

EGR 技术降低低速二冲程柴油机 NO_x 排放的计算研究

刘宏杰¹, 邓康耀¹, 王 真¹, 吴朝晖², 刘 博²

(1. 上海交通大学 高新船舶与深海开发装备协同创新中心, 动力机械与工程教育部重点试验室, 上海 200240;
2. 中船动力研究院有限公司, 上海 200120)

摘 要: 针对国产化二冲程低速柴油机 HHM 6S350 设计了高压 EGR 方案, 通过仿真计算研究了 EGR 对柴油机油耗和 NO_x 排放的影响。结果表明: EGR 能有效降低 NO_x 排放, 在选定的 EGR 方案下全负荷工况加权排放达到 Tier III 排放标准, 但是油耗增加较多。研究了提前喷油对 6S350 在高 EGR 率时的影响。结果表明: 油耗随喷油提前而降低, 但 NO_x 排放上升。受最高气缸压力的限制, 设置 25%、50%、75%、100% 负荷下喷油始角分别较原机提前 6、6、7、4 °CA, 全负荷 NO_x 加权排放为 2.98 (g · (kW · h)⁻¹), 符合 Tier III 排放要求, 而加权油耗仅上升 2.1%。

关键词: 二冲程柴油机; EGR; 喷油提前角; 比油耗; NO_x

中图分类号: TK421⁺.5 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2016)03-0011-06

Research on NO_x Emission Reduction of Low-speed Two-stroke Diesel Engine Using EGR

Liu Hongjie¹, Deng Kangyao¹, Wang Zhen¹, Wu Zhaohui², Liu Bo²

(1. Collaborative Innovation Center for Advanced Ship and Deep-Sea Exploration, Key Laboratory of Power Machinery and Engineering of Ministry of Education, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240; 2. China Shipbuilding Power Engineering Insititute Co., Ltd., Shanghai 200120)

Abstract: Aiming at HHM 6S350 (a domestic low-speed two-stroke diesel engine), high-pressure EGR plan was designed, and the influence of EGR on fuel consumption and NO_x emission was analyzed by simulation. The results showed that EGR could decrease the NO_x emission effectively. Under selected EGR plan, weighted emission under full load met the Tier III criterion, but the fuel consumption largely increased. The influence of advance injection on 6S350 in high EGR rate was studied which led to the result that fuel consumption decreased while the NO_x emission increased. Due to the restrictions on maximum cylinder pressure, under 25%, 50%, 75%, 100% load, the injection time was 6, 6, 7, 4 °CA earlier than the original one respectively. The NO_x weighted emission under full load was 2.98 (g · (kW · h)⁻¹) which met the Tier III criterion, and the weighted fuel consumption raised only 2.1%.

Key words: two-stroke diesel engine; EGR; advance injection; BSFC; NO_x

0 引 言

随着环境保护问题的日益突出, 船用柴油机的排放法规也日趋严格。最新的 Tier III 标准 (图 1) 将于 2016 年执行, 其规定: 在排放控制区域

(NO_x Emission Control Areas, ECA) 转速低于 200 (r · min⁻¹) 的低速柴油机, 其 NO_x 排放需较 Tier I 标准降低 80%。

船用柴油机排放控制主要有内部燃烧控制、后处理和燃油优化三条途径^[1]。为满足 Tier III 排放

收稿日期: 2015-12-24; 收稿日期: 2015-12-28
作者简介: 刘宏杰(1977 -), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为内燃机增压与性能, E-mail: laoniusa@sina.com。

法规,当前用于降低 NO_x 排放的缸内技术主要有废气再循环 (EGR)、电控燃油喷射、两级增压加米勒循环^[2]、燃油乳化和进气加湿等^[3]。EGR 技术将部分冷却后的废气重新导入燃烧室,从而降低燃烧速率和最高燃烧温度,减少 NO_x 的生成。MAN B&W 对船用柴油机 EGR 系统有长期的研究,于 2004 年在其船机产品 4T50ME-X 上进行了试验。结果证明 EGR 可有效降低 NO_x 排放,同时对原机的改动很小,成本低,具有大规模推广使用的潜力^[4]。Wärtsilä 根据其公司六缸四冲程中速柴油机的试验数据,通过 CFD 仿真得到:米勒循环结合 EGR 可降低 NO_x 排放 80% 以上^[5]。本文针对国产化 Tier II 低速二冲程柴油机 HHM 6S350 搭建了仿真模型,计算分析了高压 EGR 方案在全负荷工况下的 NO_x 减排潜力,以及对燃烧和性能的影响,结论可为后续系统设计和自主品牌低速柴油机开发提供参考。

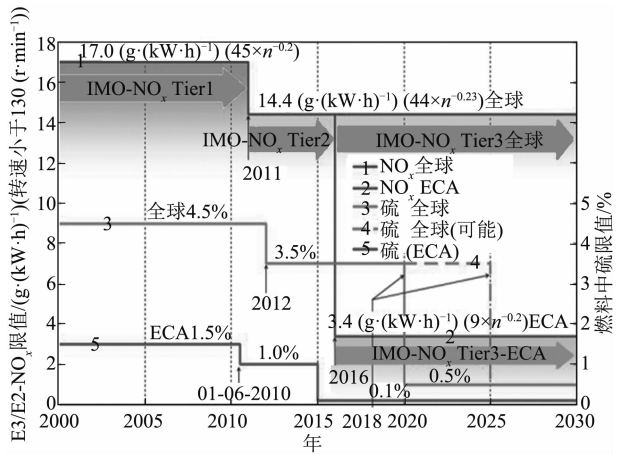


图 1 Tier III 排放标准

1 方案选择

柴油机 EGR 可分为内部 EGR 和外部 EGR。内部 EGR 主要通过改变进排气正时的方式实现,系统简单,但仅有 20% 左右的减排潜力,不能满足 Tier III 排放要求。外部 EGR 可分为高压 EGR 和低压 EGR。高压 EGR 从涡轮前引出废气至压气机后,需要使用进气节流、文丘里管和 EGR 泵等外加装置;低压 EGR 将涡轮后的废气引入压气机前与进气混合,不必考虑进排气压差的问题,但船用低速机通常燃用重质燃油,易造成压气机、中冷器等堵塞和腐蚀,大大降低了压气机的使用期限。综上,本文设计了目前主流的基于 EGR 鼓风机的高压 EGR 系统,如图 2 所示。

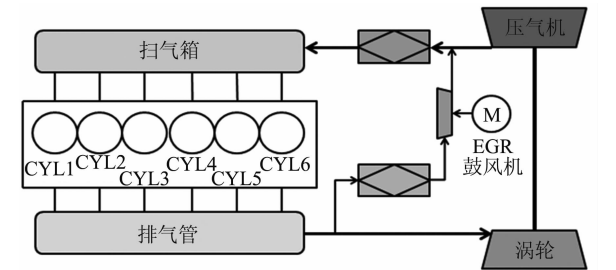


图 2 高压 EGR 系统图

2 建模与标定

HHM 6S350 柴油机部分技术参数如表 1 所示。各负荷下 NO_x 排放试验值见表 2 所示。

表 1 HHM6S350 柴油机部分技术参数

参数	数值
缸径/mm	350
冲程/mm	1 550
压缩比	20.5
额定功率/kW	5 246
额定转速/(r·min ⁻¹)	167
额定制动油耗/(g·(kW·h) ⁻¹)	179.3
Tier III NO _x 排放标准/(g·(kW·h) ⁻¹)	3.4
设计最高燃烧压力/MPa	22.0

表 2 HHM 6S350 各负荷 NO_x 排放试验值

负荷/%	NO _x /(g·(kW·h) ⁻¹)
25	16.18
50	12.75
75	12.96
100	12.64

从试验结果可看到,6S350 机型的 NO_x 排放放在 25% 负荷时较高,其它负荷时较为接近。

仿真计算采用 Gamma Technology 的 GT-Power 软件,燃烧模型为 DIJet。该模型将喷入气缸的燃油沿径向与轴向分成液态燃油区、未燃燃油区和卷吸空气区。随着燃油破碎蒸发,油气混合区内压力、温度随燃烧进程变化,结合未燃燃油蒸气和卷吸空气质量得到空燃比,进一步计算 NO_x 的生成量。高负荷工况下,柴油机进气量相对不足,为了达到更高的 EGR 率以满足排放标准,为原机匹配了更高增压比的涡轮增压系统^[6]。带高压 EGR 系统的整机建模如图 3 所示。在不同负荷和 EGR 率方案的计算中,控制循环喷油量以维持输出功率一定。燃烧模型标定参数如表 3 所示。

原机燃烧模型的标定结果如图 4 所示,整机标

定结果如表 4 所示。可知各工况下仿真数据与试验值误差均在 5% 之内，表明仿真计算结果具有较大的可信度。

表 3 燃烧模型标定参数

修正参数	缩写	数值
点火延迟	CIGN1	1.1
	CIGN8	1.3
卷吸	CBAIR	0.168
	CAAIR	0.15
	CWALL	1.32
放热率	CMBMULT	1.7
燃油破碎	TBMULT	0.9

3 EGR 对油耗和 NO_x 排放的影响

在设定的增压系统下，在不同负荷条件下对不同 EGR 率方案进行了仿真研究，结果如图 5 ~ 7 所示。

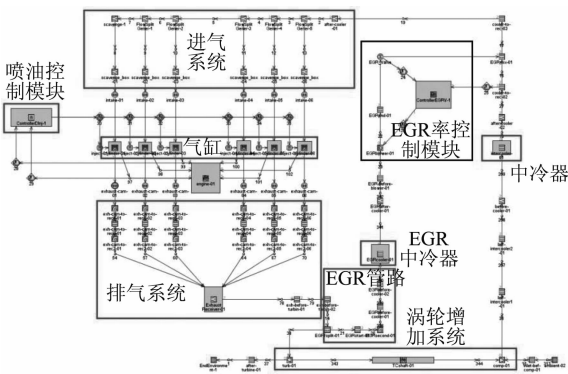


图 3 高压 EGR 系统系统建模

可以看到，随着 EGR 率的提高，NO_x 排放快速下降。因为 EGR 率提高后燃烧延迟，滞燃期延长，持续期增大，最高燃烧温度降低。

在油耗方面，EGR 一定程度上加重了柴油机的后燃，导致燃油经济性下降。

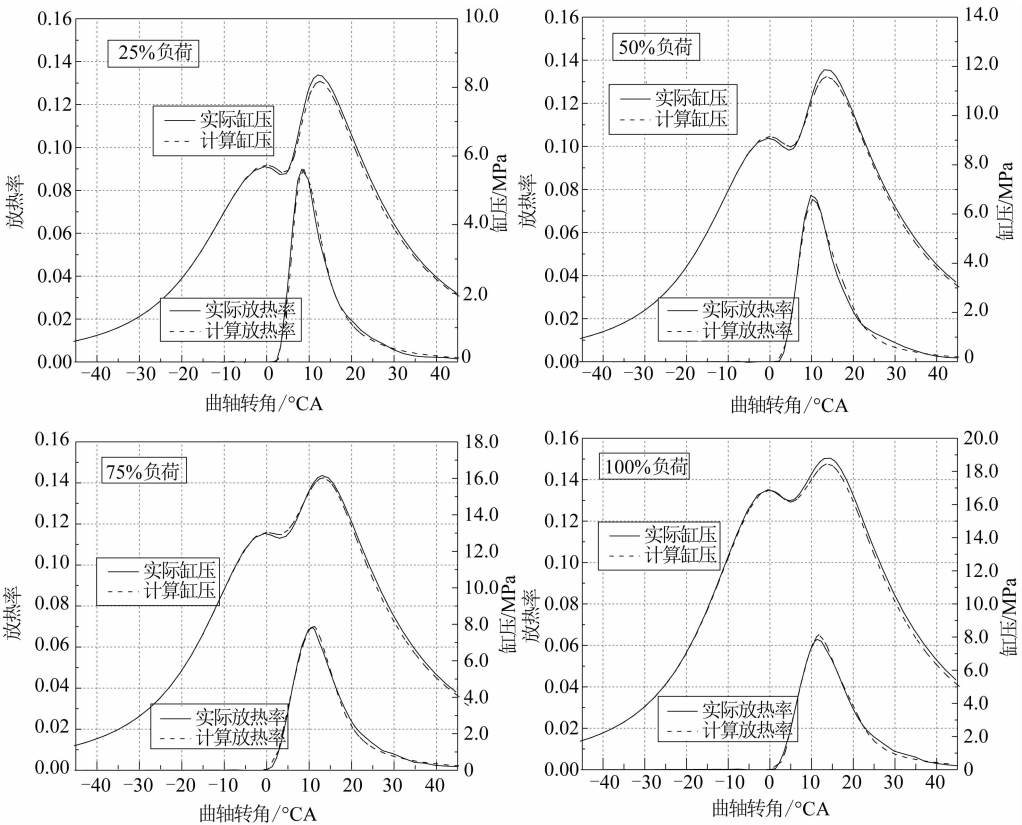


图 4 各负荷下原机放热率和缸压标定结果

表 4 整机标定结果

负荷/%	扫气压力/MPa		排气压力/MPa		排气温度/℃		BSFC/(g·(kW·h) ⁻¹)	
	试验值	仿真值	试验值	仿真值	试验值	仿真值	试验值	仿真值
25	0.172	0.176	0.157	0.154	558.2	556.6	185	185.05
50	0.259	0.265	0.236	0.239	633.2	645.9	179.94	181.49
75	0.345	0.361	0.314	0.329	653.2	671.9	177	176.78
100	0.446	0.456	0.408	0.42	713.2	716.8	179.34	179.09

为了寻求不同负荷时最优 EGR 率，以使在比油耗最低的前提下达到 Tier III 标准，本文根据推进特性船用主机 NO_x 排放计算权重（表 5）进行仿真计算，取 EGR 率变化区间为 20% ~ 40%，计算间隔为 4% 进行。结果如表 6 所示。

表 5 推进特性船用主机 NO_x 排放试验模式

转速	100%	91%	80%	63%
功率	100%	75%	50%	25%
权重	0.2	0.5	0.15	0.15

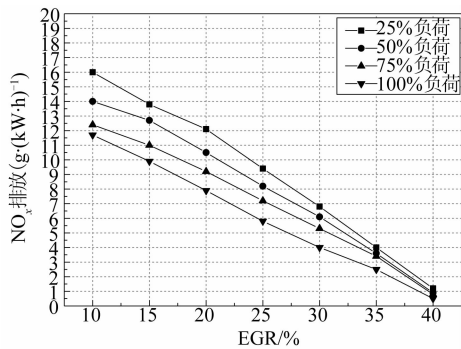


图 5 各负荷下不同 EGR 率对应的 NO_x 排放

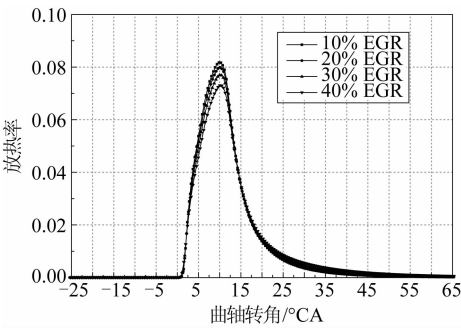


图 6 75% 负荷时燃烧放热率随 EGR 率的变化

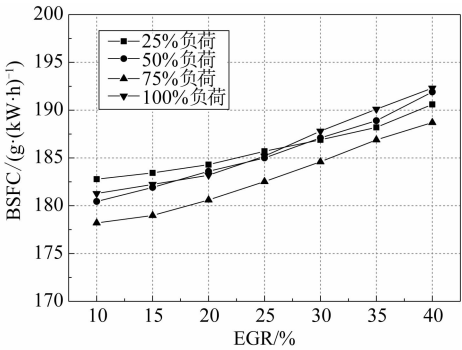


图 7 各负荷下不同 EGR 率对应的比油耗

根据 Tier III 标准，6S350 在排放控制区域 NO_x 排放要低于 3.23 (g · (kW · h)⁻¹)。从表 6 数据可以得出，总体上各负荷下要使排放达标须使用较高的 EGR 率。分负荷来看，100% 负荷时随 EGR 率增大比油耗增加较快，而 25% 负荷时增速相对较慢，因此满负荷时取较小的 EGR 率，而 25% 负荷时可取较高的 EGR 率；75% 负荷占排放计算的权重最大，从表 6 中可看出其对应的 EGR 率须不小于 32%。

综合上述分析，为达到 Tier III 排放标准，选取了如表 7 所示的 4 个方案。根据表 7 计算结果，方案 4 相对较优，但是比油耗较原机依旧增加了 5.6%，还需要对其进行优化以提升燃油经济性。

4 优化喷油提前角降低比油耗

EGR 技术降低 NO_x 排放的同时对燃油经济性的影响很大，可通过增大喷油提前角的方式降低油耗。为了考察喷油提前后 6S350 油耗和排放的变化，计算了各负荷下喷油提前角分别增加 0 ~ 10 °CA

表 6 各负荷下 NO_x 和比油耗随 EGR 率变化

单位: (g · (kW · h) ⁻¹)								
EGR 率/%	25% 负荷		50% 负荷		75% 负荷		100% 负荷	
	NO _x	BSFC	NO _x	BSFC	NO _x	BSFC	NO _x	BSFC
20	12.1	185	10.5	183.6	9.2	180.6	7.9	183.3
24	10.3	185.8	8.7	185.3	7.6	182.1	6.1	184.7
28	8.3	187.1	6.8	187	6.1	184	4.5	186.8
32	6.1	188.4	5.1	189.1	4.5	186.1	3.2	188.8
36	3.8	190.6	3	191.9	2.8	188.7	2	192.3
40	1.2	194	0.9	195.3	0.8	191.9	0.5	196.4

表 7 方案选取与计算

方案	EGR 率/%				加权 NO _x / (g · (kW · h) ⁻¹)	加权比油耗 / (g · (kW · h) ⁻¹)
	25% 负荷	50% 负荷	75% 负荷	100% 负荷		
1	40	36	36	32	2.67	190
2	36	36	36	36	2.82	190.4
3	40	32	40	32	1.99	191.2
4	40	40	32	32	3.21	189.2

后油耗和 NO_x 的变化情况。75% 负荷下的变化情况如图 8 所示。其他负荷下的变化趋势类似。

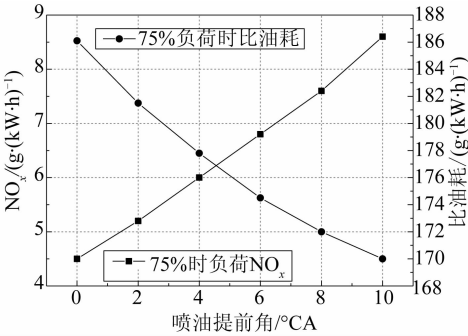


图 8 75% 负荷下 NO_x 和比油耗随喷油提前角变化情况

可见，随着喷油提前，NO_x 排放增加，但比油耗降低，负荷越高，降低越明显。原因是喷油提前减弱了后燃，燃烧相位整体前移，燃烧速率和效率提高，最高气缸压力增大（图 9），油耗减少；同时，燃烧温度和压力增加，混合气处于高温区域的时间延长，NO_x 排放增大。因此，采用增大喷油提前角，同时提高 EGR 率的策略，可使 6S350 在达到 Tier III 标准的前提下降低油耗。各负荷下 NO_x 和油耗的权衡如图 10。

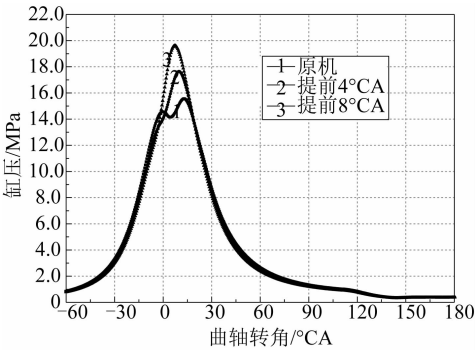


图 9 75% 负荷下缸压随喷油提前的变化

随着负荷的增大，权衡图中曲线倾斜程度增大，即降低同样的 NO_x 对应的比油耗增加；中低负荷时，随喷油提前角的增大，EGR 对比油耗的影响逐渐减小，但 NO_x 降低较为明显，而高负荷时 EGR 对比油耗和 NO_x 的影响都较大；受最高气缸压力的限制，100% 负荷喷油提前角不能过大，设定在 100% 负荷时采用 35% EGR，喷油始角提前 4 °CA。对各负荷下喷油提前角和 EGR 率进行优化后，加权 NO_x 排放为 2.98 (g · (kW · h)⁻¹)，达到 Tier III 标准；加权油耗为 183.5 (g · (kW · h)⁻¹)，较原机仅增加了 2.1%，接近文献 [7] 的结论。

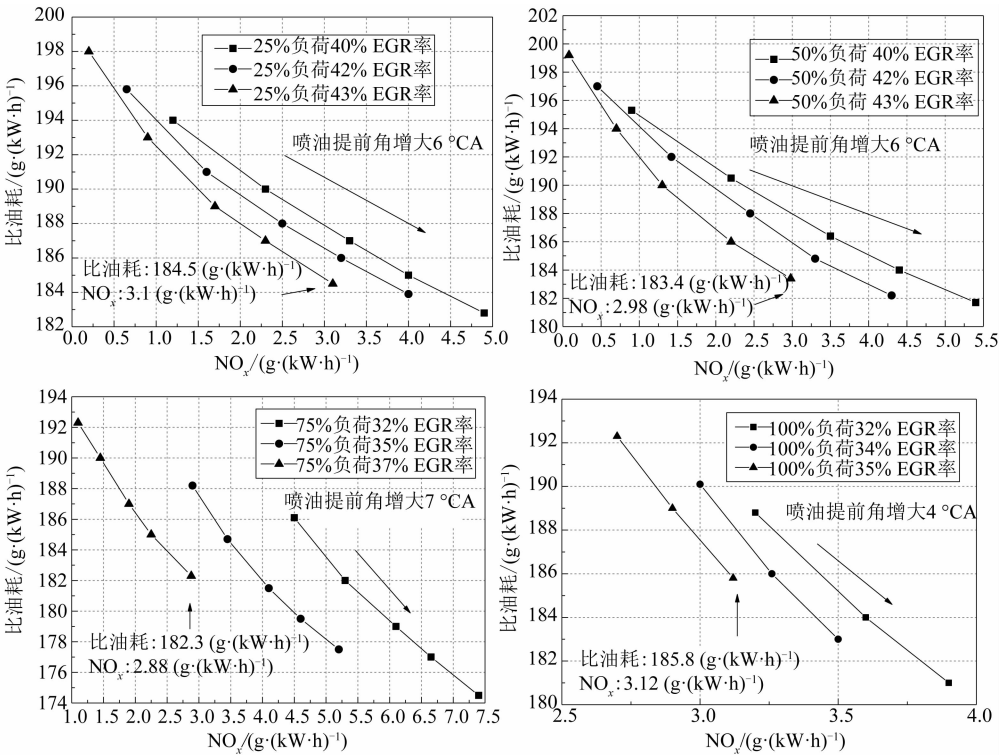


图 10 各负荷下比油耗和 NO_x 排放的权衡关系

5 结 论

(1) EGR 技术能有效降低低速二冲程柴油机的 NO_x 排放。HHM6S350 柴油机在提高增压压力

并结合高 EGR 率后，可使 NO_x 加权排放降低 76%，达到 Tier III 标准，同时比油耗增加 5.6%。

(2) 在改变循环供油，控制输出功率不变的前提下，为提高燃油经济性可采用提前喷油的策

略,但是 NO_x 排放会随着喷油提前而增加,为达到排放标准须增大 EGR 率。

(3) HHM6S350 柴油机的设计最高气缸压力为 22.0 MPa,须控制最高气缸压力并留有一定余量。分别设置不同负荷,采用不同的喷油提前角和 EGR 率可使加权 NO_x 降低至 2.98 (g · (kW · h)⁻¹),同时比油耗仅上升 2.1%。

参考文献

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

[2] Millo. F, Gianoglio. M, Delneri. D. Combining dual stage turbochaging with extreme Miller timings to achieve NO_x emissions reductions in marine diesel engines [C]. CIMAC Proceedings, Bergen 2010.

[3] H. Stebler. Reduction of NO_x-emission of a medium-speed DI diesel engine using Miller system, exhaust gas recircu-

lation, variable nozzle turbo charger and common rail fuel injection [C]. CIMAC, 1998: 857-866.

[4] Johan Kaltoft. Tier III EGR for large 2-stroke Man B&W diesel engines [C]. Proceeding of the International Symposium on Marine Engineering, Paper-ISME586.

[5] Federico Miuo. Marco Gianoglio Bernardi, Emanuele Servello, er al. Computational analysis of different EGR systems combined with Miller cycle concept for a medium speed marine diesel engine [C]. CIMAC, 2013 Paper NO. 74.

[6] Codan, E. Mathey, C. Retting, A. 2-stage turbocharging-flexibility for engine optimization [C]. CIMAC, 2010 Paper NO. 293.

[7] Niels Kjemtrup, Kjeld Aabo, Thomas S. Knudsen. Developments on exhaust emission modelling for large two-stroke diesel engines—some comparisons with measured data and an update on the latest emission reduction techniques [C]. CIMAC, 2007 Paper NO. 230.

(上接第 5 页)

[5] 汪齐富, 崔毅, 邓康耀, 等. 船用柴油机米勒循环两级增压系统的设计研究 [J]. 柴油机, 2012, 34 (2): 26-53.

[6] Däubler L, Bessai C, Predelli O. Tuning strategies for on-line-adaptive PI Controllers [J]. Oil & Gas Science and Technology-Revue de l'IFP, 2007, 62 (4): 493-500.

[7] Buratti R, Carlo A, Lanfranco E, et al. DI diesel engine with variable geometry turbocharger (VGT): a model based boost pressure control strategy [J]. Meccanica, 1997, 32 (5): 409-421.

[8] 刘博. 柴油机可调二级涡轮增压系统研究 [D]. 上海:

上海交通大学, 2011.

[9] 刘博, 胡志龙, 李华雷, 等. 可调二级增压柴油机旁通阀特性和调节规律的试验 [J]. 内燃机学报, 2012, 30 (1): 72-78.

[10] 魏名山, 张志, 方金莉, 等. 带有放气阀的二级增压系统的设计与试验 [J]. 内燃机学报, 2009, 27 (2): 166-170.

[11] 隋菱歌. 增压柴油机瞬态工况性能仿真及优化 [D]. 吉林: 吉林大学, 2012.

[12] 张宝川. 可调两级增压系统的动态特性及控制研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2015.

信息动态

CIMAC WG 20 (系统集成) 首次会议报道

WG 20 首次工作会议于 2015 年 6 月 24 日在阿姆斯特丹举行。会议提出的主要工作目标和关注点如下:

- 制定系统集成的法规与标准 (例如: EEDI 定义和实施细则)
- 与船级社一同引入并致力于法规的发展, 调整现有的法规以应对最先进的系统集成设计原则
- 将零部件行业引入船舶及陆地应用, 并与其紧密合作
- 研发混合系统设计原则
- 在柴-电安装中引入内燃机的最新研发成果
- 讨论船舶及陆地应用中能源效率优化概念的发展驱动力
- 致力于船舶和陆地发电站的多元化能源系统设计优化的发展与传播

WG 20 的目标会员被界定为发动机制造商、工程公司、研究机构、系统和零部件供应商、系统集成商、发动机用户、船厂和船级社。WG 20 已颁布了其通则, 并任命了主席。新的工作组将由 Stefan Müller (MTU Friedrichshafen GmbH 的海事应用中心总监) 负责。

(VIVID 编辑)