

使用维修

某V型柴油机冷却水压力低报警故障案例分析

荀向红

(七一一研究所,上海 200090)

摘要:针对某V型柴油机在起动后出现冷却水系统压力低报警的故障,从冷却系统结构着手,结合故障现象进行原因分析。针对性地制定排查方案,相应地采用观察、对比、对调、更换、泵压等排查手段。特别是柴油机冷却水温度升高后,采用压缩空气泵压排查冷却水系统内部漏气、漏水故障点的方法,切实有效,对其他机型排查类似故障具有一定的借鉴意义。

关键词:冷却水压力;冷却系统;故障;排查

中图分类号:TK424.2 **文献标识码:**B **文章编号:**1001-4357(2016)04-0053-04

0 引言

某型船舶采用左、右两台V型柴油机作为推进主机。柴油机在工作时,由A、B排冷却水泵将冷却水经两侧的滑油冷却器压入左、右侧冷却水进水管路,然后进入冷却水腔和输出端的分配箱。冷却水在柴油机内自下而上冷却气缸套并经渡孔进入气缸盖的冷却水腔,冷却缸盖底部、气阀导套部分和排气出口;冷却水从输出端的分配箱经连接管进入废气涡轮增压器,冷却涡轮进气和出气壳体。从

各气缸盖和废气涡轮增压器中来的冷却水汇集到出水总管内,经自由端的汇集水箱分两路至两侧的冷却水恒温阀。恒温阀根据冷却水温度状况将其直接送至水泵泵前,或通过淡水冷却器再送至冷却水泵前。冷却水膨胀水箱布置在冷却水循环系统的最高位置,通过补偿管和放气管与循环系统接通。图1为冷却水系统示意图,冷却水系统出现各类故障均可从图1着手,结合故障现象进行原因分析,并针对性地制定排查方案。以下介绍两例柴油机冷却水压力低故障的分析、排查情况。

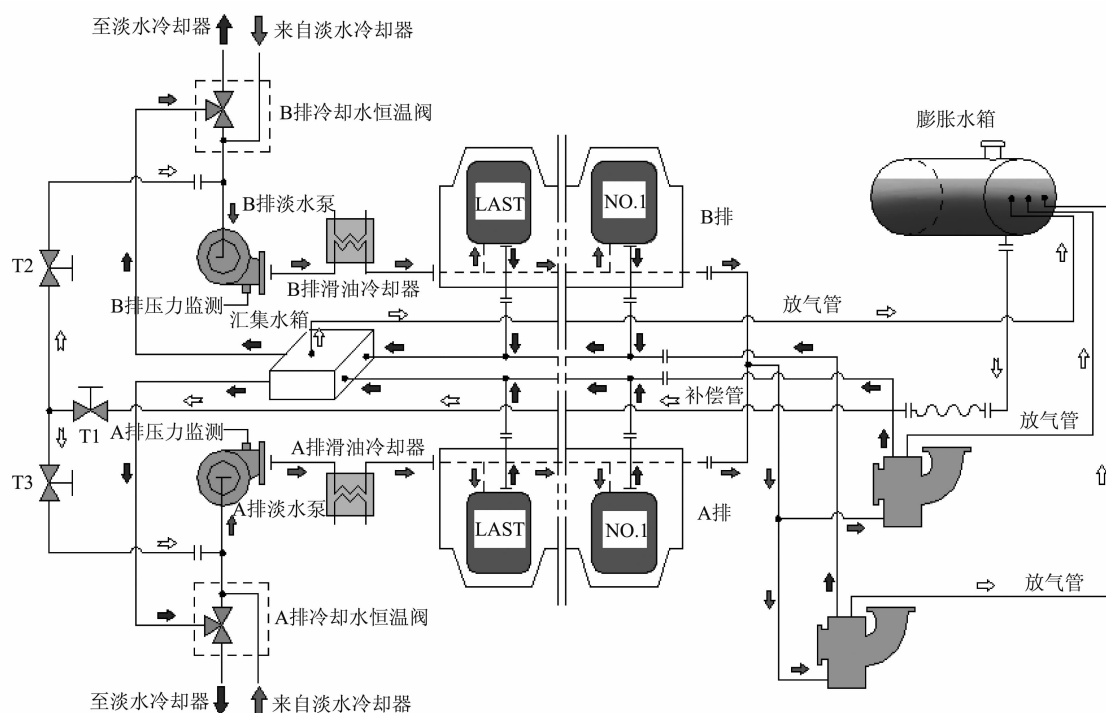


图1 冷却水系统示意图

1 冷却水压力低报警故障案例

监控系统对冷却水系统压力低报警值的设定是随转速-压力特性曲线变化的,如 $600\text{ (r} \cdot \text{min}^{-1})$ 时为 0.042 MPa , $750\text{ (r} \cdot \text{min}^{-1})$ 时为 0.065 MPa ,以满足柴油机在不同转速和工况时对流量和压力的要求。

1.1 案例一:某船左机起动后同时出现 A、B 排冷却水压力低报警

1.1.1 故障现象

进 6 工况时,左机 A、B 排冷却水压力由 0.31 MPa 突然降至 0.08 MPa ,出现报警。停车检查,膨胀水箱液位正常,随后吹扫了 A、B 排冷却水泵出口到压力传感器的压力采集管系。再次起机,怠速 $600\text{ (r} \cdot \text{min}^{-1})$ 时, A 排冷却水压力为 0.034 MPa , B 排的为 0.040 MPa ,很快出现报警。随后机旁加速至 $750\text{ (r} \cdot \text{min}^{-1})$, A、B 排均为 0.05 MPa 左右,依旧压力低报警。

1.1.2 排查初期工作

(1) 吹扫两侧淡水出口至压力传感器的压力表管段,包括缓冲接头,清除可能存在的异物;

(2) 吹扫汇集水箱至膨胀水箱的透气管,确认管路通畅性;

(3) 启动前打开汇集水箱顶部的闷塞进行排气,确认无积存空气;

(4) 确认膨胀水箱至泵前的补水管路上的各阀门均处于全开状态。

1.1.3 故障调查

(1) 故障复现。柴油机起动后即出现 A、B 排冷却水压力低报警, A 排 $0.034 \sim 0.039\text{ MPa}$, B 排 $0.037 \sim 0.040\text{ MPa}$ 。对比压力表和传感器的显示值是一致的,压力显示没有问题。

(2) 发现特殊情况。怠速运行时,由汇集水箱至膨胀水箱的透气管手感是凉的,通常,运行时机内冷却水系统产生的空气会通过该透气管排至膨胀水箱,手感应是热的。

(3) 进一步排查。首先泄放机内冷却水,拆下汇集水箱至两侧恒温阀的回水管,拆下回水管内部嵌入式漏斗形滤网进行检查,确认无明显污堵现象;随后拆下 A 排恒温阀,对水泵叶轮的状态进行直接检查。目测叶轮表面没有发现摩擦或损伤的痕迹;旋动叶轮,手感齿隙大小合适,排除了叶轮松动的可能性;盘车,叶轮外廓与泵壳间隙均匀,无干涉现象。根据对 A 排叶轮的检查结果,判断 B 排叶轮也应是完好的,不再重复检查。

(4) 故障原因确定。复装完成后,通过膨胀水箱给机内补充淡水,补水时发现膨胀水箱液位不下降,随后脱开 A 排恒温阀前的补水管接头,发现没有水流出;用压缩空气从恒温阀进口处吹扫,膨胀水箱没有空气溢出,说明管路有堵塞现象。随即拆下补水管的总阀门 T1 的阀头,发现阀芯已脱离。原本该阀是常开的,因阀芯脱落实际处于常闭状态。检查发现阀杆与阀芯的连接卡簧断裂,致使阀芯脱落。取出脱落的阀芯,只装阀头,顺利进行了补水。柴油机预热后动车,怠速 $600\text{ (r} \cdot \text{min}^{-1})$ 时, A、B 排冷却水压力均在 $0.054 \sim 0.059\text{ MPa}$ 之间,压力正常;机旁提速至 $750\text{ (r} \cdot \text{min}^{-1})$,冷却水压力均在 $0.095 \sim 0.099\text{ MPa}$ 之间,压力正常,压力低报警的故障现象消除。

1.1.4 小结

因膨胀水箱补水管路总阀门 T1 的阀芯脱落,造成补水管路被截断,柴油机运行时失去了膨胀水箱附加的泵前压力,同时减弱了冷却水系统的排气功能,使得柴油机一起动就出现冷却水压力低报警故障。

1.2 案例二:某船右机起动后, A 排冷却水压力逐步降低并至报警; B 排冷却水压力正常

1.2.1 故障现象

柴油机起动后, A 排冷却水压力初期为 0.055 MPa , 2~3 min 后逐步降至 0.042 MPa 以下,出现报警;之后采用手动加速,低压报警现象仍无法解除。B 排冷却水压力正常,怠速 $600\text{ (r} \cdot \text{min}^{-1})$ 时稳定在 0.057 MPa 左右。松开自由端顶部汇集水箱上的螺塞进行了多次排气,初期有效,压力有所上升;但运行十几分钟后逐步失效,持续报警,压力逐步降至 0.009 MPa ;同时, A 排冷却水泵监测口处冒出蓝色烟雾,随后出现泄漏。表明冷却水泵机械密封已出现损坏,柴油机被迫停车。

1.2.2 初步原因分析及排查

(1) 脱开压力表,用压缩空气吹扫 A 排从冷却水泵出口到传感器的压力采集管系;吹扫汇集水箱到膨胀水箱的透气管,及前、后端增压器冷却水透气管。排除压力采集管系和汇集水箱排气不畅因素,但起动柴油机进行试验,故障依旧。

(2) 更换 A 排水泵,动车试验,故障依旧;对调左、右机 A 排恒温阀,故障依旧;又对调左、右机 A 排水泵,动车试验, A 排冷却水压力在 $0.044 \sim 0.028\text{ MPa}$ 间波动,运行 10 min 后逐步降至 0.019 MPa ,被迫停车。B 排压力依旧正常,约 0.058 MPa 左右。

1.2.3 故障现象观察分析

故障出现的过程中,膨胀水箱液位高度上升很多,明显异于平常;停车后,汇集水箱内排出大量空气,膨胀水箱液位随即迅速下降。这样就凸显出以下三个疑问:汇集水箱内的空气从哪里来;汇集水箱内空气为什么排不出去;A、B两侧各缸的回水汇流至汇集水箱,然后由汇集水箱分两路至两侧恒温阀,但B排冷却水压力为什么没有受到影响。

1.2.4 通过预判冷却水系统内空气可能的来源进行排查

(1) 确认膨胀水箱上呼吸阀的安装方法是否正确,以排除由于其安装不当造成吸入和呼出不畅的可能性;

(2) 外界空气不断进入冷却水系统,空气与水混合后膨胀,水箱液位上升,即出现虚液位的现象;一旦停车,空气上浮至系统高位,合流至汇集水箱上部。所以对机外淡水管系进行密闭性试验,即关闭机外进出柴油机的阀门(图2中F1~F4),根据现场条件,采用管系注满水后用压缩空气进行加压,0.6 MPa保压30 min。经试验排除了因机外管系泄漏致使外部空气进入系统的可能性。

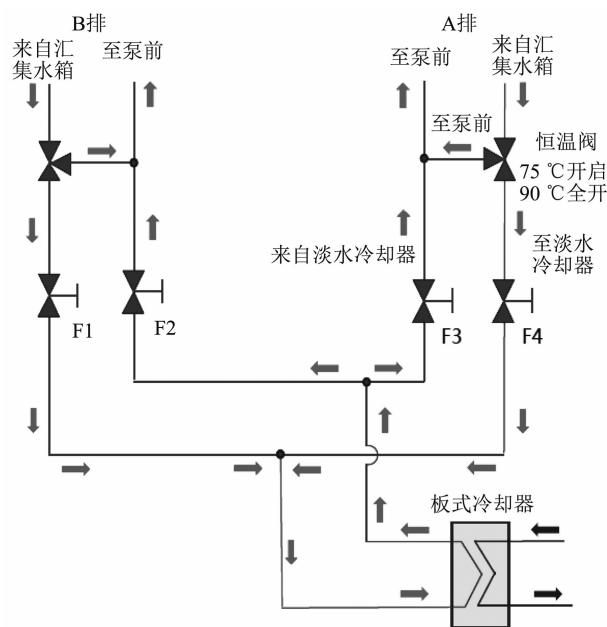


图2 机外冷却水系统原理图

(3) 冷却水系统内部异物堵塞,造成排气不畅。为此拆解机外冷却水管系,检查确认无异物堵塞。

1.2.5 针对A、B排冷却水泵出口压力之间是否存在相互影响进行相关试验

(1) 低负荷运行时,隔断经A、B恒温阀来自板式冷却器两路冷却水之间的相互影响试验

当来自分水箱的冷却水温度低于75℃时(即恒温阀处于闭合状态),回水经恒温阀全部回至泵前,总是出现A排水泵出口压力低报警,A、B排冷却水泵间是否相互影响;是否存在A排淡水泵的真空度低于B排,即B排水泵抢走了部分A排回至泵前的冷却水;A排是否有外部空气进入系统。其试验过程和结果如下:在柴油机空车怠速运行时,A排出现低压报警,此时关闭F3阀门(图2),A排冷却水压力逐步升高至0.050 MPa,报警解除;之后转遥,后续各工况均稳定运行,无报警现象。试验结果表明:A、B排单独进行机内循环时(即小循环)不会发生压力低报警现象;同时,当回水温度大于75℃,恒温阀打开,机外循环开始(即大循环)时也不会出现报警现象。

(2) 针对A排水泵是否存在真空度低进行对比试验

拆掉A、B排冷却水泵的泵进口螺塞,旋入接头座和卡套式接头,分别用透明塑料软管连接到两侧的泵进口模拟U形管真空计,静态两侧液位一致。起车后怠速运行,A排出现报警,观察到A、B两侧液位均动态起伏,A、B侧水柱最低位置比初始位置分别低45、330 mm。表明:A侧冷却水泵进口真空度确实低于B侧的。

1.2.6 恒温阀进出口温度异常,对调左右机B侧恒温阀,A排报警现象解除

冷却水温度50℃时启动柴油机,怠速运行5 min后,A侧冷却水低压出现报警,为0.037 MPa,B侧为0.060 MPa,正常。此时用点温计检测,发现B侧恒温阀至淡水冷却器,及来自淡水冷却器的水温均为62℃,A、B侧恒温阀温度则分别为62℃和40℃,A侧恒温阀温度正常,B侧恒温阀温度异常。由图1可知,当来自分水箱的高温水达到75℃时恒温阀才开启,此时温度仅为62℃,其内部的滑阀存在卡滞的可能性,滑阀无法复位。之后,对调左、右机B侧恒温阀,启动柴油机,A排冷却水压力一直低的现象消除,怠速运行初期压力较低,A、B排均为0.033 MPa左右,运行10 s后上升至正常值,约为0.055 MPa;重复进行了几次启动,均无报警出现。

1.2.7 故障复现并扩展至B排,A、B排均出现报警

在随后的航行验证中,机旁起机无报警;运行几分钟后,B排压力先下降,报警,后压力升高,报警解除。随后集控室启动柴油机,A、B列均出现冷却水压力低报警。另一个值得关注的现象是:

高工况时 A、B 排压力表指针抖动大，而此时同工况的左机压力表指针都很稳定。航行中 A 排冷却水泵再次出现机械密封漏水，表现为一股一股间隔地流出。

1.2.8 检查范围扩大至机内冷却水系统，排查出 A 排 5 个缸盖疑似存在铸造缺陷

对 A 排各缸冷却水系统进行密闭性试验，拆去各缸出水连接管，制作工艺盲板封闭缸盖出水口；用盲板封闭至增压器的进出口法兰接口；将 A 排冷却水放泄管作为补水管，注入热水。由于现场条件有限，A 排机内冷却水系统注满约 40℃ 的热水，压缩空气加压至 0.3 MPa，保压 1 h。随后用内窥镜检查各缸，检查的重点是活塞顶是否有积水。检查发现 A 排 1、4、8、9、10 缸活塞顶有不同程度的水珠或锈迹，表明这 5 个缸存在漏水可能性，其余各缸无异常。之后对 A 排 5 个缸盖进行了更换，经过 3 次动车验证，均无报警出现。

1.2.9 更换缸盖后故障复现，试验确认冷却水系统中有空气产生

隔日再次验证，进行了 3 次动车均出现报警，故障复现。之后又共动车 4 次，两次启动前通过汇集水箱上的闷塞进行排气，启动后无报警；其余没有排气的两次均出现报警。现有的汇集水箱上的透气管位置可能存在排气不畅，在排气闷塞的接口位置串联一段透明塑料管模拟的透气管进行观察。启动柴油机后观察到汇集水箱内溢出气泡，源源不断地输出至膨胀水箱。此试验表明，运行中系统有大量的空气不断产生。另一个佐证是膨胀水箱液位快速上升，启动前分水箱进行了排气，从启动至运行，停车膨胀水箱液位出现快速大幅度上升，上升幅度明显大于左机（表 1），而左机相同工况、相同运行时间下，膨胀水箱液位最大升幅只有 3 格。

表 1 膨胀水箱的液位变化情况

时间	15:20	15:23	15:48	15:50	15:54	15:56	16:00	16:05
状态	备车	怠速	接排				怠速	停车
转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	0	600	750				600	0
冷却水 温度/℃	47	47.5	64.2	66.8	72.5	74.5	74.1	72.2
膨胀水 箱液位 (标尺格数)	9	7	10	11	12	13	14	16

1.2.10 提高冷却水温度，通过泵压排查气缸漏气点

根据目前柴油机的运行状态，就分水箱内积气，膨胀水箱液位变化，冷却水泵机械密封烧损泄漏以及 A 侧压力表指针抖动大等现象，分析认为：真正存在缺陷的缸盖在之前的试验中并没有被查出来，其造成燃气大量窜入冷却水系统，导致泵前真空度小，出口压力低及机械密封烧损等。

进行泵压试验，冷却水预热温度达到 45℃ 后，用盲板封闭淡水预加热管系，启动柴油机，运行至冷却水温度达到 70℃ 后停车，关闭淡水补水管阀门、机外淡水进出管蝶阀，并封闭至膨胀水箱的三根透气管；用压缩空气从汇集水箱顶部进行加压，0.3 MPa 保压 30 min；打开各缸缸盖上的减压阀，盘车后进行吹车，发现 B4 缸减压阀有大量水雾吹出。打开补水阀门，从膨胀水箱补充热水，关闭补水阀门后再次加压；随后进行盘车，发现 B4 缸减压阀有水溢出；至 B4 上至点排出积水后再次吹车，结果发现 B2、B4 缸均有大量水雾喷出，其余各缸正常。拆下 B2、B4 缸盖，检查发现：B4 缸盖两排气阀座间有一贯穿裂纹（图 3）；B2 缸盖表面目测无异常，B2 缸有水雾喷出是因为 B2、B4 共用同一根排气管，泄漏的水通过排气管窜入 B2 缸造成。更换 B4 缸盖，进行动车验证，A、B 排冷却水均压力正常；随后再次进行泵压试验，其步骤与之前一致，吹车无水雾出现，从而确认各缸套良好，无裂纹出现。后续进行了航次验证，右机启动后及各工况运行冷却水压力均处于正常；膨胀水箱液位的变化情况也正常，左、右机趋于一致。



图 3 缸盖顶部的裂纹

1.2.11 缸盖裂纹原因

至于缸盖裂纹的原因，摘自厂家提供的检查分析报告：“浇注过程中孕育剂未充分溶解，形成 O、Al、Si 元素夹杂，随机分布在裂纹区域，造成热疲劳强度降低，柴油机工作过程中受交变负荷作用出现开裂”。

（下转第 59 页）

水泵产生轴向推力的主要原因为：进出口压力不同引起水对叶轮产生反作用力。检查水泵叶轮平衡孔尺寸，符合图纸要求；检查水泵与叶轮间隙大小，符合图纸要求。可排除水泵轴向推力过大引起水泵漏水的可能。

3.6 水泵安装对中不当

复检与水泵安装对中有关系的尺寸情况，检查结果如表 2 所示。

轴承座同轴度、机身水泵安装孔轴线与端面垂直度在图纸上无明确要求，但检验部门的控制要求为：机身水泵安装孔垂直度≤0.10 mm，而实测值为 0.13 mm，比要求值大 0.03 mm。因此不能排除水泵安装对中不良问题引起水泵漏水的可能。

表 2 水泵安装对中有关系尺寸表

单位：mm

序号	项目	检查内容	淡水泵号	
			2013-25	2013-21
1	水泵体	Φ100J7 ($+0.022$ -0.013)	-0.005 ~ -0.015	-0.005 ~ -0.015
		Φ135h6 (0 -0.025)	0 ~ -0.015	0 ~ -0.015
		Φ100J7 与端面垂直度	0.004	0.003
		Φ100J7 与 Φ135h6 同轴度≤0.02	0.010	0.010
		Φ135h6 外圆与安装面垂直度	0.011	0.012
2	轴承座	同轴度	检测 5 处壁厚： 均为 22.6	
3	机身水泵安装孔垂直度≤0.10		0.13	

3.7 轴承座漏水

对轴承座进行着色探伤检查，未见裂纹及铸造缺陷。基本可排除轴承座漏水导致水泵漏水的可能。

3.8 试验验证

3.8.1 更换单列滚子轴承座圈

更换测量同轴度为 0.01 mm 的轴承座圈后，对淡水泵（泵号：2013-21）装机进行运行试验，大约每隔 3 min 水泵漏水一滴。与更换前相比，泄漏量明显减小。

3.8.2 增大叶轮平衡孔

增大叶轮平衡孔后，装配 2 台水泵，在水泵试验台上进行密封性试验，水泵压力 0.46 MPa，泵转速 2 373 (r·min⁻¹)，连续运行 24 h 不泄漏。

4 结 论

以上分析排查及试验验证表明：造成柴油机淡水泵漏水的原因是：水泵对中不当导致水泵侧向推力较大，致使密封面积减小。具体改进措施如下。

- (1) 更改、完善淡水泵平台试验工艺，增加动态密封试验要求，加严试验条件：水泵出口压力 0.46 MPa，泵转速 2 373 (r·m⁻¹)，试验时间共 12 h (3 循环，每循环 4 h)；
- (2) 水泵轴承座增加内外圆同轴度要求 (≤ 0.01 mm)；
- (3) 将叶轮平衡孔尺寸由 8×Φ4 改为 8×Φ8；
- (4) 加工机身时，将水泵安装面垂直度控制在 0.10 mm 以内。
- 通过以上改进措施，该淡水泵泄漏问题得到彻底解决。

参考文献

[1] 贾锡印. 船用内燃机结构 [M]. 哈尔滨：哈尔滨船舶工程学院出版社，1990.

(上接第 56 页)

2 结束语

介绍了某 V 型柴油机起动后出现冷却水系统压力低报警的两个故障案例。结合故障现象和冷却水系统原理图展开原因分析，制定排查措施，相应地采用了观察、对比、对调、更换、泵压等排查手段，特别是通过运行使柴油机冷却水温度升高后，采用压缩空气泵压排查冷却水系统内部漏气、漏水故障点的方法，对其他机型排查类似故障具有一定

的借鉴意义。

参考文献

[1] 中国船舶工业总公司. 船舶设计实用手册轮机分册 [M]. 北京：国防工业出版社，1990.

[2] 陈铁铭. 船舶管系 [M]. 北京：人民交通出版社，2007.

[3] 付锦云. 船舶管路系统 [M]. 黑龙江：哈尔滨工程大学出版社，2006.