

配气相位对船用柴油机性能的影响

穆振仟¹,冯歆²,李猛猛³,谢宗法^{4*},李龙¹,李珂³

1. 淄柴动力有限公司,山东 淄博 255086;2. 滨州市高级技工学校,山东 滨州 256600;
3. 滨州渤海活塞有限公司,山东 滨州 256602;4. 山东大学机械工程学院,山东 济南 250061

摘要:使用仿真软件建立某船用柴油机的仿真模型,利用台架试验对仿真模型进行标定,研究配气相位对柴油机进气质量流量、涡前温度、燃油消耗率、有效功率及爆发压力的影响。结果表明:排气提前角增大,柴油机的进气质量流量增大,涡前温度降低,燃油消耗率先减少后增大,有效功率先增大后减小;同一转速和负荷下,爆发压力随排气提前角的变化不明显;进气迟闭角增大,柴油机的进气质量流量先增大后减小,涡前温度不断升高,燃油消耗率先减少后升高,有效功率先升高后减少;同一转速和负荷下,爆发压力随排气迟闭角度的变化也不明显。该机型柴油机配气正时采用排气提前角为下止点前曲轴转角 75° ,进气迟闭角为下止点后曲轴转角 50° 的最优方案时,可使柴油机在100%额定负荷和50%额定负荷下的有效功率分别提高2.78%和4.28%,燃油消耗率分别降低2.75%和4.30%。

关键词:船用柴油机;配气相位;爆发压力;燃油消耗率;有效功率;进气质量流量;涡前温度

中图分类号:TK421

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2024)06-0026-07

引用格式:穆振仟,冯歆,李猛猛,等.配气相位对船用柴油机性能的影响[J].内燃机与动力装置,2024,41(6):26-32.

MU Zhenqian, FENG Xin, LI Mengmeng, et al. Effect of valve timing on the performance of marine diesel engine[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2024, 41(6): 26-32.

0 引言

当前全球航运业正在向低碳、高效转型的方向升级,船用柴油机作为船舶的主要动力来源,其性能直接影响船舶的推进效率、燃油经济性和环境友好性。船用柴油机在工作过程中,其燃烧效率、排放水平及整体性能受到多种因素的影响,其中配气相位是决定发动机内部燃烧过程和换气效率的关键因素。适当的配气相位能够确保燃烧室内的空气燃料混合物达到最佳状态,提高燃烧效率,既可减少排放,还能提高动力输出和燃油经济性,对改善柴油机性能、节约能源和保护环境具有十分重要的意义^[1-2]。

配气相位是影响内燃机性能的关键参数。Khudhur等^[3]通过调整进、排气门正时,发现进气门开启时间适当提前能有效提高缸内气体交换效率,从而增加转矩输出并降低燃油消耗;Arnau等^[4]研究排气门关闭时刻对燃烧残余废气的影响,指出排气门适时延迟关闭可以促进缸内废气再循环,有利于降低 NO_x 排放;陈晋兵等^[5]优化了某柴油机的配气相位并开展试验验证,优化了该柴油机高工况下的性能,降低了排气温度,提高了柴油机的经济性,满足了指标要求。

随着计算机仿真技术的发展,利用仿真软件对柴油机的工作过程进行模拟分析成为研究柴油机性能的重要手段^[6-8]。大量研究人员通过仿真技术,研究不同配气相位对柴油机性能的影响^[9-10],为柴油机

收稿日期:2024-07-01

基金项目:山东省重点发展项目(2019ZCQZB16);山东省烟台市科技计划资助项目(2022ZDCX007)

第一作者简介:穆振仟(1981—),男,山东日照人,工程硕士,高级工程师,主要研究方向为船用柴油机设计开发,E-mail:13864482823@139.com。

*通信作者简介:谢宗法(1963—),男,山东莒县人,工学博士,教授,主要研究方向为车用发动机工作过程、车用发动机动力性能匹配、车用发动机全可变液压气门机构,E-mail:zongfax@sdu.edu.cn。

的设计优化提供理论支持。江嘉堃等^[11]研究了增压方式对配气相位的影响规律并总结了最佳配气相位的选取原则;王毅等^[12]建立某增压柴油机仿真模型,分析不同压缩比及配气相位时柴油机性能参数的变化,并优化了压缩比和配气相位;Shu 等^[13]采用仿真技术,模拟不同配气相位对柴油机排放特性的细致影响,结果显示优化的配气策略能够显著改善排放质量,同时保持良好的燃油经济性。

上述研究大多集中在陆用柴油机或中小功率柴油机,船用柴油机由于长时间在海洋环境中高负荷运行,其配气相位的优化设计面临更多挑战。本文中以某船用柴油机为研究对象,利用 AVL BOOST 软件建立柴油机一维仿真模型,并通过台架试验对仿真模型进行标定,研究配气相位变化对船用柴油机性能的影响规律,得出最优配气相位方案,为船用柴油机配气相位优化和性能提高提供参考。

1 数值仿真模型建立及验证

1.1 模型建立

某6缸船用柴油机的进气箱集成在机体上,容积大,起到一定的稳压作用且能够保持充足的进气能量,提高进气效率,保证各缸进气均匀性;进气道采用较低的涡流比,可以组织一定进气涡流,同时减少进气能量损失,提高充量系数;燃油系统采用单体高压油泵,泵端最高压力可达到90 MPa;采用 ω 型燃烧室,保证缸内油气混合更均匀,燃烧更充分;采用脉冲涡轮增压排气系统,改善柴油机的部分负荷性能和加速响应性,满足船用主机快速加载和负荷频繁变化的需求。该柴油机的主要技术参数如表1所示。

表1 柴油机的主要技术参数

缸径/mm	行程/mm	额定功率/kW	额定转速/($r \cdot \min^{-1}$)	爆发压力/MPa	压缩比	增压比	涡前排温/ $^{\circ}\text{C}$
210	290	882	1 000	13.5	13	2.9	≤ 550

根据该机型柴油机的结构特点建立的一维仿真模型如图1所示。模型主要包含进气箱、增压器、中间冷却器、进气歧管、气缸、排气歧管、排气总管等模块;使用管道连接各相关元件,布置测量点及充量系数计算的参考点,便于读取和分析计算结果。

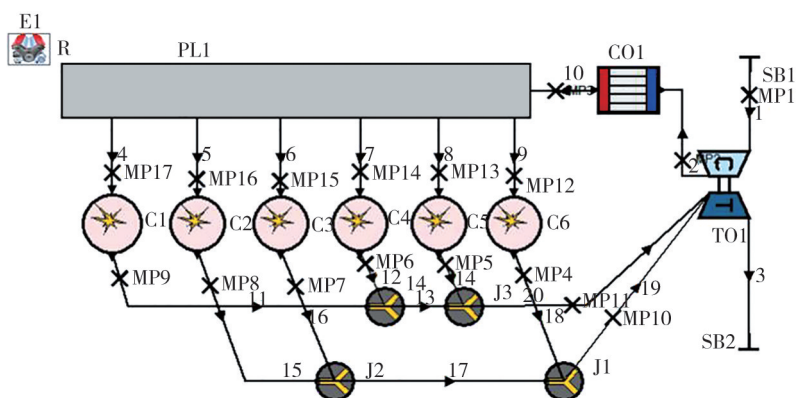


图1 一维仿真模型

仿真计算时,涡轮增压器采用简化模型,中间冷却器模型采用进出温度设置模式。模拟计算时设定的温度及压力均为实测结果。

进气管位于机体背侧,为矩形箱式结构,容积大,稳压作用较好,建模时采用容积腔的方式。排气系统采用管道和连接器的方式建模,能够较真实地反映压力波传递,同时保证排气管路模型准确。建立一维非定常流动进排气管计算模型,利用有限容积法求解分析压力波的变化规律。本文中不考虑柴油机排放,燃烧模块采用 Vibe 燃烧放热模型,缸内传热采用 Woschni 经验传热模型。为了简化模型,不考虑气

缸壁和管路壁温的变化,系统只计算稳态时的壁温。管道中流体传递到管道壁面的热量由对流换热公式得到,模拟计算时设定的参数均为经验值。

气缸模块中,缸内工作过程采用零维模型,利用 Vibe 函数对燃烧放热规律进行模拟分析。在固定压差条件下,根据测量不同气门升程时流口气道的实际空气流量,计算理论进气质量流量,即可得到流量系数。气道流量系数虽然与压差有关,但压差对流量系数的影响非常小,可以忽略。模拟计算时,进气道和排气道流量系数均为计算结果。

摩擦损失包含所有轴承、活塞副运动系、配气机构的摩擦损失以及所有附件(如水泵、燃油泵、喷油泵、滑油泵等)的功耗。模拟计算时,摩擦损失通过示功图及实测的功率计算得出。

1.2 模型验证

1.2.1 试验装置

为了验证仿真模型,搭建了该柴油机专用试验台架,主要试验设备如表 2 所示。试验用双向水涡流测功机,额定功率为 3 300 kW、转速为 3 000 r/min;质量油耗测量仪最大质量流量为 300 kg/h,爆发压力表量程为 0~25 MPa。分别控制燃油系统和冷却系统温度,实现恒温条件,使燃油进机温度和冷却水温度按照设计条件变化,保证试验数据准确。选用 0 号柴油和 CF-4 机油。根据船舶主机推进特性运行的特点,按文献[14]进行试验。

表 2 主要试验设备及其规格

设备名称	双向水涡流 测功机	质量式 油耗仪	大屏显示器	冷却液 恒温系统	爆发压力表	工控机	测控软件	红外测温仪
规格型号	Y3300-AX	CMF025M176	DX2000	RCJ40D	EN837-1	DELL	NCK2010	FLUKE-62 MAX

1.2.2 试验结果

仿真分析柴油机标定点的性能,仿真与试验结果对比如表 3 所示。由表 3 可知:仿真结果与试验数据基本吻合,仿真计算的有效功率为 877.8 kW,与试验结果的相对误差为 0.59%;仿真计算的最高爆发压力为 13.6 MPa,与试验结果的相对误差为 0.74%;仿真计算的燃油消耗率为 208.1 g/(kW·h),与试验结果的相对误差为 0.30%;中冷后压力、进气流量、涡轮前温度的仿真与试验结果的最大相对误差为 1.70%。各参数相对误差均在 5%以内,满足计算精度要求。

表 3 柴油机标定点仿真与试验结果对比

方案	转速/ (r·min ⁻¹)	有效功率/ kW	燃油消耗率/ [g·(kW·h) ⁻¹]	爆发压力/ MPa	中冷后压力/ kPa	进气质量流量/ (kg·s ⁻¹)	涡轮前温度/ ℃
试验	1 000	883.0	207.5	13.5	292	1.76	490
仿真	1 000	877.8	208.1	13.6	289	1.73	484
相对误差/%	0	0.59	0.30	0.74	1.03	1.70	1.22

为了优化船用柴油机在部分负荷工况下的性能,对柴油机按照推进特性时 50%额定负荷进行仿真计算,仿真与试验结果对比如表 4 所示。由表 4 可知:各测试项目中,爆发压力的计算结果与试验结果的相对误差最大,为 3.03%,在合理范围内,可以使用该模型进行仿真计算。

表 4 50%额定负荷时仿真与试验结果对比

方案	转速/(r·min ⁻¹)	有效功率/kW	有效燃油消耗率/[g·(kW·h) ⁻¹]	爆发压力/MPa	中冷后压力/kPa
试验	794	442.0	210.8	9.9	172
仿真	794	451.2	206.5	9.6	171
相对误差/%	0	2.08	2.04	3.03	0.58

2 结果及讨论

2.1 配气正时的性能分析

进气门开启提前角主要取决于进气道压力与气缸内压力状态,进气门迟闭角决定压差状态和流速。排气门提前角决定排气过程自由排气和强制排气的分配。

该柴油机为脉冲增压排气系统,第1、4、5缸的排气管与第2、3、6缸排气管的结构相同,因此,本文中只对第1、4、5缸进行分析。

该柴油机的发火顺序为1—3—5—6—4—2—1,配气正时为:排气提前角为下止点前曲轴转角 65° ,排气迟闭角为上止点后曲轴转角 50° ;进气提前角为上止点前曲轴转角 50° ,进气迟闭角为下止点后曲轴转角 40° 。以第一缸压缩上止点曲轴转角 0° 为基准,柴油机进排气相位为:第1缸排气冲程曲轴转角为 $115^{\circ}\sim 410^{\circ}$,其中 $310^{\circ}\sim 410^{\circ}$ 为第1缸的进排气重叠期;第5缸排气冲程曲轴转角为 $355^{\circ}\sim 650^{\circ}$,其中 $550^{\circ}\sim 650^{\circ}$ 为第5缸的进排气重叠期;第4缸排气时曲轴转角为 $595^{\circ}\sim 170^{\circ}$,其中 $70^{\circ}\sim 170^{\circ}$ 为第4缸的进排气重叠期。

100%额定负荷时,气门重叠期内第1缸的压力曲线如图2所示,进气质量流量及进、排气管压力曲线如图3所示。

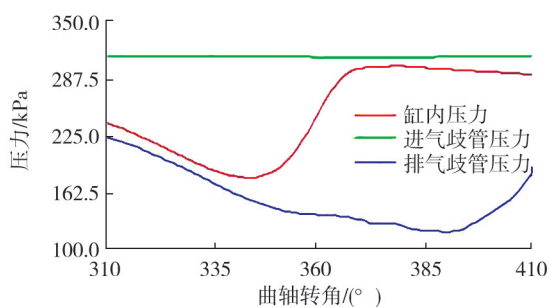


图2 100%额定负荷气门重叠期内第1缸的压力曲线

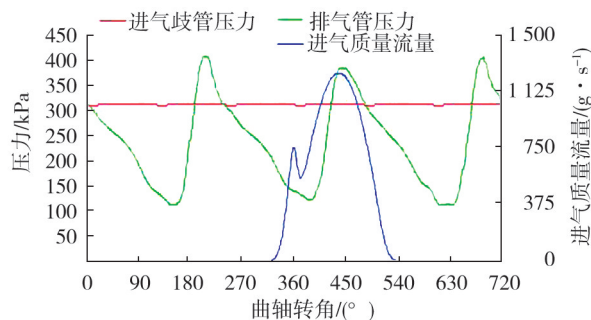


图3 100%额定负荷进气质量流量及进、排气管压力曲线

由图2可知:进气歧管的压力最高,排气歧管压力最小,气缸压力介于两者之间,这说明该柴油机进排气系统不存在进气门反吹及排气门废气倒流。由图3可知:该柴油机不存在进气门反吹,曲轴转角为 360° 后,进气质量流量略有下降,主要是由排气压力波突然上升引起的。

100%额定负荷时,排气压力曲线及排气质量流量由图4所示。由图4可知:单缸排气管压力始终大于歧管总压力,同时排气质量流量的变化符合合理理论规律,因此可以更加明确不存在废气倒流的问题。

结合各缸排气相位角可知:第4缸排气门开启时,第1缸正处于进排气重叠期,第5缸对第1缸产生强烈的干扰,导致第1缸排气出现波动,排气质量流量下降;当第4缸排气门开启时,第5缸正处于进排气重叠期,第4缸同样对第5缸形成干扰,影响第5缸排气,导致第5缸排气质量流量下降;当第1缸排气门开启时,第4缸正处于进排气重叠期,第1缸对第4缸形成干扰,影响第4缸排气质量,导致第4缸排气质量流量下降。

2.2 排气相位对柴油机性能的影响

设计5种排气相位方案,排气提前角分别为下止点前曲轴转角 95° 、 85° 、 75° 、 65° 、 55° ,利用AVL

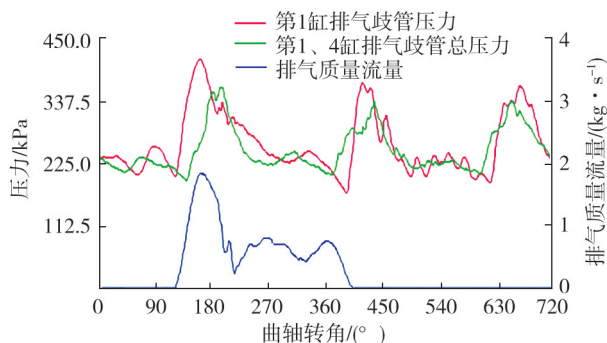


图4 100%额定负荷排气流量及排气管压力曲线

BOOST 软件分别对各种不同排气相位方案进行仿真分析,通过仿真分析得到 100%及 50%额定负荷时的柴油机性能。

100%额定负荷、转速为 1 000 r/min 及 50%额定负荷、转速为 794 r/min,各排气相位下对应的进气质量流量、涡前温度、燃油消耗率、有效功率分别如图 5、6 所示。

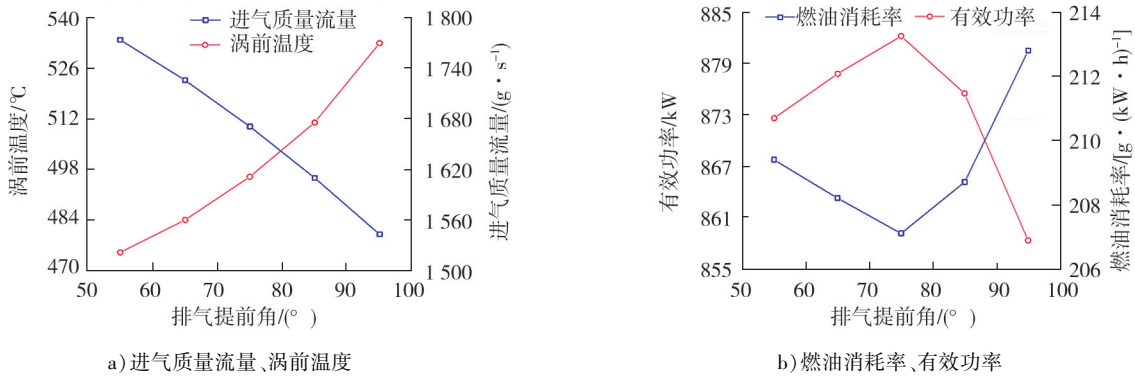


图 5 转速为 1 000 r/min、100%额定负荷时柴油机性能随排气提前角变化曲线

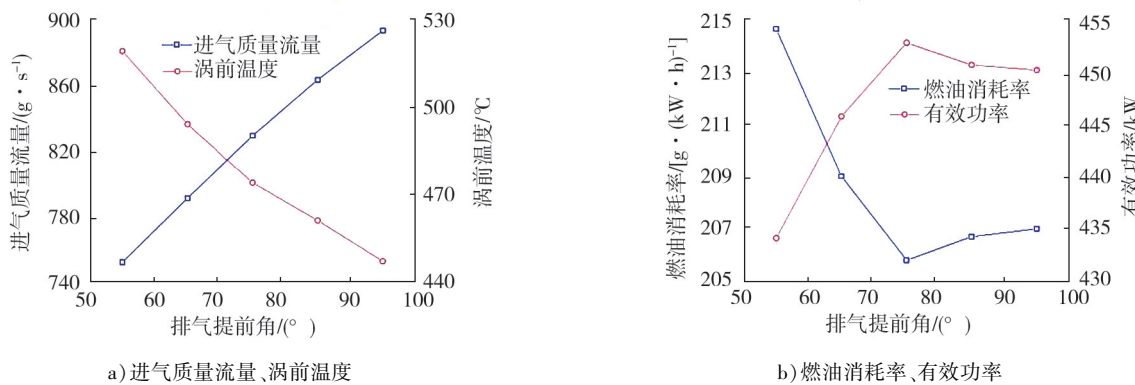


图 6 转速为 794 r/min、50%额定负荷时柴油机性能随排气提前角变化曲线

由图 5、6 可知:1) 转速为 1 000 r/min、100%额定负荷及转速为 794 r/min、50%额定负荷时,柴油机性能随排气提前角的变化规律一致。2) 当排气提前角向后推移时,有利于缸内废气排出,增加扫气压差,减小进气阻力,柴油机的进气质量流量不断增大,涡轮前温度不断降低,燃油消耗率先减小后增大,有效功率出现先增大后减小。3) 5 种排气相位中,当排气提前角为 75°时,有效功率最大,燃油消耗率最小,此时柴油机能够发挥最大的动力性能并具有良好的燃油经济性。4) 100%额定负荷下,最大有效功率为 882.2 kW,最小为 858.3 kW,有效功率提高 2.78%;最小燃油消耗率为 207.1 g/(kW·h),最大为 212.8 g/(kW·h),燃油消耗率降低 2.75%。5) 50%额定负荷下,最大有效功率为 452.7 kW,最小为 434.1 kW,有效功率提高 4.28%;最小燃油消耗率为 205.8 g/(kW·h),最大为 214.7 g/(kW·h),燃油消耗率降低 4.30%。

转速为 1 000 r/min、100%额定负荷及转速为 794 r/min、50%额定负荷时第 1、4、5 缸的平均爆发压力随排气提前角的变化如表 5 所示。由表 5 可知:转速和负荷相同时,爆发压力随排气提前角的变化不明显;相比转速为 1 000 r/min、100%负荷时,转速为 794 r/min、50%负荷时的爆发压力减小了约 41.7%。

表 5 不同转速及负荷时爆发压力随排气提前角变化

排气提前角/ (°)	爆发压力/MPa	
	转速为 1 000 r/min、 100%额定负荷	转速为 794 r/min、 50%额定负荷
95	13.58	9.58
85	13.60	9.60
75	13.60	9.60
65	13.60	9.59
55	13.58	9.58

2.3 进气相位对柴油机性能的影响

设计5种进气相位方案,进气迟闭角分别为下止点后曲轴转角 20° 、 30° 、 40° 、 50° 、 60° ,利用AVL BOOST软件分别对各种不同排气相位方案进行仿真分析,通过仿真分析得到100%及50%额定负荷时的柴油机性能。

转速为1 000 r/min、100%额定负荷及转速为794 r/min、50%额定负荷时,不同进气相位方案对应的有效功率、燃油消耗率、进气质量流量、涡前温度分别如图7、8所示。

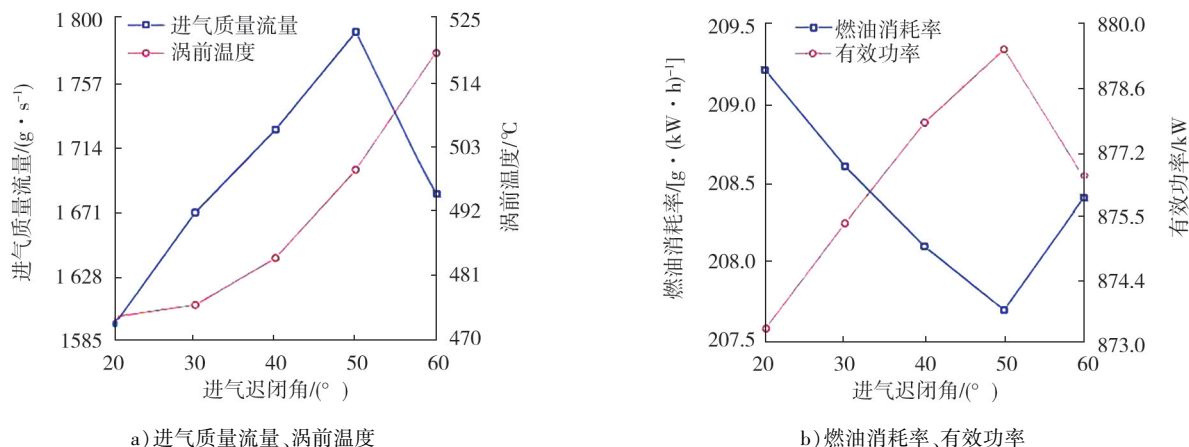


图7 转速为1 000 r/min、100%额定负荷时柴油机性能随进气迟闭角变化曲线

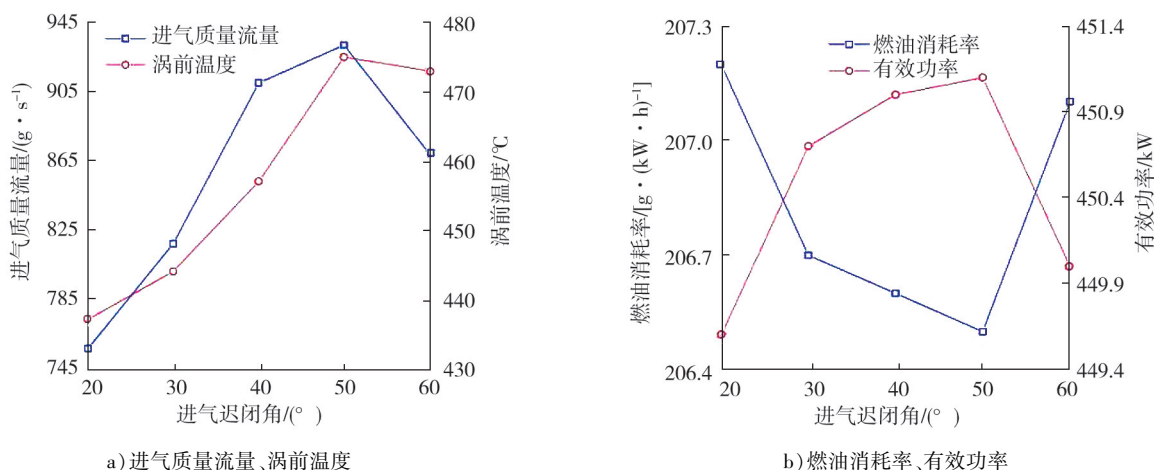


图8 转速为794 r/min、50%额定负荷时柴油机性能随进气迟闭角变化曲线

由图7、8可知:1)转速为1 000 r/min、100%额定负荷及转速为794 r/min、50%额定负荷时,两种负荷下柴油机性能随进气迟闭角的变化规律一致。2)进气迟闭角增大,柴油机的进气质量流量先增大后减小,涡前排气温度不断升高,有效功率先增大后减小,燃油消耗率先减小后增大;当进气迟闭角为 50° 时,有效功率最大,燃油消耗率最小,此时柴油机能够发挥最大的动力性能并具有良好的燃油经济性;100%额定负荷下,最大有效功率为879.4 kW,最小为873.3 kW,有效功率提高0.70%;最小燃油消耗率为 $207.7 \text{ g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$,最大为 $209.2 \text{ g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$,燃油消耗率降低0.72%;50%额定负荷下,最大有效功率为451.1 kW,最小为449.6 kW,有效功率提高0.33%;最小燃油消耗率为 $206.5 \text{ g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$,最大为 $207.2 \text{ g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$,燃油消耗率降低0.34%。

转速为1 000 r/min、100%额定负荷及转速为794 r/min、50%额定负荷时第1、4、5缸的平均爆发压力随进气迟闭角的变化规律如表6所示。由表6可知:转速和负荷相同时,爆发压力随排气迟闭角的变化也不明显;相对于转速为1 000 r/min、100%负荷时,转速为794 r/min、50%负荷时的爆发压力减小了约40.6%。

3 结论

1) 排气提前角增大, 柴油机进气质量流量增大, 涡前温度降低, 燃油消耗率先减小后增大, 有效功率先增大后减小; 同一转速和负荷下, 爆发压力随排气提前角的变化不明显; 当排气提前角为下止点前曲轴转角 75° 时, 柴油机动力性能最佳并具有良好的燃油经济性。

2) 进气迟闭角增大, 柴油机进气流量先增大后减小, 涡前温度不断升高, 燃油消耗率先减小后增大, 有效功率先增大后减小; 同一转速和负荷下, 爆发压力随排气迟闭角的变化也不明显; 当进气迟闭角为下止点后曲轴转角 50° 时, 柴油机动力性能最佳并具有良好的燃油经济性。

3) 排气提前角为下止点前曲轴转角 75° 、进气迟闭角为下止点后曲轴转角 50° 为该机型柴油机配气正时的最优方案, 此方案下, 柴油机在转速为 $1\,000\text{ r/min}$ 、100% 额定负荷和 794 r/min 、50% 额定负荷下的有效功率分别提高 2.78% 和 4.28%, 燃油消耗率分别降低 2.75% 和 4.30%。

表 6 不同转速和负荷时爆发压力随进气迟闭角变化

进气迟闭角/ ($^\circ$)	爆发压力/MPa	
	转速为 $1\,000\text{ r/min}$ 、 100% 额定负荷	转速为 794 r/min 、 50% 额定负荷
20	13.24	9.57
30	13.53	9.66
40	13.60	9.63
50	13.50	9.53
60	13.29	9.38

参考文献:

- [1] 吕祥汇. 进气系统与配气相位对增压柴油机性能影响的研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2016.
- [2] 刘瑞. 进气加湿对船用大功率柴油机性能及排放影响的研究[D]. 北京: 中国舰船研究院, 2014.
- [3] KHUDHUR S H, SALEH A M, CHAICHAN M T. The effect of variable valve timing on SIE performance and emissions [J]. International Journal of Scientific & Engineering Research, 2015, 6(8): 173-179.
- [4] ARNAU F J, MARTIN J, PLA B, et al. Diesel engine optimization and exhaust thermal management by means of variable valve train strategies[J]. International Journal of Engine Research, 2021, 22(4): 1196-1213.
- [5] 陈晋兵, 张志军, 刘长振, 等. 配气相位对小缸径高速柴油机性能影响研究[J]. 小型内燃机与车辆技术, 2021, 50(3): 12-16.
- [6] 周松, 王银燕, 明平剑, 等. 内燃机工作过程仿真技术[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2012.
- [7] 胡磊, 杨建国, 董飞, 等. 配气相位对大功率柴油机缸套热负荷影响及优化[J]. 中国航海, 2021, 44(2): 59-65.
- [8] 孙旭, 何仁. 响应曲面法在柴油机配气相位优化中的应用[J]. 江苏大学学报(自然科学版), 2019, 40(3): 276-281.
- [9] 董晓庆. 基于 GT-POWER 的配气相位对柴油机性能影响的研究[J]. 柴油机设计与制造, 2018(1): 8-13.
- [10] 李军, 纪雷, 隗寒冰, 等. 柴油机配气相位的分析与优化[J]. 机械设计与制造, 2014(2): 17-20.
- [11] 江嘉堃, 李向荣, 陈彦林, 等. 增压方式对柴油机配气相位的影响规律研究[J]. 车用发动机, 2020(6): 24-31.
- [12] 王毅, 薛冬新, 殷玉龙, 等. 增压柴油机压缩比与配气相位优化研究[J]. 农业装备与车辆工程, 2016, 54(6): 37-40.
- [13] SHU J, FU J Q, ZHAO D, et al. Numerical investigation on the effects of valve timing on in-cylinder flow, combustion and emission performance of a diesel ignition natural gas engine through computational fluid dynamics[J]. Energy Conversion and Management, 2019, 198: 111786.
- [14] 全国船用机械标准化技术委员会柴油机分技术委员会. 船用柴油机台架试验: 试验方法: CB/T 3254. 2—2013[S]. 北京: 中国标准出版社, 2013.

Effect of valve timing on the performance of marine diesel engine

MU Zhenqian¹, FENG Xin², LI Mengmeng³, XIE Zongfa^{4*}, LI Long¹, LI Ke³

1. Zichai Power Co., Ltd., Zibo 255086, China; 2. Binzhou Senior Technical School, Binzhou 256600, China;

3. Binzhou Bohai Piston Co., Ltd., Binzhou 256602, China; 4. School of Mechanical Engineering, Shandong University, Jinan 250061, China

Abstract: A simulation calculation model of a marine diesel engine was established using AVL BOOST, and the
(下转第 39 页)