

分类号: TH311

密 级: 公开

学校代码: 10363

学 号: 2210110117



安徽工程大学

Anhui Polytechnic University

硕士学位论文

题 目 低比速塑料离心泵边界层控制
优化及排挤性能研究

论 文 作 者 柯启迪
指 导 教 师 唐铃凤 教授
学 科 (专 业) 机械工程
研 究 方 向 流体机械设计与控制

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：2210110117

低比速塑料离心泵边界层控制优化及排挤性能研究

BOUNDARY LAYER CONTROL OPTIMIZATION AND
CROWDING PERFORMANCE OF LOW SPECIFIC SPEED
PLASTIC CENTRIFUGAL PUMP STUDY

学生姓名： 柯启迪

校内导师： 唐铃凤 教授

专 业： 机械工程

研究方向： 流体机械设计与控制

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：柯启迪

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：柯启迪

指导教师签名：王振武

日期：2024 年 5 月 31 日

日期：2024 年 5 月 31 日

低比速塑料离心泵边界层控制优化及排挤性能研究

摘 要

低比速离心泵为满足高扬程的输送需求而受制于狭长流道结构带来的高额圆盘摩擦，其尾部逐渐加厚的边界层难免会出现脱流从而导致涡能耗散与流动阻力增加。因此有效地控制过流部件中边界层的稳定性是确保泵机高效、稳定运行的重要因素。

本文旨在掌握叶轮尾缘回流区流动状况受边界层影响的规律并遴选出兼顾综合性能的边界层优化方法。对低比速离心泵内外特性展开研究，力图在明晰过流部件内部紊流机理的基础上，采用流动减阻理论指导数值模拟并与实验验证相结合的系统方案，围绕仿生沟槽表面工艺、智能算法下的分流叶片结构设计以及开缝叶轮的回流槽效用进行了深入研究，归纳了宏微观排挤系数更变诱发水力外特性异化的规律。本文主要研究工作内容如下：

（1）设计了一套完整的研究用低比速离心泵过流部件参数并根据其运动特征配套选用了相应的计算流体动力学方法。经检验得所选湍流模型与网格处理手段是精确致信的。

（2）基于外流减阻经验与仿生表面的“第二涡群”理论，探究了低比速离心泵边界层增效的仿生表面结构。将仿蛤蜊壳的 Space-V 型凹槽添置于叶轮尾部，对不同参数式样的沟槽截面进行了动静特性分析，发现此工艺在额定工况下最多能得到 2.59% 的扬程性能提升。通过 Q 准则耦合湍流动能云图识别了沟槽近壁区的旋涡与条带状态，

确凿了仿生结构的正向效用。针对仿生结构引发的驼峰恶化现象，提出仿生结构需与有陡降扬程特性的叶轮相结合的工程建议。

(3) 在上述最优仿生表面结构的基础上通过人工鱼群智能算法优化设计了分流叶片。通过 CFD 仿真结果指出了制约水泵性能的关键因素，将所试离心泵的性能指标用最小二乘法拟合后经 AFSA 算法寻优，经 FLUENT 数值模拟确认优化后的模型性能更具优势，并且可额外改善主叶片进口的气蚀状况与蜗壳流道的通畅度。

(4) 证实并评价了回流槽叶轮的被动射流控制对紊流矫正的有效性，其中合理的开缝几何参数对流动中央的回流区有显著的压制效果。依据空气动力学领域中机翼减阻的经验在叶轮尾缘安置回流槽，期望吹走滞留液来达到水泵性能优化，并用流线出口速度三角形证明了理论的可靠性。通过熵权 TOPSIS 法对正交试验的开缝叶片离心泵进行多目标分析，得到了兼顾扬程与效率的一款开缝方法。

(5) 采用真机实验以测试本文优化策略的正确性。通过经调试校准的 TPA-3A 闭式水泵性能测试系统对材料为 C-UV9400 树脂的叶轮进行全流量性能测试。经检验，本文的边界层控制方法确能起效。

关键字：低比速离心泵，边界层控制，仿生表面，分流叶片，CFD 仿真，人工鱼群算法

BOUNDARY LAYER CONTROL OPTIMIZATION AND CROWDING PERFORMANCE OF LOW SPECIFIC SPEED PLASTIC CENTRIFUGAL PUMP STUDY

ABSTRACT

In order to meet the transportation demand of high head, the low-specific-speed centrifugal pump is subject to the high-level disc friction caused by the long and narrow flow channel structure. The gradually thickened boundary layer at its tail will inevitably turbulent, resulting in eddy energy dissipation and increased flow resistance. Therefore, effectively controlling the stability of the boundary layer in the flow components is an important factor to ensure the efficient and stable operation of the pump.

The purpose of this thesis is to master the law of the influence of the boundary layer on the flow condition of the impeller trailing edge recirculation zone and select the boundary layer optimization method that takes into account the comprehensive performance. The internal and external characteristics of low specific speed centrifugal pump were studied. On the basis of clarifying the internal turbulence mechanism of the flow components, the flow drag reduction theory was used to guide the numerical simulation and combined with the experimental verification.

The bionic groove surface process, the structure design of the splitter blade under the intelligent algorithm and the utility of the return groove of the slotted impeller were studied in depth, and the law of the alienation of hydraulic external characteristics induced by the change of macro and micro crowding coefficient was summarized. The main research contents of this thesis were as follows:

In chapter 2, a complete set of low specific speed centrifugal pump flow component parameters was designed and the corresponding computational fluid dynamics method was selected according to its motion characteristics. It was verified that the selected turbulence model and grid processing method were accurate.

In chapter 3, based on the experience of drag reduction by outflow and the “second vortex group” theory of bionic surface, the bionic surface structure of boundary layer efficiency of low specific speed centrifugal pump was explored. The Space-V groove of the imitation clam shell was added to the tail of the impeller, and the dynamic and static characteristics of the groove sections of different parameter patterns were analyzed. It was found that this process can improve the head performance by up to 2.59% under rated conditions. The vortex and stripe states in the near-wall region of the groove were identified by the Q criterion coupled with the turbulent kinetic energy cloud map, and the positive effect of bionic structure was confirmed. In view of the hump deterioration caused

by the bionic structure, it was proposed that the bionic structure should be combined with the impeller with steep drop head characteristics.

In chapter 4, on the basis of retaining the optimal bionic surface structure in chapter 3, the splitter blade was optimized and designed by artificial fish swarm intelligent algorithm. Through the CFD simulation results, the key factors restricting the performance of the pump were pointed out. The performance index of the centrifugal pump was fitted by the least square method and optimized by the AFSA algorithm. The FLUENT numerical simulation confirmed that the optimized model performance has more advantages, and can additionally improve the cavitation condition at the inlet of the main blade and the patency of the volute flow channel.

Chapter 5 confirmed and evaluated the effectiveness of the passive jet control of the backflow groove impeller for turbulence correction, in which the reasonable slotted geometric parameters had a significant suppression effect on the backflow zone in the center of the flow channel. According to the experience of wing drag reduction in the field of aerodynamics, the backflow groove was placed at the trailing edge of the impeller, and it was expected to blow away the retention liquid to achieve the performance optimization of the pump, and the reliability of the theory was proved by the velocity triangle of the streamline outlet. The multi-objective analysis of the performance of the centrifugal pump with

slotted blades in the orthogonal test was carried out by the entropy weight TOPSIS method, and a slotted method considering both head and efficiency was obtained.

Chapter 6 verified the correctness of the optimization strategy through experiments. Through the full flow performance test of the impeller made of C-UV9400 resin by the TPA-3A closed pump performance test system calibrated by debugging, the effectiveness of the boundary layer control method in this thesis was verified.

Ke Qidi (Mechanical Engineering)

Supervised by Tang Lingfeng

KEY WORDS: Low specific speed centrifugal pump, boundary layer control, bionic surface, splitter blade, CFD simulation, artificial fish swarm algorithm

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 边界层控制的现有工作.....	2
1.3 低比速离心泵的研究近况.....	7
1.4 本文研究思路与内容.....	9
第 2 章 离心泵水力设计及模型前处理.....	11
2.1 原始结构模型与方案确定.....	11
2.1.1 结构参数.....	11
2.1.2 叶轮尺寸.....	12
2.1.3 蜗室尺寸.....	14
2.1.4 研究用泵水力模型.....	15
2.2 数值方法验证.....	15
2.2.1 湍流模型和边界条件.....	16
2.2.2 网格无关性分析.....	16
2.3 本章小结.....	18
第 3 章 非光滑表面作用边界层的特性研究.....	19
3.1 仿生非光滑结构减阻原理.....	19
3.2 沟槽参数确定.....	21
3.3 仿生沟槽离心泵性能分析.....	23
3.3.1 稳态性能分析.....	23
3.3.2 瞬态性能分析.....	32
3.4 本章小结.....	37
第 4 章 分流叶片与非光滑表面的耦合特性.....	38
4.1 原始流场分析.....	38
4.2 带沟槽的分流叶片参数正交试验.....	39
4.2.1 正交试验设计.....	40
4.2.2 性能极差分析.....	41
4.3 人工鱼群算法优化.....	43
4.3.1 参数制备.....	43
4.3.2 基于鱼群算法的分流叶片结构参数优化.....	45
4.4 本章小结.....	52
第 5 章 通过吸吹水作用边界层的开缝叶片.....	53
5.1 回流槽的边界层控制机理.....	53
5.1.1 叶轮尾缘的被动射流控制.....	53
5.1.2 带前置合成的出口速度三角形.....	54
5.2 开缝模型性能评估.....	55
5.2.1 缝隙参数设计与测试.....	55
5.2.2 数据处理与分析.....	58

5.3 基于熵权 TOPSIS 的多目标性能评价	62
5.4 本章小结.....	64
第 6 章 水泵性能实验验证.....	66
6.1 叶轮模型制备与实验台组装.....	66
6.1.1 叶轮模型的相似定律转化.....	66
6.1.2 铸材选择与实验台搭建.....	68
6.2 离心泵水力性能实验.....	70
6.3 本章小结.....	74
第 7 章 结论与展望.....	75
7.1 本文研究内容总结.....	75
7.2 前瞻与展望.....	76
参考文献.....	78
攻读学位期间发表的学术论文目录.....	90
致 谢.....	91

第 1 章 绪论

1.1 研究背景与意义

泵送系统消耗了全球约 9% 的电能，因此高效率一直是泵几何设计的永恒目标^[1-4]。低比速离心泵凭借其小流量、高扬程特性而广泛应用于小微型供料与输送场合^[5, 6]。但因其狭长的流道结构注定了高额的圆盘摩擦，所以低比速离心泵应有适合其特征的专门设计方法^[7]。

离心泵在工作过程中的固液接触在壁面不滑移条件下会产生边界层，其流动状态与液体的粘度、速度分布等密切相关。边界层的控制对于离心泵的性能有着重要影响，理想的边界层分布不仅可以减小泵的阻力，降低泵的摩擦损失、增加流体的输送量，还能提高泵的效率 and 流动通畅性。在高雷诺数的叶轮尾部往往会出现过厚的边界层，这会导致流体的出口排挤过大，造成能量损失以及流动的不稳定性，从而影响泵的工作效果。因此，研究边界层控制技术可以帮助改善泵的性能以及提高其运行稳定性，从而延长泵的使用寿命，并降低可能造成的生产停工和经济亏损。

当代水泵研究专家袁寿其指出，目前想要进一步提高低比速离心泵的水力性能，必须采取一些区别于传统改变几何参数的新策略^[8]。对此，其充分研究参考了空气动力学中机翼推迟气流分离以减少机翼阻力的方法，提出只要有效控制叶轮内的边界层，就能减少摩擦和脱流分离损失的思路。

随着科技的不断发展，新型材料和制造工艺的应用也为边界层控制提供了更多的可能性和选择。例如，采用表面涂层和纳米技术等手段可以改变叶片表面的特性，优化边界层的流动状态。同时，结合计算流体力学（CFD）模拟和实验测试，可以更加精确地研究边界层的流动特性和影响因素，为边界层控制提供理论依据和技术支持。

综上所述，离心泵边界层控制拥有十分显著的研究意义。通过优化边界层控制手段，不仅可以提高离心泵的性能，减少能源消耗和运行成本，还能够提高泵的运行稳定性从而延长其使用寿命，为工业生产提供更加可靠的输送设备。因此，深入研究离心泵边界层控制的理论和技术具有重要的工程应用价值。

1.2 边界层控制的现有工作

流体机械在国民生产中的应用十分普遍,其运行过程中流体粘度会诱发边界层的形成,导致流动阻力增加继而降低了它们的效率^[9]。尽管大多数流体的粘度通常非常小,但其对流动特性和整体性能的影响非常重要:粘度会影响边界层存在状态,从而影响阻力、流动过渡和分离、壁面附近的动量和传热、噪音等。因此,边界层被广泛研究^[10,11]。

流动分离的两个必要条件是压力的压力梯度和粘度,若设法避免这两个必要要求之一,就有可能避免流动分离,这就是边界层控制(BLC)思路的由来。BLC通常意味着:减小边界层厚度,因为它随着流体沿着物体表面流动而增加、减少摩擦阻力、延迟或诱导层流一端流转变、抑制或引发湍流以及防止或至少推迟或促使边界层分离。如果可以操纵与墙壁相邻的流动,则往往可以提高升力和减少阻力,提高性能和效率,增强传热,稳定流量,尾流降噪。

边界层流动控制的课题非常广泛,已有许多研究聚焦在这主题上。基于当代基础理论与材料科学的进步,新兴出了多种非常规边界层控制的技术,如类似于覆盖鱼鳞的粘液的聚合物添加剂、超疏水表面、柔性表皮、气泡减阻等^[12]。根据它们的操作模式、对流体流动的影响和所需的输入可将边界层控制技术分为三类:被动式、半主动式和主动式。这三种方法都得到了广泛的研究和采用,并且存在许多无源与有源(质量、动量或能量)设备组合导致效果耦合的应用例子^[13]。以下给出了三种流量控制方案的基本描述和示例。

(1) 被动流量控制

被动技术通常应用于过流部件表面以不断作用流场,除定期维护外不需要额外的源/汇。无源器件通过产生小涡流使靠近壁面的低速条带与远处高速流体的混合增强,从而诱导流动重新附着壁面,即边界层更耐分离。常见的手段有表面改性、涡流发生器与斜坡和前后缘修改。

尽管表面改性的几何属性十分多样化,但它们对流体流动的影响相对统一:涡流的产生和跨度混合可能会推迟流动分离。微观中,随机粗糙度在低雷诺数流动中可以消除叶片上出现的层流分离气泡,在高雷诺数流动中则可以增强对流传热^[14]。与之相对的,排列规则的工程涂层则能减小分离气泡的尺寸并将其向下

游移动, 还有易于制造安装, 以及在干燥和潮湿条件下的可操作性高的优点^[15-17]。常见涂层见图 1-1。

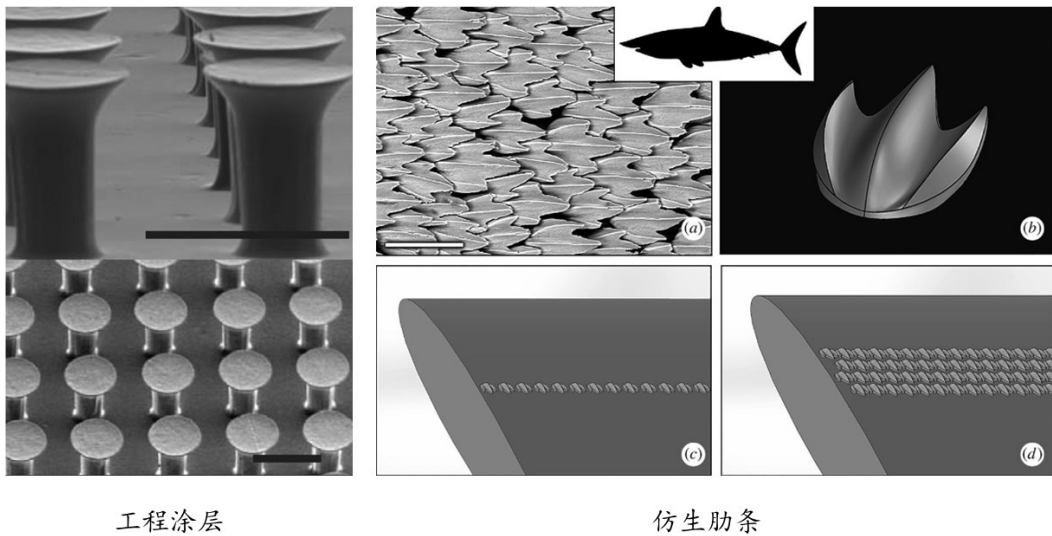


图 1-1 常见微观涂层

将微观涂层放大则会得到形状各异的起伏表面, 这不仅能影响边界层流动演变, 对控制传热速率也起着至关重要的作用^[18]。宏观表面性改中, 学者们受到生物表皮的启发, 总结出种类繁多的规则肋条形状, 因而成为现今研究热点^[19-33]。许多研究报告称, 肋条表面比光滑表面的阻力减少了 10%, 当一些特定几何肋条与增加倾角等微小工艺结合时能起到意想不到的显著额外增益, 因此, 肋条几何形状必须根据预期的应用和期望的性能进行精心设计^[17, 34-38]。除此之外, 表面凹坑与凸起也是众所周知且经过充分验证的表面性改机制^[39, 40]。

涡流发生器 (VG) 通常在几何上很简单, 它们的形状像成对排列或阵列的矩形、三角形或梯形板。顾名思义, 其作用是产生漩涡, 如今不仅用于飞机机翼、机身和旋翼叶片, 还用于其他运输车辆等领域中^[41, 42], 都能起到减少阻力的效用, 但对噪声消除则没什么影响。如今, 微型 VG 被认为是超音速流动中有吸引力的被动流量控制设备。

前两个子类的流量控制装置用肉眼几乎看不见, 并且尺寸应该保持在边界层内, 相较之下坡道与前后缘的改变更大、更明显, 同时它们会给流动带来更大的干扰。坡道是位于某个跨度位置的垂直板, 通常位于翼尖附近, 期望将气流分成两股以消除尖端涡流对机翼内部的影响, 并增强湍流混合。前后缘修改则是将直边改变为不同的形式, 通常是周期性的正弦或锯齿型, 以再次引起涡流的产生和

相互作用。

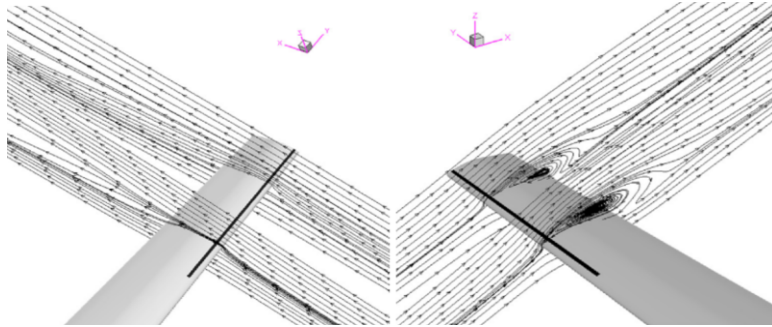
（2）半主动流量控制

半主动方法需要额外可以人工操作的源或汇，但在起效时稳定地作用于流场。与被动流量控制装置类似，皆通过几何建模或对流体流动的持续作用以稳定边界层内的流动。两者实现成本都较低，但不能提供精细的可控性。它们之间的主要区别在于被动设备不受控制，是连续作用流体流动的，而半主动方法可以在操作期间打开或关闭。常见的手段有吸力、注射与带微吹的透气多孔表面。

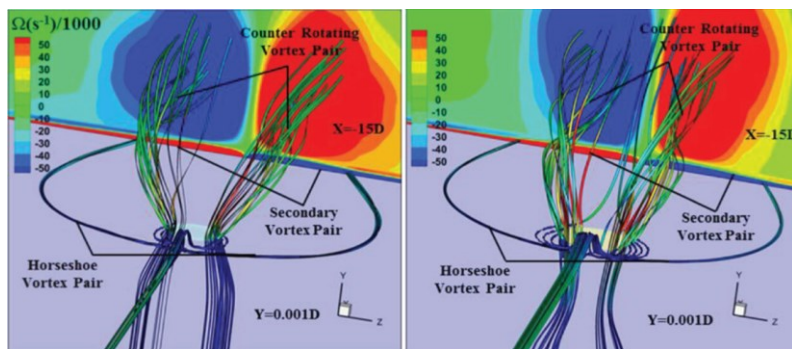
添加吸力法已经在各种几何形状上进行了尝试，包括通道、翼型、圆柱体、球体等，并取得了不同程度上的成功。SUN 和 HUANG 提出通过吸力控制 VAWT 翼型的流量，以提高风力涡轮机的效率。吸入槽成对出现，位于翼型的压力侧和吸入侧，并检查了 10%、30%、50% 和 70% 几个弦向位置，结果表明正吸力效应取决于其位置，这与分离点位置和翼型厚度与曲率有关^[43]。显然，吸力可以实现更高的涡轮机功率。Wang 等人^[44]通过大涡模拟研究了不同壁温和吸力耦合控制下超音速流动在平板上完全发展的湍流特征。研究发现壁面冷却和吸力都能够改变边界层内的平均速度分布，提高流场的稳定性。并且随着壁温的降低，过渡控制变得更加有效。此外，通过壁冷可以有效抑制大规模相干结构的发展，而壁面吸力则没有特别的影响。因此冷却或加热某些壁面贴片也是一种有效的流量控制方法，在高速流动中此效果尤其显著。

液体注射与抽吸一样也拥有一定研究基础，其通过为主流增加质量、动量和能量，根据所需的效果将主流附着在壁上或增强混合，它在切向或法线方向上都可以引入。Mohammadi 和 Maghrebi^[45]对风力涡轮机叶片进行切向吹气以减轻流动分离的影响，发现产生的扭矩以及功率相对于基线叶片增加了约两倍，见图 1-2 (a)。Liu 等人^[46]考虑了喷嘴吹出垂直于迎面而来的气流的空气的影响，对不同注射压力比、不同驱动位置 and 不同喷嘴类型下的超音速流场进行了详细的数值研究，见图 1-2 (b)，最后发现反向旋转涡流对的下洗效应可以将高能流体带入边界层底部以激活低能流体，进而增强抵抗流动分离的能力。另外，在微射流上游产生的弓形激波显着减慢了下游水流的速度。因此压缩角处的冲击强度减弱改善了冲击波与边界层相互作用的特性。另外，有学者尝试将上述流量控制机构同时用作辅助设备与主控制设备。MA 等人^[47]通过分离涡 (DES) 模拟微涡旋发生

器射流通过调节沿表面的涡旋分布以提高飞行稳定性的可能性,发现射流的影响类似于被动 VG, 通过产生附着在表面上的强涡对来影响流场。



(a) 风力涡轮机叶片上的切向吹气



(b) 超声速流场微射流的正常吹气

图 1-2 喷射流控制策略

带微吹的透气或多孔表面这类新技术也被认为是被动的,因为并入墙壁的可渗透斑块通常以连续操作模式激活,而不是在对瞬时流动的动态响应中激活。但是由于有吹气通过它们并进入主流,因此它们被归类为半活性。此类工艺主要通过速度上添加法向分量来影响主流,从而改变其梯度分布并最终改变壁面摩擦。大量文献详细研究了通过微吹气控制机翼湍流的可能性,其目的是实现改进的空气动力学性能,即增加升力、减少阻力和改善升阻比^[48-50]。为了达到所需的增强效果,应仔细设计微吹装置,避免引起压力阻力的增加。

(3) 主动流量控制

主动流量控制设备的关键特征是需要额外的能量来运行,并且其操作往往是瞬态的,优化原理是使能量作用于边界层内特定的不稳定区域并抑制它们。这可以通过脉冲、等离子驱动器、变形表面等方式来实现。

脉冲射流执行器通过流体振荡器将质量和动量引入边界层,其应用非常广泛,所以在实验研究中极为重要,但在数值研究中仅模拟其对流体的影响,具体实现

方法则并不关注。Kyle D. Hipp 等人^[51]采用离散壁面法向脉冲射流对 NACA 643-618 层流翼型在迎克区超临界攻角为 20° 时的主动流动控制性能进行了评估, 如图 1-3 (a), 发现当激励周期等于一个对流周期和两个对流周期时, 对于给定的吹风比, 平均升力系数随着激励占空比的减小而单调增加, 同时由射流终止引发的扰动会延迟剪切层的再发展和流动的再附着, 从而阻碍高升力值的获得。脉冲喷射不仅用于流量控制, 还用于改进混合或推力矢量来提高航空发动机的燃烧效率, K. N. Volkov 等人^[52]研究了将脉冲射流横向注入超音速流以用于固体火箭发动机中的推力矢量, 较准确地描述了该流动的激波结构, 并识别了其弓形激波、马赫盘、喷孔上下游回流区与旋涡等主要结构特征。

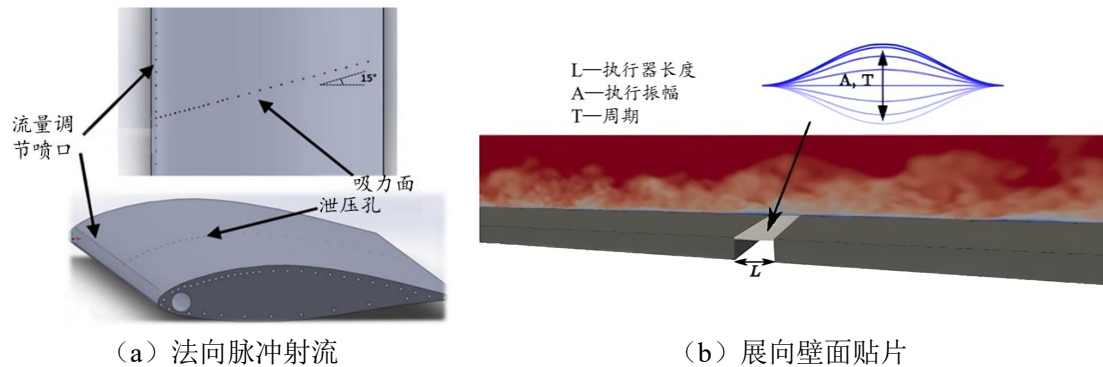


图 1-3 常见主动流量控制

等离子驱动器在流量控制方面具有多种优点: 无运动部件、快响应时间、小质量、小体积、易于安装且不会对表面质量造成太大影响。其中最受欢迎的是介电势垒放电 (DBD) 驱动器, 它包含一对由介电材料隔开的电极。当电极之间产生振荡电压差时, 产生的电场会局部电离空气, 并沿表面形成一层冷等离子体。离子被电场加速并将动量传递给流动中的中性物质, 从而为边界层提供能量^[53]。尽管具有许多优点, 但 DBD 执行器似乎仍然远离实际应用, 因为它们在高自由流速度下效率低, 而且通常超过节省的机械功率。纵然如此, 介电势垒放电驱动器仍代表了一个有前途的研究领域。Ebrahimi 等人^[54, 55]通过大涡模拟研究位于前缘和后缘附近的两个等离子驱动器对翼型的流动分离控制, 结果证实剪切层的不稳定性与尾流模式得到了显著的改善。尽管前驱动器对升力和升阻比的增加贡献更大, 但双激励似乎有希望在宽激励频率范围内实现全失速控制。

局部壁运动变形也可用于边界层控制, 因为恰当的壁面运动会延迟边界层分离并减少阻力, 目前大多通过整合压电器件于表面来实现。A. Seifert^[56]在表面贴

装压电致动器用于激励分离点上游的湍流边界层,作者证明这些执行器在流量控制方面既有效又节能。Sangmo^[57]考虑了通过主动壁运动降低湍流通道流中皮肤摩擦系数的可能性,结果表明总体减阻幅度为 13%至 17%,湍流强度和近壁流涡明显减弱。对于湍流边界层,S. C. Schlanderer 等人^[58]通过直接模拟湍流计算了壁面贴片在展度方向上变形的影响,见图 1-3 (b)。在研究了不同的致动器长度、致动幅度和频率后,最终确认这种局部驱动不仅影响附近的水流,而且会影响下游相当远的距离。

综上所述,边界层控制在空气动力学领域的应用是十分丰富与成熟的,但关于水泵方面的成果却寥寥无几。原因是当前的边界层控制研究主要集中在低雷诺数场景与湍流转捩点附近,可以直接观测转捩点位置移动来判断控制的成败与优劣。而水泵的关键位置则总是高度湍流的,对其的优化很难有质的提升,只能通过湍流反应的其他物理量来判断控制是否已经起效。尽管如此,任何边界层优化的案例都为水泵行业提供了参考,本文将对仿生表面,分流叶片与被动射流三个方向进行研究对比,试图理清部分边界层控制规律并提出合理的水泵优化方法。

1.3 低比速离心泵的研究近况

离心泵作为国民生产中必不可少的给排水设备,直接影响到资源利用效率和人民生活质量。为了提高低比转速离心泵的性能,学者们做了多方面的研究并获得了不错的成果^[7, 59-64]。

低比速离心泵最大的问题是流道扩散导致叶轮内产生回流,降低离心泵的性能^[65]。为阻断此回流,目前最热门的处理方案添置分流叶片,原理是增加叶片数量的同时减轻入口排挤,可以有效的提升扬程、拓宽高效区^[66, 67]。对叶片进行开缝处理也能改善流道状况,其目的是通过吹吸气效应进行被动射流,为边界层注入额外的能量使其流动更稳定。开缝叶片带来的提升不如分流叶片,但可以与之一起使用。此方法最早应用于空气动力学中航空领域的减阻与提升升力,但在离心泵领域中的研究并不完善。部分学者通过正交试验来探究开缝叶片的形状与离心泵水力性能之间的关系,但结果并不全面^[67-73]。间隙叶片作为一种开缝叶片,不能提升扬程,但大大提高了效率^[74]。Zhang 和 Wei^[70]研究了槽宽对间隙叶片内部流场,排水性能与压力脉动的影响,证实了间隙排水降低扬程同时增加水

力效率的特性。对于主叶片：优化后的对数螺旋线线型要优于双弧线和 B-spline 曲线等其他线型^[75]，并且最大厚度为 4%弦长的变厚叶片要优于等厚叶片^[76]。为了数值模拟更精确，学者们使用超级计算机，通过大涡模拟方法（LES）计算了离心泵的实时流场，确认比其他 Reynolds 平均法(RANS)更有优势^[65, 77-79]。

为了保证离心泵的寿命，液流泄露、气蚀和振动等问题需要尽可能被控制。Stel Henrique^[79]对离心泵叶轮中气泡的运动进行了数值和实验研究，并用数值粒子跟踪方法评估了气泡运动。Feng 等人^[80]采用交叉功率谱方法识别低频压力信号探究了离心泵叶片扩散器内部的旋转失速特性。空化数、雷诺数和热力学参数都对水动力空化强度和时空特性有综合抑制效应^[81-84]。Al-Obaidi^[85, 86]开发了一种基于包络光谱分析的有效信号处理方法，用于监测离心泵状态的振动特征，之后又在时域分析（TDA）中使用不同的统计特征研究了不同操作条件的影响，检测和诊断了离心泵内的气蚀现象。气蚀和振动有较强的关联性：气蚀发生后，高振幅振动出现并集中在 1200~1400Hz 范围内，在相同的气蚀数下，叶片吸力侧的声功率大于叶片的压力侧^[60, 86-90]。

离心泵振动激励的水平由水力部件的几何结构决定。目前传动系统的设计多是参照传统金属泵传动系统的设计方法，未能将塑料离心泵的动静态特性与泵轴的结构参数进行关联设计，普遍存在振动大等问题。振动不仅会降低设备的运转精度，增加机械损耗，更甚者会缩短设备中某些重要零部件的工作寿命。Bai^[88]建立了一台振动试验台，以考察悬臂式多级离心泵在不同流速下的振动和稳定性。Luo Yin 等人^[91]通过对离心泵端面损坏后振动信号特征的研究，测量了离心泵密封损坏情况下的振动信号，发现机械密封磨损的发生使离心泵产生高频振动信号，流体中的不稳定性使振动信号产生高振幅特性。Takamine T 等人^[92]对三级离心泵末级中轴向转子在低流速下由于制造公差和装配误差累积引起的轴向偏移影响进行研究并总结原因：轴向偏移效应是由扩散器的回流与主流之间的相互作用引起的。Shooshtari Alireza 等人^[93]采用逆动力学方法研究了叶轮直径对离心泵动态响应的影响。结果表明，在转子临界转速下，增大泵叶轮直径可使振动幅值增加 52%。Cui 等人^[94]基于大涡模拟和流固耦合研究了设计流量下后缘不同切削角度下离心泵的瞬态压力脉动、不稳定流动结构和振动位移，结果表明后缘切削角为 30 度和 45 度的泵扬程和效率略有提高，这是由于离心泵的平均涡度强度和尾

随涡流面积较小，因此通过主频率、幅值和压力脉动能量评估得出蜗壳处的压力脉动减小。这些研究为缓解泵机振动做出了巨大的贡献。

近几年，随着大数据的普及和计算能力规模的发展，智能算法的创新和应用是史无前例的。学者们使用遗传算法、人工神经网络等优化算法优化了离心泵的各项结构参数，都得到了较好的效果^[59, 95-100]。De Donno Remo 和 Thakkar Sushil 等人^[95, 97]用遗传算法和多目标优化算法来提升离心泵的性能，效果显著。Lei Tan 等人^[2, 90, 101]对多级泵和混流泵提出了十分优秀的优化和预测方法。Li^[102]将非主导排序遗传算法-II 和基于香农熵的理想方案相似度排序偏好修正技术结合起来，探究了轴流泵中沟槽的最佳设计。人工鱼群算法（AFSA）凭借灵活性、快速收敛和对初始参数设置的不敏感等优点，常年占据群智能算法（SI）第 2 的应用率^[103]，这也是本文选择其来优化叶轮结构参数的原因。

目前离心泵领域的研究主要以性能结果为导向，流动中涡能耗散的深层理论并无显著的突破。本文将聚焦叶轮边界层在三种不同优化工艺中所展现的形态变化，力求明晰其与水泵内外特性表现的深层联系，为低比速离心泵性能优化理论的进步提供相关的参考。

1.4 本文研究思路与内容

本文针对一款穿轴式低比速塑料离心泵，通过对叶轮增添仿生非光滑表面工艺、对分流叶片使用人工鱼群算法进行结构寻优以及在叶片尾缘开回流槽的手段，期望对流道中边界层的存在状态进行改善从而提高低比速离心泵的水力性能。本文的主要研究内容如下：

第 2 章依据给定条件通过速度系数法设计了研究用离心泵的过流部件参数，并检查了水力模型的网格质量和壁面距离 y^+ ，由此保证用于本文水力模型 CFD 方法的准确性。

第 3 章结合外流减阻经验与仿生表面的“第二涡群”理论，将仿生非光滑表面 Space-V 型凹槽结构添置于叶轮尾部，对不同参数组合的叶轮进行了多截面多指标的动静特性分析，探究此工艺在全流量中最优的扬程性能提升规律。

第 4 章在保留叶轮尾部最优仿生表面结构的基础上使用人工鱼群算法优化设计了分流叶片的参数。通过 CFD 计算得到的压力与速度云图寻找水泵流道出

口阻塞并消耗大量动能的关键因素。将所试离心泵的性能指标用最小二乘法拟合后通过 AFSA 算法寻优，经 FLUENT 数值模拟后判断最终模型的优势所在。

第 5 章将空气动力学领域中机翼减阻的经验运用至叶轮尾缘的回流槽，目的是吹走叶片负压面的滞留液来达到水泵性能提升。通过构建叶轮出口速度三角形证实了回流槽增效的可能性。最后通过熵权 TOPSIS 对正交试验的开缝叶片离心泵进行性能多目标分析，以得到一款兼顾扬程与效率的开缝方法。

第 6 章组装调试 TPA-3A 闭式水泵性能测试系统，对 C-UV9400 树脂铸造的塑料叶轮进行全流量性能测试，根据实验结果来判断本文的边界层控制方法是否起到一定的优化作用。

论文整体框架及研究思路见图 1-4。

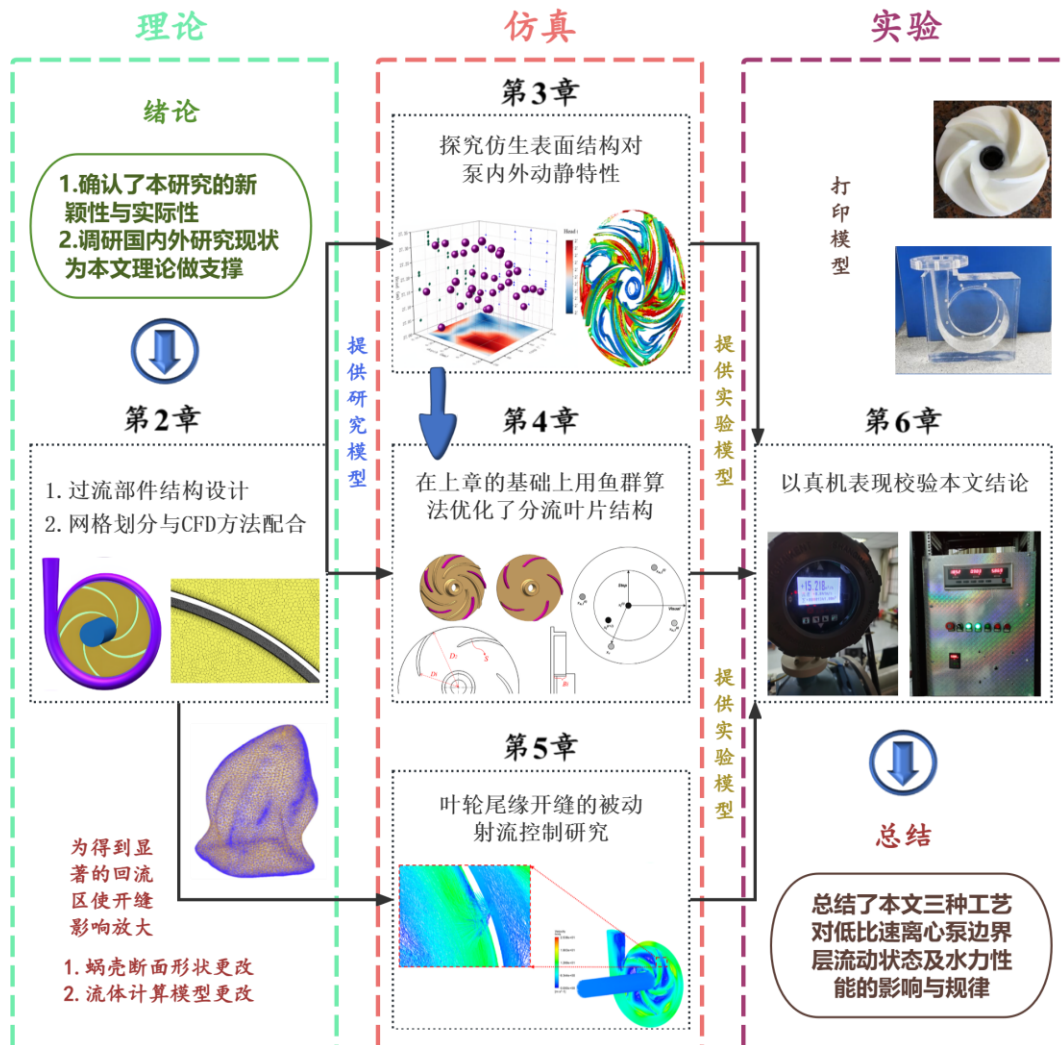


图 1-4 本论文研究路线框架图

第2章 离心泵水力设计及模型前处理

离心泵的水力性能研究需要基于合理的水力结构设计以及适当的材料选择两个方面展开。本章严格参照现代泵设计理论制备了各水力部件，并根据其运动特征配套了相应的计算流体动力学方法以能保证水力模拟的严谨性。

2.1 原始结构模型与方案确定

离心泵的几何参数对其性能和工作特性有着重要影响，因此一套结构合理的过流部件对于追求良好性能是十分重要的。本节将展示依据给定参数设计水泵构造形式与过流部件的过程。

2.1.1 结构参数

本文研究的离心泵属于低比转速离心泵，主要设计参数见表 2-1。

表 2-1 主要设计参数

参数	流量 $Q(\text{m}^3/\text{h})$	扬程 $H(\text{m})$	转速 $n(\text{r}/\text{min})$
数值	50	25	1440

根据所给设计参数流量、扬程和转速来设计塑料离心泵的结构参数，泵的水力设计是研究泵的第一步，其结构参数的取值将直接影响泵的性能好坏^[104]。

(1) 泵的进口直径和进口速度

考虑到制造的经济性，大型泵的吸入口径不应太小，这可减小泵的体积。

$$D_s = k_s \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \quad (2-1)$$

式 (2-1) 中， D_s —泵进口直径 (m)； Q —泵流量 (m^3/h)；系数 k_s 的取值范围为 4~5，此处取 4。

经计算得： $D_s=85.15\text{mm}$ ，按照常用口径圆整至 80mm。

根据进口直径和流量，选取流速 $V_s=2.76\text{m/s}$ 。

(2) 泵出口直径

塑料离心泵的出口直径按下式计算：

$$D_d = k_d \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \quad (2-2)$$

式(2-2)中, D_d —泵的出口直径(mm); 系数 k_d 的取值范围为3.5~4.5, 此处取3.5。

则泵出口直径 $D_d=74.5\text{mm}$ 。

(3) 比转速

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

式中, n_s —比转速; H —扬程(m)。

经过计算得: $n_s=55.407$

(4) 效率估算

泵的水力效率按式(2-4)计算:

$$\eta_h \approx 1 + 0.0835 \lg \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \quad (2-4)$$

带入数据计算得: $\eta_h=0.8604$

塑料泵的容积效率按式(2-5)计算:

$$\eta_v \approx \frac{1}{1 + 0.68n_s^{-\frac{2}{3}}} \quad (2-5)$$

带入数据计算得: $\eta_v=0.9553$

圆盘摩擦损失的机械效率按式(2-6)计算:

$$\eta_m = 1 - 0.007 \frac{1}{\left(\frac{n_s}{100}\right)^{\frac{7}{6}}} \quad (2-6)$$

带入数据计算得: $\eta_m=0.8606$

泵的总效率按下式计算:

$$\eta = \eta_m \eta_v \eta_h \quad (2-7)$$

带入数据计算得: $\eta=0.7073$

2.1.2 叶轮尺寸

离心泵叶轮的结构形式主要有开式, 半开式与闭式, 其中半开式叶轮具有易清洁, 通过能力强、易成型的优点, 故本文采用的叶轮为半开式。对叶轮的结构参数计算过程展示如下。

(1) 叶轮进口直径

本泵并非没有轮毂的悬臂式叶轮，而是穿轴叶轮，考虑叶轮进口有效面积后的进口直径按式（2-8）计算。

$$D_1 = \sqrt{d_h^2 + k_0^2 \left(\frac{Q}{n}\right)^{\frac{2}{3}}} \quad (2-8)$$

上式中，系数 k_0 越低效率越高，越高则气蚀性能好。此处优先保证扬程性能，因此取系数 $k_0=3.6$ ，计算得 72mm。

(2) 叶轮出口直径

叶轮出口直径 D_2 按下两式计算。

$$D_2 = k_D \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \quad (2-9)$$

$$k_D = 9.35 k_{D_2} \left(\frac{n_s}{100}\right)^{-\frac{1}{2}} \quad (2-10)$$

式中，修正系数 k_{D_2} 的选取与泵的形式和比转速有关，本文采用的是比转速为 55 的单级式塑料离心泵，故 $k_{D_2}=1.075$ 。计算结果为 $D_2=291.2\text{mm}$ 。圆整 D_2 后取 300mm。

(3) 叶轮出口宽度

叶片出口宽度 b_2 按式（2-11）和式（2-12）计算。

$$b_2 = k_b \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \quad (2-11)$$

$$k_b = 0.64 k_{b_2} \left(\frac{n_s}{100}\right)^{\frac{5}{6}} \quad (2-12)$$

式（2-12）中， k_{b_2} 是 b_2 的修正系数，与泵的形式和比转速有关，故 $k_{b_2}=1.34$ 。代入计算得 $b_2=11.2\text{mm}$ 。

(4) 其他数据选用

叶片线型选择对数螺旋线，进口安放角 β_1 为 19° ，出口安放角 β_2 为 33° ，包角 φ 为 123° 。叶片厚度取 4mm ^[105, 106]，为增加塑料叶片的强度，使叶片从进口至出口递增，在出口处厚度增加至 15mm 。

(5) 叶片数

合理的叶片数可以保证较小的表面摩擦和排挤，与较长的流道使液流足够稳定。叶片数按式（2-13）计算：

$$Z = 6.5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad (2-13)$$

将 D_1 、 D_2 、 β_1 、 β_2 的值代入计算得 $Z=4.732$ ，故取 $Z=5$ 。

2.1.3 蜗室尺寸

蜗室是转换能量的过流部件之一。蜗室的形状对性能影响不大，此处选择矩形。蜗室的主要尺寸设计如下：

(1) 基圆直径 D_3

基圆的直径过大和过小，对泵的水力性能都会产生影响，在此用 D_3 表示基圆，通常取

$$D_3 = (1.03 \sim 1.08) D_2 \quad (2-14)$$

高比转速和尺寸较小的泵系数取大值，反之取小值。此处为了兼顾效率与泵机运行的稳定性，数值选择为 $D_3=310\text{mm}$ 。

(2) 蜗室进口宽度 b_3

蜗室进口宽度 b_3 的确定要综合考虑第8断面的情况，要让第8断面的几何形状合理，通常情况下是类似圆形和方形。

$$b_3 = b_2 + (5 \sim 10) \quad (2-15)$$

计算得到 $b_3=20\text{mm}$ 。

(3) 蜗室隔舌安放角

隔舌安放角用 φ_0 表示，比转速小时其不必取较大值，本文中 $\varphi_0=15^\circ$ 。

(4) 各断面面积

利用速度系数法进行相似换算

$$v_3 = k_3 \sqrt{2gH} \quad (2-16)$$

式中， v_3 —蜗室断面平均速度； H —泵的单级扬程；

k_3 —速度系数，其值根据斯捷潘诺夫曲线推荐为0.46。

计算得 $v_3=10.19\text{m/s}$ 。

经过第8断面的流量和塑料离心泵实际流量近似相等，故第8断面的面积可用式(2-17)计算：

$$F_8 = \frac{Q}{V_3} \quad (2-17)$$

其余断面面积，通过各断面速度相等来计算

$$F\varphi = \frac{\varphi}{360} F_8 \quad (2-18)$$

得到各断面面积如表 2-2。

表 2-2 断面面积表

断面	1	2	3	4	5	6	7	8
断面位置 / °	45	90	135	180	225	270	315	360
面积 / mm^2	170.4	340.8	511.1	681.5	851.9	1022.3	1192.6	1363

2.1.4 研究用泵水力模型

将所得数据整理汇总，绘制出水力模型后进行装配，如图 2-1 所示。为使过流部件顺利连接，需在叶轮出口与蜗壳进口处补齐径向间隙。为了详细刻画过流液进入水管流至叶轮之间的动静连接特性，在两者间补上由式（2-15）预留的叶顶间隙。叶顶间隙在实物模型中意在防止高速旋转的叶轮撞击蜗壳引起事故，在水力模型中也不可忽略，否则会导致叶轮回流减少，性能虚高。

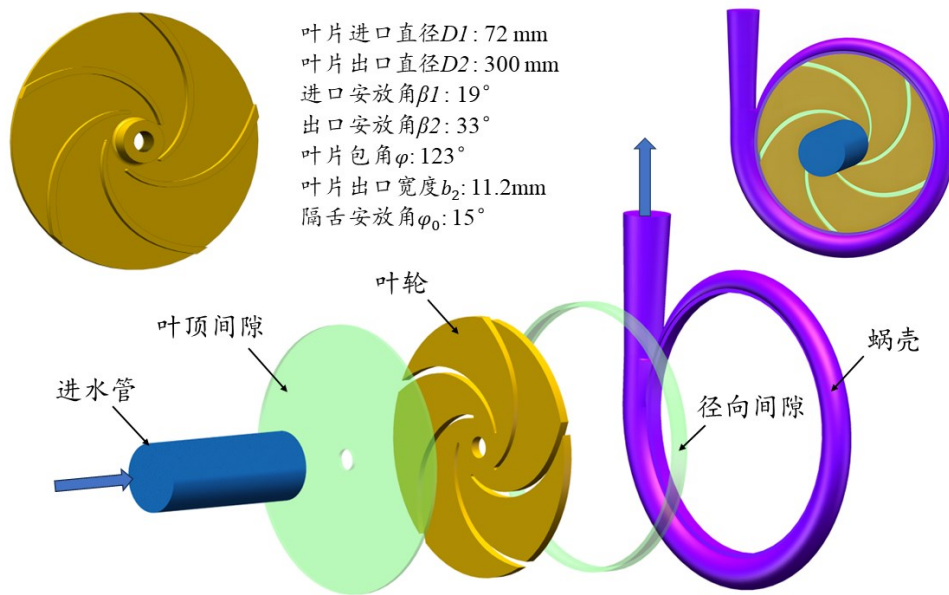


图 2-1 水力模型装配图

2.2 数值方法验证

对装配完成的水力模型进行流体力学仿真计算时，为更好地反映真实的物理现象，需设置适当的数学模型并对模拟区域边界施加合理的限制。为数值解能够稳定且顺利收敛，网格质量也需得到保证。

2.2.1 湍流模型和边界条件

为了使 CFD 方法能足够逼近湍流交换能量的真实方式，需要在计算中选择准确的湍流模型。工程中，内流场的瞬时湍流变化远不如外特性重要，因此先使用 Reynolds average Navier-Stokes (RANS) 方法进行计算^[107]。为细致观察沟槽处的边界层状态，本文选择适应近壁区流动分离的 SST K- ω 模型^[108, 109]。湍动能 k 和耗散率 ω 的控制方程见式 (2-19)。

$$\begin{cases} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta^* \rho k \omega \\ \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \rho S^2 - \beta \rho \omega^2 + 2(1 - F_1) \rho \omega^2 \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \end{cases} \quad (2-19)$$

式中： $\beta^* = 0.09$ ； $\sigma_k = \sigma_\omega = 0.5$ ； $\sigma_{\omega 2} = 0.856$ 。

确定湍流模型后，按工况设置边界条件。进口条件选择速度入口，数值由泵吸入口径决定为 2.76m/s，过流工作液选择为 25° 下的液态水，湍流强度设置为 5%，湍流粘度比为 10%。离心泵的出口条件设置为 Mass Flow Rate。叶轮域为旋转域，其中心为旋转原点，转速为 1440r/min。叶轮流体域表面设置为 Rotating Wall，数值为 0 rev/min。将蜗壳流域和入口管道的壁面运动类型设定为静止壁面，剪切条件设定为无滑移壁面。

2.2.2 网格无关性分析

粘性计算时，边界层区域是流场中可预知的高速度梯度区域，需要更高质量的网格来刻画出边界层的流动状态。此处将检验带光滑叶轮的离心泵水力模型，目的在于确保网格质量的同时明确原始模型的水力性能。

首先，对流体域各部分进行共享拓扑，以确保流体域相交面的完美网格化。然后，为了兼顾网格质量和计算效率，对网格数量进行测试，结果见图 2-2：当网格数量增加到第 3 组时，性能指标逐渐稳定，最终确定的网格数量为 7319248。其中，效率的计算公式如式 (2-20)

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{M \omega} \quad (2-20)$$

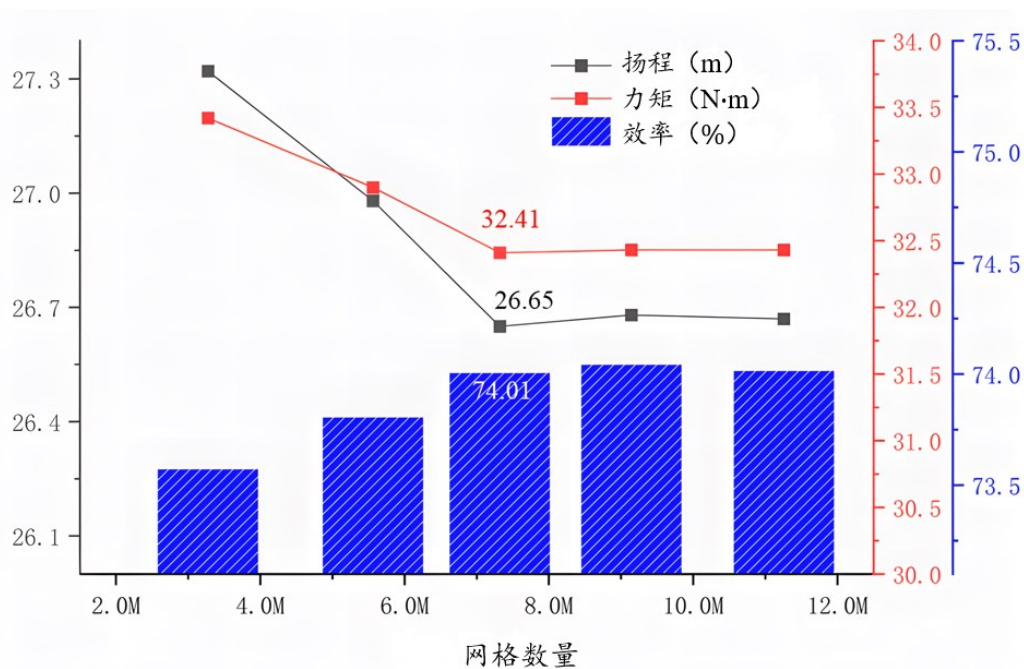


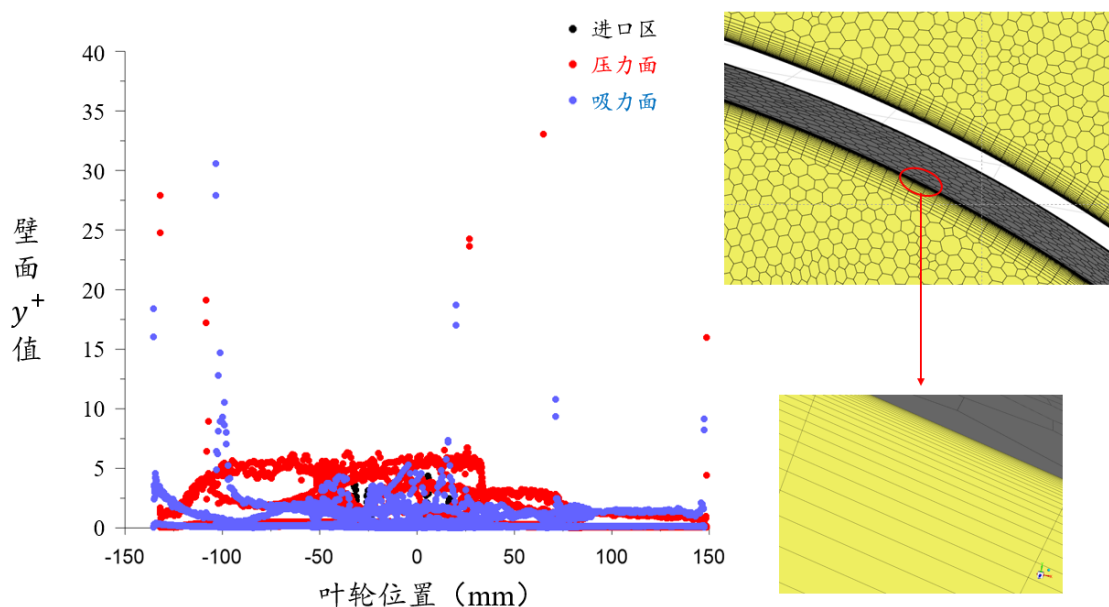
图 2-2 网格无关性分析

最后，在确保网格数量的同时，用 y^+ 来检验壁面网格能否准确反映边界层的流动，其定义式为：

$$y^+ = \frac{\Delta y u_\tau}{\nu} \quad (2-21)$$

式中， Δy 为第一层网格质心到壁面的距离， u_τ 是摩擦速度， ν 为运动粘度。

对于不同的湍流模型，要求的 y^+ 范围不一样。本文作为高雷诺数的旋转机械流动分离模型，要求在10以下。本模型计算得到的 y^+ 如图 2-3，关键部位可满足近壁网格的质量要求^[110, 111]。

图 2-3 壁面 y^+ 分布图

2.3 本章小结

本章通过速度系数法设计了研究用低比速离心泵过流部件结构参数并校验了所用计算流体动力学方法的准确性，为后续的研究保障了计算的可靠性。主要工作总结如下：

- （1）根据工作要求给出了叶轮与蜗壳详细的结构参数，装配了水力模型。
- （2）对数值模拟进行前处理：完成边界条件设定，确认湍流模型为 SST K- ω 模型。检查了水力模型的网格数量和壁面距离，确保网格处理是精致可信的。

第3章 非光滑表面作用边界层的特性研究

仿生非光滑表面减阻技术在航空与船舶等外流领域中的应用已经比较成熟了, 但将仿生表面与离心泵过流部件结合的内流研究目前还未受到重视, 是个充满潜力的新方向。本章将基于外流减阻的经验, 探究适用于低比速离心泵边界层增效的一款具体表面结构。

3.1 仿生非光滑结构减阻原理

低比速离心泵特有的狭长流道注定了叶片尾部对流体的掌控力不足, 本研究意在通过仿生表面技术改善此问题。以蛤蜊壳为基础, 提取出 4 种主要的仿生沟槽结构, 如图 3-1 所示。

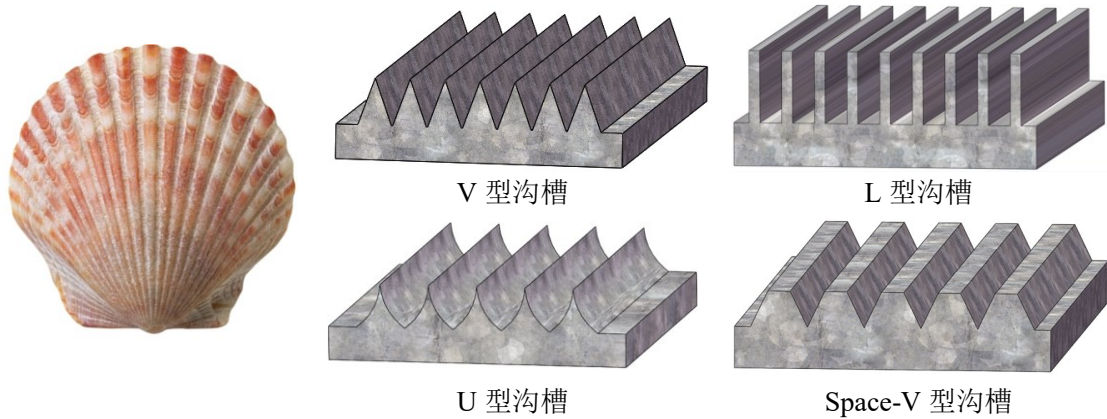


图 3-1 仿生沟槽结构

在叶轮入口处建立坐标系, 沿入口到出口方向设为 x 轴正方向, 垂直指向叶片方向设为 y 轴正方向。叶轮内部理想的流动状态是流体沿流道稳定层流, 因此假定为定常不可压缩流体, 则叶轮表面边界层的 $N-S$ 方程为:

$$\begin{cases} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \\ u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \\ u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \end{cases} \quad (3-1)$$

忽略较小的量级, 将式 (3-1) 简化成:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3-2)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (3-3)$$

$$0 = \frac{\partial p}{\partial y} \quad (3-4)$$

由式（3-4）可得，流道中压强 p 沿 y 方向不变化。这表明流体扰动仅由 x 轴负方向的壁面摩擦力导致，即式（3-3）中的 $\partial p / \partial x$ 存在负值。当顺流向的压力无法克服叶轮表面的阻力时，式（3-2）中 $\partial u / \partial x < 0$ ， $\partial v / \partial y$ 为正值，这意味着流动主方向从顺向流变为展向流，也就是湍流开始发展。宏观上表现为流动向后缘发展时，雷诺数不断增大，直到经过转捩点之后边界层层流流动完全变为湍流。

沟槽的主要作用在于限制近壁面的展向流动，可以通过“第二涡群”论解释其减阻机理：涡对与沟槽面作用产生二次涡，二次涡会消耗部分能量，使底部低速流体被抬升的动力减弱，如图 3-2。这从源头上减弱了湍流猝发的强度，提高了边界层流动的稳定性。沟槽不仅能抑制近壁涡的生长，还对顺向流起到引导和矫正的作用，使叶轮尾部的流动更均匀。

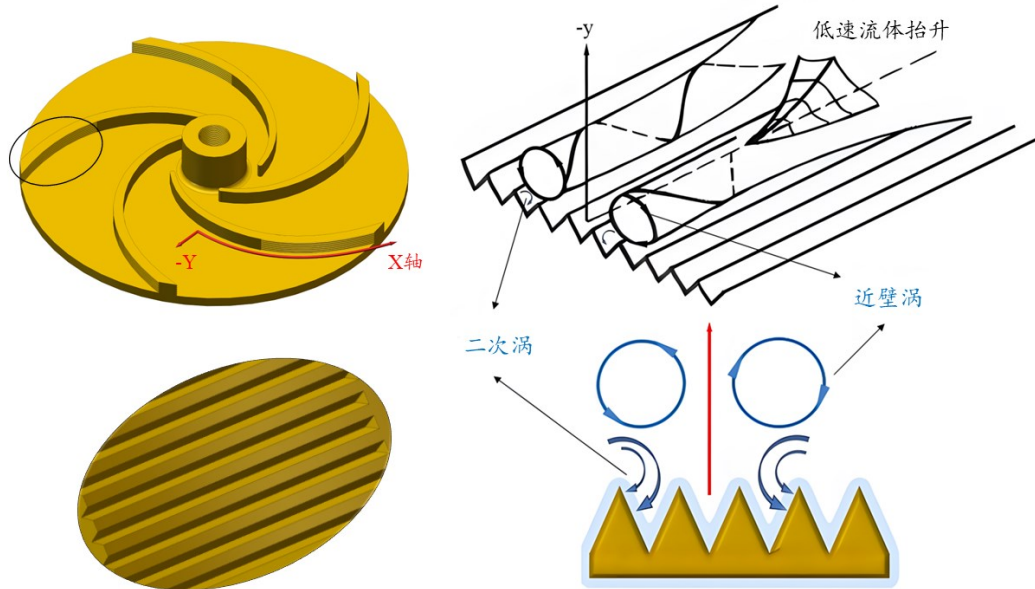


图 3-2 沟槽效用示意图

尽管“第二涡群”理论支持了沟槽结构减阻的有效性，但无法分辨不同沟槽之间的差异。在以往对仿生表面的研究中，各类 V 型表面结构在减阻性能上脱颖而出，其中 Space-V 型沟槽在水洞实验中最多展示出三倍于常规 V 型表面的显著减阻效果^[112-120]。本文基于前人经验并结合流道扩散的特点，选择将有更好减阻表现的 Space-V 型凹槽添置于叶轮尾部上。具体的参数选择在下节中展示。

3.2 沟槽参数确定

沟槽顶角作为仿生表面重要的参数之一，其形态直接决定近壁涡能否被捕获消散。为更好的描述其流动特征，在此引入流函数。

当目光从离心泵叶轮整体流域聚焦至凹槽近壁时，需旋转原坐标系至图 3-3，图中展示了本文所研究的参数。

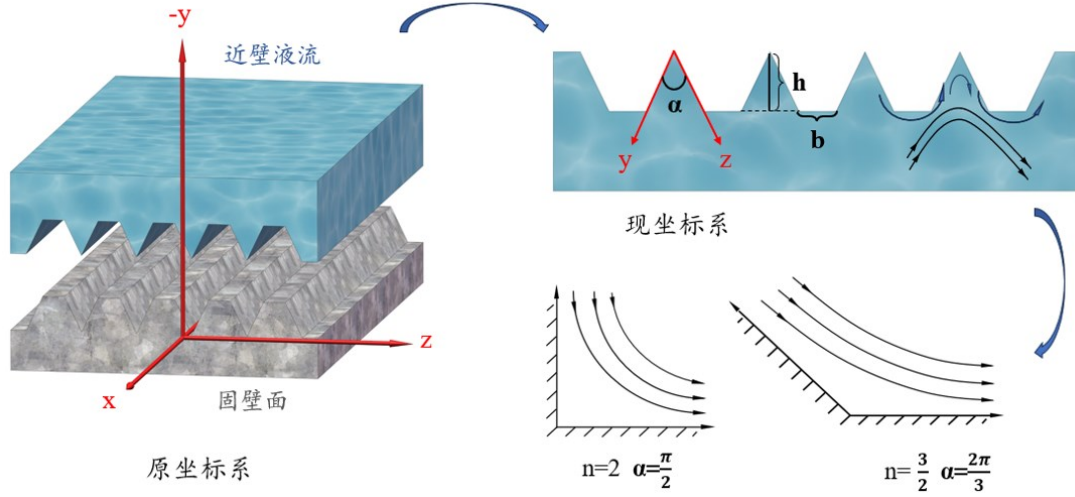


图 3-3 沟槽参数示意图

沟槽顶部夹角 α 的取值直接影响角域流的形态。在 yz 平面上，连续性方程为：

$$\frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3-5)$$

由于式（3-5）的 $\nabla \cdot \mathbf{v}$ （速度散度）为 0，所以必然存在流函数 $\psi(y, z)$ 。假设 yz 平面上的速度分布式为：

$$\begin{cases} \frac{\partial \psi}{\partial z} = v = ky \\ \frac{\partial \psi}{\partial y} = -w = kz \end{cases} \quad (k \text{ 为常数}) \quad (3-6)$$

积分得到：

$$\begin{cases} \psi = kyz + g(y) \\ \frac{\partial \psi}{\partial y} = kz + g'(y) = -w = kz \\ g'(y) = 0 \end{cases} \quad (3-7)$$

得到流函数为：

$$\psi = kyz + C \quad (3-8)$$

由式（3-8）可知 90° 角域流的流线方程为 $yz = \text{常数}$ ，即以 y, z 轴为渐进线的双曲线族。将其推广至任意角域流，转换为极坐标（ $y = r \sin \theta, z = r \cos \theta$ ）

形式：

$$\psi = Ar^n \sin(n\theta) \quad (3-9)$$

指数 n 与 α 的关系为 $\alpha = \frac{\pi}{n}$ ，本文将测试 $\frac{\pi}{6} < \alpha < \frac{2}{3}\pi$ 范围内离心泵水力性能的变化。

除顶角外，另一被考虑的参数是沟槽深度 h ，其值由流动特征决定。沟槽深度可视为壁面绝对粗糙度，该值对层流流动影响不大，但在不同情况下对湍流流动有着不同程度的影响，此处壁面粗糙度对湍流流动的影响取决于壁面绝对粗糙 h 与粘性底层厚度 δ 的相对大小，见图 3-4。

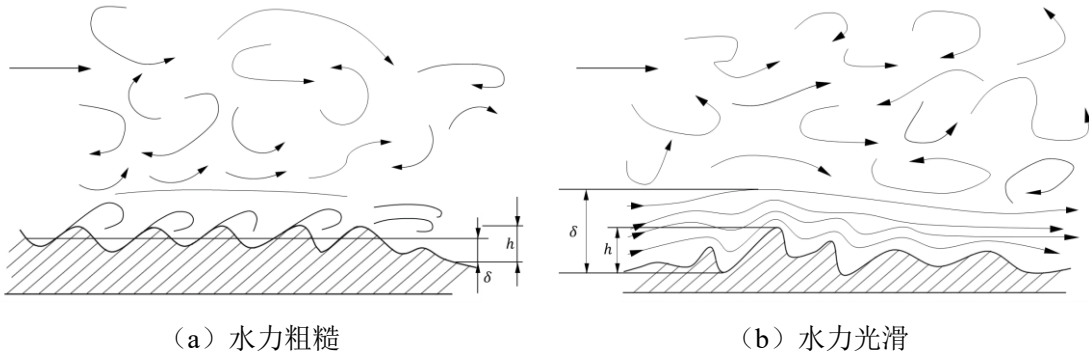


图 3-4 壁面粗糙度的影响

当 $\delta > h$ 时，沟槽淹没在粘性底层中，此时沟槽结构对壁面摩擦没有影响，工程上称此现象为水力光滑。当 $\delta < h$ 时，沟槽突出高度才与湍流相互作用。同时， h 不应远超过边界层的范围，最后确定的取值范围为：

$$\frac{34.2x_1}{Re_{x_1}^{0.875}} < h \leq 0.37x_2 Re_{x_2}^{-0.2} \quad (3-10)$$

此式左边为湍流流动情况下粘性底层厚度 δ 的经验公式，右边是湍流边界层的估算厚度。

式中的 x 为特征长度。 x_1 为离心泵流道出口处的水力直径，通过计算流道出口面积换算湿圆周半径得来，具体表达式为 $2\sqrt{\frac{(D_2\pi - 0.075)b_2}{5\pi}}$ ， D_2 为叶轮的出口直径。 x_2 为沿流道的叶片弧长。 Re 为雷诺数，表达式为 $\frac{\rho Ux}{\mu}$ 。

式（3-10）的计算结果为： $2.225 \times 10^{-3} \text{ mm} < h \leq 3.537 \text{ mm}$ 。

本文将跨距 b 的值设置为 $b=h$ 。计算得到的理论边界层最厚处高于 3mm ，若直接在叶片上使用此厚度的沟槽可能会造成沟槽底部处的叶轮厚度过薄，从而严重影响叶轮的运行寿命。况且边界层是随着流动方向不断变厚的，这意味着在

初始布置仿生表面的位置并不能达到此计算值，因此需要依据经验取较小值。为还原生物表面结构特征，结合加工工艺限制，本文研究的参数范围最终选择为：

$$\begin{cases} 30^\circ \leq \alpha \leq 120^\circ \\ 0.3 \text{ mm} \leq h = b \leq 0.5 \text{ mm} \end{cases}$$

3.3 仿生沟槽离心泵性能分析

在计算液体流经固定壁面的情况时，稳态计算不仅能够提供足够准确的结果，而且计算速度较快，计算量相对较小。瞬态计算则考虑了流场随时间变化的情况，可模拟流体在时间上的动态行为，如涡脱落、颠簸等。所以后者能提供更多关于流场动态特性的信息，对于分析流体中的瞬时变化非常有效。

3.3.1 稳态性能分析

在叶轮尾部添置各式沟槽后，将扬程性能汇总于图 3-5。相较于原始模型的 26.65m 有显著稳定的提升：其中最高扬程出现在 0.45mm 沟槽深度搭配 45° 顶角时，其 27.34m 的扬程意味着在额定工况得到 2.59% 的提升。模型中的最低扬程仍能保证 1.58% 的提升，可见此仿生结构确能起到积极作用。

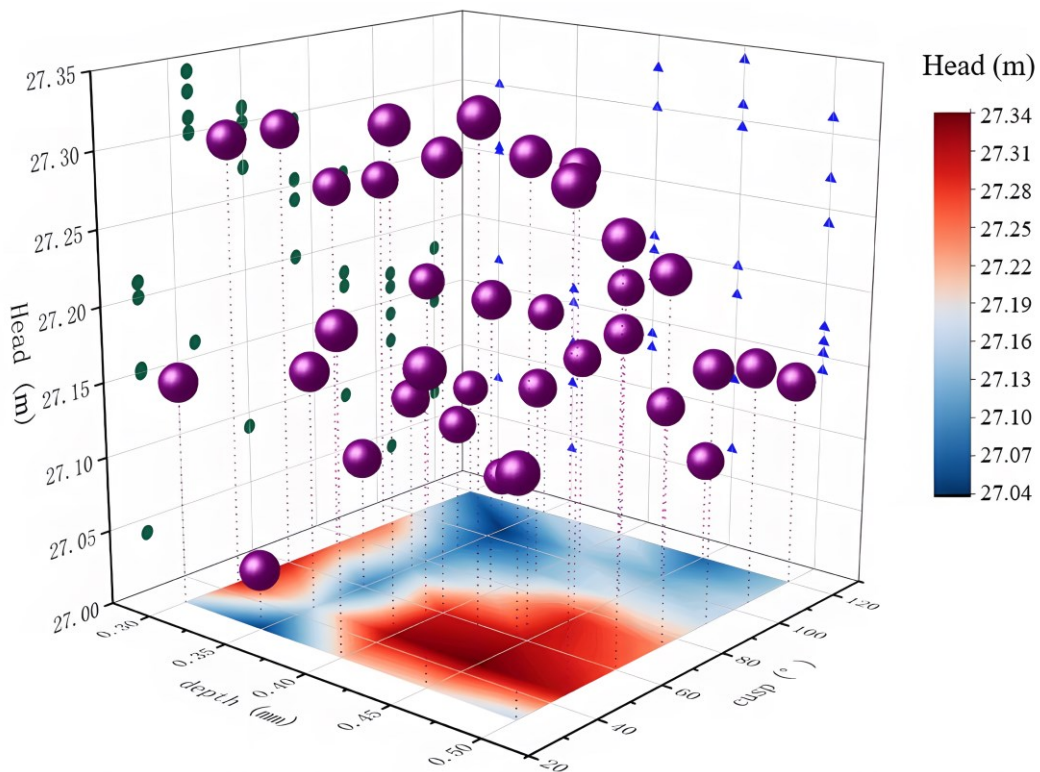
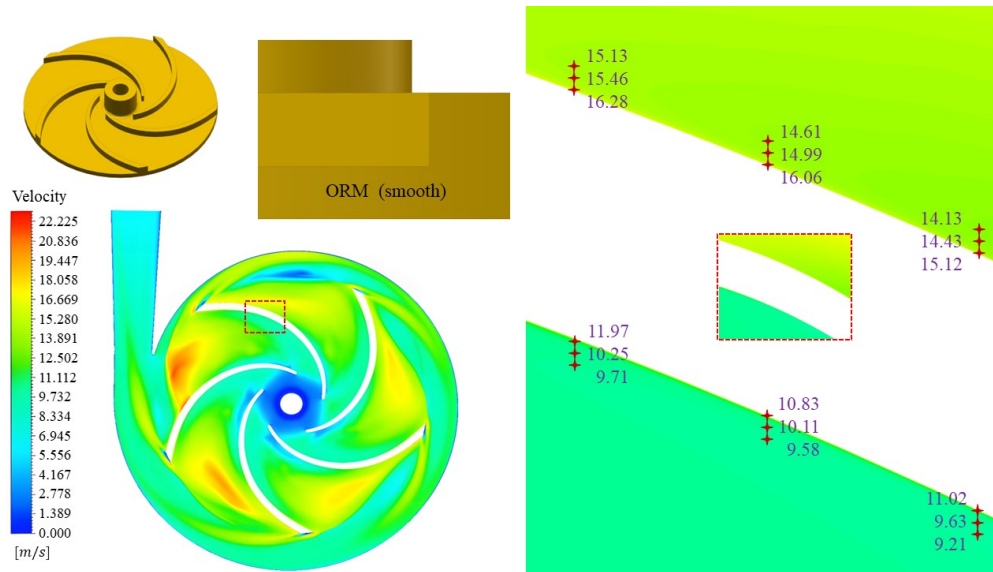


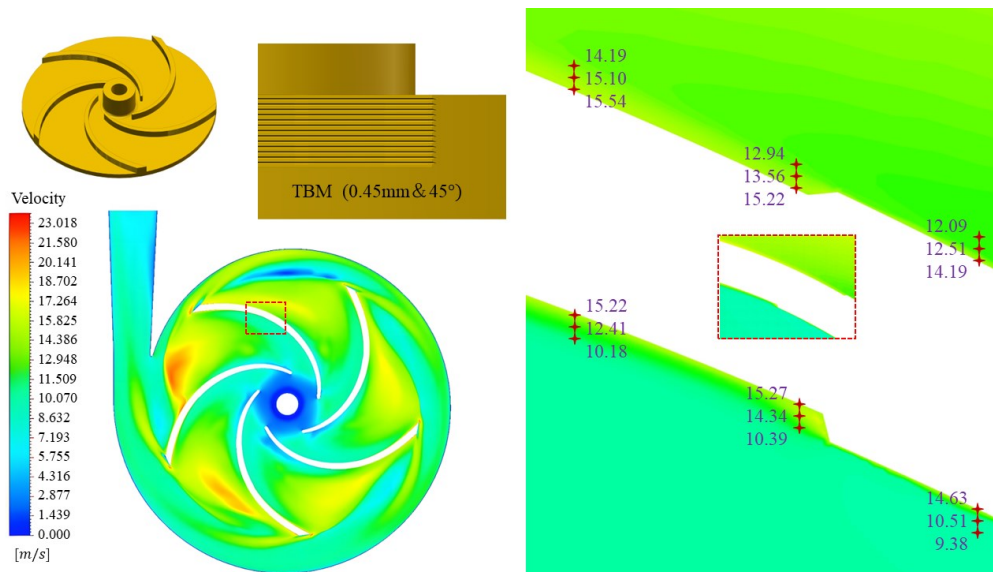
图 3-5 沟槽叶轮扬程结果图

图 3-5 底部的投影云图显示：控制相同的沟槽深度时，顶角变化对扬程性能影响显著，顶角在 $30^{\circ}\sim 75^{\circ}$ 时效果明显优于更大的顶角，最优顶角出现在 45° 。这表明近壁面的流函数越接近 $\psi = Ar^4 \sin(4\theta)$ ，近壁涡与沟槽作用越剧烈，抑制流体展向集中的效果越好。这使湍流猝发时形成的低速带条更稳定，减小了流体动能的损耗。

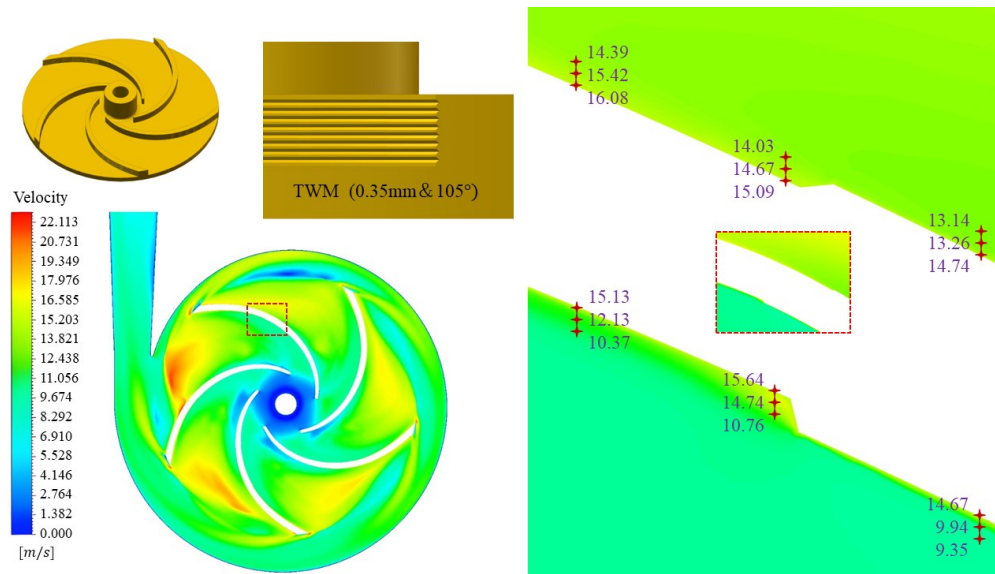
具体的近壁流动状况展现在图 3-6 中。图中将原始模型称为 ORM、最佳扬程性能沟槽模型（ $0.45\text{mm}\&45^{\circ}$ ）称为 TBM、最劣扬程性能沟槽模型（ $0.35\text{mm}\&105^{\circ}$ ）称为 TWM。



(a) ORM 速度分布与近壁流动特征



(b) TBM 速度分布与近壁流动特征



(c) TWM 速度分布与近壁流动特征

图 3-6 仿生结构速度分布图

对比三种模型的速度分布，ORM 压力梯度更大，具有更显著的近壁特性。TBM 与 TWM 在未设置沟槽的叶轮前部同样出现高压梯度区域，但延伸至沟槽流域时压差立刻被稀释到整个深沟内。数值上，TBM 与 TWM 的整体速度分布要低于 ORM 近 18%。可见底部流体抬升的动力减弱，意味着沟槽结构有效地消耗了二次涡，平稳了边界层，使离心泵叶轮尾部流动结构更加平稳。两沟槽模型的吸力面有基本一致的流动结构分布，差异集中在压力面。TWM 的压力面尽管被削弱了湍流动能，但很难分辨出沟槽区与光滑区的差异，这是由于 TWM 高达 105° 的顶角使角域流动十分通畅，二次涡与壁面相互作用被缓和。

从宏观角度分析，在叶片开槽的过程中会残留近似正弦曲线形状的尾缘结构，如图 3-7。叶片尾流场产生的高密度能量损失来自叶片后缘的涡流脱落，应用正弦结节后缘（STTE）可以将大尺度涡旋结构分解成小尺度，从而减少下游流场的湍流耗散，提高下游流场的稳定性并带来节能效果^[121]，如图 3-8。对于隔舌区：湍流强度比原结构增加，可能是因为小尺度涡旋结构会在舌上产生更多的碰撞，导致更大程度的湍流脉动。对于导叶区：在所有流速条件下，正弦结节后缘结构与原始结构的湍流强度之间没有显著差异。综上所述，虽然使用正弦结节后缘结构会增加隔舌区域的湍流强度，但将这一结果与对熵生成理论的分析相结合，表明该结构会降低蜗壳湍流波动的整体水平。因此，该仿生结构优化方法对改善离心泵的内部能量损失特性将是有益的。另外，在离心泵整形设计中，可以通过调

制沟槽结构来确保合理的流道进出口面积比。

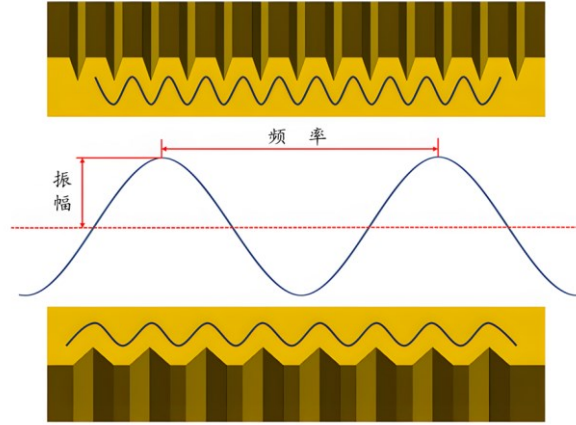


图 3-7 正弦尾缘结构

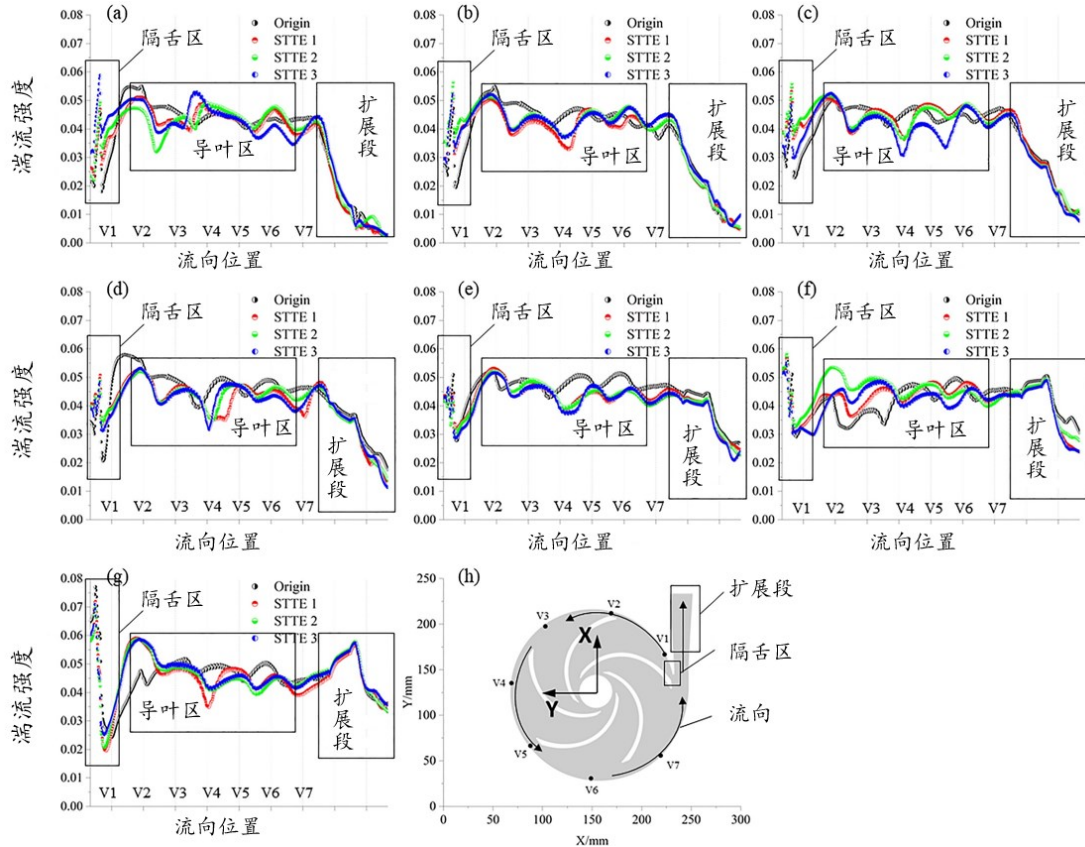
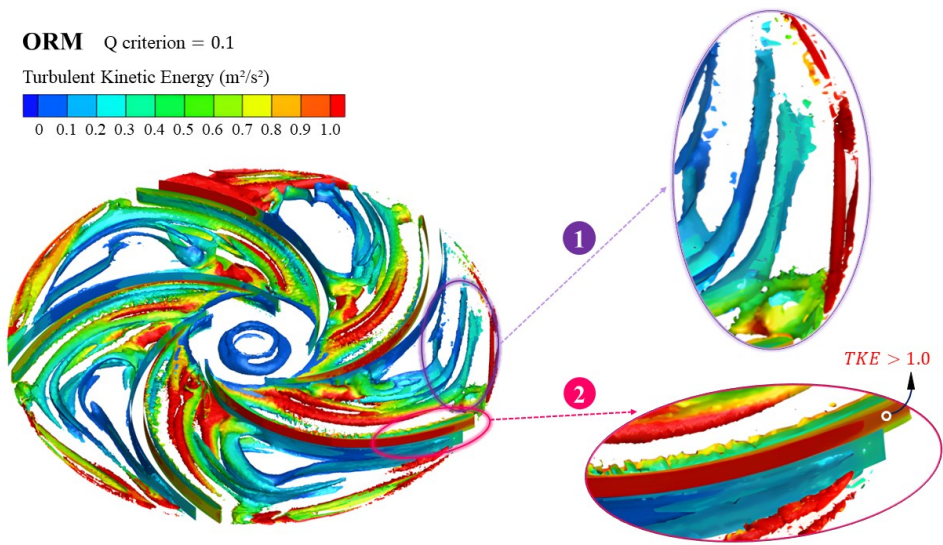


图 3-8 STTE 下蜗壳湍流水平

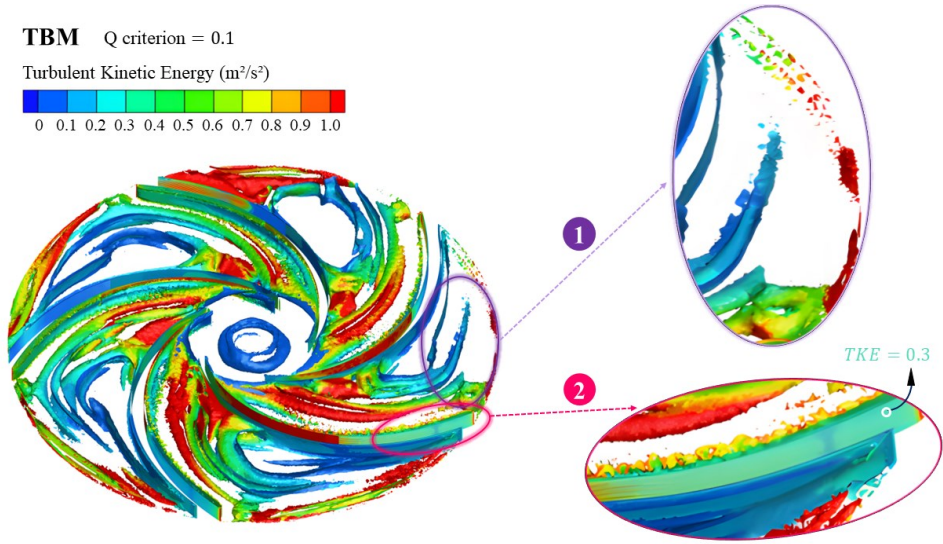
为验证流场内湍流结构的改善情况，对模型进行 $Q - \text{Criterion}$ 涡识别判定，如图 3-9。 Q 值定义为式 (3-11)。

$$Q = \frac{1}{2}(\|\Omega\|^2 - \|S\|^2) = -\frac{1}{2}\left[\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z}\right)^2 + 2\frac{\partial u}{\partial x}\frac{\partial v}{\partial y} + 2\frac{\partial u}{\partial x}\frac{\partial w}{\partial z} + 2\frac{\partial v}{\partial y}\frac{\partial w}{\partial z}\right] \quad (3-11)$$

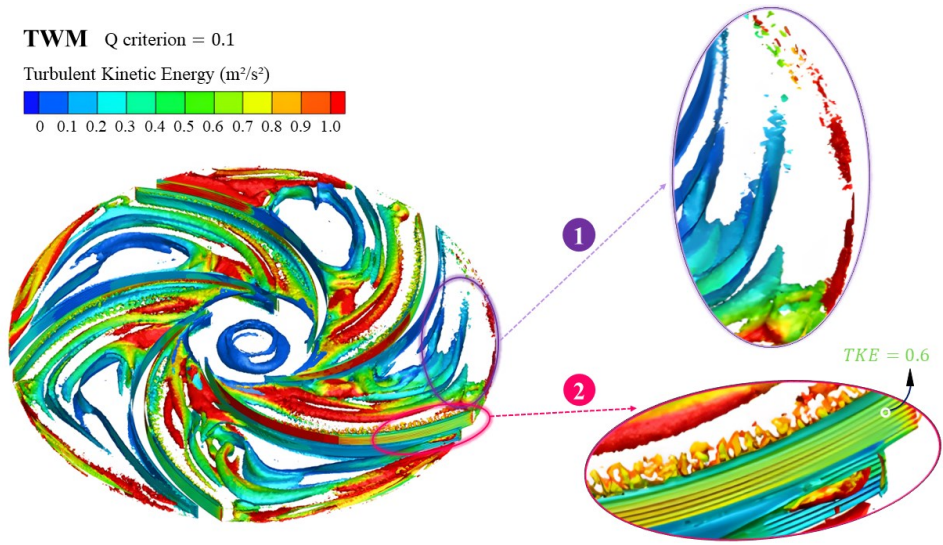
式中， Ω 为涡量张量， S 为应变速率张量。 $Q > 0$ 处涡量占据主导，且 Q 值越大，涡核分布越接近涡核核心。本文的等值面选择为 $Q = 0.1$ 。



(a) ORM 涡核与湍流动能



(b) TBM 涡核与湍流动能



(c) TWM 涡核与湍流动能

图 3-9 沟槽结构涡核分析

流道尾部正中央①处,是低比速离心泵普遍最易出现回流的区域之一。①处远离工作叶片,受到叶片的控制不足,加狭长的扩散流道,为湍流发展提供了理想的发育环境。对比三种模型①处的涡核分布知:ORM 尾部的流向涡拉伸出了两条完整的低速条带, TBM 和 TWM 只有靠近流道中央处出现一条发育不完全的低速条带, TWM 在靠近叶片吸力面的流向涡有被拉伸的微弱趋势,而 TBM 则完全没有。细节②中展现了叶片吸力面的湍流动能分布,带沟槽结构的叶片表面具有更低的湍流动能,其中 TBM 的湍流动能不到 ORM 的30%。这说明仿生沟槽结构对叶片表面的涡结构进行了有效的破坏,从而改善泵内流体的流动状态,降低能耗。

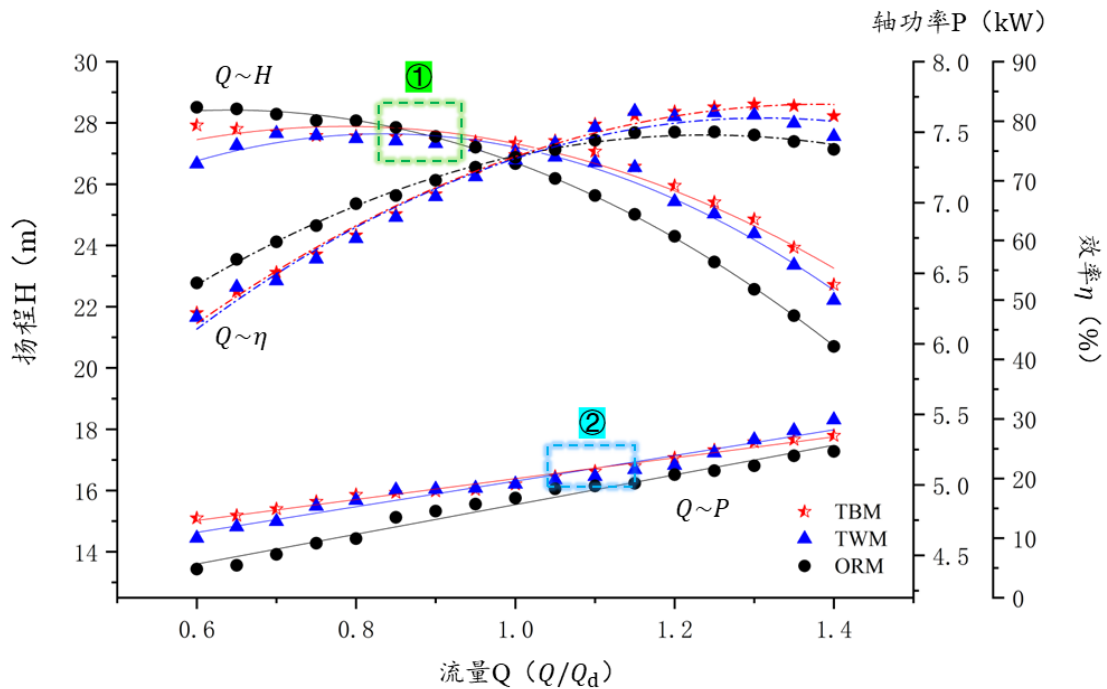
原始叶轮与另外两款带有仿生表面结构的叶轮所对应的离心泵全流量性能曲线图展示在图 3-10 中,从图中可得出不同流量下表面结构对离心泵扬程、效率与轴功率的影响。

对于扬程曲线,带仿生沟槽结构的叶轮与原光滑叶轮有较明显的差异。总体来看:光滑叶轮在偏小流量下运行更有优势,沟槽叶轮则在工况附近与大流量运行下皆有不同程度的优势,且流量越大时优势越明显, TBM 结构在全流量下性能都要略优于 TWM 模型。在 $0.6Q_d$ 时,光滑叶轮的扬程远高于两种沟槽叶轮。这是由于在小流量的工况下,低比速离心泵叶轮狭长的流道导致的尾部扩散会变得更严重,在这种背景下,降低进出口面积比即减少叶轮流道出口面积可以改善流动状况。然而,本文所研究的 Space-V 型沟槽结构非但不能起到堵塞出口流道的效用,反而因为切削叶轮致使尾部流道进一步扩散,造成叶轮在小流量时回流严重、性能下降。对比两种表面结构在 $0.6Q_d$ 时的表现,发现 TWM 的性能较 TBM 低 4.73%,这是由于 TWM 的沟槽结构的切削部分更为宽阔,不仅扩散较 TBM 更为严重,同时由于 TWM 顶角 α 过大而没有 TBM 一样强的展向流抑制效果共同导致的。在 $1.4Q_d$ 时,两种沟槽叶轮的扬程远高于光滑叶轮, TBM 较原模型扬程性能有 9.74%的巨大提升,这是十分理想的结果。由局部放大图①显示:在 $0.89Q_d$ 左右时,沟槽结构的扬程性能开始全面超过原始水力模型,并且扬程的性能优势将随着流量的提升而进一步扩大。

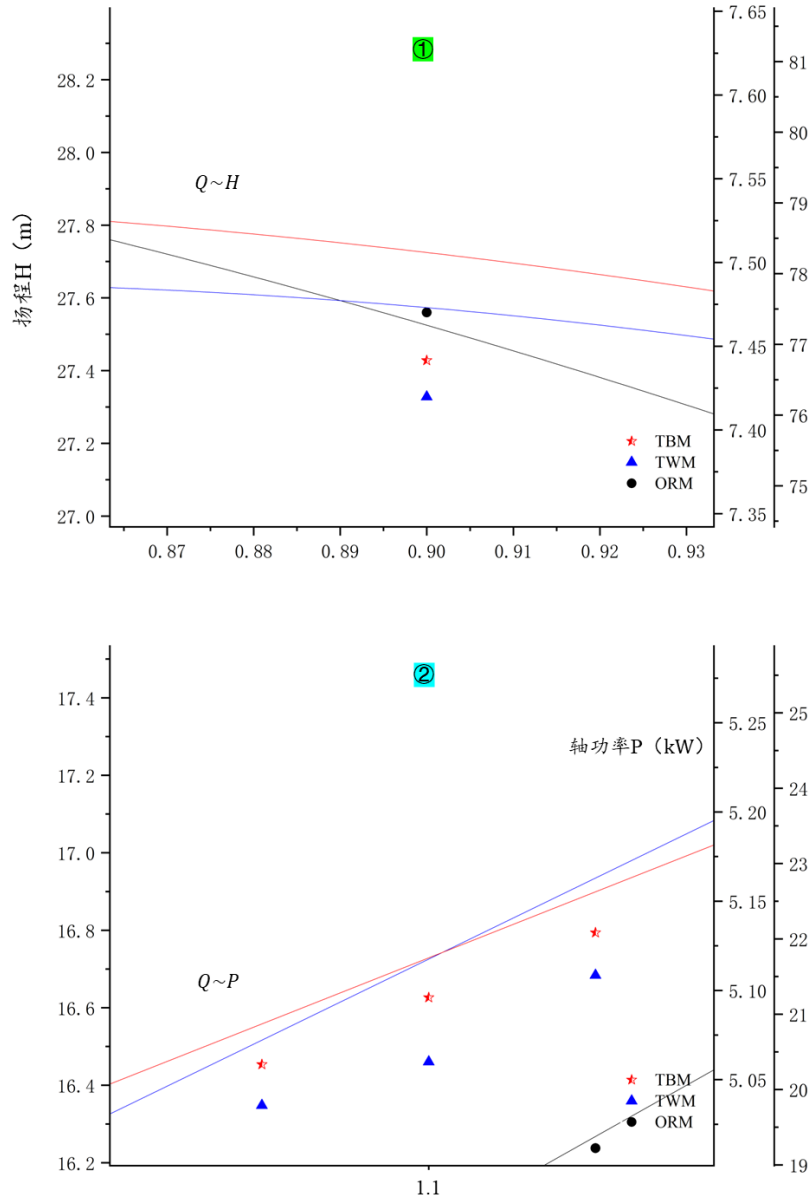
对于轴功率曲线,规律比较明了:沟槽结构抑制并校正展向流动时消耗的功全在轴功率中得到完全统计,因此带仿生表面结构的离心泵在运作过程中天然会

消耗更高的轴功率。局部放大图②展示了两种沟槽结构的轴功率曲线细节：从 $1.1Q_d$ 开始，TWM 结构消耗的轴功率开始超过 TBM，这将是导致两种沟槽结构效率差异的重要原因之一。这也传递出一个重要的讯息：在仿生表面离心泵工作运行中，近壁作用越剧烈、二次涡耗散效果越明显的仿生结构并非必定对应更高的能耗。此讯息是振奋人心的，这意味着一定存在一款合理的仿生表面结构可以兼顾节能与高效的先进离心泵设计要求。目前仿生表面技术的研究主要集中在外流领域，与离心泵结合的研究还很不全面，可能是起步研究晚与学者们在此领域的信心不足有关，但此处的分析结果证实了仿生表面结构在水泵领域中的巨大潜力，是值得深入探索的重要新兴领域。

对于效率曲线，三种模型在 $1.0Q_d$ 即额定工况处几乎没有差异，但在小流量时光滑叶轮有近 5% 的效率优势，这是低流量工作区光滑叶轮的高扬程与低扭矩共同影响的结果。在大流量工况时，带仿生表面结构的叶轮效率逐渐升高，根据公式 (2-20)，这是扬程上的优势带来的效率提高。



(a) 全流量性能曲线图



(b) 局部放大图

图 3-10 沟槽叶轮性能曲线

高效，是所有低比速离心泵结构优化的最终目标之一。为了更直观地展现仿生沟槽表面结构带来的增效效果，此处引入增效率，定义为：

$$\Delta\eta = \frac{\eta - \eta_o}{\eta_o} \quad (3-12)$$

式中： η —仿生沟槽离心泵效率， η_o —原光滑离心泵效率。

不同工况下仿生离心泵的增效率统计在表 3-1 中。

表 3-1 仿生沟槽结构的增效率

流量点 (Q/Q_d)	效率/%			增效率/%	
	ORM	TWM	TBM	TWM	TBM
0.6	52.847	47.068	47.822	-10.935	-9.508
0.65	56.796	51.248	51.407	-9.769	-9.488
0.7	59.749	55.542	54.612	-7.040	-8.597
0.75	62.452	58.040	57.644	-7.064	-7.698
0.8	66.134	61.163	60.856	-7.516	-7.980
0.85	67.515	63.856	64.410	-5.419	-4.599
0.9	70.084	67.321	67.752	-3.943	-3.327
0.95	72.277	70.684	71.270	-2.205	-1.393
1	73.930	73.483	74.323	-0.606	0.532
1.05	75.215	76.247	76.698	1.373	1.972
1.1	76.798	78.960	79.465	2.815	3.472
1.15	78.069	81.264	80.987	4.093	3.738
1.2	78.189	80.778	81.598	3.312	4.361
1.25	78.203	81.418	82.349	4.110	5.301
1.3	77.695	81.047	82.861	4.314	6.650
1.35	76.579	79.658	82.589	4.021	7.848
1.4	75.259	77.432	80.880	2.888	7.469

表中直观地显示出：在额定流量 $1.0Q_d$ 以前，顺向流沟槽结构对效率的损害程度随着流量的降低而增加，在统计范围内的最低流量 $0.6Q_d$ 处达到-10.935%与-9.508%的效率损耗，这是应该极力避免的，因此顺向流沟槽这种仿生表面结构技术不推荐与通过加大流量设计法得到的离心泵系统配套使用，因为此设计方法会使流动状况长期处于小流量状态。在额定流量 $1.0Q_d$ 以后，顺向流沟槽结构对效率的正向增效随着流量的增加而提升，TWM 在 $1.3Q_d$ 处达到了4.314%的最高增效，TBM 的最高增效出 $1.35Q_d$ 处的 7.848%。相较于原始叶轮模型，TBM 的最高效点从 $1.25Q_d$ 往后推移至 $1.35Q_d$ ，TWM 的最高效点则没有变化，且两种仿生表面结构都带来了高效区的拓宽。

通过对三种典型模型的扬程、轴功率与效率指标的分析，可以确认顺向流沟槽仿生表面工艺对离心泵叶轮性能影响较明显，合理的运行条件下会带来可观的扬程与效率收益。但同时，增添沟槽使得原本陡降的扬程性能曲线出现了不同程度的驼峰，其中 TWM 的驼峰较为明显，这意味着此类离心泵运行时将面临喘振带来的连接管道损毁、仪器寿命骤降等危害。因此，仿生沟槽叶轮的结构参数设计需要格外重视追求陡降的扬程曲线。

3.3.2 瞬态性能分析

区别于将时间波动抹平的稳态计算，瞬态分析可进一步展示物理量随时间的起伏，这对于旋转机械的性能研究是极为重要的。在本文中，蜗壳的非对称构造可能诱发的非周期性脉动在撞击隔舌时会造成振动与噪声，所以分析隔舌位置的压力波动特性存在非常实际的作用。

以稳态计算的结果作为瞬态计算的初始化条件。以叶轮旋转 1° 为计算时的一步，本文共计算叶轮旋转 3 圈时隔舌处的压力数据，即时间总步数为 1080 步，最大迭代数设置为 15。结合额定工况时的条件 1440r/min，计算得时间步长为 0.0001156S。其中 TBM 的迭代过程展示如下。其中迭代步 16500 是由最大迭代数（15）乘时间总步数（1080）构成的瞬态仿真步数加上初始 300 步稳态计算共同组成。

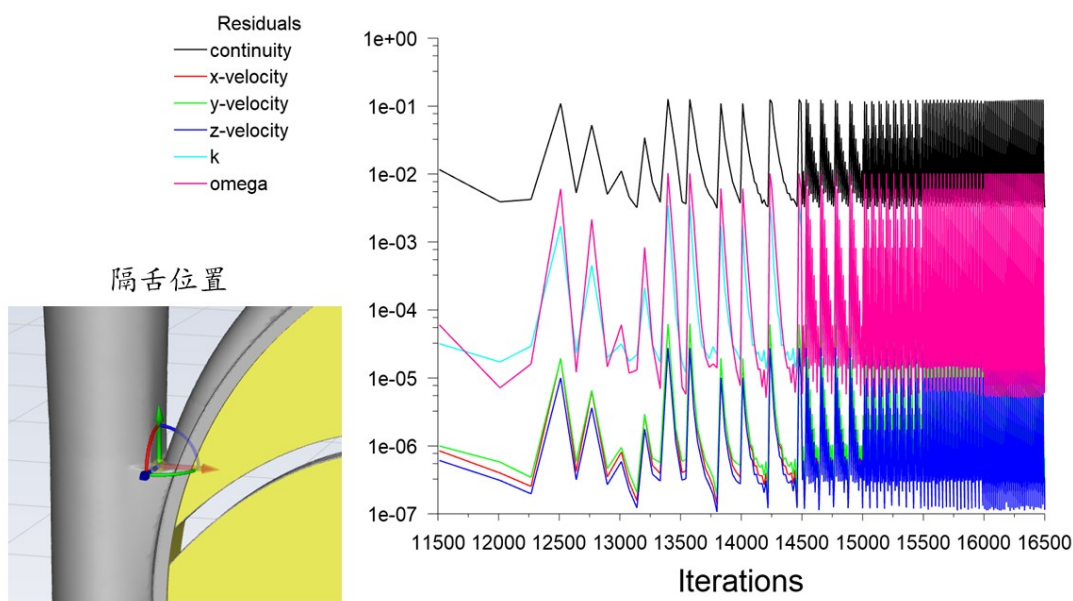


图 3-11 残差曲线图

图中连续方程和三维速度残差曲线均能在一个迭代步中下降数个数量级，且文中用于监控的扬程物理量呈现规律的起伏，这符合离心泵的实际瞬态运行特性，因此可以认为本次瞬态计算达到收敛。在此条件下，调出隔舌处压力脉动的监控文档，考虑到前两圈的计算结果可能存在部分震荡，仅收集第三圈压力参数用作分析，实时压力波动展示在下图 3-12 中。

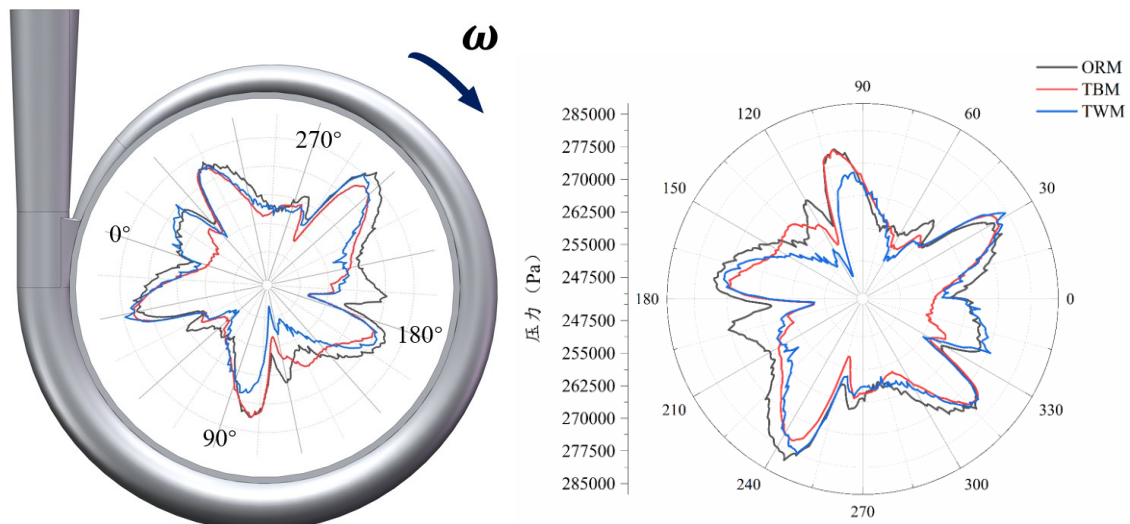
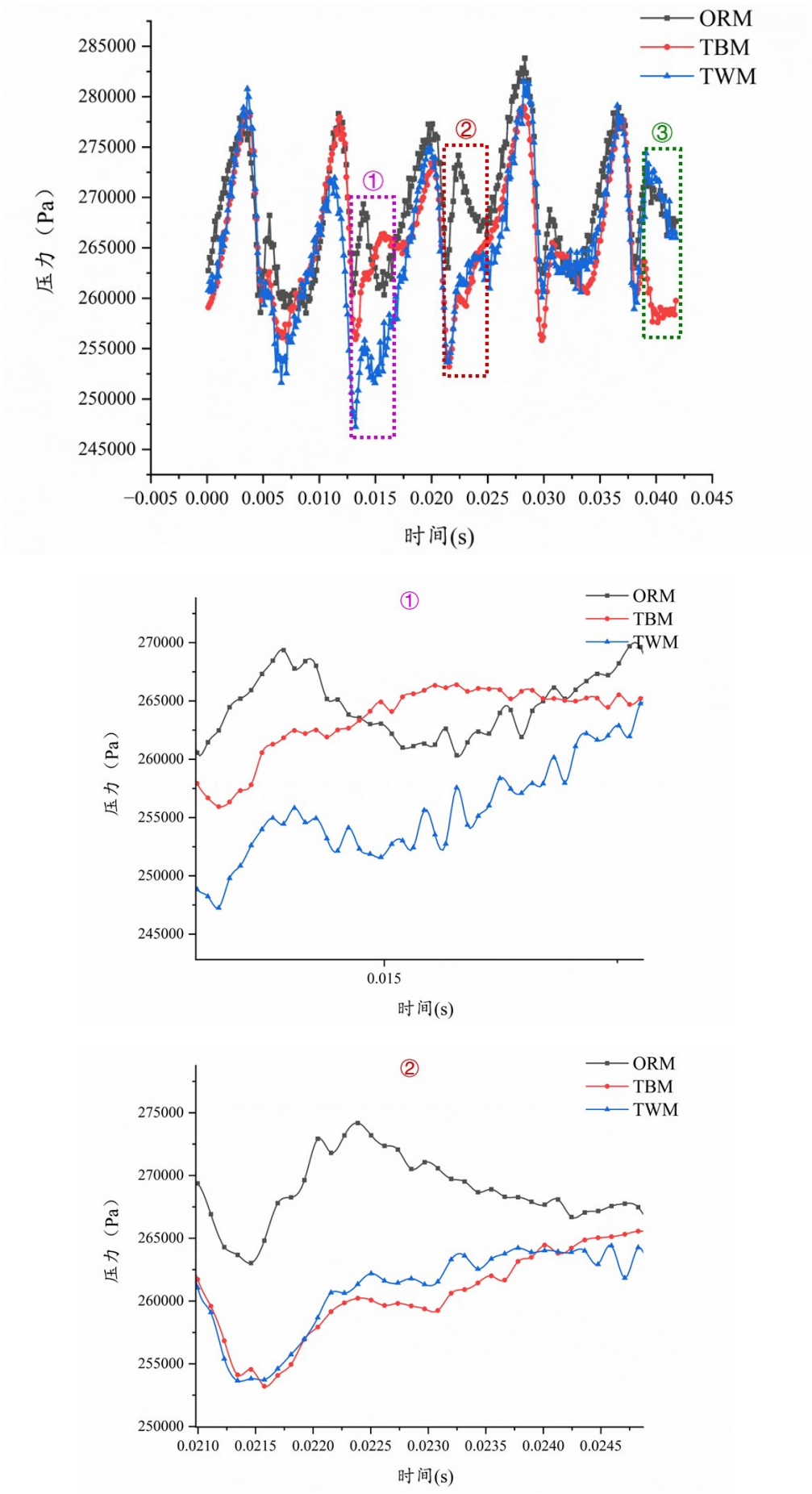


图 3-12 隔舌压力位置分布图

整体来看,压力波动在一个周期内出现了 5 个波峰,分别出现在 30° 、 105° 、 170° 、 245° 和 315° 附近。将这 5 处波峰对照叶轮起始位置,可以得出叶片在旋转过程中扫过隔舌位置时迎来压力最高点,同时这也是离心泵扬程出现最高点的瞬间,原因是此时隔舌位置至出口管压力收集效果最高,供水表现好。当叶片指向隔舌时,正值叶片压力面将整个流道的输送液推向隔舌断面,从而造成隔舌高压。当叶片略过隔舌,叶轮流道内的局部过流液经过靠近第一断面的位置进入蜗壳,剩下的另一部分进入隔舌至蜗壳出口,此时的液流由于叶片工作面远离隔舌,从而动静干涉作用较小,这是压力波谷的由来。如此变化直至下一叶片工作面到来,完成一次波峰波谷转化,当叶轮的五片叶片依次略过隔舌时即为完成一次压力循环。

在叶轮流道正中位置经过隔舌时,压力理论上应该是最低,但图 3-12 中可以明显观测到两次波峰之间额外存在一个次波峰,而不是预想中纯粹的波峰波谷循环转化。这推测是压力在波峰之后快速下降导致隔舌位置出现局部相对低压甚至局部真空,此时四周的液流顺着压力梯度快速向隔舌负压点补充导致的。为了定量对比非光滑表面结构对隔舌次波峰的影响,将压力循环图转换成如下的时域图进行进一步观测。



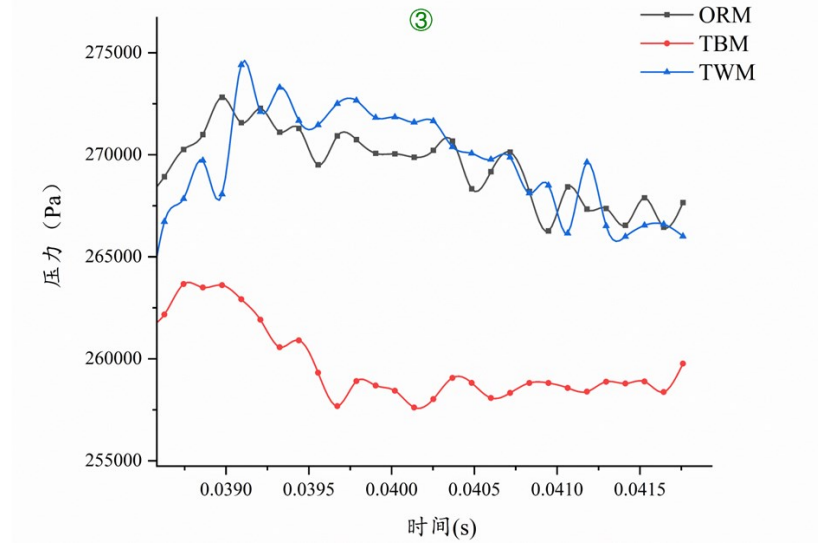


图 3-13 隔舌压力时域图

叶轮每 0.0417 秒工作一个周期，三种模型在波峰附近的压力周期并无明显差异，仅在第二个波峰处（0.012S）TWM 展现了明显低于其他叶轮模型的压力。但在两次波峰之间出现的次波峰则具有显著的区别，②处出现在第三和第四次波峰之间，即当远离隔舌的流道扫掠过隔舌位置时，原始光滑叶轮出现了不亚于主波峰的高压力脉动，这是极为反常的，这可能是由于部分液流并未顺利进入隔舌断面至第一断面处的蜗壳，导致此部分液流回流冲击隔舌造成的高压现象。在①③处两种仿生结构也各自分别出现了与原模型较明显的相对低压，其中①处波谷位置的 TWM 模型较其他模型更低，最多达到约 5.7% 的相对低压，属于叶轮右下方的流道特征。③处波谷位置的 TBM 模型较其他模型更低，最多达到约 5.4% 的相对低压，这是属于叶轮右上方的流道特征。压力脉动波谷越低，周期性越明显，意味着过流液从叶轮流道进入蜗壳越顺利，但同时也会造成脉动幅度变大，诱发隔舌处的机械损伤和噪声，导致系统工作不稳定并影响到其他设备或流程的正常运行。

为分析信号的频率特性和频率成分，了解信号在频率域上的特征和性质，采用快速傅里叶变换（FFT）的方法进行信号处理。FFT 算法通过利用信号的对称性质和递归计算的方式，能够快速地进行信号的频域转换。相对于传统的傅里叶变换算法，FFT 算法能够大大降低处理量，运算效率得到显著提升。其函数表达为式（3-12）。

$$F(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-i\omega t} f(\omega) dt \quad (3-12)$$

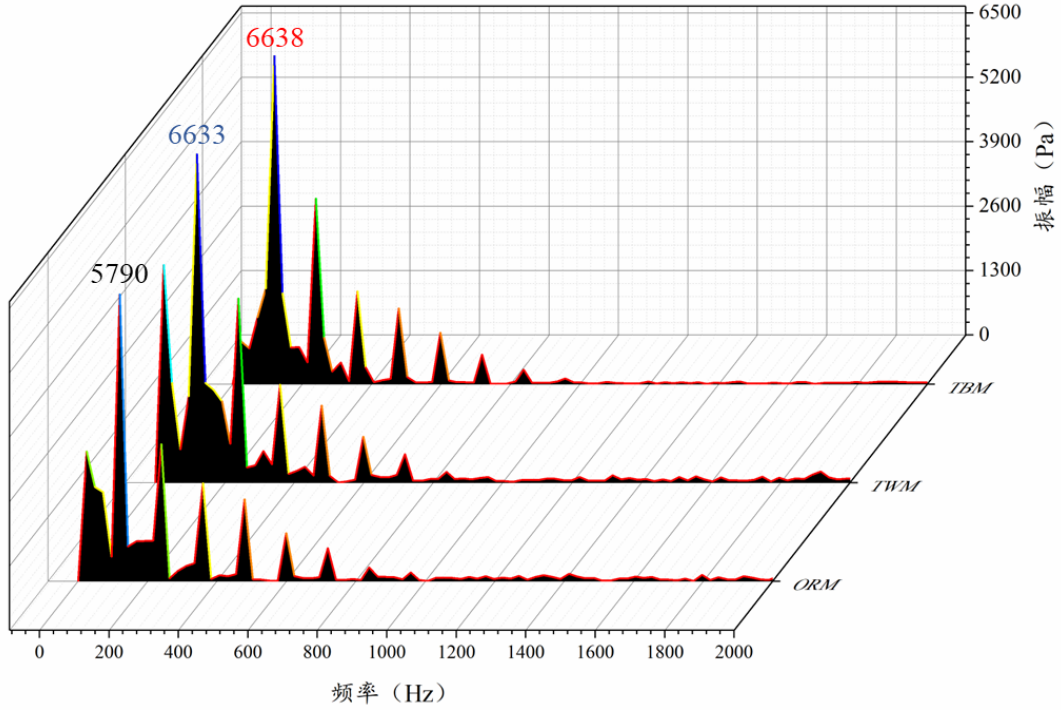


图 3-14 隔舌压力频域图

在绘制频域图时，为了确保所有频谱特征能被清晰地展示，将 0Hz 处的振幅数值设置为 0Pa。此处原数值分别为 ORM 的 268962Pa、TBM 的 265553Pa 与 TWM 的 265171Pa，总体差距仅为 1.4%，因此在 0Hz 处的图像处理是有效的。

观测图中各模型峰值，发现最大振幅出现在 119.732Hz 处，此处数值分别为 ORM 的 5790Pa、TBM 的 6638Pa 与 TWM 的 6633Pa。离心泵的基频为叶频(f_z)与转频(f_n)，定义为式 (3-12)。

$$f_n = \frac{n}{60}, f_z = z f_n \quad (3-13)$$

本文叶轮转速为 1440 转每分钟，叶片数为 5，计算得叶频为 120Hz，转频为 24Hz。可以认为一倍叶频即为上述的最大振幅，两种非光滑表面结构在此处的压力脉动几乎没有区别，均比原叶轮模型提高了 14.6%的振幅。另外，三种模型在一倍转频处则有明显的差异：ORM 的 2620Pa、TBM 的 873Pa 与 TWM 的 4396Pa。转频完全由叶轮流道失速团发展的规模决定，TBM 的一倍转频最小，分别为其他模型的 33%与 19.9%，这就证明了此模型的流道最为通畅，才能保证流道整体特征在旋转的过程中变化细微。而 TWM 模型的一倍转频则达到原模型的 168%，可见其流道特征变化更明显，这可能是由于较大的顶角参数起到破碎涡的效果有限，此时切割叶轮带来的宽阔流道所产生压力波动方面的负面作用大

于表面结构带来的稳流作用，从而出现较大的一倍转频。

在多倍叶频（图中 239.464Hz、359.195Hz 等）处，振幅分布与一倍叶频一致，仍是两仿生结构模型数值相似且略高于光滑模型。频谱图中振幅随着频率的升高整体为降低趋势，在超过 8 倍叶频（838.1Hz）后叶频信号强度显著降低。

3.4 本章小结

本章依据外流减阻的研究经验，将 Space-V 型凹槽添置于叶轮尾部，对不同式样的沟槽结构进行了多方面的分析，总体得到以下结论：

（1）将普朗特边界层方程组结合第二涡理论应用于低比速泵流动模型，确认仿生结构添置在叶轮尾部可以高效地减弱湍流猝发的强度以提高边界层流动的稳定性。

（2）通过流函数定量地刻画沟槽顶角对壁面流动形态的影响，依据水力光滑现象反向限制沟槽深度参数，确定可研究的沟槽参数组合。

（3）对比添置仿生结构前后性能证实此工艺在额定工况最多能得到 2.59% 的扬程性能提升。仿生模型边界层出现的高压力梯度在拓展至沟槽结构时会被稀释，整体壁面速度分布要低于原光滑模型近 18%。指出仿生结构自带的叶轮出口结构能起到破碎涡的功能，其能减少叶轮尾部流域的湍流耗散的特性可能是水泵性能提高的原因之一，并通过 Q 准则耦合湍流动能云图确认了叶轮尾部的紊流确被优化。通过收集全流量水力性能曲线发现仿生结构会导致驼峰，不利于机器平稳运行，于是提出仿生表面结构需与有陡降扬程的叶轮结合的工程建议。

（4）通过瞬态模拟分析过流部件因旋转带来的周期特性，观测隔舌处压力脉动的时频信号后得出仿生结构拥有比原型更高的叶频振幅，但总体趋势改变不大。

第4章 分流叶片与非光滑表面的耦合特性

仿生非光滑表面结构在近壁流动起到了关键的涡能耗散,但对于低比速离心泵狭长的圆盘流道,添置分流叶片凭借其简单的加工工艺与较轻的进口排挤仍是当今抑制尾部流道脱流最常见的手段。因此,仿生表面结构与分流叶片的耦合将使低比速离心泵的性能更进一步。

本章出现的仿生非光滑表面结构均为第3章中证实拥有最优近壁流动性能的TBM结构(0.45mm&45°)。

4.1 原始流场分析

对离心泵额定工况进行CFD仿真计算,图4-1和图4-2展示了流道内部的压力和速度等值线图。

图4-1中,叶轮流道的压力沿流动方向为正压力梯度。在叶片的压力面与吸力面存在明显的压差:同一叶片的相同半径处,压力面的压强要高于吸力面。在隔舌附近,叶轮流道与蜗壳基圆相交处出现了小区域的低压区,这是低比速泵流道出口处扩散和隔舌处回流共同作用结果。尽管如此,蜗壳的整体压力水平仍显著高于叶轮尾部,且在出水孔处达到最高压力,这证明此蜗壳不仅能很好地起到收集压力的作用,还能保证额定工况下各断面流道一定的通畅性。

图4-2为流场的速度分布图。图中,压力面出口的流体通过径向间隙与蜗壳,与吸力面的流体剧烈作用,导致每个叶片尾部都出现了回流现象,产生了不同水平的低速区,仅在叶轮底部的流道中稍有缓和。本文所设计的模型水力输送性能较好,未出现尾涡完全脱落且藏匿在流道内,占据流道出口中心的传统问题。①②③④处的尾涡寄宿在叶片尾部,被吸力面的出口流体不断拉扯。滞流造成流道出口阻塞并消耗大量动能,使离心泵性能下降。⑤处的复杂流动情况展现了蜗壳隔舌处的流道是克服叶轮尾部流道正向压力梯度形成的,证据是⑤处当地留下了泾渭分明的剪切层,剪切层附近的速度过渡非常剧烈。

该模型总体流道分布良好,与实际情况相符,可在其基础上进行后续添置分流叶片的相关工作。

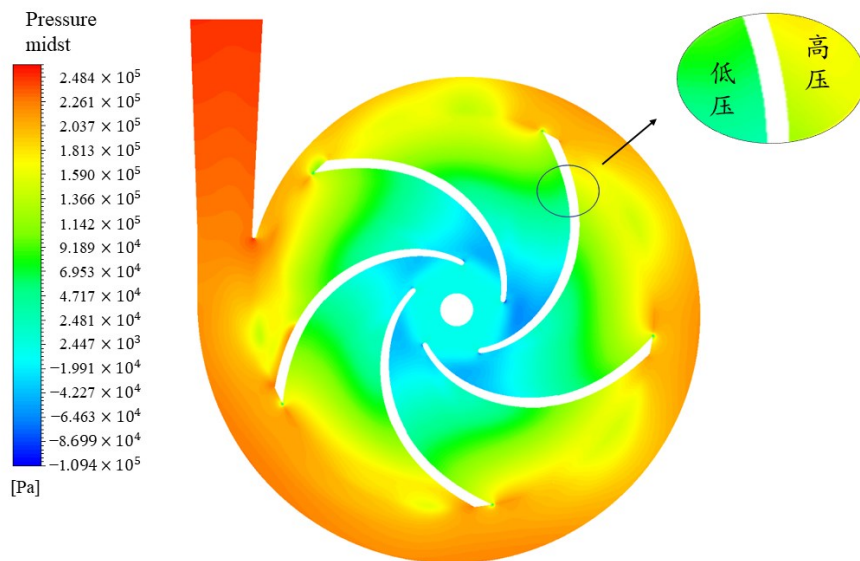


图 4-1 原始压力分布图

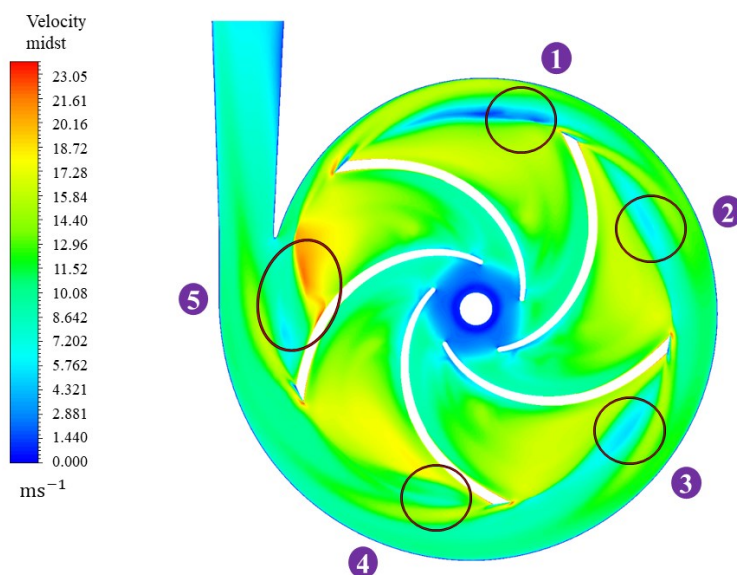


图 4-2 原始速度分布图

4.2 带沟槽的分流叶片参数正交试验

面对分流叶片多因素多水平的结构测试时，正交试验不仅能够在较少的试验次数下获取全面的试验数据，从而节省实验所需的资源和时间成本，还能够帮助确定哪些试验因素对结果具有显著影响，从而可更快地找出关键因素并做出进一步的优化。本节将通过正交试验与极差性能分析来更好地理解各参数对离心泵水力性能的影响与重要性。

4.2.1 正交试验设计

分流叶片的几何形状会强烈影响流线走向,因此需要探求其最优值。近些年,随着各种新型材料的崛起,塑料离心泵凭借高耐腐蚀特性和其低廉的价格成为特殊场景下的最佳选择。为保障强度,塑料离心泵的过流部件往往会比传统金属离心泵更厚,这导致分流叶片的外形设计需额外考虑叶片厚度带来的影响。同时,区别于传统设计,本文额外考虑了分流叶片与主叶片宽度不相等的情况。为了兼顾实验次数和对实验规律的掌握,本文设计 3 因素 4 水平共 16 组正交试验。根据对流道的分析和离心泵叶片的结构,选取研究因素为:分流叶片厚度 S , 分流叶片进口直径 D_i , 分流叶片进口宽度 B_i 。分别用 A、B、C 来表示,参数定义为图 4-3, 具体数值见表 4-1。

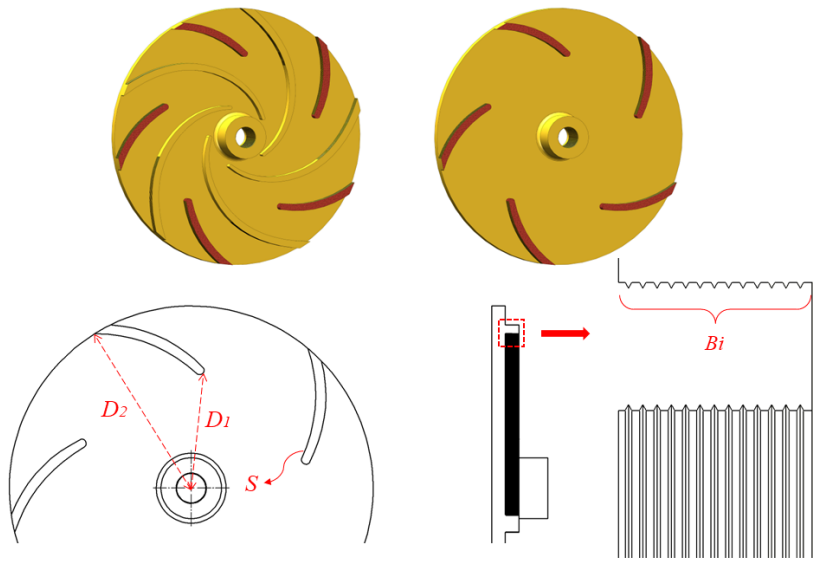


图 4-3 分流叶片几何参数

表 4-1 分流叶片因子水平表

因素	A	B	C
	厚度 S	进口直径 D_i	进口宽度 B_i
水平	(mm)	(D_1/D_2)	(mm)
1	6.0	0.625	8
2	7.5	0.650	10
3	9.0	0.675	12
4	10.5	0.700	14

表 4-2 为额定流量下, 16 组正交试验的计算结果。

表 4-2 分流叶片正交实验结果

序号	A (S)	B (Di)	C (Bi)	扬程 (m)	效率 (%)
1	7.5	0.650	14	31.48	74.88
2	7.5	0.625	10	30.91	74.15
3	10.5	0.625	14	31.81	73.81
4	9.0	0.650	8	29.81	76.51
5	9.0	0.625	12	30.53	75.84
6	6.0	0.675	14	32.25	75.19
7	6.0	0.625	8	29.11	75.52
8	6.0	0.700	10	31.62	73.28
9	9.0	0.700	14	31.80	74.53
10	6.0	0.650	12	30.57	75.50
11	10.5	0.650	10	29.62	74.48
12	10.5	0.700	12	30.12	73.51
13	7.5	0.700	8	27.89	76.85
14	9.0	0.675	10	30.03	77.83
15	10.5	0.675	8	29.11	76.01
16	7.5	0.675	12	30.62	75.19

4.2.2 性能极差分析

图 4-4 展示了正交试验的结果：虽然各因素相互制约，但总的来说，添加分流叶片对离心泵性能有十分积极的作用。这是因为分流叶片对流体分离和旋转失速的抑制，使叶轮出口的流动分布更加均匀。其本质是使叶轮出口处的叶轮数量翻倍，在排挤性能不严重的情况下，使得叶片对过流流体产生更强的控制力。

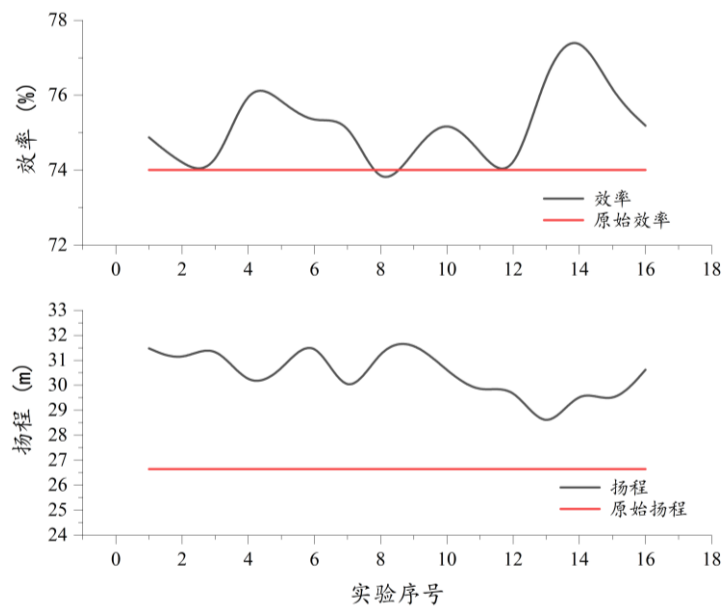


图 4-4 分流叶片正交试验结果

为了探求各个因素对低比速离心泵外特性的影响程度,针对不同指标做极差分析。结果如表 4-3、表 4-4。

表 4-3 扬程极差分析

指标 (m)	因素		
	A	B	C
$\bar{K}_1$	30.8875	30.5900	28.9800
$\bar{K}_2$	30.2250	30.3700	30.5450
$\bar{K}_3$	30.5425	30.5025	30.4600
$\bar{K}_4$	30.1650	30.3575	31.8350
最佳水平	1	1	4
R	0.7225	0.2325	2.8550
排序	2	3	1

表 4-3 效率极差分析

指标 (%)	因素		
	A	B	C
$\bar{K}_1$	74.8725	74.8300	76.2225
$\bar{K}_2$	75.2675	75.3425	74.9350
$\bar{K}_3$	76.1775	76.0550	75.0100
$\bar{K}_4$	74.4525	74.5425	74.6025
最佳水平	3	3	1
R	1.7250	1.5125	1.6200
排序	1	3	2

表中 R 为极差值,该值越大,表明该因素对指标影响越大。这对第 4.3 节中的权重设置有重要的指导意义。

表中,因素 C (进口宽度 Bi) 对扬程的影响较大,因素 A (厚度 S) 对效率影响较大。根据已有数据可见:分流叶片只要存在,就能起到降低流道出口扩散的作用,同时也限制尾涡被不断拉长。但过厚的分流叶片入口厚度不仅占据了大量的流道造成堵塞,而且过于宽大的迎流面积使来流在冲击叶片时难免会损失大量动量,限制了离心泵性能的提高。对于进口宽度 Bi ,提升进口宽度可以搅动更多轴向间隙的流体,起到提升扬程的功能。但当进口宽度拉伸至 14mm 时,整个流道入口到流道中部的叶顶间隙处的流体由于没有主叶片压力面带来的正向梯度,这导致相当一部分滞留在叶顶间隙的流体不会经过分流叶片的流道进入蜗壳。同时,处于叶轮尾部的分流叶片仍然在无差别的搅动流体,这使得无用的扭矩剧增,轴功率无法被完全发挥,最终表现为效率萎缩。相反的,略微减少进口

宽度 B_i 虽然轻微创伤了扬程增效，但随之降低的扭矩使得效率得到增长。

为了寻找这 3 个因素的最佳搭配，下节将使用智能算法进一步分析。

4.3 人工鱼群算法优化

本节将利用人工鱼群算法具有的强全局寻优能力、高适应性、易实现易调整和高并行性等优势来对上节得到的正交试验结果做进一步优化。

4.3.1 参数制备

人工鱼群算法（AFSA）是一种模拟鱼群觅食、聚群和追尾行为的群智能优化算法。每条人工鱼的位置都对应其优化后的值，水域范围限制了优化目标的结果，食物浓度代表目标函数的数值大小，人工鱼群在水域范围内游动觅食的行为代表寻优的过程。算法流程如图 4-5 所示。

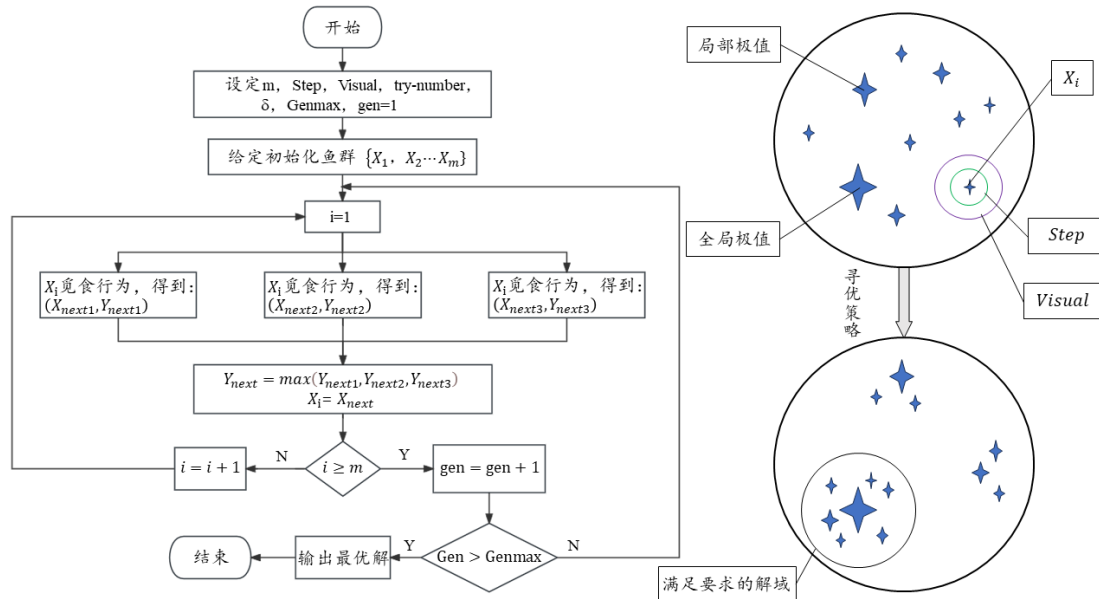


图 4-5 算法流程示意图

在实际生产场景中，扬程的重要性远远大于效率，因此本文以扬程为指标，即 Y 值。 X 值为 3 个因素加权后得到的值。本文中，蜗壳前壁面与叶片之间的间隙变化程度仅为 6mm，对整体结构影响较小，为了在加权过程中不忽略此扬程影响力排序第一的重要参数，故而保留较大的权值。同时，分流叶片的进口直径远大于厚度数值，为了平衡两者之间的影响，将厚度的权重设置的比进口直径更大。结合考虑表 4-3 中各因子的影响力排序，最终权重设置为：

$$\omega = (\omega_1, \omega_2, \omega_3) = (0.3, 0.1, 0.6) \quad (4-1)$$

为了使 2 维场景足够宽阔，进口直径 D_i 使用数值形式 $D1$ ，而非比值，原数值群见图 4-6。

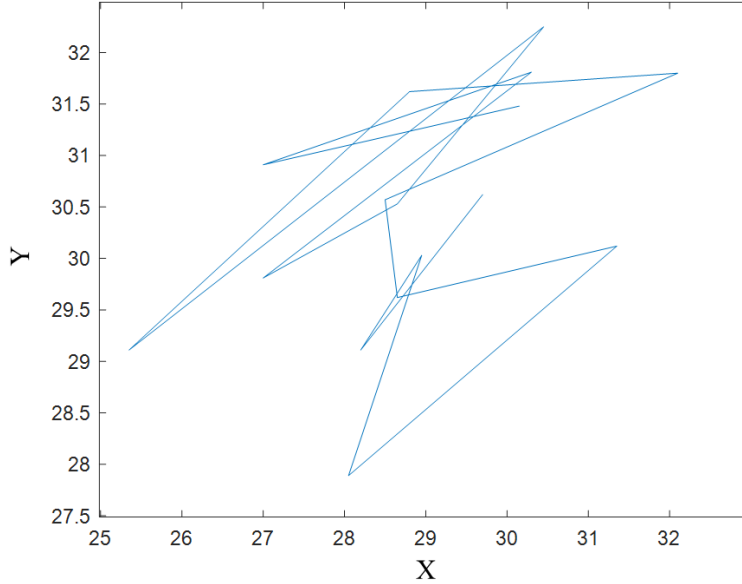


图 4-6 原数值群图

通过 Matlab 将所有参数拟合为 6 阶 Fourier 多项式 (4-2)，经多项式拟合后的曲线见图 4-7。

$$\begin{aligned} Y = & a_0 + a_1 \times \cos(xw) + b_1 \times \sin(xw) + a_2 \times \cos(2xw) + b_2 \times \sin(2xw) \\ & + a_3 \times \cos(3xw) + b_3 \times \sin(3xw) + a_4 \times \cos(4xw) + b_4 \times \sin(4xw) \\ & + a_5 \times \cos(5xw) + b_5 \times \sin(5xw) + a_6 \times \cos(6xw) + b_6 \times \sin(6xw) \end{aligned}$$

因子(95%置信区间):

$$w = 1.703 (1.393, 2.012); a_0 = 27.99 (14.94, 41.04);$$

$$a_1 = 10.34 (-99.05, 119.7); b_1 = -6.345 (-75.59, 62.9);$$

$$a_2 = 0.3754 (-89.18, 89.93); b_2 = 4.98 (-18.32, 28.28);$$

$$a_3 = 2.476 (-327.3, 332.2); b_3 = -11.53 (-58.18, 35.12);$$

$$a_4 = 9.291 (-64.6, 83.18); b_4 = 2.508 (-332, 337);$$

$$a_5 = -1.693 (-188, 184.6); b_5 = -4.023 (-89, 80.95);$$

$$a_6 = 5.928 (-58.66, 70.52); b_6 = -0.9898 (-319.3, 317.3);$$

$$\text{拟合度: SSE: 1.019; R-square: 0.9518; Adjusted R-square: 0.6383; RMSE: 0.7138}$$

(4-2)

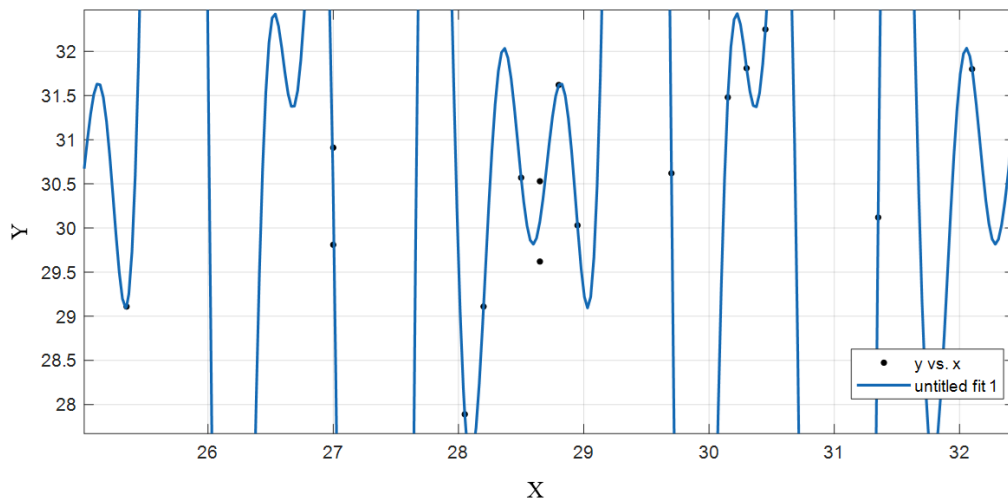


图 4-7 经拟合曲线

由图 4-7 可见，该拟合曲线基本上经过了所有的数据点，且和方差、均方根误差较低、R-square 值大于 0.8，故认为通过 Matlab 所拟合的傅里叶六阶曲线是比较理想并符合预期效果的。

4.3.2 基于鱼群算法的分流叶片结构参数优化

AFSA 算法对初始值不敏感，不容易陷入局部极值。为了详细描述鱼群的行为，定义了相关参数，见表 4-4。

表 4-4 AFSA 参数定义

参数	种群规模 (<i>fishnum</i>)	最大迭代数 (<i>MAXGEN</i>)	最大试探数 (<i>trynumber</i>)	感知距离 (<i>visual</i>)	拥挤度 (δ)
值	50	200	150	0.5	0.518

(1) 觅食行为：设人工鱼的当前状态为 X_i ，在其视野范围内随机选择一个状态 X_j 。其意义是在初始位置附近任选一个 x 值并计算该值在拟合曲线上对应的 Y 值，表达为式 (4-3)。

$$X_j = X_i + Rand(Visual) \quad (4-3)$$

式中， $Rand(\cdot)$ 为 0~1 中的随机数。如果食物浓度 $Y_j > Y_i$ ，则向该方向前进一步。其意义是若监测到算选点附近为正向梯度，则会按该方向继续增大 x 值来找到最佳加权结构点，具体表达为式 (4-4)。

$$X_i^{t+1} = X_i^t + \frac{X_j - X_i^t}{\|X_j - X_i^t\|} \cdot \text{Rand}(\text{Step}) \quad (4-4)$$

反之，则重新选择 X_j ，以确保 $Y_j > Y_i$ 。若尝试 T 次后仍不满足前进条件，则更新状态为式（4-5）。

$$X_i^{t+1} = X_i^t + \text{Rand}(\text{Visual}) \quad (4-5)$$

（2）聚群行为：设人工鱼的当前状态为 X_i ，视野内邻域的伙伴数目 n_f ，中心位置为 X_c 。如果 $X_c \cdot n_f < \delta \cdot X_i$ ，表明伙伴中心有较多的食物且不太拥挤，则向中心位置 X_c 前进一步。此行为可将大量种群数量汇聚至最优解或局部最优解附近以探索是否有新的最优解，此动作表达为式（4-6）。

$$X_i^{t+1} = X_i^t + \frac{X_c - X_i^t}{\|X_c - X_i^t\|} \cdot \text{Rand}(\text{Step}) \quad (4-6)$$

（3）追尾行为：设人工鱼当前状态为 X_i ，探测其邻域内状态最优的邻居 X_{max} ，且 X_{max} 的邻域内伙伴数目满足 $Y_c/n_f < \delta \cdot Y_i$ ，表明 X_{max} 附近有较多的食物且不太拥挤，则向 X_{max} 的方向前进一步。通过此行为，人工鱼可以协同搜索解空间，避免陷入局部最优解，从而增强了整个人工鱼群的全局寻优能力并加速了其收敛过程。具体表达为式（4-7）。

$$X_i^{t+1} = X_i^t + \frac{X_{max} - X_i^t}{\|X_{max} - X_i^t\|} \cdot \text{Rand}(\text{Step}) \quad (4-7)$$

算法每轮开始时，会同时模拟执行一次聚群和追尾行为，取函数值较高的行为执行。若两种行为都无法找到更优结果，则执行觅食行为。在所有人工鱼依次完成动作后，统一更新鱼群位置状态。重复迭代至循环结束。

在取值过程中，受到离心泵实际结构制约，只有部分取值范围可以被接受。约束条件如式（4-8）。

$$\begin{cases} 4 < S < 12 \\ 5.61k_{D_2} \left(\frac{n_s}{100}\right)^{-\frac{1}{2}} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} < Di < 7.48k_{D_2} \left(\frac{n_s}{100}\right)^{-\frac{1}{2}} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \\ 0.48k_{b_2} \left(\frac{n_s}{100}\right)^{\frac{5}{6}} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} < Bi < 0.81k_{b_2} \left(\frac{n_s}{100}\right)^{\frac{5}{6}} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \end{cases} \quad (4-8)$$

式中， k_{D_2} 和 k_{b_2} 与泵的形式和比转速有关，比转速为55的单级低比速离心泵对应的值为1.075与1.345。最后通过加权得到的范围为 $22.8 < x < 34.8$ 。具体寻优过程如图4-8。

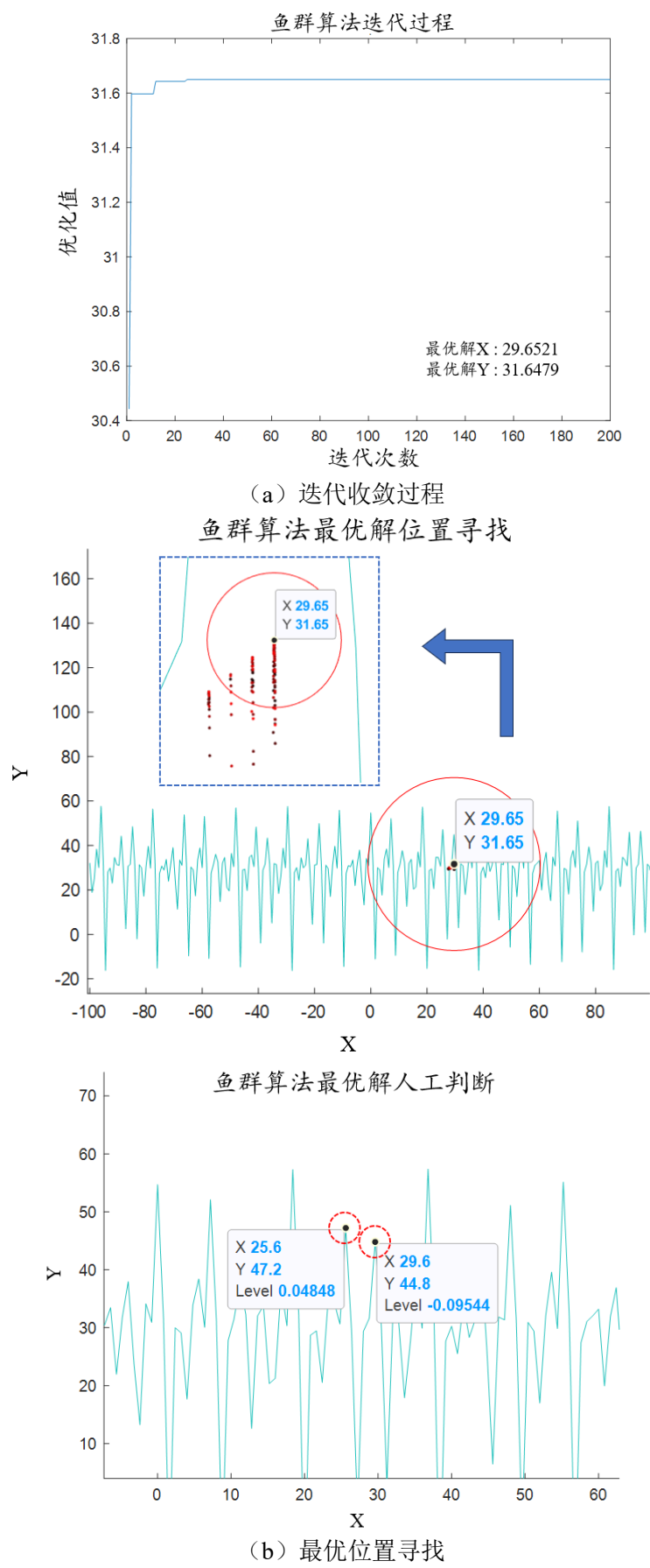


图 4-8 人工鱼群算法参数寻优过程

图 4-8 中 (a) 与 (b) 展示了优化值的收敛过程, 图 (a) 的收敛速度显示最大迭代次数 (MAXGEN) 设定为 200 是合适且充分的。由人工鱼群算法寻找的最优 X 值为 29.65。考虑到智能粒子群可能存在陷入局部最优值的情况, 本文又通过人工判断寻找了两个接受范围内的最优值 $X=25.6$ or 29.6。其中 29.6 与鱼群算法寻优的结果 29.65 较接近, 差异可以忽略不计, 证明此算法确实可起到寻优的功能。另一个最优值 25.6 在 4-8 (b) 的人工位置判断中展现出更高水平的 Y 值, 这意味着此值对应的离心泵结构应具有更高的扬程水平。

从结构耗材角度来看, X 值越大意味着模型的进口直径越大, 即用更少的材料铸造出性能差异不大的离心泵。将两个最优值解耦得到分流叶片的三个参数组合分别是: $X1$ 的厚度 S 为 5.5mm, 进口直径 Di 为 171mm, 进口宽度 Bi 为 11.2mm; $X2$ 的厚度 S 为 8mm, 进口直径 Di 为 205mm, 进口宽度 Bi 为 11mm。此时对应的叶轮流体域如图 4-9, 流道分布如图 4-11。其中流道截面选择的示意图展现在图 4-10 中, 此三个截面将出口宽度为 11.2mm 的叶轮均分为四等份, 意在完整地展示叶轮流道内的流动情况。

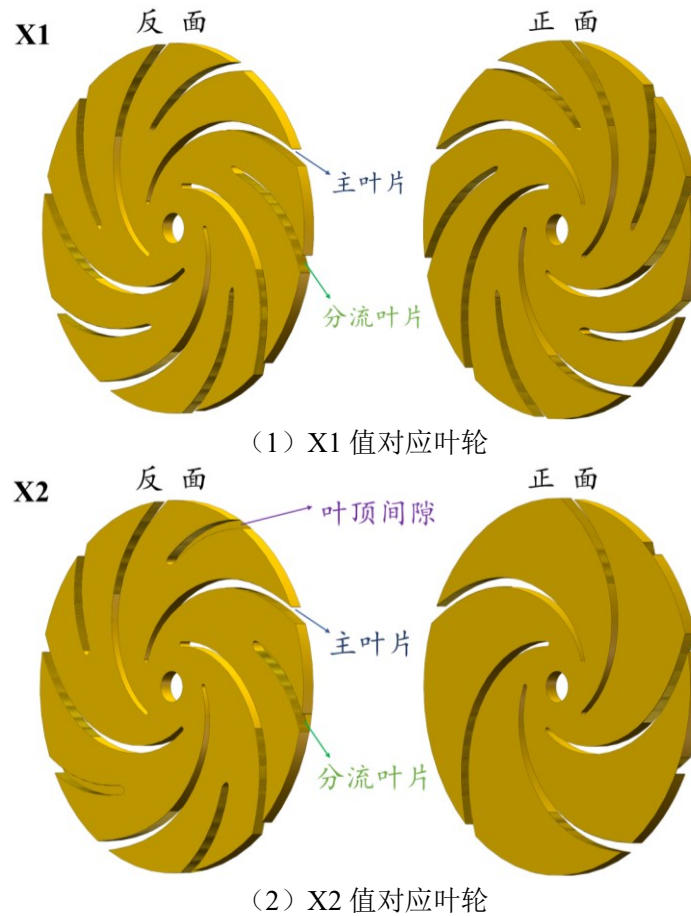


图 4-9 算法最优值解耦

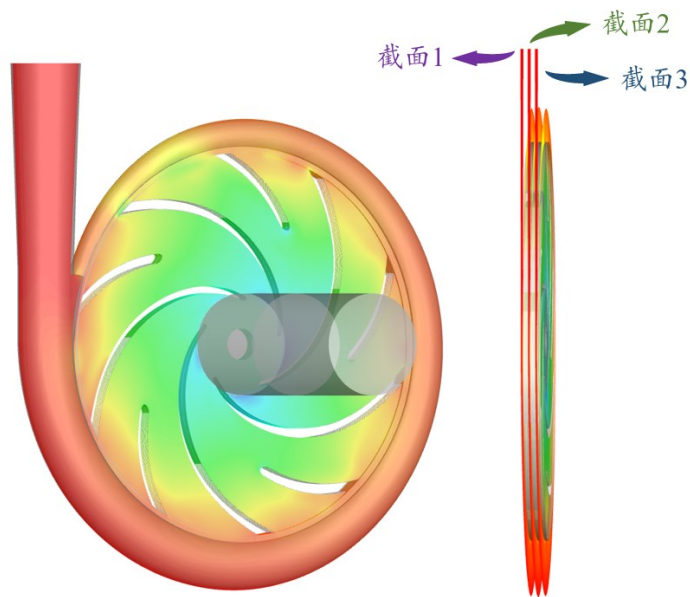
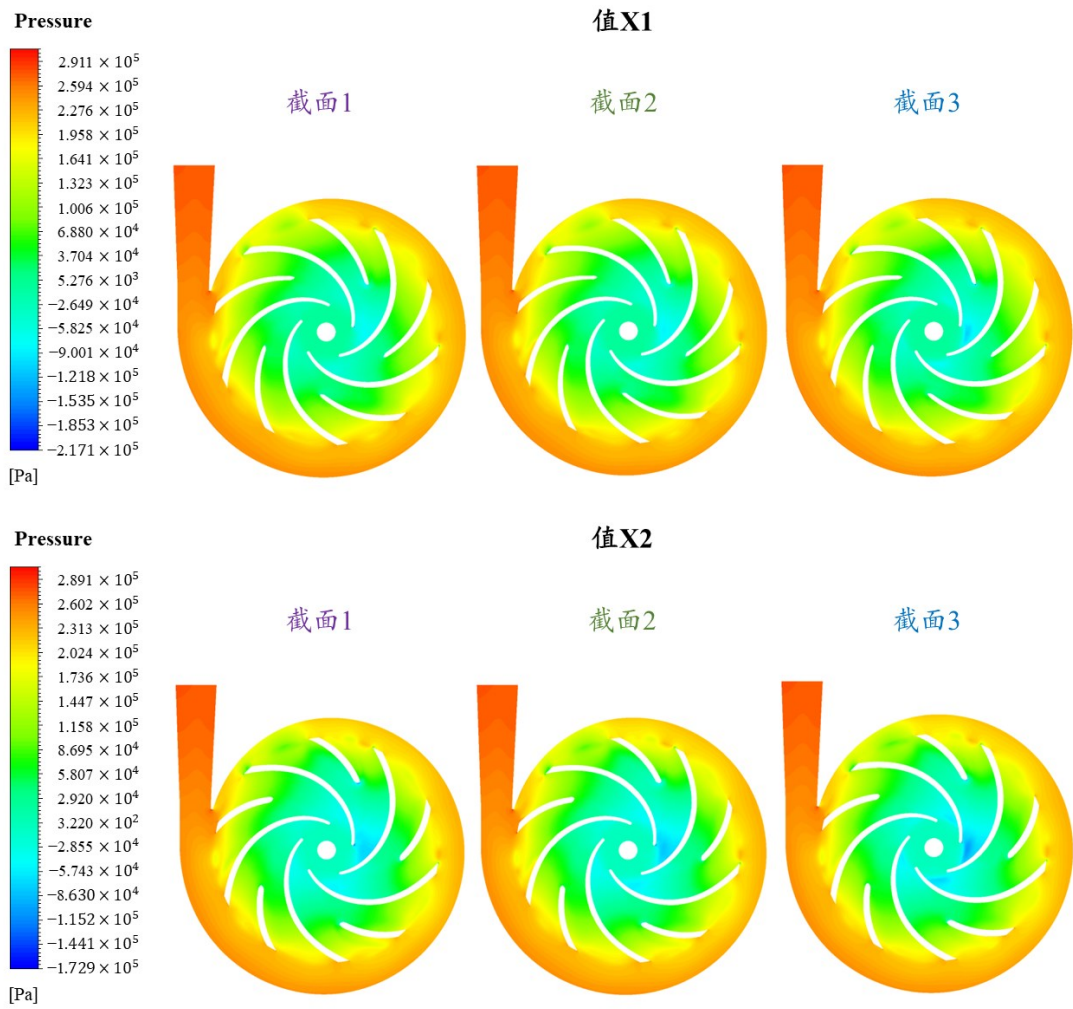
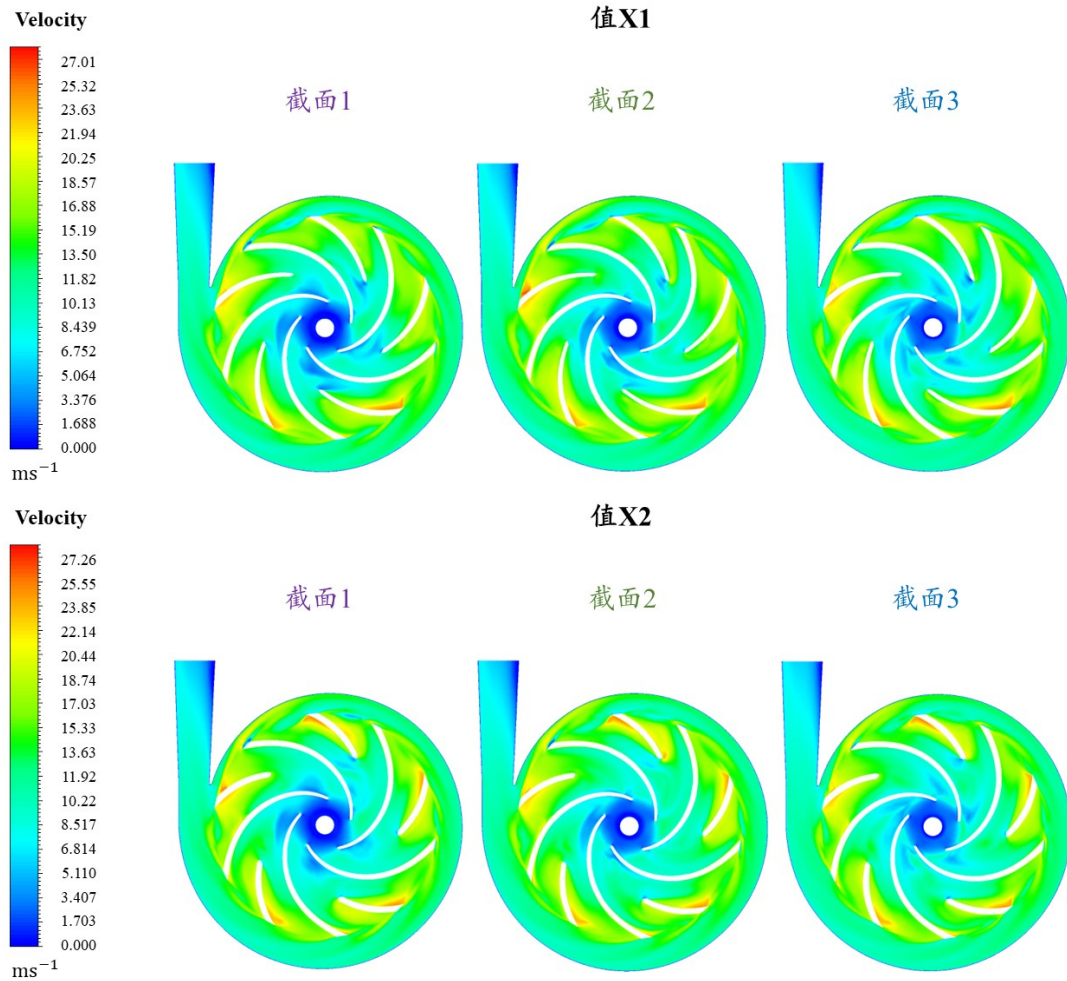


图 4-10 截面位置示意图



(1) AFSA 模型压力分布



(2) AFSA 模型速度分布

图 4-11 AFSA 模型流道特征分布图

此时低比速泵的外特性较原模型又获得了优化：经鱼群算法优化后，X1 模型的扬程为 32.2m，效率为 77.6%，较未添置分流叶片时提升了 5.6m 的扬程和 3.59%的效率，优化效果明显。对比正交试验的最优扬程结果（第三组：31.81m）仍有明显优势，可见以扬程为目标函数的人工鱼群算法起到了良好的优化效果。X2 模型的扬程为 30.8m，效率为 76.4%，性能稍弱于 X1 模型，可能是由于 X1 模型的分流叶片入口直径更小且迎流形状更窄导致流道中部的冲击损失更少。

在正交试验中，较高的扬程性能无一例外对应着较宽阔的分流叶片入口宽度 B_i ，原理是较宽阔的分流叶片入口宽度占据了部分叶顶间隙，较少的滞留液能有效改善叶轮出口速度三角形，这等同于消耗额外扭矩以提高扬程，所以在表 4-2 中未出现扬程与效率同时高效的组合。在解耦人工鱼群算法的过程中，考虑到式 (4-2) 仅以扬程参数为目标函数，并未留出权重给效率参数，所以作者在解耦的过程中详细参照表 4-3 中的效率极差分析，并在最后确定分流叶片出口宽度的值

为 11mm，这是出于兼顾扬程与效率性能的考虑。

对比两种 AFSA 模型流道特征分布图，确认两者流道特征相似，都极大增进了蜗壳出口的静压能，其中 X1 模型出口压力增加 14.7%，X2 模型出口压力增加 14.1%，这保证了扬程的稳定提升。同时 X2 模型在添置分流叶片后的叶轮进口压力略微低于 X1 模型，两者的低压区都集中在远离蜗壳的主叶片入口处，但都不严重。对于速度分布，两模型处于叶轮上部且远离隔舌部位的分流叶片入口处皆出现了小规模的低速区，其中 X1 模型的低速区特征更显著。另外，X2 模型的每个分流叶片吸力面出口都存在小规模的高速区，而 X1 模型只有处于叶轮下部的两片分流叶片出现此特征。因此，X1 模型的叶轮—蜗壳交界面分布更均匀，总体流道分布更理想。为进一步了解人工鱼群算法给 TBM 模型带来的改善，与原模型的流道对比图展示在图 4-12 中，此处统一观测截面 2 处的流动情况，即图 4-1 与图 4-2 中展示的 midst 面。

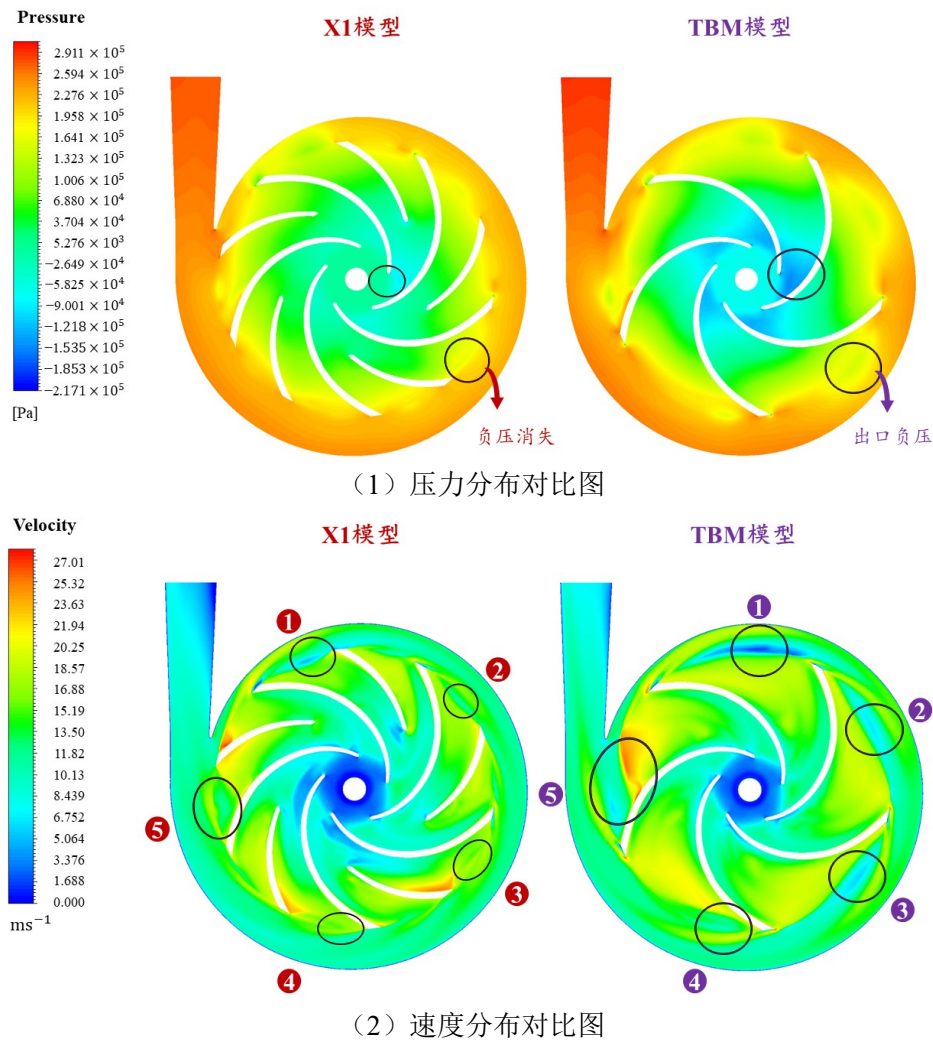


图 4-12 流场差异图

对比 AFSA 模型与原沟槽模型的流道分布,优化后的离心泵压力分布更加均匀,主叶片进口的几处负压区被缓解,这意味着流道末端流动的改善有利于缓解离心泵入口的气蚀状况,这对提升离心泵寿命有着积极作用。同时出口负压被改善,这使蜗壳内的流体动能能更顺利的转化为压力能,从而增加水泵的扬程和流量输出。另外,由于分流叶片将原本宽阔的出口一分为二,吸力面尾部的严重扩散被限制,出口回流有明显被压制的趋势。图 4-12 (2) 中,②③④处尾涡几乎消失,①处滞留区的面积也缩小了,这会使蜗壳第一断面至第三断面的流道更加通畅。原流道⑤处的隔舌流道强剪切作用被缓和,原因是分流叶片使流体更加均匀地分配到主叶片的各个叶片处,减小了流体在进入叶轮后的流动不均匀性,使流体与隔舌的强机械碰撞诱发的不规则波动趋于平稳,这不仅减轻了隔舌处气蚀导致的离心泵振动与噪音,而且提升泵的使用寿命和可靠性。

总体来看,叶轮和蜗壳组成的整体流域得到了良好的改善。

4.4 本章小结

本章在第 3 章仿生沟槽叶轮的基础上添置了同样带 TBM 结构的分流叶片,通过人工鱼群算法优化设计了兼顾效率与扬程的分流叶片结构参数。首先通过 CFD 计算检查了原始模型流场分布并确认了模型的合理性,然后通过 $L_{16}(4^3)$ 的正交试验完成对单一性能的极差分析。最后在正交试验数据的基础上使用人工鱼群算法进一步优化了参数。总体得到如下结论:

(1) 指出制约水泵性能的原因与具体表现。寄宿在叶片尾部的低速流体被吸力面的出口流体不断拉扯,此处滞流造成流道出口阻塞并消耗大量动能,使离心泵性能下降。狭长流道造成的叶轮出口低压也阻碍了蜗壳收集压力。

(2) 对分流叶片几何参数经行了正交实验后得知:分流叶片进口宽度 S 过厚会造成冲击损失,降低扬程;分流叶片进口直径 Di 过小会造成进口排挤,阻塞流道;进口宽度 Bi 较大时虽然提升了扬程,但随之提高的扭矩使效率有所下降。

(3) 对正交试验的结果进行了人工鱼群算法优化,得到了两组最优结构参数。经 FLUENT 数值模拟确认了 AFSA 算法优化后的模型更有优势:扬程为 32.2m,效率为 77.6%,较未添置分流叶片时提升了 5.6m 的扬程和 3.59%的效率。并且额外改善了主叶片进口的气蚀状况与蜗壳的通畅度,总体优化效果明显。

第5章 通过吸吹水作用边界层的开缝叶片

为避免边界层过早分离而产生的脱流扰动恶化,当代水泵专家袁寿其曾指出叶轮尾部的回流槽凭借其兼具吸吹水特性将会成为一个实用的边界层优化手段。然而 26 年以来,后续的研究并不充分,回流槽叶轮也没有被社会广泛的接受应用,因此本工艺仍有继续研究的必要。

5.1 回流槽的边界层控制机理

本节将阐明回流槽是如何执行吸吹水效应以提升低比速离心泵水力性能的,并构建了带回流槽的出口速度三角形以佐证回流槽叶轮优化的可能性。

5.1.1 叶轮尾缘的被动射流控制

受制于呈扩散型的离心泵叶轮流道,逆向压力梯度分布会使附面层的厚度沿流道方向持续提升,直至出现脱流迹象。

在空气动力学领域中,为了减小机翼的阻力,人们常通过吹气或吸气装置尽可能阻止或推迟气流的分离。吹气装置的原理为:在主翼前端安装一辅翼,气体流经其间小缝时流速增加,从而增加了机翼上表面边界层内流体的动能并以此防止流体分离(见 5-1a)。而吸气装置的原理则是在机翼壁面上开缝,使边界层内迟滞的气体吸走,而且新来流补充了大量动能,这样也能避免分离(见 5-1b)。

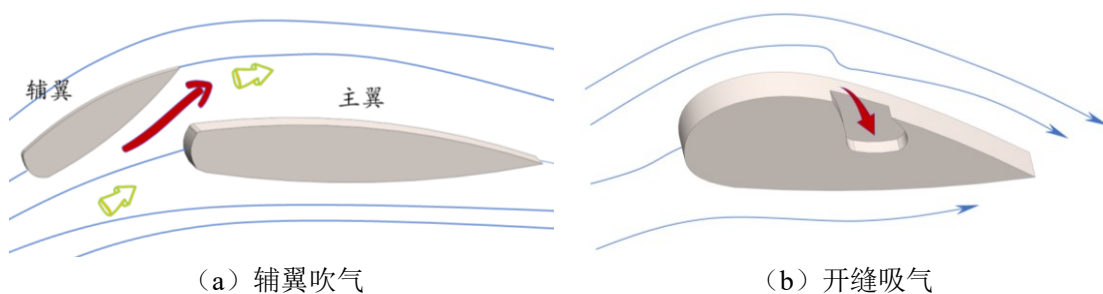
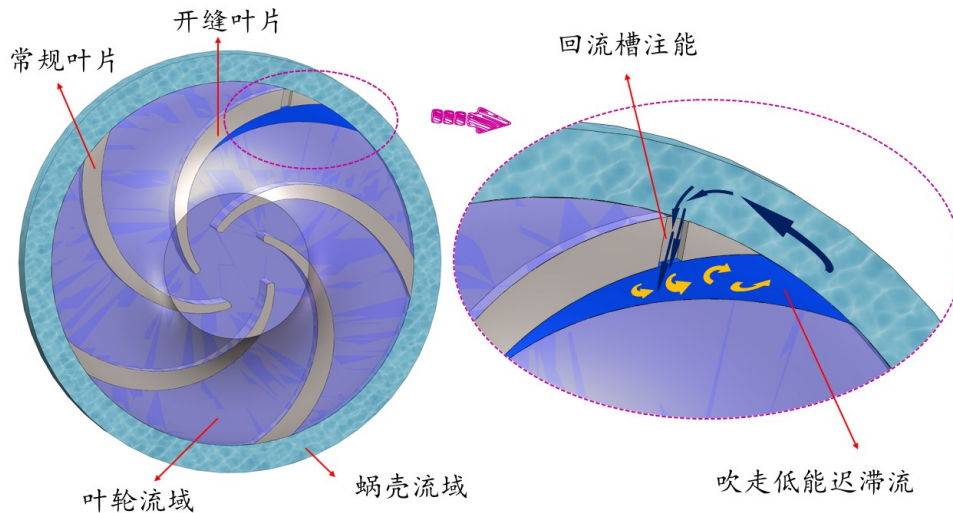


图 5-1 机翼减阻原理

参照空气动力学的经验,人们对离心涡轮机通过在高损失区内采用边界层吸气装置,结果确认可以提高离心涡轮机的效率,但需要对叶轮进行复杂的结构和技术处理——在前后盖板外径处导出近百根外径 2mm 的管子。另外,吸气装置

还需要额外提供动力，因此这种方法不能直接在工业条件中推广。

将机翼减阻经验与离心泵独有特征结合后，俄罗斯外籍院士袁寿其指出：在叶轮负压面和前盖板出口处开回流槽能利用两端的压力差对当地尾迹区的低能流体同时起到吹吸水的双重作用，原理见图 5-2。自此确认了回流槽叶轮是未来一种有效且无需复杂装置的全新边界层被动射流控制研究方向。



5-2 回流槽控制边界层方案

5.1.2 带前置合成的出口速度三角形

叶轮作为泵工作的核心，过流部件内的输运条件决定了离心泵的整体工作状态，因此深入分析叶轮流道内的过流细节是十分重要的。本小节将从叶轮出口速度三角形合成的思路进一步证实回流槽的有效性。

如今备受重视的无过载离心泵要求较小的叶轮出口角与偏大的包角结构，以保证离心泵轴功率在全流量内均小于等于原动机的配套功率而不烧毁电机，但其独特的设计要求不仅致使圆盘摩擦急剧增加，较小的出口角也阻碍了叶轮至蜗壳流域内的通畅程度，这直接造成效率与扬程的下降。传统过流液的流线由工况这单一因素决定，回流槽的加入使叶轮出口三角形变得可根据工作要求任意调节，不再完全依靠叶片绘型，这让尾流优化成为可能。

速度三角形是研究流线流动的重要工具，为了计算速度三角形，应明确其组成的每种分量。其中圆周速度 u 的方向与所在点的圆周相切，值可按下式计算。

$$u = \frac{D\pi n}{60} \quad (5-1)$$

式中： n 为转速， D 为所求点当地直径。

在无穷叶片理论下，相对速度 w 和所选位置的叶片表面切线方向相同。相对速度与圆周速度可合成为绝对速度 v ，见图 5-3a。为了更好的解析过流液在流道中的运动，把合成速度拆分成沿圆周方向的圆周分量 v_u 与沿轴面方向的轴面分量 v_m 。轴面分量为过流液从轴面通往蜗壳方向的分量，这和叶轮的过流能力直接相关，若能提高该值在合成速度中的占比，则可提升离心泵的扬程和效率属性。

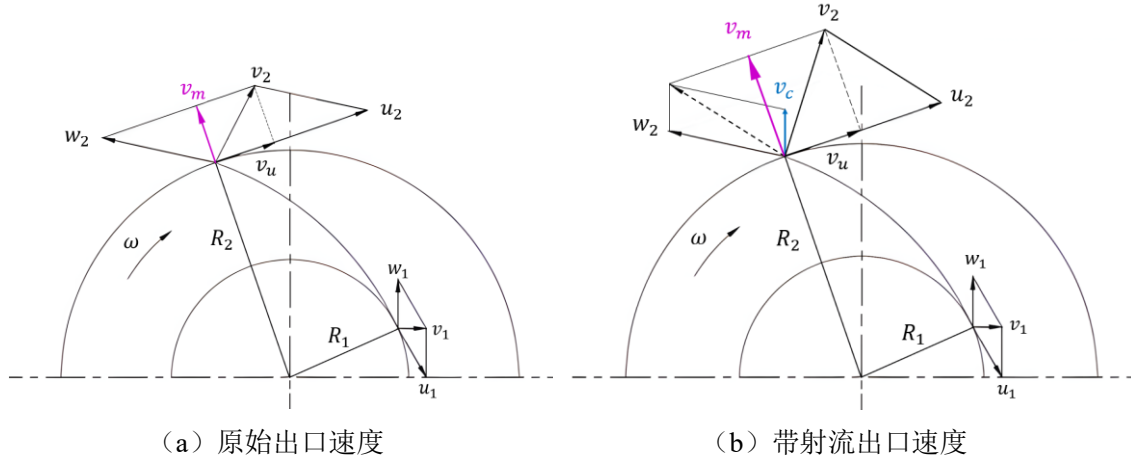


图 5-3 回流槽对速度三角形的影响

图 5-2 展示了叶片回流槽负压面的吹水过程，可将其对尾流的影响等效简化为图 5-3b 中一个从叶片负压面回流槽孔指向流道中央的速度矢量 v_c 。在回流槽叶轮的出口速度三角形中，射流速度 v_c 在计算的过程中需先与相对速度 w_2 合成后，再与牵连速度 u_2 合成计算。尽管在数学层面结果并无不同，但图 5-3b 的速度合成方式严格还原了流体微元在叶轮流道中运动状态：牵连速度 u_2 只与流体微元所在位置 D 与泵轴转速 n 有关，此为定值，若与射流速度合成则失去其物理意义。因此射流速度 v_c 必须先与相对速度 w_2 计算，这代表经回流槽流出的射流是通过对抗有限叶片条件下的液流滑移来改善离心泵性能的。

对比图 5-3 中两绝对速度的轴面分量 v_m ，能确认微小的射流速度即可显著提升叶轮至蜗壳部分的过流能力，这将直接增强离心泵的扬程与效率属性。

5.2 开缝模型性能评估

5.2.1 缝隙参数设计与测试

在性能测试前，对本章所采用的湍流模型做出相应调整。第 3 章与第 4 章的研究为了精确模拟近壁流动状态而在近壁区消耗了数以百万的网格，这不仅严重

占用了计算资源，还需要克服纵横比等一系列网格质量的严峻挑战，尽管如此确保了学术的严谨性，但在商业生产中则需要极力避免。本章虽然仍是对附面层的优化探究，但关注的流动细节已经从单一的近壁流动扩张到整个射流合成的流道内循环。若将 SST K- ω 模型更换为 RNG K- ε 模型则可以通过激活 Standard Wall Functions（标准壁面函数）来代替原本繁密的网格进行近壁模拟。RNG K- ε 模型来源于严格的统计技术，其考虑了湍流漩涡，充分的研究了高雷诺数流动粘性计算，在 K- ε 模型的基础上通过修正湍流动力黏性系数，考虑了平均流动中的旋转流动情况，使模型对瞬变流和流线弯曲的影响能做出更好的预测。并在 ε 方程中增加了一项，从而反映了主流的时均变化率，这样使 RNG K- ε 模型中生成项不仅与流动情况有关，而且有效地改善了 ε 方程的精度。本章选择此模型^[108, 122]，约束方程表达式如式 5-2。

$$\begin{cases} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon \\ \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} \rho \end{cases} \quad (5-2)$$

式中：

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (5-3)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5-4)$$

其中： $C_\mu = 0.0845$ ； $\alpha_k = \alpha_\varepsilon = 1.39$ ； $C_{1\varepsilon} = 1.42$ ； $C_{2\varepsilon} = 1.68$ 。

更换流体力学计算模型后，原来 $y^+ \sim 1$ 的要求被放宽至 $y^+ < 300$ ，可轻易达到。本章壁面处理如下图所示，最高处不超过 160，因此结果是可信的。

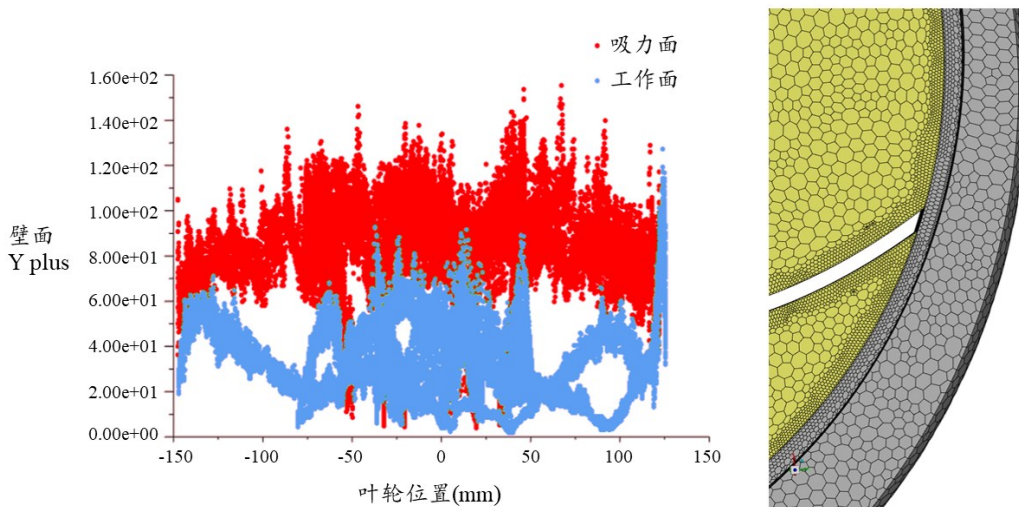


图 5-4 壁面函数配对的网格处理

为了使狭缝对流道的影响更显著，更便于观察，本章使用断面扁平的蜗壳替代原过流能力较强的梨形断面蜗壳。这会使流道回流现象加剧，回流槽的射流作用将被清晰地捕捉。

开缝叶片的几何参数较多，每种参数都应选取数个具有代表性的数值进行实验。兼顾实验次数和对实验规律的掌握，本文设计 5 因素 4 水平的正交试验进行分析。根据对流道的分析和离心泵叶片的结构，决定选取因素为：开缝的直径 D 、缝隙的中心宽度 b 、缝隙的偏转角 β 、缝隙的深度 h 、缝隙的收缩比 f ，其中收缩比的定义为：叶片压力面处缝隙的宽度与吸力面处缝隙的宽度的比，分别依次用 D、E、F、G、H 表示。参数的定义如图 5-5。

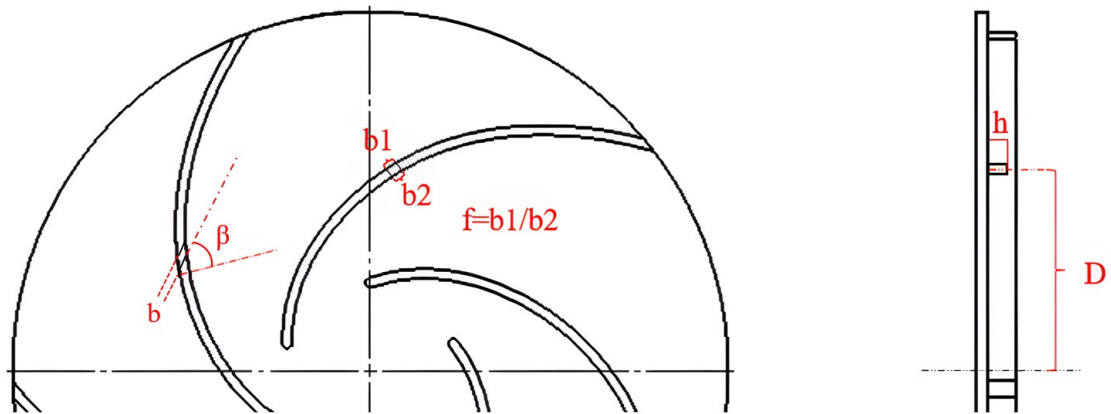


图 5-5 缝隙几何参数

为了使缝隙能直接作用到叶轮中部的低速回流区，有效的改善离心泵的性能：缝隙将设置在低速液流覆盖的叶片区域，并均匀地选取 4 个开缝位置。同时，为了探究不同的缝隙形状带来的影响，另外 4 个因素也根据叶片具体形状选取了 4 个水平。根据已选定的因素与水平，选用 $L_{16}(4^5)$ 正交表，具体数值如表 5-1。其中部分狭缝形状如图 5-6。

表 5-1 因素水平表

因素	开缝的直径	缝隙的中心宽度	缝隙的偏转角	缝隙的深度	缝隙的收缩比
	D	b	β	h	f
水平	(mm)	(mm)	($^{\circ}$)	(mm)	
1	136	2.0	20	2	0.5
2	168	3.0	50	4	0.8
3	200	2.3	-20	6	1.2
4	232	2.7	-50	8	1.5

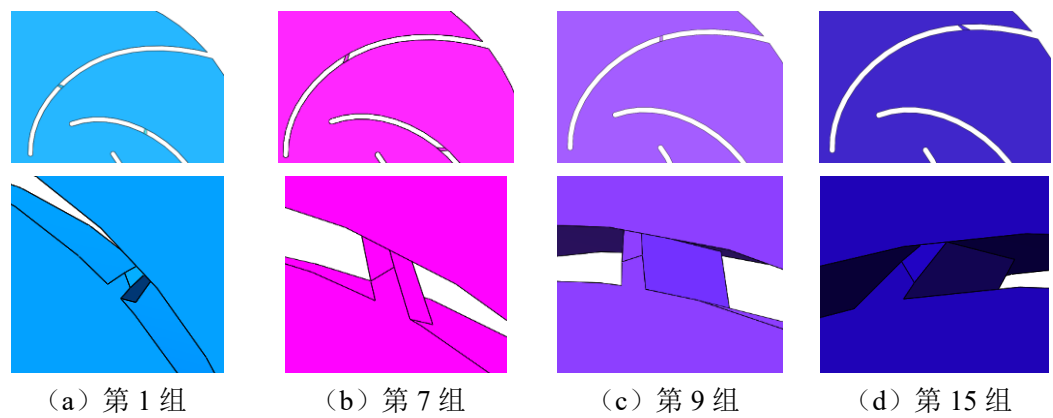


图 5-6 狭缝形状图

表 5-2 所列数据为额定流量下，16 组正交试验的 CFD 计算结果。

表 5-2 正交实验数据表

编号	D	E	F	G	H	总效率 $\eta\%$	扬程 H (m)
1	136	2.0	20	2	0.5	60.82	25.490
2	136	3.0	50	4	0.8	60.29	25.337
3	136	2.3	-20	6	1.2	59.54	25.475
4	136	2.7	-50	8	1.5	59.06	25.517
5	168	2.0	50	6	1.5	60.40	25.340
6	168	3.0	20	8	1.2	59.87	25.464
7	168	2.3	-50	2	0.8	60.54	25.415
8	168	2.7	-20	4	0.5	60.40	25.396
9	200	2.0	-20	8	0.8	60.28	25.682
10	200	3.0	-50	6	0.5	60.74	25.598
11	200	2.3	20	4	1.5	60.78	25.483
12	200	2.7	50	2	1.2	60.39	25.347
13	232	2.0	-50	4	1.2	58.49	24.872
14	232	3.0	-20	2	1.5	60.30	25.422
15	232	2.3	50	8	0.5	59.85	25.120
16	232	2.7	20	6	0.8	60.30	25.859

5.2.2 数据处理与分析

图 10 为 16 组正交试验结果与原模型的对比图，具体参数见上表。

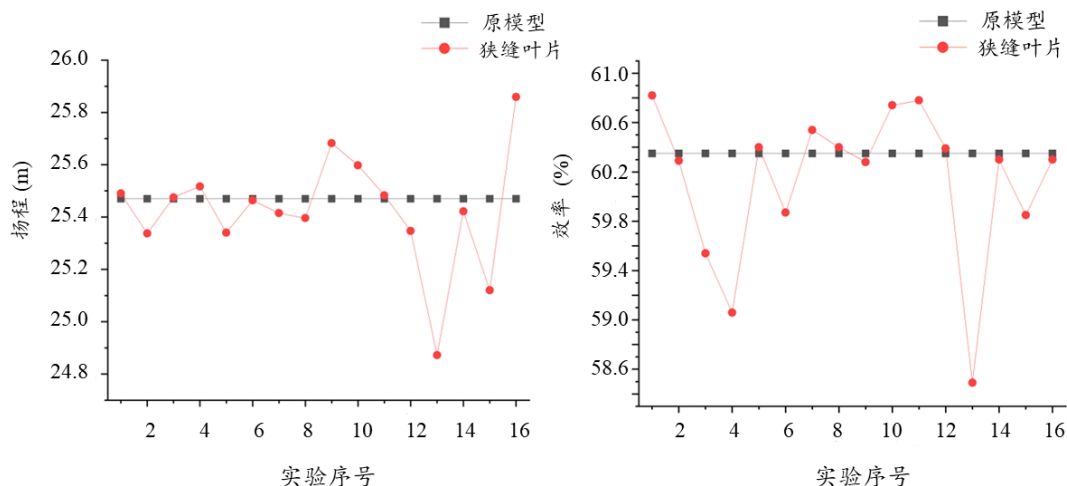
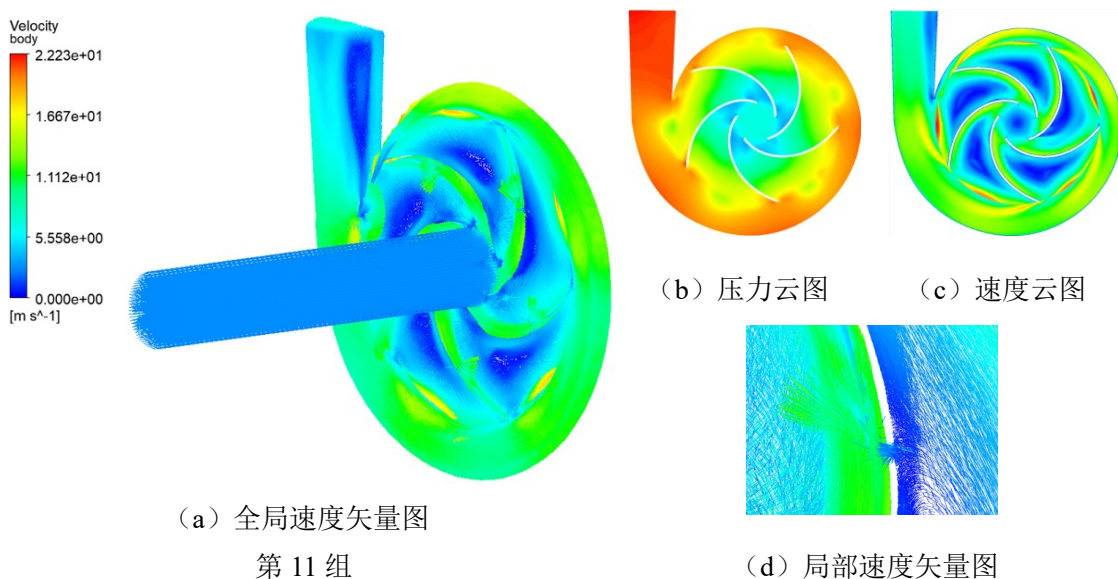


图 5-7 正交试验数据汇总

观察图 5-7 可知回流槽对水泵性能影响十分显著,且各因素相互作用与制约。扬程最高的开缝形状为第 16 组的 25.859m,较原模型上升 0.389m。第 11 组效率最高,为 60.78%,较原模型上升 0.43%。另外第 13 组模型在扬程降低 0.598m 的同时效率损失了 1.86%,可见不合理的开缝形状会严重损害离心泵的性能。

试验中,几组离心泵开缝位置截面的速度流线如图 5-8 所示。由其可见,合理的开缝形状(如第 11 组、第 16 组等)会显著的压缩流道中部的回流区域,减少泵送液克服流道阻塞的消耗以提升离心泵的扬程和效率。不合理的开缝形状(第 13 组)会导致离心泵叶片压力面的流体通过缝隙后既没有改善流体出口速度三角形,也没有破坏流道尾部的回流结构,反而通过吹气效应局部加强了回流,造成离心泵整体性能下降。



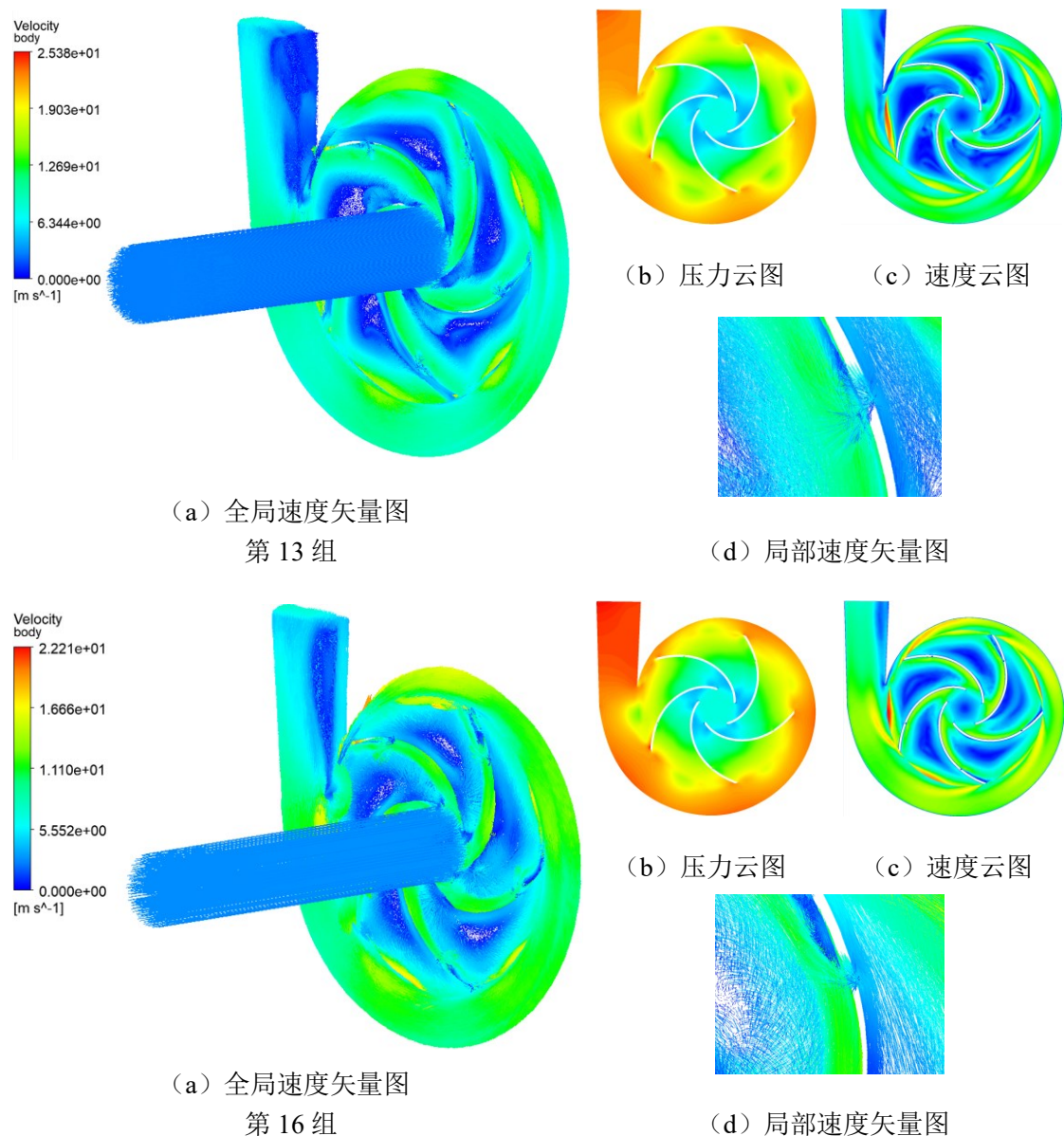


图 5-8 回流槽模型流场图

结合水力模型的性能指标变化规律并以此为导向,可以更好地分析与判断离心泵过流部件中液流物理量分布的合理性。由于所选模型之间差异显著,因而可以进行直观分析:图(c)内流道中央的回流区直接反映流道的通畅程度,第13组模型的回流区(深色区)一直延伸至叶片压力面出口,可见大角度指向叶轮前端的缝隙(-50°)消耗了沿流道的正向压力梯度动能,造成能量损失。其扩张的回流区还辐射至下游蜗壳,导致图(b)中蜗壳流道堵塞,压力收集能力下降。

为了探求各个因素对低比速离心泵流场与水力性能的影响程度,针对扬程和效率两指标分别做极差分析,为进一步优化回流槽开缝方法作指导,计算结果见表 5-3 与表 5-4。

表 5-3 扬程的极差分析

指标 (m)	因素				
	D	E	F	G	H
K_1	101.819	101.384	102.296	101.674	101.604
K_2	101.615	101.821	101.144	101.088	102.293
K_3	102.110	101.493	101.975	102.272	101.158
K_4	101.273	102.119	101.402	101.783	101.762
$\bar{K}_1$	25.4548	25.3460	25.5740	25.4185	25.4010
$\bar{K}_2$	25.4038	25.4553	25.2860	25.2720	25.5733
$\bar{K}_3$	25.5275	25.3733	25.4938	25.5680	25.2895
$\bar{K}_4$	25.3183	25.5298	25.3505	25.4458	25.4405
最佳水平	3	4	1	3	2
R	0.2093	0.1838	0.2880	0.2960	0.2838
排序	4	5	2	1	3

表 5-4 效率的极差分析

指标 (%)	因素				
	D	E	F	G	H
K_1	239.71	239.99	241.77	242.05	241.81
K_2	241.21	241.20	240.93	239.96	241.41
K_3	242.19	240.71	240.52	240.98	240.98
K_4	238.94	240.15	238.83	239.06	240.54
$\bar{K}_1$	59.9275	59.9975	60.4425	60.5125	60.4525
$\bar{K}_2$	60.3025	60.3000	60.2325	59.9900	60.3525
$\bar{K}_3$	60.5475	60.1775	60.1300	60.2450	60.2450
$\bar{K}_4$	59.7350	60.0375	59.7075	59.7650	60.1350
最佳水平	3	2	1	1	1
R	0.8125	0.3025	0.7350	0.7475	0.3175
排序	1	5	3	2	4

表中 R 为极差值，该值越大，表明该因素对指标影响越大。

对于扬程，因素 F（缝隙的偏转角 β ）与因素 G（缝隙的深度 h ）的变化对扬程的影响较大，因素 E（缝隙的中心宽度 b ）的变化对扬程影响较小。影响由大到小的顺序为 $G>F>H>D>E$ 。扬程最优的组合为： $D_3E_4F_1G_3H_2$ ，即：开缝的直径 D 为 200mm，缝隙的中心宽度 b 为 2.7mm，缝隙的偏转角 β 为 20° ，缝隙的深度 h 为 6mm，缝隙的收缩比 f 为 0.8。

对于效率，因素 D（开缝的直径 D ）对效率的变化影响较大，因素 E（缝隙的中心宽度 b ）与因素 H（缝隙的收缩比 f ）对效率影响较小。影响由大到小的顺序为 $D>G>F>H>E$ 。效率的最优组合为 $D_3E_2F_1G_1H_1$ ，即：开缝的直径 D 为

200mm，缝隙的中心宽度 b 为 3mm，缝隙的偏转角 β 为 20° ，缝隙的深度 h 为 2 mm，缝隙的收缩比 f 为 0.5。

5.3 基于熵权 TOPSIS 的多目标性能评价

直接的极差分析只针对单一目标。要想全面评判离心泵的性能指标，需要通过赋权将多目标问题转化为单目标问题，便于试验数据的评判。熵权法通过各指标的熵值来确定权重，其原理是指标的变化程度越小，熵值越大，其反映的信息量越少，与之对应的权重系数也就越小。熵权法确定权重系数方法及步骤如下：

(1) 将正交试验结果中的扬程与效率指标构造为如式 (5-5) 所示的 $X_{m \times n}$ 的决策矩阵：

$$X_{m \times n} = \begin{bmatrix} x_{11} & x_{12} & \dots & x_{1n} \\ x_{21} & x_{22} & \dots & x_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ x_{m1} & x_{m2} & \dots & x_{mn} \end{bmatrix} \quad (5-5)$$

式中， m —实验次数，值为 16； n —试验指标数，值为 2。

(2) 为方便结果对比，按照式 (5-6) 进行正则化处理：

$$\lambda_{ij} = \frac{x_{ij}}{\sqrt{\sum_{i=1}^m x_{ij}^2}} \quad (5-6)$$

式中， λ_{ij} —第 i 次试验中 j 项指标的正则化处理结果。

(3) 计算第 j 项指标下第 i 个值所占试验值之和的比重如式 (5-7) 所示。

$$p_{ij} = \frac{\lambda_{ij}}{\sum_{i=1}^m \lambda_{ij}} \quad (5-7)$$

(4) 通过式 (5-8) 计算各指标的熵值。

$$e_j = -k \sum_{i=1}^m p_{ij} \ln(p_{ij}) \quad (5-8)$$

式中： k —常数，值为 $\frac{1}{\ln(m)}$ 。

(5) 通过式 (5-9) 计算各指标的信息熵冗余度。

$$d_j = 1 - e_j \quad (5-9)$$

(6) 通过式 (5-10) 计算各项指标的权重系数。

$$\omega_j = \frac{d_j}{\sum_{j=1}^n d_j} \times 100\% \quad (5-10)$$

将正交试验的结果依次带入式 (5-5) 至 (5-10)，得到效率、扬程两指标的

权重分别为 60.08%、39.92%。通过 TOPSIS 法，根据 16 组实验结果与理想化目标的接近程度进行排序，评价相对优劣。具体计算步骤如下：

(1) 按式 (5-11) 建立加权矩阵。

$$Z = [z_{ij}] = \begin{bmatrix} z_{11} & \cdots & z_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ z_{m1} & \cdots & z_{mn} \end{bmatrix} \quad (5-11)$$

式中， $i=1,2,3,\cdots,m; j=1,2,3,\cdots,n; z_{ij} = \lambda_{ij} \times \omega_j$ 。

(2) 按式 (5-12) 与式 (5-13) 找出最优解和最劣解：

$$z_{ij}^+ = \max_{m, n}(z_1^+, z_2^+, \cdots, z_m^+) \quad (5-12)$$

$$z_{ij}^- = \min_{m, n}(z_1^-, z_2^-, \cdots, z_m^-) \quad (5-13)$$

(3) 按下列两式计算评价对象与最优解和最劣解之间的距离。

$$D_i^+ = \sqrt{\sum_j (z_{ij} - z_j^+)^2} \quad (5-14)$$

$$D_i^- = \sqrt{\sum_j (z_{ij} - z_j^-)^2} \quad (5-15)$$

(4) 按式 (5-16) 计算评价对象与最优状态的相对接近度。

$$C_i = \frac{D_i^-}{D_i^+ + D_i^-} \quad (5-16)$$

最后，根据 C_i 大小进行排序，计算得到评价结果如表 5-5。

表 5-5 TOPSIS 评价结果

试验次数	正理想解距离 D_i^+	负理想解距离 D_i^-	相对接近度 C_i	排序结果
1	0.147	1.421	0.906	2
2	0.381	1.097	0.742	11
3	0.784	0.675	0.463	14
4	1.066	0.428	0.287	15
5	0.326	1.163	0.781	7
6	0.592	0.862	0.593	12
7	0.244	1.251	0.837	4
8	0.313	1.166	0.789	5
9	0.332	1.123	0.772	9
10	0.115	1.382	0.923	1
11	0.152	1.397	0.902	3
12	0.329	1.157	0.778	8
13	1.454	0	0	16
14	0.358	1.109	0.756	10
15	0.653	0.823	0.558	13
16	0.312	1.157	0.787	6

C_i 越大,说明该评价对象越接近最优状态。对表 8 进行分析,在兼顾扬程与效率的情况下,第 10 组实验的开缝形状组合为最优,结合表 5,经比较得:其效率较原模型上升 0.39%,扬程较原模型上升 12.8cm,两项指标皆有较大提升。第 13 组实验的开缝形状组合最劣,两项指标皆有不同程度降低,因此其相对接近度 C_i 排名最后。

将同样的熵权分配系数应用至表 5-2 得到的性能参数,对加权后的指标做极差分析结果如表 5-6。

表 5-6 加权指标极差表

指标	因素				
	D	E	F	G	H
$\overline{K_1}$	46.16598	46.16462	46.52299	46.40298	46.45994
$\overline{K_2}$	46.37092	46.38998	46.28186	46.13057	46.46862
$\overline{K_3}$	46.56752	46.28364	46.30321	46.50194	45.88673
$\overline{K_4}$	45.99583	46.26201	45.99219	46.06476	46.28496
最佳水平	3	2	1	3	1

在兼顾效率和扬程的情况下,最优组合为 $D_3E_2F_1G_3H_1$,即:开缝的直径 D 为 200mm、缝隙的中心宽度 b 为 3mm、缝隙的偏转角 β 为-20°、缝隙的深度 h 为 6mm、缝隙的收缩比 f 为 0.5。

对比正交试验的最优熵权极差组合 $D_3E_2F_1G_3H_1$ 与熵权 TOPSIS 最优距离解组合 $D_3E_2F_4G_3H_1$ 后发现两组不同优化方案的最优结果整体差异并不大,仅在缝隙的偏转角 β 上存在争议,结合表 5-3 与表 5-4 的偏转角分析结果来看,应是-20°偏转的射流更有利于回流区的压制。因此可以认定本章的数理统计方法是可靠的,并已取得了相应的低比速离心泵水力外特性优化。

5.4 本章小结

本章将空气动力学中的机翼减阻方法应用至离心泵领域中,并构建了带回流槽的叶轮出口速度三角形,从交叉学科经验与水泵性能理论两方面介绍了开缝叶轮的可行性。后通过正交试验与熵权 TOPSIS 法结合评价了缝隙几何参数对扬程和效率两大关键水泵性能指标的影响,总体得到以下结果:

(1) 回流槽汇入的轻微射流足以显著提升叶轮流道的过流能力,这将直接增强离心泵的扬程与效率属性。

(2) 合理的开缝形状可以有效的压缩流道中部的回流区域,减少泵送液克服流道阻塞的消耗以提升离心泵的性能,最高可达 1.53%的扬程和 0.43%的效率。同时,不合理的开缝形状会导致离心泵叶片压力面的流体通过缝隙后既无法改善流体出口速度三角形,也不能破坏流道尾部的回流结构,反而由于吹气效应局部加强了回流,造成离心泵整体性能下降。因此离心泵开缝方法需要针对流道特征做相应设计。

第 6 章 水泵性能实验验证

本章将前文所用计算流体动力学方法与边界条件通过真机与实物叶轮还原，通过实验来证实本文所研究水泵性能优化方法的真实性。

6.1 叶轮模型制备与实验台组装

制备精良的叶轮模型和正确组装的实验台对于本次低比速离心泵水力性能实验来说都是至关重要的，其保证了实验结果的可靠性和准确性，为进一步的研究和应用提供了可靠的数据支持。

6.1.1 叶轮模型的相似定律转化

为验证本文对于叶轮研究处理的合理性与可靠性，需对模型进行实物实验。考虑到真机叶轮的外径达到 300mm，整体配套模型偏大，不适合直接进行真机实验，故先通过相似理论将计算模型的设计参数换算为较小的实型泵进行实验，这要比直接用真机实验经济的多。

当模型泵与实型泵同时满足运动相似与几何相似时，则过流部件内的流动也可视作满足压力相似。同时，由于蜗壳内流速较高，雷诺数较大，处在阻力平方区，导致此范围的粘性力只随着壁面粗糙度变化，这样就可以在几何相似的前提下天然的满足粘性力相似。将模型泵加上下标 M，需转化的物理量关系如下：

(1) 第一相似定律—流量换算方法

泵的流量可以表示为： $Q = D_2 \pi b_2 \psi_2 v_{m2} \eta_v$ ，故 $\frac{Q_M}{Q} = \frac{(D_2 \pi b_2 \psi_2 v_{m2} \eta_v)_M}{D_2 \pi b_2 \psi_2 v_{m2} \eta_v}$

因为 $\frac{b_{2M}}{b_2} = \frac{D_{2M}}{D_2}$ ， $\frac{v_{m2M}}{v_{m2}} = \frac{u_{2M}}{u_2} = \frac{D_{2M} n_M}{D_2 n}$

排挤系数：

$$\psi = \frac{t - s_u}{t} = 1 - \frac{s_u}{t}$$

对于模型和实型，因几何相似， $\frac{s_{uM}}{t_M} = \frac{s_u}{t}$ ，所以排挤系数相等， $\psi_M = \psi$ 。因此可得到式（6-1）。

$$\frac{Q_M}{Q} = \left(\frac{D_{2M}}{D_2}\right)^3 \frac{n_M}{n} \frac{\eta_{vM}}{\eta_v} \quad (6-1)$$

该式说明通过相似变化的同组模型泵与真泵，在同样的运行条件下，其流量之比与叶轮外径 3 次方成正比，与其容积效率成正比。

(2) 第二相似定律—扬程换算方法

泵的扬程可以写为

$$H = \frac{(u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1})}{g} \eta_h$$

因此可得

$$\frac{H_M}{H} = \frac{(u_{2M} v_{u2M} - u_{1M} v_{u1M})}{u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}} \frac{\eta_{hM}}{\eta_h}$$

因为运动相似，模型和实型的速度比值相同，根据比例公式则有

$$\frac{(u_{2M} v_{u2M} - u_{1M} v_{u1M})}{u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}} = \frac{u_{2M} v_{u2M}}{u_2 v_{u2}} = \frac{u_{1M} v_{u1M}}{u_1 v_{u1}} = \left(\frac{D_{2M} n_M}{D_2 n}\right)^2$$

最终得到式 (6-2)。

$$\frac{H_M}{H} = \left(\frac{D_{2M}}{D_2}\right)^2 \left(\frac{n_M}{n}\right)^2 \frac{\eta_{hM}}{\eta_h} \quad (6-2)$$

该式说明通过相似变化的同组模型泵与真泵，在同样的运行条件下，其扬程之比与叶轮外径的平方成正比，与其水力效率成正比。

(3) 第三相似定律—轴功率换算方法

泵的轴功率可以表示为

$$\begin{cases} P = \rho g Q H \frac{1}{\eta} \\ \eta = \eta_m \eta_h \eta_v \end{cases}$$

因此可得

$$\frac{P_M}{P} = \frac{\rho_M g Q_M H_M}{\rho g Q H} \frac{\eta_m \eta_h \eta_v}{\eta_{mM} \eta_{hM} \eta_{vM}}$$

将式 (6-1) 和式 (6-2) 代入上式得到式 (6-3)。

$$\frac{P_M}{P} = \frac{\rho_M}{\rho} \left(\frac{D_{2M}}{D_2}\right)^5 \left(\frac{n_M}{n}\right)^3 \frac{\eta_m}{\eta_{mM}} \quad (6-3)$$

上式说明通过相似变化的同组模型泵与真泵，在同样的运行条件下，其轴功率之比与叶轮外径的 5 次方成正比，与其机械效率成反比。

实际应用中，在相似工况下运转时的各种效率视为相等。此时的式 (6-1)、式 (6-2) 与式 (6-3) 可进一步化简得到式 (6-4)。

$$\begin{cases} \frac{Q_M}{Q} = \left(\frac{D_{2M}}{D_2}\right)^3 \frac{n_M}{n} \\ \frac{H_M}{H} = \left(\frac{D_{2M}}{D_2}\right)^2 \left(\frac{n_M}{n}\right)^2 \\ \frac{P_M}{P} = \frac{\rho_M}{\rho} \left(\frac{D_{2M}}{D_2}\right)^5 \left(\frac{n_M}{n}\right)^3 \end{cases} \quad (6-4)$$

本文综合考虑器材特征的合理与经济性，最终选择转化后叶轮模型的外径为 200mm。经上式计算得：在转速保持不变的情况下，原模型的流量从 50m³/h 修正为 14.8m³/h，原模型的扬程从 26.65m 修正为 11.84m，原模型的轴功率从 4.9kw 修正为 0.65kw。

6.1.2 铸材选择与实验台搭建

常规金属叶轮抗高温高压且耐磨性能出色，但在面对腐蚀性介质时只能使用抗腐蚀的塑料叶轮。除此之外，塑料叶轮质量更轻的同时也具有较高的强度，加之良好的减震性能与低廉的价格使其在一些成本敏感的轻载应用中更受欢迎。而塑料叶轮为了保证强度通常会增添并预留较大的厚度，这才使得添置仿生非光滑表面工艺能成功进行，若对金属叶片进行表面改性则将直视严苛的厚度限制。

将部分拥有典型结构的叶轮进行 3D 打印，得到实物，如图 6-1。所用的材料为 C-UV9400 树脂（经 90 分钟紫外固化），其弯曲强度为 69~74MP，完全达到 25℃下的实验环境所要求，其具体机械性能见表 6-1。

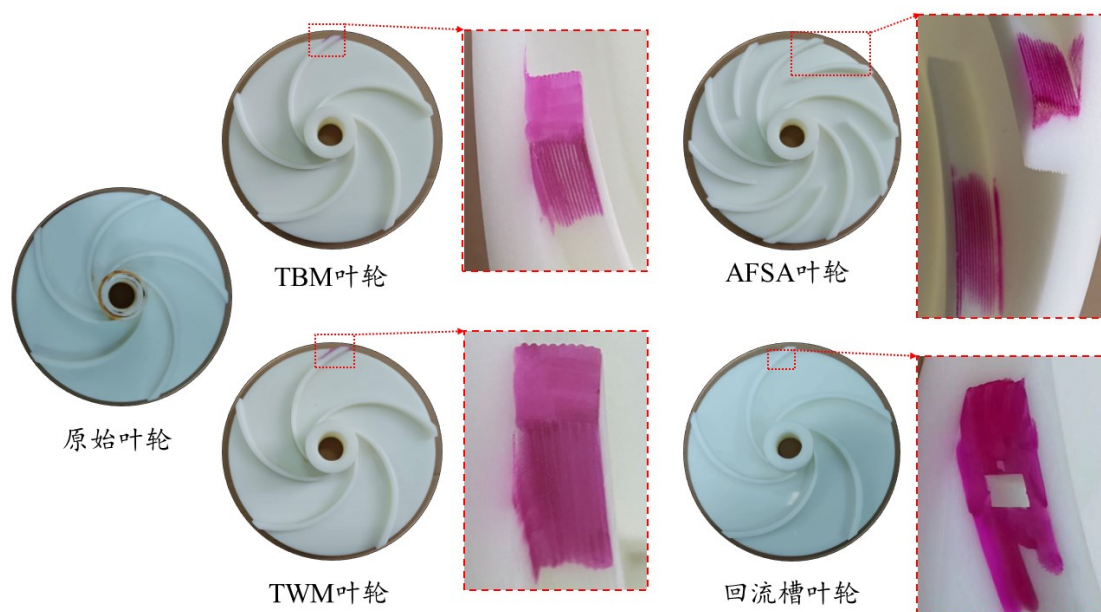
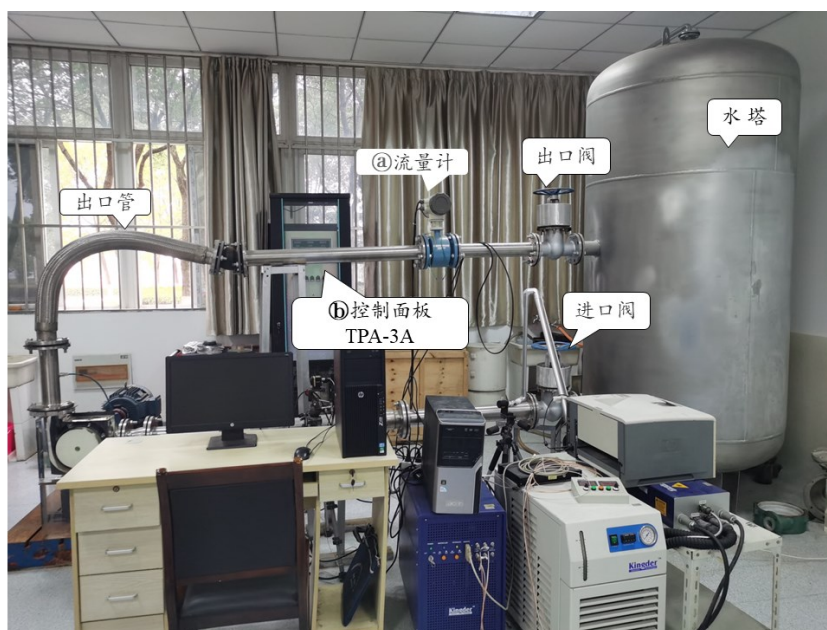


图 6-1 实验用打印叶轮展示

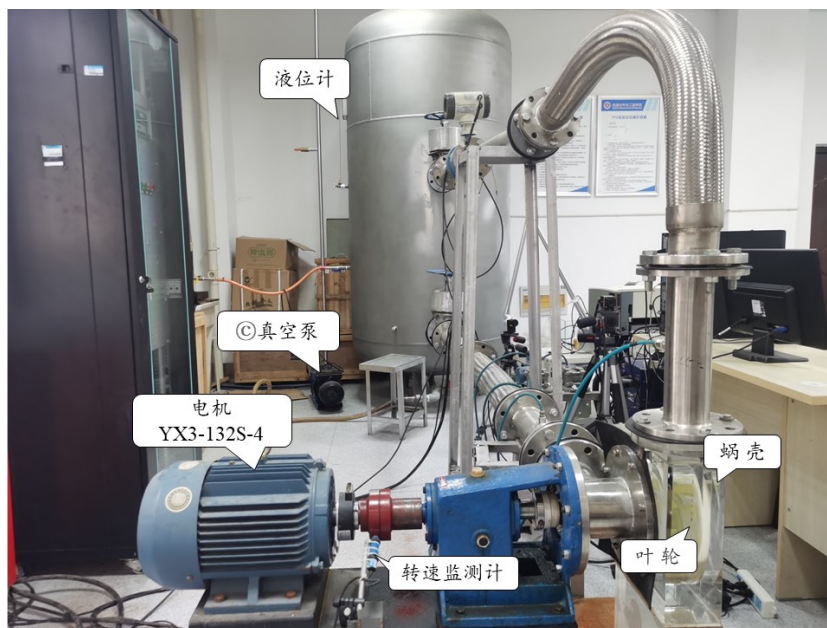
表 6-1 C-UV9400 树脂机械性能表

测试项目	测试方法	数值
硬度 (Shore D)	ASTM D 2240	75~88
弯曲模量 (MPa)	ASTM D 790	2692~2775
弯曲强度 (MPa)	ASTM D 790	69~74
拉伸模量 (MPa)	ASTM D 638	2589~2695
拉伸强度 (MPa)	ASTM D 638	38~56
断裂伸长率	ASTM D 638	12~20%
泊松比	ASTM D 638	0.4~0.44
缺口冲击强度 (J/m)	ASTM D 256	35~55
热变形温度 (°C)	ASTM D 648 @66PSI	38~50
玻璃化转变温度 (°C)	DMA, E'' peak	40~50
热膨胀系数 (/°C)	TMA (T<T _g)	90~103×10 ⁻⁶
密度 (g/cm ³)		1.12~1.18
相对介电常数 60Hz	ASTM D 150-98	4.2~5.0
相对介电常数 1kHz	ASTM D 150-98	3.3~4.2
相对介电常数 1MHz	ASTM D 150-98	3.2~4.0
绝缘强度 (kV/mm)	ASTM D 1549-97a	12.8~16.1

将 TPA-3A 闭式水泵性能测试实验台组装完成, 见图 6-2。本实验台由国家水泵及系统工程技术研究中心人员安装与调试, 经江苏大学 TP 自动化 (TPA) 研发中心授权。整套系统符合国际标准: 《ISO9906: 2000 Rotodynamic pumps. Hydraulic performance acceptance tests. Grades 1 and 2》。系统精度可达相应标准的最高精度, 因此数值结果是可接受的。



(1) 正视图



(2) 侧视图



① 流量计



② 控制面板 TPA-3A



③ 真空泵

(3) 关键仪器展示

图 6-2 TPA-3A 闭式水泵性能实验台

6.2 离心泵水力性能实验

进行水力性能测试实验时，为保护管道阀门免受正负水锤效应而破裂泄漏，同时预防电机启动瞬间带动大量过流液导致高惯性转矩引起额外增加的起动电流而烧毁电机，应在电机启动前确保出口阀门是完全关死的。电机启动后，在水塔与大气直接连通的条件下通过适时打开泵机进出口安装的压力传感器泄压孔并缓慢打开出口阀门来排出管路与蜗壳中的气泡以保证测试数值的准确性。

管路条件校准后，转动出口阀门调节流量至待测点，流量计显示稳定后读取操作柜台上显示的所需数据并记录。其中得益于连接压力传感器的透明硅胶软管

具有极佳的可视性，应保证在每次读取数据前都需确保管路是无气状态，若有气则需重复上述的泄压孔操作并静置一段时间直至柜台数据稳定。本次实验将测试各模型的扬程与效率属性来检验，其中扬程指标需要收集蜗壳进出口处的压力差按式（6-5）计算，效率指标需要额外收集柜台的电压电流按式（6-6）来计算输入功率，这比第 2 章中式（2-20）通过扭矩与转速的效率计算方法更高效直观，但这是包含电机损耗的总效率。

$$H = \frac{P_{out} - P_{in}}{\rho g} \quad (6-5)$$

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{U I} \quad (6-6)$$

五组典型叶轮结构的水力性能测试结果数据展示于下列各表中。

表 6-1 原始模型测试结果

目标流量点	实测流量 (m ³ /h)	出口压 (KPa)	进口压 (KPa)	扬程 (m)	电流 (A)	电压 (V)	输入功率 (w)	效率 (%)
关死点		52.5	-46.8	10.14	4.71	402.2	1894.36	
0.4Q	6.10	127.5	23.7	10.60	4.79	401.9	1923.09	33.62
0.5Q	7.61	123.6	20.1	10.57	4.85	403.0	1956.16	41.06
0.6Q	9.19	118.1	15.4	10.48	4.86	402.1	1954.21	49.34
0.7Q	10.73	87.9	-7.9	9.79	4.97	402.2	2000.54	52.34
0.8Q	12.12	91.5	0	9.34	5.06	402.1	2036.23	55.53
0.9Q	13.52	93.3	0	9.53	5.19	401.8	2085.34	61.77
1.0Q	15.11	88.4	0	9.03	5.31	402.5	2137.28	63.79
1.1Q	16.64	84.9	0	8.67	5.43	402.5	2185.58	65.85
1.2Q	18.01	80.4	-8.7	9.10	5.49	402.6	2210.27	74.10

表 6-2 TBM 模型测试结果

目标流量点	实测流量 (m ³ /h)	出口压 (KPa)	进口压 (KPa)	扬程 (m)	电流 (A)	电压 (V)	输入功率 (w)	效率 (%)
关死点		132.8	32.3	10.26	5.06	408.8	2067.71	
0.4Q	5.97	132.3	31.4	10.30	5.09	408.6	2081.41	29.55
0.5Q	7.47	131.5	30.5	10.32	5.04	408.4	2057.11	37.46
0.6Q	9.16	129.6	29.7	10.20	5.06	409.8	2074.00	45.07
0.7Q	10.53	127.7	29.0	10.08	5.08	409.7	2080.87	51.02
0.8Q	12.25	125.5	27.9	9.96	5.18	405.3	2098.64	58.15
0.9Q	13.58	122.2	22.6	10.17	5.23	404.7	2114.96	65.29
1.0Q	14.99	118.7	21.8	9.89	5.26	405.2	2129.73	69.63
1.1Q	16.50	115.0	20.3	9.67	5.32	404.8	2153.13	74.13
1.2Q	17.88	110.8	19.0	9.38	5.37	404.8	2174.99	77.09

表 6-3 TWM 模型测试结果

目标流量点	实测流量 (m ³ /h)	出口压 (KPa)	进口压 (KPa)	扬程 (m)	电流 (A)	电压 (V)	输入功率 (w)	效率 (%)
关死点		128.0	33.8	9.62	4.97	401.2	1995.57	
0.4Q	6.15	124.1	27.2	9.90	5.01	401.1	2008.31	30.31
0.5Q	7.51	122.0	21.9	10.22	4.96	401.6	1990.33	38.58
0.6Q	8.89	118.6	19.3	10.14	5.00	401.4	2008.61	44.88
0.7Q	10.51	113.7	15.4	10.04	5.06	401.2	2028.07	52.04
0.8Q	12.07	108.3	11.1	9.93	5.11	400.8	2047.69	58.52
0.9Q	13.48	102.8	6.9	9.79	5.17	400.7	2071.22	63.72
1.0Q	14.98	95.6	0	9.76	5.27	400.6	2109.16	69.32
1.1Q	16.48	87.0	0	8.89	5.38	401.3	2157.39	67.89
1.2Q	18.03	78.7	-10.5	9.11	5.47	401.2	2195.37	74.78

表 6-4 AFSA 模型测试结果

目标流量点	实测流量 (m ³ /h)	出口压 (KPa)	进口压 (KPa)	扬程 (m)	电流 (A)	电压 (V)	输入功率 (w)	效率 (%)
关死点		148.1	37.3	11.32	5.35	399.7	2139.19	
0.4Q	5.92	140.0	31.1	11.12	5.39	399.6	2155.44	30.55
0.5Q	7.56	134.1	25.6	11.07	5.33	400.1	2134.13	39.22
0.6Q	8.98	128.2	19.0	11.15	5.34	399.9	2136.67	46.87
0.7Q	10.53	121.0	13.6	10.97	5.41	399.9	2161.86	53.42
0.8Q	12.05	112.0	6.3	10.80	5.47	399.9	2187.05	59.51
0.9Q	13.56	102.0	-2.7	10.69	5.62	400.4	2248.65	64.46
1.0Q	15.16	93.1	-11.3	10.66	5.78	399.8	2312.44	69.85
1.1Q	16.51	82.5	-21.5	10.62	5.98	400.0	2390.40	73.34
1.2Q	17.88	70.9	-30.9	10.39	5.99	399.6	2391.61	77.71

表 6-5 回流槽模型测试结果

目标流量点	实测流量 (m ³ /h)	出口压 (KPa)	进口压 (KPa)	扬程 (m)	电流 (A)	电压 (V)	输入功率 (w)	效率 (%)
关死点		133.1	37.7	9.75	4.92	401.2	1973.90	
0.4Q	5.88	132.3	34.6	9.98	4.97	401.0	1990.97	29.47
0.5Q	7.60	130.7	31.8	10.09	5.05	400.7	2021.93	37.94
0.6Q	9.15	128.9	29.7	10.13	5.04	400.8	2020.03	45.88
0.7Q	10.46	126.1	27.3	10.09	5.09	400.0	2034.00	51.91
0.8Q	12.03	123.2	24.4	10.08	5.13	399.7	2050.46	59.01
0.9Q	13.63	119.3	21.4	10.00	5.23	399.5	2088.99	65.23
1.0Q	15.01	115.4	18.4	9.90	5.33	399.5	2127.34	69.79
1.1Q	16.39	110.5	15.4	9.71	5.39	399.4	2150.77	74.03
1.2Q	18.13	104.2	11.5	9.47	5.47	399.5	2184.87	78.55

将表 6-1 至表 6-5 中测得的扬程和效率数据汇总成图 6-3 与图 6-4。

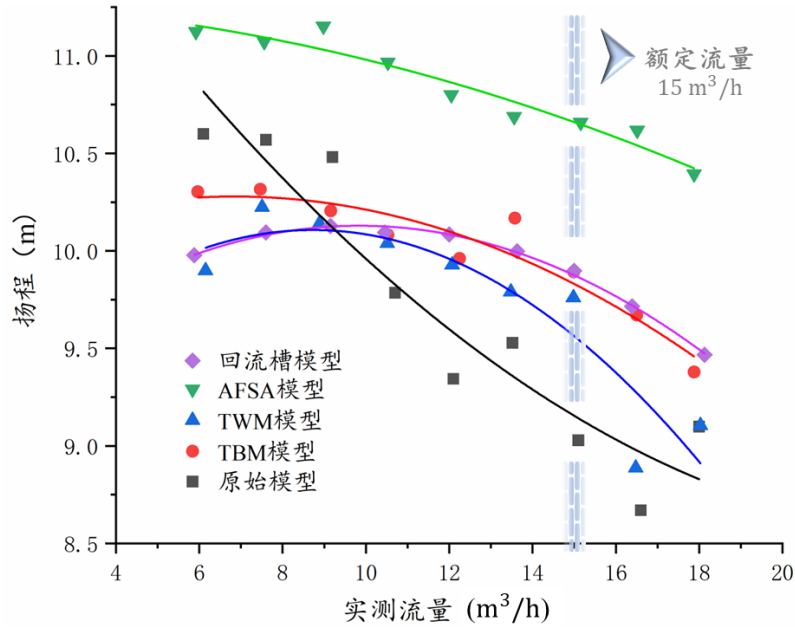


图 6-3 实验测定扬程曲线图

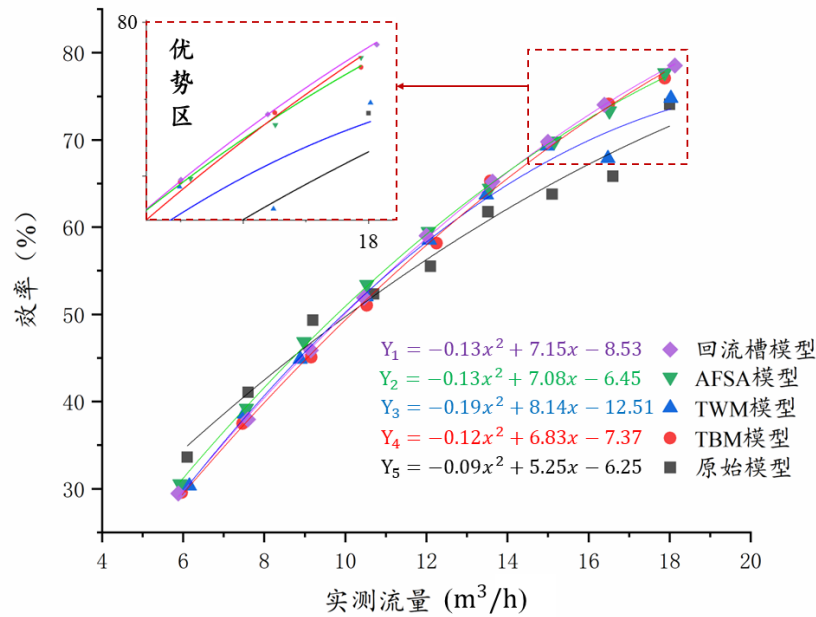


图 6-4 实验测定效率曲线图

对比图 6-3 中各叶轮模型的扬程性能，可得知：仿生表面结构与回流槽结构都能在 $0.6Q$ 以后起到显著的正向作用，但增幅无法和经优化的 AFSA 叶轮相比，这说明分流叶片对紊流的宏观矫正效果不弱于表面改性带来的涡耗散优化。带 TBM 结构的 AFSA 叶轮与纯 TBM 叶轮拥有非常近似的扬程变化趋势，两者的性能曲线几乎可看做平移变换，仅有的差别是 AFSA 额外的短叶片带来了全流量下近 10.8% 的扬程提升，这样的实验结果与低比速离心泵结构设计理论高度吻合，因此可以认定本次实验的操作是专业规范的。本组叶轮中回流槽模型与 TWM 模

型都出现了不同程度上的驼峰, 尽管在 $9\text{m}^3/\text{h}$ 以后的流量中扬程得到提升的同时也越过了驼峰顶点来到右侧下降区, 但开机启动时仍无法避免喘振带来的危害。其中 TWM 叶轮模型在第 3 章中的图 3-10 沟槽叶轮性能曲线中已经通过 CFD 模拟出了其会为叶轮带来驼峰的特性, 但第三章中模拟同样认为 TBM 叶轮也会出现的轻微驼峰现象却在实验中并未出现, 这可能与整体叶轮外径缩小导致部分水力特性无法随着相似变换保留下来。因此 TBM 叶轮在本次实验中不仅展示出较好的扬程提升效果, 还摒弃了可能出现的驼峰干扰, 成为一款值得推广的优秀仿生非光滑表面结构设计方法。

对比图 6-4 中各叶轮模型的效率属性, 可得知: 各种边界层优化方案在 $10\text{m}^3/\text{h}$ 流量即 $0.67Q$ 以后都对效率起到了不同程度的帮助, 并有流量越大增效越明显的趋势, 其中在 $1.1Q$ 处达到了近 12.4% 的最大提升。效率曲线中回流槽模型、AFSA 模型与 TBM 模型展现的性能十分接近, 在额定流量下较原始模型均拥有 6% 的效率提升, 达到 69.85% 的效率。回流槽模型在效率曲线中的表现出奇的好, 这得益于开制的通孔既改善了流道内的脱流情况, 又因为叶片面积减少而降低了压力面泵水过程中消耗。

结合流量与效率曲线的性能优化可确认回流槽结构与设计合理的表面结构可以同时提升扬程和效率, 当此结构与分流叶片共同使用时性能会再次得到提升。这意味着本文关于第二涡群理论的运用, 吸吹水条件的设置都起到了良好的结果, 对低比速离心泵叶轮尾缘湍流高发区的边界层做出了正向优化控制。

6.3 本章小结

本章用树脂打印了经相似变换后的: 第 2 章的原始叶轮, 第 3 章中的 TBM 与 TWM 模型, 第 4 章的 AFSA 模型与第 5 章的回流槽叶轮共五个典型模型。组装了 TPA-3A 闭式水泵性能实验台并测试了打印各叶轮的扬程与效率属性。

尽管些许泄露导致实验数据较相似定律的计算结果偏低, 但并不影响判断各叶轮模型的总体性能曲线走向。基于实验数据, 证实了本文的三种边界层控制方法可以起到明显的正向优化作用。

第 7 章 结论与展望

7.1 本文研究内容总结

本文依据低比速离心泵涡能耗散理论结合计算流体动力学分析模拟,在确保过流部件设计合理与数值方法精确的前提下,探究了边界层控制方法对流道中附面层脱流状态的影响规律并给出合适的边界层优化方法。对仿蛤蜊表面工艺、人工鱼群算法下的分流叶片结构寻优以及叶片开缝的效果进行了深入的动静特性研究。最后搭建了 TPA-3A 闭式水泵性能实验台完成了水力性能实验验证。本文总体得到以下结论:

(1) 在设计条件下通过速度系数法给出了低比速离心泵过流部件参数,随即检查了水力模型的网格质量和壁面距离,因此本文研究中的 CFD 方法是精准的。

(2) 完成仿生表面工艺对叶轮性能的影响规律探究。在叶轮尾缘添置仿蛤蜊表面的 Space-V 型凹槽结构后,扬程性能在额定工况最多能得到 2.59% 的提升,这个值会随着流量增加而上升,最高在 $1.35Q$ 处达到 7.848%。仿生模型的整体壁面速度分布要低于原光滑模型近 18%,这是由于边界层处的高压力梯度在拓展至沟槽结构时会被稀释。同时该工艺自带的正弦结节出口结构能起到破碎涡的功能,这可减少叶轮尾部流域的湍流耗散。通过 Q 准则耦合湍流动能云图确认了叶轮尾部的涡核减少了。但蜗壳隔舌处压力脉动的增加暴露了沟槽结构可能带来更大的振动和噪声。另外,全流量水力性能曲线显示仿生结构会导致驼峰,诱发的喘振现象同样不利于机器平稳运行,因此推荐此工艺只能与有陡降扬程性能曲线的水泵结合。

(3) 指出了制约水泵性能的原因与具体表现:寄宿在叶片尾部的低速流体被吸力面的出口流体不断拉扯但无法脱落,此处的滞流造成流道出口阻塞并消耗大量动能,导致离心泵性能下降。而后在保留仿生非光滑表面的基础上经人工鱼群算法完成添置分流叶片的二次优化后,模型性能可得到进一步:扬程为 32.2m,效率为 77.6%,较未添置分流叶片时提升了 5.6m 的扬程和 3.59% 的效率。并且分流叶片额外改善了主叶片进口的气蚀状况与蜗壳流道的通畅性,总体水力性能优化效果明显。

(4)通过机翼减阻的空气动力学理论与回流槽叶轮的出口速度三角形合成形态证实了开缝叶轮水力性能优化的可能,并甄选出最佳开缝方法。叶轮尾部的回流槽能利用两端的压差对尾迹区的低能流体同时起到吹吸水的双重作用,从而得到水力性能改善。面对回流区严重的过流部件组合时,叶轮尾部的回流槽可以前移至叶轮中部,通过开缝处注入的射流来压制或以其他形式来改善占据叶轮流道中部的低速循环,使流道区域通畅,过流能力提升,继而改善水力性能。

本文的主要创新点在于:

(1)将航空与船舶等外流领域中比较成熟的仿生非光滑表面减阻技术应用于离心泵过流部件,将该技术从平板减阻的低雷诺数流动场景拓宽至高雷诺数高旋转的生产场景中。总结出仿生表面减阻技术在水泵领域中只能对大流量工况起正向作用并会伴随驼峰与振动等不良影响的水力性能规律,并为此提出表面减阻手段最好与无过载离心泵相结合的工程建议。

(2)提出仿生低比速离心泵分流叶片结构参数人工鱼群智能优化方法。该方法使正交试验得到的结构参数得到了进一步的改善。证明了仿生智能算法与仿生表面结构的结合确能高速有效的改善过流部件的水力性能,这为低比速离心泵结构设计提供了参考依据。

(3)通过构建叶轮出口速度三角形证实了回流槽对叶轮被动射流控制的有效性。通过装配非常规的扁平蜗壳发现:将叶轮尾部的回流槽移至中部并配合适当的冲角,可以在回流严重的情况下有效地压制流道中央的回流区。这为“回流槽只能设计在叶轮尾部”与“叶轮前部开槽是为了减缓气蚀”的传统思路提供了叶轮水力性能优化的新方案。

7.2 前瞻与展望

本研究旨在通过改善低比速离心泵过流部件中叶轮的边界层流动状态来作用水泵整体流动情况以提高水力性能。尽管已经得到了初步的研究成果,奈何限于作者的水平与眼界,或在以下几个方面可做进一步深入的补充研究:

(1)文中对蜗壳隔舌处进行了压力脉动分析,尽管此处是饱受振动与气蚀的代表性高损耗区域,但若将蜗壳八个断面与隔舌处的压力脉动与气蚀情况全部收集,则可以清晰地判断出蜗壳流道的工作状况。

(2) 第三章在叶轮的吸力面与压力面的中后段布置了仿生的沟槽工艺。考虑到低比速离心泵高额的圆盘摩擦,叶轮后盖板拥有更大的过流面积,所以一旦找到能显著降低圆盘摩擦的仿生表面结构,将无疑带来更大水力性能增幅。同时,所使用的仿生结构也不应局限于沟槽,凹坑与肋条这些经过高度提取简化的基础图形,而是应多尝试复杂的鲨鱼盾鳞与高速禽类羽翼分布等结构。尽管这对几何建模、网格质量、湍流模型与减阻规律的探寻等方面都将带来巨大的挑战。

参考文献

- [1] SORGUVEN E, INCIR S, HIGHGATE J. Understanding loss generation mechanisms in a centrifugal pump using large eddy simulation [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2022, 96: 108994.
- [2] LIU M, TAN L, CAO SHULIANG. Performance Prediction and Geometry Optimization for Application of Pump as Turbine: A Review [J]. Frontiers in Energy Research, 2022, 9: 818118.
- [3] GONÇALVES L D S, MEDEIROS K A, BARBOSA. Hydrometer Design Based on Thin-Film Resistive Sensor for Water Measurement in Residential Buildings [J]. Water, 2023, 15(6): 1045.
- [4] CAPURSO T, BERGAMINI L, TORRESI M. A new generation of centrifugal pumps for high conversion efficiency [J]. Energy Conversion and Management, 2022, 256: 115341.
- [5] HU J, LI K, SU W, et al. Numerical Simulation of Drilling Fluid Flow in Centrifugal Pumps [J/OL] 2023, 15(5): 992
- [6] YAN H, ZHANG C, SHAO Z, et al. The Underestimated Role of the Heat Pump in Achieving China's Goal of Carbon Neutrality by 2060 [J]. Engineering, 2023, 23: 13-18.
- [7] POKHAREL N, GHIMIRE A, THAPA B, et al. Wear in centrifugal pumps with causes, effects and remedies: A Review [J]. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2022, 1037: 012042.
- [8] 袁寿其.低比速离心泵理论与设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1997: 133-139.
- [9] BERGADA J M, KUMAR S, DAVIES D L, et al. A complete analysis of axial piston pump leakage and output flow ripples [J]. Applied Mathematical Modelling, 2012, 36(4): 1731-1751.
- [10] SVORCAN J, WANG J M, GRIFFIN K P. Current state and future trends in boundary layer control on lifting surfaces [J]. Advances in Mechanical Engineering, 2022, 14(7): 16878132221112161.

- [11] KORNILOV V I. Current state and prospects of researches on the control of turbulent boundary layer by air blowing [J]. Progress in Aerospace Sciences, 2015, 76: 1-23.
- [12] KUMAR S, PANDEY K M, SHARMA K K. Advances in drag-reduction methods related with boundary layer control – A review [J]. Materials Today: Proceedings, 2021, 45: 6694-6701.
- [13] CHERNYSHEV S L, KISELEV A P, KURYACHII A P. Laminar flow control research at TsAGI: Past and present [J]. Progress in Aerospace Sciences, 2011, 47(3): 169-185.
- [14] BONIS J P. A Review of Surface Roughness Effects in Gas Turbines [J]. Journal of Turbomachinery, 2010, 132(2): 16
- [15] BOCANEGRA EVANS H, HAMED A M, GORUMLU S, et al. Engineered bio-inspired coating for passive flow control [J]. Proceedings of the National Academy of Sciences, 2018, 115(6): 1210-1214.
- [16] DOMEL A G, SAADAT M, WEAVER J C, et al. Shark skin-inspired designs that improve aerodynamic performance [J]. Journal of the Royal Society Interface, 2018, 15(139): 20170828.
- [17] GUO T, ZHONG S, CRAFT T. Control of laminar flow separation over a backward-facing rounded ramp with C-D riblets – The effects of riblet height, spacing and yaw angle [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2020, 85: 108629.
- [18] SIDDIQA S, HOSSAIN M A. Natural Convection Flow over Wavy Horizontal Surface [J]. Advances in Mechanical Engineering, 2013, 5: 743034.
- [19] MA L, GU Y, XIA K, et al. Effect of Bionic Nonsmooth Surface Vane on the Antiwear Characteristics of Double-Vane Pump [J]. Applied Bionics and Biomechanics, 2022, 2022: 4442417.
- [20] GU Y, YU L, MOU J, et al. Influence of circular non-smooth structure on cavitation damage characteristics of centrifugal pump [J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2022, 44(4): 155.
- [21] DAI C, GUO C, GE Z, et al. Study on Drag and Noise Reduction of Bionic Blade of Centrifugal Pump and Mechanism [J]. Journal of Bionic Engineering, 2021,

18(2): 428-440.

[22] DAI C, GUO C, CHEN Y, et al. Analysis of the Influence of Different Bionic Structures on the Noise Reduction Performance of the Centrifugal Pump [J/OL] 2021, 21(3):886

[23] WU L, WANG H, SONG Y, et al. Drag reduction mechanism of Paramisgurnus dabryanus loach with self-lubricating and flexible micro-morphology [J]. Scientific Reports, 2020, 10(1): 12873.

[24] WANG L, LU J, LIAO W, et al. Numerical analysis of the formation mechanism and suppression method of the reverse flow in a semi-open centrifugal pump [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2020, 34(9): 3667-3678.

[25] MOU JIEGANG, GU YUNQING, SHI ZHENGZAN, ZHENG SHUIHUA. Effect of Circular Non-Smooth Surface Blades on Cavitation Characteristics of Centrifugal Pump [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2020, 54(6): 577-583.

[26] ZHANG Z, DAI Y, GU Y, et al. Effect of Bionic Groove Surface Blade on Cavitation Characteristics of Centrifugal Pump [Z]. Fluids Engineering Division Summer Meeting, 2019.10.1115/AJKFluids 2019-5119(1):8

[27] WEN J, CHEN C, QI Z, et al. Bionic optimum design of straight cone nozzle and the effectiveness evaluation of reducing fluid resistance [J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2019, 41(9): 358.

[28] SKRZYPACZ J, BIEGANOWSKI M. The influence of micro grooves on the parameters of the centrifugal pump impeller [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2018, 144: 827-835.

[29] LANG A W, JONES E M, AFROZ F. Separation control over a grooved surface inspired by dolphin skin [J]. Bioinspiration & Biomimetics, 2017, 12(2): 026005.

[30] MOU JIEGANG, GU YUNQING, LIU JIAN, ZHENG SHUIHUA, WANG EVAN. Characteristics of Non-Smooth Surface Drag Reduction Influence on Centrifugal Pump Impeller [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2016, 50(02): 306-312.

[31] GU Y, ZHAO G, ZHENG J, et al. Experimental and numerical investigation on drag reduction of non-smooth bionic jet surface [J]. Ocean Engineering, 2014, 81:

50-57.

[32] TIAN L, GAO Z, REN L, et al. The study of the efficiency enhancement of bionic coupling centrifugal pumps [J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2013, 35(4): 517-524.

[33] WANG T, FENG L-H, LI Z-Y. Effect of leading-edge protuberances on unsteady airfoil performance at low Reynolds number [J]. Experiments in Fluids, 2021, 62(10): 217.

[34] XU F, ZHONG S, ZHANG S J P O F. Experimental study on secondary flow in turbulent boundary layer over spanwise heterogeneous microgrooves [J]. Physics of Fluids, 2020, 32(3): 035109

[35] RAAYAI-ARDAKANI S, MCKINLEY GHJPOF. Geometric optimization of riblet-textured surfaces for drag reduction in laminar boundary layer flows [J]. Physics of Fluids, 2019, 31(5): 053601

[36] GUO T, ZHONG S, CRAFT T. Secondary flow in a laminar boundary layer developing over convergent-divergent riblets [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2020, 84: 108598.

[37] ZHANG Y, YAN C, CHEN H, et al. Study of riblet drag reduction for an infinite span wing with different sweep angles [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2020, 33(12): 3125-3137.

[38] ZHAO K, LIN W, LI X, et al. Effect of micro rib on aerothermal dynamic in channel flow [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2021, 178: 121573.

[39] D'ALESSANDRO V, CLEMENTI G, GIAMMICHELE L, et al. Assessment of the dimples as passive boundary layer control technique for laminar airfoils operating at wind turbine blades root region typical Reynolds numbers [J]. Energy, 2019, 170: 102-111.

[40] CHAE S, LEE S, KIM J, et al. Adaptive-passive control of flow over a sphere for drag reduction [J]. Physics of Fluids, 2019, 31(1): 015107

[41] SHAN H, JIANG L, LIU C, et al. Numerical study of passive and active flow separation control over a NACA0012 airfoil [J]. Computers & Fluids, 2008, 37(8): 975-992.

- [42] ZHAO Z, ZENG G, WANG T, et al. Numerical research on effect of transition on aerodynamic performance of wind turbine blade with vortex generators [J]. Journal of Renewable and Sustainable Energy, 2016, 8(6): 063308
- [43] SUN J, HUANG D. Numerical investigation of boundary layer suction control positions on airfoils for vertical-axis wind turbine [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2021, 35(7): 2903-2914.
- [44] WANG S, LEI J, ZHEN H, et al. Numerical investigation of wall cooling and suction effects on supersonic flat-plate boundary layer transition using large eddy simulation [J]. Advances in Mechanical Engineering, 2015, 7(2): 493194.
- [45] MOHAMMADI M, MAGHREBI M. Improvement of wind turbine aerodynamic performance by vanquishing stall with active multi air jet blowing [J]. Energy, 2021, 224: 120176.
- [46] LIU Y, ZHANG H, LIU P. Flow control in supersonic flow field based on micro jets [J]. Advances in Mechanical Engineering, 2019, 11(1): 1687814018821526.
- [47] MA J, CHEN Z H, XUE D W, et al. FLOW SEPARATION CONTROL FOR A SUPERSONIC SPINNING PROJECTILE BY USING A MICROVORTEX GENERATOR JET [J]. Journal of Applied Mechanics and Technical Physics, 2021, 62(2): 266-272.
- [48] KORNILOV V I. Control of turbulent boundary layer on a wing section by combined blowing/suction [J]. Thermophysics and Aeromechanics, 2018, 25(2): 155-167.
- [49] KORNILOV V I, KAVUN I N, POPKOV A N. Modification of turbulent airfoil section flow using a combined control action [J]. Thermophysics and Aeromechanics, 2019, 26(2): 165-178.
- [50] KORNILOV V I, KAVUN I N, POPKOV A N. Development of the Air Blowing and Suction Technology for Control of a Turbulent Flow on an Airfoil [J]. Journal of Applied Mechanics and Technical Physics, 2019, 60(1): 7-15.
- [51] HIPPEL K D, WALKER M M, BENTON S I, et al. Control of poststall airfoil using leading-edge pulsed jets [J]. AIAA Journal, 2017, 55(2): 365-376.
- [52] VOLKOV K N, EMEL'YANOV V N, YAKOVCHUK M S. Simulation of the

Transverse Injection of a Pulsed Jet from the Surface of a Flat Plate into a Supersonic Flow [J]. *Journal of Applied Mechanics and Technical Physics*, 2017, 58(6): 1053-1062.

[53] CATTAFESTA L N, SHEPLAK M. Actuators for Active Flow Control [J]. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 2011, 43(1): 247-272.

[54] EBRAHIMI A, HAJIPOUR M. Flow separation control over an airfoil using dual excitation of DBD plasma actuators [J]. *Aerospace Science and Technology*, 2018, 79: 658-668.

[55] EBRAHIMI A, HAJIPOUR M, GHAMKHAR K. Experimental study of stall control over an airfoil with dual excitation of separated shear layers [J]. *Aerospace Science and Technology*, 2018, 82-83: 402-411.

[56] SEIFERT A, ELIAHU S, GREENBLATT D, et al. Use of piezoelectric actuators for airfoil separation control [J]. *AIAA journal*, 1998, 36(8): 1535-1537.

[57] KANG S, CHOI H J P O F. Active wall motions for skin-friction drag reduction [J]. *Physics of Fluids*, 2000, 12(12): 3301-3304.

[58] SCHLANDERER S C, HUTCHINS N, SANDBERG R D. The Effect of Wall Normal Actuation on a Turbulent Boundary Layer [J]. *Flow, Turbulence and Combustion*, 2017, 99(3): 807-821.

[59] CHEN X B, ZHANG R H, YANG W F. Inverse Design and Optimization of Low Specific Speed Centrifugal Pump Blade Based on Adaptive POD Hybrid Model [J]. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 2022, 15(2): 453-464

[60] XIAO W, TAN L. Design method of controllable velocity moment and optimization of pressure fluctuation suppression for a multiphase pump [J]. *Ocean Engineering*, 2021, 220: 108402.

[61] GU Y, LI J, WANG P, et al. An Improved One-Dimensional Flow Model for Side Chambers of Centrifugal Pumps Considering the Blade Slip Factor [J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2022, 144(9): 12

[62] DENG H, XIA Z, SUN Z, et al. Multistage hybrid model for performance prediction of centrifugal pump [J]. *Advances in Engineering Software*, 2022, 174: 103302.

- [63] Sá L F N, YAMABE P V M, SOUZA B C, et al. Topology optimization of turbulent rotating flows using Spalart–Allmaras model [J]. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2021, 373: 113551.
- [64] KOCAASLAN O, OZGOREN M, AKSOY M, et al. Experimental and numerical investigation of coating effect on pump impeller and volute [J]. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 2016, 9(5): 2475-2487.
- [65] 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
- [66] 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.
- [67] 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.
- [68] HONGLIANG WANG, B L, CHUAN WANG, CHEN HAN, LINJIAN LI. Effects of the Impeller Blade with a Slot Structure on the Centrifugal Pump Performance [J]. *Energies*, 2020, 13(7): 1682
- [69] KE Qidi, TANG Lingfeng. Performance Optimization of Slotted Blades for Low-Specific Speed Centrifugal Pumps [J]. *Advances in Civil Engineering*, 2023, 2023: 9612947.
- [70] ZHANG L, LI H, XU H, et al. Experimental and Numerical Investigation of Pressure Fluctuation in a Low-Specific-Speed Centrifugal Pump with a Gap Drainage Impeller [J]. *Shock and Vibration*, 2021, 2021: 5571178.
- [71] YANG Y, ZHOU L, ZHOU H, et al. Optimal Design of Slit Impeller for Low Specific Speed Centrifugal Pump Based on Orthogonal Test [J/OL] 2021, 9(2): 121
- [72] 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
- [73] 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.
- [74] WEI Y, YANG Y, ZHOU L, et al. Influence of Impeller Gap Drainage Width on the Performance of Low Specific Speed Centrifugal Pump [J/OL] 2021, 9(2): 106
- [75] 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.
- [76] XU Z, KONG F-Y, TANG L, et al. Effect of Blade Thickness on Internal Flow and Performance of a Plastic Centrifugal Pump [J]. *Machines*, 2022, 10(1): 61
- [77] 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.
- [78] POSA A, LIPPOLIS A, BALARAS. Investigation of separation phenomena in a radial pump at reduced flow rate by large-eddy simulation [J]. *Fluids Eng*, 2016, 138(12): 13
- [79] STEL H, OFUCHI E M, SABINO R H G, et al. Investigation of the Motion of Bubbles in a Centrifugal Pump Impeller [J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2018, 141(3): 14
- [80] FENG J, GE Z, YANG H, et al. Rotating stall characteristics in the vaned diffuser of a centrifugal pump [J]. *Ocean Engineering*, 2021, 229: 108955.
- [81] GE M, ZHANG G, PETKOVŠEK M, et al. Intensity and regimes changing of hydrodynamic cavitation considering temperature effects [J]. *Journal of Cleaner Production*, 2022, 338: 130470.
- [82] GE M, SUN C, ZHANG G, et al. Combined suppression effects on hydrodynamic cavitation performance in Venturi-type reactor for process intensification [J]. *Ultrasonics Sonochemistry*, 2022, 86: 106035.
- [83] GE M, MANIKKAM P, GHOSSEIN J, et al. Dynamic mode decomposition to classify cavitating flow regimes induced by thermodynamic effects [J]. *Energy*, 2022, 254: 124426.
- [84] GE M, PETKOVŠEK M, ZHANG G, et al. Cavitation dynamics and thermodynamic effects at elevated temperatures in a small Venturi channel [J].

International Journal of Heat and Mass Transfer, 2021, 170: 120970.

[85] AL-OBAIDI A R, TOWSYFYAN H. An Experimental Study on Vibration Signatures for Detecting Incipient Cavitation in Centrifugal Pumps Based on Envelope Spectrum Analysis [J]. Journal of Applied Fluid Mechanics, 2019.

[86] AL-OBAIDI AHMED RAMADHAN. Detection of Cavitation Phenomenon within a Centrifugal Pump Based on Vibration Analysis Technique in both Time and Frequency Domains [J]. Experimental Techniques, 2020, 44: 329-47.

[87] BABAYIGIT O, OZGOREN M, AKSOY M H, et al. Experimental and CFD investigation of a multistage centrifugal pump including leakages and balance holes [J]. Water Treat, 2017, 67(3): 28-40.

[88] BAI L, ZHOU L, JIANG X, et al. Vibration in a Multistage Centrifugal Pump under Varied Conditions [J]. Shock and Vibration, 2019, 2: 9

[89] SI Q, ALI A, LIAO M, et al. Assessment of cavitation noise in a centrifugal pump using acoustic finite element method and spherical cavity radiation theory [J]. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2023, 17(1): 2173302.

[90] LU Y, TAN L, HAN Y, et al. Cavitation-vibration correlation of a mixed flow pump under steady state and fast start-up conditions by experiment [J]. Ocean Engineering, 2022, 251: 111158.

[91] LUO Y, ZHANG W, FAN Y, et al. Analysis of Vibration Characteristics of Centrifugal Pump Mechanical Seal under Wear and Damage Degree [J]. Shock and Vibration, 2021, 2021: 6670741.

[92] TAKAMINE T, NAKANO S, WATANABE S, et al. Effect of axial offset of rotor on thrust characteristics of a centrifugal pump [J]. Journal of Physics: Conference Series, 2021, 1909(1): 012073.

[93] SHOOSHTARI A, KARIMI M, SHEMSHADI M, et al. Effect of Impeller Diameter on Dynamic Response of a Centrifugal Pump Rotor [J/OL] 2021, 4(1): 117-129

[94] CUI B, LI W, ZHANG C. Effect of Blade Trailing Edge Cutting Angle on Unstable Flow and Vibration in a Centrifugal Pump [J]. Journal of Fluids Engineering, 2020, 142(10): 15

- [95] DE DONNO R, GHIDONI A, NOVENTA G, et al. Shape optimization of the ERCOFTAC centrifugal pump impeller using open-source software [J]. *Optimization and Engineering*, 2019, 20: 929-953.
- [96] WANG C-N, YANG F-C, NGUYEN V T T, et al. CFD analysis and optimum design for a centrifugal pump using an effectively artificial intelligent algorithm [J]. *Micromachines*, 2022, 13(8): 1208.
- [97] THAKKAR S, VALA H, PATEL V K, et al. Performance improvement of the sanitary centrifugal pump through an integrated approach based on response surface methodology, multi-objective optimization and CFD [J]. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2021, 43: 1-15.
- [98] KIM B, SIDDIQUE M H, SAMAD A, et al. Optimization of Centrifugal Pump Impeller for Pumping Viscous Fluids Using Direct Design Optimization Technique [J/OL] 2022, 10(9): 774
- [99] WANG C, YAO Y, YANG Y, et al. Automatic optimization of centrifugal pump for energy conservation and efficiency enhancement based on response surface methodology and computational fluid dynamics [J]. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 2023, 17(1): 2227686.
- [100] KE Q, TANG L, LUO W, et al. Parameter Optimization of Centrifugal Pump Splitter Blades with Artificial Fish Swarm Algorithm [J/OL]. *Water*, 2023, 15(10): 1806
- [101] LIU M, TAN L, XU Y, et al. Optimization design method of multi-stage multiphase pump based on Oseen vortex [J]. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 2020, 184: 106532.
- [102] LI J, ZHANG R, XU H, et al. Two-stage design optimization of groove flow control technique to improve energy performance of an axial-flow pump [J]. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2022, 44(8): 381.
- [103] POURPANAH F, WANG R, LIM C P, et al. A review of artificial fish swarm algorithms: recent advances and applications [J]. *Artificial Intelligence Review*, 2023, 56(3): 1867-1903.

- [104] 关醒凡. 现代泵设计与理论 [M]. 北京: 中国宇航出版社, 2011: 241-360
- [105] SUSILO S H, SETIAWAN A J E P, ENGINEERING. Analysis of the number and angle of the impeller blade to the performance of centrifugal pump [J]. Physics and Engineering, 2021, 5: 53-61
- [106] XU Z, LIU X, LIU Y, et al. Flow Control Mechanism of Blade Tip Bionic Grooves and Their Influence on Aerodynamic Performance and Noise of Multi-Blade Centrifugal Fan [J/OL] 2022, 15(9): 3431
- [107] SPALART P R. Strategies for turbulence modelling and simulations [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2000, 21(3): 252-263.
- [108] AL-OBAIDI, SIMULATION N. Effects of Different Turbulence Models on Three-Dimensional Unsteady Cavitating Flows in the Centrifugal Pump and Performance Prediction [J]. International Journal of Nonlinear Sciences and Numerical Simulation, 2019, 20: 487-509.
- [109] SHADAB M, KARIMIPOUR M, NAJAFI A F, et al. Effect of impeller shroud trimming on the hydraulic performance of centrifugal pumps with low and medium specific speeds [J]. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2022, 16(1): 514-535.
- [110] WEI Z, YANG W, XIAO RJS. Pressure fluctuation and flow characteristics in a two-stage double-suction centrifugal pump [J]. Symmetry, 2019, 11(1): 65.
- [111] XU C, FAN C, ZHANG Z, et al. Numerical study of wake and potential interactions in a two-stage centrifugal refrigeration compressor [J]. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2021, 15(1): 313-327.
- [112] GU Y Q, DAI D S, MOU J G, et al. Overview of the Technology of Bionic Surface Drag Reduction [J]. Journal of Biomimetics, Biomaterials and Biomedical Engineering, 2015, 23: 59-66.
- [113] WANG H, DING K, ZHANG G, et al. Research on drag reduction performance of sliding plate of rice direct seeding machine based on non-smooth structure of loach surface [J]. Journal of Terramechanics, 2023, 110: 79-85.
- [114] MAWIGNON F J, LIU J, QIN L, et al. The optimization of biomimetic sharkskin riblet for the adaptation of drag reduction [J]. Ocean Engineering, 2023,

275: 114135.

[115] GU Y, YIN Z, YU S, et al. Suppression of unsteady partial cavitation by a bionic jet [J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 2023, 164: 104466.

[116] MANSOUR M, KOPPARTHY S B, THÉVENIN D. Improving air-water two-phase flow pumping in centrifugal pumps using novel grooved front shrouds [J]. *Chemical Engineering Research and Design*, 2023, 197: 173-191.

[117] TANG S, ZHU Y, YUAN S. Bionics-Inspired Structure Boosts Drag and Noise Reduction of Rotating Machinery [J]. *Journal of Bionic Engineering*, 2023, 20(6): 2797-2813.

[118] LAI T, YAN S, WANG Y, et al. Numerical study on static performance of hydrodynamic bearing in high-speed liquid hydrogen centrifugal pump [J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2023, 48(4): 1552-1567.

[119] QIN L, LU S, LIU J, et al. Bionic non-smooth epoxy resin coating with corrosion inhibitor for drag-reduction and durability [J]. *Progress in Organic Coatings*, 2022, 173: 107176.

[120] GU Y, YAN M, YU J, et al. Effect of the Bionic Circular Groove Non-Smooth Structure on the Anti-Wear Performance of the Two-Vane Pump [J/OL] 2022, 10(10): 231

[121] LIN Y, LI X, ZHU Z, et al. An energy consumption improvement method for centrifugal pump based on bionic optimization of blade trailing edge [J]. *Energy*, 2022, 246: 123323.

[122] LIU H-L, WANG Y, LIU D-X, et al. Assessment of a turbulence model for numerical predictions of sheet-cavitating flows in centrifugal pumps? [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2013, 27: 2743-2750.

攻读学位期间发表的学术论文目录

1. **Ke Q**, Tang L, Luo W, Cao J. Parameter Optimization of Centrifugal Pump Splitter Blades with Artificial Fish Swarm Algorithm. [J] *Water*. Vol 15; 2023. doi:10.3390/w15101806 (SCI.属于本文第四章)
2. **Ke Q**, Tang L. Performance Optimization of Slotted Blades for Low-Specific Speed Centrifugal Pumps. [J] *Advances in Civil Engineering*. 2023/01/05 2023; 2023:9612947.doi:10.1155/2023/9612947 (SCI.属于本文第五章)
3. **Ke Q**, Tang L. Bionic Grooved Blade of Low Specific Speed Centrifugal Pump (拟稿已投递.属于本文第三章)

致 谢

路漫漫其修远兮，吾将上下而求索，行文至此，落笔为终。总以为来日方长，却不知韶光易逝，往昔已不可追，转眼已经到了毕业论文的最后一步，硕士生涯也即将落下帷幕。始于 2021 年秋，终于 2024 年夏，目之所及皆是回忆，三年光阴，点滴生活，历历在目，纵有万般不舍，但仍心怀感激。

尚德敏学，唯实惟新。在安徽工程大学的三年是一段珍贵而又难忘的经历，它不仅是追求真理，百折不挠的三年，也是增长阅历，挫折与荣誉同在的三年。这期间的点滴收获，都离不开老师的教诲，同学的帮助以及家人的支持。

有师如斯，庆幸之至，桃李不言，感恩无以回报。感谢我的导师唐铃凤教授与王幼民教授，从论文选题到撰写完成，每一步都离不开导师的悉心点拨与指导，每一次的尽心尽力，每一次的严谨关心，学生一生铭记。唐教授与王教授严谨的治学态度，严密的思维逻辑和渊博的专业知识让我感到由衷的钦佩。这不仅使本人树立了远大的职业学习生涯目标、掌握了基本的科学研究工作方法，还同时使本人明白了许多关于为人忠诚处事的基本道理。

人之相识，贵在相知，人之相知，贵在知心。感谢一起度过三年时光的全体同学，室友与朋友们，感谢你们在我最困难的时候给予我的所有帮助和鼓励，正是有了你们，硕士期间的三年生活才显得更加美好和难忘。乐观向上的生活态度，拼搏进取的学习精神，和谐温馨的同窗情谊，这些都将成为我们共同的宝贵财富。在此，我也祝福大家前程似锦，未来的日子越来越好。

不得乎亲，不可以为人。感谢父母和家人二十余载的悉心培养和教育，感谢他们在我求学之路上的无私支持与默默付出。无论发生什么事情，我的家人都会给予我无微不至的关心，无论是精神方面还是物质方面，他们在我前进的道路上扮演了很重要的角色。在此，我由衷的对家人表示感谢，多年来一直给予我无私的爱与照顾，给予我一个幸福的成长环境做我坚强的后盾，让我不断成长和克服人生中的各种难题，做我最坚强的后盾。

一程山水一年华，一世浮生一刹那。感谢所有的相遇，山高路远，顶峰相见！

最后衷心感谢不辞辛劳评阅论文的各位老师！

尚德敏学 唯实惟新

