

高温蝶阀阀座温度分布和应力分析

喻九阳, 郑 鹏, 叶 萌, 彭红宇

(武汉工程大学机电工程学院, 湖北 武汉 430074)

摘 要:利用 ANSYS 有限元软件建立了烟机入口电液高温蝶阀阀座的实体模型, 分析了阀座在厚度为 100 mm 的保温层条件下的温度场, 并采用热结构耦合分析的方法, 进一步分析了阀座在高温梯度和内压共同作用下的应力场和变形量. 结果表明, 阀座筒体的温度沿厚度均匀分布, 且内外壁温差仅为 1 °C 左右, 而保温层的温度沿厚度呈线性递减; 阀座筒体的轴向位移较大, 最大值为 16.72 mm, 所承受的等效应力较小, 最大值仅为 27.7 MPa, 满足安全使用要求.

关键词:高温; 阀座; 保温层; 应力分析

中图分类号: TH134

文献标识码: A

doi:10.3969/j.issn.1674-2869.2013.10.010

0 引 言

蝶阀^[1]是用随阀杆转动的圆形蝶板作启闭件、往复回转 90 °C 左右来开启、关闭和调节流体通道的一种阀门, 广泛用于冶金、轻工、电力、石油化工系统的煤气管道及水道等, 其优点在于: 结构简单、体积小、重量轻、耗材省、启闭迅速以及流阻小. 国内生产的阀门中, 将工作温度 $t > 450$ °C 的蝶阀称为高温蝶阀^[2].

某公司烟机入口的调节阀采用 DN1200 电液高温蝶阀, 其中, 阀体结构为两偏心形式, 且阀体

与管道采用焊接连接, 其结构尺寸图如图 1 所示. 高温蝶阀的操作温度为 650 °C, 阀座和阀板的材质为 0Cr18Ni9, 保温层厚度为 80~100 mm, 保温材料为防水泡沫石棉. 由于操作温度较高, 若温度分布不均匀或沿壁厚温度梯度大, 蝶阀就会产生较大的热变形, 导致局部伸缩而出现卡死的可能, 从而影响生产的正常运行^[3]. 为此, 笔者利用 ANSYS 有限元分析软件对保温层厚度 100 mm 情况下的高温蝶阀阀座建立了较为精确的三维有限元模型, 并进行了工作状态下热应力分析.

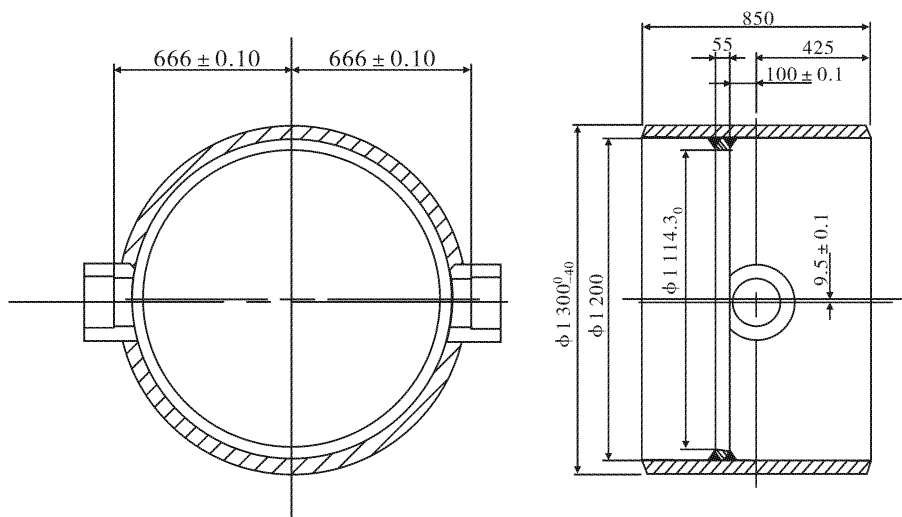


图 1 阀座平面尺寸图

Fig. 1 The plane size chart of valve seat

收稿日期:2013-10-12

基金项目:国家自然科学基金(50976080); 武汉工程大学科学研究基金项目(14125061)

作者简介:喻九阳(1962-), 男, 湖北武汉人, 教授, 硕士. 研究方向: 强化传热技术与设备、机电一体化技术和设备等.

1 几何模型

利用 ANSYS 分别建立蝶阀阀座和保温层的几何模型,考虑到两端支撑边界对蝶阀受力情况的影响,这里将两端模型向两端各延长 600 mm. 其中,各处保温层厚度为 100 mm,整体几何模型如图 2 所示.

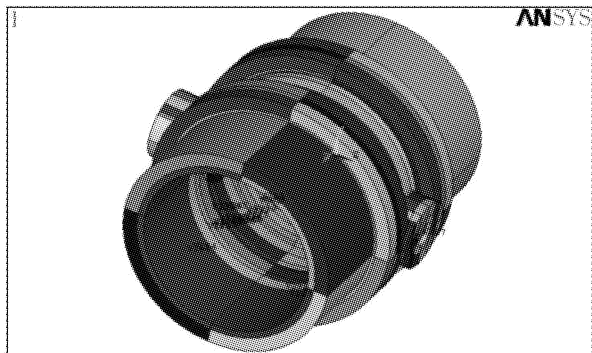


图 2 整体几何模型

Fig. 2 The overall geometry model

2 有限单元模型

高温蝶阀阀座以及保温层之热分析采用 SOLID70 单元^[4],在对阀座以及保温材料采用 SOLID70 单元划分中,考虑到集合模型的复杂性,若直接采用粗糙四面体网格划分单元,会导致网格严重畸形,直接影响到分析结果的精度;若采用细化的四面体网格,单元数会急剧增加,显著延长计算时间或导致不能计算. 为保证网格质量和分析结果的准确性,本文将整体分析模型细分为 424 个体积块,并依次进行网格划分,确保有限单元网格的光滑过渡,并不产生严重畸形单元. 整体有限单元划分模型如图 3 所示,共 24 372 个 SOLID70 单元.

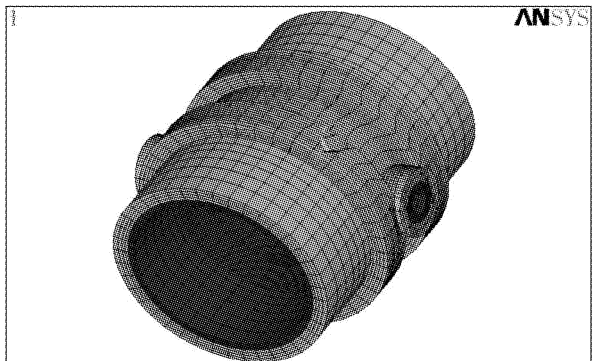


图 3 整体有限元模型

Fig. 3 The whole finite element model

3 蝶阀热分析

3.1 计算条件

蝶阀的操作温度为 650 °C,即将其内表面温

度设置为 650 °C;保温层与大气层直接接触,并与空气发生对流换热,取保温层外表面的对流换热系数为 20 W/(m² · K),参考温度为 25 °C,另外,考虑到模型两端的连续性,端部设置为绝热条件;蝶阀阀座保温层的材料为防水泡沫石棉^[5],其导热系数为 0.033~0.044 W/(m · K),为保证计算的保守性,取值为 0.044 W/(m · K). 阀座材质为 304 不锈钢,不同温度下的导热系数^[6]如图 4 所示,由图 4 可知,温度对材料导热系数影响很大,且随温度升高而增大. 根据蝶阀平均温度为 325 °C 时的导热系数进行计算,即在温度为 598 K 时 304 不锈钢的导热系数为 18 W/(m · K).

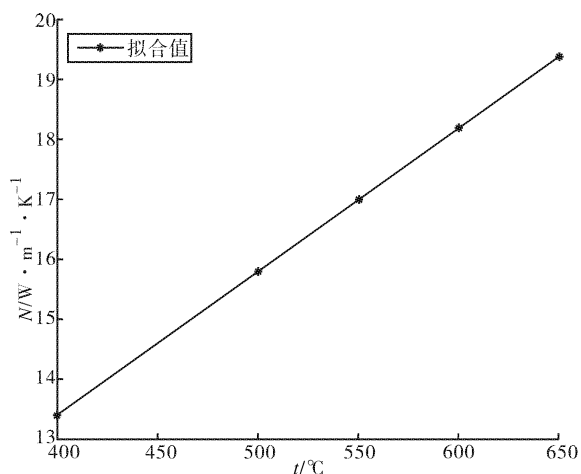


图 4 不同温度下 304 不锈钢的导热系数

Fig. 4 Thermal conductivity of 304 stainless steel under different temperature

3.2 分析结果

施加初始条件和边界条件后,整体分析模型的温度分布如图 5 所示,结果表明整体温度沿轴向基本均匀分布. 整体模型温度沿厚度方向的分布如图 6 所示.

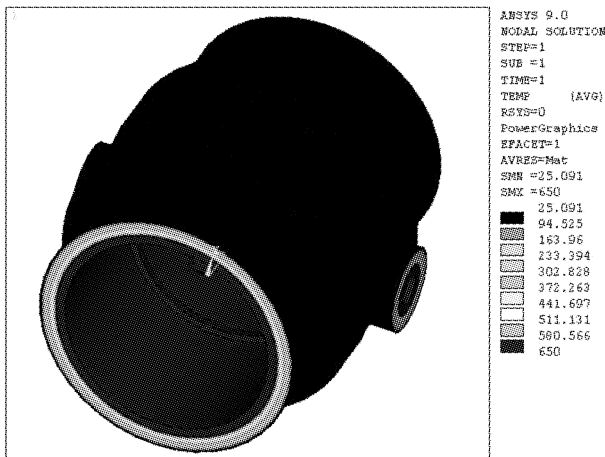


图 5 整体温度分布

Fig. 5 The overall temperature distribution

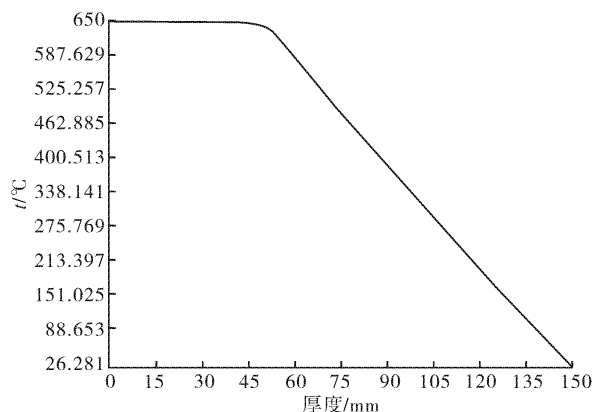


图 6 温度沿厚度方向分布

Fig. 6 The temperature distribution along the thickness direction

图 6 中横坐标 0 为阀座筒体的内径处,横坐标 50 为阀座筒体的外径处(也为保温层筒体的内径),而横坐标 150 为保温层筒体的外径处.计算结果表明,阀座筒体的温度沿厚度基本均匀分布,而保温层的温度沿厚度呈线性递减.

由图 7 可知,阀座筒体温度云图基本一致,而阀座圈处温度变化较大,且沿周向分布不均匀.具体来说,阀座筒体端部处温度沿厚度的分布情况如图 8 所示,结果表明阀座筒体整体上温度均匀,

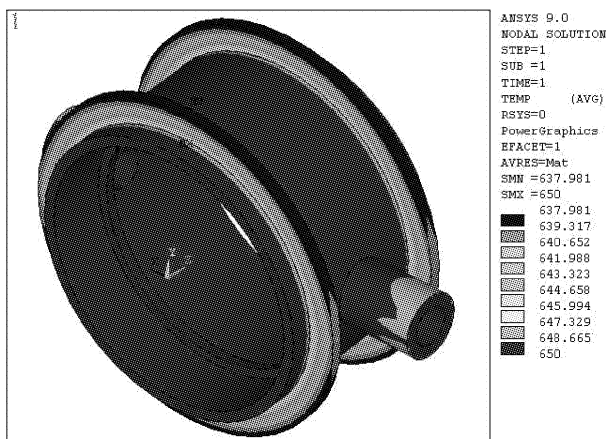


图 7 阀座温度分布图

Fig. 7 The temperature distribution of valve seat

且沿壁厚温差仅为 1 °C 左右;阀座圈处温度沿厚度的分布情况如图 9 所示,结果表明阀座圈处沿厚度的温差较大,最大温差约为 10 °C,另外,阀座圈处筒体沿壁厚的温差也略有增加,温差约为 2 °C.

阀座保温层温度分布如图 10(a)所示,结果表明保温层选 100 mm 是合适的,不仅阀座筒体温差非常小(低于 1 °C),且保温层外表面温度较低.具体而言,保温层温度沿壁厚分布情况如图 10(b)所示,结果表明温度沿保温层厚度基本呈线性分布.

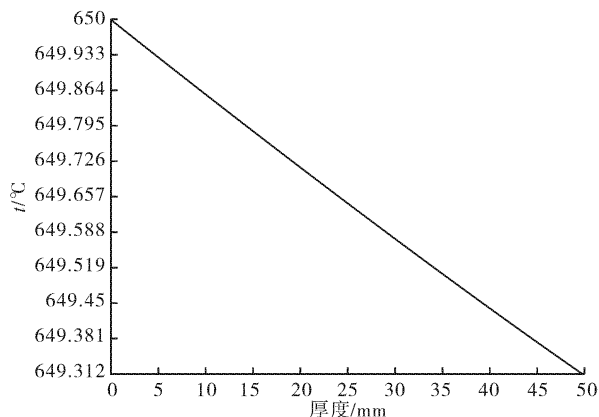


图 8 阀座筒体端部处温度沿厚度的分布

Fig. 8 Temperature distribution along thickness of the end of valve seat tube

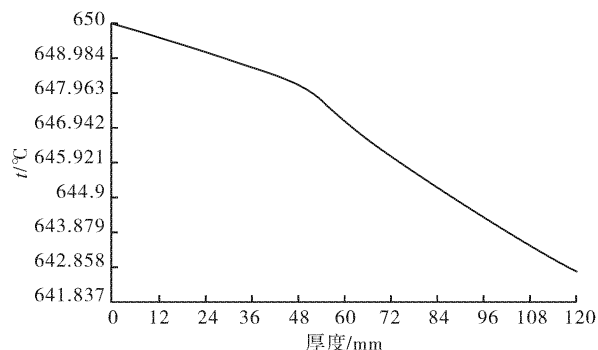


图 9 阀座圈处温度沿厚度的分布

Fig. 9 Temperature distribution along the thickness of valve seat ring

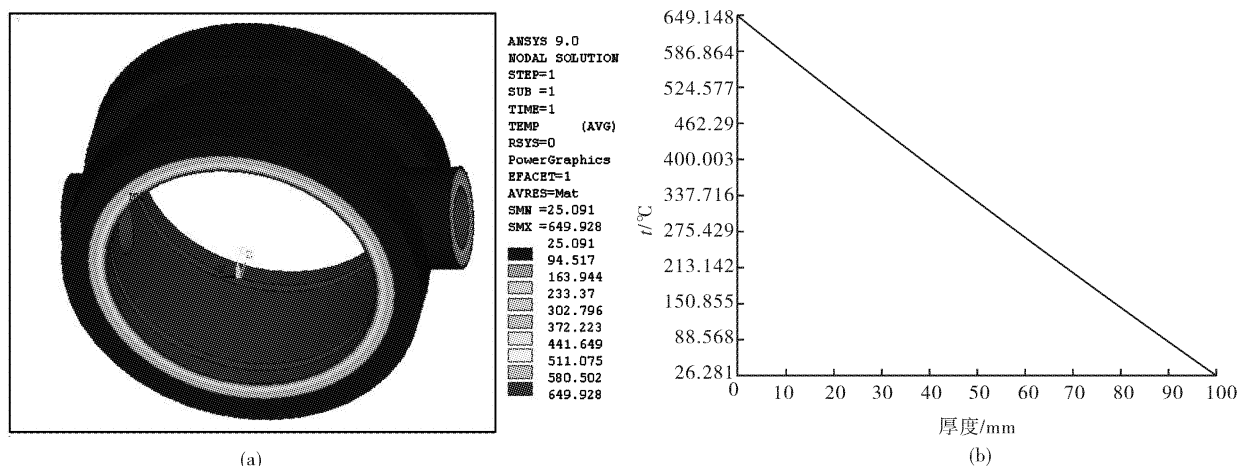


图 10 保温层温度分布图

Fig. 10 The temperature distribution of insulation layer

4 蝶阀热应力分析

4.1 分析方法

ANSYS 提供了三种热应力分析的方法^[7],分别为直接分析法、间接耦合法和直接耦合法。

上述热分析中采用 SOLID70 单元进行热分析,这里根据间接法进行热应力分析,采用 ETCHG 命令可将 SOLID70 单元转换成对应的 SOLID45 单元,并设置结构分析中的材料属性(包括热膨胀系数)以及前处理细节,如节点耦合、约束方程等,在读入热分析中的节点温度即可进行热应力求解。

4.2 材料属性及边界条件

根据蝶阀的操作条件,本文的初始条件及边界条件如下:

(1) 材料属性

蝶阀的材质为 304 不锈钢,其弹性模量为 1.95×10^5 MPa,泊松比为 0.3,热膨胀系数为 1.7×10^{-5} $^{\circ}\text{C}^{-1}$ 。蝶阀保温层的材料为防水泡沫石棉,其刚度远小于 304 不锈钢,可不考虑保温层对热应力的影响。

(2) 温度载荷

蝶阀的初始操作温度为 650 $^{\circ}\text{C}$,保温层外表面与空气自然对流换热。稳态条件下,温度数据通过热分析计算得出,并保存在 *.rth 文件中,进行热分析时,通过 GUI: Solution > Load Apply > Temperature > From Thermal Analysis 命令,输入或选择热分析结果文件名 *.rth,可将稳态热分析所得温度场加载到热应力分析模型。

(3) 边界条件

在整体分析模型入口端的断面上施加固定边界,而另一端的断面保持为平面,即耦合轴向方向的位移。

4.3 计算结果

图 11 显示了蝶阀阀座不同方向上的位移,其中图 11(a)为径向位移,结果表明阀座筒体径向位移均匀,阀座筒体内壁径向位移为 6.6 mm 左右;图 11(b)为周向位移,结果表明蝶阀阀座的周向位移很小,可以忽略不计,这是因为阀座温度沿周向分布均匀;图 11(c)为轴向位移,结果表明其轴向位移较大,最大值为 16.72 mm。值得注意的是,蝶阀的轴向位移不仅与温度有关,还与其轴向边界条件有关。

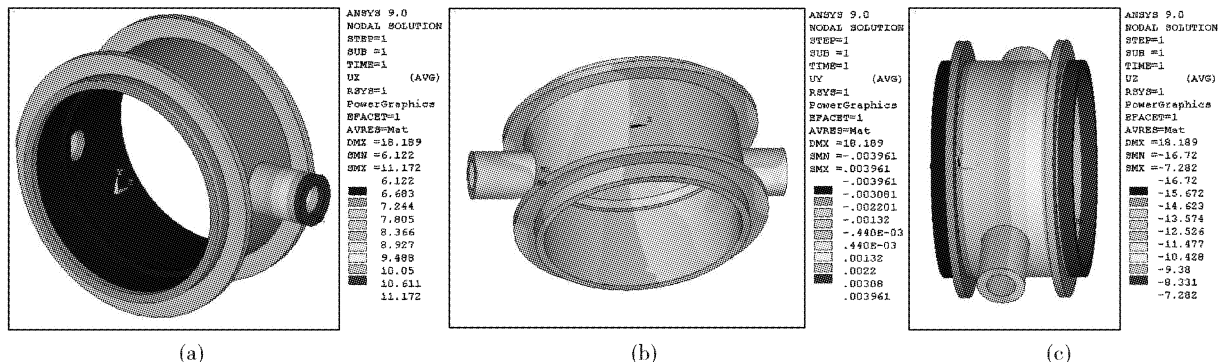


图 11 蝶阀阀座的位移

Fig. 11 The displacement of the valve seat

图 12 显示了蝶阀阀座的各种应力, 其中 12(a) 为径向应力, 12(b) 为周向应力, 12(c) 为轴向应力, 12(d) 为等效应力. 结果表明蝶阀阀座的各应力值较小, 最大径向应力值为 13.6 MPa, 最大周向应力值为 28.9 MPa, 最大轴向应力值为 15.2 MPa, 最大等效应力值为 27.7 MPa. 值得注

意的是, 本文分析中将入口一侧取为固定支撑, 而另一端自由支撑^[8], 这样处理并不是实际工况, 仅为平衡阀座的各向应力, 而根据圣维南原理, 该固定边界仅影响固定支撑附近的应力状态, 而不影响远端的应力状态. 因此, 阀座出口端附近均匀的应力分布状态是真实的.

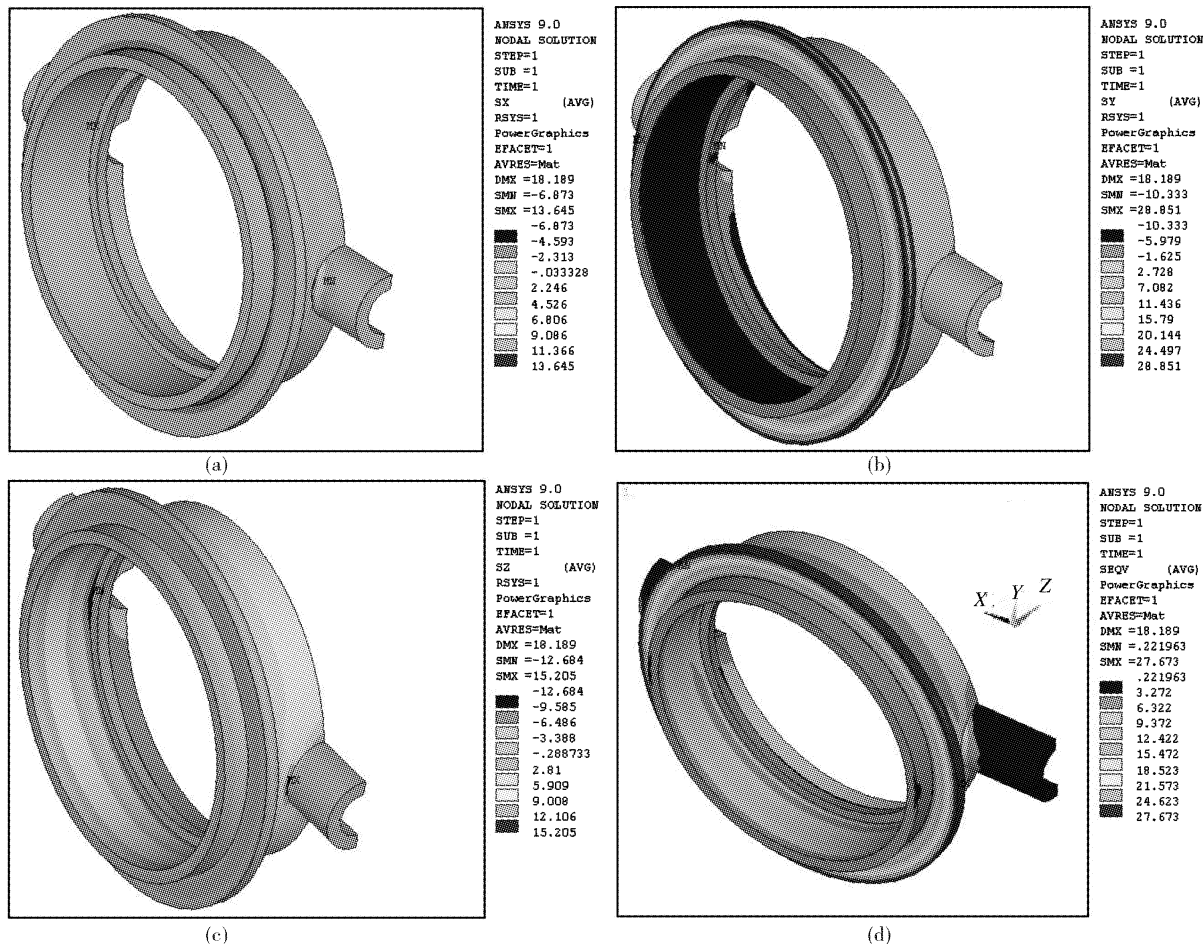


图 12 蝶阀阀座的各种应力

Fig.12 The stresses of butterfly valve seat

5 结 语

针对高温蝶阀在运行过程中存在热变形的问题, 对阀座及其保温层的温度分布和应力状态进行了分析, 结论如下:

(1) 阀座保温层为 100 mm 时, 阀座筒体整体上温度均匀, 且沿壁厚温差仅为 1 °C 左右; 阀座圈处温度沿厚度的温差较大, 最大温差约为 10 °C; 阀座圈处的筒体沿壁厚的温差约为 2 °C; 而保温层的温度沿厚度呈线性递减, 不仅阀座筒体温差非常小, 且保温层外表面温度较低, 结果表明保温层选取 100 mm 是合适的.

(2) 蝶阀在 650 °C 操作条件下, 阀座筒体径向位移均匀, 内壁位移值为 6.3 mm 左右; 周向位移很小, 可以忽略不计; 轴向位移较大, 最大值

为 16.72 mm.

(3), 当保温层为 100 mm 时, 产生的热应力很小, 阀座筒体的所承受的等效应力较小, 最大值仅为 27.7 MPa, 满足安全使用要求.

致 谢

在此特别感谢国家自然科学基金项目 (50976080) 以及武汉工程大学科学研究基金项目 (14125061) 给予的大力资助.

参考文献:

- [1] 张为人. 阀门[M]. 上海: 上海翻译出版社, 1987.
Zhang Weiren. Valve [M]. Shanghai: Shanghai Translation Publishing House, 1987. (in Chinese)
- [2] 吕荣美. 高温阀门的高温等级和主体材料[J]. 通用

- 机械,2008(7):63-65.
- LV Rong-mei. The Main Material and High grade of High-temperature Valve [J]. General Machinery, 2008(7):63-65. (in Chinese)
- [3] 何培堂,刘先东,张志军,等. 高温阀门设计中的关键技术[J]. 炼油与化工,2002,13(4):27-29.
- HE Pei-tang, LIU Xian-dong, ZHANG Zhi-jun, et al. Key Techniques in the Design of High-temperature Valve[J]. Refining and Chemicals, 2002, 13(4):27-29. (in Chinese)
- [4] 张洪信,赵清海. ANSYS 有限元分析完全自学手册[M]. 北京:机械工业出版社,2008.
- ZHANG Hong-xin, ZHAO Qing-hai. Complete Self-study Manual of The ANSYS Finite Element Analysis[M]. Beijing:China Machine Press,2008. (in Chinese)
- [5] 李标栋,施迪华. 泡沫石棉—安全、高效的绝热隔音材料[J]. 能源工程,1988,0(1):42-43.
- LI Biao-dong, SHI Di-hua. Foam asbestos—The security and efficient insulating material[J]. Energy Engineering, 1988, 8(1):42-43. (in Chinese)
- [6] 姚山,陈宝庆,戴利欣,等. 基于激光快速加热的金属材料热扩散率及导热系数快速测量方法的研究[J]. 热科学与技术. 2005,4(1):87-90.
- YAO Shan, CHEN Bao-qing, DAI Li-xin, et al. Study on rapid measure of metallic material heat conductivity based on laser rapid heating[J]. Journal of Thermal Science and Technology. 2005, 4(1):87-90. (in Chinese)
- [7] 孔祥谦. 热应力有限单元法分析[M]. 上海:上海交通大学出版社,1999.
- KONG Xiang-qian. The Thermal Stress Analysis by Finite Element Method[M]. Shanghai:Shanghai Jiao Tong University Press,1999. (in Chinese)
- [8] 丁克勤,刘关四,魏化中,等. 快开式压力容器型密封圈有限元分析[J]. 武汉工程大学学报,2013,35(8):53-56.
- DING Ke-qin, LIU Guan-si, WEI Hua-ahong, et al. Finite element analysis of special-shaped sealing ring on quick actuating pressure vessel [J]. Journal of Wuhan Institute of technology, 2013, 35(8):53-56. (in Chinese)

Stress analysis and temperature distribution of high-temperature butterfly valve seat

YU Jiu-yang, ZHENG Peng, YE Meng, PENG Hong-yu

(School of Mechanical Electrical Engineering, Wuhan Institute of Technology, Wuhan 430074, China)

Abstract: Real model of high temperature electrohydraulic butterfly valve seat at the exit of flue gas turbine was established by finite element software ANSYS. The temperature field of insulating layer with the thickness of 100 mm was analyzed. Stress field and deformation were further obtained by thermal-structure coupling analysis under high temperature gradient and internal pressure. Results show that temperature through the thickness of the valve tube is well distributed, and the maximum temperature difference between the inner wall and the outer wall of the valve tube is about 1 °C, moreover, the temperature distribution through the thickness of insulating layer is decreased linearly, the axial displacement of the valve seat can be achieved to 16.72 mm under combined thermal-mechanical loadings, while the maximum von-Mises equivalent stress of the valve seat is 27.7 MPa. This indicates the load-carrying capacity of the high-temperature butterfly valve meets the requirements of safe application.

Key words: high temperature; valve seat; insulating layer; stress analysis

本文编辑:陈小平