

分类号: TH311

密 级: 公开

学校代码: 10363

学 号: 2210120149



安徽工程大学

Anhui Polytechnic University

硕士学位论文

题 目 分流叶片对离心泵流动诱导噪
声影响研究

论 文 作 者 张丽丽

校 内 导 师 唐铃凤（教授）

校 外 导 师 王菲（高级工程师）

专业学位类别 机械

研究方向（领域） 智能制造

论文提交日期: 2024 年 5 月 31 日

分类号：TH311

单位代码：10363

密 级：公开

学 号：2210120149

分流叶片对离心泵流动诱导噪声影响研究

STUDY ON THE INFLUENCE OF DIVERTING VANE ON
FLOW INDUCED NOISE OF CENTRIFUGAL PUMP

学生姓名：张丽丽

指导教师：唐铃凤（教授）

校外教师：王菲（高级工程师）

专 业：机 械

研究方向：智能制造

论文答辩日期：2024 年 5 月 18 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：张丽丽

日期：2024 年 5 月 31 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。

保密 ☐，在_____年解密后适用本版权书
本学位论文属于

不保密 ☒。

学位论文作者签名：张丽丽

指导教师签名：唐韵枫

日期：2024年5月31日

日期：2024年5月31日

分流叶片对离心泵流动诱导噪声影响研究

摘 要

噪声是仅次于环境污染的第二大因素，因此，进行低噪声的生产制造和对噪声进行有效的控制已经成为当今社会发展的重要方向。离心泵是将机械能转化为流体动能的一种机械装置，被广泛地应用于国民经济的各个领域，其内部流动的结构十分复杂，运行时容易产生剧烈的振动与噪声，噪声的产生不仅对设备自身有不利的影响,严重的时候会使得整个机械系统崩溃，也对外界环境以及人类的身体健康有所影响。因此，降低离心泵的噪声已经成为当下的一个研究热点。本文研究内容如下：

（1）进行离心泵的水力设计及建模。根据已知参数，设计出了研究用离心泵的主要水力设计参数，通过对离心泵叶轮、蜗壳的几何尺寸进行分析，绘制出了离心泵的三维模型以及二维工程图。

（2）对离心泵进行流场仿真和噪声模拟。利用 ANSYS 有限元分析软件，对带有分流叶片的离心泵进行三维流动仿真，并对其进行了噪声的模拟，通过对仿真模拟结果进行分析，探讨了分流叶片的结构参数变化对其离心泵噪声的影响规律。

（3）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，以分流叶片的几何尺寸作为尺度因子，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，利用最

小二乘法，构建了离心泵分流叶片结构参数与噪声之间的关系。

（4）建立离心泵降噪优化模型求解最优结构参数。采用 MATLAB 软件构建了 BP 神经网络模型，利用金枪鱼算法进行 BP 神经网络模型的优化，从而得到全局最小的流动诱导噪声，然后反向推导出最优的结构参数组合。

（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、一个正交试验所得叶轮、一个 TSO-BP 神经网络优化后的叶轮，分别进行离心泵噪声特性实验，对获得的最优设计方案进行实验验证，获得各结构参数对其噪声的影响规律。

关键词：离心泵；分流叶片；噪声；金枪鱼算法；正交试验

STUDY ON THE INFLUENCE OF DIVERTING VANE ON FLOW INDUCED NOISE OF CENTRIFUGAL PUMP

ABSTRACT

Noise, which stands as the second largest public nuisance following environmental pollution, has driven the development of low-noise manufacturing technologies and effective noise control strategies as key directions in societal advancement. Centrifugal pumps, devices that convert mechanical energy into fluid kinetic energy, are extensively used in various sectors of the national economy. Due to their complex internal flow structures, these pumps are prone to intense vibrations and noise during operation. Such noise not only adversely affects the equipment itself, potentially leading to the collapse of the entire mechanical system, but also poses negative impacts on the surrounding environment and human health. Consequently, reducing noise in centrifugal pumps has become a research hotspot. The contents of this study are as follows:

(1) Hydraulic Design and Modeling of Centrifugal Pumps: Based on established parameters, this research has designed the primary hydraulic parameters needed for the centrifugal pump and conducted a thorough analysis of the geometric dimensions of the pump's impeller and volute, resulting in the creation of three-dimensional models and two-dimensional engineering drawings.

(2) Flow Field Simulation and Noise Modeling of the Centrifugal Pump: Utilizing ANSYS finite element analysis software, a three-dimensional flow simulation was conducted on a centrifugal pump equipped with guide vanes, followed by noise modeling. Through detailed analysis of the simulation results, the study explores the patterns by which changes in the structural parameters of the guide vanes affect noise.

(3) Orthogonal Experiment Aimed at Noise Reduction in Centrifugal Pumps: This experiment used the noise sound pressure level as the evaluation criterion, with the geometric dimensions of the guide vanes serving as experimental factors. Through orthogonal testing, the influence order of different structural parameters on the noise sound pressure level was determined, and the optimal design parameters were identified. A relationship model between the guide vane structural parameters and noise was established using the least squares method.

(4) Development of an Optimization Model for Noise Reduction in Centrifugal Pumps and Solution for Optimal Structural Parameters: This research constructed a BP neural network model using MATLAB software, which was optimized with the Tuna Algorithm to achieve global minimization of flow-induced noise. This process also allowed for the derivation of the optimal combination of structural parameters.

(5) Experimental Verification of Simulation Results: Utilizing 3D printing technology, three types of impellers were produced: a basic

impeller, an impeller obtained from the orthogonal experiment, and an impeller optimized through the TSO-BP neural network. Noise characteristic experiments were conducted on these centrifugal pumps to validate the optimal design and to elucidate the specific influence of each structural parameter on noise.

KEY WORDS: Centrifugal Pump; Guide Vanes; Noise; Tuna Algorithm; Orthogonal Experiment

目录

摘 要.....	I
ABSTRACT.....	III
第 1 章 绪论.....	1
1.1 研究背景与意义.....	1
1.2 离心泵降噪国内外研究现状.....	1
1.2.1 离心泵降噪的理论研究.....	1
1.2.2 离心泵降噪的仿生研究.....	2
1.2.3 离心泵降噪的数值模拟.....	3
1.2.4 离心泵降噪的实验研究.....	3
1.3 研究内容.....	4
1.4 本章小结.....	6
第 2 章 模型泵水力设计.....	7
2.1 水力设计.....	7
2.1.1 实验用离心泵结构参数的确定.....	7
2.1.2 泵轴径和叶轮轮毂直径.....	11
2.1.3 离心泵叶轮主要尺寸.....	11
2.1.4 蜗壳主要尺寸.....	18
2.1.5 分流叶片结构设计.....	19
2.2 离心泵的过流部件的模型建立.....	21
2.2.1 过流部件三维模型绘制.....	21
2.2.2 过流部件二维工程图绘制.....	21
2.3 本章小结.....	23
第 3 章 分流叶片厚度对离心泵流动诱导噪声影响研究.....	24
3.1 离心泵的流场模拟前处理.....	24
3.1.1 相关网格计算.....	24
3.1.2 流动控制方程.....	27
3.1.3 声学控制模型.....	28
3.1.4 湍流模型.....	28

3.1.5 边界条件及求解器设置.....	29
3.2 分流叶片厚度对离心泵声压级的影响.....	30
3.2.1 分流叶片厚度.....	30
3.2.2 分流叶片厚度对离心泵内流场压强分布的影响.....	30
3.2.3 分流叶片厚度对离心泵噪声的影响.....	31
3.3 本章小结.....	36
第 4 章 分流叶片进口宽度对离心泵流动诱导噪声影响研究.....	37
4.1 分流叶片进口宽度.....	37
4.2 分流叶片进口宽度对离心泵内流场压强分布的影响.....	37
4.3 分流叶片进口宽度对离心泵声压级的影响.....	38
4.4 本章小结.....	43
第 5 章 基于离心泵降噪的分流叶片结构优化.....	44
5.1 基于离心泵降噪的正交试验.....	44
5.1.1 基于离心泵降噪的正交试验设计与水平因素选取.....	44
5.1.2 基于离心泵降噪的正交试验结果分析.....	45
5.2 基于离心泵降噪的最小二乘法曲线拟合.....	46
5.2.1 最小二乘法曲线拟合权重大小设置.....	47
5.2.2 最小二乘法曲线拟合权重数值计算.....	47
5.2.3 最小二乘法进行曲线拟合.....	48
5.2 离心泵降噪结构参数 BP 神经网络的搭建.....	49
5.2.1 试验数据的搭建.....	49
5.2.2 基于离心泵降噪的 BP 神经网络搭建与验证.....	52
5.3 离心泵降噪 BP 神经网络结构优化.....	57
5.3.1 TSO-BP 神经网络的搭建.....	58
5.3.2 基于 TSO-BP 的结构参数优化.....	61
5.3 本章小结.....	61
第 6 章 实验台的搭建与实验验证.....	63
6.1 离心泵流动诱导噪声实验台.....	63
6.2 实验用叶轮模型的打印.....	65
6.3 实验步骤与数据处理.....	66

6.3.1 实验步骤.....	66
6.3.2 数据处理.....	67
6.4 实验结论.....	71
6.5 本章小结.....	71
第 7 章 总结与展望.....	73
7.1 总结.....	73
7.2 展望.....	74
参考文献.....	75
攻读硕士期间发表的学术成果.....	80
致谢.....	81

第 1 章 绪论

本章通过讨论学习国内外学者关于离心泵降噪的研究,发现关于分流叶片的结构参数如何影响离心泵的流动噪声,尚属少数学者关注的领域。

1.1 研究背景与意义

随着工业技术的不断发展,各类动力机械不断涌现,这也带来了越来越多的振动和噪声污染问题。这些噪声不仅会影响人们的工作和休闲活动,还可能对人们的健康造成严重影响。事实上,当噪声强烈到一定程度时,就会引起永久的听觉损害。因此,对噪声的控制具有重大的理论和实践意义,是确保工业生产和人类健康的重要措施。

离心泵在水利、化工、石油等工业中具有广泛的用途,在船舶、核电、航空等高新技术行业中也有重要的作用,它的作用是充当液体输送装置和能源转换装置^[7]。近年来,带有长、短叶片叶轮的离心泵得到了越来越多的应用。通过增设短的导叶片,可以改善两种通道之间的流态,改善尾迹-射流结构,降低漩涡尺寸,降低回流,进而减少噪声。

1.2 离心泵降噪国内外研究现状

在离心泵降噪方面国内外学者进行了大量的研究工作。早些年受到计算机技术以及实验检测设备发展制约,主要采用理论分析和试验的手段进行研究。然而近些年由于计算机技术以及实验检测设备得到发展,研究手段也越来越多,国内外学者利用新兴的数值模拟和仿生研究手段,对离心泵降噪的研究更加深入。

1.2.1 离心泵降噪的理论研究

许多学者认为仅从理论上对其进行分析比较困难,因此刘晓良^[1]等人提出了通过调整蜗壳宽度来降低风扇噪声的方法。在后期的研究中,人们发现了离心风扇与离心泵之间存在着很多的相似性,因此很多学者都将其作为研究的重点^{[2]–[5]}。

Hao Pang^[6]等人研究了不同工质对水液压轴向柱塞泵噪声和振动的影响，建立了流量和压力数学模型，研究了工质对噪声和振动的影响。Sundström^[7]等人开展的有关旋转失速与噪声的研究表明，旋转失速和喘振是小流量离心泵流动失稳的重要因素，并且容易导致噪声。倪吉宝^[8]经过建模与研究，得出的数据表明，每次切削后，叶轮的蜗壳及偶极源的腰部声压值都有显著下降。谈明高^[9]等人对离心泵的振动噪声问题做了较深入的研究，发现叶轮叶片数目的改变对其噪声产生的影响是很大的。汪瑞欣^[10]等人研究表明，锯齿形后缘叶片对声压方向的影响并不明显，但其后缘的声压强度随迎攻角的增加而增加。冷琳^[11]等人研究了不同雷诺数条件下，斜齿型后缘叶型气动噪声的变化规律。

虽然目前离心泵噪声的理论研究已经取得了一定进展，但是仅从理论上对其进行分析还是有一定困难，本文可以用理论与其它方法结合来进行离心泵降噪的研究。

1.2.2 离心泵降噪的仿生研究

近年来，国外许多研究人员都认为，在声音降低噪声方面，某些动物具有一定的特征，如鱼尾、鹰翅等都能得到很好的应用。刘小民^[12]等人用正弦形锯齿结构模拟轴流式叶片后缘，降低了风机噪声。李疆鸿^[13]等人采将扇叶改为鸟翼斑纹及齿槽，并与样机试验进行了比较，得出了在不同速度条件下构建仿生叶片，其降低噪声的效果显著。程颖颐^[14]等人从仿生学角度对叶片前后缘进行了研究，结果表明，在叶片尾部形成锯齿状桨叶对降低机翼气动噪声具有重要意义。Hu^[15]等人以蜂鸟作为生物模型，对其气动噪声进行了仿真研究。研究表明，这种仿生头型的汽车具有更小的阻力和噪声，也就是说，这种仿生头型可以降低空气阻力，降低噪声。借鉴长耳鸮非平滑翼面结构，Wu^[16]等人通过设计八种不同结构的翼面来降低其气动噪声，采用基于计算和计算的方法对其流场和声场进行了数值模拟，最佳的效果是噪声减少了 1.5 dB，而在质量流动方面有所改善。Li^[17]等人采用理论与数值模拟相结合的方法，开展汽车表层周期球型沟槽结构的气动噪声调控机制研究，揭示其壁面吸附与滑动行为的内在机制。

越来越多的学者从仿生学角度对叶片形状进行改善，其降低噪声的效果显著。目前通过对离心泵叶片进行仿生分析来进行离心泵的降噪研究越来越受国内外

学者欢迎,利用仿生研究不单单可以有效降低离心泵的噪声,对离心泵性能的改善也起到一定作用。

1.2.3 离心泵降噪的数值模拟

袁寿其^[18]等人以涡壳内流动的噪声源为偶极源,在计算流体力学和 Lighthill 相似原理的基础上,对离心泵内部噪声响应进行了数值模拟,首先用三维非稳态方法研究离心泵内流场,并在此基础上,将涡壳壁面压力波动作为偶极源引入到声学软件中,采用直接边界元法对其进行数值模拟,离心泵流场中偶极子噪声源的分布符合压力脉动,但二者并非单纯的一一对应,其幅值随流量而异。王家斌^[19]等人对隔舌处的脉动流场进行了数值仿真研究,发现隔舌处的脉动主要集中在叶频处,除小流量情况下,其频率略小于叶片频率,结果表明,除设计条件以外,离心泵的脉动峰值均有较大幅度的增加。王文杰^[20]等人通过对一种双吸式离心泵的试验,研究了离心泵的压力波动特征,结果表明,随流量增加,其主频率的峰值波动呈先减小后增大的趋势,最低处在设计流量附近;当设计流量增大时,通过监控获得的离心泵蜗壳出口位置的泵的脉动频率即为离心泵轴向频率;设计及大流量工况下的最高频率为离心泵叶片频率。熊仲营^[21]等人经过对离心风机蜗壳的改造,找到了一种新的弧型结构,它能显著减小离心风机的涡流场,进而减小其噪声。丛国辉^[22]等人利用滑动网法对双抽吸式离心泵隔舌区紊流的脉动状况进行了研究。王镇宇^[23]-^[24]等人基于声学类比法,在考虑声-固耦合效应的基础上,利用边界元法对泵内液压波动和蜗壳结构模式进行耦合求解,获得泵外声场的声压等级,研究了叶片数目、叶片厚度、流道入口侧型、流量等几何特性对其流动噪声的影响规律,为离心泵的减噪优化设计提供依据。

随着计算机技术的发展,除了可以利用各种商用的数值模拟软件,还可以自己编程来进行离心泵降噪的数值模拟。利用数值模拟的方法为研究离心泵流动噪声产生机理和优化离心泵声学性能提供了巨大的帮助。但是数值模拟条件要求较为理想,模拟结果与真实结果之间还是有较大差距。

1.2.4 离心泵降噪的实验研究

受智能化测试设备发展水平的制约,前期的离心泵实验多局限于对其运行特

性曲线和空化等外部特征的研究^{[25]-[26]}。近年来, 由于采用了多种先进的检测仪器和传感器, 使得关于离心泵内部流动特征的研究更为全面、准确。尤其是 PIV (粒子成像测速系统) 的问世, 使得人们能够从海量的空间点中获取海量的流动信息, 从而获得所需要的资料。在此基础上, H. C. Simpson^[27]等人利用实验手段, 开展了带有蜗壳和扩压器两种类型的离心泵流场特性研究, 实验中, 使用了一个水听计来收集水中的噪音, 通过对离心泵进口和出口管路的流场进行了测试, 结果表明, 在不改变其频谱特征的情况下, 其流场诱发的噪音能够由叶轮向外传递。Akinori^[28]等人利用相位锁技术测定了一台离心式水泵在有无导向叶片时其叶片下游的周期流场, 研究表明, 安装导流片后, 叶轮下游的气压波动较无导叶时强; 此外, 通过对出口脉冲特征的研究, 发现由动、静干扰所产生的压力波动是导致离心泵内压力波动的重要原因。欧阳华^[29]等人对采用前弯型导叶进行了降噪研究, 结果表明, 采用前弯型导叶能显著提高整机的空气动力性能和整机的噪声水平。谈明高^[30]等人改变叶片结构参数, 首先用数值仿真模拟, 然后再用实验手段对其进行验证, 结果表明, 当叶片倾斜角不均匀时, 整机的声压水平会下降。姚志峰^[31]等人对水泵的脉动特征进行了研究, 建立了一系列的计算公式, 其中, 利用矩形窗提取压力脉动的频率, 具有较好的拟真度, 结果表明, 除了设计工况, 离心泵的脉动峰都有上升的趋势, 尤其是在小流量情况下, 其脉动峰数倍于设计工况; 从而极大地影响了泵的正常操作的可靠性。Qiaorui Si^[32]等人在消声舱中开展了大量的试验研究, 并建立了相应的流致噪声分析方法, 发现叶轮与蜗壳之间的动静干扰是引起流致噪声的重要因素。不稳定性对噪音频谱的宽频带成分起到了促进作用。袁寿其^{[33]-[35]}等人提出了一种可同时测量噪声、流量、压力的虚拟仪器噪声检测系统, 并得到了众多学者的认可。

经过大量的试验研究发现离心泵内部的压力波动特征和离心泵噪声特征是相符的。但是, 目前的测试多是通过测量进口和出口的压力脉动来进行, 无法真实地反映出泵内脉动的强度。

1.3 研究内容

根据以前的研究表明, 双长叶片间配置短叶片的策略在带有分流叶片的离心泵设计中广泛应用, 旨在提升流体动力学性能, 然而, 关于分流叶片的构造参数

如何影响离心泵的流动噪声,尚属少数学者关注的领域。本文旨在填补这一空白,我们将摒弃传统方法,通过软件模拟与多元数值模拟相结合的方式,对分流叶片的结构参数进行深入探讨。目标是挖掘出能优化性能的最优结构参数配置。我们运用了非线性最小二乘法进行数据拟合,构建了高精度的多项式模型。借助经过金枪鱼优化的 BP 神经网络技术,对不同参数组合进行高效寻优。将所有优化成果在仿真软件中进行严格的模拟验证,以确保找到的分流叶片结构参数组合能够实现最低的声压级,从而实现噪声控制的最大化效益。本文的具体研究内容如下:

(1) 水力设计及三维建模。根据给定的设计参数,利用速度系数方法,对离心泵叶轮、蜗壳等重要水力参数进行分析,并进行关键水力部件的设计,运用 SolidWorks 2021 和 AutoCAD 2018,绘制出叶轮与蜗室的三维模型与二维零件图。

(2) 进行离心泵 Fluent 流场模拟分析分流叶片厚度对离心泵流动诱导噪声的影响。首先利用 ICEM 软件对过流元件进行剖分,然后按照所需的内容设定控制方程及湍流模式。利用 Fluent 预处理函数,对相应的边界条件进行了选取,并对其进行了数值仿真和噪声模拟。在离心泵其它参数不变的工况下,通过改变分流叶片厚度建立起多个模型,并对其进行流场分析,选择不同的噪声监测点对离心泵流动诱导噪声进行分析,选择声压级幅值变化最明显的监测点对比分析,得到改变分流叶片厚度之后离心泵流动诱导噪声的变化规律。

(3) 研究分流叶片进口宽度对离心泵流动诱导噪声的影响。利用 Fluent 软件对离心泵进行噪声仿真,在不改变其它结构参数的状态下,通过改变分流叶片入口宽度,构建多种三维模型,对其流场进行数值模拟,并选取不同的噪声监测点,研究离心泵噪声特性。在此基础上,分别对不同工况下的离心泵流场噪声特性进行了比较研究。

(4) 基于离心泵降噪的分流叶片结构优化。通过正交试验,研究分流叶片不同结构参数对离心泵噪声的影响规律,并以此为依据,确定相应的最优结构组合参数。基于正交试验结果建立结构参数与声压级之间的三层 BP 神经网络模型,利用金枪鱼算法优化 BP 神经网络结构的权值和阈值,建立了预测精度更高的 TSO-BP 神经网络,并利用该模型对离心泵噪声进行预测,得到最优结构参数组合,并利用仿真进行验证。

(5) 搭建实验台进行离心泵的降噪实验。利用巢湖学院噪声检测实验台,

对前文获得的几组分流叶片最优参数组合的叶轮进行 3D 打印，进行多组实验并对实验结果进行分析讨论。

(6) 总结与展望。对论文所做的工作进行概括总结，说明论文创新点，并指出论文研究中的不足以及后续的整改措施。

论文的整体框架及研究思路见图 1-1。

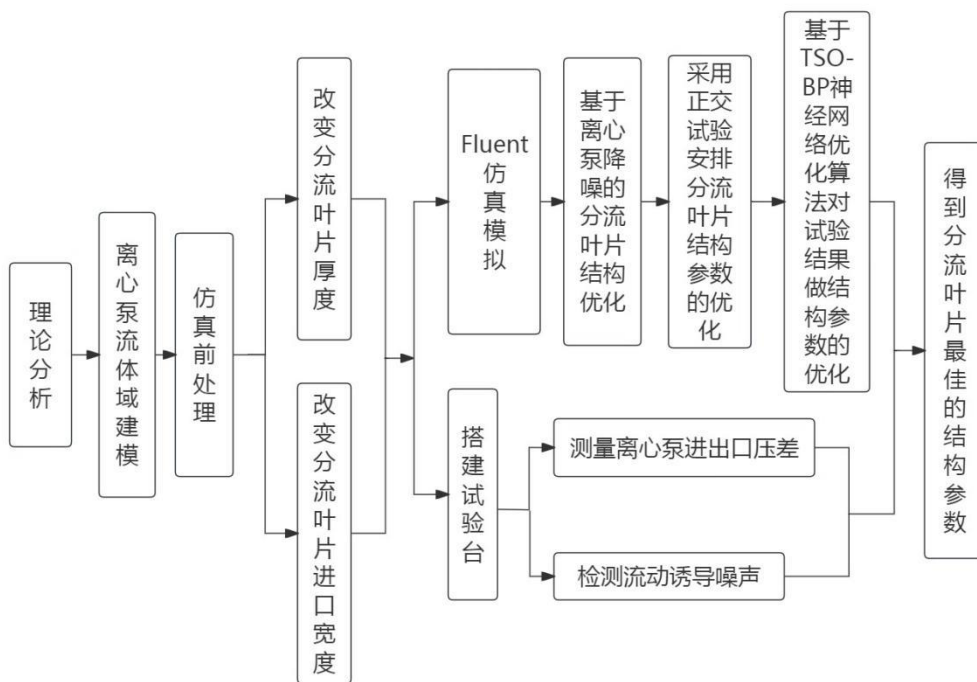


图 1-1 论文的整体思路

1.4 本章小结

本章介绍了通过调整离心泵的分流叶片参数来降低噪音的工业背景、学术背景和研究意义，讨论并归纳了国内外有关这方面的研究状况，并借鉴了其它学者的研究结果和研究方法，形成了一套关于分流叶片对离心泵流动诱导噪声影响的研究的主要内容。

第2章 模型泵水力设计

本文以悬臂型单级单吸离心泵为研究对象，根据其技术指标，本章对其水力部分进行了结构设计，基本的结构设计参数见表 2-1。

表 2-1 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	25	20	2900

2.1 水力设计

离心泵的水力设计主要步骤是：首先进行叶轮的设计，然后设计蜗壳和吸水室。离心泵的叶轮、蜗壳和吸水室的装配位置详见图 2-1。

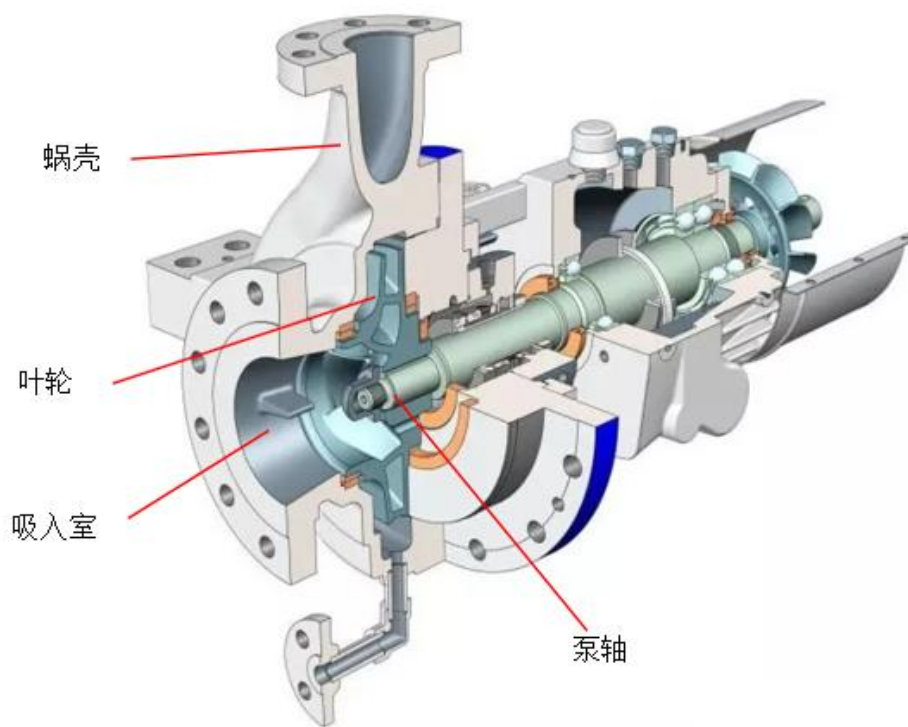


图 2-1 离心泵三维总装示意图

2.1.1 实验用离心泵结构参数的确定

(1) 离心泵进出口直径

离心泵的入口直径按照式(2-1)进行计算^[36]。

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

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)。

本文通过对 $Q=25\text{m}^3/\text{h}$ 的设计参数进行了分析，得出了离心泵入口内径 $D_s=65\text{mm}$ ，离心泵入口流速 $v_s=2.09\text{m/s}$ 的结论。

按式(2-2)计算离心泵的出口直径^[36]。

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

式中，

D_d ——泵出口直径(mm)。

令 $D_d=0.7D_s$ ，经计算后圆整得到，

$$D_d=50\text{mm}$$

离心泵的出口流速按式(2-3)计算^[36]。

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

式中，

v_d ——离心泵的出口流速(m/s)。

经计算得，

$$v_d=3.54\text{m/s}。$$

(2) 离心泵比转速的确定

离心泵的比转速按式(2-4)计算^[36]。

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

式中，

n_s ——比转速；

经计算得，

$$n_s = 93.27$$

(3) 离心泵的效率计算

离心泵的水力效率按式(2-5)计算^[36]。

$$\eta_h \approx 1 + 0.0835 \lg^3 \sqrt{\frac{Q}{n}} \quad (2-5)$$

式中，

η_h ——离心泵的水力效率。

经计算得，

$$\eta_h = 0.84$$

离心泵的容积效率按式(2-6)计算^[36]。

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

式中，

η_v ——离心泵的容积效率。

经计算得，

$$\eta_v = 0.97$$

圆盘摩擦损失的机械效率按式(2-7)计算^[36]。

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

式中，

η'_m ——圆盘摩擦损失的机械效率。

经计算得，

$$\eta'_m = 0.92$$

离心泵的机械效率按式(2-8)计算^[36]。

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

式中，

η_b ——轴承和填料的损失， $\eta_b = 0.02 \eta'_m$ ；

η_m ——离心泵的机械效率。

经计算得，

$$\eta_m = 0.90$$

离心泵的总效率按式(2-9)计算^[36]。

$$\eta = \eta_m \eta_v \eta_h \quad (2-9)$$

式中，

η ——离心泵的总效率。

经计算得，

$$\eta = 0.73$$

(4) 轴功率及电机功率计算

离心泵的功率按(2-10)计算^[36]。

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

式中，

ρ ——介质密度(kg/m³)； $\rho=1.0 \times 10^3 \text{kg/m}^3$

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

P ——离心泵的功率(kw)。

经计算得，

$$P = 1.87 \text{kw}$$

电机的功率按(2-11)计算^[36]。

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

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，本文选择电机直联，所以 $\eta_t=1$ ；

P_c ——驱动电动机的功率（kw）；

经计算得，

$$P_c = 2.24kw$$

驱动电动机输出转矩按(2-12)计算^[36]。

$$M_n = 9550 \frac{P'_c}{n} \quad (2-12)$$

$$P'_c = 1.15P$$

式中，

P'_c ——计算功率(kw);

M_n ——驱动电动机输出转矩(N·m)。

$$M_n = 7.08N \cdot m$$

本课题选择的是 YVP100L2-4-3kw-50Hz 电机。

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^[36]。

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

式中，

$[\tau]$ ——许用切应力(Pa);

d_{min} ——泵轴的最小直径(mm)。

泵轴的材质是 45 钢，许用切应力是 45MPa。代入数据，可以得出最小的轴径是 $d_{min}=9.2mm$ 。文中，输送介质我们使用的是清水，考虑到刚度和临界转速的大概因素，现对轴径做适当修改并圆整到标准直径。在此，我们轴径取标准直径 $d=20mm$ 。叶轮与轴连接方式为键连接，为了确保轮毂在使用过程中有一定的强度与刚性，在设计叶轮轮毂直径 d_h 时，取 $d_h=1.8 d$ ，本文中 $d_h=36mm$ 。

2.1.3 离心泵叶轮主要尺寸

在离心泵的过流部件中，叶轮起着至关重要的作用。根据其结构形式，离心泵的叶轮可分为开式叶轮、半开式叶轮和封闭式叶轮^[36]，见图 2-2。在相同的叶轮线速度下，半开式叶轮的应力比闭式叶轮的小，因此，它的允许线性速度高于

闭式叶轮。半开式叶轮的高度可以高于闭式，而且半开口式的制造过程也比较简单，其强度高，易于成形；所以，在离心泵设计中，半开式叶轮是最好的选择。本文所用的叶轮即为半开式叶轮。

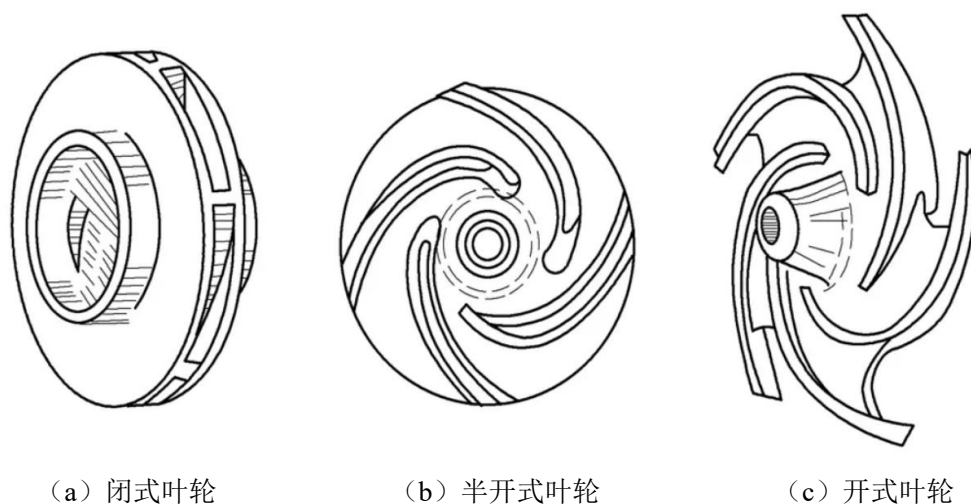


图 2-2 离心泵的叶轮形式

在叶轮的设计中，速度系数法是目前国际上普遍使用的一种计算方法，它是通过对国内外一些著名的水力学模型的统计分析得出的。

(1) 叶轮进口直径

叶轮进口当量直径按式(2-14)计算^[36]。

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

式中，

k_0 ——系数；

D_0 ——叶轮进口当量直径（mm）。

为了保证离心泵具有良好的抗空化能力和工作时的效率，取 $k_0=4.5$ 。

经计算得，

$$D_0 = 60.19mm$$

对于叶轮进口直径按式(2-15)计算^[36]。

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

式中，

d_h ——轮毂直径(mm)；

D_f ——叶轮进口直径（mm）。

d_h 仅在结构设计时有效，水力设计时 $d_h=0$ 。

经计算得，

$$D_j = D_0 = 60.19mm$$

取 $D_j=70mm$ 。

根据公式(2-16)计算叶轮间流线入口直径^[36]。

$$D_1 = k_1 D_j \quad (2-16)$$

式中，

k_1 ——系数， $k_1=0.7\sim 1.0$ ；

D_1 ——叶轮间流线入口直径(mm)。

通过比转数来决定系数 k_1 ，对于较小的比转数，选择较大的系数，对于较高的比转数，则是选择较小的系数，取 $k_1=0.71$ 。

经计算得，

$$D_1 = 50mm$$

（2）叶轮出口直径

叶轮出口直径按式(2-17)计算^[36]。

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

式中，

D_2 ——叶轮出口直径(mm)；

k_{D2} —— D_2 修正系数，查表得 $k_{D2}=9.88$ 。

经计算得，

$$D_2 = 127.94mm$$

取 $D_2=130mm$ 。

（3）叶轮出口宽度

叶轮出口宽度按式(2-18)计算^[36]。

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

式中，

b_2 ——叶轮出口宽度(mm)；

k_{b2} —— b_2 修正系数，查表^[36]得 $k_{b2}=0.901$ 。

经计算得，

$$b_2 = 11.1\text{mm} \approx 11\text{mm}$$

(4) 叶片进出口安放角

叶片安放角是叶片与流动表面相交线及周向所形成的角度，其主要内容包括两种：一种是叶片入口安放角 β_1 ，另一种是出口安放角 β_2 ^[37]，如图 2-3。

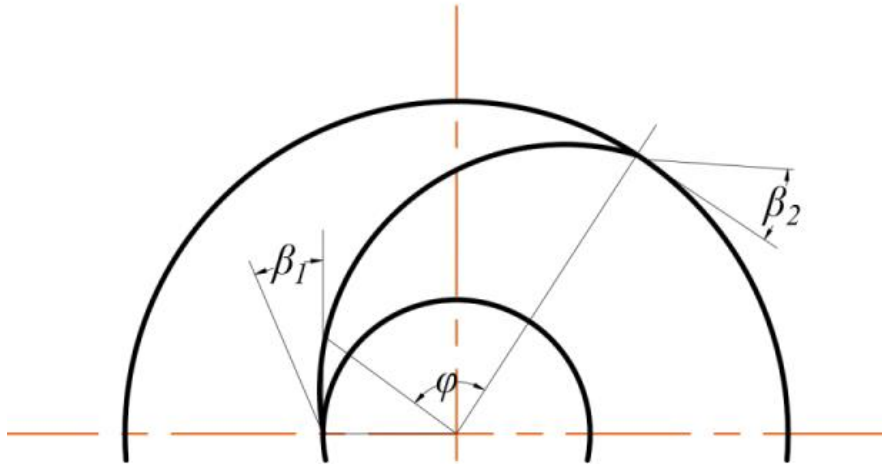


图 2-3 叶轮进出口安放角

进口相对液流角 β_1' 按式(2-19)计算^[36]。

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

式中，

β_1' ——进口相对液流角(°)；

u_1 ——液体的圆周速度(m/s)；

v_{m1} ——液体的轴面速度(m/s)；

v_{u1} ——液体的圆周分速度(m/s)。

本文采用圆柱形吸水室，所以计算点处液体的圆周分速度 $v_{u1}=0$ ，圆周速度按式(2-20)计算^[36]。

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

叶片进口轴面速度按式(2-21)计算^[36]。

$$b_1 = \frac{Q}{\pi v_{m1} D_1 \eta_v}$$

$$v_{m1} = (0.4 \sim 0.83) v_{m0}$$

$$v_{m0} = K_{v0} \sqrt{2gH}$$
(2-21)

式中，

b_1 ——入口宽度(m)；

v_{m0} ——入口速度(m/s)；

K_{v0} ——速度系数；查表^[43]得 $K_{v0}=0.17$ 。

取 $v_{m1} = 0.78 v_{m0}$ 。

$$b_1 = 18.5 \text{ mm} \approx 19 \text{ mm}$$

$$\beta'_1 = 19^\circ$$

相对速度是决定叶轮水力损失的关键因素，关系如图 2-4。

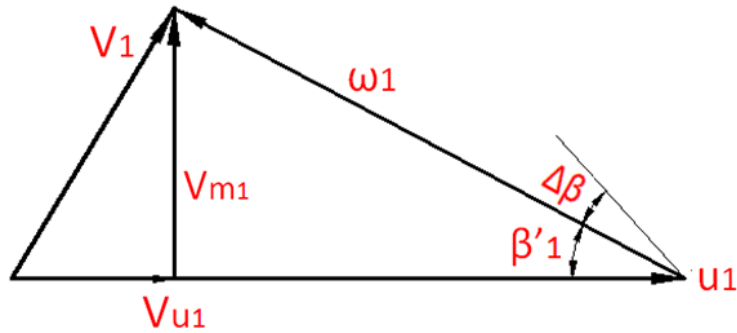


图 2-4 进口速度三角形

叶片安放角的计算流程第一步对初始排除系数 Ψ'_l 的设定，然后确定流线液流角 β'_1 。依据以往的设计经验，选定一个正向冲击角 $\Delta\beta$ ，通过数学运算得出最终的入口安装角 β_l 。接着，将这个 β_l 值代入排除系数的计算公式进行验证。如果计算得到的排除系数 Ψ_l 接近预设值 Ψ'_l ，那么所得到的 β_l 就满足了设计规格^[37]；反之，就需要调整初始设定，重复计算，直到两者吻合。

查阅相关资料，入口安放角定为 $\beta_l=19^\circ$ ^[37]。

叶片出口安放角 β 一般经验建议范围在 18° 至 40° 之间，鉴于本文的实际工程条件，出口安放角被定 $\beta_2=33^\circ$ ^[37]，这一决策旨在优化泵的效能并控制水力损

失。

(5) 离心泵的叶片数

叶片数按式(2-22)计算^[36]。

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

式中，

β_1 ——叶片入口安装角($^\circ$)；

β_2 ——叶片出口安装角($^\circ$)；

z_y ——离心泵的叶片数。

经计算得，

$$z_y = 6.36$$

根据设计经验此处离心泵的叶片数确定为 6 片。

(6) 离心泵的叶片包角

叶叶片数在 5~8 片时，包角一般取 $75^\circ \sim 150^\circ$ ^[37]，本文取包角 $\varphi = 123^\circ$ 。

(7) 离心泵的叶片线型

叶片的几何形状对叶轮的工作效率具有决定性影响。有学者从单个圆弧、双曲线弧度、对数螺线以及 B 样条曲面的独特视角，进行了深入的流固相互作用研究，特别是对它们的形变响应和等效应力分布的流场特性考察。研究结果显示，在内部气流环境中，对数螺线表现出最佳性能。因此，本文选择了一种优化的等变角对数螺线作为设计模型，如图 2-5。

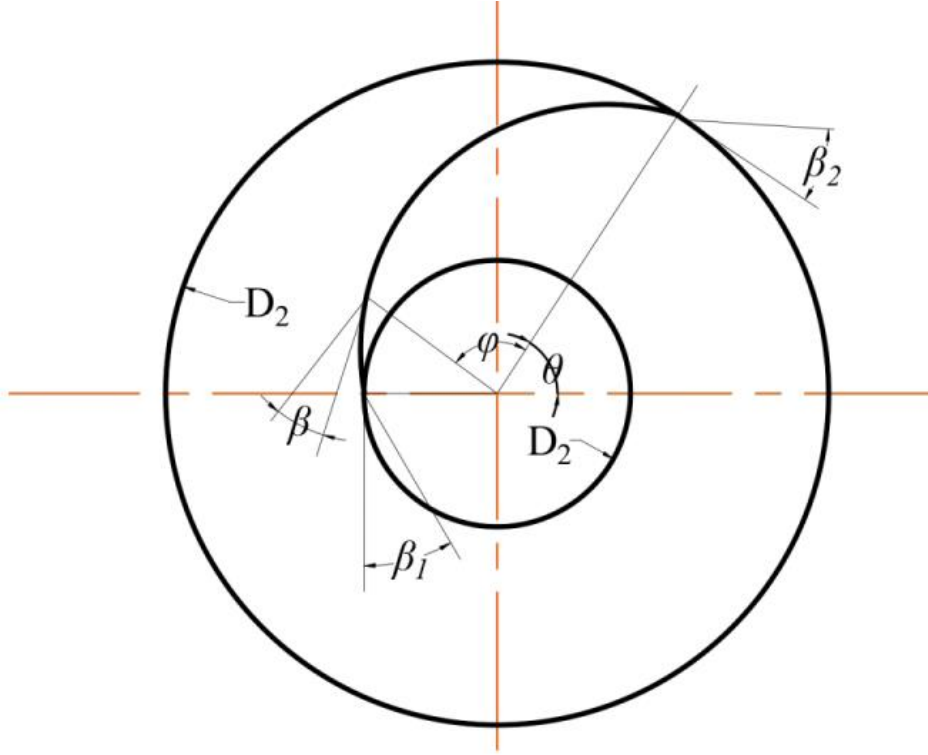


图 2-5 对数螺旋线型原理示意图

当 $\beta_1 \neq \beta_2$ 时, β 变化率按式(2-23)计算^[36]。

$$\beta(\theta) = \arctan(\alpha\theta^{k_2} + b)$$

$$\alpha = \frac{\tan\beta_2 - \tan\beta_1}{\varphi^k}$$

$$b = \tan\beta_1 \quad (2-23)$$

$$k_2 = \frac{(\tan\beta_2 - \tan\beta_1) \varphi}{\ln \frac{r_2}{r_1} - \varphi \tan\beta_1} - 1$$

式中,

θ ——包角 φ 的变化值, ($^\circ$);

k_2 ——指数;

螺旋线型线方程按式(2-24)绘制^[36]。

$$r = r_1 e^{\theta \left(\frac{\tan\beta_2 - \tan\beta_1}{k_2 + 1} \left(\frac{\theta}{\varphi} \right)^{k_2} + \tan\beta_1 \right)} \quad (2-24)$$

(8) 叶片厚度

一般情况下叶片厚度的选择范围为 2-5mm，本文确定叶片厚度为 3mm。

2.1.4 蜗壳主要尺寸

本文采用单蜗室结构，蜗壳断面为矩形。

(1) 断面的基圆直径

基圆直径按式(2-25)计算^[36]。

$$D_3 = (1.03 \sim 1.08) D_2 \quad (2-25)$$

式中，

D_3 ——基圆直径(mm)。

经计算得，

$$D_3 = 140mm$$

(2) 蜗室的进口宽度

进口宽度按式(2-26)计算^[36]。

$$b_3 = b_2 + (5 \sim 10) \quad (2-26)$$

式中，

b_3 ——蜗室的进口宽度(mm)。

经计算得，

$$b_3 = 20mm$$

(3) 隔舌安放角

隔舌安放角与比转速有关^[36]，本文确定隔舌安放角 $\varphi_0=35^\circ$

(4) 各蜗室的断面面积

蜗室的第八断面面积按公式(2-27)计算^[41]：

$$F_8 = \frac{Q_8}{k_3 \sqrt{2gH}} \quad (2-27)$$

$$Q_8 = \frac{360 - \varphi_0}{360} Q$$

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,

$$F_8=928.68\text{mm}^2$$

其他断面面积按照式(2-28)进行计算 [36]。

$$F_i = \frac{i}{8} F_8 \tag{2-28}$$

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表 2-2。

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	116.08	232.16	348.24	464.32	580.43	696.51	812.60	928.68

2.1.5 分流叶片结构设计

分流叶片的设计采用长短叶片交错布置, 见图 2-6。分流叶片的存在可以改善离心泵内部的流场流动, 增强其工作稳定性, 是提高其整体性能的一种有效手段。国内外学者已开展了含分流叶片的流动模拟和试验研究, 在其内部流动机理、设计方法及应用等领域取得了重要进展[61]。

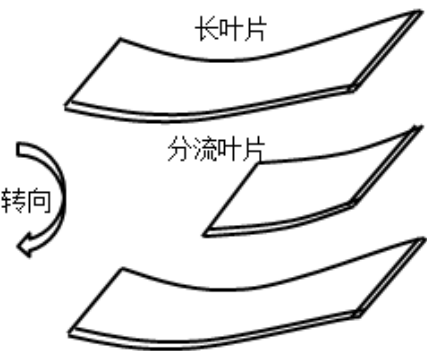


图 2-6 分流叶片结构示意图

在此需要确定分流叶片的以下几个结构参数，剩下的参数与长叶片相同。

(1) 分流叶片进口直径

根据(2-29)式计算分流叶片进口直径^[61]。

$$D_{si} = (0.6 \sim 0.75) D_2 \quad (2-29)$$

式中，

D_{si} ——分流叶片进口直径(mm)。

经计算得，

$$D_{si} = 90 \text{ mm}$$

(2) 分流叶片偏置度

根据离心泵内部流动滑移理论，发现其流道内速度沿周向分布不均，无法将分流叶片配置于流道中部，需将其偏移至叶片背面，以利于改进射流-尾流结构，提升泵的性能^[61]，分流叶片偏置度取值如公式(2-30)所示。

$$\theta_{si} = 5^\circ; \theta_{so} = 0^\circ \quad (2-30)$$

式中，

θ ——分流叶片偏置度(°)；

si ——进口的位置；

so ——出口的位置。

(3) 分流叶片偏转角度

本文偏转角度 α 为 0° 。

(4) 分流叶片出口宽度

分流叶片出口宽度 b_{so} 同叶轮长叶片的出口宽度， $b_{so} = b_2 = 11 \text{ mm}$ 。

(5) 分流叶片进口宽度

分流叶片进口宽度计算如式(2-31)所示^{[41][61]}。

$$b_{si} = \frac{Q}{\pi v_{m1} D_2 \eta_v} \quad (2-31)$$

$$v_{m1} = (0.4 \sim 0.83) v_{m0}$$

$$v_{m0} = K_{v0} \sqrt{2gH}$$

式中，

b_{si} ——分流叶片入口宽度(m);

v_{m0} ——入口速度(m/s);

K_{v0} ——速度系数; 查表^[38]得 $K_{v0}=0.17$ 。

取 $v_{m1} = 0.78v_{m0}$ 。

$$b_{si} = 13.01mm \approx 13mm$$

2.2 离心泵的过流部件的模型建立

离心泵的水力设计完成后可以对其主要的过流部件进行建模, 这里主要绘制叶轮与蜗壳的二维工程图以及三维模型。

2.2.1 过流部件三维模型绘制

根据离心泵结构参数, 使用 SolidWorks 对过流部件进行三维建模, 结果如图 2-7 和图 2-8。

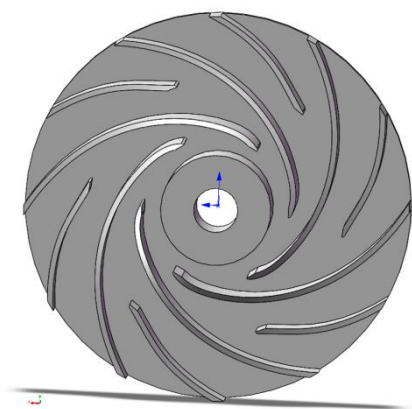


图 2-7 叶轮三维图

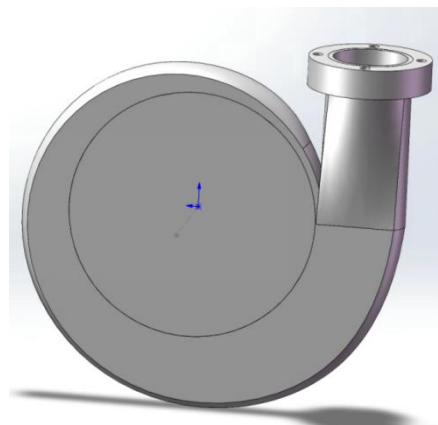


图 2-8 蜗壳三维图

2.2.2 过流部件二维工程图绘制

根据离心泵结构参数, 在 AutoCAD2018 中绘制离心泵过流部件的二维工程图, 如图 2-9 和 2-10。

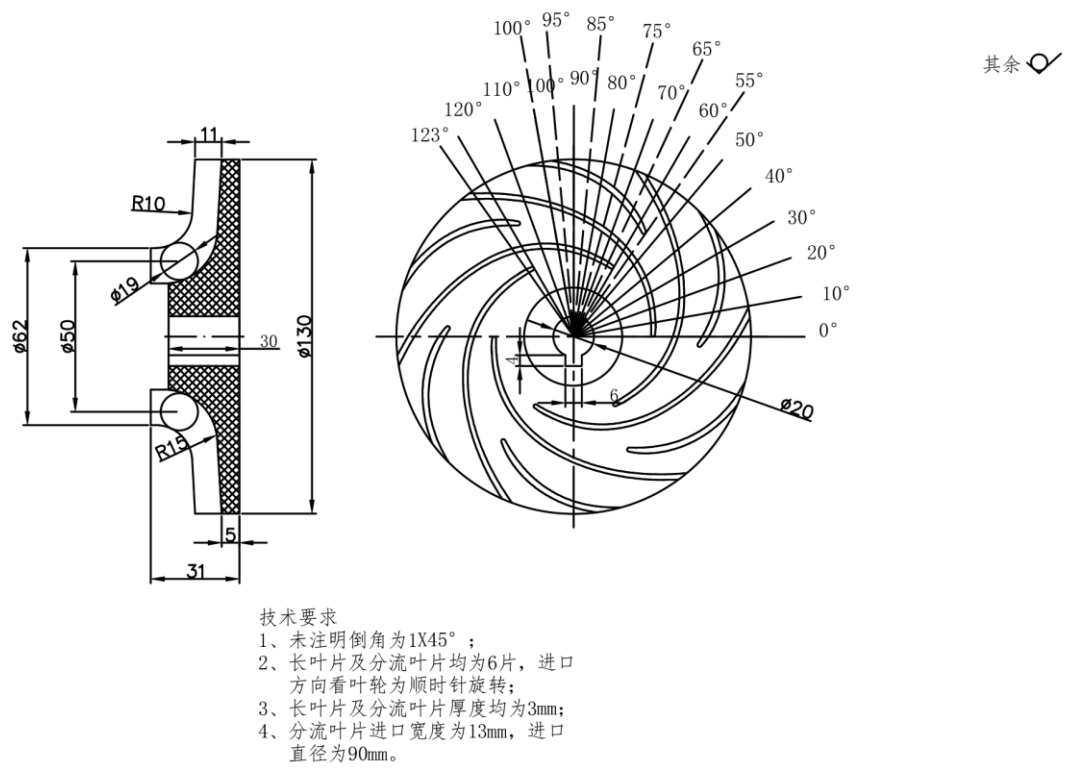


图 2-9 叶轮二维零件图

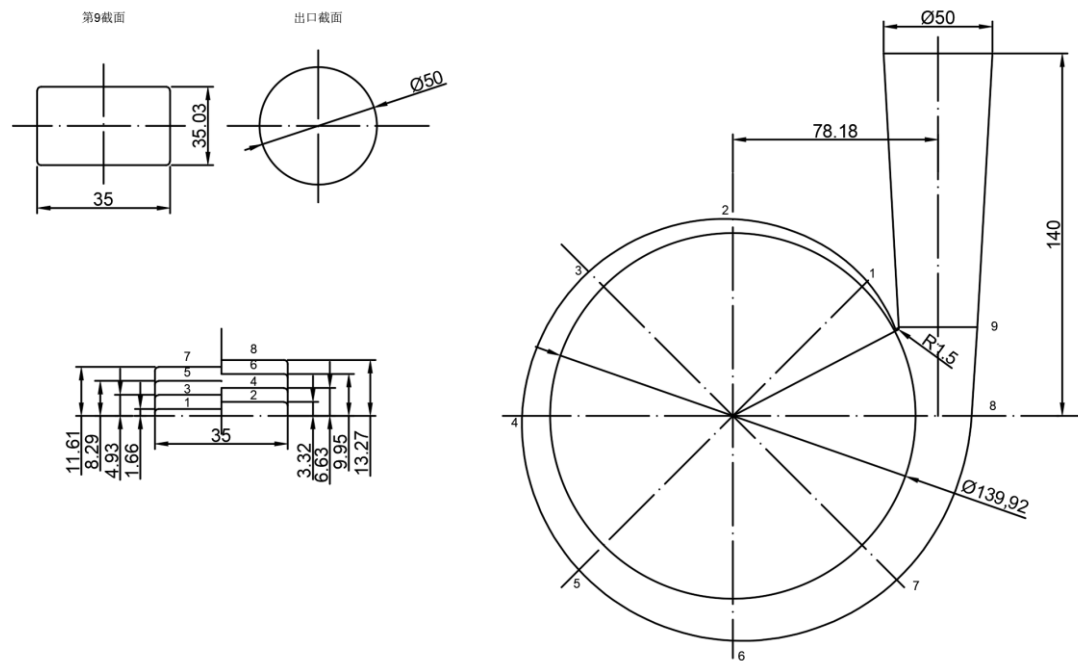


图 2-10 蜗壳二维零件图

2.3 本章小结

本章根据离心泵的基本参数($Q=25\text{ m}^3/\text{h}$, $H=20\text{m}$, $n=2900\text{r}/\text{min}$)进行水力设计, 根据给定的设计参数, 利用速度系数方法, 对离心泵叶轮、蜗壳等重要水力参数进行分析, 并进行关键水力部件的设计, 运用 SolidWorks 2021 和 AutoCAD 2018, 绘制出叶轮与蜗室的三维模型与二维零件图。

第3章 分流叶片厚度对离心泵流动诱导噪声影响研究

本章将对模型泵的分流叶片厚度进行修改,保持其他参数不变,只改变分流叶片厚度,利用 Fluent 软件对离心泵流场流动以及离心泵噪声进行模拟,然后对不同分流叶片厚度对离心泵静压力以离心泵流动诱导噪声的影响进行总结分析。

3.1 离心泵的流场模拟前处理

与实验研究相比,数值仿真技术在计算流体力学和流体力学领域有着广泛的应用前景。也可以用来解决一些实验上不能解决的问题。以往,受限于科学和技术的发展,数值仿真计算方法的发展也十分有限^[64]。目前,利用数值仿真手段对旋转机器中的流动和噪声进行仿真研究已成为一种趋势。

第二章建立了一个完整的三维模型,然后就可以结合 CFD 方法,进行仿真的前处理。此处使用华硕无畏 14Pro i5-12500H RTX3050 计算机,512GB 固态硬盘,软件为 SolidWorks 2021 和 ANSYS 2021。

3.1.1 相关网格计算

用 Fluent 软件对离心泵流场流动以及离心泵噪声进行模拟时,相关网格的划分十分重要。

(1) 三维装配体模型及监测点布置示意图

离心泵的流体域主要由进水段、叶轮和蜗壳组成,如图 3-1 所示。

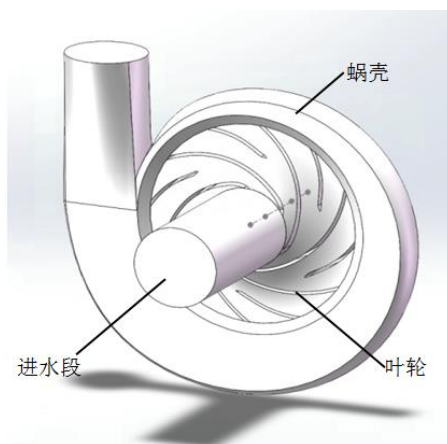


图 3-1 离心泵流体域装配图

在以后的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^[65]。此处令 $r=1\text{m}$ ，监测点 S_1 、 S_2 、 S_3 、 S_4 的坐标分别为 $S_1(1, 0, 1)$ 、 $S_2(0, 1, 1)$ 、 $S_3(-1, 0, 1)$ 、 $S_4(0, -1, 1)$ 。

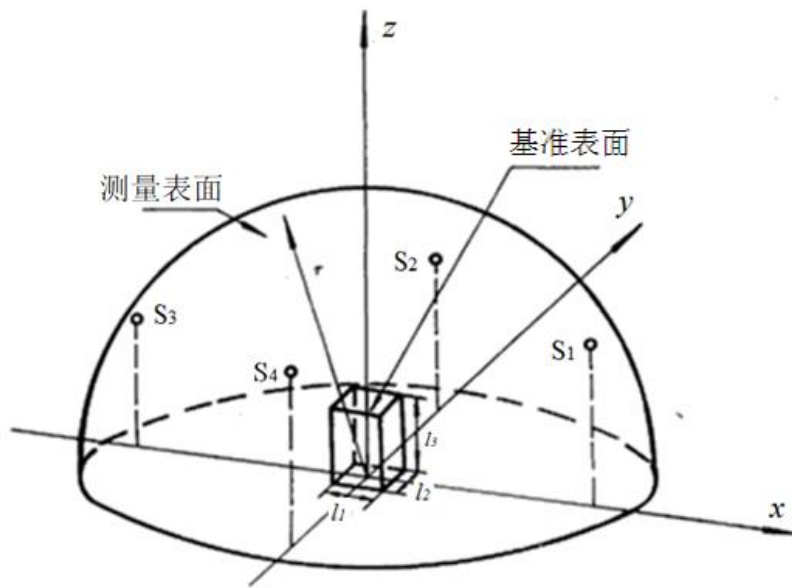


图 3-2 监测点示意图

(2) 流体域网格划分

总的来说，在数值模拟中所使用的网格可以粗略地划分为两种：结构化和非结构化^{[39]-[41]}。

1) 结构化网格

所谓结构化网格，就是一个六面体，它的每一个内点都有一个相邻的单元。在拓扑结构中，矩形域中的均匀网格由各层网格线上的结点确定，各层上的结点相同，但是，这种具有复杂形状的贴体网格制造难度很大。

优点：在结构化网格中，相邻的节点之间的联系却可以根据网格编号的规则来自动得到，所以数据结构比较简单，最大的好处就是不需要特别地保存这些信息。另外，该方法还可以快速地进行网格划分，网格划分质量较高。对于曲面和空间的拟合，大部分都是通过参数化或者样条插值来获得，而且具有平滑性好、逼近真实模型的特点。该方法适用于计算流体、表面应力等问题。

缺点：使用范围相对狭窄，只能用于具有规则外形的图案。

2) 非结构化网格

所谓非结构化网格，就是在一个网格区域中，每一个点之间都有一个不同的相邻的单元，它可以是各种形状，比如四面体、六面体、菱形等等。

优点：非结构化网格不存在层次的概念，网格节点可以任意分配，所以很灵活。

缺点：计算时需要较大的内存。

网格划分的好坏直接影响到流场的计算。在此基础上，提出了一种基于流体力学的数值模拟方法，对所建立的模型进行了有限元划分，划分流程见图 3-3。

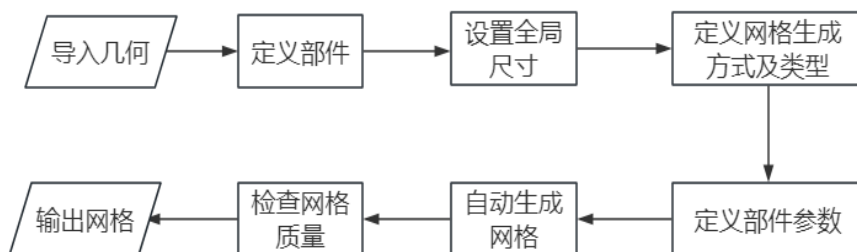
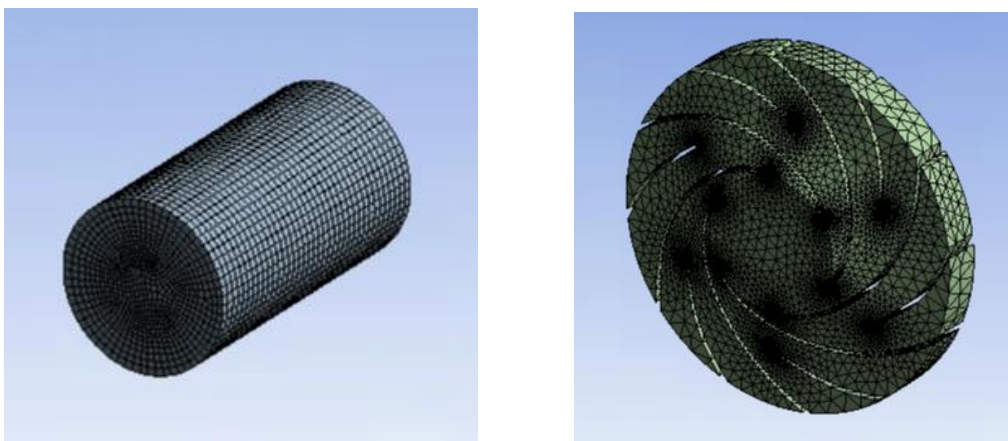


图 3-3 非结构化网格划分步骤

网格尺寸对分析结果和分析时间都有重要影响，若网格数量较少，则分析时间较少但分析结果精准度下降，若网格数量较多，则分析时间较长但分析结果较为精准。合理的网格划分能够在较短的计算时间内得出准确的计算结果，在进行后续的仿真计算之前需要进行网格无关性验证，以避免由网格尺寸大小引起的求解误差。因此，需要采用不同的网格尺寸进行网格划分。图 3-4 显示了离心泵每个计算领域的网格划分情况。



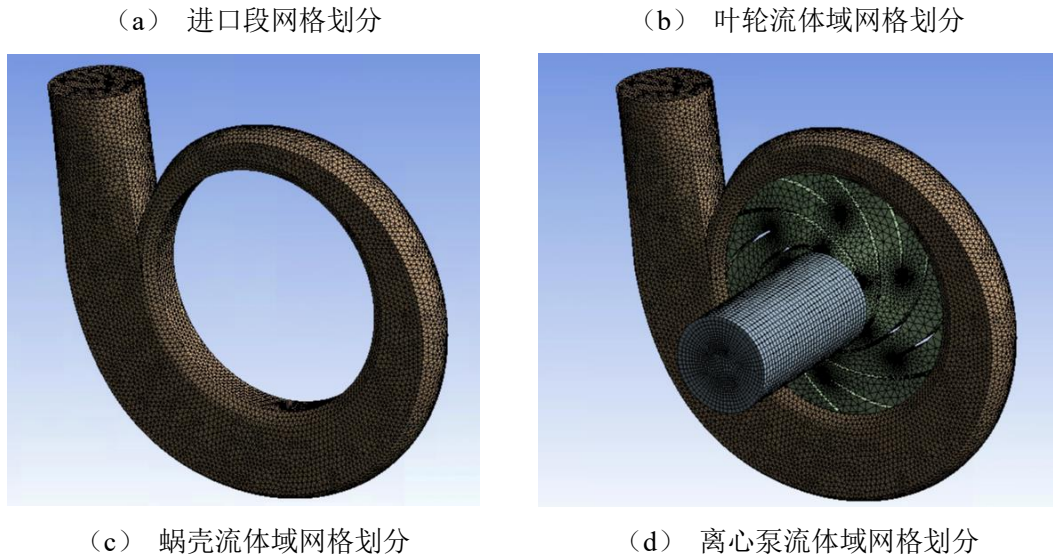


图 3-4 流体域网格划分示意图

对离心泵在不同网格数目下的设计扬程进行了无关性分析,并对其进行验证。从图 3-5 可以看出,离心泵扬程随网格个数的增大而发生改变,在网格个数达到某一数值后总扬程变化均不超过 1%。因此,考虑到实际计算精度和计算时间,最终确定总网格数为 2100747。

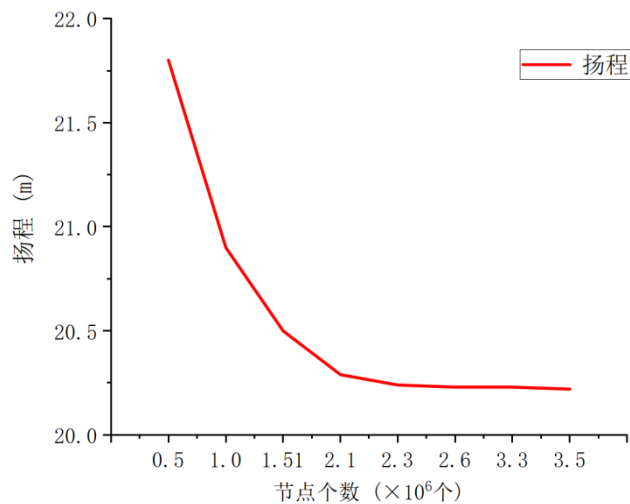


图 3-5 不同网格划分示意图

3.1.2 流动控制方程

由于离心泵内部流动介质为水,其为不可压缩液体,故可忽略其随时间而变的温变。在本文中,惯性坐标系中的控制方程采用了雷诺时间平均值方法如式(3-

1)和式(3-2)。

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x} = 0 \quad (3-1)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} \right) = \rho \bar{f}_i - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} + \mu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \overline{u_i' u_j'}) \quad (3-2)$$

雷诺时间平均公式中包含有源、对流、扩散、非定常的项，并在其中加入雷诺应力项，即 $\overline{\rho u_i' u_j'}$ 项。

3.1.3 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）^{[42][43]}，如公式(3-3)。

$$\left(\frac{\partial^2}{c_0^2 \partial t^2} - \nabla^2 \right) \rho = \nabla \cdot \nabla T_{ij} \quad (3-3)$$

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(3-4)。

$$\begin{aligned} & \left(\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} [\rho H(f)] - \nabla^2 [\rho H(f)] \right) = \\ & \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho_0 v_i \frac{\partial f}{\partial x_i} \delta(f) \right] - \frac{\partial}{\partial x_i} \left[p_{ij} \frac{\partial f}{\partial x_i} \delta(f) \right] + \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} [T_{ij} H(f)] \end{aligned} \quad (3-4)$$

3.1.4 湍流模型

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^[62]。

尺度自适应仿真模型(Scale-Adaptive Simulation, SAS)，是一个高级的非稳态模式，尺度自适应仿真模型由 Menter 等人提出，它可以在强不稳定的流中切换到比例解析模式。SAS 湍流模型主要用于求解瞬态湍流流动问题，该模型包含了尺度方程中二阶速度空间的导数，如式(3-5)所示。

$$U^* = \sqrt{\frac{\partial^2 \hat{U}_i}{\partial x_j^2} \frac{\partial^2 \hat{U}_i}{\partial x_j^2}} \quad (3-5)$$

基于该导数，尺度方程能够调整流动中已经解析的尺度。

3.1.5 边界条件及求解器设置

采用流体力学方法对离心泵进行数值模拟，并对其进行边界条件设定是确保数值计算准确性的重要因素的关键性步骤之一^{[44][63]}。用 velocity-inlet 选择离心泵的进口条件。根据第 2 章参数，选择入口速度设定为 3.37m/s，其它参数为默认值。出口设为 outflow，其它选项缺省设置。

利用 SIMPLE 模型进行求解，并利用 hybrid Initialization 进行初始化。

将残差选择设为 10^{-3} ，迭代次数设定为 1000 次，结果见图 3-6。

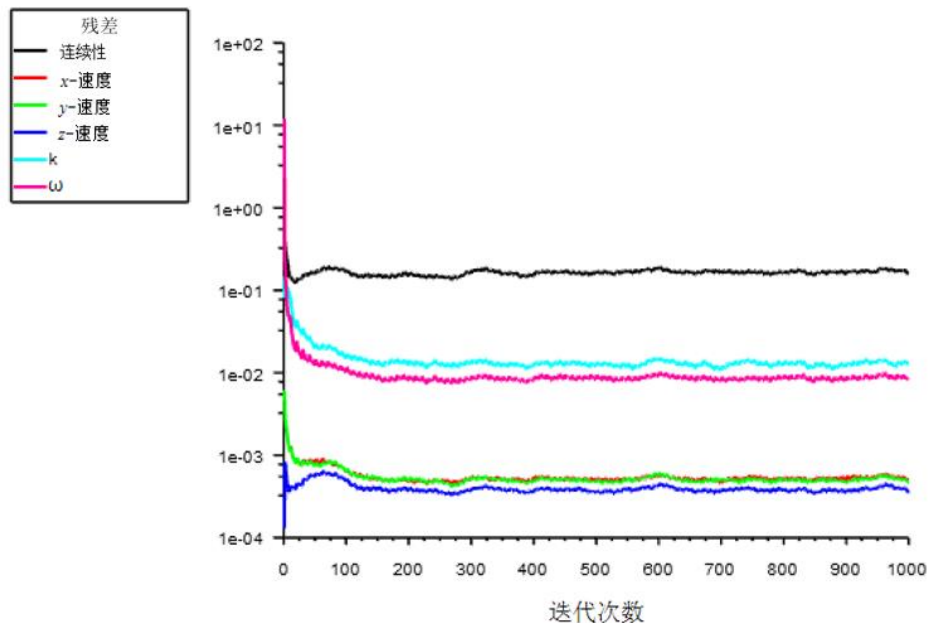


图 3-6 离心泵残差曲线图

3.2 分流叶片厚度对离心泵声压级的影响

在离心泵运行过程中，分流叶片厚度的变化，会改变着的水力性能和流动诱导噪声^[45]。

3.2.1 分流叶片厚度

在不改变模型泵的其他结构参数的状态下，监测点位置也不改变，只改变分流叶片的厚度来研究离心泵噪声的变化趋势。四种模型泵的分流叶片厚度分别为2mm、3mm（原模型）、4mm、5mm，对应的离心泵分别命名为模型1，模型2（原模型），模型3和模型4。

3.2.2 分流叶片厚度对离心泵内流场压强分布的影响

图 3-7 至图 3-10 为离心泵其它参数不变时，仅改变分流叶片厚度所得到的离心泵内部静压云图。。

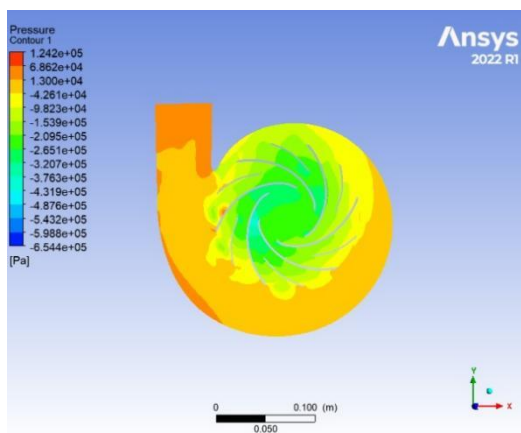


图 3-7 模型 1 的叶轮截面静压云图

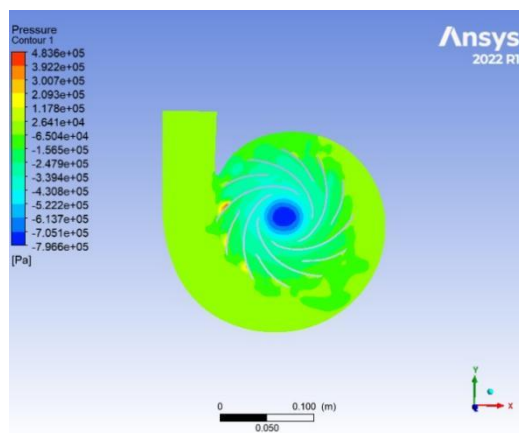


图 3-8 模型 2 的叶轮截面静压云图

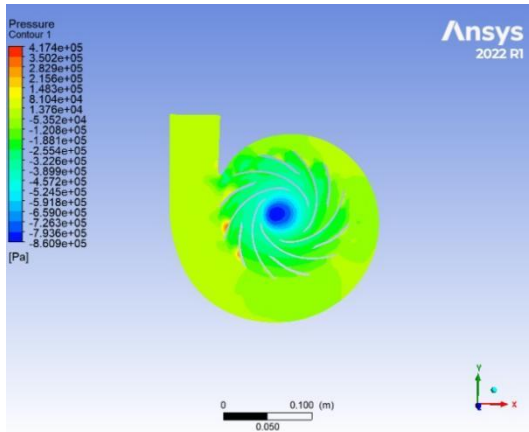


图 3-9 模型 3 的叶轮截面静压云图

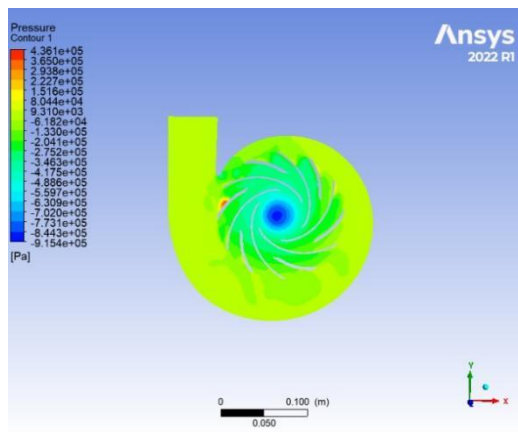


图 3-10 模型 4 的叶轮截面静压云图

根据叶轮截面静压云图分析得到分流叶片不同厚度下叶轮截面处的静压力差变化趋势图，见图 3-11。在离心泵中，由于叶轮内压强的不均匀性，将使泵内产生流动分离，从而使泵内的水力损失增大。

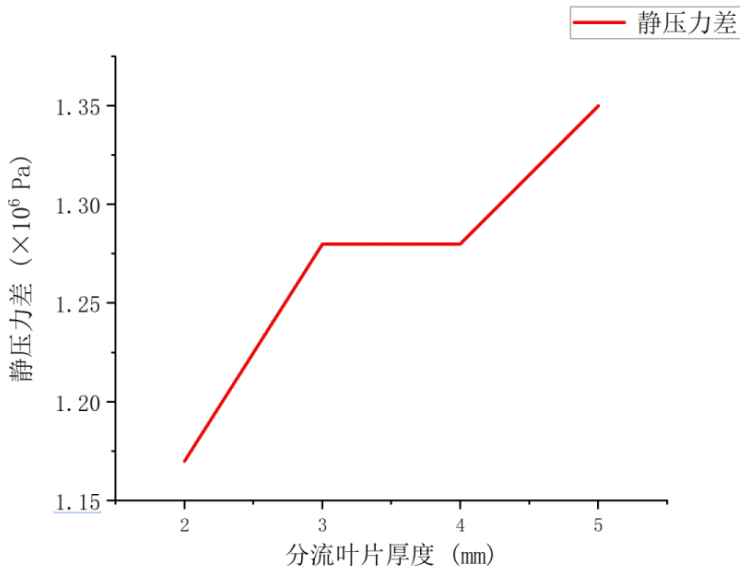


图 3-11 叶轮截面处的静压力差随分流叶片厚度变化趋势图

分析图 3-7 至图 3-11 可得，在分流叶片其它参数不变的的基础上增大分流叶片厚度后，静压力差呈现整体不断增加的趋势。

3.2.3 分流叶片厚度对离心泵噪声的影响

图 3-12 到 3-15 是在不同的分流叶片厚度条件下，在各监测点上的声压级曲线图，可以看出，每个监测点的峰值伴随频率的增大，都有下降的倾向。在声音的传播过程中，当频率增加时，会有能量损失，所以，当频率增加时，不同模式

的谱特征均有衰减的迹象。

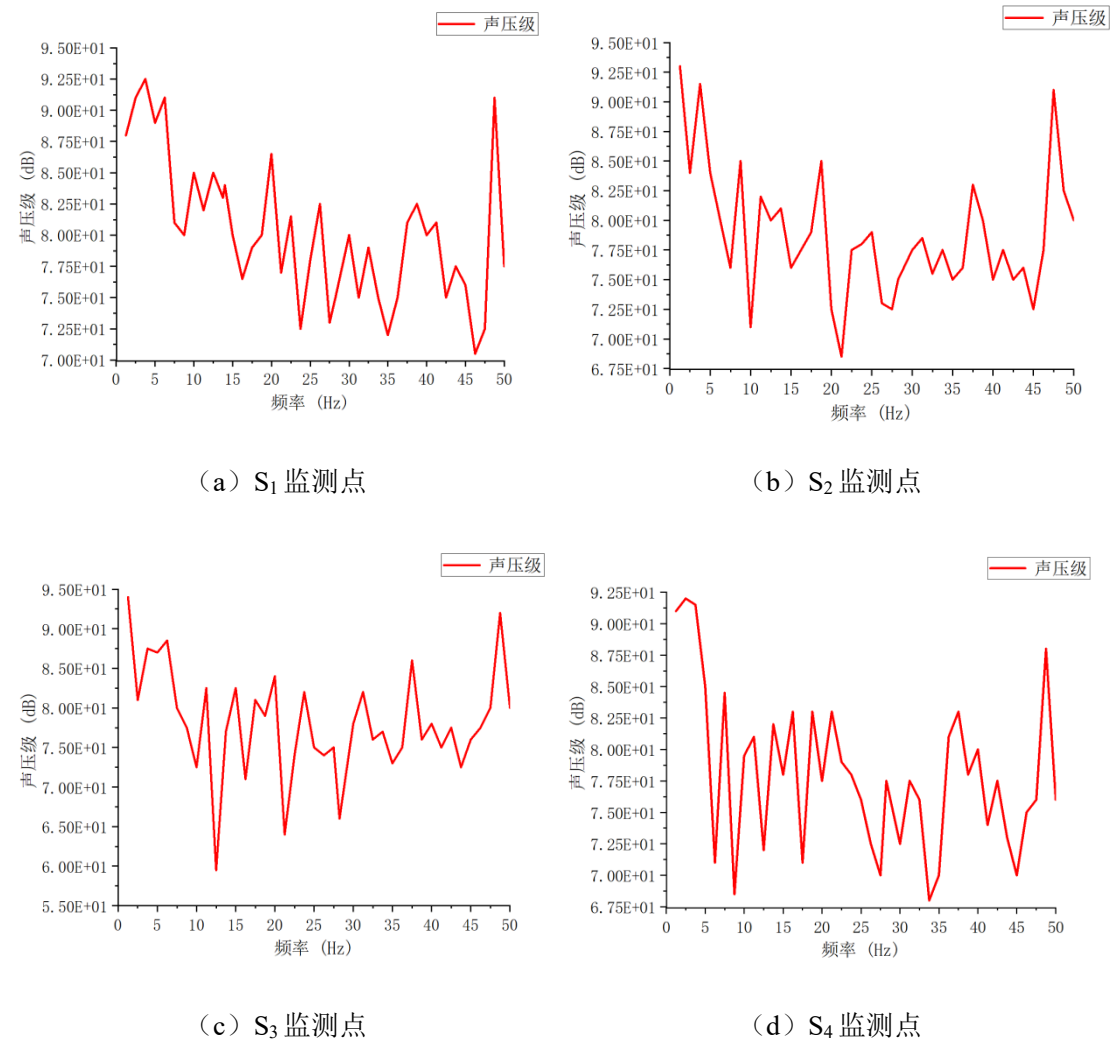
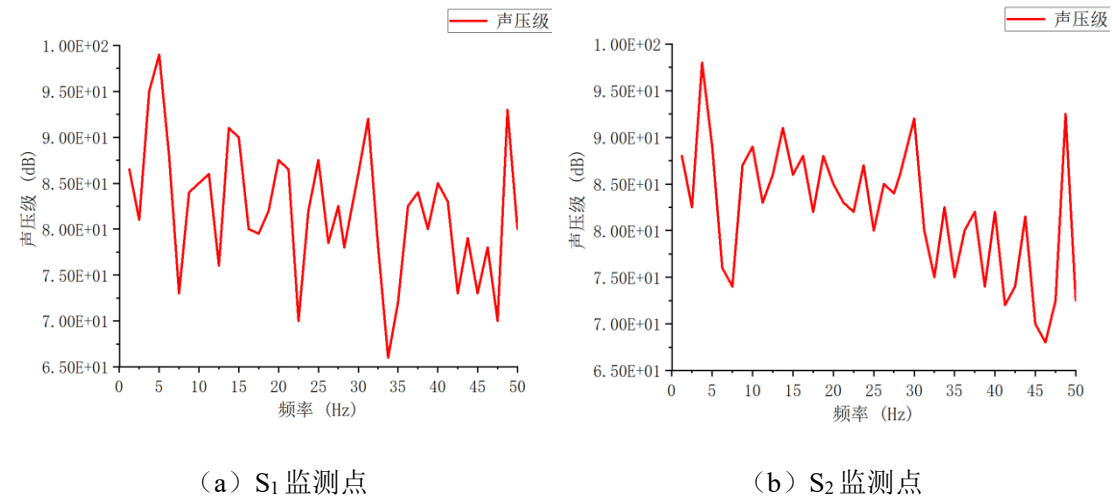


图 3-12 模型 1 的声压级频谱图



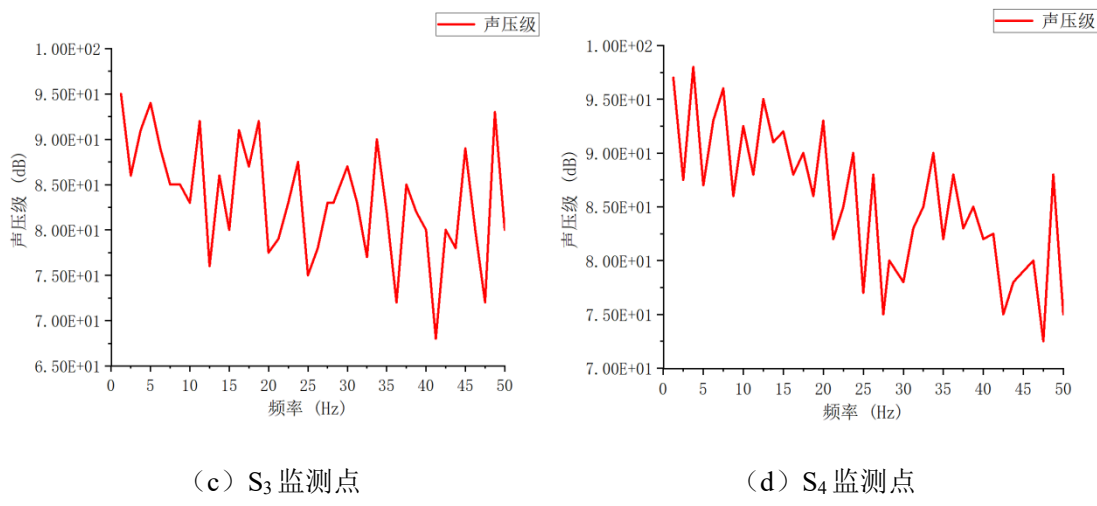


图 3-13 模型 2 的声压级频谱图

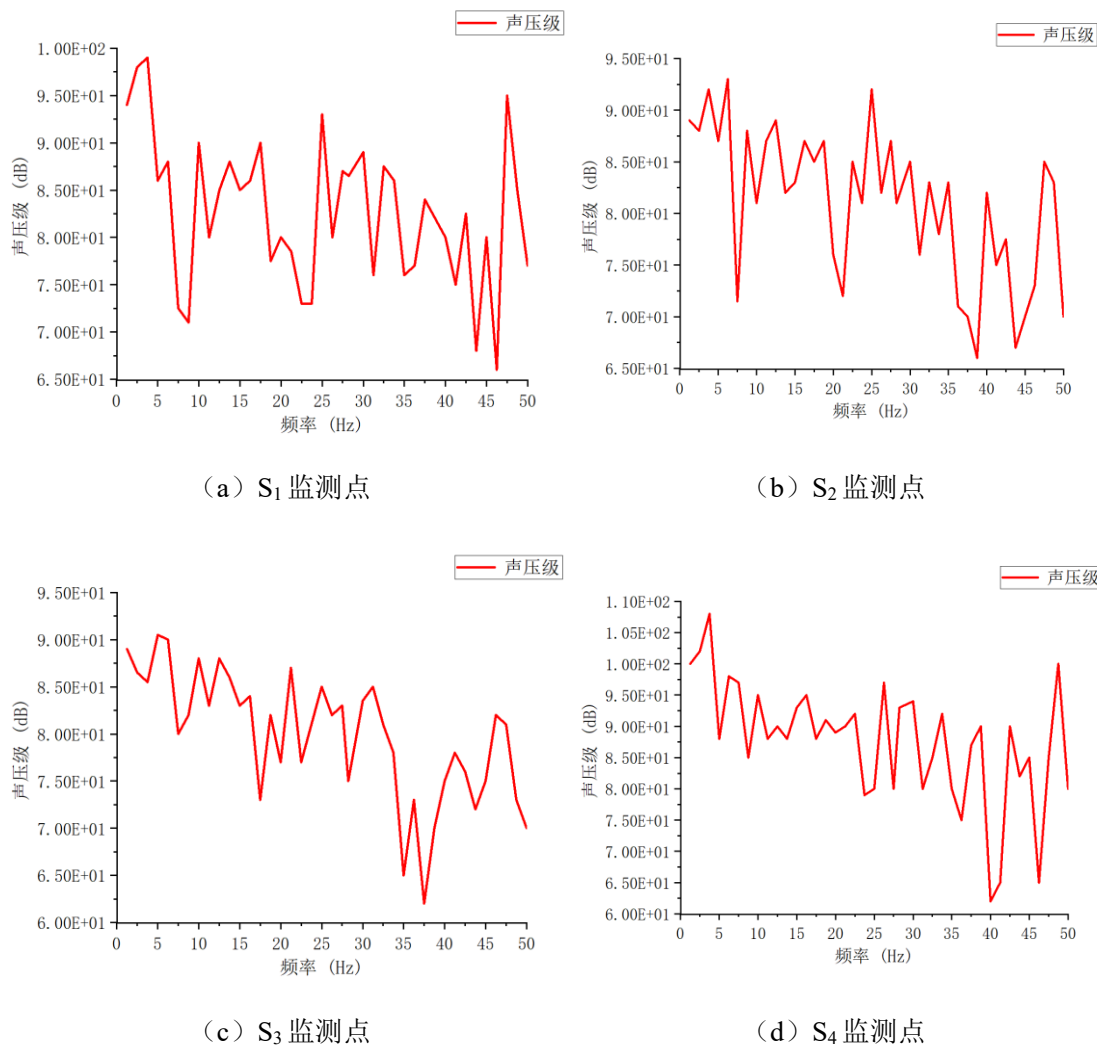


图 3-14 模型 3 的声压级频谱图

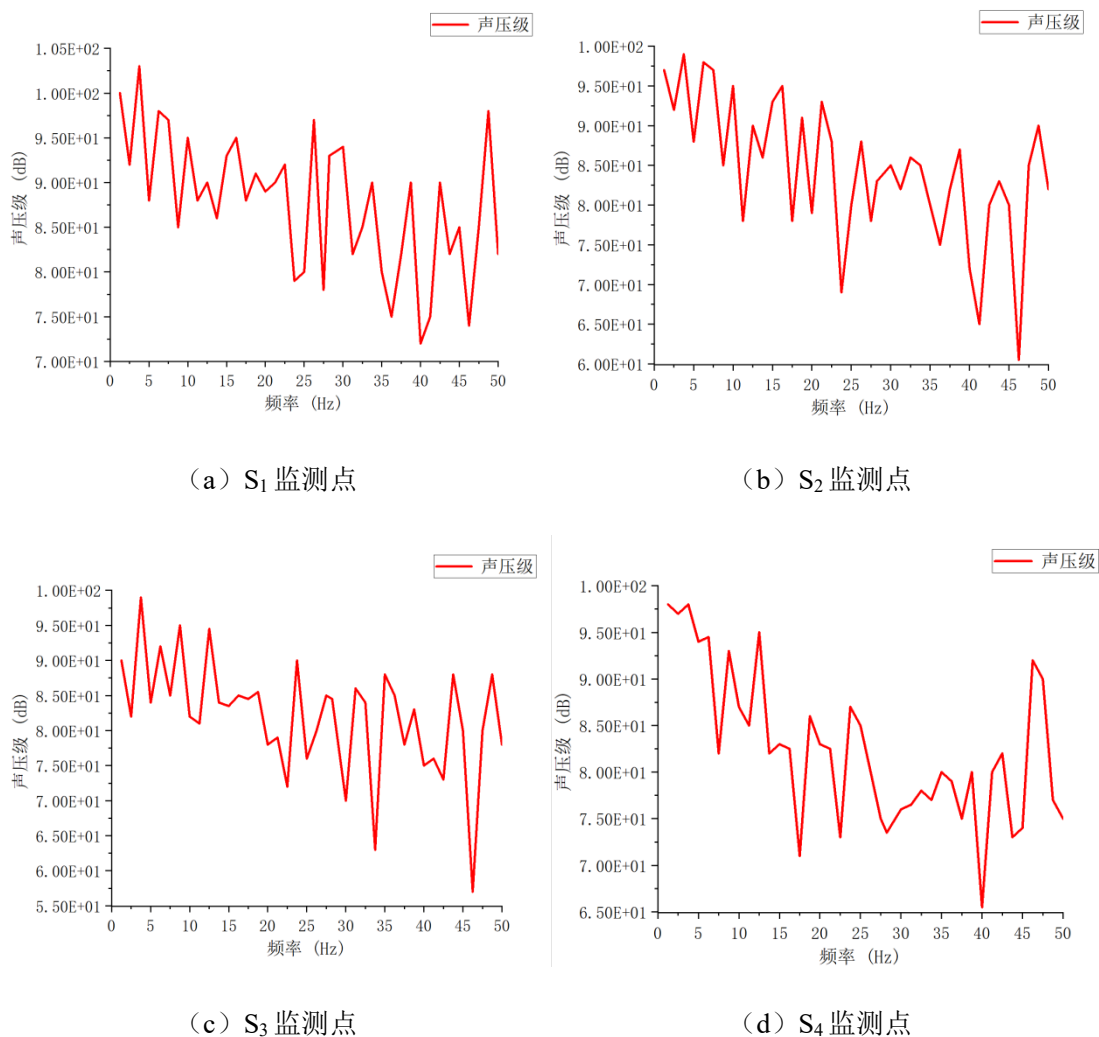


图 3-15 模型 4 的声压级频谱图

根据表 3-1 的数据分析, 可见在 S₁ 位置的声压级幅值中, 模型 1 呈现出的幅值最小, 比基础模型下降了 3.97%, 而模型 4 的幅值最大, 相对于基础模型提升了 1.48%。转至 S₂ 点, 模型 1 的声压级幅值最低, 比基础模型下降了 4.27%, 而模型 3 则在该点的声压级幅值最高, 较基础模型上升了 0.85%。在 S₃ 点的比较中, 模型 1 的声压级幅值同样低于其他模型, 比基础模型减少了 3.76%, 模型 3 的声压级幅值最高, 较基础模型增加 1.09%。最后, 在 S₄ 点, 模型 1 的声压级幅值最低, 相比基础模型降低了 6.88%, 而模型 2 在此点的声压级幅值最高, 模型 2 为基础模型。

表 3-1 不同分流叶片厚度下叶轮声压级主频幅值

监测点	声压级幅值/dB			
	模型 1	模型 2	模型 3	模型 4
S ₁	101.242	105.429	106.913	106.990
S ₂	100.964	105.471	106.366	104.196
S ₃	101.044	104.989	106.134	104.096
S ₄	99.527	106.884	106.667	106.488

在图 3-16 中，分别给出了各个测点的声压级幅值的比较曲线。通过对各个测点的声压级幅值大小进行比较发现，S₄ 监测点处四种模型的声压级振幅有较大的差异。

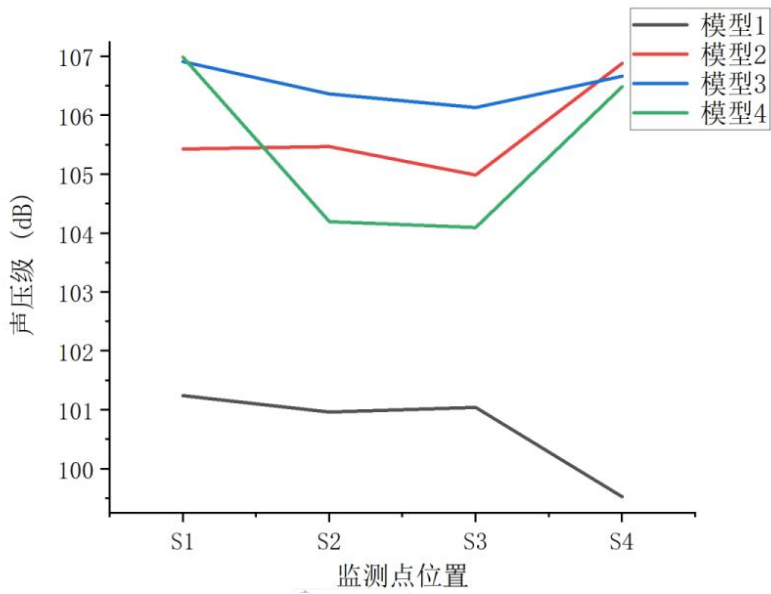


图 3-16 各监测点处声压级幅值对比图

S₄ 监测点处声压级幅值随分流叶片厚度变化如图 3-17 所示。对各模型在 S₄ 处的声压级幅值进行对比分析，发现模型 1 的声压级幅值最小。在模型 1 的基础上增大分流叶片厚度后，声压级幅值呈现上升然后趋于平稳的趋势。

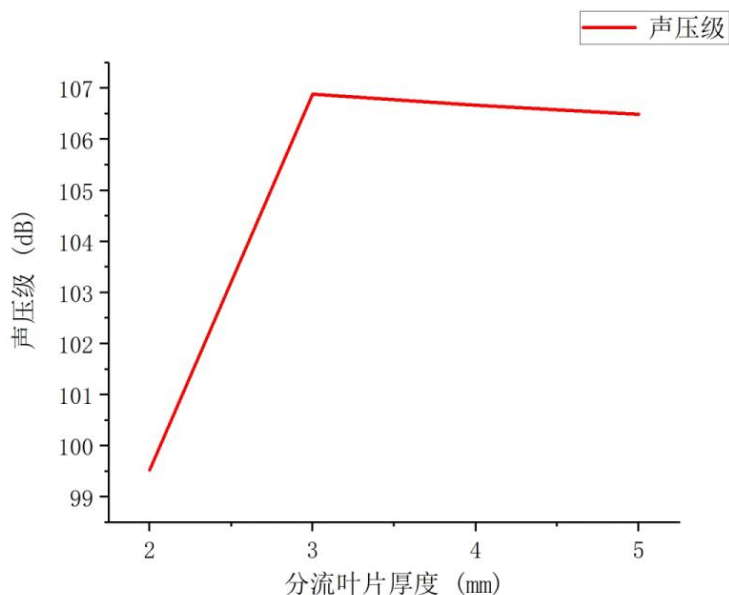


图 3-17 S4 监测点处声压级幅值随分流叶片厚度变化趋势图

3.3 本章小结

本章首先对具有分流叶片的离心泵进行了预处理，如流场的网格划分。在此基础上，提出并确定了求解该问题所需的基本控制方程及湍流模型。为了提高算法的计算效率和准确性进行了网格划分无关性的研究。在仿真前处理步骤中选取了尺度自适应仿真模型、雷诺时均流场和 FW-H 方程。

在离心泵其它参数不变的工况下，通过改变分流叶片厚度建立起模型 1、模型 2、模型 3 和模型 4，并对其进行流场分析以及噪声分析，研究分流叶片厚度对离心泵流动诱导噪声的影响，根据仿真所得流场静压分布图可以发现：在分流叶片其它参数不变的的基础上增大分流叶片厚度后，静压力差呈现整体不断增加的趋势。根据不同分流叶片厚度下各个监测点处的声压级曲线图分析可得：在分流叶片其它参数不变的的基础上增大分流叶片厚度后，声压级幅值呈现上升然后趋于平稳的趋势。

第 4 章 分流叶片进口宽度对离心泵流动诱导噪声影响研究

在离心泵运行过程中,分流叶片进口宽度的变化,会使离心泵的内部流体流动状态产生变化。本章将对模型泵的分流叶片进口宽度进行修改,保持其他参数不变,只改变分流叶片进口宽度,对不同分流叶片进口宽度对离心泵静压力以离心泵流动诱导噪声的影响进行总结分析。

4.1 分流叶片进口宽度

分流叶片进口宽度是在模型泵的其他几何参数不变的前提下,监测点位置和前文中也保持一致,仅通过改变分流叶片进口宽度进行后续研究。四种模型泵的叶轮分流叶片进口宽度分别为 12mm、13mm(原模型)、14mm、15mm,所对应的离心泵分别命名为模型 5,模型 6(原模型),模型 7 和模型 8。此处使用华硕无畏 14Pro i5-12500H RTX3050 计算机,512GB 固态硬盘,软件为 SolidWorks 2021 和 ANSYS 2021。

4.2 分流叶片进口宽度对离心泵内流场压强分布的影响

离心泵其它参数不变时,仅改变分流叶片进口宽度所得到的离心泵内部静压云图,如图 4-1 至图 4-4 所示。

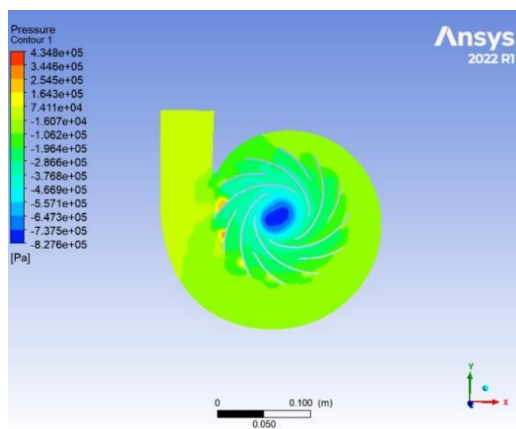


图 4-1 模型 5 的叶轮截面静压云图

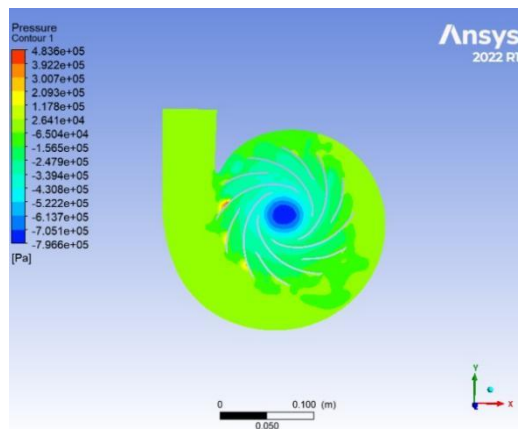


图 4-2 模型 6 的叶轮截面静压云图

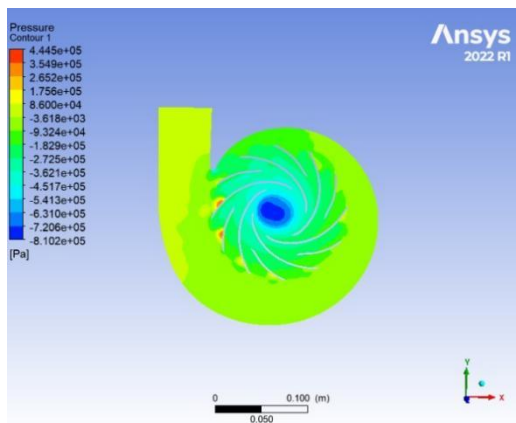


图 4-3 模型 7 的叶轮截面静压云图

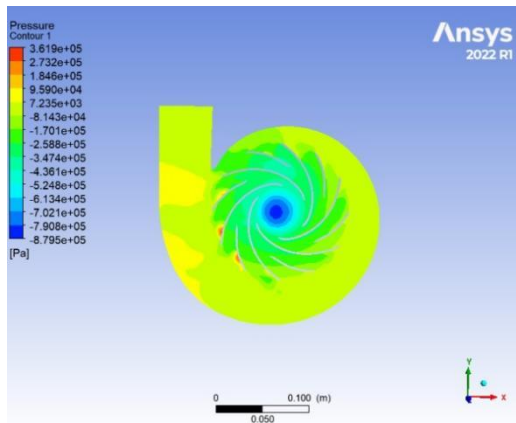


图 4-4 模型 8 的叶轮截面静压云图

根据叶轮截面静压云图分析得到分流叶片不同厚度下叶轮截面处的静压力差变化趋势图，如图 4-5 所示。

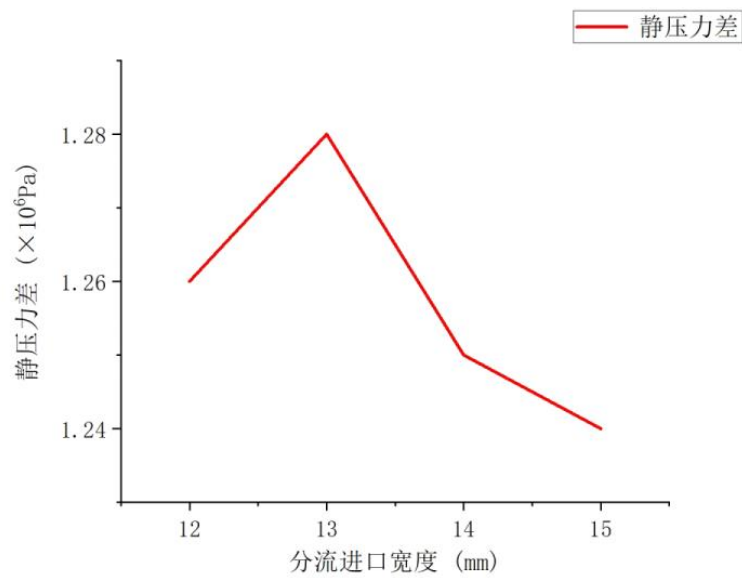


图 4-5 叶轮截面处的静压力差随分流叶片进口宽度变化趋势图

分析图 4-1 至图 4-5 可得，当分流叶片进口宽度增加时，叶轮截面处的静压力差呈整体先上升后下降最后趋于平稳的趋势。

4.3 分流叶片进口宽度对离心泵声压级的影响

不同分流叶片进口宽度下各个监测点处的声压级曲线图，如图 5-6 至图 5-9 所示。由图可以看出，各监测点的峰值频率随着频率的推移而变化，并且都呈现出下降的趋势。随着频率的升高，声波在传输过程中会发生能量衰减，因此，随

着频率的增加，各模型的噪声声压幅值都呈现下降趋势。

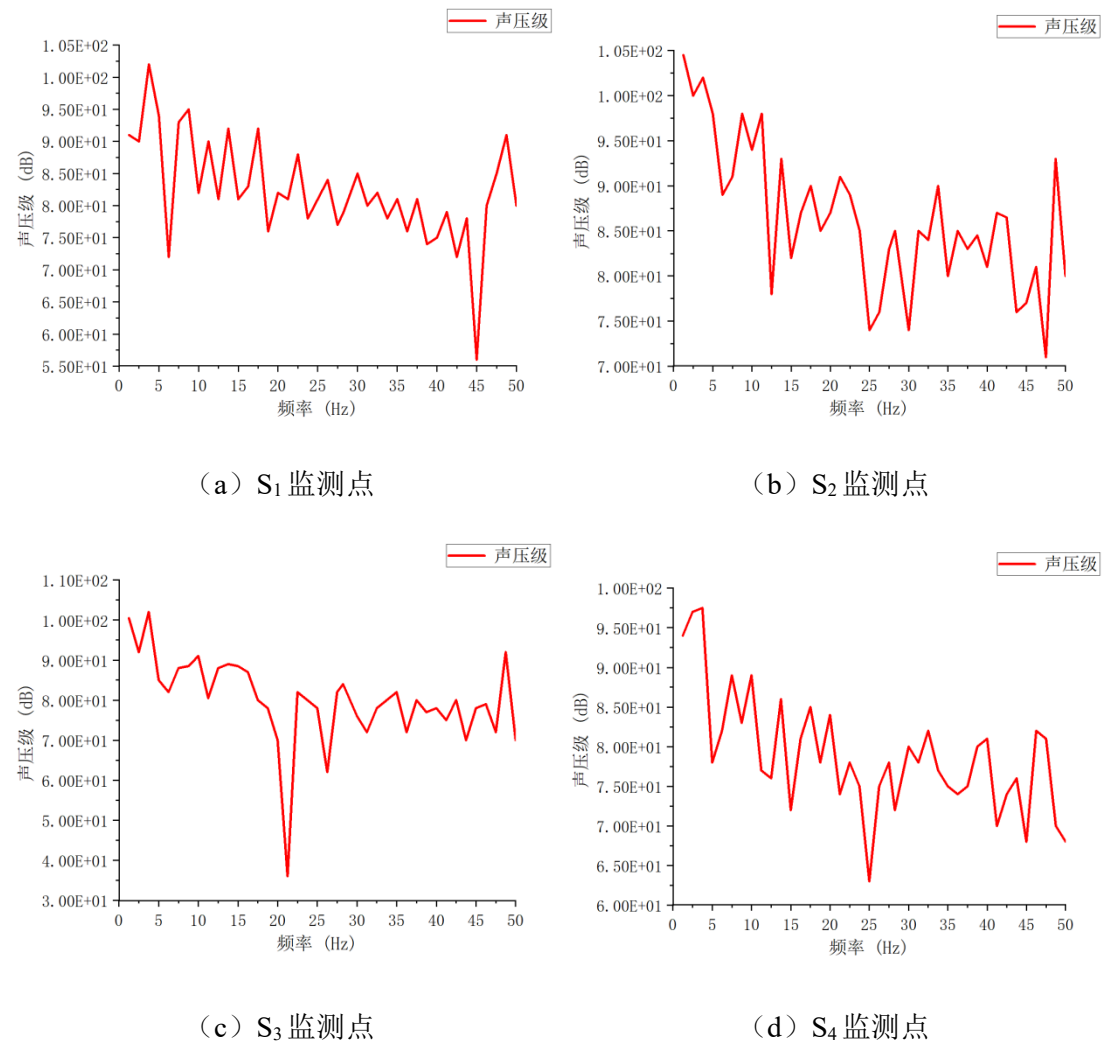
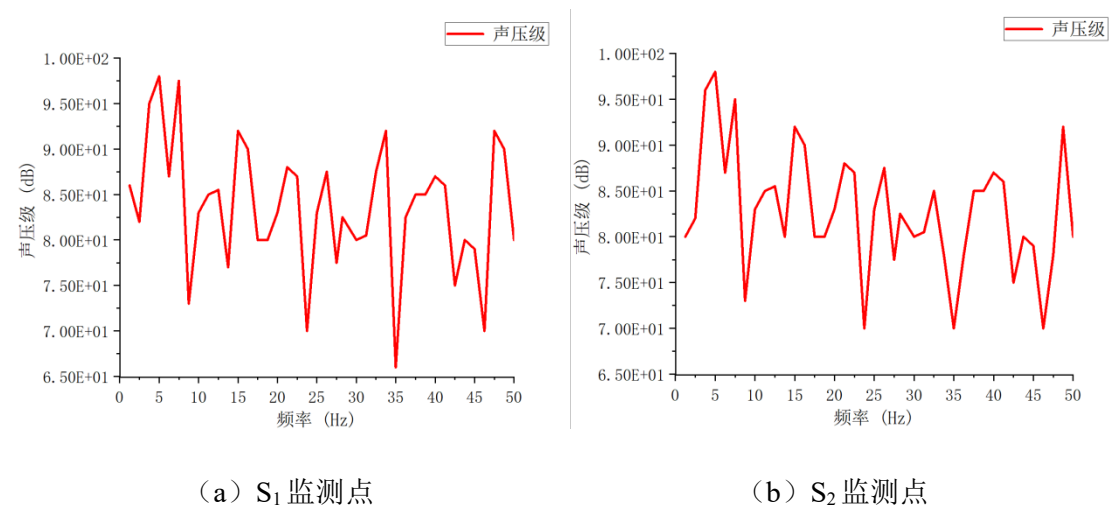


图 4-6 模型 5 的声压级频谱图



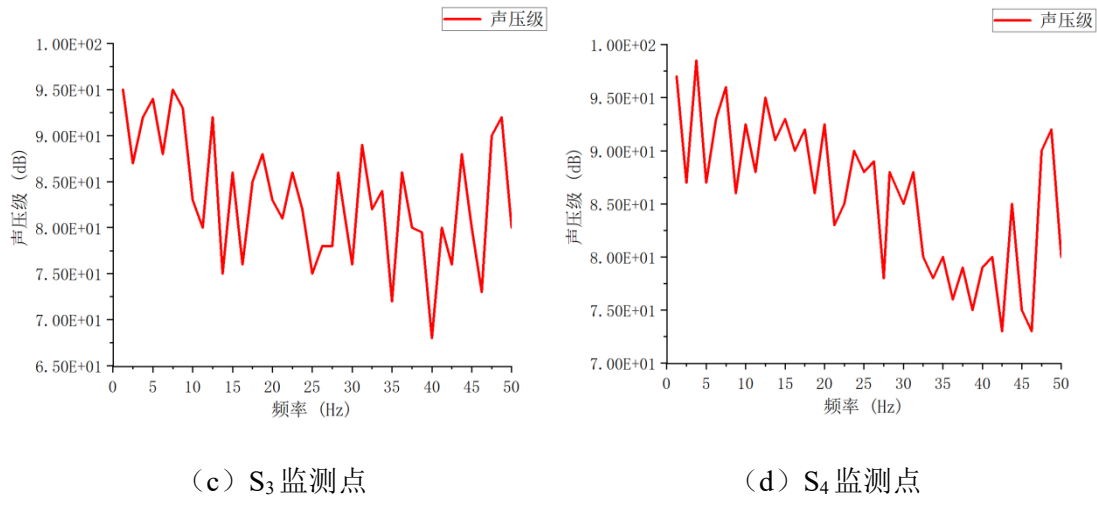


图 4-7 模型 6 的声压级频谱图

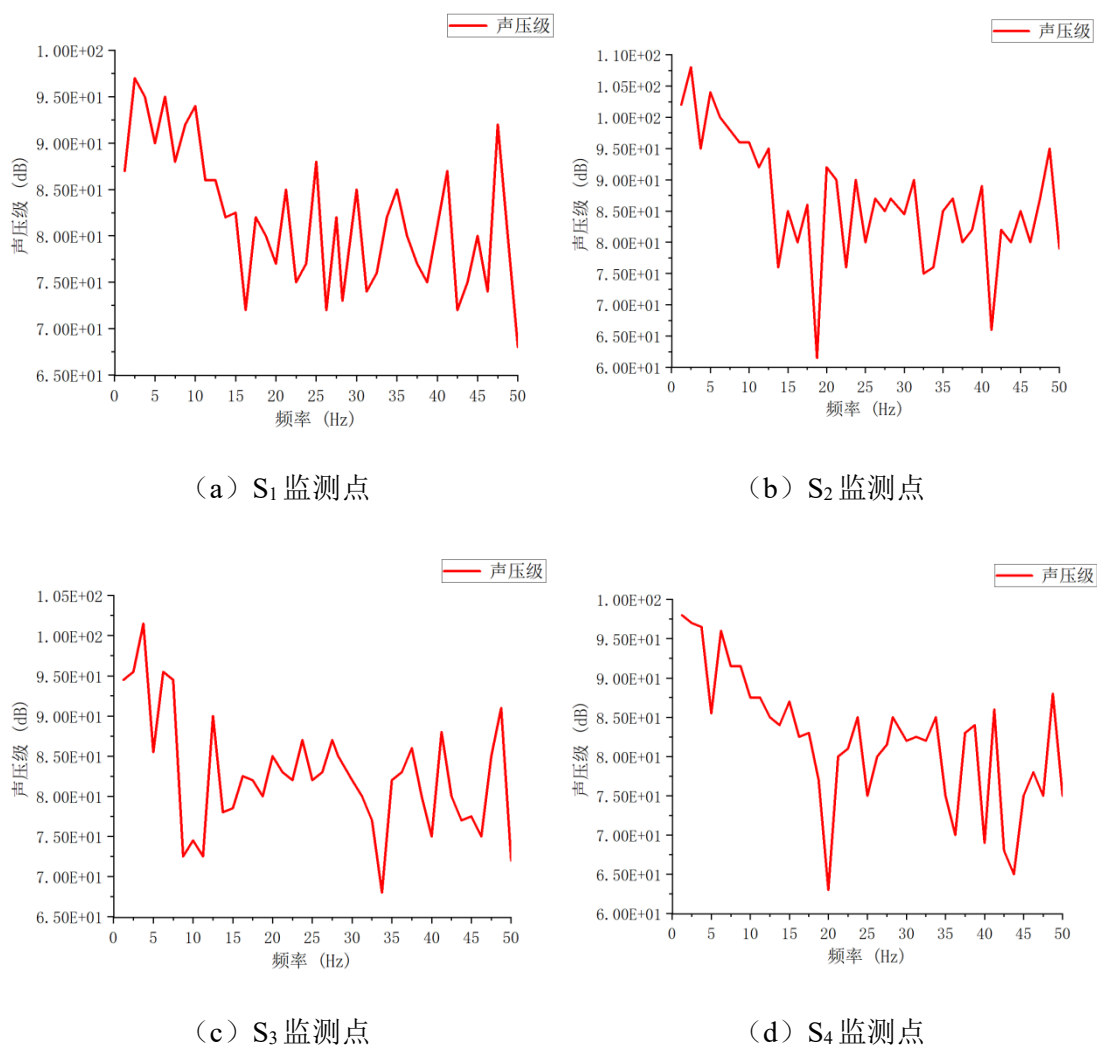


图 4-8 模型 7 的声压级频谱图

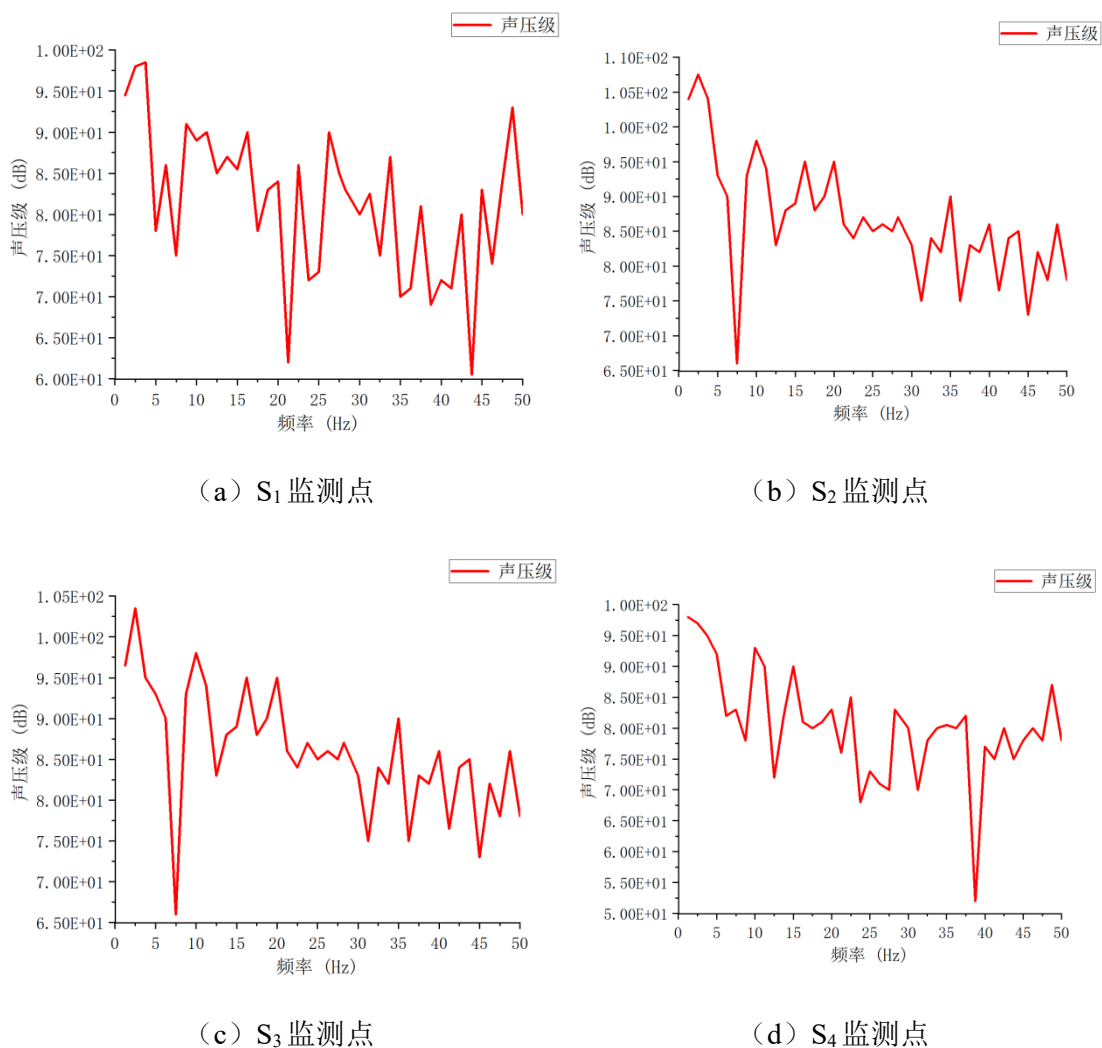


图 4-9 模型 8 的声压级频谱图

如表 4-1 所示, 分析不同模型在 S₁ 位置的声压级强度, 模型 7 显示出的数值最小, 比基础模型下降了 3.50%, 而模型 8 的数值最大, 比基础模型提升了 3.11%。分析不同模型在 S₂ 位置的声压级强度, 模型 7 的声压级强度最低, 与基础模型相比较下降了 1.88%, 而模型 8 的数值最高, 相对于基础模型有 0.26% 的增加。转到 S₃ 点, 模型 7 的声压级幅度最低, 比基础模型下降了 0.69%, 而模型 8 的数值最高, 比基础模型高出 3.00%。最后, 在 S₄ 点, 模型 7 的声压级强度最低, 相比基础模型减少了 5.18%, 而模型 8 的数值最高, 比基础模型高出 0.45%。

表 4-1 不同分流叶片进口宽度下叶轮声压级主频幅值

监测点	声压级幅值/dB			
	模型 5	模型 6	模型 7	模型 8
S ₁	104.253	105.429	101.738	108.703
S ₂	104.110	105.471	103.489	105.742
S ₃	104.500	104.989	104.262	108.141
S ₄	103.016	106.884	101.351	107.363

各监测点声压级幅值对比图，如图 4-10。对比各点处声压级幅值发现在 S₃ 监测点处四种模型的声压级幅值变化最明显。对各模型在 S₃ 监测点处的声压级幅值进行对比分析，发现模型 7 的声压级幅值最小。

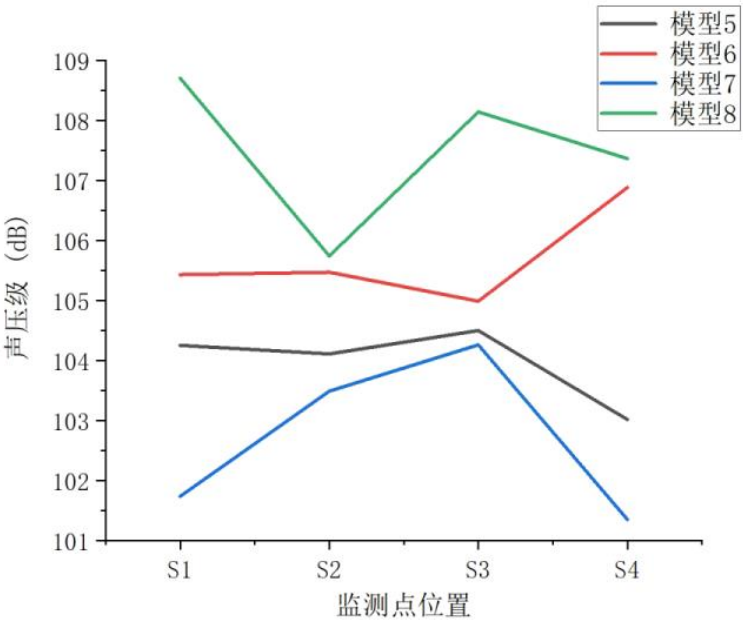
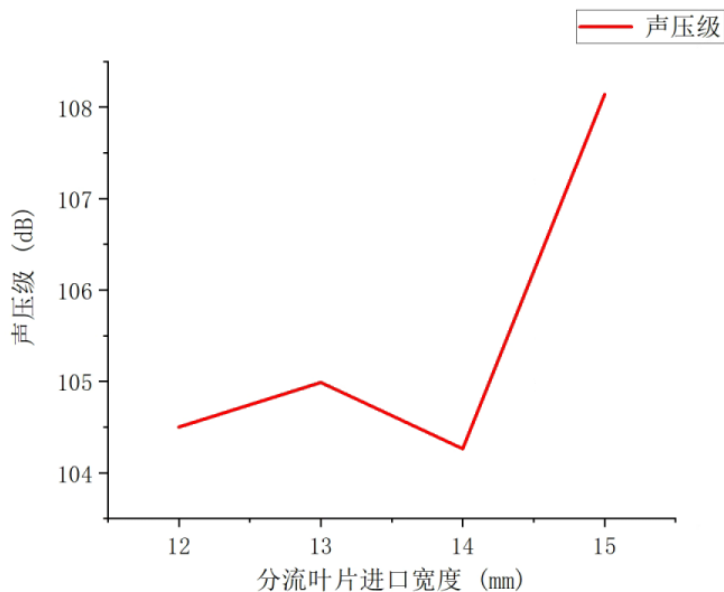


图 4-10 各监测点处声压级幅值对比图

S₃ 监测点处声压级幅值随分流叶片进口宽度变化趋势图，如图 4-11 所示。当分流叶片入口宽度小于 14mm 时，离心泵噪声变化不大；当分流叶片入口宽度大于 14mm 时，离心泵噪声急剧增加。

图 4-11 S₃ 监测点处声压级幅值随分流叶片进口宽度变化趋势图

4.4 本章小结

本章在离心泵其它参数不变的工况下,通过改变分流叶片进口宽度建立起模型 5、模型 6、模型 7 和模型 8,并对其进行流场分析以及噪声分析,研究分流叶片进口宽度对离心泵流动诱导噪声的影响。根据仿真所得流场静压分布图可知:当分流叶片进口宽度增加时,叶轮截面处的静压力差呈整体先上升后下降最后趋于平稳的趋势;根据不同分流叶片进口宽度下各个监测点处的声压级曲线图以及 S₃ 监测点处声压级幅值随分流叶片进口宽度变化趋势图分析可得:当分流叶片入口宽度小于 14mm 时,离心泵噪声变化不大;当分流叶片入口宽度大于 14mm 时,离心泵噪声急剧增加。

第 5 章 基于离心泵降噪的分流叶片结构优化

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,主要针对分流叶片进口宽度、分流叶片厚度、分流叶片出口宽度和分流叶片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 S_3 点的声场进行监测,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分流叶片不同结构参数下的噪声特性,并获得最优的分流叶片结构设计方案。

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^{[46]–[49]}。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。本试验以分流叶片入口宽度、分流叶片厚度、分流叶片出口宽度和分流叶片入口直径为四个因素,分别用 A、B、C 和 D 表示,如表 5-1 所示。

表 5-1 因子水平表

水平	因子			
	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)
1	12	2	10	85
2	13	3	11	90
3	14	4	12	95
4	15	5	13	100

该正交试验选用 $L_{16}(4^4)$ 正交表, 运用 **Fluent** 对正交表内的相关结构参数组合进行模拟仿真, 如表 5-2 所示。

表 5-2 正交试验表及结果

试验号	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	总声压级 (dB)
1	14	2	13	90	108.057
2	13	2	12	100	105.315
3	15	2	11	95	106.732
4	14	4	10	95	107.845
5	13	3	10	90	108.031
6	15	4	12	90	107.85
7	12	4	13	100	108.429
8	14	3	11	100	107.596
9	12	3	12	95	105.725
10	12	5	11	90	107.724
11	14	5	12	85	107.555
12	12	2	10	85	106.521
13	13	4	11	85	106.336
14	15	5	10	100	107.029
15	13	5	13	95	107.227
16	15	3	13	85	108.538

5.1.2 基于离心泵降噪的正交试验结果分析

结合表 5-2 中所得 16 组试验数据, 采用极差分析法探究分流叶片结构参数对离心泵流动诱导噪声的影响, 分析结果如表 5-3 所示。

表 5-3 各参数对总声压级的影响数据

	A	B	C	D
K1	107.100	107.656	107.357	107.238
K2	106.727	106.473	107.097	107.916
K3	107.763	107.615	106.611	106.882

K4	107.537	107.384	108.063	107.092
R	1.036	0.959	1.452	1.033
排序	2	4	1	3

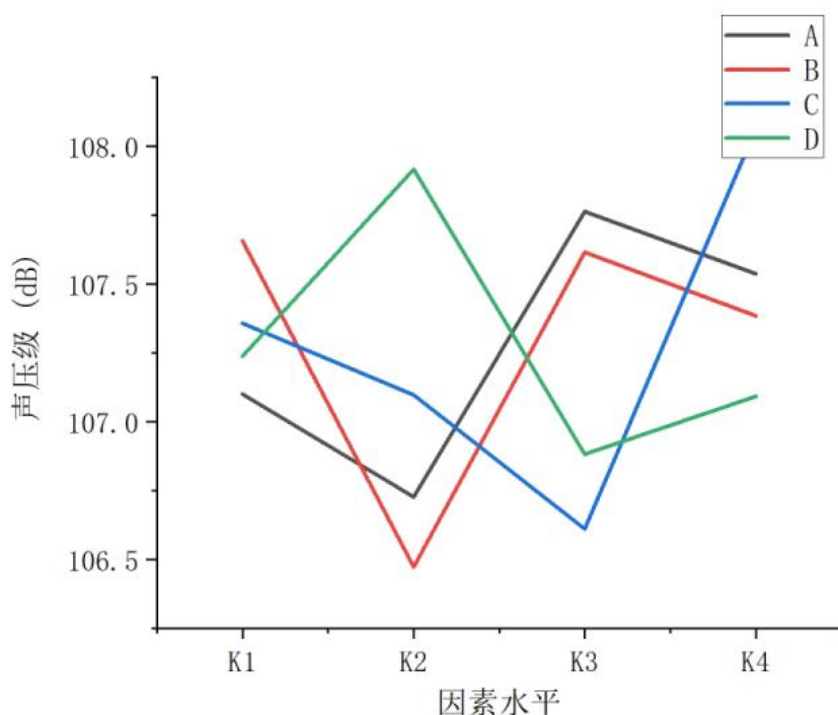


图 5-1 各结构参数对离心泵流动诱导噪声的影响趋势图

表 5-3 中，用 K1、K2、K3、K4 表示第 1、2、3、4 四个水平下的噪声的平均值，各因子对噪声的影响程度用极差 R 表示。根据图 5-1 可以得到最佳组合为 A2B2C3D3，使得离心泵流动诱导噪声最小，即当离心泵分流叶片的进口宽度 13mm、分流叶片厚度 3mm、分流叶片出口宽度 12mm 以及分流叶片进口直径 95mm，Fluent 仿真得到该结构参数组合下的离心泵流动诱导噪声为 104.907dB。由表 5-3 可以得出结构参数对离心泵噪声的影响程度如下：分流叶片出口宽度>分流叶片入口宽度>分流叶片入口直径>分流叶片厚度。

5.2 基于离心泵降噪的最小二乘法曲线拟合

最小二乘法曲线拟合就是通过利用数学公式或计算机辅助技术，在已知 X、Y 两组数据的基础上，可以有效地拟合出曲线，从而实现对数据的有效分析^[50]。

5.2.1 最小二乘法曲线拟合权重大小设置

针对叶轮分流叶片的结构参数优选问题,提出了一种基于加权法的分流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,如公式(5-1)。

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

5.2.2 最小二乘法曲线拟合权重数值计算

由式(5-1)得到最小二乘法当中的 X 值,与 X 相对应的 Y 值是表 5-2 中的 16 组噪声数值,如表 5-4。

表 5-4 加权后的数据

X/mm	Y/dB
27.6	108.057
28.9	105.315
28.1	106.732
27.6	107.845
26.2	108.031
27.7	107.850
29.2	108.429
28.9	107.596
27.7	105.725
26.5	107.724
26.5	107.555
24.8	106.521
25.7	106.336
29	107.029
28.6	107.227
27	108.538

5.2.3 最小二乘法进行曲线拟合

把经过加权处理后获得的有关数据输入 MATLAB，并把每个离散点进行关联，这样就能更清楚地看到各数据的分布情况，结果如图 5-2 所示。

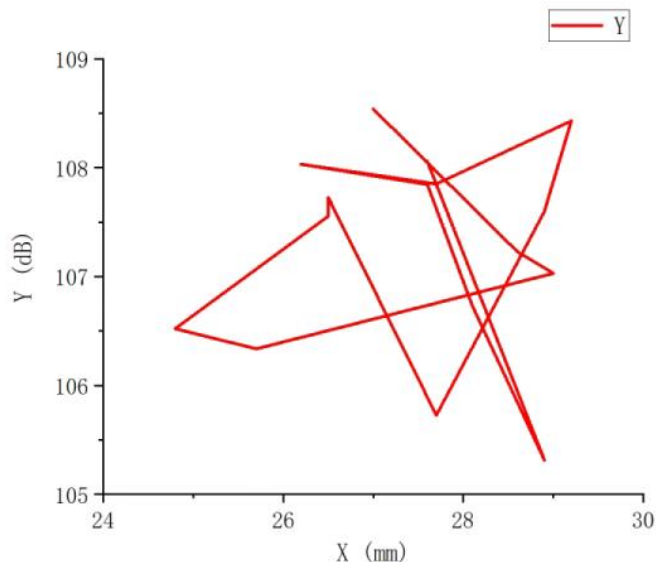


图 5-2 噪声数值导入结果图

通过对图 5-2 的分析，可以得出相应的数据分布，再利用 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；这个曲线显示在图 5-3 中。

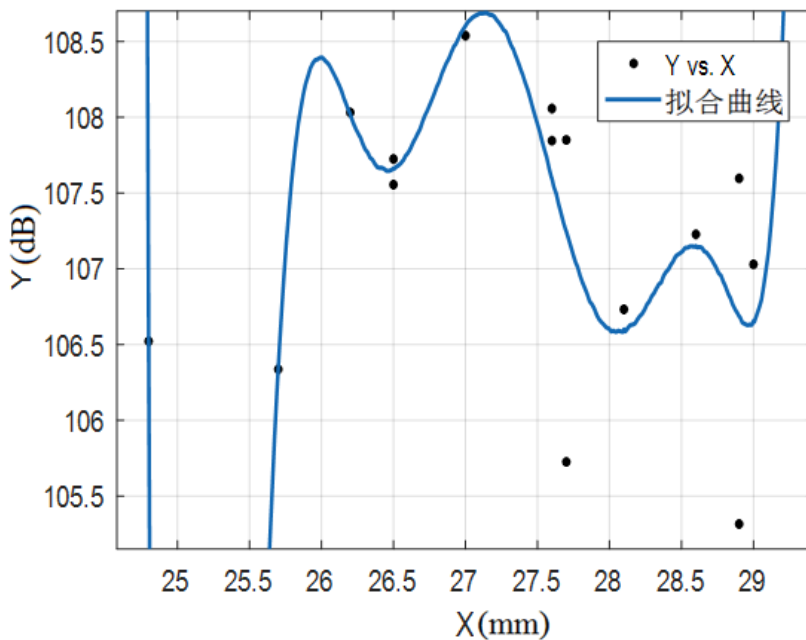


图 5-3 基于最小二乘法的拟合曲线

通过对图 5-3 的分析可知，输入的 16 个数据点基本都在其变化趋势的范围内，所以可以证明 MATLAB 所得到的结果是令人满意的。用该方法对该曲线进行拟合，得到了九次多项式的解析公式，其表示形式如公式(5-2)。

$$f(x) = p_1x^9 + p_2x^8 + p_3x^7 + p_4x^6 + p_5x^5 + p_6x^4 + p_7x^3 + p_8x^2 + p_9x + p_{10}$$

$$\begin{aligned} p_1 &= -0.06474 \quad (-0.7991, 0.6696) \\ p_2 &= 16.19 \quad (-164, 196.4) \\ p_3 &= -1799 \quad (-2.145e+04, 1.785e+04) \\ p_4 &= 1.165e+05 \quad (-1.133e+06, 1.366e+06) \\ p_5 &= -4.844e+06 \quad (-5.59e+07, 4.621e+07) \\ p_6 &= 1.342e+08 \quad (-1.256e+09, 1.525e+09) \\ p_7 &= -2.477e+09 \quad (-2.771e+10, 2.276e+10) \\ p_8 &= 2.938e+10 \quad (-2.649e+11, 3.237e+11) \\ p_9 &= -2.03e+11 \quad (-2.205e+12, 1.799e+12) \\ p_{10} &= 6.233e+11 \quad (-5.425e+12, 6.672e+12) \end{aligned} \quad (5-2)$$

5.2 离心泵降噪结构参数 BP 神经网络的搭建

由于叶轮分流叶片的几何参数的变化和离心泵噪声的变化是非线性的，难以建立精确的数学模型来描述各因素对离心泵流场噪声的影响。在正交实验中，仅能获得局部极值，无法保证所求解为全局极优。现以离心泵噪声为研究对象，采用 BP 神经网络方法，建立了一种基于 BP 神经网络的离心泵分流叶片结构参数与其噪声的网络模型。此处使用华硕无畏 14Pro i5-12500H RTX3050 计算机，512GB 固态硬盘，软件为 MATLAB。

5.2.1 试验数据的搭建

BP 神经网络的建立是以大量的实验数据为基础，训练样本的数目越多，其预测精度就越高。在正交试验的基础上，从四个结构参数中选出三个最好的，经过 5.1 节正交试验，得出了最佳的分流叶片入口宽度 13mm，分流叶片厚度 3 mm，分流叶片出口宽度 12 mm，分流叶片入口直径 95 mm，所以水平因子选取如表 5-5。

表 5-5 试验因素及水平设置表

因素	水平 1	水平 2	水平 3
进口宽度 (mm)	12	13	14
叶片厚度 (mm)	2	3	4
出口宽度 (mm)	11	12	13
进口直径 (mm)	90	95	100

利用表 5-5 的因素及水平进行离心泵噪声全面试验, 获得 81 组试验数据, 此处仅选择 S_1 监测点的声压级数据, 如表 5-6 所示。

表 5-6.离心泵噪声全面试验数据表

序号	A/mm	B/mm	C/mm	D/mm	总声压级/dB
1	12	2	11	90	107.187
2	12	2	11	95	107.495
3	12	2	11	100	105.990
4	12	2	12	90	105.833
5	12	2	12	95	107.069
6	12	2	12	100	107.169
7	12	2	13	90	106.502
8	12	2	13	95	106.762
9	12	2	13	100	106.335
10	12	3	11	90	106.490
11	12	3	11	95	105.958
12	12	3	11	100	105.323
13	12	3	12	90	107.250
14	12	3	12	95	105.283
15	12	3	12	100	105.399
16	12	3	13	90	106.811
17	12	3	13	95	106.588
18	12	3	13	100	107.596
19	12	4	11	90	105.692
20	12	4	11	95	108.110
21	12	4	11	100	104.900
22	12	4	12	90	107.581
23	12	4	12	95	105.320
24	12	4	12	100	107.095
25	12	4	13	90	107.593
26	12	4	13	95	107.354
27	12	4	13	100	108.276
28	13	2	11	90	107.470
29	13	2	11	95	107.232
30	13	2	11	100	106.613
31	13	2	12	90	106.946
32	13	2	12	95	108.948

33	13	2	12	100	105.315
34	13	2	13	90	108.115
35	13	2	13	95	106.837
36	13	2	13	100	106.161
37	13	3	11	90	105.916
38	13	3	11	95	105.725
39	13	3	11	100	106.326
40	13	3	12	90	107.759
41	13	3	12	95	104.907
42	13	3	12	100	105.828
43	13	3	13	90	108.531
44	13	3	13	95	108.632
45	13	3	13	100	108.380
46	13	4	11	90	105.293
47	13	4	11	95	108.520
48	13	4	11	100	104.677
49	13	4	12	90	106.904
50	13	4	12	95	107.273
51	13	4	12	100	105.374
52	13	4	13	90	107.772
53	13	4	13	95	106.510
54	13	4	13	100	107.998
55	14	2	11	90	106.859
56	14	2	11	95	107.638
57	14	2	11	100	106.855
58	14	2	12	90	106.200
59	14	2	12	95	106.736
60	14	2	12	100	107.895
61	14	2	13	90	108.057
62	14	2	13	95	108.027
63	14	2	13	100	106.396
64	14	3	11	90	107.292
65	14	3	11	95	108.263
66	14	3	11	100	106.037
67	14	3	12	90	107.269
68	14	3	12	95	107.885
69	14	3	12	100	107.514
70	14	3	13	90	107.517
71	14	3	13	95	106.293
72	14	3	13	100	107.245
73	14	4	11	90	106.410
74	14	4	11	95	107.087
75	14	4	11	100	108.429
76	14	4	12	90	106.351

77	14	4	12	95	106.688
78	14	4	12	100	106.550
79	14	4	13	90	107.636
80	14	4	13	95	106.493
81	14	4	13	100	107.196

5.2.2 基于离心泵降噪的 BP 神经网络搭建与验证

BP 神经网络的结构特性明显体现在其组成部分：后向传播算法（BP）与基本神经网络架构。BP 本质上是 Back Propagation 技术的简称，它强调的是在一个自适应的学习过程，能够自动捕捉并存储众多输入-输出模式的映射规律，而无需预先设定精确的数学模型作为指导。其学习策略基于梯度下降原理，通过反复调整网络的权重和阈值，目标是优化整个网络的预测误差平方和，实现最小化。该网络的独特之处在于，信息沿正向路径传递，而误差则采取逆向修正的方式进行反馈。

BP 神经网络的核心运作流程如图 5-4 所示，其中实线路径象征着信息的正向流动，而虚线路径则揭示了误差调整的反向流程。理解这个核心步骤对于深入研究和应用 BP 神经网络至关重要。

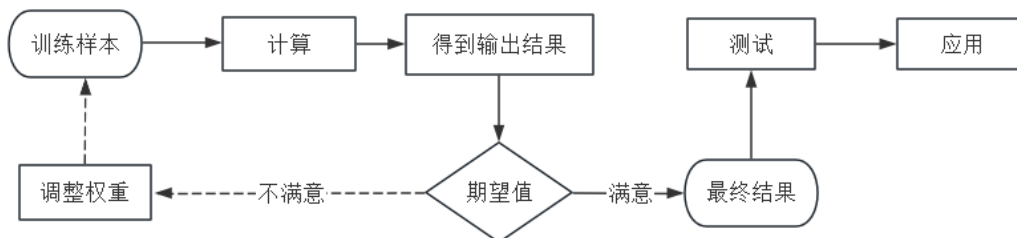


图 5-4 BP 神经网络的核心步骤

现搭建一个三层 BP 神经网络用以描述结构参数与离心泵流动诱导噪声之间的关系^{[51]–[53]}，模型输入层为分流叶片厚度、分流叶片进口宽度、分流叶片出口宽度和分流叶片进口直径四个参数，输出层为声压级，其模型示意图如图 5-5 所示。

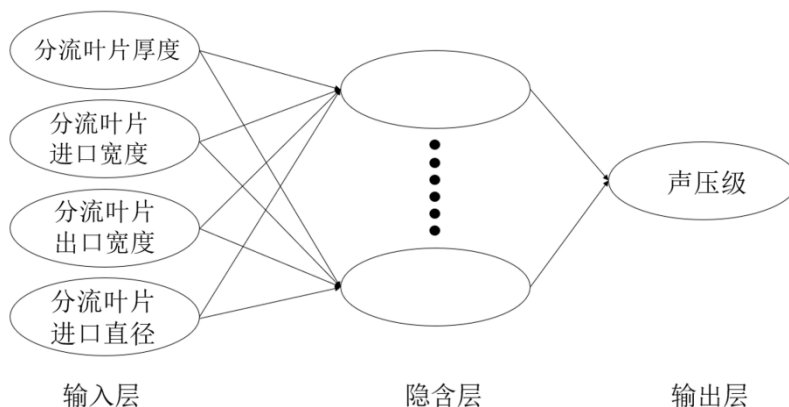


图 5-5 离心泵噪声的 BP 神经网络结构示意图

(1) 基于离心泵降噪的 BP 神经网络搭建

在 MATLAB 中输入了表格 6-6 所示的 81 个模拟数据，其中，设定了 X 的构造参数，设定了 Y 的声压级水平，建立了一个 BP 神经网络，其中 X 作为输入，Y 作为学习的对象。首先，对 81 个训练集（占总量的 70%）、验证集（占总量的 15%）和测试集（占总量的 15%）进行分解。

这里，X 是输入，有 4 个结点，输出级是 Y，有 1 个结点；但是，对于隐含层次来说，它有许多不同的方法来决定。在表达式(5-3)中，利用公式方法来计算隐层节点数目，以使其具有足够的近似性和推广性，以增加预测的准确性。

$$m = \sqrt{n+l} + \alpha \quad (5-3)$$

式中， m —隐含层节点数；

n —输入层节点数；

l —输出层节点数；

α —1-10 之间的常数。

从(5-2)式可以得出，BP 神经网络的隐含层在 12 个层次左右，但是在 12 个层次时，神经网络的仿真精度没有达到最优，无法精确地描述功能之间的对应关系。为此，我们提出了一种新的方法，即通过增加隐藏层的节点数量来增强网络的拟合性能，经过反复试验，最后得出了 20 层隐藏层的最优方案，并建立了一个模型，见图 5-6。

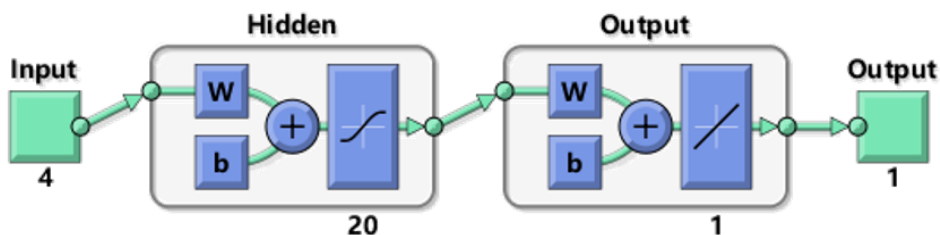


图 5-6 搭建的 BP 神经网络模型结构图

对于 BP 神经网络而言，隐藏层的输出涉及一种激活函数的运用。激活函数在此场景中扮演着至关重要的角色，它定义了深层神经网络中相邻层次间神经元输出与输入间的数学转换规则。具体来说，上层神经元的加权总和会转化为输出，随后这个输出会经过激活函数的处理，生成下一层的输入。激活函数的引入核心在于提升神经网络对非线性模式的适应和建模能力。

在文中，我们选择了 ReLU 函数作为隐含层的激励函数。ReLU 函数旨在单向压制函数的结果，保证函数的函数值始终为正数，从而减少网络运算速度，提高预测精度。它具有更强的非线性拟合功能，不会失去梯度，可以将神经元的过滤能力发挥到最大。这是迄今为止最佳的非线性活化功能。

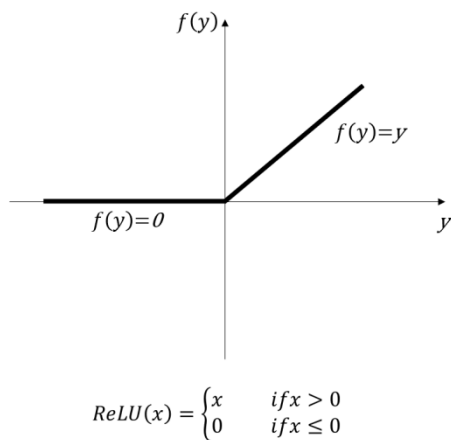


图 5-7 ReLU 激活函数形式

在自带的 BP 神经网络工具包中，共轭梯度算法所需内存少，收敛速度快，稳定性好，已被广泛用于求解复线性系统和非线性函数优化问题，其迭代公式如 (5-4) 所示。

$$X_{k+1} = X_k + \alpha_k d_k, d_k = \begin{cases} -g_k, k \\ -g_k + \beta_k d_{k-1}, k \geq 2 \end{cases} \quad (5-4)$$

BP 神经网络的数据拟合训练效果如图 5-8 所示，可以看出训练了 20 次之后网络训练完成，所得的网络最小 MSE（均方误差）值为 1.385，综合回归 R 值为

0.6023，该网络训练效果较好。

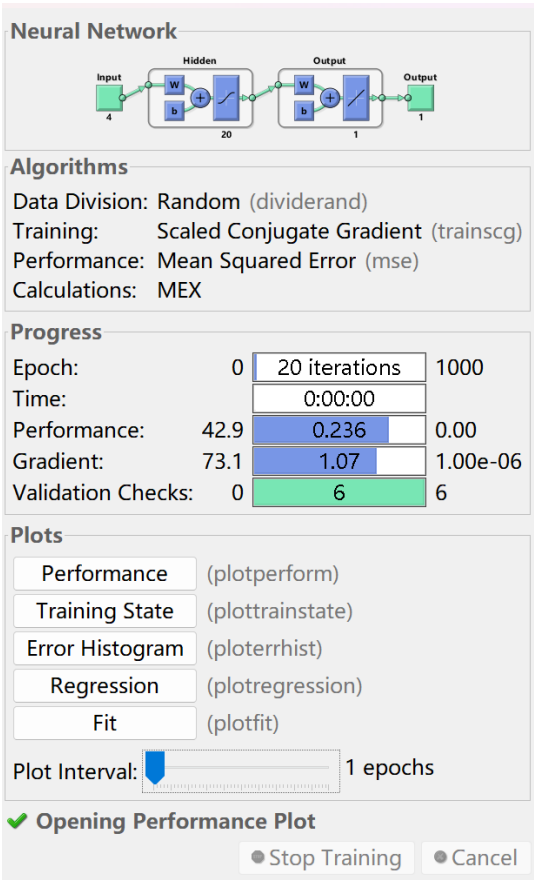


图 5-8 BP 神经网络训练效果图

图 5-9 是 BP 神经网络的训练曲线，我们可以发现神经网络的检验效果是最好的是在第 24 个迭代时，验证集的均方误差是 1.385。在随后的 25-30 个循环中，训练集的均方误差逐渐减小并趋于稳定，验证集和测试集的均方误差几乎没有变化，这说明 BP 神经网络已经被训练完毕，没有发生“早熟”和“过拟合”。

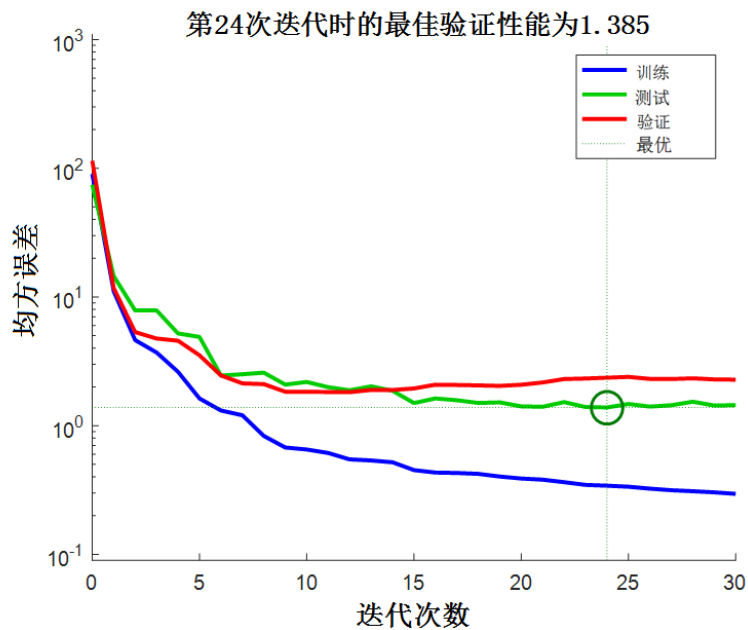


图 5-9 BP 神经网络训练曲线图

从图 5-10BP 神经网络训练曲线图中可以看到训练集的拟合回归 R 值为 0.55639，验证集的 R 值为 0.53756，测试集的 R 值为 0.76541，综合拟合回归 R 值为 0.6023，拟合效果较好。

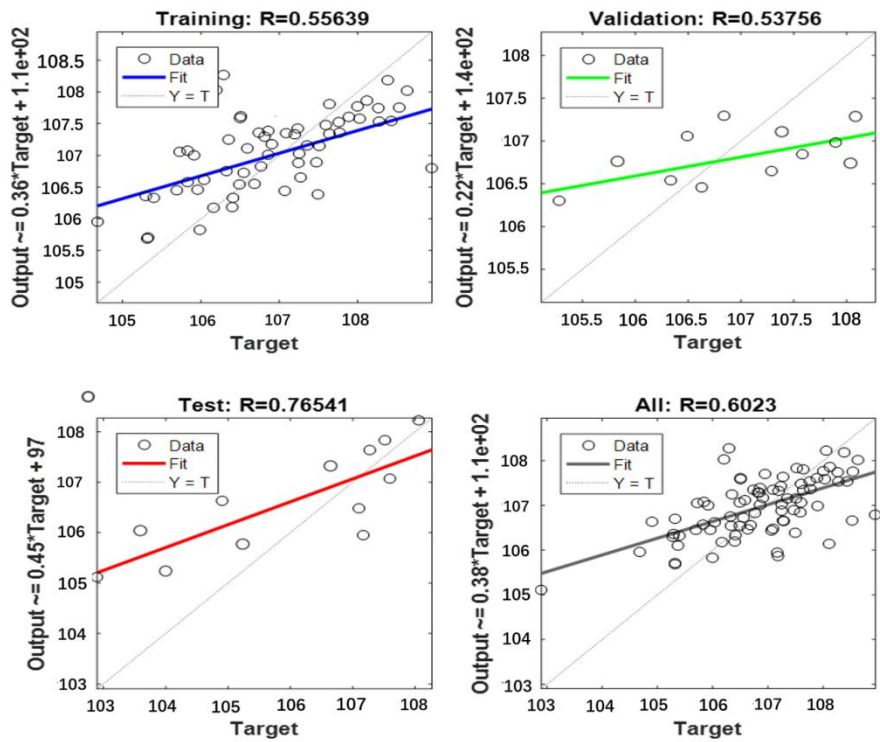


图 5-10 BP 神经网络拟合度曲线

(2) BP 神经网络的验证

从图 5-11 BP 神经网络的误差直方图中可以看到，神经网络模型的整体误差在 $[-0.03356 \sim 0.54990]$ ，整体的预测误差在可以接受的范围内。

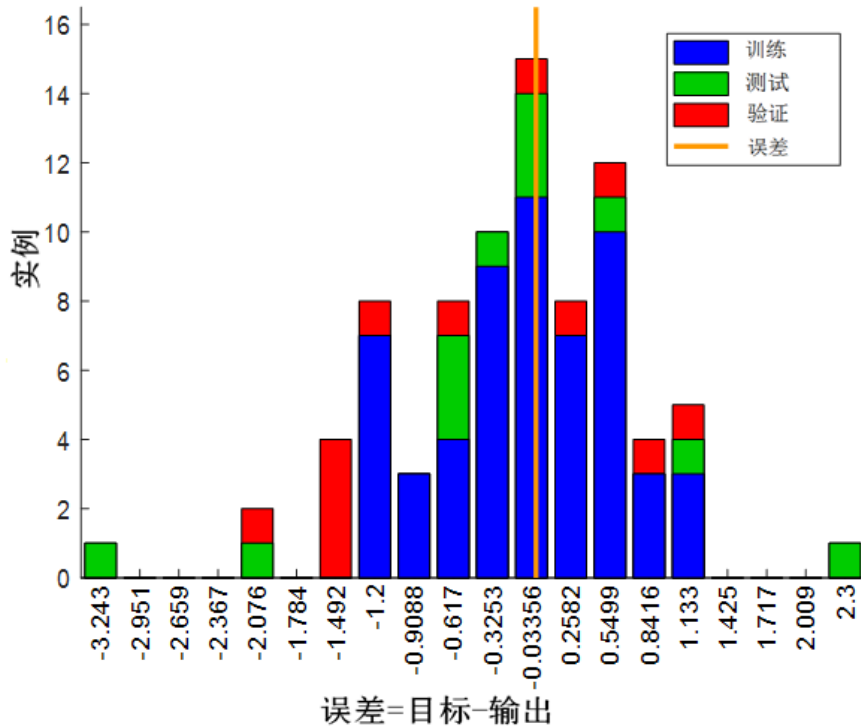


图 5-11 BP 神经网络误差直方图

通过以上各特性曲线及数据分析可以看出，该神经网络训练过程完整，数值拟合程度较好，数值预测准确，符合本文预测要求，该 BP 神经网络搭建成功。

5.3 离心泵降噪 BP 神经网络结构优化

BP 神经网络在理论构建和技术特性上已臻完善。其显著优势体现在强大的非线性映射功能和灵活的网络架构上。网络层数及每层的神经元数量可依据实际需求自由配置，并且网络结构的变化会直接影响其性能表现。然而，BP 神经网络也存在明显的局限性，即使是处理简单的任务，通常也要经过数百乃至上千次的学习迭代才能达到稳定状态，此外，它还有陷入局部最优解的风险。

2021 年问世的金枪鱼群优化算法 (TSO) 是一种创新的智能优化算法。此算法灵感来源于金枪鱼群独特的捕食方式，它们会构建成紧密的螺旋形态来追踪目标。不仅如此，金枪鱼群体间还存在着信息交流，每条鱼紧随其前者，使得信息

能在相邻个体间流畅传递。TSO 算法通过复制这种金枪鱼集体寻找食物的过程，来解决各类问题，展现出强大的优化性能和快速的收敛特性^[54]。现利用金枪鱼算法进行 BP 神经网络模型优化，通过得到全局最小的流动诱导噪声，然后反向推导出最优的结构参数组合^{[55]-[57]}。

5.3.1 TSO-BP 神经网络的搭建

图 5-12 是金枪鱼算法优化神经网络的迭代演化历程曲线，经过 50 代的演化，在第 17 代时逐渐趋于稳定，没有发生“早熟”和“过拟合”，适应值也是最优的。

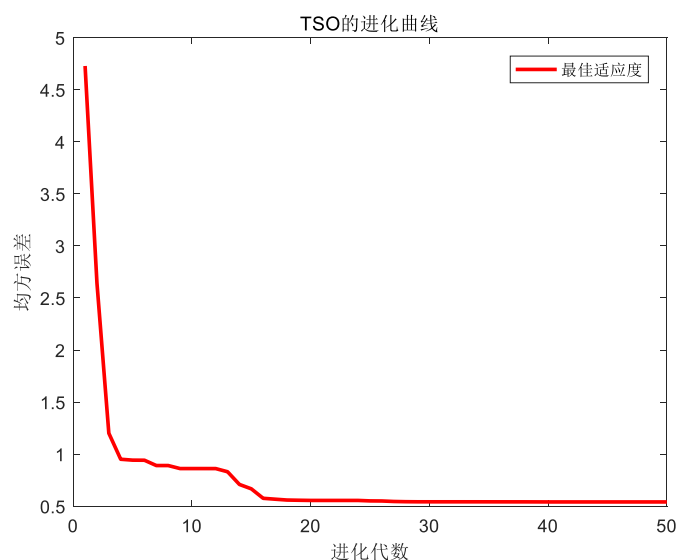


图 5-12 金枪鱼算法优化 BP 神经网络迭代进化过程曲线

采用 TSO 方法对 BP 神经网络进行了改进，使整个系统的性能有了很大的提高，仅迭代了 13 次即完成了神经网络的训练，效率得到显著提升。均方误差由 1.385 降低至 0.13002，综合回归 R 值从 0.6023 提升至 0.77009，优化效果明显，其拟合度曲线如图 5-13 所示。

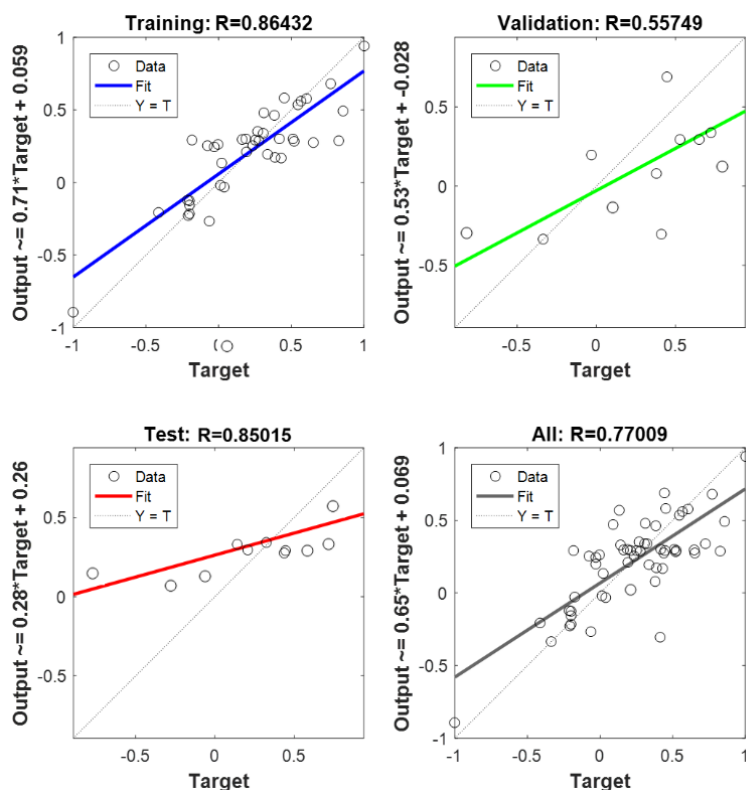


图 5-13 金枪鱼算法优化 BP 神经网络拟合度曲线

从图中可以看到，与 BP 神经网络相比 TSO-BP 的拟合效果得到了明显的提高，优化前后拟合回归系数值对比如表 5-7 所示。

表 5-7 优化前后神经网络拟合回归 R 值对比表

	训练集	验证集	测试集	综合
BP 神经网络	0.55639	0.53756	0.76541	0.60230
TSO-BP 神经网络	0.86432	0.55749	0.85015	0.77009

TSO 优化前后的 BP 神经网络预测值与真实值的比较曲线见图 5-14, TSO 优化前后的 BP 神经网络与真实值的比较图见图 5-15, 由图可见, 采用 TSO-BP 神经网络进行预测, 其预测精度高于 BP 神经网络, 并且误差波动幅度较小, 具有较好的稳定性。

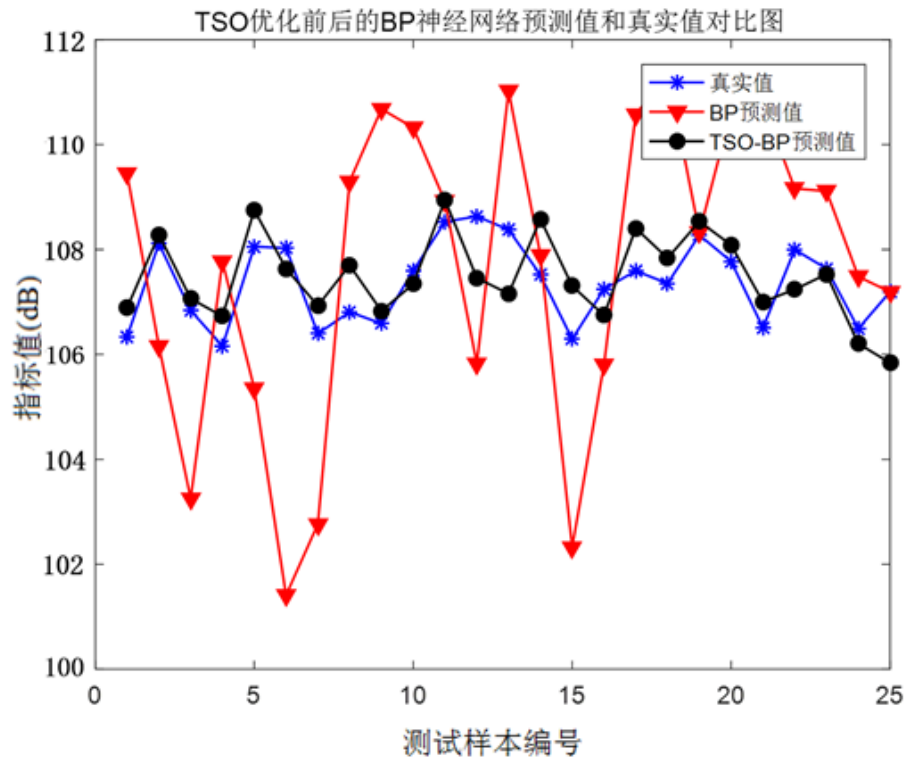


图 5-14 TSO 优化前后 BP 神经网络预测值和真实值对比图

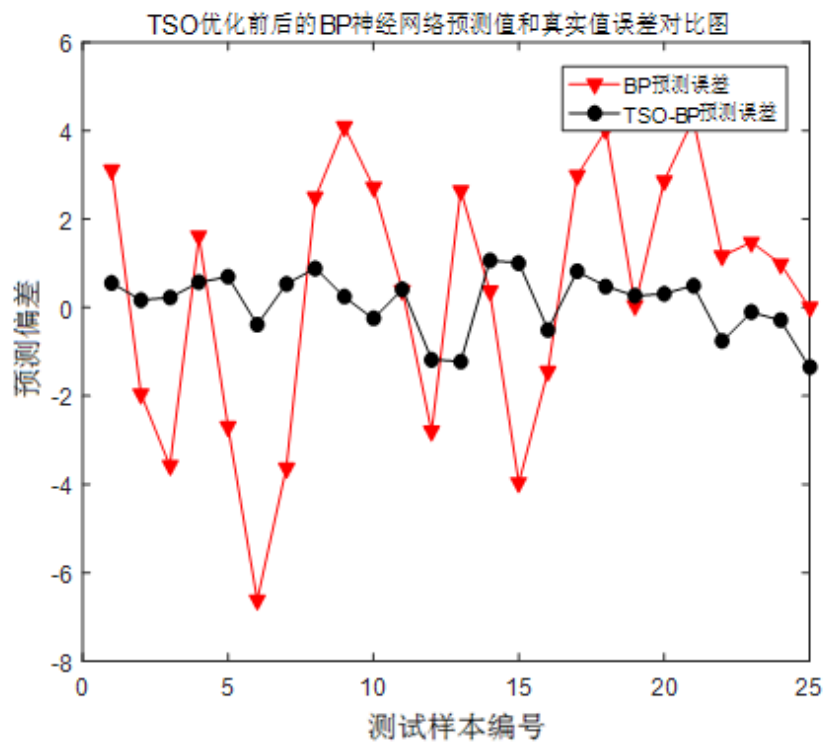


图 5-15 TSO 优化前后的 BP 神经网络预测值和真实值误差对比图

综合以上分析，采用金枪鱼算法对 BP 神经网络进行改进，使其收敛速度加

快，拟合误差小，预报准确性更高，说明采用金枪鱼算法对 BP 神经网络进行改进是有效的，该 TSO-BP 神经网络搭建成功。

5.3.2 基于 TSO-BP 的结构参数优化

将 5.2.1 节中设定的参数范围转换为 X 值输入至 TSO-BP 神经网络中，设定输出 Y 值为最小，用 TSO-BP 神经网络进行预测得到离心泵流动诱导噪声值为 102.155dB，其中分流叶片进口宽度为 12mm，分流叶片厚度为 3mm，分流叶片出口宽度为 10mm，分流叶片进口直径为 86mm。将各结构参数建模后用 Fluent 进行验证。

经过仿真模拟计算，得出了在这种结构参数的情况下，离心泵噪声可以达到 103.882 dB，与预测结果相差无几。通过与原设计方案的比较，发现离心泵的噪声从原来的 107.250 dB 下降到 103.882 dB，得到了显著的改善，如表 5-8 所示。

表 5-8 优化前后结果分析对比表

优化方法	分流叶片结构参数				仿真结果
	进口宽度	叶片厚度	出口宽度	进口直径	声压级
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(dB)
无优化方法	13	3	11	90	107.250
正交试验	13	3	12	95	104.907
TSO-BP	12	3	10	86	103.882

5.3 本章小结

本章通过正交试验得到以声压级为参考指标条件下的最佳结构组合参数为分流叶片的进口宽度 13mm、分流叶片厚度 3mm、分流叶片出口宽度 12mm 以及分流叶片进口直径 95mm；影响大小排序为：出口宽度>进口宽度>进口直径>叶片厚度。运用 MATLAB 软件对加权后的相关数据进行导入并进行曲线拟合，搭建了以分流叶片结构参数为输入、声压级为输出的 BP 神经网络并利用金枪鱼算法对 BP 神经网络进行优化，得到最优结构参数组合及最小的噪声声压级，该结果对应的分流叶片结构参数组合为分流叶片进口宽度为 12mm，分流叶片厚度为 3mm，分流叶片出口宽度为 10mm，分流叶片进口直径为 86mm。将该参数组

输入到 Fluent 中进行验证得到该结构参数组合下离心泵流动诱导噪声值为 103.882dB，与预测结果相差不大。

第 6 章 实验台的搭建与实验验证

本章在巢湖学院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分流叶片结构参数组合进行实验验证。

6.1 离心泵流动诱导噪声实验台

图 6-1 为离心泵噪声实验台布局图。该实验台架可进行离心泵噪声实验以及离心泵性能实验。

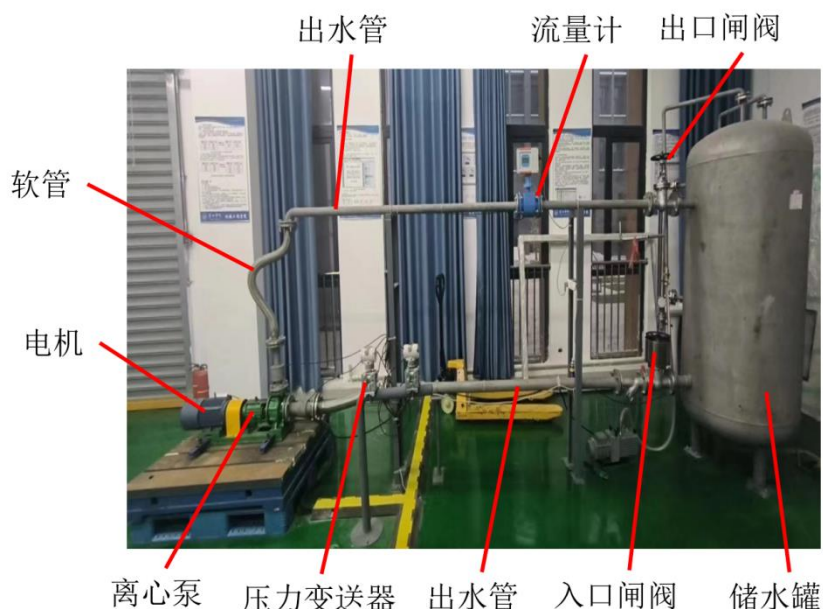


图 6-1 离心泵流动诱导噪声实验台布局图

离心泵实验台硬件组成主要包括水罐、不锈钢水管及软管、闸阀、流量计、压力传感器和声级计等。电机和实验用离心泵放置在减振基座上,以避免振动干扰。

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。



图 6-2 HS5660 系列精密脉冲声级计

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 6-3 所示为实验台所配套的实验测试系统。

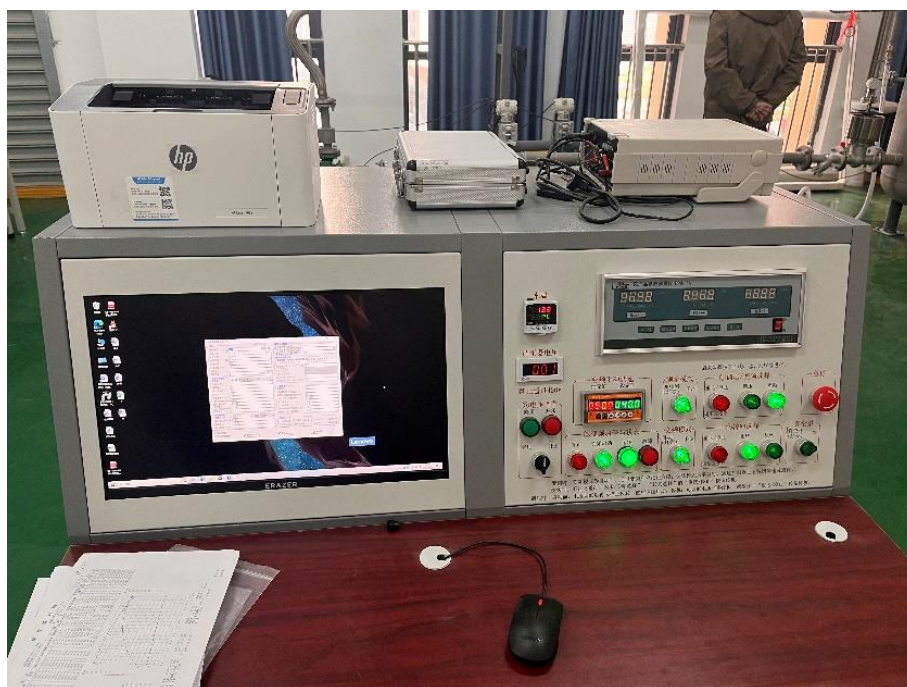


图 6-3 实验测试系统

6.2 实验用叶轮模型的打印

实验用叶轮为 3D 打印技术制作，选用的材料为 UTR9000，该材料颜色为白色，强度好，尺寸稳定性高，具有低收缩和优异的耐黄变性，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，UTR9000 材料性能参数见表 6-1。

表 6-1 UTR9000 材料性能参数

参 数	密度(g/cm³@ 25°C)	粘度 (cps@28°C)	固化深度 (mm)	临界曝光量 (mJ/cm²)	建造层厚 (mm)
值	1.13	355	0.145	9.3	0.1

如图 6-4 所示为 3D 打印叶轮实物，叶轮 1 为按照基础叶轮参数打印的，叶轮 2 为按照正交试验优化后的分流叶片结构参数组合所打印的，叶轮 3 为 TSO-BP 神经网络优化所得到的叶轮，利用这 3 个叶轮进行实验以验证前文的理论结果。



图 6-4 实验用叶轮实物

叶轮与泵轴通过平键所连接，如图 6-5 所示。平键连接具有结构简单、装拆方便、对中性好的优点。



图 6-5 叶轮装配示意图

6.3 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。

6.3.1 实验步骤

离心泵噪声实验步骤如下：

- (1) 连接好实验仪器，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。

6.3.2 数据处理

噪声实验完成之后，得到了三组噪声数据和压力数据，如表 6-2 和表 6-3。

表 6-2 实验数据——噪声

时间/s	声压级/dB		
	叶轮 1	叶轮 2	叶轮 3
2	107.9	106.9	106.5
4	108.5	107.5	107
6	108.7	107.1	106.6
8	108.9	107.2	106.5
10	109.3	106.9	106.2
12	109.5	106.6	107.4
14	109.2	106.8	106.7
16	108.1	105.6	106.9
18	108.2	106.8	106.5
20	108.5	106.5	107.2
22	108.9	106.1	106.3
24	108.2	107.1	106.9
26	109.1	107.7	105.5
28	108.6	107.2	106.4
30	107.3	107.3	106.3
32	107.5	108	106.4
34	107.2	107.1	106
36	107.8	107	106
38	107.8	106.5	106.3
40	107.9	107.3	106.5
42	109	107.3	106.1
44	108.5	107.7	105.2
46	108.1	106.9	105.5
48	107.7	106.8	105.4

50	107.8	106.5	106
52	108.7	106.8	105.6
54	108.5	106.7	105.9
56	108.5	106.8	106.2
58	109.1	107.2	105.6
60	109.1	107	105.4
62	108.5	106.8	105.4
64	108.2	106.8	104.8
66	108.2	106.9	105.2
68	108.8	106.8	104.8
70	107.9	106.8	104.7
72	108.6	106.3	105.3
74	108.1	106.7	107.8
76	108.8	106.6	106.5
78	108.7	107.3	106.3
80	109.3	106.3	105.6
82	107.3	106.1	105.2
84	107.9	105.5	104.9
86	107.5	106.5	105.2
88	108.9	106.6	105.1
90	109	106.5	104.8
92	109.5	106.9	105.5
94	108.4	106.6	104.9
96	108.2	106.5	105.7
98	108.6	106.9	105.7
100	108.1	107.1	105.9
102	108.3	107.2	105.5
104	107.9	107.1	105.9
106	108.6	107.2	105.8

108	107.6	107.2	105.5
110	108.2	107.1	105.8
112	108.5	107.2	105
114	108	107	105.2
116	108.2	106.3	105
118	108.6	106.6	105.5
120	108.6	106.8	105.4
声压级幅值/dB	109.5	108	107.8
声压级均值/dB	108.4	106.9	105.8

表 6-3 实验数据——进出口压力

时间/s	叶轮 1		叶轮 2		叶轮 3	
	入口压力	出口压力	入口压力	出口压力	入口压力	出口压力
	/kPa	/kPa	/kPa	/kPa	/kPa	力/kPa
5	-20.36	115.13	-20.87	114.41	-20.95	109.20
10	-20.41	114.97	-20.93	113.96	-20.87	109.27
15	-20.31	114.99	-20.87	114.37	-20.92	109.09
20	-20.24	115.02	-20.84	114.34	-21.06	108.92
25	-20.34	114.97	-20.98	114.11	-20.84	109.50
30	-20.43	114.72	-20.84	114.19	-20.84	109.10
35	-20.38	114.84	-20.9	114.1	-20.90	108.87
40	-20.43	114.76	-20.85	114.15	-21.00	108.75
45	-20.18	114.90	-20.78	114.18	-20.90	108.93
50	-20.36	114.70	-20.64	114.23	-20.84	108.90
55	-20.36	114.63	-20.86	114	-20.87	109.02
60	-20.30	114.73	-20.82	113.93	-20.97	108.70
65	-20.37	114.38	-20.89	113.83	-20.74	108.86
压力差幅值/kPa	135.49		135.28		130.34	
压力差平均值/kPa	135.17		134.99		129.91	

根据上述表格中的相关数据,可以绘制噪声-时间曲线图和压差时间曲线图,

如图 6-6 和图 6-7 所示。

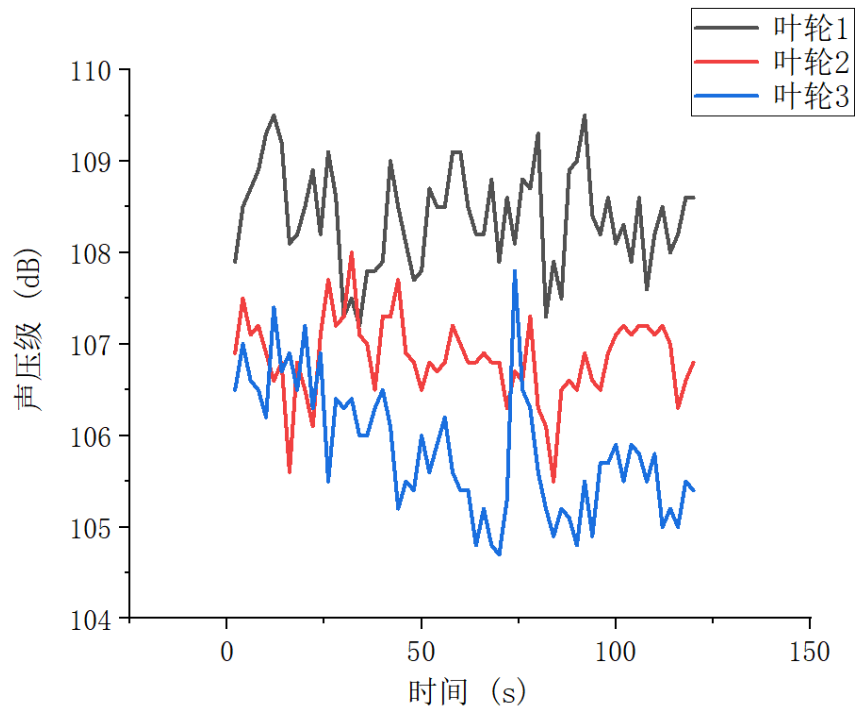


图 6-6 噪声-时间关系图

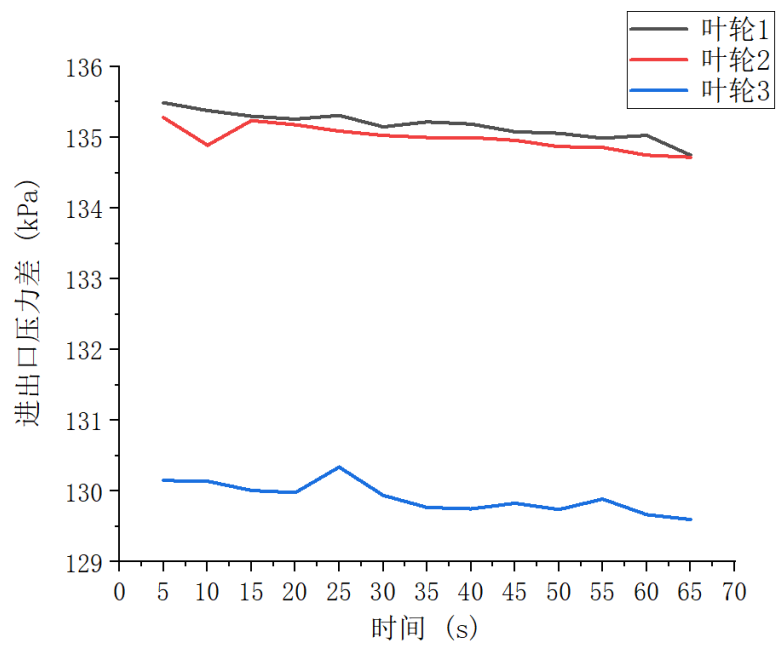


图 6-7 进出口压差-时间关系图

6.4 实验结论

由表 6-2 的相关数据计算可知：正交试验优化后的叶轮比基础叶轮的噪声声压级幅值降低了 1.5dB，经过 TSO-BP 神经网络优化后的叶轮比基础叶轮的噪声声压级幅值降低了 1.7dB，实验叶轮的声压级幅值大小排序为：叶轮 1>叶轮 2>叶轮 3。正交试验优化后的叶轮比基础叶轮的噪声声压级均值降低了 1.5dB，经过 TSO-BP 神经网络优化后的叶轮比基础叶轮的噪声声压级均值降低了 2.6dB，实验叶轮的声压级均值大小排序为：叶轮 1>叶轮 2>叶轮 3。

由表 6-3 的相关数据计算可知：正交试验优化后的叶轮比基础叶轮的进出口压力差幅值降低了 0.21kPa，经过 TSO-BP 神经网络优化后的叶轮比基础叶轮的进出口压力差幅值降低了 5.19kPa，实验叶轮进出口压力差幅值大小排序为：叶轮 1>叶轮 2>叶轮 3。正交试验优化后的叶轮比基础叶轮的进出口压力差均值降低了 0.18kPa，经过 TSO-BP 神经网络优化后的叶轮比基础叶轮的进出口压力差均值降低了 5.26kPa，叶轮的的压力差均值大小排序为：叶轮 1>叶轮 2>叶轮 3。

由图 6-6 和图 6-7 也可以看出叶轮噪声声压级的整体趋势和进出口压力差的整体趋势也是叶轮 1>叶轮 2>叶轮 3，实验可以看出离心泵内部的压力波动特征和离心泵噪声特征是相符的。经过实验可以验证前文的理论结果，得出利用金枪鱼算法对 BP 神经网络进行优化所得到的结构参数组合为最优组合，即分流叶片进口宽度为 12mm，分流叶片厚度为 3mm，分流叶片出口宽度为 10mm，分流叶片进口直径为 86mm。

6.5 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噪声实验台上，进行了噪声实验，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，并且利用金枪鱼算法对 BP 神经网络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分流叶片最优参数组合的噪声升高了约 4dB。

(2) 经过对比，实验结果与模拟结果存在显著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：①实验泵拆装导致泄漏；②由于经费有限，

打印叶轮时选用的是塑料而不是金属；③叶轮参数的改变对离心泵噪声可能本身影响就不大，考虑真正影响离心泵噪声的是蜗壳参数的变化。

第 7 章 总结与展望

7.1 总结

本文对离心泵进行水力设计,研究分流叶片的结构参数对离心泵流动诱导噪声的影响,并通过算法对离心泵分流叶片的结构参数进行优化得到最优的结果,最后进行实验验证。本文主要结果结如下

(1) 利用速度系数法,按设计参数($Q=25\text{m}^3/\text{h}$, $H=20\text{m}$, $n=2900\text{r}/\text{min}$)进行离心泵关键零件的设计,利用 Auto CAD 2018、SolidWorks 2021 等软件,分别绘制了各零件的 2D 工程图和 3D 模型图。

(2) 利用 Fluent 软件对已剖分的网格文件进行处理,选取合适的边界条件及控制方程,并对其进行数值模拟。采用 Fluent 有限元分析软件对其进行数值模拟,获得了泵内静压云图和噪声频谱图。

(3) 研究了在其它结构参数相同的情况下,分流片厚度对离心泵流场特性的影响。由模拟得到的流场静压分布图可知,在其他参数不变的情况下,通过增加分流叶片的厚度,静压差总体上是持续增大的。通过对不同分流叶片厚度下各监测点声压级变化的图表进行分析得出:当分流叶片厚度增加时,声压级振幅先升高后稳定;

(4) 研究了在其它结构参数相同的情况下,分流叶片入口宽度对离心泵噪声的影响。由模拟得到的流场静压分布曲线可以看出,随着分流叶片入口宽度的增大,泵内静压差总体上是先增大后减小,再逐渐趋于稳定。通过对 S_3 监测点不同分流叶片入口宽度对噪声级幅值的影响规律的研究得出:当分流叶片入口宽度小于 14mm 时,离心泵噪声变化不大;当分流叶片入口宽度大于 14mm 时,离心泵噪声急剧增加。

(5) 以离心泵的噪声为评估指标,采用极差分析法对正交试验中的有关数据进行了分析和处理,得出了各个结构参数对评估指标的影响程度。通过试验研究,得到了减小离心泵噪声的最优结构组合参数。

(6) 根据正交试验结构,采用最小二乘法,构建数学模型。构建 BP 神经网络并采用金枪鱼算法进行算法优化,得到最小的噪声声压级,获得分流叶片进口

宽度为 12mm，分流叶片厚度为 3mm，分流叶片出口宽度为 10mm，分流叶片进口直径为 86mm 的最优结构参数组合。通过比较发现，用该方法进行的优化结果是最优解。

(7) 实验结果表明离心泵内部的压力波动变化和离心泵噪声波动变化是相符的，验证了前文利用金枪鱼算法对 BP 神经网络进行优化所得到的结构参数组合为最优。

本文主要创新点如下：

(1) 提出了离心泵分流叶片厚度对离心泵声压级影响规律。采用 ANSYS 有限元分析软件，对离心泵流场进行了数值模拟，通过对实验数据的分析，在分流叶片其它参数不变的基础上增大分流叶片厚度后，声压级幅值呈现上升然后趋于平稳的趋势。

(2) 研究了分流叶片入口宽度对离心泵噪声特性的影响规律。通过模拟、实验并对实验数据分析，可以发现不同结构参数对离心泵噪声的影响程度，当分流叶片入口宽度小于 14mm 时，离心泵噪声变化不大；当分流叶片入口宽度大于 14mm 时，离心泵噪声急剧增加。

(3) 建立了具有分流叶片离心泵的降噪结构优化模型，提出了具有分流叶片的离心泵结构参数 BP 神经网络优化方法。

7.2 展望

噪声问题在水力机械领域中的重要性和复杂性已引起众多学者的浓厚兴趣，尤其是离心泵噪音的产生，它常常与泵的动态干涉、振动及空化现象紧密相关。本文专注于探究分流叶片结构参数对离心泵噪声的影响，旨在寻找减小噪音的方法。然而，由于研究时间和成本的制约，对离心泵噪声的深入探讨仍有待加强，未来计划从以下几方面展开：

(1) 本研究局限于带有分流叶片的离心泵内部声场流动噪声，下一步可以扩展到研究泵产生的机械噪声在外部声场中的传播规律和衰减特性。

(2) 在当前研究中，离心泵噪声的分析基于常温流体，但在实际运行中，流体温度并非恒定。因此，后续工作将考虑温度变化对流场和声场的影响，以更全面地理解离心泵的工作特性。

参考文献

- [1] 刘晓良,祁大同,马健峰等.改变蜗壳宽度对离心风机气动噪声影响的数值计算与试验研究[J].西安交通大学学报,2008(11):1429-1434.
- [2] Ning Zhang, Ming Yang, Bo Gao, et al. Experimental and numerical analysis of unsteady pressure pulsation in a centrifugal pump with slope volute[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2015, 29(10):4231-4238.
- [3] Jianping Yuan, Aixiang Ge, Wei Sun, et al. A Study of Flow-Induced Noise in the Volute of Centrifugal Pump Based on Sysnoise[J]. Advanced Materials Research, 2012,468-471:643-649.
- [4] Jing Yan, Zanao Hu, Xiaobing Liu, et al. Geometric parameters numerical calculation for energy saving volute cross sections of centrifugal pumps based on conservation of angular momentum[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2017, 33(20):56-60.
- [5] Yi Tao, Shouqi Yuan, Jianrui Liu, et al. Influence of Cross-Sectional Flow Area of Annular Volute Casing on Transient Characteristics of Ceramic Centrifugal Pump[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2019(1).
- [6] Hao Pang, Defa Wu, Yipan Deng, Qian Cheng, Yinshui Liu. Effect of working medium on the noise and vibration characteristics of water hydraulic axial piston pump [J]. Applied Acoustics, Volume 183, Issue. 2021.
- [7] Sundström Elias, Bernhard Semlitsch, Mihai Mihăescu. Acoustic signature of flow instabilities in radial compressors[J]. Journal of Sound and Vibration, 2018, 434:221-236.
- [8] 倪吉宝.离心泵振动噪声分析及声优研究[J]. 科技创业家. 2013(08):73.
- [9] 谈明高,张景,刘厚林,王勇,黄浩钦.叶片不等间距对离心泵水动力噪声的影响[J].农业机械学报,2016,47(02):22-27,34.
- [10] 汪瑞欣,赵振宙,王同光,等.锯齿尾缘 DU91-W2-250 风力机翼型气动及噪声特性分析[J]. 太阳能学报,2020, 41(12):221-228.
- [11] 冷琳,杨爱玲,陈二云.雷诺数对倾斜锯齿尾缘叶片气动及噪声特性的影响研究[J].热能动力工程,2020, 35(07):177-184,222.

- [12] 王雷,刘小民,刘刚,等.轴流风机仿生耦合叶片降噪机理研究[J].西安交通大学学报,2020,54(11):81-90.
- [13] 李疆鸿,肖恩胜,李明,等.基于正交试验的轴流风扇叶片仿生设计与分析[J].中国新技术新产品,2020(02):15-17.
- [14] 程颖颐,乔渭阳,陈伟杰,等.基于仿生学结构的翼型降噪实验研究[J].工程热物理学报,2018, 39(10):2159-2170.
- [15] Hexuan Hu, Bo Tang, Ye Zhang. Application of the bionic concept in reducing the complexity noise and drag of the mega high-speed train based on computer simulation technologies[J]. Complexity, 2018, (2018).
- [16] Liming Wu, Xiaomin Liu, Menghao Wang. Effects of bionic volute tongue on aerodynamic performance and noise characteristics of centrifugal fan used in the air-conditioner[J]. Journal of Bionic Engineering, 2020, 17(4): 780-792.
- [17] 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.
- [18] 袁寿其,司乔瑞,薛菲,袁建平,张金凤.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(2): 69-117: 93-98.
- [19] 王家斌,陈佳,袁寿其,裴吉,孟凡.双吸双蜗壳离心泵隔舌处的压力脉动特性[J].排灌机械工程学报, 2016,34(04):283-289.
- [20] 王文杰,邓起凡,裴吉,袁寿其,张本营.双吸离心泵压力脉动特性数值模拟及试验研究[J].振动与冲击, 2020,39(19):107-113,120.
- [21] 熊仲营,邓稼琦,王梦豪,杨罗娜,孙利校.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.
- [22] 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.
- [23] 王振宇,杨爱玲,戴韧.离心泵流动诱导噪声的数值预测. 机械工程学报[J]. 2012,48(1): 27-33.
- [24] 谭永学,王宏光,杨爱玲,王镇宇.离心泵水动力噪声预测[J]. 上海理工大学学报[J]. 2011, 33(1): 89-94.
- [25] O. B. 亚列缅科. 泵试验[M].天津:机械工业出版社, 1980.

- [26] Holl, J. William, Wood, Glenn M. Symposium on caviatation research facilities and techniques[M]. ASME. 1964, 21: 60-76.
- [27] H. C. Simpson, R. Macaskill, T. A. Clark. Generation of hydraulic noise in centrifugal pumps[C]. Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers. 1966.
- [28] Akinori Furukawa, Hisasada Takahara, Takahiro Nakagawa, Yusuke Ono. Pressure fluctuation in a vaned diffuser downstream from a centrifugal pump impeller[J]. International Journal of Rotating Machinery Volume. 2003, 4: 285-292.
- [29] 欧阳华,钟芳源.叶轮机械气动噪声及周向前弯动叶降噪技术的研究[J].风机技术, 2002(05):11-15.
- [30] 谈明高,张景,刘厚林,王勇,黄浩钦.叶片不等间距对离心泵水动力噪声的影响[J].农业机械学报,2016,47(02):22-27,34.
- [31] 姚志峰,王福军,肖若富,严海军,刘竹青,王敏.离心泵压力脉动测试关键问题分析[J].排灌机械工程学报,2010,28(03):219-223.
- [32] Qiaorui Si, Chunhao Shen, Xiaoke He, Hao Li, Kaile Huang, Jianping Yuan. Numerical and experimental study on the flow-induced noise characteristics of high-speed centrifugal pumps[J]. Applied Sciences, 2020, 10(9): 3105.
- [33] 袁寿其,杨勇,袁建平,等.离心泵内部流动诱导噪声测试系统设计[J]. 排灌机械, 2009, 27(1): 10-14.
- [34] 谈明高,王勇,刘厚林,等.叶片数对离心泵内流诱导振动噪声的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2012, 30(02): 131-135.
- [35] 刘厚林,王勇,袁寿其,等.叶轮出口宽度对离心泵流动诱导振动噪声的影响[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2012, 40(01): 123-127.
- [36] 关醒凡.现代泵理论与设计[M].中国宇航出版社,2011.
- [37] 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].安徽工程大学,2019.
- [38] 《离心泵设计基础》编写组.离心泵设计基础[M].机械工业出版社,1974.
- [39] 王琳. 基于流固耦合作用的动叶可调轴流风机振动噪声特性与噪声控制技术研究[D]. 山东大学,2021.
- [40] 朱启培. 基于流固耦合的离心泵叶轮动态特性分析[D].武汉工程大学,2022.
- [41] 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.

- [42] 王秋阳.离心式海水泵流噪声仿真与实验研究[D].哈尔滨工程大学,2011.
- [43] 曾耀宗,张曼斐,张宏,包春辉.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.
- [44] Weaver Dustin Steven, Mišković Sanja. CFD-DEM validation and simulation of gas-liquid-solid three phase high-speed jet flow[J]. Chemical Engineering Research and Design. 2024,201:561-578.
- [45] Qidi Ke, Lingfeng Tang, Wenbin Luo, Jingzhe Cao. Parameter optimization of centrifugal pump splitter blades with artificial fish swarm algorithm[J]. Water, 2023, 15(10): 1806.
- [46] 沈海军,吴宏飞.基于正交试验及 CFD 的低比转速离心泵优化设计[J]. 装备制造技术.2023, 2023(09):41-44.
- [47] 张相志,王彦伟,胡家顺.离心泵叶轮的参数优化[J]. 湖北工业大学学报. 2019,34(04):8-13.
- [48] 谈寅武.基于 CFD 流场分析的塑料离心泵的汽蚀性能优化研究[D].安徽工程大学,2016.
- [49] Wang Yuqin, Huo Xinwang. Multiobjective optimization design and performance prediction of centrifugal pump based on orthogonal test[J]. Advances in Materials Science and Engineering. 2018,2018(2018):1-10.
- [50] 田东文,白春燕,肖颖.基于最小二乘支持向量机的扫描仪特征化[J]. 包装工程,2020,41(09):222-225.
- [51] 吴凌云.基于 Moldflow 和 BP 神经网络的网络通信中继器注塑模具工艺优化[J].塑料科技,2021,49(04):86-89.
- [52] 李帅.基于 BP 神经网络的铝型材挤压模具优化研究[J].现代工业经济和信息化,2016,6(07):68-69.
- [53] 杨庆华,占伟涛,吴海伟,王志恒,鲍官军.基于正交试验、BP 神经网络和遗传算法的冷挤压模具优化设计方法[J].浙江工业大学学报,2015,43(03):251-256.
- [54] 吴荣生.多策略金枪鱼群算法及其应用[J]. 绵阳师范学院学报. 2023,42(11):81-88.
- [55] Sahoo A K, Jeet S, Bagal D K, et al. Parametric optimization of CNC-drilling of Inconel 718 with cryogenically treated drill-bit using Taguchi-Whale optimization algorithm[J]. Materials Today: Proceedings, 2022, 50: 1591-1598.
- [56] Challan M, Jeet S, Bagal D K, et al. Fabrication and mechanical characterization of red mud

- based Al2025-T6 MMC using Lichtenberg optimization algorithm and Whale optimization algorithm[J]. Materials Today: Proceedings, 2022, 50: 1346-1353.
- [57] 向莹,张祺.基于 WOA-Kriging 算法的钛合金切削力预测数学模型研究[J].机电工程,2020,37(07):789-794.
- [58] Johann Friedrich G 侯 lich. Centrifugal pumps[M]. Berlin: Springer 鄂 Verlag Berlin Heidelberg, 2008.
- [59] Igor J, Karassik, Joseph P Messina, et al. Pump handbook[M]. New York: McGraw Hill, 2001.
- [60] Lobanoff Val S. Centrifugal pumps: design & application[M]. Houston: Gulf Publishing Company, 1992.
- [61] 张金凤,袁野,叶丽婷,张伟捷.带分流叶片离心叶轮机械研究进展[J] 流体机械. 2011,39(11): 38-44.
- [62] 蔡增基, 龙天渝. 流体力学泵与风机[M].中国建筑工业出版社,1999.
- [63] 闻庆墨. 塑料离心泵传动系统优化及其减振研究[D].安徽工程大学,2021.
- [64] 郎大鹏. 叶片出口角对离心泵流动诱导噪声影响的研究[D].上海理工大学,2013.
- [65] 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.
- [66] 杨克帆. 后轮罩外板冲压模具成形参数优化及其寿命研究[D].安徽工程大学,2023.

攻读硕士期间发表的学术成果

1. 论文发表情况

- [1] Lili Zhang , Lingfeng Tang, Qingzhao Wen Study on Optimization of Pump Shaft Transmission System of Plastic Centrifugal Pump [J]. Journal of Engineering, 2022. (ESCI)
- [2] Lili Zhang , Lingfeng Tang, Qingzhao. Research on Vibration Reduction in the Transmission System of Plastic Centrifugal Pump [J]. Applied Sciences, 2024. (SCI)

2. 专利发表情况

- [1]方旭,王幼民,卢娜,宫国庆,张丽丽.一种人为操作控制器的自动旋转书架:中国,CN202111394980.4 [P]. 20220304 （发明专利实审）

致谢

时光匆匆，犹如白驹过隙，转眼间我的硕士生涯即将画上句号，行已至此，万幸所遇皆良人。三年里我无数次怀疑过自己辞职读研的选择是否正确，在我迷茫之际是我的导师、我的家人、我的同门和朋友给予我无私的帮助与支持，我才得以走到现在。

感谢唐铃凤教授和王幼民教授的耐心教诲，是你们的包容与鼓励让原本就不够聪慧的我在遇到困难时总能顺利渡过难关，你们的关怀与帮助，我将永远铭记在心。

感谢妈妈徐继玲、姥姥肖太珍、先生江天赋，每当我迷茫和困惑，想到你们的时候我就找到了前进的方向，你们就像灯塔一样，在黑暗中发出明亮的光芒，让我在挫折和困难中找到勇气。我的宝宝江蕊一，妈妈真的很爱你啊，想放弃的时候抱抱你就有了坚持下去的力量，妈妈希望你一生平安顺遂、快乐无忧。

感谢师兄杨克帆、罗文彬等等，感谢我的同门柯启迪、王鲁、杨凯、宫国庆、方旭、卢娜，感谢我的师弟师妹以及同班同学，我们一起探讨学术问题，分享生活点滴，相互激励，共同成长，彼此之间的鼓励、支持和帮助，让我感受到了友谊的温暖和力量。这段宝贵的经历将成为我人生中难以忘怀的美好回忆。

感谢我的朋友巫小燕和陈清清，三年时间里我们共同分享喜怒哀乐，一起探讨人生的意义和价值，一起追求梦想和目标。你们的陪伴和支持，让我感受到了友谊的温暖和力量。在未来的日子里，无论我们身在何处，无论我们遇到什么困难和挑战，我相信我们都会彼此支持，共同前行。

再次感谢所有陪伴我走过这段路的人，愿你们幸福安康，万事如意！

尚德敏学 唯实惟新

