

DOI: 10.3901/JME.2014.16.199

离心泵内空化流动诱导非定常激励特性*

高波 孙鑫恺 杨敏官 张宁

(江苏大学能源与动力工程学院 镇江 212013)

摘要: 空化流动诱导的非定常激励是引起泵振动噪声的主要因素之一,为研究其特性,运用完整空化模型和混合流体两相流模型,对比转数为86的离心泵流道内部空化流动进行非定常数值计算。结果表明,空化的初生位于叶片背面进口边附近,随着进口压力的下降,空泡不断向叶轮出口方向扩散,当空化现象严重时,流道内会出现低速漩涡区;流场中压力脉动频率存在明显离散特性,叶片通过频率下的脉动幅值较大;流场内压力脉动强度大小会随着空化发展程度的强弱相应发生改变,空化越严重,压力脉动越强烈,且叶轮所受径向力合力大小及监测时间内始末两时刻瞬时径向力差异也越大,同时非定常径向力波动幅度也较大;空化的发展还会导致轴向力的大幅增加,对泵运行的稳定性及泵轴的安全性造成影响。

关键词: 离心泵; 空化流动; 非定常激励; 压力脉动; 径向力

中图分类号: TH311

Characteristics of Unsteady Excitation Induced by Cavitating Flow in Centrifugal Pumps

GAO Bo SUN Xinkai YANG Minguan ZHANG Ning

(School of Energy and Power Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013)

Abstract: Unsteady excitation induced by cavitating flow is one of the main factors causing the vibration and noise of the pump. In order to study the characteristics of unsteady excitation, the unsteady numerical simulation of the cavitating flow in the flow-passage of a centrifugal pumps is carried out by using the full cavitation model and the mixed two-phase flow model. Simulation results indicates that the cavitation bubbles generate at the suction side of blades near the leading edge, the region of bubbles extends with the reduction of inlet total pressure. When cavitation becomes serious, low-speed vortex is observed in the flow-passage. The frequency of the pressure fluctuations has the obvious discrete characteristics and the blade passing frequency dominates the pressure fluctuations. Along with the development of cavitation, cavitating flow can induce the increase of pressure fluctuation amplitude in the flow-passage, and there is a corresponding relationship between them. The cavitation can also induce the increase of unsteady radial force fluctuation amplitude and substantial increase of axial force. So cavitation affects operation stability and reliability of pumps.

Key words: centrifugal pump; cavitating flow; unsteady excitation; pressure pulsations; radial force

0 前言

泵叶轮内发生空化时液体中的能量交换受到干扰和破坏,引起泵能量性能改变、振动噪声等问题^[1-5]。研究离心泵内部空化流动对离心泵安全、稳定、高效运行具有重要意义。

目前数值模拟在空化流动的研究中取得了较大的进步,利用模拟可以预测泵流道内部空化发生部位和程度以及对能量性能造成的影响,刘宜等^[1]采用数值计算时预测了离心泵空化特性。目前对于现有的空化流动计算以定常计算为主^[2],将离心泵

内单个叶片或者流道作为研究对象,得到的是空化流场中的静态特征,谭磊等^[3]采用定常手段预测了泵的空化特性。此外离心泵在运转过程中会产生作用于叶轮上的非定常径向力^[4],使轴受交变应力并产生一定的挠度,造成轴因疲劳而断裂及增加机械振动噪声等一系列问题^[5-6],CHUDINA^[5]研究了离心泵空化诱发噪声特性。空化流动的发展会诱发泵内压力场的变化从而在泵体中产生激励作用,最终改变了叶轮所受非定常径向力的特性^[7-8]。对空化流动情况下叶轮受力特性的分析,可以为空化流动诱导泵振动噪声机理研究提供新的参考^[9-10]。

本文以一台单级离心泵为研究对象,采用完整空化模型与混合流体两相流模型相结合,对不同工况下泵内部空化流动进行定常及非定常数值模拟,

* 国家自然科学基金(51106066)和江苏省高校自然科学研究(11KJB470003)资助项目。20130817收到初稿,20140617收到修改稿

预测了不同工况下叶轮流道内空化发生部位和发展程度,同时对蜗壳壁面附近处流场的压力脉动及叶轮受力情况进行监测,获得了泵内空化流动诱导非定常激励特性。

1 数值计算方法

1.1 泵的基本参数

研究用离心泵流量 $Q=30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, 扬程 $H=9.8 \text{ m}$, 额定转速 $n=1450 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$, 比转数 $n_s=86$, 泵的效率 η 约为 80%。闭式叶轮采用圆柱形叶片, 进口直径 $D_1=80 \text{ mm}$, 外径 $D_2=184 \text{ mm}$, 叶片数 $Z=6$, 蜗壳隔舌安放角 $\varphi_0=29^\circ$, 泵出口直径 $D=80 \text{ mm}$ 。根据离心泵各个部件的几何参数, 建立了包括泵的进口段、叶轮及蜗壳内流道的几何模型, 图 1 为离心泵流道的三维造型图。

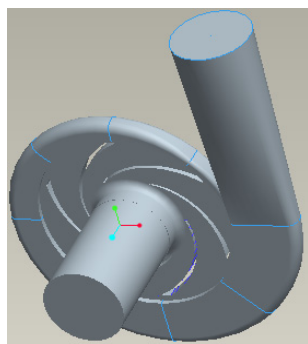


图 1 离心泵流道的三维造型图

1.2 空化湍流基本原理及控制方程

SINGHAL 等^[1]提出的完整空化模型和混合流体两相流模型广泛应用于离心泵内部空化流动的模拟。该模型考虑了空化流动中的相变、空泡动力学、湍流压力脉动和流体中含有的不凝性气体的影响。用两相流混合流体模型, 假定在较小的空间长度尺度范围内, 两相之间耦合强烈同时满足局部平衡条件, 空泡相与液体相达到了动力平衡与扩散平衡, 即可以认为流场内各处空泡相与水流体相的时均速度相等, 具有相同的湍流扩散, 可以把空泡相和液相同作为流体加以研究。因此只需要用同一组动量方程描述, 方程中的物理量为空泡相和液相的体积平均量, 在求解方程时得到的速度场由两相共用。利用完整的空化模型和两相混合流体模型描述离心泵空化流动的连续方程和动量方程如下。

连续性方程分别如下。

混合流体相

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (1)$$

空泡相

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho w) + \nabla \cdot (\rho w \mathbf{v}) = R_e - R_c \quad (2)$$

动量方程

$$\frac{\partial (\rho \mathbf{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \mathbf{v}) = -\nabla p + \frac{1}{3} \nabla [(\mu + \mu_t) \nabla \cdot \mathbf{v}] + \nabla [(\mu + \mu_t) \nabla \cdot \mathbf{v}] + \rho \mathbf{g} \quad (3)$$

式中 ρ ——空泡和液相形成混合流体质量密度;

\mathbf{v} ——混合流体的速度矢量;

w ——空泡相的质量分数;

R_e ——水蒸气生成率;

R_c ——水蒸气凝结率;

p ——静压力;

μ ——分子黏性系数;

μ_t ——湍流黏性系数。

采用标准 $k-\varepsilon$ 模型使空化湍流的控制方程组封闭。模型中的 k 和 ε 方程在形式上与单相流动相同, 但是其中的变量均为混合流体的平均量。根据离心泵的实际运转情况, 计算中的物理参数取水温为 20°C 时的值, 其中水的饱和蒸汽压力 $p_v=2.367 \text{ kPa}$, 水-空泡表面张力 $\sigma=0.0717 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$, 假定水中不凝性气体的质量分数 $w_g=1.5 \times 10^{-5}$ 。

1.3 数值计算方法和边界条件

用 SIMPLE 算法实现速度和压力之间的耦合。利用图 1 所示离心泵的流道三维模型作为数值计算的求解区域。利用 Gambit 软件划分网格, 并用 3 种网格数对数值求解区域的网格无关性进行检验。采用非结构化四面体单元对求解区域进行网格划分, 流道的划分网格数为 1.24×10^6 , 其中叶轮部分网格数为 6.82×10^5 , 对叶片工作面及背面附近流道区域进行了网格的局部加密。

在计算求解区域的进口断面采用绝对速度进口, 进口无预旋, 在计算求解区域的出口断面给定出口绝对静压, 流场中空泡相体积分数的初值均为 0。固体壁面采用无滑移条件, 湍流壁面采用壁面函数法处理。为了提高计算的收敛速度和稳定性, 先进行单相定常流动计算, 之后加载混合两相流模型及完全空化模型, 对三种流量下多个工况点进行定常及非定常空化流动的计算。

2 计算结果及分析

2.1 设计流量下叶轮流道内空化流场分析

首先对定常空化流动计算结果进行分析。选取设计流量下的进口压力逐渐降低的 8 个工况点, 对叶轮流道内空化流场进行分析, 图 2 为叶轮流道内空泡体积分数随有效汽蚀余量(Net positive suction head, NPSH)分布情况。

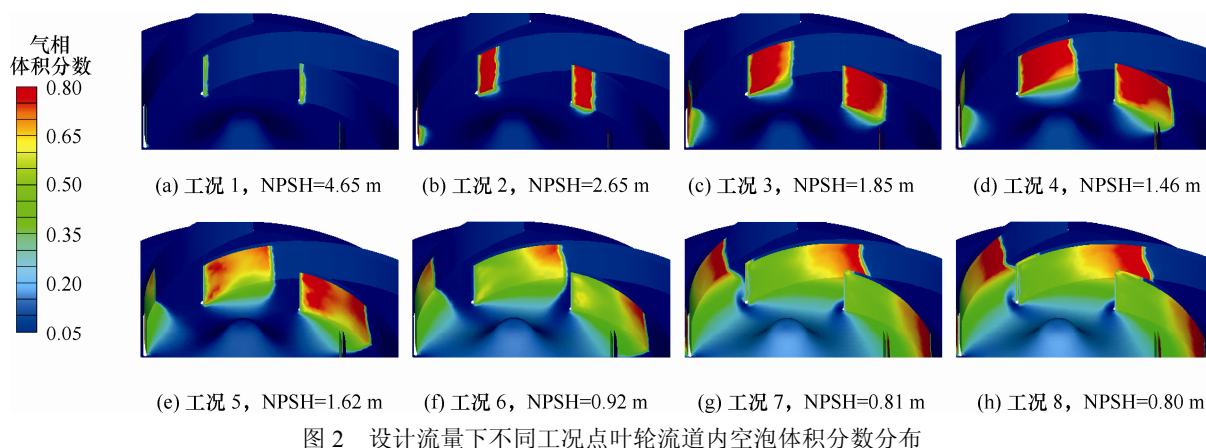


图 2 设计流量下不同工况点叶轮流道内空泡体积分数分布

如图 2a 所示, 空泡最初出现的部位为叶片吸力面进口边位置附近的低压区, 是由于液流内气体析出和液相汽化所致, 此时空泡分布区域及体积分数值均较小。由工况 1 到工况 4, 随着进口压力的降低, 叶片吸力面及叶轮盖板上空泡分布区域明显扩大, 流道中空泡体积分数最大值由 32% 逐渐上升至 98%。工况点 4 之后, 如图 2d~2f 所示, 随着泵进口压力的继续降低, 高体积分数空泡区域缩小并向叶轮流道内部转移, 空泡体积分数最大值反而由 98% 下降至 87.4%。进口压力再下降, 如图 2f~2h 所示, 原有的叶片吸力面前端残留的高体积分数空泡区消失, 大尺度空泡团沿叶片径向方向不断向外移动, 到达工况点 8 时, 叶轮流道内开始出现较大尺度的旋涡, 图 3 显示了此时叶轮流道中间轴截面相对速度分布情况。从图 3 可以看出, 叶轮内相对速度大小由中心开始沿径向方向不断增大, 至叶片吸力面中后部附近到达最大值, 通过对比发现该高速区正好与叶轮流道中的低压区以及高体积分数空泡区相对应, 这是由于空泡堵塞流道使过流面积减小从而导致该区域流速的增大。紧接着高速区后的是一个存在大尺度旋涡的低压区, 其原因如下: 高体积分数空泡区流体流速较大, 空泡区过后过流面积突然增大, 流速明显下降, 同时该区域存在较大逆压梯度, 靠近叶片背面的边界层易产生分离, 出现脱流形成旋涡, 同时叶片工作面附近压力大于叶片背面附近压力, 因此旋涡区会稳定在该区域。旋涡的产生对流场内的流动状况及泵的性能造成严重影响, 此时扬程 H 下降了 20% 以上。

根据上述分析, 发现工况 4 时为叶轮流道中空泡分布情况的一种临界状态, 泵进口压力高于工况 4 的情况下, 空泡会附着叶片总长前 $1/3$ 的区域内且不断聚集, 含气率到达一个极大值。工况点 4 以后, 高体积分数空泡区域缩小并开始转移, 叶片背面上空化状况反而有所减弱, 直至到工况点 7 时空

化发展程度又开始增强。通过计算发现, 本文所研究泵在工况点 4 时, 扬程 H 下降 3%, 正好处在通常所定义的临界汽蚀点, 即汽蚀余量临界点。

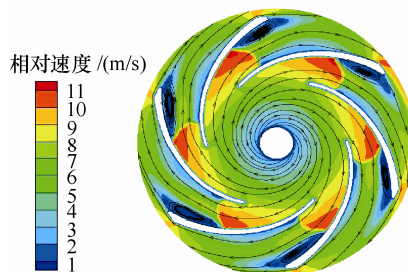


图 3 叶轮中间轴截面相对速度分布

2.2 泵内部空化流场压力脉动特征分析

离心泵运转过程中, 由于蜗壳流道的非对称性及叶片转动相位的差异, 泵内静压分布呈周期性变化, 产生水力激励诱导泵的振动噪声。空化流动时由于空泡在叶轮流道内的运动, 发展与溃灭, 流场内情况相对单项流动时要复杂得多。为了得到空化流动时离心泵内压力场的变化规律, 在蜗壳第 I~VIII 断面壁面附近依次选取 8 个监测点, 监测点 $P_1 \sim P_8$ 分布如图 4 所示, 选取离心泵在设计流量下进口压力不断下降的多个工况点进行非定常空化流动的计算, 将所记录的泵的一个运转周期内 8 个测点处的流场压力脉动信息进行处理, 用压力脉动方均根值 p_{RMS} 来更直观地表示各点处压力脉动的强度大小

$$p_{\text{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N p_i^2}$$

式中 p_i ——瞬时静压大小;

$N=180$ 。

计算中时间步长选取叶轮每旋转 2° 所用时间, 各监测点处压力脉动情况随 NPSH 变化情况如图 5 所示, 图 5 中上方曲线为设计流量下的泵汽蚀性能曲线。

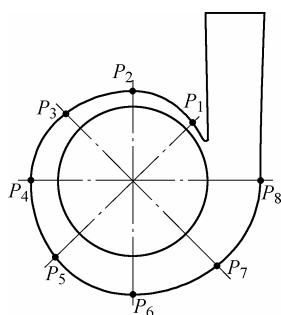


图 4 测点分布

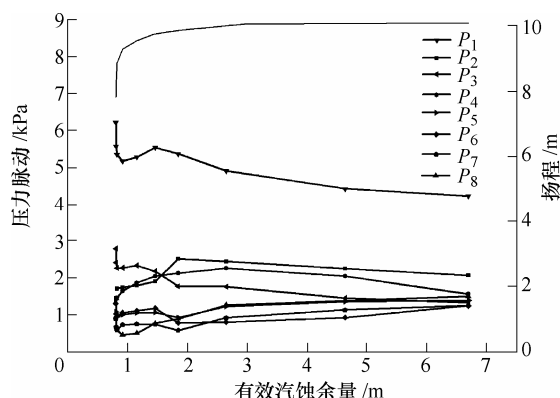


图 5 各测点处压力脉动随 NPSH 变化情况

由于叶轮与蜗壳隔舌的动静干涉作用导致隔舌附近压力场波动较剧烈,从图 5 中可以看出 P_1 处的压力脉动强度明显高于其余测点处的脉动强度, p_{RMS} 为其余测点处的 2 倍甚至以上,因此 P_1 处的压力脉动产生的水力激励对泵体振动噪声产生的影响相对其他点处的要大得多,下面着重对 P_1 处压力脉动情况进行分析。

NPSH 下降初期,流道内空泡初生,扬程 H 几乎不变, P_1 处 p_{RMS} 缓慢上升。NPSH 继续下降,扬程 H 逐渐开始降低,当 H 下降 3% 左右时,到达 NPSH 临界点时, p_{RMS} 恰好到达一个极大值。NPSH 接着下降时, p_{RMS} 开始下降,当 H 相对开始时下降了 11.3% 时, p_{RMS} 到达一个极小值,此后 NPSH 微小的下降引起扬程的急剧下降以及 p_{RMS} 的急剧上升。将不同工况下 P_1 处域内的压力脉动通过快速傅里叶变换(Fast Fourier transform, FFT)变换为频域内的压力信号,图 6 表示了不同工况时各个频率下压力脉动幅值大小。叶轮的转速为 1450 r/min,故叶片通过频率(简称叶频)为 145 Hz,在流场压力脉动中,叶轮叶片对流体影响频率应为叶频及其谐波,因此从图 6 中可以看出,在不同工况时均是叶频下的脉动幅值较大,其次为叶频的二次谐波。在进口压力不断下降的过程中, P_1 处叶频下的压力脉动幅值的变化规律与 P_1 处 p_{RMS} 变化规律相似,均是在 NPSH 临界点处到达一个极大值,再经历极小值,最后又开始逐渐增加,这就证明了叶片通过频

率为流场压力脉动中的主要影响频率。

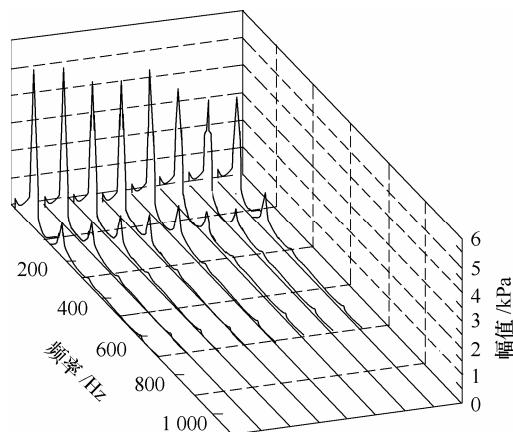


图 6 不同工况下点 1 处压力脉动频域图

监测点 1、3、5、6、7 处的压力脉动随 NPSH 的变化情况虽然各有不同,但它们具有三个相似的特征,下面列出特征并对其可能存在的原因进行分析。

(1) 在 NPSH 临界点附近时, p_{RMS} 到达一极大值(P_3 相对其他监测点略有延迟)。此时对应图 3d 所示空化流场,空泡堆积在叶片吸力面上叶片总长前 1/3 区域内,空泡体积分数也到达一个极大值,空泡在该区域内的生长、溃灭及运动会对空泡本身所处叶片流道以及相邻叶片流道中的流动状况造成严重影响(这里将整个叶轮流道视为由 6 个独立的叶片流道组成),因此流道内的压力脉动强度会到达一个极大值。

(2) p_{RMS} 到达极大值后,开始逐渐下降到达一个极小值。该过程正好对应如图 3d~3f 的过程,叶片吸力面前端的高分数空泡区逐渐消失,流道内含气率下降,高分数空泡区开始向流道内部转移,空化程度有所减弱,对流动影响减小,压力脉动强度下降。

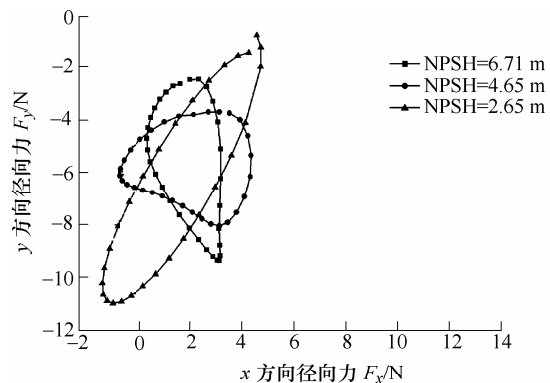
(3) p_{RMS} 极小值之后, NPSH 再下降,扬程 H 急剧下降同时 p_{RMS} 急剧上升。对应于图 3f~3h,流道内含气率逐渐回升,高分数空泡区延伸至叶轮流道中后段,流道内开始出现旋涡,对流动稳定性造成严重影响,压力脉动强度急剧上升。

其余监测点处情况: P_2 处 p_{RMS} 随 NPSH 下降不断下降,监测点 P_4 及 P_8 处 p_{RMS} 在 NPSH 临界点后随着泵进口压力的下降不断下降,当泵内空化发展严重产生旋涡时, p_{RMS} 开始回升。

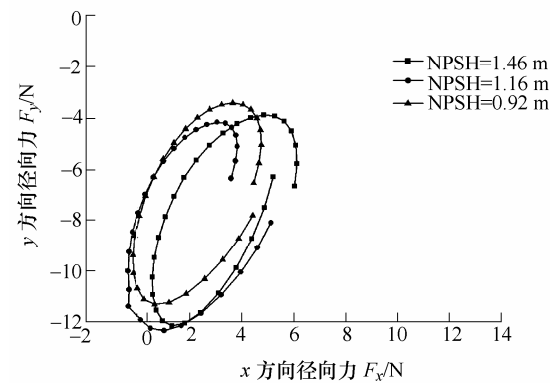
2.3 空化流场中非定常激励特性分析

螺旋形蜗壳离心泵,由于蜗壳流道的非对称性,在运转中会产生作用在叶轮上的径向力,由于泵在运行过程中叶轮叶片位置相对蜗壳不断变化导致流道内压力场的改变,使得叶轮所受径向力大小

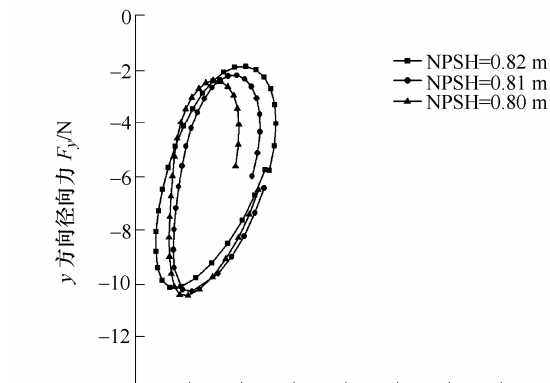
和方向都会随时间发生改变，而空化流动时又会在泵体中诱发新的激励特性。单项流动时这种变化是周期性的，周期为叶片旋转周期。因此对设计流量下的多个工况点在一个叶片旋转周期内叶轮所受径向力进行监测，结果如图 7 所示。图 7 中 F_x 正方向表示由叶轮中心指向蜗壳第Ⅷ断面方向， F_y 正方向表示由叶轮中心指向蜗壳第Ⅱ断面方向。在每个工况下叶片旋转周期内记录了 30 组径向力，并用一条曲线将这些点首尾相连。



(a) NPSH=6.71 m, 4.65 m, 2.65 m



(b) NPSH=1.46 m, 1.16 m, 0.92 m



(c) NPSH=0.82 m, 0.81 m, 0.80 m

图 7 设计流量下不同工况点时叶轮所受径向力

从图 7 中可以看出，径向力轨迹近似椭圆，若将叶轮在监测时间内所受的非定常的径向力看作一定常的径向力合力，即可用从原点起至径向力轨迹质量中心的矢量 \mathbf{F} 来表示，如图 8 所示。此外还对叶轮所受轴向力进行监测，将所得到的径向及轴向力数据进行处理，得到表 1。

表 1 径向力变化特性

工况点	NPSH/m	x 方向 径向力	y 方向 径向力	径向力 合力	夹角	轴向力
		F_{xRMS}/N	F_{yRMS}/N	F/N	$\theta/(^\circ)$	F_z/N
1	6.70	1.076	2.385	5.81	70	167
2	4.65	1.690	1.403	6.10	69	268
3	2.65	2.093	3.508	6.42	75	365
4	1.46	1.945	2.871	8.37	69	423
5	1.16	1.703	2.911	8.67	76	441
6	0.92	1.780	2.790	7.64	73	452
7	0.82	1.589	2.90	6.50	64	456
8	0.81	1.203	2.684	6.86	65	456
9	0.80	1.006	2.864	6.90	68	456

表 1 中 F_{xRMS} 及 F_{yRMS} 分别表示径向力在 x 、 y 轴方向上波动方均根值， F 表示 \mathbf{F} 的大小， θ 表示 \mathbf{F} 与 x 轴夹角。叶片旋转周期内，不同工况下监测所得的叶轮所受轴向力波动幅度均小于 2%，与径向力的波动幅度相比可忽略不计，因此可近似认为轴向力不随时间变化，用监测周期内轴向力的平均值 F_z 表示轴向力大小。

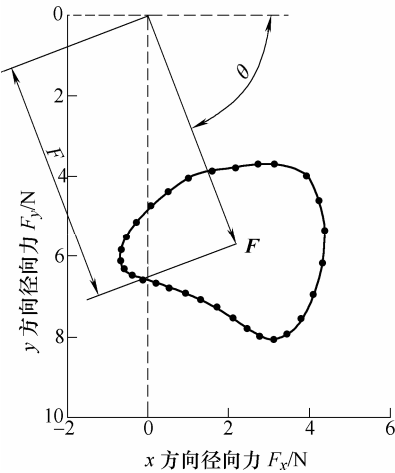


图 8 径向力合力示意图

下面根据图 7 并结合表 1 对空化流场中叶轮受力特点进行分析。随着 NPSH 的下降，可以发现径向力轨迹线的形状及位置都会发生改变，但由 θ 可知 \mathbf{F} 均指向蜗壳第Ⅵ至第Ⅶ断面之间。由工况 1 至工况 3，非定常径向力在 x 方向及 y 方向上的波动幅度均增大。工况 3 后， F 显著增加，工况 5 时 (NPSH=1.16 m) F 达到最大值。通过图 7b 发现此时径向力轨迹并非一个近似闭合的椭圆，轨迹起点和

终点间存在较大的间距,也就是说叶片旋转周期开始和结束的两个时刻径向力差异较大,这正是空化流动导致的结果。空化流动时,空泡在某一个叶片流道中的形成堵塞了部分流道,导致相邻叶片流道中流速增加,进口处冲角减小,伴随着空化程度的增强,会加剧这种变化,空化程度减弱时则相反;空泡在流道中沿叶片表面法线方向移动时,也会对相邻叶片流道内流速及进口处冲角产生影响。流速及冲角的变化又引起该流道内空泡发展情况及运动趋势的变化,这种相邻叶片流道间的互相影响会不断传递下去。此外,流道中还伴随空泡的随机生成及溃灭,因此空化流动对流场造成一系列复杂的影响,破坏了原本单相流动情况下流场变化的周期性,从而破坏了径向力变化的周期性。工况 4、5 处于 NPSH 临界点附近。NPSH 继续下降,工况 7 时径向力轨迹又趋于闭合, F 下降,工况 7 处于 p_{RMS} 达极小值时的工况附近。NPSH 再下降时,始末两时刻瞬时径向力差距及 F 又开始逐渐变大。

轴向力方面,在泵进口压力下降过程中, F_z 不断增加,当 NPSH 下降到 0.92 时,压力再下降 F_z 几乎不变。整个过程中, F_z 增加了 1.7 倍。无空化流动时,由水力因素产生的轴向力主要包括盖板力 T_1 及动反力 T_2 ,而 T_2 相对 T_1 要小得多,可以忽略。空化流动时,由于空泡在前盖板附近的分布区域及体积分数值明显大于空泡在后盖板附近的分布情况,这样一来前后盖板间流道中产生压差,而且泵进口压力越小压差越大,由该压差导致的叶轮轴向力方向与 T_1 同向,最终导致 F_z 的不断f增加。

空化流动诱导的非定常激励特性的变化导致泵轴受力及振动特性的改变,同时伴随轴向力的大幅增加,对泵运行的稳定性及泵轴的安全性造成了影响。

3 结论

(1) 空化的初生位于叶片背面进口边附近处,随着进口压力的降低,空泡在叶片总长前 1/3 区域内不断聚集,临界汽蚀点时流道内含气率达到极大值,此后高分空泡区缩小并向叶轮流道内部转移,空化程度有所减弱。当这种转移过程结束后空化又开始稳定发展,空泡分布区域及体积分数值不断变大,流道内开始出现低速漩涡区,泵能量性能急剧下降。

(2) 流场内压力脉动强度与空化流动的发展间存在紧密关联。总体上看,压力脉动方均根值 p_{RMS} 在临界汽蚀点附近到达一个极大值,之后随着

流道内空化程度的减弱 p_{RMS} 会下降至一个极小值,当空化流场中空泡分布区域及体积分数值再次变大时, p_{RMS} 急剧增加。

(3) 空化流动的发展,引起压力场的变化,而导致叶轮所受径向力的变化。临界汽蚀点附近时,叶轮所受径向力合力大小及非定常径向力波动幅度较大,监测时间内始末两时刻瞬时径向力差异也较大,原本单相流动时叶轮所受径向力的周期性被破坏。与此同时,空化流动的发展还会引起叶轮所受轴向力大幅增加。因此,空化流动对泵运行的稳定性,泵轴的安全性以及机械振动噪声方面造成影响。

(4) 由于非定常空化流动计算对计算机要求较高,计算时间长,因此本文中分析多数针对叶轮或叶片旋转的单个周期内流场内的变化情况;此外今后仍需要开展空化诱导非定常激励特性的试验工作。

参 考 文 献

- [1] 刘宜,赵希枫.离心泵空蚀湍流的非定常数值模拟[J].兰州理工大学学报,2008,34(3):44-47.
LIU Yi, ZHAO Xifeng. Unsteady numerical simulation of cavitating turbulent flow in centrifugal pumps[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2008, 34(3): 44-47.
- [2] TAN C Z. An experimental study of cavitation detection in a centrifugal pump using envelope analysis[J]. Journal of System Design and Dynamics, 2008, 2(1): 274-285.
- [3] 谭磊,曹树良,桂绍波,等.带有前置导叶离心空化性能的试验及数值模拟[J].机械工程学报,2010,46(18):177-182.
TAN Lei, CAO Shuliang, GUI Shaobo, et al. Experiment and numerical simulation of cavitation performance for centrifugal pump with inlet guide vane[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(18): 177-182.
- [4] FUKAYA M. Prediction of cavitation intensity and erosion area in centrifugal pump by using cavitating flow simulation with bubble flow model[J]. Journal of Fluid Science and Technology, 2010, 5(2): 305-316.
- [5] CHUDINA M. Detection of cavitation in situ operation of kinetic pumps: Effect of cavitation on the characteristic discrete frequency component[J]. Applied Acoustics, 2009, 70: 1175-1182.
- [6] OCOUTIER D. Experimental and numerical studies in a centrifugal pump with two-dimensional curved blades in cavitating condition[J]. ASME Journal of Fluids

- Engineering, 2003, 125: 970-978.
- [7] RIVHARD B M. Performance analysis of cavitating flow in centrifugal pumps using multiphase CFD[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2002, 124: 377-383.
- [8] LEE D I. Erosion-corrosion damages of water pump impeller[J]. International Journal of Automotive Technology, 2009, 10(5): 629-634.
- [9] MAJIDI K. Numerical study of unsteady flow in a centrifugal pump[J]. ASME Journal of Turbo-machinery, 2005, 127: 363-371.
- [10] BACHART R. Unsteady cavitation at the tongue of the volute of a centrifugal[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2010, 132: 617-624.
- [11] SINGHAL A K, ATHAVALE M M, LI H Y, et al. Mathematical basis and validation of the full cavitation model[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2002, 124: 617-624.
-
- 作者简介: 高波(通信作者), 男, 1983 年出生, 副教授。主要研究方向为流体机械内部多相流动。
E-mail: gaobo@ujs.edu.cn
- 孙鑫恺, 男, 1987 年出生。主要研究方向为流体机械内部多相流动。
E-mail: sxksun23@126.com