

文章编号:0253-9993(2013)07-1287-06

薄煤层采煤机可靠性分析与疲劳寿命预测

赵丽娟,马联伟

(辽宁工程技术大学 机械工程学院,辽宁 阜新 123000)

摘 要:以刚柔耦合多体系统动力学理论为基础,建立了摇臂壳体和牵引部壳体为柔性件的采煤机刚柔耦合虚拟样机模型;根据滚筒工作阻力和采煤机主要技术参数,推导出了采煤机牵引阻力的取值范围,验证了动力学仿真分析中牵引阻力参数设置的正确性;基于 Matlab 编程,获得了前后滚筒的载荷文件,并通过 ADAMS 动力学仿真分析,发现了采煤机壳体的应力分布与变形情况,提出了改进措施;基于动力学仿真结果中壳体关键节点的主应力载荷,获得了用于疲劳寿命分析的载荷谱,通过疲劳寿命计算,得到了壳体的最小疲劳循环次数和疲劳损伤值,发现了壳体疲劳寿命的薄弱环节。为研究设备在大范围刚性运动与柔性构件小变形运动时的应力、变形和疲劳寿命情况提供了新的方法。

关键词:采煤机壳体;刚柔耦合;牵引阻力;可靠性;疲劳寿命

中图分类号:TD421.6 **文献标志码:**A

Thin seam shearer reliability analysis and fatigue life prediction

ZHAO Li-juan, MA Lian-wei

(College of Mechanical Engineering, Liaoning Technical University, Fuxin 123000, China)

Abstract: Based on theory of rigid-flex coupled multi-body system dynamics, a rigid-flex coupled virtual prototyping model of shearer with flex rock arm shell and haulage unit shell was built. According to the drum working resistance and major technical parameters of the shearer, the value range of traction resistance has been derived, and then verified the correctness of the coefficient of traction resistance set on the dynamics simulation analysis. Based on the Matlab programming, obtained the load files of pre-and post drums', and through the ADAMS dynamics simulation analysis, found out the stress contour distribution and deformation of shear shell, and put forward the improvement measures. Based on the key nodes' Von Mises stress load of shearer shell, load spectrum of fatigue analysis has been obtained. Through fatigue life prediction, shearer shell's repeats and damages were obtained, and then found out the weak links. This paper provide a new approach for people to research equipment's stress, deformation, and fatigue life while the equipment's rigid components in large overall motion and flex components in small deformation motion.

Key words: shearer shell; rigid-flex coupled; traction resistance; reliability; fatigue life

采煤机壳体是采煤机的重要零件和薄弱环节,直接影响采煤机工作的可靠性^[1]。我国对采煤机壳体的设计大都采用传统的经验设计法,使产品的尺寸较大,结构也不尽合理^[2]。近年来,基于虚拟样机技术对采煤机摇臂壳体进行优化与可靠性研究已得到共识,但基于刚柔耦合多体系统动力学对牵引部壳体进

行研究的很少。牵引部壳体作为牵引部传动、电器和液压部件的载体,对摇臂的截割与调高过程起支撑作用,其可靠性的高低和使用寿命的长短与企业经济效益的好坏息息相关^[3-4]。

结合“某型薄煤层采煤机关键零部件可靠性研究”项目,对摇臂壳体与牵引部壳体进行柔性化处

理,建立了采煤机刚柔耦合虚拟样机模型。应用机械系统动力学仿真软件 ADAMS 对其进行仿真分析并验证了壳体的可靠性,通过疲劳寿命分析发现了壳体的薄弱部位,提出了改进措施。

1 柔性多体系统动力学理论

复杂煤层赋存条件下工作的薄煤层采煤机是典型的刚柔耦合多体系统,滚筒截割煤壁时,刚性构件的大位移运动与柔性构件的小变形运动相互影响,强烈耦合^[5-6]。图 1,2 分别为采煤机结构简图和多柔体系统示意。其中 B 为牵引部壳体, A_j 为摇臂壳体, O 为惯性坐标系。 a_j 为摇臂 A_j 的局部坐标系,其原点设在摇臂的内铰 r_i 处。

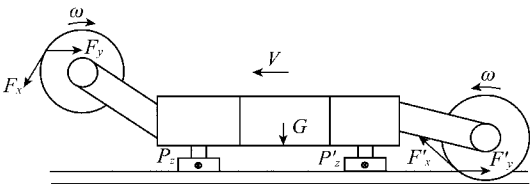


图 1 采煤机结构简图
Fig. 1 The structure sketch of shearer

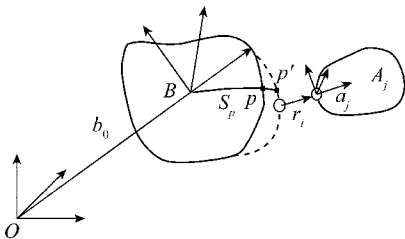


图 2 采煤机多柔体系统示意
Fig. 2 Multi-flexible body system schematic diagram of shearer

牵引部壳体上某一节点 P 的位置向量为

$$\boldsymbol{r}_p = \boldsymbol{b}_0 + \boldsymbol{A}(\boldsymbol{s}_p + \boldsymbol{u}_p) \tag{1}$$

式中, $\boldsymbol{r}_p$ 为 P 点在惯性坐标系中的位置向量; $\boldsymbol{b}_0$ 为惯性坐标系原点到局部坐标系原点中的位置矢量; $\boldsymbol{A}$ 为局部坐标系相对惯性坐标系的变换矩阵; $\boldsymbol{s}_p$ 为牵引部壳体未变形时节点 P 在局部坐标系中的位置向量; $\boldsymbol{u}_p$ 为相对变形量,可以用变形模态矩阵 $\boldsymbol{\Phi}_p$ 与变形的广义坐标 $\boldsymbol{\xi}$ 的乘积来表示。

对式(1)求导可得 P 点速度为

$$\dot{\boldsymbol{r}}_p = \dot{\boldsymbol{b}}_0 + \dot{\boldsymbol{A}}(\boldsymbol{s}_p + \boldsymbol{u}_p) + \boldsymbol{A}\boldsymbol{\Phi}_p\dot{\boldsymbol{\xi}} \tag{2}$$

则牵引部壳体动能与势能的广义坐标形式为 $\boldsymbol{T} = \frac{1}{2}\dot{\boldsymbol{\xi}}^T\dot{\boldsymbol{M}}\dot{\boldsymbol{\xi}}$, $\boldsymbol{W} = \boldsymbol{W}_g(\boldsymbol{\xi}) + \frac{1}{2}\boldsymbol{\xi}^T\boldsymbol{K}\boldsymbol{\xi}$, 其中, $\boldsymbol{M}$ 为广义质量矩阵; $\boldsymbol{W}_g(\boldsymbol{\xi})$ 为重力势能; $\boldsymbol{K}$ 为广义刚度矩阵。将 $\boldsymbol{T}$, $\boldsymbol{W}$ 以及能量损耗函数 $\boldsymbol{\Gamma}$ 代入式(3)的 Lagrange 方程

$$\left\{ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\boldsymbol{\xi}}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \boldsymbol{\xi}} + \frac{\partial \boldsymbol{\Gamma}}{\partial \dot{\boldsymbol{\xi}}} + \left(\frac{\partial \boldsymbol{\Psi}}{\partial \boldsymbol{\xi}} \right)^T \boldsymbol{\lambda} - \boldsymbol{Q} = 0 \right. \tag{3}$$
$$\left. \begin{aligned} &\boldsymbol{\Psi} = 0 \end{aligned} \right.$$

中,则多柔体系统的运动微分方程^[7-10]为

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{\xi}} + \dot{\boldsymbol{M}}\dot{\boldsymbol{\xi}} - \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \dot{\boldsymbol{M}}}{\partial \dot{\boldsymbol{\xi}}} \dot{\boldsymbol{\xi}} \right)^T \dot{\boldsymbol{\xi}} + \boldsymbol{K}\boldsymbol{\xi} + \boldsymbol{f}_g + \boldsymbol{D}\dot{\boldsymbol{\xi}} + \left(\frac{\partial \boldsymbol{\Psi}}{\partial \boldsymbol{\xi}} \right)^T \boldsymbol{\lambda} = \boldsymbol{Q} \tag{4}$$

式中, $\boldsymbol{D}$ 为模态阻尼矩阵; $\boldsymbol{f}_g$ 为重力; $\boldsymbol{\lambda}$ 为拉格朗日乘子; $\boldsymbol{\Psi}$ 为约束方程; $\boldsymbol{Q}$ 为外部施加的载荷。

2 采煤机整机建模与可靠性分析

2.1 采煤机牵引阻力计算

牵引阻力是设计采煤机牵引部时重要的工作参数,其值取决于煤层的物理机械性质、工作面倾角、采煤机自重以及导向滑靴与销轨间摩擦阻力、侧向力等。外载荷(即滚筒工作阻力)和采煤机自重是决定采煤机牵引阻力的重要因素。采煤机工作时必须克服的牵引阻力^[11-12]为

$$\begin{aligned} T_f = & f(G\cos\alpha - F_z + F'_z + P_z + P'_z) + (F_y + F'_y) \pm \\ & G\sin\alpha = K_aG + fG[(\cos\alpha - K_b + 2K_c) \pm \sin\alpha] \end{aligned} \tag{5}$$

式中, F_y, F_z, F'_y, F'_z 分别为前、后滚筒所受推进阻力和截割阻力, kN; f 为滑靴与销轨间摩擦系数,取平均值 0.18; K_a 为经验系数, $K_a = \frac{F_y + F'_y}{G}$, 取 0.6 ~ 0.8; K_b

为估算系数, $K_b = \frac{F_z - F'_z}{G}$, 由于采用“前顺后逆”的

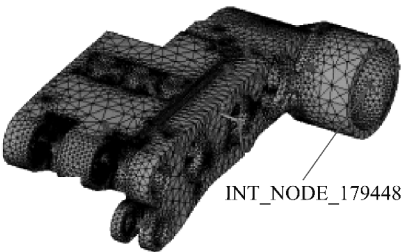
滚筒转向,而且后滚筒的截割阻力比前滚筒小,故初步取 0 ~ 0.2; K_c 为侧面导向反力对牵引阻力影响的系数, $K_c = \frac{P_z}{G} = \frac{P'_z}{G}$, 取 0.12 ~ 0.21; α 为工作面倾角,取 0° ~ 16°; G 为采煤机移动部分的质量,取 190 kN。

将各参数值代入式(5)得采煤机牵引阻力最大、最小值分别为 202.904 kN 和 177.551 kN。

2.2 刚柔耦合虚拟样机模型的建立

考虑到 ADAMS 分析功能强大,而几何建模功能相对较差,选择专业三维实体造型软件 Pro/E 完成采煤机主要零部件的建模与虚拟装配。为提高生成模态中性文件的质量,建模时保留牵引部壳体与摇臂壳体重要部位的圆角,略去对分析没有影响的倒角、小孔^[13],而对牵引部的电液控制部分采用等质量实体化处理。应用 Pro/E 分析功能完成所装配模型的静态干涉检查后,通过 Pro/E 与 ADAMS 专用接口 Mech/Pro 完成模型向 ADAMS 的导入。

由于牵引部壳体与摇臂壳体结构较为复杂,因此在 ANSYS 中选用二次四面体单元^[14]并进行自由网格划分,生成模态中性文件。为提高仿真速度和精度,应用 ADAMS-flex 模块对模态中性文件(MNF)进行优化处理,设置优化精度为 10 级,所生成的壳体模态中性文件如图 3 所示。



(a) 摇臂壳体模态中性文件



(b) 牵引部壳体模态中性文件

图 3 壳体模态中性文件

Fig. 3 Model Neutral Files of shearer shell

用柔性件替换刚性件并完成约束、驱动与载荷的添加。在滑靴与销轨间的滑移副上添加摩擦力来模拟牵引阻力,最后得到采煤机刚柔耦合虚拟样机模型如图 4 所示。

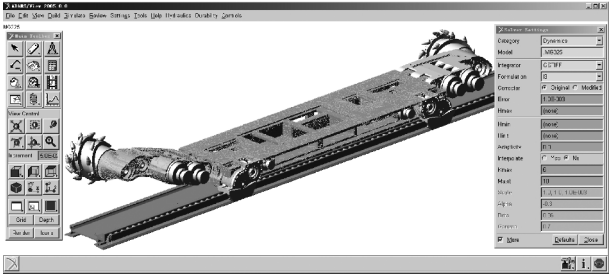


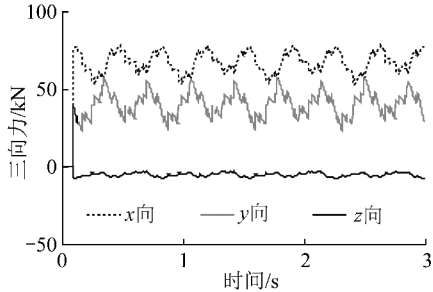
图 4 采煤机刚柔耦合虚拟样机模型

Fig. 4 Rigid-flex coupled virtual prototyping model of shearer

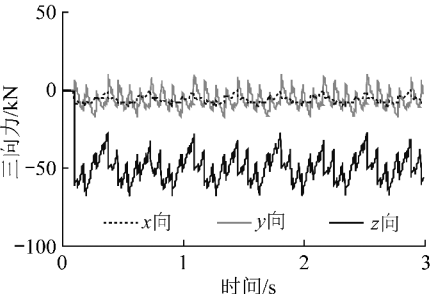
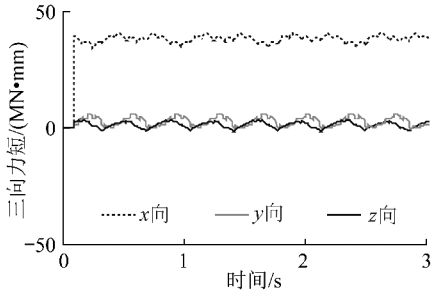
2.3 动力学仿真与可靠性分析

基于 Matlab 编程,利用项目组开发的采煤机载荷模拟程序^[12],得到前滚筒抬起最大角度、截割煤岩坚固性系数 f 为 4 的全煤;后滚筒卧底量为 60 mm,底板坚固性系数 f 为 7,牵引速度 4 m/min 工况下的三向力与三向力矩交变载荷曲线如图 5 所示。

将 Matlab 所生成的载荷文本(.txt 文件)导入 ADAMS 中,施加在滚筒质心处,应用 ADAMS/View 模块进行动力学仿真分析。在 ADAMS 后处理模块中提取时域内的牵引阻力曲线如图 6 所示。



(a) 前滚筒三向力与力矩曲线



(b) 后滚筒三向力与力矩曲线

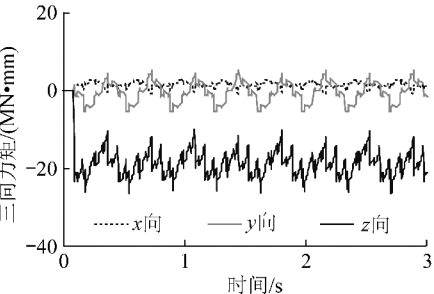


图 5 前后滚筒载荷曲线

Fig. 5 Load curves for pro-and post drums

由图 6 可见滚筒截割煤壁的瞬时,牵引阻力最大,为 309 kN;稳定截割过程中牵引阻力平稳波动,其平均值为 184 kN,与理论计算值较为接近,因而动

力学仿真所得结果是可信的。摇臂壳体与牵引部壳体时域内许用应力下的应力分布云图与最大应力值节点应力曲线如图 7 所示。

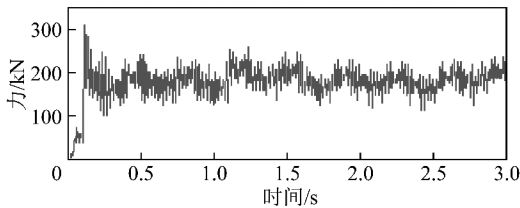


图 6 采煤机牵引阻力仿真曲线
Fig. 6 The traction resistance of shearer

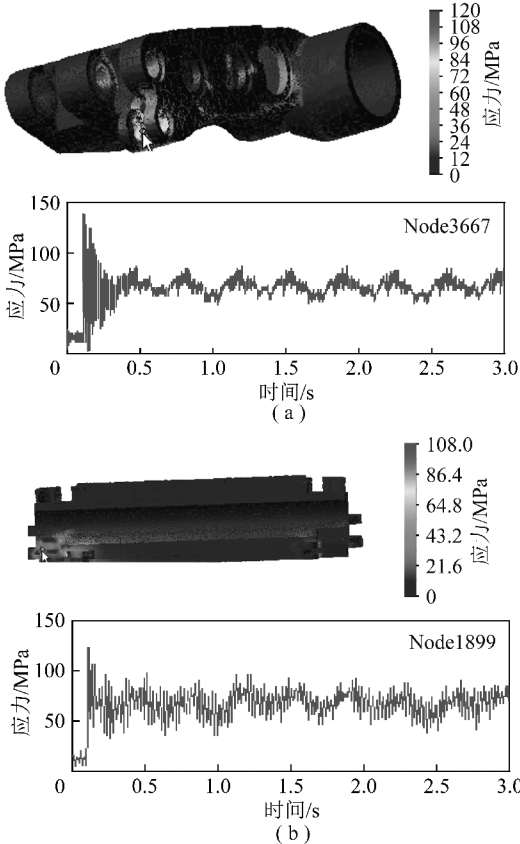


图 7 壳体应力分布云图与节点主应力曲线
Fig. 7 Von Mises Stress contour and Max Von Mises Stress Nodes' curves of shells

由图 7 可见,在截割煤壁过程中,摇臂壳体与牵引部壳体最大应力值节点 Node3667 与 Node1899 分别位于摇臂壳体与调高油缸连接的下耳处以及牵引部壳体与支撑滑靴连接处。同时,在牵引部壳体与调高油缸的连接耳部应力值也较大。在滚筒斜切进刀阶段(即仿真加载瞬时),Node3667 与 Node1899 节点最大应力值分别为 140.4 MPa 和 141.41 MPa,均超过材料的许用应力 120 MPa 和 108 MPa,安全系数分别为 2.137 和 1.909;在平稳截割过程中,二者应力均小于许用应力值,安全系数较高。

采煤机运行过程中,壳体如果发生较大变形,将加速其薄弱部位裂纹的萌生和扩展,最终导致壳体因刚度不足而失效。图 8 为应力最大时刻壳体放大 200 倍变形以及外连点 INT_NODE179448 和 INT_

NODE180981 的 Y 向坐标值位移曲线。

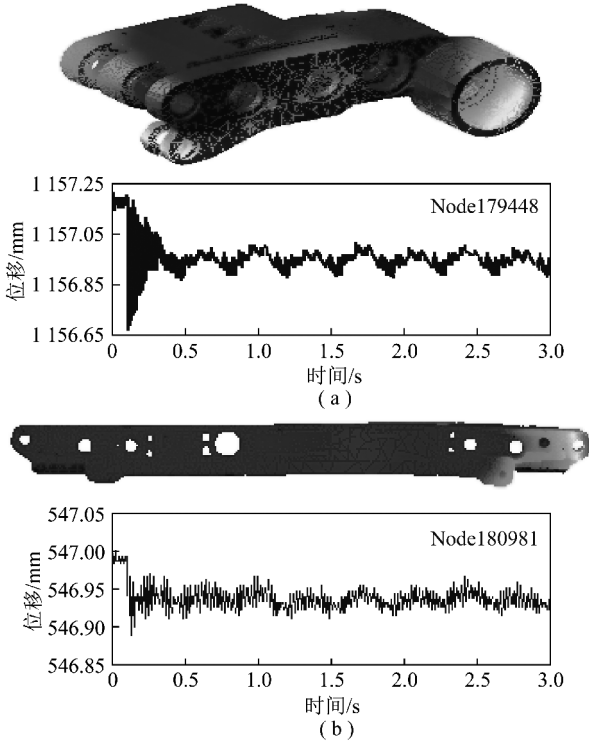


图 8 壳体变形与外连点坐标位移曲线
Fig. 8 Deformation contour of shearer shell and displacement curve of outreach NODE

由图 8(a) 可见,摇臂壳体和滚筒配合的伸出端位置、壳体下耳部以及两截割电机间惰轮安装孔处的壳体变形较大。这主要是由于滚筒截割煤壁过程中,摇臂抬起一定角度后主要通过下耳部起支撑固定作用;煤壁对壳体的作用力使壳体承受较大的弯矩,因而壳体伸出端变形必然较大;截割部双电机驱动的转速差导致了惰轮间的自干涉,从而引起壳体的附加变形^[3];通过适当增加伸出端壳体厚度,减小电机间转速差对减小摇臂壳体变形是有利的。由图 8(b) 可见,牵引部壳体耳部以及电控箱部分变形向下,而牵引电机和行星减速箱部分向上隆起。这主要是由于采煤机在截割煤壁过程中,前摇臂所受斜向下与牵引方向相反的煤壁作用力较大,从而导致壳体耳部以及电控箱连接部分变形向下而中间隆起。这与实际截割煤壁时壳体变形相符。壳体此处的变形将导致行走轮与驱动轮以及销排间转矩的增大,从而增大驱动轮与牵引部二级行星架的动态同轴度误差,导致二级行星组件产生额外的变形,甚至发生断裂、失效。由于牵引部壳体采用整体铸造,长度较大,在截割煤壁时由于弯矩造成的变形将起主导作用,所以应对牵引部壳体电控部分增加加强筋或通过优化材料性能来提高壳体刚度,减小其变形量。

由图 8 可见,与滚筒配合的摇臂壳体伸出端位置

的外连点 INT_NODE179448 以及牵引部壳体耳部的外连点 INT_NODE180981 的 Y 向坐标值在截割煤壁过程中,由于壳体的振动均发生平稳波动。其初始坐标值分别为 1 157.233 和 546.999 8,最大值为 1 157.234 和 547.002 7,最小值为 1 156.665 9 和 546.869 4,差值为 0.568 1 和 0.133 3,摇臂壳体伸出端变形量大于牵引部壳体耳部变形量,这些可以作为采煤机壳体变形的定量参考。

3 壳体疲劳寿命预测

在 nSoft 中建立壳体材料的 S/N 曲线,以 ADAMS 中 Durability 模块导出的 FES(应力结果文件)、DAC(时间历程载荷文件)和 LAF(模态文件)文件作为疲劳分析文件^[15]。对壳体关键节点 NODE3667 和 NODE1899 的载荷谱做强化外推及多工况叠加处理后作为疲劳寿命分析的目标载荷谱,以 Von Mises 为参考量对壳体进行疲劳寿命预测^[16]。

从疲劳分析结果中提取疲劳循环次数最少的 5 个节点作为疲劳寿命分析对象,见表 1。将疲劳分析结果中的 .unv 文件通过 Durability 模块导入 ADAMS 中,在 ADAMS 后处理模块 Post processing 中得到壳体的寿命(Life)云图,如图 9 所示。

表 1 壳体关键节点疲劳寿命损伤分析结果			
Table 1 Shell key nodes' fatigue life and damage analysis result			
壳体	Node	Life(Repeats)	Damage(3 s)
摇臂壳体	3667	$9.886\ 1\times10^6$	$1.011\ 52\times10^{-7}$
	3664	$9.886\ 1\times10^6$	$1.011\ 52\times10^{-7}$
	3668	$1.083\ 6\times10^7$	$9.228\ 91\times10^{-8}$
	17107	$1.083\ 6\times10^7$	$9.228\ 91\times10^{-8}$
	62486	$1.698\ 9\times10^7$	$5.886\ 08\times10^{-8}$
牵引部壳体	1899	$7.308\ 5\times10^6$	$1.368\ 28\times10^{-7}$
	72274	$9.959\ 6\times10^6$	$1.004\ 05\times10^{-7}$
	27779	$1.651\ 0\times10^7$	$6.057\ 07\times10^{-8}$
	72231	$3.832\ 6\times10^7$	$2.609\ 17\times10^{-8}$
	38142	$5.229\ 2\times10^7$	$1.912\ 32\times10^{-8}$

由表 1 可见,摇臂壳体疲劳循环次数最少的节点为 Node3667,其循环次数为 $9.886\ 1\times10^6$,疲劳损伤值为 $1.011\ 52\times10^{-7}$;节点 Node3664 与 Node3667 疲劳循环次数相等。提取动力学仿真结果中 Node3664 的 Von Mises 应力曲线(图 10)发现,该点的 Von Mises 应力最大值为 140.375 1 MPa,均值为 64.771 8 MPa,与节点 Node3667 的 Von Mises 应力最大值和均值分别相差 0.024 9 MPa 和 0.151 6 MPa,差值较小,二者波动规律相同,因而疲劳循环次数相同是

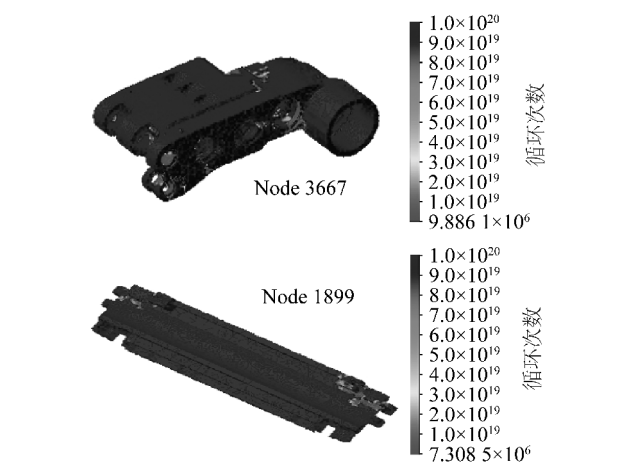


图 9 壳体寿命云图
Fig. 9 Shells' life contour

合理的。牵引部壳体疲劳循环次数最少的节点为 Node1899,其循环次数为 $7.308\ 5\times10^6$,小于摇臂壳体的疲劳循环次数。这主要是由于在平稳截割阶段牵引部壳体所受 Von Mises 应力波动的峰值和均值均较大所造成的。

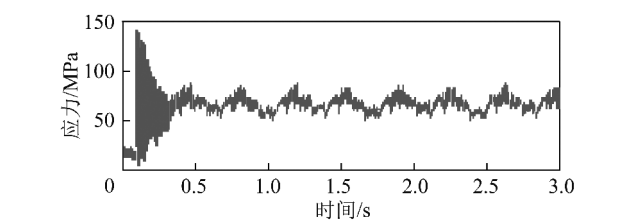


图 10 节点 3664 主应力曲线
Fig. 10 Von Mises stress of node 3664

由图 9 可见,壳体疲劳寿命最低(Life Min)的节点分别为 Node3667 和 Node1899,其寿命较低部位与应力分布云图中应力较大部位分布规律相吻合。

4 结 论

- (1)采煤机牵引阻力理论计算最大、最小值分别为 202.904 kN 和 177.551 kN。通过动力学仿真分析,得到其牵引阻力在均值 184 kN 上下平稳波动,与理论计算值相吻合,验证了动力学仿真分析的正确性。
- (2)基于动力学仿真分析发现,摇臂壳体与牵引部壳体最大主应力值均超过材料的许用应力值,最大主应力值节点分别位于摇臂壳体与调高油缸连接的下耳处以及牵引部壳体与支撑滑靴连接处;摇臂壳体最大变形发生在与滚筒配合的伸出端;牵引部壳体耳部以及电控箱部分变形向下,而牵引电机和行星减速箱部分向上隆起;牵引部壳体长度较大,变形起主导作用,需要对电控部分添加加强筋以提高其刚度。
- (3)摇臂壳体疲劳循环次数大于牵引部壳体疲

劳循环次数;壳体循环次数较低的薄弱部位分布与动力学仿真分析中应力较大值部位分布规律相近。

(4)基于本文的研究方法,可以及早发现大型工矿装备在构件的大位移刚性运动与柔性构件的小变形运动相互影响,强烈耦合时的应力、变形规律,预测构件在交变载荷作用下的薄弱环节;基于此可以极大地降低产品维修的成本、延长产品的使用寿命,提高企业的经济效益。

参考文献:

- [1] 赵丽娟,刘 杰.复杂机电系统的建模与仿真研究[M].沈阳:辽宁大学出版社,2007:1-20.
Zhao Lijuan,Liu Jie. Research on modeling and simulation of complex electromechanical system [M]. Shenyang: Liaoning University Press,2007:1-20.
- [2] 吴 彦.国产大功率采煤机摇臂 CAE 分析[J].煤矿机电,2003(5):105-108.
Wu Yan. The CAE analysis of domestic large power ranging arm of shearer[J]. Colliery Mechanical & Electrical Technology,2003(5):105-108.
- [3] 赵丽娟,马永志.基于多体动力学的采煤机截割部可靠性研究[J].煤炭学报,2009,34(9):1271-1275.
Zhao Lijuan, Ma Yongzhi. Reliability research on shearer cutting unit based on multi-body dynamics[J]. Journal of China Coal Society, 2009,34(9):1271-1275.
- [4] 赵丽娟,王 铜.薄煤层采煤机截割部可靠性分析[J].制造业自动化,2009,31(10):161-165.
Zhao Lijuan, Wang Tong. Analysis on reliability of shearer working in thin coal seam with pyrites nodules[J]. Manufacturing Automation, 2009,31(10):161-165.
- [5] 刘 杰,戴 丽,赵丽娟,等.混凝土泵车臂架柔性多体动力学建模与仿真[J].机械工程学报,2007,43(11):131-135.
Liu Jie,Dai Li,Zhao Lijuan,et al. Modeling and simulation of flexible multi-body dynamics of concrete pump truck arm[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering,2007,43(11):131-135.
- [6] 陆佑方.柔性多体系统动力学[M].北京:高等教育出版社,1996:1-15.
Lu Youfang. Dynamics of flexible multi-body systems[M]. Beijing: Higher Education Press,1996:1-15.
- [7] 廉自生,刘楷安.采煤机摇臂虚拟样机及其动力学分析[J].煤炭学报,2005,30(6):801-804.
Lian Zisheng, Liu Kaian. Virtual prototype of shearer ranging arm and its dynamics analysis[J]. Journal of China Coal Society, 2005,30(6):801-804.
- [8] 韩清凯,罗 忠.机械系统多体动力学分析、控制与仿真[M].北京:科学出版社,2010:152-170.
Han Qingkai, Luo Zhong. Mechanical system multi-body dynamics analysis, control and simulation[M]. Beijing: Science Press,2010:152-170.
- [9] 鲁 明,胡聪良,孙 伟,等.基于刚柔耦合的导轨滑块移动副建模[J].中国工程机械学报,2010,8(3):279-281.
Lu Ming, Hu Congliang, Sun Wei, et al. Rail-slider-pair modeling based on rigid-flexible coupling[J]. Chinese Journal of Construction Machinery,2010,8(3):279-281.
- [10] 黄文虎,邵成勋.多柔体系统动力学[M].北京:科学出版社,1996:32-51.
Huang Wenhui, Shao Chengxun. Dynamics of multi-flexible body systems[M]. Beijing: Science Press,1996:32-51.
- [11] 李贵轩,李晓豁.采煤机械设计[M].沈阳:辽宁大学出版社,1994:123-129.
Li Guixuan, Li Xiaohuo. Coal winning machine design[M]. Shenyang: Liaoning University Press,1994:123-129.
- [12] 赵丽娟,董萌萌.含硫化铁结核薄煤层采煤机工作机构载荷问题[J].煤炭学报,2009,34(6):840-844.
Zhao Lijuan, Dong Mengmeng. Load problems of working mechanism of the shearer in containing pyrites and thin coal seam[J]. Journal of China Coal Society,2009,34(6):840-844.
- [13] 赵丽娟,屈岳雷,谢 波.薄煤层采煤机摇臂壳体的瞬态动力学分析[J].现代制造技术与装备,2008(6):58-60.
Zhao Lijuan, Qu Yuelei, Xie Bo. Transient dynamics analysis on ranging arm of shearer in thin coal seam[J]. Modern Manufacturing Technology and Equipment,2008(6):58-60.
- [14] 赵丽娟,王承云.采煤机截割部建模与动力学仿真研究[J].工程设计学报,2010,17(2):119-123.
Zhao Lijuan, Wang Chengyun. Modeling and dynamic simulation of shearer cutting unit[J]. Journal of Engineering Design,2010,17(2):119-123.
- [15] 王国军,胡仁喜,陈 欣.Nsoft 疲劳分析理论与应用实例指导教程[M].北京:机械工业出版社,2007.
Wang Guojun, Hu Renxi, Chen Xin. Nsoft fatigue theory and its application to guide tutorial[M]. Beijing: Machinery Industry Press, 2007.
- [16] 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. Plow traction block reliability analysis and fatigue life prediction[J]. Journal of China Coal Society,2012,37(3):516-521.