

船用中速柴油机废气再循环技术研究

张东明, 平 涛, 胡必柱, 林 纓, 张文正

(七一一研究所, 上海 201108)

摘 要: 废气再循环(EGR)技术是船用中速柴油机应对 IMO Tier III 排放法规的重要技术措施。本文以船用中速单缸柴油机为研究对象, 开展了牺牲某缸的 EGR 系统中被牺牲气缸的工作过程、性能及排放特性的试验及仿真研究, 研究结果可为船用中速柴油机克服进排气压力逆差关键技术的方案选择提供一定的技术依据。

关键词: 船用中速柴油机; EGR 系统; 牺牲某缸; 试验; 仿真

中图分类号: TK421⁺.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2012)05-0011-06

EGR Research on Medium-speed Marine Engine

Zhang Dongming, Ping Tao, Hu Bizhu, Lin Ying, Zhang Wenzheng

(Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108)

Abstract: Exhaust gas recirculation (EGR) is the most conceivable method to fulfill the coming IMO Tier III emission regulation. The investigation was operated on a single cylinder medium-speed marine diesel engine. The effect of donor cylinder on work process, performance and emission were studied by test and simulation, The investigation provides technical support for key measures selection for overcoming intake-exhaust pressure difference.

Keywords: medium speed marine diesel engine; EGR system; donor cylinder; test; simulation

0 引 言

随着人类环境保护意识的不断提高和能源供应的日益紧缺, 节约能源、降低有害物排放无疑已经成为柴油机领域产品创新和新技术研发的主要推动力。作为全球大气污染一个重要源头的大功率船用柴油机, 降低其有害排放的趋势已成必然。

隶属于国际海事组织(IMO)的海上环境保护委员会(MEPC)于 2008 年 10 月通过了国际防止船舶造成污染公约附则 VI 修正案的决议^[1]。修正案中对船用柴油机尾气中 NO_x 的排放做出了明确限定, 详见图 1。

法规要求, 2011 年 1 月起, IMO Tier II 排放控制法规在 IMO 所有缔约国海域内强制实施, NO_x 排放量需比 Tier I 阶段降低 16%~20%。这一限值可以通过燃烧

过程优化、推迟喷油和米勒循环等柴油机缸内净化技术实现。目前, 世界各大船用柴油机生产商已经有大量 Tier II 机型投入市场。2016 年 1 月 1 日, 在排放控制区强制实施的 Tier III 阶段法规要求: NO_x 排放量相比 Tier I 阶段降低 80% (额定转速为 1 000 (r·min⁻¹) 中速机限值为 2.26 (g·(kW·h)⁻¹), 满足此阶段排放法规的技术途径主要有三种, 分别为: 在 Tier II 机型基础上采用选择性催化还原(SCR)技术或废气再循环(EGR)技术以及双燃料柴油机的天然气模式^{[2][3]}。

目前, 由于 SCR 技术相比其他 Tier III 排放控制措施具有灵活可控、技术相对成熟的优势, 所以世界各大船用柴油机生产商纷纷选择了 SCR 技术以应对 2016 年即将实施的 Tier III 排放法规^[2]。但是 SCR 技术高昂的设备投资和运行成本, 使得各船用柴油机生产商都没有放弃对满足 Tier III 排放

收稿日期: 2012-04-23;

作者简介: 张东明(1984-), 男, 研发工程师, 主要研究方向为柴油机燃烧与排放, E-mail: csis711_zdm@163.com。

法规成本更为低廉的技术途径的探索，比如 EGR 和气体机。

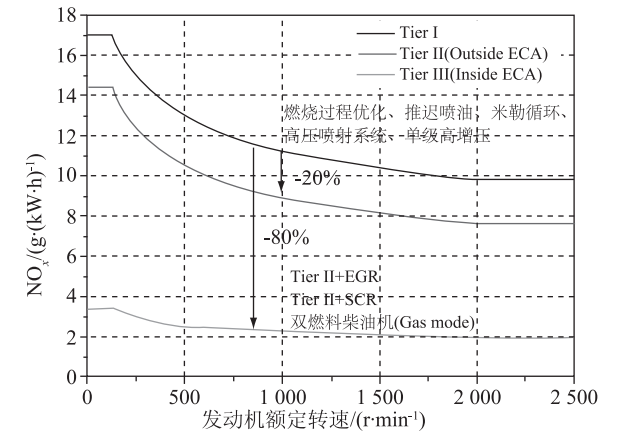


图 1 IMO NO_x 排放限值

EGR 是降低 NO_x 排放的有效技术措施，根据 Kazuhiro Akihama 等人定义的柴油机燃烧过程 $\phi - T$ 图(图 2)可以得知，与传统柴油机的燃烧路径相比，经冷却的 EGR 能显著降低缸内最高燃烧温度，使其燃烧路径避开氮氧化物生成半岛，有效降低氮氧化物的生成，但为了同时避开 soot 生成半岛，应用 EGR 技术的同时，还需要采取降低局部燃空当量比的技术措施^[4]。

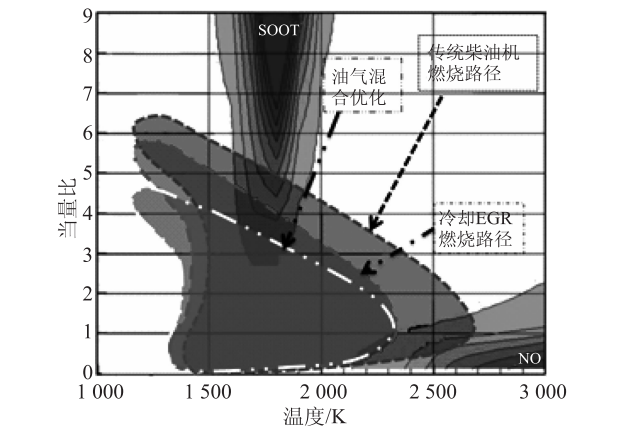


图 2 柴油机燃烧路径 $\phi - T$ 图

目前，EGR 技术在国外汽油机和轻型柴油机上的应用发展均已相对成熟，但对船用中速柴油机而言，至今为止仍没有应用 EGR 技术的机型问世。随着 Tier III 排放法规的日益临近，世界知名船用柴油机生产商和技术咨询公司都在积极开展船用中速柴油机 EGR 技术的相关研究。

船用中速柴油机 EGR 技术及产品研发的滞后，一方面是由于排放法规推行的相对滞后，另一方面由于其技术难度，其中如何克服船用增压柴油机的进排气压力逆差就是亟待突破的关键技术之一。

从图 3 中可以得知，无论是船用主机还是船用辅机的排气压力一般低于进气压力，这就需要采取压力逆差克服措施才能将废气引入到进气侧^[5]。目前，对船用中速柴油机 EGR 压力逆差克服技术的研究比较热门的主要有三种：EGR 泵、EGR 增压器和牺牲某缸(Donor Cylinder)的 EGR 系统，其中牺牲某缸的 EGR 系统是通过提高个别缸的排气压力，使个别缸的排气经冷却后引入至进气侧^[6]，其原理如图 4 所示。

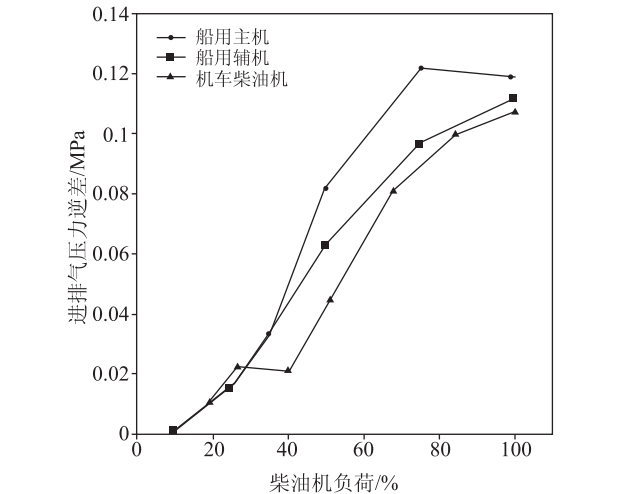


图 3 典型船用柴油机不同负荷进排气压力逆差

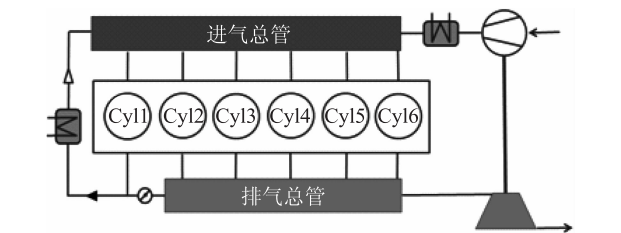


图 4 牺牲某缸(Donor Cylinder) EGR 系统

与其他措施相比，牺牲某缸的 EGR 系统是最容易实现而且系统投入成本最低的技术措施，但是由于被牺牲气缸排气压力的升高，会增大排气泵气损失，从而影响燃油经济性；同时，由于对正常扫气过程的影响，会增加这个缸的热负荷。目前，针对船用中速柴油机应用此项技术对被牺牲的气缸的工作过程参数、性能及排放特性具体有何种影响的报道十分罕见。本文以船用中速单缸柴油机为研究对象，开展了牺牲某缸的 EGR 系统中被牺牲气缸的工作过程、性能及排放特性的试验及仿真研究，为船用中速柴油机克服进排气压力逆差关键技术的方案选择提供一定的技术依据。

1 试验装置

本研究试验工作在船用中速单缸柴油机试验平

台上开展，其主要技术参数见表 1；图 5 为试验系统示意图。中速单缸机的进气由外部增压模拟装置提供。通过 PID 控制器对进气节流调压阀和空气电加热器进行闭环控制，使单缸机进气压力和温度稳定地维持在试验设定值（进气压力允许偏差 ± 1 kPa，进气温度允许偏差 ± 1 $^{\circ}\text{C}$ ）。为克服增压柴油机进排气压力逆差，得到较大的 EGR 率，需要对排气背压阀进行调节，使排气背压高于进气压力，再通过调整 EGR 阀开度来控制 EGR 率；EGR 冷却器用于再循环废气的冷却。试验主要测试设备如表 2 所示。

表 1 柴油机主要技术参数

额定转速/($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)	1 000
额定功率/kW	230
缸径/mm	210
冲程/mm	320
单缸排量/L	11.08
压缩比	17
燃油系统	高压共轨
EGR 型式	外部冷却 EGR

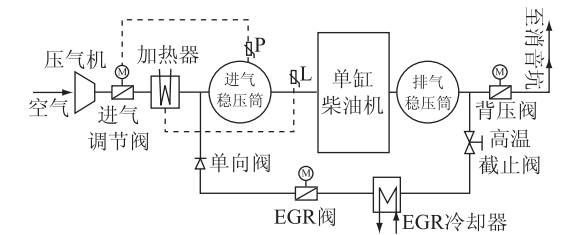


图 5 EGR 试验系统示意图

表 2 主要试验测试设备

燃烧分析仪	DEWE-5000
油耗仪	AVL 733S
水力测功器	AVL OMEGA 1500
烟度计	AVL 439S
排放分析仪	Horiba MEXA-1600DSEGR
HC /NO _x 分析仪	FCA-266
CO /CO ₂ 分析仪	AIA-260
O ₂ /EGR-CO ₂ 分析仪	IMA-260

2 试验结果与工作过程仿真的比较

本文采用一维仿真分析软件 GT-power 搭建了仿真模型，利用实测的缸压曲线和喷油率曲线计算得到的燃烧速率曲线对 DIJet 燃烧过程预测模型的点火延时系数和卷吸系数进行了标定，之后，利用试验平台测量的试验数据对全模型进行了标定。为了验证仿真模型预测的正确性，对单缸机试验运行边界进行了调整，调整后的试验结果与仿真预测结果的对比如表 3、4 所示。这里需要说明一点：仿真模型中 EGR 率的定义为再循环废气与总进气的质量流量比（EGR 率 = $\frac{\oint(m_b)dt}{\oint(m_b + m_a)dt} \times 100$ ，其中： m_b 为通过进气阀的再循环废气瞬时流量； m_a 为通过进气阀的新鲜空气瞬时流量），而试验中的 EGR 率定义为 CO₂ 体积百分比，（EGR 率 = $\frac{\varphi_{\text{CO}_2\text{进气}} - \varphi_{\text{CO}_2\text{环境}}}{\varphi_{\text{CO}_2\text{排气}} - \varphi_{\text{CO}_2\text{环境}}} \times 100$ ），两者存在一定的差异，但根据 Lubomír Miklánek 的研究结果表明，两种定义方法的差异不大（最大 8%），所以本文中假设试验和仿真结果的 EGR 率是一致的^[7]。

表 3 25% 负荷边界调整后试验与预测结果对比

参数	进气压力：0.201→0.23 MPa；排气压力：0.218→0.248 MPa 共轨压力：130→140 MPa					
	试验值	预测值	试验值	预测值	试验值	预测值
功率/kW	38	37.9	38	37.9	38	37.9
最高燃烧压力/MPa	8.93	8.97	8.8	8.63	8.6	8.4
油耗/($\text{g}\cdot(\text{kW}\cdot\text{h})^{-1}$)	351	350	354	357	359	364
NO _x /($\text{g}\cdot(\text{kW}\cdot\text{h})^{-1}$)	15.7	18.9	9.1	7.8	3.5	3.0
EGR 率/%	0	0.1	11.3	11.2	20.2	20.0

表 4 50% 负荷边界调整后试验与预测结果对比

参数	进气压力：0.339→0.389 MPa；排气压力：0.352→0.415 MPa					
	试验值	预测值	试验值	预测值	试验值	预测值
功率/kW	94.2	94	94.3	94	94.2	93.9
最高燃烧压力/MPa	14.6	14.61	14.3	14.2	14.1	13.8
油耗/($\text{g}\cdot(\text{kW}\cdot\text{h})^{-1}$)	250	253	251.3	255.9	253.3	259
NO _x /($\text{g}\cdot(\text{kW}\cdot\text{h})^{-1}$)	13.3	10.8	8	5.8	4	2.6
EGR 率/%	0	0.2	8.7	8.6	17.1	17

对比结果表明, 25% 和 50% 负荷工况运行边界调整后, 改变 EGR 率, 单缸机功率、最高燃烧压力、燃油消耗及 EGR 率的试验值与预测值吻合度较好, 但 NO_x 排放的试验值与预测值个别点有较大差异, 这主要是受一维仿真软件预测模型的排放预测精度的限制。从对比结果也可以看到, 虽然个别工况 NO_x 排放量差异较大, 但随 EGR 率的改变, NO_x 的减排规律与试验结果还比较一致, 说明该仿真模型能够反映不同 EGR 率对单缸性能及排放特性产生的影响, 所以可用于牺牲某缸的 EGR 系统中被牺牲气缸的工作过程参数、性能及排放特性的规律性研究。

3 仿真及试验结果分析

3.1 提高排气压力对单缸机工作过程及性能的影响

图 6 为单缸机排气压力高于进气压力 11 kPa 时排气温度的变化。从图中可知, 随着排气压力的升高, 排气温度大幅增加, 在额定工况点增加了 256 °C。这主要是因为排气背压的提高, 影响了单缸机正常的扫气过程。在气门重叠期, 排气压力高于了扫气压力, 使得部分废气倒灌回气缸, 形成了部分内部 EGR, 同时这部分废气提高了压缩冲程缸内混合气初始温度和后燃期缸内的平均温度(见图 7), 并增大了缸内的热负荷, 导致了排气温度的升高。

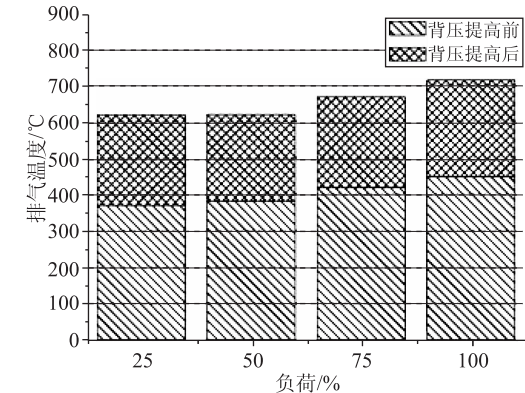


图 6 排气背压升高对排气温度的影响

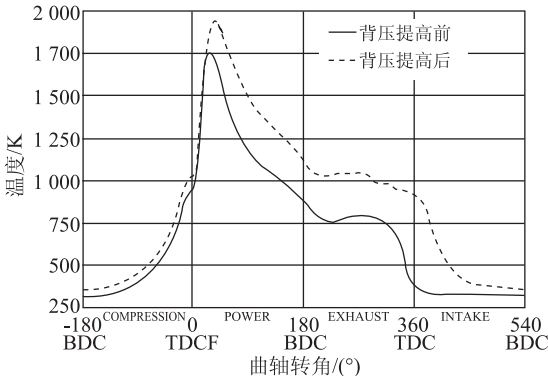


图 7 额定工况缸内燃烧平均温度

图 8 为单缸机排气压力提高后对燃油消耗的影响。可知, 随着排气压力的升高, 燃油消耗明显增加, 并且随着负荷的降低, 油耗增加更为明显, 在 25% 负荷工况点, 油耗增加了 65 (g·(kW·h)⁻¹)。燃油消耗增加的主要原因有两个: 首先, 排气背压升高增大了排气冲程的泵气损失(见图 9); 其次, 背压升高, 使部分废气倒灌, 形成了内部 EGR, 影响了燃烧过程。

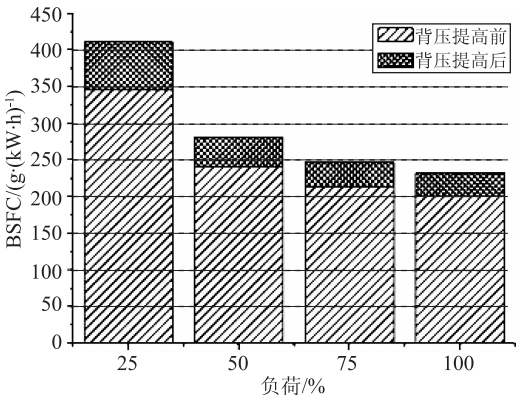


图 8 背压提高对燃油消耗的影响

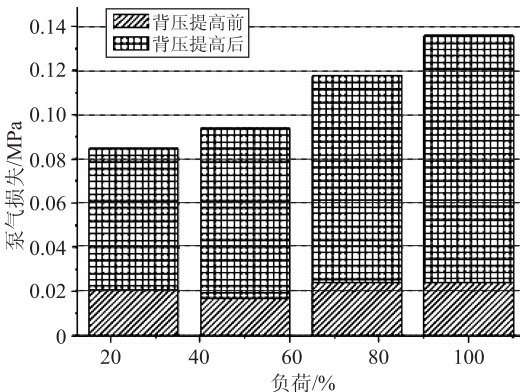


图 9 背压提高对泵气损失的影响

图 10 为额定工况点背压提高后缸内压力曲线和放热率曲线的变化。从图中可以得知, 背压提高后最高燃烧压力和放热率曲线的峰值都明显降低, 燃烧过程的滞燃期明显有所推迟。这主要是由于排气背压的提高影响了单缸机的正常换气过程: 背压的提高使过量空气系数从 2.5 降至了 1.4; 同时, 废气的倒灌增大了缸内残余废气系数, 形成了部分内部 EGR, 导致了燃烧过程的滞燃期推迟。根据仿真结果, 额定工况点排气背压的提高使缸内残余废气系数从 0.3% 增至 9.3%。综合以上的分析可以得知, 单缸机排气背压的提高将影响正常的换气过程, 降低缸内过量空气系数, 同时会使部分废气倒灌, 形成部分内部 EGR, 反映为缸内最高燃烧压力和放热率曲线峰值降低, 燃烧过程的滞燃期推

迟,使得排气温度和燃油消耗的増加。

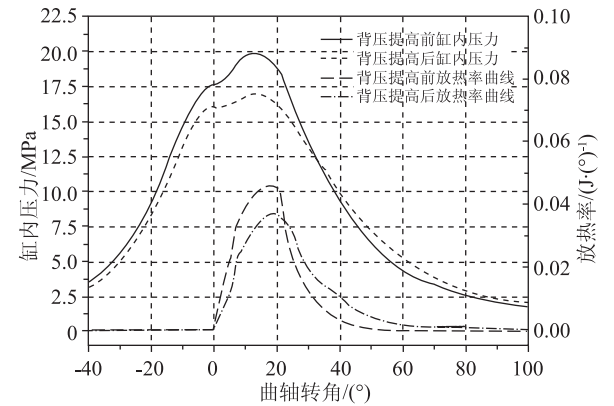


图 10 额定工况缸内压力和放热率的变化

在牺牲某缸的 EGR 系统中,被牺牲的气缸同样需要面对以上问题,那么针对该气缸的热负荷和整机动平衡的设计要求,就需要将其运行参数区别于其他气缸而进行单独标定,甚至必要时需要对该气缸的部分零部件进行重新设计,以满足牺牲某缸的 EGR 系统的总体要求。

3.2 EGR 对单缸机性能及排放的影响

通过仿真分析得知,将喷油正时提前 4~6℃A,即可将单缸机最高燃烧压力恢复到原机水平,但是由于泵气损失和内部 EGR 的存在,使燃油消耗和排气温度比原机仍有所升高。结合仿真预测分析的结果,及单缸机试验平台试验条件的限制,本研究首先在原机中低负荷工况开展了提高排气背压的单缸机 EGR 试验研究,对不具备开展试验条件的高负荷工况,利用预测模型进行了仿真分析。本研究的目的是掌握牺牲某缸的整机 EGR 系统中被牺牲的气缸在引入再循环废气后,其性能及排放特性的变化规律。

图 11 和图 12 分别为 25% 负荷 EGR 对 NO_x、soot 排放和燃油消耗燃的影响的试验结果。从图中可以得知,随着 EGR 率的增大,NO_x 排放呈现明显降低趋势,当 EGR 率达到 27.5% 时,NO_x 排放降至 1.32 (g·(kW·h)⁻¹),但 soot 排放有较大程度恶化,达到了 4.38FSN,同时燃油消耗也增加了 18 (g·(kW·h)⁻¹)(以无 EGR 为基准)。根据 Kazuhiro Akihama 的研究结果,应用 EGR 降低 NO_x 排放的同时需要减小局部燃空当量比来避开 Soot 生成半岛。为了降低 Soot 排放和燃油经济性的牺牲,试验中将进气压力 p_{charge} 提高了 15%,增大至 0.23 MPa,以增大缸内空燃比,同时将共轨压力 p_{rail} 提高至 140 MPa,目的是加速燃油雾化速率。试验结果表明,随着进气压力和共轨压力的提高,soot 排放显著改善,当 NO_x

排放为 2.0 (g·(kW·h)⁻¹) 时,soot 排放降至了 1.33FSN,同时燃油消耗也得到大幅改善。

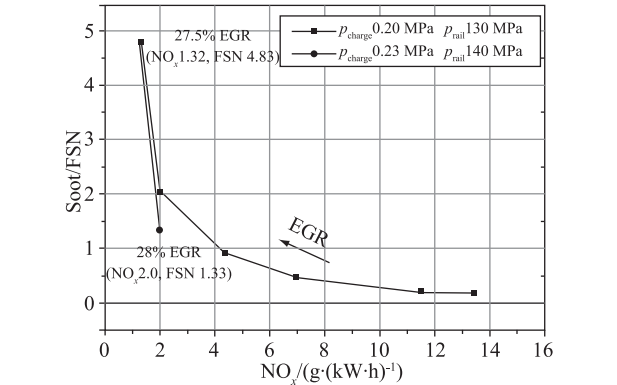


图 11 25% 负荷 EGR 对 NO_x 和 Soot 排放的影响

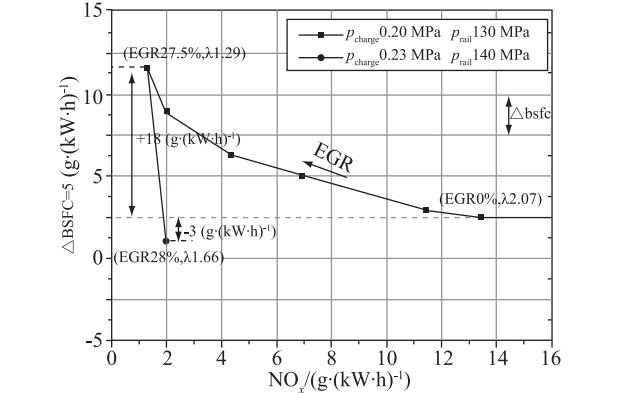


图 12 25% 负荷 EGR 对 NO_x 排放和比油耗的影响

图 13 和 14 分别为 50% 负荷 EGR 对 NO_x、soot 排放和燃油消耗燃的影响试验结果。从图中可以看到,50% 负荷随着 EGR 率增大 NO_x 排放降低的趋势与 25% 负荷工况基本一致,但 Soot 排放有明显不同。在 50% EGR 率时,NO_x 排放为 2.18 (g·(kW·h)⁻¹),此时的碳烟排放为 0.98FSN,但燃油消耗的增加比较严重。出于改善油耗的目的,试验中将进气压力提高了 15%,增加到 0.39 MPa,以增大缸内空燃比。试验结果表明,空燃比的增大使燃油消耗改善了 6.9 (g·(kW·h)⁻¹)。

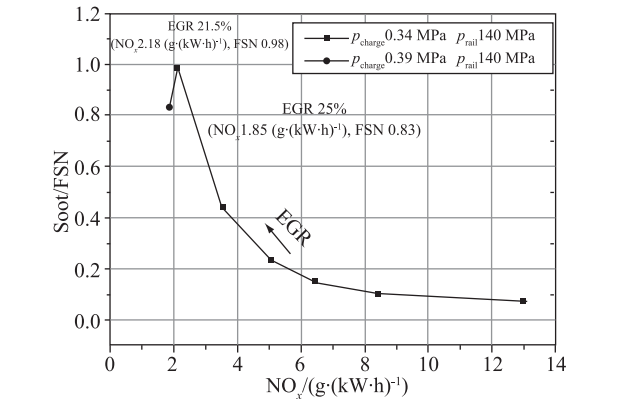


图 13 50% 负荷 EGR 对 NO_x 和 soot 排放的影响

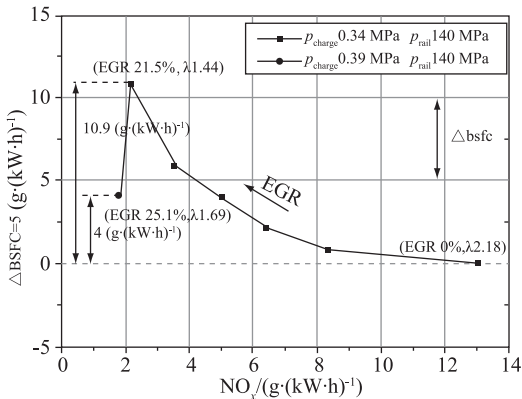


图 14 50%负荷 EGR 对 NO_x 排放和比油耗的影响

由于高负荷工况背压提高后使得排气温度升高较多,已经超出了单缸机试验平台的温度设计限值,所以高负荷工况 EGR 采用仿真软件进行了研究。图 15 和 16 分别为 75% 负荷和额定工况点 EGR 对 NO_x 排放和燃油消耗的影响仿真结果。考虑到仿真软件 NO_x 排放预测准确性,所以结果中只分析了 NO_x 变化的百分比。

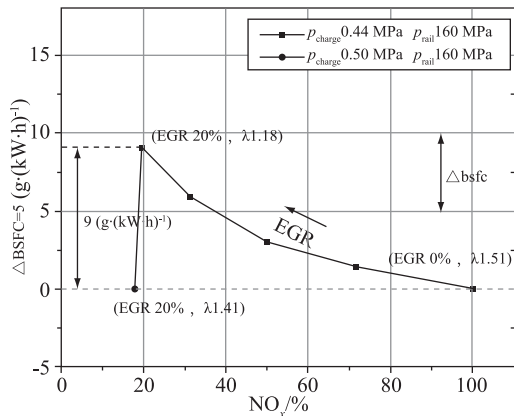


图 15 75%负荷 EGR 对 NO_x 排放和比油耗的影响

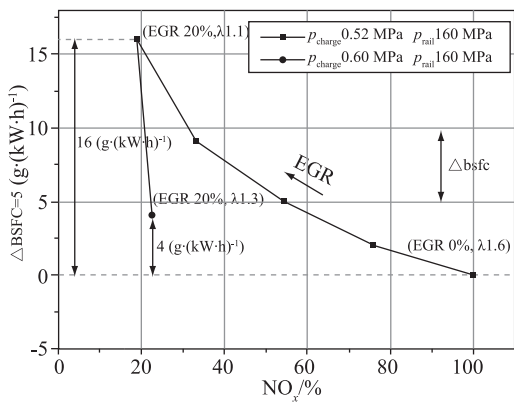


图 16 额定工况 EGR 对 NO_x 排放和比油耗的影响

从图中可以看到,随着 EGR 率的增大 NO_x 排放都呈现了大幅降低,20% EGR 率时,NO_x 排放降低了 80%,但燃油消耗恶化比较严重。同样出于改善油耗的目的,将进气压力也提高了 15%,

结果表明燃油消耗得到明显改善,但此时最高燃烧压力已经超过了试验机的设计限值,并且对于整机而言,单级增压系统已经不能提供 0.6 MPa 的增压压力,必要时需要考虑采用两级增压系统来保持原机平均有效压力,并弥补 EGR 应用带来的燃油经济性损失。

4 结 论

(1) 牺牲某缸的 EGR 系统可以实现 EGR,但会影响被牺牲气缸的换气过程,降低缸内过量空气系数,形成部分内部 EGR,影响燃烧过程,导致排气温度升高和燃油经济性的损失。

(2) 针对该气缸的热负荷和整机动平衡的设计要求,需要将其运行参数区别于其他气缸而进行单独标定,甚至必要时需要重新设计其零部件,以满足牺牲某缸的 EGR 系统的总体要求。

(3) 牺牲某缸的 EGR 系统中,被牺牲气缸引入 EGR 后,能够满足 IMO Tier III 排放要求,但同时碳烟排放和燃油消耗会发生恶化。

(4) 低负荷工况时,需要提高进气压力和燃油喷射压力,减小局部燃空当量比,以改善碳烟排放和燃油经济性;高负荷工况,进气压力提高 15%,可明显改善燃油消耗,但最高燃烧压力已经超过试验机的设计限值。

(5) 对于应用 EGR 技术的船用中速柴油机而言,单级增压系统已经不能提供 0.6 MPa 的增压压力,必要时需要考虑采用两级增压系统保持原机平均有效压力,并弥补 EGR 应用带来的燃油经济性损失。

参考文献

[1] International Maritime Organization (IMO), RESOLUTION MEPC. 176 (58), Revised MARPOL Annex VI, 10. 10. 2008, Document No. MEPC 58/23/Add. 1.

[2] 张东明,平涛,闫萍,等. 船用柴油机应对 IMO Tier III 排放法规的技术措施[J]. 柴油机,2011,33(4):29-35.

[3] Georg Tinschmann, Dirk Thum. Sailing towards IMO Tier III-exhaust aftertreatment versus engine-internal technologies for medium speed diesel engines[C]. CIMAC, 2010, Paper No. 274.

[4] Kazuhiro Akihama, Yoshiki Takatori, Kazuhisa Inagaki. Mechanism of the smokeless rich diesel combustion by reducing temperature[C]. SAE Paper 2001-01-0655.

[5] Andrei Ludu, Michael Engelmayer, Thomas Bouche, et al. Emission compliance strategy for multiapplication medium speed engines[C]. CIMAC, 2007, Paper No. 258.

[6] Ulrich Dohle, Tognum AG. MTU solutions for meeting future exhaust emissions regulations[C]. CIMAC 2010, Paper No. 284.