

蜗壳差压法测流流量系数的近似率定*

张江滨

(西安理工大学水电学院, 西安 710048)

摘 要 运用水轮机运转特性曲线, 求取水轮机工作点的效率和计算水轮机的过流量, 以近似率定蜗壳流量系数, 并与现场效率试验的实测资料进行了分析比较。结果表明, 这种方法具有较高的精度, 计算流量与实测流量的最大偏差可控制在4%以下, 可广泛应用于蜗壳流量系数的近似率定。

关键词 差压法测流, 蜗壳流量系数, 水轮机流量

中图分类号 TV730

蜗壳差压法测流是水轮机流量测量方法中最简便的一种。其结构具有简单可靠, 对水流场无扰动, 不影响水轮发电机组的正常发电等优点。近年来, 随着计算机技术广泛应用而出现的水轮流量效率微机监测系统, 大都采用以蜗壳差压法进行测流。但采用此法, 蜗壳流量系数必须用其他精确测流方法率定后才能应用。而在现场用流速仪法或水锤法率定蜗壳流量系数, 不仅测试工作繁杂, 而且影响机组的正常运行。虽然国内绝大多数水轮机都装设有蜗壳差压测流, 但只有少数机组做过效率试验, 对蜗壳流量系数进行了率定。未经过率定的蜗壳差压测流测量的只是水轮机流量的相对值。为此, 本文提出一种简便的近似率定蜗壳流量系数的方法。

1 测流原理及率定方法

1.1 蜗壳差压法测流原理

由蜗壳中水流的等速度矩规律及伯努里方程可推导出, 水轮机流量与蜗壳差压的关系为^[1]:

$$Q = K \sqrt{\Delta H} \quad (1)$$

式中, Q 为水轮机流量, ΔH 为蜗壳差压, K 为蜗壳流量系数。

国内外许多水电站的现场试验证明, 无论何种形式的蜗壳, 流量 Q 都十分准确地与蜗壳断面距水轮机旋转轴线不同半径上两点的压力之差平方根成正比, 当蜗壳上测压孔口确定后, 蜗壳流量系数 K 就为一常数, 且当机组水头改变时保持不变。

1.2 蜗壳流量系数的近似率定

水轮发电机组的出力公式为^[2]:

$$N_g = 9.81QH\eta_r \cdot \eta_g \quad (2)$$

式中, N_g 为发电机的有功功率, Q 为水轮机的引用流量, H 为水轮机的工作水头, η_r 为水轮机的效率, η_g 为发电机的效率。

收稿日期: 1995-03-29

* 能源部水利水电科学基金资助项目。

N_g 可通过其出口功率表测量, H 可通过测量蜗壳进口与尾水管出口水头差获得, η_g 由发电机功率与其效率关系曲线 $N_g \sim \eta_g$ 求取。那么在(2)式中若已知 η_T 就能计算得到水轮机流量, 从而得出蜗壳流量系数 K 。

对于未做过水轮机效率试验的机组, 可利用水轮机运转特性曲线求取, 这是一种建立在模型水轮机效率试验基础之上的、间接求取原型水轮机效率的方法。当水轮机型号选定后, 可根据其模型综合特性曲线绘制出运转特性曲线(图1)。当水轮机工作水头、出力一定时, 在运转特性曲线上就可找到一确定的工作点(如图1中A点), 由该点就能求得水轮机的效率值。

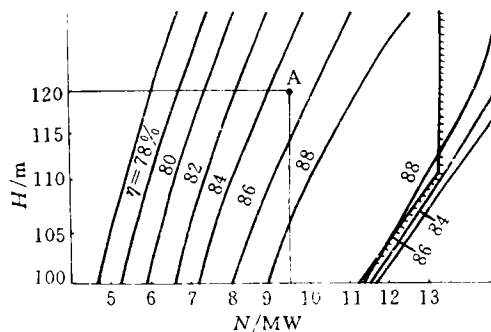


图1 水轮机运转特性曲线

为了近似率定 K 值, 测量水轮机在不同导叶开度时的 N_g 、 H 及 ΔH , 并根据发电机功率效率关系曲线 $N_g \sim \eta_g$, 以及水轮机运转特性曲线, 计算出水轮机流量:

$$Q_i = \frac{N_g}{9.81 H \eta_g \cdot \eta_T} \quad (3)$$

用这种方法求出各种不同导叶开度的水轮机流量后, 用与此流量对应的蜗壳差压统计出蜗壳流量系数 K 。

2 计算实例

2.1 原始资料

采用东江水电厂2号机组效率试验资料(表1), 并绘制出其运转特性曲线(图2), 根据表1中 N_g 对应的 η_g , 可计算出水轮机出力, 并在图2上找出相应的工作点, 求出该点水轮机效率, 再用(3)式计算出水轮机流量(表2)。在表2中同时列出了效率试验时用流速仪法测流所得的实测流量。

表1 东江水电厂2号机效率试验数据

序号	$\alpha(^{\circ})$	$H(m)$	$N_g(kW)$	$\eta_g(\%)$	$\Delta H(kPa)$
1	25	111.56	16549	95.53	1.79
2	35	111.27	32568	96.28	4.22
3	45	111.02	51148	97.01	8.47
4	65	110.74	89424	97.94	20.01
5	70	110.55	97704	98.05	23.02
6	75	110.40	103776	98.11	26.28
7	80	110.15	108567	98.16	29.02
8	100	110.28	123538	98.22	38.76
9	93	109.34	118459	98.21	36.01
10	89	109.82	115887	98.20	33.74
11	85	109.98	111924	98.18	31.16

续表 1 东江水电厂 2 号机效率试验数据

序号	$\alpha(\%)$	$H(\text{m})$	$N_e(\text{kW})$	$\eta_e(\%)$	$\Delta H(\text{kPa})$
12	80	110.12	108082	98.16	28.76
13	74	110.35	101712	98.09	25.26
14	70	110.44	95496	98.02	22.47
15	65	110.41	86697	97.90	18.95
16	55	110.61	68338	97.52	13.08
17	45	110.73	48267	96.91	7.81
18	35	111.42	30316	96.19	4.01
19	25	111.49	14794	95.46	1.96

表 2 2 号水轮机计算流量与实测流量

序号	$N_T(\text{kW})$	$\eta_T(\%)$	$Q_j(\text{m}^3/\text{s})$	$Q(\text{m}^3/\text{s})$	$\frac{Q_j-Q}{Q}(\%)$
1	17322	61.20	25.862	28.077	-7.889
2	33824	70.42	44.003	43.905	+0.223
3	52730	79.64	60.793	61.760	-1.566
4	91306	90.27	93.107	95.587	-2.594
5	99651	90.72	101.286	102.822	-1.494
6	105773	90.44	107.988	109.859	-1.703
7	110604	89.99	113.743	115.479	-1.503
8	125777	78.06	148.938	134.530	+10.710
9	120613	81.87	137.348	129.070	+6.414
10	118007	85.40	128.262	123.606	+3.767
11	113995	88.44	119.469	119.119	+0.294
12	110113	89.91	113.369	114.576	-1.053
13	103689	90.57	105.756	107.353	-1.488
14	97423	90.70	99.142	100.902	-1.744
15	88555	90.07	90.773	93.130	-2.531
16	70077	85.89	75.192	76.675	-1.934
17	49807	78.49	58.417	58.879	-0.785
18	31518	69.24	41.646	41.786	-0.335
19	15499	60.11	23.575	27.075	-12.927

根据表 1 中蜗壳压差与表 2 中水轮机计算流量,点绘出不同流量时的蜗壳压差(图 3)。为便于比较,在图 3 中同时绘出与蜗壳差压相对应的实测流量点据。

从表 2 与图 3 中可以看出,当水轮机在小流量与大出力时,计算流量与实测流量相比在个别点据偏差较大。去掉这些点据后,根据最小二乘法线性拟合出流量系数 K_j 。为检验回归曲线与图 3 中点据的拟合程度,对计算流量与实测流量曲线的回归方程 $Q_j=K_j \cdot \sqrt{\Delta H}$ 和 $Q=K \cdot \sqrt{\Delta H}$ 分别计算剩余平方和 $\Sigma \delta^2$ 、剩余标准差 S 和相关系数 R ,如表 3 所示。

表 3 流量统计参数值

流量	K	$\Sigma \delta^2$	S	R
Q	7.778065	3.226829	0.498213	0.999775
Q_j	7.731307	10.953692	0.913936	0.998932

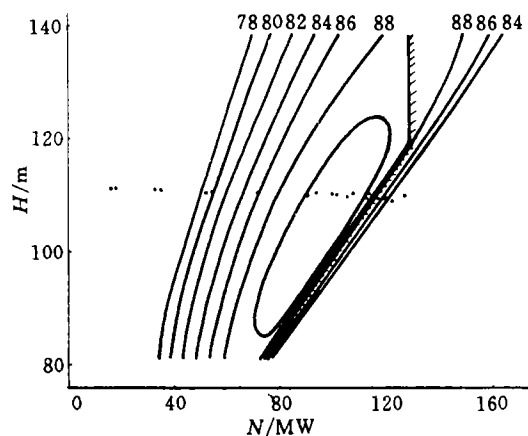


图2 东江水电厂水轮机运转特性曲线

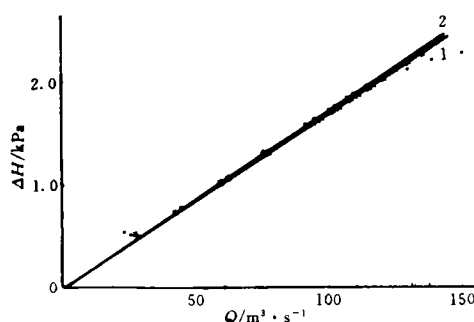


图3 蜗壳压差与流量关系曲线

1 示 $Q \sim \Delta H$ 关系曲线; 2 示 $Q_j \sim \Delta H$ 关系

××× 实测流量; ··· 计算流量

3 结果分析

为了精确绘制水轮机运转特性曲线,必须合理选择效率修正值 $\Delta\eta$,当从模型水轮机换算到原型水轮机的效率时,应根据水轮机制造质量、模型机与原型机的相似性等进行适当修正,否则会影响流量计算结果的精度。

由上述计算结果与实测资料比较可以看出:当水轮机出力较小时,运转特性曲线上的工作点将落在等效率曲线范围之外,采用外插法求取的效率值误差较大,不宜用来计算流量;当工作点在水轮机出力限制线范围之外时,机组已进入不稳定运行区域,插值求得的效率值准确度很低,同样不能用来计算流量。因此,求取水轮机效率的适当范围应该在高效率区附近。在此范围内,插值求取的效率值进行流量计算比较准确。从表2计算结果可以看出,当去掉个别小流量与大出力时的偏差较大点后,计算流量与实测流量的最大偏差可控制在4%范围之内。再由图3中可以看出,采用计算流量与实测流量得出的流量压差关系曲线十分接近。从表3中的统计数据可知,采用计算流量率定出的蜗壳流量系数 K_j 与实测流量系数 K 相差很小,两都相对偏差只有0.6%。因此,采用计算流量来率定蜗壳流量系数的方法是可行的,且计算结果可达到较高的精度。

4 结论

1)用水轮机运转特性曲线计算水轮机流量并率定蜗壳流量系数的方法是可行的,如果使用得当,可达到较高精度。

2)绘制水轮机运转特性曲线时,要注意对效率值进行合理的修正。

3)在水轮机运转特性曲线上求取效率值的范围应选在高效率区附近。

4)利用水轮机运转特性曲线近似率定蜗壳流量系数,不必进行比较复杂的原型机组效率试验,这对蜗壳差压法测流的推广应用,具有积极的推动作用。

参 考 文 献

- 1 刘晓亭,李维藩主编.水力机组现场测试手册.北京:水利电力出版社,1993
- 2 季盛林,刘国柱主编.水轮机.北京:水利电力出版社,1986

The Approximate Calibration of the Flow Coefficient with the Spiral Differential Pressure Method

Zhang Jiangbin

(Xi'an University of Technology, Xian, 710048)

Abstract The hydraulic turbine's performance curve is used for calculating the turbine's efficiency and flow, in order to compare the flow coefficient of spiral-casing approximately calibrated with the prototype turbine's efficiency and the test data. The result shows that this method has higher accuracy, with the maximum error of the calculation flow to the measurement flow being less than 4 percent. It can be used widely in the approximate calibration of the spiral-casing flow coefficient.

Key words differential pressure method, flow coefficient of spiral-casing, turbine's flow