

DOI:10.3969/j.issn.1674-1951.2019.09.007

600 MW 超临界机组配汽特性对轴系振动的影响

Influence of 600 MW supercritical unit steam distribution characteristics on shaft vibration

陈浩,徐军锋
CHEN Hao, XU Junfeng

(华电电力科学研究院有限公司,杭州 310030)
(Huadian Electric Power Research Institute Company Limited, Hangzhou 310030, China)

摘 要:高参数汽轮机在部分负荷下配汽特性会影响机组运行的经济性和轴系的稳定性。结合某 600 MW 超临界机组的配汽方式调整试验,研究机组配汽特性,寻求最佳阀序控制方式,获得最优配汽方式下负荷与主蒸汽调节阀开度关系曲线。试验结果表明,通过合理调整机组配汽方式,在不停机条件下能够有效消除自激振动,提高轴系稳定性。研究结果可为同类型机组故障处理及优化运行提供指导。

关键词:自激振动;超临界;配汽特性;阀序;调节阀;开度

中图分类号:TK 268 **文献标志码:**A **文章编号:**1674-1951(2019)09-0029-04

Abstract:High-parameter steam turbines' steam distribution characteristics affect their operating economy and shaft stability under partial loads. Analyzing the steam distribution adjustment test of a 600 MW supercritical unit, its steam distribution characteristics are studied. An optimal valve sequence, and the relationship between the load with optimal steam distribution mode and the opening degree of the main steam regulating valve are obtained. The results show that adjusting the steam distribution mode can effectively eliminate the self-excited vibration and improve the shafting stability without shutdown the machine. The research results can provide guidance for fault handling and optimized operation.

Keywords:self-excited vibration; supercritical; steam distribution characteristics; valve sequence; regulating valve; opening degree

0 引言

目前,汽轮机主要采用的配汽方式为节流调节和喷嘴调节。节流调节又称全周进汽,各调节阀开度保持一致,当外负荷变化时,通过改变阀门(以下简称阀)开度改变进汽量以适应外界负荷,该方式进汽均匀,适合机组启动暖机阶段。喷嘴调节又称部分进汽,当外负荷变化时,各调节阀循序逐个开启或关闭,在部分负荷下,几个调节阀中只有 1 个或 2 个调节阀未全开。在相同的部分负荷下,采用节流调节的汽轮机进汽节流损失较小,机组的内效率较高^[1-3]。

目前我国大部分燃煤机组都参与调峰。部分负荷工况下汽轮机配汽特性不仅影响机组运行的经济

性,而且直接影响轴系的稳定性。

1 机组概况

某 600 MW 超临界机组采用哈尔滨汽轮机厂设计制造的单轴、三缸、四排汽、一次中间再热、凝汽式汽轮机。高中压缸采用合缸结构。主蒸汽调节阀(以下简称主汽阀)与调节阀为联合阀结构,机组设计 2 个联合阀分别布置在机组两侧,每个联合阀由 1 个水平布置的主汽阀和 2 个垂直布置的调节阀组成。来自调节阀的蒸汽通过 4 个导汽管进入高中压缸中部,然后进入 4 个喷嘴室。主汽阀为油动机控制水平放置的“柱塞”型阀,由液压执行机构驱动,可以在机组启动时转速快速关闭。该机组共有 4 个调节阀(CV1, CV2, CV3, CV4)控制高压缸的蒸汽流量。表 1 为该机组设计参数。原配汽方式下,从调端看转子运转方向为顺时针,如图 1 所示。

表 1 机组设计参数
Tab. 1 Design parameters of the unit

项目	参数
主蒸汽压力/MPa	24.2
主蒸汽温度/℃	566.0
主蒸汽流量/(t·h ⁻¹)	1988.69
排汽压力/kPa	4.9
热耗率验收(THA)工况热耗/[kJ·(kW·h) ⁻¹]	7522

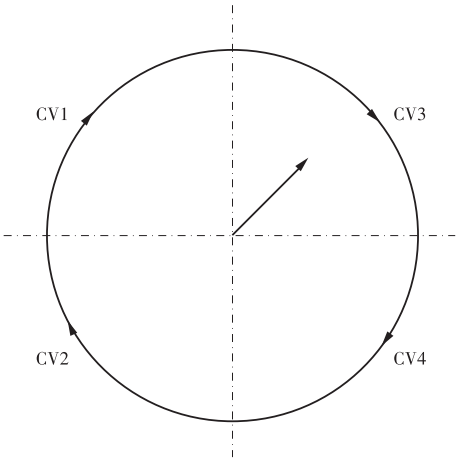


图 1 原配汽方式下转子静态气流量

Fig. 1 Static airflow force of the rotor with original steam distribution mode

2 配汽方式不合理引起的轴瓦振动

机组在一次大修后,在高负荷(550~600 MW)运行时, #1 和 #2 轴瓦频繁出现振动幅值突然增大的现象,其中 #2 轴瓦的表现尤为明显。将负荷降低至 500 MW 以下,振动幅值又开始慢慢回落,但满负荷下机组无法长期稳定运行。调取机组运行历史趋势,发现负荷为 550 MW 时, #2 轴瓦发生不稳定振动, x 方向振动幅值由正常时的 75 μm 最大增加至 137 μm ,同时 #2 轴承金属温度由 89.1 $^{\circ}\text{C}$ 降至 87.4 $^{\circ}\text{C}$,持续十几分钟后,振动幅值又开始慢慢回落至 80 μm ,轴承金属温度也缓慢升高,但相比于振动幅值的变化有一定的延迟^[4]。该汽轮机高压缸原进汽方案的进气调节阀控制顺序为先同时开启 CV1 和 CV4,根据重叠度设定函数,开启 CV2,最后开启 CV3。若将原配汽方式切换为全周进汽调节,机组在额定压力时可以顺利达到满负荷运行,但全周进汽调节存在较高的节流损失,只能作为一种过渡调节手段,长期运行是十分不经济的。

分析上述振动故障特征,轴瓦振动与机组负荷、调节阀控制方式有较强相关性,高负荷下轴瓦会频繁发生振动,改变调节阀控制方式或降低机组负荷后故障消除。初步判断振动为汽流力作用下的自激

振动,造成该故障有如下几种原因^[5]。

(1)叶顶间隙激振力。汽轮机转子与静止部分的位置不同心时,会造成叶轮叶顶间隙沿周向方向的各项异性,并导致蒸汽在不同周向位置处的间隙泄漏量不均匀,产生激励转子涡动的切向力^[5]。

(2)密封汽流激振力。转子在密封腔中的偏置会引发密封流体激振力,转子上的力可分解成一个通过转子中心的径向力和一个垂直于转子偏移方向的切向力,切向力达到失稳边界值时,会导致转子的强烈振动。

(3)静态汽流力。部分进汽引起时,汽流作用在转子上的力称为静态汽流力,在汽轮机喷嘴调节过程中,高压缸调节级的不同的进汽方式会导致转子受到不同方向的气流力作用。当静态汽流力矢量叠加后的方向向上时,会使轴承载荷变小,导致轴系稳定性降低,容易造成转子运动失稳。

造成以上激振力的情况有 2 种:机组大修没有严格按照检修规程执行,造成转子与静子初始中心位置不同心,叶顶间隙和隔板汽封间隙不均;机组配汽方式不合理,蒸汽从喷嘴喷出后推动叶轮转动,产生导致不稳定的切向力。轴承轻载,转子在向上静态气流力作用下导致轴承失稳、阈值增加、稳定性裕度低。高负荷和高进汽参数转子容易发生自激振动。如图 1 所示,原配汽方式下, CV2 开启后,从调端方向看转子受到右上方向的静态气流量,转子中心向上移动,轴承偏心率变小,容易失稳。

查阅机组大修相关技术文件,主要技术指标均验收合格。建议下个周期大修时,仔细检查、调整转子围带汽封和隔板汽封的径向间隙,防止周向间隙偏差过大,将叶顶汽封更换成能够消除低频激励的蜂窝汽封或迷宫式汽封,并适当抬高 #1, #2 轴瓦的标高,可从根本上消除自激振动。但因电厂发电任务重,停机检修会造成一定经济损失和社会影响。为了兼顾机组运行经济性与安全性,与厂方沟通决定通过改变配汽方式来消除故障,同时为寻求最优阀序控制方式,进行了配汽特性现场试验研究。

3 配汽特性试验研究

将原配汽方式 CV1 + CV4→CV2→CV3 改为 CV1 + CV3→CV2→CV4。为获得各个负荷下机组最佳热耗,依照《电站汽轮机热力性能试验验收规程》在该机组负荷为 600,550,500,450,400 和 350 MW 时进行配汽特性试验^[6],不同工况下的试验数据见表 2—4^[7-8]。试验期间密切监视 #1 和 #2 轴瓦的振动和轴承金属温度,一旦超过机组设定的报警值应立即终止试验,恢复到初始状态,待稳定后再进

表 2 350 MW 和 400 MW 负荷下配汽方式调整试验

Tab.2 Experimental on steam distribution adjustments under 350 MW and 400 MW load

项目	350 MW			400 MW		
	工况 1	工况 2	工况 3	工况 1	工况 2	工况 3
CV1 开度/%	100	100	100	100	100	100
CV2 开度/%	19	23	28	19	24	30
CV3 开度/%	100	100	100	100	100	100
CV4 开度/%	0	0	0	0	0	0
主蒸汽压力/MPa	17.25	16.70	15.37	19.34	18.22	17.05
主蒸汽温度/℃	562.9	565.0	565.7	562.6	562.6	562.8
二类修正后热耗/[kJ·(kW·h) ⁻¹]	7843.1	7856.2	7863.9	7851.9	7819.7	7868.3

表 3 450 MW 和 500 MW 负荷下配汽方式调整试验研究

Tab.3 Experimental on steam distribution adjustments under 450 MW and 500 MW load

项目	450 MW			500 MW		
	工况 1	工况 2	工况 3	工况 1	工况 2	工况 3
CV1 开度/%	100	100	100	100	100	100
CV2 开度/%	20	24	30	22	27	30
CV3 开度/%	100	100	100	100	100	100
CV4 开度/%	0	0	0	0	0	0
主蒸汽压力/MPa	21.66	20.48	19.28	23.57	21.90	21.38
主蒸汽温度/℃	563.2	563.1	562.2	563.1	563.6	563.1
二类修正后热耗/[kJ·(kW·h) ⁻¹]	7788.7	7775.9	7817.8	7742.4	7711.7	7756.8

表 4 550 MW 和 600 MW 负荷下配汽方式调整试验研究

Tab.4 Experimental on steam distribution adjustment under 550 MW and 600 MW load

项目	550 MW			600 MW	
	工况 1	工况 2	工况 3	工况 1	工况 2
CV1 开度/%	100	100	100	100	100
CV2 开度/%	28	31	38	100	100
CV3 开度/%	100	100	100	100	100
CV4 开度/%	0	0	0	14	18
主蒸汽压力/MPa	24.30	23.60	23.06	24.16	23.58
主蒸汽温度/℃	562.2	563.4	563.5	562.1	563.7
二类修正后热耗/[kJ·(kW·h) ⁻¹]	7686.4	7669.4	7676.9	7652.8	7652.2

行下一步计划。

根据表 2 可知,350 MW 负荷下,主蒸汽压力为 17.25 MPa 时机组热耗最低、经济性最优,对应的 CV1—CV4 的开度为 100%,19%,100%,0%;400 MW 负荷下,主蒸汽压力为 18.22 MPa 时机组热耗最低,对应 CV1—CV4 的开度 100%,24%,100% 和 0%。

根据表 3 可知,450 MW 负荷下,主蒸汽压力为 20.48 MPa 时机组热耗最低、经济性最优,对应的 CV1—CV4 的开度为 100%,24%,100%,0%;500 MW 负荷下,主蒸汽压力为 21.90 MPa 时机组经济性最优,对应 CV1—CV4 的开度为 100%,27%,100% 和 0%。

根据表 4 可知,550 MW 负荷下,主蒸汽压力为

23.60 MPa 时机组热耗最低、经济性最优,对应 CV1—CV4 的开度为 100%,31%,100%,0%;600 MW 负荷下,主蒸汽压力为额定压力 24.16 MPa 时机组经济性较优,对应 CV1—CV4 的开度为 100%,100%,100% 和 14%。

根据表 2—4 的最优方案,对机组配汽方式进行调整,调整后机组负荷与各调节阀开度之间关系如图 2 所示。

60%~90% 负荷区间内,CV1 和 CV3 一直保持 100% 开度,CV4 保持关闭,CV2 的开度从 20% 变化到 30%;90%~100% 负荷区间内,CV1 和 CV3 一直保持 100% 开度,CV2 开度从 30% 至全开,同时 CV4 开度从 0% 增至 20%。机组在一定的部分负荷下,为减少节流损失而增大调节阀开度,此时主蒸汽压

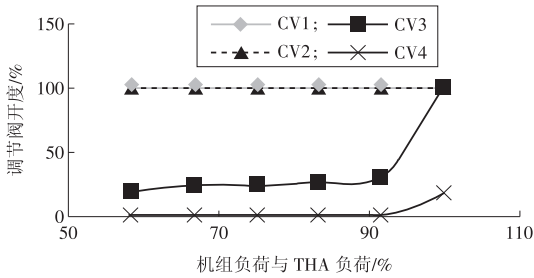


图 2 配汽方式调整后负荷与调节阀开度关系
Fig.2 Relationship between load and valve opening after adjusting steam distribution

力变小,导致循环效率降低;若通过减小调节阀开度来增加主蒸汽压力、提高机组循环效率,又会导致节流损失变大^[9]。部分负荷下提高循环效率和减

小节流损失是相互矛盾的,通过上述配汽方式调整试验可以获得最佳阀序控制方式,得到主蒸汽压力和调节阀开度的最佳工作点,使机组综合效率最高,经济性最优(即热耗最小)。

表 5 为试验期间记录的配汽方式调整前、后 #1 ~ #4 轴承金属温度与振动幅值。可以看出配汽方式调整后,机组 #1 和 #2 轴承金属温度较调整前提高了 2 ~ 3 ℃, #3 和 #4 轴瓦距离主蒸汽进汽阀较远,配汽方式调整对两轴承金属温度影响较小。进汽方式的改变使作用在转子上的汽流力发生变化,增加了轴瓦载荷,根据流体动压润滑原理,此时轴承的偏心率相应变高,轴承失稳阈值范围减小,轴系稳定性裕度提高^[10]。

表 5 配汽方式调整前后轴承金属温度

Tab.5 Shaft temperature and amplitude before and after the steam distrubution adjustment

项目	调整前阀序控制		调整后阀序控制	
	550 MW	600 MW	550 MW	600 MW
#1 轴承温度/℃	85.3	85.9	88.3	88.6
#2 轴承温度/℃	86.2	87.3	89.6	89.2
#3 轴承温度/℃	68.8	70.2	69.3	71.1
#4 轴承温度/℃	74.2	75.6	74.6	75.9
#1 轴承振动幅值/μm	120	128	88	86
#2 轴承振动幅值/μm	137	130	78	75
#3 轴承振动幅值/μm	104	108	82	83
#4 轴承振动幅值/μm	84	82	83	84

4 结论

(1)针对 600 MW 超临界机组高中压转子频繁发生的自激振动的原因进行分析,探讨了故障产生机制。该类型机组采用优化阀序的方式,适当增加高中压转子轴瓦载荷,提高轴瓦偏心率和稳定性。

(2)在不同负荷、调节阀开度下对机组进行配汽特性试验研究,获得各负荷下最佳工作主蒸汽压力点和最优阀序控制方式,提高了机组经济性指标,对同类型机组有借鉴意义。

参考文献:

[1]万忠海,晏涛,刘专,等.超超临界喷嘴配汽机组运行方式调整及研究[J].电站系统工程,2014,30(5):56-58.

[2]常浩,曹玺彬,王章生,等.600 MW 超临界汽轮机阀序控制的试验研究[J].制冷空调与电力机械,2010,31(6):70-73.

[3]李佳东,周凯,黄振鑫,等.600 MW 直接空冷机组汽轮机配汽控制策略优化[J].华电技术,2012,34(7):21-22.

[4]张鹏,魏江.配汽不合理引起的轴承温度偏高问题及处理[J].电站系统工程,2012,28(2):41-43.

[5]杨建刚.旋转机械振动分析与工程应用[M].北京:中国电力出版社,2007.

[6]电站汽轮机热力性能验收试验规程:GB 8117—2008[S].

[7]徐亚涛,马庆中.某 600 MW 亚临界机组配汽特性试验研究[J].电站系统工程,2008,24(5):45-47.

[8]朱矛东,秦占峰,史新刚,等.600 MW 汽轮机顺序阀运行方式研究[J].汽轮机技术,2008(4):139-145.

[9]李前敏,柏毅辉.汽轮机阀门流量特性优化分析[J].电力科学与工程,2012,28(9):47-49.

[10]晁浏宏,张荣欣.660 MW 超超临界汽轮机配汽方式的节能优化[J].节能与环保,2018(4):64-68.

(本文责编:陆华)

作者简介:

陈浩(1986—),男,江苏徐州人,工程师,工学硕士,从事汽轮机振动故障治理及电站系统节能技术方面的研究工作(E-mail:hao-chen@chder.com)。