

竞赛论坛

柴油机供喷油过程的压力变化与控制

周义仓¹, 陈 磊²

(1. 西安交通大学 数学与统计学院, 陕西 西安 710049; 2. 西安交通大学 能源与动力工程学院, 陕西 西安 710049)

摘 要: 针对 2019 年全国大学生数学建模竞赛 A 题高压油管的压力控制问题, 在一些简化的假设下给出了描述柴油机高压共轨管内燃油进入和喷出过程压力变化的数学模型, 得到了几种情况下维持压力稳定的策略, 并对学生竞赛答卷中的一些情况进行了评述.

关键词: 喷油; 压力; 控制

中图分类号: O29

文献标志码: A

文章编号: 2095-3070(2020)01-0033-07

1 背景和问题

发动机是汽车最重要的零件之一, 犹如人的心脏, 而电控柴油高压共轨系统则相当于柴油发动机的“心脏”和“大脑”, 其品质的好坏对发动机的使用效果有着重要的影响. 柴油机产业是推动一个国家经济增长、社会运行的重要装备基础. 中国是全球柴油发动机的主要市场和生产国家, 仅 2017 年, 国内 22 家柴油机企业生产销售柴油机 357.52 万台, 广泛使用于许多车船上^[1-2].

柴油机的工作效率和环保水平在很大程度上受到供油和喷油情况的影响. 早期柴油机的工作过程相对简单, 但效率欠佳. 近年来, 电子控制技术和共轨燃油喷射系统的发展极大地改善了柴油机的动力、经济及环保性能, 保持柴油机高压共轨管内燃油压力的稳定是一个十分重要的理论和应用问题. 共轨管内压力的精确控制是共轨系统优于传统供油系统的重要因素, 是高压共轨柴油机电控系统开发的重要环节和关键技术^[3]. 高压共轨燃油喷射系统由电控喷油器、高压泵、共轨管和电控单元(ECU)等部件组成, 如图 1 所示. 电控喷油器是高压共轨燃油喷射系统的核心部件, 其工作原理为: 在 ECU 的精准控制下, 高压油泵将燃油压力提升至 160 MPa 以上并存储于共轨管内, 电控喷油器按照理想喷油曲线通过喷油器内的特殊结构设计, 对喷油量和喷油时间进行精准控制, 实现最佳燃烧工况.

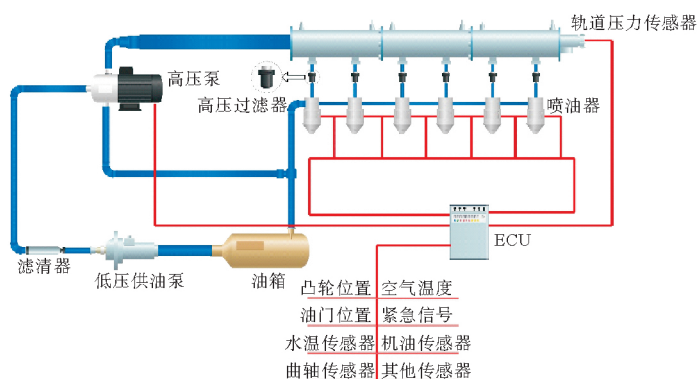


图 1 高压共轨燃油喷射系统示意图

共轨管的存在将燃油的高压建立过程与燃油的喷射过程在时间上完全分开, 有利于对喷射过程的精确控制^[4-6]. 共轨管将供油泵提供的高压燃油分配到各喷油器中, 起到蓄压器的作用. 它的容积大小

收稿日期: 2019-12-21

通讯作者: 周义仓, E-mail: zhouyc@xjtu.edu.cn

(C)1994-2020 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. <http://www.cnki.net>

应削减高压油泵的供油压力波动和每个喷油器的喷油过程引起的压力振荡, 使高压油管中的压力波动控制在 5 MPa 之下. 但其容积又不能太大, 以保证共轨有足够的压力响应速度以快速跟踪柴油机工况的变化. 同时体积越大, 为保持油的高压所需能量也越多.

2019 年全国大学生数学建模竞赛 A 题^[7]是在柴油机高压共轨管的基础上给出的, 用高压油管代替了专业术语“高压共轨管”, 也按照一些习惯, 将共轨和高压油泵内的压强等称为压力. 为了帮助学生理解和建模, 由浅入深地给出了 3 个问题.

问题 1 中是在入口压力固定和出口喷油量给定的情况下要求学生确定单向阀供油的时间长度. 这是一个经过大量简化的情况, 目的是让学生获得一些建模和计算的经验和, 为解决后续问题做准备.

问题 2 考虑了高压油泵供油和喷油嘴通过针阀运动控制喷油的情况, 要求学生给出高压油管内压力保持稳定的凸轮转速.

问题 3 考虑了有多个气缸和减压阀的情况, 要求学生通过建模和计算给出保持高压油管内压力稳定的控制方案.

为了便于学生建模和计算, 题目中还给出了 2 个说明和 3 个附件. 第 1 个说明描述了燃油压力变化量和密度变化量之间的关系, 第 2 个说明给出了通过一个小孔的燃油量计算公式. 题目的第 1 个附件给出了高压油泵的凸轮极径和极角关系的数据, 第 2 个附件给出了针阀上升高度随着时间变化的数据, 第 3 个附件给出了燃油密度随着压力变化的数据.

2 模型与结果

题目要求通过模型和算法确定从高压油泵进入高压油管和从高压油管喷出的燃油量, 从而确定单向阀的开启时长、凸轮的转速和减压阀的控制策略, 并通过高压油管内压力随时间的变化来展示所得结果的合理性.

2.1 问题 1: 模型和计算

在问题 1 中, 喷油量是事先给定的, 只需要考虑入口处单向阀的开启时间. 从燃油的压力变化量与密度变化量的关系得到 $\frac{dP}{dt} = \frac{E}{\rho} d\rho$, 离散化得到

$$P_{k+1} = P_k + \frac{E(P_k)}{\rho_k} (\rho_{k+1} - \rho_k), \quad (1)$$

反复递推后得到

$$P_k = P_0 + \sum_{j=0}^{k-1} \frac{E(P_j)}{\rho_j} (\rho_{j+1} - \rho_j) = P_0 + \sum_{j=0}^{k-1} \frac{E(P_j)}{\rho_j V} (m_{j+1} - m_j).$$

其中, $m_{j+1} - m_j = R_j - Q_j$ 是在 j 时段进入和喷出高压油管的燃油量之差. 如果要在初始压力 100 MPa 时维持压力稳定在 100 MPa, 可以取 $P_0 = 100$, 且目标函数是

$$\min \sum_{k=1}^n |P_k - 100| = \min \sum_{k=1}^n \left| \sum_{j=0}^{k-1} \frac{E(P_j)}{\rho_j V} (R_j(T_{\text{period}}) - Q_j(T_{\text{start}})) \right|. \quad (2)$$

其中: $V = 39\,270$ 是高压油管的体积; ρ_j 是 j 时段的燃油密度; $E(P_j)$ 是 j 时段的压力所对应燃油的弹性模量; T_{period} 为单向阀一次开启的时间长度; T_{start} 是每一个喷油周期内开始喷油的时刻; $R_j(T_{\text{period}})$ 是在 j 时段进入高压油管的燃油量, 它与单向阀是否开启和入口 A 处的压力差有关; $Q_j(T_{\text{start}})$ 是在第 j 时段从高压油管喷出的燃油量, 它与该时段处于一个喷油周期的什么位置有关.

$$Q_j(T_{\text{start}}) = \begin{cases} 0, & \text{Mod}(t, 100) - T_{\text{start}} < 0, \\ 100(\text{Mod}(t, 100) - T_{\text{start}})h, & 0 \leq \text{Mod}(t, 100) - T_{\text{start}} < 0.2, \\ 20h, & 0.2 \leq \text{Mod}(t, 100) - T_{\text{start}} < 2.2, \\ (240 - 100(\text{Mod}(t, 100) - T_{\text{start}}))h, & 2.2 \leq \text{Mod}(t, 100) - T_{\text{start}} < 2.4, \\ 0, & 2.4 \leq \text{Mod}(t, 100) - T_{\text{start}}, \end{cases}$$

$$R_j(T_{\text{period}}) = \begin{cases} 0.85 \times \pi \times 0.7^2 \sqrt{2(160 - P_j)} \times 0.8711h, & \text{单向阀开启时,} \\ 0, & \text{单向阀未开启时,} \end{cases}$$

其中: $\text{Mod}(t, 100)$ 是模运算函数; h 是计算过程中的步长, 需要选取 T_{period} 和 T_{start} 的值, 使得式(2)中的目标函数达到最小.

先通过计算和拟合得到在后续优化过程中需要用到弹性模量、密度和压力之间的函数关系. 对附件中弹性模量与压力的数据进行拟合, 得到弹性模量与压力的关系为

$$E = E(p) = 0.0001p^3 - 0.001p^2 + 5.474p + 1531.8684.$$

由压力变化量与密度变化量的关系得到 $d\rho = \frac{\rho}{E}dP$, 再对这个方程离散化得到

$$\rho_{k+1} = \rho_k + \frac{\rho_k}{E(P_k)}(P_{k+1} - P_k).$$

利用附件中弹性模量与压力的关系, 以步长 0.5 进行计算, 可以得到密度与压力的对应关系. 但这个对应关系只在压力步长为 0.5 的点列上给出, 而后续计算中需要任意压力下的燃油密度, 这可以通过数据拟合得到:

$$\rho = F(p) = -6.5373 \times 10^{-7}p^2 + 0.0005222p + 0.80432.$$

再取步长 0.01, 对压力变化量与密度变化量关系 $dP = \frac{E}{\rho}d\rho$ 的离散形式(1)进行计算, 得到压力随着密度变化的对应关系, 然后对这个关系进行数据拟合得到

$$p = G(\rho) = 1.3316 \times 10^5 \rho^3 - 3.2602 \times 10^5 \rho^2 + 2.6814 \times 10^5 \rho - 74048.$$

目标函数(2)中有两个变量, 根据压力变化幅度最小确定其值. 为了较快地给出计算结果, 先根据质量平衡确定初始值, 而且分两次进行计算.

按照题目中给出的喷油速率, 高压油管一次喷油量为 44 mm^3 , 每秒喷油量 440 mm^3 , 按照 100 MPa 的压力, 44 mm^3 为 37.4 mg , 每分钟内喷油量为 22440 mg . 根据燃油流量计算公式得到, 当入口压力为 160 MPa , 高压油管压力为 100 MPa 时, 1 ms 内进入高压油管的燃油为

$$Q = 0.85 \times 0.7^2 \pi \sqrt{\frac{2 \times 60}{0.87112}} \times 0.87112 = 13378.1 \text{ mg}.$$

令 1 min 内进入高压油管和喷出的燃油相等, 得到单向阀开启的时长为 0.2876 ms , 每 1 s 大约喷油 99.7 次, 喷出燃油大约 374 mg .

如果从开始时刻喷油, 取 $T_{\text{start}} = 0$, 然后从 $T_{\text{period}} = 0.288$ 开始按照步长 0.001 进行搜索, 计算后得到 $T_{\text{period}} = 0.285$. 这个结果比前面估计的 0.288 小一些, 其原因是此时高压油管的压力绝大部分时间都在 100 MPa 之下, 压力差大于 60 MPa , 在单位时间进入的燃油稍微多一些, 所以单向阀开启时长就要稍微短一些. 当 $T_{\text{period}} = 0.285$, $T_{\text{start}} = 0$ 时高压油管内压力随时间变化的关系如图 2 所示.

从图 2 看出, 一开始喷油后压力迅速下降, 单向阀反复开启供油后压力上升, 压力在 100 MPa 之下稳定振荡. 在 5 s 内, 压力的最大值为 100.262 MPa , 最小值为 97.647 MPa , 压力变化的幅度为 2.615 MPa .

接下来对供油时长 T_{period} 和喷油开始时刻 T_{start} 两个变量进行优化, 初始值分别取 0.288 ms 和 50 ms , 经过计算后得到 $T_{\text{period}} = 0.288$ 和 $T_{\text{start}} = 55.6$. 高压油管内压力随时间变化的关系如图 3 所示.

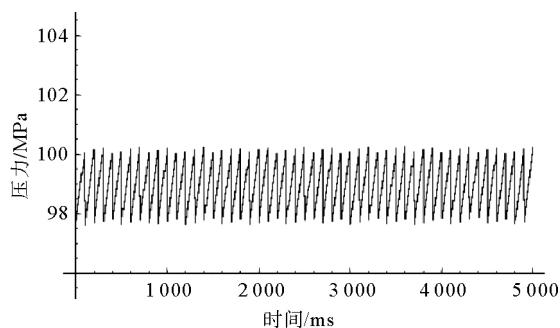


图 2 $T_{\text{period}} = 0.285$, $T_{\text{start}} = 0$ 时压力-时间关系图

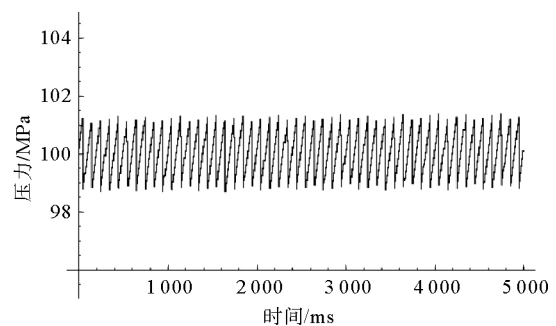


图 3 $T_{\text{period}} = 0.288$, $T_{\text{start}} = 55.6$ 时压力-时间关系图

从图 2 看出, 在 0~55.6 ms 内单向阀反复开启供油, 高压油管内的压力逐渐上升, 从 55.6 ms 时喷油嘴开始喷油, 高压油管内的压力迅速下降. 压力在 100 MPa 左右振荡. 在 5 s 内, 压力的最大值为 101.376 MPa, 最小值为 98.711 MPa, 压力变化的幅度为 2.67 MPa.

如果要将高压油管内的压力稳定在 150 MPa, 与前面同样的方法得到稳定后单向阀开启的时间为 0.752 ms. 如果要将高压油管内的压力在 5 s 内从 100 MPa 调整到 150 MPa, 直接取 0.752 ms 作为单向阀一次开启的时间长度即可. 压力随着时间变化的关系如图 4 所示.

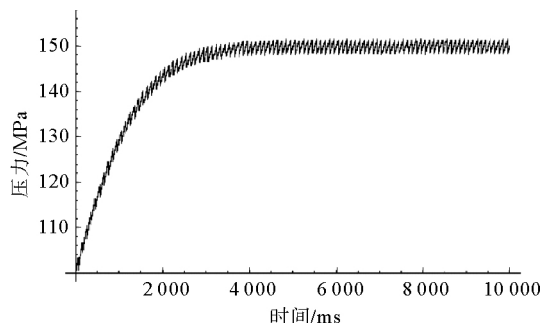


图 4 压力-时间关系图

如果要在 2 s 内将压力从 100 MPa 调整到 150 MPa, 然后达到稳定, 就需要变化单向阀开启的策略, 开始长一些, 然后下降到 0.752 ms. 例如在开始时取单向阀一次开启的时长为 1 ms, 在 1.5 s 后取单向阀开启的时长为 0.752 ms, 则高压油管内压力随着时间变化的曲线如图 5 所示.

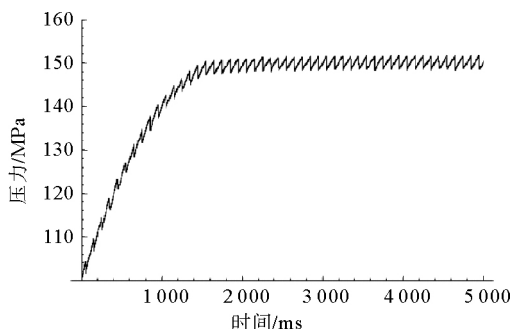


图 5 压力-时间关系图

如果要在 10 s 内将压力从 100 MPa 调整到 150 MPa, 然后达到稳定, 就需要开始短一些, 然后慢慢上升到 0.752 ms. 例如在开始时取单向阀一次开启的时长为 0.5 ms, 接下来慢慢增加单向阀开启的时长, 在 9 s 后取为 0.752 ms, 高压油管内压力随着时间变化的曲线如图 6 所示.

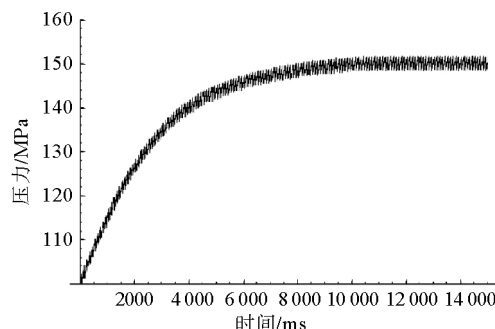


图 6 压力-时间关系图

2.2 问题 2: 模型和计算

对题目附件 1 中的数据拟合得到, 凸轮极径与角度的关系满足 $R=2.413(2+\cos \theta)$. 确定凸轮旋转过程中活塞上升的高度时, 应当注意到凸轮的极径大小与活塞上升的高度不一致, 需要另外计算. 当凸轮的极角为 θ 时, 凸轮上对应点的直角坐标分别为

$$x=2.413(2+\cos \theta) \cos \theta, y=2.413(2+\cos \theta) \sin \theta,$$

当凸轮转过一个角度 φ 时, 凸轮上点的坐标为

$$\begin{cases} x_1=2.413(2+\cos \theta) \cos \theta \cos \varphi-2.413(2+\cos \theta) \sin \theta \sin \varphi, \\ y_1=2.413(2+\cos \theta) \cos \theta \sin \varphi+2.413(2+\cos \theta) \sin \theta \cos \varphi, \end{cases} \quad 0 \leq \theta \leq 2\pi.$$

将横坐标的最大值作为凸轮柱塞腔中活塞上升的高度, 则当 $\varphi=0, \theta=0$ 时, 活塞最高; 当 $\varphi=\pi, \theta=0$ 时, 活塞最低. 对给定的角度 φ , 计算横坐标的最大值得到凸轮柱塞腔中活塞上升的高度, 如图 7 所示. 其中, 下面的曲线是凸轮极径的大小, 上面的曲线是活塞的高度, 两者之间有一些差距.

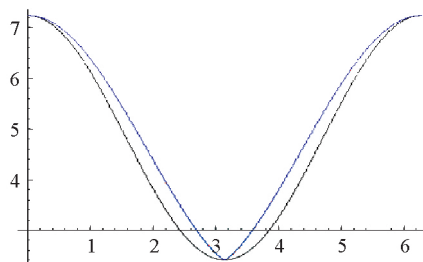


图 7 凸轮极径与活塞高度图

与问题 1 中类似的方法, 可以得到高压油管内压力稳定的目标函数为

$$\min \sum_{k=1}^n |P_k - 100| = \min \sum_{k=1}^n \left| \sum_{j=0}^{k-1} \frac{E(P_j)}{\rho_j V} (R_j(\omega) - Q_j(\omega)) \right|, \quad (3)$$

其中, ω 是凸轮转动的角速度, 通过调整 ω 的大小使得式(3)中的目标函数最小. 虽然式(3)中的目标函数的形式与式(2)相同, 但 $R_j(\omega)$ 和 $Q_j(\omega)$ 的计算要比式(2)中的复杂得多. 进入高压油管的燃油量计算公式如下:

$$R_j(\omega) = \begin{cases} 0.85 \times \pi \times 0.7^2 \sqrt{2(P_{\text{camj}} - P_{\text{tubj}}) \times \rho_{\text{camj}}} h, & P_{\text{camj}} > P_{\text{tubj}}, \\ 0, & P_{\text{camj}} \leq P_{\text{tubj}}, \end{cases}$$

其中: P_{camj} 和 P_{tubj} 分别是第 j 段凸轮柱塞腔和高压油管的压力; ρ_{camj} 是第 j 段凸轮柱塞腔内燃油的密度, $\rho_{\text{camj}} = \frac{m_{\text{camj}}}{2.5^2 \pi u(\omega t_j)}$, m_{camj} 是第 j 时段凸轮柱塞腔内燃油的质量, $m_{\text{cam}(j+1)} = m_{\text{camj}} - R_j(\omega)$. 从高压油管喷出燃油的计算公式如下:

$$Q_j(\omega) = 0.85 \times A_j \sqrt{2P_{\text{tubj}} \times \rho_{\text{tubj}}} h,$$

其中: A_j 是第 j 时段的喷油面积; ρ_{tubj} 是第 j 时段高压油管内的燃油密度. 在一个喷油周期内, 面积 A_j 的计算公式如下:

$$A_j = \begin{cases} \pi(1.25 + H(t_j) \tan(\pi/20))^2 - 1.25^2 \pi, & t_j < 0.33, \\ 0.7^2 \pi, & 0.33 \leq t_j < \sqrt{6} - 0.33, \\ \pi(1.25 + H(\sqrt{6} - t_j) \tan(\pi/20))^2 - 1.25^2 \pi, & \sqrt{6} - 0.33 \leq t_j < \sqrt{6}, \\ 0, & \sqrt{6} \leq t_j < 100, \end{cases}$$

其中, $H(t)$ 是针阀升程函数, 利用附件 2 中的数据得到. 在一个喷油周期内, $H(t)$ 的非零值对应的曲线如图 8 所示.

为了对式(3)中的函数关于角速度进行优化, 先根据进入和流出高压油管燃油量相等的关系估计一下角速度的初始值. 假设高压油管内的压力为 100 MPa 时, 计算得到当凸轮旋转一周, 压入高压油管的燃油量约为 75.33 mg. 再假设高压油管内的压力都是 100 MPa, 计算得到喷油嘴在一个喷油周期内喷出的燃油量约为 32.8 mg. 结合流入和流出高压油管的燃油量, 估计出凸轮角速度的初始值, 在这个估计值附近计算比较, 得到凸轮的角速度为 0.027 rad/ms. 当凸轮的角速度为 0.027 rad/ms 时, 高压油管内压力随时间的变化如图 9 所示. 高压油管内最大压力为 102.48 MPa, 最小为 97.47 MPa, 偏离 100 MPa 的最大值是 2.52 MPa, 压力上下变化的区间长度是 5.01 MPa.

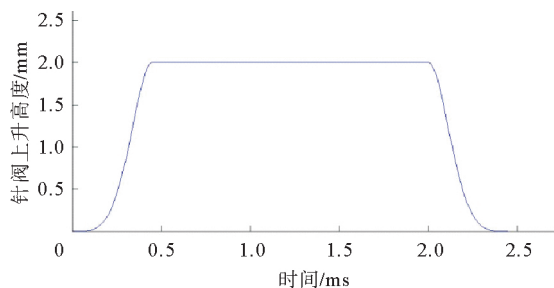


图 8 一个喷油周期内针阀升程与时间的关系图

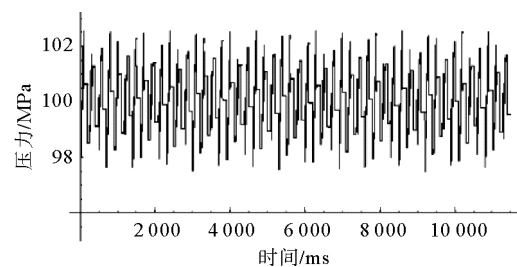


图 9 高压油管内压力随时间的变化图

2.3 问题 3 的模型与计算

当有 2 个喷油嘴时, 取 2 个喷油嘴开始喷油的时间分别为 0 和 50 ms, 对问题 2 中的模型和算法进行一些修改, 就可以得到凸轮的转速为 0.055 rad/ms. 此时高压油管内压力随时间的变化如图 10 所示. 高压油管压力的最大值和最小值分别为 102.5 MPa 和 97.52 MPa, 燃油压力变化的幅度为 4.92 MPa.

如果具有 2 个喷油嘴和 1 个减压阀, 减压阀的开启可以有两种策略: 一种是当高压油管内的压力高于

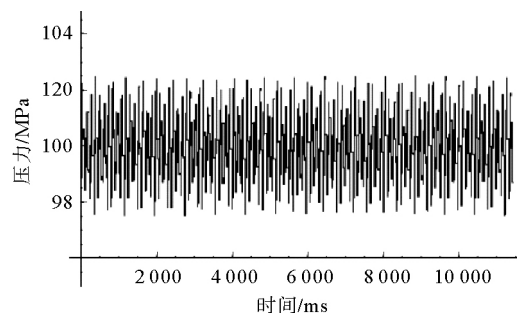


图 10 高压油管压力随时间的变化图

一个固定值时开启减压阀, 另一个是周期性地按照固定时长开启减压阀, 这都可以在一定程度上减小高压油管内压力的波动。

当高压油管内的压力超过 102 MPa 时开启减压阀, 将凸轮转速提高到 0.079 rad/ms 时, 高压油管内压力随时间的变化如图 11 所示. 高压油管压力的最大值和最小值分别为 102 MPa 和 97.86 MPa, 燃油压力变化的幅度为 4.14 MPa.

当高压油管内的压力超过 101 MPa 时开启减压阀, 将凸轮转速再提高到 0.078 5 rad/ms 时, 高压油管内压力随时间的变化如图 12 所示. 高压油管压力的最大值和最小值分别为 101 MPa 和 97.26 MPa, 燃油压力变化的幅度为 3.74 MPa.

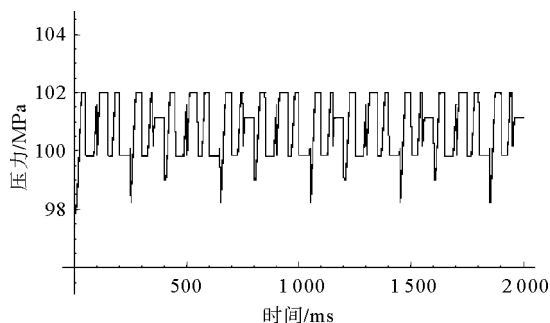


图 11 高压油管内压力随时间的变化图

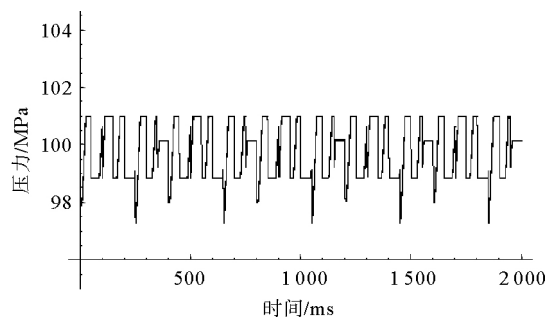


图 12 高压油管内压力随时间的变化图

单向阀的另一种控制方案是在一个周期内依照固定时长打开减压阀. 如果凸轮的转速是 0.107 rad/ms, 在凸轮旋转一圈内单向减压阀打开 0.55 ms, 高压油管内压力的最大值和最小值分别为 102.232 MPa 和 97.86 MPa, 压力变化的幅度为 4.37 MPa, 压力与时间变化的关系如图 13 所示.

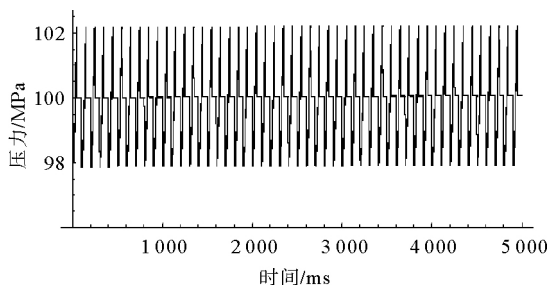


图 13 高压油管内压力随时间的变化关系图

比较图 11、图 12 和图 13 得到, 前两种控制措施优于后一种, 有兴趣的读者可以寻找更好的控制措施.

3 阅卷时发现的亮点和问题

2019 年全国大学生数学建模竞赛 A 题来源于工程领域的实际问题, 涉及的是柴油机喷油过程的压力变化与稳压控制, 是对高压共轨柴油机电控系统开发的重要环节和关键技术的简化问题. 学生优秀论文中的模型和算法叙述清晰, 结论完整, 还有下面一些亮点:

- 1) 在问题 1 中考虑了喷油的开始时刻, 问题 3 中考虑了喷油时差;
- 2) 在问题 1 中升压过程采用线性的单向阀开启时长, 考虑到压力随着时间的波动, 利用 t 时刻前后一段时间内压力的平均值来定义 t 时刻的压力;
- 3) 问题 2 中考虑了凸轮柱塞腔活塞升程与凸轮极径的差异;
- 4) 问题 2 中利用圆台的侧面积计算针阀喷油面积;
- 5) 问题 3 中减压阀有按照压力开启和周期开启两种控制方案;
- 6) 在计算中利用稳定压强给出单向阀或凸轮转速优化计算中的初始值, 很快可以达到最优值.

在同学的答卷中也存在不少问题, 下面是一些比较普遍的现象.

- 1) 在问题 1 的计算中, 在压力恒为 100 MPa 的情况下算出每个喷油周期喷出的燃油是 37.4 mg, 利用流量公式给出单位时间内进入高压油管的燃油量, 再通过一个时段内进入和流出高压油管内的燃油量相等, 计算出单向阀一次开启的时长为 0.287 ms. 在计算过程中没有考虑燃油的进出所导致的压力变化, 也没有验证或展示这个结果的合理性. 事实上, 如果单向阀一次开启的时长为 0.287 ms, 喷油在每个 100 ms 的 0 时刻开始, 则高压油管内的压力绝大部分时间都在 100 MPa 之下, 入口 A 处的

压力差大于 60 MPa, 单向阀开启的时长应该小于 0.287 ms. 如果喷油在每个 100 ms 的 56 ms 时刻开始, 则高压油管内的压力以 100 MPa 为中心波动, 入口 A 处的压力差在 60 MPa 左右波动, 0.287 ms 的单向阀开启时长是合理的.

2) 在问题 2 的计算中, 在高压油管内压力恒为 100 MPa 的情况下, 根据附件 2 中给出的针阀运动曲线给出一个喷油周期 100 ms 内喷出的燃油量是 32.8 mg, 从凸轮柱塞腔内最大体积和最小体积对应的压力计算出凸轮旋转一圈压入高压油管的燃油量为 75.3 mg, 匹配这两个时间得到凸轮的转速为 0.027 rad/ms. 在计算过程中没有考虑燃油的进出所导致的压力变化, 也没有验证或展示这个结果的合理性. 事实上, 这个值只能作为凸轮转速的一个初始值来用, 需要根据模型优化和调整.

3) 在问题 2 的建模计算过程中将凸轮极径的大小作为活塞升程来用.

4) 问题 3 中有两个喷油嘴时没有说清楚两个喷油嘴开始喷油时刻, 也有学生说两个喷油嘴同时喷油. 在后面部分没有说明减压阀的控制是按照压力超过一定值时打开还是一个周期内按照固定时长开启.

5) 没有展示压力变化的效果图形和压力变化的区间, 看不出所选择的参数或者策略的合理性.

4 有待进一步继续深入研究的问题

2019 年全国大学生数学建模竞赛 A 题是在十分简化的情况下给出的, 同学们的解答和我们的评注仅是解决实际问题的开始, 还有许多情况需要深入研究. 如问题 3 中可以将两个喷油嘴增加为多个喷油嘴, 也可以研究提高凸轮转速与压力变化范围的关系. 在工程领域, 共轨管的尺寸对喷油的影响、共轨管内的压力分布及压力传递、多个高压油泵联合供油、高压油泵的凸轮曲线、针阀运动的曲线和多个喷油嘴喷油策略等都是需要建模和研究的问题.

参考文献

- [1] 王海滨, 王玉芳. 高压柱塞泵, 鲢在中国装备制造业咽喉的一根刺[N]. 科技日报, 2018-5-28(1).
- [2] 江东洲, 刘昊. 高压共轨不中用, 国产柴油机很受伤[N]. 科技日报, 2018-6-4(1).
- [3] 王好战, 肖文雅, 黄镇平, 等. 高压共轨电控柴油机稳态油压模拟计算及分析[J]. 内燃机工程, 2002(6): 9-11.
- [4] 张开洪. 浅谈高压共轨技术[J]. 农机使用与维修, 2008(4): 99-100.
- [5] 许涛. 高压共轨柴油机高压油泵控制策略研究[D]. 长春: 吉林大学, 2017.
- [6] 王占永. 基于 AMESim 的柴油机高压共轨燃油喷射系统的仿真研究[D]. 西安: 长安大学, 2017.
- [7] 全国大学生数学建模竞赛组委会. 2019 年高教社杯全国大学生数学建模竞赛赛题[EB/OL]. (2019-09-12). http://www.mcm.edu.cn/html_cn/node/b0ae8510b9ec0cc0deb2266d2de19ecb.html.

The Pressure Variation and Control of the Diesel Fuel Injection

ZHOU Yicang¹, CHEN Lei²

(1. School of Mathematics and Statistics, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, Shaanxi 710049, China;

2. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, Shaanxi 710049, China)

Abstract: Mathematical models have been formulated to describe the pressure variation and control of the high pressure common-rail diesel engine under simplified assumptions. Different control strategies have been obtained to maintain a stable pressure. The comments on the student's solution papers of 2019 CUMCM problem A have been given.

Key words: fuel injection; pressure; control

作者简介

周义仓(1957—), 男, 西安交通大学数学与统计学院教授, 从事差分方程和常微分方程定性稳定性、分支理论、生物数学、传染病动力学等的研究.

陈磊(1982—), 男, 博士, 西安交通大学能源与动力工程学院副教授, 主要从事传热与流动数值模拟方法及工程应用、能效评估等方向的研究.