

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2017.02.007

# 超临界 CO<sub>2</sub> 萃取釜卡箍式快开结构 强度分析及优化设计

姜 策, 李庆生

(南京工业大学 机械与动力工程学院, 江苏 南京 211816)

**摘 要:**为了实现萃取釜的轻量化设计,采用 ANSYS 软件对 60 L 超临界 CO<sub>2</sub> 萃取釜进行有限元分析,得出萃取釜卡箍式快开结构的应力分布;在满足强度和抗疲劳性能的前提下,分别采用安全裕度法和 JB 4732 应力评定法提取状态变量,以体积最小为目标进行优化设计。结果表明:2 种方法优化后的效果明显,优化后的体积分别减少了 22.5% 和 24.2%。优化设计达到了轻量化目的,同时为萃取釜卡箍式快开结构优化设计提供有益参考。

**关 键 词:**萃取釜;卡箍式快开结构;轻量化设计;有限元分析;安全裕度法

中图分类号:TQ052.4 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2017)02-0032-06

## Strength Analysis and Optimization of Hoop-Locked Quick Closure Structure of Supercritical CO<sub>2</sub> Extraction Kettle

JIANG Ce, LI Qingsheng

(College of Mechanical and Power Engineering, Nanjing University of Technology, Nanjing 211816, China)

**Abstract:** In order to realize the lightweight design of extraction kettle, based on finite element analysis of the 60 L supercritical CO<sub>2</sub> extraction kettle, the stress distribution of the hoop-locked quick closure structure of supercritical extraction kettle was obtained. Under the condition of meeting the requirements of strength and fatigue resistance, the safety margin method and JB 4732 stress evaluation method were used to extract the state variables, with the minimum volume as the object to optimize the structure. The results show that the effects of the two methods are obvious, and the volume was reduced of 22.5% and 24.2% respectively after the optimization and the purpose of lightweight design is achieved. And it provides references for the structural optimization design of quick closure device of extraction kettle.

**Keywords:** extraction kettle; hoop-locked quick closure structure; lightweight design; finite element analysis (FEA); safety margin method

超临界 CO<sub>2</sub> 萃取是近年来兴起的一种高新物质分离精制技术,具有传质速率快,穿透能力强,萃取效率高及操作温度低等特点,广泛应用于化工、环保、医药、石油、食品及生物工程等行业<sup>[1-2]</sup>。

萃取釜具有操作压力高且开关频繁的特点,因此釜盖常采用快开结构。常用的快开结构形式很多,按其基本原理可以分为卡箍式、齿啮式、压紧式、剖分环式和移动式 5 大类<sup>[3]</sup>。其中卡箍式快开结构具有开启方便、承压能力强、密封性能良好、适用范围广等优点,成为快开式压力容器主要的结构形式。目前,关于

卡箍式快开结构并没有统一的设计标准。我国对卡箍式快开结构的设计计算主要依据 GB 150—2011《压力容器》附录 C.7 和 HG 20582—2011《钢制化工容器强度计算规定》或参照国外的相关计算规定,如日本的工业标准 JIS B 8284—2003《压力容器用快速闭塞物》和 ASMEV III—1 等进行,但是仍然无法满足各种形式的快开结构设计需求。规则设计方法的优点是概念清晰,但卡箍式快开装置结构复杂,在设计过程中需引入许多假设,而且过程中无法考虑到结构不连续部位对整体应力的影响。

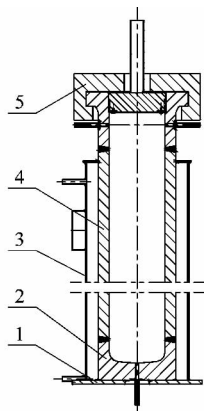
收稿日期:2016-09-07;修回日期:2016-10-25

第一作者简介:姜策(1992),男,安徽凤台人,硕士,主要研究方向为压力容器设计与强度评价。E-mail:284045681@qq.com

为此,国内诸多学者运用有限元法对卡箍式快开结构进行了研究,合肥通用机械研究所的李永泰等<sup>[4]</sup>对 GB 150—2011 附录 C.7 卡箍紧固结构的计算结果和有限元结果进行了比较,并对各个部位的应力强度评定提出了新的方法。龚曙光等<sup>[5]</sup>将有限元方法与优化技术相结合,对快开结构的非标件卡箍和门盖进行了优化设计,但未考虑到结构的抗疲劳性能。张学伟等<sup>[6]</sup>对高压烧结炉进行了有限元分析与结构强度评定,并对卡箍进行了优化分析,虽然优化效果明显,达到了减轻质量,节约成本的目的,但文中仅对卡箍腹部厚度进行了优化,设计变量单一。基于上述背景,运用 ANSYS 设计语言 APDL 有限元分析技术对 60 L 超临界 CO<sub>2</sub> 萃取釜卡箍式快开结构进行参数化建模、加载、求解和优化。优化后的萃取釜在满足应力强度和疲劳强度的条件下,体积得到显著减少,达到了轻量化设计的目的。

## 1 有限元建模分析

本文采用 ANSYS 软件对 60 L 萃取釜卡箍式快开结构进行整体建模及优化设计。萃取釜的主要结构由快开结构、筒体、筒底、底板和夹套 5 部分组成,萃取釜几何结构简图如图 1 所示。



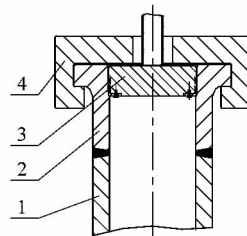
1—底板;2—筒底;3—夹套;4—筒体;5—快开结构。

图 1 萃取釜几何结构简图

Figure 1 Geometric structure diagram of extraction kettle

快开结构主要有卡箍、堵头、筒体法兰和筒体 4 部分组成,其中卡箍由 2 个半环构成,半环靠外力作用可以相对筒体移动,以实现堵头的开启;萃取釜的堵头沉入筒体法兰端部内,在堵头圆周上开 U 型槽,将 O 型密封圈置于 U 形槽内,密封圈依靠自身的弹性紧贴在筒体法兰端部和堵头密封槽中,实现萃取釜的自密封,其中一个密封圈在这里是导向环,起到保护堵头和筒

体法兰不被损坏的作用。筒体法兰、卡箍、筒体和堵头均采用锻件,筒体法兰和筒体之间采用对接焊。其结构如图 2 所示。



1—筒体;2—筒体法兰;3—堵头;4—卡箍。

图 2 快开结构简化示意图

Figure 2 Simplified diagram of quick opening structure

### 1.1 设计参数

筒体、筒体法兰和堵头材料为 S30408IV 锻件,卡箍材料为 20MnMoIV 锻件,O 型密封圈材料为氟橡胶,设计温度 and 设计压力分别为 90 °C、40 MPa,工作介质为超临界 CO<sub>2</sub>,设计疲劳循环次数 20 000 次。材料在设计温度下的力学性能如表 1 所示。

表 1 材料的力学性能

Table 1 Mechanical properties of materials

| 材料              | 弹性模量/GPa | 泊松比 | 应力强度/MPa |
|-----------------|----------|-----|----------|
| S30408IV (筒体法兰) | 190.5    | 0.3 | 114      |
| S30408IV (筒体堵头) | 190.5    | 0.3 | 137      |
| 20MnMoIV (堵头)   | 196.5    | 0.3 | 196      |

萃取釜的快开结构主要设计参数如图 3 所示。其中, $r_1, t_1$  分别为筒体的内半径和壁厚; $r_2, r_3$  和  $t_2$  决定筒体法兰的尺寸; $r_4, h_1, h_2, h_3, h_4, h_5, h_6$  和  $t_3$  决定卡箍的尺寸; $r_3, h_7, h_8, h_9, h_{10}$  和  $h_{11}$  决定堵头的尺寸。结构初始尺寸参数见表 2。

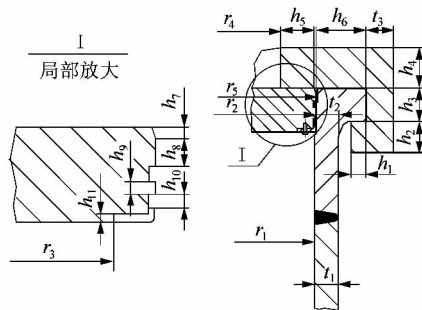


图 3 萃取釜结构设计参数

Figure 3 Structure design parameters of extraction kettle

表2 结构尺寸参数表

Table 2 Structure dimension parameter table

| mm    |       |       |       |       |       |       |          |          |       |  |
|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|----------|----------|-------|--|
| $r_1$ | $r_2$ | $r_3$ | $r_4$ | $r_5$ | $t_1$ | $t_2$ | $t_3$    | $h_1$    | $h_2$ |  |
| 116.0 | 119.5 | 84.0  | 89.5  | 121.0 | 45.0  | 42.5  | 50.0     | 27.5     | 65.0  |  |
| $h_3$ | $h_4$ | $h_5$ | $h_6$ | $h_7$ | $h_8$ | $h_9$ | $h_{10}$ | $h_{11}$ |       |  |
| 62.0  | 77.0  | 26.0  | 97.0  | 10.0  | 24.0  | 14.0  | 12.0     | 5.0      |       |  |

## 1.2 有限元分析模型

因为萃取釜卡箍式快开结构具有对称性,所以取其结构的1/8模型进行有限元建模分析。由于倒角、密封件等对结构的安全强度影响很小,所以实际建模中忽略他们的影响。有限元建模分析时选取的萃取釜筒体长度足够,大于因结构不连续而引起的边缘应力衰减长度。本文实体模型选择8节点六面体单元SOLID45进行网格划分,有限元计算模型的网格图如图4所示。

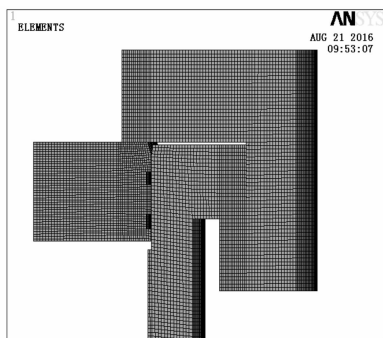


图4 计算模型网格图

Figure 4 Computational model mesh graph

## 1.3 接触模型

文中采用ANSYS软件提供的接触单元来模拟卡箍与堵头和筒体法兰的接触过程。根据文献[7-8]对接触行为的描述,假定分析模型在初始状态下,卡箍与堵头和筒体法兰充分接触,面与面为密切的协调接触,接触面没有间隙或者嵌入,当施加载荷后,堵头和筒体法兰与卡箍的接触面才开始产生相互滑动和挤压。

## 1.4 载荷与边界条件

萃取釜多为半间歇操作,萃取过程中需要经常打开和关闭,承受交变载荷。但加压和卸压过程比较缓慢,因此忽略加载速率的影响,把整个过程认定为静态问题。在筒体下端面施加轴向平衡载荷,筒体内壁、堵头底面和筒体法兰密封槽以内的密封端面施加内压,在筒体法兰上端面上施加固定约束,结构对称面、端面施加对称约束。

## 2 有限元结果及强度评定

### 2.1 结构强度分析结果

优化前的萃取釜模型应力云图如图5所示,最大应力发生在堵头上端与卡箍相接触的边缘处,最大应力强度为351.595 MPa。通过对有限元结果分析可知:由于内压和接触力的影响,堵头、筒体法兰和卡箍均会受到较大的弯曲与剪切作用,因此确定卡箍截面A-A、B-B、C-C、D-D和E-E,堵头截面F-F,筒体法兰G-G、H-H和筒体截面I-I为危险截面。截面E-E、F-F和G-G处的弯曲应力主要是接触力造成,此处薄膜应力划为一次局部薄膜应力,弯曲应力划为一次弯曲应力;截面A-A、B-B、C-C、D-D和H-H,由于其几何结构不连续,该处的薄膜应力划为一次局部薄膜应力,薄膜加弯曲应力划为二次应力;截面I-I由于远离筒体的不连续处,所以此处的薄膜应力和弯曲应力是在容器总体范围内存在的一次总体薄膜应力和一次弯曲应力。危险截面线性化路径如图6所示,各截面的强度评定如表3所示。其中: $P_m$ 、 $P_L$ 、 $P_b$ 和 $Q$ 分别代表一次总体薄膜应力、一次局部薄膜应力、一次弯曲应力和二次应力,材料的许用应力用符号 $S_m$ 表示。

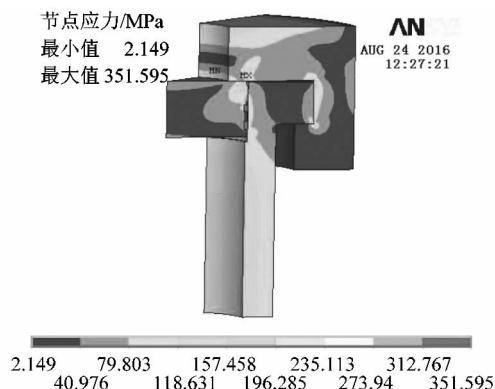


图5 优化前模型应力云图

Figure 5 Stress contour of model before optimization

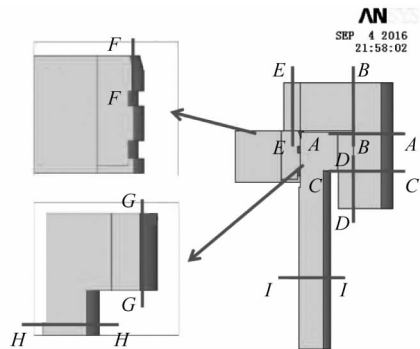


图6 危险截面路径图

Figure 6 Path diagram of dangerous section

表3 各截面强度评定

Table 3 Strength assessment of each section

MPa

| 路径  | $P_L$ | $P_L + P_b$ | $P_m + P_b$ | $1.5S_m$ | $P_m$  | $S_m$  | $P_L + P_b + Q$ | $3S_m$ |
|-----|-------|-------------|-------------|----------|--------|--------|-----------------|--------|
| A-A | 39.17 |             |             | 294.0    |        |        | 121.50          | 588    |
| B-B | 48.39 |             |             | 294.0    |        |        | 108.70          | 588    |
| C-C | 31.67 |             |             | 294.0    |        |        | 104.50          | 588    |
| D-D | 28.11 |             |             | 294.0    |        |        | 74.61           | 588    |
| E-E | 71.27 | 136.90      |             | 294.0    |        |        |                 |        |
| F-F | 88.37 | 176.80      |             | 205.5    |        |        |                 |        |
| G-G | 61.87 | 107.70      |             | 171.0    |        |        |                 |        |
| H-H | 76.27 |             |             | 205.5    |        |        | 94.14           | 411    |
| I-I |       |             | 161.30      | 205.5    | 122.20 | 137.00 |                 |        |

## 2.2 疲劳强度分析结果

萃取釜快开结构工作时经常开启和关闭,受到交变载荷的作用,所以疲劳寿命满足要求。萃取釜快开结构包含2种材料,分别是S30408和20MnMo,均要满足疲劳强度要求。

### 1) 堵头(S30408)

由JB 4732—1995(2005年确认)可知<sup>[9]</sup>:设计疲劳次数20 000次所对应的堵头许用应力强度幅 $S_{al}$ 为383 MPa。由设计温度下的弹性模量 $E'$ 和疲劳曲线对应的弹性模量 $E$ ,可得其许用交变应力幅值:

$$S'_{al} = S_{al} \times E'/E = 383 \times 1.905 \times 10^5 / (2.0 \times 10^5) = 364.8 \text{ MPa}。$$

所以,不锈钢部件在设计工况下,其结构各个部位的最大交变应力强度范围不得大于 $2S'_{al}$ ,即 $S_{rij1} \leq 2S'_{al} = 729.600 \text{ MPa}$ 。

### 2) 卡箍(20MnMo)

设计疲劳次数20 000次所对应的的卡箍许用应力强度幅 $S_{a2}$ 为214 MPa。由设计温度下的弹性模量 $E'$ 和疲劳曲线对应的弹性模量 $E$ ,可得其许用交变应力幅值:

$$S'_{a2} = S_{a2} \times E'/E = 214 \times 1.965 \times 10^5 / (2.1 \times 10^5) = 200.240 \text{ MPa}。$$

所以,卡箍部件在设计工况下,其结构各个部位的最大交变应力强度范围不得大于 $2S'_{a2}$ ,即 $S_{rij2} \leq 2S'_{a2} = 400.480 \text{ MPa}$ 。

设计工况下堵头最大应力为351.595 MPa,卡箍最大应力为309.900 MPa,疲劳强度评定结果如表4所示。

## 3 萃取釜快开结构优化设计

### 3.1 设计变量的选取

本文采用ANSYS中的等步长搜索工具,确定设计

变量 $t_3, h_1, h_2, h_3, h_4, h_5$ 和 $h_8$ ,设计变量的尺寸变化范围见表5。

表4 疲劳强度评定

Table 4 Fatigue strength assessment

| 位置 | $S_{rij1}/$<br>MPa | $2S'_{a1}/$<br>MPa | $S_{rij2}/$<br>MPa | $2S'_{a2}/$<br>MPa | 评定结果 |
|----|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|------|
| 堵头 | 351.595            | 729.600            |                    |                    | 通过   |
| 卡箍 |                    |                    | 309.900            | 400.480            | 通过   |

表5 设计变量的尺寸变化范围

Table 5 Dimensional change range of design variables

|      | mm    |       |       |       |       |       |       |
|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 尺寸范围 | $t_3$ | $h_1$ | $h_2$ | $h_3$ | $h_4$ | $h_5$ | $h_8$ |
| 下限   | 40.0  | 15.0  | 40.0  | 56.0  | 65.0  | 15.0  | 5.0   |
| 上限   | 60.0  | 27.5  | 65.0  | 62.0  | 77.0  | 26.0  | 24.0  |

### 3.2 状态变量的选取

本文在对状态变量进行提取时采用了2种方法,分别是安全裕度法<sup>[10]</sup>和JB 4732应力强度评定法。

1) 安全裕度法。由表3可知,截面I-I的薄膜应力 $P_m = 122.20 \text{ MPa}$ ,是各危险截面中最危险的,截面的安全裕度 $a = 1 - (P_m/S_m) = 0.108$ ,然后将最大应力强度值按照安全裕度值同比增大,获得最大应力上限 $S_{max} = \sigma_{max}/(1-a) = 394 \text{ MPa}$ ;为满足抗疲劳性能,疲劳循环20 000次得到许用应力 $S_a = 214 \text{ MPa}$ (这里用卡箍材料20MnMo进行评定), $S'_a = 2 \times S_a \times E/E' = 400 \text{ MPa}$ 。比较二者的值可知,使用安全裕度法,状态变量的最大值为394 MPa。

2) JB 4732应力强度评定法。选取上述路径上 $S_A \sim S_I$ 中最大当量应力 $S_i (i = A, \dots, I, \text{表示9条路径})$ 作为状态变量,将最大应力 $S_i$ 限制为小于等于 $3S_m$ 。且结构还应满足抗疲劳性能,即 $S_{max} \leq 400 \text{ MPa}$ 。状态变量取值范围如表6所示。

表6 状态变量取值范围

Table 6 Ranges of state variables MPa

| 变量范围 | $S_A$ | $S_B$ | $S_C$ | $S_D$ | $S_E$      |
|------|-------|-------|-------|-------|------------|
| 下限   | 0     | 0     | 0     | 0     | 0          |
| 上限   | 588   | 588   | 588   | 588   | 588        |
| 变量范围 | $S_F$ | $S_G$ | $S_H$ | $S_I$ | $S_{\max}$ |
| 下限   | 0     | 0     | 0     | 0     | 0          |
| 上限   | 411   | 342   | 411   | 411   | 400        |

### 3.3 目标函数的选取

优化过程中以萃取釜的轻量化为目标,由于质量和体积是正比关系,所以可以把分析结构的总体积作为目标函数进行优化。

### 3.4 优化结果分析与讨论

#### 1) 安全裕度法优化结果分析

表8 各截面强度评定

Table 8 Strength assessment of each section

| 路径  | $P_L$ | $P_L + P_b$ | $P_m + P_b$ | $1.5S_m$ | $P_m$ | $S_m$ | $P_L + P_b + Q$ | $3S_m$ |
|-----|-------|-------------|-------------|----------|-------|-------|-----------------|--------|
| A-A | 54.19 |             |             | 294.0    |       |       | 171.50          | 588    |
| B-B | 58.93 |             |             | 294.0    |       |       | 139.50          | 588    |
| C-C | 42.57 |             |             | 294.0    |       |       | 138.70          | 588    |
| D-D | 38.48 |             |             | 294.0    |       |       | 100.50          | 588    |
| E-E | 85.77 | 179.2       |             | 294.0    |       |       |                 |        |
| F-F | 91.41 | 179.5       |             | 205.5    |       |       |                 |        |
| G-G | 82.33 | 146.2       |             | 171.0    |       |       |                 |        |
| H-H | 78.96 |             |             | 205.5    |       |       | 98.16           | 411    |
| I-I |       |             | 160.0       | 205.5    | 120.8 | 137   |                 |        |

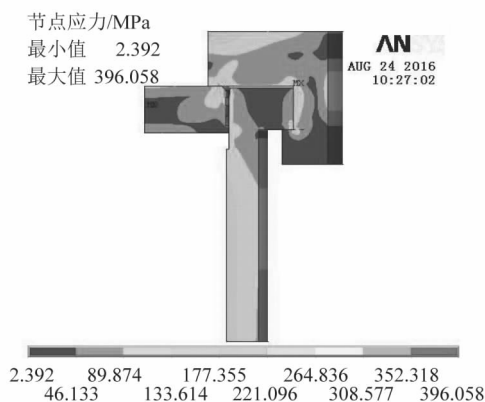


图7 优化圆整后萃取釜应力云图

Figure 7 Stress contour of extraction kettle after optimization and rounding

#### 2) JB 4732 应力强度评定法优化结果分析

优化前的体积是  $0.635 \times 10^7 \text{ mm}^3$ , 整个过程共迭代 20 次收敛, 优化后的体积变为  $0.481 \times 10^7 \text{ mm}^3$ , 相

优化前的体积是  $0.635 \times 10^7 \text{ mm}^3$ , 整个过程共迭代 36 次收敛, 优化后的体积变为  $0.492 \times 10^7 \text{ mm}^3$ , 相对优化前, 体积减少了 22.5%。优化前后设计变量数值对比如表 7 所示, 优化圆整后萃取釜有限元模型应力云图如图 7 所示, 各截面强度评定如表 8 所示, 疲劳强度评定如表 9 所示。

表7 优化前后设计变量数值对比

Table 7 Numerical comparison before and after optimal design variables mm

| 尺寸范围 | $t_3$ | $h_1$ | $h_2$ | $h_3$ | $h_4$ | $h_5$ | $h_8$ |
|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 优化前  | 60.00 | 27.50 | 65.00 | 62.00 | 77.00 | 26.00 | 24.00 |
| 优化后  | 47.68 | 15.76 | 44.87 | 56.04 | 71.24 | 19.72 | 5.28  |
| 圆整后  | 48.00 | 16.00 | 45.00 | 56.00 | 71.00 | 20.00 | 5.00  |

对优化前, 体积减少了 24.2%。优化前后设计变量数值对比如表 10 所示, 优化圆整后萃取釜有限元模型应力云图如图 8 所示, 各截面强度评定如表 11 所示, 疲劳强度评定如表 12 所示。

表9 疲劳强度评定

Table 9 Fatigue strength assessment

| 位置 | $S_{ij1}/\text{MPa}$ | $2S'_{al}/\text{MPa}$ | $S_{ij2}/\text{MPa}$ | $2S_{a2}/\text{MPa}$ | 评定结果 |
|----|----------------------|-----------------------|----------------------|----------------------|------|
| 堵头 | 291.908              | 729.600               |                      |                      | 通过   |
| 卡箍 |                      |                       | 396.058              | 400.400              | 通过   |

表10 优化前后设计变量数值对比

Table 10 Numerical comparison before and after optimal design variables mm

| 尺寸范围 | $t_3$ | $h_1$ | $h_2$ | $h_3$ | $h_4$ | $h_5$ | $h_8$ |
|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 优化前  | 60.00 | 27.50 | 65.00 | 62.00 | 77.00 | 26.00 | 24.00 |
| 优化后  | 46.78 | 15.03 | 45.75 | 56.01 | 73.39 | 15.17 | 5.05  |
| 圆整后  | 47.00 | 15.00 | 46.00 | 56.00 | 73.00 | 15.00 | 5.00  |

表 11 各截面强度评定

Table 11 Strength assessment of each section

MPa

| 路径  | $P_L$ | $P_L + P_b$ | $P_m + P_b$ | $1.5S_m$ | $P_m$ | $S_m$ | $P_L + P_b + Q$ | $3S_m$ |
|-----|-------|-------------|-------------|----------|-------|-------|-----------------|--------|
| A-A | 55.64 |             |             | 294.0    |       |       | 173.30          | 588    |
| B-B | 58.18 |             |             | 294.0    |       |       | 140.80          | 588    |
| C-C | 43.15 |             |             | 294.0    |       |       | 140.90          | 588    |
| D-D | 38.98 |             |             | 294.0    |       |       | 102.70          | 588    |
| E-E | 88.13 | 185.1       |             | 294.0    |       |       |                 |        |
| F-F | 93.02 | 198.6       |             | 205.5    |       |       |                 |        |
| G-G | 87.15 | 152.2       |             | 171.0    |       |       |                 |        |
| H-H | 78.41 |             |             | 205.5    |       |       | 98.61           | 411    |
| I-I |       |             | 160.7       | 205.5    | 121.4 | 137   |                 |        |

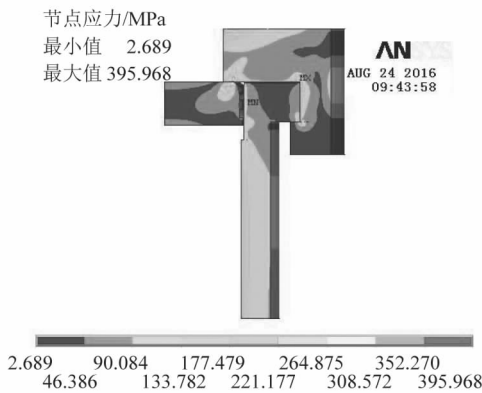


图 8 优化圆整后萃取釜应力云图

Figure 8 Stress contour of extraction kettle after optimization and rounding

表 12 疲劳强度评定

Table 12 Fatigue strength assessment

| 位置 | $S_{nij1}/$<br>MPa | $2S'_{a1}/$<br>MPa | $S_{nij2}/$<br>MPa | $2S'_{a2}/$<br>MPa | 评定结果 |
|----|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|------|
| 堵头 | 325.650            | 729.600            |                    |                    | 通过   |
| 卡箍 |                    |                    | 395.968            | 400.400            | 通过   |

3) 优化结果分析

安全裕度法和 JB 4732 应力强度评定法的优化结果都比较明显,且强度和疲劳均满足要求。2 种优化方法得到的总体体积减少量基本相同,但具体到单个设计变量略有差异。安全裕度法相对于 JB 4732 应力强度评定法,APDL 命令流较为简单且计算时间相对较短,但不能反映出优化过程中对状态变量的限制;相对来说,JB 4732 应力强度评定法优化后的体积虽然减少更多且优化过程中可以反映出对状态变量的限制,但 APDL 命令流要对线性化路径进行提取并对其路径上最大应力强度进行限制,使其比较复杂且计算时间较长。

4 结论

1) 文中采用 ANSYS 软件对萃取釜卡箍式快开结构进行参数化建模和优化设计,优化后的萃取釜在满足应力强度和疲劳强度的条件下,体积得到显著减少,达到了轻量化设计的目的。

2) 在对萃取釜卡箍式快开结构进行优化时,笔者采用了不同的方法对状态变量进行提取,分别是安全裕度法和 JB 4732 应力强度评定法。2 种方法均达到了轻量化设计的目的,且轻量化效果相近。安全裕度法 APDL 命令流较为简单,计算时间短,计算效率较高;JB 4732 应力强度评定法 APDL 命令流较为复杂,步骤较为繁琐,但轻量化效果相对较好。

3) 利用 ANSYS 有限元分析方法,能够为超临界 CO<sub>2</sub> 萃取釜结构优化设计提供参考。

参考文献:

[1] 廖传华,黄振仁. 超临界 CO<sub>2</sub> 流体萃取技术[M]. 北京:化学工业出版社,2004.

[2] RODRIGUEZ N R,DE DIEGO S M,BELTRAN S,et al. Supercritical fluid extraction of fish oil from by-products: a comparison with other methods [J]. Journal food engineering,2012,109(2):238-248.

[3] 郑津洋. 快速开关盖式压力容器(一)[J]. 化工装备技术,1997,18(1):30-38.

[4] 李永泰,王文仲,张红梅,等. 卡箍式快开釜分析设计[J]. 压力容器,2016,33(6):18-25.

[5] 龚曙光,谢桂兰,王亚,等. 基于有限元分析的快开门装置结构优化设计[J]. 机械设计与研究,2004,20(1):83-85.

[6] 张学伟. 高压烧结炉的强度分析与结构改进[D]. 北京:北京工业大学,2011:68-72.

[7] 郑津洋,苏文献,刘爱萍. 基于整体有限元应力分析的齿啮式快开压力容器设计[J]. 压力容器,2003,20(7):20-24.

[8] 胡兆吉,涂吉昌,涂文峰. 卡箍式快开门压力容器的有限元接触分析[J]. 压力容器,2012,29(3):12-21.

[9] 全国压力容器标准化技术委员会. 钢制压力容器:分析设计标准:JB 4732—1995[S]. 北京:新华出版社,2005.

[10] 杜志明,范军政. 安全裕度研究与应用进展[J]. 中国安全科学学报,2004,14(6):6-10.