

基于载荷分布和统计的 TBM 主轴承寿命计算

张春光¹, 屈福政¹, 宁诗哲¹, 谢正义^{1,2}

(1. 大连理工大学 机械工程学院, 辽宁 大连 116024; 2. 沈阳建筑大学 交通与机械工程学院, 辽宁 沈阳 110168)

摘 要: 以吉林中部引水工程总干线二标段全断面岩石掘进机(tunnel boring machine, TBM)主轴承为研究对象,在考虑联接结构刚度及边界条件影响的条件下,基于 L-P 理论并引入切片法计算了主轴承的额定寿命.对 TBM 的工作掘进推力记录进行统计分析,得到了基于 Miner 累积损伤理论的主轴承使用寿命.结果表明:主轴承内部载荷分布受连接结构刚度影响较大,采用切片法计算其额定寿命较为合理.适当调整连接结构的形式及尺寸可大幅改善主轴承滚道载荷分布均匀性并提高其额定寿命.推进力载荷统计近似为截断正态分布,可根据额定推力对主轴承的使用寿命进行预估.

关 键 词: TBM;主轴承;载荷分布;寿命计算;累积损伤

中图分类号: TD 421.5

文献标志码: A

文章编号: 1005-3026(2018)07-1022-06

Life Calculation of TBM Main Bearing Based on Load Distribution and Statistics

ZHANG Chun-guang¹, QU Fu-zheng¹, NING Shi-zhe¹, XIE Zheng-yi^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China; 2. School of Transportation and Mechanical Engineering, Shenyang Jianzhu University, Shenyang 110168, China. Corresponding author: ZHANG Chun-guang, E-mail: talas@mail.dlut.edu.cn)

Abstract: With the stiffness characteristics and boundary conditions considered, L-P theory and slicing method were introduced to calculate the rated life of the main bearing in the tunnel boring machine (TBM) used in the second section of the diversion project's main line for the central region of Jilin province. The statistical analysis of TBM thrust force record was carried out to calculate the life of the main bearing based on Miner's cumulative damage theory. The results showed that the internal load distribution of the main bearing is greatly affected by the stiffness characteristics of the connection structures, and the slicing method is suitable well for calculating the main bearing's rated life. With the modified size and form of the connection structure, the uniformity of raceway load distribution is improved greatly and the main bearing's rated life is extended. In statistics, the TBM thrust forces are truncated normal distribution approximately, and the service life of the main bearing could be calculated based on the rated thrust force.

Key words: TBM(tunnel boring machine); main bearing; load distribution; life calculation; cumulative damage

TBM 是一种大型的现代化隧道掘进装备,具有机械化程度高、施工质量好、掘进速度快等特点^[1].主轴承是 TBM 的核心部件,结构尺寸大,制造周期长,若掘进过程中损坏会导致出现重大问题,洞内维修及更换极其困难^[2],因此主轴承也被成为 TBM 的“心脏”,其寿命也代表着 TBM 的使用寿命.主轴承是一种三排滚柱式组合轴承,

其尺寸大,空间密度低,自身的结构刚度相对于 TBM 的结构而言较弱.主轴承的寿命与滚道的接触应力有关,受到轴承内载荷分布的影响.主轴承自身的刚度相对较弱,因此与其连接的结构刚度对其载荷分布的影响就不能忽略.若采用 L-P 理论方法^[3]或 ISO 281 计算主轴承的寿命,由于假定套圈为刚体,并不能反映主轴承及其连接结

构的刚度特性对载荷分布的影响。

本文在考虑结构刚度及岩石刚度对主轴承内载荷分布影响的前提下,在 L - P 理论方法的基础上引入切片法以计算主轴承的额定寿命。根据对实测掘进载荷的统计分析以及累积损伤理论,得到了某型号 TBM 主轴承的使用寿命以及结构刚度的影响规律,为主轴承寿命计算及 TBM 的结构设计提供了参考。

1 L - P 理论及切片法

L - P 理论认为疲劳裂纹开始于接触次表层下平行于滚动方向的最大交变剪应力作用区域,并逐渐扩散到接触面产生疲劳破坏。轴承的额定寿命定义为当幸存概率为 0.9 时,轴承单侧套圈额定寿命,其公式为

$$L_{10} = \left(\frac{Q_c}{Q_e}\right)^{\epsilon}.$$

(1)

式中: L_{10} 为滚道额定寿命; Q_c 为滚动体额定动载荷; Q_e 为滚动体当量动载荷; ϵ 为线接触寿命系数。主轴承承受的复合载荷中,轴向推力是刀盘破岩的动力,而径向力则是由滚刀布置的不平衡力及刀盘重力构成的,其与推进力相比要小得多。此外,反拉滚动体仅在刀盘回退时工作,在掘进时并不承受载荷,倾覆载荷也由止推列承受,这使其滚道发生疲劳的概率相比径向及反拉要大得多,工程中主轴承的失效也都发生在止推滚道^[4]。针对这种承载特性,可用止推滚道的寿命来表示主轴承的寿命,且滚道任意一侧失效均意味着主轴承失效。由于止推列两侧滚道的曲率相同,若假定其材料、缺陷分布以及滚动体两侧接触线载荷分布完全一致,则可认为两侧的额定寿命相同,再根据概率的乘法定律,因此主轴承的额定寿命可表示为

$$L_{10} = (L_{10i}^{-e} + L_{10o}^{-e})^{-\frac{1}{e}} = (2L_{10i}^{-e})^{-\frac{1}{e}}.$$

(2)

式中: L_{10i} 与 L_{10o} 分别表示内圈和外圈的止推滚道额定寿命; e 为通过实验确定的常数,对于线接触, $e = 9/8$ 。

L - P 理论方法中,额定复合和当量载荷均是以滚动体为基础的,而不考虑接触线上的载荷分布情况。由于止推滚动体承载大,其长度和直径也对应较大,再考虑到前主梁、减速箱及刀盘的相互连接面之间存在截面突变,附加弯矩将使接触线上也出现载荷分布不均情况。为此,可将切片法^[5]引入到主轴承的寿命计算中,即在滚动体与滚道的接触线长度上进行平均分段,对每一薄片应用 L - P 额定寿命计算方法,则

$$Q_{ej} = w \sum_{k=1}^m Q_{ejk}.$$

(3)

式中: Q_{ej} 为第 j 个滚动体的当量动载荷; w 为分块的轴向长度; m 为分块数量; Q_{ejk} 为第 j 个滚动体的第 k 个分块的当量动载荷,则这一薄片的额定寿命 L_{jk} 为

$$L_{jk} = \left(\frac{Q_{cjk}}{Q_{ejk}}\right)^{\epsilon}.$$

(4)

式中, Q_{cjk} 为第 j 个滚动体的第 k 个分块的额定动载荷,其表达式为

$$Q_{cjk} = 552 \left(\frac{D_w}{D_{pw}}\right)^{\frac{2}{9}} \left(\frac{l}{m}\right)^{\frac{7}{9}} Z^{-\frac{1}{4}} D_w^{\frac{29}{27}}.$$

(5)

式中: D_w 为滚动体直径; D_{pw} 为滚动体布置直径; l 为接触线长度; Z 为滚动体数量。因此,主轴承的额定寿命可表示为

$$L_{10} = \left(2 \sum_{j=1}^Z \sum_{k=1}^m L_{jk}^{-e}\right)^{-\frac{1}{e}}.$$

(6)

2 接触薄片的当量动载荷

2.1 主轴承载荷分布模型

根据轴承的尺寸参数,可以获得接触线薄片的额定动载荷,而当量动载荷则与外载荷以及轴承的刚度有关。基于影响系数法及弹性趋近量^[6]可以获得轴承内的载荷分布情况,但由于也是将套圈假定为刚体,因此也不能反映出主轴承连接结构的刚度影响。根据接触线薄片与有限元单元的相似性,可利用接触算法获得接触单元的法向载荷,并以此作为主轴承止推滚动体接触薄片的当量动载荷^[7]。

TBM 的主驱动结构如图 1 所示。在有限元模型中,将滚动体与滚道间的连接设定为滑动接触关系,考虑到润滑的作用可忽略摩擦的影响。其他连接面间的滑移对滚动体载荷分布影响可以忽略,因此可作绑定处理。除主驱动结构外,刀盘和前主梁由于其结构刚度较大且存在连接面的突

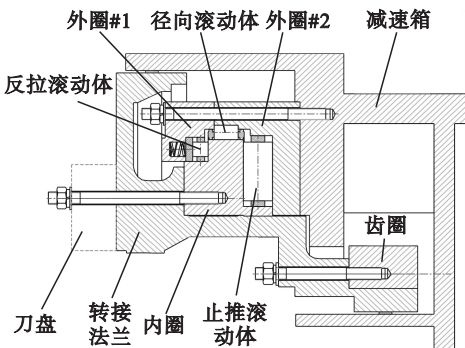


图 1 TBM 的主驱动结构
Fig. 1 Driving system structure of TBM

变,会对滚动体及接触线载荷产生影响,因此在有限元模型中也应该加以考虑^[8].

以吉林中部引水工程总干线二标段 TBM 为基础,在忽略反拉滚动体以及螺栓孔、止口、密封及润滑等细微结构特征影响的条件下,建立主轴承载荷分布的有限元仿真模型如图 2 所示,为后续滚动体接触薄片当量动载荷的获取提供了基础,其模型的主要参数如表 1 所示.

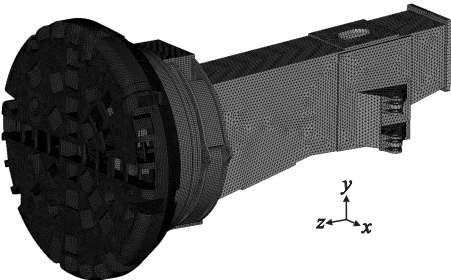


图 2 主轴承载荷分布有限元模型
Fig. 2 FEM model of main bearing's load distribution

表 1 模型的相关参数
Table 1 Parameters of the FEM

参数	数值
刀盘直径/mm	7 930
滚刀数量/把	51
额定推进载荷/MN	15. 330
止推滚动体布置半径/mm	4 728
滚动体直径/mm	110
滚动体接触长度/mm	2 × 120
滚动体数量/个	2 × 80

2.2 边界条件的模拟

模型的边界包括载荷边界和约束边界,对结构内的载荷传递和分布也存在影响.刀盘推进时,滚刀的载荷与刀盘刚度、滚刀布局以及岩石的性能均存在关联^[9-10],若采用将滚刀额定载荷加载

到刀座的方式并不体现这种耦合刚度的影响;而约束滚刀刀座将使部分滚刀承受拉力作用,与实际工况不符.

为此,可在刀座与岩石之间建立非线性弹簧,并根据科罗拉多矿业学院滚刀受力模型^[11-12]设定弹簧的刚度,以综合体现刀盘刚度、滚刀布局以及岩石性能对滚刀载荷的影响.根据滚刀受力与灌入度间的关系,则非线性弹簧刚度 K 的表达式为^[13]

$$K = D_d^{\frac{1}{2}} \tan \frac{\theta}{2} \left[2p^{\frac{1}{2}} \sigma_c + \tau \left(p^{-\frac{1}{2}} S - 6p^{\frac{1}{2}} \tan \frac{\theta}{2} \right) \right]. \quad (7)$$

式中: D_d 为滚刀直径; θ 为滚刀刃角; p 为贯入度; σ_c 为岩石的单轴抗压强度; τ 为岩石的无侧限抗剪强度; S 为滚刀间距.滚刀及岩石性能的相关参数如表 2 所示.

表 2 滚刀及岩石参数
Table 2 Parameters of cutter and rock

参数	数值
正(边)滚刀直径/mm	483
中心刀直径/mm	432
滚刀刃角/(°)	30
单轴抗压强度/MPa	160
无侧限抗剪强度/MPa	30

由于掘进施工过程中隧道转弯及断层占总施工长度的比值通常低于 5%^[14],且大多采用低载、缓慢掘进的方式,因此可忽略其对主轴承寿命的影响.假定 TBM 撑靴及护盾支撑牢固,且刀盘前端岩石性质及强度较为均匀,据此可通过仿真获取主轴承内部的载荷分布情况.

2.3 止推滚道载荷分布

通过 ANSYS 软件的 APDL (ANSYS parametric design language) 获取仿真结果中滚动体接触单元的法向载荷,可得到以滚动体为单位的止推滚道载荷分布情况,如图 3 所示.

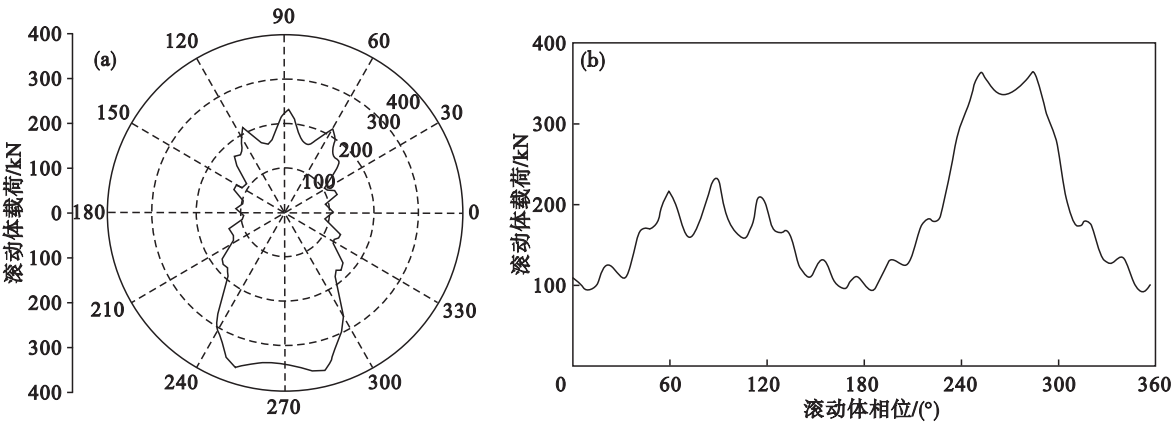


图 3 止推滚道载荷分布
Fig. 3 Load distribution of thrust raceway
(a) 一极坐标图; (b) 一对应的笛卡尔坐标系展开图.

由图 3 可知,止推滚道的载荷分布存在波动,并在 270°附近时达到峰值,这与采用载荷分布积分系数或影响系数法得到的分布情况存在较大差异.此外,通过极坐标分布图可知,止推滚道载荷分布与前主梁的矩形偏置支撑方式相对应,前主梁支撑位置的主轴承轴向刚度较大,载荷也相对集中;局部波动则与刀盘筋板的数量和位置相对

应.若对各滚动体接触线薄片载荷进行统计,得到各个滚动体的载荷分布标准差,如图 4 所示.由图可知,各个滚动体接触线上的载荷分布也存在波动,同样与前主梁及刀盘筋板有关.峰值位置出现在 90°附近,同样是因为矩形前主梁偏置及筋板布置导致的主轴承支撑刚度增加,致使此位置滚动体接触线载荷具有较大的变化梯度.

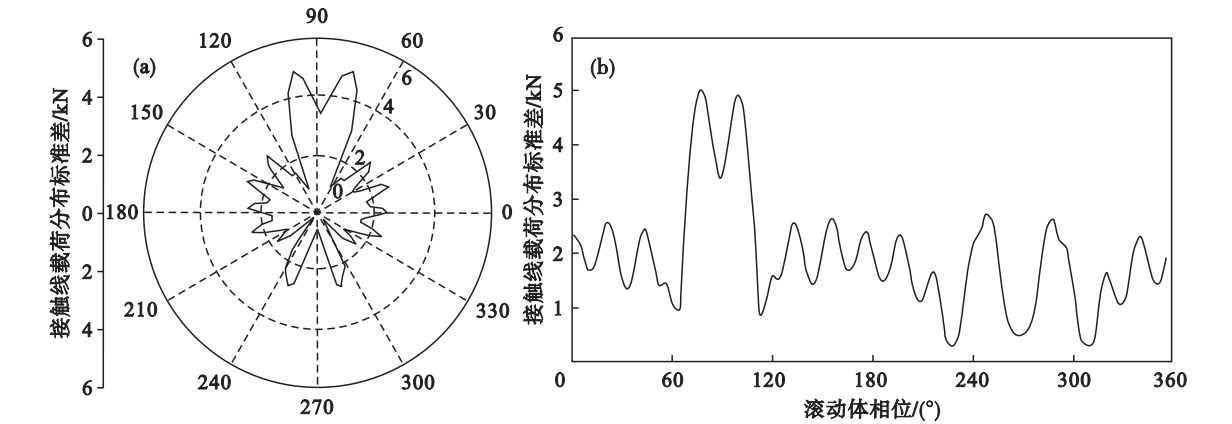


图 4 接触线载荷分布标准差
Fig. 4 Standard deviations of load distribution in thrust roller contact line
(a)—极坐标图; (b)—对应的笛卡尔坐标系展开图.

3 推力统计及寿命计算

在掘进过程中,随着贯入度和岩石力学性能的不断变化,主轴承所受到的推力也在不断变化,对应的接触滚道薄片的当量动载荷也有所不同.根据 Miner 累积损伤理论可知,主轴承的使用寿命可表示为

$$L_{10} = \frac{1}{\sum_{i=1}^N \frac{f_i}{L_{i10}}} \tag{8}$$

式中: N 为轴承寿命周期内的总转数; f_i 为第*i*种载荷作用下的轴承转数所占的权重; L_{i10} 为第*i*种载荷对应的额定寿命.假定刀盘转速不变,则第*i*种载荷在载荷时间历程中所占的权重与*f_i*相等.在此基础上若能获得每种载荷对应的额定寿命*L_{i10}*,即可以得到主轴承的使用寿命.

对吉林中部引水工程总干线二标段 TBM 连续 10 d 的工作掘进推力进行记录,考虑到所记录的载荷是通过推进液压系统压力得到的,取载荷传递系数为 0.9,以获得主轴承所受到的推力.取其中的有效部分(即非停机状态),以 0 和最大载荷为极值边界对载荷数据进行区间统计,每个区

间的载荷跨度均相同.当区间数量较多即跨度较小时,可认为在此区间内的载荷均可用区间平均值进行替代.以 1 次/min 的频率共记录了有效载荷样本数量为 7 451 个.若将区间的数量设定为 16 个,则单个载荷推进力区间跨度为 1.279 MN,据此可得到推进载荷的区间频次分布如图 5 所示.由图可知,推进力的分布趋势与截断正态分布较为相近,在 12 ~ 18 MN 区域内较为集中,而在其他区间部分的分布则相对较少.

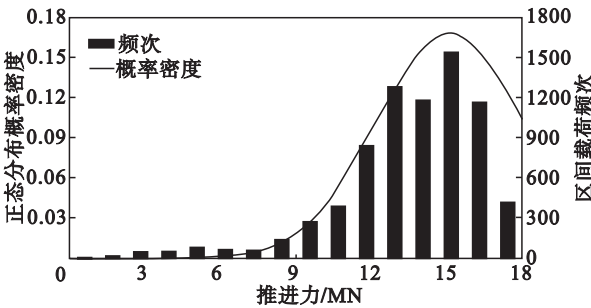


图 5 推进载荷统计
Fig. 5 Statistics of thrust forces

利用主轴承载荷分布仿真模型并调整推进载荷,获取各滚动体接触薄片的当量动载荷,根据前文所述的方法得到对应载荷下的主轴承额定寿

命,并对结果进行拟合,得到推力载荷与主轴承额定寿命的关系如图 6 所示.当推力小于 6 MN 时,可认为主轴承为“无限寿命”,因而图中并未表示.随着推力的增加,主轴承的额定寿命下降,但梯度有所变缓.

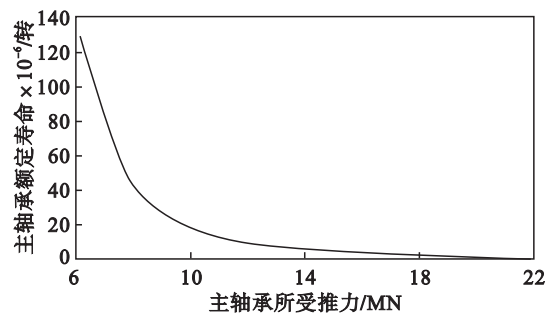


图 6 主轴承额定寿命与推力的关系

Fig. 6 Relationship between rated life of main bearing and thrust force

若假定掘进中的载荷分布均与此样本所示的分布规律相同,并根据图 6 获得各个区间平均值所对应的主轴承额定寿命,则根据式(8)得到主轴承的使用寿命.若不考虑润滑等因素的影响,则吉林中部引水工程总干线二标段 TBM 的主轴承预估寿命为 16 867 h,大于其隧道施工所需 15 000 h 标准.基于截断正态分布载荷计算的主轴承寿命预估值与基于统计载荷计算的寿命预估值的相对误差在 5% 以内.

4 连接结构的改进设计

通过前文的分析可知,刀盘筋板及前主梁对

止推滚道的载荷分布影响较大,进而对主轴承的使用寿命产生影响.根据圣维南原理可知,若增大刀盘与主轴承之间结构,即转接法兰的轴向长度,可以降低载荷集中的影响.转接法兰的主要作用是传递掘进载荷,并配合驱动系统形成润滑密闭空间,其与刀盘及主轴承连接面间的长度增加,仅会影响石渣传送带的长度,并不会影响到驱动系统及刀盘的结构和功能.因此,根据转接法兰的现有尺寸,可将其在刀盘及主轴承连接面间部分的结构增加 60 mm,对倾覆力矩的影响也较小.

此外,若将前主梁的截面形式调整为圆形,不仅降低了推力载荷的附加力矩,还增加了结构刚度的对称性,有利于提高止推滚道载荷的分布均匀程度^[15].由于并未改变驱动单元的布置方式,对护盾及传送带的安装、维修人孔及水电油气过墙孔的布置也不存在影响,仅需要调整对应的减速箱内部对应筋板的布置方式即可.

连接结构改进后,止推滚道的载荷分布如图 7 所示.由图可知,结构刚度均匀性的提升使主轴承止推滚道载荷分布的均匀性大幅提升,接触线载荷分布标准差也同样有所降低,滚动体接触的最大应力也有所下降.此时,推力与主轴承额定寿命的对应关系如图 8 所示.利用切片法及载荷统计分布规律,计算结构改进后的主轴承使用寿命为 24 744 h.虽然其中包含前主梁偏心力矩减小的影响,但仍可见连接结构刚度对主轴承寿命的重要性.

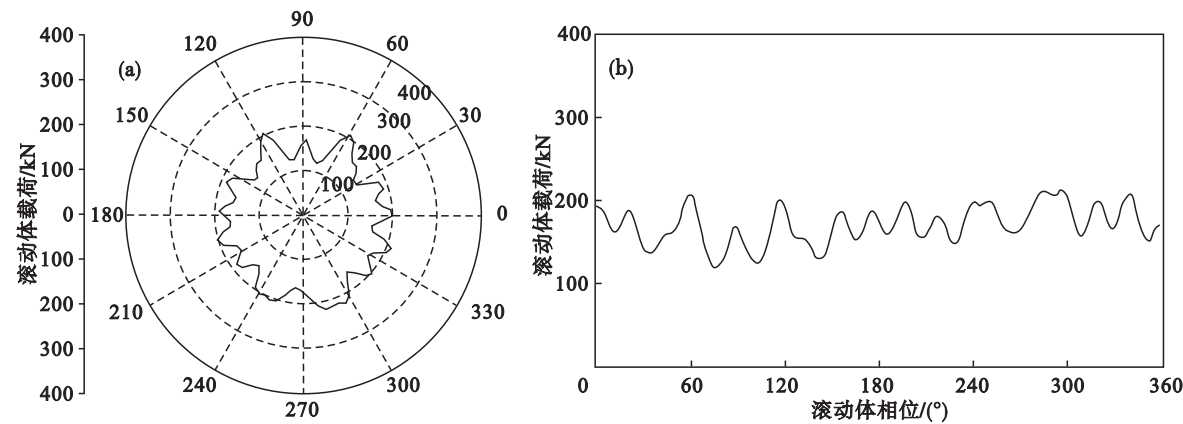


图 7 结构改进后止推滚道载荷分布

Fig. 7 Load distribution of thrust raceway for the optimized connection structure

(a)—极坐标图；(b)—对应的笛卡尔坐标系展开图.

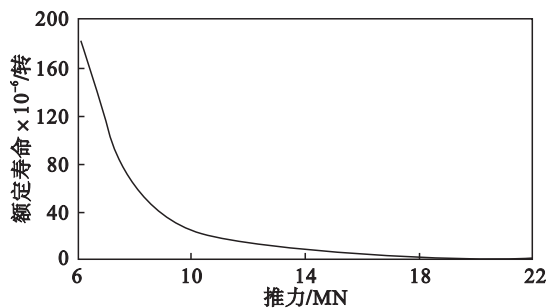


图 8 连接结构改进后主轴承额定寿命与推力的关系
Fig. 8 Relationship between rated life of main bearing and thrust force for the optimized connection structure

5 结 论

1) 主轴承自身刚度较低,采用切片法计算其额定寿命较为合适,接触薄片的当量动载荷可通过建立三维有限元接触模型获得。

2) 主轴承的连接结构对其内部载荷分布及额定寿命的影响较大,在分析和计算中必须考虑连接结构的刚度影响。增加转接法兰的轴向长度以及改变前主梁的截面形式为圆形均能提高主轴承止推滚道的载荷分布均匀性,也有利于提高主轴承的使用寿命。

3) TBM 的掘进推力近似于截断正态分布。未获取掘进载荷统计的条件下,当 TBM 撑靴及护盾支撑牢固,且刀盘前端岩石性质及强度较为均匀时,可根据额定推力及载荷的截断正态分布规律,基于 Miner 累积损伤理论对主轴承的使用寿命进行预估。

参考文献:

[1] Goel R K. Experiences and lessons from the use of TBM in the Himalaya—a review [J]. *Tunnelling & Underground Space Technology*, 2016, 57: 277 – 283.

[2] Brox D. Technical considerations for TBM tunneling for mining projects [J]. *Transactions of the Society for Mining, Metallurgy and Exploration*, 2013, 334: 498 – 505.

[3] Peter G, Rok P, Srečko G. Lifetime determination of the raceway of a large three-row roller slewing bearing [J]. *Key Engineering Materials*, 2012, 488/489: 113 – 116.

[4] 唐与, 吴庆山, 韩志远. 支撑式 TBM 掘进中途的主轴承更换及处理 [J]. *现代隧道技术*, 2009, 46(1): 64 – 70.

(Tang Yu, Wu Qing-shan, Han Zhi-yuan. Replacement and treatment of the main bearing for the gripper TBM during driving [J]. *Modern Tunnelling Technology*, 2009, 46(1): 64 – 70.)

[5] Harris T A. Rolling bearing analysis [M]. New York: John Wiley and Sons, 2001.

[6] 毛月新, 沈雪瑾, 陈晓阳, 等. 偏载滚子轴承的接触应力分布计算及其滚子凸度设计 [J]. *中国机械工程*, 2009, 20(16): 1918 – 1922.

(Mao Yue-xin, Shen Xue-jin, Chen Xiao-yang, et al. Study on contact stress distribution of roller bearings and roller profile design under misaligned loads [J]. *China Mechanical Engineering*, 2009, 20(16): 1918 – 1922.)

[7] Peter G, Rok P, Srečko G. Computational model for determination of dynamic load capacity of large three-row roller slewing bearings [J]. *Engineering Failure Analysis*, 2013, 32(9): 44 – 53.

[8] Han M D, Cai Z X, Qu C Y, et al. Tunneling simulation and strength analysis of cutterhead system of TBM [C]// *International Conference on Intelligent Robotics and Applications*. Portsmouth: Springer, 2015: 445 – 455.

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

[10] Li F H, Cai Z X, Kang Y L. A theoretical model for estimating the wear of the disc cutter [J]. *Applied Mechanics & Materials*, 2011, 90/91/92/93: 2232 – 2236.

[11] Ozdemir L, Miller R, Wang F D. Mechanical tunnel boring prediction and machine design [R]. Golden: Colorado School of Mines, 1977.

[12] Benato A, Oreste P. Prediction of penetration per revolution in TBM tunneling as a function of intact rock and rock mass characteristics [J]. *International Journal of Rock Mechanics & Mining Sciences*, 2015, 74: 119 – 127.

[13] 张春光, 屈福政, 谢正义, 等. TBM 主轴承中径对滚刀轴向载荷分布的影响 [J]. *哈尔滨工程大学学报*, 2016, 37(9): 1269 – 1274.

(Zhang Chun-guang, Qu Fu-zheng, Xie Zheng-yi, et al. Effect of TBM main bearing middle diameter on cutter axial load distribution [J]. *Journal of Harbin Engineering University*, 2016, 37(9): 1269 – 1274.)

[14] 张照煌, 周纪磊, 刘瑞华. 全断面岩石掘进机刀盘轴承受力分析 [J]. *应用基础与工程科学学报*, 2010, 18(sup 1): 225 – 232.

(Zhang Zhao-huang, Zhou Ji-lei, Liu Rui-hua. Force analysis of TBM main bearing [J]. *Journal of Basic Science and Engineering*, 2010, 18(sup 1): 225 – 232.)

[15] Zhang C G, Qu F Z, Guo L, et al. Influence of cutterhead system structure on load distribution and life of main bearing [J]. *Journal of Vibroengineering*, 2016, 18(7): 4164 – 4177.