doi:10.3969/j.issn.1001-4837.2026.01.005

设计计算

双切向入口清焦罐的切向接管应力分析与结构优化

陈嘉睿
（中国石化工程建设有限公司，北京 100011）

摘　要：针对某120万吨/年乙烯裂解装置用直径3 400 mm的双入口清焦罐大截面矩形入口局部应力集中问题，利用Ansys软件，建立了清焦罐筒体与大尺寸双切向入口接管的有限元计算模型，获得了设置不同筋板厚度和间距后入口接管的应力云图，重点分析了筋板厚度及间距对筒体与切向接管连接处应力的影响。结果表明，优化设计后的筋板厚度为32 mm、筋板间距为280 mm。当在双切向入口清焦罐施加工程应用时的实际接管联合载荷后，按照压力容器分析设计标准对清焦罐在设计工况和操作工况下进行强度评定，筋板优化后的双切向入口清焦罐的强度可以满足标准规定的强度要求。研究结果为双切向入口清焦罐的工程应用提供可靠依据。

关键词：乙烯裂解装置；清焦罐；双切向入口；筋板；应力分析
中图分类号：TH49；TQ050.2；O343.4　　**文献标志码：**A

Stress analysis and structural optimization of decoking drums with dual tangential inlets

CHEN Jiarui
（Sinopec Engineering Incorporation，Beijing 100011，China）

Abstract: Aiming at the local stress concentration problem at the large-section rectangular inlet of the double-inlet decoking drums with a diameter of 3 400 mm used in a 1.2 million tons per year ethylene cracking unit，the finite element calculation model of the decoking tank cylinder and the large-sized double tangential inlet nozzle was established by using the Ansys software. The stress distribution of the large-size tangential rectangular inlet pipe was obtained under various scenarios of rib thickness and spacing. The analysis primarily investigates the effect of rib thickness and spacing on the stress at the connection between the decoking drums and the tangential inlet pipe. The results indicate that the optimized rib thickness is 32 mm，with a spacing of 280 mm. Upon applying the actual combined loads encountered in engineering applications to the dual tangential inlet drum and assessing its strength according to pressure vessel design standards under both design and operational conditions，it is confirmed that the strength of the optimized drum meets the required standards. The research results provide a reliable basis for the engineering application of dual tangential inlet coke cleaning tanks.

Key words: ethylene cracking plant；decoking drums；dual tangential inlet；ribbed plate；stress analysis

0　引言

清焦罐（Decoking Drums）是乙烯裂解工艺中的关键设备之一，主要用于清除乙烯裂解炉炉管清焦过程中产生的焦粉[1]。在清焦过程中，清焦蒸汽-空气与炉管内壁结焦物反应，同时结焦物还会从管壁脱落产生焦粉，并被清焦气带出炉管。这股高温的气固混合物经余热回收后就被引入清焦罐内，通过清焦罐实现气固分离，以满足环保排放要求[2-3]。

通常，清焦罐采用旋风分离器的结构型式，即利用清焦气与焦粉的密度差，并通过气体旋流产生的离心力来实现分离。在常规设计中，一台裂解炉配置一台清焦罐。随着乙烯装置规模的扩

收稿日期：2025-06-05　修稿日期：2025-12-26

大,裂解炉数量增多,清焦罐的数量也随之增加。为了减少设备投资成本,并确保在大处理量下清焦气与焦粉的高效分离,可以采用双切向入口的清焦罐入口结构[4-7]。这种双切向入口结构通过对称进气,增强了气固旋流场的稳定性,可显著减少颗粒的逃逸和返混概率,从而提高分离效率。综合来看,这种双切向入口清焦罐不仅具有效率高、压降低、操作弹性大的工艺性能优势[4-5],而且还允许一个清焦罐两侧同时进料,这样就可以连接多个裂解炉。由此,在乙烯裂解装置处理量增加、裂解炉数量增多的条件下,可有效减少清焦罐的数量。

为了保证清焦罐的清除分离效率,清焦罐的双入口截面形状与高效旋风分离器的入口截面形状相同,均采用矩形截面[8-11]。然而,清焦罐既要承受一定的内压和高温的作用,还要承受外部管道传递过来的外力和弯矩,需要符合GB/T 150—2024《压力容器》标准。而矩形截面的入口设计会因几何结构不连续造成较大的应力集中,再加上清焦罐处理量大,矩形截面大,其双入口切向接管属于大开孔设计,这会极大地削弱清焦罐入口处的强度。为此,在确保双切向入口清焦罐分离性能的前提下,开展清焦罐双切向入口处接管的应力分析,优化设计大尺寸开孔后的双切向入口接管结构,使清焦罐满足工程设计的强度要求,这对其长周期安全稳定运行具有重要的意义。

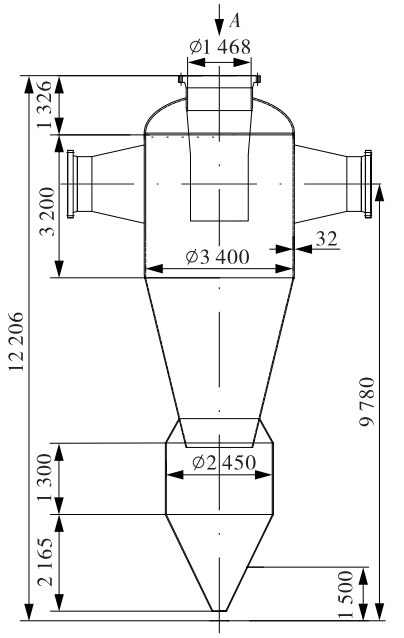
针对几何不连续导致局部应力集中的问题,工程中通常采用圆角结构设计或增设加强筋板来减轻应力集中[12]。然而,随着各国对空气中颗粒排放浓度的环保要求日趋严格,对清焦罐中煤焦粉的分离效率也提出了更高的要求。为了不降低清焦罐的分离效率,仍然采用具有高效分离效率的矩形入口截面[8]。为此,主要通过在清焦罐双切向入口接管外周设置加强筋板的措施来提高清焦罐强度。

目前,关于采用加强筋板提高压力管道强度的研究主要侧重于计算极限强度[13]和分析筋板失效形式[14-16],针对壳体矩形孔接管外周增设筋板的研究仍是空白。因此,本文运用Ansys有限元软件,以某120万吨/年乙烯装置上的一台直径3 400 mm的双入口清焦罐为例,对其大尺寸双切向入口接管进行应力分析,并优化双切向入口接管加强筋板结构,提升清焦罐矩形截面大开孔后的强度,为双切向入口清焦罐的工程应用提供可靠依据。

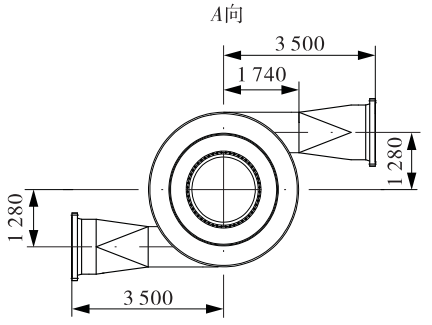
1 双切向入口清焦罐有限元模型

1.1 创建有限元模型

双切向入口清焦罐由筒体、封头及呈180°布置的双切向矩形入口接管组成,其结构示意如图1所示,相关设计参数见表1。



(a)主视图



(b)俯视图

图1 双切向入口清焦罐结构示意

Fig.1 Schematic diagram of dual tangential inlet decoking drums

由于研究重点是清焦罐双切向大截面矩形入口接管的应力变化规律,为便于有限元建模和应力计算,清焦罐筒体的长度仅取至与锥体连接处,在进行清焦罐矩形入口接管筋板优化设计时,为使问题简化,暂时忽略各接管及法兰连接处附加弯矩的影响。

表1 清焦罐相关设计参数

Tab.1 Parameters for decoking drums

参数	设备直径/mm	入口长宽/（mm×mm）	壁厚/mm	工作压力/MPa	设计压力/MPa	工作温度/℃	设计温度/℃	基本风压/Pa
数值	3 400	1 686×840	32	0.02	0.35	350	410	300

1.2 网格无关性验证及网格划分

有限元网格划分数量影响着有限元的计算精度，但是，当网格数量达到一定值后，计算精度的提高并不明显，而此时的计算时间会大幅增加，影响计算效率。为此，在有限元网格划分时，选择对有限元计算精度无影响的网格尺寸具有重要的意义。有限元模型的网格无关性分析应力值见表2。

表2 有限元模型的网格无关性分析应力值

Tab.2 Mesh-independent analysis of stress values for finite element models

项目	网格尺寸/mm				
	35	28	20	15	10
等效应力（未平均）/MPa	319.84	320.12	336.27	336.64	337.12
等效应力（平均）/MPa	321.83	318.13	334.64	334.14	336.33

通过网格无关性分析及双切向入口接管与清焦罐连接结构特点和载荷特性，利用Ansys有限元分析软件的自适应划分方法建立模型网格，网格类型为4节点壳单元（shell 181）的四面体结构，选用网格尺寸为20 mm，网格数量为215 396个，有限元模型的整体网格划分见图2。

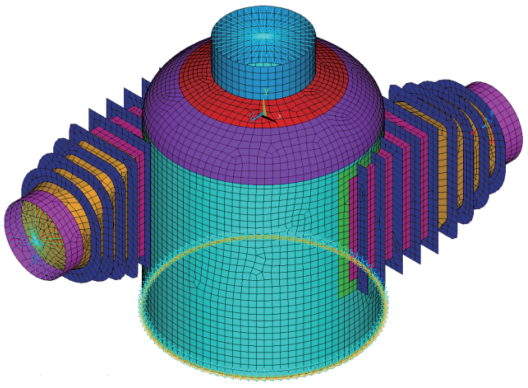


图2 有限元模型的网格划分示意

Fig.2 Schematic mesh delineation of the finite element model

1.3 加载条件及位移边界条件

对有限元模型施加的边界条件主要包括力边界和位移边界，如图3所示。

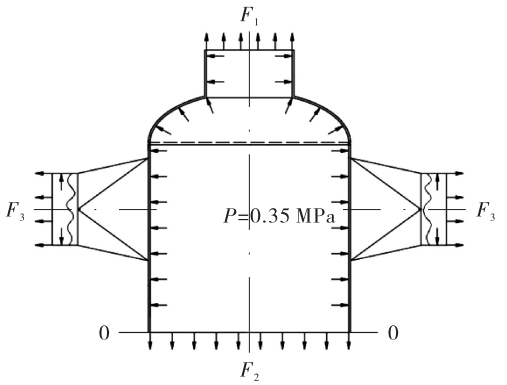


图3 薄壁容器的受力简图

Fig.3 Sketch of stress on the thin-walled vessel

清焦罐材料为Q345R，根据GB/T 150.2—2024《压力容器 第2部分：材料》，在设计温度下，Q345R的弹性模量为1.70×10^5 MPa，泊松比为0.26，材料密度7.85×10^3 kg/m^3。接管定位及筒体尺寸如图4所示。

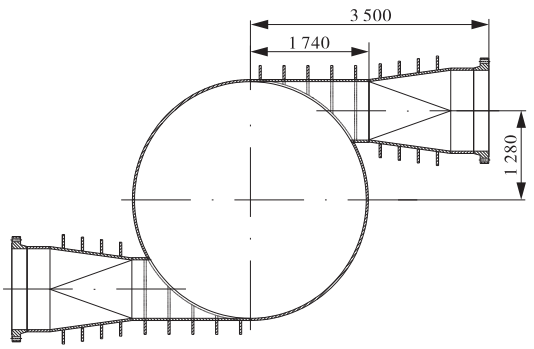


图4 接管定位示意

Fig.4 Schematic diagram of receiver positioning

入口接管为矩形截面，为提升清焦罐切向矩形截面大开孔后的强度，在矩形截面的接管外周设置矩形筋板，其结构尺寸如图5所示。

（1）力边界。

塔体和接管内表面加设计压力载荷，其值为P=0.35 MPa，均布力F_1为内压作用在上封头接管横截面上总轴向力，此处接管内径d=1 468 mm，则F_1计算式如下：

$$F_1=\frac{\pi Pd^2}{4}=592.39\ \text{kN} \tag{1}$$

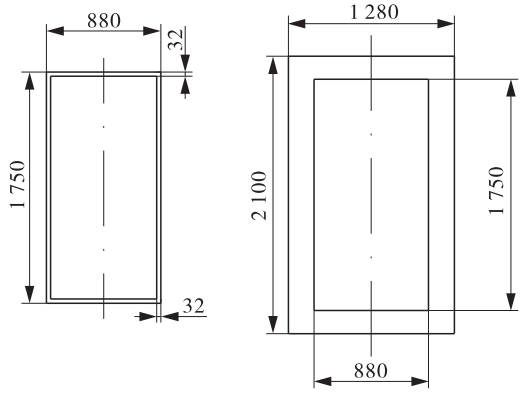
均布力F_2为内压作用在底部的0–0截面的轴向力，此处筒体内径D_i=3 400 mm，则F_2计算式

如下：

$$F_2=\frac{\pi PD_i^{\,2}}{4}=3\,177.72\ \text{kN} \quad (2)$$

均布力F_3为内压分别作用在两个切向入口管截面上的总轴向力，此处切向入口管截面积A_{in}为1.375 m^2，则F_3计算式如下：

$$F_3=PA_{in}=481.25\ \text{kN} \quad (3)$$



（a）矩形截面　　（b）矩形筋板尺寸

图5　常用矩形截面接管及附加筋板的尺寸示意

Fig.5　Dimensions of common rectangular cross-section tubes and additional ribbed plates

（2）位移边界。

清焦罐为直立设备，其罐底为裙座与地脚螺栓固定，故在底部的0–0截面设置位移和旋转角度为零，剖开的对称面上设置成对称边界。

2　清焦罐双切向入口处应力计算

2.1　切向入口接管应力分析

图6示出无筋板结构的双入口切向接管清焦罐等效应力云图。

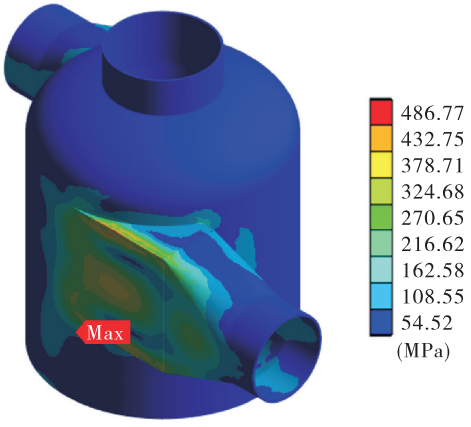
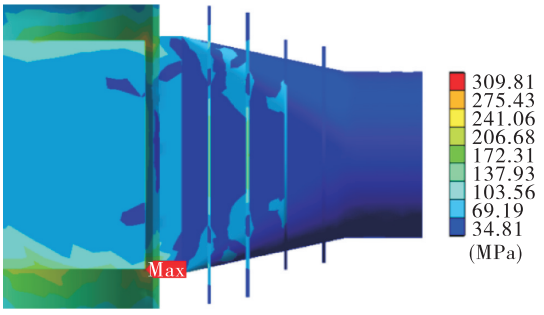


图6　无筋板结构的清焦罐等效应力分布云图

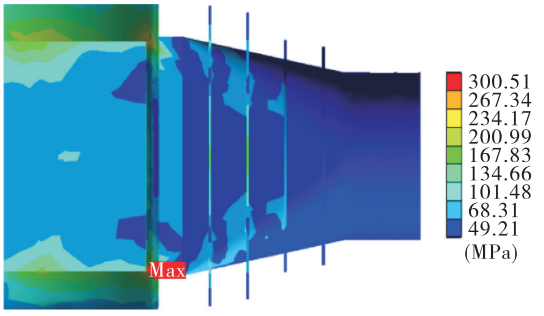
Fig.6　Cloud diagram of equivalent stress distribution of decoking drum with none plate structure

清焦罐受内压时，主要变形点位于入口管与罐体的连接处，该区域呈现出明显的拉伸变形特征。最大应力位于切向入口接管与清焦罐连接处的下侧，最大应力为486.77 MPa，而清焦罐材料Q345R在设计温度下的许用应力为112.2 MPa，最大应力486.77 MPa远大于清焦罐材料设计温度下的3倍许用应力S_m^t（$3S_m^t$=336.6 MPa），不能满足标准规定的强度要求。为使双切向入口接管的清焦罐满足工程设计的强度要求，将采取在切向入口接管上设计筋板的措施。为便于筋板在接管处的焊接安装，再结合工程设计经验，筋板设置方式分别为对照组1和对照组2。

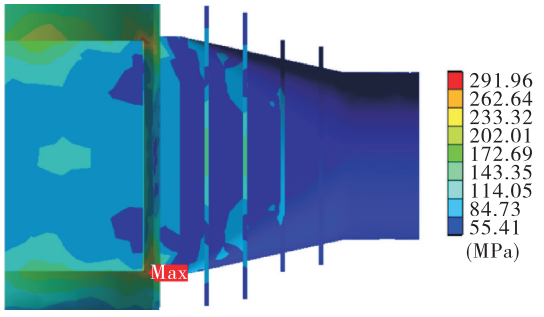
对照组1取相同筋板间距为280 mm，设置20，24，28，32 mm共4种筋板厚度；对照组2取筋板厚度均为32 mm，设置200，250，280，300 mm共4种筋板间距。由对照组1可以得到随筋板厚度变化的切向入口接管的等效应力云图，如图7所示。



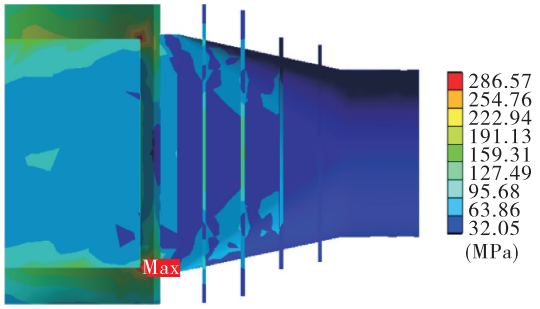
（a）筋板厚度20 mm



（b）筋板厚度24 mm



（c）筋板厚度28 mm



(d)筋板厚度32 mm

图7 随筋板厚度变化的等效应力分布云图(筋板间距280 mm)

Fig.7 Equivalent stress distribution with variation of ribbed plate thickness(ribbed plate spacing 280 mm)

切向入口接管与筒体相切的4个拐角处因为结构的不连续性,造成应力集中现象明显,是高应力区,且最大应力出现在切向入口接管与罐体连接处的下方。切向入口接管的最大应力随筋板厚度变化的情况见图8,可以看出,切向入口接管的最大应力随筋板厚度的增大而减小,当筋板厚度为32 mm时,切向入口接管的最大应力为最小值,其值为286.57 MPa。与筋板厚度为20 mm时的最大应力309.81 MPa相比,其最大应力值减小了约7.5%。由此可见,通过增加切向入口接管上的筋板厚度,可以减小清焦罐入口处的最大应力,提升大尺寸双切向开孔后的清焦罐的强度。考虑到在实际工程应用中,清焦罐入口接管法兰处需要承受外部工艺管线产生的力、弯矩及高温产生的联合载荷作用,因此,在设计筋板厚度时,既要考虑尽量减小切向入口接管的最大应力,又要考虑筋板后续制造备料及安装方便即清焦罐的经济性,所以取优化设计后的筋板厚度与清焦罐等壁厚,即筋板厚度为32 mm。

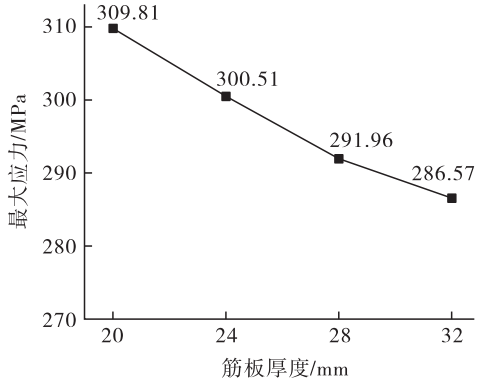
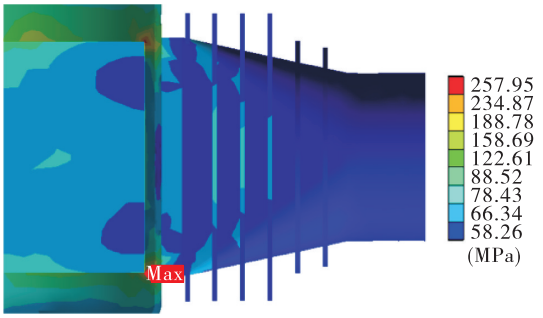


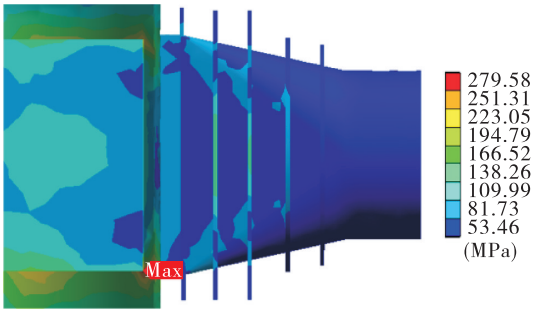
图8 双入口清焦罐最大应力随筋板厚度变化情况

Fig.8 Variation of maximum stress with ribbed plate thickness for dual inlet decoking drum

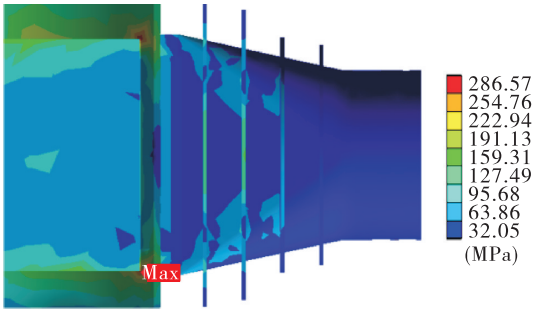
由对照组2可以得到随筋板间距变化的切向入口接管等效应力云图,如图9所示。可以看出,最大应力仍然出现在切向入口接管与清焦罐罐体连接处的下方。



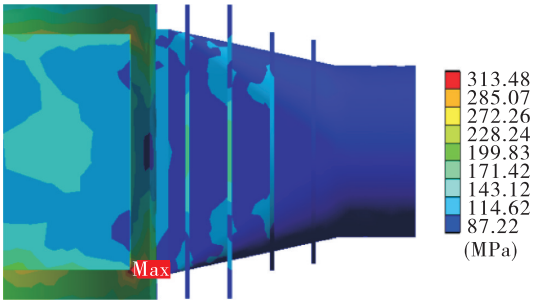
(a)筋板间距200 mm



(b)筋板间距250 mm



(c)筋板间距280 mm



(d)筋板间距300 mm

图9 随筋板厚度间距的等效应力分布云图(筋板厚度32 mm)

Fig.9 Equivalent stress distribution with spacing of ribbed plate thickness(32 mm thickness of ribbed plate)

切向入口接管的最大应力随筋板间距变化的情况如图10所示。可以看出，当筋板间距为200 mm时，最大应力为257.95 MPa，当筋板间距增至300 mm时，最大应力增至313.48 MPa，切向入口接管的最大应力随筋板间距的增大而增大。因此，减小切向入口接管上筋板的间距可以有效地降低清焦罐入口处的最大应力。但是，筋板间距减小，设置的筋板数量必定增加，造成切向入口接管与筋板的总重量增加，清焦罐入口处受到接管及筋板重量产生的附加弯矩也随之增大，这对清焦罐的强度设计又会带来不利影响。因此，必须对切向入口接管上的筋板进行优化设计。

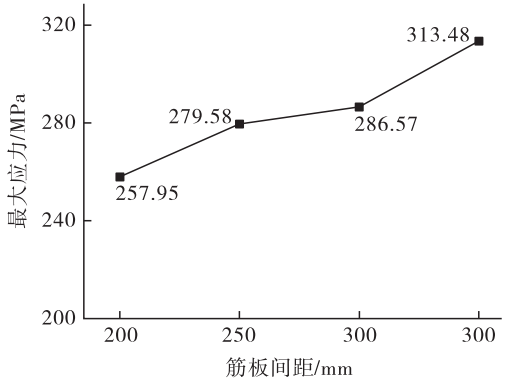


图10 双入口清焦罐最大应力随筋板间距变化情况

Fig.10 Variation of maximum stress with rein stress ment plate spacing in dual inlet decoking drum

2.2 双切向入口接管筋板的优化设计

由图8可以看出，在筋板间距相同的条件下，入口切向接管与清焦罐连接处的最大应力随筋板厚度的增加而减小。为提升清焦罐的强度，同时考虑到工程实际中，清焦罐需要承受入口接管外的工艺管线产生的力、弯矩及高温产生的联合载荷作用，必须最大限度地降低清焦罐入口处的最大应力。为此，在保证清焦罐入口接管满足工程应用时强度要求的条件下，以方便筋板制造备料等降低清焦罐制造成本为目的，取优化设计后的切向入口接管上筋板厚度为32 mm。

由图10可以看出，当优化设计后的筋板厚度确定为32 mm后，入口切向接管与清焦罐连接处的最大应力随筋板间距的增大而增大。当筋板间距为200 mm时，清焦罐入口处的最大应力最小，为257.95 MPa。虽然此时最大应力小于设计温度下的3倍许用应力S_m^t（$3S_m^t$=336.6 MPa），但是，此时切向接管外相邻两侧的筋板焊缝距离最近，焊缝产生的边缘应力影响区更容易叠加；且筋板的焊接操作空间过小，造成筋板的焊接安装困难。此外，当筋板间距为200 mm时，切向入口接管上需要设置17块筋板，使得整个切向入口接管上因筋板数量偏多而重量变大，在清焦罐上形成较大的附加弯矩，对清焦罐的强度设计带来非常不利的影响。

为减小清焦罐入口处的最大应力及筋板重量对清焦罐产生的附加弯矩，由图10可以看出，当筋板间距为280 mm时，其最大应力为286.57 MPa，比筋板间距为200 mm时的最大应力虽然增加了28.44 MPa，但其最大应力仍然控制在300 MPa以内。如果筋板间距增大至300 mm，则最大应力超过300 MPa，变成了313.48 MPa，与$3S_m^t$=336.6 MPa较为接近。显然，筋板间距为300 mm时，清焦罐的入口处最大应力过大，不利于清焦罐的长期可靠运行。另外，当筋板间距为280 mm时，切向入口接管上所需筋板数量减少到12块，减小了大尺寸切向入口接管上筋板的总重量，减小了清焦罐受到的附加弯矩，对提升清焦罐的强度十分有利，所以，优化设计后筋板的间距定为280 mm。由此，清焦罐的双切向入口接管筋板的最优设计方案是筋板间距为280 mm、筋板厚度为32 mm。

3 双切向入口清焦罐加载接管联合载荷的强度评定

3.1 加载接管联合载荷的双切向入口接管应力计算

在实际工程应用中，双切向入口清焦罐接管的各接管法兰后面将联接较长的工艺管线，这些工艺管线及内部的高温清焦气会对双切向入口清焦罐各接管法兰截面处施加力及弯矩的作用。为此，针对筋板优化设计后的双切向入口清焦罐结构，采用与图2相同的Ansys有限元模型及网格划分方法，对清焦罐各接管法兰处施加外部力、弯矩及高温产生的联合载荷作用，并对清焦罐进行应力计算，以评定筋板优化设计后的双切向入口清焦罐工程应用强度。以某120万吨/年乙烯裂解装置用直径3 400 mm的双切向入口清焦罐为设计目标，其相关设计条件见表1。施加在筋板优化设计后清焦罐各接管法兰处的接管联合载荷见表3。其中，清焦罐顶部接管号为N2、双切向入口接管的管口号分别为N1-1和N1-2，如图11所示。

表3 接管联合载荷

Tab.3 Combined loads on connected pipes

管口号	工况	载荷/N			弯矩/(N·m)		
		F_X	F_Y	F_Z	M_X	M_Y	M_Z
N1-1	设计工况	36 900	-92 300	43 300	353 600	493 700	183 800
	操作工况	5 000	-60 100	5 000	-40 700	5 000	-22 400
N1-2	设计工况	-61 200	-20 700	49 700	423 800	-487 500	-208 100
	操作工况	-5 000	14 800	5 000	5 000	-5 000	8 200
N2	设计工况	-36 500	-87 600	36 400	438 700	5 000	439 400
	操作工况	5 000	-87 600	5 000	5 000	5 000	-5 000

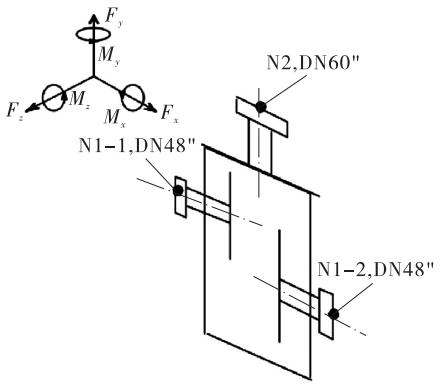


图11 接管方位示意

Fig.11 The orientation diagram of connected pipes

由表3可以看出，在设计工况和操作工况下，清焦罐各接口法兰处作用着不同的接管联合载荷。因此，在实际应力计算中，将进行组合载荷计算，在进行多组载荷组合分析基础上，获得了对结构强度产生最大影响的组合载荷下的应力计算云图，如图12和图13所示。

3.2 加载接管联合载荷的双切向入口清焦罐的强度评定

根据GB/T 4732—2024《压力容器分析设计》，对筋板优化后的双切向入口清焦罐在设计工况和操作工况下的强度进行评定。

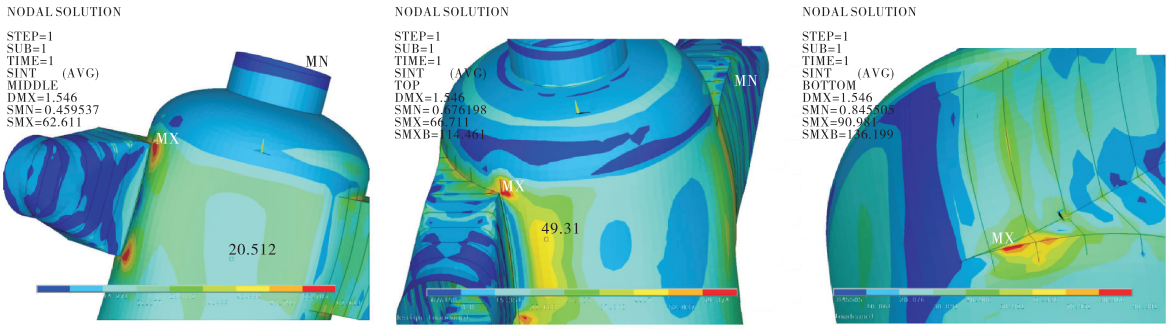


图12 N1-1,N1-2接管联合载荷作用下的应力计算云图(设计工况)

Fig.12 Equivalent stress distribution of connected pipes N-1& N-2(design condition)

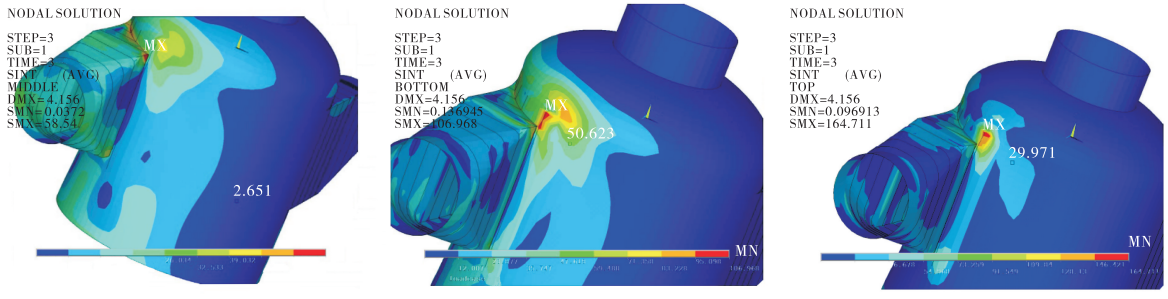


图13 N1-1,N1-2接管联合载荷作用下的应力计算云图(操作工况)

Fig.13 Equivalent stress distribution of connected pipes N-1 & N-2(operation condition)

强度评定标准为:一次总体薄膜应力S_{I}应小于或等于材料在相应温度下的许用应力S_m^t,即$S_{\mathrm{I}} \leqslant S_m^t$;一次局部薄膜应力$S_{\mathrm{II}}$应小于或等于1.5倍的相应温度下的许用应力$S_m^t$,即$S_{\mathrm{I}} \leqslant 1.5S_m^t$;一次应力和二次应力之和$S_{\mathrm{IV}}$应小于或等于3倍的相应温度下的许用应力$S_m^t$,即$S_{\mathrm{IV}} \leqslant 3S_m^t$。由于此优化设计无法进行疲劳评价,所以本文不做疲劳强度的计算。

对筋板优化后的双切向入口清焦罐在设计工况和操作工况下的强度进行评定。其中,清焦罐材料为Q345R,取其腐蚀余量为3 mm。在410 ℃设计工况下,Q345R的许用应力S_m^t=112.2 MPa[12],在350 ℃操作工况温度下,Q345R的许用应力S_m^t=133 MPa[12]。筋板优化设计后的清焦罐在各接管法兰处施加接管联合载荷后的强度评定结果见表4。

表4 N1-1,N1-2在接管联合载荷作用下的强度评定结果

Tab.4 Strength evaluation results of combined loads on connected pipes N-1&N-2

工况	应力分类	强度校核	位置描述	评定结果
设计工况(设计温度410 ℃)	总体薄膜应力	S_{I}=20.517 MPa<S_m^t=112.2 MPa	远离边缘的筒体	通过
	局部薄膜应力	S_{II}=62.611 MPa<1.5S_m^t=168.3 MPa	见图12(a)	通过
	一次薄膜应力+一次弯曲应力	S_{III}=114.46 MPa<1.5S_m^t=168.3 MPa	见图12(b)	通过
	一次应力+二次应力	S_{IV}=136.199 MPa<3S_m^t=336.6 MPa	见图12(c)	通过
操作工况(操作温度350 ℃)	总体薄膜应力	S_{I}=1.172 MPa<S_m^t=133 MPa	远离边缘的筒体	通过
	局部薄膜应力	S_{II}=58.53 MPa<1.5S_m^t=199.5 MPa	见图13(a)	通过
	一次薄膜应力+一次弯曲应力	S_{III}=106.968 MPa<1.5S_m^t=199.5 MPa	见图13(b)	通过
	一次应力+二次应力	S_{IV}=164.711 MPa<3S_m^t=399 MPa	见图13(c)	通过

表4中计算结果表明,在满足焦粉分离效率的条件下,通过在双切向入口矩形截面接管上设计厚度32 mm、间距280 mm的筋板后,清焦罐在设计压力、设计温度及接管联合载荷的共同作用下,在设计工况和操作工况下,清焦罐的各类应力均小于标准规定下的相应许用应力,说明筋板优化设计后的双切向入口清焦罐的强度能够满足工程设计的要求。按以上设计方法设计的清焦罐已在某120万吨/年乙烯裂解装置安全投用。

4 结论

(1)利用Ansys软件,建立清焦罐筒体与大尺寸双切向入口接管的有限元计算模型,结果表明,随着切向接管上筋板厚度的增加,清焦罐矩形切向入口处的最大应力随之减小;随着切向接管上筋板间距的增大,清焦罐矩形切向入口处的最大应力随之增大。

(2)在满足清焦罐分离效率及双切向矩形大开孔后强度的条件下,综合考虑切向入口接管上相邻筋板两侧的焊缝影响、筋板焊接空间及清焦罐的制造、安装成本,通过优化设计得到清焦罐的切向入口接管上的筋板尺寸为间距280 mm、厚度28 mm。此时。最大应力出现在切向入口接管与清焦罐连接处,其值为286.57 MPa。

(3)针对某120万吨/年乙烯裂解装置用直径3 400 mm的双切向入口清焦罐,对具有筋板优化设计后的双切向入口清焦罐,加载设计压力、设计温度及接管联合载荷的作用,按照JB/T 4732《压力容器分析设计》,分别在设计工况和操作工况下,以清焦罐双切向开孔处的最大组合载荷进行强度评定,评定结果表明,筋板优化设计后的双切向入口清焦罐的各类应力均满足标准规定条件下的强度要求。

参考文献:

[1] HERCE C, GONZALEZ-ESPINOSA A, GIL A, et al. Combustion monitoring in an industrial cracking furnace based on combined CFD and optical techniques[J]. Fuel, 2020, 280: 118502.

[2] REN T, PATEL M, BLOK K. Olefins from conventional and heavy feedstocks: Energy use in steam cracking and alternative processes[J]. Energy, 2006, 31(4): 425-451.

[3] CAI H, KRZYWICKI A, OBALLA M C. Coke formation in steam crackers for ethylene production

[J]. Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, 2002, 41(3): 199-214.

[4] 熊斌. 双入口通道旋风分离器: CN202497957U[P]. 2012-10-24.
XIONG B. Dual inlet cyclone separator: CN202497957U [P]. 2012-10-24.

[5] 吴小林, 严超宇, 时铭显. 双入口直切式旋风分离器流场内旋进涡核现象的研究[J]. 化工机械, 2002(1): 1-4.
WU X L, YAN C Y, SHI M X. Study on the phenomenon of vortex in the flow field of a dual inlet direct-cut cyclone separator [J]. Chemical Engineering & Machinery, 2002, 29(1): 1-4.

[6] 袁越锦, 史韵, 聂皓, 等. 果蔬隧道式气流冲击干燥流场模拟及其设备结构优化[J]. 包装与食品机械, 2024, 42(5): 70-81.
YUAN Y J, SHI Y, NIE H, et al. Simulation of flow field and equipment structure optimization for tunnel airflow impact drying on fruit and vegetable [J]. Packaging and Food Machinery, 2024, 42(5): 70-81.

[7] 戴航, 王兴坤, 靳兴行, 等. 煤干馏用多个并联分离器结构优化[J]. 流体机械, 2024, 52(8): 92-99.
DAI H, WANG X K, JIN X X, et al. Simulation on structure optimization of parallel separators for coal carbonization [J]. Fluid Machinery, 2024, 52 (8): 92-99.

[8] BABAOLU N U, PARVAZ F, HOSSEINI S H, et al. Influence of the inlet cross-sectional shape on the performance of a multi-inlet gas cyclone [J]. Powder Technology, 2021(384): 82-99.

[9] 杨刚, 廖茂正, 马臣, 等. 自动换卷机构的纸带拼接刚柔耦合分析与试验研究[J]. 包装与食品机械, 2024, 42(4): 80-86.
YANG G, LIAO M Z, MA C, et al. Rigid-flexible coupling analysis and experimental study on paper strip splicing for automatic coil changing mechanism [J]. Packaging and Food Machinery, 2024, 42 (4): 80-86.

[10] 张龙, 尉成果, 刘秉斌. 基于遗传算法的大型矩形压力容器刚强度优化设计[J]. 压力容器, 2024, 41(2): 58-65.
ZHANG L, WEI C G, LIU B B. Stiffness and strength optimization design of large rectangular pressure vessels based on genetic algorithm [J]. Pressure Vessel Technology, 2024, 41(2): 58-65.

[11] 余兵, 周俊锋, 许根富, 等. 催化裂化装置旋风分离器磨损分析及防控[J]. 流体机械, 2025, 53(7): 104-110.
YU B, ZHOU J F, XU G F, et al. Wear analysis and prevention-control of cyclone separators in catalytic cracking units [J]. Fluid Machinery, 2025, 53 (7): 104-110.

[12] 黄争鸣. 基体的真实应力理论[J]. 固体力学学报, 2022, 43(3): 243-256.
HUANG Z M, True stress theory of matrix in a composite [J]. Chinese Journal of Solid Mechanics, 2022, 43(3): 243-256.

[13] 潘晋, 张得功, 许仁杰, 等. 极端循环载荷下加筋板极限承载力衰减性能研究[J]. 武汉理工大学学报(交通科学与工程版), 2025, 49(2): 324-329.
PAN J, ZHANG D G, XU R J, et al. Study on the ultimate bearing capacity attenuation performance of stiffened plates under extreme cyclic loading [J]. Journal of Wuhan University of Technology (Transportation Science & Engineering), 2025, 49(2): 324-329.

[14] 郭慧, 孙义, 张凯. 加强筋对阶梯板振动和能量传递的影响[J]. 机电工程, 2025, 42(8): 1533-1542.
GUO H, SUN Y, ZHANG K. Effect of ribbing on vibration and energy transmission in stepped plates [J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2025, 42(8): 1533-1542.

[15] 赵晓凤, 钱才富, 吴志伟. 带切向接管内压圆筒的极限承载能力计算[J]. 压力容器, 2024, 41(2): 49-57.
ZHAO X F, QIAN C F, WU Z W. Limit-load-bearing capacity calculation of cylindrical shells with tangential nozzles under internal pressure [J]. Pressure Vessel Technology, 2024, 41(2): 49-57.

[16] BAHMANI M, MORSHEDSOLOUK F, KHEDMATI R M. Effect of cracked and notched stiffeners on the ultimate strength of steel stiffened panels [J]. Journal of Marine Science and Application, 2024, 23 (2): 460-469.

作者简介: 陈嘉睿(1993), 男, 高级工程师, 主要研究方向为石油化工设备设计, 通信地址: 100011 北京市朝阳区安慧北里安园21号楼中国石化工程建设有限公司设备室, E-mail: hy6cjr@163.com。

本文引用格式:
陈嘉睿. 双切向入口清焦罐的切向接管应力分析与结构优化[J]. 压力容器, 2026, 43(1): 34-42.
CHEN Jiarui. Stress analysis and structural optimization of decoking drums with dual tangential inlets [J]. Pressure Vessel Technology, 2026, 43(1): 34-42.