

基于熵产理论的水泵水轮机驼峰区内部水力损失特性研究

周罗香¹, 张志兵¹, 孙政¹, 李璋¹, 刘昆庭², 郑源², 阚阚²

(1. 华电福新周宁抽水蓄能有限公司, 福建 宁德 355400; 2. 河海大学电气与动力工程学院, 江苏 南京 211100)

摘要: 基于熵产理论, 对水泵水轮机各个部件的水力损失进行了分析, 并提出局部坐标系分析方法对转轮在多维度的空间局部损失进行了定量分析。研究表明: 在驼峰区工况下, 间接熵产贡献的水力损失最高, 占比71%; 直接熵产贡献的水力损失最低, 仅占比1%; 壁面熵产贡献的水力损失占比27%; 转轮进口叶片处流动分离现象发展成分离涡, 引发靠近下环处回流产生, 无叶区部分区域发生回流现象, 导致了间接熵产显著增大; 驼峰运行区内扬程的下降与水力损失的显著增加有关, 受转轮进口以及无叶区的回流作用影响较大。

关键词: 水泵水轮机; 驼峰区; 熵产; 数值模拟; 水力损失特性

中图分类号: TK734

文献标志码: A

文章编号: 1006-7647(2025)01-0062-06

Study on internal hydraulic loss characteristics of pump-turbine hump region based on entropy generation theory//ZHOU Luoxiang¹, ZHANG Zhibing¹, SUN Zheng¹, LI Zhang¹, LIU Kuntong², ZHENG Yuan², KAN Kan²
(1. Huadian Fuxin Zhouning Pumped Storage Co., Ltd., Ningde 355400, China; 2. School of Electrical and Power Engineering, Hohai University, Nanjing 211100, China)

Abstract: Based on the entropy generation theory, the hydraulic loss of each component of the pump-turbine is analyzed, and a local coordinate system analysis method is proposed to quantitatively analyze the spatial local loss of the runner under multidimensional conditions. The research results show that, under the operating conditions in the hump region, the hydraulic loss contributed by indirect entropy generation is the highest, accounting for 71%, the hydraulic loss contributed by direct entropy generation is the lowest, accounting for only 1%, and the hydraulic loss contributed by wall surface entropy generation accounts for 27%. The flow separation phenomenon at the runner inlet blade develops into separation vortices, leading to backflow near the shroud region, and a backflow phenomenon occurs in part of the vaneless area, resulting in a significant increase in indirect entropy generation. The decrease in head in the hump region is closely related to the significant increase in hydraulic loss, which is greatly influenced by the backflow effect near the runner inlet and in the vaneless area.

Key words: pump-turbine; hump region; entropy generation; numerical simulation; hydraulic loss characteristics

国家能源局发布的《抽水蓄能中长期发展规划(2021—2035)》要求在“十四五”期间加快部署抽水蓄能电站开发建设, 这表明我国的抽水蓄能进入高质量发展阶段^[1]。水泵水轮机是抽水蓄能电站的核心工作部件, 驼峰区是水泵水轮机在泵模式下特有的水力不稳定运行区域。水泵水轮机在驼峰区运行时易造成机组振动加剧及输水系统剧烈震荡, 可能导致机组跳机, 严重时甚至引发机组或输水系统破坏^[2]。

因此研究水泵水轮机的驼峰区具有重大意义。

近年来, 不少学者对水泵水轮机的驼峰区特性展开了研究。例如: 杨卫彬等^[3]通过对水泵水轮机驼峰区压力脉动的数值分析, 发现水泵水轮机驼峰区压力脉动的主要根源是大量的涡流运动和流道内局部压力的剧烈变化, 而压力脉动会引发振动及噪声^[4], 威胁电站的安全运行; 郭瑶^[5]指出驼峰区的存在与转轮出口的不均匀分布以及串联级联流道的

基金项目: 国家自然科学基金项目(52379086, 52476028); 江苏省自然科学基金项目(BK20200509); 中国博士后科学基金项目(2022T150185, 2022M711021)

作者简介: 周罗香(1978—), 女, 高级工程师, 主要从事抽蓄机组运行与稳定性研究。E-mail: 68160858@qq.com

通信作者: 阚阚(1990—), 男, 副教授, 博士, 主要从事水力机械稳定性研究。E-mail: kankan@hhu.edu.cn

失速现象相关;Zhao 等^[6]对低水头抽水蓄能机组的水泵模式下的驼峰区产生机理进行了研究,发现叶片前缘回流是导致驼峰区的主要不利因素,并提出通过调整叶片进口叶冠侧的叶片负荷分布来一定程度地抑制回流,从而消除驼峰区的观点;Yang 等^[7]发现,在失速条件下尾水管出口的流动分离以及回流涡是导致能量损失增加的主要原因,随着流量的减小,转轮出口的高速度梯度是产生驼峰特性的原因之一。目前的研究主要讨论驼峰特性的产生机理和水泵水轮机内部不稳定流动的发展规律。本文提出一种新颖的局部坐标系分析方法,基于熵产理论^[8-9]对水泵水轮机在多个工况下的不稳定流动进行多维度的定量分析,探讨驼峰区转轮以及导叶内部的水力损失机理,以期水泵水轮机的设计优化提供理论支撑。

1 研究方法

1.1 熵产理论

根据 Kock 等^[10]提出的熵产理论,通过对流场中的能量耗散率进行积分来计算能量损失,在水泵水轮机中能量损失主要包含直接熵产、间接熵产以及壁面熵产^[11]。

1.2 模型设置

水力模型为某抽水蓄能电站原型水泵水轮机,该水泵水轮机的转轮进口和出口直径分别为 4.093、2.310 m,额定转速为 428.6 r/min,转轮和导叶叶片数分别为 9、20 个,额定水头为 410.0 m,额定出力为 306.1 MW。使用 ANSYS-Fluent 进行水泵水轮机的泵模式数值模拟计算,湍流模型选择 SST $k-\omega$ 模型,进出口条件设为质量流进口、压力出口。压力场和速度场的解耦采用 SIMPLEC 算法,壁面条件设置为无滑移壁面,壁面粗糙度采用标准模型,对流项和扩散项的离散采用二阶迎风格式。

1.3 网格方案

活动导叶区域采用 ANSYS-TurboGrid 进行网格划分,其余流域采用 ANSYS-ICEM 进行网格划分,全流域皆采用六面体结构化网格。网格细节如图 1 所示。选用三套网格数量不同的方案:方案 1 为 349 万,方案 2 为 702 万,方案 3 为 1400 万。

在设计工况下对三套网格方案进行数值模拟,模拟验证结果见表 1。基于理查德外推法^[12]来计算网格收敛指数,评估数值模拟误差。以数值计算得出的效率作为评估变量,求得不同网格方案的网格收敛指数。随着网格数量的增加,网格收敛指数逐渐降低。由于网格逐渐加密,离散解逐渐靠近精确解,因此离散的误差越小,方案 2 中的网格收敛指

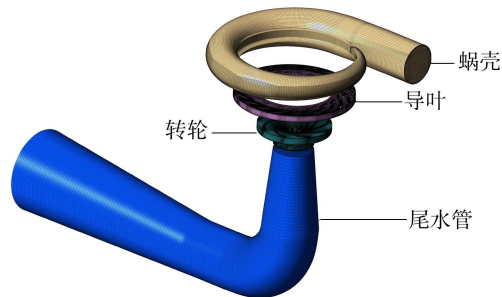


图 1 网格细节

数小于 3%,说明网格已符合收敛标准^[13],能够保证模拟计算的准确性,综合考虑计算准确性以及计算成本,最后确定网格方案为方案 2。

表 1 外推法网格无关性验证

方案	网格单元数/(10^6 个)	效率	网格收敛精度	网格收敛指数/%
1	3.49	91.8%	1.858	3.45
2	7.02	92.7%	1.858	2.13
3	14.00	92.9%	1.858	0.50

2 结果与分析

2.1 外特性对比

水泵水轮机试验在哈尔滨电机厂有限责任公司大机电研究所水轮机室水力试验 6 台进行,水力试验 6 台是一座针对抽水蓄能水泵水轮机研发的高精度水力机械试验台,试验台模型效率综合测试误差不超过 $\pm 0.20\%$ 。为验证模拟计算的准确性,选取活动导叶开度 20° 进行水泵工况计算,将最优效率点工况视为 $1.0Q_{BEP}$,外特性对比见图 2。由于建模过程中忽略了机组的间隙泄漏等问题,数值计算模型与实际物理模型略有偏差,使得模拟数据与试验数据相比存在一定误差,扬程最大误差达到 3.6%,效率最大误差达到 4.0%。数值模拟的曲线与试验测试的曲线趋势接近,可以对流场进行定性分析。

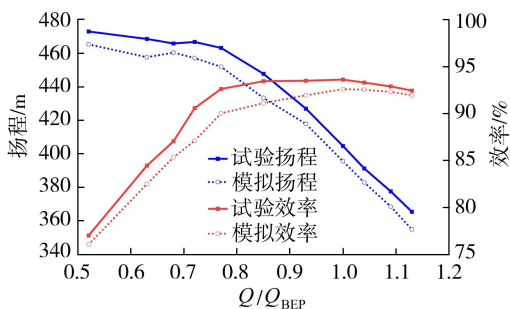


图 2 试验值与模拟计算值的外特性对比

2.2 水力损失分布规律

对水泵水轮机在不同工况下的定常流动进行数值模拟,以时均流场进行分析,为验证熵产理论对水力机械的水力损失计算的准确性,在不同工况下与扬程损失进行对比,结果如表 2 所示,其中 h_{DD} 、 h_{TD} 、

表2 熵产分析可靠性验证

Q/Q_{BEP}	扬程损失/m	h_{DD}/m	h_{TD}/m	h_w/m	h_{Total}/m	水力损失占比/%			误差/%
						h_{DD}	h_{TD}	h_w	
0.52	111.339	1.001	76.212	17.370	94.584	1.06	80.58	18.36	15.0
0.63	80.045	0.847	53.649	15.837	70.333	1.20	76.28	22.52	12.1
0.68	67.395	0.818	42.837	16.226	59.881	1.37	71.54	27.09	11.1
0.85	38.429	0.542	18.324	15.775	34.641	1.56	52.90	45.54	9.9
1.00	29.174	0.781	8.064	17.731	26.576	2.94	30.34	66.72	8.9
1.13	28.531	0.888	7.540	17.651	26.079	3.40	28.91	67.69	8.5

h_w 分别为直接熵产 EPDD、间接熵产 EPTD、壁面熵产 EPWS 对应的水力损失项, h_{Total} 为总水力损失。随着流量的增加,熵产理论计算的水力损失误差逐渐减小,深入驼峰区工况点时误差大于 10%,这与驼峰区内部不稳定的复杂流动有关,其余工况下误差小于 10%,验证了熵产理论计算水力损失的准确性。从不同熵产引起的水力损失在不同工况下的占比情况来看,直接熵产引起的水力损失占比最小,仅占 1%~3%。间接熵产引起的水力损失在流量大于 $1.0Q_{BEP}$ 的工况下,占比最多不超过 30%,但随着流量的减小,间接熵产逐渐增大,在进入驼峰区 $0.68Q_{BEP}$ 工况下,其贡献的水力损失占比达到 71%,表明随着流量的减小,水泵水轮机内部流动更为复杂,内部流动出现大尺度涡旋、流动分离以及回流导致了水力损失的增加。壁面熵产是由于壁面剪切力造成的壁面摩擦损耗,其贡献的水力损失占比为 18%~68%。结合表 2 可知,随着工况的变化,直接熵产随流量的减小呈现先减小后增大的变化趋势,在 $0.68Q_{BEP}$ 处开始增大,说明在驼峰区过流部件内出现的不稳定流动引起局部时均应变率增大,从而导致直接熵产增大。间接熵产主要与湍流强度有关,随着流量减小,间接熵产出现不断增大趋势。可以看到直接熵产和间接熵产的变化与工况改变高度相关,而壁面熵产在不同工况下没有明显的变化趋势,说明在不同工况下,主流区的不稳定流动对于近壁面区域的影响较小。

2.3 转轮空间局部损失强度

为进一步直观观察转轮内部的损失分布情况,本文提出一种局部坐标系分析方法,如图 3 所示,考

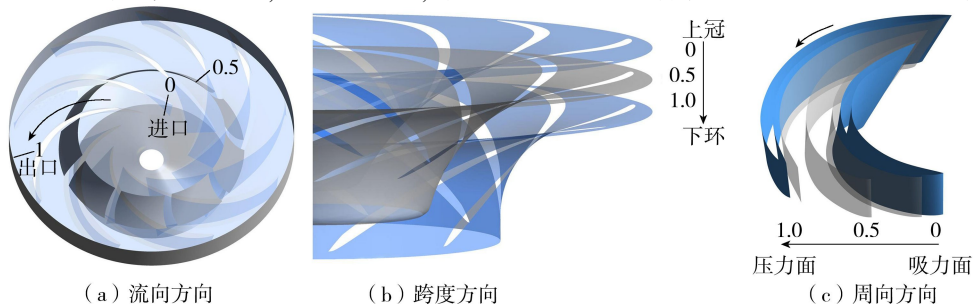


图3 转轮三个维度示意图

虑水流在转轮内部的流动,从转轮沿着进口至出口、上冠至下环、吸力面至压力面三个维度进行分析,在这三个维度方向上建立局部坐标系。在每个维度内取 10 个截面,对每个截面的平均熵产率作定量统计,其中在流向方向上,转轮进口的无量纲坐标定义为 0,出口为 1;在跨度方向上,转轮上冠的无量纲坐标为 0,下环为 1;在周向方向上,转轮吸力面的无量纲坐标为 0,压力面为 1。这种多维度分析方法能够更快地定位不同流量条件下转轮内部出现水力损失的区域,能够直观地反映转轮内部水力损失在不同维度下的变化规律。图 4 为三个维度下的熵产分布规律。由图 4 可知,随着流量的降低,转轮进出口处的间接熵产变化更大,转轮叶片进口处的水力损失增加,这是由于流量降低,转轮进口速度三角形发生变化,在叶片进口处形成正冲角,导致流动分离现象的发生,引起水力损失增加。随着流量的继续减小,转轮进口的流动分离现象加剧,逐渐发展成分离涡,堵塞转轮叶间流道,当流量减小至驼峰区工况点时,会引发转轮进口处的回流现象。在驼峰区工况时,间接熵产在进水边处出现明显的峰值点,并且随着流量的继续降低,峰值点消失,说明在驼峰区工况下,叶片进水边处出现了显著的不稳定流动变化,从而引起间接熵产的变化。直接熵产主要在叶片的进出水边的强度较大,并且随流量增大而增大,说明直接熵产在转轮域中主要受流量大小的影响,同时叶片的进口撞击以及尾迹作用导致时均应变率增大,引起直接熵产的增加。

在跨度方向,由于壁面的存在,流体与固体壁面之间由于摩擦作用导致近壁处出现较高损失。流量

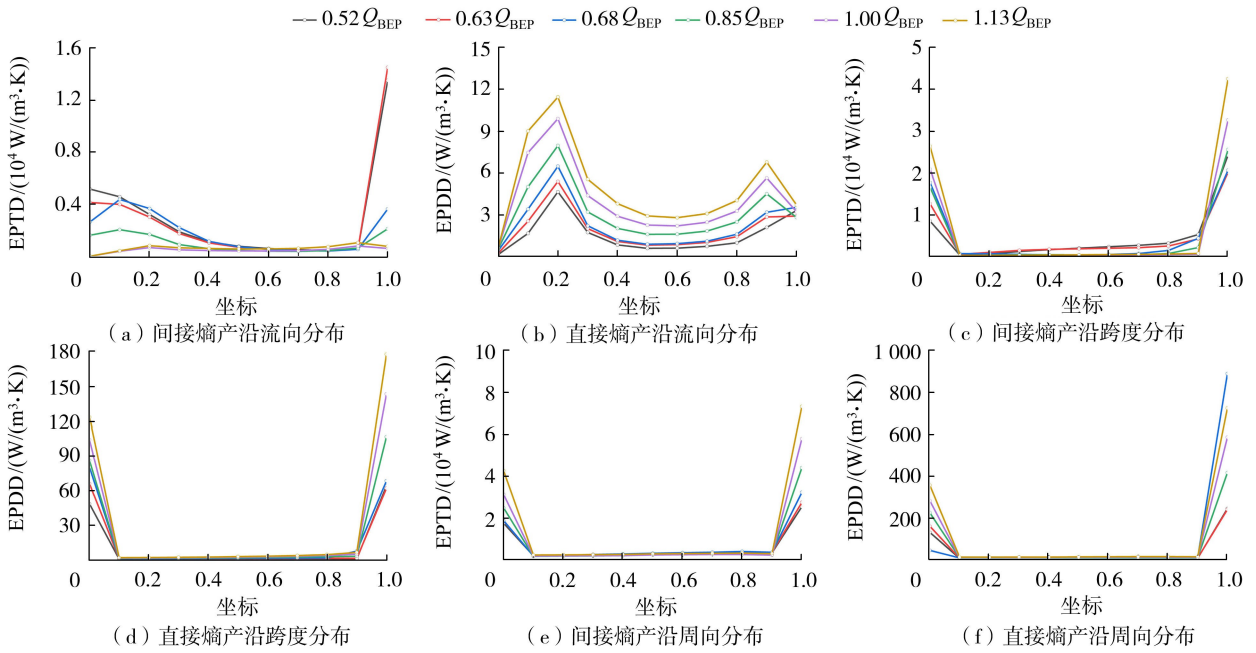


图4 转轮内部沿三个维度的间接熵产和直接熵产分布规律

小于 $1.0Q_{BEP}$ 时,靠近转轮进口的下环处出现流动分离的现象,随着流量的减小,流动分离加剧,流动分离区域逐渐朝上冠发展,导致靠近下环处的间接熵产更大。而直接熵产在该维度下的主流域内变化较小,说明流动分离现象主要是引起间接熵产的增加,而对直接熵产的影响较小。

在周向方向,在壁面附近出现高损失区域,间接熵产以及直接熵产的强度分布表明主流域的水力损失远远小于近壁区域。叶片近壁区域的水力损失主要与流量相关,随着流量的增加,近壁区域的速度梯度增大,时均应变率也增大,导致近壁区域的直接熵产以及间接熵产增加。

2.4 导叶空间损失强度

对导叶内部沿进口至出口维度的水力损失进行分析。如图5所示,沿导叶进口至导叶出口作导叶流域相对坐标系(0~1),其中0~0.2属于无叶区,0.2~0.5属于活动导叶叶片区,0.5~1.0属于固定导叶叶片区。图6展示了导叶内部间接熵产和直接熵产的分布规律。 $1.0Q_{BEP}$ 和 $1.13Q_{BEP}$ 工况下整体的间接熵产强度较小,在无叶区内间接熵产也远小于其余工况,说明在该工况下无叶区内的流动较稳定。在活动导叶叶片进口, $1.13Q_{BEP}$ 工况下的间接

熵产强度小幅度上升,在大于 $1.0Q_{BEP}$ 工况下活动导叶进口处能量耗散,说明在大于最优效率工况点时,导叶进口处的速度三角形发生变化,导叶叶片进水边发生流动分离,导致间接熵产增加,在水流流入叶间后,由于导叶的导流作用,在导叶内部沿流动方向上,水力损失不断减小。在低于 $1.0Q_{BEP}$ 工况下,无叶区内部出现显著的水力损失。此外在导叶处进口处,由于动静干涉作用,直接熵产以及间接熵产出现较大的损失强度,通过无叶区时降低,随后水流撞击活动导叶叶片进水边,导致直接熵产的上升。

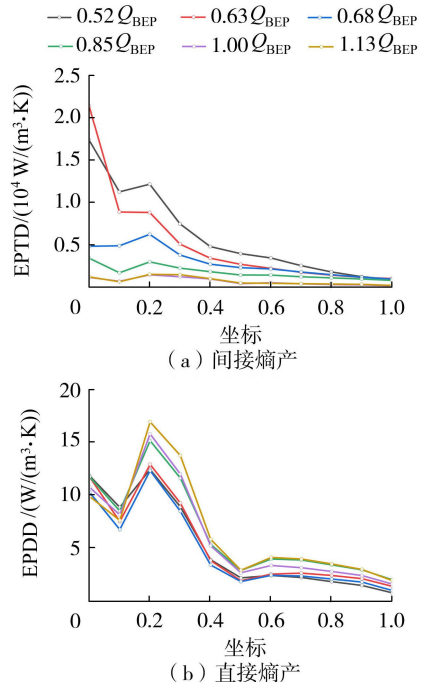


图6 导叶内部沿进口至出口间接熵产和直接熵产分布规律

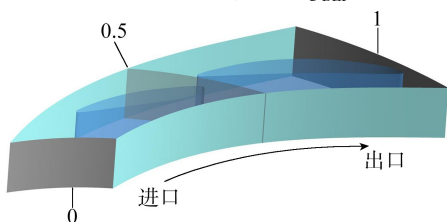


图5 导叶内部沿进口至出口维度示意图

图7展示了转轮以及活动导叶内部不同跨度面上的间接熵产和速度矢量分布。在 $1.0Q_{BEP}$ 工况下,转轮内部、无叶区以及活动导叶内流态较好,叶片表面没有明显的流动分离现象发生,转轮出口速度分布均匀,转轮进口未出现回流现象,此时转轮以及活动导叶内间接熵产较低。当流量减小到 $0.85Q_{BEP}$ 时,转轮小部分流道内、无叶区以及部分活动导叶进口处发生明显的水力损失,由于流量的减小,转轮进口部分吸力面处发生流动分离,影响转轮内部流态,导致转轮出口流速分布不均匀,使无叶区的水力损失增加。当流量减小到 $0.68Q_{BEP}$ 时,转轮进口附近大部分流道出现流动分离现象,随着流动分离发展成分离涡,堵塞部分流道,在靠近吸力面处发生回流现象,在转轮进口附近造成较大的水力损失。同时无叶区内发生回流现象,回流与转轮出口来流进行较强的动量交换,导致无叶区内出现较大的水力损失。

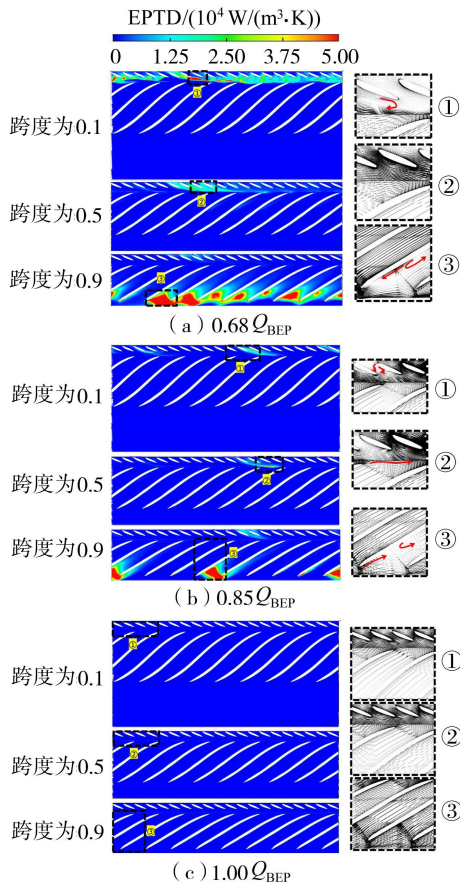


图7 转轮与导叶处不同跨度面上间接熵产以及速度矢量分布

2.5 尾水管能量损失

尾水管内部的间接熵产分布情况如图8所示,其水力损失主要发生在直锥段。在直锥段处由于离心惯性力以及管壁对流体的黏滞作用形成迪恩涡^[14],迪恩涡造成的损失强度随着流量的增大而增

加。当流量等于 $0.68Q_{BEP}$ 时,水泵水轮机进入驼峰区运行,此时转轮进口处靠近下环的回流发展到尾水管,造成尾水管水力损失的增加。

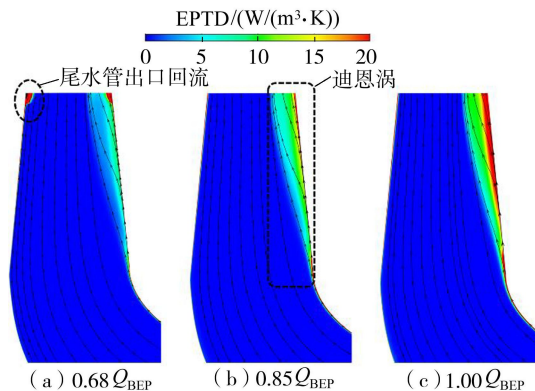


图8 尾水管直锥段间接熵产云图及流线分布

2.6 蜗壳能量损失

对蜗壳处作横截面分析,其高水力损失分布区域主要在蜗壳进口处,如图9和图10所示,蜗壳进口流态主要受固定导叶的流态影响。在 $1.0Q_{BEP}$ 工况下,固定导叶出口流态较好,蜗壳处水力损失最小,当流量降低至 $0.85Q_{BEP}$ 时,固定导叶部分流道出现涡旋堵塞流道,水流被排挤到相邻流道内,并且在固定导叶靠近叶片末端处发生流动分离,这种不良的流动状态影响到蜗壳进口的主流场,造成蜗壳处的水力损失。进入驼峰区运行时,大部分固定导叶流道会出现不同尺度的涡旋,并且扩散到蜗壳段。

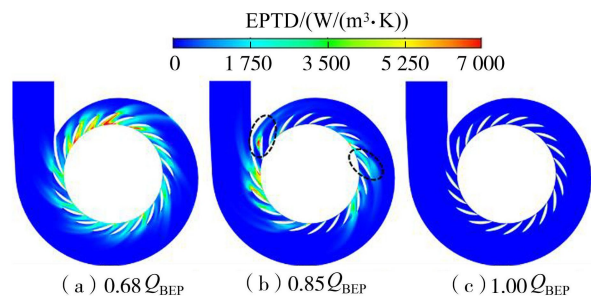


图9 蜗壳截面间接熵产云图

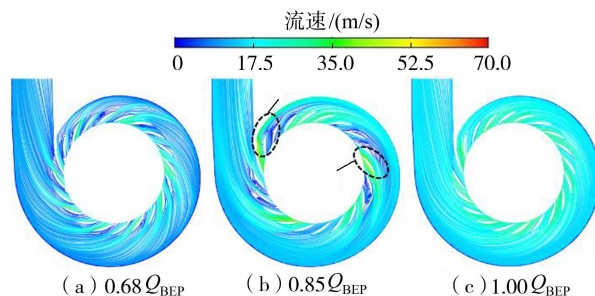


图10 蜗壳截面流线

3 结论

a. 直接熵产贡献的水力损失占比最小,仅占1%~3%。间接熵产贡献的水力损失占主导,随流

量减小而增大,在驼峰区内工况下,其贡献的水力损失达到71%。壁面熵产贡献的水力损失占比略小于间接熵产,其受工况变化的影响较小。

b. 对于流量低于 $1.0Q_{\text{BEP}}$ 的工况,转轮内部沿进口至出口维度下水力损失变化特点较为明显,转轮进口吸力面处发生流动分离导致间接熵产强度增加,随着流量继续减小到驼峰区运行工况点时,转轮吸力面处流动分离现象发展成分离涡,堵塞转轮流动,在靠近转轮下环处发生回流现象,回流发展至尾水管处,同时导致尾水管的水力损失显著增加。

c. 转轮进口处的分离涡影响转轮内部流态,使转轮出口速度分布不均匀,引起无叶区的水力损失的增加。随流量的减小,转轮出口的相对速度减小,活动导叶进口速度三角形发生改变,引起活动导叶叶片进口处发生流动分离,并发展成大尺度涡旋堵塞流道。在驼峰区工况点时,活动导叶处大部分流道堵塞,使水流滞留在无叶区内随转轮转动方向流动,部分无叶区内发生回流,形成较大的水力损失。

参考文献:

[1] 王妍月. 利益相关者视角的抽水蓄能电站定价机制[J]. 水利经济,2023,41(2):52-57. (WANG Yanyue. Research on pricing mechanism of pumped storage power station from stakeholder perspective [J]. Journal of Economics of Water Resources, 2023, 41(2): 52-57. (in Chinese))

[2] 李珍,刘小兵,徐连琛. 高水头水泵水轮机驼峰特性研究综述[J]. 水电与抽水蓄能,2023,9(1):39-47. (LI Zhen, LIU Xiaobing, XU Lianchen. A review of research on hump characteristics of high-head pump-turbine [J]. Hydropower and Pumped Storage, 2023, 9(1): 39-47. (in Chinese))

[3] 杨卫彬,王焕茂,张韬. 混流式水泵水轮机驼峰区压力脉动数值分析[J]. 水电与新能源,2022,36(5):39-43. (YANG Weibing, WANG Huanmao, ZHANG Tao. Numerical analysis of the pressure fluctuation in hump zone of mixed flow pump turbine [J]. Hydropower and New Energy, 2022, 36(5): 39-43. (in Chinese))

[4] 李志祥,徐辉,冯建刚,等. 虹吸式出水管虹吸形成过程的壁面压力及脉动特性[J]. 水利水电科技进展,2023,43(1):43-49. (LI Zhixiang, XU Hui, FENG Jiangang, et al. Wall pressure and fluctuating characteristics of a siphon outlet pipe during siphoning formation process[J]. Advances in Science and Technology of Water Resources, 2023, 43(1): 43-49. (in Chinese))

[5] 郭瑶. 水泵水轮机驼峰区内流特性研究[D]. 西安:西

安理工大学,2020.

[6] ZHAO Haoru, WANG Fujun, WANG Chaoyue, et al. Investigation on the hump region generation mechanism of pump mode in low-head pumped hydro-storage unit[J]. Physics of Fluids, 2022, 34(11): 115148.

[7] YANG Gang, SHEN Xi, SHI Lei, et al. Numerical investigation of hump characteristic improvement in a large vertical centrifugal pump with special emphasis on energy loss mechanism[J]. Energy, 2023, 273: 127163.

[8] 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))

[9] 赵凯尧,刘厚林,杜振明,谈明高,胡胜,董亮. 基于熵产的旋流泵流动损失特性分析[J]. 排灌机械工程学报, 2021, 39(12): 1284-1290. (ZHAO Kaiyao, LIU Houlin, DU Zhenming, et al. Analysis of flow loss characteristic of vortex pump based on entropy production [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2021, 39(12): 1284-1290. (in Chinese))

[10] KOCK F, HERWIG H. Local entropy production in turbulent shear flows: a high-Reynolds number model with wall functions[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47(10/11): 2205-2215.

[11] 张睿,谭舒翊,丁旭洁,等. 基于熵产理论的竖井贯流泵流动损失特性[J]. 水利水电科技进展,2022,42(2):6-12. (ZHANG Rui, TAN Shuyi, DING Xujie, et al. Flow loss characteristics of a shaft tubular pump based on entropy production theory [J]. Advances in Science and Technology of Water Resources, 2022, 42(2): 6-12. (in Chinese))

[12] 刘厚林,刘明明,白羽,等. 基于GCI的离心泵网格的收敛性[J]. 江苏大学学报(自然科学版),2014,35(3):279-283. (LIU Houlin, LIU Mingming, BAI Yu, et al. Grid convergence based on GCI for centrifugal pump [J]. Journal of Jiangsu University (Natural Science Edition), 2014, 35(3): 279-283. (in Chinese))

[13] DANIELS S J, RAHAT A A M, TABOR G R, et al. Shape optimisation of the sharp-heeled Kaplan draft tube: performance evaluation using Computational Fluid Dynamics[J]. Renewable Energy, 2020, 160: 112-126.

[14] 李德友. 水泵水轮机驼峰区流动机理及瞬态特性研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2017.

(收稿日期:2023-09-05 编辑:俞云利)