

DOI: 10. 20040/j. cnki. 1000-7709. 2023. 20220519

磨损间隙和机组转速对发电机推力轴承油槽密封泄露的影响

彭绪意¹, 秦程¹, 吴中华¹, 张送校¹, 聂赛¹, 孙洁^{2a}, 郑源^{2b}, 张玉全^{2b}

(1. 江西洪屏抽水蓄能有限公司, 江西 宜春 330600;
2. 河海大学 a. 水利水电学院; b. 能源与电气学院, 江苏 南京 210098)

摘要: 随着投产时间的推移, 水电站轴承油槽盖密封被逐渐磨损, 动静配合间隙增大, 油雾逸出现象严重。为了探究磨损间隙和机组转速对油槽密封处油雾泄露的影响, 建立了发电机推力轴承油槽密封几何模型, 应用 SST κ - ω 湍流模型, 对不同间隙(0.2~2.0 mm)、不同转速(100~500 r/min)下油雾的泄露情况进行稳态数值模拟计算。结果表明, 建立泄漏量、间隙值及转速三者之间的函数关系表达式, 可发现间隙值对油雾泄漏量的影响比转速高; 间隙增加后, 密封齿的节流作用减弱, 密封进口压力降低, 加剧了油槽盖顶部的油雾泄露; 进出口处的流速随间隙值的增加而增大, 当间隙值由 0.2 mm 增加至 2.0 mm 时, 进口速度由 20 m/s 增加到 113 m/s, 出口速度由 76 m/s 增加到 144 m/s, 泄漏量由 0.034 4 kg/s 增加到 0.053 8 kg/s。该研究可为水电站轴承油槽密封结构的优化、电站运行策略的制定及密封性能的判断提供一定的理论基础。

关键词: 水电站; 推力轴承油槽; 密封间隙磨损; 油雾泄露; SST κ - ω 湍流模型

中图分类号: TV734.21 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-7709(2023)04-0203-04

1 引言

轴承油雾外溢现象在水电站中普遍存在^[1], 是威胁机组安全稳定运行不可忽视的因素。随着投产时间的推移, 轴承密封被逐渐磨损, 动静配合间隙最大可达 2 mm。在压差的作用下, 油雾从轴承油槽密封盖处泄露, 污染发电机的内外结构部件、水电站内部环境及下游河流生态^[2]。多年的工程实践发现, 改良密封或更换密封结构是处理电站油雾逸出问题最有效、最方便的方法^[3]。如二滩电厂将原有的间隙式毛毡密封更换为接触式碳精密封, 效果非常显著^[4]; 重庆江口水电站针对原密封盖板与转动部件留有间隙的缺陷, 采用接触式密封结构的盖板^[5]; 三板溪电厂升级了随动密封材料, 保证接触密封齿与转轴之间无间隙^[6]。数值模拟可有效改善工程中密封结构的设计缺陷, 针对轴承密封已开展了许多研究。但当密封被磨损后, 其磨损间隙与泄漏量之间的关系却很少涉及。鉴于此, 本文以推力轴承油槽密封为研究对象, 探究不同转速下密封磨损后发电机轴

承油雾的泄漏量, 以更好地判断密封老化的程度, 制定合理的机组运行策略, 减少电站停机运行所造成的经济损失。

2 几何模型及网格划分

图 1 为江西洪屏抽蓄电站推力轴承油槽盖密封装配图。该密封形式为接触式密封, 在安装初始, 由于弹性钢片可以起到较好的调节作用, 密封齿能很好地追踪、补偿推力头在运行过程的微小

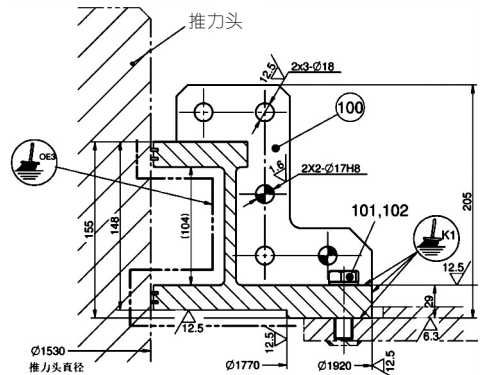


图 1 推力轴承油槽密封结构

Fig. 1 Thrust bearing oil tank seal structure

收稿日期: 2022-03-18, 修回日期: 2022-07-07

基金项目: 国网新源控股有限公司科技项目(SGXJKJ-2021-037)

作者简介: 彭绪意(1988-), 男, 工程师, 研究方向为抽水蓄能电站机电设备安全运行, E-mail: 1597832172@qq.com

通讯作者: 郑源(1989-), 男, 博士、教授, 研究方向为流体机械及海洋能利用, E-mail: zhengyuan@hhu.edu.cn

位移量,密封与旋转的推力头之间几乎完全贴合,可以很好地阻止油雾泄露。但随着运行时间增加,出现了密封齿被磨损而无法补偿的情况,间隙的出现和不断增大导致轴承油雾泄露愈来愈严重。为了探究不同转速、不同间隙下油雾的泄漏量及油雾流经油槽盖密封时的流动特性,建立了1:1的几何模型,并根据调研得到的数据,将本次研究的磨损间隙值设定在0.2~2.0 mm范围内,几何模型及间隙划分见图2。

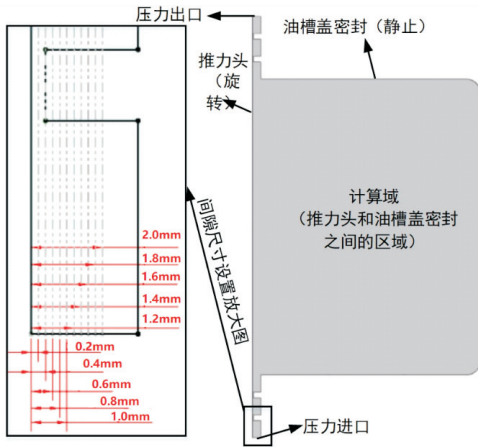


图2 几何模型及动静间隙尺寸划分

Fig. 2 Geometric model and size division of dynamic and static clearance

使用ICEM对几何模型进行网格划分(图3(a))。在对二维几何模型进行计算时,应考虑不同网格划分情况对计算结果的影响。表1为5种网格方案,网格总单元数在33 472~846 244个之间。计算表1中5种网格划分方案的油雾泄漏量,得到曲线(图3(b)),可以看出,随着网格数量的增加,油雾泄漏量先减小后逐渐趋于稳定。当网格数为 30×10^4 个左右时,计算基本达到收敛。因此,在计算中取 30×10^4 个网格数进行计算。

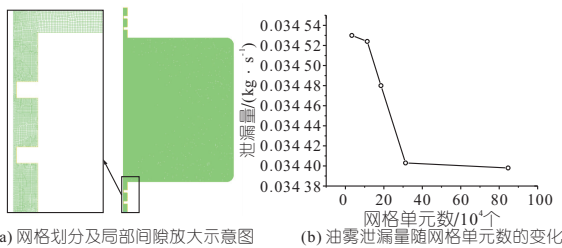


图3 网格划分及网格无关性验证

Fig. 3 Grid division and grid independence verification

表1 网格划分方案

Tab. 1 Grid division scheme

方案	网格单元数/个	节点数/个	泄露量/(kg·s ⁻¹)
1	33 472	32 545	0.034 530
2	113 538	112 473	0.034 524
3	184 817	182 656	0.034 480
4	312 875	310 161	0.034 403
5	846 244	840 864	0.034 398

3 计算求解及边界条件设置

3.1 数值求解方程

在计算过程中,不考虑温度的影响,控制方程^[7]中质量守恒方程为:

$$\partial \rho / \partial t + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) = S_m \quad (1)$$

动量守恒方程为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] + \rho f_i \quad (2)$$

式中, ρ 为流体密度; t 为时间; \mathbf{V} 为速度矢量; S_m 为源项,即从外部加入到控制体中的质量,取 $S_m = 0$; p 为静态压力; μ 为流体动力粘度系数; δ_{ij} 为Kronecker增量; f_i 为体积力。

密封流动问题具有非稳态、高脉动及非线性湍流特点^[8],在计算密封泄露问题时,一般选用湍流模型进行计算。近些年,在处理密封流场问题时多采用SST模型,以便更好地处理计算时的湍流剪切应力。计算时采用SST κ - ω 模型,其运输方程^[7]为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \kappa) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \kappa u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\kappa \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right) + G_\kappa - Y_\kappa + S_\kappa \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (4)$$

其中 $\Gamma_\kappa = \mu + \mu_t / \sigma_\kappa$; $\Gamma_\omega = \mu + \mu_t / \sigma_\omega$ 式中, G_κ 为层流速度梯度产生的湍动能; G_ω 为 ω 方程的湍动能速度梯度; Y_κ 为波动扩张引起的湍动能耗散; Γ_κ 、 Γ_ω 分别为 κ 、 ω 的有效扩散项; D_ω 为正交扩散项; S_κ 、 S_ω 均为用户自定义源项; σ_κ 、 σ_ω 分别为 κ 、 ω 的普朗特数; μ_t 为湍流粘性系数,可表示^[7]为:

$$\mu_t = \frac{\rho \kappa}{\omega} \frac{1}{\max \left(\frac{1}{a^*}, \frac{SF_2}{a_1 \omega} \right)} \quad (5)$$

其中 $a_1 = 0.31$; $a^* = 1$ 式中, S 为应变率; F_2 为混合函数。

3.2 计算方法与边界条件设置

采用SST κ - ω 湍流模型,基于ANSYS Fluent 2020R1软件对离散后的计算域进行稳态数值模拟计算。为了保证计算的收敛性和稳定性,选择Coupled算法进行压力-速度耦合求解,以及二阶精度的空间离散格式。当残差收敛到 10^{-4} 以

下时,认为稳态计算收敛。边界设置见图 2,本文设置压力进、出口的压比分别为 1.6、1.0 个大气压。在计算过程中,推力头设置为旋转壁面,根据主轴的直径设置旋转中心位置坐标;其余壁面均设定为无滑移的光滑静止壁面。

4 计算结果分析

4.1 转速和磨损间隙对油雾泄露的影响

不同转速和不同磨损间隙下油雾的泄漏量统计见图 4。由图 4 可看出,油雾泄漏量主要与动静部件的间隙值有关,在同一转速下,当间隙值由 0.2 mm 增加到 2.0 mm 时,泄漏量几乎呈线性增加。设泄漏量为 y ,间隙值为 x ,可得二者之间的表达关系式为:

$$\begin{cases} y = 0.002 + 0.167x + 0.05x^2 & n = 100 \text{ r/min} \\ y = 0.0026 + 0.165x + 0.05x^2 & n = 200 \text{ r/min} \\ y = 0.003 + 0.165x + 0.05x^2 & n = 300 \text{ r/min} \\ y = 0.0037 + 0.164x + 0.05x^2 & n = 400 \text{ r/min} \\ y = 0.0043 + 0.163x + 0.05x^2 & n = 500 \text{ r/min} \end{cases} \quad (6)$$

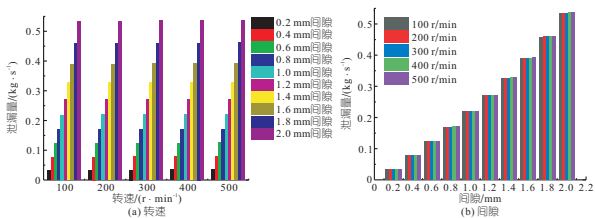


图 4 不同转速和间隙下油雾的泄露量统计

Fig. 4 Chart of oil mist leakage at different speeds and clearances

根据统计结果,当磨损间隙从 0.2 mm 增加到 2.0 mm 时,油雾泄漏量的增加量为 $0.502 \pm 0.00126 \text{ kg/s}$;而当转速从 100 r/min 增加到 500 r/min 时,油雾泄漏量的增加量为 $0.0018 \pm 0.00123 \text{ kg/s}$ 。由此可见,相比于间隙值对油雾泄漏量的影响,转速对油雾泄漏量的影响非常微小。根据计算得到的泄漏量、间隙值及转速,对三者之间的关系进行拟合,建立当前工况下三者之间的函数表达式,即:

$$y = 0.00141 + 5.7 \times 10^{-6}n + (0.168 - n/100000)x + 0.05x^2$$

$$100 \leq n \leq 500; 0.2 \text{ mm} \leq x \leq 2.0 \text{ mm} \quad (7)$$

由此可见,在处理电站轴承甩油雾问题上,应重点关注动静部件的结构间隙值。相比于磨损间隙,转速对油雾泄露的影响可忽略不计,选取结构优良的密封,对于电站油雾控制问题至关重要。

4.2 密封结构内部流动情况分析

图 5 为密封区域的压力分布云图。由图 5 可看出,当磨损间隙为 0.2 mm 时,高压区域主要集中在进口至第一个密封齿之间,密封腔内压力分布比较均匀,靠近出口的密封齿区域压力与大气压力近乎一致,为压力最低区域。随着间隙值的逐渐增加,压力变化主要分为两个趋势:①密封腔内压力的变化。从密封腔中心位置开始,密封腔的压力呈环状逐层降低,这与流体的喷管扩散作用和惯性收缩作用有关;②密封齿的压力变化。为了进一步说明其压力变化趋势,对推力头壁面上的点进行压力采样,并绘制不同间隙下的压力变化曲线,见图 6。

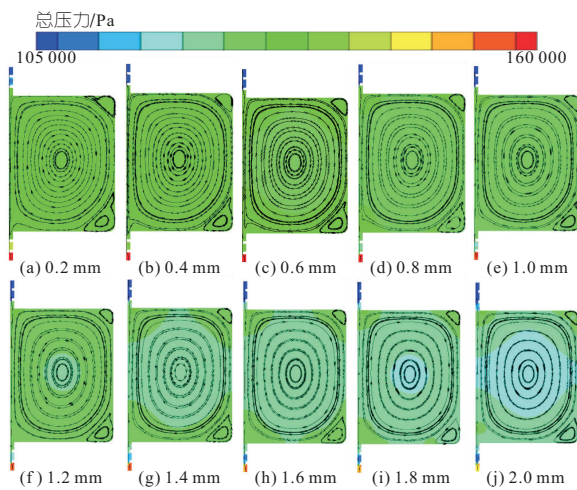


图 5 密封腔内部的压力分布云图

Fig. 5 Pressure distribution cloud diagram in the sealed cavity

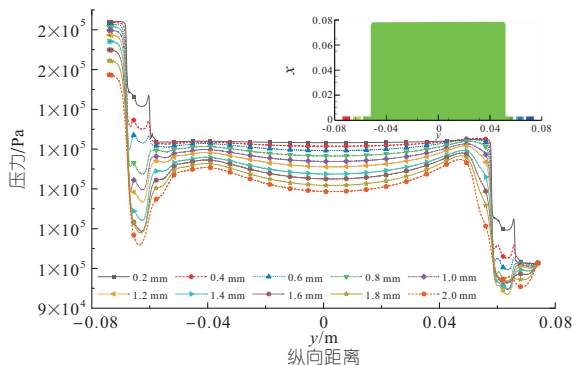


图 6 推力头壁面上的压力变化曲线

Fig. 6 Pressure variation curve on thrust head wall

由图 6 可得,随着间隙值的增加,密封进口处的压力不断下降,当间隙由 0.2 mm 增加到 2.0 mm,密封进口处的压力从 162063.5 Pa 下降到 148588.7 Pa ;在油雾流经第一个密封齿时,压力下降显著,并随着动静部件间隙值的增加,压力下降值也会进一步增大,如在 0.2 mm 间隙,经过第一个密封齿节流,压力下降到 140000 Pa 附近,而在 2.0 mm 间隙,压力降低到 105000 Pa 附近;在出口附近出现了负压区域,从而导致回流现

象发生,阻止流体泄露,而间隙值的增加,扩大了负压区域;密封腔内的压力随着间隙值的增加出现降低。总体而言,压力值随着磨损间隙的增加而减小,密封齿的节流作用也随着间隙增加而减弱,而间隙增加引起的进口压力降低,会加剧油槽盖顶部的油雾泄露。

压力变化影响着计算域内速度场的分布情况,图 7 为计算域内的速度分布云图。当间隙为 0.2 mm 时,流经间隙的流体速度较小,密封腔内流体几乎呈静止状态,此时泄漏量最小。当间隙值逐渐增加,进、出口处的流速越来越大,说明此时泄漏量不断增大。流体经过两个密封齿后,绕密封腔做环形的漩涡运动,密封腔的中心区域也是漩涡中心,在此位置流体基本保持静止,几乎没有流速,这与文献[9]的研究结果一致;在密封腔的角落处,由于漩涡的存在,流体并不经过此区域,该位置的流体几乎静止。

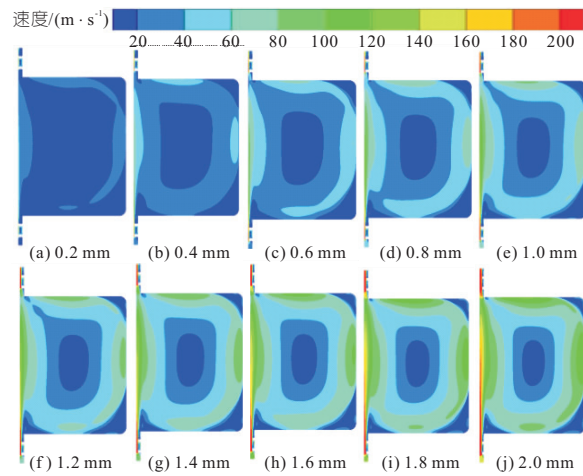


图 7 密封腔内部的速度分布云图

Fig. 7 Velocity distribution cloud in the sealed cavity

为了具体描述流速的变化情况,在距离推力头壁面 0.1 mm 的直线上选取 500 个数值点,取其流速,并绘制流速曲线,见图 8。由图 8 可知,从进口开始,当流速经过密封齿间隙时,速度梯度

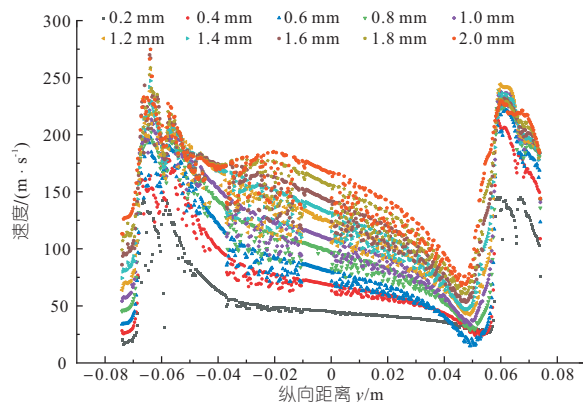


图 8 距推力头壁面 0.1 mm 位置处流速变化曲线

Fig. 8 Velocity change curve at a position 0.1 mm away from the thrust head wall

迅速增加;随后,受到喷管扩散作用的影响,速度在密封腔内平稳、缓慢下降;当流体再次经过密封齿间隙时,又一次将压力能转化为动能,速度再次上升;最后,受喷管收缩作用影响,在接近出口处速度迅速下降。磨损间隙的变化,改变的主要是流体流速,并不会影响速度变化趋势。当间隙值由 0.2 mm 增加到 2.0 mm 时,进口速度由 20 m/s 增加到 113 m/s;出口速度由 76 m/s 增加到 144 m/s;泄漏量由 0.034 4 kg/s 增加到 0.053 8 kg/s,进口速度增加量是泄漏量增加量的 3.6 倍,而出口速度增加量是泄漏量增加量的 1.2 倍。

5 结论

基于数值模拟研究了不同间隙下密封区域的压力特性和流动特性,建立了泄漏量、间隙值及转速之间的关系表达式。当间隙增加后,密封齿的节流作用减弱,油雾泄露量明显增大。当间隙值由 0.2 mm 增加到 2.0 mm 时,进口速度由 20 m/s 增加到 113 m/s;出口速度由 76 m/s 增加到 144 m/s;泄漏量由 0.034 4 kg/s 增加到 0.053 8 kg/s。研究发现,间隙的增加伴随着密封进口处的压力下降和流速增加,这也是泄漏量增大的主要原因。

参考文献:

- [1] 庞嘉扬,刘小兵,曾永忠,等. 水轮发电机组轴承结构对油雾外逸现象的抑制作用[J]. 排灌机械工程学报,2021,39(10):1020-1026.
- [2] MISHRA A, SINGH R, TANDON R, et al. Pigment and protein analysis of certain representatives of cyanobacteria[J]. Researchgate,2013,11:11-13.
- [3] 王伟,孙文艳,范江艳,等. 大型水轮发电机组油雾问题分析与处理[J]. 水电与新能源,2017,35(2):74-77.
- [4] 段绪芳,苗彩凤. 二滩水电站推力/下导轴承甩油及油雾防治对策[J]. 机电设备,2010,27(1):40-42.
- [5] 欧适,冯继威. 重庆江口水电站 3 号机组轴承甩油问题分析及解决措施[J]. 机械工程师,2020(10):122-123,127.
- [6] 雷战,胡宇松. 三板溪电厂下导轴承油槽盖板甩油原因分析[J]. 水电站机电技术,2018,41(5):54-56.
- [7] ANSYS, Inc ANSYS fluent theory guide[M/CD]. Release 15.0. canonsburg: ANSYS Inc.,2013.
- [8] 郑文斌,裴世源,李超,等. 密封齿对侧开槽对迷宫密封泄漏特性的影响[J]. 润滑与密封,2020,45(4):1-6.
- [9] FÜRST J. Numerical simulation of flows through labyrinth seals[J]. Applied mechanics and materials,2016,821:16-22.

集中现象,并且岩桥的强度对含裂隙试件的单轴抗压强度有直接影响。在断续裂隙试件达到峰值强度后,由岩桥承担着上下部的加载力,一旦岩桥破坏,应力会迅速下降。

c. 断续裂隙岩体最终破坏模式以拉伸破坏为主,仅在岩桥部位有少许剪切破坏。

参考文献:

- [1] 易婷,唐建新,王艳磊. 裂隙倾角及数目对岩体强度和破坏模式的影响[J]. 地下空间与工程学报, 2021, 17(1):98-106,134.
- [2] YANG SHENG-QI, TIAN WEN-LING, HUANG YAN-HUA, et al. An experimental and numerical study on cracking behavior of brittle sandstone containing two non-coplanar fissures under uniaxial compression[J]. Rock mechanics and rock engineering, 2016, 49(4):1497-1515.
- [3] 梁露,刘怀忠,肖明砾,等. 断续节理岩体破坏模式对强度特性的影响[J]. 水电能源科学, 2020, 38(5): 113-117.
- [4] 邓华锋,潘登,许晓亮,等. 三轴压缩作用下断续节理砂岩力学特性研究[J]. 岩土工程学报, 2019, 41(11):2133-2141.
- [5] HU JIANHUA, WEN GUANPING, LIN QIBIN, et al. Mechanical properties and crack evolution of

- double-layer composite rock-like specimens with two parallel fissures under uniaxial compression[J]. Theoretical and applied fracture mechanics, 2020, 108:102610.
- [6] 周维垣,杨延毅. 节理岩体的损伤断裂力学模型及其在坝基稳定分析中的应用[J]. 水利学报, 1990(11):48-54.
- [7] 朱维申,李术才,陈卫忠. 节理岩体破坏机制和锚固效应及工程应用[M]. 北京:科学出版社, 2002.
- [8] WONG R H C, CHAU K T. Crack coalescence in a rocklike material containing two cracks[J]. International journal of rock mechanics and mining sciences, 1998, 35(2):147-164.
- [9] BOBET A, EINSTEIN H H. Fracture coalescence in rocktype materials under uniaxial and biaxial compression[J]. International journal of rock mechanics and mining sciences, 1998, 35(7):863-888.
- [10] 黄凯珠,林鹏,唐春安,等. 双轴加载下断续预置裂纹贯通机制的研究[J]. 岩石力学与工程学报, 2002, 21(6):808-816.
- [11] HOLT R M, KJØLAAS J, LARSEN I, et al. Comparison between controlled laboratory experiments and discrete particle simulations of the mechanical behaviour of rock[J]. International journal of rock mechanics and mining sciences, 2005, 42(7-8):985-995.

Experimental and Numerical Simulation Study on Mechanical Properties of Sandstone with Prefabricated Intermittent Fissures

LIU Shu-xin, ZHENG Xu, DING Kai, ZHANG Dong-jie

(Institute of Mining and Coal, Inner Mongolia University of Science and Technology, Baotou 014010, China)

Abstract: In order to study the mechanical properties of rocks with prefabricated fissures, rock specimens with intermittent fissures at different angles were prepared. Uniaxial compression test was carried out on the specimens with fissures using uniaxial compression test equipment. It is found that the uniaxial compressive strength of 40° intermittent fissures is the largest, followed by that of 60° and 20°. The PFC2D was used to simulate the test process. The change law of microcrack and stress in the test process was analyzed. It is found that the strength of rock bridge has an important impact on the uniaxial compressive strength of the specimen. Through comparison, the change law of stress-strain curve of numerical simulation is basically consistent with that of physical test.

Key words: prefabricated fissures; uniaxial compression; PFC2D; numerical calculation

(上接第 206 页)

Influence of Wear Clearance and Unit Speed on Oil Tank Seal Leakage of Thrust Bearing

PENG Xu-yi¹, QIN Cheng¹, WU Zhong-hua¹, ZHANG Song-xiao¹,
NIE Sai¹, SUN Jie², ZHENG Yuan³, ZHANG Yu-quan³

(1. Jiangxi Hongping Pumped Storage Co., LTD., Yichun 330603, China; 2a. College of Water Conservancy and Hydropower Engineering; 2b. College of Energy and Electrical Engineering, Hohai University, Nanjing 210098, China)

Abstract: As the time goes by, the seal of the bearing oil tank cover of the hydropower station is gradually worn, the gap between dynamic and static increases, and the oil mist escapes seriously. In order to explore the influence of wear clearance and unit speed on oil mist leakage in oil tank seal, a geometric model of thrust bearing oil tank seal of generator was established. Using SST $\kappa-\omega$ turbulence model, steady state numerical simulation was carried out for oil mist leakage at different clearances (0.2 mm-2 mm) and rotating speeds (100 r/min-500 r/min). It is found that the influence of clearance value on oil mist leakage is much higher than that of rotational speed. With the increase of clearance, the throttling effect of sealing teeth is weakened, the sealing inlet pressure is reduced, and the oil mist leakage at the top of the tank cover is aggravated. The inlet and outlet velocity increases with the increase of wear clearance value. When the clearance value increases from 0.2 mm to 2 mm, the inlet velocity increases from 20 m/s to 113 m/s, the outlet speed increases from 76 m/s to 144 m/s, the leakage volume increases from 0.034 4 kg/s to 0.053 8 kg/s. The research can provide a theoretical basis for the optimization of sealing structure, the formulation of power station operation strategy, and the judgment of sealing performance.

Key words: hydropower station; thrust bearing oil tank; seal clearance wear; oil mist leakage; SST $\kappa-\omega$ turbulence model