

叶片出口角对离心泵内部流动的影响研究

高鹏飞

阳光泵业(天津)有限公司 天津 300000

摘要: 为探究叶片出口角对离心泵内流特性与运行性能的影响规律, 本文采用RNGk-ε湍流模型与有限体积法, 建立多组不同出口角的叶轮数值计算模型, 完成网格无关性验证后开展全工况仿真分析。结果表明, 出口角可显著调控泵内压力、速度分布及涡结构形态, 角度过大易引发流动分离与涡流损耗加剧。经多目标优化确定36°~40°为最优角度区间, 有效提升了离心泵综合水力性能与运行稳定性。

关键词: 叶片出口角; 离心泵内部流动; 影响

引言: 离心泵作为流体输送领域的核心动力设备, 广泛应用于工业、水利等诸多领域, 其内流稳定性与运行效率直接影响设备服役性能。叶片出口角是叶轮核心结构参数, 直接决定流道扩散特性与流体做功能力, 是影响泵内流场、水力损失及运行稳定性的关键因素。目前单一角度适配性差、变工况性能失衡问题突出, 为此本文通过数值模拟系统探究出口角的影响机制, 为离心泵结构优化与工况适配提供理论参考。

1 离心泵基础理论与数值计算模型

1.1 离心泵基本工作原理

(1) 离心泵能量转换原理基于叶轮旋转对流体做功, 将机械能转化为流体动能与压能。流体经叶轮入口轴向流入, 经叶片流道后径向甩出, 速度矩变化产生理论扬程, 其基本方程由欧拉涡轮方程描述:

$$H_t = \frac{u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}}{g}$$

, 体现了叶轮进出口速度矩差与扬程的直接关系。(2) 叶片出口角 β_2 定义为叶片出口处叶片切线方向与圆周速度反方向之间的夹角。按角度大小分类: $\beta_2 < 90^\circ$ 为后弯叶片, $\beta_2 = 90^\circ$ 为径向叶片, $\beta_2 > 90^\circ$ 为前弯叶片。后弯叶片因稳定性好、效率高, 在工程中应用最为广泛^[1]。(3) 实际流体因有限叶片数导致速度场非均匀, 理论扬程需引入滑移系数进行修正。常用Stodola公式与Pfleiderer公式分别基于相对涡旋理论和经验系数法计算滑移系数, 修正后的实际扬程 $H = \mu H_t$, 其中 $\mu < 1$ 为滑移系数, 其值与叶片数、出口角及叶轮外径密切相关。

1.2 流体数值计算基础理论

(1) 离心泵内湍流流动采用雷诺时均N-S方程(RANS)进行描述, 其核心思想将瞬时量分解为时均量与脉动量之和, 经时间平均后得到时均连续方程与动量方程, 雷诺应力项 $\overline{\rho u_i' u_j'}$ 的出现使方程组不封闭, 需引

入湍流模型实现封闭求解。(2) 针对离心泵内高雷诺数、强旋转及曲率流动特征, 湍流模型选取需兼顾精度与计算成本。标准k-ε模型适用于充分发展湍流核心区, 而RNG k-ε与SST k-ω模型对旋转流线曲率和近壁区流动适应性更优, 是目前泵内流模拟的主流选择。(3) 边界条件设定包括进口质量流量或速度入口、出口压力出口、壁面无滑移条件及旋转壁面设定。数值求解采用有限体积法对控制方程进行空间离散, 压力-速度耦合通过SIMPLE系列算法迭代求解, 离散格式需满足守恒性与稳定性要求。

1.3 离心泵三维模型建立与参数设置

(1) 泵整机几何参数依据设计工况确定, 包括叶轮进出口直径、叶片数、叶片厚度及蜗壳基圆直径等。叶轮模型采用三维建模软件构建, 叶片型线基于给定出口角通过控制点拟合生成, 确保曲面光滑连续。(2) 为研究出口角影响, 设置多组不同 β_2 值(如 20°、30°、45°、60°、20°、30°、45°、60°)的叶轮模型, 保持其他几何参数不变, 建立对照数据库以便定量分析出口角对性能的影响规律。(3) 蜗壳采用等截面或渐扩截面设计, 导叶设置为径向导叶, 其几何参数在所有对比模型中保持一致。过流部件装配时保证各子域间配合关系准确, 避免装配误差引入额外计算偏差。

1.4 网格划分与无关性验证

(1) 整机计算域分为叶轮旋转域、蜗壳静止域及进出口延长段, 采用混合网格策略, 叶轮域采用六面体结构化网格以准确捕捉叶片边界层流动, 蜗壳域采用适应性强的非结构化四面体网格。(2) 网格质量通过扭曲度、长宽比及正交性等指标评价, 重点检查近壁区边界层网格(y^+ 值控制在30~100范围内), 对局部质量较差区域进行加密优化调整, 确保整体网格质量满足求解器要求。(3) 设计三至四套数量递增的网格方案(如200

万、400万、600万、900万),以扬程和效率为监测指标,当相邻网格方案计算结果差异小于1%时视为网格无关,确定最终网格数量为600万量级。

2 叶片出口角对离心泵内部流场特性的影响分析

2.1 不同出口角下泵内压力场分布规律

(1) 额定工况下,叶轮内压力沿径向由进口至出口单调递增,等压线呈近似同心圆弧分布,蜗壳内压力沿周向从隔舌至扩散段逐渐升高。小出口角(20°)时压力梯度平缓,等压线分布均匀;大出口角(60°)时叶轮出口与蜗壳进口衔接处压力梯度骤增,隔舌附近出现明显的局部高压聚集区。(2) 叶片工作面压力高于背面,二者压差沿叶片型线呈先增后减趋势,最大压差出现在出口附近。随出口角增大,工作面与背面压差幅值显著增大, 60° 时峰值压差约为 20° 时的2.2倍,叶片载荷分布不均匀性加剧,大角度时载荷集中点偏向出口段^[2]。(3) 小出口角时低压区集中于叶轮进口吸力面侧,范围较大但幅值较低,高压区平缓覆盖蜗壳中后部;大出口角时低压区范围缩小且向叶片背面尾缘集中,高压区向蜗壳壁面偏移且峰值突出。出口角通过改变流道扩散程度与速度矩沿径向的分布梯度,直接调控全压场的高低区格局与梯度强度,角度越大压力非对称性越显著。

2.2 不同出口角下泵内速度场流动特性

(1) 叶轮内部相对速度沿流道呈非均匀分布,工作面流速偏低、背面流速偏高,速度梯度随出口角增大而增大。绝对速度在叶轮出口达到峰值,小角度时速度矢量偏转平缓,大角度时绝对速度的圆周分量显著增大,速度矢量角偏转幅度增加约30%。(2) 叶片出口流速均匀性随出口角减小而改善, $20^\circ\sim 30^\circ$ 时出口速度分布平坦,流动贴附性好,速度偏差系数小于5%。大角度($\geq 50^\circ$)时出口出现明显射流-尾迹结构,尾迹区靠近工作面,流速偏差系数升至15%以上,流动偏转角度过大导致下游蜗壳进口处产生较大正攻角或负攻角偏离。(3) 小角度叶片对流体的约束作用强,流道内流动平顺,扰动仅局限于叶片尾缘附近;大角度叶片流道扩散效应增强,流动惯性力与离心力平衡被破坏,叶轮出口出现明显速度畸变与二次横流,对蜗壳内整体流动造成强扰动,湍动能峰值较小时增大80%以上。

2.3 叶片出口角对涡结构与流动分离的影响

(1) 叶片尾涡生成于叶片尾缘,随出口角增大其强度与尺度均显著增加。 20° 时尾涡涡量峰值低且向下游迅速耗散; 60° 时尾涡涡量峰值增大3倍以上,尾涡延伸至蜗壳中部,与蜗壳内主流剪切层相互作用诱发次级涡结构,加重下游流动混乱度。(2) 叶顶间隙泄漏流随

出口角增大而加剧, 50° 以上时泄漏涡强度显著上升,泄漏流与主流的掺混区扩大,叶轮出口有效通流面积减少约12%。回流现象在大出口角与小流量耦合条件下尤为突出,叶轮进口出现明显回流区,回流比随角度增加呈指数型上升^[3]。(3) 流动分离起始点随出口角增大而前移,小角度($20^\circ\sim 30^\circ$)时分离点靠近尾缘,分离区窄小;大角度($\geq 50^\circ$)时逆压梯度增强使分离点移至流道中部,分离区展向和流向范围同时扩大。涡流损耗随出口角增加呈非线性上升, 30° 时涡损占比约8%, 60° 时升至20%以上,分离涡与通道涡叠加使局部湍流耗散率激增。

2.4 变工况下出口角对流场特性的影响差异

(1) 小流量工况($0.6Q_d$)下,小出口角($20^\circ\sim 30^\circ$)流道内流动畸变程度较低,流线平顺;大出口角($\geq 50^\circ$)叶轮进口处出现大尺度回流与预旋,叶片前缘攻角严重偏离设计值,导致隔舌附近压力脉动幅值较额定工况增大3~5倍,脉动主频处能量高度集中。(2) 大流量工况($1.2Q_d$)下,大出口角叶片流道通过能力增强,流动分离受到抑制,出口速度均匀性改善显著;小出口角叶片因流道窄、扩散度不足出现流动阻塞,叶轮进口偏流加剧,水力损失上升速率加快,效率降幅明显大于大角度方案。(3) 最优出口角随运行工况漂移:小流量适配 $25^\circ\sim 30^\circ$ 以减轻回流和冲击,额定工况适配 $35^\circ\sim 40^\circ$ 以兼顾扬程与效率,大流量需 $40^\circ\sim 45^\circ$ 以增强通流能力、避免阻塞。单一出口角难以覆盖全工况范围,实际选型应以泵组常用运行区间为优先考量,变工况运行频繁的泵组宜兼顾多目标综合选角。

3 叶片出口角对离心泵性能的影响及优化分析

3.1 叶片出口角对离心泵水力性能的影响

(1) 扬程随出口角增大呈上升趋势,但实际扬程因滑移和流动损失在 45° 后增速趋缓, 60° 时较 30° 仅提升约8%而效率下降明显。效率随出口角增大先升后降, $35^\circ\sim 40^\circ$ 区间内效率峰值出现,超出该范围后扩压损失和分离损失剧增导致效率骤降约5%~8%。(2) 轴功率随出口角增大近似线性增加,大角度($\geq 55^\circ$)时轴功率较 30° 增大18%~25%,且大流量区功率曲线陡升,过载风险显著。小流量工况下大角度叶轮功率消耗已接近额定值,启动和异常工况时电机易超载,需预留15%以上功率裕量^[4]。(3) 水力损失分解表明,小出口角($20^\circ\sim 25^\circ$)以叶轮进口冲击损失为主,约占总损失的45%;大出口角($\geq 55^\circ$)时蜗壳内涡流和分离损失占比升至55%以上。总损失随出口角呈U型分布,最优角(38° 附近)总损失最小,较 30° 方案降低约12%,较 60° 方案降低约28%。

3.2 叶片出口角对泵运行稳定性的影响

(1) 压力脉动主频为叶片通过频率,脉动幅值随出口角增大而上升。小角度(20°)时脉动幅值平稳,峰峰值约为扬程的3%;大角度(60°)时幅值增至8%~10%,且频谱中宽频分量增多,隔舌附近压力波动最为剧烈,脉动能量向高频段转移。(2) 径向力随出口角增大呈非线性增长,45°时径向力较30°增大30%,60°时增大近60%,且合力方向随角度偏转导致轴承负荷加重。轴向力因叶轮后盖板压力升高而增大,大角度时需增加平衡孔或平衡盘来抵消附加轴向力。(3) 出口角增大使叶片出口尾涡强度和频率提高,流体激励力通过轴系传递至支撑结构,振动加速度级在50°以上时增加4~6dB。噪声辐射与湍动能正相关,大角度下中高频(500~2000Hz)噪声突出,而小角度时噪声集中在低频段,总体声压级相差约5dB。

3.3 多工况下叶片出口角参数优化分析

(1) 以额定效率 $\geq 78\%$ 、扬程满足设计值且脉动幅值 $\leq 5\%$ 为综合目标,经多工况加权评价筛选出36°~40°为最优区间。该角度范围内叶片载荷分布均衡,流道内逆压梯度适中,流动分离起始点靠近尾缘,水力性能和稳定性达到最佳折中。(2) 最优出口角随工况偏移呈现明确规律:小流量(0.6Q_d~0.8Q_d)时宜选28°~32°以降低冲击和回流;额定工况(0.9Q_d~1.1Q_d)时选36°~40°;大流量(1.1Q_d~1.3Q_d)时选40°~44°以增强通流能力、减缓阻塞。单一固定角度无法适配全工况,推荐按常用运行区间择优选角^[5]。(3) 优化方案($\beta_2 = 38^\circ$)流场验证显示:叶轮出口速度分布均匀性提升约20%,尾涡耗散加

快且蜗壳进口攻角偏差控制在3°以内。与原始50°方案对比,优化模型额定效率提升2.6%,脉动幅值降低24%,径向力减小15%,且高效区拓宽约8%流量范围,综合性能显著改善,验证了优化选角的有效性。

结束语

本文系统分析了不同叶片出口角下离心泵的内流特性与性能变化规律,明确了大小出口角的优劣及各工况适配角度范围,揭示了出口角调控流场结构、涡流损耗及压力脉动的内在机制。优化后的38°叶轮可有效均衡水力性能与运行稳定性,拓宽高效运行区间。研究成果可为离心泵叶轮结构参数设计、工况适配优化提供技术支撑,后续可结合多参数耦合优化进一步提升泵全工况运行性能。

参考文献

- [1]王磊,张翔.叶片出口角对化工离心泵内流特性及水力性能的影响[J].流体机械,2025,53(2):45-51.
- [2]陈宇,李洪人.叶片出口角对离心泵扬程效率及内部湍流特性的影响[J].机械研究与应用,2026,39(2):89-93.
- [3]赵鑫,孙晨.不同叶片出口角下离心泵空化流场特性研究[J].水泵技术,2023,16(4):123-128.
- [4]刘阳,王博文.叶轮叶片出口角对离心泵内部流场及压力脉动的影响[J].水利与建筑工程学报,2024,22(3):156-161.
- [5]万伦.叶片出口安放角对对比转速离心泵非定常性能的影响研究[J].中国农村水利水电,2023,27(9):168-173.