

Rotor Rupture Analysis of 330DA3 Centrifugal Compressor

Xueqin Kang^{1,2}, Chunmin Yang³, Zhi Sun¹, Xiancong Hong¹

¹School of Materials Science and Engineering, China University of Mining and Technology, Xuzhou, Jiangsu 221116, China

²School of Mechanical and Electrical Engineering, China University of Mining and Engineering, Xuzhou, Jiangsu 221116, China

³School of Electric Power Engineering, China University of Mining and Engineering, Xuzhou, Jiangsu 221116, China

Email: cumtkxq@cumt.edu.cn

Abstract: A rotor rupture accident of 330DA3 centrifugal compressor was analyzed by means of material test, macroscopic analysis, micro-analysis, metallographic analysis and mechanical properties test. The analysis results indicated that the quality, metallographic and mechanical properties of the material was eligible. The main reason for the fatigue fracture of the rotor was the alternating stress caused by surge. Some measures were proposed to prevent the rotor fracture failure.

Keywords: failure analysis, centrifugal compressor, rotor

330DA3 离心空气压缩机转子断裂原因分析

康学勤^{1,2}, 杨春敏³, 孙智¹, 洪贤聪¹

¹中国矿业大学材料科学与工程学院, 江苏 徐州 221116

²中国矿业大学机电工程学院, 江苏 徐州 221116

³中国矿业大学电力工程学院, 江苏 徐州 221116

Email: cumtkxq@cumt.edu.cn

摘 要: 针对 330DA3 离心空气压缩机转子断裂事故进行了失效分析, 通过对转子的材质检测和断口的宏观分析、微观分析、金相分析及力学性能检测, 判断出转子材质、组织及力学性能符合要求, 运行过程中多次喘振产生交变应力导致转子产生疲劳, 并提出了预防措施。

关键词: 失效分析; 离心压缩机; 转子

1 引言

离心压缩机的基本原理是借助于高速旋转的叶轮所产生的离心力, 将气体压缩并输送^[1-2]。近些年来, 随着科学技术的飞速发展, 离心压缩机因其可靠性高、体积小、质量轻等诸多优点而在航空航天、能源动力、石油化工及冶金等行业日益发挥着极其重要的作用^[3-4]。

2007 年 5 月, 某热电厂一台 330DA3 型离心压缩机在启动过程中发生异常声音, 同时保护装置动作, 紧急停机。调出的报警及跳机信号为: 高速轴振动 61.4 μ m(报警)、电机电流 9.65A(报警)、低速转轴振动 29.12 μ m(报警)、高速轴振动 93.88 μ m(跳机)。现场发

基金项目: 江苏省“六大人才高峰”项目(07-A-018)

现油箱油位低, 打开中间冷却器疏水阀门, 排出大量的油, 解体后拆下一二三级蜗杆、叶轮, 检查轴瓦、碳环损伤情况如下: 二级转轴在叶轮根部断裂, 叶片基本都发生卷边, 表面有一层积垢和油污; 蜗壳变形; 轴瓦烧坏、碳环密封损坏; 扩压器、背板损坏; 中间冷却器有大量积油。本文对这次转子断裂事故进行分析并提出防范措施, 使这种类似的压缩机能够长期、安全、稳定运行。

2 检测分析

2.1 宏观分析

转子断裂部位如图 1 所示, 其断口的宏观形貌如图 2 所示。从图 2 中可以看出断口有一定的变形, 横截面积变化较大, 断口上的 c 区域已被损坏, a 区域可明显看到疲劳条纹。结合图 1 与图 2 可以看出, 断

裂的起始部位是转子一端螺纹的根部。图 3 显示与轴瓦配合的二级转轴表面有很深的磨痕。叶片损坏情况如图 4 所示,从图中可以看出,叶片基本都发生卷边,约有一半的叶片已经断裂并从叶轮上脱落。

2.2 化学成分测试

在转子上取样进行化学成分测试,结果见表 1,可见该转子的各元素含量均符合 AISI 4140 标准,说明钢材本身不存在问题。

表 1 断裂转子的化学成分(wt%)

Tab. 1 Chemical composition of the rotor (wt%)

项目	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
实测值	0.42	0.23	0.87	0.011	0.031	0.90	0.19
AISI 4140 标准	0.38-0.43	0.15-0.35	0.75-1.00	≤0.035	≤0.040	0.80-1.10	0.15-0.25



图 1 转子断裂部位

Fig.1 Rupture position of the rotor



图 4 叶片损坏形貌

Fig.4 Defeature of the blades

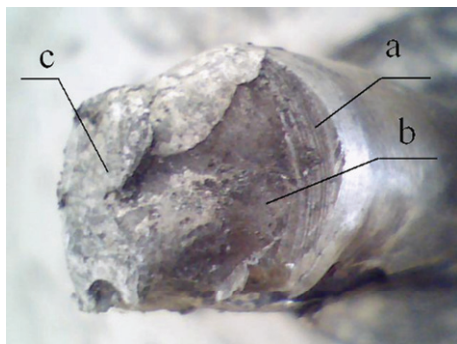


图 2 转子断口形貌

Fig.2 Fracture of the rotor



图 3 二级转轴表面磨损形貌

Fig.3 Wear surface of the secondary rotation axis

2.3 力学性能测试

在转子上沿轴向取拉伸试样,用 WDW-20 电子万能试验机进行常温力学性能测试,结果见表 2,可见该材料屈服强度、抗拉强度、延伸率及断面收缩率均符合标准要求。转子材料硬度测试的结果为 39 HRC,其正常范围为 35- 40 HRC,可知转子的硬度在正常范围内。

表 2 断裂转子的室温力学性能

Tab. 2 Mechanical properties of the rotor at room temperature

项目	σ_s /MPa	σ_b /MPa	δ /%	Ψ /%
实测值	1028	1242	12.4	46.8
标准	≥930	≥1080	≥12	≥45

2.4 微观分析

图 5 和图 6 为转子断口在扫描电镜下的低倍和高倍图片,从图 5 中我们可以看到明显的同心疲劳条纹,图 6 为转子断口的高倍形貌图,从图中我们可以隐约看到断续的疲劳辉纹,这些都说明断口的形成是由于疲劳引起的,问题的关键是引起疲劳的交变应力是怎么产生的。

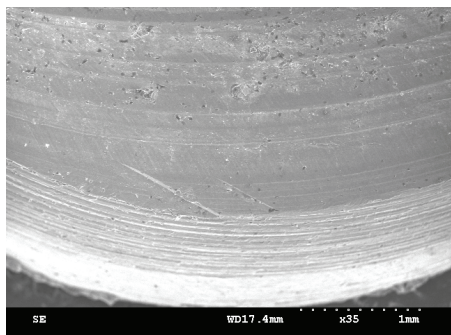


图 5 转子断口低倍形貌

Fig.5 Low power SEM of the rotor fracture

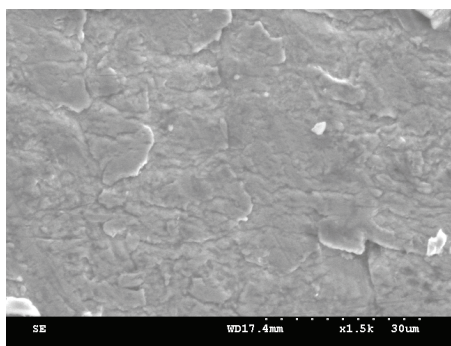


图 6 转子断口高倍形貌

Fig.6 High power SEM of the rotor fracture

2.5 金相分析

在转子断裂部位及完整转子上取样制成金相试样,用 PMG3-2-613U OLYMPUS 光学显微镜进行显微组织观察。由图 7 转子断裂部位的金相组织可见,开裂转子的组织为回火索氏体^[5],组织均匀,基体上隐约可见马氏体的痕迹。图 8 为完好转子的金相组织,与图 7 所示金相组织没有明显区别。



图 7 转子断口处金相组织

Fig.7 Metallurgical structure of the rotor fracture



图 8 完好转子的金相组织图

Fig.8 Metallurgical structure of the undamaged rotor

3 综合分析

离心压缩机二级转子化学成分符合 AISI 对 4140 钢的要求,材料处理后的力学性能及组织均满足使用要求,说明转子的断裂不是由材质及加工处理过程导致的。结合其金相组织和力学性能数据可以看出,在图 7 及图 8 中可以看到马氏体的痕迹,说明试样在最终的回火过程中回火温度偏低或者回火时间较短,导致其塑性虽然满足使用要求,但是仍有一定的脆性,在以后转子热处理过程中应特别注意控制其回火温度及回火时间。

从离心压缩机断裂现场及断口的分析可知,转子断口有一定的变形,断口上有明显的疲劳条纹,放大后断口上可以看到断续的疲劳辉纹,说明转子在运行过程中承受了交变应力,导致转子产生裂纹,裂纹产生后二级转轴在运行过程中发生振动,与轴瓦及轴封发生摩擦,产生大量的热量,将轴瓦及起密封作用的碳环烧损,同时由于摩擦力较大,导致转子过载进而断裂。

裂纹在转子螺纹根部处产生,由于螺纹的存在,此处将产生较大的应力集中,随着设备的运行,在交变应力的作用下裂纹向中心扩展,当裂纹扩展到一定程度时,转轴及轴瓦的同轴度得不到保证,导致转轴产生振动,此时转轴与轴瓦及轴封的摩擦力加大,在转轴表面形成较深的磨痕,如图 3 所示。转子最终因过载而产生断裂,断裂后转子与其它零件相互碰撞,导致断口被破坏,形成图 2 中的 c 区域。

根据离心压缩机的使用记录及现场情况,发现中间冷却器在使用过程中产生积油,并且排水不及时,使空气流通截面积变小引起设备负荷调节过频产生了喘振,干燥机切换阀气缸损坏导致干燥机切换不正常,

在产生喘振的同时使压缩空气中水汽含量过高导致压缩机工况不好产生喘振。根据检测记载,压缩机启动了65次,产生喘振101次,虽然压缩机带有喘振保护装置,在0.3秒内压力变化达到34KPa时将启动喘振保护装置,但在喘振保护装置启动前,转轴已发生剧烈振动,产生交变应力,造成转子上疲劳裂纹的产生、扩展及最终的断裂。

4 结论与建议

(1) 材料成分、力学性能、硬度和金相组织均符合要求,条件允许的情况下可适当提高回火温度或者延长回火时间。

(2) 离心空气压缩机转子断裂的原因是由于喘振产生的交变应力导致疲劳裂纹的产生,而转子螺纹根部由于应力集中的存在加速了疲劳裂纹的产生和扩展,导致压缩机转轴运行过程中产生振动,加大了转轴与轴瓦和轴封之间的摩擦,最终过载导致转子发生断裂。

(3) 离心空气压缩机产生喘振的原因是由于中间冷却器排水不及时,使空气流通截面变小引起负荷调节过频而引起的,同时干燥机切换气缸损坏导致切换不正常在产生喘振的同时使压缩空气中水汽含量过

高导致压缩机工况不好产生喘振。

(4) 压缩机在运行过程中,中见冷却器应及时排水,加大对离心空气压缩机的控制和检测,及时更换损坏的零部件,尤其是操作人员应该严格按照仪器的使用条件和使用规范来进行操作。

References (参考文献)

- [1] He Long, Zhang Ruiyan. Anti-surge Study of Centrifugal Compressor. Compressor Technology [J], 2009, 217(5): 14-16(Ch). 何龙,张瑞妍.离心式压缩机防喘振研究[J].压缩技术, 2009, 217(5): 14-16
- [2] Li Yongsheng. Control Method for Anti-surfing of Centrifugal Compressor. Large Scale Nitrogenous Fertilizer Industry [J], 2009, 23(3): 177-180 (Ch). 李永生.离心式压缩机的抗喘振控制[J].大氮肥, 2009, 32(3): 177-180.
- [3] Hua Yanhong, Yuan Weixing, Wang Hai. Current Situation and Expectation on Research of Centrifugal Compressor. Fan Technology, 2007, 3: 59-62(Ch). 花严红,袁卫星,王海.离心压缩机研究现状及展望[J].风机技术, 2007, 3: 59-62.
- [4] Hartmut Krain. Review of Centifugal Compressor's Application and Development [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2005, 127(1): 25-34.
- [5] American Society for Metals. Metals Handbook: Fractography and Atlas of fracgraphs[M]. Beijing: China Machine Press, 1983 美国金属学会.金属手册: 断口金相与断口图谱[M].北京:机械工业出版社, 1983.