

分类号: TH311

密 级: 公开

学校代码: 10363

学 号: 2220110122



安徽工程大学

Anhui Polytechnic University

硕士学位论文

题 目 低比转速离心泵内部气液两相流
动及振动特性研究

论 文 作 者 周路祥
校 内 导 师 王玉勤（副教授）
校 外 导 师 王菲
专业学位类别 机械
研究方向（领域） 流体机械

论文提交日期: 2025 年 05 月 20 日

分类号: TH311

单位代码: 10363

密 级: 公开

学号: 2220110122

低比转速离心泵内部气液两相流动及振动特性研究

Research on Gas Liquid Two Phase Flow and Vibration Characteristics inside Low Specific Speed Centrifugal Pump

学 生 姓 名 : 周路祥

校 内 导 师 : 王玉勤(副教授)

校 外 导 师 : 王菲

专 业 : 机 械

研究方向(领域): 流体机械

论文答辩日期: 2025 年 5 月 12 日

安徽工程大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：我恪守学术道德，崇尚严谨学风。所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已明确注明和引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品及成果的内容。论文为本人亲自撰写，我对所写的内容负责，并完全意识到本声明的法律后果由本人承担。

学位论文作者签名：

周路祥

日期： 2025 年 5 月 15 日

安徽工程大学学位论文版权使用授权书

学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅或借阅。本人授权安徽工程大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

本学位论文属于

保密 ☐，在 _____ 年解密后适用本版权书。
不保密 ☒。

学位论文作者签名：

周路祥

指导教师签名：

邓

日期：2025 年 5 月 15 日

日期：2025 年 5 月 15 日

低比转速离心泵内部气液两相流动及振动特性研究

摘 要

离心泵作为工业领域广泛运用的流体机械，其性能优劣直接关系到众多行业的生产效率与能源利用效率。在气液两相工况下，离心泵内部流动复杂性显著提升，流动特性变化不仅影响泵的水力性能，还诱发振动噪声问题，制约设备的可靠性和环境友好性。本研究聚焦低比转速离心泵，深入探究其在气液两相流动下的内部流场特性、振动噪声特性以及优化设计方法，旨在为提升离心泵在复杂工况下的综合性能提供理论依据与技术支持。提出了通过鲸鱼算法优化叶轮的部分参数来降低振动噪声的优化方案，并且对鲸鱼算法进行了改进。主要研究工作包括：

（1）基于设定性能指标完成离心泵结构参数的数值计算，完成核心水力元件的结构设计，借助三维建模软件构建叶轮和蜗壳等立体模型；

（2）通过计算流体动力学（CFD）方法系统分析了离心泵在常态及含气工况下的内部流动特性。在常态工况下，采用标准湍流模型揭示了叶轮进口低压区与蜗壳出口高压区的分布规律，明确了湍动能在流道关键区域的集中特征，指出叶轮流道出口及蜗壳隔舌附近因流动分离产生高能量损失。在含气工况下，利用 VOF 多相流模型模拟不同含气率（2%~10%）的气液混合流动，通过流场对比，阐明了气液混合流动对能量转换的负面影响机制，揭示了气相占据流道有效过

流面积、加剧流动不稳定性的核心问题。

(3) 结合流场模拟与结构动力学理论，系统探究了离心泵振动噪声的产生机理与传播规律。通过模态分析识别转子系统的固有频率与振型，基于声学类比理论分析流致噪声频谱。研究明确了振动噪声的多源特性，为后续降噪优化指明了重点改进方向，并对离心泵压力脉动进行时域分析。

(4) 对离心泵进行降噪优化。首先对离心泵进行以降噪为目标的正交试验。正交试验以离心泵的噪声声压级作为评判标准，以叶轮的结构参数作为尺度因子，通过正交试验获得不同结构参数对其噪声声压级的影响顺序和最优的结构设计参数，采用正交试验方法，以噪声作为评估指标，利用傅里叶多项式，构建了离心泵叶片结构参数与噪声之间的关系。然后通过改进鲸鱼算法对离心泵进行优化。

(5) 通过实验对模拟的结果进行了检验。利用 3D 打印技术打印三个叶轮，分别是：打印一个基础叶轮、一个鲸鱼算法所得叶轮、一个改进鲸鱼算法优化后的叶轮，通过对离心泵进行振动噪声特性实验，完成不同工况下的噪声和振动测量，实现了对不同结构叶轮的振动噪声验证，获得各结构参数对其振动噪声的影响规律。

关键词：离心泵，气液两相，噪声，正交试验，鲸鱼算法

Research on Gas Liquid Two Phase Flow and Vibration Characteristics inside Low Specific Speed Centrifugal Pump

ABSTRACT

As a widely used fluid machinery in the industrial field, the performance of centrifugal pumps directly affects the production efficiency and energy utilization efficiency of many industries. Under gas-liquid two-phase conditions, the internal flow complexity of centrifugal pumps is significantly increased, and changes in flow characteristics not only affect the hydraulic performance of the pump, but also induce vibration and noise problems, which restrict the reliability and environmental friendliness of the equipment. This study focuses on low-speed centrifugal pumps and explores their internal flow field characteristics, vibration and noise characteristics, and optimization design methods under gas-liquid two-phase flow. The aim is to provide theoretical basis and technical support for improving the comprehensive performance of centrifugal pumps under complex operating conditions. An optimization scheme was proposed to reduce vibration noise by optimizing some parameters of the impeller through the whale algorithm, and the whale algorithm was improved. The main research work includes:

(1) Based on the set performance indicators, complete the numerical calculation of the structural parameters of the centrifugal pump, design the structure of the core hydraulic components, and use 3D modeling software to construct three-dimensional models such as impellers and volutes;

(2) The internal flow characteristics of a centrifugal pump under normal and gas containing conditions were systematically analyzed using computational fluid dynamics (CFD) methods. Under normal operating conditions, the standard turbulence model was used to reveal the distribution pattern of the low-pressure area at the inlet of the impeller and the high-pressure area at the outlet of the volute. The concentration characteristics of turbulent energy in key areas of the flow channel were clarified, and it was pointed out that high energy loss occurred near the outlet of the impeller flow channel and the baffle of the volute due to flow separation. Under gas containing conditions, the VOF multiphase flow model was used to simulate gas-liquid mixed flow with different gas contents (2%~10%). Through flow field comparison, the negative impact mechanism of gas-liquid mixed flow on energy conversion was elucidated, and the core problem of gas occupying the effective flow area of the channel and exacerbating flow instability was revealed.

(3) By combining flow field simulation and structural dynamics theory, the mechanism and propagation law of vibration noise in

centrifugal pumps were systematically explored. Identify the natural frequency and vibration mode of the rotor system through modal analysis, and analyze the frequency spectrum of flow induced noise based on acoustic analogy theory. The study clarified the multi-source characteristics of vibration noise, pointed out the key improvement directions for subsequent noise reduction optimization, and conducted time-domain analysis on the pressure pulsation of centrifugal pumps.

(4) Optimize noise reduction for centrifugal pumps. Firstly, conduct an orthogonal experiment on the centrifugal pump with the goal of noise reduction. Orthogonal experiments were conducted using the noise sound pressure level of centrifugal pumps as the evaluation criterion and the structural parameters of impellers as the scale factor. The order of influence of different structural parameters on the noise sound pressure level and the optimal structural design parameters were obtained through orthogonal experiments. The orthogonal experimental method was used, with noise as the evaluation index, and Fourier polynomials were used to construct the relationship between the structural parameters of centrifugal pump blades and noise. Then optimize the centrifugal pump by improving the whale algorithm.

(5) The simulation results were verified through experiments. Three impellers were printed using 3D printing technology, namely: a basic impeller, an impeller obtained by the whale algorithm, and an impeller

optimized by the improved whale algorithm. By conducting vibration and noise characteristic experiments on the centrifugal pump, noise and vibration measurements were completed under different working conditions, and the vibration and noise of impellers with different structures were verified. The influence of various structural parameters on their vibration and noise was obtained.

KEY WORDS: Centrifugal pump, Gas liquid two-phase system, Noise, Orthogonal experiment, Whale algorithm

目录

ABSTRACT	III
目录	VII
第 1 章 绪论	1
1.1 研究背景与意义	1
1.2 国内外研究现状	2
1.2.1 离心泵两相流研究	2
1.2.2 低比转速离心泵及几何参数设计研究	2
1.2.3 离心泵振动特性研究	4
1.2.4 离心泵噪声模拟研究	4
1.2.5 发展趋势	6
1.3 研究内容	7
1.4 本章小结	8
第 2 章 离心泵水力设计	9
2.1 水力设计	9
2.1.1 结构参数确定	9
2.1.2 泵轴径和叶轮轮毂直径	12
2.1.3 离心泵叶轮主要尺寸	12
2.1.4 压水室主要尺寸	19
2.2 过流部件的模型建立	20
2.3 本章小结	21
第 3 章 低比转速离心泵常规和含气条件下内部流动特性	23
3.1 条件数值计算	23
3.1.1 网格划分	23
3.1.2 网格无关性验证	24
3.1.3 数值计算湍流方程	24
3.1.4 数值计算边界条件	25
3.2 模型泵内部流场分析	26

3.2.1 模型泵中截面压力图分布特性	26
3.2.2 模型泵湍动能分析	27
3.2.3 模型泵速度云图分析	29
3.3 泵内气液两相流理论基础	31
3.3.1 泵在输送气液两相介质时的性能变化	31
3.3.2 泵内气液两相流流型	32
3.3.3 常用的气液两相流模型	33
3.4 含气条件下低比转速离心泵内流场流动分析	34
3.4.1 气液两相流下内流场特性分析	35
3.4.2 离心泵中截面流场速度分析	36
3.4.3 两相流模型气体分布	37
3.5 本章小结	38
第 4 章 离心泵的振动噪声特性分析	39
4.1 转子振动分析	39
4.1.1 振动动态响应方程	39
4.1.2 转子结构计算	39
4.1.3 转子模态分析	40
4.2 离心泵振动噪声影响研究	43
4.2.1 声学控制模型	44
4.2.2 离心泵各监测点噪声研究	45
4.3 压力脉动分析	49
4.4 本章小结	52
第 5 章 离心泵的降噪优化	53
5.1 基于离心泵降噪的正交试验	53
5.1.1 基于离心泵降噪的正交试验设计与水平因素选取	53
5.1.2 基于离心泵降噪的正交试验结果分析	54
5.1.3 基于离心泵降噪的数据拟合	55
5.2 基于鲸鱼算法噪声优化	57
5.2.1 鲸鱼算法原理	57

5.2.2 鲸鱼算法的改进	60
5.2.3 基于鲸鱼算法的离心泵参数优化	65
5.2.4 基于改进鲸鱼算法的离心泵参数优化	66
5.3 本章小结	67
第 6 章 实验台的搭建与实验验证	69
6.1 离心泵振动噪声实验	69
6.2 离心泵振动噪声实验结果分析	73
6.3 本章小结	77
第 7 章 结论与展望	79
7.1 结论	79
7.2 展望	79
参考文献	81
攻读硕士期间发表的学术成果	87
致 谢	88

第 1 章 绪论

1.1 研究背景与意义

作为液体输送系统的核心设备，泵在国民经济的各个领域中发挥着关键作用，是关乎国计民生和国家安全的战略性装备。其中，离心泵占据了 70% 以上的市场份额，因此深入研究离心泵的特性具有极为重要的意义^[1]。本文主要聚焦于离心泵的气液两相流动特性及其振动噪声性能。这是因为离心泵在输送气液混合物时，往往会面临性能下降的问题，离心泵在日常工作中也经常面临振动噪声的问题，这在一定程度上阻碍了我国相关产品的发展。目前关于气液两相流动的研究虽已获得部分进展，但针对流动形态的形成机理及其转换的深层次原因尚未形成明确的理论解释，且现存数学模型的适用范围和准确性仍有待提升。基于此，本文选择低比转速离心泵作为研究对象，旨在为离心泵在气液两相流动工况下的研究提供参考依据，同时也为降低低比转速离心泵的不良振动噪声提供理论支持。

随着国家战略推进和产业升级，泵类装备的能效优化与环境友好性需求持续提升，同时对其运行可靠性与稳定性提出了更严苛的技术标准^[2]。传统离心泵主要针对单相介质输送进行结构设计，当处于非常规运行条件时，其流道内会产生多维涡旋、流动分离等复杂流体动力学现象^[3]。特别是空化效应引发的瞬态气泡相变过程，通过周期性的形成与溃灭机制显著改变了泵内流场特性，这种气液耦合作用使得流动不稳定性显著增强^[4]。当前学术界对两相介质输送工况下泵内流动机理及性能衰退关联性尚未形成完整的理论体系，这一技术短板已成为制约流体机械领域创新发展的重要技术壁垒。

在气液混合介质输送过程中，气相物质的存在将打破原有流动边界条件，引发湍动能分布异变和能量传递效率下降^[5]。当气体体积分数超过临界阈值时，可能诱发流道局部阻塞的流动失稳现象，这种气阻效应不仅造成扬程骤降，严重时可导致运行中断，对设备安全构成重大威胁^[6]。与此同时，动态工况下产生的机械振动问题，通过流体-结构相互作用形成正反馈机制，直接影响设备的工作稳定性，成为制约机组可靠运行的关键因素^[7]。在此背景下，探究多相流条件下流体机械的振动抑制策略与运行优化方法，对于提升关键装备服役性能具有重要的

工程应用价值。

1.2 国内外研究现状

低比转速离心泵作为工业生产及民生领域广泛应用的流体输送设备,其运行稳定性、工作可靠性及能效表现始终是工程技术领域的重要研究课题。自上世纪中叶起,科研人员便开始关注该类泵在气液混合介质中的运行特性演变规律。进入 1980 年代,随着核电设施安全需求的提升,进一步推动了泵内多相流动机理的系统性研究^[8]。由于气液混合介质在密闭流道中会产生流动形态演变等动态过程,这种具有高度复杂性的流动现象使得建立精确理论模型面临严峻挑战。

1.2.1 离心泵两相流研究

当前国内外围绕离心泵气液两相流动现象已形成系统的研究体系,主要采用实验测试与数值仿真相结合的研究路径^[9]。以 Poulikkas 为代表的学者基于控制体积模型构建理论分析框架,重点考察相位分离效应、介质密度梯度变化、冷凝现象及气相压缩特性等关键参数对泵体扬程特性的影响,创新性地揭示了叶轮通道内气液介质相互作用对泵组两相工况性能的调控机制^[10]。在实践层面,受制于实验测试技术的高昂成本和环境条件约束,具有边界条件灵活设定、多方案快速对比、研发周期显著缩短等优势数值仿真方法,正逐步成为探索流体机械内部两相流动机理的核心技术手段^[11]。值得关注的是,随着计算流体力学技术的迭代升级,相较于传统耗时的实验观测手段,高效精准的数值模拟技术已发展成为评估离心泵两相工况运行特性及解析复杂流动现象的主流研究方法。

1.2.2 低比转速离心泵及几何参数设计研究

低比速离心泵的主要挑战源于流道扩散引发的叶轮内部回流现象,该现象会显著削弱泵体性能^[12]。目前工程实践中采用的分流叶片技术通过增加导叶数量并优化入口流态,既能提升扬程又可扩展高效运行区间,成为解决该问题的核心策略^{[13][14]}。与此同时,叶片开缝技术通过气动交互效应形成被动射流,向边界层注入动能以稳定流动状态,其单独应用效果虽不及分流叶片,但可与后者形成协同增效机制。此类技术原理起源于航空领域对翼型减阻与升力增强的研究,但在离心泵领域的应用仍存在理论完善空间。基于正交试验的开缝叶片几何参数与泵

效关联性研究尚未形成系统性结论^{[15][16]}。针对间隙叶片这一特殊开缝结构，实验表明其虽无法提升扬程，但能显著提高能量转换效率，Zhang 等学者通过槽宽参数对间隙叶片流场特性的研究，验证了该结构在扬程下降与效率提升间的动态平衡特性^[17]。主叶片优化方面，采用对数螺旋线型结合最大厚度为弦长 4% 的渐变厚度设计，相较于传统等厚叶片及双圆弧、B 样条等线型展现出更优的流体动力学特性^[18]。数值模拟领域的最新进展体现在基于超级计算平台的大涡模拟（LES Large Eddy Simulation）技术应用，其相较于 Reynolds 平均法(RANS Reynolds-Averaged Navier-Stokes equations)能更精确捕捉泵内流场的瞬态特征，为设计优化提供高保真数据支撑^[19]。

低比转速离心泵水力部件的结构参数对其工作性能具有决定性作用，同时也是诱发机组振动噪声的关键因素。近年来，国内外研究者通过多学科交叉的研究方法，系统揭示了过流部件几何特征与流体动力特性之间的作用机制，并建立了结构参数与振动响应的关联模型。

在叶轮优化设计领域，学者们针对不同几何参数展开了深入研究。叶片出口角（ β_2 ）作为核心参数之一，A.T.特罗斯科兰斯基通过理论分析指出该参数对扬程特性曲线具有显著影响，建议将 β_2 控制在 15° 至 40° 区间以兼顾效率与稳定性^[20]。张瑶瑶运用流固耦合技术对某型泵开展数值模拟，发现当 $\beta_2=35^\circ$ 时系统呈现最优能效，同时揭示了叶片变形量随出口角增大的演化规律^[21]。吴仁荣则从减振角度构建了多参数匹配模型，系统论证了比转速、叶片数、流道尺寸等参数的协同作用机制^[22]。王勇团队通过实验揭示了叶片数、进口冲角等参数对空化振动的激励机理，并创新性地采用神经网络算法实现了关键参数的智能优化。

蜗壳结构研究方面，自上世纪中叶 Bowerman 和 Acostat 开创性提出蜗壳几何优化概念以来，相关研究持续深入^[23]。Worster 首次系统论证了隔舌结构对压力分布和振动特性的调控作用，为后续研究奠定理论基础^[24]。Hira 等学者通过间隙参数化研究，揭示了叶轮-蜗壳径向间隙对能效和振动响应的双效作用，其中黑川纯一的实验数据验证了适度减小径向间隙可提升约 3~5% 的泵效^[25]。谭林伟采用非定常数值模拟技术对比了螺旋蜗壳与环形蜗壳的压力脉动特性，发现额定工况下螺旋蜗壳隔舌区域压力脉动幅值较叶轮旋转方向末端高 40%~60%，并通过实验验证了蜗壳结构对单叶片泵径向力的调制规律^[26]。

1.2.3 离心泵振动特性研究

离心泵运行稳定性与轴向、径向流体激励特性密切相关，尤其在气液混合工况下，湍流效应会加剧流体激励作用，导致叶轮载荷分布不均进而引发机械振动问题。针对这一现象，学术界对泵体激励力的演变规律展开系列研究。江伟研究团队采用湍流剪切应力输运模型（SST Shear Stress Transport）湍流模型开展研究，考察了蜗壳进口结构对叶轮径向激励的作用规律，结果表明优化后的紧凑型进口结构可有效降低径向激励幅值^[27]。Liu 等学者，通过背叶片结构实验发现，轴向合力随流量增加呈递减趋势，且后盖板区域承担主要轴向载荷分量^[28]。

当前研究热点逐步转向多相流工况对泵体振动特性的影响，但关于两相介质对转子系统动力学行为的作用机制仍缺乏系统研究。塑料材质泵体的振动主要源于流体激励作用，具体包括：叶轮周向质量分布不均形成的径向力、动静部件干涉形成的脉动载荷、空化效应引发的瞬态冲击力等流固耦合效应。

Dring 等学者在流动机制研究中指出，势流与尾迹的协同作用是叶轮导叶系统的主要流动特征，其中势流由动静部件相对位移形成，尾迹则源于叶轮流道至导叶流道的能量转换过程^[29]。在结构优化方面，袁寿其团队通过分流叶片参数化设计显著改善了叶轮径向超载问题^[30]。在信号分析领域，徐朝晖创新性地将小波分析与快速傅里叶变换（FFT Fast Fourier Transform）技术结合，成功解析了压力脉动的时频特性。数值模拟方面，倪永燕运用 FLUENT 软件完成全流道非定常计算^[31]，系统揭示了动静干涉在不同工况下的演化规律。针对空化问题，王勇团队建立了八种比转速泵体的数值模型，结合高速影像技术实现了空泡演变过程的可视化观测。

1.2.4 离心泵噪声模拟研究

国内外学者围绕离心泵流动噪声的产生机理、传播特性及降噪优化技术开展了系统性研究，形成了涵盖流场分析、声源辨识、耦合建模及结构优化的多层次研究体系。袁寿其团队基于计算流体力学（CFD Computational Fluid Dynamics）与 Lighthill 声类比理论，提出将蜗壳内非定常流动诱导的壁面压力脉动等效为偶极子声源的理论模型，通过高精度三维瞬态流场仿真获取动态压力场数据后，将其作为声学激励源导入声学边界元软件进行噪声辐射模拟。研究发现，蜗壳表面

偶极子声源的分布规律与压力脉动强度存在空间关联性^[32],但二者并非严格的线性映射关系,且声源幅值对流量变化敏感,在非设计工况下声源强度显著增强。这一发现揭示了流体激励与声辐射之间的非线性耦合机制,为后续声场重构与降噪设计提供了理论依据。

王家斌等针对离心泵隔舌区域的非定常流动特性,采用 LES 方法对隔舌边界层分离、涡脱落等瞬态流动现象进行高分辨率数值模拟^[33],通过频谱分析发现隔舌压力脉动的主频成分主要集中于叶片通过带通滤波器(BPF Band Pass Filter)附近,仅在小流量工况下因回流效应导致主频略微偏移。研究进一步指出,当运行流量偏离设计点时,隔舌区压力脉动的幅值会因流动分离加剧而呈现指数级增长,这一现象在低比转速泵中尤为显著。该研究从流固耦合角度阐明了隔舌区域作为主要噪声源的物理机制,为优化隔舌几何参数以抑制流动失稳提供了重要参考。

王文杰团队通过搭建双吸式离心泵全流量试验台,采用高频动态压力传感器对蜗壳出口、隔舌及叶轮入口等关键位置的脉动进行多点同步监测^[34]。试验数据表明,蜗壳出口处脉动的主频幅值随流量变化呈现非线性特征:在设计流量(Q_d)工况下幅值达到最小值,当流量低于或高于 Q_d 时幅值分别因进口回流和出口湍流增强而显著上升。通过时频联合分析发现,设计流量与大流量工况下脉动的主导频率与叶片通过频率高度吻合,而小流量工况下则出现低频次谐波分量,这与叶轮入口回流引发的旋转失速现象密切相关。该研究通过实验验证了叶片-蜗壳动静干涉效应的频率调制规律,为离心泵声学性能的工况适应性设计提供了实验支撑。

在降噪技术创新方面,熊仲营等针对离心风机蜗壳内部二次流及涡耗散问题,提出了一种复合型蜗壳结构,通过优化蜗壳截面曲率分布降低流动分离强度^[35]。实验测试表明,改进后的蜗壳可使涡核区域湍动能降低约 35%,对应气动噪声总声压级下降 4.2 dB(A),且中高频宽频噪声抑制效果尤为显著。丛国辉与王福军则采用滑移网格技术对双吸泵隔舌区非定常流动进行精细化数值模拟,通过涡量输运方程量化了叶轮-隔舌间隙对湍流脉动的空间调制作用^[36],发现当间隙小于叶轮直径的 3%时,周期性尾迹涡的破碎将导致高频脉动能量占比提升 12%~18%。这一成果为优化叶轮-蜗壳匹配关系以抑制宽频噪声提供了量化设计

准则。

王镇宇、谭永学等学者进一步将声固耦合效应引入离心泵流致噪声预测体系,提出了一种基于边界元-有限元联合求解的混合计算框架^[37]。该方法首先通过瞬态 CFD 模拟提取蜗壳壁面脉动压力载荷,随后将其映射至结构有限元模型进行振动响应求解,最终采用声学边界元法计算辐射声场。研究团队系统分析了叶片数、叶片出口安放角、流道喉部面积等 12 项几何参数对流动噪声的影响权重,发现叶片数从 6 片增加至 8 片可使叶片通过频率处的声压级降低 5~8 dB,但会导致 2 倍 BPF 谐波分量升高^[38];而将叶片厚度减薄 20%可在不显著影响水力效率的前提下使宽频噪声降低 2.3 dB。这些结论为多目标协同优化下的低噪声离心泵设计建立了参数化调控策略。

随着高性能计算技术的突破,离心泵流动噪声研究手段已从依赖商业软件(如 ANSYS Fluent、LMS Virtual.Lab)的通用化模拟,发展到针对特定问题的自主算法开发。例如,基于 OpenFOAM 开源平台构建的延迟分离涡模拟(DDES Delayed Detached Eddy Simulation)模型,可实现对叶轮内瞬态空化涡的高精度捕捉;结合机器学习算法建立的声源特征降维模型,能够快速预测不同几何拓扑下的噪声频谱特性。然而,数值模拟的可靠性仍受限于物理模型简化(如忽略表面粗糙度、简化湍流模型)、边界条件理想化(如假设无限远声场、忽略管路阻抗)等因素。研究表明,在 1.2Q_d 大流量工况下,传统 CFD 模拟的脉动压力幅值误差可达实验值的 18%~25%,需通过数据同化技术将粒子图像测速法(PIV Particle Image Velocimetry)流场测量结果嵌入仿真模型进行动态修正,方可实现工程级精度的噪声预测。未来研究需进一步融合高保真实验测量、数据驱动建模与多物理场耦合仿真,构建覆盖全工况、全寿命周期的离心泵声学性能数字化孪生平台。

1.2.5 发展趋势

在流体机械领域,气液混合流动的稳定性研究仍面临理论瓶颈。尽管两相流理论已有长足发展,但传统解析数学模型在揭示流动失稳机理方面仍存在显著局限性,尤其在描述旋转机械内部复杂的三维非定常流动特性时,现有理论体系尚难以实现全面有效的表征。数值计算方法的发展为这一领域带来了新的突破,当前仿真技术不仅能预测气液混合工况下泵的水力性能,还可深入解析其内部流场

特征^[39]。但需指出的是，现有数值模型在高气体体积分数条件下的计算精度仍有待提高，基于实验数据的模型修正研究相对匮乏，且对瞬态流动特性的模拟深度尚需进一步拓展^[40]。

得益于计算流体力学（CFD）技术的突破性进展^[41]，数值仿真已逐步取代传统实验测试成为研究叶轮机械两相流动特性的主流手段。近年来，学术界在旋转机械流致振动控制领域取得显著进展，通过优化水力设计有效改善了泵装置的流动稳定性，同时在振动噪声抑制技术方面也取得实质性突破。

1.3 研究内容

（1）基于给定性能参数（流量、扬程、转速），完成低比转速离心泵的水力设计。采用速度系数法确定叶轮关键尺寸（如进口/出口直径、叶片数、包角等），并优化叶片型线为对数螺旋线以改善流动特性；匹配梨形蜗壳结构，通过合理设计基圆直径与断面面积分布，确保能量转换效率。最终构建三维流道模型，为后续流场模拟与振动噪声分析提供基础。

（2）利用 CFD 软件对常态及含气条件下的流场进行数值分析。常态工况下，揭示了叶轮进口低压区与蜗壳高压区的分布规律，以及湍动能集中于流道出口的流动特征；含气工况下，通过流体体积法（VOF Volume of Fluid）模型模拟不同含气率（2%~10%）的气液混合流动，发现气相聚集导致叶轮内部气液分离、扬程与效率显著下降，明确了含气率升高对泵性能的负面影响机制。

（3）结合流场模拟与结构动力学，研究泵的振动噪声机理。通过模态分析识别转子系统固有频率与振型，指出叶轮根部为振动薄弱区域；基于声学模型分析噪声频谱，发现低频噪声源于压力脉动，中高频噪声与湍流涡脱落相关。为降噪优化提供理论依据。

（4）采用正交试验筛选关键结构参数（叶片数、出口宽度等），确定叶片出口宽度对噪声影响最显著；进一步引入改进鲸鱼算法，进行多目标优化，获得降噪效果显著的最优参数组合。优化后叶轮噪声有所降低，且水力性能保持稳定，验证了智能算法在复杂工程问题中的适用性。

（5）为验证数值模拟与优化设计的可靠性，本章搭建离心泵实验台，利用 3D 打印技术制备基础叶轮与优化叶轮，开展对比实验研究。通过噪声测试与外

特性分析，证实优化叶轮在额定工况下的噪声水平显著降低，本章研究不仅为理论分析提供了实践支撑，还通过材料选择（如 9400 光敏树脂）与工艺控制（3D 打印精度误差 $<0.1\text{ mm}$ ），确保了实验的可重复性与工程适用性，为离心泵的产业化应用提供了技术路径。

1.4 本章小结

本部分系统探讨了低比转速离心泵振动噪声抑制技术的工程应用背景与理论研究价值。首先从工业设备能效优化与环保标准提升的双重需求切入，分析了该领域的技术发展驱动力；继而通过学科交叉视角，阐述了流体力学、声学与结构动力学等基础理论对技术创新的支撑作用。针对泵体振动控制这一核心问题，研究综述从流固耦合机理、叶轮优化设计、转子动力学特性等维度对国内外近十年研究成果进行横向对比与纵向梳理，特别关注了复合材质应用、非定常流场调控等创新方向。基于现有文献的成果积淀与技术路径分析，本研究最终构建了涵盖多物理场数值模拟、快速成型试验验证与智能优化算法相结合的技术路线，着力突破传统研究方法的局限性。

第 2 章 离心泵水力设计

离心泵传动轴系的振动成因可归纳为运行过程中产生的轴向与径向交变载荷，同时传动轴的最小截面直径与外部负载存在显著的关联性。本研究聚焦于低转速工况下的离心泵结构，通过流体动力组件的参数化设计，构建具有工程应用价值的力学分析模型。

2.1 水力设计

泵的流体通道元件开发通常被称为泵体通流结构工程设计，其核心任务是根据特定工况参数完成离心泵核心组件的结构优化。该技术流程主要包含叶轮几何造型和导流结构适配两大阶段：首先需要完成旋转叶片的流体动力学设计，随后依据叶轮出口特征参数进行匹配性压水装置和进水装置的流道优化，确保各级过流部件之间形成协调的流动匹配关系。

2.1.1 结构参数确定

该类型泵体的关键性能指标已系统性地整理于表 2-1 中。

表 2-1 离心泵的设计参数

参数	流量 $Q(\text{m}^3/\text{h})$	扬程 $H(\text{m})$	转速 $n(\text{r}/\text{min})$
数值	16	20	2900

(1) 离心泵进出口直径

离心泵的进口直径结果通常按式 (2-1) 进行计算^[42]。

$$D_s = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_s}} \quad (2-1)$$

式中，

D_s ——泵进口直径(m)；

Q ——泵流量(m^3/s)；

v_s ——泵进口流速(m/s)。

离心泵入口处的流速通常控制在 1-3m/s 的合理区间。在工程设计中，当需要优先考虑设备紧凑性和介质输送效率时，可适当提高流速参数并相应缩小入口

管径；反之若需增强设备抗空化性能，则宜采用较低流速配合较大口径的入口设计。实际工程应用中，需根据具体工况参数进行综合评估，通过水力计算合理确定入口流速及其对应的管道直径参数。

离心泵的出口直径按式（2-2）进行计算^[42]。

$$D_d = (1 \sim 0.7)D_s \quad (2-2)$$

式中，

D_d ——泵出口直径(mm)。

离心泵的出口流速按式（2-3）计算^[42]。

$$v_d = \frac{4Q}{\pi D_d^2} \quad (2-3)$$

v_d ——泵的出口流速(m/s)；

令 $D_d=0.77D_s$ ，经计算后圆整得 $D_d=41\text{mm}$ ， $v_d=3.38\text{m/s}$ 。

（2）离心泵比转速的确定

离心泵的比转速是核心性能参数，其计算依据流体机械相似理论。该参数通过整合流量、转速及扬程三个关键运行指标，成为叶轮机械设计的重要依据。对于离心泵这类流体机械，部分要求比转速数值不能太高，这种特性对应着设备在低流量工况下实现高扬程输出的运行特点。其数学表达式可参考式（2-4）^[42]，该公式定量描述了各参数间的内在关联性。

$$n_s = \frac{3.65n\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (2-4)$$

式中，

n_s ——比转速。

经计算得，

$$n_s = 74.62$$

（3）离心泵的效率估算

离心泵的水力效率按式（2-5）计算^[42]。

$$\eta_h \approx 1 + 0.08351 \lg^3 \sqrt{\frac{Q}{n}} \quad (2-5)$$

$$\eta_h = 0.84$$

离心泵的容积效率按式（2-6）计算^[42]。

$$\eta_v \approx \frac{1}{1 + 0.68 \eta_s^{\frac{2}{3}}} \quad (2-6)$$

$$\eta_v = 0.96$$

圆盘摩擦损失的机械效率按式（2-7）计算^[42]。

$$\eta'_m = 1 - 0.07 \frac{1}{\left(\frac{n_s}{100} \right)^{\frac{7}{6}}} \quad (2-7)$$

$$\eta'_m = 0.90$$

离心泵的机械效率按式（2-8）计算^[42]。

$$\eta_m = \eta'_m - \eta_b \quad (2-8)$$

式中，

η_b ——轴承和填料的损失， $\eta_b = 0.02 \eta_m$ ， $\eta_m = 0.88$

离心泵的总效率按式（2-9）计算^[42]。

$$\begin{cases} \eta = \eta_m \eta_v \eta_h \\ \eta = 0.71 \end{cases} \quad (2-9)$$

（4）计算轴功率及电动机功率

离心泵的功率按（2-10）计算^[42]。

$$P = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta} \quad (2-10)$$

式中，

ρ ——介质密度，(kg/m³)； $\rho=1000\text{kg/m}^3$ ；

g ——重力加速度，(m/s²)； $g=9.81\text{m/s}^2$ ；

经计算得，

$$P = 1.23 \text{kw}$$

驱动电动机的功率按式（2-11）计算^[42]。

$$P_c = \frac{k_m}{\eta_t} P \quad (2-11)$$

式中，

k_m ——电动机余量系数， $k_m=1.1\sim 1.2$ ；取 $k_m = 1.2$ ；

η_t ——传动效率，选用电动机直联驱动， $\eta_t=1$ 。

$$P_c = 1.48 \text{ kw}$$

驱动电动机输出转矩按（2-12）计算^[42]。

$$\begin{cases} M_n = 9550 \frac{P_c'}{n} \\ P_c' = 1.15 P \end{cases} \quad (2-12)$$

式中，

P_c' ——计算功率，(kw)； $M_n = 4.66 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。

为维持离心泵系统的高效稳定运行，其轴功率往往需配置得较同规格金属泵更高。基于设备安全运行的考量，本研究选配的 Y2-132S1-2-4kW 型电动机在满足驱动需求的同时，特别设计了过载保护机制以确保系统可靠性。

2.1.2 泵轴径和叶轮轮毂直径

泵轴的最小直径按式（2-13）计算^[42]。

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_n}{0.2[\tau]}} \quad (2-13)$$

式中，

$[\tau]$ ——许用切应力，(Pa)。

泵轴的材质是 45 号钢^[43]，按照材料手册的推荐参数，该材料的允许剪切应力为 45MPa。经强度校核计算，确定泵轴最小直径为 10mm。考虑到该设备以清水为输送介质且工作载荷平稳，故采用该计算值作为轴径基准。在叶轮轮毂结构设计环节，为满足运行过程中机械强度和刚性要求，通常将轮毂直径控制在最小轴径的 1.4-2 倍范围。结合工程实践经验和安全系数要求，本设计最终确定叶轮轮毂直径为 20mm。

2.1.3 离心泵叶轮主要尺寸

离心泵叶轮的常见结构类型包含开放式、半开放式和封闭式三种。相较其他类型，本研究采用的叶轮结构基于半开放形式进行设计，该类型结构在工程领域具有两方面突出特性：其一在于其卓越的抗机械应力性能，能够有效应对复杂工况下的结构完整性需求；其二体现在优异的加工性能方面，其几何构型更易于通过现代制造工艺实现精准成型。其三维构造特征与关键几何参数可通过图 2-1 所示的工程图纸获得详细技术信息。

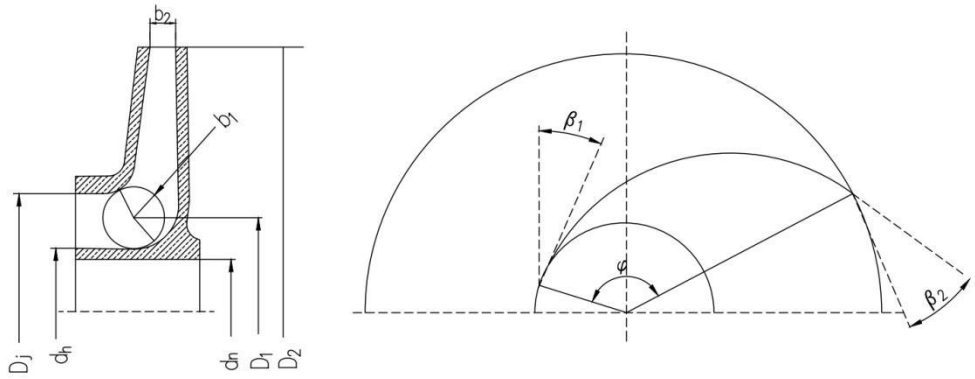


图 2-1 叶轮的结构和主要尺寸

叶轮的结构设计通常涉及多种方法学，其中较为典型的技术路径包括相似性换算准则、速度系数推导法以及基于叶轮外径 D_2 或叶片出口角 β_2 参数的理论解析法。本研究的创新点在于采用速度系数法作为核心计算手段，通过建立流体动力学模型对叶轮的几何特征参数进行系统性求解。

(1) 离心泵的叶轮进口直径

叶轮进口直径按式 (2-14) 计算^[42]。

$$D_0 = k_0 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \quad (2-14)$$

式中，

k_0 ——系数；

为确保离心泵即有较好的抗汽蚀性能，又能使其在工作时效率相对不变，取 $k_0=4.5$ 。

$$D_0 = 53 \text{ mm}$$

对于叶轮进口直径按式 (2-15) 计算^[42]。

$$D_j = \sqrt{D_0^2 + d_h^2} \quad (2-15)$$

式中，

d_h ——轮毂直径，(mm)；

d_h 仅在结构设计时有效，水力设计时 $d_h=0$ 。

$$D_j = D_0 = 53 \text{ mm}$$

取 $D_j=53\text{mm}$ 。

叶片进口直径估算按式 (2-16) [42]。

$$D_1 = k_l D_j \quad (2-16)$$

式中，

k_l ——系数， $k_l=0.7\sim 1.0$ ；

系数 k_l 由比转数确定，低比转速取大值，高比转速取小值， $k_l=1$ 得，

$$D_1 = 53 \text{ mm}。$$

(2) 离心泵的叶轮出口直径

叶片出口直径按式 (2-17) 初步估算[42]。

$$\begin{cases} D_2 = k_D \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \\ k_D = 9.35 k_{D2} \left(\frac{n_s}{100} \right)^{\frac{1}{2}} \end{cases} \quad (2-17)$$

式中，

k_{D2} —— D_2 修正系数；

k_{D2} 与泵的形式和比转速有关，本文采用的是单级式离心泵， $k_{D2}=9.88$ 。

取 $D_2=131\text{mm}$ 。

(3) 离心泵的叶轮出口宽度

叶片出口宽度按式 (2-18) 计算[42]。

$$\begin{cases} b_2 = k_b \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \\ k_b = 0.78 k_{b2} \left(\frac{n_s}{100} \right)^{\frac{5}{6}} \end{cases} \quad (2-18)$$

式中,

k_{b2} —— b_2 修正系数;

k_{b2} 与泵的形式和比转速有关,本文采用的是单级式塑料离心泵, $k_{b2}=1.067$ 。

$$k_b = 0.71$$

$$b_2 = 7.52 \text{ mm}$$

取 $b_2 = 7 \text{ mm}$ 。

(4) 离心泵的叶轮进出口安放角

叶片安放角是流体机械中表征叶片空间位置的重要参数,具体定义为叶片工作面与流面交线和旋转周向切线形成的夹角。根据流体在叶轮中的运动轨迹,该参数可细分为两个关键指标:位于流体入口区域的 β_1 角(前缘安放角)和出口区域的 β_2 角(后缘安放角)^[44],其几何关系如图 2-2 所示。

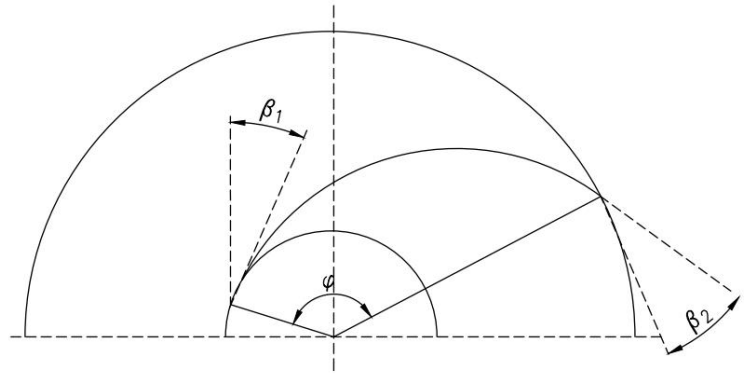


图 2-2 叶轮进出口安放角

叶片进口安放角 β_1 应大于液流角 β_1' , 其差 $\Delta\beta = \beta_1 - \beta_1'$ 为冲角, 取值范围为 $3^\circ \sim 15^\circ$ 。

进口相对液流角 β_1' 按式(2-19)计算^[42]。

$$\tan\beta_1' = \frac{v_{m1}}{u_1 - v_{u1}} \quad (2-19)$$

式中,

u_1 ——计算点液体的圆周速度, (m/s);

v_{m1} ——计算点液体的轴面速度, (m/s);

v_{u1} ——计算点液体的圆周分速度, (m/s)。

圆周速度由吸水室的结构决定，本文采用圆柱形吸水室， $v_{ul}=0$ ，圆周速度按式（2-20）计算^[42]。

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} \quad (2-20)$$

叶片进口轴面速度按式（2-21）计算^[42]。

$$\begin{cases} b_1 = \frac{Q}{\pi v_{m1} D_1 \eta_v} \\ v_{m1} = (0.4 \sim 0.83) v_{m0} \\ v_{m0} = K_{v0} \sqrt{2gH} \end{cases} \quad (2-21)$$

式中，

b_1 ——叶片入口宽度(m)；

v_{m0} ——叶轮的入口速度(m/s)；

K_{v0} ——速度系数；查表^[40]得 $K_{v0} = 0.17$ 。

取 $v_{m1} = 0.78 v_{m0}$ ，

$$b_1 = 10.59 \text{mm} \approx 11 \text{mm}$$

叶片安装角的确定遵循迭代计算原则：首先设定初始排挤系数 Ψ'_l 并计算对应流线液流角 β'_1 ，结合工程经验选取合适正冲角 $\Delta\beta$ 后，推导得出初步安装角 β_l 。将该角度代入排挤系数 Ψ_l 的数学模型进行验证，当计算结果与预设值的误差处于允许范围内时，即可确认 β_l 为有效设计值；若偏差超出阈值，则需重调整 Ψ'_l 参数进行迭代运算直至收敛。

研究数据显示，入口安装角 β_l 的典型取值为 25° ，该参数已通过多组实验数据验证^[21]。对于出口角 β_2 的确定，考虑到其对泵效特性的显著影响（经验取值范围 $18^\circ\text{-}40^\circ$ ），结合当前研究对象的工况特点，最终选定 $\beta_2=35^\circ$ 作为最优解。这种角度配置在保证流动效率的同时，有效控制了边界层分离等水力损失问题。

(5)离心泵的叶片数

叶片数按式（2-22）计算^[42]。

$$z_y = 6.5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad (2-22)$$

$$z_y = 7.66$$

为了保证离心泵具有较高的效率，根据设计经验取值 $z_v=6$ 。

(6)离心泵的叶片外径

离心泵理论扬程按式（2-23）计算^[42]。

$$H_t = \frac{H}{\eta_h} \quad (2-23)$$

$$H_t = 23.8\text{m}$$

有限叶片修整系数按公式（2-24）计算^[42]。

$$\begin{cases} P = 2 \frac{\psi}{z} \frac{R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} \\ \psi = \alpha \left(1 + \frac{\beta_2}{60} \right) \end{cases} \quad (2-24)$$

式中，

α ——经验系数，取 $\alpha=0.7$ ；

R_1 ——叶片进口半径，(m)；

R_2 ——叶片出口半径，(m)。

$$P = 0.44$$

出口圆周速度按式（2-25）计算^[42]。

$$u_2 = \frac{v_{m2}}{2 \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{v_{m2}}{2 \tan \beta_2} \right)^2 + gH_{t\infty}} \quad (2-25)$$

$$v_{m2} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \phi_2 \eta_v}$$

$$\phi_2 = 1 - \frac{\delta_2 z}{D_2 \pi} \sqrt{1 + \left(\frac{\cot \beta_2}{\sin \lambda_2} \right)^2}$$

$$H_{t\infty} = (1 + P)H_t$$

式中，

v_{m2} ——出口轴面速度，(m/s)；

ϕ_2 ——叶片出口排挤系数；

$H_{t\infty}$ ——无穷叶片数理论扬程，(m)；

δ_2 ——叶片出口真实厚度，(m)；

λ_2 ——叶片出口轴面流线与轴面截线间夹角, ($^\circ$);

可得, $v_{m2} = 0.83 \text{ m/s}$ $u_2 = 18.93 \text{ m/s}$

叶轮出口直径按式 (2-26) 计算^[42]。

$$D_2 = \frac{60u_2}{\pi n} \quad (2-26)$$

$$D_2 = 124.67 \text{ mm}$$

取 $D_2 = 131 \text{ mm}$

(7) 叶片包角的确定

在叶片数量为 5-8 片的常规设计中, 工程实践表明包角参数宜控制在 75° - 150° 范围。经综合比较, 本研究 ϕ 确定采用 130° 包角设计方案。

(8) 叶片型线的优化选择

本研究选用具有等变角特征的对数螺旋线型作为叶轮基本构型。

当 $\beta_1 \neq \beta_2$ 时, β 变化率按式 (2-27) 计算^[42]。

$$\begin{cases} \beta(\theta) = \arctan(\alpha\theta^{k_2} + b) \\ \alpha = \frac{\tan\beta_2 - \tan\beta_1}{\phi^k} \\ b = \tan\beta_1 \\ k_2 = \frac{(\tan\beta_2 - \tan\beta_1)\phi}{\ln \frac{r_2}{r_1} - \phi \tan\beta_1} - 1 \end{cases} \quad (2-27)$$

式中,

θ ——包角 ϕ 的变化值, 取值范围为 $[0, \phi]$, ($^\circ$);

k_2 ——指数。

螺旋线型线方程按式 (2-28) 绘制^[42]。

$$r = r_1 e^{\theta \left(\frac{\tan\beta_2 - \tan\beta_1}{k_2 + 1} \left(\frac{\theta}{\phi} \right)^{k_2} + \tan\beta_1 \right)} \quad (2-28)$$

将参数带入所编写的关系公式中, 即可获得叶片型线。

(9) 叶片厚度

叶片厚度的选择范围在 4-8mm 内, 本文选择叶片入口厚度为 4mm, 出口厚度为 4mm, 叶片厚度为均匀变化。

2.1.4 压水室主要尺寸

离心泵的水压室断面形状分为矩形、梯形和梨形，设计者可以根据设计需要进行选择^[45]。离心泵水压室断面的矩形、梯形和梨形各有特点。矩形断面结构简单，加工方便，适用于小流量低比转速泵，但水力性能相对较差；梯形断面应用广泛，水力性能好，可根据比转速等因素调整斜边角度；梨形断面是在梯形基础上优化而成，形状更符合流体力学原理，能进一步降低水力损失，提高泵的效率，常用于对效率要求较高的单级单吸离心泵。本文采用单蜗室结构，蜗壳断面为梨形断面。

(1) 蜗壳断面的基圆直径

基圆直径按式（2-29）计算^[42]。

$$D_3 = (1.03 \sim 1.08) D_2 \quad (2-29)$$

可得， $D_3 = 141 \text{ mm}$

(2) 蜗室的进口宽度

蜗室的进口宽度按式（2-30）计算^[42]。

$$b_3 = b_2 + (5 \sim 10) \quad (2-30)$$

可得， $b_3 = 16 \text{ mm}$

(3) 蜗室的隔舌安放角

蜗室的隔舌安放角通常与比转速有关，本文蜗室的隔舌安放角 $\varphi_0 = 20^\circ$

(4) 各蜗室的断面面积

蜗室的第八断面面积按公式（2-31）计算^[42]：

$$\begin{cases} F_8 = \frac{Q_8}{k_3 \sqrt{2gH}} \\ Q_8 = \frac{360 - \varphi_0}{360} Q \end{cases} \quad (2-31)$$

式中，

Q_8 ——第八断面流量(m^3/s)；

F_8 ——第八断面面积(m^2)；

k_3 ——速度系数, $k_3=0.34$;

经计算得, $F_8=623.55\text{mm}^2$

其他断面面积按照式 (2-32) 进行计算^[42]。

$$F_i = \frac{i}{8} F_8 \quad (2-32)$$

式中,

i ——截面顺序号, $i=1\sim7$;

F_i ——其他断面面积(mm^2)。

蜗室断面设计结果如下表。

表 2-2 蜗室断面面积

编号	1	2	3	4	5	6	7	8
包角/rad	$\pi/4$	$\pi/2$	$3\pi/4$	π	$5\pi/4$	$3\pi/2$	$7\pi/4$	2π
面积/ mm^2	77.94	155.89	233.83	311.78	389.72	467.66	545.61	623.55

2.2 过流部件的模型建立

完成低比转速离心泵的结构设计后, 通过二维软件绘制二维工程图, 同时使用三维软件对离心泵的几何结构进行建模, 这里主要绘制叶轮与蜗壳等三维图形。

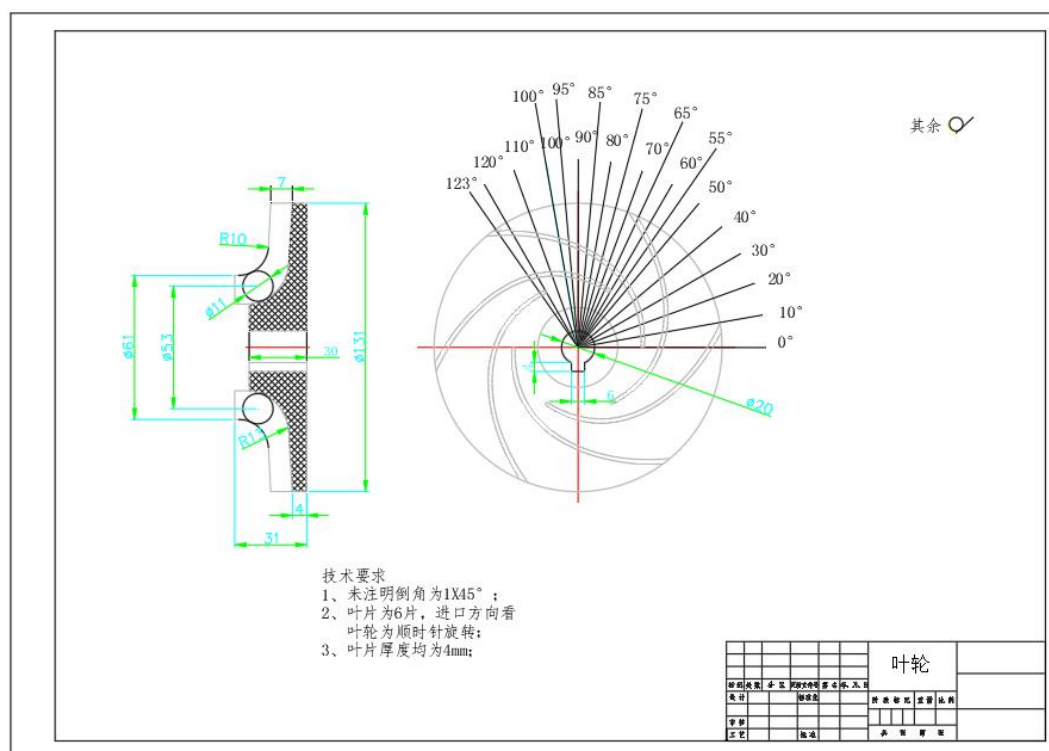


图 2-3 叶轮二维零件图

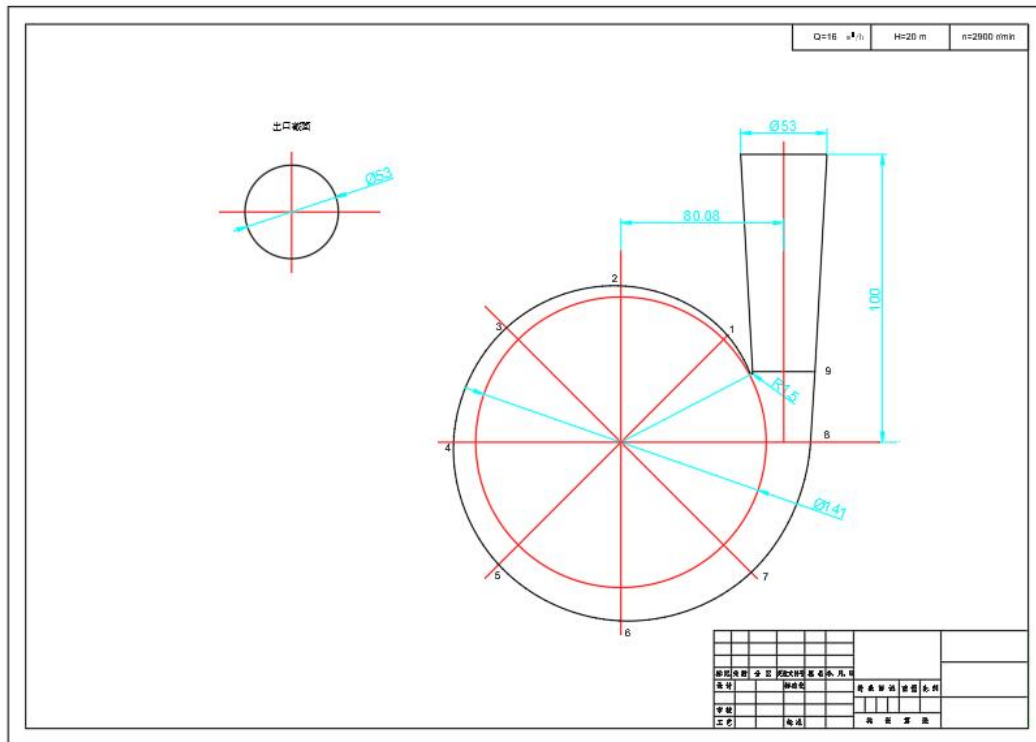


图 2-4 蜗壳二维零件图



图 2-5 离心泵叶轮模型



图 2-6 离心泵蜗壳三维模型

2.3 本章小结

本章围绕低比转速离心泵的水力设计展开，基于给定的流量、扬程和转速等核心参数，完成了叶轮、蜗壳等关键部件的几何参数计算与结构设计。采用速度系数法确定叶轮的主要尺寸，包括进口直径、出口直径、叶片数、叶片包角等，并通过优化叶片型线为对数螺旋线，减少流动分离和能量损失。蜗壳设计为梨形断面，通过合理匹配基圆直径、隔舌安放角及断面面积分布，确保流道内能量转

换效率最大化。最终利用三维建模软件构建了叶轮、蜗壳及整体流道的实体模型，为后续流场模拟与振动分析提供了精确的几何基础。本章不仅遵循传统水力设计方法，还针对高分子材料的特性进行适应性调整，为后续研究奠定了结构优化的技术框架。

第3章 低比转速离心泵常规和含气条件下内部流动特性

本章构建了低比转速离心泵在常态工况下的全流场数值模拟方法，并完成了相应的数值计算及实验验证。在额定流量条件下，研究了离心泵的外特性变化规律和内部流动状态，为后续章节中含气工况下的内流分析提供了基础。

3.1 条件数值计算

首先建立计算域模型，为了探究低比转速离心泵内部流场的规律，将该离心泵模型简化为进口、叶轮、蜗壳和出口四个主要部分^[46]。并利用三维软件对其进行实体建模，如图 3-1 所示。为确保流动能够充分发展，对模型的进出口部分进行了适当延长处理。



图 3-1 离心泵流体域

3.1.1 网格划分

对低比转速离心泵进行网格划分，对叶轮叶片以及蜗壳隔舌区域进行网格加密，其它部分则进行正常划分，网格划分采用多面体网格，如图 3-2 所示。

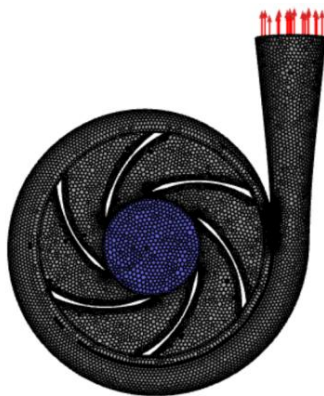


图 3-2 低比转速离心泵网格划分

3.1.2 网格无关性验证

在低比转速离心泵的数值模拟研究中，网格无关性验证是协调计算精度与计算效率的核心技术环节^[47]。本研究基于额定工况（转速 2900r/min，流量 1Q）开展系统性网格敏感性试验，通过分层加密策略逐步提升计算模型的网格密度，同时监测扬程等关键性能指标的变化趋势。数值实验表明，当网格单元数量达到 2.27×10^6 量级时，扬程计算值的波动幅度收敛于 $\pm 0.5\%$ 以内，满足工程仿真误差控制要求。该网格规模的确定充分考虑了数值解的收敛特性，在保证计算精度的前提下合理控制计算成本，有效避免了过密网格导致的迭代次数激增问题。工程实践证明，该分析方法能够有效平衡计算资源投入与结果可靠性，是数值模拟研究中的重要质量控制环节。

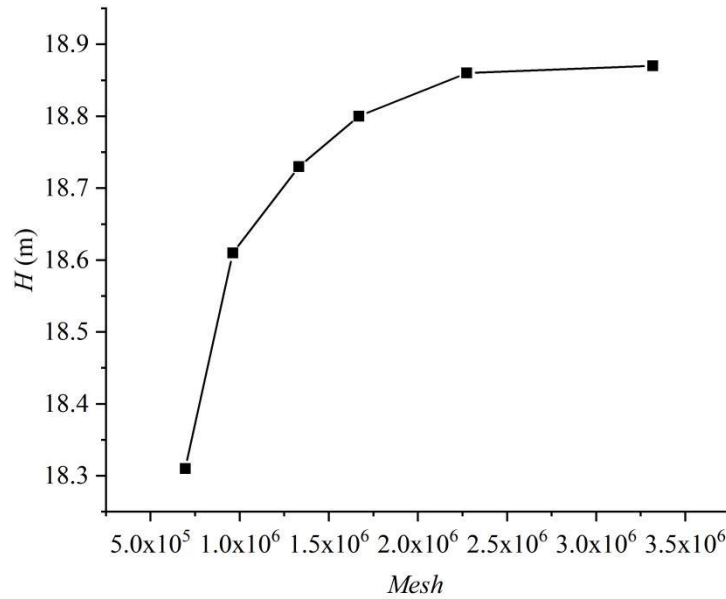


图 3-3 网格无关性验证

3.1.3 数值计算湍流方程

本文在常态工况条件下，对低比转速离心泵进行数值计算时选取的湍流模型为标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型^[48]，其控制方程为：

$$\frac{\partial (\rho_1 k)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_1 u_j k)}{\partial x_j} = p_t - \rho_1 \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3-1)$$

$$\frac{\partial(\rho_l \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_l u_j \varepsilon)}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_t - C_{\varepsilon 2} \rho_l \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \sigma}{\partial x_j} \right] \quad (3-2)$$

$$\mu_t = \frac{c_\mu \rho_l k^2}{\varepsilon} \quad (3-3)$$

式中,

模型常数分别为 $C_{\varepsilon 1} = 1.44$, $C_{\varepsilon 2} = 1.92$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$, $\sigma_K = 1.0$, $C_\mu = 0.09$, P_t 是湍动能生成项; μ_t 是湍流粘性系数, 是 k 和 ε 的函数; k 是湍动能 (m^2/s^2); ε 是湍流耗散率 (m^2/s^2); c 是经验系数。

3.1.4 数值计算边界条件

为深入探究低比转速离心泵的外部性能特征与内部流场分布规律, 本研究采用数值模拟方法对其开展流动特性分析。在计算域设置方面, 采用动静耦合分区方式, 将叶轮区域定义为旋转坐标系, 其余四个流体域均保持静止状态^[49]。模拟过程中以 25°C 液态水作为工作介质, 叶轮转速设定为 2900 转/分钟。边界条件采用进口质量流量与出口总压 (1 个标准大气压) 的双重控制模式, 同时设置所有壁面边界为无滑移条件。

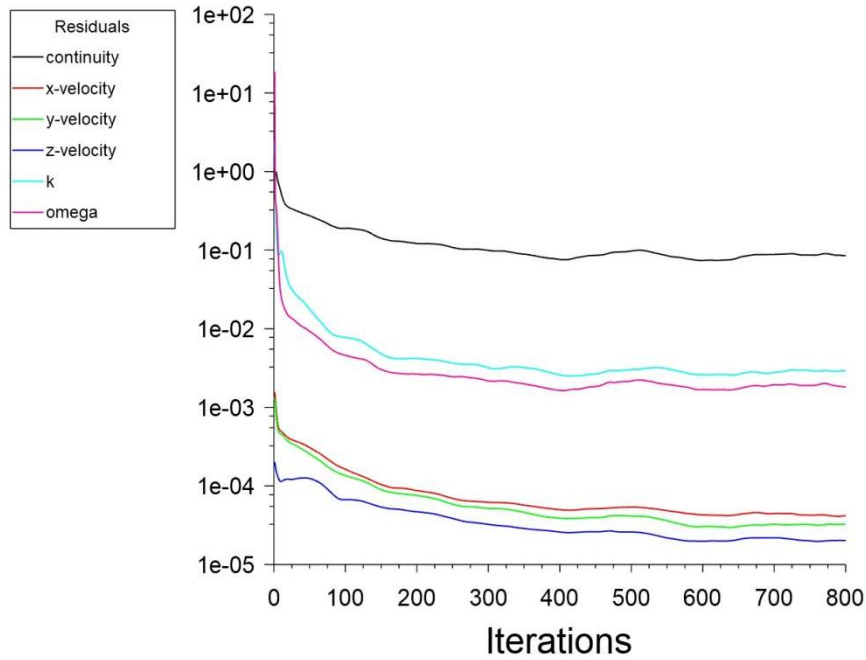


图 3-4 离心泵残差曲线图

3.2 模型泵内部流场分析

为研究常态工况条件下叶轮离心泵性能变化的根本原因,本节对低比转速离心泵内部流动进行分析。

3.2.1 模型泵中截面压力图分布特性

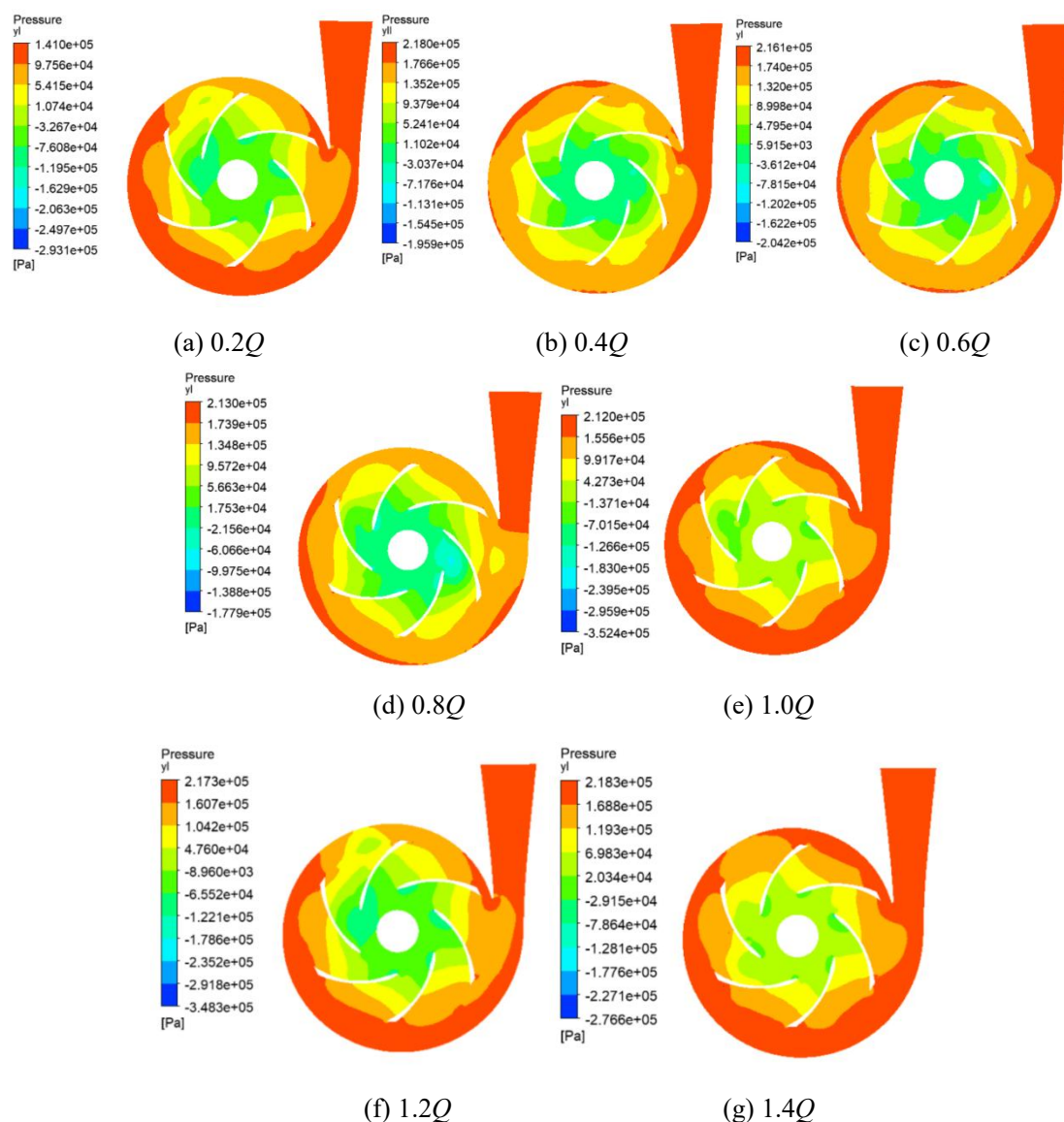


图 3-5 2900r/min 工况下离心泵中间截面的压力云图

图 3-5 展示了在 2900r/min 转速下,不同流量条件下离心泵中间截面的压力分布情况。图中通过颜色变化来表示压力的大小,颜色从蓝色到红色变化,代表压力从低到高的变化。图中显示了六个不同的流量条件,分别为 $0.2Q$ 、 $0.4Q$ 、 $0.6Q$ 、 $0.8Q$ 、 $1.0Q$ 、 $1.2Q$ 和 $1.4Q$ 。在 $0.2Q$ 流量条件下,压力分布较为均匀,中心区域的压力值相对较低,颜色主要为蓝色,表示该区域的压力较小。随着流量

的增加, 压力分布开始出现变化, 中心区域的压力值有所增加, 颜色逐渐向绿色过渡, 表明压力值有所增大。在 $0.6Q$ 流量条件下, 压力分布开始出现不均匀, 中心区域的压力值继续增加, 而边缘区域的压力值相对较低。在 $0.8Q$ 和 $1.0Q$ 流量条件下, 压力分布进一步不均匀, 中心区域的压力值继续增加, 边缘区域的压力值相对较低, 颜色主要为绿色和黄色。在 $1.2Q$ 和 $1.4Q$ 流量条件下, 压力分布更加不均匀, 中心区域的压力值进一步增加, 边缘区域的压力值相对较低, 颜色主要为黄色和橙色, 甚至出现了红色区域, 表明压力值较大。这种压力分布的变化可能会对离心泵的性能产生影响, 如增加泵的气蚀风险和降低泵的效率。

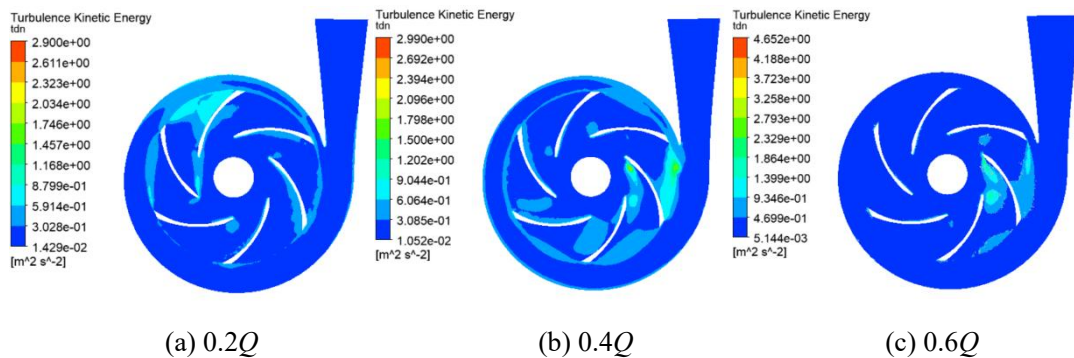
图中压力数据涵盖流量工况 $0.2Q$ 至 $1.4Q$, 共包含 11 组压力值, 整体呈现从正压向负压过渡的规律。随着流量从 $0.2Q$ 增至 $1.4Q$, 测点的最大压力在 $2.12 \times 10^5 \text{ Pa}$ 至 $2.18 \times 10^5 \text{ Pa}$ 间小幅波动, 但负压区显著增强, 最低压力从 $-2.93 \times 10^5 \text{ Pa}$ ($0.2Q$) 扩展至 $-3.52 \times 10^5 \text{ Pa}$ ($0.8Q$), 降幅达 20.1%, 表明高流量下系统压差急剧扩大, 低压区压力持续下降。在流量 $0.8Q$ 时出现异常骤降 ($-3.52 \times 10^5 \text{ Pa}$), 较相邻工况 ($0.6Q$ 为 $-1.78 \times 10^5 \text{ Pa}$) 降幅显著, 可能由流量突增引发局部涡流或空化效应; 后续 $1.2Q$ 至 $1.4Q$ 压力小幅回升至 $-3.48 \times 10^5 \text{ Pa}$, 说明在高流量下趋于动态平衡。数据整体符合流量-压降非线性关系, 负压扩展速度随流量增加而加快。

3.2.2 模型泵湍动能分析

湍动能 (Turbulence Kinetic Energy) 是一种常用来描述流体粘性耗散程度损失大小与产生脉动扩散范围的物理量, 可以用下式估算:

$$k = \frac{3}{2}(ul)^2 \quad (3-4)$$

式中: u 为平均速度, m/s ; l 为湍流强度。



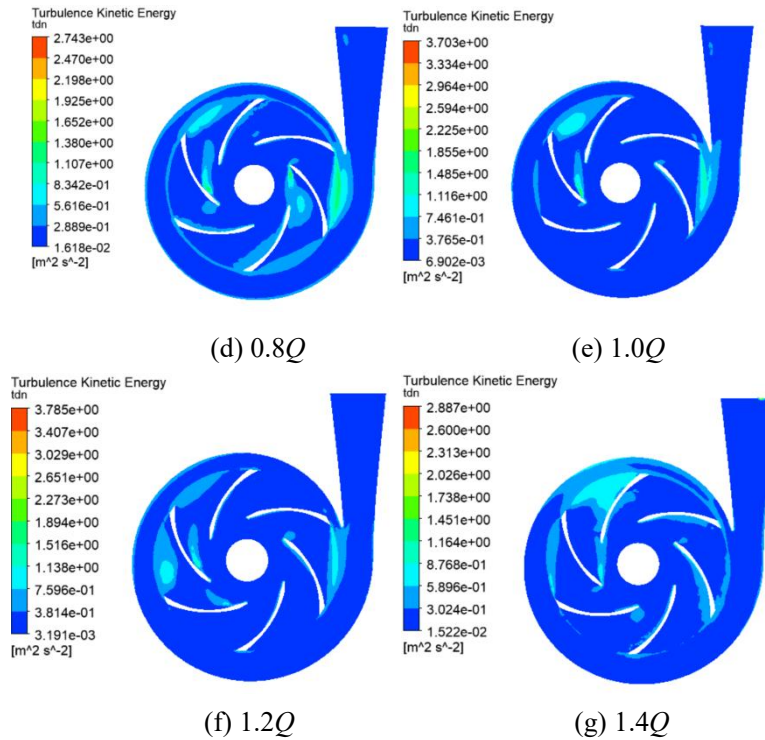


图 3-6 2900r/min 工况下离心泵中间截面的湍动能云图

从图 3-6 中可以观察到,随着流量系数 Q 的增加,湍动能的分布也发生了变化。在 $0.2Q$ 条件下,湍动能分布较为均匀,整体呈现出较低的湍动能水平。随着流量增加到 $0.4Q$,湍动能开始在叶片区域出现局部高值,显示出流体在该区域的不稳定性增加。当流量进一步增加到 $0.6Q$ 时,湍动能的高值区域变得更加明显,尤其是在叶片出口附近,这表明流体在此处的湍流强度显著增强。

在 $0.8Q$ 条件下,湍动能的整体分布与 $0.6Q$ 相似,但高值区域更为集中,且数值更高,显示出更强烈的湍流现象。当流量达到 $1.0Q$ 时,湍动能在整个流道内的分布变得更加复杂,不仅在叶片出口处存在高值区域,而且在叶片进口处也出现了明显的湍动能峰值,这可能是由于流体在该区域的流动状态发生了显著变化。

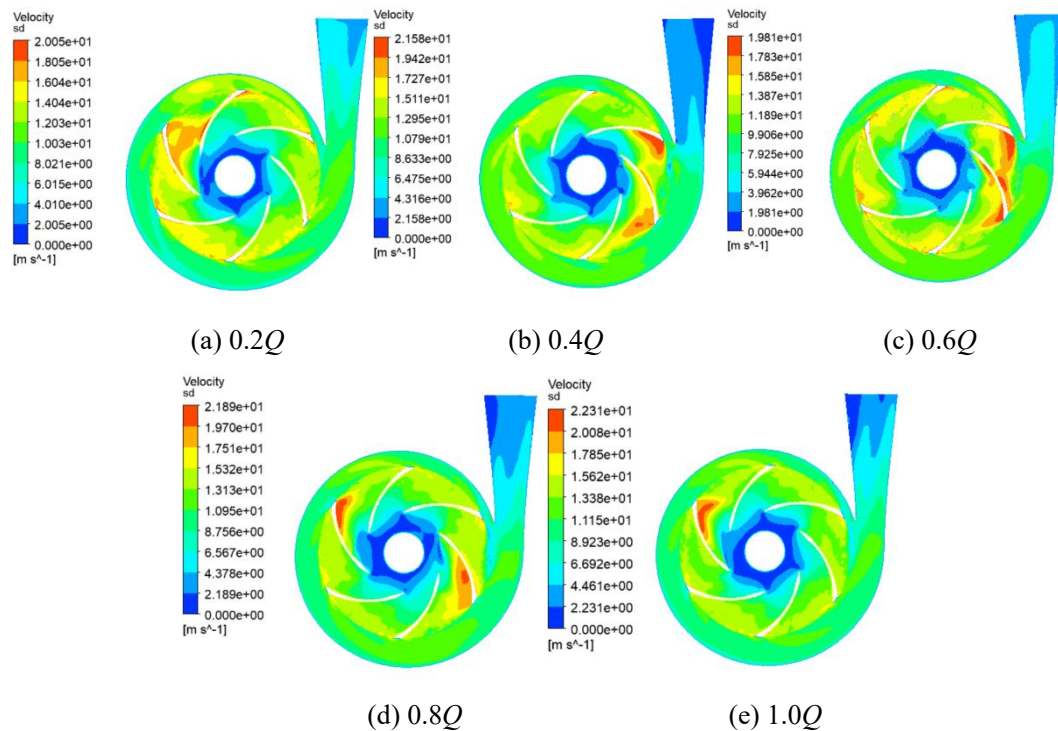
随着流量继续增加到 $1.2Q$,湍动能的分布变得更加不均匀,高值区域更加分散,显示出流体在多个位置同时发生剧烈的湍流现象。最后,在 $1.4Q$ 条件下,湍动能的整体水平达到了最高,整个流道内都存在明显的高值区域,尤其是叶片区域,这表明流体在该条件下的湍流强度达到了最大值。

图中湍流动能数据涵盖流量工况 $0.2Q$ 至 $1.4Q$,整体呈现随流量变化的非线性特征。从 $0.2Q$ 到 $0.6Q$,湍流动能显著增强,最大值从 $2.900e+00$ ($0.2Q$) 升至 $4.652e+00$ ($0.6Q$),增幅达 60.4%;最小值从 $1.429e-02$ 升至 $5.144e-03$,显

示低流量下湍流强度逐渐累积。但流量继续增至 $0.8Q$ 时, 最大值回落至 $3.703e+00$, 随后在 $1.0Q$ 小幅升至 $3.785e+00$, $1.2Q$ 和 $1.4Q$ 时进一步降至 $2.887e+00$, 表明湍流动能在中高流量 ($0.6Q$ - $1.0Q$) 达到峰值后趋于减弱, 可能因流体能量耗散或流动结构改变。值得注意的是, $0.6Q$ 工况数据异常突出, 其最大值 ($4.652e+00$) 显著高于相邻工况, 或说明该流量下存在强烈的涡旋生成或流动分离现象。数据整体显示湍流动能与流量并非单调正相关, 中流量 ($0.6Q$ - $1.0Q$) 为湍流活跃区间, 高流量 ($1.2Q$ - $1.4Q$) 下能量反降, 可能与系统惯性阻力增强或流动趋于稳定有关。

总体来看, 速度云图提供了离心泵在不同工况下流体速度分布的直观信息, 有助于理解泵的工作原理和性能。通过分析, 可以进一步优化泵的设计, 提高其在不同工况下的性能和效率。

3.2.3 模型泵速度云图分析



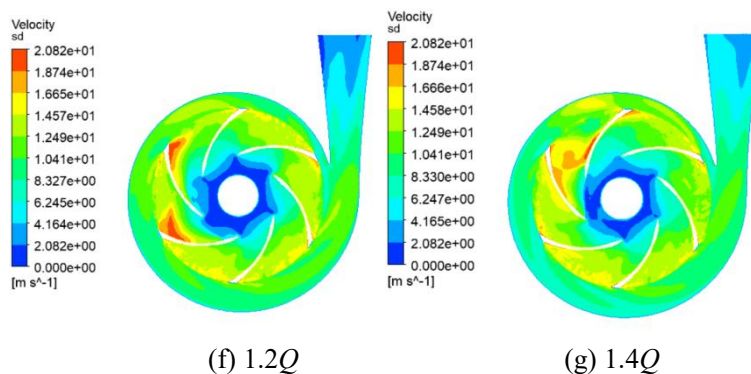


图 3-7 2900r/min 工况下离心泵中间截面的速度云图

从图 3-7 中可以观察到，随着流量系数 Q 的增加，流体在泵内的速度分布也发生了显著变化。在低流量系数（如 $0.2Q$ 和 $0.4Q$ ）时，流体速度主要集中在泵的出口区域，且速度梯度较大，表明流体在这些区域的加速较为显著。随着流量系数的增加，流体速度分布开始向泵的中心区域扩展，且速度梯度逐渐减小，显示出流体在泵内的分布更加均匀。

在中等流量系数（如 $0.6Q$ 和 $0.8Q$ ）时，流体速度分布呈现出较为复杂的形态，既有高速区域也有低速区域，这可能是由于流体在泵内的流动路径和泵的设计特性导致的。在这些流量系数下，流体的流动可能受到泵内部结构的影响，如叶片的设计和分布，从而影响流体的速度分布。

在高流量系数（如 $1.0Q$ 、 $1.2Q$ 和 $1.4Q$ ）时，流体速度分布趋于稳定，且在整个泵截面上的速度差异较小，显示出流体在泵内的流动更加平稳。这可能是由于在高流量下，泵的设计能够更好地适应流体的流动需求，从而减少流体的涡流和湍流，提高泵的效率。

图中的速度数据呈现从最大值线性递减至零的分布规律。随流量从 $0.2Q$ 增至 $1.0Q$ ，速度峰值从 20.05 m/s 逐步提升至 22.31 m/s ，增幅约 11.3% ，表明流量增加初期可显著增强流动动能；但流量继续增至 $1.2Q$ 和 $1.4Q$ 时，峰值回落至 20.82 m/s ，降幅约 6.7% ，说明高流量下系统可能因惯性阻力增强或能量耗散加剧导致速度受限。各工况速度分布梯度一致，最大值与零值间呈均匀递减，例如 $0.6Q$ 时速度从 19.81 m/s 降至 0 m/s ，梯度为 1.80 m/s 每数据点，反映流动路径上存在稳定的粘性边界层效应。异常点出现在 $1.0Q$ 工况，其速度峰值（ 22.31 m/s ）为全局最高，随后在 $1.2Q$ - $1.4Q$ 时回落，可能因流量超过临界值后湍流分离或局部阻力突增削弱核心流动效率。整体数据显示速度与流量呈非线性关系，中高流量（ $0.6Q$ - $1.0Q$ ）为速度增长活跃区间，但高流量（ $1.2Q$ - $1.4Q$ ）下增速不可持续。

总体来看，速度云图提供了离心泵在不同工况下流体速度分布的直观信息，有助于理解泵的工作原理和性能。通过分析，可以进一步优化泵的设计，提高其在不同工况下的性能和效率。

3.3 泵内气液两相流理论基础

离心泵的常规设计主要针对单一液相介质，当应用于气液混合输送时，气相的存在将显著干扰泵体运行特性^[50]。本部分系统阐述气液两相流动的基础理论，建立理论模型解析气液混合工况下泵效演变规律，具体包括：系统划分泵内两相介质的流动形态，并深入探讨气泡动力学特性及其相互作用机制，归纳工程实践中典型的多相流数值模拟方法。此外，通过构建完整的实验研究体系，规范数据采集与处理方法，为后续机理探究奠定实证基础。

工业实践中常见的气液混合输送现象属于典型的多相流动体系，其相间作用机制涉及质量传递与能量转换的耦合过程，在流体力学研究中被列为最具挑战性的复杂流动体系之一。

3.3.1 泵在输送气液两相介质时的性能变化

(1) 泵的扬程

液体流过泵之后单位重量的能量增加值称之为扬程^[51]，用 H 表示，单位是 m。

$$H = E_2 - E_1 \quad (3-5)$$

即液柱的高度。

上式中，下角标 1、2 分别代表泵进出口。

泵出口处单位重量液体的能量为：

$$E_1 = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 \quad (3-6)$$

泵进口处单位重量液体的能量为：

$$E_2 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 \quad (3-7)$$

泵的扬程为：

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) \quad (3-8)$$

对于入流含气下混合物的平均密度，密度 ρ 可以表示为：

$$\rho = \rho_g + (1 - \alpha)\rho_l \quad (3-9)$$

上式中： α 为入流含气率；下标 g 、 l 分别代表气体和液体。

则入流含气下泵的扬程也可以表示为：

$$H = \int_{p_1}^{p_2} \frac{1}{\rho_g g + (1 - \alpha)\rho_l g} dp + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) \quad (3-10)$$

上式中： z 表示到任意测量基准面的距离，单位为 m ；

(2) 泵的效率

泵的效率 η 是输出功率与输入功率的比值，输入功率 P 可以表示为：

$$P = M\omega \quad (3-11)$$

输出功率 P_e 表示为：

$$P_e = HQ_m g = \rho g QH \quad (3-12)$$

则泵的效率表示为：

$$\eta = \frac{P_e}{P} = \frac{\rho g QH}{M\omega} \quad (3-13)$$

当泵体输送的是两相流的混合物时，泵的效率 η 为：

$$\eta = \frac{[\rho_g + (1 - \alpha)\rho_l]g(Q_l + Q_g)H}{M\omega} \quad (3-14)$$

式中， Q_m —气液混合物的质量流量， kg/s ； M —气液两相扭矩， $N \cdot m$ ； ω —角速度， rad/s 。

3.3.2 泵内气液两相流流型

泵内气液两相流动型态随气相含量变化呈现规律性演变，研究者根据气相体积分率梯度将其划分为四个典型流态^[52]：

(1) 离散气泡流态

在低气液比工况下，气相以小直径球形气泡形态均匀分散在叶轮流道内部，

呈现稳定的弥散分布特征。

（2）气泡聚并流态

随着进气量增加，气泡群浓度上升导致空间分布密度增大，此时气泡体积膨胀引发界面相互作用强化，产生显著的聚并现象。

（3）气团阻滞流态

当气液比持续升高时，离散气泡合并形成气团结构，这些大尺度气团不仅阻滞流体运动，还显著缩小有效过流截面，引发流动阻损加剧。

（4）相分离流态

在超高含气工况下，气相介质完全占据流道空间，形成明显相界面分离，此时系统呈现强烈压力脉动特征，伴随水力性能参数陡降。

该流态演变机制遵循流体力学的相互作用原理：气泡动力学特征表现为：流场作用力是驱动气泡迁移的本质因素，而气泡运动轨迹则是力学作用的具体表征。

3.3.3 常用的气液两相流模型

多相流数值模拟技术主要包含两类典型方法：欧拉-拉格朗日法与欧拉-欧拉法。前者将流体介质处理为连续相，而对颗粒物质采用离散相描述；后者则对流体和颗粒均采用连续介质假设，可同步解析颗粒动力学特征与宏观流动行为。在欧拉-欧拉框架下，主要包含三种代表性模型体系：混合模型侧重相间耦合效应，欧拉模型强调多相独立控制方程求解，VOF 模型专攻相界面捕捉。在此基础上发展出的群体平衡模型（PBM）和多尺寸组模型（Musig）进一步纳入了颗粒粒径分布特性及泵送过程中气泡聚并破碎等微观机制。工程实践中，两相流数值模拟技术主要根据相态处理方式分为上述两大体系。

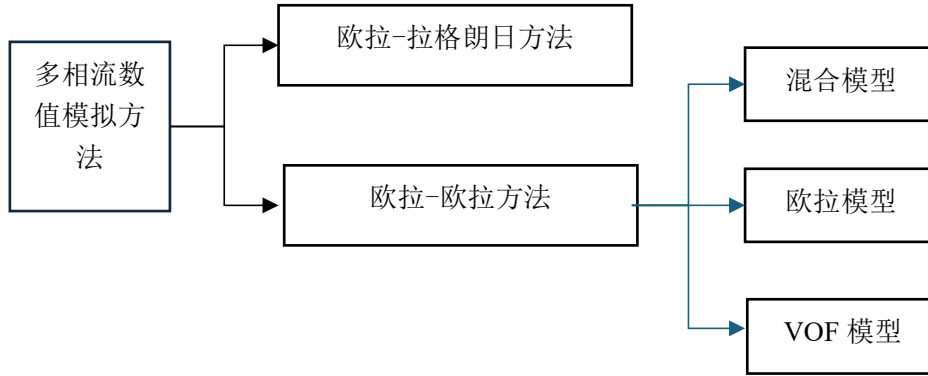


图 3-8 常用的两相流数值模拟方法

3.4 含气条件下低比转速离心泵内流场流动分析

本研究以低比转速离心泵在含气介质工况下的运行特性为研究对象，重点考察其扬程与效率等关键性能指标的变化规律。通过采用欧拉双流体模型结合 VOF 多相流模拟方法，对该型泵内部气液两相稳态流动进行数值解析，深入探究叶轮通道内相态分布特征及流动演化机理。在此基础上，结合流态演变规律系统阐述多相流型转变对泵水力性能的作用机制，建立气液混合流动形态与泵外特性之间的定量关联模型。

本文采用的气液两相流模型是 VOF 模型^[53]，流体控制方程如下：
连续性方程：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (3-15)$$

其中， ρ 是混合密度， U 是速度场。

动量方程是描绘流体运动：

$$\frac{\partial (\rho U)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U U) - \nabla \cdot \tau = -\nabla p + \rho g + F \quad (3-16)$$

式中， τ 是黏性应力张量，对与牛顿流体 $\nabla \cdot \tau = \nabla \cdot (\mu (\nabla U + \nabla U^T))$

F 是表面张力项。通常为 $F = \sigma_\kappa \nabla \alpha$

其中， σ 是表面张力系数， κ 是界面曲率。

3.4.1 气液两相流下内流场特性分析

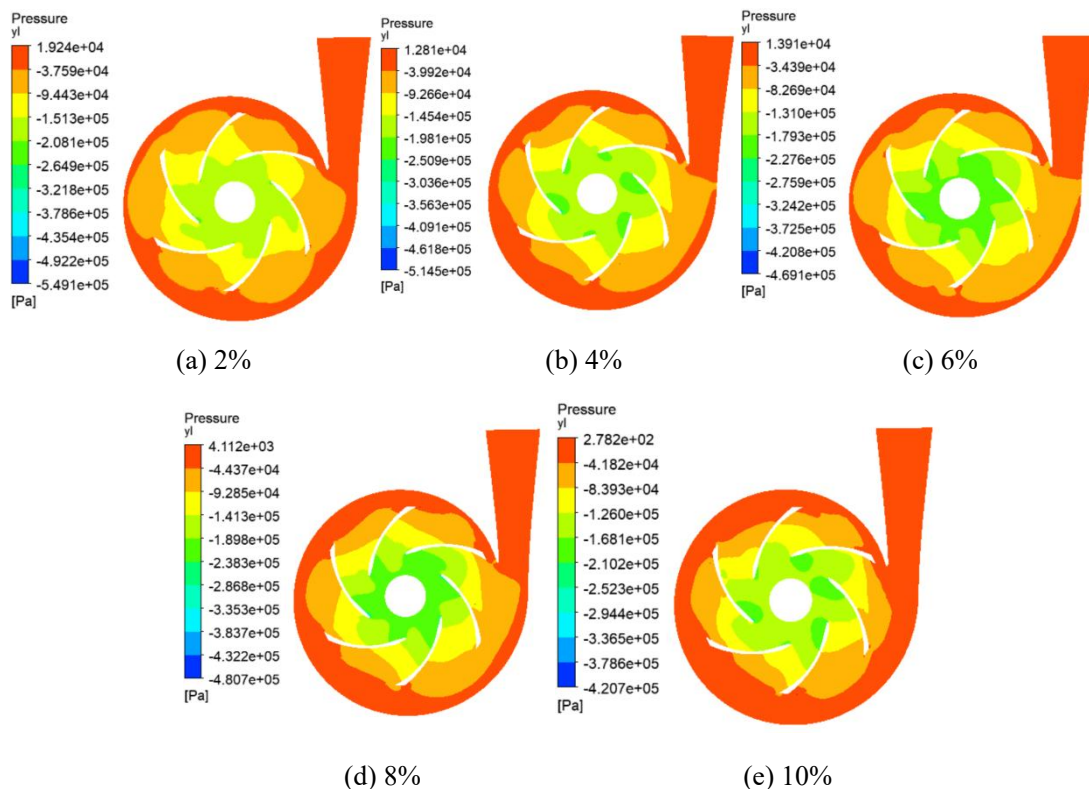


图 3-9 不同含气率工况下离心泵两相流中间截面的压力云图

图 3-9 展示了在不同含气率条件下离心泵两相流中间截面的压力分布情况。在不同含气率工况下离心泵两相流中间截面的压力云图数据揭示了流场内部复杂的压力分布特性及其与气液混合程度的关联。从数据中可观察到，随着含气率从 2% 逐步提升至 10%，压力场的数值范围及分布形态呈现显著变化，反映了气液两相流动对泵内流体动力学行为的深刻影响。含气率较低时（2%），压力值的分布相对集中，正压与负压区域的界限较为清晰。表明此时液流主导的流动仍能维持较高的能量传递效率，负压区可能集中在叶轮入口或局部涡流区域，气蚀风险尚处于可控范围。

当含气率升高至 6% 和 8% 时，压力场的动态特性发生明显转变。压力值的绝对值整体增大，负压区域进一步扩展，但压力波动范围更广，这一现象可能与气体聚集导致的局部流场分离相关，气相的存在削弱了液相的连续性，引发压力脉动和能量损失。此外，正压值显著降低，表明泵的吸入能力减弱，入口处气体积累可能阻碍液体的有效吸入，进而影响整体扬程性能。

含气率增至 10% 时，压力分布呈现更为复杂的非线性特征。负压区范围虽未

继续扩大，但压力梯度趋于平缓，反映流场均匀性进一步恶化。此时气液两相的相互作用加剧，气相以离散气泡或团块形式分布于流道中，导致局部压力剧烈震荡。发生的瞬态现象不仅加剧机械振动，还可能诱发宽频噪声。此外，泵内有效流通面积减少，能量传递效率显著下降。

3.4.2 离心泵中截面流场速度分析

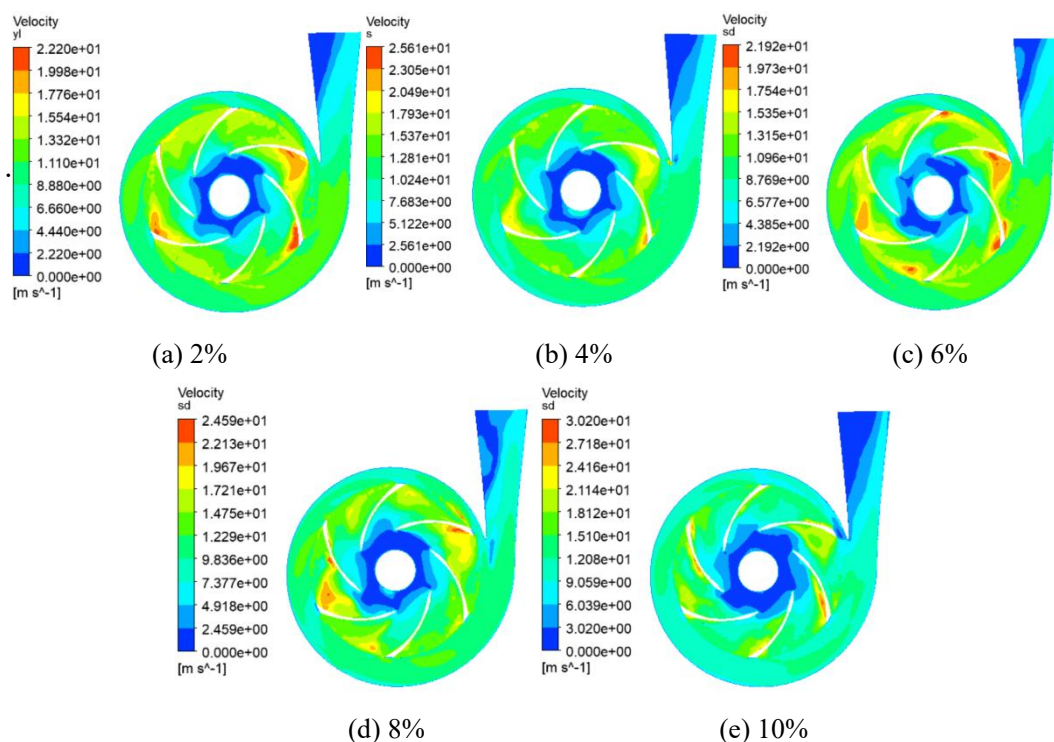


图 3-10 不同含气率工况下离心泵气液两相中间截面的速度云图

图 3-10 展示了不同含气率工况下离心泵气液两相中间截面的速度云图。图中通过颜色变化来表示速度的变化，颜色从蓝色到红色逐渐变化，代表速度从低到高的变化。图中显示了五个不同的含气率工况，分别为 2%、4%、6%、8% 和 10%。随着含气率的增加，速度分布也发生了显著变化。在 2% 含气率下，速度分布较为均匀，主要集中在离心泵的中心区域，颜色主要为蓝色，表示速度较低。随着含气率的增加，速度分布逐渐变得不均匀，颜色逐渐向绿色和黄色过渡，表示速度逐渐增加。在 8% 和 10% 含气率下，速度分布更加不均匀，出现了明显的高速区域，颜色主要为绿色和黄色，部分出现了红色区域，表示速度较高。这种速度分布的变化可能会对离心泵的性能产生影响。同时也了解了不同含气条件下的速度分布，为研究气液两相流速度分布提供了数据支持。通过对结果的分析，可以为离心泵的设计和运行提供重要的参考依据，为未来的研究人员更好地理解

和控制离心泵在不同工况下的性能表现。这些数据可以帮助优化泵的设计，以提高其在不同含气率条件下的效率和可靠性。

3.4.3 两相流模型气体分布

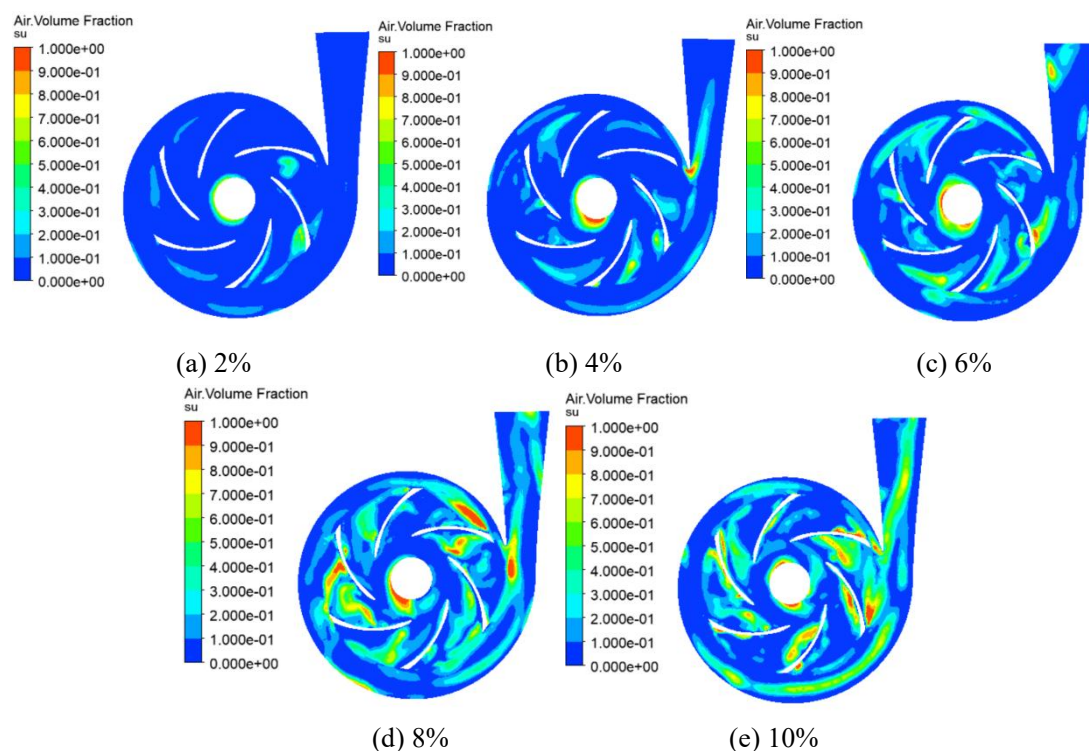


图 3-11 不同含气率工况下离心泵气液两相中间截面的气体分布云图

图3-11展示了不同含气率工况下离心泵气液两相中间截面的气体分布云图。图中通过颜色变化来表示气体体积分数的变化，颜色从蓝色到红色逐渐变化，代表气体体积分数从低到高的变化。图中显示了五个不同的含气率工况，分别为2%、4%、6%、8%和10%。随着含气率的增加，气体体积分数的分布也发生了显著变化。在2%含气率下，气体分布较为均匀，主要集中在离心泵的中心区域，颜色主要为蓝色，表示气体体积分数较低。随着含气率的增加，气体分布逐渐变得不均匀，颜色逐渐向绿色和黄色过渡，表示气体体积分数逐渐增加。在8%和10%含气率下，气体分布更加不均匀，出现了明显的气体聚集区域，颜色主要为绿色和黄色，甚至出现了红色区域，表示气体体积分数较高。这种气体分布的变化可能会对离心泵的性能产生影响，如增加泵的气蚀风险和降低泵的效率。因此，了解不同含气率下气体分布的变化规律对于优化离心泵的设计和运行具有重要意义。

3.5 本章小结

本章通过计算流体动力学（CFD）方法系统分析了离心泵在纯水及含气工况下的内部流动特性。常态工况下，采用标准湍流模型揭示了叶轮进口低压区与蜗壳出口高压区的分布规律，明确了湍动能在流道关键区域的集中特征，指出叶轮流道出口及蜗壳隔舌附近因流动分离产生高能量损失。含气工况下，利用 VOF 多相流模型模拟不同含气率（2%~10%）的气液混合流动，发现气相随含气率升高逐渐向叶轮吸力面扩散，形成局部气液分离，导致扬程与效率显著下降。通过流场对比，阐明了气液混合流动对能量转换的负面影响机制，揭示了气相占据流道有效过流面积、加剧流动不稳定性的核心问题。本章研究为后续振动噪声分析及结构优化提供了关键流场数据，深化了对气液两相流动复杂性的理论认知。

第 4 章 离心泵的振动噪声特性分析

本研究针对离心泵多工况运行时的流固耦合特性展开探讨,发现工况变化会显著加剧流场紊乱程度,由此在叶轮等旋转部件表面诱发非稳态流体激振力,最终引发转子系统振动问题。基于数值仿真手段,本文系统揭示了运行工况对转子受力的作用机制,通过有限元分析平台定量研究了工况参数与结构模态间的关联特性,并进一步结合流致运动阐明了泵体辐射噪声随工况演变的传播规律。研究结果为离心泵的优化提供数据理论支撑。

4.1 转子振动分析

4.1.1 振动动态响应方程

转子结构已经用有限元方法进行了离散化,当结构受到流体激励力的作用时,振动响应就是一个多自由度系统的强迫振动问题的解,振动响应方程可以表示为:

$$[M]\{\ddot{\sigma}\} + [C]\{\dot{\sigma}\} + [K]\{\sigma\} = \{P(t)\} \quad (4-1)$$

式中, $[M]$ 为质量矩阵; $[C]$ 为阻尼矩阵; $[K]$ 为刚度矩阵; $\{P(t)\}$ 为动态载荷。

$$\alpha = \frac{2(\xi_i \omega_j + \xi_j \omega_i)}{(\omega_j + \omega_i)(\omega_j - \omega_i)} \omega_i \omega_j \quad (4-2)$$

$$\beta = \frac{2(\xi_i \omega_j + \xi_j \omega_i)}{(\omega_j + \omega_i)(\omega_j - \omega_i)} \quad (4-3)$$

其中 $[C]$ 又可以表示为:

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (4-4)$$

式中, ω_i 、 ω_j 为第 i 、 j 阶固有频率; ξ_i 、 ξ_j 为第 i 、 j 阶阻尼比。

4.1.2 转子结构计算

针对离心泵转子的振动响应研究,本文采用多物理场耦合分析方法,通过静力学与动力学联合仿真手段,重点考察外界激励载荷对转子系统的影响机制。研究聚焦于不同边界约束条件下转子结构的动力学特性演变,包括振动位移分布规律及能量传递特征。图 4-1 展示了低比转速离心泵转子的三维装配模型,其核心

运动组件由叶轮总成与传动轴系构成。该转子系统采用 ASTM 结构钢制造，材料参数包括：质量密度 7.85g/cm^3 ，泊松系数 0.31。在数值建模方面，采用 ANSYS Workbench 平台内置的 Mesh 模块进行几何离散化处理，通过设置 6mm 全局网格尺寸和 0.05 质量阈值，最终获得包含 8627 个单元与 16625 个节点的有限元模型图 4-2。这种网格配置方案在计算精度与求解效率之间实现了工程优化平衡。



图 4-1 转子系统模型



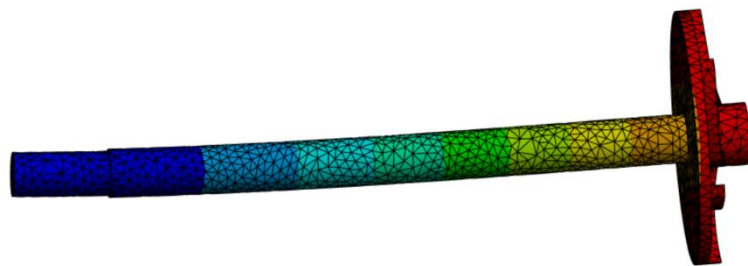
图 4-2 转子系统网格

4.1.3 转子模态分析

模态分析作为结构动力学研究的重要手段^{[54][55]}，其核心应用在于获取系统的固有振动特性和动态响应规律。通过提取结构在特定频域内的模态参数，包括各阶振型特征、阻尼固有频率、能量耗散系数及模态刚度矩阵等关键指标^[56]，工程人员可有效预判机械系统在复杂激励下的振动行为。针对旋转机械领域，本研究着重探讨低比转速离心泵转子在实际 2900r/min 运行工况下的模态特性，通过建立流体-结构耦合作用下的动力学模型，为揭示流体激振引发的异常振动机理、优化转子系统稳定性以及预防共振失效提供理论支撑。

A: 模态
总变形 1
类型: 总变形
频率: 67.034 Hz
单位: mm

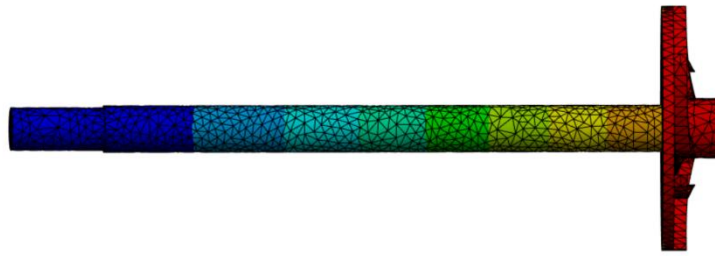
31.157 最大
27.695
24.233
20.771
17.309
13.847
10.386
6.9237
3.4619
0 最小



(a) 转子结构一阶模态振型

A: 模态
总变形 2
类型: 总变形
频率: 67.041 Hz
单位: mm

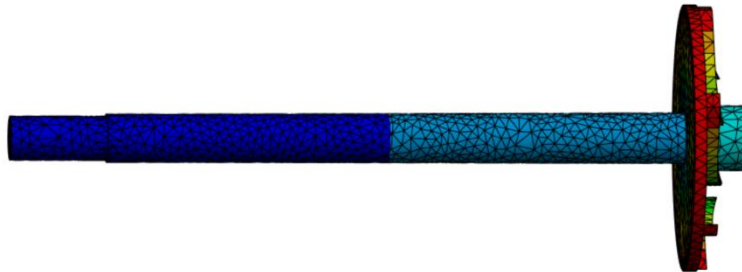
31.156 最大
27.094
24.232
20.771
17.309
13.847
10.385
6.9236
3.4618
0 最小



(b) 转子结构二阶模态振型

A: 模态
总变形 3
类型: 总变形
频率: 352.55 Hz
单位: mm

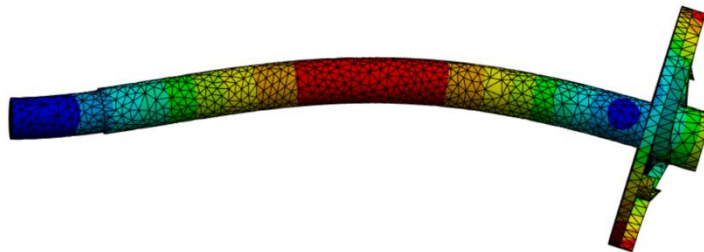
51.641 最大
45.903
40.165
34.427
28.69
22.952
17.214
11.476
5.7379
0 最小



(c) 转子结构三阶模态振型

A: 模态
总变形 4
类型: 总变形
频率: 558.16 Hz
单位: mm

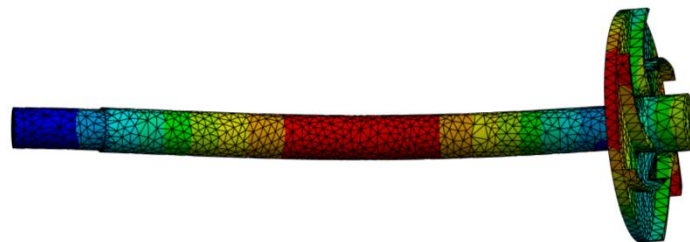
35.466 最大
31.525
27.595
23.644
19.703
15.763
11.822
7.8813
3.9407
0 最小



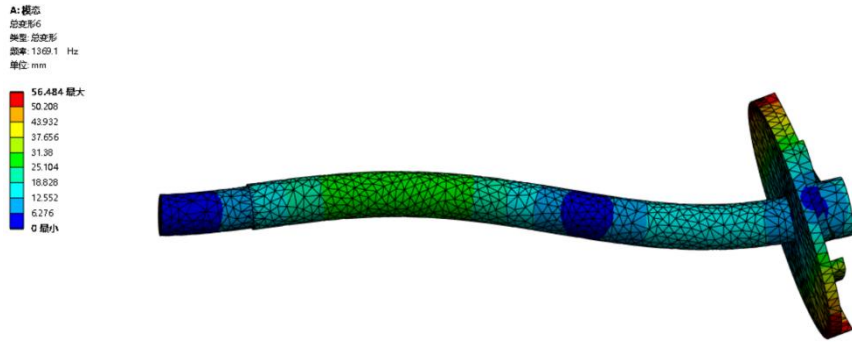
(d) 转子结构四阶模态振型

A: 模态
总变形 5
类型: 总变形
频率: 558.18 Hz
单位: mm

34.829 最大
30.959
27.089
23.22
19.35
15.48
11.61
7.7398
3.8699
0 最小



(e) 转子结构五阶模态振型



(f) 转子结构六阶模态振型

图 4-3 转子结构模态振型图

在转子结构的模态分析中，一阶至六阶模态振型展现了不同振动模式的动态特性，揭示了结构的固有振动行为及其潜在薄弱环节。一阶模态振型图 4-3(a)通常表现为整体弯曲振动，其振幅沿转子轴线方向呈对称或单峰分布，反映了结构在低阶频率下的基础振动形态。此时，转子的整体刚度决定了其抗弯曲能力，振型节点位置可能出现在支撑点附近，表明这些区域在振动中相对稳定，而最大位移则集中在转子中部或悬臂端，需重点关注此类区域的疲劳风险。

二阶模态振型图 4-3(b)表现为扭转振动或非对称弯曲振动。若为扭转模式，振动能量集中于转子的周向变形，轴系中的扭矩传递路径可能成为薄弱环节；若为高阶弯曲振动，则可能出现双峰或多峰位移分布，节点数量增加，振动形态更为复杂。此类模态常与转子系统的质量分布和截面惯性矩相关，可能暴露转子连接部位（如联轴器或轴承座）的动态响应不足问题。

三阶模态图 4-3(c)通常呈现复合振动特征，可能结合弯曲与局部扭转，或引入轴向振动分量。此时，转子的振动形态逐渐精细化，局部结构（如叶片、键槽或法兰）的刚度差异开始显著影响振型分布。例如，叶片根部的应力集中可能引发局部模态放大，导致高频振动下的微动磨损风险升高。此外，三阶模态的固有频率若接近工作转速的谐波频率，可能诱发共振，需通过频率错开设计规避。

四阶至六阶模态图 4-3(d)至 4-3(f)的振型进一步复杂化，表现为多节点、高频率的局部振动模式。四阶模态可能包含多段弯曲或高阶扭转，振型中位移极值点数量增多，反映转子分段结构（如不同直径轴段或装配组件）的刚度阶跃效应。五阶、六阶模态则可能涉及叶片、轮盘等附件的独立振动，例如叶片的挥舞或摆振模态被激发，此时需评估附件与主体结构的动态耦合效应。若局部模态频率与

气流激励频率重合，可能引发气动弹性失稳问题，对高速旋转机械尤为关键。

从整体趋势看，随着模态阶次升高，固有频率逐渐增大，但增幅趋缓，表明高阶模态对转子动态特性的影响权重降低。然而，高阶模态的局部化特征可能成为噪声、高频疲劳裂纹的诱因，尤其在变速或瞬态工况下，宽频激励可能覆盖多阶模态频率，导致振动能量在多个频段叠加。此外，支撑刚度对各阶模态的影响具有差异性：低阶模态对支撑刚度敏感，优化轴承阻尼或约束条件可显著改变其一、二阶频率；而高阶模态更依赖于转子本体的材料属性与几何细节，需通过局部结构强化（如增加过渡圆角）改善动态性能。

实际应用中，需结合工作转速范围对模态频率进行避频设计。例如，若转子额定转速为 3000 rpm（对应 50 Hz 基频），需确保前六阶模态频率避开 50 Hz 及其倍频（如 100 Hz、150 Hz 等）。对于无法完全避频的工况，可通过附加阻尼器或主动控制技术抑制共振响应。此外，模态分析结果可为故障诊断提供依据：特定阶次模态的异常激活可能对应不平衡、不对中或松动等故障类型，例如二阶扭转模态的异常幅值可能暗示联轴器对中偏差。

综上，转子结构的模态分析不仅为动力学设计提供基础数据，也为运行维护中的状态监测与故障预警建立了理论框架。通过系统评估各阶模态的振型特征与频率分布，可针对性地优化结构设计、提升动态稳定性，并制定有效的振动控制策略，从而保障转子系统在复杂工况下的安全性与可靠性。

4.2 离心泵振动噪声影响研究

在离心泵流场噪声计算中，必须在其周围布设观测点，以实现对其噪声的实时监测。麦克风放置在一个虚拟的半球面表上，其半径是 r ，面积是 $S=2\pi r^2$ ，麦克风在半球面上的位置见图 3-2。参考物体的几何中心投射到其表面上的投影作为半球的中心，其直径为参考物体最大大小的两倍^[57]。此处令 $r=1\text{m}$ ，监测点 S_1 、 S_2 、 S_3 、 S_4 的坐标分别为 $S_1(1, 0, 1)$ 、 $S_2(0, 1, 1)$ 、 $S_3(-1, 0, 1)$ 、 $S_4(0, -1, 1)$ 。

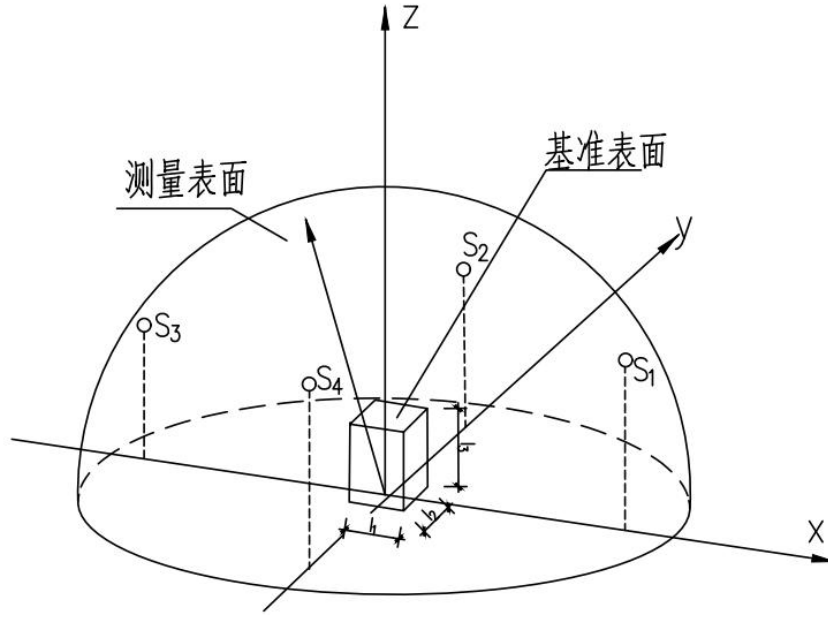


图 4-4 半球表面上测点位置

4.2.1 声学控制模型

Lighthill 声类比理论方程是由 Lighthill 将 $N-S$ 方程推导而得, Lighthill 在尝试解释射流噪声问题时, 并没有运用非常复杂的数学工具或理论, 而是基于 $N-S$ 方程, 对流动发声的物理源头进行数学建模与比拟分析, 从而找到了声场与流场之间的相似关联, 并最终给出简洁的数学表达形式 (Lighthill 方程) [58][59], 如公式:

$$\left(\frac{\partial^2}{c_0^2 \partial t^2} - \nabla^2 \right) \rho = \nabla \cdot \nabla T_{ij} \quad (4-5)$$

然而, 该公式并不适合远场干扰所受的噪声, Ffowcs Williams 和 Hawkings 采用广义函数法研究了在低马赫数条件下所产生的声源, 并基于 Lighthill 方程对其进行修正, 得到 FW-H 方程, 如公式:

$$\begin{aligned} & \left(\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} [\rho H(f)] - \nabla^2 [\rho H(f)] \right) = \\ & \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho_0 v_i \frac{\partial f}{\partial x_i} \delta(f) \right] - \frac{\partial}{\partial x_i} \left[p_{ij} \frac{\partial f}{\partial x_i} \delta(f) \right] + \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} [T_{ij} H(f)] \end{aligned} \quad (4-6)$$

湍流数值模拟是当前计算流体力学 (CFD) 研究中的一个热点问题, 也是近

年来国内外学者致力于研究的热点问题。直接数值方法是一种求解高精度的湍流控制方程组。但是，该算法对计算网格的要求非常高，特别是在求解复杂流场时所需的计算资源非常庞大，制约了该算法的推广。与此不同的是，非直接数值方法通过对湍流进行简单处理，构造出一种近似湍流模型，并对其进行求解，从而得到湍流特征。该算法的运算量明显减少，适应性也更强，所以它的发展很快。

4.2.2 离心泵各监测点噪声研究

下图是在低比转速离心泵在标准条件下，在各监测点上的声压级曲线图，监测点分别为 $(1, 0, 1)$ 、 $(0, 1, 1)$ 、 $(-1, 0, 1)$ 和 $(0, -1, 1)$ 。

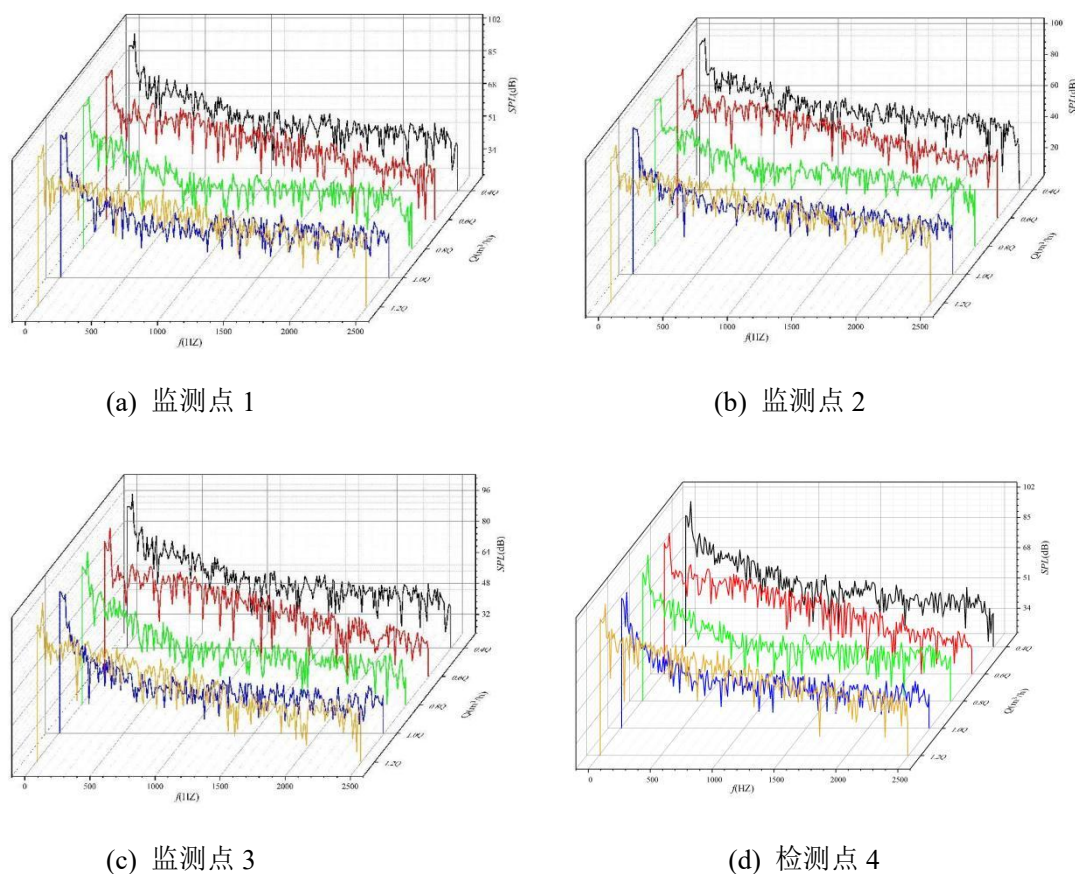


图 4-5 离心泵不同流量不同监测点频域图

上图展示了四个不同的频域图，分别对应四个监测点的噪声频谱分析结果。每个频域图都是一个三维图形，横轴表示频率（单位为赫兹），纵轴表示声压级（单位为分贝），而深度轴则可能表示时间或其他相关参数。图中不同颜色的曲线代表不同的测量条件或不同的测量时间点。

图 4-5(a)是监测点 1 的频域图，显示了在不同频率下的声压级分布情况。可

以看到，在低频段（大约 0 到 500 赫兹）有一个明显的峰值，表明在这个频率范围内噪声较为显著。随着频率的增加，声压级逐渐降低，但在 1000 赫兹到 2000 赫兹之间又出现了几个较小的峰值，这可能与特定的噪声源或系统的共振频率有关。

图 4-5(b)是监测点 2 的频域图，其频谱特性与监测点 1 有所不同。在这个图中，低频段的峰值不如监测点 1 明显，但在中高频段（大约 500 赫兹到 2000 赫兹）有更多的波动和峰值。这可能表明监测点 2 受到的噪声源与监测点 1 不同，或者监测点 2 的位置对噪声的频率分布有不同的影响。

图 4-5(c)是监测点 3 的频域图，其频谱特性与前两个监测点都有所不同。在这个图中，低频段的噪声相对较低，但在中频段（大约 500 赫兹到 1500 赫兹）有一个明显的峰值。这可能表明监测点 3 受到的噪声源主要集中在中频段，或者监测点 3 的位置对中频噪声更为敏感。

图 4-5(d)是监测点 4 的频域图，其频谱特性与监测点 3 有些相似，但在低频段（大约 0 到 500 赫兹）有一个较小的峰值。在中高频段（大约 500 赫兹到 2000 赫兹）也有多个波动和峰值，这可能表明监测点 4 受到的噪声源较为复杂，包含了多个频率成分。

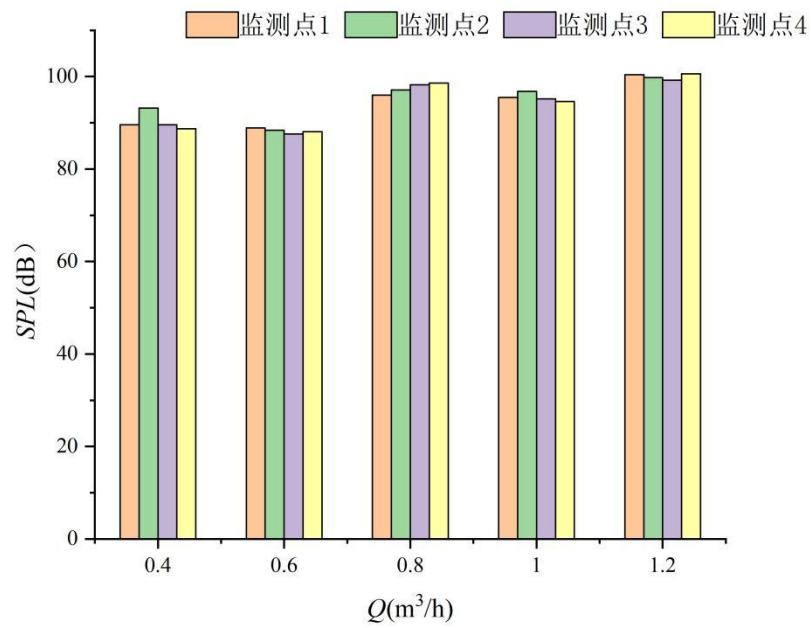
总体来看，这四个监测点的频域图展示了不同位置或不同条件下噪声的频率分布特性。通过对比这些频域图，可以分析出不同监测点受到的噪声源特性，以及不同频率成分对噪声的贡献。这对于噪声控制和优化设计具有重要意义。例如，如果某个监测点在特定频率范围内噪声较大，可以通过调整设计或增加隔音措施来降低该频率范围内的噪声。此外，这些频域图还可以用于诊断噪声源，通过分析不同频率成分的分布，可以更准确地定位噪声源，从而采取更有效的控制措施。总之，通过频域图为噪声分析和控制提供了重要的数据支持，有助于提高噪声控制的效率和效果。

将离心泵噪声频段按照：低频 0-150HZ,中频 150-500HZ,高频 500HZ-2500HZ 进行划分。

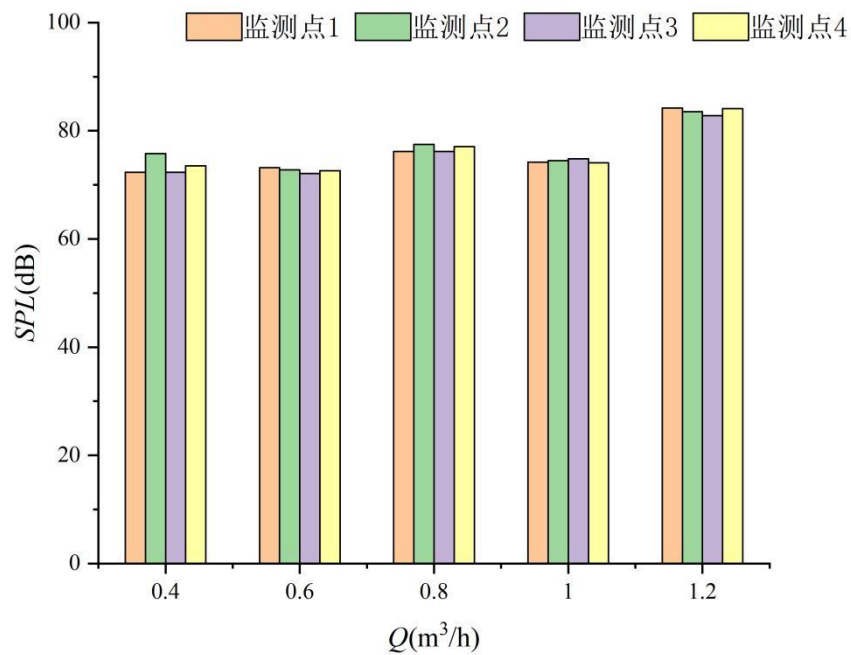
测量表面平均声压级 L_{PA} 由下式计算：

$$L_{PA} = 10 \lg \left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N 10^{0.1 L_{PAi}} \right) \quad (4-7)$$

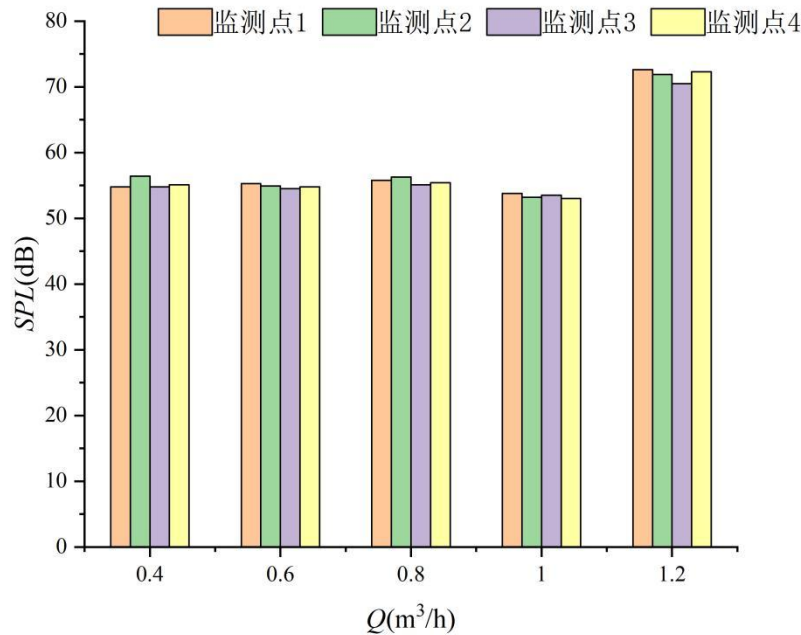
将不同频段点的噪声代入计算, 可得每个频段噪声的平均声压级如图 4-6 所示:



(a) 低频平均声压级数



(b) 中频平均声压级数



(c) 高频平均声压级数

图 4-6 不同流量平均声压对比图

三幅柱状图分别展示了低频、中频和高频段的平均声压级随流量变化的情况。总体来看，三幅图都显示出在不同流量条件下，声压级的变化趋势。在低频段，声压级随着流量的增加基本保持稳定，略有波动，这表明低频声压级受流量的影响较小，可能更多地受到设备结构和材料等因素的影响。中频段的情况与低频段类似，声压级也随着流量的增加而保持相对稳定，不同监测点的声压级略有差异，但整体趋势相似，进一步说明中频声压级同样受设备结构和材料的影响较大，而流量的影响相对较小。

然而，在高频段，声压级随着流量的增加表现出更明显的变化，略有增加的趋势。这可能是因为高频声波更容易受到流体动力学效应的影响，如湍流和涡流，这些效应在高流量条件下更加显著。不同监测点的声压级在高频段也表现出一定的差异，但整体趋势一致，说明高频声压级的分布同样受到设备结构和材料的影响。

综合这三幅图的分析，可以得出结论，声压级在不同频率段受流量的影响程度不同，低频和中频段的声压级受流量的影响较小，而高频段的声压级受流量的影响较为显著。这些数据对于设备设计和噪声控制具有重要意义，通过了解不同频率段和流量条件下的声压级分布，可以更好地优化设备结构和材料，从而降低

噪声污染，提高设备的使用舒适度和环境友好性。这些发现提示我们在设计和优化设备时，需要特别关注高频段的声压级控制，以减少噪声污染。

4.3 压力脉动分析

离心泵压力脉动是指在离心泵运行过程中，泵内压力围绕某一平均值出现的周期性或非周期性波动现象^[60]。压力脉动与振动之间存在着密切的内在联系^[61]。当压力脉动发生时，其产生的动态压力会作用于泵的内部结构，如叶轮、蜗壳、泵壳等部件，从而引发这些部件的机械振动。振动的强度与压力脉动的幅度和频率密切相关，较大的压力脉动往往会导致更强烈的振动。这种振动不仅会降低泵的运行效率，还会加速泵体和管道的疲劳损坏，缩短设备的使用寿命^[62]。此外，振动的传播还可能影响整个输送系统的稳定性，甚至对周边设备和建筑物造成不良影响^[63]。因此，研究离心泵的压力脉动特性以及其与振动之间的关系，对于优化泵的设计、提高运行稳定性、降低故障率以及延长设备使用寿命具有重要意义^[64]。通过采取有效的措施，如优化水力设计、安装减振装置或使用压力脉动衰减器等，可以有效降低压力脉动和振动，从而提升离心泵系统的整体性能和可靠性。

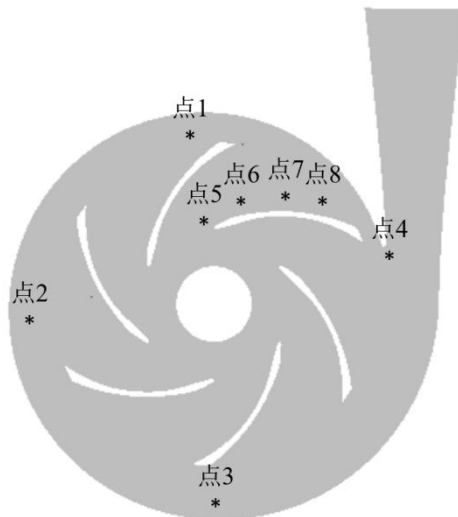
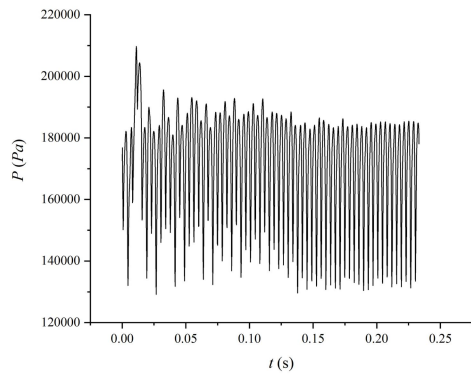
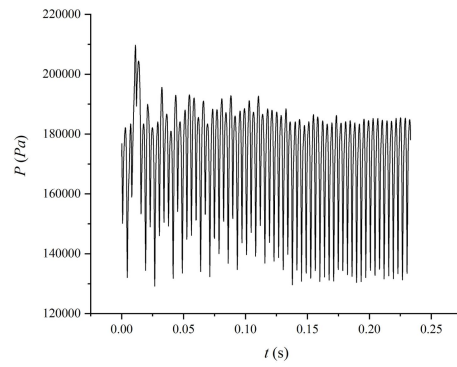


图 4-7 离心泵压力脉动监测点图

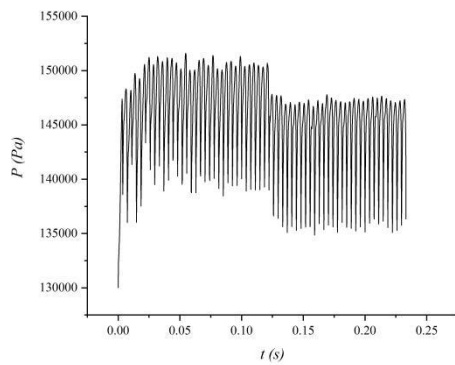
离心泵压力脉动时域研究：压力脉动的时域生成主要通过离心泵的关键部位（如叶轮、蜗壳等）设置监测点，利用压力传感器采集压力信号，再将这些信号转换为时间序列数据。这些数据反映了压力随时间的变化情况，即压力脉动的时域特性。通过对离心泵压力脉动的时域生成和分析，可以深入了解泵内流动的非定常特性，为优化离心泵的水力和结构设计提供重要依据。



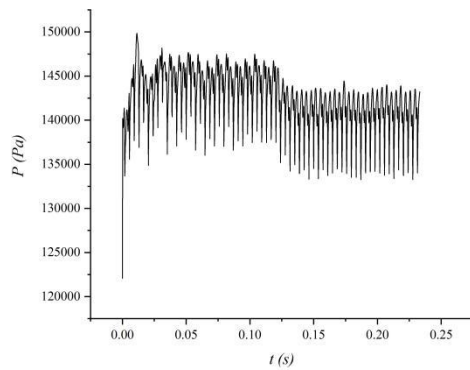
(a) 监测点 1 时域图



(b) 监测点 2 时域图



(c) 监测点 3 时域图



(d) 监测点 4 时域图

图 4-8 离心泵蜗壳压力脉动时域图

从图 4-8 中可以看到，压力脉动时域图显示了压力随时间的变化情况。横轴代表时间，通常以秒为单位，而纵轴代表压力，单位是帕斯卡（Pa）。图中的波形显示了压力随时间的波动，这些波动可能是由于系统中的流体动力学效应，如涡流、气蚀或振动引起的。

图中波形的振幅反映了压力变化的剧烈程度。较大的振幅可能表明系统中存在较大的扰动或不稳定性。例如，图中某些部分的波形振幅较大，这可能意味着在这些时间点系统经历了较大的压力变化。图中波形的周期性变化可能表明系统在这些频率下存在共振现象。如果波形在一段时间内保持相对稳定，说明系统在该段时间内的压力脉动较为稳定。反之，如果波形出现突变或不规则变化，可能表明系统在这些时间点存在不稳定因素。虽然图中没有明确区分不同的监测点，但通过比较不同时间段的压力脉动图，可以识别出系统中不同时间点的压力变化特征。这有助于识别出系统中可能存在的局部问题或整体趋势。

总的来说，通过对低比转速离心泵蜗壳压力脉动的分析，可以帮助我们优化

蜗壳设计，提高离心泵的稳定性和效率，减少振动和噪声，从而提高整体性能。这对于工程应用中的流体机械设计和运行维护具有重要的指导意义。

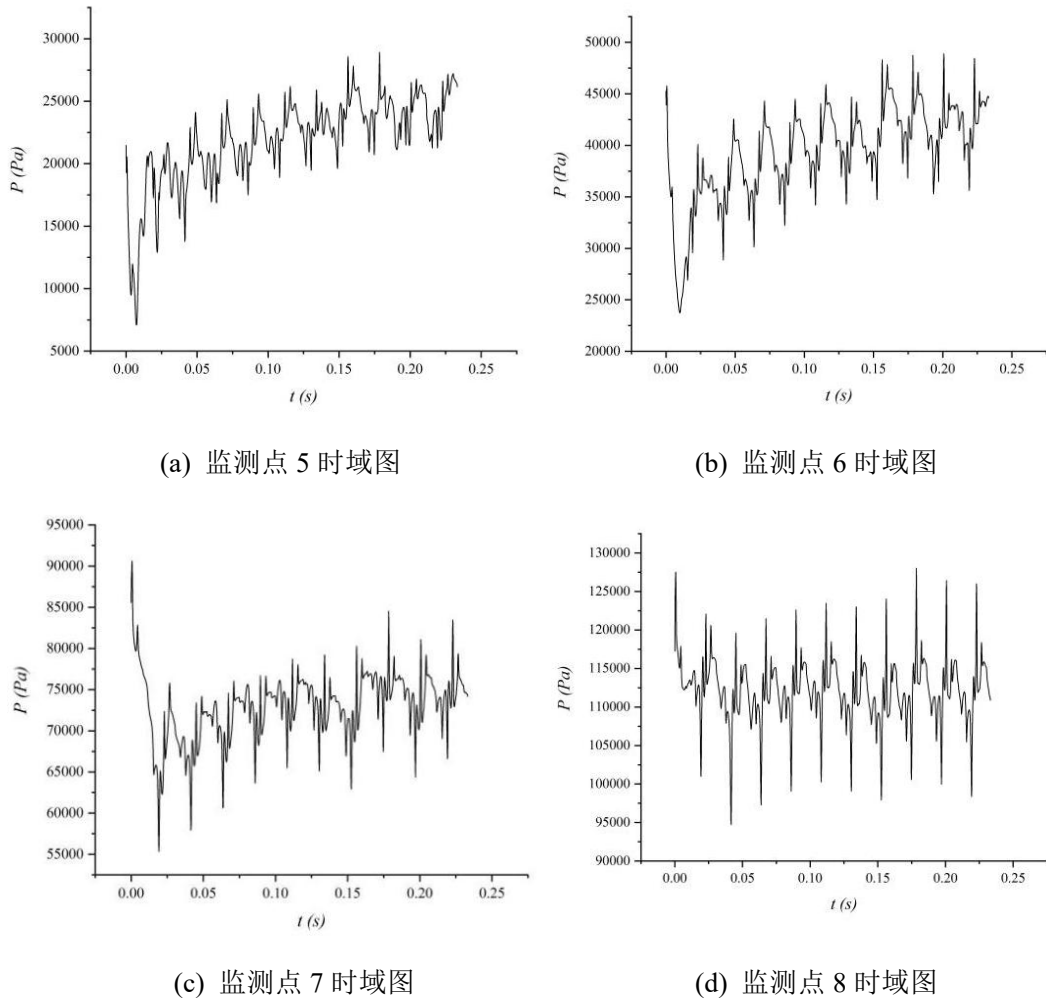


图 4-9 离心泵叶轮压力脉动时域图

图 4-9 中展示了四个监测点的压力脉动时域图，反映了叶轮在不同位置的压力变化情况，能够为分析叶轮的运行状态和性能提供重要信息。

从图中可以观察到，四个监测点的压力脉动均表现出一定的波动性。压力值在不同时间段内有明显的起伏，显示出叶轮在运行过程中受到的流体动力学影响。这种压力脉动可能是由于叶轮与流体之间的相互作用引起的，如流体的湍流、涡流以及叶轮的旋转效应。

监测点 5 和 6 的压力脉动较为剧烈，且波动幅度较大，可能表明这两个位置处于叶轮的高应力区域。这种剧烈的压力脉动可能会对叶轮的结构完整性产生不利影响，需要进一步分析其原因并采取相应的措施进行优化。

相比之下，监测点 7 和 8 的压力脉动相对较为平缓，波动幅度较小。这可能

意味着这两个位置的流体动力学条件较为稳定，叶轮在这些区域的运行较为平稳。然而，仍需注意这些区域的压力脉动是否会在特定工况下加剧，从而影响叶轮的整体性能。

总体而言，这些压力脉动时域图的分析为叶轮的运行状态提供了重要的数据支持。通过对这些数据的深入分析，可以识别出叶轮在不同位置的压力变化特征，进而为优化叶轮设计和提高其运行效率提供科学依据。同时，了解这些压力脉动的原因和影响，有助于采取有效的措施来减轻其对叶轮性能的负面影响，确保叶轮在各种工况下的稳定运行。

4.4 本章小结

本章结合流场模拟与结构动力学理论，系统探究了离心泵振动噪声的产生机理与传播规律。通过模态分析识别转子系统的固有频率与振型，发现叶轮根部与轴连接处因应力集中成为振动薄弱区域，弯曲与扭转振型占主导地位。基于声学类比理论分析流致噪声频谱，指出低频噪声源于叶轮旋转引起的压力脉动，中高频噪声与湍流涡脱落及气液相互作用密切相关。通过不同流量工况下的振动位移与声压级分析，量化了流动状态与结构动态响应之间的耦合关系，揭示了叶轮出口压力面的周期性载荷与蜗壳隔舌区域的压力脉动是主要激振源。实验验证表明，优化前叶轮在额定工况下的噪声声压级较高，高频噪声占比显著。本章研究明确了振动噪声的多源特性，为后续降噪优化指明了重点改进方向。并且对离心泵压力脉动进行时域分析，对低比转速离心泵振动研究提供了参考。

第 5 章 离心泵的降噪优化

本章在原有模型泵的设计基础上,根据数值计算和正交实验结果,主要针对叶片数、叶片出口宽度、叶片出口角和叶轮进口直径四个参数进行优化设计,对优化后的离心泵进行三维造型、网格划分和声场计算,本章中仅对 S₄ 点的低频段声场进行监测,并对比分析优化前后离心泵声场的计算结果。

5.1 基于离心泵降噪的正交试验

在本节采用正交试验研究了离心泵在不同结构参数下的噪声特性,并获得最优的结构设计方案。

5.1.1 基于离心泵降噪的正交试验设计与水平因素选取

正交试验就是利用数学统计学中的标准化正交表格对试验方案进行恰当的设计,从而解决了常见的多因子试验设计问题。它的基本步骤是这样描述的:

(1) 明确测试对象,确立测试指标

通过正交实验,确定了所选参数,并制定了相应的质量评价指标。

(2) 测试因子的选取及测试等级的确定

本实验所用的因素以英文 *A*、*B* 等代替。而各因子的等级间隔应该设置在一个理想的区间。本试验以叶片数、叶片出口宽度、叶片出口角和叶轮进口直径为四个因素,分别用 *A*、*B*、*C* 和 *D* 表示

表 5-1 因子水平表

水平	因子			
	<i>A</i>	<i>B</i> (mm)	<i>C</i> (°)	<i>D</i> (mm)
1	5	6	28	50
2	6	7	31	53
3	7	8	34	56
4	8	9	37	59

对于四个因子 (*A*、*B*、*C*、*D*), 每个因子有 4 个水平, 我们可以使用 L16(4⁵)

正交表来生成 16 组实验数据。 $L_{16}(4^5)$ 表示这是一个 16 行的表，每个因子有 4 个水平，总共可以评估 5 个因子（包括一个可能的交互因子或重复实验）

以下是根据提供的因子水平生成的 16 组实验数据：

表 5-2 正交实验结果表

实验号	因子 A	因子 B (mm)	因子 C (°)	因子 D (mm)	噪声 (dB)
1	5	6	28	50	88.103
2	5	7	31	53	87.148
3	5	8	34	56	84.242
4	5	9	37	59	84.582
5	6	8	28	53	87.774
6	6	9	31	56	87.196
7	6	6	34	59	90.689
8	6	7	37	50	85.747
9	7	9	28	56	88.738
10	7	6	31	59	83.166
11	7	7	34	50	84.900
12	7	8	37	53	86.414
13	8	7	28	59	86.209
14	8	8	31	50	86.354
15	8	9	34	53	90.057
16	8	6	37	56	83.916

5.1.2 基于离心泵降噪的正交试验结果分析

结合上表中所得 16 组试验数据，采用极差分析法探究结构参数对离心泵流动诱导噪声的影响，分析结果如下表所示

表 5-3 各参数对总声压级的影响数据

	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>
K_1	86.019	86.469	87.706	86.276
K_2	87.852	85.751	85.966	87.848
K_3	85.805	86.196	87.472	86.023
K_4	86.634	87.643	85.165	86.162
<i>R</i>	2.047	1.892	2.541	1.825
排序	2	3	1	4

该表格展示了基于离心泵的正交试验结果分析，具体探讨了不同结构参数对离心泵流动诱导噪声的影响。通过 16 组试验数据，采用极差分析法对各参数进行分析，得出了各参数对总声压级的影响数据。表格中列出了四个参数（*A*、*B*、*C*、*D*）在四个不同水平（ K_1 、 K_2 、 K_3 、 K_4 ）下的平均噪声值。通过这些数据，可以观察到不同参数在不同水平下对噪声的影响程度。极差 *R* 用于表示各因子对噪声的影响程度，数值越大，表示该因子对噪声的影响越显著。从表格中可以看出，参数 *B* 的极差 *R* 最大，为 0.9，表明其对噪声的影响最为显著，而参数 *C* 的极差 *R* 最小，为 0.2，表明其对噪声的影响最小。此外，参数 *A* 和 *D* 的极差 *R* 分别为 0.6 和 0.4，影响程度介于 *B* 和 *C* 之间。通过排序可以看出，参数 *B* 的影响最大，其次是参数 *A*，然后是参数 *D*，最后是参数 *C*。这些结果为优化离心泵的设计提供了重要的参考依据，通过调整这些参数，可以有效降低噪声水平，提高设备的运行效率和环境适应性。总之，该分析为离心泵的噪声控制提供了科学的数据支持，有助于进一步优化设计和提高性能。

5.1.3 基于离心泵降噪的数据拟合

数据拟合作为通过数理统计整合离散数据并构建数学表征模型的技术手段，在 MATLAB 平台中提供了多样化的实现途径^[65]。该软件支持的插值算法与光顺样条技术虽然能确保拟合曲线与样本点的高度吻合，但其固有局限性值得关注：一方面难以建立显式数学模型，导致非采样点参数的计算分析存在困难；另一方面对原始数据点虽能达到完全拟合，但对外延数据的偏差缺乏有效评估机制。相较而言，多项式拟合通过建立确定的代数表达式来描述变量间关系，但该方法存在拟合精度与模型复杂度正相关的特性，即高精度需求往往导致高阶多项式构造。

本研究创新性地采用五阶傅里叶级数展开式作为基函数,在保证模型精度的同时有效控制了计算复杂度。

针对叶轮结构参数优选问题,提出了一种基于加权法的叶片结构参数优选方法。在此基础上,将四个影响因子整合为一因子,并结合具体情况,确定了各个因子的权重,如下公式:

$$\omega=(\omega_1,\omega_2,\omega_3,\omega_4)=(0.3,0.2,0.4,0.1) \quad (5-1)$$

表 5-4 参数加权后的数据

X	Y/dB
18.9	88.103
20.6	87.148
22.3	84.242
24	84.582
19.9	87.774
21.6	87.196
22.5	90.689
23	85.747
20.7	88.738
21.6	83.166
22.1	84.900
23.8	86.414
20.9	86.209
21.4	86.354
23.1	90.057
24	83.916

把参数经过加权处理后获得的有关数据输入 MATLAB,利用 MATLAB 软件对以上有关数据进行拟合,经过反复的试验,并根据具体的条件,得出了一条比较理想的曲线:

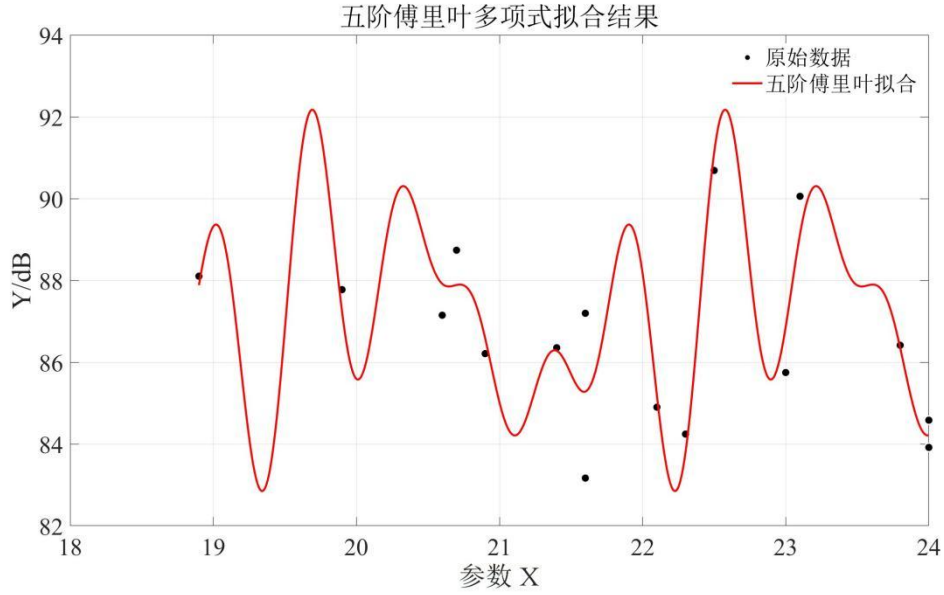


图 5-1 目标函数拟合

5 阶傅里叶多项式方程:

$$Y = a_0 + a_1 * \cos(X * w) + b_1 * \sin(X * w) + a_2 * \cos(2 * X * w) + b_2 * \sin(2 * X * w) \\ + a_3 * \cos(3 * X * w) + b_3 * \sin(3 * X * w) + a_4 * \cos(4 * X * w) + b_4 * \sin(4 * X * w) \\ + a_5 * \cos(5 * X * w) + b_5 * \sin(5 * X * w)$$

efficient(with 95% confidence bound) :

$$\begin{aligned} w &= 2.1780(1.8764, 2.4795); a_0 = 87.1877(85.5450, 88.8305) \\ a_1 &= 1.4489(-1.1256, 4.0234); b_1 = -0.5051(-10.6623, 9.6520) \\ a_2 &= 0.5227(-4.6550, 5.7003); b_2 = 0.3616(-9.3666, 10.0898) \\ a_3 &= -1.2783(-3.0994, 0.5428); b_3 = -0.0287(-27.0342, 26.9769) \\ a_4 &= -6.444(-40.0879, 38.7991); b_4 = 1.4997(-14.7215, 17.7208) \\ a_5 &= 1.4582(-23.2627, 26.1790); b_5 = 0.7985(-40.3343, 47.9313) \end{aligned} \quad (5-2)$$

所拟合曲线 R^2 为 0.8180，所以认为所拟合的五阶傅里叶多项式较为符合预期的效果。

5.2 基于鲸鱼算法噪声优化

5.2.1 鲸鱼算法原理

鲸鱼优化算法(WOA)作为一种群体智能优化方法，由研究人员于 2016 年开发，其设计原理源于对座头鲸独特捕猎方式的仿生学研究^[66]。科研人员通过分析鲸鱼群体捕食时的随机或最优个体行为，发现其气泡网捕猎模式主要存在两种形

态，分别被定义为螺旋上升策略和双重螺旋策略。在螺旋上升模式中，鲸鱼首先会下潜至 12 米左右深度，随后以螺旋轨迹向水面移动并持续释放气泡。而双重螺旋策略则包含三个阶段：珊瑚状环绕、尾部水面拍击及最终收网捕获。目前 WOA 算法主要借鉴了螺旋上升策略，通过建立螺旋运动模型来数字化再现这种独特的气泡网捕猎机制^[67]。

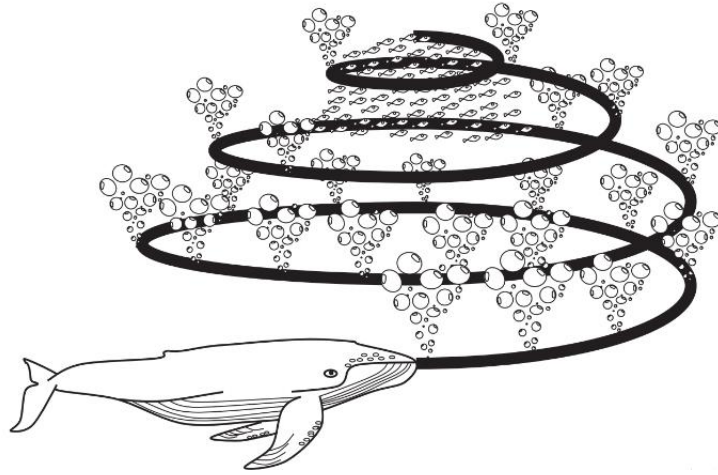


图 5-2 鲸鱼捕食

该算法通过模拟鲸鱼的捕食过程，实现对优化问题的高效求解，具有全局搜索能力强、收敛速度快等特点^[68]。

鲸鱼优化算法的核心是模拟座头鲸围绕猎物进行捕食的过程，主要包括以下三个阶段：

(1) 初始化：

在 WOA 中，初始化鲸鱼种群位置的计算公式如下：

$$X_i = lb + rand \times (ub - lb) \quad (5-3)$$

式中， X_i 为个体 i 的位置， lb 和 ub 是搜索空间的下界和上界， $rand$ 为 0 到 1 之间的随机数。

(2) 包围猎物阶段

在自然栖息地中，座头鲸展现出通过协作定位猎物并构建捕猎范围的独特生物行为。这一生态特征被转化为鲸群优化算法的核心机制：鉴于搜索域内全局最优解的不可预知性，算法动态地将迭代过程中产生的最佳候选位置定义为仿生学意义上的“猎物坐标”。该动态参考点的确立过程，本质上构建了算法后续群体智能行为的空间基准框架。其余鲸鱼个体将依据该参考点逐步调整自身位置，通过

迭代计算实现对该目标的渐进式包围。这一行为在算法中通过特定数学模型进行模拟，具体表现为：

$$X(t+1) = X^*(t) - A \times D \quad (5-4)$$

$$A = 2 \times a \times rand - a \quad (5-5)$$

$$D = [C \times X^*(t) - X(t)] \quad (5-6)$$

$$C = 2 \times rand \quad (5-7)$$

在迭代寻优过程中（ t 表示当前迭代次数），参数 a 的取值从2线性递减至0，通过调节系数 A 和 C 协同完成位置更新。

该算法模拟了座头鲸独特的捕食策略：其通过收缩包围圈与螺旋喷泡形成捕猎网的协同机制进行围捕，当进行螺旋上升运动时，参数 a 的动态调节机制可同步实现搜索范围的收缩控制。具体数学模型中，系数 A 的取值区间为 $[-a, a]$ 。当参数 a 经过迭代衰减使得 $A \in [-1, 1]$ 时，新位置 $X(t+1)$ 将在当前解 $X(t)$ 与历史最优解 $X^*(t)$ 构成的解空间内进行动态调整，该机制有效保证了算法在猎物（最优解）周围的收缩包围能力。其位置更新方程可表述为：

$$X(t+1) = X^*(t) - D_p e^{bl} \cos(2\pi l) \quad (5-8)$$

其中， $D_p = |X^*(t) - X(t)|$ ，描述了座头鲸与猎物间距离关系，其中常数 b 决定了围猎过程中形成的对数螺旋结构。参数 l 为 $[-1, 1]$ 区间内的随机变量。

在捕猎过程中，鲸鱼会同步实施包围策略和螺旋路径运动，为此设定两种行为的选择概率各占50%，建立的数学模型如下所示：

$$X(t+1) = \begin{cases} X^*(t) - AD(p \leq 0.5) \\ X^*(t) - D_p e^{bl} \cos(2\pi l)(p \geq 0.5) \end{cases} \quad (5-9)$$

在鲸鱼优化算法中，位置更新过程受三个关键参数（概率 p 、收敛因子 a 和波动幅度 A ）的共同影响。其中概率 p 在 $[0, 1]$ 区间随机生成，通过改变这三个参数的数值组合，算法可实现多样化的位置调整策略以逼近更优解。值得注意的是，随着迭代进程的推进，波动幅度 A 和收敛因子 a 将呈现递减趋势。当满足 $|A| < 1$ 的判定条件时，表明算法进入局部最优解包围阶段，此时鲸鱼个体将围绕当前最优解进行精细化搜索。这种参数动态衰减机制有效平衡了算法的全局探索与局部开发能力。

鲸群算法为增强解集区域的全局探索效能,设计了一种基于群体交互的位置更新机制。该机制通过引入个体间距参数调控位置迭代过程,在随机搜索阶段促使各鲸鱼个体向随机选择的邻近个体移动,并且参考其空间坐标修正自身轨迹。这种协同定位策略有效避免了群体过度聚集在局部极值区域,其数学表征可表述为:

$$D = |CX_{rand}(t) - X(t)| \quad (5-10)$$

$$X(t+1) = X_{rand}(t) - AD \quad (5-11)$$

在鲸鱼优化算法中,参数 D 代表当前个体与随机选择的鲸鱼个体之间的间距, X_{rand} 表示随机选取个体的空间坐标。当系数 A 的绝对值大于或等于 1 时,系统将随机选择一个参考个体,并基于该参考点重新计算种群中其他成员的位置。这种随机选择机制增强了算法的探索能力,有助于跳出局部最优区域,扩大潜在最优解的搜索范围。通过引入这种动态调整策略,算法不仅拓展了搜索空间的覆盖率,同时有效强化了全局寻优性能,显著提高了发现全局最优解的概率。

5.2.2 鲸鱼算法的改进

种群初始化的改进:为提高鲸鱼优化算法初始种群的全局探索能力,研究者常采用混沌映射技术改进初始化过程^[69]。该策略通过非线性机制在[0,1]区间生成混沌序列,相比传统随机数具有更优的空间覆盖特性。具体而言,混沌系统产生的伪随机数具备以下优势:首先,其内在的遍历性特征可使初始种群在解空间呈现更均匀的分布形态,这为算法后续的全局搜索奠定了良好基础;其次,混沌映射的非线性动力学特性能够有效避免种群聚集现象,增强算法跳出局部极值的能力;再者,这种确定性随机机制在保证种群多样性的同时,可降低重复计算概率,从而提升算法运行效率。实验研究表明,采用混沌初始化策略的改进算法在收敛速度和求解精度方面均有显著提升,这对处理复杂优化问题具有重要意义。

鲸鱼优化算法的种群初始化过程对先验知识具有较高依赖性,而传统随机生成策略可能导致种群空间分布不均匀,进而缩小算法的探索范围。为增强种群多样性,本研究引入具备非线性、遍历性和随机性特征的混沌映射机制进行种群初始化。这种改进策略通过混沌系统特有的空间遍历特性,能够有效扩展解空间的覆盖范围,从而加速算法的收敛进程。具体而言,混沌初始化方法在以下方面展

现优势：

- (1) 简单性:仅有一个变量 x_n 和一个控制参数 r ;
- (2) 非线性: 非线性项 $x_n(1-x_n)$ 导致复杂的动力学行为;
- (3) 遍历性: 混沌区域内, 序列几乎遍历整个区间 $[0,1]$ 。

本文利用了 Logistic 混沌映射的简单性和丰富的混沌行为, Logistic 混沌映射是混沌映射的典型代表, 其方程如下式:

$$x_{n+1} = rx_n(1-x_n) \quad (5-12)$$

$r \in [0,4]$, 系统行为随 r 变化显著: $r \in [0,1)$: 系统趋向稳定值 0; $r \in [1,3)$: 系统趋向非零稳定值; $r \in [3,3.57)$: 周期倍增(分岔)现象, 进入周期振荡; $r \in [3.57,4]$: 混沌区域, 系统行为不可预测(但对某些 r 值存在周期性窗口)。

搜索猎物的改进: 模拟退火策略对鲸鱼算法的改进主要体现在通过引入概率性接受机制和动态温度调度, 增强算法的全局搜索能力并避免早熟收敛。具体实现中, 每次鲸鱼个体通过包围猎物、气泡网攻击或随机搜索生成新位置后, 计算新旧解的适应度差值 ΔE 。若 ΔE 小于零(新解更优), 则直接接受新解; 若 ΔE 大于等于零(新解更差), 则以概率 $P = \exp(-\Delta E/T)$ 接受劣解, 其中温度 T 随迭代次数按指数规律衰减。这种机制使得算法在高温阶段能够广泛探索解空间, 低温阶段逐步聚焦局部最优区域。同时, 结合 Logistic 混沌映射初始化种群, 提升初始解分布的均匀性, 进一步强化全局搜索潜力。温度参数 T 与鲸鱼算法的收敛因子 a 协同调整, 形成非线性递减策略, 确保早期大范围探索与后期精细开发的动态平衡。改进后的算法在复杂多峰函数优化中展现出更强的跳出局部最优能力和收敛稳定性。

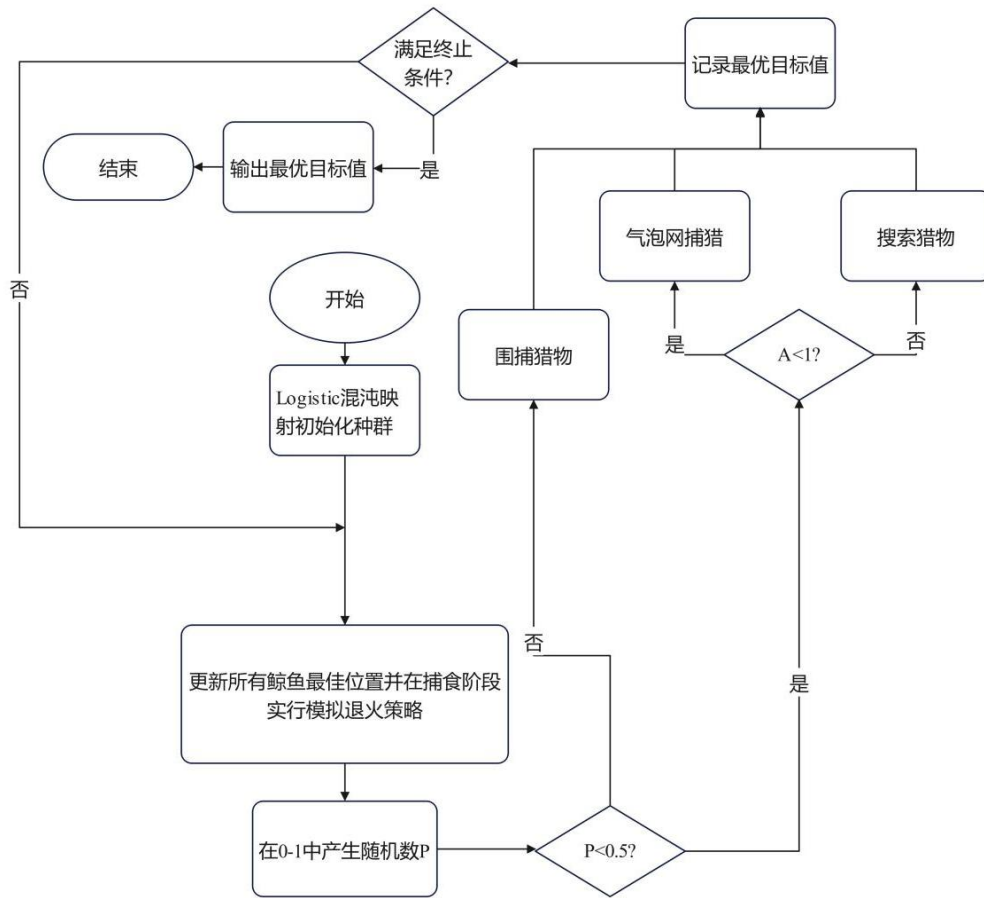
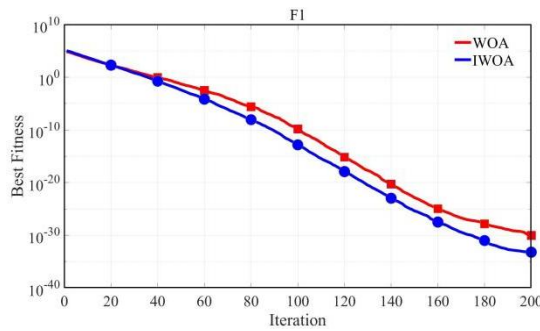


图 5-3 改进鲸鱼算法流程图

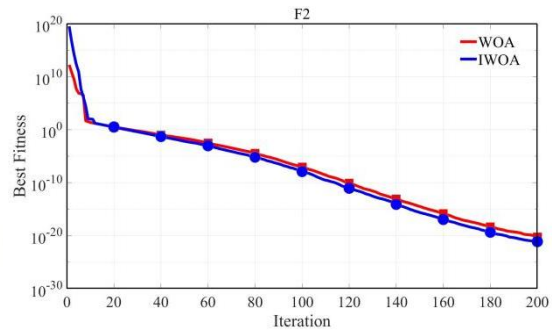
为检验混沌策略与模拟退火策略在鲸鱼种群初始化中的优化效果,本研究选取 Logistic 混沌映射与模拟退火机制改进的鲸鱼优化算法与基础算法开展对比研究。实验选取 CEC 基准测试集中 6 个典型函数作为评估平台,通过数值仿真获取两种算法的优化数据,重点从收敛精度、寻优稳定性及收敛速度三个维度进行对比分析。实验结果表明,相较于原始算法,融合混沌初始化与退火机制的改进算法在测试函数中展现出更优的全局探索能力与局部开发效率,验证了混合策略对种群初始化质量的提升作用。

表 5-5 测试函数描述表

函数	维度	范围	理论最小值
$f_1(x) = \sum_{i=1}^n x_i^2$	30	$[-100, 100]$	0
$f_2(x) = \sum_{i=1}^n x_i + \prod_{i=1}^n x_i $	30	$[-10, 10]$	0
$f_3(x) = \max_i \{ x_i , 1 \leq i \leq n\}$	30	$[-100, 100]$	0
$f_4(x) = \sum_{i=1}^n ([x_i + 0.5])^2$	30	$[-100, 100]$	0
$f_5(x) = \sum_{i=1}^n [x_i^2 - 10 \cos(2\pi x_i) + 10]$	30	$[-5.12, 5.12]$	0
$f_6(x) = \frac{\pi}{n} \left\{ 10 \sin(\pi y_1) + \sum_{i=1}^{n-1} (y_i - 1)^2 [1 + 10 \sin^2(\pi y_{i+1})] + (y_n - 1)^2 \right\}$ $+ \sum_{i=1}^n u(x_i, 10, 100, 4)$ $y_i = 1 + \frac{x_i + 1}{4}$ $u(x_i, a, k, m) = \begin{cases} k(x_i - a)^m & x_i > a \\ 0 & -a < x_i < a \\ k(-x_i - a)^m & x_i < -a \end{cases}$	30	$[-50, 50]$	0



(a) 测试函数 f_1 收敛曲线



(b) 测试函数 f_2 收敛曲线

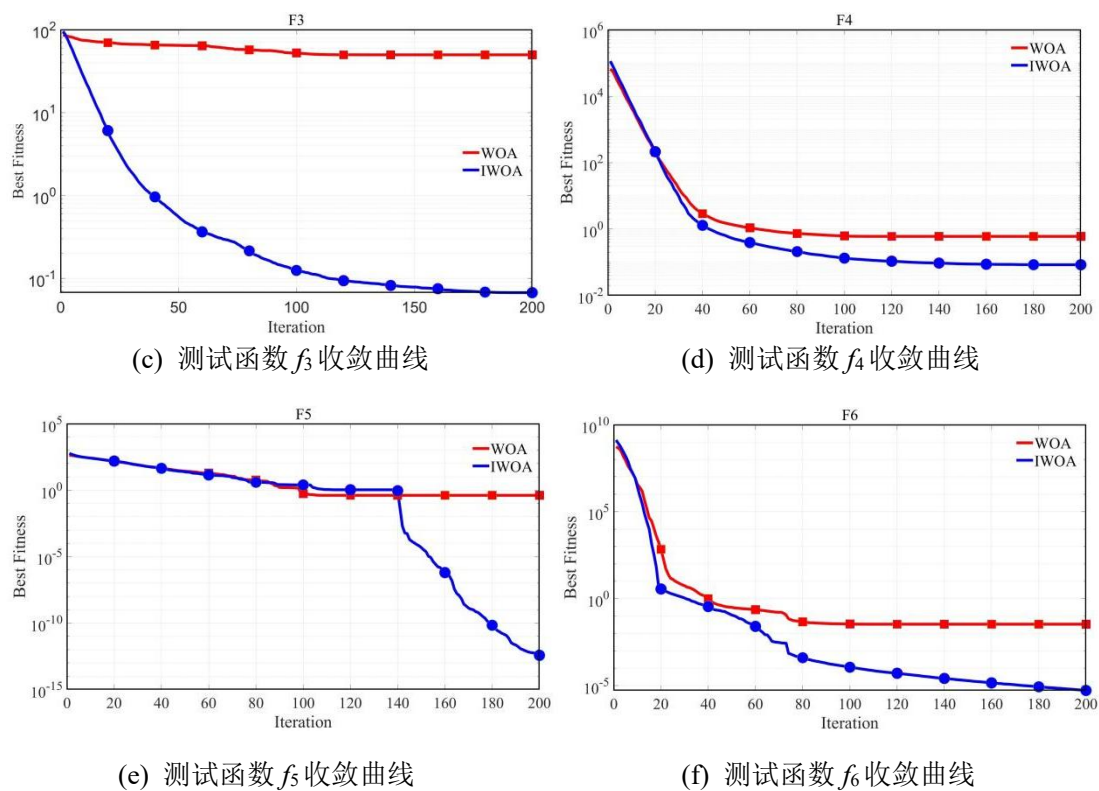


图 5-4 测试函数结果对比图

表 5-6 实验结果对比图

函数	WOA		IWOA	
	AVG	STD	AVG	STD
f_1	8.8773E-31	3.353E-30	5.9595E-34	3.4862E-33
f_2	5.4854E-21	2.1675E-20	7.4337E-22	3.7501E-21
f_3	0.063913	31.7825	6.71E-02	1.65E-14
f_4	0.6011	0.26525	0.084089	0.09269
f_5	0.41116	2.9073	3.72E-13	2.60E-12
f_6	0.034078	0.024851	5.24E-06	1.53E-06

通过 50 次循环计算后, f_1 到 f_6 如表 5-6 所示改进鲸鱼算法的最优适应度的平均值和标准差相对与传统鲸鱼算法有着不小的提升, 如图 5-3 所示改进鲸鱼算法求解精度更高, 收敛速度更快, 能够在更少的迭代中获得最优解, 表明相对于传统鲸鱼算法, 改进鲸鱼算法有更快的收敛速度和稳定性等。

5.2.3 基于鲸鱼算法的离心泵参数优化

优化目标是最小化离心泵的噪声水平，同时确保其水力性能（如流量、扬程和效率）满足设计要求。优化变量包括：叶片数 Z 、叶片出口宽度 b_2 、叶片出口角 β_2 和叶轮进口直径 D_1 。通过计算以及设计要求，可以得出叶片数 Z 的范围为 $[4, 8]$ ，叶片出口宽度 b_2 的范围为 $[4\text{mm}, 8\text{mm}]$ ，叶片出口角 β_2 的范围为 $[20^\circ, 36^\circ]$ ，叶轮进口直径 D_1 的范围为 $[50\text{mm}, 62\text{mm}]$ 。

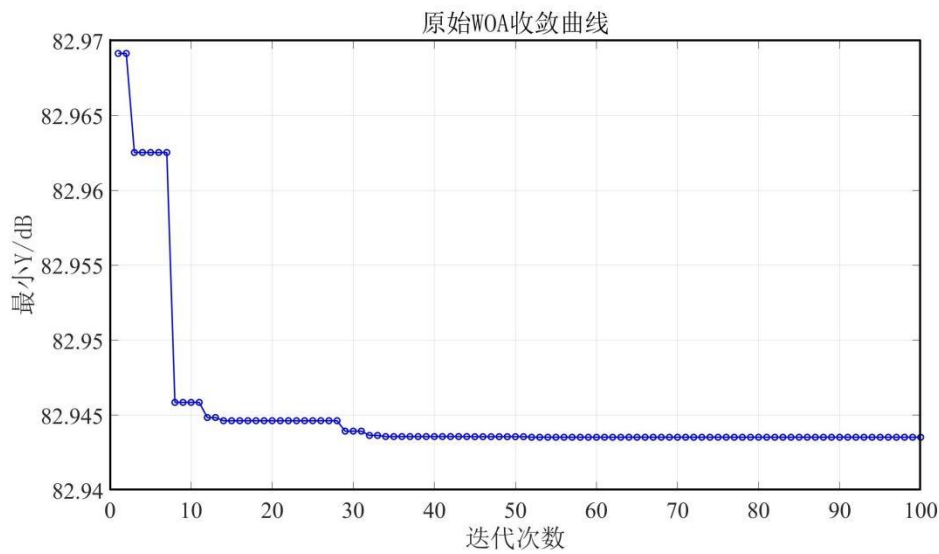


图 5-5 鲸鱼算法收敛曲线

图 5-5 展示原始 WOA 的收敛曲线，横轴表示迭代次数，纵轴表示最小 Y 值，单位为 dB。图中的曲线显示了在迭代过程中最小 Y 值的变化趋势。从图中可以观察到，随着迭代次数的增加，最小 Y 值呈现出逐渐下降并趋于稳定的趋势。在迭代初期，曲线的下降速度较快，表明算法在初期阶段能够快速找到较优解。然而，随着迭代次数的增加，曲线的下降速度逐渐减缓，最终趋于平稳，表明算法在后期阶段逐渐收敛，找到了一个相对稳定的最优解。

从图中可以看出，最小 Y 值在大约 20 次迭代后开始趋于平稳，且在 30 次迭代后基本不再有显著变化。这表明算法在经过一定次数的迭代后，已经能够找到较为理想的解，并且进一步的迭代对解的改进效果不大。这种情况在优化算法中是常见的，因为随着迭代次数的增加，算法逐渐逼近全局最优解或局部最优解，改进空间逐渐减小。

此外，图中曲线的平滑度也反映了算法的稳定性和收敛性。曲线越平滑，说明算法在迭代过程中解的变化越小，算法的稳定性越好。反之，如果曲线波动较

大，则说明算法在迭代过程中解的变化较大，稳定性较差。从图中可以看出，曲线在趋于平稳后波动较小，说明算法在后期阶段较为稳定。

图中还显示了最小 Y 值的范围大约在 82.94 到 82.97 之间，这表明算法在迭代过程中最小 Y 值的变化幅度较小，进一步说明算法的收敛性较好。最小 Y 值的单位为 dB，通常用于表示信号强度或功率比等参数，具体含义需要结合实际应用场景来解释。

总的来说，这张图展示了一个优化算法在迭代过程中的收敛情况，通过观察曲线的变化趋势，可以对算法的性能进行初步评估。算法在迭代初期能够快速找到较优解，并在后期逐渐收敛，最终找到一个相对稳定的最优解。这种收敛特性对于优化算法来说是非常重要的，因为它直接影响到算法的效率和效果。在实际应用中，可以通过调整算法参数或改进算法结构来进一步提高算法的收敛速度和稳定性，从而获得更好的优化效果。

5.2.4 基于改进鲸鱼算法的离心泵参数优化

将目标函数代入改进鲸鱼算法运算，可得图 5-5 收敛曲线。

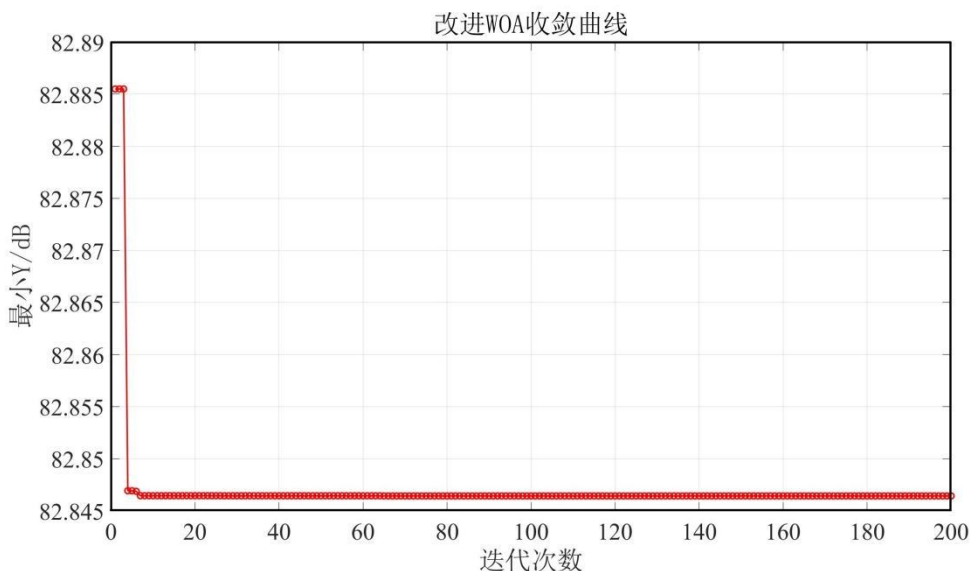


图 5-6 改进鲸鱼算法收敛曲线

图 5-6 曲线的整体趋势是快速下降后趋于平稳，表明算法在初期阶段能够迅速找到较优解，并在后期逐渐收敛。从图中可以看出，最小 Y 值在大约 10 次迭代后开始趋于平稳，且在 20 次迭代后基本不再有显著变化。这表明算法在经过一定次数的迭代后，已经能够找到较为理想的解，并且进一步的迭代对解的改进

效果不大。这种情况在优化算法中是常见的，因为随着迭代次数的增加，算法逐渐逼近全局最优解或局部最优解，改进空间逐渐减小。

图中曲线的平滑度也反映了算法的稳定性和收敛性。曲线越平滑，说明算法在迭代过程中解的变化越小，算法的稳定性越好。反之，如果曲线波动较大，则说明算法在迭代过程中解的变化较大，稳定性较差。从图中可以看出，曲线在趋于平稳后波动较小，说明算法在后期阶段较为稳定。

图中还显示了最小 Y 值的范围大约在 82.845 到 82.885 之间，这表明算法在迭代过程中最小 Y 值的变化幅度较小，进一步说明算法的收敛性较好。总的来说，通过观察曲线的变化趋势，可以对算法的性能进行初步评估。算法在迭代初期能够快速找到较优解，并在后期逐渐收敛，最终找到一个相对稳定的最优解。这种收敛特性对于优化算法来说是非常重要的，因为它直接影响到算法的效率和效果。

与原始 WOA 算法相比，改进后的 WOA 算法在收敛速度和稳定性方面有所提升。这可能是由于算法中引入了新的策略和混沌映射，使得算法能够更快地找到最优解，并且在找到最优解后能够更快地稳定下来。这种改进对于提高算法的实用性和效率是非常有益的，尤其是在需要快速找到最优解的应用场景中。

通过算法优化得出最优参数组合，优化前后参数对比如下表：

表 5-7 原型与优化后的参数对比数据

几何参数	原型	鲸鱼算法	改进鲸鱼算法
叶轮进口直径 D_1 (mm)	53	51.18	59.03
叶轮出口宽度 b_2 (mm)	7	7.18	7.01
叶片数 Z	6	5	7
叶片出口角 β_2 (°)	35	35.81	32.05

5.3 本章小结

本章以降低噪声为目标，采用正交试验拟合出目标函数与改进鲸鱼算法对叶轮的 4 个关键参数进行多目标优化。通过正交试验筛选出叶片出口宽度与叶片数对噪声影响最为显著，确定最优参数组合为减少叶片数、缩小出口宽度及调整进口直径。进一步引入改进鲸鱼算法，最终获得降噪效果较为明显且水力性能稳定的设计方案。优化后叶轮噪声声压级降至 82.85 dB 左右，相对传统鲸鱼算法优

化效果要好一些，验证了智能算法在复杂工程问题中的高效性与适用性。本章研究不仅提出了基于参数敏感性的降噪策略，还展示了智能算法在多约束优化中的潜力，为工业设备的低噪声设计提供了方法论支持。

第 6 章 实验台的搭建与实验验证

本章在流体机械工程实验室内搭建离心泵流动诱导噪声实验台,对上述章节所得到的最优叶片结构参数组合进行实验验证。

6.1 离心泵振动噪声实验

(1) 实验台搭建

在水泵及系统工程技术研究中心搭建了一个低比转速离心泵试验台以保证低比转速叶轮离心泵流体实验台。试验装置包括电机、泵、压力变送器、流量计、水管、出入口闸阀和声级计等部分。电机和实验用离心泵放置在的减振基座上,以避免振动干扰。实验台如图 6-1 所示:



图 6-1 离心泵试验台

实验泵进出口压力传感器采用的是 WT3000 智能压力变送器,量程为 0-690kPa,最大允许误差为 $\pm 0.075\%$;流量计采用的是 KEFC 型电磁流量计,该流量计采用 32BitMCU、24BitADC 和优化的滤波算法,快速响应,测量数据准确稳定,适合应用与设备配套时的测控;噪声采集设备为 HS5660 系列精密脉冲

声级计，如图 6-2 所示，其声级测量范围：（以 $2 \times 10^{-5} \text{Pa}$ 为参考）30—138dB（A）、40—138dB（C）、45—138dB（线性），频率范围：10Hz~20kHz。该实验选用的是 YVP100L2-4-3kw-50Hz 电机。



(a) 声级计仪器校准



(b) 声级计仪器测量

图 6-2 HS5660 系列精密脉冲声级计图



图 6-3 振动测试仪图

实验台采用的测试软件为江苏大学 TP 自动化（TPA）研发中心研发的泵类产品测试分析软件，软件可对离心泵进行噪声与振动试验并自动保存数据，可随时打印各类曲线图。如图 6-4 所示为实验台所配套的实验测试系统。



图 6-4 实验测试系统

(2) 实验用叶轮模型的打印

实验用叶轮为 3D 打印技术制作，由于经费有限，所以选用的材料为 9400 光敏树脂，该材料颜色为白色，强度适中，尺寸稳定性高，具有精度高和光滑表面的性质，常应用于汽车、医疗、消费电子等工业领域的母模以及概念模型^[70]，9400 光敏树脂材料性能参数见表 6-1。

表 6-1 9400 光敏树脂材料性能参数

参数	密度 (g/cm ³ @ 25°C)	硬度 (MPa)	弹性模量 (MPa)	泊松比	最小层厚 (mm)
值	1.35	79	2370-2650	0.41	1



(a) 原模型叶轮

(b) 鲸鱼算法叶轮

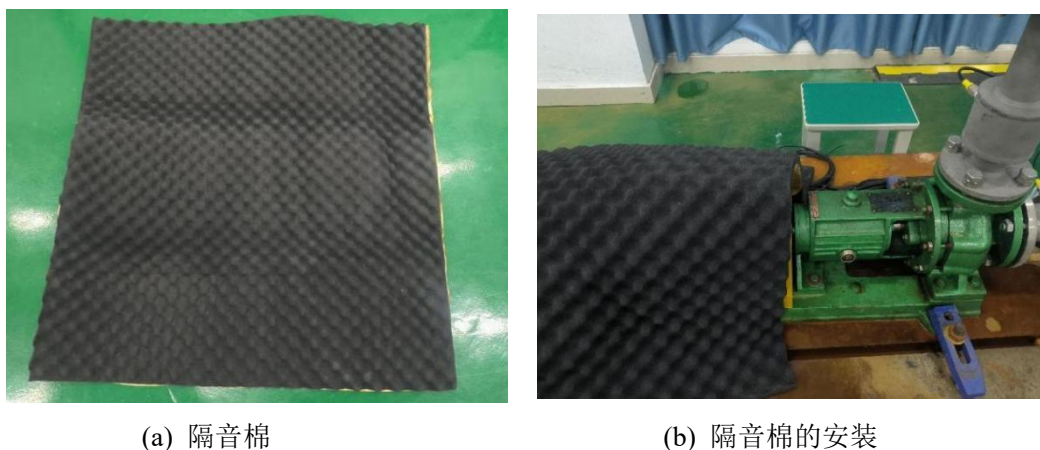
(c) 改进鲸鱼算法叶轮

图 6-5 实验打印叶轮

在做实验的过程中，由于是树脂材料，所以要注意磕碰。同时在做噪声实验时，为了避免电机噪声的影响，故给电机增加了隔音棉，增加后能够有效的降低电机噪声对实验结果的影响，电机隔音如图 6-7 所示：



图 6-6 叶轮的安装



(a) 隔音棉

(b) 隔音棉的安装

图 6-7 噪声实验设备安装图

(3) 实验步骤与数据处理

正确的实验步骤与数据处理对于获得准确的结果至关重要。

离心泵振动噪声实验步骤如下：

- (1) 连接好实验仪器，对声级计进行校准。完成声级计标定，布置好声级计位置；
- (2) 打开进出口阀门；
- (3) 打开实验电脑，进入测试采集系统；
- (4) 接通电源，启动实验泵，调整变频器输出频率，调整实验泵转速为 2900r/min；
- (5) 调节出口阀门开度，等实验泵运行稳定后，开始采集振动噪声数据和进出口压力数据；

- (6) 查看实验结果，并导出数据；
- (7) 安装不同叶轮重复实验步骤，分析处理所得到的数据。

6.2 离心泵振动噪声实验结果分析

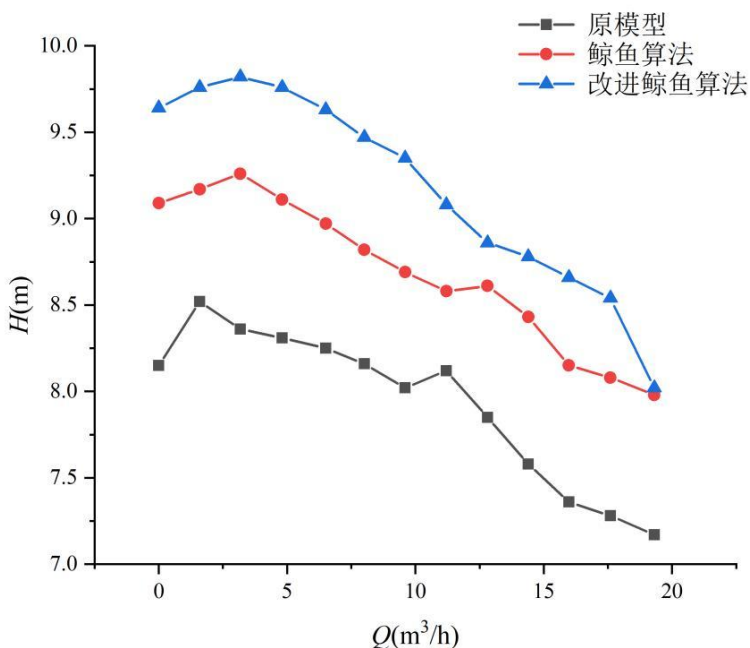


图 6-8 不同叶轮扬程

图 6-8 中包含三条曲线，分别代表原模型、鲸鱼算法和改进鲸鱼算法。从图中可以看出，随着流量 Q 的增加，三种模型的扬程 H 均呈现下降趋势，但下降的幅度和速度有所不同。原模型的下降幅度最大，曲线较为陡峭，表明在流量增加时，原模型的扬程变化最为敏感。鲸鱼算法的下降幅度次之，曲线较为平缓，显示出在流量变化时，鲸鱼算法对扬程的影响较为稳定。改进鲸鱼算法的下降幅度最小，曲线最为平缓，说明改进后的算法在流量变化时对扬程的影响最小，表现出更好的稳定性。

总体来看，改进鲸鱼算法在处理流量变化时表现出更好的适应性和稳定性，可能更适合用于需要扬程稳定性的应用场景。通过对比三种模型的表现，可以为实际应用中选择合适的模型或算法提供参考。分析有助于理解不同算法在特定条件下的性能表现，从而为优化算法或模型提供依据。

表 6-2 效率对比表

	$0.4Q$	$0.6Q$	$0.8Q$	$1.0Q$	$1.2Q$
原模型效率	37.24	42.45	52.47	61.64	70.13
鲸鱼算法效率	38.82	45.77	53.81	63.65	73.29
效率提升比	4.24%	7.82%	2.55%	4.72%	4.51%
改进鲸鱼算法	41.76	51.72	62.25	69.03	78.57
效率提升比	12.13%	21.84%	23.54%	11.98%	12.03%

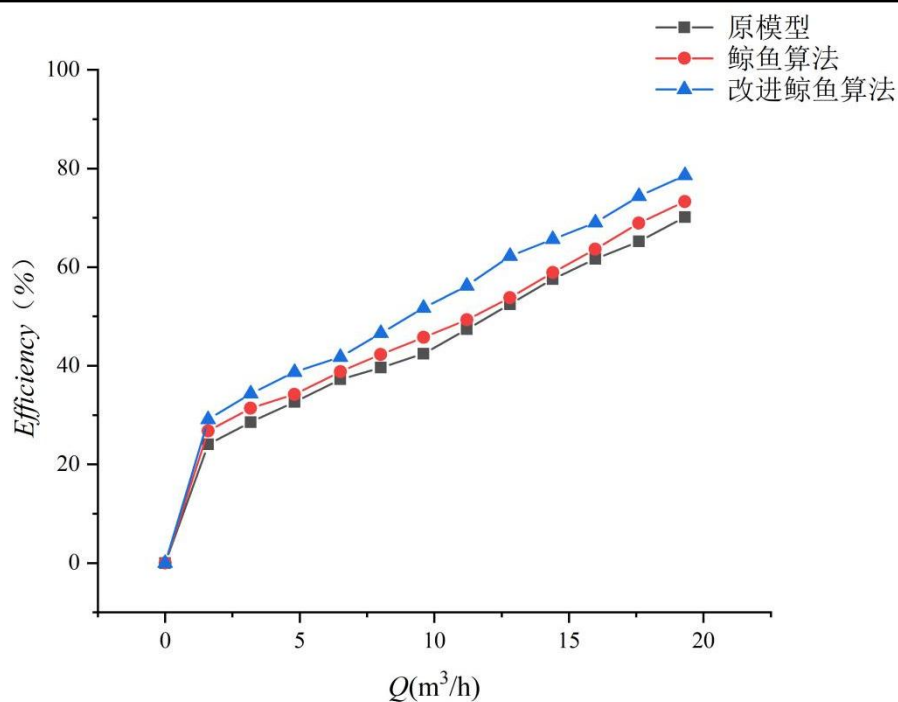
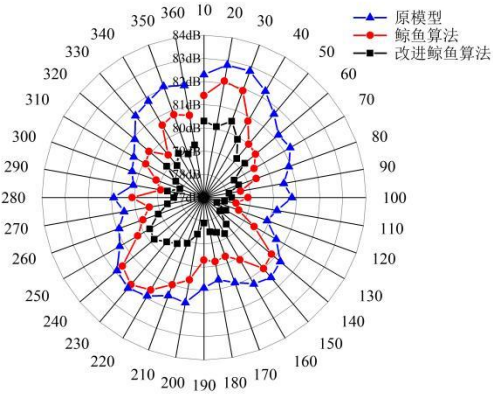


图 6-9 不同叶轮效率

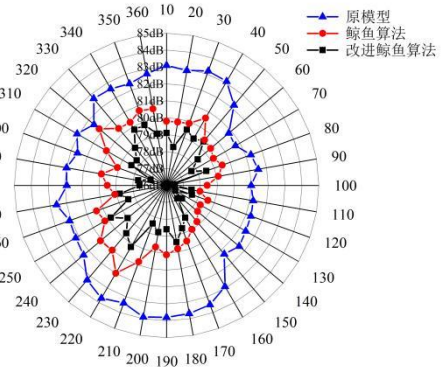
图 6-9 展示了三种不同模型在不同流量条件下的效率表现。从图中可以看出，随着流量 Q 的增加，三种模型的效率均有所提升。在低流量条件下，改进鲸鱼算法的效率提升最为显著，迅速达到较高水平。鲸鱼算法和改进鲸鱼算法在较高流量时的效率表现相近，且均明显优于原模型。原模型的效率提升相对较慢，在所有流量条件下均低于其他两种算法。

从图中还可以观察到，三种模型的效率差异在低流量条件下较小，随着流量的增加，差异逐渐显现并扩大。这可能与算法在不同条件下的适应性和优化能力有关。在低流量条件下，算法可能主要依赖于基本的优化策略，而在高流量条件下，算法的高级优化策略和适应性变得更加重要。

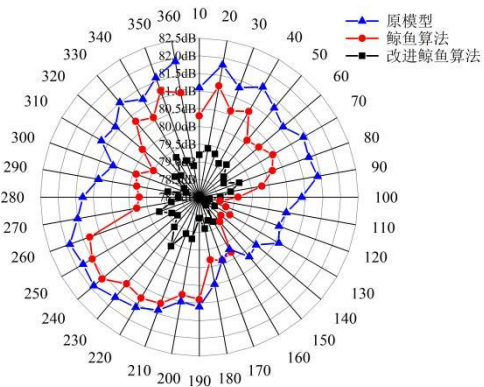
总体来看，改进鲸鱼算法在不同流量条件下的表现均优于其他两种方法，尤其是在流量较高时，显示出其在优化叶轮效率方面的优越性。



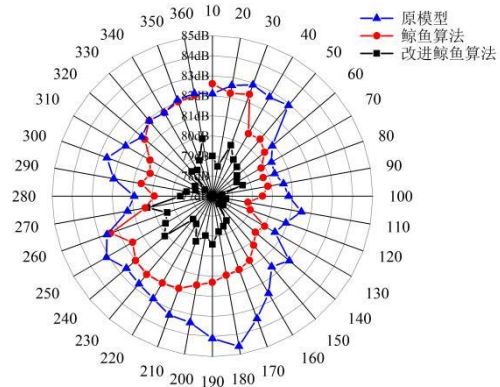
(a) 0.4Q 噪声图



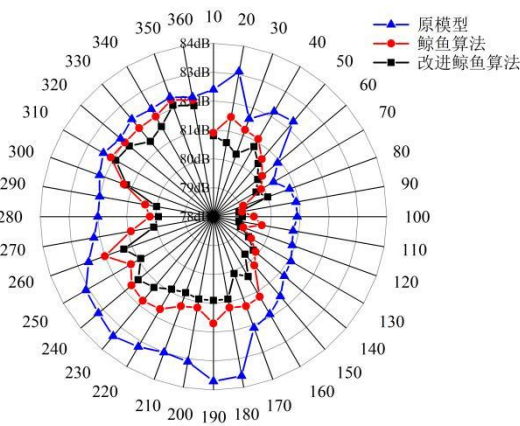
(b) 0.6Q 噪声图



(c) 0.8Q 噪声图



(d) 1.0Q 噪声图



(e) 1.2Q 噪声图

图 6-10 不同流量噪声雷达图

图 6-10(a)显示了在 0.4Q 负载下的噪声分布。从图中可以看出，噪声在不同方向上的分布较为均匀，但在某些特定方向上可能存在局部的噪声峰值。

图 6-10(b)展示了在 0.6Q 负载下的噪声分布。与 0.4Q 负载相比，0.6Q 负载

下的噪声分布显示出更明显的方向性，某些方向上的噪声值显著增加。这表明随着负载的增加，噪声的产生和传播特性发生了变化，某些方向上的噪声放大效应更为明显。

图 6-10(c)展示了在 $0.8Q$ 负载下的噪声分布。在 $0.8Q$ 负载下，噪声的方向性更加明显，某些方向上的噪声值显著高于其他方向。这种变化可能与设备的运行状态有关，高负载可能导致某些部件的振动加剧，从而在特定方向上产生更多的噪声。

图 6-10(d)展示了在 $1.0Q$ 负载下的噪声分布。在 $1.0Q$ 负载下，噪声的分布显示出较为明显的方向性，噪声值在不同方向上的差异较大。这种变化可能表明在满负载条件下，离心泵的某些部件可能达到了其振动的临界点，导致噪声在特定方向上的显著增加。

图 6-10(e)展示了在 $1.2Q$ 负载下的噪声分布。在 $1.2Q$ 负载下，噪声的分布显示出极端的方向性，某些方向上的噪声值远高于其他方向。这种极端的方向性可能表明在超负载条件下，离心泵的某些部件可能超过了其振动的临界点，导致噪声在特定方向上的显著增加。

从这五个雷达图可以看出，随着负载的增加，噪声的方向性逐渐增强，特别是在高负载条件下，噪声的分布显示出明显的方向性特征。这种变化可能与离心泵的机械结构、材料特性以及运行状态有关。高负载可能导致某些部件的振动加剧，从而在特定方向上产生更多的噪声。

通过噪声的分析，对离心泵的设计和优化具有重要意义。通过分析不同负载条件下的噪声分布，可以识别出噪声的主要来源和传播路径，从而采取相应的措施来降低噪声，如改进机械结构设计、使用更高质量的材料或优化运行参数。

此外，这些数据还可以用于评估设备的运行状态和健康状态。异常的噪声分布可能表明设备存在潜在的故障或磨损，需要进一步的检查和维护。

总的来说，这些噪声数据提供了关于设备在不同负载条件下噪声特性的宝贵信息，对于设备的优化设计、运行维护和故障诊断都具有重要的参考价值。

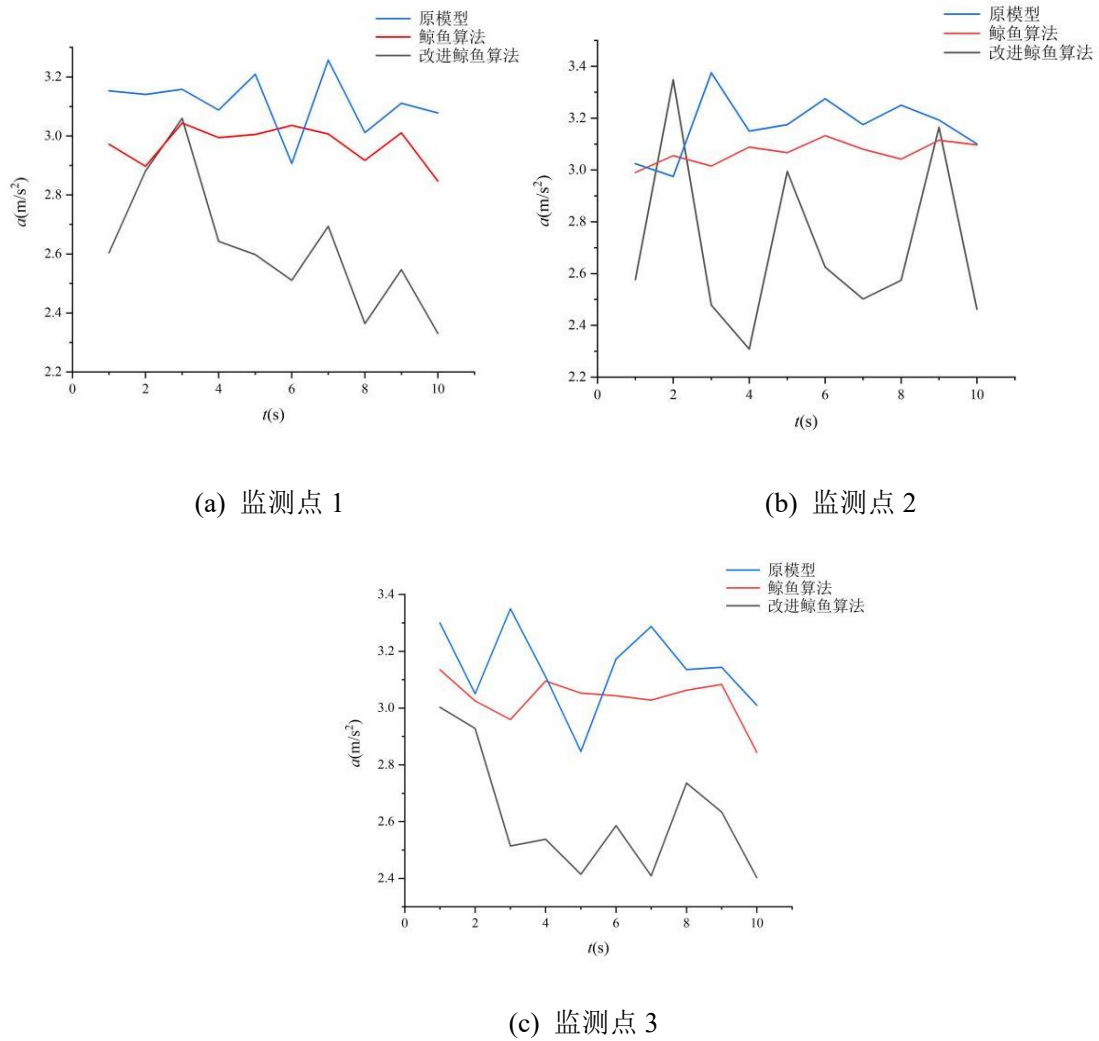


图 6-11 不同监测点振动加速度时域图

通过按照国标，对离心泵的三个振动监测点进行振动测量，通过测量选取振动加速度 10s 的变化量绘制时域图。通过对比时域图可知，优化后的振动更加平稳，改善了离心泵的振动工况，体现了改进鲸鱼算法对振动噪声的优化性能。

6.3 本章小结

利用 3D 打印技术制作出 3 个叶轮，并将其安装在离心泵实验台上，进行了性能和振动噪声实验，结果如下：

(1) 实验结果表明，离心泵内部的压力波动特征和离心泵噪声特征是相符的，并且利用改进鲸鱼算法进行优化所得到的结构参数组合为最优，但是相对于通过模拟仿真得到的叶轮最优参数组合的噪声升有所误差，但误差在合理范围内。

(2) 经过对比，实验结果与模拟结果存在差异并且噪声优化不明显，分析

可能是由于下列某些原因导致的：实验泵拆装导致泄漏；叶轮参数的改变对离心泵噪声可能本身影响没有那么大。

第 7 章 结论与展望

7.1 结论

本文以低比转速离心泵为研究对象,深入探讨了其在气液两相工况下的内部流动特性、振动特性以及优化设计方法。本文旨在通过理论分析、数值模拟和实验验证,揭示气液两相流动对离心泵性能的影响机制,并提出优化措施以降低振动和噪声。

研究内容主要包括以下几个方面:

(1) 水力系统参数化设计基于速度系数法构建了低比转速叶轮水力设计体系,系统建立了进出口直径、比转速、轴功率等基础参数计算方法,优化了泵轴与叶轮轮毂的强度设计,并通过各项叶轮关键参数推导形成标准化设计流程,为多相流研究提供水力模型基础。

(2) 气液两相流机理,揭示了泵内气液两相流的流型演变规律,划分四类典型流型并建立气泡动力学模型,对比不同数值模拟方法的适用性。自主搭建闭环式实验系统,集成多参数测量模块,实现含气率的精确调控与流场可视化观测。

(3) 多相流场数值模拟,采用 VOF 模型耦合气泡动力学方程,解析含气条件下流场特性变化规律。研究发现叶轮及蜗壳内气体聚集导致压力梯度衰减,压力面高速区面积随含气率增加显著缩减,气体分布呈现明显的分层特征。

(4) 振动噪声耦合机制基于流固耦合理论揭示了气体聚集引发的压力脉动与宽频噪声关联性,发现偏离设计工况时振动主频偏移与声压级升高现象,含气工况下低频振动能量增幅显著。

(5) 智能优化设计应用创新应用改进鲸鱼算法对叶轮关键参数进行多目标优化,建立噪声与效率双约束模型,通过迭代计算获得最优方案,验证了智能算法在提升泵综合性能方面的工程应用价值。

7.2 展望

本文对低比转速离心泵在气液两相工况下的流动特性、振动特性及优化设计

进行了系统研究，取得了阶段性成果。然而，随着工业领域对离心泵性能和可靠性要求的不断提高，仍有许多问题值得进一步深入探讨。未来研究的主要几个重要方向：

（1）新型材料与制造技术的应用。随着高性能复合材料和增材制造技术的发展，离心泵的制造工艺和材料选择有了更多可能性。未来可以研究新型材料（如碳纤维复合材料）在离心泵中的应用，通过优化材料性能和结构设计，提高离心泵的抗气蚀能力和抗疲劳性能，同时减轻设备重量，提升整体性能。

（2）智能化监测与故障诊断。结合物联网和大数据技术，开发智能化监测系统，实时监测离心泵的运行状态，包括流量、压力、振动和噪声等参数。通过数据分析和故障诊断算法，提前预警潜在故障，实现离心泵的智能化运维，提高设备的可靠性和运行效率。

低比转速离心泵的研究仍具有广阔的发展空间。未来的研究应更加注重多学科交叉与融合，结合先进的数值模拟技术和实验手段，深入探索离心泵在复杂工况下的运行特性，为工业应用提供更高效、更可靠的解决方案。

参考文献

- [1] 何磊, 赵择野, 王万鹏,等. 基于 ANSYS 流固耦合的轴流泵轻量化研究[J]. 水电站机电技术, 2024, 47(12): 159-163.
- [2] 李兴安. 泵站运行中的节能措施探究[J]. 水上安全, 2024, (04): 145-147.
- [3] 朱祖超. 超低比转速高速离心泵的理论研究及工程实现[J]. 机械工程学报, 2000, (04): 30-33.
- [4] 戴晓宇, 徐强, 杨晨宇,等. 多级混流式混输泵气液两相增压特性[J]. 化工学报, 2025, 76(02): 554-563.
- [5] 司乔瑞, 郭勇胜, 田鼎,等. 半开式叶轮离心泵气液两相条件下内部流动特性分析[J]. 农业工程学报, 2021, 37(24): 30-37.
- [6] 赵阳, 席光, 赵家毅,等. 近失速工况离心压气机叶顶非定常流动的数值与实验研究[J]. 工程热物理学报, 2023, 44(05): 1199-1208.
- [7] 洪志亮, 薛力, 付怡磊,等. 流-声-固耦合诱发结构振动及其抑制实验[J]. 航空学报, 2024, 45(19):208-220.
- [8] 贾宁, 梁耀军, 姜小军,等. 真空泵的初始状态及其附属设备对泵以及分馏塔的影响[J]. 山东化工, 2022, 51(20): 133-135.
- [9] [8]孙永国, 金欣, 薛冬,等. 基于 NSGA-II 的滑油泵叶轮结构优化设计[J]. 中国机械工程, 2024, 35(03): 559-569.
- [10] Poullikkas A. Two phase flow performance of nuclear reactor cooling pumps[J].Progress in Nuclear energy, 2000, 36(2): 123-130.
- [11] 龙云, 袁寿其, 朱荣生,等. 核主泵内部流动研究现状与技术发展综述[J]. 排灌机械工程学报, 2020, 38(11): 1081-1097.
- [12] Ning Zhang, X L, Bo Gao , Bin Xia. DDES analysis of the unsteady wake flow and its evolution of a centrifugal pump[J]. Renewable Energy, 2019, 141: 570-582.
- [13] Kang C, Teng S, Hu J, et al. Mitigation of pressure fluctuation through an impeller with splitter blades for a double-volute centrifugal pump[J]. Journal of the Chinese Institute of Engineers, 2023, 46(3): 293-303.

- [14]Namazizadeh M, Gevari M T, Mojaddam M, et al. Optimization of the Splitter Blade Configuration and Geometry of a Centrifugal Pump Impeller using Design of Experiment[J]. Journal of Applied Fluid Mechanics, 2020, 13: 89-101.
- [15]Namazizadeh M, Gevari M T, Mojaddam M, et al. Optimization of the Splitter Blade Configuration and Geometry of a Centrifugal Pump Impeller using Design of Experiment [J]. Journal of Applied Fluid Mechanics, 2020, 13: 89-101.
- [16]Zhang R, Yun L-C, Li J. Investigation on the effect of impeller slot jet on centrifugal pump performance[J]. Journal of Hydrodynamics, 2018, 31: 733-739.
- [17]Zhang Z, Chen H, Ma Z, et al. Research on Improving the Dynamic Performance of Centrifugal Pumps With Twisted Gap Drainage Blades [J]. Journal of Fluids Engineering, 2019, 141(9): 15.
- [18]Zhang H, Tang L, Zhao Y. Influence of Blade Profiles on Plastic Centrifugal Pump Performance[J]. Advances in Materials Science and Engineering, 2020, 2020: 6665520.
- [19]Kye B, Park K, Choi H, et al. Flow characteristics in a volute-type centrifugal pump using large eddy simulation[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2018, 72: 52-60.
- [20]A.T.特罗斯科兰斯基, 耿惠彬译. 叶片泵计算与结构[M]. 北京: 机械工业出版社, 1981.
- [21]张瑶瑶. 基于流固耦合塑料离心泵叶片安放角对泵性能影响研究[D]. 芜湖: 安徽工程大学, 2019.
- [22]吴仁荣. 降低离心泵运行振动的水力设计[J]. 机电设备, 2004, 04, 18-22.
- [23]Bowerman R D, Acosta AJ. Effect of the volute on performance of a centrifugal pump impeller[J]. Transactions of the Asme, 1957, 79(1): 1057-1069.
- [24]Worster R C. The flow in volutes and its effects on centrifugal pump performance[J]. ARCHIVE Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1963, 177(1963): 843-875.
- [25]Hira D S. Vasandani V P. Influence of the volute tongue length and angle on the pump erformancef[J]. Journal of the Institute of Engineers India. Part M.E. 1975, (56): 145-152.

- [26] 谭林伟. 单叶片离心泵非定常流动特性及诱导径向力的数值模拟与实验研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2018.
- [27] Dring R P, Joslyn H D, Hardwin L W, et al. Turbine Rotor-Stator Interaction[J]. ASME J. Eng. Power, 1982, 104(4): 729-742.
- [28] Liu R X, Cao L, Zhang Y Y, et al. Numerical analysis of axial force on dredging pump considering influence of axial clearance[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2014, 30(18): 101-108.
- [29] Dring R P, Joslyn H D, Hardwin L W, et al. Turbine Rotor-Stator Interaction[J]. ASME J. Eng. Power, 1982, 104(4): 729-742.
- [30] 袁寿其, 周建住, 袁建平. 分流叶片对螺旋离心泵径向力的影响[J]. 农业机械学报, 2012, 43(9): 37-42.
- [31] 倪永燕. 离心泵非定常湍流场计算及流体诱导振动研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2008.
- [32] 袁寿其, 司乔瑞, 薛菲, 等. 离心泵蜗壳内部流动诱导噪声的数值计算[J]. 排灌机械工程学报, 2011, 29(02): 93-98.
- [33] Tan L, Wang Y C, Cao S L, et al. Characteristic of Unsteady Flow Around the Tongue Region in a Centrifugal Pump[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2014, 34(7): 670-675.
- [34] Wang W J, Deng Q F, Pei J, et al. Numerical simulation and tests for pressure fluctuation characteristics in a double-suction centrifugal pump[J]. Journal of Vibration and Shock, 2020, 39(19): 107-113.
- [35] 熊仲营, 邓稼琦, 王梦豪, 等. 蜗舌改型设计对多翼离心风机气动性能的影响[J]. 风机技术, 2018, 60(06): 31-37.
- [36] 丛国辉, 王福军. 双吸离心泵隔舌区压力脉动特性分析[J]. 农业机械学报, 2008(06): 60-63, 67.
- [37] 王镇宇, 杨爱玲, 戴韧. 离心泵流动诱导噪声的数值预测[J]. 机械工程学报, 2012, 48(6): 162-170.
- [38] 谭永学, 王宏光, 杨爱玲, 等. 离心泵水动力噪声预测[J]. 上海理工大学学报, 2011, 33(1): 89-94.

- [39]李伟, 常浩, 刘建瑞,等. 射流式自吸离心泵研究现状与前景展望[J]. 排灌机械工程学报, 2016, 34(11): 947-952.
- [40]张楚谦, 郑平, 陈勇刚,等. 文丘里喷嘴空化流大涡模拟亚格子模型对比研究[J]. 液压气动与密封, 2024, 44(05): 32-38.
- [41]Ferziger Joel H, Perić Milovan. Computational Methods for Fluid Dynamics [M]. Berlin: Springer, 2020: 201-230.
- [42]关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京: 中国宇航出版社, 2011.
- [43]王智雷. 汽动热网循环水泵主轴断裂故障分析及处理[J] 吉林电力, 2024, 52(01): 51-52,56.
- [44]吴贤芳, 陆友东, 谈明高,等. 叶片安放角对轴流泵马鞍区运行特性的影响[J]. 农业工程学报, 2018, 34(17): 46-53.
- [45]曾耀宗, 张曼斐, 张宏,等. 隔舌形状对离心泵内部流体噪声的影响[J]. 水泵技术, 2023(06): 22-26.
- [46]程鑫, 张卫超. 基于 CFD 的离心式水泵流场分析及性能预测[J]. 数字制造科学, 2021, 19(04): 243-247, 272.
- [47]张佳妮.基于流固耦合的不同叶片数离心泵水力特性及结构力学性能对比研究[J] 制冷与空调(四川), 2024, 38(06): 800-806.
- [48]胡江, 康灿, 邢志龙,等. 长短叶片结构对凝水泵出口压力脉动特性的影响[J] 排灌机械工程学报, 2022, 40(07): 654-659
- [49]孙壮壮, 朱亚东, 陈加琦,等. 基于 NSGA-II 的 S 翼型及双向轴流泵多目标优化[J] 农业工程学报, 2024, 40(24): 39-48.
- [50]徐秀生, 王玉霞, 左传玺,等. 离心泵输送气液两相介质的研究[J]. 油气储运, 2007, 26(10): 47-48.
- [51]袁寿其, 施卫东, 刘厚林. 泵理论与设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 2014.
- [52]张振铎. 泡状入流条件下离心泵叶轮内气液两相流动特性及对泵性能影响实验研究[D]. 西安: 西安理工大学, 2019.
- [53]冯磊, 姚青云. 基于 VOF 模型的泵站压力管道气液两相流数值模拟[J]. 中国农村水利水电, 2012(12): 124-126, 130.
- [54]Ewins David J. Modal Testing: Theory, Practice and Application [M]. 2nd ed. Research Studies Press, 2000: 45-68.

- [55]Heylen Willy, Lammens Steven, Sas Paul.Modal Analysis Theory and Testing[M]. KU Leuven Press, 2007: 89-112.
- [56]Min Li, Jiuhui Wu, Xiaoyang Yuan. Wall suction & slip effect of spherical-grooved bionic metasurface for controlling the aerodynamic noise[J]. Applied Acoustics, 2021, 171: 107537.
- [57]陈光军. 液压系统振动与噪声的分析及对策[J]. 铁道建筑, 2009-01-15.
- [58]王秋阳. 离心式海水泵流噪声仿真与实验研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2011.
- [59]曾耀宗, 张曼斐, 张宏,等. 隔舌形状对离心泵内部流体噪声的影响[J]. 水泵技术, 2023(06): 22-26.
- [60]冯慧敏, 时鸾, 刘晓东,等. 进口含气率对离心泵失速工况流动特性的影响[J]. 农业工程学报, 2025, 41(02): 66-75.
- [61]冯超, 尹俊连, 龚波,等. 喷水推进混流泵空化诱导压力脉动与振动特性试验研究[J]. 中国造船, 2022, 63(05): 189-196.
- [62]周文海, 刘祖源. 单级双吸离心泵气蚀的原因及防治措施[J]. 南方农机, 2022, 53(11): 170-172.
- [63]祁宇飞. 城市地下通道施工中的节能环保技术应用研究[J]. 工程建设与设计, 2024, (08): 112-114.
- [64]陈斯宇, 赵凯, 吴海军. 基于传递矩阵理论的隔膜泵振动噪声预测方法研究[J]. 振动与冲击, 2024, 43(18): 329-336.
- [65]田茂再. 大数据时代统计学重构研究中的几个热点问题[J]. 统计研究, 2015, 32(05): 3-12.
- [66]李帅辰, 武建锋. 基于智能优化算法及其优化 BP 神经网络的室内定位[J]. 科学技术与工程, 2024, 24(20): 8568-8576.
- [67]谢良波, 韩伸, 张钰坤. 融合邻域搜索的自适应鲸鱼优化算法[J]. 电子测量与仪器学报, 2024, 38(12): 124-134.
- [68]文昌俊, 陈凡, 康锁,等. 基于 IWOA-LMBP 的水稻插秧机可靠性预测[J]. 湖北工业大学学报, 2025, 40(02): 1-10.
- [69]汪涛, 林川, 郭生伟. 基于混合策略改进鲸鱼优化算法的模糊时间序列模型

- [J]. 电子设计工程, 2023, 31(15): 98-106.
- [70]朱丽莎, 陈宇明, 李鹤飞,等. 3D 打印用光敏树脂材料及其在口腔医学领域的应用[J]. 中国组织工程研究, 2018, 22(06): 979-984.

攻读硕士期间发表的学术成果

1. 论文发表情况

- [1] Yuqin Wang, Luxiang Zhou, Mengle Han and Lixiang Shen. Performance Prediction of an Optimized Centrifugal Pump with High Efficiency[J]. Fluid Dynamics & Materials Processing, 2023, 19(9) (EI, 第二作者,)
- [2] Yuqin Wang, Luxiang Zhou and Shimin Zheng. Multi-Objective Optimization Design of Low Specific Speed Centrifugal Pumps Based on Genetic Algorithm[J]. IEEE Access, 2023, 11(97896-97908) (SCI, 第二作者,)
- [3] 周路祥, 王玉勤, 韩梦乐, 沈李祥. 基于 CFD 的离心泵水力性能优化设计[J]. 蚌埠学院学报, 2024, 13(02): 51-56.
- [4] 孙含冰, 王玉勤, 周路祥, 邵家乐. 管道侦测疏通清理一体化机器人设计[J]. 河南科技, 2024, 51(18): 50-54.
- [5] 胡毅, 王玉勤, 周路祥, 邵家乐, 朱庆卓. 面向区域化管理的垃圾中转平台设计[J]. 河南科技, 2024, 51(17): 24-28.
- [6] 何田超, 王玉勤, 周路祥, 孙含冰, 周生. 基于向日葵原理的光伏发电自动追光装置设计[J]. 河南科技, 2024, 51(19): 24-29.
- [7] 左梦强, 王玉勤, 周路祥, 胡毅, 邵家乐. 水下搜救侦查救援机器人设计[J]. 河南科技, 2024, 51(22): 52-55.

2. 专利发表情况

- [1] 饶志, 唐铃凤, 方旭, 程诗雨, 李叶春, 周路祥. 一种海水驱动二级压缩淡水净化装置: 中国, CN202310327182.2 [P]. 2025.04.28

致 谢

在学术旅程即将结束之际，回首过往，我收获的不仅仅是知识，更有无数温暖与力量。在此，我怀着无比感激的心情，向那些给予我无私帮助的人们致以最诚挚的感谢。

首先，我要衷心感谢王玉勤老师、唐铃凤老师和王幼民老师。三位老师在我的学术成长道路上，犹如三盏明灯，照亮了前行的方向。他们严谨的治学态度、深厚的学术造诣和无微不至的关怀，让我在学术和人生的道路上受益匪浅。从选题的反复推敲，到论文的逐字逐句修改，从学术问题的深入探讨，到生活中的点滴关怀，三位老师始终是我坚实的后盾。他们不仅在学术上给予我悉心指导，更在生活中给予我温暖与支持，让我在异乡求学的日子里感受到家的温暖。他们的教诲让我明白，学术之路不仅是追求知识的过程，更是塑造品格、培养责任感的过程。我将永远铭记他们的教诲，将这份感恩化作前行的动力。

我还要感谢我的同门们。我们朝夕相处，共同学习，共同进步。在学术研究中，我们相互讨论，相互启发，共同攻克了一个又一个难题。在生活的点滴里，我们相互关心，相互支持，一起度过了许多难忘的时光。那些为了一个实验数据而熬夜的日子，那些在实验室里相互鼓励的瞬间，都将成为我珍贵的回忆。感谢你们，让我在学术的道路上不再孤单。

我的室友和同学们也同样值得感谢。室友们的包容和支持，让我在紧张的学习之余感受到了家的温暖。我们一起分享生活的喜怒哀乐，一起度过了许多难忘的时光。同学们的陪伴和鼓励，让我在学术的道路上更加坚定。我们一起参加学术讲座，一起探讨学术问题，一起为梦想努力奋斗。感谢你们，让我在大学生活中收获了满满的友谊和温暖。

最后，我还要感谢我的家人。他们是我永远的依靠，无论我走到哪里，他们的爱和支持都如影随形。感谢他们的理解和支持，让我能够全身心地投入到学习中。

这段旅程即将结束，但感恩的心将永远留在我的心底。感谢每一位陪伴我、帮助我的人，是你们让我在知识的道路上不断成长。未来，我将带着这份感恩，继续努力前行，不辜负大家的期望。

尚德敏学 唯实惟新

