

性能与排放

新型燃油系统在船用柴油机降排放中的应用

张旭东, 李焕英, 钟 兵, 韦汉辉

(陕西柴油机重工有限公司, 陕西 兴平 713105)

摘 要: 针对降低船用柴油机 NO_x 排放的同时降低技术改造成本的要求, 提出了一种新型燃油系统, 即调压孔式喷油泵和交叉喷孔油嘴结合的燃油喷射系统。试验验证表明: 该新型燃油系统可实现靴形喷射规律并改善燃油雾化, NO_x 排放大幅降低。

关键词: 船用柴油机; 燃油系统; 靴型喷射规律; 交叉孔式喷孔; NO_x 排放

中图分类号: TK423.8⁺.4 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2013)03-0007-04

Application of New Fuel System in the Emissions Reduction of Marine Diesel Engine

Zhang Xudong, Li Huanying, Zhong Bing, Wei Hanhui

(Shanxi Diesel Engine Heavy Industry Co., Ltd., Shanxi Xingping 713105)

Abstract: To reduce marine diesel engine's NO_x emissions and the cost of technological modification at the same time, a new type of fuel injection system is developed, which combines pressure regulation hole type fuel injection pump with intersect hole nozzle. The test results verifies that this new fuel injection system can realize Boot-type injection rates and improve fuel atomization as well, which may lead to largely NO_x emissions reduction.

Keywords: marine diesel engine; fuel system; Boot-type injection rates; intersect hole nozzle; NO_x emissions

0 引 言

随着《经修订的 MARPOL 附则 VI》及《1997 NO_x 技术规则》和《2008 NO_x 技术规则》的执行, 从 2011 年开始, 船用柴油机进入了 Tier II 时代。各柴油机生产厂均致力于船用柴油机 Tier II NO_x 排放的研发工作。

目前, 大部分柴油机采用多种技术并用以控制现有燃烧过程, 作为降低 NO_x 排放的措施。主要有 EGR(废气再循环)、推迟喷油提前角、进气加水(水蒸气)、采用高压共轨喷射系统等技术。尽管通过采用一些先进的控制技术如 EGR、高压共轨等, 取得了很好的降低 NO_x 排放的效果, 但由于增加了复杂的装置, 安装成本和运行成本提高,

并对柴油机的可靠性有一定的影响。因此, 采用简单可靠、成本低廉的技术措施, 如对喷油和燃烧系统的技术进行改进和优化, 使船用大功率柴油机在经济性不恶化的前提下满足 IMO Tier II 排放, 具有重要意义, 尤其是在我国将具有广阔的市场应用前景。

1 新型供油系统的提出及基础研究

降低技术改造成本是对现有柴油机进行降低 NO_x 排放技术研究和控制的基本要求, 因此, 采用机内 NO_x 净化方法中的燃烧系统优化应为最佳方案。为了以较低成本降低船用柴油机的 NO_x 排放, 本文提出了新型供油系统概念, 主要包括调压孔式喷油泵和交叉喷孔油嘴, 分别用以实现靴形喷射规

律和改善燃油雾化,从而控制缸内燃烧温度以降低 NO_x 排放。

1.1 调压孔式喷油泵

喷射率控制是柴油机 NO_x 排放控制中成本相对较低的一种方法^[1],采用靴型喷射规律是一种简单、有效、可靠性高的机内净化 NO_x 排放的方法。调压孔式喷油泵柱塞偶件的结构及工作过程见图 1,其设计思想和工作原理如下。

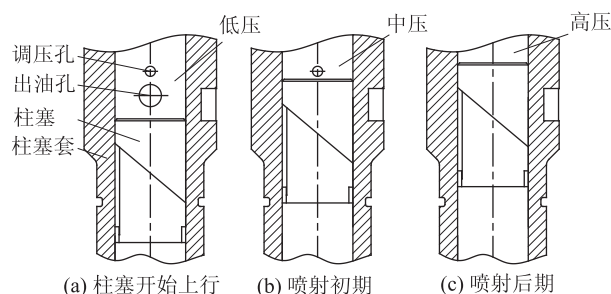


图 1 调压孔式喷油泵柱塞偶件

(1) 适当增加原机喷油泵的柱塞直径,并在柱塞套的进、回油孔上部设置一个或数个调压孔,柱塞刚开始上行时(如图 1(a)所示),柱塞顶部的泵腔通过出油孔和调压孔与低压油路连通,因此泵腔内压力很低,不能向喷油器供油;

(2) 在柱塞上行关闭回油孔并开始供油的初期(如图 1(b)所示),调压孔可以保持泵腔与低压油腔连通,使泵腔内的部分燃油经调压孔回流至低压油腔,从而将泵腔内的压力调节在一个不太高的水平,以中等供油压力向喷油器供油,以降低喷射初期的喷射压力和喷射率;

(3) 柱塞上行关闭所有调压孔后(如图 1(c)所示),泵腔完全密封,泵腔内的压力急剧上升,以更高的压力向喷油器供油,从而使燃油喷射期间的中后期获得较高的喷射压力和喷射率。

因此,经改造设计的喷油泵可以实现先缓后急的靴型喷射规律,将有利于降低柴油机的 NO_x 排放。而增加柱塞直径使喷射中后期,即柱塞上行越过调压孔后,喷射压力和喷射率更快地增加,使总的喷油持续期较短,这将有利于保持较低的碳烟排放。

图 2 为模拟计算优化后所得的一种调压孔式喷油泵设计所产生的燃油喷射压力和喷射率曲线的模拟结果与原机油泵相应曲线的对比。由图可见,调压孔式喷油泵初期低压喷射阶段的燃油喷射率与原机的初期喷射率基本相当;而在燃油喷射中后期的喷油压力约为 130 MPa,比原机相应阶段的 110 MPa 的喷油压力升高 20 MPa;中后期即柱塞关

闭所有调压孔之后的高压喷射阶段的燃油喷射率比原机喷油泵相应阶段的喷射率增加约 10%,燃油喷射持续期比原机喷油泵缩短 1 °CA 左右。这表明调压孔式喷油泵可以获得先缓后急的近似靴型喷射规律,并且喷射持续期缩短,有利于改善柴油机的 NO_x 排放。

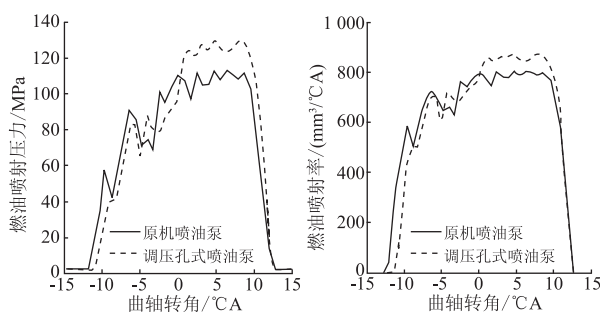


图 2 喷油压力和喷油率的对比

1.2 交叉喷孔油嘴

增加燃油喷射压力、减小喷孔孔径可以有效地提高柴油机的雾化质量,进而改善燃烧和排放。因此采用高压喷射、超高压喷射成为燃烧系统优化最常用的手段之一,目前柴油机产品的最高喷射压力已经达到 250 MPa,试验室研究的最高喷射压力甚至高达 350 MPa。然而燃油喷射压力增加到一定程度之后,会带来密封困难、可靠性下降和功耗增加等问题。因此,为了在原喷射压力下得到良好的雾化,可通过对喷油嘴的几何结构进行改进设计来实现。

本文提出了交叉喷孔油嘴的概念,即交叉喷孔油嘴的每一个喷孔都由至少两个子喷孔交叉汇聚而组成,其头部形状如图 3 所示。

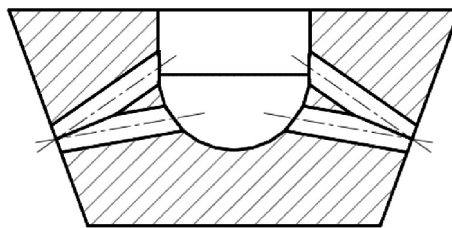


图 3 交叉喷孔油嘴头部示意图

交叉喷孔油嘴的喷雾特性将受到子喷孔孔径、夹角和交叉位置等与交叉喷孔结构相关的多种因素的影响。

根据茅泽育等^[2]对圆管汇流进行的试验研究,两股支流汇聚后,由于彼此冲击,发生能量损失和动量交换。试验数据表明:圆管汇流部位的能量损失与两股支流的交叉角度相关,交叉角越大,能量损失越多。类比圆管汇流可知,在交叉喷孔中,子

喷孔汇聚处也会发生能量损失，而且损失的动能将转化为汇流处的湍动能。

Payri 等^[3]研究了喷孔内部湍流对雾化的影响，发现加强喷孔内部的湍流扰动可促进燃油雾化。子喷孔交叉角增加时，其汇流处的动能损失也会随之增加。因此，设计时增加子喷孔之间的交叉角会导致交叉喷孔出口的燃油动能减小，且喷雾展开角将增大，油滴运动所受到的空气阻力也随之增加，从而使喷雾的贯穿距减小。所以，交叉喷孔油嘴在设计上可以利用子喷孔交叉角调节喷雾的贯穿距，使缸内燃油喷雾与燃烧室的形状更好地匹配，促进油气混合。

交叉喷孔的出口截面形状因子喷孔的交叉方式和交叉位置而不同，根据需要，可以设计成类似“8”字的一种扁长的形状。在喷孔流通面积相同时，这种喷孔截面类似“8”字形状的油嘴将得到比圆孔油嘴更好的雾化；其喷雾的宏观形态将是扇形，比圆孔产生的圆锥状喷雾的面容比更大，增加了燃油与空气的接触面积，有利于加速燃油与空气的混合。交叉喷孔油嘴喷雾的贯穿距和扇形展开角将受到子喷孔夹角的影响，因此可以根据燃烧室形状合理设计子喷孔夹角，以设定喷雾贯穿距，从而使喷雾更好地与燃烧室形状相匹配。另外，在设计时还可以通过旋转交叉喷孔而改变扇形喷雾在燃烧室空间的倾斜度，扩大喷雾在燃烧室空间的占有率，并避免喷雾撞击缸盖、缸壁或活塞顶面。

图 4 给出了在背压 0.1 MPa 时，子喷孔中心线交于油嘴球头表面的交叉喷孔油嘴的喷雾高速摄影的图像，其中图 4(a) 为摄影所用 S 型油嘴头部的形状，图 4(b) 和图 4(c) 分别为交叉喷孔油嘴的喷雾正面和侧面的图像。由图可见交叉喷孔油嘴由于其独特的喷孔结构，喷雾的正面锥角比侧面锥角小很多，喷雾呈扇形，符合设计预期。

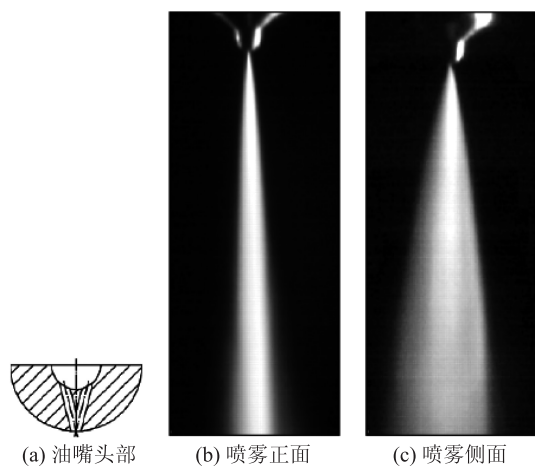


图 4 交叉式喷嘴及喷雾

通过对喷雾特性的研究，可以看出交叉喷孔油嘴的结构，如子喷孔中心线交叉位置对喷雾形状、喷雾贯穿距和喷雾锥角有很强影响，这就为燃烧系统设计时喷雾和燃烧室形状的匹配提供了更多可供调节的参数，使交叉喷孔油嘴在不太高的燃油喷射压力下获得高质量的混合气。

2 新型供油系统设计及试验

2.1 方案设计

以上对新型供油系统的研究表明：调压孔式喷油泵和交叉喷孔油嘴可以改善柴油机的喷油率和喷油雾化混合速率。因此，在设计应用于某型柴油机的供油系统时，以原型机供油系统为基础，依据上述研究的结果，提出以下设计方案。

(1) 喷油泵

增加柱塞直径 10%，并在出油孔上部距其中心 12 mm 处加工直径分别为 $\phi 1.5$ 的调压孔。

(2) 喷油嘴

方案一：9 个交叉喷孔，子喷孔孔径 $\phi 0.65$ mm，夹角 40° ；

方案二：7 个 $\phi 0.68$ mm 的喷孔与 7 个 $\phi 0.38$ mm 间隔布置；

方案三：7 个 $\phi 0.68$ mm 的喷孔与 7 个 $\phi 0.36$ mm 交叉喷孔间隔布置。

方案二和三主要考虑到在柴油机燃烧室中，直径较大的喷孔喷雾贯穿距较长，而直接较小的喷孔喷雾贯穿距交短，二者配合可以在燃烧室径向得到更加均匀的混合气分布，促进燃烧。

同时，为弱化柴油机缸内热 NO_x 生成机理中的高温条件，使 NO_x 生成速率降低，将原机的喷油定时推迟了 4°CA ，并采用了进气门早关的米勒循环，将进气门关闭时刻提前了 39°CA 。

2.2 试验结果

燃油系统的试验方案采用调压孔 1.5 mm 的喷油泵分别与喷孔形式为 9×0.65 、 $7 \times 0.68 + 7 \times 0.38$ 、 $7 \times 0.68 + 7 \times 0.36$ 的交叉式喷嘴进行组合对比试验。

试验结果表明：

(1) 方案二使 NO_x 排放有较大的降低，但其油耗和最大燃烧压力均比方案一高；

(2) 方案三由于排温、最高燃烧压力和油耗均比其余方案高，故未测试 NO_x 排放值。

综合各试验参数，在柴油机性能保持不变的前提下，方案一具有更好的经济性，见表 1。

图 5 ~ 图 8 为方案一与原型机的有关试验参数对比。

表 1 各方案 100% 负荷时主要参数

方案	一	二	三
油耗/(g·(kW·h) ⁻¹)	200	205.4	206.3
最高燃烧压力/MPa	14.1	14.2	14.5
排温/℃	416	407	423
NO _x /(g·(kW·h) ⁻¹)	8.6	9.8	未测

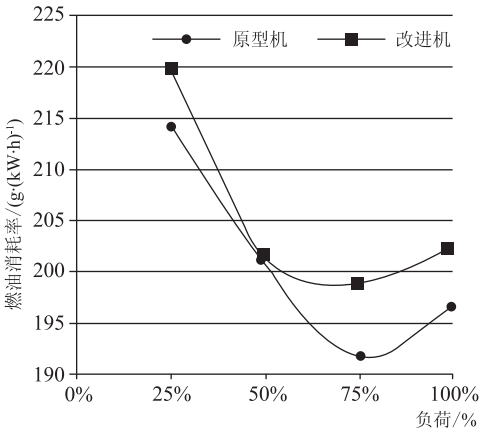


图 5 燃油油耗率

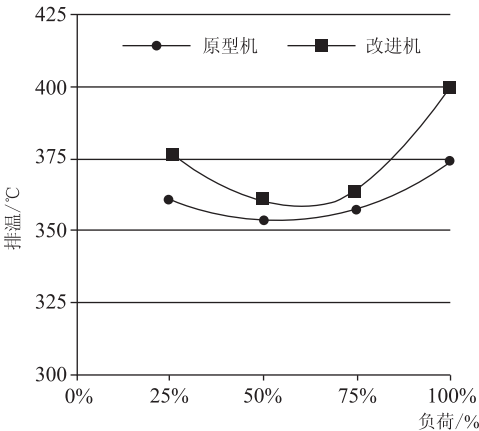


图 6 各缸排气温度

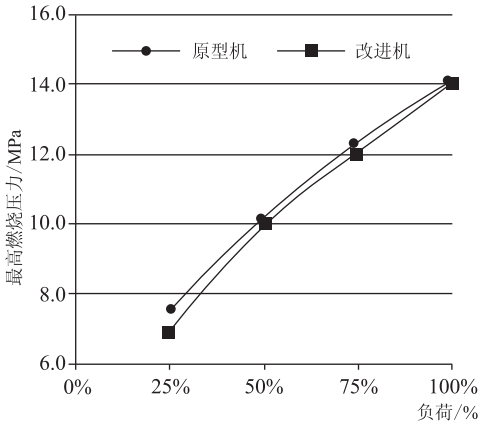


图 7 最高燃烧压力

由试验结果可见,采用新型的燃油系统,在保持动力性不变的前提下,性能参数有如下变化:

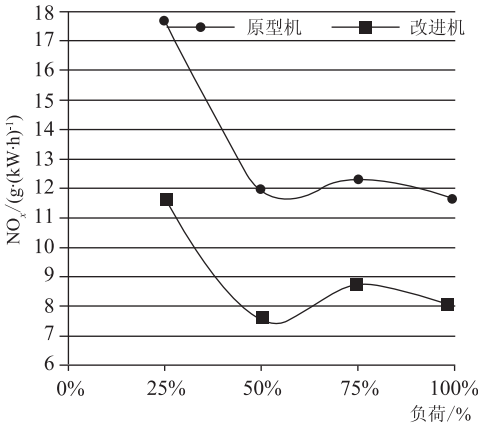


图 8 NO_x 排放值

(1) 燃油消耗率较原机有一定的增加。这主要是由于喷油提前角相对于原机推迟了 4 ℃A,推迟喷油可以使更多的燃油在上止点之后燃烧,从而降低高温停留时间,减少热 NO_x 的生成量,但一般会使油耗和烟度稍有升高。本次试验结果表明,100% 工况,油耗升高 3%。

(2) 各缸平均排气温度较原机有一定的增加。这主要是由于喷油定时推迟,使放热相位总体也有一定的推迟,即降低了有效的膨胀比。方案一的各缸排气温度仍然符合设计要求。

(3) 最高燃烧压力在所有工况都不高于原机,机械负荷略有下降,有利于柴油机运行的可靠性。

(4) NO_x 排放值在各负荷下较原机有大幅度降低。采用方案一后柴油机的加权平均 NO_x 排放率比原机下降 30.7%,这说明新型燃油喷射系统对 NO_x 排放的控制作用较为显著。这是由于燃油喷射系统的改进和缸内工质温度控制的综合效果,使燃烧过程的高温时间缩短,最高温度降低,从而抑制了热 NO_x 的生成速率。

方案一的 NO_x 排放水平比 IMO Tier II 标准要求还低 18%,这也说明该方案对喷油定时推迟的幅度稍微偏大。如果适当减少喷油定时的推迟幅度,如在原机喷油定时的基础上只推迟 3 ℃A,将仍能满足 IMO Tier II 法规的要求,并使燃油经济性得到一定的改善。

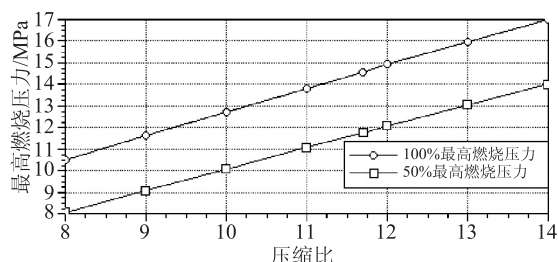


图 13 压缩比对最高燃烧压力的影响规律

综上所述, 为了达到设计功率, 压缩比应大于 11.7。本机的最高燃烧压力为 14.5 MPa, 当压缩比达到 12.1 时, 最高燃烧压力将达到 15.03 MPa, 压缩比继续增大的话, 由于最高燃烧压力太大, 会大大影响柴油机的使用寿命。当压缩比在 11.7 ~ 12.1 之间时, 有效燃油消耗量仅有 1 g 的浮动, 涡轮前后排温也仅有 1 °C 的变化, 对其经济性和涡轮所承受的热负荷影响较小。综合考虑动力性、经济性, 以及机械负荷和冷起动等因素, 压缩比设置在 11.7 ~ 12.1 之间较好。

4 结论

(1) 本文所建立的工作过程计算模型和选定的基本参数符合某型船用柴油机的实际情况, 计算结果与试验测量结果误差较小, 计算精度符合要求, 并经过性能试验的标定, 可以进行缸内燃烧过程基本性能的预测。

(2) 计算并分析了 50% 和 100% 负荷下, 不同压缩比对某型船用柴油机性能的影响规律, 综合考

虑动力性、经济性以及机械负荷、热负荷等因素, 建议压缩比取 11.7 ~ 12.1 之间。

(3) 上述仅为理论分析结果, 由于柴油机工作过程的复杂性, 所以计算结果与实际情况会存在一定的偏差, 实际中, 需要根据实际情况做出相应的调整。

参考文献

- [1] 刘勤安. 大型低速二冲程船用柴油机工作过程数值模拟和优化[D]. 大连: 大连海事大学, 2009.
- [2] 田翀. YC6T 柴油机工作过程数值模拟与优化[D]. 上海: 上海交通大学, 2009.
- [3] AVL BOOST. Version 3.3-User's Guide. AVL. Graz2000 [R].
- [4] 朱访君, 吴坚. 内燃机工作过程数值计算及其优化[M]. 北京: 国防工业出版社, 2000.
- [5] 刘永长. 内燃机原理[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2001.
- [6] 蒋德明. 高等内燃机原理[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2002.
- [7] 孙培廷, 李斌. 船舶柴油机[M]. 大连: 大连海事大学出版社, 2002.
- [8] 吴志国. 运用一元回归分析法预测柴油机压缩比[J]. 柴油机, 1997(5).
- [9] 王玉麒. 柴油机压缩比过高也会造成启动困难[J]. 湖南农机, 1997(2).
- [10] 邵治家. 6106 柴油机工作过程数值模拟及优化[D]. 大连: 大连理工大学, 2007.
- [11] 李向荣, 苟晨华, 孙柏刚, 等. 柴油机喷雾混合过程数值模拟的发展与现状[J]. 车用发动机, 2004(2): 1-5.

(上接第 10 页)

3 结论

针对该型柴油机 NO_x 排放满足 Tier II 排放法规这一目标, 开展了 NO_x 排放控制技术方案分析, 燃油系统优化设计, 采用 Miller 循环, 及柴油机的降排放试验等工作, 得到以下主要结论:

(1) 当前有多种技术可以使船用柴油机满足 IMO Tier II 法规要求, 结合国内技术水平和客户对低成本的需求, 对降低 NO_x 排放的技术, 优先推荐通过供油系统的改进来改善燃烧过程。

(2) 提出的调压孔式喷油泵和交叉喷孔油嘴可以产生靴型喷射规律, 而交叉喷孔油嘴可以得到扇状喷雾, 二者结合能改善柴油机缸内的混合气时空分布, 降低 NO_x 排放。

(3) 试验研究表明: 采用新型燃油喷射系统

后, NO_x 的排放降低比 IMO Tier II 法规要求的还低 18%, 但燃油消耗率稍有上升, 有必要对喷油定时进行进一步的优化, 可使柴油机在满足排放法规的前提下获得更好的燃油经济性。

参考文献

- [1] HINKELBEIN J, SANDIKCIOGLUC, PISCHINGER S, et al. Control of the diesel combustion process via advanced closed loop combustion control and a flexible injection rate shaping tool[C]. SAE Paper; 2009-24-0114. Detroit: SAE, 2009.
- [2] 茅泽育, 赵凯, 赵璇, 等. 管道汇流口局部阻力试验研究[J]. 水利学报, 2007, 38(7): 812-818.
- [3] PAYRI F, BERMUDEZ V, PAYRI, et al. The influence of cavitation on the internal flow and the spray characteristics in diesel injection nozzles[J]. Fuel, 2004, 83(4-5): 419-431.