

6-1-2020

Intensity Analysis and Fatigue Life Simulation for Connecting Bolt of Shearer Machine Body

Zhiyong Hao

1. Mechanical Engineering College of Liaoning Technical University, Fuxin 123000, China;;

Yaolong Lei

1. Mechanical Engineering College of Liaoning Technical University, Fuxin 123000, China;;

Mao Jun

1. Mechanical Engineering College of Liaoning Technical University, Fuxin 123000, China;;

Yuan Zhi

2. China National Coal Mining Equipment Company, Beijing 100011, China;

Follow this and additional works at: <https://dc-china-simulation.researchcommons.org/journal>



Part of the Artificial Intelligence and Robotics Commons, Computer Engineering Commons, Numerical Analysis and Scientific Computing Commons, Operations Research, Systems Engineering and Industrial Engineering Commons, and the Systems Science Commons

This Paper is brought to you for free and open access by Journal of System Simulation. It has been accepted for inclusion in Journal of System Simulation by an authorized editor of Journal of System Simulation.

Intensity Analysis and Fatigue Life Simulation for Connecting Bolt of Shearer Machine Body

Abstract

Abstract: To obtain the cutting load spectrum of the machine body connecting bolt, *the method of merging unknown quantities and multi calculation combined with the test experiments of shear mechanical properties was used* to solve the overdetermined equations of shearer left haulage unit spatial mechanical model. The cutting load spectrum of the machine body connecting bolt was taken to run *PSD analysis*, and the *rainflow counting method* was used to script the load spectrum. *The frequency domain characteristics and time domain continuation characteristics were therefore obtained. The static analysis and fatigue life simulation analysis* combined with the bolt load spectrum and the consideration of *the impact condition of clearance*, indicate that the initial cracking region for bolt cutting fatigue is the preliminary part of the threaded fit, the fatigue life of machine body connecting bolt is 5 625.68 hours. The simulation results show that *under specific conditions the simulation can reach the goal of reflecting the cutting fatigue damage evolutionary process of the connecting bolt of shearer machine under real conditions.*

Keywords

shearer, connecting bolt of machine body, testing experiment, fatigue life

Recommended Citation

Hao Zhiyong, Lei Yaolong, Mao Jun, Yuan Zhi. Intensity Analysis and Fatigue Life Simulation for Connecting Bolt of Shearer Machine Body[J]. Journal of System Simulation, 2017, 29(7): 1481-1488.

采煤机机身联接螺栓强度分析与疲劳寿命仿真

郝志勇¹, 雷耀龙¹, 毛君¹, 袁智²

(1. 辽宁工程技术大学机械工程学院, 辽宁 阜新 123000; 2. 中国煤矿机械装备有限责任公司, 北京 100011)

摘要: 结合采煤机力学特性测试实验, 使用合并未知量, 多次求解的方式对采煤机左牵引部空间力学模型超定方程进行求解, 获得机身联接螺栓剪切载荷谱; 利用获得的机身联接螺栓剪切载荷谱进行功率谱密度分析, 使用雨流计数法对载荷谱进行编制, 获得载荷谱频域特性与时域连续特性; 结合螺栓载荷谱, 通过静载分析与疲劳仿真分析, 并考虑间隙影响条件, 分析结果显示螺栓剪切疲劳起裂区域为螺纹配合起始部分, 疲劳寿命约为 5 625.68 h; 仿真结果证明, 在一定条件下仿真模拟可以达到反映真实条件下采煤机螺栓剪切疲劳损伤演化过程的目的。

关键词: 采煤机; 机身联接螺栓; 实验测试; 疲劳寿命

中图分类号: TD421

文献标识码: A

文章编号: 1004-731X (2017) 07-1481-08

DOI: 10.16182/j.issn1004731x.joss.201707012

Intensity Analysis and Fatigue Life Simulation for Connecting Bolt of Shearer Machine Body

Hao Zhiyong¹, Lei Yaolong¹, Mao Jun¹, Yuan Zhi²

(1. Mechanical Engineering College of Liaoning Technical University, Fuxin 123000, China;

2. China National Coal Mining Equipment Company, Beijing 100011, China)

Abstract: To obtain the cutting load spectrum of the machine body connecting bolt, the method of merging unknown quantities and multi calculation combined with the test experiments of shear mechanical properties was used to solve the overdetermined equations of shearer left haulage unit spatial mechanical model. The cutting load spectrum of the machine body connecting bolt was taken to run PSD analysis, and the rainflow counting method was used to script the load spectrum. The frequency domain characteristics and time domain continuation characteristics were therefore obtained. The static analysis and fatigue life simulation analysis combined with the bolt load spectrum and the consideration of the impact condition of clearance, indicate that the initial cracking region for bolt cutting fatigue is the preliminary part of the threaded fit, the fatigue life of machine body connecting bolt is 5 625.68 hours. The simulation results show that under specific conditions the simulation can reach the goal of reflecting the cutting fatigue damage evolutionary process of the connecting bolt of shearer machine under real conditions.

Keywords: shearer; connecting bolt of machine body; testing experiment; fatigue life

引言

目前无底托架滚筒采煤机多采用左右牵引部



收稿日期: 2016-11-02 修回日期: 2016-12-22;
基金项目: 国家自然科学基金(51674133, 51404135),
国家 973 计划课题(2014CB046301), 辽宁省教育厅项目(L2015210);
作者简介: 郝志勇(1979-), 男, 山西代县, 博士, 副教授, 硕士, 研究方向为机械结构强度分析和机械优化设计。

与电控箱三段机身横向布置结构进行设计。传统三段机身间多采用普通螺栓与机身截面定位销配合的连接方式, 由于普通螺栓预紧力很难控制, 工作过程中机身截面载荷不均导致采煤机使用寿命降低, 为克服这一缺点, 改善螺栓受载情况, 增加机身连接强度与刚度, 当前采煤机设计多采用在机身两侧上下分别安装液压拉杠, 替代原有部分联接螺栓的方式实现三段机身装配。

<http://www.china-simulation.com>

• 1481 •

由于井下工作环境恶劣,采煤机工作过程中载荷变化较大,机身联接截面载荷分布较为复杂,机身联接构件极易发生损坏。刘春生等^[1]全面考虑整机力学特性受采煤机的工作状态、机身结构、煤壁倾角产生的影响,通过对建立模型的仿真和分析,研究出导向滑靴及支撑滑靴的受力规律,并提出不同条件下的解算方法;神东矿区^[2]对 JOY 滚筒采煤机出现故障的频率进行统计,结果显示联接构件中机身联接螺栓故障率最高;欧阳卿^[3]针对高强螺栓受力及疲劳性能进行研究,分析表明,等效应力与疲劳寿命其关系为:平均应力为正值时疲劳寿命减小,平均应力为负值时疲劳寿命增加;YAMATOTO.A^[4]和 SOPWITH.D.G^[5]分别利用各自的解析方法得到了螺纹副承载分布的情况,两种方法有一些相同点,都是在一些理想假设的基础上,将螺纹简化为悬臂梁结构,发现了螺纹轴向载荷的分布可以反映螺纹副的承载分布情况;FuKuOKAT^[6]发现影响螺纹根部应力的尺寸及分布的一个重要影响因素是螺纹根部圆弧半径的尺寸;胡鹏天^[7]通过实验与数值模拟手段针对扩孔后螺栓强度折减系数进行了研究,并获得不同连接状态下螺栓强度的折减系数;M.J.O'Brien^[8]针对疲劳设计问题,对最经常失效的 3 处危险部位进行了分析,在此基础上提出了简单的结构改进方法和原则;

采用液压拉杠的无底托架滚筒采煤机联接结构虽然优化了螺栓受载情况,但对于实际工况下机身联接螺栓载荷和疲劳寿命仍缺乏明确的量化分析,因此有必要对采煤机机身连接螺栓载荷进行实验测试研究。本文通过等比例综采装备实验台进行采煤机工况力学特性测试实验,运用采煤机牵引部机身空间力学模型,结合实验测试数据,导出实验工况下机身联接螺栓载荷曲线,并利用载荷数据对机身联接螺栓疲劳寿命进行计算。

1 基于测试实验的左牵引部机身联接螺栓载荷仿真解算

左牵引部机身联接螺栓载荷主要来自机身剪切与拉伸,因此可以通过研究左牵引部机身受力情

况获得联接螺栓载荷。采煤机左牵引部机身受力属于空间刚体力学系统,可以将系统受力统一用空间矩矢表示,运用空间刚体分块矩阵单元法,借助力系平移原理,将各点主动力与约束载荷变换为主坐标系下的空间矩矢,建立采煤机左牵引部仿真实空间数学模型,通过求解矩阵平衡方程式获取系统约束载荷^[9],并根据求解结果对机身联接螺栓剪切载荷进行解算。

1.1 仿真数学模型建立

选取采煤机左牵引部机身作为研究对象,将壳体间与电控箱接触截面作为固定端,对来自摇臂、液压拉杠和滑靴的载荷进行简化和编号,并对约束位置支反力进行编号,获得采煤机左牵引部机身空间力学模型如图 1 所示。

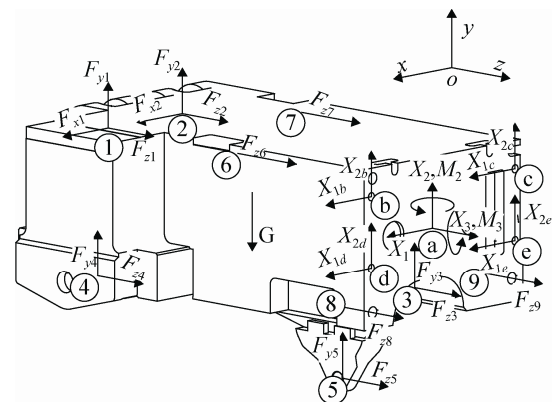


图 1 左牵引部空间力学模型

Fig. 1 Spatial mechanical model of left haulage unit

将固定端截面中高强度螺栓所受剪切支反力进行单独编号,其余支反力简化平移至截面质心处,由于截割过程中前后滚筒受到相反方向的截割阻力矩,机身与煤壁平面垂直方向的扭矩载荷较小,对求解结果影响较小,因此忽略固定截面质心处绕 x 轴方向的转矩。据此将各点约束力系数矩阵按顺序组合,列出该平面上约束系数矩阵为:

$$\underline{A} = [\underline{A}_a \ \underline{A}_b \ \cdots \ \underline{A}_e] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & | & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & & 0 & 0 \\ \hline 0 & z_a & -y_a & 0 & 0 & & 0 & z_e \\ -z_a & 0 & x_a & 1 & 0 & \cdots & -z_e & 0 \\ y_a & -x_a & 0 & 0 & 1 & & y_e & -x_e \end{bmatrix}$$

式中: $[x_r \ y_r \ z_r](r=a,b,\dots,e)$ 为相应约束位置坐标值。

将各约束支反力按照约束系数矩阵的组合顺序排列, 列出待求解的支反力列阵:

$$\mathbf{X} = [\mathbf{X}_1 \ \mathbf{X}_2 \ \mathbf{X}_3 \ \mathbf{X}_4 \ \mathbf{X}_5 \ \mathbf{X}_{1b} \ \mathbf{X}_{2b} \ \dots \ \mathbf{X}_{1e} \ \mathbf{X}_{2e}]^T$$

为统一格式, 按照上述方式列出左牵引部各点主动力系数矩阵 \mathbf{S}_0 , 由于空间静力平衡方程式主动力与约束力分别位于等号两侧, 因此对相应主动力系数矩阵非零项取反, 获得相应的系数矩阵 \mathbf{S}_1 。将取反后的系数矩阵 \mathbf{S}_1 与主动力按序排列组成的列阵 \mathbf{F} 相乘, 得到主动力载荷在全局坐标系下的三向矩矢投影列阵, 与重力载荷投影列阵 \mathbf{G}_1 相加, 获得平衡方程载荷列阵 \mathbf{B} , 计算公式为:

$$\mathbf{B} = \mathbf{S}_1 \mathbf{F} + \mathbf{G}_1 \quad (1)$$

列出系数矩阵 \mathbf{S}_1 为:

$$\mathbf{S}_1 = [\mathbf{S}_{11} \ \dots \ \mathbf{S}_{13} \ \dots \ \mathbf{S}_{19}] = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & \dots & -1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & -1 \\ \hline 0 & -z_1 & y_1 & -z_3 & y_3 & y_9 \\ z_1 & 0 & -x_1 & 0 & -x_3 & -x_9 \\ -y_1 & x_1 & 0 & x_3 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

式中: $[x_r \ y_r \ z_r](r=1,2,\dots,9)$ 为相应主动力作用点位置坐标值。

图 1 中①、②点为左牵引部与连接架铰接位置, ③点为左牵引部与调高油缸铰接位置, ④~⑤点左牵引部与导向滑靴和平滑靴铰接位置, ⑥~⑨点为液压拉杠作用位置。分别使用载荷方向与坐标原点编号作为下脚标表示各点三向载荷, 列出主动力列阵 \mathbf{F} 为: $\mathbf{F} = [\mathbf{F}_{x1} \ \mathbf{F}_{y1} \ \mathbf{F}_{z1} \ \dots \ \mathbf{F}_{y3} \ \mathbf{F}_{z3} \ \dots \ \mathbf{F}_{z6} \ \dots \ \mathbf{F}_{z9}]^T$ 。

假定采煤机工作面底板倾角为 α , 据此列出重力载荷投影列阵 \mathbf{G}_1 为:

$$\mathbf{G}_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ \cos \alpha \\ -\sin \alpha \\ z_g \cos \alpha + y_g \sin \alpha \\ -x_g \sin \alpha \\ -x_g \cos \alpha \end{bmatrix} \times G$$

式中: G 为左牵引部机身重力, kN; $[x_g \ y_g \ z_g]$ 为左牵引部重心位置坐标。

根据上述分析, 列出采煤机左牵引部壳体空间静力矩阵平衡方程式为:

$$\mathbf{A}\mathbf{X} = \mathbf{B} \quad (2)$$

建立上述力学模型后, 需要对系统主动力载荷 \mathbf{F} 进行实验测试, 结合测试结果, 利用公式(2)进行求解, 获得的 \mathbf{X} 列阵即为左牵引部固定螺栓与截面质心处的支反力。

1.2 载荷测试实验

由于左牵引部联接螺栓剪切载荷难以直接测得, 可通过求解 1.1 节的左牵引部空间静力矩阵平衡方程式获得, 因此需要测取图 1 中各点主动力载荷。在国家能源煤矿采掘设备研发(实验)中心大型综采装备力学监测实验台上进行左牵引部载荷测试实验。

在主动力作用位置加装测试传感器, 使用销轴弯矩传感器代替工作销轴进行测试, 测取左牵引部与连接架和滑靴以及调高油缸铰接点①~⑤在平行于煤壁平面上的载荷; 在销轴端部加装压力环传感器, 测取左牵引部与连接架铰接点①~②垂直于煤壁方向的轴向力; 将液压拉杠同侧高强度螺母连接处的垫片替换为压力环传感器, 用于测取⑥~⑨点沿液压拉杠轴向的载荷。将各测试传感器的输出信号通过线缆传输至无线应变采集模块, 并通过无线发射方式发送到智能网关, 进一步使用局域网实现测试数据的远程接收与存储。测试传感器如图 2 所示, 测试系统原理如图 3 所示。

测试实验包含多种工况, 为研究螺栓剪切疲劳特性, 选定疲劳损伤多发的直线截割段的工况载荷数据进行研究。



图 2 载荷测试传感器
Fig. 2 Sensors for loading spectrum test

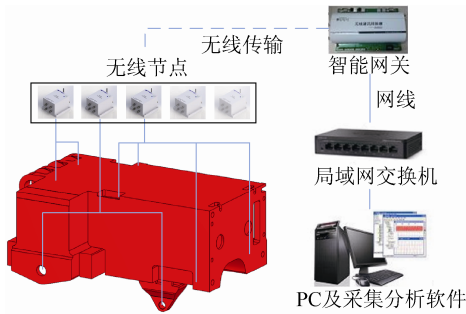


图 3 载荷测试系统示意图

Fig. 3 Schematic diagram of loading test system

1.3 螺栓组剪切载荷解算

根据测试前期传感器升序加载标定数据, 获得其一次线性拟合公式, 将实验测试微应变结果进行换算, 获得各测点载荷时域曲线。依次将换算后的载荷值代入公式(2), 通过求解矩阵方程即可获得机身联接螺栓在实验工况下的剪切载荷。各传感器标定拟合公式如下:

$$\begin{aligned} F_{x1} &= 213.000k_1 p_{x1} + 0.257 \\ F_{y1} &= 985.048k_1 p_{y1} - 1.204 \\ F_{z1} &= 990.524k_1 p_{z1} + 0.997 \\ &\dots \end{aligned} \quad (3)$$

$$F_{z9} = 250.146k_1 p_{z9} + 0.146$$

式中: $F_r (r = x_1, y_1, z_1 \dots z_9)$ 为传感器载荷值, kN; $p_r (r = x_1, y_1, z_1 \dots z_9)$ 为传感器信号值, $\mu\epsilon$; k_1 为测试系统参数系数, 计算公式为:

$$k_1 = \frac{\lambda}{1000U} \quad (4)$$

式中: λ 为测试传感器灵敏度, $\mu v/\mu\epsilon$; U 为测试系统电压, V。

通过上述分析, 由于未知量数目大于平衡方程式数量, 因此公式(2)矩阵方程的求解属于超静定问题。为求解该方程, 本文提出一种合并待求解未知量, 多次计算的解算方式。

以 X_{1b} 为例具体说明求解原理: 将图 1 中 4 根联接螺栓除 X_{1b} 外的其它载荷简化为作用于 a 点机身截面上的平面矩矢, 从而降低待求解未知量数目, 达到求解 X_{1b} 的目的。

该简化过程在矩阵平衡方程式上表现为, 去除支反力列阵 X 中相应的支反力元素, 使其成为 6

行列阵, 并将系数矩阵 A 中相应的系数项去除, 将更新后的系数矩阵 A 与支反力列阵 X 代入公式(2), 即可完成 X_{1b} 的求解。

依据上述方式, 通过多次简化与求解, 即可获得全部 4 根联接螺栓沿 x 轴与 y 轴两个方向的剪切载荷。由于螺栓在剪切方向上具有各向同性, 对求解后的螺栓二向剪切载荷进行合并, 截取采煤机直线截割工况下 100 s 内螺栓剪切载荷曲线, 如图 4 所示, 并对直线工况载荷数据特征值进行统计, 如表 1 所示。

通过分析图 4 曲线和表 1 数据可以看出, 配合液压拉杠与截面定位销使用的结构下, 螺栓剪切载荷分布较均匀, 波动情况也较为相似, 因此选择均值与波动最大的采空侧上部螺栓进行进一步分析。

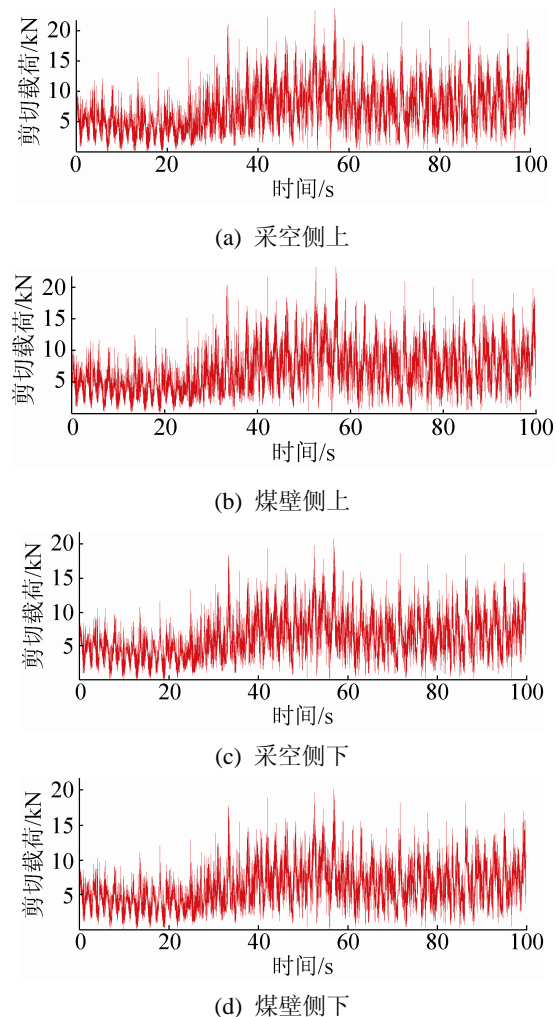


图 4 机身联接螺栓剪切载荷谱

Fig. 4 Cutting load spectrum of machine body connecting bolt

表 1 直线截割阶段机身联接螺栓载荷特征值数据
Tab.1 Characteristic value data of pressure loop sensor in linear cutting stage

特征值类型	机身联接螺栓剪切载荷值			
	采空侧上	煤壁侧上	采空侧下	煤壁侧下
最大值	23.747 0	23.304 0	20.635 0	20.123 0
最小值	0.115 5	0.085 8	0.071 2	0.007 7
平均值	7.049 1	6.869 9	6.238 9	6.039 4
标准差	3.637 5	3.583 5	3.075 2	3.003 6

2 机身联接螺栓剪切载荷谱分析

2.1 载荷功率谱密度分析

螺栓剪切的工况载荷属于随机载荷, 为观察载荷频域特性, 对采空侧上机身联接螺栓载荷数据进行功率谱密度分析, 绘制出图 5 所示功率谱密度曲线。

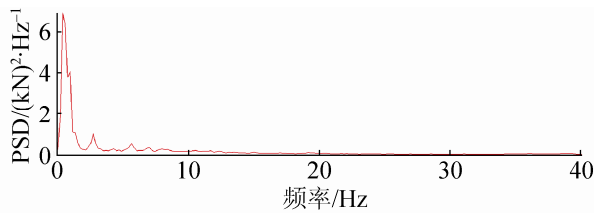


图 5 采空侧上螺栓剪切载荷功率谱密度分析
Fig. 5 PSD analyze for the bolt cutting load on the top of gob side

通过分析图 5 曲线可知, 机身联接螺栓剪切载荷能量集中在 20 Hz 内, 通过曲线可以明显看出系统三阶共振频率, 对应的频率分别为: 0.39 Hz, 2.73 Hz 和 5.66 Hz。

2.2 载荷谱编制

通过雨流计数法对上述随机载荷进行循环计数整理, 获得采空侧上部联接螺栓剪切载荷数据幅值与均值分布情况, 依据计数结果可以直观地看出各载荷点对疲劳损伤的贡献情况^[10], 进一步可以获得采空侧上部联接螺栓疲劳载荷谱。

将载荷谱数据导入 ncode 雨流计数模块进行处理, 通过查询雨流计数结果文件, 获得 100 s 内载荷循环次数为 4 553 次, 载荷谱雨流统计结果见图 6, 图 7 为载荷谱幅值与均值分布直方图。

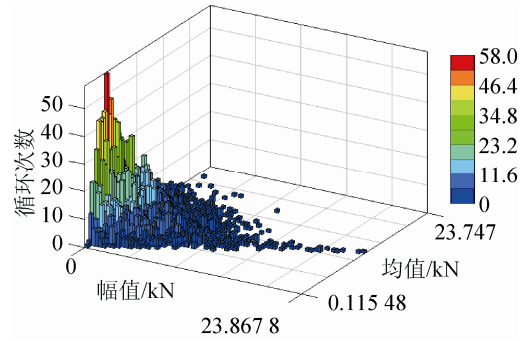


图 6 雨流统计图
Fig. 6 Rain flow chart

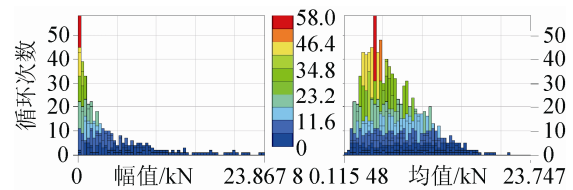


图 7 幅值和均值分布直方图
Fig. 7 Distribution histogram of mean value and range

通过图 6 的雨流计数结果可看出少量离散分布的载荷循环, 这些载荷循环均值较大, 幅值较小, 对于螺栓剪切疲劳损伤贡献较大, 在一定程度上缩短了联接螺栓疲劳寿命; 观察图 7 的直方图可看出, 螺栓剪切载荷幅值近似满足威布尔分布, 而均值分布较总体均值向左偏斜, 其外形大致满足正态分布。

3 螺栓装配剪切疲劳特性分析

为研究螺栓剪切疲劳特性, 需建立螺栓有限元模型, 研究剪切静载条件下螺栓内部应力分布情况。针对静载分析结果, 借助疲劳累计损伤理论, 选择适当应力强度修正模型, 即可计算出单次载荷历程中螺栓损伤值, 据此可估算出螺栓疲劳寿命。

3.1 螺栓静载分析

使用三维建模软件建立螺栓剪切模型, 如图 8 所示, 模型由螺栓, 螺母和两块剪切钢板组成, 通过固定下剪切板, 同时在上剪切板施加向右的水平拉力实现螺栓剪切模拟。将建立的模型导入 workbench 中, 忽略摩擦阻力影响, 定义各零件之间的接触类型为滑动非摩擦, 完成相应的固定约束定义后, 将表 1 中采空侧上部螺栓剪切载荷均值

(7.049 1 kN)作为载荷边界条件输入,使用静强度分析模块完成螺栓静载分析。定义螺栓、螺母材料为 40CrNiMOA,剪切板材料为 ZG25Mn2,两种材料参数见表 2。

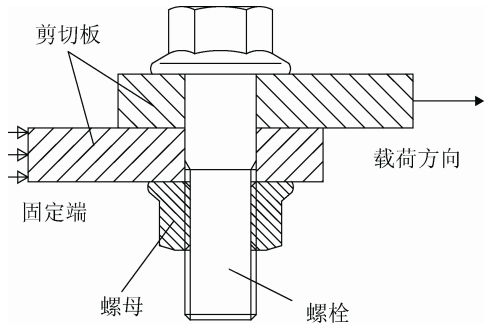


图 8 剪切模型结构示意图

Fig. 8 Schematic diagram of the cutting model

表 2 材料性能参数

Tab. 2 Performance parameters of materials

参数类型	材料名称	
	40CrNiMOA	ZG25Mn2
密度 ρ /(kg/m ³)	7 850	7 860
弹性模量/GPa	209	208
泊松比/ μ	0.3	0.29
强度极限 σ_b /MPa	1 392	500
屈服极限 σ_s /MPa	1 333	300

螺栓剪切静载分析结果如图 9 所示。通过观察螺栓剪切静载应力云图 9 可以看出,分布在剪切平面附近的应力集中区域,等效剪切应力从螺栓与栓孔接触外表面上下剪切板分界线起向内部沿 45°方向扩展,扩展区域沿剪切平面大致对称;在螺栓顶部六角头法兰底面与螺杆过渡区域存在小范围的

应力集中区域,这是由于螺栓在上剪切板水平向右的剪力作用下产生顺时针方向旋转,产生作用于法兰底面的螺栓附加轴向力,图 9 中法兰与螺栓六角头过渡处的小区域应力集中很好地印证了这一点;此外由于螺纹结构的存在,削弱了螺柱部分的抗剪切强度,因此螺栓下部螺纹结构处的等效应力值明显高于上部。

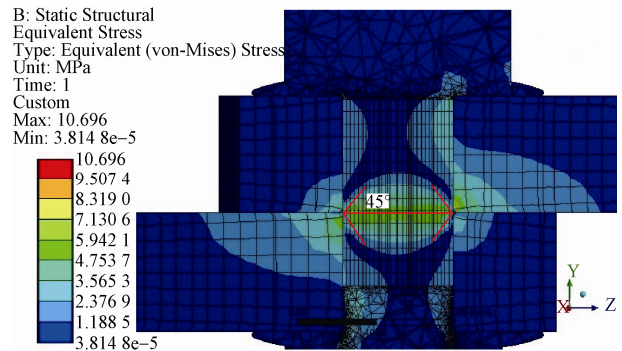
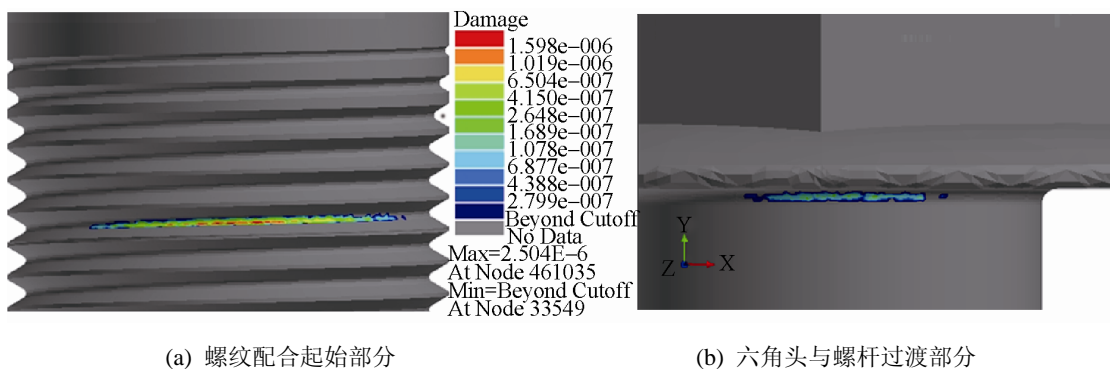


图 9 螺栓剪切模型静载分析结果

Fig. 9 Static analyze result for bolt cutting model

3.2 螺栓剪切疲劳仿真与分析

根据文献[11]的超声波振动疲劳测试实验结果,对结果数据的对数值进行一次线性拟合^[11],获得材料 S-N 曲线,并使用 workbench 材料模块进行定义,使用数据接口将载荷文件,静力分析结果文件与材料模型导入到 nCode 疲劳分析软件中,应用 Goodman 模型对疲劳曲线进行修正,计算获得螺栓剪切疲劳仿真结果云图如图 10 和图 11 所示。



(a) 螺纹配合起始部分

(b) 六角头与螺杆过渡部分

图 10 螺栓剪切疲劳损伤分布

Fig. 10 Cutting fatigue failure distribution of bolt

<http://www.china-simulation.com>

• 1486 •

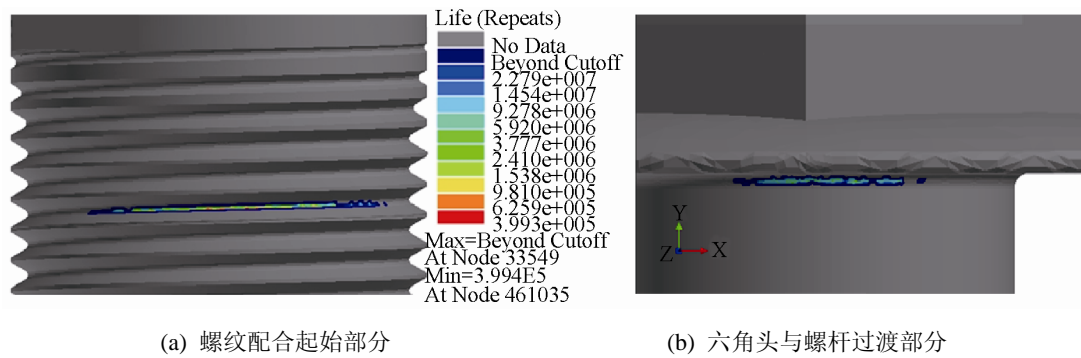


图 11 螺栓剪切疲劳寿命分布

Fig. 11 Cutting fatigue life distribution of bolt

由于螺栓剪切载荷均值较小, 螺栓内部剪切应力远小于材料极限强度, 疲劳损伤分布范围较小; 观察疲劳分析结果可以看出, 剪切载荷作用下, 螺栓疲劳损伤主要集中在螺纹配合起始部分和六角头与螺杆过渡部分, 这与剪切静载分析结果并不完全相符, 这是由于螺杆部分有效剪切面积大于螺纹部分, 在当前载荷条件下螺杆部分的应力水平接近无限寿命值, 因此在螺杆剪切面的位置并不出现损伤集中区域; 据此还可以进一步推测, 螺栓剪切疲劳损伤是由于剪切作用引起螺栓旋转所产生的轴向拉力载荷造成的, 且螺纹配合部分损伤值明显高于六角头与螺杆过渡部分, 因此螺栓剪切疲劳破坏主要发生在螺纹配合部位。

根据寿命分布最小值可以对螺栓剪切疲劳寿命进行估算, 通过观察图 11 的寿命分布云图可知, 螺栓疲劳寿命至少为 3.993×10^5 个载荷循环, 换算成时间为 11 091.66 h, 按照采煤机单日工作时间为 18 小时, 估算其直线截割工作时长为 12 h, 则机身联接螺栓使用寿命约为 924.30 天, 即在定期预紧等日常理想维护状态下, 螺栓有效使用时间接近 2.5 年。

3.3 栓孔配合间隙对螺栓疲劳寿命影响分析

在实际生产中, 为方便安装且受加工精度限制, 螺栓与栓孔之间多采用间隙配合方式装配。配合间隙存在改变了理想状态下螺栓受力和变形状态, 使螺栓剪切变形与载荷实验曲线发生平移, 进而改变螺栓剪切刚度^[12]; 剪切刚度变化引起螺栓旋转自由度改变, 进而改变了剪切过程中附加轴向

力大小, 缩短螺栓剪切疲劳寿命, 因此在计算时有必要考虑间隙条件影响。

文献[13]的实验为栓孔间隙配合条件下螺栓剪切疲劳寿命估算提供了依据, 实验通过人为选配栓孔配合间隙, 获得不同间隙条件下螺栓剪切疲劳寿命, 测试结果拟合曲线如图 12 所示。

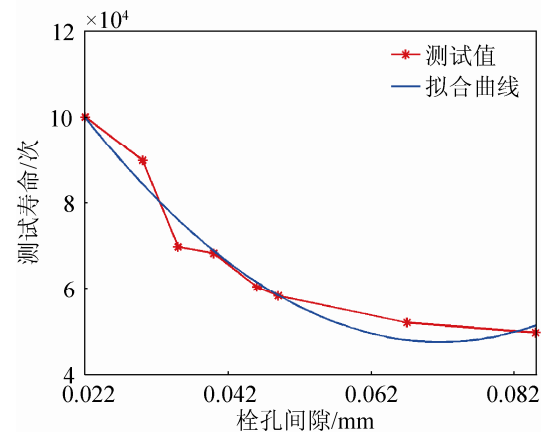


图 12 栓孔间隙对螺栓疲劳寿命影响

Fig. 12 Impact on bolt fatigue life by fit clearance of bolt and hole

通过分析图 12 可以看出, 螺栓疲劳寿命随着栓孔间隙尺寸增大以较快速度下降, 最终在一恒定值附近波动, 据此可以推测配合间隙对螺栓剪切疲劳极限的影响范围, 即配合间隙最大影响系数约为 0.507 2, 结合 3.2 节理想状态疲劳寿命值, 考虑极限间隙配合条件下的左牵引部机身联接螺栓剪切疲劳寿命估算值约为 5 625.68 h, 换算为工作日约为 468.80 天, 约 1.28 年。

根据实际生产条件下各矿区采煤机检修记录

调研,采煤机机身螺栓正常更换周期约为 1 年,且更替下的螺栓均已存在明显裂纹或断裂,产生部位均集中在螺纹配合起始部分和六角头与螺杆过渡部分,据此可以验证静力仿真和疲劳仿真结果的准确性,即仿真过程在该条件下可以较准确地反映出真实生产条件下的螺栓损伤演化机理。

4 结论

本文结合采煤机整机力学测试实验,利用空间静力平衡矩阵方程式导出左牵引部机身联接螺栓剪切载荷谱,并对其进行统计处理,利用处理结果对螺栓剪切疲劳寿命进行估算,得到以下结论:

(1) 采煤机左牵引部机身联接螺栓剪切载荷功率谱密度集中在 20 Hz 以内,载荷谱在幅值与均值分布上存在少量离散点,整体连续性较好,满足疲劳损伤条件;

(2) 静载条件下螺栓内部应力沿剪切面对称分布,在螺纹配合起始阶段和上下剪切面,以及螺柱与六角头过渡圆角部分形成应力集中;

(3) 螺栓剪切疲劳主要由剪切过程中产生的轴向附加力引起,主要起裂区域为螺纹配合起始部分;

(4) 在考虑栓孔配合间隙影响的前提下,采煤机左牵引部机身联接螺栓的剪切疲劳寿命约为 5 625.68 h,可工作约 468.80 天,使用 1.28 年。

(5) 结合测试实验结果的仿真结果在一定条件下可以达到反映真实条件下采煤机螺栓剪切疲劳损伤演化过程的目的。

参考文献:

- [1] 刘春生,田操.采煤机整机力学模型的最小二乘解算方法[J].辽宁工程技术大学学报(自然科学版),2015,34(4):505-510.(Liu Chunsheng,Tian Cao.Solution of Mechanical Model of Whole Shearer Based on Least Square Principle[J].Journal of Liaoning Technical University (Natural Science),2015,34(4):505-510.)
- [2] 周久华.神东矿区采煤机故障统计与原因分析[J].煤炭科学技术,2015,43(增 2):139-143.(Zhou Jiuhua.Fault statistics and causes analysis on coal shearer in Shendong Mining Area[J].Coal Science and Technology,2015,43(S2):139-143.)
- [3] 欧阳卿.高强螺栓受力及疲劳性能研究[D].长沙:湖南大学,2013.(Ouyang Qing.High Strength Bolt Stress and Fatigue Performance Study[D].Changsha,China:Hunan University,2013.)
- [4] Yamamoto A.The theory and computation of threads connection[M].Tokyo,Japan:Yokendo,1980.
- [5] Sopwith D G.The distribution of load in screw threads[J].Inst.Mech.Engrs.Appl.Mech.Proc.(S0954-4089),1948,159:373-383.
- [6] Fu Ku Okat.Evaluation of the method for lowering stress concentration at the thread root with modification of nut shap[J].Proceeding of JSMS(S0387-5008),1994,60:782-788.
- [7] 胡鹏天.扩孔对高强度螺栓连接抗剪承载性能的影响分析[D].北京:清华大学,2014.(Hu Pengtian.Investigation on Bolted Connection with Enlarged Holes Under Static Shear[D].Beijing,China:Tsinghua University,2014.)
- [8] M J O'Brien,R G Metcalfe.High Strength Engineering Fasteners:Design for Fatigue Resistance[J].J Fail.Anal.and Preven(S1547-7029),2009(9):171-181.
- [9] 杨丽伟.滚筒式采煤机整机力学模型理论和分析方法的研究[D].北京:煤炭科学研究总院,2006.(Yang Liwei.Research on the theory and analytical method of the mechanical model of the drum shearer[D].Beijing,China:Coal Science Research Institute,2006.)
- [10] 赵丽娟,孙中刚,李国平.刨煤机牵引块可靠性分析及疲劳寿命预测[J].煤炭学报,2012,37(3):516-521.(Zhao Lijuan,Sun Zhonggang,Li Guoping.Plough traction block reliability analysis and fatigue life prediction[J].Journal of China Coal Society,2012,37(3):516-521.)
- [11] 邵红红.40CrNiMoA 钢超高周疲劳行为研究[D].南京:南京理工大学,2007.(Shao Honghong.Study on very-high-cycle Fatigue Behavior of 40CrNiMoA Steel[D].Nanjing,China:Nanjing University of Science and Technology,2007.)
- [12] 徐建新,王殿春,夏道家,等.螺栓连接件剪切疲劳寿命分散性试验研究[J].南京航空航天大学学报,2000,32(1):80-84.(Xu Jianxin,Wang Dianchun,Xia Daojia,et al.Research on Fatigue Life Dispersivity in Bolted Fastenings[J].Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics,2000,32(1):80-84.)
- [13] 徐建新,魏志毅.栓孔配合间隙对剪切刚度和疲劳寿命的影响[J].中国民航学院学报(综合版),2000,18(6):11-15.(Xu Jianxin,Wei Zhiyi.Influence of the Fit Clearance Between Bolt and Hole on Shearing Stiffness and Fatigue Life[J].Journal of Civil Aviation University of China,2000,18(6):11-15.)