

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2015.05.014

旁路系统高参数减压阀温度场与应力场分析

费 扬¹, 张 明², 魏 琳¹, 陈立龙², 金志江¹

(1. 浙江大学 化工机械研究所, 浙江 杭州 310027; 2. 杭州华惠阀门有限公司, 浙江 杭州 311122)

摘 要: 为了优化旁路系统减压阀阀体结构以提升其高参数工况下的安全性能, 采用有限元分析方法对某高压旁路系统减压阀承压热冲击强度进行了数值模拟分析, 获得了在瞬态和稳态工况下阀体的温度场与应力场的分布情况及其变化规律。模拟结果表明: 开启工况下, 阀体应力经历先增大后减小直至稳定的变化过程, 395 s 时综合应力值达到最大值 131.3 MPa; 稳态工况下, 最大综合应力值出现于第 1 级孔板前的位置, 数值为 96.597 MPa。由此可得结论: 减压阀瞬态工况为危险工况, 温差应力占主导地位。阀体设计中应避免阀壁厚突变的结构。

关 键 词: 高参数减压阀; 温度场; 应力场; 耦合分析

中图分类号: TH138.52

文献标志码: A

文章编号: 1005-2895(2015)05-0059-06

Analysis of Temperature and Stress Field on High Parameters Pressure Reducing Valve of Bypass System

FEI Yang¹, ZHANG Ming², WEI Lin¹, CHEN Lilong², JIN Zhijiang¹

(1. Institute of Process Equipment, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China;

2. Hangzhou Huahui Valve Co., Ltd., Hangzhou 311122, China)

Abstract: For the purpose of optimizing the valve structure to enhance the safety performance of pressure reducing valve in bypass system under high parameters conditions, the finite element analysis method was applied to conduct numerical simulation analysis to pressurized thermal shock strength of one pressure reducing valve in high pressure bypass system. The distribution and variation of temperature and pressure under steady and transient condition was obtained. The simulations illustrate that when the valve is open, the stress increases firstly and then gradually reduces until the stress of value remain unchanged, and the combined stress reaches the maximum of 131.3 MPa at 395 s. Under steady condition, the maximum combined stress of 96.597 MPa appears before the first orifice. The available conclusion shows that transient condition is the dangerous working condition of pressure reducing valve, and the differential temperature-stress dominates. The abrupt structure change of the valve wall should be avoided in the valve design.

Key words: high parameters pressure reducing valve; temperature field; stress field; coupled analysis

随着国家经济的发展和人民生活品质的提升,对能源的需求也日益提高。为适应工业发展的需求,高参数(温度、压力)蒸气也在各行各业得到广泛应用。然而工业生产中,蒸气参数时常与工艺要求不匹配,因此减温减压装置作为一种蒸气热力参数(压力、温度)调节装置,也是必不可少的。同时,减温减压的启闭保护、自动控制以及余热再利用等功能在工业生产中的重要性日益体现。

旁路系统作为汽轮机组热力系统的重要组成部分,在调节机组压力、实现快速启动以及维持机组安全运行等方面起到了极大的作用。减压阀是旁路系统核心元件之一,其功能是调节蒸气的压力和流量以符合机组的运行要求,对于汽轮机组的安全生产以及寿命有着极为重要的影响。本文研究对象是某高压旁路系统中的重要元件——高参数减压阀。研究其稳态、瞬态工况下的温度场与应力场,以期减压阀在其他工

收稿日期:2015-01-29;修回日期:2015-04-09

基金项目:浙江省重点科技创新团队(2011R50005);浙江省重大科技专项(2012C11018-1)

作者简介:费扬(1990),男,江苏扬州人,硕士研究生,主要研究方向为特种设备安全技术。E-mail:fy4860@163.com

业领域内的优化设计与安全使用提供理论依据。

高参数减压阀工作时,既承受蒸气内压、冲击(入口流速大时),也承受内外壁温差造成的温差应力与工况切换时的热冲击载荷。对于同时存在内压以及热冲击这类工况,统称为承压热冲击(简称PTS)^{[1]267}。为确保该复杂受载下减压阀的安全可靠性,需对其强度进行分析校核。

彭震中等^[2]对125 MW汽轮机主汽阀进行有限元分析,得到阀体不同启动工况下的温度场与应力场的分布图,并计算各启动工况下阀体的寿命损耗。牛莉莎等^[3]在瞬态过程中,对承压热冲击工况下的压力容器进行强度计算,得出热应力与机械应力耦合作用下的危险点以及塑性变形区域。李颖^[4]对300 MW汽轮机主汽阀与高中压气缸进行了强度计算及寿命评估,校核了其蠕变寿命与低周疲劳寿命损耗。陈蓉等^[5]通过有限元软件对典型汽轮机阀壳的高温强度进行计算和分析,对应力集中位置采用线性平均方法估算其应力强度,并通过局部改进模型的设计与优化,使阀壳强度符合设计要求。

本文研究对象为高参数减压阀,其内部流体介质压力为10 MPa,温度为540℃的过热蒸气。通过对减压阀开启到最终稳态过程的温度与应力分布情况进行数值模拟,研究减压阀在承压热冲击作用下的阀体强度。

1 几何模型

图1为高参数减压阀结构示意图^[6],通过控制阀杆的上下来调节开度,采用阀芯+孔板二级减压结构实现高压蒸气的流量和压力的调节。

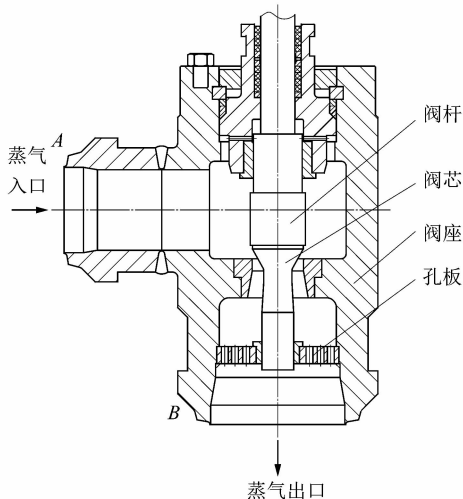


图1 高参数减压阀结构图

Figure 1 Structure diagram of high parameters pressure reducing valve

为提高数值计算的效率,在保证阀体关键区域几何真实性的基础上,对阀体几何结构作了适当的简化。考虑到模型的几何与边界条件的对称性,取对称面一侧的阀体作为计算模型。阀体三维网格采用四面体单元,共划分为120 704个节点、33 353个单元,图2为阀体网格划分图。

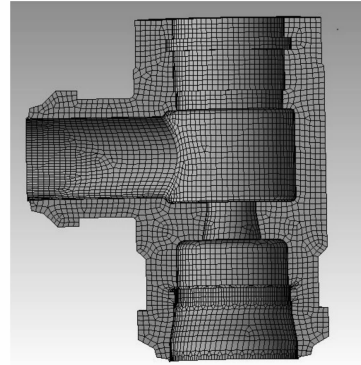


图2 阀体网格划分

Figure 2 Mesh of valve

2 计算方法

2.1 温度场计算

导热问题微分方程

$$\alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{q_v}{c_p \rho} = \frac{\partial T}{\partial t}, \quad (1)$$

$$h(T_f - T_w) = \lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_w. \quad (2)$$

式中: α —热扩散率/($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$); q_v —内热源强度/($\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$); c_p —定压比热容/($\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}$); ρ —密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$); t —时间/s; h —表面传热系数/($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$); λ —导热系数/($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$); T_f, T_w —流体和内壁面温度/K; n —轴向。

表面传热系数 h

$$Nu = 0.046 Re^{0.8} Pr^{0.3}, \quad (3)$$

$$h = \frac{\lambda}{d} Nu. \quad (4)$$

式中: d —特征长度/m; Nu —努塞尔数; λ —导热系数/($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$); Re —雷诺数; Pr —普朗特数。

由于随着阀门开启时间的推移,阀体壁面温度发生变化,传热系数也随着温度发生变化,故本文采用直接求解瞬态三维N-S方程的方法^[7]。

$$\frac{\partial}{\partial x} V_x + \frac{\partial}{\partial y} V_y + \frac{\partial}{\partial z} V_z = 0, \quad (5)$$

$$-\frac{1}{\rho} \text{grad} p + \nu \nabla^2 \mathbf{v} = \frac{d\mathbf{v}}{dt}, \quad (6)$$

$$V_x \frac{\partial T}{\partial x} + V_y \frac{\partial T}{\partial y} + V_z \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\lambda}{c_p \rho} \frac{\partial^2 T}{\partial n^2}, \quad (7)$$

$$h(T_f - T_w) = \lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_w |_{n=0} = 0. \quad (8)$$

式中: V_x, V_y, V_z —分别为3个方向的速度/($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$);
 ν —运动黏度/($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$); T —温度/K; p —流体压力/MPa。

2.2 应力场计算

热弹性问题可用相对应的应力函数的四阶偏导数方程描述:

$$\nabla^4 \varphi + E\beta \nabla^2 T = 0. \quad (9)$$

式中: φ —应力函数; E —弹性模量/MPa; β —热膨胀系数/ K^{-1} 。

函数分别按照不同的路径进行2次微分,可以求得节点处应力的全部分量。

$$\sigma_{\text{eq}} = \frac{\sqrt{2}}{2} \times$$

$$\sqrt{(\sigma_z - \sigma_r)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_r)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + 3\tau_{rz}^2}. \quad (10)$$

式中: σ_{eq} —等效应力/MPa; $\sigma_z, \sigma_r, \sigma_\theta$ —分别为轴向、径向和切向应力/MPa; τ_{rz} —切应力/MPa。

再通过公式(10)可以求得节点上的等效应力。

2.3 边界条件

本文数值模拟以某高压旁路系统减压阀为模型,一次入口过热蒸汽压力为10 MPa、温度为540 °C;二次出口蒸汽压力为3 MPa、温度为540 °C;入口流量为46 kg/s。

在Workbench中进行温度场和应力场的耦合计算,分别定义边界条件,最后计算出等效综合应力场。

2.3.1 温度场计算边界条件

1) 因为阀体外表面被包有保温材料,而内表面对流换热较为强烈,阀体外的表面可以视为绝热边界;

2) 因为沿阀体表面法线方向温度变化不明显,入口端面、上端面、出口端面可近似为绝热边界^[8];

3) 瞬态工况下,阀体的内表面为对流换热边界,即第三类边界条件。传热系数因结构、工况的不同分别计算;稳定工况下,由于流体的速度很大,且开启时间足够长,介质温度和金属温度近似相等,即第一类边界条件,此时阀体只存热传导;

4) 阀体对称面显然为绝热边界^[9-10];

5) 为避免阀体温差应力过大,阀体采用热态启动,假定阀体初温为300 °C。

2.3.2 应力场计算边界条件

在不影响阀体物理特性和力学特性的前提下,计

算由流体内压所引起的应力时,本文作如下处理:

1) 阀体外表面为自由表面,仅内表面承受流体压力,入口压力 p_1 为10 MPa,经阀芯一级减压后,压力 p_2 为6 MPa,经孔板二级减压后压力 p_3 为3 MPa;

2) 阀体所受合力为零,即阀体静止;

3) 考虑到重力相对于其他载荷引起的作用力而言相对较小,故不考虑重力影响。

应力计算约束条件设定中,设定位移边界条件时做如下处理:

1) 由于对称性,将对称面法向位移设为零;对称面设置为无摩擦界面;

2) 本文选取远离应力敏感区域的A、B端面施加位移约束。既保证阀体不滑动与转动,又对阀体应力分布不造成影响:设定A端面的Y方向位移为0,B端面Z方向位移为0;

3) 为降低数值计算中由固定约束造成的应力集中对计算结果影响,假定靠近B端面附近的阀体部分不承受温度与应力载荷。

3 计算结果及分析

3.1 瞬态工况

3.1.1 温度场分析

开启工况下,阀体采用热态启动,阀体初温300 °C;入口蒸汽额定压力为10 MPa,温度为540 °C,进口流量为46 kg/s。根据实际操作经验,阀体从打开到完全开足大约需要5~6 s时间。图3为6 s时阀体的温度分布,从图中可以看到阀体温度远低于蒸汽温度,阀体内壁从300 °C逐渐升高至315 °C左右。阀体热量传导方向为阀体内壁传向外壁。

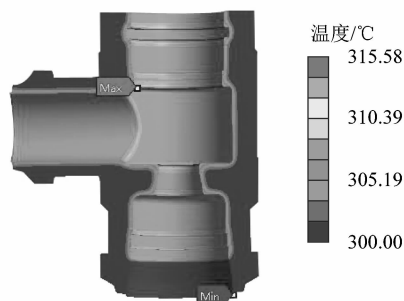


图3 6 s时候阀体温度分布

Figure 3 Valve temperature distribution at 6 s

随着阀不断开启,阀体温度逐渐升高。图4选取阀体内表面入口处为监测点观察其温度随时间的变化。由图可知,1~1 600 s内,阀体温度不断上升,但温度上升速率不断下降。这是由于阀体内壁的温升导致蒸气与内壁温差的降低,对流传热强度被削弱,传热

速率下降。如图5所示,1 600 s时,阀体入口段温度达到540℃左右,与蒸气温度接近。随着阀体内壁温度逐渐均升至蒸气温度,蒸气与阀体对流也逐渐停止。此时蒸气与入口段阀体间实现动态热平衡,还存在固体导热。由图5中可看出,热量传导的方向不仅局限于阀体内表面法线方向,也由入口处垂直于阀体内表面法线方向传递。

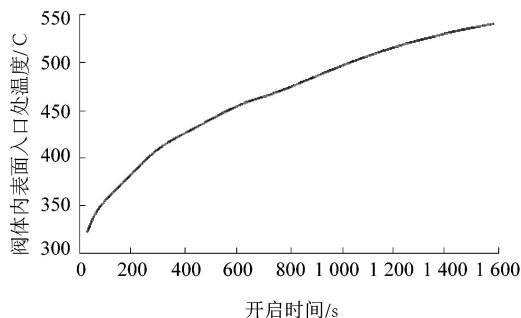


图4 阀体内表面入口处温度随时间的变化曲线

Figure 4 Temperature change curve with time at entrance of inner surface

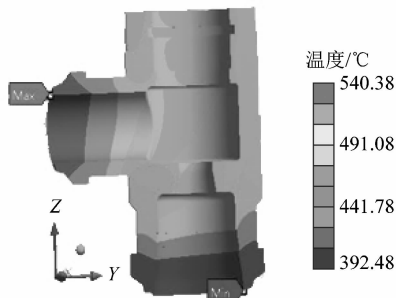


图5 1 600 s 温度分布图

Figure 5 Valve temperature distribution diagram at 1 600 s

3.1.2 应力场分析

将瞬态温度场结果作为应力场的温度边界条件,进行温度与应力耦合计算,可得到阀体应力随时间变化曲线,如图6所示。0~1 600 s内,阀体应力在395 s时达到最大,最大值为131.3 MPa。

对比395 s 阀体温度分布图、应力分布图(见图7和图8)可知,阀体应力的最大值出现在孔板前的位置,即温度梯度最大处。阀体于此处壁厚发生突变,不同壁厚传导该点的温度不同,产生较大的温度梯度,故此处热应力最大,综合应力也最大。

由于高速蒸气流入阀体,阀体被迅速加热。由公式8可知:0~395 s内,蒸气与阀体内壁温差较大,阀体温度梯度随之增大。壁厚不变的情况下,内外壁温

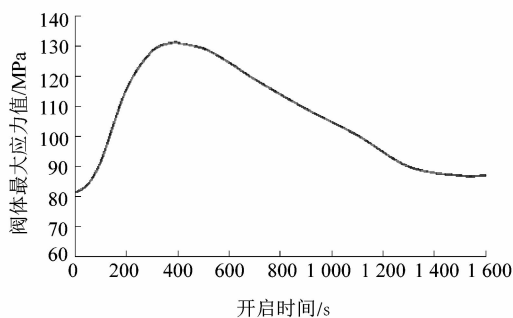


图6 应力值与开启时间关系

Figure 6 Stress change curve over time

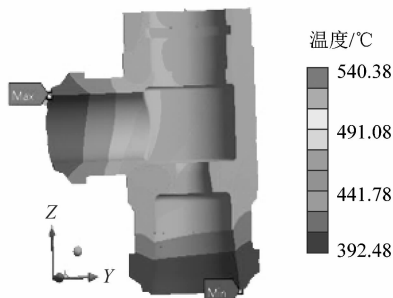


图7 395 s 温度分布图

Figure 7 Valve temperature distribution at 395 s

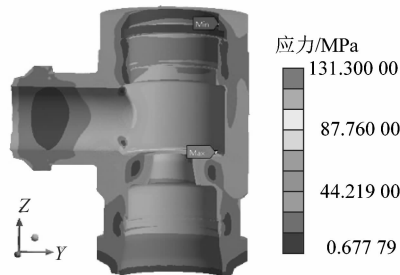


图8 395 s 应力分布图

Figure 8 Valve stress distribution diagram at 395 s

差不断增大,热应力随之显著增大。随着开启时间的增加,阀体被加热,温度升高,蒸气与阀体内壁温差降低,此时对流传热速率小于导热速率,阀体内外壁温差下降,温差应力减小,引起综合应力的下降。

3.2 稳态工况

当阀体开启足够长的时间,阀体温度分布主要影响因素为固体导热,此时可视为稳态工况。此工况下,阀体外部保温层的作用,阀体温度边界条件设定为:阀体温度由内壁向阀体外壁传导,内壁温度为540℃,外壁温度为510℃,其余面为绝热边界。稳态工况下温度场如图9所示。

在边界条件设定中,做出假定出口处不承受载荷作用的处理。主要原因是降低数值计算中由固定约束

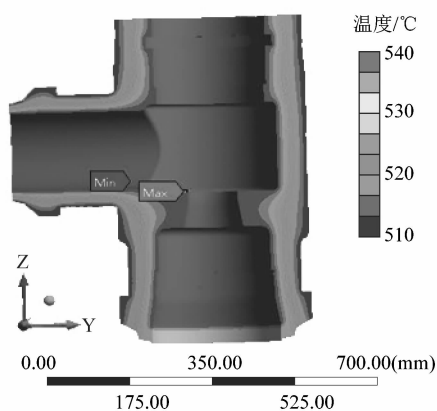


图9 稳态工况下温度场

Figure 9 Temperature distribution
under steady condition

造成的应力集中对计算结果影响。且根据圣维南原理,该假定不会影响距离出口端面稍远的阀体区域的应力分布。故该假定可以接受。

由图10可知,阀体应力最大值约为150 MPa,出现在靠近出口面的位移约束处,为应力集中而导致的虚假应力。除去应力集中以及固定端影响区域,阀体实际应力最大值约为96.597 MPa,出现在第1级孔板前的位置。阀体材料为12Cr1MoV,在温度为480~600℃区间的屈服极限为245.0~254.8 MPa^{[1]269},因此阀体承受的最大综合应力远小于该工况下阀体材料的屈服极限,说明阀体具有足够的承受高温、高压的能力。

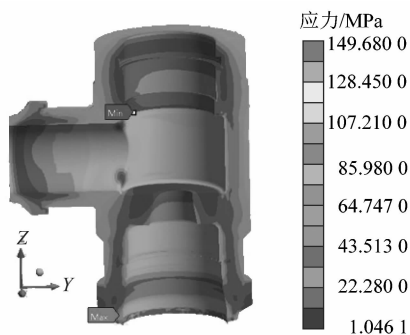


图10 稳态工况下综合应力图

Figure 10 Comprehensive stress distribution
diagram under steady condition

稳态工况下,阀体的综合应力主要由机械应力及温差应力组成。对比图11和图12可知,阀体内外壁温差引起的热应力占主导地位。而且,温差应力的最大值出现在阀芯处。这是因为蒸气进入阀芯,流量一定的情况下流速发生变化,引起了热流率的变化,进而

引起对流换热系数的差异。在阀芯处温度变化最为剧烈,温度梯度最大,所以热应力的最大值理应出现在阀芯处。入口接管与阀体的拐角处较大的温差应力也是此原因。由于综合应力是热应力与机械应力叠加而成,因此其大小还取决于阀体的几何特性、边界条件等因素。然而,对比图10、图11与图12可知,机械应力抵消了温差应力,减小了阀体的应力集中。这对于阀体的安全设计以及结构创新提供一定的借鉴意义。

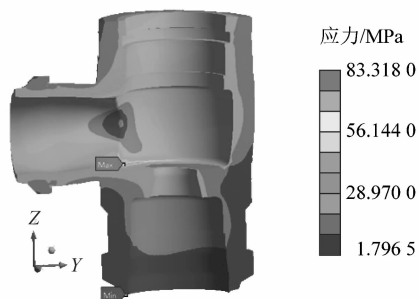


图11 稳态工况下机械应力图

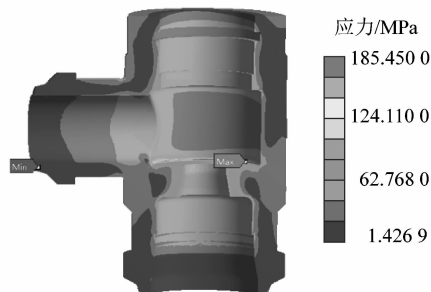
Figure 11 Mechanical stress distribution
diagram under steady condition

图12 稳态工况下温差热应力图

Figure 12 Temperature stress distribution
diagram under steady condition

4 结语

1) 开启阶段,阀体应力随时间增加逐渐增大至最大值131.3 MPa,其位置出现在孔板前;至395 s时,阀体应力随时间增加逐渐减小。

2) 稳态工况下,阀体的应力主要由机械应力与温差应力构成,最大应力值为96.597 MPa,出现于第1级孔板前的位置。阀体应力中,温差应力占主导,最大温差应力出现在阀芯处。机械应力与温差应力共同作用,有一定的抵消作用,有助于缓解阀体应力集中现象。

3) 减压阀在瞬态工况下为危险工况,稳态工况为安全状态。为保证旁路系统安全运行,在设计时应优

(下转第68页)