

使用维修

柴油机连杆断裂故障分析

孙炉钢, 陈松, 熊刚

(七一一研究所, 上海 200090)

摘要: 简述了某型船用柴油机连杆断裂故障过程, 断裂件和破损件外观检查和理化检验结果, 通过逐个分析可能的首断件, 对连杆断裂故障原因进行了分析; 结合柴油机等级修理记录和运行数据, 最终确定了首断件并推断出故障发生的原因。分析过程的同时梳理了影响连杆安全工作的多种因素, 提出了柴油机安全运行的建议。

关键词: 柴油机; 连杆; 断裂; 首断件

中图分类号: TK423.3⁺2; TK428 **文献标识码:** B **文章编号:** 1001-4357(2016)06-0051-04

0 引言

某型柴油机在2013年前的两年间两次发生连杆断裂。经现场勘验以及连杆断裂件和缸套破损件的理化分析和断口分析, 并开展连杆生产厂家质量复查等检验工作, 确定连杆为首断件, 排除了缸套、缸头、活塞、连杆小端衬套等可能的故障原因。在连杆断口附近未发现夹杂、气孔、疏松等冶金缺陷; 在连杆小端油孔圆锥面以及锥面与油孔圆柱面过渡处, 发现有多处微裂纹及轴向加工缺陷, 判断此类缺陷是由于加工进刀量过大、加工刀具跳跃等原因导致不连续挤压、切削引起的。两次连杆断裂发生时, 柴油机运行时间在400~600 h之间, 可视为该零件的交变应力大于材料的疲劳极限^[2,3], 造成了疲劳断裂。

2015年, 同系列柴油机再次发生连杆断裂故障。该柴油机在约1年前完成等级修理, 连杆断裂故障发生时, 修后运行时间为417 h, 累积运行时间1 727 h。本文对该柴油机(后文称3#柴油机)的连杆断裂故障原因展开分析。

1 故障发生经过及检查情况

2015年某日14:15, 3#柴油机加速至2 000 ($r \cdot \min^{-1}$), 柴油机监控面板显示运行参数均正常。

14:23, 驾驶室监控面板及机旁操作面板同时“冷却水温度高”报警。此时, 冷却水温度88.6℃, 滑油温度95℃, 滑油压力0.49 MPa(标准值为冷却水温度不大于87℃, 滑油温度不大于105℃, 滑油压力不小于0.45 MPa), 其余参数正常。

根据操作指令3#柴油机转速降至1 850 ($r \cdot \min^{-1}$)(实际记录值为1 834 ($r \cdot \min^{-1}$))。2 min后, 柴油机冷却水温度降至81.2℃, 滑油温度降至82℃, 并稳定。

14:29, 轮机人员发现3#柴油机发生轻微的异常振动。在30 s内, 该机爆出一声巨响, 同时, 该柴油机紧急空气切断蝶阀关闭, 柴油机自动紧急停机。安保装置显示“滑油压力低”、“紧急停机”等多个报警。

故障发生后, 用户及柴油机检修厂对断裂件、破损件进行了收集, 并送失效分析委员会检验。主要的检查情况(部分摘自某失效委员会分析意见)如下:

(1) B8缸连杆中部断裂, 成三段, 并严重变形;

(2) B8缸两根连杆大端螺栓断裂, 其中一根螺栓断面损伤较轻, 未见明显塑性变形, 断面可见裂纹扩展的海滩状条纹; 另一根螺栓断裂成三段, 其中在螺栓的杆部断口存在明显的颈缩现象, 为典型的拉伸断口形貌, 另一个断口为明显的剪切断口, 并且存在严重磨损过热的痕迹;

(3) B8缸连杆轴瓦严重烧损、变形, 减薄至只见钢背并延展;

(4) B8缸活塞顶和活塞裙两根连接螺栓断裂, 顶裙分离, 且一根连接螺栓嵌入活塞顶, 活塞裙部出现破损及拉伤;

(5) B8缸排气阀摇臂压帽脱落;

(6) B8缸气缸盖底面、进排气阀底面有撞击现象;

(7) B8缸缸套内壁整体网纹清晰, 缸套下部

局部破损、碰伤，下部内表面出现一道明显的环向拉痕；

(8) 机体 B8 缸位置有撞击痕迹，主油道破损，油底壳打穿 200 × 300 mm 大小，A8/B8 缸活塞冷却油喷嘴打烂；

(9) A8 缸连杆一侧完好，另一侧出现撞击痕

迹，轴瓦烧损、变形，减薄至只见钢背并延展；缸套整体网纹清晰，缸套下部破损；

(10) A8 缸连杆螺栓完好，未见明显的损伤痕迹；A8 缸活塞顶螺栓完好。

用户提供的故障发生前柴油机运行记录如表 1 所示。

表 1 柴油机 (3#) 运行记录

时间	转速/ (r · min ⁻¹)	压力/MPa					温度/℃			
		滑油	淡水	海水	燃油	增压空气	滑油	淡水	A 排排气	B 排排气
2015 年×月×日（连杆断裂故障前一月）										
06：05	600	0.499	0.034	0.025	0.230	0	54.6	54.1	106	116
07：05	1 720	0.528	0.240	0.216	0.416	0.111	86.7	76.9	584	583
08：05	1 800	0.536	0.255	0.249	0.427	0.127	85.3	76.1	587	590
10：05	1 700	0.535	0.236	0.218	0.434	0.094	82.3	73.3	5.77	5.82
13：05	1 600	0.536	0.209	0.182	0.377	0.066	81.1	72.9	576	585
15：05	1 850	0.536	0.262	0.258	0.442	0.145	86.8	77.7	597	597
16：05	600	0.265	0.033	0.027	0.227	0	79.2	72.5	355	366
2015 年×月×日（连杆断裂故障发生日）										
08：00	600	0.519	0.034	0.026	0.215	0	48.1	47.2	112	123
09：00	910	0.499	0.071	0.062	0.273	0.001	74.5	72.9	325	350
11：00	900	0.503	0.068	0.061	0.271	0	75.5	72.9	327	352
11：34	600	0.359	0.035	0.025	0.227	0	69.2	66.5	160	190
11：35	停机									
13：50	启动									
13：55	600	0.481	0.034	0.027	0.220	0	58.6	56.1	154	171
14：25	1 834	0.496	0.267	0.243	0.419	0.145	92.0	81.8	615	617
14：30	故障停机									

2 首断件分析

如上文所述，故障造成了柴油机多个零部件断裂或破损，包括连杆杆身、连杆大端螺栓、活塞裙连接螺栓等，通过检视发现：连杆轴瓦烧损变形减薄至钢背，活塞裙破损拉伤，缸套下部破损，主油道破损，油底壳打穿等。从这些零件中寻找首断件是失效分析的关键。

对以上断裂破损件进行归类后可以列出以下几种可能的“首断件”或故障原因：

- (1) 连杆杆身；
- (2) 拉缸；
- (3) 连杆大端螺栓；
- (4) 连杆轴瓦。

以下分别就这四种可能的“首断件”或故障原因展开分析。

2.1 连杆杆身

连杆承受由活塞传递的周期性气体压力和活塞连杆组的往复惯性力的作用。对于连杆杆身，必须

耐疲劳，抗冲击，具有足够的强度和刚度，尤其是抗弯强度^[1]。

如图 1 所示，B8 缸连杆杆身中部断裂，单边严重变形。头部半圆拉扁变形，端部可见断裂的连杆螺栓，一侧可见连杆螺栓断口，另一侧连杆螺栓完全剪切磨损，端部光滑，严重过热痕迹。从以上现象看，B8 连杆的损害为较大外力作用下产生变形、撞伤、剪切、磨损。



图 1 B8 缸连杆断件照片

B8 缸连杆的金相分析显示：连杆夹杂物、金相组织、晶粒度等均正常；其力学性能、化学成分

和显微组织与 A8 缸连杆对比未见异常。

分析认为, B8 缸连杆杆身的断裂是在发生破坏性故障后受到撞击而断裂, 连杆杆身不是首断件。

2.2 拉缸

该柴油机采用湿式气缸套, 缸套外部与机体之间形成淡水冷却水腔; 缸套的润滑采用注油方式, 通过活塞冷却油喷嘴向气缸套布油, 进行冷却和润滑。

根据运行记录和检查结果, 在故障出现前并未出现 B8 单缸温度高报警。如图 2 所示, B8 缸缸套内壁整体网纹清晰, 仅缸套下部有局部破损、碰伤, 以及下部内表面出现的一道环向拉痕, 均为破坏性故障发生后造成的损坏。可以判断在故障发生前柴油机工作过程中并未有拉缸发生。



图 2 B8 缸套断件照片

2.3 连杆大端螺栓

四冲程柴油机的连杆螺栓受力最严重。工作条件最恶劣的时刻发生在换气上止点, 柴油机转速越高则螺栓受力越严重。

B8 缸两根连杆大端螺栓均发生断裂 (图 3), 其中一根螺栓 (后称 1 号螺栓) 端面损伤较轻, 未见明显的塑性变形, 端面可见裂纹扩展的海滩状条纹, 裂纹起源一侧的螺纹根部, 靠近连杆的外侧。螺纹的牙部完全挤压磨平, 螺栓轻微变形, 在螺栓裂纹源区的螺杆部可见裂纹。大头下部的螺栓孔以及螺栓变形, 变形发生在裂纹源的对面。另外一根螺栓 (后称 2 号螺栓) 断裂成三段, 其中在螺栓的杆部断口存在明显的颈缩现象, 为典型的拉伸断口形貌。另一个断口为明显的剪切断口, 并且存在严重磨损过热的痕迹。A8 缸螺栓螺纹完好, 未见裂纹。

对 B8/A8 缸 4 根连杆大端螺栓进行金相分析, 未见异常。



图 3 B8 缸连杆大端螺栓照片

B8 缸连杆 1 号螺栓的裂纹扩展形式符合疲劳断裂形式。该连杆螺栓有小的疲劳萌生 (约占断口面积 15%), 在冲击力作用下, 沿着裂纹方向扩展并快速断裂。推断为: B8 缸连杆外侧的 1 号螺栓断裂后, 另一侧的 2 号螺栓被拉断, 连杆失去约束后撞击断裂, 造成其它零件损坏。

分析认为 B8 缸连杆的 1 号螺栓发生疲劳断裂。疲劳断裂是零件在交变应力反复作用下, 由于零件形状、尺寸的突变以及材料的不均匀等原因, 在零件表面或内部应力特别高的点或材料有缺陷的点, 逐步形成非常细微的裂纹, 裂纹尖端应力集中严重, 促使裂纹逐渐扩展, 零件截面不断削弱; 当裂纹扩展到一定程度, 在偶然的超载冲击下, 零件就会沿削弱了的界面发生突然的脆性断裂^[2]。

材料的疲劳寿命与交变应力的的大小密切相关。如果材料承受的交变应力小于材料的疲劳极限, 则理论上材料可以承受无限次数的交变应力而不会发生疲劳断裂 (疲劳寿命无限长)。按钢材疲劳曲线, 在交变应力作用下, 如果疲劳寿命超过 $10^6 \sim 10^7$ 以上, 则可以认为该零件承受的交变应力小于材料的疲劳极限, 在正常使用下该零件不会发生疲劳断裂^[2,3]。但如果由于各种未知的故障原因, 如柴油机的紧急停车、超速运行、飞车故障冲击等, 零件发生临时性超负荷, 即在超过疲劳极限的情况下工作, 可能会带来“故障性过负荷损伤”, 则对材料的疲劳寿命有较大的影响。

B8 缸发生连杆断裂时该柴油机已累计运行 1 727 h, 按平均转速 $1\,500\text{ (r} \cdot \text{min}^{-1})$ 、每两转形成一次交变循环应力计算, 连杆螺栓经受了约 7.77×10^7 次循环应力。在正常情况下, 连杆螺栓承受的交变应力在设计范围内, 交变循环应力的循环次数超过 10^7 而不损坏, 那么它就不应该再发生疲劳断裂。而实际上, 该连杆螺栓在柴油机运转 1 727 h, 承受了 7.77×10^7 次循环应力后发生疲劳断裂,

说明该连杆螺栓在发生故障前的一段时期内,受到了“故障性过负荷损伤”,导致疲劳寿命降低。只不过造成“过负荷损伤”的故障尚未得到识别。

综合上文所述检查结果和使用运行数据,分析认为,不能排除 B8 缸连杆 1 号螺栓是本次连杆断裂故障首断件的可能。但也只有找到造成该连杆螺栓在柴油机运行中承受“过负荷损伤”的起因,才能最终确定本次连杆断裂故障的根本原因。

2.4 连杆轴瓦故障

故障件检查确认,B8/A8 缸连杆轴瓦均烧损、变形,减薄至只见钢背并延展。两者比较,B8 缸轴瓦烧损更严重,颜色发黑。

检查曲轴轴颈及连杆瓦,发现该机另外有 3 至 4 个连杆瓦定位销处,瓦背(连杆大端)及瓦面(曲轴轴颈)出现亮点。表明连杆轴瓦与曲轴轴颈存在异常磨损。

检查表 1 动车记录,对照温度和转速相近情况下柴油机滑油压力,可见故障发生日的滑油压力明显偏低。分析认为,在故障发生前,由于连杆轴瓦金属耐磨层磨损严重,曲轴轴颈与轴瓦之间无法形成有效的油膜,滑油泄油量较大,滑油压力偏低,更加大了连杆轴瓦的磨损,使得每循环对连杆螺栓的冲击应力加大,形成“故障性过负荷损伤”,导

致疲劳萌生。这一分析推理链条与各断件状况吻合,能够圆满解释连杆断裂故障的起因和结果。

3 结 论

从以上分析可以得出结论:连杆轴瓦的异常磨损,使连杆螺栓形成“过负荷损伤”,导致疲劳萌生,最终 1 号连杆螺栓疲劳断裂,另一侧的 2 号螺栓被拉断,连杆失去约束后撞击断裂,并造成其它零件损坏。

由此说明,对于连杆其正常工作除了本身的材料、加工质量过关外,相关润滑、冷却系统以及连接、支撑件的正常运转,均是保障其安全工作的基础。在本案例中,由于连杆轴瓦的异常磨损,最终导致了连杆断裂故障。

参考文献

- [1] 朱建元. 船舶柴油机 [M]. 北京: 人民交通出版社, 2008.
- [2] 张栋. 机械失效的实用分析 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1997.
- [3] 刘鸿文. 材料力学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2004.
- [7] 王慧武, 薛隆泉, 刘荣昌. 基于样条函数的配气凸轮曲线设计 [J]. 内燃机工程, 2005, 26 (1): 24-27.
- [8] 唐海娇, 夏志豪. 基于 AVL EXCITE TD 的凸轮型线仿真优化 [J]. 汽车工程师, 2014 (3): 23-27.
- [9] 孔凡锋, 褚超美, 王 博, 等. 一种新型复合函数凸轮型线的设计研究 [J]. 内燃机工程, 2011 (1): 54-57.
- [10] 李沐恒, 董小瑞. 基于 AVL EXCITE TD 的发动机配气凸轮型线优化 [J]. 柴油机设计与制造, 2015 (1): 35-38.
- [11] 郑清平, 张玲玲, 张盼盼, 等. 天然气发动机配气凸轮型线的改进设计 [J]. 河北工业大学学报, 2015 (5): 55-59.
- [12] 李智, 常晓萍, LOU Y G. 基于禁忌搜索算法的内燃机配气机构优化设计 [J]. 农业机械学报, 2005, 36 (4): 116-118.
- [13] 朱宗柏, 肖金生, 覃峰, 等. 配气凸轮优化设计的复合形法和遗传算法 [J]. 武汉理工大学学报, 2002, 24 (7): 50-53.
- [14] 尚汉冀. 用摄动方法研究配气机构动力学 [J]. 内燃机学报, 1984 (4): 339-348.
- [15] 俞海青, 詹生泽. 内燃机凸轮润滑特性的评定 [J]. 内燃机学报, 1983 (4): 83-93.

(上接第 33 页)