

性能与排放

基于 EGR 技术的船用低速二冲程柴油机 增压系统匹配研究

孙 坤, 朱思鹏, 陆振华, 邓康耀

(上海交通大学动力机械与工程教育部重点实验室, 上海 200240)

摘 要: 针对采用 EGR 技术的船用低速二冲程柴油机在满足 IMO 排放法规时增压系统须兼顾多模式、宽流量范围运行的问题, 基于某型低速二冲程柴油机在 GT-Power 软件中搭建整机及 EGR 系统仿真模型并校核。在此基础上研究涡轮增压器匹配、进排气旁通、废气旁通 (EGB) 等措施对该型柴油机 Tier III 和 Tier II 模式时性能的影响并得出系统匹配策略。研究结果表明: Tier III 模式时, 减小涡轮等效流通面积可有效恢复增压压力, 但导致运行点接近压气机喘振线; 引入进排气旁通则可有效解决喘振问题。Tier II 模式时, 采用 EGR 和 EGB 措施均可有效解决因涡轮等效面积减小带来的增压压力过高问题, 但其中 EGR 方案 NO_x 排放较低, 燃油消耗率偏高, 而 EGB 方案燃油消耗率较低, NO_x 排放偏高; 综合应用 EGR 和 EGB, 即高负荷采用 EGR, 中低负荷采用 EGB 的匹配方案, 可达到整机 NO_x 排放满足 Tier II 法规要求且燃油消耗率最低的设计目标。

关键词: 船用低速二冲程柴油机; 增压系统; EGR; EGB; 匹配

中图分类号: TK423.5 文献标识码: A 文章编号: 1001-4357(2018)01-0001-07

Research on Turbocharging Systems Matching with Marine Low-Speed Two-Stroke Diesel Engines Using EGR

Sun Kun, Zhu Sipeng, Lu Zhenhua, Deng Kangyao

(Key Laboratory for Power Machinery & Engineering of Ministry of Education,
Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240)

Abstract: To meet with IMO emissions regulations, the matching of turbocharging systems with marine low-speed two-stroke diesel engines using exhaust gas recirculation (EGR) technology should take the issues of multi-mode, wide flow range operation into consideration. An engine simulation model with the EGR system was established and calibrated with GT-Power software based on a type of low-speed two stroke diesel engine. Effects of the turbocharger matching, intake and exhaust bypass, exhaust gas bypass on the engine performance under Tier III and Tier II restrictions were analyzed and the turbocharger matching strategies were obtained. Results show that in the Tier III mode, reducing turbine equivalent area can effectively restore the boost pressure, however the operating points are close to the compressor surging line; the introduction of intake and exhaust bypass can effectively solve the surging problem. In the Tier II mode, the EGR and EGB schemes can effectively solve the high charging pressure caused by the decreased turbine equivalent area. The comparison results show that NO_x emissions are low and BSFC is high in the EGR scheme; BSFC is low and the NO_x emissions are high in the EGB scheme. To achieve the optimized fuel economy under the Tier II NO_x restrictions, the EGR and EGB strategy should be applied comprehensively, which means the EGR strategy should be adopted at high loads and the EGB strategy applied at medium to low loads.

Key words: marine low-speed two-stroke diesel engine; turbocharging system; EGR; EGB; matching

收稿日期: 2017-05-03

作者简介: 孙坤(1991-), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为内燃机增压技术, E-mail: sksjtu@163.com。

0 引言

基于日益严格的排放法规^[1-2], EGR 技术得到了广泛重视及研究, 并成为降低 NO_x 排放的关键技术之一^[3-5]。对采用 EGR 技术的船用柴油机, 如何保证涡轮增压系统在排放控制区和非排放控制区, 即 EGR 开启和关闭时, 均能高效运行仍是有待进一步研究的关键技术难题^[6-8]。针对上述问题, 三菱公司采用低压 EGR 系统将废气从涡轮后送至压气机前, 该系统结构简单, 但废气会对压气机产生腐蚀^[9]; ABB 公司提出采用可变涡轮面积 (VTG) 技术, 但是该技术仅适用于 EGR 率不超过 25% 的机型^[10-11]; MAN 公司根据不同缸径的柴油机提出双涡轮增压和单涡轮增压结合进排气旁通、废气旁通 (EGB) 两种方案^[12-14], 但对不同方案的增压系统匹配并未给出详细分析。国内高校和科研院所针对船用柴油机 EGR 技术的研究多集中于 EGR 的减排能力^[15-17], 对不同模式切换的研究较少。基于此, 笔者以某型船用低速二冲程柴油机为研究对象, 借助 GT-Power 仿真软件, 详细探讨引入高压 EGR 系统后增压系统匹配问题的解决方案和不同模式的切换控制策略。

1 柴油机仿真模型的建立和校核

为分析 EGR 系统对整机和增压系统的影响, 以某型船用低速二冲程柴油机为研究对象, 在 GT-Power 软件中建立其仿真模型。该机型主要参数见表 1, 其原机 NO_x 排放满足 Tier II 法规标准。仿真模型由多个模块组成, 发动机本体模块中, 燃烧模型选用 DIpulse, 为现象学多区燃烧模型, 可用于预测柴油机缸内燃烧及与排放相关的参数^[18]; 涡轮增压器模块中, 涡轮简化为喷嘴, 涡轮等效流通面积通过喷嘴的喷口直径确定; 压气机模块是将压气机图谱离散成表输入到模型中; 其它模块按照发动机实际物理参数进行相应的设置。图 1 给出了 100% 负荷下气缸压力试验数据和 GT-Power 仿真模拟数据的对比校核结果。此外, 对不同负荷下的缸压、功率、排温、燃油消耗率等关键参数均进行了校核, 其最大误差不超过 5%, 表明仿真模型能够较准确地反映发动机的各项性能。

原机 NO_x 排放仅满足 Tier II 标准, 通过引入低压 EGR 系统或高压 EGR 系统使其达到 Tier III 标准。但是船用低速机多燃烧重质燃料油, 低压 EGR 系统的废气在经过压气机时会对其产生腐蚀作用, 严重影响压气机使用寿命, 因此多采用高压

EGR 系统。系统由 EGR 风机、EGR 冷却器、洗涤器等部件组成, 其中风机通过 “compressor” 模块设置实现相应的压升, 保证废气的引入; 冷却器通过多管束排布模拟实现相应的散热量和压降。其整机示意图如图 2, 包括主通路和 EGR 通路。参照已有文献^[19]可知: 船用低速二冲程柴油机的 EGR 率不超过 40%, 因此 EGR 通路设计最大流量为总流量的 40%, 这也意味着 EGR 通路开启和关闭, 即 Tier II 和 Tier III 不同模式时涡轮流量存在最大 40% 的变化。较大的流量变化使得传统增压系统很难兼顾两种模式下的高效、稳定运行。

表 1 某型柴油机主要技术参数

缸径/mm	340
冲程/mm	1 600
压缩比	20.5
额定功率/kW	5 520
额定转速/($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	169
发火次序	1-6-2-4-3-5

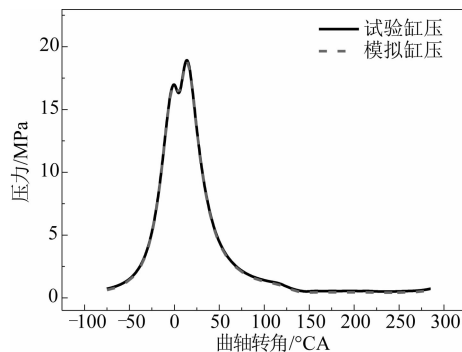


图 1 100% 负荷下气缸压力试验数据和仿真数据对比

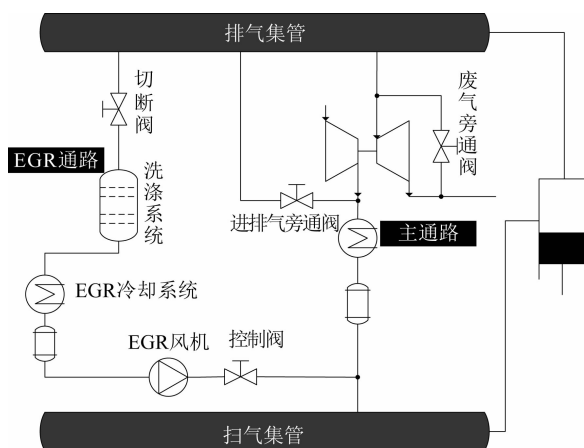


图 2 整机及 EGR 系统示意图

2 基于 Tier III 模式的增压系统匹配

2.1 EGR 对整机性能影响

EGR 系统的引入使得涡轮前流量降低, 进一

步对压气机流量和增压压力产生影响。图 3 给出了不同 EGR 率对增压压力和压气机流量的影响, 其中 4 个工况点分别为 25%、50%、75%、100% 负荷。随着 EGR 率的逐渐增大, 即从 0 增加至 40% 时, 不同负荷时的增压压力和压气机流量都有所下降。这是因为 EGR 率的增大使得涡轮前流量下降, 从而压气机端流量下降, 增压压力也随之下降。针对该机型, 要达到 Tier III NO_x 排放标准, EGR 率应控制在 30% ~ 40% 之间^[19], 相比于原机, 相应压气机流量下降 25% ~ 35%, 增压压力下降 20% ~ 25%。压气机流量和增压压力的大幅下降对整机和增压系统都有不利影响, 为了保证 Tier III 模式时发动机的动力性和经济性, 以 100% 负荷时增压压力恢复至原机水平、压气机喘振裕度高于 10% 为目标, 重新匹配涡轮增压系统。

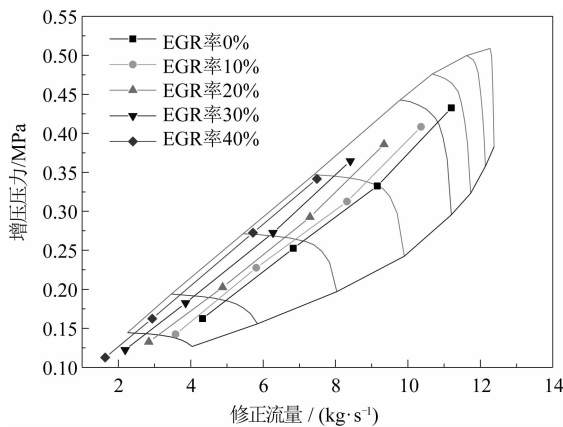


图 3 EGR 对增压压力和压气机流量的影响

2.2 涡轮端匹配

减小涡轮等效流通面积是提升压气机流量和增压压力的有效方法。图 4 所示为 100% 负荷不同 EGR 率时, 涡轮等效流通面积对压气机流量和增压压力的影响。随着涡轮等效流通面积的逐渐减小, 增压压力显著提高; 但压气机流量呈现先增加后减小的变化趋势。这使得涡轮等效流通面积较小时压气机运行点接近甚至超出喘振线。

不同于四冲程柴油机, 流经二冲程柴油机的空气流量受多种因素影响。为了便于分析, 首先给出无 EGR 系统的二冲程柴油机流通特性的简化模型^[20], 其进气过程集中在扫气阶段, 因此通过气缸的气量可根据气缸等效流通面积计算, 计算公式见式 (1):

$$m = \frac{\mu \bar{A}_{\text{cyl}} p_k}{\sqrt{RT_k}} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p_T}{p_k} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_T}{p_k} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (1)$$

式中: m 为流过气缸的流量, ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$); μ 为流

量系数; R 为气体常数; A_{cyl} 为气缸等效流通面积, m^2 ; p_k 为增压压力, MPa; p_T 为涡轮前压力, MPa; T_k 为扫气集管温度, K; k 为绝热指数。根据上述公式可知: 通过气缸的流量的变化主要取决于增压压力 p_k 、涡轮前压力和增压压力之比 p_T/p_k (也即扫气压差 $p_k - p_T$)。

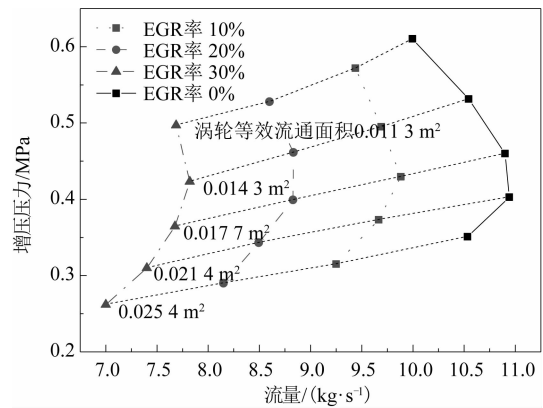


图 4 涡轮等效流通面积对压气机流量和增压压力的影响

根据涡轮增压器能量平衡公式: 增压压力、扫气压差和增压器效率相关, 因此压气机流量也和增压器效率相关。图 5 所示为 100% 负荷不同涡轮增压器效率时, 涡轮面积、压气机流量、增压压力之间的关系。可见: 相同的涡轮等效流通面积时, 随着增压器效率的提高, 压气机流量增加。因为随着增压器效率的提升, 扫气压差和增压压力变大, 压气机流量相应增加。

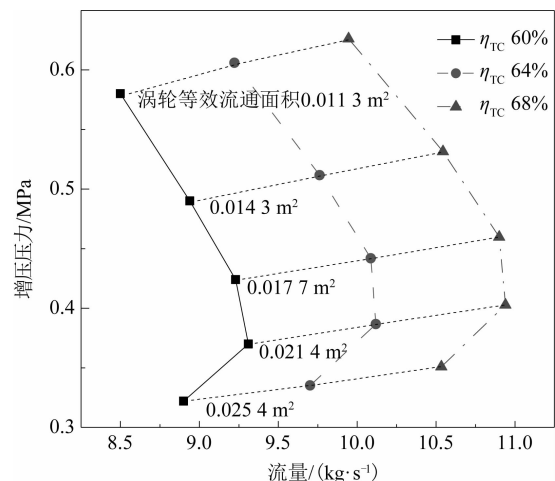


图 5 增压器效率对压气机流量的影响

为进一步研究压气机流量的影响因素, 固定增压器效率不变, 分析流量的变化。如图 6 所示为 100% 负荷、增压器效率为 68%、未引入 EGR 系统时扫气压差和压气机流量的变化情况。当涡轮等效流通面积逐渐减小, 涡轮前压力和增压压力随着废气能量的增加而增加, 并且在低压比范围内扫气

压差会有增加,因此流量增大。但是当涡轮等效流通面积继续减小,涡轮前压力增幅较大,扫气压差开始减小。从图中可以看出:在涡轮等效流通面积小于某一临界值(0.026 m^2)时,扫气压差开始减小,但此时增压压力仍在增加,所以流量并不会马上下降,而是当扫气压差继续减小到另一临界值,即图中涡轮等效流通面积为 0.021 m^2 时,流量出现下降。

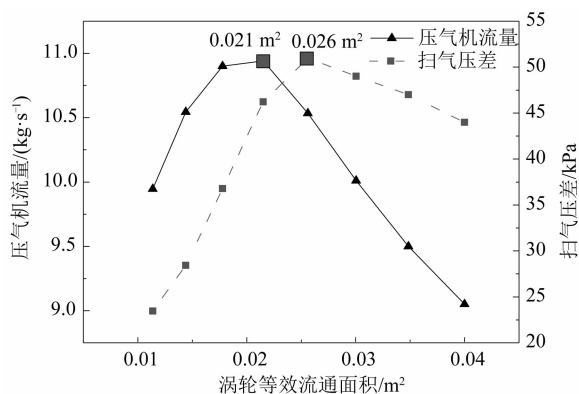


图6 涡轮等效流通面积和压气机流量、扫气压差的关系

综上所述,针对船用低速二冲程柴油机,减小涡轮等效流通面积可以有效提升增压压力,但压气机流量并非线性增加,因此涡轮端调整以恢复增压压力为主。本文以100%负荷为设计工况点,由于本机型达到Tier III标准的EGR率在30%~40%之间,因而分别计算EGR率为30%、35%、40%时,恢复到原机增压压力所需的相对涡轮等效流通面积(图7),其中选取原机涡轮等效流通面积为基准1。随着EGR率的提升,相对涡轮等效流通面积减小,EGR率提升5%,涡轮等效流通面积相对值下降约3%,EGR率在30%~40%之间时,涡轮相对等效流通面积为75%~82%。

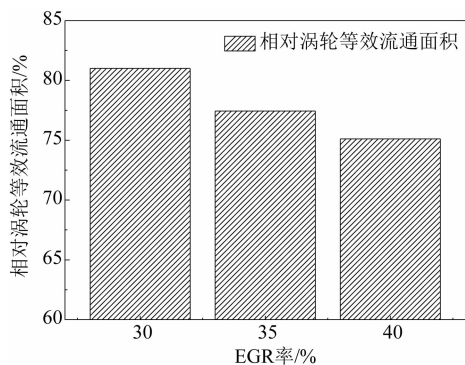


图7 不同EGR率时的相对涡轮等效流通面积

2.3 压气机端调节

根据上文分析,高EGR率时,压气机流量大幅减少,压气机运行点接近喘振线,尤其在减小涡轮等

效流通面积后,提升了增压压力,运行点已超出压气机喘振线。以下针对此研究提升压气机流量的方案。

进排气旁通作为增压系统的辅助措施可有效提升涡轮前流量,其原理是将压气机后的部分流量直接送至涡轮前。图8所示为未引入EGR时,100%负荷不同进排气旁通率下压气机的流量变化。涡轮等效流通面积不变时,随着进排气旁通率的提升,压气机流量显著增加。其中,原机涡轮等效流通面积为 0.0177 m^2 ,进排气旁通率从0变化到30%时,压气机流量由 $10.8 (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$ 增加到 $12.5 (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$,增加了 $1.7 (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$,增幅为15.7%。由此可见,进排气旁通能够有效提升压气机流量,因此在该机型中引入进排气旁通。

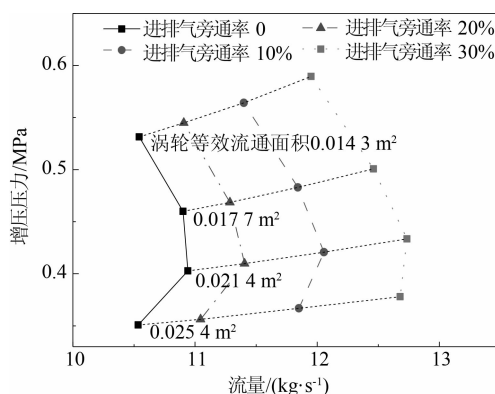


图8 进排气旁通对压气机流量的影响

引入进排气旁通的目标是保证运行点喘振裕度大于10%。当EGR率为30%、35%、40%,100%负荷时不同进排气旁通率对应的喘振裕度如图9所示。据图可知:EGR率不变时,随着进排气旁通率的提高,涡轮端可用能增大,压气机流量增加,喘振裕度提高。30%、35%、40%EGR率时,恢复到10%的喘振裕度所需的进排气旁通率分别为17%、23%、30%。同时,对比可知EGR率每提高5%,进排气旁通率须提高6%~7%。

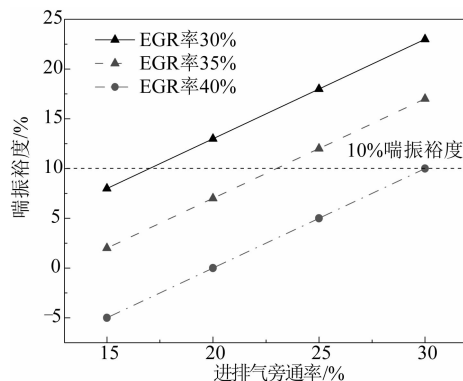


图9 进排气旁通率对压气机喘振裕度的影响

3 基于 Tier II 模式的增压系统调节

在非排放控制区时,柴油机的 NO_x 排放只须满足 Tier II 标准,因此切断 EGR 通路和进排气旁通,只开启主通路。但是由于涡轮等效流通面积减小,涡轮膨胀比增加,压气机增压压力升高,造成缸内最高燃烧压力超限。因此须要适当减小小涡轮前流量。本文以增压压力恢复到原机水平为目标,分别分析引入 EGB 和引入 EGR 通路两种方案,并做比较。

3.1 EGB 调节和 EGR 调节

当切断 EGR 和进排气旁通后,增压压力的变化情况如图 10 所示。同一负荷时,随涡轮等效流通面积减小,增压压力变大。原机涡轮等效流通面积为 0.0177 m^2 ,100% 负荷时增压压力为 0.43 MPa ,当涡轮等效流通面积减小为 0.0143 m^2 (EGR 率 30% 对应的涡轮面积) 和 0.0133 m^2 (EGR 率 40% 对应的涡轮面积) 时,增压压力分别提高 16% 和 21%; 其它负荷时,随涡轮等效流通面积由 0.0177 m^2 减小为 0.0143 m^2 ,增压压力提升 16% ~ 18%。为维持额定点增压压力须引入 EGB 或 EGR。

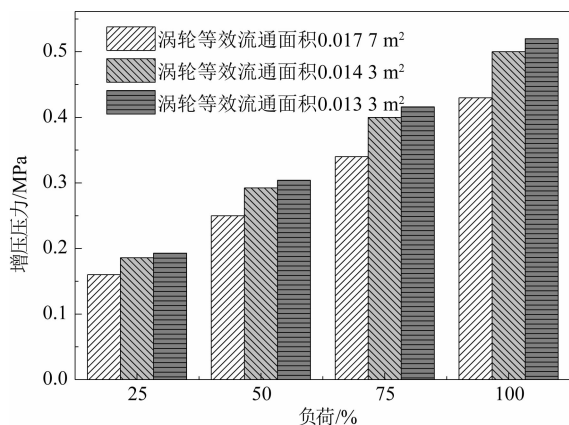


图 10 不同涡轮等效流通面积时的增压压力对比

引入 EGB 可旁通部分废气,进而降低增压压力。图 11 所示为 100% 负荷时不同 EGB 率下增压压力变化情况。涡轮等效流通面积不变时,EGB 率增加,增压压力下降,且 EGB 率增加 5%,增压压力下降约 0.035 MPa 。当涡轮等效流通面积为 0.0143 m^2 、 0.0133 m^2 时,要恢复至原机增压压力水平,EGB 率应分别控制在 10% 和 13%,即当 Tier III 模式下 EGR 率为 30% ~ 40% 时,对应的 Tier II 模式 100% 负荷的 EGB 率为 10% ~ 13%。

引入 EGR 系统可将部分废气不经涡轮直接送回气缸,既可以降低增压压力,也可以减少 NO_x

排放,具体 EGR 率的确定同样以恢复增压压力为目标。计算可得:涡轮等效流通面积为 0.0143 m^2 、 0.0133 m^2 时,要恢复 0.43 MPa 的原机增压压力,EGR 率分别为 12% 和 18%。

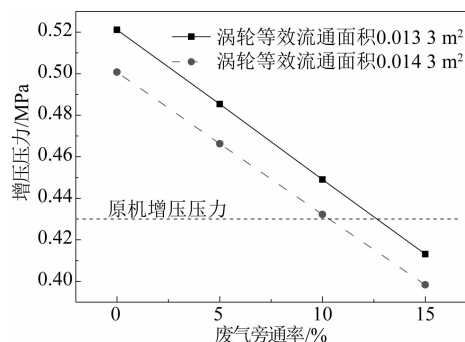


图 11 不同废气旁通率对增压压力的影响

3.2 EGB 和 EGR 对比

引入 EGB 和 EGR 均能够使增压压力恢复至原机水平,以下对比分析涡轮等效流通面积为 0.0143 m^2 时,采用 EGB 方案和 EGR 方案的模拟仿真结果,并给出合理方案。方案选择的标准是:(1) 保证 NO_x 排放达到 Tier II 标准;(2) 燃油消耗率最低。

图 12 所示为 EGB 和 EGR 不同方案时的燃油消耗率。可发现:在不同负荷时 EGR 方案的燃油消耗率均高于 EGB 方案。这是因为 EGR 方案中部分废气送入气缸使得氧浓度偏低,燃烧恶化,并且 EGR 风机也会消耗部分能量。EGR 方案和 EGB 方案的综合燃油消耗率分别为 $180.20 \text{ (g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$ 、 $174.03 \text{ (g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$,由此可知 EGB 方案的燃油消耗率更低。

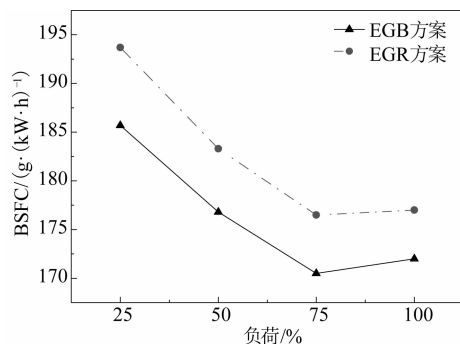


图 12 EGR 和 EGB 方案下的燃油消耗率对比

图 13 所示为不同 EGB 和 EGR 方案时 NO_x 排放的对比。可发现:EGR 方案的整机 NO_x 排放明显降低。这是因为 EGR 的引入使得缸内最高燃烧温度下降,氧浓度降低,有效抑制了缸内 NO_x 的生成;EGB 方案的整机 NO_x 排放较高,因为增压压力不变的同时涡轮前压力升高,扫气压差减小,缸

内温度升高。二者各自的综合 NO_x 排放分别为 $10.24 \text{ (g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$ 、 $14.05 \text{ (g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$ ，而设计机型在非排放控制区须满足 Tier II 标准，即 NO_x 排放要低于 $13.52 \text{ (g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$ 。可见，EGB 方案的整机 NO_x 排放超出了 Tier II 标准。

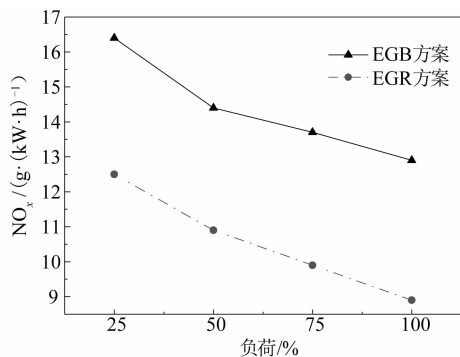


图 13 EGR 和 EGB 方案下的 NO_x 排放对比

根据上述分析可知：EGB 方案的燃油消耗率较低，EGR 方案的 NO_x 排放较低，因此设计时综合运用两种方案。为了获得较低的燃油消耗率，本文以 EGB 方案为主，EGR 方案为辅，即 25%、50%、75%、100% 四个测试工况点中，3 个工况点采用 EGB 方案，1 个工况点采用 EGR 方案，具体设计方案见表 2。

表 2 Tier II 模式不同设计方案

工况	方案 1	方案 2	方案 3	方案 4
25%	EGR	EGB	EGB	EGB
50%	EGB	EGR	EGB	EGB
75%	EGB	EGB	EGR	EGB
100%	EGB	EGB	EGB	EGR

各方案的综合 NO_x 排放和综合燃油消耗率如图 14 所示。其中方案 1，即 25% 负荷采用 EGR 系统的方案中， NO_x 排放接近限定值；方案 2 的 NO_x 排放超出限定值；方案 3 和方案 4 的 NO_x 排放均满足要求，但方案 3 的燃油消耗率较高。综合上述分析选择方案 4，即 90% ~ 100% 负荷采用 EGR 系统，其它负荷采用 EGB 系统作为最终方案。其综合 NO_x 排放为 $13.25 \text{ (g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$ ，满足排放要求。综合燃油消耗率 $175.03 \text{ (g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$ ，相比原机降低 $1 \text{ (g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$ 。

4 不同模式切换控制策略

综上：Tier III 模式时，引入 EGR 系统后压气机流量减小，增压压力减小，因此减小涡轮等效流通面积，开启进排气旁通阀（CBV），涡轮面积和

旁通率由不同的 EGR 率确定。在 Tier II 模式时，涡轮等效流通面积减小使得增压压力增大，因此引入 EGB 和 EGR 降低增压压力。对比分析可知：90% ~ 100% 负荷开启 EGR，其它负荷开启 EGB，既可以实现较低的燃油消耗率又可以满足 NO_x 排放限值。总结改进后机型在 Tier II 和 Tier III 模式的增压系统控制策略如表 3。

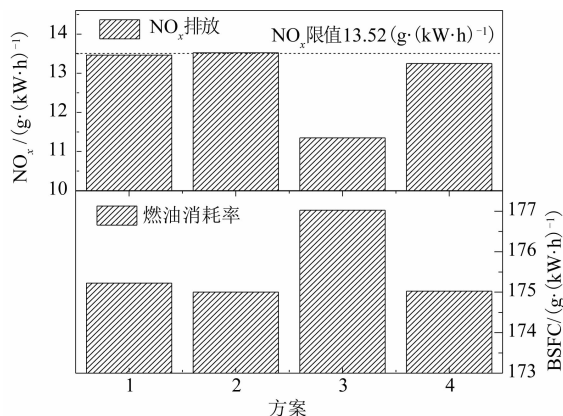


图 14 Tier II 模式下不同方案的 NO_x 和燃油消耗率对比

表 3 不同模式阀门切换控制策略

MCR	Tier II 模式			Tier III 模式		
	EGR	CBV	EGB	EGR	CBV	EGB
100%	开启	关闭	关闭	开启	开启	关闭
90%	开启	关闭	关闭	开启	开启	关闭
75%	关闭	关闭	开启	开启	开启	关闭
50%	关闭	关闭	开启	开启	开启	关闭
25%	关闭	关闭	开启	开启	开启	关闭

5 结 论

(1) Tier III 模式下压气机流量和增压压力相比原机均有下降，减小涡轮等效流通面积可有效提升增压压力，但使得流量先增后减进而导致运行点接近压气机喘振线；引入进排气旁通则可有效增大压气机流量，解决喘振问题。

(2) Tier II 模式下涡轮等效流通面积的减小使得增压压力变大。采用 EGR 和 EGB 两种方案均可降低增压压力，但 EGR 方案燃油消耗率偏高，EGB 方案 NO_x 排放偏高。综合应用两种方案：90% ~ 100% 负荷开启 EGR，0 ~ 90% 负荷开启 EGB，保证了 NO_x 满足排放标准的同时，燃油消耗率相比原机降低 $1 \text{ (g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$ 。

(3) 机型改进后不同模式的切换涉及 EGR、EGB、CBV 等多个阀门。在 Tier III 模式下，开启 EGR 和 CBV，关闭 EGB；在 Tier II 模式下，高负荷开启 EGR，中低负荷开启 EGB，关闭 CBV。

参考文献

- [1] International Maritime Organization. Annex VI of MARPOL 73/78 an NO_x technical code [R]. 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] RADICA G, MEDICA V, RACIC N. Developmet of marine engines to fulfil IMO emission regulations [J]. Journal of applied physics, 2008, 101 (10): 553.
- [4] 张志友, 安士杰, 魏宇坤. 废气再循环 (EGR) 研究现状分析 [J]. 内燃机, 2014 (4): 24-27.
- [5] 张东明, 陈志忠, 平涛. 船用 EGR 柴油机可变气门正时的仿真研究 [J]. 柴油机, 2014, 36 (4): 4-8.
- [6] CODAN E, BERNASCONI S, BORN H. IMO III emission regulation: impact on the turbocharging system [C]. CIMAC, 2010, Paper NO. 139.
- [7] SHIRAI T, SKJOLDAGER P, YOKOBE S, et al. EGR system development on MES test engine 4S50ME-T9 [C]. CIMAC, 2013, Paper NO. 176.
- [8] KALTOFT J, PREEM M. Development of integrated EGR system for two-stroke diesel engines [C]. CIMAC, 2013, Paper NO. 219.
- [9] HIRAOKA N, UEDA T, NAKAGAWA T. Development of low pressure exhaust gas recirculation system for mitsubishi UE diesel engine [C]. CIMAC, 2016, Paper NO. 142.
- [10] BERNASCONI S, HARDER C, KAHN M, et al. Field experience with variable turbine geometry on ABB turbochargers [C]. The worldwide turbocharger conference, 2009, Paper NO. 19.
- [11] SHIRAI T, SKJOLDAGER P, YOKOBE S, et al. Testing an integrated EGR system on a marine two-stroke diesel engine [J]. MTZ industrial, 2014, 4 (1): 46-51.
- [12] MAN B&W. Emission project guide [R]. Teglholmsgade; MAN Diesel & Turbo, 2016: 10-20.
- [13] MAN B&W. Emission control MAN B&W two-stroke diesel engines [R]. Teglholmsgade; MAN Diesel & Turbo, 2014: 21-25.
- [14] MAN B&W. Exhaust gas emission control today and tomorrow [R]. Teglholmsgade; MAN Diesel & Turbo, 2010: 13-28.
- [15] 胡必柱, 王锋, 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.
- [16] 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.
- [17] 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.
- [18] VENKATESHMOHAN V, KUMAR M. Predictive diesel combustion using DI-Pulse in GT-Power [D]. Gothenburg: Chalmers university of technology, 2015: 22-31.
- [19] 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.
- [20] 齐纳. 内燃机增压与匹配: 理论、计算及实例 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1982.

2018 年广告开始征订

版位	尺寸	颜色	定价
封面	205 × 226 (去刊头)	彩色	8000 元/版
封二	210 × 297	彩色	6000 元/版
封三	210 × 297	彩色	4000 元/版
封底	210 × 270 (去条形码)	彩色	5000 元/版
首插页	210 × 297	彩色	5000 元/版
插页	210 × 297	彩色	4000 元/版

《柴油机》编辑部

地址: 上海市华宁路 3111 号 邮编: 201108

电话: 021-31310201, 021-31310204

传真: 021-51711700

E-mail: diesengine@sina.com