

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.12.012

前弯叶片液力透平专用叶轮设计与实验*

王桃^{1,2} 孔繁余² 袁寿其² 杨孙圣² 陈凯²

(1. 西华大学能源与环境学院, 成都 610039; 2. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

摘要: 应用蜗壳内速度矩守恒的假设, 推导了螺旋形蜗壳常数的计算表达式, 得到了叶轮进口处的速度矩。采用无撞击进口、法向出口的液流工况, 确定了叶轮的进出口安放角, 设计了一前弯型叶片液力透平专用叶轮。设计了叶轮模型, 进行了外特性实验。结果表明: 对比原型泵作透平的实验结果, 新设计的前弯型叶片液力透平专用叶轮显著提高了透平效率, 最高效率由原来的 59.98% 提高到 67.91%, 最高效率提高了 13.22%。采用专用叶轮的效率曲线较原型泵作透平的效率曲线平坦, 在 0.9 ~ 1.2 倍最优工况运行区间, 效率变化值在 1.5% 以内, 高效区较宽。

关键词: 前弯叶片液力透平 泵作透平 速度矩 实验

中图分类号: TH311; TK73 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)12-0075-05

引言

液力透平是将液体压力能转换为旋转机械能的设备。在工业余能回收和微型水电开发中广泛采用离心泵反转作透平的形式^[1-2]。目前, 对离心泵作透平的研究, 国内外学者主要采用实验研究、理论分析和数值模拟的方法^[3-6], 围绕离心泵作透平的选型^[7-9]、性能提高^[10-15]与运行稳定性^[16-17]三方面开展研究。目前液力透平使用的叶轮叶片形式与一般泵叶轮叶片形式相同, 均为后弯型叶片, 从已发表的研究成果看, 泵作透平的效率通常不高于泵的效率^[18], 特别是低比转数离心泵作透平, 普遍存在效率较低的问题。

本文从水轮机运行工况的角度, 应用蜗壳内速度矩守恒的原理, 确定叶轮的进口安放角, 利用 ANSYS BladeGen 软件设计一前弯型叶片液力透平叶轮, 并分别对原型泵作透平及前弯叶片透平专用叶轮进行实验研究。

1 蜗壳常数计算公式的推导

水轮机的基本方程为

$$H_e = \frac{\omega}{g} (v_{u1} r_1 - v_{u2} r_2)$$

式中 H_e ——水轮机的有效水头

ω ——叶轮旋转角速度, rad/s

v_u ——绝对速度的圆周分量, m/s

r ——研究点距水轮机轴线的半径, m

下标 1、2 分别表示叶轮的进口和出口。

由水轮机基本方程知, 叶轮进出口速度矩, 尤其是进口处的叶片安放角对能量转换起决定性作用。离心泵反转作透平时, 叶轮的旋转方向与泵相反, 蜗壳由压水室变成了引水室。为确定透平专用叶轮进口速度矩, 首先需要研究蜗壳出流的水流流动规律。

蜗壳中水流运动规律最常用的是等速度矩规律, 即假设蜗壳内的水流运动为理想液体作轴对称有势流动^[19], 如图 1 所示(图中 v_r 表示绝对速度的径向分量, φ_i 表示任一断面与蜗壳鼻端所夹角度, δ 表示蜗壳的水流角), 满足 $v_u r = k$, k 为蜗壳常数。

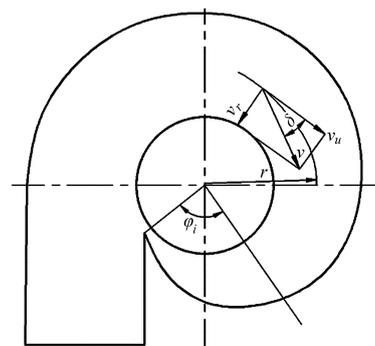


图 1 蜗壳中水流运动

Fig. 1 Water flow movement in volute

蜗壳中水流的绝对速度可以分解为两个相互正

收稿日期: 2014-10-23 修回日期: 2014-11-27

* 国家自然科学基金资助项目(51379179, 51279172)、江苏省自然科学基金青年基金资助项目(BK20130517)、江苏省普通高校研究生科研创新计划资助项目(CXZZ13-0678)和流体及动力机械教育部重点实验室开放基金资助项目(szjj2013-012)

作者简介: 王桃, 讲师, 江苏大学博士生, 主要从事流体机械及工程研究, E-mail: mailtowangtao@163.com

通讯作者: 孔繁余, 教授, 博士生导师, 主要从事流体机械及工程研究, E-mail: kongm@ujs.edu.cn

交的速度分量,其速度三角形如图1所示,蜗壳的水流角可以表示为

$$\delta = \arctan \frac{v_r}{v_u}$$

假如水流沿圆周方向均匀进入叶轮,有

$$v_r = \frac{Q_r}{2\pi r B}$$

式中 B ——蜗壳高度, m

Q_r ——设计计算流量, m^3/s

蜗壳高度 B 是变化的,为了便于问题的讨论,假设蜗壳具有等高断面,以蜗壳出口处高度 b_0 来代替蜗壳高度 B ,并假定沿蜗壳高度方向速度均匀分布。

由此,蜗壳水流角为

$$\delta = \arctan \frac{Q_r}{2\pi r b_0 v_u} = \arctan \frac{Q_r}{2\pi b_0 k} \quad (1)$$

式(1)表示在一定的流量下,蜗壳的水流角为常数。

对于低比转数径流式的透平机,若蜗壳断面形状为圆形,如图2所示,蜗壳中任一断面处通过的流量

$$Q_i = \int_{r_a}^{R_i} v_u b dr = k \int_{r_a}^{R_i} \frac{b}{r} dr \quad (2)$$

式中 b ——任一断面微小面积的高度, m

r ——任一断面微小面积到透平轴线的距离, m

R_i ——任一圆断面靠外侧切线与透平轴线的距离, m

r_a ——任一圆断面靠内侧切线与透平轴线的距离, m

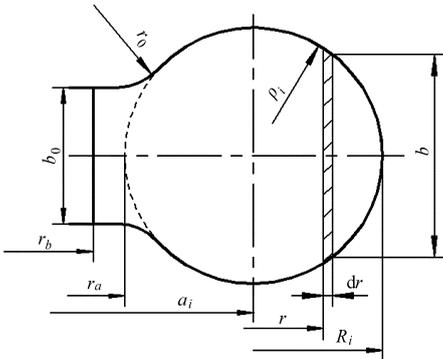


图2 蜗壳圆形断面结构图

Fig. 2 Cross section of volute

根据几何关系得

$$\left(\frac{b}{2}\right)^2 + (r - a_i)^2 = \rho_i^2$$

式中 a_i ——任一断面中心到透平轴线的距离, m

ρ_i ——任一断面的半径, m

因 $b = 2\sqrt{\rho_i^2 - (r - a_i)^2}$, 将 b 代入式(2), 得

$$Q_i = 2k \int_{r_a}^{R_i} \frac{\sqrt{\rho_i^2 - (r - a_i)^2}}{r} dr$$

为了简化积分,忽略了除蜗壳圆形断面以外的面积的影响,积分上式,并考虑到 $R_i = a_i + \rho_i$, $r_a = a_i - \rho_i$, 得

$$Q_i = 2\pi k (a_i - \sqrt{a_i^2 - \rho_i^2})$$

在蜗壳进口断面处,流量 Q_{in} 计算式为

$$Q_{in} = \frac{\varphi_0}{360} Q_r$$

式中 φ_0 ——蜗壳的包角, ($^\circ$)

因此

$$2\pi k (a_0 - \sqrt{a_0^2 - \rho_0^2}) = \frac{\varphi_0}{360} Q_r \quad (3)$$

式中 a_0 ——蜗壳进口断面与叶轮轴心线距离, m

ρ_0 ——蜗壳进口圆断面的半径, m

由式(3), 得

$$k = \frac{Q_r}{2\pi (a_0 - \sqrt{a_0^2 - \rho_0^2})} \frac{\varphi_0}{360} \quad (4)$$

由此得到在一定的流量和水头下,蜗壳常数与蜗壳进口圆断面几何尺寸及包角的关系表达式。本文中,以比转数为62的泵为原型,三维模型如图3所示,泵的主要参数如表1所示。

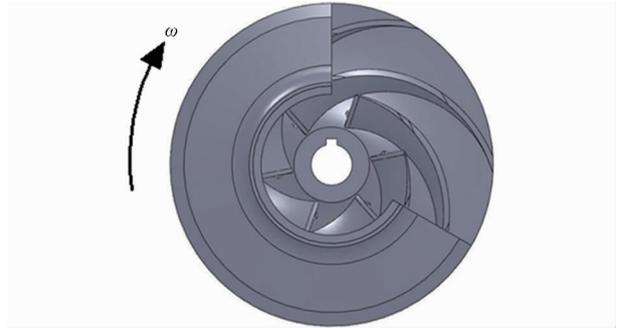


图3 泵叶轮的三维模型

Fig. 3 3D model of impeller

由原型泵蜗壳的几何参数,当设计流量 $Q_r = 98 \text{ m}^3/\text{h}$ 时,计算得蜗壳常数 $k = 2.249$ 。

2 前弯叶片透平专用叶轮设计

2.1 进口相对液流角的确定

对于低比转数透平机械,一般进口安放角大于等于 90° ,其进口速度三角形如图4所示,图中, u_1 为叶片进口圆周速度; w_1 为叶片进口的相对速度; v_1 为叶片进口绝对速度; v_{m1} 为叶片进口绝对速度的轴面分量; β_1 为叶片进口相对液流角; α_1 为叶片进口绝对液流角。

为设计高效的前弯叶片透平专用叶轮,假设从蜗壳出口到转轮进口之间无能量转换,转轮进口的速度矩 $v_{u1} r_1$ 与蜗壳出口水流的速度矩相等,即 $v_{u1} r_1 = k_0$ 。

表 1 原型泵($n_s = 62$)作透平的部分参数

Tab.1 Main parameters of pump as turbine (PAT)

参数	数值
叶轮进口直径 D_1/mm	235
叶轮出口直径 D_2/mm	102
叶轮轮毂直径 D_h/mm	30
叶轮 叶轮口环长度 L/mm	15
叶轮进口宽度 b_1/mm	15.14
叶片进口安放角 $\beta_{b1}/(^{\circ})$	25
叶片出口安放角 $\beta_{b2}/(^{\circ})$	39
转速/ $(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	1 500
叶片数 Z	6
蜗壳出口半径 r_s/mm	133
蜗壳出口处高度 b_0/mm	26
蜗壳进口直径 D_5/mm	65
蜗壳 蜗壳包角/ $(^{\circ})$	345
进口断面处 a_0/mm	163.5
进口断面处 ρ_0/mm	24.5
蜗壳断面形状	圆形

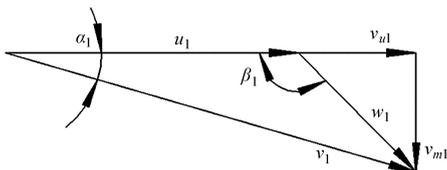


图 4 透平叶轮进口速度三角形

Fig.4 Velocity triangle of blade leading edge

当叶轮直径 D_1 一定时,可以计算水流在叶轮进口处的圆周分速度,计算公式为

$$v_{u1} = \frac{2k}{D_1}$$

叶轮进口处的圆周速度计算公式为

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$$

式中 n ——叶轮旋转速度, r/min

叶轮进口处的轴面分速度计算公式为

$$v_{m1} = \frac{Q_r}{\pi D_1 b_1 \psi_1}$$

式中 ψ_1 ——叶片进口排挤系数

本设计中采用不改变原型泵叶轮直径和转速,叶轮进口宽度 $b_1 = 16 \text{ mm}$,先不考虑叶片厚度影响时,在设计流量下,能够确定进口速度三角形。

由 $\tan(180^{\circ} - \beta_1) = \frac{v_{m1}}{v_{u1} - u_1}$,通过计算求得进口相对液流角 $\beta_1 = 107^{\circ}$ 。

2.2 叶轮进出口安放角的确定

依据 2.1 节中推导结论,考虑叶片进口厚度对性能的影响,应当对进口相对液流角 β_1 进行适当的修正。本文中此因素暂未考虑。假设在设计流量下,透平叶轮工作时为无撞击进口,叶片的进口安放

角与进口相对液流角相等,即 $\beta_{b1} = \beta_1$ 。

设透平叶轮出口绝对速度为法向出口,叶轮出口绝对速度 v_2 与出口圆周速度 u_2 正交,即 $\alpha_2 = 90^{\circ}$,如图 5 所示,图中, w_2 为叶片出口的相对速度; v_{m2} 为叶片出口绝对速度的轴面分量; β_2 为叶片出口相对液流角; α_2 为叶片出口绝对液流角。由于本文设计的透平专用叶轮叶片数相对较多,叶片间的间距小,液体受到叶片较严格的约束,假定液体出口相对运动流线方向与叶片出口骨线方向一致,叶片的出口安放角 β_{b2} 与出口相对液流角 β_2 相等,即不考虑液体在透平叶轮的相对滑移,取 $\beta_{b2} = \beta_2$ 。

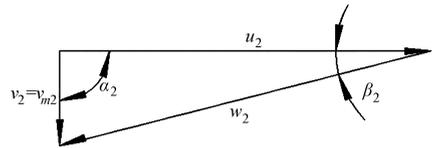


图 5 透平叶轮出口流速三角形

Fig.5 Velocity triangle of blade trailing edge

2.3 透平专用叶轮模型的建立

利用 ANSYS BladeGen 软件设计了前弯叶片液力透平专用叶轮。叶轮的进出口直径、轮毂直径、口环长度与原型泵叶轮相同。透平专用叶轮叶片数为 11 片,叶片进口宽度为 16 mm,进口安放角为 107° ,叶片中间流线处出口安放角为 31.3° ,叶片中间流线处叶片包角为 35.93° ,进口边厚度为 5 mm,出口边厚度为 2 mm。对叶片进出口边分别以厚度的 1/2 为半径进行倒圆,生成前弯叶片透平叶轮的三维模型,并制作实验模型,如图 6 所示。



图 6 叶轮模型

Fig.6 Impeller models

(a) 前弯叶片透平叶轮的三维模型(去掉前盖板)

(b) 实验叶轮

3 实验台

为了研究透平的性能,在江苏大学流体机械工程技术研究中心搭建了一开式液力透平实验台,如图 7 所示。透平所需的高压液体由增压泵提供。透平叶轮将液体的压力能转换为旋转机械能。电涡流测功机 (EECD) 用于测量和消耗透平产生的轴功率,自动控制系统控制透平的旋转速度恒定,保持测量过程中转速为 $1 500 \text{ r}/\text{min}$ 。在透平的进、出口分

别安装了压力变送器以测量进、出口压力,在透平进口管路中安装有涡轮流量计测流量。通过测量透平进出口压力、流量、转速和扭矩,可以计算出透平的扬程、轴功率和效率等。实验台测量的扬程、流量、水功率、轴功率和效率的相对误差分别为 $\pm 0.72\%$ 、 $\pm 0.5\%$ 、 $\pm 0.88\%$ 、 $\pm 1.08\%$ 和 $\pm 1.39\%$ [20]。

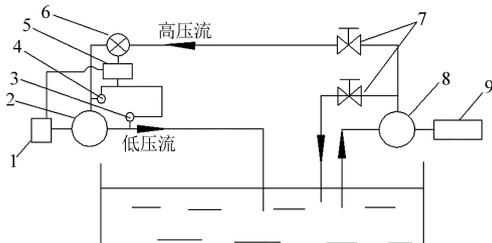


图7 开式液力透平实验台

Fig. 7 Open PAT test rig

1. 测功机 2. 透平 3. 出口压力传感器 4. 进口压力传感器
5. 计算机 6. 流量计 7. 调节阀 8. 增压泵 9. 电动机

4 实验结果

在相同的实验台对原型泵作透平和前弯叶片透平专用叶轮分别进行实验,对比实验研究发现,前弯叶片透平专用叶轮显著提高了透平运行效率。从表2可以看出,透平专用叶轮将最高效率由原来的59.98%提高到67.91%,最高效率绝对值提高了7.93个百分点,最高效率提高了13.22%。

表2 2台不同形式叶轮的透平高效点对比

Tab. 2 BEPs of two different impellers

	流量 Q / ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	扬程 H/m	轴功率 P/kW	效率 $\eta/\%$
原型泵作透平	86.14	32.40	4.56	59.98
采用专用叶轮的透平	95.24	38.69	6.69	67.91

图8为2个不同叶轮透平运行时的实验外特性曲线图。从效率曲线的变化趋势可以看出,无论是小流量到高效点的运行区间,还是高效点到大流量的运行范围,原型泵作透平的效率曲线较陡峭,而采用专用叶轮的透平的效率曲线较平坦,特别是在0.9~1.2倍最优工况范围,后者的效率变化值在1.5%以内;在相同的小流量70 m^3/h 与大流量110 m^3/h 运行时,后者较前者效率均提高近20%,后者高效区范围较宽。

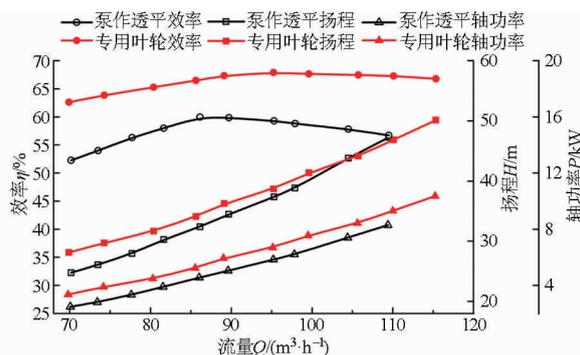


图8 2台透平实验效率曲线比较

Fig. 8 Comparison of experimental efficiency curves of two hydraulic turbines

5 结论

(1) 推导了蜗壳常数与蜗壳进口几何尺寸及包角的关系表达式,得到了叶轮进口速度矩。考虑无撞击进口、法向出口的条件,确定了叶轮进出口安放角。在不改变泵其他结构的情况下,开发出了一前弯叶片叶轮透平专用叶轮。

(2) 对比原型泵作透平的实验结果,前弯叶片透平专用叶轮显著提高了透平运行效率,且后者效率曲线较平坦,高效区运行范围宽。

参 考 文 献

- Sanjay V Jain, Rajesh N Patel. Investigations on pump running in turbine mode; a review of the state-of-the-art[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014, 30: 841-868.
- Nautiyal H, Kumar V A. Reverse running pumps analytical, experimental and computational study; a review[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2010, 14: 2059-2067.
- Derakhshan S, Nourbakhsh A. Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2008, 32(8): 1620-1627.
- 王桃, 孔繁余, 何玉洋, 等. 离心泵作透平的研究现状[J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(8): 674-680.
Wang Tao, Kong Fanyu, He Yuyang, et al. Researching status of centrifugal pump as turbine[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2013, 31(8): 674-680. (in Chinese)
- Yang Sunsheng, Derakhshan S, Kong Fanyu. Theoretical, numerical and experimental prediction of pump as turbine performance[J]. Renewable Energy, 2012, 48: 507-513.
- Wang Tao, Kong Fanyu, Yang Sunsheng, et al. Numerical study on hydraulic performances of pump as turbine with forward-curved blades [C]//Proceedings of the ASME 2014 4th Joint US-European Fluids Engineering Division Summer Meeting, 2014; FEDSM 2014-21347.
- Derakhshan S, Nourbakhsh A. Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2008, 32(3): 800-807.
- 杨孙圣, 孔繁余, 宿向辉, 等. 泵及泵用作透平时的数值模拟与外特性实验[J]. 西安交通大学学报, 2012, 46(3): 36-41.

- Yang Sunsheng, Kong Fanyu, Su Xianghui, et al. Numerical simulation and performance experiment on pump and pump as turbine [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2012, 46(3):36-41. (in Chinese)
- 9 杨孙圣. 离心泵作透平的理论分析数值计算与实验研究[D]. 镇江:江苏大学,2012.
- 10 Yang Sunsheng, Kong Fanyu, Jiang Wanming, et al. Research on impeller trimming to the influence of pump as turbine [J]. *Computer & Fluids*, 2012, 67(8):72-78.
- 11 Singh P, Nestmann F. Internal hydraulic analysis of impeller rounding in centrifugal pumps as turbines[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2011, 35(1):121-134.
- 12 Derakhshan S, Nourbakhsh A, Mohammadi B. Efficiency improvement of centrifugal reverse pumps[J]. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 2009, 131(2):021103-1-021103-9.
- 13 Derakhshan S, Mohammadi B. The comparison of incomplete sensitivities and genetic algorithms applications in 3D radial turbo machinery blade optimization [J]. *Computers & Fluids*, 2010, 39(10):2022-2029.
- 14 Yang Sunsheng, Kong Fanyu, Chen Hao, et al. Effects of blade wrap angle influencing a pump as turbine [J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2012, 134(6):1021-1028.
- 15 杨军虎, 王晓晖. 叶片形状对能量回收水力透平性能的影响[J]. *排灌机械工程学报*, 2011, 29(4):287-291.
Yang Junhu, Wang Xiaohui. Effect of vane profile on hydraulic energy recovery turbines performance[J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2011, 29(4):287-291. (in Chinese)
- 16 杨孙圣, 孔繁余, 张新鹏, 等. 液力透平非定常压力脉动的数值计算与分析[J]. *农业工程学报*, 2012, 28(7):67-72.
- 17 杨孙圣, 孔繁余, 成军, 等. 液力透平蜗壳内非定常压力脉动的研究[J]. *工程力学*, 2013, 30(2):388-393.
- 18 杨孙圣, 李强, 黄志攀, 等. 不同比转数离心泵作透平研究[J]. *农业机械学报*, 2013, 44(3):69-72.
Yang Sunsheng, Li Qiang, Huang Zhipan, et al. Research on different specific speed pumps used as turbines[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2013, 44(3):69-72. (in Chinese)
- 19 季盛林, 刘国柱. 水轮机 [M]. 2 版. 北京:中国水利水电出版社, 1985:185-190.
- 20 Yang Sunsheng, Liu Houlin, Kong Fanyu, et al. Experimental, numerical and theoretical research on impeller diameter influencing centrifugal pump-as-turbine[J]. *ASCE Journal of Energy Engineering*, 2013, 139(4):299-307.

Design and Experiment on Pump as Turbine with Forward Curved Blades

Wang Tao^{1,2} Kong Fanyu² Yuan Shouqi² Yang Sunsheng² Chen Kai²

(1. *School of Energy and Environment, Xihua University, Chengdu 610039, China*

2. *Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China*)

Abstract: A reversed running centrifugal pump can work as a hydraulic turbine. In order to improve the operating performance of pump as turbine (PAT), a special impeller with forward curved blades was designed and experimented. By using the constant velocity moment theory, the calculation expressions of volute constant within spiral volute were developed and the velocity moment before impeller was acquired. Impeller with forward curved blades was designed and manufactured. Its inlet angle at leading edge was determined by using shockless inlet flow while its outlet angle was designed on whirl free outlet flow. Performance test of PAT with designed forward curved blades impeller and conventional back swept blades impeller was performed. The comparison between designed forward curved blades and conventional back curved blades shows that the best efficiency is increased by 13.22%. Compared with original PAT performance curves, the efficiency curve of PAT with forward swept blades is more flat. The efficiency variation of PAT with forward curved blades is only within 1.5% between $0.9Q_{\text{BEP}}$ (flow rate of best efficiency point) and $1.2Q_{\text{BEP}}$ operating range. Therefore, the high efficiency operating range of impeller with forward swept blades is wider than conventional back swept impeller.

Key words: Hydraulic turbine with forward curved blades Pump as turbine (PAT) Velocity moment Experiment