

使用维修

某船柴油机拉缸故障诊断与分析

韩方林¹, 李狄雄¹, 赵楠², 侯志鹏³

(1. 中国船舶及海洋工程设计研究院, 上海 200011; 2. 海军驻上海地区第八军事代表室, 上海 200011;
3. 上海船用柴油机研究所, 上海 200090)

摘要: 针对某船在海试过程中出现的主机拉缸故障开展故障原因分析。分析了柴油机的实际应用情况; 并对受损部件, 包括活塞组件、缸套等开展相关检测, 最终确定导致该柴油机拉缸故障的原因因为活塞销滑油泄漏。

关键词: 柴油机; 拉缸; 活塞销

中图分类号: TK428, TK424.2⁺4 文献标识码: B 文章编号: 1001-4357(2021)04-0050-04

Failure Diagnosis and Analysis of Cylinder Scuffing on a Marine Diesel Engine

Han Fanglin¹, Li Dixiong¹, Zhao Nan², Hou Zhipeng³

(1. Marine Design & Research Institute of China, Shanghai 200011;
2. The Eighth Representative Office of the Navy in Shanghai, Shanghai 200011;
3. Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 200090)

Abstract: Aiming at the cylinder scuffing failure of a certain ship during sea test, the causes of the failure was analyzed. The application condition of this diesel engine was studied, and the damaged parts, including piston assembly and cylinder liner were tested. Finally, lube oil leakage of piston pin was determined to be the cause of cylinder scuffing.

Key words: diesel engine; cylinder scuffing; failure analysis; piston pin

0 引言

柴油机用作船舶的动力, 其正常、平稳的运行关乎船舶的安全。然而在实际使用中难免会出现各类故障。拉缸是柴油机的严重故障之一, 故障发生后轻则缸套、活塞等组件受损, 使柴油机不能正常工作; 重则咬缸、连杆断裂、机体被打坏, 危及操作人员生命安全。本文针对某海船主机拉缸故障, 分析故障发生的原因, 为业内人士处理类似故障提供参考。

1 故障现象

该船动力系统为双柴油机、双调距桨推进型式, 主机选用 2 台 20 缸 V 型船用中高速柴油机。

在第三次海试过程中, 双机进五运行约 1.5 h 后, 一台主机的 A2 和 A8 曲轴箱防爆门弹开, 金属颗粒浓度高触发报警, 柴油机降速停车。停车后, 打开 A2、A8、B2、B8 曲轴箱观察孔盖, 发现 A8 缸套内壁漏水, 其余各缸未发现异常。进一步拆检 A8 缸动力组后发现: 活塞顶与活塞群连接螺栓全部断裂, 如图 1 所示; 缸头无损坏和撞击痕迹; A8 缸活塞裙拉伤严重, 局部烧毁, 如图 2 所示; 缸套磨损严重, 底部沿密封胶环环槽圆周方向出现明显裂纹, 内壁有烧融的铝粘连, 如图 3 所示; 活塞环磨损严重, 如图 4 所示。拆检活塞连杆组发现: 连杆大端瓦状态良好; 活塞销、衬套表面有磨损。

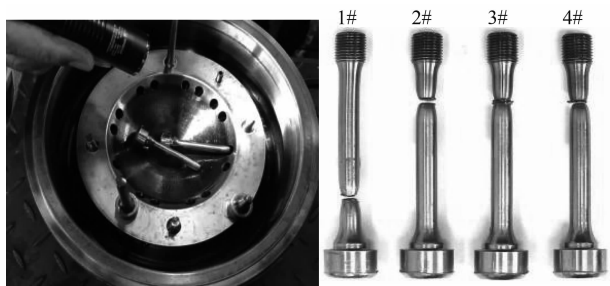


图 1 连接螺栓断裂情况



图 2 活塞裙受损情况

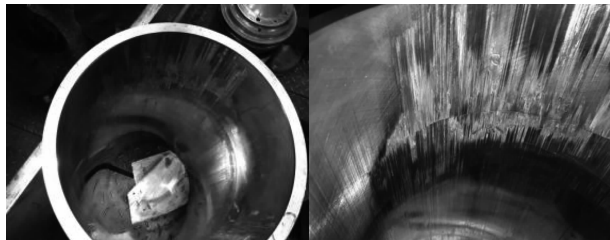


图 3 缸套受损情况



图 4 活塞环受损情况

2 故障因素分析

柴油机拉缸通常是由于在运行过程中活塞过热，热变形增大，导致活塞在气缸中过度膨胀变形所致；也有因为缸内进入杂质，水分破坏润滑油膜建立，以致润滑不良导致；操作或使用不当也会造成拉缸。当然，还存在其它一些原因可导致柴油机拉缸。

具体分析拉缸原因，通常可从柴油机应用及受损部件检测分析着手。在柴油机应用方面主要分析：设计工况点的选取是否存在长时间超负荷运行的情况；外部系统（如滑油、燃油、冷却水及排气系统）设计是否合理等。受损部件检测主要包括：针对活塞、气缸等拉缸受损部件的检验、测量及分析。

2.1 柴油机应用分析

2.1.1 设计工况点

本船采用两台柴油机作为推进主机，单机 MCR 功率为 6 875 kW，相应转速为 1 000 r/min；110% MCR 功率为 7 550 kW，相应转速为 1 032 r/min。螺旋桨设计工况点：吃水 3.3 m；110% MCR × 93% × 95% @ 103.2% n ；航速 ≥ 26 kn。机桨匹配曲线见图 5。

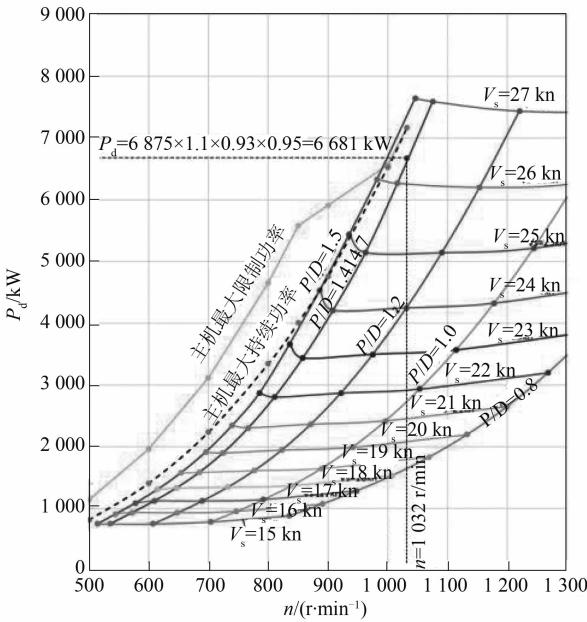


图 5 双机双桨 P_d - n 曲线

表 1 海试时的双机车令及主机功率

车令及 工况	主机转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	主机 负荷/%	P/D	单桨收到 功率/kW	主机功 率/kW	主机 负荷率
双机进一	480	6.45	0.700 0	100	443.75	6.45%
双机进二	600	13.00	0.900 0	550	893.75	13.00%
双机进三	730	24.60	1.200 0	1 345	1 688.75	24.60%
双机进四	850	46.50	1.300 0	2 850	3 193.75	46.50%
双机进五	1 000	90.80	1.414 7	5 900	6 243.75	90.80%
110% 工况	1 032	103.00	1.414 7	6 740	7 083.00	103.00%

从图 5 和表 1 可以看出：正常进五工况下，主机负荷率约为 90.8%，有足够的功率储备。当负荷接近主机负荷限制值时，监控系统会自动降低螺旋桨螺距，对主机进行过载保护。另外，主机允许每 12 h 在 110% MCR 工况下运行 1 h。动力系统设有过载运行模式，该模式下监控系统对运行时间计时，按上述要求对主机进行保护。从设计工况来看，已经充分考虑了主机负荷裕度及使用过程中对主机的保护。海试过程中，故障发生时除发生金属颗粒报警外，其它热工参数均正常，也没有超负荷的现象发生。

2.1.2 外部系统符合性检查

故障发生后,相关技术人员对柴油机外部系统进行了系统符合性检查:外围系统的设计均满足柴油机认可资料的要求;在柴油机的进、排气系统中没有发现造成拉缸的可能因素。但实船冷却水系统管路有一处与认可资料不一致:根据主机厂提供的系统图(图6),缸套水预热装置应自带一根通径 DN125 的旁通管路,而设备供货未提供该旁通管。柴油机在台架试验时,进水温度约 71 ℃,出水温度约 80 ℃,温升 $T \approx 9$ ℃(该型柴油机设计温升 $T \approx 10$ ℃)。海试现场采集的数据显示:柴油机在大负荷运行期间,高温水进口温度约为 55 ℃,出口温度约为 78 ℃,温差约为 23 ℃,这一点与台架试验的数据有差异。一般情况下,进出气缸的冷却水的温差不超过 12 ℃,温差过大,对柴油机会有不利影响。

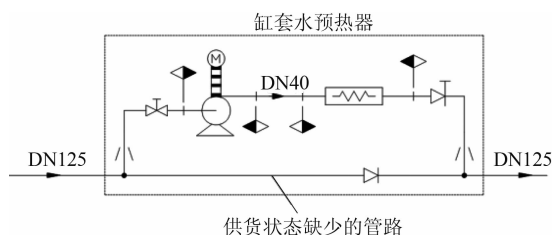


图6 缸套水预热装置原理图

2.2 受损部件检测

检测的受损部件为活塞组件及缸套。检测的主

要内容包括:外观、尺寸、化学成分、组织结构和力学性能等。

2.2.1 活塞组件

活塞组件的检测分析部件包括:活塞头、活塞环和连接螺栓。从活塞顶的外观来看,正面光滑没有撞击痕迹,没有积炭,背面光滑(图1),呈现蓝黑色。通过化学成分测试、组织测试及硬度测试等手段,对活塞顶的化学成分,组织机构及硬度进行分析。化学成分分析结果参照 GB/T 3077—2015《合金钢结构》^[1]标准中 42CrMo 牌号合金钢技术要求。检测结果^[2]表明:活塞头化学成分满足标准要求,组织为回火索氏体,结构均匀,经过锻造,具有塑性变形的流线;钢顶的硬度范围为 32.0 ~ 35.0 HRC。

从外观尺寸来看,拉缸之后活塞环在径向尺寸上变化较大,活塞环磨损严重(图4),且已失去弹性。活塞环的组织测试和硬度测试表明活塞环的材质性能符合要求。

连接螺栓断裂的情况可以从图1中看出,断口附近发生塑性变形,有明显颈缩现象,断口端面在活塞顶与活塞裙不断分合的往复作用下,互相碰撞发生变形。对连接螺栓化学成分的分析显示:螺栓的化学成分满足 GB/T 3077—2015 中对 42CrMo 化学成分的要求(表2)。组织结构分析合格^[2]。

表2 螺栓化学成分的技术要求及测量结果

螺栓	化学成分(质量百分比)/%												
	C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	W	B	Al	Ti	V	P	S
标准	0.38 ~ 0.45	0.17 ~ 0.37	0.5 ~ 0.8	0.9 ~ 1.2	0.15 ~ 0.25	≤0.30	—	—	—	—	0.03	≤0.030	≤0.030
实测结果	0.40	0.26	0.77	1.03	0.16	0.11	—	—	0.02	—	0.03	0.003	0.017

活塞销的检测结果显示:活塞销外表面磨损均匀,无转动现象。密封试验发现:活塞销的油密封环套存在泄漏,且有转动现象。滑油泄漏情况如图7所示。



图7 活塞销密封环套泄漏状况

2.2.2 缸套

该机缸套采用德国进口件,生产厂家为欧洲主流缸套供应商。由于缸套下部密封圈环槽出现大量

的裂纹,不排除缸套本身可能存在铸造及加工质量问题,因此须要对缸套进行材质分析,查明材料是否符合技术要求。

缸套外观检查显示:缸套内表面拉伤,下部受损尤为严重;缸套内表面存在黏着物;两道水密封圈所在环槽存在沿圆周方向的裂纹,裂纹长度超过一半周长。缸套裂纹及黏着物情况如图8所示。

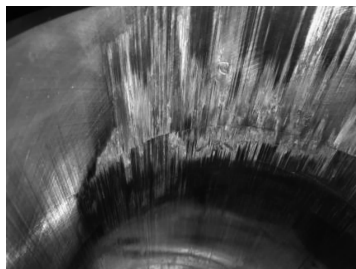


图8 缸套内表面裂纹及黏着物情况

缸套化学成分分析结果见表 3，可以看出其成分满足技术要求。

表 3 缸套化学成分的技术要求及测量结果

缸套	化学成分（质量分数）/%							
	C	Si	Mn	P	S	Cu	Cr	Ni
标准	2.8~3.2	1.7~2.2	0.5~1.0	0.4~0.5	0~0.06	0.8~1.0	0.2~0.4	0.4~0.6
实测结果	3.1	2.1	0.7	0.5	0.05	1.0	0.4	0.5

缸套力学性能分析结果见表 4，可以看出缸套的力学性能满足技术要求。

表 4 缸套力学性能的技术要求及测量结果

缸套	抗拉强度/MPa	布氏硬度（HBW）
标准	≥275	223~293
实测结果	292	230

3 故障原因确定

就该型柴油机在本船的应用而言，长期使用工况点的主机功率裕度较大；主机外围系统设计及燃、滑油的选用均遵循主机厂的设计资料及相关要求。因此，针对拉缸原因的分析主要围绕冷却淡水温差大及活塞顶存在明显的过热发蓝现象这两个方面展开。

3.1 冷却淡水温差大

进出气缸冷却水温差超出设计工况应与淡水预热装置缺少旁通管路有直接关系。缺少大管径的旁通，导致高温水在回流过程中必须经过 DN40 的缸套水预热器，预热器在此过程中起到了一定的节流作用。经估算，在带走的热量不减小的前提下，若温差增加 150%，冷却水流量减小约 75%。虽然同样达到了冷却的目的，但会增加气缸壁的热应力及热量损失，也会对活塞环与缸壁之间的间隙产生一定的影响。

故障发生时的工况及设备的热工参数均没有超过规定值，故障后其它各缸内壁的检查结果也未发现异常，说明淡水预热装置缺少旁通的问题不是造成拉缸的主要原因。

3.2 活塞顶过热发蓝

活塞顶存在明显的过热发蓝现象说明活塞顶的冷却不足。该型柴油机的活塞采用振荡冷却方式，滑油的行程为曲轴→连杆→活塞销→活塞裙→活塞顶。滑油在活塞顶的油腔内振荡并带走活塞顶部的热量，最终回至柴油机的油底壳。油腔振荡冷却可

大幅降低活塞温度，油腔内部滑油流动与分布对活塞温度变化有很大影响。Wolfgang Sander 对影响油腔冷却效果的主要因素进行了研究，结果表明滑油填充率对冷却效率影响较大^[3]。该柴油机在海试过程中发生拉缸故障时，机上监测点的滑油压力值是正常的，说明问题出在滑油从曲轴到活塞的中间环节，而活塞销滑油泄漏正好发生在这个环节。活塞销滑油泄漏会导致供至活塞顶油腔内的机油不足，即机油填充率下降，冷却效果不能满足设计要求，致使活塞顶过热，进而导致活塞的热变形增大，破坏了活塞与缸套之间润滑油膜的建立，活塞与缸套之间发生干摩擦，并进一步导致以下一系列的现象发生：活塞环磨损加剧；连接螺栓拉断；活塞群与缸套之间发生接触黏着；缸套在较大摩擦力作用下出现裂纹等，直至拉缸。

因此，可以得出活塞销滑油泄漏是导致本次拉缸故障的主要原因。

4 结语

针对某船推进用柴油机拉缸故障，从该柴油机的应用情况及故障部件检测两方面着手进行分析，最终确认活塞销滑油泄漏是引发本次拉缸故障的原因。对此，更换了该柴油机的动力组，并增设淡水预热装置旁通管路，拉缸故障得以排除。目前，该船已交付使用近一年，柴油机运行状态良好。

参考文献

[1] 国家钢铁工业协会. 合金钢结构: GB/T 3077—2015 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2015.

[2] 大连海事大学运输装备与海洋工程学院. 组合活塞失效原因分析检测报告 [R]. 2017.

[3] SANDER W, WEIGAND B. Shaker-based heat and mass transfer in liquid metal cooled engine valves [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52 (11/12): 2552-2564.