

汽轮机通流部分结垢与热力参数变化的关系分析

杨涛¹, 胥建群¹, 周克毅¹, 石永锋², 蒋伟莉¹, 王毅³

(1. 东南大学能源热转换及其过程测控教育部重点实验室, 江苏南京 210096;

2. 华电电力科学研究院, 浙江杭州 310030; 3. 国信扬州第二发电厂, 江苏扬州 225000)

摘要: 汽轮机通流部分结垢会导致热力参数发生变化, 降低汽轮机运行的经济性和安全性。通过对热力参数的监测与利用, 可以对通流部分的结垢情况进行诊断。对不可压缩流动分析公式进行比较验证, 并应用该公式对某 630 MW 超临界机组通流部分进行诊断; 根据热力参数的变化对机组进行定性分析, 初步判断通流部分结垢; 利用当量通流面积诊断方法对通流部分进行定量计算, 判断出结垢的具体位置和程度; 诊断结果与停机揭缸情况吻合。

关键词: 超临界; 通流部分; 结垢; 当量通流面积

中图分类号: TK26

文献标志码: B

文章编号: 1009-0665(2013)02-0071-04

随着我国火电机组向高参数大容量方向的发展, 尤其是大容量直流锅炉以及超(超)临界机组的投入运行, 对锅炉给水品质提出了更高的要求。由于直流锅炉没有汽包, 不能够采用常规的汽水分离、蒸汽清洗等锅内净化措施来控制蒸汽品质; 同时, 主蒸汽压力不断提高, 盐类在蒸汽中的溶解度增大, 进一步增加了锅炉除盐的难度。含盐蒸汽进入汽轮机做功后, 由于压力降低, 溶解在蒸汽中的盐类析出, 沉积在汽轮机通流部分中, 引起汽轮机通流部分结垢, 导致汽轮机通流部分热力参数发生变化, 降低汽轮机运行的经济性和安全性。因此需要对超临界机组的汽水品质进行监测, 并及时对通流部分结垢进行诊断。

近年来, 与热力参数相关的通流部分的故障, 如阀杆和叶片的断裂、汽流通道结垢及磨损等逐步受到重视^[1,2]。而在通流部分发生故障时, 最直接的反映是温度、压力、流量等热力过程参数的变化, 进而引起汽轮机相对内效率的变化。因此, 通过监测通流部分的热力参数来判断通流部分的运行情况, 可作为一种检查设备故障和缺陷的辅助诊断工具。再综合以热力参数变化值为基础的定量计算, 就可以分析通流部分的具体故障位置、程度和原因。为此, 针对某电厂运行性能的下降, 根据机组热力参数的变化, 进行定性分析和定量计算, 判断出通流部分结垢的具体位置和程度。分析通流部分结垢的可能原因及预防方法, 并提出在调节级后加装汽水品质测点为超临界机组提供检测途径。

1 对通流部分流动公式的分析

对汽轮机通流部分的诊断需要分析级组汽流通道内流动情况, 因此有必要首先对常用的蒸汽参数与

流量之间的关系式进行比较分析。

1.1 斯托多拉公式

斯托多拉根据试验结果得到流量与级组后压力呈椭圆曲线关系^[3], 经过化简得到的数学表达式为:

$$G = k_1 A \sqrt{\frac{p_0}{v_0} \left[1 - \left(\frac{p_z}{p_0} \right)^2 \right]} \quad (1)$$

式(1)中: G 为通过级组的流量; p_0 和 p_z 分别为级组前、后蒸汽压力; v_0 为级组前蒸汽比容; A 为级组通流面积; k_1 为系数(变工况前后 k_1 值不变)。

在通流面积不变的情况下, 对于临界工况或者级组压比 p_z/p_0 小于一定值时, 流量可近似视为与级组前压力成比例。

1.2 理论推导公式

根据流量方程和能量方程, 经过理论推导^[4]可得通过级组的流量与蒸汽参数存在如下关系:

$$\begin{cases} G = k_2 A \sqrt{\frac{p_0}{v_0} \left[1 - \left(\frac{p_z}{p_0} \right)^n \right]} \\ n = 2 - \eta \frac{\kappa - 1}{\kappa} \end{cases} \quad (2)$$

式(2)中: n 为多变指数; η 为级组效率; κ 为绝热指数; k_2 为系数(工况变化不大时 k_2 值近似不变)。

若根据实际情况, 取过热蒸汽 $\kappa=1.3$, 级组效率 $\eta=0.9$, 则式(2)中 $n \approx 1.8$ 。

1.3 不可压缩分析公式

对于某一级组, 根据连续性方程, 通过汽流通道的蒸汽流量可为^[4]:

$$G = \mu A \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \left(\left(\frac{p_z}{p_0} \right)^{2/\kappa} - \left(\frac{p_z}{p_0} \right)^{(\kappa+1)/\kappa} \right) \frac{p_0}{v_0}} \quad (3)$$

式(3)中: μ 为流量系数。

由于可以将过热蒸汽看作理想气体, 根据其定熵过程, 有:

$$pv^\kappa = \text{const} \quad (4)$$

对上式进行微分,化简可得到:

$$\kappa = -(\mathrm{d}p/p)(\mathrm{d}v/v) \quad (5)$$

若将蒸汽视为不可压缩气体,即 $\mathrm{d}v/v=0$,则 $\kappa \rightarrow \infty$ 。同时忽略流量系数的变化,式(3)即可化为不可压缩流量公式:

$$G = k_3 A \sqrt{\frac{p_0}{v_0} \left(1 - \frac{p_z}{p_0}\right)} \quad (6)$$

式(6)中: k_3 为系数(变工况前后 k_3 值不变)。

1.4 3个分析公式的比较

式(1)、式(2)、式(6)均说明通过某一级组通流部分的流量仅与通流面积和蒸汽参数有关;3个公式均可作为各级组通流部分的流动分析公式,通过监测蒸汽参数的变化对汽轮机各级组进行运行监测和通流部分分析诊断。

对式(1)、式(2)、式(6)的比较可以看出,3个公式的区别在于系数 k 和级组压比的指数。其中,式(1)通过实验获得,是一个近似公式,压比的指数为2;式(2)通过理论推导获得,压比的指数为1.8;而式(6)通过将蒸汽看作不可压缩气体简化获得,压比的指数为1。相比之下式(6)较为简单,但其计算精度还需要通过实例计算进行验证。

为此,选取了某630 MW机组大修刚刚结束时主汽阀阀位指令同为86%的3个工况(调节阀门开启个数不变),且分别用式(1)、式(2)和式(6)计算调节级、高压缸第一级组及中压缸第一级组在不同工况下与工况1的流量差值百分比 ΔG ,得出了最大误差。针对所选工况,可忽略通流面积的变化。具体计算结果如表1所示。

通过不同工况下不同级组的流量差值百分比的计算可以看出,式(1)、式(2)、式(6)的计算结果接近,3个公式间的最大误差小于2%,这说明级组压比的指数项对公式的分析结果影响较小。因此,将蒸汽视为不可压缩对计算结果产生的误差较小,在实际应用中采

用不可压缩分析式(6)对变工况条件下各级组通流部分进行理论计算是可行的。当高压缸调节级和第一级组同时发生通流面积变化时,调节级后压力受到调节级和第一级组的一对相反影响;喷嘴调节时调门开度的变化也会对调节级压力产生影响。单独使用式(1)、式(2)和式(6)通过压比变化分析判断调节级通流结垢程度比较困难。对于喷嘴配汽机组,当考虑调门开度变化,在相同计算精度的前提下,形式较为简单的式(6)更便于现场的实际应用和定量分析,因此选用不可压缩公式作为本文分析汽轮机通流部分流动情况的基本关系式。

2 对机组的诊断

2.1 机组的基本情况

某型号为N630-24.2/538/566的超临界机组在某次大修后的18个月内再次出现出力下降、调节级后压力逐渐上升等现象。为具体分析各参数的变化趋势,选取主蒸汽流量同为1500 t/h的工况绘制阀位指令、调节级后压力的变化曲线,如图1所示。选取阀位指令同为86%的工况绘制效率变化曲线,用于表现效率的相对变化趋势,如图2所示。

其中高压缸效率根据主蒸汽压力、温度和高压缸排汽压力、温度的测量值求得,第一级组效率根据调节级后压力、温度和一抽压力、温度的测量值求得。根据图1和图2可得到以下结果:在主蒸汽流量同为1500 t/h情况下,高压缸效率下降将近3个百分点;调节级后压力逐步上升,上升约5.07%;主汽阀阀位指令上升显著,在18个月内上升约5.88%,说明为保证主蒸汽流量,需不断开大阀门;而监测时还发现主蒸汽压力随着阀门开度增大而逐渐下降,这使得对问题的分析更加复杂。

为进一步分析造成高压缸效率下降、调节级压力上升的原因,又对高压缸第一级组的效率进行监测,如图2所示。可以看出,大修后的18个月时间内,第一级

表1 3个分析公式计算流量差值百分比的对比

参数	调节级			高压缸第一级组			中压缸第一级组		
	工况1	工况2	工况3	工况1	工况2	工况3	工况1	工况2	工况3
p_0/MPa	21.951	19.413	24.176	14.217	12.473	15.508	3.449	3.033	3.753
p_z/MPa	14.217	12.473	15.508	5.638	4.975	6.150	1.852	1.630	2.018
$T_0/^\circ\text{C}$	538.341	539.915	538.737	481.104	482.175	477.774	564.588	562.796	562.245
斯托多拉公式计算 $\Delta G/\%$	—	-11.142	10.864	—	-12.426	9.324	—	-12.036	8.892
理论推导公式计算 $\Delta G/\%$	—	-11.116	10.903	—	-12.438	9.324	—	-12.039	8.887
不可压缩公式计算 $\Delta G/\%$	—	-11.003	11.073	—	-12.499	9.323	—	-12.056	8.864
最大相对误差 $/\%$	—	-1.252	1.924	—	0.589	-0.005	—	0.167	-0.320

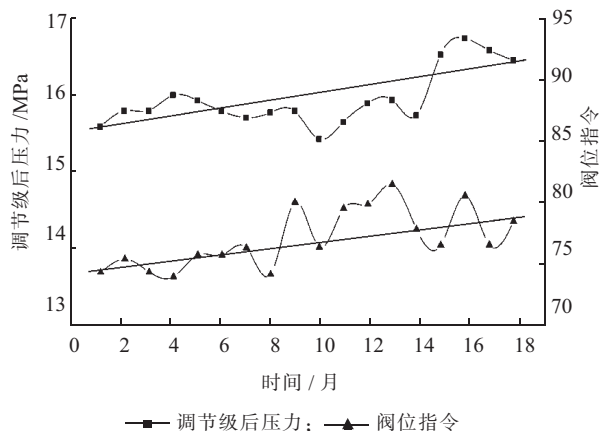


图1 大修后18个月内调节级后压力和阀位指令变化

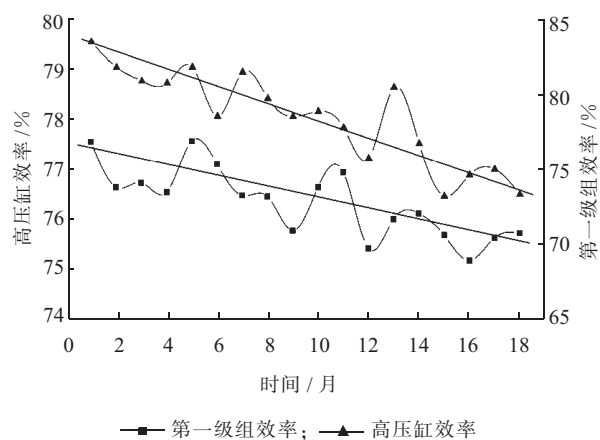


图2 大修后18个月内效率变化

组效率下降约6个百分点。此外,通过对监测数据的计算发现第一级组通流面积下降3.33%,而其他级组当量通流面积的计算结果平稳波动,未发现较为明显的变化。

2.2 定性分析

过监测段温度压力对相对内效率(包括各汽缸及各级组)和通流面积进行计算,并以此作为诊断依据,反映机组在一段时间内的运行状况。相对内效率是汽轮机的一个重要技术指标,它反映了汽轮机通流部分的完善程度,通过级组进出口压力、温度计算它的变化,能及时了解通流部分工作情况。而通流面积可以通过对监视段压力、温度的测量来监视汽轮机内部的通流情况,并以此为依据,判断汽轮机内出现的一些不正常现象,如叶片的断裂、通流部分的结垢等。对于该机组,大修后约18个月的时间内,第一级组效率和通流面积均明显下降,由此可以初步判断,高压缸第一级组可能存在结垢。

此外,对中低压缸各参数变化趋势的分析排除了中低压缸故障的可能性。高压缸第一级组结垢会造成调节级后压力升高(图1),流量减小。为保证一定的流量,需要不断开大主汽阀(图1);而阀门可能会在开启

过程中造成主汽流量过大,引起调节级压力升高更多。这样就要通过降低主汽压力维持主汽流量并缓解调节级压力过大,这也解释了监测参数时主汽压力随着主汽阀开度增加反而下降的现象。

这种依靠热力参数的定性分析具有分析简单、监测容易等优点,可用于初步判断,但仅从相对内效率和监视段压力来判断通流部分故障是不全面的,具体故障类型及原因还需结合理论计算进行进一步分析。

2.3 定量计算

通流部分的故障最终会引起通流面积的增大或减小,因此,应该选择能够反映汽轮机各级通流面积变化的物理量作为诊断的指标,即当量通流面积。由于前文已验证将蒸汽视为不可压缩对计算结果的影响在工程应用允许范围以内,因此,为量化结垢、腐蚀等对蒸汽流道造成的影响,由式(6)导出一个含当量通流面积项的不可压缩分析公式^[5,6]:

$$G=A_{1st}p_T(\sqrt{1/T_T})(\sqrt{1-p_{1st}/p_v}) \quad (7)$$

式(7)中: G 为主蒸汽流量; p_T, T_T 分别为主蒸汽压力和温度; A_{1st} 为调节级当量通流面积; p_{1st} 为第一级(这里指调节级)级后压力; p_v 为主汽门后(调节级前)压力。

根据上述公式可对本文中调节级通流部分进行分析,已知在主蒸汽流量同为1500 t/h工况下调节级后压力升高约5.07%(图1),主蒸汽压力下降,造成调节级前压力下降4.18%。可得具体计算结果如表2所示。

表2 各参数计算对比表

参数	投运初期	大修后18个月
汽机前压力 p_T /MPa	21.800	20.885
调节级前压力 p_v /MPa	21.500	20.600
第一级级后压力 p_{1st} /MPa	13.800	14.500
p_{1st}/p_v	0.642	0.704
$1-p_{1st}/p_v$	0.358	0.296
$\sqrt{1-p_{1st}/p_v}$	0.598	0.544
$\Delta\sqrt{1-p_{1st}/p_v}/\%$	—	-9.070

从表2中可以看出大修后的与投运初期相比下降9.07%,将该结果带入式(7)可得:

$$G=A_{1st}p_T(\sqrt{1/T_T})(\sqrt{1-p_{1st}/p_v}) \quad (8)$$

$$0=13.25\% \uparrow +4.18\% \downarrow +9.07\% \downarrow$$

通过上述计算可得,理论上调节级当量通流面积应增加13.25%。但是通过阀位指令上升曲线和对通流面积的监测可以得到的实际情况是:阀位指令上升5.88%对应调节级当量通流面积上升5.92%。说明实际当量通流面积比理论计算要小7.33%,证明调节级也存在结垢。调节级结垢造成调节级后压力下降,通过

上述分析可知调节级结垢将造成通流面积下降 7.33%，带入式(7)可得：

$$G=A_{1st}p_T(\sqrt{1/T_T})(\sqrt{1-p_{1st}/p_v}) \quad (9)$$

$$0=7.33\%\uparrow +4.18\%\downarrow +11.51\%\downarrow$$

通过计算可以看出调节级结垢造成 $\sqrt{1-p_{1st}/p_v}$ 上升 11.51%，对应 p_{1st} 下降 17.2%，增大主汽阀阀门开度，可以恢复 p_{1st} 至原值。相反，第一级组结垢会使 p_{1st} 升高，通过统计数据可知第一级组当量通流面积下降 3.33%，忽略 1 级组压比的变化可得下式：

$$G_{2nd}=A_{2nd}p_T(\sqrt{1/T_{2nd}}) \quad (10)$$

$$0=3.33\%\downarrow +3.33\%\uparrow$$

式(10)中： G_{2nd} ， T_{2nd} 分别为调节级后蒸汽流量和温度； A_{2nd} 为第一级组当量通流面积。

即第一级组当量通流面积下降 3.33%，造成 p_{1st} 上升 3.33%，而调节级后压力升高，会减小调节级前后压差，造成流量减小。为保证一定流量，需继续增大阀门开度，减小调节级后压力，通常调节级后压力会比原值高，所以最终调节级后压力是不断升高的。

通过以上分析可以看出，对该机组的诊断结果为调节级和第一级组结垢；它们会对调节级后压力形成相反的影响，给故障诊断带来一定难度。

通过对级组进出口压力温度的监测计算各级组效率和通流面积，定性分析机组通流部分的完善程度；通过对主蒸汽流量保持不变时主蒸汽压力、温度、调节级压力及高压缸排汽压力的监测，采用不可压缩分析公式来定量计算当量通流面积的变化，并与调门开度变化时调节级通流面积理论计算值比较，能够较为快速准确地分析调节级通流部分的运行状况，便于现场的应用。

3 对诊断结果的分析

通过定性分析热力参数的变化可以初步判断出第一级组存在结垢，但是未能有效地诊断出调节级动叶的结垢问题。这是因为第一级组结垢会抬高调节级后压力，而调节级动叶结垢会造成调节级后压力下降、流量减小，为保证流量一定就必须增大阀门开度，但同时又会使调节级后压力有所升高，这就形成了一对相互抵消的作用力。

而结合当量通流面积模型进一步进行定量诊断，则可分析出调节级亦存在结垢。机组大修后 18 个月再次揭缸，发现调节级和高压缸第一级组则存在严重的“珊瑚礁”状结垢。这与诊断结果相吻合，证明了上述基于热力参数变化进行通流部分结垢诊断的方法是可行的，为机组优化运行和通流部分状态监测提供了

相应的理论依据。

4 结束语

(1) 汽轮机组热力参数对汽轮机通流部分故障的反应十分敏感，它们能反映通流部分的内部状况，与各种故障的类型和程度存在着确定的关系。

(2) 通过实例对比 3 个通流部分流动分析公式，计算结果接近，验证了在对汽流通道内流动情况的分析中，将蒸汽视为不可压缩而得到的分析公式不仅形式简单，应用限制条件较少，且误差在允许范围，可应用于工程实际。

(3) 调节级结垢和第一级组结垢会对调节级后压力形成相反影响，给诊断带来一定难度。采用基于热力参数变化的理论计算可以定量诊断出通流部分结垢的具体位置及原因。说明可通过多个热力参数的变化规律来明确汽轮机通流部分的运行状况。

参考文献：

- [1] BEEBE R. Condition Monitoring of Steam Turbines by Performance Analysis[J]. Journal of Quality in Maintenance Engineering, 2003, 09(2): 102-112.
- [2] GORDINSKY A A, PLOTTKIN E R, BENENSON E I. A New Approach to Statistic Processing of Steam Parameter Measurements in the Steam Turbine Path to Diagnose Its Condition[C]. Florida: Proceedings of 2000 International Joint Power Generation Conference, July 23-26, 2000.
- [3] 康松, 杨建明, 胥建群. 汽轮机原理[M]. 北京: 中国电力出版社, 2000.
- [4] 曹祖庆. 汽轮机变工况特性[M]. 北京: 水利电力出版社, 1991.
- [5] KUBIAK J S, GARCIA A, URQUIZA G B. The Diagnosis of Turbine Component Degradation-case Histories[J]. Applied Thermal Engineering, 2002(22):1955-1963.
- [6] COTTON K C. Evaluating and Improving Steam Performance [M]. 1993, Cotton Fact Inc.

作者简介：

- 杨涛(1989),男,安徽安庆人,硕士研究生,研究方向是火电机组性能分析;
- 胥建群(1959),男,安徽芜湖人,教授,从事电站性能分析、故障诊断、寿命预测、仿真建模和汽轮机运行特性的教学与科研工作;
- 周克毅(1955),男,江苏泰州人,博士生导师,从事大型火电机组系统特性、性能分析及其数学模型等方面的教学科研工作。
- 石永锋(1984),男,江苏泰州人,工程师,从事汽轮机组运行优化及改造工作;
- 蒋伟莉(1990),女,江苏南京人,硕士研究生,研究方向是火电机组性能分析;
- 王毅(1974),男,江苏扬州人,工程师,从事电厂运行及检修方面工作。

表 7 例行子样数双份采样法 C 试验数据

批号	$A_d/\%$		批号	$A_d/\%$	
	A	B		A	B
1	26.45	27.13	6	29.08	30.42
2	29.46	28.31	7	28.50	29.02
3	27.30	27.93	8	25.14	25.78
4	26.98	26.10	9	26.78	26.23
5	26.55	25.10	10	27.84	28.90

精密度上限 $\alpha_U \times P_L = 1.75 \times 0.47 = 0.82$

根据以上核对试验结果,在 95% 概率下,批煤最佳采样精密度为 $\pm 0.47\%$,且精密度落在 (0.33% ~ 0.82%) 范围内。原预期采样精密度 P_0 为 $\pm 1\%$ (A_d),说明制定的采样方案优于预期采样精密度的要求。

3 结束语

(1) 煤炭采样精密度核对试验中,要依据确定的

采样方案和预期精密度,再根据精密度核对试验方法的具体情况,如来煤批量、采样方法、可接受的核对试验工作量等,进行计算和核对评价,不能教条地按国标公式计算。否则会得到错误的结论。

(2) 核对的采样单元煤量和采样单元子样数越接近实际的采样方案,核对的结果可信度越高。7 种方法中,双倍子样数双份采样法 A 最准确,但需要的同种试验煤量也最大,耗用的试验时间也最长。双倍子样数双份采样法 C 最经济实用,建议电力用户采纳。

(3) 在同批煤同煤量的情况下,核对采样单元精密度时,要根据试样所包含的子样数确定。

参考文献:

- [1] GB 475—2008,商品煤样人工采取方法[S].
[2] GB/T 19494—2004,煤炭机械化采样[S].

作者简介:

吴锁贞(1968),男,江苏镇江人,高级工程师,从事煤炭质量检测与研究工作的。

Application of Coal Sampling Precision Check Test Methods

WU Suo-zhen

(Jiangsu Frontier Electric Technology Co.Ltd., Nanjing 211102, China)

Abstract: The three kinds of sampling precision check test methods introduced in the national standards of GB 475—2008 entitled "Method for Manual Sampling of Commercial Coal" and GB/T 19494—2004 entitled "Mechanical Sampling of Coal" are analyzed in detail in this paper. Seven kinds of test methods including one replicate-sampling method and six double-sampling methods, which can be implemented more easily, are proposed. According to the practical situations, the customers can make different choices.

Key words: sampling unit; sampling precision; check test

(上接第 74 页)

Analysis on Relationship between Scaling and Variation of Thermal Parameters in Steam Turbine Flow Passage

YANG Tao¹, XU Jian-qun¹, ZHOU Ke-yi¹, SHI Yong-feng², JIANG Wei-li¹, WANG Yi³

(1. Key Laboratory of Energy Thermal Conversion and Control of Ministry of Education, Southeast University, Nanjing 210096, China; 2. Huadian Electric Power Research Institute, Hangzhou 310030, China; 3. Guoxin Yangzhou No. 2 Power Generation Company, Yangzhou 225000, China)

Abstract: Scaling issues occurred in the steam turbine flow passage can lead to the variation of thermal parameters and thus influence the economy and safety of the steam turbines. Through monitoring and utilizing these thermal parameters, analysis on scaling issues in the steam turbine flow passage is carried out. The equations for incompressible flow, which are verified firstly, are utilized in this paper to analyze the actual conditions of the flow passage of one 630 MW supercritical steam turbine. The scaling issues are preliminarily identified through qualitative analysis focusing on the variation of thermal parameters. Then, quantitative calculation employing the equivalent flow area diagnosis method is performed so as to figure out the location and the severity of the scaling issues. The analysis results are consistent with the inspection results obtained during the maintenance period of the steam turbine.

Key words: supercritical; flow passage; scaling; equivalent flow area