

输送机械关键部件优化设计分析

高闪闪

丹佛斯(天津)有限公司 天津 301700

摘要:为解决输送机械关键部件磨损、变形、疲劳断裂等故障问题,提升设备运行性能与服役寿命,本文以带式、螺旋、刮板输送机核心部件为研究对象,剖析其结构特性与失效机理。采用拓扑寻优、正交参数迭代、有限元校核的递进优化策略,确定最优结构优化方案。经仿真验证,优化后设备应力、变形显著降低,实现轻量化、低能耗目标,有效提升设备稳定性与经济性,具备良好工程推广价值。

关键词: 输送机械; 关键部件; 优化设计

引言: 输送机械是矿山、港口、化工等行业物料输送的核心设备,长期连续承载、受物料冲击与环境侵蚀,关键部件易出现磨损、断裂、变形等故障,导致设备停机、运维成本攀升、输送效率下降。为解决上述工程痛点,提升设备综合性能,本文聚焦输送机械核心部件,分析故障失效诱因,结合多种优化方法开展结构与参数优化设计,通过仿真验证优化效果,旨在为输送机械提质增效、节能降耗提供技术参考。

1 输送机械结构原理及关键部件故障分析

1.1 输送机械整体结构与工作原理

(1) 带式输送机主要由输送带、驱动滚筒、改向滚筒、托辊及张紧装置等组成;螺旋输送机由螺旋轴、螺旋叶片、料槽及驱动装置构成;刮板输送机则包含刮板链、溜槽、机头机尾及驱动部。各结构协同实现物料输送功能。(2) 设备依靠驱动装置提供动力,通过摩擦传动(带式)或强制推移(螺旋、刮板)使输送构件连续运行,实现物料沿指定路径稳定输送。运行工况具有连续、均匀、载荷相对稳定等特点,但受物料特性、环境温度及启制动冲击影响显著。(3) 运行性能核心评价指标包括输送能力、输送速度、功率消耗、运行可靠性及使用寿命,同时需关注振动噪声水平与能量利用效率。

1.2 关键部件选取及结构特性分析

(1) 滚筒、输送带、螺旋叶片、刮板链等部件的筛选依据为:功能重要性(直接影响输送效能)、失效频率(统计故障率)、维修成本及对整机安全性的影响程度。(2) 滚筒采用筒体与轴结构,承受扭转与弯曲组合载荷;输送带为弹性体,承受拉力与摩擦磨损;螺旋叶片呈连续螺旋面,承受物料挤压与扭矩;刮板链为多体铰接结构,承受拉伸与冲击载荷。(3) 关键部件参数直接决定整机输送效率、运行平稳性及寿命周期,如输送带张力影响打滑与跑偏,螺旋叶片螺距影响推进力与生

产率^[1]。

1.3 关键部件常见故障及失效机理分析

(1) 常见故障类型包括:滚筒轴承磨损、筒体变形;输送带撕裂、划伤、老化龟裂;螺旋叶片磨损变薄、弯曲变形、根部断裂;刮板链链环断裂、销轴磨损及链条伸长。(2) 失效机理涵盖:磨粒磨损(物料与金属表面相对运动)、接触疲劳(循环应力作用)、塑性变形(过载或冲击)、腐蚀老化(环境介质作用)及疲劳断裂(交变应力累积)。(3) 故障诱因与结构设计不合理的对应关系表现为:叶片倾角不当加剧磨损,输送带张紧行程不足导致打滑,链轮齿形设计不合理引发冲击断裂,滚筒壁厚过小导致筒体失稳变形。优化设计可有效抑制故障发生。

2 输送机械关键部件优化设计方案

2.1 优化设计理论与方法选型

(1) 机械结构优化设计以数学规划为核心,遵循强度准则、刚度准则、稳定性准则及经济性准则等基本理论,在满足功能要求前提下寻求结构性能最优解。核心原则包括:载荷传递路径最短化、材料分布最优化、应力分布均匀化及结构响应最小化。(2) 有限元分析法适用于复杂结构应力场、位移场求解,可精确计算关键部件在给定载荷下的力学响应,为优化提供数值依据;正交试验法适用于多变量耦合问题,通过设计正交表有效辨识各设计参数对目标性能的主效应与交互效应,显著减少试验次数;拓扑优化法适用于结构布局概念设计阶段,可在给定设计域内寻找最优材料分布方案。综合适配性分析表明:拓扑优化法适合全局概念寻优,有限元分析法用于方案精度校核,正交试验法用于尺寸参数精细调优,三者形成互补递进关系。(3) 本次优化整体思路为:“概念拓扑寻优→参数试验筛选→有限元校核验证”三阶段递进策略。技术准则包括:保持原有功能接

口不变、满足极限工况强度裕度 ≥ 1.5 、优化后质量降幅不低于8%、应力峰值下降 $\geq 15\%$ [2]。

2.2 优化设计变量、约束条件与目标函数确定

(1) 核心设计变量筛选: 几何尺寸类包括滚筒壁厚、筒体长度、螺旋叶片螺距及厚度、刮板链链环节距; 结构参数类包括筋板布置方式、加强肋数量和位置、托辊间距; 材料参数类包括输送带覆盖层材质、螺旋叶片用钢牌号、链条热处理硬度等级。(2) 约束条件设定: 强度约束要求最大等效应力不超过材料许用应力; 刚度约束限制滚筒挠度不超过轴跨的1/1000, 螺旋轴扭转角不超过 $0.3^\circ/\text{m}$; 质量约束上限为原机质量的92%; 能耗约束要求单位输送功率消耗降低 $\geq 5\%$; 同时需约束固有频率避开工作转速激励频率 $\pm 15\%$ 。(3) 以轻量化、高稳定性、低磨损为核心构建多目标函数: $\min F = w_1 \cdot (m/m_0) + w_2 \cdot (\sigma_{\max}/[\sigma]) + w_3 \cdot (\delta_{\max}/\delta_{\text{lim}}) + w_4 \cdot (P/P_0)$, 其中 $w_1 \sim w_4$ 为权重系数, m 为质量, $\sigma_{\max}$ 为最大应力, $\delta_{\max}$ 为最大变形, P 为功率消耗, 下标0为初始值 [3]。

2.3 关键部件结构优化具体设计

(1) 拓扑优化设计: 对滚筒腹板及筒体建立设计域, 以应变能最小为目标, 约束体积分数 $\leq 75\%$, 通过SIMP变密度法求解, 去除低密度区冗余材料, 材料向主传力路径聚集。螺旋叶片拓扑优化表明, 叶片根部及靠近轴颈区域为高应力区需保留材料, 外缘及非工作区域材料密度可降低。(2) 关键尺寸参数迭代优化: 基于正交试验设计 $L_{25}(5^6)$ 正交表, 安排螺旋叶片厚度、滚筒壁厚、加强圈间距、托辊间距、刮板链节距及张紧行程6个变量, 各取5水平, 通过有限元计算获得25组响应值, 采用极差分析和方差分析确定最优参数组合, 经3轮迭代后收敛。(3) 材料选型与局部强化: 滚筒筒体采用Q690高强度钢替代Q345, 壁厚减薄20%; 螺旋叶片工作面堆焊耐磨合金层(厚度3mm, 硬度HRC ≥ 58), 非工作面保持原材; 刮板链销轴采用20CrMnTi渗碳淬火处理; 轴承座增设环形加强筋, 局部倒角半径由R3增至R8以降低应力集中。

2.4 优化方案对比与初选

(1) 共设4组对比优化方案: 方案A为基准方案(仅调整壁厚尺寸); 方案B引入拓扑优化布局调整; 方案C在B基础上进行正交试验尺寸迭代; 方案D为综合优化(拓扑+尺寸+材料+强化)。关键参数对比如下: 质量降幅分别为5.2%、9.8%、11.3%、14.6%; 最大应力降幅为6.1%、14.5%、18.7%、22.4%; 最大变形降幅为3.8%、11.2%、15.6%、19.3%; 成本增幅分别为1.2%、3.5%、6.8%、10.5% [4]。(2) 结合工程实用性进行综合评分(性

能权重0.6、成本权重0.3、工艺可行性权重0.1), 方案C综合得分最高(92.4), 方案D次之(88.7)。方案C在保证显著优化效果的同时, 工艺改动小、制造成本增幅可控, 且不涉及材料牌号大范围更换, 加工周期短、供应链稳定。经综合评判, 方案C为最优初选方案, 后续可在此基础上进行详细工程图设计及样机验证。

3 输送机械关键部件优化效果仿真验证与性能分析

3.1 仿真模型搭建与参数设置

(1) 基于SolidWorks对滚筒、螺旋轴及刮板链等关键部件进行全尺寸三维实体建模, 建模过程遵循实际加工图纸尺寸。模型简化处理原则为: 忽略螺纹孔、油槽、密封槽等非承载微观特征, 将焊接组合体视为共节点连续体, 去除厚度小于3mm的辅助连接板, 简化后模型体积偏差 $< 3\%$, 确保计算效率与求解精度的平衡。(2) 将简化模型以x_t格式导入ANSYS Workbench。材料属性按实际选材赋值: 滚筒筒体Q550D(弹性模量210GPa, 泊松比0.3, 密度7850kg/m³), 螺旋叶片NM400(弹性模量206GPa)。采用四面体与六面体混合网格划分, 应力集中区网格加密至1.5mm, 过渡区为4mm, 全局网格尺寸6mm, 节点总数约95万。载荷施加: 滚筒施加轴承支反力与输送带张力差产生的扭矩; 螺旋叶片施加物料沿程摩擦阻力(等效压强0.8MPa)及自重。边界条件: 轴承座施加远端位移约束, 对称面法向约束, 端面施加固定约束。(3) 设定仿真验证指标: 最大等效应力 $\sigma_{\max}$ 表征强度裕度; 最大变形 $\delta_{\max}$ 表征刚度水平; 安全系数 $n = \sigma_s/\sigma_{\max}$; 一阶固有频率 f_1 及对应振型表征抗共振能力; 最大接触应力 $p_{c,\max}$ 表征磨损趋势。

3.2 优化前后力学性能仿真对比分析

(1) 优化前滚筒最大等效应力287MPa, 集中于腹板焊缝区域, 最大变形1.92mm; 优化后应力峰值为223MPa(降幅22.3%), 高应力区面积缩减约40%, 最大变形1.54mm(降幅19.8%)。螺旋叶片优化前应力集中位于根部与轴连接处(峰值338MPa), 优化后峰值降至269MPa, 应力梯度趋于平缓, 危险截面从焊缝热影响区转移至母材区域, 结构受力更趋合理。(2) 刚度性能: 滚筒径向刚度由原 $1.85 \times 10^8 \text{N/m}$ 提升至 $2.12 \times 10^8 \text{N/m}$ (增幅14.6%); 螺旋轴扭转刚度提升11.8%; 刮板链拉伸刚度提升16.2%。强度性能: 最小安全系数由1.72提高至2.31, 材料屈服强度利用率由58.1%降至43.3%, 结构承载冗余度显著改善。(3) 复杂工况稳定性验证: 模态分析表明滚筒一阶固有频率由优化前108Hz提升至126Hz, 与工作频率(98Hz)的间隔裕度由10.2%扩大至28.6%; 施加2.5倍额定扭矩冲击载荷进行瞬态响应分析, 最大动态

应力 315MPa ($< 0.67\sigma_s = 368\text{MPa}$)，振动幅值在 0.3s 内衰减至 5% 以内，无发散失稳迹象^[5]。

3.3 优化前后运行性能对比分析

(1) 轻量化效果：滚筒减重 14.2% (原 $568\text{kg} \rightarrow 487\text{kg}$)，螺旋组件减重 12.5% ，刮板链减重 8.8% ，三部件总质量降低 12.6% 。相应转动惯量减小 14.1% ，启制动能耗降低 7.5% ，单位输送功率由 $7.8\text{kW} \cdot \text{h/t}$ 降至 $7.0\text{kW} \cdot \text{h/t}$ ，降幅 10.3% 。(2) 耐磨寿命预测：基于Archard磨损模型数值仿真，螺旋叶片工作面接触应力峰值降低 18.7% ，给定累计输送量 (50万t) 下磨损深度预测值由 2.62mm 减至 1.88mm ，降幅 28.2% 。采用Miner线性累积损伤法结合实测载荷谱进行疲劳分析，滚筒疲劳寿命由 7.2×10^6 次提升至 1.21×10^7 次，螺旋叶片预期服役时间由 4.2 年延长至 6.1 年，增幅 45.2% 。(3) 整机输送效率由优化前 92.4% 提升至 96.1% ；运行稳定性方面，振动烈度由 5.2mm/s 降至 3.1mm/s ，驱动电机电流波动范围由 $\pm 8\%$ 收窄至 $\pm 4.2\%$ ，运行平稳性显著优化。

3.4 优化设计可行性与工程应用价值分析

(1) 方案C仅涉及壁厚调整、筋板重布及材料升级 ($\text{Q345} \rightarrow \text{Q550D}$)，外形尺寸与安装接口不变。现有数控下料、卷板成型及 CO_2 气体保护焊设备可直接适配，新增耐磨堆焊工序为企业熟练工艺，单台加工工时增加约 3.2h ，制造周期延长控制在 7 天内。(2) 按年运行 6000h 、工业电价 $0.78\text{元/kW} \cdot \text{h}$ 计，单台年节约约 $4.68\text{万kW} \cdot \text{h}$ ，节省电费 3.65 万元；部件寿命延长使年均维护更换费由 7.2 万元降至 4.3 万元。年综合效益约 6.55 万元/

台，投资回收期约 1.6 年，全寿命周期 (10 年) 净收益约 52 万元/台。(3) 本优化方案适用于煤矿主运输、港口装卸、建材原料输送等中等以上载荷场景，对高带速 ($\geq 3.15\text{m/s}$)、大运量 ($\geq 1500\text{t/h}$) 工况效果尤为显著。方案投入产出比高、技术门槛低，既可用于新机设计选型，也可用于存量设备在线改造，在煤炭、冶金、化工等行业具有良好的推广应用前景。

结束语

本文完成了输送机械关键部件故障分析、方案优化与仿真验证全套研究，优化方案有效改善了部件力学性能，实现设备轻量化、低磨损、低能耗的优化目标，大幅提升了设备运行稳定性与服役寿命，经济效益显著。本次研究验证了多方法递进优化策略的可行性，可为同类型输送机械结构优化、老旧设备改造提供借鉴，后续可结合样机试验进一步优化参数，完善工程应用体系。

参考文献

- [1]王鹏.矿用带式输送机改向滚筒动静态特性分析及结构优化[J].陕西煤炭,2025,44(03):89-93.
- [2]刘阳浩.煤矿刮板输送机中部槽强度分析与拓扑优化研究[J].机械管理开发,2024,39(07):203-205.
- [3]杨勇.带式输送机传动滚筒结构优化与仿真研究[J].中国煤炭,2023,49(02):97-102.
- [4]李玉霞.基于ANSYS的矿用刮板输送机驱动链轮优化仿真[J].江西煤炭科技,2023,36(01):205-207.
- [5]张磊.带式输送机托辊结构优化与降噪性能研究[J].机械工程与自动化,2022,13(05):121-123.