

文章编号: 1672-3317(2023)03-0082-08

# 不同导叶张数对双向竖井贯流泵装置影响的受力分析

林鹏程<sup>1</sup>, 柏周<sup>2</sup>, 汤方平<sup>1\*</sup>, 张焯栋<sup>3</sup>, 郑彬<sup>3</sup>, 汪勇<sup>4</sup>

(1.扬州大学水利科学与工程学院, 江苏扬州 225000; 2.江苏省沭阳县水利局, 江苏宿迁 223600;  
3.浙江省钱塘江流域中心, 杭州 310020; 4.浙江水利水电建设控股发展公司, 杭州 310020)

**摘要:**【目的】研究竖井贯流泵装置在不同导叶片数影响下的受力情况。【方法】本文采用CFD方法,以某工程双向竖井贯流泵装置为研究对象,利用TurboGrid和Icem进行网格划分,基于RNG  $k-\varepsilon$ 湍流模型,对4、5、6、8片导叶片数的双向泵装置在-2°安装角度下分别取0.85 $Q$ 、 $Q$ 、1.15 $Q$ 的流量工况进行数值计算和试验研究。【结果】正反向运行情况下,导叶片数为4、5、6、8片的情况下泵装置轴向受力平均值接近,当导叶片数与叶片数成倍数关系时,轴向力脉动峰值显著增大,影响装置安全运行;叶轮径向受力均较小,可以忽略对工程的影响。将导叶片数设置为偶数时,可降低导叶受到的径向合力。【结论】在实际设计生产过程中,应当避免使导叶片数与叶片数成倍数关系。

**关键词:** 导叶片数; 受力分析; 双向竖井贯流泵装置; 数值模拟; 模型试验

中图分类号: TH312

文献标志码: A

doi: 10.13522/j.cnki.ggps.2021445

OSID:



林鹏程, 柏周, 汤方平, 等. 不同导叶张数对双向竖井贯流泵装置影响的受力分析[J]. 灌溉排水学报, 2023, 42(3): 82-89.

LIN Pengcheng, BAI Zhou, TANG Fangping, et al. The Influence of Guide Vanes on Force Imposed to Bidirectional Shaft Tubular Pump[J]. Journal of Irrigation and Drainage, 2023, 42(3): 82-89.

## 0 引言

【研究意义】近年来,由于跨流域调水和农业灌溉等方面的需求<sup>[1-2]</sup>,国内建成了大批的双向竖井贯流泵站,这种泵站同多数水力机械一样为可逆机械,可正反向运行。但在运行过程中,泵站经常受到产生振动等一些<sup>[3]</sup>问题,其中受力不稳定是造成泵装置破坏的直接原因<sup>[4]</sup>。因此有必要对不同导叶片数泵装置叶轮和导叶所受到的轴向力、径向力和扭矩进行研究。

国内外学者持续开展了对双向贯流泵受力情况的相关研究。【研究进展】郭楚等<sup>[5]</sup>通过改变导叶片数和导叶位置来研究其对低扬程轴流泵水力性能的影响。吴晨晖等<sup>[6]</sup>采用CFX软件研究轴伸贯流泵压力脉动的变化情况发现导叶相对距离对幅值影响较大。李琪飞等<sup>[7]</sup>运用CFD数值模拟方法探究导叶水力矩特性及其与内流流态的关联,其还以某抽水蓄能电站水泵水轮机模型为研究对象,研究了水轮机运行时转轮所受轴向力的变化情况,同时基于SST  $k-\varepsilon$ 湍

流模型进行非定常数值模拟和分析以研究水泵水轮机在水泵工况运行时的转轮受力情况<sup>[8]</sup>。孙壮壮等<sup>[9]</sup>采用ANSYS CFX软件对轴流泵内部不同流量工况下叶轮径向力的分布情况进行研究,结果表明径向力的分布均呈现一定的周期性且在小流量情况下径向力波动最不稳定。杨帆等<sup>[10]</sup>基于RNG  $k-\varepsilon$ 湍流模型S型贯流泵水力模型非定常水动力特性,结果表明叶轮轴向力的变幅小于径向力的变幅,在小流量工况下径向力变幅最大。江伟等<sup>[11]</sup>基于SST模型研究了离心泵涡轮进口对叶轮径向力影响。肖若富等<sup>[12]</sup>通过对单、双蜗壳式双吸泵进行数值模拟和模型试验提出3种改进方案减小叶轮径向力。综上,对水泵不同工况下所受力的研究已有很多,但是对于导叶片数对贯流泵的轴向力的影响的研究尚不多见。【切入点】本文通过对不同导叶片数下的泵装置进行数值模拟,研究不同导叶叶片数对泵装置叶轮和导叶受力情况分析,研究成果将对工程建设有一定的参考意义。

【拟解决的关键问题】本文探究导叶片数对双向贯流泵装置的轴向受力情况的影响,并分析不同导叶片数对泵装置径向受力的影响。采用小流量(0.85 $Q$ )、设计流量( $Q$ )和大流量(1.15 $Q$ )3种工况下进行非定常数值计算,通过数值模拟计算,分析叶片数在全程流量工况下对泵装置的受力影响。

收稿日期: 2022-08-03

基金项目: 国家自然科学基金项目(51376155); 江苏省自然科学基金项目(BK20190914); 江苏省高校自然科学基金项目(19KJB570002); 扬州市自然科学基金项目(YZ2018103); 江苏省水利科技项目(2017031); 江苏省高校优势学科建设项目(PAPD)

作者简介: 林鹏程(1998-),男,硕士研究生,主要从事轴流泵研究。

E-mail: 649315792@qq.com

通信作者: 汤方平(1964-),男,教授,主要从事轴流泵研究。

E-mail: tangfp@yzu.edu.cn

## 1 数值模拟

### 1.1 计算模型

双向竖井贯流泵装置包括竖井流道、叶轮、导叶、导水锥和直管流道，模型如图 1 所示。其中叶轮的直径  $D=300$  mm，叶顶间隙  $d=0.2$  mm，叶轮叶片数 (ZR) 4 片，导叶片数 ( $Z_s$ ) 采用 4 个方案，分别为 4、5、6、8 片，模型正向转速为 1 196 r/min，反向转速为 1 303 r/min。

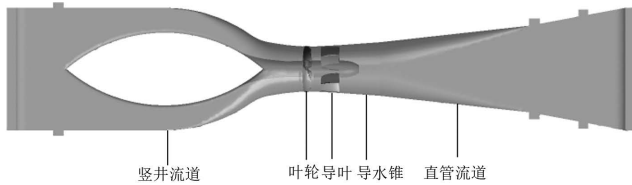


图 1 泵装置计算模型

Fig.1 Calculation model diagram of pump device

### 1.2 数值计算与网格划分

由于计算精度受网格质量的影响较大，本文的叶轮室以及导叶体采用 ANSYS Turbo Grid 软件进行网格划分，网格为结构化网格，如图 2 所示，其中图 2 (a) 为叶轮网格，图 2 (b) 为  $Z_s=5$  时导叶体网格。其余部件采用 mesh 绘制非结构化网格，并保证网格质量在 0.3 以上，分别如图 2 (c) 和图 2 (d) 所示。边界层附近的流动计算利用近壁面 Blasius 公式来处理：

$$y = 6y^+ \left( \frac{L_{ref}}{2} \right)^{0.125} \left( \frac{\rho V_{ref}}{\mu} \right)^{-0.875}, \quad (1)$$

式中： $y$  为固体壁面外第一层网格的厚度 (m)； $y^+$  为无量纲参数； $L_{ref}$  为参考长度 (m)； $V_{ref}$  为参考速度 (m/s)； $\rho$  为液体的密度 ( $\text{kg/m}^3$ )； $\mu$  为液体的动力黏度 (Pa/s)

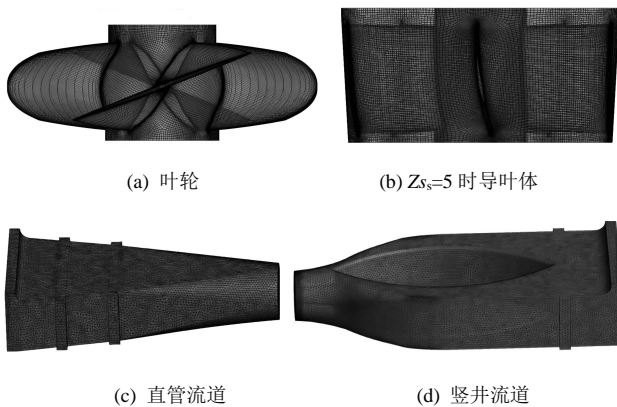


图 2 泵装置各部位网格示意图

Fig.2 Grid diagram of each part of pump unit

现对网格进行无关性分析。以全装置网格数 330 万作为初始模型，通过增加网格的数量进行网格无关性分析。由于导叶叶片数不同时，导叶的网格数也会有所差异，保持导叶网格数在 120 万个左右。如图 3

所示，当装置总网格数在 580 万个以上时，泵装置效率上下浮动不超过 1%，可以认为满足计算精度的要求，因此以网格总数 629 万为计算模型，详细数据如表 1 所示。

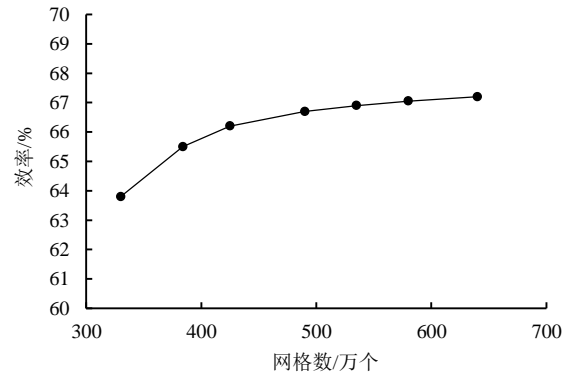


图 3 网格无关性分析

Fig.3 Grid independence analysis

表 1 泵装置各部分节点数与网格数示意图

Table 1 Number of nodes and grids in each part of pump unit

部分	直管流道	导水锥	叶轮	导叶	竖井流道	总数
节点数/万个	37	5	182	127	23	374
网格数/万个	192	28	173	118	117	628

### 1.3 计算设置及边界条件设置

本文在三维网格上通过数值计算求解时间平均的雷诺方程及 RNG  $k-\epsilon$  紊流模型来得到泵装置的水力性能及内部流场。最大迭代步数为 2 000 步，收敛精度为  $1.0 \times 10^{-5}$ 。对于边界条件，进口条件采用压力进口，取  $1.0 \times 10^6$  Pa；出口条件采用恒定质量流量出口，壁面边界条件采用无滑移边界条件 (即  $u=v=w=0$ )。进水流道与叶轮进口、叶轮出口断面和导叶进口断面之间的动静交界面采用“Stage”技术来处理。导叶与导水锥之间的静静交界面采用设置为 None。

### 1.4 非定常计算设置

对双向竖井贯流泵装置正反向在小流量 ( $0.85Q$ )、设计流量 ( $Q$ ) 和大流量 ( $1.15Q$ ) 3 种工况下进行非定常数值计算。计算设置中，进口条件采用压力进口，取  $1.0 \times 10^6$  Pa；出口条件采用质量出口，给定出口边界上的质量流量；在固体边壁处采用无滑移边界条件 (即  $u=v=w=0$ )。进水流道与叶轮进口、叶轮出口与导叶进口之间的动静交界面采用瞬态冻结转子 (Transient Rotor Stator) 技术来处理。导叶与导水锥等之间的静静交界面采用设置为 none。设置单步步长为叶轮旋转 1 所需要的时间，每个时间步长内最大迭代步数设置为 20 步，单步收敛精度为  $1 \times 10^{-5}$ 。叶轮旋转一周有 360°，共有 8 个周期，正向所需要的总时间为 0.401 34 s，反向所需要的总时间为 0.368 38 s。非定常计算模型采用 sst 模型，以定常结果作为初始条件进行非定常计算。

## 2 材料与方法

### 2.1 试验模型简介

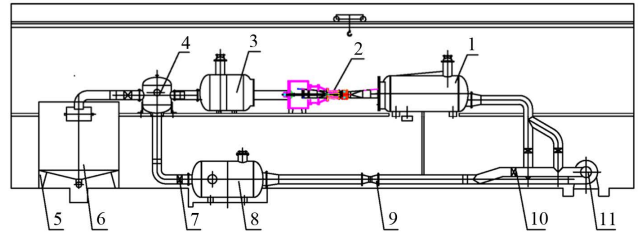
根据数值模拟结果,利用钢板将进出水流道加工成型,导叶采用实验室配套导叶。泵装置模型试验及压力脉动试验在扬州大学测试中心的高精度水力机械试验台上进行。该试验台示意图见图4。

### 2.2 数值模拟的可靠性分析

为了验证泵装置数值模拟是否可靠,采用5片和6片导叶,将泵装置在叶片角度为0°时进行模型试验,并将试验结果与数值计算结果对比,如图5所示。

由图5可知,当流量小于设计流量的情况下,数值模拟的效率略低于试验结果,在大流量的工况下,

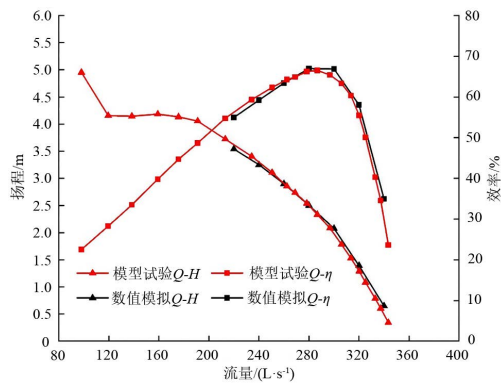
数值模拟结果与试验结果贴合较好。二者最大差异不超过3%,整体结果吻合较好,说明数值分析结果可以较好反应内部流场情况。



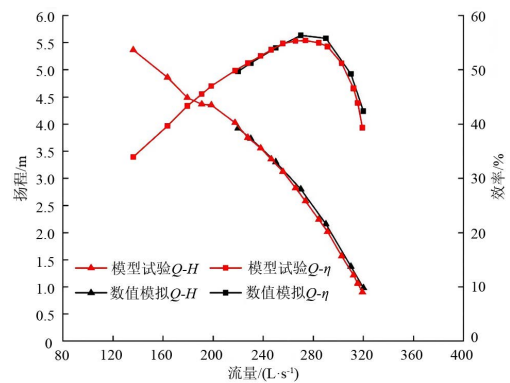
注 1.进水箱; 2.受试泵装置及驱动电机; 3.压力出水箱; 4.分叉水箱; 5.称质量传感器; 6.原位标定装置; 7.调节阀门; 8.稳压整流筒; 9.电磁流量计; 10.控制阀门; 11.辅助泵机组。

图4 试验台示意图

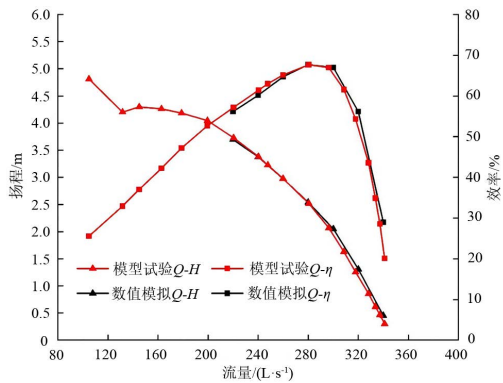
Fig.4 Test bench diagram



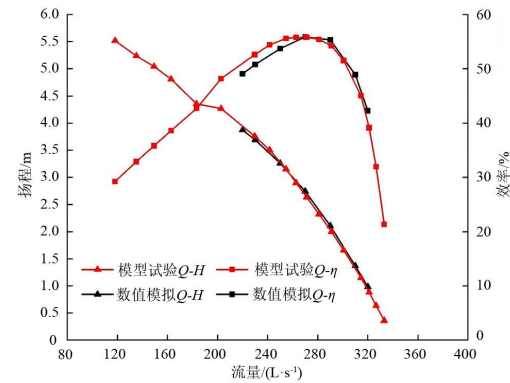
(a) 正向  $Z_s=6$



(b) 反向  $Z_s=6$



(c) 正向  $Z_s=5$



(d) 反向  $Z_s=5$

图5  $Z_s=6$  与  $Z_s=5$  时模型试验与数值模拟对比

Fig.5 Comparison chart of model test and numerical simulation ( $Z_s=6, Z_s=5$ )

## 3 结果与分析

### 3.1 不同导叶片数正向运行时泵装置叶轮受力分析

首先定义空间固定坐标系 O-XYZ, 其中 Z 轴与叶轮轴线一致, 方向以水流方向为正, 如图6所示。

在不同工况下不同导叶片数叶轮所受到的轴向力  $F_z$  和径向合力  $F_r$  如表2所示 ( $F_z$  为叶轮旋转1周内轴向力的平均值;  $F_r$  为叶轮旋转1周内径向合力的平均值。方向以正向水流方向为正。)

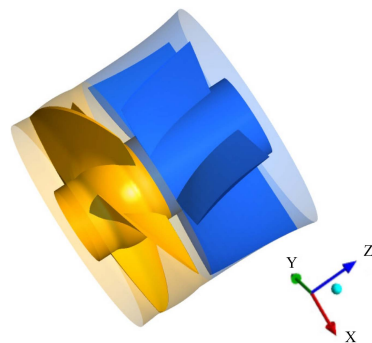


图6 空间固定坐标系

Fig.6 Space fixed coordinate system

由表 2 可知改变导叶片数对叶轮所受到的轴向力和径向合力的影响都不大, 在导叶片数相同的情况下, 叶轮受到的径向力和轴向力的大小随着流量的增大而逐渐减小, 这是由于随着流量增大, 叶片的吸力面和压力面之间的压力差逐渐减小, 从而使得轴向力的减

小。同时随着流量增加, 流动变得稳定, 径向力也因此减小。在同一工况下, 当  $Z_s=5$  时, 叶轮径向合力最大。在泵装置运行过程中, 叶轮所受到的径向力远小于轴向力, 所以其影响可忽略。

表 2 正向运行时叶轮的轴向力和径向合力

Table 2 Axial force and radial force of impeller

正向运行	轴向力 $F_z/N$				径向合力 $F_r/N$			
	$Z_s=4$	$Z_s=5$	$Z_s=6$	$Z_s=8$	$Z_s=4$	$Z_s=5$	$Z_s=6$	$Z_s=8$
$0.85Q$	-2 199	-2 200	-2 197	-2 206	4.479	19.98	10.12	7.22
$Q$	-1 685	-1 686	-1 687	-1 689	3.830	7.97	4.74	3.56
$1.15Q$	-1 005	-1 003	-1 003	-1 002	0.624	5.81	0.73	1.02

仅仅对叶轮受力平均值的研究无法分析出叶轮不同导叶片数下的差异, 现分别取出在设计工况下不同导叶片数叶轮瞬态轴向力和径向合力, 并将其转换成极坐标下的受力分布, 从而进一步了解导叶片数对叶轮受力的影响,

首先, 取出设计工况下不同导叶片数叶轮瞬态轴向力变化时域图如图 7 所示。

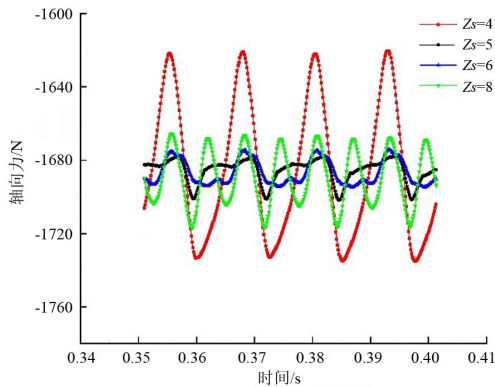


图 7 不同导叶片数正向叶轮轴向力时域

Fig.7 Time domain diagram of axial force of positive impeller with different guide vane numbers

虽然叶轮受力的平均值在不同导叶的情况下相差不大, 但在时域图中可以明显看出其中差异, 在  $Z_s=4$  时, 叶轮所受的轴向力在 1 个周期内形成了 4 个标准的正弦波形, 波峰与波谷的表现明显; 当  $Z_s=5$  和  $Z_s=6$  时二者曲线形象比较接近, 出现 4 个波峰, 且波形已不再规则; 当  $Z_s=8$  时, 出现了 8 个周期的波形, 周期数等同于导叶片数, 且波形较规则。可见导叶片数的确对叶轮轴向受力有所影响, 当  $Z_s=4$  时受力变化幅度最大,  $Z_s=8$  时其次,  $Z_s=5$  与  $Z_s=6$  的时候轴向力的变化幅度较小且二者波形相似。

不同导叶片数叶轮所受轴向力脉动峰值进行比较。当  $Z_s=4$  时, 叶轮轴向力脉动峰值为 113 N; 当  $Z_s=5$  时, 峰值为 23 N; 当  $Z_s=6$  时, 峰值为 20 N; 当  $Z_s=8$  时, 峰值为 40 N。从理论上来说, 当叶轮和导叶互质时, 即  $Z_s=5$  时, 能够稳定运行。从数值模拟

的结果可以看出, 当  $Z_s=5$  和  $Z_s=6$  时, 叶轮所受轴向力脉动幅度均较小; 当  $Z_s=8$  时, 叶轮所受轴向力脉动范围变大, 峰值约是  $Z_s=5$  和  $Z_s=6$  时 2 倍; 当  $Z_s=4$  时, 叶轮所受轴向力脉动范围明显变大, 分别是  $Z_s=5$  和  $Z_s=6$  时 4.91、5.65 倍。脉动幅度变大, 会引起装置振动、噪声等不良现象, 造成材料的疲劳破坏, 影响装置的安全运行, 因此, 导叶片数不应设置为叶轮叶片数的整数倍。

为了分析引起上述差异的原因, 取出每个叶轮叶片所受轴向力 ( $F_z$ ) 随时间的变化规律, 并绘制成时域图进行观察分析。

从图 8 可看出, 当  $Z_s=4$  的时候, 4 张叶片的受力几乎是同时达到最大值和最小值, 这样就使得整个叶轮在 1 个周期内会有 4 个明显的波峰与波谷。当  $Z_s=5$  和  $Z_s=6$  的时候, 4 个叶片各自受力的时域图不再相互重合, 每张叶片的波峰交替出现, 这就使得叶轮整体的受力时域图没有出现明显的波峰与波谷。 $Z_s=6$  时也是如此。当  $Z_s=8$  时, 不同叶片的波峰与波谷又一次同时出现且频率变为  $Z_s=4$  的 2 倍, 但这时每个叶片的峰值较低, 这使得其叠加之后整体轴向力脉动情况介于  $Z_s=5$  和  $Z_s=6$  与  $Z_s=4$  之间。

在设计工况下不同导叶片数叶轮瞬态径向合力变化时域图, 并将其转换成极坐标下的受力分布图 8。

图 9 (a) 可以看出,  $Z_s=4$  和  $Z_s=8$  的时候二者的时域图和极坐标图中形状相似, 产生的径向力也相对较小, 当  $Z_s=6$  时径向力开始变大, 当  $Z_s=5$  时径向力达到最大值。其原因是当  $Z_s=4$  和  $Z_s=8$  时, 导叶片数与叶片数成倍数关系, 水流能够均匀地从导叶各个通道流出, 当  $Z_s=5$  时, 导叶片数与叶片数完全互质, 使得水流通过各个导叶间的通道情况都不同, 使得整体所受径向力波动更大。

由图 9 (b) 的时域图可以看出, 在改变导叶片数后, 叶轮所受径向合力时域图均存在 4 个波峰和波谷, 与叶片数保持一致。再从整体的幅度来看, 此时



$Z_s=5$  时脉动幅度较大。当  $Z_s=4$  时, 叶轮所受径向合力脉动峰值为 0.76 N; 当  $Z_s=5$  时, 叶轮所受径向合力脉动峰值为 1.76 N; 当  $Z_s=6$  时, 叶轮所受轴向力脉动峰值为 0.91 N; 当  $Z_s=8$  时, 叶轮所受轴向力脉动峰值为 0.66 N。在实际工程运行中, 要想保持稳定运行状态, 叶轮所受到径向力应尽量趋向于 0。从数

值模拟的结果可以看出, 当  $Z_s=5$  时, 叶轮所受径向合力脉动范围变大, 当  $Z_s=4$  和  $Z_s=8$  时, 叶轮所受径向合力脉动均较小; 但叶轮所受径向合力及其脉动大小远小于轴向力合力, 对泵装置影响有限, 在实际工程中可忽略其影响。

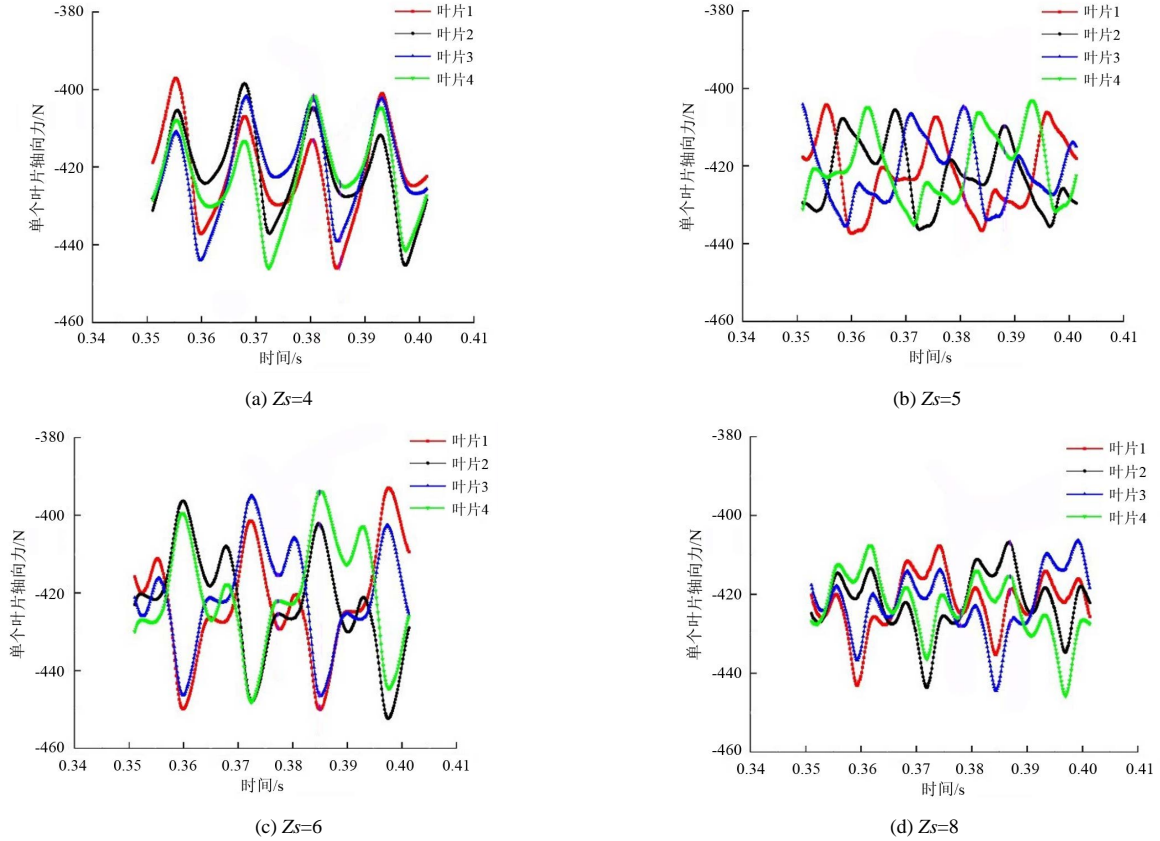


图 8 不同导叶片数正向每个叶轮叶片轴向力时域

Fig.8 Diagram of axial force of each impeller blade in reverse direction with different number of guide blades

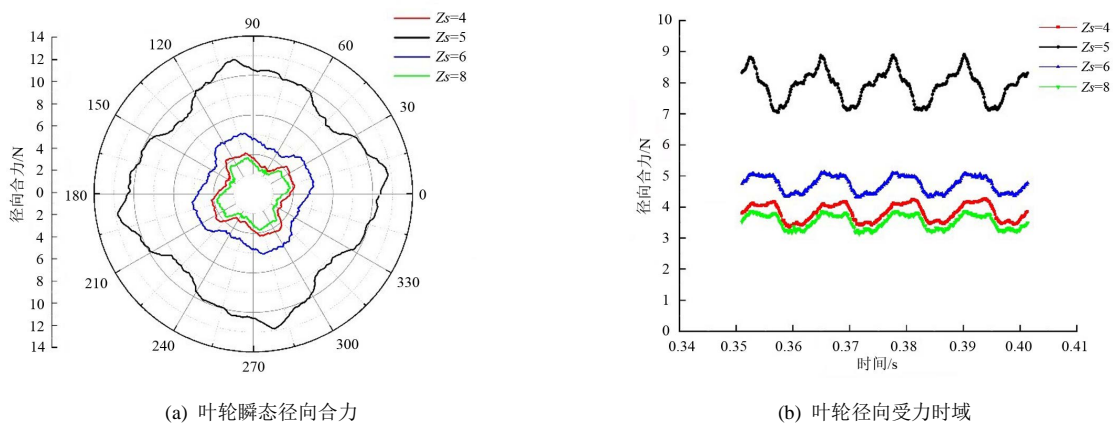


图 9 不同导叶片数反向叶轮径向受力分布图

Fig.9 Radial force distribution of reverse impeller with different guide vane numbers

### 3.2 不同导叶片数反向运行时泵装置叶轮受力分析

不同导叶片数叶轮在不同工况下所受到的轴向力  $F_z$  和径向合力  $F_r$  从表 3 可以看出, 在同一工况下, 随着导叶片数逐渐增大, 轴向力逐渐减小。在同一导叶片数情况下, 随着流量的增大, 轴向力逐渐减小,

且不同工况下轴向力差值逐渐增大。在同一工况下, 在  $Z_s=5$  时叶轮所受到的径向合力均最大, 说明此时叶轮域内流场压力分配不均, 但与轴向力相比, 其大小可以忽略。

表 3 反向运行时叶轮的轴向力和径向合力

Table 3 Axial force and radial force of impeller

反向运行	轴向力 $F_z/N$				径向合力 $F_r/N$			
	$Z_s=4$	$Z_s=5$	$Z_s=6$	$Z_s=8$	$Z_s=4$	$Z_s=5$	$Z_s=6$	$Z_s=8$
$0.85Q$	2 498.49	2 481.56	2 460.61	2 420.57	8.216	19.507	18.875	18.325
$Q$	1 985.27	1 939.70	1 906.94	1 860.53	3.167	8.417	3.233	3.094
$1.15Q$	1 252.53	1 195.65	1 159.05	1 098.93	1.934	6.520	1.221	1.570

设计工况下不同导叶片数叶轮瞬态轴向力变化时域，如图 10 所示反向运行时，水流先经过导叶进入而流入叶轮，其规律与正向相比有较大差异。

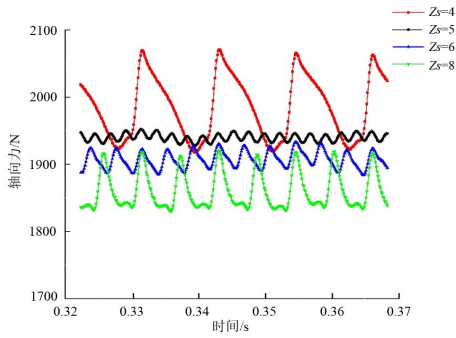


图 10 不同导叶片数反向叶轮轴向受力时域  
Fig.10 Time domain diagram of axial force of reverse impeller with different guide vane numbers

从图 10 可以看出，当  $Z_s=4$  时，叶轮旋转 1 周存在 4 个周期；当  $Z_s=8$  时，叶轮旋转 1 周存在 8 个周期；当  $Z_s=5$  时，叶轮旋转 1 周存在 20 个周期；当  $Z_s=6$  时，叶轮旋转 1 周存在 12 个周期；叶轮旋转 1 周其周期数为  $Z_s$  与  $Z_r$  的最小公倍数，说明其受到叶轮和导叶的动静干涉的影响。最小公倍数越大，叶轮

轴向力脉动频率越高。从图 10 还可以发现，随着导叶片数增加，叶轮所受轴向力逐渐减小。

当  $Z_s=4$  时，轴向力脉动峰值为 151.2 N；当  $Z_s=5$  时，脉动峰值为 14.3 N；当  $Z_s=6$  时，脉动峰值为 32.5 N；当  $Z_s=8$  时，轴向力脉动峰值为 78.4 N。从数值模拟的结果可以看出，当  $Z_s=5$  时，叶轮所受轴向力脉动较小；当  $Z_s=6$  时，峰值约是  $Z_s=5$  的 2.27 倍；当  $Z_s=8$  时，峰值约是  $Z_s=5$  的 5.49 倍；当  $Z_s=4$  时，叶轮所受轴向力脉动范围明显变大，峰值约是  $Z_s=5$  的 10.57 倍；当  $Z_s=6$  时，叶轮轴向力脉动峰值相较于  $Z_s=4$  和  $Z_s=8$  较小，而  $Z_s=4$  和  $Z_s=8$  时其脉动峰值显著增大，对泵装置会产生不利影响。

由图 11 可以看出当  $Z_s=4$  时，不同叶片所受的轴向力的情况相似，叶片所受轴向力的波峰与波谷同时出现，从而使得叠加后生成的轴向力时域图的峰值较大；当  $Z_s=5$  和  $Z_s=6$  时，不同导叶所受轴向力的峰值交替出现，从而使得整体受力平稳， $Z_s=8$  时与  $Z_s=4$  时相似，但是各叶片所受的轴向力小于  $Z_s=4$  时的情况，使得总体受力时域图中的峰值与  $Z_s=4$  时相比较小。

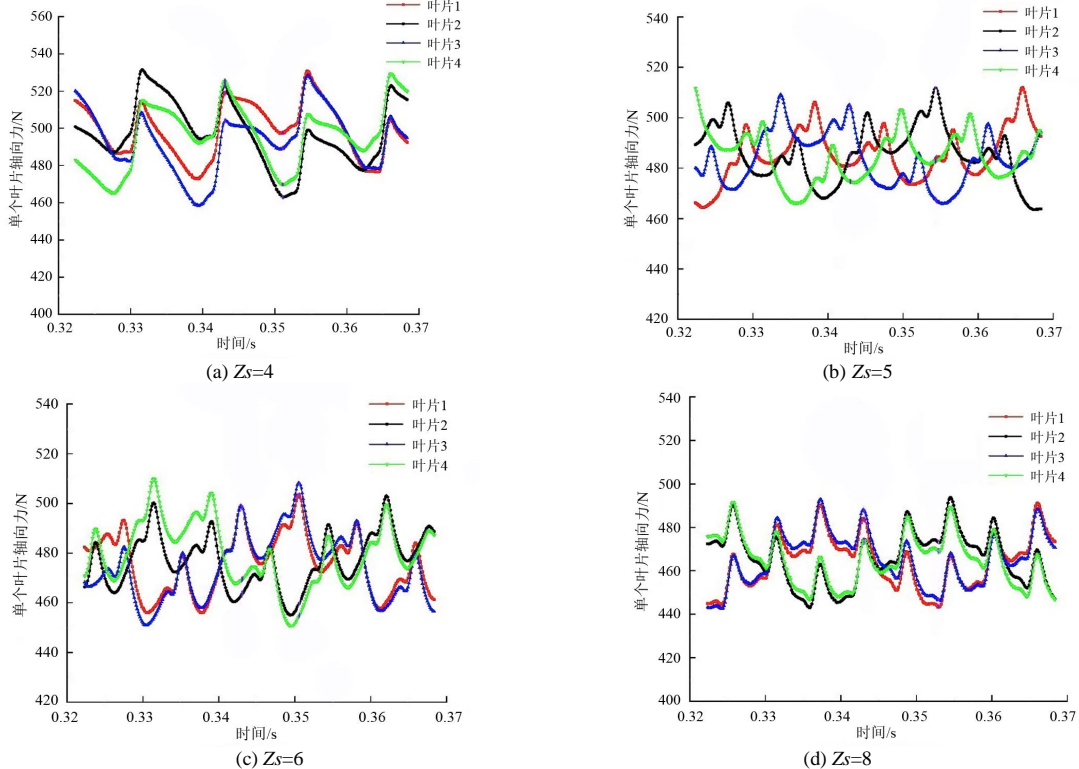


图 11 不同导叶片数反向运行时每个叶轮叶片轴向力时域

Fig.11 Time domain diagram of axial force of each impeller blade under reverse operation with different number of guide blades

由图 12 (a) 可以看出, 当  $Z_s=4、6、8$  时, 叶轮所受径向合力轨迹相似, 大小相近, 轨迹线相互重合, 与  $Z_s=5$  的情况有很大区别。 $Z_s=5$  时, 其所受到的径向力相较于  $Z_s=4、5、6$  时较大, 且随着圆周方向出现较大的波动, 由图 12 (b) 可以看出,  $Z_s=4、6、8$  时, 三者受径向力规律基本相似, 但  $Z_s=5$  时, 径向力叶轮旋转 1 周的情况下出现了 20 个周期的波动。

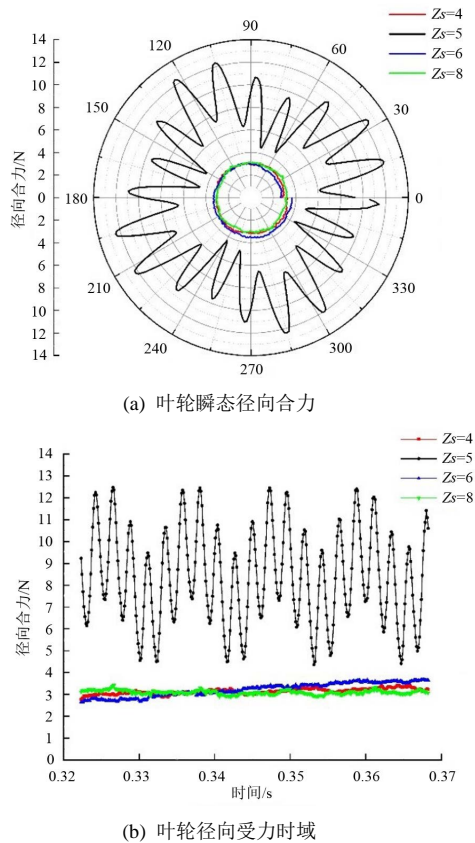


图 12 不同导叶片数反向叶轮径向受力分布

Fig.12 Radial force distribution of reverse impeller with different guide vane numbers

从数值模拟的结果来看, 当导叶片数为偶数时, 泵装置在正、反运行状态下叶轮所受径向合力均比导叶片数为奇数时小。但减小的数值有限, 对泵装置的影响可以忽略。

## 4 讨论

本文通过非定常计算分析了不同导叶片数下的双向竖井贯流泵装置在正反向运行工况下的受力情况。研究表明, 当导叶叶片数与叶轮片数成倍数关系时, 轴向力脉动值显著增大。这与孙壮壮等<sup>[9]</sup>研究结果类似。同时, 扭矩的脉动范围显著增大, 与轴向力变化规律相似, 而径向力的脉动范围减小。与杨帆等<sup>[10]</sup>基于 RNG  $k-\varepsilon$  湍流模型对 S 型贯流泵进行非定常数值模拟分析出的结果相符合。研究发现, 在导叶片数为叶轮叶片整数倍时, 每个叶片的受力同时到达波峰与波谷, 从而使得整体叶轮受力的脉动范围变

大。进一步对不同导叶片数的轴向力脉动分析, 正向运行时,  $Z_s=4$  和  $Z_s=8$  时的轴向脉动范围显著大于  $Z_s=6$  与  $Z_s=5$ , 会引起装置振动、噪声等不良现象, 造成材料的疲劳破坏, 影响装置的安全运行, 这与郭楚等<sup>[5]</sup>在导叶叶片数及导叶相对位置对低扬程轴流泵装置性能的影响中研究的结果类似, 都表明了增加导叶片数, 对轴流泵性能影响显著, 并在导叶片数与叶片数成倍数关系时, 对叶轮所受轴向力的影响更为明显。因此, 导叶片数不应设置为叶轮叶片数的整数倍。虽然此时的径向力会有所减小, 但是减小的数值有限, 对泵装置实际运行中的影响可以忽略不计。

本文通过数值模拟的方式, 得到了不同导叶片数双向贯流泵的受力情况, 特别是重点分析了轴向力的变化规律和原因。在实际工程应用中, 对泵装置受力状态的研究非常重要, 因此对于径向力和扭矩的变化原因还有待更深层次的研究。

## 5 结论

1) 数值模拟与物理模型试验的外特性曲线趋势基本一致, 数值模拟结果合理可靠, 可为相关研究提供参考。

2) 正向运行情况下,  $Z_s=4、5、6、8$  片的情况下泵装置轴向受力平均值接近, 当导叶片数与叶片数成倍数关系时, 轴向力脉动峰值显著增大, 影响装置安全运行。

3) 反向运行情况下, 泵装置轴向受力平均值随导叶片数增大逐渐减小, 当导叶片数与叶片数成倍数关系时, 轴向力脉动峰值同样显著增大, 影响装置安全运行。

4) 正反向运行情况下, 叶轮径向受力均较小, 可以忽略对工程的影响。将导叶片数设置为偶数时, 可降低导叶受到的径向合力。

### 参考文献:

- [1] 景瑞, 何希杰. 轴流泵及其应用概述[J]. 通用机械, 2014(9): 86-89. JING Rui, HE Xijie. Overview of vertical axial flow pump and its application[J]. General Machinery, 2014(9): 86-89.
- [2] 刘超. 水泵及水泵站[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2009. LIU Chao. Pumps & pumping stations[M]. Beijing: China Water Power Press, 2009.
- [3] 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京: 中国宇航出版社, 2011. GUAN Xingfan. Modern pumps theory and design[M]. Beijing: China Space Navigation Press, 2011.
- [4] 刘超, 汤方平, 周济人, 等. 大型立式轴流泵装置的性能和稳定性分析[J]. 中国给水排水, 2003, 19(3): 69-71. LIU Chao, TANG Fangping, ZHOU Jiren, et al. Performance and stability analysis of large vertical axial flow pump[J]. China Water & Wastewater, 2003, 19(3): 69-71.
- [5] 郭楚, 郑源, 周大庆, 等. 导叶叶片数及导叶相对位置对低扬程轴流泵装置性能的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2019, 37(3): 204-210.

- GUO Chu, ZHENG Yuan, ZHOU Daqing, et al. Effects of number and relative position of guide vanes on performance of a low head axial-flow pump device[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2019, 37(3): 204-210.
- [6] 吴晨晖, 汤方平, 石丽建, 等. 导叶相对距离对 S 形轴伸式贯流泵压力脉动特性的影响[J]. 水利水电科技进展, 2019, 39(1): 63-69.
- WU Chenhui, TANG Fangping, SHI Lijian, et al. Effect of relative position of guide vanes on pressure pulsation characteristics of a S-shaped extension tubular pumping system[J]. Advances in Science and Technology of Water Resources, 2019, 39(1): 63-69.
- [7] 李琪飞, 张正杰, 权辉, 等. 水泵水轮机空化流及转轮轴向受力分析[J]. 太阳能学报, 2020, 41(3): 192-198.
- LI Qifei, ZHANG Zhengjie, QUAN Hui, et al. Analysis on cavitating flow and axial force in pump-turbine[J]. Acta Energetica Sinica, 2020, 41(3): 192-198.
- [8] 李琪飞, 李光贤, 权辉, 等. 水泵水轮机在泵工况的导叶水力矩特性[J]. 工程热物理学报, 2018, 39(10): 2 193-2 199.
- LI Qifei, LI Guangxian, QUAN Hui, et al. Hydraulic torque characteristics of guide vane at pump mode in a pump turbine[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2018, 39(10): 2 193-2 199.
- [9] 孙壮壮, 张友明, 夏鹤鹏, 等. 不同工况下轴流泵转子径向力及其压力脉动分析[J]. 灌溉排水学报, 2019, 38(1): 122-128.
- SUN Zhuangzhuang, ZHANG Youming, XIA Hepeng, et al. Analysis of rotor radial force and pressure fluctuation of axial flow pump water different flow conditions[J]. Journal of Irrigation and Drainage, 2019, 38(1): 122-128.
- [10] 杨帆, 刘超, 许旭东, 等. S 形贯流泵装置水力模型非定常水动力特性分析[J]. 应用基础与工程科学学报, 2016, 24(3): 442-453.
- YANG Fan, LIU Chao, XU Xudong, et al. Unsteady hydrodynamic performance of hydraulic model in S-shaped shaft extension tubular pumping system[J]. Journal of Basic Science and Engineering, 2016, 24(3): 442-453.
- [11] 江伟, 李国君, 张新盛, 等. 离心泵蜗壳进口边对叶轮径向力影响的数值模拟[J]. 水利学报, 2014, 45(2): 248-252.
- JIANG Wei, LI Guojun, ZHANG Xinsheng, et al. Numerical simulation of radial force on impeller in a centrifugal pump with different volute inlet edges[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2014, 45(2): 248-252.
- [12] 肖若富, 吕腾飞, 王福军. 双蜗壳式双吸泵隔板结构对叶轮径向力的影响[J]. 农业机械学报, 2011, 42(9): 85-88.
- XIAO Ruofu, LYU Tengfei, WANG Fujun. Influence of rib structure in double-volute centrifugal pumps on the impeller radial force[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(9): 85-88.
- [13] 李琪飞, 张正杰, 李仁年, 等. 水泵水轮机泵工况空化特性与转轮受力分析[J]. 农业机械学报, 2018, 49(1): 137-142.
- LI Qifei, ZHANG Zhengjie, LI Rennian, et al. Analysis of cavitation performance and force on runner of pump-turbine in pump mode[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(1): 137-142.
- [14] 商邑楠, 罗灿, 夏臣智, 等. 竖井贯流泵进水流道的数值模拟研究[J]. 江西水利科技, 2019, 45(4): 241-246.
- SHANG Yinan, LUO Can, XIA Chenzhi, et al. Numerical simulation of shaft tubular pump inlet duct[J]. Jiangxi Hydraulic Science & Technology, 2019, 45(4): 241-246.
- [15] 杨帆, 刘超, 汤方平, 等. 竖井贯流泵装置内部流动数值模拟与性能分析[J]. 水力发电学报, 2014, 33(1): 178-184.
- YANG Fan, LIU Chao, TANG Fangping, et al. Numerical simulation of 3D internal flow and performance analysis of the shaft tubular pump system[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2014, 33(1): 178-184.
- [16] 阎超, 于剑, 徐磊, 等. CFD 模拟方法的发展成就与展望[J]. 力学进展, 2011, 41(5): 562-589.
- YAN Chao, YU Jian, XU Jinglei, et al. On the achievements and prospects for the methods of computational fluid dynamics[J]. Advances in Mechanics, 2011, 41(5): 562-589.
- [17] DEVALS C, VU T C, GUIBAULT F. CFD analysis for aligned and misaligned guide vane torque prediction and validation with experimental data[J]. International Journal of Fluid Machinery and Systems, 2015, 8(3): 132-141.

## The Influence of Guide Vanes on Force Imposed to Bidirectional Shaft Tubular Pump

LIN Pengcheng<sup>1</sup>, BAI Zhou<sup>2</sup>, TANG Fangping<sup>1\*</sup>, ZHANG Yedong<sup>3</sup>, ZHENG Bin<sup>3</sup>, WANG Yong<sup>4</sup>

(1. School of Hydraulic Energy and Power Engineering, Yangzhou University, Yangzhou 225000, China; 2. Shuyang Water Conservancy Bureau of Jiangsu Province, Suqian 223600, China; 3. Qiantang Basin Center of Zhejiang Province, Hangzhou 310020, China; 4. Zhejiang Water Conservancy and Hydropower Construction Holding Development Company, Hangzhou 310020, China)

**Abstract:** 【Objective】Bidirectional shaft tubular pump is a device commonly used in hydraulic projects. The aim of this paper is to study the impact of guide vane numbers on the force imposed to the pump when it is under different working conditions. 【Method】The investigation was based on computational fluid dynamics (CFD) and experiments conducted in a real engineering project. Water flow in the pump was turbulent and described by the RNG  $k-\varepsilon$  turbulence model. The experimental data was used to calibrate the model, and the validated model was then used to analyze the impact of guide vane numbers on the pump under different working conditions. 【Result】Under back and forth operation condition, the average axial force imposed to the pump by different guide vane numbers was comparable. Making the ratio of guide vane numbers to blade numbers an integer increased the peak axial force pulsation significantly, risking pump operation. The radial force imposed to the impeller was minimal and can be neglected in design. It was also found that setting the number of guide vanes even can reduce the radial force imposed to the pump by the guide vane. 【Conclusion】The number of guide vanes and the number of blades combined to affect the force imposed to the pump. Our results indicated that design should avoid the ratio of the guide vane numbers to the blade numbers being an integer.

**Key words:** guide vane number; force analysis; Two-way shaft tubular pump device; numerical simulation; model test

责任编辑: 赵宇龙