

# 转速和流量对轮缘驱动轴流泵压力脉动的影响

陈孟杰<sup>1</sup> 张琢<sup>2</sup> 欧阳武<sup>2,3,4\*</sup> 盛晨兴<sup>1,3,4</sup> 刘报<sup>2,3,4</sup> 刘伟<sup>5</sup>

1. 武汉理工大学船海与能源动力工程学院, 武汉, 430063

2. 武汉理工大学交通与物流工程学院, 武汉, 430063

3. 武汉理工大学水路交通控制全国重点实验室, 武汉, 430063

4. 武汉理工大学国家水运安全工程技术研究中心可靠性与新能源研究所, 武汉, 430063

5. 中国舰船研究中心, 武汉, 430064

**摘要:** 新型轮缘驱动轴流泵(RDP)在运行过程中存在压力脉动现象,影响泵的运行性能和系统稳定性。采用数值模拟方法分析了不同转速和流量工况下RDP的外特性与内部流动特性。结合本征正交分解(POD)方法,通过时空特征分解提取主要能量模态,研究了转速和流量对叶轮叶片尾缘压力脉动的影响,揭示了非线性效应与动静干涉现象之间的关系。研究表明,不同转速对应不同最佳工况点,随着转速的降低,RDP的最佳工况点向低流量方向偏移;压力脉动主要受非线性动力学行为影响,叶轮叶片和导叶叶片之间的非线性干涉效应在低转速和大流量工况下更加显著。

**关键词:** 轮缘驱动轴流泵; 压力脉动; 本征正交分解; 动静干涉; 转速; 流量

**中图分类号:** U664.58

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2025.10.005

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



## Influences of Rotational Speed and Flow Rate on Pressure Pulsations of a Rim-driven Axial Flow Pump

CHEN Mengjie<sup>1</sup> ZHANG Zhuo<sup>2</sup> OUYANG Wu<sup>2,3,4\*</sup> SHENG Chenxing<sup>1,3,4</sup> LIU Bao<sup>2,3,4</sup> LIU Wei<sup>5</sup>

1.School of Naval Architecture, Ocean and Energy Power Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan, 430063

2.School of Transportation and Logistics Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan, 430063

3.State Key Laboratory of Maritime Technology and Safety, Wuhan University of Technology, Wuhan, 430063

4.National Engineering Research Center for Water Transport Safety, Wuhan University of Technology, Wuhan, 430063

5.China Ship Development and Design Center, Wuhan, 430064

**Abstract:** A novel RDP generated pressure pulsations during operations, which might negatively impact pump performance and system stability. The numerical simulation was employed to analyze the external characteristics and internal flow patterns of RDP under different rotational speeds and flow conditions. Utilizing POD, the main energy modes were extracted through spatiotemporal feature decomposition to investigate the influences of rotational speed and flow rate on the pressure pulsation at the trailing edges of the impeller blades, revealing the relationship between nonlinear dynamics and fluid-structure interaction phenomena. The results show that each rotational speed corresponds to a distinct optimal operating point, with the optimal point shifting towards lower flow rates as the rotational speed decreases. Moreover, the pressure pulsations are predominantly governed by nonlinear dynamics behavior, with nonlinear interaction effects between the impeller blades and guide vanes becoming more pronounced at lower rotational speeds and higher flow rates.

**Key words:** rim-driven axial flow pump(RDP); pressure pulsation; proper orthogonal decomposition (POD); rotor-stator interaction; rotational speed; flow rate

### 0 引言

船用泵是船舶的重要设备,占全船机械设备总质量的30%以上。传统轴流泵(shaft-driven

axial flow pump, SDP)包括电机、传动机构、泵等,这种轴系驱动方式是导致机械摩擦振动和噪声的主要因素之一<sup>[1]</sup>,同时,SDP的叶顶间隙易导致叶顶泄漏涡流的产生<sup>[2]</sup>,进而降低效率、增加能量损失、引发气蚀、降低运行稳定性。基于轮缘电力直驱<sup>[3]</sup>理念,笔者所在团队设计了一种新型轮

收稿日期:2024-10-25

基金项目:国家重点研发计划(2022YFB4300802)

缘驱动轴流泵 (rim-driven axial flow pump, RDP), 它将电机、泵叶和轴承集成一体, 取消了传动环节和动密封, 有效避免轴系传动和叶顶间隙流动对效率带来的不利影响, 为船舶节能、静音运行提供支持, 契合绿色船舶的发展需求。

目前, 对水动力性能的研究主要集中于无轴泵喷推进器 (shaftless pump-jet thruster, SPJT) 及 SDP, 其中 SPJT 的内部流场与 RDP 相近<sup>[4]</sup>。何升阳等<sup>[5]</sup>结合计算流体动力学 (CFD) 与试验测试方法, 对无轴泵喷轴承间隙流量进行了定量计算与分析; 李福正等<sup>[6]</sup>对前置泵喷在不同定子预旋角条件下的性能进行了对比分析; 饶志强<sup>[7]</sup>对鱼雷泵喷推进器的定常和非定常水动力性能进行了预报; 吴泽瑾<sup>[8]</sup>研究了无轴泵喷推进器噪声主要激励源流动压力脉动的变化规律。

在无气蚀状态下, SPJT、SDP 水力噪声的主要来源是旋转叶片表面周期性压力脉动所引起的偶极子声源<sup>[9]</sup>, 偶极子声源声学机理复杂, 是旋转机械特有的声源形式。Curle 方程<sup>[10]</sup>表明, 湍流与固体壁面相互作用时, 四极子声源发生散射, 引起固体壁面强烈的压力脉动, 产生辐射效率极高的偶极子声源。因此, 在进行泵内声场的数值建模时, 通常只考虑偶极子声源<sup>[11]</sup>。理论分析及已有研究表明, 压力脉动与流动噪声密切相关。张金凤等<sup>[12]</sup>基于 CFD 和 Lighthill 声类比理论对管道泵内部流场与声场进行仿真求解, 发现管道泵内压力脉动主要由叶轮与泵体的动静干涉引起, 是内部流动噪声的主要来源; LAURA 等<sup>[13]</sup>通过对翼型尾缘附近的边界层和壁面压力波动的测量研究发现, 湍流流入条件下, 尾缘噪声在较大的频率范围内成为主要噪声来源。

近年来, 越来越多研究人员采用模态分解方法来理解复杂的流动现象, 在流体机械研究中, 本征正交分解 (proper orthogonal decomposition, POD) 已发展为一种用于提取流动内在特征、识别关键流动机制的常用分析方法。例如: LU 等<sup>[14]</sup>采用 POD 方法研究了离心泵蜗舌处气蚀引发的非定常流动; LI 等<sup>[15]</sup>使用 POD 方法分析了再生流泵压力场。POD 方法为理解泵内部流动机制提供了独特的视角。

综上所述, 目前围绕传统轴流泵和无轴泵喷推进器的水力特性已有报道, 但针对轮缘驱动轴流泵的水力性能研究有限, 这种新型泵的内部流动特性演化机理尚待揭示<sup>[16]</sup>。为此, 本文采用 POD 方法进一步研究 RDP 非定常流场特性, 结合 CFD 和模型试验方法探究 RDP 在不同转速、

流量下尾缘压力脉动的变化规律。

## 1 试验装置和试验方法

### 1.1 RDP 模型

图 1 为 RDP 结构示意图, 由外至内依次包括泵壳、轮缘永磁同步电机定转子、叶轮叶片、导叶叶片和轮毂。其中, 叶轮叶片的根部、梢部分别与电机转子、轮毂相连, 通过电机转子提供的扭矩驱动叶片旋转, 实现流体输送。此外, 轮毂内部结构包含支撑轴、径向轴承和推力轴承, 其中支撑轴作为固定支撑部件, 不参与旋转。RDP 的具体设计参数如表 1 所示。

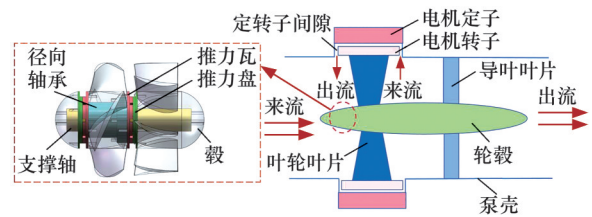


图 1 RDP 结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of RDP structure

表 1 RDP 主要设计参数

Tab.1 Key design parameters of the RDP

参数	数值	参数	数值
叶轮叶片数 $z_1$	4	额定流量 $q_e$	450 m <sup>3</sup> /h
导叶叶片数 $z_2$	7	额定转速 $n_e$	1450 r/min
叶轮直径 $D$	0.2 m	额定扬程 $H_e$	3.4 m
轮毂比 $d$	0.5	额定功率 $P_e$	7.5 kW
定转子间隙 $\delta$	2 mm		

### 1.2 试验装置

根据表 1 参数研制了 7.5 kW 的 RDP 样机, RDP 样机的性能试验在江苏大学流体机械工程技术研究中心的 DN250 高精度泵多功能闭式试验台上完成。试验台主要包括试验泵、隔振基座、测控台、压力测量管、电磁流量计、流量控制阀和稳压罐 (图 2), 测试台管道直径为 250 mm, 试验泵前后的直管段长度分别为 3 m 和 5 m, 流量计布置在泵下游 3 m 处。通过变频器调节 RDP 试验交流永磁同步电机至额定转速, 在额定转速下, 在 0.6 $q_e$  至 1.2 $q_e$  范围内, 每间隔 0.1 $q_e$  采集共 7 组流量



图 2 试验台架图

Fig.2 Test bench diagram

条件下的RDP性能数据。试验所用电磁流量计型号为KROHNE DN200,量程为57~570 m<sup>3</sup>/h,精度为±0.3%;所用差压变送器型号为OHR-3051F1,量程为-100~300 kPa,精度为±0.075%。

## 2 数值计算

### 2.1 计算模型

采用Reynolds-Averaged Navier-Stokes模型求解RDP内复杂的黏性不可压缩流场,连续性和动量方程表示为<sup>[17]</sup>

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \overline{\rho u_i' u_j'} \right) \quad (2)$$

式中: $\rho$ 为密度,本文采用近海区域的标准海水密度1025 kg/m<sup>3</sup>;  $u_i, u_j (i, j=1, 2, 3)$ 为*i, j*方向上的速度, m/s;  $p$ 为作用在流体上的压力, Pa;  $\mu$ 为动力黏度, Pa·s;  $u_i', u_j'$ 为脉动速度, m/s;  $-\overline{\rho u_i' u_j'}$ 为雷诺应力, N/m<sup>2</sup>。

在STAR CCM+中对RDP流动特性进行模拟,使用滑移网格对旋转区域进行建模,选用剪切应力输运*k- $\omega$* 模型作为湍流模型进行非稳态计算,该模型在近壁和自由流动区域分别采用*k- $\omega$* 、*k- $\epsilon$* 模型,可有效提高计算域内湍流模拟的准确性<sup>[18]</sup>。以叶轮叶片旋转1°的时间作为时间步,即

$$\Delta t = \frac{60}{n \times 360} \text{ s}, \text{ 在每个时间步中,进行10次内部迭代以保证收敛。}$$

最终,叶轮叶片完成10圈旋转运动,选取最后2圈计算结果进行分析。

### 2.2 计算域及边界条件设置

计算域的划分如图3所示,A段为进口区域、B段为泵体区域、C段为出口区域。其中,B区域进一步划分为4个部分,分别为B1至B4区域,依次表示前毂、叶轮叶片、导叶叶片和后毂区域,叶轮叶片区域为旋转区域,其他区域为静态区域。计算域入口位于泵体上游6*D*处,出口位于泵体下游8*D*处,入口边界条件为速度进口,出口边界条件为压力出口。图3中  $p_{in}, p_{out}$  和  $v_{in}, v_{out}$  分别表示RDP进出口压力和速度监测面。

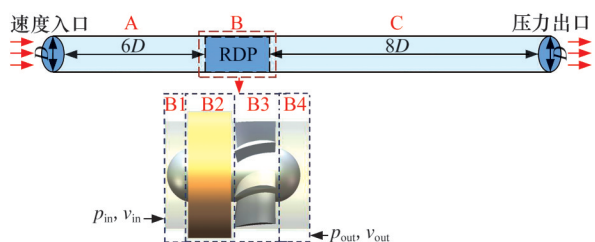


图3 计算域划分

Fig.3 Computational domain decomposition

### 2.3 网格划分及无关性检验

采用切割体网格进行计算域网格划分,并在泵体表面设置棱柱层网格以提高边界层求解精度,网格分布如图4所示。为提高数值计算精度,对旋转区域表面、RDP定转子间隙及尾流场采用相应的网格细化方式。为评估网格分辨率对数值计算精度的影响,对RDP模型进行网格敏感性分析,共设置9组网格方案,以扬程*H*作为网格无关性分析的评估参数。分析结果如图5所示,从方案6开始,扬程*H*的变化逐渐趋于稳定。因此,本文选用866.3115万的网格组作为数值计算的网格。

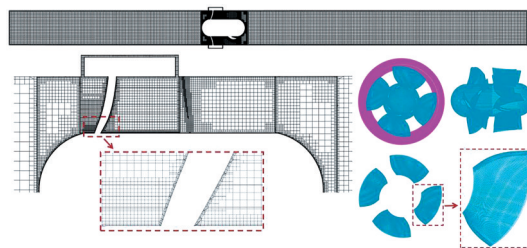


图4 网格分布

Fig.4 Grid distribution

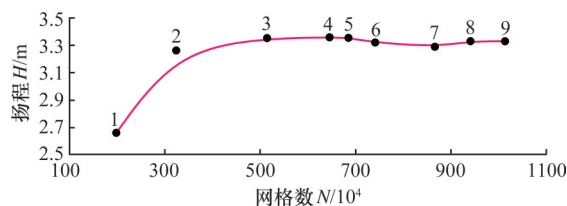


图5 网格无关性分析结果

Fig.5 Results of grid independence analysis

### 2.4 数值模型有效性分析

在额定转速下,对0.6*q<sub>c</sub>*至1.2*q<sub>c</sub>*间7组流量工况进行数值模拟计算,并将数值计算结果与试验数据进行对比,结果如图6所示。扬程计算公式为

$$H = \frac{p_{out} - p_{in}}{\rho g} + \frac{v_{out}^2 - v_{in}^2}{2g} + \Delta z \quad (3)$$

式中: $g$ 为重力加速度,取值9.81 m/s<sup>2</sup>;  $\Delta z$ 为泵送流体进出口的几何高度差,此处为0。

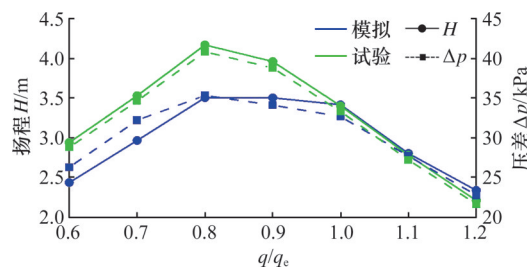


图6 数值模型有效性分析

Fig.6 Validity analysis of numerical models

分析表明,当 $q = 0.8q_c$ 时, $H, \Delta p$ 达到峰值;当 $q > 0.8q_c$ 时, $H, \Delta p$ 均随着流量的增大而减小。数值计算结果与试验结果基本一致,验证了本文

所用数值计算方法的有效性,CFD结果可用于进一步分析。

### 3 结果与讨论

#### 3.1 RDP外特性分析

不同转速下泵扬程及效率随流量的变化如图7所示,其中效率 $\eta$ 根据下式计算得到:

$$\eta = P_c/P \quad (4)$$

$$P_c = \rho g q_v H \quad P = 2\pi n M / 60$$

式中: $q_v$ 为体积流量, $m^3/s$ ;  $n$ 为转速, $r/min$ ;  $M$ 为RDP旋转部件转矩, $N \cdot m$ ;  $P$ 为输入功率, $W$ 。

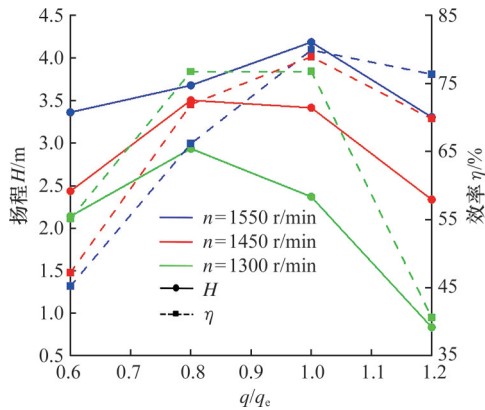


图7 RDP性能曲线

Fig.7 RDP performance curve

由图7可知,在相同流量条件下,扬程随着转速 $n$ 的提高而增大,转速越高,扬程和效率的峰值越大。当转速 $n=1550 r/min$ 时,扬程和效率均在 $q=1.0q_c$ 时达到峰值;当 $n=1450 r/min$ 时,扬程在 $q=0.8q_c$ 时达到峰值,效率在 $q=1.0q_c$ 时达到峰值;当 $n=1300 r/min$ 时,扬程和效率均在 $q=0.8q_c$ 时达到峰值。不同转速对应不同最佳工况,随着转速的下降,最佳工况点逐渐向小流量区域偏移。然而,流量工况偏离最佳点的幅度越大,效率下降越快,尤其在低转速条件下,偏离最佳工况的效率损失更加显著。

#### 3.2 基于POD的压力脉动分析

随时间变化的非定常流场可通过POD分解为空间模态和时间系数的线性加权组合,每个模态彼此正交,并对应于特定的时间系数。本文对图8所示的RDP叶轮叶片尾缘的网格节点进行时序采样,采样间隔为RDP每旋转 $1^\circ$ 所对应的时间,选取最后两圈的压力系数数据得到 $u(x,t)$ 。压力系数定义为

$$C_p = \frac{p - p_\infty}{0.5\rho v_\infty^2}$$

式中: $p_\infty$ 为参考压力,本文取流体进口压力, $Pa$ ;  $v_\infty$ 为特征速度,本文取流体进口速度, $m/s$ 。

$u(x,t)$ 作为瞬态变量,可分解为时间平均分

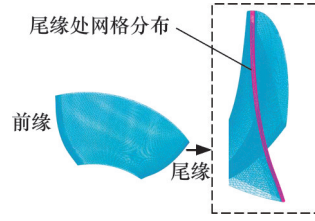


图8 叶片尾缘示意图

Fig.8 Schematic of the blade trailing edge

量和波动分量:

$$u'(x,t) = u(x,t) - \bar{u}(x)$$

$$\bar{u}(x) = \frac{1}{N} \sum_{t=1}^N u(x)$$

其中, $u'(x,t)$ 表示波动分量; $\bar{u}(x)$ 表示平均分量。

通过波动分量得到的协方差矩阵表示为

$$C = \frac{1}{N} (u'(x,t))^T u'(x,t)$$

$$CU = AU$$

$$A = \begin{bmatrix} \lambda_1 & & & \\ & \lambda_2 & & \\ & & \ddots & \\ & & & \lambda_N \end{bmatrix} \quad U = [\varphi_1 \quad \varphi_2 \quad \dots \quad \varphi_N]$$

时间系数 $a_i(t)$ 表示为

$$a_i(t) = \varphi_i^T u'(x,t)$$

式中: $\varphi_i$ 为特征向量,表征流场中能量占主导的空间相干结构; $\lambda_i$ 为特征值,量化对应模态的相对能量贡献。

根据POD分析的基本原理,POD通过分解流场的时空特征,将复杂的流动现象表示为一系列模态,并根据每个模态所贡献的能量大小进行排序。图9展示了各转速、流量工况下的模态能量分布,结果表明,前三阶模态的能量占总能量的80%及以上,已包含大部分流动的主要特征信息,因此,后续分析重点关注前三阶模态的能量分布。

图10为能量分布中占据前三阶能量的模态频谱图。结合图9可以看出,模态1是主导能量的模态,在其频谱上可以观察到大量次谐波信号。沿频率增大的方向,模态1的第1、2个振幅峰分别对应于 $f_i/4$ 、 $f_i/3$ 的频率,这些次谐波的出现表明系统在此频率下的非线性效应尤为显著。进一步分析表明,频率在 $f_i/4$ 到 $f_i$ 之间的振幅峰均为这两个次谐波派生出的倍频谐波。这种频率的倍频现象是由系统内部的非线性动力学和次谐波耦合效应所引发的,是非线性系统复杂振动行为的典型表现。其中,转动频率 $f_i$ 的表达式为

$$f_i = n/60$$

值得注意的是,在每个转速对应最大扬程的流量工况中,模态1在频率 $f_i/4$ 的次谐波幅值显著减小;而在非最大扬程的流量工况中,小流量时 $f_i/4$ 的次谐波幅值较小,大流量时 $f_i/4$ 的次谐波幅值较高。对于频率 $f_i/3$ 的次谐波幅值,当 $q \leq 0.8q_c$

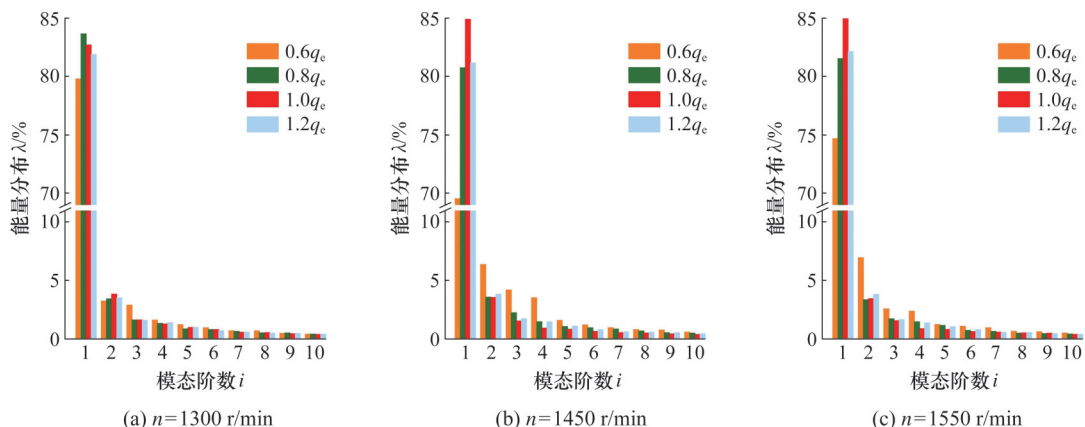


图9 前10阶模态对应的能量分布

Fig.9 Energy distribution corresponding to the first 10 modes

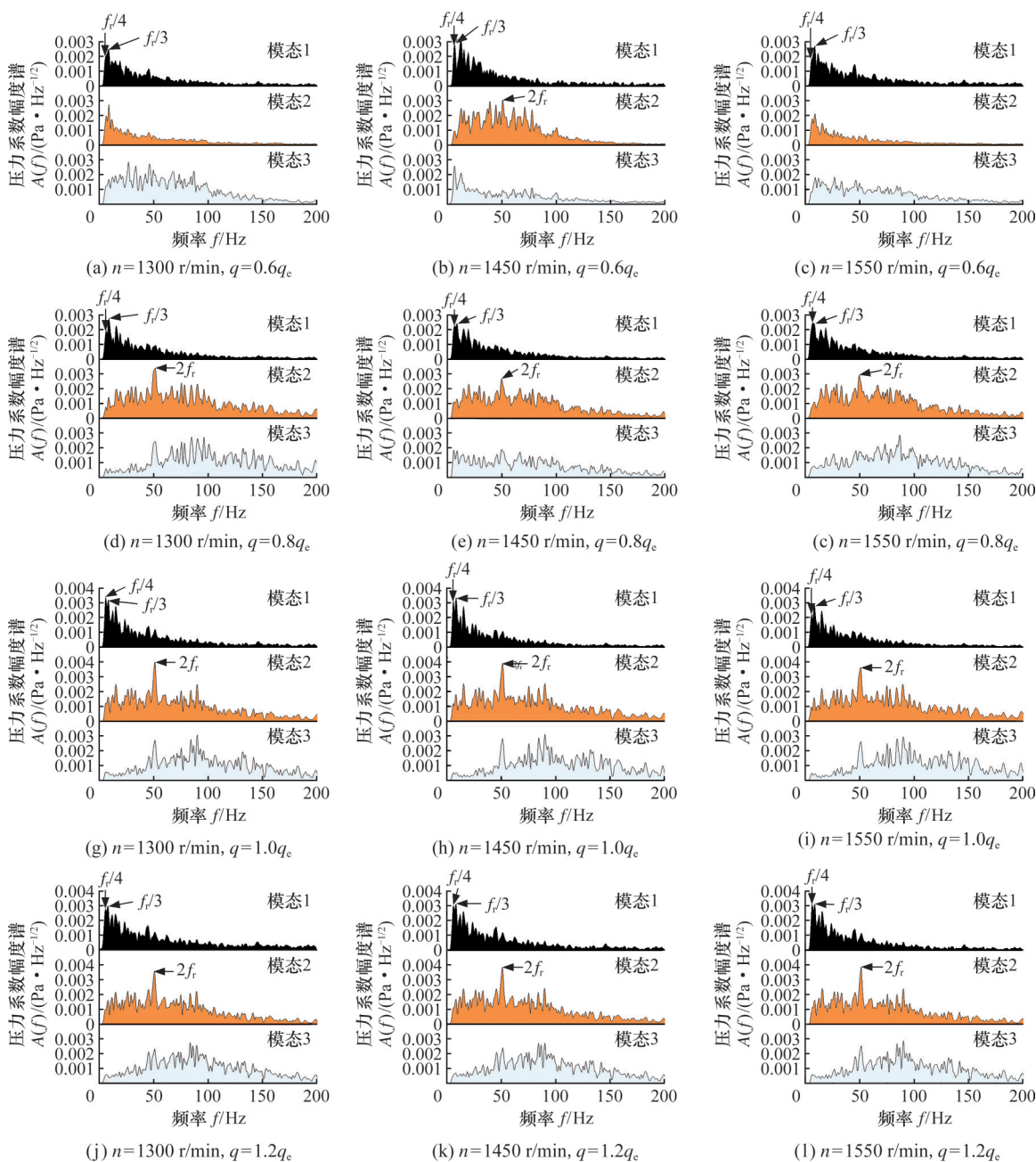


图10 前三阶空间模态的频谱分布

Fig.10 Spectral distribution of the first three spatial modes

时,幅值较低;当 $q > 0.8q_e$ 时,幅值较高。这表明,在最大扬程条件下,非线性流动行为被显著削弱,减少了频率 $f_i/4$ 的次谐波及其倍频谐波的出现。随着流量的增加,非线性效应增强,因此需要合理选择运行条件,以降低非线性扰动,使系统更加稳定运行。

考虑到频谱分辨率的影响,模态2的主频率位于 $2f_i$ 处,对应于RDP叶轮叶片转动频率的二倍频。在低流量工况下,系统的非线性效应更加显著,次谐波特征在频谱中更加明显,而倍频处的特征相对较弱,表明在小流量条件下,流动的不稳定性和非线性动力学效应占主导,次谐波通过非线性机制生成并在频谱中形成显著的振幅峰。随着流量的增加,系统的动力学行为从以次谐波为主导的非线性振动逐渐转变为以整数倍频谐波为主的线性振动特征,此时的能量转移机制开始表现为倍频波的增强。特别是 $2f_i$ 处的振幅峰值显著增大,表明倍频效应在较大流量下更加明显,反映了随着流量的增加,流体流动的稳定性增强,系统中的非线性相互作用逐渐弱化,谐波效应主导

了系统的频率响应。

从模态3的频谱分析可以推断,其频率响应在低流量工况下主要集中于低频区域,表明在低流量条件下,模态3的动力学行为主要由低频成分主导。随着流量的增加,系统的复杂性增加,表现为模态3频率响应向高频段的偏移。虽然模态3在 $2f_i$ 、 $4f_i$ 处表现出一些振幅峰,但这些峰值相较于其他频率成分并不突出,尤其是相对于次谐波响应。这表明在高流量工况下,模态3的频率响应主要受到其他模态或流动现象的约束,高频成分的贡献相对较弱,非线性效应的影响减弱,系统线性特性增强。

图11为通过特征值和特征向量求解得到的模态1时间系数图,在1300、1450、1550 r/min的转速下,各种流量条件下的结果均显示,从旋转开始至两圈完毕共出现14个振幅峰值,并且在一个旋转周期内可以明显区分出7个振幅峰值。这些峰值直接关联于RDP叶轮叶片在一个旋转周期内依次经过的7个导叶叶片,揭示了叶轮与导叶间的动态干涉效应。

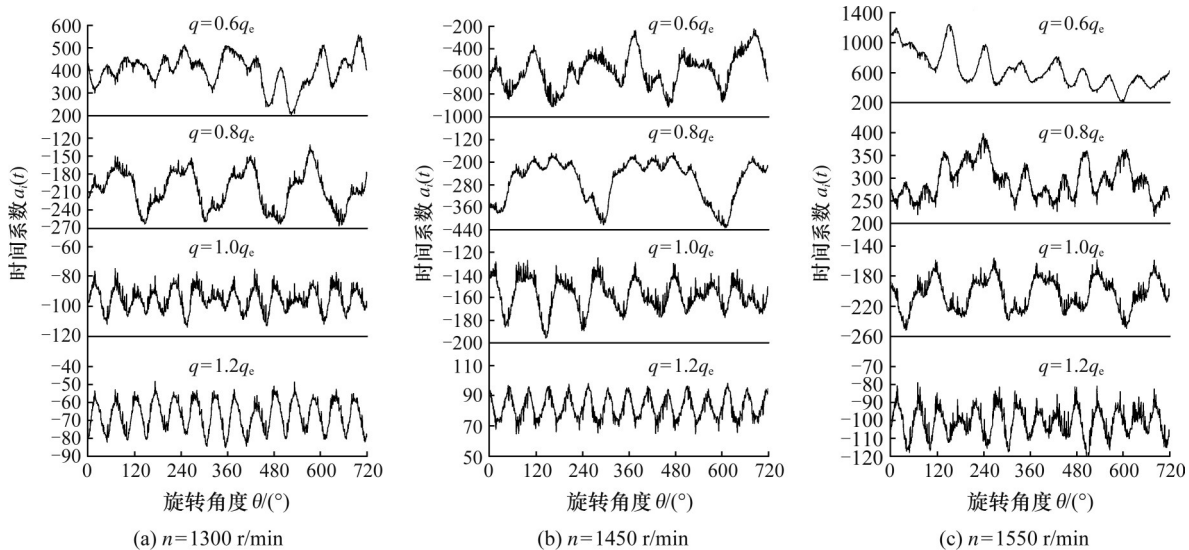


图11 模态1的时间系数变化

Fig.11 Time coefficient variation of the first mode

随着流量的增大,时间系数曲线出现了更显著的周期性特征,具体为:每经过一次导叶叶片时,时间系数的振幅逐渐趋于均匀,且波峰与波谷的幅值差异减小,振幅降低。而在流量保持一致的情况下,随着转速的提高,每一次振动的幅值增大,表明动静干涉导致的非线性响应增强。在低流量条件下,低转速时的周期响应相较于高转速时更为显著。

### 3.3 RDP内流特性分析

图12为RDP非定常计算最后一时间步轴向截面上的压力云图,其中轴向为RDP旋转轴方

向,图中细黑线表示压力系数等值线。

由图12可得,在相同流量工况下,随着转速的降低,轮毂前端阻滞流体产生的逆流方向压力梯度增大,阻滞效应加剧,RDP进口压力增大,容易造成局部压力的波动和不稳定性。在RDP运行过程中,叶轮叶片表面压力分布表现出明显的区域性变化。压力沿叶片从靠近轮毂的梢部至靠近轮缘的根部逐渐增大,当转速恒定时,随着流量的增大,叶片表面压力梯度的方向逐渐由径向向轴向偏移,反映了高流量工况下,流体的主要流动方向逐渐沿径向分布。

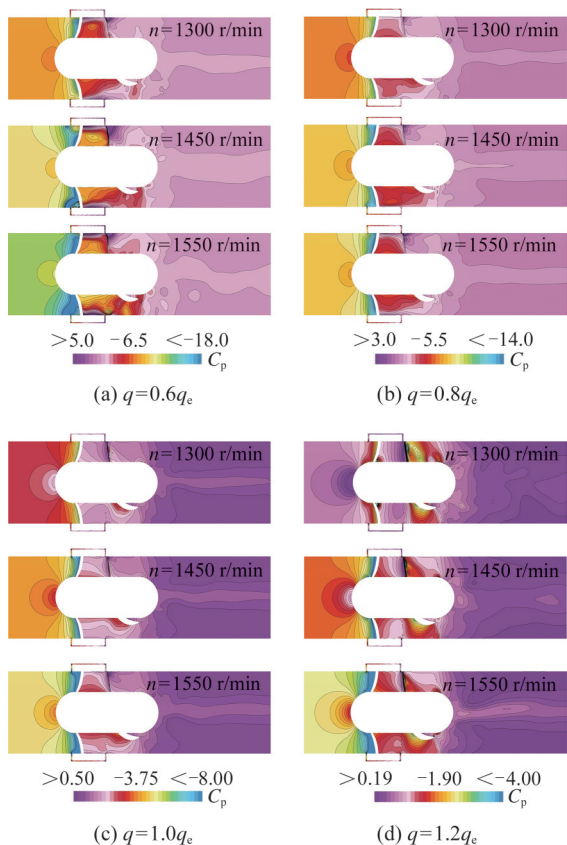


图12 RDP轴向截面压力云图

Fig.12 Pressure contour map of RDP along the flow direction

在小流量工况下,叶片表面压力分布失衡,叶片负荷分布不均,易引发边界层分离,形成局部涡流和低压区,造成效率降低。在 $q=0.6q_e$ 时,由于低速流动本质上的不稳定性,RDP导叶出口旋流分布不均匀、边界形态不规则;在 $q=1.2q_e$ 时,流体动能较大,尾部旋涡由于受到流动干扰而失去稳定性,形成小尺度旋涡结构,进一步增强了管道内的湍流强度,导致能量损失的增加。

图13为RDP轴向截面上的速度矢量云图。由图13可知,在 $n=1300\text{ r/min}$ 条件下,当流量 $q < 0.8q_e$ 时,叶轮叶片靠近轮缘区域出现明显的旋涡结构。同样地,在转速为1450、1550 r/min条件下,当流量 $q < 1.0q_e$ 时,叶轮靠近轮缘区域也形成显著旋涡。随着偏离最佳工况点程度的增加,叶轮尾缘区域的速度分布逐渐呈现不规律特征,流场扰动更加复杂,表现为靠近轮缘处的旋涡增强以及叶轮与导叶过渡区域的回流现象。

在各转速条件下,随着流量的增大,叶轮区域的流动特性逐渐趋于稳定,靠近轮缘的旋涡强度减弱,回流现象明显减少。这种变化表明,在接近最佳工况点时,流场扰动显著减小,流体在叶轮和导叶之间的动能交换更加顺畅。此外,随着流量

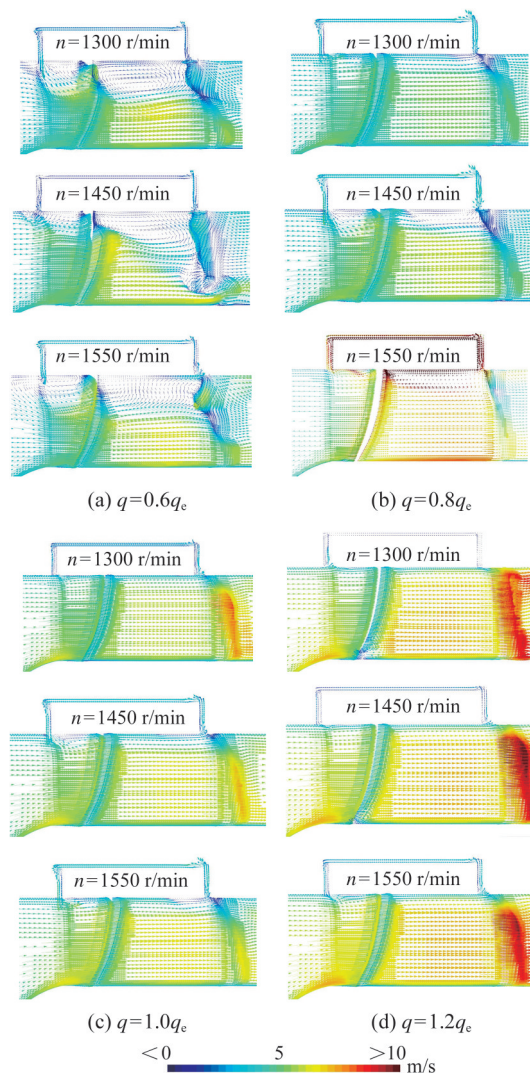


图13 RDP轴向截面速度矢量云图

Fig.13 Velocity vector field on the axial cross-section of RDP

的增大,导叶的高速区域逐渐形成并更加明显。

与图10的分析结果相符,当流量大于最佳工况点对应流量时,流场表现出更高的稳定性,模态2的 $2f_c$ 频率特征更加显著;而当流量低于最佳工况点对应流量时,流场扰动加剧, $2f_c$ 频率特征逐渐趋于不明显。此外,频率 $f_r/4$ 的次谐波幅值随着流量的增加而逐渐增大。这一现象可能与导叶区域的高速区域扩展有关:当流量增大时,叶轮出口流速更加均匀,高速区域向导叶扩展,增强了导叶与流体之间的相互作用,从而引发次谐波幅值的变化。

RDP叶轮叶片尾缘处轴向速度云图的数据选取截面见图14,结果见图15。图15显示,当转速恒定时,流量增加会导致轴向速度提高;当流量恒定时,转速提高同样使轴向速度上升。表明轴向速度不仅受流量变化的影响,也随着转速的变化而呈现明显的增长趋势。在相同流量条件下,

轴向速度分布相对一致,当流量较低时,轴向速度的分布逐渐呈现明显的不规则特征,表明低流量状态下流体的稳定性下降,局部速度变化更复杂。

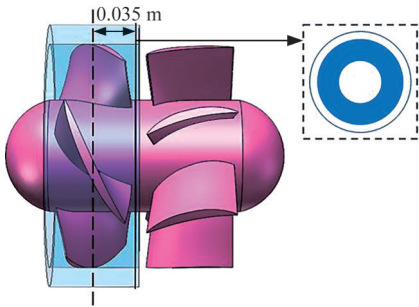


图 14 轴向速度截面示意图

Fig.14 Schematic of the axial velocity cross-section

在每组轴向速度云图中均可观察到周向上存在 4 个明显的低速间隙,这些间隙对应于叶片尾缘末端具有较大速度梯度的低速区域,低速区域的产生可能与叶片尾缘末端的动能由于摩擦、黏性耗散及流动分离效应而进一步降低有关。

从图 15 中还可以识别出 7 条沿周向分布的低速带,低速带与 7 个导叶叶片相对应。当流量增大且转速降低时,低速带的特征更加明显,表明动静干涉效应愈发强烈。此现象反映了流体在导叶叶片间的复杂相互作用,低速带的显著性不仅加剧了局部流动不均,还对系统的整体稳定性产生较大影响,尤其是在高流量、低转速的工况下,干涉效应对流动结构的扰动更加剧烈。

#### 4 结论

1) 新型轮缘驱动轴流泵(RDP)外特性和内部流动特性的研究表明:①随着转速的降低,最佳工况点逐渐向小流量方向偏移,流量工况偏离最佳工况的幅度越大,效率下降的速度越快;②当转速为 1550 r/min、流量系数为 1.0 时,RDP 的最大扬程可达 4.19 m,最高效率为 79.95%;③随着转速的升高和流量的增大,动静干涉效应对压力场和速度场的扰动逐渐增强。

2) 通过本征正交分解(POD)方法对 RDP 叶轮叶片尾缘网格节点压力系数的模态分析表明:①能量主要集中在前三阶模态中,前三阶模态的能量占总能量的 80% 以上,其中模态 1 的能量占比显著高于模态 2 和模态 3;②模态 1 的行为主要受非线性效应主导,其频谱振幅响应集中在  $f_r/4$  及其倍频谐波上,对于频率为  $f_r/4$  的次谐波,在最大扬程对应的流量工况下,其幅值显著减小,而在其他流量工况下,其幅值随流量的增加而增大;③模态 2 主要表现为线性振动,其特征频率为  $2f_r$ ,随着流量的增加,模态 2 在  $2f_r$  处的振幅峰值增大;④模态

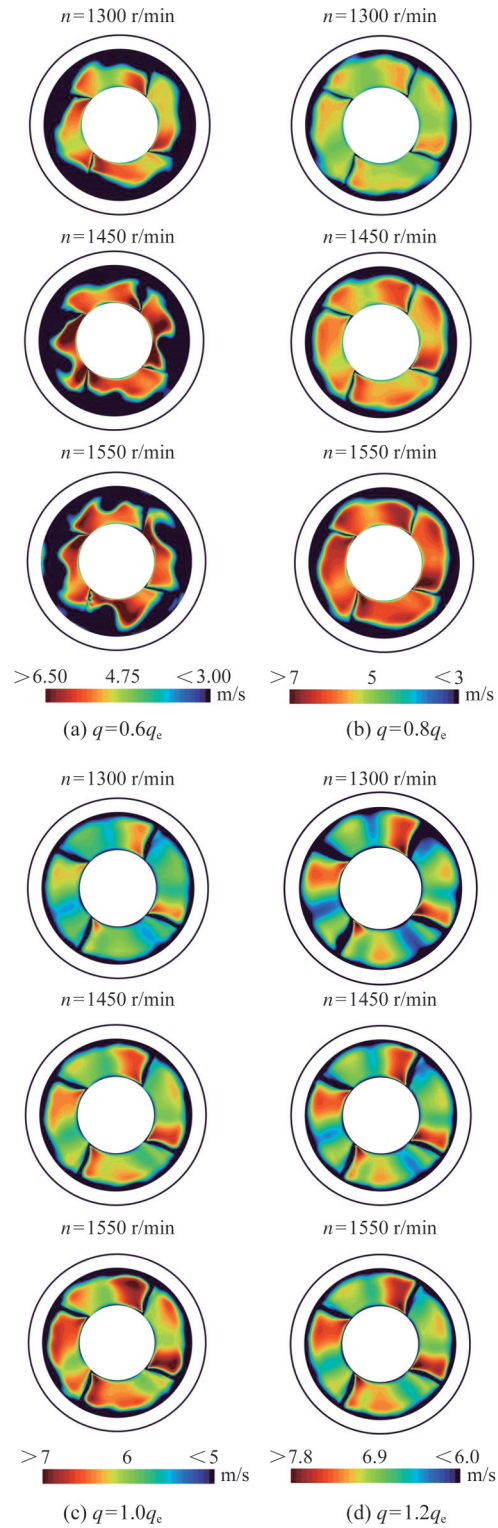


图 15 RDP 叶轮叶片尾缘处轴向速度云图

Fig.15 Axial velocity contour map at the trailing edge of RDP impeller blades

1 的时间系数图展示了动静干涉的周期性规律,在大流量工况下,动静干涉效应的周期性更加显著。

#### 参考文献:

[1] HAN Binfu, TAN Lei, LU Yangping, et al. Multiple Parameters and Multiple Conditions Optimization Based on Two Steps Strategy for an Axial

- Flow Pump [J]. *Ocean Engineering*, 2023, 281: 114732.
- [2] YU Haiting, ZHANG Zhenguo, HUA Hongxing. Numerical Investigation of Tip Clearance Effects on Propulsion Performance and Pressure Fluctuation of a Pump-jet Propulsor [J]. *Ocean Engineering*, 2019, 192:106500.
- [3] YAN Xinpeng, LIANG Xingxin, OUYANG Wu, et al. A Review of Progress and Applications of Ship Shaft-less Rim-driven Thrusters [J]. *Ocean Engineering*, 2017, 144:142-156.
- [4] SHEN Yang, HU Pengfei, JIN Shuanbao, et al. Design of Novel Shaftless Pump-jet Propulsor for Multi-purpose Long Range and High Speed Autonomous Underwater Vehicle [J]. *IEEE Transactions on Magnetics*, 2016, 52(7):7403304.
- [5] 何升阳, 周枫. 无轴泵喷推进器水润滑轴承间隙流水动力设计与试验[J]. *中国机械工程*, 2022, 33(4):406-412.
- HE Shengyang, ZHOU Feng. Hydrodynamics Design and Tests of Clearance Flow in Bearings of Shaftless Pump-jet Thrusters [J]. *China Mechanical Engineering*, 2022, 33(4):406-412.
- [6] 李福正, 黄桥高, 潘光, 等. 定子预旋角对泵喷推进器敞水脉动特性影响[J]. *哈尔滨工业大学学报*, 2022, 54(12):46-54.
- LI Fuzheng, HUANG Qiaogao, PAN Guang, et al. Effect of Stator Pre-whirl Angles on Open-water Fluctuation Characteristics of Pump-jet Propulsor [J]. *Journal of Harbin Institute of Technology*, 2022, 54(12):46-54.
- [7] 饶志强. 泵喷推进器水动力性能数值模拟[D]. 上海: 上海交通大学, 2012.
- RAO Zhiqiang. Numerical Simulation of Hydrodynamical Performance of Pump Jet Propulsor [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2012.
- [8] 吴泽瑾. 无轴泵喷推进器运行特性研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2021.
- WU Zejin. Research on Operation Characteristics of Hubless Pump-jet Thruster [D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2021.
- [9] DONG Liang, DAI Cui, Lin Haibo, et al. Noise Comparison of Centrifugal Pump Operating in Pump and Turbine Mode [J]. *Journal of Central South University*, 2018, 25(11):2733-2753.
- [10] CURLE N. The Influence of Solid Boundaries upon Aerodynamic Sound [J]. *Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 1955, 231(1187):505-514.
- [11] HE Aixia, SHAO Chunlei. Study on the Induced Noise of Gas-liquid Two-phase Flow in a Centrifugal Pump [J]. *Applied Acoustics*, 2021, 176:107892.
- [12] 张金凤, 贾静, 胡日新, 等. 立式管道泵流动噪声特性与仿生降噪研究[J]. *农业机械学报*, 2018, 49(9):138-145.
- ZHANG Jinfeng, JIA Jing, HU Rixin, et al. Flow Noise of Pipeline Pump and Bionic Sound Optimization [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2018, 49(9):138-145.
- [13] LAURA B B, FERNANDA L D S, CORNELIS H V, et al. Trailing-edge Far-field Noise and Noise source Characterization in High Inflow Turbulence Conditions [J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2024, 155(2):803-816.
- [14] LU Jiaying, WU Feng, LIU Xiaobing, et al. Investigation of the Mechanism of Unsteady Flow Induced by Cavitation at the Tongue of a Centrifugal Pump Based on the Proper Orthogonal Decomposition Method [J]. *Physics of Fluids*, 2022, 34(10): 105113.
- [15] LI Qianqian, TANG Deli, LOU Xiao, et al. Investigation of the Unsteady Pressure Fluctuation Mechanism in a Regenerative Flow Pump Based on Proper Orthogonal Decomposition [J]. *Physics of Fluids*, 2024, 36(2):025111.
- [16] SHI Lijian, ZHANG Wenpeng, JIAO Haifeng, et al. Numerical Simulation and Experimental Study on the Comparison of the Hydraulic Characteristics of an Axial-flow Pump and a Full Tubular Pump [J]. *Renewable Energy*, 2020, 153:1455-1464.
- [17] ZHAI Shuo, JIN Shuanbao, CHEN Junquan, et al. CFD-based Multi-objective Optimization of the Duct for a Rim-driven Thruster [J]. *Ocean Engineering*, 2022, 264:112467.
- [18] WILTSCHKO F, QU Wenhai, XIONG Jinbiao. Validation of RANS Models and Large Eddy Simulation for Predicting Crossflow Induced by Mixing Vanes in Rod Bundle [J]. *Nuclear Engineering and Technology*, 2021, 53(11):3625-3634.

(编辑 袁兴玲)

作者简介: 陈孟杰, 女, 2000年生, 硕士研究生。研究方向为绿色高效推进技术。E-mail: cccmagic@qq.com。欧阳武(通信作者), 男, 1987年生, 教授、博士研究生导师。研究方向为绿色高效推进技术及推进系统摩擦与润滑技术。E-mail: ouyang@whut.edu.cn。

#### 本文引用格式:

陈孟杰, 张琢, 欧阳武, 等. 转速和流量对轮缘驱动轴流泵压力脉动的影响[J]. *中国机械工程*, 2025, 36(10):2198-2206.

CHEN Mengjie, ZHANG Zhuo, OUYANG Wu, et al. Influences of Rotational Speed and Flow Rate on Pressure Pulsations of a Rim-driven Axial Flow Pump [J]. *China Mechanical Engineering*, 2025, 36(10):2198-2206.