

边界条件对柴油机瞬态过程能量流及焓流的影响规律研究

朱红国¹, 黄德军¹, 伍晨波¹, 刘长铖², 杨泽宇², 田 径²

(1. 中国汽车工程研究院股份有限公司, 重庆 401122; 2. 吉林大学 汽车仿真与控制国家重点实验室, 长春 130025)

摘 要: 在一台高压共轨增压中冷柴油机上, 分析了负荷加载时间、冷却系统温度等边界条件对典型恒转速增转矩瞬变过程能量流及焓流的影响规律。结果表明, 柴油机负荷加载过程热效率和焓效率总体呈现先上升后下降的趋势, 且加载时间越短, 进气迟滞引起的能量劣变会导致更低的能量利用率; 改变中冷器冷却特性, 提高加载过程进气温度将导致缸内扩散燃烧份额增加、传热时间更长, 而冷却液温度降低则不利于改善瞬态工况缸内等效绝热特征, 导致传热和排气过程能量损失及其中的可用能份额增大; 调制负荷加载时间和冷却系统温度有助于改善柴油机加载过程进气响应特性、缸内热氛围状态和绝热特征, 提升柴油机瞬态工况能量利用水平。

关键词: 增压柴油机; 瞬态工况; 边界参数; 能量流; 焓流

中图分类号: TK421+2 文献标志码: A DOI: 10.3969/j.issn.2095-1469.2022.02.06

Influence of Boundary Conditions on Energy and Exergy Flow in Transient Process for Diesel Engines

ZHU Hongguo¹, HUANG Dejun¹, WU Chenbo¹, LIU Changcheng², YANG Zeyu², TIAN Jing²

(1. China Automotive Engineering Research Institute Co., Ltd, Chongqing 401122, China;

2. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130025, China)

Abstract: The influence of boundary conditions such as load time and cooling system temperature on energy and exergy flow in the typical constant speed torque increasing (CSTI) transient process was analyzed for a common-rail turbocharged and intercooled diesel engine. The results show that the thermal efficiency and exergetic efficiency in the loading process decrease after reaching the peak value. The shorter the loading time, the lower the energy utilization rate due to the increased intake lag. When increasing the intake air temperature in the intercooler during the loading process, the ratio of in-cylinder diffusion to combustion increases and the rate of heat transfer is decreasing. Therefore, the decrease in coolant temperature is not conducive to improving the in-cylinder equivalent adiabatic characteristics under transient conditions. The intake air response, thermal and adiabatic characteristics can be improved by optimizing the loading time and the cooling system temperature, which is also favorable for improving the energy efficiency under transient conditions.

Keywords: turbocharged diesel engine; transient conditions; boundary parameters; energy flows; exergy flows

收稿日期: 2021-01-26 改稿日期: 2021-03-11

基金项目: 国家重点研发计划(2017YFB0103500): 超级节能型重型载货汽车混合动力系统开发研究

参考文献引用格式:

朱红国, 黄德军, 伍晨波, 等. 边界条件对柴油机瞬态过程能量流及焓流的影响规律研究 [J]. 汽车工程学报, 2022, 12(2): 154-161.
ZHU Hongguo, HUANG Dejun, WU Chenbo, et al. Influence of Boundary Conditions on Energy and Exergy Flow in Transient Process for Diesel Engines [J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2022, 12(2): 154-161. (in Chinese)



柴油机以功率范围广、热效率高、比质量小、维修方便等诸多优点被广泛应用于车用动力^[1]。当前，重型柴油发动机国VI排放标准既采用全球统一瞬态试验循环（World Harmonized Transient Cycle, WHTC），又在发动机台架上进行测试^[2]，测试工况包含但不限于恒转速变转矩、恒转矩变转速及过渡工况，表明考察柴油机排放生产一致性检查主要通过瞬态测试循环来实现。目前，针对柴油机瞬态工况性能的研究主要侧重于稳、瞬态工况排放规律对比分析、性能劣变因素确定及优化路径探索等内容，比如典型的恒转速增转矩瞬变过程，受废气涡轮增压进气延迟响应影响、油气混合不匹配而导致的柴油机瞬态工况油耗及排放水平较对应稳态工况（相同转速和油门开度）发生明显劣变，由此通过调制柴油机瞬态过程油气混合比例，改善缸内油气时空分布特征，一定程度上可以抑制发动机瞬态性能恶化程度^[3-4]，但由于缺乏揭示瞬态工况性能劣变机理方面的研究，难以制定合理有效的瞬态工况性能优化策略，以促使稳、瞬态工况性能接近一致水平。考虑到柴油机能量和焓的流动和分布能够表征燃油从燃烧产生热能到输出机械能、传热、排气能量等各部分能量变化的方向、程度和大小，由此确定柴油机瞬态工况能量流变化规律，揭示柴油机瞬变过程能量迁移特征，确定导致瞬态工况能量劣变的关键因素，进而从根源上寻求解决柴油机瞬变过程性能劣变的控制方法。

目前，国内外研究者在增压柴油机能量流与焓流分析方面开展了大量的研究工作，比如VERMA等^[5]研究了不同沼气成分对柴油发动机燃烧过程焓平衡特征，增大CO₂体积占比可促使燃烧不可逆性降低。SOHRET等^[6]指出提升点燃式氢燃料发动机压缩比可有效促进焓损失的减少，并且存在焓损失最低时的最佳点火正时。GAO Jianbing等^[7]研究柴油机工况各部分能量分布，低功率下冷却液传热损失占燃料总能的50%，高功率下冷却液传热损失小于30%。LIU Changcheng等^[8]研究EGR对增压柴油机焓流分布特征及规律，高EGR率会导

致传热焓降低，缸内焓损失呈现先减少后增加的趋势。JAFARMADAR等^[9]将EGR引入一台柴油-氢气发动机，EGR率从0升至30%时发动机焓效率自42.4%降至14.1%。LIU Jingping等^[10]基于仿真模型进行了全工况焓平衡研究，指出各类焓占比在汽油机中由高到低依次为焓损失、有效功、排气焓和传热焓，部分负荷焓损比例较低，在中低转速的全负荷焓损比例变化不大。不难看出，当前研究主要侧重于稳态工况下能量流规律及特征分析，而关于瞬态工况能量流规律特征的研究却鲜有报道，因此，有必要研究柴油机瞬态工况能量流及焓流变化规律，考察边界参数的影响机制等内容，以确定提升柴油机瞬态性能优化方法。

为此，本研究拟针对当前柴油机排放标准瞬态测试循环中涉及的典型恒转速增转矩过程，通过探讨负荷加载时间和冷却系统温度对柴油机瞬态过程能量流、焓流的影响规律，从能量利用率角度提出改善瞬态工况能量利用率的优化思路，可为我国开发高效低排车用柴油机提供理论依据。

1 试验平台建立与理论基础

1.1 试验平台建立

本研究所用的柴油机为某型号车用国V、直列四缸3.8 L、高压共轨、增压中冷柴油机，其基本技术参数见表1，增压柴油机试验测控系统示意图，如图1所示。试验测控平台配备CW260电涡流测功机、上海同圆CNFD015燃油流量计、AVL Indicom燃烧分析仪、AVL 1000空气流量计、HORIBA 7400排放分析仪及自制油门控制单元和冷却水恒温设备等，结合毫秒级A/D数据采集卡和高速传感器构建的实时（10 ms）测量系统，可以实现试验样机转速与转矩、进排气温度和压力、油耗、空气量、缸内特征参数等的实时测量和记录，测量及响应精度均满足瞬态工况性能试验要求。此外，柴油机共轨平台下的工况控制最终信号为油门电压，借助单片机高响应和高精度的控制优点，配合电涡流测功机可实现典型瞬态工况的重复再现。

表 1 试验柴油机参数

参数	值/形式
型式	水冷直列 4 缸
缸径/行程 (mm)	102 / 115
缸数/个	4
喷射系统	Bosch 共轨系统
连杆长/mm	192
压缩比	17.2
总排量/L	3.8
最大扭矩/Nm	600
最大扭矩对应转速/ (r·min ⁻¹)	1 700
额定转速及功率	2 600 r/min; 125 kW

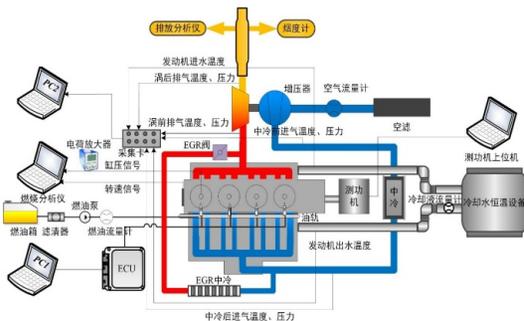


图 1 增压柴油机试验测控系统

1.2 能量流/焓流分析理论基础

基于热一律和热二律构建的能量分析方法, 分别侧重于揭示柴油机工作过程中能量在“数量”上的转换、传递、利用和损失, 以及从系统可用能的角度反映工作过程中的不可逆损失, 揭示柴油机工作过程能量转换、传递过程中的“品质”变化, 可以揭示柴油机瞬态工况能量平衡特征。

从总能量角度对增压柴油机的工作过程做热力学分析, 对于一个完整循环, 能量平衡关系如式 (1) 所示。

$$\frac{dQ_F}{dt} = \frac{dQ_W}{dt} + \frac{dQ_E}{dt} + \frac{dQ_Q}{dt} + \frac{dQ_I}{dt} + \frac{dQ_O}{dt} \quad (1)$$

单位时间内柴油放热量及有效功率的计算分别如式 (2) 和式 (3) 所示^[11]。

$$\frac{dQ_F}{dt} = l h v \cdot m_f \quad (2)$$

$$\frac{dQ_W}{dt} = \frac{T \cdot n}{9\,550} \quad (3)$$

式中: Q_F 为柴油放热量; Q_W 为有效功; Q_E 为排气

能量; Q_Q 为传热量; Q_I 为不完全燃烧损失能量; Q_O 为杂项损失能量; $l h v$ 为燃料的低热值; m_f 为柴油流量; T 为瞬时转矩; n 为转速; t 为时间。

对排气能量和传热量进行计算, 相关参数的计算方法如式 (4) 和式 (5) 所示^[12]。

$$\frac{dQ_E}{dt} = (m_f + m_{in}) \left(\sum_{i=1}^k C_{p_i} \cdot X_i \cdot T_e - \sum_{j=1}^n C_{p_j} \cdot X_j \cdot T_1 \right) \quad (4)$$

$$\frac{dQ_Q}{dt} = m_c \cdot C_{cool} \cdot (T_{w_out} - T_{w_in}) \quad (5)$$

式中: m_f 为燃油质量流量; m_{in} 为进气质量流量; C_{p_i} 为第 i 种气体的定压比热; X_i 为排气中第 i 种物质的质量分数; n 为进气中物质的总数; C_{p_j} 为第 j 种气体的定压比热; X_j 为进气中第 j 种物质的质量分数; T_1 为进气温度; m_c 为冷却液质量流量; C_{cool} 为冷却液比热容; T_{w_out} 为柴油机冷却液出口温度; T_{w_in} 为柴油机冷却液入口温度。

燃料的不完全燃烧损失量的计算如式 (6) 所示:

$$\frac{dQ_I}{dt} = l h v \cdot q_1 \quad (6)$$

式中: q_1 为不完全燃烧燃料量。

各部分能量占比的计算如式 (7) 所示:

$$\beta_{per} = \frac{Q_{per}}{Q_F} \quad (7)$$

式中: β_{per} 为各部分能量占比; Q_{per} 为各部分能量。

此外, 从系统可用能的角度对柴油机工作过程做热力学分析, 对开口系统而言, 可用式 (8) 对一个完整循环下的焓流变化进行描述。

$$\frac{dE_F}{dt} = \frac{dE_Q}{dt} + \frac{dE_W}{dt} + \frac{dE_E}{dt} + \frac{dE_I}{dt} + \frac{dE_i}{dt} \quad (8)$$

式中: E_F 为燃料焓; E_Q 为传热焓; E_W 为有效功; E_E 为排气焓; E_I 为燃料不完全燃烧损失焓; E_i 为焓损失。

本研究将柴油近似地看做只由碳氢原子组成, 对于分子式为 $C_a H_b$ 形式的燃料, 单位质量的燃料焓及其变化率可用式 (9) 计算得到^[13]。

$$\frac{dE_F}{dt} = l h v \cdot \left(1.042\,24 + 0.011\,925 \frac{b}{a} - \frac{0.042}{a} \right) \cdot m_f \quad (9)$$

有效功属于高品质的可用能, 能量在数值上与焓相等, 即 $E_E = Q_E$

不完全燃烧损失烟 E_i 包含燃料不完全燃烧及未燃烧损失两部分，并从尾气排放物体积分数推算完全燃烧和不完全燃烧所用燃料量，剩余为未燃燃料量，由此计算总的不完全燃烧烟。

排气烟包含排气热力学烟和排气化学烟两部分^[14]，即

$$\frac{dE_E}{dt} = (E_{E_{th}} + E_{E_{ch}}) \cdot (m_f + m_{in}) \quad (10)$$

各部分烟占比的计算如式 (11) 所示。

$$\varepsilon_{per} = \frac{E_{per}}{E_F} \quad (11)$$

式中： ε_{per} 为各部分烟占比； E_{per} 为各部分烟。

2 边界参数对柴油机能量流的影响规律

2.1 负荷加载时间对柴油机能量流的影响规律

为分析恒转速增转矩瞬变过程负荷加载时间对柴油机能量流的影响规律，本研究尝试在柴油机转速为 1900 r/min 的工况下，利用油门控制器调制油门电压，使转矩分别在 3 s、5 s、7 s 时，从 10% 负荷匀速加载至 100% 负荷，再保持 100% 负荷工况至稳定状态，同步记录与能量流和烟流计算相关的排气温、进气流量、转速、转矩等状态参数。瞬变过程油门规律设定如图 2 所示。

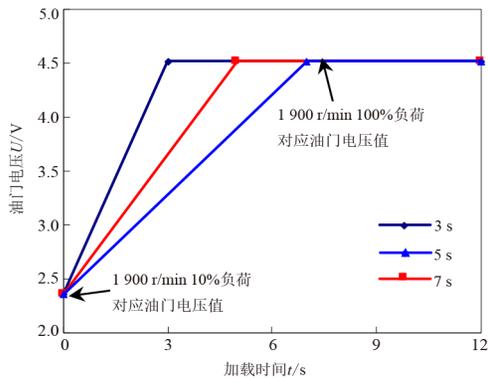
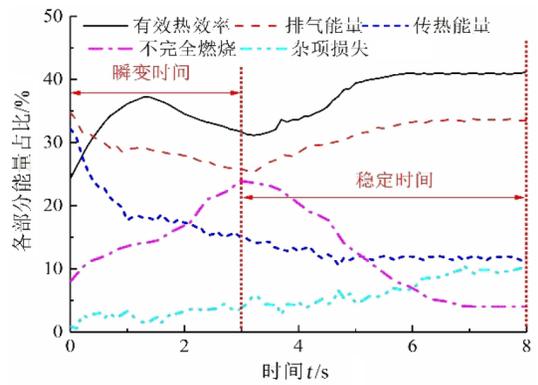


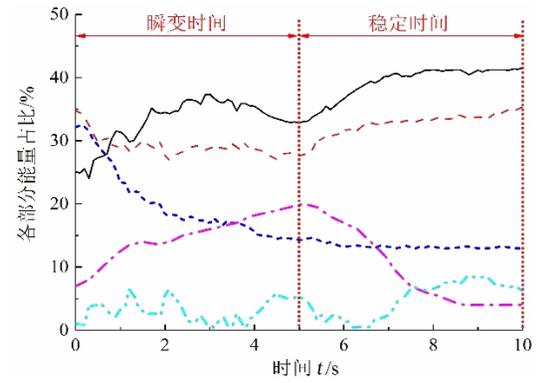
图 2 瞬变过程油门规律设定

不同负荷加载时间下的能量占比变化，如图 3 所示。由图可知，各项能量占比随着加载时间的减少，其幅值变化加剧，不同加载时间下均呈现出一致的变化特征。负荷加载初期，加载始点的热效率相较于其他工况段数值较低，且初期加载过程的氧气含量充足，燃烧较为充分，所以不完全燃烧损失

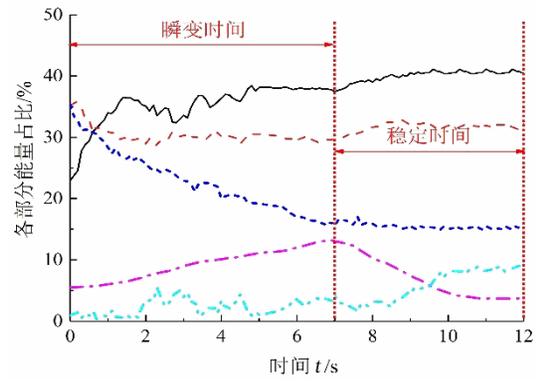
较小且热效率有所上升；加载至中期，由于增压器迟滞效应导致的新鲜充量相比于对应稳态工况有明显降低，不完全燃烧份额增加，无助于热效率的提升，直至加载后期因增压器迟滞效应进一步加剧导致热效率持续降至最低；在 100% 负荷工况后的稳定阶段，增压器延迟响应随时间增加而逐渐减小，缸内油气混合状态恢复至同水平的稳态工况，柴油机热效率升高至稳态工况值。3 s 加载结束时刻下的热效率较稳态值降低了约 8.4%，不完全燃烧占比



(a) 3 s



(b) 5 s



(c) 7 s

图 3 不同负荷加载时间下各能量占比

较稳态值增加了约21%。由此可见,加载时间延长有助于增压器减缓迟滞效应,促进稀燃油气混合特征,7 s加载过程热效率较3 s加载约高7%。

此外,加载过程喷油量增加也导致排气能量和燃料理论放热量相应增加,但排气能量的增幅相对较小,排气能量占比随负荷增大而逐渐降低;传热能量占比在加载时间内逐渐减少,最终保持不变,相比燃料理论放热量的增量,传热能量短时间内增加较慢,所以传热能量占比逐渐降低;杂项能量损失在瞬变过程中均略微上升,直至稳定段末期趋于缓和,而杂项损失主要来源于柴油机体表面的热对流、热辐射等。

2.2 进气温度对柴油机能量流的影响规律

为分析中冷器冷却特性对柴油机能量流的影响规律,针对3 s恒转速增转矩瞬变过程进行了不同进气温度(30~70 °C)对柴油机瞬态能量流影响规律的研究。加载过程中不同进气温度下的能量占比变化如图4所示。由图可知,热效率占比在加载过程中呈现先升后降的趋势;进气温度越低,其比热越高,且较高的进气密度可以促进瞬态工况下缸内油气均匀混合的程度,有利于热效率的提升,数据体现为加载结束时,30 °C进气温度下的热效率相较于70 °C时高约5%,且30 °C低进气温度下恢复至同水平稳态工况比70 °C时约少2.5 s。

此外,在3 s加载时间内,不同进气温度下的排气能量占比随加载过程逐渐降低,加载末期占比降至最低,主要是由于进气温度升高时,瞬态过程排气能量与燃料理论放热量均同时增加,但排气能量增量较小,且较高的进气温度导致瞬态工况燃烧滞燃期略有缩短,不完全燃烧及传热特征略有加强(该能量占比略有增大),较高的排气温度也使排气能量相应提升。

2.3 冷却液温度对柴油机能量流的影响规律

为分析柴油机冷却特性对柴油机能量流的影响规律,针对3 s恒转速增转矩瞬变过程,进行了不同冷却液温度(60~90 °C)对柴油机瞬态能量流

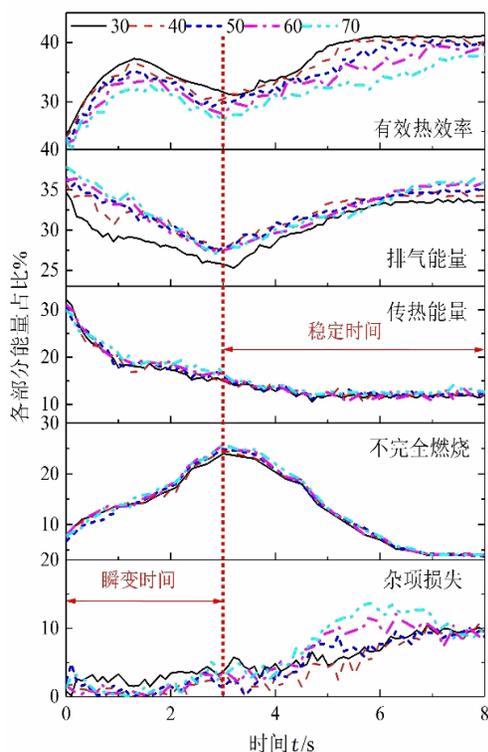


图4 不同进气温度下的能量占比变化

影响规律的研究。不同冷却液温度下的能量占比变化,如图5所示。由图可知,热效率在加载过程中的整体变化趋势与进气温度结论基本一致;提高冷却液温度对缸内燃烧过程影响较小,体现为不完全燃烧损失及其占比受冷却温度影响小,但可以减少气缸传热损失(低的传热占比),强化瞬态过程缸内等效绝热特征,改善高温工质的热功转化过程,促进同一加载时刻下热效率的提升,数据体现为90 °C冷却液温度下的热效率整体均高于60 °C下的热效率,两者最小相差约为3%。

此外,负荷加载同一时刻下排气温度及进气量均随冷却液温度的增加而略有升高;加载初期冷却液温度对进气量影响小,排气能量增量与理论放热量悬殊,初期排气能量占比基本一致;至加载后期,高冷却液温度下排气能量增量比重增大,直至稳定阶段逐渐趋于一致。柴油机体表面产生的热对流、热辐射等杂项损失占比在冷却温度为80 °C的瞬态过程和稳定阶段均处于最高值,表明冷却水温是造成杂项损失的主要因素之一。

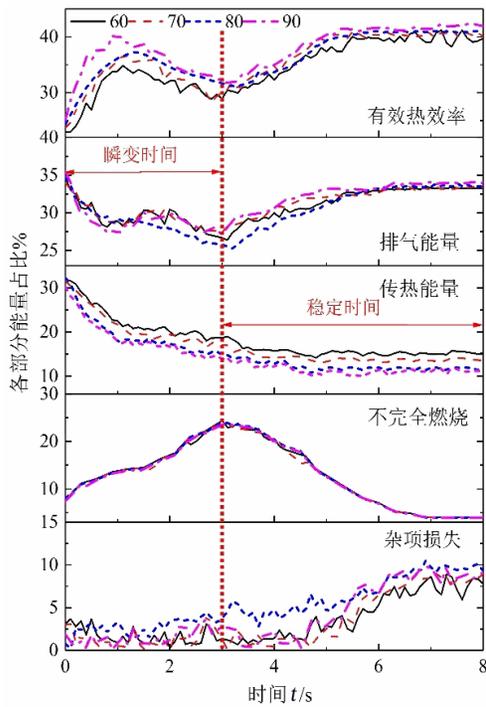


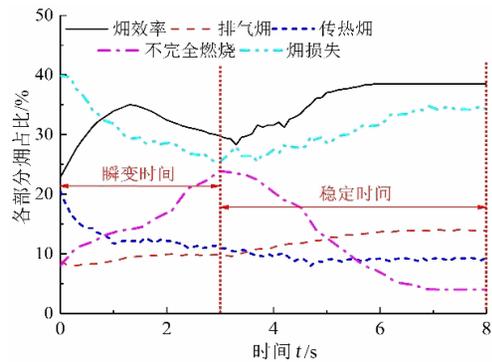
图 5 不同冷却液温度下的能量占比变化

3 边界条件对柴油机烟流的影响

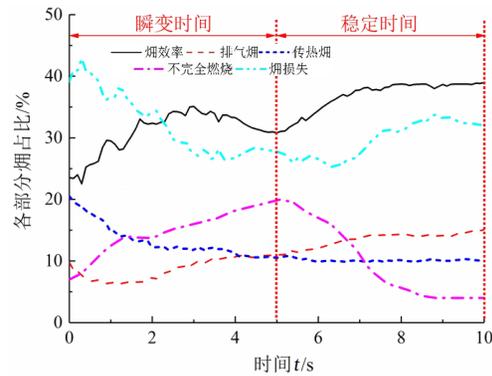
3.1 负荷加载时间对柴油机烟流的影响规律

在 3 s、5 s、7 s 不同负荷加载时间下的烟流占比，如图 6 所示。结合图 3 对比可知，无论负荷加载时间长短，加载过程烟效率与热效率均呈现了相似的变化特征，且由于单位质量燃料的燃料烟大于其低热值，烟效率整体小于热效率；排气项与传热项的能量与烟占比呈现一致趋势，且能量占比整体大于烟占比，特别是排气项中小负荷阶段两者占比差距大，可以认为进气延迟对缸内油气混合影响小，排气携带的能量大部分已在缸内转化为有用功，而大负荷加载阶段（空气量不足）乃至稳定阶段（稀燃程度弱）这一特征削弱明显，表明缸内油气混合程度直接影响排气能量利用水平。

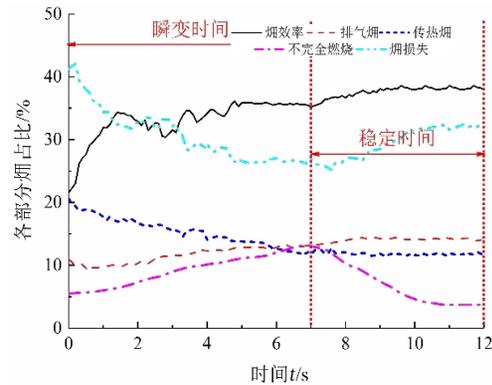
考虑到烟损主要源自缸内燃烧过程中的不可逆损失，负荷加载过程不完全燃烧烟占比增大且烟损占比与之呈现相反趋势，主要是由于混合油气不匹配导致燃料不燃烧及不完全燃烧的可能性加剧，燃料自身质能没有得到充分应用，以至烟损降低，但燃料完全燃烧份额减少不利于燃料在加载做功过程时能量利用率的提升；进入工况稳定阶段，趋于缓



(a) 3 s



(b) 5 s



(c) 7 s

图 6 不同负荷加载时间下烟流占比

和的进气裕量有助于油气均匀混合程度，减少燃料不完全燃烧份额，燃烧过程不可逆损失增大，但可以促进缸内做功过程能量利用率的提升。

此外，对比不同负荷加载时间下的烟流占比可知，加载时间越长，增压延迟响应特征减弱，缸内油气混合状态越趋向于稳态工况特征，有助于在提升传热及排气能量转化能力的同时，整体减少不完全燃烧份额，烟损略有增大但燃料能量利用率有所提升，促使负荷加载后期烟效率明显改善，数值基

本保持在 36% 左右。由此可见, 结合能量流及烟流分析角度, 负荷加载时长在调制油气混合、改善能质利用及能量转化方面有重要影响。

3.2 冷却系统温度对柴油机烟流的影响规律

在 3 s 恒转速增转矩过程中, 不同进气温度 (基于中冷系统冷却特性, 30~70 °C) 下烟流占比对比, 如图 7 所示。由图可知, 负荷加载过程烟流与能量流变化规律基本一致; 进气温度对缸内燃料燃烧特征影响较小 (完全与不完全燃烧份额), 不完全燃烧烟与烟损呈现相反的变化趋势, 且数值上趋于一致, 表明在不同进气温度下的加载过程中, 其烟损主要源自进气延迟响应下的燃烧不可逆损失; 进气温度升高导致缸内燃烧滞燃期提前, 扩散燃烧份额增大并增大排气温度, 使同一加载时刻排气烟占比随进气温度升高而增大, 而在高进气温度下越接近加载末期, 排气携带能量特征受进气温度影响越弱 (相较于进气延迟), 表明进气温度对排气烟的影响主要体现在加载中小负荷阶段; 此外, 进气温度升高所引起的燃烧持续期增长也导致缸内大量可用能从气缸壁传出, 加载阶段因油气混合不均导致的燃烧恶化更加剧了传热烟增大的特征, 综合表明高进气温度无助于烟效率的提升。

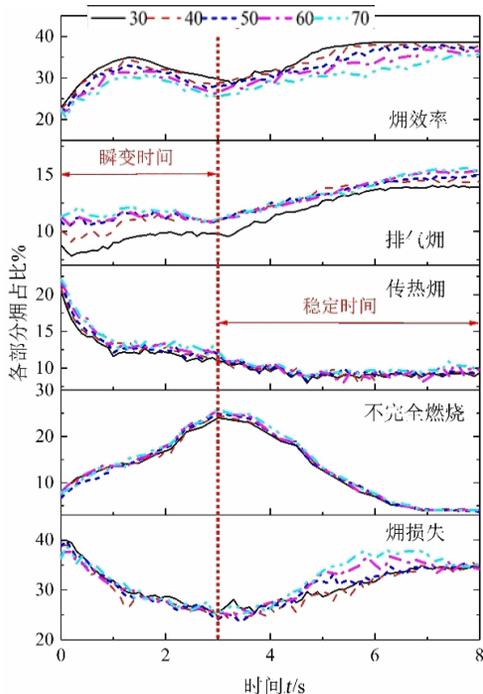


图 7 不同进气温度下烟流占比

在 3 s 恒转速增转矩过程中, 不同冷却液温度 (70~90 °C) 下的烟流占比, 如图 8 所示。由图可知, 水温同样对缸内燃料燃烧特征影响小, 加载阶段不完全燃烧烟和烟损变化趋势与进气温度调制下的规律一致, 且数值上趋于一致; 高冷却液温度改善燃烧室的绝热特征, 减少气缸壁传热量的同时, 也减少了传热量中有用功的传出份额, 表现为传热烟在负荷加载同时刻下明显降低; 加载过程中, 80 °C 水温存在最低排气烟, 且在中、大负荷阶段表现尤为明显, 考虑到冷却温度是构建缸内热氛围状态的主要因素之一, 适当水温有助于调制缸内燃烧滞燃期和燃烧重心, 促使更大排气能量份额参与缸内膨胀做功。结合图 8 中的数据进行分析, 传热烟受冷却水温影响最大, 因而 90 °C 水温加载过程烟效率最高。

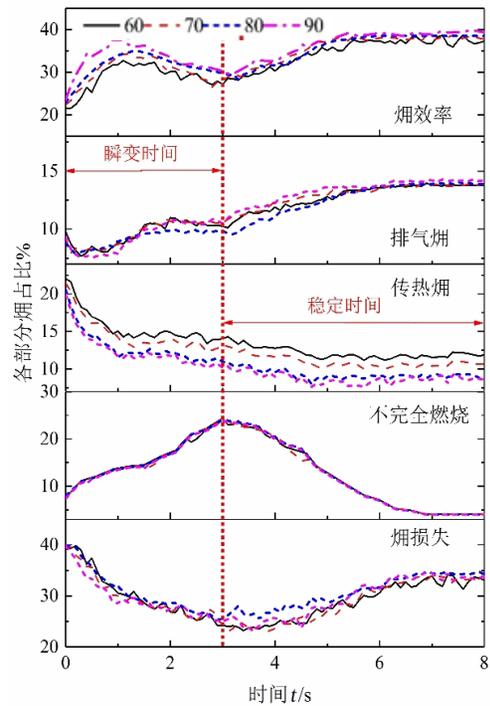


图 8 不同冷却液温度下烟流

综上所述, 负荷加载过程中缸内燃料能质利用受冷却系统温度影响小, 进气延迟响应仍是烟损产生的主要原因; 烟效率受冷却系统温度的影响主要体现在传热烟和排气烟两方面, 基于冷却系统温度调制缸内热氛围状态及绝热特征, 减少缸壁传热和排气过程有用能损失, 有助于提升发动机负荷加载过程的烟效率。

4 结论

在车用增压柴油机典型恒转速增转矩瞬变过程中,调节负荷加载时间及冷却系统温度,探究边界参数对增压柴油机典型瞬变工况下能量流和烟流的影响规律,得到以下结论:

(1) 受增压器进气延迟响应特征的影响,负荷加载过程缸内燃料不完全燃烧份额增大,燃料质能未能充分应用以致烟损降低,但不利于缸内热功转换能力的提升,这一特点在短时负荷加载过程中表现尤为明显,并加剧了排气项及传热项能量与烟占比在加载时间段内的劣化程度,导致热效率和烟效率总体呈现先升后降的趋势。

(2) 负荷加载过程缸内燃料能质利用受冷却系统温度影响小,烟效率受冷却系统温度的影响主要体现在传热烟和排气烟两方面,降低进气温度或提升冷却水温,有助于减少传热及排气过程能量损失及其中的可用能份额,实现发动机负荷加载过程烟效率的提升。

(3) 在负荷加载3~7 s、冷却液温度60~100 °C、进气温度30~70 °C的变化范围前提下,热效率可柔性调制能力分别为6%、3%和5%,可以认为调制柴油机负荷加载时间和冷却系统温度,有助于改善缸内热氛围状态及绝热特征,是提升柴油机瞬态工况能量利用率的关键因素。

参考文献 (References)

- [1] 刘圣华,周龙保. 内燃机学(第4版)[M]. 北京:机械工业出版社,2017
LIU Shenghua, ZHOU Longbao. Principle of Internal Combustion Engine [M]. 4th ed. Beijing: China Machine Press, 2017. (in Chinese)
- [2] 赵国斌,盖永田,耿帅,等. WHSC/WHTC与ESC/ETC测试循环的试验比较与研究[J]. 汽车工程学报,2015, 5(1):29-34.
ZHAO Guobin, GE Yongtian, GENG Shuai, et al. Experimental Comparison and Study of WHSC/WHTC and ESC/ETC Test Cycles [J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2015, 5(1):29-34. (in Chinese)
- [3] NAM K, YU Jun, CHO S W. Improvement of Fuel Economy and Transient Control in a Passenger Diesel Engine Using LP (Low Pressure) -EGR [C]// SAE Technical Papers, 2011-01-0400, 2011.
- [4] BURTON J L, WILLIAMS D R, GLEWEN W J, et al. Investigation of Transient Emissions and Mixed Mode Combustion for Light Duty Diesel Engine [C]// SAE Technical Papers, 2009-01-1347, 2009.
- [5] VERMA S, DAS L M, KAUSHIK S C. Effects of Varying Composition of Biogas on Performance and Emission Characteristics of Compression Ignition Engine Using Exergy Analysis [J]. Energy Conversion and Management, 2017, 138:346-359.
- [6] SOHRET Y, GURBUZ H, AKCAY I H. Energy and Exergy Analyses of a Hydrogen Fueled SI Engine: Effect of Ignition Timing and Compression Ratio [J]. Energy, 2019, 175:410-422.
- [7] GAO Jianbing, CHEN Haibo, TIAN Guohong, et al. An Analysis of Energy Flow in a Turbocharged Diesel Engine of a Heavy Truck and Potentials of Improving Fuel Economy and Reducing Exhaust Emissions [J]. Energy Conversion and Management, 2019, 184:456-465.
- [8] LIU Changcheng, LIU Zhongchang, TIAN Jing, et al. Detailed Study of Key Boundary Parameters Influence on a Turbocharged Diesel Engine Based on Thermodynamic Analysis [J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 165: 116533.
- [9] JAFARMADAR S, NEMATI P. Analysis of Exhaust Gas Recirculation (EGR) Effects on Exergy Terms in an Engine Operating with Diesel Oil and Hydrogen [J]. Energy, 2017, 126:746-755.
- [10] LIU Jingping, FU Jianqin, FENG Renhua, et al. Effects of Working Parameters on Gasoline Engine Exergy Balance [J]. Journal of Central South University, 2013, 20:1938-1946.
- [11] 刘敬平,付建勤,任承钦,等. 增压直喷汽油机热平衡和平衡试验对比 [J]. 内燃机学报, 2013, 31(1): 65-71.
LIU Jingping, FU Jianqin, REN Chenqin, et al. Experimental Comparison of Heat and Exergy Balance in a Turbocharged Direct-Injected Gasoline Engine [J]. Transactions of CSICE, 2013, 31(1):65-71. (in Chinese)
- [12] SUN Ping, LIU Ze, YU Xiumin, et al. Experimental Study on Heat and Exergy Balance of a Dual-Fuel Combined Injection Engine with Hydrogen and Gasoline [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2019, 44 (39):22301-22315. (下转第169页)