

高低压 EGR 系统对低速柴油机性能和排放影响的研究

李澍冉^{1,2}, 王大为^{1,2}, 石磊^{1,2}, 邓康耀^{1,2}, 桂勇³

(1. 上海交通大学动力机械及工程教育部重点实验室, 上海 200240;

2. 高新船舶与深海开发装备协同创新中心, 上海 200240; 3. 中船动力研究院公司, 上海 201206)

摘要: 以某型 6 缸低速二冲程柴油机为研究对象, 建立 GT-POWER 一维仿真模型, 研究高、低压 EGR 系统对柴油机性能及排放的影响。研究表明: 随着 EGR 率的上升, 高压 EGR 系统中压气机运行点从中心高效区向低效区和流量减小的方向移动, 而低压 EGR 系统的流量和压比变化较小; 高压 EGR 系统缸内压力始终低于低压 EGR 系统, 在低负荷时, 导致燃烧速度和放热率峰值低于低压 EGR 系统; 燃油消耗率随着 EGR 率的增加呈上升趋势, 当 EGR 率增加到一定程度时燃油消耗率上升更明显, 并且高压 EGR 系统燃油消耗率明显高于低压 EGR; 两种 EGR 系统都能降低 NO_x 排放, 但相同 EGR 率时, 高压 EGR 系统 NO_x 减排效果更好。

关键词: 低速二冲程柴油机; EGR; NO_x; 性能

中图分类号: TK421⁺.3 文献标识码: A 文章编号: 1001-4357(2018)04-0001-06

Study on Effects of High and Low Pressure EGRs on the Performance and Emissions of Low Speed Diesel Engines

Li Shuran^{1,2}, Wang Dawei^{1,2}, Shi Lei^{1,2}, Deng Kangyao^{1,2}, Gui Yong³

(1. Key Laboratory for Power Machinery & Engineering of Ministry of

Education, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240; 2. Collaborative Innovation Center for Advanced Ship and Deep-Sea Exploration (CISSE), Shanghai 200240; 3. China Shipbuilding Power Engineering Institute Company Limited, Shanghai 201206)

Abstract: Based on a 6-cylinder low-speed two-stroke diesel engine, a one-dimensional simulation model was established with GT-POWER to study the influence of high pressure and low pressure exhaust gas recirculation (EGR) system on the performance and emissions of diesel engines. The results show that as EGR rate increases, the HP-EGR makes turbocharger working area move from high-efficient zone to low-efficient zone and less fresh air flow area, while the LP-EGR has small change on the flow and pressure ratio; the cylinder pressure of HP-EGR is always lower than that of LP-EGR at low load, combustion speed and peak of heat release rate are lower than that of LP-EGR; BSFC increases with EGR rate rising, and when the EGR rate increases to a certain level, the BSFC rises more obviously, and the BSFC of HP-EGR system is obviously higher than that of low pressure EGR; both EGR systems can reduce the NO_x emissions, but the HP-EGR system has a better effect on the NO_x emissions reduction with the same EGR rate.

Key words: low-speed two-stroke diesel engine; exhaust gas recirculation (EGR); NO_x; performance

0 引言

当前环境问题日益严峻,针对船舶柴油机 NO_x 排放的 Tier III 法规于 2016 年 1 月开始执行, Tier III 法规规定的 NO_x 限值比 Tier I 的降低 80%。要满足 Tier III 法规技术上存在相当的难度^[1-2]。废气再循环 (EGR) 技术因其在降低 NO_x 排放方面具有巨大的潜力,在车用柴油机上已得到了广泛的应用,已成为满足 Tier III 法规的重要技术之一。EGR 的原理是将冷却的再循环废气重新导入燃烧室,在降低有效空燃比的同时对热负荷影响不大。根据废气循环途径可分为内部 EGR 和外部 EGR。内部 EGR 是指废气直接在气缸内部与新鲜进气混合,可以通过改变进排气正时的方式实现,但 EGR 率难以精确控制,且无法对再循环废气进行冷却, NO_x 减排效果不佳^[3]。外部 EGR 系统又分为高压 EGR 系统和低压 EGR 系统。高压 EGR 系统从涡轮前引出废气经 EGR 中冷后,在压气机后与新鲜进气混合;低压 EGR 将涡轮后的废气导出引入压气机前与进气混合。外部 EGR 通过冷却废气降低混合气温度,增强 NO_x 减排能力;同时能在各工况下通过 EGR 阀精确控制 EGR 率,因此较内部 EGR 的效果更好^[4]。

EGR 主要从以下三方面减少 NO_x 的生成:循环废气中含有的 CO_2 、 H_2O 等三原子分子的比热容较大,可吸收较多燃烧放热,使最高燃烧温度降低;废气导入使过量空气系数降低,氧含量的下降使得 N 原子氧化受阻;废气中的 CO、HC 等在高温下会发生裂解,有助于降低整体的缸内温度^[5-7]。国内某些高校和科研院所已针对船用柴油机应用高压 EGR 技术进行 NO_x 减排研究^[8-11]。本文基于某单级增压低速二冲程柴油机,搭建并校核二冲程柴油机一维仿真模型,对比研究高、低压 EGR 系统对柴油机性能、排放等参数的影响。

1 柴油机仿真模型建立和校核

为分析不同 EGR 系统对整机和增压系统的影响,以某低速二冲程柴油机为研究对象,在 GT-POWER 软件中建立仿真模型。该机型主要技术参数如表 1 所示。原机 NO_x 排放满足 Tier II 法规限值 ($13.75 \text{ (g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1})$)。

采用 GT-POWER 软件搭建的整机模型如图 1 所示。其结构主要包括:进气系统、气缸、排气系统、涡轮增压系统、中冷器、辅助风机及曲轴箱等。

表 1 二冲程柴油机主要技术参数

缸径/mm	340
冲程/mm	1 600
连杆长度/mm	1 600
压缩比	19.8
额定功率/kW	4 896
额定转速/ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	157
发火次序	1-6-2-4-3-5
Tier III 排放限值/ ($\text{g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$)	3.2

燃烧模型采用预测型准维三区燃烧模型 DI-Pulse,其中燃烧放热率的预测基于压力和温度曲线以及进气门关时的成分和喷油速率曲线;平均计算时间比非预测模型多 5%。该燃烧模型将气缸容积分成三个离散的热力学区域,每个热力学区域具有其自身的温度和浓度。被称为主未燃区的第一区中主要是进气门关闭 (IVC) 时留在气缸内的气体;被称为喷射未燃区的第二区域由喷射过程中卷吸的燃料和气体的混合物组成;而被称为喷射已燃区的第三区域则由已燃烧的燃烧产物组成^[12-14]。

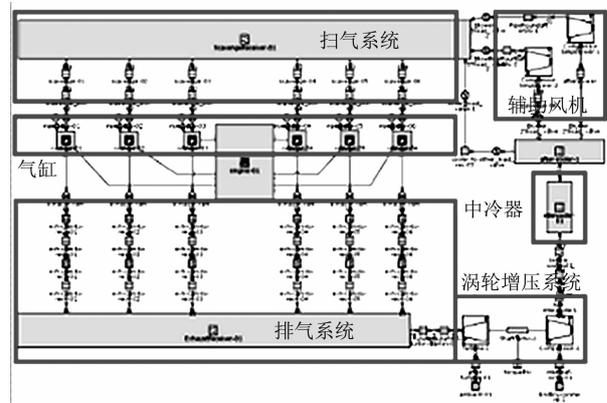


图 1 整机模型示意图

根据试验数据分别对推进特性为 25%、50%、75%、100% 负荷的模型进行标定,主要关注功率、有效燃油消耗、扫气压力、扫气温度、涡轮前温、最高燃烧压力、压缩压力、 NO_x 排放等数据。不同负荷下各性能参数仿真结果与试验结果的对比如表 2 所示,误差均符合要求,表明仿真模型能准确反映发动机的各项性能。

仿真模型校核后分别引入高压 EGR 和低压 EGR 系统。图 2 为高压回路 EGR 方案示意图。废气从涡轮前的排气集管引出,进入 EGR 回路,经过清洗、过滤、中冷与增压后与进气混合。由于二冲程柴油机进、排气存在压力差,废气须通过一个 EGR 风机增压后才能进入扫气腔。气缸旁通用于防止较大 EGR 率时压气机发生喘振。EGR 率的控制通过调节风机功率来实现。

表 2 整机校核结果

性能参数	负荷	功率/ kW	BSFC/ (g · kW ⁻¹ · h ⁻¹)	扫气压力/ MPa	扫气温度/ ℃	涡前排温/ ℃	最高燃烧 压力/MPa	压缩压力/ MPa	NO _x 排放/ × 10 ⁻⁶
仿真值	100%	4 938.01	180.96	0.428	37.41	413.55	18.424	16.529	813.13
试验值		4 859.00	183.91	0.428	37.80	414.00	18.312	16.509	812.7
仿真值	75%	3 711.72	178.14	0.340	30.69	358.53	17.309	14.081	780.6
试验值		3 633.00	181.98	0.342	31.12	360.00	16.859	14.161	782.3
仿真值	50%	2 464.60	181.64	0.246	27.96	323.89	13.562	10.118	727.0
试验值		2 450.00	182.74	0.241	28.02	323.00	13.538	9.909	727.4
仿真值	25%	1 246.12	192.57	0.149	37.29	305.47	9.924	6.381	703.2
试验值		1 231.00	194.95	0.147	37.24	305.00	9.939	6.314	700.7

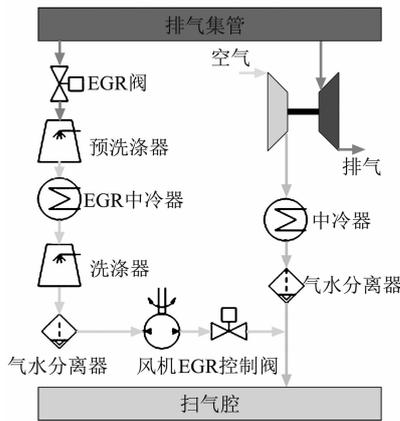


图 2 高压回路 EGR 系统示意图

图 3 是低压回路 EGR 系统示意图。低压 EGR 系统废气在涡轮后引出，进入 EGR 通路，经过清洗、过滤、中冷后与进气在增压器前混合，经增压后进入气缸，完成废气再循环。由于柴油机废气中有大量颗粒物及其它对压气机工作稳定性有严重影响的物质，因此在 EGR 通路中必须对废气进行严格的过滤、清洗，使其达到能够保证增压器稳定工作的标准后方能与进气混合。

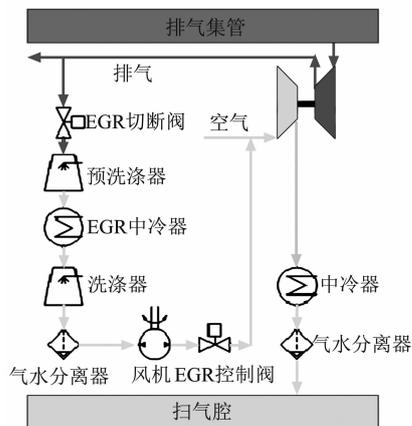


图 3 低压 EGR 系统回路示意图

本文的 EGR 率定义为：

$$EGR \text{ 率} = \frac{EGR \text{ 质量流量}}{EGR \text{ 质量流量} + \text{新鲜空气质量流量}}$$

对该柴油机在不同推进特性下两种 EGR 方式、不同 EGR 率情况进行模拟计算。选取负荷 25%、50%、75%、100% 的典型工况，对应转速为 98.9、124.6、142.6、157 (r · min⁻¹)，对比研究高、低压 EGR 对该柴油机性能、排放的影响。

2 EGR 系统对柴油机影响分析

2.1 不同 EGR 系统对 EGR 实现能力的影响

图 4 为柴油机在负荷为 25%、50%、75%、100% 的情况下，高、低压 EGR 系统可以实现的最大 EGR 率的对比。从图 4 中可以看出：随着负荷的增加，高压 EGR 系统可实现的最大 EGR 率达 40%，仅在 50% 负荷时，最大 EGR 率为 38%，此时继续增加风机功率会使压气机失速，管道内流量、压力迅速下降。而对于低压 EGR 系统，随着负荷的增加，可实现的最大 EGR 率逐渐减小；负荷小于 50% 时，最大 EGR 率可达到 40%，之后，负荷越大，可实现的最大 EGR 率下降越快。这是因为随着负荷的提高，即转速增大，高压 EGR 系统中中冷器后与压气机前的压差不断加大，其 EGR 实现能力也相应增强；而低压 EGR 系统随着负荷增大，中冷器后与压气机前的压差变化不大，扫气压力较高压 EGR 的更低，如果持续增大 EGR 风机功率，会使 EGR 通路中的废气倒流至主通路。图 5 为各负荷最大 EGR 率下对应的 NO_x 排放，可见：不同负荷下高、低压 EGR 系统的排放趋势与原机相同，都是随着负荷的增大，先减小，后增大再减小。从图中还可以看到：该机型无论采用高、低压 EGR 系统都可以将 NO_x 排放降低至低于 Tier III 限值 (3.274 (g · kW⁻¹ · h⁻¹))；对于相同负荷，高压 EGR 系统的减排效果优于低压 EGR 系统。

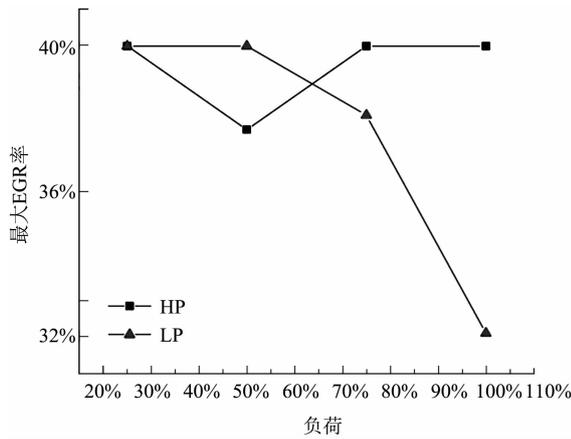


图4 各负荷下可实现的最大 EGR 率

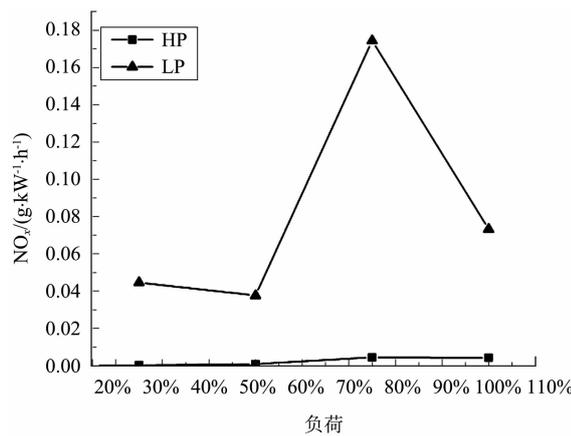


图5 各负荷最大 EGR 率下对应的 NO_x 排放

2.2 不同 EGR 系统对增压系统的影响

根据压气机 MAP 图, 结合不同 EGR 系统各负荷的压气机流量、压比, 可得到图 6、7 所示的高、低压 EGR 系统不同 EGR 率下压气机运行点。从图 6 中可看出: 选用高压 EGR 系统时, 随着 EGR 率的增大, 压气机运行点由中心高效区向低效区和小流量方向移动, 并逐渐向喘振线靠近; 直到 EGR 率为 30% 时, 100% 负荷下压气机运行到喘振边界; EGR 率继续增加到最大值, 压气机运行点靠近喘振区, 在 100% 负荷开始进入喘振区边界。这是因为 EGR 率的增加使流经涡轮的废气流量减少, 增压器效率下降, 新鲜进气流量减少, 增压压力下降。

从图 7 中可以看到: 选用低压 EGR 系统时, 随着 EGR 率的增长, 压气机运行点的流量和压比变化很小, 运行点向压气机流量和压比减小的方向略微平行移动, 且负荷越小, 压气机运行点变化越小; 仅当 EGR 率达到最大时, 压气机运行点从 50% 到 75% 负荷间开始向喘振区靠近。这是因为低压 EGR 系统将废气从涡轮后引至压气机前, 对增压器整体性能影响较小。

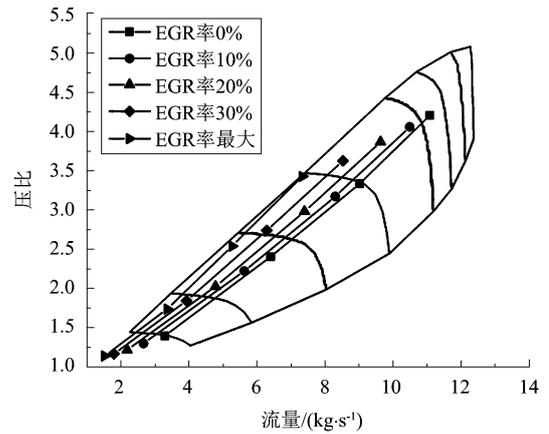


图6 高压 EGR 不同 EGR 率下压气机运行点

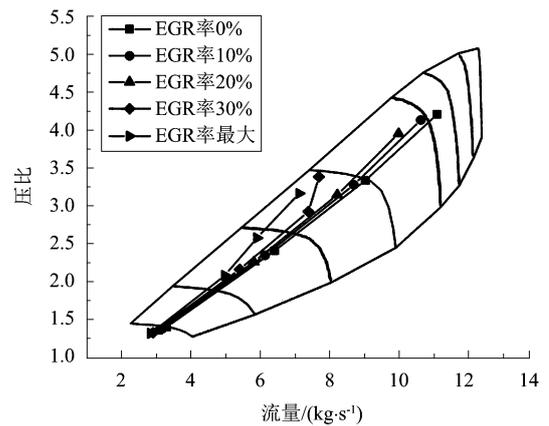


图7 低压 EGR 不同 EGR 率下压气机运行点

2.3 不同 EGR 系统对进、排气参数及空燃比的影响

图 8 为不同负荷下两种 EGR 系统下柴油机进气参数和空燃比随 EGR 率的变化。可以看出: 采用低压 EGR 系统时, 柴油机在不同工况下扫气压力的变化比采用高压 EGR 系统时更小。这是因为在低压 EGR 系统中, 所有的废气都先流经涡轮做功, 再通过 EGR 管路进入进气管, 所以 EGR 率的变化对增压器影响较小。而采用高压 EGR 系统时, 随着 EGR 率的升高, 扫气压力逐渐下降, 且在低 EGR 率时, 下降幅度较明显; 高压 EGR 系统中的进、排气压差随着 EGR 率的变化较低压 EGR 系统的幅度更大。这是因为随着 EGR 率的增大, 高压 EGR 系统中流经增压器的流量下降较多, 且在高负荷时, 压气机运行点从高效运行区向低效运行区移动较多, 使得扫气压力在高负荷时下降更多, 而低压 EGR 系统中, 低负荷时压气机流量随 EGR 率的变化不明显, 所以扫气压力没有明显变化。

从进、排气压差图中可以看到: 高压 EGR 系统中, 进、排气压差随着 EGR 率的增大在高负荷

时逐渐增大，低负荷时逐渐减小。这是因为在较高负荷时，涡前压力受 EGR 管路分流影响较大，超过了进气压力的下降速度，导致压差变化。

从进气流量图中可以看到：随着 EGR 率的增大，低压 EGR 系统中进气流量呈下降趋势，且随着负荷的减小逐渐变缓；而在高压 EGR 系统中，进气流量随着 EGR 率的增大在高负荷时逐渐增大，低负荷时逐渐减小。这是因为虽然流经压气机的流量随 EGR 率的增大而减小，但是在高负荷时，流经 EGR 管路的流量增加速度超过流量下降速度。

随着 EGR 率的增大，两种 EGR 系统的空燃比都逐渐减小，且在高压 EGR 系统中的下降速度较缓，始终高于相同运行状态下低压 EGR 的空燃比。这是由于随着 EGR 率的增加，新鲜空气的比例逐渐下降。

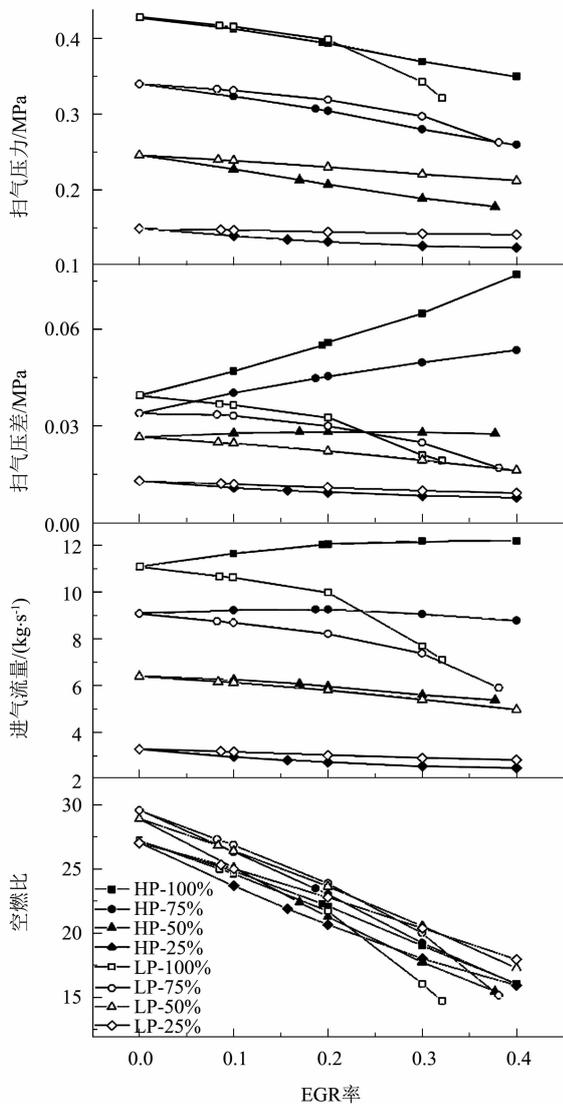


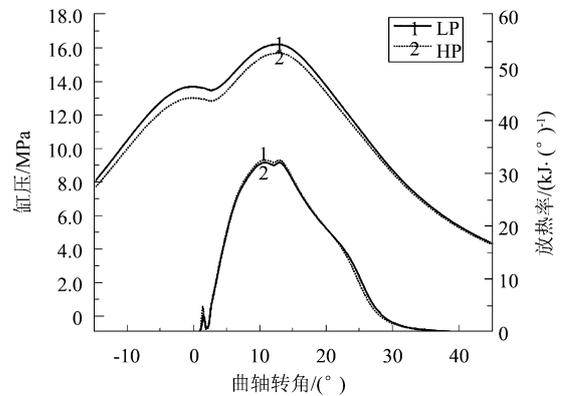
图8 进排气参数和空燃比随 EGR 率的变化

2.4 不同 EGR 系统对燃烧和燃油消耗率的影响

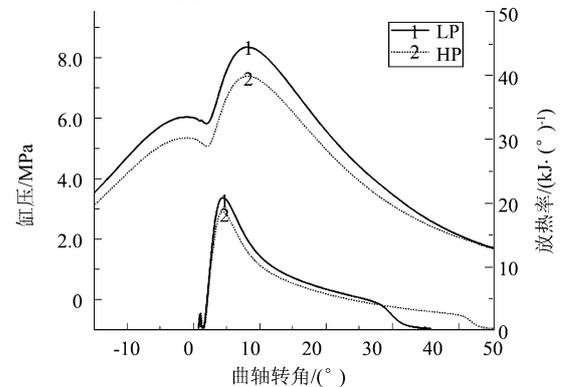
2.4.1 不同 EGR 系统对缸内燃烧的影响

图 9 为 75% 负荷、10% EGR 率，25% 负荷、30% EGR 率时，不同 EGR 系统下缸压和放热率随曲轴转角的变化情况。可以看到：在不同工况下，采用低压 EGR 系统时缸内压力始终高于采用高压 EGR 系统时的。这是因为低压 EGR 系统中的扫气压力、总进气流量在绝大多数情况下都高于高压 EGR 系统的。高压 EGR 系统中废气从涡前引出，使得增压器工作能力下降，直接导致扫气压力和进气流量减小。

在 75% 负荷时，高压 EGR 系统和低压 EGR 系统的放热率曲线基本重合。这是由于在高负荷时，压缩止点的温度、压力较高，滞燃期较短，气缸内进气状况相差较小，所以缸内燃烧情况的差别不大。而 25% 负荷时，高压 EGR 系统进气流量和空燃比下降较多，进气压力更低，缸内压缩压力和温度降低，导致燃烧速度和放热率峰值下降。



(a) 75% 负荷，10% EGR 率



(b) 25% 负荷，30% EGR 率

图9 不同 EGR 方式对缸压影响对比

2.4.2 不同 EGR 系统对燃油消耗率的影响

图 10 为不同 EGR 系统下各负荷有效燃油消耗率 (BSFC) 随 EGR 率的变化情况。可以看出：在低 EGR 率时，引入高、低压 EGR 系统对有效燃油

耗率的影响不大；在 EGR 率大于 20% 后，燃油消耗率随着 EGR 率的增加呈现出明显上升的趋势。这是因为 EGR 率上升时，总进气量变化较缓，并且在一定的 EGR 率范围内滞燃期变化较小，所以对燃油消耗率的影响较小；随着 EGR 率的持续增大，才会出现明显的燃烧相位后移，反应速度减慢及燃油消耗率上升趋势。当 EGR 率增加到一定程度时，空燃比也大幅降低，对燃烧反应的影响更加显著。高压 EGR 系统的燃油消耗率在大多数情况下高于低压 EGR 系统的，这是因为高压 EGR 系统涡前与进气压差随着 EGR 率的增加显著高于低压 EGR 系统，使柴油机泵气损失增加，燃油消耗率明显高于低压 EGR 系统。而在 25% 负荷时，燃烧过程受化学动力影响更加显著，高压 EGR 系统的进气流量、进排气压差、空燃比等均低于低压 EGR 系统的，导致预混燃烧比例增大，燃油消耗率反而低于低压 EGR 系统。

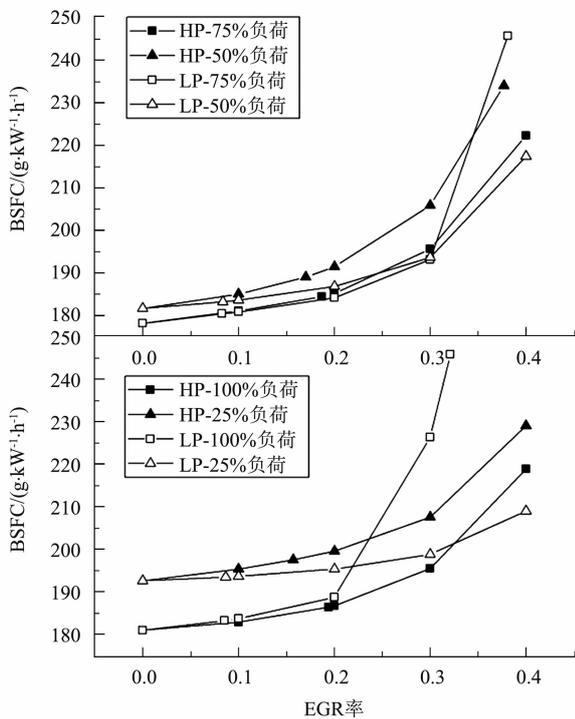


图 10 不同 EGR 方式对燃油消耗率影响对比

2.5 不同 EGR 系统对 NO_x 排放的影响

图 11 为不同 EGR 系统各负荷下 NO_x 排放随 EGR 率的变化。可以看到：两种 EGR 系统下 NO_x 排放都随着 EGR 率的增加而减小。这是因为废气比例升高，热容量增大，可降低缸内最高燃烧温度，从而抑制 NO_x 生成；同时废气引入使得氧浓度降低，燃烧变缓，二者共同作用最终降低 NO_x 排放。随着 EGR 率的增加，高压 EGR 系统降低

NO_x 排放的效果更好，这是因为高压 EGR 系统中增压压力和缸内氧浓度相对更低，减缓了反应速率，降低了放热速度，使得反应更加充分，从而进一步减少了 NO_x 的排放。

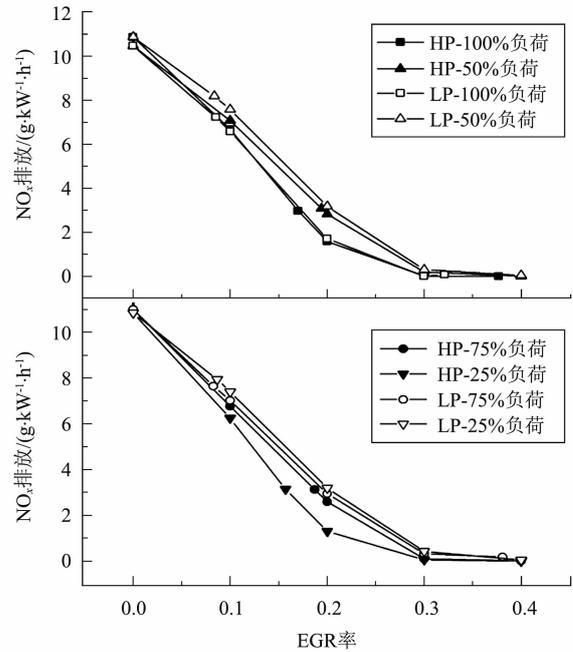


图 11 不同 EGR 方式对 NO_x 排放影响对比

3 结 论

(1) 随着 EGR 率的增加，低压 EGR 系统的流量、压比变化都很小；而高压 EGR 系统压气机运行点从中心高效区向低效区、流量减小的方向移动，并且向喘振区靠近，在 40% EGR 率、100% 负荷时，运行点到达喘振线。

(2) EGR 率持续增大后，出现明显的燃烧相位后移和反应速度减慢现象，使燃油消耗率呈上升趋势；当 EGR 率增加到 30% 以上，空燃比也大幅降低，对燃烧反应的影响更加显著，燃油消耗率上升更明显。由于高压 EGR 系统涡前与进气压差随着 EGR 率的增加显著高于低压 EGR 系统，柴油机泵气损失增加，使得燃油消耗率明显高于低压 EGR 系统。

(3) 两种 EGR 系统下 NO_x 排放都随着 EGR 率的增加而减小，在 EGR 率达到 20% 时满足 Tier III 排放标准；EGR 率达到 30% 后无明显变化。但是高压 EGR 系统降低 NO_x 排放的效果更好，这是因为高压 EGR 系统中增压压力和缸内氧浓度相对更低，减缓了反应速率，降低了放热速度，使得反应更加充分，进而减少了 NO_x 的排放。

(下转第 24 页)

4 结 束 语

针对某型增压柴油发动机缸盖水套开裂问题,进行了断口、能谱、金相分析以及常规机械性能测试。测试分析表明:热负荷与机械负荷共同作用导致缸盖水套疲劳开裂。在此基础上提出了改善水套流量分布,增加楔形加强筋的改进方案。优化后的缸盖疲劳安全系数得到较大提高,通过一系列耐久试验后已成功应用于该型国四、国五机上。

参 考 文 献

[1] 杨世友, 顾宏中, 郭中朝. 柴油机涡轮增压系统研究

现状与进展 [J]. 柴油机, 2001 (4): 1-5.

[2] 李昕光, 张爱国. 柴油机涡轮增压技术的发展现状及趋势 [J]. 黑龙江科技信息, 2008 (9): 14-14.

[3] 陈玉平, 史开旺. 铝合金铸件金属型重力铸造生产工艺 [J]. 铸造技术, 2010, 31 (10): 1364-1366.

[4] 徐凤舟, 杨浚涵. 铝缸盖重力铸造 [J]. 特种铸造及有色合金, 2000 (5): 46-47.

[5] 魏华胜. 铸造工程基础 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.

[6] 李念奎. 铝合金材料及其热处理技术 [M]. 北京: 冶金工业出版社, 2012.

[7] 王琳. 铝合金热处理的原理及关键技术 [J]. 黑龙江科技信息, 2014 (10): 98-98.

(上接第 6 页)

参 考 文 献

[1] International Maritime Organization. Annex VI of MARPOL 73/78 an NO_x technical code [S]. London: Conference of parties to the international convention for the prevention of pollution from ships, 2008.

[2] WIK C. Tier III technology development and influence on ship installation and operation [C]. CIMAC, 2013, Paper NO. 159.

[3] 李文祥, 葛蕴珊, 刘金玉, 等. 内部 EGR 在增压柴油机的应用研究 [J]. 内燃机工程, 2006, 37 (6): 43-46.

[4] 王迎迎. 大功率柴油机 EGR 模拟研究 [D]. 重庆: 西南交通大学, 2009

[5] WIK C, LUNDIN K, RISTIMAKI J. EGR system for a 2-stage turbocharged medium-speed diesel engine and its influence on engine performance [C]. 17th Supercharging Conference, September, 2012, P. 93-108.

[6] WEISSER G, WIK C, DELNERI D. IMO Tier III——challenging task for the developers of large diesel engines [C]. 13. Tagung " DER ARBEITS-PROZESSDES VERBRENNUNGSMOTORS, Graz, September, 2011.

[7] WIK C, HOYER K, MATT P, et al. 2-stage turbo charging on medium speed engines-results from the LERF-test facility

[C]. 16th Supercharging Conference, September, 2011, P. 9 -24.

[8] 陶一凯, 邓康耀, 王真, 等. 采用 EGR 技术降低低速机排放的三维仿真研究 [J]. 柴油机, 2015, 37 (3): 9-13.

[9] 魏宇坤, 安士杰, 张志友. EGR 率对船用柴油机中低负荷燃烧排放性能影响的仿真及试验研究 [J]. 柴油机, 2016, 38 (2): 11-15.

[10] 刘宏杰, 邓康耀, 王真, 等. EGR 技术降低低速二冲程柴油机 NO_x 排放的计算研究 [J]. 柴油机, 2016, 38 (3): 11-16.

[11] 胡必柱, 王峰, 张充睿, 等. 船用柴油机 EGR 技术仿真研究 [J]. 柴油机, 2013, 35 (2): 13-17.

[12] VIJAYAK V. Predictive diesel combustion using DI-pulse in GT-Power [D]. Gothenburg: Chalmers University of Technology, 2015.

[13] GALLONE A, PIZZA S, RIMONDI M. Study and application of predictive Di-pulse model for diesel combustion in GT-Power [C]. GT-SUITE Conference Italiana, 2015.

[14] SARA S L. Gas exchange modeling of a single-cylinder engine [D]. Gothenburg: Chalmers University of Technology, 2015.