

汽轮机轴封对机组升功率的影响分析

翁云峰 陈年时 余前军 李旭宁 朱珂皓 杜岩松
(中核核电运行管理有限公司(维修二处) 浙江 嘉兴 314300)

摘要: 本文以方家山核电百万级汽轮机组升功率期间汽轮发电机组轴承振动高手动打闸事件为例, 根据汽轮机运行监测数据和设备结构, 分析汽缸体温差、转子弯曲、升功率方式等对轴封的影响, 得出汽机在升功率期间引起振动高的主要原因是轴封问题, 通过调整轴封压力等改进措施降低汽轮机升功率期间的振动值。

关键词: 汽轮机; 振动; 轴封压力; 机组升功率

1 事件描述

2018年2月20日, 方家山2#机组春节小修后汽轮机按计划以3MWe/min的速率提升功率。16点50分, 功率达到240MWe时, 汽轮机高中压缸1#和2#轴瓦的探头监测显示其振动开始缓慢爬升。在发电机功率达到330MWe时停止升功率, 两个轴瓦的振动仍继续上升。中间采用了小幅降功率, 启动、停运第二台轴加风机等操作, 但是振动在短暂稳定后仍继续上升, 最终1RY为109 μm , 1RX为105 μm , 2RY为98 μm , 2RX为

134 μm (注: 文章中出现的该类型数据均以数字表示瓦号, RY表示轴瓦垂直振动, RX表示轴瓦水平振动), 均超过了90 μm 的报警值。18点48分, 开始降功率停机操作, 并在18点55分打闸停机。

2 振动监测数据分析

调取汽机的监测数据, 检查发现并网后至16点01分, 高压缸1#、2#轴瓦的Y向和X向振动幅值和相位都基本未变, 振动一倍频的幅值和相位变化见图1。从16点01分开始至16点48分, 1#、2#轴瓦振动相位连续朝一个

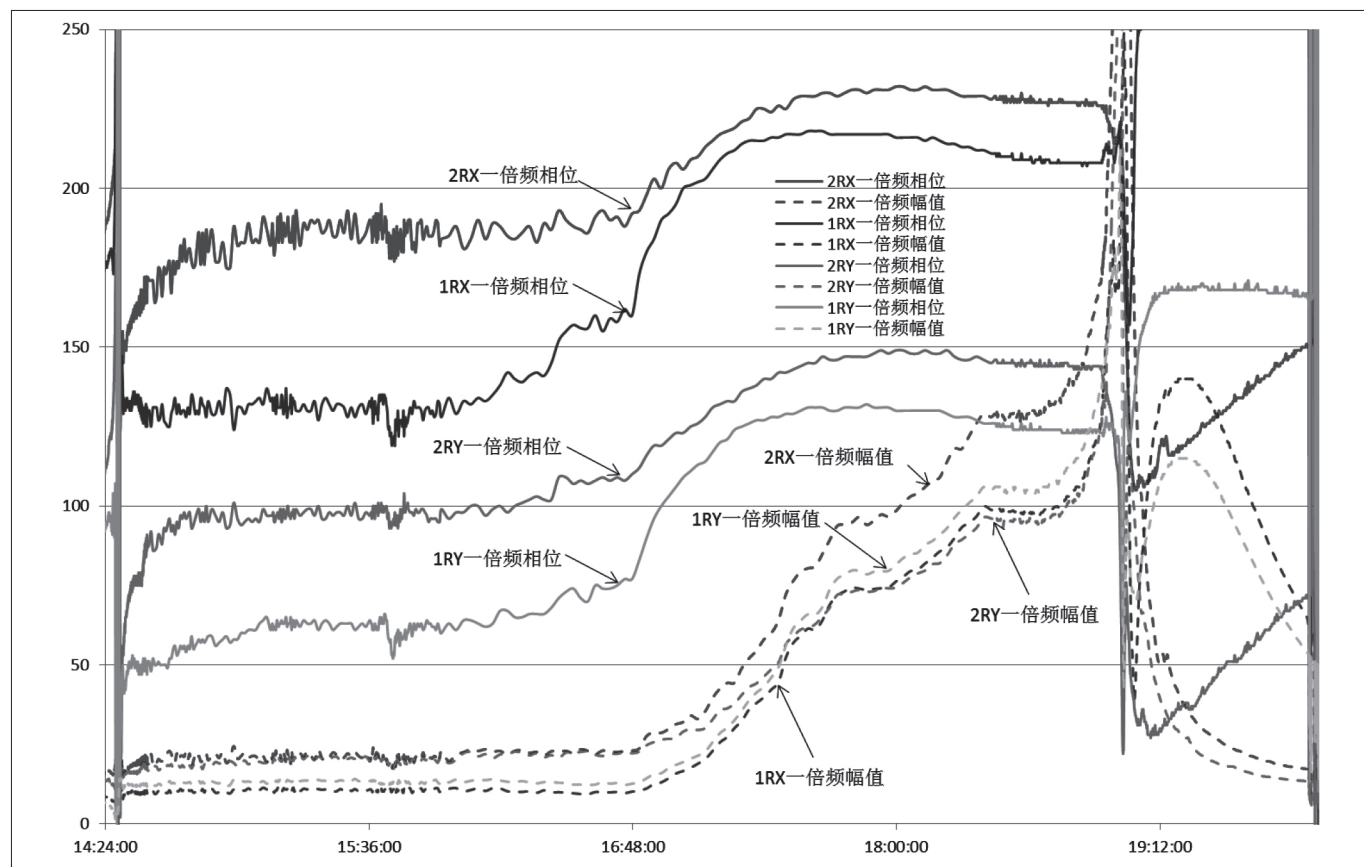


图1 1#、2#轴瓦振动一倍频的幅值和相位

方向变化,但幅值未变。振动一倍频分量的相位变化 1RY 增大 13°, 1RX 增大 27°, 2RY 增大 12°, 2RX 增大 11°, 并且相位变化的趋势是 1RY 和 2RY 的相位互相接近, 1RX 和 2RX 的相位互相接近。从 16 点 48 分至 17 点 40 分, 振幅增大, 相位也快速变化。此时一倍频分量的相位变化 1RY 增大 67°, 1RX 增大 85°, 2RY 增大 49°, 2RX 增大 49°。一般情况下, 机组定速后, 1h 内汽轮机大轴相位连续朝一个方向变化 10° 以上, 就可以认为大轴运行期间发生了碰磨, 而 1#、2# 轴瓦相位变化远远超过 10° 的限值。同时 1#、2# 轴瓦振中 1 倍频幅值在连续逐渐增大, 因此认为高中压转子发生了碰磨现象。在机组停机惰走期间转速降至 600r/min 时, 1#、2# 轴瓦振动幅值远远大于升速期间的幅值, 且相位与升速相比变化超过 80°, 推断此时碰磨造成的转子热弯曲仍未恢复。

当动静部位的碰磨发生在转轴的某个部位时, 碰磨处会产生极大的热量, 使得转子在该部位温度迅速升高, 从而造成热弯曲。根据轴承振动监测, 只有 1#、2# 轴瓦的振动在此过程中攀升, 而其他瓦的振动无明显变化, 故可以推断碰磨的位置在高中压缸的某个位置。碰磨主要分为轴向碰磨和径向碰磨。根据汽机高中压缸的结构(图 2), 轴向碰磨的位置只有隔板垂直面, 通过查询监测数据, 升功率期间汽机轴向位移和胀差都在要求范围

内, 故可以排除轴向碰磨的可能。径向碰磨的位置有油挡、轴瓦、轴封与隔板汽封。其中油挡材料为铜, 硬度较软, 由于转子高速转动, 动静部位一接触, 铜齿就会磨损和熔化, 继而脱开转子不再继续发生碰磨, 因此可以排除油挡部位的接触。如果是轴瓦碰磨, 轴瓦温度会上升, 而查询相关数据后发现振动上升期间轴瓦回油温度没有相应地上升, 故也可排除。因此碰磨只可能发生在径向位置, 可能的碰磨点仅轴封或隔板汽封, 具体导致碰磨的根本原因需要更进一步地分析。

3 碰磨原因分析

碰磨产生的原因主要是动静间隙的改变, 缸体变形、转子变形和机组状态变化, 都会对动静间隙造成影响, 以下分别对动静间隙变化的可能原因进行分析, 得出产生碰磨的根本原因。

3.1 缸体变形

汽轮机上下缸体温差过大会导致缸体拱起变形, 进而导致动静碰磨。厂家手册中对高压缸缸体与中法兰之间的温差没有要求。高压缸上、下缸缸体之间的温差一般要求单层缸不高于 50℃。查询历史数据, 对 3 次冲转的参数进行了比较, 相关数据见表 1。

从表 1 可以看出, 小修第一次启机过程中, 高压缸的上、下缸体温度和中法兰的温度没有明显的偏离, 但高压缸上、下缸之前的温差在冲转之前达到了 15℃, 而正常情况下, 冲转之前高压缸上、下缸之间的温度应该相同。在小修第二次冲转并网前, 高压缸的温差达到了 24℃, 也没有发生振动高的问题。因此, 第一次冲转并网前 15℃ 的上、下缸温差不是导致本次事件发生的原因。

虽然此次小修第一次冲转并网和升功率过程中, 缸体温差产生的缸体变形不至于直接导致碰磨, 但是温差导致缸体产生形变, 进而产生一定的动静间隙变化, 对振动的升高有一定的促进作用。

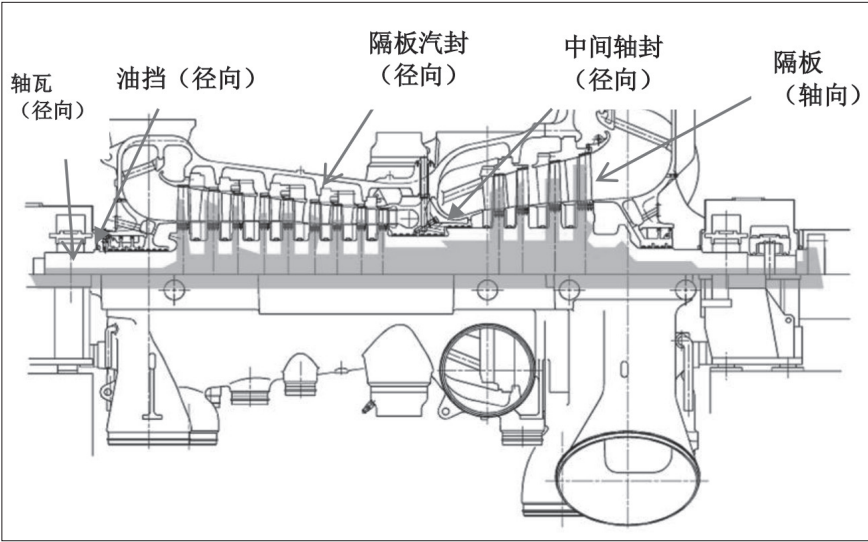


图 2 高中压缸示意图

表 1 2# 机组历史温差及缸体变形比较 /℃

机组状态	小修第一次冲转前	小修第一次并网 245MWe	小修第二次冲 转前	小修第二次并网 245MWe	203 大修 冲转前	203 大修并网 245MWe
高压缸上缸温度	125	188	179	197	47	196
高压缸下缸温度	110	181	155	195	46	195
高压缸上下缸体温差	15	7	24	2	1	1
中法兰温度 1	105	148	174	190	46	188
中法兰温度 2	104	150	173	189	47	189
缸体与法兰最大温差	21	40	-19	8	1	8

3.2 转子弯曲

转子在正常运行状态下的弯曲度基本保持不变，合理范围内的弯曲对振动不会造成影响，除非在运行期间有冷源与转子某处接触，使得转子因温差导致弯曲过大。而高中压转子可能接触到的冷源只有冷凝水和冷空气。下面针对可能的冷凝水积累和冷空气进入展开分析。

3.2.1 疏水不畅

产生冷凝水并有可能导致冷凝水与转子接触的位置有以下几个：

(1) 高中压缸缸体疏水不畅。正常启机期间，蒸汽疏水系统的排水阀均处于打开状态，如阀芯卡涩或因异常导致阀芯掉落，均会引起疏水不畅。在振动上升期间，通过对汽轮机蒸汽和疏水系统各相关疏水阀的检查，确认均在打开状态。当无法确认阀门状态时，可通过阀门前后点温的方式判断阀门疏水是否正常。

(2) 轴封蒸汽疏水不畅。轴封蒸汽疏水有三路：①疏水器（002PU，见图 3）；②疏水器旁路阀（007VL，见图 3）；③轴封抽汽母管的 U 形管。轴封抽汽母管的 U 型管积水直接沿管道向下排到了轴封加热器中，中间没有任何阀门或节流孔板，排除其堵塞的可能性。在振动上升时，紧急打开疏水器旁路阀（007VL），振动没有改善。如果是因为疏水不畅导致的转子热变形，那么最有可能是因为过滤器堵塞或疏水器疏水不畅，导致轴封蒸汽疏水不畅后引起转子在轴封处受冷变形造成振动升高的可能。因为当打开旁路阀后疏水尽管被排掉，但转子因碰磨接触后热弯曲导致的振动不会立即消除。

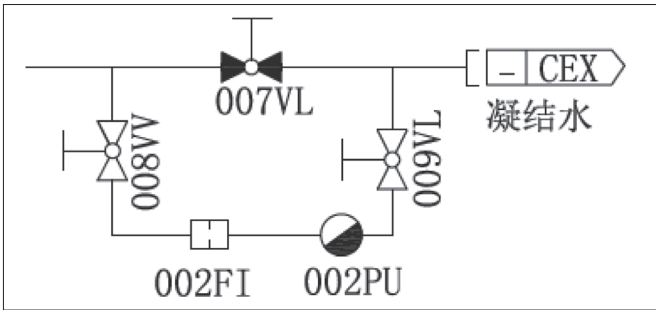


图 3 疏水器、过滤器和疏水阀的流程图

3.2.2 轴封压力不足

汽机轴封压力只有 6W 处有压力变送器，其余 1W ~ 5W 处只有 YP 的接头，并无压力监视，故轴封压力根据 6W 处压力变送器设定。但在事件后对轴封压力变送器进行检查时，发现在变送器处加装标准表的指示为 6.97kPa，而变送器指示为 7.1kPa，变送器偏高 0.13kPa，经分析，该现象是由于变送器迁移量不合适引起的偏差。

同时，检查发现该变送器的测点安装位置比平衡水罐的进水管低了 8cm。其中平衡水管中充满了冷凝水，

根据流体静力学原理计算：

$$p_0 = p + \Delta H \rho_1 g \tag{1}$$

式中： p — 安装测点的压力测量值，7.1kPa；

ρ_1 — 为轴封冷凝水密度，1kg/m³；

g — 重力加速度；

$\Delta H = -0.08\text{m}$ 。

计算可得实际平衡管压力 $p_0 = 6.32\text{kPa}$ ，因此变送器测点的压力比轴封母管的压力高约 0.78kPa。

在并网之后，由于高压缸排汽压力的扰动，轴封母管压力波动比较大。在 2 月 20 日第一次并网时，轴封压力波动明显，最高值达 5.91kPa，最低点达到 4.17kPa。根据上面的测量和分析，确定在并网后轴封母管的真实压力最低低至 3.26kPa，远低于 5kPa 的运行设定值。

3.2.3 轴封间隙变大

根据汽轮机功率运行期间的特性，正常运行期间，由于高压缸和中压缸的排气压力远远大于轴封蒸汽的压力，它们不仅能够满足自身的轴封要求，还通过供汽管线向低压缸提供轴封蒸汽。间隙越大，供汽也就越多。查阅上次开缸测量的轴封间隙记录（表 2），可以看出，2# 机组高中压缸轴封的间隙要大于 1# 机组。

引用参考文献 [1] 提供的轴封泄漏气量计算公式为：

$$k_{\delta} = \frac{0.85}{\sqrt{z+1.5}} \tag{2}$$

计算轴封前后压力 p_1 与 p_2 之比 p_1/p_2 。

如果 $p_1/p_2 \leq k_{\delta}$ ，则漏气量按式（3）计算：

$$G = F \sqrt{\frac{P_1}{(z+1.5)v_0}} \tag{3}$$

表 2 两台机组高中压缸轴封间隙对比 /mm

位置	设计值	1# 机组 101 大修测量值	2# 机组 201 大修测量值
1# 轴封 T	2.73 ~ 3.91	3.35	4.27
1# 轴封 1	2.73 ~ 3.91	4.05	4.51
1# 轴封 2	2.73 ~ 3.91	4.00	4.78
1# 轴封 3	2.73 ~ 3.91	4.20	4.6
1# 轴封 4	2.73 ~ 3.91	4.00	4.64
1# 轴封 5	2.73 ~ 3.91	4.30	4.41
1# 轴封 6	2.73 ~ 3.91	4.05	4.59
1# 轴封 7	2.73 ~ 3.91	4.17	4.4
1# 轴封 8	2.73 ~ 3.91	4.25	4.63
1# 轴封 G	2.73 ~ 3.91	4.25	3.66
2# 轴封 T	3.00 ~ 4.49	3.65	4.03
2# 轴封 1	3.00 ~ 4.49	3.80	4.63
2# 轴封 2	3.00 ~ 4.49	4.15	4.55
2# 轴封 3	3.00 ~ 4.49	3.63	4.60
2# 轴封 G	3.00 ~ 4.49	3.50	4.45

如果 $p_1/p_2 > k_\delta$, 则漏气量按式 (4) 计算:

$$G = F \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{2p_1 v_0}} \quad (4)$$

式中: G — 漏气量 (kg/s);

F — 轴封齿隙面积 (m^2);

k_δ — 临近转速判别系数;

v_0 — 轴封蒸汽比容 (m^3/kg);

z — 轴封齿隙总数;

p_1 、 p_2 — 轴封前后蒸汽绝对压力 (Pa)。

根据已知数据, 轴封齿隙总数 $z=36$, 高中压转子轴封处轴径为 800mm, 轴封间隙的平均值为 1.13mm, 可算出 $F = \pi R^2 - \pi r^2$, 其中 R 表示轴径半径加间隙值, r 表示轴径半径, 则 $F_{\text{实际}} = 2.84 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ 。

通过上文数据可知, 在振动开始前, 高压缸的排汽压力开始为轴封系统提供蒸汽时其压力已经大于大气压, 因此可以排除冷空气从高压缸前轴封处进入汽缸的可能性, 因此只计算中压轴封的运行工况。中压缸排汽压力 p_1 为 30kPa, 轴封压力实际工作最小值 p_2 为 104.56kPa (表压 3.26kPa + 大气压 101.3kPa), 轴封蒸汽比容 v_0 为 $0.03 \text{ m}^3/\text{kg}$ 。

$$p_1/p_2 = 3.48, k_\delta = 0.14, p_1/p_2 > k_\delta$$

$$\text{则 } G = 2.84 \times 10^{-3} \sqrt{\frac{104560^2 - 30000^2}{36 \times 104560 \times 0.03}} = 0.847 \text{ kg/s}$$

而标准的轴封间隙的平均值为 0.94mm, 可推算出 $F_{\text{标准}} = 0.75 \times 10^{-3} \text{ m}^2$, 运行设定的轴封压力为 106.3kPa (表压 5kPa + 大气压 101.3kPa), $p_1/p_2 = 3.53 > k_\delta$ 。

$$\text{则 } G = 0.75 \times 10^{-3} \sqrt{\frac{106300^2 - 30000^2}{36 \times 106300 \times 0.03}} = 0.226 \text{ kg/s}$$

从计算结果看出, 2# 机组叠加轴封压力波动和仪表偏差后, 中压轴封供汽量最大是标准的 4 倍左右。轴封的示意图见图 4。轴封供汽进入轴封腔室后, 当中压排汽低于轴封压力时, 一部分或全部漏进中压缸。当轴封供汽不足时, 就会吸入一定量的空气作为补偿。冷空气进入轴封后, 转子轴径受冷产生热弯曲, 进而振动升高。

从图 5 可以看出, 在机组并网之后, 高压缸的排汽压力开始为轴封系统提供蒸汽时其压力已经大于大气压, 而中压缸排汽压力在并网之后并未马上大于大气压, 如果轴封流量不足, 存在进冷空气的可能。冷空气进入高压缸体, 会导致转子遇冷变形和缸体变形, 并发生碰磨现象。实际上, 根据监测数据, 2# 轴瓦振动也一直高于 1# 轴瓦, 也印证了 2# 轴封处冷空气进入使转子发生热弯曲, 最终导致 2# 轴封处发生碰磨的分析。

3.3 升功率方式

汽轮发电机升功率的方式对于机组升功率期间的振动有一定的影响, 机组本身的状态、升功率速率、缸体排汽压力等都相对于以前冲转流程和升功率速率过程使机组有以下三点变化:

(1) 机组在热态启机, 相较于冷态启动 (室温), 其缸体温度高 (平均温度 117.5°C), 冲转到 500r/min 时停留 1h, 汽机非但没有达到暖机的效果, 反而会造成缸体温度下降, 对机组产生了不利影响;

(2) 并网后升功率速率过快, 使得缸体温升较快, 各处需要更长的时间达到平衡温度, 一般并网后升功率的速率都是 0.5 MWe/min 。尽管温度测点的温差并不大, 但隔板、转子、轴封等部件依然会因为升功率速率产生一定的形变;

(3) 高压缸排汽压力上升更快, 带给轴封蒸汽的扰动更大, 轴封压力波动也会变大。

尽管本次冲转规程和升功率速率满足厂家的要求, 但这是 2# 机组的第一次采用此速率升功率, 机组冲转到 1500r/min 并网后, 发电机以 3 MWe/min 的速率升至 215 MWe , 后以 2 MWe/min 的速率升至 330 MWe 。对比机组 203 大修后起机后相同阶段的轴封压力控制, 发现当时的轴封压力波动情况明显好于小修, 同时本次升功率速度是 203 大修后的 4 倍, 所以升功率较快的方式对本次事件的产生有一定推动作用。

通过以上的分析, 得出本次机组升功率期间因碰磨导致振动高的主要原因是轴封压力不足, 次要原因是轴封压力表偏差和升功率的速度。

4 改进方案

(1) 厂家推荐的轴封压力为 $2 \sim 15 \text{ kPa}$, 根据机组特性, 正常情况下厂家推荐压力设定为 5 kPa 。但考虑到机组轴封的实际情况, 通过变更提高机组的轴封压力值为 7 kPa , 提高轴封的供汽压力和供汽量, 防止机组升功

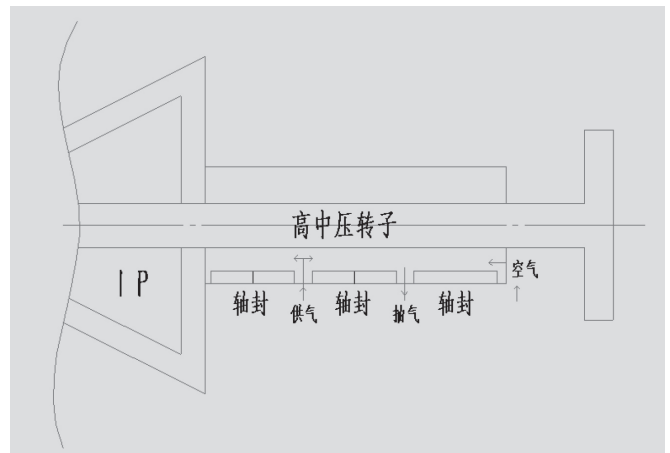


图 4 中压轴封示意图

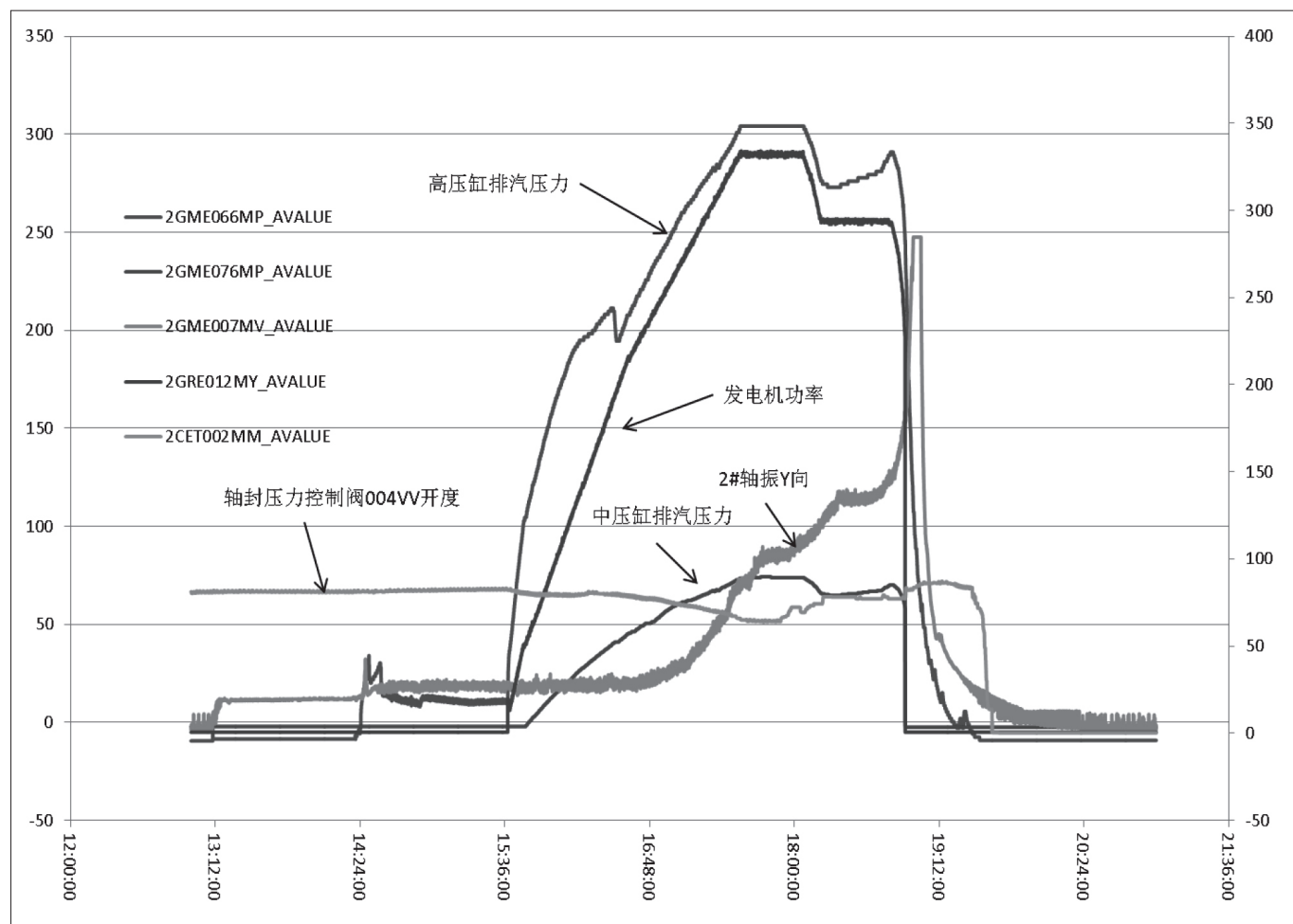


图5 高中压缸排汽和轴封压力图

率期间冷空气进入。

(2) 通过修改压力变送器位置,将压力变送器位置与水平罐平齐,消除因位差导致的测量误差,同时对原有压力变送器进行标定,消除因迁移量不合适导致的误差。

(3) 根据机组实际状况,为了保证缸体均匀,优化升功率速率。

以上改进建议在方家山2#机组完成实施,并于2018年2月22日冲转顺利并网,发电机升功率期间状态平稳,汽机振动值最大升到 $47\mu\text{m}$,远小于 $90\mu\text{m}$ 的报警值。

5 结语

(1) 汽轮机轴封供汽压力不足是升功率期间影响振动的主要原因,当轴封间隙被磨大后,原设计的轴封压力已不再能够满足运行需要,此时就需要调整轴封间隙至设计范围内,因暂无条件调整轴封间隙,故采用增大轴封压力的方式,防止冷空气进入;

(2) 轴封压力仪表设定值的准确性、汽轮发电机并网升功率的速率、高压缸体上下缸的温差都是次要的原因,这些因素的控制都对汽轮机升功率期间的振动控制

有一定的影响。

(3) 尽管CET系统有疏水器,但为了避免因疏水器无法及时疏水,导致凝结水进入汽机轴封造成汽轮机转子热弯曲的情况,建议增加疏水罐及其液位开关,实时监测CET的疏水情况,当液位罐液位高时,可自动疏水,相较于原来手动疏水的方式,反应更迅速、监测更直观。

(4) 最后建议在合适的时机进行高压缸的开缸解体工作,对轴封间隙进行彻底地调整。

通过对汽轮机升功率期间因轴封问题导致机组振动高进行的分析,提出针对性改进建议,并在方家山2#机组得到实际验证,为解决汽轮机升功率期间的振动问题积累了宝贵的经验,可推广至同类型百万级汽轮机组。

参考文献:

- [1] 蒋国华. 汽轮机振动的原因分析及处理 [D]. 上海: 华东理工大学, 2017.
- [2] 蔡志勇, 高明. 200MW 汽轮机中压缸上下壁温差大的原因分析 [J]. 新疆电力, 2003(2): 57-59.