doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2025.11.033

可变速水泵水轮机泵工况瞬态熵产损失机理分析

董　玮[1,2]　张海琛[1]　李沛轩[1]　范旭罡[1]

(1. 西北农林科技大学水利与建筑工程学院, 陕西杨凌 712100; 2. 水力发电设备全国重点实验室, 哈尔滨 150040)

摘要: 可变速水泵水轮机在泵工况运行时能够通过精确调节转速,使其在不同转速工况下保持较为稳定的运行状态。这种调节方式能够使水泵水轮机在泵工况运行时更好地适应不同的水流条件和负载需求,进而改善其运行效率,扩大运行范围。本文在计算流体力学软件(CFD)中进行前处理设置时,通过用户自定义函数(UDF)方法,给定随时间变化的转速及流量进行数值计算,之后结合熵产理论,针对水泵水轮机泵工况变速调节瞬态过程所诱发的内流场演变机理进行深入分析,研究水泵水轮机泵工况变速调节流动损失。结果表明,在水泵水轮机升速运行时,双列叶栅处失速旋涡增加,叶轮流道内旋涡基本保持不变。叶轮区域的熵产总体上呈逐渐增加的变化趋势,而双列叶栅处的熵产则呈先减小后增大的变化趋势。在水泵水轮机降速运行时,固定导叶出口边附近的失速旋涡增加,叶轮区域以及双列叶栅处的熵产逐渐减小。

关键词: 水泵水轮机; 泵工况; 变速调节; 熵产理论; 流动损失

中图分类号: TK734　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2025)11-0349-10　　**OSID**:

Analysis of Transient Entropy Generation Loss Mechanism under Variable Speed Water Pump-turbine Pump Operating Conditions

DONG Wei[1,2]　ZHANG Haichen[1]　LI Peixuan[1]　FAN Xugang[1]

(1. *College of Water Resources and Architectural Engineering*, *Northwest A&F University*, *Yangling*, *Shaanxi* 712100, *China*
2. *State Key Laboratory of Hydro-power Equipment*, *Harbin* 150040, *China*)

Abstract: The variable-speed pump-turbine can maintain a relatively stable operating state at different speeds during operation under pump conditions by precisely adjusting the speed. This adjustment method enables the pump-turbine to better adapt to different water flow conditions and load requirements, thereby improving its operational efficiency and expanding its operating range. During the pre-processing setup in the computational fluid dynamics (CFD) software, the time-varying speeds and flow rates were numerically calculated by using the user defined function (UDF) method. Subsequently, in combination with the entropy generation theory, a deep analysis was conducted on the internal flow field evolution mechanism induced by the transient process of variable-speed regulation under pump conditions of the pump-turbine, investigating the flow loss of variable-speed regulation under pump conditions of the pump-turbine. The results indicated that during the acceleration operation of the pump-turbine, the incidence of stall vortex at the double-row guide vanes was increased while the vortex inside the impeller flow passage remained basically unchanged. The overall trend of entropy generation in the impeller region showed a gradual increase, while the entropy generation at the double-row guide vanes was firstly decreased and then increased. During the deceleration operation of the pump-turbine, the incidence of stall vortex near the outlet edge of the fixed guide vanes was increased, and the entropy generation in the impeller region as well as at the double-row guide vanes was gradually decreased.

Key words: pump-turbine; pump operating condition; variable speed regulation; entropy generation theory; flow loss

收稿日期: 2025-07-23　修回日期: 2025-08-26

基金项目: 国家自然科学基金项目(52009114)、陕西省水利科技计划项目(2023slkj-7)、陕西省重点研发计划项目(2023-YBGY-130)、陕西省博士后科研项目(2023BSHEDZZ137)和咸阳市重点研发计划项目(L2023-ZDYF-QYCX-022)

作者简介: 董玮(1987—),男,副教授,博士,主要从事水力机械及系统研究,E-mail: dongw@nwafu.edu.cn

0 引言

在实现“双碳”目标的背景下,加强清洁能源产业,推进可再生能源替代举措,促进构建新型电力系统已成为不可逆转的趋势[1-3]。相较于定速水泵水轮机,可变速水泵水轮机除具备常规水泵水轮机的功能外,还具备以下优势:在水泵工况下,根据扬程和流量等参数的变化,可调整机组的转速,使其在最佳效率点上运行,以增进机组的运行效率。同时,该系统能够实现有功功率和无功功率的高速解耦控制,通过调整转速以更好地适应不同的运行条件,改善水泵水轮机泵工况运行时的水力性能,减少振动,扩大运行范围,提高机组的运行稳定性[4-6]。随着越来越多的可变速抽水蓄能机组被应用于实际生产中,众多国家在水泵水轮机变速调节方面已经积累了丰富的实践经验。在我国,可变速抽水蓄能机组应用于电力系统的技术仍有待提高。

国内外学者针对水泵水轮机变速调节及能量耗散问题已进行了诸多研究,取得了一定成果。文献[7]对将变速机组应用于抽水蓄能电站的经济性进行了评估,发现可变速抽水蓄能机组较常规抽水蓄能机组经济实用性更高。文献[8]利用熵产生理论和熵壁函数分析了水泵水轮机泵工况小开度下的水力损失。文献[9]利用熵产理论对微型水泵水轮机水力损失进行了评估,发现将熵生产法评估的水头损失与压降法的预测进行比较,其精度超过 7%。文献[10]采用试验与数值模拟相结合的方法,对双导叶型水泵水轮机的能量耗散问题进行了研究,发现叶片前缘和流动方向的匹配及导叶的流量控制能力会影响流动状态,从而导致流动能量耗散的变化,为本文对能量损失问题的研究奠定了基础。在水泵水轮机泵工况启动、停机、断电等典型工况运行过程中,叶轮转速发生变化,可将这一过程类比于变速调节,为水泵水轮机泵工况变速调节提供参考。文献[11]对水泵水轮机泵工况启动过程中小导叶开口处的自激振动进行了研究,结果表明总液压扭矩和导叶角速度之间相对较小的相位差,以及振动幅度和能量积累之间的正反馈,被认为是在小开启角和高压差的操作条件下最终导致不稳定自激振动的根本原因。文献[12]通过一维管道与三维水泵水轮机耦合的数值模拟对水泵水轮机从两个不同初始运行工况发生飞逸过程时水力特性的差别进行了研究,发现水泵水轮机过渡过程更易形成转轮流动失稳。文献[13]通过试验和数值方法分析了不同导叶开启角度下水泵涡轮机的流动不稳定性。文献[14]对水泵水轮机内部流场进行了研究,着重分析了水泵水轮机固有的 S 形区域,揭示了利用水泵水轮机变速调节避免 S 形区域的机理。文献[15]发现虽同步机组可以满足 S 区的并网需求,变速机组可以更快地解决这一问题,变速机组的并网速度要比同步机组快 11 倍。文献[16]通过对可变速机组与常规机组的对比研究,得出可变速机组在频率调节、谐波失真和电网振荡方面更有优势。文献[17]明确给出了水泵水轮机不同运行条件下的调节范围,这为水泵水轮机变速调节运行的研究提供了指导。文献[18]提出了一种水泵水轮机泵工况启动过程控制规律优化方法。文献[19]对斜流泵在汽蚀条件下的能量特性进行了研究,结果表明空化可以通过影响涡度分布间接增加熵的产生和能量损失,导致能量性能下降。文献[20]对水泵水轮机 S 区的涡流分布及能量损失进行了分析,结合熵产生率分布后发现,涡度与能量损失密切相关。文献[21]对水泵水轮机停机过渡过程的能量特性进行了研究,结果表明,流道内的不良流动现象是造成能量损失的主要原因。文献[22]研究了可变速水泵水轮机的能量耗散问题,结果表明熵的产生随着转速的增加而减少,证实了引水管中熵产生与涡流的关系。文献[23]研究了从泵模式过渡至水轮机模式的能量损失机理,发现导叶的不同位置可影响叶轮的流入角和流型,进而改变涡度和熵产的分布。文献[24]研究了不同导叶开度下水泵水轮机在水轮机模式非设计条件下瞬态流动特性,结果表明异常小导叶开度下各流域流动结构相较于较大导叶开度具有显著的特殊性,对无叶区压力脉动影响显著。

综上所述,通过试验与数值模拟相结合的方法,可以成功明确不良流态的机理及原因。然而,目前针对水泵水轮机泵工况变速调节流动特性的研究较少。因此,本文将模型水力性能的数值计算结果与试验结果进行对比,在证明模型的准确性后,针对水泵水轮机泵工况变速调节瞬态过程所诱发的流动特征展开深入分析,以期为水泵水轮机变速调节提供指导。

1 水泵水轮机泵工况数值计算

1.1 三维建模及网格划分

本研究采用 UG 建模软件对目标水泵水轮机进行三维全流道物理模型的建立,并通过 ICEM 软件对所建模型进行网格划分,整个模型计算域包括尾水管、叶轮、活动导叶、固定导叶及蜗壳,所建模型及网格如图 1 所示。所建水泵水轮机模型参数如表 1 所示。在研究过程中,为保证计算的准确性,计算域整体采用结构化网格进行后续计算。

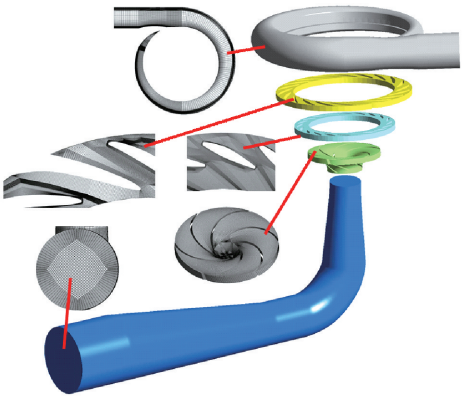


图 1　水泵水轮机模型及网格

Fig. 1　Pump-turbine model and grid

表 1　水泵水轮机模型参数

Tab. 1　Pump-turbine model parameters

参数	数值
叶轮叶片数 Z	6
固定导叶数 Z_1	20
活动导叶数 Z_2	20
活动导叶额定开度 a_0/mm	28.50
水泵工况额定流量 Q_d/(m·s^{-3})	0.229
水泵工况额定转速 n_d/(r·min^{-1})	1 100
水泵工况额定扬程 H_d/m	45.35
水泵工况额定效率 η_d/%	88.16

1.2　边界条件设置

为保证计算的准确性，首先使水泵水轮机恒速运行 0.1 s，之后再进行变速计算。设置时间步长为每 2°为一个时间步长，每 2°保存一次，收敛精度为 1×10^{-5}。通过对比标准 $k-\varepsilon$、RNG $k-\varepsilon$、SST 湍流模型计算结果发现，标准 $k-\varepsilon$ 计算结果变化趋势与试验结果基本一致，但 RNG $k-\varepsilon$、SST 计算结果的最高效率点与试验结果相比发生偏移，故选用标准 $k-\varepsilon$ 进行后续计算。本文选取变速范围与工程变速范围相同，在额定转速的 ±10% 范围内变化。水泵水轮机变速机组定子电压与电网电压同步迅速，可在 1.74 s 内达到电网电压的 99%，同时，在泵工况运行时，变速时间过长，易导致机组受损。为保证泵工况变速调节的快速性，尽量减少机组变速时间，提高机组运行稳定性，因此转速变化时间为 0.3 s[25-26]，转速变化方式分别为快速上升和下降。变速过程规律描述式为

$$n=\begin{cases}0.9n_d & (t<0.1\text{ s},\text{升速})\\ 0.9n_d+0.4n_d(t-0.1)/0.3 & (0.1\text{ s}\leqslant t\leqslant 0.4\text{ s},\text{升速})\\ 1.1n_d & (t<0.1\text{ s},\text{降速})\\ 1.1n_d-0.4n_d(t-0.1)/0.3 & (0.1\text{ s}\leqslant t\leqslant 0.4\text{ s},\text{降速})\end{cases} \tag{1}$$

式中　n——转速

t——时间

1.3　数据特征提取方法

熵产理论作为流体动力学和热力学相结合的重要工具，其核心思想源于热力学第二定律，即在任何能量转换系统中，总熵必定增加。熵产理论致力于定量研究系统内部流场与能量传递中的熵变化，通过这种方式揭示能量转换的实际效率及损失机制。在湍流流动中，熵产可分为由平均速度引起的熵产和由脉动速度引起的熵产，因此湍流流场中，局部熵产可以看作时均熵产与脉动熵产之和，其表达式为

$$\dot{S}'''_D=\dot{S}'''_{\bar{D}}+\dot{S}'''_{D'} \tag{2}$$

$$\dot{S}'''_{\bar{D}}=\frac{2\mu_e}{T}\left[\left(\frac{\partial\bar{u}}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial\bar{v}}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial\bar{w}}{\partial z}\right)^2\right]+\frac{\mu}{T}\left[\left(\frac{\partial\bar{v}}{\partial x}+\frac{\partial\bar{u}}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial\bar{w}}{\partial x}+\frac{\partial\bar{u}}{\partial z}\right)^2+\left(\frac{\partial\bar{v}}{\partial z}+\frac{\partial\bar{w}}{\partial y}\right)^2\right] \tag{3}$$

$$\dot{S}'''_{D'}=\frac{2\mu_e}{T}\left[\left(\frac{\partial u'}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial v'}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial w'}{\partial z}\right)^2\right]+\frac{\mu_e}{T}\left[\left(\frac{\partial v'}{\partial x}+\frac{\partial u'}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial w'}{\partial x}+\frac{\partial u'}{\partial z}\right)^2+\left(\frac{\partial v'}{\partial z}+\frac{\partial w'}{\partial y}\right)^2\right] \tag{4}$$

$$\mu_e=\mu+\mu_t \tag{5}$$

式中　$\dot{S}'''_D$——熵产率，W/(m^3·K)

$\dot{S}'''_{\bar{D}}$——时均熵产，W/(m^3·K)

$\dot{S}'''_{D'}$——脉动熵产，W/(m^3·K)

μ_e——有效粘度，Pa·s

μ——动力粘度，Pa·s

μ_t——湍流粘度，Pa·s

u、v、w——速度分量　　T——温度

x、y、z——空间坐标系 3 个方向坐标

u'、v'、w'——速度矢量在 x、y、z 方向的分量

脉动熵产在雷诺数为有限值时，可以表示为

$$\dot{S}'''_{D'}=\frac{\rho\varepsilon}{T} \tag{6}$$

式中　ε——湍动能耗散率，m^2/s^3

根据水泵水轮机泵工况的计算结果，运用式(2)~(6)可求得内流场中任意点处的熵产率 $\dot{S}'''_D$(记为 EGR)，以此对内流场中任意位置进行能量损失分析。

1.4　模型验证

在验证模型过程中，共划分了 5 套网格供对所建模型在 Q_d 工况运行时进行网格无关性验证，如表 2 所示。由表 2 可知，5 种网格数之间扬程的相对误差分别为 0.80%、0.58%、0.02%、0.02%，效率的相对误差分别为 0.49%、0.49%、0.08%、0.06%。经过对比后发现，在网格数达 1.39×10^7

后,网格数增加扬程和效率基本不变,因此在综合考虑计算误差及计算资源的情况下,选取 1.39×10^7 的网格数进行后续计算。

表 2 网格无关性验证

Tab. 2 Grid independence verification

网格数	1.25×10^7	1.32×10^7	1.39×10^7	1.46×10^7	1.53×10^7
扬程 H/m	42.62	42.96	43.21	43.20	43.21
效率 η/%	87.11	87.54	87.97	87.90	87.95

为保证计算的准确性,采取试验与数值计算相结合的办法对所建模型进行水力性能验证,绘制计算值与试验值的水力性能对比曲线。图 2 为目标水泵水轮机水力性能测试试验台,由图 3 可知(图中 Q 为流量,P 为轴功率),目标水泵水轮机在泵工况下扬程、效率、轴功率计算值与试验值变化趋势基本一致,且在额定工况下,扬程、效率、轴功率的计算值与试验值相对误差分别为 4.73%、0.21%、4.53%,其余工况计算值与试验值的相对误差均在 5% 以内。经对比可知,本研究所建水泵水轮机模型具有较高的计算精度,确保了后续研究的准确性及可靠性。

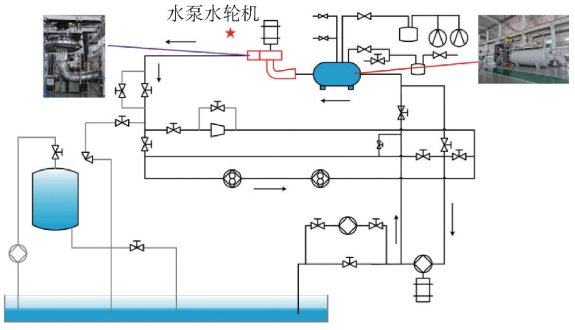


图 2 水泵水轮机测试试验台

Fig. 2 Pump-turbine test rig

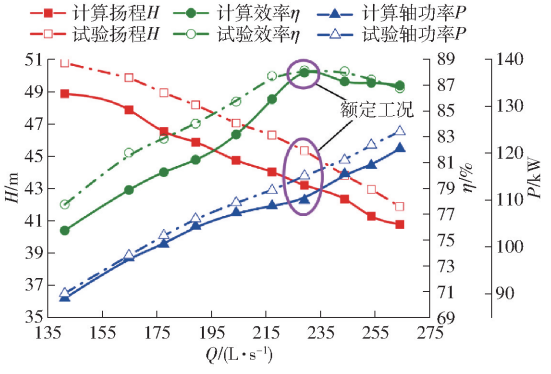


图 3 水泵水轮机水力性能曲线

Fig. 3 Pump-turbine hydraulic performance curves

同时,为验证熵产理论的可靠性,将熵产理论计算得到的水力损失与传统压差法计算得到的水力损失进行了对比验证。由表 3 可知,水泵水轮机泵工况定速运行时利用熵产理论计算得到的水力损失与利用传统压差法计算得到的水力损失变化趋势基本一致,证明了熵产理论的可靠性,为下文对水泵水轮机泵工况变速调节熵产损失的研究奠定了基础。

表 3 熵产损失验证

Tab. 3 Entropy generation loss validation

流量	双列叶栅熵产损失			叶轮熵产损失		
	熵产理论值/m	压差计算值/m	相对误差/%	熵产理论值/m	压差计算值/m	相对误差/%
$0.9Q_d$	1.60	1.60	4.77	6.09	6.38	4.50
$0.95Q_d$	1.51	1.51	4.03	5.00	5.16	3.09
Q_d	1.27	1.27	4.77	4.40	4.55	3.35
$1.05Q_d$	1.37	1.37	4.54	4.97	5.07	1.98
$1.1Q_d$	1.44	1.44	4.67	5.06	5.24	3.37

2 可变速水泵水轮机泵工况瞬态计算结果

2.1 可变速水泵水轮机泵工况流动损失分析

为深入分析可变速水泵水轮机泵工况流动损失情况,在变速调节的结果文件中选取与定速运行时流量相同的时刻进行对比分析。图 4 展示了可变速水泵水轮机泵工况定速运行双列叶栅处的瞬态流动损失(图中 q 表示 q 准则识别涡核等值面面积),图 5 展示了水泵水轮机泵工况升速过程中双列叶栅处的瞬态流动损失,其中包括流线图、涡核分布图和涡量分布图。由图 5 中流线图可知,$0.9Q_d$ 流量工况双列叶栅内流动紊乱,活动导叶及固定导叶出口边存在大量失速旋涡。在其余 4 个工况固定导叶出口边均存在少量失速旋涡,与定速运行时相比,升速调节会导致失速旋涡的增加,进而影响流体流动的稳定性。由图 5 中涡核分布图可知,$1.05Q_d$ 流量工况双列叶栅内 q 取得最大值,$1.1Q_d$ 流量工况双列叶栅内 q 取得最小值,同时涡核分布最广。与定速运行时相比,升速调节时涡核分布区域较广,这应与在升速过程中,叶轮转速改变,前后时刻由叶轮进入双列叶栅的流体流速不一致,加剧了流体间的相互碰撞有关。由图 5 中涡量分布图可知,随着转速和流量的增加,双列叶栅处涡量分布逐渐减小,至 Q_d 流量工况时,涡量分布几乎不随转速的增加而改变,但涡量取值逐渐增加。与定速运行时进行对比可发现,当运行流量小于额定流量时,升速调节双列叶栅内涡量小于定速运行时双列叶栅内涡量。当运行流量大于额定流量时,升速调节双列叶栅内涡量略大于定速运行时双列叶栅内涡量。

图 6 展示了可变速水泵水轮机泵工况降速过程中双列叶栅处的瞬态流动损失。由图 6 中流线图可知,$1.1Q_d$ 流量工况双列叶栅内流动紊乱,固定导叶出口边存在失速旋涡。在其余 4 个工况固定导叶出口边均存在少量失速旋涡,与定速运行

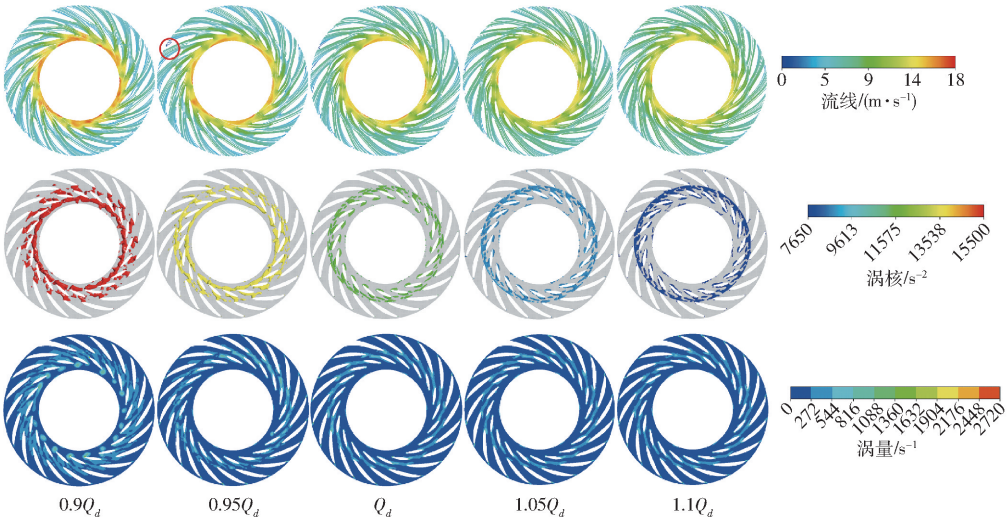


图 4　定速运行双列叶栅瞬态流动损失

Fig. 4　Transient flow losses of stay-guide vanes at constant-speed operation

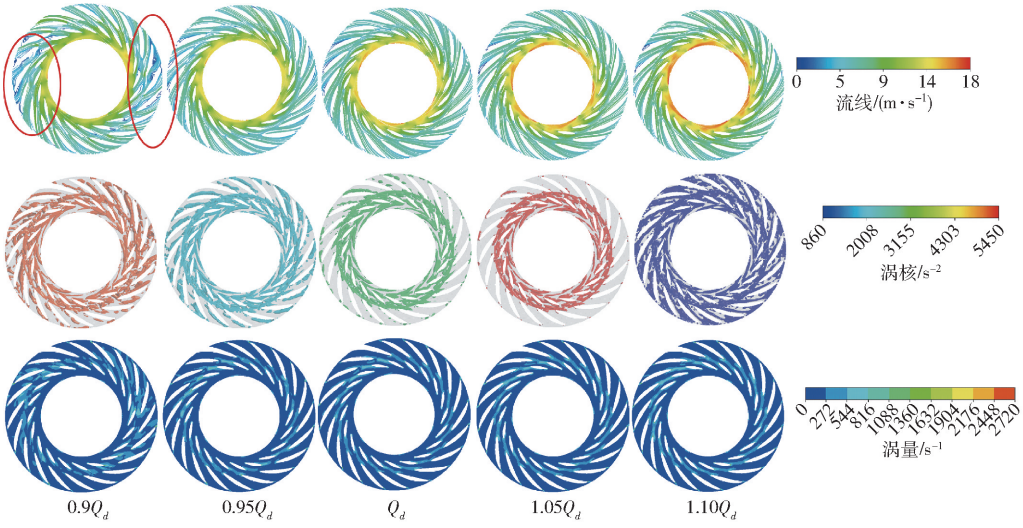


图 5　升速调节双列叶栅瞬态流动损失

Fig. 5　Transient flow losses of stay-guide vanes during speed-up adjustment

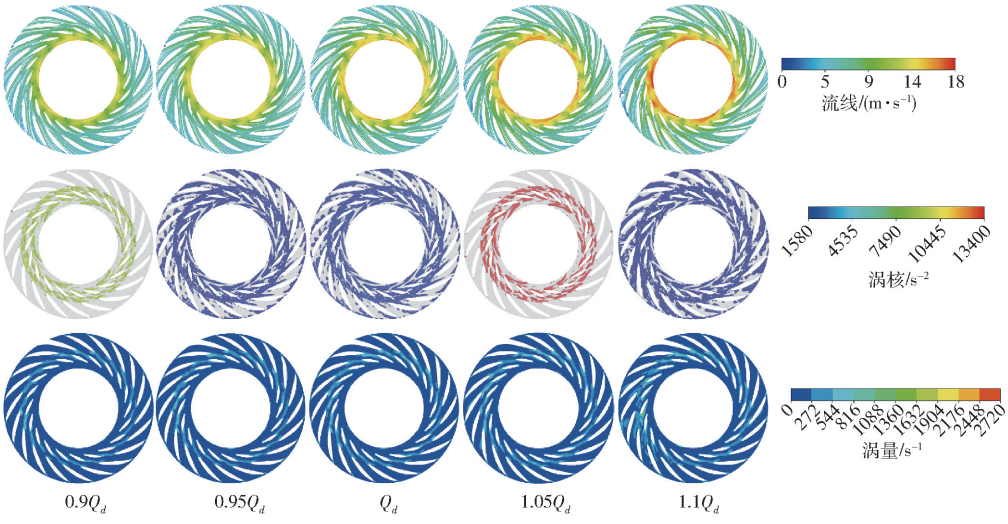


图 6　降速调节双列叶栅瞬态流动损失

Fig. 6　Transient flow losses of stay-guide vanes during speed-down adjustment

时相比，降速调节会导致失速旋涡的增加，进而影响流体流动的稳定性。结合升速调节过程分析可知，变速调节过程初期流体流态较差，双列叶栅流道内存在较多失速旋涡，变速调节过程末期流体

流态较好,双列叶栅流道内失速旋涡较少。由图 6 中涡核分布图可知,1.05Q_d流量工况双列叶栅内 q 取得最大值,1.1Q_d流量工况双列叶栅内涡核分布最广。与定速运行时相比,降速调节时涡核分布区域较广,这应与在降速过程中,由于转速的改变,致使前后时刻由叶轮进入双列叶栅处的流体流速不一致,改变了流体流态有关。对比升速调节和降速调节过程可知,降速调节双列叶栅处涡核分布更广,但其 q 值小于升速调节的 q 值。由图 6 涡量分布图可知,随着转速和流量的减小,双列叶栅处涡量分布逐渐减小,至 0.95Q_d流量工况时,涡量分布几乎不随转速的减小而改变,但涡量取值逐渐增加,同时在 1.1Q_d流量工况时出现了处于 1 632 ~ 2 720 s^{-1}之间的高涡量区。与定速运行时进行对比可发现,当运行流量小于额定流量时,降速调节时双列叶栅内涡量小于定速运行时双列叶栅内涡量。当运行流量大于额定流量时,降速调节时双列叶栅内涡量大于定速运行时双列叶栅内涡量。与升速调节进行对比可知,降速调节在运行流量小于额定流量时涡量较小,而升速调节在大于额定流量时涡量较小。这主要是由于升速或降速初期,流体从稳定流动过渡至变速流动所导致的。

图 7 展示了可变速水泵水轮机泵工况定速运行叶轮流道内的瞬态流动损失,图 8 展示了水泵水轮机泵工况升速过程中叶轮流道内的瞬态流动损失。由图 8 中流线图可知,在叶片工作面的中部至根部(叶片进口)区域产生较为严重的旋涡,此处旋涡对叶轮流道内整体流态产生了影响,但其旋涡程度较定速运行时旋涡程度小,且随着转速的增加叶轮流道内旋涡程度基本不变。这主要是由于叶轮转速匀速增加,打破流体原有运动规律,致使旋涡既无法发展也无法溃灭,同时叶片与流体之间仍具有相互作用力而导致的。由图 8 涡核分布图可知,升速过程中 q 值在 1.05Q_d流量工况取得最大值,在 1.1Q_d流

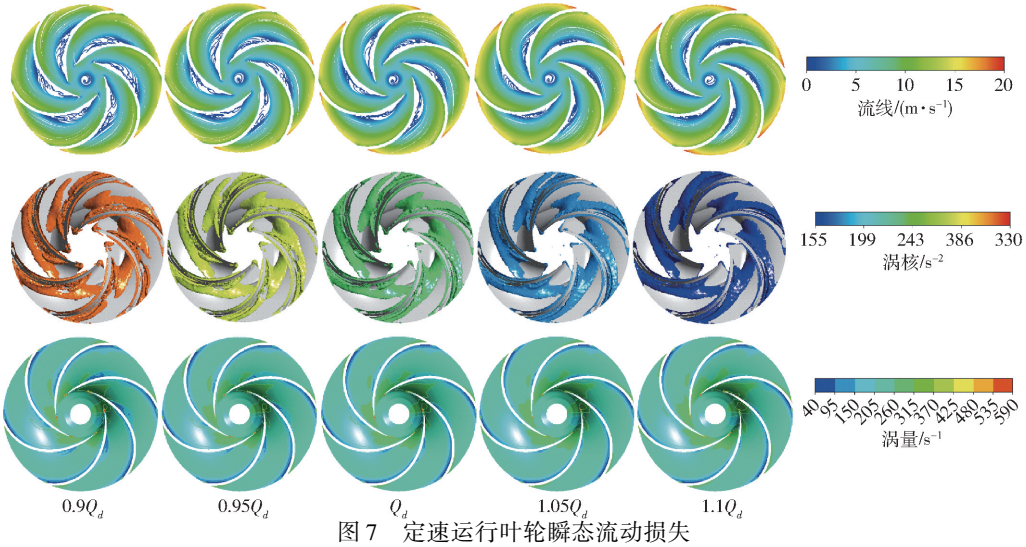


图 7 定速运行叶轮瞬态流动损失

Fig. 7 Transient flow losses of impeller at constant-speed operation

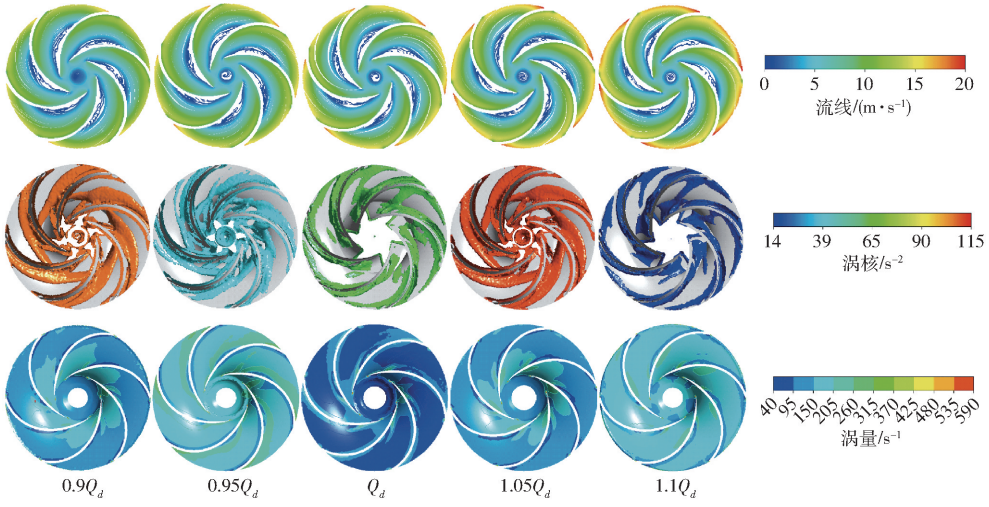


图 8 升速调节叶轮瞬态流动损失

Fig. 8 Transient flow losses of impeller during speed-up adjustment

量工况时取得最小值。与定速运行时进行对比可发现，升速调节叶轮区域涡核分布区域略广。由图 8 中涡量图可知，升速调节时 $1.1Q_d$ 流量工况下涡量最大，Q_d 流量工况下涡量最小，叶片上涡量小于定速运行时叶片的涡量，且升速调节时叶轮区域内涡量变化极不稳定，随着转速的增加，呈先增大后减小再增大的变化规律。

图 9 展示了水泵水轮机泵工况降速过程中叶轮流道内的瞬态流动损失。由图 9 中流线图可知，在叶片工作面的中部至根部（叶片进口）区域产生较为严重的旋涡，此处旋涡对叶轮流道内整体流态产生了影响，但其旋涡程度较定速运行时旋涡程度小，且随着转速的减小叶轮流道内旋涡程度基本不变。由图 9 中涡核分布图可知，降速过程中 q 值在 $1.05Q_d$ 流量工况下取得最大值。与定速运行时进行对比可发现，除 Q_d 流量工况外，其余 4 个流量工况在降速调节时叶轮区域涡核分布区域几乎一致。与升速调节进行对比可发现，除 Q_d 流量工况外，其余 4 个流量工况叶轮区域整体涡核分布较升速调节涡核分布区域小。除 $1.05Q_d$ 流量工况外，其余 4 个流量工况叶轮区域 q 值较升速调节 q 值小。由图 9 涡量分布图可知，降速调节时 $1.1Q_d$ 流量工况涡量略大于定速运行时的涡量，$0.95Q_d$ 流量工况涡量小于定速运行时的涡量，其余 3 个工况涡量几乎一致，且降速过程中叶轮区域内涡量变化具有较强的瞬态特性，随着转速的降低，呈先减小后增大的变化趋势。

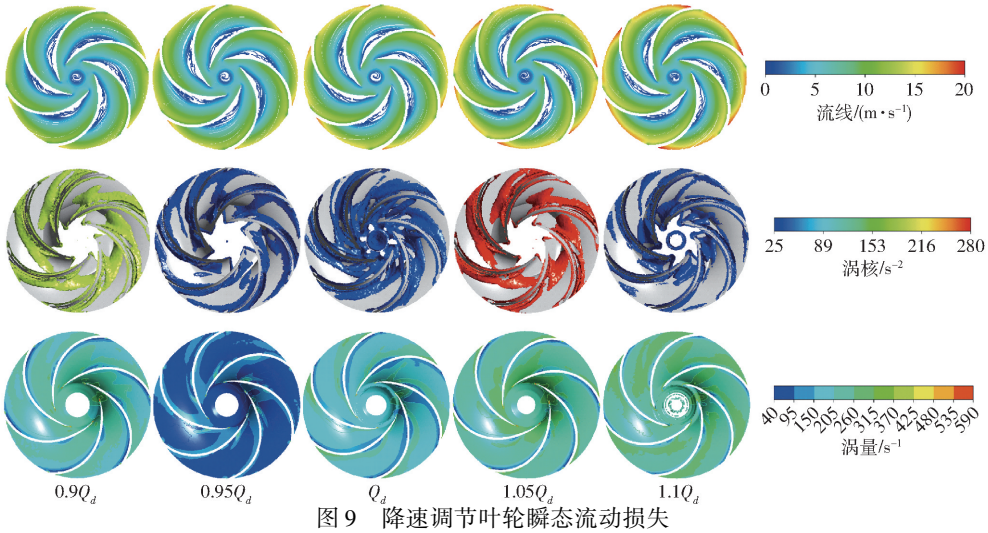


图 9　降速调节叶轮瞬态流动损失

Fig. 9　Transient flow losses of impeller during speed-down adjustment

2.2　可变速水泵水轮机泵工况熵产损失分析

为更好地分析可变速水泵水轮机熵产损失产生位置，本文在双列叶栅及叶轮的 0.5 倍叶高处绘制了熵产分布云图。图 10 展示了水泵水轮机泵工况双列叶栅熵产损失分布图。由图 10 升速调节双列叶栅熵产损失分布图可知，在 $0.9Q_d$ 流量工况时，双列叶栅区域的能量损失最大，且处于 450 ~ 500 W/(m^3·K) 之间的高熵产区分布较大，这表明升速过程初期双列叶栅内的流动损失增大。随着流量的增加，双列叶栅内熵产损失逐渐减小。与定速运行时对比可知，升速过程 $0.9Q_d$ 流量工况 450 ~ 500 W/(m^3·K) 的高熵产区域大于定速运行时的熵产。由图 10 降速调节双列叶栅熵产损失分布图可知，在 $1.1Q_d$ 流量工况时，双列叶栅区域的能量损失最大，且处于 450 ~ 500 W/(m^3·K) 之间的高熵产区分布较大，这表明降速过程初期双列叶栅内的流动损失增大。随着流量的降低，双列叶栅内熵产损失逐渐减小。与定速运行时对比可知，降速过程 $1.1Q_d$ 流量工况 450 ~ 500 W/(m^3·K) 的高熵产区域大于定速运行时的高熵产区。结合升速调节和降速调节双列叶栅处的熵产云图可以发现，变速调节初期熵产最大，流动损失最为严重。

图 11 展示了水泵水轮机泵工况叶轮熵产损失分布图。由图 11 中升速调节叶轮熵产损失分布图可知，叶轮流道高熵产区主要分布在叶片吸力面及叶片工作面靠近叶顶处。叶轮前盖板的流动损失区域要大于叶轮后盖板的流动损失区域，但叶轮后盖板的高熵产区（450 ~ 500 W/(m^3·K)）大于叶轮前盖板的高熵产区。可以判断，叶轮前盖板能量损失主要是由壁面损失和流动损失共同组成的，而叶轮后盖板能量损失主要是由壁面损失组成的，该区域流动损失占比较小。进一步印证了失速旋涡是双列叶栅处产生熵产损失的主要原因，而叶轮流道内则是在压力波动与失速旋涡的共同影响下产生的熵产损失。由图 11 中降速调节双列叶栅熵产损失分布图可知，叶轮流道高熵产区主要分布在叶片吸力面及叶片工作面靠近叶顶处。叶轮前盖板的流动损失区域要大于叶轮后

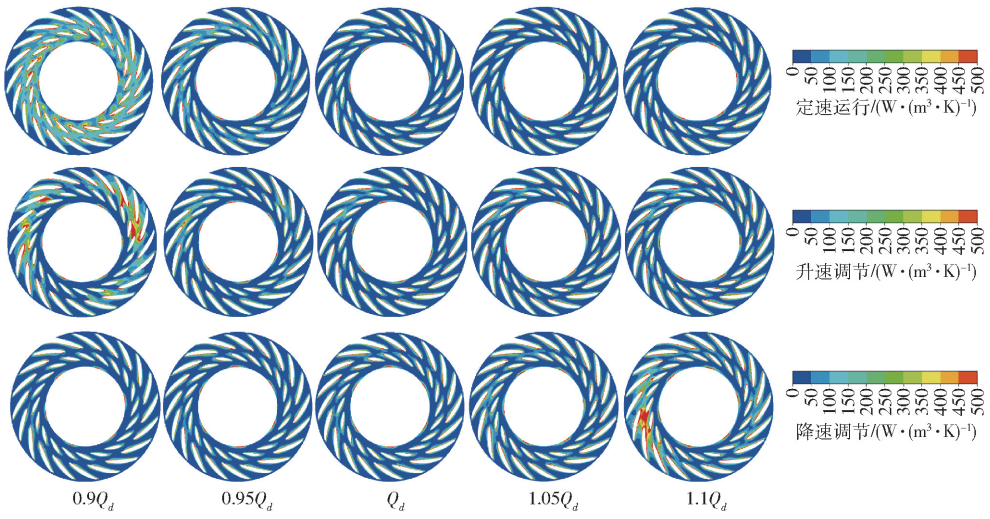


图 10 双列叶栅熵产损失

Fig. 10 Entropy generation loss of stay-guide vanes

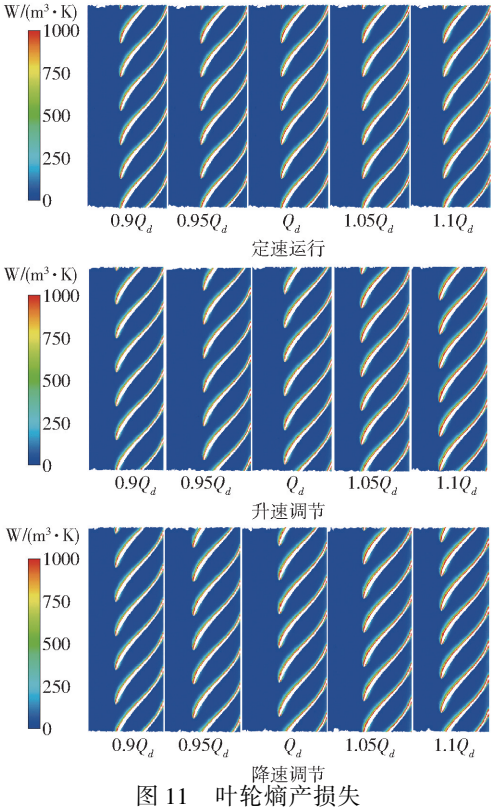


图 11 叶轮熵产损失

Fig. 11 Entropy generation loss of impeller

盖板的流动损失区域,但叶轮后盖板的高熵产区(450 ~ 500 W/(m³·K))大于叶轮前盖板的高熵产区。可以判断,叶轮前盖板能量损失主要是由壁面损失和流动损失共同组成的,而叶轮后盖板能量损失主要是由壁面损失组成的,该区域流动损失占比较小。

图 12 展示了水泵水轮机泵工况变速调节时叶轮及双列叶栅总熵产量。由图 12a 可知,随着转速的增加,叶轮区域熵产整体呈逐渐增大的趋势变化,双列叶栅处熵产呈先减小后增大的变化趋势。将叶轮区域的总熵产与定速运行时进行对比可知,在 0.9Q_d与 0.95Q_d流量工况时,升速过程中叶轮区域的熵产分别为定速运行时熵产的 0.64、0.84 倍。在 Q_d、1.05Q_d与 1.1Q_d流量工况时,升速过程中叶轮区域的熵产分别为定速运行时熵产的 1.03、1.22、1.29 倍。将双列叶栅区域的总熵产与定速运行时进行对比可知,在 0.9Q_d、0.95Q_d与 Q_d流量工况时,升速过程中双列叶栅区域的熵产分别为定速运行时熵产的 0.78、0.86、0.99 倍。在 1.05Q_d与 1.1Q_d流量工况时,升速过程中叶轮区域的熵产分别为定速运行时熵产的 1.16、1.32 倍。

由图 12b 可知,随着转速的降低,叶轮区域与双列叶栅处熵产呈逐渐减小的变化趋势。将叶轮区域及双列叶栅区域的总熵产与定速运行时进行对比可知,在 0.9Q_d与 0.95Q_d流量工况时,降速过程中叶轮区域及双列叶栅区域的熵产分别为定速运行时熵产的 0.64、0.85 倍。在 Q_d、1.05Q_d与 1.1Q_d流量工况时,降速过程中叶轮区域及双列叶栅区域的熵产分别为定速运行时熵产的 1.06、1.23、1.36 倍。

3 结论

(1)在针对升速调节内流特性的研究中发现,整个升速过程因转速的改变加剧了流体间的相互碰撞,导致升速调节双列叶栅与叶轮流道内涡核分布区域较定速运行时涡核分布区域略广,双列叶栅处的涡量则因转速的变化以额定转速为界限,当运行流量大于额定流量时,其涡量略大于定速运行时双列叶栅内涡量。当运行流量小于额定流量时,其涡量小于定速运行时双列叶栅内涡量。叶轮区域内涡量则随着转速的增加,呈先增大后减小再增大的变化规律。

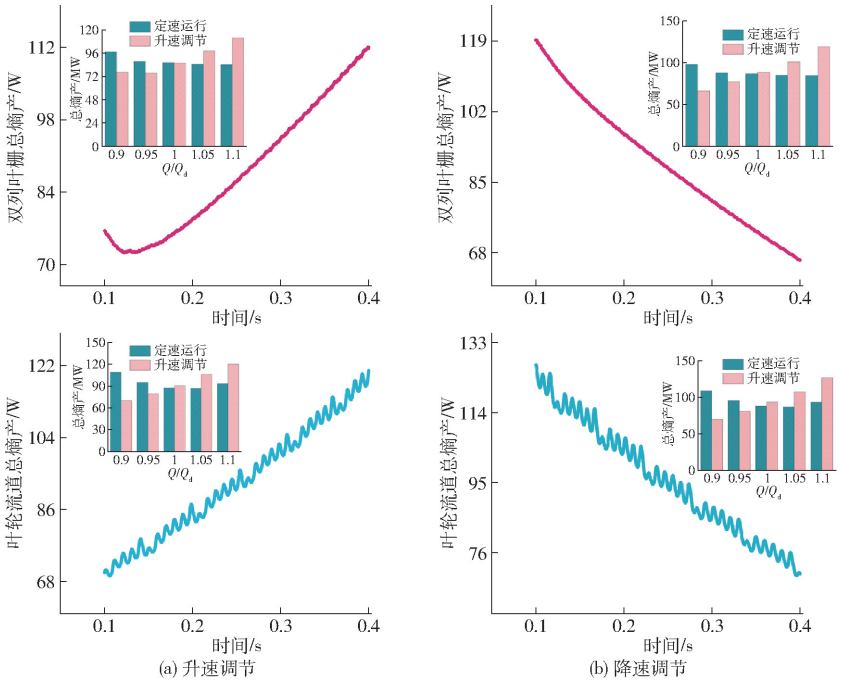


图 12　变速调节过程叶轮及双列叶栅总熵产量

Fig. 12　Total entropy generation of impeller and stay-guide vanes during variable-speed adjustment

(2)在针对升速调节熵产理论的研究中发现，随着转速的增加，叶轮区域熵产整体呈逐渐增大的变化趋势，双列叶栅处熵产呈先减小后增大的变化趋势。同时，在 $0.9Q_d$ 与 $0.95Q_d$ 流量工况时，升速过程中叶轮区域的熵产分别为定速运行时熵产的 0.64、0.84 倍。在 Q_d、$1.05Q_d$ 与 $1.1Q_d$ 流量工况时，升速过程中叶轮区域的熵产分别为定速运行时熵产的 1.03、1.22、1.29 倍。在 $0.9Q_d$、$0.95Q_d$ 与 Q_d 流量工况时，升速过程中双列叶栅区域的熵产分别为定速运行时熵产的 0.78、0.86、0.99 倍。在 $1.05Q_d$ 与 $1.1Q_d$ 流量工况时，升速过程中叶轮区域的熵产分别为定速运行时熵产的 1.16、1.32 倍。

(3)在针对降速调节内流特性的研究中发现，整个降速过程因转速的改变，使先后由叶轮进入双列叶栅处的流体流速不一致，进而改变了流体流态，极大地平衡了由转速调节带来的影响，使得降速调节叶轮区域涡核分布区域较定速运行时涡核分布区域几乎维持原状。在整个降速过程中随着转速的减小，双列叶栅处涡量分布逐渐减小，至 $0.95Q_d$ 流量工况时，涡量分布几乎不随转速的减小而改变。同时，叶轮区域内涡量变化具有较强的瞬态特性，随着转速的降低，呈先减小后略微增大的变化趋势。

(4)在针对降速调节熵产理论的研究中发现，随着转速的降低，叶轮区域与双列叶栅处熵产呈逐渐减小的变化趋势。在 $0.9Q_d$ 与 $0.95Q_d$ 流量工况时，降速过程中叶轮区域及双列叶栅区域的熵产分别为定速运行时熵产的 0.64、0.85 倍。在 Q_d、$1.05Q_d$ 与 $1.1Q_d$ 流量工况时，降速过程中叶轮区域及双列叶栅区域的熵产分别为定速运行时熵产的 1.06、1.23、1.36 倍。

参　考　文　献

[1] 阚阚, 杨皓程, 郑源, 等. 基于熵产理论的水泵水轮机反 S 区水力损失机理分析[J]. 水利学报,2023, 54(3):323－332.
KAN Kan, YANG Haocheng, ZHENG Yuan, et al. Analysis of hydraulic loss mechanism in inverse S-shaped region of pump-turbine based on entropy generation theory[J]. Journal of Hydraulic Engineering. 2023, 54(3):323－332. (in Chinese)

[2] 王皓臻, 俞晓东, 林文雯, 等. 水泵水轮机 S 特性对相继甩尾水最小压力的影响[J]. 水力发电学报, 2024, 43(6): 113－122.
WANG Haozhen, YU Xiaodong, LIN Wenwen, et al. Influence of S characteristics of pump-turbine on minimum pressure in draft tube during successive load rejection[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2024, 43(6):113－122. (in Chinese)

[3] 王李科,姚亮,冯建军,等. 水泵水轮机 S 特性区能量损失及流动特性研究[J]. 水利学报, 2024, 55(3): 344－354,366.
WANG Like, YAO Liang, FENG Jianjun, et al. Energy loss and flow characteristics analysis of a model pump turbine in the S-shape region[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2024, 55(3): 344－354,366. (in Chinese)

[4] 畅欣, 韩民晓, 郑超. FSC 可变速抽水蓄能在含大规模风光发电系统中的应用[J]. 水电与抽水蓄能,2016, 2(2): 93－98.
CHANG Xin, HAN Minxiao, ZHENG Chao. Application of variable speed pumped storage with full-size converter in the large-scale wind power generation system complementary with solar power generation system[J]. Hydropower and Pumped Storage,

2016, 2(2): 93 - 98. (in Chinese)
[5] HUANG Yifan, YANG Weijia, ZHAO Zhigao, et al. Dynamic modeling and favorable speed command of variable-speed pumped-storage unit during power regulation[J]. Renewable Energy, 2023, 206: 769 - 783.
[6] YANG Weijia, YANG Jiandong. Advantage of variable-speed pumped storage plants for mitigating wind power variations: integrated modelling and performance assessment[J]. Applied Energy, 2019, 237: 720 - 732.
[7] FENG Chen, ZHENG Yuan, LI Chaoshun, et al. Cost advantage of adjustable-speed pumped storage unit for daily operation in distributed hybrid system[J]. Renewable Energy, 2021, 176: 1 - 10.
[8] DONG Guanghe, LUO Zhumei, GUO Tao, et al. The splitter blade pump-turbine in pump mode: the hump characteristic and hysteresis effect flow mechanism[J]. Processes,2024, 12(2): 324.
[9] PEI Ji, SHEN Jiawei, WANG Wenjie, et al. Evaluating hydraulic dissipation in a reversible mixed-flow pump for micro-pumped hydro storage based on entropy production theory[J]. Renewable Energy, 2024,225: 120271.
[10] LU Zhaoheng, XIAO Ruofu, TAO Ran, et al. Influence of guide vane profile on the flow energy dissipation in a reversible pump-turbine at pump mode[J]. Journal of Energy Storage, 2022, 49: 104161.
[11] KANG W, LIANG Q, ZHOU L, et al. Numerical investigation on torsional mode self-excited vibration of guide vane in a reversible pump-turbine during pump mode's starting up[J]. Journal of Applied Fluid Mechanics, 2022, 15(6): 1789 - 1799.
[12] 陈秋华,张晓曦,何思源. 初始运行工况对水泵水轮机飞逸过渡过程水力特性的影响[J]. 水利学报, 2020, 51(7): 858 - 868.
CHEN Qiuhua, ZHANG Xiaoxi, HE Siyuan. Influence of the initial working condition on the hydraulic performance of the pump-turbine during runaway transient scenario[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2020, 51(7): 858 - 868. (in Chinese)
[13] ZHU Di, XIAO Ruofu, TAO Ran, et al. Impact of guide vane opening angle on the flow stability in a pump-turbine in pump mode[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2017, 231(13): 2484 - 2492.
[14] FENG Chen, LI Chaoshun, CHANG Li, et al. Advantage analysis of variable-speed pumped storage units in renewable energy power grid: mechanism of avoiding S-shaped region[J]. Journal of Electric Power & Energy Systems, 2020, 120: 105976.
[15] HU Wanfeng, WANG Zhengwei, FAN Honggang. Grid synchronization of variable speed pump-turbine units in turbine mode [J]. Renewable Energy, 2021, 173: 625 - 638.
[16] XU Yanhe, ZHOU Jianzhong, XUE Xiaoming, et al. An adaptively fast fuzzy fractional order PID control for pumped storage hydro unit using improved gravitational search algorithm[J]. Energy Conversion and Management, 2016, 111: 67 - 78.
[17] BIDGOLI M A, YANG W, AHMADIAN A. DFIM versus syn-chronous machine for variable speed pumped storage hydropower plants: a comparative evaluation of technical performance[J]. Renewable Energy, 2020, 159: 72 - 86.
[18] FAHLBECK J, NILSSON H, SALEHI S. Surrogate based optimisation of a pump mode startup sequence for a contra-rotating pump-turbine using a genetic algorithm and computational fluid dynamics[J]. Journal of Energy Storage, 2023,62: 106902.
[19] FEI Zhaodan, ZHANG Rui, XU Hui, et al. Energy performance and flow characteristics of a slanted axial-flow pump under cavitation conditions[J]. Physics of Fluids, 2022, 34(3): 035121.
[20] ZENG Hongji, LI Zhenggui, LI Deyou, et al. Vortex distribution and energy loss in s-shaped region of pump turbine[J]. Frontiers in Energy Research, 2022, 10: 904202.
[21] LI Zhenggui, XU Lixin, WANG Dong, et al. Simulation analysis of energy characteristics of flow field in the transition process of pump condition outage of pump-turbine[J]. Renewable Energy, 2023, 219: 119480.
[22] YU An, TANG Yibo, LIANG Jian, et al. Numerical investigation of the vorticity transportation and energy dissipation in a variable speed pump-turbine[J]. Journal of Energy Storage, 2024, 93: 112392.
[23] KAN Kan, XU Zhe, CHEN Huixiang, et al. Energy loss mechanisms of transition from pump mode to turbine mode of an axial-flow pump under bidirectional conditions[J]. Energy, 2022, 257: 124630.
[24] 李琪飞,唐红强,牟旭,等. 不同导叶开度水泵水轮机在水轮机模式非设计条件下瞬态流动特性研究[J]. 农业机械学报,2025,56(6):422 - 433,486.
LI Qifei, TANG Hongqiang, MOU Xu, et al. Study on transient flow characteristics of pump-turbine in turbine mode under off-design conditions with different guide vane openings[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2025, 56(6):422 - 433,486. (in Chinese)
[25] 张玉良, 肖俊建, 崔宝玲, 等. 离心泵快速变工况瞬态过程特性模拟[J]. 农业工程学报, 2014, 30(11):68 - 75.
ZHANG Yuliang, XIAO Junjian, CUI Baolin, et al. Simulation of transient behavior in prototype centrifugal pump during rapid regulating flow rate[J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(11):68 - 75. (in Chinese)
[26] TANAKA T, TAKATSU N. Transient characteristics of a centrifugal pump at rapid startup[C]// 29th Iahr Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, 2020: 052016.