

重型缠绕挤压筒再制造技术与应用

秦瑞廷¹, 孟可可², 刘正伟¹, 刘雅鑫¹, 高 如¹, 雷丙旺¹

(1. 内蒙古北方重工业集团有限公司, 内蒙古自治区 包头 014030; 2. 内蒙古科技大学 机械工程学院, 内蒙古自治区 包头 014010)

摘要: 重型缠绕挤压筒为多层筒组合结构, 最内层的内衬为工作部位, 外衬缠绕预应力钢丝, 是大口径难变形合金管件热挤压工艺中的关键模具工装。挤压筒长期使用后内衬出现裂纹失效, 针对传统的拆解修复方法再制造成本高、周期长的问题, 使用有限元模拟的方法进行了预应力缠绕挤压筒高效更换内衬的可行性分析, 提出了将新内衬压入失效的挤压筒内的压装修复再制造新方法。利用 3.6 万吨垂直挤压机压装, 新内衬与挤压筒中衬的过盈量为 0.63 mm 时, 测得压装力为 4030 t, 修复的挤压筒挤压无缝钢管 3000 支后仍处于正常状态, 验证了挤压筒再制造技术的可行性。

关键词: 钢丝缠绕; 挤压筒; 压装; 再制造; 垂直挤压机

DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2025.03.023

中图分类号: TG375⁺.4

文献标志码: A

文章编号: 1000-3940 (2025) 03-0189-08

Remanufacturing technology and application of heavy-duty wire-wound extrusion cylinder

Qin Ruiting¹, Meng Keke², Liu Zhengwei¹, Liu Yaxin¹, Gao Ru¹, Lei Bingwang¹

(1. Inner Mongolia North Heavy Industries Group Corp. Ltd., Baotou 014000, China;

2. College of Mechanical Engineering, Inner Mongolia University of Science & Technology, Baotou 014010, China)

Abstract: As a key die tooling in the hot extrusion process of large-diameter difficult-to-deform alloy pipes, the heavy-duty wire-wound extrusion cylinder has a multi-layer combined structure, where the innermost liner is the working component and the outer cylinder is reinforced with pre-stressed steel wires. Crack failure occurred in the inner liner of the extrusion cylinder after long-term use. For the problems of high cost and extended downtime associated with the conventional disassembly-based repair methods, an innovative press-fit remanufacturing methodology, which involved pressing a new inner liner into the failed extrusion cylinder, was developed. Finite element simulation was employed to validate the feasibility of efficient liner replacement in pre-stressed wire-wound extrusion cylinder. Press-fitting was conducted using a 36,000-ton vertical extrusion press, where a pressing force of 4,030 ton was measured under an interference amount of 0.63 mm between the new inner liner and the middle liner of extrusion cylinder. The remanufactured extrusion cylinder remained fully operational after extruding 2,000 seamless steel pipes, which confirmed the feasibility of remanufacturing technology for the extrusion cylinder.

Key words: wire winding; extrusion cylinder; press-fitting; remanufacturing; heavy-duty extrusion cylinder

2009 年内蒙古北方重工业集团有限公司建成了国内首台 (套) 3.6 万吨黑色金属重型垂直挤压机生产线^[1]。重型缠绕挤压筒由内衬、中衬和 4 块外衬组合而成后, 在外衬缠绕预应力钢丝, 挤压筒示意图如图 1 所示。其外衬的直径约为 $\Phi 3800$ mm, 不同规格的挤压筒质量不同, 平均质量为 150 t 左右, 制造成本数百万元, 是大口径难变形合金管件

热挤压工艺中的关键模具工装。挤压筒的工作环境极其恶劣, 尤其是在热挤压状态下, 挤压筒承受高温、高压、高摩擦, 挤压筒承受径向压力和轴向摩擦力, 对大口径钢管的热挤压而言, 其内压可达 150~250 MPa 以上。挤压过程中挤压筒内表面的温度可升至 600 °C 甚至更高, 主要的失效形式有^[2-4]:

- (1) 内衬的磨损失效, 即磨损量超出允许范围;
- (2) 内衬或中衬的中部发生变形, 产生严重的“鼓肚”现象;
- (3) 挤压筒压紧端面被压塌;
- (4) 在交变载荷下挤压筒的疲劳破坏。

其中, 挤压筒的疲劳破坏和内衬磨损是最重要的两种失效形式。通过在挤压筒外衬施加预应力钢丝缠绕保护, 可提高挤压筒的疲劳寿命, 并在实际

收稿日期: 2025-02-21; 修订日期: 2025-03-17

基金项目: 国防基础科研计划 (JCKY2022208A002)

作者简介: 秦瑞廷 (1986-), 男, 硕士, 高级工程师

E-mail: 842810041@qq.com

通信作者: 孟可可 (1986-), 男, 硕士, 副教授

E-mail: mengkk@imust.edu.cn

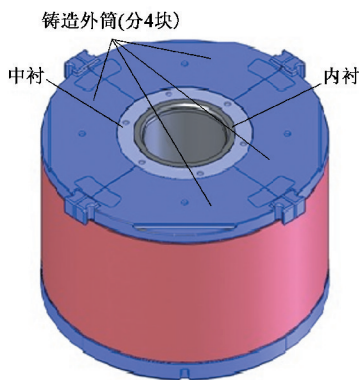


图 1 预应力钢丝缠绕挤压筒示意图

Fig. 1 Schematic diagram of pre-stressed wire-wound extrusion cylinder

生产过程中得到了进一步证实^[5]。挤压筒失效的最直接表现形式为内衬出现裂纹，裂纹一般为纵向裂纹，严重的裂纹导致挤压产品出现质量问题^[6]。出现裂纹的失效挤压筒必须禁止使用，为了降低生产成本，需对其进行修复再制造。

失效挤压筒修复再制造的方式是更换损坏的内衬，一般更换方式为：首先，将外衬缠绕的钢丝剪断拆解、拆开外衬、将内衬从中衬中取出；然后，将新内衬装入中衬中；最后，组合外衬、并重新缠绕预应力钢丝等，整个修复周期约 3 个月，费用近百万。

目前，未见重型钢丝缠绕挤压筒失效后再制造工程化研究的报道。本文针对重型缠绕挤压筒失效后修复周期长、成本高的问题，开展挤压筒缠绕预紧状态下内衬高效更换研究，并工程化实践应用和考核更换后的使用寿命。

1 预应力缠绕挤压筒高效更换内衬可行性分析

选择内衬的内径约为 $\Phi 1152$ mm 的挤压筒作为研究对象，该挤压筒的高度 H 为 2100 mm，外衬直径约为 $\Phi 3210$ mm。采用有限元数值模拟，分析去除内衬后中衬的稳定性和应力状态、位移的变化，以及内衬与中衬过盈量对压入载荷的影响。为了简化分析，假设挤压筒长期使用后的应力状态与新缠绕完预紧状态的应力相同。

1.1 有限元模型的建立

根据内衬直径约为 $\Phi 1152$ mm 挤压筒结构的几何参数（表 1），建立挤压筒缠绕、去除内衬和内衬压入挤压筒的二维轴对称有限元分析物理模型，如图 2 和图 3 所示。为了提高运算速度，将钢丝层的每一个缠绕台阶简化为一个薄壁圆筒^[7-9]。挤压筒筒

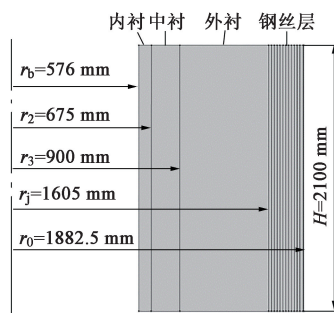


图 2 挤压筒钢丝缠绕物理模型

Fig. 2 Physical model of steel wire-wound extrusion cylinder

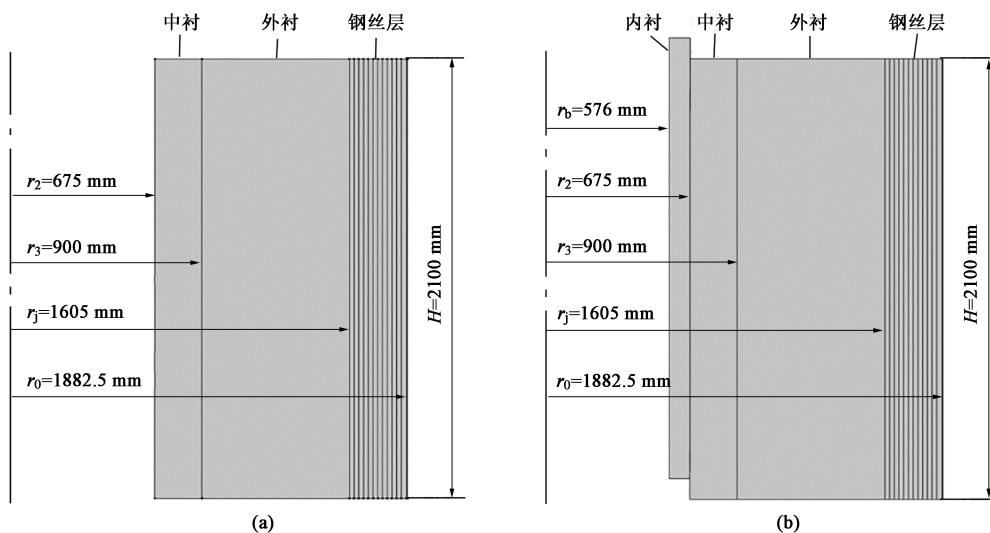


图 3 挤压筒更换内衬物理模型图

(a) 挤压筒去除内衬 (b) 内衬压入挤压筒

Fig. 3 Physical model diagrams of inner liner replacement in extrusion cylinder

(a) Removal of inner liner from extrusion cylinder (b) Pressing of inner liner into extrusion cylinder

表 1 1100 系列挤压筒几何参数 (mm)
Table 1 Geometric parameters of 1100 series
extrusion cylinders (mm)

参数	数值
内衬内半径 r_b	576
内衬外半径 r_1	$r_2-0.2$ (0.2 为内衬与中衬配合间隙量)
中衬内半径 r_2	675
中衬外半径/外衬内半径 r_3	900
外衬外半径 r_j	1605
钢丝层外半径 r_0	1882.5
挤压筒高度 H	2100

注：为了方便压入内衬，在内衬与中衬的接触面设置 1：2100 的锥度。

体材料选用 5CrNiMo 钢，许用应力 $[\sigma]=850\text{ MPa}$ ，弹性模量 $E=209\text{ GPa}$ ，泊松比 $\mu=0.3$ ；缠绕预紧钢丝材料选 65Mn 钢，其许用应力 $[\sigma]^*=800\text{ MPa}$ ，弹性模量 $E^*=195\text{ GPa}$ ，泊松比 $\mu^*=0.28$ 。

1.2 边界条件

利用逐层降温加压法来模拟挤压筒外衬上钢丝的缠绕预紧过程^[10-11]，即以第 n 层预紧钢丝的位移或者应力变化作为第 $n+1$ 层钢丝温度载荷的激活条件，初始温度载荷 ΔT 与 σ_0 之间的关系可用热应力公式式 (1) 来表示，即：

$$\sigma_0 = -\alpha E^* \Delta T \tag{1}$$

式中： σ_0 为缠绕张力； α 为缠绕钢丝的热膨胀系数，为了降低误差，将钢丝层的热膨胀系数设置为

各向异性，即沿挤压筒径向的热膨胀系数取值为 $\alpha=2.5\times10^{-5}\text{ K}^{-1}$ ，其余方向为 0。

利用式 (1)，计算初始温度载荷 ΔT ，同时以实现等剪应力（剪应力 $\tau=[\sigma]^*/2=400\text{ MPa}$ ）缠绕为目标，将钢丝缠绕应力转换为预紧温度载荷 ΔT^* 。

挤压筒多层之间、钢丝层间以及外衬与钢丝间的结合面均选择拉格朗日接触方法，各接触面间的摩擦因数设为 $\mu=0.2$ 。通过调整从目标表面（中衬内表面）向源表面（内衬外表面）的偏移量来控制内中衬间的配合方式（过盈配合）和配合量。

1.3 模拟结果分析

1.3.1 挤压筒去除内衬的应力状态与径向位移变化

图 4 为挤压筒缠绕后预紧状态的 Mises 应力分布。从图 4 中可以看出，挤压筒在预紧状态下，在挤压筒内衬和中衬的内壁处分别产生了最大的 Mises 应力，分别为 185.72 和 200.67 MPa。该应力值远小于挤压筒的许用应力（ $[\sigma]=850\text{ MPa}$ ）。图 5 和图 6 分别为挤压筒缠绕后预紧状态的径向应力分布和环向应力分布。从图 5 和图 6 中可以看出，缠绕钢丝在挤压筒外衬外表面和中衬内壁分别产生了最大的径向应力（ $\sigma_{grj}=-117.90\text{ MPa}$ ）和切向应力（ $\sigma_{gtb}=-247.17\text{ MPa}$ ）。图 7 为挤压筒预紧缠绕前后的径向位移收缩量。从图 7 中可以看出，挤压筒经过钢丝预紧缠绕后，内衬内壁到外壁的收缩量逐渐减小，内壁半径收缩量为 0.53 mm；中衬内壁到外衬外壁收缩量逐渐增大，中衬内壁径向收缩量为 0.70 mm。

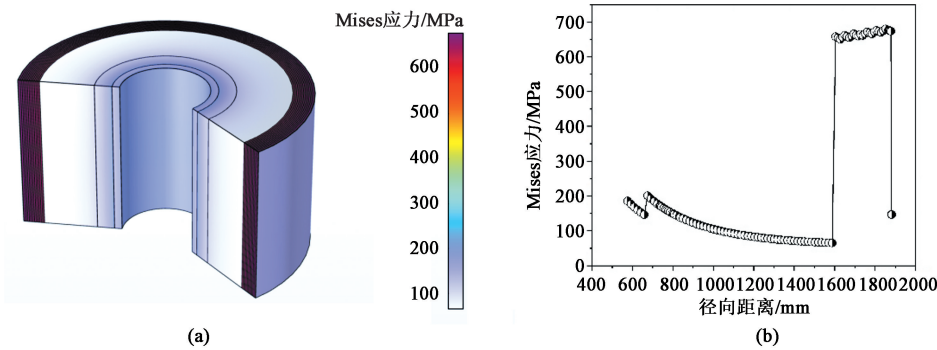


图 4 挤压筒缠绕后预紧状态的 Mises 应力分布
(a) Mises 应力分布云图 (b) Mises 应力分布曲线

Fig. 4 Mises stress distribution in pre-stressed wire-wound extrusion cylinder
(a) Mises stress distribution nephogram (b) Mises stress distribution curve

图 8~图 11 为挤压筒去除内衬后径向应力和收缩量分布。从图 8~图 11 中可以看出，去除内衬后，由于挤压筒整体壁厚的减小，挤压筒外衬和中衬的应力值有所增加，挤压筒中衬内壁处产生了最大的

Mises 应力，即 251.73 MPa，该应力值远小于挤压筒的许用应力（ $[\sigma]=850\text{ MPa}$ ）。这一结果说明去除内衬后，挤压筒中衬和外衬均不会发生屈服变形。同时，缠绕预紧钢丝在挤压筒外衬外表面和中衬内壁

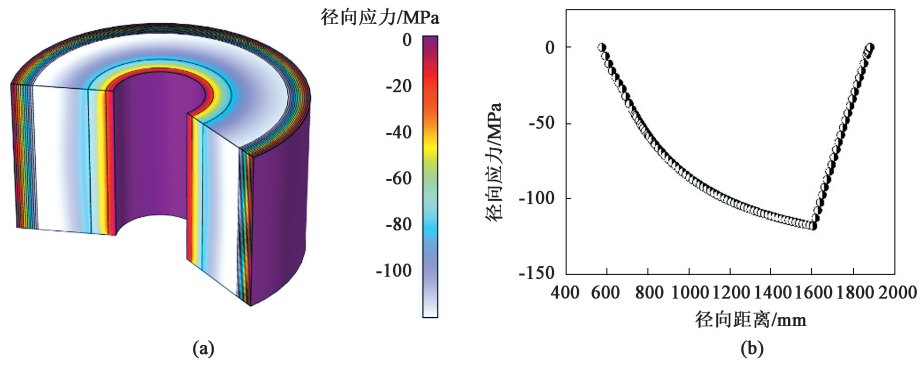


图 5 挤压筒缠绕后预紧状态的径向应力分布

(a) 应力分布云图 (b) 应力分布曲线

Fig. 5 Radial stress distribution in pre-stressed wire-wound extrusion cylinder

(a) Stress distribution nephogram (b) Stress distribution curve

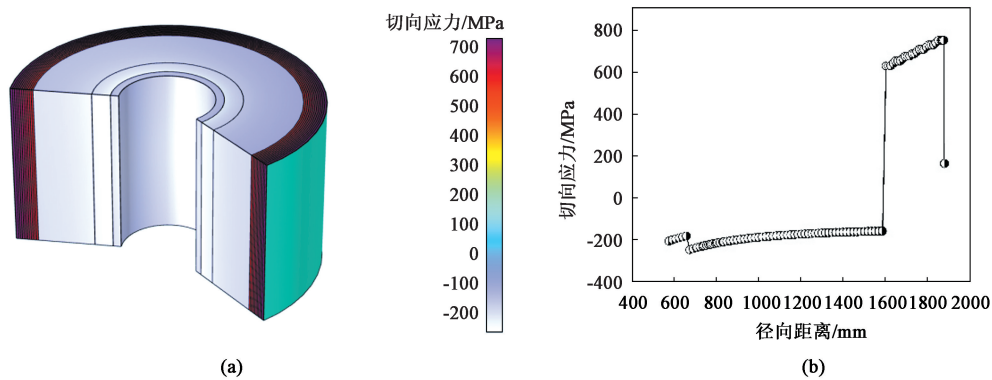


图 6 挤压筒缠绕后预紧状态的切向应力分布

(a) 应力分布云图 (b) 应力分布曲线

Fig. 6 Tangential stress distribution in pre-stressed wire-wound extrusion cylinder

(a) Stress distribution nephogram (b) Stress distribution curve

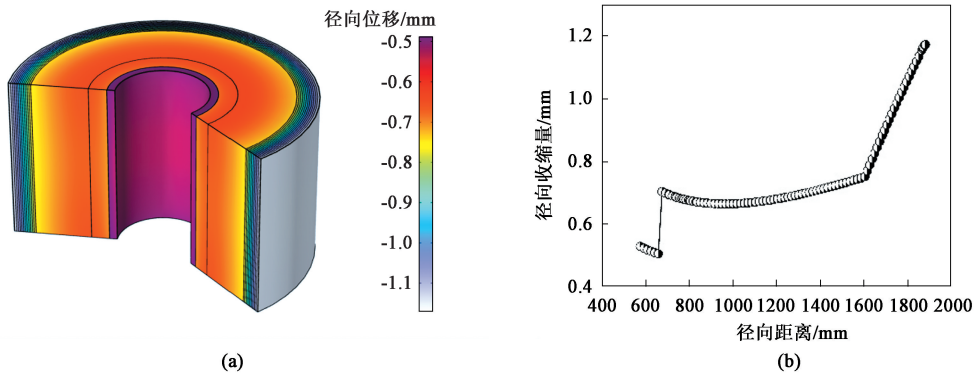


图 7 挤压筒缠绕后预紧状态的径向收缩量分布

(a) 径向位移收缩量云图 (b) 径向收缩量曲线

Fig. 7 Radial shrinkage amount distribution in pre-stressed wire-wound extrusion cylinder

(a) Radial shrinkage amount nephogram (b) Radial shrinkage amount curve

分别产生了最大的径向应力 ($\sigma_{grj} = -116.78 \text{ MPa}$) 和切向应力 ($\sigma_{gtb} = -283.33 \text{ MPa}$)。在预紧状态下, 挤压筒去除内衬后, 中衬内壁的径向收缩量为 0.83 mm , 该收缩量以挤压筒缠绕前的尺寸为基准,

即去除内衬后中衬向内收缩 0.13 mm 。

1.3.2 去除内衬后中衬失稳分析

去除内衬后, 挤压筒中衬的极限失稳外压 P_{kd} 可由式 (2) 计算得到, 即:

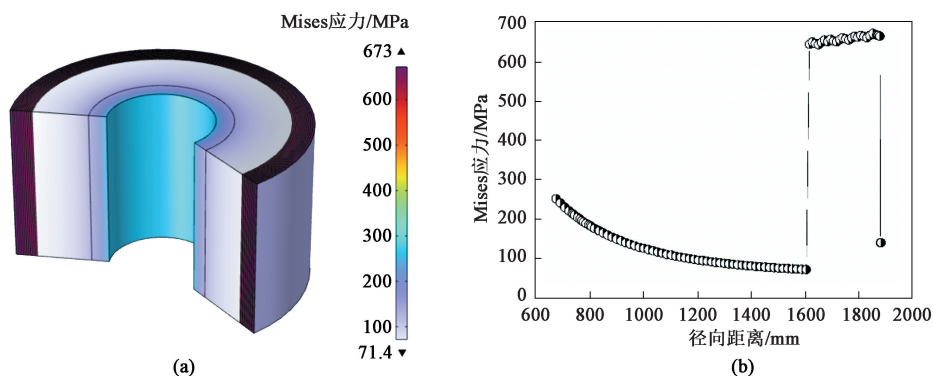


图8 去除内衬的挤压筒 Mises 应力分布

(a) Mises 应力分布云图 (b) Mises 应力分布曲线

Fig. 8 Mises stress distribution of extrusion cylinder with removal of inner liner

(a) Mises stress distribution nephogram (b) Mises stress distribution curve

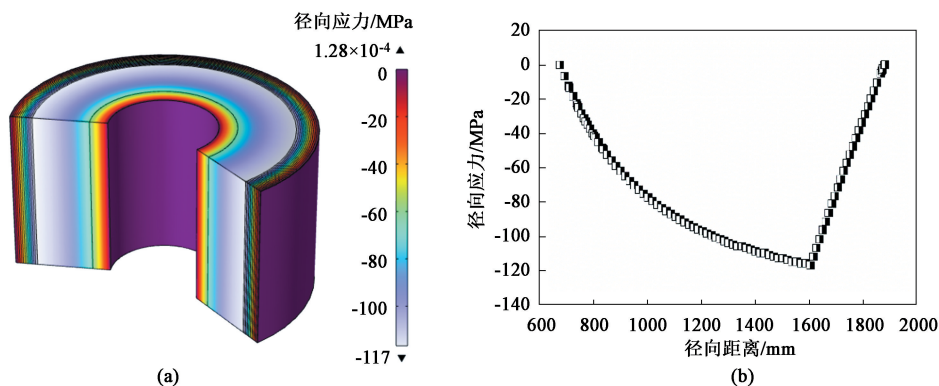


图9 去除内衬的挤压筒的径向应力分布

(a) 应力分布云图 (b) 应力分布曲线

Fig. 9 Radial stress distribution of extrusion cylinder with removal of inner liner

(a) Stress distribution nephogram (b) Stress distribution curve

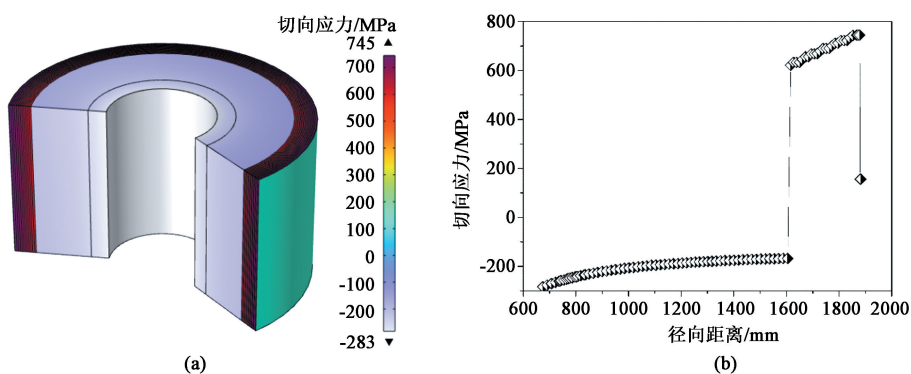


图10 去除内衬的挤压筒的切向应力分布

(a) 应力分布云图 (b) 应力分布曲线

Fig. 10 Tangential stress distribution of extrusion cylinder with removal of inner liner

(a) Stress distribution nephogram (b) Stress distribution curve

$$P_{kd} = \frac{2E}{1-\mu^2} \left(\frac{r_3 - r_2}{r_3 + r_2} \right)^3 \quad (2)$$

式中: r_2 和 r_3 分别为中衬的内半径和外半径。

若取安全系数 n 为 2, 则有:

$$\sigma_{\text{grd}} < \frac{P_{kd}}{n} = \frac{E}{(1-\mu^2)} \left(\frac{r_3 - r_2}{r_3 + r_2} \right)^3 \quad (3)$$

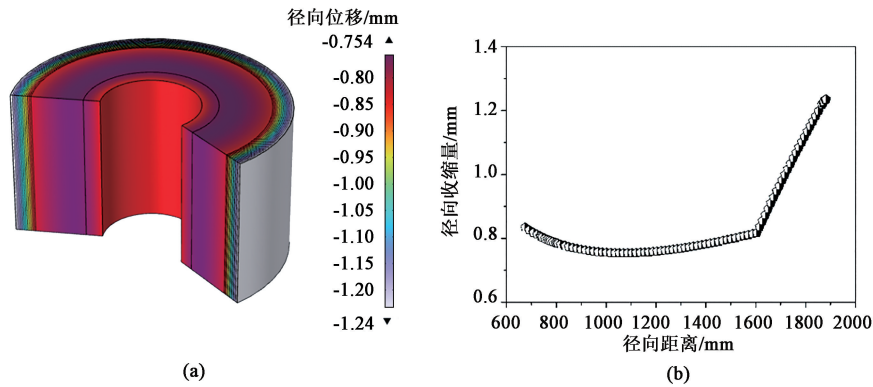


图 11 去除内衬的挤压筒的径向收缩量分布
(a) 径向收缩量云图 (b) 径向收缩量曲线
Fig. 11 Radial shrinkage amount distribution of extrusion cylinder with removal of inner liner
(a) Radial shrinkage nephogram (b) Radial displacement shrinkage amount curve

式中： σ_{grd} 为作用在中衬外表面的面压，计算结果如表 2 所示。

从表 3 中可以看出，在钢丝预紧状态下，去除内衬后， $\sigma_{\text{grd}} \ll P_{\text{kd}}/2$ ，因此，挤压筒的中衬不会发生弹性失稳。

表 2 中衬失稳状态分析结果

$\sigma_{\text{grd}}/\text{MPa}$	P_{kd}/MPa	结果
62.1	1339.2	安全

1.3.3 内衬压入过程的载荷分析

为了满足更换内衬后挤压筒的预紧能力要求，应将带有不同名义过盈量的内衬压入处于预紧状态下的挤压筒的中衬中^[12-13]。由图 11 可知，当名义过盈量为 0.83 mm 时，无载荷状态下的内衬和中衬恰好为挤压筒缠绕前的状态，挤压筒中衬和内衬的间隙为 0.2 mm，按此名义过盈量将内衬压入挤压筒

后可达到挤压筒缠绕后的应力状态，即内衬与中衬的实际过盈量为 0.63 mm。因此，为了满足上述钢丝缠绕预紧多层间隙配合挤压筒的设计要求，确定在内衬压入过程中，无载荷状态下，内衬与预紧中衬的实际过盈量的范围为 0~0.83 mm。另外，在工程实践过程中，可在内衬与中衬接触面采取一定的润滑措施，比如加入适量 MoS₂ 固体润滑剂，以减小接触面的摩擦因数，进而降低内衬压入载荷，避免内衬在压入过程中发生失稳变形。这里将挤压筒内衬与中衬接触面的摩擦因数设定为 0.12，其余接触面的摩擦因数保持不变。那么，在预紧状态下，挤压筒内衬压入中衬过程中压入载荷随压入深度的变化关系如图 12 所示。从图 12 中可以看出，随着压入深度的增加，压入载荷呈近似线性增长的趋势。而且，名义过盈量越大，压入载荷的增加速度就越快。当实际过盈量为 0.63 mm 时，理论上内衬的最大压入载荷为 34215 kN。

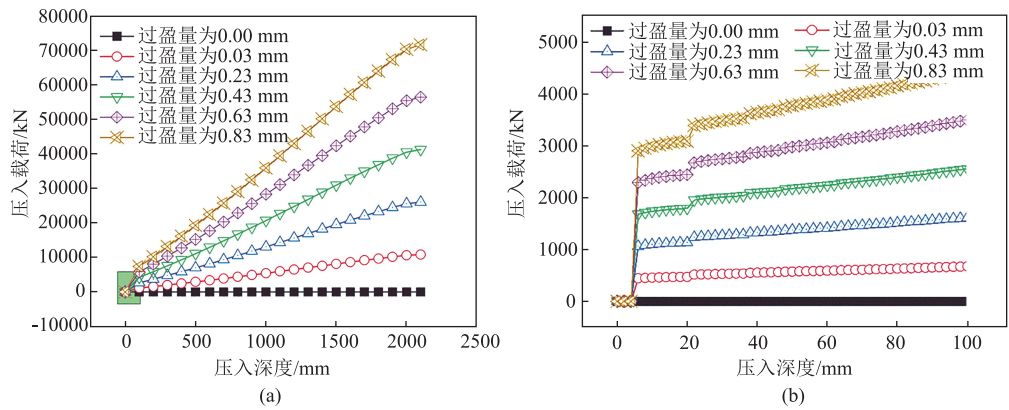


图 12 压入载荷随压入深度的变化曲线 (a) 和局部放大图 (b)
Fig. 12 Changing curves (a) and local enlarged view (b) of pressing load with pressing depth

1.3.4 内衬压入过程的应力状态和位移分析

经过有限元模拟分析, 挤压筒压入内衬后的 Mises 应力分布规律与去除内衬前的应力分布相同。图 13 为挤压筒压入内衬后内衬和中衬的收缩量与过盈量的变化关系。从图 13 中可以看出, 当实际过盈量为 0.63 mm 时, 内衬压入挤压筒后, 内衬的内壁半径收缩量为 0.53 mm, 与钢丝缠绕挤压筒的收缩量一致; 中衬内壁半径扩张量为 0.13 mm, 与去除内衬后挤压筒中衬的收缩量一致。

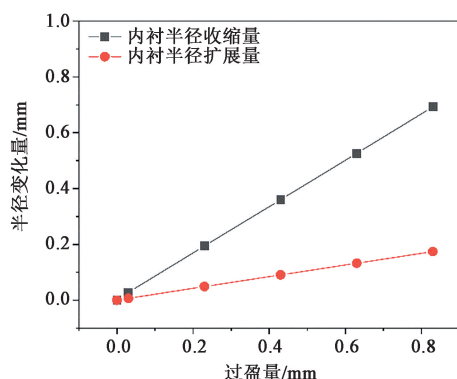


图 13 挤压筒压入内衬后内衬和中衬的收缩量与过盈量的变化曲线

Fig. 13 Variation curves between shrinkage amount and interference amount of inner and middle liner with pressing of inner liner into extrusion cylinder

2 挤压筒内衬高效更换的工程实践

2.1 失效挤压筒内衬取出

预应力钢丝缠绕的挤压筒因内衬损坏而失效, 经过有限元计算分析, 在预紧状态下将内衬取出后压装一个新内衬进入挤压筒中衬内, 在一定过盈量的作用下达达到预紧状态。首先, 需将失效的内衬在不损坏中衬的情况下取出。

2.2 内衬外表面的尺寸优化设计

为了满足更换内衬后挤压筒的预紧能力要求, 应将带有不同名义过盈量的内衬压入处于预紧状态下的挤压筒中衬中。综合考虑预紧力和内衬压装力, 以及挤压筒挤压时热金属坯料在挤压筒中上部分变形的情况, 将内衬的过盈量设计为 0.63 mm。为了方便内衬的压入, 内衬外表面与中衬内表面间的接触面应增加 1 : 2100 的锥度。

2.3 预紧状态中衬和新内衬的加工

挤压筒失效的内衬取出后, 挤压筒中衬内表面长期受内衬挤压而产生变形, 需要机械加工保证尺寸精度。内衬需要根据中衬内表面的加工尺寸而确定。因此, 首先需对挤压筒中衬进行加工, 中衬在挤压筒

内, 整个质量在 150 t 以上, 外衬 (含缠线钢丝) 外直径为 $\Phi 3765$ mm, 中衬内径大于 $\Phi 1000$ mm, 高度为 2100 mm。由于高度达 2100 mm, 立式车床的刀杆从上向下加工时易产生振动以及挠度, 尤其是在最下部刀杆会产生较大变形, 为保证加工精度, 中衬和内衬加工到要求尺寸前留 0.20 mm 加工余量, 通过抛光轮加工至图纸要求尺寸, 中衬内表面和内衬外表面的表面粗糙度需优于 $3.2 \mu\text{m}$, 中衬内表面加工情况见图 14。

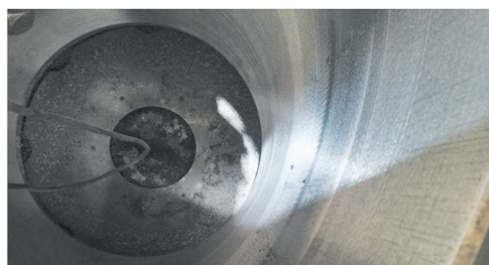


图 14 中衬内表面加工

Fig. 14 Machining of inner surface of middle liner

2.4 缠绕预紧状态更换内衬的压装

将加工好的挤压筒内衬过盈配合压装至处于预紧状态的挤压筒内, 一是要有足够的压装力, 二是要保证内衬和挤压筒中衬的同轴度, 否则内衬将镶在中衬中, 造成压装失败。在上述充分研究的基础上, 利用 3.6 万吨挤压机的装备能力和生产过程中使用的挤压工装, 设计出一套用于挤压筒内衬压装的工装, 如图 15 所示。

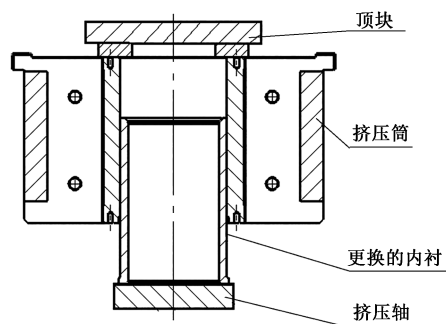


图 15 内衬压装工装示意图

Fig. 15 Schematic diagram of press-fitting assembly for inner liner

压装时挤压机控制压装速度 $\leq 5 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$, 整个压装过程中的最大压力为 39520 kN, 内衬内壁半径经测量较压装前收缩 0.45 mm, 与模拟计算结果基本相同, 压装过程见图 16。压装力较模拟分析的压装力大, 原因可能是内衬和中衬表面加工的粗糙度与计算所用的摩擦因数存在差异以及尺寸加工精度偏差造成的。内衬内壁半径的收缩量较模拟分析的减小, 原因为: (1) 新内衬的强度比模拟计算设计的强度



图 16 挤压筒内衬压装过程

Fig. 16 Press-fitting process of inner liner for extrusion cylinder

高；(2) 失效的挤压筒经过长期使用，缠绕的钢丝存在应力松弛现象，使中衬对内衬的预紧力降低。

3 挤压筒工程使用效果验证

该规格的挤压筒于 2021 年完成压装修复再制造，已累计使用挤压无缝钢管超过 3000 支，内衬表面质量仍完好，处于正常使用状态。

4 结论

(1) 钢丝预应力缠绕的重型挤压筒经过有限元模拟计算和工程实践验证，去除内衬后的挤压筒不会发生弹性失稳，可以采用重新压装新内衬的方法对失效的挤压筒进行修复再制造。

(2) 经有限元模拟分析计算，压装新内衬的压装力与新内衬和中衬的过盈量呈近似线性增长的趋势，当实际过盈量为 0.63 mm 时，压装内衬的挤压筒应力状态与钢丝预应力缠绕新挤压筒的相同，所需的压装力为 3489 t。

(3) 在工程实践中，新内衬和中衬通过机械加工获得过盈量 0.63 mm，利用 3.6 万吨挤压机和工模具实现了重型缠绕挤压筒再制造，实际压装力为 4030 t。挤压筒经过长期使用考核，效果良好。

参考文献：

- [1] 3.6 万吨黑色金属垂直挤压机成套装备 [J]. 国防科技工业, 2015 (7): 48.
36,000-ton ferrous metal vertical extrusion press complete equipment [J]. National Defence Science & Technology Industry, 2015 (7): 48.
- [2] 刘长勇. 重型钢丝缠绕黑色金属挤压筒及挤压工艺研究 [D]. 北京: 清华大学, 2011.
Liu C Y. Research on Heavy-duty Wire-wound Ferrous Metal Extrusion Container and Extrusion Process [D]. Beijing: Tsinghua

University, 2011.

- [3] 刘长勇, 张磊, 林峰, 等. 钢丝缠绕黑色金属挤压筒的设计 [J]. 机械工程学报, 2013, 49 (8): 78-83.
Liu C Y, Zhang L, Lin F, et al. Design of steel wire wound extrusion containers for steel hot extrusion process [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49 (8): 78-83.
- [4] 陈明. H13 钢挤压筒、模具磨损失效行为分析 [J]. 甘肃科技纵横, 2023, 52 (2): 31-34.
Chen M. Analysis of wear failure behavior of H13 steel extrusion container and die [J]. Gansu Science and Technology Information, 2023, 52 (2): 31-34.
- [5] 王霞, 荆志龙. 挤压筒内衬纵向开裂原因分析 [J]. 物理测试, 2023, 41 (1): 25-30.
Wang X, Jing Z L. Cause analysis of longitudinal cracking of extrusion cylinder lining [J]. Physics Examination and Testing, 2023, 41 (1): 25-30.
- [6] 宋宗焘. 大型挤压筒复杂服役条件下蠕变疲劳损伤机理与寿命预测 [D]. 重庆: 重庆大学, 2015.
Song Z T. Creep-fatigue Damage Mechanism and Lifetime Prediction of Large Extrusion Container under Complicated Service Conditions [D]. Chongqing: Chongqing University, 2015.
- [7] 李进, 董海防, 马良涛, 等. 双层厚壁圆筒过盈装配时的应力解析解 [J]. 机械设计与制造, 2020 (3): 229-232.
Li J, Dong H F, Ma L T, et al. Stress analytic solution of double thick wall cylinder during interference assembly [J]. Machinery Design & Manufacture, 2020 (3): 229-232.
- [8] 李永亮, 高素荷. 挤压机挤压筒过盈配合接触问题的有限元分析 [J]. 科技创新与生产力, 2015 (7): 68-70.
Li Y L, Gao S H. The finite element machine extrusion cylinder with interference analysis of contact problems of extrusion [J]. Sci-tech Innovation and Productivity, 2015 (7): 68-70.
- [9] 黄胜, 田怀前, 柴星, 等. 重型挤压机三层挤压筒装配应力计算及应用 [J]. 中国重型装备, 2023 (3): 6-9.
Huang S, Tian H Q, Chai X, et al. Assembly stress calculation and application of tri-layered extrusion container of heavy-duty extruder [J]. China Heavy Equipment, 2023 (3): 6-9.
- [10] 叶涛. 预应力钢丝缠绕超高压液压缸的结构设计 [D]. 扬州: 扬州大学, 2017.
Ye T. Structural Design of Pre-stressed Steel Wire Wound Hydraulic Cylinder [D]. Yang Zhou: Yangzhou University, 2017.
- [11] 余其成. 钢丝缠绕扁挤压筒结构优化设计及其有限元分析 [D]. 淮南: 安徽理工大学, 2022.
Yu Q C. Structural Optimization Design and Finite Element Analysis of Steel Wire Wound Flat Extrusion Cylinder [D]. Huai'nan: Anhui University of Science and Technology, 2022.
- [12] 董永刚, 黄鑫磊, 宋剑锋, 等. 基于有限元仿真及局部应力应变法的组合式支承辊套内外表面疲劳寿命预测 [J]. 塑性工程学报, 2021, 28 (3): 198-204.
Dong Y G, Huang X L, Song J F, et al. Fatigue life prediction of inner and outer surface of composite back-up roller sleeve based on finite element simulation and local stress strain method [J]. Journal of Plasticity Engineering, 2021, 28 (3): 198-204.
- [13] 于泓, 周杰, 黄界. 超长过大过盈组合厚壁圆筒装配方法研究及应用 [J]. 中国重型装备, 2022 (4): 85-89.
Yu H, Zhou J, Huang J. Study on and application of assembly methods of extra-long large-interference combined thick wall cylinder [J]. China Heavy Equipment, 2022 (4): 85-89.