

使用维修

船用柴油机冒黑烟及熄火故障分析与解决方案

郑小华, 刘仕飞, 向本银

(潍柴重机股份有限公司重庆分公司, 重庆 402262)

摘要: 某型中速柴油机作拖网渔船主机, 在齿轮箱合排瞬间, 出现明显冒黑烟, 转速恢复慢, 甚至造成柴油机“闷车”熄火故障。针对拖网渔船特殊作业工况, 通过对柴油机配气机构凸轮轴进行优化设计, 降低凸轮升程, 改善柴油机低速运行时的换气效果及排气流速, 有效提升了增压器响应能力, 进而提高了柴油机在低转速工况时对突加负载的承载能力, 最终满足拖网渔船特殊工况需求。

关键词: 拖网渔船; 熄火; 凸轮轴; 优化设计

中图分类号: TK424.3⁺¹ **文献标识码:** B **文章编号:** 1001-4357(2019)05-0051-05

0 引言

某型中速四冲程柴油机(额定功率/转速: 900 kW/1 000 (r · min⁻¹))用作拖网渔船主机, 在齿轮箱合排瞬间, 出现明显冒黑烟, 转速恢复缓慢, 甚至造成柴油机“闷车”熄火故障, 见图1。

据拖网渔船作业特点的特殊性, 其存在三种截然不同的运行工况, 即: 拖网工况、起网工况和航行工况。为了满足不同运行工况, 以及对船舶运行的经济性追求, 部分拖网渔船选型设计时倾向于采用大尺寸(大直径、小螺距)螺旋桨。该类型螺旋桨转动惯量偏大, 合排瞬间的冲击负荷大, 给低转速运行时的柴油机提出了挑战。

1 故障分析

图1所示, 柴油机在船舶合排瞬间明显冒黑烟, 转速恢复缓慢, 甚至出现柴油机“闷车”熄火。该船设定当柴油机转速达到450 (r · min⁻¹)时齿轮箱合排, 此时柴油机处于低工作转速状态, 由于大尺寸螺旋桨合排瞬间的大负荷冲击, 导致柴油机转速急剧下降, 为维持转速平衡, 调速器会瞬间加大供油量。此时, 废气量不足, 废气涡轮增压器效率和响应灵敏度都非常低, 柴油机无法迅速获得充足的新鲜空气, 致使过量空气系数过低, 柴油机燃烧不充分, 出现明显冒黑烟, 甚至“熄火”。

造成此拖网渔船合排瞬间冒黑烟, 主要是由于

“油多气少”、柴油机进气不足。由于要兼顾拖网渔船不同作业工况的需求, 单级增压器已没有匹配优化的空间; 而通过凸轮轴的优化设计, 可以改善换气效果, 从而达到提升柴油机在低速运行时的扭矩输出能力和快速响应能力的目的。



图1 合排冒黑烟

2 解决方案^[1-3]

2.1 柴油机空气消耗量与进气密度校验

2.1.1 柴油机空气消耗量估算

$$G_c = \frac{N_e g_e \alpha \eta_s L_0}{3\,600} \times 10^{-3} \quad (1)$$

式中: G_c 为空气耗量, (kg · s⁻¹); N_e 为柴油机单缸功率, kW; g_e 为柴油机燃油消耗率, (g · kW⁻¹ · h⁻¹); α 为过量空气系数, $\alpha = 2.1$; η_s 为扫气系数, $\eta_s = 1.02$; L_0 为空燃比, $L_0 = 14.3$ 。

按110%负荷要求, 将 $N_e = 165$ kW 和 $g_e = 203$ (g · kW⁻¹ · h⁻¹) 等数据代入式(1), 得 $G_c = 0.287\,8$ (kg · s⁻¹)。

收稿日期: 2018-09-09

作者简介: 郑小华(1982-), 男, 工程师, 主要研究方向为柴油机配气系统, zhengxh@weichai.com。

又由柴油机转速 $1\,000\ (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$ 和冲程数

求得每工作循环所需供气量 $G'_c = \frac{G_c}{n_{\text{cam}}} = 0.034\ 5$
($\text{kg} \cdot \text{cyc}^{-1}$)

2.1.2 进气密度

$$\rho' = \rho_0 \frac{273}{273 + t} \cdot \frac{p - 0.037\ 8\varphi p_b}{0.101\ 3} \quad (2)$$

式中: ρ' 为湿空气密度, ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$); ρ_0 为干空气密度, $\rho_0 = 1.292\ 8\ (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$; p 为湿空气的全压力, $p = 0.301\ 3\ \text{MPa}$ ($p = p_z + p_0$, 其中 p_z 为增压后的空气压力, $p_z = 0.21\ \text{MPa}$, p_0 为标准大气压, $p_0 = 0.101\ 3\ \text{MPa}$); φ 为空气相对湿度, $\varphi = 90\%$; p_b 为饱和空气中水蒸气的分压力, $p_b = 0.015\ 75\ \text{MPa}$; t 为进气温度, $t = 55\ ^\circ\text{C}$ 。

将数据代入式 (2), 算得 $\rho' = 3.3\ (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$ 。

2.2 配气相位优化设计

合理的配气相位可以最大限度地提高柴油机的进排气效率和进排气质量, 对柴油机的动力性、经济性和排放产生直接影响。最佳配气相位随转速与负荷的改变而变化。

采用 BMEP CONTROL 模块控制模型的喷油量, 分别设定柴油机工作转速为 $450\ (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$ 和 $1\,000\ (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$, 并使之达到规定的输出功率值; 再根据配气相位的相互影响, 通过锁定其中三相位, 确定另一相位的办法, 依次确定新的配气相位, 见表 1。

表 1 配气相位优化设计值

配气相位	优化前	优化后
IVO/ ($^\circ$)	50	45
IVC/ ($^\circ$)	20	15
进气持续角/ ($^\circ$)	250	240
EVO/ ($^\circ$)	60	50
EVC/ ($^\circ$)	50	45
排气持续角/ ($^\circ$)	290	275
重叠角/ ($^\circ$)	100	90

2.3 气门升程优化设计

气门升程直接影响柴油机的换气性能, 从而对柴油机的动力、经济 and 排放性能产生重要影响。而最佳的升程随着转速与负荷的改变而变化。

针对拖网渔船特殊工况, 通过对气门升程进行优化, 在提高柴油机低工作转速时的扭矩输出能力的同时, 适当兼顾高转速工况时的动力性和经济性的需求。

2.3.1 气道流通能力

气道吹风试验由天津大学内燃机燃烧学国家重点实验室进行, 测得缸盖气道流通能力数据见表 2。

表 2 气道流量系数

气门升程/mm	流量系数 C_F (Ricardo)
3	0.169 4
5	0.266
7	0.331 7
9	0.392 3
11	0.443 1
13	0.474 4
15	0.496 7
17	0.514 3

由台架试验测得该型柴油机在进气工作段时的缸压 p_2 和进气道压力 p_1 , 见图 2。由图可知, 曲轴转角 $411^\circ \sim 462^\circ$ 为气阀最大升程段。经计算, 该段平均压差 $\Delta p = p_1 - p_2 \approx 31.2\ \text{kPa}$ 。

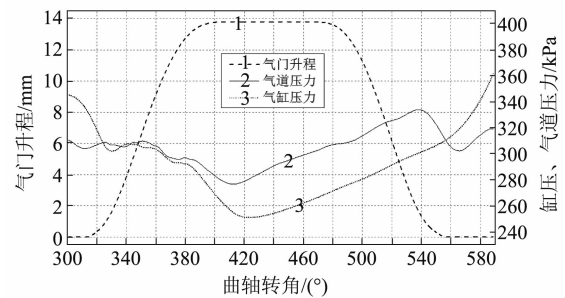


图 2 工作段的气门升程、缸压及进气道压力

2.3.2 气门升程估算

已知流量方程:

$$Q = \frac{C_F A}{6n} \sqrt{2(p_1 - p_2)/\rho} \times 10^3 \quad (3)^{[4]}$$

式中: C_F 为流量系数; A 为流通面积, mm^2 ; p_1 为气道压力, Pa ; p_2 为气缸压力, Pa ; ρ 为进气密度, ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$); n 为柴油机转速, ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$); Q 为每工作角度进入气缸内的气体容积, ($\text{mm}^3 \cdot (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})^{-1}$)。

考虑气门数 n_1 , 并将体积流量转换成质量流量, 式 (3) 可转换成式 (4) 和式 (5), 如下:

$$Q_z = \frac{n_1 C_F A \rho}{6n} \sqrt{2(p_1 - p_2)/\rho} \times 10^{-6} \quad (4)$$

$$\sum Q_z = A_v \xi \frac{n_1 C_F A \rho}{6n} \sqrt{2(p_1 - p_2)/\rho} \times 10^{-6} \quad (5)$$

式中: n_1 为气门数量; A_v 为气门工作角度总数, ($^\circ$); ξ 为进气工作型线丰满系数; Q_z 为每工作角度进入气缸内的气体质量, ($\text{kg} \cdot (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})^{-1}$); $\sum Q_z$ 为单个循环工作角度内进入气缸的气体总质量, ($\text{kg} \cdot \text{cyc}^{-1}$)。

由 2.1.1 和 2.1.2 可知: 柴油机 110% 负荷工作时, 空气需求量 $G'_c = 0.034\ 5\ (\text{kg} \cdot \text{cyc}^{-1})$, ρ

$=3.3 \text{ (kg} \cdot \text{m}^{-3})$ 。将 $\Sigma Q_z = G'_c = 0.034 5 \text{ (kg} \cdot \text{cyc}^{-1})$ 、 $A_v = 240^\circ$ (进气持续角)、 $\xi = 0.7$ 、 $n_1 = 2$ 、 $A = 2\,951.3 \text{ mm}^2$ 、 $n = 1\,000 \text{ (r} \cdot \text{min}^{-1})$ 、 $\Delta p = p_1 - p_2 = 31\,200 \text{ Pa}$ 代入式 (5)，求得需求流量系数 $C_F = 0.460 47$ 。再基于表 2 气道流量系数，用插值法求得气门升程为 12.2 mm。据此可知：气门升程为 12.2 mm 时，可满足柴油机 110% 负荷燃烧需求。考虑配气机构弹性变形、气门间隙和制造误差等其它因素，优化后气门升程取值见表 3。

表 3 气门升程优化值

气门升程	优化前	优化后
进气门升程/mm	16.6	14.2
排气门升程/mm	16.2	14.0

2.4 仿真分析

针对重新确定气门升程和配气相位的凸轮轴方案，通过仿真分析优化前后的差异，确定优化方案的可行性。

2.4.1 气门时面值分析

通过图 3 时面值对比，可见：进气门时面值减小了约 17.6%，排气门时面值减小了约 19.5%。

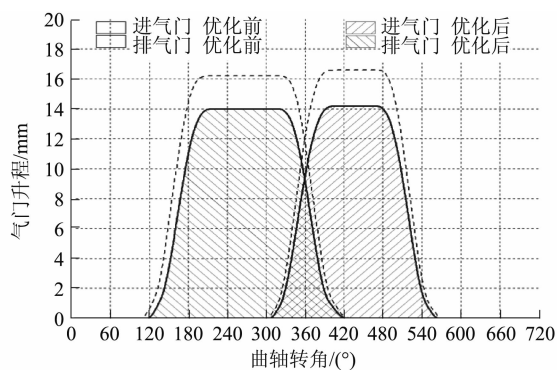


图 3 时面值图

2.4.2 燃烧分析

通过仿真分析优化前后低速工况 ($450 \text{ (r} \cdot \text{min}^{-1})$) 和额定转速工况 ($1\,000 \text{ (r} \cdot \text{min}^{-1})$) 时的过量空气系数 λ 和燃油耗指标，可得出： $\lambda = 1.2 \sim 1.3$ 为压燃式内燃机冒烟界限^[5]，也即当 $\lambda \leq 1.2 \sim 1.3$ 时，柴油机会大量冒黑烟。仿真计算对比结果见表 4。

表 4 优化前后过量空气系数与燃油耗

转速/ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	过量空气系数		燃油耗/($\text{g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$)	
	优化前	优化后	优化前	优化后
450	1.142	1.324	232.9	222.1
1 000	2.04	2.023	204.1	204.9

经对比分析，优化后的凸轮轴各项指标达到设计预期，柴油机在低工转速况 ($450 \text{ (r} \cdot \text{min}^{-1})$) 的进气性能明显提升，过量空气系数由 1.142 提升至 1.324，燃油消耗率由 $232.9 \text{ (g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1})$ 降至 $222.1 \text{ (g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1})$ 。在额定转速工况 ($1\,000 \text{ (r} \cdot \text{min}^{-1})$) 进气略有降低，燃油消耗率有所增加，由 $204.1 \text{ (g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1})$ 增加到 $204.9 \text{ (g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1})$ ，在可接受范围。

3 性能测试

3.1 台架性能试验

对优化前后的凸轮轴方案进行柴油机性能对比试验（外特性 + 极限负荷试验），试验数据见图 4。

经比较可以看出：优化后凸轮轴在低转速工况 ($400 \text{ (r} \cdot \text{min}^{-1})$ 和 $450 \text{ (r} \cdot \text{min}^{-1})$) 的输出能力明显优于优化前，高转速工况未见明显恶化。柴油机突加负荷能力提升 20%，由优化前的 150 kW 提升到 180 kW。

3.2 实船性能试验

为进一步测试采用凸轮轴优化方案的柴油机的性能，采用同一船舶做优化前后的实船测试对比试验。根据该型船舶实际作业工况特点，采用船舶顺流以一定航速前进，突然合排倒车，以模拟船舶作业时的工况。

3.2.1 凸轮轴优化前测试

顺流 2.6 kn (柴油机转速约 $450 \text{ (r} \cdot \text{min}^{-1})$)，柴油机合排倒车，测功数据见图 5。

由图 5 知：合排瞬间峰值扭矩 8 818 ($\text{N} \cdot \text{m}$)，柴油机转速 339 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)，功率 313 kW；柴油机最低转速 229 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)，功率 66 kW；转速恢复用时 14 s。

3.2.2 凸轮轴优化后测试

顺流 3.0 kn (柴油机转速约 $450 \text{ (r} \cdot \text{min}^{-1})$)，柴油机合排倒车，测功数据见图 6。

由图 6 知：合排瞬间峰值扭矩 8 129 ($\text{N} \cdot \text{m}$)，柴油机转速 411 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)，功率 350 kW；柴油机最低转速 320 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)，功率 114 kW；转速恢复用时 2.9 s。

3.2.3 实船测功对比

实船测功性能对比如表 5 所示。

经对比：优化后的凸轮轴在更加恶劣的工况下，柴油机性能得到了有效提升，转速恢复时间大幅度缩短，由优化前的 14 s 缩短为 2.9 s，冒烟浓度显著降低，见图 7。

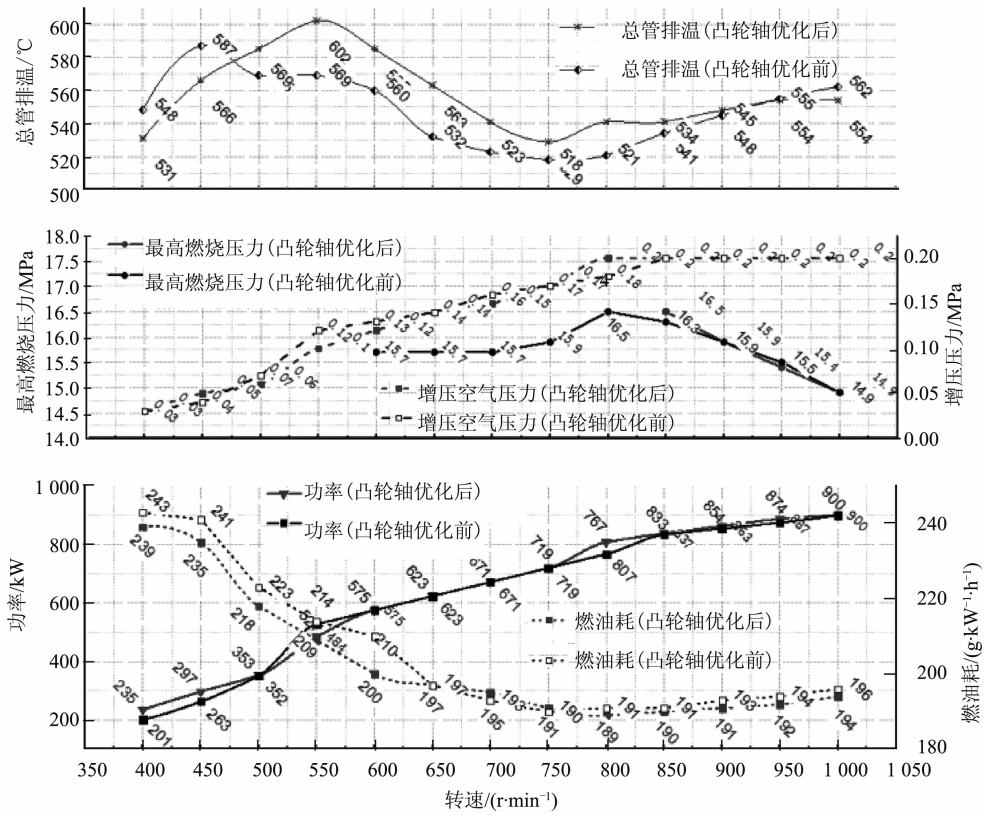


图 4 外特性 + 极限负荷试验

表 5 实船测功能性能对比

测功参数	优化前顺流 2.6 kn	优化后顺流 3.0 kn	差异
最低转速/($r \cdot \min^{-1}$)	229	320	+40%
稳定后转速/($r \cdot \min^{-1}$)	421	444	+5.5%
恢复时长/s	14.0	2.9	-79%
最低速功率/kW	66	114	+73%
最低速扭矩/($N \cdot m$)	2 756	3 398	+23%
峰值扭矩/($N \cdot m$)	8 818	8 129	-8%

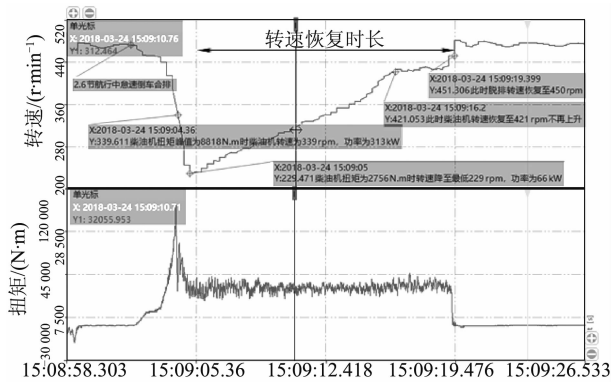


图 5 优化前测功图

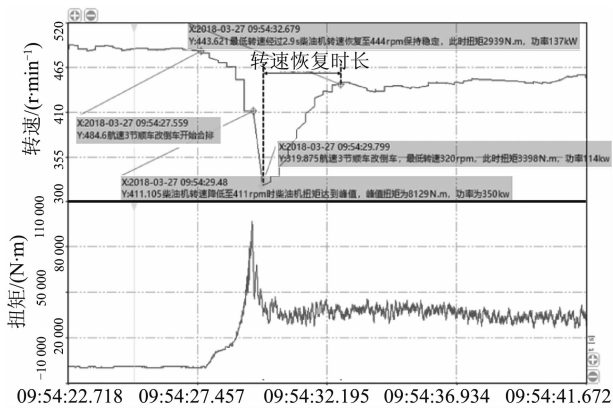


图 6 优化后测功图



图 7 优化后合排情况

4 结论

气门升程、配气相位直接影响进排气效率。在不同的工况下,最佳气门升程和配气相位是不相同

的。在低速工况时,废气能量和增压器效率很低,小的气门升程、气门重叠角有利于提升进气能力和提升废气脉冲能量及增压器的响应性。在高速工况时,废气能量和增压器效率很高,大的气门升程、气门重叠角有利于改善扫气,进而提高进气质量,降低气缸温度,从而减少排放。

通过优化柴油机的气门升程和时面值,可有效提升柴油机低转速输出能力,改善低速合排冒黑烟和动力性差的问题。

无论是运输船或是捕捞渔船,为追求经济效益最大化(节省燃油),其柴油机常用工作转速一般设定较低(50%~60%额定转速),而高工作转速基本很少使用。而国内外柴油机产品的最佳油耗工况通常为约90%负载工况。对于非可变正时和非

可变气门升程的柴油机,确定合适的气门正时和升程是非常有必要的。

参考文献

- [1] 赵越. 车用国 V 柴油机低速扭矩性能的优化研究 [D]. 天津: 天津大学, 2014.
- [2] 陈大荣. 船舶柴油机设计 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1980.
- [3] 船用柴油机设计手册 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1979.
- [4] 周龙保. 内燃机学 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2011.
- [5] 张翠平, 王铁. 内燃机的排放与控制 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2012.

(上接第 50 页)

A3、B1 缸排气阀与导套之间也发生粘着, 气阀与活塞顶也发生了碰撞, 气阀弯曲, 但未发展到疲劳断裂。

A2 缸由于气阀弯曲、断裂, 使气阀导套受到外力作用, 导致气阀导套断裂。

2.3.4 活塞顶、喷油器喷嘴及缸盖损坏分析

排气阀弯曲、断裂发生后, 随着柴油机的运行, 断裂的阀盘部分打坏活塞顶、喷油器喷嘴及缸盖燃烧面。

2.3.5 缸内进水

复查柴油机在装配过程中水试记录, 符合要求。

该事故发生后, 由于 A2 缸缸盖被撞穿, 缸盖内冷却水进入缸内, A2 缸不工作; 随着扫气进程, 缸内积水进入 A 列排气总管。由于故障后停车及时, 运行时间很短, 积水只进入相邻的 A1、A3、A4、A5 缸, 造成这些缸套内表面锈蚀。

2.3.6 喷油器连接管断裂分析

气阀弯曲、断裂后, 随着柴油机的运行, 断裂的碎片在缸内自由运动, 致使喷油器受到外力冲

击, 最终导致喷油器压块螺栓扭曲变形、压块端面损伤、喷油器连接管断裂。

3 结论

综上分析, 引起该故障的主要原因是喷油器喷孔尺寸、喷孔角度及弹簧刚度不符合图纸要求。对此应引起足够重视, 采取合理措施加以解决。

参考文献

- [1] 广东核电培训中心. 900 MW 压水堆核电站系统与设备 [M]. 北京: 原子能出版社, 2009.
- [2] 蒙绪武. 柴油机排气温度过高的原因分析和解决措施 [J]. 船舶工程, 2003 (6): 37-38.
- [3] 李斌. 船舶柴油机 [M]. 大连: 大连海事大学出版社, 2010: 156-177.
- [4] 陕西柴油机重工有限公司. PA6BSTC08.03 维修说明书 [R]. 2008.
- [5] 廖铁勇, 杨建新. 某轮主机排气阀损坏事故浅析 [J]. 天津航海, 2002 (1): 19-22.