

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2014.12.019

# 汽轮机叶片断裂原因分析研究

汪宽华, 潘志贤, 郑飞逸, 赖慧坚, 陈金铨  
(杭州汽轮机股份有限公司, 浙江 杭州 310022)

**摘要:** 针对锅炉软水处理存在的普遍性问题,对汽轮机垢进行了分析;对叶片进行了热力计算分析;对额定工况与堵塞工况的第5级叶片进行了强度核算;对某垃圾电站的汽轮发电机组转子叶片断裂原因进行了分析,认定了其原因在于结垢引起了局部通流面积锐减,转子叶片的受力发生了很大的变化,以导致叶片断裂。研究结果表明,通过采用加强对汽机运行参数监控的方式,可及时发现蒸汽品质的变化,提高锅炉软水处理的能力,能够实现机组长期、经济地运行。

**关键词:** 蒸汽品质; 叶片断裂; 结垢; 焓降

**中图分类号:** TH114; TK14      **文献标志码:** A

**文章编号:** 1001-4551(2014)12-1600-04

## Fracture analysis of steam turbine blade

WANG Kuan-hua, PAN Zhi-xian, ZHENG Fei-yi, LAI Hui-jian, CHEN Jin-quan  
(Hangzhou Steam Turbine Co. Ltd., Hangzhou 310012, China)

**Abstract:** Aiming at the common problem with the water treatment for boiler, turbine scaling itself was analyzed. The thermal calculation result of blade was checked, and the intension calculation on the 5th stage blade at normal condition and choked condition was reviewed. After the broken turbine blade for one garbage plant was analyzed in detail, it was found that the extra force on blade was caused by the flow path reduced that is from the scaling and the extra force cause the blade broken finally. The study results show that, the turbine-generator set could be run stability with the follow improvement: optimization on the water treatment performance and attention on the steam quality change if any with continue checking on steam turbine operation data.

**Key words:** steam quality; blade fracture; deposit; enthalpy drop

## 0 引言

经过多年的分析,汽轮机专家对汽轮机叶片断口(裂源区、疲劳裂纹扩展区、瞬时断裂区即剪切唇区)进行分析,总结出汽轮机叶片损坏形式主要是疲劳断裂,由于叶片工作条件恶劣,受力情况复杂,断裂事故较常发生,且后果又较严重,对叶片断裂事故的分析研究一直受到特别重视<sup>[1]</sup>。按照叶片断裂的性质,可以分为短期超载疲劳损坏、长期疲劳损坏、高温疲劳损坏、应力疲劳损坏、腐蚀疲劳损坏和接触疲劳损坏等6种。

目前,笔者正在研究机组发现内部结垢时,在不缸情况下,通过溶解液循环的方式进行除垢。本研究

通过对Txxxx机组型号为N3-3.82叶片断裂进行分析原因,提出相应的措施,防止机组在运行过程中产生叶片断裂,使机组保持良好的运行状态,为企业产生较好的经济效益和社会效益。

## 1 叶片断裂现象

Txxxx机组型号为N3-3.82,非调抽汽压力 $\geq 1.0$  MPa,新蒸汽温度为390°。机组平时运行一直很正常,在发现问题之前,调节汽阀弹簧抖动很严重,振动很大,进行停机检查时发现8个折断叶片从低加抽汽口掉出。研究人员打开汽缸后发现转子第5压力级叶片有8个折断,分别有5个叶片连续折断和3个叶片连续折断,叶片折断根部图如图1所示。

收稿日期: 2014-06-26

作者简介: 汪宽华(1978-),男,浙江杭州人,主要从事汽轮机现场技术方面的研究。E-mail: wangkh@htc.cn



图1 叶片折断根部图

第4~6压力级结垢严重,转子叶片结垢图如图2所示。

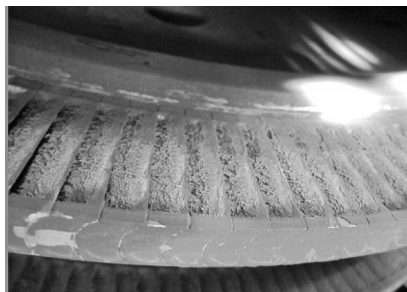


图2 转子叶片结垢图

第5压力级结垢特别严重,最严重的地方动叶通道已经堵了2/3以上,相应的隔板也存在类似结垢现象。折断叶片的具体情况如图3所示。



图3 折断叶片(相对变形较小叶片)

2 叶片断裂原因分析

2.1 对叶片垢的分析

机组通流部分结垢严重,从外形上看该垢比较粗

糙,带有开裂状态,并呈现灰黄色。本研究对垢进行了取样,在皿器中将其煮沸后发现皿器底部有很多不溶解物质,经化学化验分析发现结垢中含有很多铁成份,垢内杂质如图4所示。



图4 垢内杂质

2.2 对叶片的热力计算分析

国内其他垃圾焚烧发电厂的运行经验表明,机组启动初期主蒸汽压力经常不稳定,造成除氧器加热蒸汽压力也不稳定,除氧效果不佳,容易导致蒸汽管路中大量积水,使得水中的杂质沉淀聚集在汽轮机通流内部<sup>[2]</sup>。

根据用户反馈,该机组于2010年1月投产后,至2010年9月一直是在低负荷(30%~50%的额定负荷)状态下运行,结合实物叶片存在结垢的现象,可以判定叶片的通流已经发生很大的变化,因此必须重新进行热力分析。

叶片结垢堵塞后减少了叶片的通流面积,在堵塞工况热力计算中,第1~6级的部分进汽度设定为额定工况的30%~40%,而第7、8级设定为80%。额定、堵塞两种工况叶片的焓降、温度数据,从表1、表2的数据可知,第4、5级叶片在结垢后,焓降大大增加,远超过额定值,因此本研究取焓降变化最大的第5级进行强度分析。

2.3 额定工况第5级叶片强度核算

2.3.1 分析的边界条件

第5级整圈叶片数量为214个,转速5 600 r/min,叶片额定功率368.355 kW。设气流均布压力值为 $p$ ,设叶片内弧在周向投影面积为 $A$ ,设单个叶片汽流作

表1 每级叶片的焓降(单位:kJ/kg)

| 工况 | 流量/(t·h <sup>-1</sup> ) | 第1级    | 第2级    | 第3级   | 第4级    | 第5级    | 第6级    | 第7级    | 第8级    |
|----|-------------------------|--------|--------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 额定 | 16.5                    | 100.07 | 88.11  | 88.21 | 89.41  | 85.61  | 107.58 | 100.82 | 123.29 |
| 堵塞 | 6.0                     | 121.46 | 139.34 | 80.09 | 161.07 | 220.80 | 135.56 | 83.45  | 26.47  |

表2 叶片温度(单位:℃)

| 工况 | 第1级    | 第2级    | 第3级    | 第4级    | 第5级    | 第6级   | 第7级   | 第8级   |
|----|--------|--------|--------|--------|--------|-------|-------|-------|
| 额定 | 241.04 | 205.30 | 164.72 | 128.21 | 98.35  | 80.74 | 64.92 | 46.41 |
| 堵塞 | 350.18 | 304.28 | 276.88 | 219.75 | 142.69 | 88.70 | 55.74 | 46.98 |

用力为  $F_s$ , 则有:

$$p = \frac{F_s}{A}, \quad (1)$$

$$F_s = \frac{P_0}{n \cdot r \cdot \omega}$$

式中:  $P_0$ —该级叶片的功率,  $n$ —该级叶片个数,  $\omega$ —汽轮机转速,  $r$ —叶片节圆。

计算出  $F_s = 8.854 \text{ 3 N}$ ,  $p = 0.015 \text{ 2 MPa}$ 。

### 2.3.2 分析的模型

整体模型概况如图5所示。本研究中认为作用在叶片上的气流力均匀分布,此时叶片可以当作一端固定承受均布载荷的悬臂梁来研究<sup>[1]</sup>。

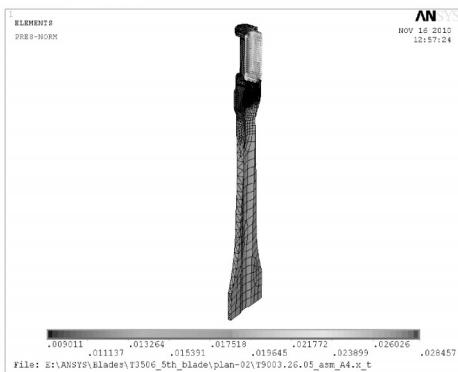


图5 整体模型概况

高质量的有限元网格是保证分析结果精确性的基础,在进行叶片网格划分时,笔者借鉴了文献<sup>[3]</sup>中的方法;同时根据文献<sup>[4]</sup>的研究,叶片叶根部分采用规则的6面体单元划分网格;叶根以上的叶型部分,采用4面体单元划分网格;叶片网格模型如图6所示。

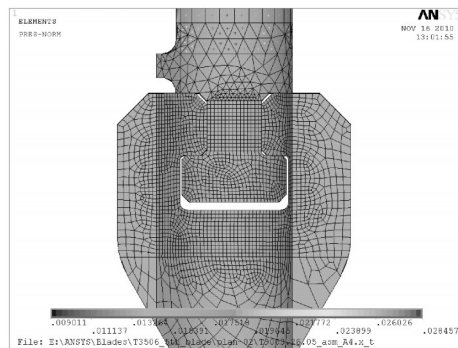


图6 叶根部分网格概况

### 2.3.3 分析结果

该级动叶片工作温度为  $120 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , 叶片材料 1Cr13-5 在  $120 \text{ }^{\circ}\text{C}$  时的屈服极限为  $400 \text{ MPa} \sim 420 \text{ MPa}$ <sup>[5]</sup>, 模型整体应力如图7所示。叶根部分的平均应力值在  $80 \text{ MPa} \sim 260 \text{ MPa}$  之间, 小于屈服极限  $400 \text{ MPa}$ , 叶根部分应力如图8所示。对应力峰值的评判, 则根据西门子公司《工业汽轮机设计TEB准则》中引用 W.Traupel 教授的结论<sup>[6-7]</sup>, 应力峰值  $\sigma_{\max} \leq 2\sigma_{0.2}$  是可以接受的(但不允

许  $\sigma_{\max} > 2\sigma_{0.2}$ ), 而本次计算的应力峰值小于  $2\sigma_{0.2}$  ( $800 \text{ MPa}$ ), 所以可以判定叶根的应力满足强度安全要求。

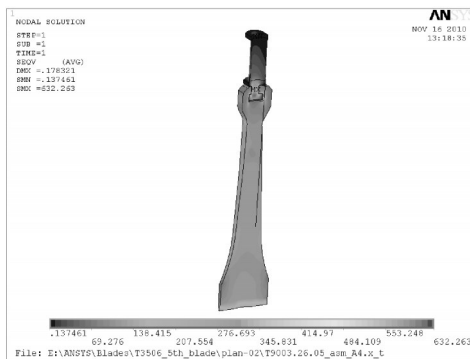


图7 模型整体应力(单位:MPa)

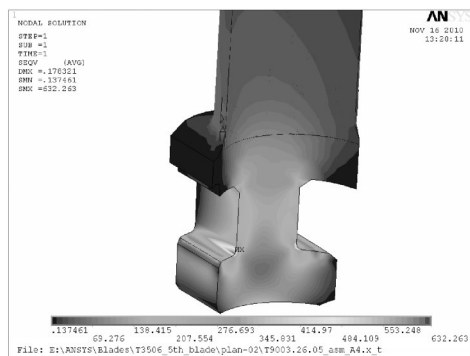


图8 叶根部分应力(单位:MPa)

事实也证明,同类型的机组已经交付用户将近 200 台,绝大多数的机组都有良好的安全运行记录,在额定工况运行时,该级叶片的应力能满足强度安全要求。

### 2.4 堵塞工况第5级叶片强度核算

根据文献<sup>[8]</sup>的研究表明,一般叶片断裂事故是主要是由气流弯应力过大和叶片振动特性不良所造成的疲劳断裂。据此前文热力计算结果,在叶片通道堵塞时,第5级动叶片所发的功率增大了 2.58 倍,叶片内弧的气流弯应力也急剧增加,此时叶片内弧的载荷压力为:

$$p' = \frac{F_s'}{A} \quad (2)$$

$$F_s' = \frac{P_0'}{n \cdot r \cdot \omega} \quad (3)$$

计算而得:  $p' = 0.41 \text{ MPa}$ 。

模型与前一步计算一样,只是增大了叶片内弧载荷,叶根部分的应力如图9所示。

在叶根危险截面定义一个路径 PA1 如图 10 所示。

PA1 路径应力曲线如图 11 所示<sup>[9]</sup>。

根据图 10、图 11 可知,在 PA1 两端处,应力已分别达到  $714 \text{ MPa}$ 、 $580 \text{ MPa}$ 。

从上面计算可知,叶根应力峰值为  $1\ 109 \text{ MPa}$  远大于  $2\sigma_{0.2}$  ( $800 \text{ MPa}$ ), 所以叶根危险截面发生断裂。

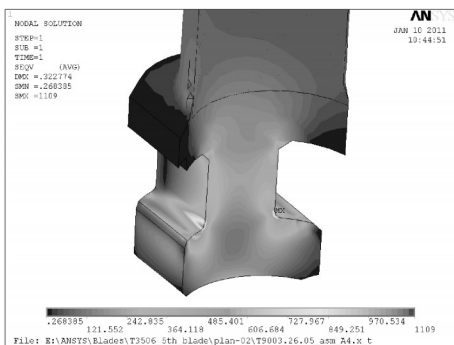


图9 叶根部分的应力

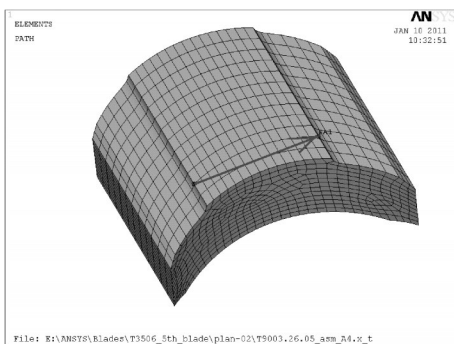


图10 在叶根危险截面定义一个路径PA1

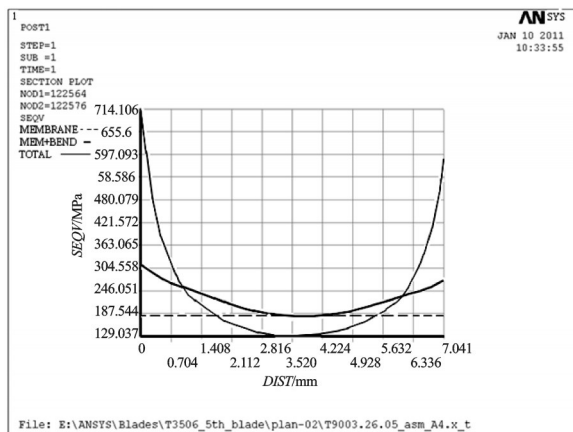


图11 PA1路径应力曲线

TOTAL—von Mises 应力; MEM+BEND—线性化应力;  
MEMBRANE—平均应力

### 3 结束语

本研究通过对比两种工况下叶片的通流状态,得知叶片的焓降已经发生很大变化,这对叶片的应力产生了很大的影响,再结合使用有限元分析方法,计算出叶片结垢后的应力数据,找到了该机组叶片断裂的原因,这对于避免类似情况再次发生具有较大的参考价值。

从以上分析可知,汽轮机的应用环境很重要,所以需要提高蒸汽的品质,技术人员应定期对软化水、蒸汽进行检测,一旦发现软水中各成份超标,就必须进行及时处理,使蒸汽品质始终保持良好状态。同时工作人员在运行过程中应时刻关注机组的轮室压力,对照汽轮机生产厂家资料,对轮室压力进行监测,以判断汽轮机通流状态是否正常,保证机组长期安全运行。

### 参考文献(References):

- [1] 吴厚钰. 透平零件结构和强度计算[M]. 西安:西安交通大学出版社,2007.
- [2] 刘俊峰. 垃圾焚烧发电厂汽轮机特点及热力系统优化[J]. 热力透平,2014(2):111-113.
- [3] 谢永慧,韩永强. 透平机械叶轮叶片三维参数化造型及六面体网格生成方法研究[J]. 机械强度,2007,29(5):795-799.
- [4] 谢永慧,孟庆集. 汽轮机叶片三维有限元模型的建立及静态与动态应力分析[J]. 热力透平,2003(1):36-42.
- [5] 杭州汽轮机股份有限公司. 金属材料[Z]. 2版. 杭州:杭州汽轮机股份有限公司,2006.
- [6] 杭州汽轮机股份有限公司. 西门子工业汽轮机TEB设计准则[Z]. 杭州:杭州汽轮机股份有限公司,1994.
- [7] Siemens AG. TEK-Richtline and TEB-Richtline [Z]. Siemens AG,1994.
- [8] 谢永慧. 某工业透平叶片断裂分析[J]. 汽轮机技术,1996(3):170-174.
- [9] ANSYS Inc. Documentation for ANSYS Release 11.0 [Z]. ANSYS Inc.,2009.

[编辑:张 豪]

### 本文引用格式:

汪宽华,潘志贤,郑飞逸,等. 汽轮机叶片断裂原因分析研究[J]. 机电工程,2014,31(12):1600-1603.

WANG Kuan-hua, PAN Zhi-xian, ZHENG Fei-yi, et al. Fracture analysis of steam turbine blade[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering,2014,31(12):1600-1603.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>