

基于滚刀系统耦合动力学的轴承修形设计

霍军周¹, 吴瀚洋¹, 赵奎山², 李 涛¹

(1. 大连理工大学 机械工程学院, 辽宁 大连 116024; 2. 大耐泵业有限公司, 辽宁 大连 116021)

摘 要: 为了防止滚刀轴承接触应力分布出现“边缘效应”现象,在滚子修形过程中确定合适的修形参数尤为重要.以突变冲击的滚刀动态载荷为基础,通过对滚刀系统的弯-轴-摆耦合动力学模型进行求解得到了滚刀轴承的载荷谱.然后基于滚刀轴承的滚子最大载荷,使用 Ansys 软件对滚刀轴承滚子进行修形设计以获取最佳的修形参数.分析结果表明,边滚刀轴承滚子最大载荷较中心滚刀和正滚刀增大了 87% 和 20%.采用修形凸度量为 0.029 mm 和接触比为 0.6 的最佳修形参数修形的滚子消除了滚子滚道接触边缘的应力集中,改善滚子的接触应力分布,平均接触应力下降了 17.26%,提高了滚刀轴承的寿命.

关 键 词: 滚刀轴承;滚刀动态载荷;滚刀轴承载荷谱;修形

中图分类号: TH 133.332 文献标志码: A 文章编号: 1005-3026(2015)12-1776-04

Design of Bearing Crown Based on Coupling Dynamics of the Disc Cutter System

HUO Jun-zhou¹, WU Han-yang¹, ZHAO Kui-shan², LI Tao¹

(1. School of Mechanical Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China; 2. Danai Pumps Co., Ltd, Dalian 116021, China. Corresponding author: HUO Jun-zhou, E-mail: huojunzhou@dlut.edu.cn)

Abstract: To prevent the “edge effects” of the cutter bearing’s contact pressure distribution, it is particularly important to determine the appropriate modification parameters. Based on dynamic load obtained through simulation, cutter bearing’s load spectrum was generated by establishing the dynamics model of the disc cutter’s bending-axial-swing coupling system. And based on the maximum roller load, the model of cutter bearing was made by the Ansys in order to obtain the best parameters. The results show that compared with center cutter and face cutter, maximum load of edge cutter increases by 87% and 20%, respectively. The roller which is crowned of 0.029 mm with contact ratio of 0.6 eliminates the stress concentration at roller-raceway contact edge, improves the contact stress distribution, with the average contact stress decreased by 17.26% and increases the contact fatigue life.

Key words: cutter bearing; dynamic load of the disc cutter; cutter bearing’s load spectrum; crown

全断面岩石掘进机(简称 TBM)的出现,为人类实现地下空间建设提供了关键技术装备.其中盘形滚刀是 TBM 破碎岩石的工具,安装在全断面岩石掘进机的刀盘盘面上,是掘进机的关键部件和易损件^[1-3].国内外关于滚刀研究集中在滚刀与岩石相互作用机理及滚刀刀间距设计方面,主要基于滚刀切削试验台和数值仿真进行研究^[4-8].在动态载荷和振动的恶劣环境下,作为刀具承载部件和关键部件的滚刀轴承的寿命成为决

定滚刀寿命的重要因素.

1 滚刀载荷仿真计算

通过分析滚刀力学特征和岩体的本构模型,使用 Ls-Dyna 软件仿真,并与实验载荷相对比得到滚刀的载荷规律.提取得到的中心滚刀、正滚刀和边滚刀的载荷历程如图 1 所示.

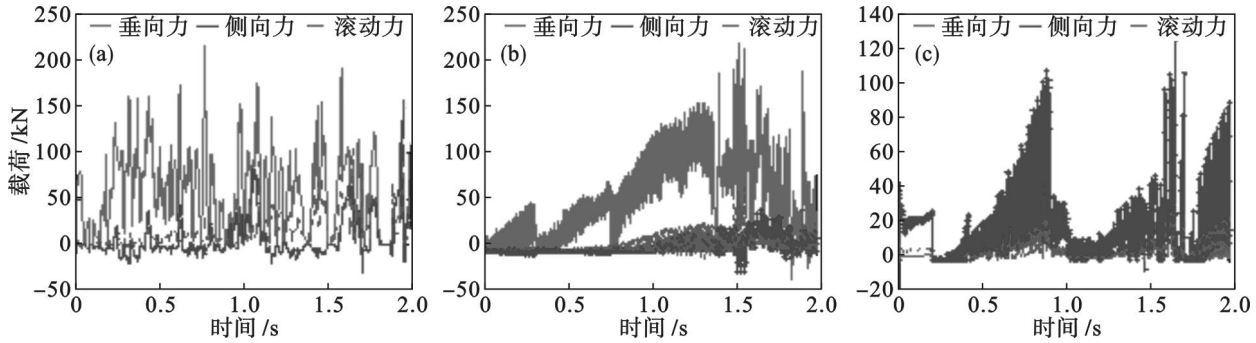


图1 滚刀载荷历程

Fig. 1 History of loads vs time of disc cutter

(a)—中心滚刀; (b)—正滚刀; (c)—边滚刀.

2 滚刀系统弯-轴-摆耦合动力学模型

本文主要考虑滚刀垂向振动、轴向振动和摆动,将滚刀划分成刀圈、刀体和刀轴三个节点部分,滚刀的结构示意图和动力学等效模型如图2所示.

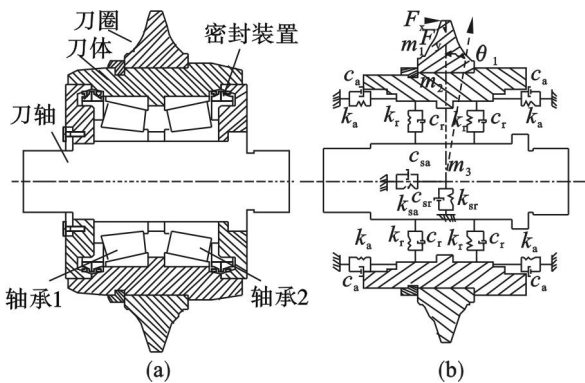


图2 滚刀结构示意图和动力学等效模型

Fig. 2 Schematic and equivalent dynamic model of the disc cutter

(a)—结构示意图; (b)—等效力学模型.

本文采用刚性套圈理论^[9].将两列轴承的外圈和刀体视为一个整体,这样外圈相对于内圈的位移定义为径向位移 δ_r ,轴向位移 δ_a 和转角 θ ,背对背安装的两列圆锥滚子轴承受力示意图如图3所示.

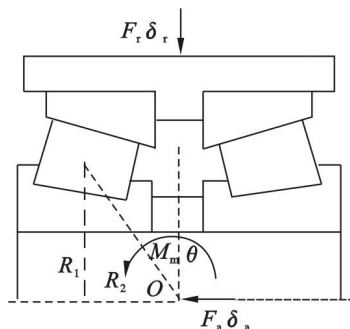


图3 滚刀轴承受力示意图

Fig. 3 The loading schematic diagram of the cutter bearing

轴承的整体变形与滚刀各质量块位移关系为

$$\left. \begin{aligned} \delta_r &= y_2 - y_3, \\ \delta_a &= x_2 - x_3, \\ \theta &= \theta_1. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

参照轴承载荷-变形的分析求解方法^[9],对滚刀轴承进行相关分析,得到轴承的平衡方程:

$$\left. \begin{aligned} F_r &= \sum_{i=1}^Z (Q_{e1i} + Q_{e2i}) \cos \alpha_e \cos \varphi_i, \\ F_a &= \sum_{i=1}^Z (Q_{e1i} - Q_{e2i}) \sin \alpha_e, \\ M_b &= \sum_{i=1}^Z (Q_{e1i} - Q_{e2i}) \cos \varphi_i (R_1 \sin \alpha_e + R_2 \cos \alpha_e). \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中: i 为对应滚子的个数; F_r, F_a, M_b 分别为双列圆锥滚子轴承承受的径向、轴向和力矩载荷; Q_{e1i}, Q_{e2i} 分别为两列轴承的滚子接触载荷; $\alpha_i, \alpha_e, \alpha_f$ 分别为圆锥滚子内、外滚道和挡边的接触角; R_1 为滚子中心到滚刀轴线的垂直距离; R_2 为滚子中心到滚刀轴线的垂直距离; φ_i 为滚子圆周方向的位置角.将动力学模型求解得到的各自由度相应代入以上计算公式,可以得到轴承滚子的实际载荷.

3 滚刀轴承的修形设计

对轴承滚子进行修形设计来改善轴承滚子的接触应力分布.修形方案如图4所示.

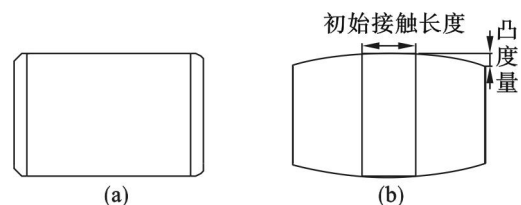


图4 轴承滚子修形方案图

Fig. 4 Modification program of the roller

(a)—未修形滚子; (b)—修形后滚子.

4 计算实例的分析

4.1 滚刀动力学方程参数的计算

以某掘进机刀盘上的 17 英寸滚刀为例进行

分析,其相关参数如表 1 所示。
根据所述参数计算相应的动力学参数。

4.2 滚刀轴承载荷谱的求解

由滚刀系统动力学响应分析,可得滚刀各轴
承滚子的时间载荷历程,如图 5 所示。

表 1 轴承的结构参数
Table 1 Structure parameters of the bearings

轴承外径	轴承内径	滚子中径	滚子长度	滚子个数	接触角	滚子锥角
212.73 mm	101.60 mm	27.04 mm	50.80 mm	17	12°15′	1°44′

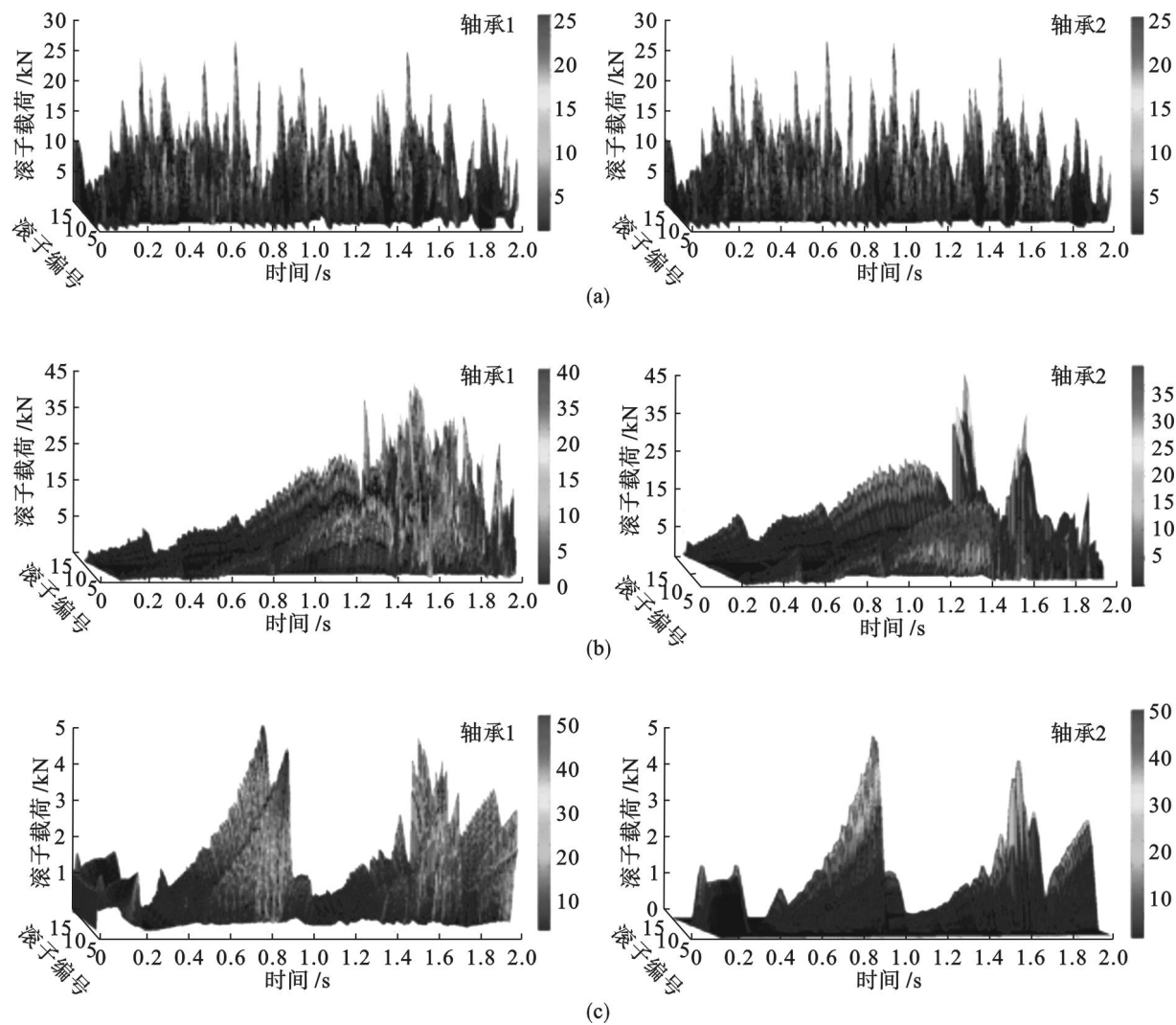


图 5 滚刀轴承的时间载荷历程
Fig. 5 History of loads vs time of cutter bearing
(a)—中心滚刀; (b)—正滚刀; (c)—边滚刀。

由图 5 可知:轴承滚子最大载荷分别为 26.8,41.5 和 50.0 kN;边滚刀轴承滚子最大载荷较中心滚刀和正滚刀增大了 87% 和 20%;边滚刀承受较大的倾覆力矩和侧向载荷导致滚刀轴承处于偏载状态,故可以得出要防止滚子边缘应力集中应对轴承滚子修形。

4.3 滚刀轴承修形设计

根据所述的滚刀轴承滚子修形方法,对滚刀轴承修形.未修形时的赫兹理论计算和 Ansys 分析的结果如表 2 所示。

以变形量 0.029 mm 作为修形凸度量,通过改变滚子的初始接触长度,得到的修形结果如图

6 所示. 图中 k 值为滚子修形后初始接触长度与滚子原始长度的比值, $k=1$ 代表原始滚子的接触应力. 可得: 初始接触比从 0.5 到 0.6, 滚子边缘应力集中基本消失, 但初始接触比为 0.7 时又出现一定的应力集中, 分析可得到滚子修形凸度量 为 0.029 mm 时, 初始接触比为 0.6 左右时, 滚子的承载比较均匀, 应力集中现象消失, 平均接触应力下降, 滚子应力分布得到改善.

表 2 滚子理论与有限元的分析
Table 2 Analysis of theory and finite element on the roller

计算方法	最大滚子载荷/ kN	平均接触应力/ MPa	凸度量/ mm
理论计算	50.0	1 282.6	0.029
有限元分析	50.0	1 241	
计算误差		3.2%	

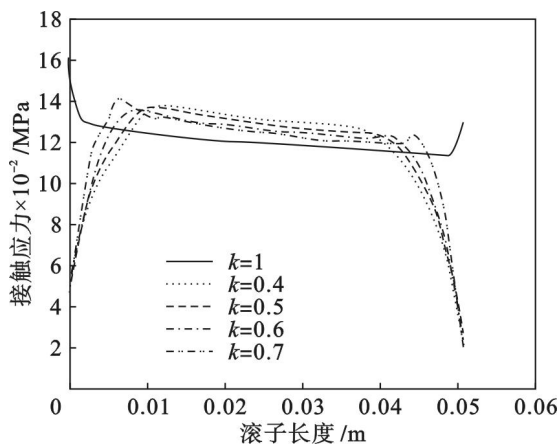


图 6 不同接触长度滚子接触应力曲线

Fig. 6 Contact stress curves of the bearing rollers in different contact lengths

5 结 论

1) 滚刀的各向载荷都呈现极强的阶跃性, 垂向力、侧向力和滚动力的大小趋势具有一致性, 且侧向力最大, 垂向力次之, 滚动力最小, 主要是边滚刀的安装倾角导致的.

2) 轴承接触载荷的波动形式与滚刀的载荷波动有较好的一致性. 边滚刀轴承滚子最大载荷较中心滚刀和正滚刀增大了 87% 和 20%. 边滚刀承受较大的倾覆力矩和侧向载荷导致滚刀轴承处

于偏载状态, 故为了防止滚子边缘应力集中应对滚刀轴承滚子修形.

3) 基于滚刀动力学求得的滚子最大载荷对滚刀轴承进行直线圆弧修形, 得到了最佳的修形参数.

参考文献:

[1] Tan Q, Zhen H Z, Xia Y M, et al. Numerical modeling of the TBM disc cutter's kinematic behavior during its wear process and experimental verification [J]. *Applied Mechanics and Materials*, 2013, 51: 321 – 324.

[2] Rostami J. Hard rock TBM cutterhead modeling for design and performance prediction [J]. *Geomechanics and Tunnelling*, 2008, 1(1): 18 – 28.

[3] Xia Y M, Ouyang T, Zhang X M. Mechanical model of breaking rock and force characteristic of disc cutter [J]. *Journal of Central South University*, 2012, 19(7): 1846 – 1852.

[4] Teale R E. The concept of specific energy in rock drilling [J]. *International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences & Geomechanics Abstracts*, 1965, 2(1): 57 – 73.

[5] Snowdon R A, Ryley M D. Single and multiple pass disc cutting in shape granite [J]. *Tunnel & Tunneling*, 1983, 25(1): 15 – 19.

[6] Lindqvist P A, Lai H H, Alm O. Indentation fracture development in rock continuously observed with a scanning electron microscope [J]. *International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences*, 1984, 21(4): 165 – 182.

[7] Zhang Z X, Kou S Q, Tan X C, et al. In-situ measurements of cutter forces on boring machine at Aspo hard rock laboratory. part I. laboratory calibration and in-situ measurements [J]. *Rock Mechanics and Rock Engineering*, 2003, 36(1): 39 – 61.

[8] Yang J Y, Zhang Y Y, Zhu Y S. Intelligent fault diagnosis of rolling element bearing based on SVMs and fractal dimension [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2007, 21(5): 2012 – 2024.

[9] 罗继伟, 罗天宇. 滚动轴承分析计算与应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009: 1 – 108.

(Luo Ji-wei, Luo Tian-yu. Calculation and application of rolling bearing[M]. Beijing: China Machine Press, 2009: 1 – 108.)