

上游扰动条件下尾水管涡带演化和压力脉动研究

郭涛¹ 徐李辉¹ 罗竹梅²

(1. 昆明理工大学建筑工程学院, 昆明 650500; 2. 昆明理工大学能源与动力工程系, 昆明 650093)

摘要: 尾水管涡带是混流式水轮机流动不稳定的表征,严重时甚至会导致机组疲劳破坏。为准确捕捉不同工况下尾水管内流体流动的瞬态湍流特性,采用滑移网格技术以及 SST $k-\omega$ 湍流模型,通过现阶段最新进展的 Liutex 识别方法对尾水管涡带进行捕捉并对比分析,着重分析了不同来流对尾水管涡带的形成、发展、破裂和低频压力脉动的影响。结果表明:与文献实验结果的对比,验证了结果的准确性;上游不同来流条件下,尾水管涡带形态各异。最优工况时仅形成一个稳定的旋流结构,即纺锤形涡带,对流场影响较小。流量降低到设计流量的 81% 时,形成螺旋形涡带,涡带的偏心运动对主流产生了较大干扰作用,涡流、回流和流动分离等不稳定现象明显。由于涡带对主流的排挤作用,造成涡带与壁面之间出现明显的高速区,平均脉动压力系数幅值也比最优工况增加了 1.36~4 倍,压力脉动呈现出典型的低频、高幅特征;随着开度的继续降低,涡带体积大幅度增加,形成一个较大的空腔涡带,占据流域范围较广,与肘管壁面发生直接“冲击现象”;开度越小尾水管内产生的涡流越杂乱,流场越不稳定,当开度降至最低时,有形涡带消失,破碎后的杂涡充据着整个直锥段和弯肘段。

关键词: 混流式水轮机;尾水管涡带;上游扰动;压力脉动

中图分类号: TK730 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2022)06-0192-10

OSID:



Influence of Upstream Disturbance on Vortex Rope Evolution and Pressure Fluctuation in Draft Tube

GUO Tao¹ XU Lihui¹ LUO Zhumei²

(1. Faculty of Civil Engineering and Mechanics, Kunming University of Science and Technology, Kunming 650500, China

2. Department of Energy and Power Engineering, Kunming University of Science and Technology, Kunming 650093, China)

Abstract: Draft tube vortex is a sign of flow instability of Francis turbine, and even leads to unit fatigue failure in serious cases. In order to accurately capture the transient turbulence characteristics of fluid flow in draft tube under different working conditions, the newly developed Liutex vortex identification method was used to capture and compare the draft tube vortex rope based on slip grid technology and SST $k-\omega$ turbulence model. The influence of upstream disturbance on formation, development, rupture of vortex rope and low-frequency pressure pulsation of wall was analyzed emphatically. The results showed that the accuracy of result was verified through a comparison with literature and experimental results; The shape of vortex rope in draft tube was different under different upstream disturbances. In the best efficiency point, a stable spindle-shaped vortex structure was formed, which had little effect on the flow field. When the flow rate was reduced to 81% of the best efficiency point, the spiral vortex rope was formed, and the eccentric rotational motion of the vortex rope had a great disturbance effect on main flow. For example, due to the squeezing effect of vortex, an obvious high-speed zone appeared between the vortex structure and wall surface, and the amplitude of pressure coefficient was increased by 1.36~4 times. The pressure fluctuation in draft tube presented typical characteristics of low frequency and high amplitude. As the opening continued to be decreased, the volume of vortex rope was increased greatly, forming a large cavity vortex zone, and occupying a wide range and hit against the draft tube wall directly. With the decrease of the guide vane opening, the chaotic vortex and unstable flow field structure generated in draft tube were increased. When the opening dropped to the lowest, the original shape of vortex rope was damaged, and the broken little vortex filled the whole draft tube.

Key words: Francis turbine; vortex rope in draft tube; upstream disturbance; pressure fluctuation

收稿日期: 2022-01-26 修回日期: 2022-03-25

基金项目: 国家自然科学基金项目(51969009, 52069010, 52179087)

作者简介: 郭涛(1983—),男,副教授,博士,主要从事流体-结构互动理论和水工结构及地下工程抗振动研究, E-mail: guotaoj@126.com

0 引言

随着经济的飞速发展,人们对电力资源的需求急剧增长,特别是分时段用电量差异明显,水力发电机组在电网中同时承担着调峰调频的任务,水力机组输出功率频繁改变,水轮机不可避免地处于偏离最优工况运行情况^[1]。活动导叶按水流流动方向布置在固定导叶之后,水流经蜗壳与固定导叶后的出流角是固定不变的,水轮机通过改变活动导叶开度来调节流量及水流环量,从而达到调整水轮机输出功率的目的^[2-4]。尾水管涡带是混流式水轮机在偏离最优工况运行时,尾水管中出现的一种偏心螺旋状涡旋运动;同时也是混流式水轮机在偏离最优工况运行的一种固有水力特性,是水力不稳定性的表征和结果,严重时会影响运行稳定性及造成疲劳破坏等,因此偏离最优工况下尾水管涡带和压力脉动特性研究受到大量学者持续关注^[5-6]。

文献[7-8]研究了转轮出口的流场情况,文献[9]研究了无叶区内部流场变化,文献[10-11]分别从水轮机出水口旋流和动静干涉的角度分析了压力脉动特性的传播,为研究尾水管内流动分布提供了必要的依据。文献[12]提出了一种基于零环量单位流量的相对流量法和基于叶片出口压力脉动的相对幅值法来预测原型机尾水管进口压力脉动,对 12 个电站水轮机模型和原型机尾水管压力脉动试验结果进行比较,吻合性较好。之后诸多学者研究了不同工况下(小流量、小开度工况),水泵水轮机^[13-15]、贯流式水轮机^[16]、混流式水轮机^[17-20]等机型的尾水管涡带及压力脉动。文献[21-22]应用不同涡识别准则捕捉尾水管涡带,把在涡带形成过程中诱发的压力脉动信号分解为同步及非同步运动分量,并对其进行了动力学分析,进一步探究了尾水管涡带的复杂流动特征及其动力学特性。文献[23]基于熵产理论分析了水泵水轮机尾水管内的局部熵产分布情况、流动状态,探究了涡带的产生机理。尾水管中的偏心回转涡带与肘管内壁的撞击是引起机组振动的重要原因之一,文献[24]通过加长泄水锥、水力干扰、加长泄水锥与水力干扰共同作用的 3 种改进方案,改善了尾水管内的压力脉动。涡结构是水轮机内部非定常流动的典型结构,其存在会导致水轮机内部压力波动大、诱发机组振动及水轮机部件疲劳等。文献[25]提出了一个新的代表涡的变量 Liutex 向量 $\mathbf{R}$,并基于该变量建立了 Liutex 涡识别方法,该方法得到了较为广泛的推广与应用^[26-27]。该方法能更准确地辨别流场内不同尺度的涡结构,且克服了研究人员主观确定涡识别

变量阈值的不足,使得流场中的涡识别更加客观且具有可比性,可以推广应用到水力机械内部涡识别的研究中。

纵观相关研究发展历程,用新型的涡识别方法显示尾水管涡带的时空演化过程的成果相对较少。本文以 HLA551-LJ-43 型混流式水轮机为研究对象,基于 Liutex 涡识别方法分析上游扰动改变对尾水管涡带和压力脉动的影响。

1 研究对象和数值方法

1.1 控制方程

水轮机内部三维不可压缩湍流流动可描述为

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + S_{ij} \end{cases} \quad (1)$$

式中 τ_{ij} ——剪切应力,Pa
 u_i, u_j ——速度分量, m/s
 p ——压力, Pa t ——时间
 ρ ——流体密度, kg/m³
 S_{ij} ——附加源项, N/m³
 x_i, x_j ——笛卡尔坐标分量, m

基于雷诺时均模型中的剪切应力输运 (Shear stress transport, SST) 湍流模型执行湍流瞬态计算, SST 湍流模型实现了从边界层内部的 $k-\omega$ 模型到边界层外部的高雷诺数 $k-\varepsilon$ 模型的逐渐过渡,在预测近壁面流动和捕捉旋转机械的流动分离现象等方面具有较大优势^[28-30]。

1.2 Liutex 涡识别方法

文献[31]提出了一种描述涡的数学定义——Liutex 方法,该方法对涡进行了新的数学定义,即以 R 来表示 Liutex 值。其数学表达式为

$$R = \begin{cases} \beta - \alpha & (\alpha^2 - \beta^2 < 0, \beta > 0) \\ \beta + \alpha & (\alpha^2 - \beta^2 < 0, \beta < 0) \\ 0 & (\alpha^2 - \beta^2 > 0) \end{cases} \quad (2)$$

其中 $\alpha = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial u}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}\right)^2}$ (3)

$$\beta = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y}\right) \quad (4)$$

式中 u, v ——坐标 x, y 方向上的速度分量
Liutex 值表示流体刚性旋转强度,且可以给出流体质点的刚体旋转轴。具有对阈值依赖性小、能够清晰合理地显示涡形态的优点。

1.3 混流式水轮机模型和边界条件

混流式水轮机型号为 HLA551-LJ-43,其机组实物如图 1 所示,图 2 为所取计算域几何模型(以导

叶开度 48.74 mm 为例),模型包括蜗壳区域、导水区域(8 个固定导叶和 16 个活动导叶)、转轮区域(13 个叶片)和尾水管区域。该型号水轮机,设计水头 10 m,设计流量 0.7 m³/s,设计转速 600 r/min。



图 1 混流式水轮机模型实验台
Fig.1 Model Francis turbine test rig

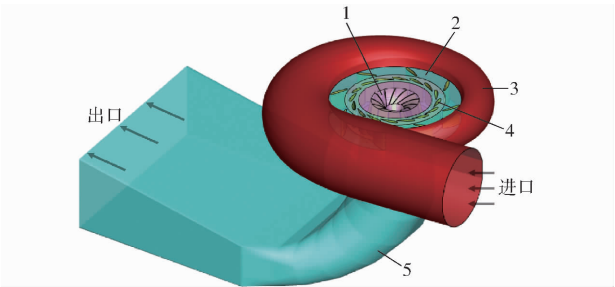


图 2 混流式水轮机全流道计算域
Fig.2 Whole computational domain of Francis turbine
1. 转轮 2. 固定导叶 3. 蜗壳 4. 活动导叶 5. 尾水管

采用滑移网格技术,在转轮区域动静交界面上设置滑移网格交接面以处理导叶与转轮、转轮与尾水管之间动静干扰流动的数据传递。计算域全流道采用六面体网格划分,如图 3 所示,其中转轮区域边界层网格最小达到 0.05 mm,网格数量是影响数值



图 3 混流式水轮机全流道网格
Fig.3 Grids of Francis turbine

模拟精度的关键因素之一,本文选取 4 种网格数对混流式水轮机在流量 0.7 m³/s、转速 600 r/min 工况下进行三维湍流稳态计算,以效率为目标函数进行网格无关性验证,其结果如图 4 所示。可以看出,当网格数量达到 1300 万之后,随着网格数的增加,效率幅度变化很小而趋近于一个恒定数值,说明此时网格数的增加已几乎不对结果产生影响。在保证计算结果可靠性的前提下,为尽可能降低网格数以减少计算耗时,选择模型网格总数为 1 306.782 8 万,网格节点数为 1 263.297 0 万。整个转轮区域的所有叶片迎水面和背水面的 y^+ 平均值云图和时域图,如图 5 所示。可以看出 y^+ 满足 SST 湍流模型的计算精度要求。

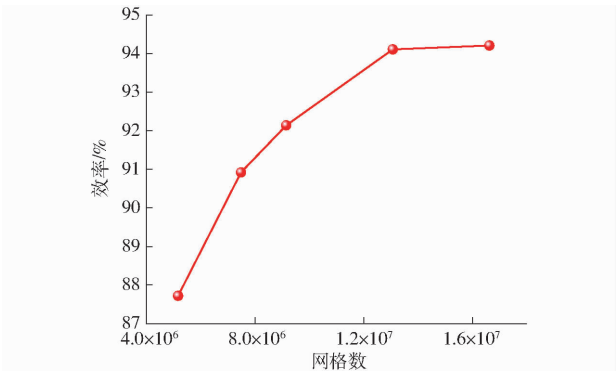


图 4 网格无关性验证结果
Fig.4 Results of grid independency test

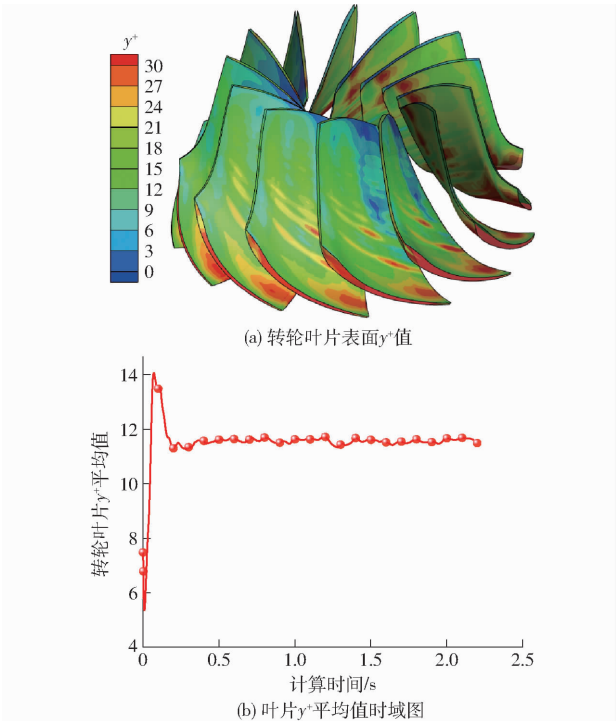


图 5 叶片表面 y^+ 值

Fig.5 y^+ value on runner blades

蜗壳进口处为速度进口 Dirichlet 边界条件,尾水管出口处为自由出流,壁面为无滑移边界条件。

依据图 6 综合特性曲线及相似准则,考虑了包含小开度(偏离最优工况)和最优工况的 $\alpha_M = 13.50^\circ$ (攻角 8°)、 $\alpha_M = 26.17^\circ$ (攻角 16°)、 $\alpha_M = 38.05^\circ$ (攻角 24°)、 $\alpha_M = 48.74^\circ$ (攻角 32° , 最优工况) 4 种导叶开度情况(导叶开度示意图如图 7 所示),图中 n_{11M} 、 Q_{11M} 分别为 A551-35 模型水轮机的单位转速、单位流量。控制方程在空间上采用有限体积法进行离散,时间上采用二阶全隐式格式。扩散项和压力项采用二阶中心格式,对流项采用二阶迎风格式。转轮旋转周期 T 为 0.1 s ,计算时间步长取 0.001 s ,每个时间步长对应转轮旋转 1% ,保证了求解精度。计算了 22 个旋转周期,通过检测所设置监控点变量(速度、压力等)的周期性和方程的最大残差小于 10^{-5} ,来判断收敛性,取流场稳定后的最后两个旋转周期进行结果分析,纯计算时间约 60 d。

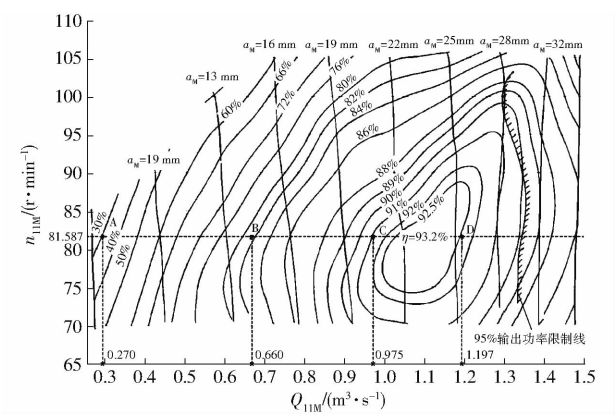


图 6 A551-35 模型水轮机综合特性曲线

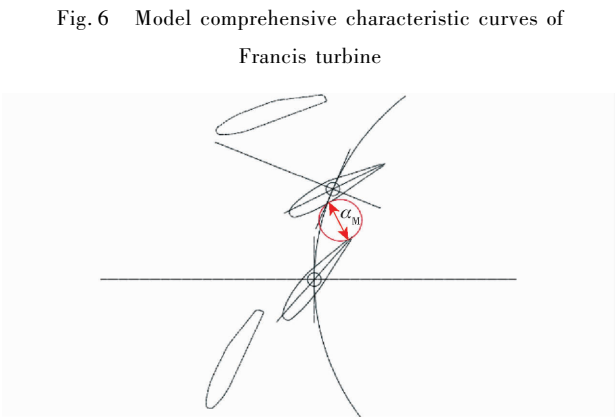


图 7 导叶开度示意图

Fig. 7 Opening of guide vane

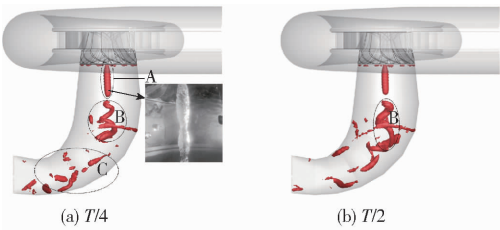


图 9 $\alpha_M = 48.74^\circ$ (最优工况)时尾水管涡带 (Liutex 值 50)

Fig. 9 Vortex rope in draft tube under the best efficiency point (Liutex value is 50)

2 结果分析

混流式水轮机转轮是基于一定流量设计的,在这个流量下,转轮叶片相对出流角是固定的,转轮圆周方向的绝对速度分量很小,尾水管内异常流动现象发生区域较小。如图 8 所示,水流质点随转轮叶片运动的相对速度为 W ,水流质点随转轮旋转的牵连速度为 U ,水流质点对定系的绝对速度为 V 。随着导叶开度改变,上游扰动不断变化,流量和转轮进口冲角发生改变,引起转轮出口绝对流动角 β 大小、方向发生变化,产生与转轮旋转方向相同或者相反大小不一的绝对速度圆周分量 V_U ,导致在尾水管直锥和弯肘段观察到不同形状的涡带。尾水管涡带是尾水管内死水区中的一种拧旋流,涡带的旋转、失稳会导致尾水管振动剧烈,其产生的基本条件是转轮出口处流体存在圆周方向的速度分量。

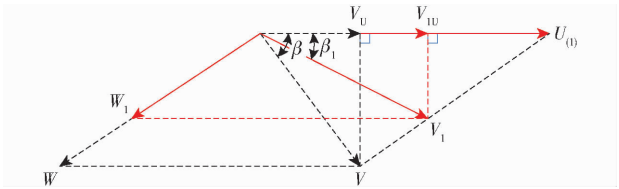


图 8 转轮叶片出口速度三角形

Fig. 8 Velocity triangles at leading edge of runner blade

2.1 $\alpha_M = 48.74^\circ$ (最优工况)时尾水管流型分析

图 9 为最优工况下运行时,基于 Liutex 方法捕捉到的一个周期内的尾水管涡带形状的可视化展示。从图中可看出,该工况下尾水管涡带可分为 A、B、C 3 部分,分别为转轮出口处的稳定旋流结构,与文献[32]实验对应较好、肘管段内的螺旋形部分和下游的杂涡部分。从尾水管涡带的时程变化可看出,处于锥管段内的第 1 部分稳定旋流结构 A 为纺锤形涡带,具有较好的轴对称性和稳定性,大小不随时间变化而变化。而第 2 部分螺旋形涡带 B,稳定性稍差,随着时间的迁移一直在作与转轮旋转方向相反的偏心螺旋增减运动,破碎后形成第 3 部分杂涡 C 分布于弯肘段下游。

图 10 为尾水管一个周期内的流线图,在最优工况下尾水管直锥段和弯肘段流线平稳顺畅,特别

是锥管段,流速从中间向管壁呈对称性,且流态稳定。只是由于涡带对水流的排挤作用,造成涡带与壁面之间出现明显的高速区;在尾水管肘管段内螺旋形涡带位置处,流态较紊乱,随着时间的变化,可以看到流线出现延长、密集甚至出现微小回流;说明水轮机在最优工况下运行时,尾水管上游转轮出口处流体流态较好,涡带比较细小,强度低,涡带尾部的旋转没有直接

冲击肘管段内壁,不会引起强烈的噪声和压力脉动,水力损失小,不足以诱发对机组运行造成威胁的压力脉动。图 11 为该工况下尾水管内的瞬时湍动能图。从图中也可看出,在最优工况下,尾水管近壁区域湍动能几乎为零,而尾水管涡带区域湍动能均在 $0.8\text{ m}^2/\text{s}^2$ 以上,说明涡带对流动影响较大,湍动较剧烈,是引起能量损失的原因之一。

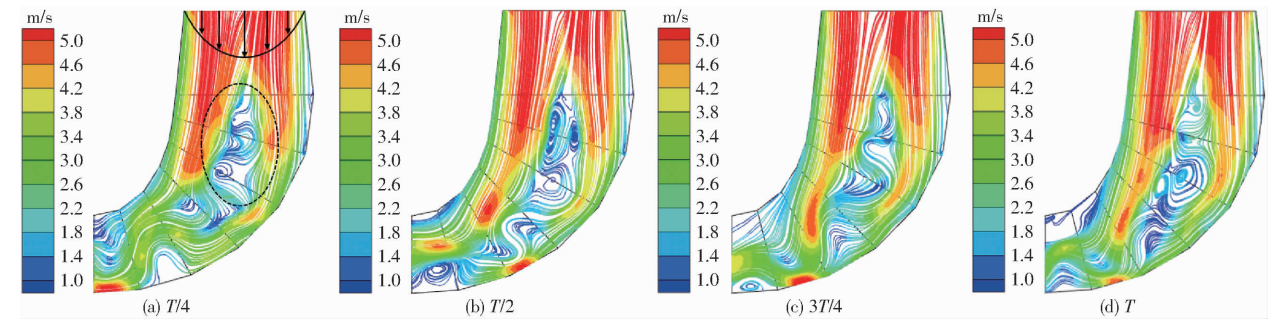


图 10 $\alpha_M = 48.74\text{ mm}$ (最优工况)时尾水管子午面速度流线

Fig. 10 Velocity streamlines in draft tube under the best efficiency point

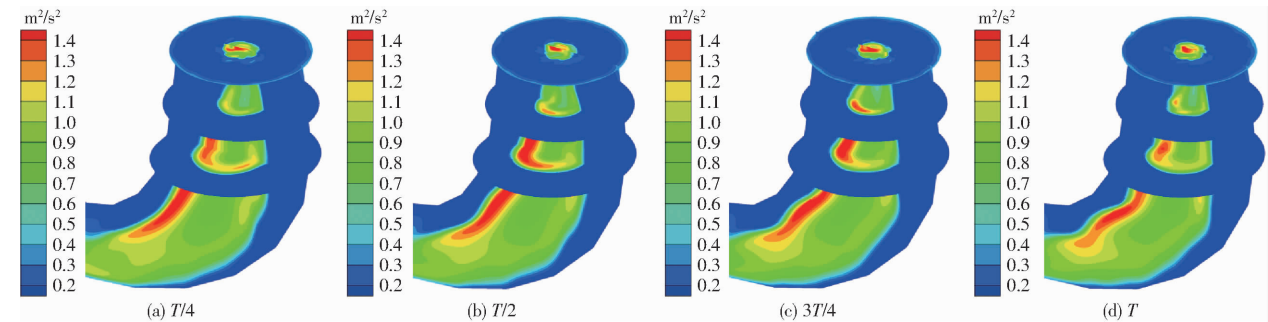


图 11 $\alpha_M = 48.74\text{ mm}$ (最优工况)时尾水管子午面湍动能

Fig. 11 Turbulent kinetic energy in draft tube under the best efficiency point

2.2 偏离最优开度时尾水管流态分析

图 12 ~ 16 为偏离最优工况运行时一个周期内的尾水管涡带形状以及流线、湍动能的可视化展示,与文献[32]中实验所得尾水管涡带形状相互对应。

图 12 为导叶开度 $\alpha_M = 38.05\text{ mm}$ 工况下,沿轴线顺时针转动的螺旋涡带不同时刻的形态,可以观察到在该周期内螺旋涡带的形成、发展、转化和消散过程。与最优工况相比,此时在转轮出口处没有观察到轴对称的纺锤形涡带,仅有螺旋形和杂涡部分,且螺旋形涡带所占流域范围更广、形状变粗,破碎后的杂涡也较多。涡带在旋转下泄的过程中,偏心较大的 D、E 部位挤压尾水管近壁区域流体,进一步增

大尾水管壁面脉动压力,极易引起机组振动。从图 13 该工况下的速度流线图也可看出,尾水管内出现螺旋状涡带,使得流动状态的轴对称性被打破,尽管尾水管内的水流仍以轴向流动为主,但是内部瞬时速度分布完全由涡带结构主导,围绕涡核附近,尾水管内出现了明显的旋转流动区域。旋涡在流速低于 1 m/s 时才会出现,此时速度降低,是由周向速度分量占优所导致。由于涡核附近为低压区,周围水流向该区域流动,而偏心涡带绕其自身转轴的旋转,进一步迫使周围水流作围绕涡带的旋转运动。与最优工况(图 10)对比,尾水管整体流态差异较大,主要由于该工况涡带所占流域范围更广,加强了涡带

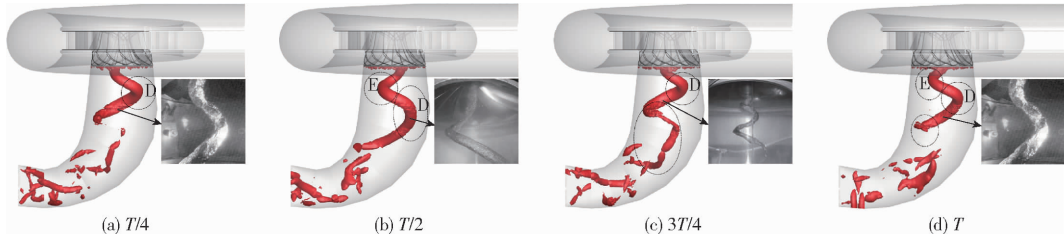


图 12 $\alpha_M = 38.05\text{ mm}$ 时尾水管涡带 (Liutex 值 50)

Fig. 12 Vortex rope in draft tube under off-design condition of $\alpha_M = 38.05\text{ mm}$ (Liutex value is 50)

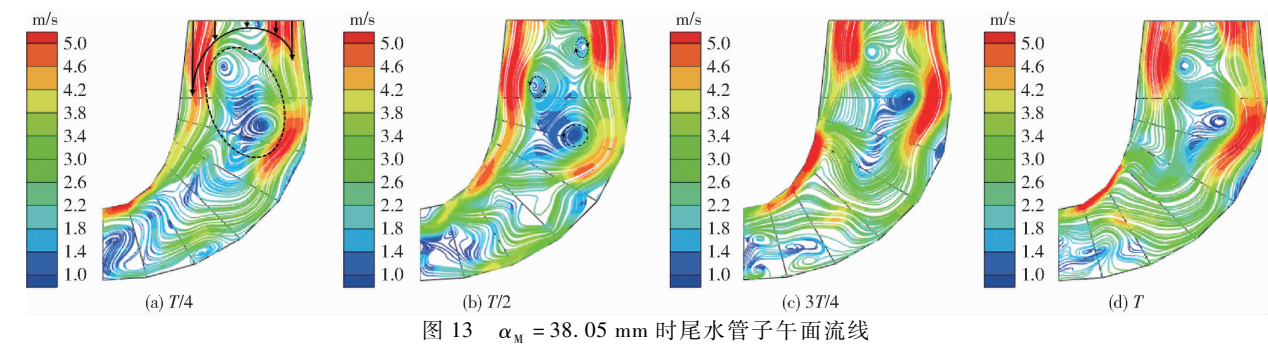


图 13 $\alpha_M = 38.05\text{ mm}$ 时尾水管子午面流线

Fig. 13 Velocity streamlines in draft tube under off-design condition of $\alpha_M = 38.05\text{ mm}$

对水流的排挤作用,使得涡带与壁面之间出现了明显的高速区,而且旋转流动区域附近高速区的强度和位置也随着涡带的时域变迁而改变,加剧了尾水管内整体流态的紊乱。

由此可知,在偏离最优开度时混流式水轮机转轮出口速度产生周向速度分量较大,导致水流在直锥段和弯肘段紊乱,产生较大的螺旋形涡带,且导叶开度越小,圆周速度分量就越大,涡带旋转半径越大,强度越大,即涡带偏心更严重,涡流结构对主流产生的干扰作用就越大,产生的涡流、回流和流动分离等不稳定现象越明显。引起的能量耗散、水力损失也越严重。

随着开度继续减小,不同负荷下的涡流结构差

异较大,当导叶开度 α_M 达 26.17 mm 时,螺旋形涡带继续变大,已经充据着整个直锥段和弯肘段,形成一个较大的空腔涡带,如图 14 所示。此时,由于转轮进口冲角过大,转轮出口绝对流动角方向也发生较大变化,引起了与转轮旋转方向相同或相反的绝对速度分量,流体圆周速度占优,形成紧贴壁面旋转下泄的流动状态。尾水管涡带由涡头到尾部整体呈锥形,即涡核偏心距沿直锥段和弯肘段呈线性增加趋势。在该工况下,涡带尾部的旋转运动直接冲击着肘管段内壁面,如图 14 中 F 位置所示,极可能导致强烈的噪声及压力脉动,产生这种强度的涡带,也会导致强烈的水力损失产生,这种发生在尾水管肘管段的异常现象被称为“冲击现象”^[32]。此时相对

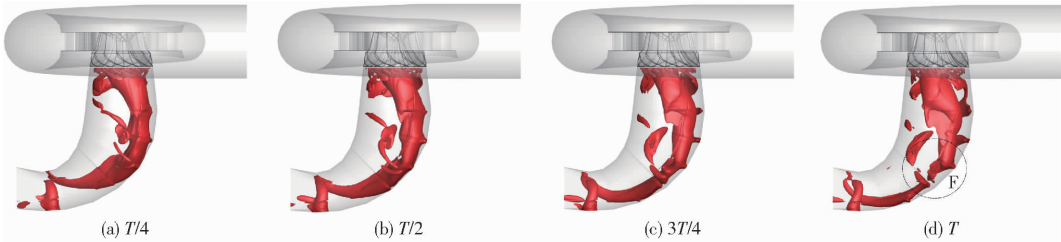


图 14 $\alpha_M = 26.17\text{ mm}$ 时尾水管涡带 (Liutex 值 50)

Fig. 14 Vortex rope in draft tube under off-design condition of $\alpha_M = 26.17\text{ mm}$ (Liutex value is 50)

流量约为最优工况下流量的 55%。

当导叶开度继续减小到最小开度时 ($\alpha_M = 13.50\text{ mm}$),尾水管涡带没有继续增大,反而破碎成很多条极不稳定的小尺度拧旋流,相互影响交错。并且随着时间的推移,由明显的两条涡带 (G、H) 演化成 4 条涡带 (G、H、I、J) 相互转化、消散,极为杂乱,如图 15 所示。从该工况尾水管内的瞬时湍动能

图(图 16)也可以看出,开度过小时,由于杂涡过多,尾水管轴心区域不被有型涡带占据,反而近壁区内湍流加剧,湍动能最大达 $1.5\text{ m}^2/\text{s}^2$,而轴心区域湍动能只有 $0.4 \sim 0.8\text{ m}^2/\text{s}^2$,能量损失主要集中在近壁区,与最优工况(图 11)相反。

2.3 尾水管压力脉动分析

图 17(图中 y 、 z 分别表示流道展向、流向)为尾

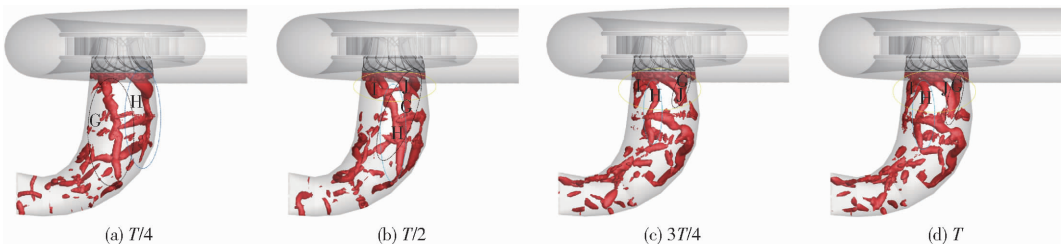


图 15 $\alpha_M = 13.50\text{ mm}$ 时尾水管涡带 (Liutex 值 50)

Fig. 15 Vortex rope in draft tube under off-design condition of $\alpha_M = 13.50\text{ mm}$ (Liutex value is 50)

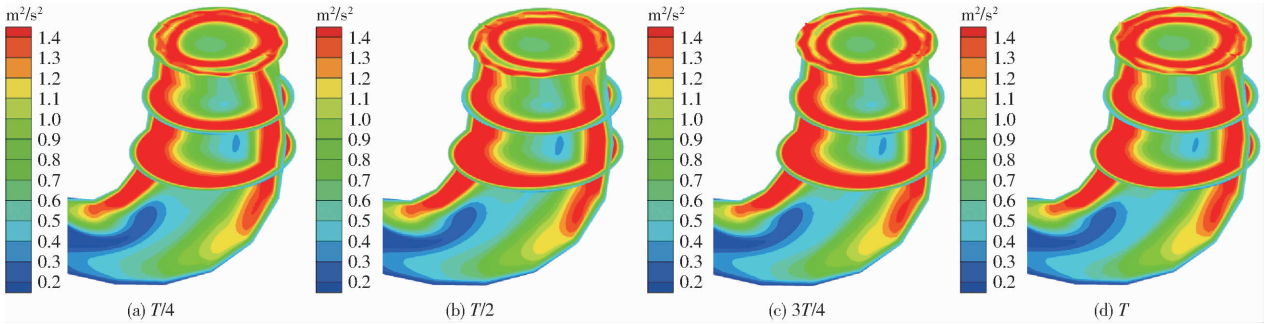


图 16 $\alpha_M = 13.50$ mm 时尾水管子午面湍动能

Fig. 16 Turbulent kinetic energy in draft tube off-design condition of $\alpha_M = 13.50$ mm

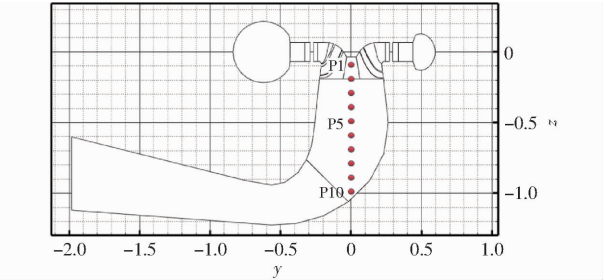


图 17 尾水管流域上各监控点示意图

Fig. 17 Monitoring points in draft tube

水管流域上各监控点示意图,为了探索泄水锥到尾水管弯肘段流域的压力脉动分布规律,在尾水管内部取了 10 个监控点,分别命名为 P1 ~ P10。

图 18 为以压力系数表征的压力脉动时域图(7 个周期内)。从图中可以看出,不同工况下压力

变化规律、大小均差异较大。同一工况下不同测点压力脉动系数波形几乎完全一致。在最优工况下,压力脉动呈明显的周期性变化。监控点 P1 位于泄水锥正下方,受上游转轮旋转影响较强,与尾水管内测点在幅值和相位上均有所偏差,如图 18a 所示。在偏工况下($\alpha_M = 38.05$ mm 时),尾水管涡带出现强烈偏心运动,使尾水管内压力显著变化,压力梯度增大,压力脉动系数在 2.025 s 处出现极大值点,说明压力的传递和变化受到尾水管涡带偏心旋转运动的影响。从图 18b 也可看出,点 P1 规律与下游各监测点同步性较好,不像最优工况点 P1 与尾水管内各点幅值和相位都有偏差,说明从泄水锥到转轮出口甚至整个尾水管流域都受到螺旋形偏心涡带的影响。

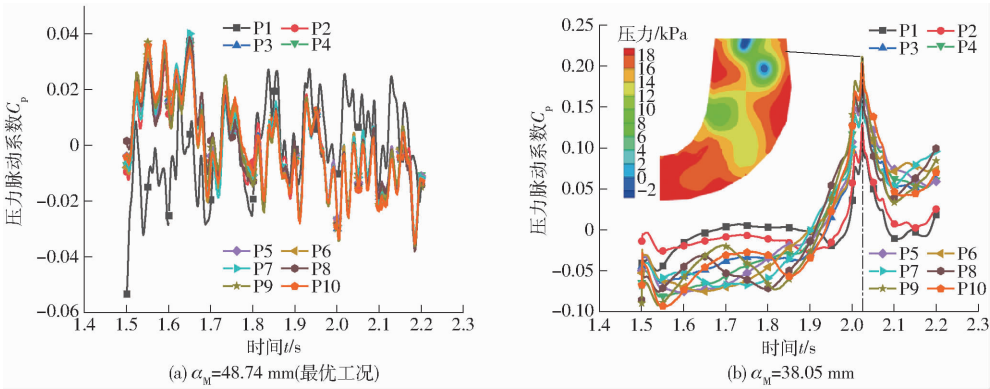


图 18 尾水管压力脉动系数时域图

Fig. 18 Time-history curves of pressure coefficient in draft tube

图 19 为各测点压力脉动的频域结果,其主频统计结果如表 1 所示。从图 19a 中可知,在最优开度下,尾水管中没有受到偏心涡带的影响,但压力脉动频谱比较丰富,压力幅值低且上、下游变幅不大。当导叶开度 α_M 减小到 38.05 mm 时,尾水管内产生了螺旋形偏心涡带,压力幅值突增,特别是尾水管内(P3 ~ P10)压力幅值明显高于泄水锥内和转轮出口处,如图 19b 所示。当导叶开度继续减小,由于流量降低,压力幅值有所回落,如图 19c、19d 所示。从表 1 中可以看出,从转轮泄水锥到整个尾水管流域内均存在一

个 0.67 Hz 的低频脉动。随着导叶开度的关闭,尾水管内出现涡带时,上游测点在频率为 $0.13f_n$ 时均出现压力系数的最大值($f_n = 10$ Hz,为转频),说明尾水管涡带压力脉动在低频时具有较高的能量,尾水管涡带压力脉动主频为 1.33 Hz,为典型的低频特征。为了进一步分析压力脉动幅值的变化趋势,采用脉动算术平均偏差 R_a 和最大脉动幅值 R_z 处理压力数值,定义式为

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n C_{pi} \quad (5)$$

$$R_z = C_{pmax} + C_{pmin} \quad (6)$$

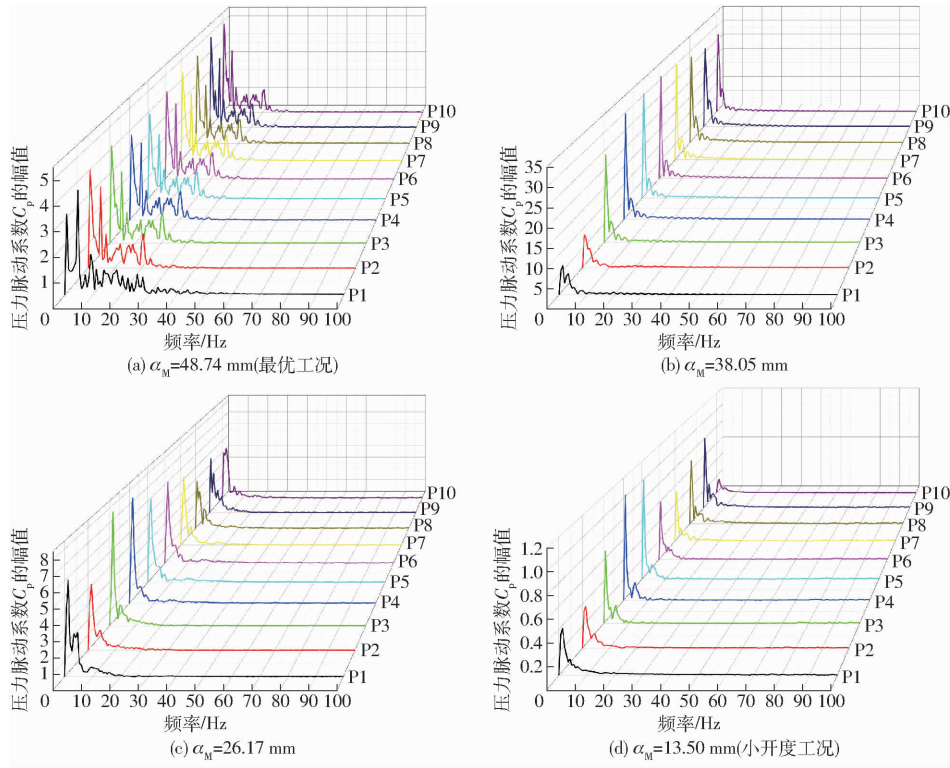


图 19 尾水管压力脉动系数频域图

Fig. 19 Frequency domains of pressure coefficient in draft tube

表 1 尾水管监控点主频

Tab.1 Main frequency of monitoring points Hz				
监控点	α_M/mm			
	48.74	38.05	26.17	13.5
P1	0.67	1.33	1.33	1.33
P2	0.67	0.67	1.33	1.33
P3	0.67	0.67	1.33	0.67
P4	0.67	0.67	1.33	0.67
P5	0.67	0.67	1.33	0.67
P6	0.67	0.67	1.33	0.67
P7	0.67	0.67	1.33	0.67
P8	0.67	0.67	0.67	0.67
P9	0.67	0.67	0.67	0.67
P10	0.67	0.67	0.67	0.67

式中 n ——监测时间段内脉动压力总数
图 20(Q_{11} 表示 HLA551-LJ-43 模型水轮机的

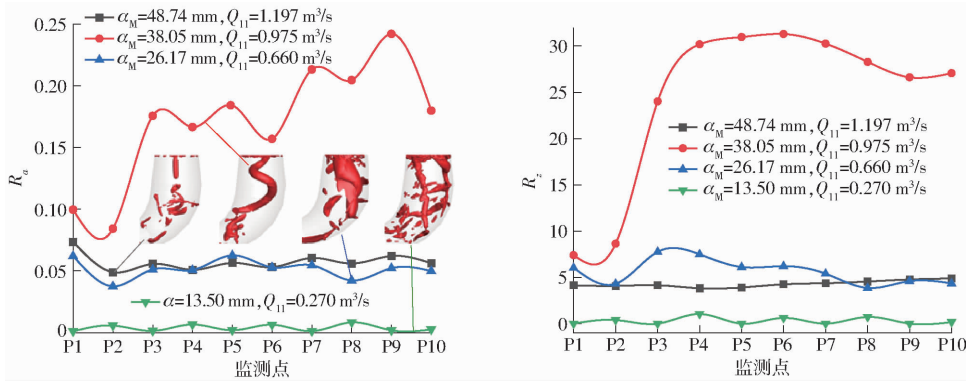


图 20 脉动压力系数幅值

Fig. 20 Amplitude of pressure coefficient

单位流量)为不同开度工况下 R_a 和 R_z 的变化曲线,从图中可以看出,在导叶开度为 38.05 mm 时, R_a 和 R_z 远大于其他工况,平均脉动压力系数幅值比最优工况增加了 1.36 ~ 4 倍,偏心螺旋涡带的产生对尾水管内流场的干涉最强。随着开度的降低, $\alpha_M = 26.17$ mm、 $\alpha_M = 13.50$ mm 工况虽然也有不同形式的涡带产生,但此时流量较低,仅为最优开度工况流量的 55% 和 22.5%,因此脉动幅值相对要低。说明尾水管偏心螺旋涡带运动产生的压力脉动的传递,是诱发水轮机水体共振的主要因素。

3 结论

(1)将最新进展的 Liutex 涡识别方法运用于尾水管涡带形态的捕捉,并与实验对比验证了结果的

准确性和有效性。

(2)不同来流条件下,尾水管涡带形态各异。随着导叶开度的关闭,涡带经历了最优工况时的纺锤形涡带(稳定旋流结构,对流场影响小)、螺旋形偏心涡带(流量降低到设计流量的81%时)、巨型空腔涡带(占据流域范围较广,与肘管壁面发生直接“冲击现象”)和有形涡带消失后的破碎杂涡流态(小开度工况)等阶段。

(3)螺旋形涡带对流场影响较大,涡带的偏心运动对主流产生了较大干扰作用,涡流、回流和流动

分离等不稳定现象明显。涡带对水流的排挤作用是造成涡带与壁面之间出现明显高速区的主要原因。平均脉动压力系数幅值也比最优工况增加了1.36~4倍。

(4)开度越小尾水管内产生的涡流越杂乱,当开度降至最低时($\alpha_m=13.50^\circ$),有形涡带消失,碎后的杂涡充据着整个直锥段和弯肘段,此时湍动能激烈,近壁区能量损失严重。

(5)尾水管涡带压力脉动主频为1.33 Hz,为典型的低频、高幅特征。

参 考 文 献

[1] 邓聪,曾永忠,刘小兵,等. 低比速混流式水轮机小开度叶道涡流动分析[J]. 中国农村水利水电,2020(5):155-159.
DENG Cong, ZENG Yongzhong, LIU Xiaobing, et al. Flow analysis of inter-blade vortices in a low-specific-speed Francis turbine under small opening conditions[J]. China Rural Water and Hydropower, 2020(5):155-159. (in Chinese)

[2] TIMOSHEVSKIY M V, CHURKIN S A, KRAVTSOVA A Y, et al. Cavitating flow around a scaled-down model of guide vanes of a high-pressure turbine[J]. International Journal of Multiphase Flow,2016(78):75-87.

[3] HAN W, WANG J, KANG J B, et al. Erosion characteristics of hydraulic turbine guide-vane end clearance in sediment water flow: a simplified model analysis[J]. Journal of Flow Control, Measurement & Visualization,2017,5(4):111-126.

[4] KRZEMIANOWSKI Z, PUZYREWSKI R. 3D computations of flow field in a guide vane blading designed by means of 2D model for a low head hydraulic turbine[J]. Journal of Physics: Conference Series,2014,530(1):12031.

[5] GUO T, XU L H, WANG W Q. Influence of upstream disturbances on the vortex structure of Francis turbine based on the criteria of identification of various vortexes[J]. Energies,2021,14(22):7626.

[6] 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)

[7] 梁武科,刘云琦,吴子娟,等. 转轮导流翼对混流式水轮机空化性能及转轮出口压力脉动的影响[J]. 水动力学研究与进展(A辑),2021,36(5):631-639.
LIANG Wuke, LIU Yunqi, WU Zijuan, et al. Effects of runner flow guide vanes on cavitation performance of Francis turbine and pressure pulsation at runner outlet[J]. Chinese Journal of Hydrodynamics, 2021,36(5):631-639. (in Chinese)

[8] 王军,孙建平,张克危,等. 混流式转轮出口流速分布的 PIV 测试研究[J]. 水动力学研究与进展(A辑),2005,20(5):604-609.
WANG Jun, SUN Jianping, ZHANG Kewei, et al. Study on PIV measurement of exit velocity distribution of Francis turbine runner[J]. Chinese Journal of Hydrodynamics, 2005,20(5):604-609. (in Chinese)

[9] 王小龙,刘德民,刘小兵,等. 水泵水轮机无叶区内部流场及压力脉动分析[J]. 水力发电学报,2021,40(4):59-72.
WANG Xiaolong, LIU Demin, LIU Xiaobing, et al. Analysis on flow structures and pressure pulsation in vaneless space of reversible pump turbine[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2021,40(4):59-72. (in Chinese)

[10] 钟林涛,赖喜德,廖功磊,等. 混流式水轮机出口旋流与尾水管涡带关系分析[J]. 水力发电学报,2018,37(9):40-46.
ZHONG Lintao, LAI Xide, LIAO Gonglei, et al. Analysis on the relationship between swirling flow at outlet of a Francis turbine runner and vortex rope inside draft tube[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2018,37(9):40-46. (in Chinese)

[11] 季斌,罗先武,西道弘,等. 混流式水轮机涡带工况下两级动静干涉及其压力脉动传播特性分析[J]. 水力发电学报,2014,33(1):191-196.
JI Bin, LUO Xianwu, NISHI Michihiro, et al. Analysis on characteristics of two-stage rotor-stator interaction and pressure fluctuation propagation in Francis turbine under partial load[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2014,33(1):191-196. (in Chinese)

[12] 徐用良,覃大清,赵越,等. 混流式水轮机尾水管压力脉动换算初探[J]. 水力发电学报,2016,35(1):87-94.
XU Yongliang, QIN Daqing, ZHAO Yue, et al. Exploratory analysis on pressure fluctuation conversion in Francis turbine draft tubes[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2016,35(1):87-94. (in Chinese)

[13] 朱迪,肖若富,陶然,等. 水泵水轮机泵工况非设计工况流态与压力脉动分析[J]. 农业机械学报,2016,47(12):77-84.
ZHU Di, XIAO Ruofu, TAO Ran, et al. Analysis of flow regime and pressure pulsations under off-design condition in pump mode of pump-turbine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016,47(12):77-84. (in Chinese)

[14] 李琪飞,蒋雷,李仁年,等. 水泵水轮机反水泵工况区压力脉动特性分析[J]. 水利学报,2015,46(3):350-356.
LI Qifei, JIANG Lei, LI Rennian, et al. Study of pump-turbine's pressure fluctuations at reverse pump mode[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2015,46(3):350-356. (in Chinese)

[15] 乐振春,肖业祥,桂中华,等. 水泵水轮机极小开度反水泵工况压力脉动与内流特性分析[J]. 水利学报,2018,

- 49(12):1541–1549.
LE Zhenchun, XIAO Yexiang, GUI Zhonghua, et al. Unsteady flow and pressure pulse analysis of a Francis pump-turbine on reverse pump zone with small guide vane opening[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2018,49(12):1541–1549. (in Chinese)
- [16] 郑源, 蒋文青, 陈宇杰, 等. 贯流式水轮机低频脉动及尾水管涡带特性研究[J]. 农业机械学报, 2018,49(4):165–171.
ZHENG Yuan, JIANG Wenqing, CHEN Yujie, et al. Investigation on low frequency pulsating and draft tube vortex of tubular turbine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018,49(4):165–171. (in Chinese)
- [17] 阮辉, 廖伟丽, 赵亚萍, 等. 叶片安放角分布规律对冷却塔用混流式水轮机转轮性能的影响研究[J]. 水力发电学报, 2014,33(3):274–278,285.
RUAN Hui, LIAO Weili, ZHAO Yaping, et al. Effects of blade angle distributions on Francis turbine performance used in cooling tower[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2014,33(3):274–278,285. (in Chinese)
- [18] 吴子娟, 梁武科, 董玮, 等. 活动导叶分布圆直径对混流式水轮机水力性能的影响[J]. 农业机械学报, 2019,50(5):140–147.
WU Zijuan, LIANG Wuke, DONG Wei, et al. Influence of guide van distribution circle diameter on performance and internal flow characteristics of Francis turbine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019,50(5):140–147. (in Chinese)
- [19] 黄剑峰, 张立翔, 杨松, 等. 水轮机活动导叶关闭过程中导水机构内动态流场数值模拟研究[J]. 水利学报, 2017,48(3):299–307.
HUANG Jianfeng, ZHANG Lixiang, YANG Song, et al. Numerical simulation of dynamic flow around wicket gate in hydro turbine with guide vane closure[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2017,48(3):299–307. (in Chinese)
- [20] 王彤彤, 张昌兵, 谢婷婷, 等. 变速混流式水轮机尾水管涡带及压力脉动分析[J]. 水力发电学报, 2021,40(9):95–101.
WANG Tongtong, ZHANG Changbing, XIE Tingting, et al. Analysis on vortex ropes and pressure pulsations in draft tube of variable-speed Francis turbine[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2021,40(9):95–101. (in Chinese)
- [21] 孙龙刚, 郭鹏程, 罗兴锜. 水轮机尾水管涡带压力脉动同步及非同步特性研究[J]. 农业机械学报, 2019,50(9):122–129.
SUN Longgang, GUO Pengcheng, LUO Xingqi. Investigation on synchronous and asynchronous characteristics of pressure fluctuations towards precessing vortex rope in Francis turbine draft tube[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019,50(9):122–129. (in Chinese)
- [22] 孙龙刚, 郭鹏程, 罗兴锜. 基于不同涡识别准则的水轮机尾水管涡带形态识别研究[J]. 水动力学研究与进展(A辑), 2019,34(6):779–787.
SUN Longgang, GUO Pengcheng, LUO Xingqi. Visualization investigation into precessing vortex rope in Francis turbine draft tube based on several vortex identification criterions[J]. Chinese Journal of Hydrodynamics, 2019,34(6):779–787. (in Chinese)
- [23] 卢金玲, 王李科, 廖伟丽, 等. 基于熵产理论的水轮机尾水管涡带研究[J]. 水利学报, 2019,50(2):233–241.
LU Jinling, WANG Like, LIAO Weili, et al. Entropy production analysis for vortex rope of a turbine model[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2019,50(2):233–241. (in Chinese)
- [24] 张兴, 赖喜德, 廖姣, 等. 混流式水轮机尾水管涡带及其改善措施研究[J]. 水力发电学报, 2017,36(6):79–85.
ZHANG Xing, LAI Xide, LIAO Jiao, et al. Pressure fluctuation generated by vortex rope and improvement measures inside draft tube of Francis turbine[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2017,36(6):79–85. (in Chinese)
- [25] LIU C Q, WANG Y Q, YANG Y, et al. New omega vortex identification method[J]. Science China(Physics, Mechanics & Astronomy), 2016,59(8):62–70.
- [26] ZHANG Y N, LIU K H, LI J W, et al. Analysis of the vortices in the inner flow of reversible pump turbine with the new omega vortex identification method[J]. Journal of Hydrodynamics, 2018,30(3):463–469.
- [27] WANG L, ZHENG Z Y, CAI W H, et al. Extension Omega and Omega-Liutex methods applied to identify vortex structures in viscoelastic turbulent flow[J]. Journal of Hydrodynamics, 2019,31(5):911–921.
- [28] MENTER F R. Two-equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications[J]. AIAA Journal, 1994,32(8):1598–1605.
- [29] MENTER F R, KUNTZ M, LANGTRY R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model[C]//4th Int. Symp. Turbulence, Heat Mass Transfer, Antalya, Turkey, 2003.
- [30] 冯建军, 罗兴锜, 吴广宽, 等. 间隙流动对混流式水轮机效率预测的影响[J]. 农业工程学报, 2015,31(5):53–58.
FENG Jianjun, LUO Xingqi, WU Guangkuan, et al. Influence of clearance flow on efficiency prediction of Francis turbines[J]. Transactions of the CSAE, 2015,31(5):53–58. (in Chinese)
- [31] 郭延昂, 董祥瑞, 蔡小舒, 等. 基于 MSFLE 与 Liutex 的涡合并实验研究[J]. 空气动力学学报, 2020,38(3):432–440.
GUO Yan'ang, DONG Xiangrui, CAI Xiaoshu, et al. Experimental studies on vortices merging based on MSFLE and Liutex[J]. Acta Aerodynamica Sinica, 2020,38(3):432–440. (in Chinese)
- [32] 孙龙刚. 混流式水轮机部分负荷涡流特性研究[D]. 西安:西安理工大学, 2020.
SUN Longgang. Investigation on vortex characteristics in Francis turbine operating at part load conditions[D]. Xi'an: Xian University of Technology, 2020. (in Chinese)