

# 预紧卡箍式快开结构的安全强度分析

周宁波,郑贤中,郑晓敏,徐小明,於潜军

(武汉工程大学机电工程学院,湖北 武汉 430074)

**摘要:**在卡箍式快开过滤器设计过程中,预紧后结构的强度是重要的安全校核问题.利用有限元法建立卡箍式快开过滤器的结构模型,在建模过程中针对卡箍、法兰及上、下法兰之间的实际接触状态,模拟在同时施加预紧力和内压情况下,卡箍与法兰及上、下法兰之间的接触状态变化过程.通过分析计算结果,不但获得卡箍式快开过滤器整体结构的压力分布,还获得各接触面上详细的接触压力分布状态即非均匀分布,从而能够按照 JB4732-1995 对结构危险截面进行较全面的应力强度评定.

**关键词:**快开结构;卡箍;接触;应力强度评定

**中图分类号:** TB115

**文献标识码:** A

**doi:**10.3969/j.issn.1674-2869.2012.04.013

## 0 引言

卡箍式快开结构具有结构紧凑、开启便捷、清洗方便等优点,是一种广泛应用于石油、化工、食品、轻工和航天等工业领域的机械装置<sup>[1]</sup>.卡箍式快开结构按运动形式可分为三种<sup>[2]</sup>,一是手动式,即通过逐个拧紧或松开螺栓螺母而实现,与靠螺栓法兰连接的过滤器相比,并没有体现出这种结构的优点;二是半自动式,通过手柄移动丝杆来驱动卡箍,操作简单易行;三是全自动式,依靠气压或液压装置促使卡箍沿着导轨定向滑动,但设计成本相对较高.

传统设计(如 GB150-1998<sup>[3]</sup>)中对卡箍结构的强度计算大多数依赖于经验公式,计算结果偏于保守.这种计算方法往往建立在一定的假设和简化的基础上,缺少对结构重要区域的应力进行严格而详细的计算,如应力集中区域和接触区域的详细应力分布.已经有文献利用有限元方法对卡箍结构进行接触分析,其结果表明,卡箍与筒体法兰之间的接触属于非均匀接触,接触面积随着载荷的增加而减小.但分析的整体结构大都是采用标准设计.

以某公司基于非标设计的快开式过滤器为例,容器法兰,卡箍等均采用非标设计.因此,为了保证过滤器的安全稳定运行,采用有限元方法对非标卡箍式快开结构进行接触分析和应力强度评定有着重要的意义.一方面,有利于缩短该类过滤

器的设计周期;另一方面,对新型设备的开发和利用可提供理论依据.

## 1 结构的有限元数学模型

过滤器设计压力为 0.6 MPa,设计温度为 60 °C,筒体内径为 550 mm,壁厚为 3 mm,封头选用椭圆形封头,其厚度为 3 mm,筒体、封头、上下法兰及卡箍材料均选用 304 不锈钢,其弹性模量为  $1.86 \times 10^5$  MPa,泊松比为 0.3.

在卡箍与上、下法兰接触过程中,接触面法线方向应满足位移非嵌入条件,切向方向应满足库仑摩擦定律.如图 1 所示,若有相互接触的弹性体 A 和 B, A 上节点 1 和 B 上节点 2 是一对接触点对,在外载荷  $P^A$  和  $P^B$  作用下,产生了位移  $\mu^A$  和  $\mu^B$ ,根据有限元基本理论,得到平衡方程为

$$\begin{cases} [K^A] \mu^A = P^A - R^A \\ [K^B] \mu^B = P^B - R^B \end{cases} \quad (1)$$

对于不同的接触状态,其接触条件不同.则卡箍与上、下法兰之间可能出现的接触状态的定解条件如下<sup>[4-5]</sup>.

(1) 粘接接触状态

$$\begin{cases} R_{1n}^A + R_{2n}^B = 0 \\ R_{1t}^A + R_{2t}^B = 0 \\ \mu_{1n}^A = \mu_{2n}^B \\ \mu_{1t}^A = \mu_{2t}^B \end{cases} \quad (2)$$

(2) 滑动接触状态

收稿日期:2011-02-29

作者简介:周宁波(1987-),男,湖北天门人,硕士研究生.研究方向:工程结构数值计算.

指导老师:郑贤中,男,副教授,博士,硕士研究生导师.研究方向:工程计算与仿真、非线性声学 and 声学通信.

$$\begin{cases} \mathbf{R}_{1n}^A + \mathbf{R}_{2n}^B = 0 \\ \mathbf{R}_{1t}^A + \mathbf{R}_{2t}^B = 0 \\ \boldsymbol{\mu}_{1n}^A = \boldsymbol{\mu}_{2n}^B \\ \mathbf{R}_{1t}^A = \mu \mathbf{R}_{1n}^A \end{cases} \quad (3)$$

(3) 分离状态

$$\mathbf{R}_{1n}^A = \mathbf{R}_{2n}^B = \mathbf{R}_{1t}^A = \mathbf{R}_{2t}^B = 0 \quad (4)$$

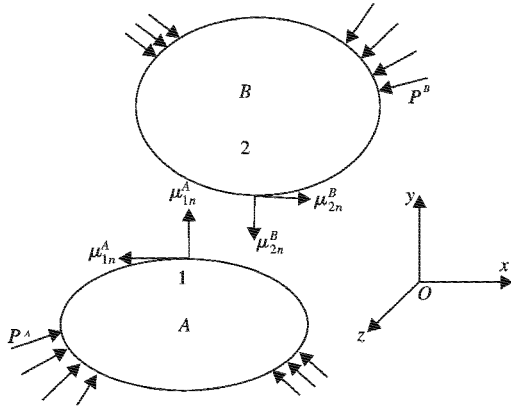


图1 弹性接触体模型

Fig.1 Elastic contact model

式(1)~(4)中,  $[\mathbf{K}^A]$ 、 $[\mathbf{K}^B]$ 分别为物体A和B的整体刚度矩阵;  $\boldsymbol{\mu}^A$ 、 $\boldsymbol{\mu}^B$ 分别为物体A和B的节点位移向量;  $\mathbf{P}^A$ 、 $\mathbf{P}^B$ 分别为物体A和B的整体载荷向量;  $\mathbf{R}^A$ 、 $\mathbf{R}^B$ 分别为物体A和B的接触力向量;  $\mathbf{R}_{1n}^A$ 、 $\mathbf{R}_{2n}^B$ 为接触点对的法向接触力;  $\mathbf{R}_{1t}^A$ 、 $\mathbf{R}_{2t}^B$ 为切向接触力;  $\boldsymbol{\mu}_{1n}^A$ 、 $\boldsymbol{\mu}_{2n}^B$ 分别为接触点对的法向位移;  $\boldsymbol{\mu}_{1t}^A$ 、 $\boldsymbol{\mu}_{2t}^B$ 分别为切向位移;  $\mu$ 为摩擦系数。

## 2 有限元分析

### 2.1 实体模型

由于卡箍式快开结构具有周期对称性,可将其作为一个广义的轴对称问题分析,建立结构圆周方向的 $\frac{1}{8}$ 实体模型。由圣维南原理可知,与下法兰相连的筒体,只需考虑筒体长度 $L \geq 2.5\sqrt{Rt}$  ( $R$ 为筒体的半径,  $t$ 为筒体壁厚)的一段,故可取筒体长度 $L = 150 \text{ mm}$ ,则能消除筒体边缘处轴向应力分布对法兰处应力分布的影响<sup>[6]</sup>。对于上、下法兰与密封圈的接触处,因为这里主要研究结构的安全强度,密封圈的可靠性并非主要研究对象,并且当结构受载时,由于和密封圈接触的上下法兰厚度较大,在受载时产生的危险局部的可能性十分小,所以将此处结构简化处理,忽略密封圈结构,创建上下法兰之间的接触对。采用自底向上的建模方法,其几何模型如图2所示。

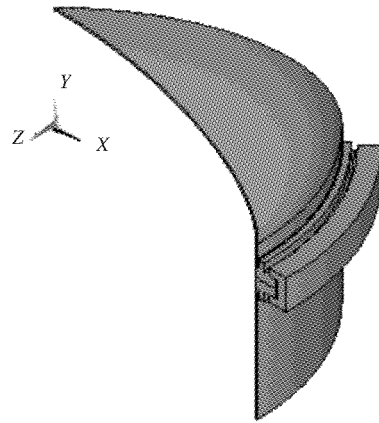


图2 几何模型

Fig.2 Geometry model

### 2.2 有限元模型

模型采用有限元软件提供的实体单元,采用扫描的方式进行网格划分,同时为了保证结果的精确性,将结构可能接触区域的网格进行细化处理<sup>[7]</sup>。网格划分后共生成44 609个单元,49 486个节点。

在建立有限元模型时,着重模拟结构的接触状态。初始状态下,接触面为密切的协调接触,接触面间无间隙或嵌入<sup>[8-9]</sup>。加载时由于卡箍与上下法兰环之间的接触面存在粘连和相对滑动,同时简化后的上下法兰因承受压紧力作用,属于带摩擦的面面接触问题。接触对的建立是快开结构接触分析的重要环节,故采用面面接触方式,创建三个接触对,即卡箍体与上法兰环的接触、卡箍体与下法兰环的接触,以及上下法兰之间的接触,采用非对称接触算法,并对接触表面采用标准法向单边接触,即若接触面上法向压力为零,则接触面与目标面分离。其有限元模型如图3所示。

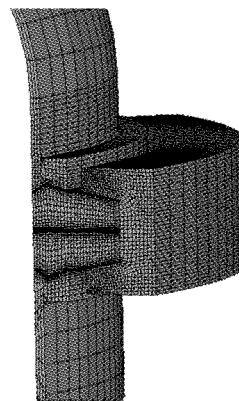


图3 有限元模型

Fig.3 Finite element model

### 2.3 约束与载荷的施加

在边界条件处理上,由于分析模型具有广义轴对称特点,故在有限元模型的两个对称平面上施加面对称约束,约束其节点的周向位移;同时为

了限制结构的整体刚体位移,约束筒体下端面的轴向位移.分析分两部进行,即预紧和施加内压.在操作工况前,为了保证快开结构的密封性,需施加一定的预紧力.预紧力的大小可参照 GB150 - 1998<sup>[3]</sup> 中的方法求得,本研究预紧力取值为 13 000 N.在操作工况下,封头、上下法兰及筒体内壁均承受 0.6 MPa 的内压.

### 3 有限元结果分析

图 4 为结构整体应力强度分布图,图 4 表明,卡箍式快开结构的最大应力强度位于靠近卡箍内侧的上、下法兰接触处,其值为 305.435 MPa.此处由于几何形状的不连续容易产生应力集中,属于峰值应力,其沿法兰厚度方向衰减很快,对结构的总体应力分布和变形没有显著的影响.而在封头

与上法兰的连接处,由于局部结构不连续造成的边缘应力很大,且封头承受的内压对此处的弯矩也很大,其应力值达到了 157.6 MPa.从整体应力放大图 4 中可得,快开式过滤器受内压时,上、下法兰之间的压紧处有由内向外的张开趋势.一方面由于内压作用于封头上,使上法兰受到轴向拉力作用;另一方面由于卡箍在预紧状态和操作状态时使密封圈产生作用反力.

在远离结构不连续处,筒体上的应力强度为 55.6 MPa,而根据第三强度理论,筒体应力强度为

$$\sigma = \sigma_1 - \sigma_3 \approx \sigma_\theta = \frac{pD}{2t} = \frac{0.6 \times 550}{2 \times 3} = 55 \text{ MPa}$$

模拟值与理论值比较接近.由此表明,分析结果与理论情况相符合.

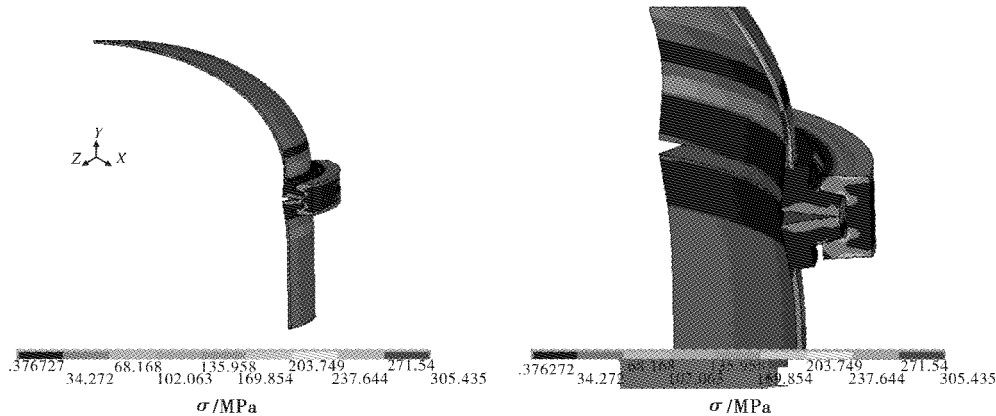


图 4 整体应力强度分布云图

Fig. 4 Stress intensity distribution of the whole structure

#### 3.1 卡箍应力分析

图 5 表明,卡箍内侧与上、下法兰接触处应力最大,其应力强度达到 279.63 MPa.在操作工况下,卡箍与上、下法兰环之间通过相互挤压和摩擦来传递法向和切向应力,而在卡箍内侧拐角处由于几何形状的突变,易产生应力集中,因此,该区域属于高应力分布区,但此区域范围很小,且应力衰减很快.

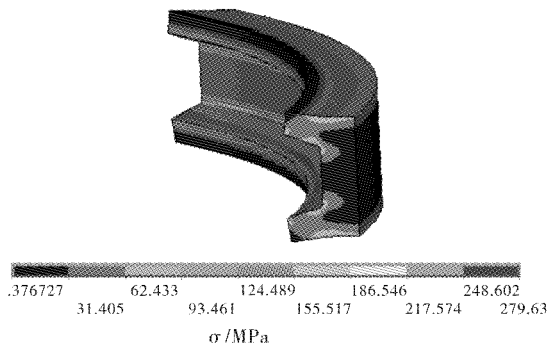


图 5 卡箍应力强度分布云图

Fig. 5 Stress intensity distribution of clamp

#### 3.2 接触压力分析

图 6 为卡箍与上、下法兰之间的接触压力分布等值云图,从图 6 中可以看出,卡箍与上、下法兰的接触力是真实存在的.同时可验证将上、下法兰与密封圈之间的接触进行简化的方式是合理的.

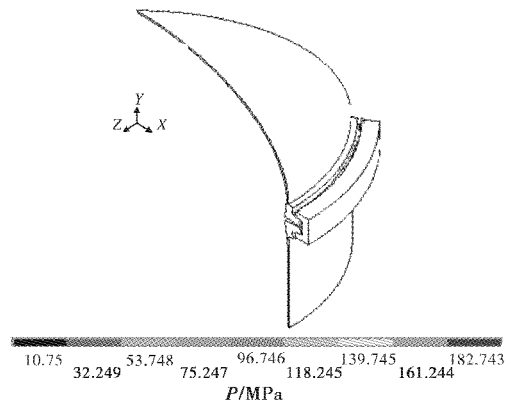


图 6 接触压力分布等值云图

Fig. 6 Contact pressure distribution contour

3.2.1 卡箍与上法兰接触分析 图 7 表明,接触面上只有小部分区域存在相对滑动和粘连,大部分区域都处于分离状态. 图 8 为卡箍与上法兰接触面上的法向接触压力分布图,图 8 表明接触压力在接触面上的分布属于非均匀分布. 为了研究该接触面上接触压力的分布,在接触面上建立了路径 A-B,其接触压力分布图如图 9 所示.

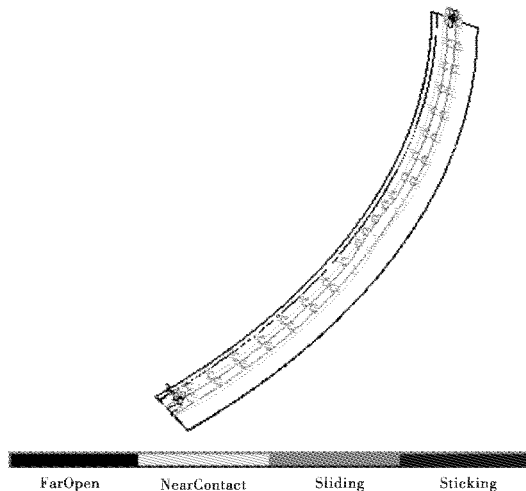


图 7 卡箍与上法兰接触面的接触状态云图

Fig. 7 Contact state of clamp and upper flange

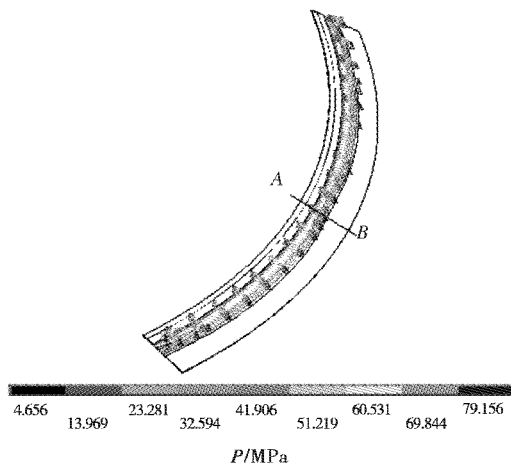


图 8 卡箍与上法兰接触面的接触压力分布图

Fig. 8 Contact pressure distribution of clamp and upper flange

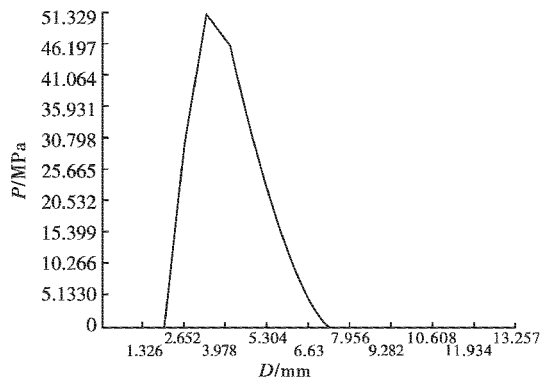


图 9 路径 A-B 上接触压力的分布图

Fig. 9 Contact pressure distribution along the path A-B

图 9 显示,在距 A 点 3.2 mm 处接触压力最大,其值为 51.3 MPa. 该面上的接触压力沿着路径 A 到 B 按先增加后减小至 0 的趋势变化. 在距 A 点 1.8 mm 之前与距 A 点 7.1 mm 之后,接触压力为零,此范围表明了目标面和接触面将开始分离,实际接触面积会减少. 其原因主要是在内压作用下,卡箍与上法兰变形不一致.

3.2.2 卡箍与下法兰接触分析 图 10 表明,卡箍与下法兰的接触状态和卡箍与上法兰的接触状态基本一致. 为了研究卡箍与下法兰接触面上接触压力的分布情况,在接触面上建立路径 C-D,其接触压力分布图如图 11 所示. 图 11 表明,接触压力在距 C 点 3.3 mm 处最大,其值为 96.7 MPa,并沿着路径 C 到 D 按先增加后减小的趋势变化,至距 C 点 1.8 mm 之前与距 C 点 6.6 mm 之后,接触压力为零. 由以上说明,加载后实际接触面积远小于未加载时的面积.

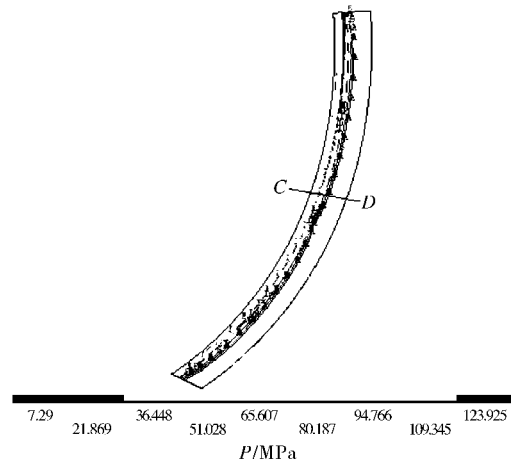


图 10 卡箍与下法兰接触面的接触压力分布图

Fig. 10 Contact pressure distribution of clamp and lower flange

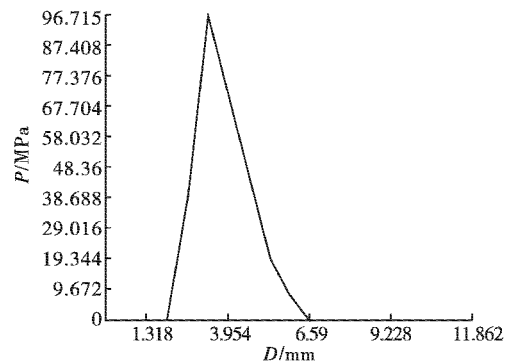


图 11 路径 C-D 上接触压力的分布图

Fig. 11 Contact pressure distribution along the path C-D

3.2.3 上法兰与下法兰的接触分析 上法兰与下法兰的接触压力分布如图 12 所示,从图 12 中可以看出,法兰外侧接触面上的最大接触压力值达到 185.1 MPa,但应力衰减很快. 为了得到该



接触面上的法向压力分布,在接触面上建立路径  $E-F$ ,其接触压力分布图(见图13)表明,接触压力在距  $F$  点 2.8 mm 处,衰减至 0,此处上下法兰在内压作用下发生分离,但上下法兰在预紧力作用下仍能保证良好的密封性。

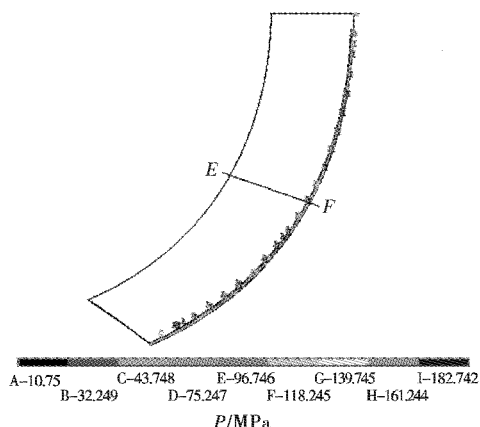


图12 上法兰与下法兰接触面的接触压力分布图

Fig. 12 Contact pressure distribution of upper flange and lower flange

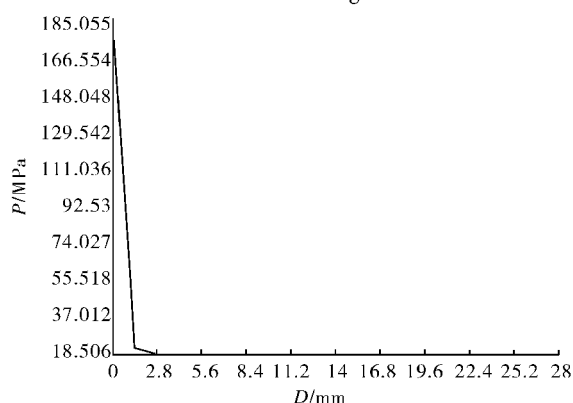


图13 路径  $E-F$  上接触压力的分布图

Fig. 13 Contact pressure distribution along the path  $E-F$

## 4 应力强度评定

按照 JB4732-1995<sup>[10]</sup> 的要求,采用线处理法,即按所选的危险截面把各应力分量沿应力处理线首先进行均匀化和当量化处理<sup>[6]</sup>,然后根据应力产生的原因、应力的作用区域与分布形式,将应力分为一次总体薄膜应力  $P_m$ 、一次弯曲应力  $P_b$ 、一次局部薄膜应力  $P_L$ 、二次应力  $Q$  和峰值应力  $F$ ,并对于不同性质的应力给予不同的限制条件。

通过对整体结构的有限元分析,确定如图14所示的应力评定路径,评定结果如表1所示,由表1可得出,各危险截面均满足应力强度校核条件。

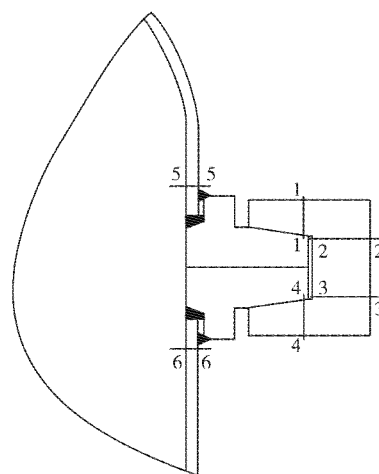


图14 应力强度评定路径图

Fig. 14 Stress intensity assessing path

表1 各应力处理线的应力强度评定表

Table 1 Stress intensity assessment for the stress distribution lines

应力评定 路径	应力 产生原因	薄膜应力强度				薄膜加弯曲应力强度			
		应力 分类	应力 强度	许用 极限	应力强度 评定及结论	应力 分类	应力 强度	许用 极限	应力强度 评定及结论
1-1	接触力	$P_m$	37.03	137	$< S_m$ 合格	$P_m + P_b$	106.9	205.5	$< 1.5 S_m$ 合格
2-2	接触力	$P_m$	27.05	137	$< S_m$ 合格	$P_m + P_b$	67.57	205.5	$< 1.5 S_m$ 合格
3-3	接触力	$P_m$	28.97	137	$S_m$ 合格	$P_m + P_b$	48.45	205.5	$< 1.5 S_m$ 合格
4-4	接触力	$P_m$	36.59	137	$S_m$ 合格	$P_m + P_b$	110.5	205.5	$< 1.5 S_m$ 合格
5-5	内压	$P_L$	14.28	205.5	$< 1.5 S_m$ 合格	$P_L + Q$	83.23	411	$< 3 S_m$ 合格
6-6	内压	$P_L$	24.44	205.5	$< 1.5 S_m$ 合格	$P_L + Q$	62.34	411	$< 3 S_m$ 合格

## 5 结 语

针对非标快开式过滤器,运用有限元方法对该过滤器主要非标结构进行了应力分析及强度评定,得到以下几点结论.

a. 在施加预紧力和操作工况下对快开结构进行有限元分析,得到最大应力强度值位于靠近卡箍内侧的上、下法兰接触处,其值达到 305.435 MPa. 其次,在卡箍内侧与上下法兰接触处应力值较大,其值为 279.63 MPa.

b. 利用有限元分析软件中的接触单元模拟了各接触面(卡箍与上法兰、卡箍与下法兰和上法兰与下法兰)之间的接触过程,得到其压力分布规律. 可验证卡箍与法兰及上下法兰之间的接触属于退缩接触,即实际接触面积随着载荷的施加而减小.

c. 通过该快开结构的应力分析,并按照 JB4732-1995 对结构各危险截面进行了应力强度评定,6 条路径校核结果均合格.

### 参考文献:

[1] 唐涛,陈文琳,李志杰,等. 基于 ANSYS 卡箍式快开

盖的应力分析[J]. 科技信息, 2011, 24(4): 447-448.

[2] 范万春,王永卫. 卡箍式快开盖结构的应力分析[J]. 化工设备与管道, 2007, 44(6): 18-22.

[3] GB150-1998. 钢制压力容器[S].

[4] Johnson K L. 接触力学[M]. 徐秉业,罗学富译. 北京:高等教育出版社,1992.

[5] 王建,罗善明,诸世敏,等. 风电齿轮三维接触有限元分析[J]. 机械传动, 2010, 34(3): 26-29.

[6] 余伟伟,高炳军. ANSYS 在机械与化工装备中的应用[M]. 北京:中国水利水电出版社,2006.

[7] 盖超会,郑晓敏,王成刚,等. 半圆管夹套容器有限元分析[J]. 武汉工程大学学报, 2011, 33(12): 77-80.

[8] 郑津洋,苏文献,徐平,等. 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.

[9] 杨刚,经树栋. 齿啮式快开压力容器的接触分析[J]. 化工设备与管道, 2006, 43(3): 19-24.

[10] JB4732-1995. 钢制压力容器-分析设计标准[S].

## Safety strength of preloaded clamp quick-opening structure

ZHOU Ning-bo, ZHENG Xian-zhong, ZHENG Xiao-min, XU Xiao-ming, YU Qian-jun

(School of Mechanical & Electrical Engineering, Wuhan Institute of Technology, Wuhan 430074, China)

**Abstract:** The strength of preloaded structure is an important safety issue in the design process of a clamp quick-opening filter. A rational structure model about clamp quick-opening filter was established by finite element method in this paper. For the state of the actual contact among the clamp, the upper and lower flanges in creating model, which is simulated in the situation of preloading and loading inner pressure to the model. Not only is the stress distribution of the overall structure for the clamp quick-opening filter gained through analysing the calculating results, but also the detailed contact stress distribution state on all kinds of contact areas can be obtained. Thus, according to the requirement of JB4732-1995, the stress strength of structure risk section can be assessed.

**Key word:** quick-opening structure; clamp; contact; stress strength assessment

本文编辑:陈小平