

贯流式水轮机基本力特性的解析表达式

常近时^①

(水利与土木工程学院)

摘要 根据叶片式水力机械的广义基本方程式和贯流式水轮机导叶布置的几何特征,建立了一组基本力特性的解析表达式。该方程组适用于贯流式水轮机装置的稳定工作过程和过渡过程状态的分析与计算。用该方程组计算一些贯流式水轮机装置的过渡过程,结果表明它是正确和适用的。

关键词 贯流式水轮机;力特性;解析

中图分类号 TK733.802

Analytical Expressions of Basic Force Characteristics of Bulb Hydraulic Turbines

Chang Jinshi

(College of Water Conservancy and Civil Engineering, CAU)

Abstract According to the universal basic equation of hydraulic turbomachinery and the guide vane arrangement geometry of bulb turbine, a system of analytical expressions of basic force characteristics is developed. This system can be used for analyzing and calculating the steady working process and the transient conditions of bulb turbine installations. The application of this system for calculating the load rejection transients of bulb turbines has proved that those expressions are correct and suitable.

Key words bulb turbine; force characteristic; analysis

贯流式水轮机是一种较新型的水轮机。由于它的通流性能好,效率和比转数高,被越来越多的国内外低水头大流量水电站所采用。装有贯流式水轮机的水电站,其水力系统的惯性相对较大,而机组转动部分惯性相对较小,因此贯流式水轮机装置的大、小波动过渡过程有其特殊性。研究这些动态问题与稳态工作过程,应首先建立描述贯流式水轮机动态与静态力特性参数,即轴力矩、水头、轴向力等的解析表达式^[1]。

1 动态轴力矩

根据文献[1]建立的叶片式水力机械的广义基本方程式,水轮机动态轴力矩

收稿日期:1996-05-21

^①常近时,北京清华东路17号中国农业大学(东校区)196信箱,100083

$$M_H = \rho Q_H (v_{UH1} r_1 - v_{UH2} r_2) - \rho \iiint_{\Omega} \frac{\partial v_{UH} r}{\partial t} dW \quad (1)$$

式中: ρ 为水的密度; Q_H 为动态流量; v_{UH1} 和 v_{UH2} 分别为转轮进、出口动态绝对流速的圆周分量; r_1 和 r_2 分别为转轮进、出口半径; $v_{UH} r$ 为动态速度矩; t 为时间; Ω 为转轮体域; dW 为微元体积。该广义基本方程式适用于所有型式的水轮机与叶片泵的所有工况, 因此也适用于贯流式水轮机。

根据国内外通行的原则, 采用贯流式水轮机转轮通道中由流量平均值确定的中间流面上的内特性几何参数与流动参数, 推导力特性参数的解析表达式。图 1 为贯流式水轮机导叶与转轮区域通道, 图 2 示出了导叶出口锥形过水断面上的几何关系。

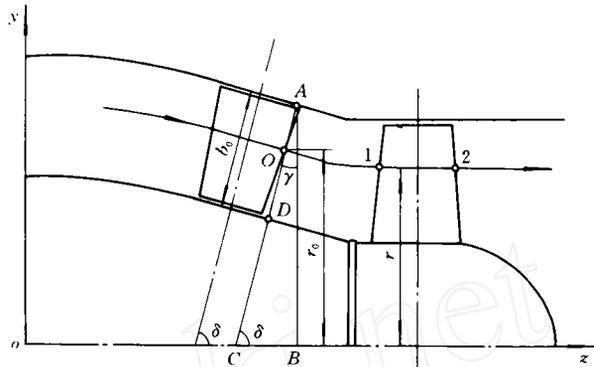


图 1 贯流式水轮机导叶与转轮区域通道

对于贯流式水轮机转轮, 由于 $r_1 = r_2$, 所以有

$$v_{UH1} r_1 - v_{UH2} r_2 = r(v_{UH1} - v_{UH2}) = (\Gamma_1 - \Gamma_2) / 2\pi \quad (2)$$

式中: r 为转轮中间流面半径; Γ_1 和 Γ_2 分别为转轮中间流面进、出口动态速度环量。

由于

$$v_{UH1} r = v_{UH0} r_0$$

而

$$v_{UH0} = v_{ZH0} \cot \alpha'$$

$$v_{ZH0} = (Q_H / F_0) \cos \gamma$$

所以可得

$$v_{UH1} r = (Q_H / F_0) \cos \gamma \cot \alpha' r_0 \quad (3)$$

式中: r_0 为导叶中间流面出口处半径; v_{UH0} 为动态绝对速度的圆周分量; F_0 为导叶出口过水断面面积; γ 为导叶枢轴与 y 轴的夹角; α' 为在半径 r_0 的圆柱展开面上导叶中间流面出口水流角。由图 2 可知

$$F_0 = (L_1^2 - L_2^2) \pi \cos \gamma \quad (4)$$

$$r_0 = L_0 \cos \gamma = [(L_1^2 + L_2^2) / 2]^{1/2} \cos \gamma \quad (5)$$

将式(4)和(5)代入式(3)得

$$v_{UH1} r = \frac{Q_H}{\pi} \{ (L_1^2 + L_2^2) / [2(L_1^2 - L_2^2)^2] \}^{1/2} \cos \gamma \cot \alpha' \quad (6)$$

根据无穷直列移动翼栅的联系方程, 可以得到贯流式水轮机转轮中间流面翼栅进、出口速度环量差的表达式^[1,2]:

$$\Gamma_1 - \Gamma_2 = (1 - K_p) \left(\Gamma_1 + \frac{2\pi r}{F} Q_H \cot \beta_0 - 2\pi r^2 \omega_H \right) \quad (7)$$

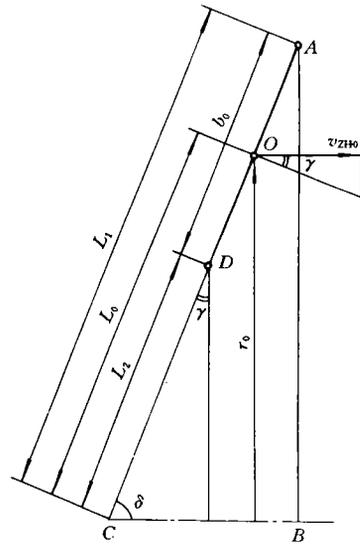


图 2 贯流式水轮机导叶出口锥形过水断面上的几何关系

式中: K_p 和 β_0 分别为翼栅的透明系数和零向系数; F 为转轮过水断面积; ω_H 为动态角速度。由式(2), (6)和(7)可得

$$v_{UH1}r_1 - v_{UH2}r_2 = (1 - K_p) \left\{ \left[\frac{\cot\alpha' \cos\gamma}{\pi} \sqrt{\frac{L_1^2 + L_2^2}{2(L_1^2 - L_2^2)}} + \frac{r}{F} \cot\beta_0 \right] Q_H - \omega_H r^2 \right\} \quad (8)$$

由文[1]知, 式(1)中的动态附加项^[1]

$$\iint_{\Omega} \frac{\partial v_{UH}r}{\partial t} dW = \Omega_j D^5 \frac{d\omega_H}{dt} - \Omega_M D^2 \frac{dQ_H}{dt} \quad (9)$$

式中: Ω_j 和 Ω_M 分别为转轮中水流的旋转惯性系数和流动惯性系数; D 为转轮名义直径。

将式(8)和(9)代入式(1), 同时考虑到

$$\cot\alpha' \cos\gamma = \cot\alpha$$

$$\sqrt{\frac{L_1^2 + L_2^2}{2(L_1^2 - L_2^2)}} = \frac{K_L}{2b_0}$$

$$\left\{ 2/[1 + 2/(L_1/L_2 + L_2/L_1)] \right\}^{1/2} = K_L$$

则可得贯流式水轮机动态轴力矩的解析表达式

$$M_H = \rho Q_H (1 - K_p) \left[\left(\frac{K_L \cot\alpha}{2\pi b_0} + \frac{r}{F} \cot\beta_0 \right) Q_H - \omega_H r^2 \right] + \Omega_M D^2 \frac{dQ_H}{dt} - \Omega_j D^5 \frac{d\omega_H}{dt} \quad (10)$$

式中: K_L 为导叶布置系数; b_0 为导叶高度; α 为中间流面出口水流角, 可通过锥形中间流面上导叶翼栅展开图确定。

2 静态有效水头

当贯流式水轮机在稳定工况下运行时, 式(10)中的 $dQ_H/dt = d\omega_H/dt = 0$, $Q_H = Q_C$, $\omega_H = \omega_C$, 脚标 C 表示静态工况。于是, 可得静态力矩表达式

$$M_C = \rho Q_C (1 - K_p) \left[\left(\frac{K_L \cot\alpha}{2\pi b_0} + \frac{r}{F} \cot\beta_0 \right) Q_C - \omega_C r^2 \right] \quad (11)$$

考虑到水轮机静态有效水头

$$H_{eC} = H_{z0} \eta_C = \frac{M_C \omega_C}{Q_C \rho g} \quad (12)$$

(式中: H_{z0} 为水轮机装置静态水头; η_C 为静态效率), 则由式(10)和(12)可得贯流式水轮机静态有效水头的解析表达式与流量调节方程

$$H_{eC} = \frac{\omega_C}{g} (1 - K_p) \left[\left(\frac{K_L \cot\alpha}{2\pi b_0} + \frac{r}{F} \cot\beta_0 \right) Q_C - \omega_C r^2 \right] \quad (13)$$

$$Q_C = \frac{\omega_C r^2 + \frac{H_{z0} \eta_C g}{\omega_C (1 - K_p)}}{\frac{K_L \cot\alpha}{2\pi b_0} + \frac{r}{F} \cot\beta_0} \quad (14)$$

(11), (13)和(14)等3式是用来分析贯流式水轮机稳态工作过程的一组基本方程。

3 动态轴向水推力

根据文献[3]给出的轴流式水轮机转轮动态轴向水推力的基本方程式,可以得出贯流式水轮机相应的动态轴向水推力方程式,即

$$S_{ZH} = (p_{H1} - p_{H2})F - \rho \iiint_{\Omega} \frac{\partial v_{ZH}}{\partial t} dW$$

式中: p_{H1} 和 p_{H2} 分别为转轮进、出口动态水压; v_{ZH} 为转轮中动态绝对流速的轴向分量。

采用与文献[4]同样的步骤,可以推导出与一般轴流式水轮机相近的动态轴向水推力解析表达式

$$S_{ZH} = \rho Q_H \left[\frac{1 - K_p}{\tan(\beta_0 + \mu)} \right] \left[\left(\frac{K_L \cot \alpha}{2\pi b_0 r} + \frac{\cot \beta_0}{F} \right) Q_H - \omega_H r \right] \cdot \\ [aL^2(2\pi \sin \mu)^2 + b] \frac{l}{t} \frac{\rho Q_H^2}{2F^2 \sin^3(\beta_0 + \mu)} - \\ \Omega_1 D^2 F \frac{\omega_H}{Q_H} \frac{d\omega_H}{dt} + \left(\Omega_M D^2 F \frac{\omega_H}{Q_H} - \rho l \sin \beta_e \right) \frac{dQ_H}{dt} + \Delta S \quad (15)$$

式中: μ 为转轮中间流面翼栅动力冲角; a 和 b 为系数; L 为平板翼栅升力系数的修正系数; l 和 t 分别为中间翼栅中翼型弦长与栅距; β_e 为翼型安放角; ΔS 为轮毂两侧端面的总压力差。

式(10)和(15)为贯流式水轮机动态力特性的2个基本解析表达式,用它们可以求得贯流式水轮机装置各种过渡过程中动态轴力矩与动态水推力的瞬变规律。

4 结束语

文献[5]中利用本文中推导的解析表达式(10),(11),(14),(15)等,研究并计算了若干个大型贯流式水轮机组的甩负荷过渡过程。计算结果与现场试验结果相当一致,说明这些表达式理论正确,并具有重要的工程实用意义。

参 考 文 献

- 1 常近时. 水力机械过渡过程. 北京:机械工业出版社,1991. 39~43
- 2 Виктор Г. В. Гидродинамическая Теория Решеток. Москва: Высшая Школа, 1969. 29~34
- 3 段昌国,常近时. 叶片式水力机械广义基本方程式. 科学通报,1973,18(1):42
- 4 常近时. 轴流式水轮机动态轴向水推力的解析与瞬变规律的新解法. 科学通报,1984,29(5):314
- 5 叶董平. 大型灯泡贯流式水轮机组甩负荷过渡过程的研究:[学位论文]. 北京:中国农业大学,1996