DOI: 10.3901/JME.2013.12.136

汽轮机启动过程温升分配对转子热应力的影响*

徐自力¹ 王凯¹ 方宇² 刘东旗² 刘金芳²

(1. 西安交通大学航天学院机械结构强度与振动国家重点实验室 西安 710049;

2. 东方汽轮机有限公司 德阳 618000)

摘要:降低汽轮机转子在起停过程中的热应力对于控制转子因热疲劳产生的裂纹萌生和扩展具有重要意义。采用有限元法估算 660 MW 高中压转子的瞬态温度场,采用弹塑性有限元法计算转子的瞬态应力应变场。研究启动过程中温升分配对转子最大热应力的影响。研究表明,同样的启动时间,采用不同的温升分配模式可以使最大热应力降低 34%;选择合适的温升分配模式可以有效降低启动过程转子热应力,减小启动时间。克服以往研究多认为局部高温升率是导致转子最大热应力的主要因素的不足。该研究对制定合理的启动曲线有指导作用。

关键词:汽轮机 转子 热应力 温升率 温升分配

中图分类号: TK263

Effect of Temperature Rising Distribution on Thermal Stress of Rotor during Steam Turbine Start-up

XU Zili¹ WANG Kai¹ FANG Yu² LIU Dongqi² LIU Jinfang²

(1. State Key Lab for Strength and Vibration of Mechanical Structures, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049;

2. Dong Fang Steam Turbine Corporation, Deyang 618000)

Abstract: Reducing thermal stress of rotor during steam turbine start-up and shutdown process is very important for preventing the initiation and propagation of crack in rotor due to thermal fatigue. The finite element method is employed to calculate the transient temperature field of the high-intermediate pressure rotor of a 660 MW steam turbine. An elastic-plastic finite element model is used to determine the transient stress and strain field. The effect of temperature rising distribution on the thermal stress of rotor during steam turbine start-up is investigated. Calculated results show that the maximum thermal stress of rotor is reduced by thirty four percent than before by using different temperature rising model in the same period of start-up. It can be concluded that the appropriate model of the temperature rising during start-up could effectively reduce the thermal stress of the rotor, also shorten the start-up period. The conclusion drawn can be referenced for determining the reasonable curve of start up for steam turbines.

Key words: Steam turbine Rotor Thermal stress Temperature rising rate Temperature rising distribution

0 前言

转子是汽轮机的核心部件,工作于高温、高压、高转速等恶劣环境下。冷态启动过程中转子被蒸汽加热,转子表面温度快速上升,受压应力作用;停机过程则相反,转子表面受拉应力作用。起、停机过程中转子表面的热应力发生拉、压变化,导致转子产生疲劳寿命消耗,严重时则导致转子表面产生裂纹萌生及扩展,威胁整个机组的安全运行。国内

许多机组启动速度过慢,导致经济性差且造成环境污染。因此,控制和优化起停机过程中转子热应力和启动时间对于保证机组的安全性、经济性,以及保护环境都有重要意义。

方宇^[1]采用有限元法对中压缸启动,超临界 600 MW 汽轮机高中压转子不同起停工况下的瞬态温度场、应力场进行了分析,并估算了转子的疲劳蠕变寿命消耗。JING 等^[2]用损伤力学方法对 300 MW 汽轮机转子低周疲劳-蠕变非线性损伤分析进行了有意义的尝试。邬文睿等^[3]用有限元法计算分析了 660 MW 超超临界汽轮机高压转子的蠕变强度,并采用幂率模型和孔洞长大机理预测了长期工

* 国家重点基础研究发展计划(973 计划,2011CB706505)和国家自然科学基金(51275385)资助项目。20120723 收到初稿,20121205 收到修改稿

作中转子的蠕变行为。黄丹等^[4]对 300 MW 汽轮机转子启动过程中热力耦合场进行了非线性数值分析, 运用连续损伤累积模型进行低周疲劳损伤分析, 并指出转子热应力大的原因是温升率过大。CRAIG 等^[5]对某电厂汽轮机组启动曲线进行优化, 通过试验方法对降低转子启动应力进行了有意义的尝试。DEJAN 等^[6]利用 Palmgren-Miner 线性损伤累积模型, 计算了 339 MW 汽轮机转子疲劳-蠕变寿命损耗。SONG 等^[7]根据格林函数建立了温度场和应力场计算模型, 计算了转子关键部位的温度和应力分布, 并估算了疲劳寿命消耗。张小丽等^[8]总结归纳了当前机械重大装备寿命预测方面的成就与问题, 提出寿命预测具有理论建模难、试验验证难以及数据积累分析难的特点, 为今后寿命预测研究提供可以借鉴的方向。

在以往研究中, 多认为降低转子热应力的最好办法是降低蒸汽的温升率, 然而降低温升率会导致启动时间变长。目前, 国际能源短缺、环境污染压力及电网调峰的需要, 都要求机组能够快速起停。因此, 研究在保持、甚至缩短启动时间的前提下, 降低转子热应力具有重要的应用前景。

本文采用轴对称有限元法计算了亚临界 660 MW 高中压转子的瞬态温度场、弹塑性应力场。研究了启动过程中温升分配模式对转子最大热应力的影响。

1 转子温度场及应力场计算模型

1.1 瞬态温度场计算模型

汽轮机转子是典型的轴对称构件, 计算分析采用了轴对称模型。计算转子非稳态温度场时, 可以认为转子是一个均匀、各向同性且无内热源的物体, 属于求解非定常温度函数问题, 温度函数 $T(z, r, t)$ 在求解域内满足偏微分方程

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (1)$$

式中, λ 为材料热导率; ρ 为材料密度; c_p 为材料比热容; z 为轴向坐标; r 为径向坐标; t 为时间。

转子外表面是对流换热边界条件, 即第三类热边界条件, 在边界上满足

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial n} \bigg|_r = \alpha(T - T_f) \quad (2)$$

式中, T_f 为转子表面蒸汽温度, α 为表面传热系数, n 为转子表面法向。

由变分原理, 偏微分方程(1)的第三类边值问题等价于泛函 $J[T(z, r, t)]$ 的极值, 即

$$\frac{\partial J[T(z, r, t)]}{\partial T} = 0 \quad (3)$$

$$J[T(z, r, t)] = \iint_D \left\{ \frac{\lambda r}{2} \left[\left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)^2 \right] + \rho c_p r \frac{\partial T}{\partial t} T \right\} dz dr + \int_r \alpha \left(\frac{1}{2} T^2 - T_f T \right) r ds \quad (4)$$

用有限元法对求解域进行离散, 有 $J = \sum_e J^e$,

根据式(3)得

$$\frac{\partial J}{\partial T_k} = \frac{\partial \sum_e J^e}{\partial T_k} = \sum_e \frac{\partial J^e}{\partial T_k} = 0 \quad k = 1, 2, \dots, l \quad (5)$$

式中, J^e 为单元泛函, l 为待求温度值的节点数。

根据式(5)可以得到求解瞬态温度场的有限元方程^[11]

$$\begin{pmatrix} k_{11} & k_{12} & \cdots & k_{1l} \\ k_{21} & k_{22} & \cdots & k_{2l} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ k_{l1} & k_{l2} & \cdots & k_{ll} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_1 \\ T_2 \\ \vdots \\ T_n \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} c_{11} & c_{12} & \cdots & c_{1l} \\ c_{21} & c_{22} & \cdots & c_{2l} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ c_{l1} & c_{l2} & \cdots & c_{ll} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \frac{\partial T_1}{\partial t} \\ \frac{\partial T_2}{\partial t} \\ \vdots \\ \frac{\partial T_l}{\partial t} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} p_1 \\ p_2 \\ \vdots \\ p_l \end{pmatrix} \quad (6)$$

1.2 弹塑性应力场计算模型

弹塑性计算中采用了双线性随动强化模型。该模型将简单拉伸试验所得到的应力应变关系曲线简化为两段折线, 如图 1 所示, AB 段表示弹性变形阶段, B 点为屈服点, BC 段表示塑性变形阶段, 其表达式为

$$\sigma = \begin{cases} E\varepsilon & \sigma \leq \sigma_s \\ \sigma_s + E_t(\varepsilon - \varepsilon_s) & \sigma > \sigma_s \end{cases} \quad (7)$$

式中, E 为弹性模量, E_t 为切线模量, σ_s 和 ε_s 为屈服应力及对应应变。

图 1 转子材料(30Cr1Mo1V)应力应变关系曲线

采用双线性随动强化模型进行应力计算的关键是屈服点的判断,计算中采用了 Von.Mises 屈服准则判断材料何时开始屈服。Von.Mises 屈服准则认为,当等效应力 $\bar{\sigma}$ 达到屈服极限时,材料进入屈服,其表达式为

$$\bar{\sigma} - \sigma_s = 0 \quad (8)$$

式中, $\bar{\sigma}$ 为等效应力, σ_s 为材料屈服应力。

当 $\bar{\sigma} \leq \sigma_s$ 时材料处于弹性状态,当 $\bar{\sigma} > \sigma_s$ 时材料处于塑性状态。

根据增量形式的弹塑性应力应变关系和虚位移原理,可导出热弹塑性问题的有限元方程^[10]

$$\mathbf{K}_{ep} \mathbf{u} = \mathbf{P}_f + \mathbf{P}_T + \mathbf{P}_{e_0} \quad (9)$$

式中, $\mathbf{P}_f$ 是体积载荷矢量, $\mathbf{P}_T$ 是表面载荷矢量, $\mathbf{P}_{e_0}$ 是温度应变载荷矢量, $\mathbf{K}_{ep}$ 为弹塑性刚度阵

$$\mathbf{K}_{ep} = \int_V \mathbf{B}^T \mathbf{D}_{ep} \mathbf{B} dV \quad (10)$$

式中, $\mathbf{D}_{ep}$ 为弹塑性矩阵,根据材料应力状态不同可分为弹性和塑性两种情况

$$\mathbf{D}_{ep} = \begin{cases} \mathbf{D}_e & \sigma \leq \sigma_s \\ \mathbf{D}_e - \mathbf{D}_p & \sigma > \sigma_s \end{cases} \quad (11)$$

式中, $\mathbf{D}_e$ 为弹性矩阵, $\mathbf{D}_p$ 为塑性矩阵。

$$\mathbf{D}_p = \frac{\mathbf{D}_e \left(\frac{\partial f}{\partial \sigma} \right) \mathbf{D}_e \left(\frac{\partial f}{\partial \sigma} \right)^T}{\left(\frac{\partial f}{\partial \sigma} \right)^T \mathbf{D}_e \left(\frac{\partial f}{\partial \sigma} \right) + \frac{4}{9} \sigma_s^2 E_p} \quad (12)$$

式中, f 为塑性势, E_p 为塑性模量,它与弹性模量 E 及切向模量 E_t 的关系为

$$E_p = \frac{EE_t}{E - E_t} \quad (13)$$

2 计算结果及分析

2.1 计算对象及有限元网格

计算对象为某亚临界 660 MW 汽轮机高中压转子,转子长约 8 m;高中压缸共有 12 级,其中高压部分 7 级,中压部分 5 级,图 2 为转子的剖面图。

图2 转子轴向剖面图

针对转子轴对称的结构特点,采用 4 节点 4 边形轴对称单元对转子进行了网格划分。划分网格时,对转子的过渡弧等容易产生应力集中的区域进行了局部加密。共划分了 36 353 个单元,39 253 个节点,由于网格太密没有给出总体网格,局部网格见图 3。

(a) 调节级

(b) 中压第 2 级

图3 转子局部网格

2.2 优化前冷态起动曲线下热应力计算

该机组冷态起动曲线见图 4。起动过程包括高压缸预暖、中速暖机和升负荷三个过程,从冲转到起动完成约需 7.5 h。冲转后到切缸均采用较小温升率,切缸后则迅速提高温升率以提升机组负荷。

图4 机组的冷态起动曲线

采用热力计算方法估算了冷态起动工况下不同时刻转子表面各部位蒸汽的温度、压力、流量等热力参数。采用文献[12]推荐的半经验公式,结合转子结构特点,编程计算了转子表面各部位的传热系数。调节级前圆角、中压第 2 级轮盘前圆角处的蒸汽温度随时间变化曲线见图 5,传热系数随时间的变化曲线见图 6。

图5 转子典型区段表面蒸汽温度

采用轴对称有限元法对冷态起动过程转子的瞬态温度场进行了计算。调节级前圆角和中压第 2 级轮盘前圆角表面与对应部位轴心温差随时间变化见图 7。

图6 转子典型区段表面传热系数

(a) 转子高压段

(b) 转子中压段

图7 冷态启动转子典型区段表面与轴心温差随时间变化

计算出中速暖机结束时刻(252 min)转子调节级后及高压末级后的温度值分别为 325.1 °C 和 252.7 °C，高于冷态启动要求在中速暖机结束时高压内缸调节级后及排汽室外壁温度测量值 320 °C 和 250 °C。说明温度场计算结果是合理的。等效应力最大时刻转子温度分布见图 8。

图8 冷态启动最大应力出现时刻($t=535$ min)

转子温度分布(°C)

在瞬态温度场计算结果的基础上，采用弹塑性有限元法对转子的应力场进行了计算分析，转子最大等效应力为 359.4 MPa，位于中压第 2 级轮盘前圆角，出现在 $t=535$ min 时刻，启动曲线上对应 60%

负荷。该时刻转子等效应力分布见图 9。调节级前圆角和中压第 2 级轮盘前圆角等效应力随时间变化见图 10。从图 10 的计算结果可以发现应力值经历了先升、后降，再升、再降的过程，不仅最大应力值偏大，而且多出了一个小的应力循环，对转子造成了附加损伤。

图9 冷态启动转子应力分布($t=535$ min)(°C)

(a) 调节级

(b) 中压第1、2级

图10 冷态启动转子典型位置的等效应力随时间变化

造成该结果的原因是转子内外面温差随时间分配不合理，而最根本的原因是启动曲线温升分配不合理，冲转开始后温升率太小，温度上升太慢，而在带负荷后又采用了较大的温升率，从而导致转子温差的变化趋势随启动时间变化不合理，转子热应力过大。为此对启动曲线进行了改进优化。

2.3 调整温升分配后转子热应力计算

按前述冷态启动曲线计算的转子最大等效热

应力为 359.4 MPa, 每次起动过程疲劳寿命消耗为 0.029%, 超过了通常要求的单次寿命消耗不超过 0.01% 的要求。

为减小转子起动热应力, 降低转子寿命损耗, 对前述冷态起动曲线进行了修改, 提升了冲转到切缸阶段的温度和温升率, 使温升重新分布, 按照修改后的起动曲线对转子温度场和应力场重新进行计算。修改后起动曲线中的主蒸汽、再热蒸汽温度变化见图 11。

图 11 修改后机组的冷态起动曲线

起动过程中, 转子调节级前圆角和中压第 2 级轮盘前圆角表面与轴心的温差随时间的变化见图 12。等效应力最大时刻转子温度分布见图 13。

图 12 转子典型区段表面与轴心温差随时间变化

起动过程中, 最大等效应力 264.7 MPa, 位于

图 13 最大应力出现时刻($t=84$ min)转子温度分布($^{\circ}\text{C}$)

调节级前圆角外表面, 出现在 $t=84$ min 时刻, 该时刻转子等效应力分布见图 14。中压第 2 级前圆角的最大等效应力为 237 MPa。转子典型区段表面的等效应力随时间的变化见图 15。

图 14 转子应力分布($t=84$ min)($^{\circ}\text{C}$)

图 15 转子典型位置的等效应力随时间变化

从下表可以看到, 同样的起动时间, 由于采用不同的温升分配模型, 转子表面的最大热应力下降了 34.0%, 降低了转子热应力, 延长了转子的寿命。也就是说如果保持热应力、寿命损耗不变, 则可以缩短机组的起动时间。

表 调整温升分布前后热应力比较

位置	调温前应力 /MPa	调温后应力 /MPa	热应力下降 幅度(%)
调节级前圆角	355	265	25.4
中压第 1 级前圆角	359	237	34.0

3 结论

(1) 研究了启动过程温升分配模式对转子热应力的影响, 提出了通过调整温升分配来减小转子热应力的思路和方法。

(2) 对亚临界 660 MW 高中压转子计算分析表明, 采用新的温升分配模型使转子最大热应力比采用原启动曲线时降低了 34%。

(3) 制定启动曲线时选择合理的温升分配模式, 能有效地降低启动过程转子热应力, 延长转子的寿命, 减小启动时间。

(4) 所得结论对制造厂和电厂制定合理的机组启动曲线有重要的指导意义。

参 考 文 献

- [1] 方宇. 超临界 600MW 汽轮机起停过程转子寿命损耗分析[D]. 西安: 西安交通大学, 2006.
FANG Yu. The start and shutdown fatigue life analysis on supercritical 600MW steam turbine[D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2006.
- [2] JING Jianping, MENG Guang, SUN Yi, et al. A continuum damage mechanics model on creep rupture life assessment of a steam turbine rotor[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2006(128): 173-177.
- [3] 郭文睿, 王炜哲, 蒋普宁, 等. 660MW 超超临界汽轮机高压转子的高温蠕变强度分析[J]. 动力工程, 2009, 29(2): 99-103.
WU Wenrui, WANG Weizhe, JIANG Puning, et al. Strength analysis of high-temperature creep for a 660MW ultra-supercritical steam turbine high-pressure rotor[J]. Power Engineering, 2009, 29(2): 99-103.
- [4] 黄丹, 许平聪, 郭乙木. 汽轮机转子热力耦合非线性分析及低周疲劳损伤评估[J]. 热力发电, 2003(7): 61-64.
HUANG Dan, XU Pingcong, GUO Yimu. Heat-stress coupled nonlinear analysis and low cycle fatigue damage evaluation of turbine rotors[J]. Thermal Power, 2003(7): 61-64.
- [5] CRAIG J. Changing fossil unit startup process reduces rotor stresses[C/CD]//Proceedings of Power 2008, July 22-24, 2008, Orlando, Florida, USA.
- [6] DEJAN M, DRAGOLJUB Z. Computation of working life consumption of a steam turbine rotor[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2010(132): 021202.1-021202.6.
- [7] SONG G, KIM B, CHANG S. Fatigue life evaluation for turbine rotor using green's function[J]. Procedia Engineering, 2011(10): 2292-2297.
- [8] 张小丽, 陈雪峰, 李兵, 等. 机械重大装备寿命预测综述 [J]. 机械工程学报, 2011, 46(11): 100-116.
ZHANG Xiaoli, CHEN Xuefeng, LI Bing, et al. Review of life prediction for mechanical major equipments[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 46(11): 100-116.
- [9] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2011.
TAO Wenquan. Numerical heat transfer[M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2011.
- [10] 王勖成. 有限单元法[M]. 北京: 清华大学出版社, 2003.
WANG Xucheng. Finite element method[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2003.
- [11] 孔祥谦. 有限单元法在传热学中的应用[M]. 北京: 科学出版社, 1998.
KONG Xiangqian. The application of finite element method in heat transfer[M]. Beijing: Science Press, 1998.
- [12] 中国动力工程协会. 火力发电设备技术手册: 汽轮机 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2007.
China Society of Power Engineering. Power equipment technical manuals: Steam turbine[M]. Beijing: China Machine Press, 2007.

作者简介: 徐自力, 男, 1967 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为能源动力装备结构强度与振动。
E-mail: zlxu@mail.xjtu.edu.cn
王凯, 男, 1984 年出生。主要研究方向为汽轮机结构强度与振动。
E-mail: wangkai.1028@stu.xjtu.edu.cn