文章编号:1674-2974(2026)04-0103-08 DOI:10.16339/j.cnki.hdxbzkb.2026174

基于临界平面法的直振筛板疲劳寿命分析

叶南海[1],张圣雄[2],汪颂文[2],刘三星[2],蒋文平[2],张超[1†]
(1. 湖南大学 机械与运载工程学院, 湖南 长沙 410082;
2. 湖南中烟工业有限责任公司 长沙卷烟厂, 湖南 长沙 410014)

摘 要:针对卷烟生产线中长期循环载荷所导致的直振筛板多轴疲劳失效问题,开展疲劳寿命预测及其寿命分布情况的研究.以某厂返工烟支生产线设备为研究对象,根据实际运行工况构建其动力学模型,求解弹性元件的作用力,并将其作为输入条件导入ANSYS进行有限元分析,从而获取振动筛运行过程中的应力分布情况;通过提取应力分量结果,结合基于临界平面法的多轴高周疲劳寿命预测模型,对直振筛板的疲劳寿命进行评估,进而识别出结构的疲劳危险部位.借助动力学建模、静力学分析与多轴疲劳理论,提出了适用于常幅载荷作用下卷烟设备的综合分析方法.研究显示,振动筛的筛面受损程度较轻,其最大受力部位处于下层筛面和减震弹簧的连接之处,与最低寿命点的位置高度一致.

关键词:振动筛;疲劳损伤;虚拟样机;静力学分析;失效分析
中图分类号:TD452 **文献标志码**:A

Fatigue life analysis of linear vibrating screen plate based on critical plane method

YE Nanhai[1],ZHANG Shengxiong[2],WANG Songwen[2],LIU Sanxing[2],JIANG Wenping[2],ZHANG Chao[1†]
(1. College of Mechanical and Vehicle Engineering,Hunan University, Changsha 410082, China;
2. Changsha Cigarette Factory,China Tobacco Hunan Industrial Co., Ltd., Changsha 410014, China)

Abstract: Aiming at the multi-axial fatigue failure problem caused by the long-term cyclic load of the linear vibrating screen plate in the cigarette production line, research on its fatigue life prediction and life distribution is carried out. Taking the rework cigarette production line equipment of a certain factory as the research object, its dynamic model is constructed according to the actual operating conditions, the force of the elastic element is solved, and the force is imported into ANSYS as the input condition for finite element analysis, so as to obtain the stress distribution during the operation of the vibrating screen. By extracting the results of stress components and combining them with the multi-axial high-cycle fatigue life prediction model based on critical plane method, the fatigue life of linear vibrating screen plate is evaluated, and the fatigue risk parts of the structure are identified. With the aid of dynamic modeling, static analysis and multi-axial fatigue theory, a comprehensive analysis method suitable for cigarette equipment under constant amplitude loads is proposed. The research results show that the damage degree of

* **收稿日期**:2025-03-14
基金项目:国家自然科学基金资助项目(51375154), National Natural Science Foundation of China(51375154)
作者简介:叶南海(1966—), 男, 湖南常德人, 湖南大学副教授, 工学博士
† 通信联系人,E-mail: zhangchao1010@hnu.edu.cn

the vibrating screen surface is relatively small. The maximum force-bearing part is located at the connection between the lower screen surface and the shock-absorbing spring, which has a high consistency with the position of the lowest service life point.

Key words: vibrating screens; fatigue damage; virtual prototyping; static analysis; failure analysis

直线振动筛作为生产废料回收处理过程中的关键设备之一,主要用于产品的高效筛分与分离[1-3].该设备通过直线振动方式驱动筛面,实现对不同形状物料的精准分级,具有结构简单、筛分效率高、处理能力强等特点,尤其适用于大规模、连续化的自动化筛分作业.近年来,各个行业对生产自动化和资源回收效率的要求逐步提高,直线振动筛在优化筛分性能、结构创新以及智能化控制等方面的研究已经成为学术界和工业界关注的焦点.

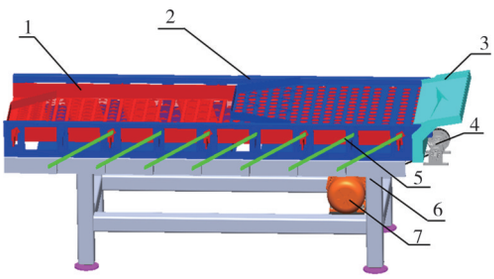
黄志洋等[4]以高频双激振直线振动筛为研究对象,设计了新型的筛网结构以及弹簧减震器,显著地提高了筛分效率.包继华等[5]通过分析六种不同减震弹簧故障组合下筛箱质心的变化,研究了其对筛箱运行姿态的影响.王秉[6]应用离散元法对振动筛筛面上物料颗粒的振动行为进行模拟,系统地分析了下落高度、颗粒形状等因素与筛分效率的关系.乔靖宇等[7]对双层直线振动筛展开了静力学分析,并针对位移与应力最大部位进行了结构优化.王新文[8]针对振动筛筛箱侧板断裂问题,研究了五种不同材料的变形特性与固有频率变化规律.勾富强等[9]根据现有的振动筛设计标准,对双轴直线振动筛质心的加速度、速度以及动载荷曲线变化规律进行了探讨.王鹏等[10]采用正交试验法研究了双层直线振动筛筛分塑料颗粒时的最优参数组合.姜雪等[11]通过分析振动筛运动过程中支撑弹簧位移与相位的运动状况,建立了筛箱异常振动故障检测系统.丰涵洲[12]考虑到振动筛运行过程中共振现象容易导致电机与弹簧等部件受损的情况,提出了手动与电气控制两种消除共振的方法.蔡鹏[13]根据给料偏载工况下振动筛更容易发生故障的现象,分析了多种不同工况对设备造成的影响.

尽管多位学者已对直线振动筛开展了一系列研究,但由于不同应用场景中直线振动筛的结构存在差异,相关成果的普适性仍有不足.随着对产量和运行稳定性要求的不断提升,振动筛在长期高强度运行下的疲劳问题已成为制约行业发展的重要因素.振动筛在运行过程中受到材料特性、加载工况以及振动频率等多种因素的影响,其受力状态呈现复杂的多轴特征,且破坏形式多为典型的高周疲劳失效[14-15].这一问题不仅会导致设备运行效率下降和维护成本增加,还可能使某些零部件突然断裂从而引发生产中断,造成巨大的经济损失.虽然现在已经出现了许多商用软件(如nCode、Fe-safe等)能够完成疲劳寿命分析工作,但是它们大多是基于等效单轴假设或者经验修正公式,难以表征振动筛在交变载荷下的非比例多轴特征.本研究以某厂现有设备为对象,结合McDiarmid多轴高周疲劳寿命预测模型对其疲劳寿命进行预测,识别结构的危险部位.研究结果不仅能够为振动筛的生产优化及设备改进提供可靠依据,还为推动振动筛设计理论的进一步发展贡献重要的学术价值.

1 振动筛的结构设计

如图1所示,某厂现有的直线振动筛分选设备主要由板弹簧、机架、上下层筛面、下料口、激振器以及传动机构等部分组成.该设备采用长方形双层筛面的结构设计,上下两层筛面相互独立.上层筛面在水平方向上阵列分布有直径为50 mm的圆形筛孔,这种设计使得烟支在筛面上运动时能够充分与其接触,不容易抱团堆积,保证初步筛分的效果.下层筛面则用于烟支排序等进一步的分级筛分.为优化筛分过程,下层筛面上特别设置有三角板形的引导结构.在烟支通过筛面时,三角板形结构可促使烟支改变原有无序的运动状态,沿着特定方向进行有序移动,减少阻塞情况的发生,使其分布更加均匀.整体工作尺寸为2 600 mm×800 mm,较长的筛板设计使物料能够在筛面上停留更长时间,从而提高筛分效率.振动筛底部设有四个支脚,用于支撑整个筛体结构并确

保振动过程中的稳定性.振动筛采用双质体弹性连杆结构设计,底部的激振器(电机)为核心动力来源,其作用是借助带传动、曲轴与弹性连杆为筛板提供足够的振动力,使物料在筛面上产生跳跃运动.为避免反向滑动等不利于筛分现象的发生,筛面倾角设置为0°.此外,机架与筛板之间的两侧共安装有14个板弹簧,结构对称分布,构成减震装置,用以降低工作过程对地面产生的冲击与振动传递.



1—下层筛面　2—上层筛面　3—下料口　4—曲轴
5—板弹簧　6—机架　7—激振器

图1　直线振动筛整体结构

Fig.1　Overall structure of linear vibrating screen

在工作过程中,电机通过传动装置带动曲轴旋转.由于曲轴上存在偏心结构,所以会输出大小和方向不同的作用力.在该驱动力的作用下,距离筛板较近的弹性连杆发生振动,随后带动上下层振动筛筛面在水平方向与竖直方向上进行振幅恒定的周期性运动.烟支从下料口掉落,借助重力作用进入上层筛面后,在振动力的作用下,不同类型烟支(包括标准烟支、长烟支以及烟丝等)因尺寸和重量的差异而呈现出不同的运动轨迹.长烟支由于尺寸太大无法通过筛孔而留在上层筛面,标准烟支与烟丝等细小颗粒则通过筛孔,落入下方的筛面上.烟丝等通过下层筛面上开出的小孔直接进行收集;标准烟支则通过特有的引导结构继续向前移动,进入排序装置,最终在前方下料处进行集中收集,从而完成烟支的筛分工作.

2　临界平面法与疲劳寿命求解

2.1　临界平面法简介

疲劳是指材料在循环载荷作用下发生的渐进性损伤与断裂,并非单次载荷作用下直接引起的失效现象.疲劳寿命分析的方法主要分为等效应变法、能量法以及临界平面法三种[16],其中临界平面法从裂纹萌生机理出发,具有明确的物理意义,近年来成为寿命分析方面的主流方法.

在实际工程应用中,结构部件往往处于复杂的多轴应力状态,传统的单轴疲劳分析方法难以准确预测其疲劳寿命.临界平面法是疲劳寿命预测领域中一种非常重要且有效的方法,尤其适用于处理复杂的多轴载荷情况[17].其核心思想是认为材料的疲劳损伤主要集中在某个特定的平面上,这个平面被称为临界平面.该方法通过确定临界平面的位置,并分析该平面上的应力和应变状态来评估材料的疲劳损伤程度,进而预测疲劳寿命.

2.2　疲劳寿命求解流程

疲劳分析需要结合三维模型实际循环受力大小、寿命-载荷曲线以及疲劳寿命预测模型进行综合求解.不同的疲劳寿命预测模型确定临界平面的依据有所不同,常见的以最大损伤参数组合、最大剪切应力或者法向应力幅值所在面作为临界面,本文以最大剪切应力幅值所在面的计算流程为例进行介绍.如图2所示,在多轴外载荷的作用下,于笛卡尔坐标系内,结构上材料平面内的任意一点所承受的应力张量可表示为[18-19]:

$$\boldsymbol{\sigma}_{i,j}=\begin{bmatrix}\sigma_X & \tau_{XY} & \tau_{XZ}\\ \tau_{XY} & \sigma_Y & \tau_{YZ}\\ \tau_{XZ} & \tau_{YZ} & \sigma_Z\end{bmatrix} \tag{1}$$

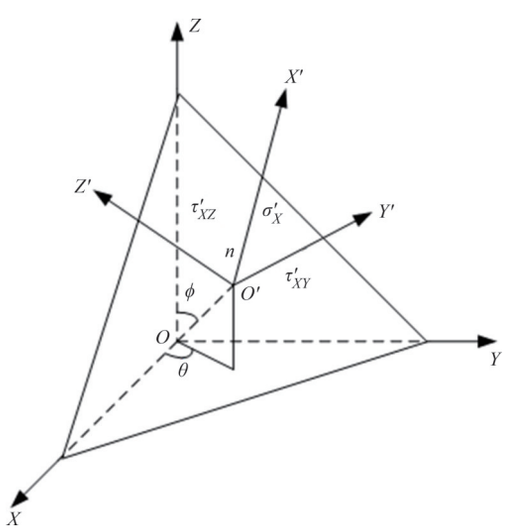


图2　任意斜截面的应力状态

Fig.2　Stress state of an arbitrary oblique section

通过坐标转换的方式,可以得到$OXYZ$坐标系旋转后的$O'X'Y'Z'$坐标系下平面上的应力张量信息:

$$\boldsymbol{\sigma}'_{i,j}=\boldsymbol{M}\boldsymbol{\sigma}_{i,j}\boldsymbol{M}^{\mathrm{T}}=\begin{bmatrix}\sigma'_X & \tau'_{XY} & \tau'_{XZ}\\ \tau'_{XY} & \sigma'_Y & \tau'_{YZ}\\ \tau'_{XZ} & \tau'_{YZ} & \sigma'_Z\end{bmatrix} \tag{2}$$

式中:$\boldsymbol{M}$为坐标旋转矩阵;$\boldsymbol{M}^{\mathrm{T}}$为旋转矩阵的转置形式.$\boldsymbol{M}$的具体表达式为:

$$\boldsymbol{M}=\begin{bmatrix}\cos\theta\sin\phi & \sin\theta\sin\phi & \cos\phi\\ -\sin\theta & \cos\theta & 0\\ -\cos\theta\cos\phi & -\sin\theta\cos\phi & \sin\phi\end{bmatrix} \tag{3}$$

式中:θ为材料平面上的单位法向向量在X-Y平面上的投影与X轴正方向之间的夹角,取值在0°~360°之间变化;ϕ为单位法向向量与Z轴正方向之间的夹角,取值在0°~180°之间变化.将加载工况在一个周期内的载荷均分为p份,分别计算第i个候选平面上的剪切应力幅值$\tau_{\mathrm{a},i}$:

$$\tau_{\mathrm{a},i}=\frac{1}{2}\max_{\substack{1\leqslant k\leqslant p\\ k+1\leqslant m\leqslant p}}\left\{\sqrt{\left[\tau'_{XY}(k)-\tau'_{XY}(m)\right]^2+\left[\tau'_{XZ}(k)-\tau'_{XZ}(m)\right]^2}\right\} \tag{4}$$

式中:k和m分别为加载工况中的分析时间步序号.通过比较确定最大剪切应力幅值所在平面之后,就可以得到该平面上的最大法向应力$\sigma_{\mathrm{n,max}}$为:

$$\sigma_{\mathrm{n,max}}=\max_{1\leqslant k\leqslant p}\left\{\left|\sigma'_X(k)\right|\right\} \tag{5}$$

计算完成后将各个临界面参数代入多轴疲劳寿命预测模型中即可求解出相应部位节点的疲劳寿命.

振动筛在工作过程中承受的载荷幅值较小,通常不会产生塑性变形,所以适合采用基于应力的多轴疲劳寿命模型进行寿命预测.本研究选用以最大剪切应力幅值所在平面为临界面的McDiarmid模型[20],该模型能够有效考虑振动过程中平均应力的影响,具体表达式为:

$$\tau_{\mathrm{a}}+\tau_{-1}\frac{\sigma_{\mathrm{n,max}}}{2\sigma_{\mathrm{U}}}=\tau'_{\mathrm{f}}\left(2N_{\mathrm{f}}\right)^{b_0} \tag{6}$$

式中:τ'_{f}为剪切疲劳强度系数;b_0为剪切疲劳强度指数;τ_{-1}为剪切疲劳极限,通过扭转疲劳加载试验测得;σ_{U}为抗拉强度;τ_{a}为临界面上剪切应力幅值;$\sigma_{\mathrm{n,max}}$为最大法向应力;N_{f}为疲劳寿命.

具体计算流程图如图3所示.

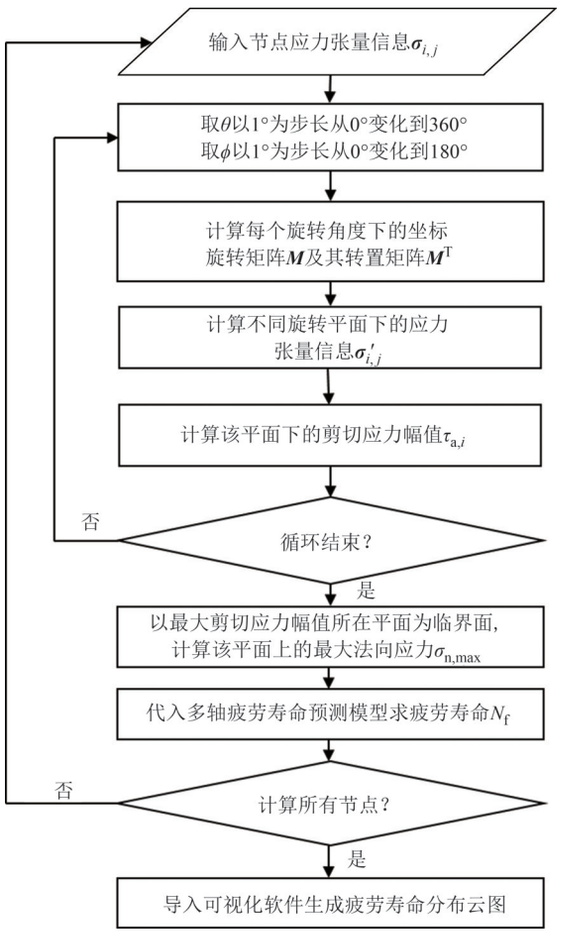


图3 疲劳寿命计算流程图

Fig.3 Flow chart of fatigue life calculation

3 求解结果

静力学分析中不同部位节点的应力张量信息是疲劳寿命分析的基础.振动筛是一个复杂的机械系统,难以直接获得机械振动过程中载荷的输入条件.因此,需先进行动力学分析来对真实运行工况进行模拟,获得动态响应参数.然后通过对相关载荷信息的提取,才能够进行静力学分析进而完成疲劳寿命预测.

3.1 动力学仿真

为降低模型的复杂度,对结构中出现的圆角、螺栓以及对振动影响较小的结构进行了合理的简化处理.在SOLIDWORKS中完成三维建模后,将模型以x_t的格式导入多体动力学软件ADAMS中进行虚拟样机的搭建.在此环境下,需要正确设置振动筛各部件之间的连接关系.结合软件特性,采用添加位移函数的旋转马达替代实际电机,作用在曲轴两端轴套的旋转副上,输入频率为20 Hz.弹性连杆以及筛板与机架之间的板弹簧的作用由弹簧力与圆柱副共同模拟.弹性连杆的刚度系数为300 N/mm,减震弹簧的刚度系数为1 190 N/mm,阻尼系数为0.22 N·s/mm.为了使轴套与偏心轴偏心位置和轴共同进行偏心运动,在轴套与机架之间添加平面副约束.以振动筛中物

料向前运动方向为X轴正方向,向上振动为Y轴正方向,垂直于该平面的法向方向为Z轴建立笛卡尔坐标系.根据实际情况,将机架与地面设置为固定副,并对整个样机施加沿着Y轴负方向的重力约束,重力加速度大小为9.8 m/s^2.具体施加方式如图4所示.

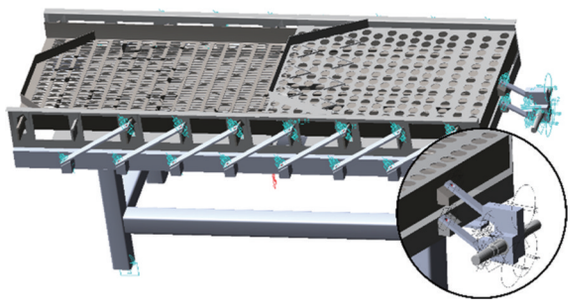


图4　ADAMS中的虚拟样机

Fig.4　Virtual prototype in ADAMS

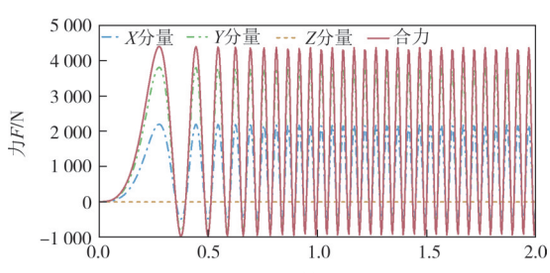
通过软件计算得出,筛板的总参振质量为133 kg.在振动过程中,单个烟支的重量较轻,仅为1 g左右,尽管烟支回收处理的产量较大,但其总重量相对较小,对整体系统的影响可以忽略不计.因此,本文未将其纳入分析的考虑范围.各个部位材料的物理特性参数如表1所示.

表1　振动筛的物理特性参数

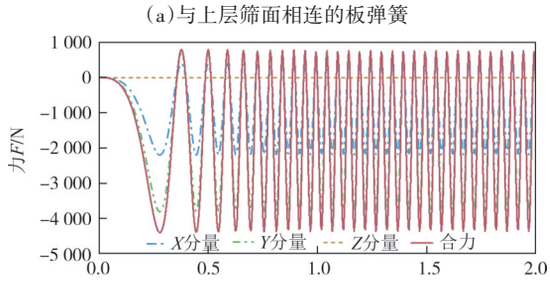
Tab.1　Physical characteristic parameters of vibrating screen

部件	材料类型	弹性模量E/GPa	泊松比υ	密度ρ/(kg·m^{-3})	屈服强度σ_y/MPa	抗拉强度σ_U/MPa
机架	Q345A	210	0.3	7 850	345	490
筛板、曲轴	AISI304	183	0.3	7 930	325	754
板弹簧、弹性连杆	60Si2Mn	206	0.3	7 850	1 176	1 274

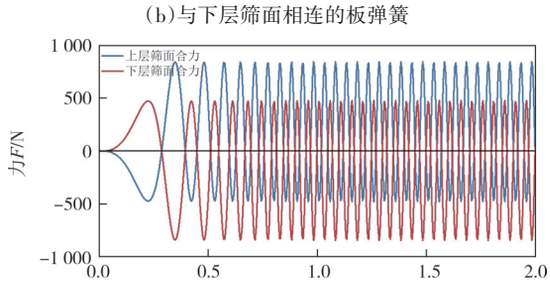
仿真步数设定为500步,总仿真时间为2 s.采用GSTIFF求解器完成计算之后,在后处理模块中可获得减震弹簧,以及分别与上下层筛面相连的弹性连杆的受力情况,具体结果如图5所示.



(a)与上层筛面相连的板弹簧



(b)与下层筛面相连的板弹簧



(c)与筛面相连的弹性连杆

图5　弹性元件的受力分析

Fig.5　Force analysis of elastic element

由图5可知,在初始运行阶段,电机转速由0逐渐提升至20 r/s,系统处于受迫振动状态,板弹簧所受的力随时间逐渐变化,尚未呈现出明显的规律.进入稳定运行阶段之后减震装置在振动过程中受到周期变化的简谐力.与上层筛面相连的板弹簧所受合力的幅值为2 601 N,均值为-1 803 N.与下层筛面相连的板弹簧所受合力的幅值为2 681 N,均值为1 716 N.两者大小相近,方向相反,可有效降低筛板振动对机架造成的冲击.板弹簧的主要受力方向为振动筛的上下振动和左右振动方向,而在垂直于该平面的方向上,受力几乎为0.电机提供的激振力借助弹性连杆作用在筛板上,其大小通过正弦方式不断进行变化,幅值为683 N,均值为-236 N.弹性连杆作用在上层筛面与下层筛面上的载荷大小相等,方向相反.在稳定运行阶段,以上载荷均为常幅非对称循环力,且振动频率与电机的频率相等.

3.2　静力学仿真

在完成动力学分析之后,提取稳定运行阶段中筛板一个振动周期内减震弹簧与弹性连杆在各个方向的支反力分量,作为输入数据在ANSYS WORKBENCH中进行静力学分析.赋予结构对应的材料参数,并对两层筛面的底部施加位移约束,限制其在X,Y,Z三个方向上的自由度.将一个振动周期内的载荷划分为等步长的32个时间步.采用补丁适形法进行网格划分,设置整体单元尺寸为14 mm,并对上层筛面

及板弹簧安装部位进行二级加密处理.划分结束后得到102 080个节点,283 202个四面体单元.使用直接求解器进行求解,以筛板作为单独分析对象.仿真分析结束后,可得到筛板的等效应力分布云图,如图6所示.

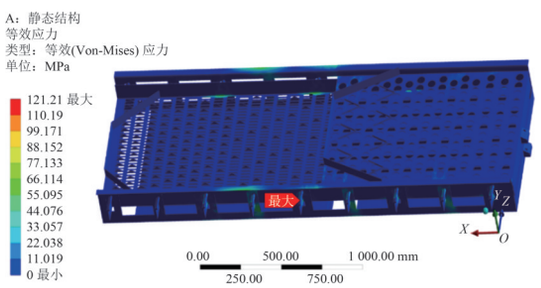


图6 等效应力分布云图

Fig.6 Cloud map of equivalent stress distribution

从图6可以看出,在稳定运行阶段,振动筛的筛面应力水平较低,主要承载区域集中在两侧的侧板上,尤其是靠近与板弹簧连接部位的区域.所受静应力的最大值为121.21 MPa,不足材料屈服强度的一半,出现在筛板第三个板弹簧安装处.上层筛面由于开有大量筛孔,在靠近两侧的区域也会出现一些应力集中现象.筛面与减震弹簧直接相连的区域受力较大,且该区域的尺寸变化较为明显.尽管与弹性连杆相连的部位直接承受动力输入的作用,但其数值相对较小,等效应力值在10 MPa以内.

3.3 疲劳寿命求解

从ANSYS APDL中提取静力学分析结果文件中所有节点在各时间步下的应力张量与单元连接信息,并在MATLAB中编写临界平面法的坐标转换程序.对各个节点分别通过式(1)~式(5)遍历候选平面的方法确定目标临界平面及其临界面参数,并代入式(6)中计算该节点的寿命预测结果.寿命循环周次最低的节点最先发生疲劳破坏,即需要寻找的危险点.筛板的疲劳特性参数[21]如表2所示.

表2 筛板的疲劳特性参数

Tab.2 Fatigue characteristic parameters of vibrating screen plate

材料类型	剪切疲劳强度系数τ_f'/MPa	剪切疲劳强度指数b_0	剪切疲劳极限τ_{-1}/MPa
AISI304	709	−0.121	92.73

图7和图8分别展示了危险点的应力历程以及该节点在不同偏转平面上的剪切应力幅值分布情况,其中绿色五角星标记处即为所要找的临界面.

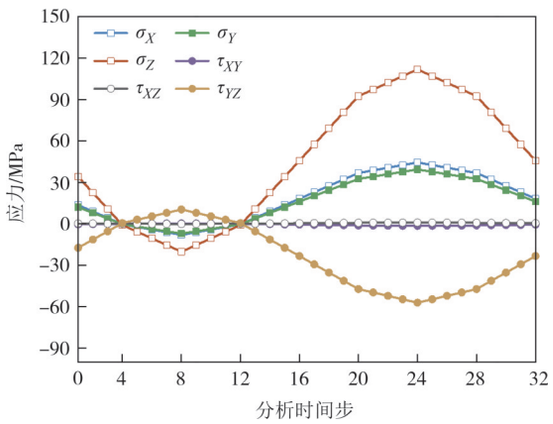


图7 危险点应力历程

Fig.7 Stress history of dangerous points

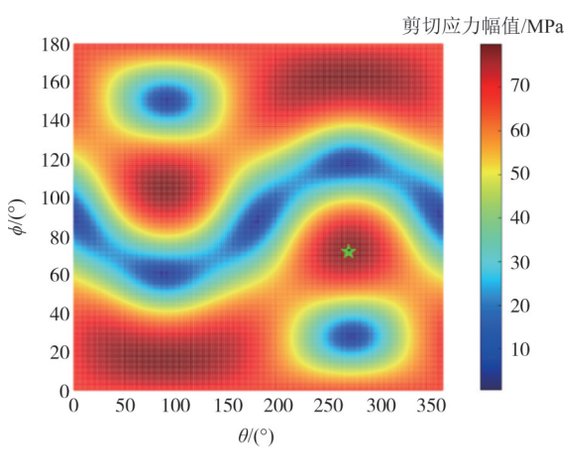


图8 不同旋转平面上的剪切应力幅值分布

Fig.8 Shear stress amplitude distribution at different rotating planes

利用TECPLOT软件对各个节点的疲劳寿命预测结果进行可视化处理,生成筛板在对数尺度上的疲劳寿命分布云图,如图9所示.

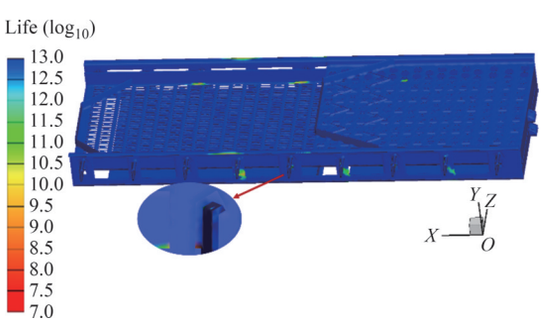


图9 疲劳寿命分布云图

Fig.9 Cloud map of fatigue life distribution

由图9可知,直振筛板在交变载荷作用下的寿命最低点位于下层筛面与侧板中间部位的连接处,与等效应力最大的区域基本吻合,其最小寿命值为21 551 971周次.这一结果表明,该部位无论是从静

力学分析还是疲劳寿命预测方面来看,都是需要着重关注的区域.此外,上层筛面与减震弹簧在两侧的连接部位同样表现出较大的寿命变化波动,处于相对危险的状态.其附近节点的寿命差异可达三个数量级.相比之下,振动筛的其他部位,特别是筛面上的区域,损伤程度较小,寿命均达到10^{12}周次及以上,已满足无限寿命的设计要求.

综上所述,侧板与减震弹簧连接处是振动筛在振动过程中最为薄弱的部位,该情况在筛板中间部位体现得比较明显.虽然使用寿命已经达到了较高水平,但是考虑到实际使用环境、循环启停以及物料倾泻带来的挤压等因素的影响[22],该部位仍然存在发生提前断裂等失效的可能性.大型振动设备一旦发生破坏,极易引发严重的安全事故.所以,后续研究可对该部位进行合理的结构优化与改进,以进一步提升其疲劳寿命,确保设备的安全性与可靠性.

4 结 论

为了探究振动筛振动过程中可能出现的疲劳失效问题,本文以某厂现有直线振动筛为研究对象开展了一系列仿真分析工作,具体内容可以总结为:

1)在ADAMS软件中建立了直线振动筛的动力学模型,仿真结果显示,振动筛在稳定工作过程中板弹簧以及弹性连杆处的受力均为含有平均应力的循环交变周期简谐力,且振动频率与电机的输入频率相一致.

2)对振动筛筛板的静力学分析表明,此振动筛在运行时的最大受力部位主要集中在下层筛面靠近减震弹簧安装的位置,该区域的最大应力值为121.21 MPa,远低于材料的屈服强度.

3)提取静力学分析的应力分量结果,结合基于临界平面法的多轴高周疲劳寿命预测模型,得出在稳定工作情况下振动筛的最小寿命部位同样位于下层筛面与减震弹簧的连接处,与最大等效应力分布部位具有很高的一致性.这一结果为后续的结构优化与疲劳破坏预防提供了重要的参考依据.

参考文献

[1] 宗荣珍,宋伟轩,孟慧芳,等. 直线振动筛选机设计[J]. 机械工程师,2023(10):7-9.
ZONG R Z, SONG W X, MENG H F, et al. Design of linear vibrating screen separator[J]. Mechanical Engineer, 2023(10): 7-9.(in Chinese)

[2] 李晋三. 直线振动筛出料箱技术改造在选煤厂的应用[J]. 洁净煤技术,2024,30(增刊2):676-680.
LI J S. Application of domestic reconstruction of linear vibration screen discharge box in coal preparation plant[J]. Clean Coal Technology, 2024, 30(Sup.2): 676-680.(in Chinese)

[3] 沈宁,李昌,窦东阳. 基于ABAQUS的振动筛大梁裂纹有限元分析[J]. 选煤技术,2024,52(2):22-28.
SHEN N, LI C, DOU D Y. ABAQUS-based finite element analysis of cracking failure of the girder of vibrating screen[J]. Coal Preparation Technology, 2024, 52(2): 22-28.(in Chinese)

[4] 黄志洋,王婷,管玉君,等. 高频双激振直线型振动筛研究[J]. 农业装备技术,2022,48(5):11-13.
HUANG Z Y, WANG T, GUAN Y J, et al. A study of high frequency double excitation linear shakers [J]. Agricultural Equipment & Technology, 2022, 48(5): 11-13.(in Chinese)

[5] 包继华,苏奕欣, 张正旭, 等. 直线振动筛弹簧对筛箱运行姿态的影响研究[J]. 煤炭技术, 2022, 41(4):135-139.
BAO J H, SU Y X, ZHANG Z X, et al. Research on influence of spring of linear vibrating screen on operation attitude of screen box [J]. Coal Technology, 2022, 41(4): 135-139.(in Chinese)

[6] 王秉. 基于DEM离散元技术的玉米直线振动筛仿真分析[J]. 食品与机械,2021,37(10):89-92.
WANG B. Analysis and simulation of corn vibrating screen based on DEM[J]. Food & Machinery, 2021, 37(10): 89-92.(in Chinese)

[7] 乔靖宇,李哲,李仙国,等. 双层直线振动筛的静力学分析优化[J]. 自动化应用,2020,61(8):135-136.
QIAO J Y, LI Z, LI X G, et al. Statics analysis and optimization of double-layer linear vibrating screen [J]. Automation Application, 2020, 61(8): 135-136.(in Chinese)

[8] 王新文. 不同材料属性振动筛筛箱侧板有限元分析[J]. 农业装备与车辆工程,2025,63(1):143-146.
WANG X W. Finite element analysis of side plate of vibrating screen box with different material properties[J]. Agricultural Equipment & Vehicle Engineering, 2025, 63(1): 143-146.(in Chinese)

[9] 勾富强,尹志宏,杨云福,等. 基于ADAMS的双轴直线振动筛设计与仿真分析[J]. 农业装备与车辆工程, 2020, 58(9): 20-24.
GOU F Q, YIN Z H, YANG Y F, et al. Design and simulation analysis of double-axis linear vibrating screen based on ADAMS [J]. Agricultural Equipment & Vehicle Engineering, 2020, 58(9): 20-24.(in Chinese)

[10] 王鹏,王宇,孟强强,等. 双层直线振动筛的筛分性能模拟研究[J]. 辽宁科技大学学报, 2024, 47(2): 146-153.
WANG P, WANG Y, MENG Q Q, et al. Simulation study on screening performance of double-layer linear vibrating screen[J]. Journal of University of Science and Technology Liaoning, 2024,

47(2): 146-153.(in Chinese)

[11] 姜雪,张正旭,韩越,等. 振动筛筛箱异常振动分析与监测[J]. 煤矿机械, 2021, 42(4): 165-168.
JIANG X, ZHANG Z X, HAN Y, et al. Analysis and monitoring of abnormal vibration of vibrating screen box [J]. Coal Mine Machinery, 2021, 42(4): 165-168.(in Chinese)

[12] 丰涵洲. 反接制动法消除双轴直线振动筛共振问题的探讨[J]. 机械管理开发,2023,38(4):261-262.
FENG H Z. Reverse braking method to eliminate resonance problems of double shaft linear vibrating screen exploration[J]. Mechanical Management and Development, 2023, 38(4): 261-262.(in Chinese)

[13] 蔡鹏. ZS2264S型直线振动筛给料偏载故障探究[J]. 中国公路,2022(9):98-99.
CAI P. Discussion on the fault of feeding unbalanced load of ZS2264S linear vibrating screen[J]. China Highway, 2022(9): 98-99.(in Chinese)

[14] 仇文阳. 煤矿振动筛中筛箱疲劳特性分析[J]. 机械管理开发, 2024, 39(4): 77-78.
QIU W Y. Fatigue characterisation of screen box in coal mine vibrating screen[J]. Mechanical Management and Development, 2024,39(4): 77-78.(in Chinese)

[15] 尚伟. 提高直线振动筛工作性能的措施分析[J]. 科学技术创新, 2020(17): 156-157.
SHANG W. Analysis of measures to improve the working performance of linear vibrating screen [J]. Scientific and Technological Innovation, 2020(17): 156-157.(in Chinese)

[16] 姜潮, 李博川, 韩旭. 一种考虑路径影响的剪切式多轴疲劳寿命模型[J]. 机械工程学报, 2014, 50(16): 21-26.
JIANG C, LI B C, HAN X. New multiaxial fatigue life prediction model with shear form based on the strain path[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(16): 21-26.(in Chinese)

[17] 吴光强, 李超, 丁丰, 等. 基于频域和时域法的电池包随机振动疲劳计算对比研究[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2024, 51(2): 208-218.
WU G Q, LI C, DING F, et al. A comparing study on battery pack random vibration fatigue calculation based on frequency domain and time domain approaches[J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2024, 51(2): 208-218.(in Chinese)

[18] 陶志强,张鸣,朱煜,等. 多轴载荷下基于权平均最大剪切应力临界面的疲劳寿命预测方法[J]. 机械强度, 2021, 43(3): 719-725.
TAO Z Q, ZHANG M, ZHU Y, et al. Fatigue life prediction methodology based on weight-averaged maximum shear stress plane under multiaxial loading [J]. Journal of Mechanical Strength, 2021, 43(3): 719-725.(in Chinese)

[19] 刘俭辉, 吕鑫, 韦尧兵, 等. 考虑附加强化效应及平均应变的多轴疲劳寿命预估[J]. 中国机械工程, 2020, 31(3): 314-320.
LIU J H, LV X, WEI Y B, et al. Multiaxial fatigue life prediction considering additional hardening effects and mean stains [J]. China Mechanical Engineering, 2020, 31(3): 314-320.(in Chinese)

[20] MCDIARMID D L. A shear stress based critical-plane criterion of multiaxial fatigue failure for design and life prediction [J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 1994, 17(12): 1475-1484.

[21] SOCIE D. Multiaxial fatigue damage models [J]. Journal of Engineering Materials and Technology, 1987, 109(4): 293-298.

[22] 郭昆明. 基于多目标控制策略的直线振动筛参数优化设计[J]. 矿山机械, 2025, 53(2): 43-48.
GUO K M. Optimization design of parameters for mining linear vibrating screen based on multi-objective control strategy [J]. Mining & Processing Equipment, 2025, 53(2): 43-48.(in Chinese)