

基于汽轮机转子应力分析的1 000 MW 机组 深度调峰运行优化

唐贵基¹,高一博¹,宋亚军²,张巍²,宋铜铜²,黄童¹

(1. 华北电力大学 机械工程系,河北 保定 071003;

2. 国网冀北电力有限公司电力科学研究院(华北电力科学研究院有限责任公司),北京 100045)

摘要:为确保大型火电机组在深度调峰条件下的安全稳定与经济运行,以某1 000 MW 机组深度调峰运行为例,采用ANSYS软件对其深度调峰运行时高、中压转子的温度场、应力场和寿命损耗进行数值模拟计算,并对比分析降低变负荷率和提高主、再热蒸汽最低温度两种方案的应力幅值变化。结果表明:在转子结构不变的情况下,降低变负荷率和提高主、再热蒸汽最低温度均可降低转子应力幅值;其中,降低变负荷率的效果相对较弱,并且会制约机组的灵活性;而保持负荷变化率不变,提高主、再热蒸汽最低温度20 ℃时,转子峰值应力可降低64.72 MPa,优化效果更为显著。

关键词:深度调峰;温度场;转子;应力场

中图分类号:TM621 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2026.02.015

[引用本文格式]唐贵基,高一博,宋亚军,张巍,宋铜铜,黄童.基于汽轮机转子应力分析的1 000 MW 机组深度调峰运行优化[J].热能动力工程,2026,41(2):133-139. TANG Guiji, GAO Yibo, SONG Yajun, ZHANG Wei, SONG Tongtong, HUANG Tong. Optimization of deep peak regulation operation for a 1 000 MW unit based on steam turbine rotor stress analysis[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2026, 41(2): 133-139.

Optimization of Deep Peak Regulation Operation for a 1 000 MW Unit based on Steam Turbine Rotor Stress Analysis

TANG Guiji¹, GAO Yibo¹, SONG Yajun², ZHANG Wei², SONG Tongtong², HUANG Tong¹

(1. Department of Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Baoding, China, Post Code: 071003;

2. Power Science Research Institute of State Grid Jibei Electric Power Co., Ltd. (North China Electric Power Research Institute Co., Ltd.), Beijing, China, Post Code: 100045)

Abstract: To ensure the safe stability and economical operation of large thermal power units under deep peak-shaving conditions, taking a 1 000 MW unit's deep peak-shaving operation as an example, ANSYS software was employed to conduct numerical simulations of the temperature field, stress field and life loss of the high- and medium-pressure rotors during deep peak-shaving operation. A comparative analysis was performed on the changes in stress amplitude between two approaches, such as reducing the variable load rate and increasing the minimum temperatures of the main and reheat steam. Results indicate that with the rotor structure unchanged, both reducing the load variation rate and increasing the minimum temperatures of main and reheat steam can decrease rotor stress amplitude; the effect of reducing the load variation rate is relatively weaker and may constrain the unit's flexibility; whereas, whilst maintaining the load variation rate constant, raising the minimum temperature of the main and reheat steam by 20 ℃ can re-

duce the peak stress on the rotor by 64.72 MPa, which yields a significant optimization effect.

Key words: deep peak regulation; temperature field; rotor; stress field

引言

近年来,我国新能源发电机组快速发展,截至2024年底,全国非化石能源发电装机容量已占总装机容量的58.2%^[1]。然而,风电和光伏发电的随机性、间歇性和波动性较强,大规模并网对电网的安全与稳定运行带来了挑战。在此背景下,传统燃煤发电机组在保障电网安全和提高可再生能源消纳能力方面仍发挥着至关重要的作用。特别是在调节电网峰谷负荷时,新能源发电机组占比较高的地区对超超临界机组的调峰能力提出了更高的要求^[2]。

深度调峰对汽轮机组的影响主要体现在设备安全性和运行经济性两方面。机组参与深度调峰降至50%额定负荷以下时,机组经济性明显降低^[3]。文乐等人^[4]通过优化定滑压曲线和配汽方式,对深度调峰工况下机组性能提升进行了研究。史进渊等人^[5]提出通过宽负荷通流优化和智能运维技术提升机组在调峰工况下的运行效率。王家鳌^[6]和韩彦广等人^[7]研究了40%负荷以上调峰运行对转子安全性的影响,发现40%负荷以上主蒸汽温度变化较小,其对转子热应力的影响也很小。Bakhmutskaya等人^[8]研究发现,在深度调峰降至20%负荷时,机组的经济性明显降低,同时主蒸汽温度变化幅度较大,机组安全性和可靠性降低。综上所述,目前关于大型燃煤机组深度调峰至20%额定负荷工况下,不同变负荷率及主、再热蒸汽最低温度提高对汽轮机转子温度分布及热应力变化规律的研究仍较为有限。

本文以某1 000 MW 机组汽轮机高、中压转子为研究对象,结合20%深度调峰工况下主蒸汽参数变化情况,采用有限元方法,结合启动阶段转子表面蒸汽参数及传热系数的计算,对调峰工况下的汽轮机高、中压转子温度场及应力场进行数值模拟计

算。此外,本文还通过对比同一调峰深度下不同变负荷速率及提高主、再热蒸汽最低温度工况下转子关键部位的应力峰值,分析了变负荷速率及提高主、再热蒸汽最低温度对转子热应力的影响,并提出了机组在深度调峰条件下应力峰值的优化方法。所做工作对于保障大型火电机组的深度调峰及机组的安全经济运行具有一定的指导意义。

1 模型计算

1.1 模型研究

以某1 000 MW 超超临界机组高、中压转子为研究对象,采用二维轴对称模型进行计算分析,转子二维几何模型如图1所示。该转子长11 100 mm,转子自重及蒸汽压力的影响忽略不计。



图1 二维转子几何模型

Fig. 1 2D rotor geometry model

在网格划分时采用四边形4节点单元,对转子各级间圆角和形状突变处进行局部网格加密,共划分了单元99 274个,节点105 569个,局部网格如图2所示。该汽轮机转子所用的材料为X12CrMoW-VNbN10-1-1,其在不同温度下的物性参数如表1所示。

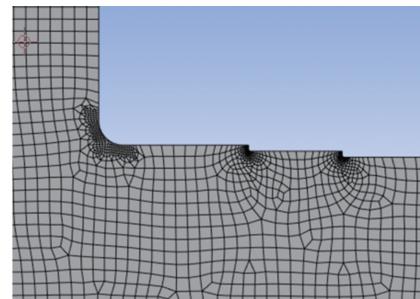


图2 局部网格加密图

Fig. 2 Local grid encryption map

表1 转子材料X12CrMoWVNbN10-1-1
在不同温度下的物性参数

Tab. 1 Physical property parameters of rotor material
X12CrMoWVNbN10-1-1 at different temperatures

温度/ °C	弹性量/ GPa	泊松比	热膨胀系数/ 10 ⁻⁶	热传导系数/ (W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)	比热容/(J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	密度/(kg·m ⁻³)
20	218	0.311	10.1	30.0	420.0	7 824
100	212	0.305	10.7	28.8	444.6	7 798
200	206	0.299	11.1	27.4	487.7	7 775
300	199	0.294	11.5	26.6	541.2	7 747
400	190	0.290	11.9	25.8	608.4	7 707
500	178	0.287	12.3	24.5	692.4	7 690
600	167	0.285	12.6	23.2	796.2	7 656

在有限元仿真计算中,网格数量和时间步长对计算成本和计算精度有较大影响。为保证计算精度并节省计算资源,本文对汽轮机高中压转子有限元模型分别进行网格无关性验证和时间步长合理性验证。针对网格无关性验证,共划分了76 042,99 274,153 317和183 992 4套网格,以最大等效应力作为无关性验证参数,计算结果如表2所示。由表2可以看出,随着网格数量的增加,相对误差绝对值逐渐减小,最大等效应力趋于稳定,由于第3套网格与第2套网格的相对误差绝对值已小于1%,考虑到计算精度及计算成本,本文选择第2套网格进行后续仿真计算。

表2 网格无关性验证

Tab. 2 Grid independence verification

网格方案	网格数	最大等效应力/MPa	相对误差/%
1	76 042	222.14	-
2	99 274	227.58	2.45
3	153 317	226.59	-0.43
4	183 992	226.01	-0.26

注:表中“-”表示无数据。

时间步长分别选取100.18,89.66,58.10和43.58 s,计算结果如表3所示。由表3可知,最大等效应力结果差异很小,选择89.66 s为时间步长可以保证在计算稳定性和精度的前提下,计算量最小。

表3 时间步长合理性验证

Tab. 3 Validation of time step length reasonableness

方案	时间步长/s	最大等效应力/MPa	相对误差/%
1	100.18	227.43	-
2	89.66	227.43	0
3	58.10	227.51	0.03
4	43.58	227.58	-0.03

注:表中“-”表示无数据。

1.2 数学模型与边界条件

1.2.1 数学模型

根据转子的结构特点,转子表面的传热系数可分为汽封、光轴、叶轮两侧和轮缘4个部分,采用经验公式计算^[9]。

(1) 汽封部位

表面传热系数 h_s 的计算公式如式(1)所示:

$$h_s = \frac{Nu_s \lambda}{2\delta} \quad (1)$$

其中:

$$Nu_s = 0.043 \left(\frac{\delta}{H} \right)^{0.3} \left(\frac{\delta}{S} \right)^{0.2} Re_s^{0.8} \quad (2)$$

$$Re_s = (w_z 2\delta) / \nu \quad (3)$$

式中: Nu_s —汽封部位的努塞尓数; λ —蒸汽的导热系数,W/(m·K); δ —轴与齿顶的距离,m; H —轴与齿底的距离,m; S —汽封中相邻两齿间的距离,m; Re_s —汽封部位的雷诺数; w_z —缝隙中的平均汽流速度,m/s; ν —蒸汽的运动黏度系数,m²/s。

公式中的定性温度取汽封前后蒸汽的平均温度。

(2) 叶轮部位

轮面的传热系数 h_{imp} 采用在壳中旋转轮盘的经验公式,即:

$$h_{imp} = \frac{Nu_{imp} \lambda}{R_b} \quad (4)$$

对于不同雷诺数,叶轮部位的 Nu_{imp} 有不同的计算公式:

$$Nu_{imp} = \begin{cases} 0.675 Re_{imp}^{0.5} & Re_{imp} < 2.4 \times 10^5 \\ 0.02175 Re_{imp}^{0.8} & Re_{imp} \geq 2.4 \times 10^5 \end{cases} \quad (5)$$

其中:

$$Re_{imp} = (u_b \times R_b) / \nu \quad (6)$$

式中: R_b —叶轮外半径,m; u_b —叶轮外半径 R_b 处的圆周速度,m/s; Re_{imp} —叶轮部位的雷诺数。

(3) 光轴,轮缘部位

对于无汽封装置的光轴段,该处的蒸汽流速较低,可以近似采用光滑旋转圆柱表面的传热系数,即

光轴传热系数 h_a 为:

$$h_a = \frac{Nu_a \lambda}{R_a} \quad (7)$$

其中:

$$Nu_a = 0.1 Re_f^{0.68} \quad (8)$$

$$Re_a = (u_a R_a) / \nu \quad (9)$$

式中: Nu_a —光轴部位的努塞尓数; R_a —光轴外半径, m; Re_a —光轴部位的雷諾数; u_a —光轴外半径 R_a 处的圆周速度, m/s。

1.2.2 边界条件

对转子进行温度场分析时, 轴的通流区域外表与蒸汽的换热被视为第三类边界条件, 传热系数通过经验公式求得, 蒸汽温度取运行参数^[10-11]; 转子左右端面与空气的传热系数较小, 该截面的热流密度基本可以忽略不计, 因此设为绝热边界^[12-13]; 转子左右轴承和轴承座由于受到润滑油的影响, 设为第一类边界条件。由于整个转子的轴对称性, 中心边界设为绝热边界^[14-15]。热边界条件设定如图 3 所示。根据公式计算, 可分别获得转子表面汽封、叶轮、光轴、轮缘的传热系数数值^[16]。



图 3 转子热边界条件图

Fig. 3 Diagram of thermal boundary conditions of the rotor

1.3 计算工况

汽轮机组深度调峰的负荷是从 1 000 MW 降至 200 MW, 满负荷至 30% 负荷的负荷变化率参考本机组滑参数运行曲线, 30% 负荷到 20% 负荷变化率为每分钟 4% 额定负荷。图 4 为调峰运行过程中温度、压力和负荷率随时间的变化曲线。

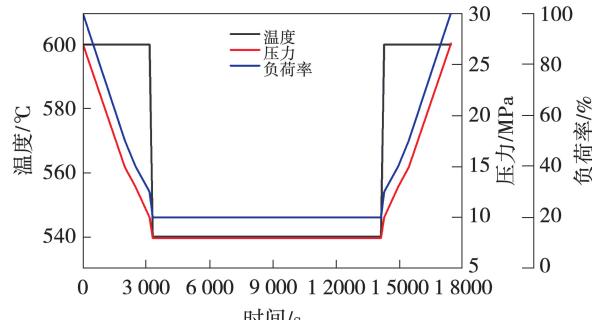


图 4 调峰运行过程中温度、压力和负荷率的变化曲线

Fig. 4 Variation curve of temperature, pressure and load factor during peak-shaving operation

2 计算结果分析

2.1 应力结果分析

汽轮机转子的传热系数为空间和时间的函数。在汽轮机组调峰过程中, 采用上述传热系数的计算方法计算转子表面叶轮两侧、光轴和汽封的传热系数, 并将计算结果施加于 ANSYS 软件中。经计算, 汽封处的传热系数最大, 原因为流经汽封处的蒸汽流速很高, 流经汽封表面时对流传热强^[17-18]。

机组满负荷运行时, 转子的温度场分布如图 5 所示。由图 5 可知, 转子通流区域最高温度为 602.71 °C, 位于高压和中压转子第一级轮缘处。整体来看, 转子温度分布沿轴向呈依次递减的趋势, 高压转子前三级以及中压转子前两级出现较高的温度分布。

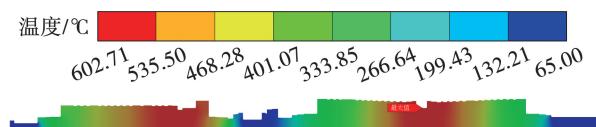


图 5 转子稳态工况温度云图

Fig. 5 Temperature contour of the rotor under steady-state operating conditions

转子在调峰运行 120 s 时的应力场分布如图 6 所示。由图 6 可知, 转子最大应力值为 227.71 MPa, 位于高压进汽口右侧的圆角处。其原因在于, 转子位置靠近高压进汽口, 压力接近主蒸汽压力且蒸汽流速很快, 因此放热系数较大, 热交换迅速, 使该位置的等效应力达到最大值。根据以往经验, 等效应力峰值也位于该处, 因此, 后续分析将重点比较该位置的应力值变化。

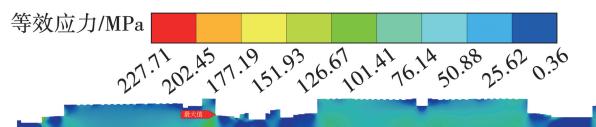


图 6 瞬态调峰运行过程中 120 s 的转子应力场

Fig. 6 Rotor stress field for 120 seconds of transient peak shaving

图 7 和图 8 分别为深度调峰过程中高压进汽右侧圆角表面与中心温度变化曲线和等效应力最大值点变化曲线, 从图中可以看出, 在机组从 100% 负荷降至 30% 负荷的过程中, 高压进汽右侧圆角表面温

度约为 515.22 °C, 中心温度约为 497.48 °C, 温度变化并不明显。转子的最大等效应力从 227.46 MPa 增加到 237.06 MPa, 等效应力值变化很小。在机组负荷从 30% 降至 20% 过程中, 高压进汽右侧圆角表面温度从 515.22 °C 降至 485.57 °C, 中心温度从 497.48 °C 降至 496 °C, 中心温度下降速度缓慢。同时, 最大等效应力从 237.06 MPa 增大到 418.84 MPa, 等效应力值变化明显。此时汽轮机组进入稳态运行, 随着时间推移, 转子表面温度与中心温度持续降低; 等效应力峰值先在短时间增大到 424.97 MPa, 随后逐渐下降。分析其原因, 在负荷从 100% 降至 30% 的阶段, 蒸汽压力下降明显, 但蒸汽温度几乎不变, 尽管此时蒸汽与转子表面的传热系数变化剧烈, 但是由于蒸汽温度几乎不变, 两者换热很少, 转子温度场和热应力场变化不大; 而负荷由 30% 降至 20% 的阶段, 蒸汽压力和温度均下降明显, 蒸汽与转子表面的传热系数变化剧烈, 两者间传热剧烈, 转子温度场和热应力场变化明显。

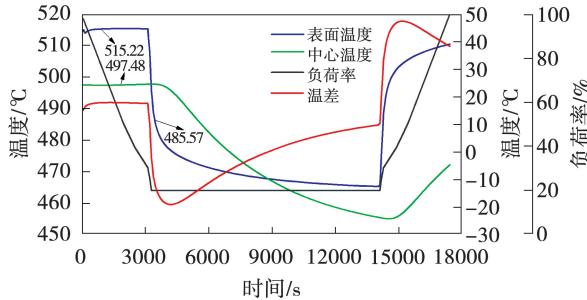


图 7 高压进汽右侧圆角表面与中心温度变化曲线

Fig. 7 Temperature variation curve of fillet surface and center on the right side of high-pressure inlet steam

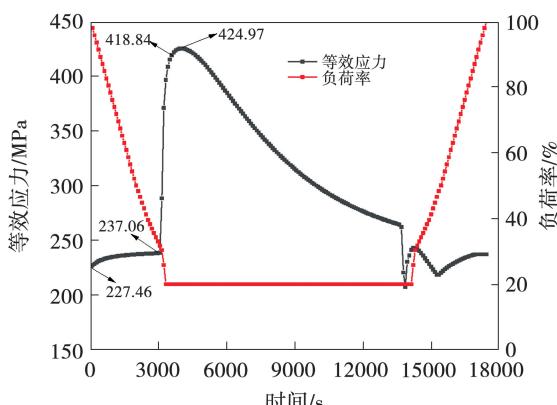


图 8 应力场峰值变化曲线图

Fig. 8 Peak value variation curve of stress field

2.2 寿命损耗分析

调峰升负荷过程及启动过程中热应力在转子表面表现为压应力, 调峰降负荷过程及停机过程中热应力在转子表面表现为拉应力^[4]。因此, 汽轮机调峰升负荷和调峰降负荷过程、启动和停机过程的应力构成了一个完整的应力循环, 转子在交变应力下会出现疲劳现象, 且属于低周疲劳^[19]。保守假设以应力幅值 424.97 MPa 作为应力循环幅值, 按照 Manson—Coffin 公式和 Miner 疲劳损伤线性累计法则, 计算得到一次完整深度调峰过程的寿命损耗约为 0.001 342%, 计算公式如下:

$$\frac{\Delta \varepsilon_t}{2} = \frac{\Delta \varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \frac{\sigma_f}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (10)$$

$$\phi_f = \sum_i \frac{n_i}{N_i} \quad (11)$$

式中: $\Delta \varepsilon_t/2$ —应变幅值; $\Delta \varepsilon_e/2$ —弹性应变; $\Delta \varepsilon_p/2$ —塑性应变; E —弹性模量; N_f —失效循环数; $\varepsilon_f', \sigma_f'$, b, c —疲劳强度系数、疲劳塑性系数、疲劳强度指数和疲劳塑性指数, 反映了材料的疲劳特性; n_i —转子材料在循环应力幅 σ_i 或应变幅 ε_i 作用下的实际循环数; N_i —在循环应力幅 σ_i 或应变幅 ε_i 作用下的材料失效循环数; ϕ_f —疲劳寿命损耗值, 当 $\phi_f = 0$ 时认为材料处于全新状态, 当 $\phi_f = 1$ 时认为材料发生失效破坏。

3 峰值应力优化

在转子结构不变的情况下, 影响转子应力值的热力学因素包括温度变化率和温度变化量: 当温度变化量相同时, 温度变化率越大, 峰值应力越高; 当温度变化率相同时, 温度变化量越大, 峰值应力也越大。因此, 可通过调节温度变化率和温度变化量来减小峰值应力, 实现调峰优化。

3.1 不同变负荷率下的应力分析

在汽轮机调峰运行中, 可通过降低负荷变化率来减小应力峰值。由于机组从满负荷降至 30% 负荷时应力峰值变化很小, 所以仅优化 30% 负荷到 20% 负荷阶段即可。本研究将其负荷变化率分别每分钟降低 3%, 2%, 1.5% 和 0.5% 的额定负荷, 使满负荷降至 20% 负荷所需时间分别延长了 50, 150, 250 和 1 050 s。计算得到应力随时间变化曲线如图 9 所示。

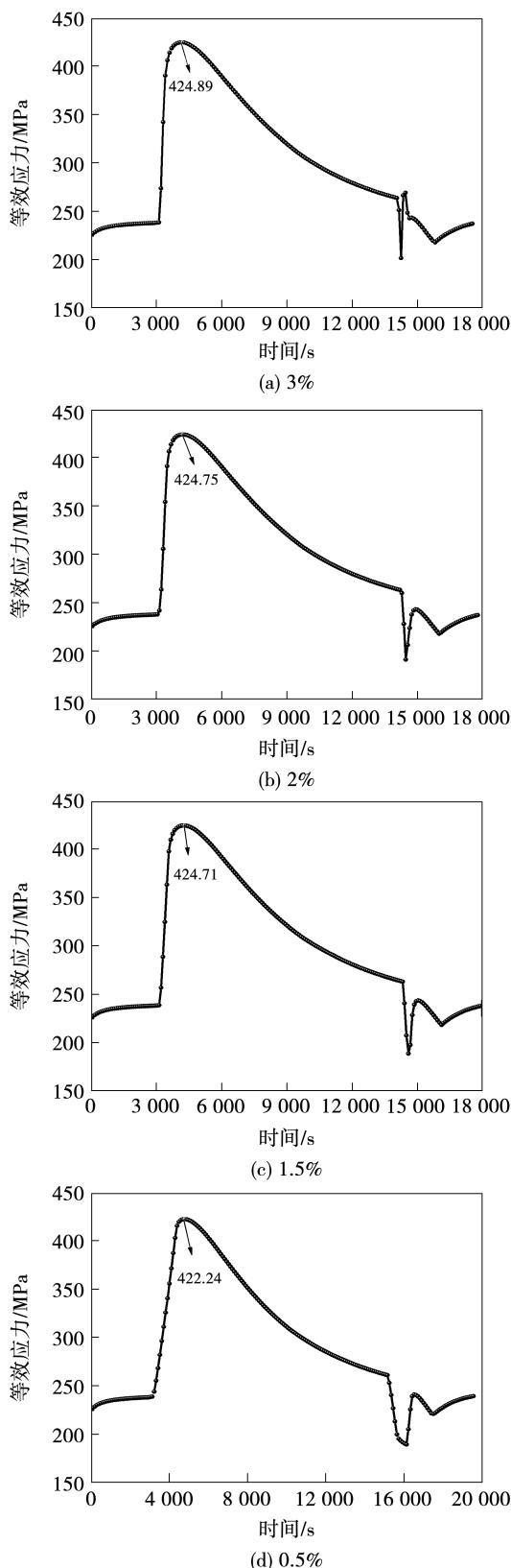


图 9 不同负荷变化率下等效应力随时间变化曲线

Fig. 9 Time-dependent curves of equivalent stress under varying load rates

由图 8 和图 9 可知, 每分钟负荷变化率为 4%, 3%, 2%, 1.5% 和 0.5% , 等效应力的峰值分别为 424.97, 424.89, 424.75, 424.71 和 422.24 MPa, 变负荷率对应力峰值的影响很小。其原因在于, 减小变负荷率的实质是为了降低其温度变化率, 从而减小内部温度梯度及热应力。上述每分钟负荷变化率对应的温度变化率分别为每分钟 24, 18, 12, 9 和 3 °C, 温度变化率仍然很大, 如果继续降低变负荷率, 会大幅增加调峰时间, 不满足实际汽轮机组调峰运行情况。

3.2 降低温度变化量应力分析

为了改变温度变化量, 变负荷率统一用每分钟降低 4% 额定负荷, 通过改变调峰过程中主、再热蒸汽温度的降幅, 将主蒸汽温度的最低温度分别提高 10 和 20 °C, 计算得到应力随时间变化曲线如图 10 所示。

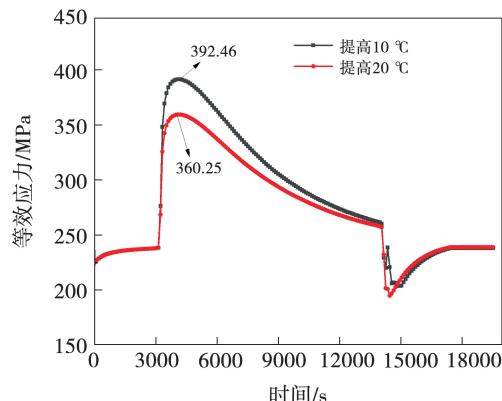


图 10 提高不同温度降幅下等效应力随时间变化曲线

Fig. 10 Time-dependent curves of equivalent stress by increasing different temperature amplitudes

由图 10 可知, 主、再热蒸汽最低温度提高 10 °C 时的应力峰值为 392.46 MPa, 主蒸汽最低温度提高 20 °C 时的应力峰值为 360.25 MPa。应力峰值与原工况相比分别降低了 32.51 和 64.72 MPa, 应力峰值降低非常明显。其原因在于温度变化量的减小。通过分析将主蒸汽最低温度提高 20 °C, 应力幅值下降最明显, 寿命损耗可忽略不计(转子峰值应力降低, 转子寿命损耗减少), 因此, 该方案在保证转子安全前提下, 能满足汽轮机组灵活运行要求。

4 结 论

本文对某1 000 MW 机组汽轮机高、中压转子的温度场、应力场及寿命损耗进行了数值仿真计算,通过对计算结果的对比分析,得出如下结论:

(1) 计算结果表明,在深度调峰运行时,汽轮机高压转子进汽口右侧的圆角处会出现显著的应力集中现象,在机组检修期间应重点对该位置进行详细检查。

(2) 机组频繁的调峰运行会导致汽轮机高中压转子应力的周期性变化,进而使转子产生明显的疲劳损伤。

(3) 在深度调峰运行过程中,减小蒸汽温度变化率和降低温度变化幅度均有助于降低转子应力幅值。其中,减少温度变化率的效果相对较弱,并且会制约机组的灵活性;而在保持负荷变化率不变的前提下,将主、再热蒸汽最低温度提高20 ℃,可使转子等效应力峰值降低64.72 MPa。

参考文献:

- [1] 崔传涛,刘岩,初希,等.基于不同启动方式的1 000 MW 超超临界汽轮机高温部件低周疲劳损耗研究[J].热能动力工程,2023,38(8):21–26.
CUI Chuantao, LIU Yan, CHU Xi, et al. Research on low cycle fatigue loss of high temperature components of 1 000 MW ultra-supercritical steam turbine based on different start-up modes [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(8):21–26.
- [2] 吴昕,李前宇,薛常海,等.深度调峰工况下350 MW 汽轮机组低压缸流场与温度场分布特性研究[J].热能动力工程,2022,37(9):59–65,72.
WU Xin, LIQianyu, XUE Changhai, et al. Research on distribution characteristics of flow and temperature fields of 350 MW steam turbine low pressure cylinder under deep peak regulation condition [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(9):59–65,72.
- [3] 王海月,王行,王艳红.某660 MW 机组汽轮机热态启动最佳温升率的确定[J].汽轮机技术,2024,66(5):393–397.
WANG Haiyue, WANG Hang, WANG Yanhong. Determination of the optimal temperature rise rate for hot start of a 660 MW steam turbine unit [J]. Turbine Technology, 2024, 66(5):393–397.
- [4] 文乐,薛志恒,杨新民.深度调峰下汽轮机的定滑压曲线实验与优化[J].热能动力工程,2019,34(11):21–26.
WEN Le, XUE Ziheng, YANG Xinmin. Test and optimization of the rated-sliding pressure curve for a steam turbine under deep peak regulation [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2019, 34(11):21–26.
- [5] 史进渊,李军,刘霞,等.我国大型汽轮机技术研究进展与展望[J].动力工程学报,2022,42(6):498–506.
SHI Jinyuan, LI Jun, LIU Xia, et al. Research progress and prospect of large capacity steam turbine technology in China [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering. 2022, 42 (6): 498–506.
- [6] 王家鳌.660 MW 汽轮机高中压模块灵活性调峰能力提升研究[D].上海:上海发电设备成套设计研究院,2020.
WANG Jiayun. Research on improving the peak shaving capacity of HP-IP modules in 660 MW steam turbine [D]. Shanghai: Shanghai Power Equipment Research Institute, 2020.
- [7] 韩彦广,黄来.600 MW 超临界汽轮机调峰运行过程中高中压转子疲劳寿命分析[J].汽轮机技术,2012,54(1):59–63.
HAN Yanguang, HUANG Lai. Fatigue life analysis of 600 MW supercritical steam turbine HIP rotor under peak load operation [J]. Turbine Technology, 2012, 54(1):59–63.
- [8] BAKHMUTSKAYA Y, GOLOSHCHAPOV V. Thermal and thermal stress state of the high-pressure rotor of the K-325-23.5 turbine at cold state start-up [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 20(2):3–11.
- [9] 朱朝阳,冯俊涛,李治乾,等.反动式汽轮机转子热应力有限元分析[J].汽轮机技术,2016,58(6):447–450,452.
ZHU Chaoyang, FENG Juntao, LI Zhiqian, et al. Finite element analysis of thermal stress of reaction turbine rotor [J]. Turbine Technology, 2016, 58(6):447–450,452.
- [10] 孟召军,李赛,王光定,等.600 MW 超超临界汽轮机转子热应力有限元分析[J].汽轮机技术,2016,58(3):172–174,194.
MENG Zhaojun, LI Sai, WANG Guangding, et al. Finite analysis of thermal stress on 600 MW ultra-supercritical steam turbine rotor [J]. Turbine Technology, 2016, 58(3):172–174,194.
- [11] GOLOSHUMOVA V, BRODOV Y. The thermo-stressed state of steam turbine rotors during plant start-up [J]. International Journal of Energy Production and Management, 2016, 1 (3): 245–252.
- [12] BANASZKIEWICZ M. On-line monitoring and control of thermal stresses in steam turbine rotors [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 94:763–776.
- [13] 项建伟.300 MW 供热机组参与夏季调峰的可行性研究[D].北京:华北电力大学,2016.
XIANG Jianwei. Feasibility study of 300 MW heat units participate in peak shaving in summer [D]. Beijing: North China Electric Power University, 2016.