

混流式水轮机部分负荷工况典型涡流特征研究

孙龙刚, 郭鹏程*

(西安理工大学西北旱区生态水利国家重点实验室, 陕西 西安, 710048, Email: guoyicheng@126.com)

摘要: 水轮机在部分负荷工况运行时, 其内部流动状态十分复杂。尾水管涡带与叶道涡是混流式水轮机运行在部分负荷工况下出现的两种典型的涡流现象, 然而其外在表现及动力学特性各不相同。本研究以某一低水头混流式模型水轮机为研究对象, 进行了部分负荷工况下尾水管涡带及叶道涡流动特征的数值研究。研究发现, 在额定负荷 70% 工况, 螺旋形尾水管涡带出现且涡带进动频率约为转频的 0.3 倍; 当负荷减小至 45% 时, 相邻两叶片之间出现连续的空腔涡管, 叶道涡充分发展, 尾水管内回流严重。进一步分析比较了尾水管内轴向及圆周方向的速度分布以及两种典型涡流结构对水轮机水力性能的影响。

关键词: 混流式水轮机; 尾水管涡带; 叶道涡; 部分负荷; 数值研究; 水力性能

1 引言

随着风能、太阳能等间歇性能源在电网中比例的增加, 担任调峰调频任务的水轮机将更多地运行在变负荷工况及偏工况下以平衡电网参数^[1]。偏工况下运行的水轮机, 转轮进出口速度三角形发生根本变化, 其流动状态更为复杂^[2]。混流式水轮机负荷增加时, 转轮出口具有与转轮旋转方向相反的圆周速度分量, 在尾水管中形成纺锤型涡带; 当负荷小于最优工况, 转轮出口圆周速度为正值, 形成部分负荷下的尾水管涡带; 当负荷进一步减小, 模型试验中由透明尾水管锥管中可以观察到比较稳定的叶道涡^[3]。尾水管涡带与叶道涡是混流式水轮机运行在部分负荷工况下的固有水力现象, 然而这两种典型涡流现象的外在表现及其动力学特性各不相同。

尾水管涡带为典型的低频脉动, 易引起管道共振及机组疲劳破坏等, 因此获得持续广泛的研究, 如欧洲研究与发展合作组织 (EUREKA) 于 2000 年发起的 FLINDT (Flow Investigation in Draft Tube) 研究项目, 旨在建立较大运行范围的试验数据库进行 CFD 计算

基金项目: 国家自然科学基金(51839010), 陕西省重点研发计划(2017ZDXM-GY-081), 陕西省教育厅服务地方专项计划(17JF019)

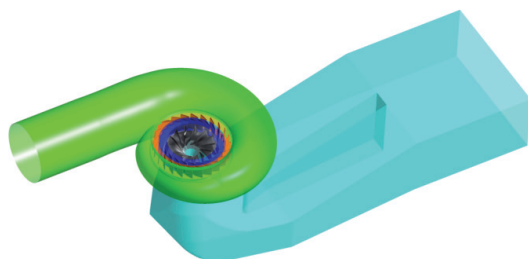
通讯作者: 郭鹏程, E-mail: guoyicheng@126.com.

的比较和确认,并更深入理解尾水管内部流动特征及流动机理^[4-6]。然而,针对叶道涡的研究相对较少,且不同水头段机组叶道涡的形成以及发展各不相同^[7-8]。Magnoli^[9]通过数值方法获得了一中比转速混流式水轮机叶道涡的基本形态。叶道涡在模型综合特性曲线上的初生及发展位置,是水轮机模型试验验收的一项重要考察指标,因此有必要开展叶道涡动力学特性的研究,并澄清部分负荷运行工况下尾水管涡带及叶道涡的涡流特性及其对水力性能的不同影响。

本研究基于数值方法,对一低水头混流式水轮机进行了部分负荷工况下的尾水管涡带及叶道涡流动特性的研究,并通过模型试验验证数值方法的可靠性,对比分析了两种涡流现象的典型流动特征及其对水力性能的影响。

2 计算方法及模型

本文以一个转轮直径为 0.35m 的模型水轮机为研究对象,该模型转轮叶片数为 13,活动导叶与固定导叶叶片数均为 24。对应的原型水轮机在额定水头 46.0m 下出力为 121.6MW。图 1 所示为该模型水轮机结构及模型试验台,该模型试验台测试的水轮机水力效率的随机误差与系统误差分别为 $\pm 1\%$ 和 $\pm 0.214\%$,满足试验台测试标准。试验与数值模拟分别在额定出力的 70%以及 45%进行,导叶开度分别为 26° 和 18° 。



(a) 混流式水轮机



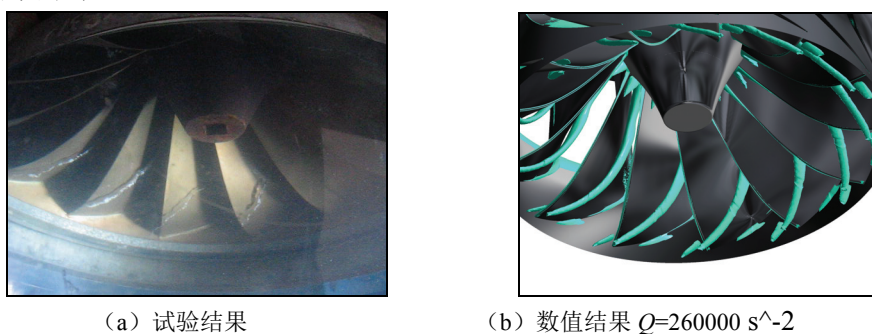
(b) 模型试验台

图 1 模型试验台及水轮机结构示意图

数值计算采用适用于旋转机械的 $k-\omega$ SST 湍流模型^[10],进口给定质量流量,出口指定静压。计算域蜗壳、固定导叶、活动导叶、转轮以及尾水管均采用全六面体结构化网格进行离散,且在网格数分别为 663.8 万、881.9 万、1079.4 万、1320.1 万和 1499.9 万的计算条件下进行网格无关性测试,测试结果表明当网格数大于 1079.4 万时,水轮机水头不再不变,故采用网格数为 1079.4 万进行数值计算,该密度网格下转轮叶片最大 y^+ 值最大为 10.9,满足湍流模型的要求。

3 结果与分析

图2与图3分别为数值计算获得的转轮叶片间叶道涡、尾水管锥管中螺旋形涡带与模型试验结果的对比。



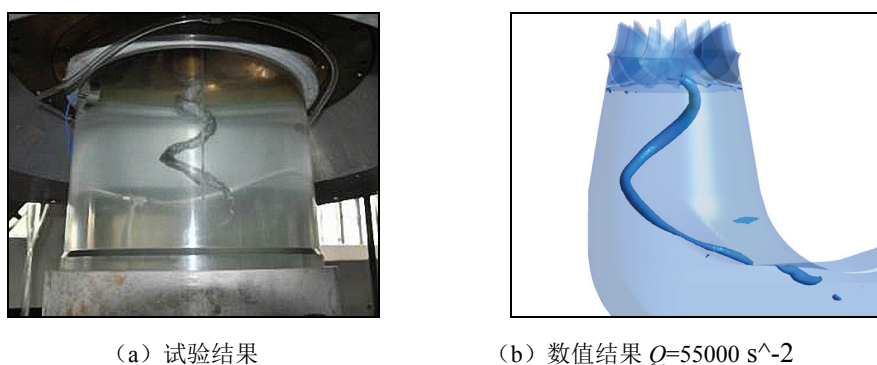
(a) 试验结果

(b) 数值结果 $Q=260000 \text{ s}^{-2}$

图2 试验与数值结果叶道涡形态对比示意图

图2与图3中数值结果利用 Q 等值面对涡结构进行可视化, 表示流场中涡的旋转大于变形的部分^[11], 其中 Q 取值分别为 260000 s^{-2} 和 55000 s^{-2} 。45%额定负荷工况下, 叶道涡由转轮上冠处发展, 在主流以及离心力的作用下, 由叶片出口靠近下环处流出, 且数值可视化结果叶道涡形态及其位置与模型试验比较吻合, 验证了本文计算方法的可靠性。

增加负荷至 70%, 转轮叶片间叶道涡消失, 在尾水管进口处与转轮旋转方向相同的绝对速度圆周速度与轴向速度的综合作用下, 形成了螺旋形尾水管涡带, 涡带涡头偏心地处泄水锥表面, 涡带整体呈锥形。



(a) 试验结果

(b) 数值结果 $Q=55000 \text{ s}^{-2}$

图3 试验与数值结果尾水管涡带形态示意图

叶道涡与尾水管涡带为混流式水轮机两种典型的涡流现象, 其相同的流动特征为叶片进口出现与转轮旋转方向相同的圆周速度分量, 且负荷越小, 圆周分量越大, 形成了转轮

内不同的流场特性。图 4 为转轮叶片等展向面 $S=0.2$ 的压力云图及相对速度矢量分布。

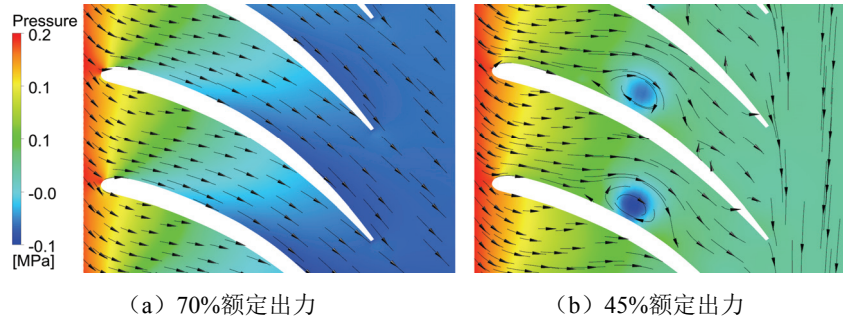


图 4 不同出力工况叶片等展向面压力云图及速度矢量分布

部分负荷工况区，水轮机进口冲角发生变化，且负荷越小，负冲角越大，转轮叶片对来流的不适应性越强。当水轮机运行在额定出力 70% 时，由转轮进口至出口，压力变化均匀，且流道内流线顺畅，表明做功良好；当负荷减小至 45% 额定出力时，流量减小，水流在较大的负冲角作用下由叶片背面流向正面，由于混流式转轮叶片数较多，两叶片之间有限的空间限制了主水流的运动，造成较大区域流动分离，在靠近叶片背面处形成了叶道涡。叶道涡的出现，对转轮流道内的压力及速度分布有直接严重的影响，越靠近叶道涡中心，压力值越低，且转轮出口处的相对速度方向几乎沿叶片展向，与叶片进口以及 70% 负荷工况有较大差异。

图 5 所示为本研究两个计算工况尾水管锥管中心面速度云图及速度矢量分布，图 5 (b) 中同时给出了涡带结构。图 6 为尾水管进口沿两点 DT01DT02 连成的直线上的轴向及周向速度分布，线 DT01DT02 位于转轮出口下游 $0.3D_2$ (D_2 为转轮出口直径)。

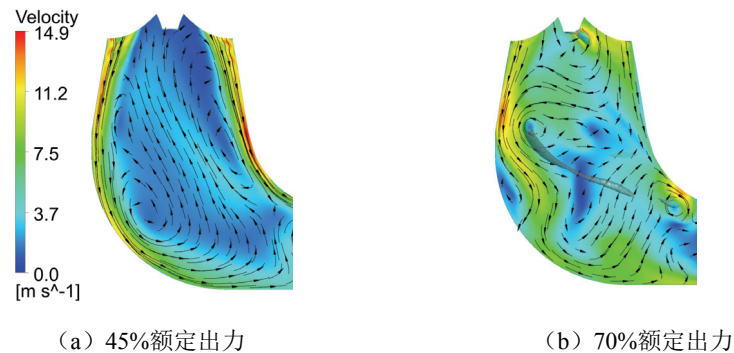


图 5 不同出力工况尾水管中心截面速度云图及速度矢量分布

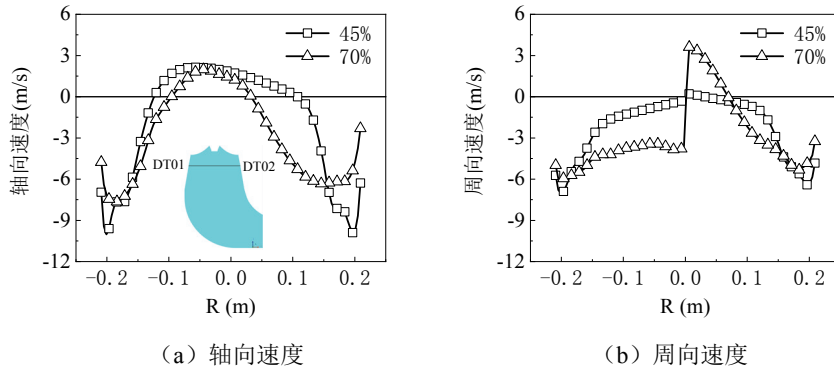


图6 不同出力工况尾水管进口轴向与周向速度分布

由尾水管内的速度分布可知，叶道涡工况区，锥管段中心出现较大范围的回流，仅仅在壁面处流动方向与主流一致。由于叶道涡表面附近速度较高且由叶片出水边靠近下环处流出，造成尾水管壁面附近处速度值较高，回流与主流之间的剪切形成了范围较大的涡旋区且会进一步加速壁面附近的流动。尾水管涡带工况区，速度矢量分布较紊乱，其主要特征为速度矢量围绕着涡带形成涡旋区域，涡带外侧区域出现部分高速区。

尾水管内轴向及周向速度的定量分析表明，45%负荷工况下锥管段内的回流范围大于70%负荷工况，且壁面附近轴向速度值更大。由于螺旋状涡带在锥管段内呈锥形分布且同一时刻涡带在竖直高度上的分布位置不同，造成了圆周速度在转轴中心线附近出现速度值的突变。而叶道涡工况区，圆周速度保持与转轮旋转方向相同，尾水管内水流做类似于刚体的运动，圆周速度随半径的增加而增加。

为进一步分析叶道涡及尾水管涡带对水轮机水力性能的影响，图8显示了活动导叶与转轮之间无叶区测点VL01，转轮叶片背面测点SS01、SS02、SS03，以及尾水管测点DT01和DT02压力脉动频谱特性，图7(b)给出了无叶区及转轮叶片背面测点位置，尾水管测点位置如图6(a)所示，其中压力系数为测点压力与最优工况下比能 E 的比值。

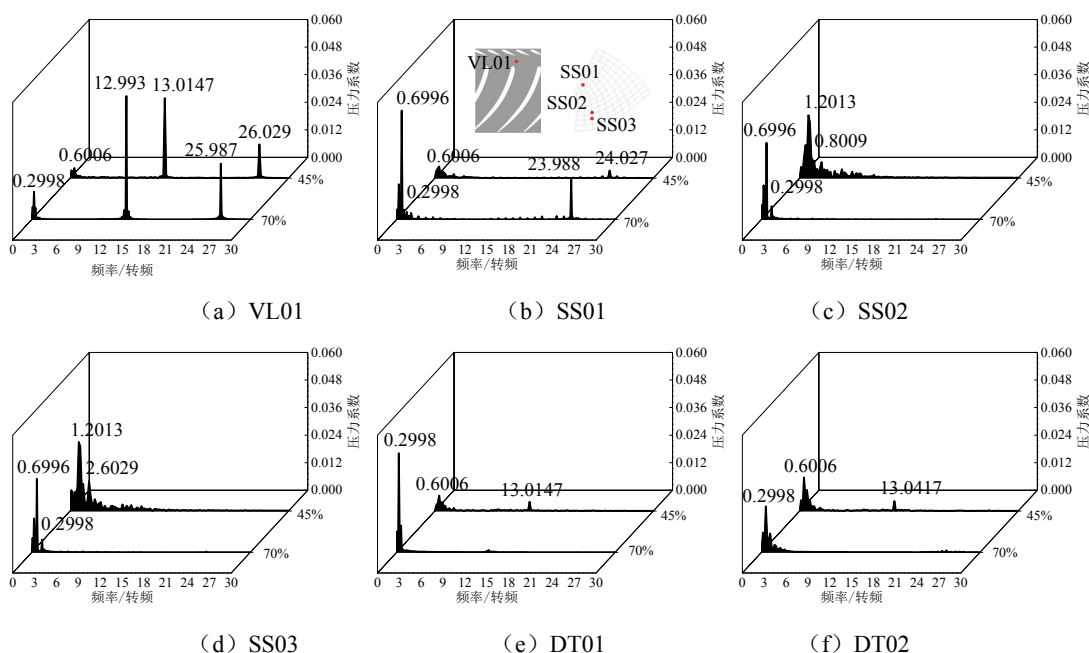


图7 计算域不同压力测点压力系数频谱分析

混流式水轮机偏工况运行激发的压力脉动的最大特征为转子与定子之间的动静干涉作用以及尾水管内的低频压力脉动。如图7所示，两个计算工况静止域测点 VL01 与旋转域测点 SS01 分别捕捉到压力脉动幅值较高的叶片通过频率 $13fn$ 及导叶通过频率 $24fn$ 及其谐波频率；70%负荷工况下尾水管锥管段测点 DT01 与 DT02，其主频均为 $0.2998fn$ ，为典型的尾水管涡带频率，且与试验结果 $0.3fn$ 很接近。此外，70%负荷工况，6个测点位置处均捕捉到涡带频率 $0.2998fn$ ，而叶片上3个测点一阶频率为 $0.6996fn$ ，约为涡带频率的2.33倍，可以认为仍是由于涡带作用向上游传播的影响而激发。负荷减小至45%时，6个测点均捕捉到 $0.6fn$ 及其谐波频率，且压力脉动频谱呈现出宽频特性，因此可以断定本文计算45%负荷工况下，叶道涡频率约为 $0.6fn$ 。对比分析2个计算工况可知，70%负荷工况，测点 VL01 以及叶片进口测点 SS01 动静干涉作用均强于45%负荷，而靠近叶片出水边测点 SS02 及 SS03，由于45%负荷工况下叶道涡发生及发展于此，压力脉动幅值升高，与70%负荷工况接近。

4 结论

本研究进行了混流式模型水轮机70%负荷及45%负荷工况的水轮机内部典型涡流特征的数值及试验研究。研究结果发现，额定负荷70%工况下，尾水管内出现螺旋形尾水管涡

带出现且涡带进动频率为转频的 0.2998 倍；转轮流道内内流线顺畅，做功良好，而尾水管内速度矢量分布紊乱。当负荷减小至 45%时，相邻两叶片之间出现连续的空腔涡管，叶道涡充分发展，其频率约为 0.6 倍转频，尾水管内回流严重，受转轮出口叶道涡的影响尾水管锥管壁面附近速度较高。频谱分析表明，尾水管涡带对水轮机水力性能的影响较大，无叶区、转轮叶片以及尾水管内均出现幅值较高的压力脉动，而叶道涡对转轮叶片背面压力幅值的影响较大。

参 考 文 献

- 1 Goyal R, Gandhi BK. Review of hydrodynamics instabilities in Francis turbine during off-design and transient operations[J]. *Renewable Energy*, 2018, 116 (Part A): 697-709.
- 2 Trivedi C, Gandhi B, Michel CJ. Effect of transients on Francis turbine runner life: a review[J]. *Journal of Hydraulic Research*, 2013, 51 (2): 121-132.
- 3 李启章. 混流式水轮机水力稳定性研究[M].北京: 中国水利水电出版社, 2014.
- 4 Susan-Resiga R, Muntean S, Hasmatuchi V, et al. Analysis and Prevention of Vortex Breakdown in the Simplified Discharge Cone of a Francis Turbine[J]. *Journal of Fluids Engineering-Transactions of the Asme*, 2010, 132 (5).
- 5 Ciocan GD, Iliescu MS, Vu TC, et al. Experimental Study and Numerical Simulation of the FLINDT Draft Tube Rotating Vortex[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2006, 129 (2): 146-158.
- 6 Avellan F. Flow Investigation in a Francis Draft Tube : the Flindt Project. 2000.
- 7 Guo P, Wang Z, Sun L, et al. Characteristic analysis of the efficiency hill chart of Francis turbine for different water heads[J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2017, 9 (2): 1-8.
- 8 Guo PC, Wang ZN, Luo XQ, et al. Flow characteristics on the blade channel vortex in the Francis turbine[J]. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2016, 129: 012038.
- 9 Magnoli MV, Anciger D, Maiwald M. Numerical and experimental investigation of the runner channel vortex in Francis turbines regarding its dynamic flow characteristics and its influence on pressure oscillations[J]. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2019, 240: 022044.
- 10 孙龙刚, 郭鹏程, 麻全, 等 基于 TBR 模型的高水头混流式水轮机水力性能预测[J]. *农业工程学报*, 2019, 35 (7): 62-69.
- 11 Hunt JCR, Wray AA, Moin P. Eddies, streams, and convergence zones in turbulent flows[C], 1988: 193-208.

Vortex flow characteristics investigation into Francis turbine operating at part load conditions

SUN Long-gang, GUO Peng-cheng*

(State Key Laboratory of Eco-hydraulics in Northwest Arid Region, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, E-mail: guoyicheng@126.com)

Abstract: The internal flow pattern of the hydraulic turbine at off-design operating conditions is very complex. The vortex rope in its draft tube and the inter-blade vortex are two typical flow phenomena when the turbine is working under part load conditions, however, the vortex patterns and corresponding dynamic characteristics are different. In the presented paper, the numerical solution is carried out to investigate the vortex rope in draft tube and inter-blade vortex towards a Francis turbine with low water head. The results show that the vortex rope in draft tube is fully developed and the precessing frequency is about 30% of the rotating frequency at 70% of the rated output condition. It can observe a continuous inter-blade vortex at 45% output, accompanying with serious recirculating flow in draft tube. Furthermore, this paper present the compared analysis of the axial and circumferential velocity profiles in the draft tube and the influence of two typical vortexes on the hydraulic performance of the turbine.

Key words: Francis turbine; Vortex rope in draft tube; Inter-blade vortex; Part load; Numerical simulation; Hydraulic performance