doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2026.23.022

基于涡动力学的水泵水轮机飞逸工况下旋转失速机理研究

李琪飞[1,2]　张　琳[1]　李仁年[1,2]　周　峰[1]　卓明昆[1]　韩龙龙[1]

(1.兰州理工大学能源与动力工程学院,兰州 730050;2.甘肃省流体机械及系统重点实验室,兰州 730050)

摘要:旋转失速是水泵水轮机等旋转流体机械内部流动中普遍存在的不稳定现象。为了研究水泵水轮机在飞逸工况下水泵水轮机旋转失速机理不清、失速团周向传播路径与触发机制不明的问题,采用尺度自适应(SST-SAS)湍流模型对某模型水泵水轮机飞逸工况进行全流道非定常数值模拟和涡动力学诊断方法的正则化螺旋度、边界涡量流(BVF)诊断等,对水泵水轮机飞逸工况下的转轮旋转失速机理进行研究。研究发现:相比压力、流线、速度矢量等常规方法,涡动力学判据能精准捕捉转轮内部涡量场及不稳定区域,水泵水轮机转轮在吸力面叶片出水边和下环靠近出水边处存在旋转方向和水流流动方向相反的涡旋,压力面上冠靠近进水边存在大量旋转方向和流动方向相同的涡旋,水泵水轮机转轮叶片上存在流动分离区以及 BVF 峰值区,这可能引起旋转失速;旋转失速的周向传播源于失速与非失速流道间压力梯度,驱动流体经动静叶间隙横向注入相邻流道,加剧流动分离。受阻流体与无叶区主流汇合后,在活动导叶吸力面进口前缘诱发局部低压,显著增强进口至出口的逆压梯度,最终触发反向流动导致流道失速,实现失速区自持传播。

关键词:水泵水轮机;边界涡量流诊断;旋转失速;飞逸工况

中图分类号:TK734　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2026)23-0235-10　　**OSID**:

Rotating Stall Mechanism of Pump-turbines under Runaway Conditions Based on Vortex Dynamics

Li Qifei[1,2]　Zhang Lin[1]　Li Rennian[1,2]　Zhou Feng[1]　Zhuo Mingkun[1]　Han Longlong[1]

(1. *School of Energy and Power Engineering*, *Lanzhou University of Technology*, *Lanzhou* 730050, *China*
2. *Key Laboratory of Fluid Machinery and Systems of Gansu Province*, *Lanzhou* 730050, *China*)

Abstract: Rotating stall, an instability phenomenon prevalent in the internal flow of rotating fluid machinery such as pump-turbines, has been extensively investigated to elucidate the vortex structure, vortex evolution, and the formation mechanism of rotating stall between blade passages, as well as the propagation and development of stall cells. To achieve this, the scale-adaptive (SST-SAS) turbulence model was employed to conduct unsteady numerical simulations of the entire flow passage under runaway conditions of a model pump-turbine, complemented by vortex dynamics diagnostic methods, including regularized helicity and boundary vorticity flux (BVF) diagnostics, which were utilized to numerically study the vortex motion under these conditions. The findings revealed that vortex dynamics criteria, in contrast to conventional methods such as pressure, streamlines, and velocity vectors, could accurately capture the vortex field and unstable regions inside the runner. Specifically, vortices with a rotation direction opposite to the flow direction were identified at the trailing edge of the suction side of the blade and near the trailing edge of the lower ring in the pump-turbine runner. Conversely, a large number of vortices with the same rotation direction as the flow direction were presented near the leading edge of the pressure side crown. Additionally, flow separation zones and BVF peak zones were detected on the blades of the pump-turbine runner. The circumferential propagation of rotating stall was attributed to the pressure gradient between stall and non-stall passages, which drove the fluid to be injected laterally into adjacent passages through the gaps between stationary and rotating blades, thereby intensifying flow separation.

收稿日期:2025-08-12　修回日期:2025-09-30

基金项目:国家自然科学基金项目(52066011)

作者简介:李琪飞(1975—),男,教授,博士,主要从事流体机械流动理论研究,E-mail:lqfy@lut.edu.cn

When the obstructed fluid merged with the main flow in the bladeless area, a local low pressure was induced at the leading edge of the inlet of the guide vane suction side, significantly enhancing the adverse pressure gradient from the inlet to the outlet and ultimately triggering reverse flow, leading to passage stall and self-sustained propagation of the stall region. The application of vortex dynamics diagnostics in pump-turbines not only provided a perspective for runner optimization but also offered innovative ideas for altering the flow conditions inside pump-turbines, thereby contributing to the enhancement of their operational stability and efficiency.

Key words: pump turbine; boundary vorticity flux diagnosis; rotating stall; runaway conditions

0 引言

在应对能源危机、减缓环境恶化及推动可持续发展的全球背景下,我国确立了“双碳”目标并加速推进能源体系革命[1-2]。其核心是实现由化石能源向可再生能源主导的能源体系转型。我国拥有得天独厚的水力资源[3-4],水能相关技术尤其是抽水蓄能机组技术因此得到重点发展[5-6]。作为电网中关键的储能与调节单元,抽水蓄能机组承担着调峰、调相、事故备用及黑启动等重任[7-8]。然而,机组在水轮机工况下运行时,易受其固有的“S 特性”影响,导致转速波动,这种转速波动会破坏水轮机内部的流场平衡,显著增加水轮机内的能量损失,使得水轮机在短时间内无法有效耗散水头所对应的所有能量,最终导致机组转速迅速上升,直至进入飞逸工况,进而引发机组部件的有害振动甚至损坏,成为亟待解决的技术瓶颈[9-11]。

张梁等[12]通过理论推导叶片力矩涡动力学表达式,采用全流道三维数值模拟,基于涡动力学分析获取叶片 BVF 分布,结合试验验证了该方法诊断水轮机内部流动的有效性。文献[13-15]引入边界涡量动力学理论,通过全流道三维模拟分析桨叶 BVF 分布,定位流动缺陷。优化速度矩分布后,轮毂及进口边流动改善,效率提升,验证了 BVF 对叶型优化的指导价值。饶杰等[16]将 BVF 诊断法应用于跨声速风扇非定常动静干涉研究,成功捕捉尾迹干扰对下游流场的关键影响,并精准定位动叶叶尖与静叶叶根的匹配问题,为优化设计提供新依据。张瑶等[17]针对高比转数离心泵传统设计失效问题,应用 BVF 诊断法分析三维流场,通过调整叶片参数和包角优化叶轮,显著改善水力性能,验证了 BVF 精准定位流动缺陷并指导设计优化的能力。文献[18-20]提出基于边界涡量流的二维叶型优化模型:以参数化 Bezier 曲线定义叶型,以 BVF 正峰值最小化为目标,建立可微目标函数,通过梯度算法优化叶型。结果表明优化后 BVF 正峰值显著降低。文献[21-24]引入边界涡量动力学诊断双流道泵叶轮流动缺陷,针对性优化结构参数。优化后叶轮表面 BVF 峰值/均值显著降低,均匀性指数趋近 1,流动分离抑制,扬程和效率明显提升,验证了该方法的可行性。文献[25-28]基于 Q 准则和空化模型研究弯管离心泵内流特性,揭示进口畸变流诱发双龙卷风式分离涡(叶面驻涡 + 上游游离涡)的形成机理,证实其涡生空化特性可能加剧泵运行噪声。文献[29-31]基于 RNG $k-\varepsilon$ 模型及涡动力学方法,精准捕捉离心泵内涡结构演化:揭示蜗壳内反向涡对来源、压力脉动根源为周期性脱落涡,阐明扩散段主/次涡相互作用机制,为涡控减阻提供理论支撑。张永学等[32]基于 BVF 诊断理论设计空间弯扭叶轮,经多工况验证:优化叶轮小流量扬程/效率更高,叶片 BVF 分布更均匀平坦,有效抑制流动分离,水力性能显著提升。

目前,对水泵水轮机整体关于涡动力学的应用研究较少,本文采用涡动力学诊断来分析旋转失速机理中有关涡旋和涡量场的判据方法,分析水泵水轮机转轮及尾水管等过流部件的涡结构,并结合 BVF 分布等对转轮叶片进行诊断,揭示水泵水轮机飞逸工况下的旋转失速机理。

1 数值计算

1.1 计算模型

本文研究对象为水泵水轮机模型,其流体域包括蜗壳、固定导叶、活动导叶、转轮和尾水管 5 部分,在水轮机工况下,水流由蜗壳进入,流过导水机构,在转轮区域完成能量转换,最后由尾水管流出。本文对水泵水轮机模型各过流部件采用三维建模软件 CREO 对各过流部件进行单独建模,然后组装为整体水体模型,如图 1 所示。

1.2 湍流模型

计算使用 ANSYS Fluent,湍流模型选用尺度自适应 SST-SAS。该模型在标准 SST 湍流模型的 ω 输运方程的产生项中增加了 Q_{SAS} 项,该项将 von Karman 尺度引入湍流尺度方程,在流动分离区具有大涡模拟特性,在非定常计算中通过尺度方程动态适应流动结构[33]。Q_{SAS} 项公式为

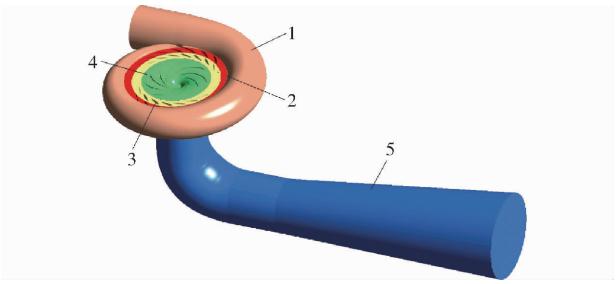


图 1　水泵水轮机水体图

Fig. 1　Pump turbine full channel water body diagram

1. 蜗壳　2. 固定导叶　3. 活动导叶　4. 转轮　5. 尾水管

$$Q_{\mathrm{SAS}}=\max\left(\rho\zeta\kappa S^2\left(\frac{L}{L_{vk}}\right)^2-C\frac{2\rho k}{\sigma_\varphi}\max\left(\frac{|\nabla\omega|^2}{\omega^2},\frac{|\nabla k|^2}{k^2}\right),0\right)\tag{1}$$

其中　$L_{ck}=\kappa\sqrt{2S_{ij}S_{ij}}/\sqrt{(\nabla^2u)^2+(\nabla^2v)^2+(\nabla^2w)^2}$

$$L=\sqrt{k}/(c_\mu^{1/4}\omega)$$

式中　κ——von Karman 常数，取 0.41

S_{ij}——应变率张量

u、v、w——不同方向的速度

ρ——流体密度　　k——湍动能

ω——比耗散率

L_{vk}分别代表 von Karman 尺度和模化湍流应力尺度；模型常数 $C=2.0$；$\zeta=3.51$；$c_\mu=0.09$；$\sigma_\varphi=2/3$。

在翼型小分离流动模拟中，SST－SAS 模型能够克服 DES（分离涡模拟）中出现的网格诱导分离（GIS）问题，得到类似 DDES（延迟分离涡模拟）延迟 RANS 的效果。在翼型尾迹区，SAS 模型明显降低了小分离流动中强烈的灰区效应影响，尾迹涡结构比 DDES 更加清晰细密。在横流圆柱模拟中，SST－SAS 模型可以解析湍流谱，发展湍流结构，从而在流动场的不稳定区域产生类似大涡模拟的行为。

这种尺度自适应特性使其能够更好地捕捉大分离流动的细节，如涡的形成、发展和脱落过程。例如，在横流圆柱模拟中，SST－SAS 模型能够解析出清晰的涡结构，而 URANS 模拟仅产生大尺度非定常性，因此本文使用 SST－SAS 湍流模型来研究全流道的三维流动。

1.3　网格划分及边界条件选择

采用 ANSYS－ICEM 软件对蜗壳、导水机构（固定导叶和活动导叶）、尾水管进行结构网格划分，对转轮使用 FLUENT－MESH 进行非结构网格划分，网格划分如图 2 所示。

为获得壁面附近的精细化流动结构，对转轮部分壁面的网格进行了加密处理，叶片第 1 层近壁面网格高度为 0.01 mm，图 3 为水泵水轮机转轮区域壁面附近的 Y^+ 值分布，叶片表面平均 Y^+ 的值为 2.64，满足 SST－SAS 湍流模型要求。



图 2　流体域网格划分

Fig. 2　Fluid domain meshing of unit model

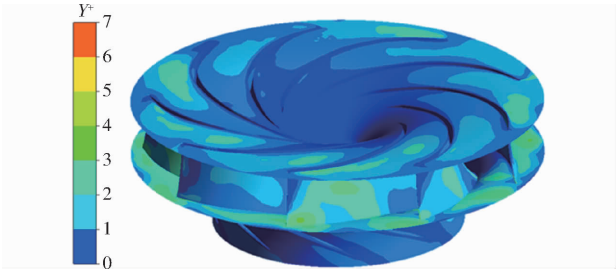


图 3　转轮区域 Y^+ 值分布

Fig. 3　Y^+ value distribution on runner blades

网格疏密程度影响性能预测精度和计算时间，为保证计算结果不受网格疏密的影响，本文采用定常模拟方法在最优工况下对模型进行了网格无关性验证，计算结果如图 4 所示，由图可知误差随网格数变化曲线趋于水平，且此时的误差已经小于 3.5%。综合考虑后，最后确定总网格数为 670 万的网格进行数值计算。

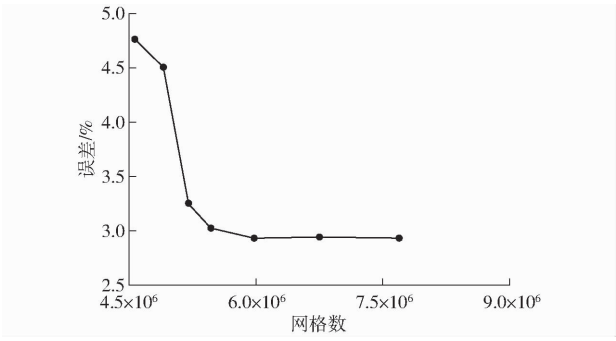


图 4　网格无关性验证

Fig. 4　Gird independence verification

先对三维全流道稳态计算，并将结果作为瞬态计算的初始条件进行研究。根据试验结果，蜗壳入口采用质量流量入口，尾水管出口采用自由出流边界条件。转轮壁面边界条件需要设置为旋转壁面；其他部件为静止域，壁面条件均设置为非旋转的无滑移壁面。采用 SIMPLEC 速度压力耦合算法，为保证计算结果的准确度，计算残差精度设为 1.0×10^{-6}。所有壁面均采用无滑移壁面条件，采用二阶迎风格式以提高计算精度。转轮旋转圈数设置为

20 圈，时间步长为 $1.536\ 8\times10^{-4}$ s，即每旋转 1.125°计算 1 次，总时长为 0.983 549 92 s。叶轮每旋转 1.125°保存 1 次计算结果，为保证计算的稳定性和准确性，取最后一圈的计算结果进行分析，采用 CFD－Post 后处理软件提取水泵水轮机转轮流速场。

2 数值分析与验证

2.1 试验验证

本试验模型机的主要设计参数如表 1 所示。

表 1 模型水泵水轮机参数

Tab.1 Model pump turbine parameters

参数	数值
叶片数	9
活动导叶数	20
固定导叶数	20
导叶高度 b_0/mm	66.72
转轮高压侧进口直径 D_1/mm	473.6
转轮低压侧出口直径 D_2/mm	300
蜗壳进口直径/mm	300
尾水管出口直径/mm	300
活动导叶分布圆直径/mm	564
蜗壳包角 φ/(°)	343

本文选取 24°开度下设计工况点的能量特性进行数值计算，本研究中的试验数据采用哈尔滨大电机研究所国家重点实验室对模型水泵水轮机的试验结果，图 5 为水泵水轮机试验平台示意图。数值计算过程中使用的数据（如入口流量、转轮转速）取自试验测试结果。



图 5 试验平台示意图

Fig.5 Test platform diagram

将特性曲线的数值结果与试验结果进行了比较，验证上述研究方案的可信度，数值结果与试验结果之间的误差小于 3%，数值模拟结果曲线的变化趋势与试验结果一致，因此本研究所选用的研究方案及数值结果具有较好的可信度（见图 6）。

2.2 常规诊断分析

常规诊断是数值计算后处理中通过速度、压力以及流线等云图来描述和分析流场的变化、定性分析流场。图 7a、7b 为飞逸工况下转轮正反面的压力梯度云图，由图 7a 可知，飞逸工况时流量较小，水流在水轮机内部的流动更加集中于叶轮流道的中心区域，使得叶轮流道中心的压力梯度较大。在叶片正面靠近出口边普遍有规律地分布着低压力梯度区，说明这些区域压力变化低，流动平稳。叶片正面进口边压力梯度分布均匀且数值高，说明流动剧烈，可能存在二次回流。

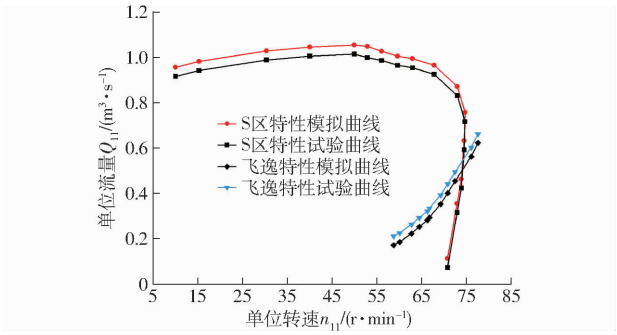


图 6 数值计算与试验结果对比图

Fig.6 Comparison of numerical and experimental curves

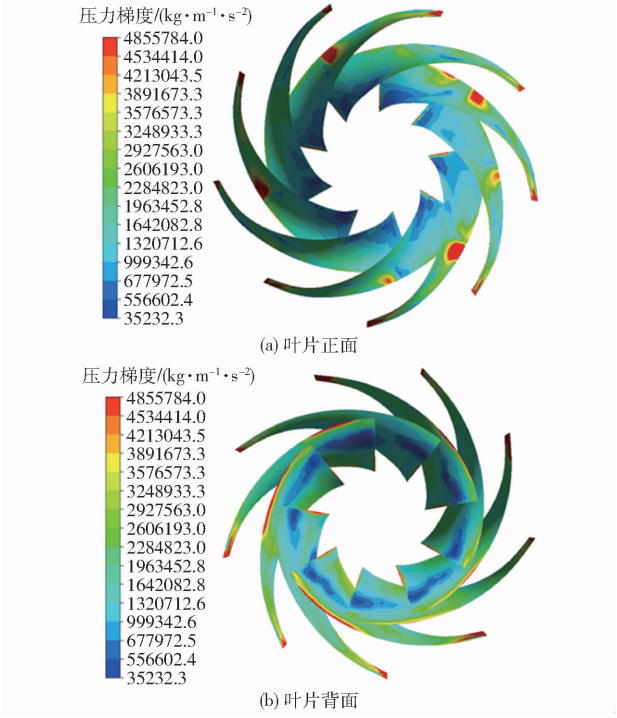


图 7 飞逸工况下的压力梯度云图

Fig.7 Contour plots of pressure gradient under runaway condition

在图 7b 上能看出叶片背面的压力梯度高数值区域在叶片出口和靠近下环的区域，由于吸力面压力低，所以容易发生流动分离。图 8 是转轮叶片表面的速度流线图，正面的流线分布在靠近上冠处汇集，沿着半径增加的方向，背面速度逐渐增大，流线分布几乎垂直叶片，说明叶片附近流体形成旋涡，这些螺旋的管状旋涡从下环处流出，正面速度变化不大。

2.3 涡动力学诊断

在流体运动中，涡旋是一种独特的现象，它涵盖了涡旋结构和涡量场。涡旋通常由众多微小的

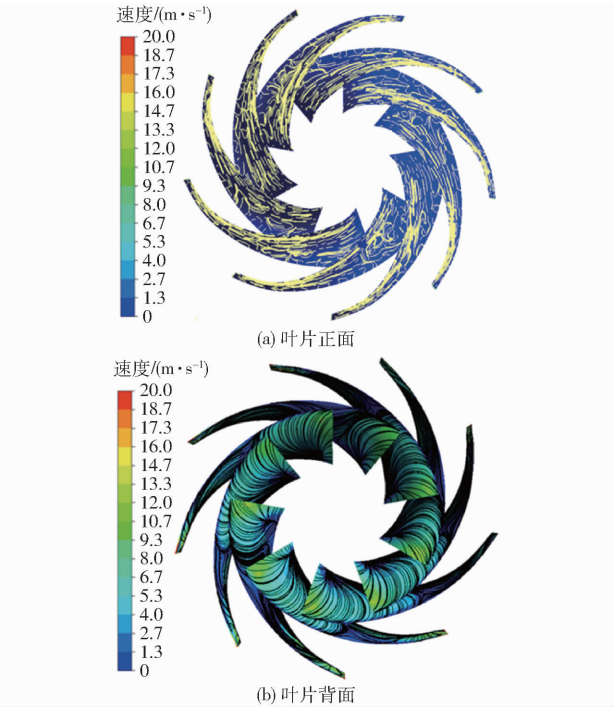


图 8　飞逸工况下的速度流线图

Fig. 8　Contour plots of velocity stream lines under runaway condition

管状涡结构汇聚而成，形成一种集中的涡旋系统。涡旋是湍流能量外在表现形式之一，而涡量场则描述了涡量在空间中的分布情况。涡量本质上源于流体中的速度梯度，它是刻画流体有旋运动的一个关键运动学指标。在实际的流体流动中，涡量场会逐渐演化，形成多个涡量高度聚集的涡旋结构。黏性流体力学指出，涡旋是导致液流能量损失的一个重要因素。因此，在研究水泵水轮机中的黏性流动时，需深入探究涡旋的运动规律。对于水泵水轮机而言，清晰地识别涡旋运动的部位并深入理解其形成机理，有助于从根本上抑制流动分离，进而为水泵水轮机的结构优化和性能提升提供关键依据。

2.3.1　ω 判据

涡在流体中无处不在，却难以严格定义。其现代概念可追溯至 1858 年提出的涡丝理论，至今许多教科书仍将涡等同于涡量管，并将涡量大小定义为涡的强度（或旋转强度）。根据涡量 $\boldsymbol{\omega}$ 的数学定义，可以理解为流体微团绕其中心做刚性旋转的角速度之两倍[34]，公式为

$$\boldsymbol{\omega} = \nabla \times \boldsymbol{V} \tag{2}$$

式中　$\boldsymbol{V}$——流体质点的速度矢量

从图 9 中可以看出，在叶片进水边和出水边位置的涡量最大，随着半径的增加，在下环处最大；涡量在 171 ~ 5.847 4 × 10^4 s^{-1} 之间，无法有效地捕捉涡的运动状态。因此在水泵水轮机中采用涡量 $\boldsymbol{\omega}$ 无法判断转轮叶片附近的涡结构及捕捉旋涡特征，主要是因为：涡量最大的区域不等于存在涡结构；其定义不具有广义伽利略不变性。

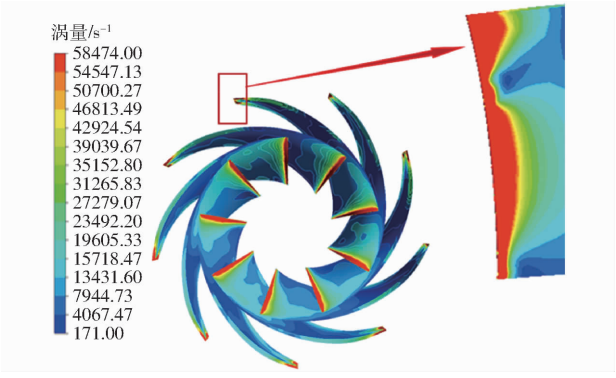


图 9　转轮叶片涡量放大图

Fig. 9　Runner blade vorticity enlargement

2.3.2　正则化螺旋度分析

螺旋度[35]和螺旋密度最早由 Moffatt 提出，螺旋度密度的定义为

$$H_d = \boldsymbol{V} \times \boldsymbol{\omega} \tag{3}$$

而螺旋度密度的体积积分被命名为螺旋度 H，公式为

$$H = \iiint (\boldsymbol{V} \cdot \boldsymbol{\omega}) \mathrm{d}v \tag{4}$$

但此定义仅考虑无黏性流动，旋涡存在于两个封闭的涡丝中，其余区域皆为无旋流动。故螺旋度用来衡量流动中涡线交互的混乱程度，后经学者研究提出正则化螺旋度 H_n，公式为

$$H_n = \frac{\boldsymbol{V} \cdot \boldsymbol{\omega}}{|\boldsymbol{V}||\boldsymbol{\omega}|} \tag{5}$$

相比于其他标量方法，正则化螺旋度 H_n 兼具识别涡核的位置与判断旋涡方向的双重优势。正则化螺旋度 H_n 的符号表明涡旋转的方向，以流动方向为正方向，H_n 为正，涡旋转方向为逆时针方向；H_n 为负，涡旋转方向为顺时针方向。H_n 的物理意义本质上是 $\boldsymbol{V}$ 与 $\boldsymbol{\omega}$ 之间夹角 θ 的余弦。因此，H_n 的幅值能够有效捕捉涡核位置。同时，$\cos\theta$ 的符号直接决定了螺旋度的符号，进而指示了旋涡旋转方向（如左旋或右旋）与主流方向（流向速度）的相对位置关系。在确定了旋涡的空间范围和旋转方向后，螺旋度绝对值的最大值点通常被认为是涡轴所在位置，该点处的螺旋度即为最大螺度。此外，螺旋度的大小也表征了该点附近流线的弯曲程度（曲率）。然而，螺旋度方法存在局限性：当速度与涡量矢量完全平行（$\cos\theta = \pm 1$）时，流线在局部呈现直线，此时螺旋度方法无法有效表征这类旋涡流动。图 10 为转轮叶片的正则化螺旋度分布，由图可知，叶片正反面各螺旋度分布基本一致。在吸力面叶片出水边和下

环靠近出水边处存在旋转方向和水流流动方向相反的涡旋，H_n在[-1,0]。

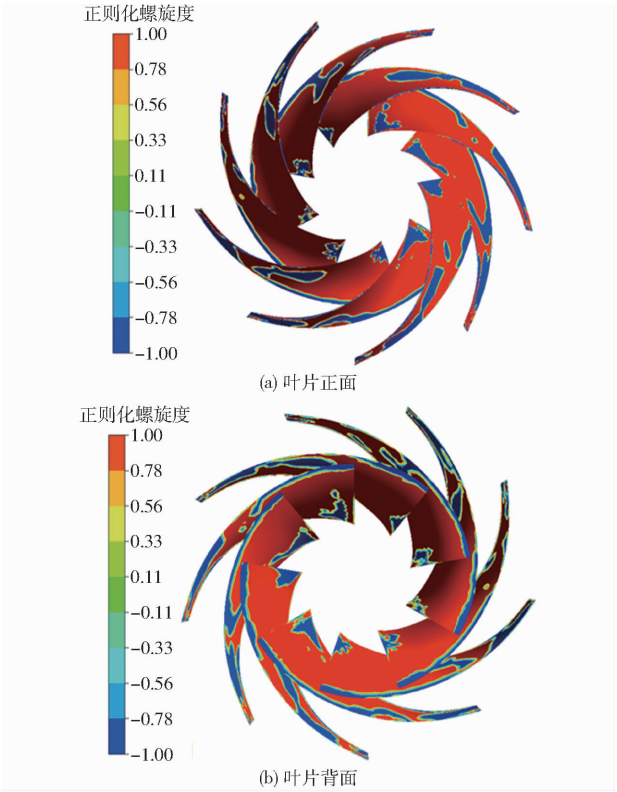


图 10 转轮叶片正面背面正则化螺旋度分布

Fig. 10 Regularized helicity distributions on front and back of runner blade

2.3.3 转轮叶片流动分离诊断

转轮叶片表面存在涡旋旋转方向相反的区域，这种涡旋极易造成流动分离。Lighthill 在 1963 年提出，在涡动力学中边界涡量是其核心概念，它反映了边界涡量的生成速率，是单位时间内通过单位面积进入流体的涡通量，定义为

$$\sigma = \nu \frac{\partial \boldsymbol{\omega}}{\partial \boldsymbol{n}} \tag{6}$$

式中 σ——BVF 值

ν——运动黏性系数

$\boldsymbol{n}$——流体表面外法线方向的单位矢量

边界涡量 σ 包含固体壁面加速度产生的 σ_α、体积力产生的 σ_f、切向应力产生的 σ_τ和压力梯度产生的 σ_p。对于一般水泵水轮机，在叶片匀速转动、流体不可压、雷诺数较大、壁面无滑移且忽略体积力时，流动属于完全湍流，σ_p远大于 σ_τ。因此，只需考虑由压力梯度产生的分量 σ_p，即

$$\sigma = \sigma_p = \frac{1}{\rho}\boldsymbol{n} \times \nabla \boldsymbol{p} \tag{7}$$

作用在叶片上的转矩可以通过任意域导数矩理论严格地用 BVF 的积分求得，即

$$M_z = -\frac{1}{2}\int_{S_b} \rho r^2 \sigma_{pz} \mathrm{d}S + \frac{1}{2}\oint_{\partial S} p r^2 \mathrm{d}z \tag{8}$$

式中 S_b——叶片表面

∂S——叶片表面的边界

r——半径

σ_{pz}——σ_p的轴向分量

p——任意一点的压力

在体积力保守的不可压流场中，BVF 是涡量产生并扩散的根源，可诱发边界层分离、二次流动或大尺度分离等不良流动。图 10 表明涡动力学诊断方法能够在水泵水轮机转轮叶片表面准确判定流动分离区域，这些区域就是需要优化改进的部位。

图 11 是转轮叶片 BVF 分布图，由图可以看出，在下环叶片吸力面侧和叶片进口边附近出现较大区域的 BVF 峰值交替出现的现象，压力面侧前缘同样出现 BVF 峰值交替出现的区域，与吸力面侧的区域汇合向后延伸，以上区域的压力梯度较大，易发生流动分离现象。叶片前缘存在较小区域 BVF 峰值交替，该处可能是无叶区流体进入叶轮，受到叶片的阻碍，流动变得紊乱，压力梯度过大，导致不良流动，从面上可以看出其 BVF 的分布并不均匀，峰值整体的区域较大，叶片附近近前缘处极易产生较大的旋涡结构。通过以上 BVF 分布图的分析，叶轮进出口处和近上冠下环处最有可能产生旋涡结构。

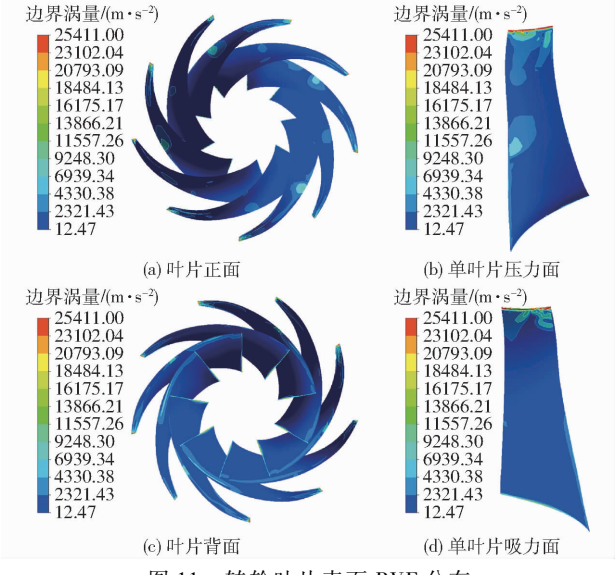


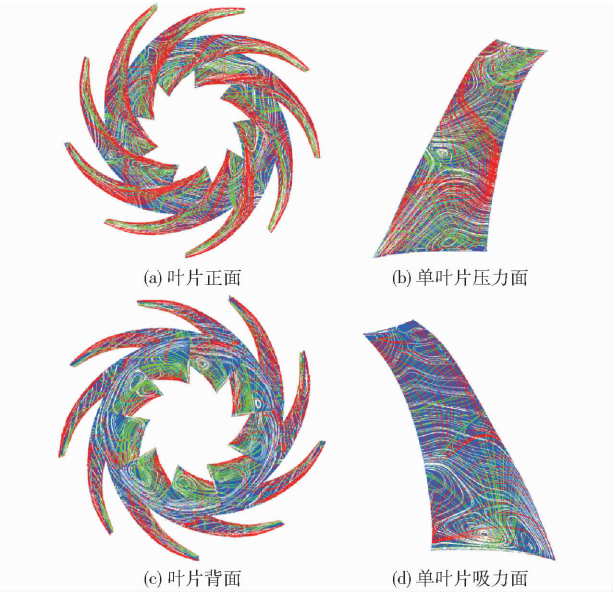
图 11 转轮叶片表面 BVF 分布

Fig. 11 BVF distributions on runner blade surface

涡动力学理论[36]所描述的流动分离判据为：表面摩擦力线汇聚，涡量线有大的曲率；分离线判据为：涡量线曲率达到局部最大值。分离先兆：BVF 线折向基本沿表面摩擦力线方向。此判据可以判定该处有流动分离的发生，是需要重点关注的部位。

图 12 中白色为 BVF 线，红色为摩擦力线，绿色为涡量线，从中可以看出，叶片吸力面靠近下环位置摩擦力线发生了汇聚，有流动分离现象；叶片压力

面表面摩擦力线在靠近出口下环位置形成了汇聚，并且在摩擦力线开始汇聚时涡量线表现出大曲率，并延伸至叶片出口位置；因此可以判断叶片表面黏性流动分离的起点位于叶片骨线 1/2 处，并延伸至叶片出口；涡动力学诊断方法可以准确捉到叶片表面的流动分离区，可以为旋转失速机理提供一种有效的分析方法。



(a) 叶片正面　(b) 单叶片压力面　(c) 叶片背面　(d) 单叶片吸力面

图 12　转轮叶片正面和背面 BVF 线、摩擦力线和涡量线的分布

Fig. 12　Distributions of BVF lines, friction lines and vorticity lines on front and back of runner blades

3　旋转失速分析

3.1　旋转失速概述

旋转失速是压缩机、轴流风机、泵以及水泵水轮机等旋转流体机械普遍存在的不稳定现象。随着流量的减小和冲角的增加，流体将在叶片间的流道中形成流动分离，产生涡结构和回流并逐渐发展为失速团堵塞过流通道，造成流体机械运行不稳定。

图 13 展示了平面叶栅内旋转失速现象的周向传播机理[37]：当液流角过大时，叶片 B 首先失速，在叶片 B 与 A 间的流道内造成堵塞，进而增大叶片 A 的冲角；形成的失速团随后沿转轮旋转的反方向（在转轮坐标系中）传播。由于失速团的传播速度低于转轮转速，在静止坐标系下观察，失速团呈现与转轮同向但较慢的旋转（速度为转轮的 50% ~ 70%），这种失速区的旋转运动现象即被称为旋转失速。旋转失速的影响不仅局限于转轮区域，其失速团还会向上游传播，显著扰动导叶和蜗壳处的流场。当水泵水轮机内部发生旋转失速时，流道堵塞直接导致流量减小和出力降低，并引发剧烈的压力脉动。旋转失速产生的强流体激振会在叶片、轴系等关键部件上诱发极大的交变应力，长期作用下极易引发叶片疲劳断裂、异常磨损等一系列恶性事故[38]。

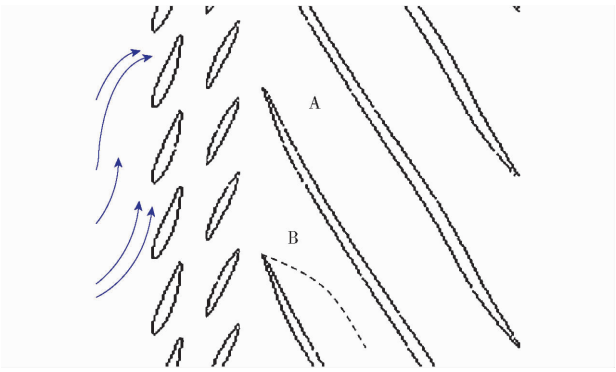


图 13　旋转失速周向发展示意图

Fig. 13　Sketch of circumferential development of rotating

3.2　旋转失速产生条件及形成机理

为了解释旋转失速在导叶区周向转动的机理，对其在一个周期 $T = 0.049\ 177\ 496$ s 内不同时刻局部压力和速度矢量图进行详细分析[39]。

图 14 中，G1 ~ G20 与 S1 ~ S20 分别表示按周向顺序排列的 20 个活动导叶和固定导叶，I1、I3 则表示按顺序排列的 3 个转轮叶片。在 $T/8$ 时刻，叶片间流道 I1、I2 及 I2、I3 内流速较高，导致该区域局部压强相对偏低。此时，由于前部叶片流道（I1、I2）出现流动阻塞，该区域压强随之上升。由此，在相邻叶片流道（I1、I2 与 I2、I3）间形成了正向压差，驱动流体通过 I1 叶片与 G1 活动导叶之间的间隙流入 I1、I2 流道（图 14a）。该股流入的流体在 I1、I2 流道内更偏向于冲击 I2 叶片的压力面，从而加剧了 I1 叶片吸力面的流动分离（图 14b）。I1 叶片前缘附近的流体继而转向流入 I2、I3 流道，使得对应的无叶区流速增大，局部压强进一步降低。I2 叶片进口处压强的下降，显著增大了 I1、I2 流道出口与进口间的逆压梯度，促使水流反向流入无叶区（图 14b），最终引发该流道流动失速。

与此同时，I2、I3 流道的过流量持续增加。流速的升高导致 I2 吸力面侧进口区域压强降低（图 14c），进而在 I2、I3 流道的进口与出口之间形成逆压梯度。随后，流体从 I2 压力面侧，经由 G9 活动导叶与 I2 叶片之间的间隙，流入到 I2、I3 流道（图 14c）。这一过程进一步恶化了 I2 叶片吸力面的流动分离，并促使无叶区的流体加速流向 I2、I3 流道，最终导致 I3 叶片进口吸力面侧压强下降（图 14c）。随着 I2、I3 流道进出口间的逆压梯度进一步增强，流体开始反向流入无叶区，最终诱发该流道失速（图 14d）。以此类推，这种在相邻叶片流道（I2、I3）内形成逆压梯度、加剧流动分离直至失速的



图 14 飞逸工况在不同时刻压力及流线分布

Fig. 14 Pressure and streamline distributions at different time instants under runaway condition

机制持续向后传播,驱动无叶区流体不断涌入后续流道。

综上,旋转失速的周向传播机制可归纳为:相邻叶片流道间的压差驱动失速流道内的流体,通过活动导叶与叶片间的间隙,流向邻近的非失速流道,加剧了后者的流动分离。受阻流体与主流耦合后冲击下游流道,在叶片吸力面进口前缘形成局部低压区,显著增强该流道进出口间的逆压梯度,诱发流体反向流动,最终导致该流道失速。

4 结论

(1)相比常规的压力、流线和速度矢量诊断,涡动力学判据能准确捕捉到涡量场以及不稳定部位,为流动分离提供了判断思路。采用涡动力学正则化螺旋度判据观察水泵水轮机转轮内部涡旋变化,发现水泵水轮机转轮在吸力面叶片出水边和下环靠近出水边处存在旋转方向和水流流动方向相反的涡旋;压力面侧上冠近进水边处聚集大量与主流同向的共旋涡团。

(2)应用涡动力学诊断水泵水轮机转轮叶片上的流动分离区以及 BVF 峰值区,对产生不良流动的部位进行定位,相比传统分析方法更加准确。在研究水泵水轮机中的黏性流动时,需深入探究涡旋运动的部位并深入理解其形成机理,从根本上控制流动分离现象。

(3)旋转失速在周向的传播主要归因于失速流道与非失速流道之间的压力差,此压力差促使失速流道内的流体经由活动导叶与固定导叶之间的间隙流入相邻的非失速流道,此类横向流动会加剧非失速流道内的流动分离现象。

(4)基于二次流的研究发现,受阻的流体与无叶区的主流汇合后,继续流向下游流道,在活动导叶吸力面的进口前沿形成局部低压区域。这一低压区域显著强化了活动导叶进口至出口的逆向压力差,最终引发流体反向流动,致使该流道失速,从而使得失速现象能够在周向上持续传播。

参 考 文 献

[1] 郑琼,江丽霞,徐玉杰,等. 碳达峰、碳中和背景下储能技术研究进展与发展建议[J]. 中国科学院院刊,2022,37(4):529 – 540.

[2] Xia L S, Cheng Y G, Yang J D, et al. Evolution of flow structures and pressure fluctuations in the S shaped region of a pump turbine[J]. Journal of Hydraulic Research,2018,57(1):107 – 121.

[3] 周建平,李世东,高洁. 促进新能源开发的“水储能”技术经济分析[J]. 水力发电学报,2022,41(6):1 – 10.
Zhou Jianping, Li Shidong, Gao Jie. Technical andeconomic analysis of water energy storage to promotenew energy development [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2022, 41(6): 1 – 10. (in Chinese)

[4] 杨小龙,王超,陈志明,等. 附加质量对水泵水轮机转轮模态特性的影响[J]. 水力发电学报,2021,40(9):78 – 85.
Yang Xiaolong, Wang Chao, Chen Zhiming, et al. Influence of added mass on modal characteristics of pump turbine runners [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2021, 40(9): 78 – 85. (in Chinese)

[5] 庞锋,项华伟,吴迪,等. 基于电力支撑的新型电力系统电力电量平衡[J]. 水力发电学报,2023,42(9):88 – 100.
Pang Feng, Xiang Huawei, Wu Di, et al. Electricpower-energy balance in new-type power system based on power support[J].

Journal of Hydroelectric Engineering, 2023, 42(9): 88 – 100. (in Chinese)
[6] 邵子轩,杨威嘉,廖溢文,等.全功率变流变速抽蓄机组水泵入力调节特性[J].水力发电学报,2023,42(4):46 – 56.
Shao Zixuan, Yang Weijia, Liao Yiwen, et al. Power regulation characteristics of variable-speed pumped storage unit with full-size converter in pump mode[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2023, 42(4): 46 – 56. (in Chinese)
[7] 刘紫蕊,杨峰,程永光,等.抽水蓄能电站输水系统水力振荡可能性分析[J].水力发电学报,2019,38(9):111 – 120.
Liu Zirui, Yang Feng, Cheng Yongguang, et al. Discussion on hydraulic oscillations of water transfer systems in pumped-storage power stations[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2019, 38(9): 111 – 120. (in Chinese)
[8] Pang S J, Zhu B S, Shen Y D, et al. S-shaped characteristics of pump turbine with large guide vane opening by experimental and numerical analysis[J]. AIP Advances,2023,13(1):195 – 201.
[9] Nejadali J. Analysis and evaluation of the performance and utilization of regenerative flow pump as turbine (PAT) in Pico-hydropower plants[J]. Energy for Sustainable Development,2021,64:103 – 117.
[10] Hu D L, Cheng Y G, Zhang P C, et al. Distribution features of flow patterns and pressure pulsations of pump-turbine in five operating modes on the four-quadrant plane[J]. Frontiers in Energy Research,2022,10:101 – 115.
[11] Guo L, Liu J T, Wang L Q, et al. Pressure fluctuation propagation of a pump turbine at pump mode under low head condition [J]. Science China Technological Sciences,2014,57(4):811 – 818.
[12] 张梁,刘树红,张乐福,等. 混流式转轮内部流场的涡动力学分析[J].水力发电学报,2007,26(6):106 – 110.
Zhang Liang, Liu Shuhong, Zhang Lefu, et al. Vortex dynamics analysis of flow field in Francis turbine runner[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2007, 26(6): 106 – 110. (in Chinese)
[13] 吴立明,姜怡欣,刘小民,等.几种仿生翼型动态失速特性的数值分析[J].西安交通大学学报,2022,56(9): 1 – 9, 195.
Wu Liming, Jiang Yixin, Liu Xiaomin, et al. Numerical analysis of dynamic stall characteristics of several bionic airfoils[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University,2022,56(9):1 – 9,195. (in Chinese)
[14] 李凤超,樊红刚,王正伟,等.贯流式水轮机桨叶涡动力学优化设计[J].清华大学学报(自然科学版),2011,51(6): 836 – 839.
Li Fengchao, Fan Honggang, Wang Zhengwei, et al. Vortex dynamics-based optimization design of tubular turbine runner blades[J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2011, 51(6): 836 – 839. (in Chinese)
[15] Wu J Z, Tramelr W, Zhu F L, et al. Avorticity dynamics theory of three-dimensional flow separation[J]. Physics of Fluids, 2000,12(8):1932 – 1954.
[16] 饶杰,袁巍,李秋实,等.BVF 诊断在非定常转静匹配中的应用[J].航空动力学报,2007,22(7):1082 – 1086.
Rao Jie, Yuan Wei, Li Qiushi, et al. Application of BVF diagnosis in unsteady rotor-stator matching[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(7): 1082 – 1086. (in Chinese)
[17] 张瑶,罗先武,丁华,等.基于 BVF 流场诊断的高比转速离心泵叶轮优化[J].工程热物理学报,2010,31(5):765 – 768.
Zhang Yao, Luo Xianwu, Ding Hua, et al. Optimization of high-specific-speed centrifugal pump impeller based on BVF flow field diagnosis[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2010, 31(5): 765 – 768. (in Chinese)
[18] 杨小娟,刘若阳,佘志坤.基于边界涡量流的二维叶型优化建模与求解[J].航空工程进展,2015,6(4):405 – 411.
Yang Xiaojuan, Liu Ruoyang, She Zhikun. Modeling and solution of two-dimensional airfoil optimization based on boundary vorticity flux[J]. Advances in Aeronautical Science and Engineering, 2015, 6(4): 405 – 411. (in Chinese)
[19] Prautzsch H, Boehm W, Paluszny M. Bezier and B-spline techniques[M]. New York: Springer-Verlag New York, Inc., 2002.
[20] Lighthill M J. Introduction: boundary layer theory, in-Laminar boundary layers[M]. Oxford: Oxford University Press, 1963: 46 – 113.
[21] 赵斌娟,赵尤飞,仇晶,等.双流道泵叶轮边界涡量流分析与水力优化[J].农业机械学报,2016,47(10):85 – 90.
Zhao Binjuan, Zhao Youfei, Qiu Jing, et al. Boundary vorticity flux analysis and hydraulic optimization of double-channel pump impeller[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016,47(10): 85 – 90. (in Chinese)
[22] 江伟,朱相源,李国君,等.导叶与隔舌相对位置对离心泵叶轮径向力的影响[J].农业机械学报,2016,47(2):28 – 34.
Jiang Wei, Zhu Xiangyuan, Li Guojun, et al. Influence of relative position between guide vane and tongue on radial force of centrifugal pump impeller[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(2): 28 – 34. (in Chinese)
[23] 李伟,杨勇飞,施卫东,等.基于双向流固耦合的混流泵叶轮力学特性研究[J].农业机械学报,2015,46(12):82 – 88.
Li Wei, Yang Yongfei, Shi Weidong, et al. Mechanical properties of mixed-flow pump impeller based on bidirectional fluid-structure interaction[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(12): 82 – 88. (in Chinese)
[24] Zhao Binjuan, Hou Duohua, Chen Huilong, et al. Optimization design of a double-channel pump by means of orthogonal test, CFD, and experimental analysis[J]. Advances in Mechanical Engineering,2014,6(11):1 – 10.
[25] 曹璞钰,印刚,王洋,等. 离心泵内双龙卷风式分离涡数值分析[J]. 农业机械学报, 2016, 47(4): 22 – 28.
Cao Puyu, Yin Gang, Wang Yang, et al. Numerical analysis of double-tornado separation vortex in centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(4): 22 – 28. (in Chinese)

[26] Pullan G, Young A M, Day I J, et al. Originsand structure of spike-type rotating stall[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2015, 137(5): 051007.

[27] Vagnoli S, Verstraete T. URANS analysis of the effect of realistic inlet distortions on the stall inception of a centrifugal compressor[J]. Computers & Fluids, 2015,116:192 – 204.

[28] 王昊,黎义斌,孔云山,等.叶片冲角对双吸泵叶轮旋转失速的影响研究[J].哈尔滨工程大学学报,2024,45(10): 1965 – 1973.
Wang Hao, Li Yibin, Kong Yunshan, et al. Study on the influence of blade angle of attack on rotating stall of double-suction pump impeller[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2024, 45(10): 1965 – 1973. (in Chinese)

[29] 王维军,王洋,黎义斌,等.基于涡动力学的离心泵内部流动诊断[J].中国农村水利水电,2019,4(4):172 – 177.
Wang Weijun, Wang Yang, Li Yibin, et al. Internal flow diagnosis in centrifugal pump based on vortex dynamics[J]. China Rural Water and Hydropower, 2019,4(4): 172 – 177. (in Chinese)

[30] 贾程莉,杨从新,兰小刚.隔舌倒圆半径对核主泵性能的影响[J].排灌机械工程学报,2017,35(7):571 – 576.
Jia Chengli, Yang Congxin, Lan Xiaogang. Influence of tongue rounding radius on nuclear main pump performance[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2017, 35(7): 571 – 576. (in Chinese)

[31] 王洋,谢山峰,王维军.开缝叶片低比转数离心泵空化性能的数值模拟[J].排灌机械工程学报,2016,34(3):210 – 215.
Wang Yang, Xie Shanfeng, Wang Weijun. Numerical simulation of cavitation performance for low-specific-speed centrifugal pump with slotted blades[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2016, 34(3): 210 – 215. (in Chinese)

[32] 张永学,陈龙,周鑫,等.高效率离心泵水力设计及 BVF 诊断[J].排灌机械工程学报,2013,31(6):479 – 483.
Zhang Yongxue, Chen Long, Zhou Xin, et al. Hydraulic design of high-efficiency centrifugal pump and BVF diagnosis[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2013, 31(6): 479 – 483. (in Chinese)

[33] Lucius A, Brenner G. Unsteady CFD simulations of a pump in part load conditions using scale-adaptive simulation[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2010, 31(6): 1113 – 1118.

[34] 童秉纲,尹协远,朱克勤.涡运动理论[M].合肥:中国科技大学出版社,2009.

[35] Levy Y, Degani D, Seginer A. Graphical visualization of vortical flows by means of helicity[J]. AIAA Journal, 1990,28(8): 1347 – 1352.

[36] Zhang Jinya, Cai Shujie, Li Yongjiang, et al. Optimization design of multiphase pump impeller based on combined genetic algorithm and boundary vortex flux diagnosis[J]. Journal of Hydrodynamics, 2017, 29(6):1023 – 1034.

[37] Brennen C E. Hydrodynamics of pumps[M]. New York: Cambridge University Press, 1994:178.

[38] Tanaka H. Vibration behavior and dynamic stress of runners of very high head reversible pump-turbines[J]. International Journal of Fluid Machinery and Systems, 2011, 4(2): 289 – 306.

[39] 张春泽,夏林生,刁伟,等. 水泵水轮机泵工况旋转失速压力脉动特性及转动机理[J].水利学报,2017,48(7):837 – 845.
Zhang Chunze, Xia Linsheng, Diao Wei, et al. Pressure pulsation characteristics and rotational mechanism of rotating stall in pump mode of pump-turbine[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2017, 48(7): 837 – 845. (in Chinese)