

浮头式换热器结构设计分析

姜凤银

惠生工程(中国)有限公司郑州分公司 河南 郑州 450018

摘要: 浮头式换热器在乙烯装置、石油化工及其它工业中应用广泛。但它结构复杂,设计难度较大。本文结合实际工程设计经验,对浮头式换热器设计中经常遇到的问题进行分析并提供工程上的解决办法,主要包括结构型式选取、腐蚀裕量的考虑、浮头螺柱设计、浮头法兰最佳厚度确定等。

关键词: 钩圈;浮头螺柱;浮头法兰;封头焊入法兰深度

中图分类号: TQ051 **文献标识码:** B

前言

浮头式换热器如图1所示,其结构主要包括管箱、管束、壳体、外头盖和浮头盖等。两个管板中一端管板与设备法兰连接固定,另一端管板可以在外头盖内自由移动。浮头式换热器的主要优点为管束和壳体之间不产生温差应力,可用于大温差场合;浮头端结构可拆,管束可以抽出来进行机械清洗,适用于易结焦及堵塞的场

合^[1]。缺点是浮头压缩了布管限定圆,布管数量减小;因正常操作时浮头端的泄漏情况无法知晓,因此不适用于大型化、不允许内漏的场合;设备结构复杂,造价比固定管板式换热器高。本文主要针对浮头换热器在实际应用中经常遇到的问题及设计要点进行分析,并结合实际工程经验,提供相应的解决办法。

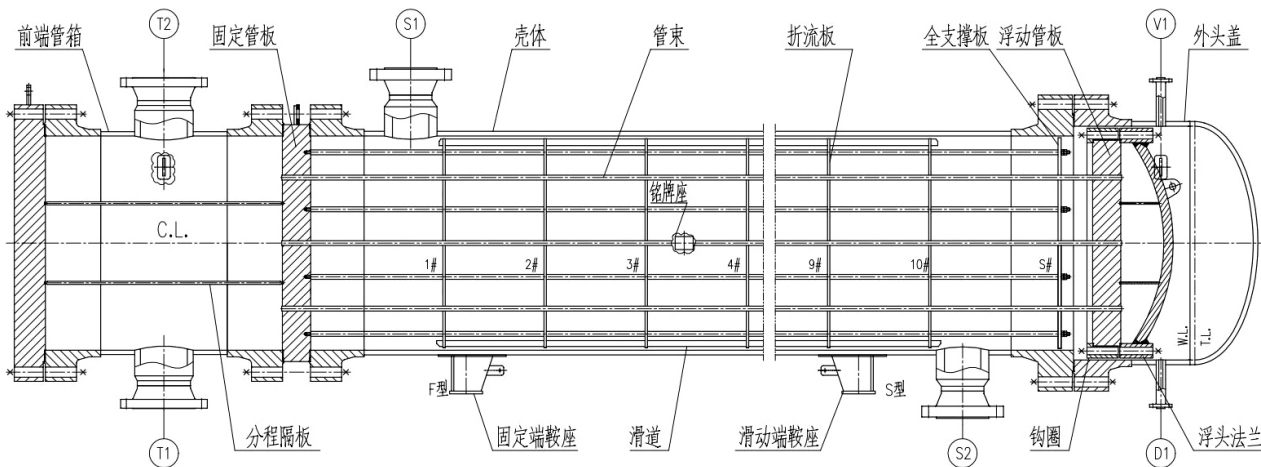


图1 浮头式换热器结构示意图

1 浮头式换热器设计要素

1.1 浮头结构形式

浮头换热器的浮头形式有T型和S型。T型和S型浮头均由浮头盖法兰和球冠形封头组焊而成浮头盖,区别在于S型浮头用螺栓、螺母和钩圈将管板加持连接成浮头,固定螺栓在浮动管板外圆之外,管板布管区域较大,布管数量较多。T型封头是用螺栓和螺母将浮动管板的延长法兰连接成浮头,固定螺栓在浮动管板外圆之内,管板

的布管区域较小。因此在相同布管数量的前提下,相对于S型浮头而言,T型浮头所需设备直径更大。目前工程中应用较多的为S型浮头,结构如图1所示。

1.2 钩圈设计

钩圈是S型浮头换热器浮头端用的夹持元件,对保证浮头端的密封、防止介质内漏起关键作用。按照GB/T151-2014《热交换器》的规定,钩圈的形式有A型钩圈和B型钩圈。A型钩圈的优点是管板和钩圈的斜槽采用了相同的倾斜角,管板和钩圈的接触面允许有一定的间隙,制造难度相对较小;缺点是管板插入钩圈尺寸较小,管板较厚时,螺栓长度较大,螺栓刚性降低,且此

作者简介: 姜凤银(1988-)女,汉族,工程师,主要从事压力容器设计工作, Email: jiangfengyin@wison.com

时浮头所占轴向空间较大, 换热管束的有效长度减小, 进而造成有效换热面积降低。B型钩圈的优点是管板轴向插入钩圈较深, 减小了螺栓长度, 提高螺栓连接刚性, 且使浮头所占轴向空间较小, 从而使管束的有效换热管长增加, 结构紧凑, 质量相对较轻。缺点是管板与钩圈接触面的斜槽倾斜角不同, 钩圈与管板的配合尺寸, 其间隙最大不超过0.4mm, 制造难度较大。

相比之下, B型钩圈优势较为明显, 目前工程上使用的浮头式换热器多为B型钩圈式。B型钩圈与管板接触面处的倾斜角, 钩圈侧为 17° , 管板侧为 18° ; 钩圈颈部厚度按照GB/T151的要求不得小于30mm; 钩圈厚度按照GB/T151的要求为管板厚度加16mm, 此厚度规定未考虑螺栓载荷的影响, 因此还应利用SW6软件进行钩圈剪切强度的校核。

1.3 浮头盖侧腐蚀裕量

在对浮头盖进行强度校核时, 应分别核算腐蚀前和腐蚀后两种工况。按照GB/T151-2014的规定, 管板、浮头法兰和球冠封头既要考虑承载的需求, 也要考虑设计使用年限, 且既与管侧介质接触又与壳侧介质接触, 因此两面均应考虑腐蚀裕量。对于钩圈和浮头螺栓虽然与壳侧介质接触, 但考虑维持一个装置检修周期后可根据需要予以更换, 因此可不考虑腐蚀裕量。

在利用SW6进行腐蚀后工况校核计算时, 浮头法兰内径 = 腐蚀前法兰内径+2倍管侧腐蚀裕量; 浮头法兰外径 = 腐蚀前法兰外径-2倍壳侧腐蚀裕量; 球冠形封头球面半径 = 腐蚀前球面半径+管侧腐蚀裕量; 球冠形封头厚度 = 腐蚀前封头厚度-管侧腐蚀裕量-壳侧腐蚀裕量; 浮头法兰厚度, 当法兰密封凹面深度大于或等于壳程腐蚀裕量时, 只在背面侧加壳程腐蚀裕量; 当法兰密封凹面深度小于壳程腐蚀裕量时, 除在背面侧加壳程腐蚀裕量, 还要在凹面侧加壳程腐蚀裕量法兰密封凹面深度之差值。球冠形封头的插入深度不考虑腐蚀裕量。实际工程设计中, 应先通过校核腐蚀后的工况来确定浮头盖各部分尺寸并留有相应设计裕量, 然后再用确定的尺寸参数来核算腐蚀前浮头盖各部件受力是否合格。

1.4 浮头法兰螺柱的设计

浮头法兰螺柱的设计主要包括螺柱材料的选择, 螺柱直径、数量及螺柱中心圆直径的确定。S型浮头螺柱一般采用双头螺柱, 螺柱材料确定时既要考虑强度计算需要, 又要考虑其与壳侧介质的相容性。螺柱直径及螺柱

中心圆尺寸直接影响换热器布管限定圆的大小。为使整个浮头盖结构紧凑, SW6计算时, 尽量先用较小直径的螺柱直径(可先参考同压力等级的壳体法兰初定螺柱直径及数量), 然后按照式2.4-1确定螺栓中心圆直径 D_b , 再根据GB150中螺栓布置最大和最小间距的规定确定螺栓数量。当螺栓数量增加到螺栓间距小于螺栓最小允许间距, 若此时实际螺栓面积仍小于所需螺栓面积, 则应增大螺柱直径重新确定螺栓中心圆直径, 重新调整螺栓数量, 如此循环便可得到浮头螺柱的合理经济设计。

$$D_{of} + 2 \cdot (b_s + 1.5) + d_L \leq D_b \leq D_{fo} - D_L - 3 \quad (2.4-1)$$

式中: D_{fo} 为浮头法兰外径, mm; D_{of} 为浮头管板外径, mm; D_L 为螺母最大外径, mm; d_L 为螺柱孔直径, mm; b_s 为浮头盖法兰密封面外圆与螺柱孔壁间的距离, mm。

实际工程应用中浮头法兰螺柱直径应尽量 $\leq M27$, 外头盖内径一般为壳侧筒体内径加100mm。若因螺柱直径过大而导致换热器布管数量不满足工艺要求, 可适当增大外头盖内径。

1.5 浮头法兰厚度

浮头法兰的厚度首先取决于管侧正压和壳侧负压单独作用时, 操作和预紧状态下的强度要求, 同时浮头盖内侧最小深度应使管程之间的横跨流通面积满足GB151的要求, 除此之外GB151中规定法兰厚度应不小于球冠形封头名义厚度的两倍。

文献^[2]对浮头法兰的厚度计算进行了深入分析, 并指出法兰厚度经济合理的结构设计关键在于确定合理的 L_r (封头中面与法兰的连接点至法兰环形心的垂直距离)^[2], 反映到实际工程设计中也就是封头焊入法兰深度 l 的合理确定。在利用SW6进行浮头法兰设计时, 可将法兰厚度 h 和封头焊入法兰深度 l 设置为缺省值, 程序会自动给出优化后的建议值, 之后将据此得到的法兰计算厚度+法兰凹槽深度+壳侧腐蚀裕量+设计裕量圆整后即可得到法兰名义厚度。SW6程序中不考虑法兰厚度的腐蚀裕量, 因此需要将法兰有效厚度及焊入深度 l 反复输入程序进行试算, 直至计算书中管侧压力作用和壳侧压力作用下法兰计算厚度值接近即为最优解。试算过程复杂繁琐, 文献^[2]中给出了快速确定最佳法兰焊入深度 l 的计算公式, 可将其编制成excel方便快捷的指导工程设计。

1.6 算例

某AES型浮头式换热器设计参数见表1:

表1 浮头换热器主要设计参数

设计参数	设计压力/MPa	设计温度/ $^\circ\text{C}$	腐蚀裕量/mm	设备直径/mm	球冠封头直径/mm	球冠封头厚度/mm	浮头法兰材质
壳侧	4.9	230	3	1100	900	48	16MnIII
管侧	3.92	60	3				

浮头法兰设计时先根据2.4章节所述确定螺柱直径、数量、螺栓中心圆直径、浮头法兰内外径，垫片内外径等，详细尺寸如图2所示。然后将管壳侧设计压力、垫片内外径、分程隔板条参数及表2中数据输入到按照文献^[2]编制的表格中，得到满足管壳侧压力分别作用下的浮头法兰计算厚度接近相等的最佳焊入深度 l 约为32.9mm。为满足球冠封头与法兰的连接焊缝结构要求，焊入深度 l 一般要 \geq 封头厚度+2mm^[2]。因此SW6计算程序中，封头焊入法兰深度取值50mm，同时输入表2中数据，求得管侧压力作用下法兰计算厚度为154mm，壳侧压力作用下法兰计算厚度为111.3mm，法兰名义厚度为计算厚度154mm+凹槽深度5mm+壳侧腐蚀裕量3mm+设计裕量，最后取值173mm。最后用此厚度校核浮头法兰腐蚀前的应力状况

及浮头盖内侧层间流通面积是否满足要求。

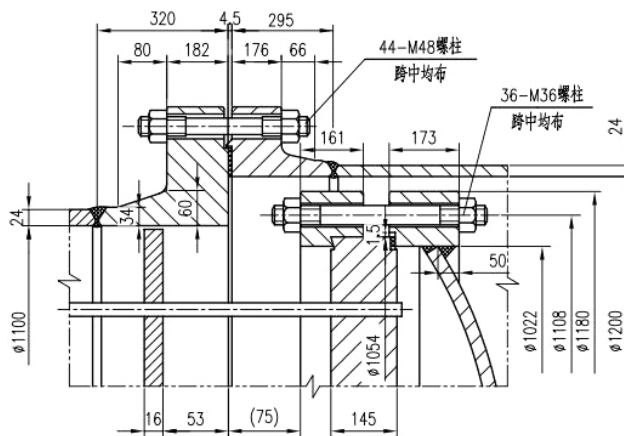


图2 浮头盖结构尺寸详图

表2 浮头法兰腐蚀后数据输入

浮头法兰外径 /mm	浮头法兰内径 /mm	螺栓中心圆直径 /mm	球冠封头内径 /mm	球冠封头厚度 /mm	垫片内径 /mm	垫片外径 /mm
1174	1028	1108	903	42	1022	1054

结束语

- 1) 在实际工程应用中，S型浮头和B型钩圈因优势明显，应用较为广泛；
- 2) S型浮头螺柱一般采用双头螺柱，为使浮头盖结构紧凑、经济合理，设计中应尽量使用小直径螺柱；
- 3) SW6浮头计算程序中，未涉及浮头法兰处腐蚀裕量，本文对法兰腐蚀后的数据输入提出了建议值；
- 4) 通过实际算例讲述了浮头法兰最佳厚度的确定

方法。

参考文献

- [1]秦叔经,叶文邦等.化工设备设计全书-换热器[M].北京:化学工业出版社,2003.
- [2]桑如菴.浮头法兰的合理设计[J].石油化工设备技术,2002,23(4).
- [3]GB/T151-2014,热交换器[S].