

基于熵产理论的液下旋流泵内部流动损失机制研究

李岚翔

合肥华升泵阀股份有限公司 安徽合肥 231131

DOI:10.12238/ems.v7i9.15240

[摘要] 为了研究液下旋流泵内部的流动损失机制, 结合计算流体力学技术、熵产理论和涡识别技术, 对液下泵在不同工况下的能量损耗特性及其内部流动状态进行了深入研究。经研究可知, 液下泵的总熵产随流量增加呈上升态势, 不过在设计流量附近, 熵产增长速率趋于缓和。通过详细分析得知, 随着流量的增大, 叶轮的熵产占总熵产的比例随之增加, 在最大流量时可占 10%。背叶片是流动损失最小的区域, 其熵产仅占总熵产的 1%-2%。蜗壳及进出口延长段是总熵产的最大贡献者, 熵产占比超总熵产的 85%。其中的主要熵产区为隔舌、无叶腔、叶轮进出口以及叶轮叶片边缘处, 优化设计时需重点考虑这些部位。不同背叶片尺寸的工况下, 液下泵内部的流动状态也有所不同。小尺寸工况下涡核尺寸小, 涡团分布较散, 随着背叶片尺寸增大, 涡核尺寸增大, 涡团分布的复杂性也增加。本研究为液下旋流泵的能效优化与设计提供了理论依据和方向。

[关键词] 液下旋流泵; 能量损失; 计算流体力学; 熵产; 数值模拟

引言

液下泵作为无堵塞泵的一种在多个行业中得到了广泛应用, 包括机械制造、药品生产、化学品加工、生态保护以及核电站等^[1]。液下泵开放式叶轮设计形成旋流导致高能耗, 尤其在处理高粘度液体时效率更低^[2], 但在需维护物料完整性的严苛环境中仍具优势^[3]。

因此, 需要深入探究液下旋流泵内部的流场流动规律和能量损耗规律, 从而揭示液下旋流泵内部的流动损失机制, 从理论上支持液下旋流泵的进一步优化。

由于传统实验测量方法的局限性, 想要获得准确的流动损失规律需要更为先进的测量手段^[4]。CFD 数值模拟结合熵产理论可有效量化粘度耗散、湍流耗散等机制^[5]; 涡识别技术能直观揭示流动分离与涡演化影响^[6]。陈猛^[7]等运用 CFD 方法对井下螺旋轴流式混抽泵进行仿真设计研究。蒋宇浩^[8]等通过涡识别对径流式水涡轮尾水管涡带进行特性分析。

综上所述, 本研究基于熵产理论, 通过 CFD 与涡识别技术系统分析液下旋流泵的涡动力学特性及能耗分布, 重点探

究湍流耗散和黏度耗散区域的熵产特征。

1、熵产理论

液下泵运行中的能量损失主要源于粘性剪切和湍流脉动, 对应黏度耗散熵产和湍流耗散熵产。此外, 熵产构成理论上还包括热传导耗散和热扩散耗散^[4], 但由于液下旋流泵单相工况下温升极小 ($\Delta T < 1K$) 且热流密度可忽略, 故本研究仅考虑黏度耗散和湍流耗散, 聚焦粘性边界层分离和湍流拟序结构演变等关键流动现象。

壁面区域的熵产尤为显著, 主要由壁面摩擦耗散引起, 因此计算时需额外计入壁面耗散熵产。

黏度耗散熵产率计算公式为:

$$S_{\text{pro},D} = \frac{\mu}{T} \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left[\left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} + \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] \right\} \quad (1)$$

湍流耗散熵产率计算公式为:

$$S_{\text{pro},D'} = \frac{\mu}{T} \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left[\left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] \right\} \quad (2)$$

壁面耗散熵产率计算公式为:

$$S_{\text{pro},W} = \frac{\tau \cdot v}{T} \quad (3)$$

式中, μ 表示流体的动力黏度; u 表示流体中质点沿空间坐标轴 x 方向上的速度分量; v 表示流体中质点沿空间坐标轴 y 方向上的速度分量; w 表示流体中质点沿空间坐标轴 z 方向上的速度分量; T 表示流体中质点的温度。 τ 表示壁面剪切力; v 表示壁面速度。

各类熵产可分别通过对上述的熵产率进行积分运算得到:

$$\Delta S_{\text{pro},D} = \int_V S_{\text{pro},D} dV \quad (4)$$

$$\Delta S_{\text{pro},D'} = \int_V S_{\text{pro},D'} dV \quad (5)$$

$$\Delta S_{\text{pro},W} = \int_A S_{\text{pro},W} dA \quad (6)$$

2、研究模型与数值计算方法

2.1、研究模型

研究对象为 80FY (L) -315-4000 型液下旋流泵, 主要参数如下:

性能参数: 流量 $143\text{m}^3/\text{h}$, 扬程 118m , 效率 48% , 转速 $2981\text{r}/\text{min}$, 电机功率 132kW ;

结构参数: 叶轮 8 叶片, 外径 296mm , 蜗壳进出口管径分别为 100mm 和 80mm ;

介质参数: 密度 $996.03\text{kg}/\text{m}^3$, 温度 28.7°C 。

基于流体力学规范, 采用 UG 完成叶轮、蜗壳及进出口延长段 (长径比 5: 1) 的水体建模, 以消除回流对 CFD 模拟的影响。图 1 展示了液下泵的流体计算域模型。

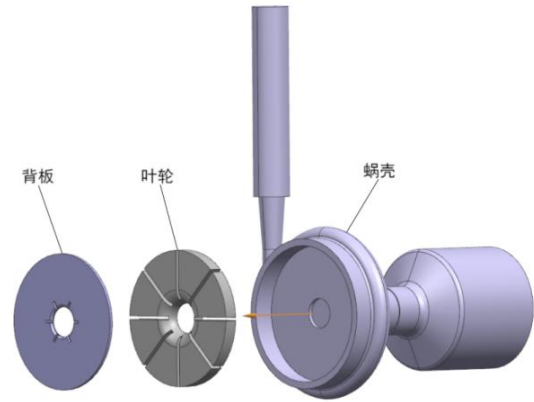


图 1 液下泵流体计算域模型

2.2、数值计算方法

在 UG 完成水体建模后, 导入 ANSYS ICEM 划分结构化网格, 确保各区域网格质量均 ≥ 0.35 。通过网格独立性验证, 当网格增至 300 万时, 额定转速下清水扬程变化稳定在 3% 以内, 兼顾精度与效率, 最终采用 300 万网格进行模拟。

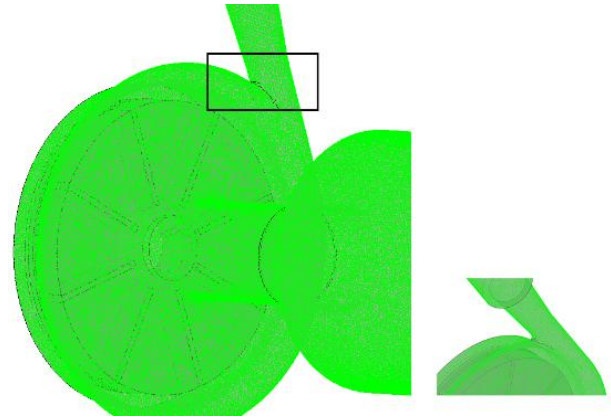


图 2 局部网格示意

采用 ANSYS CFX 对液下泵进行数值模拟, 选用 $k-\epsilon$ 湍流模型, 设置进口压力为 101kPa , 出口边界条件分别对应 $0.00\text{--}171.59\text{m}^3/\text{h}$ 的 8 组质量流量工况 (包括设计流量 $143.33\text{m}^3/\text{h}$)。

3、结果与分析

3.1、数值仿真验证

通过对比 CFD 仿真数据与试验数据 (图 3) 验证模型可靠性, 结果表明: 扬程、效率、轴功率的变化趋势与试验结

果高度吻合；全工况范围内误差<10%，证明仿真模型具有良好精度。

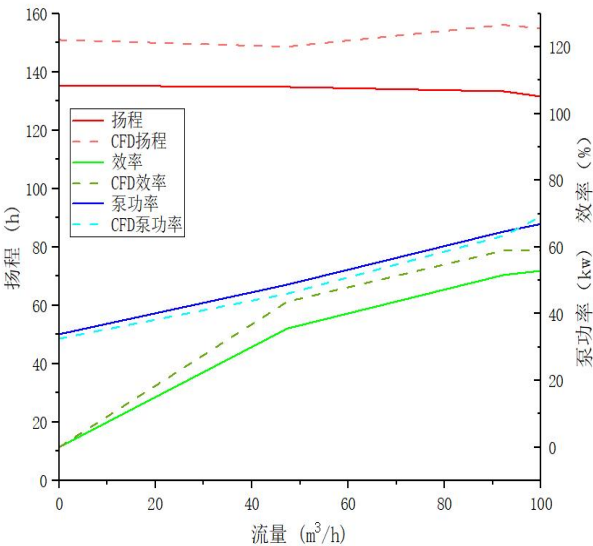


图 3 液下泵外特性曲线对比

3. 2、不同过流部件的熵产分布特征分析

液下泵各部位熵产随流量变化趋势如图 4 所示。

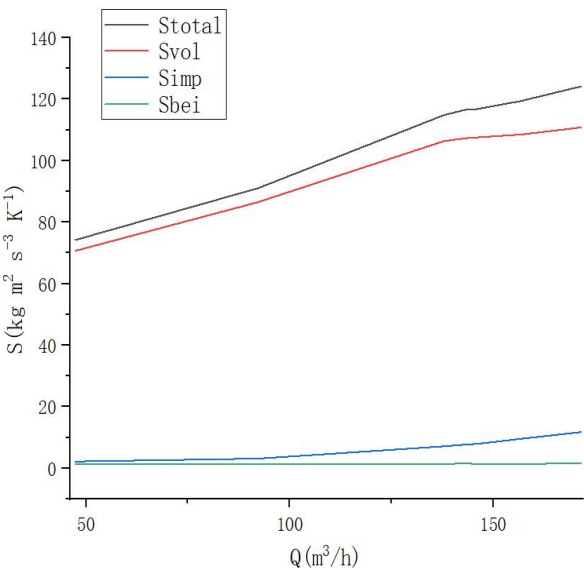


图 4 液下泵各部分熵产随流量变化趋势

由图可知总熵产（Stotal）与流量正相关，但设计工况附近增速减缓，表明大流量下能量损失加剧程度弱于小流量；蜗壳及进出口段熵产（Svol）趋势与总熵产一致；叶轮熵产

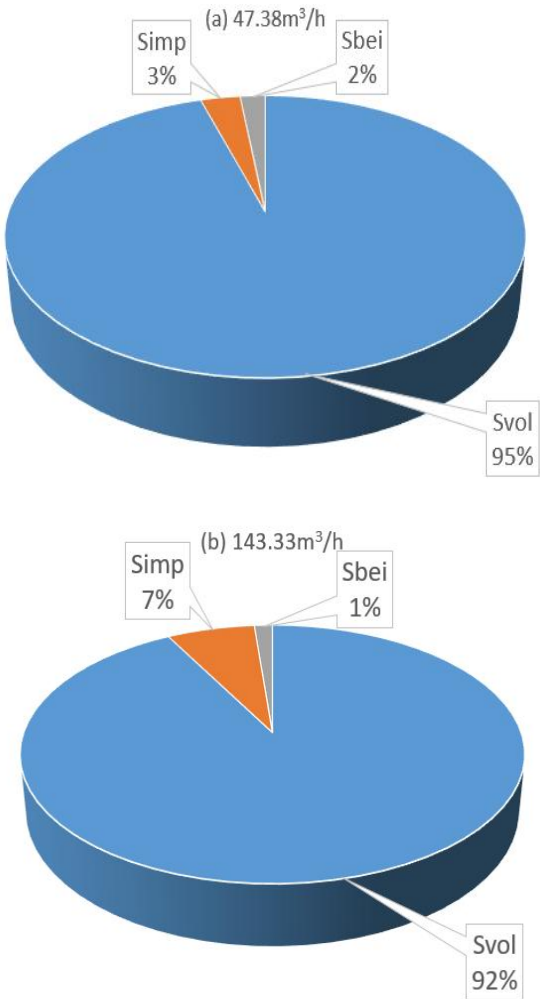
（Simp）随流量小幅上升；背叶片熵产（Sbei）基本不受流量影响，保持稳定。

表 1 设计流量下各部件内不同熵产

	叶轮	背叶片	蜗壳
湍流耗散 (Pa · s)	1. 40033	0. 51555	29. 6060
黏度耗散 (Pa · s)	0. 00414	0. 00056	0. 01029
壁面耗散 (Pa · s)	0. 75638	0. 85206	41. 0755

从表 1 中可知，黏度耗散在各部件熵产中占比均极小；湍流耗散和壁面耗散所占熵产比例没有明显规律，叶轮的湍流耗散占比高于壁面耗散，而背叶片和蜗壳的湍流耗散占比低于壁面耗散。

再进一步分析各部位熵产占总熵产的比例，结果如图 5 所示。图中 Simp，Svol，Sbei 和图 4 所指相同。



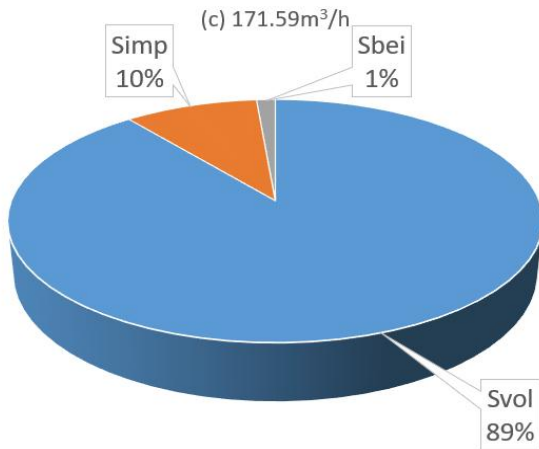


图5 液下泵各部分熵产占比

从图5可知，叶轮熵产占比随流量正增长，最大流量时达10%；背叶片熵产占比最低（1%-2%），能量损失最小；蜗壳及进出口段熵产占比超85%，是主要流动损失区域。

3.3、液下泵内部流动特征分析

在涡旋区域，流体的旋转效应占主导地位，结合涡识别（基于Q准则）方法进行流场内熵产分析，探究主要流动损失区域及其背后的原因。涡识别的数学表达式为：

$$Q = \frac{1}{2}(\Omega_{ij}\Omega_{ij} - S_{ij}S_{ij}) \quad (7)$$

式中， Ω_{ij} 和 S_{ij} 分别表示旋转张量和应变率张量。

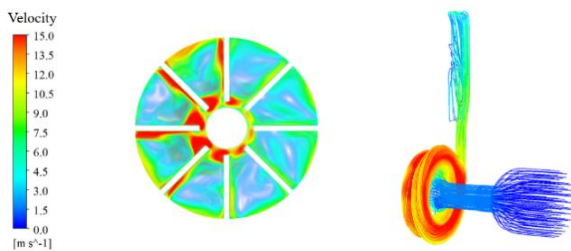


图6 液下泵内部速度图

图6为该液下泵的内部速度云图。叶轮区域流速最快，进口延长区域流速最慢，出口延长区域有回流。

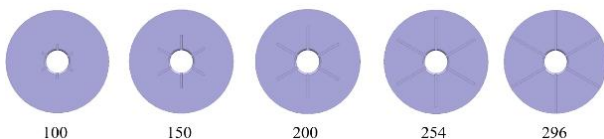


图7 五种不同尺寸的背叶片

图7为五种不同尺寸的背叶片，背叶片区域的熵产值随流量变化波动很小，故采用不同尺寸的背叶片进行液下泵的涡识别分析。

这里分别采用200mm、254mm和296mm尺寸的背叶片进行比较，3种不同尺寸背叶片工况下，液下旋流泵泵腔内的涡核分布如图8所示。

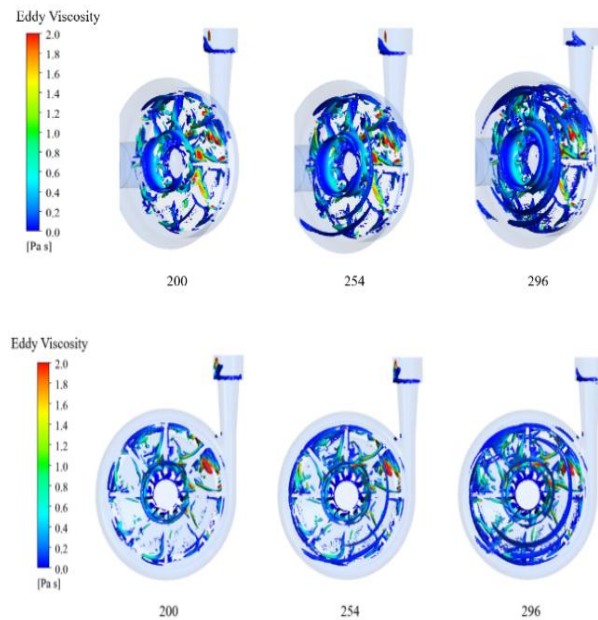


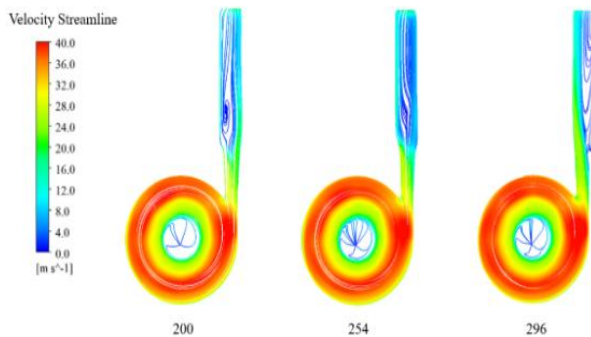
图8 不同背叶片尺寸下液下泵内部涡核分布

从图8可知，涡核在隔舌、无叶腔、叶轮进出口区域的分布模式一致，仅尺寸和密度存在差异。短背叶片工况：无叶腔涡核尺寸小、分布分散；隔舌处涡带动力粘度显著高于其他区域；进口延长段-蜗壳连接处存在小尺寸涡带群，出口延长段-蜗壳连接处出现大尺寸涡带。背叶片尺寸增大时：无叶腔涡核尺寸和数量增加；隔舌处高速涡团稳定存在；出口延长段涡带规模显著增大。熵产主导因素蜗壳的最大熵产贡献区始终位于叶轮进出口区域，表明涡核是主要熵产来源。涡核的强剪切作用和湍流脉动导致局部能量损失加剧。

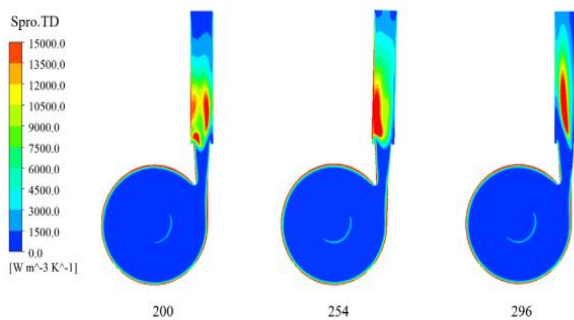
3.4、不同背叶片下蜗壳区域熵产分析

图9表明蜗壳内湍流耗散主导熵产，黏度耗散影响可忽略。流线分布整体相似，但随背叶片尺寸增大，出口段流线

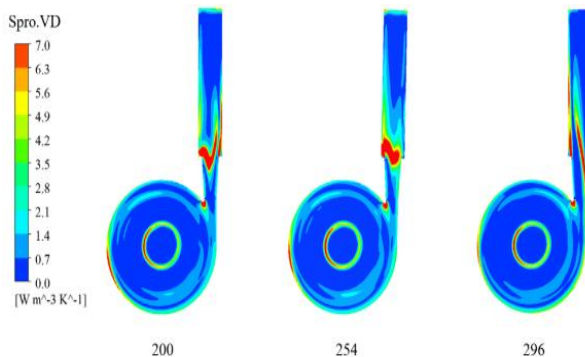
更稳定(大尺寸时出现回流)。湍流耗散在蜗壳-出口交界处最大且分布不均,尺寸增大后向中心集中;黏度耗散分布趋势相近,蜗壳边缘高于无叶腔,隔舌处存在稳定高值,出口段耗散随尺寸增大向两侧偏移。结论:蜗壳与进出口交界处(叶轮进出口区)是主要熵产区,湍流耗散起主导作用。



(a) 流线分布



(b) 湍流耗散分布



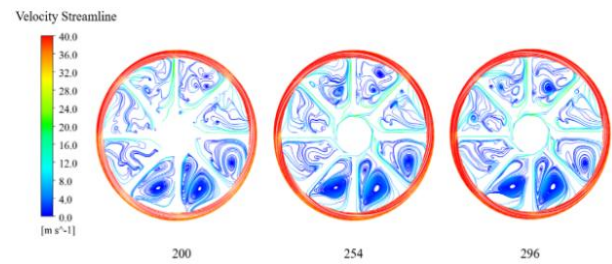
(c) 黏度耗散分布

图9 不同背叶片下蜗壳流线、湍流耗散、黏度耗散分布

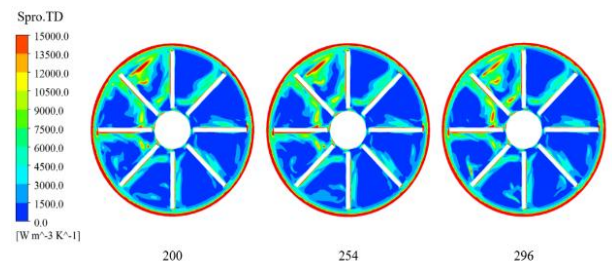
3.5、不同背叶片下叶轮区域熵产分析

图10显示不同背叶片尺寸下叶轮区域的流动与耗散特

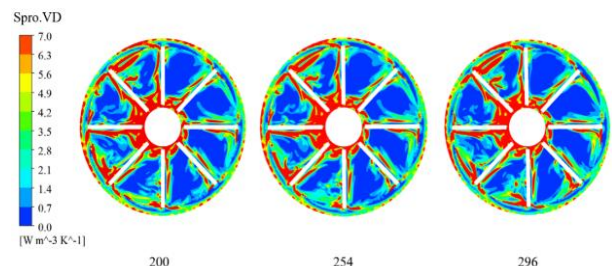
性。结果表明:1)湍流耗散远大于黏度耗散,黏度耗散对熵产贡献较小;2)随背叶片尺寸增大,叶片附近流线更均匀,叶轮边缘速度增加,无叶腔流线基本不变;3)无叶腔湍流耗散最小,隔舌附近最大,且随背叶片尺寸增大而增强;4)黏度耗散高值区位于叶片附近、叶轮中心及边缘,背叶片尺寸对其影响较小;5)熵产主要源于叶轮边缘和进出口区域。



(a) 流线分布



(b) 湍流耗散分布



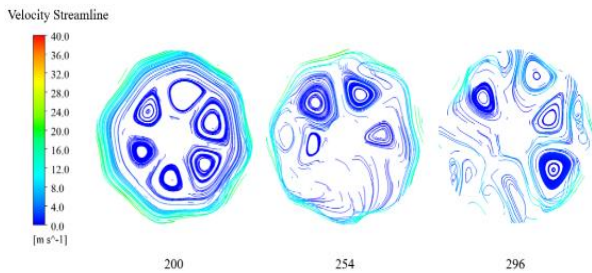
(c) 黏度耗散分布

图10 不同背叶片下叶轮流线、湍流耗散、黏度耗散分布

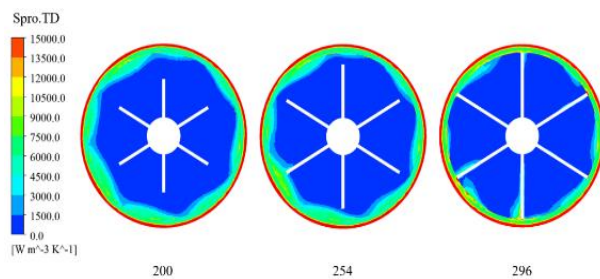
3.6、不同背叶片下背叶片区域熵产分析

图11显示不同背叶片尺寸下背叶片区域的流动与耗散特性。结果表明:1)湍流耗散远大于黏度耗散,黏度耗散对熵产影响较小;2)随尺寸增大,流线紊乱加剧,外围速度高但部分流线溃散;3)湍流耗散整体较低且均匀,边缘略有升

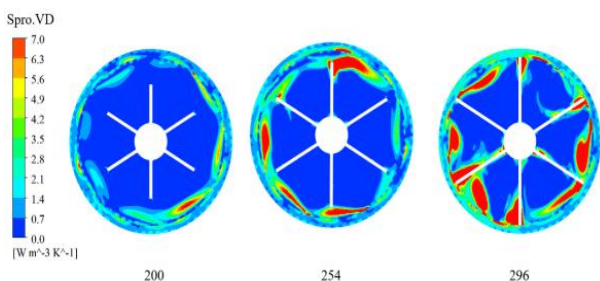
高, 尺寸增大时低耗散区扩大, 高耗散区略减; 4) 黏度耗散呈边缘高、中心低分布, 尺寸增大时边缘耗散增强并向中心延伸; 5) 熵产主要集中于背叶片边缘区域。



(a) 流线分布



(b) 湍流耗散分布



(c) 黏度耗散分布

图 11 不同背叶片下背叶片流线、湍流耗散、黏度耗散分布

4、总结

本文通过 CFD、熵产理论和涡识别技术对液下泵进行研究, 主要结论如下:

(1) 总熵产与流量正相关, 设计流量附近增长趋缓。叶轮熵产占比 $\leq 10\%$, 背叶片仅 1%-2%, 蜗壳及进出口段占 85%

以上。

(2) 背叶片尺寸影响涡结构: 短背叶片时涡带分散, 隔舌处高粘涡密集; 中尺寸时泵腔涡核增大; 大尺寸时无叶腔涡核增密, 出口段涡量增多且流场失稳。

(3) 主要熵产区为隔舌、叶轮进出口及叶片边缘, 优化设计应重点聚焦这些区域。

[参考文献]

[1] 许建刚, 郭宗岩, 王磊, 等. 无密封式长轴液下渣浆泵在化工、环保装置中的应用分析[J]. 中国设备工程, 2024, (S2): 153-156.

[2] 朱中亮, 陈坤. 液下泵改卧式泵的设计与应用[J]. 设备管理与维修, 2020, (17): 119-120.

[3] 权辉, 傅百恒, 李仁年, 等. 旋流泵的研究现状及发展趋势[J]. 流体机械, 2016, 44 (09): 36-40. Machinery, 2016, 44 (09): 36-40.

[4] 张亚太, 杨宝锋, 陈炜, 等. 基于熵产理论的水翼空化特性研究[J]. 推进技术, 2019, 40 (07): 1490-1497.

[5] 赵凯尧, 刘厚林, 杜振明, 等. 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.

[6] 周罗香, 张志兵, 孙政, 等. 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[J/OL]. 水利水电科技进展, 1-10[2025-01-18].

[7] 陈猛. 井下螺旋轴流式混抽泵增压单元仿真设计研究[D]. 中国石油大学, 2010.

[8] 蒋宇浩, 汤玲迪. 基于 Omega 涡识别方法的径流式水轮机尾水管涡带特性[J]. 排灌机械工程学报, 2024, 42 (04): 395-402.