

文章编号:1672-3031(2018)06-0549-06

TBM刀盘弹性变形研究

张照煌, 洪文, 孙显星

(华北电力大学 能源动力与机械工程学院, 北京 102206)

摘要: 刀盘是全断面岩石掘进机的关键部件, 通过螺栓联接到刀盘大轴承并成为主机的重要组成部分。由于螺栓和刀盘都属弹性材料, 刀盘与其轴承间的支撑联接关系在掘进过程中对刀盘形变有决定性影响, 因此, 论文通过对刀盘弹性变形理论模型的构建, 分别给出了刀盘在简支和夹支支撑条件下的中面弯曲弹性变形方程并通过刀盘外载荷确定给出了两种支撑条件下刀盘变形曲线; 通过有限元分析发现, 刀盘的实际支撑应介于简支和夹支之间, 其中简支约占12%~16%, 夹支约占84%~88%, 而刀盘弹性变形最大处位于其中心 $r=0.28\text{ m}$ 的圆域内。此结论为全断面岩石掘进机施工过程中刀盘形变分析提供了借鉴。

关键词: 刀盘系统; 全断面岩石掘进机; 载荷; 弹性变形

中图分类号: TD421.5

文献标识码: A

doi: 10.13244/j.cnki.jiwhr.2018.06.005

1 研究背景

TBM主要由刀盘系统、驱动系统、支撑系统、推进系统、润滑系统、液压系统、电气控制系统、定位导向系统、衬砌支护系统等多个系统组成^[1]。刀盘位于掘进机的最前端, 是其关键部件, 也是最容易疲劳磨损和引发事故的部件。国内外学者在刀盘的研究方面做出了很多贡献。文献[2]基于弹性力学理论, 以刀盘与主轴承间简支、夹支联结关系为边界条件, 给出了刀盘在较高作业刚度下刀盘半径和主轴承支撑半径之间的定量关系, 并借助ANSYS分析软件验证了该理论; 文献[3]将刀盘看成连续性弹性薄板, 研究了其变形; 文献[4]将刀盘看成非连续性弹性薄板, 研究了其变形; 孙伟、霍军周等^[5-6]基于遗传算法和协同进化思想, 在优化滚刀刀间距的基础上提出了平面布置优化设计方法, 并对刀盘系统参数及支撑筋等结构进行了优化设计; 蔡宗熙、亢一澜等^[7]重新推导了刀盘比能的计算模型, 对施工实测数据进行了深入分析, 给出了在不同工况下盘形滚刀切削深度的最佳范围。刀盘作为盘形滚刀的安装载体, 通过驱动系统带动盘形滚刀破碎岩石, 承受滚刀破岩传递的全部载荷。由于围岩环境复杂, 而且具有高硬度、高耐磨性、成分和构造复杂等特点, 刀盘在施工过程中承受着盘形滚刀与岩石相互作用所产生的大推力、大扭矩的强冲击性随机分布载荷, 这使得刀盘表现为剧烈的随机振动^[8]。刀盘振动是引起刀盘疲劳破坏最主要的原因之一, 较大的振动还会引起刀盘主轴承密封失效, 刀盘局部损伤等事故, 使刀盘的使用寿命大大降低, 进而增大施工成本、降低施工效率。因此, 研究TBM刀盘在施工载荷作用下的结构力学问题, 深入了解刀盘的变形机理及特点, 对刀盘结构的设计与加固, 以及施工安全隐患问题的预估, 都具有重要的意义。

2 刀盘弹性变形理论模型建立

为使掘进机有较好且均衡的破岩效果, 掘进机刀盘上盘形滚刀的布置相对比较均匀, 整个刀盘由刀盘后的主轴承支撑并传递推进力, 见图1所示。通常情况下, 可将全断面岩石掘进机刀盘假想为

收稿日期: 2018-01-16

基金项目: 国家自然科学基金项目(51475163)

作者简介: 张照煌(1963-), 男, 山东菏泽人, 教授, 博士生导师, 主要从事地下先进施工装备及技术、可再生能源高效利用理论及技术等研究。E-mail: zh_zhaohuang@163.com

圆形弹性薄板。设刀盘推力引起的岩石反作用力通过盘形滚刀在刀盘上产生的载荷分布集度为 q ，以刀盘旋转轴线为 Z 轴， Z 轴与刀盘中面的交点为坐标原点，刀盘中面为 XY 坐标面，根据圆形薄板弯曲理论，刀盘中面在刀盘主轴承和载荷 q 作用下的弹性曲面微分方程可写为：

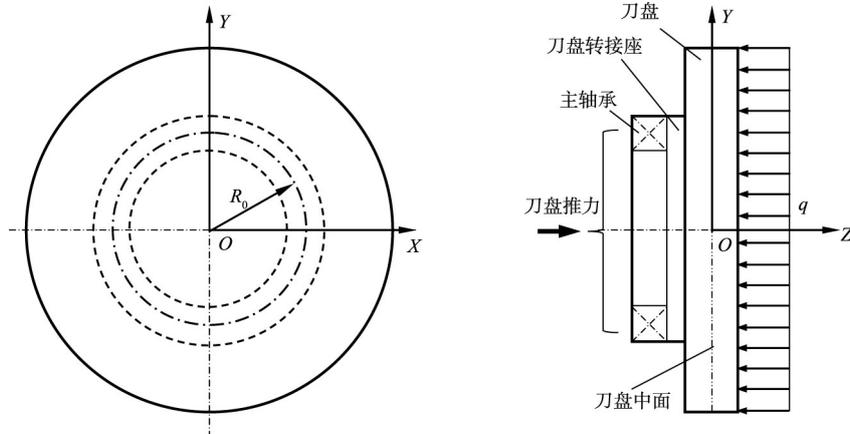


图1 作业刀盘力学模型

$$D \left(\frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \right) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} \right) = q \quad (1)$$

式中： D 为刀盘弯曲刚度， $D = E\delta^3/12(1-\mu^2)$ ； E 为刀盘弹性模量； δ 为刀盘厚度； μ 为刀盘材料泊松比； r 、 θ 、 w 为刀盘中面极坐标，其中 w 与 q 方向相同取正，方向相反取负。

刀盘上盘形滚刀的布置一般考虑或遵循岩石抗力通过盘形滚刀对刀盘既不产生横向载荷，也不对刀盘产生倾覆力矩的原则。滚刀基本都是绕 Z 轴对称分布的。亦即 w 只是 r 的函数，则公式(1)改写成：

$$D \left(\frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \right) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} \right) = q \quad (2)$$

此常微分方程的解为：

$$w = C_1 \ln r + C_2 r^2 \ln r + C_3 r^2 + C_4 + w_1 \quad (3)$$

式中： C_1 、 C_2 、 C_3 、 C_4 为常数，由刀盘结构的边界条件决定； w_1 为式(2)的任一特解，对受均布载荷 q 的薄板，有：

$$w_1 = \frac{qr^4}{64D} \quad (4)$$

由于刀盘中心一般设置中心滚刀，箱形刀盘后面设置刀盘轴承安装座孔，因此 $C_1=C_2=0$ 。式(3)改写成：

$$w = C_3 r^2 + C_4 + qr^4/64D \quad (5)$$

2.1 简支支撑下刀盘弹性变形 设刀盘主轴承支撑半径为 R_0 ，当刀盘主轴承与刀盘的联结关系为简支支撑时，有：

$$\begin{aligned} w_{r=R_0} &= 0 \\ \left(\frac{d^2 w}{dr^2} + \frac{\mu}{r} \frac{dw}{dr} \right)_{r=R_0} &= 0 \end{aligned}$$

求解得：

$$w = -\frac{3+\mu}{1+\mu} \frac{R_0^2}{32D} qr^2 + \frac{5+\mu}{1+\mu} \frac{R_0^4}{64D} q + \frac{1}{64D} qr^4 \quad (6)$$

式(6)为刀盘与主轴承为简支联结关系下受均布载荷 q 作用的中面弯曲弹性变形方程。

2.2 夹支支撑下刀盘弹性变形 刀盘轴承支撑半径为 R_0 ，当刀盘轴承与刀盘的联结关系为夹支，有：

$$w_{r=R_0} = 0$$

$$\left(\frac{dw}{dr}\right)_{r=R_0} = 0$$

求解得：

$$w = -\frac{R_0^2}{32D}qr^2 + \frac{R_0^4}{64D}q + \frac{1}{64D}qr^4 \quad (7)$$

式(7)为刀盘与主轴承为夹支联结关系下受均布载荷 q 作用的中面弯曲弹性变形方程。

3 刀盘变形分析

3.1 外部载荷的确定 TBM刀盘上一般安装数十把甚或上百把盘形滚刀，考虑岩石的脆性和岩石质地层的复杂性(如：岩石质的多样性、节理、裂隙及发育程度等)，TBM刀盘上每把盘形滚刀的实际受力不仅复杂多变，且具有较强随机性，见图2所示。图2为Z. X. Zhang等^[9]在Aspo硬岩实验室进行的掘进机盘形滚刀滚动破岩(正)推力实测时程曲线，其它如盘形滚刀的滚动力实测时程曲线及其侧向力实测时程曲线此处均未引用。通过对时程曲线处理，可得到盘形滚刀滚动破岩正推力、滚动力和侧向力的平均值，从中发现，盘形滚刀滚动力和侧向力约为其正推力的0.1至0.15倍，且盘形滚刀滚动力和侧向力均平行于刀盘中面，因此，刀盘弯曲变形只考虑盘形滚刀正推力的作用；此外，由于每把盘形滚刀正推力大小变化的随机性，便使得数十把甚或上百把盘形滚刀作用在TBM刀盘上的推力具有相对稳定性，为不失一般性，考虑刀盘整体受力为其上所有盘形滚刀滚动破岩正推力平均值的简单累加。

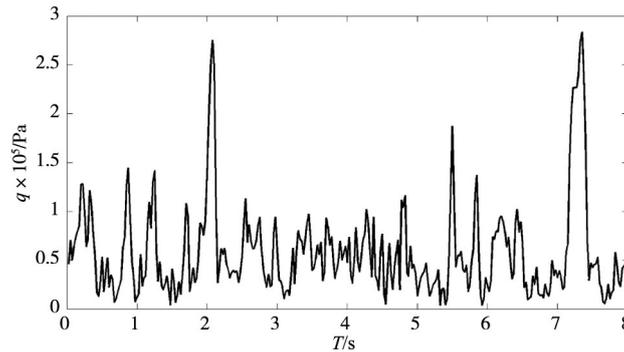


图2 盘形滚刀垂直力时程曲线

经上述分析，刀盘所受垂直面载荷集度 q 为：

$$q = \frac{1}{S} \left(\sum_{i=1}^n F_{Ni} + \sum_{j=1}^m F_{Nj} \right) \quad (8)$$

式中： q 为刀盘正面垂直面载荷； n 、 m 分别为正滚刀与中心滚刀和边滚刀的数量； F_{Ni} 、 F_{Nj} 为盘形滚刀正推力平均值； S 为刀盘面积。

3.2 不同支撑下刀盘弹性变形对比 刀盘在垂直面载荷 q 的作用下，由于主轴承支撑方式的不同，刀盘的弹性变形情况会有所不同。图3给出了在不同载荷作用下刀盘在主轴承筒支支撑和夹支支撑时刀盘挠度沿半径的变化趋势。

由图3可以看出，在刀盘主轴承支撑半径 R_0 范围内，筒支支撑时刀盘的挠度值大于夹支支撑时刀盘相同位置的挠度值，二者均随刀盘半径的增大而减小，到主轴承支撑半径处减为0。在刀盘主轴承支撑半径到刀盘边缘范围内，随着半径的增大，刀盘挠度逐渐增大，筒支支撑下刀盘挠度的增长速率越来越慢，方向与载荷 q 方向相反；夹支支撑下刀盘挠度的增长速率越来越快，方向与载荷 q 方向相同。

4 基于ANSYS的刀盘结构有限元分析

4.1 建模及初始条件设定 刀盘的结构为中方五分式，中心块由前后两层焊接而成，周围四块为整

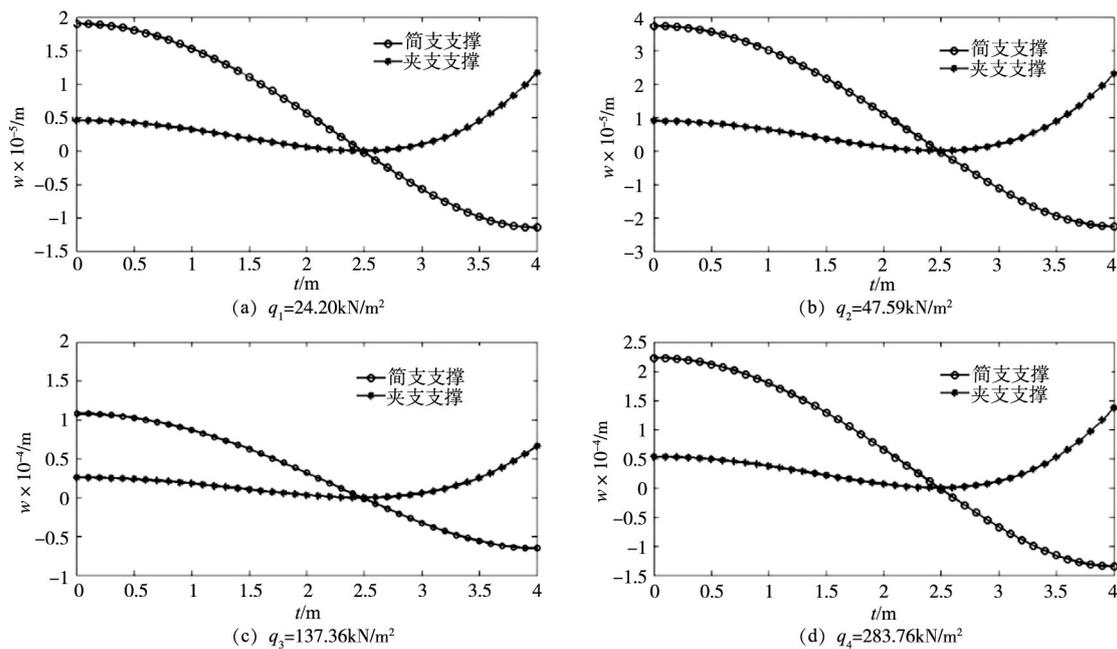


图3 不同载荷、不同支撑条件下刀盘变形沿半径的变化

块结构。为了便于 ANSYS 分析，对刀盘模型做如下简化处理：(1)删除不影响结构强度的螺栓孔特征；(2)删除所有刀具(盘面空洞、开口位置)，分析时将载荷施加在整个刀盘正面上；(3)删除结构中的一些斜筋板；(4)圆整三维结构中的尖点，避免出现不必要的尖锐；(5)整体化处理板材焊口与刀盘(二者材料属性相似)。全断面硬岩掘进机刀盘三维模型如图 4 所示。

4.2 模拟结果与分析 刀盘在载荷 q 的作用过程中，在 $t=7.35$ s 时，载荷 q 达到了最大值 283.76 kN/m^2 ，如图 5 所示。

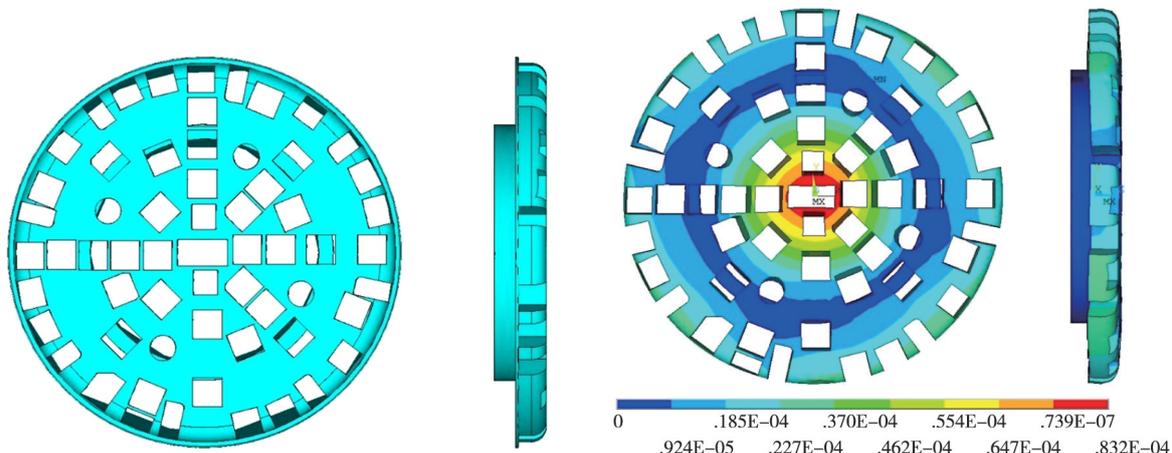


图4 全断面硬岩掘进机刀盘三维模型

图5 $q_{\max}=283.76 \text{ kN/m}^2$ 时刀盘弹性变形云图

现将 $q_{\max}=283.76 \text{ kN/m}^2$ 时刀盘弹性变形有限元模拟结果以极坐标的形式导出刀盘盘面上各节点的坐标与变形量，如表 1 所示。将刀盘盘面上各节点坐标与变形量以散点图的形式表示，并与相同载荷作用下刀盘支撑方式为简支支撑与夹支支撑时挠度的变化曲线做对比，如图 6 所示。

刀盘挠度沿半径变化的模拟结果散点图基本介于相同载荷下刀盘支撑方式为简支与夹支时挠度变化曲线之间。由此可见，刀盘主轴承的支撑方式并不是纯粹的简支支撑或夹支支撑，而是介于简支支撑与夹支支撑之间。

为进一步了解 TBM 刀盘与主轴承之间的联结方式，寻找其中简支支撑与夹支支撑各自所占比

表1 刀盘盘面各节点坐标与变形量(部分)

节点编号	极径 r/m	挠度 w/m	节点编号	极径 r/m	挠度 w/m	节点编号	极径 r/m	挠度 w/m
3879	0.2635	8.26×10^{-5}	11322	0.9592	5.69×10^{-5}	4046	1.8482	1.87×10^{-5}
3850	0.2790	8.32×10^{-5}	4214	0.9864	5.77×10^{-5}	3935	1.9183	1.60×10^{-5}
4158	0.3658	7.98×10^{-5}	11486	1.0492	5.32×10^{-5}	11449	2.1145	9.92×10^{-6}
11434	0.3791	7.87×10^{-5}	3978	1.1104	5.33×10^{-5}	4371	2.3059	4.90×10^{-6}
11321	0.3967	7.80×10^{-5}	4059	1.1662	5.03×10^{-5}	4310	2.7313	4.02×10^{-6}
3835	0.4687	7.81×10^{-5}	3992	1.1873	4.77×10^{-5}	3727	3.1254	1.31×10^{-5}
3866	0.5543	7.49×10^{-5}	4051	1.2592	4.63×10^{-5}	4318	3.1750	1.49×10^{-5}
4069	0.5772	7.63×10^{-5}	3944	1.3293	4.57×10^{-5}	4302	3.1997	1.44×10^{-5}
3969	0.6628	7.25×10^{-5}	4005	1.5001	3.23×10^{-5}	4301	3.2203	1.52×10^{-5}
4138	0.8773	5.98×10^{-5}	3987	1.6501	2.59×10^{-5}	4423	3.5990	2.55×10^{-5}
11311	0.9581	5.69×10^{-5}	3988	1.7763	2.07×10^{-5}	4464	3.8500	3.21×10^{-5}

重,对刀盘弹性变形有限元计算结果与简支、夹支模型计算结果进行相关性分析,分析方程为:

$$w_0 = a \cdot w_1 + b \cdot w_2 + \varepsilon \quad (9)$$

式中: w_0 为刀盘弹性变形有限元计算结果; w_1 为刀盘简支支撑挠弹性变形量; w_2 为刀盘夹支支撑挠弹性变形量; a 、 b 分别为简支、夹支比重系数,其中 $a+b=1$; ε 为随机误差。

根据随机误差计算结果统计可知,当 $a=0.12 \sim 0.16$ 时,随机误差 ε 均值较小,且变化波动较小,刀盘弹性变形相关性分析结果较为理想,其中以 $a=0.14$ 最为理想。则在刀盘主轴承支撑半径范围内,刀盘弹性变形与简支、夹支支撑下弹性变形近似线性相关。因此,该型号刀盘弹性变形可由不同支撑方式下中面弯曲微分方程按不同比重关系计算获得,参考下式:

$$w' = a \cdot w_1 + b \cdot w_2, \quad (r < R_0) \quad (10)$$

式中: w' 为刀盘弹性变形量; w_1 为刀盘简支支撑弹性变形量; w_2 为刀盘夹支支撑弹性变形量; a 、 b 分别为简支、夹支比重系数,其中 $a+b=1$, a 取 $0.12 \sim 0.16$ 。

另外,经计算分析,在刀盘主轴承支撑半径范围到刀盘边缘之间,由于刮刀槽、遛碴槽,以及边滚刀一定安装倾角等因素影响,刀盘弹性变形与简支、夹支支撑下弹性变形不存在线性相关性,因此不能按照上述计算方法获得刀盘弹性变形情况。

针对上述方法无法计算主轴承支撑半径外刀盘弹性变形,现采用曲线拟合法对刀盘弹性变形散点进行拟合。拟合后的曲线方程为:

$$w = (C_4 \cdot r^4 + C_3 \cdot r^3 + C_2 \cdot r^2 + C_1 \cdot r + C_0) \cdot q \quad (11)$$

该曲线方程的拟合优度为 0.994 04,拟合效果比较理想。式(11)亦可作为计算该型号刀盘弹性变形参考公式。拟合曲线如图7所示,曲线方程式中各项系数如表2所示。

5 结论

(1)通过有限元模拟,发现刀盘弹性变形最大处在其中心 $r=0.28$ m 的圆域内,且对于指定刀盘,其弹性变形可近似看作半径和载荷的函数;(2)在相同载荷作用下,通过对刀盘弹性变形变化趋势的有限元计算和刀盘简支、夹支支撑理论解的对比分析,得出刀盘实际支撑情况介于简支与夹支之间,其中简支约占 12%~16%,夹支约占 84%~88%,并给出了刀盘弹性变形的两种计算参考公式。

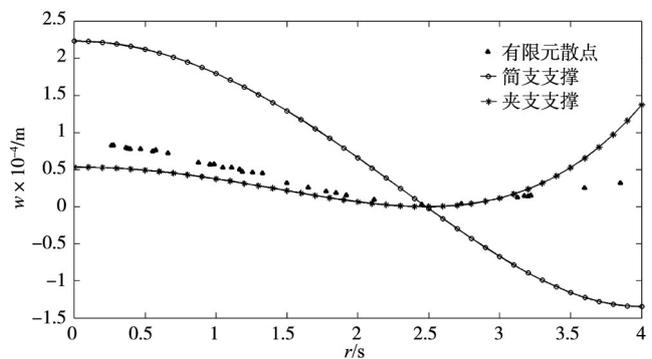


图6 刀盘挠度模拟结果与简支、夹支情况对比

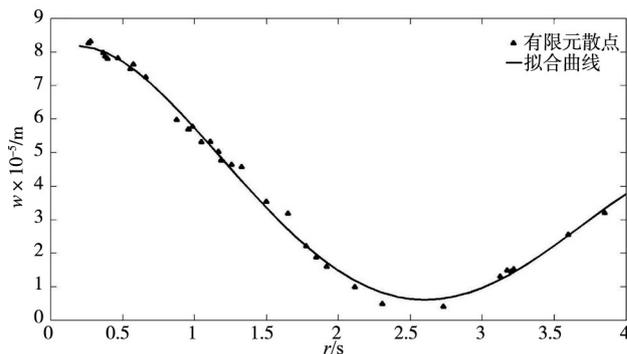


图7 刀盘弹性变形散点图拟合曲线

表2 拟合曲线方程式各项系数值

系数	值
C_4	-9.12206×10^{-12}
C_3	8.86198×10^{-11}
C_2	-2.37591×10^{-10}
C_1	7.91052×10^{-11}
C_0	2.80999×10^{-10}

参 考 文 献:

- [1] 乔世珊, 茅承觉, 刘春. 全断面岩石掘进机[M]. 北京: 石油工业出版社, 2005.
- [2] 张照煌, 王江伟, 孙飞. 全断面岩石掘进机刀盘支撑刚度理论分析[J]. 工程机械, 2014, 3(45): 12-16.
- [3] 张照煌, 龚国芳, 高青凤. 全断面岩石掘进机连续性刀盘形变理论及应用研究[J]. 应用基础与工程科学学报, 2017, 3(25): 629-635.
- [4] 张照煌, 孙飞. 全断面岩石掘进机非连续刀盘形变理论及应用研究[J]. 矿山机械, 2017, 1(45): 7-11.
- [5] HUO Junzhou, SUN Wei, GUO Li. Numerical simulation of the rock fracture process induced by multi-disc-cutters and cutter spacing design[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2012, 33(1): 96-99.
- [6] 李震, 霍军周, 孙伟, 等. 全断面岩石掘进机刀盘结构主参数的优化设计[J]. 机械设计与研究, 2011, 27(1): 83-86.
- [7] WANG Lihui, KANG Yilan, CAI Zongxi. The energy method to predict disc cutter wear extent for hard rock TBMs[J]. Tunneling and Underground Space Technology, 2012, 28: 183-191.
- [8] 杨静. TBM刀盘系统振动特性分析与掘进现场测试研究[D]. 辽宁: 大连理工大学, 2014.
- [9] ZHANG Z X, KOU S Q, LINDQVIST P-A. In-situ measurements of cutter forces on boring machine at Aspö Hard Rock Laboratory[J]. Rock Mechanics and Rock Engineering, 2003, 36(1): 63-83.

Study on the elastic deformation and finite element analysis of TBM cutter head

ZHANG Zhaohuang, HONG Wen, SUN Xianxing

(School of Energy Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Beijing 102206, China)

Abstract: As a key component of the full face rock tunnel boring machine, cutterhead is connected to the main bearing by bolt. Because bolt and cutterhead are both elastic materials, the supporting connection between cutterhead and bearing has a decisive influence on the deformation of cutterhead during excavation process. This paper established the elastic deformation model of cutterhead, presented the bending elastic deformation equations of neutral plane under simply-supported and clip-supported conditions respectively. Then, by giving out the load on cutterhead, the deformation curves under the above conditions are presented accordingly. Finite element analyses show that the actual support of cutterhead is a mode between simple support and clamp support, of which simple support accounts for 12%-16% and the clamped support accounts for 84%-88%. The maximum deformation of cutterhead occurred in its center and is located in a circular region with $r=0.28m$. This conclusion provides reference for further analysis of the deformation of TBM cutterhead during the excavation process.

Keywords: cutterhead system; full face rock tunnel boring machine; load; elastic deformation

(责任编辑: 李福田)