

含泄水孔混流式水轮机间隙流动数值模拟^{*}

周大庆 陈 洋
(河海大学能源与电气学院, 南京 210098)

摘要: 建立了包括混流式水轮机转轮上冠和顶盖间的空腔、泄水孔以及转轮前密封间隙流道中的水体模型在内的全流道几何模型,通过三维数值模拟,研究了主流道内速度和压力分布以及空腔、泄水孔和密封间隙内的流动特征,揭示了混流式水轮机上部空腔压力与泄漏水量随不同密封间隙尺寸、不同泄水孔直径和数目的变化规律。根据数值模拟结果,最终确定水轮机泄水孔数目为6个,直径为40 mm,间隙宽度为1 mm,该模型额定工况下流量为5 109 m³/h,间隙泄漏水量占机组流量的0.3%,水轮机效率为86.75%,与试验测试结果基本一致,表明所研究的间隙流计算方法可为水轮机泄水孔直径、数目以及密封间隙等细部结构尺寸的权衡确定提供参考依据。

关键词: 混流式水轮机 间隙流动 泄水孔 数值模拟

中图分类号: TK733^{+.1} **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)04-0053-06

Numerical Simulation of Clearance Flow in Francis Turbine with Weep Holes

Zhou Daqing Chen Yang
(College of Energy and Electrical, Hohai University, Nanjing 210098, China)

Abstract: The whole flow passage of Francis turbine including clearance structure such as cavity between crown and top cover, weep hole and seal passage of runner was built to study pressure distributions and velocity distributions in main passage as well as clearance flow characteristics by CFD method. Variation rules of leakage flux and static pressure in chamber head of the turbine was revealed due to different micro channel clearance widths, weep hole diameters and numbers. ICEM structured grid was used to divide the key components to analyze the seal clearance flow. The sizes of grid nodes were set up as one smaller regional area and another larger one according to the large space between the main passage and seal passage. The numerical results showed that seal widths, weep hole diameter and number had an impact on flux leakage and pressure in chamber head. According to numerical simulation results, the weep hole number was determined as 6, weep hole diameter was 40 mm and seal width was 1 mm. Under the rated condition, turbine installation efficiency was 86.75% with flow rate of 5 109 m³/h, and the clearance leakage reach 0.3% of the whole unit flow. The calculation results agreed well with the test, which showed that clearance flow calculation method could provide scientific basis for the design of Francis hydraulic turbine weep hole diameter and number, and details of seal gap structure. The results would benefit to avoiding the hydraulic vibration and ensure the secure and efficient operation of units.

Key words: Francis turbine Clearance flow Weep hole Numerical simulation

引言

间隙流动问题关系到所有旋转机械的性能甚至安全,目前针对水轮机水力设计和流动特性的问题,

国内外学者做了大量的研究工作^[1],尤其集中在研究水轮机主流道内的流动特性^[2-5],但是对不同流体机械旋转部件与静止部件间的间隙渗漏流动研究较少,对于混流式水轮机转轮上冠空腔及转轮前密

收稿日期: 2014-06-27 修回日期: 2014-08-12
^{*} 国家自然科学基金资助项目(51106042)
作者简介: 周大庆,副教授,主要从事流体机械与工程研究,E-mail: zhoudaqing@ hhu. edu. cn

封间隙进口周围流场之间相互扰动的研究更少。大部分已有的研究都是把密封间隙作为单独的研究对象来分析其相关特性,主要涉及密封间隙泄漏流量的计算方法、密封间隙内部流动分析以及密封性能等^[5-11]。

这种把密封间隙作为单独的研究对象来分析其相关特性的研究方法,具有方法简单、工作量小、网格易划分、计算量小、计算速度快等特点。但这种方法只考虑了间隙流动独立的流动特性,却忽略了导叶、转轮等其他部件内部与间隙内部流体流动之间的相互影响,不能完全真实反映密封间隙的流动特性。最近的研究主要从泄漏流量的角度研究机组稳定性受间隙流动的影响^[12-13]。

本文采用 CFD 数值模拟技术,以含有密封间隙的旋转机械整体为研究对象,针对实际计算过程中水轮机转轮间隙网格划分困难、耗时久的问题,采用混合网格技术,应用 ICEM 对关键部件划分结构化网格从而进行复杂间隙流动的分析,探讨泄水孔尺寸与数量、迷宫密封间隙尺寸对机组性能的影响,从而为水轮机的设计、制造与安装提供参考。

1 计算方法

1.1 计算区域和网格划分

图 1 为一种用于水动冷却塔^[14]的混流式水轮机(含密封间隙、压力空腔以及泄水孔)计算区域图,其转轮直径为 1 412.0 mm,导叶数为 15 个,转轮叶片数为 13 个,设计流量为 5 000 m³/h;额定转速为 107 r/min。由设计经验可知,泄水孔总面积一般要大于或等于动静间隙入口面积的 4~6 倍,模型初步设置 6 个泄水孔,单个泄水孔的孔口直径为 40 mm,周向均匀布置。

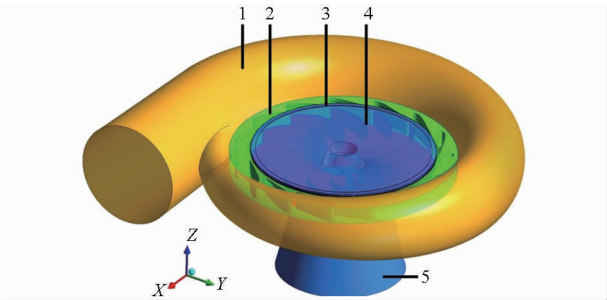


图 1 全流道计算模型
Fig.1 Geometrical model

1. 蜗壳 2. 导叶 3. 间隙流道 4. 转轮 5. 尾水管

为解决间隙流与主流尺度差异较大的困难,本文采用混合网格技术,对蜗壳、转轮区和尾水管采用适应性强的非结构化四面体网格划分,对导叶、密封间隙、上冠空腔(含泄水孔)则用结构化六面体网格

进行划分。如图 2 所示为间隙流道网格划分图。由于转轮尺寸较大,上冠迷宫环间隙小,计算时 1 mm 的迷宫环间隙与转轮主流道之间的交接面网格作特殊处理,如图 3 所示,不使网格从小尺寸流域到大尺寸流域的网格变化过于突兀,保证网格划分的足够精确。

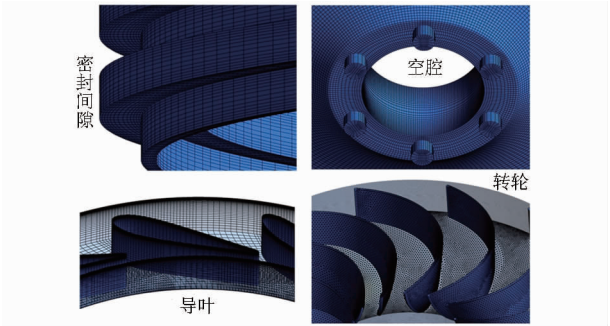


图 2 部分区域网格图
Fig.2 Computational grid

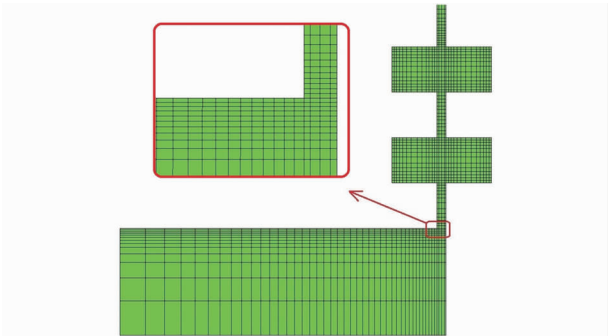


图 3 主流与间隙流交界处网格图
Fig.3 Computational grid between mainstream and clearance flow

通过网格无关性验证,整个计算区域共划分网格数 5.66×10^6 左右。各计算区域网格单元划分情况:蜗壳 55 万、导叶 90 万、间隙流道 180 万、转轮 200 万、尾水管 35 万。

1.2 湍流模型和边界条件

采用 Fluent 软件进行计算,在计算中,采用了不可压缩流体连续方程和 Reynolds 平均 Navier-Stokes 方程模拟水轮机中的水体流动,对于流体机械间隙这样狭窄流域中的高速流动,需要选取误差较小的湍流模型。本文借鉴当前大量文献的研究结果^[15-16],选用基于重整化群方法的 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型对方程组进行封闭。从理论上来讲 RNG $k-\varepsilon$ 考虑了平均流动中的旋转和旋流流动情况,并且反映了主流的时均应变率,可以更好地处理高应变率及流线弯曲程度较大的流动。

蜗壳进口采用压力进口,总压设为 127 530 Pa,给定尾水管出口相对静压为零,针对近壁面区采用壁面函数法求解,计算区域采用交界面连接,间隙内表面和上冠空腔下表面采用滑移界面,其余流体与

壁面间设为无滑移壁面。其中转轮区域的流体定义在旋转坐标系下,而其余区域的流体定义在静止坐标系下。

采用有限体积法对控制方程在空间上进行离散,对流项采用二阶迎风格式,压力项和扩散项直接采用中心差分格式,利用 SMPLEC 算法实现压力和速度的耦合。

2 计算结果

2.1 主流道内流态分布

图 4 为密封间隙宽度 $L = 1.0\text{ mm}$ 时主流道内不同断面的压力和速度分布图。由图 4a 可见,流道内压力和速度沿环向均匀分布。固定导叶头部和转轮叶片头部压力较高,这是因为两处都受到来流的撞

击,导叶尾部出现较长的高速水流扩散区,一直延伸到转轮叶道内,并影响叶道内的流态分布。转轮流道内叶片靠近吸力面的水流速度大压力小,叶片压力面和吸力面产生的压力差推动转轮旋转。同时,叶道内的水流受到弯曲叶片的约束,随叶片扭曲而形成漩涡流向下一区域。在叶道内靠近压力面流态较好,而吸力面流态较混乱,有少量回流出现,并在叶片靠出口的下缘形成低压区。在靠近叶片出口边,压力和速度分布又变得相对均匀。由图 4b、4c 可见,当水流绕叶片由转轮出口流出时,受转轮流道出口旋转流态的影响,流体在尾水管中心形成明显的低压区,如图 4a 所示,可以观察到在转轮中心区域,叶片压力面与吸力面水流汇合产生 13 个漩涡,对尾水管入口边壁产生交替撞击。

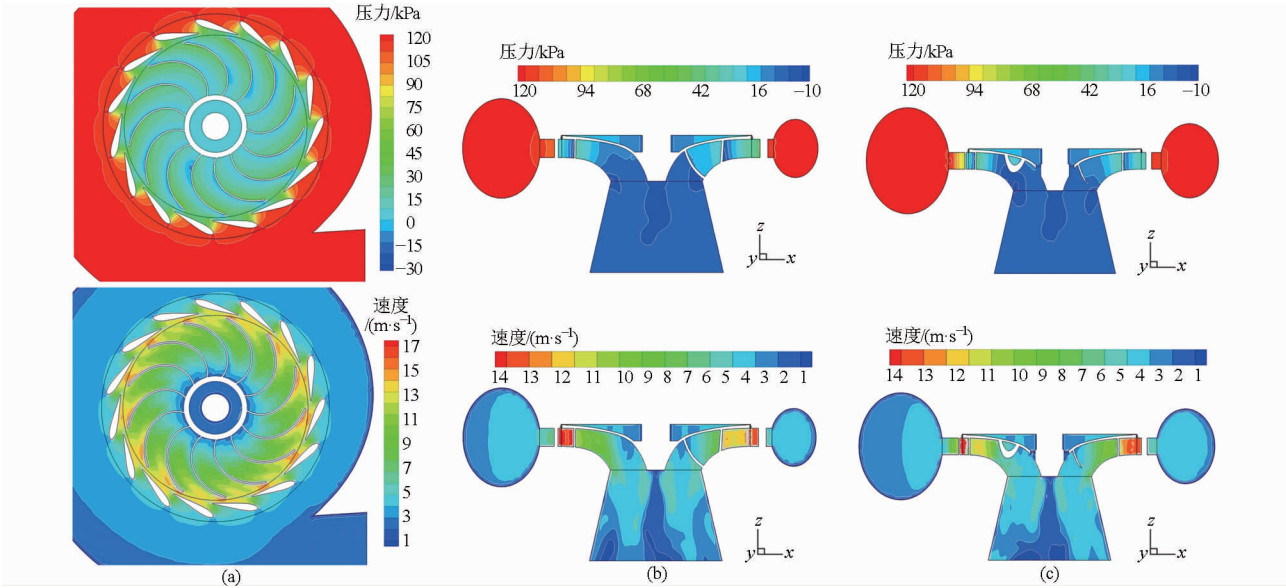


图 4 主流道内静压力与速度等值线分布图

Fig. 4 Contour of static pressure and velocity in bulk passage
(a) $x = 0, y = 0, z = 1$ (b) $x = 0, y = 1, z = 0$ (c) $x = 1, y = 0, z = 0$

2.2 泄水孔进口处的流态

图 5 为空腔泄水孔入口处流态图,转轮运转过程中,叶片上冠对空腔中水体做功产生剪切应力牵引水体向转轮旋转方向旋转,当水体经 90° 拐弯进入泄水孔后,发生撞击与折射,从而产生高压撞击区

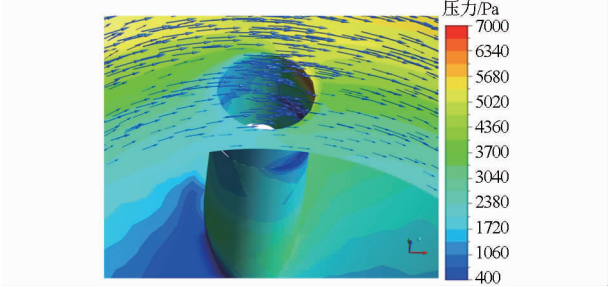


图 5 泄水孔入口处流态图

Fig. 5 Streamline and contour of static pressure in weep hole inlet

与低压回流区,泄水孔入口处的流态较为紊乱。

2.3 泄水孔对转轮内流态的影响

图 6 左侧为转轮内泄水孔出口处压力分布图,从图中可以看出,泄水孔流出的水流与从转轮自进水边流入的水流发生碰撞,并且泄水孔出口与转轮叶道水流交汇处几何结构突兀,水流绕流方向改变较大,产生局部高压。图 6 右侧显示了泄水孔内的涡流扩散进入转轮,对转轮流态产生影响,在泄水孔出口与转轮流道交汇处局部涡流较强,对应图 6 左侧中局部高压区的位置。同时可以观察到各泄水孔流内的流态分布并不完全一致,但分布特点是一样的。本文泄水孔数目不多,开设 6 个泄水孔时密封间隙泄漏流量为 $0.0042\text{ m}^3/\text{s}$,仅为总流量的 0.3%,泄漏流量占主流的百分比甚微,因此,单从泄漏流量来分析泄水孔对转轮整体水力效率的影响并

不大。但还是可以观察到泄水孔水流对转轮叶道内的水流流态产生的干扰。

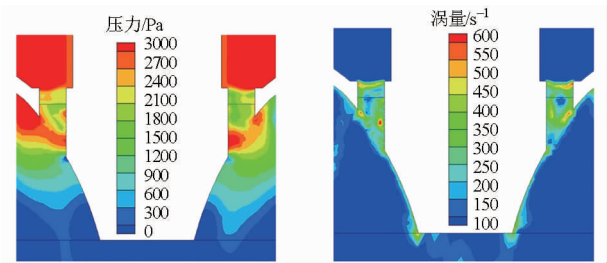


图 6 泄水孔出口连接转轮处的压力分布和涡量分布图

Fig.6 Contour of static pressure and vorticity in weep hole outlet connected to runner

2.4 泄水孔直径大小与数目的影响

为考察泄水孔直径尺度对水轮机性能的影响,在设置 6 个泄水孔,间隙宽度为 1 mm 的情况下,经 35、40、45 mm 三组泄水孔直径对比试算,间隙泄漏量占主流百分比依次为 0.280%、0.299%、0.303%。可见泄水孔直径越大间隙泄漏流量越大,为避免设置过多的泄水孔数目并减小泄水孔对转轮出水边流态的影响,本文最终设置泄水孔直径为 40 mm 来作泄水孔数目对比分析。如图 7 所示,上部腔体中的水体随过流断面大小而变化,压力与速度靠外缘侧数值大,靠旋转轴侧数值小,沿径向分布特征明显,泄水孔入口处压力与速度则更低。

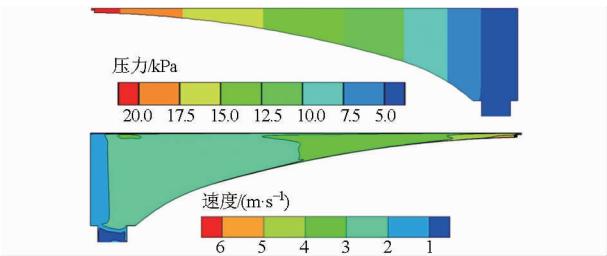


图 7 空腔流道压力与速度等值线分布图

Fig.7 Contour of pressure and velocity in chamber

由表 1 可见,开有泄水孔的空腔上顶面压力比无泄水孔时空腔上顶面压力小,说明设置一定数目的泄水孔可使空腔内水体能量转化为动能从而减小空腔压力。泄水孔数目少于 8 个之前,泄水孔数目越多间隙泄漏越明显,当数目为 8 个时,间隙泄漏量达到主流的 0.32%,但是当设置 10 个泄水孔时,间隙泄漏量降为占主流的 0.31%,这主要是由于空腔压力随着泄水孔数量的增加而持续下降,导致驱动泄漏流的压差下降,泄漏量减小,另一方面泄水孔数目较多时,两两间距太小,相邻泄水孔之间的流态产生相互干扰。由此可见,为保证空腔水流顺利泄出达到降压目的,需设置合适数量的泄水孔,但数目也不宜过多,对于本研究而言泄水孔数目为 6 个较为合适。

表 1 不同数目的泄水孔的影响

Tab.1 Results of different weep hole numbers

泄水孔数目	间隙泄漏量百分比/%	空腔上顶面静压/kPa
0	0	24.9
4	0.28	13.3
6	0.30	12.5
8	0.32	12.4
10	0.31	11.9

2.5 迷宫密封间隙宽度的影响

图 8 为不同密封间隙宽度下间隙泄漏流量及空腔顶盖压力的变化曲线。设置 6 个泄水孔,间隙宽度 $L = 1.0\text{ mm}$ 时顶盖上平均压力 p_1 为 12 542.5 Pa,为方便观察,以 p_1 为参考,定义相对压力系数 C_p ,令 $C_p = (p - p_1)/p_1$ 。由图 8 可知,密封间隙宽度不同,则对应的空腔顶盖上的压力不等,当间隙宽度小于 0.6 mm 时,压力随间隙宽度的增加急剧下降,当 $L > 0.6\text{ mm}$ 时,空腔顶盖上的压力随密封间隙宽度的增加又快速增加,直到 $L = 1.3\text{ mm}$ 左右时,空腔顶盖上的压力不再大幅度变化,随着间隙的继续增大,空腔顶盖上的压力稍有波动,但总体上保持基本稳定。同时由图 8 可见,泄漏流量随密封间隙宽度的增加而增加,但并非线性增加,当密封间隙宽度 $L < 1.0\text{ mm}$ 时,泄漏流量随密封间隙宽度的增加急剧增加,当密封间隙宽度大于 1.0 mm 以后,渗漏流量随密封间隙宽度的增加甚微,其原因是由于空腔压力上升,使迷宫密封进出口压差减小,致使水流通通过密封间隙的泄流量减小。

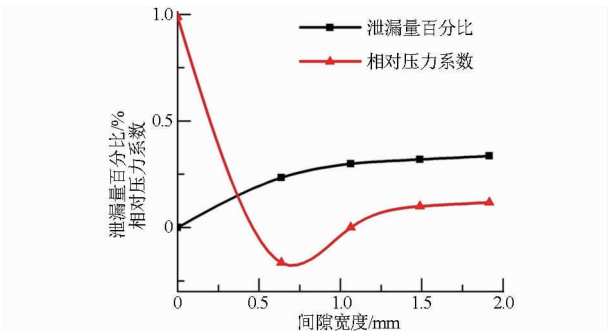


图 8 间隙宽度对渗漏流量及顶盖压力的影响

Fig.8 Performance curves of different clearance widths

3 性能对比及试验验证

3.1 试验

根据数值模拟研究结果,确定迷宫间隙为 1 mm,泄水孔数目为 6 个,直径为 40 mm,进行制造与组装冷却塔水轮机,并在专用的水轮机测试台进行试验,如图 9 所示,该试验台系统主要包括水泵、稳压罐、管路、水轮机测试平台、回水槽以及相关的参数采集设备组成。试验测试了水头从 8 ~ 15 m,

转速 95 ~ 126 r/min 变化范围内水轮机的水力性能,测得在额定水头 $H = 13\text{ m}$ (即 127 530 Pa),额定转速为 107 r/min 时的流量为 5 206 m^3/h ,功率为 159.9 kW,效率达到 86.70%。



图 9 水轮机测试平台

Fig. 9 Turbine test rig

1. 风机 2. 支撑架 3. 扭矩仪 4. 水轮机

3.2 结果分析

选取 $L = 1.0\text{ mm}$ 含间隙模型与不含间隙理想模型做计算,计算结果如表 2 所示。可知,含间隙模型流量、功率较不含间隙的理想模型有所增加,转轮水头损失变大,这是由于含间隙模型存在间隙流动,水流在流道内的分配改变,流体从间隙进入势必引起一定的泄漏流量,转轮前的局部流态跟转轮上冠泄水孔出口处的局部流态变得紊乱,转轮入口处也将因水流的碰撞而出现局部高压区,耗散掉流体部分能量,从而使得转轮水头损失相应增加,最终导致效率有所下降。但间隙内低压引入水流,促使主流道的过流能力也稍微增大,功率增大。由于本文模型尺寸不大,间隙水流的影响甚微。对比试验结果综合来看,CFD 计算结果与试验结果相差不大,差

异主要是由水头误差以及 CFD 计算叶片表面压力差时的误差引起的。不含密封间隙的理想模型的各项性能要略优于含密封间隙模型,但含间隙模型功率更接近试验结果。

表 2 不含间隙与含间隙整机模型性能对比
Tab. 2 Results of turbines with or without clearance

方案	模型	流量/ ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	功率/ kW	转轮水头 损失/m	效率/ %
CFD 计算	不含间隙模型	4 997	156.4	0.656	88.35
	含间隙模型	5 109	157.0	0.711	86.75
试验		5 206	159.9		86.70

4 结论

(1)将水轮机流道与其密封间隙流道作为整体研究对象,不仅得到主流道内速度、压力的分布,同时可获得空腔和密封间隙内的流动特征。

(2)开设的泄水孔数目越多转轮密封间隙泄漏量越大,但达到一定数目后不再继续增大,同时,上部腔体顶盖压力随着泄水孔数目的增加呈抛物线规律降低。

(3)空腔上顶面压力随着间隙宽度的增加先迅速降低到极小值然后又迅速回升,直至趋于平稳,而泄漏流量随间隙宽度的增大呈抛物线增加,先快后慢,最终也趋于平稳。

(4)间隙流计算模型的准确性得到了试验数据的有效验证,可为水轮机泄水孔直径、数目以及密封间隙等细部结构尺寸的权衡确定提供科学的参考依据。

参 考 文 献

1 王旭鹤,祝宝山,樊红刚,等. 水泵水轮机转轮三维反问题设计与特性研究[J]. 农业机械学报,2014,45(12):93-98,116. Wang Xuhe,Zhu Baoshan,Fan Honggang, et al. 3D inverse design and performance investigation of pump-turbine runner[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(12): 93-98,116. (in Chinese)

2 黄剑峰,张立翔,何士华. 混流式水轮机全流道三维定常及非定常流数值模拟[J]. 中国电机工程学报,2009,29(2):87-94. Huang Jianfeng, Zhang Lixiang, He Shihua. Numerical simulation of 3-D steady and unsteady flows in whole flow passage of a Francis hydro-turbine[J]. Proceedings of the CSEE, 2009,29(2):87-94. (in Chinese)

3 Khare R, Prasad D V, Kumar D S. CFD approach for flow characteristics of hydraulic Francis turbine[J]. International Journal of Engineering Science and Technology, 2010,2(8):3824-3831.

4 辛喆,吴俊宏,常近时. 混流式水轮机的三维湍流流场分析与性能预测[J]. 农业工程学报,2010,26(3):118-124. Xin Zhe, Wu Junhong, Chang Jinshi. Flow field analysis and performance prediction of three-dimensional turbulent flow in francis turbine[J]. Transactions of the CSAE, 2010,26(3):118-124. (in Chinese)

5 郭涛,张立翔. 混流式水轮机尾水管近壁湍流特性和流场结构研究[J]. 农业机械学报,2014,45(9):112-118. Guo Tao, Zhang Lixiang. Numerical study of swirling flow fields in francis turbine under small opening condition[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(9): 112-118. (in Chinese)

6 朱高涛,刘卫华. 迷宫密封泄漏量计算方法的分析[J]. 润滑与密封,2006(4):123-126. Zhu Gaotao, Liu Weihua. Analysis of calculational methods on leakage for labyrinth seals[J]. Lubrication Engineering, 2006(4): 123-126. (in Chinese)

7 黄来,黄丕维,程贵兵,等. 迷宫密封内流场的数值模拟和泄漏量研究[J]. 湖南电力,2007,27(4):1-4.

- Huang Lai, Huang Piwei, Cheng Guibing, et al. Numerical simulation of flow field and leakage rate in labyrinth seal[J]. Hunan Electric Power, 2007, 27(4): 1–4. (in Chinese)
- 8 李志刚, 李军, 丰镇平. 迷宫密封泄漏特性影响因素的研究[J]. 西安交通大学学报, 2010, 44(3): 16–20.
Li Zhigang, Li Jun, Feng Zhenping. Effects of gap pressure ratio and rotational speed on discharge behavior of labyrinth seal[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2010, 44(3): 16–20. (in Chinese)
- 9 Kim T S, Cha K S. Comparative analysis of the influence of labyrinth seal configuration on leakage behavior[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2009, 23(10): 2830–2838.
- 10 Moore J J. Three-dimensional CFD rotordynamic analysis of gas labyrinth seals[J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 2003, 125(4): 427–433.
- 11 Ha T W, Choe B S. Numerical prediction of rotordynamic coefficients for an annular-type plain-gas seal using 3D CFD analysis [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2014, 28(2): 505–511.
- 12 Deng Q H, Niu J F, Feng Z P. Study on leakage flow characteristics of radial inflow turbines at rotor tip clearance[J]. Science in China Series E: Technological Sciences, 2008, 51(8): 1125–1136.
- 13 王文全, 闫妍, 张立翔. 混流式水轮机跨尺度流道内复杂湍流的数值模拟[J]. 中国电机工程学报, 2012, 32(23): 132–138.
Wang Wenquan, Yan Yan, Zhang Lixiang. Numerical simulation of complex turbulence in an across scale flowing passage of Francis turbine[J]. Proceedings of the CSEE, 2012, 32(23): 132–138. (in Chinese)
- 14 李延频, 南海鹏, 陈德新. 冷却塔专用水轮机的工作特性与选型[J]. 水力发电学报, 2011, 30(1): 175–179.
Li Yanpin, Nan Haipeng, Chen Dexin. Performance and type selection of special hydraulic turbine in cooling tower[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2011, 30(1): 175–179. (in Chinese)
- 15 董彦同, 梁武科. 含减压管的混流式水轮机转轮密封数值模拟[J]. 西安理工大学学报, 2008, 24(2): 224–227.
Dong Yantong, Liang Wuke. Numerical simulation on the Francis hydraulic turbine runner's sealing device & the relief pipes[J]. Journal of Xi'an University of Technology, 2008, 24(2): 224–227. (in Chinese)
- 16 Jaw S Y, Chen C J. Present status of second-order closure turbulence models. I: overview [J]. Journal of Engineering Mechanics, 1998, 124(5): 485–501.
- ~~~~~

(上接第 32 页)

- 4 依藤. スケリ エ一式スラリ ポンプの内部流れの観察[J]. 机论(B 编), 1988, 515: 55–62.
- 5 Yasushi Tatebayashi, Kazuhiro Tanaka, Toshio Kobayashi, et al. Pump performance prediction with tip clearance in screw-type centrifugal pump[C]. ターボ機械, 2003, 31(10): 582–589.
- 6 Svizher A, Cohen J. Holographic particle image velocimetry system for measurements of hairpin vortices in air channel flow[J]. Experiments in Fluids, 2006, 40(5): 708–722.
- 7 Tatebayashi Yasushi, Tanaka Kazuhiro. Influence of Meridian shape on screw-type centrifugal pump performance[C]//Proceedings of the 2002 ASME Joint U. S. -European fluids Engineering Conference, 2002: 769–776.
- 8 郭乃龙, 关醒凡. 表面油流法显示螺旋离心泵内部流动的研究[J]. 农业机械学报, 1997, 28(3): 29–34.
Guo Nailong, Guan Xingfan. Research on internal flow of screw centrifugal based on the display surface by oil flow method [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1997, 28(3): 29–34. (in Chinese)
- 9 李仁年, 陈冰, 韩伟, 等. 变螺距螺旋离心泵叶片型线参数方程的分析[J]. 排灌机械, 2007, 25(6): 1–3.
Li Rennian, Chen Bing, Han Wei, et al. Analysis of vane profile parameter equation for variable-pitch screw centrifugal pump [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2007, 25(6): 1–3. (in Chinese)
- 10 Fouras A, Dusting J, Lewis R, et al. Three-dimensional synchrotron x-ray particle image velocimetry[J]. Journal of Applied Physics, 2007, 102(6): 64916.
- 11 Novara M, Scarano F. A particle-tracking approach for accurate material derivative measurements with tomographic PIV[J]. Experiments in Fluids, 2013, 54(8): 1–12.
- 12 Wereley S T, Meinhart C D. Recent advances in micro-particle image velocimetry[J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 2010, 42: 557–576.
- 13 Svizher A, Cohen J. Holographic particle image velocimetry system for measurements of hairpin vortices in air channel flow[J]. Experiments in Fluids, 2006, 40(5): 708–722.
- 14 Novara M, Scarano F. A particle-tracking approach for accurate material derivative measurements with tomographic PIV[J]. Experiments in Fluids, 2013, 54(8): 1–12.
- 15 王小兵. 基于 PIV 的石油工程中螺旋流动研究[D]. 大庆: 东北石油大学, 2010.