

基于断裂力学的 TBM 撑靴液压缸 O 形圈断裂分析

[占 2 行, 2 号宋体]

李 琳 张峰榕 陶建峰 刘成良 [4 号楷体]

上海交通大学机械与动力工程学院, 上海, 200240 [小 4 号楷体]

摘要 [5 号黑体]: 为研究全断面岩石隧道掘进机 (TBM) 的撑靴液压缸中 O 形圈的断裂原因, 采用断裂力学分析了不同泊松比和初始裂纹情况下, O 形圈可承受的最大应力, 并采用 ANSYS 仿真分析了在某型号 TBM 实际工作情况下的 O 形圈的受力情况。结果表明, 在 TBM 工作过程中, 由于工作条件的复杂, O 形圈的局部应力会超出裂纹迅速扩展时能够承受的最大应力, 进而使 O 形圈断裂。根据理论分析和仿真结果得出, 为了避免 O 形圈断裂, TBM 撑靴液压缸的 O 形圈应严格控制微裂纹并选择较大泊松比。[5 号楷体]

关键词 [5 号黑体]: 全断面岩石隧道掘进机; 断裂力学; O 形圈; 有限元仿真 [5 号宋体]

中图分类号 [5 号黑体]: TP182 [5 号 Times New Roman]

DOI: 10.3969/j.issn.1004-132X... [5 号宋体]

Analysis for Fracture of O-ring in Hang Hydraulic Cylinder of TBM Based on Fracture

[4 号 Times New Roman]

LI Lin ZHANG Fengrong TAO Jianfeng LIU Chengliang [5 号 Times New Roman]

School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240

Abstract: To study the causes for the fracture of the O-ring in the hang hydraulic cylinder of a TBM, the maximum stress which O-ring might withstand was analyzed with fracture mechanics under different Poisson's ratios and the initial cracks. Stress distribution of the O-ring was simulated under the actual working conditions of TBM using ANSYS. The analysis results show that in the process of practical work of the TBM, due to the complicated working conditions, the local stress of O-ring will beyond the maximum stress that may sustain before the crack rapidly propagates and it will result in the fracture of O-ring. It indicates that a larger Poisson's ratio of O-ring of hang hydraulic cylinder may be chosen in order to avoid the fracture based on the theoretical analyses and simulation results and the initial crack must be carefully controlled. [5 号 Times New Roman]

Key words: full face rock tunnel boring machine (TBM); fracture mechanics; O-ring; finite element simulation. [5 号 Times New Roman]

0 引言 [小 4 号仿宋]

[5 号宋体] 与传统的爆破施工相比, 由全断面岩石隧道掘进机 (full face hard rock tunnel boring machine, TBM) 修建的隧道具有高效、安全、岩壁质量好等特点, 是目前长大隧道施工的重要方法, 广泛应用于铁路、公路、水电工程和城市地铁等重大工程^[1]。撑靴液压缸为 TBM 的掘

进提供支撑力, 若其出现故障, TBM 将无法工作。经调研, 撑靴液压缸易出现密封件断裂、活塞杆划伤、缸体点蚀等损伤, 造成液压油泄漏、支撑力不足等故障, 导致 TBM 停机, 造成巨大的时间和资金的损失。因此, 对撑靴液压缸的损伤机理进行分析有重要的研究意义。

液压缸具有结构简单、工作可靠、传递功率

收稿日期 [6 号黑体]: 20**.*.* [6 号宋体]

基金项目 [6 号黑体]: 国家重点基础研究发展计划 (973 计划) 资助项目 (2013CB035403); 国家自然科学基金资助项目 (51375297); 国家高技术研究发展计划

(863 计划) 资助项目 (2012AA041803); 长安大学高速公路施工机械陕西省重点实验室开放基金资助项目 (2014G1502044) [6 号宋体]

批注 [U1]: 作者单位具体到二级单位。

为便于送外审, 作者姓名、单位 (包括中英文)、基金编号等信息在上传的 Word 版本中空缺, 但在上传的 PDF 版本中要将以上信息应保留 (本刊存档用)。在投递修改稿时, Word 版再给出完整信息。

批注 [U2]: 摘要应具有独立性和自含性, 采用第三人称。基本要素包括研究工作的目的、方法、结果和结论等。以 200-300 字为宜。

批注 [U3]: 关键词需给出 4~6 个。

批注 [U4]: 请给出清晰的中图分类号 (参考中国图书分类法第五版)。一篇涉及多学科的论文, 可以给出几个分类号, 分类号之间用分号相隔, 其中主分类号排在首位。

批注 [U5]: 中英文摘要需逐句对应。英文摘要注意应采用过去时态叙述作者工作, 用现在时态叙述作者结论。

批注 [U6]: ①英文缩写首次出现请给出英文全称, 有中文名称的也一并给出。

②基金项目名称应按国家有关部门规定的正式名称给出, 有项目编号的必须给出。

为便于送审, 基金项目编号请在初稿中空缺 (在投稿系统中完整填写), 在投递修改稿时再给出完整信息。

大等特点,常用于工程机械中,液压缸的密封件可以防止工作介质的泄漏以及外界污染物的侵入,其密封性能和损伤的研究受到了极大关注。

NIKAS 等^[2]研究了不同温度和压力下密封件的性能。董作见等^[3]采用断裂力学分析了 O 形圈的疲劳寿命,并结合实验和仿真说明了基于断裂力学计算 O 形圈疲劳寿命的合理性。随着有限元仿真软件的发展,部分研究人员采用 ANSYS 分析了 O 形圈的工作应力情况,通过仿真可直观地发现在压力作用下,液压缸密封件所受的 von Mises 应力分布不均匀,有明显的应力集中现象^[4-5]。在研究 O 形圈的文献中,主要采用仿真的方法关注局部应力或者疲劳寿命,而 O 形圈在实际工作中的断裂原因分析较少,影响 O 形圈的断裂的因素不确定,难以为预防 O 形圈损伤提供理论依据,且无法确定设计使用中应注意的问题。断裂力学是研究含裂纹物体的强度和裂纹扩展过程的学科,采用断裂力学可以有效地解释构件低应力脆断的原因。PERL 等^[6]使用断裂力学分析了球形压力容器中的径向和环向裂纹尖端的三维应力强度因子,并说明了高压容器中裂纹扩展的影响因素。

本文基于断裂力学计算了 TBM 撑靴液压缸 O 形圈在有隐含裂纹的情况下能够承受的最大应力,分析了泊松比和初始裂纹长度对 O 形圈断裂的影响,采用 ANSYS 仿真说明了最终断裂的原因,并提出了 O 形圈在使用中的注意事项。

1 TBM 撑靴液压缸受力分析[小4号仿宋]

TBM 撑靴系统由撑靴液压缸、左右撑靴和连接件组成,其结构如图1所示。其中,撑靴液压缸的无杆腔连为一个整体,有杆腔相互分离,分别支撑左右撑靴;撑靴液压缸通过十字销轴与鞍架连接,并通过左右各两个竖向扭矩液压缸将撑靴液压缸悬挂在鞍架上。十字销轴与鞍架用螺栓连接,且鞍架内前后左右共装有4个带弹簧的顶块,分别顶住左右撑靴液压缸的前后侧,以避免其过于摇摆。这种十字销轴“浮动撑靴系统”的设计结构,允许撑靴液压缸前后、上下、左右有一定幅度的摆动和倾斜,以适应 TBM 姿态的变化和洞室开挖产生的误差^[1]。

为了分析 O 形圈断裂的原因,首先应明确撑靴液压缸的受力情况。将撑靴液压缸作为分析对象,其与鞍架连接的十字销轴之间的作用力视为内力,不考虑其对撑靴液压缸的影响;TBM 在掘进过程中,撑靴液压缸的活塞杆径向作用于岩壁上承受压力和扭矩,为了给 TBM 提供足够的支撑力,撑靴液压缸工作于高压状态,高压油通过换

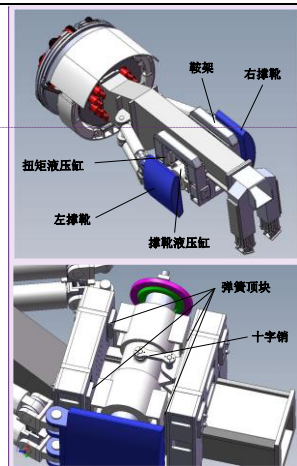


图1 TBM 撑靴系统 [小5号黑体]

Fig.1 TBM gripper shoe system [小5号Times New Roman]

向阀进入液压缸大腔,并通过单向阀和平衡阀保压,使其持续工作于高压状态^[7],缸体内部受到高压油压力,为35MPa;此外,扭矩液压缸提供一个与撑靴液压缸成一定角度的拉紧力,在TBM工作过程中,通过调节扭矩油缸的拉紧力可实现TBM的方向微调,考虑极限情况,将拉紧力正交分解为水平方向拉力3kN和竖直方向拉力7kN;岩壁提供与撑靴液压缸撑紧压力相应的支反力,限制了撑靴液压缸所有方向的自由度。综上,将撑靴液压缸的受力简化为重力、液压油压力和扭矩油缸的拉紧力,其受力如图2所示。

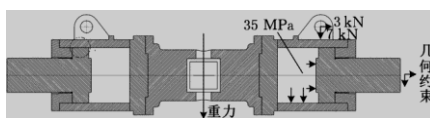


图2 TBM 撑靴液压缸受力简图

Fig.2 Force diagram of TBM gripper shoe hydraulic cylinder

撑靴液压缸的结构复杂,难以通过简单的受力分析求解撑靴液压缸的应力分布,故采用有限元法仿真求解撑靴液压缸的应力情况。首先,根据某一型号TBM的撑靴液压缸的尺寸,采用UG软件建立了撑靴液压缸的实体模型,作为有限元分析的几何模型,其3D效果如图3所示。

液压缸的活塞和缸体之间具有接触性质,接触问题是典型的高度非线性行为^[8],计算量巨大,根据撑靴油缸的几何对称性,为降低计算

批注 [U8]: ①插图的说文字用宋体小5号中文。

②截屏图、照片等插图需另外提供不带标注的原始图片(尽量清晰)。

批注 [U7]: 参考文献应在正文中按先后顺序以上标形式给出。文中引用的文献应与文末给出的参考文献对应。

批注 [U9]: 所有图题、表题需采用中英文双语表达(注意对应),应具有较好的说明性和专指性,并尽量简洁。

量，取 1/2 模型进行分析。接触非线性主要来源于两个方

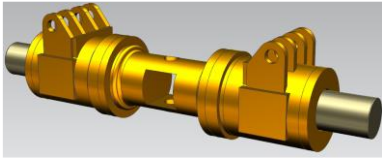


图 3 TBM 撑靴液压缸 3D 图
Fig.3 3D diagram of TBM gripper shoe hydraulic cylinder

面：①接触界面区域大小和相互位置以及接触状态均是未知的，且随时间变化，需要在求解过程中确定。②接触条件是非线性的，接触物体不可相互侵入、接触力的法向分量只能是压力、切向接触的摩擦条件。这些条件都区别于一般的约束条件，是单边性的不等式，有强烈的非线性。

ANSYS 用接触单元来模拟接触问题，可跟踪接触位置，保证接触的协调性，在接触表面之间传递接触应力。其中，面-面接触单元主要用于任意形状的两个表面之间的接触^[9]。使用面-面接触单元时，不必预先知道确切的接触位置，接触面之间不需要保持一致的网格；且支持大的相对滑动、大应变和大转动，允许有大的变形。面-面接触单元适用于复杂表面、大变形、含摩擦力的动静接触问题的求解。本文采用面-面接触单元模拟液压缸缸体和活塞杆之间的接触特性。

在有限元分析中，应首先定义各个部件的材料参数和单元类型，液压缸缸体和活塞杆材料均为 45 钢，其密度为 7800kg/m³，屈服强度为 500MPa；为了近似模拟液压缸缸体和活塞杆的实际情况，选择 Solid 185 单元模拟实体。根据图 2 的受力分析，对液压缸施加约束条件和载荷，检查后进行求解。

ANSYS 具有强大的求解功能，但是网格划分能力较弱，由于撑靴液压缸的结构复杂，ANSYS 对其网格划分难以控制，精度不足，因此，采用 HyperMesh 进行网格划分，网格划分结果如图 4 所示。在 HyperMesh 中设置边界条件、接触模型和受力情况，生成 cdb 模型后，导入 ANSYS 进行分析求解。ANSYS 求解的结果如表 1 所示。

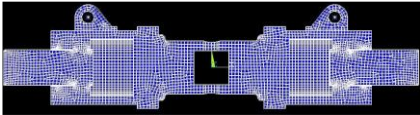


图 4 TBM 撑靴液压缸网格划分结果

Fig.4 Mesh generation of TBM gripper shoe hydraulic cylinder

表 1 有限元分析结果 [小 5 号黑体]

Tab.1 The results of finite element analysis

[小 5 号 Times New Roman]

计算变量	计算结果
活塞最大等效应力(MPa)	453
活塞最大变形量(mm)	0.274
液压缸最大等效应力(MPa)	303
液压缸最大变形量(mm)	0.311
最大接触应力(MPa)	141

根据表 1 的结果，撑靴液压缸在 TBM 正常工作的情况下，缸体和活塞缸的最大等效应力均未超过 45 钢的屈服应力，可以保证撑靴液压缸的正常工作。但是，液压缸的 O 形圈出现了断裂的情况，因此，需要单独分析 O 形圈局部受力情况。

2 O 形圈的断裂分析 [小 4 号仿宋]

固体的断裂几乎总是由于物体中出现某些位移间断而引起的，一般将裂纹划分为 3 种基本类型：I 为张开型，其裂纹表面位移彼此相反，方向均垂直于裂纹方向，工程上最为常见；II 为滑开型，裂纹上下表面位移彼此相反；III 为撕开型，裂纹上下表面产生方向相反的离面位移^[10-11]。液压缸的 O 形圈的主要断裂形式可近似看作 I 型裂纹，因此，采用 I 型裂纹的分析方法进行分析。

应力强度因子的临界值 K_{IC} 称为材料的断裂韧度是常用的判定断裂的方法，下标表示 I 型裂纹，裂纹长度 a ，材料断裂韧度 K_{IC} 与裂纹端点正前方能够使裂纹面张开的拉伸应力 σ_f 之间的关系可表示为^[11]

$$\sigma_f = \frac{K_{IC}}{\alpha\sqrt{\pi a}} \tag{1}$$

其中， α 为几何参数，常取 $\alpha=1$ 。

对于延性材料，在断裂的过程中所释放的能量主要耗散在裂纹尖端附近材料的塑性流动中，满足这些能量耗散的应变能释放率被称为临界应变能释放率，用 G_c 表示。对于 I 型裂纹，可得

$$\sigma_f = \sqrt{\frac{EG_{IC}}{\pi a}} \tag{2}$$

式中， E 为弹性模量。

在断裂力学的研究中，需关注能量释放率与应力强度因子之间的关系，因为前者是后者的基

批注 [U10]: 量符号：

- ① 在第一次出现时需给出其物理含义；
- ② 量符号本身用斜体，其下标除表示变量的字母用斜体外，其余均用正体，矢量、张量、矩阵符号用黑斜体；
- ③ 全文量符号的写法应统一，避免同一符号表示多种物理含义或同一物理量有不同的量符号。

础,他们分别从能量和应力场的观点描述了裂纹扩展或者止裂。O形圈的材料为橡胶,弹性模量较小,因此采用基于应变的断裂力学公式,考虑到平面应变的弹性模量 $E_1 = \frac{1}{1-\nu^2}E$,可得到平面应变下应力强度因子和能量释放率之间的关系为

$$\frac{E}{1-\nu^2}G_{IC} = K_{IC}^2 \quad (3)$$

式中, ν 为泊松比。

根据断裂强度因子和应变能释放率的关系,可得研究断裂极限应力与应变能释放率 G_{Cr} 的关系,即

$$\sigma_f = \sqrt{\frac{EG_{Cr}}{(1-\nu^2)\pi a}} \quad (4)$$

式(4)表达了在断裂过程中所涉及的3个方面,即材料、应力和裂纹尺寸,不同的材料和初始裂纹对断裂的影响较大。

TBM 撑靴液压缸的 O 形圈的材料为橡胶,取橡胶的弹性模量为 $E=1.4\text{GPa}$,橡胶应变能释放率 $G=13\text{kN/m}$,模拟 O 形圈在初始裂纹为 1mm 的条件下,泊松比 ν 变化时裂纹尖端能够承受的最大应力,结果如图5所示,随着泊松比的增大,O形圈能够承受的极限应力增大。

此外,模拟在泊松比 $\nu=0.45$ 时,在不同初始裂纹的情况下,裂纹尖端能够承受的最大应力如图6所示,随着裂纹长度的增加,O形圈能够承受的极限应力减小。

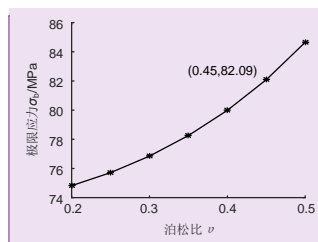


图5 不同泊松比下 O 形圈可承受的最大应力

Fig.5 The sustainable maximum stress of O-ring under different ν

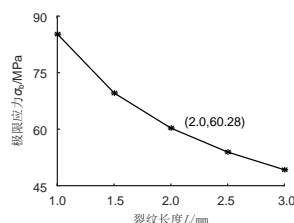


图6 不同裂纹长度下 O 形圈可承受的最大应力

Fig.6 The sustainable maximum stress of O-ring under different L

3 TBM 撑靴液压缸 O 形圈的有限元分析[小4号仿宋]

第2节基于断裂力学从理论上分析了不同泊松比和初始裂纹的 O 形圈在裂纹不迅速扩展的情况下能够承受的最大应力,现采用 ANSYS 仿真分析 O 形圈的受力情况,并分析其断裂的原因。由于撑靴液压缸对密封的特殊要求, O 形圈不与缸筒直接接触,而是与聚四氟乙烯的隔圈接触,和直接与结构钢接触的 O 形圈相比,聚四氟乙烯的弹性模量较小,易于变形,且摩擦因数较小,增大了材料的非线性,使计算更加难于收敛。

橡胶材料具有高弹性,为了正确仿真 O 形圈的材料非线性,采用 Mooney-Rivlin 橡胶模型^[12],Mooney 模型是基于以下假设得出的:①橡胶材料是各向同性的;②橡胶材料的体积变化不考虑,即体积不可压缩或近似不可压缩;③不考虑迟滞作用。Rivlin 认为性质为各向同性且不可压缩或近似不可压缩的橡胶材料的应变能函数必然可以由3个应变不变量 I_1 、 I_2 、 I_3 所组成的函数进行表示,应变不变量 I_1 、 I_2 、 I_3 可表示为

$$\left. \begin{aligned} I_1 &= J^{-2/3}(\lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2) \\ I_2 &= J^{-2/3}(\lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \lambda_1^2) \\ I_3 &= J^{-2/3}(\lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2) \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

其中, λ_1 、 λ_2 、 λ_3 为各边的伸长率, J 为初始位置和最终位置的体积比,由假设中橡胶材料的体积不变性可知,即体积比近似为1:1,即取 $J=1$,所以式(5)可以简化为

$$\left. \begin{aligned} I_1 &= \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \\ I_2 &= \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \lambda_1^2 \\ I_3 &= \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

当材料不可压缩时,第三不变量应为零,Rivlin 推导出了不可压缩材料的应变能密度函数模型,此时橡胶类非线性材料的应变能函数可表示为

批注 [U11]: 函数图:

①横纵坐标轴的标目需按照“量名称 符号/单位”的形式给出;

②需要提供矢量图。

矢量图保存方法如下:

1.MATLAB 图:将默认的. fig 格式的图形文件“另存为”时,选择.emf 格式保存。

2.Origin 图:将默认的. opj 格式的图形文件“另存为”时,选择.emf 或.dxf 格式保存;或直接提供. opj 文件。

3.CAD 图:保存时选择 AutoCAD 2000 的版本,并提供. dwg 或. dxf 格式的源文件。

4.Excel、Visio 图:请提供. xls 或. vsd 格式源文件。

$$W = \sum_{i=0, j=0}^{\infty} C_{ij} (I_1 - 3)^i (I_2 - 3)^j \quad (7)$$

在 ANSYS 程序中, 可用 Mooney-Rivlin 模型来表征不可压缩橡胶类材料的超弹性特性, 本文采用 2 个材料参数的 Mooney-Rivlin 模型, 其应变能函数为

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \quad (8)$$

其中, C_{10} 、 C_{01} 为材料常数。 C_{10} 、 C_{01} 是通过实验获得的, 在仿真中取的 C_{10} 和 C_{01} 值分别为 2.5MPa 和 1.1MPa。

此外, 油温对橡胶的性能有明显影响^[13], 为了能够快速求解, 简化计算, 作出如下假设:

- (1) 橡胶密封圈材料具有确定的弹性模量和泊松比, 取弹性模量 $E=1.4\text{GPa}$, 泊松比 $\nu = 0.45$;
- (2) 橡胶材料是均匀连续的;
- (3) 挡圈的弹性模量远大于密封圈, 作为刚体进行分析, 并且其结构在理想情况下是完全轴对称的;

(4) 密封圈受到的纵向压缩是由约束边界的指定位移引起的;

(5) 忽略油液温度的变化对密封圈密封性能的影响, 假定油液温度不变。

根据以上假设, 首先计算 O 形圈的变形量 ω 作为约束的位移:

$$\omega = \frac{d_0 - h}{d_0} \quad (9)$$

式中, d_0 为 O 形密封圈在自由状态下的截面直径; h 为 O 形密封圈压缩后的截面高度。

基于某型号 TBM 撑靴液压缸的 O 形圈尺寸, 建立有限元模型, 根据 Mooney-Rivlin 橡胶模型, 设置 O 形圈的材料参数, 并进行网格划分; 网格划分完成后, 需对 O 形圈施加约束, 其中, X 轴方向为 $U_x=0$; Y 轴负方向约束可按式 (9) 计算, 求出 $U_y=-0.002\ 35\text{m}$; 挡圈的刚体上施加全约束, 其他边界无约束。

通过非线性求解可得 O 形圈的 von Mises 等效应力情况。von Mises 应力是基于剪切应变能的一种等效应力, 其等效表达式为

$$\sigma = \sqrt{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]/2} \quad (10)$$

式中: σ_1 、 σ_2 、 σ_3 为单元体三个方向的主应力。

von Mises 应力综合考虑了第一、第二、第三主应力, 可以用来对破损失效、疲劳失效等进行评价。von Mises 应力的大小反映的是密封圈截面上主应力差值的大小。一般情况下, von Mises 应力值越大的区域, 在此区域材料越容易出现疲劳破坏产生裂纹, 密封圈越容易发生破损, 从而破坏失效。采用

ANSYS 仿真分析得到的结果如图 7 和图 8 所示。

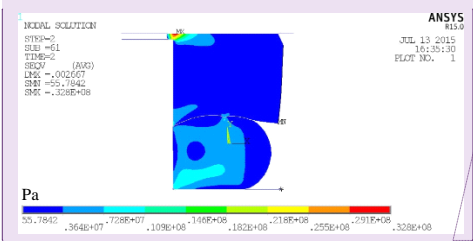


图 7 O 形圈的 von Mises 应力

Fig.7 The von Mises stress of O-ring

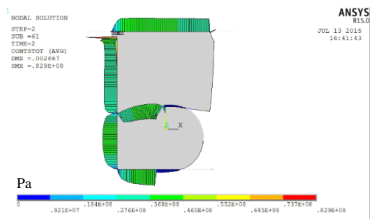


图 8 O 形圈的接触应力

Fig.8 The contact stress of O-ring

由图 7 可得, 由于局部接触作用, O 形圈的最大 von Mises 应力为 32.8MPa, 分布最广泛的 von Mises 应力为 7.28MPa; 由图 8 可得, 最大接触应力为 82.9MPa, 分布最广的接触应力为 36.8MPa。

根据第 2 节的断裂力学分析可知, 在 O 形圈泊松比为 0.45, 且有 1mm 左右的裂纹时, O 形圈可承受的最大应力为 82.22MPa 左右, 根据有限元仿真的结果可知, 在 TBM 工作过程中, 振动强烈, 会出现应力集中现象, O 形圈局部应力集中的位置最大接触应力为 82.9MPa, 超过了 O 形圈可承受的应力, 使裂纹迅速扩展, 进而使 O 形圈断裂。

4 结论 [小 4 号仿宋]

基于断裂力学的理论分析, 可以得到如下结论: 随着橡胶泊松比的增加, O 形圈所能承受的极限应力增大; 随着初始裂纹长度的增加, O 形圈所能承受的极限应力减小。通过 ANSYS 仿真可知, TBM 的撑靴液压缸工作于高压状态的情况下, O 形圈局部承受的应力超过了其具有隐含裂纹时的极限应力, 即如果 O 形圈内部含有隐含裂纹, 在 TBM 工作工程中, 裂纹会迅速扩展直至断

批注 [U12]: 仿真图需注明图中数值的单位。

裂。因此，在使用过程中，应及时检查 O 形圈的内部结构，确保其不存在隐含微裂纹。同时应选用泊松比较大的 O 形圈，从而减少 TBM 的 O 形圈断裂情况，保证其正常工作。

致谢 [小 5 号黑体] 本文得到了.....的支持，对此表示感谢！ [小 5 号宋体]

参考文献: [小 5 号黑体]

[1] 杜彦良, 杜立杰, 等.全断面岩石隧道掘进机——系统原理与集成设计[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2011:1-20. [小 5 号宋体]
DU Yanliang, DU Lijie, et al. Full Face Hard Tunnel Boring Machine—System Principles and Integrated Design[M]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology Press, 2011:1-20. [小 5 号 Times New Roman]

[2] NIKAS G K, ALMOND R V, BURRIDGE G. Experimental Study of Leakage and Friction of Rectangular, Elastomeric Hydraulic Seals for Reciprocating Motion from -54 to +135℃ and Pressures from 3.4 to 34.5 MPa[J]. Tribology Transactions, 2014,57(5): 846-865.

[3] 董作见,吴晓,王忠, 等.基于断裂力学的 O 型密封圈疲劳性能研究[J]. 润滑与密封, 2014, 39(11): 59-62. DONG Zuojian, WU Xiao, WANG Zhong, et al. Research on Fatigue Performance of O-ring Based on Fracture Mechanics[J]. Lubrication Engineering, 2014,39(11):59-62.

[4] 徐同江. 基于 ANSYS 的 O 形密封圈的有限元分析[D].济南: 山东大学, 2012.
XU Tongjiang. ANSYS Analysis of the Sealing Performance of O-Sealing Ring[D]. Jinan: Shandong University,2012.

[5] 关文锦, 杜群贵, 刘丕群. 橡胶 O 形圈密封性能的有限元分析[J].润滑与密封, 2012, 37(6): 60-64. GUAN Wenjin, DU Qungui, LIU Piquin. Finite Element Analysis of the Sealing Performance of Rubber O-ring[J]. Lubrication Engineering, 2012, 37(6): 60-64.

[6] PERL M. Steiner M. 3-D Stress Intensity Factors Due to Full Autofrettage for Inner Radial or Coplanar Crack Arrays and Ring Cracks in a Spherical Pressure Vessel[J]. Engineering Fracture Mechanics, 2015, 138: 233-249.

[7] 周赛群.全断面硬岩掘进机（TBM）驱动系统的研究[D].杭州: 浙江大学, 2008.
ZHOU Saiqun. Study on Drive System of the Full-face

Rock Tunnel Boring Machine[D]. Hangzhou: Zhejiang University,2008.

[8] 肖宏, 杨霞, 陈泽军,等. 赫兹接触理论在采用边界元法分析轧机轴承载荷中的应用[J]. 中国机械工程, 2010, 21(21): 2532-2535.
XIAO Hong, YANG Xia, CHEN Zejun, et al. Application of Hertz Contact Theory in Analyzing Load Distribution of Mill Roller Bearing with Boundary Element Method[J]. China Mechanical Engineering, 2010,21(21): 2532-2535.

[9] 高耀东.ANSYS 机械工程应用精华 50 例[M].3 版.北京: 电子工业出版社, 2011:20-30.
GAO Yaodong. 50 ANSYS Cases of Mechanical Application[M]. 3rd ed. Beijing: Publishing House of Electronics Industry, 2011:20-30.

[10] 酆正能, 关志东, 张纪奎, 等. 应用断裂力学[M].北京: 北京航空航天大学出版社, 2012:30-40.
LI Zhengneng, GUAN Zhidong, ZHANG Jikui, et al. Applied Fracture Mechanics[M].Beijing: Beihang University Press, 2012:30-40.

[11] 刘学平, 庞祖富, 向东. 废旧塑封芯片分层裂纹仿真[J]. 中国机械工程, 2015, 26(2): 143-146.
LIU Xueping, PANG Zufu, XIANG Dong. Simulation of Interfacial Delamination Crack of Waste Plastic Chips[J]. China Mechanical Engineering, 2015,26(2):143-146.

[12] ERIKSSON A, NORDMARK A. Non-unique Response of Mooney-Rivlin Model in Bi-axial Membrane Stress[J]. Computers & Structures, 2014, 144: 12-22.

[13] MORRELL P R, PATEL M, SKINNER A R. Accelerated Thermal Ageing Studies on Nitrile Rubber O-rings[J]. Polymer Testing, 2003,22(6): 651-656.

(编辑 ****) [小 5 号黑体]

作者简介 [6 号黑体]:李琳 [6 号魏碑], 女, 1989 年生, 博士研究生。主要研究方向为故障诊断、TBM、损伤机理分析。刘成良 (通信作者), 男, 1964 年生, 教授、博士研究生导师。E-mail:****@****.cn。 [6 号宋体]

批注 [U13]: 致谢前面空两格。不是必要项。

批注 [U14]: 所有中文文献均要双语著录（补充与中文对应的英文翻译）；作者姓名一律姓前名后，姓全部大写，欧美作者的名字缩写为首字母（大写），并省略缩写点，用汉语拼音书写的中国作者的姓名不必缩写。

批注 [U15]: 图书、论文集等专著需给出引用的起止页码。
会议论文集需给出会议举办的城市名。

批注 [U16]: 给出第一作者和通信作者简介。
为便于送审，作者简介请在上传的 Word 版本中空缺，但在上传的 PDF 版本中应给出完整信息。