

使用维修

柴油机推杆弯曲故障分析

何剑丰¹, 苗树元²

(1. 河北华北柴油机有限责任公司, 河北石家庄 050081;
2. 中国人民解放军驻 5460 厂军代室, 河北石家庄 050081)

摘要: 针对某型号柴油机在试验中发生的推杆弯曲故障, 对相关零部件进行材料化学成份、力学性能检测, 结合配气机构工作原理分析认为: 该型柴油机推杆弯曲的原因系摇臂力学性能较差, 气门间隙增大, 给整个配气机构施加了额外的作用力, 致使推杆弯曲失效。

关键词: 柴油机; 配气机构; 推杆; 气门间隙

中图分类号: TK423.4⁺.3

文献标识码: B

文章编号: 1001-4357(2010)03-0042-03

1 概述

某型号柴油机在试验过程中, 排气管中冒出大量白色烟雾, 车辆动力不足, 加大油门, 烟雾增多, 同时, 闻到烟雾中有较重的柴油气味。停车检查, 发现配气机构发生故障, 第 6 缸进排气推杆脱落, 柴油机无法正常运行。

配气机构的作用是按照发动机工作顺序和工作循环的要求, 定时开启和关闭各缸的进、排气门, 使新气进入气缸, 废气从气缸排出。该型号柴油机的配气机构, 由正时齿轮、凸轮轴、挺柱、推杆、进气摇臂、排气摇臂及进排气门等组成(见图 1)。进排气门摇臂共用一个轴销和两个支座固定在缸盖上。冷态气门间隙为排气门 0.3 mm、进气门 0.25 mm。



图 1

2 检测分析

2.1 柴油机拆解检查情况

(1) 检查进排气门间隙

六个气缸的进排气门间隙的检查结果见表 1。

表 1 进排气门间隙

缸数	进气门间隙/mm	排气门间隙/mm
1	0.5	0.6
2	0.35	0.5(左)、0.6 mm(右)
3	0.4	0.45
4	0.4	0.5
5	0.35	0.5
6	因推杆脱落, 气门间隙无法测量	

(2) 检查气门调整螺母的紧固力矩、固定摇臂座螺栓的拧紧力矩, 全部符合要求。

(3) 拆解柴油机过程中发现: 第 6 缸排气推杆弯曲(图 2), 进气推杆掉落在油底壳中, 已严重变形、断裂(图 3)。



图 2



图 3

2.2 相关零部件检测情况

根据拆检情况, 为了进一步进行分析, 对曲轴箱的主轴孔、凸轮轴孔尺寸及形位公差进行了检测, 结果符合要求; 对凸轮轴的尺寸及配气相位角、硬度进行检测, 结果也符合要求。

对推杆尺寸进行检测,符合要求;对推杆的材料化学成份、本体力学性能进行检测,结果见表2、表3,化学成份符合图样20#的要求,力学性能稍低。

表2 推杆的材料化学成份 单位:%

化学成份	C	Si	Mn	P	S
图样要求	0.17~0.23	0.17~0.37	0.35~0.65	≤ 0.035	≤ 0.035
推杆1	0.21	0.22	0.55	0.013	0.011
推杆2	0.22	0.22	0.49	0.021	0.014

表3 推杆的力学性能 单位:MPa

力学性能	抗拉强度	屈服强度
图样要求	390	245
推杆3	380	241
推杆4	387	248

对摇臂的本体材料力学性能和金相组织进行检测,结果见表4、表5,结果显示其性能不满足图样QT600-3的要求。根据实际检测指标推算,其性能只能达到QT500的水平。

表4 摇臂的本体材料力学性能

力学性能	抗拉强度/MPa	伸长率/%	硬度/HB
图样要求	600	3	190~270
摇臂1	511	12.5	180
摇臂2	520	13.0	170

表5 摇臂的金相组织

项目	球化分级	石墨大小	珠光体数量
摇臂	2级	7级	45%

对推杆脱落的第6缸进排气摇臂尺寸进行检测,图样要求分别是6.5 mm和9 mm(见图4、5),实际达7.05 mm和10.03 mm。由此可以判定进排气摇臂已发生变形。

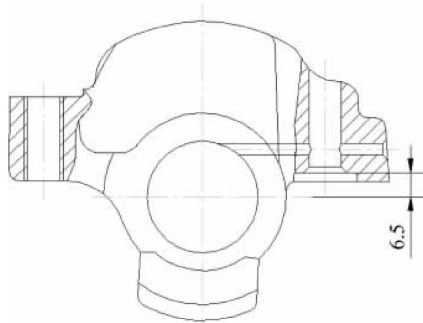


图4

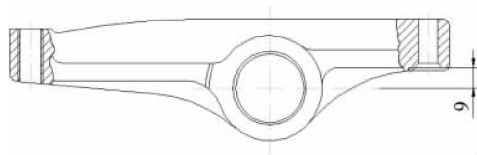


图5

2.3 相关零部件尺寸计算情况

(1) 气门间隙调整尺寸计算

经对图样相关尺寸进行计算,摇臂调整螺钉端底面至排气门顶部的距离为14.8~10.5 mm;摇臂调整螺钉端底面至进气门顶部的距离为17.2~13.7 mm。调整螺钉调整范围为10~20 mm,因此从设计上能够保证正常的气门间隙和配气机构的正常工作。

(2) 进气推杆脱落时的气门间隙计算

假设推杆不发生弯曲变形,推杆要从球头销上脱开,需要的最小距离为5.2 mm(见图6),换算到气门间隙为 $5.2 \times 1.3 = 6.8$ mm。

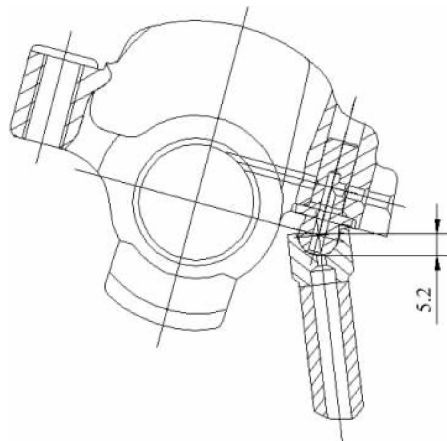


图6

对拆检情况和检测结果进行分析:气门调整锁紧螺母没有松动,零件变形情况不足以使气门间隙达到6.8 mm以上,因此可以排除推杆脱落后导致推杆弯曲的可能。

(3) 推杆纵弯曲稳定性的临界力计算

推杆材料为钢管拔20-12X3-GB/T8162-1999,其纵弯曲稳定性的临界力计算如下:

推杆横截面的轴惯性矩:

$$I = \pi(D^4 - d^4)/64 = \pi(124 - 64)/64 = 954.26 \text{ mm}^4$$

临界力:

$$Q_k = \pi^2 EI / l^2 = \pi^2 \times 200 \times 10^3 \times 954.26 / 3402 = 16\,294 \text{ N}$$

推杆所受最大气门弹簧压缩力为定值:

$$Q_{\max} = 1.3 \times 482.5 \times 2 = 1\,254.5$$

结合配气机构的结构可以确定：推杆弯曲必然受到除气门弹簧压缩力以外，来自气缸内的更大作用力。

2.4 综合分析

该型号柴油机配气相位见图 7。气门间隙对配气相位的影响见表 6。

正常情况下，进气重叠角为 $52^{\circ}30'$ ，当气门间隙为 1 mm 时，重叠角变为 $5'$ ，当气门间隙为 1.5 mm 时，已经没有重叠角。

根据检测，故障柴油机进排气门间隙都存在放大现象，因此结合该型号柴油机的配气机构工作原理，对推杆弯曲的故障机理分析如下：

由于摇臂本身力学性能不足，使其在运行过程中，逐渐发生变形，气门间隙逐渐增大，气门重叠角随之减小，燃烧废气无法正常排出，缸内工作压力增大。在活塞运行到上止点附近位置时，气缸内压力正处在高压状态，此时气门打开，无疑给整个配气机构增加了额外的力量，并且高次方凸轮在气门间隙大时对配气机构的冲击更大，从而导致配气机构中的零件变形加剧，变形又相应地增大了气门

间隙。这样整个配气机构处在了一个恶性循环之中，最终使机构的最薄弱环节——推杆因弯曲变形过大而失效。

3 故障复现

为了验证故障定位的准确性，进行了故障复现的试验。在试验机上，人为地将各缸的气门间隙进行了加大，最大气门间隙设定为 2.5 mm。当发动机运行到 93 h 时，推杆弯曲故障复现。

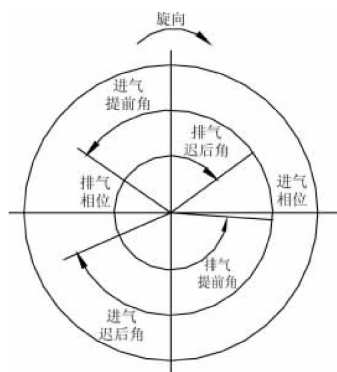


图 7

表 6 气门间隙对配气相位的影响

	挺柱及气门无间隙		进、排气门间隙为 0.2、0.3 mm		气门间隙都为 1 mm		气门间隙都为 1.5 mm	
	气门开	气门关	气门开	气门关	气门开	气门关	气门开	气门关
进气	上止点前 $55^{\circ}30'$	下止点后 $66^{\circ}30'$	上止点前 $27^{\circ}30'$	下止点后 $38^{\circ}30'$	上止点后 $0^{\circ}17'$	下止点后 $10^{\circ}43'$	上止点后 6°	下止点后 5°
排气	下止点前 86°	上止点后 54°	下止点前 57°	上止点后 25°	下止点前 $32^{\circ}22'$	上止点后 $0^{\circ}22'$	下止点前 26°	上止点前 6°

4 结 论

通过故障分析和故障复现可以得出结论：摇臂本身力学性能不足，使柴油机在运行过程中，气门间隙不断增大；气门间隙异常给整个配气机构施加了额外的作用力，最终导致了推杆的弯曲失效。

(上接第 35 页)

2009 年夏天，约克公司丹麦的技术人员多次与哥本哈根 MAN 柴油机总部就上述系统进行了技术交流，最终达成一致：上述船用燃油冷却系统成为 MAN 公司《船用精馏燃油运行指南》^[2]中推荐的方案。

4 结 论

船用冷水机组是船用精馏燃油冷却系统的最佳选择，完全可以满足低硫燃油 MDO/MGO 的降温

升黏要求。与其他降温方案相比，冷水机组燃油冷却系统具有负荷范围大、温度精确、稳定可靠、易于安装的特点，也是 MAN 公司认可并向客户推荐的方案。

参考文献

- [1] Johnson Controls. York MDO Cooling System[R]. 2009,9.
- [2] MAN Diesel. Guidelines on Operation on Distillate Fuels: Service Letter SL09-515/CXR[R]. 2009.9.

参考文献

- [1] 王文斌. 机械设计手册[M]. 北京:机械工业出版社, 2004.
- [2] 魏春源,张卫正,葛蕴珊. 高等内燃机学[M]. 北京:北京理工大学出版社,2001.