

某水轮发电机组转子支架有限元分析

The finite element analysis of Hydropower Station's rotor Spider

章城骏

(浙江富春江水电设备有限公司)

摘 要: 采用 ANSYS 对某水轮发电机组转子支架进行仿真分析, 得出应力位移分布图。根据分析结果, 提出确切的热打键紧量, 并对现设计方案进行评估。

关键词: 金沙; 转子支架; ANSYS; 有限元分析

Abstract: By finite element method using the ANSYS, the equivalent stress and the displacement of the Hydropower Station's rotor spider are presented. According to the results, it is able to offer the exact shrinkage and evaluate the design.

Key words: Rotor; ANSYS; Finite element method

1. 引言

转子支架是水轮发电机转动部分的一个关键部件。转子支架受力复杂, 不但要考虑一般的静载荷和动载荷, 还要考虑磁轭引起的附加载荷及离心力。它的变形大小、应力状态等直接影响整个机组能否正常工作。ANSYS 软件是一种集结构、热、流体、电磁场、声场和耦合场分析与一体的大型通用有限元分析软件。现针对某水轮机组的转子支架, 运用 ANSYS 进行有限元分析, 从而实现对结构设计方案的评估, 提高研发效率^[1,2]。

2. 机组主要设计参数

额定转速: 57.7r/min
分离转速: 80.8r/min
飞逸转速: 178 r/min
磁极数: 104
磁极磁拉力: 390.2 kN/P
磁轭重量: 305t
磁极重量: 155t
额定扭矩: 23184kN·m
质量密度: 7850
屈服极限: 325MPa
弹性模量: 206GPa
泊松系数: 0.3

3. 转子支架模型

3.1 转子支架有限元模型

根据转子支架结构的周期对称特性采用整体模型的 1/4 作为分析对象。转子支架计算有限元模型见图 1, 采用六面体单元 Soild186 占主导进行网格划分。

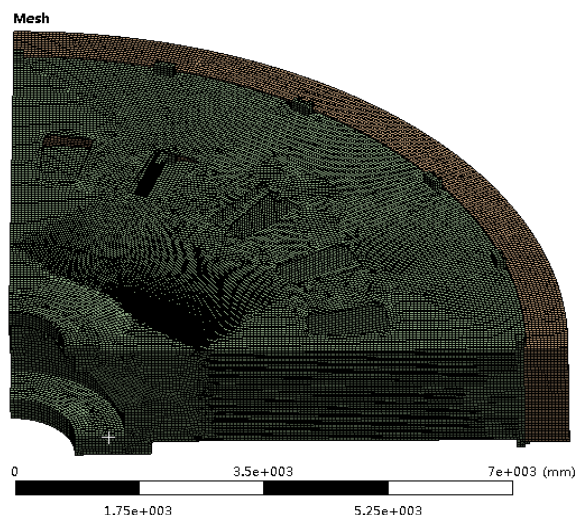


图 1 转子有限元模型示意图

3.2 边界处理

根据转子支架实际运行情况，转子支架下圆盘与主轴连接面位置进行全约束处理；模型剖切面设置周期对称约束；转子支架立筋与磁轭接触面设置接触。

3.3 工况及载荷

工况及载荷见表 1

表 1 各工况载荷

工 况	载 荷
静止工况	转子支架自重，磁轭和磁极重，热打力；
额定工况	自重、磁轭和磁极重，残余热打力、电磁扭矩、额定转速、磁拉力；
飞逸工况	转子支架自重，磁轭和磁极重，飞逸转速；

3.4 热打紧量求解

转子支架在分离转速时，由于转子支架与磁轭磁极质量产生的离心力，使得支架与磁轭联接键处将产生一个位移差值 δ_{shrink} ，这个位移差就是转子支架在装配时所需的热打键紧量。

图 2 为分离转速下有限元计算所得的转子支架与磁轭之间的间隙。此时最大间隙为 1.89mm，因此磁轭键热打紧量：

$$\delta_{shrink} = 1.89\text{mm}$$

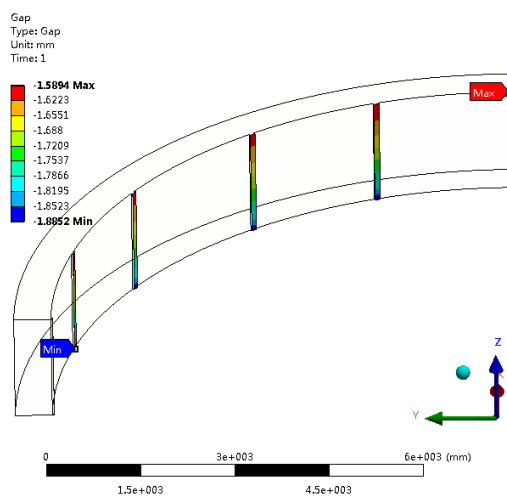


图 2 转子支架与磁轭间隙云图

4. 有限元计算结果

4.1 静止工况

静止工况下转子支架有限元计算结果如图 3~5 所示。最大集中应力 188.3MPa，出现在立筋下部位置处；支架最大轴向位移为-1.93mm，最大径向位移为-1.21mm。

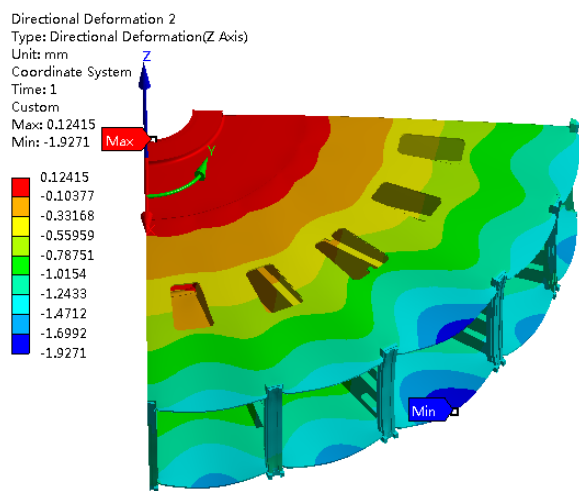


图 3 静止工况下转子支架应力云图

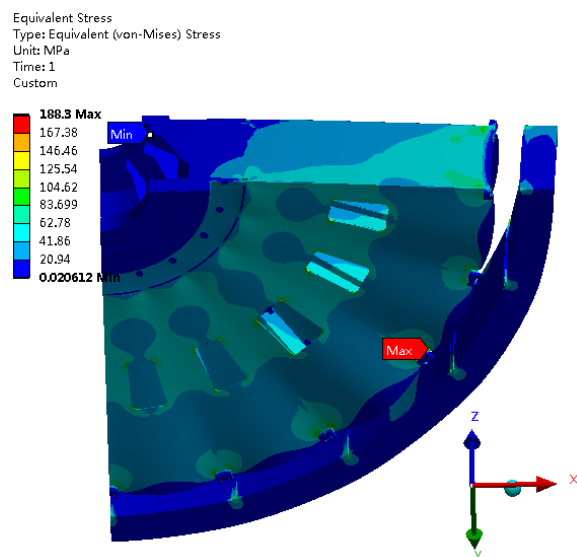


图 4 静止工况下转子支架轴向位移云图

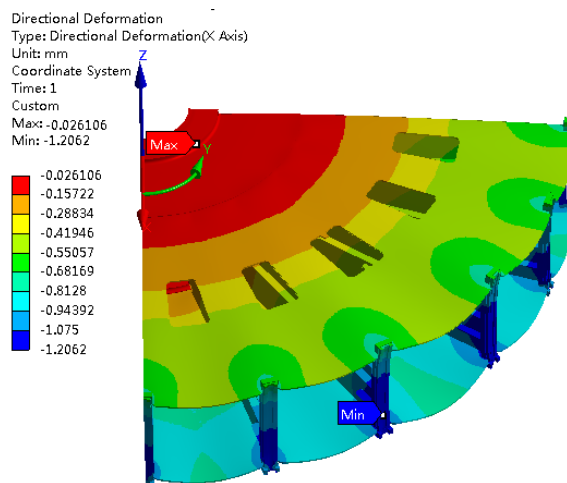


图 5 静止工况下转子支架径向位移云图

4.2 额定工况

额定工况下转子支架有限元计算结果如图 6~8 所示。最大集中应力 65.83MPa，出现在磁轭热打键上部位置处；支架最大轴向位移为-1.96mm，最大径向位移为-0.39mm。

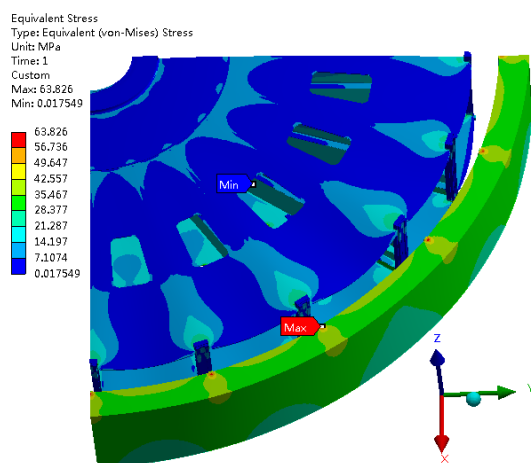


图 6 额定工况下转子应力云图

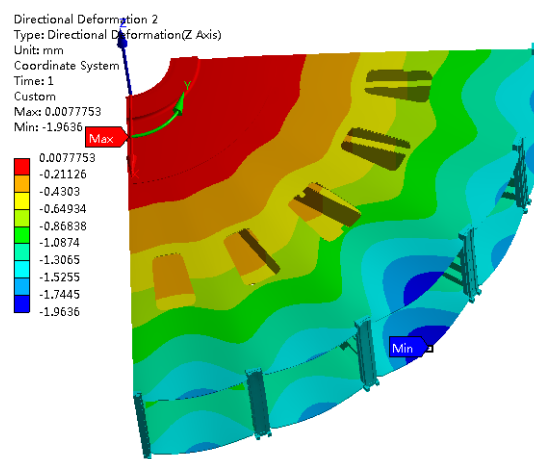


图 7 额定工况下转子支架的轴向位移云图

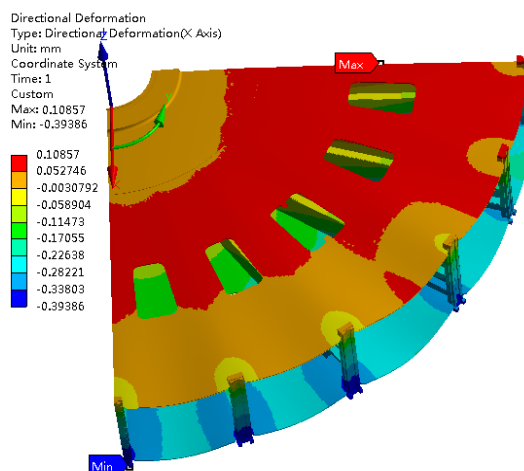


图 8 额定工况下转子支架的径向位移云图

4.3 飞逸工况

飞逸工况转子支架有限元计算结果如图 9~11 所示。最大集中应力 227.13MPa，出现在通风口倒角位置处；支架最大轴向位移为-2.79mm，最大径向位移为 1.54mm。

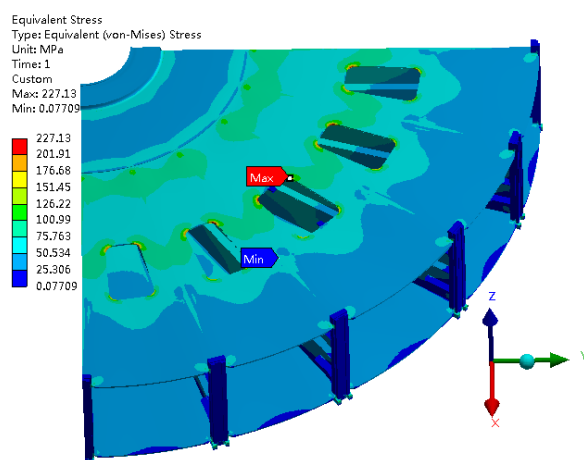


图 9 飞逸工况下转子支架应力云图

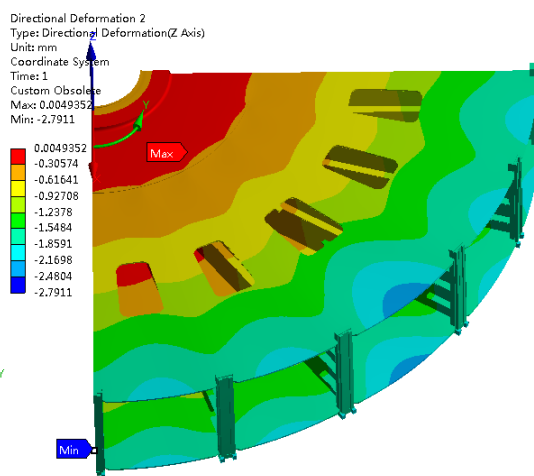


图 10 飞逸工况下转子支架轴向位移云图

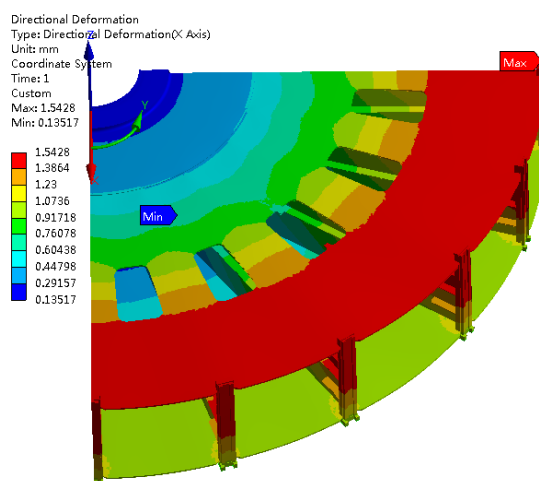


图 11 飞逸工况下转子支架径向位移云图

4.4. 结果分析

将转子中心体计算结果汇总于表 2。

表 2 转子支架计算结果 (mm, MPa)

工况	支架径向 最大位移 (mm)	支架轴向 最大位移 (mm)	应力集中 处应力 (MPa)
静止	-1.21	-1.93	188.3
额定	-0.39	-1.96	65.83
飞逸	1.54	-2.79	227.13

转子材料为 Q345，根据材料屈服极限为 325MPa。转子支架在静止与额定工况下小于材料屈服

强度的 $\frac{2}{3}$ ，即 216.6MPa；在飞逸工况下应力集中处应力不超过屈服强度，转子支架能够满足安全运行的要求。

5. 小结

本文基于 ANSYS 对金沙转子支架进行有限元分析，确定了转子支架与磁轭之间所需的热打紧量；并在此基础上，分析不同工况下转子支架的应力与位移，验证了转子支架方案满足设计要求。

6. 参考文献

- [1] 张彦南 有限元的水轮发电机转子支架仿真与实验[J]，机械工程师，2017（1）：13-15
- [2] 衣然 大型水轮发电机转子支架应力分析，第十九次中国水电设备学术讨论会，2013