

DOI:10.11784/tdxbz202505008

电动增压对重型涡轮增压柴油机瞬态加载过程性能影响的研究

庞 斌¹, 侯建军¹, 田 莉¹, 胡田天², 郭斌扬², 苏万华²

(1. 内燃机与动力系统全国重点实验室, 潍坊 261000;

2. 天津大学先进内燃动力全国重点实验室, 天津 300350)

摘 要: 针对传统涡轮增压柴油机加载过程中空气系统滞后造成的油气配比失调问题, 提出电动增压器瞬态匹配方法, 以油气协同控制为核心开展柴油机瞬态性能研究. 以某重型柴油机为基础搭建一维仿真模型, 在柴油机原有单级涡轮增压器的上游布置电动增压器, 在加载时长为 1.0 s、转速为 950 r/min 的恒转速突加载过程中(负荷变化 0~90%), 基于电动增压器瞬态匹配方法, 通过瞬态计算确定电动增压器选型方案, 最终选择的电机额定功率为 8 kW, 额定转速为 50 000 r/min. 以此搭建电动增压系统试验台架, 针对 5 种先急后缓的喷油方案与不同电动增压器介入方式开展了瞬态加载试验, 结果表明: 以 0.5 s 加载至 70 % 负荷的喷油方案为例, 电动增压器的介入提升了瞬态过程中的进气响应速度, 进气量增大, 进气压力升高, 缸内混合物燃烧更加充分, 缸内压力峰值增大 0.76 MPa, 放热率峰值提升 30.03 J/(°CA), 缸内平均温度峰值降低 49.17 K, 燃烧重心提前, 燃烧持续期缩短 0.91°CA, 燃烧效果明显改善, 当量比峰值降低至临界当量比 0.80 以下. 在对 NO_x 排放产生较小影响的条件下电动增压器可以显著改善碳烟排放, 其中采用 0.1 s 阶跃至 45 % 负荷的喷油控制方式, 在电动增压器的协同控制下获得最低的瞬态碳烟排放峰值 167.34 mg/m³. 因此, 喷油方式与电动增压器介入相结合的控制策略是实现低排放的有效手段之一.

关键词: 电动增压; 瞬态匹配; 当量比; 动态响应; 瞬态性能

中图分类号: TK421.8

文献标志码: A

文章编号: 0493-2137(2026)08-0785-10

Effect of Electric Supercharging on the Transient Loading Process Performance of Heavy-Duty Turbocharged Diesel Engine

Pang Bin¹, Hou Jianjun¹, Tian Li¹, Hu Tiantian², Wu Binyang², Su Wanhua²

(1. State Key Laboratory of Engine and Powertrain System, Weifang 261000, China;

2. State Key Laboratory of Engines, Tianjin University, Tianjin 300350, China)

Abstract: To address the fuel-air ratio imbalance caused by the turbo lag during the loading process of conventional turbocharged diesel engines, a transient matching method for an electric supercharger was proposed, and the transient performance of a diesel engine was studied with a focus on fuel-air cooperative control. Based on a heavy-duty diesel engine, a one-dimensional simulation model was established. The electric supercharger was arranged upstream of the engine's single-stage turbocharger. During a sudden, constant-speed loading process with a duration of 1.0 s and a speed of 950 r/min (load change: 0—90%), an electric supercharger selection scheme was determined through transient calculations using the proposed matching method. The selected motor had a rated power of 8 kW and a rated speed of 50 000 r/min. Subsequently, a test bench of the electric supercharger system was constructed, and transient loading tests were performed for five types of fuel injection schemes and different electric supercharger intervention

收稿日期: 2025-05-07; 修回日期: 2025-11-11.

作者简介: 庞 斌 (1985—), 男, 博士, 正高级工程师, pangb@weichai.com.

通信作者: 郭斌扬, binyang.wu@tju.edu.cn.

基金项目: 泰山产业领军人才工程资助项目; 国家重点研发计划资助项目(2024YFE0213200); 天津市科技计划资助项目(24ZXZSSS-00280).

Supported by the Taishan Industrial Experts Program, the National Key Research and Development Program of China (No. 2024YFE0213200), the Science and Technology Program of Tianjin, China (No. 24ZXZSSS00280).

methods. The results showed that for a fuel injection scheme involving a 0.5 s ramp-up to 70 % load, the intervention of the electric supercharger accelerated the intake response speed during the transient process. As the intake mass flow rate was increased, the intake pressure increased and the mixture in the cylinder burned more completely. The peak in-cylinder pressure and peak heat release rate increased by 0.76 MPa and 30.03 J/(°CA), respectively, while the peak in-cylinder average temperature and combustion duration decreased by 49.17 K and 0.91°CA, respectively. Furthermore, the combustion center of gravity advanced, indicating an improved combustion effect. The peak equivalent ratio decreased to below the critical equivalent ratio of 0.80. The electric supercharger significantly reduced soot emissions while exerting only a minor effect on NO_x emissions. The lowest transient soot emission peak of 167.34 mg/m³ was achieved using an injection scheme featuring a step increase to 45% load at 0.1 s coordinated with the electric supercharger. Therefore, the control strategy combining the fuel injection scheme with electric supercharger intervention was an effective means to achieve low emissions.

Keywords: electric supercharging; transient matching; equivalent ratio; dynamic response; transient performance

随着能源和环境问题的日益凸显,柴油机污染物排放引起了世界各国和地区的普遍关注.近年来,欧盟委员会公布了欧Ⅶ排放法规,对各污染物排放施加了更严格的限制,尤其是对颗粒物数量(particulate number, PN)的要求,PN₁₀限值为 $6 \times 10^{11}/(\text{kW} \cdot \text{h})$,氮氧化物(nitrogen oxide, NO_x)限值从欧Ⅵ法规的 460 mg/(kW · h)降低至 200 mg/(kW · h)^[1-2].同时还规定了实际行驶污染物排放(real driving emission, RDE)测试限值要求,更进一步地体现了排放法规的加严,针对重型车辆的部分将于 2027 年 7 月实施^[3].同样地,中国也于 2023 年 7 月 1 日实行了国Ⅵ b 排放法规,相较于国Ⅵ a 阶段,新增了便携式排放测试系统(portable emissions measurement system, PEMS)的 PN 要求,并将测试载荷范围扩大为 10%~100%,同时还规定了车载终端检测的排放要求^[4].在“双碳”目标的大环境下,对于重型车辆,预计国Ⅶ法规将对 NO_x 和 PN 等主要排放物实施更严格的限值要求.愈加严格的法规要求促使内燃机行业探索更先进的技术来改善柴油机性能.

传统涡轮增压技术具有热效率值高、输出功率大、能量利用率高等优点,可以提高柴油机的动力性、经济性和紧凑性,广泛应用于商用车、工程机械、船舶和发电等领域^[5-6],但其 NO_x 及颗粒物(particulate matter, PM)排放严重,对环境造成危害,且存在低速扭矩不足和瞬态响应滞后的问题^[7].近年来,电动增压技术凭借其加速响应快、调节灵活度高的特性^[8-10],成为业界关注热点.对内燃机而言,电动增压能够解除传统涡轮增压对排气能量的依赖,大幅提升进气压力及流量的响应性,显著提升内燃机的加速性^[11-12].基于电动增压可改善进气响应速度,降低加减速过程中的瞬态排放,这对内燃机满足未来日益严苛的排放法规至关重要.

国内外学者针对电动增压器的设计与应用进行了研究,取得了一定的成果. Tavčar 等^[13]针对不同电动增压器结构对发动机性能的改善进行了综合研究,发现电动增压器主要在发动机较低转速下增加增压压力,同时保留足够的喘振裕度,还可以在不增加燃油喷射量的情况下提高发动机的稳态扭矩输出. Rode 等^[14]从电动增压器惯量、电动增压器最大输出功率和压气机效率等方面研究了电动增压器对废气涡轮增压发动机瞬态响应的影响,发现电动增压器最大输出功率越大、电动增压器惯量越小、压气机效率越高,对发动机瞬态性能提升越明显. Romagnoli 等^[15]研究表明,电动增压器可以提高等熵效率,部分负荷工况下燃油效率可提高 3% 以上.

国内研究电动增压器起步较晚. 姚春德等^[16]利用电动增压器在增压柴油机自由加速时增大进入缸内的新鲜空气,提高其动态响应,改善了柴油机的低速性能. 张卫波等^[17]设计了一套电动增压系统,试验结果表明:在低转速中、高负荷时,电动增压系统最多能降低 45% 的排气烟度和 40% 的 NO_x 排放,提高发动机 6.7% 的输出扭矩,降低 14.3% 的燃油消耗量. 宋彦莘等^[18]采用仿真手段研究了电动增压器稳态与瞬态控制策略,结果表明电动增压器可以明显改善低速稳态性能,800 r/min 满负荷工况燃油消耗率可降低 8%,在高速时将电动增压器旁通,可兼顾稳态和瞬态性能.

目前针对电动增压器的研究多集中于中小型发动机,对重型柴油机瞬态过程中燃烧与排放特性的影响研究较少. 本研究基于仿真手段对重型柴油机提出电动增压器瞬态匹配方法,在确定电动增压器选型的条件下,通过试验研究喷油策略与电动增压器协同控制对瞬态加载过程进气、燃烧与排放特性的影响,相关结果可为新一代排放法规提供参考.

1 仿真模型的建立

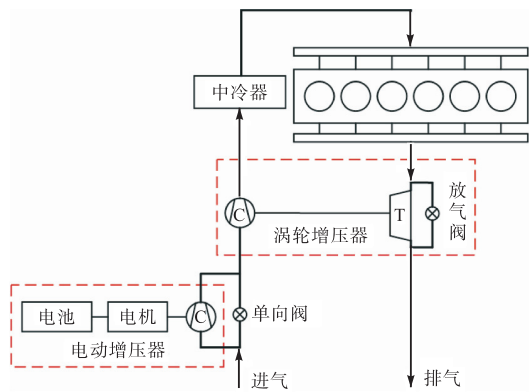
本研究以某重型涡轮增压柴油机为基础,使用 GT-power 仿真软件搭建原机一维模型,柴油机技术参数如表 1 所示,结构及建立的仿真模型如图 1 所示,包括气缸与曲轴箱、进气系统、排气系统、放气阀式涡轮增压器(waste gate turbocharger, WGT)与中冷器等模块. 由于电动增压器受温度影响较大,将其布置在涡轮增压器下游时需要布置级间中冷器来降低热负荷,造成结构复杂与成本增加,因此选择将电动增压器布置在涡轮增压器上游的型式,结构简单改造方便. GT-Power 中的燃烧模型包括零维模型与准维

模型,零维模型将气缸内工作区域视作一个均匀场,不考虑空间参数,具有不可预测性. 准维模型作为一种预测模型,将气缸内燃烧空间划分为若干区域,各分区内压力、温度和空燃比等燃烧参数独立存在,用于模拟燃油蒸发、卷吸与燃烧等过程,可实现对柴油机排放特性的预测^[19]. 本文为探索电动增压器对涡轮增压柴油机瞬态加载过程中进气响应、燃烧与排放性能的影响,采用准维模型 DIPulse 建立燃烧模型. 传热模型选用经典的半经验 Woschni 传热模型^[20]. 柴油机 NO_x 排放中包含一氧化氮(nitric oxide, NO)和二氧化氮(nitrogen dioxide, NO₂),其中 NO 占据主要部分,本研究中 NO 排放基于扩展的 Zeldovich 机理进行预测.

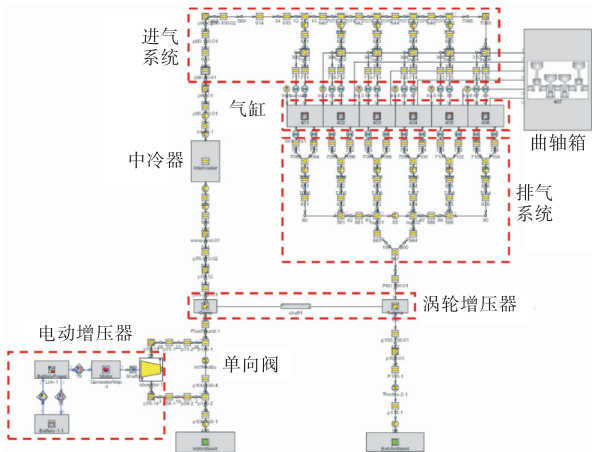
表 1 柴油机技术参数

Tab.1 Diesel engine specifications

型式	缸径×行程/(mm×mm)	排量/L	增压器
6缸,直列,增压中冷	127×165	12.54	单级 WGT



(a) 结构



(b) 仿真模型

图 1 柴油机结构及仿真模型

Fig.1 Engine structure and simulation model

根据柴油机试验数据对仿真模型进行标定,表 2 所示为 950 r/min@80% 负荷工况的校核数据对比,仿

真值与试验值的误差控制在 3% 以内,表明建立的仿真模型及参数设置是可行的,可用于对柴油机实际燃烧过程的预测.

表 2 标定工况数据对比

Tab.2 Comparison of calibration condition data

参数	试验值	仿真值	误差/%
进气压力/MPa	0.189	0.193	2.12
进气流量/(kg/h)	738.00	739.31	0.18
涡轮前压力/MPa	0.163	0.165	1.23
涡轮前温/K	864.15	868.62	0.52

2 电动增压器选型

为了改善涡轮增压柴油机的瞬态响应,在单级涡轮增压器的基础上匹配电动增压器,用于在瞬态加速或加载过程中进行补气. 电机驱动的电动增压器与废气驱动的涡轮增压器串联,形成两级增压系统,需要电动增压器时,电机工作带动电动增压器运转,此时单向阀关闭,新鲜空气进入电动增压器进行第 1 次压缩,再进入涡轮增压器进行第 2 次压缩;当电动增压器停止工作时,单向阀打开,空气直接通过单向阀进入涡轮增压器,不经过电动增压器支路,相当于电动增压器被旁通,此时电动增压器不会对进气产生影响.

电动复合增压系统最大的优势在于其低速响应速度快,使柴油机能在低转速下快速输出最大扭矩,因此需要对电动增压器在瞬态工况下进行匹配. 柴油机最基本的瞬态过程分为 3 类:恒转速突加载过程、恒负载突变转速过程和冷热启动过程^[21],其中碳

烟排放最恶劣的片段为恒转速突加载过程,原因是空气系统滞后造成的油气配比失调问题,因此电动增压器瞬态匹配工况选择恒转速突加载过程. 根据国 VI 法规,重型柴油机测试所使用的世界统一瞬态循环(world harmonized transient cycle, WHTC)在该柴油机上的工况如图 2 所示,主要转速范围处于 950 ~ 1400 r/min 之间,高转速运行时柴油机进气量充足,高排气能量使得涡轮增压器处于高效工作区,因此瞬态匹配工况转速选择需要进行瞬态补气的低转速 950 r/min. WHTC 过程中最激烈的负荷变化为 1 s 内从怠速加载至 90% 负荷,因此为了研究排放恶化最严重的瞬态过程,瞬态匹配工况的负荷变化为 1 s 内从 0 增加至 90%.

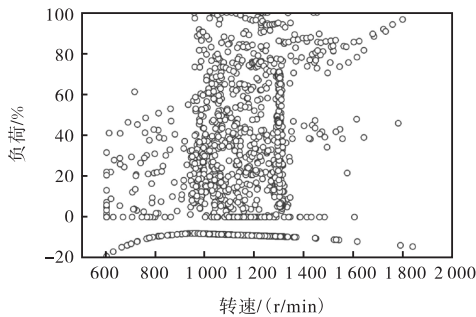


图 2 WHTC 运行工况

Fig.2 WHTC operating conditions

首先根据瞬态工况喷油量计算瞬态当量比,再根据式(1)~(3)计算瞬态涡轮前温^[22].

稳态温升为

$$\Delta T_E = \frac{x}{1 + \varepsilon_0} \frac{Q'_p \eta_R}{c_p} \quad (1)$$

式中: ΔT_E 为稳态温升; x 为进入废气的燃料中喷射能量的比例; ε_0 为全局空燃比; Q'_p 为定压低热值; η_R 为相对热效率; c_p 为比定压热容.

瞬态温升为

$$\Delta T_{E_{dyn}} = \Delta T_E - \Delta T_M \exp(-t / \tau_{em}) \quad (2)$$

式中: $\Delta T_{E_{dyn}}$ 为瞬态温升; $\Delta T_M = \Delta T_F - \Delta T_I$, ΔT_F 与 ΔT_I 为动态温升,其中 ΔT_I 为初始温升, ΔT_F 为最终温升; ΔT_M 和 τ_{em} 为代表预热延迟期的排气歧管时间常数,主要作为废气能量和排气歧管尺寸及其配置的函数.

瞬态涡轮前温为

$$T_{ex} = T_{in} + \Delta T_{E_{dyn}} \quad (3)$$

式中: T_{ex} 为瞬态排温; T_{in} 为中冷后进气温度.

在确定瞬态排温的基础上,在瞬态匹配工况下通过进气流量与压力的估算进行热力学参数计算,根据功率守恒原理通过式(4)计算涡轮前压力^[23],得到增压

器的瞬态功率. 再根据式(5)和(6)确定涡轮当量流通面积.

$$\eta_{Tb} \frac{q_{mT}}{75} \frac{\kappa_T}{\kappa_T - 1} R_T T_{ex} \left[1 - \frac{1}{\left(p_T / p_{T0} \right)^{\frac{\kappa_T}{\kappa_T - 1}}} \right] = \frac{q_{mb}}{75} \frac{\kappa}{\kappa - 1} R T_a \left[\left(p_b / p_a \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (4)$$

式中: η_{Tb} 为涡轮增压器效率; q_{mb} 为进气流量; q_{mT} 为排气流量, q_{mT} 为 $(1.02 \sim 1.03) q_{mb}$; $\kappa_T = 1.33$; $R_T = 286 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; p_T 为涡轮前平均排气压力; p_{T0} 为 $p_a + (0.002 \sim 0.005) \text{ MPa}$; $\kappa = 1.4$; $R = 287 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; T_a 和 p_a 分别为大气温度与压力; p_b 为增压器出口压力.

涡轮当量流通面积为

$$\mu_T F_T = \frac{q_{mT}}{\psi_T \rho_T \sqrt{2 R_T T_{ex}}} \quad (5)$$

式中: μ_T 为流量系数; F_T 为几何当量喷嘴面积; 两者乘积作为当量流通面积; ρ_T 为涡轮出口气体密度. 为简化式(5),定义 ψ_T 为

$$\psi_T = \sqrt{\frac{\kappa_T}{\kappa_T - 1} \left[\left(\frac{p_{T0}}{p_T} \right)^{\frac{2}{\kappa_T}} - \left[\left(\frac{p_{T0}}{p_T} \right)^{\frac{\kappa_T + 1}{\kappa_T}} \right] \right]} \quad (6)$$

在此基础上根据一维仿真模型计算得到增压器的瞬态压比与流量需求. 在瞬态当量比峰值低于临界当量比 0.8, 瞬态喷油量可适度增多以及电动增压器功率不能过高等 3 个边界条件的限制下进行仿真计算,通过多次迭代计算确定电动增压器流量与压比的取值范围,最终选择的电动增压器参数如表 3 所示,压气机脉谱图如图 3 所示.

表 3 电动增压器技术参数

Tab.3 Electric supercharger specifications

参数	数值
额定功率/kW	8
额定转速/(r/min)	50 000
最高压比	1.38
电压/V	24

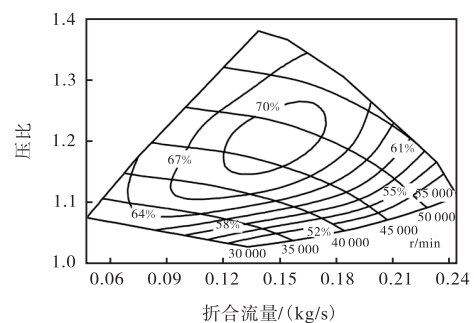


图 3 电动增压器压气机脉谱图

Fig.3 Electric supercharger-compressor map

3 电动增压对重型柴油机瞬态性能影响的试验研究

根据选择的电动增压器搭建试验台架如图 4 所示, 在单级涡轮增压器的上游管路中布置电动增压器, 开展瞬态试验, 研究电动增压系统对柴油机瞬态性能的影响规律. 瞬态进气流量的测量采用 ABB 公司 FMT700-P 高响应流量计. 燃油系统使用 BOSCH 二代高压共轨燃油喷射系统, 通过 AVL 735S 油耗仪与 AVL 753C 燃油温控系统进行喷油量的采集与油

温的控制. 为监控柴油机工作过程中各项参数, 在进、排气管路中安装大量温度、压力传感器, 部分关键参数的采集使用高响应速度的瞬态传感器, 其采样频率达 10 Hz. 缸内燃烧状态的监测依据 KISTLER 公司的高精度缸压传感器, 通过燃烧分析系统进行数据的采集与处理. 使用 Horiba mexa-one 排放分析仪监测气态污染物, 使用 AVL 483 烟度计和 DMS 500 颗粒物分析仪监测固态污染物. 喷油系统与电动增压系统的驱动与控制通过灵活可控的电控单元实现, 同时对控制参数和反馈信号进行分析处理, 实现信号的实时通讯与诊断.

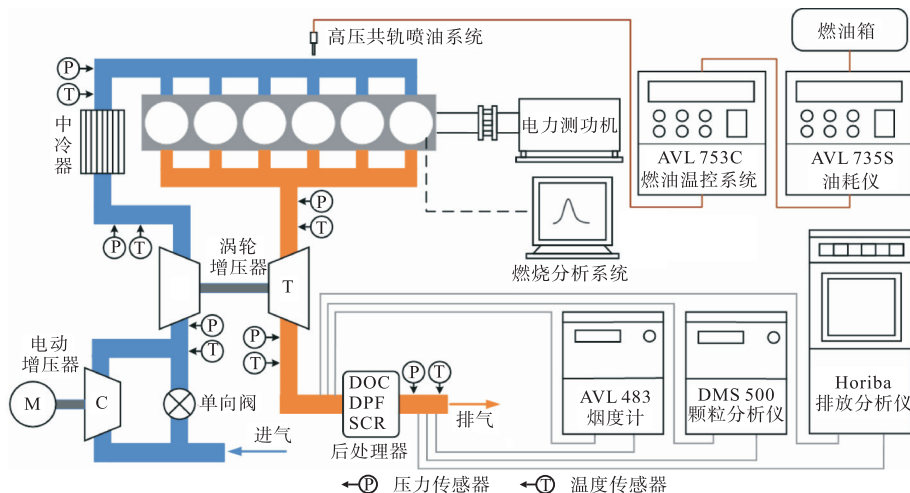
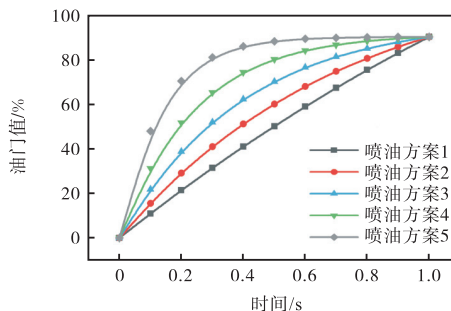


图 4 电动增压系统试验台架

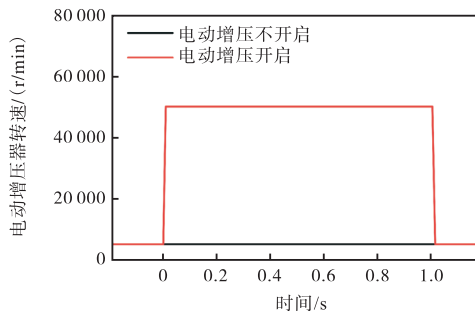
Fig.4 Test bench of the electric supercharger system

3.1 油气协同控制方案设计

在瞬态工况中, 采用电动增压技术, 耦合瞬态喷油策略, 以油气协同控制为核心探索最优的进气响应与燃烧排放特性. 随着柴油机瞬态过程持续时间的缩短和变化幅度的增加, 动力性和排放将会大幅恶化, 对于柴油机用户而言, 希望可以获得更快的响应速度和更好的油耗排放, 这也就要求尽可能使瞬态过程在更短的时间内完成所需变化. 因此试验工况选择与仿真阶段研究一致, 即在柴油机 950 r/min 的转速下, 1 s 时间内负荷变化为 0 ~ 90%. 根据大量研究表明, 快速增大喷油量是保证柴油机扭矩响应的有效手段, 因此设计了如图 5(a) 所示的 5 种先急后缓型油量控制曲线, 其中喷油方案 1 ~ 5 分别代表 0.5 s 加载至 50%、60%、70%、80% 及 90% 负荷. 电动增压器的介入策略如图 5(b) 所示, 分别为电动增压器不开启与开启, 电动增压器不开启即保持怠速 5 000 r/min 运转, 此时不会对进气过程产生影响; 电动增压器开启即在瞬态加载开始时转速迅速增大至 50 000 r/min, 并在加载过程中保持该转速运转, 待加载过程结束时转速降至 5 000 r/min. 电动增压器保持



(a) 瞬态喷油策略



(b) 电动增压器介入策略

图 5 柴油机瞬态控制策略

Fig.5 Transient control strategies for the diesel engine

怠速 5 000 r/min 运转是为了避免电机频繁启停产生过高温度导致零部件损坏,降低可靠性,此时新鲜空气不经过电动增压器,不会对原有进气过程产生影响.将瞬态喷油策略与电动增压器介入策略相结合进行瞬态加载试验,研究电动增压器的瞬态油气响应性能.

3.2 瞬态控制策略对柴油机进气响应与燃烧特性的影响

本研究以时间为轴线,对整个瞬态变化过程进行分析.以喷油方案 3 为例,在不同电动增压器介入策略下的进气响应特性如图 6 所示,瞬态过程开始后,原机涡轮增压器响应滞后,进气量与进气压力均缓慢增加,随着电动增压器的介入,进气量迅速增多,进气压力随之增大,0.12 s 时进气量增量为 39.33 kg/h,0.24 s 时进气量增量达到最大值 132.15 kg/h,增幅达 29.55%.随着进气量的增多,涡轮增压器转速升高,做功能力增强,进气量增量逐渐减小.第 1 s 瞬态过程结束时,电动增压器停止工作,此时单向阀打开.瞬态过程中随着进气量的逐渐增多,涡轮增压器响应加快,瞬态过程结束时的进气量增幅为 6.18%,进气压力增幅为 5.27%.

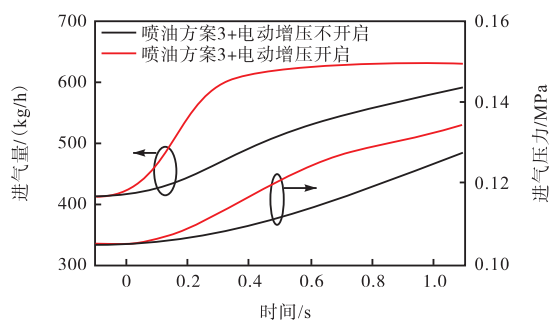


图 6 瞬态过程进气量与进气压力

Fig.6 Intake mass flow rate and intake pressure in the transient process

瞬态过程平均有效压力(indicated mean effective pressure, IMEP)与当量比的变化如图 7 所示.电动增压器开启后,随着进气量的增多,在喷油量相同的条件下,缸内燃烧更加充分,燃烧性能改善,动力性增强,IMEP 相较于原机增大,0.61 s 时增幅达到最大值 10.80%,随着涡轮增压器做功能力的增强,IMEP 增幅逐渐较小之后趋于平稳.当量比的变化主要取决于进气量与喷油量的配比程度,对于传统涡轮增压柴油机,瞬态加载初始阶段当量比的变化几乎只与喷油量的变化趋势有关,主要原因在于油量的变化是引起柴油机动态响应的动力源,燃料在燃烧排气、推动涡轮做功等过程结束后,经过压气机的进气量才会发生

变化,因此,瞬态加载初始阶段的进气量增长速度缓慢,这一阶段当量比的变化主要受喷油量的影响.随着加载过程的持续进行,由于喷油量增多排气能量增大,瞬态进气响应速度加快,进气量逐渐增多,但相比于喷油量的增加速度,进气量的提升速度较小,导致油气配比失调,当量比快速增大,并超过临界当量比 0.80,在加载过程结束时达到峰值 0.98.相关研究表明^[24],碳烟排放峰值在当量比超出一定值后呈现出急剧增长的趋势,因此当量比过高会造成排放恶化严重.当采用电动增压器后,瞬态当量比得到控制,最终当量比峰值降低至 0.79,满足临界当量比要求.

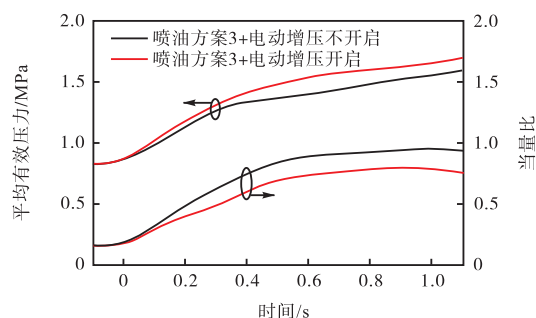


图 7 瞬态过程平均有效压力与当量比

Fig.7 IMEP and equivalent ratio in the transient process

以加载过程结束时刻为例,对燃烧性能进行分析,如图 8 所示.电动增压器通过电机提高其转速,直接驱动叶轮以更高转速旋转,进气量大幅增加,缸内油气混合更加均匀,燃烧定容度高,放热更加集中,缸内压力峰值增大 0.76 MPa,在喷油定时均为 -5°CA ATDC 的条件下峰值对应时刻提前 0.5°CA ,放热率峰值提升 $30.03 \text{ J}/^{\circ}\text{CA}$,缸内平均温度峰值降低 49.17 K ,燃烧重心提前,燃烧持续期缩短 0.91°CA ,燃烧效果明显改善.

3.3 瞬态控制策略对柴油机排放特性的影响

为了研究供油与进气协同控制策略对柴油机污染物生成的影响规律,主要分析柴油机原始排放,即后处理器前各污染物的变化趋势.以喷油方案 3 为例,后处理器前瞬态碳烟与 NO_x 排放变化如图 9 所示.在电动增压器不介入时,瞬态过程中随着喷油量的增大,缸内油气混合难度增大,当量比升高,碳烟排放随之增大,在加载结束时达到峰值.瞬态过程初始阶段当量比较低,这为喷油量的提升提供了一定的缓冲空间,此时当量比快速增大但仍然低于临界当量比,因此碳烟排放增长速度较慢.随着喷油量的进一步提高,此时当量比为油量增大提供的缓冲空间有限,不足以继续将瞬态当量比控制在临界当量比以下,因此碳烟排放逐渐增大,在 1 s 时达到峰值

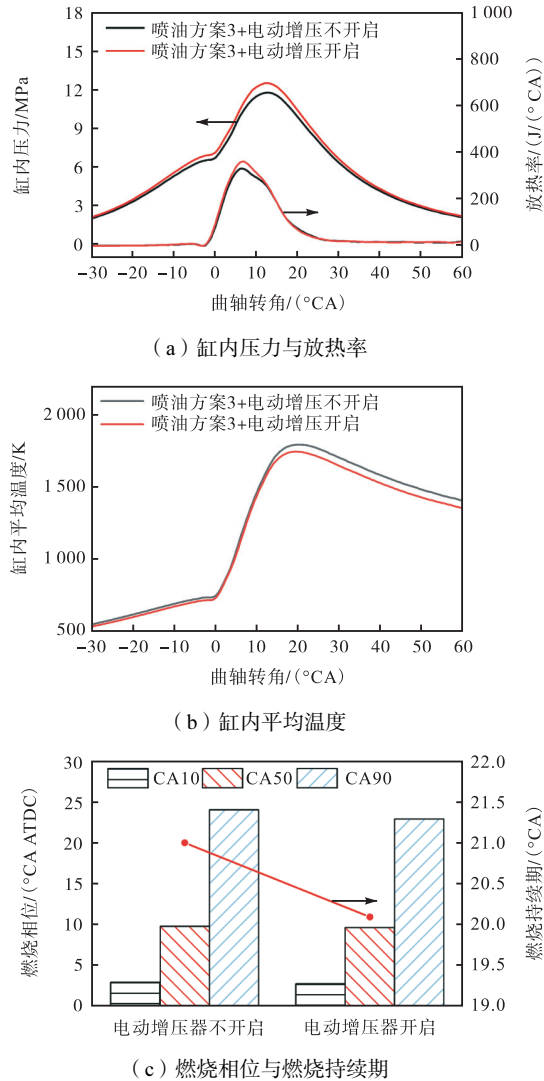
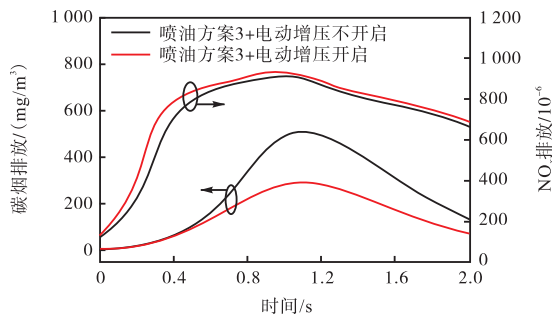


图8 加载结束时刻缸内燃烧特性

Fig.8 In-cylinder combustion characteristics at the end of loading

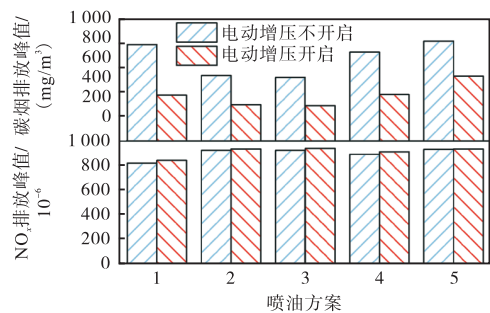
图9 瞬态过程碳烟与NO_x排放Fig.9 Soot and NO_x emissions in the transient process

521.08 mg/m³. 电动增压器介入后进气量增大, 有效改善缸内燃烧特性, 碳烟排放峰值降低至 290.86 mg/m³, 降幅为 44.18%. 加载过程结束后, 碳烟排放降低, 最终达到稳态水平.

在电动增压器不介入时, 加载过程中随着喷油量的增大, NO_x 排放逐渐增多, 原因在于喷油量的增大

加剧了油气不匹配程度, 扩散燃烧比例增加, 对于柴油机燃烧过程, 预混燃烧阶段产生的 NO_x 排放较低, 扩散燃烧阶段是 NO_x 排放的主要生成来源, 因此 NO_x 排放逐渐增多, 在加载结束时刻达到峰值 925.31×10^{-6} . 电动增压器的介入加快了进气响应速度, 缸内含氧量提升, NO_x 排放峰值升高至 941.53×10^{-6} , 增幅为 1.79%. 随着加载过程的结束, NO_x 排放降低.

不同喷油方案与电动增压器介入策略相结合的瞬态过程碳烟排放与 NO_x 排放峰值如图 10 所示. 在电动增压器不介入时, 随着喷油控制策略“急”的程度增加, 碳烟排放峰值呈现先降低后升高的趋势, 其中喷油方案 3 的碳烟排放峰值最低. 随着电动增压器的介入碳烟排放峰值进一步降低, 降低幅度达 34.98% ~ 52.44%. 电动增压器的介入增大了进气量, 缸内混合状态改善, 燃烧产生的碳烟量降低, 最终碳烟排放降低. 采用喷油方案 3 与电动增压器介入相结合的瞬态控制策略获得最低的碳烟排放峰值. 5 种喷油方案对应的瞬态过程 NO_x 排放峰值中, 最大值仅为最小值的 1.15 倍, NO_x 排放峰值变化范围较小, 电动增压器介入后 NO_x 排放峰值增幅为 0.16% ~ 2.68%, 表明不同喷油方案与电动增压器介入方式的改变对 NO_x 排放峰值产生的影响较小.

图10 不同方案瞬态碳烟排放与NO_x排放峰值变化Fig.10 Transient soot and NO_x emission peak changes under different schemes

综上, 先急后缓的喷油方式与电动增压器的介入在对 NO_x 排放产生较小影响的条件下可以显著改善碳烟排放.

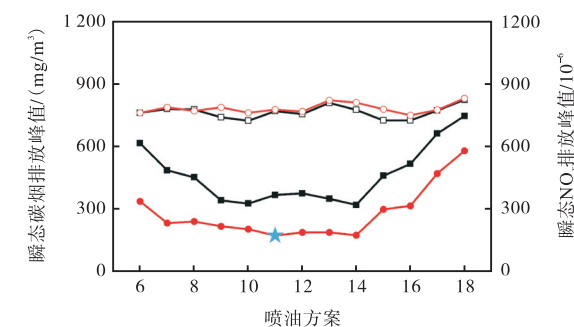
3.4 优化的瞬态控制策略对柴油机排放特性的影响

为了进一步降低瞬态过程中的碳烟排放, 对前述的喷油策略进行优化, 在瞬态过程开始时采用阶跃喷油的方式来提升柴油机动态响应, 即阶跃的先急后缓型油量控制方案, 优化的喷油策略如表 4 所示, 阶跃喷油的时刻分别为 0.1 s、0.2 s、0.3 s、0.4 s 及 0.5 s, 阶跃喷油对应的油门值选择范围从 20% 至 80%, 间隔

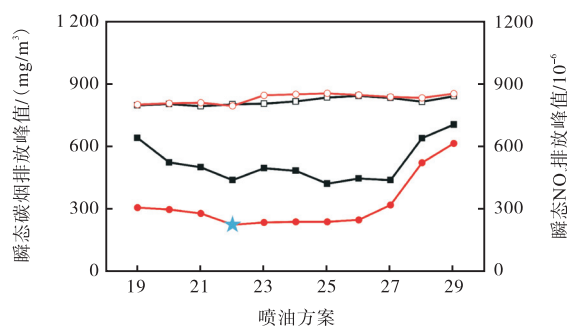
表 4 优化的瞬态喷油策略
Tab.4 Optimized transient fuel injection strategies

喷油方案	瞬态油门阶跃值	喷油方案	瞬态油门阶跃值	喷油方案	瞬态油门阶跃值
6	0.1 s 至 20%	21	0.2 s 至 40%	36	0.3 s 至 70%
7	0.1 s 至 25%	22	0.2 s 至 45%	37	0.3 s 至 75%
8	0.1 s 至 30%	23	0.2 s 至 50%	38	0.3 s 至 80%
9	0.1 s 至 35%	24	0.2 s 至 55%	39	0.4 s 至 50%
10	0.1 s 至 40%	25	0.2 s 至 60%	40	0.4 s 至 55%
11	0.1 s 至 45%	26	0.2 s 至 65%	41	0.4 s 至 60%
12	0.1 s 至 50%	27	0.2 s 至 70%	42	0.4 s 至 65%
13	0.1 s 至 55%	28	0.2 s 至 75%	43	0.4 s 至 70%
14	0.1 s 至 60%	29	0.2 s 至 80%	44	0.4 s 至 75%
15	0.1 s 至 65%	30	0.3 s 至 40%	45	0.4 s 至 80%
16	0.1 s 至 70%	31	0.3 s 至 45%	46	0.5 s 至 60%
17	0.1 s 至 75%	32	0.3 s 至 50%	47	0.5 s 至 65%
18	0.1 s 至 80%	33	0.3 s 至 55%	48	0.5 s 至 70%
19	0.2 s 至 30%	34	0.3 s 至 60%	49	0.5 s 至 75%
20	0.2 s 至 35%	35	0.3 s 至 65%	50	0.5 s 至 80%

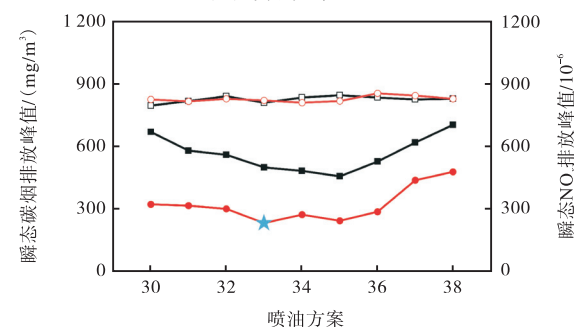
为 5%, 共形成 45 种不同程度的阶跃型先急后缓喷油方案。



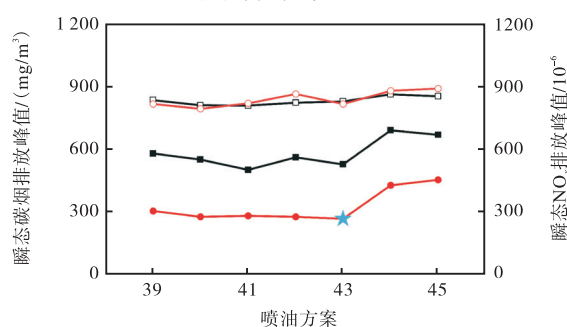
(a) 喷油方案 6 ~ 18



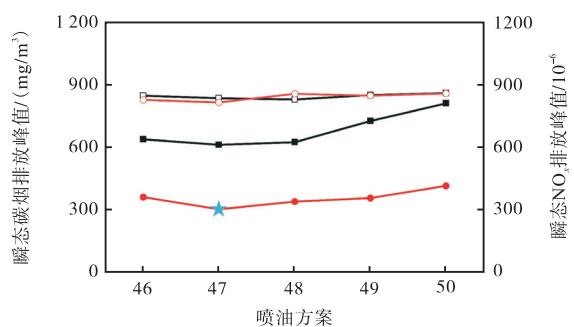
(b) 喷油方案 19 ~ 29



(c) 喷油方案 30 ~ 38



(d) 喷油方案 39 ~ 45



(e) 喷油方案 46 ~ 50

图 11 优化的控制策略对瞬态碳烟与 NO_x 排放峰值的影响

Fig.11 Influence of the optimized control strategies on the transient soot and NO_x emission peaks

电动增压器介入方案与上述相同, 共形成 90 种不同喷油方式与不同电动增压器介入方案相结合的瞬态方案, 以此开展试验. 为避免重复, 主要分析不同瞬态过程碳烟与 NO_x 排放峰值的变化趋势, 研究优化的控制策略对瞬态碳烟与 NO_x 的影响。

不同控制策略的瞬态过程碳烟与 NO_x 排放峰值结果如图 11 所示. 在同一阶跃时刻下, 随着阶跃油量的增加, 碳烟排放峰值呈现先降低后升高的趋势, 对于不同的阶跃时刻均存在一个最优的阶跃油量使得碳烟排放峰值最低. 电动增压器介入后碳烟排放峰值进一步下降, 将图 11 与图 10 进行对比, 采用阶跃的先急后缓型喷油方案可降低碳烟排放峰值. 对于喷油方案 6 ~ 18, 原机采用喷油方案 10 的碳烟排放峰值最低, 在电动增压器介入后, 采用喷油方案 11 的碳烟排放峰值最低, 如图中蓝色星号所示, 降低幅度为 53.97%. 电动增压器介入后采用阶跃至 45% 负荷的喷油方案获得的碳烟排放峰值更低, 表明增大的

进气量改善了缸内油气混合状态,为喷油速率的提升提供了更大的缓冲空间。

对于喷油方案 19~29,电动增压器介入后采用喷油方案 22 的碳烟排放峰值最低,降低幅度为 48.63%。对于喷油方案 30~38,电动增压器介入后采用喷油方案 33 的碳烟排放峰值最低,降低幅度为 49.31%。对于喷油方案 39~45,电动增压器介入后采用喷油方案 43 的碳烟排放峰值最低,降低幅度为 49.49%。对于喷油方案 46~50,电动增压器介入后采用喷油方案 47 的碳烟排放峰值最低,降低幅度为 50.69%。

对于 5 种不同的瞬态阶跃时间,电动增压器介入前的碳烟排放峰值最小值分别为 321.28 mg/m^3 、 436.84 mg/m^3 、 452.95 mg/m^3 、 497.85 mg/m^3 及 609.98 mg/m^3 ,电动增压器介入后的碳烟排放峰值最小值分别为 167.34 mg/m^3 、 224.42 mg/m^3 、 229.59 mg/m^3 、 264.94 mg/m^3 及 300.75 mg/m^3 。随着阶跃时间的推迟,碳烟排放峰值最小值逐渐增大,表明较早的阶跃时间充分利用了瞬态当量比快速增大但低于临界当量比的初始加载阶段。对于不同瞬态喷油方案,在电动增压器介入前采用喷油方案 10 即 0.1 s 阶跃至 40%负荷的控制方式获得最低的碳烟排放峰值。在电动增压器介入后,采用喷油方案 11 即 0.1 s 阶跃至 45%负荷的控制方式,在电动增压器的协同控制下获得最低的瞬态碳烟排放峰值。碳烟排放的最终值受到碳烟生成量和碳烟氧化量的双重影响,当进气量较多时,瞬态当量比较低,缸内氧浓度更高,缸内混合程度更高,碳烟生成量较低,同时较高的氧浓度可以促进燃烧后期碳烟的氧化过程,进一步降低碳烟的最终排放量。

对于喷油方案 6~18、19~29、30~38、39~45 及 46~50,电动增压器不介入时 NO_x 排放峰值最大值分别为最小值的 1.14 倍、1.05 倍、1.06 倍、1.07 倍及 1.04 倍。电动增压器的介入提升了进气量,对于喷油方案 6~18、19~29、30~38、39~45 及 46~50, NO_x 排放峰值相较于原机的最大倍数分别为 1.07 倍、1.05 倍、1.04 倍、1.05 倍及 1.03 倍。在所有瞬态工况中, NO_x 排放峰值最大值为最小值的 1.23 倍, NO_x 排放峰值变化范围较小,与上述研究结论一致。

4 结 论

(1) 为了改善涡轮增压柴油机的瞬态响应,在柴油机原有单级涡轮增压器的上游布置电动增压器,提出电动增压器瞬态匹配方法,通过瞬态迭代计算确定

电动增压器选型方案,最终选择的电机额定功率为 8 kW,额定转速为 50 000 r/min。

(2) 电动增压器的介入提升了瞬态过程中的进气响应速度,进气量增大,进气压力升高,改善了传统涡轮增压柴油机油气配比失调问题,缸内混合物燃烧更加充分,以 0.5 s 加载至 70%负荷的喷油方案为例,缸内压力峰值增大 0.76 MPa,放热率峰值提升 $30.03 \text{ J}/(\text{°CA})$,缸内平均温度峰值降低 49.17 K,燃烧重心提前,燃烧持续期缩短 0.91 °CA ,燃烧效果明显改善,瞬态当量比峰值降低至临界当量比 0.80 以下。

(3) 先急后缓的喷油方案与电动增压器介入相结合的油气协同控制方式在对 NO_x 排放产生较小影响的条件下可以显著改善碳烟排放,碳烟排放峰值降低 34.98%~52.44%,其中采用 0.5 s 加载至 70%负荷的喷油方案与电动增压器介入相结合的瞬态控制策略获得最低的碳烟排放峰值 290.86 mg/m^3 。

(4) 采用阶跃的先急后缓型喷油方式可进一步降低瞬态碳烟排放峰值,在电动增压器不介入时采用 0.1 s 阶跃至 40%负荷的控制方式获得最低的碳烟排放峰值 321.28 mg/m^3 。在电动增压器介入后,采用 0.1 s 阶跃至 45%负荷的控制方式获得最低的瞬态碳烟排放峰值 167.34 mg/m^3 。电动增压器介入后增大的进气量为喷油速率的提升提供了更大的缓冲空间,有效利用了瞬态当量比快速增大但低于临界当量比的初始加载阶段,为碳烟排放峰值的降低提供有力保障。

参考文献:

- [1] Barbier A, Salavert J M, Palau C E, et al. Analysis of the Euro 7 on-board emissions monitoring concept with real-driving data[J]. Transportation Research Part D: Transport and Environment, 2024, 127: 104062.
- [2] Mulholland E, Miller J, Bernard Y, et al. The role of NO_x emission reductions in Euro 7/VII vehicle emission standards to reduce adverse health impacts in the EU27 through 2050[J]. Transportation Engineering, 2022, 9: 100133.
- [3] Fonseca González N, Suarez-Bertoa R, Giechaskiel B, et al. Euro 7 proposal assessment of a Euro VI parallel hybrid electric bus[J]. Transportation Research Part D: Transport and Environment, 2024, 129: 104125.
- [4] Liu Y G, Song Y P, Leng L, et al. Effects of control strategies of the electric supercharger on transient processes of a turbocharged diesel engine[J]. Energy, 2024, 307: 132427.
- [5] Chasse A, Moulin P, Gautier P, et al. Double stage turbocharger control strategies development[J]. SAE International Journal of Engines, 2008, 1(1): 636-646.
- [6] 谢 辉, 李苏苏. 重型车用柴油机废气发电复合涡轮

- 行驶工况的适应性[J]. 天津大学学报(自然科学与工程技术版), 2014, 47(6): 558-564.
- Xie Hui, Li Susu. Adaptive on driving cycles of waste energy recovery turbo-compound systems on a heavy duty diesel engine[J]. Journal of Tianjin University (Science and Technology), 2014, 47(6): 558-564(in Chinese).
- [7] 杨攀涛, 崔涛, 赵彦凯, 等. 电动增压器对柴油发动机低速稳态性能的影响[J]. 兵工学报, 2021, 42(9): 1829-1837.
- Yang Pantao, Cui Tao, Zhao Yankai, et al. The influence of electric supercharger on steady state performance of engine at low speed[J]. Acta Armamentarii, 2021, 42(9): 1829-1837(in Chinese).
- [8] An B, Shibata N, Suzuki H, et al. Development of two-stage electric turbocharging system for automobiles[J]. Mitsubishi Heavy Industries Technical Review, 2015, 52(1): 76-81.
- [9] Rajesh Bisane L, Rajesh Kale V. Experimental investigation on single cylinder four stroke VCR tri-charged diesel engine[J]. Materials Today: Proceedings, 2022, 59: 547-555.
- [10] Baek S, Lee H, Lee K. Fuel efficiency and exhaust characteristics of turbocharged diesel engine equipped with an electric supercharger[J]. Energy, 2021, 214: 119049.
- [11] 闫嘉楠, 周斌, 南靖雯, 等. 电动增压器不同布置方式对涡轮增压器的影响[J]. 内燃机, 2018, 34(4): 5-9, 13.
- Yan Jianan, Zhou Bin, Nan Jingwen, et al. Impact of two installing methods of electrical supercharging on turbocharger[J]. Internal Combustion Engines, 2018, 34(4): 5-9, 13(in Chinese).
- [12] Shen K, Xu Z S, Zhu Z P, et al. Combined effects of electric supercharger and LP-EGR on performance of turbocharged engine[J]. Energy, 2022, 244: 123176.
- [13] Tavčar G, Bizjan F, Katrašnik T. Methods for improving transient response of diesel engines-influences of different electrically assisted turbocharging topologies[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2011, 225(9): 1167-1185.
- [14] Rode M, Suzuki T, Iosifidis G, et al. Electric turbocharger concept for highly efficient internal combustion engines[J]. MTZ Worldwide, 2019, 80(7): 120-125.
- [15] Romagnoli A, Vorraro G, Rajoo S, et al. Characterization of a supercharger as boosting & turbo-expansion device in sequential multi-stage systems[J]. Energy Conversion and Management, 2017, 136: 127-141.
- [16] 姚春德, 韩伟强, 徐广兰, 等. 电动增压器对废气涡轮增压器影响的试验研究[J]. 机械工程学报, 2012, 48(8): 188-193.
- Yao Chunde, Han Weiqiang, Xu Guanglan, et al. Research and experimental studies on the influence on turbocharger by electric supercharger[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(8): 188-193(in Chinese).
- [17] 张卫波, 杨南杰, 吴星. 车用电动增压系统的设计及其性能试验研究[J]. 福州大学学报(自然科学版), 2017, 45(6): 866-872.
- Zhang Weibo, Yang Nanjie, Wu Xing. Design of automotive electric supercharging system and performance test research[J]. Journal of Fuzhou University(Natural Science Edition), 2017, 45(6): 866-872(in Chinese).
- [18] 宋彦苹, 程江华, 程振宇, 等. 柴油机电动增压稳态与瞬态工况控制策略研究[J]. 车用发动机, 2022(3): 51-58.
- Song Yanping, Cheng Jianghua, Cheng Zhenyu, et al. Control strategy of diesel engine electric supercharging under steady and transient conditions[J]. Vehicle Engine, 2022(3): 51-58(in Chinese).
- [19] 郭骁. 柴油机 EGR 控制参数优化方法研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2016.
- Guo Xiao. Study on Optimization Methods of EGR Controlling Parameters[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2016(in Chinese).
- [20] 沈颖刚, 杨云春, 吕誉, 等. 增压方式对柴油机高原环境下工作特性影响的数值模拟[J]. 内燃机工程, 2021, 42(3): 47-54.
- Shen Yinggang, Yang Yunchun, Lü Yu, et al. Numerical simulation of influence of turbocharging modes on working characteristics of diesel engine at plateau[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2021, 42(3): 47-54(in Chinese).
- [21] Rakopoulos C D, Giakoumis E G. Diesel Engine Transient Operation: Principles of Operation and Simulation Analysis[M]. London: Springer-Verlag, 2009.
- [22] Horlock J H, Winterbone D E. The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines, Vol. II [M]. Oxford: Clarendon Press, 1986.
- [23] 陆家祥. 柴油机涡轮增压技术[M]. 2 版. 北京: 机械工业出版社, 2018.
- Lu Jiaxiang. Diesel Engine Turbocharging Technology[M]. 2nd ed. Beijing: China Machine Press, 2018(in Chinese).
- [24] 顾文钰. 基于多参数协同控制的重型柴油机瞬态过程性能优化[D]. 天津: 天津大学, 2023.
- Gu Wenyu. Performance Optimization of Heavy-Duty Diesel Engine Transient Process Based on Multi-Parameter Cooperative Control[D]. Tianjin: Tianjin University, 2023(in Chinese).

(责任编辑: 王晓燕)