

文章编号: 1673-5196(2016)01-0051-05

混流式水泵水轮机密封间隙流动分析

李琪飞¹, 张毅鹏¹, 敏政¹, 李正贵², 邓育轩¹, 董志强³

(1. 兰州理工大学 能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050; 2. 甘肃柴家峡水电有限公司, 甘肃 兰州 730065; 3. 上海阿波罗机械制造有限公司, 上海 201401)

摘要: 基于 N-S 方程和 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型, 利用 CFD 软件 CFX 对含减压管和转轮上冠密封间隙的某水电站原型水泵水轮机进行三维定常全流道数值模拟. 分别对上冠密封间隙值为 1.5、3.0、4.5 mm 时, 出力为 60%、70%、80%、90%、100% 额定出力工况下的原型水轮机进行全流道数值计算, 探讨不同转轮上冠密封间隙值对混流式水泵水轮机转轮上冠密封间隙腔、顶盖与上冠间的压力腔流场的影响; 分析上冠密封间隙值的大小对机组稳定性的影响. 结果表明: 在出力相同的工况下, 顶盖下压力腔中平均压力随上冠密封间隙值增大而增大; 在不同出力工况下, 压力腔中平均压力随间隙值变化的程度不同, 随着出力的增加变化的程度会增大, 而轴向力也会随着密封间隙的增大发生变化.

关键词: 水泵水轮机; 密封间隙; 数值模拟

中图分类号: TK734 文献标识码: A

Analysis of sealing clearance flow of mixed-flow pump-turbine

LI Qi-fei¹, ZHANG Yi-peng¹, MIN Zheng¹, LI Zheng-gui²
DENG Yu-xuan¹, DONG Zhi-qiang³

(1. College of Energy and Power Engineering, Lanzhou Univ. of Tech., Lanzhou 730050, China; 2. Chaiji Xia Hydropower Station Co. Ltd., Lanzhou 730065, China; 3. Shanghai Apollo Machinery Co. Ltd., Shanghai 201401, China)

Abstract: Based on Navier-Stokes equation with RNG $k-\epsilon$ turbulence mode and using software CFX, the numerical simulation of three-dimensional stationary flow in whole flow passage of the prototype pump-turbine in a hydraulic power station with sealing clearance between its relief pipes and runner crown is conducted and the numerical calculation of whole flow passage of prototype turbine with crown's sealing clearance value of 1.5 mm, 3 mm and 4.5 mm is performed, respectively, under operational condition of 60%, 70%, 80%, 90%, and 100% rated output. The influence of sealing clearance value of runner crown on the flow in the crown sealing clearance chamber and the pressure chamber between head cover and crown of mixed-flow pump-turbine is then explored. The result shows that under the same output condition, the average pressure in the pressure chamber below the head cover will increase with crown sealing clearance. Under the different output condition, its changing degree with the sealing clearance will be different that, with the increase of the output, its changing degree may increase and the axial hydraulic thrust may also vary with the increase of sealing clearance.

Key words: pump-turbine; sealing clearance; numerical simulation

混流式水泵水轮机的比转速较低, 工作水头较高, 由于转轮上冠密封间隙的大小决定了机组的容积损失, 而这种泄漏会使密封腔内产生较大的压强,

从而影响到整个机组的稳定性能^[1-2]. 由于在模型试验中难以模拟真机的不可预见的振源, 另外模型和原型振动的相似问题也很难解决, 因此目前对水力发电机组中的转轮密封间隙所引起的机组振动的研究, 主要是在原型水轮机的现场测试中进行的^[3]. 由于 CFD 数值模拟技术的发展日趋完善并且已取得一些重要成果, 目前 CFD 技术已成为水泵水轮机性

收稿日期: 2014-09-02

基金项目: 国家自然科学基金(51566009), 国家科技支撑计划(2011BAF03B01), 甘肃省自然科学基金(1310RJZA023)

作者简介: 李琪飞(1975-), 男, 甘肃靖远人, 副教授.

能研究的一种重要方法. 一些学者也对转轮密封间隙做了深入的研究, 主要有以下一些内容: Baskharon 在 1994 年利用二维轴对称模型对离心泵迷宫环内的流动进行了分析, 并对迷宫环内流动引起自激振动进行了试验研究^[4]; 在 1999 年, Baskharone 改进了计算模型, 考虑了主流对间隙流的影响, 并利用二维轴对称模型重新对离心泵迷宫环内的流动进行了分析^[5]. 梁武科、董彦同等^[6]对混流式水轮机转轮上冠及顶盖间的压力腔所产生的压力脉动进行了研究, 分析了压力腔及转轮密封间隙中的压力脉动的形成过程及减压管和密封间隙泄漏量的关系, 认为压力脉动会影响到机组的稳定性. 吴钢、张克危、戴勇峰等^[2,7]等利用 CFD 软件选用转轮与顶盖以及转轮与底环之间环形空间的 3.6° 夹角的扇形计算域进行数值计算, 分析了密封间隙的泄漏量对抬机的影响作用, 指出转轮几何形状及转轮密封结构型式是导致因转轮泄漏量变化而产生上下水压力差变化的主要原因, 产生抬机现象与转轮泄漏量的大小有关, 对于低比转速混流式水轮机转轮泄漏量的突变会引起抬机现象的发生. 戴勇峰、王海、张克危等^[8]等利用 CFD 软件, 基于标准 $k-\epsilon$ 和 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型, 选用转轮与顶盖以及转轮与底环之间环形空间的一个夹角为 0.36° 的扇形计算域进行数值计算, 探讨了泄漏量的计算方法, 并分析了转轮密封间隙的几何形状和泄漏量之间的关系以及转轮轴向水推力的影响因素及其对机组运行的影响. 敏政、梁昌平、董志强等^[9]利用 Icem 网格划分软件对水泵水轮机的密封间隙进行了三维结构化网格划分, 对含密封间隙的整机全流道进行了数值模拟, 并与试验数据进行了比较, 结果的吻合度较高, 说明此种方法能够更为精准地预测机组性能, 可以比较准确地描述迷宫密封间隙流动, 也验证了迷宫密封三维网格划分的准确性. 王文全、尹锐等^[10]对不同雷诺数下混流式水轮机密封间隙通道内流动进行了分析, 得到了流体进入梳齿腔内, 形成典型的漩涡耗能结构而耗散部分动能, 对压降节流起到主要作用. 马薇、梁武科等^[11]针对混流式水轮机转轮密封间隙所引起的自激振动问题, 根据不同上冠密封间隙值的变化规律, 提出了上冠密封间隙值的稳定和非稳定概念, 得出了在密封间隙影响下的转轮压力分布规律. 徐珍懋^[12]通过分析刘家峡电站和石泉电站的现场实测数据, 说明了顶盖下压力腔和尾水管中压力脉动通过减压管的作用会引起机组的自激振动.

由于密封间隙的尺度非常小, 此处微观流场的计算存在一定困难, 研究进展也比较缓慢, 因此研究

转轮密封间隙、上冠和顶盖之间的压力腔流场之间的相互关系十分必要. 采用计算流体动力学软件 CFX, 基于 N-S 方程和 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型对水泵水轮机密封间隙流动进行了数值模拟, 并分析了计算结果^[13-14]. 皆在为深入研究间隙流动的特性, 以及设计提供一定的借鉴.

1 几何模型与计算方法

1.1 几何模型

本文以某电站大型混流式水泵水轮机的原型机为研究对象, 并采用 Pro/E 三维造型软件对其全流道进行了三维几何建模(见图 1), 图 2 为密封环的结构简图, 其中间隙 1 和间隙 2 分别为上冠与顶盖之间、下环与底环之间的密封间隙. 机组的进口直径为 1 920 mm, 出口直径为 3 820 mm, 转轮叶片数为 9, 活动导叶数为 20, 固定导叶数为 20, 表 1 为本次计算所选的工况点.

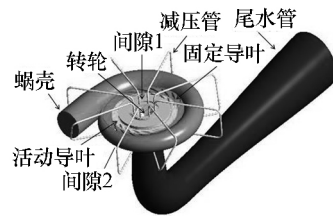


图 1 水泵水轮机全三维几何模型

Fig. 1 Full three-dimensional geometrical model of pump-turbine

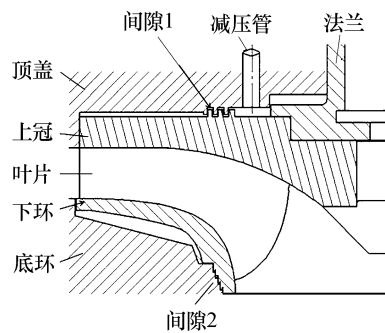


图 2 密封间隙示意图

Fig. 2 Sketch of sealing clearance

表 1 计算工况点

Tab. 1 Computational working condition

工况	流量 $/(m^3 \cdot s^{-1})$	转速 $/(r \cdot min^{-1})$	导叶开度 $/(^\circ)$	水头 $/m$	水轮机 比转速
1	38	500	15.5	510	104.8
2	46	500	18.2	510	115.3
3	52	500	20.5	510	122.6
4	59	500	24.2	510	130.6

1.2 网格划分

采用结构化网格离散流体区域, 使用网格生成

软件 ICEM-CFD,应用分块网格技术对整体模型进行了全流道六面体结构网格划分,整体网格数 392 万,网格节点数 420 万,并进行了网格无关性检查.虽然生成结构化网格需要较多的时间,但是能够较好地控制网格生成质量,同时保证边界层网格,从而使数值模拟收敛精度高,收敛时间短.计算区域的网格如图 3 所示.

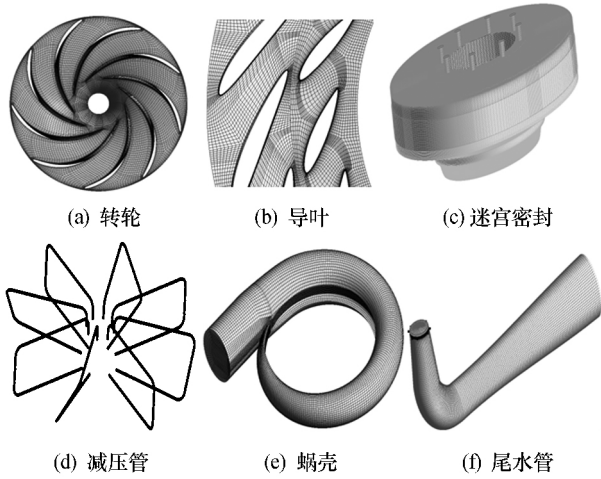


图 3 水泵水轮机网格

Fig. 3 Mesh of pump-turbine

1.3 计算方法

本文采用商业 CFD 软件 CFX 进行数值模拟计算.在计算中采用不可压缩流体的连续方程和 Reynolds 平均 N-S 方程,模拟水轮机中的流动,同时使用 RNG $k-\epsilon$ 双方程湍流模型对方程组进行封闭,采用 SIMPLEC 算法实现速度压力之间的耦合,在临近固壁的区域采用标准壁面函数.采用质量流量作为蜗壳进口条件,方向垂直于进口平面.出口给定尾水管延伸段静压力为零.壁面采用无滑移边界条件.其中转轮区域、上冠密封间隙和顶盖下压力腔的流体定义在旋转坐标系下,而蜗壳、导水机构和尾水管区域的流体定义在静止坐标系下,在转动部分和非转动部分之间的交界面上设置滑移界面处理动静耦合流动的参数传递,设置收敛精度为 10^{-4} .

2 计算结果及分析

2.1 不同密封间隙下流场分布

水轮机效率计算公式为^[15]

$$\eta = M\omega / 9.81q_v H$$

式中: M 为扭矩, ω 为角速度, q_v 为流量, H 为水头.由此得出所计算工况下的水轮机效率.图 4 为已有原型机性能试验结果与 1.5 mm 设计间隙模型的 CFD 数值模拟预测结果对比图.可以看出,CFD 数值模拟预测性能结果与试验结果吻合较好,出力曲

线几乎重合,效率和水头曲线之间的最大偏差在 1.5% 范围内,这验证了所用的 CFD 数值模拟方法对机组性能预测的正确性.

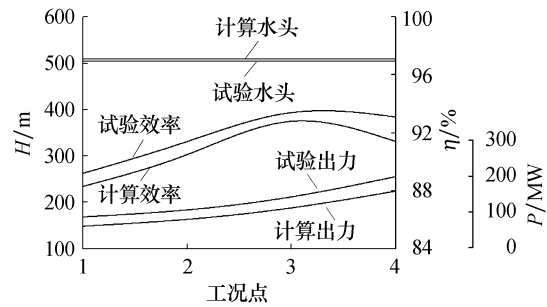


图 4 外特性曲线

Fig. 4 External characteristic curve

通过不同导叶开度、不同上冠密封间隙的流场计算,得到了上冠密封间隙的流场特性,以导叶开度 80% 为例说明,选取间隙进口至出口位置中不同的断面来反映压力的变化,如图 5 所示.

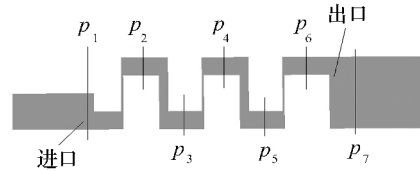


图 5 压力监测点示意图

Fig. 5 Sketch of pressure monitoring points

从图 6 可以看出,在同一工况下,密封间隙内部各断面的压力变化沿流动方向逐渐下降,液体在同一个梳齿内的压力变化不大,这说明从迷宫密封进口到出口压力呈逐渐递减趋势,液体的压力能向动能进行转换,同时这也证明了迷宫密封对于液体减压的有效作用;进口处和出口存在着较大的压差,压差随着密封间隙的增大而增大,特别是间隙值为 4.5 mm 时,压力的变化剧烈,这时很容易造成密封间隙之间产生空化现象,使间隙的压力脉动值发生变化,造成机组振动的增大.

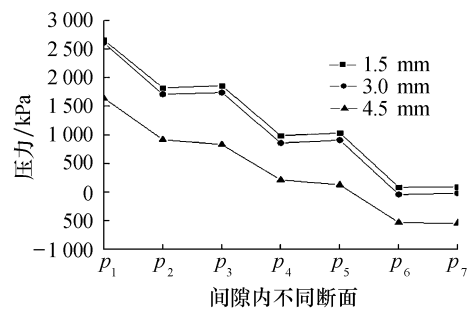


图 6 80% 工况下不同间隙值的间隙断面平均压力变化

Fig. 6 Average pressure distribution on clearance sections with different sealing clearance value under 80% working condition

在图 7 相同的工况下,随着密封间隙的增大,高速运动的水流在迷宫密封的进口处压力腔中和出口处压力腔中形成漩涡,使得液体能量损失增大,各级密封间隙依次重复上述过程,最终达到降低液体压强的目的;然而,随着密封间隙的增大,出口处漩涡明显增多,使流动分离,造成能量损失,流态变得紊乱,此时容易使之成为机组的自激振动的源头。

由图 8 可以看出,在密封间隙的进出口处均有较大的涡量存在,在进口处存在一个涡量较高的区域,与图 7 中相对应地存在一个漩涡区,涡量由进口前腔体的中心位置向整个平面非均匀扩散,说明在进口处的漩涡随着间隙的增大,漩涡会产生一个由

小发展壮大、逐渐失去稳定而破裂并且和周围的漩涡合并的过程;由于在密封进出口处的压差随间隙值增大,使得间隙出口处的射流作用增强,因而在间隙的出口处,涡量变化明显,出现一条带状分布的涡量,密封间隙增大时,由靠近腔体内边壁向出口处逐渐移动扩散,当移动到一定程度时,由于漩涡的主流排挤作用,在带状涡量尾部附近形成一个新的涡量。在此过程中,流场的变化极不稳定,加剧了流场中能量与速度的交换,使得漩涡的发展充分经历了聚集、扩散、增大、脱落的过程,漩涡的区域逐渐变长变宽,使漩涡的特性表现得更加明显。

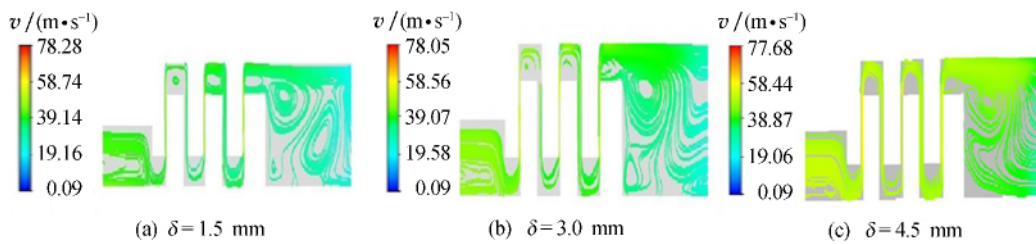


图 7 80%工况下子午面间隙流线分布

Fig. 7 Streamline distribution in clearance on the meridian plane under 80% working condition

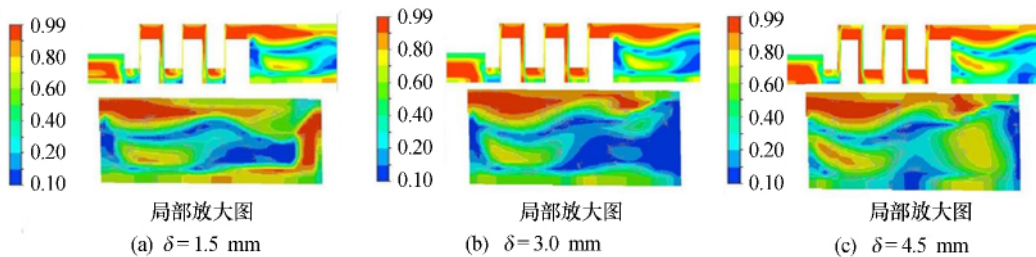


图 8 80%工况不同间隙下子午面涡量分布(s⁻¹)

Fig. 8 Vorticity distribution on meridian plane of pump-turbine with different sealing clearance value under 80% working condition(s⁻¹)

2.2 不同密封间隙下机组能量特性和力特性分析

随着水轮机的不断运行,泥沙的磨损会使间隙不断变大.从图 9 可以看出,随着密封间隙的增大,水轮机的效率逐渐下降,这主要是由于机组的泄漏量会随着密封间隙的不断增大,造成容积损失也随之增大。

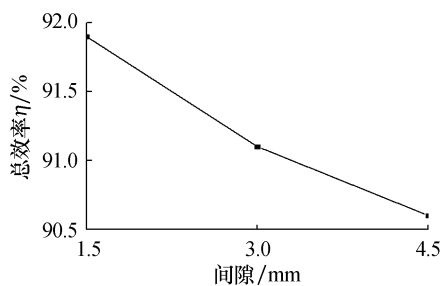


图 9 水轮机效率与密封间隙关系

Fig. 9 Relationship of turbine efficiency to sealing clearance

密封间隙的大小也会对水轮机的轴向力产生影响,轴向力由以下几部分组成^[16]:

$$F_t = F_1 + F_2 + F_3 + F_4$$

式中: F_1 为转轮上冠所受轴向水推力,取方向向下为正; F_2 为转轮下环所受轴向水推力,取方向向上为正; F_3 为转轮进出口所受轴向水推力; F_4 为浮力,相对于其他力较小,由于其他力相对于 F_1 、 F_2 较小,故在此不考虑. F_1 、 F_2 可直接由 CFX-POST 中读出,表 2 为数值计算的结果。

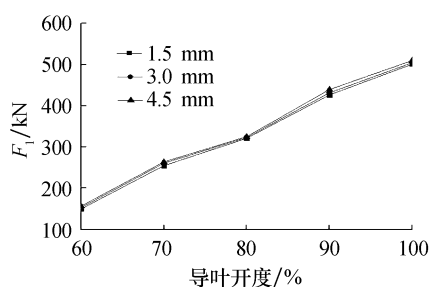
从表 2 中可以看出,间隙值为 1.5 mm 时,70% 比 60% 出力下的轴向力增加了 105.30 kN; 80% 比 70% 增加了 66.213 kN; 90% 比 80% 增加了 105.409 kN; 100% 比 90% 增加了 74.588 kN,每次增加的幅值超过了 20%,这表明轴向水推力对密封间隙值的变化十分敏感.由图 10 可以看出,在相同的密

表 2 轴向力计算结果

Tab. 2 Result of calculation of axial force

间隙 /mm	F_1 /kN					F_2 /kN				
	60	70	80	90	100	60	70	80	90	100
1.5	149.424	254.731	320.944	426.353	500.941	-4 530.02	-5 463.46	-6 471.15	-7 433.45	-9 719.74
3.0	152.943	260.639	322.958	431.591	504.572	-4 691.45	-5 631.28	-6 619.42	-7 698.49	-9 980.34
4.5	156.509	263.716	325.093	439.418	510.041	-4 719.03	-5 810.29	-6 805.65	-7 207.74	-10 190.58

封间隙下,随着水轮机出力的增加,上冠顶盖所受到的力不断增加;在相同的出力时,随着密封间隙的增大,顶盖所受到的力也增大,由上冠密封间隙流场产生的扰动会在转轮上冠密封间隙以及转轮上冠和顶盖之间的压力腔中产生扰动区,可能会使转轮受力不平衡,进而成为激振源,诱发水轮机产生自激振动.因而在设计时,应考虑密封间隙的大小.

图 10 转轮上冠所受水推力 F_1 与密封间隙的关系Fig. 10 Relationship of hydraulic thrust on turbine crown F_1 to value of sealing clearance

3 结论

1) 在相同的工况下,随着密封间隙的增大,间隙内流体的平均压力逐渐增大,间隙进出口的压力差也在增大;在相同的密封间隙下,间隙内流体的平均压力随着出力的增大而增大.

2) 在相同的工况下,随着密封间隙的增大,密封间隙内流体的平均速度逐渐增大,而沿着间隙内流体的速度却不断下降,说明密封间隙起到了很好的密封作用;在相同的密封间隙下,间隙内流体的平均速度随着出力的增大而增大;在出口处产生的漩涡明显增加,可能会发生空化.

3) 随着密封间隙和出力的增大,轴向水推力都会随之增大,使机组的振动加剧.

参考文献:

[1] 梅祖彦. 抽水蓄能发电技术 [M]. 北京:机械工业出版社,2000.

1-10.

- [2] 吴钢,张克危,戴勇峰,等.低比转速转轮泄漏量对水电机组抬机的影响[J].水力发电学报,2004,23(4):106-111.
- [3] JUNICHI K. Proceedings Soft the 23rd IHRS Symposium on Hydraulic Machinery and Systems [C]. Yokohama: Springer-Verlag Inc,2006:156-165.
- [4] BASKHARONE E A. Rotor dynamic effects of the shroud-to-housing leakage flowing centrifugal pumps [J]. ASME Journal of Fluid Engineering,1994,116(9):558-565.
- [5] BASKHARONE E A, WYMAN N J. Primary leakage flow interaction in a pumps stage [J]. ASME Journal of Fluid Engineering,1999,121(5):133-138.
- [6] 梁武科,董彦同,赵道利,等.混流式水轮机减压管对密封间隙及其周围流场的影响[J].水力发电学报,2008,27(2):135-140.
- [7] 吴钢,张克危,戴勇峰,等.转轮间隙及密封结构对混流式水电机组安全运行的影响[J].大电机技术,2005(1):44-48.
- [8] 戴勇峰,王海,张克危,等.混流可逆式转轮密封装置的泄漏量及其对机组运行的影响[J].水力发电学报,2005,24(2):100-104.
- [9] 敏政,梁昌平,董志强,等.迷宫密封三维网格划分及数值计算[J].兰州理工大学学报,2014,40(3):49-53.
- [10] 王文全,尹锐,闫妍.不同雷诺数下混流式水轮机密封间隙通道内流动特征分析[J].排灌机械工程学报,2014,32(7):612-616.
- [11] 马薇,梁武科,南海鹏,等.混流式水轮机转轮密封间隙值对机组稳定性的影响[J].水力发电学报,2010,29(4):219-223.
- [12] 徐珍懋.浅论混流式水轮机运行的“强振禁区”[J].水电站机电技术,2003(增刊):11-12.
- [13] 李琪飞,张毅鹏,敏政,等.变工况下贯流式水轮机叶片形变分析[J].兰州理工大学学报,2015,41(2):61-64.
- [14] 李琪飞,蒋雷,李仁年,等.水泵水轮机导叶开启瞬态过程数值分析[J].兰州理工大学学报,2015,41(6):60-64.
- [15] 曹鹏,姚志民.水轮机原理与水力设计[M].北京:清华大学出版社,1991.
- [16] 刘大凯.水轮机[M].3版.北京:中国水利水电出版社,1997.