

DOI:10.13476/j.cnki.nsbdkq.2022.0078

施伟,李加旭,李松柏,等.贯流泵导叶应力应变及振动特性数值模拟[J].南水北调与水利科技(中英文),2022,20(4):765-772. SHI W, LI J X, LI S B, et al. Numerical simulation on stress and vibration of guide vane in tubular pump[J]. South-to-North Water Transfers and Water Science & Technology, 2022, 20(4): 765-772. (in Chinese)

# 贯流泵导叶应力应变及振动特性数值模拟

施伟<sup>1</sup>, 李加旭<sup>2</sup>, 李松柏<sup>1</sup>, 孙涛<sup>1</sup>, 范雪梅<sup>1</sup>, 成立<sup>2</sup>, 罗灿<sup>2</sup>

(1. 南水北调东线江苏水源有限责任公司, 南京 210029; 2. 扬州大学水利科学与工程学院, 江苏 扬州 225009)

**摘要:**为了获取贯流泵固定导叶的应力应变和振动特性,基于单向流固耦合法,开展多流量工况下后置灯泡贯流泵固定导叶应力应变和湿模态分析。结果表明:随着流量的增加,导叶片表面最大等效应力和应变整体趋于减小;小流量和设计流量工况下,导叶片表面的等效应力和应变分布相似;大流量工况下,等效应力沿水泵导叶根部分布,占整个吸力面达90%,较大的应变则出现在导叶片外缘的中上部,变形区域约占整个导叶的60%;导叶固有频率与流量工况关联性不大,其值随着模态振型的阶数增加而增加,共振风险分析中可以忽略流量因素的影响。研究成果对贯流泵固定导叶优化及运行稳定性的提高有一定借鉴意义。

**关键词:**贯流泵;单向流固耦合;数值模拟;应力应变;模态分析

中图分类号:TV131.4 文献标志码:A 开放科学(资源服务)标志码(OSID):



泵是一种能够将机械能转化为液体动能并实现定向输送液体的装置,在诸多领域得到了广泛应用<sup>[1]</sup>。其中,贯流泵由于其效率高,水力性能好,结构紧凑等优点,广泛应用于低扬程泵站中<sup>[2]</sup>。相比于轴流泵以及混流泵机组,在相同的开挖条件下,贯流泵机组可以减小厂房开挖量以及混凝土的使用量,降低泵站的总体造价<sup>[3-4]</sup>。同时因其机组为卧式布置,流动条件好,水力损失小,相比立式机组,贯流泵厂房结构简单且不用采用复杂的多层结构,降低了整体造价,被广泛应用于平原地区调水工程。

近年来,国内外诸多学者<sup>[5-7]</sup>对贯流泵内部流动进行了研究。随着计算机技术的发展,计算流体力学(computational fluid dynamics, CFD)与计算固体力学(computational solid mechanics, CSM)结合的流固耦合计算方式具有耗时短、成本低且易于获得流场中的流动数据与固体数据等优点,较多运用于计算流体机械内部的流体与固体的相互作用。王新

等<sup>[8]</sup>通过在有限元框架内建立泵站非定常湍流和结构相互作用的流固耦合模型,对大型泵站单流道进行流固耦合振动分析,预测出各个部位的振动响应;吴新等<sup>[9]</sup>应用 Ansys WorkBench 软件,采用单向流固耦合的方法,模拟了不同工况下高扬程后置灯泡式贯流泵叶轮部分的应力应变情况;张新等<sup>[10]</sup>对某卧式双向全调节轴流泵在正向抽水工况下不同叶片转角的叶轮强度进行了单向流固耦合计算,得到了叶轮应力最大值和集中分布位置与扬程变化的关系;胡文竹<sup>[11]</sup>为了提高斜轴伸贯流泵装置的水力运行稳定性,研究了其不同流量下叶轮叶片的流固耦合动力学特性;梁武科等<sup>[12]</sup>对两种混流式水轮机展开顺序流固耦合分析,证明了转轮在小流量工况下的应力应变较小,而在设计工况以及大流量工况下的转轮应力应变较大。目前国内采用单向流固耦合的方法对卧式贯流泵分析的文献较少,且研究对象主要集中在泵的转轮叶片,对后置导叶的流固耦合

收稿日期:2021-09-07 修回日期:2022-01-07 网络出版时间:2022-01-17

网络出版地址:https://kns.cnki.net/kcms/detail/13.1430.TV.20220117.1611.004.html

基金项目:国家自然科学基金项目(51779214);江苏省南水北调科技研发项目(SSY-JS-2020-F-43、SSY-JS-2020-F-45);江苏省水利科技项目(2020030)

作者简介:施伟(1980—),男,江苏盐城人,正高级工程师,博士,主要从事水利工程建设与管理研究。E-mail:nsbdsw@126.com

通信作者:成立(1975—),男,江苏盐城人,教授,博士,主要从事泵站工程研究。E-mail:chengli@yzu.edu.cn

分析较少。鉴于此,利用 CFD 商业软件 CFX 与 CSM 商业软件 Static Structural 结合的方法,对国内某卧式灯泡贯流泵在不同流量工况下的固定导叶进行单向流固耦合计算,分析导叶片表面等效应力分布和应变情况随流量的变化结果,计算贯流泵导叶片的湿模态特性,研究不同流量工况对导叶片的固有频率和振型的影响,为优化设计贯流泵导叶以及提高贯流泵运行稳定性提供参考依据。

## 1 数学模型

### 1.1 流场计算模型

一般认为流体在泵站和泵装置内的流动为三维不可压缩黏性湍流,故采用三维定常不可压缩雷诺时均 N-S 方程和  $\kappa$ - $\epsilon$  湍流模型对其内部的三维紊流场进行 CFD 数值模拟<sup>[13-14]</sup>。控制方程中的连续性方程为

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

动量方程为

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = f_i + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \nu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (2)$$

式中: $i, j = 1, 2, 3$ ;  $u_i$  为速度矢量, m/s;  $p$  为压强, Pa;  $\rho$  为流体密度, kg/m<sup>3</sup>;  $\nu$  为运动黏度, m<sup>2</sup>/s;  $f_i$  为流体的体积力, N。

### 1.2 结构应力与模态分析计算模型

静力结构分析,主要考虑固体结构在静力荷载作用下的响应,重点关注的是结构的约束反力和应力、应变等参数。基于有限元的线性结构动力平衡方程为

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = F_t \quad (3)$$

式中: $M$  为质量矩阵; $C$  为阻尼矩阵; $K$  为刚度矩阵; $\ddot{u}$ 、 $\dot{u}$ 、 $u$  分别为等效节点的加速度(m/s<sup>2</sup>)、速度(m/s)和位移(m); $F_t$  为结构应力引起的等效节点荷载向量, N。

模态分析基于牛顿第二定律。忽略阻尼系数后,当结构体外部激励为 0 时,其结构体的模态振动方程为

$$M\ddot{u} + Ku = F_t \quad (4)$$

方程的形式解为

$$u = \phi \exp i \omega t \quad (5)$$

式中: $\phi$  为系数矩阵; $i$  为虚部单位; $\omega$  为常数; $t$  为自变量。

联立式(3)和式(4)得到自由模态的特征方程为

$$K\phi = \lambda M\phi \quad (6)$$

式中: $\lambda = \omega^2$ 。假设结构体的自由度为  $n$ ,  $\lambda$  为结构体的某个特征值,则  $\omega$  为结构体该阶的固有频率。

### 1.3 流固耦合求解方法

流固耦合将计算流体力学(CFD)与计算固体力学(CSM)结合,计算固体在流体作用下的应力应变及流体在固体变形影响下的流场的改变<sup>[15]</sup>。采用单向流固耦合方法开展研究,暂不考虑固体变形对流体的影响<sup>[16-17]</sup>。

## 2 流场数值模拟

### 2.1 物理模型

针对卧式灯泡贯流泵站,建立包括进水流道、叶轮体、导叶体和出水流道在内的过流部件模型。模型的几何参数:叶轮直径 3 350 mm,叶片数 3,叶片安装角 0°,导叶体的叶片数 7。基本性能参数:设计流量为 37.5 m<sup>3</sup>/s,转速为 115.4 r/min。流体区域模型及其网格见图 1。采用 mesh 软件对该模型的流体区域进行网格划分,由于流道结构较为复杂,流体计算区域均采用非结构化网格,并对叶轮和导叶部分进行了局部网格加密。加密后的流体区域网格单元总数为 6 537 251 个,其中叶轮部分计算网格数量为 38 万个,导叶部分网格数量为 85.5 万个。

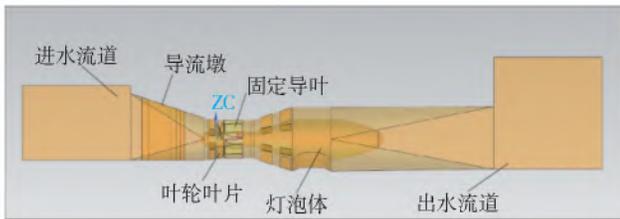


图 1 卧式灯泡贯流泵三维模型及其网格

Fig. 1 3-D model of horizontal bulb tubular pump and mesh of fluid domain

### 2.2 边界条件与瞬态计算设置

分别对流体域和固体域进行边界条件设置。流体域部分:进水流道入口设为质量流量进口,设置出水流道的出口断面处为自由出流的边界条件,所有

壁面采用绝热无滑移边界,流体介质为水,各个不同流域之间采用交界面进行连接。采用  $k$ - $\epsilon$  湍流模型及 SIMPLEC 算法。在流体区域计算完毕后,将计算结果导入商业软件 Static Structural 中,并将叶轮

和导叶材料均设置为结构钢<sup>[11]</sup>。

为了分析不同工况贯流泵内部的湍流流态对导叶叶片的影响,需要对 5 种不同流量工况下的贯流泵流场进行瞬态计算。这 5 种工况分别为  $0.6Q_d$ 、 $0.8Q_d$ 、 $1.0Q_d$ 、 $1.2Q_d$ 、 $1.4Q_d$ ,其中  $Q_d$  为设计流量。设置计算总时间为  $5.19931\text{ s}$ (叶轮旋转 10 周),时间步长为  $8.6655 \times 10^{-3}\text{ s}$ (叶轮旋转  $6^\circ$ )。基于收敛后的瞬态数值模拟结果,进行单向流固耦合计算。

### 3 结果分析

#### 3.1 水泵性能试验结果与数值模拟结果

原型泵的性能试验结果与数值模拟结果见图 2,通过对比发现二者性能曲线变化趋势完全一致,且最高效率点基本吻合,误差小于 5%,这说明数值模拟结果是可靠的。

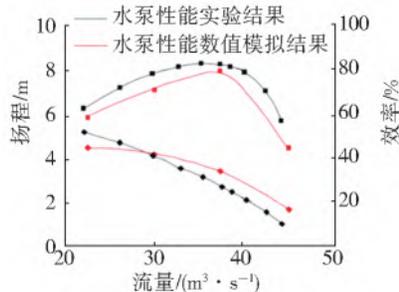


图 2 水泵性能实验结果与数值模拟结果  
Fig. 2 Pump performance experimental results and numerical simulation results

#### 3.2 最大应力应变数值分析

基于 Static Structural 模块,得到单向流固耦合条件下不同工况导叶的最大等效应力和最大应变量见图 3。导叶上最大的等效应力值出现在  $0.8Q_d$  工况附近,约为  $30.371\text{ MPa}$ ,小于所选材料的极限抗拉强度,满足强度要求。

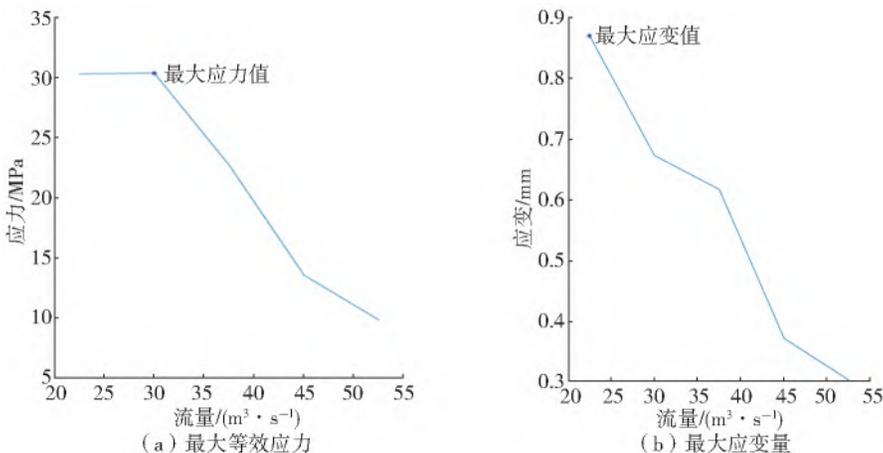


图 3 最大等效应力和最大应变量随流量变化  
Fig. 3 Maximum equivalent stress and maximum strain changing with flow rate

#### 3.2.1 等效应力分析

导叶在  $0.6Q_d$ (小流量)工况下、 $1.0Q_d$ (设计流

量)工况下以及  $1.4Q_d$ (大流量)工况下的等效应力分布见图 4。

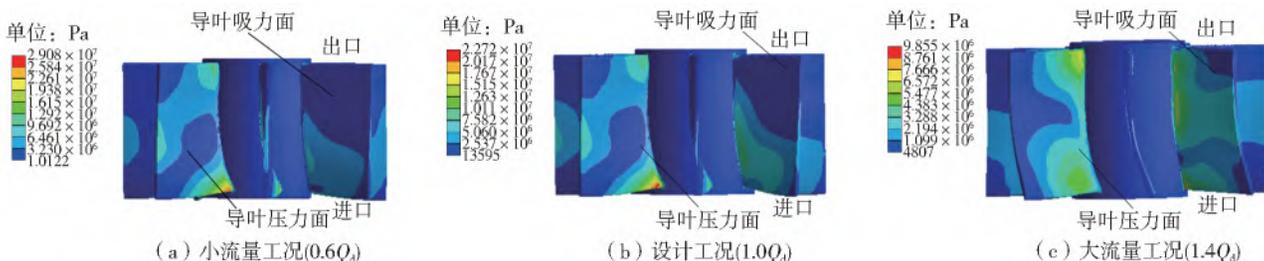


图 4 3 种流量工况下等效应力分布

Fig. 4 Contour of equivalent stress under three conditions

由图 4(a)可以看出,在小流量工况( $0.6Q_d$ )下,导叶叶片压力面等效应力发生在导叶片根部进出水侧以及导叶片外缘中部,其较大的等效应力主要发生在导叶进口根部,约占压力面的 20%,而在导叶叶片的吸力面,小流量工况下流体产生的等效应力面主要集中在导叶中下部分,面积约为整个吸力面

的 40%,但应力数值较小,相对较大的等效应力发生在导叶中下处根部。根据图 3 可知,在该工况下的导叶叶片所受到的最大等效应力,为 5 种工况下的最大值。由于流量较小,导叶片对流体的整流效果较好,水流在导叶流道的后半段几乎完全沿着导叶片流动,不再对导叶片有较大的冲击,所以导叶片表

面的后半段没有出现大范围的等效应力集中区。

图 4(b) 显示,在设计工况下,导叶叶片上的等效应力分布和小流量工况下的没有明显区别:均是在导叶叶片压力面根部的进出水侧以及外缘的中段出现等效应力集中区;在叶片吸力面中下部分出现大范围等效应力的集中,面积略有扩大,且较大的等效应力仍发生在导叶中下处根部。相对小流量工况,设计工况下的最大等效应力数值有所降低,这是因为设计工况下导叶流道内的流态理应是 5 种工况下最好的。

图 4(c) 显示,在大流量工况( $1.4Q_d$ )下,导叶上的等效应力数值及分布较之前 2 个工况有了较大的变化:从数值上看, $1.4Q_d$  流量下的最大等效应力及应变数值是 5 种工况中最小的,仅为 9.855 MPa 和 0.302 mm;从等效应力分布上看,其在导叶压力面上的分布不再是相对独立的应力集中区,而是沿着整个导叶片根部区域分布,且较大的等效应力同时出现在压力面进出口根部处,分布范围约占整个压力面的 60%;在导叶片的吸力面,等效应力集中区扩散至整个叶片吸力面 90% 的区域,较大的等效应力同样集中在导叶片根部位置。从云图分析来看,虽然在大流量偏工况运行下,水流对导叶片造成的应力数值相比其余工况更小,其水流

流态更不容易被导叶调整,因此形成了沿着导叶根部贯穿整个导叶并从导叶出口延伸至轮毂上的应力集中区,说明此时导叶的整流作用相对较小且效果最差。

### 3.2.2 导叶表面截线上压力分布

为了更直观地分析导叶压力面上的等效应力分布和变化情况,采用截线分析的方法,从导叶进口到出口方向上,分别在导叶  $0.9R$ (外截线)和  $0.1R$ (内截线)( $R$  为轮毂至导叶外缘长度)处投影截线<sup>[18]</sup>(图 5),并将同一截线上 3 种工况下的等效应力数值绘制在图上,见图 6。

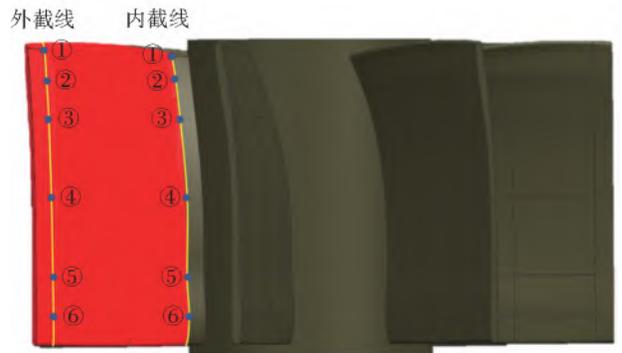
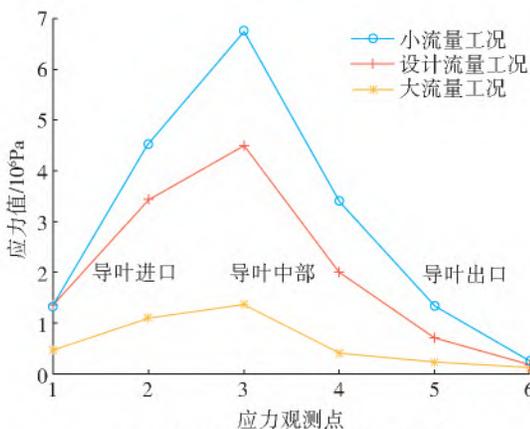
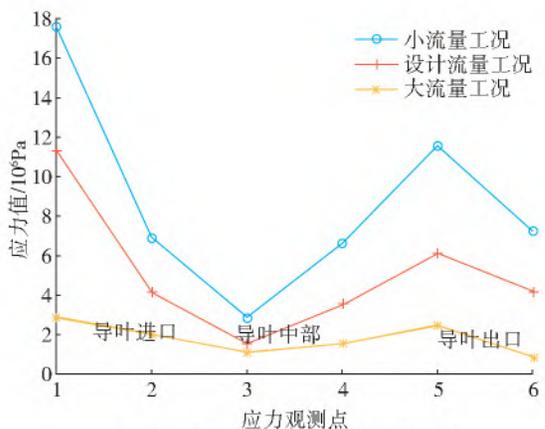


图 5 内外截线及其应力观测点

Fig. 5 Schematic diagram of internal and external sections and stress observation points



(a) 外截线上 3 种工况等效应力分布



(b) 内截线上 3 种工况等效应力分布

图 6 两条截线上不同工况应力分布

Fig. 6 Stress distribution maps of different working conditions on two sections

通过图 6(a) 可以看出,3 种工况下的等效应力数值在导叶距离轮毂  $0.9R$  处,即导叶外缘处沿着水流方向先上升后下降,最大值点均出现在导叶顺水流方向的中间部位。小流量工况下的整体等效应力数值要大于另外两种工况,同时在顺水流方向上的数值变化程度也最剧烈;设计流量和大流量工况下的等效应力数值分布趋势基本与小流量工况保持一致,但是大流量工况下的应力变化程度相对另外

两种工况较为平缓。

图 6(b) 显示,在导叶距轮毂  $0.1R$  处的等效应力数值在顺水流方向上呈现先下降后上升再下降的趋势,最小值点均出现在导叶片沿着水流方向的中间部位。整体等效应力的数值依旧是在大流量工况下最小,且变化程度最缓。

截线压力数值分布与图 4 分析结果吻合良好。综上所述,导叶进出水侧与轮毂的连接处以及导叶外缘中部

等效应力较为集中,易发生疲劳破坏,需重点关注。

### 3.2.3 总体应变分析

导叶在  $0.6Q_d$  (小流量工况)、 $1.0Q_d$  (设计流量

工况)以及  $1.4Q_d$  (大流量工况)下的应变分布云图见图 7。

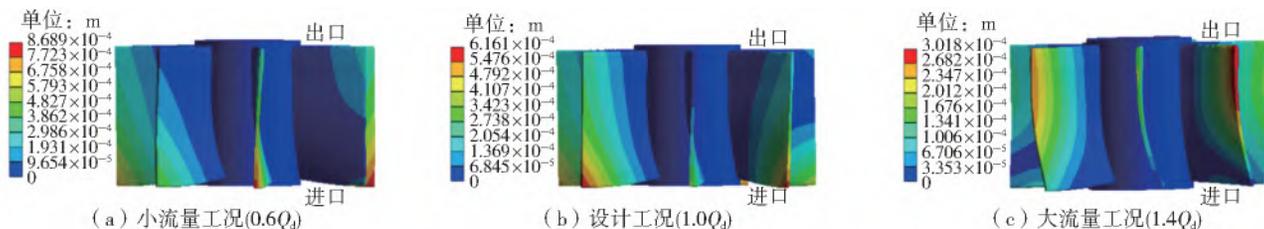


图 7 不同工况下导叶片应变云图

Fig. 7 Strain contour of guide vane under different conditions

小流量工况 ( $0.6Q_d$ ) 和设计工况 ( $1.0Q_d$ ) 下,导叶片较大的应变主要集中在导叶片外缘进口位置,导叶片根部并无明显应变出现,且最大应变数值在小流量工况时最大,达到了  $0.869\text{ mm}$ ,整体应变区域占导叶面积的  $40\%$  以上;大流量工况下的导叶片的较大应变集中区域相比其余工况有了明显变化,出现在了导叶片外缘出口位置,且最大应变数值最小,整体变形区域约占叶片面积的  $60\%$ 。

导叶片应变云图的展示了随着流量的增大,流

体使导叶产生的应变减小,但是最大应变位置上移,同时,不同流量工况下的导叶片应变区域总是集中在叶片的外缘,叶片根部并无明显应变产生。这一点对研究水泵导叶的优化设计有一定参考意义。

### 3.2.4 湿模态分析

使用 WorkBench 研究不同流量工况对导叶片的固有频率和振型的影响,对该模型导叶片施加流体应力的前 10 阶湿模态进行计算<sup>[19-20]</sup>。小流量工况、设计工况、大流量工况下,导叶前 10 阶湿模态对应的固有频率数值见表 1 和图 8。

表 1 3 种工况下导叶前 10 阶湿模态对应的固有频率

Tab. 1 First ten steps results of wet modal under three working conditions

单位: Hz

阶数	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
小流量	61.349	61.372	61.393	61.417	67.419	61.448	61.448	89.354	89.361	89.363
设计流量	59.070	59.090	59.107	59.321	59.329	59.379	59.401	84.806	85.349	85.361
大流量	61.335	61.352	61.371	61.380	61.386	61.396	61.411	89.297	89.333	89.340

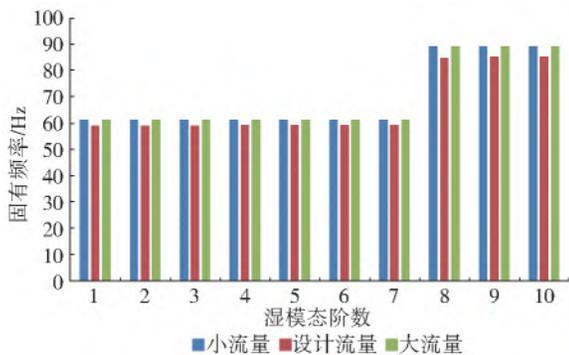


图 8 不同工况下湿模态前 10 阶固有频率

Fig. 8 First ten steps natural frequencies of wet mode under different working conditions

从表 1 和图 8 可知:随着计算阶数的增加,在第 7 阶振型之前,导叶片在 3 种工况下的固有频率稳定增加,但是其变化幅度不大;从第 7 阶振型之后,导叶固有频率陡然增大。由于导叶片本身处于相对较差的流态(图 9)中,所以其自第 1 阶模态开始,固有频率就较大,变形也较为严重。前 7 阶的固有频率在同阶模态下均略有增大(约为  $3.5\%$ ),而在第 7

阶之后,同阶模态下的非设计工况固有频率比设计工况下的固有频率增大了约  $5\%$ 。这说明非设计流量工况对于导叶片的固有频率影响有限,可以认为不同的流量对于导叶片的频率影响较小,在后续进行共振风险分析时可以忽略不计。

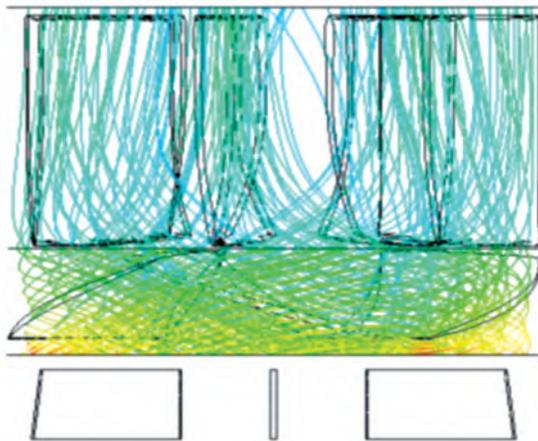


图 9 叶轮导叶部分的流线

Fig. 9 Flow chart of impeller guide vane

图 10 为设计流量下导叶湿模态第 2、4、6、8、10 阶的振型,从图中可以明显看出各阶模态下的导叶片变形区别:在第 2 阶、第 4 阶、第 6 阶中的变形集

中在导叶片外缘的中上部,在导叶外缘出口处最大,而在第 8 阶振型以后,导叶的振动变形主要集中在导叶片外缘的中下部。

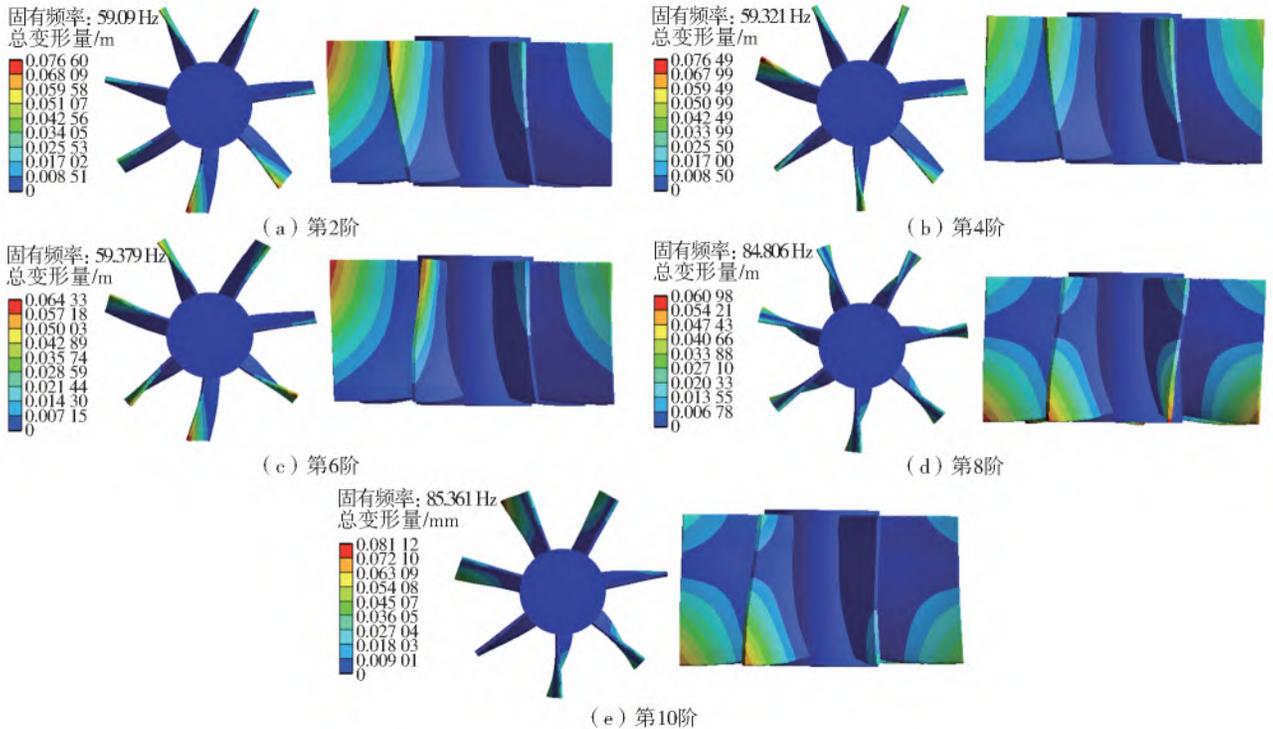


图 10 设计流量下的导叶振型

Fig. 10 Vibration mode of guide vane under design flow

## 4 结 论

本文采用单向流固耦合方法开展了贯流泵导叶应力应变及振动特性的数值模拟研究,主要结论如下:

随着流量的增加,导叶表面等效应力与应变均趋于减小。

在设计流量和小流量工况下,导叶压力面的等效应力分布区域基本一致,位于导叶进、出口的根部和外缘中部,其大小约占导叶的 40%,大流量工况则与之差异较大,由导叶进、出口根部向中部延伸,其大小约占导叶的 90%。建议设计贯流泵导叶时应重点关注导叶根部的等效应力。

在不同流量工况下,导叶叶片间的应变分布差异明显,各叶片的大应变区主要集中在导叶外缘,导叶根部无明显应变。建议设计贯流泵导叶时应重点关注导叶外缘的应变变化。

通过分析导叶前 10 阶湿模态计算结果发现,导叶各阶振动频率与流量因素相关度不高,导叶振动频率的值会随着阶数增加而增加,但增幅不大,因此共振风险分析可以忽略流量变化对其振动频率的影响。

## 参考文献(References):

- [1] 李忠. 轴流泵内部流场数值模拟及实验研究[D]. 镇江:江苏大学,2007. (LI Z. Numerical simulation and experimental study of the internal flow in axial-flow pump[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2007. (in Chinese)) DOI:10.7666/d.y1079249.
- [2] 戴勇,唐开胜. 特低扬程竖井贯流泵装置水力特性实验探讨[J]. 黑龙江水利科技,2021,49(3):66-69. (DAI Y, TANG K S. Experimental study on hydraulic characteristics of ultra low head vertical crosswise pump unit[J]. Heilongjiang Science and Technology of Water Conservancy, 2021, 49(3): 66-69. (in Chinese)) DOI: 10.14122/j.cnki.hskj.2021.03.020.
- [3] 许雪梅,陆银军,彭兆刚,等. 大中型卧式机组泵房特点及选择探讨[J]. 江苏水利,2016(5):20-24. (XU X M, LU Y J, PENG Z G, et al. Discussion on the characteristics and selection of large and medium-sized horizontal pump units[J]. Jiangsu Water Resources, 2016(5): 20-24. (in Chinese)) DOI:10.16310/j.cnki.jssl.2016.05.005.
- [4] 武蒙,曹亮,李媛,等. 马圩二号排涝站设计方案比选[J]. 水利技术监督,2020(1):273-275. (WU M, CAO L, LI Y, et al. Comparison and selection of schemes of

- Maxu No. 2 drainage station[J]. Technical Supervision in Water Resources, 2020(1): 273-275. (in Chinese)) DOI:CNKI;SUN;SLJD. 0. 2020-01-074.
- [5] 曲圣年,焦柯. 用固体力学通用程序计算某些流体力学问题[J]. 水动力学研究与进展(A辑), 1992(1): 110-117. (QU S N, JIAO K. Used the general program of solid mechanics to calculate some fluid mechanics problems[J]. Journal of Hydrodynamics (A), 1992(1): 110-117. (in Chinese))
- [6] 李军鹏,杨志斌,秦强. 超音速三角翼多场耦合分析研究[J]. 科学技术与工程, 2016, 16(32): 139-142. (LI J P, YANG Z B, QIN Q. Research of multi field coupling analysis for a supersonic delta wing[J]. Science Technology and Engineering, 2016, 16(32): 139-142. (in Chinese)) DOI: 10. 3969/j. issn. 1671-1815. 2016. 32. 022.
- [7] 史广泰,姚显彤,王闪,等. 考虑介质黏性影响的多相混输泵叶片应力应变分析[J]. 排灌机械工程学报, 2020, 38(10): 991-996. (SHI G T, YAO X T, WANG S, et al. Analysis of stress and strain of multiphase pump blade considering medium viscosity [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2020, 38(10): 991-996. (in Chinese)) DOI: 10. 3969/j. issn. 1674-8530. 19. 0183.
- [8] 王新,魏述和. 大型泵站的流固耦合振动分析[J]. 人民长江, 2009, 40(22): 56-59. (WANG X, WEI S H. Fluid-solid coupling vibration analysis of large pumping stations[J]. Yangtze River, 2009, 40(22): 56-59. (in Chinese)) DOI: 10. 16232/j. cnki. 1001-4179. 2009. 22. 024.
- [9] 吴新,黄乾. 高扬程贯流泵湍流流动及流固耦合数值模拟[J]. 人民黄河, 2019, 41(5): 157-160. (WU X, HUANG Q. Numerical simulation of turbulent flow and fluid solid coupling in high lift tubular pump[J]. Yellow River, 2019, 41(5): 157-160. (in Chinese)) DOI:CNKI;SUN;RMHH. 0. 2019-05-035.
- [10] 张新,郑源,毛秀丽,等. 基于流固耦合的轴流泵叶轮强度分析[J]. 水电能源科学, 2014, 32(7): 137-139, 150. (ZHANG X, ZHENG Y, MAO X L, et al. Strength analysis of axial flow pump impeller based on fluid solid coupling[J]. Water Resources and Power, 2014, 32(7): 137-139, 150. (in Chinese)) DOI: CNKI;SUN;SDNY. 0. 2014-07-034.
- [11] 胡文竹. 斜轴伸贯流泵装置内流特性及流固耦合动力学分析[D]. 扬州:扬州大学, 2021. (HU W Z. Analysis of internal flow characteristics and structure dynamics of slanted axial pump device[D]. Yangzhou: Yangzhou University, 2021. (in Chinese)) DOI: 10. 27441/d. cnki. gyzdu. 2021. 000461.
- [12] 梁武科,黄汉维,吴子娟,等. 混流式水轮机上冠空腔结构内部流场及单向流固耦合分析[J]. 水利学报, 2020, 51(11): 1383-1392, 1400. (LIANG W K, HUANG H W, WU Z J, et al. Numerical simulation of fluid-solid coupling of a Francis turbine with an upper crown cavity[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2020, 51(11): 1383-1392, 1400. (in Chinese)) DOI: 10. 13243/j. cnki. slxb. 20200211.
- [13] ZHAO C, LI Y, SANG Y. Using trajectory attractor to construct trajectory statistical solution for the 3D incompressible micropolar flows[J]. Journal of Applied Mathematics and Mechanics, 2020, 100(4): e201800197. DOI: 10. 1002/zamm. 201800197.
- [14] 罗灿,雷帅浩,袁尧,等. 小型闸站式侧向泵站进水流态数值模拟研究[J]. 排灌机械工程学报, 2021, 39(8): 797-803. (LUO C, LEI S H, YUAN Y, et al. Numerical simulation research on inlet flow pattern of small sluice station lateral pumping station[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering (JDIME), 2021, 39(8): 797-803. (in Chinese)) DOI: 10. 3969/j. issn. 1674-8530. 21. 0010.
- [15] GIGANTE G, VERGARA C. On the stability of a loosely-coupled scheme based on a Robin interface condition for fluid-structure interaction[J]. Computers & Mathematics with Applications, 2021, 96(6): 109-119. DOI: 10. 1016/j. camwa. 2021. 05. 012.
- [16] LI L, JIAO H Y, DU X L, et al. Fully fluid-solid coupling dynamic model for seismic response of underground structures in saturated soils[J]. Earthquake Engineering and Engineering Vibration, 2020, 19(2): 257-268. DOI: 10. 1007/s11803-020-0560-3.
- [17] 张福星,郑源,魏佳芳,等. 基于流固耦合的贯流式水轮机应力分析[J]. 水力发电学报, 2014, 33(3): 267-273. (ZHANG F X, ZHENG Y, WEI J F, et al. Stress analysis of tubular turbine based on fluid-structure coupling[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2014, 33(3): 267-273. (in Chinese)) DOI: 10. 4028/www. scientific. net/AMM. 190-191. 1261.
- [18] 孟凡,李彦军,邵勇,等. 流固耦合作用对双向流道泵装置流场影响[J]. 中国农村水利水电, 2017(1): 175-179. (MENG F, LI Y J, SHAO Y, et al. Numerical calculation of effect of fluid-structure interaction on flow field in pumping stations with two-way passages [J]. China Rural Water and Hydropower, 2017(1): 175-179. (in Chinese)) DOI: CNKI;SUN;ZNSD. 0. 2017-01-045.
- [19] 刘迎圆,宫建国,徐颖,等. 流固耦合作用下空间导叶式离心泵叶轮湿模态分析[J]. 流体机械, 2020, 48(7): 50-56, 65. (LIU Y Y, GONG J G, XU Y, et al. Wet model analysis of the impeller of an centrifugal

pump with a space diffuser considering fluid-solid coupling[J]. *Fluid Machinery*, 2020, 48(7): 50-56, 65. (in Chinese) DOI:CNKI;SUN;LTJX. 0. 2020-07-010.

[20] 张新,郑源,钱钧,等. 基于流固耦合的卧式轴流泵叶轮模态分析[J]. *水电能源科学*, 2015, 33(7): 164-

167. (ZHANG X,ZHENG Y,FU J et al. Model analysis of horizontal-axial-flow pump impeller based on fluid solid coupling[J]. *Water Resources and Power*, 2015, 33(7): 164-167. (in Chinese)) DOI: CNKI; SUN;SDNY. 0. 2015-07-041.

### Numerical simulation on stress and vibration of guide vane in tubular pump

SHI Wei<sup>1</sup>, LI Jiayu<sup>2</sup>, LI Songbai<sup>1</sup>, SUN Tao<sup>1</sup>, FAN Xuemei<sup>1</sup>, CHENG Li<sup>2</sup>, LUO Can<sup>2</sup>

(1. *The Eastern Route of South-to-North Water Diversion Project Jiangsu Water Source Co., Ltd., Nanjing 210029, China;*  
2. *College of Hydraulic Science and Engineering, Yangzhou University, Yangzhou 225009, China*)

**Abstract:** A pump is a device that can convert mechanical energy into liquid kinetic energy and achieve directional liquid transportation, and has been widely used in many fields. The tubular pump is widely used in low-lift pumping stations due to its high efficiency, good hydraulic performance, and compact structure. Compared with the axial flow pump and the mixed flow pump unit, under the same excavation conditions, the tubular pump unit can reduce the amount of plant excavation and the amount of concrete used, which greatly reduces the overall cost of the pumping station. Because the unit is horizontally arranged, the flow conditions are good, and the hydraulic loss is small. Compared with the vertical unit, the tubular pump plant has a simple structure and does not need to use a complex multi-layer structure, which reduces the overall cost. It is widely used in plain areas. In recent years, many scholars at home and abroad have conducted researches on the internal flow of tubular pumps. With the development of computer technology, the computational fluid dynamics (CFD) and computational solid mechanics (CSM) combined fluid-solid coupling calculation method has the advantages of short time-consuming, low cost, and easy access to flow data and solid data in the flow field. It is mostly used to calculate the interaction between fluid and solid inside fluid machinery.

To obtain the stress, strain, and vibration characteristics of the fixed guide vane of the tubular pump, based on the unidirectional fluid-structure coupling method, the stress, strain, and wet modal analysis of the fixed guide vane of the rear bulb tubular pump under multi-flow conditions were carried out.

The results show that with the increase in flow, the maximum equivalent stress and strain on the surface of the guide vane tend to decrease as a whole. The distribution of equivalent stress and strain on the surface of the guide vane is similar under low flow and design flow conditions. Under large flow conditions, the equivalent stress is distributed along the root of the guide vane of the water pump, accounting for 90% of the entire suction surface, and the larger strain appears in the middle and upper part of the outer edge of the guide vane, and the deformation area accounts for about 60% of the entire guide vane. The natural frequency of the guide vane has little relevance to the flow conditions, and its value increases with the increase of the order of the mode shape. The influence of flow factors can be ignored in the resonance risk analysis.

(1) As the flow rate increases, the equivalent stress and strain on the surface of the guide vane tend to decrease. (2) The equivalent stress distribution area of the pressure surface of the guide vane under the design flow and the small flow condition is the same. It is located at the root and the middle of the outer edge of the inlet and outlet of the guide vane. Its size accounts for about 40% of the guide vane. The situation is quite different, from the inlet and outlet roots of the guide vane to the middle, and its size accounts for about 90% of the guide vane. It is recommended to pay attention to the equivalent stress at the root of the guide vane when designing the guide vane of the tubular pump. (3) Under different flow conditions, the strain distribution between the guide vanes is significantly different. The large strain area of each blade is mainly concentrated on the outer edge of the guide vane, and there is no obvious strain at the root of the guide vane. It is suggested that when designing the guide vane of the tubular pump, the strain change of the outer edge of the guide vane should be paid attention. (4) By analyzing the calculation results of the first ten wet modes of the guide vane, it is found that the vibration frequency of each order of the guide vane is not highly correlated with the flow factor. The value of the vibration frequency of the guide vane will increase with the increase of the order, but the increase is not large. Therefore, the resonance risk analysis can ignore the influence of flow changes on its vibration frequency.

**Key words:** tubular pump; one-way fluid-solid coupling; numerical simulation; stress-strain; modal analysis