排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2014 年 1 月 Jan. 2014 | 第 32 卷 第 1 期 Vol. 32 No. 1

doi:10.3969/j.issn.1674-8530.12.0226



杨军虎

# 离心泵反转作液力透平的力学特性

杨军虎，李海龙，龚朝晖，夏书强，罗凯凯
（兰州理工大学能源与动力工程学院，甘肃 兰州 730050）

**摘要**：以一台比转数为84.5的离心泵为研究对象，应用CFD软件对该泵作液力透平时的内部流场进行数值模拟，建立相对坐标系下的连续方程和时均Navier-Stokes方程，采用标准$k-\varepsilon$湍流模型和SIMPLEC算法分别对泵工况和液力透平工况进行数值模拟，得到2种工况下在不同流量时的径向力.通过对比泵工况下径向力的数值计算值和Stepanoff公式计算值，发现两者径向力大小比较吻合，表明数值模拟建立的径向力计算模型是正确的.数值模拟结果表明：液力透平工况时的最高效率比泵工况时的最高效率低约5.4%；在相同流量下透平工况时径向力普遍小于泵工况时的径向力；透平工况时径向力的大小随流量的增大而增大；当流量小于设计流量的1.1倍时，随着流量的增大，液力透平工况时径向力的方向和隔舌的夹角从146°减小到125°，但当流量大于设计流量的1.1倍时，其与隔舌的夹角随流量的增大而增大，在1.4倍的设计流量时其夹角达到144°.通过计算和实例表明在透平工况下运行时，泵轴强度仍然满足使用要求.

**关键词**：离心泵；液力透平；径向力；数值模拟；强度校核
**中图分类号**：S277.9；TH311　**文献标志码**：A　**文章编号**：1674-8530(2014)01-0012-05
杨军虎，李海龙，龚朝晖，等.离心泵反转作液力透平的力学特性[J].排灌机械工程学报，2014，32(1)：12-16.

泵理论与技术

# Radial thrust behavior in centrifugal pump as hydro-turbine

*Yang Junhu*, *Li Hailong*, *Gong Zhaohui*, *Xia Shuqiang*, *Luo Kaikai*
(School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou, Gansu 730050, China)

**Abstract**: The internal flow field in a centrifugal pump with specific speed of 84.5 was numerically simulated by using CFD method when it was operated as a pump and run reversely as a hydro-turbine. The Reynolds time-averaged Navier-Stokes equations, standard $k-\varepsilon$ two-equation turbulence model and SIMPLEC method were adopted in the simulations. The radial thrust was calculated under different flow conditions in that both modes. It was confirmed that the radial thrusts predicted in pump mode is in good agreement with those estimated by means of the Stepanoff empirical correlation, suggesting the flow models adopted are correct and reasonable. It was shown that the best efficiency in turbine mode is lower than the pump mode by about 5.4% and the radial thrust in the turbine mode is always smaller than the pump mode at the same flow rate. In the turbine mode, the radial thrust rises with increasing flow rate. The angle of radial thrust vector measured from the volute tongue is reduced to 125° from 146° as flow rate increase up to 1.1 times the design flow rate in the turbine mode. When flow rate is higher than 1.1 times the design flow rate, however, the angle is increased with increasing flow rate. As a result, the angle is as large as 144° at 1.4 times the design flow rate. The results suggest that the strength of the pump shaft is strong enough and still can meet the requirement of operation in the turbine mode.

**Key words**: centrifugal pump; hydraulic turbine; radial force; numerical simulation; strength check

**收稿日期**：2012-12-24；**网络出版时间**：2014-01-15
**网络出版地址**：http://www.cnki.net/kcms/doi/10.3969/j.issn.1674-8530.12.0226.html
**基金项目**："十二五"国家科技支撑计划项目(2012BAA08B05)；国家自然科学基金资助项目(51169010)
**作者简介**：杨军虎(1962—)，男，陕西蒲城人，教授，博士生导师(lzyangjh@lut.cn)，主要从事流体机械内部流动机理及设计研究.
李海龙(1987—)，男，山东菏泽人，硕士研究生(lhlemo@163.com)，主要从事流体机械设计研究.

离心泵反转作液力透平时进行能量回收，具有结构简单、成本低、性能可靠和应用广泛等优点. 目前，国内外对泵作液力透平的研究报道较少，并且主要集中在根据泵工况性能预测液力透平工况性能以及两者之间的性能换算关系上[1-3]，文献[4]通过试验研究了泵和液力透平在不同转速时的性能关系. 文献[5]研究在相同转速下，在最高效率点，液力透平与泵性能相比，水头、流量提高 1.1 ~ 2.2 倍，所以泵作液力透平时，必须在强度方面进行校核.

由于径向力会使泵轴受到交变应力的作用，产生径向挠度，其大小直接影响到泵轴工作的稳定性，文中主要对泵反转作液力透平时产生的径向力进行研究.

## 1　径向力的数值模拟

### 1.1　径向力计算模型的建立

#### 1.1.1　离心泵的基本参数

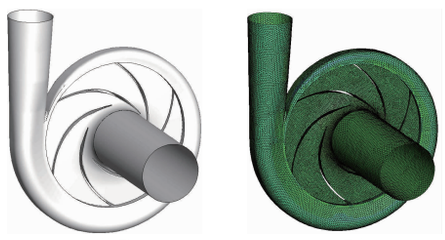
离心泵性能参数分别为流量 170 $m^3/h$，扬程 32.5 m，转速 1 450 r/min，比转数 84.5；几何参数分别为叶轮进口直径 132 mm，出口直径 328 mm，叶片出口宽度 18 mm，叶片数 6，蜗室基圆直径 340 mm.

#### 1.1.2　控制方程及湍流模型

采用连续方程和时均 Navier - Stocks 方程[6]描述内部流场，选择 Fluent 软件中的标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型，该模型具有经济、合理的精度，应用较广泛.

#### 1.1.3　几何造型与网格的离散化

离心泵内部流动区域采用 Pro/E 造型，应用 ICEM 软件对模型进行网格划分. 采用四面体和六面体相结合的混合网格[7-8]，以适应叶轮、蜗壳等过流部件的复杂形状. Pro/E 造型如图 1 所示.



(a) 模型　　(b) 网格

图 1　离心泵三维造型

Fig. 1　3D model of centrifugal pump

#### 1.1.4　边界条件的设定

数值计算选用多重参考坐标系，设置叶轮区域为旋转坐标系，蜗壳区域为固定坐标系，边界条件设定如下：

1）进口边界条件：在泵工况和透平工况下，进口均采用速度进口.

2）出口边界条件：泵工况下采用自由出流；在透平工况下，采用压力出口，余压设置为 500 kPa，以供设备后续运行.

3）壁面条件：在叶片表面、轮毂等固体壁面上，速度满足无滑移条件，对于近壁附近流动区采用标准壁面函数法确定.

#### 1.1.5　模型计算方法

计算模型以清水为工作介质，选用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型；连续性方程、动量方程、湍动能方程和湍动能耗散方程均采用一阶迎风格式离散计算；压力和速度的耦合方式选用 SIMPLEC 算法，即压力速度修正方法.

### 1.2　求解径向力数学模型的建立

应用 Fluent 软件对泵和透平工况内部流场进行数值模拟. 模型采用直角坐标系，叶轮绕 $x$ 轴旋转，由于叶轮出口与蜗壳耦合面的静压分布为离散值，且耦合面形状为圆柱侧面，可假定在耦合面的每个网格节点附近静压均匀分布，可以认为作用在每个网格节点上的面积相等，先求解耦合面上每一个节点上受到的作用力，然后通过力的分解合成定理，分别计算在 $y$ 向和 $z$ 向的作用力，最后求得总作用力的大小和方向[9]. 每个网格节点上的面积为

$$\Delta S_i = \Delta S = \frac{2\pi R_2 B_2}{N},\ i = 1,2,\cdots,N, \tag{1}$$

每个网格节点上的作用力为

$$F_i = p_i \Delta S, \tag{2}$$

每个网格节点上作用力的 $y$ 向和 $z$ 向分力分别为

$$F_i^y = -F_i \frac{y_i}{R_2}, F_i^z = -F_i \frac{z_i}{R_2}, \tag{3}$$

则

$$F_y = \sum_{i=1}^{N} F_i^y, \quad F_z = \sum_{i=1}^{N} F_i^z, \tag{4}$$

径向力为

$$F = \sqrt{F_y^2 + F_z^2}, \quad \theta = \arctan \frac{F_z}{F_y}, \tag{5}$$

上述式中：$R_2$ 为叶轮出口半径；$B_2$ 为叶轮出口宽度；$N$ 为交界面总节点数；$p_i$ 为第 $i$ 个网格节点的压强；$F_i$ 为包含第 $i$ 个网格节点微小区域的压力；$y_i$，$z_i$ 为第 $i$ 个网格节点的三维坐标；$F_i^y$，$F_i^z$ 分别为包含第 $i$ 个网格节点微小区域的压力在 $y$ 向和 $z$ 向的分

量;$F_y$,$F_z$ 分别为径向力在 $y$ 向和 $z$ 向的分量;$F$ 为径向力的大小;$\theta$ 为径向力与 $y$ 向的夹角.

## 2 数值模拟结果及分析

图2为泵和透平数值模拟的性能曲线,图中:$Q$ 为某工况点流量;$Q_d$ 为泵设计流量;$P_p$,$Q_p$,$H_p$,$\eta_p$ 为泵的输入功率、流量、扬程、效率;$P_T$,$Q_T$,$H_T$,$\eta_T$ 为透平的输出功率、流量、水头、效率.

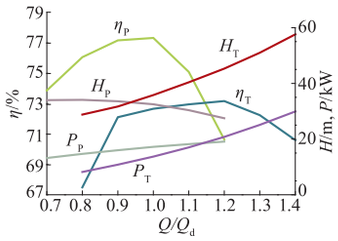



图2 泵和透平性能曲线

Fig. 2 Performance curves in pump and turbine modes

由图2可以看出:泵工况下,在设计流量 $Q_d$ 时效率最高;透平工况下,在 $1.2Q_d$ 附近效率最高;泵工况和透平工况在各自最高效率点附近,透平工况时效率比泵要低[10],透平工况最高效率值约是泵工况最高效率值的94.6%,但是透平工况时水头和流量却比泵工况时要大.

图3为泵工况和透平工况时叶轮和蜗壳交界面 $x=0$ 截面沿圆周的静压分布.

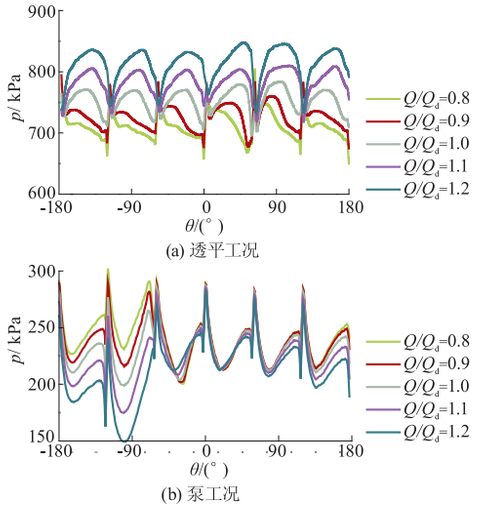



图3 叶轮和蜗壳交界面静压分布

Fig. 3 Static pressure contour at impeller-volute interface

由图3可以看出:泵工况在设计流量时,静压沿交界面圆周分布比较均匀[11-12];在非设计流量下,偏离设计点流量越大,静压沿圆周分布越偏离设计点时的平均静压;最大静压和最小静压发生在第Ⅴ断面到隔舌区域之间;交界面上的静压随流量的增大而减小;在透平工况时,交界面上静压圆周分布相对呈脉动状[13],随着流量的增大,沿圆周方向静压逐渐增大.

## 3 径向力数值预测及分析

### 3.1 泵工况下径向力的数值模拟

泵的螺旋形压水室是根据设计流量工况设计的,在设计工况下,液体在叶轮周围压水室中的速度和压力是均匀和轴对称的,作用在叶轮上的合力为0,理论上不存在径向力. 但是当偏离设计流量时,压力沿叶轮轴对称分布的条件被破坏,从而产生了径向力.

泵工况下径向力可按式(6)[14]计算:

$$F=\rho gKHD_2B_2, \tag{6}$$

式中:$\rho$ 为液体密度;$g$ 为重力加速度;$H$ 为扬程;$D_2$ 为叶轮外径;$B_2$ 为包括盖板的叶轮出口宽度;$K$ 为试验系数,按 Steponff 经验公式计算,即

$$K=0.36\left[1-\left(\frac{Q}{Q_d}\right)^2\right], \tag{7}$$

$K$ 计算值在 $n_s>165$ 时与模拟结果符合程度较好,当 $n_s$ 较小时计算的 $K$ 值偏小.

将数值模拟与理论经验公式计算所得径向力进行比较,如图4所示.

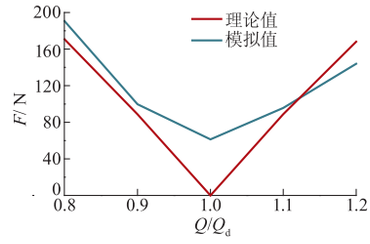



图4 泵工况下径向力计算值和模拟值比较

Fig. 4 Comparison of empirical and CFD predicted radial thrust in pump mode

由图4可以看出:泵工况下数值模拟的径向力和经验公式计算得到的径向力大小变化趋势一致,在小流量时,径向力随着流量的增大而减小,在设计流量下达到最小值;在大流量时,径向力随着流量的增大而增大;在设计工况时,理论计算径向力为0,数值模拟的径向力存在但很小. 这种差异是由于泵体的非对称结构导致泵叶轮各流道内的流量、流速及叶轮出口的压力分布非对称性引起的. 由此可见,数值模拟和理论计算结果趋向于一致,采用

数值模拟的方法对泵工况内部流场进行分析具有很高的可靠性.

### 3.2　泵工况和透平工况径向力分析

采用全流场数值模拟方法对泵工况和透平工况下的径向力进行预测，结果如图 5 所示. 可以看出：在相同流量下，透平工况时叶轮所受径向力比泵工况时整体要小；透平工况下效率的最高点为 $1.2Q_d$，其所受径向力是泵工况在设计流量时径向力的 2 倍.

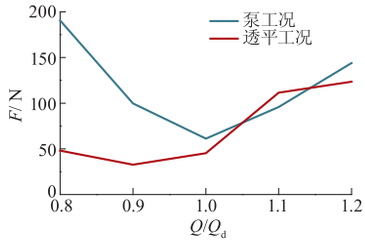



图 5　泵和透平在相同流量下径向力比较

Fig. 5　Comparison of radial thrust between pump and turbine modes at the same flow rate

图 6 为泵和透平在不同流量下径向力的大小和方向，图中角度 $\alpha$ 为叶轮所受的径向力方向与隔舌之间的夹角.

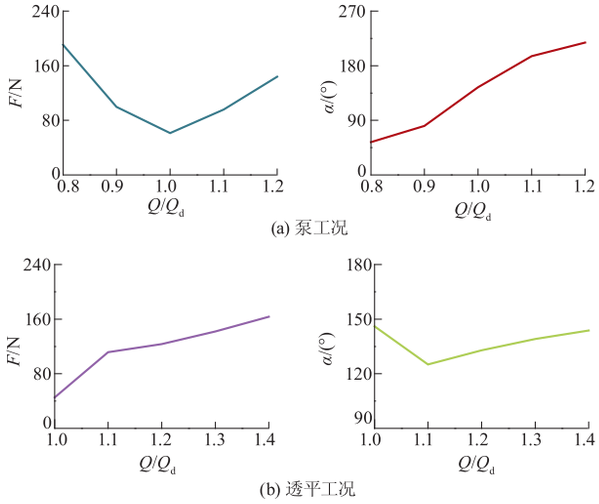



图 6　泵和透平在不同流量下径向力大小和方向

Fig. 6　Radial thrust vectors in pump and turbine modes at different flow rates

由图 6 可以看出，透平工况时，叶轮进口整个圆周方向压力分布不均匀，随着流量的增大，叶轮所受周向压力幅度增大. 透平工况径向力的产生原因与泵工况时有所不同，透平时叶轮内液体速度并不像泵工况时一样影响到蜗壳内的速度. 在小流量工况下，液力透平可回收水头降低，蜗壳内压力降低，由不对称产生的径向力也减小. 在大流量工况下，液力透平可回收水头增大，同时由于不对称产生的径向力也增大，从而导致液力透平径向力的分布随流量的增大而增大，这和文献[15]通过试验测试得到的结论一致. 在泵工况时，随着流量的增大，径向力的方向都指向泵轴，当流量为设计流量的 0.8 倍时，其与隔舌的夹角为 54°，但随着流量的增大，其与隔舌的夹角也增大，当流量为设计流量的 1.2 倍时，与隔舌的夹角达到 218°. 在透平工况时，当流量小于设计流量的 1.1 倍时，随着流量的增大，径向力与隔舌的夹角从 146°减小到 125°，但当流量大于设计流量 1.1 倍时，随着流量的增大，径向力的方向与隔舌的夹角也增大，在 1.4 倍的设计流量时达到 144°.

### 3.3　轴的强度分析和应用实例

在各自最高效率点，透平工况时的流量和扬程都比泵工况时要大，叶轮所受径向力也比泵工况下大，径向力会使泵轴受到交变应力的作用，从而影响泵运行的稳定性. 因此，在做透平径向力的试验之前，有必要根据数值模拟结果，对泵轴强度进行初步计算.

$$d_{\min}=\sqrt[3]{\frac{M}{0.2[\tau]}}, \tag{8}$$

$$M=9\,550\frac{P_c}{n}, \tag{9}$$

$$P_c=1.2P, \tag{10}$$

$$P_p=\frac{\rho g Q_p H_p}{1\,000\eta_p}, \tag{11}$$

$$P_T=\frac{\rho g Q_T H_T \eta_T}{1\,000}, \tag{12}$$

$$\frac{d_{T\min}}{d_{P\min}}=\frac{\sqrt[3]{\frac{M_T}{0.2[\tau]}}}{\sqrt[3]{\frac{M_P}{0.2[\tau]}}}=\sqrt[3]{\frac{9\,550\frac{1.2P_T}{n}}{9\,550\frac{1.2P_P}{n}}}=\sqrt[3]{\frac{Q_T H_T \eta_T \eta_P}{Q_P H_P}}=$$

$$\sqrt[3]{\frac{1.2\times45.3\times0.732\times0.773}{32.5}}=0.982<1, \tag{13}$$

上述式中：$d_{\min}$ 为最小轴径；$M$ 为转矩；$P_c$ 为计算功率；$[\tau]$ 为材料的许用切应力. 由式(13)可以看出，在透平工况下，轴强度仍然满足工作要求.

某化工厂在脱碳工艺上使用了一台文中所研究的液力透平，保持泵轴、口环间隙不变，仅对蜗壳、叶轮及叶片叶型优化，现场使用表明，其原设计泵轴的强度能满足工作要求.

## 4 结 论

1）对泵工况径向力进行数值模拟发现径向力的大小变化和理论分析一致，说明采用数值模拟方法对离心泵内部流场进行分析是可靠的.

2）对径向力进行数值预测，发现在相同流量下，透平工况径向力比泵工况径向力一般要小.

3）在泵工况时，通过数值模拟得到的径向力的变化趋势和理论分析一致，径向力的方向都指向泵轴，但与隔舌的夹角越来越大，当流量为设计流量的1.2倍时，其与隔舌的夹角达到218°.

4）在透平工况最高效率点两侧，径向力大小随流量的增大而增大，这和泵工况不同. 当流量小于设计流量1.1倍时，随着流量的增大，径向力的方向与隔舌的夹角从146°减小到125°；当流量大于设计流量的1.1倍时，随着流量的增大，其与隔舌的夹角越来越大，在1.4倍的设计流量时达到144°.

5）泵轴是按泵工况下设计的，在透平工况下使用仍然满足强度要求.

### 参考文献(References)


[1] Himanshu Nautiyal, Varun, Anoop Kumar, et al. Experimental investigation of centrifugal pump working as turbine for small hydropower systems[J]. Energy Science and Technology, 2011, 1(1): 79 – 86.

[2] Shahram Derakhshan, Ahmad Nourbakhsh. Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2008, 32(1): 800 – 807.

[3] Shahram Derakhshan, Ahmad Nourbakhsh. Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2008, 32(1): 1620 – 1627.

[4] Sonia Rawal, Kshirsagar J T. Numerical simulation on a pump operating in a turbine mode[C]//Proceedings of the Twenty-third International Pump Users Symposium, 2007: 21 – 27.

[5] 王晓辉. 水力透平转轮基本尺寸的确定及其内部流动、力特性研究[D]. 兰州：兰州理工大学能源与动力工程学院，2011.

[6] 周光坰，严宗毅，许世雄，等. 流体力学[M]. 北京：高等教育出版社，2009：106 – 160.

[7] 王福军. 计算流体动力学分析——CFD软件原理与应用[M]. 北京：清华大学出版社，2004：113 – 143.

[8] 谢汉龙，赵新宇，张炯明. ANSYS CFX流体分析及仿真[M]. 北京：电子工业出版社，2012：32 – 64.

[9] 黎义斌，赵伟国，王秀勇，等. 离心泵变工况流场分析及数值模拟[J]. 兰州理工大学学报，2007，33(6)：43 – 46.
Li Yibin, Zhao Weiguo, Wang Xiuyong, et al. Analysis and numeric simulation of off-design flow field in centrifugal pump[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2007, 33(6): 43 – 46. (in Chinese)

[10] Fred Buse. Performance analysis of a centrifugal pump used as a hydro-turbine[J]. Chemical Engineering, 1981, 88(2): 113 – 117.

[11] 王洋，张翔，黎义斌. 离心泵变工况流场分析及径向力数值预测[J]. 排灌机械，2008，26(5)：18 – 22.
Wang Yang, Zhang Xiang, Li Yibin. Off-design flow field analysis and radial force prediction of centrifugal pump[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2008, 26(5): 18 – 22. (in Chinese)

[12] 赵万勇，荆野，张亮，等. 离心泵径向力的数值分析[J]. 新技术新工艺，2010(5)：54 – 56.
Zhao Wanyong, Jing Ye, Zhang Liang, et al. Numerical analysis of radial force on the centrifugal pump[J]. New Technology & New Process, 2010(5): 54 – 56. (in Chinese)

[13] 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.
Yang Sunsheng, Kong Fanyu, Zhang Xinpeng, et al. Simulation and analysis of unsteady pressure fluctuation in hydraulic turbine[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(7): 67 – 72. (in Chinese)

[14] 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京：中国宇航出版社，2011：596 – 599.

[15] Fernandez J, Blanco E, Parrondo J, et al. Performance of a centrifugal pump running in inverse mode[J]. Journal of Power and Energy, 2004, 218(4): 265 – 271.


(责任编辑 陈建华)

## 4　结　论

1）对泵工况径向力进行数值模拟发现径向力的大小变化和理论分析一致,说明采用数值模拟方法对离心泵内部流场进行分析是可靠的.

2）对径向力进行数值预测,发现在相同流量下,透平工况径向力比泵工况径向力一般要小.

3）在泵工况时,通过数值模拟得到的径向力的变化趋势和理论分析一致,径向力的方向都指向泵轴,但与隔舌的夹角越来越大,当流量为设计流量的1.2倍时,其与隔舌的夹角达到218°.

4）在透平工况最高效率点两侧,径向力大小随流量的增大而增大,这和泵工况不同. 当流量小于设计流量1.1倍时,随着流量的增大,径向力的方向与隔舌的夹角从146°减小到125°;当流量大于设计流量的1.1倍时,随着流量的增大,其与隔舌的夹角越来越大,在1.4倍的设计流量时达到144°.

5）泵轴是按泵工况下设计的,在透平工况下使用仍然满足强度要求.

### 参考文献(References)


[1] Himanshu Nautiyal, Varun, Anoop Kumar, et al. Experimental investigation of centrifugal pump working as turbine for small hydropower systems[J]. Energy Science and Technology, 2011, 1(1): 79 – 86.

[2] Shahram Derakhshan, Ahmad Nourbakhsh. Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2008, 32(1): 800 – 807.

[3] Shahram Derakhshan, Ahmad Nourbakhsh. Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2008, 32(1): 1620 – 1627.

[4] Sonia Rawal, Kshirsagar J T. Numerical simulation on a pump operating in a turbine mode[C]//Proceedings of the Twenty-third International Pump Users Symposium, 2007: 21 – 27.

[5] 王晓辉. 水力透平转轮基本尺寸的确定及其内部流动、力特性研究[D]. 兰州:兰州理工大学能源与动力工程学院,2011.

[6] 周光坰,严宗毅,许世雄,等. 流体力学[M]. 北京:高等教育出版社, 2009:106 – 160.

[7] 王福军. 计算流体动力学分析——CFD 软件原理与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004:113 – 143.

[8] 谢汉龙,赵新宇,张炯明. ANSYS CFX 流体分析及仿真[M]. 北京: 电子工业出版社, 2012:32 – 64.

[9] 黎义斌,赵伟国,王秀勇,等. 离心泵变工况流场分析及数值模拟[J]. 兰州理工大学学报,2007,33(6):43 – 46.
Li Yibin, Zhao Weiguo, Wang Xiuyong, et al. Analysis and numeric simulation of off-design flow field in centrifugal pump[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2007, 33(6): 43 – 46. (in Chinese)

[10] Fred Buse. Performance analysis of a centrifugal pump used as a hydro-turbine[J]. Chemical Engineering, 1981, 88(2): 113 – 117.

[11] 王洋, 张翔, 黎义斌. 离心泵变工况流场分析及径向力数值预测[J]. 排灌机械,2008,26(5):18 – 22.
Wang Yang, Zhang Xiang, Li Yibin. Off-design flow field analysis and radial force prediction of centrifugal pump[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2008, 26(5): 18 – 22. (in Chinese)

[12] 赵万勇,荆野,张亮,等. 离心泵径向力的数值分析[J]. 新技术新工艺,2010(5):54 – 56.
Zhao Wanyong, Jing Ye, Zhang Liang, et al. Numerical analysis of radial force on the centrifugal pump[J]. New Technology & New Process, 2010(5): 54 – 56. (in Chinese)

[13] 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.
Yang Sunsheng, Kong Fanyu, Zhang Xinpeng, et al. Simulation and analysis of unsteady pressure fluctuation in hydraulic turbine[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(7): 67 – 72. (in Chinese)

[14] 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京:中国宇航出版社,2011:596 – 599.

[15] Fernandez J, Blanco E, Parrondo J, et al. Performance of a centrifugal pump running in inverse mode[J]. Journal of Power and Energy, 2004, 218(4): 265 – 271.


(责任编辑　陈建华)