

U型或浮头式换热器管板中的热应力及其主要影响因素研究

刘久逸 钱才富*

(北京化工大学 机电工程学院, 北京 100029)

摘 要: 采用有限元法研究了U型或浮头式换热器管板中的热应力,并考察了管板厚度及管壳程对流换热系数的影响。研究表明,对于U型或浮头式换热器,管板内仍存在较大的热应力,这是由于管板上换热管中热量传递造成的,并且当管板较厚时这种应力更为突出;在管程走热流体时,管板两侧表面存在拉伸热应力,降低管板厚度可以有效地降低由热载荷引起的管板壳程侧表面热应力,壳程侧表面热应力可由40 MPa降至-13 MPa;壳程传热系数对管板温度场的影响明显,在换热器设计中使对流换热系数较低的介质走壳程有利于降低管板的热应力。

关键词: U型管式换热器; 浮头式换热器; 管板; 热应力; 传热

中图分类号: TQ051.5 **DOI:** 10.13543/j.bhxbzr.2017.02.012

引言

在高参数工况下尤其是管壳程高温差、高压甚至强腐蚀的工况下确保换热器的安全运行,对于工业生产至关重要。由于可以忽略换热管与壳体之间的热膨胀差造成的热应力,U型或浮头式换热器被频繁地使用于管壳程高温差的工况。但由于管板的复杂结构以及管板内部温度分布不均,U型或浮头式换热器的管板内实际也存在热应力,并且这种热应力的大小与管板厚度、管壳程表面的传热系数及温差有着密切关系。许蕾等^[1]应用有限元方法对浮头式管板的热应力进行了分析,结果表明对于较厚的管板,其内部的热应力水平甚至超过由压力载荷引起的机械应力水平,这一情况在管板设计中应该予以考虑。吴强胜等^[2]则基于等效圆板理论通过施加热源的方式对管板进行了温度场分析,结果表明在布管区与非布管区过渡处及管板与壳体连接处存在较大的温度梯度,同时管板与换热管胀接处的接触热阻会使温度梯度沿板厚方向均匀化。Ando等^[3]对蒸气发生器中半球形管板瞬态热应力进行了计算与比较,结果发现球形管板的主要热应力

是布管区与非布管温差导致的环向应力且最外层管孔区域的热应力最高。李静^[4]、王定标等^[5]利用有限元方法对已经用等效弹性常数简化后的管板热应力进行计算,最终结果表明当管板两侧温差较大时采用薄管板可以有效降低管板的热应力。杨宏悦等^[6]则利用温度场循环迭代的方式对大型管板进行有限元分析,发现在管程传热系数极低时管板热应力很小。谭蔚等^[7]分别通过直接设定表面温度,使用对流热载荷及流固耦合等方式对管板的温度场进行了对比分析,发现对于直接给定管板表面温度的模型,管板在壳程侧出现了很高的温度梯度,而另外两种分析方法则没有这种情况出现。

上述文献虽对不同结构及不同工况的管板进行了热应力计算,但并没有对管板结构和工艺参数变化对管板热应力造成的影响进行系统的分析,因此本文通过建立带部分换热管的U型或浮头式换热器管板的有限元模型,研究管板中的热应力,并考察管板厚度及管壳程的对流换热系数等主要因素对管板热应力的影响,以供换热器工程设计时参考。

1 U型或浮头式换热器管板有限元模型

1.1 管板几何模型

管板结构包括管板和部分长度的换热管,其主要参数见表1。

收稿日期: 2016-09-18

第一作者: 男,1991年生,博士生

* 通讯联系人

E-mail: qiancf@mail.buct.edu.cn

表 1 管板的主要参数

Table 1 Main parameters of the tubesheet

参数	数值
换热管外直径/mm	25
换热管厚度/mm	2.5
换热管间距/mm	32
换热管壳程侧伸出长度/mm	500
管板半径/mm	625
管板厚度与半径之比 (R_s)	0.05~0.5
管板有孔区域半径与管板半径之比	0.72

采用 ANSYS 15.0 软件建立管板有限元模型,同时为了提高计算效率,建模中进行了如下简化:

- (1) 利用结构的对称性建立了 1/4 管板模型;
- (2) 假设换热管与管板连接是胀焊并用,使用公用节点方式连接管板与换热管;
- (3) 在壳程侧保留一定的换热管长度,同时忽略管程侧换热管伸出的部分;
- (4) 忽略管板材料属性随温度的变化,各部件结构的杨氏模量均为 $188 \times 10^3 \text{ MPa}$,泊松比为 0.3,热膨胀系数设为 $12.56 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$,导热系数则设为 $48 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$;
- (5) 所有管孔均以管板中心为中心径向发散,在管板中心处不建立换热管与开孔以考察管板中心应力。

使用 SOLID186 实体单元进行网格划分,通过网格无关性测试后最终模型的网格示意图如图 1 所示,图中左下角为有孔区域加密后的网格。

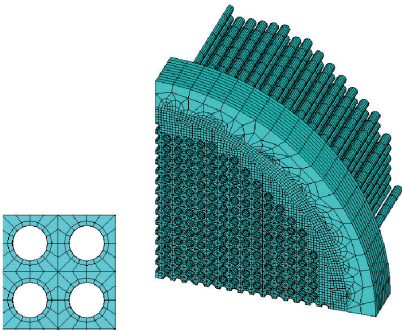


图 1 管板结构有限元网格
Fig. 1 Grid of the tubesheet

1.2 管板边界条件

计算管板热应力首先需要对管板进行温度场分析。温度场分析中的边界条件设置如下:

- (1) 在管板管程侧表面与换热管内表面施加对流载荷,其介质主体温度设为 $350 \text{ }^\circ\text{C}$;

- (2) 在管板壳程侧表面与换热管外表面施加对流载荷,其介质主体温度设为 $250 \text{ }^\circ\text{C}$;
 - (3) 其余边界为绝热边界。
- 接着进行结构计算,其边界条件如下:
- (1) 将温度场结果作为温度条件施加至管板上;
 - (2) 在对称截面上施加对称约束;
 - (3) 以管板厚度方向为轴向,约束管板最外侧边缘的轴向位移(简支)。

2 结果与讨论

2.1 不同厚度管板中的温度及热应力分布

图 2 为管板厚度与半径之比 R_s 分别为 0.05、0.1、0.3 时管板温度的分布。传热计算中假设管壳程流体对流换热系数均为 $10000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。需要指出的是,由于假设的对流传热系数较大,管板的各个表面温度会更加贴近其所对应的介质温度,这也会使表皮效应相对明显,计算得出的应力结果偏大,但相比在管板两表面直接施加管壳程,介质温度更接近工程实际。

由图 2 可以发现当管程温度高于壳程时,管板管程侧出现接近管程温度的高温区域,在壳程侧有孔区域,管板表层温度沿厚度方向由低至高快速变化,即出现了“表皮效应”;而在无孔区域没有表皮效应,温度沿厚度的变化比较均匀。因此,表皮效应的产生是管板上布管并且受管内介质温度作用的结果。

为了更清晰地说明不同区域内温度沿管板厚度的变化并考察管板厚度的影响,在管板外圈的无孔区域以及管板中部的有孔区域管桥位置分别沿厚度建立了路径,不同厚度管板两路径上温度沿管板厚度的变化情况如图 3 所示。

由图 3 中可以看出,在壳程侧,管板上出现的温度表皮效应(高温度梯度)深度几乎不随管板厚度而变化,而与管程温度对应的管板温度区域深度则随管板厚度增加而增厚;在无孔区域,温度场梯度随管板厚度的增加而降低。

不同厚度管板中心处沿厚度方向的径向热应力(该处环向应力大小相等)的整体分布如图 4(a)所示。为了更清晰地显示壳程侧的高梯度应力变化,图中对壳程侧的 0.02 m 前横坐标进行了放大处理,如图 4(b)所示。

从图 4 可以看出,除 $R_s = 0.05$ 外,管板两侧表

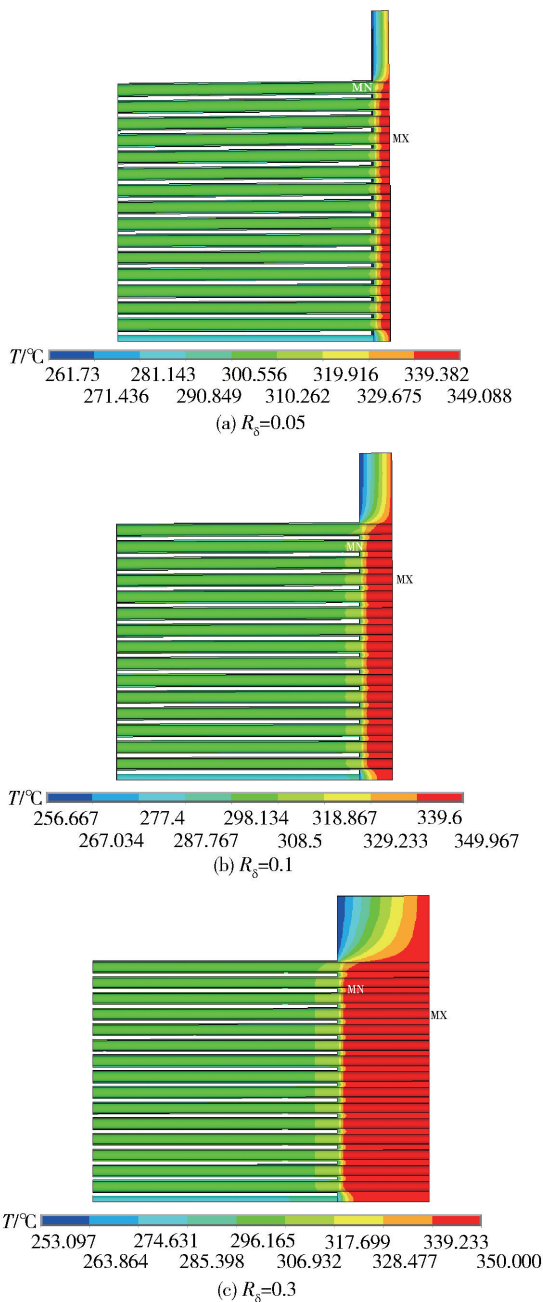


图2 不同厚度管板的温度分布云图

Fig. 2 Temperature distribution on the tubesheet

面均产生了拉应力,拉应力最大可达 40 MPa。这种拉伸应力若与操作时换热器内压引起的拉应力相叠加,会增加管板表面出现开裂的可能;但若管程介质温度低于壳程介质温度,则拉、压热应力的分布将对调,这时管板表面的压缩应力将起到抑制管板表面开裂的作用。由图 4 还可以发现,随着管板厚度的增加,壳程侧的径向应力明显增大(由 -13 MPa 增大至 40 MPa)。这是由于管板壳程侧表皮效应的深度随管板厚度的增大而相对减

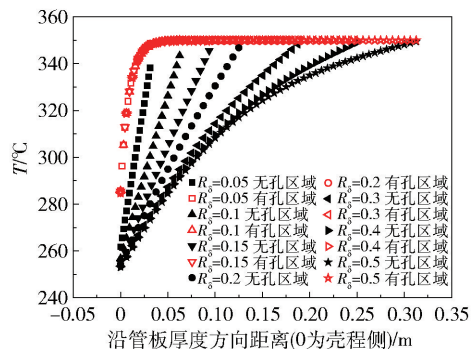
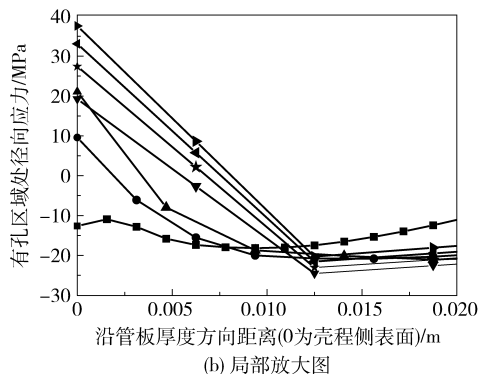
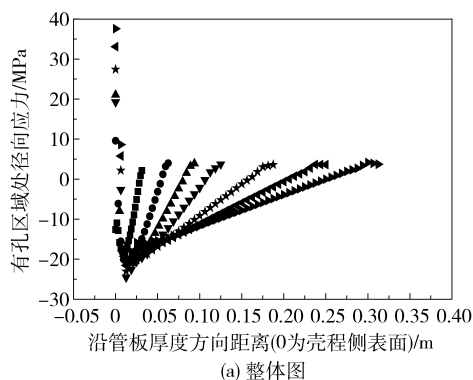


图 3 不同厚度管板两路径上温度沿管板厚度的变化

Fig. 3 Temperature distribution on two paths on the tubesheet along the tubesheet thickness



■ $R_{\delta}=0.05$; ● $R_{\delta}=0.1$; ▲ $R_{\delta}=0.15$; ▼ $R_{\delta}=0.2$; ★ $R_{\delta}=0.3$;
◀ $R_{\delta}=0.4$; ▶ $R_{\delta}=0.5$ 。

图 4 管板有孔区域路径上径向应力随管板厚度的变化
Fig. 4 Radial stress distribution at the perforated region of the tubesheet along the tubesheet thickness

小,从而引起表皮效应增强造成的。

2.2 对流换热系数对管板热应力的影响

影响管板热应力的另一主要因素是管板两侧的对流传热系数。以 R_{δ} 为 0.1 的管板为例,图 5 是给定壳程对流传热系数为 $10000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,管程对流传热系数 h_i 分别为 1250、2500、5000、10000 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 时,管板有孔区域处径向热应力沿管板壁厚

的变化;图6是给定管程对流传热系数为 $10000\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$,壳程对流传热系数 h_s 分别为 1250 、 2500 、 5000 、 $10000\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 时,管板有孔区域处径向热应力沿管板壁厚的变化。由图5、6可以看出,应力分布随管程对流传热系数的变化较小而随壳程对流传热系数的变化较大,特别是管板壳程表面应力变化更为明显。这是由于壳程对流传热系数减小时,管板壳程表面温度更加靠近管程温度,而管板壳程侧的表皮效应强度降低。

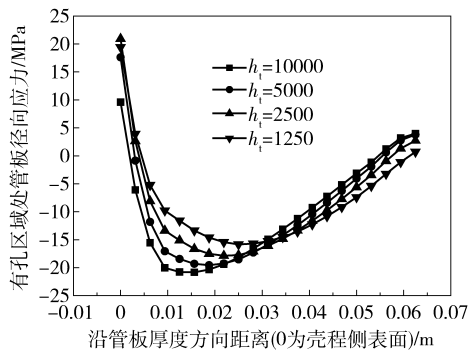


图5 h_i 不同时管板有孔区域的径向应力沿管板厚度的变化

Fig. 5 Radial stress at the perforated region on the shell-side of the tubesheet along the tubesheet thickness when h_i is different

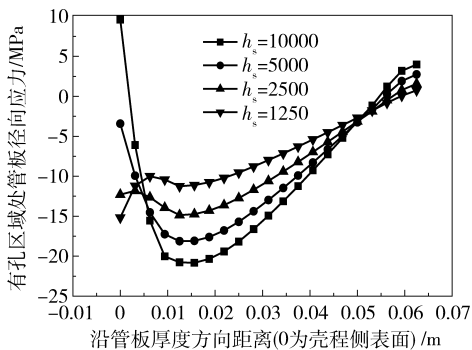


图6 h_s 不同时管板有孔区域的径向应力沿管板厚度的变化

Fig. 6 Radial stress at the perforated region on the shell-side of the tubesheet along the tubesheet thickness when h_s is different

3 结论

(1)对于U型或浮头式换热器,尽管没有管子与壳体之间的热膨胀差造成的热应力,管板内仍存在热应力,这是由于管板上换热管内部流体传热形成了管板壳程侧的高温梯度(表皮效应)所引

起的。

(2)在管程走热流体时,管板两侧表面存在拉伸热应力,厚度较大时这种应力可达 40 MPa ;拉伸热应力和压力载荷所引起的拉应力叠加可能会导致管板表面出现局部开裂,因此,使冷流体走管程有利于防止管板开裂破坏。

(3)降低管板厚度可以有效降低由热载荷引起的管板壳程侧表面热应力,随着管板厚度的降低,壳程侧的径向应力可由 40 MPa 降至 -13 MPa 。

(4)壳程传热系数对管板热应力有较大影响,在换热器设计中使对流传热系数较低的介质走壳程有利于降低管板的热应力。

参考文献:

- [1] 许蕾, 钱才富, 刘久逸, 等. 浮头换热器管板热应力分析[J]. 压力容器, 2015, 32(6): 55-60.
Xu L, Qian C F, Liu J Y, et al. Thermal stress analysis at the tubesheet of floating-head heat exchangers [J]. Pressure Vessel Technology, 2015, 32(6): 55-60. (in Chinese)
- [2] 吴胜强, 薛明德. 管壳式换热器管板温度场的分析方法[J]. 核动力工程, 1998, 19(5): 401-407.
Wu Q S, Xue M D. Analysis method of temperature fields in tubesheets of tubular heat exchangers [J]. Nuclear Power Engineering, 1998, 19(5): 401-407. (in Chinese)
- [3] Ando M, Takasho H, Kawasaki N, et al. Stress mitigation design of a tubesheet by considering the thermal stress inducement mechanism [J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2013, 135(6): 271-291.
- [4] 李静. 换热器管板的热应力数值模拟[J]. 河南化工, 1999(2): 31-34.
Li J. Numerical simulation of thermal stress of tubesheet of heat exchanger [J]. Henan Chemical Industry, 1999(2): 31-34. (in Chinese)
- [5] 王定标, 向飒, 魏新利. 换热设备管板热应力的数值模拟及应用[J]. 轻工机械, 2004(3): 31-34.
Wang D B, Xiang S, Wei X L. Thermal stress simulation of tube sheet and application of thin tube sheet in heat exchanger [J]. Light Industry Machinery, 2004(3): 31-34. (in Chinese)
- [6] 杨宏悦, 蔡纪宁, 张秋翔, 等. 大型固定管板式换热器管板稳态温度场及热应力场分析[J]. 化工设备与管道, 2006, 43(1): 11-15.
Yang H Y, Cai J N, Zhang Q X, et al. Analysis of steady-state temperature field and thermal stress field in

- tubesheet in large fixed tubesheet heat exchanger [J]. Process Equipment & Piping, 2006, 43(1): 11-15. (in Chinese)
- [7] 谭蔚, 杨星, 杨向涛. 高参数换热器管板热应力分析模型的研究[J]. 压力容器, 2011, 28(2): 44-50.

Tan W, Yiang X, Yang X T. Study on analytical models of thermal stress in tubesheet of heavy duty heat exchanger[J]. Pressure Vessel Technology, 2011, 28(2): 44-50. (in Chinese)

Study of the main factors influencing the thermal stress at the tubesheet of U-tube or floating head heat exchangers

LIU JiuYi QIAN CaiFu *

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

Abstract: The finite element method has been employed to study the thermal stress at the tubesheet of U-tube or floating head heat exchangers, and the influence of varying the tubesheet thickness and the fluid heat transfer coefficients has been studied. It is found that for U-tube or floating head heat exchangers, thermal stress does exist at the tubesheet because of heat transfer inside the tubes embedded in the tubesheet. And for a thick tubesheet, the thermal stress is more significant. When the hot fluid flows through the tubes, the thermal stress at both sides of the tubesheet is tensile stress. Decreasing the tubesheet thickness can effectively reduce the surface thermal stress at the tubesheet on the shell-side from 40 MPa to -13 MPa. The heat transfer coefficient of the fluid on the shell-side affects the thermal stress at the tubesheet on the shell-side, and if a fluid with a low heat transfer coefficient flows on the shell-side it can reduce the thermal stress at the tubesheet.

Key words: U-tube heat exchanger; floating head heat exchanger; tubesheet; thermal stress; heat transfer

(责任编辑:汪 琴)