



基于高压油管压力波动最优化的燃油系统进油及喷油调控策略

毛睿昕¹, 程韵涵¹, 姚迎奥¹, 张 勇^{2*}

(1. 电子科技大学 信息与通信工程学院, 成都 611731; 2. 电子科技大学 数学科学学院, 成都 611731)

摘要: 针对不同结构高压燃油系统油管中燃油压力保持稳定提出不同燃油喷入喷出策略。首先, 对于简化的高压油管内压力随时间变化的规律, 基于高压油管内燃油喷入和喷出时压力、燃油密度与流量的关系, 利用微元法建立了油管内燃油压力波动随时间变化的模型; 其次, 针对利用凸轮驱动供油, 针阀控制喷油的高压油管, 结合凸轮的驱动原理和喷油嘴的不同喷油过程, 对高压油管内燃油的喷入和喷出进行修正, 建立优化模型, 以确定凸轮角速度策略; 最后, 结合流体力学知识化简模型, 提出了一种可以优化压力波动的双喷油嘴联动方案。

关键词: 燃油喷入喷出策略; 压力波动最小; 差分法; 微元法; 流体力学

中图分类号: O151.2

文献标志码: A

DOI: [10.12179/1672-4550.20200470](https://doi.org/10.12179/1672-4550.20200470)

The Strategy of Oil Flow Control in the Fuel System Based on Optimizing the Pressure Fluctuation in Fuel Injection Pipe

MAO Ruixin¹, CHENG Yunhan¹, YAO Yingao¹, ZHANG Yong^{2*}

(1. School of Information and Communication Engineering, University of Electronic Science and Technology of China, Chengdu 611731, China;

2. School of Mathematical Sciences, University of Electronic Science and Technology of China, Chengdu 611731, China)

Abstract: In this paper, different strategies of fuel flow control are proposed for the fuel system to maintain the stability of oil pressure in the fuel injection pipe. Firstly, assuming the fuel system's related parameters are in an ideal setting so that the patterns of fuel pressure changes with time can be observed briefly, and then basing on the relationship among the pressure, fuel density and flow rate of fuel injection, a mathematical model used to illuminate the fuel pressure fluctuation in the fuel pipe could be established by using infinitesimal method. Secondly, for the fuel system with a cam and a needle valve, the equations of oil entry and injection are modified based on cam's rotation principle and analysis of factors affecting fuel injection. Meanwhile, an optimized model of minimizing fuel pressure fluctuation in the fuel pipe is also established to get the optimal cam angular velocity. Finally, a double-injection-nozzles-linkage scheme is proposed to optimize the pressure fluctuation. The knowledge of hydromechanics is also applied here to simplify the model.

Key words: oil flow control strategy; minimizing pressure fluctuation; difference methods; infinitesimal method; hydromechanics

高压燃油系统是发动机的重要组成部分, 在系统的工作过程中, 高压油管内部的压力会随燃油进入或喷出的时间差而发生变化, 从而使发动机的效率降低^[1]。

因此想要发动机工作效率维持在较高水平, 高压油管内的压强需尽量保持不变^[2], 本文对于高压油管进行了建模分析^[3]。

求解燃油密度和压力的关系, 可利用燃油压

力与密度的微分方程, 在已知燃油弹性模量和压力的数值关系基础上, 利用矩形法求解密度关于压力的积分表达式, 从而得到燃油压力与密度的数值对应关系。

为了求解高压油管内压力随时间变化的表达式, 可基于微元法得到时间微元内流入和流出单向阀的燃油质量, 并依据高压油管的体积不变及燃油密度与压力的关系, 建立燃油压力关于时间

收稿日期: 2020-10-09; 修回日期: 2021-03-29

基金项目: 国家自然科学基金(61772003)。

作者简介: 毛睿昕(2000-), 女, 本科生, 通信工程专业。

* 通信作者: 张勇(1974-), 男, 博士, 教授, 主要从事应用数学与数学建模方面的研究。E-mail: mathzy@163.com

的微分方程。本文首先考虑理想状况下供油压力恒定的高压油管平衡模型,再对实际中利用柱塞腔进油以及针阀喷油嘴出油的情况进行建模分析。

1 简化燃油系统高压油管内压力随时间变化模型

理想情况下,某型号高压油管的相关几何参数为:内腔长度 500 mm,内直径 10 mm。如图 1 所示,供油入口 A 通过单向阀调整供油时间,A 口处提供 160 MPa 的压力。喷油嘴 B 口向外喷油,每秒工作 10 次,每次喷油时间为 2.4 ms。

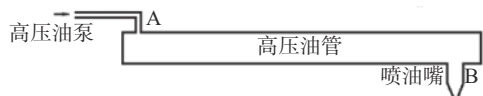


图 1 高压油管工作示意图

1.1 高压油管燃油密度与管内压力关系的确定

通常情况下,燃油密度和管内压力的联系与其弹性模量有关。燃油的弹性模量即有力施加于物体时,弹性变形区内应力-应变曲线的斜率,是表示燃油压缩性的一个指标。

可得到燃油密度的确定式为:

$$\rho = \rho_0 e^{\int_{100}^P \frac{1}{E(P)} dP} \quad (1)$$

燃油弹性模量与压力的关系如图 2 所示。考虑对每一个已知对应弹性模量大小的燃油压力求其对应密度大小,为了得到燃油压力为 P 时对应的密度 ρ ,采用矩形法对式(1)进行积分。将积分区间 $I = [100, P]$ 分割为多个小区间 $I = [100, 100.5) \cup [100.5, 101) \cup \dots \cup [P-0.5, P]$,取区间的开始点作为节点,并将分区间的长度 0.5 乘以积分函数 $\frac{1}{E(P)}$ 在这一点上的值,近似为函数在这一段区间的积分。最后,将所有的矩形面积相加,便可以近似地作为函数在该区间上的定积分,得到燃油密度与压力的关系,如图 3 所示。

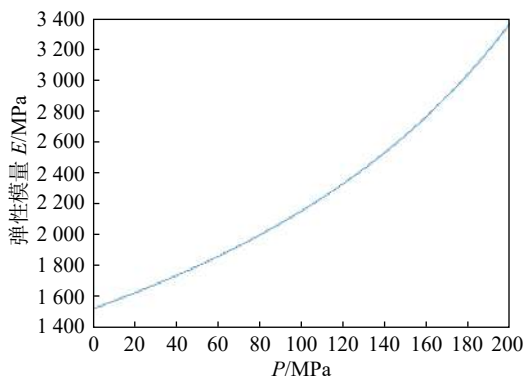


图 2 燃油弹性模量与压力的关系

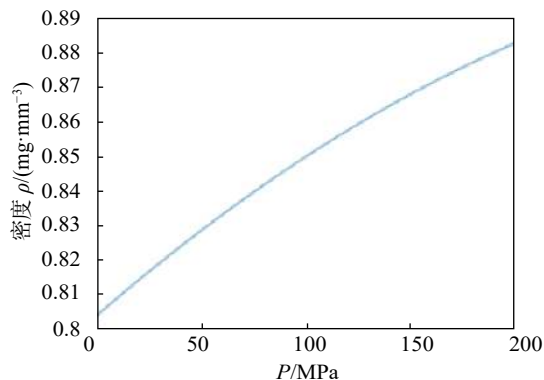


图 3 燃油密度和压力的关系

1.2 利用微元法确定油管内燃油压力随时间变化的规律

影响高压油管内压力的因素主要是 A 口进入的燃油质量和 B 口喷出的燃油质量^[4]。下面分别对这两个因素进行分析。

1) A 口流入高压油管的模型

首先,基于 A 口的压力恒定为 160 MPa,故供给的燃油密度恒定不变。鉴于时间微元极短,该时间段内高压油泵燃油的密度以及压力不发生改变,故 A 口流量也不发生改变。根据单向阀开启时进入高压油管的流量与高压油泵供油口 A 处燃油密度 $\rho_1(t)$,则在此时段内 A 口流入油管的质量可以表示为^[5]:

$$\begin{cases} m_A(t+dt) - m_A(t) = C\pi\left(\frac{d_1}{2}\right)^2 \sqrt{\frac{2[P_1(t) - P_2(t)]}{\rho_1(t)}} \rho_1(t) dt \\ \rho_1(t) = \rho_1(0) = \rho_0 e^{\int_{100}^{160} \frac{1}{E(P)} dP} \end{cases} \quad (2)$$

2) 喷油嘴喷油模型

其次根据喷油嘴 B 口的工作方式,可以确定喷油速率随工作时间的表达式为^[6-7]:

$$Q_B(t) = \begin{cases} 100t & 0 \leq t \leq 0.2 \\ 20 & 0.2 \leq t \leq 2.2 \\ -100t + 240 & 2.2 \leq t \leq 2.4 \\ 0 & 2.4 \leq t \leq 100 \end{cases} \quad (3)$$

类比对 A 口的分析方法,从 B 口流出油管的质量可以表示为:

$$m_B(t+dt) - m_B(t) = Q_B(t) \rho_2(t) dt \quad (4)$$

3) 高压油管内压力随时间变化模型

综上,燃油管内压强变化可以表征^[8],在 dt 时间内, A 口进入的燃油质量加上油管前一时刻 t 内燃油质量,再减去 B 口喷出的燃油质量,等于后

一时刻 $t+dt$ 油管内燃油质量。根据高压油管体积不变可以求得前后两个时刻油管内燃油密度的关系, 从而求得燃油压力随时间变化的微分表达式为:

$$CA_1 \sqrt{\frac{2[P_1(t) - P_2(t)]}{\rho_1(t)}} \rho_1(t) - Q_B(t) \rho_2(t) = V_0 \frac{d}{dt} \rho_2(t) \quad (5)$$

2 实际中燃油系统最优凸轮角速度确定模型

实际情况下, 柱塞泵下的凸轮为高压油管内的油压提供动力, 柱塞腔内直径为 5 mm, 柱塞运动到上止点位置时, 柱塞腔残余容积为 20 mm³。柱塞运动到下止点时, 低压燃油会充满柱塞腔(包括残余容积), 低压燃油的压力为 0.5 MPa。同时, 喷油器多为闭式, 即加装直径为 2.5 mm 的针阀、半角为 9° 的圆锥密封座, 直径为 1.4 mm 的下端喷孔以阻断油管喷孔与燃烧室, 通过控制针阀升降来控制喷油速率及持续时间, 如图 4 所示。因此, 需调整图 1 中简化模型, 确定最优凸轮驱动速率以稳定高压油管内压。由于最优凸轮角速

度可以使高压油管内压力波动最小, 因此下面利用高压油管内压力尽量稳定在 100 MPa 时的燃油的进入和喷出条件确定凸轮的角速度。



图4 高压油管实际工作过程示意图

2.1 微元时间内凸轮驱动下高压油泵内燃油进入油管的质量

由于柱塞由凸轮驱动, 在柱塞套内作往复直线运动, 故柱塞的行程由凸轮的轮廓形状决定^[1]。本系统使用的凸轮形状如图 5(a) 所示, 该凸轮的最小极径 $r_{\min}$ 和最大极径 $r_{\max}$ 共线, 且凸轮轮廓沿该直线对称。根据柱塞所在的位置可将整个凸轮驱动过程分为升程和降程, 如图 5(b) 所示, 图中下止点 D 为柱塞最低点(对应凸轮最短极径), 起始供油点 E 为柱塞腔开始向高压油管供油时柱塞的位置, 上止点 F 为柱塞最高点(对应凸轮最长极径)。

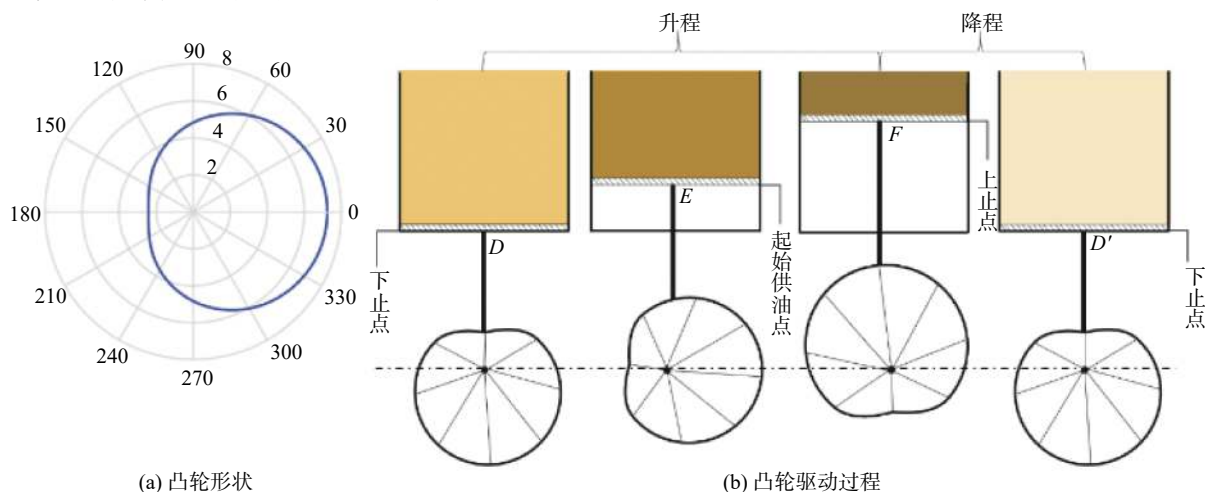


图5 柱塞式高压油泵供油过程示意图

故下止点与上止点之间的距离为:

$$l_0 = r_{\max} - r_{\min} \quad (6)$$

由柱塞在上止点处腔内残余容积 $V_{\text{余}}$ 及柱塞腔横截面积 S , 可得到上止点与柱塞腔顶端的距离 $l_1 = \frac{V_{\text{余}}}{S}$ 。因此, 柱塞腔总高度 $L = l_0 + l_1$, 柱塞腔总体积 $V_1 = LS$ 。

设凸轮转动的角速度为 ω (rad/ms), 凸轮在 t (ms) 时刻转动过的角度为 θ (°), 凸轮极径 r (mm), 柱塞上升速度为 v (mm/ms), 根据大学物理知识,

角速度可以表示为:

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} \quad (7)$$

由此, 柱塞上升速度可以表示为:

$$v = \frac{dr}{dt} \quad (8)$$

将式(7)与式(8)相除, 可得到:

$$v = \omega \frac{dr}{d\theta} \quad (9)$$

式中, $\frac{dr}{d\theta}$ 为已知信息。

记高压油泵和高压油管连接 A 口处的燃油流量为 $Q_A(t)$, 时间微元 dt 内进入高压油管内的燃油质量为 dm 。故有 $dm = Q_A(t)dt$ 。将图 5 中柱塞一个来回的上升与下降运动分为 3 个过程, 分别讨论对应的时间范围及通过 A 口的燃油质量。

1) 过程 1: 柱塞从下止点 D 运动到起始供油点 E

此时, 由于柱塞腔内压力小于高压油管内的压力, 柱塞腔不向高压油管供油, 故 $dm = 0$ 。该过程中, 柱塞腔内燃油质量不变, 体积压缩, 压强从 0.5 MPa 上升至 100 MPa。结合式 (1) 中燃油压强与密度的换算, 可以得到 0.5 MPa 与 100 MPa 燃油对应密度分别为 $\rho_1 = 0.8045 \text{ mg/mm}^3$, $\rho_2 = 0.85 \text{ mg/mm}^3$ 。设下止点到起始供油点的距离为 l_2 , 可以得到:

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{L - l_2}{l_2} \quad (10)$$

求解式 (10) 即可得到 l_2 大小。联立式 (9) 即可求解该过程需要的时间 t_0 与凸轮角速度之间的关系:

$$L - l_2 = \omega \int_0^{t_0} \frac{dr}{d\theta} dt \quad (11)$$

2) 过程 2: 柱塞从起始供油点 E 上升至上止点 F

此过程中, 凸轮驱动柱塞向上, 腔内燃油压力恒大于油管内的燃油压力, 燃油持续进入高压

$$\Delta m_A = \begin{cases} 0 & 0 < t \leq t_0 \\ \rho_1(t+dt) \left(V_1 - S \omega \int_0^{t+dt} \frac{dr}{d\theta} dt \right) - \rho_1(t) \left(V_1 - S \omega \int_0^t \frac{dr}{d\theta} dt \right) & t_0 < t \leq t_0 + t_1 \\ 0 & t_1 < t \leq 2(t_0 + t_1) \end{cases} \quad (15)$$

2.2 微元时间内针阀控制下喷油嘴喷出的燃油质量

燃油的流量与通过的横截面积、孔两端的压差 ΔP_B 有关。燃油从喷油嘴喷向主要包含空气的燃烧室, 故孔下端的压力可看作恒为标准大气压 P_1 ; 而由于喷油孔与高压油管相连, 因此孔上端的压力近似等于管内压力, 通过孔的燃油密度为管中燃油的密度 $\rho_2(t)$, 故只需分析影响燃油流量的横截面积。

对比 2.1 节可知, 针阀占了一定体积的喷油嘴, 其底面积影响了燃油可通过的横截面积。故影响燃油流量的横截面积有两个因素。

1) 喷油嘴水平横截面减去针阀横截面面积得到的 S_1 (对应图 6(a) 针阀下浅黄色圆环面积)

油管, 直到柱塞运动到上止点为止。首先, 根据式 (6) 得到该过程的总升程 l_0 , 设该过程需要的时间为 t_1 , 同过程 1, 可以得到:

$$l_0 = \omega \int_{t_0}^{t_0+t_1} \frac{dr}{d\theta} dt \quad (12)$$

下面利用微元法求解微元时间内通过 A 口的燃油质量。设 t 时刻燃油腔内的燃油质量为 $m_0(t)$, 燃油的密度为 $\rho_1(t)$, 则柱塞内剩余的燃油的体积 $V_{\text{余}}(t) = \frac{m_0(t)}{\rho_1(t)}$ 。同时可利用柱塞上升速度积分求得该体积的另一表达式: $V_{\text{余}}(t) = V_1 - S \int_0^t v(t) dt$ 。于是得到燃油在 t 时刻的质量、密度及凸轮运动速度的关系为:

$$m_0(t) = \rho_1(t) \left[V_1 - S \int_0^t v(t) dt \right] \quad (13)$$

故在微元时间 dt 内进入高压油管的燃油质量为:

$$\Delta m_A = m(t+dt) - m(t) = \rho_1(t+dt) \times \left[V_1 - S \int_0^{t+dt} v(t) dt \right] - \rho_1(t) \left[V_1 - S \int_0^t v(t) dt \right] \quad (14)$$

3) 过程 3: 柱塞降程

根据凸轮轮廓的对称性, 降程总时间应该与升程相同, 即柱塞下降至柱塞腔下止点 D' 所需时间为 $2(t_1 + t_0)$ 。此过程燃油不在进入高压油管, 即 $dm = 0$ 。

综上, 微元时间内柱塞腔内燃油通过 A 口的质量可以表示为:

2) 喷孔面积 S_2

根据流体力学的知识^[9-10], 燃油的流量主要受到 S_1 、 S_2 中较小的面积的制约。故针阀上升初期 $S_1 < S_2$, 燃油的流量受到 S_1 制约, 燃油沿着针阀和喷嘴壁两端缝隙形成两股细流流下, 如图 6(a) 和图 6(b)。由于燃油的高度为毫米级, 因此忽略重力势能对燃油流量的影响, 喷油孔内侧压力等于高压油管内的压力 $P_2(t)$ 。设针阀当前上升了高度 h , 针阀的半角为 θ_0 , 故燃油当前所在针阀横截面的半径为 $(R + h \tan \theta)$ 。因而 $S_1(t) = \pi [(R + h \tan \theta)^2 - R^2]$ 。根据流量公式, 两股燃油细流的流量可表示为:

$$Q_B(t) = 0.85\pi [(R + h \tan \theta)^2 - R^2] \sqrt{\frac{2(P_2(t) - P_0)}{\rho}} \quad (16)$$

当 $S_1 = S_2$ 时, 为临界情况, 记对应时刻为 t_2 。针阀上升后期 $S_1 > S_2$, 燃油的流量受 S_2 制约, 仍然忽略重力势能及燃油的微小压缩, 利用流体的连续性定理可得此时燃油单位时间内流过喷油嘴

$$\Delta m_B = Q_B(t)\rho_2(t)dt = \begin{cases} 0.85\pi[(R+h\tan\theta)^2 - R^2] \sqrt{\frac{2(P_2(t)-P_0)}{\rho}} \rho_2(t)dt & 0 < t < t_2 \\ 0.85S_2 \sqrt{\frac{2(P_2(t_2)-P_0)}{\rho_2(t_2)}} & t_2 < t < t_3 \end{cases} \quad (17)$$

记针阀开始下降的时刻为 t_3 , 根据其运动对称性, 油嘴喷出燃油质量也与上升期对称, 这里不再讨论, 此外 t_2 、 t_3 均可从已知的针阀运动曲线得知。

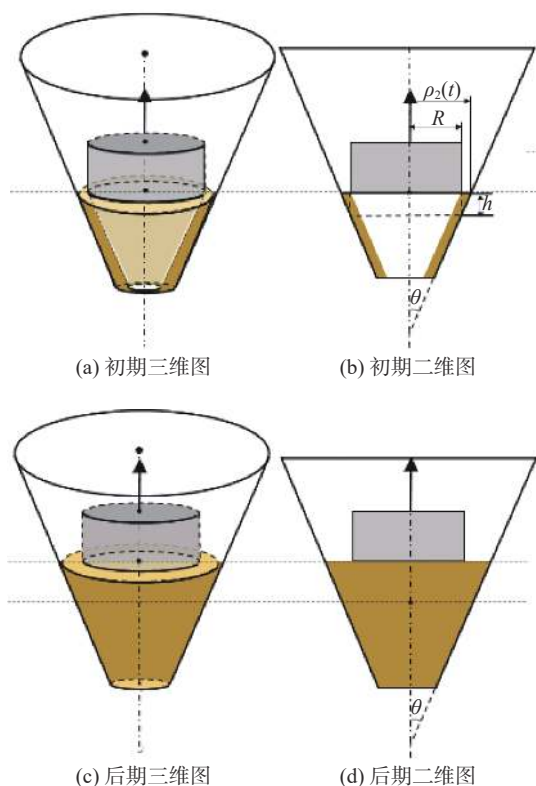


图6 针阀上升期喷油嘴横截面积示意图

2.3 基于单向阀开启时间策略的高压油管内压力波动最小优化模型的建立

实际燃油系统中高压油管内燃油质量的变化与1.2节中变化的机理相同, 因此这里直接给出无约束的压力波动最小优化模型:

$$\text{目标: } \min \int_0^{10000} [P_2(t) - 100]^2 dt$$

$$\text{其中: } \begin{cases} CA_1 \sqrt{\frac{2[P_1(t)-P_2(t)]}{\rho_1(t)}} \rho_1(t) - Q_B(t)\rho_2(t) = V_0 \frac{d}{dt} \rho_2(t) \\ \rho_1(t) = \rho_1(0) = \rho_0 e^{\int_{100}^{160} \frac{1}{E(P)} dP} \end{cases} \quad (18)$$

横截面的流量相等, 故后期燃油的流量 $Q_B(t)$ 恒为 t_2 时刻的流量, 即针阀上升前半期燃油的最大流量。

综上, 升程中微元时间油嘴喷出的燃油质量为:

由于压力变化为角速度的函数, 因此求解上述模型可得到凸轮的角速度。

2.4 实际高压油管单向阀开启时间模型的求解

1) 选取合适的时间微元

依据文献[11]中针阀运动曲线的时间与距离的关系, 发现其采用的时间精度为0.01 ms, 具有较高的精度, 因此在所有问题的求解中均采用0.01 ms的时间精度。

2) 对柱塞腔模型的处理

在求解过程中, 我们忽略原来柱塞腔内剩余的高压燃油对柱塞腔内燃油压力的影响, 直接认为, 在柱塞运动到下止点 D 后, 柱塞腔内充满了0.5 MPa的低压燃油。

3) 对喷油嘴模型的处理

由于期望高压油管内的压力尽量稳定在100 MPa左右, 因此在求解喷油嘴^[12]的流量时, 可将管内压力设定为100 MPa, 而外界的大气压为0.001 MPa, 这样, 则不需在迭代的过程中每次需根据上一时刻的管内压力去求解流量, 可以有效地降低计算的复杂度。

4) 利用多步长遍历的方法确定凸轮的角速度

在对凸轮的角速度值进行估计后, 采用遍历的方法在其估值附近估计^[13], 具体的求解步骤如下:

- ①初值估计;
- ②较大步长遍历凸轮的角速度;
- ③较小步长遍历凸轮的角速度;
- ④得到满足目标函数的最优解。

首先, 利用柱塞腔模型计算得到, 当高压油管内的压力约为100 MPa时, 凸轮旋转一周时压入高压油管的燃油的质量; 同时利用喷油嘴模型计算得到, 每100 ms即喷油嘴工作一次。利用其在一个周期内压入高压油管的燃油的质量与喷出燃油的质量相等, 估计出凸轮的角速度约为0.03 rad/ms。

对较大范围 $[0.01, 0.05]$, rad/ms , 采用步长 0.005 rad/ms 遍历; 确定较小范围 $[0.027, 0.028]$, 在该较小范围内采用较小步长 0.001 rad/ms 遍历。最后得到最优解, 即当凸轮的角速度为 0.0276 rad/ms 时, 高压油管内的压力尽可能稳定在 100 MPa 左右。当凸轮的角速度为 $0.0275 \sim 0.0277 \text{ rad/ms}$ 时, 高压油管内压力随时间变化, 如图 7 所示。

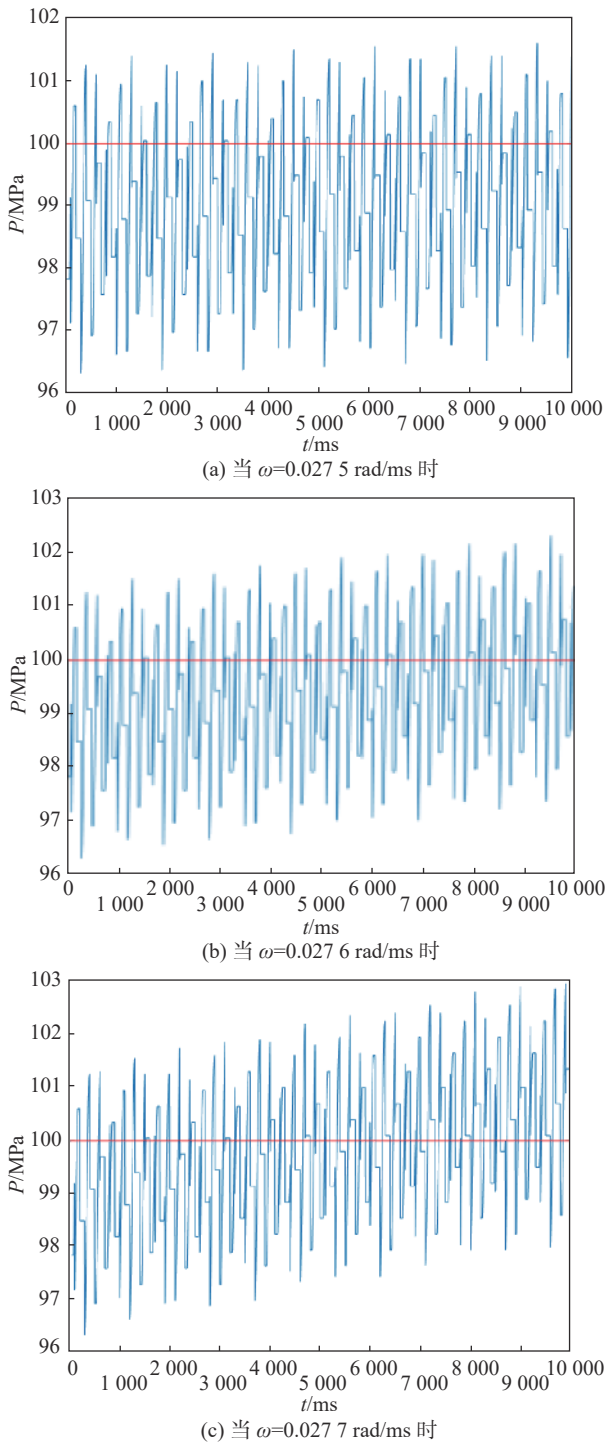


图 7 $\omega=0.0275 \sim 0.0277 \text{ rad/ms}$ 时高压油管内压力变化

5) 模型合理性评价

由于该模型为一动态平衡模型, 因此可以通过达到平衡后模型的压力变化与 100 MPa 之间的方差来衡量结果的正确性。

由图 7 可知, 该模型符合动态平衡模型, 且在 $800\,000 \text{ ms}$ 后近似达到动态平衡, 其中当凸轮的角速度为 0.0276 rad/ms 时, 高压油管内的压力尽可能稳定在 100 MPa 左右。

方差结果如表 1 所示, 结果可以证明模型具有一定的合理性。

表 1 平衡后凸轮角速度与压力与 100 MPa 之间方差

角速度/ $(\text{rad} \cdot \text{ms}^{-1})$	0.0275	0.0276	0.0277
方差	2.0137	1.3024	1.5374

3 增加减压阀和喷油嘴后的控制方案

首先考虑在增加一个喷油嘴的情况下, 喷油嘴 C 口的第一次开启时刻以及高压油泵中凸轮角速度的确定; 然后考虑增加一个减压阀后, 高压油泵中凸轮角速度以及减压阀开启和关闭时间的确定。

3.1 增加喷油嘴后的喷油策略

在喷油策略方面需控制喷油嘴 C 口的第一次开启时刻。由于其喷油时间与空闲时间相差大, 因此高压油管内压力容易不稳定, 于是考虑两种喷油策略, 即周期减半而流速不变和周期不变但流速增倍。

1) 周期减半但流速不变的喷油策略

增加后两个喷油嘴的喷油规律相同, 周期相同, 一个周期内喷油的流量变为原来的两倍。由于喷油周期为 100 ms , 当喷油嘴 C 口第一次开启时刻 $t_3=50$, 呈现出如图 8 所示的流量随时间分布图。

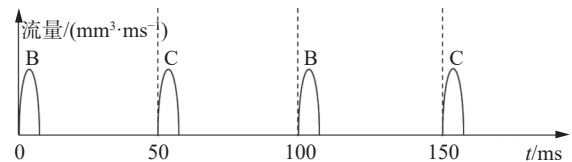


图 8 周期减半但流速不变的喷油流量示意图

可按照以下步骤进行求解:

- ①初值估计;
- ②较大步长遍历凸轮的角速度;

③较小步长遍历凸轮的角速度;

④得到满足目标函数的最优解。

当两个喷油嘴均匀分布不同时间开始工作时,高压腔内压力随时间的变化结果如图9所示。

此时各时刻高压腔内压力与 150 MPa 的方差为 1.2306, 喷油周期内流量分布更均匀, 更容易使高压油管的压力稳定在 100 MPa。

2) 周期不变但流速增倍的喷油策略

由于高压油泵 A 口在初始阶段流量较大, 故考虑增加初始喷油流量以使高压油管内压力稳定在 150 MPa 左右。喷油嘴 B 口和 C 口同时开启, 即 $t_3=0$, 流速增倍。具体的流量随时间的分布如图10所示。然后建立以波动最小为目标的优化模型即可。

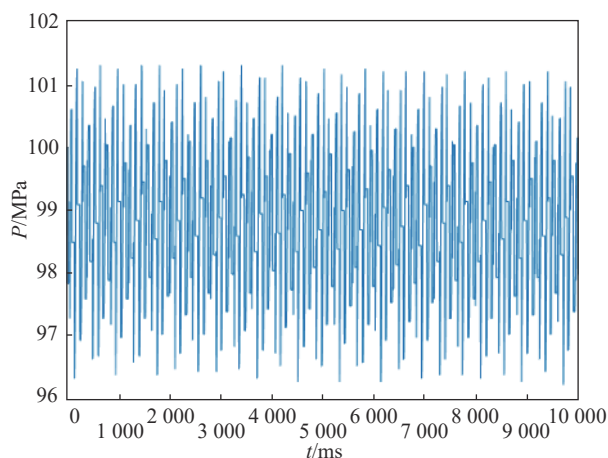


图9 $\omega=0.0549 \text{ rad/ms}$ 时, 高压腔内压力随时间的变化
(采用周期不变但流速增倍的喷油策略)

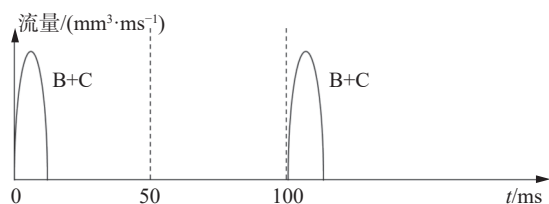


图10 周期不变但流速增倍的喷油流量示意图

3.2 油泵和减压阀的控制方案

对于具有减压阀和两个喷油嘴的高压油管系统, 其高压油泵和减压阀的控制方案可以利用分治的思想进行分析, 即每次先考虑只添加高压油泵或者减压阀时, 使高压油管压力尽可能稳定的控制方案, 接着考虑添加另一设备后, 使现有系统稳定性提高的控制方案, 由此反复, 最终可以得到使高压油管内压力稳定时高压油泵和减压阀

的控制方案。

1) 高压油泵控制方案

先考虑没有减压阀影响时, 使高压油管内压力尽可能稳定的油泵控制方案, 此方法和 3.1 节中高压油泵控制方案类似, 在此不做重述。

2) 减压阀控制方案

在压力曲线上升时与 100 MPa 相交的时刻打开减压阀减压, 下降时与 100 MPa 相交的时刻关闭减压阀, 以减小压力波动。具体示意图如图11所示。

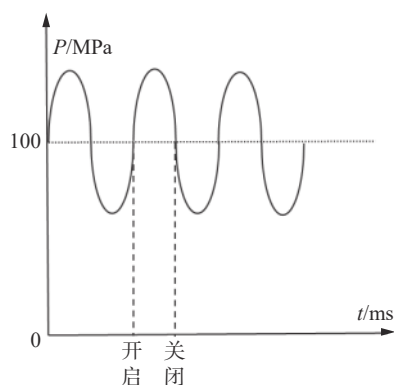


图11 开关减压阀时间示意图

按照 3.1 节中的求解步骤得到当两个喷油嘴同时开始工作时, 高压腔内压力随时间的变化如图12所示。

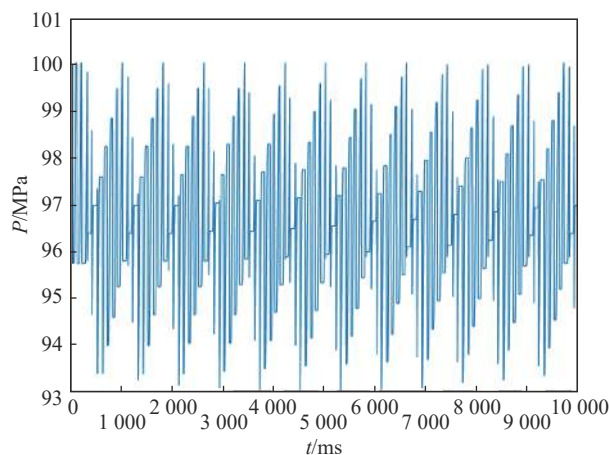


图12 $\omega=0.0549 \text{ rad/ms}$ 时, 高压腔内压力随时间的变化
(采用周期减半但流速不变的喷油策略)

此时高压腔内压力与 150 MPa 的方差为 2.2997, 当高压油泵 A 口在周期的开始阶段供油量较多时, 这种喷油策略更能使高压油管内压力稳定。

3.3 增加喷油嘴后的供油策略

因为需要增加高压油泵供给的燃油, 因此凸

轮角速度也会加快, 具体值根据不同喷油策略制定。

采用周期不变但流速增倍的喷油策略时, 将式 (5) 中 $Q_B(t)$ 替换为 $2Q_B(t)$, 然后建立以波动最小为目标的优化模型即可。

采用周期减半但流速不变的喷油策略时, 将式 (5) 中 $Q_B(t)$ 的周期 $T=100$ 替换为周期 $T=50$, 图 11 中, 减压阀在油管压力超过 100 MPa 时工作, 降低压力, 使压力尽可能稳定在 100 MPa 附近。

4 结束语

本文利用流体力学相关知识解决圆锥形小孔流量问题, 根据影响因素大小将其对时间分段, 计算结果与小孔流量文献吻合较好, 说明该模型可靠, 对高压油管在不同稳定压力下燃油喷入喷出策略具有一定指导意义。

参考文献

- [1] 张建明, 张卫刚, 王亚伟, 等. 柴油高压物理特性的研究[J]. 高压物理学报, 2005(1): 41-44.
- [2] 高宗英. 根据高压油管实测压力计算柴油机喷油过程的一种新方法[J]. 内燃机学报, 1983, 2(3): 76-98.
- [3] LUO Y, CHENG Z B, SU Q Z, et al. Research on weighing-motion system using high-pressure oil pipe[C]//SAE 2004 World Congress & Exhibition. Blackwell Publishing Ltd: [s. n.], 2004.
- [4] 金进生, 周祖礼. 小孔和速率流量率分析[J]. 浙江大学学报(理学版), 1995(S1): 90-92.
- [5] 史维祥, 葛思华. 小孔流量试验研究[J]. 西安交通大学学报, 1966(1): 58-65.
- [6] 刘建新, 杜慧勇, 李民, 等. 喷油嘴喷孔毛刺现象对燃油喷雾的影响[J]. 洛阳理工学院学报: 自然科学版, 2002, 23(2): 44-45.
- [7] 夏兴兰, 许喆, 郭立新, 等. 影响喷油嘴喷孔流量系数关键参数的研究[J]. 现代车用动力, 2010(4): 7-10.
- [8] 李丕茂, 张幽彤, 谢立哲. 喷射参数对共轨系统高压油管压力波动幅度的影响[J]. 内燃机学报, 2013, 31(6): 550-556.
- [9] 周佳. 流体力学基础[J]. 国外科技新书评介, 2008(11): 7.
- [10] 傅德薰. 流体力学数值模拟[M]. 北京: 国防工业出版社, 1993.
- [11] 中国数学建模网. 2019年高教社杯全国大学生数学建模竞赛赛题[EB/OL]. [2020-08-19]. <http://zhuanlan.zhihu.com>.
- [12] 范鹏. 柴油温度对柴油机喷嘴孔内流动特性影响研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2012.
- [13] 陈宝林. 最优化理论与算法[M]. 北京: 清华大学出版社, 2005.

编辑 张俊