

文章编号:1000-8055(2012)04-0846-08

航空重油发动机燃油供给系统动力学模型分析

王振宇, 丁水汀, 杜发荣

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院

航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 针对航空重油发动机燃油供给系统, 建立了包括一维管路流动模型、液力模型、机械模型以及电磁模型在内的完整系统数学模型. 该系统模型仿真了在系统机械部件高速运动作用下, 燃油供给系统内以波的扰动形式传播的非定常流动, 计算得到了系统内的压力波动特性, 并最终预测了系统喷油规律. 经试验验证, 仿真结果与试验数据吻合, 该模型具有较好的准确性和较好的应用前景.

关 键 词: 航空重油发动机; 燃油供给系统; 非定常流动; 喷油规律; 动力学

中图分类号: V231.2

文献标志码: A

Analysis of dynamic modeling of aviation heavy oil piston engine fuel delivery system

WANG Zhen-yu, DING Shui-ting, DU Fa-rong

(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics,
School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics,
Beijing 100191, China)

Abstract: A complete mathematical model for fuel delivery system used in aviation heavy oil piston engine was developed. The mathematical model included one-dimensional pipe flow module, hydraulic module, mechanical module and electromagnetic module. The non-stationary flow in the fuel delivery system was simulated, including the characteristic of pressure in the system. The injection rate was also provided. The comparison of the prediction results with experimental data shows a generally good agreement, which proves the accuracy of the mathematical model.

Key words: aviation heavy oil engine; fuel delivery system; nonstationary flow; injection flow rate; dynamic model

随着小型无人机、超轻型飞机及动力翼伞等飞行器使用范围的扩展, 小型航空活塞式发动机由于其体积小、升功率高、结构简单、使用维护方便等优点得到了广泛应用.

为满足飞行器长航时及高安全性等要求, 目前世界各国正大力研发航空重油活塞式发动机, 以取代现有汽油发动机, 成为新的小型飞行器动

力源^[1]. 相比于汽油, 重油因其黏度大, 不易蒸发, 无法在汽缸外部与空气形成均匀混合气, 再吸入气缸内进行燃烧, 必须通过直接缸内喷射, 完成燃油供给, 这导致其燃料供给压力高达数百个大气压. 因此建立起燃油供给系统准确的数学预测模型, 研究其内部的复杂液力过程及特性^[2-4], 对于重油发动机的研发具有非常重要的意义.

收稿日期: 2011-05-11; 修订日期: 2012-02-21

基金项目: 教育部长江学者创新团队“航空发动机复杂系统安全性”(IRT0905)

作者简介: 王振宇(1983—), 男, 湖南衡阳人, 博士生, 从事航空发动机燃油供给特性研究. E-mail: wzy1983719@gmail.com

对于重油发动机燃油供给系统的研究目前国内外大多集中于车用活塞发动机方面的研究,对于航空重油发动机燃油供给系统的研究较少.对于共轨式燃油供给系统,最早的模型由 Amoia 等提出^[5],主要研究了系统内的非稳态现象,但该模型中驱动喷油器的电磁力是由试验数据拟合得到,并未建立完整的电磁模型. Bianchi 等人^[6]建立了包括电磁模型在内的较为完整的系统模型,但其采用定常流量系数对系统内的节流孔进行建模,同时其电磁模型也并未考虑磁饱和以及磁性材料特性对于电磁阀性能的影响.

本文针对能提供高喷射压力,实现重油缸内直接喷射的共轨式燃油供给系统(其结构框图如图 1 所示),在管路非稳态流动计算中,考虑了高压燃油作用下管路变形的影响;基于一维节流孔模型,考虑了不同流态下,流量系数的变化;并引入了瞬态电磁模型,建立了更完整的系统动力学数学模型.通过 Matlab/Simulink 软件对该模型进行了仿真,预测了其系统内高压燃油的非稳态流动及相应的系统动力学特性,完成了对于系统喷油规律的仿真计算.同时依据该燃油供给系统进行了相关试验研究,验证了该模型的准确性.

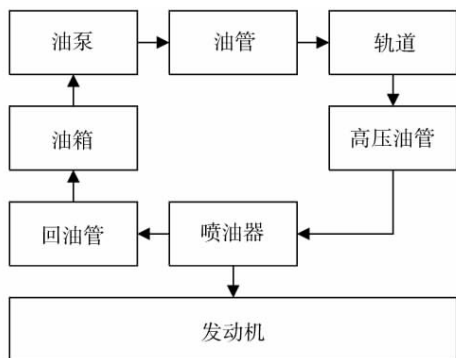


图 1 燃油供给系统结构框图

Fig. 1 Fuel delivery system block diagram

1 系统数学模型

共轨式燃油供给系统如图 1 所示,主要包括油泵、轨道、油管(包括高压油管及回油管)以及喷油器(其结构如图 2 所示)组成.油泵将油箱内燃油压入轨道,轨道为燃油供给系统的蓄压元件,为整个系统提供可靠以及稳定的高压来源.轨道与喷油器通过油管连接,当喷油器电磁阀通电开启后,喷油器控制室内燃油经泄流孔流出,控制室压力下降,柱塞与针阀间的弹簧推动控制柱塞上行.随着柱塞运动,弹簧力下降,当喷嘴针阀压力环室内

的液力大于弹簧力时,针阀上行,喷嘴开启,高压燃油经喷油器喷嘴喷出,进入发动机,多余燃油则通过回油管返回油箱.其中油泵以及轨道为整个系统建立高达上百个大气压的燃油压力,由于在整个系统工作过程中,其轨道内压力波动变化非常小,因此本文所建立模型,将油泵以及轨道简化为一个定常压力源.系统其余部分则分为管路元件、液力元件以及机械元件,通过各自控制方程,建立相对应的子数学模型.

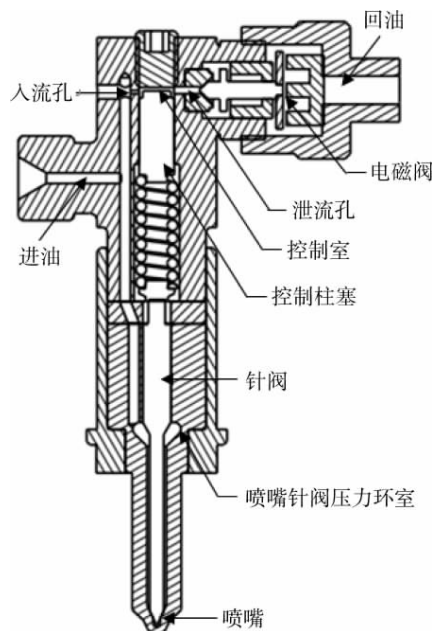


图 2 喷油器结构剖面图

Fig. 2 Injector cross-section drawn

1.1 管路模型

由于系统工作中电磁阀的频繁开启以及关闭,连接轨道与喷油器的供油管路内高压流体为非稳态流动.由于温度变化很小,因此采用流体管道线性摩擦模型^[7-8],即考虑黏性摩擦损失的影响,但忽略耗散效应以及热传导.基于控制容积的分析方法,其一维非稳态流动的连续方程、动量方程和能量方程可以表述为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{f u |u|}{2D} + g \sin \theta = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{\rho c_p} \frac{\partial p}{\partial t} \quad (3)$$

以上各式中 f 为摩擦因数,其取值依赖于雷诺数; p, ρ, u, D 和 a 分别为流体压力、密度、速度、管道直径以及压力波速度; θ 为管路轴线与水平方向

的夹角.

因为管路内的流体压力非常高,流体的可压缩性不可忽略,需引入流体的状态方程.即

$$dp = K \frac{d\rho}{\rho} \quad (4)$$

式中 K 为流体体积弹性模量, p 为流体压力, ρ 为流体密度.

流体中压力波速度可以表示为

$$a = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (5)$$

将式(4)、式(5)代入式(1)、式(2),因此连续方程和动量方程可以表示为

$$\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} + \rho a^2 \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (6)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{fu|u|}{2D} + g \sin \theta = 0 \quad (7)$$

由于管路内为高压流体流动,必须考虑管壁弹性变形对于流动的影响.因此流体压力波速度的公式修正为

$$a = \sqrt{\frac{K/\rho}{1 + \left(\frac{KD}{Ee}\right)(1 - \nu^2)}} \quad (8)$$

其中 K 为流体体积弹性模量, E 为管壁材料的弹性模量, e 为管壁厚度, ν 管壁材料的泊松比.

1.2 液力模型

考虑到流体的可压缩性,系统各容腔(包括高压轨道、柱塞控制室、喷嘴针阀压力环室等)的控制方程可表述为

$$Q_{in} - Q_{out} = \frac{V}{K} \frac{dp}{dt} + \frac{dV}{dt} \quad (9)$$

式中 Q_{in} 为流入容腔的体积流量; Q_{out} 为流出容腔的体积流量; V 为容腔体积.

对于系统中的流阻元素(包括喷嘴、控制容腔入流和泄流孔等)其流量可以表示为

$$Q = \mu A \sqrt{2\Delta p / \rho} \quad (10)$$

式中 μ 为流量系数; A 为横截面积.

对于喷油器的压力室型喷嘴(SAC型喷嘴),流通横截面积 A 可以表述为

$$A = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{A_{sp}^2} + \frac{1}{A_h^2}}} \quad (11)$$

$$A_{sp} = \pi x_n \left(d_s - x_n \sin \frac{\alpha}{2} \cos \frac{\alpha}{2} \right) \sin \frac{\alpha}{2} \quad (12)$$

$$A_h = n \cdot \pi \frac{d_h^2}{4} \quad (13)$$

式中 A_{sp} 为针阀座开启面积; A_h 为喷孔面积; x_n 为针阀升程; d_s 为压力室直径; α_n 为针阀锥角角度.

如上所述,因此喷油器喷嘴流量可以表述为

$$Q = \mu \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{A_{sp}^2} + \frac{1}{A_h^2}}} \sqrt{2\Delta p / \rho} \quad (14)$$

对于控制室的入流孔和泄流孔,考虑孔内的4种流态:层流、湍流、再附着流以及完全空穴流^[9],其流量系数可依据下述模型计算.

首先,忽略流动中的气穴,则流量系数的初步预估表达式为

$$\frac{1}{\mu} = \sqrt{K_i + f_w \frac{l}{d} + 1} \quad (15)$$

$$f_w = \max\left(\frac{64}{Re}, 0.316 Re^{-0.25}\right) \quad (16)$$

式中 K_i 为入口损失系数,其取值与入口几何形状相关^[10]; f_w 为壁面摩擦因数; l 为孔的轴向长度; d 为节流孔直径; r 为入口圆角半径; Re 为雷诺数.

如果流动中存在气穴,根据势流理论,可以忽略入口到收缩截面的所有损失,根据伯努利方程,收缩截面的压力表达式为

$$p_{vc} = p_{in} - \frac{\rho}{2} \left(\frac{v}{C_c} \right)^2 \quad (17)$$

$$C_c = \begin{cases} \left[\left(\frac{1}{C_{c0}^2} \right) - 11.4r/d \right]^{-0.5} & r/d \leq 0.15 \\ 1 & r/d > 0.15 \end{cases} \quad (18)$$

式中 p_{vc} 为收缩截面压力; C_c 为收缩系数; $C_{c0} = 0.61$.

如果收缩断面压力高于蒸汽油压(p_v),则不会产生气穴,采用公式(15)计算流量系数.否则,流量系数则用下述公式计算:

$$\mu = C_c \sqrt{\frac{p_{in} - p_v}{p_{in} - p_{out}}} \quad (19)$$

1.3 机械模型

喷油器针阀和控制柱塞构成二自由度振动系统,如图3所示.其控制方程为

$$m_p \frac{d^2 x_p}{dt^2} + \bar{\beta}_p \frac{dx_p}{dt} + \bar{k}_p x_p + \bar{F}_{0p} = -F_c + F_n \quad (20)$$

$$m_n \frac{d^2 x_n}{dt^2} + \bar{\beta}_n \frac{dx_n}{dt} + \bar{k}_n x_n = F_s - F_n \quad (21)$$

其中

$$F_n = k_n \{x_0 - [x_p - (x_n + l_n)]\} + \beta_n \left(\frac{dx_n}{dt} - \frac{dx_p}{dt} \right) \quad (22)$$

$$F_c = p_c S_p \quad (23)$$

$$F_s = p_d \cdot S_d + r p_{sac} (A_{sent} - A_{sac}) + p_{sac} A_{sac} \quad (24)$$

$$x_p < x_{mp} - l_p \quad \bar{F}_{0p} = 0 \quad (25)$$

$$x_p \geq x_{mp} - l_p \quad \bar{F}_{0p} = -k_b (x_{mp} - l_p) \quad (26)$$

式中 m_p 为控制柱塞质量; m_n 为针阀质量; l_p 为控制柱塞长度; l_n 为针阀长度; p_d 为针阀压力环室压强; S_d 为针阀压力环室压力作用面积; p_{sac} 为喷嘴压力腔压强; A_{sent} 为针阀座横截面积; A_{sac} 为喷嘴压力室横截面积; p_c 为柱塞控制室压强; S_p 为柱塞横截面积; $\bar{k}_n, \bar{k}_p$ 和 $\bar{\beta}_n, \bar{\beta}_p$ 分别为系统刚度和阻尼, 其值随运动位置变化而变化. 当针阀开启时, 式(24)中 $r=1$, 关闭时 $r=0$.

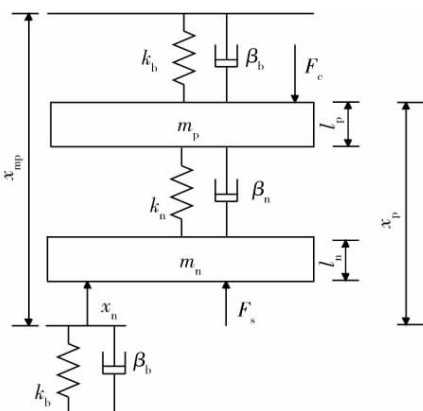


图3 针阀及控制柱塞动力学模型原理图

Fig. 3 Schematic of dynamic model of control plunger and needle

喷油器电磁阀为单自由度振动系统, 如图4所示. 其控制方程为

$$m_c \frac{d^2 x_c}{dt^2} + \bar{\beta}_c \frac{dx_c}{dt} + \bar{k}_c x_c + \bar{F}_{0c} = F_d + F_e \quad (27)$$

其中

$$F_d = \pi (p_c - p_e) \left(\frac{D_d}{2} - x_c \sin \alpha \cos \alpha \right)^2 \quad (28)$$

$$x_c < x_{mc} - l_c \quad \bar{F}_{0c} = F_{0c} \quad (29)$$

$$x_{mc} - l_c < x_c \quad \bar{F}_{0c} = F_{0c} - k_b (x_{mc} - l_c) \quad (30)$$

式中 m_c 为电磁阀衔铁质量; F_{0c} 为弹簧预紧力; F_e 为电磁吸力; p_c 为控制室压力; p_e 为回油管压力; D_d 为泄流孔直径; α 为电磁阀锥角角度; x_c

为电磁阀位移; l_c 为电磁阀杆长度. $\bar{k}_c$ 和 $\bar{\beta}_c$ 分别为系统刚度和阻尼, 其值随运动位置变化而变化.

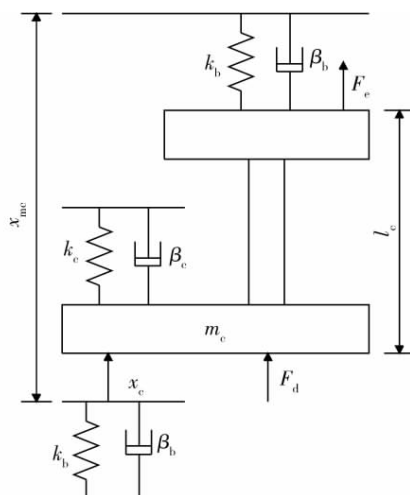


图4 电磁阀动力学模型原理图

Fig. 4 Schematic of dynamic model of solenoid

1.4 电磁模型

喷油器电磁阀工作过程直接决定了喷油器的喷油时刻以及喷油量, 为此建立电磁模型^[11-12], 以求得作用于电磁阀衔铁的电磁力. 该喷油器采用 E 型电磁铁, 其电压方程可以表示为

$$U = Ri + \frac{\partial \lambda(x, i)}{\partial i} \cdot \frac{di}{dt} + \frac{\partial \lambda(x, i)}{\partial x} \cdot \frac{dx}{dt} \quad (31)$$

式中 U 为电源电压; R 为电磁阀电阻; i 为电路电流; x 为电磁铁气隙; λ 为磁路磁链.

本文中喷油器所使用的为 E 型电磁铁, 其磁路磁链可以表示为

$$\lambda(x, i) = \frac{\mu_0 AN^2 i}{\frac{l}{\mu_r} + x} \quad (32)$$

式中 μ_0 为空气导磁系数; μ_r 为磁性材料导磁系数 (可根据磁性材料曲线 (B-H 曲线) 求得); l 为铁芯长度; x 为气隙长度; N 为线圈匝数; A 为横截面积.

对式(20)进行化简, 即可得到

$$\frac{di}{dt} = \left(U - Ri - \frac{\partial \lambda(x, i)}{\partial x} \cdot \frac{dx}{dt} \right) \cdot \frac{1}{\frac{\partial \lambda(x, i)}{\partial i}} \quad (33)$$

基于能量方程, 电磁力可由电磁能表示为

$$F_e = \frac{\partial W_f}{\partial x} \quad (34)$$

$$W_f = \int_0^i \lambda(x, i) di \quad (35)$$

由式(34)、式(35),即可得瞬态电磁力表达式为

$$F_e = \frac{\partial \lambda(x,i)}{\partial x} \cdot i \tag{36}$$

基于式(33)、式(36)即可建立非线性电磁模型,从而得到电磁力随时间的变化规律.

2 数值仿真

以某型航空重油发动机燃油供给系统为母型机进行仿真计算,该燃油供给系统为共轨式燃油供给系统,其供给燃料为重油,本文以柴油作为该燃油供给系统的燃料进行仿真计算,其主要参数如表 1 所示.

表 1 燃油供给系统主要技术参数
Table 1 Major technical parameters of fuel delivery system

参数	数值
轨道压力/MPa	25
高压油管长度/mm	300
高压油管直径/mm	2.4
泄流孔直径/mm	0.28
入流孔直径/mm	0.25
喷孔直径/mm	0.15

基于上文所述各部分数学模型,使用 Matlab/Simulink 软件建立整个燃油供给系统仿真模型.图 5 为管路模型,输入包括轨道压力(p_r)、针阀环室压力(p_d)和泄流孔流量(Q_d),输出为管路出口流量(Q_p)和管路出口压力(p_p),可计算管路内的瞬时压力和体积流量.图 6 为燃油供给系统仿真模型.

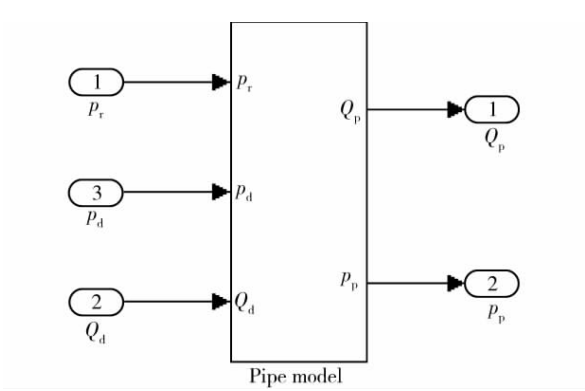


图 5 燃油供给系统管路模型

Fig. 5 Pipe simulink model of fuel delivery system

其中管路模型部分的流体质量方程以及动量方程,采用二阶精度的 MacCormack 格式进行离散求解.由于 MacCormack 法为显示求解方法,

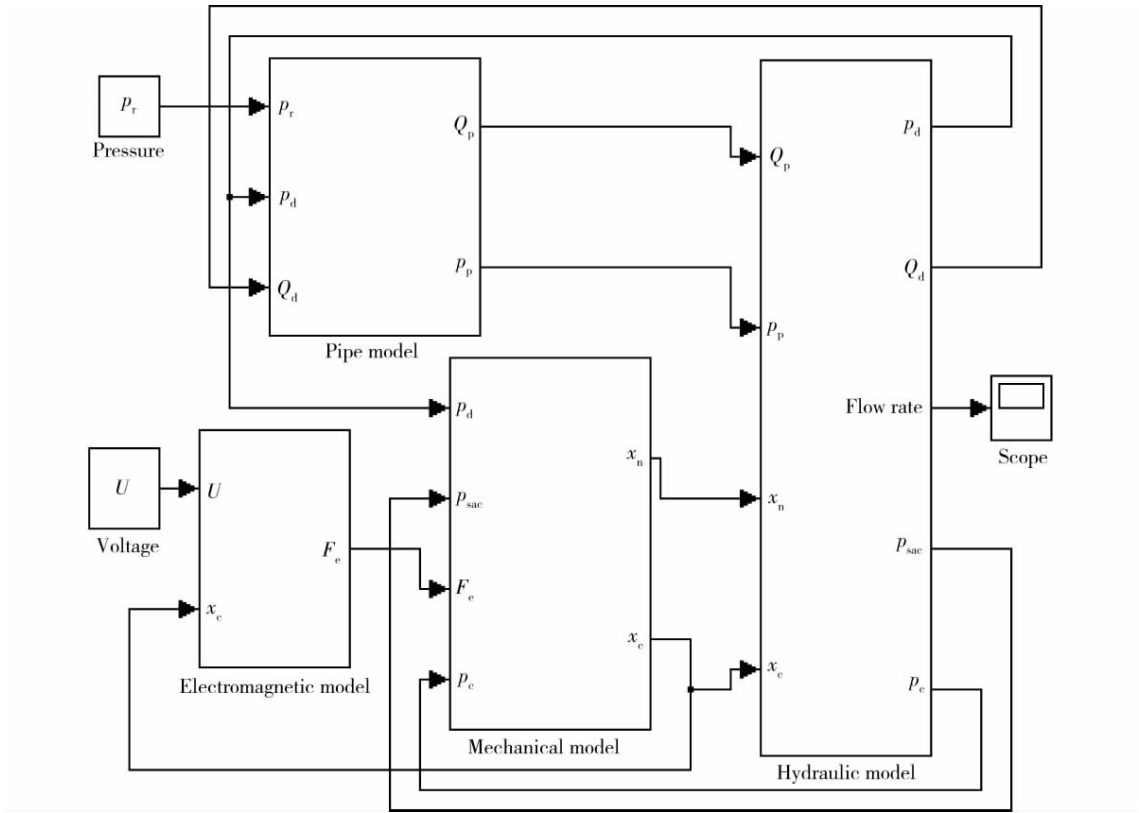


图 6 燃油供给系统 Simulink 仿真图

Fig. 6 Simulink simulation model of fuel delivery system

因此其必须满足下述稳定条件^[13-14]

$$\frac{C\Delta x}{\Delta t} \geq u + a \quad (37)$$

式(37)中 C 为科朗数; u 为流体速度; a 为压力波速度。

液力模型、机械模型以及电磁模型中的微分方程,由于其模型中的刚性问题,如采用传统的龙格库塔法,则必须采用非常小的时间步长才能保证求解的可靠性,大大增加了计算时间,因此采用 Simulink 求解器中的二阶精度变步长的 NDFs (numerical differentiation formulas) 格式求解,可有效减小计算时间。管路模型则基于满足上述所示式(37)的定常时间步离散,使用 Simulink 中的 S 函数编写求解程序,最终在 Simulink 中与其余模型耦合求解。

3 试验验证及仿真结果分析

3.1 仿真结果与试验对比

试验台架主要包括自主开发的喷油规律测量长管、HM91 微型压力传感器、试验用燃油供给系统以及自主开发的数据采集系统。高压油管内流体压力通过布置于高压油管靠近喷油器入口的压力传感器测得。喷油器喷油规律依据长管法^[15],基于一维单元波的非连续性理论,通过压力传感器测量与喷油器相连的喷油规律测量长管内由于喷油产生的压力波形图,通过换算得到其喷油规律。其中所采用压力传感器输出频率为 7 kHz,数采系统采样频率为 20 kHz。压力传感器信号通过数据采集系统采集后送入计算机,通过 Matlab 软件进行信号数据处理,其最终试验结果如图 8 和图 9 所示。

图 7 为电磁阀在通电时间为 2 ms 情况下,试验及仿真模拟所得到的喷油器入口处管路内高压燃油的压力随时间变化曲线对比。图 8 为同一工况下,试验及仿真模拟所得到的喷油器喷油规律曲线对比。从图 7 及图 8 可以看出,仿真结果与实际燃油供给系统试验数据吻合较好。图 7 中试验结果与仿真计算的误差,主要是由于仿真计算中基于小扰动理论,将流体密度取作常数,而实际管路内流体密度是不一致,并随着压力波动变化。仿真计算中喷嘴流量系数取定值考虑,实际过程中由于针阀运动,会导致喷嘴流量系数变化,造成了图 8 中试验结果与仿真计算之间的误差。

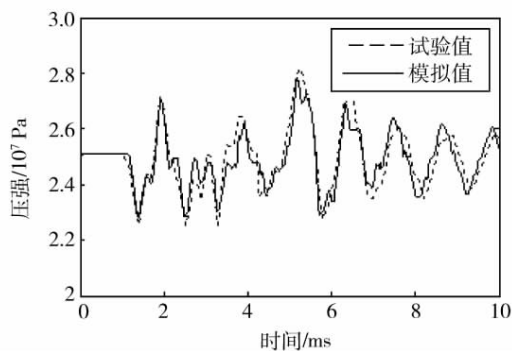


图 7 喷油器入口管路压力波动曲线

Fig. 7 Pipe pressure at injector inlet

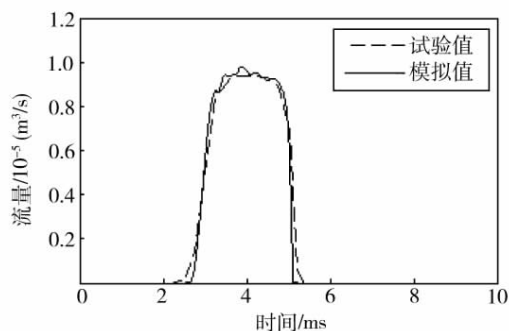


图 8 燃油供给系统喷油规律

Fig. 8 Fuel delivery system injection flow rate

3.2 仿真结果分析

图 9 为模型仿真得到的电磁阀电压及电流波形图。从仿真结果可以看到在 $t = 1$ ms 时,电磁阀通电,电流迅速上升,并持续通电 2 ms,以模拟试验中的实际工况。

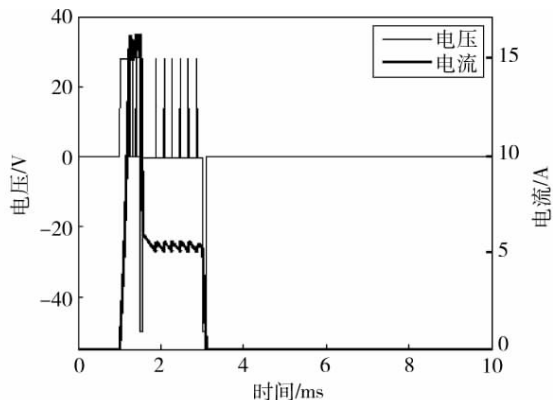


图 9 电磁阀电压电流波形图

Fig. 9 Voltage and current curve at solenoid

图 10 为模型仿真得到的电磁阀衔铁位移曲线。图 11 为模型仿真的到的喷油器针阀升程曲线。从图 10 中可以看到,当电磁阀通电后,电磁阀

衔铁迅速上升,这将使得泄流孔开启,控制室内压力随之下降,针阀开启.而图 11 中可以看到针阀开启时刻与电磁阀开启时刻有一个明显的延时,这段时间即是从电磁阀开启至控制室内压力下降至针阀开启的临界压力所需的时间.而图 10 和图 11 中两者关闭时间上的延时,则是泄流孔关闭后,燃料经入流孔进入控制室建立针阀关闭临界压力所需的时间.

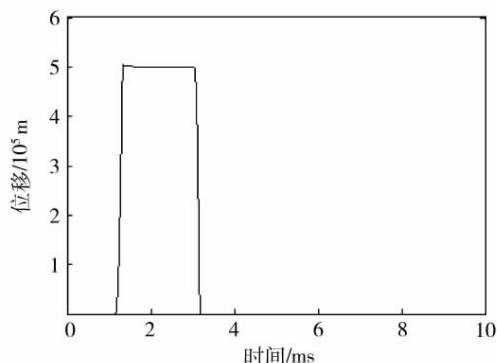


图 10 电磁阀衔铁升程曲线

Fig. 10 Solenoid anchor lift curve

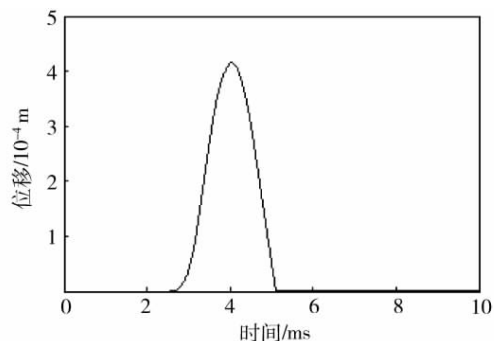


图 11 喷油器针阀升程曲线

Fig. 11 Injector needle lift curve

结合图 7 以及图 8~图 11,可以看到,由于衔铁以及针阀运动,将在管路内产生一个不断传递的压力波(如图 8 所示),其固有频率由管路几何形状、流体平均压力以及温度决定,在本文所述系统中,其振动频率为 870 Hz.该压力波将使得喷嘴针阀压力环室的压力随之波动,导致作用于针阀上的液力变化,影响针阀的开启及关闭时刻,从而对喷油规律造成影响.

从图 7~图 11 中所示仿真结果可以看到,由于系统的动力学特性,以及内部复杂的液力过程和非稳态现象,使得图 9 中所示喷油规律曲线与图 10 中的控制信号曲线之间存在明显的相位差,

其延时为 1.42 ms.通过该模型能有效仿真不同系统参数下的喷油规律,可以有效减少为得到燃油供给系统动力学特性所进行的大量试验.

4 结 论

本文建立了包括一维管路流动模型、液力模型、机械模型以及电磁模型在内的航空重油活塞发动机燃油供给系统数学模型.通过耦合求解机械、流体以及电磁方程,文中所述模型描述了燃油供给系统中,在毫秒级时间内,以波的扰动形式传播的非定常流动,很好地预测了燃油供给系统的关键特性参数喷油规律.根据试验验证,所建模型的仿真结果与试验结果吻合较好,证明了该模型的准确性.这种非定常流动的精确预测,对于燃油供给系统的液力系统布置,以及控制策略、控制目标和性能优化都具有非常重要的作用,具有较强的实用性.

参考文献:

- [1] 李卫东,赵廷渝.航空活塞动力装置[M].成都:西南交通大学出版社,2004.
- [2] 刘峥,张扬军.内燃机一维非定常流动[M].北京:清华大学出版社,2007.
- [3] Mulemane A, Han J S, Lu P H, et al. Modeling dynamic behavior of diesel fuel injection systems[R]. SAE Paper No. 2004-01-0536, 2004.
- [4] Catania A E, Ferrari A, Manno M. Development and application of a complete common-rail injection system mathematical model for hydrodynamics analysis and diagnostics [R]. Chicago, IL: ASME ICE Spring Technical Conference, ICES No. 2005-1018, 2005.
- [5] Amoia V, Ficarella A, Laforgia D, et al. A theoretical code to simulate the behavior of an electro-injector for diesel engines and parametric analysis[R]. SAE Trans. No. 970349, 1997.
- [6] Bianchi G M, Pelloni P, Corcione E. Numerical analysis of passenger car HSDI diesel engines with the 2nd generation of common rail injection systems; the effect of multiple injections on emissions[R]. SAE Tech. Pap. Ser., 2001-01-1068, 2001.
- [7] Catalano L A, Tondolo V A, Dadone, A. Dynamic rise of pressure in the common-rail fuel injection system[R]. SAE Paper No. 2002-01-0210, 2002.
- [8] 罗志昌.流体网络理论[M].北京:机械工业出版社,1988.
- [9] Von Kuensberg Sarre C, Kong S C, Reitz R D. Modeling the effects of injector nozzle geometry on diesel sprays [R]. SAE Paper 1999-01-0912, 1999.
- [10] Munson, B R, Young D F. Fundamentals of fluid mechanics [M]. New York: Wiley, 1990.
- [11] Kajima T, Kawamura Y. Development of a high-speed so-

- lenoid valve; investigation of solenoids[J]. Industrial Electronics, 1995, 42(1): 1-8.
- [12] Vaughan N D, Gamble J B. The modeling and simulation of a proportional solenoid valve[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 1996, 118(1): 120-125.
- [13] Cebeci T, Shao J P, Kafyeke F, et al. Computational fluid dynamics for engineers[M]. Long Beach, California: Horizons Publishing Incorporated, 2005.
- [14] Afzali B, Karimi H. Dynamic simulation of gas turbine fuel gas supply system during transient operations[C]// Proceedings of ASME Turbo. Expo. 2010; Power for Land, Sea and Air. Glasgow, UK: International Gas Turbine Institute 2010; 721-732.
- [15] Bosch W. The fuel rate indicator; a new measuring instrument for display of the characteristics of individual injection[R]. SAE Paper 6607, 1966.