

不同比转数离心泵作透平研究*

杨孙圣¹ 李强² 黄志攀¹ 孔繁余¹ 石海峡²

(1. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013; 2. 合肥工业大学化工机械研究所, 合肥 230009)

摘要: 为了研究不同比转数离心泵用作透平时的差别,应用数值计算的方法对不同比转数的泵进行了研究,分析了泵作透平的效率与泵效率之间的关系,以及泵作透平时的流量、扬程换算系数随比转数变化的规律,并对不同比转数的泵内部功率损失分布进行了研究。研究表明:泵作透平的效率通常不高于泵的效率;泵在透平工况下的流量和扬程比泵工况的流量和扬程大,泵用作透平运行时的流量、扬程换算系数随比转数的增加而逐渐减小;功率损失分布分析表明,叶轮内部的功率损失是泵作透平内部主要的功率损失,并随比转数的增大而逐渐增大,因此对泵作透平的优化设计应当集中在对叶轮的研究。

关键词: 离心泵 透平 数值分析 功率损失分布

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)03-0069-04

Research on Different Specific Speed Pumps Used as Turbines

Yang Sunsheng¹ Li Qiang² Huang Zhipan¹ Kong Fanyu¹ Shi Haixia²

(1. Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China

2. Institute of Chemical Machinery Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

Abstract: With the aim to investigate the difference of different specific speed pumps used as turbines, numerical simulation of different specific speed pump was performed. The efficiency between its two modes and the variations of flow rate and pressure head conversion factors of pump as turbine (PAT) with different specific speed pumps were analyzed. Meanwhile, the power loss distribution within different specific speed PATs were presented. Results showed that the flow rate and pressure head were increased when a pump was operated as a turbine. The efficiency of PAT was no more than its pump mode. The flow rate and head conversion factors decreased with the increase of specific speed. Power loss distribution within each hydraulic part showed that it was the power loss within impeller that took up the majority of the total power loss and this tendency grew with the growth of specific speed. Therefore, the optimization design of PAT should focus on impeller research.

Key words: Centrifugal pump Turbine Numerical analysis Power loss distribution

引言

液力透平能量回收装置将高压液体具有的压力能转化为透平转子的旋转机械能用于发电或者驱动耗能机械做功,实现对高压液体能量的开发利用。目前在小型水利水电资源的开发利用、海水淡化装

置、化工处理过程中余压液体能量的回收等节能技术领域有着广泛应用^[1-3]。泵是可逆式旋转机械,泵作透平(Pump as turbine, PAT)具有结构简单、体积小、造价低、维修方便、运行可靠等特点,因此用泵反转作为能量回收透平应用越来越广泛^[4-5]。

泵在透平工况下高效点的流量扬程和轴功率一

收稿日期: 2011-12-25 修回日期: 2012-02-05

* 安徽省自然科学基金资助项目(11040606M107)、“十二五”国家科技支撑计划资助项目(2011BAF14B03)和江苏高校优势学科建设工程资助项目(PAPD)

作者简介: 杨孙圣, 博士生, 主要从事能量回收设计理论与技术应用研究, E-mail: yangsunsheng@126.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

般要大于泵工况高效率点的流量扬程和轴功率。水泵厂通常不提供其透平工况性能曲线,如何选择合适的泵用作透平运行是泵作透平应用遇到的首要难题,因此较多的学者对这一问题进行了研究^[6-7]。随着计算机技术的发展,应用 CFD 技术对旋转机械内部流动和外特性进行数值模拟已经非常普遍。但已有研究表明,应用 CFD 技术对泵作透平外特性进行预测与实验结果相差较大^[8-9]。作者对 CFD 技术预测泵作透平外特性进行了研究,发现采用全流场和结构化网格技术能够较准确地预测泵作透平的外特性^[9-10]。为了分析不同比转数泵两种工况之间的流量扬程换算系数,以及泵作透平内部功率损失分布规律,本文采用全流场和结构化网格技术对 5 台不同比转数离心泵的正反工况进行数值计算,分析泵用作透平运行时的流量换算系数 q 、扬程换算系数 h ,及其随泵比转数变化的规律。同时分析不同比转数泵作透平内部功率损失分布,为泵作透平的研究提供方向。

1 数值计算

1.1 网格生成

采用全流场和结构化网格技术,对过流部件进行六面体结构网格划分,边界层网格 $y^+ \geq 40$ 。图 1 为叶轮流道和全流场网格装配图。

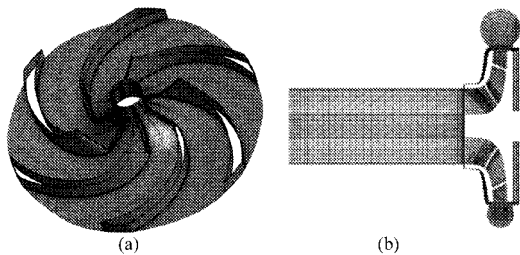


图 1 叶轮网格和网格装配

Fig. 1 Mesh of impeller and mesh assembling

(a) 叶轮网格 (b) 网格装配

对该模型的网格无关性进行了研究,当网格数量在 95 万以上时,效率的变动范围小于 0.5%,因此网格数量应当在 100 万以上时较为合适。本文用于数值计算的网格数均在 100 万以上。

1.2 参数设置

采用 ANSYS - CFX 流场分析软件对泵和透平内部流动进行求解分析。进口条件设为静压进口,出口设为质量出口^[11-12],通过调节出口的质量流量得到泵和透平的外特性曲线。计算收敛标准设为 10^{-6} ,壁面粗糙度设为 $50 \mu\text{m}$,输送介质选用 25°C 的水,湍流模型选用 $k-\varepsilon$ 湍流模型,分析类型为稳态。

1.3 实验与数值计算结果比较

文献[10]分别在图 2 所示实验台上对一单级

泵的泵和透平两种工况进行了实验。图 3 为泵和透平工况下实验与数值计算得到的外特性曲线(图中 η 为效率, H 为扬程, P 为轴功率, Q 为流量)。表 1 为数值计算与实验得到的流量和扬程换算系数。

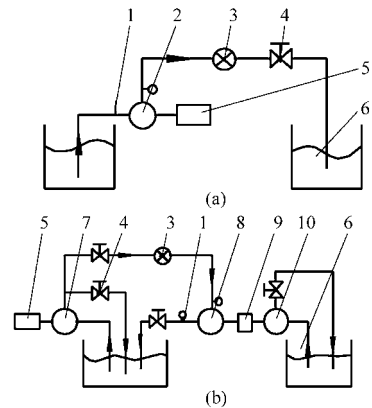


图 2 泵和泵作透平实验台

Fig. 2 Test rigs of pump and pump used as turbine

(a) 泵 (b) 泵作透平

1. 压力表 2. 泵 3. 流量计 4. 调节阀 5. 电动机 6. 水池
7. 增压泵 8. 透平 9. 扭矩仪 10. 负载泵

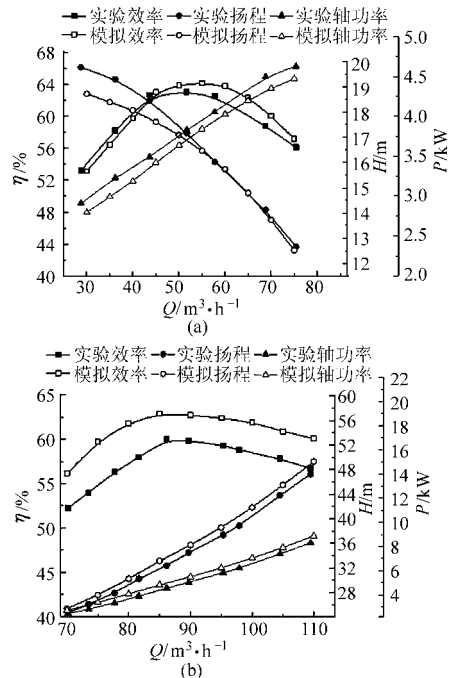


图 3 实验与数值计算外特性曲线

Fig. 3 Comparison between experimental and numerical results

(a) 泵 (b) 透平

表 1 数值计算与实验换算系数

Tab. 1 Numerical and experimental conversion factor

参数	实验	数值计算	误差/%
流量换算系数 q	1.66	1.55	-6.6
扬程换算系数 h	1.89	2.00	5.8

从图 3 可以看出,泵和透平的数值计算结果与实验结果趋势相吻合。数值计算与实验产生误差的原因是数值计算的过程中忽略了轴承和机械密封摩

擦引起的机械摩擦损失,同时没有考虑平衡孔泄漏引起的容积损失。对于透平工况而言,前后腔体内部的流动对透平的外特性较为重要^[8-9],因此平衡孔和机械密封泄漏引起的容积损失对数值计算结果影响较大。根据数值计算与实验结果分析,采用 CFD 技术可以对泵的正反工况进行较为准确的数值模拟。

2 泵作透平换算系数分析

对另外 5 台不同比转数的泵进行了正反工况的数值计算,图 4 为不同比转数的泵模型。表 2 为数值计算得到的 5 台不同比转数泵的最高效率点换算系数。其中 n_{sP} 和 n_{sT} 为泵和透平工况下的比转数, η_p 和 η_T 分别为泵和透平工况下的效率。

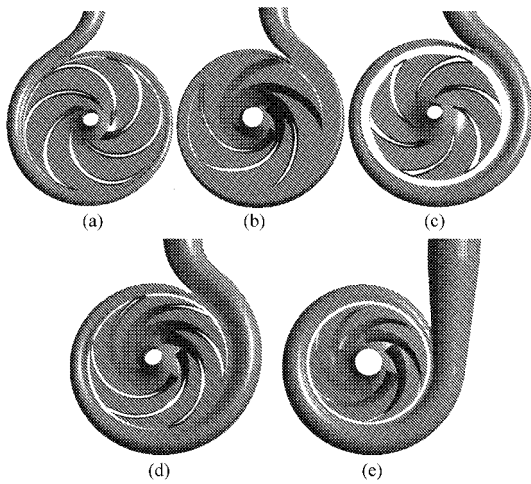


图 4 不同比转数泵模型

Fig. 4 Pumps of different specific speeds

(a) $n_{sP} = 50.62$ (b) $n_{sP} = 66.12$ (c) $n_{sP} = 86.29$
(d) $n_{sP} = 104.91$ (e) $n_{sP} = 115.38$

表 2 不同比转数泵正反工况换算系数

Tab. 2 Conversion factors of different specific speed pumps

比转数		换算系数		效率	
n_{sP}	n_{sT}	h	q	η_p	η_T
50.62	40.81	1.82	1.60	62.12	59.49
66.12	54.10	1.81	1.64	70.12	67.96
86.29	60.53	2.00	1.55	64.18	63.03
104.91	90.14	1.42	1.25	75.93	75.53
115.38	106.65	1.26	1.21	81.37	80.87

从表 2 可以看出,透平工况下的扬程和流量高于泵工况的扬程和流量;随着泵比转数的增加,扬程换算系数 h 和流量换算系数 q 逐渐减小;泵在透平工况下的比转数低于泵工况下的比转数;泵反转用作透平运行时的效率不高于泵工况的效率。在所研究的 5 台泵中,透平的效率与泵的效率最大相差小于 3%。

3 功率损失分布

泵作透平内部流道可划分为如图 5 所示的 3 个区域。图 6 为泵比转数为 86.29 的透平内部功率损失分布。功率损失通过公式 $P' = \rho gQH'$ 计算得到,其中 H' 为扬程损失量。蜗壳和尾水管内部的功率损失反映了蜗壳和尾水管内部的水力损失。叶轮内部的功率损失包括口环泄漏、圆盘摩擦损失、叶轮内部的水力损失等引起的功率损失。从图 6 可以看出叶轮内部的功率损失是透平内部主要的功率损失,其次是蜗壳内部的功率损失,尾水管内部的功率损失最小。

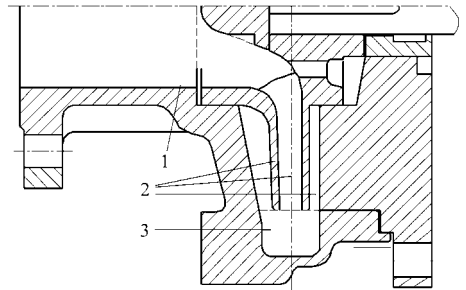


图 5 泵作透平内部流道划分

Fig. 5 Division of flow channel within pump used as turbine

1. 尾水管 2. 叶轮 3. 蜗壳

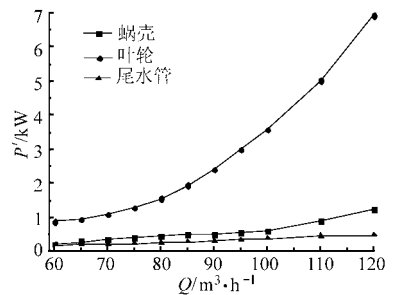


图 6 泵作透平内部的功率损失分布

Fig. 6 Power loss distribution within PAT

表 3 列出了不同比转数的泵作透平在最高效率点时蜗壳、叶轮和尾水管内部的功率损失分布。

表 3 泵作透平最高效率点功率损失分布

Tab. 3 Power loss distribution of pump used as turbine at BEP

n_{sP}	功率损失分布/%		
	蜗壳	叶轮	尾水管
50.62	27.57	67.76	4.67
66.12	23.74	72.79	3.47
86.29	16.39	71.65	11.96
104.91	18.96	77.43	3.61
115.38	3.56	93.26	3.18

从表 3 可以看出,叶轮内部的功率损失最大,其次是蜗壳,尾水管内部的功率损失最小;随着比转数的增加叶轮内部的功率损失占总功率损失的

比例逐渐增加,蜗壳内部的功率损失占总损失的比例逐渐下降,尾水管内部的功率损失随比转数的变化较小。

4 结论

(1)离心泵可以反运转用作透平运行,其在透平工况的效率与泵的效率相当,在所研究的5台泵中,透平的效率与泵的效率最大相差小于3%。

(2)得到了不同比转数的泵正反工况下的流量和扬程换算系数,以及它们随比转数变化的规律,可

为泵用作透平运行提供参考。

(3)对透平内部的功率损失分布分析表明,叶轮内部的功率损失是透平的主要功率损失,其次是蜗壳内部的功率损失。叶轮内部的功率损失占总损失的比例随比转数的增大而增大,蜗壳内部的功率损失随比转数的增大而减小。由于泵在设计时未考虑到透平工况高效运行,透平工况的效率通常不高于泵的效率,为了提高泵作透平的效率,根据功率损失分布提高泵作透平的效率应当主要集中在叶轮和蜗壳的优化设计。

参 考 文 献

- Williams A A. Pumps as turbines used with induction generations of stand-alone micro-hydroelectric power plants [D]. Nottingham: Nottingham Polytechnic, 1992.
- Chapallaz J M, Eichenberger P, Fischer G. Manual on pumps used as turbines [M]. Braunschweig, Germany: Springer Vieweg, 1992.
- Waheed A Raja, Robert W Piazza. Reverse running centrifugal pumps as hydraulic recovery turbines for seawater reverse osmosis systems [J]. Desalination, 1981,38:123 ~ 134.
- 刘甲凡. 泵作水轮机运行的特性分析[J]. 农业机械学报,1997,28(3):20 ~ 24.
Liu Jiafan. Performance analysis of pump as turbine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1997, 28(3):20 ~ 24. (in Chinese)
- 杨孙圣, 孔繁余, 陈斌. 叶片包角对可逆式泵性能影响的数值研究[J]. 流体机械, 2011,39(6): 17 ~ 20.
Yang Sunsheng, Kong Fanyu, Chen Bin. Numerical research of blade wrap angle to the performance of reversible pump[J]. Fluid Machinery, 2011,39(6): 17 ~ 20. (in Chinese)
- Singh P, Nestmann F. An optimization routine on a prediction and selection model for the turbine operation of centrifugal pumps [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2010, 34(2):152 ~ 164.
- Williams A A. The turbine performance of centrifugal pumps: a comparison of prediction methods [J]. Proc. IMechE, Part A: Journal of Power and Energy, 1994,208(1): 59 ~ 66.
- Derakhshan S, Nourbakhsh A. Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2008, 32 (5): 1 620 ~ 1 627.
- 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)
- Yang Sunsheng, Shahram Derakhshan, Kong Fanyu. Theoretical, numerical and experimental prediction of pump as turbine performance [J]. Renewable Energy, 2012,48:507 ~ 513.
- Yang Sunsheng, Kong Fanyu, Shao Fei, et al. Numerical simulation and comparison of pump and pump as turbine[C]//ASME Fluids Engineering Summer Meeting, Montreal, Canada, 2010;1 ~ 10.
- Spence P, Amaral-Teixeira J. Investigation into pressure pulsations in a centrifugal pump using numerical methods supported by industrial tests [J]. Computers & Fluids, 2007,37(6): 690 ~ 704.