

热-机械载荷作用下的挤压筒低周疲劳计算

苏 芳^{1,2}, 王晓国^{1,2}, 任银银^{1,2}, 周改丽^{1,2}

(1. 太原重工股份有限公司 技术中心, 山西 太原 030024; 2. 太重(天津)滨海重型机械有限公司 技术中心, 天津 300452)

摘要: 为了研究挤压筒结构的疲劳破坏情况, 根据循环应力状态及破坏时局部发生塑性变形的特点, 认为挤压筒的疲劳失效属于低周疲劳 (LCF)。建立挤压筒热-机械耦合数值模型, 施加热载荷、装配载荷以及工作载荷, 进行瞬态热-结构静力学分析并找出结构可能发生破坏的危险点。绘制此危险点的应力历程曲线及循环应力-应变曲线。使用诺伯修正公式对局部应力-应变的关系作近似估算。代入由结构几何形状和材料确定的 LCF 参数, 计算危险点的局部应力与应变。基于局部应力应变情况, 使用兰德格拉夫损伤公式计算结构发生疲劳破坏的载荷循环次数, 结果表明, 计算得出的载荷循环次数与挤压筒内衬的实际服役寿命一致。

关键词: 挤压筒; 热-机械载荷; 低周疲劳; 过盈装配; 局部应力-应变法

DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2025.07.024

中图分类号: TG375 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-3940 (2025) 07-0192-06

Low cycle fatigue calculation on extrusion cylinder under thermo-mechanical load

Su Fang^{1,2}, Wang Xiaoguo^{1,2}, Ren Yinyin^{1,2}, Zhou Gaili^{1,2}

(1. Technology Center, Taiyuan Heavy Industry Co., Ltd., Taiyuan 030024, China;

2. Technology Center, TZ (Tianjin) Binhai Heavy Machinery Co., Ltd., Tianjin 300452, China)

Abstract: In order to study the fatigue failure of extrusion cylinder structure, according to its cyclic stress state and the characteristics of local plastic deformation during failure, it was considered that the fatigue failure of extrusion cylinder belonged to the low cycle fatigue (LCF), and the thermo-mechanical coupling numerical model of extrusion cylinder was established. Then, the thermal load, assembly load and working load were applied to perform transient thermal-structure static analysis and find the dangerous point where the structure was damaged, and the stress history curve and cyclic stress-strain curve of the danger point were plotted. Furthermore, the local stress-strain relationship was estimated by using Norbert correction formula, and the local stress and strain at the danger point were calculated by substituting LCF parameters determined by the structural geometry and material. Finally, based on the local stress and strain conditions, the number of load cycles at which the fatigue failure of the structure occurred was calculated by using Landgraf damage formula. The result shows that the calculated number of load cycles is consistent with the actual service life of extrusion cylinder lining.

Key words: extrusion cylinder; thermo-mechanical load; low cycle fatigue; interference assembly; local stress-strain method

挤压筒是挤压设备中最昂贵的可更换挤压工具, 挤压筒的使用寿命对生产成本影响很大。挤压机工作时, 挤压筒内容纳高温坯料, 同挤压杆一起限制坯料的变形方向, 使受压后的坯料只能从模孔挤出^[1]。为了增加承载能力, 通常设计为过盈配合组装在一起的多层衬套结构^[2]。在挤压筒自身的制造过程中, 筒体结构承受装配应力和热应力; 制造完

成后进行挤压工作时, 还要承受筒内高温坯料产生塑性变形后流动对内壁的压力及摩擦, 且这个压力和摩擦随挤压工作循环而变化^[3-4]。由于载荷种类的复杂性、多样性及工作载荷的循环特性, 挤压筒结构极易发生疲劳损伤。徐俊峰^[5]研究了挤压筒的磨损机理及其影响因素; 朱振强等^[6]研究了应变幅对热作模具钢等温疲劳行为的影响; 徐国财等^[7]建立了多物理场耦合数值模型, 研究热-机械载荷作用下 H13 钢的力学响应行为, 并使用电-液疲劳伺服试验机进行试验验证。

考虑到挤压筒通常的使用工作循环次数约为 $N \times 10^5$, 即产生裂纹而发生疲劳破坏, 并且在破坏位置 (通常为内壁) 可以观测到明显的塑性变形^[8-12],

收稿日期: 2024-07-19; 修订日期: 2024-10-24

基金项目: 天津市科技领军 (培育) 企业认定及支持项目 (20YDLGX00290); 天津市“项目+团队”重点培养专项 (XC202050)

作者简介: 苏 芳 (1985-), 女, 硕士, 高级工程师

E-mail: sufang@tz.com.cn

因此,传统的基于应力-疲劳寿命曲线(即 $S-N$ 曲线)的寿命计算方法^[13](适用于不发生塑性变形情况下的骤然断裂,循环基数 $N_0 = 1 \times 10^7$)对挤压筒的疲劳的计算并不准确。本文建立了热-机械载荷作用下的挤压筒有限元模型,计算得到挤压筒结构在挤压工作过程中的应力状态。根据结构的应力状态及破坏规律,认为挤压筒的疲劳失效属于低周疲劳(Low Cycle Fatigue, LCF),应使用局部应力-应变法^[14]进行筒结构的疲劳损伤及寿命评估。

1 挤压筒结构热-机械耦合数值模型

1.1 挤压筒基本结构及有限元模型

挤压筒采用多层衬套装配的结构形式,这样的设计使结构的应力分布更加均匀,降低了应力峰值;挤压筒材料为热作模具钢,价格昂贵,使用中出现磨损可以更换相应衬套而不需要更换整个挤压筒,减少挤压生产成本;结构分成多件衬套也方便加工和热处理。但层数越多,挤压筒的装配工作越复杂,为平衡强度和装配工艺的要求,目前以3层衬套的挤压筒最为常见。本文也以3层挤压筒为例进行计算分析。图1为36 MN铝挤压机的挤压筒,结构设计的三维剖视图如图2所示,挤压筒组件有3层衬套,即内衬、中衬和外套,各层衬套外径分别为 $\Phi 380$ 、 $\Phi 580$ 和 $\Phi 1250$ mm,筒的长度为1300 mm,加热装置设在外套结构上,挤压筒内孔直径为 $\Phi 260$ mm。

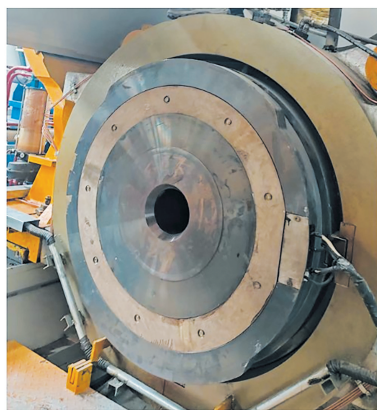


图1 36 MN铝挤压机挤压筒

Fig. 1 Extrusion cylinder of 36 MN aluminum extrusion press

挤压筒为对称结构,为节约计算资源,使用1/4有限元模型并附加对称面位移约束代替全结构进行仿真;建模时对结构进行简化,忽略挤压筒上的加热孔、定位键、螺栓孔等小结构特征,建立内

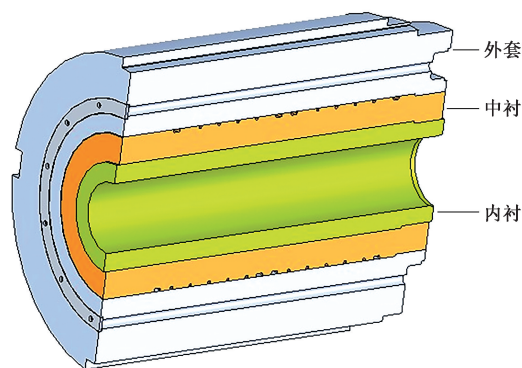


图2 挤压筒结构示意图

Fig. 2 Schematic diagram of extrusion cylinder structure

衬、中衬、外套3个零件模型并组装成一个装配体。挤压筒内衬材料为H13热作模具钢,中衬及外套材料选用5CrNiMo钢。各层结构受装配载荷、工作载荷、热载荷等作用会产生变形(毫米级),且各层变形程度相差不大(没有到数量级的差别),根据各层材料及变形情况,层间的接触设置为柔体间接触,3个接触体均为变形体。

为尽量避免因单元质量产生的计算误差,使用映射(Mapped)网格划分方法生成六面体的3D实体单元。每个单元有8个节点,每个节点都有6个自由度,分别为3个平动自由度($UX/UY/UZ$)和3个转动自由度($ROTX/ROTY/ROTZ$)。映射网格划分的方法使结构上的单元排列规则整齐,单元分布从外到内逐渐密集,同结构的应力分布情况基本一致。注意控制各层单元的节点位置,使内衬、中衬及外套在圆周及筒的长度方向有同样的单元数且相邻层面上的节点处于同一位置(图3),以生成尽可能多且均匀分布的接触对(Contact Pairs)。

1.2 挤压筒热载荷的施加

挤压筒在工作前需预热,在工作中应保温,以减小筒内坯料流动的不均匀性,也使筒结构避免过于激烈的热冲击。理论上,筒结构的温度应基本接近被挤压金属的温度。以铝合金挤压为例,坯料温度一般控制在450℃左右,计算时也认为筒结构温度为450℃。但是由于过盈装配(首先将内衬推入经过预热的中衬,冷却并对中衬的外表面进行精加工后再装入经过预热的外套中)时选用的过盈量是室温下(约20℃)测得的,筒结构使用材料的力学特性(屈服强度、杨氏模量、热膨胀系数等)在不同温度下变化明显,因此,计算时不能只考虑结构在450℃时的状态,也要考虑过盈装配体从20℃到450℃的变化。因此,计算前设置H13钢和

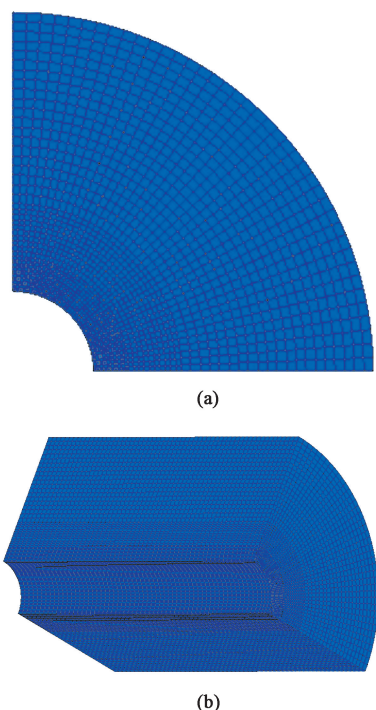


图 3 挤压筒的有限元模型
(a) 正视图 (b) 轴向侧视图
Fig. 3 Finite element model of extrusion cylinder
(a) Front view (b) Axial side view

5CrNiMo 钢从 20 ℃ 到 450 ℃ 的屈服强度、杨氏模量、热膨胀系数等力学特性并分别赋予相应衬套单元。计算时初始状态设置为 20 ℃，将工作温度 450 ℃ 作为热分析的温度加载条件。

1.3 挤压筒机械载荷的施加

挤压筒受到的机械载荷有两类：过盈装配产生的装配载荷；挤压工作过程中坯料流动产生的压力和摩擦。

装配载荷通过直接设置有限元模型中变形体间的过盈配合量来施加（另一个施加方法是设置初始应力）。这样设置的好处是：出现穿透的节点（过盈配合面上的节点）的位置没有被重新定位，而是在接触的节点上产生一个距离向量，这个向量基于关关节点的位移和转动被持续更新，计算速度比设置初始应力法更快且由过盈造成的变形体的应力分布更加均匀；缺点是不能直接观察到接触体间的过盈状态及节点穿透情况，需要在后处理时根据提取的节点位移信息具体分析。

挤压工作过程中，因坯料流动作用在筒内孔的单位径向压力，由于坯料与筒内壁摩擦力的存在，并不完全等于挤压力对坯料的单位轴向压力（即挤压力 P /孔横截面积 A ），而是沿筒的长度方向逐渐

减小。对于筒内壁上的某一点，在挤压工作时所受工作面压是从空载逐渐增大至满载并循环的过程。因此，工作载荷对筒结构的影响也需要考虑整个加载过程。由于热-结构耦合分析计算量的限制，取最大设计挤压力 P_{\max} 的 10%、20%、30% 直至 100% 代替全过程加载进行计算。

2 挤压过程中筒的危险部位的局部应力与应变

2.1 筒的危险部位节点的选取

建立挤压筒有限元模型，设置边界条件并加载，进行瞬态热-结构静力学分析，提取结构应力及内衬变形趋势作相应云图（图 4~图 7）。

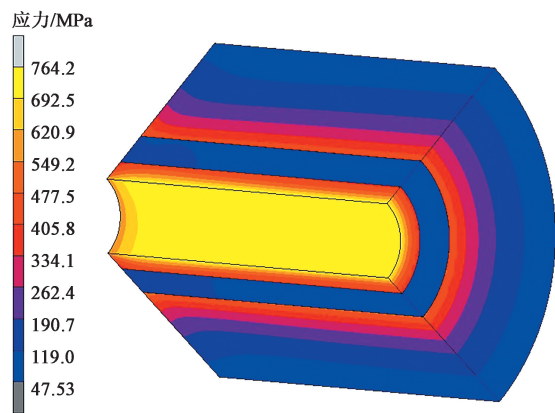


图 4 挤压筒预热后空载时的应力状态
Fig. 4 Stress state of extrusion cylinder in unloaded condition after preheating

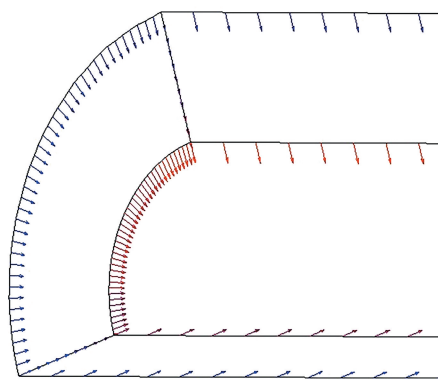


图 5 挤压筒预热后空载时内衬变形趋势
Fig. 5 Deformation trend of inner liner for extrusion cylinder in unloaded condition after preheating

图 4 为挤压筒预热后空载时的应力状态，内衬应力整体较大，在 453.4~764.2 MPa 之间；外套应力在 108.4~436.7 MPa 之间；中衬应力最小，结构

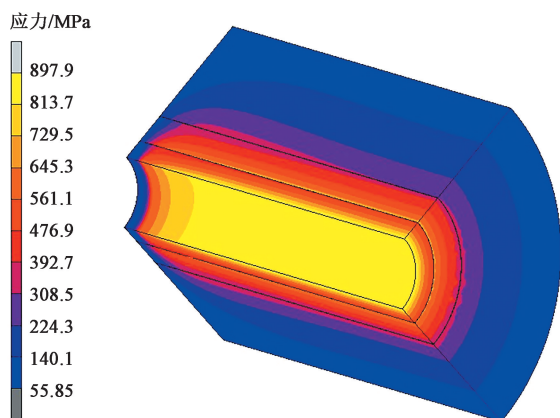


图6 挤压筒满载时的应力状态

Fig. 6 Stress state of extrusion cylinder in full-loaded condition

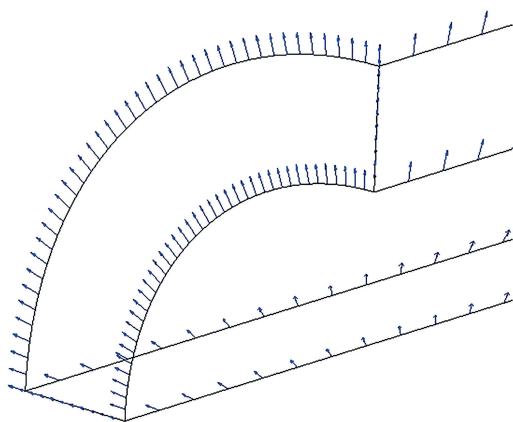


图7 挤压筒满载时内衬变形趋势

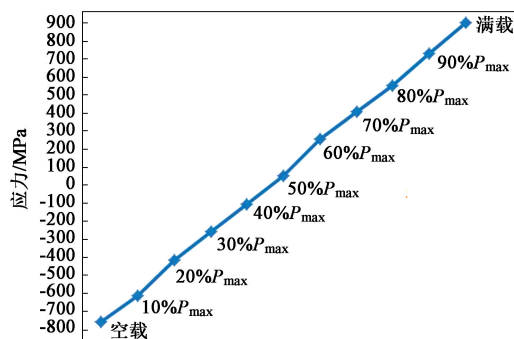
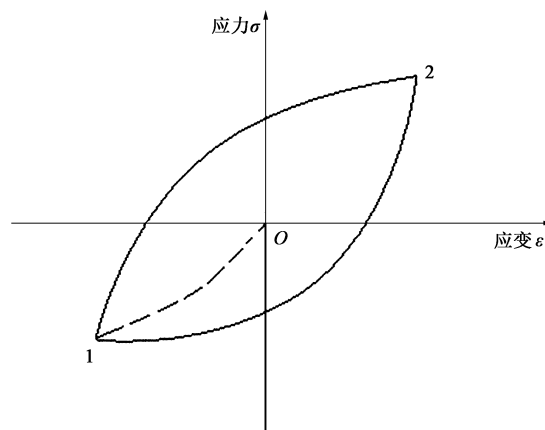
Fig. 7 Deformation trend of inner liner for extrusion cylinder in full-loaded condition

各点均低于 130 MPa。图 5 为挤压筒预热后空载时内衬的变形趋势,可以看出,空载时在装配载荷的作用下,内衬受压向轴心方向变形,内衬所受应力为压应力。图 6 为挤压筒满载时的应力状态,内衬应力整体仍较大,在 573.5~897.9 MPa 之间;中衬应力在 418.4~729.9 MPa 之间;外套应力最小,结构各点均低于 320 MPa。图 7 为挤压筒满载时内衬的变形趋势,可以看出,满载时在装配载荷和工作载荷的共同作用下,内衬受拉而向外套方向变形,内衬所受应力为拉应力。内衬内壁是两种极端工况下应力最大值的所在位置,空载时受压,满载时受拉,即挤压筒可能发生破坏的危险位置。因此,在筒内壁上选一节点 Q ,提取其在挤压工作过程中的应力值,使用局部应力-应变法对结构进行低周疲劳计算。

2.2 危险部位应力及应变

挤压筒预热后,空载时受过盈装配的载荷作用,

内壁上的节点 Q 承受压应力;挤压工作开始后,过盈装配载荷与挤压工作载荷共同作用,坯料传递的径向工作压力会抵消一部分过盈装配载荷产生的压应力;挤压力逐渐增大(计算时取 $10\%P_{\max}$ 、 $20\%P_{\max}$ 、 $30\%P_{\max}$ 直至满载),节点 Q 的应力状态也随之改变,逐渐由受压转为受拉,之后拉应力继续增大,直至满载时节点 Q 承受整个挤压工作过程的最大拉应力。设拉应力为正、压应力为负,节点 Q 的应力历程如图 8 所示,使用诺伯法作局部循环应力-应变曲线,如图 9 所示,其中,1 点为空载时的应力、应变,2 点为满载时的应力、应变。

图8 节点 Q 的应力历程Fig. 8 Stress history of node Q 图9 节点 Q 的循环应力-应变曲线Fig. 9 Cyclic stress-strain curve of node Q

局部应力-应变法认为,在疲劳强度问题中,材料的本构关系应由循环应力-应变曲线确定。材料的滞回线形状是通过循环应力-应变曲线(σ - ϵ 曲线)来描述的。根据滞回线和结构的有效应力集中系数 K_σ ,确定局部应力-应变响应^[14]。

循环上升段、下降段的滞回线方程分别为式(1)、式(2):

$$\frac{\varepsilon - \varepsilon_r}{2} = \frac{\sigma - \sigma_r}{2E} + \left(\frac{\sigma - \sigma_r}{2K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \quad (1)$$

$$\frac{\varepsilon_r - \varepsilon}{2} = \frac{\sigma_r - \sigma}{2E} + \left(\frac{\sigma_r - \sigma}{2K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \quad (2)$$

式中: σ 、 ε 为局部应力、应变; σ_r 、 ε_r 为峰值点的应力、应变; n' 为循环应变硬化指数; K' 为循环强化指数; E 为材料弹性模量。

式 (1) 和式 (2) 也可以合并写作循环应力-应变曲线的方程式, 见式 (3)。

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\Delta\sigma}{2E} + \left(\frac{\Delta\sigma}{2K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \quad (3)$$

式中: $\Delta\varepsilon$ 、 $\Delta\sigma$ 分别为峰值点的应变 ε_r 、应力 σ_r 与局部应变 ε 、应力 σ 的差值的绝对值, 即 $\Delta\varepsilon = |\varepsilon_r - \varepsilon|$,

$\Delta\sigma = |\sigma_r - \sigma|$; ε_a 为总应变幅, $\varepsilon_a = \frac{\Delta\varepsilon}{2}$, 包括弹性应

变分量 ε_e 和塑性应变分量 ε_p , $\varepsilon_e = \frac{\Delta\sigma}{2E}$, $\varepsilon_p =$

$$\left(\frac{\Delta\sigma}{2K'} \right)^{\frac{1}{n'}}。$$

设名义应力幅度为 Δs 。用诺伯修正公式 (式 (4)) 对局部应力-应变的关系作近似估算:

$$\Delta\sigma\Delta\varepsilon = \frac{K_\sigma^2(\Delta s)^2}{E} \quad (4)$$

3 挤压筒低周疲劳寿命的计算

使用局部应力-应变法进行筒结构的疲劳损伤及寿命评估。危险点所在的内衬使用材料为 H13 钢, 化学成分 (% , 质量分数) 为: C 含量 0.32~0.42、Mn 含量 ≤ 0.4 、Si 含量 0.8~1.2、S 含量 ≤ 0.03 、P 含量 ≤ 0.03 、Cr 含量 4.5~5.5、Mo 含量 1.0~1.5、V 含量 0.3~0.5。热处理工艺为: 淬火 (1000~1050 $^{\circ}\text{C}$) + 油冷 + 二次回火 (580 $^{\circ}\text{C}$) + 空冷。由于挤压筒工作温度为 450 $^{\circ}\text{C}$, 因此, 使用材料 H13 钢在 450 $^{\circ}\text{C}$ 时的力学性能, 即抗拉强度 $R_m = 1350 \text{ MPa}$, 屈服强度 $R_{eL} = 1080 \text{ MPa}$, 断面收缩率 $A = 62\%$, 弹性模量 $E = 181000 \text{ MPa}$, 循环强化指数 $K' = 1695 \text{ MPa}$, 疲劳强度系数 $\sigma'_f = 1407 \text{ MPa}$, 疲劳塑性系数 $\varepsilon'_f = 0.39$, 疲劳强度指数 $b = -0.13$, 疲劳塑性指数 $c = -0.51$ 。危险点所在的挤压筒内壁横截面为圆孔, 有效应力集中系数 K_σ 趋近于 1, 但考虑到制造加工产生的误差 (如配合面精度不够), 各

层衬套间有配合小台阶、螺栓孔、定位键以及挤压工作时挤压垫刮擦等影响应力均匀分布的因素, 计算时取 $K_\sigma = 1.15$ 。

从应力-应变零点 (图 8 中原点 O) 到 1 点的过程中, $\Delta\sigma$ 的数值等于装配后空载时应力 764.2 MPa, 则名义应力幅度 $\Delta s = 764.2 \text{ MPa}$, 根据式 (4) 求出 $\Delta\varepsilon = 0.00558$, 即 1 点的局部应力和应变分别为 $\sigma = 764.2 \text{ MPa}$ 、 $\varepsilon = 0.00558$ 。

从 1 点到 2 点的加载过程, $\Delta s = 897.9 + 764.2 = 1662.1 \text{ MPa}$, 求出 2 点的 $\Delta\varepsilon = 0.01214$ 。结合上一步结果计算出 2 点的局部应力 $\sigma = 897.9 \text{ MPa}$, 局部应变 $\varepsilon = 0.00656$ 。2 点的局部应变包含弹性应变分量 $\varepsilon_e = \frac{\Delta\sigma}{2E} = 0.00459$ 和塑性应变分量 $\varepsilon_p = 0.00197$ 。

Landgraf R W 认为损伤由 ε_p 与 ε_e 的比值控制^[14]。每个局部应变 $\Delta\varepsilon$ 造成的损伤为:

$$\frac{1}{N} = 2 \left(\frac{\sigma'_f}{E\varepsilon'_f} \times \frac{\Delta\varepsilon_p}{\Delta\varepsilon_e} \right)^{\frac{1}{b-c}} \quad (5)$$

式中: N 为疲劳破坏时的载荷循环次数; $\Delta\varepsilon_p$ 为塑性应变幅; $\Delta\varepsilon_e$ 为弹性应变幅。

计入平均应力 σ_m 的影响, 修正后的兰德格拉夫损伤公式见式 (6):

$$\frac{1}{N} = 2 \left(\frac{\sigma'_f}{E\varepsilon'_f} \times \frac{\Delta\varepsilon_p}{\Delta\varepsilon_e} \times \frac{\sigma'_f}{\sigma'_f - \sigma_m} \right)^{\frac{1}{b-c}} \quad (6)$$

平均应力 $\sigma_m = (-764.2 + 897.9)/2 = 66.85 \text{ MPa}$, 同其他参数一起代入式 (6), 求得疲劳破坏时的载荷循环次数 $N = 121604$ 。所计算的 36 MN 铝挤压机每天的挤压工作循环约为 200 次, 因此, 挤压筒寿命为 20 个月左右。实际上此挤压筒使用两年后内壁出现明显塑性变形及裂纹, 发生疲劳破坏, 不能再进行挤压工作, 需要更换内衬。

由挤压筒低周疲劳计算结果可以看出, 挤压筒满压工作时局部最大应力在 900 MPa 左右时, 考虑制造误差及挤压垫刮擦, 疲劳破坏次数约为 10^5 个工作循环。频繁更换内衬代价高昂, 设计时可以考虑降低内衬局部应力以提高挤压筒使用寿命。降低局部应力的方法有降低工作挤压力、改变衬套分层比例、增大挤压筒外径等。

4 结论

(1) 根据挤压筒工作过程中的应力状态及破坏规律, 认为挤压筒的疲劳失效属于低周疲劳。

(2) 建立了热-机械载荷作用下的挤压筒有限元模型,使用局部应力-应变法对挤压筒结构进行疲劳损伤及寿命评估。

(3) 挤压筒工作时,结构内壁最大应力在900 MPa左右时,疲劳破坏次数约为 10^5 个工作循环。设计时应考虑降低工作挤压力、改变衬套分层比例、增大筒外径等方法和降低内衬局部应力以提高挤压筒使用寿命。

参考文献:

- [1] 刘莹莹,王庆娟. 金属挤压、拉拔工艺及工模具设计 [M]. 北京:冶金工业出版社,1920.
Liu Y Y, Wang Q J. Metal Extruding & Drawing Process and Mold Design [M]. Beijing: Metallurgical Industry Press, 1920.
- [2] 叶尔曼诺克,李西铭,张泳泉. 铝合金壁板挤压 [M]. 北京:国防工业出版社,1988.
Губкин С И, Li X M, Zhang L Q. Wide Flats Extrusion of Aluminum Alloy [M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1988.
- [3] 魏军. 金属挤压机 [M]. 北京:化学工业出版社,2006.
Wei J. Metal Extrusion Press [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2006.
- [4] 陈飞,魏科,党利,等. 薄壁矩形管铝型材分流挤压过程挤压力影响研究 [J]. 锻压技术,2023,48(12):129-137.
Chen F, Wei K, Dang L, et al. Study on influence of extrusion force during split extrusion process for thin-walled rectangular tube aluminum profile [J]. Forging & Stamping Technology, 2023, 48(12): 129-137.
- [5] 徐俊峰. 挤压筒磨损机理及其影响因素研究 [D]. 重庆:重庆大学,2019.
Xu J F. Study on Wear Mechanism of Extrusion Container and Its Influencing Factors [D]. Chongqing: Chongqing University, 2019.
- [6] 朱振强,宁辉,左鹏鹏,等. 应变幅对H13热作模具钢等温疲劳行为的影响 [J]. 工程科学学报,2021,43(5):656-662.
Zhu Z Q, Ning H, Zuo P P, et al. Effect of strain amplitude on the isothermal fatigue behavior of H13 hot work die steel [J]. Chinese Journal of Engineering, 2021, 43(5): 656-662.
- [7] 徐国财,黎军硕,左鹏鹏,等. 热-机械载荷下H13钢力学响应行为实验和数值分析 [J]. 材料导报,2020,34(4):08159-08178.
Xu G C, Li J W, Zuo P P, et al. Experimental and numerical study on mechanical response behavior of H13 steel under thermo-mechanical loading [J]. Material Reports, 2020, 34(4): 08159-08178.
- [8] 王艳鹏. 铝挤压机挤压工具制造 [J]. 装备制造技术,2018(2):185-187.
Wang Y P. The manufacture of extrusion tools for aluminum extrusion press [J]. Equipment Manufacture Technology, 2018(2): 185-187.
- [9] 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.
- [10] 朱元好. 铝型材挤压模具的结构优化与疲劳仿真分析 [D]. 烟台:烟台大学,2023.
Zhu Y H. Structure Optimization and Fatigue Simulation Analysis of Aluminum Profile Extrusion Die [D]. Yantai: Yantai University, 2023.
- [11] 李超越,刘志龙,梁晓捷. 挤压筒内衬开裂原因分析 [J]. 锻造与冲压,2023(11):72-74.
Li C Y, Liu Z L, Liang X J. Cause analysis of extrusion cylinder lining [J]. Forging & Metalforming, 2023(11): 72-74.
- [12] 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.
- [13] 刘鸿文. 材料力学(II) [M]. 北京:高等教育出版社,2017.
Liu H W. Mechanics of Materials (II) [M]. Beijing: Higher Education Press, 2017.
- [14] Landgraf R W, Richards F D, LaPointe N R. Fatigue life predictions for a notched member under complex load histories [J]. SAE, 1975: 112987340.

警惕不法网站,保障投稿安全

近期,本刊接到多名作者投诉,网络上出现冒充《锻压技术》杂志官方网站的伪网站,如www.dyjszz.cn,这些网站盗用本杂志官网内容及相关行业信息,误导和欺骗广大投稿作者,骗取文章版面费、套取作者文章及个人信息,侵犯了广大作者的切身权益。

特此声明,本刊唯一官方网站为www.fstjournal.net,投稿方式为网站注册登录投稿,不接受邮箱投稿。请作者投稿时务必认准杂志官方网站,谨防受骗。

本刊郑重声明伪网站相关人员尽快停止违法行为,否则将严肃对待,并将运用一切法律手段维护本刊的权利。

请广大读者协助本刊监督网络上的不法行为,一经发现,请联系本刊,本刊将及时处理,共同努力营造良好的期刊网络氛围。

《锻压技术》杂志联系方式:fst@263.net;010-62920652。

《锻压技术》编辑部