

低压润滑系统对柴油机可靠性和经济性的影响

田少聪^{1,2}, 申加伟^{1,2}, 王超^{1,2}, 李国祥³, 刘洋^{1,2}, 蒋剑雄^{1,2}, 孟令智^{1,2}, 李浩^{1,2}

1. 内燃机可靠性国家重点实验室, 山东 潍坊 261061; 2. 潍柴动力股份有限公司发动机研究院, 山东 潍坊 261061;
3. 山东大学能源与动力工程学院, 山东 济南 250061

摘要:为分析低压润滑系统对柴油机可靠性和经济性的影响,以某重型柴油机润滑系统为研究对象,通过仿真、测温试验和台架试验分析降低机油压力对活塞温度、主轴瓦温升、机油温升、燃油消耗率等的影响。仿真结果表明:活塞温度受机油压力和活塞喷嘴流量的影响不明显;机油温升受机油压力的影响较大,降低机油压力导致机油温升增大,机油劣化、结焦风险较高;主轴瓦、连杆大头轴瓦温升均小于设计限值。测温试验结果表明:活塞温度受机油压力影响不大,主轴瓦温升符合设计要求。台架试验结果表明:在常用工作区,机油压力由412 kPa降至240 kPa,燃油消耗率最大降幅约为0.9 g/(kW·h)。在满足柴油机可靠性的前提下应用低压润滑系统可提高经济性。

关键词:润滑系统;机油压力;燃油经济性;附件功耗;摩擦功

中图分类号:TK421.9

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2024)01-0030-05

引用格式:田少聪,申加伟,王超,等. 低压润滑系统对柴油机可靠性和经济性的影响[J]. 内燃机与动力装置, 2024, 41(1): 30-34.

TIAN Shaocong, SHEN Jiawei, WANG Chao, et al. Effects of low pressure lubrication system on the reliability and economy of a diesel engine [J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2024, 41(1): 30-34.

0 引言

柴油机凭借动力性优势,成为卡车、客车、工程机械、农业机械等的主要动力源,具有配套地域广、应用场景复杂、运行工况多变等特点。目前柴油机的热效率已超越50%,这对柴油机各系统设计都提出了更高的要求,在满足可靠性、排放性的前提下提升燃油经济性,是柴油机的重要研究课题之一^[1-2]。

润滑系统为发动机零部件提供必要的润滑和冷却,减轻零件磨损^[3-4]。降低润滑系统的机油压力可有效降低附件功耗和机械摩擦功,减少活塞热损失,提高发动机燃油经济性,适用于全新开发机型及现有机型改进提升。机油压力降低导致的风险包括:1) 活塞冷却喷嘴流量下降,活塞冷却劣化;2) 机油润滑的附件的润滑较差,磨损增大;3) 轴瓦泄油量下降,导致轴瓦温升增大、机油结焦,对杂质更为敏感,对发动机一致性控制的要求更高^[5]。因此,应研究低压润滑系统对柴油机可靠性和经济性的影响,在满足可靠性的前提下,提高柴油机经济性。

1 试验装置和仿真试验内容

1.1 试验装置

以某重型直列6缸柴油发动机润滑系统为研究对象。该柴油机功率为412 kW,采用压力油强制润

收稿日期:2021-11-03

基金项目:国家重点研发计划项目(2017YFC0211305)

第一作者简介:田少聪(1990—),男,山东禹城人,工程师,主要研究方向为发动机润滑冷却系统设计及发动机热管理, E-mail: tiansc@weichai.com。

滑,额定工况下通过机油泵的机械限压阀调节主油道机油压力,使其维持在 430~480 kPa。试验时采用变流量机油泵调节主油道机油压力,对活塞温度和冷却喷嘴流量、主轴瓦温升、机油温升等进行研究。主要试验仪器设备及型号如表 1 所示。

表 1 主要试验仪器设备及型号

仪器设备名称	发动机进气流量仪	测功机	油耗仪	气体排放分析设备	颗粒排放设备
型号	ACS 2800F	CAC600	7351CST	MEXA-7500DEGR	AVL472

1.2 仿真和试验分析方案

利用仿真、测温试验、耐久考核等方法分析降低润滑系统机油压力对柴油机可靠性和经济性的影响。

1) 建立活塞及内冷油腔换热仿真模型,发动机不同负荷燃烧边界下,改变机油压力和活塞冷却喷嘴流量,仿真计算活塞温度场,评估活塞温度、机油温升。

2) 建立轴瓦仿真模型,评估轴瓦温升。

3) 进行发动机测温试验,利用热电偶无线传输技术,测量活塞喉口、中心、底部、顶面等位置温度,并对主轴瓦温度进行实时监测,与仿真结果进行对照迭代。

4) 进行台架试验,分析在常用工作区,低压润滑系统对柴油机经济性的影响。

2 低压润滑系统对柴油机可靠性的影响

2.1 机油压力对活塞温度的影响

2.1.1 仿真分析

润滑系统流体域包括活塞冷却喷嘴流道、进油锥口、内冷内腔面、活塞底部、出口区域等部分。为分析活塞喷嘴流量对活塞温度场的影响,提取活塞内冷振荡油腔流体域,利用 Abaqus 建立活塞温度场仿真模型^[6],如图 1 所示。

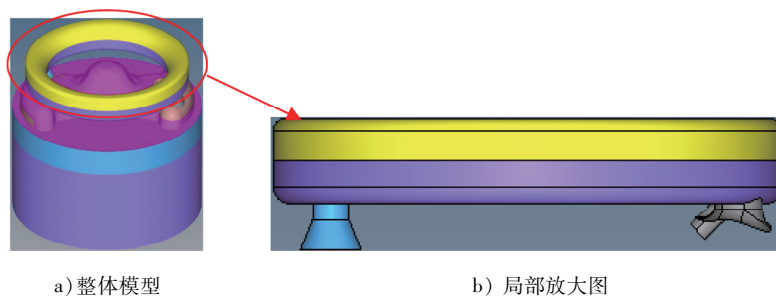


图 1 活塞内冷振荡油腔仿真模型

活塞喷嘴冷却喷射边界根据系统机油压力及喷嘴流体域进行设置,活塞内冷油腔进、出口仿真边界条件如表 2 所示。

表 2 活塞内冷油腔进、出口仿真边界条件

入口流速/($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	出口压力/Pa	温度/ $^{\circ}\text{C}$		流体中机油的体积分数		流体中空气的体积分数	
		入口	出口	入口	出口	入口	出口
5.9、3.9、2.0	101 325	110	115	0.999 999	1×10^{-6}	1×10^{-6}	0.999 999

通过内冷振荡油腔流场仿真得到各内冷油腔周向角度上壁面与机油的对流换热系数,计算内冷油腔周向壁面平均对流换热系数。经计算,内冷振荡油腔各周向对流换热系数基本相同,可作为活塞温度场

计算的热边界。为提升计算准确性,对内冷振荡油腔流场仿真和活塞温度场仿真进行多次迭代。

基于柴油机不同负荷下的燃烧边界,发动机转速为 1 200 r/min 时,仿真计算不同机油压力和活塞冷却喷嘴流量下活塞最高温度、活塞内冷机油温升,结果如表 3 所示。

表 3 转速为 1 200 r/min 时不同机油压力和冷却喷嘴流量下活塞最高温度、活塞内冷机油温升仿真结果

机油压力/kPa	活塞冷却喷嘴体积流量/(L·min ⁻¹)	活塞最高温度/℃		机油温升/℃	
		60%额定转矩	额定转矩	60%额定转矩	额定转矩
120	3.3	473	551	27.3	33.6
250	6.6	462	539	14.9	18.4
400	10.0	460	537	10.5	13.0

由表 3 知:转速为 1 200 r/min、额定转矩下,当机油压力由 400 kPa 下降到 120 kPa 时,活塞最高温度上升 14 ℃,活塞最高温度随活塞喷嘴流量变化不明显,风险较低。发动机转速为 1 200 r/min、60% 额定转矩,机油压力由 400 kPa 减小到 120 kPa 时,机油温升由 10.5 ℃ 增大到 27.3 ℃;发动机转速为 1 200 r/min、额定转矩时,机油温升由 13.0 ℃ 上升到 33.6 ℃。2 种负荷下,机油温升均较高,机油结焦风险加大,需关注机油劣化、活塞内冷油腔积碳、活塞顶部氧化剥落等问题,应根据耐久试验结果评估换油周期、活塞可靠性。机油黏度一定的情况下,活塞喷嘴流量取决于机油压力。

2.1.2 试验研究

试验时,无线测量 2 个工况下不同机油压力时活塞喉口、中心、底部、顶面等位置温度,并实时测量主轴瓦温度^[7]。工况 1:发动机转速为 1 600 r/min,转矩为 2 380 N·m;工况 2:发动机转速为 1 700 r/min,转矩为 2 280 N·m。活塞和主轴瓦测温结果如表 4 所示。

表 4 机油压力对活塞和主轴瓦温度的影响

工况序号	实际机油压力/kPa	活塞中心温度/℃	活塞底部温度/℃	活塞喉口温度/℃	活塞顶面温度/℃	主轴瓦温度/℃
1	304.3	336.0	348.8	366.0	338.7	112.1
	329.2	335.0	341.7	365.2	343.0	111.1
	356.0	334.8	343.4	363.9	339.9	102.4
	400.0	331.1	342.3	359.9	337.7	102.3
2	298.7	339.8	352.5	372.6	345.6	113.5
	327.5	338.3	351.0	374.9	343.0	113.9
	346.9	336.1	349.1	372.3	343.0	113.8
	399.4	335.7	346.0	368.1	343.2	111.1

由表 4 可知:2 种工况下,随着机油压力下降,活塞各位置温度升幅均不大,最大升幅出现在工况 2 的活塞喉口处,为 6.8 ℃;工况 1 下,机油压力由 400.0 kPa 降至 304.3 kPa,主轴瓦机油泄漏量下降,主轴瓦温度升高,最高升幅为 9.8 ℃,符合主轴瓦温升不超过 30 ℃ 的设计要求。

活塞最高温度受机油压力的影响较小,与表 3 仿真结果吻合,对于活塞喷嘴流量设计具有参考意义。机油温度无法直接测量,参照仿真结果,在发动机转速为 1 200 r/min、100% 负荷工况点,机油温升较大,最大达 33.6 ℃,需要关注机油结焦老化、活塞积碳等可靠性风险。

2.2 机油压力对轴瓦温升的影响

搭建主轴瓦和连杆轴承曲轴液体弹性动力学(elasto-hydrodynamic, EHD)三维模型,在曲柄连杆系统动力学计算中,发动机机体等部件影响曲轴疲劳强度,因此建立曲轴支撑部件有限元模型,采用模态缩减

法得到支撑部件的质量和刚度矩阵,为曲轴多体动力学计算提供输入边界^[8-10]。对机体组件划分有限元网格,采集缸压等载荷边界,发动机转速为 1 200 r/min 时,仿真计算不同负荷下的轴承泄油量、轴瓦温升等;对机油体积流量进行 EHD 和一维仿真对比。

机油压力对轴瓦温升及轴承泄油量的影响如表 5 所示。

表 5 转速为 1 200 r/min 时机油压力对轴瓦温升及轴承泄油量的影响

工况	机油压力/kPa	轴瓦温升/℃		机油体积流量/(L·min ⁻¹)	
		主轴瓦	连杆大头轴瓦	EHD	一维仿真
60%额定转矩	70	3.9	23.9	15.8	16.2
	292	1.2	13.1	55.4	40.3
额定转矩	131	2.9	33.3	29.4	23.6
	292	1.5	22.5	62.2	42.2

由表 5 可知:两种工况下,随机油压力降低,主轴瓦最高温升为 3.9℃,低于主轴瓦温升设计限值;额定转矩时,连杆大头轴瓦最大温升为 33.3℃,满足连杆大头轴瓦温升不大于 50℃的设计限值要求^[11-12];除额定转矩、机油压力为 292 kPa 工况外,其余工况下机油体流量的 EHD 和一维仿真结果差异不大。

3 低压润滑系统对经济性的影响

该柴油机润滑系统改进前、后机油压力万有特性如图 2 所示。由图 2a)可知:随柴油机转速提高,机油压力逐渐上升并稳定在限压阀开启压力左右;相同转速下,机油压力随转矩增大略有下降。在设计改进机型基础上调低机油泵限压阀开启压力,限压阀泄流量增加,可实现如图 2b)所示机油压力万有图。

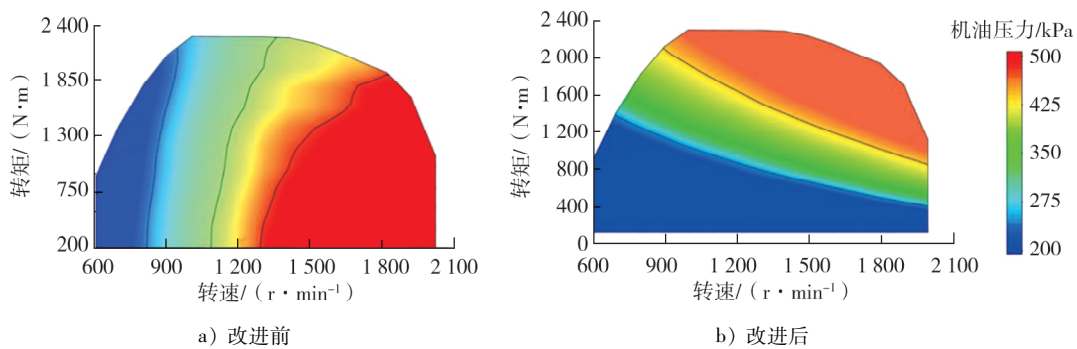


图 2 该柴油机润滑系统改进前、后机油压力万有图

机油压力降低后,在某重型柴油机试验台架上实测燃油经济性。在常用工作区,机油压力由 412 kPa 降至 240 kPa,台架实测燃油消耗率最大降低约 0.9 g/(kW·h)。其原因为:机油压力降低,机油温度上升,摩擦损失减小,附件功降低,且活塞传热损失减少,燃油消耗率降低^[13]。

机油泵功率曲线如图 3 所示。由图 3 可知:主油道机油压力由 450 kPa 降至 300 kPa,机油泵功耗最小降幅为 0.75 kW。

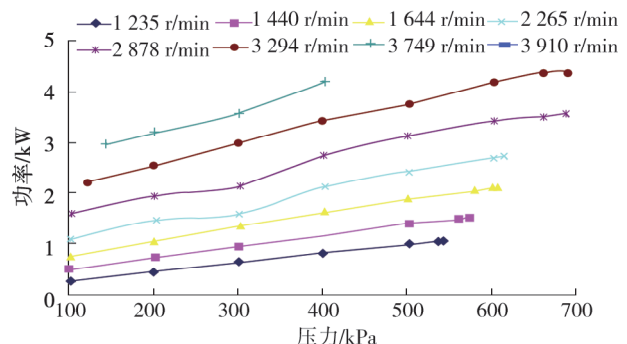


图 3 机油泵功率曲线图

4 结论

以某重型柴油机润滑系统为研究对象,仿真分析不同机油压力下活塞温度、轴瓦温度变化规律,应用无线测温技术测量发动机关键零部件温度,通过台架试验,分析低压润滑系统对柴油机经济性的影响。

1)在发动机转速为1 200 r/min、100%负荷下,活塞冷却喷嘴体积流量为3.3 L/min时,机油温升达33.6 °C,机油劣化、结焦风险较高;在发动机转速为1 200 r/min时,随机油压力下降,主轴瓦最大温升为3.9 °C,连杆大头轴瓦最大温升为33.3 °C,均低于设计限值。

2)不同机油压力下活塞温度随机油压力变化较小,与仿真结果吻合;发动机转速为1 600 r/min,转矩为2 380 N·m工况下,机油压力由400.0 kPa降至304.3 kPa,活塞喉口温度仅升高6.1 °C,主轴瓦温度最大升幅为9.8 °C,低于主轴瓦温升设计限值。

3)在常用工作区,机油压力由412 kPa降至240 kPa,燃油消耗率最大降幅约为0.9 g/(kW·h)。

参考文献:

- [1] 叶祎. 柴油机润滑系统关键部件对系统工作压力的影响研究[D]. 长沙:湖南大学,2020.
- [2] 顾磊,杜巍,孙亚东. 机油温度对多缸柴油机润滑系统性能影响的试验研究[J]. 车用发动机,2021(4):29-35.
- [3] 周龙保,刘忠长,高寒英. 内燃机学[M]. 3版. 北京:机械工业出版社,2011.
- [4] 袁兆成. 柴油机设计[M]. 北京:机械工业出版社,2008.
- [5] 刘敏,夏兴兰,季建. 某增压柴油机润滑系统优化[J]. 现代车用动力,2013(3):25-32.
- [6] 穆艳丽. 高功率密度柴油机销孔结构对活塞结构强度的影响研究[D]. 昆明:昆明理工大学,2021.
- [7] 付海燕,焦玉琴,王孝. 基于无线通信的活塞测温技术的应用[J]. 小型内燃机与摩托车,2010,39(4):81-84.
- [8] 唐瑞东. 基于多体动力学与油膜动力润滑耦合的机体强度分析研究[D]. 天津:天津大学,2017.
- [9] 饶聪,翟黎明,梁福祥,等. 基于EHD润滑模型的柴油机主轴承失效分析及优化设计[C]//中国汽车工程学会. 2022中国汽车工程学会年会论文集(3). 北京:机械工业出版社,2022.
- [10] 陆健. 基于多体动力学的机体可靠性分析[D]. 济南:山东大学,2012.
- [11] 成大先. 机械设计手册[M]. 北京:化学工业出版社,2002.
- [12] 于存银. 多缸柴油机曲轴振动与轴承润滑及机体变形耦合特性研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学,2020.
- [13] 王蕊,王斌,张微,等. 某4缸柴油机润滑系统分析及改进[J]. 拖拉机与农用运输车,2022,49(2):39-42.

Effects of low pressure lubrication system on the reliability and economy of a diesel engine

TIAN Shaocong^{1,2}, SHEN Jiawei^{1,2}, WANG Chao^{1,2}, LI Guoxiang³, LIU Yang^{1,2};
JIANG Jianxiong^{1,2}, MENG Lingzhi^{1,2}, LI Hao^{1,2}

1. State Key Laboratory of Engine Reliability, Weifang 261061, China; 2. R&D Center, Weichai Power Co., Ltd., Weifang 261061, China;

3. School of Energy and Power Engineering, Shandong University, Jinan 250061, China;

Abstract: To analyze the impact of low pressure lubrication system on the reliability and economy of diesel engines, a heavy-duty diesel engine lubrication system is taken as the research object. The effects of reducing oil pressure on piston temperature, main bearing temperature rise, oil temperature rise, fuel consumption rate, etc. are analyzed through simulation, temperature measurement tests, and bench tests. The simulation results show that the temperature of the piston is not significantly affected by the oil pressure and the flow rate of the

(下转第41页)