文章编号: 1006-4710(2011)01-0079-04

冷却塔专用水轮机过流能力的近似计算

李延频[1,2], 王凯[3], 南海鹏[1], 陈德新[2]

(1. 西安理工大学 水利水电学院,陕西 西安 710048; 2. 华北水利水电学院 电力学院,河南 郑州 450011;
3. 国网新源建设有限公司,北京 100053)

摘要: 冷却塔水轮机工作在串联有压水流系统中,其过流特性直接影响到冷却系统的冷却效果,而水轮机自身流道参数是影响水轮机过流能力的主要因素之一。从冷却塔水轮机的工作特点出发,提出了根据水轮机流道参数来估计其过流能力的近似计算公式,并用现场试验结果验证了近似公式的正确性。

关键词: 冷却塔;水轮机;过流特性;流道参数;近似计算

中图分类号: TK733 **文献标志码**: A

The Approximate Calculation of the Flow Capacity of Special Turbine in Cooling Tower

LI Yanpin[1,2], WANG Kai[3], NAN Haipeng[1], CHEN Dexin[2]

(1. Faculty of Water Resources and Hydroelectric Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China;
2. North China Institute of Water Conservancy and Electric Power, Zhengzhou 450011, China;
3. New Sources Construction of SGC Co., LTD, Beijing 100053, China)

Abstract: The special hydraulic turbine works in a series-wounded pressure flow system in cooling tower. Its flow characteristic will directly affect the cooling efficiency of the cooling system and its flow parameters of turbine itself is one of the main factors to influence the flow capacity of the whole system. As viewed from the working characteristics of cooling tower turbine, this paper puts forward approximate calculation formula to estimate its flow capacity, according to the flow parameters of the special turbine. And the field test results are used to test the correctness of the approximate formula.

Key words: cooling tower; special turbine; flow characteristic; the flow parameters; the approximate calculation

在水动力风机冷却塔系统中,水轮机利用循环水系统的余能做功驱动风机取代电动机达到节能的目的[1-6]。与发电用水轮机不同的是冷却塔水轮机与换热设备、布水器喷嘴等在一个串联的有压水流系统中工作。因此,冷却塔水轮机的过流特性不仅受系统阻力元件的影响,水轮机的过流能力也直接影响到系统循环水流量的大小。在过流能力不足的情况下水轮机会成为限制冷却系统冷却水量的瓶颈,引起冷却效果的降低。从另一角度考虑,在串联有压水流系统中工作时,水轮机作为一个阻力元件,其所能利用的水头的大小与水轮机的过流能力有关,在系统同样流量的条件下,过流能力大的水轮机所利用的水头值较小,反之亦然,这是在有压串连系统中工作的水轮机的一个重要特点[4]。对于冷却塔专用的混流式水轮机来说,水轮机自身的流道参数直接影响水轮机过流能力的大小,且目前还没有简单实用的水轮机过流能力的估算方法。本文针对冷却塔超低比转速特征,专门研究水轮机自身的过流能力并提出了比较简单实用的流量估算公式以便于在水轮机设计过程中进行估算。另外,此流量估算公式也是研究冷却塔专用水轮机流道参数对过流能力影响的基础公式。

收稿日期: 2010-10-10

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50979091)。

作者简介: 李延频(1973-),女,河南商城人,博士生,副教授,研究方向为水电站状态监测及冷却塔专用水轮机特性及结构分析。E-mail: liyanpin@ncwu.edu.cn。

1 冷却塔水轮机的超低比转速特性

由于冷却塔用水轮机是利用循环水系统的余压工作,因而水轮机的水头不能太高,一般在5~16 m之间。冷却塔风机的转速一般也不高,大中型冷却塔风机的转速在100~250 r/min之间。水轮机的功率不大,一般在20~200 kW之间。由于这些特殊条件,当采用水轮机与风机直联时水轮机的比转速比较低,在40~70 m·kW之间,而常规发电的水轮机比转速在80~1 000 m·kW之间,可见,冷却塔直联风机用的水轮机的比转速要低得多,属于超低比转速水轮机范畴。

根据各类水轮机的适用范围[2,4,7](如表1所示),如果单从比转速角度考虑,冲击式水轮机是适合的。但是,从冷却塔水轮机需要在有压串联水流系统中工作的特点考虑,冲击式水轮机是不适合的。因为冲击式水轮机属于无压式水轮机,转轮工作区应处于大气压状态,水轮机出口的水流是无压的,不能满足冷却塔布水器喷嘴的压力要求。

表1 水轮机的类型及适用范围

Tab. 1 The type and application sphere of turbine

水轮机型式			适用水头范围 H/m	适用比转速范围 n_s/(m·kW)
能量转换方式	水流方式	结构型式		
反击式	贯流式	灯泡式 轴伸式	<20	600~1 000
	轴流式	定桨式 转桨式	3~80	200~850
	斜流式		40~180	150~350
	混流式		30~700	50~300
冲击式	射流式	水斗式	300~1 700	10~35(单喷嘴)

事实也证明了冲击式水轮机不适合用于冷却塔,同时,将漫混流式水轮机加以改造用于冷却塔取得了成功。当发电专用混流式水轮机用于冷却塔上直联驱动风机时,因水轮-风机组需要的单位转速在20~45 r/min之间,而在目前已有的发电专用混流式水轮机中,最低的比转速也在80 m·kW以上,因而水轮机远远偏离最优单位转速,从而使水轮机的效率低下。为了克服现有混流式水轮机的这种不足,需设计超低比转速的水轮机,使其比转速在40~70 m·kW之间。笔者按照这样的参数设计出的冷却塔专用超低比转速转轮在冷却塔上使用时运行稳定,有较高的能量转换效率。

下面将以超低比转速混流式水轮机作为研究对象进行论述。

2 冷却塔水轮机过流能力的近似计算

水轮机转轮流道参数直接影响水轮机过流能力的大小。如图1所示,对水轮机过流能力影响最显著的参数主要是转轮进出口直径比 D_1/D_2、导叶相对高度 b_0/D、导叶出口角 α_0 以及叶片安放角 β_2。水轮机的理论水轮机流量调节方程式(1)是水轮机过流能力的理论表达式与计算式[7],为:

$$Q = \frac{r_2^2\omega + \dfrac{H\eta g}{\omega}}{\dfrac{1}{2\pi b_0}\arctan\alpha_0 + \dfrac{r_2}{F_2}\arctan\beta_2} \tag{1}$$

式中,Q 为水轮机的流量;r_2 为($D_2/2$),是转轮叶片出口边半径;ω 为转轮旋转角速度;H 为水轮机的工作水头;η 为水轮机水力效率;g 为重力加速度;b_0 为导水叶高度;α_0 为导水叶出口角;β_2 为转轮出口水流角度,本研究假定此值与叶片出口角相同;F_2 为转轮叶片出口断面面积。

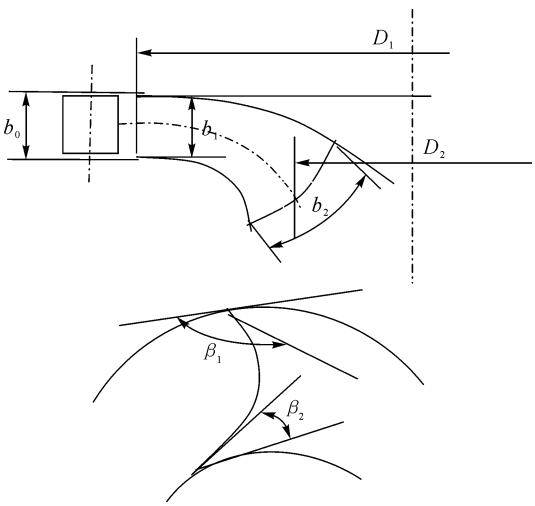

图1 水轮机转轮流道参数

Fig. 1 The parameters of turbine runner

为了考虑水轮机流道自身对过流能力的影响,这里根据实际应用情况可以假定运行参数的水头 H、转速 n(或旋转角速度 ω)为常数。令:

$$r_2^2\omega + \frac{H\eta g}{\omega} = C_1$$

则(1)式可写为:

$$Q = \frac{C_1}{\dfrac{1}{2\pi b_0}\arctan\alpha_0 + \dfrac{r_2}{F_2}\arctan\beta_2} \tag{2}$$

由(2)式可见,水轮机自身的过流量与导叶出口角 α_0、导叶高度 b_0、叶片出口角 β_2 之间的关系。这里,考虑冷却塔用水轮机的超低比转速特征,根据经验,可对问题作出如假设,即:

① 假设设计的超低比转速水轮机 $D_1/D_2 = 2$，$b_2 = 2b_1 = 2b_0$；

② 假设设计的超低比转速水轮机 $\alpha_0 = 12°$，$\beta_2 = 2\alpha_0 = 24°$。

根据假设①有：

$$F_2 = 2\pi r_2 b_2 = 4\pi r_2 b_0 \tag{3}$$

(3) 式代入(2) 式得：

$$Q = \frac{2\pi C_1 b_0}{\frac{1}{\tan\alpha_0} + \frac{1}{2\tan\beta_2}} \tag{4}$$

根据假设②考虑 α_0、β_2 的角度均很小，低比转速水轮机 $\beta_2 \approx 2\alpha_0$，近似有 $\alpha_0 \approx \tan\alpha_0$，$\beta_2 \approx \tan\beta_2 \approx 2\alpha_0$，则(4) 式可简化为：

$$Q = \frac{2\pi C_1 b_0}{\frac{1}{\alpha_0} + \frac{1}{4\alpha_0}} \approx 5C_1 b_0 \alpha_0 \tag{5}$$

(5) 式虽然是在一些假设下得出的近似式，但实践证明对于比转速为 $n_s = 50 \sim 70$ m·kW 的超低比转速水轮机来说，该式比较准确地反映了水轮机流道参数 b_0、α_0 对水轮机过流量的影响，可用于设计时估算水轮机的过流能力。

3 水轮机过流能力的试验验证

用实验台上的测试结果和现场实验结果来验证估算公式的合理性。

实例1：设计另一超低比转速水轮机 HL-60，$D_1 = 0.6$ m，$D_2 = 0.30$(最大出口边直径)，中间流线 $r_2 = 0.14$ m，$b_0 = 0.05$ m，$\alpha_0 = 13° = 0.227$ rad，$\beta_2 = 26°$，$H = 10$ m，$n = 165$ r/min，$\omega = 17.3$ rad/s。假定水力效率 $\eta = 90\%$。

计算结果为：

$$C_1 = r_2^2\omega + \frac{H\eta g}{\omega} =$$

$$0.14^2 \times 17.3 + \frac{10 \times 0.9 \times 9.81}{17.3} = 5.45$$

$$Q = 5C_1 b_0 \alpha_0 = 5 \times 5.45 \times 0.05 \times 0.227 = 0.309\ \mathrm{m^3/s} = 1\ 113\ \mathrm{m^3/h}$$

HL-60 水轮机在 1 000 t/h 冷却塔现场的试验数据见表2。

从上述的现场实验数据可得：当 $H = 10$ m 时，$n = 165$ r/min，$Q = 1\ 077$ m³/h。这与前述的计算结果1 113 m³/h基本一致。

实例2：设计一超低比转速水轮机 HL-50，$D_1 = 0.5$ m，$D_2 = 0.25$ m(最大出口边直径)，中间流线 $r_2 = 0.13$ m，$b_0 = 0.05$ m，$\alpha_0 = 13° = 0.227$ rad，$\beta_2 = 26°$，$H = 7.0$ m，$n = 200$ r/min，$\omega = 21$ rad/s。假定水力效率 $\eta = 90\%$。

表2 HL-60 水轮机的试验数据

Tab. 2 Experimental data of HL-60 turbine

测点	Q/(m³/h)	n/(r/min)	H/m
1	790	125	4.4
2	720	130	4.78
3	850	135	6.65
4	880	140	7.1
5	920	145	8.0
6	980	155	8.85
7	1 011	160	9.4
8	1 077	165	10
9	1 106	175	11.3

计算结果为：

$$C_1 = r_2^2\omega + \frac{H\eta g}{\omega} = 0.13^2 \times 21 + \frac{7 \times 0.9 \times 9.81}{21} = 3.3$$

$$Q = 5C_1 b_0 \alpha_0 = 5 \times 3.3 \times 0.0 \times 0.227 = 0.188\ \mathrm{m^3/s} = 676\ \mathrm{m^3/h}$$

HL-50 水轮机在实验台上的试验数据如表3所示。

表3 HL-50 水轮机的试验数据

Tab. 3 Experimental data of HL-50 turbine

测点	Q/(m³/h)	n/(r/min)	H/m
1	575	170	5.0
2	605	178	5.5
3	633	187	6.0
4	664	196	6.5
5	684	202	7.0
6	702	208	7.4

从表3的现场实验数据可见：$H = 7.0$ m 时，$n = 202$ r/min，$Q = 684$ m³/h，与估算结果676 m³/h 基本一致。

从实例可验证，近似公式(5)估算结果与实际试验结果相当吻合，说明本研究提出的低比转速水轮机流量估算式可用于冷却塔用水轮机的设计与计算。

4 结 论

本研究根据冷却塔专用水轮机具有超低比转速的特点给出了冷却塔专用水轮机流量近似表达

式,借此研究水轮机流道对水轮机过流能力的影响。经过理论计算与实验台数据和现场实验数据两方面的试验验证可知,冷却塔风机直联驱动用的水轮机属于超低比转速水轮机,水轮机的过流能力与水轮机流道参数有关,过流量近似与导叶高度、导叶出口角成正比。用水轮机特征方程可以近似估算水轮机的过流能力。对冷却塔用的超低比转速反击式水轮机比较适用。

参考文献:

[1] 张飞狂. 冷却塔风机驱动力方式的改造[J]. 节能,2004,259(2):35-36.
Zhang Feikuang. Transformation of fan driving mode in cooling tower[J]. Energy Conservation, 2004, 259(2): 35-36.

[2] 段开创. 工业冷却塔用水轮机的开发研究[D]. 郑州:华北水利水电学院,2009.
Duan Kaichuang. The Research and Design of Hydroturbine Used in Industrial Cooling Tower[D]. Zhengzhou: Institute of Urbain Water of the North China, 2009.

[3] 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,2007。
Chen Manhua. Research and Design on a New Kind of Energy-Saving Turbine Replacing Motor for Radiator Fan Inside Cooling Tower [D]. Nanjing: Hehai University, 2007.

[4] 李延频,南海鹏,陈德新. 冷却塔专用水轮机的工作特性与选型[J]. 水力发电学报,2011, 30(1):127-131.
Li Yanpin, Nan Haipeng, Chen Dexin. Performance characteristic and type selection of special hydraulic turbine in cooling tower[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2011,30(1):127-131.

[5] 陈应新. 机械通风冷却塔电动风机的节能改造[J]. 石化技术,2008,29(1):41-43.
Chen Yingxin. Save energy renovation for electric fans of mechanical ventilation cooling tower[J]. Petrochemical Industry Technology, 2008,29(1):41-43.

[6] 张丽敏,郑源,张成华,等. 用于冷却塔的超低比转数混流式水轮机设计[J]. 农业机械学报,2010,41(8):39-42.
Zhang Limin, Zheng Yuan, Zhang Chenghua, et al. Study on francis turbine with superlow specific speed applied in cooling towers[J]. Journal of Agricultural Machinery, 2010,41(8):39-42.

[7] 刘大恺. 水轮机[M]. 北京:中国水利水电出版社,2003.

(责任编辑 李虹燕)

简 讯

省部共建国家重点实验室培育基地建设计划通过专家论证

依托西安理工大学建设的"陕西省西北旱区生态水利工程重点实验室"省部共建国家重点实验室培育基地建设计划论证会于2011年3月19日在我校举行。

论证会专家组由国内9位知名专家组成,组长由中国科学院院士王光谦教授担任。会上,我校周孝德教授从科学研究、实验室基础条件、人才团队和运行管理机制建设、建设经费预算等方面汇报了实验室建设计划。专家组认真听取了汇报,并进行了现场考察和质询,经讨论一致认为:实验室建设目标明确,建设计划切实可行,具体措施可操作性强,建设经费有保障,实验室建设计划通过论证,建议进一步凝练研究方向,加强基础研究,引进和培养拔尖人才。

(摘自西安理工大学新闻网2011-03-23)