

· 能源与环境 ·

气液两相多级液力透平的全流道数值模拟

杨军虎, 许 亭, 刘浩然

(兰州理工大学能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050)

摘要:以 DG85-80 五级节段式离心泵做液力透平, 基于 CFD 软件, 采用 N-S 方程和标准 $\kappa-\varepsilon$ 湍流模型, 选择 Mixture 多相流模型, 利用 SIMPLE 算法, 对其在纯水介质和气液两相介质时进行全流道数值模拟, 得到透平的外特性曲线和内流场规律。结果显示: 气液两相透平在最优工况点的压头、功率比纯水透平的高, 而水力效率和质量流量较纯水透平的低; 在最优工况点, 随着级数增加, 气液两相透平各级导叶、叶轮进出口压差增大, 其内部压力分布的不均匀性增加, 叶片工作面进口附近的漩涡区域减小; 与小流量时的透平相比, 大流量时透平各级叶轮、导叶内部的气体体积分数较大, 透平叶轮出口附近的高含气率区域较小, 各流道中气体分布的不对称性加剧。

关键词: 多级离心泵; 气液两相; 液力透平; 数值模拟; 流场分析

中图分类号: TK8 文献标志码: A 文章编号: 1673-159X(2014)05-00103-06

doi: 10.3969/j.issn.1673-159X.2014.05.023

Numerical Simulation of Whole Flow Passage for a Multi-stage Hydraulic Turbine with Gas-liquid Two-Phase Media

YANG Jun-hu, XU Ting, LIU Hao-ran

(College of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Tech., Lanzhou 730050 China)

Abstract: A DG85-80 five segmental centrifugal pump was chosen to work as a turbine and in order to obtain the external characteristics and the internal flow of the PAT, the numerical simulation of full passage in the case of PAT work with water phase and gas-liquid two-phase was conducted based on CFD software. N-S equations, the standard two equations $\kappa-\varepsilon$ turbulent model, mixture model and SIMPLE algorithm were used for the simulation. The results indicated that at the optimum operating point, the head and power of gas-liquid two-phase turbine were higher than that of pure water turbine but the hydraulic efficiency and mass flow was lower. At the optimal operating point, with the series increase, the pressure difference of every impeller and guide vanes of turbine with gas-liquid two-phase media and the heterogeneity of its internal pressure distribution increased, while vortex region near the inlet pressure face of vanes was reduced. Compared with the turbine of the small flow, the GVF of every impeller and guide vanes of turbine with large flow was greater, the area of high GVF near the outlet of impeller was small and the asymmetry of gas distribution in each runner became exacerbated.

Keywords: multistage centrifugal pump; gas-liquid two-phase; hydraulic turbine; numerical simulation; flow field analysis

液力透平可以将高压液体的压力能回收转化为透平转子的旋转机械能, 并驱动泵、风机等工作机做功或者用于发电^[1-3]。目前, 液力透平装置已广泛应用于石油化工、海水淡化、冶金处理过程中的余压液体能量的回收等节能技术领域。

泵反转做液力 (pump as turbine, 简称 PAT) 透平

具有结构简单、成本低、便于维修、性能可靠、应用广泛、可批量生产等优点, 是液力透平的主要形式之一, 它包括单级和多级结构^[2-6]。回收压头较高的余压液体的压力能, 可用多级泵反转做液力透平。工程应用中高压液体中常含有一定量的气体, 因此研究气液两相介质的多级液力透平具有重要意义。

收稿日期: 2013-11-20

基金项目: 国家自然科学基金(51169010); 十二·五国家科技支撑计划(2012BAA078B045)资助项目。

作者简介: 杨军虎(1962—), 男, 教授, 博士生导师, 主要从事流体机械内部流动机制及设计理论方面的研究。

目前对液力透平的研究,主要集中在根据泵的工况性能来预测透平的工况性能以及二者之间的性能换算关系^[2-5]、泵正反转的水力特性的研究等方面^[6-7]。文献[2]研究了纯水介质的多级离心泵做液力透平的数值模拟和性能预测。对泵反转做液力透平的研究主要采用理论推导、试验、数值模拟等方法^[1-7]。本文基于CFD软件对多级离心泵在纯水介质和入口气体体积含气率(即 Gas Volume Fraction 缩写为GVF)为0.10的气液两相介质时的液力透平进行数值试验研究,分析其在最优工况的外特性和内部流动规律,以及在大流量和小流量工况下的气体分布,为多级泵反转做液力透平结构的优化提供参考。

1 模型的建立与网格划分

以DG85-80五级节段式锅炉给水离心泵反转做多级液力透平。多级泵的基本结构为准螺旋形吸入室、环形压出室和径向导叶,其基本参数如表1所示。用PRO/Engineer5.0生成多级离心泵内部三维流动区域计算模型^[8],如图1所示。

表1 多级离心泵设计参数

流量 $q_{v, bep}$ / ($m^3 \cdot h^{-1}$)	单级扬程 H /m	转速 n / ($r \cdot min^{-1}$)	总效率 η /%	叶片数 z	比转速 n_s
85	80	2 950	65	6	61.85

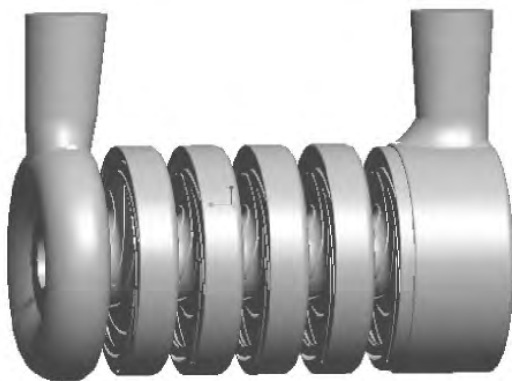


图1 多级离心泵三维流动模型

为适应多级离心泵过流部件(吸入室、压出室和各级叶轮、正反导叶)的复杂形状,在Gambit中采用四面体和六面体网格相结合的混合网格划分各个流动模型内的流体,并完成部分边界条件的设定。吸入室和压出室的网格数为40万5778和40万1976;第1级到第5级叶轮的网格数分别为

32万4593、46万1819、46万1689、46万1667、46万1868;第1级到第5级导叶的网格数分别为28万6166、28万2479、28万2835、28万1989、13万3789;全流道模型的网格总数为424万6648个。在Fluent中对泵入口流量为0.8、0.9、1.0、1.1、1.2 $q_{v, bep}$ 时进行数值模拟,得到纯水介质时多级离心泵的外特性曲线,如图2所示。

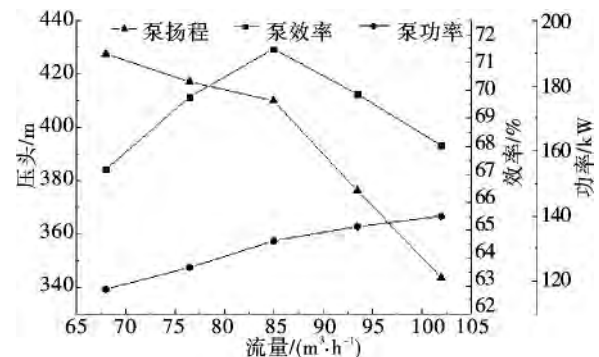


图2 纯水介质时多级离心泵的外特性曲线

2 数值模拟的计算方案

在Fluent中分别对多级离心泵在纯水介质的透平工况和入口GVF为0.10的气液两相介质的透平工况在不同流量下进行数值试验研究,并分析总结其外特性和内部流动特性。

2.1 基本假设及边界条件

在Fluent中选取工作介质为清水和气液两相介质,基本假设:纯水为连续不可压缩流体,气体为连续可压缩理想气体;气液两相介质中纯水为主相,气体为次相,认为气液两相介质均匀混合,介质在透平流道内稳定流动;两相介质之间不存在相变和传质;介质流经设备时间很短,散热很小,和外界无热交换,忽略气相与液相介质之间的热量交换;膨胀和压缩引起的气体内能变化与气体膨胀功相比要小很多,不考虑气体压缩、膨胀时内能的变化。

边界条件设置为质量进口,压力出口,余压设置为0.5 MPa,以供设备后续运行,收敛精度为 10^{-4} 。壁面条件:在叶片表面等固体壁面上,速度满足无滑移条件,即相对速度 $\omega = 0$;对于近壁附近流动区采用标准壁面函数法确定。

2.2 湍流模型

数值模拟选用多重参考坐标系(MRF),设置叶轮区域为旋转坐标系。基于时均化的N-S方程,采用标准 $\kappa - \varepsilon$ 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进行离散计算; 气液滑移计算方式选用 manninen - et - al 多相流模型采用 Mixture 模型; 压力 - 速度耦合求解使用 SIMPLE 算法; 计算类型为稳态^[9]。

3 最优工况透平特性

3.1 多级液力透平的外特性

式(1)、式(2)为气液两相介质的液力透平压头和效率的计算公式^[10]。

$$H = (1 - \chi) \left[\frac{p_d - p_s}{g\rho_l} + \frac{1}{2g} (v_d^2 - v_s^2)_l + (z_d - z_s)_l \right] + \chi \left[\frac{RT}{g} \ln \frac{p_d}{p_s} + \frac{1}{2g} (v_d^2 - v_s^2)_g + (z_d - z_s)_g \right], \quad (1)$$

$$\eta = \frac{Mn}{\rho_{lg} gQH}. \quad (2)$$

式中: H 为透平的压头, m ; χ 为气体质量含气率; g 为重力加速度, m/s^2 ; p_d 、 p_s 分别为透平进、出口总压, p_a ; v_d 、 v_s 为透平进、出口介质速度, m/s ; z_d 、 z_s 为进、出口到基准面的垂直高度, m ; R 为气体常数; T 为热力学温度, K ; ρ 为介质密度, kg/m^3 ; 下标 d 为透平进口, 下标 s 为透平出口, 下标 g 和 l 分别为气体介质和液体介质; η 为透平水力效率; M 为透平输出转矩, $N \cdot m$; ρ_{lg} 为气液混合介质密度; Q 为混合介质体积流量, m^3/h ; ω 为转速, r/min 。

图 3、图 4 为多级液力透平在纯水介质和入口 GVF 为 0.10 的气液两相介质时的外特性曲线。可知: 随着流量的增大, 纯水透平和气液两相透平的压头和功率均逐渐增大, 通过水力效率曲线可以看出纯水介质的透平在未达到最优效率之前曲线较为平坦, 而之后效率下降的梯度较大; 气液两相透平在最优工况点的压头、功率比纯水透平高, 而水力效率较纯水透平低, 其高效率运行区域比纯水透平小, 随流量的增大水力效率下降的梯度增大。

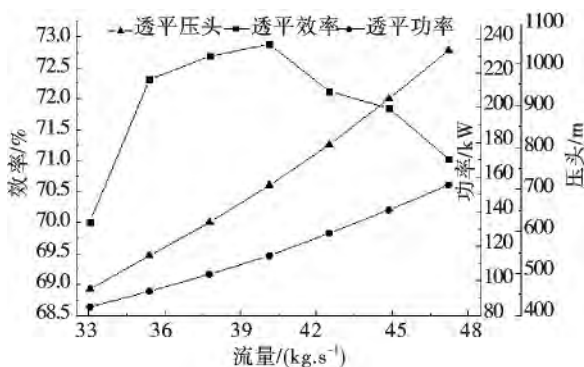


图 3 纯水介质时液力透平的外特性曲线

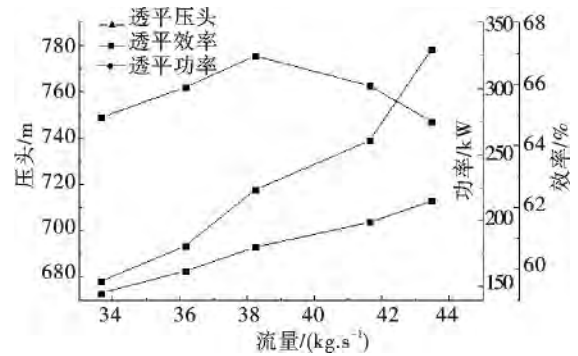


图 4 气液两相介质时液力透平外特性曲线

3.2 多级液力透平的内流场分析

3.2.1 静压力分布

图 5 为入口混合介质的气体体积分数为 0.10 的气液两相介质的液力透平第 1、3、5 级叶轮、导叶的静压分布云图。可知: 透平从正导叶入口到叶轮出口的压力递减, 在导叶和叶轮的交界面处压力等值线波动较大, 这是由于叶轮和导叶动静干涉导致的压力损失; 叶片工作面压力大于叶片背面压力; 导叶、叶轮各流道中, 压力分布不完全对称, 压力沿流线和过水断面形成线的变化不均匀, 导叶流道内的压力梯度变化大于叶轮, 导叶凸面压力大于凹面; 随着级数增加, 压力下降, 各级叶轮导叶的进出口压差也随之增大, 导叶叶轮各流道内的压力变化梯度增大, 压力分布的不均匀性增加。

3.2.2 速度矢量分布

图 6 为入口混合介质气体体积分数为 0.10 的气液两相介质的液力透平第 1、3、5 级叶轮、导叶的相对速度分布云图。如图 6 所示, 混合介质在透平叶轮、导叶流道内的流动总体上比较稳定, 随级数增加, 各级叶轮、导叶流道内的流速增加。这是由于随流道内压力减小, 气体膨胀加剧, 流体速度变大, 两相介质之间的耦合作用加强, 互相影响和带动, 气液两相介质的相对运动使叶轮流道内流体流动有所改善。从透平的正导叶入口到出口速度增大, 导叶 - 叶轮交界面的速度快速减小后, 再到叶轮出口的过程中速度又逐渐增大。这是因为泵在透平工况下导叶和叶轮的流道是收缩的, 介质从导叶到与叶轮交界面处流道截面面积增大。导叶凸面速度大于凹面。叶片背面的速度大于工作面速度, 叶片工作面进口处有漩涡区域, 并形成一定的回流, 流速较小, 沿着叶轮的旋转方向, 回流逐渐减弱, 随着级数的增大漩涡区域有所增大。这是由于介质在叶片工作面进口附近造成冲击, 随着级数增加, 气体膨胀, 介质流速增大, 这种冲击损失也变大。表 2 是气液两相透平在最优工况点的各级叶轮、导叶的数值试验结果, 其结果与透平总的外特性和内流场特征相吻合。由表 2 可知, 多级液力透

平的单级水力效率比其总的水力效率高。这是由于总的水力效率要考虑到介质在透平的吸入室和压出室,以及各自的上一级透平叶轮出口到下一级导叶进口交界面处的压力损失。

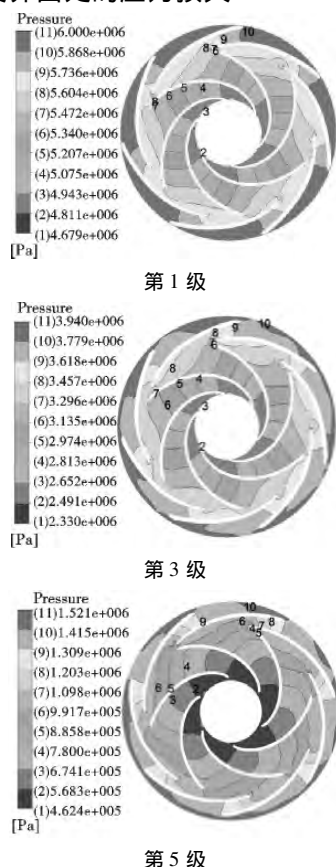


图5 最优工况时气液两相介质液力透平的第1、3、5级叶轮、导叶的静压云图

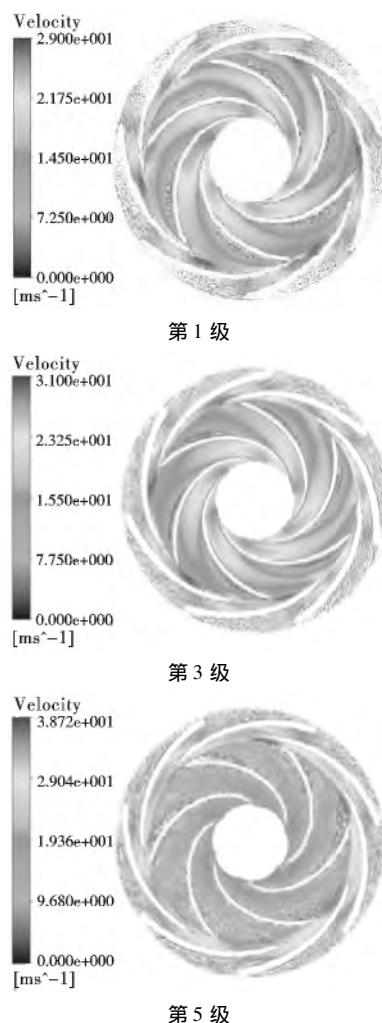


图6 最优工况时气液两相介质的液力透平第1、3、5级叶轮、导叶的速度矢量图

表2 气液两相介质液力透平的数值模拟结果

级第	单级压降/MPa	单级水力效率/%	转矩/(N·m)	轴功率/kW	叶轮出口含气率/%
第1级	1.028 732 00	71.15	112.66	34.80	11.85
第2级	1.012 228 00	72.03	118.09	36.48	14.18
第3级	1.126 855 80	71.64	120.89	37.35	17.24
第4级	1.071 543 10	72.36	123.28	38.08	25.36
第5级	0.873 312 55	71.48	101.76	31.44	44.00

3.2.3 气相介质体积分数分布

图7是入口气体体积分数为0.10的气液两相介质的液力透平第1、3、5级叶轮、导叶的相对速度分布云图。可知:气相介质充满了各级导叶叶轮的流道,各流道中气体分布不对称,同一流道内气体分布不均匀;随着级数的增加,从第1级到第5级各级叶轮、导叶内的体积含气率增加,并且叶轮出口

附近的高含气率区域也增大;由于从导叶进口到叶轮出口,流道内压力逐渐减小,气体膨胀,GVF从导叶进口到叶轮出口逐渐增大,增加的梯度很不均匀;各级叶轮叶片背面的含气率比叶片工作面高,导叶凸面含气率小于凹面,在第1级和第3级叶轮的工作面进口附近有一小部分高含气率区域,这些区域随着级数的增加而逐渐消失。

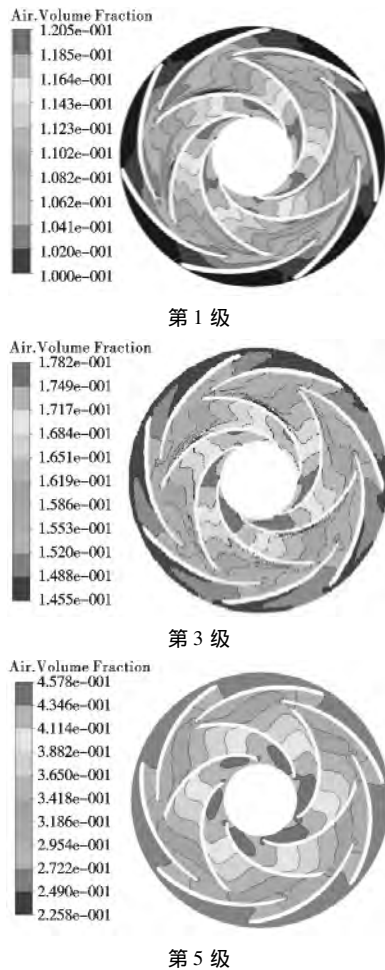


图 7 最优工况时气液两相介质的液力透平第 1、3、5 级叶轮、导叶的气相体积分数分布云图

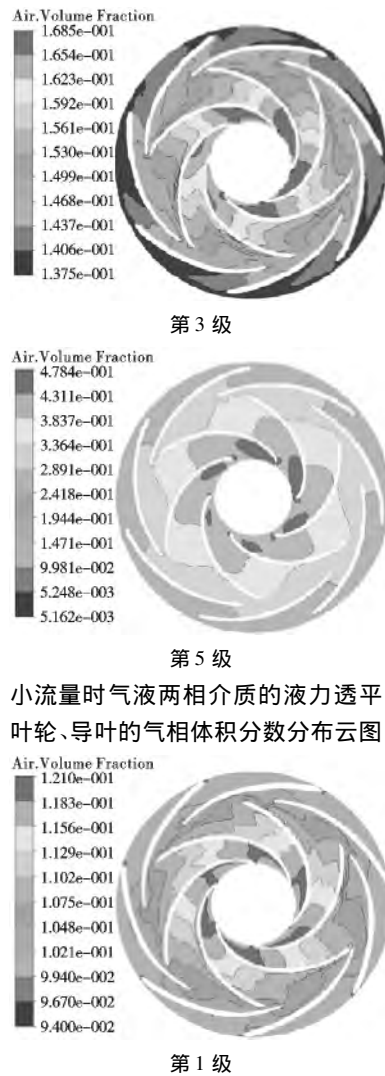


图 8 小流量时气液两相介质的液力透平第 1、3、5 级叶轮、导叶的气相体积分数分布云图

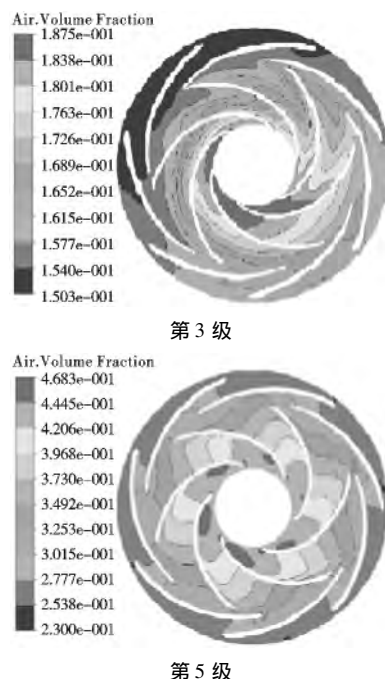
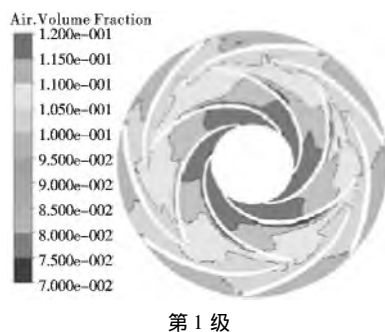


图 9 大流量时气液两相介质的液力透平第 1、3、5 级叶轮、导叶的气相体积分数分布云图

4 变工况时透平的气相介质分布特性

图 8、图 9 分别是 GVF 为 0.10 时多级液力透平在小流量 ($Q = 0.75Q_{BEP}$) 和大流量 ($Q = 1.25Q_{BEP}$) 下第 1、3、5 级叶轮、导叶流道内部气相介质体积分数分布云图。可知:与设计工况下的透平相比,在非最优工况点气液两相液力透平的导叶、叶轮内气体分布的不对称性加剧,随着级数的增加,透平叶轮出口附近的高含气率区域减小;与小流量时的透平相比,透平对应的各级叶轮、导叶在流量较大时其内部的气体体积分数较大,各流道中气体分布更加不对称,透平叶轮出口附近的高含气率区域较小。



第 1 级

4 结论

1) 与纯水介质的多级液力透平相比,气液两相介质的透平在最优工况点的压头、功率较高,水力效率、质量流量和高效率运行区域比纯水透平的小。

2) 气液两相透平的导叶、叶轮各流道中,压力分布不完全对称,导叶凸面压力大于凹面,叶片工作面压力大于背面;介质在透平叶轮、导叶流道内流动较稳定,叶片背面的速度大于工作面速度,导叶凸面速度大于凹面,叶片工作面进口处有流速较小的漩涡区域;透平叶轮各流道中气体分布不对称,各级叶轮的叶片背面的含气率比叶片工作面的高,导叶凸面含气率小于凹面,在工作面进口附近有一小部分的高含气率区域;随着级数的增加,透平各级导叶、叶轮进出口压差增大,其内部压力分布不均匀性增加,叶片工作面进口附近的漩涡区域减小,叶轮的工作面进口附近的高含气率区域减小。

3) 在非设计工况点的透平叶轮出口附近的高含气率区域随着级数的增加而减小。与小流量时的透平相比,大流量时透平各级叶轮、导叶内部的气体体积分数较大,透平叶轮出口附近的高含气率区域较小,各流道中气体分布的不对称性加剧。

参 考 文 献

[1] HEINZ P B. Become Familiar with Turboexpander Applications

[J]. Petromin 2001 (5/6):17-18.

[2] 杨军虎,张雪宁,王晓晖. 基于离心泵的多级液力透平的性能预测与数值模拟[J]. 兰州理工大学学报 2012,38(2):42-46

[3] Williams A A. The Turbine Performance of Centrifugal Pumps: a Comparison of Prediction Methods [J]. Proc Instn Mech Engrs, 1994 (208):59-66.

[4] 杨军虎,袁亚飞,蒋云国,等. 离心泵反转作为能量回收透平的性能预测[J]. 兰州理工大学学报 2010,36(1):54-56.

[5] 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.

[6] 杨孙圣,孔繁余,宿向辉. 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):39-34.

[7] Shahram Derakhshan, Ahmad Nourbakhsh. Theoretical, Numerical and Experimental Investigation of Centrifugal Pumps in Reverse Operation [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2008, 32 (8): 1620-1627.

[8] 关醒凡. 现代泵理论与设计 [M]. 北京:中国宇航出版社, 2011:564-571.

[9] 王福军. 计算流体力学分析:CFD 软件原理与应用 [M]. 北京:清华大学出版社,2004:113-143.

[10] 夏书强. 气液两相介质下液力透平基本方程和换算关系曲线的研究 [D]. 兰州:兰州理工大学 2013.

(编校:夏书林)

(上接第97页)

[2] 胡启洲,张卫华. 基于信息熵的公交线网优化方案余弦排序 [J]. 系统工程理论与实践 2008 (12):121-127.

[3] 胡启洲,邓卫. 基于线性分派法对公交线网优化方案排序 [J]. 系统管理学报 2007,16(4):442-446.

[4] 胡启洲,邓卫,周媛. 公交线网优化的物元分析法 [J]. 武汉理工大学学报:交通科学与工程版 2009,33(1):25-28.

[5] 郑连勇. 城市交通影响分析 [M]. 北京:中国建筑工业出版社 2006:159-160.

[6] 张卫华. 城市公共交通优先通行技术及评价方法研究 [D]. 南京:东南大学 2003.

[7] 王炜,陈学武,陆建. 城市交通系统可持续发展理论体系研究 [M]. 北京:科学出版社 2004:97-98.

[8] 王东海,段力伟. 基于 TOPSIS 的铁路应急资源调度优化模型 [J]. 铁道运输与经济 2013,35(2):52-56.

[9] 杨玉中,张强,吴立云. 基于熵权的 TOPSIS 供应商选择方法 [J]. 北京理工大学学报 2006,26(1):963-973.

[10] Deng H, Yeh C H, Willis R J. Inter-company Comparison Using Modified TOPSIS with Objective Weights [J]. Computers and Operations Research 2000,27(10):963-973.

(编校:夏书林)