

[环保·安全]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2019.02.018

基于 ANSYS 的烘缸应力分析与结构优化

徐祖进, 季思园, 苏文献

(上海理工大学 化工过程机械研究所, 上海 200093)

摘要:针对高压铸铁烘缸在实际工作过程中其结构不连续区域容易出现断裂破坏等问题,课题组提出了利用有限元软件 ANSYS 对烘缸整体进行应力分析,得知烘缸的应力强度最大点位于轮毂与缸盖的联接处;采用增大轮毂与缸盖联接处过渡圆角半径的方法进行有限元分析,结果表明:该方法可有效地降低烘缸联接处不连续区域的最大应力,可使烘缸满足应力强度要求,提高烘缸的安全性能。

关键词:造纸机械;铸铁烘缸;有限元分析;ANSYS 软件

中图分类号:TS734 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2019)02-0094-04

Stress Analysis and Structural Optimization of Drying Cylinder Based on ANSYS

XU Zujin, JI Siyuan, SU Wenxian

(Institute of Chemical Process & Machinery, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: Aiming at the problem that the structural discontinuity area of high-pressure cast iron dryer is easy to break and fracture in the actual working process, the stress analysis of the whole cylinder was proposed by using the finite element software ANSYS. It was figured out that the maximum stress intensity of the dryer cylinder was located at the hub and the joint of the cylinder head. The finite element analysis was carried out by increasing the radius of the transition fillet at the joint between the hub and the cylinder head. The results show that this method can effectively reduce the maximum stress in the discontinuous area of the dryer connection, meet the requirements of the stress intensity of the dryer and improve the safety performance of the dryer.

Keywords: papermaking machinery; cast iron dryer; FEA (finite element analysis); ANSYS

铸铁烘缸是造纸生产中烘干纸张的不可或缺的压力容器。它的主体部分主要由缸体、端盖和转轴组成。端盖部分可分为操作侧端盖和传动侧端盖,其中操作侧缸盖开有人孔并且配人孔盖,结构与受力比较复杂,因此建立一种简单有效的有限元分析方法来指导结构设计是十分必要的^[1-2]。在造纸厂,烘缸在运行过程中需承受较高的温度和压力,一些结构不连续的区域比较容易出现开裂等问题,造成设备无法安全有效的工作^[3-5]。鉴于上述问题,张锋等^[6]分别研究了凸形缸盖与凹形缸盖对烘缸整体应力的影响。薛文佳^[7]通过优化设计缸盖的曲率半径,调整缸盖厚度以及平滑过渡区域等方法来减小应力集中。众多研究结果^[8-9]表明对于宽幅烘缸,应力危险区域主要分布在缸盖与

缸体联接处、缸盖人孔处的环带以及缸盖与轴毂联接处。笔者以直径为 3 660 mm、设计压力为 0.8 MPa、设计温度为 181 °C 的烘缸作为研究对象,采用有限元 ANSYS 软件,并按 JB 4732—1995 (2005 年确认)与 QB/T 2556—2008《造纸机械用铸铁烘缸设计规定》中第 5.9 条中的要求进行整体应力分析计算与评定。通过对其应力较大区域进行结构优化设计,使得烘缸的最大应力满足应力强度要求,可为今后烘缸的设计提供一定的参考价值。

1 有限元模型的构建

1.1 结构建模

课题的基础数据来源于丹东市某造纸机械有限公司,烘缸尺寸为 $\varnothing 3\ 660\ \text{mm} \times 4\ 300\ \text{mm} \times 5\ 190\ \text{mm}$ 。

收稿日期:2018-10-06;修回日期:2019-01-08

第一作者简介:徐祖进(1994),男,广西桂平人,硕士研究生,主要研究方向为结构与强度。E-mail:zujin1001usst_edu@163.com

建立模型时,严格按照 CAD 图纸的结构尺寸与配合参数要求。烘缸外径为 $\varnothing 3\ 660\ \text{mm}$,幅宽为 $4\ 300\ \text{mm}$,轨距为 $5\ 190\ \text{mm}$,壁厚为 $65\ \text{mm}$;内拉筒内径为 $\varnothing 1\ 060\ \text{mm}$,壁厚为 $90\ \text{mm}$,筒体与缸盖通过法兰螺栓连接,法兰厚度为 $100\ \text{mm}$ 。根据其结构及载荷具有轴对称性的特点,将其适当简化并分成以下 2 部分模型进行有限元分析计算:

1) 主体模型包括缸筒、缸盖。根据设备特点,建模时取其 1/4 模型(见图 1)。有限元模型采用二维模型,烘缸各部分螺栓联接结构采用接触连接。

2) 人孔开孔模型包括人孔和缸盖,该模型采用三维实体模型(见图 2)。

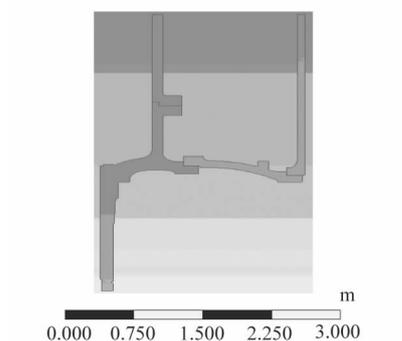


图 1 主体模型

Figure 1 Main body model

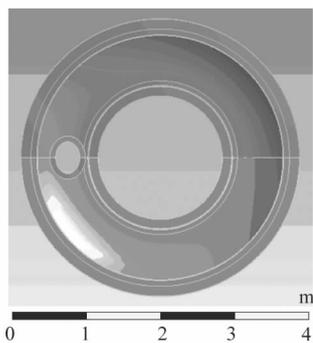


图 2 人孔开孔模型

Figure 2 Manhole opening model

1.2 网格划分

烘缸的结构模型由 CAD 图纸的结构尺寸生成二维面域,并保存为 igs 文件格式,将其导入 ANSYS 15.0 中获得相应的有限元模型。其中主体模型采用 10 节点四面体单元进行细密网格划分,并在各部分螺栓联接结构接触部位进行网格加密(见图 3);人孔开孔模型采用 10 节点四面体单元自动划分(见图 4)。

1.3 材料属性

烘缸筒体和缸盖材料均采用抗压性能良好 HT300

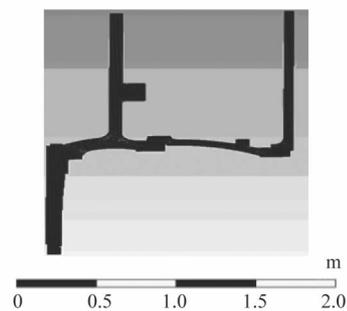


图 3 主体网格划分

Figure 3 Mesh layout of main body

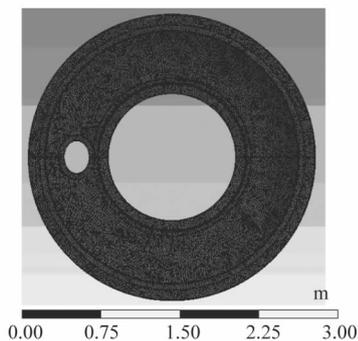


图 4 人孔开孔模型网格划分

Figure 4 Mesh layout of manhole openings model

灰铸铁^[10],在设计温度 $181\ ^\circ\text{C}$ 下,其弹性模量 $E = 108\ \text{GPa}$,泊松比为 0.26 ,许用应力值 $[\sigma]_t = 30\ \text{MPa}$ 。

1.4 边界条件

烘缸作为纸张的干燥设备承受的载荷主要有内压、自重载荷、干毯及托辊或压辊对烘缸作用引起的外加载荷、流体冲击载荷及离心载荷等^[11]。烘缸设计压力为 $0.8\ \text{MPa}$,但该造纸厂为了提高烘缸的工作效率,烘缸顶部实际达到的最高压力为 $0.96\ \text{MPa}$ 。由于烘缸在工作过程中所产生的离心力及重力载荷等的影响较小,因此在有限元计算过程中可忽略,仅在烘缸所有可接触到饱和蒸气的内表面施加 $0.96\ \text{MPa}$ 的压力;传动轴孔由于介质压力产生的轴向作用力可简化为作用于轴孔外端面的均布拉应力,其大小等于介质在轴孔产生的轴向力除以轴孔横截面面积。轴向均布拉应力为

$$p_{\text{H}} = -\frac{p_c \times \pi d_i^2 / 4}{\pi (d_0^2 - d_i^2) / 4} = -\frac{p_c \times d_i^2}{d_0^2 - d_i^2} = -\frac{0.96 \times 106.5^2}{184^2 - 106.5^2} = -0.483\ 6\ \text{MPa}。 \quad (1)$$

式中: p_c 为烘缸内压,MPa; d_i 为传动轴孔内径,mm; d_0 为传动轴外径,mm。

故在轴孔外端面施加 $-0.483\ 6\ \text{MPa}$ 的压力。各

螺栓联接部分由于受到螺栓力的影响,在模型的螺栓孔处需施加等效的螺栓力,等效螺栓力大小根据公式(2)计算:

$$p_{et} = 4 \times \sigma_b \times n \times A_b / \pi (D_{ot}^2 - D_{it}^2) \quad (2)$$

式中: σ_b 为单个螺栓所受拉应力,MPa; n 为螺栓个数; A_b 为单个螺栓最小截面积, mm^2 ; D_{ot} 为所加等效螺栓力截面外径, mm ; D_{it} 为所加等效螺栓力截面内径, mm 。

等效螺栓力计算结果见表1。主体模型的位移边界条件为在二维单元设定轴对称选项并在对称面施加Y方向约束,各螺栓连接体接触分析设置为两体不分离,其施加的边界条件如图5所示。人孔开孔模型在所有接触到饱和蒸气的内表面施加0.96 MPa的压力,人孔端面加载等效端面力为

$$p_{\Omega} = -\frac{p_c \times S_{in}}{S_{out} - S_{in}} = -\frac{0.96 \times 0.09428}{0.20228 - 0.09428} = -0.8380 \text{ MPa} \quad (3)$$

式中: S_{in} 为人孔接管内截面面积, mm^2 ; S_{out} 为人孔接管外截面面积, mm^2 。

表1 等效螺栓力计算结果

Table 1 Equivalent bolt force calculation results

螺栓代号	A_b/mm^2	σ_b/MPa	n	D_{ot}/mm	D_{it}/mm	p_{et}/MPa
21	1 967.11	219.14	20	1 478.66	1 321.34	24.92
22	1 179.45	197.14	50	1 789.95	1 670.05	35.68
23	1 003.90	197.14	110	3 545.86	3 434.14	35.55

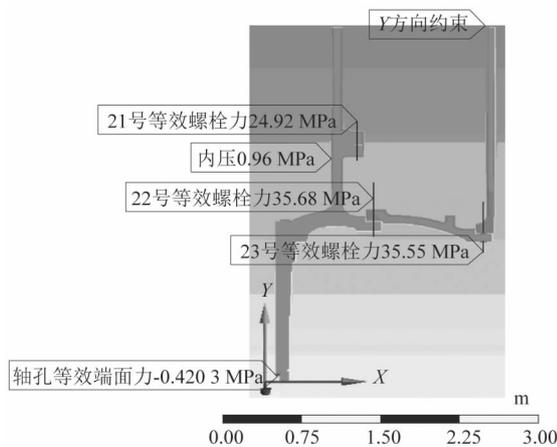


图5 主体模型边界条件示意

Figure 5 Sketch of boundary condition for main body model

位移边界条件为端盖外环表面施加固定约束,内环表面施加Y方向的约束,如图6所示。

2 有限元计算结果分析

通过有限元计算,可知烘缸主体和人孔开孔模型的应力分布,如图7~8所示。

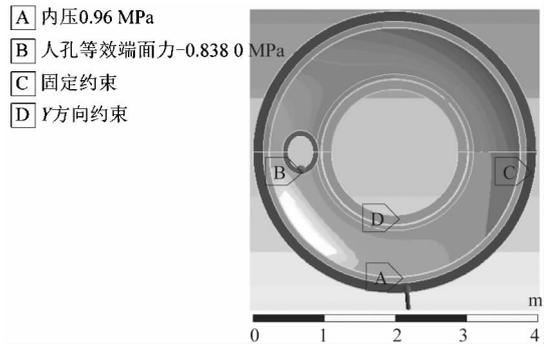


图6 人孔开孔模型边界条件示意

Figure 6 Sketch of boundary condition for manhole opening model

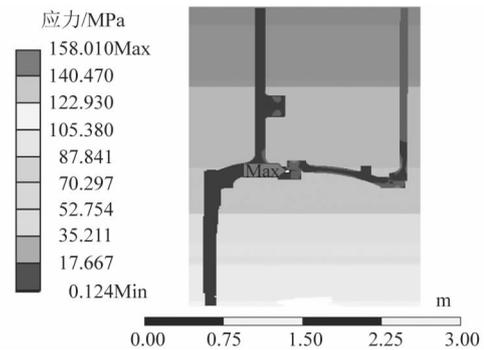


图7 主体模型应力强度分布

Figure 7 Stress intensity distribution diagram of main body model

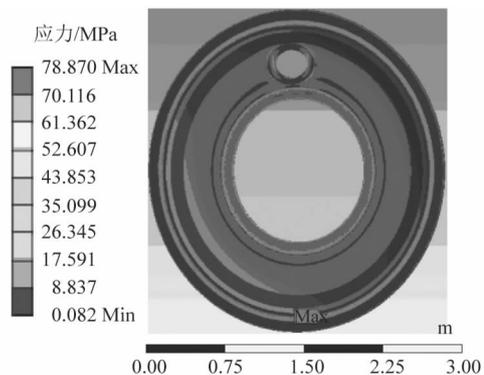


图8 人孔开孔模型应力强度分布

Figure 8 Stress intensity distribution diagram of manhole opening model

烘缸应力值最大区域主要分布在轴毂和缸盖的联接处,其最大应力值为158.010 MPa,为危险区域。较大应力的集中区域主要分布在筒体与轮毂的圆弧过渡区域以及端盖与人孔的环带处,该区域的局部应力值为60~65 MPa。根据标准QB/T 2556—2008《造纸机械用铸铁烘缸设计规定》第5.9条中的要求,烘缸不连续部位应力不应大于许用拉应力(30 MPa)的3倍,即90

MPa,最大应力评定不合格。由此可知该烘缸的结构设计存在不合理之处,需进行优化,降低局部应力峰值。

3 结构优化设计

烘缸整体应力分析结果表明,烘缸的最大应力远远大于强度要求。原因可能是:螺栓联接部位受到内压与较大的螺栓力;轮毂与缸盖、筒体与缸盖和内拉圆筒与轮毂相互挤压,导致受挤压部位拉应力过大;螺栓联接处的过渡圆角半径过小,导致集中应力增大。原始模型的过渡圆角半径为 5 mm,将在其他条件不变的情况下,通过调整过渡圆角的半径来研究其对集中应力的影响。将过渡圆角的半径调整至 10,15 和 20 mm 后进行有限元分析,得到如图 9 所示的应力云图。从图中可知,烘缸最大的应力区域仍在轮毂和缸盖的联接处,说明了该有限元分析过程具有一定的准确性。图 9(a)中过渡圆角半径为 10 mm 时,应力最大值为 93.993 MPa,说明了增大过渡圆角半径可有效的降低集中应力最大值,但该最大应力依然无法满足材料的强度要求。由图 9(b)和图 9(c)可知,过渡圆角半径为 15 和 20 mm 时,集中应力最大值分别为 74.663 和 67.639 MPa,均小于材料许用拉应力的 3 倍,即 90 MPa,可满足材料的强度要求。

4 结论

课题组采用 ANSYS 有限元分析软件对铸铁烘缸进行了整体应力分析,确定了烘缸的应力危险区域,通过调整螺栓联接体接触部位的过渡圆角半径的大小并进行有限元分析,得到以下结论:

1) 烘缸的最大应力主要分布在轮毂与缸盖的联接处,为最主要的危险区域。其他由应力过大造成的危险区域还包括筒体与缸盖联接处的圆弧过渡区、轮毂与缸盖联接处的圆弧过渡区和缸盖人孔的外环与内环处。在试验和实际生产过程中应对以上区域进行重点检测,以确保烘缸安全地运行。

2) 通过比较原始模型与优化后模型应力分布云图,应力最大区域仍然在轮毂与缸盖的联接处,通过增大其过渡圆角半径可有效降低最大应力值,当其过渡圆角半径由 5 mm 增大至 15 mm 时,烘缸应力基本满足强度要求。

参考文献:

- [1] 李杰,焦磊,王乐勤,等.大型高压铸铁烘缸有限元分析与应力产生机理[J].中国造纸学报,2005,20(2):160-163.
- [2] 章春亮.烘缸有限元计算模型的建立[J].轻工机械,2002(3):18-21.
- [3] 刘超锋,刘建秀,纪莲清,等.铸铁烘缸端盖的结构及维护[J].中国造纸,2011,30(5):53-57.

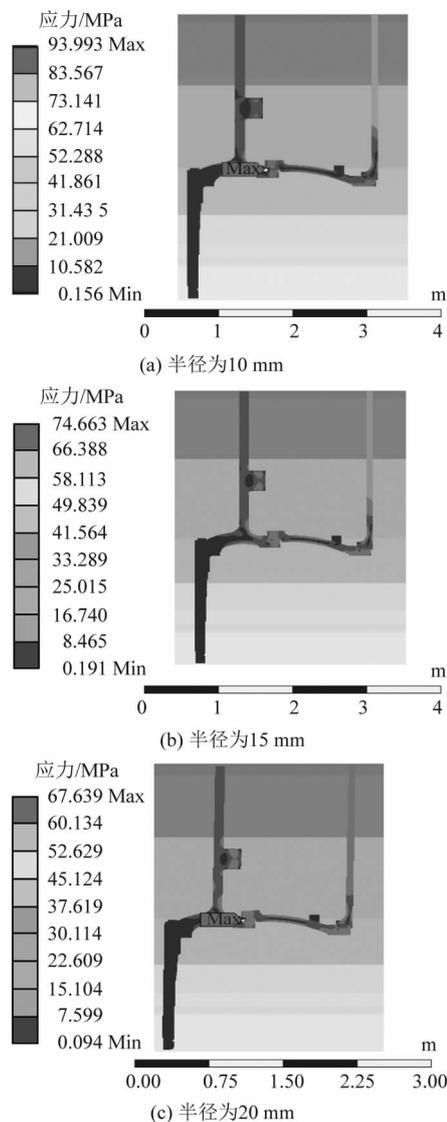


图9 圆角半径引起的应力强度分布
Figure 9 Stress intensity distribution caused by fillet radius

- [4] 刘超锋,李保亮,运萌.铸铁烘缸缺陷的磁粉检测[J].纸和造纸,2012,31(1):15-18.
- [5] 陈实.造纸烘缸爆炸事故的技术分析[J].中国特种设备安全,1990(5):55-56.
- [6] 张锋,高致富,钱红玉.基于有限元烘缸缸盖结构的分析[J].中国造纸,2014,33(1):40-44.
- [7] 薛文佳.宽幅铸铁烘缸的设计与有限元分析[C].北京:中国造纸学会,2015:408-412.
- [8] 张炜,王循明,祝勇仁.造纸机烘缸整体有限元分析与强度评定[J].轻工机械,2008,26(1):112.
- [9] 郭光银,杨伟鹏,李学磊,等.大型高压铸铁烘缸有限元分析和结构优化设计[J].上海第二工业大学学报,2014(2):130-131.
- [10] 中国轻工业联合会.造纸机械用铸铁烘缸技术条件:QB2551—2008[S].北京:中国轻工业出版社,2008.
- [11] 中国轻工业联合会.造纸机械用铸铁烘缸设计规定:QB/T2556—2008[S].北京:中国轻工业出版社,2008.