doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.12.015

水泵水轮机转轮三维反问题设计与特性研究*

王旭鹤[1]　祝宝山[1]　樊红刚[1]　谭　磊[1]　陈元林[2]　王焕茂[2]

(1.清华大学水沙科学与水利水电工程国家重点实验室, 北京 100084; 2.哈尔滨大电机研究所, 哈尔滨 150040)

摘要: 采用全三维反问题设计方法,按照水泵工况确定设计参数,从水轮机方向进行流场计算,完成某一中高水头水泵水轮机转轮的水力设计。针对设计开发的转轮,通过模型实验测试其在不同运行工况下的性能。结果表明,设计的水泵水轮机转轮在水泵工况下的最高机组效率达到 91.34%,且机组运行平稳;水轮机工况的最高机组效率为 88.5%。基于全流道粘性数值计算的转轮内部流动分析表明,水泵工况下,水流光顺地通过流道,转轮内部流动损失较小;水轮机工况下,转轮进口附近存在较严重冲击损失且叶片背面低压区面积较大,影响转轮的作功能力。

关键词: 水泵水轮机　三维反问题设计　模型实验　数值计算

中图分类号: TK734　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2014)12-0093-06

引言

水泵水轮机转轮作为抽水蓄能机组的核心部件,在用电峰值时正向转动,用于水轮机运行;在用电谷值时反向转动,用于水泵运行。水泵水轮机转轮的性能不仅决定着电能的利用效率,而且对抽水蓄能机组的安全稳定运行有决定性影响,因此,设计开发性能优越的水泵水轮机转轮具有重大意义。

针对水泵水轮机转轮的开发,目前多是按照水泵工况设计,以水轮机工况进行校核[1]。考虑到转轮结构和转动特性对转轮内部流动的影响,三维设计方法能够更准确地反映流场特性[2]。杨琳等[3]提出了水泵水轮机转轮的全三维逆向设计方法。李凤超等[4]采用叶型逼近法,完成了某一高水头水泵水轮机转轮的设计。其他可用于水泵水轮机转轮的设计方法还包括 Zangeneh 等[5-9]提出的用于透平机械叶轮设计的三维反问题设计方法和谭磊等[10-11]提出的离心泵叶轮正反问题迭代设计方法。

借助数值计算分析水泵水轮机转轮内部流动特性,对优化输入参数、改善转轮性能具有重要意义。张梁等[12]通过对水轮机工况下大流量区进行数值研究,指出针对不同区域的特性,需采取配套的湍流模型和网格划分。张兰金等[13]分析了水泵工况下的内部流场,Widmer 等[14]对水轮机模式下 S 特性进行了详细的研究,冉红娟等[15]对水泵工况下的驼峰现象进行了数值计算。相关的研究工作为认识水泵水轮机转轮内部流动特性和建立更为准确的数值计算模型提供了指导。

本文应用全三维反问题设计方法,完成某一中高水头水泵水轮机转轮的水力设计,并通过模型实验测试转轮在不同运行工况下的性能。建立全流道数值计算模型,分析不同运行模式下转轮内部的流动特性,并基于数值计算结果对水轮机工况性能的不足提出具体的改进措施。

1　水泵水轮机转轮的三维反问题设计

1.1　设计理论

全三维反问题设计方法[3]的主要思路为:根据转轮内部流动的周期性,将速度场分解为周向平均分量和周期性分量分别求解,并利用叶片光滑绕流条件建立叶片方程。速度场由涡量场求得,涡量场由叶片环量分布给定,因此叶片形状将由叶片环量分布决定。求解周向平均分量的控制方程为

$$\overline{V}_r = -\frac{1}{r}\frac{\partial \Psi}{\partial z} + \frac{\partial \Phi}{\partial r} \tag{1}$$

$$\overline{V}_z = -\frac{1}{r}\frac{\partial \Psi}{\partial r} + \frac{\partial \Phi}{\partial z} \tag{2}$$

$$\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{1}{r}\frac{\partial \Psi}{\partial r}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{1}{r}\frac{\partial \Psi}{\partial z}\right) = -\frac{\partial(\overline{V}_\theta r)}{\partial r}\frac{\partial f}{\partial z} + \frac{\partial(\overline{V}_\theta r)}{\partial z}\frac{\partial f}{\partial r} + \frac{1}{\overline{W}^2}\left[\frac{\partial \overline{E}_r}{\partial r}\left(\overline{W}_z + \overline{W}_\theta \frac{r}{\partial f/\partial z}\right) - \frac{\partial \overline{E}_r}{\partial z}\left(\overline{W}_r + \overline{W}_\theta \frac{r}{\partial f/\partial r}\right)\right] \tag{3}$$

收稿日期: 2014-01-04　修回日期: 2014-02-24

*国家自然科学基金资助项目(51179090)和清华大学自主科研计划资助项目(2011THZ0)

作者简介: 王旭鹤,博士生,主要从事水力机械优化设计和数值计算研究,E-mail: wangxuhe1985@163.com

通讯作者: 祝宝山,副教授,主要从事流体机械流动理论研究,E-mail: bszhu@mail.tsinghua.edu.cn

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial \Phi}{\partial r}+\frac{\partial^2 \Phi}{\partial z^2}=$$

$$\frac{B}{2\pi r}\left[\frac{\partial}{\partial r}(t_\theta \overline{W}_r)+\frac{\partial}{\partial z}(t_\theta \overline{W}_z)\right]=\overline{K} \tag{4}$$

式中 V_r——速度的径向分量

V_z——速度的周向分量

V_θ——速度的周向平均分量

Ψ——平均流动的流函数

Φ—— 平均流动的势函数

r——半径或半径方向分量

z——转轮旋转轴或轴向分量

W——相对速度

W_r——相对速度的径向分量

W_z——相对速度的轴向分量

W_θ——相对速度的圆周分量

f—— 叶片角坐标

E_r——单位质量流体具有的相对运动的机械能

t_θ——叶片的周向厚度

B——转轮的叶片数

K——厚度对流场作用的源汇

求解周期性流动分量的控制方程为

$$\frac{\partial^2 \phi_k^c}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial \phi_k^c}{\partial r}+\frac{\partial^2 \phi_k^c}{\partial z^2}-\frac{k^2B^2}{r^2}\phi_k^c=$$

$$2\cos(kBf)\overline{K}-2\cos(kBf)\left[\frac{\partial f}{\partial r}\frac{\partial(\overline{V}_\theta r)}{\partial r}+\frac{\partial f}{\partial z}\frac{\partial(\overline{V}_\theta r)}{\partial z}\right]-$$

$$\frac{2}{kB}\sin(kBf)\left[\frac{\partial^2(\overline{V}_\theta r)}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial(\overline{V}_\theta r)}{\partial r}+\frac{\partial^2(\overline{V}_\theta r)}{\partial z^2}\right] \tag{5}$$

$$\frac{\partial^2 \phi_k^s}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial \phi_k^s}{\partial r}+\frac{\partial^2 \phi_k^s}{\partial z^2}-\frac{k^2B^2}{r^2}\phi_k^s=2\sin(kBf)\overline{K}-$$

$$2\sin(kBf)\left[\frac{\partial f}{\partial r}\frac{\partial(\overline{V}_\theta r)}{\partial r}+\frac{\partial f}{\partial z}\frac{\partial(\overline{V}_\theta r)}{\partial z}\right]-$$

$$\frac{2}{kB}\cos(kBf)\left[\frac{\partial^2(\overline{V}_\theta r)}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial(\overline{V}_\theta r)}{\partial r}+\frac{\partial^2(\overline{V}_\theta r)}{\partial z^2}\right] \tag{6}$$

式中 ϕ_k^c、ϕ_k^s——Fourier 展开式中余弦项、正弦项对应的脉动流动的势函数

k——展开式的项数

叶片方程为

$$\mathrm{d}f=\frac{\overline{V}_\theta r+\hat{V}_\theta r-\omega r^2}{r^2 \overline{V}_m}\mathrm{d}s \tag{7}$$

式中 ω——转轮的旋转角速度

V_m——轴面速度 s——流线长度

为求解方程组,需给定叶片厚度分布规律和叶片环量分布规律。叶片采用等厚度分布规律。叶片环量分布由高压边和低压边环量以及叶片区内的变化规律决定。在设计水泵水轮机转轮叶片时,分别根据水泵的扬程和水轮机的流量给定高压边和低压边上的环量,主要基于以下考虑:对于水泵工况,流体机械基本方程为

$$(\overline{V}_\theta r)_{\mathrm{HP}}=\frac{gH}{\omega\eta_h}+(\overline{V}_\theta r)_{\mathrm{LP}} \tag{8}$$

式中 g——重力加速度 H——扬程

η_h——水力效率

低压进口边上的环量值$(\overline{V}_\theta r)_{\mathrm{LP}}$等于零,高压边上环量值$(\overline{V}_\theta r)_{\mathrm{HP}}$与扬程呈正比。对于水轮机工况,流体机械基本方程为

$$(\overline{V}_\theta r)_{\mathrm{LP}}=\frac{Q}{2\pi b}\cot\alpha_0-\frac{\eta_h gH}{\omega} \tag{9}$$

式中 b——活动导叶高度

α_0——活动导叶出流角

Q——流量

在某一水头下,低压边上环量值$(\overline{V}_\theta r)_{\mathrm{LP}}$与流量呈正比。叶片区内的环量由上冠和下环的环量线性插值获得,其中上冠和下环的环量变化规律由五次多项式表示。

转轮叶片的计算步骤为:①选取设计参数,给定初始叶型。②根据式(1)~(4)及相应边界条件求解出平均流动分量。③根据式(5)、(6)及相应边界条件求解出周期性分量。④将步骤②、③计算出的周向平均分量和周期性分量相叠加,得到总的三维流场,并由式(7)得到新的叶型。⑤计算先后设计出的 2 个叶型对应各节点上的角坐标之差,如在收敛精度之内,则迭代过程结束,得到给定叶片环量分布下的叶型,否则返回至步骤②。

1.2 设计实例

利用上述设计方法,对某一中高水头水泵水轮机模型转轮进行设计计算。具体的设计参数如下:转速 $n=1\,200$ r/min,转轮直径 $D_1=0.448\,2$ m,叶片数 $B=7$,对水泵工况,扬程 $H=34.79$ m,流量 $Q=336.9$ L/s;对水轮机工况,水头 $H_r=37.68$ m,流量 $Q_r=384.1$ L/s。本文中设计点的参数按照水泵工况给定。

设计转轮的轴面形状根据已有的比转数相近且运行性能优良的水泵水轮机转轮轴面形状确定,如图 1 所示,图中 R、Z 分别表示半径和转轴方向,叶片高压边的高度 $b=51.16$ mm。

叶片环量分布规律见图 2,为保证流动参数沿流线均匀变化,在给定叶片环量时,一方面使环量从低压边($m=0$)到高压边($m=1$)的变化规律呈“S”形,另一方面使上冠和下环的环量沿轴面流线的变化规律接近一致。根据叶片的受力情况,确定叶片法向厚度为 7 mm,叶片头部和尾部均采用椭圆型结构。

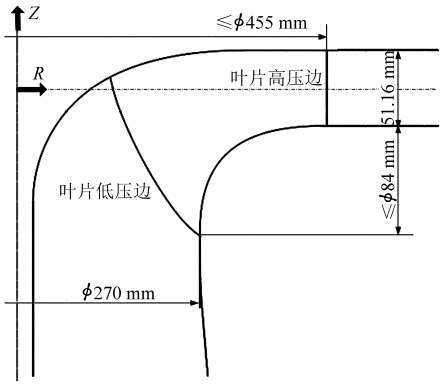


图 1　模型转轮的轴面形状

Fig. 1　Meridional shape of model runner

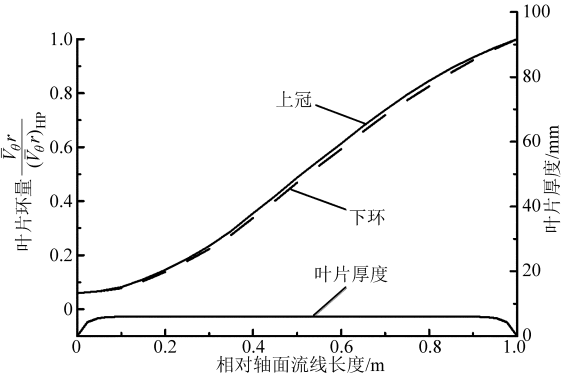


图 2　速度矩和叶片厚度分布规律

Fig. 2　Blade circulation and thickness distribution

在给定的叶片环量和叶片厚度分布规律下，从水轮机方向开始计算，得到如图 3 所示的水泵水轮机模型转轮。

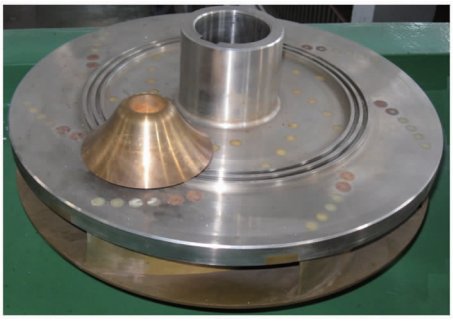


图 3　实验模型转轮

Fig. 3　Model runner geometry

2　实验和数值模拟

2.1　模型实验

水泵水轮机模型转轮的性能测试在哈尔滨大电机研究所高Ⅱ台完成，实验台综合效率误差范围在 ±0.2%。测试项目包括转轮在水泵和水轮机工况下的效率特性，转轮在水轮机工况下的飞逸特性和压力脉动特性以及转轮在水泵工况下的空化特性和驼峰特性。现场模型实验如图 4 所示。

针对不同导叶开度下水泵工况的效率特性，在保持电动机转速为 1 000 r/min 的前提下，通过调整流量获得相应转速下的机组效率。针对水轮机工况不同导叶开度下转轮的效率特性，在保持 30 m 水头的情况下，通过调整流量获得对应转速下的机组效率。

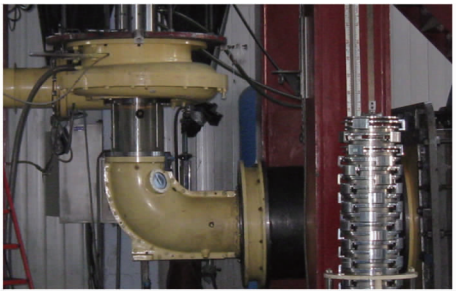


图 4　现场模型实验图

Fig. 4　Model test rig for pump-turbine

水泵工况和水轮机工况下水泵水轮机的效率特性分别见图 5 和图 6。水泵工况下，机组的最高效率为 91.34%，高效区范围较宽，机组运行稳定。水轮机工况下，机组的最高效率为 88.5%，对应的活动导叶开度为 33 mm。从目前正在运行的抽水蓄能机组性能来看，设计开发的水泵水轮机转轮在水泵工况的效率特性已达到较高水平，而水轮机工况的效率特性则有待进一步提高。

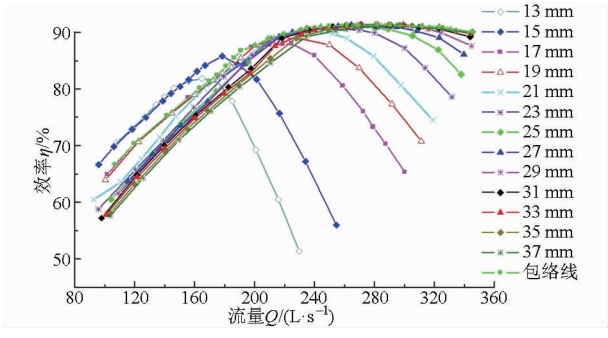


图 5　水泵工况流量-效率特性曲线

Fig. 5　Measured $Q-\eta$ curves of pump mode

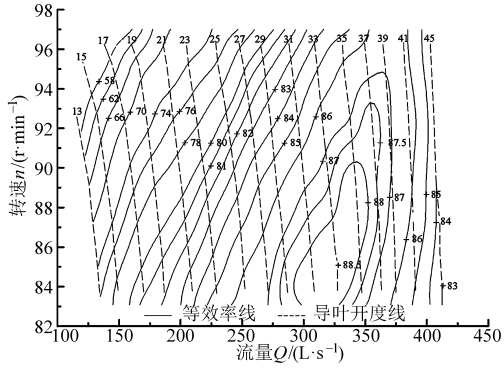


图 6　水轮机工况综合特性曲线

Fig. 6　Synthetic characteristic curves of turbine mode

2.2　数值模拟

为分析不同运行模式下水泵水轮机转轮内部

流动特性,并进一步提高转轮的综合性能,建立从蜗壳进口到尾水管出口的全流道数值计算模型对实验转轮的内部流动进行数值模拟。根据机组的结构和网格划分的需要,将计算域划分成 5 个部分:蜗壳、固定导叶、活动导叶、转轮和尾水管,如图 7 所示。

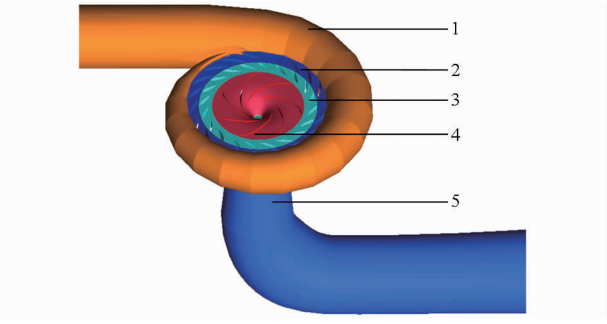


图 7 计算域模型

Fig. 7 Computational domain of model runner

1. 蜗壳 2. 固定导叶 3. 活动导叶 4. 转轮 5. 尾水管

利用 ICEM 和 TurboGrid 完成过流部件的网格划分,主要网格类型为六面体结构化网格,其中蜗壳隔舌处因结构复杂而采用四面体非结构化网格。计算域网格划分的统计见表 1,转轮区的网格划分见图 8。

表 1 计算域网格划分

Tab. 1 Statistics of mesh for flow components

过流部件	网格类型	网格节点数
蜗壳	结构化、非结构化	840 000
固定导叶	结构化	1 280 000
活动导叶	结构化	1 150 000
转轮	结构化	1 550 000
尾水管	结构化	1 150 000

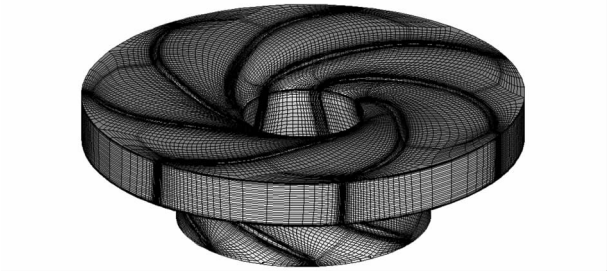


图 8 转轮网格划分

Fig. 8 Mesh for runner

流动特性的计算应用商业软件 ANSYS CFX 13.0 完成,采用的湍流模型为 RNG $k-\varepsilon$。计算的边界条件为:对水泵工况,进口给定静压边界条件,出口给定流量边界条件;对水轮机工况,进口给定流量边界条件,出口给定静压边界条件。静止部件与转动部件之间的交界面采用冻结转子模型。转轮、导叶和蜗壳的壁面设置无滑移边界条件。

选择水泵和水轮机工况最优开度下的系列工况点进行数值计算,验证数值计算模型的准确性,并以最高效率点为例,分析不同运行模式下转轮内部的流动状态。水泵和水轮机工况下计算结果与实验结果的比较,见图 9 和图 10。

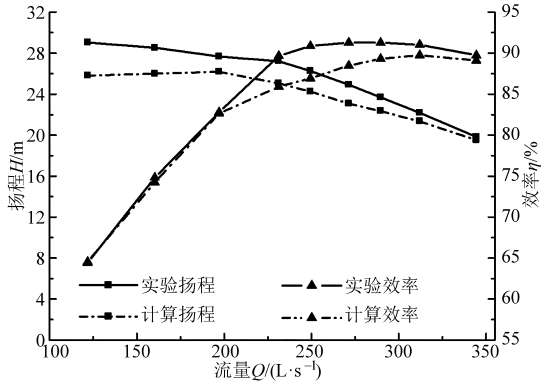


图 9 水泵工况计算结果与实验结果比较

Fig. 9 Comparison of calculated and measured results for pump operation

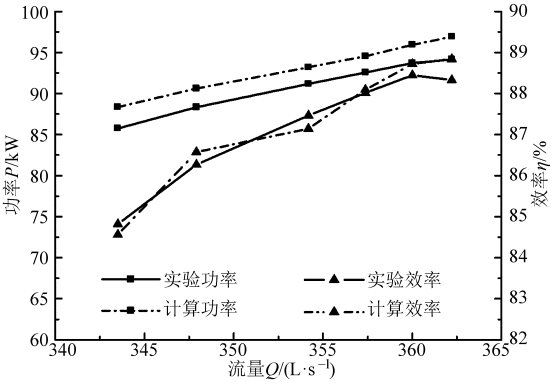


图 10 水轮机工况计算结果与实验结果比较

Fig. 10 Comparison of calculated and measured results for turbine operation

水泵工况下,计算的最高效率为 89.76%,实验测试的最高效率为 91.34%,两者相差约 1.58%,最高效率工况点稍有移动,相同工况点的计算效率与实验效率最大差值 3.94%;水轮机工况下的各计算点中,计算效率和实验效率的最大差值仅为 0.51%。从扬程、出力和效率随流量的变化趋势看,数值模拟较为准确地预估了水泵水轮机的外特性,用于分析转轮的内部流动特性是可行的。

水泵最高效率点转轮内的相对速度分布如图 11 所示。整体上看,水流在转轮叶片的作用下,沿着与叶片弯曲一致的方向通过转轮,流动损失较小,体现出三维反问题设计的优越性。相邻流道内的相对速度分布规律基本相同,流动沿圆周方向的周期性明显,转轮内部流动状态稳定。叶片正面的相对速度较低,而背面的相对速度较高,从正面到背面相对速度变化平缓,相对速度最低值出现在叶片

正面靠近进口位置附近，但无明显的流动分离。在转轮出口位置，相对速度沿圆周方向的分布均匀，出流状态良好。

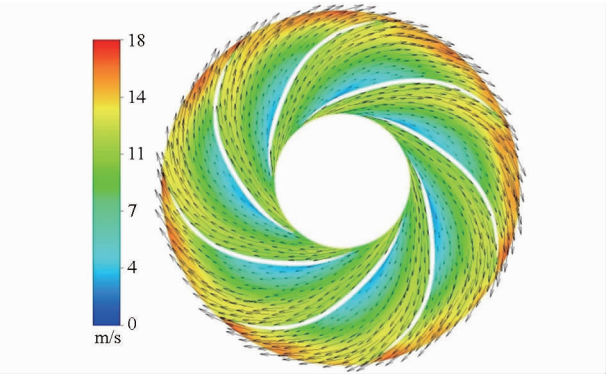


图 11　水泵工况转轮内相对速度分布

Fig. 11　Relative velocity distribution in runner under pump mode

水轮机最高效率点转轮内部的相对速度分布如图 12 所示。在主流区，相对速度的流线与叶片弯曲基本一致，水流较为顺畅地通过流道。相对速度沿圆周方向非均匀分布，从叶片正面到叶片背面，相对速度逐渐增大，在靠近叶片表面位置，相对速度的变化梯度较大。水流运动低速区主要分布在转轮进口附近的叶片正面，个别流道的叶片背面也存在面积较小的低速区。低速区的存在表明从活动导叶流出的水流在进入转轮时产生了较大的冲击损失，影响了转轮的水力性能。由于机组是在最高效率工况点运行，冲击损失主要由叶片前部弯曲不合理引起，与叶片环量分布规律密切相关。

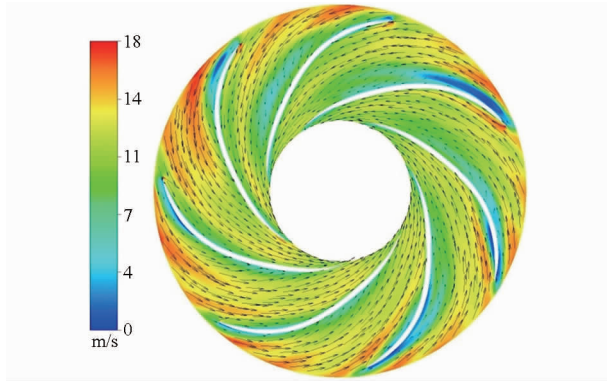


图 12　水轮机工况转轮内相对速度分布

Fig. 12　Relative velocity distribution in runner under turbine mode

水泵最高效率点叶片表面的静压分布见图 13，当流体从转轮低压侧进入转轮后，在转轮的作用下，压力逐步升高。从等压线的分布来看，压力升高沿流线方向分布比较均匀，表明转轮内部的流动状态比较良好，流动损失小，能够较好地完成能量的转化。在叶片背面，低压区面积较小，且压力梯度变化平缓。

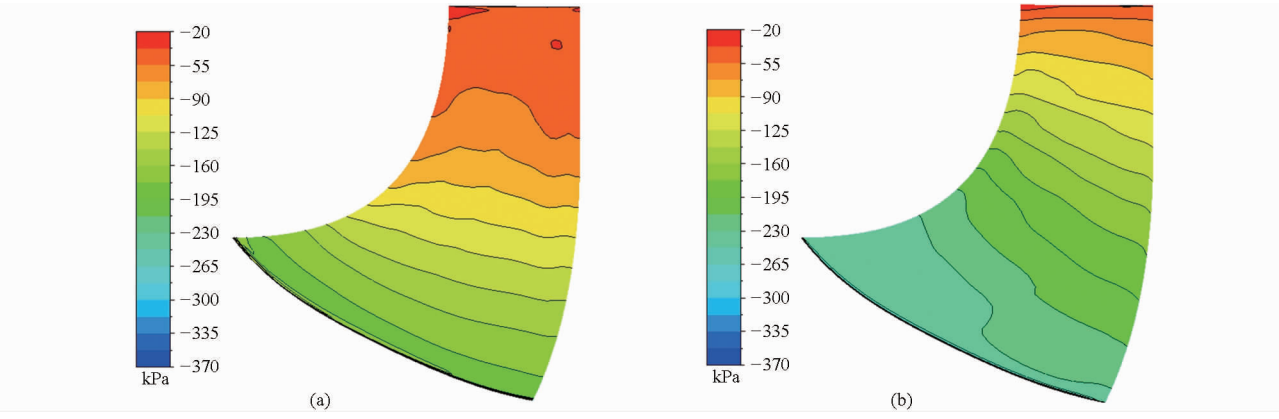


图 13　水泵工况下叶片正面和背面的静压分布

Fig. 13　Static pressure distributions on pressure and suction sides under pump mode

（a）正面　（b）背面

水轮机最高效率点的叶片静压分布见图 14，叶片正面的等压线基本与流线方向垂直，但在局部区域存在平行于流线的分量，表明存在一定程度的二次流。在叶片背面存在较大面积的低压区，表明该区域的流动状态不理想。

转轮内部的数值分析结果表明，设计转轮在水泵工况下的流动特性较好，流动损失较小，而在水轮机工况下的流动状况则有待改善。减小转轮入口的冲击损失和叶片背面的低压区面积是提高水轮机工况下转轮性能的重要措施。根据三维反问题设计方法中输入变量与叶片形状的对应关系，可通过调整环量分布规律的方式优化叶片设计，进而提高水轮机工况下的转轮性能。

3　结论

（1）应用全三维反问题设计方法，按照水泵工况给定设计参数，从水轮机方向进行计算，理论上能够得到兼顾水泵和水轮机 2 种运行工况的模型转轮。

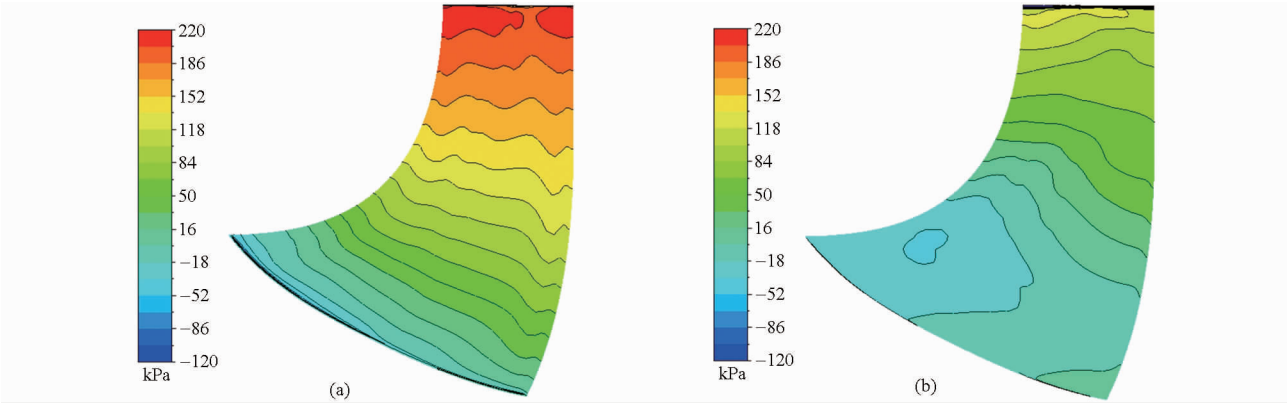


图 14 水轮机工况下叶片正面和背面的静压分布

Fig. 14 Static pressure distributions on pressure and suction sides under turbine mode

(a) 正面 (b) 背面

(2) 针对设计开发的水泵水轮机转轮,通过模型试验测试了不同工况下的转轮性能。结果表明,设计开发的转轮在水泵工况下的最高效率为 91.34%,且机组运行平稳;在水轮机工况下的最高效率为 88.5%。

(3) 基于全流道粘性数值计算的内部流动分析表明,水泵工况下,水流光顺地通过流道,转轮内部流动损失较小;水轮机工况下,转轮进口的冲击损失和叶片背面较大面积的低压区影响了转轮的作功能力,导致水轮机工况的效率偏低。可通过调整叶片环量分布规律,优化叶片设计,减小转轮内部的流动损失,进而提高水泵水轮机转轮的综合性能。

参 考 文 献

1 梅祖彦. 抽水蓄能发电技术[M]. 北京:机械工业出版社,2000:105 - 109.

2 杨琳,陈乃祥. 水力机械转轮三维反问题研究及其新进展[J]. 水力发电学报,2004,23(1): 97 - 101.
Yang Lin, Chen Naixiang. The new research and development of three-dimensional inverse problem of runners of hydraulic machinery[J]. Journal of Hydroelectric Engineering,2004, 23(1): 97 - 101. (in Chinese)

3 杨琳, 陈乃祥, 樊红刚. 水泵水轮机转轮全三维逆向设计方法[J]. 清华大学学报:自然科学版, 2005, 45(8): 1118 - 1121.
Yang Lin, Chen Naixiang, Fan Honggang. Three-dimensional reverse design method for pump-turbine runners[J]. Journal of Tsinghua University:Science & Technology, 2005,45(8): 1118 - 1121. (in Chinese)

4 李凤超, 樊红刚, 陈乃祥. 水泵水轮机双向流动控制优化设计[J]. 水力发电学报, 2010,29(1): 223 - 228.
Li Fengchao, Fan Honggang, Chen Naixiang. Optimum design of pump-turbine for bidirectional flow control[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2010, 29(1): 223 - 228. (in Chinese)

5 Zangeneh M. A compressible three dimensional design method for radial and mixed flow turbomachinery blades[J]. International Journal for Numerical Methods in Fluids,1991, 13(5): 599 - 624.

6 Zangeneh M. Inviscid-viscous interaction method for three-dimensional inverse design of centrifugal impellers[J]. ASAM Journal of Turbomachinery, 1994, 116: 280 - 290.

7 Zangeneh M, Goto A, Harada H. On the role of three-dimensional inverse design methods in turbomachinery shape optimization[J]. Proc IMech E, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 1999, 213(1): 27 - 42.

8 Zangeneh M, Goto A, Takemura T, et al. Suppression of secondary flows in a mixed flow pump impeller by application of three dimensional inverse design method: part 1—design and numerical validation[J]. ASME Journal of Turbomachinery,1996 118: 536 - 543.

9 Daneshkah K, Zangeneh M. Parametric design of a Francis turbine runner by means of a three-dimensional inverse design method[C]. IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science, 2010,12(1):012058.

10 Tan L, Cao S L, Wang Y M, et al. Direct and inverse iterative design method for centrifugal pump impellers[J]. Proc IMech E, Part A: Journal of Power and Energy, 2012, 226(6): 764 - 775.

11 谭磊,曹树良,桂绍波,等. 离心泵叶轮正反问题迭代设计方法[J]. 农业机械学报, 2010, 41(7):30 - 35.
Tan Lei, Cao Shuliang, Gui Shaobo, et al. Centrifugal pump impeller design by using direct inverse problem iteration[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(7): 30 - 35. (in Chinese)

12 张梁, 郭雷, 尹俊连, 等. 水泵水轮机水轮机工况大流量区数值分析[J]. 排灌机械工程学报, 2012, 30(5): 558 - 562.
Zhang Liang, Guo Lei, Yin Junlian, et al. Numerical analysis on flow in pump-turbine in turbine mode at high flow rates[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012, 30(5):558 - 562. (in Chinese)

(下转第 116 页)

spatial hybrid mechanism was driven by a DC motor, which consisted of a symmetrical double crank mechanism and different multi-degree joints at driving points and fulcrums to realize spatial swing motion of the two mist sprayers. To simplify the manipulation and avoid the backflow of pesticide, a MCU control system was designed to realize one-button start/stop operation of the complex action process of the symmetric swing mist spraying system. According to the orchard's specification, the structural parameters, including the length of the crank, the height of crank center, height of fulcrum, distance of crank center and distance of fulcrum, were determined by nonlinear programming that took the minimization of machine size and the effective covering of canopy by mist spray as objective and constraint conditions, respectively. And then to achieve the highest efficiency of mist spraying under the constraints of both rate and uniformity of mist spraying, the optimal traveling speed of the machine and rotation speed of the crank were determined. This spraying system can guarantee the effective coverage of crowns within height of 1 500 ~ 4 300 mm and 5 500 mm width with 400 mm radius mini mist sprayer, and guarantee the uniformity and quantity for spray of mist spraying on both sides of the trees, whose working efficiency can reach 2.33 ~ 2.67 hm^2/h. It is an energy-saving, pesticide-saving and miniature mobile orchard spraying system and will be a better selection in the future for pest control in orchards.

Key words: Orchard Symmetric swing mist spray Spraying Design Optimization

(上接第 98 页)

13 张兰金,纪兴英,常近时. 水泵水轮机泵工况转轮流场分析[J]. 农业机械学报, 2008, 39(4): 69 - 72.
Zhang Lanjin, Ji Xingying, Chang Jinshi. Flow analysis of the pump-turbine runner in the pump mode[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(4): 69 - 72. (in Chinese)

14 Widmer C, Staubli T, Ledergerber N. Unstable characteristics and rotating stall in turbine brake operation of pump-turbines[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2011,133(4):041101

15 冉红娟, 张瑶, 罗先武,等. 可逆式水轮机泵工况下驼峰现象的数值模拟[J]. 水力发电学报, 2011, 30(3): 175 - 179.
Ran Hongjuan, Zhang Yao, Luo Xianwu, et al. Numerical simulation of the positive-slope performance curve of a reversible hydro turbine in pumping mode[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2011, 30(3): 175 - 179. (in Chinese)

3D Inverse Design and Performance Investigation of Pump-turbine Runner

Wang Xuhe[1] Zhu Baoshan[1] Fan Honggang[1] Tan Lei[1] Chen Yuanlin[2] Wang Huanmao[2]
(1. *State Key Laboratory of Hydro Science and Engineering*, *Tsinghua University*, *Beijing* 100084, *China*
2. *Harbin Institute of Large Electrical Machinery*, *Harbin* 150040, *China*)

Abstract: 3D inverse design method was applied to configure the runner geometry of a middle-high head pump-turbine, in which design parameters were given according to pump operation and iterative calculations conducted from turbine direction. Model tests were performed to measure performances of developed runner under different operating modes and points. Test results show that the highest efficiency under pump mode is 91.34%, and highest efficiency under turbine mode is 88.5%. Internal flow analyses based on viscous full passage computations show that water pass through the passage smoothly with smaller loss under pump mode, while rather serious incidence loss exists at runner inlet and large low pressure area exists at suction side under turbine mode.

Key words: Pump turbine 3D inverse design Model test Numerical simulation