

材料硬度值下降对汽轮机转子 寿命消耗计算的影响

杨继明¹, 卢绪祥¹, 陈玉林², 袁 瑞³

(1. 长沙电力学院 动力系, 湖南 长沙 410077; 2. 天津陈塘热电有限公司,
天津 300221; 3. 河南电力勘测设计院, 河南 郑州 450007)

摘 要: 对高温金属材料硬度值进行了研究, 发现硬度值下降对计算汽轮机转子低周疲劳寿命和高温蠕变寿命影响较大, 考虑硬度值变化对汽轮机寿命计算更接近实际寿命消耗。

关 键 词: 硬度值; 寿命消耗; 低周疲劳; 高温蠕变

中图分类号: TK263.1 文献标识码: A

1 概 述

汽轮机寿命是用转子承受的交变载荷的循环次数来表示的, 而不是用汽轮机运行时间的长短来衡量的。汽轮机全寿命为有效寿命(无裂纹寿命)和残余寿命之和, 有效寿命是指转子的第一次运行开始直到产生第一条工程裂纹(长约 0.5 mm, 深约 0.15 mm)所经过的允许交变载荷的次数^[1]。第一条工程裂纹的产生并不意味着转子寿命的终结, 还有一定的残余寿命。残余寿命是指从产生第一条工程裂纹开始直到裂纹扩展到临界裂纹, 所经历的交变载荷的次数。实际上, 汽轮机进入正常运行时, 原来热应力较大的区域, 仍有较大的残余热应力, 该处将处于高温蠕变的状态。在我国现有的计算汽轮机寿命消耗时往往不进行具体计算^[1], 认为 30 年来消耗寿命占总消耗寿命的 20% 或用一个修正系数进行修正。实际上汽轮机在正常运行时主要是高温蠕变的寿命消耗, 在对高温蠕变的寿命消耗时应考虑材料硬度值下降带来的影响。

本文给出具体计算材料硬度值变化公式和高温蠕变的寿命消耗计算公式, 并以某电厂 5 号机组已运行 15 年来寿命消耗计算为例。该机组型号为 N125-13.23/550/550, 自 1983 年投产以来, 一直带基本负荷运行。为满足电网调峰的需要, 该机组从

1998 年开始进行调峰试验。1999 年机组大修时发现转子已出现裂纹, 通过对转子 15 年来寿命消耗计算与该机已发现转子出现裂纹实际寿命消耗值比较, 计算数值更接近实际值。

2 用三维有限元法计算转子的温度场

温度场计算程序采用 8 节点曲边六面体等参元有限元法按三维进行计算。由于汽轮机转子是旋转的部件, 一般情况下, 在 360° 圆周上, 各部件的边界条件基本相同。为了简化计算, 计算取圆心角为 10°, 径向和轴向取转子的实际尺寸进行计算分析。

转子主要数据如下: 中心孔直径为 100 mm, 外径为 570 mm, 高、中压转子材料为高强度耐热钢 30Cr2MoV。

把整个转子为一整体计算, 将其分段划分为 133 个单元, 198 个节点, 65 个边界面。通过计算, 转子在升降温时, 调节级前槽截面处内外表面温差 Δt_m 为最大, 并计算出 Δt_m 值。

3 转子热应力的计算

汽轮机转子热应力采用理论公式进行计算, 利用热弹性广义虎克定律和转子内外表面径向应力等于零的边界条件, 经过推导和简化得出下列公式^[1]:

$$\delta_{th} = \frac{E\beta}{1-\nu} \Delta t_m \quad (1)$$

式中: Δt_m — 转子内外壁最大温差; E — 材料的弹性模量; β — 转子材料线性系数; ν — 泊桑比。

在汽轮机转子外表面的叶轮根部圆角、轴肩以及槽间等部位, 都存在着不同的热应力集中现象, 在

机组启停时, 这些部位特别是轴封弹性槽处的热应力可能达到很高的水平, 导致疲劳裂纹在这些部位发生和发展, 是影响机组启停安全和寿命损耗的重点部位。

应力集中部位的最大应力与无应力集中时光轴上的公称应力之比称为应力集中系数, 即:

$$k_{th} = \hat{\sigma}_{max} / \hat{\sigma}_{eq} \quad (2)$$

一般而言, 125 MW 机组最大热应力集中系数发生在高压轴封的弹性槽处。通过计算, 本机组最大应力集中处在高、中压前轴封弹性槽处。

有了热应力集中系数 k_{th} 值, 即求得槽底的最大应力值 $\hat{\sigma}_{max} = k_{th} \hat{\sigma}_{eq}$ 。

4 转子低周疲劳寿命的计算

材料在高温和残余热应力、离心力共同作用下, 随着时间的增长, 其材料硬度值不断下降。计算低周疲劳寿命时必须考虑材料硬度值下降带来的影响。硬度计算公式为:

$$HV = C_0 + C_1 h + C_2 h^2 + C_3 h^3 \quad (3)$$

式中: h ——运行时间; C_n 为系数。

转子表面产生裂纹是高温低周疲劳和高温蠕变共同作用的结果。材料强度不仅与材料本身的性能有关, 还与硬度水平、加载频率和加载方式有关。为此, 只有对具体材料进行的低周疲劳试验才能归结出适用于该材料的真实低周疲劳曲线, 考虑安全系数后得到一条设计疲劳曲线。

由于材料的不同, 疲劳曲线也不相同, 这里选用兰格公式作为 30Cr2MoV 材料的低周疲劳曲线。它适用于高温状态下的低周到高周疲劳。公式为:

$$\sigma_a = A [B_0 - B_1 HV + B_2 HV^2] N_f^{-0.5} + D \quad (4)$$

式中: N_f ——致裂周次, σ_a ——一个低周疲劳周次的应力振幅, A, B_i, D 为系数。对于不同状态下启停机组来讲, 每次启停的致裂周次是不同的, 必须进行具体计算。现以电厂运行规程规定的冷态、热态、极热态蒸汽参数进行计算。

冷态启停一次以温升率为 $2.5 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{min}$ 进行升温 and 降温, 经计算最大 $\Delta t_m = 70.2 \text{ } ^\circ\text{C}$, 最大主合成应力振幅为 780 MPa 。温热态启停一次以温升率为 $1.5 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{min}$ 进行升温 and 降温, 经计算最大 $\Delta t_m = 48.1 \text{ } ^\circ\text{C}$, 最大主合成应力振幅为 600 MPa , 分别求出冷态、热态 N_f , 一年内启停 n 次, 代入式(4), 求得这一年内冷态、热态滑参数启停所消耗的寿命(见表 1)。

本机组烧劣质贫煤, 锅炉经常发生熄火, 锅炉每

次熄火对于汽轮机来说都是一次甩负荷, 机组每甩一次负荷对汽轮机转子寿命都有一定消耗。对锅炉熄火汽轮机寿命消耗计算采用极热态启动方法, 极热态启停一次以温升率 $1 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{min}$ 进行升温 and 降温, 计算最大温差 $\Delta t_m = 35.1 \text{ } ^\circ\text{C}$, 最大主应力振幅为 530 MPa , 求得 N_f (见表 1)。

表 1 转子低周疲劳寿命年消耗数 (%)

年	运行小时数	冷态	热态	极热	带厂用电	硬度	年寿命消耗
1983	1 082	0.064	0.032	0.080		249.19	0.156
1984	5 683	0.134	0.419	0.419		245.81	0.972
1985	13 092	0.107	0.534	0.557		240.53	1.198
1986	20 581	0.151	0.527	0.765		235.40	1.443
1987	28 096	0.119	0.797	0.870	0.037	230.45	1.823
1988	35 348	0.209	0.563	0.782		225.88	1.554
1989	42 549	0.087	0.655	1.091		221.53	1.833
1990	50 054	0.273	0.911	1.139		217.18	2.323
1991	56 789	0.237	1.017	1.109	0.044	213.34	2.407
1992	64 006	0.196	0.734	0.918	0.046	209.62	1.894
1993	71 589	0.203	0.837	0.872		205.78	1.912
1994	78 850	0.176	0.783	0.979	0.049	202.48	1.987
1995	86 767	0.216	0.809	1.027		198.67	1.699
1996	94 388	0.166	0.885	1.134	0.052	195.38	1.891
1997	101 678	0.214	0.725	0.974		192.40	1.739
合计		2.552	10.228	12.716	0.228		25.724

5 高温蠕变寿命计算

蠕变现象的发生是温度和应力长期共同作用的结果, 随着工作温度的提高, 材料蠕变现象越来越明显, 对材料蠕变要求越来越高。

对材料做高温蠕变试验, 经回归可得蠕变应力 σ , 时间温度参数 P , 部件工作温度 T 、蠕变断裂时间 Tr 和高温蠕变寿命 φ 之间的关系为:

$$P = B_0 + B_1 \lg \sigma + B_2 \lg^2 \sigma + B_3 \lg^3 \sigma + B_4 \lg^4 \sigma$$

$$P = T \lg Tr + C$$

$$\varphi = h / Tr$$

式中: B_i 是根据试验数据整理而得到包括 HV 在内的系数, h 为某温度下运行的时间数。 C 为材料常数, 对 CrMoV 锻钢, $C = 20$ 。蠕变应力 σ 为转子离心应力加少量残余热应力的合应力。

对蠕变寿命消耗来讲, 由于统计数据多, 一般取 $10 \text{ } ^\circ\text{C}$ 为一个段, 在计算时把温度分为七段, $490 \text{ } ^\circ\text{C}$ 以下为 $490 \text{ } ^\circ\text{C}$, $491 \sim 500 \text{ } ^\circ\text{C}$ 为 $500 \text{ } ^\circ\text{C}$, 每隔 $10 \text{ } ^\circ\text{C}$ 分为一段都向上靠, $550 \text{ } ^\circ\text{C}$ 为 $540 \text{ } ^\circ\text{C}$ 及以上温度。温度分段越细, 计算精度越准确。将 15 年来运行数据进行统

计,以年为单位进行计算,通过上式求出每年所消耗的生命,结果如表 2。

表 2 转子在高温蠕变寿命年消耗数

年	每计算段相同温度小时数							年运行 时间	寿命 消耗
	490	500	510	520	530	540	550		
1983	40	19	31	391	543	49	9	1 082	0.000 4
1984	133	229	356	333	883	2 645	22	4 601	0.002 68
1985	185	348	557	658	1 457	4 139	64	7 408	0.005 35
1986	203	344	567	576	2 557	3 085	157	7 489	0.006 14
1987	117	245	473	556	2 874	3 021	231	7 517	0.007 33
1988	214	325	355	478	2 458	3 278	143	7 251	0.008 10
1989	207	226	343	487	2 157	3 444	338	7 202	0.008 81
1990	146	324	387	650	2 432	3 086	479	7 504	0.009 38
1991	324	332	346	550	2 143	2 903	137	6 735	0.010 08
1992	216	351	315	436	1 569	3 982	348	7 217	0.010 81
1993	127	276	341	453	1 776	4 322	288	7 383	0.011 79
1994	216	331	442	487	1 685	3 693	427	7 281	0.012 62
1995	79	149	312	469	2 108	4 209	65	7 961	0.013 91
1996	118	325	435	476	2 217	3 471	579	7 621	0.015 12
1997	231	398	447	533	1 796	3 557	328	7 290	0.016 21
合计								101 678	0.139 7

6 结 论

(1) 通过计算发现在相同的合成应力振幅条件下,新转子的硬度值为 250,而 15 年后其硬度值为 192.4,转子寿命消耗值以热态启动为例,新转子寿命消耗为 0.032%,而 15 年后的寿命消耗为 0.053%,每次寿命损耗值将增近 70%。随着使用小

时数越多,寿命消耗增加量越大。原计算方法计算的消耗寿命偏小,与实际值偏差较大。

(2) 15 年来汽轮机转子高温蠕变寿命消耗近 14%,不能只进行简单的系数修正进行寿命消耗计算,否则计算误差较大。

(3) 该汽轮机转子已运行 15 年,通过计算寿命消耗达 40%,在实际运行中还有机组负荷波动造成的寿命消耗,本计算无法得到具体波幅和次数没有进行寿命计算,在寿命计算时应考虑此方面的寿命消耗。

(4) 该机组在 1999 年大修时发现高压转子汽封处出现裂纹,说明转子寿命消耗值达到 50%~70%。本计算如计算出机组负荷波动造成的寿命消耗和考虑运行人员实际启停操作水平等因素的影响,计算结果非常接近实际情况。在计算寿命消耗时,不论是低周疲劳还是高温蠕变寿命计算都应充分考虑金属材料硬度值下降带来的影响。

(5) 通过计算发现,随着硬度值的下降,机组启停运行时更应注意控制有关参数的变化。随着运行时间的延长,要不断对运行规程中的温升(降)率、升速率和升(降)负荷率值进行下调,以减少转子每次启停寿命的消耗值,延长转子的使用年限。

参考文献:

[1] 张保衡.大容量火电机组寿命管理与调峰运行[M].北京:水利电力出版社,1988.
[2] 裘烈钧.大型汽轮机运行[M].北京:中国电力出版社,1996.

(渠 源 编 辑)

(上接第 371 页)

(3) 正弯曲叶片、正倾斜叶片和 S 型叶片的采用可以提高叶栅根部静压,减小了低能流体在轮毂区的堆积,流场结构大为改善,轮毂区的气流分离和堵塞减轻,增强叶栅的抗畸变能力,提高扩压能力,降低叶栅端壁损失^[4]。

参考文献:

[1] BOGOD A B. Direct and inverted calculation of 2D axisymmetric & 3D flows in axial compressor blade rows[R]. Russian, Moscow, 1992.

[2] 钟兢军.弯曲叶片控制扩压叶栅二次流动的实验研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,1996.
[3] BREUGELMANS F A E, CARELS Y. Influence of dihedral on the secondary flow in a two-dimensional compressor cascade[J]. ASME J of Engineering for Gas Turbine and Power, 1984, 106(3): 578-584.
[4] 王 东,钟兢军,苏杰先,等.环型扩压叶栅中应用弯曲叶片的研究[J].高技术通讯,2000 10(3): 90-94.
[5] 王 东,钟兢军,苏杰先,等.带尾板的倾斜扩压叶栅的实验研究[J].高技术通讯,2000 10(5): 91-94.
[6] 王 东,钟兢军,苏杰先,等.叶片弯曲对扩压叶栅出口流场影响的实验研究[J].热能动力工程,2000, 15(5): 480-482.

(何静芳 编 辑)

words: marine gas turbine, primary surface recuperator, small channel, flow and heat transfer, design calculation

近零冲角下环型压气机叶栅的弯曲叶片表面静压的研究= **A Study of the Surface Static Pressure of Curved Blades in Annular Compressor Cascades at Near-zero Incidence** [刊, 汉] / WANG Dong (School of Mechanical & Power Engineering under the Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200030), SU Jie-xian, ZHONG Jing-jun, WANG Zhong-qi (School of Energy Science & Engineering under the Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2003, 18(4). — 369 ~ 371

On an annular diffusion-cascade experimental wind tunnel detailed measurements of traditional straight, positive leaned, positively curved and S-type blades of annular axial flow compressor cascades were carried out under an inlet flow field distortion at near-zero incidence. The impact of different curved blades on the distribution of surface static pressure is analyzed. The results of the analysis indicate that the use of the positive leaned, positive curved and S-type blades can lead to an increase in blade root static pressure and a reduction in the accumulation of low-energy fluid at the hub region. This will result in a considerable improvement of the flow field configuration and a lessening of gas flow separation and blockage at the hub region, thus enhancing diffusion capability and decreasing the end-wall loss at the hub region. **Key**

words: curved blade, annular diffusion cascade, blade surface static pressure

材料硬度值下降对汽轮机转子寿命消耗计算的影响= **The Impact of Material Hardness Values on the Service Life Calculation of Steam Turbine Rotors** [刊, 汉] / YANG Ji-min, LU Xu-shang (Power Engineering Department, Changsha Electric Power Institute, Changsha, China, Post Code: 410077), CHEN Yu-lin (Chentang Thermal Power Generation Co. Ltd., Tianjin, China, Post Code: 300221), YUAN Rui (Henan Electric Power Exploration Design Institute, Zhenzhou, China, Post Code: 450007) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2003, 18(4). — 372 ~ 374

Through an investigation of the hardness values of high-temperature metallic materials it is found that the reduction in hardness values may have a relatively great impact on the low-cycle fatigue life and high-temperature creep life of steam turbine rotors. The consideration of this factor of hardness value variation will ensure a better evaluation of the service life of steam turbines. **Key words:** hardness value, service life consumption, low-cycle fatigue, high-temperature creep

600 MW 机组甩负荷试验分析= **Load-rejection Test Analysis of a Chinese-made Imported Technology-based 600MW Turbogenerator Set** [刊, 汉] / LI Sheng-quan (Harbin Power Plant Engineering Co. Ltd., Harbin, China Post Code: 150040), HUANG Run-ze (Liaoning Electric Power Science Academy, Shenyang, China, Post Code: 110006), ZUO Shi-chun, ZHANG Li (Harbin No. 3 Power Plant, Harbin, China, Post Code: 150025) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2003, 18(4). — 375 ~ 377

The load-rejection test of a Chinese-made imported technology-based 600MW power plant is analyzed in conjunction with the logic control function of a digital electro-hydraulic system. The authors expound the major factors that affect both the speed control of the turbine governing system and the operation safety of the 600MW unit. The dynamic characteristics of the governing system have been proved to be excellent. **Key words:** 600MW power plant, load rejection, digital electro-hydraulic system

循环流化床内颗粒运动的PIV测试= **PIV (Particle Image Velocimetry) Measurements of Particle Movement in a Circulating Fluidized Bed** [刊, 汉] / WANG Qin-hui, ZHAO Xiao-dong, SHI Hui-xian (Education Ministry Key Laboratory on the Clean Utilization of Energy Sources and Environmental Engineering under the Zhejiang University,