

# 水轮发电机定子、转子热态气隙变化研究

罗功富

**摘要** 由于发电机气隙变化对发电机气隙安全、发电机磁密和定、转子间磁拉力有巨大的影响,因此对其热态气隙变化计算具有十分重要的意义,本文介绍了发电机定、转子间热态气隙变化的计算方法和过程。

**关键词** 水轮发电机 转子 气隙 磁轭 定子铁心 温升

## 1 引言

发电机定、转子间热态气隙变化不仅直接影响着发电机气隙安全、发电机定、转子间磁密分布,而且对定、转子间磁拉力,对发电机刚度将产生巨大的影响。因此对其热态气隙变化研究具有十分重要的意义。下面以我公司研制的某电站发电机为例介绍发电机定、转子间热态气隙计算的分析过程和方法。

我们采用有限元法,用从美国引进的著名结构分析软件 ANSYS,对该电站发电机转子支架刚度、磁轭位移和定子、转子热态气隙变化进行了计算,采用 ALSTOM 发电机专用计算软件 DES - RIM 计算磁轭强度,考核其刚度水平。

## 2 主要参数

额定转速	93.75r/min
分离转速	131.25r/min
飞逸转速	170r/min
磁轭重量	735t
磁极重量	390t
磁极重心半径	7364.5mm

最大转矩 6935000kg·m

铁心外部与内部温度差 20℃

转子支架材料参数

屈服极限 345MPa

弹性模量  $E = 2.1 \times 10^5 \text{N/mm}^2$

泊松系数  $\mu = 0.3$

材料密度  $\rho = 7.85 \times 10^{-6} \text{kg/mm}^3$

定子铁心硅钢片材料参数

泊松系数  $\mu = 0.3$

热膨胀系数  $\alpha \approx 11 \sim 12 \text{e} - 6 / \text{℃}$

磁轭材料参数

屈服极限 550MPa

泊松系数  $\mu = 0.3$

## 3 转子支架计算模型

### 3.1 有限元计算模型

该电站水轮发电机的转子支架是由中心体,上、下扇形板,腹板及通过弹性键连接的磁轭磁极等部分组成。腹板呈均匀布置,这样可充分保证转子支架的刚度,也使支架有足够的强度。腹板最外侧的键,用于连接外端的磁轭磁极,并传递部分扭矩。

由于转子支架为旋转对称结构,利用 ANSYS 有限元结构分析程序的强大前处

理功能,将转子支架整体结构的1/16作为分析对象。转子支架结构的三维实体模型见图1。边界条件根据实际变形条件处理。

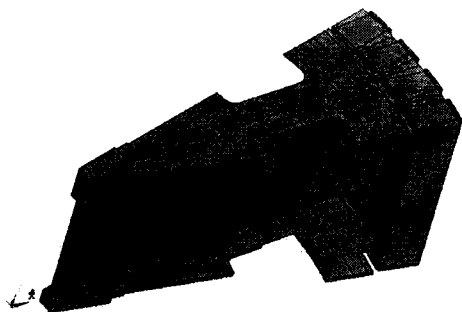


图1 转子支架实体模型

### 3.2 计算结果及分析

转子支架在分离转速时,支架、磁轭和与磁轭相联接的磁极,由于它们的质量将产生离心力,从而引起支架和磁轭径向位移。当机组在分离转速时,支架与磁轭将产生一个位移差值,根据这个位移差值来设计转子支架在装配时所需的打键紧量,根据计算得到:

发电机转子支架所需打键紧量:

$$\delta_{1.4n} = 4.18 \text{ mm}$$

设计弹性键为:

$$\delta_{\text{spring}} = 1.7 \text{ mm}$$

因此静止状态打键紧量设计为:

$$\delta = 2.48 \text{ mm}$$

在打键工况下,转子支架承受打键力和结构重力,其打键最大等效力为249MPa,出现在支架下圆盘与键交接处属于局部应力集中,最大径向位移为1.76mm,位于键上,轴向位移(挠度)为0.44mm。打键时转子支架的第一阶翘曲安全因子为2.18,故转子支架不会屈曲失稳。

在额定转速下带有额定负荷(也就是承受额定扭矩)状态下,计算转子支架的

应力时,施加额定扭矩和转子的重量、离心力和部分打键等不同形式的载荷,在此工况下,支架的最大等效力为152MPa,位于转子支架下圆盘通风孔圆弧上,属于局部应力集中。最大径向位移为0.34mm,周向位移为3.22mm。同时计算得到磁轭变形供计算定、转子气隙时使用。

在飞逸转速下,转子支架与磁轭已分离,且只承受离心载荷和重力载荷,转子支架在飞逸工况下的最大等效力为233MPa,属于局部应力集中,最大径向位移为1.67mm。

## 4 铁心计算

### 4.1 有限元计算模型

铁心由硅钢片叠压而成,其间有通风槽等,根据其结构特点,在建立定子铁心有限元模型时,采用三维实体单元对结构进行等效离散,结构几何模型如图2所示。

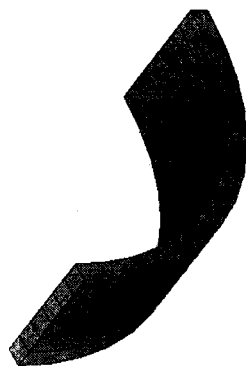


图2 铁心等效实体模型

### 4.2 计算结果分析

铁心内外温度差20℃时,此时铁心内圆径向位移变化在0.65~1.3mm之间,铁心中部位移小,两端位移大。以环境温度20℃为基准,环境温度每升高5℃,铁心内圆径向位移变化0.44mm。

## 5 磁轭计算

在建立转子磁轭有限元模型时,采用三维实体单元对结构进行等效离散,结构几何模型如图3所示。

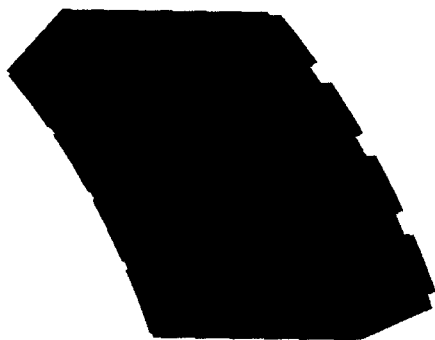


图5 磁轭结构几何模型

在额定工况下,磁轭外圆最大径向位移为2.44mm,热打键和转速使磁轭向外膨胀。

(1) 本项采用ALSTOM发电机专用计算软件DES-RIM计算磁轭强度:

a. 转子磁轭在额定工况下,磁轭内圆等效应力为90MPa。

b. 转子磁轭在额定工况下的最大等效应力为138MPa,位于拉紧螺杆孔。

c. 转子磁轭在飞逸工况下,磁轭内圆等效应力为292MPa。

d. 转子磁轭在飞逸工况下的最大等效应力为360MPa,位于拉紧螺杆孔。

(2) 转子支架的材料屈服极限( $\sigma_s$ )为345MPa,根据计算结果:

a. 打键工况转子支架最大等效应力已大于材料屈服极限( $\sigma_s$ ),但该区域较小,属于局部应力集中。

b. 额定工况转子支架最大等效应力(局部应力集中)小于屈服极限( $\sigma_s$ )的2/3。

c. 飞逸工况下转子支架最大等效应力

(局部应力集中)接近屈服极限( $\sigma_s$ )的2/3。

d. 通过屈曲分析,该转子支架在打键状态下,不会发生屈曲失稳。

综合分析得到:该转子支架满足刚度要求。

(3) 转子磁轭的材料屈服极限( $\sigma_s$ )为550MPa,根据计算结果:

a. 额定工况下,磁轭最大应力小于材料屈服极限( $\sigma_s$ )的1/3;飞逸工况时,磁轭最大应力小于材料屈服极限( $\sigma_s$ )的2/3;故磁轭满足强度要求。

b. 额定工况下,环境温度为40℃,铁心内外温度相差20℃时,由于转子离心力和热膨胀造成定、转子间的气隙减小1.14~1.79mm之间。

## 6 结论

通过对某电站水轮发电机热态气隙变化过程的计算分析可以看出:水轮发电机热态气隙变化与转子支架热打键有着密切的关系,支架热打键使磁轭向外变形,同时热打键又关系到转子支架的刚度,发电机定子的热膨胀与磁轭或磁极的变形变化正是构成水轮发电机热态气隙变化的关键,因此计算水轮发电机热态气隙变化基本上是对发电机的系统计算。

水轮发电机在无偏心磁拉力正常运行时,可以认为发电机定、转子均受到均匀的磁拉力,由于发电机气隙的变化,发电机定、转子的磁拉力会发生一定改变。水轮发电机正常运行且存在偏心磁拉力时,由于发电机气隙的变化,将会引起偏心磁拉力的显著变化,其变化将引起发电机定、转子的刚度发生改变,因此在设计水轮发电机时应考虑发电机气隙变化对发电机刚度的影响。