

大型水轮发电机推力轴承热弹流润滑性能分析

武中德^{1,2}, 王黎钦², 曲大庄¹, 齐毓霖²

(1 哈尔滨大电机研究所 电机室, 黑龙江 哈尔滨 150040;

2 哈尔滨工业大学 机械工程系, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘要: 以巴氏合金瓦和弹性金属塑料瓦推力轴承为例, 介绍了大型水轮发电机推力轴承热弹性流体动力润滑性能的有限元分析方法。物理模型包括润滑油膜、推力轴承和镜板推力头。采用 ADNA (T) 程序计算水口巴氏合金瓦和三峡弹性金属塑料瓦推力轴承和镜板推力头的热弹性变形, 并对轴承性能的计算结果和测量结果进行了对比分析。结果表明, 计算结果和实测结果吻合。

关键词: 推力轴承; 镜板推力头; 热弹流润滑

中图分类号: TH133.3

文章标识码: A

文章编号: 1004-0595(2001)02-0147-04

大型水轮发电机组推力轴承瓦面油膜是不等温和不等压的, 其轴承和旋转镜板均具有一定的热弹性变形, 加上其它因素亦产生一定的影响, 这就增加了推力轴承性能数值求解的难度^[1,2]。针对某种结构的大型推力轴承的热弹流分析已有报道^[3,4]。影响热弹流计算结果准确性的关键因素是边界条件和推力轴承及镜板推力头的热、弹变形计算的准确性。采用结构分析有限元程序, 所得计算结果的准确性较高且不受轴承结构限制^[5]。如果避开三维热弹流分析的边界条件和大迭代收敛问题, 而进行二维(仅油膜是二维的)热弹流分析, 其边界条件的选取和控制方程的收敛则比较容易。利用结构分析有限元程序, 可对多种结构的推力轴承及镜板推力头进行三维热变形及弹性变形计算, 实现大型推力轴承的热弹流分析。

本文以水口巴氏合金瓦推力轴承和三峡弹性金属塑料瓦试验推力轴承为例, 介绍大型水轮发电机推力轴承热弹性流体动力润滑性能的有限元分析方法。采用非线性结构分析有限元程序 ADNA (T) 计算推力轴承和镜板推力头的热弹性变形。

1 控制方程及边界条件

瓦面油膜的不等温、不等压性和瓦及镜板的热弹性变形是大型水轮发电机推力轴承的运行特点。油膜的温度、压力及厚度可充分体现推力轴承性能的优劣, 而这 3 个重要参数取决于负荷、转速、瓦面入油温度、油的粘度、瓦的尺寸和几何形状、镜板工作面的平

面度以及瓦面与镜板面的热弹性变形等。一般可通过联立求解润滑油膜的动压(雷诺方程)、热能量^[6]、粘度-温度、油膜厚度等方程以及瓦和镜板的热传导和热弹性变形方程来迭代求解出推力轴承的性能参数, 进而描述其润滑过程的特征。

1.1 雷诺方程

雷诺方程是在假设粘性流体(油)吸附于两固体表面(瓦面和镜板面)的基础上建立的, 适用于巴氏合金瓦。对于弹性金属塑料瓦, 如果瓦面油膜存在滑移, 就要考虑压力滑移和剪切滑移, 并对雷诺方程进行修正。计入滑移影响的雷诺方程修正式为:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{r h^3 (1 + \alpha_{pr})}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right] + \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\frac{h^3 (1 + \alpha_{p\theta})}{\mu} \frac{\partial p}{r \partial \theta} \right] = 6\omega r \frac{\partial [h(1 + \alpha_{r\theta})]}{\partial \theta} - 12\alpha_{r\theta} \omega r \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (1)$$

式中: h 是油膜厚度, μ 是油膜粘度, r 和 θ 是极坐标, ω 是镜板旋转角速度, p 是油膜压力, α_{pr} 是径向压力滑移因子, $\alpha_{p\theta}$ 是周向压力滑移因子, $\alpha_{r\theta}$ 是周向剪切滑移因子。

边界条件: 沿瓦面周边压力为 0

对于巴氏合金瓦, 方程中的滑移因子为 0; 对于弹性金属塑料瓦, 滑移的影响尚待研究。本文仍采用不考虑滑移的雷诺方程。

1.2 热能量方程

$$J C_p \rho \left[\left(\frac{r \omega h}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) \frac{\partial T}{r \partial \theta} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \frac{\partial T}{\partial r} \right]$$

$$\begin{aligned}
 & - J K h \left[\frac{\partial T}{r^2 \partial \theta} + \frac{\partial T}{\partial r^2} \right] + J K_B (T - T_0) \\
 & = \frac{\mu}{h} (\omega r)^2 + \frac{h^3}{12\mu} \left[\left(\frac{\partial \rho}{r \partial \theta} \right)^2 + \left(\frac{\partial \rho}{\partial r} \right)^2 \right]. \quad (2)
 \end{aligned}$$

式中: J 是热功当量常数, J_β 是热交换系数, ρ 是油密度, T 是油膜温度, C_p 是油比热, T_0 是瓦(镜板)温度, K 是导热系数

边界条件: 入油边 $T = T_{in}$; 内、外径边为绝热边界; 出油边为自然边界

1.3 油膜粘度

根据润滑油在某温度下的已知粘度, 由拉格朗日插值曲线公式可求得其各温度下的粘度分布:

$$\mu = \sum_{i=1}^n \left[\frac{T - T_i}{T_i - T_j} \mu_i \right]. \quad (3)$$

1.4 油膜厚度

$$\begin{aligned}
 h_{ij} = & h_0 + m_r \left[r \cos \left(\theta - \frac{1}{2} \theta_0 \right) - R_0 \right] \\
 & - m_\theta \sin \left(\theta - \frac{1}{2} \theta_0 \right) - D_{ij} + W_{ij}. \quad (4)
 \end{aligned}$$

式中: h_{ij} 是油膜厚度, h_0 是瓦面中心点油膜厚度, m_θ 是瓦周向倾角, m_r 是瓦径向倾角, D_{ij} 是瓦面的热弹位移, R_0 是瓦平均半径, W_{ij} 是镜板工作面的热弹位移

1.5 热传导方程

三维实体结构稳态条件下的微分形式的热传导方程为:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(K_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(K_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(K_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = -q^s. \quad (5)$$

边界条件:

$$T|_{S_1} = T_e; \quad K_n \frac{\partial T}{\partial n} |_{S_2} = q^s.$$

式中: T 是物体温度, K_x 、 K_y 和 K_z 分别为 x 、 y 和 z 方向的热传导率, T_e 是已知温度边界面积 S_1 的环境温度, q^s 是已知温度梯度的边界面积 S_2 的热流输入, K_n 是垂直于物体表面的热传导系数

在边界条件式中, 包括了对流边界条件等

1.6 热弹性变形方程

三维实体结构的热弹性变形分析以弹性力学方程的有限元解法为基础, 按位移求解的分析过程最终归结为解平衡方程组:

$$[K] \{u\} = \{r\} + \{R\}. \quad (6)$$

式中: $[K]$ 为刚度矩阵, $\{u\}$ 为节点位移列阵, $\{r\}$ 为节点载荷列阵, $\{R\}$ 为变温等效载荷列阵

2 计算结果及分析

2.1 轴承设计参数

推力轴承主要设计参数见表 1. 巴氏合金瓦推力

轴承的计算中考虑了瓦面 2 个高压油室的影响. 弹性金属塑料瓦复合层的热弹性变形是根据实测的压缩

表 1 轴承主要参数

Table 1 Major parameters of the bearing

Parameters	Thrust bearing with Babbitt layer	Thrust bearing with teflon layer
Thrust load/MN	40.18	29.40
Rated speed/r · min ⁻¹	107.1	107.0
Inner diameter/mm	2 600.0	2 200.0
Outer diameter/mm	4 500.0	3 900.0
Angle/(°)	16.0	17.1
Number of pad	18	12
Thickness of pads/mm	60+ 230	70+ 240
Lubricant	L- TSA 46	L- TSA 46

模量和线膨胀系数, 建立三维实体单元进行计算的, 所采用的温度分别为 20、50 和 100; 压缩量为 880 MPa, 510 MPa 和 260 MPa; 线膨胀系数为 6.4×10^{-5} ; 热传导率为 $0.4 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$.

2.2 油膜厚度和压力

由于轴承运行过程中瓦面倾斜及变形的影响, 最小油膜厚度处在中径附近靠近出油边处. 对于巴氏合金瓦计算的最小油膜厚度为 $65.8 \mu\text{m}$, 根据实测数据插值所得的最小油膜厚度为 $67.0 \mu\text{m}$ ^[7], 二者油膜厚度分布相近, 吻合较好. 对于最小油膜厚度所在位置, 计算值比实测值偏向内径. 对于弹性金属塑料瓦, 计算的最小油膜厚度为 $47.0 \mu\text{m}$, 根据实测数据插值所得的最小油膜厚度(10 块瓦)为 $50 \sim 100 \mu\text{m}$, 计算的油膜厚度分布和实测值存在一定差距, 这可能与瓦块表面复合层的均匀性有关.

计算出巴氏合金瓦最大油膜压力为 9.2 MPa , 而按实测数据插值所得最大油膜压力为 9.0 MPa ^[7], 二者相近, 油膜压力分布一致. 弹性金属塑料瓦的最大油膜压力计算值为 16.6 MPa , 根据实测数据插值处理所得的最大油膜压力为 17.1 MPa , 二者相近, 油膜压力分布相符.

2.3 温度

油膜温度计算结果和瓦面温度测量结果见表 2. 供油温度取实测的瓦间油温, 并考虑镜板的热油携带影响. 计算值为油膜温度, 而实测值为瓦面温度, 油膜和瓦面之间存在一定的温度梯度. 计算的巴氏合金瓦的最大油膜温度为 77.9 , 实测的最大瓦面温度^[7]为 76.8 , 计算和实测的最高温度均位于出油边平均半径附近, 二者相符, 其分布相近. 计算的弹性金属塑料瓦的最大油膜温度为 75.1 , 实测的最大瓦面温

度为 73.3, 二者相符, 其分布相近

2.4 瓦面变形和镜板面变形

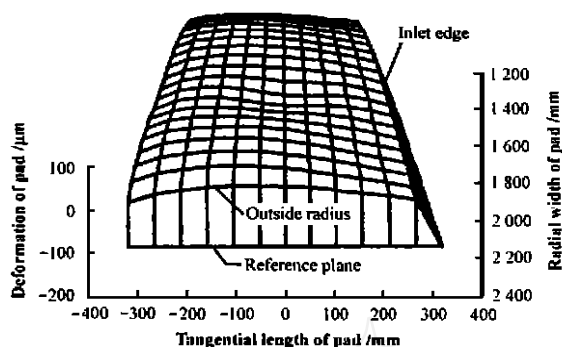
在推力轴承热弹流计算中, 瓦变形和镜板面变形对油膜形状的影响很大, 因此必须计入变形的油膜厚度计算公式才能真实地体现油膜的形状。根据推力轴承三维热弹性变形分析, 瓦面温度按油膜温度分布输入, 瓦面力载荷按油膜压力分布输入, 其它各面按对流换热边界进行计算。推力瓦和托瓦间为三维接触表面, 根据支承结构加相应的铰支约束, 限制住瓦的刚体位移。

考虑到镜板推力头结构和受力周期对称的特点, 取其瓦块数 Z 的倒数为三维热弹性变形分析模型。根据镜板温度的测量结果, 发现油膜温度分布经适当处理后可表征镜板面的温度分布。镜板面的力载荷按油膜压力分布输入, 并计入镜板推力头的重力和离心力。其它各面按对流换热边界条件进行计算。推力头和镜板接合面为三维接触表面, 根据镜板推力头的具体结构加相应的铰支约束, 限制镜板推力头的刚体位移。经上述处理后, 针对推力轴承和镜板综合变形的计算结果见表 2。

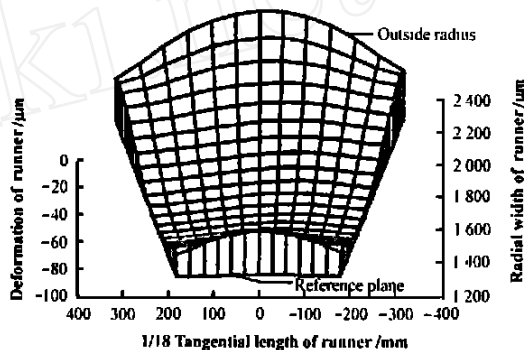
表 2 计算结果和测量结果

Parameters	Thrust bearing with Babbitt layer		Thrust bearing with teflon layer	
	Calculated	Measured	Calculated	Measured
	Max deformation on pad/ μm	58.2	-	24.0
Max deformation on runner/ μm	45.8	-	60.0	-
Min oil film thickness/ μm	65.8	67.0	47.0	50.0
Max oil film pressure/ MPa	9.2	9.0	16.6	17.1
$T/$	77.9	76.8	75.1	73.3

推力轴承均为双托盘支承结构, 在较高的负荷下其瓦面整体可呈凸形, 而瓦中部微凹, 见图(1和2)。塑料瓦的凹变形较大, 这是由于其复合层的压缩模量较小所致。巴氏合金瓦进油边有楔形坡口, 有利于启动时进油, 而塑料瓦面的进、出油边均有楔形坡口, 有利于启动时进油和调整瓦面形状。镜板面的变形沿径向下凸, 沿周向上凹, 即沿周向为波浪形。镜板在载荷作用下, 周向变形的高点处在瓦上, 低点处在瓦间, 径向变形在外径侧上翘; 镜板在温度和载荷作用下, 周向由于恒温而不产生变形, 径向变形为下凸, 镜板面的综合变形为径向下凸, 外径侧上翘, 沿周



(a) TED calculation of thrust bearing



(b) TED calculation of runner

Fig 1 TED calculation of thrust bearing with Babbitt layer and runner

图 1 巴氏合金瓦推力轴承和镜板热弹性变形计算

向为波浪形

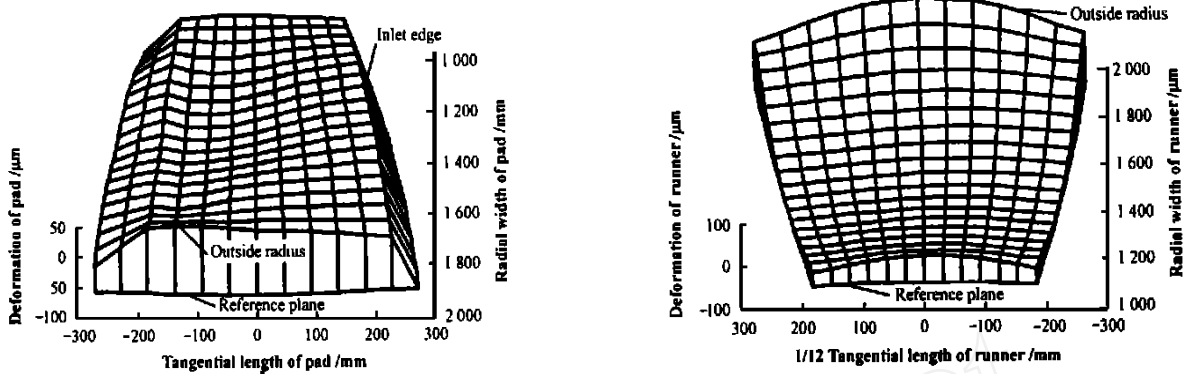
2.5 巴氏合金瓦和弹性金属塑料瓦的性能对比

与巴氏合金瓦相比, 塑料瓦的安装和检修较为方便, 许用单位压力较高(三峡塑料瓦试验轴承的单位压力为 6.3 MPa), 承载能力亦较大。此外, 由于塑料瓦材料具有良好的绝热性能且复合层的压缩模量较小, 使得瓦的热变形减弱, 复合层的变形可补偿部分瓦体变形, 从而使瓦面的形状更加合理。

弹性金属塑料瓦面的剪切滑移和压力滑移使得轴承的承载能力略有降低^[8,9], 而在实践中弹性金属塑料瓦较相应的巴氏合金瓦的承载能力高。这归因于弹性金属复合层在推力轴承上表现出的优良性能。换言之, 弹性金属塑料瓦的瓦面整体变形比巴氏合金瓦面的整体变形更合理, 油膜厚度分布更均匀, 最小油膜厚度增大, 滑移对轴承性能的影响小于瓦面的整体变形对轴承性能的影响。

3 结论

a 用非线性结构分析有限元程序 ADINA (T) 计算推力轴承和镜板推力头的三维热弹性变形, 可提



(a) TED calculation of thrust bearing

(b) TED calculation of runner

Fig 2 TED calculation of thrust bearing with teflon layer and runner

图 2 塑料瓦推力轴承和镜板热弹性变形计算

高计算结果的准确性,油膜的节点和瓦面及镜板面的节点可一一对应,使得油膜形状完全适应瓦面和镜板面的变形

b 轴承的热弹流计算结果和相应的实测结果基本吻合.所用的有限元计算程序可用于大型水轮发电机组推力轴承热弹性流体动力润滑性能的计算

参考文献:

[1] 李忠,袁小阳,朱均 碟形弹簧支承圆形瓦推力轴承热动力润滑性能分析[J]. 摩擦学学报, 1999, 19(2): 135~ 139

[2] 王风才,李忠,朱均 瓦块弹性对大型水轮发电机组径向可倾瓦轴承润滑性能的影响[J]. 摩擦学学报, 1999, 19(3): 255~ 260

[3] Ettles CM, Anderson H G Three-Dimensional Thermoelastic

Solutions of Thrust Bearings Using Code Mamac 1 [J]. A S M E Journal of Tribology, 1991, 113: 626~ 632

[4] 赵红梅,董毓新,马震岳 弹性金属塑料瓦推力轴承润滑性能分析[J]. 润滑与密封, 1995, 1: 14~ 19

[5] 周世昌,刘从民,张锡清,等 利用ADNA (T)进行大型推力轴承的热弹流计算[J]. 哈尔滨电工学院学报, 1991, 14(4): 351~ 358

[6] 平克斯O,斯德因李希特B. 流体动力润滑理论 西安交通大学轴承研究小组译[M]. 北京: 机械工业出版社, 1980

[7] 武中德,梁广泰,吴军令,等 水口水轮发电机组(7#)推力轴承运行试验[J]. 大电机技术, 1998, (4): 19~ 22

[8] 王小静,张直明,张国贤 弹性金属塑料瓦推力轴承的滑移问题研究[J]. 润滑与密封, 1997, (4): 19~ 22

[9] 吕新广,陈志澜,朱均 表面滑移对塑料瓦推力轴承润滑性能影响的理论分析[J]. 西安交通大学学报, 1998, 32(12): 39~ 42

Analysis of Thermoelastic Hydrodynamic Lubrication Performance of Thrust Bearings for Large Hydrogenerators

WU Zhong-de^{1,2}, WANG Li-qin², QU Da-zhuang¹, QI Yu-lin²

(1. Department of Electrical Machinery, Harbin Institute of Large Electrical Machinery, Harbin 150040, China;

2. Department of Mechanical Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: The thermo-elastic-hydrodynamic (TEHD) lubrication performance of the thrust bearings with Babbitt layer and/or teflon layer of large hydrogenerators was investigated by means of finite element analysis. The physical model established takes into account the lubricating oil film, thrust bearing, runner and thrust head. The thermo-elastic-deformation (TED) of the thrust bearing and runner was analyzed based on ADNA (T) program. It has been found that the calculated results of the thrust bearings conform well to the measured ones.

Key words: thrust bearing; runner and thrust head; thermo-elastic-hydrodynamic lubrication