

# 全国第四届 换热器学术会议论文集

QUANGUO DISIJIE HUANREQI XUESHU  
HUIYI LUNWENJI

中国压力容器学会 合肥通用机械研究院 ©主编



合肥工业大学出版社  
HEFEI UNIVERSITY OF TECHNOLOGY PRESS

QUAN GUO DI SI JIE HUAN RE QI XUE SHU HUI YI LUN WEN JI

# 全国第四届换热器学术会议 论文集

中国压力容器学会 编  
合肥通用机械研究院

合肥工业大学出版社

图书在版编目(CIP)数据

全国第四届换热器学术会议论文集/中国压力容器学会编. —合肥:合肥工业大学出版社,2011.12  
ISBN 978-7-5650-0623-4

I. ①全… II. ①中… III. ①换热器—学术会议—文集 IV. ①TK172-53

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2011)第 243160 号

全国第四届换热器学术会议论文集

中国压力容器学会 编

责任编辑 孟宪余

|        |                                      |     |                     |
|--------|--------------------------------------|-----|---------------------|
| 出 版    | 合肥工业大学出版社                            | 版 次 | 2011 年 12 月第 1 版    |
| 地 址    | 合肥市屯溪路 193 号                         | 印 次 | 2011 年 12 月第 1 次印刷  |
| 邮 编    | 230009                               | 开 本 | 889 毫米×1194 毫米 1/16 |
| 电 话    | 总编室:0551—2903038<br>发行部:0551—2903198 | 印 张 | 17                  |
| 网 址    | www.hfutpress.com.cn                 | 字 数 | 503 千字              |
| E-mail | hfutpress@163.com                    | 印 刷 | 安徽省瑞隆印务有限公司         |
|        |                                      | 发 行 | 全国新华书店              |

ISBN 978-7-5650-0623-4

定价:78.00 元

如果有影响阅读的印装质量问题,请与出版社发行部联系调换。

## 目 录

1. 锅炉给水预热器厚管板的承载特征分析 ..... 谭 蔚 杨 洁 费 伟 (1)
2. 钛内波外螺纹管氧化第一冷凝器的研制及其在 PTA 装置的应用  
..... 刘 丰 郭宏新 刘世平等 (11)
3. 具有矩形管板的 U 形管式换热器管板的有限元分析  
..... 吴晓红 修维红 张中清等 (17)
4. 管束 U 形段防震结构选优分析 ..... 陈孙艺 (25)
5. 高压固定管板式换热器用多层膨胀节有限元分析  
..... 顾玉钢 周秀芝 刘孝根等 (30)
6. 先进换热装备的制造及高效节能设计 ..... 朱冬生 郭新超 (38)
7. 高通量换热器研制开发及应用 ..... 刘京雷 徐 宏 徐 鹏等 (45)
8. 高通量换热器的产业化研发 ..... 刘京雷 徐 宏 王学生等 (50)
9. 板翅式换热器有限元计算 ..... 修维红 吴晓红 倪利刚等 (55)
10. 薄壁圆筒矩形大开孔补强结构分析 ..... 卢 峰 黄 英 包河山 (59)
11. 基于数字制造技术的热交换器板片开发 ..... 胡国栋 常春梅 王 忠 (63)
12. 油浆蒸气发生器减应力槽管板焊接工艺研究 ..... 高 磊 张迎恺 霍 欢 (67)
13. 管头橡胶胀接工艺试验研究及应用 ..... 陈孙艺 张培文 (72)
14. 对换热管与管板焊接结构若干问题的探讨 ..... 刘利江 (78)
15. 对胀管率计算方法的研究与探讨——怎样更精确地测定胀接效果  
..... 卢广贤 夏崇华 (86)
16. 列管式废热锅炉制造中内孔焊接技术的应用 ..... 高海水 (92)
17. 海洋平台用海水换热器材质的选择 ..... 杜喜军 韩敬艳 (98)
18. 钎换热器的设计和制造技术 ..... 杨文峰 (102)
19. 环氧乙烷反应器的国产化研制 ..... 李 鱼 赵石军 赵景玉 (109)
20. 真空钎焊炉国产化后的能耗问题及改善措施 ..... 张德兵 王国生 (113)

|                                                |               |       |
|------------------------------------------------|---------------|-------|
| 21. 换热器风洞流场品质的数值模拟 .....                       | 程 沛 陈永东 顾玉刚 等 | (124) |
| 22. 孔桥宽度及数量计算机辅助设计 .....                       | 宋林红 王 玉       | (135) |
| 23. 内置螺旋阶梯转子换热管强化传热及阻力特性实验研究<br>.....          | 杨斯博 丁玉梅 阎 华 等 | (142) |
| 24. 不同厚度铝喷涂管沸腾传热的实验研究 .....                    | 孙海阳 钱才富 张 智 等 | (148) |
| 25. 一种计算对流换热系数的方法 .....                        | 刘孝根 彭小敏 顾玉钢 等 | (153) |
| 26. 高效低阻的周向重叠三分螺旋折流板换热器 .....                  | 盛艳军 陈亚平 吴嘉峰   | (157) |
| 27. 空冷器环肋的熵最小化原理分析 .....                       | 王立新           | (166) |
| 28. 湿式空冷器的 HTRI 选型方法探讨 .....                   | 王立新 荣丁石 张志荣   | (173) |
| 29. 纵流和横流管壳式换热器的性能比较 .....                     | 焦 兰 黄素逸       | (178) |
| 30. 缩放管盘环式换热器壳程传热与阻力特性数值模拟研究 ...               | 吴秋华 江 楠       | (186) |
| 31. 带有螺旋折流板—螺旋波纹管的 EGR 冷却器流动与<br>传热特性的分析 ..... | 柳 林 凌 祥 彭 浩   | (193) |
| 32. 新型三角孔翅片对流传热及压降特性研究 .....                   | 李 娟 凌 祥 彭 浩   | (208) |
| 33. 板式热交换器板片参数的分析研究 .....                      | 黄 蕾 黄庆军       | (216) |
| 34. 汽提气水冷器泄漏原因分析及应对措施 .....                    | 刘京东 鲍世平 吴金荣   | (224) |
| 35. 换热器管束的防腐蚀 .....                            | 任红亮 吴力俊       | (228) |
| 36. 灰色决策在常减压塔顶换热器改造中的应用 .....                  | 王正方           | (233) |
| 37. 换热器管束翻新再造 .....                            | 张辉君 吕胜杰       | (241) |
| 38. 锆无缝管材生产技术 .....                            | 葛 伟 邓宁嘉 徐国俊 等 | (249) |
| 39. 钛/钢复合管生产工艺介绍 .....                         | 李弘缘 邓宁嘉 葛 伟 等 | (254) |
| 40. 行业标准 JB/T10523 释义 .....                    | 王 玉 徐秋玲       | (259) |
| 41. 换热器效能评价的新方法 .....                          | 徐 正           | (264) |

# 锅炉给水预热器厚管板的承载特征分析

谭蔚<sup>1</sup> 杨洁<sup>2</sup> 费伟<sup>2</sup>

(1. 天津大学化工学院, 天津 300092; 2. 中国寰球工程公司, 北京 100029)

**摘要:** 高温、高压操作条件下的锅炉给水预热器采用 U 形管换热器, 其厚管板由于结构和操作状态的复杂性, 其承载能力分析预测一直是设备强度设计中的难点。为了分析厚管板中的热应力和机械应力, 本文通过合理简化, 建立了热分析和结构分析一致化有限元分析模型, 提出了变温度条件下线法强度评定的基本原则, 通过 9 种分析工况全面考核了一例预热器厚管板的安全性。分析发现, 管板温度场和热应力场存在明显的“集肤”现象, 且管板过渡圆角位置的最大热应力为压应力。采用子模型技术和接触分析技术考证了整体模型中异常应力的真实性。通过分析管板不同过渡圆角条件下的承载状况, 指出过渡圆角的改变对薄膜、薄膜+弯曲应力强度的影响很弱, 不会影响管板的静载承载能力。

**关键词:** 厚管板; 热应力; 承载特征; 变温度评定; 过渡圆角

## Analysis on the Load Behaviors of the Heavy Tube-sheet Used in a BFW Pre-heater

Tan Wei<sup>1</sup> Yang Jie<sup>2</sup> Fei Wei<sup>2</sup>

(1. School of Chemical Engineering, Tianjin University, Tianjin, 300092;

2. China Huanqiu Contracting & Engineering Corp., Beijing, 100029)

**Abstract:** The BFW pre-heater mentioned in this paper is a U-Type heat exchanger operating under high temperature and high pressure. The analysis and evaluation on the load-bearing capability of the heavy tube-sheet used in the pre-heater is commonly a problem during the strength design of the equipment, due to the complexity on structure and operating conditions. In order to analyze the thermal and mechanical stresses in the tube-sheet, a consistent finite element model for thermal and mechanical simulation is established in this paper based on some reasonable simplifications. A basic strength evaluation methodology based on linear method is proposed for the paths with different temperature. The safety of the tube-sheet is then comprehensively evaluated based on the results of nine analysis cases. The results show that an evident skin effect exists in the temperature field and also the thermal stress field. The maximum thermal stress occurred on the transition round corner of the tube-sheet is found to be compressive. A sub-model with contact technology in it is adopted for purpose of invalidation of the abnormal high stress appears in the general model. Tube-sheets with different transition corner radius are then analyzed which show that, the radius has little effect on the membrane and membrane plus bending stress intensities, and can't improve or weaken the loading capability of the tube-sheet under static conditions.

**Keywords:** heavy tube-sheet; thermal stress; load behavior; strength evaluation with different temperature; transitional round corner

## 1 概述

锅炉给水预热器是大型合成氨装置的关键设备之一,用于冷却合成气并同时加热锅炉给水,回收能量。锅炉给水预热器中管板的承载状况较为复杂,除结构因素外,管板承受介质压力及复杂温度场带来热应力的双重作用。分析管板的承载特征,准确预测其承载安全性,对设备乃至整套装置的安全持续运行,均具有重要意义。

本文所研究的锅炉给水预热器采用双管程、双壳程 U 形管设计。设备直径为  $\phi 1500/\phi 1600$ ,管程设计压力为 17MPa,设计温度为  $380^{\circ}\text{C}$ ;壳程设计压力为 13.8MPa,设计温度为  $350^{\circ}\text{C}$ 。管程介质为合成气,进出口温度分别为  $340^{\circ}\text{C}$  和  $250^{\circ}\text{C}$ ;壳程介质为锅炉给水/少量气,进出口温度分别为  $183.45^{\circ}\text{C}$  和  $316.95^{\circ}\text{C}$ 。换热管束包括  $\phi 25 \times 2.5\text{mm}$  U 形管 806 根,按照等边三角形布置,管间距 32mm;换热管采用强度焊和密封贴胀组合方式与管板连接。管板主体厚度 390mm,在气侧表面有 6mm 厚的 INCONEL 堆焊层。管板通过焊接方式与管箱筒体、壳程筒体连接为一体。设备简图如图 1 所示。

本文采用有限元方法对上述设备的厚管板进行了详细分析。

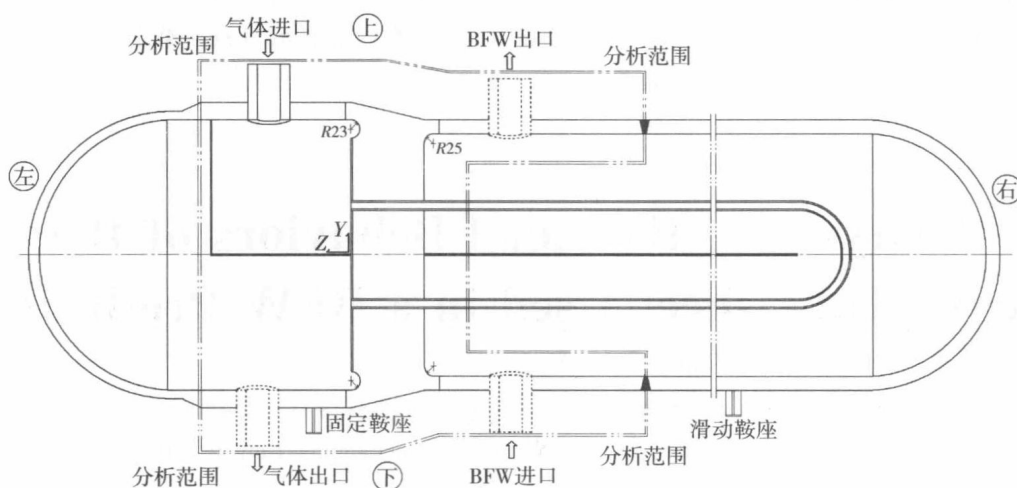


图 1 设备简图

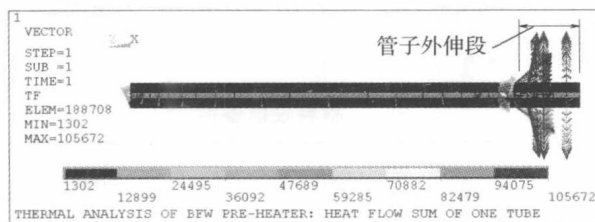
## 2 分析模型中的若干考虑

有限元分析包括稳态温度场分析和静态弹性结构应力场分析。不考虑开停车的瞬态热过程、结构的疲劳以及管束可能的振动。

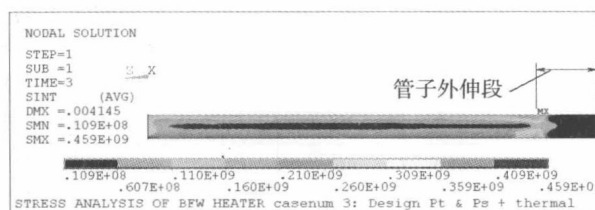
### 2.1 分析区域

管板和与之相连的换热管、管箱筒体、壳程筒体等形成了一个复杂的弹性体系,在热量传递、变形协调等方面会相互影响,因此管板分析中应当考虑与之相连接的部件。但是,将连接件完全纳入分析模型所造成的过大的运算成本与所取得的精度提高并不匹配,因此,在保证必要运算精度的基础上,应当进行适当简化。

首先考虑管束的简化。设计中换热管采用强度焊和贴胀组合方式与管板连接,管子与管板之间存在热量传递,需要将一定长度的换热管纳入分析模型;管子对管板还有开孔补强作用,考虑管子与管板连接采用胀焊并用,分析中将整个管子厚度纳入到孔桥之中,即认为管子管板完全连接为一体。管子的开孔补强作用还表现为需要考虑超出管子水侧表面的一定的“外伸长度”。分析中“外伸长度”取为 60mm,计算结果表明,这个长度能够完整表达管子对管板的温度场和结构应力场的影响。图 2(a)给出了某管子的热流矢量图,可见在远离管板表面的管端,热流方向已经与管子表面垂直,不再有轴向的热流量;图 2(b)给出了设计压力和温度作用下与图 2(a)相同管子的应力强度分布图,可见在管子外伸端部,应力强度已趋于稳定。



(a) 管子的热流矢量图



(b) 管子的应力强度分布

图2 外伸长度验证

分析中管箱筒体与壳体筒体取用长度分别为各自 $\sqrt{Rt}$ 的6倍和4.7倍。由于合成气进口与管板距离较近,口径较大,应考虑其影响,这使得管箱筒体的取用长度较大。分析中忽略管程分程隔板、壳程隔板、拉杆及折流板的影响。

整个分析范围见图1中双点画线所包含区域(示意)。

## 2.2 分析工况设计

为了全面考核预热器管板的承载状况和安全性,结构分析中共考虑了9种分析工况,来模拟和评价5种工作、试验和可能的故障等状态,如表1所示。考虑结构承载变形后对温度场的影响很弱,且分析工况1、3、6、7均需要输入温度场计算结果,因此分析中采用温度场—热应力场顺序耦合方式。

在分析工况2、6A、7A条件下,由于材料的弹性模量与温度相关,为了准确获取对应状态下稳态温度场对应的材料性能,仍然施加温度载荷,但材料的线膨胀系数缩小了 $10^6$ 倍。

表1 结构应力分析中工况的定义

| 工况编号   | 工况描述                                        |
|--------|---------------------------------------------|
| 分析工况1  | 仅温度载荷作用,无压力载荷,用于获得温度梯度带来的热应力                |
| 分析工况2  | 管程、壳程设计压力作用,无温度载荷,用于获取机械载荷单独作用时的应力          |
| 分析工况3  | 管程、壳程设计压力作用,有温度载荷,用于评价设备运行安全性               |
| 分析工况4  | 常温下管程水压试验,温度取20℃,用于评价管程水压试验时设备的安全性          |
| 分析工况5  | 常温下壳程水压试验,温度取20℃,用于评价壳程水压试验时设备的安全性          |
| 分析工况6  | 管程设计压力作用,有温度载荷,用于分析锅炉给水突然失压时的安全性,是一种可能的故障状态 |
| 分析工况6A | 管程设计压力作用,无温度载荷,用于获取机械载荷单独作用时的应力,是工况6的辅助分析工况 |
| 分析工况7  | 壳程设计压力作用,有温度载荷,用于分析合成气突然失压时的安全性,是一种可能的故障状态  |
| 分析工况7A | 壳程设计压力作用,无温度载荷,用于获取机械载荷单独作用时的应力,是工况7的辅助分析工况 |

## 2.3 材料属性与分组

给水预热器管板主体和管箱筒体采用14Cr1Mo锻件,壳程筒体采用20MnMo锻件,换热管材质为15CrMo,管板的气侧表面上堆焊一层Inconel 600。考虑14Cr1Mo、20MnMo、15CrMo的热物理和弹性性能接近,分析中将它们归为一组;Inconel 600的材料性能则具有较大区别,其单独为一组。

管板实际操作温度在 183℃~340℃ 之间, 具有较大的跨度, 分析中需要考虑材料性能随温度的变化。具体参数见表 2, 表中数据来自文献[1]~[3]。

表 2 材料性能参数

| 参 数 \ 温 度                  | 0℃    | 100℃  | 200℃  | 300℃  | 400℃  | 材料牌号                        |
|----------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-----------------------------|
| 密度 (kg/m <sup>3</sup> )    | 7850  | 7850  | 7850  | 7850  | 7850  | 14Cr1Mo<br>20MnMo<br>15CrMo |
| 比热 (J/kg·K)                | 431.3 | 475.4 | 520.2 | 558.9 | 600.2 |                             |
| 热导率 (W/m·K)                | 41.1  | 40.6  | 40.1  | 38.7  | 36.8  |                             |
| 线膨胀系数 10 <sup>-6</sup> 1/℃ | 10.76 | 11.53 | 12.25 | 12.90 | 13.58 |                             |
| 弹性模量 (GPa)                 | 207   | 203   | 198   | 190   | 180   |                             |
| 泊桑比 (—)                    | 0.3   | 0.3   | 0.3   | 0.3   | 0.3   |                             |
| 密度 (kg/m <sup>3</sup> )    | 8300  | 8300  | 8300  | 8300  | 8300  | Inconel600                  |
| 比热 (J/kg·K)                | 446.9 | 473   | 490.4 | 509.4 | 528.9 |                             |
| 热导率 (W/m·K)                | 14.7  | 15.9  | 17.3  | 18.9  | 20.5  |                             |
| 线膨胀系数 10 <sup>-6</sup> 1/℃ | 12.2  | 12.8  | 13.4  | 13.9  | 14.4  |                             |
| 弹性模量 (GPa)                 | 215   | 209   | 203   | 198   | 192   |                             |
| 泊桑比 (—)                    | 0.3   | 0.3   | 0.3   | 0.3   | 0.3   |                             |

注:线膨胀系数为所示温度与 20℃ 时的平均值。

## 2.4 热分析边界条件

管程介质与壳程介质之间的热量传递主要为边界层对流, 因此所有与介质接触表面的热边界条件均采用“传热膜系数+主流体温度”形式施加。

通过工艺计算得到的管板表面传热膜系数及主流体温度如图 3 所示。图中“@”之前的数据为传热膜系数, 单位为 W/m<sup>2</sup>·℃, “@”后侧数据为主流体温度, 单位为℃。边界条件分区与壳程折流板的配置相匹配。

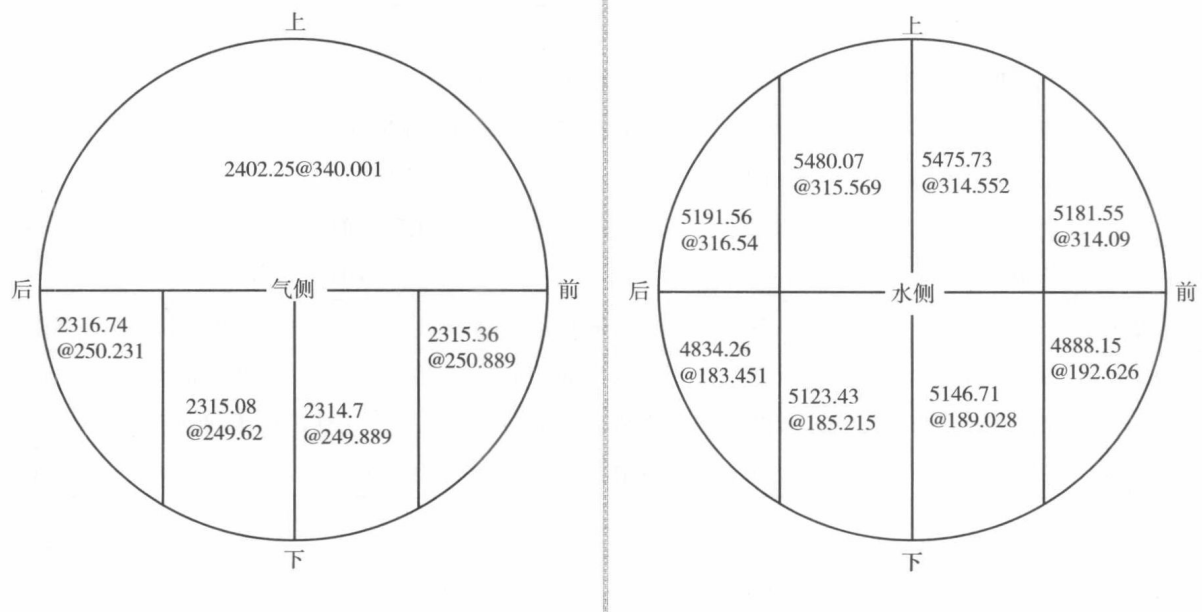


图 3 管板表面的传热膜系数及主流体温度

换热管内外表面、管箱筒体和壳程筒体内表面的传热膜系数及主流体温度如图 4 所示。其中,换热管内外表面的数据通过工艺计算得到;管箱上、下侧内表面数据取与之对应管板表面平均数据;壳侧筒体内表面数据取为与换热管外侧对应位置相同,但进水管与管板之间的壳体下部内表面取用参数为工艺人员给出的壳侧首段数据,属保守值。

管箱筒体、管板、壳程筒体的外表面以及所有构件的剖切面均按绝热处理。

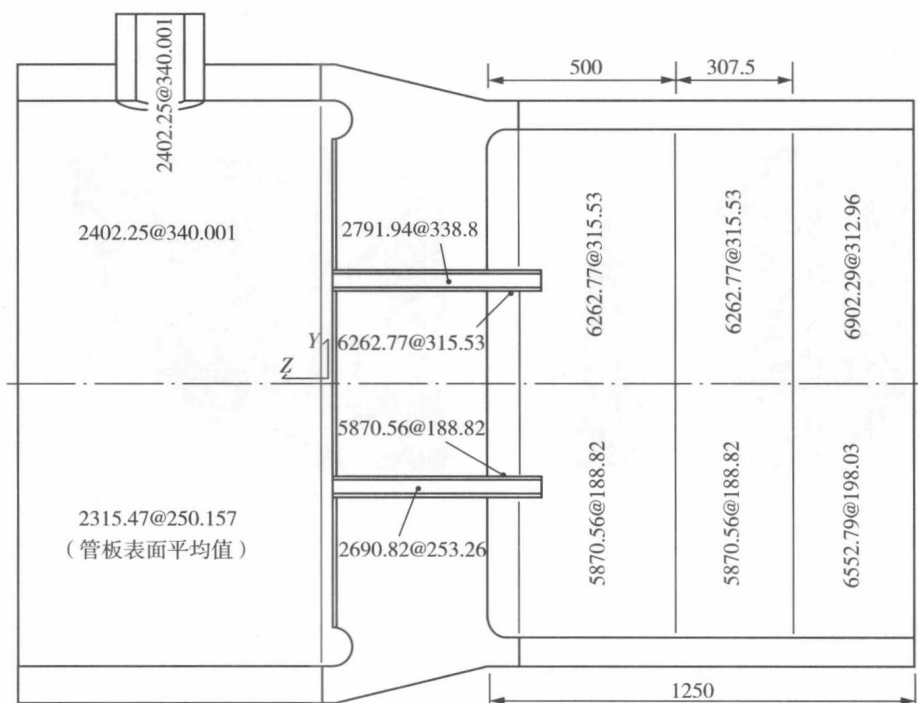


图 4 其他表面的传热膜系数及主流体温度

## 2.5 结构分析的边界条件与载荷

管板附近固定鞍座位置的一个节点固定  $X$ 、 $Y$ 、 $Z$  三个方向的位移(鞍座位置和坐标系设置见图 1)。远离管板的滑动鞍座未纳入分析范围,分析中采用约束壳程筒体远离管板端部最下节点的  $X$ 、 $Y$  向位移来模拟。由于分析中并不考虑设备和介质的质量,因此上述单节点约束不会带来奇异性。

由于管板上的热边界条件缺少对称性,分析中应当考虑整个管板。但上述双点位移约束在同一平面内, $X$  方向的任何微小的不平衡载荷将会引起整个模型的旋转,因此,在管程入口接管顶端的一个节点上施加  $X$  方向的“虚拟位移约束”,使结果能够收敛。分析表明,表 1 所示 9 种分析工况条件下,虚拟约束节点所承受的不平衡力在  $0 \sim 7.2\text{N}$  之间,与其他载荷相比极小。观察发现,虚拟约束不会影响管板分析结果。

在与介质接触的表面上施加与分析工况相匹配的压力载荷。由于结构分析采用的网格与热分析完全相同,因此对于考虑节点温度载荷的分析工况,将热分析得到的节点温度读入结构分析模型,以节点载荷形式施加。管箱筒体、接管、管束、壳程筒体的切割面上施加介质压力所引起的等效均布面载荷,而忽略弯曲作用。

## 2.6 网格设计

分析中选用 8 节点三维实体单元。为了在保证运算精度的前提下避免过大的运算量,在预测的高温梯度区域和高应力区域采用相对细致的网格划分,而其他区域则采用相对粗大的网格划分。网格划分根据试算结果进行调整。具体规则如下:

(1)布管区边缘管孔以及管板中央表面位置可能会存在较大的应力,因此这些位置采用较细的网格。初步分析发现,在管板水平中心线以下第一排管子从中心数第 6 根位置出现较高应力,因此,该位置采用

细化网格,沿管孔周向等分为 48 份,换热管壁厚方向划分为 2 份,与之相邻的三根管子则采用过渡网格。局部细化的网格可以获得较精确的位移解,为后续子模型分析打下基础。

(2)管板主要承受弯曲作用,其表面将会出现较大应力,因此在其厚度方向采用中间大、两侧小的原则划分单元。使得表面单元的厚度为中心的  $1/6$ 。

(3)管板过渡圆角位置会出现较大的局部应力,分析中采用了较细致的网格。

整个模型单元数量为 502160 个,节点数量为 668864 个。结构分析中方程(自由度)数量为 2006592 个。网格划分结果见图 5。值得说明的是,上述网格设计是面向稳态热分析和静态结构分析的,若进行瞬态热分析或结构疲劳分析,网格需要做相应调整。

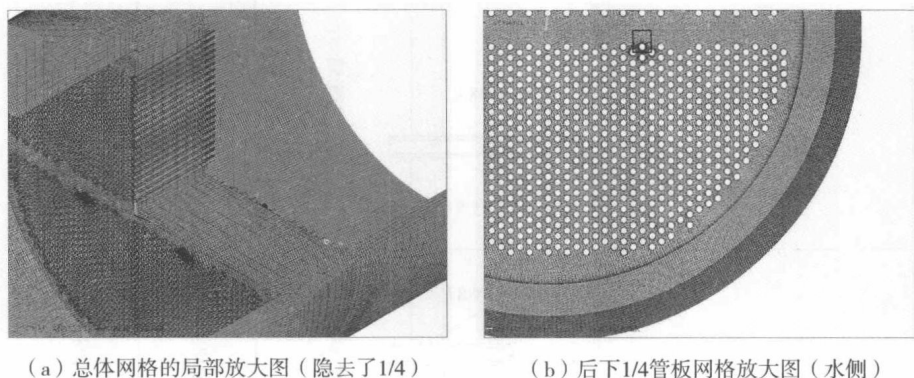


图 5 网格划分

### 3 计算结果分析

#### 3.1 管板温度场特征

管板的温度场计算结果见图 6,等值线密集区域集中在管板水侧过渡圆角、管板水平分割面等位置。观察管板厚度方向的温度梯度,发现在水侧表面具有明显的“集肤”现象,温度梯度变化集中水侧表面 10% 厚度范围内。后下管板的 Z 向温度梯度分布见图 7。

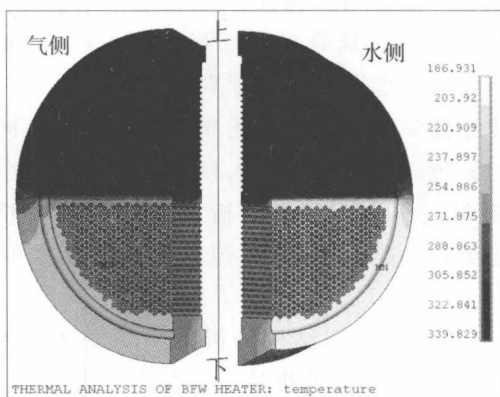


图 6 管板温度分布

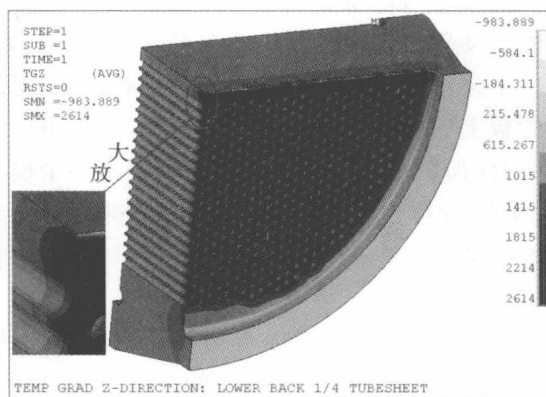


图 7 后下 1/4 管板的 Z 向温度梯度

从图 6 可以看出,上半管板的温度明显高于下半管板。将含于管板之内的管子考虑在内时,上半管板的平均节点温度为  $334.5^{\circ}\text{C}$ ,下半管板的平均节点温度为  $247.5^{\circ}\text{C}$ ,上下管板平均温度差值为  $87^{\circ}\text{C}$ ;当不计入管子时,上下管板的平均温度分别为  $333.1^{\circ}\text{C}$ 、 $246.5^{\circ}\text{C}$ ,差值为  $86.6^{\circ}\text{C}$ 。

再来考察上下半个管板气侧与水侧表面节点温度及其差值(不考虑管子)。对上半管板,气侧表面平均温度为  $338.2^{\circ}\text{C}$ ,水侧平均温度为  $321.1^{\circ}\text{C}$ ,差值为  $17.1^{\circ}\text{C}$ ;对下半管板,气侧表面平均温度为  $252.7^{\circ}\text{C}$ ,水侧平均温度为  $211.0^{\circ}\text{C}$ ,差值为  $41.7^{\circ}\text{C}$ 。

上述分析表明,上下管板之间的温差较大,达到  $87^{\circ}\text{C}$ ,下半管板气、水两侧平均温差也高达  $41.7^{\circ}\text{C}$ ,这种情况必然会带来较大的热应力。

### 3.2 管板应力场特征

工况 1 的分析表明,在管板气侧、水侧过渡圆角的上下半个管板交界位置附近均出现了较大热应力,最大应力强度出现在水侧过渡圆角表面,达到  $363\text{MPa}$ ,如图 8 所示。图 8 中隐去了管子和管板气侧的堆焊层。

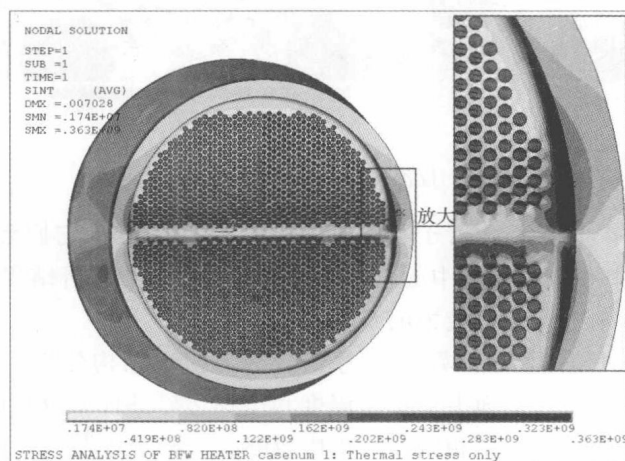


图 8 管板热应力分布

取经过最大应力节点 A,沿设备环向的路径(始点在上半管板上,并使路径长度上下对称),得到下半管板的 B 点。分别沿 A 点和 B 点的路径,获取路径上的 X、Y、Z 向分项应力以及路径上的应力强度,如图 9 所示。从图 9 可以看出,图 8 的最大应力点的各向应力均为压应力(图 9 的 A 点位置),路径上位于下半管板上的 B 点,热应力虽然较低,但为拉应力,且在图 9 的 B 点出现了峰值。B 点附近由于温度载荷引起的拉应力与内压力载荷带来的应力(为拉应力)叠加后会形成工作条件下的较大应力。分析工况 3(设计压力与温度场联合作用)下相同路径上的应力分布曲线见图 10。可见上述推测是正确的。

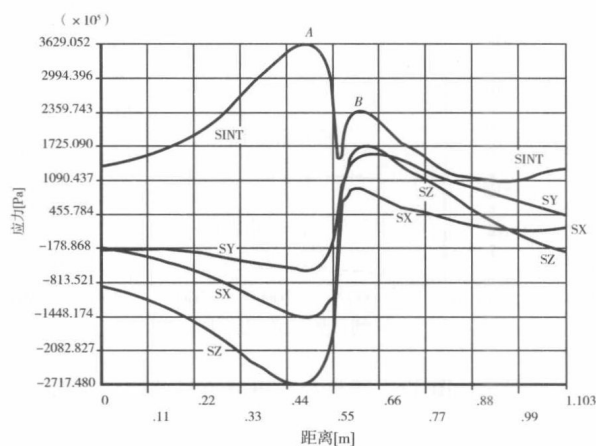


图 9 应力分布曲线(工况 1)

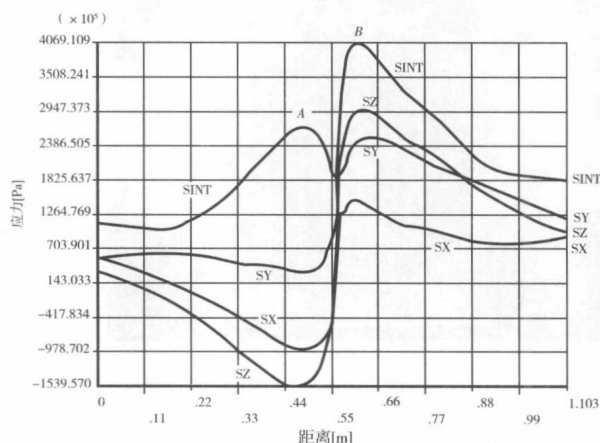


图 10 应力分布曲线(工况 3)

### 3.3 异常结果考证

分析发现,在分析工况 1、3、6 在下半管板(水平)第 1 排从中心向后数第 6 根管子位置(参见图 5(b) 矩形框位置)出现异常的高应力,以至于不能满足强度条件。最大应力位于该管子内表面与管板水侧表面平齐位置,依次为  $366\text{MPa}$ 、 $516\text{MPa}$ 、 $540\text{MPa}$ 。分析工况 7 也有类似情况,只是位置略有变化。这些工况的共同特征是都包含了温度载荷。工况 1 条件下最大应力位置局部放大图见图 11。

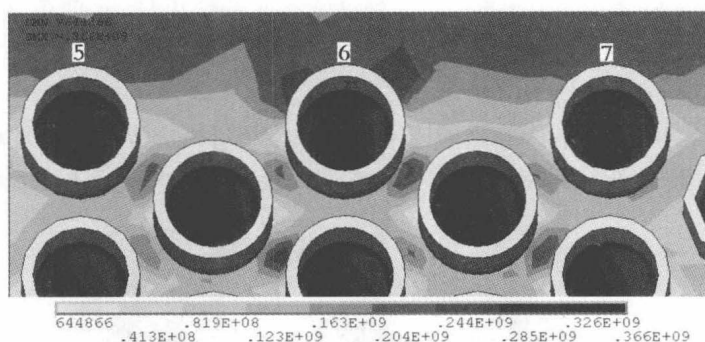


图 11 仅温度载荷作用时的异常应力

分析认为,在整体模型中,由于认为管子和管板为一体,承载过程中它们会相互牵扯,同时,由于管孔存在直角,还会造成应力集中和数值分析中的奇异现象,因此此处的分析结果不能反映实际情况。本节采用子模型技术和接触分析来考证异常应力的真实性。

取图 5(b)矩形框圈定的区域建立子模型,顺序进行热分析和结构分析。子模型中第 6 根管子贴胀区域采用接触分析模拟。子模型切割面上节点的温度和位移边界条件来自整体模型分析结果,与介质接触表面的载荷条件与整体模型对应位置相同。分析中忽略管子外表面与管孔内表面之间的初始胀紧力,并认为承载过程中出现微小间隙时不影响热量传递。

图 12 给出了分析工况 3 条件下水侧表面管孔的应力强度分布,最大应力为 510MPa,发生在管孔的倒角边缘,而与此位置对应的管子外表面应力水平仅为 20MPa。通过最大应力位置,在管孔内表面和管子外表面分别取“穿过管板壁厚”的路径并获得应力强度分布曲线,如图 13 所示。可见,管孔最大应力具有明显的峰值应力特征。分析也表明,整体模型中的管内表面的异常应力并不存在。

进一步对比发现,管孔倒角位置的最大应力主要成分是热应力,该位置热应力占总应力的 82%。



图 12 管孔应力强度分布(子模型,工况 3)

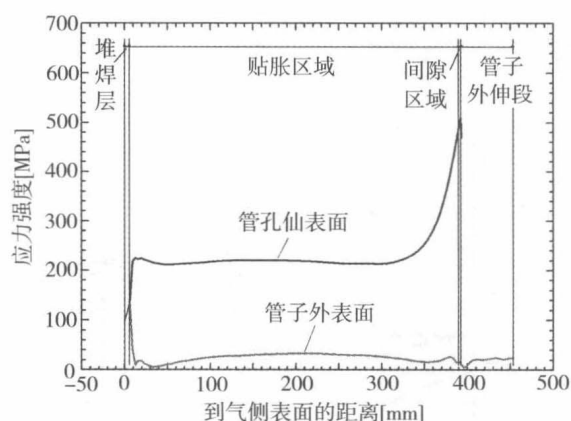


图 13 管外和孔内应力强度曲线对比

### 3.4 变温度路径上的强度考察

目前应用较多的强度评定方法是线法应力分类方法,此方法中将路径上得到的薄膜应力强度、薄膜+弯曲应力、一次+二次应力强度等,按照其作用和性质的不同,用设计应力强度或其一定的倍数加以限制(具体参见文献[4]),以保证设备的安全性。

本文中共选取 22 条路径进行线法强度评定,但所有评定路径上的温度是变化的,这使得设计应力强度会随路径上位置的不同而变化。当评价薄膜应力强度时,根据路径上的最高温度选取设计应力强度,按照薄膜应力的属性进行评价。但路径上弯曲应力强度或薄膜+弯曲应力强度经常不是直线,而是曲线,理论上说,进行强度评定时,应当根据路径上不同位置的温度得到设计应力强度并乘以适当的系数得

到限制应力强度曲线,然后此曲线与应力强度分布曲线进行对比,才能完成准确的强度评定。但目前的商用软件(如 ANSYS 等)还不能直接给出分项应力强度的具体列表数值(虽然可以给出曲线显示),这为准确评定带来不少麻烦。当然,若按照路径上最高温度选取的设计应力强度能够得到“通过评定”的结论,是偏于安全的。

本文所述 22 条评定路径均按照上述简化方法评定且均能满足强度条件,具体评定数据不再赘述。

#### 4 管板过渡圆角的影响

管板气侧、水侧的过渡圆角被认为是影响设备安全的重要因素。前述分析均基于气侧 R23mm 和水侧 R25mm,本节将调整过渡圆角的大小并观察其对设备静强度的影响。

分析中气侧—水侧过渡圆角的尺寸组合如表 3 所示,各尺寸组合分别进行了热分析和分析工况 1~3 的结构应力分析。

表 3 过渡圆角的尺寸

单位:mm

| 组合编号  | 过渡圆角位置 | 气侧 | 水侧 |
|-------|--------|----|----|
|       |        |    |    |
| 尺寸组合一 |        | 15 | 20 |
| 尺寸组合二 |        | 15 | 25 |
| 尺寸组合三 |        | 23 | 20 |
| 尺寸组合四 |        | 23 | 27 |
| 尺寸组合五 |        | 28 | 25 |
| 原尺寸组合 |        | 23 | 25 |

各尺寸组合分别选取三条评定路线进行对比。PATH-1 取为工况 3 水侧过渡圆角最大应力位置穿过“壳程”壁厚;PATH-2 取为工况 3 气侧过渡圆角最大应力位置穿过“管箱”壁厚;PATH-3 取为工况 3 过渡圆角最大应力位置穿过管板厚度。注意到调整过渡圆角的尺寸后,各组合中最大应力的位置略有变化,这时,将调整各路径的具体位置。限于篇幅,在此仅列出 PATH-1 的对比结果,如表 4 所示,其余路径与 PATH-1 规律基本一致。

由表 4 可见,在所给定的过渡圆角变化范围内,过渡圆角的改变对薄膜、薄膜+弯曲应力强度的影响很弱,也就是说这种改变不会影响结构的静载强度;相对而言,过渡圆角的改变对峰值应力影响较大,继而影响总应力的大小,因此对结构的疲劳寿命会带来影响。值得注意的是,本文中的网格设计是面向静载评价的,若面向疲劳分析,仍需要局部细化网格。这时,过渡圆角对峰值应力的影响会更加明显。

表 4 评定线 PATH-1 的分项应力对比

应力单位:MPa

| 尺寸组合 | 圆角尺寸<br>(mm) |    | 工况 1     |           |          |         | 工况 2     |           |          |         | 工况 3     |           |          |         |
|------|--------------|----|----------|-----------|----------|---------|----------|-----------|----------|---------|----------|-----------|----------|---------|
|      | 水侧           | 气侧 | 薄膜<br>应力 | 薄膜+<br>弯曲 | 峰值<br>应力 | 总应<br>力 | 薄膜<br>应力 | 薄膜+<br>弯曲 | 峰值<br>应力 | 总应<br>力 | 薄膜<br>应力 | 薄膜+<br>弯曲 | 峰值<br>应力 | 总应<br>力 |
|      |              |    |          |           |          |         |          |           |          |         |          |           |          |         |
| 一    | 20           | 15 | 75.4     | 124.3     | 140.4    | 254.8   | 43.5     | 98.6      | 97.4     | 193.0   | 113.2    | 215.5     | 236.8    | 442.0   |
| 二    | 25           | 15 | 78.9     | 129.0     | 122.0    | 234.4   | 45.3     | 98.3      | 86.2     | 176.6   | 118.9    | 220.3     | 207.4    | 404.8   |
| 三    | 20           | 23 | 76.8     | 125.7     | 145.9    | 262.7   | 45.2     | 99.0      | 99.4     | 195.8   | 116.6    | 218.0     | 244.3    | 453.1   |
| 四    | 27           | 23 | 78.1     | 127.8     | 118.1    | 234.2   | 44.5     | 96.5      | 80.2     | 172.2   | 117.3    | 217.4     | 197.6    | 400.6   |
| 五    | 25           | 28 | 77.7     | 127.2     | 128.1    | 241.9   | 44.9     | 97.3      | 87.7     | 178.9   | 117.4    | 218.0     | 215.0    | 415.0   |
| 原    | 25           | 23 | 76.7     | 126.4     | 128.5    | 243.9   | 44.0     | 97.1      | 85.0     | 178.0   | 115.5    | 216.3     | 212.8    | 416.3   |

## 5 结束语

本文讨论了建立锅炉给水预热器厚管板有限元分析模型中所涉及的分析区域、材料属性、边界条件、网格设计、分析工况设计等诸多问题,分析了管板温度场、热应力场的特征,采用子模型分析和接触分析技术考证了异常应力的真实性,提出了变温度条件下线法强度评定的基本原则,并分析了管板过渡圆角对管板承载能力的影响,为同行们进行结构安全预测提供了很好的借鉴,也得到了一些有价值的结论。

有限元分析技术是工程设计评价和改进的有效工具,但是应当清醒地看到,有限元分析的结果是所建模型的分析结果,而不一定就是实际结构的真实反映。对设备的工况条件、结构特征、承载行为和可能的失效部位的深入细致了解和预测对模型的规划至关重要,它决定了分析模型从多大程度上接近实际状态,也就决定了分析、评定结果的有效性。因此,分析模型与实际结构的接近程度是保证分析结果正确与否的关键。

本文虽然较全面地分析了预热器管板的承载特征,但仍然不能算是精确预测。例如,对流热边界条件的提出是相对粗糙的,这可能会影响到热应力分析结果。温度场的准确预测需要组合运用流场分析、流固传热分析等技术,在今后的分析研究中将逐步展开。

## 参考文献

- [1] 中国《ASME 规范产品》协作网译,ASME 锅炉压力容器规范,第 II 卷 D 篇性能(公制),2004 版. 北京:中国石化出版社,2005.
- [2] 国家技术监督局发布,GB150—1998 钢制压力容器. 北京:中国标准出版社,1998.
- [3] 国家发改委发布,JB/T4756—2006 镍及镍合金制压力容器. 北京:新华出版社,2006.
- [4] 国家发改委发布,JB/T4732—1995 钢制压力容器——分析设计标准:北京:全国压力容器标准化技术委员会,2005 年确认.

作者简介:谭蔚(1965.01—),女,教授。主要从事压力容器数值模拟与评价技术研究。工作单位:天津大学化工学院,300072。E-mail:wtan@tju.edu.cn。

# 钛内波外螺纹管氧化第一冷凝器的研制 及其在 PTA 装置的应用

刘 丰<sup>1</sup> 郭宏新<sup>1,2</sup> 刘世平<sup>1</sup> 练绵炎<sup>2</sup>

(1. 江苏省(中圣)工业节能技术研究院; 2. 江苏中圣高科技产业有限公司, 江苏 南京 211112)

**摘 要:**文介绍了 40 万吨/年 PTA 装置氧化钛内波外螺纹管冷凝器的研发及应用情况,与传统的管壳式换热器相比较,具有传热系数高、占地小、防振动及适用范围广的优点,且增产节能效果明显,同时节省原材料投资。2011 年 5 月通过了中国石化组织的技术鉴定。

**关键词:**钛内波外螺纹管;高效冷凝器;工程应用

## Investigation and Development of Corrugated Tubes Heat Exchanger and Applications of Heat Exchangers in PTA Plants

Liu Feng Guo Hongxin Liu Shiping Lian Miamyan

(Jiangsu Industry Saving Energy Technology Research Institute Nanjing 211112)

(Jiangsu Sunpower Technology Co., Ltd. Nanjing 211112)

**Abstract:** Investigation and development of highly efficient heat exchanger with corrugated tube was introduced and Applications of heat exchangers in PTA plants, An comparative investigation of highly efficient heat exchanger and the common heat exchanger was presented, application results showed that highly efficient heat exchangers gave high heat transfer coefficient, low pressure loss, good vibration resistance and wide applications.

**Keywords:** Corrugated tube; Heat exchanger; Engineering service;

### 1 概 述

内波外螺纹管换热器在石油、化工、冶金及电力等行业广泛应用于液-液、蒸发和冷凝的热交换过程。与传统换热器相比较,其优点是单位体积传热面积大,占地面积小;可利用低温位的热能,传热效率高。针对新建大型 PTA 装置氧化冷凝器,换热管为钛管,管板、管箱为钛复合板。作为 PTA 装置中最关键的设备之一,该设备长期依赖进口。在上海石化 2# 氧化装置系统优化节能降耗改造工程中,为了更充分地利用氧化反应尾气中的热量多产副产蒸汽,江苏中圣高效传热研究所结合各类高效换热器在石化行业的应用经验,提出第一氧化反应冷凝器(TE-201A)换热管采用钛制内波外螺纹高效换热管。在方案设计时,进行工艺模拟优化设计,其高效冷凝器总的传热系数(速率)、换热能力及管壳程阻力降等数据均优于原设计方案。内波外螺纹管的这种特型结构,可有效吸收和补偿换热管在使用过程中由于温差和压差产生的应力,从而有效地改善了换热管与管板的焊接可靠性,延长设备的使用寿命。同时做振动分析计算,确保冷凝器在投用后换热管无振动。

为了确保钛内波外螺纹管高效换热管的质量,除了进行常规的外观检验、水压试验和气密性试验,同时还进行了相关的扩口、压扁和拉伸等力学性能检验以及渗透检验和涡流检验,保证高效换热管各项性能均达到要求,用于设备上的每一根换热管都是合格产品。

钛内波外螺纹管高效换热器应用在上海石化、扬子石化 PTA 装置系统优化节能降耗改造工程中,节能效果显著,降低了设备投资。将原来两台换热面积分别为 1424 平方米(TE-201A)和 1300 平方米(TE-201A-2)的列管式换热器更换成一台换热面积为 1664 平方米的釜式内波外螺纹高效换热器(新 TE-201A),副产 0.3MPaG 的蒸汽量由原来的两台换热器共产 63 吨/小时增加到单台换热器产 80 吨/小时以上,全年可增发 0.3MPaG 副产蒸汽 13.6 万吨。

## 2 结构特性

### 2.1 釜式换热器(BKM)

氧化反应第一冷凝器(TE-201A)为釜式换热器,主体尺寸为  $\phi 1950/\phi 3200 \times 11346\text{mm}$ ,壳程操作温度:142.6℃/125℃,管程操作温度:172.6℃/157.5℃,净重:约 44000kg,换热管材料:TA2,规格  $\phi 20 \times 1.5 \times 7600\text{mm}$ ,数量 3576 根。管箱材料:TA1/Q345R 复合板,管板材料:TA1/16MnⅢ复合板和壳体材料:Q345R。

氧化反应气在管内被冷凝,加热管壳中水被汽化产生水蒸气,既可以采用列管式换热器,也可采用釜式换热器,选择的关键是在满足工艺要求的前提下,设备安全可靠、效率高、投资最少。

釜式换热器有以下优点:

- 1)蒸汽的产生和汽液分离能在同一设备内完成,既减少了设备,也使得设备易于布置。
- 2)釜式换热器是水平布置,支撑重心低,使支撑架的高度可大大降低。
- 3)采用内波外螺纹管高效换热器,传热系数大、压降小、节能效果显著。

### 2.2 内波外螺纹换热管

内波外螺纹管的管内壁呈波纹状,管外壁是螺纹。内波外螺纹管是双面强化换热元件。管内波纹和管外螺纹使靠近壁面的流体边界层不断破坏,从而减薄了传热边界层的厚度,减少了边界层热阻,提高了传热效率。具有以下特点:

- 1)内波外螺纹管传热系数是光滑管的 1.3~2.2 倍,总传热系数比光滑管换热器提高 30%以上。
- 2)管内凸起的波纹状表面使边界层内产生漩涡,这些漩涡不断地使边界层内的流体与边界层以外的流体混合,使管内传热系数大幅度增加。
- 3)波纹对边界层的扰动,减少了污垢在壁面上形成,有一定的自清洗作用。
- 4)管外螺纹槽较普通螺纹槽宽,克服了普通螺纹管易结垢的缺点。
- 5)由于槽道的存在,气泡在槽道内长大过程中冲刷着壁面上其他仍在生长的小气泡,增加了沸腾的汽化核心,表面凹槽远比光滑表面容易产生气泡,从而具有更高的传热系数。
- 6)表面凹槽增大了传热面积,能在较小温差下保持核状沸腾。

### 2.3 钛换热器的设计

#### 1)设计原则

严格避免钢、钛互溶的焊接结构。由于铁等其他金属熔于钛焊缝中会形成硬而脆的金属间化合物,极大地降低焊缝塑性,并降低其耐腐蚀性,钛不能直接熔焊在钢板上,因此,在钛复合板设备的设计中,必须考虑设备结构及焊缝的处理,复层与基层在焊接接头处没有连接强度,因而钛复层不能参加强度计算,不考虑钛层承受载荷,只起耐腐蚀作用,载荷全由基层钢承受。

#### 2)钛复合衬板设计

管箱封头与管箱法兰、管箱筒体对焊缝采用 16MnR+TA1 复合衬板结构,其中筒体采用 TA1 复层,法兰面采用 TA9 复层。采用分段衬里后再组焊的连接结构,该结构受力性能好。为了提高环焊缝处衬里的贴紧度和保证钛焊缝的焊接质量,要求碳钢筒体组焊时,环焊缝的错边要小。