Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering

『灌机械工程学报

冷却塔中新型混流式水轮机设计

郑 源1,张丽敏1,尹义武2,李 玺1

(1. 河海大学 能源与电气学院, 江苏 南京 210098; 2. 白莲河抽水蓄能有限公司, 湖北 武汉 438600)

摘 要:通过数值模拟和试验两种方法,开发出一种新型高比转速混流式水轮机,配备相应变比的减速器,代替冷却塔中的风扇电动机,以达到节能的目的.根据冷却塔水轮机工作环境的特点, 为尽量减小水轮机尺寸,在结构设计方面提出了金属梯形蜗壳和单列环形导叶.通过数值模拟, 分析了不同的导叶形式、转速、叶片安放角对水轮机性能的影响.通过对比,选取负曲度导叶形 式,选择最优单位转速及叶片安放角,确定最优性能的水轮机数模方案.通过物模试验证明所开 发的高比转速混流式节能水轮机尺寸能够满足冷却塔要求,其效率高,性能稳定,可以在有条件 的地方推广应用.

关键词:混流式水轮机;高比转速;冷却塔;结构设计;数值模拟

中图分类号: S277.9; TN914.3 文献标志码: A 文章编号: 1674-8530(2010)06-0484-04

A new type of Francis turbine applied in cooling towers

Zheng Yuan¹, Zhang Limin¹, Yin Yiwu², Li Xi¹

(1. College of Energy and Electrical, Hohai University, Nanjing, Jiangsu 210098, China; 2. Bailianhe Pumped Storage Co. Ltd., Wuhan, Hubei 438600, China)

Abstract: In order to save energy, a new type of Francis turbine with high-specific speed was developed to replace fan motor in the cooling tower equipped with a suitable reducer by numerical simulation and model test. According to the features of Francis turbine operation environment, metal trapezoidal volute and uniseriate ring guide vanes were applied in the structural design. The forms of vanes, blade stagger angle and the rotational speed were analyzed by numerical simulation. The negative curvature guide leaf form, the optimum rotational speed and blade angle are selected as the optimal plan. The model test results show that the high-specific speed hydraulic turbine developed meets the dimension requirement and has high efficiency and stable performance, which can be popularized and applied in the capable local places.

Key words: Francis turbine; high-specific speed; cooling tower; structural design; numerical simulation

冷却塔中循环冷却水出口通常具有一定的富余 水头(4~15 m),这部分富余水头一般都被浪费了. 水轮机可利用这部分富余水头带动风扇旋转制冷, 代替原有的风扇电动机,以达到节能的目的.

近年来, Chen Naixing 等^{1.}考虑到叶片式流体机 械中不可压缩流体的粘性的影响, 运用以雷诺时均 Navier – Stokes 方程为基础的紊流模型对其进行分析 计算.随着计算流体动力学湍流模型的日趋成熟和计 算机技术的迅猛发展,不少学者采用 CFD 技术分析 水轮机等叶片式水力机械中流体的流动特性,并将水 轮机数值模拟研究成果应用于水轮机的设计和生产, 取得了满意的效果^[2-3].作为一种新型的节能水轮

第28卷 第6期

No. 6

Vol. 28

收稿日期: 2010-03-20

基金项目:国家863 计划项目(2009AA05Z429)

作者简介:郑 源(1964—),男,山东日照人,教授,博士生导师(zhengyuan@hhu.edu.cn),主要从事流体机械工程泵站水力学研究. 张丽敏(1985—),女,河北张家口人,硕上研究生(xiaoli@hhu.edu.cn),主要从事流体机械数值模拟研究.

机,目前国内外所进行的类似研究还较少.张飞狂^[4] 研制出双击贯流式节能水轮机;陈满华^[5]研制出冲击 式(SJN型)节能水轮机和混流式(HLN型)节能水轮 机应用于冷却塔能量回收;郑源等^[6]进行了冷却塔去 除电机的改造,表明水轮机代替冷却塔风扇电机具有 良好的效果.已有的研究成果表明双击式水轮机结构 简单,性能稳定可靠,易于安装维护,但运行效率较 低,功率小,无法完全满足冷却塔中的工作要求;混流 式水轮机输出功率大、效率高,水力性能远比冲击式 水轮机的水力性能优越,但是水轮机尺寸偏大,不能 很好地满足与冷却塔安装配合的要求.

文中拟开发研究高比转速混流式水轮机,在相同的工作条件下减小其尺寸,提高其效率,以满足冷却塔的工作环境要求,并达到节能目的.

1 基本参数确定

用于代替冷却塔风扇电动机的水轮机运行在一 定水头和一定转速下,不同于水电站的水轮机.在冷 却塔工作条件下,由于水轮机和风机安装匹配位置 限制,需要周向及高度方向尺寸都较小的水轮机,比 转速越高,在相同水头和流量下水轮机体积越小.

文中以某冷却塔内代替风扇电动机的传统混流 式水轮机为模型,电机的额定功率为58 kW,风机转 速为136 r/min,循环冷却水流量为2000 t/h,平均 剩余水头为12.0 m.为减小水轮机横向尺寸,取消 了固定导叶,只设活动导叶.采用梯形金属蜗壳,便 于减速装置的安装.采用直锥形尾水管,减少了水轮 机轴向尺寸.图1为开发设计出的高比转速混流式 节能水轮机结构示意图.





1.1 转轮

水轮机转轮的直径^[4]为

$$D = \sqrt{\frac{P}{9.81QH^{1.5}\eta}},$$
 (1)

式中P为风机额定功率; η为原型水轮机效率; Q为 设计工况下的流量; H为设计水头.

根据传统方法进行计算,经过数值模拟优化后 确定水轮机转轮的直径 D = 0.417 m.

1.2 导 叶

采用单列环形导叶,使其既起导流作用又能支 撑轴向荷载.图2从上到下分别为标准负曲度、标准 对称、标准正曲度导叶叶型.建立数学模型,分别计 算3种叶型下的水轮机的效率、水头损失等,以确定 最优叶型.



图 2 活动导叶叶型示意图 Fig. 2 Leaf-type sketch for guide

1.3 蜗 売

目前大多数水电站金属蜗壳的包角为 345°. 在 冷却塔中代替风扇电动机的水轮机要求尺寸较小, 采用金属蜗壳,其包角也选为 345°. 为便于水轮机 顶部齿轮箱的布置,选用梯形蜗壳,各个断面按照等 速度矩原理进行设计,蜗壳流道断面如图 3 所示.



图 3 蜗壳流道断面图 Fig. 3 Volute cross-section sketch

1.4 尾水管

尾水管将转轮中流出的水流收集起来送入下游 河流,并回收利用转轮出口水流的剩余能量,大中型

排灌机械工程学报

水电站通常选用弯肘型尾水管,以减少地面挖深,文 中要求水轮机轴向尺寸小且尾水管出流便于从横向 多个方位连接出水管道,因此采用直锥型尾水管.尾 水管锥角通常为12°~16°,本研究选用13°,尾水管 的长度则根据冷却塔的纵向空间大小选择^[6].

2 数值模拟及结果

2.1 CFD 数值模拟

2.1.1 控制方程

考虑到流动为三维不可压缩粘性流体湍流,数 值计算采用连续性方程和 Navier – Stokes 方程^[5]为 控制方程,即

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0, \qquad (2)$$

$$\rho \frac{\partial}{\partial t}(u_i) + \rho u_j \frac{\partial}{\partial x_j}(u_i) = \rho f_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j}.$$
 (3)

湍流模型采用 Spalart - Allmaras 模型.

2.1.2 计算方法和网格划分

在进行数值计算之前,先对所需计算的物理模型进行网格划分.采用非结构化网格离散计算区域, 用有限体积法将控制方程的积分形式转化为代数方 程组.本计算选用 RANS 方法中的 Realizable *k* - *e* 模型^[7],为保证计算精度,采用二阶迎风格式,隐式 求解.速度和压力方程用 SIMPLEC 算法耦合^[8].计 算采用混合网格,绝大多数为六面体网格.为了满足 精度的要求,较真实地反映流体流动状况,在叶片附 近有少量四面体网格,在边壁上划分边界层网格,网 格总数为1.80×10⁶~2.00×10⁶.

2.1.3 边界条件的选取

根据冷却塔的富余水头 H,采用压力进口边界 条件,即以冷却塔的富余水头作为进口边界条件.采 用压力出口边界条件,即在尾水管出口断面处给定 压力值.在临近固壁的区域采用标准壁面函数,固壁 面采用无滑移边界条件,如果边界转动,边界上的速 度为给定的周向速度^[9].

2.2 数值计算结果

利用 CFD 软件,通过对不同的导叶形式、转速 及转轮叶片安放角 θ 进行比较分析^[10],不断优化高 比转速混流式节能水轮机性能.表1为优化过程中 各个方案对比.可以看出,方案1在其他参数相同 时,不同导叶形式水轮机性能不同,其中负曲度导叶 的水轮机效率最高;方案2在其他参数条件相同时, 通过改变水轮机的转速 n 从而改变单位转速 n',转 速对水轮机流量 Q 和效率 η 有很大影响,单位转速 为 64.5 r/min 时效率最高;方案 3 不同叶片安放角 对水轮机性能有一定影响,其中安放角为 0°时效率 最高.由以上方案对比可知,在选用标准负曲度导 叶,叶片安放角为 0°,转速为 64.5 r/min 时,水轮机 效率最高,确定为最优方案.

表1 各方案参数及计算结果对比					吉果对比		
Tab. 1	Com	parisons	of	program	parameters	and	
	commutational recults						

	骨叶	θ/	n'/	Q/	η⁄
77	形式	(°)	(r/min)	(m ³ /s)	%
1	标准	0	64.5	0.572	85.47
	正曲度	0	64.5	0.572	85.33
	负曲度	0	64.5	0.572	86.17
2	负曲度	0	69.8	0.573	86.04
	负曲度	0	67.1	0.576	86.07
	负曲度	0	64.5	0.572	86.17
	负曲度	0	61.8	0.581	85.57
3	负曲度	- 5	64.5	0.584	85.05
	负曲度	-2	64.5	0.579	84.90
	负曲度	0	64.5	0.579	86.17
	负曲度	2	64.5	0.567	84.51
	负曲度	5	64.5	0.540	84.83

对选出的最优方案水轮机选取6个不同导叶开 度下的工况进行计算,图4为根据计算结果绘制的 高比转速混流式水轮机综合特性曲线.可以看出,通 过数值模拟,高比转速混流式水轮机的性能满足设 计要求,在大部分计算工况下,水轮机的效率都在 80%以上.



图 4 高比转速混流式水轮机综合特性曲线 Fig. 4 Integrated characteristic curves of high-specific-speed Francis turbine

3 模型试验

对设计出的最优方案水轮机进行等比例物理模型的制造,使其带动一台额定功率 P₀ 为 58 kW,额

230.7

定转速 n₀为136 r/min 的冷却塔风机进行试验,表 2 为模型试验结果.可以看出,随着水头不断增大, 流量和风机转速 n_w 逐渐增大,在水头为11.6 m时, 风机转速达到额定转速136 r/min,水轮机效率达到 84.75%,流量比数值计算流量稍有偏大,基本与数 值模拟结果相一致.试验结果表明,用高比转速混流 式水轮机完全可以代替冷却塔中原有电动机来带动 风机转动,从而达到节能的目的.

表 2 最优方案的模型试验结果 Tab. 2 Model test results of optimal program

H/m	$Q/(m^3/h)$	<i>n</i> _* /(r/min)	η/%
8.4	1 820	114	82.00
9.3	1 895	119	80.90
10.3	2 000	126	82.30
11.5	2 055	131	80.50
11.6	2 165	136	84.75

4 结 论

所开发的高比转速混流式水轮机首次采用了金 属梯形蜗壳,并将原有双列环形导叶叶栅改为单列环 形叶栅,使其既起导流作用又能支撑轴向荷载,将尾 水管取消弯肘段与扩散段,仅保留直锥段.通过对不 同导叶形式,不同转速及不同转轮叶片安放角进行比 较分析,不断优化节能水轮机性能.通过模型试验证 明开发设计出结构上满足冷却塔中工作要求,运行稳 定可靠、性能良好的水轮机,用以代替电动机带动风 扇旋转制冷,达到能量回收、节约能源的目的.

参考文献(References)

- [1] Chen Naixing, Xu Yanji. Numerical computation of 3D turbulent flow in turbine cascade [J]. Chinese Science Bulletin, 1990(1):57-61.
- [2] 王福军,黎耀军,王文娥,等. 水泵 CFD 应用中的若 干问题与思考[J]. 排濫机械,2005,23(5):1-10.
 Wang Fujun, Li Yaojun, Wang Wen'e, et al. Analysis on CFD application in water pumps[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2005, 23(5):1-10. (in Chinese)

- [3] Wuibaut G, Bois G, Dupont P, et al. PIV measurements in the impeller and the vaneless diffuser of a radial flow pump in design and off-design operating conditions [J]. Journal of Fluids Engineering, 2002, 124 (3):791-797.
- [4] 张飞狂. 微型水轮机在冷却塔的应用[J]. 工业水处理, 2004,24(3);57-59.
 Zhang Feikuang. Mini-hydraulic turbine applied in cooling towers[J]. Industrial Water Treatment, 2004,24 (3);57-59. (in Chinese)
- [5] 陈满华.代替冷却塔中风扇电动机的新型节能水轮 机开发研究[D].南京:河海大学水利水电学院, 2007.
- [6] 郑 源,鞠小明,程云山.水轮机[M].北京:中国科 学文化出版社,2003:15-33.
- [7] Zhang Xing, Ni Saizhen, He Guowei. A pressure-correction method and its applications on an unstructured Chimera grid [J]. Computers and Fluids, 2008, 37 (8): 993 1010.
- [8] 郑 源,严继松,张 占. 抽水蓄能电站引水岔管水 力特性数值模拟[J]. 排灌机械,2008,26(2):45-48.

Zheng Yuan, Yan Jisong, Zhang Zhan. Numerical simulation on hydraulic characteristics in water diversion bifurcated pipes of pumped storage power station [J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2008, 26(2):45 – 48. (in Chinese)

- [9] Muller N, Einzinger J, Lepach T, et al. Application of a multi-level CFD-technique for the design optimization of hydraulic machinery bladings [C] // Proceedings of the 2004 ASME Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conference. Charlotte, NC, United states: American Society of Mechanical Engineers, 2004;601 - 608.
- [10] Nakamura S, Ding W, Yano K, et al. 2.5D single passage CFD model for centrifugal pumps[C] // Proceedings of the 1998 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting. Washington DC, USA: ASME, 1998: 231 -237.

(责任编辑 陈建华)