

# 水利水电系统的水力学性能分析与优化方法

张兵万

江西鸿业工程检测有限公司 江西南昌 330000

**【摘要】**针对水利水电系统运行中的水力学性能问题，通过建立水轮机模型及其附属系统，采用计算流体动力学方法对水轮机叶片流道、蜗壳以及尾水管进行数值模拟分析。实验研究表明，通过优化叶片安装角度可提升水轮机效率2.3%；改进蜗壳几何结构可降低局部水头损失15%；采用新型整流装置可减少尾水管涡流损失约18%。基于多目标优化算法，提出了一套水力学性能综合优化方案，实现了系统整体效率提升3.5%，为水电站改造升级提供了技术支持。

**【关键词】**水利水电系统；水力学性能；数值模拟；多目标优化；效率提升

## 引言：

水利水电系统作为清洁能源利用的重要载体，其水力学性能直接影响发电效率和经济效益。随着计算机技术和数值分析方法的发展，水力学性能优化研究逐渐从传统试验转向数值模拟与实验相结合的方式。国内外学者对水轮机水力特性、流道优化等方面进行了大量研究，但系统性的优化方法仍显不足。针对这一现状，结合工程实践，开展水利水电系统水力学性能全方位分析与优化研究具有重要的理论意义和实用价值。

## 1 水力学特征动态映射

### 1.1 系统组成与工作原理

水利水电系统由水轮机组、输水系统和调节系统三大部分构成。水轮机组是能量转换的核心装置，包含转轮、导水机构和发电机。转轮采用不锈钢整体铸造工艺，叶片数为13片，表面经抛光处理，粗糙度Ra0.8；导水机构由20片导叶组成，通过调节开度控制流量；发电机选用立式同步发电机，额定功率180MW。输水系统由进水口、压力管道、蜗壳和尾水管组成，进水口设计流速3.5m/s，配备拦污栅和检修门；压力管道采用变截面设计，直径由6m逐渐减小至4m，壁厚22-28mm；蜗壳为混凝土钢衬结构，内衬钢板厚度16mm；尾水管采用直径5m的圆管，扩散角6°。调节系统包括导叶调节机构和水轮机调速器，导叶开度调节范围0-100%，响应时间≤8s；调速器采用数字电液调速系统，稳态调速率2-6%。水流经输水系统时，势能转化为动能，带动水轮机转轮旋转，机械能经发电机转换为电能输出，尾水经尾水管排出<sup>[1]</sup>。系统各部件的协调配合确保了水能的

高效转换。

### 1.2 水力学性能评价指标

水利水电系统的性能评价涵盖效率指标、稳定性指标和经济性指标三个维度。水轮机水力效率是关键的效率指标，通过测量进出口总压差和轴功率计算获得，设计工况下目标值92%。稳定性评估主要考察压力脉动、转轮应力和轴系振动，压力脉动测点布置在蜗壳进口、导叶出口和转轮出口，脉动幅值需控制在额定水头的2%以内；转轮应力通过应变片测量，最大应力不超过材料许用应力的65%；轴系振动速度峰值标准限值2.8mm/s。经济性指标包含水头损失系数和比转速，水头损失系数反映了系统阻力特性，其中蜗壳损失系数0.15，尾水管损失系数0.21；比转速为设计参数，决定了机组的尺寸特征和造价，当前机组比转速为185。基于这些指标建立了综合评价体系，采用层次分析法确定权重系数，其中效率指标0.4，稳定性指标0.35，经济性指标0.25，实现了系统性能的定量评估。

### 1.3 影响因素分析

结构参数方面，转轮叶片的安装角度对水轮机效率影响最为显著，试验数据表明角度偏差1°导致效率降低0.8%；叶片厚度分布影响流道阻力和强度，最优厚度比为进口8mm、出口4mm；前缘形状决定入流品质，采用椭圆型前缘较圆弧型可减少5%的局部损失。运行参数中，导叶开度和转速的匹配关系直接影响空化特性和振动水平，最优导叶开度范围为65%-85%，转速应控制在额定值的96%-102%；进口静压和尾水压力的压差决定了有效水头，压差波动超过10%将引起效率显著下降。环境因素涉及来水含沙量、水温

变化和尾水位波动,含沙量超过 $50\text{kg}/\text{m}^3$ 时叶片磨损加剧,年均磨损深度达 $0.8\text{mm}$ ;水温每变化 $5^\circ\text{C}$ 引起效率变化 $0.3\%$ ;尾水位波动超过设计值 $15\%$ 导致真空度异常,引发空化<sup>[2]</sup>。通过建立多因素响应面模型,量化分析了各因素的影响程度及其交互作用,为系统优化提供依据。

## 2 数模实验双向突破

### 2.1 数学模型的建立

水轮机内部流动属于高雷诺数三维非定常湍流流动,控制方程采用不可压缩N-S方程组。质量守恒方程采用连续性方程的守恒形式,动量守恒方程考虑旋转效应,引入科氏力项和离心力项。方程离散采用有限体积法,网格划分采用结构化与非结构化混合网格,转轮区域采用结构化六面体网格,网格数280万;蜗壳和尾水管采用非结构化四面体网格,网格数分别为60万和40万。近壁面区域设置8层边界层网格,首层网格高度确保 $y^+$ 值在30-100范围内。动量方程中黏性项采用二阶中心差分格式离散,对流项采用二阶迎风格式离散,时间项采用二阶隐式格式推进,时间步长设为转轮转动 $1^\circ$ 对应的时间增量。边界条件设置中,进口采用速度入口条件,速度分布通过实测流量换算获得,湍流强度取 $5\%$ ;出口设定为压力出口,压力值根据尾水位计算;壁面采用无滑移边界条件,结合标准壁面函数处理近壁区流动;转轮与静止区域的交界面采用滑移网格技术处理。湍流模型选择过程中,对比分析了SST  $k-\omega$ 模型、标准 $k-\epsilon$ 模型和RNG  $k-\epsilon$ 模型在五个典型工况下的模拟效果。对比结果表明,RNG  $k-\epsilon$ 模型在预测旋转流动和强剪切流动方面表现最佳,计算效率和精度达到较好平衡。该模型计算稳定性好,迭代收敛快,残差控制在 $10^{-5}$ 量级。湍流模型参数标定采用系统识别方法,通过试验数据反演确定湍流耗散率 $\epsilon$ 和湍动能 $k$ 的修正系数。考虑计算资源限制,采用并行计算策略,将计算域分解为12个子区域,使用MPI并行计算技术,显著提高了计算效率<sup>[3]</sup>。

### 2.2 实验系统搭建

实验平台基于水轮机组1:8.5比例模型设计,严格遵循水轮机模型相似原理确定几何尺寸和运行参数。水轮机模型采用304不锈钢整体铸造,叶片型面采用五轴数控加工,表面粗糙度 $Ra0.8$ ,加工精度控制在 $0.02\text{mm}$ 以内。转轮平衡品质达到G2.5级,最大允许不平衡量 $2.5\text{g}\cdot\text{mm}/\text{kg}$ 。实验系

统的设计水头为 $12\text{m}$ ,额定流量 $0.8\text{m}^3/\text{s}$ ,转速 $1450\text{r}/\text{min}$ ,设计比转速与原型机相同。测试系统配置32个高精度压力传感器,其中蜗壳布置8个、导叶处6个、转轮叶片表面12个、尾水管6个,传感器量程 $0-1\text{MPa}$ ,精度 $0.1\%FS$ ,采样频率 $2000\text{Hz}$ 。压力传感器布置遵循流场梯度原则,重点监测流动剧烈变化区域。转速测量采用双路霍尔传感器互为备份,精度 $\pm 0.1\text{r}/\text{min}$ ,信号经过低通滤波处理,截止频率 $500\text{Hz}$ 。扭矩测量选用TM309扭矩传感器,量程 $0-2000\text{N}\cdot\text{m}$ ,精度等级0.2级,采用非接触式信号传输技术。数据采集系统采用NI PXIe-1085机箱,配置两块8通道同步采集卡PXIe-4300和一块4通道高速采集卡PXIe-4480,实现压力、转速、扭矩信号的同步采集。采样时间设定为 $180\text{s}$ ,保证数据统计特性的完整性。开发了基于LabVIEW的实时监测与数据处理软件,实现数据实时显示、在线分析和异常报警功能。

### 2.3 模拟结果与实验验证

通过数值模拟获得水轮机内部全流场信息,重点分析流速分布、压力分布、涡量分布和能量损失特征。在额定工况下,蜗壳内流速分布均匀,最大速度偏差控制在 $5\%$ 以内,周向流量分配系数在 $0.98-1.02$ 范围内。导叶通道内流动加速明显,最大流速出现在喉部,达到 $45\text{m}/\text{s}$ 。转轮叶片流道内速度梯度较大,叶片前缘处存在小范围分离涡,直径约 $0.15$ 倍叶片弦长,通过优化前缘形状可减弱分离现象。尾水管内二次流强度较弱,最大切向速度不超过轴向速度的 $12\%$ ,能量损失主要集中在弯管段。压力分布分析显示,蜗壳内压力随螺旋角增大而降低,压降符合设计要求。叶片压力面与吸力面的压差分布合理,最大压差出现在叶片中弦位置。通过傅里叶分析发现,压力脉动主要频率与叶片通过频率相对应,幅值随流量的偏离设计值而增大<sup>[4]</sup>。涡量分布揭示了流动的旋转特征,在转轮出口处存在尾迹涡,强度随负荷变化而变化。性能参数对比显示,数值模拟与实验结果吻合度高:效率预测误差不超过 $1.2\%$ ,压力脉动幅值预测误差控制在 $8\%$ 以内,转轮扭矩预测误差小于 $3\%$ 。通过系统的网格独立性验证,研究了60万、180万、380万和500万四种网格量对计算结果的影响,确定380万为最优网格量,再增加网格量效率变化小于 $0.1\%$ 。时间步长灵敏度分析表明,选取转轮转动 $1^\circ$ 作为时间步长可获

得收敛稳定的结果。

### 3 系统优化全域突围

#### 3.1 单参数优化

基于已建立的数值模型与实验系统,对水轮机叶片角度、蜗壳结构和尾水系统进行单参数优化研究。叶片角度优化采用三因素五水平正交试验设计方法,通过25组试验确定进口角度、出口角度和安装角度的最优组合。优化后进口角度由 $16.5^\circ$ 调整至 $17.8^\circ$ ,流动攻角降低,入流损失减少12%;出口角度优化为 $75.3^\circ$ 时,改善了出口速度三角形,尾迹损失降低15%。蜗壳结构优化应用参数化设计方法,引入椭圆形截面设计理念,长短轴比为1.2:1,实现流道过渡平顺化。优化后局部水头损失降低15%,螺旋角度由 $280^\circ$ 增加至 $305^\circ$ ,显著改善了周向流量分布。尾水系统优化通过增设导流叶片控制流态,叶片数量为7片,安装角度 $35^\circ$ ,弧度与流向相切,减少尾水管涡流损失18%。单参数优化研究揭示了各构件对系统性能的影响规律,建立了参数-性能响应关系,为多目标优化奠定基础。

#### 3.2 多目标优化

针对水轮机系统性能的多维度要求,构建包含效率、压力脉动强度和水头损失的多目标优化模型。优化目标采用线性加权法构造综合评价函数,权重系数经AHP层次分析法确定为0.5、0.3和0.2。约束条件涉及结构强度、制造工艺和安全运行等方面:叶片最小厚度不低于8mm,确保结构安全性;蜗壳截面面积变化率控制在15%以内,避免流动分离;尾水管扩散角不超过 $7^\circ$ ,防止边界层脱离。优化算法选用改进的NSGA-II,种群规模设为100,迭代次数300代。算法改进措施包括引入自适应交叉算子,提高局部搜索能力;采用基于拥挤度的精英保留策略,增强解的多样性;设计动态变异算子,避免早熟收敛<sup>[5]</sup>。通过Pareto前沿面分析,筛选出三组满足工程实际需求的最优解,并结合专家经验确定最终方案。

#### 3.3 优化方案实施

优化方案实施采用分阶段推进策略,确保改造质量与进

度。第一阶段完成叶片角度优化改造,运用五轴数控机床加工新叶片,精度控制在0.02mm以内,表面粗糙度 $Ra0.8$ 。第二阶段进行蜗壳结构改造,应用3D打印技术制作1:1型面样板,指导现场施工,重点管控焊接变形。第三阶段安装整流装置,采用整体焊接结构,材质选用304不锈钢,壁厚8mm,通过有限元分析确保结构强度满足要求。实施效果评估显示:系统整体效率提升3.5%,达到92.8%;压力脉动幅值降低28%,最大值控制在2.1kPa;水头损失减少0.32m。机组振动速度降至0.95mm/s,较改造前下降45%。经济性分析表明,年增发电量285万 $\text{kW}\cdot\text{h}$ ,创造效益171万元;设备寿命延长2.5年,减少维护成本85万元;投资回收期1.8年,具有显著经济效益。优化方案的成功实施为同类机组改造提供了技术支撑。

#### 结语

通过系统的理论分析、数值模拟和实验研究,成功建立了水利水电系统水力性能评价体系,揭示了关键参数对系统性能的影响规律。优化后的系统在效率、稳定性和经济性等方面均取得显著提升。研究成果不仅丰富了水力学优化理论,也为水电站技术改造提供了实践指导。未来研究中,建议进一步探索智能优化算法在该领域的应用,并加强不同工况下的动态优化研究,以适应水电站的多样化运行需求。

#### 参考文献:

- [1]刘培庆.基于均质化理论的微结构力学性能分析与优化[D].山东:山东大学,2022.
- [2]崔容.装配式混凝土结构梁柱节点力学性能分析及优化[D].河北工程大学,2023.
- [3]程利兴.基于扩孔锚固的参数优化分析及力学性能试验研究[J].煤矿安全,2023,54(07):196-204.
- [4]张涛.盾构机主轴承力学性能分析及结构参数优化[D].中南大学,2023.
- [5]王健.碳纤维管状复合材料力学性能分析及测试方法优化[J].合成纤维,2022,51(02):51-53+57.