

汽轮机主油泵齿型联轴器损坏的原因分析及处理方法

陈应云, 庞华豪

(广东湛江发电厂, 湛江 524099)

摘要:用实例分析了引起汽轮机主油泵齿型联轴器损坏的原因及处理方法, 并分析了主油泵出现故障后对机组安全的影响及采取的安全措施。

关键词:汽轮机; 主油泵; 齿型联轴器; 挡板; 滑移

分类号:TK267 **文献标识码:**B **文章编号:**1001-5884(2005)04-0294-02

Cause Analysis and Disposition of the Toothed Coupling of Main Oil Pump of Steam Turbine

CHEN Ying-yun, PANG Hua-hao

(Guangdong Zhanjiang Power Plant, Zhanjiang 524099, China)

Abstract: Analyze the damage of the coupling of the main pump with examples and the ways to deal with it, analyze the effect that the main pump has on the security of the turbine unit when it doesn't work and then put forward the security measures.

Key words: turbine unit; main pump; coupling; baffle; slippage

0 前言

湛江电厂1号机为N300-16.7/537/537-3型中间再热凝汽式汽轮机,于1995年安装投产。湛江电厂300MW汽轮机主油泵与大轴相连的方式为齿型联轴器。齿型联轴器有着运行可靠、对中心要求不高、检修维护方便等特点,但湛江电厂1号机组在2003年至2004年间,却出现了2次齿型联轴器掉挡板的情况,极大地影响了机组的安全运行。

1 主油泵齿型联轴器结构

如图1所示,主油泵齿型联轴器主要由主轴外齿、主轴内齿圈、泵轴内齿圈、泵轴外齿组成,在内齿圈的两端各有一块挡板,用M5的小螺钉紧固,防止内齿圈滑出。

2 故障分析处理

2.1 齿型联轴器的滑移值过小导致挡板掉下

1号机在某次滑参数停机过程中发现机组转速突然降低,打闸停机后检查发现主油泵联轴器前后挡板螺丝折断,其中主轴端挡板螺丝全断,挡板掉下,内齿圈滑出,齿型联轴器失效,泵轴不随主轴转动。

汽轮机主轴与定子由于热膨胀不一致存在胀差,与定子在连在一块的前箱与主轴也必然存在胀差,而主油泵是固定在前箱内的,如果胀差控制不好,势必影响到主油泵泵轴受的

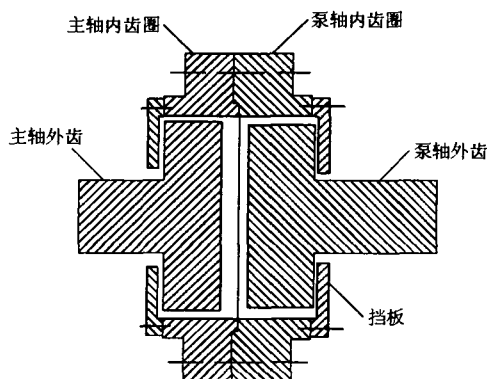


图1 联轴器示意图

力。厂家要求对该胀差值控制在 $-3\text{mm} \sim +6\text{mm}$,为避免主轴与泵轴相碰及挡板拉断,相应的厂家要求两轴间距离 $\Delta 1 = 8\text{mm} \sim 12\text{mm}$,内齿圈的轴向滑移值 $\Delta 2 = 4\text{mm}$ 。但检查时发现齿型联轴器的滑移值 $\Delta 2$ 不足 1mm 。当机组滑停时,因为转子冷却快,汽缸冷却慢,主轴回缩快,前箱回缩慢,负胀差不断增大,也就是主轴与泵轴间的距离 $\Delta 1$ 不断增大,齿型联轴器的滑移值 $\Delta 2$ 不断变小,如果滑移值小于0,挡板两端就受到外齿轮的拉力,螺钉被拉断,挡板掉下,内齿圈就会脱出,导致联轴器失效,主油泵轴停止转动,机组无法测得转速。

找出原因后,对引起齿型联轴器滑移值 $\Delta 2$ 变小的可能原因进行了分析。 $\Delta 2$ 变小,首先 $\Delta 1$ 要变大,实际测出 $\Delta 1 = 12\text{mm}$,在标准范围内,但 $\Delta 1$ 标准范围过宽($8\text{mm} \sim 12\text{mm}$),

收稿日期:2005-01-23

作者简介:陈应云(1972-),男,工程师,曾从事汽轮机检修工作,现为湛江发电厂汽机高级点检员,从事汽轮机设备技术管理工作。

无法反映出是否有变化。后改测主轴与飞锤杠杆的距离为63mm(标准为60mm),由此分析前箱与主轴的相对距离前移了3mm。前箱与高压缸之间是靠推拉装置连在一起的,推拉装置的间隙只有零点几毫米,现在前箱前移了3mm,就是说推拉装置的间隙已增大至3mm了。限于当时的条件,没有时间处理推拉装置的问题,仅在两内齿圈间加了2mm的垫片,增大齿型联轴器的轴向滑移值 $\Delta 1$ 。

大修时进行了彻底检查,发现推拉装置磨损严重,间隙变大,高压缸与前箱的开档间隙为236mm,而安装值为 $232 \pm 0.2\text{mm}$,大了4mm左右,经调整后齿型联轴器的滑移值恢复为4mm,问题解决了。

2.2 齿型联轴器滑移不畅导致挡板掉下

1号机大修后,由于轴封间隙大及轴封处保温包得不合理,造成轴承箱进汽,油中含水量过大,春节时利用调峰机会停机处理。吊开前箱检查发现主油泵齿型联轴器泵端挡板6颗连接小螺丝已断5颗,挡板掉下,主轴端齿轮联轴器由于有大量油泥卡死,用手无法推动,清理油泥后方取出内齿套。清洗油泥后检查发现主轴端齿轮内外齿均有磨损,其中内齿圈磨损较为严重,磨出深约0.3mm的凹坑。

据此分析,因为油中带水及粉尘的吸入,在主轴端联轴器产生了大量的油泥(泵端有润滑油冲洗,油泥少),油泥填满齿轮间隙,使主轴端联轴器无法轴向滑移,相当 $\Delta 1$ 变小了,当出现负胀差时泵轴端挡板受力,螺丝被拉断。同时由于油泥填满主轴端齿轮间隙,影响了齿间润滑,齿轮发生磨损,凹坑的出现使得外齿与内齿咬死,轴向无法滑动。

经过清洗齿轮,更换主轴端内外齿后,检查滑动正常,开机至今停机多次未再出现问题。

(上接第293页)

3.2.2 供电标准煤耗率的比较

供电标准煤耗率的高低是比较方案热经济性的标准。由表1可以看出“方案一”的供电标准煤耗率 $0.251\text{kg}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 低于“方案二”的供电标准煤耗率 $0.252\text{kg}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 。

3.2.3 主机供电绝对效率的比较

主机的供电绝对效率 $\eta = 3600 \times \text{主机供电功率}/\text{主机每小时耗热量} = \text{机组热效率} \times (1 - \text{厂用电率})$ 。主机供电绝对效率 η 越小,说明方案越不经济。

“方案一”的主机供电绝对效率

$$\eta = 0.6376 \times (1 - 0.0601) = 0.599$$

“方案二”的主机供电绝对效率

$$\eta = 0.6485 \times (1 - 0.0852) = 0.593$$

从上述比较中可以得出结论:“方案一”热经济指标优于“方案二”。

4 两方案的技术特点

4.1 方案一

该方案运行方式比较灵活,正常运行方式为两台50%汽动给水泵并列运行。一旦一台汽动给水泵故障时,可投入30%的电动调速给水泵与一台汽动给水泵并列运行,此时机

3 主油泵故障的影响

主油泵担负着向轴承提供润滑油、向调速保安系统提供压力油的重任,汽轮机的测速装置也装在主油泵轴上,一旦主油泵出现故障,后果不堪设想。

当联轴器故障,主油泵不转时,如润滑油泵联动不正常,就会烧轴瓦;如高压启动油泵联动不正常,则安全油压低,机组跳闸;如高压启动油泵联动正常则机组不跳闸,但因无转速信号或转速低,调速系统必然要开大调门提升转速,这会导致负荷及实际转速的飞升,甚至出现飞车事故。

为了保证机组安全,可取消高压启动油泵的联锁,并在励磁机端增加一套测速装置,确保调速保安系统能测到真实的转速,保证调速保安系统的正常工作。

4 结论

主油泵齿型联轴器的损坏是比较常见的,原因也是多样的,有因为润滑不良干磨引起的磨齿,有制造不良引起的磨齿,有设计齿形不当单位齿面压力过大引起的磨齿,也有本文分析的因为油泥锈蚀等引起的卡涩磨损和因滑移值过小引起的油泵失效。对问题的分析一定要彻底,要找出真正的原因才能采取合适的手段解决。

对于挡板掉下的问题,曾有一些专业人士建议加大挡板紧固螺钉的尺寸,增加挡板的紧力,但被坚决否定了。如果采取了,后果是相当严重的,轻则螺丝继续被拉断,重则烧毁主油泵。

组可带80%的额定负荷。当30%的电动调速给水泵故障时,机组可利用一台50%的汽动给水泵并借助给水管道路上的15%调节阀系统完成启动工程。该方案的热经济性较好,高压配电容量小,设备材料成本低,年度费用比“方案二”低。

4.2 方案二

该方案的初投资较低、运行方式灵活,任何一台电动调速给水泵故障时都不会影响机组的正常运行。电动调速给水泵具有启动速度快、系统简单、操作方便的优点。但在发电设备利用小时数不增加的情况下,机组的供电量小于运行泵为汽泵方案。该方案的热经济性较差,年度费用较高。

5 结论

根据上述技术经济比较,“2×50%容量的汽动给水泵(运行泵)+1×30%容量的电动调速给水泵(启动/备用泵)”组合型式,优于“3×50%容量的电动调速给水泵(2台运行泵+1台备用泵)”组合型式。

通过对2×300MW供热机组给水泵配置优化的论证和分析,该优化方案在300MW及以上机组具有广泛的推广价值。

参考文献

- [1] 郭立君. 泵与风机[M]. 北京:中国电力出版社,1997.
[2] 郝体宽. 热电厂[M]. 北京:中国电力出版社,2001.