

# 汽机调节阀阀体三维瞬态温度场及应力场分析

彭震中, 祝顺, 王璋奇, 王松岭

(华北电力大学 机械工程系, 河北保定 071003)

**摘要:** 提出阀门阀体有限元建模的有效方法; 采用结构分析有限元方法, 对国产 125 MW 汽轮机主蒸汽调节阀阀体冷态、温态、热态启停工况的温度场、热应力场、机械应力场、综合应力场进行了分析计算, 得出了关键点在冷态启停工况详细的温度场及其对应的热应力场的变化规律, 并给出了阀体在机组温态、热态启停工况下的应力场的计算结果; 估算了各态启动的阀体寿命损耗。

**关键词:** 阀体; 有限元; 温度场; 应力场

中图分类号: TK264.9; TB115 文献标识码: B

## 1 引言

阀门是电力、石油及化工行业管网系统中必不可少的设备, 阀门失效问题是困扰管网系统的关键问题, 其中阀体强度失效是常见问题之一<sup>[1]</sup>。由于阀体破裂造成的重大事故, 给管网正常运行、人身安全、财产等带来了不可估量的损失。

电厂设备中, 阀门是重要的辅机设备, 电厂的统计表明电站汽轮机前端的主蒸汽调节阀的强度失效对电站的生产造成了巨大的经济损失。某电厂在国产 125 MW 机组运行八年后, 检修中发现在调节阀阀体上出现多条裂纹, 电厂技术人员认为裂纹与机组的频繁启停有关。

本文采用有限单元法对该型号阀门在汽机冷态启停工况下的瞬态温度场、热应力场、机械应力场及综合应力场进行计算, 并给出了温态、热态启停工况下的应力场计算结果, 得到了可供参考的结论。

## 2 阀体有限元模型剖分

阀体结构尺寸为: 阀门的进气管外径为 350 mm、内径为 250 mm; 出气管外径为 250 mm、内径为

150 mm; 阀杆孔直径为 200 mm; 汽室内径为 350 mm, 汽室壁厚为 60 mm; 上平台平面到汽室中截面距离为 315 mm。

模型精度直接关系到有限元计算的准确性。根据阀体的几何形状及结构特点, 本文中采用人工编程与使用 SuperSAP 软件交互分块剖分来完成建模的方法<sup>[2]</sup>, 为了提高结构突变部位的精度, 在模型的局部进行了细分及均匀过渡, 较好的完成了有限元前处理部分的工作。由于载荷的不完全对称的特点, 在分析研究过程中取整体阀体为研究对象, 有限元分析模型如图 1 所示。模型共剖分六面体八节点单元 6 253 个, 节点 4 992 个。

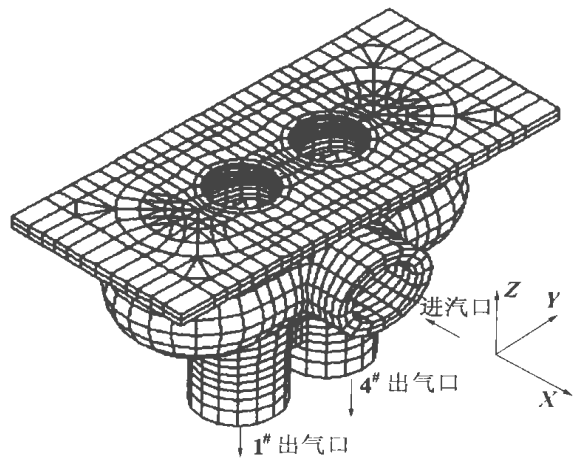


图 1 阀体有限元分析模型

## 3 阀体瞬态温度场分析

### 3.1 边界条件

温度场边界的确定是温度场计算的基础, 根据阀体内流质的特性, 蒸汽室内部边界为强迫对流换热; 阀体外表面包有保温材料, 保温材料的导热系数

收稿日期: 2000-11-13; 修订日期: 2001-02-21

基金项目: 国家电力公司重点学科基金资助项目(C98B09)

作者简介: 彭震中(1945-)男, 北京人, 华北电力大学教授

很小, 可视为绝热边界; 阀芯孔周围存在一定的蒸汽泄露, 但由于流量较小, 故放热系数维持在较低的水平。由于阀门内部流体运动的复杂性使得蒸汽室内放热系数的计算没有一致的标准, 本文中以文献[3]中提供的经验公式为依据, 其计算公式由式(1)所示。

$$\begin{cases} h = \frac{\lambda}{d}Nu \\ Nu = 0.046Re^{0.8}Pr^{0.043} \end{cases} \quad (1)$$

式中:  $h$ —放热系数,  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ,  $\lambda$ —流质导热系数,  $W/(m \cdot K)$ ,  $Nu$ —努塞尔数,  $Re$ —雷诺数,  $Pr$ —普朗特数,  $d$ —定性尺寸, mm。

文中以典型冷态启停曲线<sup>[4]</sup>为计算工况。启动过程: 阀体初温取室温为  $30\text{ }^\circ\text{C}$ , 蒸汽初温为  $250\text{ }^\circ\text{C}$ , 440 min 内完成启动过程, 机组达到额定负荷, 额定负荷时蒸汽压力为  $13.7\text{ MPa}$ , 蒸汽温度为  $540\text{ }^\circ\text{C}$ , 启动过程中暖机 2 次; 停机过程: 经过 300 min 后, 蒸汽参数由额定参数降低至启动开始时的参数, 停机过程中暖机 1 次。根据蒸汽参数的不同, 冷态启动和停机过程中阀体内表面各区域的放热系数分别见表 1 和表 2。表中区域 1 为阀体进汽口内壁, 区域 2 为蒸汽室内壁, 区域 3、5 分别为 1 号出汽口和 4 号出汽管扩散器段内壁, 区域 4、6 分别为 1 号出汽口和 4 号出汽口内壁。

表 1 冷态启动过程中阀体内壁对流放热系数  $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C$

启动时刻 /min	区域 1	区域 2	区域 3	区域 4	区域 5	区域 6
0	1 036	378	427	705	371	603
30	1 906	695	752	1 195	608	961
100	4 273	1 560	1 643	2 548	1 269	1 964
200	6 289	2 297	2 403	3 702	1 832	2 821
350	8 438	3 082	3 210	4 924	2 426	3 720
440	9 963	3 638	3 779	5 783	2 842	4 345

表 2 冷态停机过程中阀体内壁对流放热系数  $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C$

停机时刻 /min	区域 1	区域 2	区域 3	区域 4	区域 5	区域 6
0	9 963	3 638	3 779	5 783	2 842	4 345
30	9 185	3 354	3 489	5 346	2 631	4 028
100	6 289	2 297	2 403	3 702	1 832	2 821
200	3 344	1 221	1 293	2 015	1 008	1 569
300	1 003	366	415	687	362	589

### 3.2 温度场计算结果

图 2 所示为冷态启动 1 min 时阀体进汽口纵截面及 1 号、4 号出汽口纵截面温度场, 单位为  $^\circ\text{C}$ 。从图 2 的等值线图中可以看出以下几点:

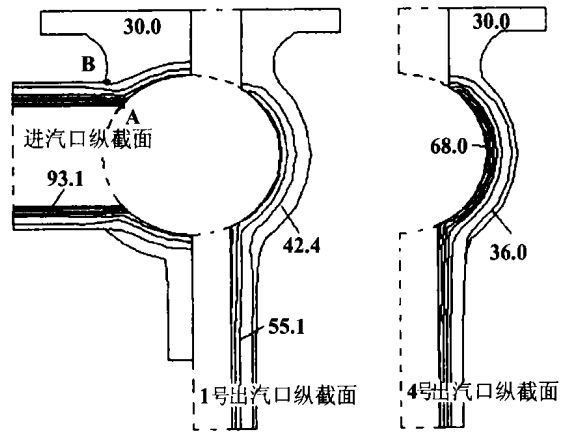


图 2 冷态启动 1 min 时阀体温度场

(1) 入口管轴截面等温线极密, 说明此处温度梯度很大, 这是由于入口管内表面放热系数较大, 内壁温升较快, 而外壁温升滞后, 造成此处产生大的径向温差。

(2) 各区域等温线都平行于内外壁, 说明各区域主要存在径向温差, 而且内壁温度高于外壁温度。

(3) 4 号出汽口的温度场分布与 1 号出汽口的温度场分布基本相同, 只是温度数值略低, 这是因为启动开始时 1 号出汽口内的蒸汽温度比 4 号出汽口内的蒸汽温度高。

由于进汽口与蒸汽室相贯处的结构形状复杂, 易产生应力集中, 故本文图 3 给出了该处关键点 A 与 B 点温差变化规律曲线。由图 3 中可以看出:

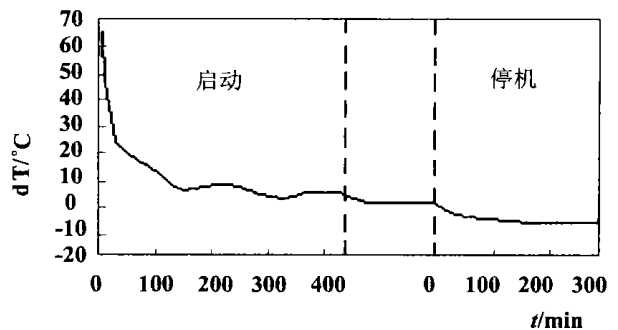


图 3 冷态启停过程中关键点内外壁温差

(1) 启动开始初期温差最大, 达到  $64.7\text{ }^\circ\text{C}$ 。其原因在于启动时阀体初始温度为  $30\text{ }^\circ\text{C}$ , 而蒸汽温度为  $250\text{ }^\circ\text{C}$ , 蒸汽进入蒸汽室后, 阀体内壁紧随蒸汽温度, 由于热惯性的作用外壁温升明显滞后于内壁, 产生较大的温差。

(2) 随后, 由于蒸汽温升率较小、壁厚较薄, 热量从内壁向外壁传递较快, 内外壁温差逐渐减小, 启

动过程中曲线出现了两次波动,说明暖机使温差减小,升温后温差又加大。

(3) 启动结束后约 20 min 温差基本不变,保持为 5.8 °C,这表明该点温度基本达到准稳态。

(4) 停机过程中,由于蒸汽温度降低而外壁绝热,阀体内壁温度小于外壁温度。

### 4 阀体应力场分析

#### 4.1 热应力场分析

计算表明,启动 7 min 时的热应力达到峰值,图 4 给出了此时的阀体热应力场 Mises 应力等值线图,单位为 MPa。从图 4 中可以看出:

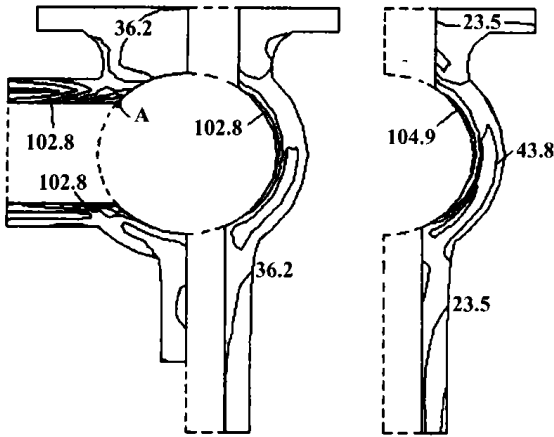


图 4 冷态启动 7 min 时阀体热应力场

(1) 由于进汽管内蒸汽的放热系数大于其它区域的放热系数,造成此处径向温度梯度大,因此进汽管内的应力梯度明显大于其余部分的应力梯度。

(2) 在进汽管与蒸汽室相贯处结构突变,故此处的应力梯度最大,且存在较大的热应力集中,最大应力达到 269.2 MPa (A 点)。

(3) 4 号出汽口的应力分布与 1 号出汽口的应力分布基本相同,只是应力数值略低,这是因为 4

号出汽口内的蒸汽参数比 1 号出汽口内的蒸汽参数低,温度梯度小。

#### 4.2 机械应力场及综合应力场分析

因为不存在时间累计效应,相对于热应力场变化规律,由内压产生的机械应力场的变化规律与蒸汽压力的变化相对应。计算结果表明机械应力最大值的产生部位与热应力的最大值部位(A 点)不同,在蒸汽压力升高到最大值时,机械应力最大值在阀芯孔与蒸汽室相贯肩部产生(C 点和 D 点),为 193.2 MPa,此时该处综合 Mises 应力为 223.76 MPa。图 5 为冷态结束时刻的综合应力场 Mises 应力等值线从阀体蒸汽室纵截面沿 -X 方向向 YOZ 面的投影图,从图中可以看出 C 点、D 点处的应力水平较高。

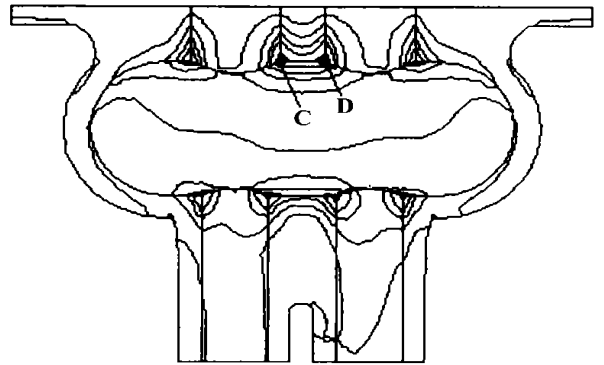
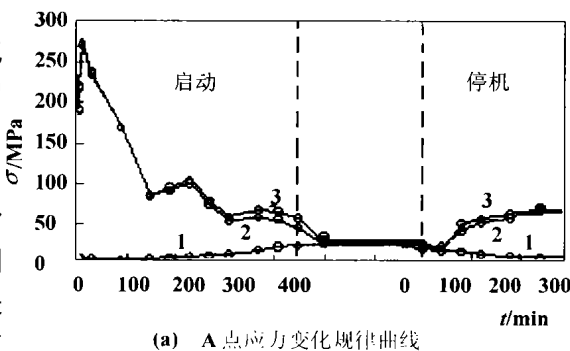


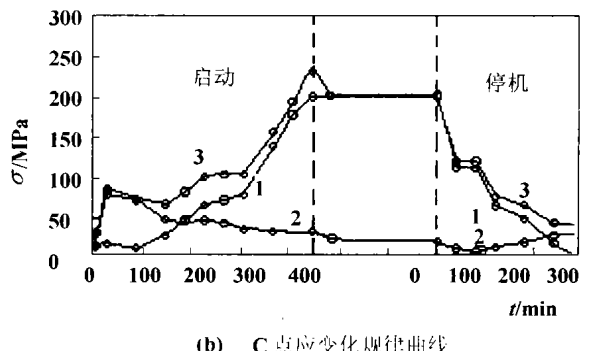
图 5 冷态启动结束时刻阀体综合应力场

阀体在启动阶段承受着不断变化的热应力及机械应力的作用,本文以热应力最大值点 A 和综合应力最大值 C 点为研究对象,说明综合应力的变化规律。图 6 中(a)、(b)分别给出了 A 点和 C 点热应力、机械应力、综合应力随时间变化曲线。图中 1 为机械应力、2 为热应力、3 为综合应力。

分析图 6 可以得到如下结论:



(a) A 点应力变化规律曲线



(b) C 点应力变化规律曲线

图 6 关键点应力变化规律曲线

(1) 启停过程中, A 点综合应力主要表现为热应力, C 点综合应力表现为机械应力, 这说明由于 A 点和 C 点在阀体上所处位置不同综合应力中机械应力、热应力所占比例不同;

(2) 启动 7 min 左右, 在 A 点热应力出现峰值, 达到 269.2 MPa。随着启动时间的增加, 热应力数值逐渐下降, 说明温度分布不均的现象正慢慢得到改善;

(3) 机械应力曲线的变化与启动过程蒸汽压力变化曲线基本一致。

## 5 阀体疲劳寿命计算

阀体在汽轮机的启动过程中, 承受较大的温度变化和内压的变化。汽轮机启停一次, 机械应力和热应力完成一次应力循环。因此, 应对阀体的启停过程进行疲劳寿命分析。

由于目前与阀体材料 ZG20CrMoV 有关的实验数据有限, 考虑到文献 [5] 中提供的材料 ZG15Cr2MoV 与 ZG20CrMoV 的性能参数相近, 故以该种材料为计算依据, 文献 [5] 提供的寿命计算公式如式(2)。

$$\epsilon_t = 0.00166N^{-0.0582} + 0.1852N^{-0.5702} \quad (2)$$

式中:  $\epsilon_t$  — 全应变;  $N$  — 疲劳寿命,  $1/N$  即为每次应力循环的寿命损耗。

全应变  $\epsilon_t$  的计算关系式为:

$$\epsilon_t = 2\sigma_{eq}K_\epsilon/E \quad (3)$$

式中:  $\sigma_{eq}$  — 计算点的公称当量应力, MPa

$E$  — 工作温度下的弹性模量, MPa

$K_\epsilon$  — 弹塑性应变集中系数

如果机组冷态启停每年 10 次, 温态启停每年 40 次, 热态启停每年 240 次。每年阀体 A 点处累计疲

劳损耗为 3.65%, C 点处累计疲劳损耗为 8.47%, 所以阀体每年的寿命损耗率为 8.47%, 由于 C 点处的应力峰值主要表现为机械应力, 可知由蒸汽压力产生的寿命损耗大于热应力产生的寿命损耗。

## 6 结论

从本文分析计算可以得出如下结论, 国产 125 MW 汽轮机主蒸汽调节阀阀体在机组各态启停过程中:

(1) 启动初期, 由于内外壁温差大, 热应力较大, 综合应力表现为热应力, 冷态启动初期的最大值为 266.4 MPa, 出现在 A 点处。

(2) 启动结束时由于蒸汽压力最高, 综合应力主要为机械应力, 峰值为 223.7 MPa, 出现在阀芯孔与蒸汽室相贯的肩部, C 点处。

(3) 启停过程中, 综合应力在不同部位出现应力峰值的时刻不同, A 点峰值在启动初期产生, 而 C 点峰值在启动结束时产生。

(4) 阀体每年的寿命损耗率为 8.47%, 主要由蒸汽压力频繁变化产生。

## 参考文献:

- [1] 王璋奇, 丁祝顺, 彭震中. 电站阀门面临的问题及对策探讨[J]. 华北电力技术, 2000(5): 39-41.
- [2] 王璋奇, 安利强. 基于 SuperSAP 的有限元前处理接口程序设计[J]. 华北电力大学学报, 1999(1): 74-77.
- [3] 普罗特金, 列依泽罗维奇. 单元发电机组汽轮机启动工况[M]. 夏同棠译. 北京: 水利电力出版社, 1985.
- [4] 北京热电总厂. 高压汽轮机运行[M]. 北京: 水利电力出版社, 1984.
- [5] 张素心, 刘岩, 金永明. 亚临界汽轮机机组主汽门一调门阀壳热应力计算及分析[J]. 上海汽轮机, 1998(4): 61-65

( 挥 编辑 )

(上接第 79 页)

- [2] EL-SAYED Y M, GAGGIOLI R A. A critical review of second law costing methods-I: Background and algebraic procedures[J]. **Trans ASME J Energy Resources Technology**, 1989, **111**: 1-7.
- [3] GAGGIOLI R A, EL-SAYED Y M. A critical review of second law costing methods- II: Calculus Procedures[J]. **Trans ASME J Energy Resources Technology**, 1989, **111**: 8-15.
- [4] 朱明善. 能量系统的焓分析[M]. 北京: 清华大学出版社, 1988.
- [5] 王丰. 发动机热力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1982.
- [6] ROBERT M GARCEAU, WILLIAM J WEPFER. Thermo-economic optimization of a rankine cycle cogeneration system. Efficiency and Cost-

ing[A]. **ACS Symposium Series** [C]. Washington: American Chemical Society, 1983. 263-288.

- [7] 景小清. 燃气轮机评估方程[J]. 节能, 1998(5): 7-10.
- [8] EL-SAYED Y M, TRIBUS M. Strategic use of thermoeconomics for process design and synthesis. Efficiency and Costing[A]. **ACS Symposium Series** [C]. Washington: American Chemical Society, 1983. 239-262.
- [9] 欧阳鞭. 工程热力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1989.
- [10] 李世武, 胡卫东. 燃气动力装置最优热经济匹配参数的确定[R]. 北京: 中国工程热物理学会, 1991.

( 挥 编辑 )

line training were conducted simultaneously. The neural network training by the use of the Powell method features a rapid and stable training process. It has the merits of the ability to perform on-line learning and diagnose the failure of a multiple of sensors. Actual tests on boilers show that the above method is highly effective. **Key words:** neural network, failure detection, failure diagnosis, sensor

燃气动力装置性能参数的热经济性分析与决策 = **Thermodynamic effectiveness Analysis and Decision-making for the Performance Parameters of a Gas Power Plant** [刊, 汉] / LI Shi-wu, (Department of Aeronautical Power and Thermal Energy Engineering, Northwestern Polytechnic University, Xi'an, China, Post Code: 710071) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —2002, 17(1). —76~79, 83

Thermodynamic effectiveness features the energy utilization economy of an equipment item under the condition of its having attained a given technical objective. Through an analysis of the performance parameters of a gas power plant from the perspective of enhancing economy it has been found that thermal efficiency is not fit to serve as the decision-making index of thermodynamic effectiveness for the selection of performance parameters. By contrast it is more rational to designate the plant operating cost as a decision-making index, because it has taken into account both the design and operation factors. With a constant-pressure heating cycle-based gas turbine power plant serving as an example a thermodynamic-effectiveness optimization model has been set up along with the determination of its thermodynamic-effectiveness performance parameters. The above example can be used to prove that the seeking and use of thermodynamic-effectiveness performance parameters may be considered as a new method for the design decision-making of a gas power plant. **Key words:** gas power plant, design, thermodynamic effectiveness, decision-making

汽机调节阀阀体三维瞬态温度场及应力场分析 = **Three-dimensional Transient Temperature Field of the Valve Body of a Turbine Regulating Valve and the Analysis of Its Stress Field** [刊, 汉] / PENG Zhen-zhong, DING Zhu-shun, WANG Zhang-qi, WANG Song-ling (North China Electric Power University, Baoding, Hebei Province, China, Post Code: 071003) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —2002, 17(1). —80~83

An effective method is proposed for the modeling of a valve body with the help of a finite element method. Through the use of a structural-analysis finite element method an analytical calculation was conducted of the valve body of a main steam regulating valve for a Chinese-made 125 MW steam turbine. It includes such a variety of items as the valve body temperature field, thermal stress field, mechanical stress field and comprehensive stress field under the startup and shut-down operating conditions respectively at cold, warm and hot states. As a result, obtained were the detailed temperature field at key points under cold startup and shut-down operating conditions as well as the variation relationship of its corresponding thermal stress fields. In addition, also presented are the stress field calculation results of the valve body under the warm and hot startup and shutdown operating conditions with the loss of valve body service life being evaluated at various-state startups. **Key words:** valve body, finite element, temperature field, stress field

具有辐射边界的三维非规则域内稳态温度场分析 = **An Analysis of the Steady-state Temperature Field in a Spatial Irregular Domain with a Radiation Boundary** [刊, 汉] / LIU You-jun (Beijing Polytechnic University, Beijing, China, Post Code: 100000), FAN Hong-ming (Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084), HE Zhong-yi (Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150009) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —2002, 17(1). —84~85, 89

Studied is a steady-state heat conduction problem in a spatial irregular domain with a radiation boundary. The following method has been employed to solve the problem. With variables being separated in spatial spherical coordinates obtained