

DOI: 10.3901/JME.20\*\*.\*\*.\*\*\*

# 超高压压缩机填料盘过盈配合过盈量设计方法\*

雷 达<sup>1</sup> 李雪红<sup>1</sup> 李 云<sup>1</sup> 任希文<sup>2</sup>

(1. 西安交通大学化学工程与技术学院 西安 710049;

2. 沈阳远大压缩机股份有限公司 沈阳 110027)

**摘要:** 超高压压缩机是生产低密度聚乙烯的核心装置,其设计和制造还有待研究和完善。填料盘是其关键部件之一,填料盘过盈配合的过盈量是一个重要设计参数,国内还未见成熟的设计方法。为了研究如何确定过盈量,使内盘三向应力始终压缩和填料盘整体等效应力最小,建立填料盘理论模型,对填料盘的过盈量进行了优化分析。理论分析可知填料盘内盘最大周向应力在排气压力下为压缩应力时,内盘即获得三向压缩应力状态;随着过盈量的增大,内盘的最大周向应力逐渐变小并由拉伸应力转变为压缩应力,而整体最大等效应力先减小再增大。对填料盘实际结构的有限元分析也得到相同的结论。理论分析推导得到排气压力下最大周向应力为零时的过盈量  $\delta_{\min}$  以及整体最大等效应力最小时的过盈量  $\delta_1$ 。分析认为过盈量的设计应当取  $\delta_{\min}$  和  $\delta_1$  中较大的值就能满足内盘三向压缩应力状态以及整体最大等效应力最小的要求,填料盘的设计可以参考该结论。

**关键词:** 超高压压缩机; 填料盘; 过盈量; 有限元分析

**中图分类号:** TH458

## Design Method of Interference Fit in Packing Cups of Hypercompressors

LEI Da<sup>1</sup> LI Xuehong<sup>1</sup> LI Yun<sup>1</sup> REN Xiwen<sup>2</sup>

(1. School of Chemical Engineering and Technology, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049;

2. Shenyang Yuanda Compressor Co., Ltd., Shenyang 110027)

**Abstract:** A hypercompressor is essential part of low density polyethylene production. Designing and manufacturing hypercompressors requires further research and improvement. Packing cups are crucial components in hypercompressors. Design of interference fit of packing cups is of great importance and lacks a complete method in China. Interference fit is designed with two purpose which includes to obtain compressive state for the inner cup and to minimize the equivalent stress of overall packing cup. A simplified model of a packing cup is built for theoretical analysis to determine interference fit. In theoretical analysis, the inner cup can be in compressive state when its maximum circumferential stress becomes compressive; The maximum circumferential stress of the inner cup decreases and turns compressive stress from tensile stress as the interference fit increases, while the overall maximum equivalent stress goes up after decline with the rise of interference fit. Finite element analysis on a packing cup without structure simplification has the same conclusion with the theoretical analysis. In theoretical analysis, interference fit  $\delta_{\min}$ , that makes the maximum circumferential stress of inner cup turn compression, and  $\delta_1$ , that obtains the minimum of overall maximum equivalent stress, are derived. The conclusion is that the design of interference fit should be the larger one between  $\delta_{\min}$  and  $\delta_1$ . This conclusion can be a reference for designing packing cups for hypercompressors.

**Key words:** hypercompressor; packing cup; interference fit; finite element analysis

### 0 前言\*

在低密度聚乙烯生产过程中,超高压压缩机是其核心装备。超高压压缩机的排气压力超过 300

MPa<sup>[1-2]</sup>,这使得其气缸部件承受巨大的工作载荷。为了保证压缩机安全运行和充分利用材料的力学性能,气缸填料盘采用了两层厚壁圆筒过盈配合及局部结构自增强处理。就设计方法而言,GIACOMELLI 等<sup>[3]</sup>认为由于填料盘的几何结构复杂应采取有限元法等手段来分析填料盘工况下的应力状况。PEREZ 等<sup>[4]</sup>按照内外盘寿命相等的原则提

\*\*\*\*\*收到初稿, \*\*\*\*\*收到修改稿

出了过盈量的设计方法；GIACOMELLI 等<sup>[5,6]</sup>采用有限元分析对填料盘的结构进行应力分析，并分析了多个局部尺寸的改变对应力分布的影响，提出润滑油孔大小、位置，密封环沟槽形状和尺寸的优化结果；填料盘的过盈配合可以产生压缩预应力从而提高填料盘的可靠性，其对应力分布的影响可采用传统的受内压和外压作用的厚壁圆筒来计算<sup>[1,7]</sup>。过盈配合的设计应满足内盘处于三向压缩应力状态，此外在局部结构比如润滑油孔处需要采用自增强来改善局部应力集中状态<sup>[8]</sup>。CAMPO 等<sup>[2,5]</sup>采用有限元模拟过盈配合的同时也加入自增强过程的模拟，李雪红等<sup>[7]</sup>采用有限元法模拟了不同自增强压力对填料盘的应力分布的影响。自增强的研究重点在于找到自增强压力对残余应力分布、塑性区大小和疲劳强度的影响<sup>[7-9]</sup>。从现场故障情况来看，填料盘失效仍是主要的失效形式<sup>[10]</sup>。有学者提出填料盘的失效源于微动磨损引起微裂纹扩展<sup>[11]</sup>。除了设计方法，也有学者从加工制造工艺上提出了改善填料盘可靠性的方法<sup>[12]</sup>。本文研究填料盘过盈配合设计方法以期提高填料盘可靠性。本文理论分析中将填料盘简化成双层厚壁圆筒。推导了使内盘三向压缩的最小过盈量  $\delta_{\min}$  以及使填料盘等效应力最小的过盈量  $\delta_1$ ，并提出实际过盈量应取上述两者间的较大者。接着采用有限元法模拟了一个实际填料盘在过盈配合和局部自增强情况下的应力分布。有限元模型考虑了填料盘的局部结构，获得了更为细致的应力分布，与理论分析得到的结论基本一致。本文提出的过盈量优化设计方法可作为超高压压缩机填料盘设计的参考。

## 1 填料盘理论分析

### 1.1 填料盘理论模型

超高压压缩机一般采用内外盘过盈配合结构的填料盘，以改善其应力分布状况。其主要结构特征如图 1 所示<sup>[5]</sup>。

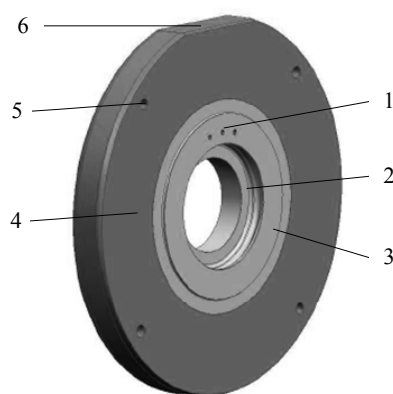


图 1 超高压压缩机填料盘结构

1. 润滑油孔道 2. 密封环沟槽 3. 内盘 4. 外盘
5. 预装配销孔 6. 冷却油切口

从图 1 可以看出填料盘由两个圆盘过盈配合组成。冷却油切口、预装配销孔、润滑油孔道和密封环沟槽的存在使得填料盘的力学分析过于复杂。在理论分析中，忽略上述提到的结构，将填料盘简化成厚壁圆盘以便进行分析。

填料盘在压缩机运转下将受到交变外部作用力和热应力的作用，文献[6]研究表明热应力相对外部作用力来说可忽略。因此本文不研究热应力对填料盘的影响。超高压压缩机气缸内填料盘的布置如图 2 所示<sup>[2]</sup>。将密封环沟槽和润滑油油孔等小结构忽略后，可得到简化填料盘理论模型如图 3 所示。

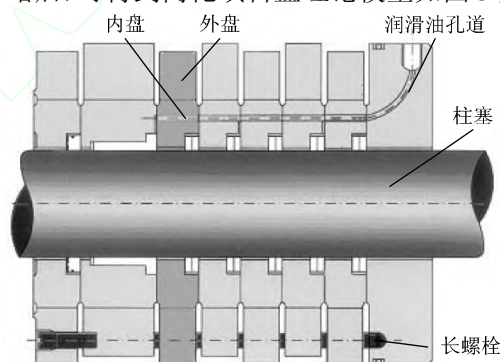


图 2 填料盘在气缸中的布置

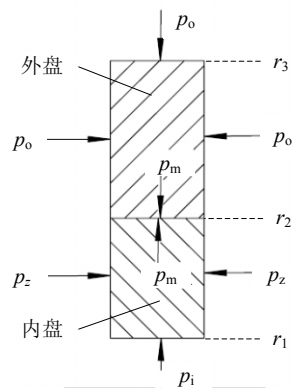


图 3 填料盘理论模型

图 3 中填料盘内盘内径  $r_1$  处受到来自气缸的气

体的内压  $p_i$ ，半径  $r_2$  处受到过盈配合产生的配合压力  $p_m$ ，相邻内盘之间因为相互接触产生了沿柱塞轴向的压缩力  $p_z$ 。外盘内径  $r_2$  处受到过盈配合产生的配合压力  $p_m$ ，其外径处  $r_3$  受到来自外部冷却油的压力  $p_o$ ，相邻的填料盘的外盘之间并不相互接触，但是在间隙中有冷却油流过，因此外盘的两侧也受到冷却液的压力  $p_o$ 。上述作用力在计算时都取正值。

内压  $p_i$  在吸气压力  $p_s$  和排气压力  $p_d$  之间波动；过盈配合产生的配合压力按式(1)计算<sup>[13]</sup>

$$p_m = \frac{(K_o^2 - 1)(K_i^2 - 1) \left( \frac{E\delta}{r_2} + \frac{2p_i}{K_i^2 - 1} \right)}{2K_o^2 K_i^2 - 2} \quad (1)$$

式中， $E$  为弹性模量，MPa； $\delta$  为半径过盈量，mm；内盘壁厚比  $K_i = r_2/r_1$ ；外盘壁厚比  $K_o = r_3/r_2$ ； $p_i$  为内压，MPa。

式(1)适用于内外盘材质相同的情况，过盈配合产生的配合压力由过盈量  $\delta$  和内压  $p_i$  引起的压力分量组成。相邻填料盘之间的轴向压力  $p_z$ ，由气缸组件上长螺栓的预紧力和工作压力共同作用产生。

## 1.2 内盘三向压缩应力状态

填料盘的三向应力表达式可以直接采用拉美公式<sup>[2]</sup>推得。内盘和外盘的三向应力表达式分别如式(2)、(3)所示。由式(2)、(3)可知内盘和外盘的径向应力  $\sigma_r$  和周向应力  $\sigma_\theta$  是关于半径的单调函数。

而轴向应力  $\sigma_z$  分布与半径无关。

$$\begin{cases} \sigma_{ri} = p_i \frac{1}{K_i^2 - 1} \left( 1 - \frac{r_2^2}{r^2} \right) - p_m \frac{K_i^2}{K_i^2 - 1} \left( 1 - \frac{r_1^2}{r^2} \right) \\ \sigma_{\theta i} = p_i \frac{1}{K_i^2 - 1} \left( 1 + \frac{r_2^2}{r^2} \right) - p_m \frac{K_i^2}{K_i^2 - 1} \left( 1 + \frac{r_1^2}{r^2} \right) \\ \sigma_{zi} = p_i \frac{1}{K_i^2 - 1} - p_m \frac{K_i^2}{K_i^2 - 1} - p_z \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} \sigma_{ro} = p_m \frac{1}{K_o^2 - 1} \left( 1 - \frac{r_3^2}{r^2} \right) - p_o \frac{K_o^2}{K_o^2 - 1} \left( 1 - \frac{r_2^2}{r^2} \right) \\ \sigma_{\theta o} = p_m \frac{1}{K_o^2 - 1} \left( 1 + \frac{r_3^2}{r^2} \right) - p_o \frac{K_o^2}{K_o^2 - 1} \left( 1 + \frac{r_2^2}{r^2} \right) \\ \sigma_{zo} = p_m \frac{1}{K_o^2 - 1} - p_o \frac{K_o^2}{K_o^2 - 1} \end{cases} \quad (3)$$

填料盘的内盘处于三向压缩应力状态是非常有利的，可以提高其寿命<sup>[8]</sup>。根据式(2)可知，内盘可以获得三向压缩应力状态。内盘的径向应力  $\sigma_{ri}$  是压缩应力，轴向力  $\sigma_{zi}$  也是压缩应力，否则说明填料盘间接触不紧密，会有径向泄漏。

现需要在任意  $K_i$ 、 $K_o$  情况下，求取使内盘的周向应力  $\sigma_{\theta i}$  在吸排气过程中、整个半径范围( $r_1 \sim r_2$ )内为压缩应力(即为负数)的过盈量。由周向应力  $\sigma_{\theta i}$  表达式，及式(2)中第二行可知，内盘最大周向应力位于内盘内径处( $r = r_1$ )，当此处周向应力  $\sigma_{\theta i, r_1} \leq 0$  时，整个内盘的周向应力都将处于压缩状态。将  $r = r_1$  代入式(2)中  $\sigma_{\theta i}$  表达式可得

$$\sigma_{\theta i, r_1} = p_i \frac{K_i^2 + 1}{K_i^2 - 1} - p_m \frac{2K_i^2}{K_i^2 - 1} \leq 0 \quad (4)$$

将式(2)代入式(4)整理得到关于过盈量  $\delta$  的不等式

$$\delta \geq \frac{r_2}{E} \frac{K_i^2 K_o^2 + 1}{(K_o^2 - 1) K_i^2} p_i \quad (5)$$

压缩机工作过程中，内压  $p_i$  在吸气压力  $p_s$  和排气压力  $p_d$  之间变化，即  $p_i \in [p_s, p_d]$ 。则任意  $K_i$ 、 $K_o$  情况下，要得到使内盘的周向应力在吸排气过程( $p_s \sim p_d$ )中、整个半径范围( $r_1 \sim r_2$ )内为压缩应力(即为负数)的半径过盈量，应将式(5)中  $p_i$  取值为  $p_d$

$$\delta \geq \delta_{\min} = \frac{r_2}{E} \frac{K_i^2 K_o^2 + 1}{(K_o^2 - 1) K_i^2} p_d \quad (6)$$

式(6)中  $\delta_{\min}$  是内盘三向应力处于压缩的过盈量，称之为最小过盈量。超高压压缩机的填料盘设计应当满足内盘处于三向压缩应力状态，因此设计的过盈量  $\delta$  应当满足  $\delta \geq \delta_{\min}$ 。改变过盈量使内盘获得周向的压缩应力实际是改变了内盘受到的配合压力，该配合压力对内盘而言是外压。

## 1.3 整体最大等效应力最优

采用 Von Mises 等效应力来评价填料盘的应力状况，等效应力按照式(7)计算<sup>[14]</sup>

$$\sigma_{eq} = \frac{\sqrt{(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2}}{\sqrt{2}} \quad (7)$$

将式(2)和(3)中的内外盘的三向应力按照式(6)进行计算，将等效应力  $\sigma_{eq}$  对半径  $r$  求偏导，可知等效应力  $\sigma_{eq}$  也是关于半径  $r$  的单调函数，则填料盘的内盘和外盘的最大等效应力在各自的内径或外径处。由于冷却油压  $p_o$  在 1 MPa 以下，相对于工作压力  $p_i$  和配合压力  $p_m$  可以忽略不计，因此忽略  $p_o$  后将式(2)代入式(7)可得内盘的内外径处等效应力  $\sigma_{eqi, r_1}$ 、 $\sigma_{eqi, r_2}$ ，如式(8)所示

$$\begin{cases} \sigma_{eqi,r1} = \sqrt{\frac{K_i^4(3p_m^2 - 6p_i p_m + 3p_i^2)}{(K_i^2 - 1)^2} + p_z^2} \\ \sigma_{eqi,r2} = \sqrt{\frac{(3p_m^2 - 6p_i p_m + 3p_i^2)}{(K_i^2 - 1)^2} + p_z^2} \end{cases} \quad (8)$$

外盘的内外径处等效应力  $\sigma_{eqo,r2}$ 、 $\sigma_{eqo,r3}$  如式(9)所示

$$\begin{cases} \sigma_{eqo,r2} = \frac{\sqrt{3}K_o^2}{K_o^2 - 1} p_m \\ \sigma_{eqo,r3} = \frac{\sqrt{3}}{K_o^2 - 1} p_m \end{cases} \quad (9)$$

由于内外盘的壁厚比  $K_i > 1$ 、 $K_o > 1$ ，由式(8)和式(9)可知  $\sigma_{eqi,r1} > \sigma_{eqi,r2}$ 、 $\sigma_{eqo,r2} > \sigma_{eqo,r3}$ ，即内盘和外盘的等效应力最大值都出现在各自内径处。将式(1)和  $p_i = p_d$  代入式(8)和(9)中  $\sigma_{eqi,r1}$  和  $\sigma_{eqo,r2}$  的表达式，进一步获得等效应力关于过盈量  $\delta$  的表达式，如式(10)和式(11)所示

$$\sigma_{eqi,r1} = \sqrt{\frac{3K_i^4(K_o^2 - 1)^2}{4(K_i^2 K_o^2 - 1)^2} \left( \frac{E\delta}{r_2} - \frac{2K_o^2 p_d}{K_o^2 - 1} \right)^2 + p_z^2} \quad (10)$$

$$\sigma_{eqo,r2} = \frac{\sqrt{3}K_o^2(K_i^2 - 1)}{2(K_i^2 K_o^2 - 1)} \left( \frac{E\delta}{r_2} + \frac{2p_d}{K_i^2 - 1} \right) \quad (11)$$

分析式(10)和式(11)可知，内盘内径处等效应力  $\sigma_{eqi,r1}$  随着过盈量  $\delta$  增加而先减小后增加；外盘内径处等效应力  $\sigma_{eqo,r2}$  随着过盈量  $\delta$  增加而单调增加；整个填料盘范围内出现的最大等效应力理论上就出现在上述两个位置，因此定义整体最大等效应力  $\sigma_{eqm}$  如下

$$\sigma_{eqm} = \max\{\sigma_{eqi,r1}, \sigma_{eqo,r2}\} \quad (12)$$

整体最大等效应力  $\sigma_{eqm}$  指的是填料盘内盘或外盘范围内的最大等效应力。 $\sigma_{eqm}$  是关于过盈量  $\delta$  的函数。

分析式(12)可知，整体最大等效应力  $\sigma_{eqm}$  随着过盈量  $\delta$  的增加而先下降后增大。当式(13)成立时， $\sigma_{eqm}$  取得最小值，对应过盈量为  $\delta_1$ 。

$$\sigma_{eqi,r1} = \sigma_{eqo,r2} \quad (13)$$

将式(10)和(11)代入式(13)求解  $\delta_1$ 。令

$$\begin{aligned} A &= K_i^2 / (K_i^2 - 1), B = K_o^2 / (K_o^2 - 1), \text{ 有} \\ \delta_1 &= \frac{r_2 \left[ 6A^2 p_i - \sqrt{36A^4 p_i^2 - (36A^2 p_i^2 + 12p_z^2)(A^2 - B^2)} \right]}{3E \frac{(K_o^2 - 1)(K_i^2 - 1)}{(K_i^2 K_o^2 - 1)} (A^2 - B^2)} - \frac{2p_d r_2 / E}{K_i^2 - 1} \end{aligned} \quad (14)$$

要对比  $\delta_{\min}$  和  $\delta_1$  的大小，将式(6)和式(14)相除，可以推得当轴向压力  $P_z$  和排气压力  $P_d$  关系满足式(15)时，有  $\delta_{\min} \geq \delta_1$ ，如图4所示；反之有  $\delta_{\min} < \delta_1$ ，出现图5的情况。

$$p_z \leq p_d \frac{\sqrt{3}}{2} \sqrt{\left( \frac{K_o}{K_i} \right)^4 \left( \frac{K_i^2 + 1}{K_o^2 - 1} \right)^2 - 1} \quad (15)$$

图4和图5中的整体最大等效应力  $\sigma_{eqm}$  按照式(12)计算，内盘最大周向应力  $\sigma_{\theta i,r1}$  按照式(4)中小于号左边部分计算。

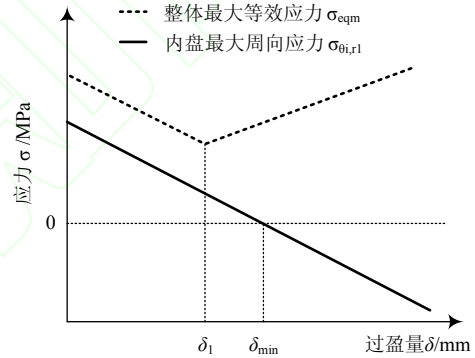


图4  $\delta_{\min} \geq \delta_1$  时整体最大等效应力与过盈量的关系

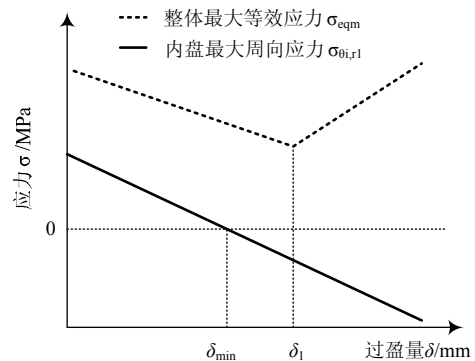


图5  $\delta_{\min} < \delta_1$  时整体最大等效应力与过盈量的关系

根据上文讨论，过盈量  $\delta$  设计应满足  $\delta \geq \delta_{\min}$ 。考虑整体最大等效应力  $\sigma_{eqm}$  最优，当  $\delta_{\min} \geq \delta_1$  时，过盈量的设计值应为  $\delta = \delta_{\min}$ ；当  $\delta_{\min} < \delta_1$  时，过盈量的设计值应为  $\delta = \delta_1$ 。过盈量  $\delta$  的取值如式(16)所示

$$\delta = \max \{ \delta_{\min}, \delta_1 \} \quad (16)$$

## 2 填料盘有限元分析

### 2.1 填料盘有限元模型

由于忽略了润滑油孔、填料环沟槽等结构，填料盘的理论模型求解得到的应力分布具有局限性。为了考虑润滑油孔、填料环沟槽等复杂几何结构对填料盘应力分布的影响，建立有限元模型并采用有限元方法进行分析<sup>[2, 5-6]</sup>。采用 ANSYS 15.0 软件进行有限元分析。填料盘的有限元模型如图 6 所示。

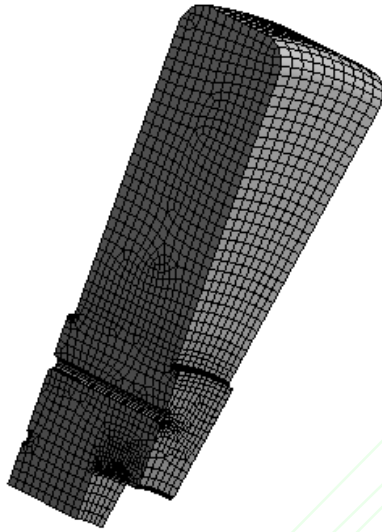


图 6 填料盘的有限元模型

有限元分析的研究对象是只有一个润滑油孔的填料盘，其在气缸最靠近压缩腔的位置，即图 2 中深色的填料盘。由于结构对称性，有限元模型可取填料盘的 15°切片<sup>[5]</sup>，网格划分结果约为 5 万个节点，主要为六面体网格。

模拟填料盘的过盈配合，首先定义内盘和外盘的接触面分别为接触体和目标体，最后设置偏置量(即半径过盈量)来进行模拟。

在过盈配合的基础上模拟油孔的自增强。带轴向润滑油孔的填料盘需要在油孔处进行自增强处理<sup>[15]</sup>。油孔的自增强通过两个载荷步进行模拟。在油孔内壁施加 1 100 MPa 压力，然后卸载至 0 MPa，这样可以模拟自增强之后残余应力的分布<sup>[2, 5]</sup>。材料假设在拉伸屈服强度(1 000 MPa)以下是弹性形变，屈服之后在抗拉强度极限以下是的塑性形变<sup>[2]</sup>。

加载工作压力时，取排气压力 310 MPa<sup>[5]</sup>作用在填料盘的内径及填料环沟槽的表面上，同时假设润滑油孔内的压力也等于工作压力<sup>[2, 5]</sup>。填料盘的轴向力按照  $p_z = 1.2p_a$  进行施加，即相邻填料盘间的接触压力为排气压力的 1.2 倍<sup>[8]</sup>。

填料盘的外盘几何形状接近一个理想圆盘，其应力分布与理论计算相近；为了观察内盘应力分布情况，取半径过盈量为 0.250 mm 作为算例。如图 7 所示结果，内盘有三个区域应力集中明显，分别是内盘间接触面的凸台、润滑油孔和填料环沟槽。

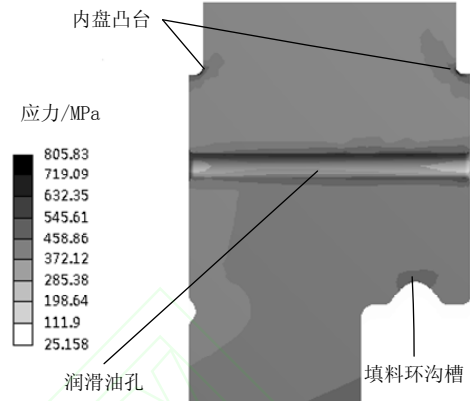


图 7  $\delta = 0.250$  mm 时内盘应力分布

润滑油孔处是经过自增强处理的，孔周边有一定范围的塑性变形区，其自增强残余应力分布如图 8 所示。

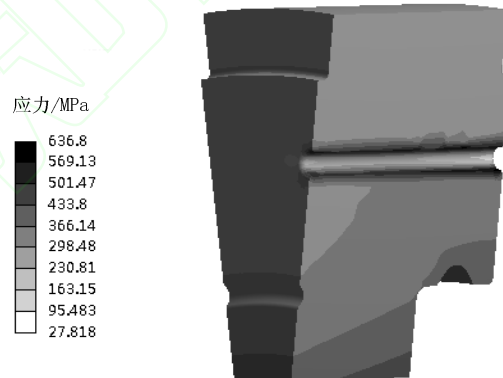


图 8  $\delta = 0.250$  mm 时自增强后残余应力分布

### 2.2 过盈量设计分析

根据上文的描述，过盈量的设计为了使内盘的周向应力处于压缩状态，同时填料盘的整体最大等效应力  $\sigma_{eqm}$  最小。

在模拟计算的步骤中改变内外盘接触面的偏置量(即半径过盈量  $\delta$ )，来计算内盘最大周向应力  $\sigma_{\theta i, r1}$ 、整体最大等效应力  $\sigma_{eqm}$  关于过盈量  $\delta$  的关系，结果如图 9 所示。

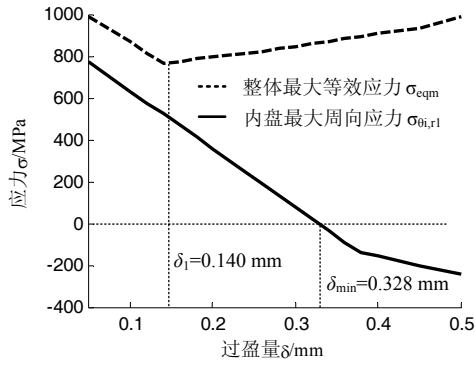


图9 过盈量与整体最大等效应力和内盘最大周向应力的关系

从图 9 可知, 填料盘的内盘的最大周向应力随着过盈量的增加逐渐减小, 由拉伸应力向压缩应力转变; 填料盘的整体最大等效应力  $\sigma_{eqm}$  在过盈量  $\delta'_1=0.140$  mm 时取得最小值, 在过盈量  $\delta \geq 0.328$  mm 时内盘为三向压缩应力状态; 根据上文的讨论, 最小过盈量  $\delta'_{min}$  即为 0.328 mm。当过盈量大于 0.328 mm, 整体最大等效应力单调递增。为了满足内盘周向应力为压缩应力, 且整体最大等效应力最小, 过盈量应取最小过盈量, 即  $\delta = \delta'_{min}$ 。

$\delta=0.328$  mm 时的内盘最大周向应力和等效应力分别如图 10 和图 11 所示。内盘凸台处周向应力最小, 说明此处最难获得压缩的周向应力。同时, 最大等效应力出现在凸台处, 说明此处是一个危险点。

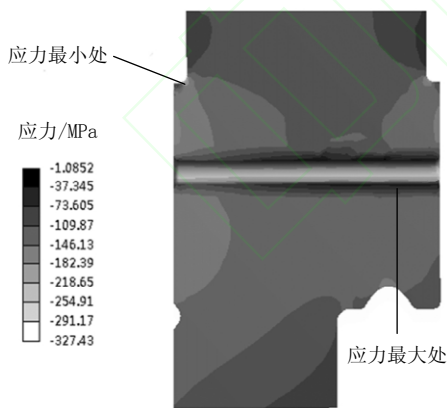


图 10  $\delta=0.328$  mm 时内盘周向应力分布图

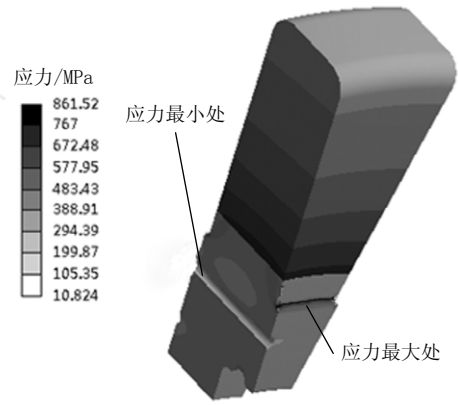


图 11  $\delta=0.328$  mm 时等效应力分布图

### 3 理论分析和有限元分析对比

根据内压  $p_d=310$  MPa, 轴向压力  $p_z=372$  MPa, 内盘内径  $r_1=44$  mm, 内盘壁厚比  $K_i=2.3$ , 外盘壁厚比  $K_o=1.8$ 。根据式(5)和(11)可求得使整体最大等效应力取得最小值的过盈量  $\delta_1=0.239$  mm, 使内盘处于三向压缩应力状态的最小过盈量  $\delta_{min}=0.242$  mm。将理论分析和有限元分析的结果进行对比, 如图 12 所示。

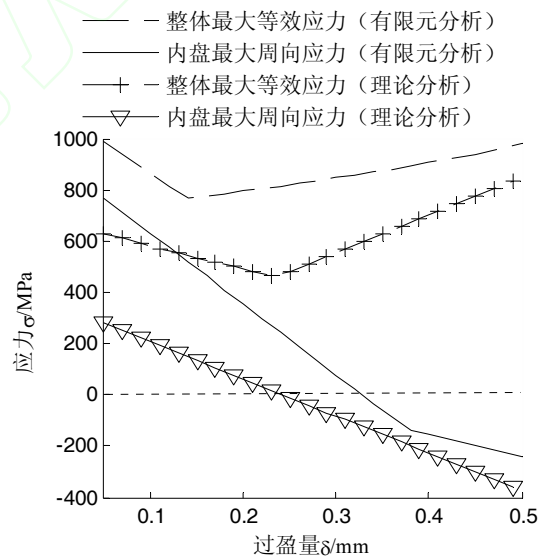


图 12 有限元分析和理论分析结果对比

从图 12 可以看到有限元分析得到的整体最大等效应力要比理论分析的结果大。理论分析中整体最大等效应力  $\sigma_{eqm}$  如前文所述, 出现在内盘或外盘的内径处, 而有限元分析中的整体最大等效应力, 如图 11 所示, 出现在内盘的凸台处。

有限元分析得到的内盘最大周向应力出现在内盘的润滑油孔道处。润滑油孔道周围存在自增强的残余应力如图 8 所示, 要克服残余应力的影响,

使油孔周围也处于三向压缩应力状态需要更大过盈量,由图 10 可以看出,润滑油孔处得周向应力小于零(-1.085 2 MPa)时,内盘内径处的周向压力已经远小于油孔周围的周向应力了。而理论分析认为内盘最大周向应力出现在其内径处,只要内径处的周向应力小于零,内盘即为三向压缩应力状态。

有限元分析和理论分析差别在于,理论分析将结构简化成厚壁圆筒并且忽略了自增强产生的残余应力。如图 9 所示,有限元分析得到的最小过盈量  $\delta'_{\min}=0.328$  mm 要大于理论分析得到的最小过盈量  $\delta_{\min}=0.242$  mm。其原因是有限元分析中,内盘的最大周向应力在润滑油孔道处,如图 10 所示。要克服残余应力获得压缩的周向应力,需要更大配合压力(对厚壁圆筒来说就是更大的外压),即需要更大的过盈量。

## 4 结论

由理论分析可知,最大的周向应力出现在内盘的内径处,只要内盘的最大周向应力小于零时,内盘即获得了三向压缩应力状态;对于整体最大等效应力  $\sigma_{eqm}$ ,其出现在内盘或外盘的内径处。随着过盈量  $\delta$  的增加,内盘的最大周向应力逐渐减小,并由拉伸应力向压缩应力转变;整体最大等效应力  $\sigma_{eqm}$  随着过盈量  $\delta$  的增加先减小后增大。采用拉美公式推导得到了使填料盘内盘处于三向压缩应力状态的过盈量  $\delta_{\min}$ ;以及整体最大等效应力  $\sigma_{eqm}$  取得最小值时的过盈量  $\delta_1$ 。为了满足过盈量设计的两个条件,过盈量  $\delta$  应当取  $\delta_{\min}$  和  $\delta_1$  之间的最大值。

根据有限元分析,填料盘应力集中的区域主要有:内盘凸台、润滑油孔道和填料环沟槽。整体最大等效应力  $\sigma_{eqm}$  出现在内盘凸台上。过盈量对内盘的最大周向应力和整体最大等效应力  $\sigma_{eqm}$  影响与理论分析的结论相同。有限元分析获得最小过盈量  $\delta'_{\min}$  及整体最大等效应力取得最小值时的过盈量  $\delta'_1$  与理论分析有差别,原因就在于有限元分析中的填料盘模型考虑了更多的实际结构。

在填料盘的过盈量设计时,根据超高压压缩机设计排气压力和填料盘尺寸,采用理论推导得到的  $\delta_{\min}$  及  $\delta_1$  来对过盈量进行估计。而更准确的过盈量设计值,可采用本文有限元分析的方法来获得。

## 参 考 文 献

- [1] GIACOMELLI E, BATTAGLI P, LUMACHI F, et al. Safety aspects of design of cylinders and hypercompressors for LDPE[C]/ASME/JSME 2004 Pressure Vessels and Piping. 2004
- [2] CAMPO N, CHIESI F. Improved Design for Hypercompressor Packing Cups[C]/ASME 2007 Pressure Vessels and Piping Conference. American Society of Mechanical Engineers, 2007: 115-122.
- [3] GIACOMELLI E, PRATESI S, FANI R, et al. Improving availability of hypercompressors[C]/ASME 2002 Pressure Vessels and Piping Conference. American Society of Mechanical Engineers, 2002: 71-82.
- [4] PEREZ E H, DIAB S, DIXON R D. Design of hyper compressor packing cup rings for optimum fatigue life[C]/ASME 2006 Pressure Vessels and Piping/ICPVT-11 Conference. American Society of Mechanical Engineers, 2006: 85-89.
- [5] GIACOMELLI E, GRAZIANI F, PRATESI S, et al. Advanced design methods for packing cups of hypercompressor cylinders[C]/ASME 2003 Pressure Vessels and Piping Conference. American Society of Mechanical Engineers, 2003: 15-27.
- [6] GIACOMELLI E, GRAZIANI F, PRATESI S, et al. Advanced design of packing and cylinders for hyper-compressors for LDPE production[C]/ASME 2005 Pressure Vessels and Piping Conference. American Society of Mechanical Engineers, 2005: 33-39.
- [7] 李雪红, 雷达, 李云. 超高压压缩机填料盘润滑油孔自增强的研究[J]. 流体机械, 2015, 43(11): 47-50.  
LI Xuehong, LEI Da, LI Yun. Study of autofrettage on the lube oil hole of packing cup for hyper-compressor[J]. Fluid Machinery, 2015, 43(11): 47-50.
- [8] 朱瑞林. 圆筒形压力容器自增强若干问题研究[J]. 机械工程学报, 2010, 46(6): 126-133.  
ZHU Ruilin. Study on autofrettage of cylindrical pressure vessels[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(6): 126-133.
- [9] 刘尚明. 超高压往复压缩机填料密封的失效及其对策[J]. 化工装备技术, 2016, 37(1): 36-38.  
LIU Shangming. Failure of the packing seal of ultrahigh pressure reciprocating compressor and its countermeasures[J]. Chemical Equipment Technology, 2016, 37(1): 36-38.
- [10] SHI J X, GIACOMELLI E. Fretting corrosion analysis on packings of hypercompressors[C]/ASME 2009 Pressure Vessels and Piping Conference. American Society of Mechanical Engineers, 2009: 19-26.
- [11] LI X, ZHANG Y, XU X, et al. Failure analysis of packing plate in a super high-pressure compressor[J]. Engineering Failure Analysis, 2013, 27(27): 297-307.
- [12] GIACOMELLI E, SHI J X, MANFRONE F. Considerations on design, operation and performance of

hypercompressors[C]//ASME 2010 Pressure Vessels and Piping Division/K-PVP Conference. American Society of Mechanical Engineers, 2010: 31-40.

- [13] HANLON P C. Compressor hand book[M]. New York: McGraw-Hill, 2001.
- [14] 郑津洋, 董其武, 桑芝富. 过程设备设计[M]. 北京: 化学工业出版社, 2011.  
ZHENG Jinyang, DONG Qiwu, SANG Zhifu. Process equipment design[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2011.
- [15] GIACOMELLI E, BATTAGLI P, CAMPO N, et al.

Autofrettaging procedures on LDPE hyper-compressor components[C]//ASME 2006 Pressure Vessels and Piping/ICPVT-11 Conference. American Society of Mechanical Engineers, 2006: 47-56.

作者简介: 雷达, 男, 1990 年出生, 博士研究生。主要研究方向为流体机械及多相流传热传质。

E-mail: sherlock.holmes@stu.xjtu.edu.cn

李云(通信作者), 女, 1968 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为化工流程机械设计与节能研究、危化品储运智能管理及应急救援技术、大规模粉煤低温热解装备设计。

E-mail: yunli@mail.xjtu.edu.cn

