

小功率非道路柴油机电控喷油系统控制策略

习志等¹, 胡世纪¹, 马志豪^{1*}, 曾科²

1. 河南科技大学车辆与交通工程学院, 河南 洛阳 471003;

2. 西安交通大学能源与动力工程学院, 陕西 西安 710000

摘要:为开发具有完全自主知识产权并满足现行排放标准要求的柴油机电控系统, 实现高压共轨柴油机控制系统的完全国产化, 基于国产芯片开发并优化小功率非道路国四高压共轨柴油机电控喷油系统控制策略。燃油喷射模块依据发动机转速和内部需求转矩得到基本喷油量, 并根据喷射控制器得到多次喷射的喷射组合、脉宽以及喷油正时; 调速模块通过设置高、低怠速限值将发动机转速控制在目标怠速区间内, 并采用主动阻尼控制策略抑制发动机转速波动; 轨压控制模块采用前馈和双比例积分微分 (proportional integral derivative, PID) 闭环控制相结合的控制策略; 将控制程序下载到自主开发的电子控制单元中, 并在 1 台 4 缸高压共轨柴油机上进行台架试验。试验结果表明: 设计的控制策略能够满足功率不超过 37 kW 的非道路用柴油机的控制需求; 发动机在 2.2 s 内顺利起动, 并从起动状态平稳运行至怠速状态; 各工况下, 发动机轨压和转速波动较小; 外界负荷突变过程中, 发动机转速能够在较短时间内恢复至目标转速并稳定; 各污染物的比排放均满足非道路柴油机国四排放标准要求。

关键词: 高压共轨; 喷油系统; 控制策略; 台架试验; PID 闭环控制

中图分类号: TK421

文献标志码: A

文章编号: 1673-6397(2025)02-0016-11

引用格式: 习志等, 胡世纪, 马志豪, 等. 小功率非道路柴油机电控喷油系统控制策略[J]. 内燃机与动力装置, 2025, 42(2): 16-26.

Xi Zhideng, HU Shiji, MA Zhihao, et al. Control strategy for electronic fuel injection system for a low-power non-road diesel engine[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2025, 42(2): 16-26.

0 引言

随着全球环保意识的持续增强, 我国对非道路柴油机的排放要求越来越高, 特别是非道路国四排放标准的实施^[1], 对柴油机的性能和控制系统提出了更高要求。高压共轨燃料喷射系统作为现代柴油机燃油喷射技术的核心, 不仅具有控制精度高、响应速度快的特点, 还可以实现对全工况喷油参数的柔性控制^[2-3], 有效提高发动机热效率, 降低污染物排放。

高压共轨控制系统的开发过程中, 控制策略设计是其重点和难点^[4]。Badami 等^[5]研究了多次喷油策略对客车用柴油机 NO_x 和颗粒物 (particulate matter, PM) 排放的影响, 研究结果表明: 在主喷基础上增加两次预喷可以显著降低燃烧噪声和油耗, 但 NO_x 和 PM 排放增加; 采用预喷和后喷的喷射策略, 可以显著降低 PM 排放。Tanaka 等^[6]研究了预喷油量和预喷正时对乘用车用直喷柴油机性能的影响, 并找到了最佳的预喷控制方法。Su 等^[7]设计了前馈补偿型模糊比例积分微分 (proportional integral derivative, PID) 控制器控制轨压, 结果表明: 加入前馈控制减弱了喷油质量的干扰, 从而减小轨压波动。孟庆涛等^[8]采用

收稿日期: 2025-03-04

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51906061); 龙门实验室前沿探索课题 (LMQYTSKT038)

第一作者简介: 习志等 (1999—), 男, 河南南阳人, 硕士研究生, 主要研究方向为内燃机电控, E-mail: 2979312638@qq.com。

* 通信作者简介: 马志豪 (1965—), 男, 回族, 河南洛阳人, 工学博士, 教授, 博士生导师, 主要研究方向为内燃机燃烧与污染物排放控制, E-mail: mazhihao@haust.edu.cn。

双闭环 PID 控制器控制轨压,仿真与试验结果表明:轨压双闭环控制策略的轨压控制精度优于单闭环控制策略,但由于缺乏前馈控制,发动机在加载时存在较大的轨压波动。兰文奎^[9]研究了 PID 转速控制器在船用柴油机调速控制中的应用,试验结果表明:与以往的遗传算法相比,PID 控制算法在面对负荷突变时,能够使柴油机转速更快恢复至稳定状态,因此更适合应用在实际工程中。以上对高压共轨系统控制策略的研究主要集中在商用车和船舶发动机上,缺乏对应用范围广、年产量大的小功率非道路用柴油机的研究。此外,我国作为农业和工程机械的重要市场,电控高压共轨系统市场几乎被国外企业垄断^[10],近年来,随着国家全面实现核心技术自主化要求的不断深入,开发一套适用于非道路国四柴油机的国产化高压共轨系统控制策略尤为重要。本文中一台四缸直喷式自然吸气柴油机为研究对象,设计合理的轨压、转速、喷油量、喷油正时控制策略,结合全国产化的硬件单元,在发动机台架上进行控制策略验证,保证柴油机高效、稳定运行的同时满足国四排放标准要求。

1 高压共轨系统控制策略开发方案

为了更加精准地控制发动机的转矩输出、保证其他动力设备(如空调、发电机等)的稳定运行并方便后期整车动力系统的集成化控制,本文中基于发动机转矩模型^[11]开发高压共轨系统控制策略。根据高压共轨系统的工作原理和控制需求,在 MATLAB/Simulink 和 State flow 平台上搭建控制模型,通过模型在环测试验证模型的控制逻辑是否符合控制策略要求。仿真验证完成后利用 Simulink 中的代码生成工具,将控制模型转化为 C 代码,编译后下载到自主开发的电子控制单元(electronic control unit, ECU)中。ECU 主芯片为国产基于进阶精简指令集机器(advanced RISC machine, ARM)架构的 Z20K14xM 系列车规级芯片,通过设计外围分立器件满足中低速柴油机的控制需求。进行发动机台架试验,验证高压共轨系统控制策略的有效性。柴油机喷油控制策略主要包括喷油参数计算模块、转速控制模块及轨压控制模块。

1.1 喷油参数计算模块

多次喷射喷油参数计算模块的总框架如图 1 所示。首先,在转矩-油量转换模块根据发动机转速及其内部需求转矩查询转矩-油量 map 得到基本喷油量;其次,在喷射控制器模块依据基本喷油量、发动机转速、进气温度等参数确定预设的喷射组合,并依据此喷射组合计算各次喷射初始喷油量和喷油正时;再次,验证预设的各次喷射是否满足实际喷射条件,得到最终的喷射组合,并确定各次喷射的目标油量和喷油正时。考虑到国产喷油器生产一致性现状,为了弥补由于喷油一致性较差而导致的各缸做功能力的差异,保证各缸做功均匀性、提高控制精度,在控制策略中设计单缸喷油量修正模块。

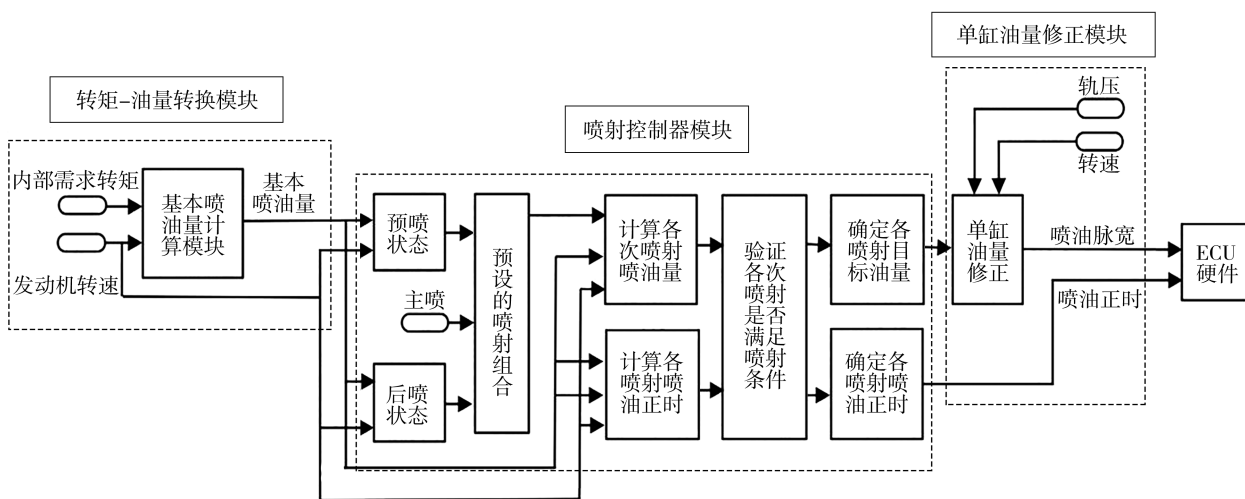


图1 喷油参数计算总框架图

1.1.1 内部需求转矩和基本喷油量计算

高压共轨系统可以灵活调节不同转速下的调速速率,相同油门开度下驾驶员的踏板请求转矩范围进一步扩大,驾驶员请求转矩由发动机转速和油门踏板开度决定。由于被控对象是额定功率小于 37 kW 的叉车用柴油机,根据叉车的实际应用场景,在中小转速下设置较大的驾驶员请求转矩,高转速下则设置较小的请求转矩。驾驶员请求转矩经过变速箱等传动部件后得到离合器端需求转矩,结合调速控制反馈转矩、控制器局域网(controller area network, CAN)总线请求转矩和附件需求转矩得到曲轴端输出转矩。曲轴端输出转矩叠加发动机内部损失转矩得到指示转矩,其中内部损失转矩包括发动机内部摩擦损失转矩和高压油泵需求转矩。在保证发动机动力输出的同时必须考虑车辆运行时的安全性和排放要求,因此,指示转矩受机械保护转矩、故障保护限制转矩和烟度限制转矩三种保护转矩的限制,从而输出最终的发动机内部需求转矩。内部需求转矩的计算逻辑如图 2 所示。

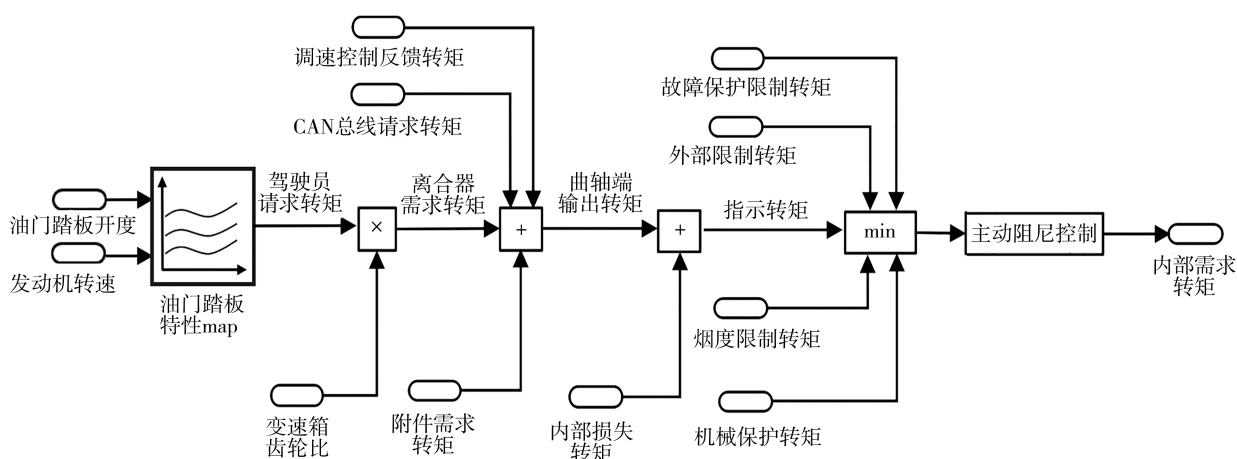


图 2 内部需求转矩计算逻辑

基本喷油量的计算方式分为起动时的基本喷油量和正常运行时的基本喷油量,依据发动机当前运行状态在两种计算方式之间进行切换。

起动状态下的每循环的基本喷油量

$$m_{\text{set}} = T_{\text{str}} / \eta, \quad (1)$$

式中: m_{set} 为起动状态下每循环基本喷油量,mg; T_{str} 为起动转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$; η 为效率转化因子, $\text{N} \cdot \text{m}/\text{mg}$ 。

当发动机处于起动状态时,将柴油机起动转矩与基本喷油量看作一个简单的线性关系,依据式(1)计算起动时的基本喷油量,式(1)中效率转化因子的物理意义可视为固定的起动首循环燃烧效率;当发动机处于正常运行状态时,基本喷油量的计算依据发动机内部需求转矩和发动机转速信号在转矩-油量map中插值得到。当发动机处于停机状态时,喷油量设置为0。

基础起动转矩由发动机转速和冷却水温度查询起动转矩map获得,该方法在试验标定过程中,为了满足发动机碳烟排放要求通常设置较小的起动转矩,可能导致某些工况下发动机起动困难。为了防止柴油机起动转矩不足而导致的冷起动困难,在起动过程中设计逐步增加起动转矩的控制策略,即在发动机进入起动状态后,根据冷却水温度确定起动转矩增加速率和增加的转矩限值,当发动机转速大于增加起动转矩所需的转速阈值一段时间后,系统输出增加的起动转矩。基础起动转矩加上增加的转矩得到最终的发动机起动转矩,起动转矩增加速率、计算增加起动转矩所需的发动机转速阈值和时间通常在发动机台架上进行低温起动标定试验得到。

1.1.2 多次喷射控制策略

额定净功率小于 37 kW 的非道路用柴油机,通过高压共轨系统实现多次喷射的技术方案,可满足非道路国四排放标准的要求^[12]。

本文中的喷射控制策略设置了两次预喷、一次主喷和两次后喷,多次喷射中各喷射的作用如表1所示。传统的控制策略中,对于多次喷射往往只设置多个喷射map,由标定人员对每次喷射的油量和喷油正时进行标定,这种控制方法在实际标定过程中容易导致多次喷射相互交错,从而损坏喷油器并引起缸内燃烧恶化,对发动机性能造成不利影响。为此,本文中的控制策略从计算流程上对各次喷射的喷油正时区间进行限制,防止各次喷射之间相互干扰。

在喷射控制器模块,首先依据发动机转速和基本喷油量预设一个喷油组合,之后对计算得到的各次喷射喷油量和限制后的喷油正时进行验证,并按照各次喷射的优先级顺序对各次喷射进行取舍,最后输出各次喷射的油量和喷油正时。在控制策略中,除主喷外,各次喷射的喷油量均依据基本喷油量和发动机转速查询各次喷射对应的油量基础map并在最大最小油量的限制下得到。如果在预设的喷射组合中,某次喷射不可释放,则直接将该次喷射的喷油量设为0;主喷的喷油量由基本喷油量减去其余喷射的喷油量得到。

本文中各次喷射的喷油始点用喷油正时表示,即各次喷射的喷油始点均相对于上止点为参考,在计算预喷喷油正时的相对喷油正时,以相邻喷射的喷油始点为参考。以预喷1、预喷2组合为例,各次喷射喷油始点如图3所示,图中最小喷油时间间隔和喷油脉宽转化为角度量表示。预喷2的喷射状态在预喷1喷射状态的基础上进行判断,因此,预喷2喷油正时可以在预喷1喷油正时的基础上进行。

以 $^{\circ}$ 为单位的曲轴转角 φ 的数值

$$\{\varphi\} = 360 \{n\} \{t_i\} / (6 \times 10^7), \quad (2)$$

式中: $\{n\}$ 为以r/min为单位的发动机转速 n 的数值, $\{t_i\}$ 为以 μs 为单位的时间 t_i 的数值。

根据基本喷油量和发动机转速信号查询预喷2相对正时基础map,得到设定的预喷2相对预喷1的喷油正时。将由预喷2喷油量转换得到的预喷2喷油脉宽和最小喷油时间间隔相加,并依据式(2)将时间转化为相应的曲轴转角得到预喷2最小相对喷油正时。将设定的预喷2相对喷油正时与最小相对喷油正时进行比较,取其中的较大值作为实际输出的预喷2相对喷油正时。预喷2喷油正时由预喷2相对喷油正时加上预喷1喷油正时在预喷最大喷油正时的限制下得到。如果在设定的喷射组合中,预喷2不被释放,则预喷2的喷油正时设置为0。预喷2喷油正时计算过程如图4所示。

完成预喷2油量和喷油正时计算后,喷射控制器开始验证预喷2实际喷射状态,判断条件为:1)预设的喷油组合中,若预喷2可释放(即预喷2存在),则预喷2可喷射,否则不可喷射;2)若预喷1实际可喷射,则预喷2可喷射,否则不可喷射;3)若预喷2喷油量大于喷油器可喷射的最小喷油量,则预喷2可喷射

表1 多次喷射中各喷射的作用

喷射段	效果
引导喷射	通过预混合燃烧,降低颗粒排放
预喷射	缩短主喷射的着火延迟期,降低 NO_x 和燃烧噪声
主喷射	提供主要输出动力
后喷射	促进扩散燃烧,降低颗粒排放
次后喷射	提高排气温度,为后处理系统供给还原剂以降低排放

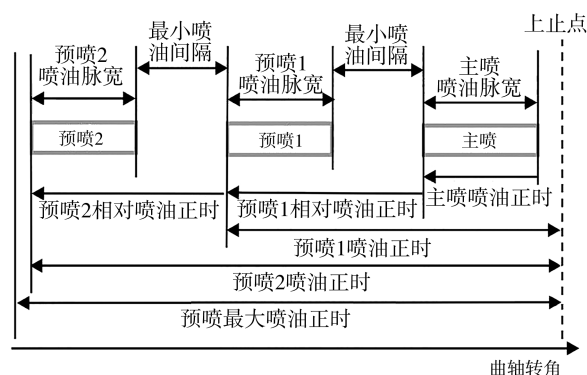


图3 喷油始点示意图

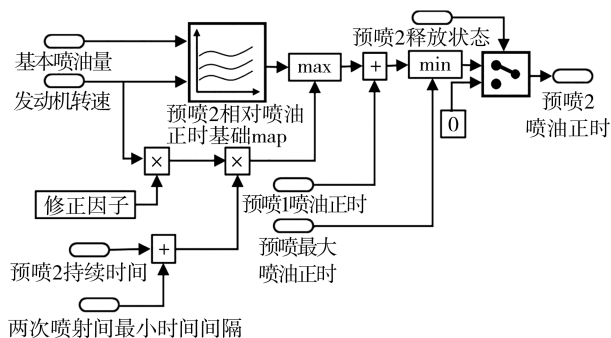


图4 预喷2喷油正时计算过程示意图

射,否则不可喷射;4)若基本喷油量减去预喷 1 和预喷 2 的喷油量不小于某一下限值,则预喷 2 可喷射,否则不可喷射;5)若计算得到的预喷 2 相对喷油正时小于最小相对喷油正时并且限制前的预喷 2 喷油正时大于预喷最大喷油正时,则预喷 2 不可喷射,否则可喷射。

当满足以上所有条件时,预喷 2 实际喷射状态为可喷射,否则不可喷射。其余各次喷射喷油正时的计算方法及实际喷射状态的验证与预喷 2 类似。

1.1.3 单缸喷油量修正

为了弥补由于加工误差导致的喷油器一致性较差的问题,对计算得到的各缸喷油量进行修正,传统的控制策略通常以各缸喷油器特性为基准,通过标定喷油压力、喷油体积和修正系数三者间关系的修正系数 map 的方式对各缸喷油量修正,但这种喷油量修正方式数据量过大,并且每次更换喷油器时均应更换一张修正系数 map,工作量大。为了解决以上问题,对传统的控制策略进行优化并设计如下控制策略:首先制作一张由喷油压力和喷油体积决定的修正系数 map,该 map 采用临近点取值的方式,查 map 图得到一个 16 位二进制无符号数,其第 0~11 位为修正系数,取值为-2~4,第 12~15 位表示发动机运行工况;其次,将各缸基本喷油修正值设置到各缸喷油器编码中,喷油器编码由 2 个 32 位二进制无符号数组成,如图 5 所示。各工况下的基本喷油体积修正值由对应工况下的数值乘以基本修正单位得到(各工况下数值的最高位代表正负),基本修正单位依据喷油器编码的第 2、3 位从数组[0.05 mm³,0.10 mm³,0.15 mm³,0.20 mm³]中选择其中一个。最后,将由 map 图得到的修正系数与喷油器编码决定的基本喷油体积修正值相结合,即可得到各缸喷油体积修正值。优化后的单缸喷油量修正控制策略以 2 个 32 位二进制无符号数替代数据量巨大的 map,有效节省了存储器内存空间。

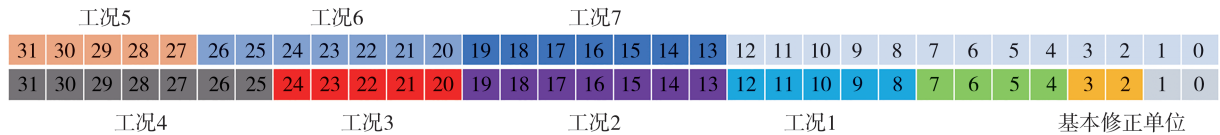


图 5 喷油器编码

发动机正常运行时,各缸排气温度可以直接反映喷油器工作的一致性,因此在标定过程中,标定人员依据各缸排气温度的差异,通过标定某缸相应工况下的编码实现对单缸油量的补偿,一般控制发动机各缸排气温度差不超过 30 ℃。

1.2 转速控制

由于叉车用柴油机不需要设置定速巡航、辅助动力输出等功能,因此,本控制策略中采用高低怠速上下限的方式将发动机转速维持在高低怠速范围内,即当发动机转速小于设定的低怠速转速限值与偏移转速之和时,转速控制器输出正的请求转矩,提高发动机内部请求转矩,增加喷油量使发动机转速回到设定的低怠速转速;当发动机转速大于设定的高怠速转速与偏移转速之差时,转速控制器输出负的请求转矩,减少喷油量,使发动机转速回到设定的高怠速转速;在其他转速区间内,转速控制器不起作用(在进行台架试验时一般设置偏移转速为 0)。转速控制器的原理是 PI 闭环控制转速,转速控制器输出的请求转矩

$$M_{jT} = k_p \cdot e_{jT} \frac{k_i}{2} \cdot T \cdot \sum_{j=1}^m (e_{jT} + e_{(j-1)T}), \quad (3)$$

式中: M_{jT} 为 jT 时刻转速控制器输出的请求转矩, N·m, 其中, j 为采样序号, T 为离散周期, s; m 为样本数; e_{jT} 为 jT 时刻发动机转速误差, r/min; $e_{(j-1)T}$ 为 $(j-1)T$ 时刻发动机转速误差, r/min; k_p 为比例系数; k_i 为积分因数。

转速控制器有两条并行的控制路径,高路转速 PI 控制器和低路转速 PI 控制器,二者输出转矩之和为转速控制器的请求转矩。当油门踏板信号小于一定阈值,即发动机没有对外输出转矩请求时,低路转速 PI 控制器被激活,并将设定的低怠速转速作为目标转速进行调节,为防止过度调节,此时高路转速 PI 控制器被冻结^[13];当发动机有对外输出转矩请求时,高路转速 PI 控制器被激活,并将设定的高怠速转速

作为目标转速进行调节,此时低路转速 PI 控制器被冻结。当发动机转速在高低怠速区间内时,虽然高路转速 PI 控制器输出的请求转矩较大,但在转矩协调器模块已对此转速范围内的转速请求转矩进行限制,所以最终输出的转速请求转矩为 0。

此外,非道路用柴油机在工作时往往需要根据外部负载的变化及时调整动力输出,为减小由于负载突变而导致的发动机转速波动,提高驾驶舒适性,在转速控制模块设置了主动阻尼(active surge damping, ASD)控制策略。ASD 控制策略主要由预过滤器模块和扰动补偿器模块组成。预过滤器模块主要用来平顺由于驾驶员请求转矩的改变而引起的转速波动,控制策略中的预过滤器模块采用简单控制,以发动机内部转矩限值与怠速反馈转矩的差和发动机对外输出转矩中的较小者为预过滤器输出转矩;扰动补偿器模块以发动机转速为输入,通过串联两个一阶惯性环节的微分控制器(DT1)对发动机转速进行监控,当发动机转速剧烈变化时,扰动补偿器输出相反的转速请求转矩,消除或减小转速波动。最终,将预过滤器输出的转矩减去扰动补偿器输出的转矩作为整个 ASD 控制模块的输出。ASD 控制策略如图 6 所示。

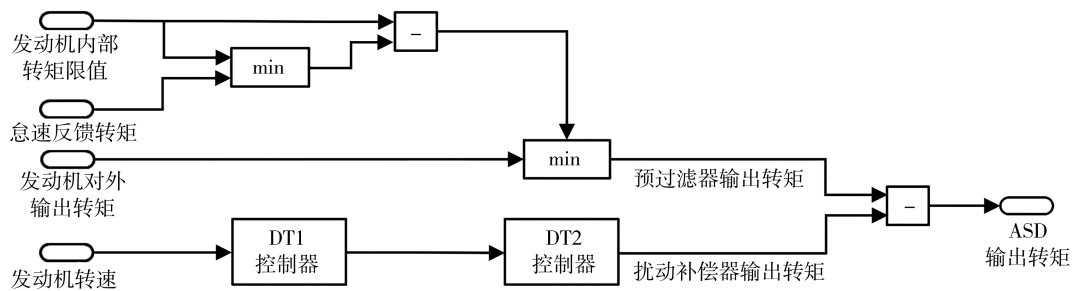


图 6 ASD 控制逻辑图

1.3 轨压控制

在高压共轨燃油喷射系统中,轨压直接决定燃油的喷射压力,从而决定燃油喷射质量。由于共轨系统对各次喷射燃油量的精确控制建立在稳定的轨压基础之上,因此对轨压精准、稳定的控制十分重要。轨压由通过燃油计量阀进入共轨管内的燃油量和通过喷油器流出的燃油量决定(燃油计量阀为常开式比例阀,其开度由电流控制),通过喷油器流出的燃油量包括各次喷射的燃油量和回油量,这两部分主要由发动机运行工况和喷油器特性决定^[14],因此,轨压控制的本质是通过控制脉冲宽度调制(pulse width modulation, PWM)波占空比实现对燃油计量阀开度的控制。轨压控制逻辑如图 7 所示。

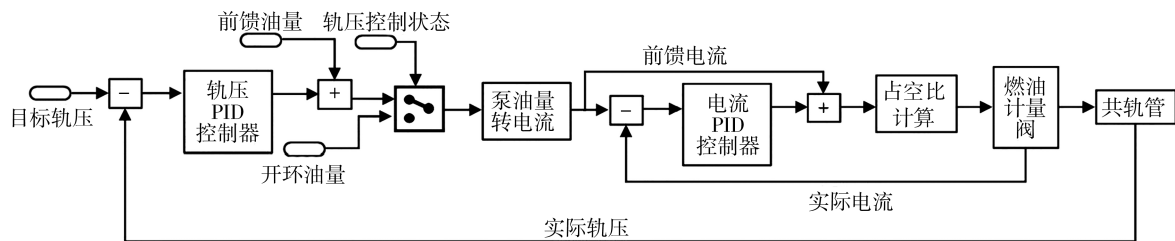


图 7 轨压控制逻辑图

柴油机起动阶段,为了快速建立轨压,采用开环方式控制轨压,将控制燃油计量阀固定在某一较大开度,使轨压快速到达目标轨压^[15]。在正常运行状态,为了保证轨压稳定,轨压采用闭环控制。在传统的轨压闭环控制策略中,通常将目标轨压与实际轨压的差作为输入,通过 PID 控制器计算泵油量,再将泵油量转化为 PWM 波占空比控制燃油计量阀开度,这种控制方式算法简单并且便于硬件电路设计,但由于未控制计量阀实际电流,因此轨压的控制精度较低。为了提高轨压的控制精度,本控制策略中轨压的闭环控制采用双 PID 串联控制:前一个 PID 控制器根据目标轨压与实际轨压的差输出泵油量,后一个 PID 控制器根据燃油计量阀目标电流与实际电流的差输出占空比。为了在减小轨压波动的同时,实现轨压的

快速跟随,在泵油量的闭环控制中还加入了前馈控制。前馈控制可以预估进入共轨管内的泵油量,之后 PID 控制器只需要控制调节误差即可,削弱燃油质量的影响,提高了系统的跟随性。同理,燃油计量阀占空比闭环控制中也加入前馈控制,前馈占空比与目标电流有关。

前馈油量

$$q_{V,pre}=q_{V,leak}+q_{V,back}+q_{V,bas}, \tag{4}$$

式中: $q_{V,pre}$ 为前馈泵油体积流量,mL/min; $q_{V,leak}$ 为喷油器泄漏体积流量,mL/min,主要与轨压和燃油温度有关; $q_{V,back}$ 为喷油器回油体积流量,mL/min,主要与喷油器特性有关; $q_{V,bas}$ 为每循环基本喷油体积流量,mL/min。

2 试验验证

为了验证控制策略的实际控制效果,在完成初步的模型仿真和测试后,将控制程序下载到 ECU 中,并进行发动机台架试验。试验用柴油机为直列、四缸、四冲程、水冷、直喷、型号为 4D29G30 的高压共轨柴油机,其主要技术参数如表 2 所示,台架试验测试设备的型号及参数如表 3 所示。

表 2 4D29G30 柴油机主要技术参数

缸径/ mm	行程/ mm	排量/ L	压缩比	标定功率/ kW	最大转矩/ (N·m)	最大转矩 转速/(r·min ⁻¹)	标定转速/ (r·min ⁻¹)	最低空载转 速/(r·min ⁻¹)	稳态时转速 波动范围/ (r·min ⁻¹)	稳态时轨 压波动范 围/MPa	冷启动 时间/s
90	105	2.67	18.1	36.8	170	1 800	2 500	750	±5	±3	<5

表 3 台架试验测试设备的型号及参数

设备名称	型号	测量范围	测量精度
测功机	AVL DYNOROAD	转速:0~6 000 r/min	±1 r/min
		转矩:0~260 N·m	±0.1 N·m
油耗仪	AVL 740	0~50 kg/h	±0.1%
排放分析仪	AVL AMA i60	HC:10~5 000 cm ³ /m ³	±5 cm ³ /m ³
		NO _x :10~10 000 cm ³ /m ³	±5 cm ³ /m ³
		CO:10~1 000 cm ³ /m ³	±2 cm ³ /m ³
颗粒排放测试仪	AVL 478	10~1 000 ug/m ³	±5 ug/m ³
轨压传感器	CYB-S240	0~180 MPa	±0.2%

试验过程中,通过 INCA 标定软件与 ECU 建立通信,并对相关参数进行标定、监测和保存。在测量数据分析仪(measure date analyzer,MDA)中读取保存的数据,数据采样频率为 10 Hz,试验环境为:室温 25.1℃、空气相对湿度为 40%、大气压力为 993 kPa,发动机燃料为 0 号柴油、发动机负载变化范围为 0~170 N·m。

2.1 起动及怠速过程

发动机起动过程中,转速、轨压、每循环基本喷油量及运行状态随时间的变化曲线如图 8 所示,怠速状态下轨压、转速波动曲线由图 9 所示。

由图 8、9 可知:1)发动机在起动状态下的每循环基本喷油量由起动转矩除以效率转化因子得到,油量较大。2)在第 1.8 秒时发动机在起动电机的拖动下开始运转,同时轨压开始快速建立,0.66 s 后轨压达到设定的闭环控制状态转换阈值 22 MPa,轨压控制状态由开环转为闭环,1.4 s 后轨压升高到最大,为 40 MPa,超调量约为 5 MPa。3)发动机转速大于 0 后 0.9 s 发动机转速达到起动成功转速阈值,发动机切

换至正常运行状态,基本喷油量由需求转矩通过转矩-油量 map 得到,基本喷油量由起动时的 28.2 mg 迅速减少到 4.1 mg。4) 又经过 1.3 s 发动机进入怠速运行状态;在怠速稳定运行阶段,发动机转速波动不超过 ± 4 r/min,没有超过设定转速的 2%;轨压波动在 ± 0.4 MPa 以内,没有超过设定轨压的 5%。值得注意的是,进入闭环控制后,轨压从最高过冲点回到怠速稳定状态的时间较长,这是由于为了减少低怠速时的轨压波动,采用了较小的轨压 PID 控制器积分系数,导致轨压的跟随性较差,使其回到稳定状态的时间较长。部分转速下轨压 PID 控制器的积分因数如表 4 所示。

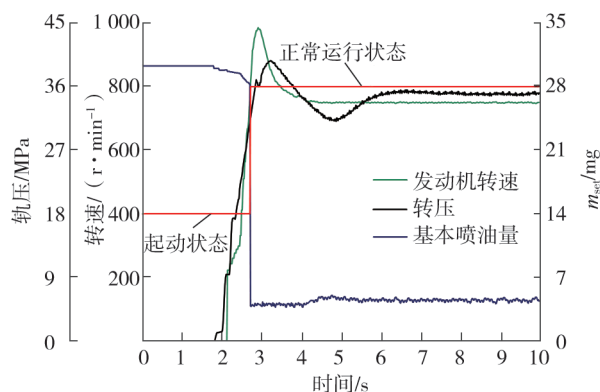


图 8 起动过程中发动机部分运行参数变化曲线

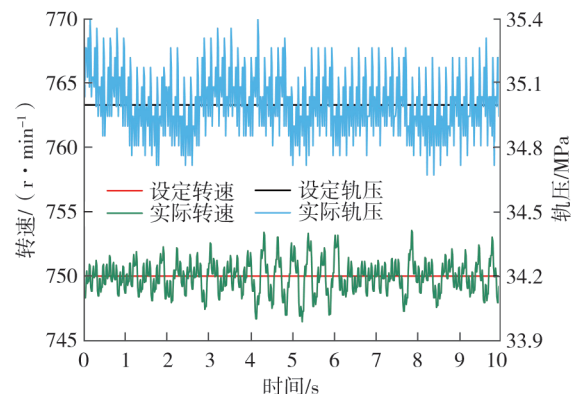


图 9 怠速状态下转速、轨压波动曲线

表 4 部分转速下轨压 PID 控制器积分因数 k_i 标定值

转速 $n/(r \cdot \min^{-1})$	800	1 200	1 600	2 000	2 500
积分因数 k_i	0.089	0.100	0.116	0.128	0.132

由以上分析可知,在起动过程中,发动机能够在 2.2 s 内顺利起动,小于要求的起动时间 5 s。起动过程中燃油量的计算和轨压的控制方式能够随发动机运行状态自行切换,使发动机能够从起动状态平稳运行至怠速状态;怠速运行时,发动机轨压和转速波动较小。因此起动及怠速过程中的油量和轨压的控制策略合理。

2.2 常规工况控制策略验证

发动机进入常规工况主要是为了满足驾驶员对发动机动力输出的要求,为了验证在常规工况下控制策略的控制效果,在发动机最大转矩工况和标定工况下进行试验,试验过程中保持发动机转速不变,控制油门踏板开度由 10% 逐步增加到 100%,观察发动机基本喷油量和轨压随油门踏板开度的变化,结果如图 10、11 所示。

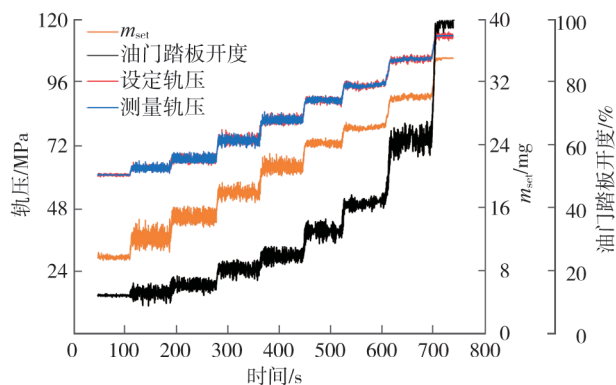


图 10 1 800 r/min 时油门踏板开度、轨压和燃油量的变化曲线

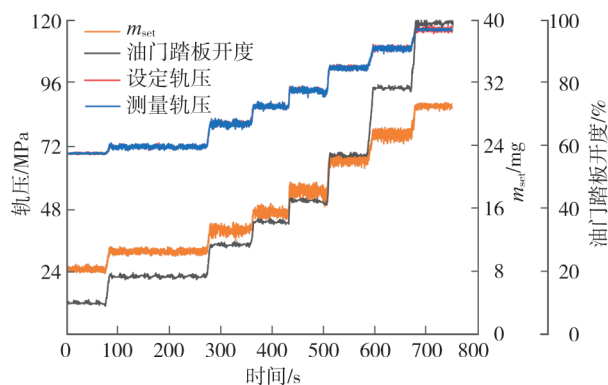


图 11 2 500 r/min 时油门踏板开度、轨压和燃油量的变化曲线

由于发动机转速不变,随油门踏板开度增大,发动机对外输出转矩增加,为了满足转矩需求,轨压随着油门开度的增大而迅速提高,以增加基本喷油量。由图 10、11 可知:在各工况点,轨压波动均不超过 ± 2 MPa,没有超过设定轨压的 5%,说明轨压控制具有良好的控制精度和稳定性;随着油门踏板开度增大,在各工况点的切换过程中,轨压和基本喷油量均能够快速响应踏板开度的变化,这种变化趋势符合发动机加载过程的变化需求,本试验充分证明了在常规工况下喷油控制策略能够根据发动机喷油需求进行喷油控制。

2.3 快速加减速与急加速试验

开展快速加、减载试验评估和测试在外界负载突变的情况下发动机的转速稳定性,非道路工程机械通常需要控制发动机转速恢复至稳定状态的时间为 2~4 s。试验时,保持发动机运行在低怠速转速下,由电力测功机突然施加、减小最大转矩的 50%,观察发动机运行状态。在急加载和急减载的过程中,发动机转速随时间的变化关系分别如图 12、13 所示。由图 12、13 可知:当发动机突加最大转矩的 50%负载时,发动机转速迅速降低,之后低怠速转速控制器发出正的请求转矩,发动机内部需求转矩增大,喷油量增加以提高发动机转速,经过 2.7 s,发动机由最低转速逐渐恢复并稳定在目标转速附近;当发动机突然卸掉最大转矩的 50%负载时,发动机转速迅速升高,之后低怠速转速控制器发出负的请求转矩,发动机内部需求转矩减小,喷油量减小以降低发动机转速,发动机从最高转速恢复至低怠速稳定转速仅用 1.1 s。这是由于在此转速范围内,当设定转速与实际转速差为正时,为了使发动机转速快速回到最低设定转速,防止发动机转速过低,低怠速控制器采用了较大的积分因数,但这导致回到怠速时存在稍微的过冲现象,从而拉长了之后转速恢复至稳定状态的时间。

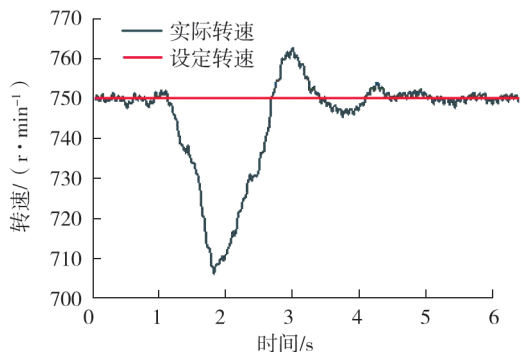


图 12 急加载时发动机转速变化曲线

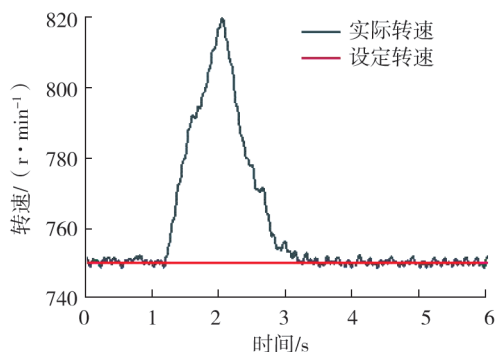


图 13 急减载时发动机转速变化曲线

急加载试验是为了验证高怠速转速控制器的控制效果,当发动机转速过高时,高怠速转速控制器是否能够及时将发动机转速调至设定的高怠速转速下,从而防止出现“飞车”现象。发动机在低怠速转速稳定运行时将油门踏板开度由 0 快速调至 100%并保持踏板开度不变,观察发动机运行状态,结果如图 14 所示。由图 14 可知:发动机转速从低怠速逐步增大至高怠速附近后,发动机转速由高怠速转速控制器控制,并以设定的高怠速转速为目标转速进行控制,最后发动机转速维持在 2 650 r/min 附近,转速波动不超过 ± 4 r/min。

2.4 喷油定时对比试验

喷油定时是高压共轨系统的一项重要控制参数,对柴油机性能有显著影响。在发动机最大转矩工况,保持主喷正时曲轴转角 φ_m 与预喷 1 正时曲轴转角 φ_p 的间隔角不变,标定不同的喷油正时,研究喷油定时对发动机缸内压力和油耗的影响。在不同喷油定时下,发动机缸内压力随曲轴转角的变化曲线如图 15 所示,发动机燃油消耗率随喷油正时的变化曲线如图 16 所示。由图 15、16 可知:随着主喷正时曲轴转角(上止点前)由 9.2° 推迟至 7.2° 再推迟至 5.2° ,发动机缸内最大爆发压力由 7.9 MPa 降至 7.2 MPa 再

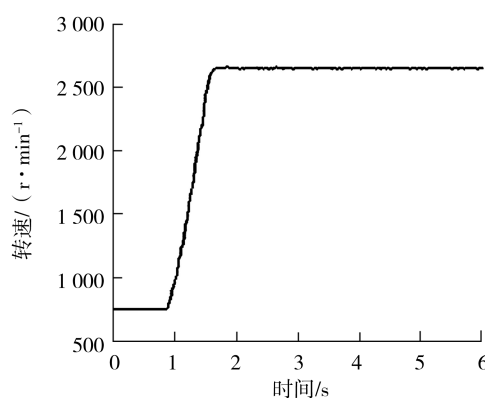


图 14 急减载时发动机转速变化曲线

降至 6.7 MPa,燃油消耗率由 231.63 g/(kW·h)增加至 232.04 g/(kW·h)再增加至 232.64 g/(kW·h)。这是由于推迟喷油使滞燃期缩短,预混合燃烧比例减少,燃烧重心后移,燃烧过程变长,循环热效率降低,燃烧效果差,从而导致油耗恶化。

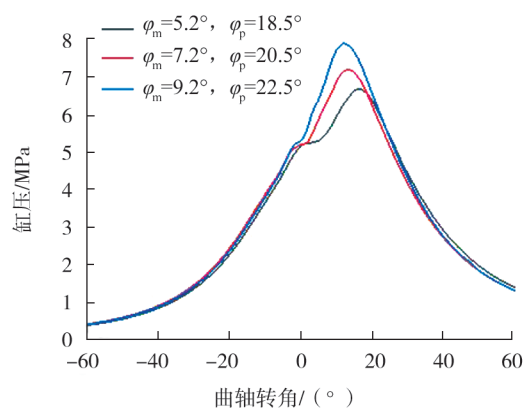


图 15 发动机缸压随曲轴转角的变化曲线

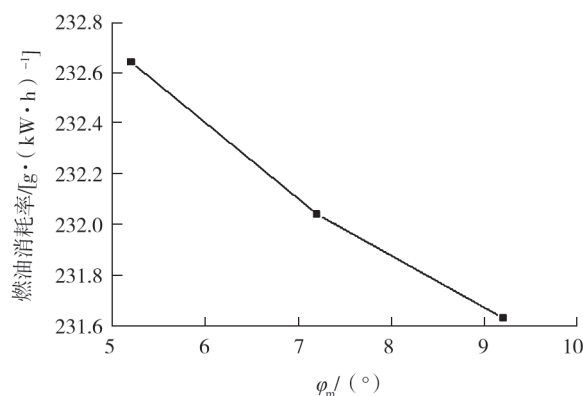


图 16 燃油消耗率随喷油正时的变化曲线

2.5 排放测试

在发动机机架上对发动机进行了初步的排放标定,即在满足发动机动力、经济性的前提下,通过标定喷油正时、轨压等喷油参数对发动机排放性能进行优化,采用八工况法进行排放测试,测试结果如表 5 所示。由表 5 可知:配国产控制器的柴油机排放性能较好,达到了非道路国四排放标准的要求,验证了所设计的多次喷射控制策略的合理性。

表 5 八工况加权比排放结果 单位:g/(kW·h)

项目类型	CO 比排放	NO _x -HC 比排放	PM 比排放
非道路国四排放限值	5.5	7.5	0.6
试验样机实测结果	1.553	4.103	0.353

3 结论

1)采用前馈和双 PID 闭环控制相结合的轨压控制器能够实现怠速工况下轨压在±0.4 MPa、稳态高负荷工况下轨压在±2 MPa 以内波动,同时轨压跟随性较好,轨压的控制方式能够随着发动机运行状态的不同自行切换。

2)基于高、低怠速上下限方式设计的转速控制器能够将发动机转速控制在合理范围内,发动机在各稳态工况运行的转速波动不超过±4 r/min;在外界负荷突变过程中,发动机转速能够在较短时间内恢复至目标转速并稳定在目标转速附近。

3)设计的喷油控制策略能够根据发动机喷油需求进行喷油控制,并且多次喷射控制策略能够在满足发动机动力输出的前提下,有效降低污染物排放,各污染物的比排放均满足非道路柴油机国四排放标准中的限值要求。

参考文献:

- [1] 生态环境部. 非道路柴油移动机械污染物排放控制技术要求: HJ 1014—2020[S]. 北京: 中国环境科学出版社, 2020.
- [2] 孔令龙. 高压共轨柴油机多次喷射的标定实验研究[D]. 昆明: 昆明理工大学, 2014.
- [3] 林学东, 王霆. 车用发动机电子控制技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2008.
- [4] 徐龙. 柴油机高压共轨电控喷油系统控制策略研究[D]. 杭州: 杭州电子科技大学, 2018.
- [5] BADAMI M, MALLAMO F, MILLO F, et al. Influence of multiple injection strategies on emissions, combustion noise and BSFC of a DI common rail diesel engine[C]//Proceedings of SAE 2002 World Congress & Exhibition. Detroit, USA: SAE International, 2002.
- [6] TANAKA T, ANDO A, ISHIZAKA K. Study on pilot injection of DI diesel engine using common-rail injection system[J].

- JSAE Review, 2002, 23(3): 297–302.
- [7] SU H F, HAO F, LI P Z, et al. Feed forward fuzzy PID controller for common-rail pressure control of diesel engine[C]//Proceedings of 2010 International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation. New York, USA: IEEE, 2010: 264–267.
- [8] 孟庆涛, 白思春, 曹春芳, 等. 基于轨压传感器的柴油机轨压控制策略研究[J]. 现代车用动力, 2020(2): 21–24.
- [9] 兰文奎. PID 控制器在船用柴油机转速控制中的应用[J]. 舰船科学技术, 2020, 42(6): 88–90.
- [10] 刘强, 王娟, 赵海龙, 等. 不同喷射策略对高压共轨柴油机燃烧影响的数值模拟[J]. 农业装备与车辆工程, 2024, 62(12): 126–132.
- [11] HEINTZ N, MEWS M, STIER G, et al. An approach to torque-based engine management systems[C]//Proceedings of SAE 2001 World Congress. Detroit, USA: SAE International, 2001.
- [12] 刘胜吉, 赵宇超, 王建. 中国小功率非道路用柴油机低排放技术路线的探讨[J]. 内燃机工程, 2017, 38(6): 35–40.
- [13] 周心睿. 高压共轨柴油机转速控制系统研究与设计[D]. 昆明: 昆明理工大学, 2020.
- [14] 刘庆伟, 南景, 李明建, 等. 高压共轨柴油机轨压双闭环控制策略开发及试验研究[J]. 拖拉机与农用运输车, 2022, 49(3): 14–17.
- [15] 林学东, 江涛, 许涛, 等. 高压共轨柴油机起动工况高压泵控制策略[J]. 吉林大学学报(工学版), 2018, 48(5): 1436–1443.

Control strategy for electronic fuel injection system for a low-power non-road diesel engine

XI Zhideng¹, HU Shiji¹, MA Zhihao^{1*}, ZENG Ke²

1. College of Vehicles and Traffic Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China;

2. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710000, China

Abstract: To develop a diesel engine electronic control system with fully independent intellectual property rights that meets current emission standards, and to achieve complete domestication of the high-pressure common rail diesel engine control system, a control strategy for the electronic fuel injection system of small power non-road National IV high-pressure common rail diesel engines is developed and optimized based on domestic chips. In the fuel injection module, the basic fuel injection amount is determined based on the engine speed and internal required torque, and the injection combinations, pulse width, and fuel injection timing for multiple injections are obtained based on the injector controller. The speed control module maintains the engine speed within the high and low idle ranges by using control methods for upper and lower limits of high and low idle speeds and employs an active surge damping control strategy to suppress engine speed fluctuations. The rail pressure control module combines feedforward control with a dual proportional-integral-derivative (PID) closed-loop control strategy. The control program is downloaded to the independently developed electronic control unit, and bench tests are conducted on a 4-cylinder high-pressure common rail diesel engine. The test results show that the designed control strategy can meet the control requirements for non-road diesel engines with a power output not exceeding 37 kW. After applying this strategy, the engine can successfully start within 2.2 s and smoothly operates from the starting state to the idle state. Under various operating conditions, the fluctuations in the engine's rail pressure and speed are relatively small, during sudden changes in external load, the engine speed can recover to the target speed within a short period and stabilize. The specific emissions of all pollutants comply with the National IV emission standard requirements.

Keywords: high-pressure common rail; fuel injection system; control strategy; bench test; PID closed-loop control

(责任编辑: 刘丽君)