doi:10.3969/j.issn.1001-4837.2025.09.006

设计计算

关于U形管换热器a型连接环形布管管板设计方法的讨论

万里平,杨良瑾,禹淞元
（中国石化工程建设有限公司,北京 100101）

摘　要:针对U形管换热器a型连接的环形布管管板的设计方法问题,通过有限元分析与解析法结合,研究了不同内布管限定圆直径对管板力学性能的影响。提出GB/T 151—2014中a型连接管板计算公式的调整方案:采用Gardner公式计算削弱系数,替代GB/T 151—2014中的固定值,针对文中布管形式的管板,得到更准确的计算公式。应用调整后的厚度公式探讨环形布管管板厚度的计算方法,对不同内布管限定圆直径的力学模型进行研究,当内布管限定圆直径超过换热器公称直径的70%时,计算余量可降至15%以下,有效实现轻量化设计。

关键词:U形管换热器;a型连接;环形布管管板;削弱系数;有限元分析;轻量化设计
中图分类号:TH49;TQ051.5;TH122　　**文献标志码:**A

Discussion on the design method for annular tube layout tubesheets with a-type connections in U-tube heat exchangers

WAN Liping, YANG Liangjin, YU Songyuan
(Sinopec Engineering Incorporation, Beijing 100101, China)

Abstract: To address the design method issue of annular tube layout tubesheets with a-type connections in U-tube heat exchangers, finite element analysis combined with analytical methods was used to study the influence of different inner tube layout boundary circle diameters on the mechanical performance of tubesheets. A adjusted calculation formula for a-type connection tubesheets in GB/T 151—2014 is proposed: the weakening coefficient is calculated using Gardner's formula to replace the fixed value in GB/T 151—2014 to obtain a more precise calculation formula, for the tubesheets in the paper. The adjusted thickness formula is applied to discuss the calculation method for the thickness of annular tube layout tubesheets, and mechanical models with different inner tube layout boundary circle diameters are studied. When the inner tube layout boundary circle diameter exceeds 70% of the heat exchanger nominal diameter, the calculation margin can be reduced to below 15%, effectively achieving lightweight design.

Key words: U-tube heat exchangers; a-type connections; annular tube layout tubesheet; weakening coefficient; finite element analysis; light-weight design

0　引言

炼化装置中偶尔会出现特殊布管形式的换热器,例如某装置中的蒸发器,由于工艺要求,仅需在壳程筒体附近布置换热管。此换热器的管板为周边环形布管、中心不布管的形式,环形布管内布管圆直径通常大于换热器公称直径的60%。根据GB/T 151—2014《热交换器》[1],我国管板计算方法基于圆平板均匀开孔,引入削弱系数0.4,对管板厚度进行计算。该计算方法不再适用于环形布管管板,如采用原计算方法,得到的管板厚度过于保守,不利于轻量化设计。以往工程设计中遇到此类问题,通常采用有限元的方法进行模型建立和应力计算,并采用GB/T 4732—2024《压力容器分析设计》[2]对结果进行校核,以保证结构的安全。

收稿日期:2025-05-23　修回日期:2025-07-06

王战辉等[3]采用Ansys软件对某15CrMoR材质的非对称管板换热器进行建模，并对7种操作工况进行分析，同时，对管板厚度进行了优化。刘林波等[4]对某预热器非对称布管的挠性管板进行研究，采用Ansys软件进行多工况模拟，得到管板的各类应力水平及应力分布规律，并提出了增加管板厚度和增设支撑筋板2种优化方案。由此可见，对于非对称管板这种非标结构，有限元法是工程中常见的方法，不仅可以计算得到准确的应力对其进行校核，还可找到结构薄弱部位，进一步对结构进行优化。此类管板建模时需设置一个初始厚度，工程中通常根据经验值进行预估，以往研究未见初始厚度的预估方法，不同的非对称管板，厚度估算方法不同。本文以某装置中蒸发器的环形布管管板计算为例，采用解析法和有限元方法，从GB/T 151—2014的U形管换热器a型连接管板的计算公式入手，对不同内布管限定圆直径的管板进行分析，探讨这一类非对称管板厚度的解析计算方法。该研究可为以后的工程设计提供相对可靠的有限元法建模初始厚度值。

1 环形布管管板的分析设计方法

以某蒸发器的环形布管管板为例进行研究。该换热器直径1 200 mm，管板材料许用应力90 MPa，环形布管区内布管圆直径800 mm，外布管圆直径1 050 mm，换热管规格为19 mm×2.0 mm，类似正三角形布管，管间距25 mm。管程设计压力为1.05 MPa，壳程设计压力0.35 MPa，若按常规全布管的U形管换热器管板计算，管程设计压力为控制工况，管板厚度至少为98 mm。

针对该环形布管管板，采用有限元方法，并按照GB/T 4732.4—2024《压力容器分析设计 第4部分：应力分类方法》进行设计。根据该管板的结构和载荷特点，建立1/8有限元模型，管程侧（包括管程封头内壁，管板管程侧，换热管内表面）施加1.05 MPa的压力，换热管端面施加等效拉力。换热器的轴向截面施加对称约束。几何模型和边界条件如图1所示。

按GB/T 4732.4—2024的相关要求对管板进行应力评定，在满足标准的要求且保证一定设计余量的前提下，管板厚度确定为70 mm。与同等直径全布管管板计算厚度98 mm相比，厚度降低约30%，可见若保守地采用传统解析法计算此类型的管板，将造成管板材料的浪费。有限元方法进行非标管板的应力分析及评定在工程中较为常见，文中仅介绍流程，不再对细节进行描述。

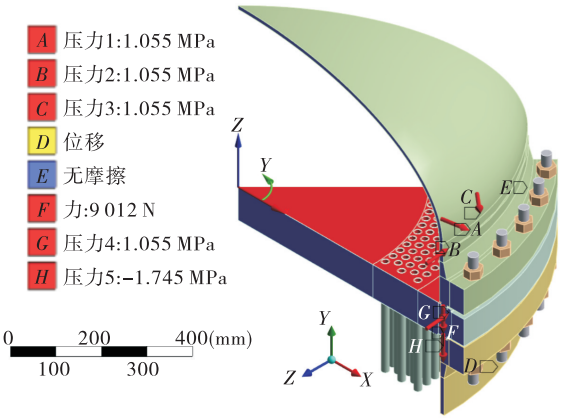


图1 蒸发器环形布管管板的计算模型及边界条件

Fig.1 Calculation model and boundary conditions for annular tube layout tubesheet of evaporator

2 环形布管区域大小对管板受力的影响

在规则布管的基础上，环形布管管板的中心存在无开孔区域，因该蒸发器的管板边缘的支撑形式介于固支和简支之间，故文中按周边简支的支撑形式对环形布管管板进行研究。对于U形管换热器，a型连接方式的管板见图2（GB/T 151—2014中图7-3），其力学模型为受规则排列管孔削弱的无管子支撑的周边简支的均质等效圆平板。

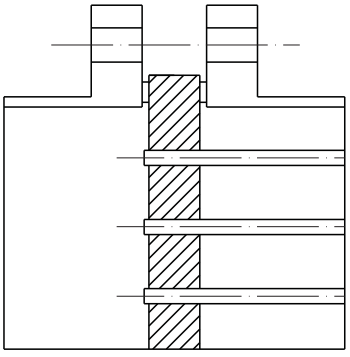
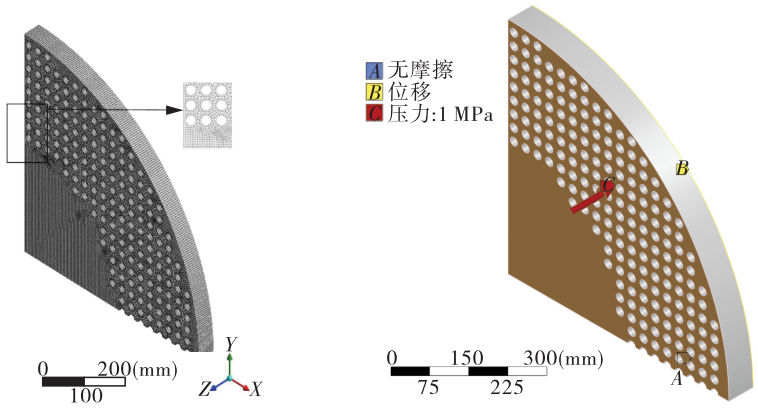


图2 管板的a型连接方式示意

Fig.2 Schematic of a-type connection for tubesheet

为研究环形布管区域的大小对管板变形和应力分布的影响，采用解析法和有限元法相结合的方式，对管板模型进行简化，并开展相关计算对比。仅建立管板（按正方形布管的开孔）模型，设置为周边简支力学模型。管板直径1 200 mm，厚度50 mm，换热管开孔直径20 mm，管间距32 mm，外布管限定圆直径1 200 mm。建立满布管（内布管限定圆直径D_t=0），及D_t分别为120，240，360，480，600，720，840，960，1 080 mm共10个模型。

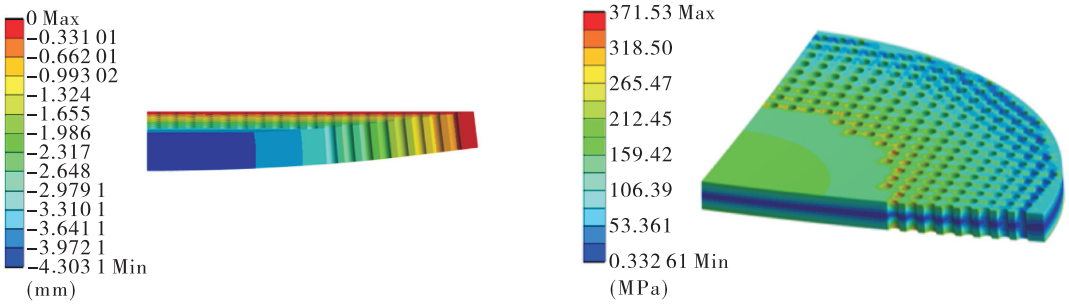
为方便理论研究，不设置分程隔板，对这10个模型施加1 MPa的计算压力。其中，以D_t=600 mm为例，该管板的网格模型和边界条件如图3所示，管板位移及应力分布云图如图4所示。



（a）管板网格模型　　（b）边界条件

图3　管板网格模型及边界条件（D_t=600 mm）

Fig.3　Tubesheet mesh model and boundary conditions（D_t=600 mm）



（a）位移云图　　（b）von Mises应力云图

图4　管板位移及von Mises应力云图（D_t=600 mm）

Fig.4　Tubesheet displacement and von mises stress contour（D_t=600 mm）

在10个管板模型的中心，沿厚度方向取得路径并进行应力线性化，得到一次薄膜和一次薄膜+一次弯曲应力，以及管板中心的竖向位移，其结果见表1。

表1　10个管板模型的位移及应力结果

Tab.1　Displacement and stress results of 10 tubesheet models

模型编号	D_t/mm	一次薄膜应力/MPa	一次薄膜+一次弯曲应力/MPa	中心位移/mm
1	0	1.51	254.06	5.53
2	120	0.57	159.54	5.39
3	240	0.57	162.55	5.14
4	360	0.57	168.00	4.85
5	480	0.57	173.50	4.56
6	600	0.57	177.90	4.30
7	720	0.57	180.76	4.11
8	840	0.57	182.40	3.92
9	960	0.57	182.30	3.81
10	1 080	0.57	180.50	3.72

图5示出一次薄膜+一次弯曲应力和中心位移随内布管限定圆直径变化的曲线。按经验推测，开孔越少，管板削弱越少，管板中心的挠度会越小，而薄膜+弯曲应力也会越小。

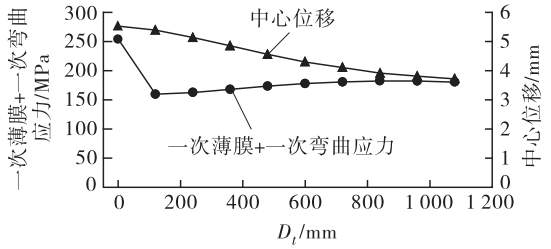


图5 一次薄膜+一次弯曲应力和中心位移随D_t变化曲线

Fig.5 Primary membrane+primary bending stress and central displacement versus D_t curves

从表1和图5可以看出，对于同样厚度、相同计算压力的管板，中心位移随内布管限定圆直径的增加逐渐减小；模型1的中心一次薄膜+一次弯曲应力最大，模型2的中心一次薄膜+一次弯曲应力与模型1相比大大降低，从模型2开始，中心一次薄膜+一次弯曲应力出现了先增加、后减小的现象。

模型2与模型1相比，尽管开孔削弱的程度差别不大，但由于管板中心出现了实心部分，此处的结构刚度得到加强，在此处取得的路径，其一次薄膜+一次弯曲应力会大幅降低。同时，从模型2开始，虽然开孔数量减少，管板削弱变小，会引起管板中心一次薄膜+一次弯曲应力的减小，但部分开孔模型与全布管模型相比，未开孔区域的承载面积增加，在相同计算压力的作用下，整体管板受到向下的载荷增加，会导致管板中心一次薄膜+一次弯曲应力的增加。因此，管孔的削弱程度，与管板中心挠度和一次薄膜+一次弯曲应力并非成线性比例关系。可见实际计算结果与经验推测的情况有一定差异。

3 管板计算公式的调整

3.1 对管板厚度计算公式的讨论

U形管换热器a型连接方式的管板厚度计算公式如下：

$$\delta = 0.82 D_G \sqrt{\frac{C_c P_d}{\mu[\sigma]}} \tag{1}$$

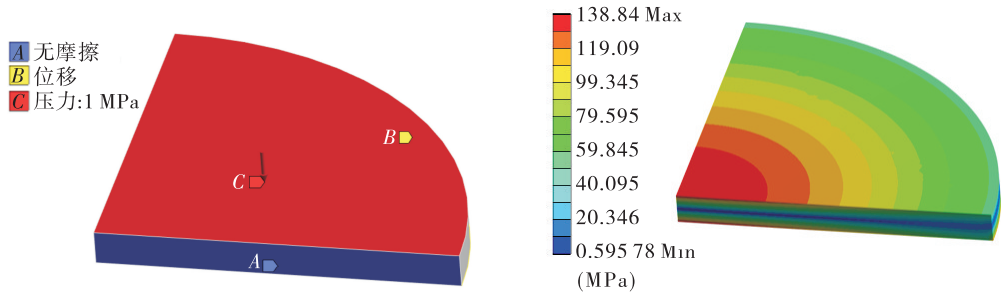
式中，D_G为垫片压紧力作用中心圆直径，mm，按GB/T 150.3—2024第9章，取D_G=1 200 mm；C_c为系数，查GB/T 151—2014中表7-7；P_d为管板计算压力，MPa；μ为管板强度削弱系数，取μ=0.4；[σ]为设计温度下管板材料的许用应力，MPa。

对以下模型Ⅰ和模型Ⅱ，分别采用式(1)和有限元方法进行计算，对比两者的结果。假设模型的许用应力为93 MPa。

(1)模型Ⅰ：直径1 200 mm周边简支的圆平板，采用式(1)计算厚度时，公式中计算压力P_d=1 MPa，由于圆平板无削弱，削弱系数μ=1，计算得到平板厚度δ=56.7 mm。

(2)模型Ⅱ：直径1 200 mm正方形布管周边简支的管板，管板的换热管开孔直径20 mm，管间距32 mm，外布管限定圆直径1 200 mm，μ=0.4，采用式(1)计算厚度时，公式中计算压力P_d=1 MPa，计算得到管板厚度为89.7 mm。

分别建立上述模型Ⅰ，Ⅱ的有限元模型，施加相应的载荷与位移边界条件。对于模型Ⅱ，根据ASME Ⅷ.2—2023[5]附录E中关于等效管板的简化方法，结合文献[6-10]，多孔板与等效圆平板相比，管板实际承载面积减小，即在有限元模型中，同样的计算压力作用下，多孔板受到的力小于圆平板，同时由于本节模型中未建立换热管的模型，管板本体需考虑换热管的等效拉力载荷。

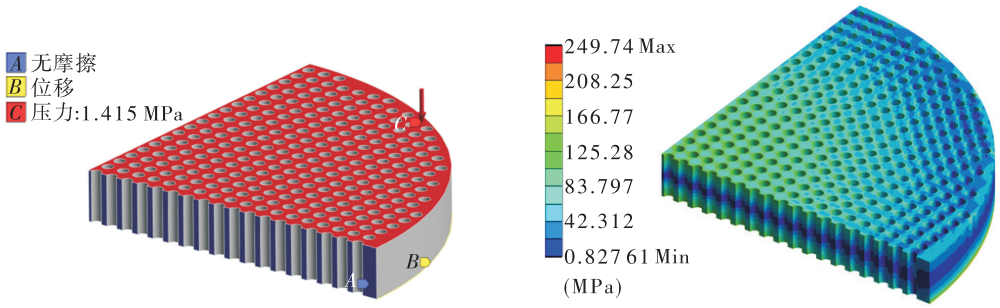


(a)边界条件 (b)von Mises应力云图

图6 模型Ⅰ的边界条件及von Mises应力云图

Fig.6 Boundary conditions and von mises stress contour of model Ⅰ

因此，对于有限元模型Ⅱ，多孔板表面不能直接施加与有限元模型Ⅰ中圆平板相同的压力载荷1 MPa，而应按承载面积进行折算。模型Ⅱ的开孔数量为1 056个，实际承载面积799 221 mm^2，而直径1 200 mm的圆平板面积为1 130 973 mm^2。因此，实际模型中应施加的计算压力P_d'=1.415 MPa。计算有限元模型Ⅰ和Ⅱ，得到应力分布云图，如图6、图7所示，取得模型中心的一次薄膜+一次弯曲应力值，结果见表2。可以看出，对于圆平板模型Ⅰ，式(1)和有限元计算结果吻合度非常高，说明对于圆平板模型Ⅰ来说，式(1)的力学描述非常精确，但对于模型Ⅱ，采用式(1)计算的厚度建立的有限元模型中心应力结果余量约20%，说明对于本算例中布管形式的多孔板，式(1)存在较大的设计余量。



(a)边界条件 (b)von Mises应力云图

图7 模型Ⅱ的边界条件及von Mises应力云图

Fig.7 Boundary conditions and von mises stress contour of model Ⅱ

表2 模型Ⅰ，Ⅱ的相关数据

Tab.2 Relevant data of model Ⅰ, Ⅱ

模型	管板厚度 δ/mm	一次薄膜+一次弯曲应力/MPa	限制值/MPa	应力余量/%
Ⅰ	56.7	138.640	139.5	0.62
Ⅱ	89.7	111.26	139.5	20.24

3.2 削弱系数的调整

GB/T 151—2014中将管孔削弱系数μ统一取为0.4，文献[11-13]中提出了管孔削弱系数μ的计算方法。对于正方形布管，文献[12]提出的公式见式(2)，文献[13]提出的公式见式(3)。

$$\mu=1-\frac{3}{\pi}\sin^{-1}\left[\frac{\sqrt{3}}{2}(1-\alpha)\right] \quad (2)$$

$$\mu=1-\frac{\pi}{2\sqrt{3}}(1-\alpha)^2 \quad (3)$$

为避免符号混淆，这里没有采用文献原文中的符号，而是统一使用μ表示管板削弱系数；α为管带系数，针对本节使用的管板模型(未建立换热管)，管间距p=32 mm，开孔直径d=20 mm，故$\alpha=(p-d)/p=0.375$。分别采用式(2)和式(3)计算削弱系数，采用式(1)计算得到两种削弱系数对应的管板厚度δ，式中计算压力P_d=1 MPa。与第3.1节类似，建立有限元模型Ⅲ和Ⅳ，施加1.415 MPa的计算压力，得到管板中心的一次薄膜+一次弯曲应力，相关数据见表3。可以看出，GARDNER[12]提出的削弱系数计算公式相对更准确，而MILLER[13]提出的计算公式得到的削弱系数可能导致冒进的结果。而对比模型Ⅲ和模型Ⅱ的应力余量，调整削弱系数后，可将应力余量由20.24%降低到8.86%，厚度由89.7 mm降低到84.18 mm，管板厚度有效降低。

表3 模型Ⅲ，Ⅳ的相关数据

Tab.3 Relevant data of model Ⅲ, Ⅳ

模型编号	μ	δ/mm	一次薄膜+一次弯曲应力/MPa	限制值/MPa	应力余量/%
Ⅲ[12]	0.454	84.18	127.14	139.5	8.86
Ⅳ[13]	0.646	70.56	180.69	139.5	−29.53

综上所述，对GB/T 151—2014中的管板厚度计算公式进行如下调整：

$$\delta = 0.82 D_G \sqrt{\frac{C_c P_d}{\mu'[\sigma]}} \tag{4}$$

式中，μ'为管板实际削弱系数，采用Gardner方法[12]计算。

4 环形布管管板等效削弱系数

环形布管管板由于其内部存在非布管区，管板的削弱系数应大于按规则布管的削弱系数。以内布管限定圆直径600 mm为例，该管板内布管圆直径以内的区域面积S_i=282 743.3 mm^2，削弱系数μ_i=1，布管区面积S_o=848 230.0 mm^2，正方形规则布管区域μ_o=0.454，按面积折算，整个管板的削弱系数μ_e：

$$\mu_e = \frac{S_i \mu_i + S_o \mu_o}{S_i + S_o} = 0.591 \tag{5}$$

内布管限定圆直径600 mm的管板，采用公式(5)的削弱系数，根据公式(4)，得到管板计算厚度为73.81 mm，其中计算压力P_d=1 MPa。然后，对9个不同内布管限定圆直径的管板，按这一流程计算厚度，并建立有限元模型(不含换热管)，模型中实际施加的计算压力按第3.1节中方法折算。取得中心的一次薄膜+一次弯曲应力，将各数据列入表4中。可以看出，按此方法得到的环形管板厚度是保守的；随内布管限定圆直径增加，厚度计算越精确，当内布管限定圆直径大于840 mm(70%换热器公称直径)后，设计余量可降低至15%以下。由于蒸发器这类设备的内布管限定圆直径通常大于0.7倍换热器公称直径，因此，该方法计算得到的管板厚度是比较准确的。工程中设计人员可在此计算方法确定的厚度基础上，结合压力载荷外的其他载荷情况，最终确定管板厚度。

表4 不同内布管限定圆直径的管板中心应力

Tab.4 Tubesheet center stress under different inner tube layout boundary circle diameters

内布管限定圆直径/mm	模型	有限元模型使用的折算压力/MPa	厚度/mm	削弱系数	一次薄膜+一次弯曲应力/MPa	限制值/MPa	应力余量/%
120	*A*	1.415	84.19	0.459	80.238	139.5	42.48
240	*B*	1.408	83.68	0.476	83.516	139.5	40.13
360	*C*	1.389	82.22	0.503	89.217	139.5	36.05
480	*D*	1.357	79.96	0.541	96.097	139.5	31.11
600	*E*	1.316	77.09	0.591	103.550	139.5	25.77
720	*F*	1.268	73.81	0.651	111.360	139.5	20.17
840	*G*	1.218	70.32	0.722	118.610	139.5	14.97
960	*H*	1.159	66.77	0.803	125.070	139.5	10.34
1 080	*I*	1.098	63.28	0.896	130.590	139.5	6.39

5 结论

本文针对工程中遇到的环形布管管板计算问题，同时采用解析法和有限元方法，从GB/T 151—2014的U型管换热器a型连接管板的计算公式入手，对不同内布管限定圆直径的管板进行分析，尝试得到环形管板厚度计算方法。研究过程中得到了如下结论：

(1)环形布管管板在同样厚度，同样计算压力作用下，中心挠度随内布管直径的增加减少。当中心有非布管区域，中心处的薄膜+弯曲应力下降很大；但随内布管限定圆直径增大，应力缓慢地先增加后降低。中心非布管区面积增大，虽管板削弱系数变小，但承载面积增加，两者共同对中心处的应力产生影响。

(2)对GB/T 151—2014中U形管换热器a型连接管板的计算公式进行调整，针对文中布管形式的管板，得到了更精确的计算公式。

(3)探讨了周边简支的环形布管管板削弱系数计算方法，采用调整后的U形管换热器a型连接管板的计算公式计算环形布管管板厚度。随着内布管限定圆直径的增加，该厚度计算精度越高，

当内布管限定圆直径大于70%换热管公称直径时，管板中心应力余量降低到15%以下，有效实现管板的轻量化设计。

参考文献：

[1] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局，中国国家标准化管理委员会.热交换器：GB/T 151—2014[S].北京：中国标准出版社，2014.
State General Administration of the People's Republic of China for Quality Supervision and Inspection and Quarantine, Standardization Administration of the People's Republic of China. Heat exchangers: GB/T 151—2014[S]. Beijing: China Standard Press, 2014.

[2] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局，中国国家标准化管理委员会.压力容器分析设计：GB/T 4732—2024[S].北京：中国标准出版社，2024.
State General Administration of the People's Republic of China for Quality Supervision and Inspection and Quarantine, Standardization Administration of the People's Republic of China. Pressure vessels design by analysis: GB/T 4732—2024 [S]. Beijing: China Standard Press, 2024.

[3] 王战辉，张智芳，陈锦中，等.基于ANSYS的非对称管板强度分析及优化设计[J].当代化工，2021，50(4)：980-983.
WANG Z H, ZHANG Z F, CHEN J Z, et al. Strength analysis and optimization design of asymmetric tubesheet based on ANSYS [J]. Contemporary Chemical Industry, 2021, 50(4): 980-983.

[4] 刘林波，董金善，李川，等.非对称布管的挠性管板应力分析及结构优化[J].石油化工设备，2020，49(2)：44-49.
LIU L B, DONG J S, LI C, , et al. Stress analysis and structural optimization of flexible tube sheet with asymmetric-distributed tube [J]. Petro-Chemical Equipment, 2020, 49(2): 44-49.

[5] ASME. ASME boiler and pressure vessel code, Section Ⅷ Division 2: Alternative rules for construction of pressure vessels[S]. New York, 2025.

[6] 宋利滨，朱国栋，龚雪茹.不完全布管对浮头换热器管板弯曲应力和换热管轴向应力的影响[J].压力容器，2023，40(9)：45-54.
SONG L B, ZHU G D, GONG X R. Influence of non-fulfilled layout of tubes on bending stress of tubesheets and axial stress of tubes for floating head heat exchangers [J]. Pressure Vessel Technology, 2023, 40(9): 45-54.

[7] 宋利滨，朱国栋，于闯.JB 4732—1995附录Ⅰ浮头式换热器管板计算方法探讨[J].压力容器，2023，40(7)：66-72.
SONG L B, ZHU G D, YU C. Discussion on the calculation method of tubesheets of floating-head heat exchanger in Appendix Ⅰ of JB 4732—1995 [J]. Pressure Vessel Technology, 2023, 40(7): 66-72.

[8] 万里平，朱国栋.关于ASME Ⅷ-2附录5-E多孔板等效方法的讨论[J].压力容器，2022，39(3)：55-64.
WAN L P, ZHU G D. Discussion on design methods for perforated plates in ASME Ⅷ-2 Annex 5-E [J]. Pressure Vessel Technology, 2022, 39(3): 55-64.

[9] 万里平.ASME Ⅷ.2多孔板弹性分析方法在大型列管式反应器设计中的应用[J].石油化工设备技术，2019，40(3)：1-5.
WAN L P. Application of elastic analysis method for perforated plate in ASME Ⅷ.2 for the design of large tubular reactor [J]. Petro-Chemical Equipment Technology, 2019, 40(3): 1-5.

[10] 杨星辰.ASME中基于弹性理论的换热器管板简化分析[D].北京：北京化工大学，2016.
YANG X C. A simplified analysis method of heat exchanger tubesheet based on elastic theory in ASME [D]. Beijing: Beijing Chemical University of Technology, 2016.

[11] OSWEILLER F. Evolution and synthesis of the effective elastic constants concept for the design of tubesheets[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 1989, 111(3): 209-217.

[12] GARDNER K A. Heat-exchanger tube-sheet design [J]. Journal of Applied Mechanics, 1948, 15(4): 377-385.

[13] MILLER K A G. The design of tube plates in heat exchangers [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1952, 18: 215-231.

作者简介：万里平(1986)，女，高级工程师，主要从事压力容器分析设计工作，通信地址：100101北京市朝阳区安慧北里安园21号中国石化工程公司设备室，E-mail：wanliping.sei@sinopec.com。

本文引用格式：
万里平，杨良瑾，禹淞元.关于U形管换热器a型连接环形布管管板设计方法的讨论[J].压力容器，2025，42(9)：44-50.
WAN Liping, YANG Liangjin, YU Songyuan. Discussion on the design method for annular tube layout tubesheets with a-type connections in U-tube heat exchangers[J]. Pressure Vessel Technology, 2025, 42(9): 44-50.