

汽轮机快速冷却装置密封圈断裂失效过程模拟

薛勇,唐鹏涛

(国家电投集团 协鑫滨海发电有限公司,江苏 盐城 224500)

摘要:选取半径为 1.5 cm 的橡胶密封圈,构建汽轮机快速冷却装置与密封圈实体模型,依据 ANSYS 软件模拟失效过程,通过改变油压与压缩率增加模型应力,以最大接触应力与最大切应力作为失效判据,进行失效过程模拟。模拟结果证明:在增大油压与压缩率的过程中,当油压达到 15 MPa、压缩率为 10%时,应力达到最大;汽轮机快速冷却装置密封圈出现断裂失效的现象。

关键词:汽轮机;快速冷却装置;密封圈;断裂失效;接触管理器

中图分类号:TH137 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2021)05-0062-04

Simulation of Fracture Failure of Sealing Ring in Steam Turbine Rapid Cooling Unit

XUE Yong, TANG Pengtao

(SPIC&GLC Binhai Electric Power Generation Co., Ltd., Yancheng 224500, China)

Abstract: The rubber seal ring with 1.5 cm radius is selected to build seal ring solid model of the steam turbine rapid cooling device. According to ANSYS software, the failure process is simulated. By changing the oil pressure and compression rate, the model stress is increased, and the maximum contact and shear stresses are defined as failure criteria to simulate the failure process. The simulation results show that in the process of increasing oil pressure and compression ratio, when the oil pressure reaches 15 MPa and the compression ratio is 10%, the stress attains the maximum, and fracture failure take places in the sealing ring of the rapid cooling device of steam turbine.

Keywords: steam turbine; rapid cooling device; sealing ring; fracture failure; contact manager

0 引言

汽轮机快速冷却装置密封圈断裂失效过程模拟研究的背景如下:汽轮机快速冷却装置中的密封圈是一种易于安装、成本较低且结构十分简单的橡胶密封件,具有良好的可靠性与密封性,是密封材料中使用范围最广泛、生产量最大的密封产品^[1]。然而橡胶老化、间隙咬伤、材料变形等原因会导致汽轮机快速冷却装置密封圈的断裂失效,从而带来汽轮机快速冷却装置的气体泄漏等问题,影响汽轮机的正常运转甚至发生安全事故^[2]。为了避免发生以上情况,需要对汽轮机快速冷却装置密封圈断裂失效的过程进行模拟研究,加深对汽轮机快速冷却装置中密封圈性能的了解以便及时对其进行更换,避免发生事故以及造成损失^[3]。目前,国内外都十分重视汽轮机快速冷却装置密封圈断裂失效过程的模拟研究并取得了多样化的研究成果。自 20 世纪 20 年代起,国外就已经开始着手研究橡胶力学、物理性能的具体变化规律,进行了多种试验,包括人工抗霉试验、烟雾腐蚀试验、老化加速试验等。近年来,随着高分子学科研究范围与深度的拓展、测试技术以及计算机仿真技术的不断发展,利用计算机系统就可实现汽轮机快速冷却装置密封圈断裂失效过程的模拟研究。国内对此模拟研究起步较晚,有学者基于 CSR 方法对汽轮机

快速冷却装置密封圈断裂的失效过程进行了模拟研究。本文基于以上研究成果进行了汽轮机快速冷却装置密封圈断裂失效过程的深入模拟研究。

1 汽轮机快速冷却装置密封圈断裂失效过程模拟

1.1 材料状况

首先在模拟过程中做出如表 1 所示假设^[4]。

表 1 模拟过程中做出的假设

序号	项目	假设内容
1	密封材料	具有确定的泊松比与弹性模量
2	密封材料	具有均匀连续性
3	密封结构	结构中活塞、缸筒的弹性模量比密封圈大,当作刚体对其实施分析,且将其结构视为完全轴对称结构
4	纵向压缩	由约束边界带来的指定位移引发密封圈的纵向压缩

活塞从气缸盖处开始运动时,气缸内的工作容积逐渐增大,这时,气体沿着进气管推开进气阀而进入气缸,直到

工作容积变到最大时为止,进气阀关闭;活塞反向运动时,气缸内工作容积缩小,气体压力升高,当气缸内压力达到并略高于排气压力时,排气阀打开,气体排出气缸,直到活塞运动到极限位置为止,排气阀关闭。当活塞再次反向运动时,上述过程重复出现。总之,曲轴旋转一周,活塞往复一次,气缸内相继实现进气、压缩、排气的过程,即完成一个工作循环。试验中使用的汽轮机快速冷却装置密封圈是一个半径为 1.5 cm 的橡胶密封圈,将其置于密封槽内^[5]。在密封圈的安装过程中,受到 1 cm/s 速度的刚性面压缩;完成密封圈安装后,一侧逐渐增加介质的均布压力,由 0 MPa 增加至 1.6 MPa,使用 PTFE 材料为主的垫片需在法兰接头安装 24 h 后进行再拧紧的操作,以弥补由于垫片蠕变松弛引起的垫片压缩应力降低以及由此引起的螺栓紧固载荷的减少。该密封圈的工作过程如图 1 所示。

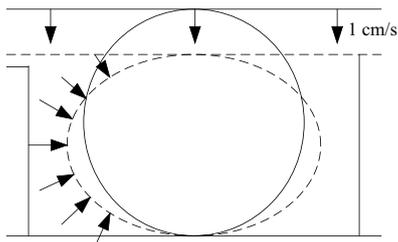


图 1 密封圈的工作过程

靠弹性构件(弹簧或波纹管,或波纹管及弹簧组合件)和密封介质的压力,在旋转的动环密封圈和静环密封圈的接触表面(端面)上产生适当的压力使这两个端面紧密贴合,端面间维持一层极薄的液体膜而达到密封的目的。

1.2 构建密封圈有限元模型

构建该汽轮机快速冷却装置密封圈的有限元模型,首先要构建该汽轮机快速冷却装置的实体模型^[6]。在实体模型中,快速冷却装置是轴对称的,则密封圈的轴线方向荷载同样是轴对称状态。

根据构建的汽轮机快速冷却装置实体模型,对密封圈的实体模型进行简化。将活塞、缸筒作为刚体,并将密封圈当做柔体^[7]。省略部分缸筒材料以及活塞材料,构建简化后的密封圈实体模型如图 2 所示。

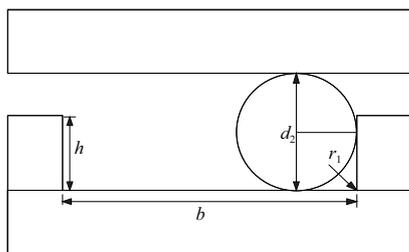


图 2 简化后的密封圈实体模型

根据简化后的密封圈实体模型构建密封圈的有限元模型^[8]。简化后的密封圈实体模型的具体尺寸数据如表 2 所示。

表 2 简化后的密封圈实体模型的具体尺寸数据

单位:mm

名称	尺寸
密封圈直径 d_2	5.86
密封槽宽度 b	7.80
密封槽深度 h	4.69
密封槽圆弧半径 r_1	0.30

通过智能划分网格将密封圈划分成四边形的 4 节点单元,同样对活塞与缸筒等刚体实施网格划分^[9]。进行密封圈有限元模型的构建,具体构建步骤如下。

1) 首先对材料属性进行设置。在 ANSYS 软件中按照简化后的密封圈实体模型构建对应的简化模型,对单元类型进行定义,如表 3 所示^[10]。

表 3 对单元类型进行定义的结果

序号	项目	数据
1	命令路径	ET
2	菜单命令	主菜单—预处理程序—元素类型—添加/编辑
3	橡胶单元	HYPER56 超弹性单元
4	活塞、缸筒单元	PLANE42 线性单元

然后对单元的对应材料属性进行设置,如表 4 所示^[11]。

表 4 对单元的对应材料属性进行设置的结果

序号	项目	数据
1	菜单命令	主菜单—预处理程序—材质属性—材质模型
2	活塞、缸筒单元弹性模量/MPa	2×10^5
3	活塞、缸筒单元泊松比	0.3
4	橡胶单元弹性模量/MPa	14.04
5	橡胶单元泊松比	0.50
6	材料常数取值	1.87, 0.47

2) 网格划分:利用工具 MeshTool 进行网格的划分,通过菜单命令、命令路径的操作实现网格划分功能,其中菜单命令为主菜单—预处理器—网格划分—网格工具;命令路径为 AMESH^[12]。

3) 接触对创建:通过接触管理器生成缸筒、活塞、密封圈避免的接触对,并向解除对分配实常数与接触单元等。具体创建步骤如下:

首先打开软件中的接触管理器,菜单命令具体为主菜单—预处理器—建模—创建—接触对。接着单击最左边的工具条按钮,点击添加触点对对话框,最后将刚性面包括活塞与缸筒定义成目标面,柔性面即密封圈定义成接触面,在注意接触方向的同时选择面与面接触^[13]。通过 CONTA172 与 TARGE 169 这两种单元类型对二维接触对进行定义,其中前者是接触单元,后者是目标单元,实现接

触对的创建,其中设置的摩擦系数为0.2。

4) 载荷施加:在模拟数据的过程中,分成4个步骤进行荷载的施加,如表5所示。

表5 荷载施加的步骤与内容

序号	项目	具体内容
1	活塞位移设置	固定活塞不动,将活塞y轴、x轴方向的位移设置为0
	菜单命令	主菜单—解决方案—定义载荷—应用—结构—位移
2	缸筒位移设置	将缸筒x轴方向的位移设置为0
	菜单命令	主菜单—解决方案—定义载荷—应用—结构—位移
3	缸筒位移施加	在缸筒y轴沿负方向施加一个位移,将其定为一号载荷
	菜单命令	主菜单—解决方案—定义载荷—应用—结构—位移
4	密封圈压力载荷施加	向密封圈左边界进行压力载荷施加,将其定为二号载荷
	菜单命令	主菜单—解决方案—定义载荷—应用—结构—压力

构建有限元模型如图3所示。

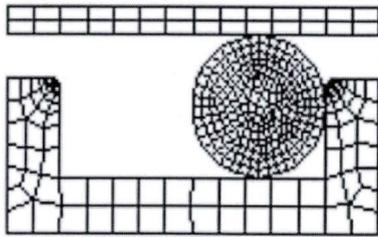


图3 构建的有限元模型

1.3 密封圈断裂失效过程模拟

利用构建的有限元模型对汽轮机快速冷却装置密封圈断裂失效过程进行模拟,模拟过程在ANSYS软件中进行^[14]。具体步骤如下:

1) 对于构建的有限元模型,通过改变油压与压缩率增加模型的接触应力与应力,将最大接触应力与最大切应力作为汽轮机快速冷却装置密封圈断裂失效的判据与准则^[15]。其中最大接触应力是在汽轮机快速冷却装置密封圈的工作过程中,当其与上下刚体之间的最大接触应力比工作压力 p 小,则会造成汽轮机快速冷却装置密封圈的断裂失效。因此,最大接触应力是判断汽轮机快速冷却装置密封圈断裂失效的首要条件,也就是汽轮机快速冷却装置密封圈断裂失效满足以下条件:

$$\sigma_{x_{\max}} < p \quad (1)$$

式中 $\sigma_{x_{\max}}$ 为最大接触应力。

而对于汽轮机快速冷却装置密封圈,是由边界条件决定其接触应力,包括工作压力 p 与预压缩应力 σ_0 ,如式(2)所示^[16]。

$$\sigma_{x_{\max}} = \sigma_0 + kp \quad (2)$$

式中 k 为应力阈值。

而预压缩应力 σ_0 与压缩量、密封圈截面形状及其材料有关,如式(3)所示。

$$\sigma_0 = g(f, \varepsilon_0) E \varepsilon_0 \quad (3)$$

式中: g 为压缩量; f 为材料属性; ε_0 为密封圈截面形状; E 为摩擦系数。

将公式(3)代入公式(2)中,可得式(4):

$$\sigma_{x_{\max}} = g(f, \varepsilon_0) E \varepsilon_0 + kp \quad (4)$$

将公式(4)代入公式(1)中,可得式(5):

$$g(f, \varepsilon_0) E \varepsilon_0 \geq \frac{p}{E} (1-k) \quad (5)$$

即可获得试验中设置的预压缩应力^[17]。

对于切应力,其最大处为密封槽的槽口转角处,当其超过材料自身的剪切强度后,会产生汽轮机快速冷却装置密封圈断裂失效现象。此时切应力满足下式:

$$\sigma_{xy} < \tau_b \quad (6)$$

式中: σ_{xy} 为最大切应力; τ_b 为材料自身的剪切强度。

2) 通过改变油压与压缩率增大模型的接触应力与切应力直到汽轮机快速冷却装置密封圈出现断裂失效现象,记录试验过程中的全部试验数据。

3) 分析选项与分析类型设置:其中分析类型的设置需要选择动态分析,其菜单命令为:主菜单—解决方案—分析类型—新建分析^[18]。弹出分析类型对话框后单击其中的动态按钮,指定分析类型为动力分析。

接着设置分析选项,其菜单命令为:主菜单—解决方案—分析类型—解决方案控制—基本,设置最小子步数、最大子步数以及载荷子步数这几个选项。

4) 结果记录:记录接触应力与切应力实际增大的过程中,汽轮机快速冷却装置密封圈的变化情况。

2 模拟结果分析

在增加接触应力与切应力的过程中,通过扫描电镜观察密封圈底壳断面的微观形貌图(图4)。可观察到密封圈底壳断面的微观形貌。图中断裂面区域呈现阶梯状(或梯田状)沿着某一点向外扩散,该点即为断裂的起源点,靠近该起源点附近断裂面形貌表现为光亮、脆性,远离该起源点,断裂面表现为粗糙、韧性。

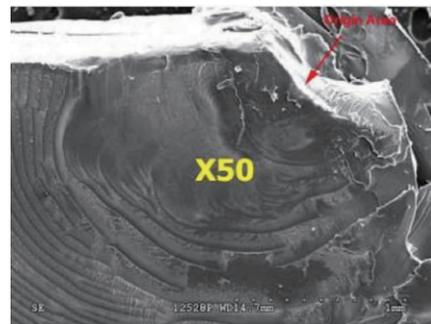


图4 断裂面电镜扫描微观形貌

汽轮机快速冷却装置密封圈的整体应力分布变化过程如图5所示。

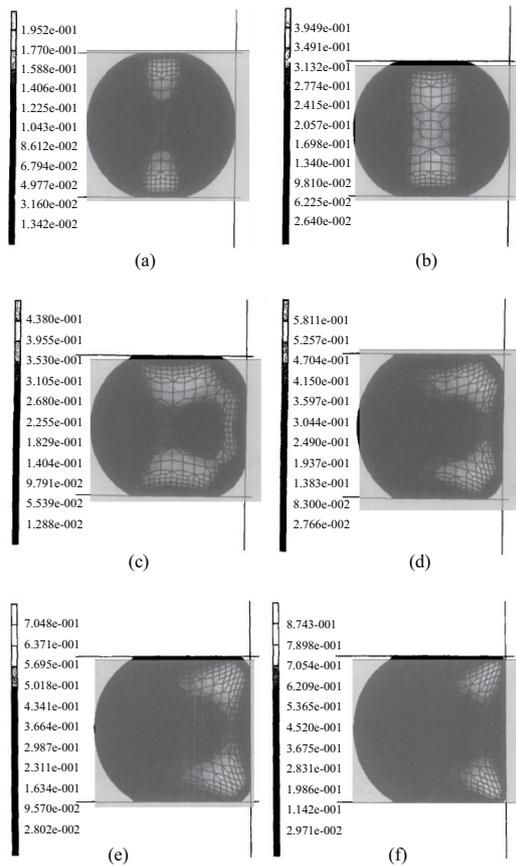


图5 密封圈整体应力分布变化过程

由图5可知,汽轮机快速冷却装置密封圈在增加接触应力与切应力的过程中逐渐发生变形,并且发生了应力转移。当压力超过其承受限度,密封圈就会发生断裂失效现象,从而导致泄漏现象的发生。

根据构件缺口根部小范围内的应力场来建立应力场强度分析模型,通过分析缺口周围的应力应变关系、应力梯度、材料性能参数,应用到应力场强度中:

$$\sigma_{F1} = \frac{1}{V} \int_{\Omega} f(\sigma_{ij})w(r) dV \quad (7)$$

式中: Ω 表示疲劳损伤区域; V 表示疲劳损伤区域的面积; $f(\sigma_{ij})$ 表示应力破坏函数; $w(r)$ 表示权函数; r 为距离缺口根部的距离。

在汽轮机快速冷却装置密封圈发生变形后,其最大主应力及切应力的对应分布云图如图6所示。

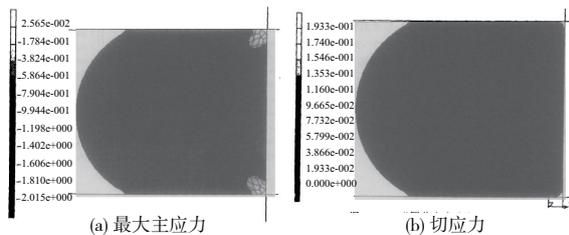


图6 最大主应力及切应力的对应分布云图

在不同压缩率与不同油压的情况下,接触应力的变化数据如表6所示。

表6 接触应力的变化数据 单位:MPa

油压	压缩率/%		
	10	15	20
10	17.104	15.982	15.198
11	18.921	16.021	16.301
12	19.320	17.963	17.369
13	21.201	19.632	19.011
14	23.325	21.025	20.214
15	25.248	23.006	21.563

在不同压缩率与不同油压的情况下,切应力的变化数据如表7所示。

表7 切应力的变化数据 单位:MPa

油压	压缩率/%		
	10	15	20
10	12.015	10.902	9.813
11	13.695	11.243	10.021
12	15.204	12.124	11.325
13	17.321	14.258	13.210
14	18.201	16.001	15.021
15	19.128	17.076	16.824

汽轮机快速冷却装置密封圈在增大油压与压缩率的过程中,当油压达到15 MPa,压缩率为10%时,切应力达到最大,密封圈出现断裂失效的现象。

3 结语

对汽轮机快速冷却装置密封圈断裂失效过程进行模拟,能够加深对其性能的了解,对密封圈的及时更换有重要意义。

参考文献:

- [1] 彭以超,楼玉民,徐绍平,等.超超临界机组中压汽门阀盖Alloy783合金螺栓断裂失效分析[J].热力发电,2018,47(3):115-122.
- [2] 张学星,蔡文河,张新,等.超超临界机组汽轮机X39CrMo17-1不锈钢阀杆断裂失效分析[J].金属热处理,2019,44(3):231-237.
- [3] 于辉,邹海贝,李伟,等.基于结构整体性评估程序和失效评定图方法的含裂纹缺陷钢轨安全性评定[J].中国机械工程,2019,30(3):271-278.
- [4] 赵丽娟,赵宇迪,金鑫,等.夹矸煤层条件下螺旋叶片磨损失效数值模拟研究[J].煤炭学报,2019,44(11):3589-3595.
- [5] 葛卫京,左圆圆,王向杰.铝合金异形臂的断裂失效分析[J].特种铸造及有色合金,2019,39(6):665-667.
- [6] 宋利滨,李志峰,张宝坤.转油线钢制密封圈的断裂原因及预防措施[J].腐蚀与防护,2019,40(3):220-223.

(下转第75页)

3) 比较极差大小。极差值 R 越大,代表该因素对试验结果影响越大。

根据极差法步骤,可得舌形密封圈的极差分析结果如表 2 所示。

表 2 极差分析结果

项目	因素		
	厚度 B/mm	舌宽 H/mm	舌张角 $\alpha/(\text{°})$
K1	9.624	8.410	5.597
K2	10.474	11.074	12.216
K3	12.380	12.994	14.665
R	2.756	4.584	9.068
最优因素	75	40	60
主次因素	$B < H < \alpha$		
最优组合	$B(75)H(40)\alpha(60)$		

2.4 最优组合仿真验证

采取结构参数厚度 B 为 75 mm,舌宽 H 为 40 mm,舌张角 α 为 60° 的参数组合进行数值模拟仿真,仿真结果如图 6 所示。通过应力云图可知,最大接触应力达到了 6.453 MPa,明显优于其他试验组合,为舌形密封圈的最优参数组合。

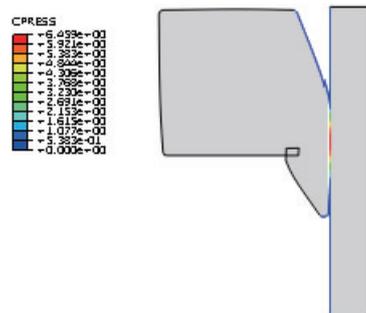


图 6 最优组合接触应力云图

3 结语

1) 利用有限元软件 ABAQUS 完成了舌形密封圈的非线性分析,通过模拟仿真完成了对结构密封性能的预测,避开了大量、重复的人工实验,提升了工作效率;

2) 采取数值仿真技术研究了结构参数对密封性能的影响,为进一步的结构设计提供了理论依据,避免了传统设计依靠人为经验所带来的不确定性;

3) 运用正交试验与极差分析法,通过较少的试验数据得到了舌形密封圈的参数对密封性能的影响由大到小依次为:舌张角 α 、舌宽 H 、厚度 B ;舌形密封圈的最优设计组合为: $B(75)H(40)\alpha(60)$,并通过了模拟仿真的验证。

参考文献:

- [1] 陈江明,郑益民,段辉,等. 某型涡轴发动机鼓风机油漏故障分析[J]. 机械制造与自动化,2020,49(6):76-78.
- [2] 桑勇,王旭东,邵利来. 水下机器人液压缸 O 形密封圈的有限元分析[J]. 液压气动与密封,2018,38(5):18-22.
- [3] 王博,徐鑫,陈一鸣,等. 基于 ANSYS Workbench 的天然气管扩管冲蚀磨损仿真模拟[J]. 润滑与密封,2019,44(12):86-95.
- [4] NAMJOO M, GOLBAKHSI H. An efficient design tool based on FEM for evaluating effects of components properties and operating conditions on interaction of tire with rigid road [J]. Journal of Central South University, 2015, 22(1):189-195.
- [5] 陈国定,HAISER H, HAAS W, 等. O 形密封圈的有限元力学分析[J]. 机械科学与技术,2000,19(5):740-741,744.
- [6] 黄中华,金波,刘少军. 深海高压舱密封性能评价研究[J]. 浙江大学学报(工学版),2007,41(5):790-793.
- [7] 王兴. 基于数值模拟和试验的弯曲回弹及模具型面补偿研究[D]. 济南:山东大学,2013.

收稿日期:2021-05-19

(上接第 65 页)

- [7] 刘畅,林建平,路洪洲,等. 汽车 B 柱碰撞失效变形过程仿真重现[J]. 塑性工程学报,2019,26(1):213-220.
- [8] 李晓鹏,李洪春,杨晓东. 尾轴密封用高速高压唇形密封圈失效研究[J]. 液压与气动,2020(2):183-187.
- [9] 吴长鹏,谢斌,潘锋,等. 汽车动力总成悬置的碰撞失效模拟研究[J]. 汽车工程,2019,41(1):36-41,63.
- [10] 常培廷,陈文武,单广斌,等. 柴油加氢装置高压换热器管束断裂原因与防护[J]. 材料保护,2019,52(3):127-133.
- [11] 李雨泽. 注水井分层测压整体测试时“O”型密封圈失效原因[J]. 大庆石油地质与开发,2018,37(5):100-104.
- [12] 林双平,钟振前,蒋清丰,等. 某轿车减振器活塞杆的断裂失效分析[J]. 热加工工艺,2018,47(24):251-254.
- [13] 刘森,吕植强,王光耀. 高强度及软钢断裂失效行为表征与仿真预测[J]. 力学季刊,2018,39(4):829-836.

- [14] 张元祥,梁利华,张继成,等. 多物理场下 FCBCA 焊点电迁移失效预测的数值模拟研究[J]. 力学学报,2018,50(3):43-52.
- [15] 金林奎,周斌,黄持伟,等. SWCH10A 钢塞子装配过程断裂失效分析[J]. 锻压技术,2018,43(11):160-172.
- [16] 杨向同,沈新普,王克林,等. 完井作业油管柱失效的力学机理——以塔里木盆地某高温高压井为例[J]. 天然气工业,2018,38(7):92-98.
- [17] 周国良,方鑫. 软盒包装机往复主动轴防渗油密封装置的设计[J]. 烟草科技,2018,51(7):92-95.
- [18] 杨智勇,李典庆,曹子君,等. 基于广义子集模拟样本加权法的边坡多失效模式可靠度分析[J]. 岩石力学与工程学报,2018,37(3):630-641.

收稿日期:2020-08-10