

某轮发电柴油机滑油低压停车原因探究和对策

张运秋

(青岛远洋船员职业学院职业培训分院, 山东 青岛 266427)

摘 要: 基于某次发电柴油机滑油低压停车事故, 分析导致滑油低压的各种原因, 找到本次故障的根本原因是滑油泵主传动齿轮从曲轴轴颈脱落。为防止此类事故再次发生, 应从设计制造与日常管理两方面加以改进。

关键词: 发电柴油机; 滑油低压; 原因分析; 故障对策

中图分类号: U664 **文献标识码:** A

某轮某航次正常航行中, NO.2 发电柴油机突然跳电导致全船失电。备用机组自动启动供电, 轮机人员迅速下到机舱, 恢复其他设备运行, 继续航行。当时柴油机负荷在 260kw 左右, 属正常范围。根据警报显示: NO.2 G.E. break trip、NO.2 G.E L.O Low pressure stop, 确认本次事故为发电柴油机滑油低压停车导致的跳电事件。随后轮机长安排二管轮对 NO.2 发电柴油机进行内部检查: 连杆大端螺栓无异常; 拨动大端, 发现无卡阻和咬死现象; 抽检了一个大端轴承及主轴承, 表面正常, 未发现有拉伤和烧熔痕迹; 活塞下部和缸套下部无异常磨损, 盘车无咬缸现象, 基本确定柴油机本身无异常问题。

1 故障分析

1.1 滑油系统工作原理

该轮发电柴油机型号为: YANMAR 6EY18(A)LW, 额定功率 660KW, 转速 900RPM。YANMAR 柴油机热效率高、油耗低、动力性好、可靠性高。图 1 为 YANMAR 6EY18(A)LW 发电柴油机的滑油系统原理图。机带滑油泵从滑油循环柜经粗滤器吸入滑油。泵出的滑油分成两路: 一路经过带温度调节阀的壳管式冷却器、离心式

自清滤器到发电柴油机内部滑油总管内, 另一路经过旁通滤器直接到达油底壳。滑油总管的滑油进入每一道主轴承润滑轴承和主轴颈, 同时经过曲轴的内部通道进入连杆大端润滑曲柄销轴承, 通过连杆中心孔上行润滑活塞销并从冷却喷嘴喷出来冷却活塞底面。滑油总管的滑油还可以去往齿轮箱、进排气阀摇臂、凸轮轴、燃料喷射泵、增压器等部位。发电柴油机起动之前, 电动滑油预供泵将滑油供入系统, 提前充满需要润滑的部

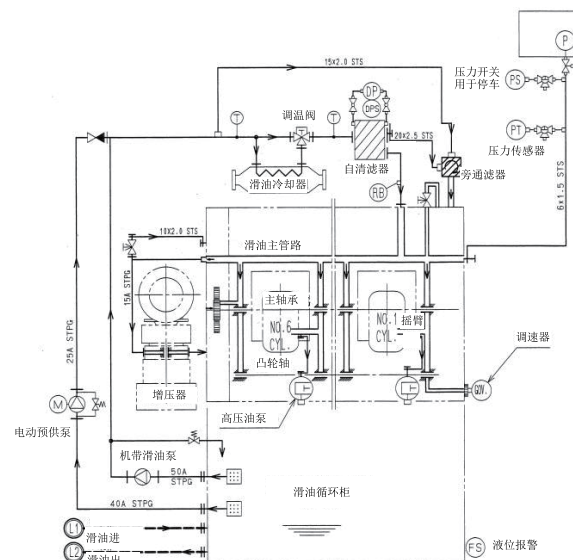


图 1 滑油系统

收稿日期: 2021—12—02

作者简介: 张运秋 (1969—), 男, 副教授, 高级轮机长

位,减轻启动时的磨损。

1.2 原因查找

由滑油系统原理图可知,滑油压力受到各种因素的影响。这些影响因素存在于电气部分、滑油本身、滑油管路、柴油机零部件和滑油泵本身等各方面。

1.2.1 压力开关 PS 本身故障或管路阻塞

正常运行的滑油压力为 0.4~0.45Mpa,低压报警压力为 0.35Mpa,应急停车压力为 0.30Mpa。压力开关 PS 为常开式,滑油压力低于 0.30Mpa 时闭合,应急停车。将压力开关、传感器和压力表管路拆检,压缩空气吹通,并通入空气压力试验,三者都没问题。

1.2.2 滑油本身状态异常导致压力过低

若滑油温度过高,就会造成滑油粘度过低,从而导致低压。引起滑油温度过高的原因很多,比如冷却水量不足、冷却器水腔脏堵、调温阀故障或感温包故障等^[1]。滑油中混入柴油,也会导致粘度指数变差,粘度降低,压力下降。经检查引起滑油温度过高的这些因素都不存在,且滑油低压停机前并未发现有高温现象。经简易化验检验,滑油也没有变质现象。考虑到停机前基本不能建立压力,此项也基本可以排除。

1.2.3 主轴承间隙过大

适当的轴承间隙可以维持一定的系统油压,但间隙过大会导致滑油过度漏泄,从而降低系统油压^[2]。通过之前曲拐箱检查时对连杆大端的检查,此项也可排除。

1.2.4 滑油泵前可能存在的故障

①滑油循环柜油位是否过低。经检查,油位正常。②滑油泵前管路是否泄漏有空气进入,导致油泵不能正常排油。经检查,无异常发现。③滑油泵进口滤器是否脏堵。泄放掉油底壳滑油,检查吸入滤器,发现吸入滤器干净无脏堵。

1.2.5 滑油泵后可能存在的故障

①滑油自清滤器脏堵。在船上将滑油自清滤器彻底拆洗,装复后试车,仍然不能建立压力。②滑油冷却器油侧太脏,会导致滑油流经时产生节流降压作用^[3]。同时,油侧太脏又导致换热不良,滑油温度达不到温控阀设定温度,温控阀会更进一步关小旁通支路,加大经过冷却器的滑油流量,最终导致滑油高温和低压。但该故障并无滑油高温报警且滑油基本无压力,应可排除此项。

③滑油泵后是否存在滑油管路泄漏或法兰连接处脱落。经外部和曲轴箱内部检查未发现异常。

1.2.6 滑油泵本身故障

①滑油泵齿轮是否间隙过大或油泵损坏。滑油泵齿隙增大有一个过程,滑油压力逐渐随其降低,日常监测可判断;油泵损坏是突发现象,会滑油压力消失。经拆检该发电柴油机滑油泵,发现齿轮和其传动轴良好,未见异常。②是否安全阀起跳后卡在开启位或弹簧断裂。经拆检安全阀,未见异常。

排除了以上各项故障原因之后,分析认为机带滑油泵故障可能性最大。首先从滑油泵的驱动部分来检查。拆开发电柴油机齿轮箱腔室观察道门,进行盘车,发现曲轴转动时滑油泵齿轮不转,进一步检查发现曲轴上带机油泵的曲轴主动齿轮不转,故障终于确认:因为曲轴上主动齿轮松脱,不能带动滑油泵转动,造成本次机油失压停车故障。

2 原因分析

齿轮组位于柴油机自由端的齿轮箱里,由曲轴直接带动的主动齿轮、惰轮和其他齿轮组成。其传动原理如图 2 所示。

两个主动齿轮直径大小不同,通过过盈配合方式紧固在曲轴轴颈上,直径小的齿轮驱动燃油泵齿轮和惰轮 A,惰轮 A 直接带动高、低温冷却水泵齿轮,与惰轮 A 同轴的惰轮 B 驱动凸轮轴齿轮;直径大的齿轮仅仅驱动滑油泵一个齿轮。盘车时,曲轴转动但滑油泵不动,是因为直径大的主动齿轮与曲轴轴颈松脱,两者的配合关系失效。

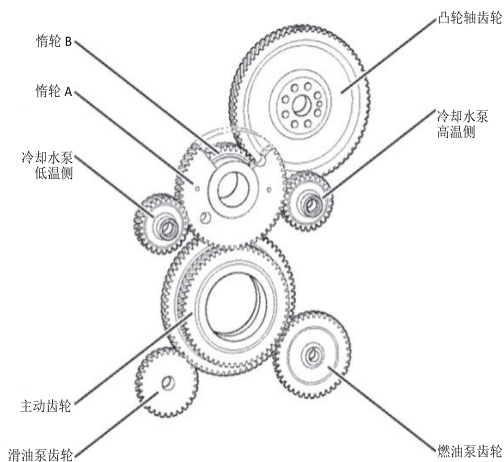


图 2 定时齿轮传动原理图

齿轮和轴常用的连接方式有以下几种：通过键实现轴和轴上零件间的周向固定，以传递运动和转矩的键连接；通过渐开线或矩形花键链接；通过光轴和光孔的过盈连接。本案例中柴油机的曲轴主传动齿轮和曲轴的连接方式为过盈连接，安装工艺采用热套法^[4]。

这种连接方式中，齿轮传递动力是通过齿轮和轴径配合表面的摩擦力来实现的。这就要求轴径要有合适的过盈量。

$$\delta_{min} = P_{min} d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \times 10$$

$$P_{min} = \frac{2T}{f\pi d^2 l} = \frac{2 \times 9.748 \times 10^4 N}{f\pi d^2 l}$$

式中， δ_{min} 为理论计算最小过盈量； P_{min} 为配合面最小径向压力（kg/cm²）； E_1 、 E_2 分别为轴径和齿轮的弹性模量，钢材料取 $E=2 \times 106 \text{ kg/cm}^2$ ； T 为所传递转矩（kg·cm）； N 为所传递功率（KW）； n 为曲轴转速（r/min）； f 为配合面摩擦系数； d 为配合面直径（cm）； l 为有效长度（cm）； C_1 、 C_2 分别为轴径和齿轮的刚性系数。

用上述公式计算得到的过盈量是理论计算的最小过盈量，实践中还需要考虑到过盈配合的可靠性、轴径表面的粗糙度的影响以及轴径和齿轮温度差的过盈补偿因素。实际过盈配合装配中，过盈量可以达到最小过盈量的 4~5 倍。另外，如果只考虑到柴油机正常工作时滑油泵的驱动力，而没有考虑到起动时因滑油温度低粘度高导致的齿轮载荷重的问题，就会因过盈量太小而产生齿轮和轴径位置错动现象。满足过盈量的前提下还需要对齿轮进行强度校核，以防止齿轮断裂。

在柴油机启动初期，滑油温度较低（环境温度较低时更甚），滑油粘度高，此时滑油泵需要较高的抽吸力，产生的扭矩自然很大，容易造成传动齿轮松脱。据后来了解，YANMAR 柴油机此类事故常有发生。

3 故障处理

3.1 曲轴主传动齿轮的拆卸

由图 3 可知：曲轴主传动齿轮是热套在曲轴端部上的，没有锁紧螺丝和键连接。拆卸时，在齿轮断面 1 处沿轴向钻孔，然后用钢凿 2 从外向轴颈中心用力凿开。这样做的目的是为了松开组

装件，从而便于移除该齿轮。拆卸是破坏性的，应当注意切勿损伤到轴径表面。齿轮取出后不能再使用，报废处理。

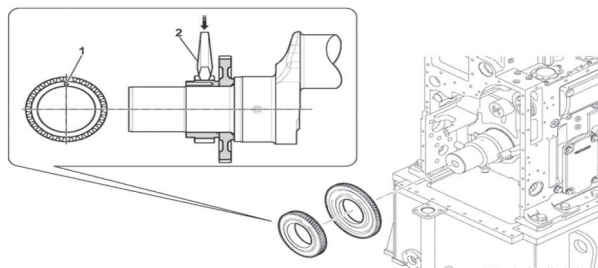


图 3 主动齿轮的拆卸

3.2 曲轴主传动齿轮的安装

将备用主传动齿轮放入 150℃ ~ 190℃ 的热油中浸泡约 60 分钟，达到各处均匀受热，然后迅速套装在曲轴上，注意利用定位销定位，装复到位后取出定位销。不能采取火焰烘烤直接加温的方式直接加热曲轴齿轮，否则，温度的升温幅度过大，会改变齿轮的材料结构，使金属材质变得脆弱，同时，也会降低齿轮的强度。

4 结束语

4.1 导致滑油低压停车的原因有很多，首先要确定激发停车动作的根本原因是压力不足还是不能建立压力，这样可以迅速排除大部分因素。

4.2 曲轴主传动齿轮松脱难于监管，平时检测不到，故障的发生具有不可预见性。为避免此类事故再次发生，应从设计制造和维护管理两方面考虑。设计制造方面，在采用过盈连接方式的情况下，应使用合理的材料和适当的表面处理工艺，改进主传动齿轮和曲轴之间的连接方式；维护管理方面，轮机管理人员要适当控制柴油机滑油的温度和压力，尽量避免油泵齿轮遭受较大载荷。

参考文献：

- [1] 陈华伟. 船用中速柴油机滑油管理浅析[J]. 内燃机与配件, 2021, (17): 74-75.
- [2] 周明顺, 崔向东, 毛宏雨. 船舶柴油机[M]. 大连: 大连海事大学出版社, 2019.
- [3] 徐武, 孙鹏军, 郑文胜. 某型柴油机滑油压力低故障原因分析[J]. 柴油机, 2021, (1): 55-60.
- [4] 甘天恩, 侯强. 船舶齿轮箱故障分析及修复工艺[J]. 天津航海, 2021, (2): 27-29.

(下转第 32 页)

Analysis of Failure to be Loaded after the Main Engine Normally Shutdown and Restarted

SUN Fu—chun

(Department of Marine Engineering, Qingdao Ocean Shipping Mariners College, Qingdao266427, China)

Abstract: The article introduced a failure repair caused by main engine lubrication oil cooler seawater pipeline damage. Combustion deterioration and speed limited up were caused when the main engine restarted. The influence factors of abnormal exhaust temperature of marine main engine are analyzed and discussed. The fault treatment of speed limited up due to low scavenging pressure of the main engine is shared. At the same time, how to effectively manage the ship is reviewed and summarized, and some suggestions are put forward.

Keywords: speed limited up; low scavenging pressure; main engine fault; reflection and conclusion.

(上接第 29 页)

Causes and Countermeasures for Low Pressure Shutdown Accident of Generator Diesel Engine

ZHANG Yun—qiu

(Vocational Training School , Qingdao Ocean Shipping Mariners College, Qingdao 266427, China)

Abstract: This paper described a low-pressure shutdown accident of generator engine, analyzed the possible causes of low-pressure lubricating oil, found out that the root cause of this fault was the slipping of driving gear for lubricating oil pump from the crankshaft journal, and finally put forward the countermeasures to prevent recurrence of such accidents from the perspective of design, manufacturing and daily management.

Keywords: generator engine; low-pressure of LO; analysis of causes; countermeasures.