

doi: 10.3969/j.issn.1671-7775.2013.03.007

## 轴径向支架安放角对灯泡贯流式水轮发电机 通风结构的影响

宋厚彬<sup>1,2</sup>, 李伟力<sup>1</sup>, 杨逢瑜<sup>2</sup>

(1. 哈尔滨理工大学 电气与电子工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150080; 2. 兰州理工大学 能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050)

**摘要:** 为了研究支架结构形式对灯泡贯流式水轮发电机轴径向通风结构散热效果的影响, 根据风力机工作原理, 设计了前弯式支架通风结构, 在增加径向安放角的基础上, 调整轴向安放角, 应用流体流动理论进行分析, 对模拟数据进行试验可靠性验证. 结果表明: 合理的增加轴径向安放角能提高灯泡贯流式水轮发电机组的散热和单面进风的径向进风; 径向安放角为 15° 时比径向安放角为 0° 时绕组的最高温度低 3.4%; 在径向安放角为 15° 轴向安放角为 20° 时比轴向安放角为 40° 时绕组的最高温度低 5.0%. 径向安放角 15° 轴向安放角 20° 时, 散热效果最佳, 使得整机主要产生热量部件发电机的温度不超过 55 °C.

**关键词:** 水轮发电机; 灯泡贯流式; 轴径向支架安放角; 通风结构; 数值模拟

**中图分类号:** TK7    **文献标志码:** A    **文章编号:** 1671-7775(2013)03-0281-06

## Placement angle effect of axial and radial stent on ventilation structure in bulb tubular turbine

Song Houbin<sup>1,2</sup>, Li Weili<sup>1</sup>, Yang Fengyu<sup>2</sup>

(1. School of Electrical & Electronic Engineering, Harbin University of Science and Technology, Harbin, Heilongjiang 150080, China;  
2. School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou, Gansu 730050, China)

**Abstract:** According to the principle of wind turbine, a forward inclined support was designed on light bulb tubular turbine to study the heat dissipation effect of axial or radial direction ventilation structure. Based on the increasing of radial angle, the axial angle was changed to verify the simulation data by reliability verification tests. The results show that a reasonable increase of radial or axial angle can improve the heat dissipation performance and single-sided radial air intake. The maximum temperature of winding with radial angle of 15° is 3.4% lower than that with radial angle of 0°. The maximum temperature of winding with axial angle of 20° is 5.0% lower than that with axial angle of 40° when the radial angle is 15°. The optimal heat dissipation performance can be achieved with radial angle of 15° and axial angle of 20°, and the temperature of main heating components of electric generator in whole machine can be controlled not more than 55 °C.

**Key words:** turbine generator; bulb tubular; placement angle of axial and radial stent; ventilation structure; numerical simulation

收稿日期: 2012-10-10

基金项目: 甘肃省自然科学基金资助项目(1208RJZA293)

作者简介: 宋厚彬(1975—), 男, 江苏赣榆人, 博士研究生(songhb@lut.cn), 主要从事电机内综合物理场的研究。

李伟力(1962—), 男, 黑龙江哈尔滨人, 教授, 博士生导师(li.weili@yeah.net), 主要从事大型电机综合物理场和特种电机理论的研究。

对于灯泡贯流式水轮发电机,通风冷却系统是电机整体设计的重要组成部分,关系到电机能否正常、安全运行<sup>[1]</sup>.当定子铁心长度大于1.5 m时,通风冷却系统以轴-径向方式通风效果最佳.

发电机所产生的热量定量计算一直是个难点,除了经验公式定性计算外,国外一些学者对所产生的热量计算方法进行了一定的补充和研究<sup>[2-4]</sup>,提高了对热量计算的准确度,国内相关学者对灯泡贯流式水轮发电机的冷却方式进行了比较<sup>[5-6]</sup>.文中以柴家峡电站灯泡贯流式水轮发电机 SFWG24-88/7820 为例,在借鉴流体机械工作原理的基础上,对通风系统中的支架进行改造,应用流体力学原理进行数值模拟,分析其流场和温度场来得出合理的通风结构以及支架角度对通风系统散热的影响,为选择和优化通风结构提供参考.

## 1 原理

### 1.1 理论基础

评估风机性能时,采用无因次性能曲线更为方便.定义<sup>[7]</sup>流量系数 $\Phi$ 、扬程系数 $\phi$ 如下:

$$\Phi = \frac{q_v}{Au_2} = \frac{v_{m2}}{u_2}, \quad (1)$$

$$\phi = \frac{2gH}{u_2^2} = \frac{2v_{\theta 2}}{u_2}, \quad (2)$$

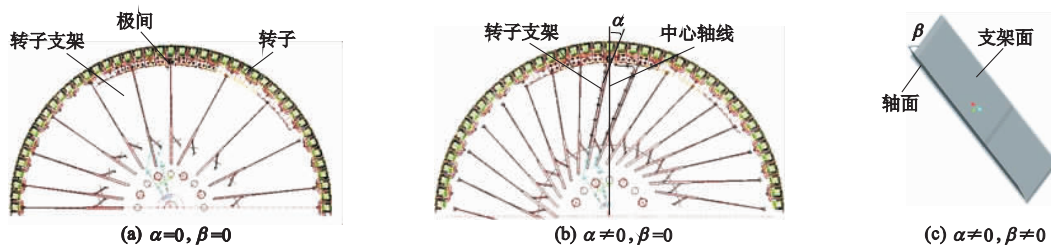


图1 轴-径向通风结构及径向、轴向支架安放角示意图

## 2 数值求解方法

### 2.1 模型的建立

选用 SFWG24-88/7820 型灯泡贯流式水轮发电机建立轴向-径向通风结构模型.由几何及通风的对称性,可将温度场的求解区域定为周向一个磁极和一个极距的磁扼、轴向从转子磁极端部到转子中心面<sup>[8-9]</sup>,其中, $\alpha = 0^\circ$ , $\beta = 0^\circ$ 时的支架安放角的轴向-径向通风结构计算域网格划分如图2所示.

式中: $A$ 为叶轮的面积,一般取叶轮出口的环状面积 $2\pi r_2 b_2$ .

由叶轮出口速度三角形得

$$v_{\theta 2} = u_2 - v_{m2} \cot \beta_{b_2}, \quad (3)$$

则有

$$\frac{v_{\theta 2}}{u_2} = \frac{\phi}{2} = 1 - \Phi \cot \beta_{b_2}. \quad (4)$$

由上式可知, $\phi - \Phi$ 曲线为一条过点(0,2)的直线. $\beta_{b_2}$ 愈大,扬程越高,但如果过高,随之叶轮出口处的流体绝对速度增加,反击系数降低,恶化流体机械的性能.

对于风机,由于空气的密度较小,所能产生风压和需要配置功率都不大,为了增加风量和扬程,一般采用较大叶片出口安放角.因此,将水轮发电机的轴-径向通风结构支架结构设计为前弯式,该形式的结构能够使得空气在叶轮中的运动有相对运动和圆周前弯的压头大,能够最大可能地带走热量.

### 1.2 模型描述

为方便描述和研究分析,分别定义转子径向支架安放角 $\alpha$ 和轴向支架安放角 $\beta$ .其中,支架面与中心轴线之间的夹角为径向支架安放角 $\alpha$ ,支架面的倾斜角为轴向支架安放角 $\beta$ ,将通过改变径向支架安放角 $\alpha$ 和轴向支架安放角 $\beta$ 来探究结构变化对散热效果的影响.其中,轴向-径向通风结构和支架安放角示意图详见图1.

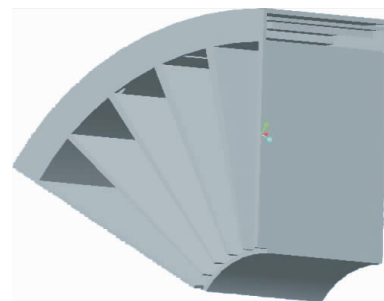


图2 轴-径向通风结构计算域

其中,对灯泡贯流式水轮发电机轴向-径向通风结构的计算区域划分为非结构四面体网格,整个

流道网格节点总数为 632 294 个,并进行了网格无关性检查。

## 2.2 边界条件

### 2.2.1 进出口边界条件

每台风机的送风量是已知的,遂计算域进口采用速度进口,由质量守恒和进口无旋设定进口速度  $v_{in}$  为垂直进口面进入,切向速度及径向速度为 0。其进口湍动能为<sup>[10]</sup>

$$k = 0.005 v_{in}^2, \quad (5)$$

湍动能耗散率  $\varepsilon$  为

$$\varepsilon = \frac{C_u^{\frac{3}{4}} k^{\frac{3}{2}}}{l}, \quad (6)$$

出口速度和压力都是未知的,设定为自然出流边界。

### 2.2.2 壁面条件

壁面定义为刚性壁面,采用无滑移边界条

件<sup>[11-12]</sup>。

## 3 计算结果及分析

### 3.1 通风结构设计及流体特性分析

SFWG24-88/7820 型灯泡贯流式水轮发电机建立轴向-径向通风结构的轴径向安放角分别为  $\alpha = 15^\circ, \beta = 10^\circ$ 。为了分析通风结构支架安放角对通风结构的影响,且实际运行中的 SFWG24-88/7820 型灯泡贯流式水轮发电机通风结构的轴径向支架安放角分别为  $\alpha = 15^\circ, \beta = 20^\circ$ ,为便于进行可靠性验证,分别选取轴径向支架安放角为  $\alpha = 0^\circ, \beta = 0^\circ$  和  $\alpha = 15^\circ, \beta = 0^\circ$  以及  $\alpha = 15^\circ, \beta = 20^\circ$  等 3 种情况为第 1 2 3 方案,进行数值模拟得到流体流动特性云图如图 3-5 所示。

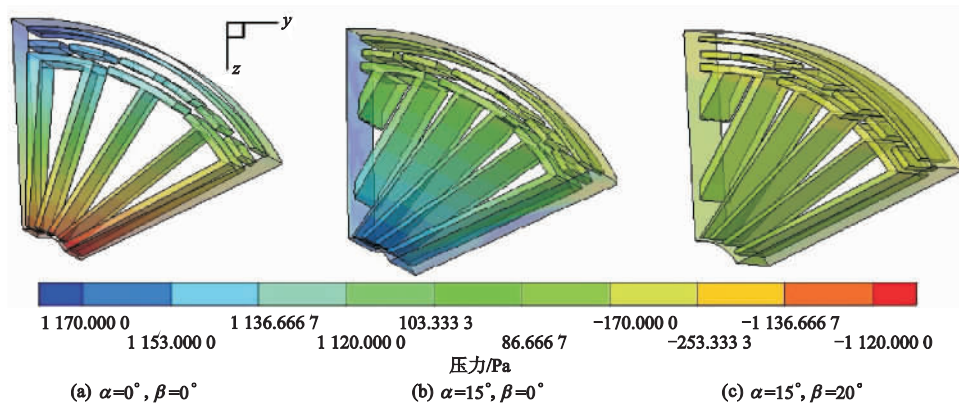


图3 压力云图

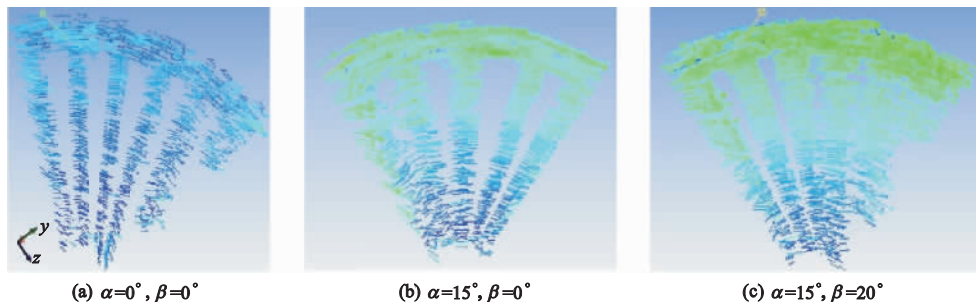


图4 速度矢量

由图 3 可以看出,在 3 种方案下,前 2 种方案下的通风结构的压力梯度不明显,整体上压力均匀,在边缘位置处出现压力极值,最后一种方案中,压力分布极不均匀,从支架处中间处向外压力逐渐升高,不利于支架在结构上的设计。而在灯泡贯流式水轮发电机的通风结构中冷却气体一般是空气,密度相对于液体的密度较小,产生的压力并不大,因此,下面

主要从速度的角度来分析。

图 4 中首先从速度矢量的大小上可以看出,从第 1 种方案结构中到第 3 种方案的通风结构中速度从同一位置来看,数值是增加的。通过对比说明,第 3 种方案中的通风结构速度在同一位置数值大于其他 2 种方案,速度矢量大说明该结构更有利于冷却气体的流通,速度大的相当于增加了通风量,能够带

走更多的热量;其次,从速度分布上来看,第1种方案中速度数值较小且分布均匀,从第2种方案到第3种方案中的速度梯度分布更加明显,尤其第3种方案

中,从轴心向外速度值增加增大,在绕组和线圈主要产生热量处,速度值最大,也就是说,这种结构更合理,冷却气体能最大效率的带走热量。

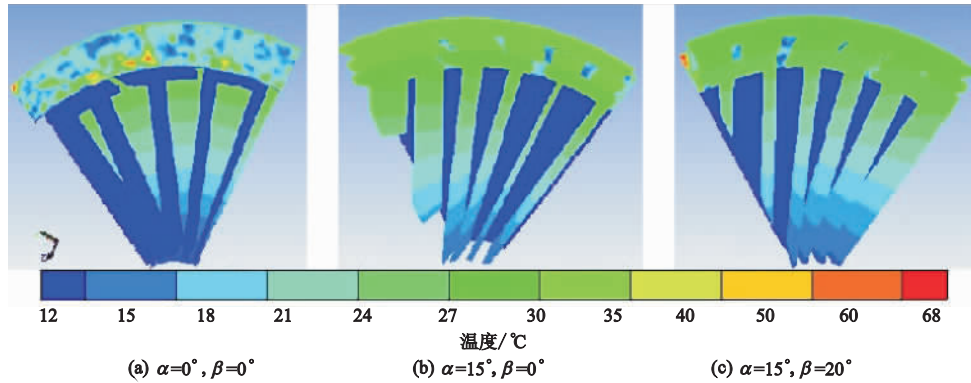


图5 温度云图

由图5可以看出,绕组和线圈处温度最高,最大值出现在第一方案的通风结构中,为78 °C。这是因为水轮发电机在产生电流后由于电阻时产生热量,成为水轮发电机主要的热源;从第1种方案到第3种方案中可以定性的判断,在同一种工况下,水轮发电机的温度是逐渐降低的,且通风结构的支架从轴心向外缘温度梯度明显,温度值由小到大。这也由此说明了保持一定的轴径向支架安放角能够更好地改善水轮发电机的散热情况。这是由前弯式叶轮的工作原理决定的,一定的轴径向支架安放角时支架处的阻升比要比轴径向支架安放角 $\alpha=0^\circ$   $\beta=0^\circ$ 时更接近该支架的最小阻升比,减小了该处的升力角,使得支架所受的升力增大,阻力减小,效率升高<sup>[4]</sup>。因此,从温度云图上来分析,可以看出,第3种方案设计中更为合理。

### 3.2 通风结构设计评估及可靠性分析

#### 3.2.1 通风结构设计评估

由图5可以看出,发电机的热源主要是绕组及线圈。根据分析,绕组发热占主要部分。通过对上面3种方案的模拟,得出绕组温度随流量的变化曲线图如图6所示。

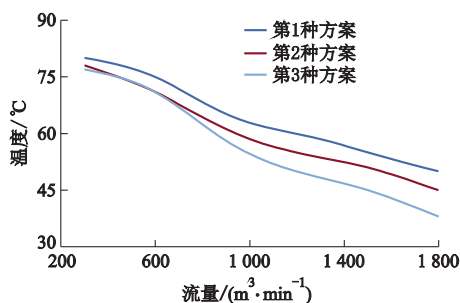


图6 绕组温度随流量的变化曲线

在SF24-88/7820型灯泡贯流式水轮发电机实际运行中共设有6台风机,以供应足够的冷却空气,每台风机的流量为 $300 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ ,图6中是分别在风机由1台逐渐增加到6台时的绕组变化。可以看出,随着风机的增加,即增加了单位时间内流过风机的气体量,绕组的温度明显有了下降,当风机越多,绕组温度越低,这也符合实际情况;在3种方案中,当轴径向支架安放角分别为 $\alpha=0^\circ$   $\beta=0^\circ$ 、 $\alpha=15^\circ$   $\beta=0^\circ$ 、 $\alpha=15^\circ$   $\beta=20^\circ$ 时,第3种方案绕组的温度最低,随着送风量的增加,绕组温度下降最快。这是因为第3种方案中的支架结构更符合冷却空气在通风结构中的流通,带走了更多的热量,发挥了流体机械中前弯式叶轮的优势。

#### 3.2.2 试验可靠性验证

实际运行中的SF24-88/7820型灯泡贯流式水轮发电机轴径向安放角接近 $\alpha=15^\circ$   $\beta=20^\circ$ ,为了验证数值模拟所得温度场数值的准确性,遂将轴径向安放角 $\alpha=15^\circ$   $\beta=20^\circ$ 的通风结构各个部件的温度计算值和实测值进行对比,并进行了误差分析,见表1。

表1 计算结果对比

部件	实测温度/°C	计算温度/°C	误差/%
空气冷却热风	32.99	32	0.03
空气冷却冷风	14.99	14	0.07
冷却水总管	10.89	10	8.12
定子绕组 $Z_6$	59.99	59	0.02
定子绕组 $Z_8$	61.89	61	1.79
定子绕组 $Z_{10}$	62.98	61	1.77
定子铁芯 $Z_4$	49.99	49	0.02
定子铁芯 $Z_6$	48.69	46	2.69

通过表1中对冷却系统各个部件的实测温度和计算温度对比可以看出,平均误差为1.81%,说明了数值模拟结果是可信的。而计算值偏低,这是因为发电机发热有以下几部分:定转子绕组有电流才发热,也就是铜损,是可变的;在旋转磁场和交变磁场的相互作用下的定转子铁心,铁磁材料连接固定件还有机壳都会发热,那是铁损,固定不变的;再就是轴承也会发热。而在数值模拟计算中,比如轴承等发热量是难以通过数值模拟表现出来。

### 3.3 轴向支架安放角对通风结构的影响

#### 3.3.1 轴向支架安放角对发电机温度的影响

支架安放角如果过大,理论上所获得能量越高,同时会导致反击系数降低,反而使得通风效率下降或性能不稳定,因此,风机叶片安放角一般取 $20^{\circ} \sim 50^{\circ}$ 。综合结构、流体流动特性以及试验可知,径向支架安放角 $\alpha$ 为 $15^{\circ}$ 时更为合理。鉴于此,选取径向支架安放角 $\alpha$ 为 $15^{\circ}$ ,轴向支架安放角分别为 $0^{\circ}$ 、 $20^{\circ}$ 和 $40^{\circ}$ 来进行数值模拟,分析随流量的变化轴向支架安放角 $\beta$ 对水轮发电机温度的影响,如图7所示。

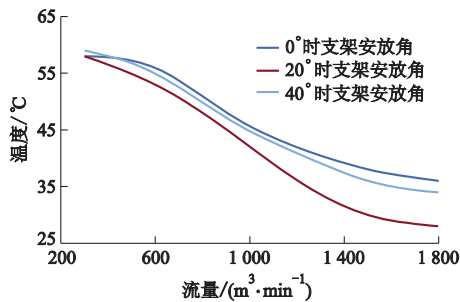


图7 绕组温度随通风量的变化曲线

由图7可看出,随着流量的增加,在3种不同的轴向支架安放角下绕组的温度显著降低,当风机数量为1~3台(通风量为 $300 \sim 1\,200 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ )时,三者下降几乎同步,轴向支架安放角为 $20^{\circ}$ 时绕组的温度更低。轴径向安放角 $\alpha = 0^{\circ}$ ,  $\beta = 0^{\circ}$ ;  $\alpha = 15^{\circ}$ ,  $\beta = 0^{\circ}$ 和 $\alpha = 15^{\circ}$ ,  $\beta = 20^{\circ}$ 的绕组最高温度分别为 $58.56$ 和 $59^{\circ}\text{C}$ 。在增加风机数量后,轴向支架安放角为 $20^{\circ}$ 时的散热优势进一步体现了出来。

#### 3.3.2 轴向支架安放角对发电机效率的影响

利用CFD软件对额定风速下通风结构的流场进行数值模拟。转子的效率可以按下式计算:

$$\eta = \frac{P_{\text{out}}}{P_{\text{in}}} = \frac{M\omega}{\Delta P \times Q}, \quad (7)$$

式中:可以利用Fluent软件中的Report功能来读相关参数,求得转轮绕轴的合力矩 $M$ 以及水力透平机

转轮的流量 $Q$ 。由此,便可得出径向支架安放角 $\alpha$ 为 $15^{\circ}$ ,轴向支架安放角分别为 $0^{\circ}$ 、 $20^{\circ}$ 和 $40^{\circ}$ 时的转子效率随进风量的变化曲线如图8所示。

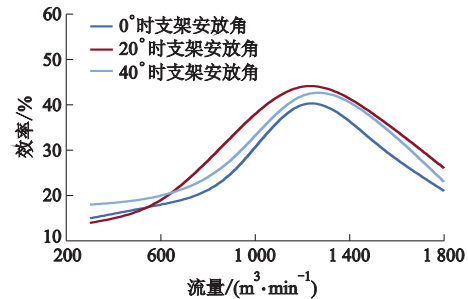


图8 水轮发电机轴向支架安放角与转子效率关系曲线

由图8可以看出, $20^{\circ}$ 的效率最大值比 $0^{\circ}$ 和 $40^{\circ}$ 的效率最大值要高,在进风量为 $1\,200 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ 左右达到效率的极值,其中 $20^{\circ}$ 轴向支架安放角时的转子效率最大值更靠后。这是因为 $0^{\circ}$ 时转子的旋转作用产生离心力较小,而支架安放角分别为 $20^{\circ}$ 和 $40^{\circ}$ 沿转子的叶片分为轴向速度和径向速度,因此效率高于 $0^{\circ}$ 支架安放角的轴向-径向通风结构。

结合图3c压力云图来看,随着支架安放角的增大,压力分布越不均匀,因此,综合以上考虑,针对SF24-88/7820型灯泡贯流式水轮发电机,选用轴径向支架安放角分别为 $\alpha = 15^{\circ}$ ,  $\beta = 20^{\circ}$ 通风结构的设计更为合理。

## 4 结论

1) 前弯式通风支架结构更有利于冷却空气的流动,能够带走尽可能多的热量,在保证水轮发电机正常运行情况下能减少风机的使用量。

2) 试验表明,单面进风(即轴径向支架安放角 $\alpha = 0^{\circ}$ ,  $\beta = 0^{\circ}$ 时)的径向进风,径向安放角为 $15^{\circ}$ 时比径向安放角为 $0^{\circ}$ 时绕组的最高温度低 $3.4\%$ ;在径向安放角为 $15^{\circ}$ 时,轴向安放角为 $20^{\circ}$ 时比轴向安放角为 $40^{\circ}$ 时绕组的最高温度低 $5.0\%$ 。

3) 通风结构支架安放角过小,则散热效果不明显,必须增加风机数量或转速来提高送风量;支架安放角过大,对支架的刚度和强度都有了更高的要求,因此,径向安放角 $15^{\circ}$ ,轴向安放角 $20^{\circ}$ 时在满足支架结构的基础上散热效果最佳。

### 参考文献 (References)

- [1] 石中文,许成千.大中型异步电机混合通风及发热的综合计算[J].大电机技术,1993(5):23-25.

- Shi Zhongwen, Xu Chengqian. Synthesis calculation of mixed ventilation and heat for large and medium induction motor [J]. *Large Electric Machine and Hydraulic Turbine*, 1993(5): 23-25. (in Chinese)
- [2] Nakata T, Takahashi N, Fajiwara K, et al. Periodic condition for 3-D magnetic field analysis and its applications to electrical machine [J]. *IEEE Transactions on Magnetics*, 1988, 24(6): 2694-2696.
- [3] Changsoo Jang, Jong Young Kim, Yung Joon Kim, et al. Heat transfer analysis and simplified thermal resistance modeling of linear motor driven stages for SMT applications [J]. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 2003, 26(3): 532-540.
- [4] Yangsoo Lee, Song Yop Hahn, Kanh S K. Thermal analysis of induction motor with force cooling channels [J]. *IEEE Transaction on Magnetic*, 2000, 36(14): 1398-1402.
- [5] 李建秀. 灯泡贯流式水轮发电机通风冷却系统的数值计算及模拟[D]. 成都: 西华大学能源与环境学院, 2008.
- [6] 孟大伟. 大型水轮发电机通风发热场模型研究及通风结构优化计算[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学计算机与电气工程学院, 1999.
- [7] Kar Chowdhury S, Chowdhury S, Chowdhury S P, et al. Performance prediction of single phase induction motors using field and thermal models [C] // *The Fifth International Conference on Power Electronics and Drive Systems*. 2003: 456-461.
- [8] 陈次昌. 流体机械基础[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003.
- [9] Lyles J F, Goodeve T E, Sedding H. Parameters required to maximize a thermoset hydro-generator stator winding life [J]. *IEEE Trans on Energy Conversion*, 1994, 9(3): 620-627.
- [10] 王福军. 计算流体动力学分析: CFD 软件原理与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
- [11] 郑发平, 宋文武, 李建秀. 灯泡贯流式水轮发电机通风冷却的计算研究[J]. 西昌学院学报: 自然科学版, 2009, 23(1): 41-43.  
Zheng Faping, Song Wenwu, Li Jianxiu. Research on calculation ventilation cooling of generator of bulb-stator turbine [J]. *Journal of Xichang College: Natural Science Edition*, 2009, 23(1): 41-43. (in Chinese)
- [12] 杨敏官, 张宁, 李忠, 等. 基于 CFD 的离心泵侧壁式压水室优化设计[J]. 江苏大学学报: 自然科学版, 2012, 34(1): 28-32.  
Yang Minguan, Zhang Ning, Li Zhong, et al. Optimal design of centrifugal pump with tilt volute based on CFD [J]. *Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition*, 2012, 34(1): 28-32. (in Chinese)

(责任编辑 祝贞学)