

叶片低压边厚度对水泵水轮机空化性能与强度的影响

阮 辉, 罗兴铎^{*}, 廖伟丽, 赵亚萍

(西安理工大学水利水电学院, 西安 710048)

摘 要: 水泵水轮机转轮叶片低压边相比其他部位更具有空蚀的危险性。首先基于低比转速混流式转轮设计程序, 设计了3种具有不同厚度的叶片, 厚度差异主要在叶片低压边位置; 然后采用数值模拟方法对3种翼型转轮分别进行了3个不同出力的水轮机工况以及3个不同流量的水泵工况的全流道定常数值计算, 对比分析了各计算工况下具有不同叶片低压边厚度的转轮的空化形态及流动特征; 最后采用有限元方法对转轮叶片强度进行了校核。研究表明: 3种叶片低压边厚度分布规律的转轮均满足强度要求。空化性能方面, 水轮机42%出力工况下, 翼型2转轮不发生空化; 88%出力工况、100%出力工况和水泵大流量工况下, 随着叶片低压边的厚度的增大, 空化越剧烈; 水泵小流量工况与设计工况下, 转轮的空化程度并不因低压边厚度的增大而加剧, 而是水泵设计工况下, 低压边厚度相对最大的翼型3叶片头部绕流平顺, 空化性能相对较好, 其他2种翼型由于头部出现脱流和漩涡, 出现严重空化。

关键词: 泵; 水轮机; 空化; 叶片; 低压边; 厚度; 强度校核

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.15.005

中图分类号: TK733⁺.1

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2015)-15-0032-08

阮 辉, 罗兴铎, 廖伟丽, 赵亚萍. 叶片低压边厚度对水泵水轮机空化性能与强度的影响[J]. 农业工程学报, 2015, 31(15): 32-39. doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.15.005 http://www.tcsae.org

Ruan Hui, Luo Xingqi, Liao Weili, Zhao Yaping. Effects of low pressure edge thickness on cavitation performance and strength for pump-turbine[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2015, 31(15): 32-39. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.15.005 http://www.tcsae.org

0 引 言

随着新能源的发展和电力系统调峰调频的需要, 中国的抽水蓄能电站有向高水头和大容量发展的趋势^[1]。高水头设备首先考虑机械强度要求再是水力优化外形, 例如文献^[2]中的导叶经过纯水力优化设计后根据应力分析进行了加厚。叶片的厚度分布规律作为转轮性能的重要影响因素, 文献^[3-6]研究了厚度分布规律对叶片翼型的气动性能的影响, 文献^[7-14]采用优化算法对翼型进行了优化。水泵水轮机中, 由于水泵工况叶片进口脱流区与低压区都发生在转轮进口区, 而水轮机工况的低压区也发生在转轮出口附近, 所以, 叶片低压边相比其他部位更具有空蚀的危险性。有关翼型尾部厚度的确定, 水轮机设计中认为, 翼型尾部越薄, 水力性能越好, 但是恩库拉瀑布B电站^[15]5号机却因为固定导叶尾部太薄出现了严重的卡门涡共振问题, 最后通过对固定导叶尾部加厚进行解决。水泵经验设计中也认为, 叶片进口厚度越薄, 越接近流线型。海豚的头部具有一定厚度, 却拥有完美的流线型, 日本东京电力公司^[16]基于这种思维完成了

728 m扬程的水泵水轮机转轮叶片低压边的修型, 修型后转轮的空化性能明显改善。所以, 在传统设计经验与实际情况出现相悖的情况下, 有必要对该问题进行深入研究。因此, 本文基于低比转速混流式转轮设计程序, 在保证转轮其他参数一致的条件下, 分别设计了3个低压边位置具有不同厚度分布规律的叶片, 并对3个转轮进行了多个工况的全流道定常数值模拟计算, 分析了叶片低压边的厚度分布对高水头水泵水轮机转轮的空化性能及强度的影响。本研究对高水头水泵水轮机转轮的设计具有指导意义, 以期为实现高水头抽水蓄能电站的发展提供技术支持。

1 研究对象

以600 m级某高水头抽水蓄能电站的水泵水轮机的转轮为研究对象, 水泵水轮机的主要设计参数有: 水轮机工况设计流量 $Q_T=53.29 \text{ m}^3/\text{s}$, 设计水头 $H_T=640 \text{ m}$, 转速 $n_T=500 \text{ r/min}$; 水泵工况设计流量 $Q_P=44.5 \text{ m}^3/\text{s}$, 设计扬程 $H_P=640 \text{ m}$, 转速 $n_P=500 \text{ r/min}$; 转轮水泵进口直径 $D_1=1.94 \text{ m}$, 转轮叶片数 $Z=7$, 活动导叶数 $Z_0=20$ 。水泵水轮机的比转速常根据水泵的设计参数确定, 根据式(1)得出水泵水轮机的比转速 n_{sp} 为 $28.68 \text{ m} \cdot \text{kW}$ 。

$$n_{sp} = \frac{n_p \sqrt{Q_p}}{H_p^{3/4}} \quad (1)$$

基于低比转速混流式转轮设计程序^[17]设计具有不同叶片低压边厚度的转轮。转轮设计时叶片的高低压边的

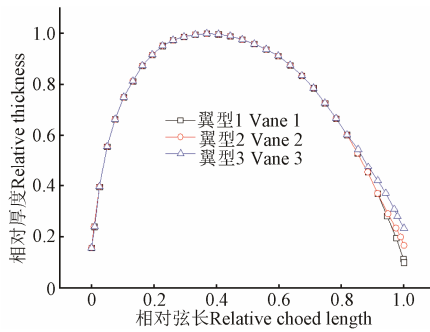
收稿日期: 2015-04-19 修订日期: 2015-07-06

基金项目: 国家自然科学基金项目(51179152); 国家自然科学基金项目(51379174)

作者简介: 阮 辉, 女, 湖南邵东人, 博士生, 主要从事水力机械设计与研究。西安 西安理工大学水利水电学院, 710048。Email: rh2009@163.com
*通信作者: 罗兴铎, 男, 江西吉安人, 博士生导师, 主要从事流体机械流动理论与优化设计。西安 西安理工大学水利水电学院, 710048。

Email: luoxq@xaut.edu.cn

安放角以水轮机设计工况的计算值为初值, 根据水泵设计工况参数进行修正和校核, 在同一叶片骨面上, 给定图 1a 所示的 3 种厚度分布规律, 水翼展向厚度分布均匀, 对叶片进行加厚, 分别设计了图 1b 所示的 3 个高水头水泵水轮机转轮叶片。图 1a 中相对弦长为 0 的位置表示高压边 (水轮机方向进口、水泵方向出口), 相对弦长为 1 的位置表示低压边 (水轮机方向出口, 水泵方向进口), 由于水泵工况叶片进口脱流区与低压区都发生在转轮进口区, 而水轮机工况的低压区也发生在转轮出口附近, 所以水泵水轮机转轮叶片的低压边比高压边更容易发生空化, 因此着重研究叶片低压边的厚度对空化性能的影响。叶片设计时如果只是单一的改变翼型尾部的厚度, 叶片光滑性难以保证, 所以修改 0.85~1.0 相对弦长位置, 为了表述方便, 将 3 种不同厚度分布规律分别命名为翼型 1、翼型 2 和翼型 3, 其中在相对弦长 1.0 位置处, 翼型 1 的相对厚度为 0.1, 翼型 2 的相对厚度为 0.167, 翼型 3 的相对厚度为 0.234。



a. 翼型的厚度分布规律

a. Thickness distribution laws of vanes

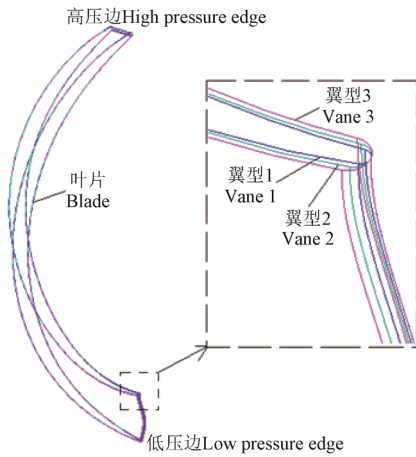
b. 叶片对比
b. Comparison of blades

图 1 叶片设计

Fig.1 Blades design

2 研究方法

2.1 空化系数的计算

空化系数是反映水力机械空化的一个相似准则, 与工作的水头和装置方式无关, 并且空化系数越小, 表明水力机械的空化性能越好。文献^[18]中分别给出了基于速度场的水轮机空化系数和水泵空化系数的经验表达式,

该方法在设计点比较精确, 但是在大量工况点计算值与实际测量值存在较大偏差, 这是由于大量工况点无法找出连接叶片最低压力点和低压边的流线。针对这一问题, 罗马尼亚的 Romeo^[19]教授提出了基于压力场计算空化系数的方法, 并与多个工况点的实际测量值进行了对比, 结果非常吻合。因此采用基于压力场的空化系数计算方法对水泵水轮机各工况的空化系数 σ 进行计算, 具体表达式如下:

$$\sigma = -c_{p\min} + \eta_D (c_{\text{ref}})^2 - \frac{z_r - z_{\text{ref}}}{H} \quad (2)$$

$$c_{p\min} = \frac{p_K - p_{\text{ref}}}{\rho \cdot g \cdot H} \quad (3)$$

$$p_{\text{ref}} = p_t + \rho \cdot g (z_{\text{ref}} - z_t) - \eta_D \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \frac{Q^2}{S_{\text{ref}}^2} \quad (4)$$

$$\eta_D = 1 - \left(\frac{S_t}{S_{\text{ref}}} \right)^2 - \zeta_D \quad (5)$$

$$c_{\text{ref}} = \frac{Q}{S_{\text{ref}} \sqrt{2g \cdot H}} \quad (6)$$

式中: p_K 为最低压力, Pa; p_{ref} 为尾水管进口压力, Pa; p_t 为尾水管出口压力, Pa; z_{ref} 为尾水管进口高程, m; z_t 为尾水管出口高程, m; z_r 为基准面的高程, m; S_{ref} 为尾水管进口断面面积, m^2 ; S_t 为尾水管出口断面面积, m^2 ; ρ 为密度, kg/m^3 ; g 为重力加速度, m/s^2 ; Q 为流量, m^3/s ; ζ_D 为尾水管恢复系数; H 为水头, m; η_D 为尾水管效率; $c_{p\min}$ 为最小压力系数; c_{ref} 为速度系数。

2.2 数值计算方法

基于对水泵水轮机计算域的精确表达及计算时长的考虑, 采用结构化网格分别对蜗壳、固定导叶、活动导叶、转轮及尾水管进行网格划分, 为了保证网格节点数对计算精度的影响可以忽略, 对水泵水轮机的计算域进行了网格无关解分析。由于空化计算时, 叶片表面的最低压力直接影响转轮的空化性能, 因此图 2 得出了水轮机额定工况下, 网格节点数与叶片表面最低压力和水轮机空化系数的关系。

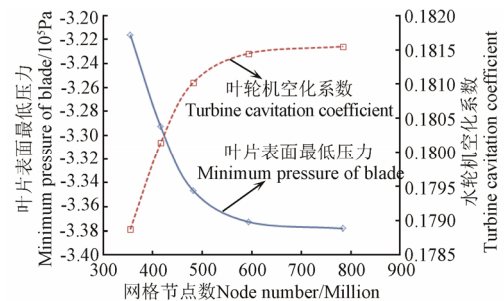


图 2 网格无关性分析

Fig.2 Grid independence analysis

由图 2 可知, 叶片表面最低压力随着网格节点数的增大而下降, 最大降幅为 16 170 Pa; 水轮机空化系数随着节点数的增大而增大, 最大增幅为 0.0026; 计算域的网格节点数由 593 万增大到 784 万时, 叶片表面最

低压力减小了 550 Pa, 水轮机空化系数增大了 0.0001, 满足计算精度的要求。因此, 选取计算域网格节点数为 593 万的网格进行数值计算研究, 具体各部件的网格数分别为: 蜗壳 96 万, 固定导叶 148 万, 活动导叶 133 万, 转轮 159 万, 尾水管 57 万, 网格分布如图 3 所示。此时, 转轮叶片第 1 层网格为 0.1 mm, 第 1 层网格质心到壁面的无量纲距离 Y^+ 为 52.3。

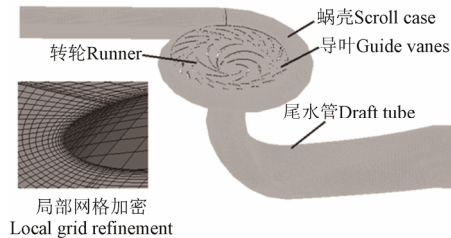


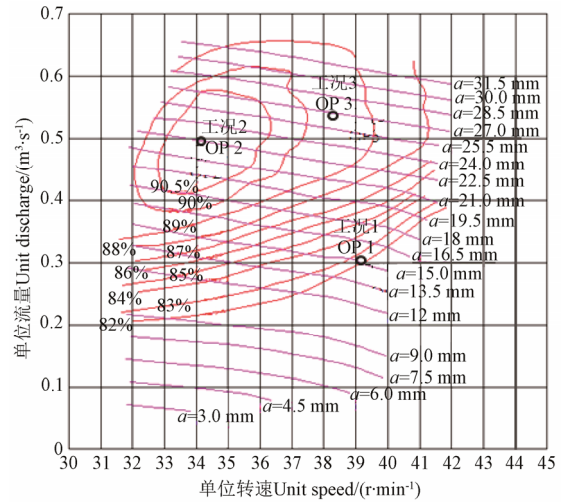
图 3 计算域及网格分布

Fig.3 Computational domain and mesh distribution

水泵水轮机内部流场的数值计算基于笛卡尔坐标系下恒温可压缩牛顿流体的连续性方程和动量守恒方程 (Navier-Stokes)。通过对 Navier-Stokes 方程进行雷诺平均, 得到 RANS 方程; 采用涡黏性模型 (引入涡粘性系数) 估算 RANS 方程中的雷诺应力; 采用 SST $k-\omega$ 湍流模型求解涡黏性系数, 使得水泵水轮机内部流动的控制方程组封闭, 具体方程式及经验系数详见文献^[20]。在内部流场的数值计算的基础上加入 Zwart^[21]空化模型进行水泵水轮机空化的数值模拟。控制方程的离散采用有限体积法, 其中对流项采用一阶迎风差分, 扩散项采用中心差分。采用 SIMPLEC (semi-implicit method for pressure-linked equation) 算法解决动量方程中速度和压力耦合求解问题。边界条件的给定: 水轮机工况下, 蜗壳进口给定质量流量, 尾水管出口为静压, 压力值根据真实电站的吸出高度换算; 水泵工况下, 尾水管进口条件为压力进口, 蜗壳出口为质量流量; 壁面条件为无滑移边界。

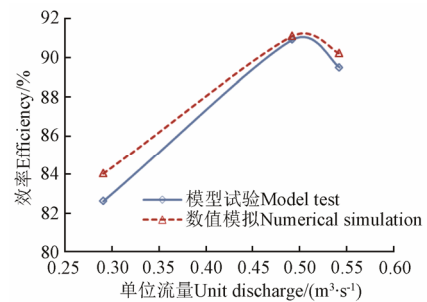
2.3 数值计算方法验证

图 4a 为西龙池电站水泵水轮机的模型综合特性曲线, 该曲线根据模型验收试验数据绘制, 模型验收试验在日本东芝水力机械研究所实验室的 2 号试验台完成, 具体试验参数及试验条件详见文献^[22]。为了确认数值模拟的精度, 从模型综合特性曲线上选取小流量水轮机工况 (工况 1, 导叶开度 $a=15$ mm, 单位转速 $n_{11}=39.26$ r/min, 单位流量 $Q_{11}=0.291$ m³/s)、最优水轮机工况 (工况 2, $a=22.5$ mm, $n_{11}=34.01$ r/min, $Q_{11}=0.492$ m³/s) 和大流量水轮机工况 (工况 3, $a=27$ mm, $n_{11}=38.33$ r/min, $Q_{11}=0.543$ m³/s) 进行了数值计算, 并将数值计算得出的水力效率与模型试验值进行了对比, 如图 4b 所示。可以看出, 数值计算效率大于模型试验效率, 工况 1、工况 2 和工况 3 的误差分别为 1.43%、0.19% 和 0.7%, 满足工程实际要求, 说明数值计算方法合理。



a. 模型特性曲线及计算工况点

a. Model characteristic curve and computational points



b. 水力效率对比

b. Comparison of hydraulic efficiency

注: a 为导叶开度。

Note: a is guide vane opening.

图 4 数值模拟与试验误差分析

Fig.4 Numerical simulation and experimental error analysis

3 叶片低压边厚度对转轮空化性能的影响分析

3.1 叶片低压边厚度对水轮机工况空化性能的影响

选取 42% 出力 (导叶转角 $\theta=10^\circ$, $Q_{11}=0.271$ m³/s)、88% 出力 ($\theta=18^\circ$, $Q_{11}=0.562$ m³/s) 和 100% 出力 ($\theta=22^\circ$, $Q_{11}=0.649$ m³/s) 3 个水轮机工况点进行了全流道定常的空化流动数值模拟。根据式 (2) ~ (6) 对 3 种水轮机工况下不同转轮的空化系数进行了计算, 图 5 给出了水轮机工况流量与空化系数的关系。42% 出力工况下, 翼型 2 转轮的空化系数最小, 为 0.0811; 翼型 1 和翼型 3 转轮的空化系数高于翼型 2 转轮的空化系数, 分别为 0.1456 和 0.1588。88% 出力工况下, 翼型 1 转轮的空化系数最小, 为 0.1468; 翼型 2 转轮的空化系数比翼型 1 转轮的空化系数高 0.0345; 翼型 3 转轮的空化系数比翼型 1 转轮的空化系数高 0.0822。100% 出力工况下, 翼型 1、翼型 2 和翼型 3 转轮的空化系数依次增大, 分别为 0.1778、0.2283 和 0.3252。由水轮机工况流量与空化系数的关系可知: 42% 出力工况下, 翼型 2 转轮的空化性能最好; 88% 出力工况与 100% 出力工况, 3 种翼型转轮的变化趋势一致, 空化性能由好到坏依次为翼型 1、翼型 2 和翼型 3, 而且水轮机大流量工况比设计工况更易发生空化。因此选取 42% 出力工况和 100% 出力工况, 对不同翼型的转轮内部流动状态做定性分析。

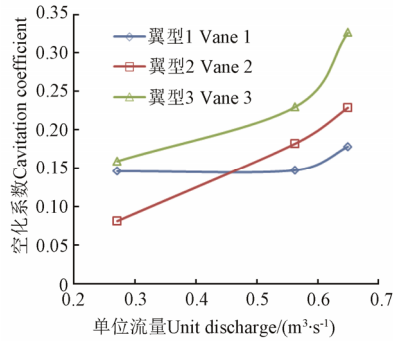
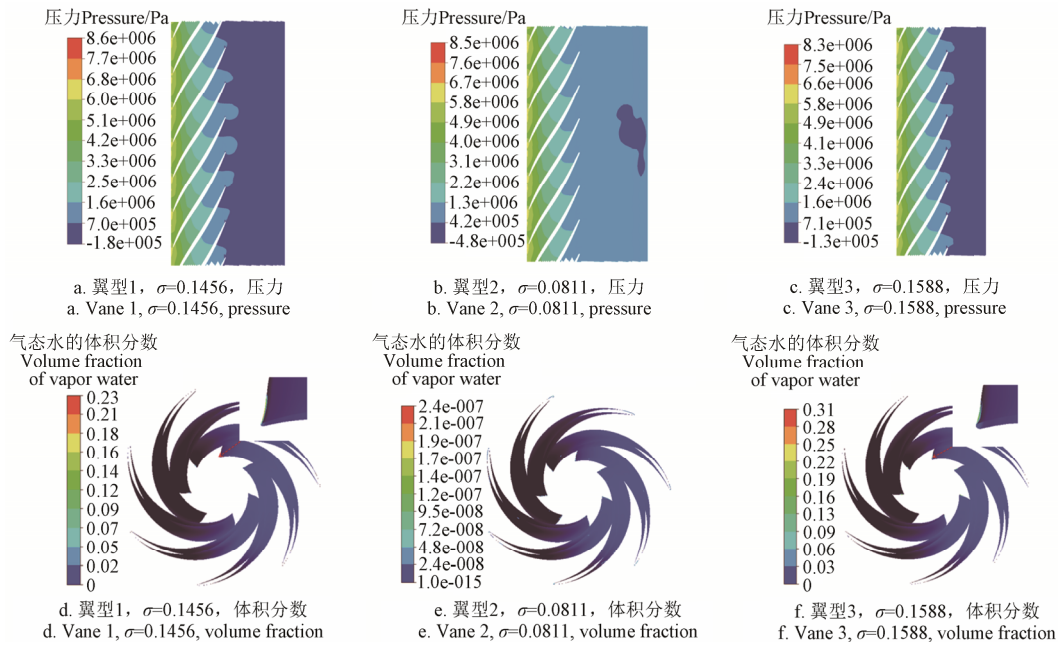


图 5 水轮机工况流量与空化系数的关系

Fig.5 Relation between discharge and cavitation coefficient at turbine model

压力分布是反映转轮空化状态的另一个指标，通过对比 42% 出力工况下转轮的压力分布（图 6）发现，3 种翼型的转轮最低压力区在靠近上冠位置，并表现出明显的差异。

为了清楚分析该位置的流动特点，利用 CFX 后处理中的 Turbo 模块对转轮进行了周向处理，并取了相对位置为 0.05 的流面（上冠流面为 0，下环流面为 1）的压力分布图，如图 6a~6c 所示。翼型 1 和翼型 3 转轮的最低压力区均位于叶片背面靠近低压边位置，而翼型 2 转轮的最低压力区位于转轮下游，远离叶片低压边。这是导致翼型 2 转轮的空化性能优于翼型 1 和翼型 3 转轮的根本原因。为了对比 3 种翼型转轮的空化形态及位置，图 6c~6f 给出了 42% 出力工况下，转轮叶片表面气态水的体积分数分布云图。可以看出，翼型 2 转轮叶片表面的气态水的最大体积分数为 0，表明翼型 2 转轮在小流量工况下不发生空化；翼型 1 转轮叶片表面的气态水的最大体积分数为 0.23，空化区域为叶片低压边靠近上冠位置；翼型 3 转轮叶片表面的气态水的最大体积分数比翼型 1 高，为 0.31，空化位置为叶片低压边靠近上冠处。



注： σ 为空化系数。下同。

Note: σ is cavitation coefficient. The same as below.

图 6 水轮机 42% 出力工况下转轮靠近上冠断面的压力分布图和叶片表面气态水的体积分数分布

Fig.6 Pressure distribution contour of section near crown and volume fraction distribution of vapor water on blade surface at 42% output turbine condition

图 7 给出了水轮机满负荷工况下叶片表面气态水的体积分数分布。可以看出，3 种翼型转轮叶片均会发生空化。其中，翼型 1 转轮叶片空化发生在叶片低压边靠近上冠处，叶片表面的气态水的最大体积分数为 0.39；翼型 2 转轮叶

片的空化位置为叶片低压边靠近下环处，叶片表面的气态水的最大体积分数为 0.6；翼型 3 转轮叶片的低压边都发生了空化，低压边靠近下环位置的空化程度比靠近上冠位置的严重，叶片表面的气态水的最大体积分数为 0.91。

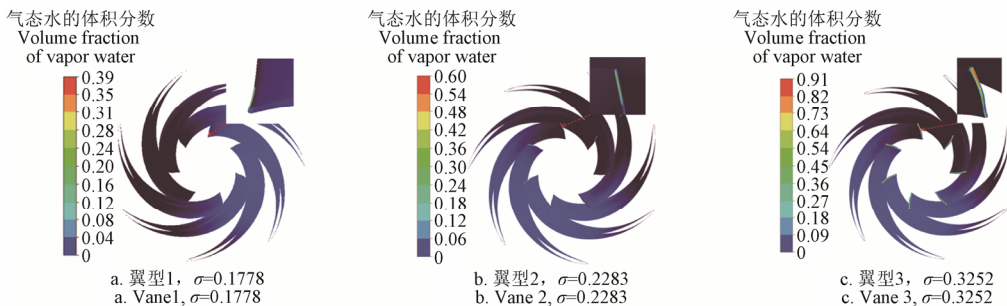


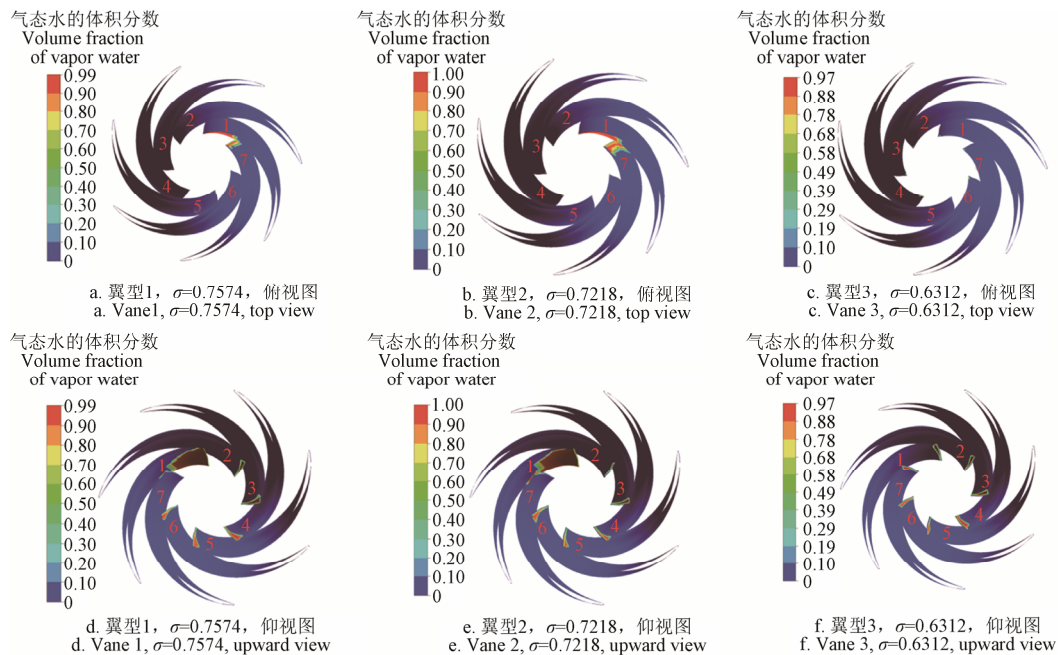
图 7 水轮机满负荷工况下叶片气态水的体积分数分布

Fig.7 Volume fraction distribution of vapor water on blade surface at 100% output turbine condition

3.2 叶片低压边厚度对水泵工况空化性能的影响

由于水泵工况叶片进口脱流区与低压区都发生在转轮进口区, 所以水泵工况更具有空蚀的危险性。选取同一导叶开度下 3 种不同流量的水泵工况进行了全流道定常的空化流动数值模拟。计算的 3 个水泵工况分别为小流量工况 $0.79Q_p$ 、设计工况 Q_p 和大流量工况 $1.24Q_p$ 。对比 3 种流量水泵工况下不同翼型转轮叶片表面气态水的体积分数分布发现, 大流量工况下, 随着叶片低压边厚度的增大, 对水流干扰作用增强, 导致空化区域范围略有增大; 而小流量工况与设计工况下, 空化特性随叶片低压边厚度的变

化规律并不如此, 设计工况下 3 种翼型的差异与小流量工况类似, 因此选取设计工况点作详细分析。图 8 为水泵设计工况下不同翼型转轮叶片表面气态水的体积分数分布, 其中图 8a、8b、8c 为转轮俯视图, 图 8d、8e、8f 为转轮仰视图, 为了便于分析, 对每个叶片进行了编号。可以看出, 翼型 1 与翼型 2 转轮中, 1 号叶片背面与 7 号叶片正面发生了严重空化, 2~6 号叶片只在背面发生轻微空化; 翼型 3 转轮中, 1~7 号叶片背面发生轻微空化, 叶片正面无空化, 最大气态水的体积分数为 0.97, 小于翼型 1 与翼型 2 转轮叶片的最大气态水的体积分数。



注: 1~7 为转轮叶片的编号。

Note: 1-7 is the serial number of runner blade.

图 8 水泵设计工况下叶片气态水的体积分数分布

Fig.8 Volume fraction distribution of vapor water on blade surface at pump design condition

为了从流动理论方面分析空化的原因, 对转轮进行周向处理, 选取相对位置为 0.95 (靠近下环) 的流面, 并得出该流面的速度矢量分布图, 如图 9 所示。可以看出, 翼型 1 与翼型 2 转轮在相同的叶道内出现了水流扰动, 而翼型 3 转轮内流态分布均匀。由局部放大图可知,

翼型 1 转轮中 7 号叶片进口区出现了脱流与漩涡, 翼型 2 转轮中 7 号叶片进口区出现了脱流, 而翼型 3 转轮中所有叶片进口区没有发生脱流和漩涡, 绕流平顺。所以, 水泵设计中, 叶片进口越薄, 越接近流线型的理论并不绝对成立。

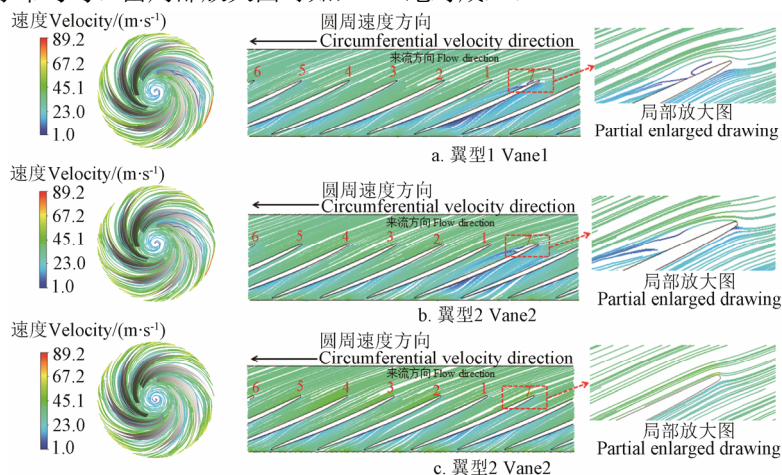


图 9 水泵设计工况下转轮靠近下环断面的流线分布图

Fig.9 Streamline distribution of section near band at pump design condition

4 转轮叶片的强度校核

高水头水泵水轮机必须考虑机械强度的要求, 因此基于 ANSYS 软件, 采用有限元方法, 对 3 种不同叶片低压边厚度的转轮分别在 100% 出力水轮机工况和水泵设计工况 (Q_p) 进行了单个转轮叶片的静应力计算。单周期叶片静应力计算时, 材料属性按国内水轮机转轮常用材料 ZG 06Cr13Ni4Mo 的属性给定: 弹性模量为 2.1×10^{11} Pa, 泊松比为 0.3, 密度为 7850 kg/m^3 ; 上冠与下环面给定全约束, 即 $U_x=U_y=U_z=0$; 叶片的荷载为水压力, 将流场计算的转轮叶片表面的水压力提取出来, 作为荷载添加到叶片实体上, 同时还添加离心力和重力。为了消除网格数对数值计算结果的影响, 对翼型 2 转轮叶片在水泵设计工况进行了有限元计算网格无关解验证。翼型 2 转轮叶片的网格数与最大等效应力的关系曲线, 如图 10 所示。当网格数由 6.2 万增大到 11.9 万过程中, 最大等效应力随着网格数的增大单调增大, 网格数为 18.8 万的最大等效应力与 60.4 万网格数的最大等效应力一致, 为 115 MPa, 因此, 3 个叶片的有限元计算采用 18.8 万级网格, 其中对叶片高低压边进行了加密, 其他 2 种翼型转轮叶片的网格划分方式与翼型 2 转轮叶片一致。

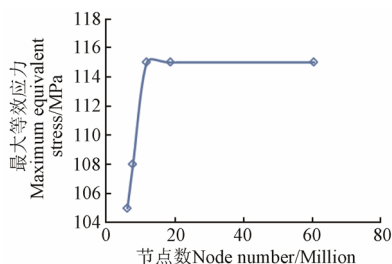


图 10 网格数与最大等效应力关系

Fig.10 Relation between grid number and the maximum equivalent stress

表 1 给出了 3 种翼型转轮叶片在不同计算工况下的最大等效应力值。一般水轮机招标合同中规定, 在额定转速下, 转轮叶片的许用应力取三分之一材料的屈服点和五分之一抗拉强度两者间的最小值, 在飞逸转速下, 转轮叶片的许用应力取三分之二屈服点。材料 ZG 06Cr13Ni4Mo 的屈服点为 550 MPa, 抗拉强度为 750 MPa, 那么许用应力为 150 MPa。对比发现, 各计算工况的最大等效应力值均小于 150 MPa, 3 种翼型的强度均满足要求。水轮机工况下, 各叶片的最大等效应力位置为高压边与上冠连接处, 由于 3 种翼型的高压边的厚度一致, 所以最大等效应力值基本接近, 没有发生实质性变化。水泵设计工况下, 各叶片的最大等效应力位置为低压边与下环连接处, 并且随着翼型低压边厚度的增大, 叶片的最大等效应力值减小, 翼型低压边相对厚度由 0.1 (翼型 1) 增大到 0.167 (翼型 2), 叶片的最大等效应力值减小 5 MPa, 低压边相对厚度由 0.167 (翼型 2) 增大到 0.234 (翼型 3), 叶片的最大等效应力值下降 33.9 MPa。

表 1 转轮叶片的最大等效应力值及位置

工况 Condition	最大等效应力位置 Position of maximum equivalent stress			最大等效应力值 Value of maximum equivalent stress/MPa		
	翼型 1	翼型 2	翼型 3	翼型 1	翼型 2	翼型 3
	高压边与上冠连接处	高压边与上冠连接处	高压边与上冠连接处	97.2	96.5	96.2
100% 出力 工况	高压边与上冠连接处	高压边与上冠连接处	高压边与上冠连接处	97.2	96.5	96.2
水泵设计 工况	低压边与下环连接处	低压边与下环连接处	低压边与下环连接处	120	115	81.1

5 结 论

1) 通过采用有限元方法分别对 100% 出力水轮机工况和水泵设计工况进行单个转轮叶片的静应力计算, 对比 3 种翼型叶片的最大等效应力发现, 水轮机工况下叶片的最大等效应力位置为高压边与上冠连接处, 由于高压边的相对厚度一致, 3 种翼型叶片的最大等效应力值基本不变, 水泵工况下叶片的最大等效应力位置为低压边与下环连接处, 并且随着叶片低压边厚度的增大, 叶片的最大等效应力值减小, 以许用应力为 150 MPa 的强度标准评价 3 种翼型转轮的强度得出均满足强度要求。

2) 通过对比分析可知: 水轮机 42% 出力工况下, 由于转轮低压区远离叶片低压边, 所以翼型 2 转轮不发生空化; 翼型 3 转轮与翼型 1 转轮相比, 空化区域一致, 位于叶片低压边靠近上冠处, 但是空化程度剧烈。水轮机满负荷工况下, 3 种翼型转轮都发生了空化, 但是空化位置各不相同, 翼型 1 转轮空化发生在叶片低压边靠近上冠处, 翼型 2 转轮空化位置为叶片低压边靠近下环处, 翼型 3 转轮叶片的低压边都发生了空化; 从空化程度比较, 翼型 1 转轮空化程度最低, 翼型 3 转轮空化程度最高, 翼型 2 转轮空化程度介于翼型 1 与翼型 3 转轮之间。水泵小流量工况和设计工况下, 并没有出现传统水泵设计经验所说的叶片低压边越薄, 越接近流线型的现象, 而是水泵小流量工况下, 低压边厚度相对最小的翼型 1 转轮叶片空化程度最高; 水泵设计工况下, 低压边厚度相对最大的翼型 3 叶片头部对水流撞击最小, 绕流平顺, 从而避免引起叶片发生大面积范围的空化。

3) 根据研究的 3 种低压边厚度分布对空化性能的影响分析得出, 传统经验设计中认为的叶片翼型尾部越薄则水轮机的水力性能越好、叶片进口越薄则水泵叶片头部越接近流线型的理论并不绝对成立。

[参 考 文 献]

- [1] 刘杰. 可逆式水泵水轮机技术及在中国的经验[J]. 水电站机电技术, 2008, 31(1): 4—9.
- [2] Hidetoshi, Yutaka, Armin, et al. Development of new generation of high speed reversible pump-turbine[C]. Lausanne: 21st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, 2002.
- [3] 徐浩然, 杨华, 刘超. 尾缘加厚的 DU 系列翼型气动性能数值分析[J]. 农业工程学报, 2014, 30(17): 101—108.
Xu Haoran, Yang Hua, Liu Chao. Numerical value analysis

- on aerodynamic performance of DU series airfoils with thickened trailing edge[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering(Transactions of the CSAE), 2014, 30(17): 101—108. (in Chinese with English abstract)
- [4] 黄宸武, 杨科, 廖猜猜, 等. S809 风力机专用翼型低雷诺数气动特性实验研究[J]. 工程热物理学报, 2014, 35(11): 2197—2201.
Huang Chenwu, Yang Ke, Liao Caicai, et al. Experimental study on aerodynamic characteristics of S809 dedicated wind turbine airfoil at low reynolds numbers[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2014, 35(11): 2197—2201. (in Chinese with English abstract)
- [5] 王龙, 宋文萍. 翼型超低雷诺数气动特性研究[J]. 西北工业大学学报, 2011, 29(2): 165—170.
Wang Long, Song Wenping. Exploring with multi-block LBM aerodynamic characteristics of airfoil at ultra-low renolds number[J]. Journal of Northwest Polytechnical University, 2011, 29(2): 165—170. (in Chinese with English abstract)
- [6] 敏政, 张忠华, 罗宏博, 等. 基于 CFD 的水轮机导叶翼型数值模拟及分析[J]. 兰州理工大学学报, 2012, 38(3): 47—50.
Min Zheng, Zhang Zhonghua, Luo Hongbo, et al. Numerical simulation and analysis of turbine guide vane airfoil based on CFD[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2012, 38(3): 47—50. (in Chinese with English abstract)
- [7] Yang Wei, Xiao Ruofu. Multiobjective optimization design of a pump-turbine impeller based on an inverse design using a combination optimization strategy[J]. Journal of Fluids Engineering, 2013, 136(1): 141—149.
- [8] 孙智伟, 白俊强, 高正红, 等. 现代超临界翼型设计及其风洞试验[J]. 航空学报, 2015, 36(3): 804—818.
Sun Zhiwei, Bai Junqiang, Gao Zhenghong, et al. Design and wind tunnel test investigation of the modern supercritical airfoil[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2015, 36(3): 804—818. (in Chinese with English abstract)
- [9] 郭晓敬, 张伟伟, 肖华, 等. 一种基于响应面的翼型鲁棒优化设计方法[J]. 工程力学, 2015, 32(2): 250—256.
Wu Xiaojing, Zhang Weiwei, Xiao Hua, et al. A robust aerodynamic design for airfoil based on response surface method[J]. Engineering Mechanics, 2015, 32(2): 250—256. (in Chinese with English abstract)
- [10] 王迅, 蔡晋生, 屈崑, 等. 基于改进 CST 参数化方法和转捩模型的翼型优化设计[J]. 航空学报, 2015, 36(2): 449—460.
Wang Xun, Cai Jinsheng, Qu Kun, et al. Airfoil optimization based on improved CST parametric method and transition model[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2015, 36(3): 804—818. (in Chinese with English abstract)
- [11] 侯良学, 张钰, 王兴, 等. 基于 Isight 平台的多目标翼型优化设计[J]. 科学技术与工程, 2011, 11(18): 4278—4281.
Hou Liangxue, Zhang Yu, Wang Xing, et al. Multi-objective optimization design of aerofoil based on Isight[J]. Science Technology and Engineering, 2011, 11(18): 4278—4281. (in Chinese with English abstract)
- [12] 李沛峰, 张彬乾, 陈迎春. 基于响应面和遗传算法的翼型优化设计方法研究[J]. 西北工业大学学报, 2012, 30(3): 395—401.
Li Peifeng, Zhang Binqian, Chen Yinchun. An effective transonic airfoil optimization method using response surface model[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2012, 30(3): 395—401. (in Chinese with English abstract)
- [13] 李丁, 夏露. 基于膜概念和 Kriging 模型混合优化算法的翼型设计[J]. 西北工业大学学报, 2012, 30(1): 80—87.
Li Ding, Xia Lu. A new and better HMCK(Hybrid Algorithm Based on Membrane Concept and Kriging Model) algorithm for airfoil design[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2012, 30(1): 80—87. (in Chinese with English abstract)
- [14] 马艳, 庞永杰, 范亚丽. 基于 iSIGHT 平台的翼型水动力优化[J]. 船舶力学, 2011, 15(8): 867—873.
Ma Yan, Pang Yongjie, Fan Yali. Hydrodynamic optimization of 2D airfoil based on Isight platform[J]. Journal of Ship Mechanics, 2011, 15(8): 867—873. (in Chinese with English abstract)
- [15] Alexandre D, Agostini Neto, Fabio Saltara. Study of stay vanes vortex-induced vibrations with different trailing-edge profiles using CFD[J]. International Journal of Fluid Machinery and Systems, 2009, 2(4): 363—374.
- [16] Tezuka K, Inagaki M, Kitazawa A, et al. Development for 728m head and 463 MW output pump-turbine[C]. Charlotte: 20th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, 2000.
- [17] 阮辉. 低比转速混流式水轮机转轮三维设计与优化[D]. 西安: 西安理工大学, 2012.
Ruan Hui. Three Dimensional Design and Optimal of a Low-specific Speed Francis Runner[D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2012. (in Chinese with English abstract)
- [18] 刘大恺. 水轮机[M]. 第3版. 北京: 中国水利水电出版社, 2008.
- [19] Romeo S R, Sebastian M, Ioan A. Numerical analysis of cavitation inception in Francis turbine[C]. Lausanne: 21st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, 2002.
- [20] Keun Woo Shin. Cavitation Simulation on Marine Propellers[D]. Denmark: Technical University of Denmark, 2010.
- [21] Zwart Philip J, Gerber, Andrew G, et al. A two-phase flow model for predicting cavitation dynamics[C]. Yokohama: International Conference on Multiphase Flow, 2004.
- [22] 吕田, 贺涌, 徐洪泉, 等. 西龙池电站水泵水轮机模型验收试验及性能分析[C]. 北京: 第二届水力发电技术国际会议论文集, 2009.

Effects of low pressure edge thickness on cavitation performance and strength for pump-turbine

Ruan Hui, Luo Xingqi✉, Liao Weili, Zhao Yaping

(Institute of Water Resources and Hydro-Electric Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China)

Abstract: Because flow separation of blade entrance region and low pressure area are located in the inlet of runner at pump mode, and the low pressure of blade at turbine mode usually occurs in the outlet of runner, the low pressure edges of runner are more risks of cavitation compared with other parts for pump-turbine. In this research, first of all, a two-order polynomial was proposed to describe the blade setting angle distribution law along the meridional streamline in the streamline equation. The runner was designed by the point-to-point integration method with a specific blade setting angle distribution with a consideration of the working condition of turbine and the working condition of pump by adjusting the blade setting angle of heading-edge and trailing-edge. Three blades with different thickness distributions of the low pressure edge were obtained in this method. The main difference was located in the relative chord length 0.8-1.0 position. Secondly, in order to analyze and evaluate the performance of designed runners, structured meshes were adopted to describe the geometries such as scroll case, stay vanes, guide vanes, runner and draft tube. Base on Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS) equation, steady state numerical simulations of the Francis pump turbine at three turbine operations with different outputs and at three pump operations with different discharges were completed. The computational boundary conditions were applied at the inlet and outlet surfaces of the computational domain. For the inlet boundary condition, the uniform velocity distribution was assumed. As for the outlet boundary condition, the average pressure was set to constant. For the surface of a wall, the non-slip boundary conditions was prescribed, the velocity components were set to zero. Furthermore, for the interaction of the flow between a stator and rotor passage, Frozen Rotor interfaces were used. Comparisons of cavitation morphology and flow characteristics between runners with different thickness distributions of low pressure edge were analyzed. Finally, the finite element method was employed for checking the strength of runner blades, and the maximum equivalent stress values and positions of runner blades were confirmed. The research results showed that the strengths of three kinds of hydrofoil met the design requirement. For cavitation performance, airfoil 2 cavitation did not occur at 42% output operational condition. However, at 88% output, and 100% output and large discharge pump conditions, cavitation became more intense with the increase of the thickness distribution of low pressure edge of runner. At small discharge and design conditions, cavitation was not more intense with the increase of the thickness of low pressure edge of runner. Under the pump design condition, the airfoil3 with the largest thickness distribution of low pressure edge had the better cavitation performance due to the flow around the head of blade was smoothly compared to the other two airfoil runners which had severe cavitation as result of flow separation and vortices.

Key words: pumps; turbines; cavitation; blades; low pressure edge; thickness; strength check