doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.04.004

离心泵内双龙卷风式分离涡数值分析

曹璞钰　印　刚　王　洋　李贵东　吴　文
(江苏大学国家水泵及系统工程技术研究中心,镇江 212013)

摘要:为探究弯管式离心泵的内流不稳定特性,基于雷诺时均模型和旋涡判别 Q 准则,对离心泵设计工况下的旋涡流动进行仿真研究。基于数值计算结果,获得了叶片吸力面的拓扑结构,捕捉到驻扎于叶片上的驻脚和游离于叶轮上游的低压泡,两者共同构成了双龙卷风式分离涡。导出其基本形成机理:吸入室中的弯管流动和消旋板绕流构成了进口畸变流,包含反向涡对和低压回流。畸变流迫使进口冲角增大,吸力面发生流动分离并伴有旋涡脱落,脱落涡在回流作用下向叶轮上游运动,逐渐发展成为独立的集中分离涡,连接叶轮上游壁面与叶片吸力面。嵌入完全空化模型,证实设计工况下龙卷风式分离涡存在涡生空化特性,可能增加离心泵运行噪声。

关键词:离心泵;分离涡;旋涡结构;进口畸变流;数值分析
中图分类号:TH311　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2016)04-0022-07

Numerical Analysis of Double Tornado-type Separation Vortices in Centrifugal Pump

Cao Puyu　Yin Gang　Wang Yang　Li Guidong　Wu Wen
(*National Research Center of Pumps*, *Jiangsu University*, *Zhenjiang* 212013, *China*)

Abstract: Insufficient understanding of complex flow feature in pipe-type centrifugal pump is a major problem encountered under the design condition. The inlet distorted flow of the pump duct was described, and the tornado-type vortex formation, propagation and its trigging cavitation bubble for the high noise were explained. The description and explanation were based on numerical simulations by RANS model and experiments. The mechanisms dictating the inlet distortion, including the curved duct flow, flat-plate flow and secondary vortex impacts on the incidence angle and boundary layer separation, were studied systematically. Particular attention was devoted to the notable influence of the limiting streamlines on the suction surface and pressure changes at the casing. The primary analysis identified a focus separation vortex route to the Q criterion. Like the tornado, the separation vortex had a vortex leg on the blade suction surface, and it was linked to a low pressure bubble locating ahead of the rotor. In detail, the tornado-type vortex was caused by separation at the leading edge due to high incidence. The separation gave rise to shedding of vortex from the suction surface, and consequent formation of vortex moving ahead of the rotor with the reverse flow. Moreover, another tornado-type vortex was captured standing on mid-part of the suction surface and attaching to the corner close to the shroud, due tp breakdown of former tornado-type vortex, disturbance of adjacent blade and rotation motion. Furthermore, the inlet distortion was the major factor for the complex flow in the pump. By cavitation simulation, the former tornado-type vortex and its inducing cavitation could explain the high noise under the design condition.

Key words: centrifugal pump; separation vortex; vortex structure; inlet flow distortion; numerical analysis

收稿日期:2015-09-01　修回日期:2015-10-03
基金项目:国家高技术研究发展计划(863 计划)项目(2011AA100506)和江苏省高校优势学科建设工程二期项目(PAPD)
作者简介:曹璞钰(1988—),男,博士生,主要从事喷水推进泵研究,E-mail:mafatu1988@ujs.edu.cn
通信作者:王洋(1955—),男,研究员,博士生导师,主要从事液体机械微机在线测试与控制技术研究,E-mail:pgwy@ujs.edu.cn

引言

离心泵作为通用机械，已经广泛应用于各种领域。近年来，随着计算流体力学的快速发展，离心泵内部复杂流动正逐渐成为研究重点。

相比不可压缩流体，可压缩流体中涡动力学和旋涡流动的研究更为成熟和先进，如：直列叶栅中的拓扑结构和流谱分析；二次流诱发的马蹄涡、通道涡等旋涡模型；压缩机中的旋转失速和非轴对称式轮毂等[1-4]。在广泛试验研究基础上，结合数学和计算机方法，逐步形成了运用标量等值面实现涡核提取的准则：Q 准则、Δ 准则、λ_2 准则、螺旋度法等[5-8]。涡核轨迹线的分析法包括：正则化螺旋度法，涡量分析法，基于临界点理论的特征分析法及其演变方法；以及 LIC、HSV 等旋涡流场的可视化算法[9-14]。

INOUE 等[15]基于可视化技术成功捕捉到了压缩机小尺度失速(SLSC)时的流动模型，其本质为一个独立的集中分离涡，形状类似龙卷风。该集中分离涡一端立足于叶片吸力面前端，称为驻脚，另一端连接叶轮上游壁面，称之低压泡[3]。随着叶片旋转，驻脚沿吸力面耗散，以尾迹的型式从出口边流出；低压泡相对叶片反向旋转，干扰邻近叶片，诱发吸力面流动分离，卷吸形成新的集中分离涡，并伴有 Spike 式的压力脉动，所以此类失速又称为 Spike 式失速。

PULLAN 等[16]深入研究了压缩机 Spike 式旋转失速机理，证实其根本原因为叶片进口冲角过大。叶轮进流场的局部扰动则是冲角变化的主要诱因，其型式多样：流量偏小，角区分离引起的堵塞，相邻叶顶泄漏涡的耗散等。

本文针对弯管式离心泵设计工况下运行噪声过大的现象，结合数值计算和试验方法研究现象形成的原因。

1　数值计算

1.1　计算模型

选取某型弯管式离心泵作为研究对象，其主要性能参数：设计流量 $Q_d = 175\ m^3/h$，扬程 $H = 33\ m$，转速 $n = 2\ 900\ r/min$。叶轮主要几何参数：进口直径 $D_1 = 116\ mm$，出口直径 $D_2 = 180\ mm$，出口宽度 $b_2 = 6.5\ mm$，叶片数 $Z = 6$。

运用三维软件对该型泵进行几何建模，如图 1 所示，包括：肘型弯管、叶轮、蜗壳和隔舌。

1.2　网格划分

将三维几何模型导入 ICEM 软件进行网格划分。由于蜗壳几何形状为扭曲型，进行结构网格划分时，隔舌处网格易产生错位以及出现负网格，因而采用非结构网格对流场进行网格划分，并对相关部位进行局部加密。通过设置不同的最大单元尺寸，共划分了 5 种网格，并对其进行网格无关性检查，综合考虑计算所需资源以及准确性，最终采用的网格单元总数约为 610 万，节点总数约为 110 万，如图 2 所示。

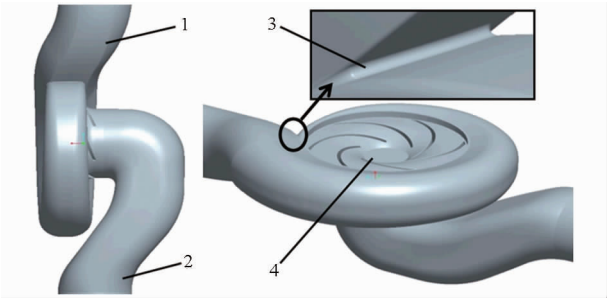


图 1　三维几何建模

Fig. 1　Three dimensional geometry model of pump

1. 蜗壳　2. 弯管　3. 隔舌　4. 叶轮

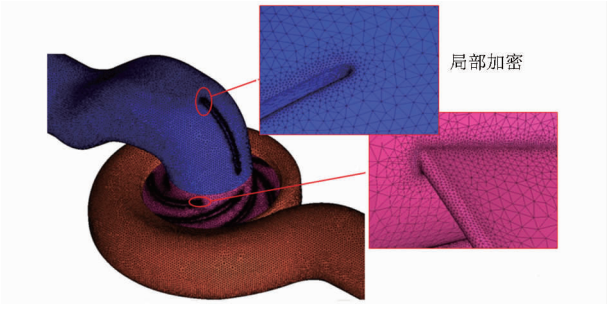


图 2　网格划分

Fig. 2　Mesh of pump

1.3　边界设置

基于 CFX 软件，对计算模型进行定常计算，进口条件设置为总压进口，出口条件设置为质量流量出口，参考压力为 1 个大气压。为保证进出口流态的充分发展，进、出口管路进行适当的延伸。叶轮进口与肘型弯管出口交接面、叶轮出口与蜗壳交接面采用动静转子法，质量与动量选用守恒型相间交换。湍流模型采用文献[17]中的 RNG $k-\varepsilon$ 模型。求解器采用高阶精度差分格式，均方根残差设置为 10^{-6}。

1.4　试验验证

样机的外特性试验在某试验室内完成。由于实际试验中电动机转速因负载、电压、电流、温度等的影响而发生变化，因而为确保试验数据的可比性，将试验所测得的数据按照相似定律换算至额定转速 2 900 r/min。为验证离心泵数值计算的准确性，共预测了 $0.6Q_d \sim 1.3Q_d$ 共 8 个工况下的外特性，并将数值计算结果与样机试验数据进行比较，如图 3 所示。

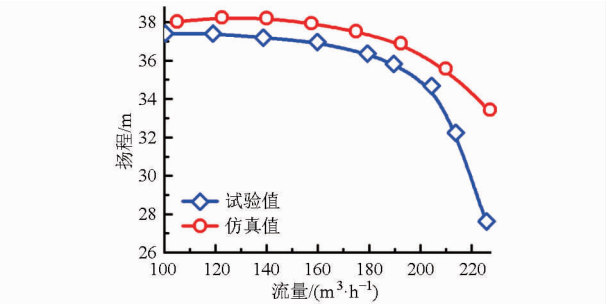


图 3 扬程对比曲线

Fig. 3 Comparison curves of head

结果表明:数值模拟的扬程曲线与试验曲线吻合度较好,试验扬程值普遍低于仿真值,其原因为三维造型时对原模型进行了相应的简化。设计工况下,扬程的相对误差为 2.71%,表明定常计算能够准确地预测该型离心泵设计工况时的性能,确保了进一步分析的准确性。由于实际运行中大流量时空化严重,导致了扬程的急剧下降,从而使得大流量区的仿真值与试验值相差较大。

2 进口畸变流

进口畸变流分为径向和周向 2 种,其中:径向畸变流为轴对称式阻碍,主要存在于孔板下游或多级叶轮中;周向畸变流不遵循轴对称分布,其扰动能力强于径向畸变流,主要存在于弯管进流中[18]。

2.1 进流结构

离心泵受肘型弯管限制,叶轮进口存在周向畸变流,速度和压力具有周向不均匀性。图 4 为设计工况下叶轮的进流场,数值计算结果显示叶轮进口的周向畸变流实质为弯管进流和消旋板绕流的叠加,并受旋转叶轮的干扰。

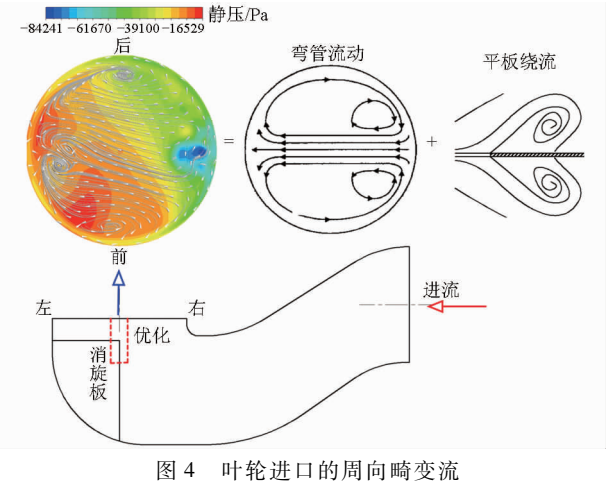


图 4 叶轮进口的周向畸变流

Fig. 4 Circumference distorted inflow of impeller

弯管进流:肘型弯管左右壁面曲率不同,流动弯曲的离心力相异,形成横向压力梯度[19]。左侧壁面:曲率半径大,离心力小,流体滞止,压力高,速度低;右侧壁面:曲率半径小,离心力大,压力小,流速高。高速流体克服逆压梯度向左侧流动,流速降低,局部打破压力和惯性力的平衡,诱发二次流,左侧的低速流体沿前后壁面回流至右侧。二次流与主流叠加,构成复杂的螺旋流动,位于前、后壁面的一对反向二次涡。

消旋板绕流:类似于平板绕流,在左侧壁面也形成了一对反向涡,旋涡内部流动掺混,耗散增加,形成局部低压。同时,反向涡对受旋转叶轮的扰动,向一侧倾斜。所以,前后壁面的二次涡对,左侧壁面的反向涡对和右侧壁面低压区共同造成进入叶轮的工作流体周向不均匀。

消旋板的本质是为了破涡,抑制预旋的产生,而在本文中则起到相反的效果。即若想优化进流场,应该调整消旋板的位置,绕轴旋转 90°,连接前后壁面,改善进口畸变流[18-19]。

2.2 冲角变化

进口畸变流与冲角密切相关,影响叶轮不同工况下的性能[20]。离心压缩机中的周向畸变流局部扰动压缩机进流场,冲击损失增大,叶轮效率降低[21]。弯管式离心泵应该具有类似性质。

图 4 中右侧低压区静压约为 -85 000 Pa,叶轮中部分做功后的高压流体可能由此处反向流出,如图 5a 所示,叶轮进口右侧壁面低压区确实伴有回流,是进口畸变流的另一特征。因此,选取低压回流区附近的叶片作为具体分析对象(下文简称叶片 1),提取其进口液流角 β_1 的仿真值,并与叶片安放角 β_{b1} 相比较。

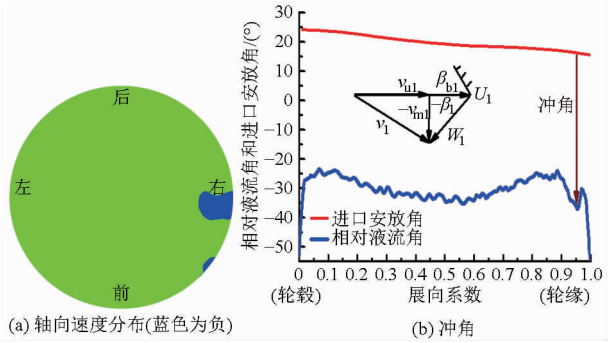


图 5 进口回流,叶片进口液流角与安放角

Fig. 5 Reverse flow, inflow angle and blade angle

图 5b 表明叶片 1 的进口液流角均为负值,平均值约为 -30°,最小值甚至低于 -50°。由速度三角形可知,负液流角说明轴面速度反向,低压区域伴有回流出现,与轴向速度分布图吻合。同时,负液流角意味着进口冲角等于安放角 β_{b1} 和液流角 β_1 的绝对值之和,其值远大于 β_1 和 β_{b1}。冲角的增大表明进流偏折,工作流体射向压力面,吸力面发生流动分离。

如图 6 所示，叶片 1 吸力面出现 2 个较大尺度分离涡，呈 8 字形分布，分离流干扰邻近叶片 2，堵塞了整个叶栅通道。

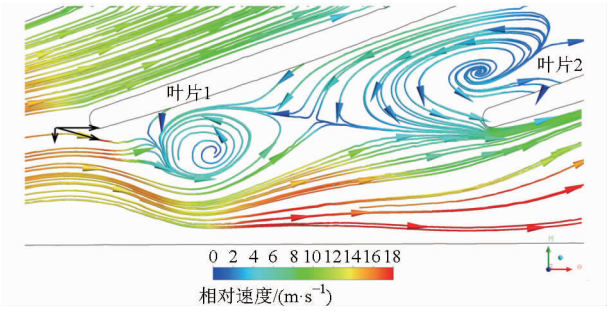


图 6　吸力面流动分离($r^*=0.9$)

Fig. 6　Separation flow on suction surface

由此证实，弯管式离心泵满足龙卷风式分离涡形成的充分条件：吸入室中弯管进流和消旋板绕流构成畸变流，局部扰动叶轮进流场，增大冲角，诱导进口边发生流动分离。

3　龙卷风式旋涡

基于数值计算的流场，通过捕捉离心泵内的驻脚和低压泡来证明龙卷风式分离涡的存在性。

3.1　叶片 1 吸力面的拓扑分析

根据拓扑原理，流场中的奇点可分为鞍点和结点：鞍点记为 S，结点记为 N；其中：N_s 表示分离结点，N_a 表示附着结点。对于旋转叶片表面的流谱应遵守拓扑法则[1]

$$\sum N-\sum S=0 \tag{1}$$

图 7 为设计工况下叶片 1 吸力面的流谱图，鞍点总数和结点总数均为 4，满足上述拓扑法则。

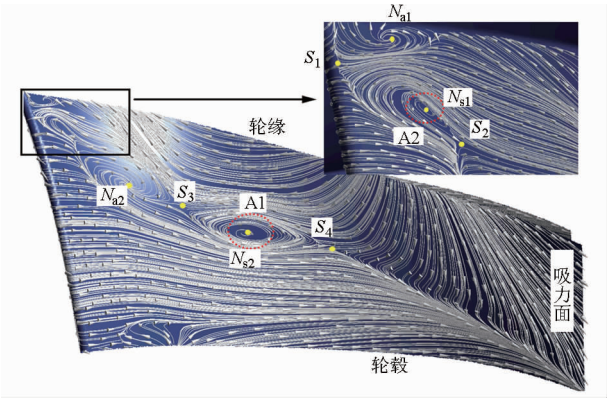


图 7　叶片 1 吸力面的流谱图

Fig. 7　Limiting streamline on suction surface of blade 1

图 7 中存在两处明显的螺旋流动，由鞍点 S_3 连接在一起。①鞍点-螺旋结点分离流动：起始于叶片中部鞍点 S_3 和 S_4 的分离流线，环绕螺旋结点 N_{s2} 旋转，形成大尺度的闭式分离涡，N_{s2} 在此运动中流动起到涡核作用；闭式分离涡降低了绕翼环量，原附着的涡线开始从吸力面分离，形成驻脚 A1。②鞍点-螺旋结点附着流动：叶片某处分离涡终止吸力面的结果，再附线的起始点为 N_{a2}。

叶片 1 吸力面轮缘处的流线受螺旋流卷吸作用，出现较大区域的反向流动，叶片前端流动更加紊乱。局部放大叶片 1 前端轮缘处的流谱图：鞍点 S_2 和螺旋结点 N_{s1} 构成一个尺度较小的闭式分离涡，附着涡线脱落，形成驻脚 A2。该闭式分离涡部分流线可能与来流掺混，再附于 N_{a2} 螺旋附着区。

畸变流增大叶片冲角，进口边的鞍点偏移至吸力面，记为 S_1。与其相连的 N_{a1} 为轮缘处角区分离涡附着点，由 N_{a1} 发出的流线在逆压梯度的作用下反向运动，是进口边轮缘处存在回流的另一原因。

3.2　低压泡

图 8 为叶轮上游 1 mm 横截面处数值计算的速度和压力分布图。纵坐标为径向系数 r'，其中 1 表示叶轮上游壁面，即前盖板上游的弯管壁面；0 表示旋转轴中心。横坐标为圆周角度，-90°线为叶片 1 位置(靠近右侧壁面)，相隔 60°处为叶片 2，叶片自右向左旋转。

叶轮上游速度分布中存在 2 个显著的回流区 R1 和 R2。其中，回流区 R1 范围大，完全包含了叶片 1 的进口边，与前文液流角曲线相呼应。

回流区 R1 左侧速度逐渐上升，其速度为零的边界线正对于压力图中右壁面的低压区中心，再次证明了右侧低压区域伴有回流出现；回流区 R1 右侧的速度梯度大，压缩了右侧边界，边界线(约为 -75°线)正对于上游壁面附近的一个局部低压区 B1，其左侧的周向顺压梯度将静压能转变为动能，促使 R1 右侧回流区快速转变为正向高速区。所以，回流区 R1 的左右边界均对应于低压区。

INOUE 等[3] 在 SLSC 的研究中得到相似结论：叶轮上游的低压区位于回流区和正向高速区的交界处。SAXER-FELICI 等[22] 在二维失速数值仿真中，发现向上游运动的脱落涡，出现类似低压区。由此推断，此类游离于叶轮上游的低压区实质为低压泡，是叶轮处的旋涡随回流再附于叶轮上游壁面的结果，其压力偏低则源于再附后的旋涡卷吸周围流体，掺混严重，耗散损失增大，压能减小。

由上述推论可知，图 8 中回流区 R1 右侧的低压区 B1 实为低压泡，与叶片 1 吸力面上小尺度的闭式分离涡相呼应。低压泡 B1 堵塞流道，在其左侧形成局部高压区，流体滞止甚至反向，扩大右侧壁面的回流区域，进一步增大了负液流角。因此，回流区 R1 实为两部分组成：低压泡堵塞形成的回流区，其

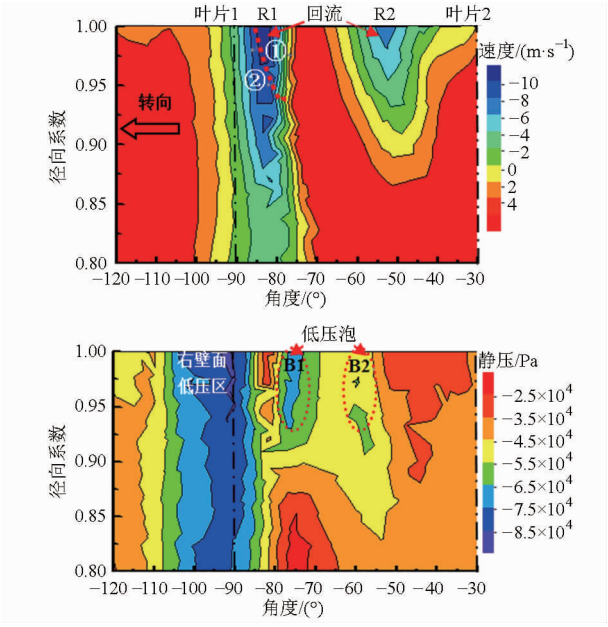


图 8 叶轮上游流动特性

Fig. 8 Flow feature at upstream of impeller

范围较小;弯管右壁面低压区伴随的回流,范围较大。

同理,位于叶片 1 和 2 中间的回流区 R2,其左侧边界也存在一个低压泡 B2,对应于吸力面上大尺度闭式分离涡。同样,低压泡 B2 局部堵塞流道,在其右侧形成高压回流区。

弯管式离心泵满足龙卷风式分离涡形成的必要条件:叶片 1 吸力面形成 2 个闭式分离涡,附着涡线脱落形成驻脚;同时,叶轮上游壁面存在 2 个低压泡。联立充分条件可知:设计工况下,离心泵内确实存在 2 个龙卷风式分离涡。

3.3 旋涡结构

基于旋涡判别 Q 准则,分别提取龙卷风式分离涡 FSV1 和 FSV2。计算公式为[23]

$$Q = \frac{1}{2}(\boldsymbol{\Omega}_{ij}\boldsymbol{\Omega}_{ij} - C_q\boldsymbol{S}_{ij}\boldsymbol{S}_{ij}) \tag{2}$$

式中 $\boldsymbol{\Omega}_{ij}$——涡量张量 $\boldsymbol{S}_{ij}$——应变速率张量

C_q——经验系数,常取值为 1

图 9 描述龙卷风式分离涡 FSV1 的结构:主要包括低压泡 B1 和驻脚 A2,基于涡线的连续性,A2 和 B1 连为一体,构成了桥接于叶片 1 吸力面前端与叶轮上游壁面的集中分离涡。

FSV1 的形成机理:离心泵的肘型弯管诱发周向畸变流,局部扰动叶轮进流场,增大冲角,进口边发生流动分离,形成小尺度闭式分离涡,绕翼环量降低,分离涡从吸力面脱落,在回流作用下向上游不规则运动,演变为一个独立的集中分离涡,形状类似于龙卷风。分离涡一端向叶轮上游继续运动,再附于叶轮前端壁面构成低压泡;另一端连接叶片的吸力面,称为驻脚。

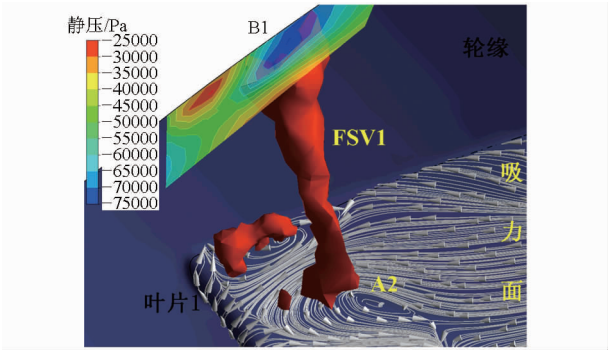


图 9 龙卷风式分离涡 FSV1(Q = 600 000)

Fig. 9 Vortex structure of FSV1

图 10 中低压泡 B2 和驻脚 A1 连接在一起,组成了跨越整个叶片通道的 FSV2。同理,FSV2 是由叶片 1 吸力面大尺度闭式分离涡发展而来的。

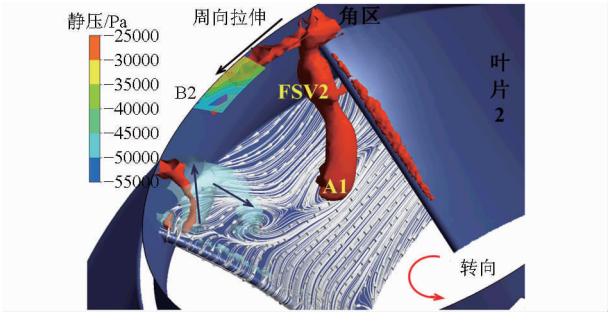


图 10 龙卷风式分离涡 FSV2(Q = 450 000)

Fig. 10 Vortex structure of FSV2

相比 FSV1,FSV2 的形成机理有以下 3 点不同:①FSV1 在向上游运动的同时,与新进流体掺混,涡核膨胀,局部流线偏折再附于吸力面 N_{a2},干扰下游流场,诱发 FSV2。②叶片 2 进口边干涉 FSV2 的发展,迫使其先附着于叶片 2 轮缘处角区;同时,FSV2 堵塞叶片 2 流道,冲角增大,进口边发生流动分离。③再附于叶片 2 角区后,FSV2 随旋转叶片周向拉伸,形成低压泡再附于叶轮前端壁面。

4 涡生空化

相比于压缩机中的 SLSC,离心泵叶轮中的双龙卷风式分离涡伴有局部低压,若低于汽化压力,则会诱导空化发生。因此,以上文数值计算结果作为初始条件,加入空化模型,计算离心泵设计工况下的空化特性[24]。

运用空泡体积分数的等值面捕捉叶轮内的空泡,结果表明:FSV2 未出现涡生空化现象,FSV1 上衍生一个大尺度的空泡,空泡靠近叶轮上游处较宽,靠近叶片处较尖,如图 11 所示。体渲染空泡内部,显示空泡体积分数最大为 70%。

空泡形成原因:FSV1 的驻脚 A2 位于叶片吸力

面前端轮缘处，一个易发生空化的区域；FSV1 内部流动掺混严重，耗散损失大，能量降低；FSV1 克服来流阻力，逆流发展，压能进一步降低，诱发空泡。换言之，设计工况下 FSV1 的涡生空化特性，可能伴随空泡的溃灭，并增加离心泵的运行噪声。因此，FSV1 诱导噪声将是后续研究的重点。

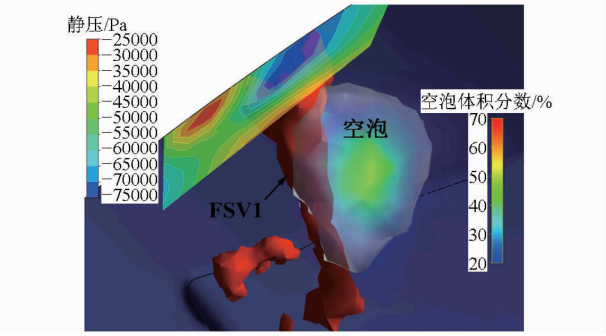


图 11　FSV1 涡生空化

Fig. 11　Cavitation bubble from FSV1

5　结论

（1）设计工况下，弯管式离心泵内存在 2 个龙卷风式分离涡 FSV1 和 FSV2，形成的根本原因：叶片进口冲角过大；主要诱因：弯管诱发的进口畸变流。

（2）进口畸变流实质为弯管进流与消旋板绕流的叠加；主要特征：进流面上存在 2 对反向涡，右侧低压区伴有局部回流。

（3）FSV1 形成机理与 SLSC 类似：进口畸变流局部扰动叶轮进流场，增大冲角，诱发进口边发生流动分离，吸力面的分离涡发生脱落，并在回流作用下向上游不规则运动，演变为连接叶轮上游壁面和叶片吸力面的集中分离涡，形状类似于龙卷风。FSV2 形成过程中增加了 FSV1 扰动、叶片 2 干涉和叶轮旋转这 3 个诱因。

（4）拓宽龙卷风式分离涡的存在范围。只要根本条件得到满足，无论何种叶片式流体机械，在何种工况下，均有可能形成龙卷风式分离涡。

（5）为抑制龙卷风式分离涡的发生，可从减小进口畸变流着手。如：优化弯管型线，避免叶片进口过分前伸、调整消旋板位置等。其中，调节消旋板已在实际中得以应用，连接前后壁面，能有效抑制二次旋涡的出现，改善进流。

参　考　文　献

1　康顺，王仲奇. 拓扑方法在叶栅三元流动分析中的应用（Ⅱ）——表面摩擦力矢量场和截面流线矢量场图画的拓扑分析[J]. 应用数学和力学，1990，11(12)：1049 – 1056.
KANG Shun, WANG Zhongqi. An application of topological method to analyzing the three-dimensional flow in cascades (Ⅱ)—topological analysis on the vector field patterns of skin-frictions and section streamlines[J]. Applied Mathematics and Mechanics, 1990, 11(12): 1049 – 1056. (in Chinese)

2　钟兢军，苏杰，王仲奇. 压气机叶栅壁面拓扑和二次流结构分析[J]. 工程热物理学报，1998，19(1)：40 – 44.
ZHONG Jingjun, SU Jie, WANG Zhongqi. Analysis of topological and secondary flow structure in compressor cascade[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1998, 19(1): 40 – 44. (in Chinese)

3　INOUE M, KUROUMARU M, TANINO T, et al. Comparative studies on short and long length-scale stall cell propagating in an axial compressor rotor[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2000, 123(1): 24 – 30.

4　NIEWOEHNER J, POEHLER T, JESCHKE P, et al. Investigation of nonaxisymmetric endwall contouring and three-dimensional airfoil design in a 1.5 stage axial turbine – part II: experimental validation[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2015, 137(8): 081010.

5　HUNT J C R, WRAY A A, MOIN P. Eddies, streams, and convergence zones in turbulent flows[C]// Studying Turbulence Using Numerical Simulation Databases 2, Proceedings of the Summer Program 1988, 1988: 193 – 208.

6　CHONG M, PERRY A, CANTWELL B. A general classification of three-dimensional flow field[J]. Physics of Fluids A, 1990, 2(5): 765 – 777.

7　JEONG J, HUSSAIN F. On the identification of a vortex[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1995, 285(69): 69 – 94.

8　DEGANI D, SEGINER A, LEVY Y. Graphical visualization of vortical flows by means of helicity[J]. AIAA, 1990, 28(8): 1347 – 1352.

9　FURUKAWA M, INOUE M, SAIKI K, et al. The role of tip leakage vortex breakdown in compressor rotor aerodynamics[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1999, 121(7): 469 – 480.

10　ZABUSKY N J, BORATAV O N, PELZ R B, et al. Emergence of coherent patterns of vortex stretching during reconnection: a scattering paradigm[J]. Physical Review Letters, 1991, 67(18): 2469 – 2472.

11　AND A E P, CHONG M S. A description of eddying motions and flow patterns using critical-point concepts[J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 1987, 19(2): 125 – 155.

12　ESCH B P M V. Performance and radial loading of a mixed-flow pump under non-uniform suction flow[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2009, 131(5): 051101.

13　INOUE M, KUROUMARU M. Physics of tip clearance flow in turbomachinery[C]// Proceedings of ASME FEDSM'02, 2002:

777 – 789.

14 张文耀,蒋凌霜. 基于 HSV 颜色模型的二维流场可视化[J]. 北京理工大学学报,2010,30(3):302 – 306.
ZHANG Wenyao, JIANG Lingshuang. 2D flow field visualization based on HSV color model[J]. Transaction of Beijing Institute of Technology, 2010, 30(3): 302 – 306. (in Chinese)

15 INOUE M, KUROUMARU M, TANINO T, et al. Propagation of multiple short-length-scale stall cells in an axial compressor rotor [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2000, 122(1): 45 – 54.

16 PULLAN G, YOUNG A M, DAY I J, et al. Origins and structure of spike-type rotating stall [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2015, 137(5): 051007.

17 印刚. 基于粒子群优化算法的立式管道泵空化特性研究[D]. 镇江:江苏大学,2014.

18 ENGEDA A, KIM Y, AUNGIER R, et al. The inlet flow structure of a centrifugal compressor stage and its influence on the compressor performance[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2003, 125(5):779 – 785.

19 KIM Y, ENGEDA A, AUNGIER R, et al. The influence of inlet flow distortion on the performance of a centrifugal compressor and the development of an improved inlet using numerical simulations[J]. Proc. IMech E, Part A: Journal of Power & Energy, 2001, 215(3): 323 – 338.

20 VAGNOLI S, VERSTRAETE T. URANS analysis of the effect of realistic inlet distortions on the stall inception of a centrifugal compressor[J]. Computers & Fluids, 2015,116:192 – 204.

21 ARIGA I, KASAI N, MASUDA S, et al. The effect of inlet distortion on the performance characteristics of a centrifugal compressor[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 1983, 105(2): 223 – 230.

22 SAXER-FELICI H M, SAXER A P, INDERBITZIN A, et al. Prediction and measurement of rotating stall cells in an axial compressor[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1999, 121(1): 365 – 375.

23 QI L, ZOU Z, WANG P, et al. Control of secondary flow loss in turbine cascade by streamwise vortex[J]. Computers & Fluids, 2012,54: 45 – 55.

24 赵宇,王国玉,黄彪. 非定常空化流动涡旋特性分析[J]. 排灌机械工程学报,2014,32(8):645 – 651.
ZHAO Yu, WANG Guoyu, HUANG Biao. Vortex dynamic analysis of unsteady cavitating flows around a hydrofoil[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2014, 32(8): 645 – 651. (in Chinese)

25 郎涛,施卫东,陈刻强,等. 不同比转数前伸式双叶片离心泵内部流动规律研究[J]. 农业机械学报,2015,46(12):89 – 95.
Lang Tao, Shi Weidong, Chen Keqiang, et al. Flow field in forward-extended double blades centrifugal pump at different specific speeds[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015,46(12):89 – 95. (in Chinese)

(上接第 48 页)

43 CORWIN D L, LESCH S M, OSTER J D, et al. Short-term sustainability of drainage water reuse: spatio-temporal impacts on soil chemical properties [J]. Journal of Environmental Quality, 2008, 37(Supp.): S – 8 – S – 24.

44 GRATTAN S R, BENES S E, PETERS D W, et al. Feasibility of irrigating pickleweed with hyper-saline drainage water [J]. Journal of Environmental Quality, 2008, 37(Supp.): S – 149 – S – 156.

45 MOSTAFAZADEH-FARD B, MANSOURI H, MOUSAVI S F, et al. Effects of different levels of irrigation water salinity and leaching on yield and yield components of wheat in an arid region[J]. ASCE Journal of Irrigation and Drainage Engineering, 2009,135(1): 32 – 38.

46 SHARMA D P, TYAGI N K. On-farm management of saline drainage water in arid and semi-arid regions[J]. Irrigation and Drainage, 2004,53(1):87 – 103.

47 杨树青,丁雪华,贾锦凤,等. 盐渍化土壤环境下微咸水利用模式探讨[J]. 水利学报,2011,42(4):490 – 498.
YANG Shuqing, DING Xuehua, JIA Jinfeng, et al. Light-saline water use pattern in saline soil environment[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2011,42(4):490 – 498. (in Chinese)

48 马云瑞,张益民,苗济文,等. 宁夏灌溉回归水开发再利用的评价[J]. 自然资源学报, 1997,12(2):133 – 138.
MA Yunrui, ZHANG Yimin, MIAO Jiwen, et al. An appraisal of the development and reuse of the return water of irrigation in Ningxia[J]. Journal of Natural Resources,1997,12(2):133 – 138. (in Chinese)

49 RHOADES J D. Intercepting, isolating and reusing drainage water for irrigation to conserve water and protect water quality[J]. Agricultural Water Management, 1989,16(1 – 2):37 – 52.

50 RHOADES J D, KANDIAH A, MASHALI A M. The use of saline water for crop production[R]. FAO Irrigation and Drainage Paper 48, Rome,1992.

51 AYARS J E, HUTMACHER R B, SCHONEMAN R A, et al. Drip irrigation of cotton with saline drainage water[J]. Soil and Water Div. of ASAE, 1986, 29(6):1668 – 1673.

52 DUDLEY L M, BEN-GAL A, LAZAROVITCH N. Drainage water reuse: biological, physical, and technological considerations for system management[J]. Journal of Environment Quality, 2008, 37(Supp.):S – 25 – S35.