

轴流式水轮机支持盖有限元分析及优化设计

唐天兵 ,严 毅

(广西大学计算机与信息工程学院 ,广西 南宁 530004)

摘要 :为解决传统的刚性环算法对水轮机支持盖设计计算的不足 ,建立了支持盖的有限元分析模型 ,对在正常工况和紧急停机工况下的支持盖进行了有限元分析 ,指出紧急停机工况为危险工况 ,并计算了重量灵敏度和在紧急停机工况下的位移灵敏度 ,建立了支持盖的优化模型 ,对在紧急停机工况下的支持盖进行了优化设计 ,并校核其在正常工况下的强度条件 .

关键词 :支持盖 ;有限元分析 ;灵敏度分析 ;优化设计 ;水轮机

中图分类号 :TV136 **文献标识码 :**A **文章编号 :**1000-1980(2004)05-0562-03

支持盖是水轮机的主要部件之一 ,安装在顶盖上支撑着控制环等 ,耗材甚多 .在支持盖的结构设计中 ,除考虑满足其导水等功能外 ,更重要的是在满足其强度和刚度的条件下节省材料 .多年来 ,我国生产的水轮机支持盖一直沿袭 20 世纪 50 年代前苏联的设计理论进行设计 ,90 年代后在大型水轮机支持盖的结构分析及优化设计方面进行了一些探索^[1~2] ,但对中、小型水轮机支持盖的研究较少 .本文以南宁发电设备总厂生产的采用传统刚性环算法设计的 ZZ580-LH-340 型水轮机支持盖为例 ,传统刚性环算法的主要缺点是 :对辐向筋板和斜筋板的形式、个数和厚度的影响未加考虑 ,不能处理支持盖各部分结构厚度和形式的合理搭配^[1~3] .为解决这一问题 ,对该水轮机支持盖在正常工况和紧急停机工况下进行了有限元分析和灵敏度分析 ,为改善支持盖轴向位移太大和应力分布不均匀状况 ,对支持盖进行了优化设计 .

1 支持盖结构尺寸

ZZ580-LH-340 型水轮机支持盖结构见图 1. 从外形看整个支持盖呈环形箱体 ,具有轴对称的结构特点 .该支持盖的主要结构尺寸为 :上筒体厚 $t_1 = 30\text{ mm}$,上法兰厚 $t_2 = 40\text{ mm}$,辐向筋板厚 $t_3 = 25\text{ mm}$,斜筋板厚 $t_4 = 30\text{ mm}$,轴承基础环厚 $t_5 = 40\text{ mm}$,下法兰厚 $t_6 = 30\text{ mm}$,下筒体厚 $t_7 = 25\text{ mm}$.

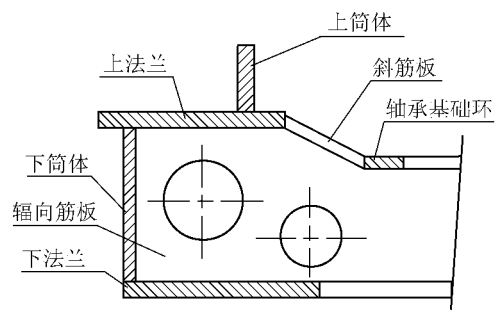


图 1 支持盖结构

Fig.1 Structure of supporting cover

2 支持盖的有限元和灵敏度分析

2.1 有限元分析

- 为便于对支持盖进行结构分析和优化设计 ,作如下简化假设 :视顶盖为刚体 ,不考虑焊缝质量问题 ,不计各螺栓联接处的局部应力 .根据支持盖结构和作用在其上载荷的轴对称特点 ,切取包括一条辐向筋板和斜筋板在内的扇形体结构(整个结构的 1/12)作为分析模型 .
- a. 网格划分 .上法兰、下法兰和轴承基础环选用线性四边形板单元 ,上筒体、下筒体和斜筋板选用线性四边形壳单元 ,辐向筋板选用线形三角形平面应力单元 .
 - b. 边界条件 .上法兰和顶盖联接处简化为固定支承 ,即径向、纵向和切向位移为 0 及绕径向、纵向和切向的转角为 0° ,所切取扇形体的两个切断面的切向位移为 0 及绕纵向和径向的转角为 0° .
 - c. 载荷条件 .按正常工况和紧急停机工况分别处理^① .

收稿日期 2004-04-09

基金项目 :国家自然科学基金资助项目(59665002) ;广西大学科研基金资助项目(x032032)

作者简介 :唐天兵(1972—) ,男 ,四川成都人 ,讲师 ,硕士 ,主要从事优化设计和网络并行计算的研究 .

① 广西大学 ,南宁发电设备总厂 ,中小型水轮发电机组有限元分析和优化设计系统 ,2002 年度研究报告 .

两工况的最大应力见表 1,应力为按第四强度理论计算的相当应力^[4].下法兰 $\varnothing 2\,546\text{ mm}$ 处的轴向位移在正常工况为 0.66 mm ,在紧急停机工况为 -0.45 mm ,其位移的正值表示沿轴向向上.工厂的设计规范是:支持盖的许用应力 $[\sigma]=120\text{ MPa}$,下法兰 $\varnothing 2\,546\text{ mm}$ 处的轴向位移下限为 -0.4 mm .

表 1 正常工况和紧急停机工况的最大应力

Table 1 Maximum stress in normal or urgent pause cases							MPa
工 况	上筒体	上法兰	辐向筋板	斜筋板	轴承基础环	下法兰	下筒体
正常工况	56.1	79.9	80.3	48.2	50.2	72.4	49.8
紧急停机工况	39.3	68.7	54.3	41.8	48.2	53.2	43.1

由此可知:大应力区在辐向筋板的圆孔处、上法兰同顶盖的联接处和下法兰的内圆处,正常工况和紧急停机工况各部分的应力都远小于许用值,而在紧急停机工况,下法兰 $\varnothing 2\,546\text{ mm}$ 处的轴向位移超过许用值,因此紧急停机工况为危险工况.

2.2 灵敏度分析

在实际设计结构时,既要考虑改变结构尺寸(设计变量)对结构应力、位移等性能参数的影响,还要考虑结构尺寸对性能参数影响的大小,为此,除了提供应力、变形等分析结果外,还应提供支持盖随结构尺寸变化的信息,即结构灵敏度信息.重量灵敏度和在紧急停机工况下支持盖各部分对下法兰 $\varnothing 2\,546\text{ mm}$ 处的位移灵敏度见表 2.

由表 2 可知,除斜筋板和轴承基础环外,减小其他构件厚度都较大地减少支持盖重量;增加上筒体厚度反而增大下法兰 $\varnothing 2\,546\text{ mm}$ 处轴向位移;下筒体对下法兰 $\varnothing 2\,546\text{ mm}$ 处轴向位移的影响很小,而对重量的影响很大.

表 2 支持盖的灵敏度分析结果

Table 2 Result of sensitivity analysis of supporting cover		
支持盖结构	重量灵敏度	位移灵敏度/ 10^{-3}
上筒体	1.23	-0.17
上法兰	1.97	2.31
辐向筋板	1.53	1.13
斜筋板	0.19	0.24
轴承基础环	0.26	0.35
下法兰	1.67	1.86
下筒体	1.85	0.47

3 优化设计

根据有限元分析和灵敏度分析结果,必须对该支持盖进行优化设计.实施方案是对紧急停机工况下的支持盖进行优化设计,并校核其在正常工况下的强度条件.文中采用序列线性规划法和其拉格朗日对偶规划法相结合的解算方法进行优化设计^[5,6],有限元分析在分布式环境下完成.

假定支持盖的结构形式、高度和最大直径等不变,在满足强度条件、刚度条件和设计变量尺寸约束条件的情况下,通过改变支持盖的板厚,使支持盖的重量最轻.优化设计模型如下:

求 $t_i (i = 1, \dots, 7)$

$$\min G = \rho \sum_{i=1}^7 A_i t_i$$

$$\text{s.t. } \sigma_i \leq 120$$

$$w_1 \geq -0.4 \quad 20 \leq t_1 \leq 30 \quad 35 \leq t_2 \leq 60 \quad 15 \leq t_3 \leq 30$$

$$25 \leq t_4 \leq 50 \quad 30 \leq t_5 \leq 60 \quad 20 \leq t_6 \leq 60 \quad 12 \leq t_7 \leq 30$$

式中: A_i, t_i, σ_i ——上筒体、上法兰、幅向筋板、斜筋板、轴承基础环、下法兰和下筒体的面积、厚度和最大应力; ρ ——支持盖的材料密度; G ——支持盖的重量; w_1 ——下法兰 $\varnothing 2\,546\text{ mm}$ 处的轴向位移.

取原板厚尺寸值为优化设计的初始值,迭代 4 次后优化设计收敛,最优解为 $G^* = 348.7\text{ kg}$, $t_1^* = 20.0\text{ mm}$, $t_2^* = 46.5\text{ mm}$, $t_3^* = 15.0\text{ mm}$, $t_4^* = 27.0\text{ mm}$, $t_5^* = 34.6\text{ mm}$, $t_6^* = 28.7\text{ mm}$, $t_7^* = 12.0\text{ mm}$.设计变量的迭代历史见表 3,最大应力的迭代历史见表 4,正常工况下校核的最大应力见表 5,轴向位移、质量的迭代历史见表 6.最优支持盖的应力分布图和变形图见有关文献^①.

由表 3~表 6 可知,除初始值不可行外,其余都可行,工厂设计人员可根据迭代结果和工厂生产的实际情况选取适当的板厚配置,支持盖的质量可减少 25.0 g ,即 $1\,393.2\text{ kg}$ (整个支持盖),优化结果与原设计相比,各构件最大应力的差异已有改善,大应力区仍在辐向筋板的圆孔处;下法兰 $\varnothing 2\,546\text{ mm}$ 处的轴向位移刚好满足设计条件.

① 广西大学,南宁发电设备总厂.中小型水轮发电机组有限元分析和优化设计系统.2002 年度研究报告.

表 3 设计变量的迭代历史

Table 3 Iterative history of design variable mm							
迭代次数	上简体	上法兰	辐向筋板	斜筋板	轴承基础环	下法兰	下简体
0	30.0	40.0	25.0	30.0	40.0	30.0	25.0
1	23.3	45.0	20.2	28.9	36.6	29.4	19.7
2	20.0	45.0	16.9	27.3	35.2	29.0	15.7
3	20.0	45.5	15.1	27.0	34.7	28.9	12.6
4(最优值)	20.0	46.5	15.0	27.0	34.6	28.7	12.0

表 4 最大应力的迭代历史

Table 4 Iterative history of maximum stress MPa							
迭代次数	上简体	上法兰	辐向筋板	斜筋板	轴承基础环	下法兰	下简体
0	39.3	68.7	54.3	41.8	48.2	53.2	43.1
1	58.2	56.3	69.2	49.9	56.3	54.7	54.7
2	60.2	56.7	83.1	50.4	58.4	55.9	62.9
3	60.5	55.3	85.9	51.7	59.2	60.3	68.1
4(最优值)	60.6	53.7	86.6	51.8	60.3	62.4	70.5

表 5 正常工况校核的最大应力

Table 5 Maximum stress in normal case MPa							
迭代次数	上简体	上法兰	辐向筋板	斜筋板	轴承基础环	下法兰	下简体
0	56.1	79.9	80.3	48.2	50.2	72.4	49.8
1	74.2	61.4	85.2	49.4	58.3	76.2	61.2
2	76.2	61.9	89.1	53.2	59.8	77.6	74.9
3	77.9	60.5	90.9	54.8	61.3	78.3	78.3
4(最优值)	78.0	57.6	91.2	56.7	63.9	79.5	79.4

表 6 轴向位移、质量的迭代历史

Table 6 Iterative history of axial displacement and quality		
迭代次数	轴向位移/mm	质量/kg
0	-0.45	464.8
1	-0.40	390.0
2	-0.39	361.2
3	-0.40	351.3
4(最优值)	-0.40	348.7

4 结 论

- a. 采用有限元分析及优化设计方法对支持盖进行分析与设计 ,与传统方法相比 ,提高了分析精度及设计质量 .
- b. 结构的灵敏度分析揭示了结构主要尺寸对结构应力、位移等性能参数的影响 ,为改进设计提供了方向 .
- c. 下法兰 $\varnothing 2546\text{ mm}$ 处的轴向位移刚好满足设计要求 ,大应力区仍在辐向筋板的圆孔处 ,这为改进支持盖结构形式指出了方向 .

参考文献 :

[1] 刘新民 ,周振德 .大型轴流式水轮机顶盖、支持盖的刚度、强度计算及优化设计[J].大电机技术 ,1985 ,6(3) :52—58.
[2] 周振德 .大型水轮机顶盖、支持盖结构分析及优化设计[J].机械强度 ,1988 ,10(3) :1—6.
[3] 哈尔滨大电机研究所 .水轮机设计手册[M].北京 :机械工业出版社 ,1976 .112—137.
[4] 唐天兵 .水轮机顶盖结构分析及优化设计[D].南宁 :广西大学 ,1997.
[5] 唐天兵 ,王清晓 ,苏德富 .PVM 环境下的二杆桁架分解优化设计[J].机械科学与技术 ,1999 ,18(6) :1016—1017.
[6] WEI Ling-yun ,WEI Ri-yu ,TANG Tian-bing .Design and implementation of a windows-based parallel computing enviroment for large scale optimization[J].Advances in Engineering Software 2004 ,35(8-9) :577—584.

Finite element analysis of supporting covers of axial-flow turbines and its optimal design

TANG Tian-bing , YAN Yi

(School of Computer and Information Engineering , Guangxi Univ . ,Nanning 530004 , China)

Abstract :To overcome the shortage of the conventional rigid ring algorithm in design and calculation of supporting covers for axial-flow turbines , a finite element analysis model was developed. The finite element analysis of supporting covers was performed in normal and urgent pause cases , and it was pointed out that the urgent pause case would be very dangerous. Besides , the weight sensitivity and the displacement sensitivity in the urgent pause case were calculated , and an optimal model for supporting covers was established so as to carry out optimal design of supporting covers in the urgent pause case and to rectify the strength condition in the normal case. Compared with conventional design methods , the finite element analysis , sensitivity analysis and optimal design can improve the quality and precision of design.

Key words :supporting cover ; finite element analysis ; sensitivity analysis ; optimal design ; axial-flow turbines