

DOI: 10.7641/CTA.2013.31025

缸内直喷汽油机的自抗扰轨压跟踪控制器设计

刘奇芳^{1,2}, 宫 洵², 胡云峰², 陈 虹^{1,2†}

(1. 吉林大学 汽车仿真与控制国家重点实验室, 吉林 长春 130025; 2. 吉林大学 控制科学与工程系, 吉林 长春 130025)

摘要: 获得期望的共轨压力是保证缸内直喷发动机稳定工作和喷油量精确控制的一个重要前提。本文针对缸内直喷汽油发动机(GDI)轨压控制问题, 首先通过动力学分析建立了共轨燃油喷射系统的数学模型; 由于系统中存在有较强的非线性和不确定性, 采用基于模型但对模型的精确形式依赖较小的自抗扰控制技术设计轨压跟踪控制器, 其中线性扩张状态观测器(ESO)对系统存在的总扰动和不确定性进行了估计, 非线性误差反馈控制(NLSEF)则采用反馈补偿实现扰动的抑制。最后, 通过给定不同的参考轨压对控制器的有效性进行验证, 仿真结果表明控制性能是满意的。

关键词: 轨压控制; 自抗扰控制; 缸内直喷汽油机; 扩张状态观测器

中图分类号: TP273 文献标识码: A

Active disturbance rejection control of fuel rail pressure for gasoline direct injection engines

LIU Qi-fang^{1,2}, GONG Xun², HU Yun-feng², CHEN Hong^{1,2†}

(1. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun Jilin 130025, China
2. Department of Control Science and Engineering, Jilin University, Changchun Jilin 130025, China)

Abstract: The desired fuel rail pressure is a very important precondition for engine stable operation and precise control of fuel injection quantity. In this paper, the rail pressure control problem of gasoline direct injection (GDI) engine is considered. Firstly, a mathematical model of fuel rail injection system is established through dynamic analysis. To deal with the highly nonlinear dynamics and the uncertainties, the active disturbance rejection control technique is applied, which requires little information of the plant, to design the rail pressure tracking controller. In this controller, a linear extended state observer (ESO) is used to estimate the unknown dynamics of the system together with the external disturbance in real-time. The estimated disturbance is compensated by the control law of a nonlinear error state feedback (NLESF) controller. The effectiveness of these controllers is validated by tracking different given reference of rail pressures. Simulation results also demonstrate that controller performance is satisfactory.

Key words: rail pressure control; active disturbance rejection control; gasoline direct injection engines; extended state observer

1 引言(Introduction)

直喷汽油机由于其提高燃油经济性和降低发动机排放方面的巨大潜力, 已成为当今发动机的发展方向之一。缸内直喷汽油发动机(gasoline direct injection, GDI)将汽油直接喷入气缸内, 与进气道喷射发动机(port fuel injection, PFI)发动机相比提高了发动机瞬态响应, 减少了混合气形成的时间, 而且喷油量和喷射时间可以精确控制。同时缸内直喷使得稀薄燃烧成为可能, 在不同转速和负荷下发动机可以实现不同的燃烧模式, 其燃烧效率和油耗能与柴油机相当^[1-2]。在GDI中, 由于燃油必须克服气缸压力才能进入燃烧室, 这就要求共轨燃油喷射系统提供比进气道喷射高得多的喷油压力(一般可达5 MPa~15 MPa)来保证燃

油的较好雾化, 因此轨压控制是直喷发动机工作稳定和燃油量精确控制的前提。同时由于高压泵和喷油器动作的不连续引起的轨压波动, 也增加了控制的难度, 故设计有效可靠的控制器获得期望的燃油轨压, 并减小轨压波动是必要的。

随着GDI发动机的量产, 轨压控制也受到越来越多学者的关注, 其中基于模型的控制方法也成为一种趋势^[3]。文献[4-5]利用实验数据通过参数辨识的方法获得了共轨系统平均值模型, 并提出静态前馈加积分反馈的轨压控制策略。文献[6]则在此模型基础上, 设计了模型参考自适应(model reference adaptive control, MRAC)的轨压控制器去降低轨压残差。平均值模型虽然在模型上简单, 但了解共轨系统内部的瞬态

收稿日期: 2013-09-28; 收修改稿日期: 2013-11-02。

†通信作者.E-mail: chen@jlu.edu.cn.

基金项目: 教育部“长江学者和创新团队发展计划”资助项目(IRT1017); 国家自然科学基金资助项目(61034001); 吉林省科技发展计划重大项目(20116001)。

对抑制轨压波动来说是重要的,文献[7-8]从液力学的角度建立了GDI发动机共轨系统的非线性数学模型,并分别设计了backstepping和滑模控制器,其设计过程依赖于模型的精确形式,使得控制器对模型参数变化比较敏感.由于共轨系统是一个具有高度非线性和不确定性的系统,因此本文在采用基于模型但不精确依赖模型的自抗扰控制(active disturbance rejection control, ADRC)技术^[9]设计轨压跟踪控制器.该算法形式简单且对扰动鲁棒性强,它通过扩张状态观测器对系统存在的总扰动(包括内部不确定性和外部扰动)进行估计并由反馈控制实现扰动抑制.该算法由于其形式简单且具有主动抗扰能力,近年来得到了快速的发展^[10-11],目前ADRC已经被应用于电机控制^[12]、化学过程控制^[13]、航天器控制^[14]和车辆控制^[15-16]等领域.

2 共轨系统模型建立(Modeling of fuel rail system)

共轨燃油喷射系统是GDI发动机实现燃油直喷的关键部件,主要由低压回路、高压泵、共轨管、喷油器和电控单元组成.以四缸四冲程发动机作为研究对象,其共轨燃油系统的结构如图1所示,低压回路将燃油从油箱送入高压泵,高压泵活塞通过凸轮的带动将腔内燃油加压供给共轨,高压泵入油口和出油口分别装有压力控制阀、限压阀和单向阀.压力控制阀用于调节进入共轨内的油量,限压阀限定出油口处最大油压防止损坏共轨,单向阀则用于防止共轨管内燃油回流.共轨管上直接安装有与气缸数目相同的喷油器,喷油器将燃油直接喷入气缸.电控单元控制喷油器的喷油时刻和脉宽,同时通过共轨管中压力传感器反馈的压力值调节高压泵入油口处压力控制阀的开关时间.

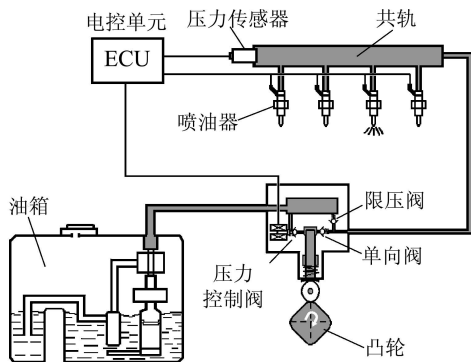


图1 GDI发动机共轨燃油喷射系统结构简图

Fig. 1 The structure diagram of fuel rail injection system for GDI engines

下面对高压泵、共轨和喷油器的工作原理和数学模型进行介绍.

2.1 高压泵(High pressure pump)

高压泵的运行由凸轮驱动,凸轮与曲轴相连(转速比一般为2:1),一个周期内高压泵的工作过程可分

为三个阶段:吸油阶段、回油阶段和泵油阶段.如图2所示,在吸油阶段,高压泵入油口处的压力控制阀打开,此时活塞从上止点向下止点运动,燃油被吸入到高压泵腔内;当凸轮推动活塞从下止点向上止点运行时,高压泵腔内的燃油开始被压缩,由于低压回路内的油压较低,这时一部分燃油会回流到低压回路,此时是回油阶段;当活塞从下止点向上止点运动过程中压力控制阀处于关闭状态时,高压泵腔内的压力迅速升高,燃油推开出油口处的单向阀进入到共轨管内,处于泵油阶段.当活塞再次回到上止点时,压力控制阀又重新打开,工作过程重复进行.

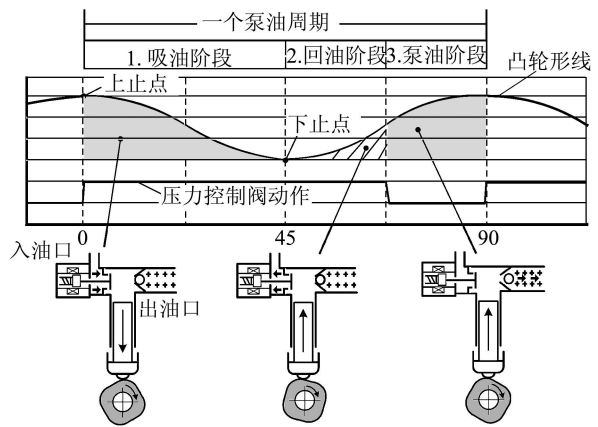


图2 高压泵工作原理

Fig. 2 The operating process of the cam-driven high pressure pump

从图中也能够看出压力控制阀关闭时间的长短影响高压泵泵入共轨内的燃油量(泵油阶段阴影部分的面积),对于不变容积的共轨来说,调节腔内油量可以实现调节轨压的目的.将高压泵腔作为研究对象,不考虑温度对压强的影响,根据腔体内液体体积弹性模量的基本计算公式^[17](见附录),腔内的压力变化方程可描述为

$$\dot{p}_p = \frac{K_f(p_p)}{V_p(\theta)} \left(-\frac{dV_p(\theta)}{dt} + q_u - q_{pr} - q_0 \right). \quad (1)$$

由上述式子看出,高压泵腔内压力 p_p 的变化主要由活塞运动引起的体积变化 $\frac{dV_p(\theta)}{dt}$ 、进口口处流量 q_u 、出油口处流量 q_{pr} 和燃油泄漏量 q_0 引起.参数 K_f 是有效体积弹性模量,受腔内压力的影响. $V_p(\theta)$ 为高压泵腔内体积,与活塞的运动相关,可由下式计算:

$$V_p(\theta) = V_{pmax} - A_p h_p(\theta), \quad (2a)$$

$$\frac{dV_p(\theta)}{dt} = -A_p \frac{dh_p}{dt} = -A_p \omega_{rpm} \frac{dh_p}{d\theta}, \quad (2b)$$

其中: V_{pmax} 是高压泵腔体积的最大值; h_p 是活塞的升程,与凸轮形线有关的非线性函数; A_p 是活塞面积; θ 和 ω_{rpm} 分别是凸轮的转角和转速.根据液力动力学基本原理,高压泵进出口口处流量由下式计算:

$$q_u = \operatorname{sgn}(p_t - p_p) c_{tp} U A_{tp} \sqrt{\frac{2|p_t - p_p|}{\rho}}, \quad (3a)$$

$$q_{pr} = \begin{cases} \operatorname{sgn}(p_p - p_r) c_{pr} A_{pr} \sqrt{\frac{2|p_p - p_r|}{\rho}}, & p_p > p_r, \\ 0, & p_p \leq p_r. \end{cases} \quad (3b)$$

由于单向阀的存在出油口处流量 q_{pr} 存在分段取值的情况. 其中: c_{tp} , c_{pr} 是液体流量系数, A_{tp} , A_{pr} 是进出口处横截面积, p_t 是低压回路压力, ρ 为燃油密度, U 是压力控制阀的动作信号; $U = 1$ 表示阀开, $U = 0$ 表示阀关.

2.2 共轨管(Fuel rail)

共轨管用于储存高压燃油, 减小油压波动. 由于共轨管与4个喷油器直接相连, 因此共轨管内的压力大小和波动均对喷油量有影响. 假设共轨管有足够的刚度, 体积不受温度的影响, 同时忽略管内压力波的传播, 可以得到管内压力 p_r 变化的计算公式

$$\dot{p}_r = \frac{K_f(p_r)}{V_r} (q_{pr} - q_{ri}), \quad (4)$$

这里: V_r 是共轨管的容积, q_{ri} 是共轨出油口处的总量, 即供给4个喷油器的燃油总量, 其中每个出口处的油量计算公式如下:

$$q_{rik} = \operatorname{sgn}(p_r - p_{ik}) c_{rik} A_{rik} \sqrt{\frac{2|p_r - p_{ik}|}{\rho}}, \quad (5)$$

其中: k 是喷油器编号, $k = 1, 2, 3, 4$; p_{ik} 是喷油器内压力, A_{rik} 是喷油器入油口处横截面积, c_{rik} 是液体流量系数.

2.3 喷油器(Injectors)

在GDI发动机中, 喷油器将燃油直接喷入气缸内, 是喷油系统最终的执行器, 其喷油时刻和喷油脉宽由发动机控制单元根据发动机负载计算给出. 喷油过程中喷油器的体积变化很小可以忽略, 此时每个喷油器腔内的压力变化主要由流入和流出的流量引起, 如下式:

$$\dot{p}_{ik} = \frac{K_f(p_{ik})}{V_{ik}} (\operatorname{sgn}(p_r - p_{ik}) c_{rik} A_{rik} \sqrt{\frac{2|p_r - p_{ik}|}{\rho}} - \operatorname{sgn}(p_{ik} - p_{cylk}) E_{Tk} c_{ik} A_{ik} \sqrt{\frac{2|p_{ik} - p_{cylk}|}{\rho}}), \quad (6)$$

其中: p_{cylk} 是气缸压力, A_{rik} 是喷孔面积, c_{ik} 是流量系数, E_{Tk} 是喷油信号.

综上所述, 共轨系统的模型可由动力学方程(1)(4)和(6)描述. 但发现, 这是一个六阶非线性模型, 直接用于设计控制器较困难, 即使可以推导得到控制律也可能实现起来太困难, 因此需要做进一步合理的假设简

化模型. 在发动机工作过程中, 凸轮每转一圈, 喷油器完成4次喷油, 工作周期大约为6 ms ~ 40 ms, 相对轨压的变化来说喷油是个快速系统, 因此忽略喷油器的动力学, 将喷油对轨压的影响看成共轨的外部扰动. 同时由于压力对体积弹性和流量系数的影响在一定范围内, 这里也将其看成常数, 由此带来的误差后面将其考虑为系统的参数不确定. 经过以上的假设简化后系统模型如下:

$$\dot{p}_p = \frac{K_f}{V_p(\theta)} (A_p \omega_{rpm} \frac{dh_p}{d\theta} + q_u - q_{pr} - q_0), \quad (7)$$

$$\dot{p}_r = \frac{K_f}{V_r} (q_{pr} - q_{ri}),$$

其中 q_u , q_{pr} 和 q_{ri} 见方程(3)(5).

3 控制器设计(Controller design)

这部分将基于系统模型(7)利用自抗扰控制方法设计轨压控制器, 轨压控制的目标是获得期望的压力, 并减小轨压波动. 由于与发动机结构、车型等有关, 因此轨压控制的性能要求在工程上没有直接统一的标准, 有时轨压控制的好坏由喷油的精度来衡量, 根据一些工程上的经验, 认为稳态跟踪下响应时间小于100 ms, 无超调, 跟踪误差在1 bar以内; 瞬态跟踪误差允许在5 bar以内是能符合设计要求的. 根据前面高压泵的工作原理可知, 共轨压力可以通过调节高压泵入油口的压力控制阀的开关时长来实现. 为了设计简单起见, 选择 $u = q_u$ 为控制输入, 同时选择 $x_1 = p_p$, $x_2 = p_r$ 为状态变量. 由于(3a)中 q_{pr} 的计算中存在根号和符号函数, 下面根据 x_1 和 x_2 之间的关系, 分两种情况下考虑系统控制器的设计:

情况 1 $x_1 \leq x_2$, 此时高压泵腔内的压力小于等于共轨管内压力, 由于单向阀的存在, 共轨燃油不会发生回流, 也就是 $q_{pr} = 0$, 系统方程变为

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \frac{K_f}{V_p(\theta)} (A_p \omega_{rpm} \frac{dh_p}{d\theta} + u - q_0), \\ \dot{x}_2 = \frac{K_f}{V_r} (-q_{ri}), \end{cases} \quad (8)$$

此时系统解耦, 不受控. 为了使系统回到 $x_1 > x_2$ 状态, 选择较简单的控制律 $\bar{u} = \frac{K_f}{V_p(\theta)} (-A_p \omega_{rpm} \frac{dh_p}{d\theta} + q_0)$ 来保证 $\dot{x}_1 < \dot{x}_2$.

情况 2 $x_1 > x_2$, 此时高压泵腔内的压力大于共轨腔内压力, 将 q_{pr} 的表达式(3a)代入系统(7)内, 式中的符号函数和绝对值函数能够去掉, 方程(7)变为

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \frac{K_f}{V_p(\theta)} (A_p \omega_{rpm} \frac{dh_p}{d\theta} + u - \eta_1 \sqrt{x_1 - x_2} - q_0), \\ \dot{x}_2 = \frac{K_f}{V_r} (\eta_1 \sqrt{x_1 - x_2} - q_{ri}), \end{cases} \quad (9)$$

其中: $\eta_1 = c_{pr} A_{pr} \sqrt{\frac{2}{\rho}}$, 系统中存在 $\sqrt{x_1 - x_2}$ 的非线性耦合项, 定义 $z = \sqrt{x_1 - x_2}$ 为系统新的状态, 对系统进行状态变换重新整理后为

$$\dot{x}_2 = f_1 + b_1 z + d_1, \tag{10a}$$

$$\dot{z} = f_2(z) + b_2(z)u + d_2, \tag{10b}$$

其中: $f_1, b_1, f_2(z)$ 和 $b_2(z)$ 是系统的名义参数,

$$\begin{cases} f_1 = -\frac{K_f}{V_r} q_{ri}, & b_1 = \frac{K_f}{V_r} \eta_1, & b_2(z) = \frac{1}{2z} \frac{K_f}{V_p(\theta)}, \\ f_2(z) = \frac{1}{2z} \left[\frac{K_f}{V_p(\theta)} (A_p \omega_{rpm} \frac{dh_p}{d\theta} - \eta_1 z - q_0) - \frac{K_f}{V_r} (\eta_1 z - q_{ri}) \right]. \end{cases} \tag{11}$$

d_1, d_2 表示系统存在的扰动和不确定性, 主要包括:

- 未建模动态, 如被忽略的喷油器动力学和压力控制阀动力学等;
- 建模及简化过程中带来的参数不确定性, 包括温度、压力对有效体积弹性模量 K_f 的影响, 活塞行程对燃油泄漏量 q_0 的影响等;
- 外部干扰, 例如传感器测量噪声等.

对于这样一个存在扰动的非线性级联系统, ADRC 技术是一个好的选择, 它能通过反馈显示的处理系统的扰动, 不管扰动可测与否. 系统的两个子系统(10a)–(10b)中均存在扰动, 因此需要对每个子系统分别设计 ADRC 控制器, 控制框图如图3.

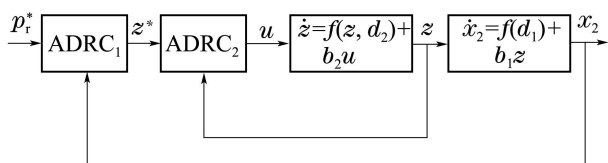


图3 系统控制框图

Fig. 3 Block diagram of the controller design

首先考虑子系统(10a), z 作为系统的虚拟输入, 将系统存在的未知扰动 d_1 扩展成新的状态 x_3 , 一般 ADRC 控制器由一个扩张状态估计器(ESO)和一个状态反馈控制组成^[9], 其结构如图4.

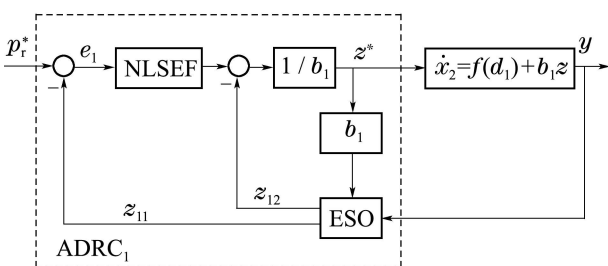


图4 x_2 子系统的 ADRC 控制器结构示意图

Fig. 4 Structure diagram of the ADRC controller for x_2 subsystem

系统(10a)扩张后的状态空间形式为

$$\dot{x}_2 = f_1 + b_1 z + x_3, \tag{12a}$$

$$\dot{x}_3 = \dot{d}_1, \tag{12b}$$

$$y = x_2. \tag{12c}$$

采用线性 ESO 估计系统存在的未知扰动 d_1 , 定义 \hat{x}_2 为 x_2 的估计值, \hat{x}_3 为扰动 d_1 的估计值, e_{11} 为估计误差, 即 $e_{11} = \hat{x}_2 - x_2$, 估计器形式如下:

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}_2 = \hat{x}_3 - \beta_{11} e_{11} + b_1 z^* + f_1, \\ \dot{\hat{x}}_3 = -\beta_{12} e_{11}, \end{cases} \tag{13}$$

这里: 参数 β_{11} 和 β_{12} 是估计器增益. 定义期望的轨压 $p_r^* = x_{2d}$, 为了使得 x_2 跟踪上 x_{2d} , 采用基于误差消除误差的反馈思想, 非线性状态误差反馈(nonlinear state error feedback, NLSEF)形式如下:

$$\begin{cases} e_1 = x_{2d} - \hat{x}_2, \\ z^* = \frac{k_1 f_{a1}(e_1, \alpha, \delta) - \hat{x}_3 - f_1}{b_1}, \end{cases} \tag{14}$$

其中: $b_1 \neq 0$, e_1 是参考值和估计值之间的误差, 同时考虑了参考值和真实值、真实值与估计值之间的误差, k_1 是反馈控制增益, f_{a1} 是误差的非线性函数^[10],

$$f_{a1} = \begin{cases} |e_1|^{\alpha_1} \cdot \text{sgn}|e_1|, & |e_1| > \delta, \\ \frac{e_1}{\delta^{\alpha_1}}, & |e_1| \leq \delta. \end{cases}$$

下面对第2个子系统设计相应的 ADRC 控制器, 控制器结构和推导过程与前面类似, 由式(14) 给出的虚拟控制输入 z^* 作为状态 z 的期望值, 将子系统(10b) 中的扰动扩张成新的状态, 定义为 z_1 , 即 $z_1 = d_2$, 扩张后的系统为

$$\dot{z} = f_2(z) + b_2(z)u + z_1, \tag{15a}$$

$$\dot{z}_1 = \dot{d}_2, \tag{15b}$$

$$y = z. \tag{15c}$$

定义 \hat{z} 为 z 的估计值, \hat{z}_1 为 d_2 的估计值, e_{21} 为估计误差, 即 $e_{21} = \hat{z} - z$. 对于第2个扩张子系统式(15), 相应的线性 ESO 为

$$\begin{cases} \dot{\hat{z}} = \hat{z}_1 - \beta_{21} e_{21} + b_2(z)u + f_2(z), \\ \dot{\hat{z}}_1 = -\beta_{22} e_{21}, \end{cases} \tag{16}$$

这里系数 β_{21} 和 β_{22} 是估计器增益. 同样定义第2个子系统的总误差为 $e_2 = z^* - \hat{z}$, 那么 NLSEF 为

$$u = \frac{k_2 f_{a2}(e_2, \alpha, \delta) - \hat{z}_1 - f_2(z)}{b_2(z)}, \tag{17}$$

其中: $b_2(z) \neq 0$, 非线性函数 f_{a2} 与 f_{a1} 有相同的形式; u 是系统的实际输入, 通过使得每个子系统跟踪上期望值, 从而达到整个系统的跟踪目标. 对于控制参数的如何选择, 文献[9, 18]也做了初步讨论. 这里直接给出如下指导原则:

- 反馈增益 k_1 和 k_2 与系统的稳态误差相关. k_1 和

k_2 增加, 稳态误差减小. 但 k_1 和 k_2 不能无限增大, 太大会造成系统振荡;

• 非线性函数 f_{a1} 和 f_{a2} 中的 α 反映的是系统误差的衰减率, α 越小, 误差衰减越快. 但受工程实现的限制 α 不能无限小, 一般按照对误差 e_1 和 e_2 衰减的需求合理选择 $0 < \alpha < 1$;

• $\beta_{ij}(i, j = 1, 2)$ 与稳态估计误差相关. β_{ij} 越大, 误差越小. 同样增益太大会引起系统振荡. 一般在保证估计误差在允许范围内选择 $\beta_{12} > \beta_{11} > 0$ 和 $\beta_{22} > \beta_{21} > 0$.

4 仿真结果(Simulation results)

接下来, 控制器的有效性将通过AMESim环境中搭建的GDI发动机燃油共轨系统仿真模型进行验证. 与文献[19]中用于验证控制器的simulink模型(前面通过动力学分析建立的六阶数学模型)相比, 该模型(如图5)不仅对高压泵、共轨的内部结构进行了详细的建模, 还对建模过程中忽略的压力控制阀, 喷油器动力学和液压管内的压力波的影响进行了考虑, 动力学更加详细和符合实际, 它能够反映共轨系统在喷油过程中的主要瞬态和稳态性能, 用于验证控制器更加真实.

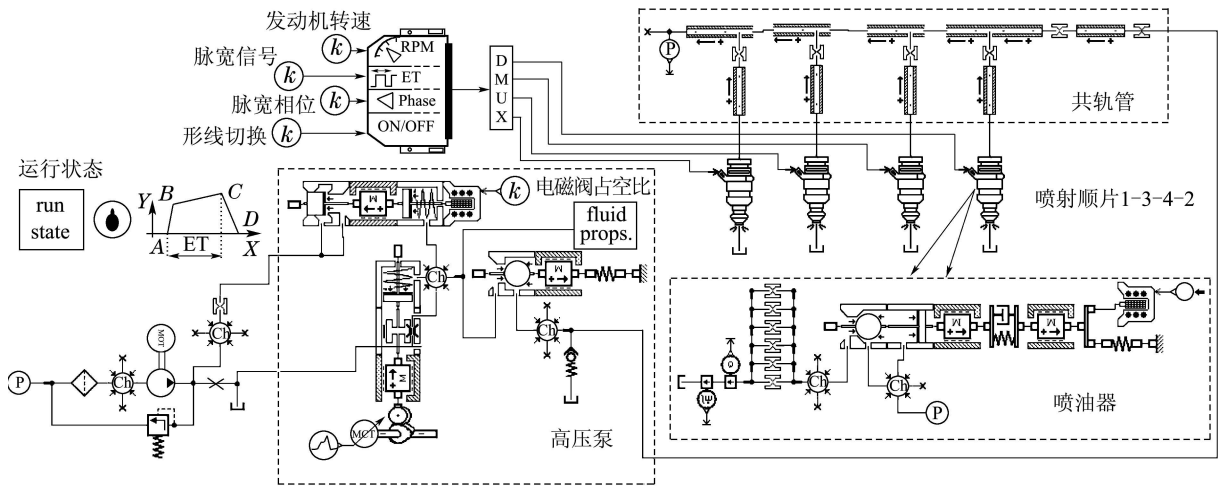


图 5 燃油共轨喷射系统仿真模型

Fig. 5 The simulation model of the fuel rail injection system

根据前面控制器参数选取的原则, 本文中控制器的相关参数选择如下:

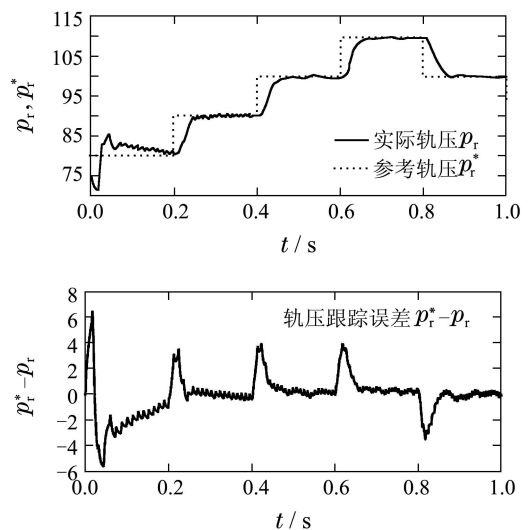
- 反馈增益: $k_1 = 2000, k_2 = 20000, \alpha = 0.1, \delta = 0.35$;
- 估计增益: $\beta_{11} = 1000, \beta_{12} = 10000, \beta_{21} = 40000, \beta_{22} = 45000$.

由于发动机运行的工况比较复杂, 共轨压力的参考值随着工况(发动机转速和负载)的变化而变化, 实际中参考轨压与发动机转速和负载之间的关系通过大量的标定实验得到, 并且以map的形式给出, 由于获得参考轨压不是本文研究的重点, 因此只考察不同参考轨压下控制器的跟踪效果, 仿真过程中发动机转速从2000 r/min连续变到6000 r/min.

首先, 验证稳态情况下的控制器跟踪性能, 给定参考轨压以阶跃形式变化. 尽管这一参考轨压存在突变是实际应用中不希望出现的, 这里被采用主要是为了测试控制器的响应和稳态性能, 因此设置阶跃幅值是10 bar. 图6是仿真的跟踪曲线, 误差曲线和控制律所对应压力控制阀的占空比. 在仿真的前0.1 s控制效果不好, 这主要与共轨系统仿真的初

值设置有关. 之后的结果可以看到轨压的调节时间在50 ms之内, 误差在1 bar以内, 满足稳态性能的要求.

为了测试控制器的瞬态性能, 给定一组随机的时变参考轨压. 图7所示为该工况下的跟踪仿真结果. 从跟踪曲线和误差曲线中可以看出, 控制能够较快的跟踪参考值, 并且在瞬态情况下误差小于5 bar.



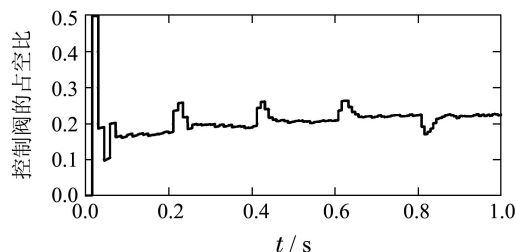


图6 阶跃参考轨压下的仿真结果

Fig. 6 Simulation results for the step pressure reference

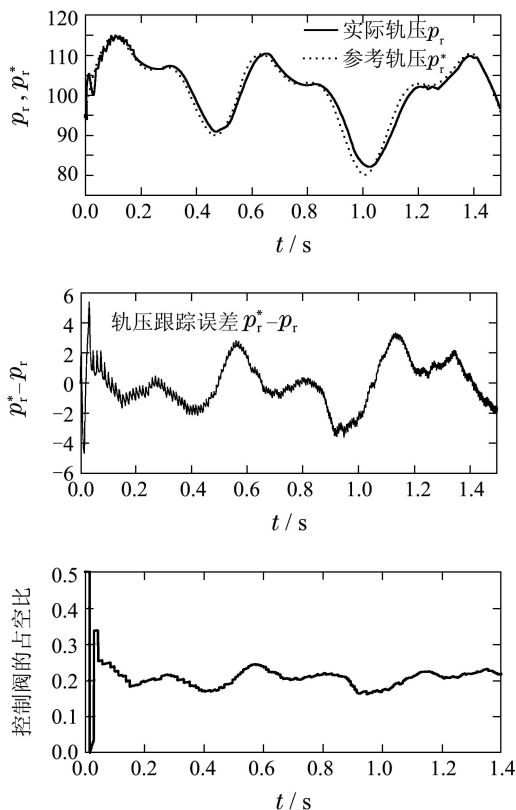


图7 时变跟踪参考轨压下的仿真结果

Fig. 7 Simulation results for the time-varying pressure reference

5 结论(Conclusion)

本文针对缸内直喷汽油机中共轨压力控制问题,考虑系统存在有较强的非线性和不确定性,提出了采用自抗扰控制方法设计轨压跟踪控制器.通过对共轨燃油喷射系统的工作原理和动力学分析,建立了用于控制器设计的二阶非线性轨压控制数学模型,采用扩张状态观测器和非线性误差反馈结合的形式推导了ADRC控制律.最后在不同的参考轨压的要求下验证了所设计控制器的有效性.

当然这里也有很多研究工作有待进一步完善,从工程实现的角度出发,高压泵的压力不能直接测量得到,给控制器的实现带来困难,下一步将考虑采用估计器技术获取高压泵的压力.此外,控制器的实时有效性也需要在硬件在环仿真平台和发动机台架上做进一步验证.

参考文献(References):

- [1] BANDEL W, FRAIDL G K, KAPUS P E, et al. The turbocharged GDI engine: boosted synergies for high fuel economy plus ultra-low emission [C] // *Proceedings of SAE World Congress*. Detroit, USA: SAE, 2006.
- [2] MYUNG C, PARK S. Exhaust nanoparticle emissions from internal combustion engines: a review [J]. *International Journal of Automotive Technology*, 2011, 13(1): 9 – 22.
- [3] TOMFORDE M, JEINSCH T, BLATH J, et al. Modelling of a fuel supply system for model-based calibration [C] // *Proceedings of the 17th IFAC World Congress*. Seoul, Korea: IFAC, 2008: 10710 – 10711.
- [4] DI GAETA A, FIENGO G, PALLADINO A, et al. A control oriented model of a common-rail system for gasoline direct injection engine [C] // *Proceedings of the 48th IEEE Conference on Decision and Control and the 28th Chinese Control Conference*. Shanghai, China: IEEE, 2009: 6614 – 6619.
- [5] DI GAETA A, FIENGO G, PALLADINO A, et al. Design and experimental validation of a model-based injection pressure controller in a common rail system for GDI engine [C] // *Proceedings of the 2011 American Control Conference*. San Francisco, CA, USA: IEEE, 2011: 5273 – 5278.
- [6] MONTANARO U, DI GAETA A, GIGLIO V. An MRAC approach for tracking and ripple attenuation of the common rail pressure for GDI engines [C] // *Proceedings of the 18th IFAC World Congress*. Milano, Italy: IFAC, 2011: 4173 – 4180.
- [7] 胡云峰, 刘奇芳, 孙鹏远, 等. 缸内直喷汽油发动机的共轨压力滑模控制器设计 [C] // 第24届中国过程控制会议. 呼和浩特: [s.n.], 2013. (HU Yunfeng, LIU Qifang, SUN Penyu, et al. Sliding mode control of common rail pressure for gasoline direct injection engine [C] // *Proceedings of the 24th Chinese Process Control Conference*. Hohhot: [s.n.], 2013.)
- [8] 欣白宇. GDI发动机的轨压控制研究 [M]. 长春: 吉林大学, 2012. (XIN Baiyu. *Research on Rail Pressure Control of GDI Engine* [M]. Changchun: Jilin University, 2012.)
- [9] 韩京清. 自抗扰控制技术——估计补偿不确定因素的控制技术 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2009. (HAN Jingqing. *Active Disturbance Rejection Control Technique—the Technique for Estimating and Compensating the Uncertainties* [M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2009.)
- [10] 夏元清, 付梦印, 邓志红, 等. 滑模控制和自抗扰控制的研究进展 [J]. *控制理论与应用*, 2013, 30(2): 137 – 147. (XIA Yuanqing, FU Mengyin, DENG Zhihong, et al. Recent developments in sliding mode control and active disturbance rejection control [J]. *Control Theory & Applications*, 2013, 30(2): 137 – 147.)
- [11] 黄一, 张文革. 自抗扰控制器的发展 [J]. *控制理论与应用*, 2002, 19(4): 485 – 492. (HUANG Yi, ZHANG Wenge. Development of active disturbance rejection controller [J]. *Control Theory & Applications*, 2002, 19(4): 485 – 492.)
- [12] TIAN G, GAO Z Q. Benchmark tests of active disturbance rejection control on an industrial motion control platform [C] // *Proceedings of the 2009 American Control Conference*. St. Louis, MO, USA: IEEE, 2009: 5552 – 5557.
- [13] ZHENG Z, CHEN Q, GAO Z Q. A practical approach to disturbance decoupling control [J]. *Control Engineering Practice*, 2009, 17(9): 1016 – 1025.
- [14] 赖爱芳, 郭毓, 郑立君. 航天器姿态机动及稳定的自抗扰控制 [J]. *控制理论与应用*, 2012, 29(3): 401 – 407. (LAI Aifang, GUO Yu, ZHENG Lijun. Active disturbance rejection control for spacecraft attitude maneuver and stability [J]. *Control Theory & Applications*, 2012, 29(3): 401 – 407.)

[15] 阮久宏, 杨福广, 李贻斌. 车辆加速度自抗扰控制 [J]. 控制理论与应用, 2011, 28(9): 1189 – 1194.
(RUAN Jiuhong, YANG Fuguang, LI Yibin. Active disturbance-rejection control in vehicle acceleration [J]. *Control Theory & Applications*, 2011, 28(9): 1189 – 1194.)

[16] SONG K, XIE H, LI L, et al. *Disturbance Observation and Rejection Method for Gasoline HCCI Combustion Control* [C]. Detroit, USA: SAE, doi: 10.4271/2013-01-1660.

[17] MERRITT H E. *Hydraulic Control System* [M]. New York: John Wiley & Sons, Inc, 1967.

[18] GAO Z Q. Scaling and bandwidth-parameterization based controller tuning [C] // *Proceedings of the American Control Conference*. Cancun, Mexico: IEEE, 2003: 4989 – 4996.

[19] LIU Q F, GONG X, HU Y F, et al. Active disturbance rejection control of common rail pressure for gasoline direct injection engine [C] // *Proceedings of the 2013 American Control Conference*. Washington, DC, USA: IEEE, 2013: 2205 – 2210.

附录 液压建模基本原理^[17](Appendix Basic hydraulic modeling)

液体体积弹性模量用来描述液体的弹性特性, 忽略温度的影响, 一般液体的体积弹性模量可由下式计算:

$$K_f = -\frac{V \Delta p}{\Delta V} = \frac{\rho \Delta p}{\Delta \rho}, \quad (A1)$$

式子中的负号表示体积的减小对应压力的增大. 图A所示为一个装满可压缩液体且容积可变的腔体.

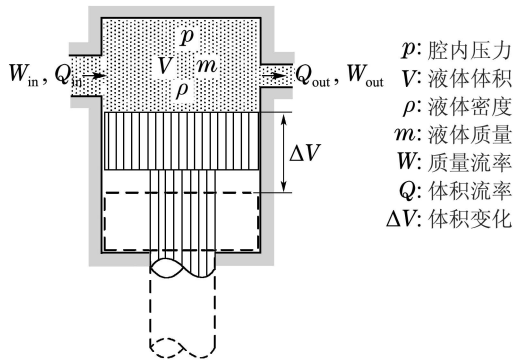


图 A 装满液体的可变容积在压缩情况下的示意图

Fig. A Flexible container filled with liquid under compression

假设腔体液体介质是连续的, 由连续方程可知腔内液体质量的变化等于流入的质量流率减去流出的质量流率, 即

$$W_{in} - W_{out} = g \frac{dm}{dt} = g \frac{d(\rho V)}{dt}, \quad (A2)$$

其中: g 为重力加速度, 质量流率和体积流率间的关系为 $W = g\rho Q$. 液体在压缩过程中体积和密度均会发生变化, 即

$$\frac{d(\rho V)}{dt} = \rho \frac{dV}{dt} + V \frac{d\rho}{dt}. \quad (A3)$$

将方程(A1)(A3)代入式(A2)中, 得到腔内压力变化的表达式:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{K_f}{V} (Q_{in} - Q_{out} - \frac{dV}{dt}). \quad (A4)$$

而图8中腔体入油口和出油口处的流量 Q_{in} 和 Q_{out} 能通过流过孔的流量公式计算:

$$Q = CA \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}. \quad (A5)$$

该式子中不包含液体的流向定义, Δp 是孔两端的压差, A 是孔的面积, C 是流量系数.

作者简介:

刘奇芳 (1987-), 女, 博士研究生, 主要研究方向为发动机控制、传动系控制, E-mail: liuqf_2008@126.com;

宫 洵 (1987-), 男, 博士研究生, 主要研究方向为发动机扭矩优化、混合动力, E-mail: gx05101010@sina.com;

胡云峰 (1983-), 男, 讲师, 主要研究方向为发动机控制, E-mail: huyunfeng83125@126.com;

陈 虹 (1963-), 女, 教授, 博士生导师, 主要研究方向为汽车电子, 模型预测控制和非线性控制的理论与应用研究, E-mail: chenhr@jlu.edu.cn.