

叶顶间隙对轴流泵轮缘压力脉动影响的数值预测*

黎耀军 沈金峰 洪益平 刘竹青

(中国农业大学水利与土木工程学院, 北京 100083)

摘要: 为分析不同叶顶间隙下轴流泵轮缘区非定常流动特征,采用大涡模拟方法和滑移网格技术,对5种轮缘间隙下轴流泵设计工况的非定常湍流进行了数值计算,分析了间隙尺寸对泵外特性、轮缘泄漏涡形态及叶片近轮缘区压力脉动特性的影响。结果显示:叶顶间隙从 $0.001D_2$ 增加到 $0.003D_2$,泵扬程和效率分别下降6.2%和5.6%;间隙值大于 $0.001D_2$ 时,轮缘间隙主泄漏涡发展至相邻叶片正面,间隙区产生大量次泄漏涡;受泄漏涡影响,叶片正面中部近轮缘侧压力脉动幅值随轮缘间隙增加而增大;不同间隙尺寸下,叶片背面近轮缘处压力脉动主频均为叶轮转频 f_r ,叶片正面对应点的压力脉动主频则随间隙变化存在明显差异。

关键词: 轴流泵 叶顶间隙 轮缘泄漏涡 压力脉动 大涡模拟

中图分类号: TH312; O351.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)05-0059-06

引言

在轴流泵运行过程中,轮缘间隙流及间隙泄漏涡会加剧泵叶片区水压力脉动,导致局部空化、噪声及机组振动等危害,危及机组的安全运行^[1]。

叶片区压力脉动是直接影响轴流泵转子振动的重要因素,获得不同间隙尺寸下轴流泵叶片区压力脉动特性,可以为轴流泵优化水力设计、提高机组运行稳定性提供依据。获取压力脉动信息的最直接方法是试验测量,但受叶轮旋转、比尺效应等因素制约,轴流泵叶轮区压力脉动测量尚存很大技术难度。随着CFD技术的发展,数值模拟已成为研究轴流泵内部不稳定流场压力脉动特性的主要手段^[2-4]。

目前,轴流泵内部湍流的数值模拟多采用RANS方法^[3,5],该方法对求解泵内流动的N-S方程和基于Boussinesq的涡粘性假定的湍流模型进行时间平均处理,因此在包含压力脉动信息的泵内强旋转湍流非定常问题求解中,存在一定局限性。大涡模拟方法(LES)直接求解滤波处理后的瞬态N-S方程来描述湍流大尺度涡运动,小尺度涡对大尺度涡运动的非线性作用,则通过构建亚格子应力模型来模拟^[6],可以获得流场内更丰富的非定常流动细节,被证实可更准确预测泵内压力脉动特性^[2,4,7-9]。

本文采用LES方法,对不同轮缘间隙尺寸下的轴流泵内部湍流进行非定常计算,研究间隙尺寸对

轮缘间隙泄漏涡形态和泵外特性的影响,并对叶片表面压力脉动特性进行分析,以获得叶片表面近轮缘侧压力脉动随不同轮缘间隙尺寸的变化规律。

1 研究对象

本文研究的轴流泵叶轮直径 $D_2 = 300$ mm,叶片数 $Z = 6$,导叶数 $Z_d = 11$,额定转速 $n = 1450$ r/min,额定流量 $Q_d = 0.35$ m³/s,额定扬程 $H_d = 11$ m。该泵轮缘间隙设计值为 $0.001D_2$,泵段外特性试验结果见文献[10]。

2 数值计算模型

2.1 亚格子尺度应力模型

针对轴流泵内非定常粘性不可压缩流动的LES方法中所使用的控制方程,经过空间滤波处理后可得到瞬时连续性方程和动量方程,用于求解大尺度涡流场。滤波后,小尺度涡与大尺度涡间的动量输运,通过亚格子尺度应力 τ_{ij} 体现^[6]。

泵内湍流大涡模拟计算的核心问题,是构建合理的亚格子尺度应力模型(SGS模型)。基于亚格子尺度应力与大尺度分量的应变率成正比的假定,Smagorinsky最早提出了涡粘型亚格子尺度应力模型^[11],Lilly改进了此模型耗散过大的缺陷^[12],形成目前应用广泛的Smagorinsky-Lilly亚格子尺度模型。该SGS模型假定亚格子尺度应力的形式为

收稿日期: 2013-05-19 修回日期: 2013-07-16

*国家自然科学基金资助项目(51009138)

作者简介: 黎耀军,副教授,主要从事流体机构流动理论研究, E-mail: liyaojun@cau.edu.cn

$$\tau_{ij} = \frac{1}{3} \tau_{kk} \delta_{ij} - 2 \mu_t \bar{S}_{ij} \tag{1}$$

其中
$$\mu_t = (C_s \Delta)^2 |\bar{S}| \quad \Delta = (\Delta_x \Delta_y \Delta_z)^{1/3}$$
$$|\bar{S}| = \sqrt{2 \bar{S}_{ij} \bar{S}_{ij}} \quad \bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right)$$

式中 τ_{kk} ——亚格子尺度正应力
 δ_{ij} ——Kronecker delta 函数
 μ_t ——亚格子尺度湍流粘度
 $\bar{S}_{ij}$ ——可解尺度应变率张量
 C_s ——Smagorinsky 常数
 $\bar{u}_i, \bar{u}_j$ ——滤波后的速度分量
 $\Delta_x, \Delta_y, \Delta_z$ —— x, y, z 方向网格尺度
 i, j, k ——坐标轴方向(取 1、2、3)

Smagorinsky – Lilly 亚格子尺度模型属于耗散型,不能反映湍流小尺度运动向大尺度运动的能量反射,但对小尺度能量产生和耗散的预报是正确的,并在水力机械流动模拟中得到了验证^[7,9,13-17]。因此,本文选用 Smagorinsky – Lilly 亚格子尺度应力模型作为轴流泵内部湍流大涡模拟的 SGS 模型。

2.2 计算域和网格

取泵进口到弯管出口的整个泵段作为计算流体域模型,包括直锥形吸水室、叶轮段、导叶段及 60°出水弯管段等部分,如图 1 所示。为分析不同轮缘间隙尺寸下间隙泄漏涡特征及叶片区压力脉动特性,通过改变叶轮直径,构造 5 种具有不同轮缘间隙的叶轮段模型,间隙尺寸 δ 分别为 0.000 5*D*₂、0.001 *D*₂、0.001 5*D*₂、0.002 *D*₂和 0.003 *D*₂。

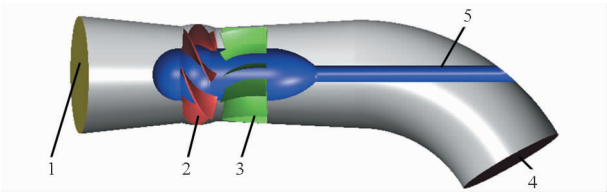


图 1 计算域示意图

Fig. 1 Sketch of computational domain

1. 进口 2. 叶轮 3. 导叶 4. 出口 5. 泵轴

由于轴流泵叶轮内流道扭曲严重,轮缘间隙区结构复杂,采用分块结构化六面体网格对叶轮区域进行网格划分,轮缘间隙区采用 C – H 型网格结构,如图 2 所示。计算域其他部分采用对复杂边界适应性强的非结构四面体网格,叶片周围和轮缘间隙区进行了局部网格加密。鉴于网格质量对计算结果具有重要影响,通过调整近叶片表面区域和轮缘间隙区网格尺度,采用不同网格方案对轴流泵在设计流量工况下的数值模拟结果进行了网格无关性分析。如表 1 所示,方案 1、2 和 3 计算得到的扬程与试验值相对误差分别为 2.83%、1.08% 和 0.81%。方案

2 和 3 计算所得泵扬程基本一致,考虑到数值计算的经济性等因素,本文采用网格方案 2,对应不同间隙尺寸下轮缘间隙区网格的壁面法向平均 y^+ 均约为 10,计算域内网格单元总数为 $4.19 \times 10^5 \sim 4.48 \times 10^5$ 。

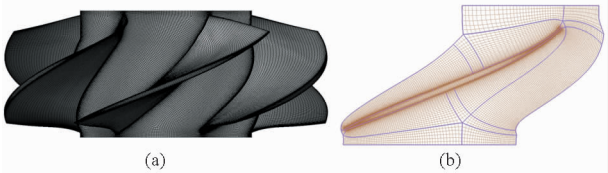


图 2 叶轮表面及轮缘间隙网格示意图

Fig. 2 Computational mesh of impeller and tip clearance

(a) 叶轮表面网格 (b) 轮缘间隙网格拓扑结构

表 1 网格划分方案

Tab. 1 Meshing scheme

方案	网格总数	间隙区平均 y^+	计算扬程/m
1	3 175 820	18. 17	7. 61
2	4 210 344	10. 01	7. 48
3	6 196 456	5. 73	7. 46

2.3 边界条件及压力脉动监测点布置

在泵吸水室进口,给定速度、湍动能和湍流耗散率;泵弯管出口设置为自由出流条件,认为该处流动已经达到充分发展状态,给定速度、压力、湍动能和耗散率沿出口法向的梯度为零;固壁采用无滑移壁面条件;泵内转动部分和非转动部分之间的交界面,引入滑移网格模型进行处理^[18]。

为了分析不同轮缘间隙泄漏流影响下的叶片表面近轮缘侧压力脉动特性,在叶片表面布置了如图 3 所示的压力脉动监测点。

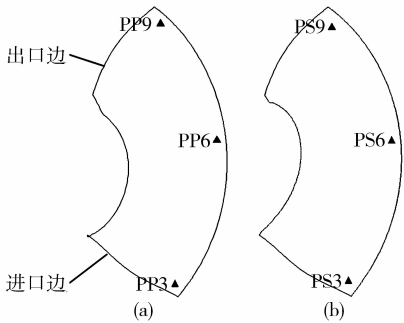


图 3 叶片表面压力脉动监测点布置示意图

Fig. 3 Pressure monitoring locations on the blade

(a) 叶片正面 (b) 叶片背面

2.4 数值求解方法

瞬态控制方程空间域上的离散采用有限体积法,对流项和压力项离散采用二阶迎风格式,压力和速度的耦合求解采用 SIMPLEC 算法。采用三维定常计算结果作为非定常计算的初始流场。在时间域上,采用二阶全隐式格式进行离散。计算时间步长

取为 $\Delta t = 1 \times 10^{-4}$ s, 每 413 个时间步长为一个叶轮旋转周期。

3 结果分析

3.1 计算模型验证与外特性预测

为验证数值计算模型的可靠性, 对设计轮缘间隙 ($\delta = 0.001D_2$) 下 5 个典型工况 (流量 Q' 分别为 $0.7Q_d$ 、 $0.8Q_d$ 、 $0.9Q_d$ 、 Q_d 和 $1.1Q_d$) 的泵内流动进行了非定常计算, 对扬程、效率和功率进行了预测, 并与试验结果进行了对比, 如图 4 所示。结果发现, 所采用的大涡模拟计算模式可以比较准确地预测轴流泵外特性, 除 $1.1Q_d$ 工况下效率预测值与试验值相对误差为 4.67% 外, 其余工况点数值预测所得扬程、效率和功率值与试验值吻合良好, 最大相对误差分别为 4.03%、3.39% 和 1.75%。由此可以断定, 大涡模拟方法得到的轴流泵非定常流场计算结果是可信的。

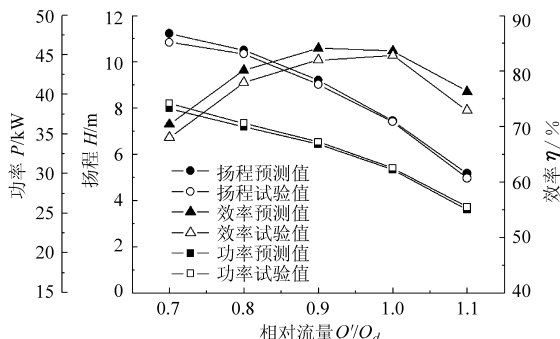


图 4 轴流泵外特性预测值与试验值对比

Fig. 4 Comparison of performance curves of the pump

设计流量工况下, 不同轮缘间隙下泵扬程、效率和功率预测值的变化情况如图 5 所示。随轮缘间隙值的增大, 扬程和效率均呈明显的下降趋势; 轴功率亦随间隙尺寸增加而减小, 但幅度不大。轮缘间隙 δ/D_2 从 0.001 减小到 0.0005 时, 扬程和效率均增幅很小, 表明在设计间隙基础上进一步减小轮缘间隙, 对泵外特性的提升作用并不明显; 而当轮缘间隙从 $0.001D_2$ 增加到 $0.0015D_2$, 扬程和效率分别降低 2.1% 和 2.2%; 进一步增加轮缘间隙尺寸, 当间隙尺寸达 $0.003D_2$ 时, 泵外特性降幅明显增加, 扬程和效率相对设计间隙下对应值分别降低 6.2% 和 5.6%。

3.2 叶顶间隙对轮缘泄漏涡形态的影响

为分析不同叶顶间隙下轮缘泄漏涡形态特征, 采用 Hunt 等^[19]提出的 Q 等值面方法表征泄漏涡三维形态。 Q 定义为

$$Q = \frac{|\bar{\Omega}|^2 - |\bar{S}|^2}{2} \quad (2)$$

其中 $|\bar{S}| = \sqrt{2\bar{S}_{ij}\bar{S}_{ij}}$ $|\bar{\Omega}| = \sqrt{2\bar{\Omega}_{ij}\bar{\Omega}_{ij}}$

式中 $\bar{S}_{ij}$ ——可解尺度对称应变率张量

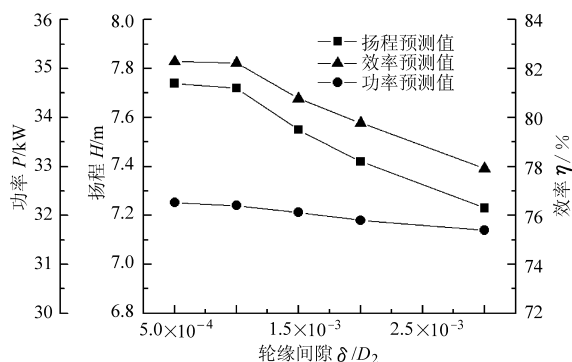


图 5 设计工况不同间隙尺寸下轴流泵外特性预测值变化曲线

Fig. 5 Predicted values of head and efficiency for different tip clearances at design flow rate

$\bar{\Omega}_{ij}$ ——可解尺度反对称漩涡张量

设计工况, 不同轮缘间隙下 ($t = 1$ s 时刻) 以 Q 等值面表征的轮缘泄漏涡结构如图 6 所示 ($Q = 1 \times 10^6 \text{ s}^{-2}$), 其中图 6a 中矩形框为观测视角。由图可知, $\delta/D_2 = 0.0005$ 时, 轮缘主泄漏涡细小, 叶顶间隙出现少量次泄漏涡, 对间隙区流动的影响不明显, 表明此间隙下很好地抑制了泄漏涡对叶轮区流场的影响。从涡的形态特征看, δ/D_2 为 0.001 和 0.0015 两种间隙下的主、次泄漏涡均相似, 主泄漏涡表现为连续的单一涡核, 未出现明显的溃散。随间隙进一步增大, 主泄漏涡涡核轮廓变化明显, 主涡上方产生大量次泄漏涡并逐渐发展至与主涡交汇, 如图 6e 和 6f 所示。当 δ/D_2 为 0.002 和 0.003 时, 泄漏涡非定常特性增强, 主涡在相邻叶片正面溃散成大量小涡结构并充满整个间隙区。

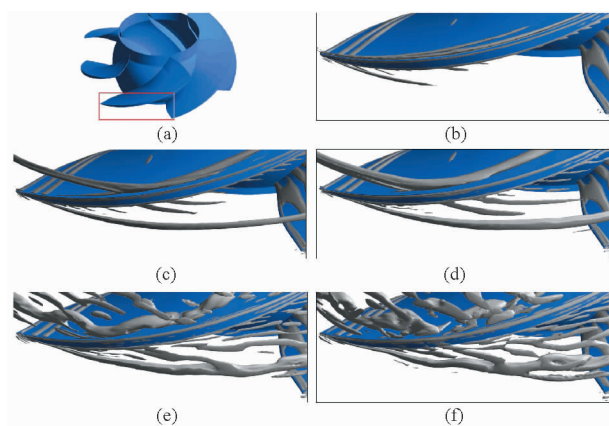


图 6 不同轮缘间隙下泄漏涡三维形态

Fig. 6 Three-dimensional structure of tip leakage vortex under different tip clearances

(a) 观测视角 (b) $\delta/D_2 = 0.0005$ (c) $\delta/D_2 = 0.001$
(d) $\delta/D_2 = 0.0015$ (e) $\delta/D_2 = 0.002$ (f) $\delta/D_2 = 0.003$

3.3 叶片表面压力脉动特性分析

压力脉动的幅值采用时域内混频双幅峰峰值的相对值进行描述, 利用快速傅里叶变换 (FFT), 获得

压力脉动频谱特征。为了提高 FFT 分析的频率分辨率,以 8 倍叶轮旋转周期为采样时间进行流场频谱分析。压力脉动幅值以压力脉动系数 C_p 表征,即

$$C_p = \frac{p - \bar{p}}{\frac{1}{2} \rho U_{tip}^2} \quad (3)$$

式中 p ——瞬时压力,Pa
 $\bar{p}$ ——采用时间内的平均压力,Pa
 ρ ——液体密度,kg/m³
 U_{tip} ——叶顶圆周速度,m/s

图 7 为设计工况,不同轮缘间隙下叶片正面轮缘监测点 PP6 处的压力脉动时域特征,图中横坐标起点对应 $t = 1$ s 时刻。从波形图看, δ/D_2 为 0.000 5、0.001 和 0.001 5 三种间隙条件下压力脉动波形相

似,PP6 处压力脉动具有明显的周期性;当 δ/D_2 为 0.002 和 0.003 时,PP6 处压力脉动无明显的周期特征,表明大间隙下泄漏涡对叶片正面中间近轮缘侧的压力脉动影响程度增加。分析压力脉动波形图还发现,随着间隙尺寸增加,PP6 处压力脉动幅值总体上逐渐增大。轮缘间隙从 $\delta/D_2 = 0.001$ 增大至 0.001 5 时,混频双幅峰峰值 ΔC_p 变化幅度不大,设计间隙下 ΔC_p 约为 2.78×10^{-2} 。轮缘间隙 δ/D_2 大于 0.002 时, ΔC_p 大幅增加, $\delta/D_2 = 0.003$ 时,压力脉动 ΔC_p 最大值约为 0.12,为设计间隙下的 4.32 倍; $\delta/D_2 = 0.000 5$ 时压力脉动幅值最小, ΔC_p 约为 0.018 6,为设计间隙下的 0.67 倍。

与图 7 对应的 PP6 测点压力脉动频域特性如图 8 所示。从图中可以看到,当 δ/D_2 为 0.000 5、0.001 和 0.001 5 时,PP6 处压力脉动频率 f 均由 1 倍叶轮转频 f_r 支配,次频以 11 倍 f_r 为主。 δ/D_2 为 0.002 和 0.003 时, f_r 不再是主导 PP6 处压力脉动频域特性的频率。由图 8 可见,大轮缘间隙下 PP6 点出现了大量高频压力脉动: $\delta/D_2 = 0.002$ 时,主频为 $18f_r$,压力脉动频谱值为 7.6×10^{-3} ; $\delta/D_2 = 0.003$ 时,主频为 $19f_r$,压力脉动频谱值为 2.60×10^{-2} ,频谱图中同时存在 $17f_r$ 、 $18f_r$ 和 $20f_r$ 等主要谐频信息。可见,间隙值 δ/D_2 大于 0.001 5 时,叶轮旋转运动不再是影响叶片正面中间近轮缘侧压力脉动频率的主导因素,轮缘泄漏涡对该处压力脉动影响显著。对比图 6e 和 6f 可知,轮缘主泄漏涡的溃散是导致相邻叶片正面形成高频压力脉动的主要原因。

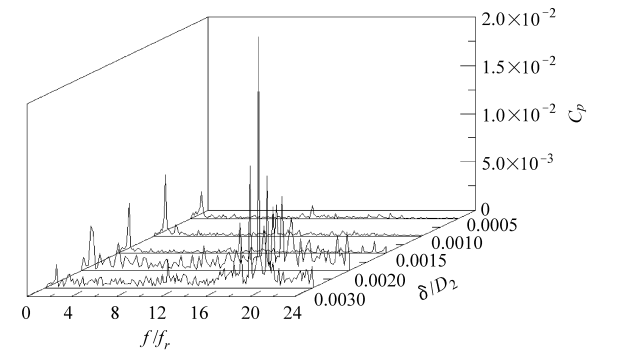


图 8 不同轮缘间隙下监测点 PP6 压力脉动频域图
Fig. 8 Frequency spectra of pressure fluctuation at PP6 for different tip clearances

图 9 为不同间隙下叶片表面近轮缘各监测点压力脉动混频双幅峰峰值。从图中可以看到,间隙尺寸对叶片正、背面近轮缘侧压力脉动幅值的影响程度存在明显差异。在叶片正面,随轮缘间隙尺寸增加,各测点压力脉动幅值明显增大, δ/D_2 从 0.001 5 增加至 0.003 时,压力脉动幅值增幅尤为显著。在叶片背面,各监测点压力脉动幅值变幅随间隙尺寸

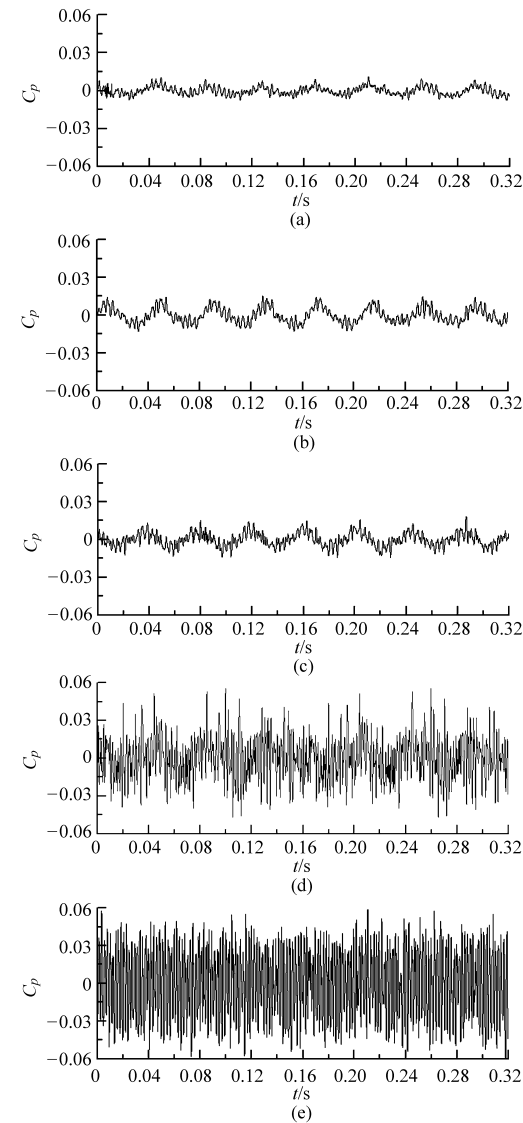


图 7 不同轮缘间隙下监测点 PP6 压力脉动时域图
Fig. 7 Pressure fluctuation at PP6 under different tip clearances

(a) $\delta/D_2 = 0.000 5$ (b) $\delta/D_2 = 0.001$ (c) $\delta/D_2 = 0.001 5$
(d) $\delta/D_2 = 0.002$ (e) $\delta/D_2 = 0.003$

无显著变化。可见,轮缘泄漏涡对叶片正面近轮缘侧压力脉动的影响程度远大于叶片背面对应点,对比图 6 可知,这是由于随着泄漏涡的发展,其涡核逐渐远离叶片背面并延伸至相邻叶片正面,在相邻叶片正面附近受叶道主流影响及叶片的阻滞作用而溃散,泄漏涡自身的旋转频率及溃散形成的小尺度漩涡结构,对叶片正面压力脉动造成直接影响。

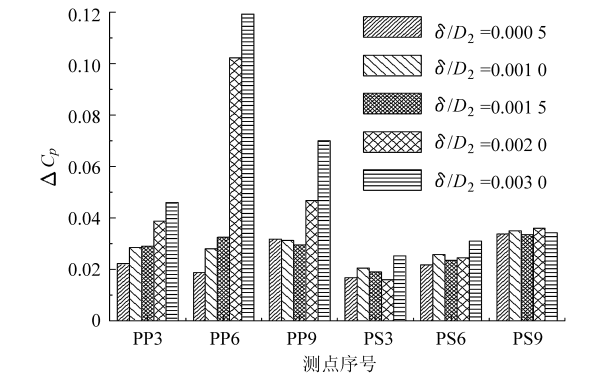


图 9 不同间隙下各监测点压力脉动混频双幅峰峰值
Fig. 9 Peak-to-peak pressure fluctuation at each monitoring point under different tip clearances

为了进一步研究间隙尺寸对叶片表面压力脉动影响规律,将叶片正、背面轮缘侧其余监测点压力脉动时域特性作 FFT 变换,得到如图 10 ~ 14 所示的压力脉动频域特征。从图中可以看到,各测点压力脉动频谱特征中普遍存在叶轮转频 f_r 及 $11f_r$ 的压力脉动信息,表明叶片表面近轮缘区域压力脉动特征受到叶轮转频及轮缘泄漏涡的共同影响。不同轮缘间隙下,叶片背面监测点压力脉动主频均为叶轮转频 f_r ,叶片正面监测点压力脉动主频则存在较大差异。大间隙情况下,除距泄漏涡最远的 PS9 点(由于泄漏涡逐渐远离叶片背面)外,其余监测点均出现与 PP6 相似的高频压力脉动特征,表明轮缘泄漏涡对近轮缘间隙区的压力脉动影响程度随间隙增加而增大,当 δ/D_2 大于 0.002 时,受轮缘泄漏涡影响,叶片正面近轮缘区域的高频压力脉动处于支配地位。

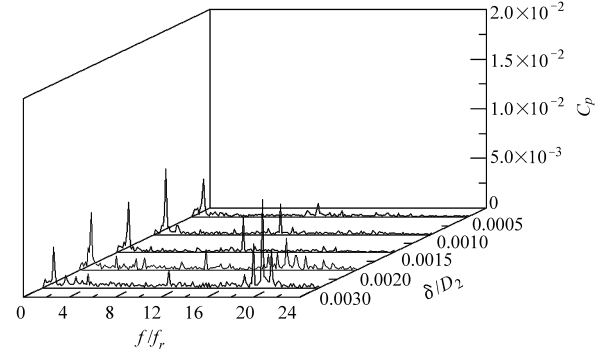


图 10 不同间隙下监测点 PP3 压力脉动频域图
Fig. 10 Frequency spectra of pressure fluctuation at PP3 under different tip clearances

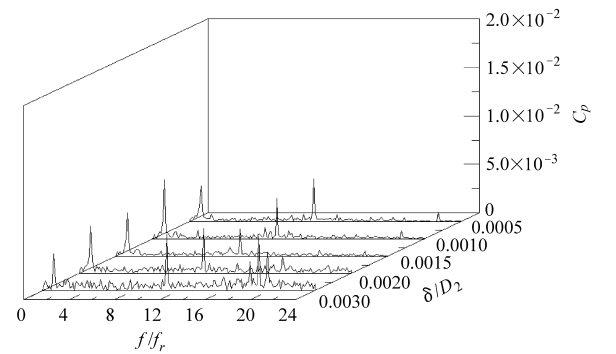


图 11 不同间隙下监测点 PP9 压力脉动频域图
Fig. 11 Frequency spectra of pressure fluctuation at PP9 under different tip clearances

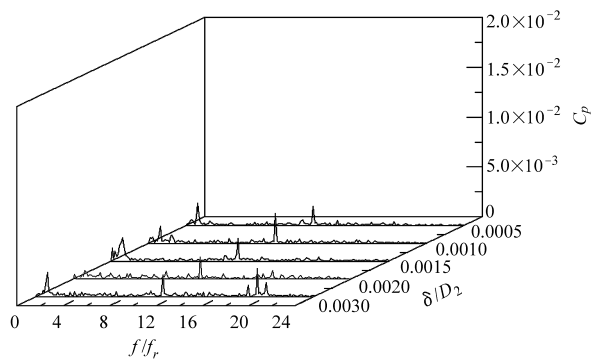


图 12 不同间隙下监测点 PS3 压力脉动频域图
Fig. 12 Frequency spectra of pressure fluctuation at PS3 under different tip clearances

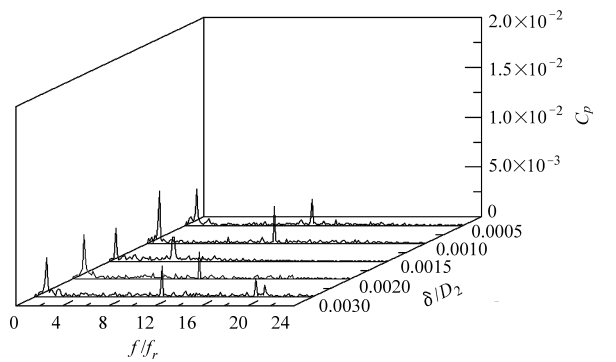


图 13 不同轮缘间隙下监测点 PS6 压力脉动频域图
Fig. 13 Frequency spectra of pressure fluctuation at PS6 under different tip clearances

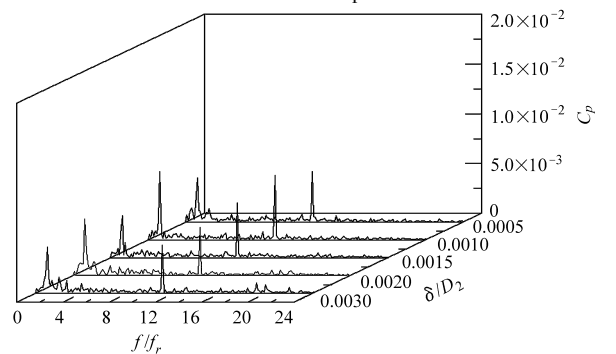


图 14 不同间隙下监测点 PS9 压力脉动频域图
Fig. 14 Frequency spectra of pressure fluctuation at PS9 under different tip clearances

4 结 论

(1) 随叶顶间隙尺寸增大,泵扬程和效率均呈下降趋势。 δ/D_2 从 0.001 增加到 0.003,泵扬程和效率分别降低 6.2% 和 5.6%。

(2) 叶顶间隙大于 0.001 D_2 时,轮缘间隙主泄漏涡发展至相邻叶片正面,随间隙尺寸增加,泄漏涡

稳定性降低,对叶片正面近轮缘侧压力脉动的影响大于叶片背面对应点。

(3) 不同间隙下,叶片背面近轮缘侧压力脉动主频为叶轮转频 f_r ;叶片正面中部近轮缘处 PP6 点的压力脉动主频随间隙变化差异明显,间隙 δ 小于 0.001 $5D_2$ 时主频为叶轮转频 f_r ,间隙 δ 等于 0.002 D_2 和 0.003 D_2 时主频分别为 18 f_r 和 19 f_r 。

参 考 文 献

- Inoue M, Furukawa M. Physics of tip clearance flow in turbomachinery[J]. ASME 2002 Joint U. S. -European Fluids Engineering Division Conference, 2002, 2B: 777 – 789.
- 王福军, 张玲, 张志民. 轴流泵不稳定流场的压力脉动特性研究[J]. 水利学报, 2007, 38(8): 1003 – 1009.
Wang Fujun, Zhang Ling, Zhang Zhimin. Analysis on pressure fluctuation of unsteady flow in axial-flow pump[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2007, 38(8): 1003 – 1009. (in Chinese)
- 施卫东, 冷洪飞, 张德胜, 等. 轴流泵内部流场压力脉动性能预测与试验[J]. 农业机械学报, 2011, 42(5): 44 – 48.
Shi Weidong, Leng Hongfei, Zhang Desheng, et al. Performance prediction and experiment for pressure fluctuation of interior flow in axial-flow pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(5): 44 – 48. (in Chinese)
- 王福军, 张玲, 黎耀军, 等. 轴流式水泵非定常湍流数值模拟的若干关键问题[J]. 机械工程学报, 2008, 44(8): 73 – 77.
Wang Fujun, Zhang Ling, Li Yaojun, et al. Some key issues of unsteady turbulent numerical simulation axial-flow pump[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(8): 73 – 77. (in Chinese)
- Zhang D, Shi W, Chen B, et al. Unsteady flow analysis and experimental investigation of axial-flow pump[J]. Journal of Hydrodynamics, Ser. B, 2010, 22(1): 35 – 43.
- 张兆顺, 崔桂香, 许春晓. 湍流大涡数值模拟的理论和应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2008: 54 – 86.
- 瞿丽霞, 王福军, 丛国辉, 等. 双吸离心泵叶片区压力脉动特性分析[J]. 农业机械学报, 2011, 42(9): 79 – 84.
Qu Lixia, Wang Fujun, Cong Guohui, et al. Pressure fluctuations of the impeller in a double-suction centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(9): 79 – 84. (in Chinese)
- Pei J, Yuan S, Benra F K, et al. Numerical prediction of unsteady pressure field within the whole flow passage of a radial single-blade pump[J]. Journal of Fluids Engineering, 2012, 134(10): 101103.
- 戚蓝, 王伟. 超大型离心泵内脉动压力特性研究[J]. 农业机械学报, 2013, 44(5): 41 – 44.
Qi Lan, Wang Wei. Characteristics of fluctuating pressure in super size centrifugal pumps[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(5): 41 – 44. (in Chinese)
- 中国农业机械化科学研究院. 轴流泵试验报告[R]. 北京: 中国农业机械化科学研究院, 2005.
- Smagorinsky J. General circulation experiments with the primitive equations: I. The basic experiment[J]. Monthly Weather Review, 1963, 91(3): 99 – 164.
- Lilly D K. A proposed modification of the Germano subgrid-scale closure method[J]. Physics of Fluids A: Fluid Dynamics, 1992, 4: 633 – 635.
- Ngahara T, Inoue Y, Sato T, et al. Investigation of the flow field in a multistage pump by using LES[C]//Proceedings of 2005 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, 2005: 1321 – 1329.
- Yang Z, Wang F, Zhou P. Evaluation of subgrid – scale models in large-eddy simulations of turbulent flow in a centrifugal pump impeller[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2012, 25(5): 911 – 918.
- 黎耀军, 沈金峰, 严海军, 等. 叶顶间隙对轴流泵轮缘泄漏流动影响的大涡模拟[J]. 水利学报, 2014, 45(2): 235 – 242.
Li Yaojun, Shen Jinfeng, Yan Haijun, et al. Investigation of the effects of tip-gap size on the tip-leakage flow in an axial-flow pump using LES[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2014, 45(2): 235 – 242. (in Chinese)
- Byskov R K, Pedersen N, Jacobsen C B. Flow in a centrifugal pump impeller at design and off-design conditions-part II: large eddy simulations[J]. Journal of Fluids Engineering, 2003, 125(1): 73 – 83.
- Posa A, Lippolis A, Verzicco R, et al. Large-eddy simulations in mixed-flow pumps using an immersed-boundary method[J]. Computers & Fluids, 2011, 47(1): 33 – 43.
- Ferziger J H, Peric M. Computational methods for fluid dynamics[M]. Berlin: Springer-Verlag, 2002.
- Hunt J C R, Wray A, Moin P. Eddies, stream, and convergence zones in turbulent flows[C]//Proceedings of the 1988 Summer Program, Center for Turbulence Research Report, 1988: 193 – 208.

Abstract: The theoretical analysis and numerical simulation method were used to study the influence of inlet guide vane on the hydraulic performance of axial-flow pumping system. The inlet guide vane was designed based on design requirements. The three-dimensional internal flow of axial-flow pumping system was simulated in different installation angles of inlet guide vane. Overall performance curves of axial-flow pumping system with adjusted inlet guide vane were obtained and the multiple non-liner regression prediction mathematical models of the hydraulic performance were established based on the results of numerical simulation and velocity triangle analysis. Compared with the pumping system without inlet guide vane, the hydraulic performance of pumping system with inlet guide vane changes little in the high efficiency area and small flow rate condition, but the efficiency of pumping system drops greatly because the hydraulic loss of inlet guide vane increases greatly in the large flow rate condition. With the increase of positive installation angle of inlet guide vane, the high efficiency operating condition is offset to small flow rate and the whole efficiency curves of pumping system would drop. While, with the decrease of negative installation angle, the high efficiency of pumping system increases firstly then decreases. The flow rate doesn't change in the high efficiency operating condition of different negative installation angles.

Key words: Axial-flow pump Inlet guide vane Installation angle Performance curve Numerical simulation

~~~~~

(上接第 64 页)

**Numerical Investigation of Pressure Fluctuations on Axial-flow Pump Blades Affected by Tip-gap Size**

Li Yaojun    Shen Jinfeng    Hong Yiping    Liu Zhuqing

(College of Water Resources and Civil Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

**Abstract:** The effects of tip-gap size on the unsteady flow characteristics in an axial-flow pump at design flow rate were investigated using large-eddy simulation with sliding mesh technique. Five configurations with different tip-gap sizes were considered, and the tip-leakage vortices and pressure pulsations of near tip zone on the blades were studied in detail. The results indicate that as the tip clearance increased from  $0.001D_2$  to  $0.003D_2$ , the head and efficiency of the pump reduce by 6.2% and 5.6%, respectively. When the tip-gap is larger than  $0.001D_2$ , the dominant tip-leakage vortex extend to the pressure side of adjacent blade and the secondary tip leakage vortices formed in the tip-gap region. Affected by the tip leakage vortex, the amplitude of the pressure pulsation of the monitoring point PP6 (on the pressure side and near the middle of the blade tip edge) increases with the tip-gap size. For different tip clearance configurations, the rotating frequency ( $f_r$ ) dominates the pressure pulsations of near tip zone on suction side of the blades, while the dominant frequency of near tip region on the pressure side changes with the tip-gap size.

**Key words:** Axial-flow pump    Tip clearance    Tip leakage vortex    Pressure fluctuation    Large eddy simulation