

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2014.07.015

汽轮机调节汽阀阀碟螺栓故障分析与研究

金长生, 方寅, 王军伟

(杭州汽轮机股份有限公司, 浙江 杭州 310022)

摘要:针对工业汽轮机调节汽阀故障, 导致汽轮机停机的问题, 对工业汽轮机调节汽阀的结构特点进行了分析研究, 对调节汽阀阀碟螺栓断裂和磨损, 导致阀碟脱落问题的故障机理及工作环境进行了深入分析研究, 提出了减少阀碟螺栓长度、对阀碟螺栓跳档使用及改进阀碟的装配工艺等措施, 利用三维软件对其进行建模并利用 ANSYS 软件对改进前和改进后的阀碟螺栓进行了应力分析。研究表明, 该方案可以减小阀碟螺栓承受的交变应力, 提高阀碟螺栓根部的强度, 可以改进因热胀不均而导致螺纹副出现相对位移的情况。结合宁夏石化机组的实际故障案例, 通过将该方案应用于该机组中, 彻底解决了该机组因阀碟螺栓断裂而导致机组故障问题。

关键词:汽轮机; 调节汽阀; 阀碟螺栓; 故障分析

中图分类号: TH131.3; TH114; TK268.1

文献标志码: A

文章编号: 1001-4551(2014)07-0888-04

Analysis and research for the fault of valve cone bolt in steam turbine governor valve

JIN Chang-sheng, FANG Yin, WANG Jun-wei

(Hangzhou Steam Turbine Co., LTD. Hangzhou 310022, China)

Abstract: Aiming at the problem of industrial steam turbine governor valve fault, leading to the turbine shutdown, the structural characteristics, the industrial steam turbine governor valve were analyzed and researched, the fault mechanism and the working environment were researched of the break and wear of the valve cone bolt, resulting the governor valve malfunction, the measures were presented to decrease the length of the valve cone bolt, increase the diameter of the bolt and improve the assembly technology of the valve, the model was established by the 3D software and the stress was analyzed by ANSYS software of improvement and improved valve cone bolt. The results indicate that the plan decrease the alternating stress of the valve cone bolt, enhance the strength of the valve cone bolt, and improve the case of the relative displacement for the threads because of the uneven thermal expansion. Then combined with the practical fault case in NingXia petrochemical units and applied to the units, the experimental results show that the plan solves the valve cone bolt malfunction.

Key words: steam turbine; governor valve; valve cone bolt; fault analysis

0 引言

调节汽阀是工业汽轮机中的重要部件之一, 其运行的安全性和可靠性直接决定了汽轮机的稳定运行, 一旦调节汽阀发生故障^[1-5], 势必造成汽轮机的出力不足甚至停机, 导致汽轮机无法正常工作, 给安全生产造

成极大的隐患。阀碟螺栓断裂和磨损问题一直是导致调节汽阀故障的主要原因^[6-9], 针对该问题, 早期的解决方法就是停机更换一套新的阀碟和阀碟螺栓。由于没有找到问题的症结所在, 使得更换后的新阀碟和阀碟螺栓寿命也不长。

本研究针对杭州汽轮机股份有限公司设计制造的

工业汽轮机^[10]调节汽阀的结构特点,结合宁夏石化机组现场的实际运行工况及故障情况,利用 Solidworks 对阀碟和阀碟螺栓进行三维建模,通过 ANSYS 对其进行有限元分析仿真,分析故障原因,提出解决方案并在实例机组中得到验证,为解决同类型问题提供技术参考。

1 调节汽阀结构特点

调节汽阀是控制汽轮机运行工况的执行机构,即是汽轮机的配汽机构。控制器通过控制调节汽阀的开度来调节汽轮机的进汽量,从而控制汽轮机功率,以满足运行工况需求。在杭汽设计的机组中,大部分调节汽阀采用了提板阀^[11-12]结构形式。即4个或5个小阀碟通过各自的阀碟螺栓统一挂在一根水平阀梁上,伺服油动机通过杠杆机构,同时拉升两根阀杆,从而将整个阀梁提起,几个小阀碟通过阀碟螺栓与阀梁之间的衬套来决定开启顺序及行程。阀梁总成结构图如图1所示。该结构的阀碟螺栓和阀梁衬套间配合为间隙配合,阀碟螺栓可在阀梁中自由活动,保证了阀门的关闭性能。同时,不同行程只需通过修改相应的衬套长度即可满足要求,保证了零件的通用性。

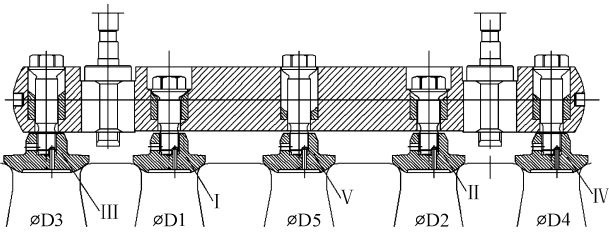


图1 调节汽阀阀梁总成示意图

该阀梁结构在经过一段时间的应用之后发现:在高温高压应用场合,经常会发生第4阀、第5阀阀碟螺栓断裂和磨损现象。其中比较典型的就是为宁夏石化生产制造的抽凝式汽轮机,调节汽阀也采用如图1所示的阀梁总成结构,在运行一段时间后出现了第4阀的阀碟螺栓断裂现象。

2 调节汽阀故障现象

杭汽为宁夏石化生产制造的一台驱动压缩机用抽凝式汽轮机,机型为 EHNK40/36^[13],其进汽压力为 10.1 MPa,进汽温度为 450 ℃,额定功率为 20 790 kW,额定转速为 10 290 r/min,最大进汽量为 85 kg/s。该机组的特点是进汽压力高,流量大。在

运行一段时间后,忽然发现在提升机组负荷时,控制器输出增大,油动机行程根据二次油压信号逐渐增大,但是机组的负荷并没有提升,其运行过程工况如表1所示。

表1 宁夏石化某机组运行工况表

进汽压力 /MPa	排汽压力 /MPa	轮室压力 /MPa	进汽流量/ (t·h ⁻¹)	调速器输出 /(%)	二次油压 /MPa	油动机行程 /mm	行程标尺 /格
10.1	0.018	5.12	55.2	67.3	0.304	91.7	22.6
10.1	0.018	5.38	57.2	70.6	0.317	93.9	23.1
10.1	0.018	5.41	59.4	76.1	0.329	95.2	23.5
10.1	0.018	5.53	63.8	79.1	0.336	98.1	24.2
10.1	0.018	5.75	67.7	82.3	0.358	113.3	27.9
10.1	0.018	5.81	68.8	83.1	0.37	116.9	28.8
10.1	0.018	5.81	68.7	85.5	0.381	122.8	30.3
10.1	0.018	5.8	68.5	88.3	0.395	130.9	32.3

从表1的运行工况变化过程中可以看出,在调节汽阀开到28.8之后,调阀升程继续升高,但进汽流量并没有进一步增加,调节汽阀开度在28格之前,进汽流量能够跟随调阀的开启,逐渐增加,轮室压力也逐步升高。通过与设计的调阀曲线进行比较后得出:调阀开度在28.8之前时,实际的运行工况参数与理论设计相符合,这时前3个阀碟逐渐开启。在调节汽阀行程标尺开到29格时,第4个小阀碟应该开启,以增加进汽流量。然而在实际运行过程中,调阀开到32.3格时的流量反而比行程标尺在28.8时还略小,而且轮室压力也没有进一步的增加,从而可以判断,可能是第4阀的阀碟掉落,导致阀梁提起时,第4小阀未开启,使得新蒸汽无法进入喷嘴,使得机组功率得不到提升。

在停机检修后,发现第4阀的阀碟螺栓已齐根断裂,导致该阀无法开启,断裂的阀碟和阀碟螺栓如图2所示。



图2 宁夏石化阀碟螺栓断裂情况

从实物的断裂痕迹可以看出,该阀碟螺栓在根

部由于受到交变应力而产生了典型的疲劳断裂现象。同时在其他机组维护过程中发现, 阀碟螺栓和阀碟的螺纹配合处发现有螺纹磨损现象, 导致螺纹配合失效, 使得阀碟螺栓故障, 阀碟螺栓螺纹失效情况如图 3 所示。



图 3 阀碟螺栓螺纹失效情况

3 故障原因及理论分析

根据对该类故障现象的综合分析: 在高温高压机组中, 阀碟螺栓容易断裂和磨损, 而且发现第 4 阀和第 5 阀发生断裂和磨损的概率比较高。由于调阀的结构限制, 第 4 阀和第 5 阀的阀碟螺栓都比第 1、2、3 阀要长。在汽轮机速关阀刚打开时, 调节汽阀没动作, 所有阀碟都座落在各自的阀座上, 蒸汽流速基本为零。当汽轮机运行到一定工况, 第 3 阀开启后, 第 4 阀或第 5 阀仍处于关闭状态, 由于第 4 阀或第 5 阀的阀座前后压差的作用, 阀碟被蒸汽力紧紧地压在相应的阀座上, 根据计算阀碟受到上吨的蒸汽力, 故阀碟与阀座紧密贴合, 此时连接阀碟的阀碟螺栓力学模型相当于一端固定的悬臂梁。当受到蒸汽冲击力的作用时, 使得阀碟螺栓承受了交变应力。汽轮机运行一段时间后, 在阀碟螺栓最薄弱环节处容易出现的疲劳断裂现象如图 2 所示。由于受到汽流漩涡的作用, 一旦阀碟和阀碟螺栓出现热胀不均匀或拧紧力不够, 就容易导致阀碟和阀碟螺栓的配合螺纹付产生位移差, 使得阀碟和阀碟螺栓配合螺纹磨损, 最终导致螺纹失效, 阀碟螺栓与阀碟分离的现象如图 3 所示。

根据宁夏石化机组的调节汽阀结构尺寸和工作环境, 本研究对断裂的第 4 号阀碟和阀碟螺栓进行了三维建模, 并利用有限元分析软件 ANSYS 对其进行了应力理论分析。阀碟螺栓的网格图如图 4 所示。

本研究根据宁夏石化机组的实际运行情况及理论计算, 得出的阀碟螺栓及阀碟正常工作时的环境参数如表 2 所示。

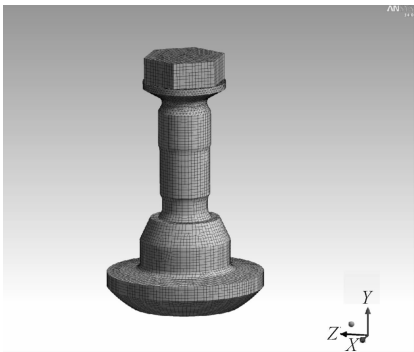


图 4 阀碟和阀碟螺栓的网格分布图

表 2 阀碟及阀碟螺栓工作环境参数

参数	数值
蒸汽压力/MPa	10.1
蒸汽温度/℃	450
流量/(kg·s ⁻¹)	68.8
流速/(m·s ⁻¹)	134.2
阀碟螺栓材料	21Cr12MoV

根据以上参数, 本研究对其进行了仿真分析, 结果如图 5 所示。从图 5 中可以得出, 该阀碟螺栓在与阀碟配合的根部, 应力最大, 最大可达到 411.35 MPa。查询材料手册后可知: 阀碟螺栓所用材料 21Cr12MoV 的屈服极限为 423 MPa。理论分析得到的最大应力虽然还没达到该材料的屈服极限, 但已经非常接近, 在该运行工况点工作的阀碟螺栓^[14], 由于汽流冲击力作用而受到交变应力, 容易导致阀碟螺栓产生疲劳断裂。

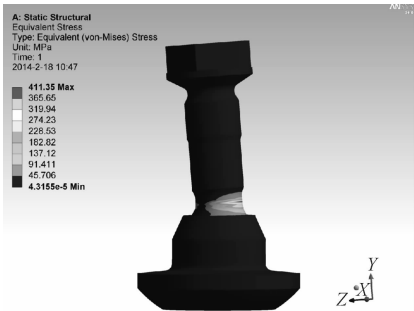


图 5 改造前阀碟和阀碟螺栓应力分析

针对这种状况, 本研究考虑将阀碟螺栓用大一档, 增加阀碟螺栓直径。对加粗的阀碟螺栓进行了建模和分析, 应力分布如图 6 所示。

从图 6 中可以得出: 阀碟螺栓和阀碟配合的地方依旧是应力分布最大的地方, 但是最大的应力比修改前减少了很多, 最大应力已降为 195.75 MPa, 已明显

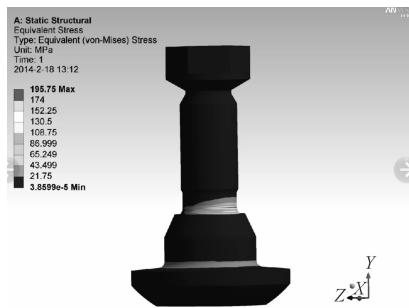


图 6 改造后阀碟和阀碟螺栓应力分析

低于该材料的屈服极限。

4 解决方案

根据现场机组的实际情况,结合理论分析的结果。针对宁夏石化机组出现的故障类型,本研究采取了以下措施:

- (1)根据每台机组的实际运行工况,尽量减少阀碟螺栓的长度。
- (2)在阀碟螺栓选型过程中,将阀碟螺栓跳档使用,增大阀碟螺栓直径,以增加阀碟螺栓根部承受交变应力的强度。
- (3)在装配工艺中,将原有的常温拧紧工艺修改为加热后预紧工艺。

5 结束语

本研究通过对调节阀碟螺栓的实际应用表明:通过修正阀碟螺栓的结构尺寸及装配工艺,可以降低阀碟螺栓断裂及磨损故障,提高了调阀的稳定性,为汽轮机的安全可靠运行提供了保障。宁夏石化机组的调节阀通过上述方案的修正之后,机组运行稳定,没有再次出现阀碟螺栓断裂和磨损现象。

参考文献(References):

[1] 胡昌镁,巫光峰. 汽轮机调节汽阀故障分析及其防范措施[J]. 热力发电,2003,32(10):61-63.

[2] 荣 誉. 对汽轮发电机组调节汽阀的改造[J]. 中国化工贸易,2013(8):104.

[3] 赵 爽,李西军,温文光. 600 MW 汽轮机高压调节汽阀典型故障分析与处理[J]. 内蒙古电力技术,2013,31(2):110-116.

[4] 张林茂,陈 峰,刘子夫,等. 300 MW 机组高压调节汽阀阀杆脱落或断裂的故障分析与处理[J]. 电力技术,2009,76(6):47-50.

[5] 鲍 文,于达仁,胡清华,等. 汽轮机主汽阀、调节阀常见故障分析及诊断[J]. 汽轮机技术,2000,42(6):360-364.

[6] 李彦东,李之栩. 300 MW 汽轮机调节汽阀阀杆脱落原因分析[J]. 热力发电,2007(8):64-78

[7] 李海英. 工业汽轮机抽汽调节阀杆振动断裂原因分析及探讨[J]. 石油化工设备技术,2009,30(6):43-46.

[8] 徐佼俊. 汽轮机进汽调节阀控制系统分析及处理[J]. 电力技术,2010,19(8):53-57.

[9] 蒋浦宁. 汽轮机主汽阀关闭动强度分析和研究[J]. 热力透平,2008,37(4):244-248.

[10] 方 寅,孙 烈,张 科,等. 年产百万吨乙烯装置裂解气压缩机用汽轮机的研制[J]. 机电工程,2012,29(10):1154-1158.

[11] 朱新华,江运汉. 电厂汽轮机[M]. 北京:中国电力出版社,1993.

[12] Siemens AG. TEB-Richtlinie and TAR-Richtlinie[M]. Siemens AG,1994.

[13] Siemens AG. TEK-Richtlinie and TEB-Richtlinie[M]. Siemens AG,1994.

[14] 江华生,吴金才. 螺栓扭矩系数影响因素的研究及应用[J]. 轻工机械,2012,30(5):93-95.

[编辑:洪炜娜]

本文引用格式: