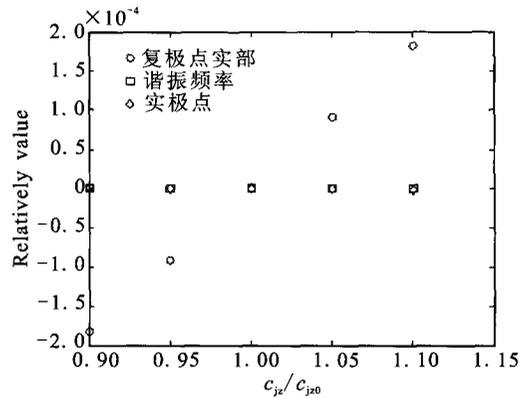


图 7 系统的极点随阻尼系数的变化

Fig. 7 Variation of system pole with damping coefficient

3.6 模型降阶与对比分析

传递函数有 3 个极点, 包括 2 个共轭复极点和 1 个实极点, 3 个极点都具有负实部, 因此系统是稳定的。复极点与实极点的实部的绝对值的比值约为 12 000, 所以复极点代表的二阶特性对系统动态特性的影响很小, 可用一阶环节来近似。因此对三阶环节进行均衡化降阶, 可得燃油流量对占空比的低阶传递函数为

$$\frac{\delta q_{mz}(s)}{\delta \tau(s)} = \frac{k_1}{Ts+1} \quad (8)$$

燃油流量对入口压力的低阶模型为

$$\frac{\delta q_{mz}(s)}{\delta p_i(s)} = \frac{k_2}{Ts+1} \quad (9)$$

燃油流量对出口压力的低阶模型为

$$\frac{\delta q_{mz}(s)}{\delta p_o(s)} = \frac{-k_2}{Ts+1} \quad (10)$$

从降阶后的传递函数可知, 3种扰动下的低阶传递函数都是一阶惯性环节, 且时间常数相同, 因此3种扰动下, 燃油流量的阶跃响应的调节时间相同。由于增益系数不同, 3种扰动对应的阶跃响应的终值不同。占空比对应的传递函数的增益系数最大, 因此相同的阶跃变化幅度下, 占空比扰动的终值最大。

图8给出了燃油流量对占空比扰动的三阶传递函数与低阶模型的频域特性对比, 如图所示, 原始模型与一阶模型的幅频特性和相频特性曲线基本重合, 使得三阶环节与低阶模型的阶跃响应曲线符合的非常好, 因此可用一阶模型代替原始的三阶模型, 为燃油控制系统设计带来了简便。

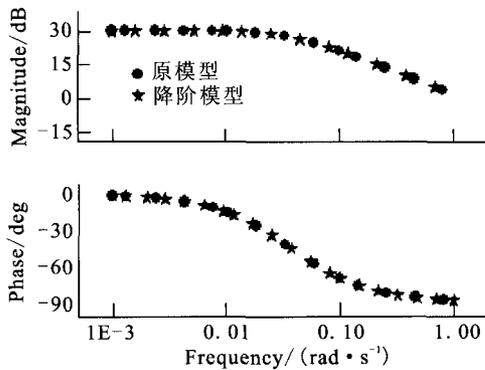


图8 燃油流量对出口压力扰动的频域特性对比
Fig. 8 Frequency domain feature contrast of fuel flow and outlet pressure perturbation

燃油流量对入口和出口压力扰动的传递函数的增益系数符号相反, 绝对值基本相等。当忽略等压差机构的动态过程时, 入口压力和出口压力扰动同步变化, 因此, 压力扰动对燃油流量的综合效应为零, 使得压力波动不影响高速电磁阀对计量阀的控制作用。

4 结论

通过对燃油调节器进行动态特性建模和影响

因素分析, 可以得出如下结论:

1) 燃油流量对占空比的传递函数为三阶环节, 由一对复极点和实极点组成; 燃油流量对入口压力和出口压力的传递函数均为三阶环节, 包括3个极点和1个零点。

2) 不同的工作介质对实极点的影响较小, 从而对主导动态特性基本没有影响。

3) 阀芯质量较阻尼系数的影响更加明显, 阀芯质量越大谐振频率越小; 阻尼系数越大, 复极点的实部略有增加。

4) 燃油调节器动态特性可简化为一阶惯性环节, 简化后的动态特性正确, 可为燃油调节器性能优化提供参考, 也可进一步用于燃油控制系统设计。

参考文献:

- [1] CHAPIN D W, SCHEER L E. A fluidic fuel control for advanced ramjet engines, AIAA-80-1122[R]. USA: AIAA, 1980.
- [2] BATTERTON Peter G, ZELLER Jonh R. Dynamic performance analysis of a fuel-control valve for use in air breathing engine Research, NASA TND-5331[R]. USA: NASA, 1969.
- [3] 王昕. 流量调节器动态特性研究[J]. 火箭推进, 2004, 30(3): 19-24.
- [4] 李吉. X6 发动机燃油调节器建模与仿真研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2006.
- [5] 冯海峰, 樊丁. 某型航空涡轴发动机燃油调节器建模与仿真[J]. 计算机仿真, 2007, 24(12): 45-48.
- [6] 何远令, 龚建政, 石恒, 等. 燃气轮机燃油调节器的建模与仿真研究[J]. 舰船电子工程, 2009, 29(12): 145-148.
- [7] 林峰, 马静, 王镛根. 基于 VC++、.Net 与 Matlab 的燃油调节器仿真[J]. 计算机仿真, 2005 (12): 52-55.
- [8] 尤裕荣, 赵双龙, 吴宝元, 等. 基于 AMESim 的冲压发动机燃油调节器动态特性仿真 [J]. 火箭推进, 2010, 36(4): 13-15.
- [9] 马静, 王镛根. 某型导弹燃油调节器的建模及仿真研究 [J]. 计算机仿真, 2003, 20(9): 36-38.
- [10] 马静, 王镛根. 某型燃油调节器的建模及仿真研究[J]. 液压气动与密封, 2002 (5): 13-15.

(编辑: 马 杰)