

机电与自动化

斜切工况下采煤机销排导向滑靴模态与寿命分析

陈洪月^{1,2,3} 张坤¹ 田松¹ 毛君^{1,2,3} 宋秋爽⁴

(1. 辽宁工程技术大学机械工程学院, 辽宁阜新 123000; 2. 矿山液压技术与装备国家工程研究中心, 辽宁阜新 123000;
3. 煤炭工业协会 高端综采成套装备动力学测试与大数据分析中心, 辽宁阜新 123000; 4. 中国煤矿装备有限责任公司, 北京 100011)

摘要: 针对采煤机销排易损坏的问题, 对采煤机销排的模态特性和可靠性进行分析, 采用经典静力学理论建立了斜切工况下采煤机整机力学模型, 推导出导向滑靴与销排间相互作用力的数学模型, 编制 MATLAB 程序对模型进行求解, 并以此为基础, 采用 ANSYS-Workbench 对导向滑靴、销排的模态特性和疲劳寿命进行仿真分析。结果表明: 导向滑靴的前四阶模态频率分别为 288.57、326.28、348.11、631.57 Hz, 销排的前四阶模态频率分别为 0.004 2、1 047.9、1 452、1 916.6 Hz, 销排的疲劳寿命为 106 次, 危险点位于销排两侧连接耳板处, 销排安全系数的最小值为 2.932 01。研究结果可为销排的优化设计及损坏原因分析提供参考。

关键词: 销轨销排; 导向滑靴; 模态分析; 疲劳寿命分析

中图分类号: TH227

文献标志码: A

文章编号: 0253-2336(2017)04-0082-07

Analysis on modeling and service life of pin row guide sliding shoes set on shearer under oblique cutting performances

Chen Hongyue^{1,2,3} Zhang Kun¹ Tian Song¹ Mao Jun^{1,2,3} Song Qiushuang⁴

(1. School of Mechanical Engineering Liaoning Technical University Fuxin 123000 China; 2. National Engineering Research Center of Mine Hydraulic Technology and Equipment Fuxin 123000 China; 3. Dynamics Testing and Big Data Analysis Center of High Tech Fully Mechanized Mining Completed Equipment, China National Coal Association Fuxin 123000 China; 4. China National Coal Mining Equipment Company Limited Beijing 100011 China)

Abstract: Aiming at the problem that the pin-rows of shearer are vulnerable, the analysis for mode characteristics and the reliability of shearer pin-rows are performed. The mechanical model of the entire shearer under the bevel cutting condition is established based on the classical statics, the mathematical model of interaction force between the guiding sliding boots and the pin-rows is derived, and the model is solved by the program composition with MATLAB. Based on that, the simulation analysis of the mode characteristics and the fatigue life-times for the guiding sliding boots and the pin-rows are performed by using ANSYS-Workbench. The simulation results show that the first 4-order mode frequencies of the guiding sliding boots are 288.57, 326.28, 348.11, 631.57 Hz, the first 4-order mode frequencies of the pin-rows are 0.004 2, 1 047.9, 1 452, 1 916.6 Hz, the pin-row fatigue lifetime is 106 times, the dangerous points are located in the connection plates on both sides of the pin-rows, the minimum value of the pin-row safety coefficient is 2.932 01. The research result provides the references to the optimal design and the damage source analysis of the pin-rows.

Key words: pin rail and pin row; guide sliding shoes; modal analysis; fatigue life analysis

0 引言

采煤机作为综采成套装备中的关键设备,其

动态性能直接影响着自身的可靠性和煤炭开采产量。采煤机整机动态特性的理论研究是提高采煤机可靠性的重要理论依据^[1-2]。采煤机导向滑靴

收稿日期: 2016-10-11; 责任编辑: 赵 瑞 DOI: 10.13199/j.cnki.cst.2017.04.015

基金项目: 国家能源研发(实验)中心重大资助项目(2010_215); 辽宁省教育厅资助项目(L2012118); 辽宁省教育厅创新团队资助项目(LT2013009)

作者简介: 陈洪月(1980—),男,辽宁海城人,副教授,博士生导师,博士。Tel: 13795097057, E-mail: chyxiaobao@126.com

引用格式: 陈洪月,张坤,田松,等.斜切工况下采煤机销排导向滑靴模态与寿命分析[J].煤炭科学技术,2017,45(4):82-88.

Chen Hongyue, Zhang Kun, Tian Song, et al. Analysis on modeling and service life of pin row guide sliding shoes set on shearer under oblique cutting performances[J]. Coal Science and Technology, 2017, 45(4): 82-88.

在采煤机运行过程中起着承载和导向的作用,目前被列为易损件。更换导向滑靴费时、费力,无法更换时要更换行走机构。所以,对采煤机导向滑靴的优化改进势在必行^[3-5]。国内无链牵引采煤机大多数采用齿轮销轨式行走机构,齿轮销轨型机构中的关键部件之一是在机构中的销排,采煤机销排是采煤机行走机构的核心部件,因其是维持采煤机持续工作行走的关键零件,如果行走部中的销排发生了磨损甚至断裂变形,将造成整个采煤机的工作瘫痪,所以研究行走部中销排的疲劳断裂为今后采煤机研究重中之重。国内外很多学者针对采煤机销轨销排做了分析与研究,文献[6-7]针对采煤机和刮板输送机销轨的啮合进行分析;文献[8]对斜切工况下刮板输送机销排进行载荷分析,得到销排的应力分布和变形情况;文献[9-11]针对采煤机传动齿轮与销轨接触进行研究,得出突变载荷随时间的线性变化对采煤机行走轮应力的影响,以及行走轮非正常断裂产生原因;文献[12-13]对采煤机行走轮与输送机销排啮合冲击产生原因进行分析;文献[14-15]对采煤机销轨断齿原因进行分析并提出改进措施。

笔者应用 ANSYS-Workbench 软件^[16]对斜切工况下的销轨销排和导向滑靴进行模态分析,并且应用 ANSYS-Workbench 自带的疲劳分析模块^[17-18]对销排做出疲劳寿命分析。

1 采煤机斜切工况空间力学模型

当采煤机仰(俯)角 $\beta > 0$ 时为仰采, $\beta < 0$ 时为俯采。在工作面倾角为零时,采煤机斜切俯采和仰

采如图 1 所示。

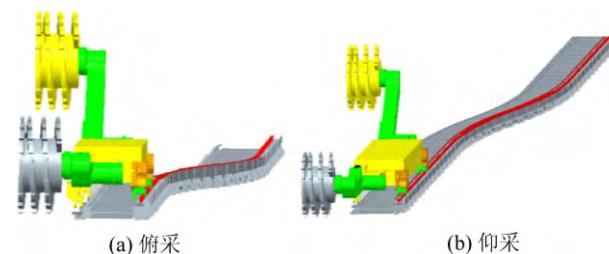


图 1 斜切俯采和仰采示意(工作面倾角为零)

Fig. 1 Schematic of underhand and overhand mining of oblique feed (face angle is zero)

在工作面倾角不为零时,采煤机斜切工况俯采和仰采如图 2 所示。在不同开采方式下,考虑和不考虑工作面倾角条件下,采煤机斜切进刀受力情况是有所不同的,导致其空间力学模型是有区别的。尽管各自空间力学模型有区别,研究发现不同情况下采煤机受力情况可以用相同的数学模型来描述。因此,为避免累赘,在此以统一的形式给出了工作面倾角不为零且存在俯(仰)采条件下的采煤机斜切工况空间力学模型^[19],如图 3 所示。

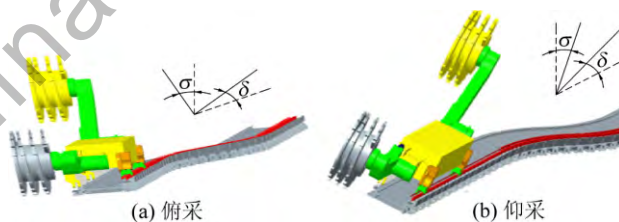


图 2 斜切俯采和仰采示意(工作面倾角不为零)

Fig. 2 Schematic of underhand and overhand mining of oblique feed (face angle is not zero)

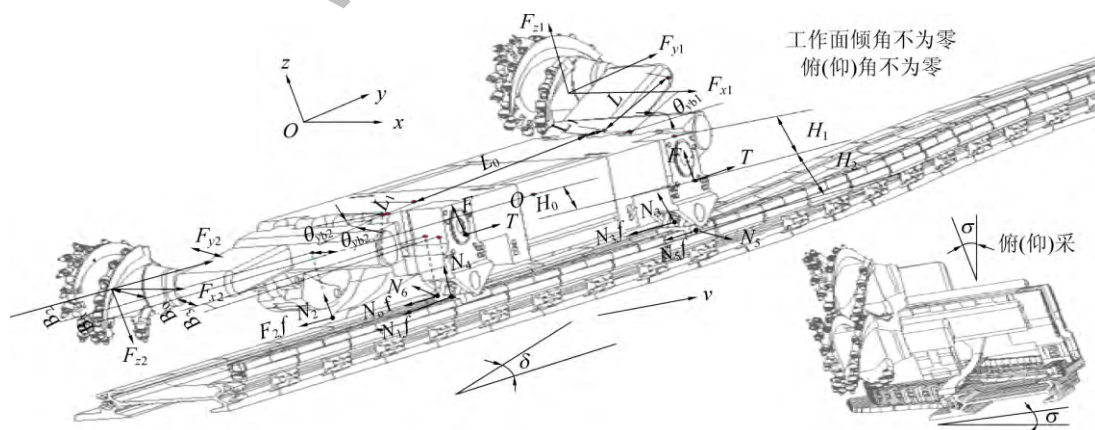


图 3 采煤机斜切工况空间力学模型(工作面倾角不为零,俯采或仰采)

Fig. 3 Space mechanics model of shearers beveling feeding (working face angle is not zero and underhand mining or overhand mining)

根据空间力学平衡方程和图 3,可得该条件下

的采煤机斜切进刀数学模型^[20-25],见式(1)。

式中: T 为采煤机单个牵引机构沿 y 轴方向的分力, N ; F 为采煤机单个牵引机构沿 z 轴方向的分力, N ; G 为采煤机自重, N ; N_i 为前后导向滑靴及平滑靴支撑反力 ($i = 1, 2, \dots, 6$), kN , 其中 N_1 、 N_2 分别为前、后平滑靴 z 轴方向支撑反力, N_3 、 N_4 分别为前、后导向滑靴 z 轴方向支撑反力, N_5 、 N_6 分别为前、后导向滑靴 x 轴方向支撑反力; B_i 为各受力作用点沿 x 轴方向的位置尺寸, m ; H_i 为各受力作用点沿 z 轴方向的位置尺寸, m ; F_{x1} 、 F_{x2} 为前、后滚筒的轴向力, N ; F_{z1} 、 F_{z2} 为前、后滚筒的截割阻力, N ; F_{y1} 、 F_{y2} 为前、后滚筒的推进阻力, N ; θ 为由于前、后滑靴所处的中部槽的横偏量的不同而引起机身摆角 ($^\circ$); θ_{yb1} 、 θ_{yb2} 为采煤机前、后摆

臂的摆角 ($^\circ$); δ 为工作面煤层倾角 ($^\circ$); σ 为采煤机仰(俯)角 ($^\circ$)。

结合采煤机斜切实际情况,在所有支反力 N_i 中,只有 N_3 、 N_5 的方向有可能发生变化,而其他支反力的方向是确定的。 N_3 可能会沿 z 轴正方向也可能沿其负方向, N_5 可能会沿 x 轴正方向也可能沿其负方向。结合这些实际条件下,导向滑靴受力数学模型见式(2)。

式(2)为非线性方程组,且方程右边系数为斜切进刀工况下的滚筒载荷,其值是随斜切进刀过程变化的,所以对于方程(2)用常规矩阵法等解算线性方程组的方法来求解十分困难,尝试应用 MATLAB 编制相关程序的计算机进行求解。

$$\begin{cases} (F_{x1} + F_{x2}) \cos \theta + N_5 - N_6 + G \cos \delta \sin \sigma = 0 \\ 2T - F_{y1} - F_{y2} + (F_{x1} + F_{x2}) \sin \theta - G \sin \alpha - (|N_1| + |N_2| + |N_3| + |N_4| + |N_5| + |N_6|) f = 0 \\ N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + F_{z1} - F_{z2} - G \cos \delta \sin \sigma + 2F = 0 \\ (N_1 + N_2) B_1 + N_6 H_0 - N_5 H_0 - (N_3 + N_4) B_0 + F_{z1} (B_1 + B_2) - F_{z2} (B_1 + B_2) + \\ F_{x1} (L \sin \theta_{yb1} + H_1 - H_0) - F_{x2} (L \sin \theta_{yb2} + H_0 - H_1) - 2B_0 F = 0 \\ 2TH_0 - (|N_3| + |N_4| + |N_5| + |N_6|) f H_0 - (|N_1| + |N_2|) f (H_0 + H_2) + (N_1 + N_3) L_0 / 2 - \left(\frac{N_2}{N_4} \right) L_0 / 2 + \\ F_{z1} (L \cos \theta_{yb1} + L_1 + L_0 / 2) + F_{y1} (L \sin \theta_{yb1} + H_1 - H_0) + F_{z2} \left(\frac{L \cos \theta_{yb2}}{L_1 + L_0 / 2} \right) - F_{y2} (L \sin \theta_{yb2} + H_0 - H_1) = 0 \\ 2TB_0 - (|N_3| + |N_4|) f B_0 - |N_5| f (B_3 + B_0) - |N_6| f (B_0 - B_3) + (|N_1| + |N_2|) f B_1 - (N_5 + N_6) L_0 / 2 + \\ (F_{y1} + F_{y2}) (B_1 + B_2) - F_{x1} (L \sin \theta_{yb1} + L_1 + L_0 / 2) + F_{x2} (L \sin \theta_{yb2} + L_1 + L_0 / 2) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} N_5 - N_6 = - (F_{x1} + F_{x2}) \cos \theta - G \cos \delta \sin \sigma \\ N_1 + N_2 + |N_3| + |N_4| + |N_5| + |N_6| = \frac{1}{f} [2T + (F_{x1} + F_{x2}) \sin \theta - G \sin \alpha - F_{y1} - F_{y2}] \\ N_1 + N_2 + N_3 + N_4 = G \cos \delta \sin \sigma - F_{z1} + F_{z2} - 2F \\ N_1 B_1 + N_2 B_1 - N_3 B_0 - N_4 B_0 - N_5 H_0 + N_6 H_0 = 2B_0 F + F_{z2} (B_1 + B_2) + F_{x2} (L \sin \theta_{yb2} + c) - \\ F_{z1} (B_1 + B_2) - F_{x1} (L \sin \theta_{yb1} + H_0 - H_1) \\ N_1 \left[f(H_0 - H_2) - \frac{L_0}{2} \right] + N_2 \left[f(H_0 - H_2) - \frac{L_0}{2} \right] + |N_3| \left(f H_0 - N_3 \frac{L_0}{2} \right) + N_4 \left(f H_0 - N_3 \frac{L_0}{2} \right) + \\ |N_5| f H_0 + N_6 f H_0 = 2TH - F_{z1} \left(L \sin \theta_{yb1} + L_1 + \frac{L_0}{2} \right) - F_{y1} (L \sin \theta_{yb1} + H_0 - H_1) - \\ F_{x2} \left(L \cos \theta_{yb2} + L_1 + \frac{L_0}{2} \right) + F_{y2} (L \sin \theta_{yb1} + H_0 - H_1) - \\ N_1 f B_1 - N_2 f B_1 + |N_3| f B_0 + N_4 f B_0 + |N_5| f (B_3 + B_0) + N_5 \frac{L_0}{2} + N_6 \left[f (B_0 - B_3) + \frac{L_0}{2} \right] = \\ 2TB_0 - (F_{y1} + F_{y2}) (B_1 + B_2) + F_{x1} \left(L \sin \theta_{yb1} + L_1 + \frac{L_0}{2} \right) - F_{x2} \left(L \sin \theta_{yb2} + L_1 + \frac{L_0}{2} \right) \end{cases} \quad (2)$$

2 销排与导向滑靴模态分析

确定机器部件或结构的振动特性,并且得到其

固有频率和振型是模态分析的作用。对销排和导向滑靴进行模态分析,得到销排和导向滑靴的各阶固有频率和振型,为研究销排和导向滑靴在斜切过程

中所受动载荷作用下的共振问题提供数据参考。采煤机销排和导向滑靴结构不同,在采煤机斜切过程中的受载方式也不同,所以对销排和导向滑靴分别进行模态分析。

利用 ANSYS Workbench 软件中的 modal 模态分析模块,得到斜切状态下销排的固有频率和主振型,前 4

阶起主要作用,所以只取其前 4 阶振型,如图 4 所示。

由图 4a 和图 4b 可知,销排第一阶振型为绕 z 轴(销排长度方向)的弯曲变形,最大位移发生在长度方向最前端和最后端,为 10.931 mm;第二阶振型同样也为绕 z 轴弯曲变形,最大位移也发生在长度方向的最前端和最后端,为 11.429 mm。

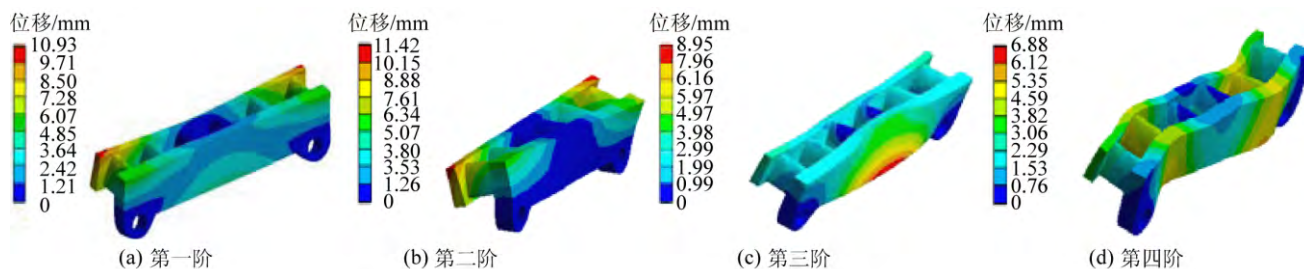


图 4 销排第一至第四阶模态振型

Fig. 4 First to fourth order modal vibration mode of pin rail

由图 4c—图 4d 可知,销排第三阶振型为绕 x 轴(销排宽度方向)的扭曲变形,最大位移发生在宽度方向下端,为 8.955 7 mm;第四阶振型同样也为绕 x 轴的扭曲变形,但是其扭曲方向与第三阶相反,最大位移发生在宽度方向的两端,为 6.887 6 mm。斜切状态下销排前四阶的模态频率分别为 0.004 2、1 047.9、1 452.0、1 916.6 Hz。销排第一阶模态频率为 0.004 2 Hz,接近于 0,这是因为在模态分析时,

为了模拟斜切工况下的销排模态,限制了销排沿 x 、 y 、 z 轴方向的移动和 x 、 y 轴方向的转动,致使一阶模态接近于销排刚体模态,刚体模态值为零;销排第二、三、四阶模态依次增大,第四阶模态频率最大,为 1 916.6 Hz。

按斜切状态下销排模态分析的方法及步骤,对斜切状态下的导向滑靴进行模态分析,得到导向滑靴前四阶振型如图 5 所示。

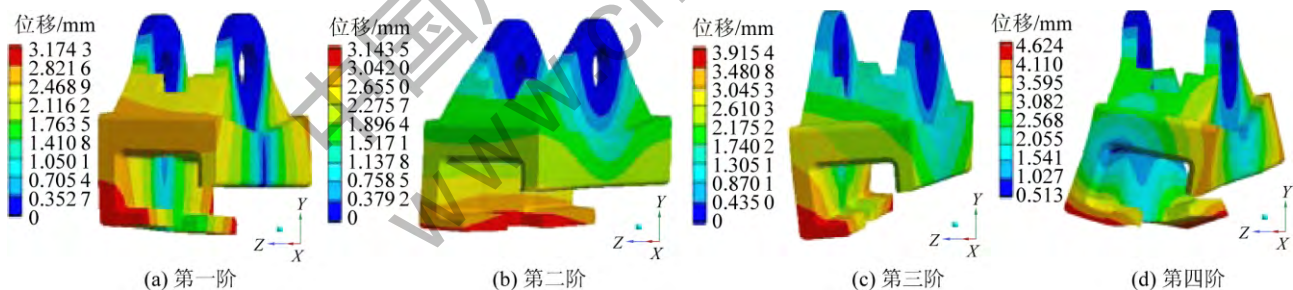


图 5 导向滑靴第一至第四阶模态振型

Fig. 5 First to fourth order modal vibration mode of guide foot

由图 5a 可知,斜切状态下导向滑靴第一阶振型接近于沿 z 轴方向的移动,最大位移发生在导向滑靴底部勾爪处,最大位移为 3.413 5 mm;由图 5b 可知,导向滑靴第二阶振型为扭曲变形,且导向滑靴两铰耳处相向(同时向中间)振动,两勾爪相背(同时向两侧)振动,最大位移发生在图中右侧铰耳顶端,为 3.174 3 mm;由图 5c 可知,导向滑靴第三阶振型恰与第二阶振型振动方向相反,即两铰耳向相背振动,两勾爪相向振动,最大位移发生在图中左侧铰耳顶端,为 3.915 4 mm;由图 5d 可知,导向滑靴第四阶振型为

绕 z 轴的扭曲变形,两勾爪位移均大于铰耳位移,最大位移发生在小勾爪底部,为 4.624 mm。斜切状态下导向滑靴前四阶的模态频率分别为 288.57、326.28、348.11、631.57 Hz。导向滑靴第一阶模态频率为 288.57 Hz,这同样是由于在模态分析时,限制了导向滑靴沿 x 、 y 、 z 轴方向的移动和 x 、 y 轴方向的转动,致使一阶模态接近于导向滑靴刚体模态,刚体模态值为零;导向滑靴第二、三、四阶模态依次增大,第四阶模态频率最大,为 631.57 Hz;对比销排和导向滑靴前四阶模态频率,可知导向滑靴各阶模态频率值均小于

对应阶次下的销排模态频率。

3 销排疲劳寿命分析

一般来说疲劳损伤在循环载荷作用下,是可以累加的,并且各个应力之间既相互独立又互补,试件或者构件发生疲劳破坏是其损伤累积到某一数值所造成的。在线性累计损伤理论中 Miner 理论是一个比较典型的理论,由于在多数情况下其寿命计算结果与试验结果很相近,且还有形式简单、使用方便等优势,所以是目前应用最为普遍的疲劳寿命预测方法。在工程上广泛采用 Miner 理论用于疲劳寿命分析。销排材料为 35CrMnSi,该材料在不同存活率下的材料常数 a 和 b 值见表 2。

表 2 销排材料在不同存活率下的 a 和 b 值

Table 2 The a and b value of pin rail material in under different survival rate

存活率 $P/\%$	光滑试样		缺口试样	
	a	b	a	b
90	23.555 5	-6.797 5	16.388 5	-5.537 8
50	29.235 8	-8.807 2	18.875 2	-5.565 7

由表 2 可知,零部件寿命估算如果用 50% 存活率的中值 $S-N$ 曲线,会造成结果处于失效状态。因此,销排寿命评估就使用具有较高存活率下的 $P-S-N$ 曲线,具有某一存活率 P 的 $S-N$ 曲线就是所谓 $P-S-N$ 曲线。材料的 $P-S-N$ 曲线的通用表达式为式(3)。

$$\lg N = a + b \lg S \quad (3)$$

式中: N 为疲劳寿命,次; S 为外加应力,MPa。

根据式(3)和表 2 中光滑试样下的 a 、 b 值,可以得到销排材料在不同循环次数下的应力,见表 3。由表 3 生成销排材料的 $S-N$ 曲线如图 6 所示。

表 3 销排材料在不同循环次数下的应力

Table 3 Stress value of pin rail material under the different cycles

应力 S /MPa	寿命 N /次	应力 S /MPa	寿命 N /次
1 577	100	355	2 000 000
1 335	200	325	3 000 000
1 166	500	311	5 000 000
1 053	1 000	301	5 000 000
992	1 500	293	6 000 000
951	2 000	286	7 000 000
750	10 000	281	8 000 000
535	100 000	276	9 000 000
381	1 000 000	272	10 000 000

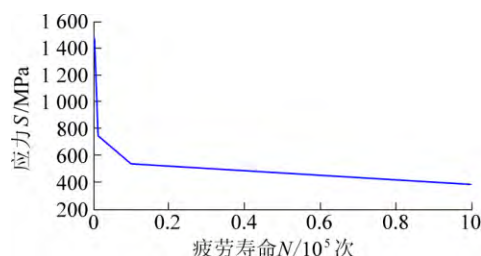


图 6 销排材料 $S-N$ 图

Fig. 6 $S-N$ diagram of pin rail

平均应力对疲劳寿命有很大影响,平均应力修正理论主要分为 SN-None、Goodman、Soderberg 和 Gerber 四种理论,其中比较符合销排疲劳寿命分析是 Goodman 理论,其中有关平均应力修正理论在疲劳设计中应用相当广泛,因此对销排的平均应力进行修正采用 Goodman 理论。

由 ANSYS-Workbench 分析得到销排疲劳寿命云图如图 7 所示,销排安全系数云图如图 8 所示。

由图 7 可知,销排的疲劳寿命为 1×10^6 次,因此销排是一种高周期疲劳破坏零件,根据 Miner 理论,得到在分析销排疲劳强度时可根据铲板来设置具体的工作状态参数。



图 7 销排疲劳寿命云图

Fig. 7 Cloud diagram of pin rail fatigue life



图 8 销排安全系数云图

Fig. 8 Safety cloud diagram of pin rail

零件所用材料的失效力与设计应力的比值称为安全系数,如图 8 所示为销排安全系数。从图 8 可知安全系数的最小值为 2.932 01,安全系数大于 1,因此销排的安全系数满足设计要求。

4 结 论

建立斜切工况下采煤机整机空间力学及数学模型,并推导出导向滑靴的数学模型。对销排及导向滑靴进行模态分析,并得到了导向滑靴和销排第一至第四阶的模态频率。结果表明,销排第一阶模态频率为 0.004 2 Hz,接近于 0;销排第二、三、四阶模态依次增大,第四阶模态频率最大,为 1 916.6 Hz。导向滑靴第一阶模态频率为 288.57 Hz,导向滑靴第二、三、四阶模态依次增大,第四阶模态频率最大,为 631.57 Hz;对比销排和导向滑靴前四阶模态频率,可知导向滑靴各阶模态频率均小于对应阶次下的销排模态频率。销排的疲劳寿命为 1×10^6 次,因此销排是一种高周期疲劳破坏零件。根据 Miner 理论,得到在分析销排疲劳强度时可根据铲板来设置具体的工作状态参数,销排安全系数最小值为 2.932 01,安全系数大于 1。基于此,可以大幅降低产品维修成本,延长产品的使用寿命,提高企业的经济效益。

参考文献(References):

- [1] 陈洪月,刘烈北,毛君等.激励与滚筒振动耦合下采煤机力学特性分析[J].工程设计学报,2016,23(3):228-234.
Chen Hongyue, Liu Liebei, Mao Jun, et al. The analysis of the shearer dynamic feature in the coupling relation between the motivation and the drum vibration[J]. Chinese Journal of Engineering Design, 2016, 23(3): 228-234.
- [2] 张世洪.我国综采采煤机技术的创新研究[J].煤炭学报,2010,35(11):1988-1994.
Zhang Shihong. Study on the innovation of fully mechanized coal shearer technology in China[J]. Journal of China Coal Society, 2010, 35(11): 1988-1994.
- [3] 张勇涛,王兴文,李英等.采煤机行走部导向滑靴分析[J].煤矿机械,2012,33(11):210-211.
Zhang Yongtao, Wang Xingwen, Li Ying, et al. Coal mining machine walking part of guide slide boots analysis[J]. Coal Mine Machinery, 2012, 33(11): 210-211.
- [4] 王鹏,马宏伟,魏娟.采煤机自适应导向滑靴的研究与探讨[J].煤矿机械,2014,35(11):187-188.
Wang Peng, Ma Hongwei, Wei Juan. Research and discussion on the adaptive sliding boot of shearer[J]. Coal Mine Machinery, 2014, 35(11): 187-188.
- [5] 杨志军,项志立.采煤机导向滑靴失效的力学分析[J].科技信息,2009,29:499-500.
Yang Zhijun, Xiang Zhili. Mechanical analysis of failure of guide shoe of shearer[J]. Scientific and Technical Information, 2009, 29: 499-500.
- [6] 成凤凤,杨兆建,王淑平.等.采煤机牵引轮与刮板输送机销排的啮合仿真[J].煤矿机械,2013,34(7):41-42.
Cheng Fengfeng, Yang Zhaojian, Wang Shuping, et al. Meshing simulation of the traction wheel of shearer and the pin rail of scraper conveyor[J]. Coal Mine Machinery, 2013, 34(7): 41-42.
- [7] 刘占胜,马英.采煤机行走机构与刮板输送机销轨啮合配套研究[J].煤矿机械,2007,28(7):30-32.
Liu Zhansheng, Ma Ying. Research on matching of walking organization for shearer and pin-track for scraper conveyor[J]. Coal Mine Machinery, 2007, 28(7): 30-32.
- [8] 毛君,田松,陈洪月.斜切工况下刮板输送机销排载荷分析[J].机械传动,2016,40(4):143-147.
Mao Jun, Tian Song, Chen Hongyue. Pin row loading analysis of scraper conveyor under oblique cut condition[J]. Mechanical Drive, 2016, 40(4): 143-147.
- [9] 宋春雨.采煤机传动齿轮与销轨接触问题的研究[D].大连:大连交通大学,2011.
- [10] 陈伟,杜长龙,夏丽建,等.基于 ANSYS Workbench 采煤机行走轮与销轨啮合瞬态动力分析[J].矿山机械,2011,39(2):20-23.
Chen Wei, Du Changlong, Xia Lijian, et al. Transient dynamic analysis of engagement of walking gears and pin-tracks of shearers based on ANSYS Workbench. [J]. Mining Machinery, 2011, 39(2): 20-23.
- [11] 郎国军,苑雪涛,付琳.采煤机行走轮断齿现象分析[J].煤矿机电,2010(3):34-35.
Lang Guojun, Yuan Xuetao, Fu Lin. Analysis of tooth-break fault on shearer's walking wheel[J]. Coal Mining Machinery, 2010(3): 34-35.
- [12] 王振乾.采煤机行走轮与输送机销排啮合冲击原因分析[J].煤矿机械,2007,32(3):50-51.
Wang Zhenqian. Analysis of gear wheel and conveyor pin row engagement impact analysis[J]. Coal Mine Machinery, 2007, 32(3): 50-51.
- [13] 王振乾.滚筒式采煤机行走机构运动学分析及强度研究[D].北京:煤炭科学研究总院,2007.
- [14] 刘涛,张丽明.采煤机销轨断齿原因分析及改进措施[J].山西焦煤科技,2011(7):54-56.
Liu Tao, Zhang Liming. Shearer off rail wheels cause broken teeth and improvement measures[J]. Shanxi Coking Coal Science & Technology, 2011(7): 54-56.
- [15] 马雁翔,杜刚,杜伟,等.基于 ANSYS 的采煤机销轨轮复合齿形有限元分析[J].煤矿机电,2010(4):73-77.
Ma Yanxiang, Du Gang, Du Wei, et al. Finite element analysis of composite tooth profile of pin-gear track wheel in shearer based on ANSYS[J]. Coal Mining Machinery, 2010(4): 73-77.
- [16] 李兵,何正嘉,陈雪峰. ANSYS Workbench 设计、仿真与优化[M].北京:清华大学出版社,2008:1-2.
- [17] 赵丽娟,孙晓娜,张佃龙.掘进机铲板有限元疲劳分析[J].机械设计与研究,2012,28(5):120-126.
Zhao Lijuan, Sun Xiaona, Zhang Dianlong. Mechanical design and Research on the finite element fatigue analysis of the shovel plate

- of the boring machine [J]. Mechanical Design and Research, 2012, 28(5): 120-126.
- [18] 毛君,姚旭,陈洪月.刨煤机刨链的运动分析及疲劳寿命分析[J].机械传动, 2015, 36(7): 150-153.
Mao Jun, Yao Xu, Chen Hongyue. Movement analysis and fatigue life analysis of the plough chain of coal plough [J]. Mechanical Drive, 2015, 36(7): 150-153.
- [19] 张炳军,刘春生,林海鹏.采煤机整机受力分析[J].东北煤炭技术, 1999, 10(5): 40-42.
Zhang Bingjun, Liu Chunsheng, Lin Haipeng. Mechanical analysis of coal winning machine [J]. Northeast Coal Technology, 1999, 10(5): 40-42.
- [20] 李萍,李晓谿,刘春生.采煤机的动力学模型及其仿真研究[J].矿山机械, 2004, 32(6): 11-13.
Li Ping, Li Xiaohuo, Liu Chunsheng. Dynamic model of shearer and its simulation research [J]. Mining Machinery, 2004, 32(6): 11-13.
- [21] 陈洪月,白杨溪,毛君,等.多激励下采煤机在行走平面内的非线性振动特性分析[J].机械设计与研究, 2016, 32(2): 166-174.
Cheng Hongyue, Bai Yangxi, Mao Jun, et al. Nonlinear vibration of shearer in walk plane under multiple excitation [J]. Machine Design and Research, 2016, 32(2): 166-174.
- [22] 毛君,潘德文,李强,等.斜切进刀时采煤机滚筒力学特性分析[J].工程设计学报, 2015, 22(6): 613-618.
Mao Jun, Pan Dewen, Li Qiang, et al. Analysis of mechanical properties of shearer drum in the process of oblique feed [J]. Chinese Journal of Engineering Design, 2015, 22(6): 613-618.
- [23] 张强,付云飞.基于NSGA-II算法任意分布参数刨链啮合运动精度可靠性稳健设计[J].煤炭学报, 2013, 38(3): 505-511.
Zhang Qiang, Fu Yunfei. Reliability-based robust design for kinematic accuracy of the plow plane chain mesh with arbitrary distribution parameters base on NSGA-II algorithm [J]. Journal of China Coal Society, 2013, 38(3): 505-511.
- [24] 张强,王海舰,毛君,等.基于压电振动俘能的自供电刮板输送机张力检测系统[J].传感技术学报, 2015, 28(9): 1335-1340.
Zhang Qiang, Wang Haijian, Mao Jun, et al. Self-powered tension testing system for scraper conveyor based on piezoelectric vibration energy harvested [J]. Chinese Journal of Sensors and Actuators, 2015, 28(9): 1335-1340.
- [25] 张强,王海舰,井旺,等.基于模糊神经网络信息融合的采煤机煤岩识别系统[J].中国机械工程, 2016, 27(2): 201-208.
Zhang Qiang, Wang Haijian, Jing Wang, et al. Shearer's coal rock recognition system based on fuzzy neural network information fusion [J]. China Mechanical Engineering, 2016, 27(2): 201-208.
- (上接第71页)
- Society, 2010, 35(4): 605-608.
- [14] 景国勋,段振伟,程磊.瓦斯煤尘爆炸特性及传播规律研究进展[J].中国安全科学学报, 2009, 19(4): 67-72.
Jing Guoxun, Duan Zhenwei, Cheng Lei. Research progress in explosion characteristics and spread law of gas and coal dust [J]. China Safety Science Journal, 2009, 19(4): 67-72.
- [15] 段振伟,李志强,景国勋.直线管道煤尘爆炸火焰传播规律的试验研究[J].中国安全科学学报, 2012, 22(3): 103-108.
Duan Zhenwei, Li Zhiqiang, Jing Guoxun. Experimental study on propagation of coal dust explosion flame in straight pipe [J]. China Safety Science Journal, 2012, 22(3): 103-108.
- [16] 程磊.受限空间煤尘爆炸冲击波传播规律研究[D].焦作: 河南理工大学, 2011: 43-56.
- [17] 司荣军.矿井瓦斯煤尘爆炸传播规律研究[D].青岛: 山东科技大学, 2007: 43-64.
- [18] 司荣军,王春秋.瓦斯对煤尘爆炸特性影响的实验研究[J].中国安全科学学报, 2006, 16(12): 86-91.
Si Rongjun, Wang Chunqiu. Experimental research on the influence of gas on the character of coal dust explosion [J]. China Safety Science Journal, 2006, 16(12): 86-91.
- [19] 司荣军.矿井瓦斯煤尘爆炸传播数值模拟研究[J].中国安全科学学报, 2008, 18(10): 82-86.
Si Rongjun. Numerical simulation of gas and coal dust explosion propagation in mines [J]. China Safety Science Journal, 2008, 18(10): 82-86.
- [20] 王新,李润之,张延松.瓦斯爆炸引起沉积煤尘爆炸传播实验研究[J].中国安全科学学报, 2009, 19(4): 73-77.
Wang Xin, Li Runzhi, Zhang Yansong. Experimental study on the propagation laws of gas explosion inducing coal dust explosion [J]. China Safety Science Journal, 2009, 19(4): 73-77.