

核电循环泵轴承冷却风扇结构及其流场分析

吴明哲¹, 王晓冬¹, 孙德臣²

(1. 东北大学 机械工程及自动化学院, 辽宁 沈阳 110819; 2. 沈阳鼓风机集团核电泵业有限公司, 辽宁 沈阳 110869)

摘 要: 核电站冷却水循环泵在高温环境下工作, 泵轴承受到很大的热负载, 其工作可靠性至关重要。为降低轴承工作温度、保证轴承安全工作, 在泵轴系统上设置了冷却装置。提出了泵轴承冷却用轴流式风扇的结构, 建立了风扇结构的 BFGS 优化计算方法, 采用计算流体力学软件 FLUENT 对风扇流场进行了数值分析。数值模拟结果表明, 基于 BFGS 设计方法得到的冷却风扇性能有较好的设计计算精度, 能够满足核电站冷却水循环泵轴承冷却的要求, 该计算方法方便可行。

关 键 词: 核泵; 轴承冷却; 风扇结构; BFGS 方法; 流场分析

中图分类号: TB 24 **文献标志码:** A **文章编号:** 1005-3026(2016)03-0383-04

Structure and Flow Field Analysis of Bearing Cooling Fans of the Circulating Cooling Water Pump in a Nuclear Power Plant

WU Ming-zhe¹, WANG Xiao-dong¹, SUN De-chen²

(1. School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China;

2. Shenyang Blower Works Group Nuclear Pump Co., Ltd., Shenyang 110869, China. Corresponding author: WU Ming-zhe, E-mail: 15712428426@163.com)

Abstract: The circulating cooling water pump in a nuclear power plant operates in a high temperature environment, and the pump bearing receives a large amount of heat load, so the work reliability is of great importance. To reduce the bearing's working temperature and ensure its safe operation, a cooling device should be installed in the pump system. The structure of the bearing's axial flow cooling fan in the pump was proposed, and the optimum design method of the bearing's axial flow cooling fan in the pump was established. For the fan blades, the optimized calculation using BFGS algorithm was proceeded. A simulation verification of the system was proposed by using FLUENT, whose results showed that the design method is suitable for the bearing's axial flow cooling fan design in circulating cooling water pumps in a nuclear power plant.

Key words: nuclear pump; bearing cooling; fan structure; BFGS method; flow field analysis

核电站冷却水循环泵(以下简称核泵)在高温环境下工作, 泵轴承在高载荷、高速度、高温环境中产生很大的温升, 降低了轴承的使用寿命, 影响到其工作的可靠性和稳定性^[1]。因此, 降低核泵轴承的工作温度具有重要意义。目前常用的冷却方法有三种: 油冷却、水冷却和风冷却^[2]。为解决核泵轴承温度过高的问题, 提出对固连核泵轴上轴流风扇的设计方法, 并采用 FLUENT 对风扇内流场进行了数值验证。

1 风扇结构与出口风速的确定

1.1 风扇结构与尺寸

风扇与泵轴同轴线, 被安装在联轴器上, 外风扇罩为固定在轴承外盖上的滚筒式结构, 风扇的出口与轴承外盖直接连接, 泵的整体冷却系统如图 1 所示。

收稿日期: 2015-01-04

基金项目: 国家高技术研究发展计划项目(0209007141320)。

作者简介: 吴明哲(1975-), 男, 朝鲜平壤人, 东北大学访问学者, 朝鲜金策工业综合大学副教授; 王晓冬(1963-), 男, 辽宁铁岭人, 东北大学教授, 博士生导师。

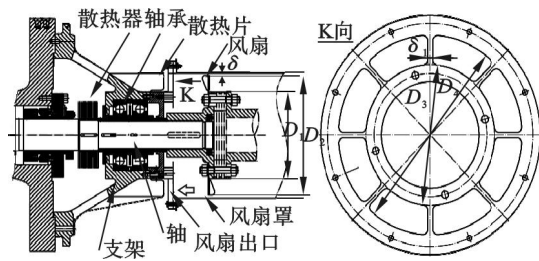


图 1 泵冷却系统组成

Fig. 1 Cooling system of the pump

轴承的冷却由与轴耦合的散热器和轴承盖冷却风扇共同完成. 轴承盖外径 (256 mm)、支架散热片顶部直径 (366 mm)、散热片数 (6)、泵的转速 (1 480 r/min) 作为已知参数. 风扇出口内径 D_3 为轴承盖外径, 出口外径 D_4 为支架散热片顶部直径; 风扇叶顶间隙 δ 为 5 mm, 风扇叶顶直径 D_2 为 $D_4 - 2\delta$; 风扇轮毂直径 D_1 等于出口内径 D_3 .

1.2 风扇出口风速确定

风扇出口风速由轴承支架处需要达到的对流系数决定, 以保证轴承需要的温降. 经计算, 风速为 8, 10 m/s 时, 轴承中间的温度分别为 89.4, 86 °C. 若要求轴承处温度不大于 90 °C, 则风速要大于 8 m/s. 由于风扇出口气流经过支架散热片受到阻力, 风速会有所降低. 将支架散热片展开成平面上设置的散热片, 如图 2 所示. 风扇风速与散热片通道风速的关系^[3]为

$$v_f = v_{ch} \frac{s}{(s+a) \cdot (1 - (L_1 \cdot a_1)^{0.125})} \quad (1)$$

式中: v_f 为风扇出口处的风速 (m/s); v_{ch} 为散热片通道处的平均风速 (m/s).

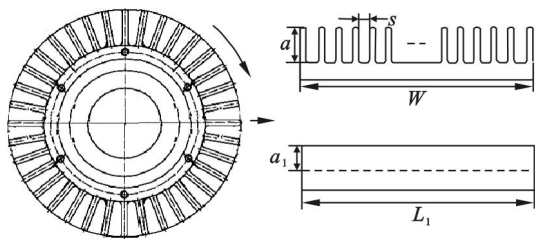


图 2 支架散热片及展开图

Fig. 2 Bracket-type heat sink and expand view

当 $v_{ch} = 8$ m/s 时, $v_f = 8.8$ m/s. 考虑其他速度损失, 出口处气流速度 v_f 设为 9 m/s.

2 风扇叶片的结构参数优化

2.1 风扇的排量与风压

风扇排量: $Q = A_{out} \cdot v_f = 0.465 \text{ m}^3/\text{s}$.

$$A_{out} = \pi \cdot (D_4^2 - D_3^2) / 4 - 4 \cdot (D_4 - D_3) \cdot \delta_1.$$

其中: A_{out} 为风扇出口的面积 (m^2); $\delta_1 = 10$ mm.

风扇风压 p_s 由散热片压力损失与出口处压降决定.

散热片的风压损失^[4]:

$$\Delta p_1 = (f_{app} \frac{n \cdot L \cdot (2a + s)}{a \cdot W} + k_c + k_e) \cdot \frac{\rho v_{ch}^2}{2} \quad (2)$$

其中: k_e 为散热片出口处的膨胀系数; k_c 为散热片入口处的收缩系数; f_{app} 为摩擦因子.

出口处的风压降:

$$\Delta p_2 = k_{fan} \cdot \frac{\rho v_f^2}{2}, \quad k_{fan} = 0.42 \cdot \left(1 - \left(\frac{A_{out}}{A_{fan}} \right)^2 \right) \quad (3)$$

其中: A_{fan} 为风扇内风通道的面积 (m^2); k_{fan} 为风扇出口处的收缩系数.

由式 (2) 和式 (3) 可得风扇最低风压:

$$p_s = \Delta p_1 + \Delta p_2 = 40.38 \text{ Pa}.$$

2.2 设计参数与目标函数

将风扇叶片效率倒数的最小值作为目标函数^[5], 对风扇叶片参数进行优化设计.

目标函数:

$$\eta_h = \frac{u}{p \cdot \left(\frac{120 \cdot \cos \beta_m}{C_1 \cdot \rho \cdot b \cdot z \cdot n} + \frac{1}{2 \cdot \rho \cdot u} \right)} \quad (4)$$

其中: p 为风扇风压 (Pa); ρ 为空气密度 (kg/m^3); β_m 为叶片平均气流角 ($^\circ$); b 为叶片宽度 (m); C_1 为叶片升力系数; z 为叶片数; n 为叶轮转速 (r/min); u 为叶轮速度 (m/s).

风扇叶片选为哥弟根翼型 623^[6], 因其升力系数较大, 阻升比变化较小, 叶片效率较高. 风扇风压 p 及其他参数的关系见文献 [7-8].

2.3 风扇叶片的优化设计

采用混合罚函数算法^[9] (将约束优化问题转化为无约束优化问题) 与 BFGS 法^[9] (变尺度法、无约束优化求解法) 对风扇叶片进行优化设计.

约束优化问题转化为无约束优化问题:

$$\left. \begin{aligned} F(X, r_k) &= J(X) + r_k^{-1} \cdot H(X) + r_k \cdot G(X); \\ H(X) &= \sum_{j=1}^l [h_j(X)]^2; G(X) = \sum_{j=1}^m [-g_j(X)]^{-1}. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

其中: $h_j(X) \leq 0, j = 1, 2, \dots, l$, 不等式条件; $g_j(X) = 0, j = 1, 2, \dots, m$, 等式条件; $|r_k^{-1} H(X)| \leq \varepsilon$; $J(X)$ 为约束优化问题的目标函数; $F(X, r_k)$ 为无约束优化问题的目标函数; r_k 为惩罚因子, 且 $r_1 > r_2 > r_3 > \dots > 0$.

叶片的优化问题转化为求 $\min F(X, r_k)$.

设计变量 $\{\beta_m, \alpha, b, p\}$ 应满足的条件:

$20^{\circ} \leq \beta_m \leq 40^{\circ}; 2^{\circ} \leq \alpha \leq 8^{\circ};$
 $0.08 \leq b \leq 0.12 (z \cdot b / (\pi \cdot D_1) = 1 \text{ 左右});$
 $p_s \leq p \leq 0.5 \rho \cdot u^2 (\psi < 1, \text{叶根部}).$
约束条件:
 $h_1(X) = 20 - x_1 \leq 0; h_2(X) = x_1 - 40 \leq 0;$
 $h_3(X) = 2 - x_2 \leq 0; h_4(X) = x_2 - 8 \leq 0;$
 $h_5(X) = 0.08 - x_3 \leq 0; h_6(X) = x_3 - 0.12 \leq 0;$
 $h_7(X) = p_s - x_4 \leq 0; h_8(X) = x_4 - 0.5 \rho \cdot u^2 \leq 0;$
 $h_9(X) = \frac{120x_4 \cdot \cos x_1}{C_1(x_2) \cdot \rho \cdot x_3 \cdot z \cdot n} + \frac{x_4}{2 \rho \cdot u} - u \leq 0;$
 $g_1(X) = x_4 - p(x_1, x_2, x_3, \delta, v_f) = 0.$

将上述计算模型进行编程求解,计算流程如图 3 所示. 风扇叶片的结构参数计算结果见表 1.

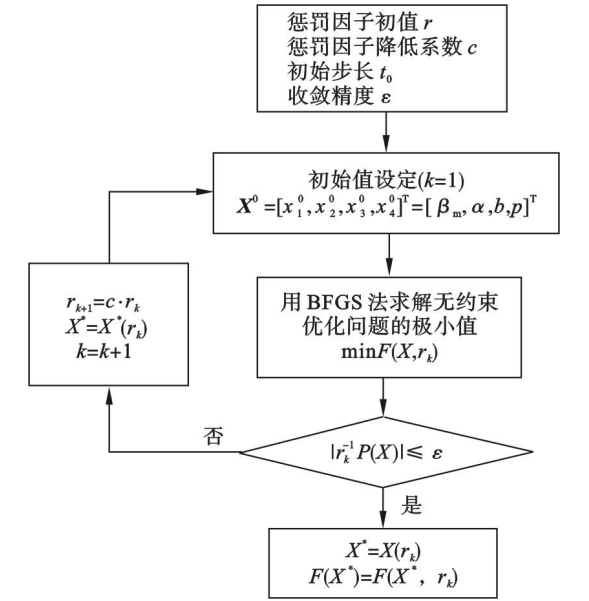


图 3 风扇叶片的优化计算流程图
Fig. 3 Optimum calculation diagram of cooling fan

表 1 风扇计算结果
Table 1 Calculation result of the cooling fan

设计参数	数值	范围
叶根部压力系数	0.872	< 1
叶根部流量系数	0.61	0.4 ~ 0.7
叶顶部压力系数	0.45	< 0.6
叶顶部流量系数	0.439	< 0.5
叶根部叶宽度/mm	98	
叶根部安装角/(°)	42.1	15 ~ 45
叶顶部叶宽度/mm	120	
叶根部安装角/(°)	30.1	15 ~ 45
容积效率	0.737	
液力效率	0.722	
叶宽度/叶根部轮叶节距	0.942	≈ 1

3 基于 FLUENT 的风扇流场分析

3.1 几何建模与网格划分

采用 Solidworks 建立整个风扇流场的三维 MRF 模型 (multiple moving reference frame model)^[10],对风扇出口进行了延伸,以保证计算流场的稳定性. 采用 Ansys Meshing Application 划分网格,三维模型与轮叶附近的网格如图 4 所示.

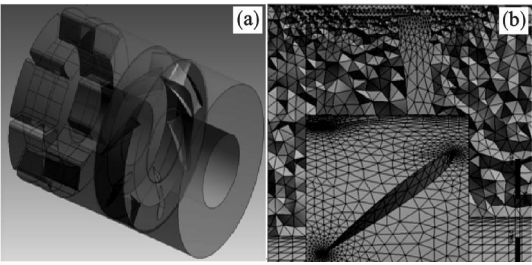


图 4 三维模型及网格划分
Fig. 4 Three dimensional model and grid
(a)—三维模型; (b)—网格划分.

3.2 边界条件与数值解法

考虑湍流漩涡,提高风扇内部旋流模拟的精度,选用标准壁面函数,RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型. 旋转区转速 1480 r/min,设置压力入口和压力出口. 湍流动能、湍流耗散率、动量方程均采用一阶迎风格式离散,采用 SIMPLE 算法求解压力-速度耦合. 为提高收敛速度,保证收敛精度,选定的两种松弛因子如表 2 所示. 变量残差小于 0.001,可认为计算收敛.

表 2 松弛因子参数设置
Table 2 Convergence factor setting

松弛项	设置值 1	设置值 2
压力	0.3	0.2
动量	0.7	0.5
湍动能	0.7	0.5
湍动能耗散率	0.8	0.5

3.3 模拟结果

出口处与出口附近轴向速度云图如图 5 所

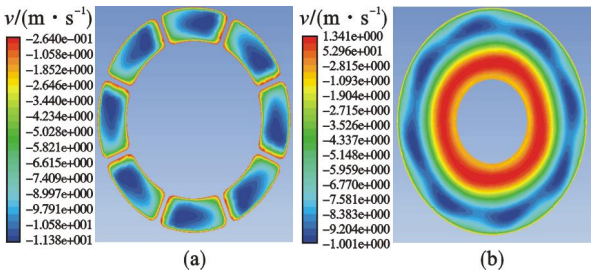


图 5 出口处及出口附近的轴向速度云图
Fig. 5 Speed contour of axial direction in the outlet channel
(a)—出口处; (b)—出口附近.

示. 从速度云图可以看出, 出口处速度分布和出口附近的速度分布明显不同, 造成出口处风量变小.

出气通道处速度矢量如图 6 所示. 从图中可见, 轮叶风道后侧(矩形区域)与出气通道中间处(椭圆区域)产生滞流区, 造成风量减小.

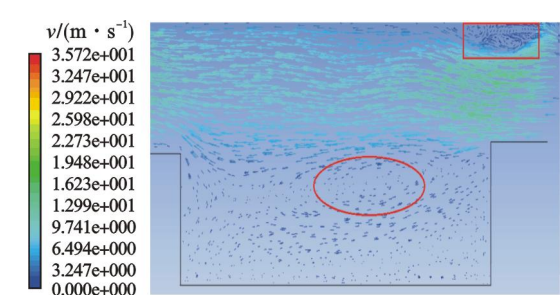


图 6 出气通道处的速度矢量图
Fig. 6 Speed vector in leaving air channel

吸力面与压力面之间的速度矢量如图 7 所示. 从图中可见, 流过叶顶间隙的泄漏流动被二次流拦截, 二次流沿机壳从叶片压力面移向相邻叶片的吸力面. 机壳附近分速不大的流动向流道中部转移, 形成滞流区(椭圆区), 造成风量减小.

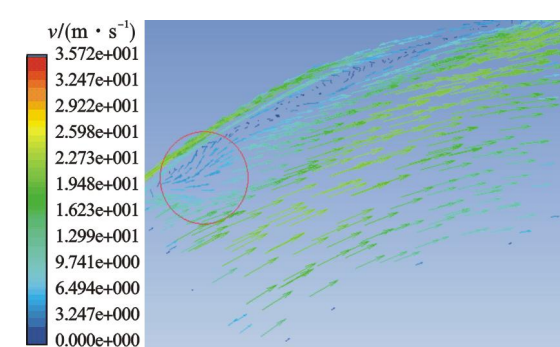


图 7 吸力面与压力面之间的速度矢量图
Fig. 7 Speed vector between suction and pressure surfaces

叶顶处的轴向回流速度矢量如图 8 所示. 从图中可观察到, 受叶片压力面和吸力面之间横向

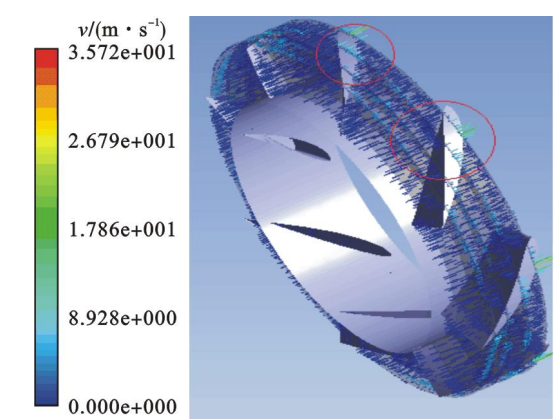


图 8 叶顶处的回流速度矢量图
Fig. 8 Speed vector of flow at the blade top

压力梯度的作用, 在叶顶与外罩之间的间隙区域内, 位于叶片压力面侧的气流穿过叶顶间隙向吸力面侧流动, 从而产生了叶顶间隙内的泄漏射流, 造成流量减小.

风扇出口处计算风量与数值模拟得到的风量值如表 3 所示. 从表 3 可知, 计算值与模拟值很接近, 表明基于 BFGS 设计方法有较好的计算精度.

表 3 风扇出口处风量

Table 3 Flow rate in the outlet of the fan		
计算值/($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)	MRF/($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)	误差/%
0.567	0.551	2.8

4 结 论

基于 BFGS 设计方法的计算值与 FLUENT 模拟值之间误差不大于 5%, 在可接受误差范围内, 可用于核泵轴承冷却轴流式风扇的设计. 模拟结果证明: 在核泵轴承冷却轴流式风扇结构中, 轮毂外径与出口处内径一致时, 出气通道处能得到较均一的轴向速度分布; 风扇的外径与轴承支架散热片顶部的直径一致时, 支架散热片的散热效果更好.

参考文献:

[1] 薛铜龙. 机械设计基础[M]. 北京: 电子工业出版社, 2011:255-262.
(Xue Tong-long. Machine design basis [M]. Beijing: Electronic Industry Press, 2011:255-262.)

[2] 凌泽明. 冷却轴承的五种方法[J]. 润滑与密封, 1984(5): 66-68.
(Ling Ze-ming. The five bearing cooling method [J]. Lubrication and Sealing, 1984(5):66-68.)

[3] Hossain R, Culham J R, Yovanovich M M. Influence of bypass on flow through plate fin heat sinks [J]. IEEE SEMI-THERM, 2007, 23:220-227.

[4] Teertstra P, Yovanovich M, Culham J R. Analytical forced convection modeling of plate fin heat sinks [J]. Journal of Electronics Manufacturing, 2000, 10(4):253-261.

[5] Dhaval J D. Optimization design of a low speed axial flow fan used for local ventilation in the mining industry [D]. Beaumont: Lamar University, 2012.

[6] Lyon C A, Broeren A P, Giguere P, et al. Summary of low speed airfoil data [M]. Virginia Beach, VA: SoarThec Publications, 1998:220-222.

[7] Dixon S L, Eng B. Fluid mechanics and thermo dynamic of turbomachinery [M]. [S. l.]: Butterworth-Heinemann Publications, 1998:53-63.

[8] 黄晖, 马翠英, 李国祥. 发动机冷却风扇容积效率计算方法的研究[J]. 农机化研究, 2006(1):217-220.
(Huang Hui, Ma Cui-ying, Li Guo-xiang. Study on calculation method for volume efficiency of engine cooling fan [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2006(1):217-220.)

[9] Papalambros P Y, Wilde D J. Principles of optimal design (modeling and computation) [M]. Cambridge: Cambridge University Press, 2000:297-351.

[10] Fluent Inc. FLUENT 6.1.11 user's guide [M]. [S. l.]: FLUENT INC, 2005.