

DOI: 10.7652/xjtuxb201807021

# 应力释放扁挤压筒的优化设计

尹君<sup>1</sup>, 成小乐<sup>1,2</sup>, 胥光申<sup>1</sup>, 屈银虎<sup>1</sup>

(1. 西安工程大学机电工程学院, 710048, 西安; 2. 金属挤压锻造装备技术国家重点实验室, 710032, 西安)

**摘要:** 利用材料力学中的力线平移定理并结合有限元方法, 综合分析了扁挤压筒优化设计中孔型、层间过盈量、层厚等结构优化参数对扁挤压筒应力分布的影响; 提出了一种扁挤压筒内应力分布优化的新方法, 可应用于一般扁挤压筒的设计; 通过分析扁挤压筒的内应力分布情况, 提出了一种应力释放扁挤压筒新结构。通过有限元模拟分析验证, 得到了较为合理的扁挤压筒新结构的外套宽度和层间过盈量, 可使扁挤压筒应力峰值降低 5% 以上, 从而可提高扁挤压筒的使用寿命。此项研究可为优化扁挤压筒结构及装配提供参考。

**关键词:** 扁挤压筒; 结构优化; 过盈量

**中图分类号:** TG375 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2018)07-0146-07

## Optimal Structural Design of Flat Container by Stress Release

YIN Jun<sup>1</sup>, CHENG Xiaole<sup>1,2</sup>, XU Guangshen<sup>1</sup>, QU Yinhu<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Xi'an Polytechnic University, Xi'an 710048, China;  
2. State Key Laboratory of Metal Extrusion and Forging Equipment Technology, Xi'an 710032, China)

**Abstract:** Based on force line translation theorem and finite element method, the stress distribution in the internal surface of flat container was studied, and a new flat container structure was proposed to release its stress concentration. The reasonable width and interference of the new structure were obtained with a suppression of the stress peaks by 5%, so the new structure of flat container can improve its service life. The proposed flat container may provide a reference for optimizing the structure design and assembling of flat containers.

**Keywords:** flat container; structure optimization; interference

目前, 中国铁路动车组车体以及 ARJ21-700“翔风”支线客机和 C919 大飞机的整体壁板均采用扁宽薄壁铝合金材质<sup>[1-2]</sup>。采用扁挤压筒生产此类扁宽型材是最高效绿色的挤压方式。扁挤压筒因其截面形状与扁宽型材相似, 在挤压过程中金属流动平缓匀称, 产品质量高, 其优势是圆挤压筒不可企及的<sup>[3]</sup>。然而, 扁挤压筒的非圆内腔孔型结构导致其受力不均, 内应力峰值较大, 在高温、高压、高摩擦等十分恶劣的工作条件下, 往往达不到理论工作时长

就提前失效, 增加了挤压成本, 降低了生产率<sup>[4]</sup>。目前, 德国联合铝业、西马克、日本轻金属挤压开发株式会社、英国 Marx GmbH 等公司均拥有世界上最先进的挤压筒设计技术, 完成了 36 MN 及以上级大型扁挤压筒的研制。但是, 因企业技术保密, 目前可行的扁挤压筒设计原则仍不足以指导国内扁挤压筒的生产加工。

在扁挤压筒结构方面, 国内外学者仅是从研究扁挤压筒结构影响因子的优化匹配方面入手, 如优

化孔型、改变层厚、优化过盈及内外套新结构等<sup>[4-9]</sup>。将圆弧型内衬工作孔改为双圆角过渡型<sup>[10]</sup>或直线椭圆型<sup>[11]</sup>能改善扁挤压筒应力集中的问题。例如:谢水生等采用椭圆曲线代替圆弧对内孔进行了优化,当内孔的椭圆度为 1.4 时,应力值下降了 14.5%<sup>[4]</sup>;赵云路等通过改变内层厚度,将扁筒内层套外径由 1 130 mm 减小为 1 040 mm,使扁筒在工作时的最大等效应力下降了 7%~8%<sup>[6]</sup>;陈庆等提出了一种扁筒的新结构,包括内衬圆环、上镶块和下镶块,改善了内套工作腔直面与弧面交界处的应力分布<sup>[7]</sup>;Schloemann 公司研制了一种新结构的扁挤压筒,其内衬由上下块体组成,且内衬圆弧与坯料接触部位做了挖去部分金属的处理,达到了降低内衬圆弧处应力值的目的<sup>[12]</sup>。以上方法虽然能在一定程度上提高扁挤压筒的使用寿命,但因生产困难,加工工艺有待突破,至今仍未形成完整的指导扁挤压筒设计的理论或准则。

本文利用力线平移定理结合有限元方法,研究了影响扁挤压筒内应力分布的影响因子的构成及各自产生的正负影响机理,得到了一种扁挤压筒内应力分布优化的新方法,并进一步提出了应力释放的扁挤压筒新结构;结合有限元法,证实了这种新结构能显著降低扁挤压筒的内应力峰值,提高扁挤压筒的使用寿命。

## 1 扁挤压筒内衬应力分布

扁挤压筒内衬内腔一般为近似扁椭圆形,其内部受力复杂且应力分布极不均匀,一般圆筒的计算公式不再适用。之前均采用求解解析解的方法研究扁挤压筒内应力分布,如有限元混合法<sup>[13]</sup>(利用有限元计算结合柔性矩阵得到变形协调方程求解)、刚度矩阵合成变换法<sup>[14]</sup>(利用接触体的受力和几何变形条件对刚度矩阵进行合成变换来求解)及保角映射法<sup>[15]</sup>(利用轮廓映射将边界上受力的规则区域内的应力转换到不规则区域受力的状态中求解)等。这些方法虽然能较为准确地计算出扁挤压筒的内部应力场分布,但计算过程均十分烦琐且参数优化过程不能显著地减小扁挤压筒内的装配应力及工作应力峰值。综合考虑传统扁挤压筒材料 H13 在严酷工况下的使用性能,以上方法目前还不能完全满足扁挤压筒的实际设计要求。

参阅文献[16]并结合有限元分析得出,扁挤压筒应力峰值出现在内孔圆弧顶端处,即图 1 中 A 点附近的圈出区域。装配状态下,扁挤压筒内衬从内

壁到外壁压应力逐渐减小,外套从内壁到外壁压应力逐渐减小;工作状态下,扁挤压筒内衬从内壁到外壁拉应力逐渐减小,外套从内壁到外壁拉应力逐渐减小。A 点是扁挤压筒内部的应力峰值处,该峰值一般高出相同半径下其他区域应力值的 10% 以上。

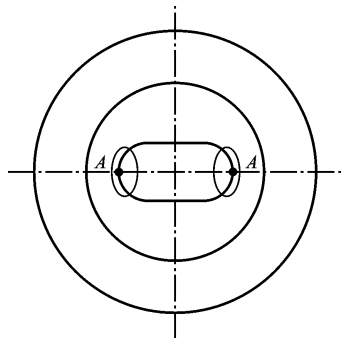


图 1 扁挤压筒应力峰值区域

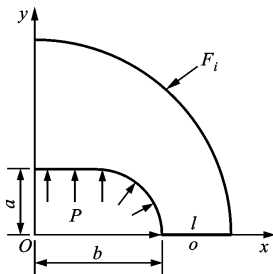
利用材料力学中的力线平移定理并结合有限元法,分析扁挤压筒内衬内应力的分布情况。首先假设:

(1)扁挤压筒内衬及外套均为刚体,受力时内部各处的相对位置不变;

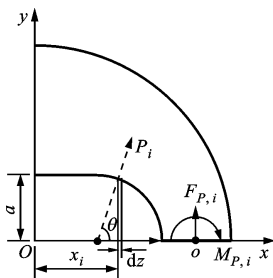
(2)扁挤压筒内衬的内外表面视为由若干节点组成,所有载荷均加载在各节点上;

(3)扁挤压筒受力视为平面应力状态,其厚度  $h$  远远小于另外两个方向的尺度,单位设为 1。

图 2 为 1/4 扁挤压筒内衬在装配加载条件下受力的情况。内衬主要受两部分力的作用:一为坯料在挤压过程中对内衬内表面施加的均布载荷,指向



(a) 扁挤压筒内衬受力分析模型



(b) 扁挤压筒受力分解图

图 2 扁挤压筒内衬受力图

内衬内表面法线正方向;二为挤压筒内外套过盈配合产生的预紧力,指向内衬外表面法线负方向。

以图2所示的1/4扁挤压筒内衬为研究对象,对其中的线段 $l$ 的应力情况进行分析。扁挤压筒内衬在工作状态下主要受到两部分力的作用:挤压力对内衬内表面产生的均布载荷 $P$ 作用,在内衬上产生拉应力;外套施加的预紧力 $F_i$ ,在内衬外表面上产生压应力(每一节点所受预紧力不相等),见图2a,  $F_i$ 为预紧力 $F$ 在节点 $i$ 处的力。扁挤压筒内衬内表面上有 $n$ 个节点,载荷 $P$ 均匀加载在各节点上(由于载荷 $P$ 对竖直向的拉应力大于水平向的,即 $\sigma_{P,b} > \sigma_{P,a}$ ,故暂不考虑载荷 $P$ 在水平方向的分量),根据力线平移定理,第 $i$ 个节点上的载荷 $P_i$ 对 $l$ 杆形心 $o$ 的作用效应等同于力 $F_{P,i}$ 与力偶矩 $M_{P,i}$ 的合成,见图2b。  $F_{P,i}$ 与 $M_{P,i}$ 可表示为

$$F_{P,i} = P_i \cdot 1 \cdot \sin\theta dz = P_i \sin(\arccos \frac{x_i + a - b}{a}) dz \quad (1)$$

$$M_{P,i} = P_i(b - x_i + \frac{l}{2}) \cdot 1 \cdot \sin\theta dz = P_i(b - x_i \frac{l}{2}) \sin(\arccos \frac{x_i + a - b}{a}) dz \quad (2)$$

式中: $a$ 为1/2内腔短轴; $b$ 为1/2内腔长轴; $x_i$ 为内表面节点在水平方向的位移; $dz$ 为内腔上以某一节点为中点的一小段线段。

载荷 $P$ 对 $l$ 段上形心 $o$ 点产生力的作用效果可等效为 $F_{P,o}$ 与 $M_{P,o}$ 叠加的形式。内衬作用产生的应力可分为 $P$ 对 $l$ 段形心 $o$ 的应力 $\sigma_{F,P,o}$ 和力矩对形心 $o$ 产生的应力 $\sigma_{M,P,o}$ 。 $F_{P,o}$ 与 $M_{P,o}$ 可表示为

$$F_{P,o} = \int_0^{b-a} P dz + \int_0^{\frac{\pi}{2}} P \sin(\arccos \frac{x_i + a - b}{a}) \cdot d(\arccos \frac{x_i + a - b}{a}) \int_{b-a}^b dz = Pb \quad (3)$$

$$M_{P,o} = \int_0^{b-a} P(b - x_i + \frac{l}{2}) dz + \int_0^{\frac{\pi}{2}} P \sin(\arccos \frac{x_i + a - b}{a}) [\frac{l}{2} + a - a \sin(\arccos \frac{x_i + a - b}{a})] d\theta dz \quad (4)$$

由式(1)~(4)可知,随着力偶矩接近形心 $o$ ,内压的 $y$ 向分量逐渐接近于0,距离 $(b - x + l/2)$ 逐渐减小,应力 $\sigma_{M,P}$ 可近似为三角形分布,与预紧力的力偶矩产生的应力 $\sigma_{F,P}$ 叠加后,成为均布载荷 $P$ 作用的应力 $\sigma_P$ 在 $l$ 段的分布,见图3。由内压引起的应力在扁挤压筒内衬 $l$ 段上的分布由内向外逐渐减小,为拉应力,主要受孔型影响(包括内腔短轴 $2a$ ,

内腔长轴 $2b$ ),其中内孔短轴长度 $2a$ 对内衬的应力分布影响效果最明显。

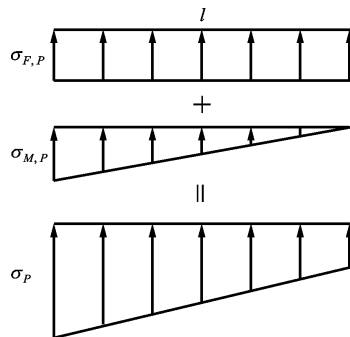


图3 线段 $l$ 上均布载荷 $P$ 作用的应力叠加

当内衬外表面受均布载荷作用时,同理,预紧力 $F$ 对 $l$ 段上形心 $o$ 点产生的力的作用效果可等效为 $F_{y,o}$ 与 $M_{F,o}$ 叠加的形式,分别由以下公式表示

$$F_{y,o} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \int_0^{\frac{D}{2}} P' \sin(\arccos \frac{2x_i}{D}) dz' d\theta = F \quad (5)$$

$$M_{F,o} = \int_0^{b+\frac{l}{2}} \int_0^{\arccos \frac{D}{b}} P' \sin(\arccos \frac{x_i}{D}) (b + \frac{l}{2} - x_i) d\theta dz' - \int_{b+\frac{l}{2}}^D \int_{\arccos \frac{D}{b}}^{\frac{\pi}{2}} P' \sin(\arccos \frac{x_i}{D}) (x_i - b - \frac{l}{2}) d\theta dz' \quad (6)$$

式中: $D$ 为内衬外径; $x_i$ 为外表面节点在水平方向的位移; $dz'$ 为外表面上以某一节点为中点的单位线段。

由式(5)(6)可得线段 $l$ 的应力分布图,如图4所示,从中可以看出:总应力 $\sigma_F$ 近似为梯形分布;随着预紧力接近形心 $o$ ,预紧力的 $x$ 向分量逐渐接近于0,应力 $\sigma_{M,F}$ 在 $l$ 段上的分布由内向外逐渐减小,为压应力;形心的左侧 $\sigma_{M,F}$ 为压应力,形心的右侧反向为拉应力;由预紧力引起的应力在扁挤压筒内衬 $l$ 段上的分布由内向外逐渐减小,为压应力,主要受过盈、层厚影响(包括预紧力 $F$ ,内衬外径 $D$ ),其中过盈产生的预紧力对内衬的应力分布影响效果最明显。

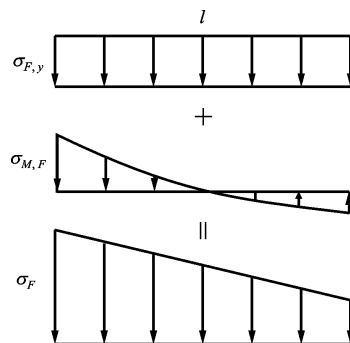
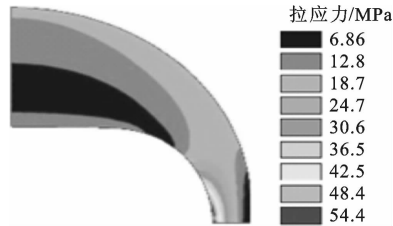


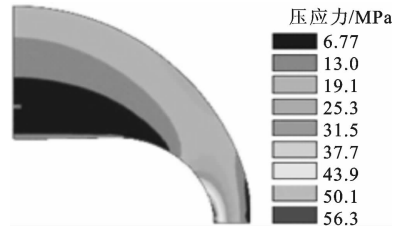
图4 线段 $l$ 上预紧力 $F$ 作用的应力叠加

由以上分析可知,  $l$  段总应力  $\sigma_{\text{sum}}$  为  $\sigma_F$  与  $\sigma_P$  的叠加, 当内衬内腔与外表面都受均布载荷作用时, 两应力方向相反, 均为梯形分布, 应力变化趋势相近。可借助优化过盈量及孔型参数的方法, 通过改变上述拉压应力分布趋势得到较小解, 使  $l$  段的应力分布平缓均匀。

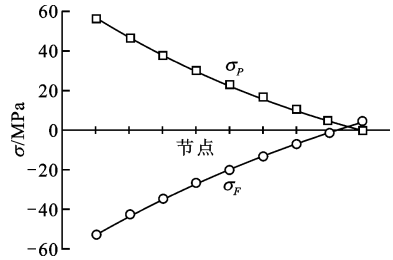
当扁挤压筒内衬内外表面受 4 MPa 均布压力作用、两对称截面施加对称约束时, ANSYS 有限元分析结果见图 5。内部均载在扁挤压筒内衬上产生拉应力, 见图 5a, 内腔圆弧顶端为最大拉应力处,  $l$  段拉应力从内向外逐渐降低, 以  $l$  段为起始位置拉应力沿周向逐渐降低。外部均载在内衬上产生压应力, 见图 5b, 内腔圆弧顶端为最大压应力处,  $l$  段压应力从内向外逐渐降低, 以  $l$  段为起始位置压应力沿周向逐渐降低。两应力增减趋势近乎一致, 而方向相反, 见图 5c。由此可见, 通过改变过盈及孔型结构参数, 可以得到两层扁挤压筒的最佳结构。



(a) 仅受内压作用的扁挤压筒受力状态



(b) 仅受预紧力作用的扁挤压筒受力状态



(c) 扁挤压筒内部节点应力分布

图 5 有限元法计算的扁挤压筒内衬应力分布趋势

综合式(1)~(6)可看出, 扁挤压筒内部应力分布与工作压力、孔型、内衬壁厚、内衬外径、层间过盈量、外套外形及壁厚有关, 各个影响因子的变化都会

改变扁挤压筒内应力的分布情况。由于扁挤压筒内衬的内腔壁厚相差较大, 扁挤压筒整体水平方向的刚度远大于竖直方向的刚度, 即  $E_x \gg E_y$ , 导致整体水平方向的预紧力远大于竖直方向的预紧力, 即  $F_x \gg F_y$ 。利用有限元法计算的工作状态下扁挤压筒内衬外表面的预紧力分布见图 6, 从中可以看出, 预紧力不是均匀分布的, 而是沿着装配面逆时针先降低后增大, 在内衬长轴方向的装配面上达到最大。传统的扁挤压筒结构加剧了  $\sigma_F$  分布的峰值及斜率, 拉压应力增减趋势不一致, 造成扁挤压筒内应力峰值较大。此现象也说明, 只通过改变扁挤压筒过盈量及孔型结构参数的方式不能显著地降低扁挤压筒的应力峰值。在这些特定的影响因子的基础上, 本文提出了适用于一般扁挤压筒的优化方法, 进而得到了一种扁挤压筒新结构, 该结构能进一步降低扁挤压筒的应力峰值。

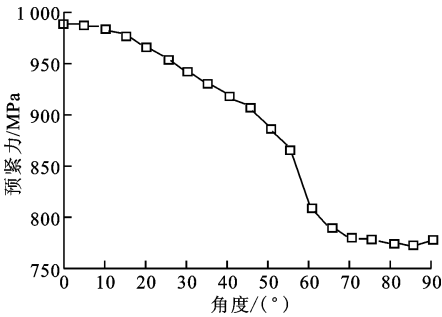


图 6 装配面预紧力分布

## 2 扁挤压筒新结构

根据以上理论分析, 采用应力释放法对扁挤压筒进行优化设计——通过削减外套两端的壁厚, 使内衬对外套的反作用力造成的两侧应变加大, 外套施加给内衬的  $x$  方向应力减小, 从而使预紧力在  $x$  方向的作用减小, 分布均匀, 达到均匀应力、应变, 削弱  $\sigma_F$  峰值的目的。扁挤压筒新结构如图 7 所示。

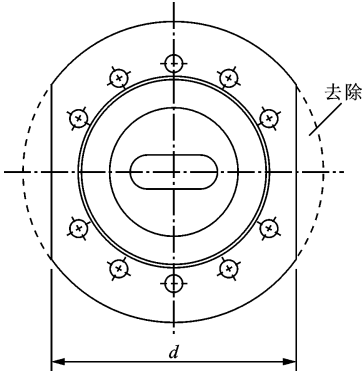


图 7 扁挤压筒新结构示意图

以 5 MN 挤压机上的两层扁挤压筒(内孔尺寸为 160 mm×80 mm×500 mm)为研究对象,分别建立传统结构(图 8)及新结构(图 7)的有限元模型,并进行应力大小的比较。筒体材料选用 H13 热作模具钢,500 ℃下许用应力小于 1 000 MPa。

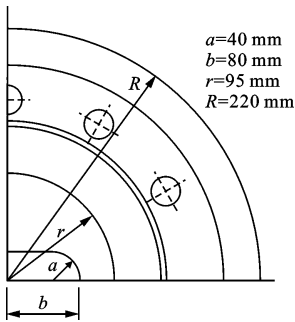


图 8 扁挤压筒传统结构

暂不考虑实际工作时温度场对扁挤压筒的影响,并且假设<sup>[17-18]</sup>:

- (1)扁挤压筒为均质弹性体,各层套的弹性模量和泊松比相同;
- (2)组合体接触层径向过盈量相同且层套相互之间不发生错动。

计算中采用 SOLID186 单元,该单元各径向面接触部分网格节点数相等,保证了节点对节点的传力方式。按照 ANSYS 软件中接触问题的分析求解过程进行建模、网格划分、定义接触,接触类型为柔体-柔体接触,接触层的内衬圆柱面作为接触面,接触层的外套圆柱面作为目标面,工作内压为 438 MPa。

为研究应力释放法扁挤压筒应力峰值优化规律,现对扁挤压筒新结构做双因子正交试验,即  $L_{20}(4 \times 5)$  试验。保持扁挤压筒其他结构参数不变,仅改变层间过盈量及筒外套宽度  $d$ ,制定试验参数设计方案见表 1。由于层间装配过盈量  $\Delta$  的选取普遍取经验值 0.2%,导致过盈产生的预紧力的压应力作用不能完全发挥,因此,应选取合适的装配过盈量,使预紧力在内衬上产生的压应力尽可能地抵消工作压力在内衬上产生的拉应力。

通过有限元计算,得到不同装配过盈量及外套宽度  $d$  对扁挤压筒新结构的工作应力(工作状态下的等效应力)峰值的影响,见图 9。可以看出:同一装配过盈量下,扁挤压筒的工作应力峰值随  $d$  的增大先降低后增加;同一  $d$  值下,工作应力峰值随装配过盈量的增大先降低后增加。当装配过盈量为 0.29%、 $d$  为 360 mm,即方案 8 时,扁筒新结构的优化效果最佳,其最大工作应力为 866 MPa。

表 1 正交试验参数设计方案

| 序号 | $\Delta/\%$ | $d/\text{mm}$ | 序号 | $\Delta/\%$ | $d/\text{mm}$ |
|----|-------------|---------------|----|-------------|---------------|
| 1  | 0.23        | 350           | 11 | 0.23        | 370           |
| 2  | 0.26        | 350           | 12 | 0.26        | 370           |
| 3  | 0.29        | 350           | 13 | 0.29        | 370           |
| 4  | 0.32        | 350           | 14 | 0.32        | 370           |
| 5  | 0.35        | 350           | 15 | 0.35        | 370           |
| 6  | 0.23        | 360           | 16 | 0.23        | 380           |
| 7  | 0.26        | 360           | 17 | 0.26        | 380           |
| 8  | 0.29        | 360           | 18 | 0.29        | 380           |
| 9  | 0.32        | 360           | 19 | 0.32        | 380           |
| 10 | 0.35        | 360           | 20 | 0.35        | 380           |

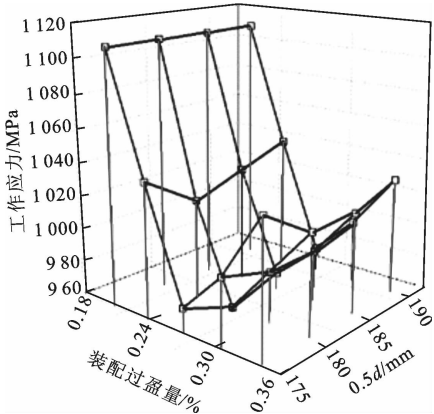


图 9 扁筒新结构工作应力变化趋势

扁挤压筒传统结构与新结构在变过盈条件下的工作应力峰值对比见图 10,可以看出:扁挤压筒新结构在  $d$  为 360 mm 下的工作应力峰值相比于传统结构都有所改善,平均降低 3% 以上;扁挤压筒传统结构和新结构当装配过盈量为 0.29% 时,最大工作应力峰值较经验过盈量为 0.2% 时降低 16.5% 以上。

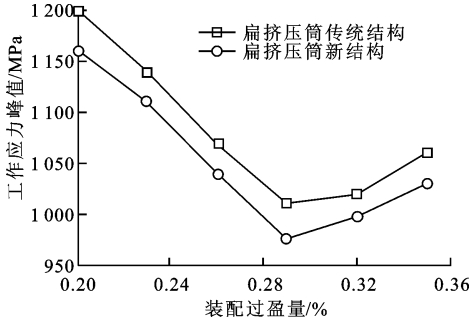
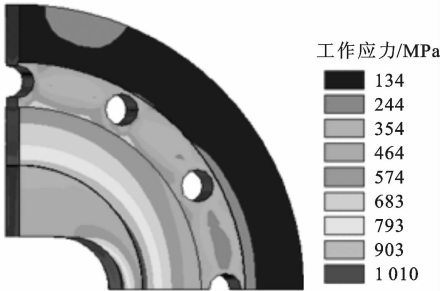


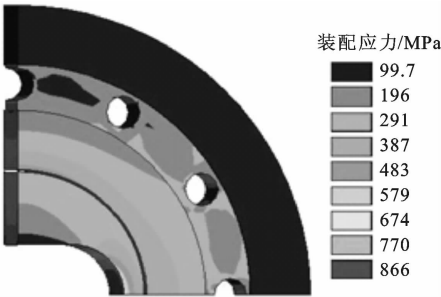
图 10 扁挤压筒传统及新结构的工作应力峰值对比

当扁挤压筒的过盈量为 0.29% 时,传统结构及新结构的应力分布云图见图 11,可以看出:传统结构最大工作应力值为 1 010 MPa,最大装配应力值

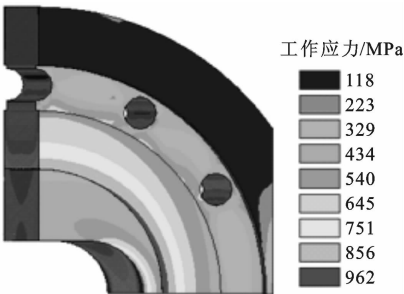
为 866 MPa,均出现在扁挤压筒内衬内腔圆弧顶端,内衬工作应力值及装配应力值由内腔向外表面逐渐降低,外套工作应力值及装配应力值由内表面向外表面逐渐降低;新结构最大工作应力值为 962 MPa,出现在水平向的层间过盈处,最大装配应力值为 885 MPa,出现在扁挤压筒内衬内腔圆弧顶端,内衬工作应力值及装配应力值由内腔向外表面逐渐降低,外套工作应力值及装配应力值由内表面向外表面逐渐降低。传统结构和新结构的危险处均为内衬内腔圆弧顶端及层间接触面区域。由扁挤压筒传统结构的应力分布图(图 11a、11b)与扁挤压筒新结构的应力分布图(图 11c、11d)的对比可以看出,新结构的两侧减材直接影响了挤压筒内部刚度的变化,扁挤压筒部分内应力向两侧偏移,造成了两侧应力增加,中、内部应力相对减弱,通过应力的释放达到了应力、应变均匀化的目的。



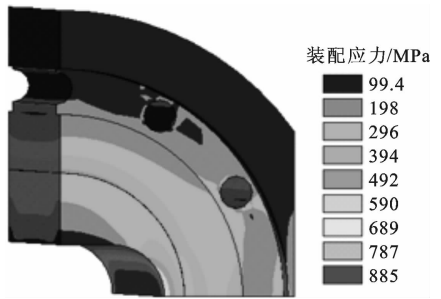
(a)传统结构工作应力分布云图



(b)传统结构装配应力分布云图



(c)新结构工作应力分布云图



(d)新结构装配应力分布云图

图 11 传统结构和新结构的应力分布云图

与传统结构相比,扁挤压筒新结构的工作应力峰值降低了 5%,最大工作应力降至 1 000 MPa 以下,满足了扁挤压筒的使用要求。

考虑实际工况,扁挤压筒正面(带沟槽)向内延伸 100 mm 及背面向内延伸 50 mm 区域的内表面不受载荷作用,其工作应力分布云图见图 12,可以看出,水平向的层间接触面区域是最大工作应力位置,尖力值为 766 MPa,可以安全使用。



图 12 实际工况下的扁挤压筒工作应力分布云图

3 结 论

(1)从理论上得出了扁挤压筒优化设计中以孔型、过盈量、层厚及内衬外径为结构优化参数的依据,并对各影响因素的权重做出判断,其中,层间过盈量的影响能力大于其他因素。扁挤压筒当装配过盈量为 0.29%时,最大工作应力峰值为 962 MPa,相较于装配过盈量为 0.2%时的最大工作应力峰值 1 152 MPa,降低了 16.5%,这说明新结构能改善扁挤压筒的应力分布情况。

(2)基于力线平移定理并结合有限元分析方法,简化了扁挤压筒内衬结构,对其应力分布进行了分析,得到了一种适用于一般扁挤压筒结构优化的新方法。该方法能在其他影响因素最优化的基础上进一步降低扁挤压筒的内应力,使扁挤压筒的内应力更均匀。

(3)当扁挤压筒新结构的外套宽度  $d = 360$  mm、装配过盈量为 0.29%时,优化效果最佳。与相

同过盈条件下的传统结构相比,扁挤压筒新结构的工作应力峰值降低了 5%,最大工作应力值降至 1 000 MPa 以下,满足扁挤压筒的使用要求,提高了扁挤压筒的使用寿命。

## 参考文献:

- [1] ZHAO Guoqun, CHEN Hao, ZHANG Cunsheng. Die optimization design and experimental study of a large wallboard aluminum alloy profile used for high-speed train [J]. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2014, 74(1/2/3/4): 539-549.
- [2] 王登文, 史爱萍. 铝材在铁路及城市轨道交通中的应用 [J]. *中国金属通报*, 2011(5): 20-21.  
WANG Dengwen, SHI Aiping. Application of aluminum material in railway and urban rail transit [J]. *China Metal Bulletin*, 2011(5): 20-21.
- [3] YANG Qingshan, JIANG Bin, DAI Jiahong. Mechanical properties and anisotropy of AZ31 alloy sheet processed by flat extrusion container [J]. *Journal of Materials Research*, 2013, 28(9): 1148-1154.
- [4] 谢水生, 贺金字, 徐盈辉, 等. 扁挤压筒内孔形状对应力分布的影响研究 [J]. *塑性工程学报*, 2002(3): 28-30.  
XIE Shuisheng, HE Jinyu, XU Yinghui, et al. Effect of shape of inner hole on stress distribution in flat extrusion [J]. *Journal of Plasticity Engineering*, 2002(3): 28-30.
- [5] 尹君, 成小乐, 熊仁涛, 等. 两层扁挤压筒结构设计 [J]. *西安工程大学学报*, 2017, 31(1): 107-112.  
YIN Jun, CHENG Xiaole, XIONG Rentao, et al. Structure design of two layer flat container [J]. *Journal of Xi'an Polytechnic University*, 2017, 31(1): 107-112.
- [6] 赵云路, 薛荣敬, 刘静安. 扁挤压筒设计 [J]. *锻压技术*, 2005(3): 87-94.  
ZHAO Yunlu, XUE Rongjing, LIU Jing'an. Design of flat container [J]. *Forging & Stamping Technology*, 2005(3): 87-94.
- [7] 陈庆, 方清万. 一种扁挤压筒的内套及扁挤压筒: 200910148224.6 [P]. 2009-06-18.
- [8] 肖大志, 何高法, 雷亚. 大型扁挤压筒新型预应力结构研究 [C]//中国金属学会冶金设备分会第七届压力加工设备学术研讨会论文集. 北京: 中国金属学会, 2010: 12-14.
- [9] ROBBINS P H. Extrusion press container and liner for same: WO2013/037042A1 [P]. 2013-03-21.
- [10] 高堃. 组合式扁挤压筒孔形对比分析及筒间过盈量分布研究 [D]. 重庆: 重庆大学, 2016: 5-8.
- [11] LAUE K, STENGER H. Extrusion: processes, machinery, tooling [M]. Materials Park, OH, USA: American Society for Metals, 1976: 378-381.
- [12] Schloemann Aktiengesellschaft. An improved container for metal-extrusion presses: US0910659 [P]. 1960-07-01.
- [13] 陈万吉. 耦合热弹性接触问题的有限元分析 [J]. *固体力学学报*, 1981(3): 61-71.  
CHEN Wanji. An analysis of coupled thermal-elastic contact problems with the finite element method [J]. *Chinese Journal of Solid Mechanics*, 1981(3): 61-71.
- [14] 徐盈辉, 谢水生, 张学军, 等. 扁挤压筒装配应力计算与受力分析 [J]. *稀有金属*, 2000, 24(3): 182-187.  
XU Yinghui, XIE Shuisheng, ZHANG Xuejun, et al. Analysis and compute for shrink-fitting stress of rectangular bore containers [J]. *Chinese Journal of Rare Metal*, 2000, 24(3): 182-187.
- [15] 王匀. 扁挤压筒强度分析与设计方法研究 [D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2003: 7-13.
- [16] 谢玲玲, 陈昌棚, 陈莹华, 等. 多层套扁挤压筒的热力耦合有限元分析及结构优化 [J]. *锻压技术*, 2017, 42(3): 90-96.  
XIE Lingling, CHEN Changpeng, CHEN Yinghua, et al. Thermal stress coupling finite element analysis and structural optimization of multi-layer flat extrusion container [J]. *Forging and Stamping Technology*, 2017, 42(3): 90-96.
- [17] 冯秋红. 组合式扁挤压筒的结构优化设计 [D]. 合肥: 合肥工业大学, 2006: 25-30.
- [18] GUPTA A K, TRIPATHI V K. Design analysis and optimization of internal combustion engine position using CAE tool ANSYS [J]. *International Journal of Engineering Research and Applications*, 2014, 4(11): 4-10.

(编辑 陶晴)