

# 高压共轨燃油喷射系统电控喷油器建模与试验\*

何忠波 薛光明 李冬伟 杨朝舒

(军械工程学院车辆与电气工程系, 石家庄 050003)

**摘要:**对高压共轨系统中的电磁阀喷油器进行建模,所建模型考虑流量限制阀和T型管的影响,考虑燃油流动时的压力损失且确定了损失的形式及施加位置,燃油密度和弹性模量仅视为压力的函数。通过 Simulink 仿真得到模型结果,并与试验结果对比以评价模型优劣。结果表明,考虑流量限制阀和T型管的喷油器模型仿真结果与试验结果误差不超过6%,不考虑二者影响的模型仿真结果与试验结果偏差较大;燃油密度、弹性模量视为常数时的模型仿真结果与将二者视为压力函数时的仿真结果相差较小,且与试验结果的仿真误差均不超过6%。

**关键词:**内燃机 高压共轨 电控喷油器 数学模型

**中图分类号:**TK421+.4 **文献标识码:**A **文章编号:**1000-1298(2014)09-0037-07

## 引言

不同于传统喷油系统的柱塞泵分缸脉动供油,高压共轨喷油系统利用共轨管将油泵输出的燃油储存起来,再输送至每个喷油器上。高压共轨喷油器是燃油喷射系统中最关键、最复杂的部件,它与机械式喷油器的主要区别是上方有一个喷油控制腔,通过电磁阀控制该腔的压力变化实现对喷油的控制。电磁阀喷油器控制自由、精度较高,并可以根据反馈信息随时修正控制量,而且能实现多次喷射、 $\Delta$ 喷射、靴型喷射等多种喷射方式,改进了缸内的燃烧,降低了氮氧化物、碳烟颗粒的排放和发动机噪声<sup>[1-3]</sup>。

高压共轨燃油喷射系统在国外已有较成熟的产品,但在国内仍处于研发阶段。由于该系统涉及机电液等多个方面,且各方面相互影响,关系复杂,研究其系统性能并不容易。通过试验可以进行结构和零件的部分设计和配组,而且结果可信,但试验消耗过大,且复杂的喷油系统有很多不可监控量,这使得对高压共轨系统的仿真研究很有必要<sup>[4-5]</sup>。

高压共轨燃油喷射系统的模型以燃油在流管内的流动为基础,包含质量守恒、动量守恒、能量守恒等偏微分方程,通过 Simulink 或 HYDSIM 等软件求解该微分方程组即得模型的仿真结果。在建立模型时,一般要对系统进行适当简化,如管内流动视为一维定常流动,燃油密度视为常数,忽略燃油温度变化

等。随着研究的进一步发展,喷油过程的诸多影响因素逐渐被考虑在内,如燃油压缩性、管内摩擦、油管压力波动等,使仿真结果更符合实际。然而由于共轨喷油系统比较复杂,即使同样简化,不同学者建立的模型也不相同。如刘少彦<sup>[6]</sup>和虞金霞<sup>[7]</sup>建立的喷嘴控燃油连续方程不同,李正帅<sup>[8]</sup>和张红光<sup>[9]</sup>使用的针阀座、球阀处有效流通面积公式恰好相反,等等。此外,在是否应考虑流量限制阀的作用、燃油密度随温度的变化、连接处动能损失、管壁损失等方面见解不一<sup>[10-12]</sup>,主要原因是考虑这些因素对仿真结果改观不大,却增加计算误差。因此本文基于高压共轨系统特征进行建模,并通过调整模型参数研究各个因素对模型准确性的影响程度,以确定形式简单且不失精度的模型。

## 1 喷油器物理模型

高压共轨系统一个重要特点就是高压油泵的泵油与喷油器的喷油是独立的,因此在建立喷油器模型时,从高压共轨管开始建模更简单而且合理。电磁阀喷油器物理模型如图1所示,为表述方便,模型简图中给出了腔室名称,并在注明中补充其代号。建模时作以下假定:①燃油本身的重力对流动影响较小,在计算时忽略燃油重力。②油液在油管中的流动视为一维层流流动,即油液质点平稳地沿轴线方向运动而无横向运动。③在一次喷射过程中,燃油温度不变,燃油的物理性质,即粘度、密度、弹性模

收稿日期:2013-08-22 修回日期:2013-09-24

\*国家自然科学基金资助项目(51275525)

作者简介:何忠波,教授,主要从事超磁致伸缩喷射阀研究,E-mail: hzb\_hcl\_xq@sina.com

量仪与压力有关。④油液基本处于高压状态,忽略空泡影响。⑤忽略喷油系统零件腔室的弹性变形,并且不考虑燃油在各腔室内部的压力传播时间,即各腔室压力处处相等。⑥考虑流量限制阀、T型管的影响,但忽略低压回油腔的压力变化。⑦忽略密封面因加工问题造成的泄漏,只考虑运动副在高压高频高速下的泄漏。

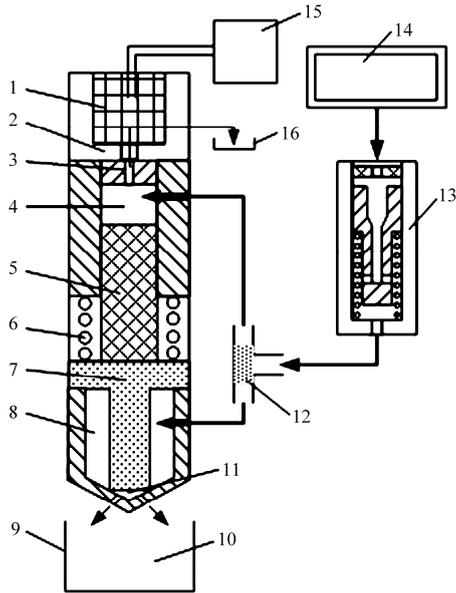


图1 共轨式电磁阀喷油器物理模型简图

Fig.1 Physical model of solenoid valve injector of high pressure common rail system

1. 电磁阀 2. 低压腔(B) 3. 回油孔 4. 控制腔(C) 5. 导杆
6. 针阀弹簧 7. 针阀 8. 储油腔(N) 9. 气缸 10. 燃烧室(Y)
11. 压力腔(S) 12. T型管(T) 13. 流量限制阀(F) 14. 共轨管(R)
15. 电控单元 16. 油箱

## 1.1 流量限制阀模型

流量限制阀的作用是控制最大燃油流量,在非正常情况下阻止喷油器常开持续喷油,其结构简图如图2所示。

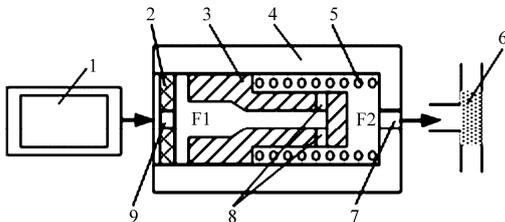


图2 流量限制阀结构简图

Fig.2 Sketch of flow limiting valve

1. 共轨管 2. 限位块 3. 活塞 4. 外套 5. 弹簧 6. T型管
7. 出油孔 8. 节流孔 9. 进油孔

### 1.1.1 F1腔燃油连续性方程

从  $t$  到  $t + dt$  时刻, F1 腔流量变化由 4 部分导致: 进油孔流入, 节流孔流出, 活塞移动, 燃油压缩。得 F1 腔燃油连续性方程

$$\mu S_{RF} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_R - P_{F1})} = \frac{V_{F1}}{E} \frac{dP_{F1}}{dt} + \mu S_{F12} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{F1} - P_{F2})} + S_{HS} \frac{dx_F}{dt} \quad (1)$$

式中  $S_{RF}$ 、 $S_{F12}$ ——进油孔、节流孔的有效流通面积  
 $S_{HS}$ ——活塞外径面积  
 $V_{F1}$ ——腔室容积  
 $\mu$ ——流量系数  
 $\rho$ ——燃油密度  
 $P_R$ 、 $P_{F1}$ 、 $P_{F2}$ ——共轨管、F1腔、F2腔燃油液压力  
 $x_F$ ——活塞运动位移

### 1.1.2 F2腔燃油连续性方程

从  $t$  到  $t + dt$  时刻, F2 腔流量变化由 4 部分导致: 节流孔流入, 出油孔流出, 活塞移动, 燃油压缩。得 F2 腔燃油连续性方程

$$\mu S_{F12} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{F1} - P_{F2})} = \frac{V_{F2}}{E} \frac{dP_{F2}}{dt} + \mu S_{FT} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{F2} - P_T)} - S_{HS} \frac{dx_F}{dt} \quad (2)$$

### 1.1.3 活塞运动方程

活塞在喷油过程中脱离限位块, 受 F1 腔、F2 腔燃油液压力和弹簧力的作用, 由牛顿第二定律可得活塞运动方程

$$m_{HS} \frac{d^2 x_F}{dt^2} = S_{HS} (P_{F1} - P_{F2}) - k_F (x_F + x_{F0}) \quad (3)$$

式中  $m_{HS}$ ——活塞质量  
 $k_F$ ——弹簧刚度  
 $x_{F0}$ ——弹簧预压缩量

## 1.2 T型管微分方程

T型管模型简图如图3所示。由于流量限制阀出油流向控制腔和储油腔两处, 中间必流经 T 型管, 因此建模时需考虑它导致的燃油压力损失。沿用文献[7]的建模方法, 但为分析方便, 将 T 型管中间段视为一个腔室 T, 其余 3 个腔室均视为孔, 得 T 型管腔燃油连续性方程

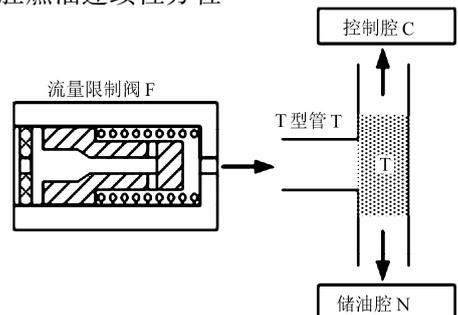


图3 T型管模型简图

Fig.3 Sketch of T type pipe

$$\mu S_{FT} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_{F2} - P_T)} = \frac{V_T}{E} \frac{dP_T}{dt} +$$

$$\mu S_{TC} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_T - P_C)} + \mu S_{TN} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_T - P_N)} \quad (4)$$

式中  $S_{FT}$ ——流量限制阀到腔 T 的有效流通面积  
 $S_{TC}$ ——腔 T 到控制腔的有效流通面积  
 $S_{TN}$ ——腔 T 到储油腔的有效流通面积  
 $P_T$ ——腔 T 的油液压力  
 $P_C$ ——控制腔的油液压力  
 $P_N$ ——储油腔的油液压力  
 $V_T$ ——腔 T 容积

### 1.3 喷油器微分方程

#### 1.3.1 储油腔燃油连续性方程

针阀偶件结构简图如图 4 所示。

从  $t$  到  $t + dt$  时刻, 储油腔流量变化有: 共轨管到储油腔, 储油腔到压力腔, 针阀偶件泄漏, 油液压缩, 针阀位移导致的腔室容积变化。得储油腔燃油连续性方程

$$\mu S_{TN} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_T - P_N)} = \mu S_{NS} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_N - P_S)} + Q_{LN} + \frac{V_N}{E} \frac{dP_N}{dt} + S_{z12} \frac{dh_N}{dt} - \frac{dV_{N1}}{dt} \quad (5)$$

式中  $S_{TN}$ ——T 型管到储油腔的有效流通面积  
 $S_{NS}$ ——储油腔到压力腔的有效流通面积  
 $S_{z12}$ ——针阀粗杆截面积  
 $h_N$ ——针阀行程  
 $Q_{LN}$ ——针阀粗杆与针阀体接触面燃油泄漏量, 将粗杆与针阀体接触面泄漏视为同心环间隙泄漏

为计算  $S_{NS}$ , 将针阀尖端处放大, 如图 5 所示。

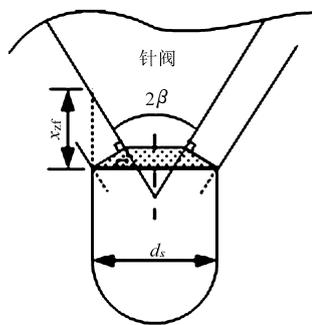
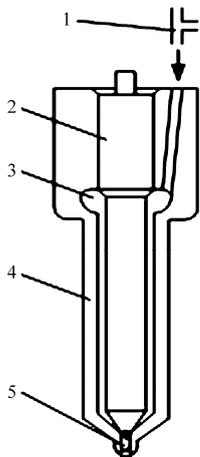


图 4 针阀偶件结构简图  
Fig. 4 Sketch of needle valve couplings

图 5 储油腔到压力腔有效流通面积示意图  
Fig. 5 Effective flow area from storage chamber to pressure chamber

1. T 型管 2. 针阀 3. 储油腔  
4. 针阀体 5. 压力腔

from storage chamber to pressure chamber

$S_{NS}$  应为图 5 中阴影部分的圆台侧面积, 根据圆台侧面积公式得

$$S_{NS} = \pi h_N \sin\beta (d_s - h_N \sin\beta \cos\beta) \quad (6)$$

式中  $\beta$ ——针阀锥角的一半

$d_s$ ——压力腔的腔室直径

#### 1.3.2 压力腔燃油连续性方程

从  $t$  到  $t + dt$  时刻, 压力腔流量变化有: 储油腔到压力腔, 压力腔到燃烧室, 油液压缩, 针阀位移导致的腔室容积变化。得压力腔燃油连续性方程

$$\mu S_{NS} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_N - P_S)} = \mu S_{SY} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_S - P_Y)} + \frac{V_S}{E} \frac{dP_S}{dt} + \frac{dV_{N1}}{dt} \quad (7)$$

式中  $S_{SY}$ ——压力腔到燃烧室的有效喷射面积

$P_Y$ ——燃烧室气体压力

#### 1.3.3 针阀运动方程

针阀、弹簧下座与导杆总是同时运动, 在运动过程中受力有: 控制腔油液压力、弹簧针阀的弹力、储油腔对针阀锥面的压力、压力腔对针阀的压力。其运动方程为

$$m_N \frac{d^2 h_N}{dt^2} = P_S S_{z11} + P_N (S_{z12} - S_{z11}) - k_{z1} (h_N + h_{N0}) - P_C S_{DG} - C_N \frac{dh_N}{dt} \quad (8)$$

式中  $m_N$ ——针阀、弹簧下座与导杆质量和

$k_{z1}$ ——针阀弹簧刚度

$h_{N0}$ ——弹簧预压缩量

$S_{DG}$ ——导杆截面面积

$C_N$ ——针阀阻尼系数

$S_{z11}$ ——针阀锥面与针阀体接触处的截面积

#### 1.3.4 控制腔燃油连续性方程

从  $t$  到  $t + dt$  时刻, 控制腔流量变化有: T 型管流入, 流出低压油腔, 油液压缩, 导杆和喷油器体配合泄漏, 导杆移动引起的容积变化。得控制腔燃油连续性方程

$$\mu S_{TC} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_T - P_C)} = \mu S_{CB} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_C - P_B)} + \frac{V_C}{E} \frac{dP_C}{dt} + Q_{LC} + S_{DG} \frac{dh_N}{dt} \quad (9)$$

式中  $S_{TC}$ ——T 型管到控制腔的有效流通面积

$S_{CB}$ ——控制腔到低压腔的有效流通面积

$Q_{LC}$ ——导杆与喷油器体接触面燃油泄漏量, 泄漏量源于或流向储油腔, 即  $Q_{LC} = -Q_{LN}$

为计算  $S_{CB}$ , 将回油孔处放大, 如图 6 所示。  $S_{CB}$  应为图 6 中阴影部分的圆台侧面积, 其中  $d_{gq}$  为钢球

直径,  $d_{hy}$  为回油孔直径,  $x$  为电磁球阀行程,  $\alpha$  为钢球与回油孔接触角的补角。依次求出  $OB$ 、 $DB$ 、 $DE$  长度, 计算即得

$$S_{CB} = \frac{\pi d_{hy} x (x - d_{gq} \cos \alpha)}{2 \sqrt{d_{gq}^2 / 4 + x^2} - x d_{gq} \cos \alpha} \quad (10)$$

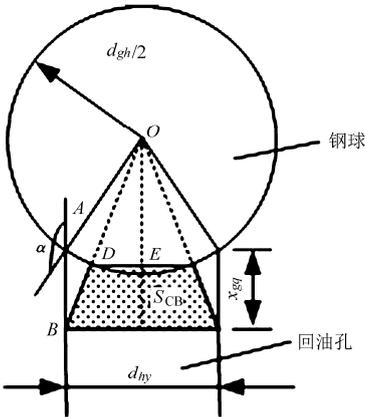


图6 控制腔到低压腔有效流通面积示意图

Fig.6 Effective flow area from control chamber to low pressure chamber

由于回油孔尺寸的限制, 回油的有效流通面积不能随  $x_{gq}$  的增大而无限增大, 其最大值为回油孔面积, 即

$$S_{CB} = \min \left( \frac{\pi d_{hy} x (x - d_{gq} \cos \alpha)}{2 \sqrt{d_{gq}^2 / 4 + x^2} - x d_{gq} \cos \alpha}, \frac{\pi}{4} d_{hy}^2 \right) \quad (x > 0) \quad (11)$$

### 1.3.5 电磁阀升程

电磁阀在工作过程中受力有电磁力、回位弹簧作用力、油液阻力和上下止点接触时产生的阻力, 结合文献[11]和文献[13]的模型, 建立电磁阀运动方程

$$\begin{cases} U = iR + L \frac{di}{dt} \\ m \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{\mu_0 (iN)^2 S_a}{2(\delta - x)^2} - K_s (x_0 + x) - C_s \frac{dx}{dt} - \\ \left[ K_1 (x - x_{\max}) + C_1 \frac{dx}{dt} \right] - \left( K_2 x + C_2 \frac{dx}{dt} \right) \end{cases} \quad (12)$$

式中  $U$ ——输入电压  $i$ ——线圈电流

$R$ ——线圈电阻  $L$ ——线圈电感

$m$ ——电磁阀组件运动质量

$\mu_0$ ——真空磁导率  $N$ ——线圈匝数

$S_a$ ——气隙截面积

$\delta$ ——气隙长度

$K_s$ ——回位弹簧刚度

$C_s$ ——运动阻尼

$x_0$ ——回位弹簧预紧量

$K_1, K_2$ ——上、下止点限位刚度

$C_1, C_2$ ——上、下止点限位阻尼

$x_{\max}$ ——电磁阀升程最大值

## 2 压力损失的形式及施加位置

管路压力损失的计算公式为

$$\Delta P = \zeta \frac{\rho v^2}{2} \quad (13)$$

式中  $v$ ——燃油流速

$\zeta$ ——压力损失系数

### 2.1 沿程损失

沿程损失指的是燃油流动时与管壁摩擦, 在直管内引起的能量损失, 在这里表现为压力损失。沿程压力损失主要出现在长段高压油管中, 本文施加在流量限制阀和 T 型管之间, 其压力损失系数  $\zeta_f$  为

$$\zeta_f = \lambda \frac{L'}{d} \quad (14)$$

式中  $L'$ ——管道长度  $d$ ——管道内径

$\lambda$ ——沿程损失因子(可由莫迪图查得), 代入式(14)计算压力损失时, 燃油流速  $v$  采用管道内燃油的平均流速

### 2.2 阀口压力损失

阀口处的压力损失包括管道突然扩大和管道突然缩小两种损失形式。管道突然放大时的损失系数  $\zeta_L$  为

$$\zeta_L = \frac{2}{3} \left( 3 \frac{S_2}{S_1} - 1 \right) \left( \frac{S_2}{S_1} - 1 \right) \quad (15)$$

式中  $S_1, S_2$ ——上、下游面积

管道突然缩小时的损失因子在尖角进口时可采用 0.5。管道突然扩大或缩小导致的压力损失的速度采用面积较小处的速度。管道放大压力损失的施加位置有: 共轨管到流量限制阀 F1 腔, T 型管到控制腔, T 型管到压力腔, 压力腔到燃烧室(压力腔到燃烧室有管道缩小和管道放大两种形式损失)。管道缩小压力损失的施加位置有: 流量限制阀 F2 腔到 T 型管, 控制腔到低压腔, 压力腔到燃烧室。由电磁阀、针阀升程改变引起的有效流通面积因为是逐渐变化, 不添加阀口形式的压力损失, 如储油腔到压力腔处。

### 2.3 其它形式的压力损失

其它部件的压力损失系数可直接查表得到<sup>[14]</sup>: 等径 90°角弯管压力损失系数为 1.978, 施加位置有: 流量限制阀到 T 型管, T 型管到控制腔, T 型管到储油腔。球阀和针阀锥面的压力损失系数均取 3, 施加位置分别为控制腔到低压腔、储油腔到压力腔。

综合以上结果, 燃油压力损失形式和施加位置如图 7 所示。

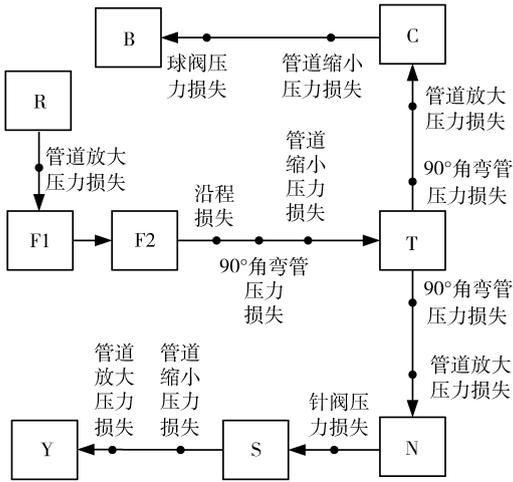


图7 燃油压力损失形式及施加位置示意图

Fig.7 Pressure losses of fuel and the corresponding positions

### 3 燃油物态方程

在一次喷射过程中,喷射时间较短,视燃油温度不变,燃油密度和弹性模量仅表现为压力的函数,密度随压力变化关系为

$$\rho = \rho_0 \left( 1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} p}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p} \right) \quad (16)$$

弹性模量随压力变化的关系为

$$E = \frac{(1 + 3.23 \times 10^{-9} p)(1 + 3.92 \times 10^{-9} p)}{6.9 \times 10^{-10}} \quad (17)$$

式中,压力单位为 Pa,密度单位为  $\text{kg}/\text{m}^3$ ,弹性模量单位为  $\text{N}/\text{m}^2$ 。

### 4 模型的仿真求解与试验验证

#### 4.1 仿真模型

对模型的求解基于 Matlab 软件中的 Simulink 模块。Simulink 包含很丰富的模块库,用户通过操纵模块和设置参数即可实现仿真,求解模型十分方便。所建立的喷油模型为偏微分方程组,每个偏微分方程对应一个仿真子模块,模块的输出变量作为其它模块的输入,其输入也由其它模块输出构成;压力损失的计入是通过初压减去其后施加的压力损失,作为下一处压力的输入,计算过程置于微分模型中。建立的仿真模型如图8所示。

#### 4.2 试验装置与方法

图9为电控共轨燃油喷射系统试验台示意图<sup>[15]</sup>。整个试验台由供油部分和测试部分组成。

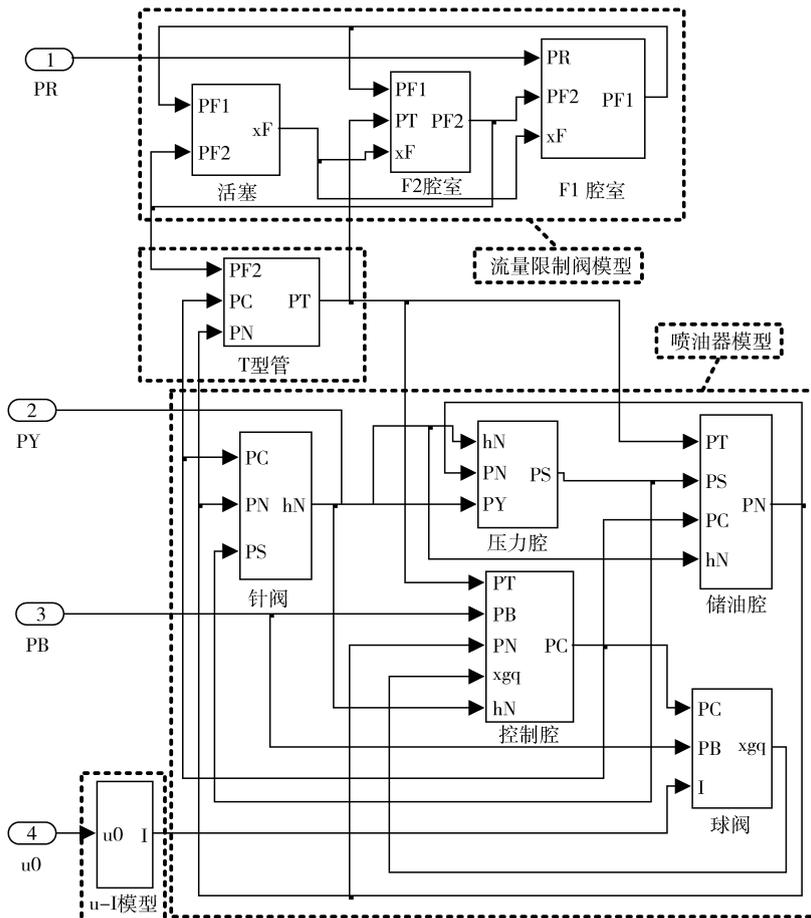


图8 电磁阀喷油器 Simulink 模型

Fig.8 Simulink model of solenoid valve injector

供油部分包括电控直列油泵、共轨管、电控喷油器及油管。测试部分包括油泵试验台、单次喷射仪、共轨压力控制器、喷油器电磁阀驱动模块及带计算机的总控制部分。

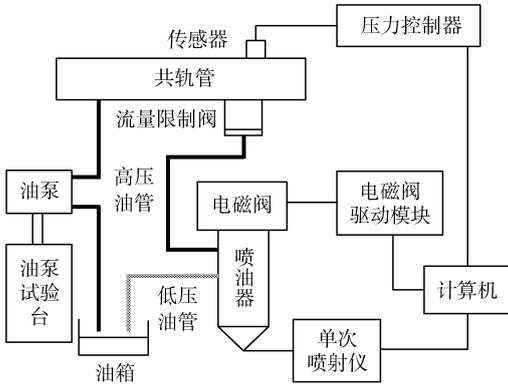


图9 试验台示意图

Fig. 9 Schematic of experimental setup

供油部分采用 Bosch 公司产品。测试部分采用法国 EFS 系列产品:压力控制器型号为 EFS8244,电磁阀驱动模块型号为 EFS8233,单次喷射仪型号为 EFS8246。电磁阀驱动模块与计算机串口通讯,使用 Winpiod 软件设置电参数,以正确驱动喷油器。

试验方案:共轨管轨压分别设定为 60、80、100 MPa,每个恒定轨压下取 7 个不同的信号脉宽,测量每组试验的单次循环喷油量,共测得 21 个数据点。

仿真方案:轨压和脉宽数值与试验方法中保持一致,并通过在  $u-I$  模型中设定电压的上升和下降时刻以设定仿真脉宽;压力腔到燃烧室的流量为式(7)右端第一项,仿真完成后可在压力腔子模块中得到,单次循环喷油量由压力腔到燃烧室的流量对时间积分得到。

为对比不同模型的优劣,设定了按本文模型仿真(考虑流量限制阀和 T 型管影响且燃油密度和弹性模量视为压力的函数)、不考虑流量限制阀和 T 型管仿真、燃油密度和弹性模量视为常数仿真 3 种情况,分别记为仿真 1、仿真 2、仿真 3。

#### 4.3 结果与讨论

不同模型的仿真结果与试验结果如表 1 所示,其中试验数据采用文献[15]的试验结果。

将 3 次仿真结果与实测喷油量进行对比可知,仿真 1 和仿真 3 的结果较为接近,且与试验结果的偏差较小;仿真 2 的结果与仿真 1、仿真 3、试验结果偏差较大。为具体分析仿真与试验结果偏差,定义误差为

$$\delta = \frac{Q_s - Q_T}{Q_T} \quad (18)$$

表 1 不同模型仿真和试验结果对比  
Tab. 1 Comparison of the simulations and experiment results

轨压/ MPa	信号 脉宽/ $\mu\text{s}$	实测 喷油量/ mg	仿真 1 喷油量/ mg	仿真 2 喷油量/ mg	仿真 3 喷油量/ mg
60	511.11	5.7	5.8314	6.0853	5.8452
	888.89	16.9	17.8523	18.8003	17.9004
	1277.78	31.2	30.2895	32.9589	30.1245
	1727.78	47.9	48.3544	50.3014	48.6741
	2000	59.5	57.6245	58.9158	57.9981
	2277.78	70.8	73.0441	73.5245	72.8516
	2500	82.3	78.3410	79.1586	79.0210
80	555.56	9.2	9.5184	10.3562	9.4529
	961.11	25.5	26.4824	28.2212	24.8438
	1444.44	45.9	45.6148	47.0026	45.7215
	1777.78	60.5	62.1400	64.3581	61.9524
	2000	73	74.3251	75.2154	73.8212
	2225	86.1	82.3651	83.4489	82.8541
	2500	100.2	98.2489	100.3586	99.2146
100	613.89	13.4	13.7776	14.1111	13.5445
	1055.56	34.2	35.1887	38.2415	35.6552
	1555.56	58.9	58.9548	59.4462	59.3214
	1755.56	70.4	67.5486	68.0150	68.0145
	2002.78	84.7	84.6142	85.0018	85.7221
	2280.56	100.3	96.2175	98.1654	96.8224
	2555.56	115.7	115.3214	117.2641	115.5846

式中  $\delta$ ——相对误差

$Q_s$ ——喷油量仿真结果

$Q_T$ ——喷油量试验结果

图 10 为 3 次仿真的误差曲线。由图 10 可知,仿真 1 结果与试验结果较接近,误差小于 6%;仿真 3 结果与试验结果的误差也较小,绝大部分误差控制在 6% 以内;仿真 2 结果与试验结果的偏差较大,最大误差超过 10%。

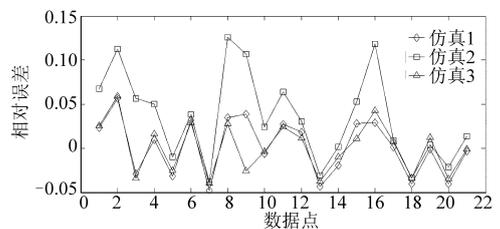


图 10 仿真误差曲线

Fig. 10 Simulation error curves

由图 10 还可得知仿真 2 的误差点大部分落在直线  $\delta=0$  的上方,即模型计算结果较试验结果普遍偏大。这是由于没有考虑流量限制阀和 T 型管对共轨管压力的衰减,使得模型计算的储油腔压力偏大,压力腔到燃烧室的流量偏大,单次循环喷油量的仿真结果较试验结果也会偏大。

## 5 结论

(1)对高压共轨系统中的电磁阀喷油器进行建模,模型考虑了流量限制阀和T型管的影响,确定了燃油流动时的压力损失形式及施加位置,将燃油密度和弹性模量视为压力的函数;通过 Simulink 软件求解模型并与试验结果对比以验证模型准确性。

(2)喷油器模型应考虑流量限制阀和T型管的影响,考虑二者影响的喷油量仿真结果与试验结果误差不超过6%;若不考虑二者影响,因忽略二者对共轨管压力的衰减作用,使得喷油量仿真结果较试验结果普遍偏大,且最大误差超过10%;燃油密度和弹性模量视为常数或压力的函数对喷油量的仿真结果影响不大,建模时可从简。

## 参 考 文 献

- 1 邓东密,邓萍. 柴油机喷油系统[M]. 北京:机械工业出版社,2009.
- 2 王尚勇,杨青. 柴油机电子技术[M]. 北京:北京理工大学出版社,2005.
- 3 张宗杰. 动力机械电子控制[M]. 武汉:华中科技大学出版社,2005.
- 4 樊良,王建平,曹诚,等. 柴油机高压共轨系统仿真研究[J]. 内燃机,2011(1):39-41.  
Fan Gen, Wang Jianping, Cao Cheng, et al. Simulation research on high-pressure common rail injection system for diesel engines [J]. Internal Combustion Engines, 2011(1): 39-41. (in Chinese)
- 5 袁方恩,林学东,黄丫,等. 高压共轨喷射系统参数对柴油机性能影响的研究[J]. 内燃机工程,2012,33(2):11-18.  
Yuan Fangen, Lin Xuedong, Huang Ya, et al. Investigation on effect of high pressure common rail injection system parameters on diesel engine performance[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2012, 33(2): 11-18. (in Chinese)
- 6 刘少彦. 柴油机高压共轨喷油系统仿真及整体式喷油器研究[D]. 武汉:华中科技大学,2003.  
Liu Shaoyan. Simulation of high pressure common rail fuel injection system for diesel engine and research on integral injector[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Tecnology, 2003. (in Chinese)
- 7 虞金霞. 柴油机高压共轨喷油系统仿真与研究[D]. 上海:上海交通大学,2002.  
Yu Jinxia. Simulation and research of high pressure common rail fuel injection system for diesel engine[D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2002. (in Chinese)
- 8 李正帅,陆耀祖. 高压共轨式电控燃油喷射系统的计算机仿真[J]. 长安大学学报:自然科学版,2002,22(1):66-69.  
Li Zhengshuai, Lu Yaozu. Computer simulation of high pressure common rail type electronic-control fuel injection system[J]. Journal of Chang'an University: Natural Science Edition, 2002, 22(1): 66-69. (in Chinese)
- 9 张红光,于晶,范伯元,等. 电控蓄压式喷油系统对喷油量和喷油压力的控制[J]. 农业机械学报,2000,31(1):15-18.  
Zhang Hongguang, Yu Jing, Fang Boyuan, et al. A study on fuel injection quantity and pressure control of the electronically controlled accumulator type fuel injection system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2000, 31(1): 15-18. (in Chinese)
- 10 刘镇明,邵利民,欧阳光耀. 基于近似模型的共轨柴油机喷射系统参数优化研究[J]. 内燃机工程,2011,32(6):63-67.  
Liu Zhenming, Shao Limin, Ouyang Guangyao. Optimization study on injection system parameters of common rail diesel engine based on approximate model[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2011, 32(6): 63-67. (in Chinese)
- 11 王腾飞,李育学,陈海龙,等. 柴油机喷油规律测试系统的仿真研究[J]. 汽车科技,2012(1):43-46.  
Wang Tengfei, Li Yuxue, Chen Hailong, et al. Simulation research on fuel injection system testing of diesel engine[J]. Auto Mobile Science & Technology, 2012(1): 43-46. (in Chinese)
- 12 李晓波,史镜海. 柴油机高压共轨式燃油喷射系统的仿真研究[J]. 哈尔滨工程大学学报,2008,29(5):465-468.  
Li Xiaobo, Shi Jinghai. Simulating the high-pressure common-rail fuel injection system of diesel engines[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2008, 29(5): 465-468. (in Chinese)
- 13 黄茂杨. 柴油机高压共轨燃油喷射系统[D]. 南京:东南大学,2005.  
Huang Maoyang. Optimization on structural and control parameters and development on testing systems of high-speed solenoid valve for high-pressure common rail injection system of diesel engine[D]. Nanjing: Southeast University, 2005. (in Chinese)
- 14 张利平. 机械设计手册液压传动[M]. 北京:化学工业出版社,2007.
- 15 何建元. 柴油机共轨式燃油系统及电控喷油器的仿真研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学,2007.  
He Jianyuan. The research for simulation of the common rail fuel injection system on diesel engine [D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2007. (in Chinese)

**Abstract:** To improve a SUV's ride quality and mobility, the SUV was modified using air suspension systems. An electronic control unit based on Freescale XDP512 microcontroller was designed including a minimum system, a speed signal conditioning module, an air pump control module, a combined valves control module, a body height measuring module and a CAN module, a body acceleration measuring module. The ANSI C code of the control strategy of the ECAS system was generated using Real-Time Workshop (RTW) code generation techniques, and then series of experiments of the car body coupling with speed, cornering, accelerating, decelerating, ride quality were conducted. The results of the experiments showed that the newly designed ECU could effectively finish the following functions: vehicle speed signal conditioning, the coupling of suspension height and vehicle speed, the control of an electrical air pump and a combination valves, etc.

**Key words:** Vehicle Electronic control unit Electronically controlled air suspension Automatic code generation

---

(上接第 43 页)

## Modeling and Experiment of Electronic Injector of High Pressure Common Rail Fuel Injection System

He Zhongbo Xue Guangming Li Dongwei Yang Zhaoshu

(Department of Vehicles and Electrical Engineering, Ordnance Engineering College, Shijiazhuang 050003, China)

**Abstract:** The model of solenoid valve injector in high pressure common rail system is presented. The model considers the influences of flow limiting valve, T type pipe and the pressure loss caused by fuel flow. The forms and positions of the pressure loss were determined. In the model the fuel density and elastic modulus are only viewed as the functions of fuel pressure. The results obtained by Simulink software were compared with experimental results in order to assess the model. Results show that the simulation error of the model considering flow limit valve and T type pipe influences to the experimental results is less than 6%, while the results without these considerations have larger difference from the experimental results. The simulation difference between the model that views fuel density and elastic modulus as constants and the model that views both of them as the functions of pressure is small. The errors of the two models to the experimental results are less than 6%.

**Key words:** Engine High pressure common rail Electronic fuel injector Mathematical model