



引用格式:王垒智,董金善,孙存旭.多种约束下大型矩形纺丝箱的热-固耦合分析[J].轻工学报,2019,34(2):95-101.

中图分类号:TS103.6 文献标识码:A

DOI:10.3969/j.issn.2096-1553.2019.02.013

文章编号:2096-1553(2019)02-0095-07

多种约束下大型矩形纺丝箱的热-固耦合分析

Thermosetting-coupling analysis of large rectangular spinning box under multiple constraints

王垒智,董金善,孙存旭

WANG Leizhi, DONG Jinshan, SUN Cunxu

南京工业大学机械与动力工程学院,江苏南京211816

College of Mechanical and Power Engineering, Nanjing Tech University, Nanjing 211816, China

关键词:

矩形纺丝箱;
热-固耦合;热应力;
约束

Key words:

rectangular
spinning box;
thermosetting-coupling;
thermal stress;
constraint

摘要:针对大型矩形纺丝箱体的热应力对支座处产生影响的问题,以某公司12位联苯气相加热大型纺丝箱体作为研究对象,对矩形纺丝箱整体结构进行ANSYS有限元分析,研究设置支架对纺丝箱支座处温度变化的影响规律,采用间接法考察其支座在不同种类约束下热-固耦合的热应力变化规律.结果表明:支座通过支架散热更快,支座区域存在较大的温度梯度;纺丝箱最大热应力出现在箱体支座的螺栓孔处,组件圈的温度梯度较小;在全约束下支座的热应力最大,当温度梯度小于10℃时,支座的热应力大小不受约束变化的影响.进行工程设计时,可选用隔热性能优良的保温材料,适当调节纺丝箱不同支座处的螺栓松紧性,有效降低热应力,保障设备安全运行.

收稿日期:2018-08-13

作者简介:王垒智(1992—),男,河南省安阳市人,南京工业大学硕士研究生,主要研究方向为过程装备分析设计与优化技术、过程装备缺陷评定与再制造技术.

通信作者:董金善(1964—),男,回族,安徽省安庆市人,南京工业大学教授,博士,主要研究方向为过程装备分析设计与优化技术、过程装备缺陷评定与再制造技术.

Abstract: Aiming at the problem that the thermal stress of the large rectangular spinning box affects the support, taking the 12-bit biphenyl gas-phase heating large spinning box of a company as the research object, the ANSYS finite element analysis of the whole structure of the rectangular spinning box was carried out, the influence of the support on the temperature variation law of the support was studied, and the thermal stress variation of the support under different external constraints was analyzed. The results showed that the heat dissipation of the support through the support was faster than that in the air. Even if the insulation layer was added to the support and the support surface, there was still a large temperature gradient in the support area. For spinning box, the maximum thermal stress occurred at the bolt hole of the box support, the thermal stress at the four corners of the pump seat was more obvious, and the temperature gradient of the spinning box assembly ring was smaller. When the temperature gradient was less than 10 °C, the thermal stress of the support was not affected by the change of the constraint. When the engineering design apply, the material with good thermal insulation properties is selected and the ability of bolt tightness is adjusted properly in order to reduce thermal stress and ensure the safe operation of equipment.

0 引言

纺丝箱,又称纺丝保温箱,是螺杆挤出纺丝机的主要部件。矩形纺丝箱由于安装有计量泵座、纺丝组件等,与矩形截面容器相比较,其结构更加复杂,工作温度比一般的矩形截面容器更高。矩形纺丝箱在高温工作状态下的结构应力应变的研究方法主要有解析法、有限元法和实验法。余若伟等^[1]着重从纺丝工艺和机械强度两个方面对纺丝箱体进行分析,认为对于箱体在热态下的整体变形考虑不够,并计算求得箱体在 300 °C 时的变形达 24 mm,文中最后给出了一端固定、一端活动和中间固定、两端活动两种合理支撑方式;余若伟^[2]根据 GB 150—2011 和日本《压力容器构造规格》两种标准,采用支撑圆的最大直径对箱体进行强度校核,校核了支撑杆选用的直径需满足的要求,提出对于不能够满足强度要求的区域,增设支撑杆的建议;蒙文^[3]利用有限元软件 ANSYS 建立了纺丝箱箱体简化的二维平面模型,并进行应力分析,对可能的危险区域进行线性化处理,使箱体强度满足设计要求;冯顺亮^[4]按照 GB 150—2011 和日本《压力容器构造规格》要求对聚苯硫醚纺丝箱进行设计,得到了两种标准差距较大的壁厚结构。

以上研究成果涉及的多为 4 位、6 位、8 位矩形纺丝箱。目前国内对 12 位大型矩形纺丝箱的热应力强度分析鲜有研究,另外,上述分析均未能全面考虑纺丝箱体的热应力对支座处的影响。鉴于此,本文拟采用数值模拟方法对 12 位大型矩形纺丝箱整体结构进行 ANSYS 有限元分析,分别对设置支架和未设置支架箱体的温度变化规律进行研究,利用间接法对支座处不同种类约束下热-固耦合的热应力进行分析,探讨其热应力变化规律,以确保矩形纺丝箱结构的可靠性与安全性。

1 矩形纺丝箱结构分析与有限元模型构建

1.1 结构分析

矩形纺丝箱的基本结构如图 1 所示,主要由箱体、泵座、拉撑杆、隔板、纺丝组件圈等结构组成,相关结构的尺寸如下: $l_b \times w_b \times h_b \times t_1 = 6600 \text{ mm} \times 900 \text{ mm} \times 400 \text{ mm} \times 13 \text{ mm}$; $r = 47 \text{ mm}$; $t_3 = 20 \text{ mm}$; $t_4 = 30 \text{ mm}$; $s_1 = 250 \text{ mm}$; $s_2 = 400 \text{ mm}$; $s_3 = 275 \text{ mm}$; $s_4 = 550 \text{ mm}$; $s_5 = 1100 \text{ mm}$; $s_6 = 3300 \text{ mm}$ 。箱体、端盖、隔板等结构使用 Q345R 金属材料,泵座材料为 1Cr18Ni9Ti。

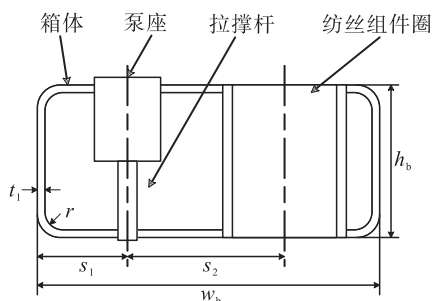
本文以某公司 12 位联苯气相加热大型纺丝箱体作为研究对象,其中间安装了一个隔板,

因此可以简化为 2 个 6 位矩形纺丝箱焊接在一起. 工作过程中, 每 6 位纺丝组件共用 1 个箱室, 纺丝箱是带圆角的矩形截面结构, 但箱体上安装的结构较多, 因此不能够完全按照《压力容器》(GB 150—2011)^[5] 进行强度计算, 并且箱体上存在许多局部结构不连续的区域, 因此需要对纺丝箱进行应力计算, 依据《钢制压力容器—分析设计标准》(JB 4732—1995) 进行应力分类和强度评定^[6].

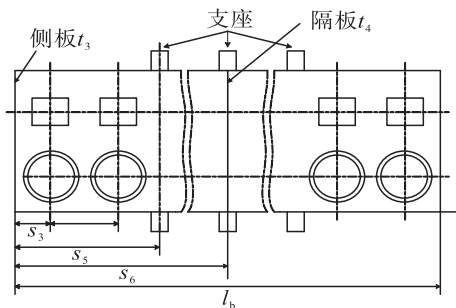
1.2 有限元模型构建

模型主要的研究对象为矩形纺丝箱的箱体, 对于箱体上的进料口、联苯蒸汽进口、联苯冷凝液回流口、测温口、测压口等比较小的部位, 在建立模型时可以忽略其对箱体强度的削弱作用, 并对一些细小的结构尺寸进行圆整和简化, 安装在泵座上的计量泵和纺丝组件圈内的纺丝头也可忽略不计. 矩形纺丝箱实体模型如图 2 所示.

模型采用的实体单元为 Solid185, 此单元



a) 矩形截面图



b) 俯视结构图

图 1 纺丝箱结构示意图

Fig. 1 Structure diagram of spinning box

为 3D8 节点结构实体单元^[7], 用于模拟 3D 实体结构. 该单元通过 8 个节点定义, 每个节点有 6 个自由度, 即沿着节点坐标系 x, y, z 方向的平动位移和绕 x, y, z 轴的转动位移, 其可以退化为五面体的棱柱单元或者四面体单元. 由于模型中矩形纺丝箱的结构比较复杂, 因此需通过布尔运算和工作平面对结构体进行切割, 以满足映射网格划分的要求. 本文中模型网格采用扫略映射的划分方法, 网格模型如图 3 所示.

为了验证计算结果与网格数量的无关性, 本文将矩形纺丝箱划分为不同的网格数量, 并以设计压力下纺丝箱的最大当量应力的相对误差作为评判的标准, 当相对误差小于 5% 时, 认为网格对计算结果具有无关性. 不同网格下最大应力的相对误差值如表 1 所示. 在保证计算精度的前提下, 控制网格数量, 对比后, 选取网格数为 874 935, 其相对误差为 3.5%, 小于标

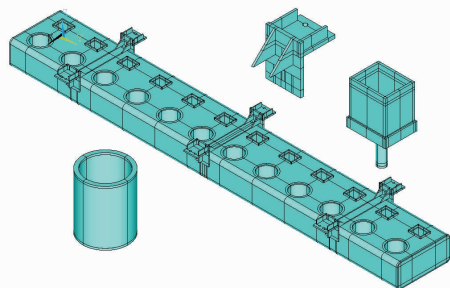


图 2 矩形纺丝箱的实体模型

Fig. 2 The solid model of rectangular spinning box

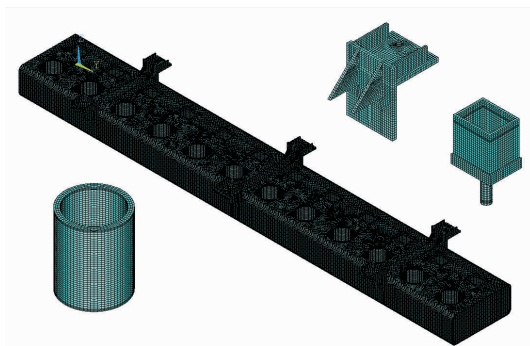


图 3 矩形纺丝箱模型的网格划分

Fig. 3 Mesh of rectangular spinning box model

表1 网格无关性检验

Table 1 The independence test of mesh

网格单元数	节点数量	最大当量应力值/MPa	相对误差/%
256 552	364 323	164.932	—
343 881	507 704	176.830	7.21
562 881	743 069	192.733	8.99
604 486	808 467	211.830	7.83
704 530	933 149	216.764	2.34
874 935	1 249 740	224.360	3.50
965 827	1 381 569	232.939	3.82
1 163 421	1 520 985	237.157	1.80

准值5%。

2 矩形纺丝箱的热力学分析

2.1 热力学分析原理

由于纺丝箱在纺丝过程中,对于温度的控制比较严格,始终要维持温度的恒定,因此需要有良好的保温层和加热系统.加热系统中载热体为联苯混合物,通常在320℃左右的温度下工作.由于纺丝箱的结构边界上存在着外部对它的约束,即使矩形纺丝箱在温差很小的条件下,温度应力可能还是比较大,因此需要进行热应力校核.纺丝箱安装12个纺丝组件和对应的计量泵,矩形纺丝箱的箱体比较长,为了结构的安全性,焊接有6对支座.由于支座要以某种方式固定在机架上,热量会直接散发到环境中形成较大的温差,因此,支座处需有外部约束的存在以抑制其变形.根据温度场的分布情况,本文主要研究在支座区域的温度分布情况,因此可以忽略温度对泵座和组件圈的影响.

对于稳态热分析,流入系统的热量原则上等于流出系统的热量,即

$$\Delta E = \Delta Q + W$$

对于瞬态热分析,流入或流出的热传递速率 q 等于系统内能的变化,即

$$q = \frac{dU}{dt}$$

热传导的控制微分方程式为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(K_{xx} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(K_{yy} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(K_{zz} \frac{\partial T}{\partial z} \right) + Q = \rho c \frac{dT}{dt}$$

其中, K_{xx}, K_{yy}, K_{zz} 分别为 x, y, z 方向的热传导系数; ρ 为纺丝箱体Q345R钢材密度; c 为纺丝箱体材料比热容.

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\partial T}{\partial t} + V_x \frac{\partial T}{\partial x} + V_y \frac{\partial T}{\partial y} + V_z \frac{\partial T}{\partial z}$$

式中, V_x, V_y, V_z 为媒介的传导速率; T 为纺丝箱内壁温度; Q 为单位体积的热生成.

有限元算法边界条件是以纺丝箱体及支座支架等表面与周围室温空气环境对流换热作为第三类边界条件^[8].第三类边界条件为

$$q_x n_x + q_y n_y + q_z n_z = h(t_\alpha - t) \quad (1)$$

式中, t_α 为自然对流条件下周围介质的温度, h 为物体与周围介质之间的对流换热系数.

式①可以改为

$$k_x \frac{\partial t}{\partial x} n_x + k_y \frac{\partial t}{\partial y} n_y + k_z \frac{\partial t}{\partial z} n_z = h(t_\alpha - t)$$

2.2 热力学分析结果

2.2.1 未设置支架的矩形纺丝箱 利用有限元软件ANSYS APDL对未设置支架的矩形纺丝箱模型进行热力学分析^[9],选用平面8节点热分析单元PLANE77,根据实际工作情况施加边界条件,使得模型边界条件处理合理化.经过有限元热分析计算得到温度场分布如图4所示.

由图4b)可知,箱体上温度为310℃,能够满足纺丝工艺要求的稳定温度环境.此时支座与空气直接接触区域温度为249.811℃,存在一定的温度梯度.

2.2.2 设置支架的矩形纺丝箱 图5为带支架的矩形纺丝箱的温度分布云图,纺丝箱的支座与支架良好连接,即二者间没有增加隔热板,且支座与支架未进行保温处理.

比较设置支架前后支座模型温度分布的变化,可以看出,纺丝箱体的温度分布与未加支架时有所不同.箱体部分的温度都为310℃,可以

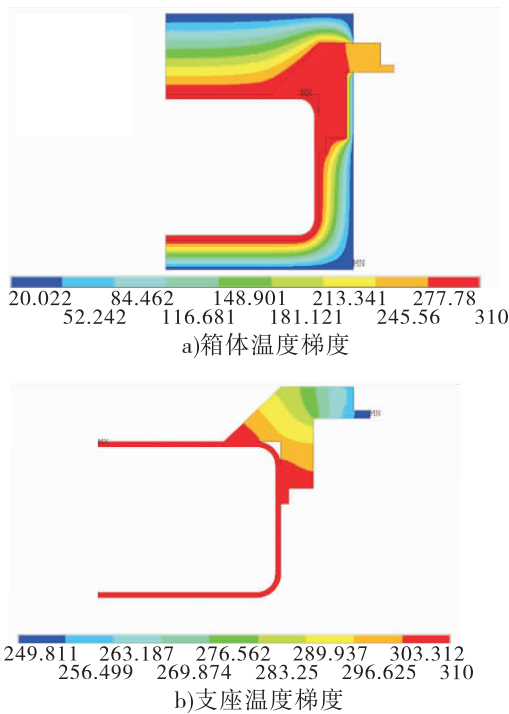


图4 未设支架的矩形纺丝箱的温度分布云图
Fig. 4 Cloud diagram of temperature distribution of rectangular spinning box without supports

满足纺丝工艺的要求. 温度分布的不同主要体现在支座区域, 由于支架采用的金属材料是热的良导体, 导热效果比空气好, 导致散热更快, 带支架模型中支座处的温度为 $174.512\text{ }^{\circ}\text{C}$, 明显低于未设置支架的情况下支座与空气直接接触区域的温度 $249.811\text{ }^{\circ}\text{C}$.

由上述的二维平面模型分析可知, 箱体的隔热层厚度设置合理, 能够保证正常的生产温度, 热应力会随着温度梯度的减小而变小. 箱体的纺丝组件圈、计量泵安装座、测温测压元件口、联苯气体的出入口等直接与空气接触, 会与环境形成较大温差. 二维模型中建立隔热层和支架, 结构热分析得到的温度场分布与实际情况相符, 因此, 可以作为初始条件施加在三维模型中进行模拟分析^[10].

2.3 不同种类约束下的热应力分布规律

为了避免支座处因温差过大而导致热应力偏高, 在支座与支架处需要加隔热板做绝热处

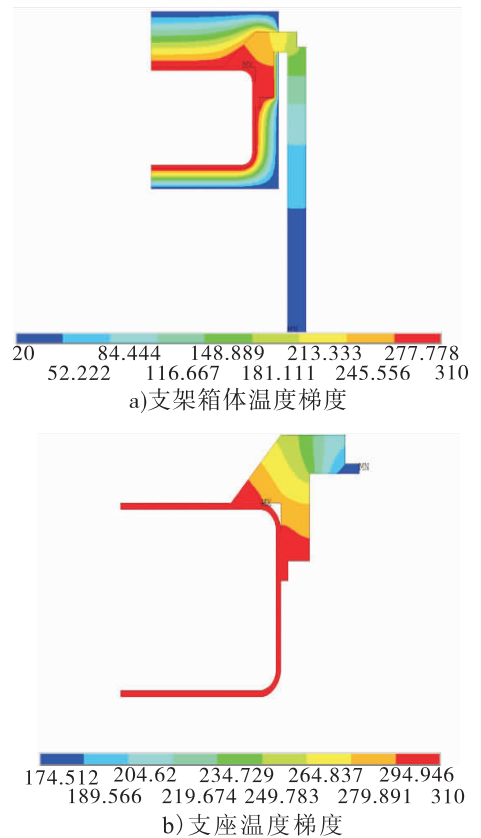


图5 带支架矩形纺丝箱的温度分布云图
Fig. 5 Cloud diagram of temperature distribution of rectangular spinning box with supports

理. 由二维平面热分析中可知, 当支座与支架接触良好的时候, 未加隔热层时支座与支架接触面的温度降低为 $174.512\text{ }^{\circ}\text{C}$. 经过界条件改变后有限元分析可得, 即使在支座与支架的表面加装隔热层, 支座与支架接触面的温度也会降低 $174.512\text{ }^{\circ}\text{C}$. 因此, 可将此温度作为初始条件加载到支座与支架的接触面上.

对矩形纺丝箱进行工况下的热-固耦合分析得到热应力云图如图6所示. 最大热应力出现在箱体支座的螺栓孔处, 由于长期疲劳工作, 此处为危险区域; 由于泵座与空气接触的材料为 $1\text{Cr}18\text{Ni}9\text{Ti}$, 与其他部分材料不同, 形成了较大温差, 泵座4个角处的热应力较为明显; 纺丝箱组件圈与空气也有接触, 但温度梯度小, 与箱体支座和泵座处的热应力相比小许多.

在何平等^[11]的研究中, 矩形纺丝箱的温差

很小,但结构的边界上存在外部对它的约束,导致热应力仍然处于较大水平. 为了进一步研究在不同约束情况下温度应力的变化,对图7所示几种约束情况的矩形纺丝箱进行热-固耦合分析.

由于本文中的纺丝箱较长,结构近似对称,因此,可以取矩形纺丝箱的1/2作为计算模型,设置3对支座,如图8所示.

纺丝箱用于模拟分析约束的具体工况如表2所示,对图8中A,B,C 3个位置的支座进行6种不同类型的约束讨论.

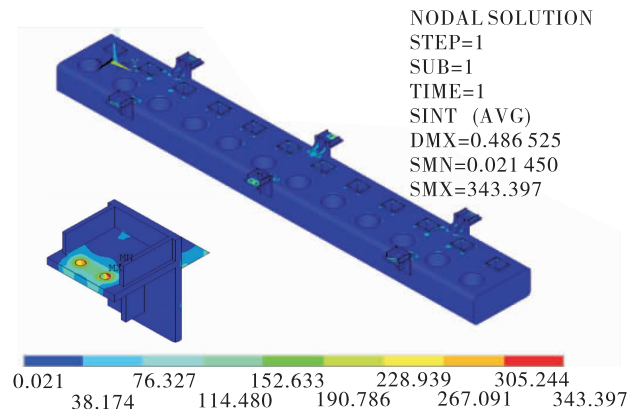


图6 热-固耦合应力云图

Fig. 6 Thermosetting-coupling stress cloud diagram

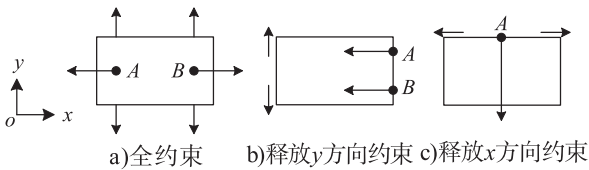


图7 纺丝箱的几种约束情况

Fig. 7 Several constraints of spinning box

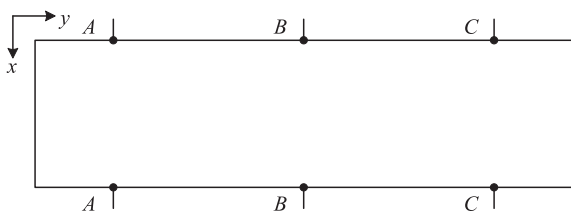


图8 纺丝箱支座简图

Fig. 8 Brief drawing of spinning box support

表2 不同类型约束方式

Table 2 Different type of constraints

约束	位置 A	位置 B	位置 C
1	$U_x = U_z = 0$	$U_x = U_y = U_z = 0$	$U_x = U_z = 0$
2	$U_x = U_y = U_z = 0$	$U_x = U_y = U_z = 0$	$U_x = U_y = U_z = 0$
3	$U_z = 0$	$U_x = U_y = U_z = 0$	$U_z = 0$
4	$U_x = U_y = U_z = 0$	$U_x = U_z = 0$	$U_x = U_z = 0$
5	$U_x = U_y = U_z = 0$	$U_x = U_z = 0$	$U_z = 0$
6	$U_x = U_y = U_z = 0$	$U_z = 0$	$U_z = 0$

对6种不同约束方式进行热-固耦合应力分析,得到每种约束情况下支座上的最大应力,并提取支座筋板与箱体连接区域路径上的一次应力、一次加二次应力,结果见表3.

表3 不同约束情况下支座处最大当量应力

Table 3 Maximum equivalent stress at the supports under different constraints MPa

约束	位置 A	位置 B	位置 C	一次应力	一次加二次应力
1	230.35	343.40	242.38	41.72	83.46
2	354.82	342.70	353.95	42.05	83.95
3	223.92	350.77	254.80	37.47	79.12
4	355.47	253.68	242.70	41.74	83.32
5	355.84	260.19	263.92	38.72	76.77
6	356.18	229.15	274.27	68.54	101.70

由表3可知,最大应力出现在施加全约束的中间支座区域,随着支座释放x,y,z任意方向的约束,温度应力降低100 MPa左右. 为了研究释放支座任意方向约束的效果,对支座处不同温度梯度下的箱体进行热-固耦合分析,以约束1条件下结果为例,得到温度梯度对支座应力的影响,如图9所示.

由图9可知,在温度梯度小于10℃时,3个支座的应力相近. 这说明在温度梯度比较小时,即使有约束存在,热应力的影响也非常小. 随着温度梯度的增加,热应力也会增加,但处于全约束下支座的热应力增加速度要比非全约束下的快.

3 结论

本文以某公司12位联苯气相加热大型纺

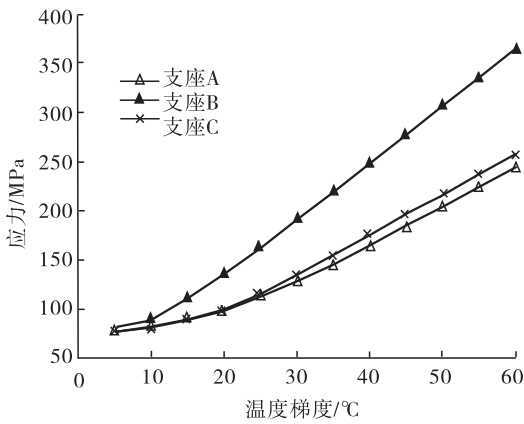


图9 温度梯度对支座应力的影响

Fig.9 Effect of temperature gradient on support stress

丝箱体作为研究对象,利用 ANSYS 有限元软件对处于工作状态下的纺丝箱体进行稳态结构分析,研究设置支架对纺丝箱支座处温度变化的影响规律,利用间接法对不同种类约束方式下的纺丝箱进行热-固耦合热应力分析,得到以下结论:

1) 利用平面模型对箱体支座区域进行温度场分析时,支座通过支架散热比在空气中散热更快,即使考虑在支座与支架的表面增加保温层,支座区域仍然存在较大的温度梯度。

2) 利用间接法对纺丝箱的整体进行热-固耦合分析,最大热应力出现在箱体支座的螺栓孔处,由于长期疲劳工作,此处为危险区域;因为泵座与空气接触的材料与其他部分材料不同,泵座4个角处的热应力形成较为明显;纺丝箱组件圈与空气也有接触,但温度梯度较小,与箱体支座和泵座处的热应力相比小许多。

3) 对存在外部约束和一定温度梯度的支座区域进行热应力分析,得到全约束下支座的热应力最大的结论;当温度梯度小于 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,支座的热应力大小不受约束变化的影响。

此大型矩形纺丝箱的热-固耦合研究结果在工程设计与制造上具有普遍意义:进行工程

设计时应充分考虑支座处的热应力对纺丝箱体在长期热疲劳工作条件下的危害性,可选用隔热性能优良的保温材料;高温工作条件下适当调节纺丝箱不同支座处的螺栓松紧性,可有效降低热应力,保障设备安全运行。

参考文献:

- [1] 余若伟,王辉,井佳音. FDY 纺丝牵伸机纺丝箱的设计[J]. 纺织科学研究,1997(2):5.
- [2] 余若伟. 熔融纺用纺丝箱的强度设计及计算方法的探讨[J]. 纺织机械,2011(3):14.
- [3] 蒙文. 纺丝箱应力分析和强度评定[J]. 石油化工设备技术,2009(5):23.
- [4] 冯顺亮. 聚苯硫醚纺丝箱强度设计的探讨[J]. 纺织机械,2011(2):32.
- [5] 寿比南,杨国义,徐峰,等. GB/T 150—2011《压力容器》标准释义[M]. 北京:新华出版社,2012.
- [6] 原全国压力容器标准化技术委员会. 钢制压力容器应力分析设计标准:JB/T 4732—1995(2005年确认)[S]. 北京:中国机械工业出版社,1995.
- [7] 张季,赵国忠,张皓,等. 基于精细螺栓模型的爆破阀热固耦合密封性能分析[J]. 压力容器,2018,35(2):13.
- [8] 郝宗凯. 600MW 汽轮机转子应力应变热固耦合数值分析[D]. 北京:华北电力大学,2013.
- [9] 徐朝阳,孙士恩. 基于 ANSYS 的凝汽器管板大温差热固耦合分析[J]. 汽轮机技术,2017,59(5):351.
- [10] 龚金科,何伟,钟超,等. 基于热固耦合的柴油机气缸盖有限元分析[J]. 湖南大学学报(自然科学版),2017,44(2):34.
- [11] 何平,刘雪芬,刘正国,等. 纺织机械压力容器的强度分析[J]. 纺织学报,1993(4):35.