

# 高压油管的压力控制

## 摘要:

高压油管是高压油路的组成部分,燃油进入和喷出的间歇性工作过程会导致高压油管内压力的变化,使得所喷出的燃油量出现偏差,从而影响发动机的工作效率。因燃油进入与喷出所引起的压力波动可忽略不计(波长约 20m 远大于油管长度),高压油管压力的变化主要来自于油管内燃油密度的变化。合理控制燃油进入和喷出的质量,即可实现对高压油管压力的控制。

**针对问题一:**首先根据附件 3 利用数值积分得到燃油压强与密度的对应关系。认为在工作过程中高压油管压强始终保持在 100MPa/150MPa,估算出单向阀打开时间,经仿真分析调整开启时间,得到若使高压油管压强保持在 100MPa/150MPa,单向阀开启的时长应分别为 0.2876ms 和 0.7518ms。若分别经过约 2 s、5 s 和 10 s 的调整过程后稳定在 150 MPa,假设高压油管在此过程中压力平均值为 125MPa,同样得到单向阀开启的时长分别为 0.861ms、0.706ms 和 0.699ms。

**针对问题二:**利用最小二乘法得到凸轮极径关于极角是一个幅值为 2.413mm 的余弦函数,喷油口 B 喷油的有效面积应为喷孔和针阀与密封座所形成的空隙的较小值,由此得到喷油速率函数。当凸轮旋转一定角度时,高压油泵与高压油管压强相等,单向阀打开,可将油泵与油管视为一个整体。以密度 0.85 估算凸轮旋转一圈供油量及 100ms 喷油量。利用进出油量相等估算出凸轮的转速,经仿真分析调整转速,得到凸轮的角速度为 27.5rad/s。

**针对问题三:**B 与 C 喷嘴喷油规律相同,因此单位时间内喷油质量为问题 2 中的 2 倍,只需使凸轮的角速度为原来的两倍(55rad/s)。此外为使高压油管内燃油质量变化缓慢,应使 B 和 C 口交错喷油(工作时间相隔 50ms),减小压强变化幅度。

可使油泵供油频率与喷油频率相等或成倍数关系,多余油量通过减压阀(压强大于 100MPa 时打开)及时导出,从而及时消除因每次喷油而引起的压力变化。经仿真分析转速为 125.7rad/s 时,高压油管内压力最稳定。考虑到要求喷油时高压油管压力稳定在 100MPa,凸轮转速为 251.3rad/s 时,喷油时压力偏离 100MPa 仅有 0.5Mpa,故选择凸轮转速为 251.3rad/s.此外调整凸轮初始工作角度,经过多次调整,初始工作角度在 74-80 度之间时,稳压效果较好

**关键词:** 高压油管; 数值分析; 压力控制

## 1. 问题重述

### 1.1 背景知识

高压油管是高压油路的组成部分，要求油管需要承受一定的油压而且有一定的疲劳强度，保证管路的密封要求。高压油管多用于海底天然气、石油的运输，以及在灌溉、钢厂、化工厂用于介质的输送。对高压油管的控制系统进行研究一直是国家的重点科研课题，高压油管内的压力涉及到生产效率、生产安全等很多重要因素。因此，对高压油管压力的控制显得尤为重要。

### 1.2 问题概括

燃油进入和喷出高压油管是许多燃油发动机工作的基础，装置如下图所示。燃油进入和喷出的间歇性工作过程会导致高压油管内压力的变化，使得所喷出的燃油量出现偏差，从而影响发动机的工作效率。为了降低研发成本、缩短研发周期，我们需利用数学模型来模拟进油出油及管内压力情况，解决以下问题：

(1) 高压油管内的初始压力为  $100\text{MPa}$ ，设置单向阀每次开启的时长使之稳定在  $100\text{MPa}$ ；若高压油管内的压力从  $100\text{MPa}$  增加到  $150\text{MPa}$ ，设置单向阀每次开启的时长且分别经过约  $2\text{s}$ 、 $5\text{s}$  和  $10\text{s}$  的调整过程后稳定在  $150\text{MPa}$

(2) 高压油管 A 处的燃油来自高压油泵的柱塞腔出口，喷油由喷油嘴的针阀控制，在问题 1 中给出的喷油器工作次数、高压油管尺寸和初始压力下，确定凸轮的角速度，使得高压油管内的压力尽量稳定在  $100\text{MPa}$  左右

(3) 在问题 2 的基础上，再增加一个喷油嘴，调整策略；并且再安装一个单项减压阀，单向减压阀出口为直径为  $1.4\text{mm}$  的圆，给出控制方案



图 1 高压油管基本工作图

## 2. 问题分析

本题是燃油进入和喷出的间歇性工作过程会导致高压油管内压力的变化,由提示并结合附件 3 可建立燃油密度与压强的关系,故高压油管的压力控制的关键在于控制高压油管内燃油密度的变化,在高压油管容积几乎不变的前提下,合理控制燃油进入和喷出的质量,即可实现对高压油管压力的控制。因燃油压力与密度为非线性关系,应采取分析-建模-估算-仿真的求解步骤。

对于问题 1, 高压油管内燃油的进入和喷出改变油管内燃油密度, 从而影响油管压强。在极小的一段时间内可认为油管内燃油的密度与压强不变, 从 B 孔喷出的燃油的体积是一个周期函数, 若使得高压油管压强稳定在 100MPa 或 150MPa, 只需使在一段时间内进油质量与喷油质量相等即可。若使得高压油管压强在固定时间内达到 150MPa, 同样需估算出这段时间内喷油总重量, 然后计算出总的喷油时间。

对于问题 2, 为使高压油管压强稳定在 100MPa, 同样只需在一段时间内进油质量与喷油质量相等即可。首先拟合出凸轮极角-极径的关系得到油泵活塞的运动属性, 并计算出喷油口 B 喷油速率关于时间的关系。估算凸轮每转一圈进油质量和喷油口 B 一个周期出油的质量, 从而估测凸轮角速度。

对于问题 3, 在问题 2 的前提下, 再加入一个喷油口 C 条件下, B 与 C 喷嘴喷油规律相同, 因此单位时间内喷油质量为问题 2 中的 2 倍, 只需使凸轮的角速度为原来的两倍, 即可使进油质量与喷油质量相等。此外为使高压油管内燃油质量变化缓慢, 应使 B 和 C 口交错喷油, 减小压强变化幅度。

在 D 处安装一个单向减压阀, 为了更有效地控制高压油管的压力, 可使油泵供油频率与喷油频率成倍数关系, 并配合减压阀及时消除因每次喷油而引起的压力变化。

### 3. 模型假设

- 1、所有数据均为原始数据，来源真实可靠。
- 2、假设高压油管为理想材料，在工作过程中体积保持不变。
- 3、忽略燃油黏性对模型计算的影响，但认为高压液体中波动动能能通过其他形式能（热能等）耗散。
- 4、任意时刻高压油管内压强处处相等，即认为其中作用传递的时间很短，能很快达到平衡。
- 5、喷孔内的容积忽略不计，即忽略针阀与喷口之间储油的影响。

### 4. 符号说明

符号	意义	量纲
$l$	内径长度	mm
$D_g$	油管内直径	mm
$d_A$	小孔 A 直径	mm
$P_A$	A 处压力	Mpa
$P_B$	油管内压力	MPa
$d_B$	喷孔 B 直径	mm
$d_{\text{针}}$	针阀直径	mm
$V$	油管体积	$\text{mm}^3$
$Q_A$	进入油管的流量	$\text{mm}^3 / \text{ms}$
$Q_B$	流出油管的流量	$\text{ms}^3 / \text{ms}$
$\theta$	凸轮极角	Rad
$r$	凸轮极径	mm

## 5.模型建立与求解

### 5.1 问题 1 的分析与求解

#### 5.1.1 模型

首先对于问题 1 分析,如果要将高压油管内的压力尽可能稳定在 100 MPa 左右,经分析压力主要与密度相关,压力稳定在 100MPa 左右,即密度稳定在  $0.85 \text{ g/mm}^3$  左右,所以在高压油管容积不变的情况下,油管内油的质量基本保持不变。那么需要单位时间内喷油量与进油量相等,根据图二所给的喷油速率可算出单位时间喷油量,再根据高压油管流量公式即可算出每次喷油开启时长。

若要使高压油管内压强增加则需提高单次输油的时间长度,通过粗略估算可得到在 2s 左右达到 150MPa 和永远无法达到 150MPa 的输油时长的粗略值。将略大于此取值范围的区间加大并划分为 10000 等分,之后通过函数编程计算最符合题意的取值。

在此基础上进一步通过程序计算出若要维持在 150MPa 所需的单次输油时长。

由问题分析可知,选取分段输运和喷出模型,有程序设计简便,时间把控较为灵活,程序运算简单快捷的优点,在结果的估算预测上更加高效且变化趋势更为明显。

#### 5.1.2 模型求解

列质量守恒方程

$$Q_A \cdot \rho_A \cdot \Delta t_1 = Q_B \cdot \rho_B \cdot \Delta t_2$$

其中 $\Delta t_1$ 、 $\Delta t_2$ 分别为 1s 内的输运和喷出时间。

由于进出高压油管的油的流量由注 2 公式计算

$$Q_A = CA \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_A}}$$

其中 $\Delta P$ 为高压油泵与高压油管的压强差（近似认为高压油管的压强维持在100MPa 不变）

$$\Delta P = P_A - P = (160 - 100) \text{ MPa} = 60 \text{ MPa}$$

而根据注 1 所给出条件

$$\Delta p = \frac{E}{\rho} \cdot \Delta \rho$$

根据上式变换可得

$$\Delta \rho = \frac{\Delta P}{E} \cdot \rho$$

由附件三的数据可以利用数值积分的方法给出密度函数

采用复合梯形求积公式可将上式化为

$$\rho_{i+1} = \rho_i \left( 1 + \frac{\Delta P}{E_{(P)}} \right)$$

$$\rho_n = \rho_0 \prod \left( 1 + \frac{\Delta P}{E_{(P)}} \right)$$

根据数据表有 $\Delta P = 0.5 \text{ MPa}$ 为一定值，故可利用 matlab 函数求解得到不同压强 P 下对应的密度值。

根据计算结果知 $\rho_A = 0.8711 \text{ mg/mm}^3$ 代入上式可得 $Q_A \cdot \rho_A = 15.3572 \text{ mg/ms}$ ，而 B 口喷油的流量由图形积分可得一秒约为  $440 \text{ mm}^3$ 。

此时带回上式

$$\Delta t_1 = \frac{Q_B \cdot \rho_B \cdot \Delta t_2}{Q_A \cdot \rho_A} = \frac{440 \cdot 0.85}{15.3572} \text{ ms} = 27.956 \text{ ms}$$

即一秒钟内输运时间为 27.956ms，由于每隔 10ms 输油一次，其在一秒内约输运 97 此，故每次平均输运时间为 0.2876ms。

利用程序仿真运算，在一定时间后压强值稳定在 100MPa 左右

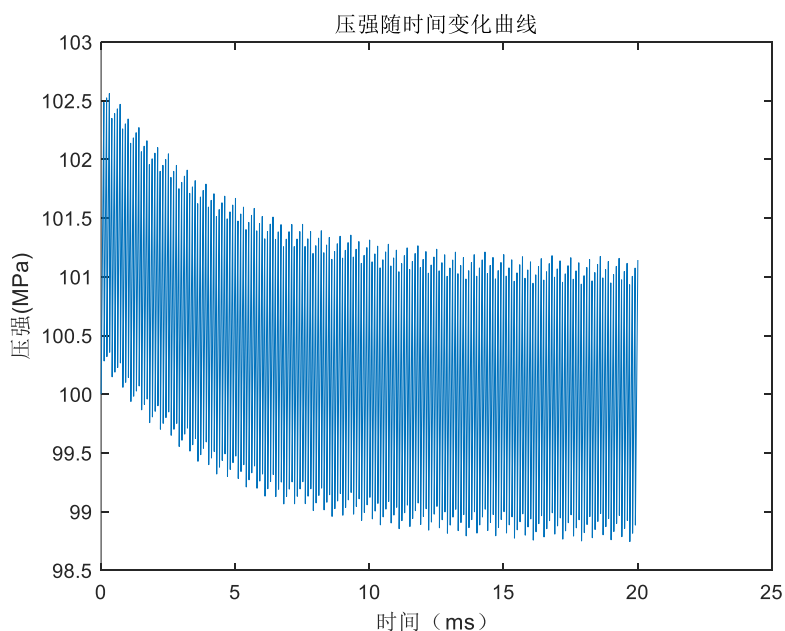


图 5.1.1 100MPa 稳定时工作状态图

此时对应单次输油持续时间为 0.2876ms。

在压强升高的过程中,为求得压强与密度的对应关系,选取 100MPa 至 160MPa 之间的数据点利用 polyfit 函数进行多项式拟合,通过标准预测偏差 delta 函数进行分析可得 3 次拟合函数曲线与原图形曲线平均偏差值约为 0.002,在误差允许范围内可忽略不计。

通过拟合函数可以计算对应不同密度下的压强的值,此时利用拟合函数就可以计算在压强从 100MPa 增加至 150MPa 的中间过程曲线。

通过粗略估算 2s 的喷出油量得出 2s 内使压强提升到 150MPa 所需输入油量,再取压强平均值可大略估算总共的输运时间。利用条件两次输运之间间隔 10ms 可大致估算单次开启的时间。利用 matlab 函数第一次估算结果约为 0.9ms。若使压强永远无法达到 150MPa 则可通过稳定值估算,在约 0.689ms 时永远也无法达到 150MPa。故最终选取区间[1, 0.689]进行计算,将区间分成 10000 份,计算这 10000 个输入数据分别达到 150MPa 所用的时间,选取并比较其中最佳值作为最终结果。

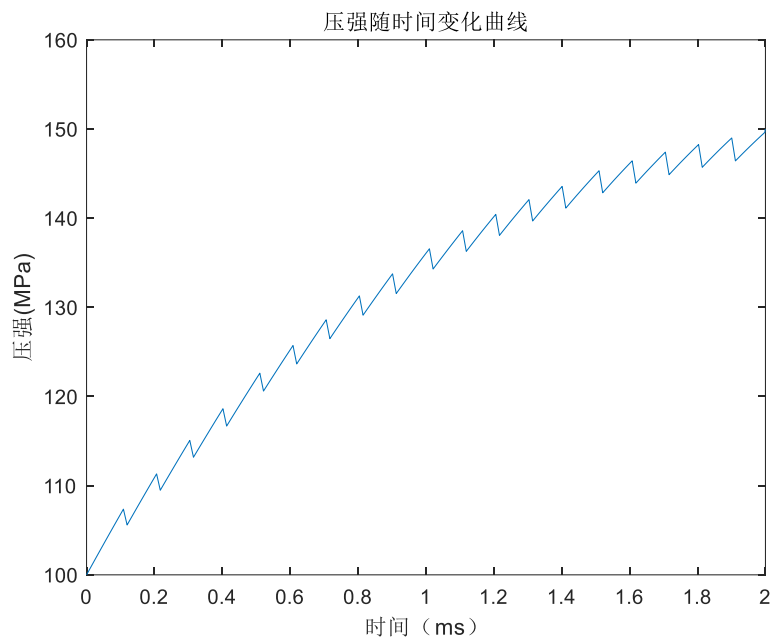


图 5.1.2 100MPa 升至 150MPa 变化图

此时对应单次输油持续时间为 0.861ms。

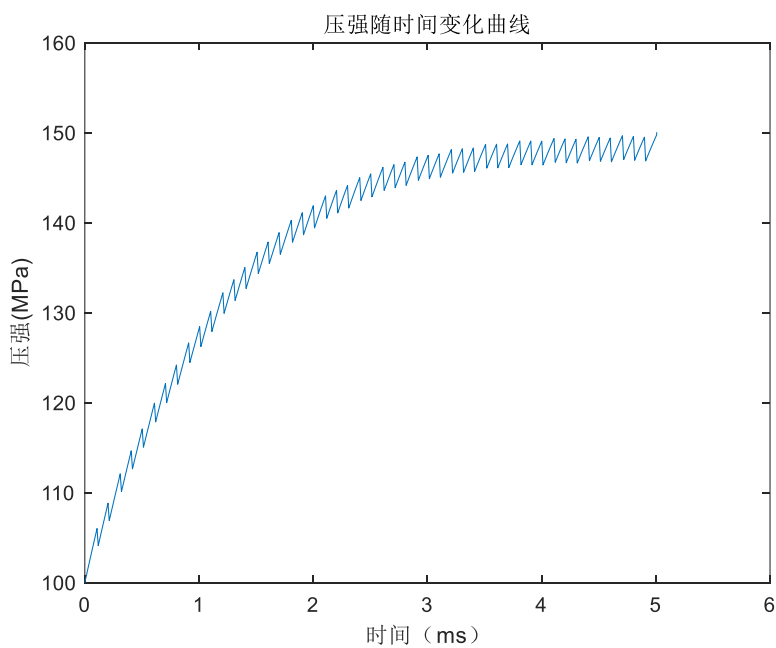


图 5.1.3 100MPa 升至 150MPa 变化图

此时对应单次输油持续时间为 0.706ms



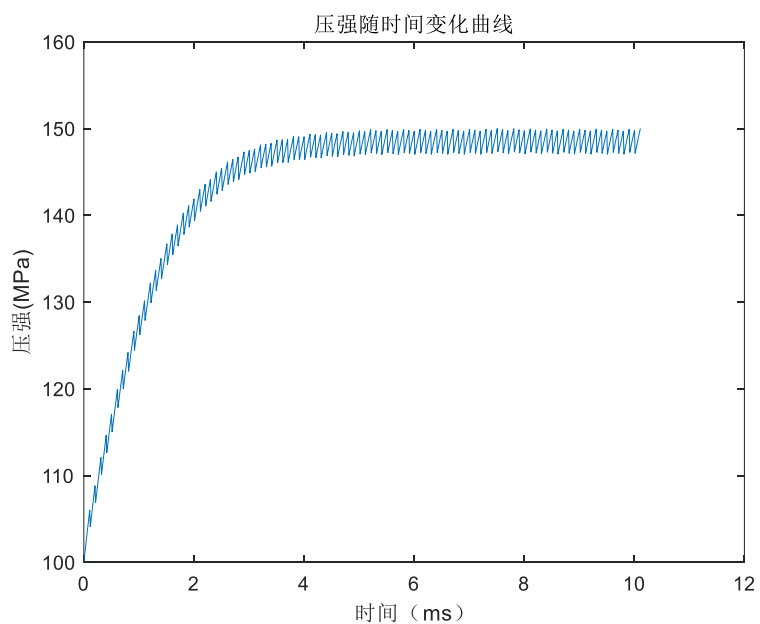


图 5.1.4 100MPa 升至 150MPa 变化图

此时对应单次输油持续时间为 0.699ms。

通过对于 100MPa 时的稳定值求解可以得出,保持高压油管压强 150MPa 稳定,单次输运燃油的时间为 0.7518ms

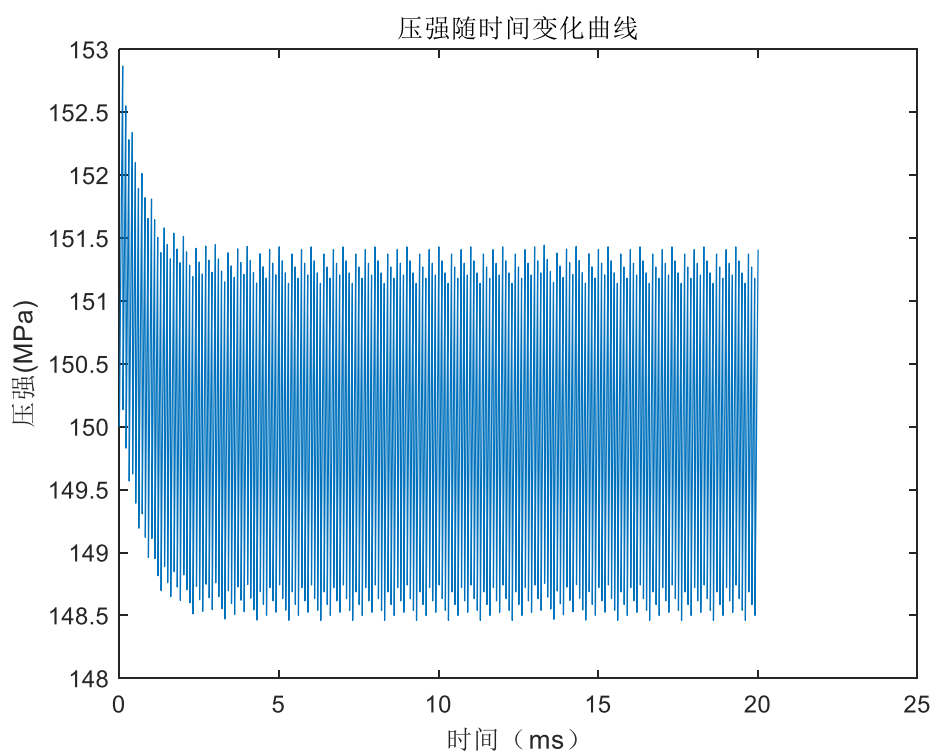


图 5.1.5 150MPa 稳定工作状态图

## 5.2 问题 2 的分析与求解

### 5.2.1 模型

此问在第一问的基础上加入针阀和柱塞,针阀喷嘴的示意图如图 2 图 3 所示,针阀小孔面积  $A$  即是过针阀做斜面垂线所形成的面积(圆台侧面)与最下端喷孔面积的较小值。油泵中初始压力为  $0.5\text{MPa}$ , 柱塞运动加压至  $100\text{MPa}$  时近似认为与油管内压力相等,即开始进油。为保持高压油管内的压力尽量稳定在  $100\text{MPa}$  左右,对针阀和凸轮进行建模,保持压强稳定的方法与第一问大体相同。

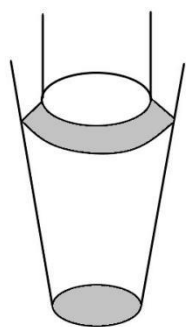


图 5.2.1 喷嘴立体图

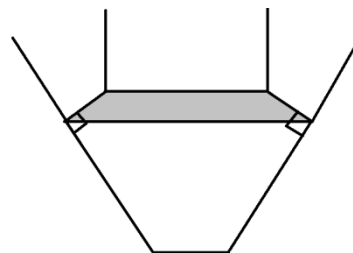


图 5.2.2 喷嘴剖面图

此问中,问题的关键在于求解高压油泵的工作模式及工作周期,为此我们建立了两种模型分析——1、当油泵内压强大于  $100\text{MPa}$  时单向阀打开,之后活塞继续压缩汽油,同时有部分汽油被推入高压油管中,此时高压油泵内的压强可能明显大于高压油管内压强。2、在单向阀打开后,高压油泵和高压油管达到平衡,之后二者压强近似相等。

通过创建极角数组  $\text{rad}$  和对应极径数组  $\text{length}$ , 模拟对应每一时间微元的飞轮姿态和活塞位置,并以此计算不同时间微元对应的油泵内油的体积。在油泵内压强未达到  $100\text{MPa}$  时,认为单向阀未打开。此时活塞内油的质量守恒,可计算出压强达到  $100\text{MPa}$  所用的时间。之后,由于高压油泵内压强大于高压油管内压

强，单向阀打开。此阶段对应的运动过程是——活塞继续向上运动，同时单向阀打开，一边压缩、一边推油至高压油管。

(1) 下面对针阀部分进行建模：

针阀口圆台侧面面积：  $A = (r_1 + r_2)l\pi$ ，

其中  $r_1$  为小圆半径，大圆半径  $r_2 = \Delta x \sin 9^\circ \cos 9^\circ + r_1$ ， $\Delta x$  为针阀上升的高度， $l$  为垂线段长度。此面积与最下端喷孔面积取一个较小值，作为针阀小孔面积  $A$ 。

再利用公式  $Q = CA\sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}$  计算喷油口的喷油速率，所得曲线如下图：

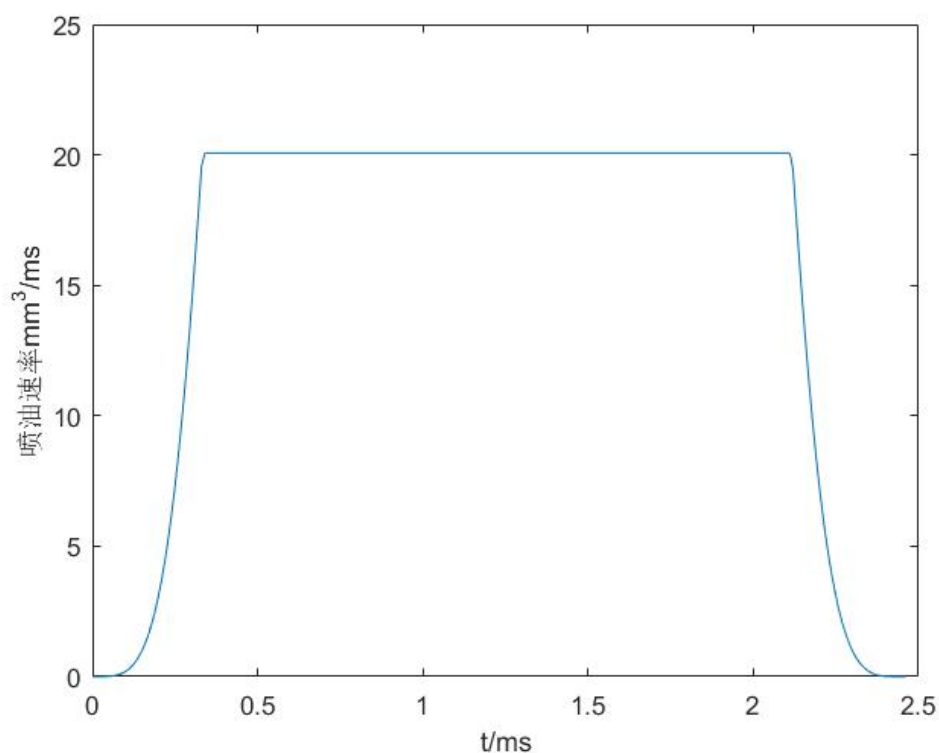


图 5.2.3 喷油速率曲线图

与第一问所给速率曲线大致形状相同，可见第一问中速率曲线为这个速率的理想情况。

(2) 对凸轮部分进行建模：

根据附表中数据画图得出极角与极径大致呈三角函数关系：

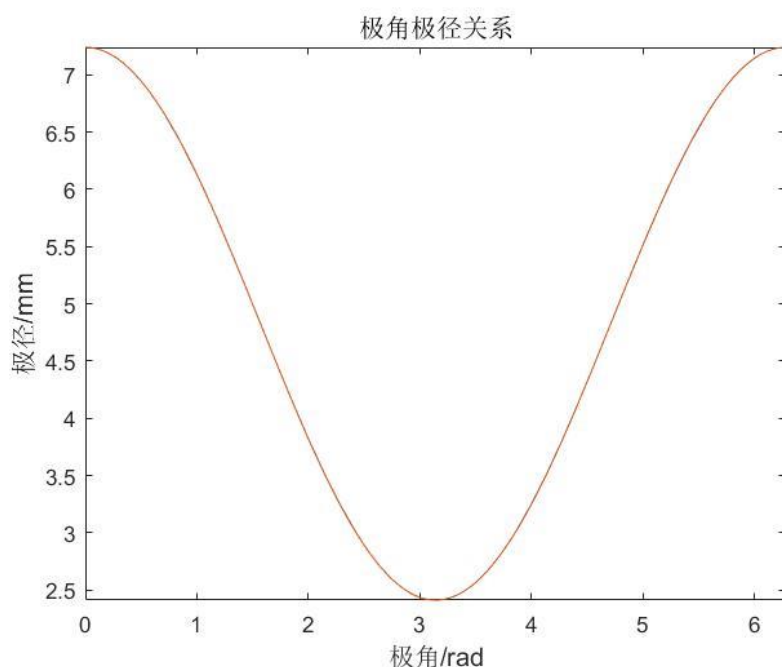


图 5.2.4 极径极角关系图

使用最小二乘法拟合凸轮极角-极径曲线，根据各点分布，推测凸轮在做简谐振动， $\omega=1$ ，故极角极径关系如下：

$$r = a_1 \cos \theta + a_2,$$

$R$  为输入矩阵， $A$  为常参数矩阵， $Y$  为输出矩阵，

$$R = \begin{bmatrix} \cos \theta_1 & 1 \\ \cos \theta_2 & 1 \\ \dots & \dots \\ \cos \theta_n & 1 \end{bmatrix} \quad A = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \end{bmatrix} \quad Y = \begin{bmatrix} r_1 \\ r_2 \\ \dots \\ r_n \end{bmatrix}$$

根据最小二乘法公式  $A = (R^T R)^{-1} R^T Y$

解得  $a_1 = 2.4130, a_2 = 4.8260$

### 5.2.2 模型求解

在基于第一问题设条件的前提下，我们第一次估算高压油泵推油量采用了 10ms 的周期值，即飞轮运转一周的周期是 10ms。在编程运算中，为优化 matlab 运算、减少运算所用时间采用估算算法，将 10ms 等分成 10000 份，即时间微元  $dt=0.001ms$ ，在这个时间微元中输油量极小可近似认为其对高压油泵内压强无太大影响，近似采用前一时间节点的压强  $P$  代替。此时计算得到的数据图如下，由于飞轮周期过短，导致中间有一段急速压缩过程，压强急速上升，明显大于高压油管的压强，之后在达到上止点时停止输油。此模型在前半段过程中与模型 1 较为相符，但在达到上止点时停止输油的特性与模型 2 也有相似处，此高速压缩下无论用那种模型计算其单次输油量均相同，为 75.332mg。

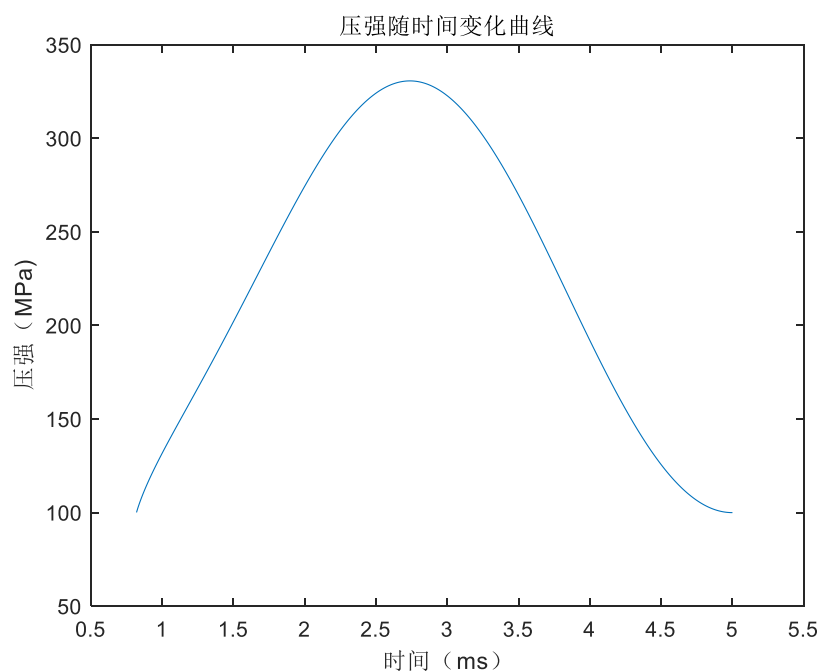


图 5.2.5 周期为 10ms 的高压油泵内压强随时间变化图

在考虑一秒平均输油量与喷油量的前提下，设置周期为 100ms，此时模拟计算结果得到如下图：

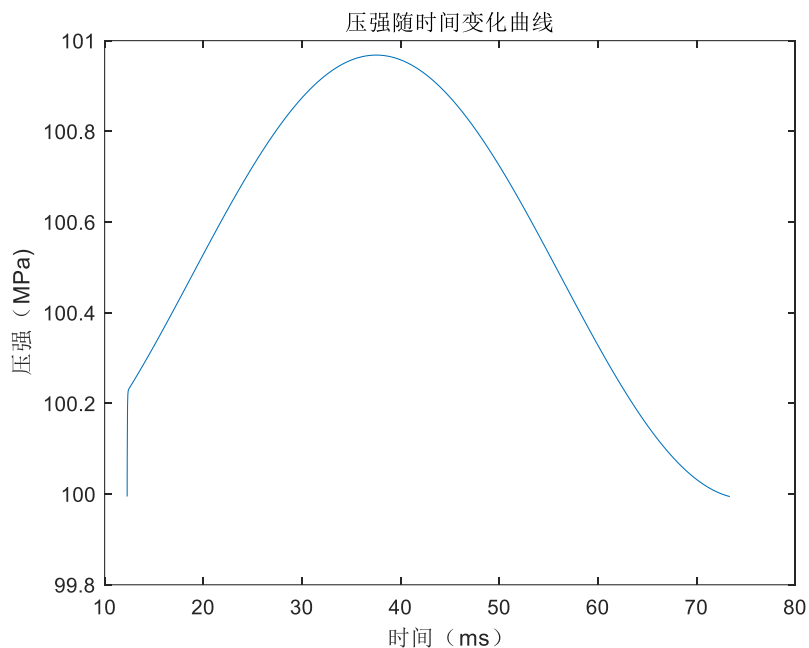


图 5.2.6 周期为 100ms 的高压油泵内压强随时间变化图

从此图可看出在慢速飞轮的情况下，高压油泵的压强与高压油管的压强近似相等，在 8.2ms 左右时油泵压强达到 100MPa，由于高压阀刚打开，此时无压力差，故无汽油输运，此时压强仍高速上升。至压强为 100.5MPa 时存在一定压差，此时才形成稳定的输油过程。在达到上止点时油泵停止输油，此时单次输运的量仍为 75.332mg。之后继续测试周期为 50ms，150ms，200ms 的情况。

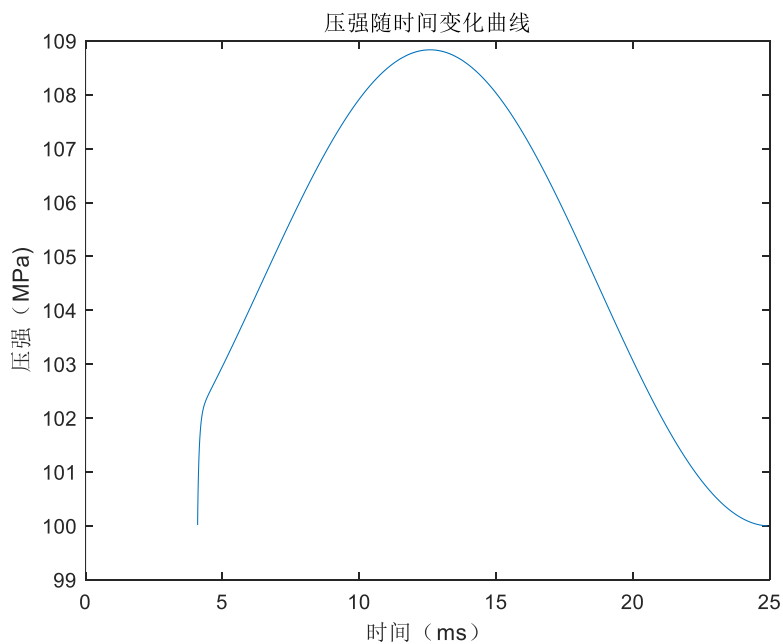


图 5.2.7 周期为 50ms 的高压油泵内压强随时间变化图

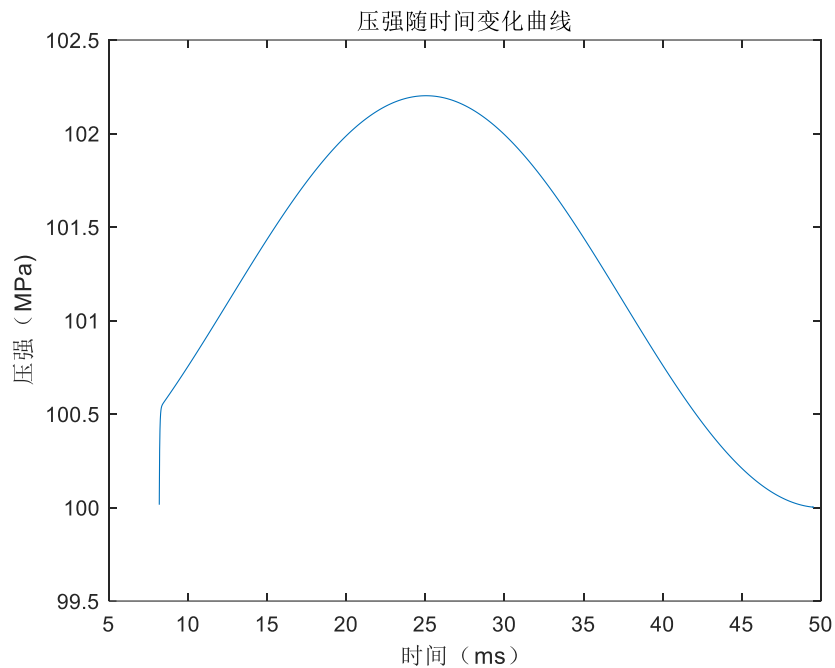


图 5.2.8 周期为 150ms 的高压油泵内压强随时间变化图

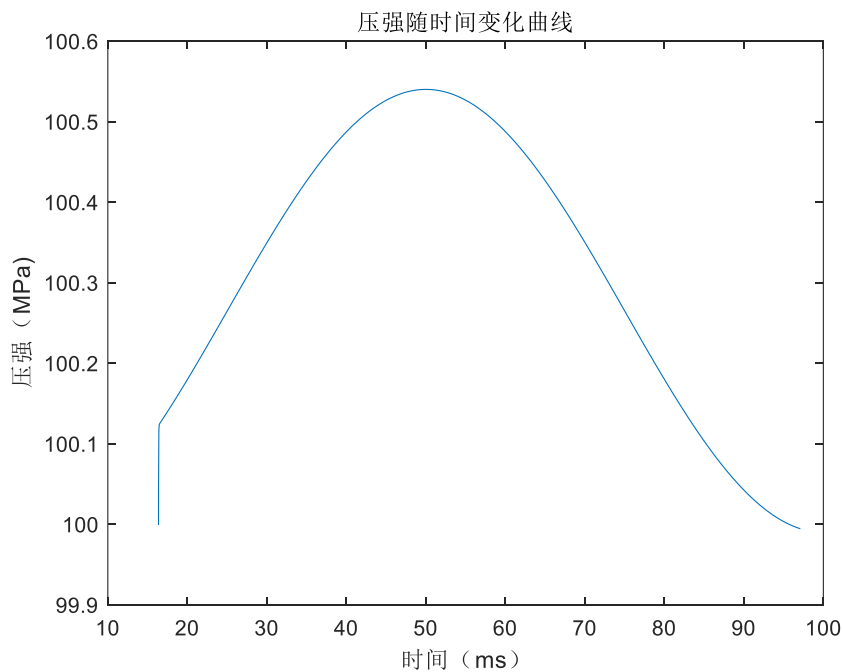


图 5.2.9 周期为 200ms 的高压油泵内压强随时间变化图

在测试结果中我们可以发现，虽慢速飞轮输油应该是在上止点停止的，但是图像上显示其在达到上止点之前就已经提前停了，这是由于在程序设计之中为了使函数简洁明了、提高函数运行速度我们对函数进行了一定优化，选取最小输油

时间量度为  $dt=0.001ms$ ，但实际上对于慢速飞轮在接近上止点时其速度较小，此时的喷油过程持续时间更短，而压缩燃油所需时间更长，故函数会在达到上止点前提前结束。根据多组实验数据对比，以及高速飞轮的结果外推，考虑到真实物理模型，我们仍可以认为高压油泵是在上止点停止输油，此时单次输油量仍为  $75.332mg$ 。

确定了输油和喷油模型后，采用时间分段仿真，此时考虑了输油和喷油的中间过程，可看出每一时间点的微动，便于直接分析工作周期任意时刻的压强。

列质量守恒方程

$$Q_A \cdot \rho_A \cdot n_A = Q_B \cdot \rho_B \cdot n_B$$

对于单次  $Q_A \cdot \rho_A = 75.332mg$ ，根据每秒次数计算周期

单次喷嘴  $Q_B \cdot \rho_B = 32.895mg$ ，其中每秒喷十次

$$n_A = \frac{n_B \cdot Q_B \cdot \rho_B}{Q_A \cdot \rho_A} = \frac{10 \cdot 32.895}{75.332} = 4.37 \text{ (次)}$$

即一秒钟内转动 4.37 转。

最终确定高压油泵周期为  $228.5ms$ ，下图为最终程序运行结果：

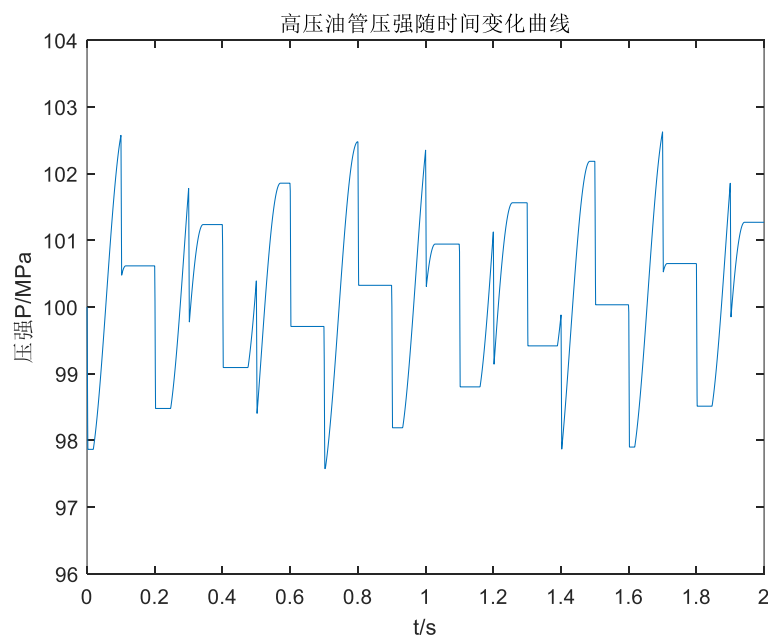


图 5.2.10 高压油泵周期为  $228.5ms$  时高压油管内压强随时间变化图

此时凸轮对应角速度  $\omega=0.0275 \text{ rad/s}$ 。



### 5.3 问题 3 的分析与求解

#### 5.3.1 模型

在加入一个喷油口 C 条件下, B 与 C 喷嘴喷油规律相同, 因此单位时间内喷油质量为问题 2 中的 2 倍, 只需使凸轮的角速度为原来的两倍即可。

$$\omega_2 = 2\omega_1 = 0.055\text{rad/ms}$$

此外为使高压油管内燃油质量变化缓慢, 应使 B 和 C 口交错喷油, B 与 C 的一个喷油周期为 100ms, 故应在 B 开始喷油的 50ms 后喷油口 C 开始工作。

为了更有效地控制高压油管的压力, 在 D 处安装一个单向减压阀。由问题 2 可得高压油管一次进油质量约为 75.3mg, 喷油口一次喷油质量为 38.7mg, 一次供油量大于喷油量, 故可使油泵供油频率与喷油频率相等或成倍数关系, 多余油量通过减压阀及时导出, 从而及时消除因每次喷油而引起的压力变化。

喷油频率:

$$f = \frac{1}{100\text{ms}} \times 2 = 20\text{Hz}$$

凸轮角速度:

$$\omega_3 = 20 \times 0.001 \times 2\pi = 0.1257\text{rad/ms}$$

为将压强稳定在 100MPa, 减压阀应在高压油管压强大于 100MPa 时打开, 其外界为低压空间。为更好地减小喷油引起的压力变化, 可调节凸轮初始相位(凸轮工作的初始角度), 使得在喷油的同时, 便开始进油, 经营业部减小压力变化。

#### 5.3.2 模型求解

在问题 2 模型基础上, 加入一个与喷油口 B 工作时间相差 50ms 的喷油口 C, 修改  $\omega_2 = 0.055\text{rad/ms}$  即可, 得到模型的时序模拟图

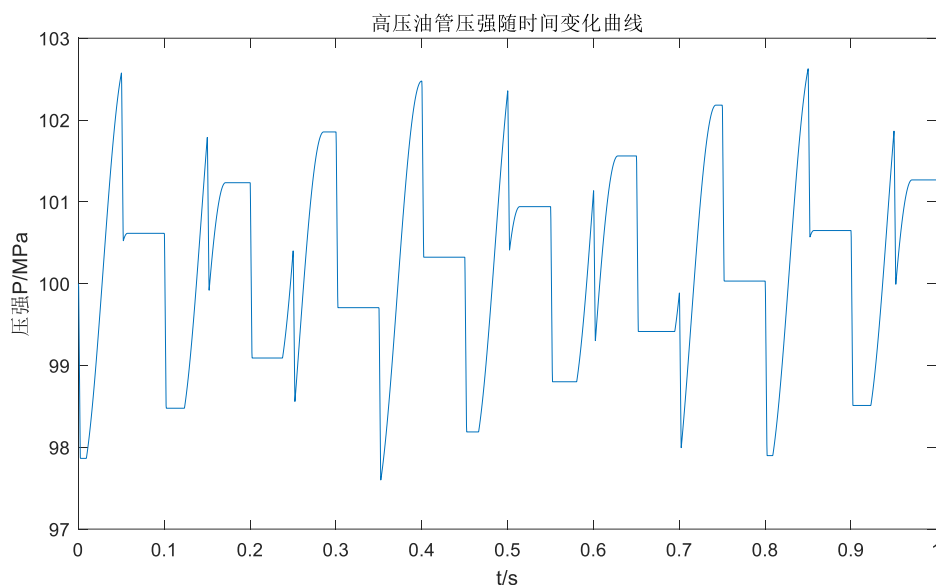


图 5.3.1 高压油管压强随时间变化曲线（喷油口 B 与 C 相差 50ms）

由仿真图可知凸轮转速  $\omega_2 = 0.055\text{rad/ms}$  时，高压油管内压力稳定在 100MPa，与理论预期相符。

再将凸轮转速调整为  $\omega_3 = 0.1257\text{rad/ms}$  的整数倍，并在模型中加入减压阀。下面给出倍数为 1, 2, 3 时，高压油管压强变化的仿真结果。

直观比较， $\omega = \omega_3$  时高压油管的压力控制效果最好，经查阅文献，为实现喷油量的精准控制，需要要求喷油时高压油管压力稳定，而当凸轮转速  $\omega = 2\omega_3$  时，压力偏离 100MPa 仅有 0.5MPa，而  $\omega = \omega_3$  时，偏离量近 1.5MPa，当凸轮  $\omega \geq 3\omega_3$  时，偏差值过大，其原因为供油速率过大，仅靠低压阀 D 无法调节。

故选择凸轮转速为  $\omega = 2\omega_3 = 0.2513\text{rad/ms}$  效果最好。

此外调整凸轮初始工作角度，经过多次修改，初始工作角度在 74-80 度之间时，效果最好（图中凸轮初始工作角度均为 80 度）。

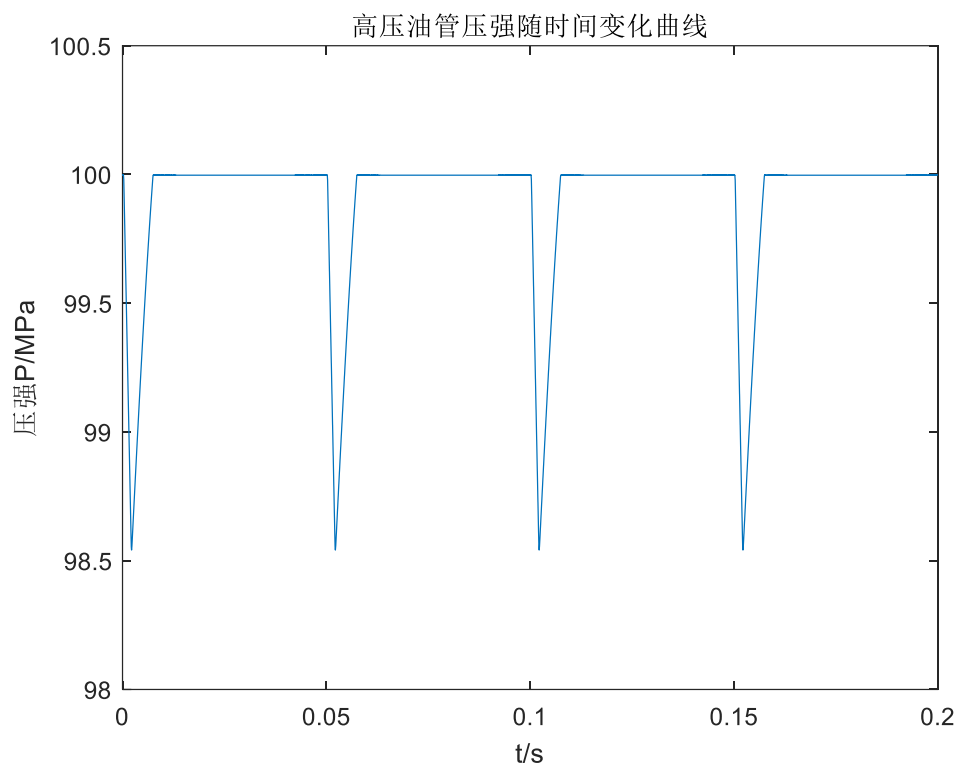


图 5.3.2 高压油管压强随时间变化曲线（凸轮转速：0.1257rad/ms）

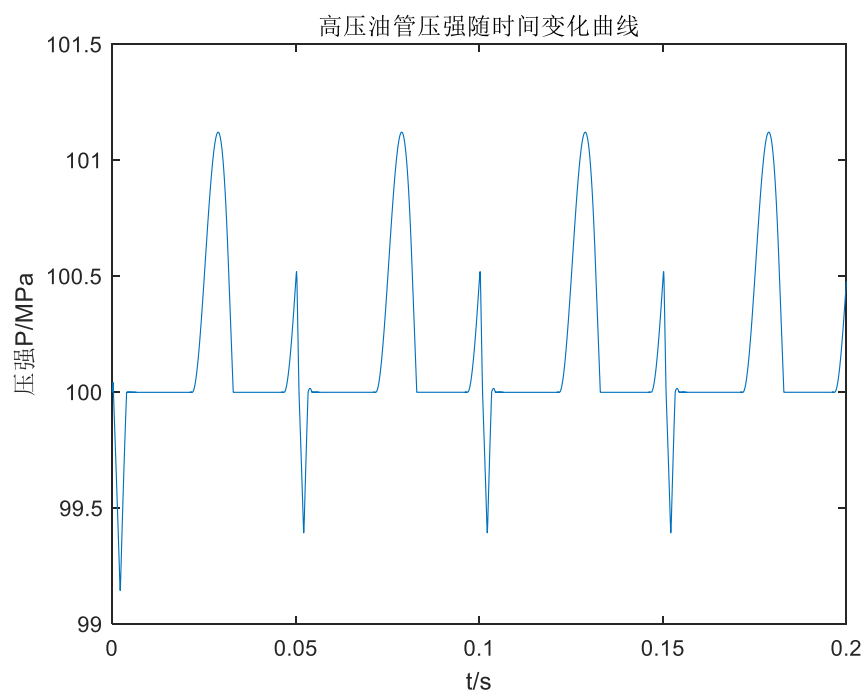


图 5.3.3 高压油管压强随时间变化曲线（凸轮转速：0.2513rad/ms）

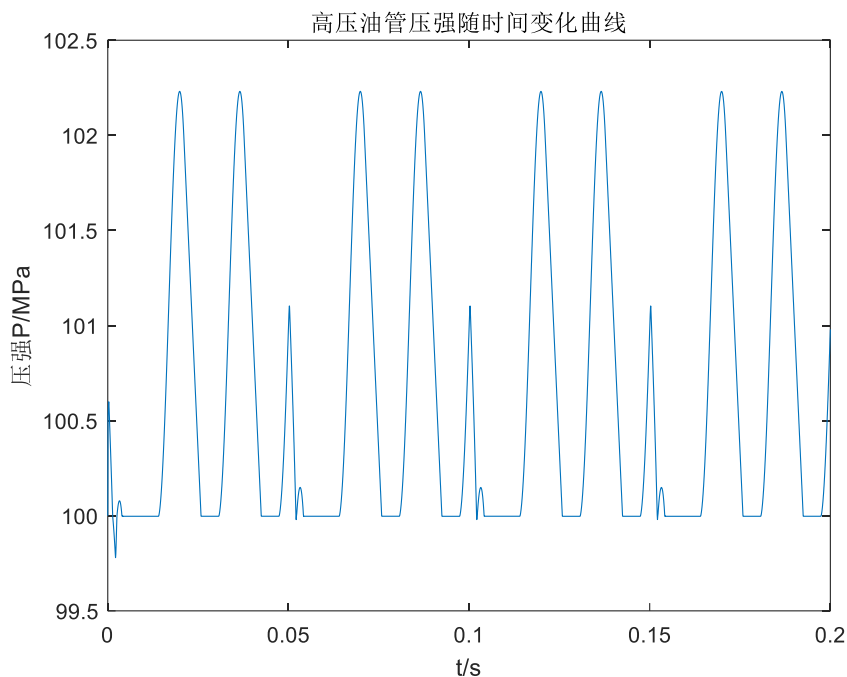


图 5.3.4 高压油管压强随时间变化曲线（凸轮转速：0.3770rad/ms）

## 6.1 误差分析

### 6.1.1 问题 1 的误差分析

对于问题 1 而言，其输入油和喷出油时都会引起对应点周围油的密度的改变，从而使得其周围点与稍远点之间存在压强差，此时不同压强的油相互挤压形成压力波，此压力波为纵波，且碰到油管的边界会发生反射形成反射波与原波的干涉。若要形成稳定的驻波则要求其管长至少为 5m，但由于管的线度远小于其波长，故不会形成稳定的驻波，其压力波能量最终由于液体的粘度耗散，所以在此题中压力波影响的平均效果约为 0，在计算 1s 的平均值时可忽略。但在瞬态分析中，由于外界的影响是周期性的，此时的压力波相当于受迫振动模型，故管内的压强分布实际上是不均匀的，是一个随时间变化的函数，但在上述简化模型中并未考虑其影响。通过查询相关文献和粗略估算，忽略其影响时结果的偏差约为 3%<sup>[5]</sup>。

### 6.1.2 问题 2 的误差分析

在问题 2 的模型假设中仍存在和问题 1 相同的纰漏，即忽略了高压油管内压强分布不均匀性产生的压力波动，由于输油周期较长而喷油周期较短，故在实际过程中以喷油口处引起的压力波动为主。但由于高压油管的尺寸问题，在管中仍不能形成稳定的干涉加强波动，其在高压油管内平均作用效果仍然可以忽略，最终这部分能量会以其他形式能耗散出去。但其对管内压强不均匀性造成的影响约为 2%<sup>[6]</sup>。

### 6.1.3 问题 3 的误差分析

在问题 3 中，两喷嘴间距离未知，在两者以同频率喷油的过程中产生的压力波可能在油管内的某些点形成稳定的干涉现象，此种误差不可预计，但翻阅向关期刊文献，其误差通常不超过 5%<sup>[6]</sup>。对于模型的宏观分析和大体的控制无太多影响，若要提高控制精度、消除压力波动带来的影响，除了本题求解的基本时间调控外还要针对压力变化引入更精细的 PID 调控<sup>[2]、[4]</sup>。

## 5. 模型的评价与推广

### 7.1 模型优点

1. 对曲线进行最小二乘法拟合，形象准确的抽象出变量之间的关系，并且形式简单，有利于模型的求解和计算。
2. 对喷油嘴与油泵的建模细致，讨论全面，十分接近真实情况。
3. 物理规律明确切合实际，选用模型物理过程简单便于迁移与推广，在解决同类型问题上也同样具有参考价值。

## 7.2 模型缺点

1. 查阅资料得知高压油泵进油时存在压力波动<sup>[1]</sup>, 有时需要用到高压共轨技术, 但根据相关资料得知该波动波长远大于本题油管的波长, 为了模型的简便, 本文未考虑压力波动的影响。

2. 实际问题中由于一级控制系统控制精度问题, 在实际模型中不仅采用简单的一级控制, 还会引入更为精细的二级调控系统<sup>[7]</sup>, 如汽车内燃机的喷嘴会采用二级喷射式控制, 保持喷出的高压燃油压强更为稳定, 稳定内燃机的燃烧效率、并降低非完全燃烧时产生的有害尾气<sup>[3]、[6]</sup>。

## 参考文献

- [1] Deqing Mei, Lei Zuo, Derick Adu-Mensah, Xianming Li, Yinnan Yuan. Combustion characteristics and emissions of a common rail diesel engine using nanoparticle-diesel blends with carbon nanotube and molybdenum trioxide[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 162.
- [2] 唐永华, 张恬. Bosch 电控高压共轨系统的工作原理和特点[J]. 汽车科技, 2009(05): 9-13.
- [3] 刘红彬, 桂勇, 骆清国, 孙大光, 张少亮. 高压共轨柴油机喷油系统性能仿真研究[J]. 车辆与动力技术, 2019(02): 11-16.
- [4] 林九冬. 高压共轨喷射系统的参数确定及排放控制研究——以轻型车用柴油机为例[J]. 内燃机与配件, 2019(14): 2-3.
- [5] 薛福英. 高压共轨多孔喷油器各孔喷油特性测量及数值模拟[D]. 江苏大学, 2017.
- [6] 王瑞. 一种基于多次喷射的高压共轨喷油控制算法[J]. 测控技术, 2015, 34(06): 81-84.
- [7] 王钧效, 陆家祥, 谭丕强, 张锦杨. 柴油机高压共轨喷油系统的发展动态[J]. 柴油机, 2001(05): 1-11.

## 附录

```
clear

clc

load('MiDu','MD')           %调用密度值行向量
md2=MD(321);                 %赋值 160MPa 下密度
md1=MD(301);                 %赋值 100MPa 下密度
Cd=0.85;                     %赋值流量系数
A=(pi/4)*1.4^2;              %截面 A 的面积
LL1=20*2+0.2*20*0.5+0.2*20*0.5; %单次 B 喷油流量
avLL1=10*LL1;                %一秒钟平均喷油量
LL2=Cd*A*sqrt(2*(160-150)/md2); %A 油泵处进油流量
t=md1*avLL1/(LL2*md2);       %根据质量守恒计算 1s 内 A 口进油
时间
n=(1000-t)/10;               %计算一秒钟内 A 关闭的时间以及
平均喷油次数
avt=t/n;                     %计算单次喷油平均时间

format long

t

avt

save('PenYou');
```

```
=====

% 问题 1 绘制 100MPa 稳定值 100MPa 至 150MPa 2s/5s/10s 50MPa 稳定值 压
强变化曲线
```

```
clear

clc

load('MiDu','md','p');

load('PenYou','Cd','A');
```



```

V=500*(pi*10^2 /4);
M=md(1)*V;
P=[];
t=[];
t(1)=0;
m=input('输入选项:\n 1、100MPa 稳定值\n 2、100MPa 至 150MPa 2s\n 3、100MPa
至 150MPa 5s\n 4、 100MPa 至 150MPa 10s\n 5、 150MPa 稳定值 \n');
switch m;
    case 1
        dt=0.2876;
    case 2
        dt=0.861;
    case 3
        dt=0.706;
    case 4
        dt=0.699;
    case 5
        dt=0.7518;
    otherwise
        fprintf('input error\n');
end
i=0;
u=fix(0);
k=fix(0);
if m==1;
    mdt=0.85;
    P(1)=100;
while t<20000

```

```

    dm=Cd*A*sqrt(2*(160-P(i+1))*md(121))*dt;
    mdt=mdt+dm/V ;
    if    k>u
        mdt=mdt-44*mdt/V ;
    end
    P(i+2)=polyval(p,mdt);
    u=fix(t(i+1)/100);
    t(i+2)=t(i+1)+dt+10;
    k=fix(t(i+2)/100);
    i=i+1;
end
format long
t(i+1)
plot(t/1000,P)
title('压强随时间变化曲线')
xlabel('时间（ms）')
ylabel('压强(MPa)')
else if m==5;
    mdt=md(101);
    P(1)=150;
while    t<20000
    dm=Cd*A*sqrt(2*(160-P(i+1))*md(121))*dt;
    mdt=mdt+dm/V ;
    if    k>u
        mdt=mdt-44*mdt/V ;
    end
    P(i+2)=polyval(p,mdt);
    u=fix(t(i+1)/100);

```

```

        t(i+2)=t(i+1)+dt+10;

        k=fix(t(i+2)/100);

        i=i+1;
end

format long

t(i+1)

plot(t/1000,P)

title('压强随时间变化曲线')

xlabel('时间（ms）')

ylabel('压强(MPa)')

        else if m==2 || m==3 || m==4;

                mdt=0.85;

                P(1)=100;

                while mdt<md(101)

                        dm=Cd*A*sqrt(2*(160-P(i+1))*md(121))*dt;

                        mdt=mdt+dm/V ;

                        if    k>u

                                mdt=mdt-44*mdt/V ;

                        end

                        P(i+2)=polyval(p,mdt);

                        u=fix(t(i+1)/100);

                        t(i+2)=t(i+1)+dt+10;

                        k=fix(t(i+2)/100);

                        i=i+1;

end

format long

t(i+1)

plot(t/1000,P)

```

```

title('压强随时间变化曲线')
xlabel('时间（ms）')
ylabel('压强(MPa)')

        else
        end
    end
end
end

=====

clear          %绘制密度与压强关系曲线及其拟合曲线
clc

fj3=xlsread('附件 3-弹性模量与压力.xlsx');          %导入附件三至数据组
x200=fj3(2:201,2);          %密度小于 100 时的弹性模量
d200=fj3(201:400,2);          %密度大于 100 是的弹性模量
mdx200=[];          %形成一个空矩阵
mdx200(1)=0.85;
m=1;
for i=200:-1:1;

    mdx200(m+1)=mdx200(m)*(1-(0.5/x200(i)));          %利用复合梯形求
    积公式计算近似值

    m=m+1;
end

MDx200=mdx200(201:-1:1);          %压强小于 100 时的密度
    行向量

MDd200=[];
MDd200(1)=0.85;
for k=1:200;

    MDd200(k+1)=MDd200(k)*(1+(0.5/d200(k)));          %利用复合梯形求
    积公式求得压强大于 100 时的密度行向量

```

```

end

MD=[MDx200(1:200),MDd200];      %密度行向量

YQ=0:0.5:200;                    %压强列向量

md=MD(201:321);                  %选取压强处于 100 至 160 之间密度数据用于拟合

yq=YQ(201:321);

[p,q]=polyfit(md,yq,3);          %利用三次曲线拟合

[yqf,delta]=polyval(p,md,q);     %求出拟合数据的压强值与预测标准差
delta

format long

plot(MD,YQ)                       %做出数值积分的函数图像

grid on

title('压强随密度变化曲线')

hold on

plot(md,yqf)                     %做出三次拟合曲线的曲线图

delta

%打出预测标准差

save('MiDu')                     %将工作区数据存在 MiDu 文件中

```

=====

%问题 2 绘制飞轮周期为 10/50/100/150/200ms 时高压油泵压强变化图像

```
clear
```

```
clc
```

```
load('MiDu','MD','p')
```

```
load('PenYou','Cd','A')
```

```

n=input('输入选项：\n 1、飞轮周期为 10ms 时高压油泵压强变化图像\n 2、飞轮周期为 50ms 时高压油泵压强变化图像\n 3、飞轮周期为 100ms 时高压油泵压强变化图像\n 4、飞轮周期为 150ms 时高压油泵压强变化图像\n 5、飞轮周期为 200ms 时高压油泵压强变化图像\n');

```

```

switch n
    case 1
        rad=linspace(0,2*pi,10000);
    case 2
        rad=linspace(0,2*pi,50000);
    case 3
        rad=linspace(0,2*pi,100000);
    case 4
        rad=linspace(0,2*pi,150000);
    case 5
        rad=linspace(0,2*pi,200000);
    otherwise
        fprintf('input error\n');
end

if n==1 || n==2 || n==3 || n==4 || n==5;
mdt=MD(2);
h=2.413.*cos(rad)+2.413;
v=20+pi*(2.5^2).*h;
V=20+pi*4.826*2.5^2;
M=MD(2)*V;
i=0;
if n==1 || n==2 || n==3;
while mdt<MD(201)
    mdt=M/v(i+1);
    i=i+1;
end
P=[];
k=0;

```

```

while mdt>MD(201)
    P(k+1)=polyval(p,mdt);
    if P(k+1)<100
        break
    end
    dm(k+1)=Cd*A*sqrt(2*(P(k+1)-100)*mdt)*0.001;
    M=M-dm(k+1);
    mdt=M/v(i+k+1);
    k=k+1;
end
m=i:k+i;
plot(m/1000,P)
hold on
title('压强随时间变化曲线')
xlabel('时间 (ms) ')
ylabel('压强 (MPa)')
else if n==4 || n==5;
while mdt<MD(201)
    mdt=M/v(i+1);
    i=i+1;
end
P=[];
k=0;
while mdt>MD(201)
    P(k+1)=polyval(p,mdt);
    if P(k+1)<99.99
        break
    end

```

```

        dm(k+1)=Cd*A*sqrt(2*(P(k+1)-99.99)*mdt)*0.001;
        M=M-dm(k+1);
        mdt=M/v(i+k+1);
        k=k+1;
    end
    m=i:k+i-1;
    plot(m/1000,P)
    title('压强随时间变化曲线')
    xlabel('时间 (ms) ')
    ylabel('压强 (MPa)')
    end
end
end

=====

% 问题 2， 绘制转速为 0.0275rad/ms 时压强变化曲线， 喷油口喷油速率曲线，
凸轮极径与极角关系曲线

clear;

fj1=xlsread('附件 1-凸轮边缘曲线.xlsx');
fj21=xlsread('附件 2-针阀运动曲线.xlsx');
fj2(1,:)=[0:0.01:0.45,2:0.01:2.46,100];
fj2(2,:)=[fj21(1:46,2)',2,fj21(1:46,5)',0];
fj2=fj2';
fj3=xlsread('附件 3-弹性模量与压力.xlsx');
fj21=fj2;

omega=0.0275;
h=0.01;

```



```

t2=2;

V=500*5^2*pi;
M=V*0.85;

QB=ones(94,1); %一个喷油周期内针阀升程与时间关系
for i=1:94

QB(i)=sqrt(0.85*2*100)*min((2.5+fj2(i,2)*sin(pi/20)*cos(pi/20))+fj2(i,2)*sin(pi/20),
0.49)*pi;

end

QBS=0;
for i=1:93

    QBS=QBS+(QB(i)+QB(i+1))/2*(fj2(i+1,1)-fj2(i,1)); %估算单次喷油量
end

QBS=QBS*0.85

R=ones(628,2); %计算凸轮极径与极角关系

for i=1:628

    R(i,1)=cos(fj1(i,1));
end

A=(R'*R)^(-1)*R'*fj1(:,2);

figure
plot(fj1(:,1),fj1(:,2));
xlabel('极角 (rad) ');
ylabel('极径 (mm) ');
title('极径与极角关系');

```

```

p=zeros(401,1);
p(201)=0.85;
P=(0:0.5:200)';
P_t=zeros(t2*1000/h,1);
p_t=zeros(t2*1000/h,1);
P_t(1)=100;
p_t(1)=0.85;
for i=201:400
    p(i+1)=0.5*p(i)/fj3(i,2)+p(i);
end
for i=200:-1:1
    p(i)=-0.5*p(i+1)/fj3(i+1,2)+p(i+1);
end

poly1=polyfit(p(170:230),P(170:230),3);
poly2=polyfit(P(170:230),p(170:230),3); %压强与密度拟合关系

for t=h:h:t2*1000
    VA=20+2.5^2*pi*A(1)*(1+cos(omega*t));
    dmB=-interp1(fj2(:,1),QB,t-floor(t/100)*100)*polyval(poly2,P_t(round(t/h)))*h;
    if cos(omega*t)>0.95
        mA=0.8046*(20+2.5^2*pi*A(1)^2);
    end
    pA=mA/VA;

    if pA>p_t(round(t/h))

```

```

        p_t(round(t/h)+1)=(mA+M+dmB)/(VA+V);
        PA=p_t(round(t/h)+1);
        mA=VA*p_t(round(t/h)+1);
        M=V*p_t(round(t/h)+1);
    else
        p_t(round(t/h)+1)=(M+dmB)/V;
        M=V*p_t(round(t/h)+1);
    end
    P_t(round(t/h)+1)=polyval(poly1,p_t(round(t/h)+1));

end
t1=(0:h:t2*1000)/1000;
figure
plot(t1,P_t);
xlabel('t/s');
ylabel('压强 P/MPa');
title('高压油管压强随时间变化曲线');
axis([0,2,96,104])
figure
plot(fj2(1:93,1),QB(1:93))
xlabel('t/ms')
ylabel('喷油速率 mm^3/ms')

=====

%问题 3.1，绘制高压油管压强随时间变化曲线（omega=0.055，B 和 C 工作间隔
为 50ms）

clear;

fj1=xlsread('附件 1-凸轮边缘曲线.xlsx');

```

```

fj21=xlsread('附件 2-针阀运动曲线.xlsx');
fj2(1,:)=0:0.01:0.45,2:0.01:2.46,100];
fj2(2,:)=fj21(1:46,2)',2,fj21(1:46,5)',0];
fj2=fj2';
fj3=xlsread('附件 3-弹性模量与压力.xlsx');
fj21=fj2;

omega=0.055;
h=0.01;
t2=1;

V=500*5^2*pi;
M=V*0.85;

QB=ones(94,1); %一个喷油周期内针阀升程与时间关系
for i=1:94

QB(i)=sqrt(0.85*2*100)*min((2.5+fj2(i,2)*sin(pi/20)*cos(pi/20))+fj2(i,2)*sin(pi/20),
0.49)*pi;
end

R=ones(628,2); %计算凸轮极径与极角关系

for i=1:628

R(i,1)=cos(fj1(i,1));
end

A=(R'*R)^(-1)*R'*fj1(:,2); %最小二乘法计算系数

p=zeros(401,1);

```

```

p(201)=0.85;
P=(0:0.5:200)';
P_t=zeros(t2*1000/h,1);
p_t=zeros(t2*1000/h,1);
P_t(1)=100;
p_t(1)=0.85;
for i=201:400
    p(i+1)=0.5*p(i)/fj3(i,2)+p(i);
end
for i=200:-1:1
    p(i)=-0.5*p(i+1)/fj3(i+1,2)+p(i+1); %压强与密度关系
end

poly1=polyfit(p(170:230),P(170:230),3);
poly2=polyfit(P(170:230),p(170:230),3); %压强与密度拟合关系

for t=h:h:t2*1000
    VA=20+2.5^2*pi*A(1)*(1+cos(omega*t));
    dmB=-interp1(fj2(:,1),QB,t-floor(t/100)*100)*polyval(poly2,P_t(round(t/h))*h;

    dmC=-interp1(fj2(:,1),QB,(t+50)-floor((t+50)/100)*100)*polyval(poly2,P_t(round(t/h)
    ))*h;
    if cos(omega*t)>0.95
        mA=0.8046*(20+2.5^2*pi*A(1)^2);
    end
    pA=mA/VA;

    if pA>p_t(round(t/h))

```

```

        p_t(round(t/h)+1)=(mA+M+dmB+dmC)/(VA+V);
        PA=p_t(round(t/h)+1);
        mA=VA*p_t(round(t/h)+1);
        M=V*p_t(round(t/h)+1);
    else
        p_t(round(t/h)+1)=(M+dmB+dmC)/V;
        M=V*p_t(round(t/h)+1);
    end
    P_t(round(t/h)+1)=polyval(poly1,p_t(round(t/h)+1));

end

t1=(0:h:t2*1000)/1000;

figure
plot(t1,P_t);
xlabel('t/s');
ylabel('压强 P/MPa');
title('高压油管压强随时间变化曲线');

=====

clear;%问题 3.2 绘制凸轮频率分别为 20Hz， 40Hz， 60Hz 时高压油管压强随时间
变化曲线。凸轮初始相位为 80 度

fj1=xlsread('附件 1-凸轮边缘曲线.xlsx');
fj21=xlsread('附件 2-针阀运动曲线.xlsx');
fj2(1,:)= [0:0.01:0.45,2:0.01:2.46,100];
fj2(2,:)= [fj21(1:46,2)',2,fj21(1:46,5)',0];
fj2=fj2';
fj3=xlsread('附件 3-弹性模量与压力.xlsx');

```

```

fj21=fj2;

h=0.001;

t2=0.2;


V=500*5^2*pi;

M=V*0.85;


QB=ones(94,1); %一个喷油周期内针阀升程与时间关系
for i=1:94

QB(i)=sqrt(0.85*2*100)*min((2.5+fj2(i,2)*sin(pi/20)*cos(pi/20))+fj2(i,2)*sin(pi/20),
0.49)*pi;

end


R=ones(628,2); %计算凸轮极径与极角关系

for i=1:628

    R(i,1)=cos(fj1(i,1));

end

A=(R'*R)^(-1)*R'*fj1(:,2);


p=zeros(401,1);

p(201)=0.85;

P=(0:0.5:200)';

P_t=zeros(t2*1000/h,1);

p_t=zeros(t2*1000/h,1);

P_t(1)=100;

p_t(1)=0.85;

for i=201:400

```

```

        p(i+1)=0.5*p(i)/fj3(i,2)+p(i);
    end
    for i=200:-1:1
        p(i)=-0.5*p(i+1)/fj3(i+1,2)+p(i+1);
    end

    poly1=polyfit(p(170:230),P(170:230),3);
    poly2=polyfit(P(170:230),p(170:230),3); %压强与密度拟合关系
    for j=1:3      %绘制

    omega=20*2*pi/1000*j;
    mA=0.85*(20+2.5^2*pi*A(1)*(1+cos(85/180*pi)));
    for t=h:h:t2*1000

        theta=omega*t+85/180*pi;
        VA=20+2.5^2*pi*A(1)*(1+cos(theta));
        dmB=interp1(fj2(:,1),QB,t-floor(t/100)*100)*polyval(poly2,P_t(round(t/h)))*h;

    dmC=interp1(fj2(:,1),QB,(t+50)-floor((t+50)/100)*100)*polyval(poly2,P_t(round(t/h)))*h;
    if cos(theta)>0.95
        mA=0.8046*(20+2.5^2*pi*A(1)^2);
    end
    pA=mA/VA;
    if p_t(round(t/h))>0.85
        dmD=-0.85*0.49*sqrt(2*P_t(round(t/h))/p_t(round(t/h)))*h;
    else
        dmD=0;
    end
end

```



```

    if pA>p_t(round(t/h))
        p_t(round(t/h)+1)=(mA+M+dmB+dmC+dmD)/(VA+V);
        PA=p_t(round(t/h)+1);
        mA=VA*p_t(round(t/h)+1);
        M=V*p_t(round(t/h)+1);
    else
        p_t(round(t/h)+1)=(M+dmB+dmC+dmD)/V;
        M=V*p_t(round(t/h)+1);
    end
    P_t(round(t/h)+1)=polyval(poly1,p_t(round(t/h)+1));

end

t1=(0:h:t2*1000)/1000;

figure
plot(t1,P_t);
xlabel('t/s');
ylabel('压强 P/MPa');
title('高压油管压强随时间变化曲线');

end

```