

叶栅稠密度对多叶片轴流泵叶轮内外特性的影响

杨从新^{1,2}, 赵森¹, 郭艳磊¹, 吕天智¹

(1. 兰州理工大学能源与动力工程学院, 730050, 兰州;

2. 甘肃省流体机械及系统重点实验室, 730050, 兰州)

摘要: 为了研究叶栅稠密度对多叶片轴流泵叶轮性能的影响,揭示叶轮进出口基于质量流量加权的速度随叶栅稠密度变化规律的机理,获得叶轮进出口压力脉动随叶栅稠密度的变化规律。采用 SST $k-\omega$ 湍流模型,在特定弦长和特定栅距两种情况下对不同叶栅稠密度多叶片轴流泵叶轮进行了三维非定常数值分析。研究表明:在一定范围内,叶轮扬程系数、轴功率与叶栅稠密度均呈正相关分布,效率呈抛物线分布;叶轮进口压力脉动系数随叶栅稠密度的增加呈负相关分布,而叶轮出口反之;此外,叶栅稠密度的增加可有效提高叶片背面最低压强,能明显改善叶轮空化性能;特定栅距下,扬程系数在轮缘叶栅稠密度为 1.53 时达到最大值 0.432,效率在轮缘叶栅稠密度为 1.21 时达到最大值 93.47%;特定弦长下,扬程系数在轮缘叶栅稠密度为 1.42 时达到最大值 0.415,效率在轮缘叶栅稠密度为 0.89 时达到最大值 93.32%;在相同叶栅稠密度下,两种情况的叶轮内外特性呈现较为明显的差异。该研究可为多叶片轴流泵叶轮设计过程中叶栅稠密度的选取提供一定的参考。

关键词: 叶栅稠密度;轴流泵叶轮;弦长;栅距;压力脉动

中图分类号: TH312 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202309004 **文章编号:** 0253-987X(2023)09-0031-12

Study on the Influence of Cascade Density on Internal and External Characteristics of Multi-Blade Axial-Flow Pump Impeller

YANG Congxin^{1,2}, ZHAO Sen¹, GUO Yanlei¹, LÜ Tianzhi¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China;

2. Key Laboratory of Fluid Machinery and System of Gansu Province, Lanzhou 730050, China)

Abstract: To study the influence of cascade density on the performance of the multi-blade axial-flow pump impeller, the mechanism of the variation of the impeller inlet and outlet velocity with cascade density based on mass flow weighting was revealed, and the variation of the impeller inlet and outlet pressure pulsation with cascade density was obtained. The SST $k-\omega$ turbulence model was used to numerically analyze the multi-blade axial-flow pump impeller with different cascade densities in two cases: specific chord length and specific pitch. The results show that the impeller head coefficient and shaft power are positively correlated with the cascade density and the efficiency is parabolic in a certain range; the impeller inlet pressure pulsation coefficient is negatively correlated with the increase of the cascade density, while the impeller outlet pressure pulsation coefficient is positively correlated with the increase of the cascade density; in addition, the increase of

the cascade density can effectively increase the minimum pressure on the suction surface of the blade, which can significantly improve the cavitation performance of the impeller. For a specific pitch, the head coefficient reaches a maximum value of 0.432 at a peripheral cascade density of 1.53, and the efficiency reaches a maximum value of 93.47% at a peripheral cascade density of 1.21; for a specific chord length, the head coefficient reaches a maximum value of 0.415 at a peripheral cascade density of 1.42, and the efficiency reaches a maximum value of 93.32% at a peripheral cascade density of 0.89. At the same cascade density, the internal and external characteristics of the impeller in the two cases show obvious differences. This study can provide some reference for the selection of cascade density in the design of the multi-blade axial-flow pump impeller.

Keywords: cascade density; axial flow pump impeller; chord length; pitch; velocity triangle; pressure pulsation

多叶片轴流泵因其高效、小巧、重量轻及更容易分级等优点,曾作为液体运载火箭氢氧发动机的推进剂输送泵,例如 M-1^[1] 氢氧发动机的液氢泵,如图 1 所示。由多叶片轴流泵低线速的特点,使得铅铋介质在叶轮内进一步降低磨损,因此把它设计为 Myrrha 反应堆的核主泵^[2-3]。开展多叶片轴流泵的研究,对传统轴流泵的发展和应用具有重要的推进作用。

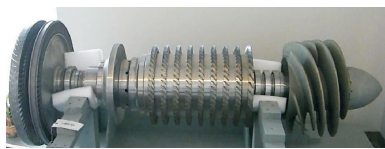


图 1 M-1 氢氧发动机多级轴流式液氢泵

Fig. 1 M-1 hydrogen-oxygen engine multistage axial flow hydrogen pump

叶栅稠度 σ 是建立叶片的弦长 l 与叶片间的栅距 t 的比值,为无量纲数,是设计轴流泵的关键参数之一,同时也是直接影响效率的重要参数^[4]。合适的叶栅稠度可使得叶轮更高效,水力损失更小,从而达到节约能源的目的。

在一定范围内叶片数越高扬程越高,但效率变化不同^[5-7]。施卫东等^[8]通过空化流场模拟和试验发现轴流泵 3 叶片的叶顶泄漏空化更加严重,5 叶片的空化程度较低,但是空化发展速度较快。Kim 等^[9]研究得出轴流风机叶片弦长与压力分布不稳定无关,只与压升成正比,而对效率影响不大。宁超等^[10]得出在保证叶栅稠度相同的情况下随着叶片数增大,叶轮内压力减小但涡量和强度明显增大。陈长盛等^[11]发现随着叶片数减少,泵内流体激励力脉动变强,流动诱导振动增加。Zare 等^[12]通过减少

轴流风机的叶片弦长,发现其安全系数下降。

从叶栅稠度的角度出发,王玲花等^[13]建议适当增加转轮叶栅稠度,以减小叶片内的相对水力摩擦损失。Shravva 等^[14]通过改变栅距,依次在叶栅稠度为 1.25~3.13 下研究了二次损失对轴流式涡轮的影响,结果表明较低的叶栅稠度的二次损耗通常较高。Cho 等^[15]发现,通过改变叶片弦长,在轮缘叶栅稠度为 0.48~1.67 的范围内,随叶栅稠度升高,轴流涡轮叶轮扭矩和轴向力增大。Suprayetno 等^[16]发现轴流水轮机势能转换为机械能时所需的质量流量有影响。马鹏飞等^[17]发现最优工况点向小流量偏移,但叶片进口边有较强的液流冲击。

国内外传统轴流泵叶轮叶片数及轮缘处叶栅稠度设计范围在 $2 \leq Z \leq 7$ 和 $0.2 \leq \sigma \leq 2.5$ 之间^[18-20],但是 NASA(美国国家航空航天局)的试验结果表明,叶片数 Z 为 19,轮缘叶栅稠度为 1.00 的轴流泵叶轮试验效率高达 95.5%^[21-22],这与国内外传统设计理念并不完全相符。Scheer 等^[1]指出,对于多叶片轴流泵叶轮,叶栅稠度的选择并没有精确的规则,根据实际多叶片轴流泵的应用,建议选择叶栅稠度在 $0.75 \leq \sigma \leq 1.9$ 的范围内。

为揭示叶栅稠度对多叶片轴流泵叶轮的影响机制,本文通过数值模拟对比了各方案外特性及内流场特征,建立叶栅稠度与多叶片轴流泵叶轮特性间的关联性,为其水力设计提供参考。

1 数值计算方法

1.1 控制方程

在多叶片轴流泵叶轮内,流体的运动由质量守

恒、动量守恒及能量守恒三大控制方程主导。由于在流动过程中输送介质的温度可以认为是恒定的,且密度视为常数,因此可以认为叶轮内的流体为不可压缩介质^[23]。同时,为节省计算时间可不对能量守恒方程进行求解,仅对质量守恒方程及动量守恒方程求解。黏性不可压缩介质的质量守恒方程及动量守恒方程的张量形式分别如下

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0$$

(1)

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = F_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i \partial x_j}$$

(2)

式中: u_i 为直角坐标系下的 3 个方向的速度分量; F_i 为质量力; p 为压强; ρ 为介质密度, 水密度取 997.0 kg/m^3 ; ν 为介质动力黏度, 水的动力黏度取 $0.897 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 。

1.2 湍流模型

目前, SST $k-\omega$ 湍流模型是预测边界层分离领域最佳的方程式之一。该模型是由 Menter 提出的切应力输运模型, 通过修改 BSL $k-\omega$ 模型中的涡黏系数计算方法来实现^[24]。该模型综合了近壁面附近 $k-\omega$ 模型的稳定性和边界层外部 $k-\epsilon$ 模型的独立性, 充分考虑了湍流切应力的输运, 能够精准地预测在逆压梯度下流动分离的起始位置和大小。模型中涡黏性的定义形式限制了边界层内过高的切应力, 从而避免对涡流黏度的过度预测。

2 数学模型

2.1 物理模型

根据圆柱层无关性假设, 可以把叶轮内复杂的运动简化为研究圆柱面上的流动^[4]。圆柱面沿母线割开后, 可以展开在平面上。圆柱面与各叶片相交, 其截面(翼型剖面或翼型)在平面上构成一组轴流泵叶栅。多叶片轴流叶栅按照圆柱面展开如图 2 所示。

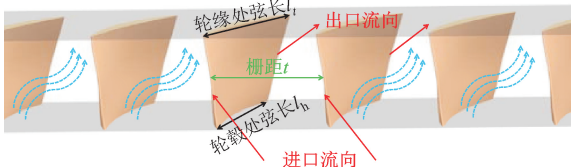


图 2 多叶片轴流叶栅圆柱面展开

Fig. 2 Expansion diagram of cascade cylindrical surface

2.2 理论分析

叶轮内的损失主要是摩擦损失(黏性直接作用的结果)及形状损失(黏性间接作用的结果)造成的, 其总损失是二者之和。摩擦损失随 l/t 的增大而增

大, 而形状损失相应减小, 故应找到 l/t 的最佳值使得这两个损失的总和最小, 以此寻求最小损失。

Srinivasan^[20]通过理论分析得出叶轮内的损失是叶栅稠密度 l/t 和几何平均相对速度 w_∞ 的函数, 即

$$h_t = f\left(\frac{l}{t}, w_\infty\right)$$

(3)

$$w_\infty = \sqrt{v_z^2 + \left(\frac{w_{u_2} + w_{u_1}}{2}\right)^2} = \sqrt{v_z^2 + \left(u - \frac{v_{u_2} + v_{u_1}}{2}\right)^2}$$

(4)

对于轴流泵, 进口圆周速度分量 $v_{u_1} = 0 \text{ m/s}$, 则

$$w_\infty = \sqrt{v_z^2 + \left(u - \frac{v_{u_2}}{2}\right)^2}$$

(5)

几何平均相对速度 w_∞ 在叶轮轮缘处达到最大值, 可得轴流泵叶轮中的损失主要发生在叶轮流道的轮缘处, 叶轮进出口速度三角形如图 3 所示。其中 α_1, α_2 分别为叶轮进口、出口绝对液流角; β_1, β_2 分别为叶轮进口、出口相对液流角。因此, 关键就在于确定叶轮轮缘处的叶栅稠密度 l/t 。

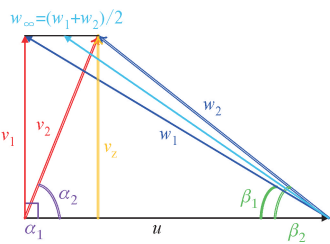


图 3 叶轮进出口速度三角形

Fig. 3 Impeller inlet and outlet velocity triangle

3 数值计算模型

3.1 几何模型及方案确定

3.1.1 几何模型

本文以文献[21-22]中的几何模型为研究对象。标准工况、介质为清水试验时的性能参数见表 1, 主要结构参数见表 2。多叶片轴流泵叶轮相关参数: r_h 为轮毂半径; r_t 为轮缘半径; $r^* = (r - r_h)/(r_t - r_h)$ 为径向系数; $\delta_{\max}$ 为叶片最大厚度。

表 1 标准工况、介质为清水试验时的性能参数
Table 1 Performance parameters under standard working conditions and water test

流量 $Q/$ ($\text{m} \cdot \text{h}^{-1}$)	扬程 $H/$ m	转速 $n/$ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	效率 $\eta/$ %	比转速 n_s
865	51.6	3 000	95.5	278

表 2 试验叶轮主要结构参数

Table 2 Main structural parameters of the test impeller

径向 系数 r^*	叶栅稠 密度 σ	翼型安 放角 $\gamma/(\circ)$	最大厚 度比 $\delta_{\max}/l$
1.00	1.00	55.0	0.070
0.75	1.05	50.7	0.075
0.50	1.11	46.2	0.080
0.25	1.18	43.3	0.085
0.00	1.25	39.8	0.090

为了与文献[21-22]中试验进行对比,装置进口段采用渐缩式入口,叶轮叶顶设置 0.4 mm 的叶顶间隙,装置内无导叶,出口段采用箱涵式出水流道,进出口段分别设置 6、3、4 枚支撑架,通过商用软件 UG 对全流道水体进行三维实体建模,模型如图 4 所示。

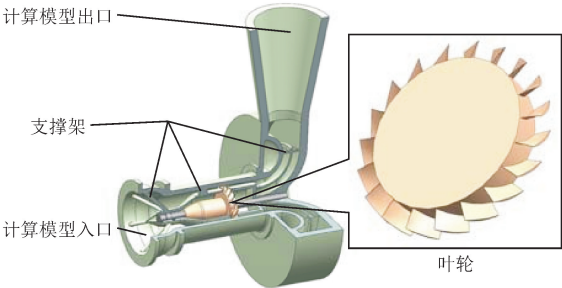


图 4 全流道水体域三维实体模型
Fig. 4 Full flow passage water domain

3.1.2 方案确定

叶栅稠密度 σ 为叶片弦长与叶片栅距的双变量函数,因此本文基于前言中所查文献,在保证叶轮轮毂至轮缘各圆柱层面间的叶栅稠密度变化比例(见表 2)及其他条件不变的情况下,选取叶片数为 13~29,所对应轮缘叶栅稠密度在 0.68~1.53 范围下各设计 9 组不同弦长及不同栅距的几何模型,双变量具体方案见表 3 和表 4。

表 3 改变叶片间栅距的具体方案

Table 3 Specific schemes for changing the pitch

方案 编号	弦长 l/mm	栅距 t/mm	轮缘叶栅 稠密度	对应叶片 数 Z
t_1	37.80	55.24	0.68	13
t_2	37.80	47.88	0.79	15
t_3	37.80	42.25	0.89	17
t_4	37.80	37.80	1.00	19
t_5	37.80	34.20	1.11	21
t_6	37.80	31.22	1.21	23
t_7	37.80	28.73	1.32	25
t_8	37.80	26.60	1.42	27
t_9	37.80	24.76	1.53	29

表 4 改变叶片弦长的具体方案

Table 4 Specific schemes for changing the blade chord

方案 编号	弦长 l/mm	栅距 t/mm	轮缘叶栅 稠密度	对应叶片 数 Z
l_1	25.86	37.80	0.68	19
l_2	29.84	37.80	0.79	19
l_3	33.82	37.80	0.89	19
l_4	37.80	37.80	1.00	19
l_5	41.78	37.80	1.11	19
l_6	45.76	37.80	1.21	19
l_7	49.73	37.80	1.32	19
l_8	53.71	37.80	1.42	19
l_9	57.70	37.80	1.53	19

3.2 网格划分

现代计算流体力学中,边界层近壁区按照速度梯度分可分为黏性底层、过渡层及对数率层^[30]。低雷诺数湍流模型 SST $k-\omega$ 对近壁面网格有着极为苛刻的要求,即 $y^+ \leq 1$,以确保第一层网格高度落在黏性底层以内^[31]。最终计算叶片、轮毂壁面和轮缘壁面平均值 y^+ 分别为 0.853、0.392 和 0.648。完全满足 SST $k-\omega$ 湍流模型对壁面 y^+ 的要求,端壁处 y^+ 如图 5 所示。

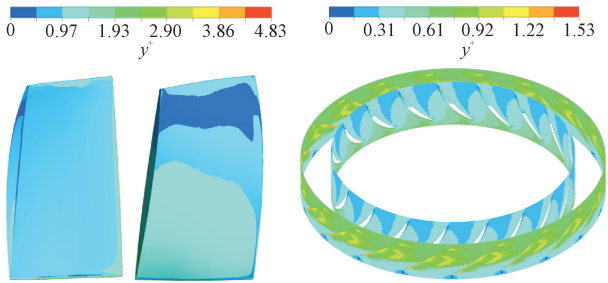
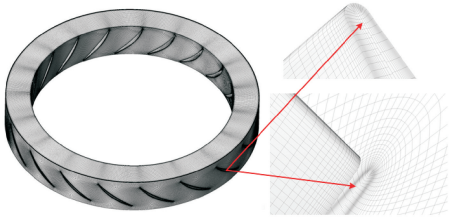
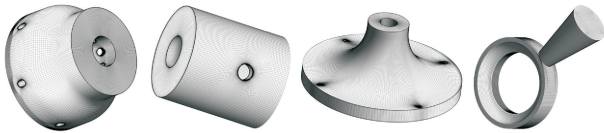


图 5 端壁处 y^+ 分布
Fig. 5 y^+ value distribution of wall

为了准确计算及充分捕捉壁面附近的流场结构,分别对叶轮、轮毂、叶顶间隙及外壳体壁面位置进行了网格加密,全局结构化网格如图 6 所示;网格无关性检验数据见表 5。流体划分为进口流道、叶轮流道和出口流道 3 类计算区域,最终方案见表 6。不同叶栅稠密度方案的网格单元数见表 7,对壁面网格进行局部加密,网格划分中各模型采用相同的尺寸。



(a) 叶轮及叶顶间隙处结构化网格



(b)进、出口流道结构化网格

图 6 全局结构化网格

Fig. 6 Global structured grid diagram

表 5 网格无关性检验

Table 5 Mesh independence test

序号	网格数/万	预测扬程系数
1	663	0.197 6
2	1 718	0.302 3
3	2 512	0.388 6
4	2 866	0.397 4
5	3 143	0.396 8
6	3 301	0.397 1
7	3 492	0.396 9

表 6 $l/t=1.00$ 方案网格分配

Table 6 Mesh distribution of $l/t=1.00$ Scheme

参数	进口流道	叶轮流道	出口流道
网格数/万	326	2 134	406

表 7 不同叶栅稠密度方案网格分配

Table 7 Mesh distribution of different schemes with different cascade density

方案	改变栅距网格数/万	改变弦长网格数/万
1	2 894	3 066
2	2 990	3 091
3	3 072	3 106
4	3 142	3 142
5	3 188	3 200
6	3 222	3 211
7	3 245	3 182
8	3 261	3 161
9	3 273	3 140

3.3 模拟设置

在 URANS 计算中,需要选定时间步长。时间步长越小,计算结果越接近真实瞬态流动,但过小的时间步长会浪费计算资源,因此需要进行时间步长敏感性验证以确定合适的时间步长。本文选用了多叶片轴流泵叶轮模型、网格数为 2 866 万的中等网格、流量系数 φ 为 0.452 时的额定工况,采用 3 种不同的时间步长,见表 8。

表 8 时间步长敏感性验证用的 3 种时间步长

Table 8 Three kinds of time steps for time step sensitivity verification

叶轮转过 角/(°)	时间步长/ (10^{-4} s)	转过 1 个 叶轮所用 时间步	转过 1 个 叶栅距所用 时间步	转过 1° 所用 时间步
4	2.222 2	90	4.74	0.25
2	1.111 1	180	9.47	0.50
1	0.555 6	360	18.95	1.00

在大时间步长($2.222\,2\times10^{-4}$ s)下,无法准确捕捉压力脉动频率的低频信号。将时间步长减小到 $1.111\,1\times10^{-4}$ s 时,捕捉到更多的压力脉动频率,尤其是低频信号,对非定常流动的捕捉更全面。将时间步长进一步减小到 $0.555\,6\times10^{-4}$ s,压力脉动频率及幅值均没有明显改变。因此对于 $l/t=1$ 的叶轮,时间步长选取为 $1.111\,1\times10^{-4}$ s。计算域计算条件见表 9。

表 9 计算域计算条件参数设置

Table 9 Parameter Settings of calculation conditions in the computing domain

计算边界条件及参数	边界条件设置
计算类型	非定常、不可压
湍流模型	SST $k-\omega$
介质	常温清水
进口质量流量/($\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$)	0.24
出口总压/Pa	0
壁面	无滑移
收敛精度	1×10^{-5}
动静耦合面	瞬态转子定子交界面

图 7 为瞬态计算残差曲线。由图 7 可以看出,尽管速度残差并没有低于 10^{-5} ,即没有达到数学意义上的收敛,但是根据收敛判断规则,残差达到某一设定标准时可认为迭代计算达到收敛。

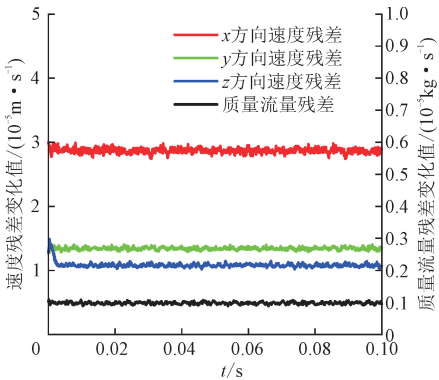


图 7 瞬态计算残差曲线

Fig. 7 Transient residual curve

4 数据采集计算及试验验证

4.1 数据采集与计算方法

为验证数值计算方法的准确性,引用文献中的试验数据^[21-22]进行对比分析。

4.1.1 数据采集

为与试验做对比,取与试验相同的 7 处径向系数位置测点进行数据采集,如图 8 所示。

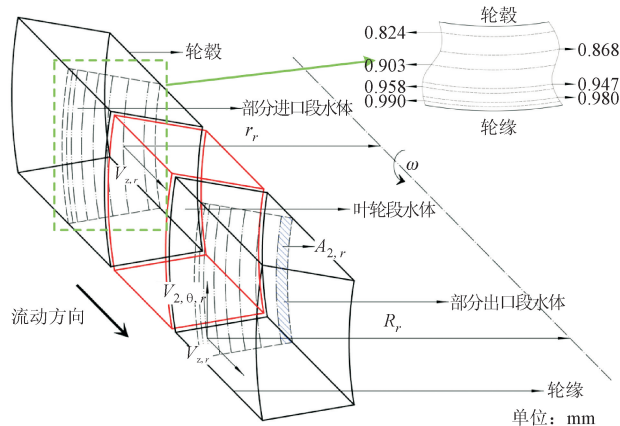


图 8 各物理量及测点所在位置

Fig. 8 Location picture of all physical quantities and measurement points

4.1.2 计算方法

流量系数、扬程系数和效率计算方法如下

$$\Delta H_r = p_{2,r} - p_{1,r} \quad (16)$$

$$\Delta \bar{H} =$$

$$\frac{\sum_{r=1}^6 (R_r v_{z,r} \Delta H_r + R_{r+1} v_{z,r+1} \Delta H_{r+1}) (R_r - R_{r+1})}{\sum_{r=1}^6 (R_r v_{z,r} + R_{r+1} v_{z,r+1}) (R_r - R_{r+1})} \quad (17)$$

$$\Delta \bar{H}_i = \frac{1}{g_c} \left(\frac{\sum_{r=1}^6 u_{2,r} v_{2,\theta,r} A_{2,r} v_{2,z,r}}{\sum_{r=1}^6 A_{2,r} v_{2,z,r}} \right) \quad (18)$$

$$\bar{\varphi} = \frac{g_c \Delta \bar{H}}{u_t^2} \quad (19)$$

$$\bar{\varphi} = \frac{Q_V}{\pi (r_t^2 - r_h^2) u_t} \quad (20)$$

$$\bar{\eta} = \frac{\Delta \bar{H}}{\Delta \bar{H}_i} \times 100\% \quad (21)$$

式中: $p_{1,r}$ 、 $p_{2,r}$ 分别为某一径向测点处的进、出口压强; ΔH_r 为叶素扬程; $\Delta \bar{H}$ 为基于平均面积加权的叶轮扬程; R_r 为某一径向测点处的半径大小; $v_{z,r}$ 为某一径向测点处的轴向速度; $\Delta \bar{H}_i$ 为基于平均面积加权的叶轮理论扬程; g_c 为标准重力加速度; u_2 为出口圆周速度; $v_{2,\theta,r}$ 为某一径向测点处的圆周速度分量; $A_{2,r}$ 为出口某一径向测点处至轮毂处的截面圆环面积; $\bar{\varphi}$ 为基于平均面积加权的扬程系数; u_t 为叶顶速度; $\bar{\varphi}$ 为平均流量系数; Q_V 为体积流量; $\bar{\eta}$ 为基于平均面积加权的叶轮效率。

4.2 试验验证

为了验证数值计算结果的可信度,本文结合 $l/t=1.00$ 的试验结果进行验证。如图 9 所示,在额定工况下,模拟结果的扬程系数经试验方法计算得到 $\bar{\varphi}_{\text{CFD}}=0.395$ 及效率 $\bar{\eta}_{\text{CFD}}=92.85\%$,与试验结果的 $\bar{\varphi}_T=0.391$ 及效率 $\bar{\eta}_T=95.5\%$ 误差分别为 1.02% 和 -2.77% 。由此表明 CFD 模拟值与实验测量值吻合程度较好,说明 CFD 模拟具有一定的准确性,可为接下来的计算分析提供支撑。

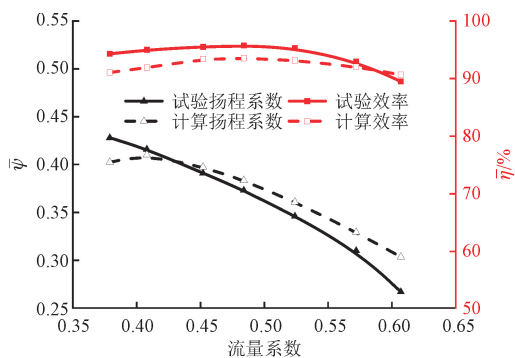


图 9 $l/t=1.00$ 的非空化外特性曲线

Fig. 9 Non-cavitation external characteristic curve of $l/t=1.00$

5 内部流动数值模拟结果及分析

5.1 公式及名称定义

为了准确分析其内部能量变化,定义以下公式,见表 10,其中 ΔH 为叶轮进出口压差所得扬程; s 是在叶片径向系数为 0.5 处任意轴向断面距叶片前缘轴向长度; $S_{r^*=0.5}$ 是在叶片径向系数为 0.5 处的前缘至尾缘的轴向长度; p_s 为叶轮进出口断面任意径向位置静压强; p_0 为无穷远处的平均静压强; H_t 为理论扬程。

表 10 各公式定义
Table 10 Definitions of each formula

流量系数	扬程系数	流向系数	径向系数	压力系数	效率
$\varphi=\frac{v_m}{u_t}$	$\psi=\frac{gc\Delta H}{u_t^2}$	$s_{r^*}=_{0.5}=\frac{s}{S_{r^*}=_{0.5}}$	$r^*=\frac{r-r_h}{r_t-r_h}$	$C_p=\frac{p-p_0}{(1/2)\rho u_t^2}$	$\eta=\frac{\Delta H}{H_t}$

为方便叙述,分别定义 l_i 和 t_i 为改变弦长和改变栅距的叶轮方案; l_i/t_i 和 l/t_i 是改变弦长与改变栅距的叶轮叶栅稠密度。因为近壁面边界层影响,所以仅对主流区,即径向系数在 $0.1\leq r^*\leq 0.9$ 范围内进行内流场分析。在各内流场分析图 11、12、16、17、18 和 20 中,由于过多的数据无法直观得出结论,故选取叶栅稠密度分别为 0.68、0.89、1.11、1.32 和 1.53 进行分析。

5.2 叶栅稠密度对多叶片轴流泵叶轮外特性的影响

图 10 为不同轮缘叶栅稠密度在额定工况下分别改变栅距与弦长的外特性曲线图。由图 10 可知, σ 对多叶片轴流泵叶轮外特性影响明显, l_i 和 t_i 的外特性变化并不完全相同,同一 σ 下 l_i 和 t_i 的外特性值不同。

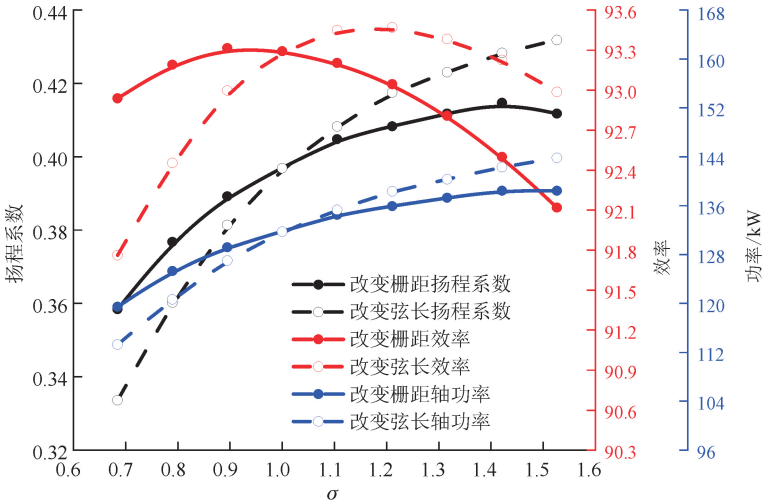


图 10 不同轮缘叶栅稠密度在额定工况下分别改变栅距与弦长的外特性曲线

Fig.10 External characteristic curves of different flange cascade density changing cascade pitch and chord length respectively under rated working conditions

在一定范围内,叶轮扬程系数 ψ 总体随 σ 增大而增大并逐渐平缓。值得注意的是,当叶轮弦长一定时,改变栅距的叶轮扬程系数变化是先上升后下降。这是由于 σ 较小时,较短的叶片弦长和较宽的叶片间栅距都对流体流动的束缚较弱;随着 σ 的增大,逐渐变长的叶片弦长和变宽的叶片间栅距都可以很好地束缚流体流动,叶轮做功增大使得 ψ 上升;随着 σ 持续增大,更长的叶片弦长或更窄的叶片间栅距使得流道内壁面摩擦逐渐增大, ψ 上升趋势减缓。 $l/t_i=1.42$ 时,改变栅距的叶轮扬程系数达到最大值 0.415;随着 σ 的进一步增大,内摩擦愈来愈大,导致其扬程系数开始下降。 $l/t=1.53$ 时,改变弦长的叶轮扬程系数依然缓慢上升,但可推测,若继续增大弦长,其扬程系数将达到最大值,随着 σ 进一步增大,其扬程系数会缓慢下降。

叶轮轴功率 P 总体随 σ 增大而增大。改变弦长

的叶轮轴功率比改变栅距的轴功率上升速率更快。这表明改变弦长对叶轮轴功率影响更明显。

叶轮效率 η 总体随 σ 呈先上升后下降的抛物线趋势。当 σ 从较小处增大时, η 快速上升。这是由于变长的叶片弦长或变窄的叶片间栅距可以改善流体的流动状态,使得形状阻力造成的相对形状损失随之减小;同时,叶片与流体的接触面积增大,使得相对摩擦损失上升。 η 快速上升表明形状阻力减少的损失比摩擦阻力增大的损失高很多,即叶轮内的相对总损失减小。随着 σ 的逐渐增大, η 上升逐渐平缓。这表明增大的摩擦损失与减小的形状损失逐渐持平,总损失减小的部分逐渐变小。最终,改变弦长的叶轮效率在 $l/t=1.21$ 下达到最大值 93.47%;改变栅距的叶轮效率在 $l/t=0.89$ 下达到最大值 93.32%。随后 σ 的进一步增大,形状损失减小的部分愈来愈小,同时在其内部占比较大,又由于摩擦损失的上升,使

得相对总损失上升, η 开始下降。

5.3 叶栅稠密度对多叶片轴流泵内特性的影响

5.3.1 叶栅稠密度对多叶片轴流泵叶轮进口影响

图 11 和 12 分别为基于质量流量加权的不同轮缘叶栅稠密度分别在改变弦长与栅距下的叶轮进口绝对速度 v_1 、相对速度 w_1 。由图 11 可知, 随着 σ 增大, v_1 和 w_1 都会减小。这是由于叶片数增多或叶片弦长变长, 同时扬程呈上升速率减小的非线性上升, 这使得单个叶片载荷变小, 即叶片工作面与背面的压差变小, 使得叶片工作面正压下降, 叶片背面的负压上升, 进而叶片背面相对速度降低。

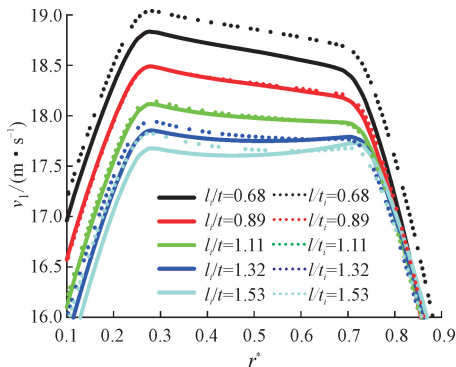


图 11 不同轮缘叶栅稠密度在叶轮进口处的绝对速度
Fig. 11 Absolute velocity at impeller inlet with different flange cascade density

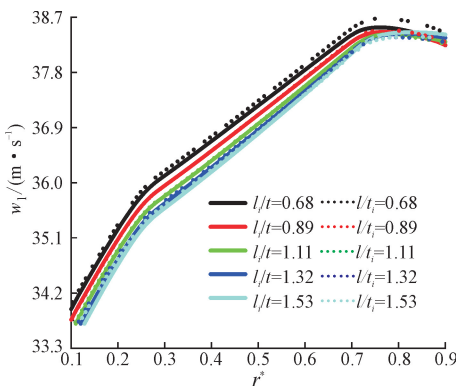


图 12 不同轮缘叶栅稠密度在叶轮进口处的相对速度
Fig. 12 Relative velocity at impeller inlet with different flange cascade density

由于叶轮进口前并无旋转部件, 不会受到前流场的影响, 因此叶轮进口处的流体受到叶轮产生的影响, 导致轴向速度降低。由于在叶轮进口位置, 进口绝对速度与轴向速度相同, 故进口绝对速度与进口相对液流角都会相应减小。

对比可知, 同一 σ 下改变栅距的叶轮进口绝对速度 v_1 和相对速度 w_1 的值都略高于改变弦长的叶轮方案的各值。二者变化趋势相同, 但是变化速率略有不同。由此表明改变叶片间栅距可以更好地控制

叶轮进口速度, 其速度三角形变化如图 13 所示。同时, 相较于靠近轮缘处, 在首先发生汽蚀的近轮毂处的速度变化更为明显, 也说明在轮缘至轮毂处的 σ 变化一定时, 增大 σ 可有效提高轴流泵抗汽蚀性能。

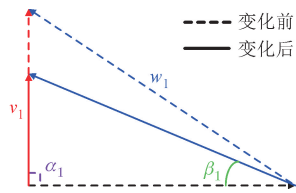


图 13 叶轮进口速度三角形随叶栅稠密度增大的变化
Fig. 13 The change of impeller inlet velocity triangle with the increase of cascade density

图 14、15 分别为改变弦长和改变栅距的叶轮在不同轮缘叶栅稠密度下径向系数 $r^* = 0.5$ 处的进口压力频域图。由图 14 可知, 叶轮进口处压力系数 C_p 与 σ 呈负相关, 由此表明叶栅稠密度的增加可以有效降低叶轮进口压力脉动。这是由于在减小栅距即增大叶片数时, 相邻两个叶片之间的角距变小, 使得每个叶片通过进口处的时间间隔缩短, 从而减少了压力脉动的持续时间, 导致压力脉动的频率增大而幅值减小; 而增大叶片弦长可以增加流体与叶片接触时产生的升力和推进力, 使得叶轮内部流动更均匀, 传递至叶轮进口处, 使得压力脉动幅值随之减小。对比可知, 改变栅距的叶轮进口压力系数 C_p 都高于改变弦长的叶轮进口压力系数 C_p ; 在 σ 较小时, 改变栅距的叶轮进口压力系数 C_p 的下降速率都高于改变弦长的叶轮进口压力系数 C_p 的下降速率, 而在 σ 较大时, 情况则与之相反, 但 C_p 均较小, 对进口流场影响不大。因此, 改变叶轮叶片间栅距可更有

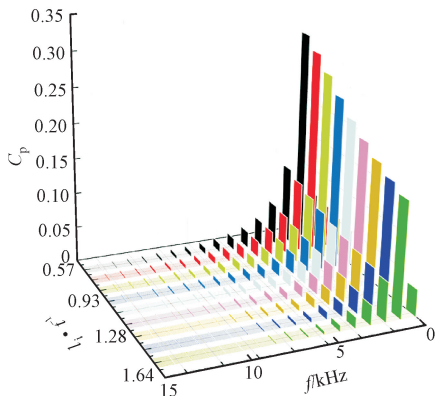


图 14 改变弦长的叶轮在不同轮缘叶栅稠密度下径向系数 $r^* = 0.5$ 处的进口压力频域
Fig. 14 Frequency domain diagrams of inlet pressure of impeller of changing the chord for different shroud cascade density at radial coefficient $r^* = 0.5$

效地控制叶轮进口压力脉动。

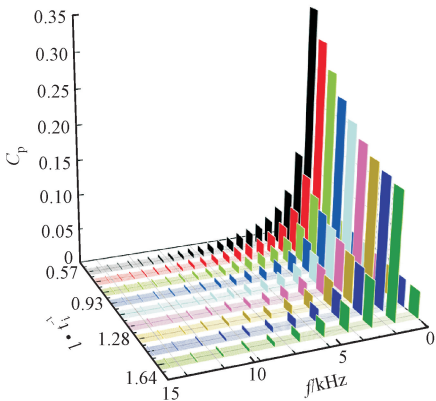


图 15 改变栅距的叶轮在不同轮缘叶栅稠密度下径向系数 $r^*=0.5$ 处的进口压力频域

Fig. 15 Frequency domain diagrams of inlet pressure of impeller of changing the pitch for different shroud cascade density at radial coefficient $r^*=0.5$

5.3.2 叶栅稠密度对多叶片轴流泵叶轮沿流向系数中间流道内流场的影响

图 16 为不同轮缘叶栅稠密度在径向系数 $r^*=0.5$ 处的工作面和背面沿流向系数的压力系数曲线。由图 16 可知,上半部分和下半部分曲线分别为叶片工作面及背面的压力系数 C_p 分布,其分布可反映叶片做功能力,其差值为叶片两面的压力差,而压力差是影响空化性能的重要参数。在不考虑边界(叶片前后缘)对流动造成影响的前提下,在流向系数 $0.05 \leq S_{r^*=0.5} \leq 0.95$ 的区域,随着 $S_{r^*=0.5}$ 的增大, σ 对叶片表面的压力影响呈现先减小后增大的趋势。此外,随着 σ 的增大,叶片工作面 C_p 随之减小,而背面 C_p 随之增大。这是由于在流量一定的情况

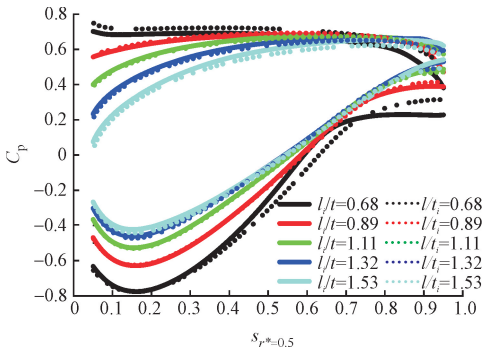


图 16 不同轮缘叶栅稠密度在径向系数 $r^*=0.5$ 处的工作面和背面沿流向系数的压力系数曲线

Fig. 16 Pressure coefficient curves of working face and back-side along flow direction coefficient at radial coefficient $r^*=0.5$ for different flange cascade density

下,叶栅稠密度的增大使得单个叶片的载荷减小,进而压差降低。

在叶片工作面,改变弦长的叶轮压力系数 C_p 略低于改变栅距的 C_p ,且在流向系数后 $1/4$ 段,随 σ 的变化,改变弦长的叶轮压力系数 C_p 变化相较于改变栅距的 C_p 更明显。在 σ 较低时,改变弦长的叶轮压力系数 C_p 比改变栅距的 C_p 偏低,而 σ 较高时,情况则相反。在叶片背面,流向系数前 $2/3$ 段二者的压力系数变化趋势基本一致,而在流向系数后 $1/3$ 段,改变弦长的叶轮压力系数 C_p 变化明显高于改变栅距的 C_p ,其变化与工作面的 C_p 变化一致。

5.3.3 叶栅稠密度对多叶片轴流泵叶轮出口的影响

图 17 和 18 分别为基于质量流量加权的轮缘叶栅稠密度在叶轮出口的轴向速度 v_m 、相对速度 w_2 、相对液流角 β_2 和圆周速度分量 v_{u2} 。由图 17 可知,随着 σ 的增大, v_m 、 β_2 和 v_{u2} 都会增大,而 w_2 则会减小。这是由于随着叶栅稠密度的增大,叶片间排挤增大,过流断面面积减小,使得叶轮出口轴向速度增大。此外,与叶轮进口同理,相对速度下降。

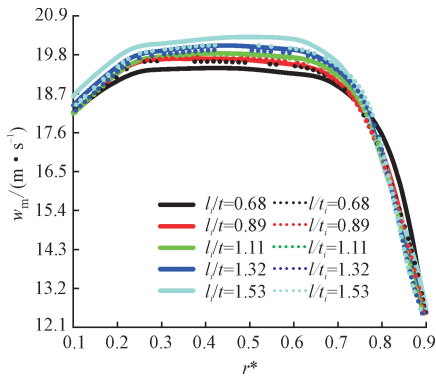


图 17 不同轮缘叶栅稠密度在叶轮出口的轴向速度

Fig. 17 Axial velocity at impeller outlet of different shroud cascade density

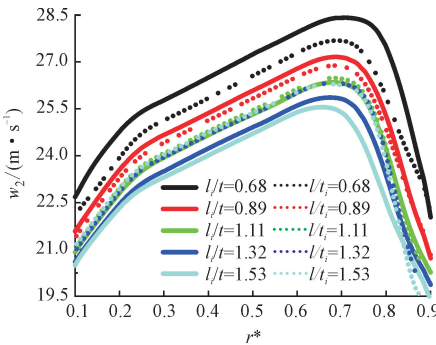


图 18 不同轮缘叶栅稠密度在叶轮出口的相对速度

Fig. 18 Relative velocity at impeller outlet of different shroud cascade density

在出口速度三角形中,既要保证轴向速度增大,同时又要保证相对速度减小,故轴向速度只能向相对速度偏移,即出口相对液流角和出口圆周速度分量同时增大,导致叶轮的扬程上升,这也从外特性曲线上印证了其变化。对比可知,改变栅距的出口各值更接近,而改变弦长的叶轮出口各值则相差更大。这是由于改变叶片间栅距并未改变翼型的升阻力系数,因此在来流不变的条件下,仅因排挤引起的翼型升阻力变化并不明显;而改变叶片弦长实质上是改变了翼型的升阻力系数。在来流不变的条件下,因翼型的升阻力系数改变使得其升阻力变化明显。因此,改变弦长的叶轮出口所对应各值则相差更大,其速度三角形变化如图 19 所示。

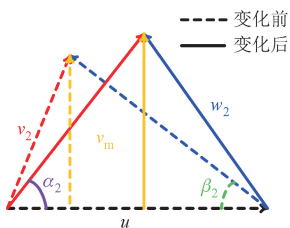


图 19 叶轮出口速度三角形随叶栅稠密度的变化

Fig. 19 The change of impeller outlet velocity triangle with the increase of cascade density

图 20 为不同轮缘叶栅稠密度叶轮出口处的效率所在圆柱层面的关于周长的加权平均值随径向系数分布曲线。由图 20 可知,效率 η 并非与 σ 呈正相关或负相关,只有符合该工况下流动的 σ 才使得效率最高。在主流区径向系数 $0.1 \leq r^* \leq 0.7$, 过大或过小的 σ 会导致叶轮内损失增大,从而导致 η 下降。在主流区径向系数 $0.7 \leq r^* \leq 0.9$ 的区域,随着 r^* 的增大,无论改变栅距还是改变弦长, η 都急剧下降,这可能是由于叶顶间隙处的泄漏所导致的,而与叶栅稠密度的变化无关。

图 21、22 分别为改变弦长和改变栅距的叶轮在不同轮缘叶栅稠密度下径向系数 $r^* = 0.5$ 处的出口压力频域。由图 21、22 可知,叶轮出口压力脉动系数 C_p 与 σ 呈正相关。这表明叶栅稠密度的增加会提高叶轮出口压力脉动。随着 σ 增大,叶轮出口 C_p 上升速率逐渐平缓。由无限叶片数理论可知,叶片无穷多且无穷薄时,叶轮出口处的压力脉动为 0,故可推测当 σ 继续增大至某一值时,叶轮出口处压力脉动随之降低。对比可知,改变栅距的出口 C_p 变化较为平稳,而改变弦长的 C_p 则上升速率较大,这表明改变弦长可更有效地控制叶轮出口压力脉动。

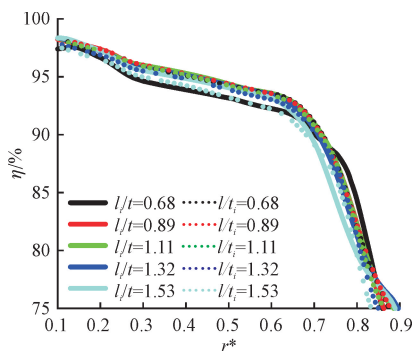


图 20 不同轮缘叶栅稠密度在各径向系数下关于周长的加权平均的效率分布曲线

Fig. 20 The weighted average efficiency distribution curve with respect to the circumference of different flange cascade density under each radial coefficient

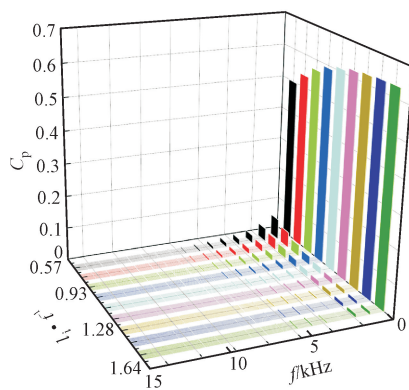


图 21 改变弦长的叶轮在不同轮缘叶栅稠密度下径向系数 $r^* = 0.5$ 处的出口压力频域

Fig. 21 Frequency domain diagrams of outlet pressure of impeller of changing the chord for different shroud cascade density at radial coefficient $r^* = 0.5$

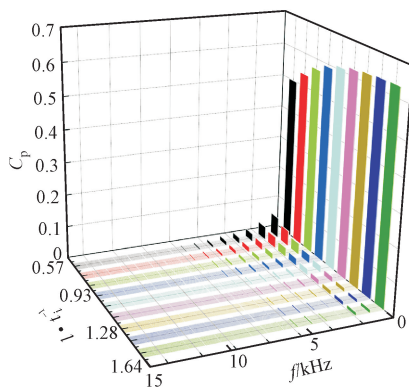


图 22 改变栅距的叶轮在不同轮缘叶栅稠密度下径向系数 $r^* = 0.5$ 处的出口压力频域

Fig. 22 Frequency domain diagrams of outlet pressure of impeller of changing the pitch for different shroud cascade density at radial coefficient $r^* = 0.5$

6 结 论

本文重点研究叶栅稠密度对多叶片轴流泵叶轮性能的影响,在特定弦长和特定栅距两种情况下对不同叶栅稠密度的多叶片轴流泵叶轮进行了三维非定常数值分析,获得叶轮进出口速度及压力脉动随叶栅稠密度的变化规律,并得到如下结论:

(1)基于 SST $k\omega$ 湍流模型,在所选设计变量的参数范围内,随着叶栅稠密度的增大,轴功率上升;对于扬程和效率,改变弦长的叶轮扬程上升,效率出现了先上升后下降的抛物线形状分布,在 $l/t=1.21$ 时效率达到最大值 93.47%。对于改变栅距的叶轮方案,其扬程和效率变化趋势相近,都呈抛物线分布。在 $l/t=1.42$ 时扬程系数达到最大值 0.407,在 $l/t=0.89$ 时效率达到最大值 93.32%。

(2)标准工况下,随着叶栅稠密度的增大,叶片工作面及背面压力系数都呈非线性递减,且其减小趋势变缓。同时,随着叶片两侧压差变小,可有效提高多叶片轴流泵叶轮抗气蚀性能。

(3)标准工况、同一叶栅稠密度下,改变弦长的叶轮进口速度各值都低于改变栅距的速度各值,而出口速度分布并无明显区别。同时,改变弦长的叶轮进出口速度分布变化都比改变栅距的叶轮进出口速度变化明显,表明改变弦长可以更有效地控制叶轮内速度。

(4)叶栅稠密度与叶轮进口压力脉动幅值呈线性负相关关系,表明叶栅稠密度增加可以有效降低叶轮进口压力脉动。叶轮出口压力脉动幅值与叶栅稠密度呈正相关关系,但上升幅度较小,表明增大叶栅稠密度对出口压力脉动影响并不强。此外,对于改变弦长的叶轮压力脉动波动在进出口处分别低于和高于改变栅距的压力脉动,考虑到出口波动幅值较小,故可选择改变弦长来调整叶栅稠密度。

参考文献:

- [1] SCHEER D D, HUPPERT M C, VITERI F, et al. Liquid rocket engine axial-flow turbopumps [EB/OL]. (1978-04-01) [2023-06-20]. <https://ntrs.nasa.gov/citations/19780023221>.
- [2] MUELLER L, VERSTRAETE T, ARTS T. Design of the primary liquid-metal pump of the Myrrha research reactor [C]//10th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics & Thermodynamics. Florence, Italy: European Turbomachinery Society, 2013: ETC2013-120.

- [3] VERSTRAETE T, MUELLER L. Design optimization of the primary pump of a nuclear reactor [M]//Advances in Evolutionary and Deterministic Methods for Design, Optimization and Control in Engineering and Sciences. Cham, Germany: Springer International Publishing, 2014: 177-195.
- [4] 关醒凡. 现代泵理论与设计 [M]. 北京: 中国宇航出版社, 2011: 500.
- [5] 顾丽琼, 潘张宇, 陈新华, 等. 叶片数对轴流泵水力性能的影响 [J]. 水利科技与经济, 2018, 24(6): 47-52. GU Liqiong, PAN Zhangyu, CHEN Xinhua, et al. Effect of leaf number on axial-flow pump hydraulic performance [J]. Water Conservancy Science and Technology and Economy, 2018, 24(6): 47-52.
- [6] 张志远, 王立祥, 蔡佑林. 叶片数对喷水推进低比转速轴流泵叶轮水动力性能的影响 [J]. 船舶, 2015, 26(1): 20-24. ZHANG Zhiyuan, WANG Lixiang, CAI Youlin. Influence of blade number on hydrodynamic performance of impeller for waterjet low specific speed axial-flow pump [J]. Ship & Boat, 2015, 26(1): 20-24.
- [7] SINGH P, NESTMANN F. Experimental investigation of the influence of blade height and blade number on the performance of low head axial flow turbines [J]. Renewable Energy, 2011, 36(1): 272-281.
- [8] 施卫东, 吴苏青, 张德胜, 等. 叶片数对高比转速轴流泵空化特性的影响 [J]. 农业机械学报, 2013, 44(11): 72-77. SHI Weidong, WU Suqing, ZHANG Desheng, et al. Effects of number of blades on cavitation of high specific speed axial flow pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(11): 72-77.
- [9] KIM Y I, LEE S G, LEE S Y, et al. Investigation on unstable pressure distribution of an axial fan blade with difference of setting angle and chord length [J]. International Journal of Fluid Machinery and Systems, 2020, 13(2): 336-347.
- [10] 宁超, 袁寿其, 李亚林, 等. 相同叶栅稠密度下叶片数对复合式叶轮内流场的影响 [J]. 机械工程学报, 2022, 58(14): 320-327. NING Chao, YUAN Shouqi, LI Yalin, et al. Influence of blade numbers at the same cascade density on the characteristics of composite impeller [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2022, 58(14): 320-327.
- [11] 陈长盛, 杨爱玲, 李国平, 等. 叶片数变化对轴流泵流体激励力影响 [J]. 噪声与振动控制, 2013, 33(3): 55-59.

- CHEN Changsheng, YANG Ailing, LI Guoping, et al. Fluid excitation forces of axial flow pumps with different number of blades [J]. *Noise and Vibration Control*, 2013, 33(3): 55-59.
- [12] ZARE A, MUNISAMY K M, NAJAFZADEH A, et al. Finite element analysis of axial fan blade with different chord lengths [J]. *Indian Journal of Science and Technology*, 2013, 6(5): 4403-4409.
- [13] 王玲花, 韩立争, 王继东. 叶栅稠密度对贯流式水轮机效率影响的研究 [J]. *大电机技术*, 2006(5): 48-50, 54.
- WANG Linghua, HAN Lizheng, WANG Jidong. Study on the affect of the cascade solidity to the efficiency of tubular turbine [J]. *Large Electric Machine and Hydraulic Turbine*, 2006(5): 48-50, 54.
- [14] SHRAVYA P. Computational study on effect of variation of pitch-chord on secondary losses in rectilinear turbine cascade [J]. *Engineering*, 2015, 7(11): 733-741.
- [15] CHO S Y, AHN K Y, LEE Y D, et al. Pressure and force on a blade row operated in partial admission with different cascade density [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2013, 27(2): 387-396.
- [16] SUPRAYETNO N, SUTIKNO P, TANDIAN N P, et al. Investigation of pitch chord ratio effect on axial hydro turbine performance [C]//AIP Conference Proceedings. Melville, NY, USA: AIP, 1984: 020027.
- [17] 马鹏飞, 王军, 单单, 等. 叶栅稠密度对双向轴流泵性能的影响 [J]. *工程热物理学报*, 2013, 34(10): 1851-1855.
- MA Pengfei, WANG Jun, SHAN Dan, et al. Effect of blading density degree on bidirectional axial flow pump performance [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2013, 34(10): 1851-1855.
- [18] 丁成伟. 离心泵与轴流泵 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1981: 189-190.
- [19] STEPANOFF A J. *Centrifugal and axial flow pumps* [M]. 2nd ed. New York, USA: Wiley and Sons, 1993: 144-148.
- [20] SRINIVASAN K M. *Rotodynamic pumps (centrifugal and axial)* [M]. [S. l.]: New Age International, 2008: 245-246.
- [21] CROUSE J E, MILLER M J. Design and overall performance of an axial-flow pump rotor with a blade-tip diffusion factor of 0.66 [EB/OL]. (1965-06-01) [2022-06-20]. <https://ntrs.nasa.gov/citations/19650024323>.
- [22] MILLER M J, SANDERCOCK D M. Blade element performance of axial-flow pump rotor with blade tip diffusion factor of 0.66 [EB/OL]. (1966-01-01) [2022-06-20]. <https://ntrs.nasa.gov/citations/19660026365>.
- [23] 张凤羽. 流体力学 [M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2013.
- [24] MENTER F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications [J]. *AIAA Journal*, 1994, 32(8): 1598-1605.
- [25] 王福军. 水泵与泵站流动分析方法 [M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2020: 53.
- [26] ANSYS Inc. . *ANSYS CFX-solver theory guide* [M]. Canonsburg, PA, USA: ANSYS Inc, 2018.

(编辑 武红江)