

混流可逆式水轮机转轮轴向水推力计算分析

刘德有¹ 游光华² 王 丰¹ 张 健¹

(1. 河海大学水利水电工程学院, 江苏 南京 210098 ; 2. 华东天荒坪抽水蓄能有限责任公司, 浙江 安吉 313302)

摘要: 分析了混流可逆式水轮机转轮轴向水推力的构成, 给出了相关的数学计算模型. 结合某抽水蓄能电站实际工程, 分别利用解析计算和数值计算两种方法进行了水轮机转轮轴向水推力的比较计算, 指出转轮轴向水推力的计算精度主要取决于高压腔内转轮表面所受轴向水推力 F_{11} 、 F_{21} 的计算精度, 而影响 F_{11} 、 F_{21} 值大小的主要因素是止漏环漏水量和高压腔内水流的旋转角速度; 当上、下止漏环外径差值较小并假定上、下止漏环漏水量相等的情况下, 解析计算方法求出的转轮轴向水推力结果误差不大.

关键词: 混流可逆式水轮机; 轴向水推力; 解析计算; 数值计算; 压力分布
中图分类号: TV136 文献标识码: A 文章编号: 1000-1980(2004)05-0557-05

水轮机转轮轴向水推力是机组总轴向力及推力轴承轴向荷载的主要组成部分, 其设计值的大小, 不但直接影响推力轴承设计的技术要求和经济指标, 而且会影响机组的发电效率及其运行的安全、稳定性. 因此, 精确计算和预测转轮轴向水推力是确保机组安全、稳定、高效运行的重要依据之一.

1 转轮轴向水推力的构成

如图 1 所示, 混流可逆式水轮机转轮轴向水推力 F_W (方向向下为正) 的构成可描述为

$$F_W = F_1 - F_2 - F_3 - F_4 \tag{1}$$
$$F_1 = F_{11} + F_{12} + F_{13} + F_{14} \quad F_2 = F_{21} + F_{22} + F_{23}$$
$$F_3 = F_{31} + F_{32} \quad F_4 = F_{41} + F_{42}$$

式中: F_1 ——转轮上冠上表面所受轴向水推力, 向下为正; F_2 ——转轮下环外表面所受轴向水推力, 向上为正; F_3 ——转轮进、出口所受轴向水推力, 向上为正; F_4 ——转轮内腔流道表面所受轴向水推力及转轮在水中浮力, 向上为正; F_{11} ——上止漏环外侧高压腔上冠上表面所受轴向水推力; F_{12} ——上止漏环齿槽处上冠上表面所受轴向水推力; F_{13} ——上止漏环内侧低压腔上冠上表面所受轴向水推力; F_{14} ——主轴密封腔内法兰盘上表面所受轴向水推力; F_{21} ——下止漏环外侧高压腔下环外表面所受轴向水推力; F_{22} ——下止漏环齿槽处下环外表面所受轴向水推力; F_{23} ——下止漏环内侧低压腔下环外表面所受轴向水推力; F_{31} ——转轮进口断面所受轴向水推力; F_{32} ——转轮出口断面所受轴向水推力; F_{41} ——转轮内腔流道(包括叶片)表面所受轴向水推力; F_{42} ——转轮在水中浮力. 见图 1.

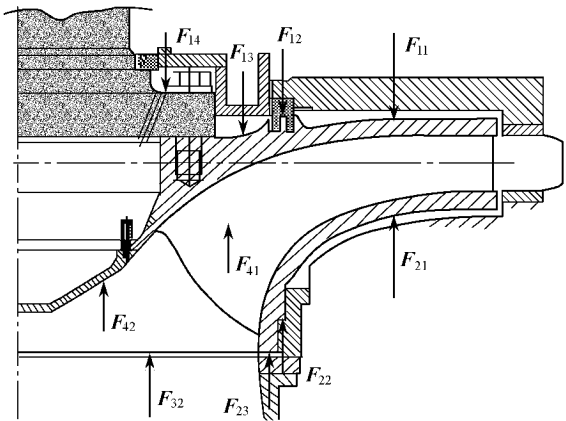


图 1 转轮轴向水推力分项示意图($\varphi = 0^\circ$, $F_{31} = 0$)
Fig.1 Sketch of components of axial thrust

2 转轮轴向水推力的解析计算

2.1 F_{11} 、 F_{13} 、 F_{14} 和 F_{21} 、 F_{23} 的求解

由于转轮上、下侧高压腔、低压腔内的水压力, 以及主轴密封腔内的水压力均呈旋转抛物面的分布规

律^[1],即腔体内任意半径 r 处的静压力 p 为

$$p = p_0 + \frac{1}{2} \rho \omega^2 (r^2 - r_0^2) = p_0 + \frac{1}{2} \rho \left(\frac{K_0 \pi n}{30} \right)^2 (r^2 - r_0^2) \quad (2)$$

$$K_0 = \frac{\omega}{\omega_0}$$

式中: r_0 、 p_0 ——已知某点处的半径和静压力; ρ ——水的密度; ω ——腔体内水体的平均旋转角速度; K_0 ——腔体内水体的圆周速度系数; ω_0 ——转轮旋转角速度; n ——转轮转速。

关于旋转圆盘与边壁之间腔体内水体圆周速度系数 K_0 的取值问题,国内外学者对泵叶轮与边壁腔体内流体的旋转运动进行了大量研究工作,认为^[1]可假定流体以叶轮转速之半旋转,即所谓的半速涡压力分布。与泵腔体模型相似,在利用式(2)进行水轮机转轮轴向水推力解析计算时,一般可取 $K_0 \approx 0.5$ 。

将式(2)积分,可得对应腔体内转轮上冠上表面或下环外表面所受轴向水推力,即

$$F_{ij} = \pi \left[\left(p_0 - \frac{\rho}{2} \left(\frac{K_0 \pi n r_0}{30} \right)^2 \right) (r_2^2 - r_1^2) + \rho \left(\frac{K_0 \pi n}{30} \right)^2 \frac{r_2^4 - r_1^4}{4} \right] \quad (3)$$

式中: F_{ij} ——所求轴向水推力(即 F_{11} 、 F_{13} 、 F_{14} 和 F_{21} 、 F_{23}); r_1 、 r_2 ——对应腔体内、外边界处的半径。

2.2 F_{12} 和 F_{22} 的求解

转轮上、下止漏环齿槽处的水压力可近似按线性分布规律进行对应的轴向水推力计算,即

$$dp = \frac{p_2 - p_1}{r_2 - r_1} dr \quad (4)$$

$$F_{ij} = \pi \left[p_1 - \left(\frac{p_2 - p_1}{r_2 - r_1} \right) r_1 \right] (r_2^2 - r_1^2) + \frac{2\pi}{3} \frac{p_2 - p_1}{r_2 - r_1} (r_2^3 - r_1^3) \quad (5)$$

式中: F_{ij} ——所求的轴向水推力(即 F_{12} 、 F_{22}); r_1 、 r_2 和 p_1 、 p_2 ——上止漏环或下止漏环内、外侧处的半径和静压力; p_1 、 p_2 由式(2)求出。

2.3 F_{31} 和 F_{32} 的求解

转轮进口断面(叶片进水边的旋转圆锥面)所受轴向水推力 F_{31} 可按式(6)计算

$$F_{31} = \pm \rho Q V_{1r} \sin \varphi \quad (6)$$

$$V_{1r} = \frac{Q}{\pi D_{1m} B_1} \quad D_{1m} = \frac{D_{1C} + D_{1B}}{2}$$

式中: Q ——转轮的过流量; V_{1r} ——转轮进口断面水流的径向分速度; D_{1m} 、 B_1 ——转轮进口的平均直径和高度; D_{1C} ——上冠外缘直径; D_{1B} ——下环外缘直径,一般 $D_{1C} \leq D_{1B}$; φ ——转轮进口断面相对于主轴线的倾角,当 $D_{1C} = D_{1B}$ 时, $\varphi = 0^\circ$ (此时转轮进口断面为圆柱面),当 $D_{1C} < D_{1B}$ 时, $\varphi > 0^\circ$,但取式(6)等号右边为负号,因为 F_{31} 方向向上为正。

转轮出口断面所受轴向水推力 F_{32} 可近似按静水压力公式求解

$$F_{32} = \frac{\rho g h_2 \pi D_2^2}{4} \quad (7)$$

式中: D_2 、 h_2 ——转轮的出口直径和压力水头; ρ ——水的密度; g ——重力加速度。

2.4 F_{41} 和 F_{42} 的求解

转轮内腔流道所受轴向水推力 F_{41} 可根据转轮进、口水流的动量定理求出

$$F_{41} = \rho Q V_{2Z} \quad (8)$$

式中: V_{2Z} 为转轮出口速度的轴向分量。

设转轮实体体积为 Ω ,则转轮在水中所受的浮力 F_{42} 为

$$F_{42} = \rho g \Omega \quad (9)$$

3 转轮轴向水推力的数值计算

对于如图1所示的高水头混流可逆式水轮机,其转轮轴向水推力的计算精度主要取决于上、下止漏环外侧高压腔内转轮表面所受轴向水推力 F_{11} 、 F_{21} 的计算精度,因为 F_{11} 、 F_{21} 两值均非常大,其5%的计算误差值

即已与转轮总轴向水推力 F_W 相当,而其他各项轴向水推力均相对很小,见表 1. 因此, F_{11}, F_{21} 计算结果(尤其是 $F_{11} - F_{21}$ 值)的正确性应予以特别的重视.

表 1 解析计算结果
Table 1 Calculated results with analytical method kN

K_0	F				F_2			F_3		F_4		F_W
	F_{11}	F_{12}	F_{13}	F_{14}	F_{21}	F_{22}	F_{23}	F_{31}	F_{32}	F_{41}	F_{42}	
0.42	42 634	1 717	1 432	804	43 537	559	530	0	2 855	1 315	98	-2 305
0.45	42 183	1 678	1 442	804	43 066	549	530	0	2 855	1 315	98	-2 305
0.47	41 869	1 648	1 452	804	42 714	540	530	0	2 855	1 315	98	-2 305
0.50	41 369	1 608	1 472	804	42 212	520	570	0	2 855	1 315	98	-2 305

注:表中 F_1, F_W 方向向下为正, F_2, F_3, F_4 方向向上为正,见图 1.
考虑到影响 F_{11}, F_{21} 值大小的主要因素是高压腔内的压力场分布,而影响该压力场分布的主要因素是止漏环的漏水量 q 和高压腔内各处水流的旋转角速度 ω . 但上述常用解析计算中,忽略了漏水量 q 的影响,并取腔体内全部水流的旋转角速度 ω 相等,均约取其为转轮旋转角速度 ω_0 的一半(即 $K_0 \approx 0.5$),因此,上述常用解析计算方法可能存在较大的计算误差. 为了精确计算 F_{11}, F_{21} 值,应在计入上、下止漏环漏水量 q 的同时进行上、下高压腔水流的三维流场数值计算,其相关的计算数学模型如下^[2,3].

3.1 止漏环水力计算数学模型

止漏环的漏水量 q 可近似按式(10)计算^[2]

$$q = \mu f \sqrt{2gh} \tag{10}$$
$$f = \pi D b \quad \mu = \frac{1}{\sqrt{\sum \frac{\lambda_i l_i}{2b_i} + \sum \zeta_i}}$$

式中: μ ——流量系数; f ——过流面积; h ——止漏环内外侧的水头差; λ ——沿程水头损失系数; ζ ——局部水头损失系数; l ——止漏环间隙长度; b ——止漏环间隙宽度; i ——止漏环间隙序号; D ——对应止漏环间隙处的直径.

3.2 高压腔流场计算数学模型

连续性方程

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \tag{11}$$

雷诺方程

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = f_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i u_j} \right) \tag{12}$$

Boussinesq 涡黏性概念

$$-\overline{u_i u_j} = \nu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} k \quad \nu_t = C_\mu \left(\frac{k^2}{\epsilon} \right) \tag{13}$$

k - ϵ 模型

$$\frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_l} \left(C_k \frac{k^2}{\epsilon} \frac{\partial k}{\partial x_l} + \nu \frac{\partial k}{\partial x_l} \right) - \overline{u_i u_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_l} - \epsilon \tag{14}$$

$$\frac{D\epsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_l} \left(C_\epsilon \frac{k^2}{\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_l} + \nu \frac{\partial \epsilon}{\partial x_l} \right) - C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \overline{u_i u_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_l} - C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{k} - C_{\epsilon 3} \frac{\epsilon}{k} \frac{\partial}{\partial x_l} \left(C_k \frac{k^2}{\epsilon} \frac{\partial k}{\partial x_l} \right) \tag{15}$$

式(13)~(15)中的有关系数由经验公式^[3]给定: $C_\mu = 0.09, C_k = 0.09, C_\epsilon = 0.069, C_{\epsilon 1} = 1.44, C_{\epsilon 2} = 1.92, C_{\epsilon 3} = 0$. 上述模型较为简单,求解过程则可利用有关通用流体计算软件实现.

4 算 例

4.1 计算结果

对于某抽水蓄能电站机组,在 300 MW 发电运行工况下,利用解析计算方法和数值计算方法可分别求出

各项轴向水推力,见表1和表2.

4.2 比较分析

a. 当采用解析计算方法时,如果上、下高压腔的圆周速度系数 K_0 取相等的值,则无论 K_0 的取值大小,所求得的轴向水推力 F_W 值基本相等.当采用数值计算方法时,如果上、下止漏环的间隙 b 取相等的值,则其轴向水推力 F_W 值的计算结果几乎仅与上、下高压腔的进口水流圆周速度 V_u 的取值有关,且随 V_u 的增大, F_W 的绝对值也相应有所增大.

表2 数值计算结果 F_W

Table 2 Calculated results with numerical method

下 环				上 冠/kN											
$V_u = 50\text{ m/s}$		$V_u = 60\text{ m/s}$		$V_u = 50\text{ m/s}$				$V_u = 60\text{ m/s}$							
b/mm	F_{21}/kN	b/mm	F_{21}/kN	$b =$ 1.0 mm	$F_{11} =$ 43 566 kN	$b =$ 1.5 mm	$F_{11} =$ 43 409 kN	$b =$ 2.0 mm	$F_{11} =$ 43 262 kN	$b =$ 1.0 mm	$F_{11} =$ 42 958 kN	$b =$ 1.5 mm	$F_{11} =$ 42 693 kN	$b =$ 2.0 mm	$F_{11} =$ 42 497 kN
1.0	44 782				- 2 481		- 2 652		- 2 810		- 3 123		- 3 393		- 3 608
1.5	44 616				- 2 317		- 2 491		- 2 646		- 2 959		- 3 229		- 3 444
2.0	44 420				- 2 124		- 2 295		- 2 453		- 2 765		- 3 036		- 3 251
		1.0	44 263		- 1 859		- 2 128		- 2 286		- 2 599		- 2 869		- 3 084
		1.5	44 027		- 1 718		- 1 888		- 2 046		- 2 359		- 2 630		- 2 845
		2.0	43 792		- 1 488		- 1 659		- 1 817		- 2 130		- 2 401		- 2 615

注: $V_u = 50\text{ m/s}$ 、 60 m/s 相当于取进口处 $K_0 \approx 0.47$ 、 0.56 .

b. 高压腔内的水压力在解析计算中采用的是标准抛物线分布规律,而通过数值计算得出的实际分布曲线却较平缓,见图2.这与文献[4]由实验测出的分布规律基本一致.这种分布规律上的偏差使得解析计算求出的上、下高压腔所受轴向水推力 F_{11} 、 F_{21} 存在较大的计算误差.但是,比较表1、表2可见,在假定上、下止漏环间隙相等的情况下,这种计算误差对轴向水推力 F_W 的计算结果影响不大,约为 $(2\,472 - 2\,305)/2\,472 = 6.7\%$.

c. 当上、下高压腔进口水压力相等时,上、下止漏环外径的不同和水压力标准抛物线分布规律上的偏差是造成轴向水推力 F_W 解析计算结果存在误差的主要原因.如图2中虚线所示,上、下止漏环外径差值越大或高压腔内水压力分布曲线越平缓, F_W 解析计算结果误差越大.

d. 当漏水量 q 及进口水流圆周速度 V_u 均相等时,上、下高压腔内的水压力分布曲线存在很小的差别,这种差别随着 V_u 的增大而增大.但即使在 V_u 较大时,这种差别对于 F_W 的解析计算结果影响也很小,可以忽略不计.此外,漏水量 q 变化对上、下高压腔内水压力分布曲线也有一定的影响,但该影响也相对较小,影响趋势是:随着漏水量 q 增大,压力分布曲线趋陡,上、下高压腔所受轴向水推力的差值 $F_{11} - F_{21}$ 越小,轴向水推力 F_W 越小.

e. 在实际工程应用中,上、下止漏环间隙不大可能始终保持相等,因此,在考虑上、下止漏环间隙不相等,即上、下高压腔内漏水量 q 不相等时,上、下高压腔内水压力分布规律将会有一定的差别,由此可能使得解析计算结果产生较大的误差.此时,可以通过分别修正解析计算公式中的上、下高压腔内水流圆周速度系数 K_0 值,即分别调整上、下高压腔内水压力的标准抛物线分布规律(图2),如当上止漏环间隙较小、下止漏环间隙较大时,可以适当减小上高压腔水流圆周速度系数 K_0 和适当增大下高压腔水流圆周速度系数 K_0 ,从而使得解析计算公式也适用于上、下止漏环间隙不等的情况. K_0 值的适当调整范围视具体情况而定,一般可取 $\pm 5\%$ 以内.

5 结 论

a. 转轮轴向水推力计算精度主要取决于高压腔内转轮表面所受轴向水推力 F_{11} 、 F_{21} 计算精度,而影响

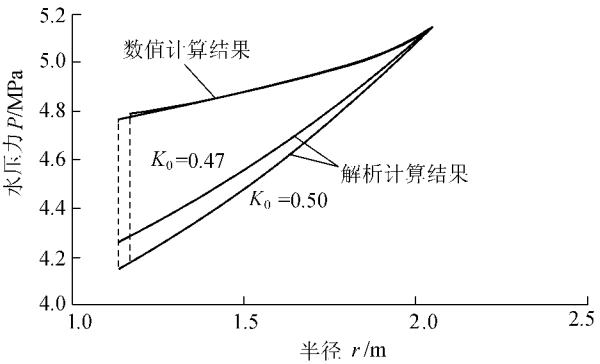


图2 $q = 200\text{ L/s}$ 、 $V_u = 50\text{ m/s}$ 时高压腔内水压力沿径向分布的曲线比较

Fig.2 Curve of radial pressure distributions at the back of the high pressure cavity for $q = 200\text{ L/s}$ and $V_u = 50\text{ m/s}$

F_{11} , F_{21} 大小的主要因素是止漏环漏水量 q 和高压腔内水流旋转角速度 ω . 目前常用的解析计算忽略了漏水量 q 的影响 ,并取高压腔内全部水流旋转角速度 ω 相等 ,由此可能使 F_{11} , F_{21} 的计算结果存在较大的误差.

b. 当上、下止漏环外径差值较小并假定上、下止漏环漏水量相等的情况下 ,由解析计算方法求出的转轮轴向水推力 F_w 误差不大. 此时 ,解析计算方法简单、实用 ,并具有良好的计算精度.

c. 当上、下止漏环漏水量不等时 ,可通过分别修正解析计算公式中上、下高压腔内水流圆周速度系数 K_0 值 ,使得该公式仍具有良好的计算精度. K_0 值调整范围一般可取 $\pm 5\%$ 以内.

参考文献：

[1] 丛小青,袁丹青.离心泵轴向力的迭代计算方法[J].排灌机械 ,1998 (3) 9—12.
[2] 陈新方.水轮机结构分析[M].北京 :中国水利水电出版社 ,1994.62—67.
[3] JAW S Y , CHEN C J. Present status of second-order closure turbulence model[J]. J of Eng Mechanics ,1998 (5) 486—488.
[4] 廖林生.水轮机轴向水推力的研究[J].东方电机 ,1992 (4) 58—63.

Calculation and analysis of axial thrust acting on turning wheel
of flow-mixing reversible hydraulic turbines

LIU De-you¹ , YOU Guang-hua² , WANG Feng¹ , ZHANG Jian¹

(1. College of Water Conservancy and Hydropower Engineering , Hohai Univ. , Nanjing 210098 , China ;
2. East China Tianhuangping Pumped Storage Co. Ltd. , Anji 313302 , China)

Abstract The composition of axial thrusts was analyzed , and a corresponding numerical model was given. In combination with a practical project of a pumped-storage hydropower plant , the calculated results of the axial thrust by the methods of analytical calculation and numerical calculation were compared. It was pointed out that the precision of calculation of the axial thrust on turning wheels was mainly determined by that of the axial thrusts F_{11} and F_{12} acting on the surface of the turning wheels in high-pressure cavities , and that the leakage from sealing rings and angular velocity of water flow in high-pressure cavities were the main factors affecting the values of F_{11} and F_{12} . It was also indicated that , with the equal leakage from the upper and lower sealing rings , the error of the calculated result of the axial thrust by the analytical method was small if the difference between the outside diameters of the upper and lower sealing rings was small.

Key words flow-mixing reversible hydraulic turbine ; axial thrust ; analytical calculation ; numerical calculation ; pressure distribution