排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2020 年 3 月 Mar. 2020 | 第 38 卷 第 3 期 Vol.38 No.3

离心泵叶片仿生非光滑结构的布置位置

代翠[1],陈怡平[1],董亮[2*],王照雪[1]
(1. 江苏大学能源与动力工程学院, 江苏 镇江 212013;2. 江苏大学国家水泵及系统工程技术研究中心,江苏 镇江 212013)

代翠

摘要: 为研究离心泵叶片上仿生非光滑减阻效果与仿生非光滑结构布置位置的关系及离心泵水力效率对仿生结构布置位置的敏感程度,将仿生非光滑结构分别均匀布置于离心泵叶片的 6 种不同位置上.利用 ANSYS 软件进行数值模拟,研究了目标流量下 6 种方案离心泵的性能参数及叶轮内部流动情况,将根据数值计算结果得到的仿生非光滑结构的最佳布置方案与常见布置方案在全流量下进行对比分析,并在应用相同仿生非光滑结构布置方式的前提下,分析了粗糙度的影响.结果表明:该离心泵模型在目标流量下,应用仿生叶片后,其水力效率变化有限,而叶片壁面上平均剪应力相较于光滑壁面情况下降最大约 12.7%;布置于任意位置的仿生非光滑单元均能在一定范围内产生减阻效果,相邻仿生单元对于同一壁面位置的减阻效果不具有线性叠加关系;在全流量下,将仿生非光滑结构布置于叶片背面的中部,相比于将其布置于叶片背面的出口部分,增效率与减阻率均更为优秀,且 2 种方案的增效率与减阻率随流量变化的趋势较为相近;粗糙表面尽管能和仿生结构表面一样在近壁面形成低速层,但无法实现减阻效果.该研究表明,仿生结构对离心泵水力效率的影响与模型本身有关,在使用一定个数的仿生凹坑单元的前提下,应尽量将凹坑布置在剪应力大处.

关键词: 离心泵;叶片;仿生;非光滑;减阻
中图分类号: S277.9;TH311 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-8530(2020)03-0241-07
Doi: 10.3969/j.issn.1674-8530.18.0223

代翠,陈怡平,董亮,等. 离心泵叶片仿生非光滑结构的布置位置[J].排灌机械工程学报,2020,38(3):241-247.
DAI Cui, CHEN Yiping, DONG Liang, et al. Layout position of bionic non-smooth structure on blades of centrifugal pump [J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering(JDIME), 2020, 38(3): 241-247.(in Chinese)

Layout position of bionic non-smooth structure on blades of centrifugal pump

DAI Cui[1], *CHEN Yiping*[1], *DONG Liang*[2*], *WANG Zhaoxue*[1]
(1. School of Energy and Power Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China; 2. National Research Center of Pumps, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China)

Abstract: In order to explore the correlation between drag reduction rate and layout position of bionic non-smooth structure, and the sensitivity of hydraulic efficiency of centrifugal pump to the structure, bionic non-smooth structures were decorated on six different locations on blade two surfaces of a centrifugal pump, respectively, and six design cases were obtained.The hydraulic characteristic parameters and internal flow of the centrifugal pumps with these designs were studied numerically by using ANSYS CFX software at a duty point.An optimal design was decided by comparing hydraulic efficiency and

收稿日期: 2018-10-23; **修回日期:** 2018-12-16; **网络出版时间:** 2020-03-04
网络出版地址: http://kns.cnki.net/kcms/detail/32.1814.TH.20200303.1045.006.html
基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51879122,51779106);江苏省产学研联合创新资金资助项目(BY2016072-01);江苏高校优势学科建设项目;江苏省"六大人才高峰"高层次人才项目(GBZB-017)
第一作者简介: 代翠(1984—),女,河北衡水人,副教授,博士(daicui@ujs.edu.cn),主要从事水力机械振动噪声研究.
通信作者简介: 董亮(1981—),男,黑龙江齐齐哈尔人,副研究员,博士(dongliang@ujs.edu.cn),主要从事流体机械及工程研究.

drag reduction rate among six designs. Then, the optimal layout design was compared and analyzed against the existing usual layout position of bionic non-smooth structure in the whole range of flow rate. Finally, the influence of roughness on the performance and flow in the pumps were clarified in terms of the same layout position of bionic non-smooth structure.The results show that the hydraulic efficiency of the pumps with bionic non-smooth structure is less or equal to the efficiency without the structure, but the average shear stress on the blade surfaces is lowered by about 12.7%. The bionic non-smooth structure unit in any position can produce a drag reduction effect in some degree, however, the drag reduction effect produced by an adjacent bionic non-smooth unit does not show a linear relation of superposition in an intersected position. In the whole range of flow rate, the layout position of bionic non-smooth structure in the middle of blade suction side always leads to both higher hydraulic efficiency and larger drag reduction rate, compared with the layout arranged near the outlet on blade suction side. Additionally, the hydraulic efficiency change and drag reduction rates in two layouts show a similar trend versus flow rate.Unfortunately, the efficiency change rate is too tiny to be considered as a standard to evaluate the bionic non-smooth structure, while the drag reduction rate is substantial. It is suggested that the bionic non-smooth structure should be arranged in the position suffering from the largest shear stress for a better performance and pit elements in the structure should be apart with large enough spacing to increase the average drag reduction rate. The results demonstrate that even though a rough surface can form a low-velocity layer near a wall like a bionic surface, the drag reduction is unachievable because only macroscopic bionic units play a positive role in drag reduction. The results reveal that the layout position has limited influence on the hydraulic efficiency of centrifugal pump.For a fixed number of pits applied, the pits should be placed in the position as close as possible where the maximum shear stress is experienced.

Key words: centrifugal pump; blade; bionic; non-smooth; drag-reduction

泵作为一种旋转机械,其内部流体流动情况较为复杂,存在的流动问题也较多[1-2].与此同时,仿生结构由于其良好的减阻效果在实际工程中得到越来越多的关注,其机理也正在被逐渐地阐明.目前主要的减阻仿生结构有以蚯蚓等为代表的射流表面仿生减阻[3]、以海豚或鲨鱼等为代表的非光滑表面仿生减阻[4]以及以飞禽为代表的尾缘结构[5].

近年来,已有部分国内学者对非光滑仿生结构在泵领域的应用进行了研究[6-8],国外学者更多关注仿生结构对风力机等叶轮机械的气动噪声的影响[9-10].LONGHOUSE[11]在仿生锯齿降噪效果的研究中,将仿生锯齿结构应用于轴流风扇的不同位置,并试验测量了其气动及声学性能.

仿生凹坑在叶片面上的布置位置是一个较难量化的参数,文中应用CFX软件,通过分析因不同凹坑布置位置而造成的影响,针对仿生凹坑结构分别布置于叶片工作面、背面的前中后段几种情况所获得的减阻效果进行数值计算,从而确定合适的布置位置.

1 研究对象及装置

以蜗壳式离心泵为研究对象,其主要设计性能参数分别为流量 $Q_d=30\ m^3/h$,扬程 $H_d=9\ m$,转速 $n=1\ 450\ r/min$.该泵的主要几何参数分别为叶轮进口直径 $D_1=90\ mm$,叶轮出口直径 $D_2=170\ mm$,叶轮出口宽度 $b_2=13.1\ mm$,叶轮叶片数 $Z=6$,叶片包角 $\theta=120°$,蜗壳基圆直径 $D_3=180\ mm$,蜗壳进口宽度 $b_3=32.0\ mm$,蜗壳出口直径 $D_4=80\ mm$.叶轮和蜗壳均采用有机玻璃材料加工而成.

图1为泵闭式试验台示意图,试验装置主要由空蚀罐、稳压罐、进出水管路、阀门、真空泵、电动机、电磁流量计、压力变送器等组成.

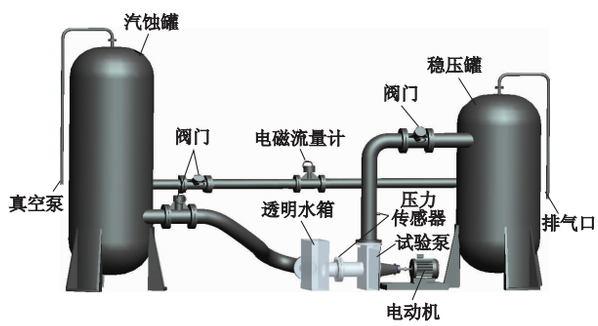

图1 离心泵闭式试验台示意图

Fig.1 Diagram of closed-loop test rig for centrifugal pumps

2　计算模型与数值计算方法

2.1　计算模型

计算模型如图 2 所示.在仿生壁面设计过程中,参照文献[12]的凹坑单元布置方式,将凹坑以菱形排布在叶片上,凹坑单元直径 $d=1.5$ mm,深度 $h=0.75$ mm.

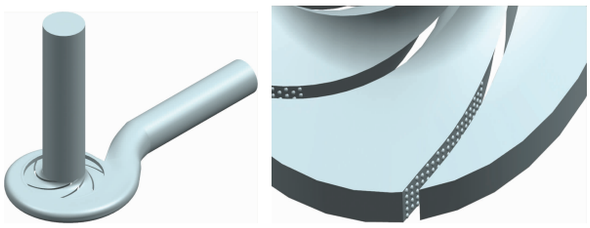

图 2　计算模型
Fig.2　Computational model

为研究凹坑布置位置对离心泵水力性能的影响,将叶片工作面与背面沿流线均分为 3 段,在叶片曲面上分别沿流向和展向按固定比例布置点集,以上述点分别作为球心作球体与叶轮水体进行布尔运算,从而在叶轮水体上形成规律的球状凸起,这些凸起对应叶片上凹坑内的水体.以 x 表示凹坑在流线方向上的位置($0\leqslant x\leqslant 1$,0 代表叶片进口边、1 代表叶片出口边),以 $y=0$ 表示凹坑布置于背面位置,$y=1$ 表示凹坑布置于工作面位置.

2.2　网格生成

带有仿生非光滑结构的叶轮水体域拓扑结构复杂,文中采用非结构网格进行网格划分并进行网格无关性验证,如图 3 所示.当网格数达到约 1 500 万后,扬程基本保持不变.因此为保证计算精度同时减少计算时间,后续网格划分以 1 500 万为参考网格数,其余模型网格划分均要求达到 1 500 万个左右,以减小网格数量不足引起的误差.

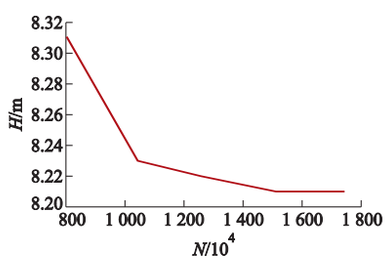

图 3　网格无关性验证
Fig.3　Check on grid-size independence

2.3　数值计算方法与边界条件设置

应用 CFX 软件对离心泵全流道进行三维定常数值模拟,选择标准 $k-\varepsilon$ 模型.对流项采用“high resolution”格式进行离散.设置进口为自由出流边界条件,出口给定质量流量 11.11 kg/s.固体壁面均设置为无滑移壁面,壁面粗糙度为 0.离心泵输送的介质为水,外界条件为常温常压,参考压力为 0;收敛精度设为 10^{-4};动静交界面设置为冻结转子以减少计算量.

3　试验结果与探讨

3.1　计算精度验证

定义扬程系数 Ψ 为

$$\Psi=\frac{H}{u_2^{\,2}/2g}\,, \tag{1}$$

式中:H 为扬程;u_2 为叶轮出口速度.

图 4 所示为模型泵扬程系数的试验值与计算值的对比,可以看出,模型泵扬程的试验值与计算值的变化趋势基本一致,最小偏差值约为 2.3%;当 $Q=40$ m^3/h 工况时,偏差约为 6.2%,误差在可接受范围内,表明采用的数值计算方法是可靠的.

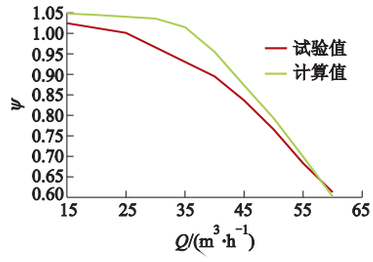

图 4　模型泵扬程系数的试验值与计算值对比
Fig.4　Comparison of experimental and simulated head coefficients of model pump

3.2　凹坑布置位置

3.2.1　外特性参数对比分析

面平均剪应力一定程度上能够反映壁面所受的黏性阻力大小,以面平均剪应力定义减阻率 C 为

$$C=\frac{\tau_{sa2}-\tau_{sa1}}{\tau_{sa1}}\times 100\%\,, \tag{2}$$

式中:τ_{sa1} 为光滑壁面面平均剪应力;τ_{sa2} 为仿生或粗糙壁面面平均剪应力.

离心泵的水力损失不仅包含壁面与水体间的摩擦损失,还存在旋涡损失和冲击损失等.因此减阻率并不等价于水力效率的提升率.

表 1 为不同凹坑布置的 7 种仿生叶片模型的外

特性参数及减阻率，可以看出：相比于光滑叶片，将凹坑布置于工作面出口附近时，扬程上升最大，约0.9%；方案5，6，7的减阻率整体低于方案2，3，4的，水力效率相对略高；方案3的减阻率最高，达到12.7%，方案4的减阻率约为11.70%.

表1 不同凹坑布置的7种仿生叶片模型的性能及减阻率

Tab.1 Head, shaft-power, hydraulic efficiency and drag reduction rate in seven designs

方案	(x,y)	H/m	T/(N·m)	η_h/%	C/%
1	—	8.19	7.20	81.6	—
2	(0~0.33, 0)	8.15	7.19	81.3	8.54
3	(0.33~0.67, 0)	8.22	7.24	81.4	12.70
4	(0.67~1.00, 0)	8.23	7.38	80.0	11.70
5	(0~0.33, 1.00)	8.24	7.24	81.4	3.45
6	(0.33~0.67, 1.00)	8.21	7.22	81.6	2.26
7	(0.67~1.00, 1.00)	8.26	7.26	81.6	6.00

3.2.2 内部流动对比分析

图5为凹坑内部及周围的流体速度矢量图，可以看出：流体在仿生凹坑内部形成了小型旋涡，旋涡内部流体速度很小，因此旋涡造成的耗散也较小；周围流体受旋涡牵制，速度也较低，形成了较为明显的低速层，这种流态在所有方案的凹坑处均可观察到.一般认为，这种低速层有利于减小近壁面区的雷诺数，从而减小近壁面的黏度，同时低速层使得近壁面边界层稳定性增强，降低湍流猝发的可能性，从而减小因边界层分离产生的压差阻力、振动与噪声[12].

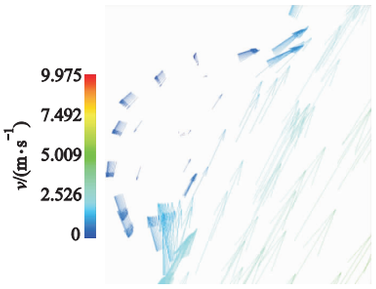

图5 仿生壁面处的流体速度矢量图

Fig.5 Velocity vector plot near bionic wall

图6为不同凹坑布置位置的平均剪应力对比，图中横坐标L^*为叶片流线相对长度.整体上，凹坑的布置明显使得对应区域的剪应力减小.

由图6a可以看出：方案2凹坑布置位置的下游壁面区域剪应力受(0~0.33, 0)处布置的凹坑所影响，超过了光滑壁面上对应区域的剪应力；方案3与方案4凹坑布置位置的上游剪应力分布基本与方案1相同，而方案3凹坑下游壁面的剪应力受其影响整体低于方案1.由图6b可以看出：仅凹坑布置位置处剪应力发生明显变化，其上游及下游处剪应力相比于方案1均无较大差异；在叶片上布置仿生凹坑会对下游流态产生影响，具体可表现为剪应力整体增大或整体减小的情况，同时这些情况在流动复杂的叶片背面更容易出现.

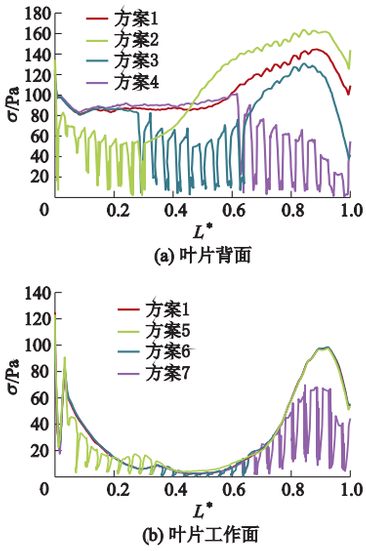

图6 不同凹坑布置位置的平均剪应力

Fig.6 Mean shear stress on blade pressure and suction sides

总体而言，减阻率与凹坑布置位置有直接关系，将凹坑布置在剪应力较大处能够更有效地减少总剪应力.理论上，离进口越远，流体速度越大，壁面剪应力也越大，但是由于凹坑结构产生的影响具有局限性，部分段凹坑结构难以改变整个叶片上各处的剪应力.因此，尽管背面出口处(0.67~1.00,0)剪应力较大，但最终在背面出口(0.67~1.00,0)布置凹坑的方案4所得到的减阻率不如在面积较大的背面中段上(0.33~0.67,0)布置凹坑的方案3得到的减阻率大.一方面这是因为方案3中凹坑布置位置(0.33~0.67,0)下游的剪应力受影响低于光滑壁面对应区域的剪应力，而方案4中凹坑布置区域(0.67~1.00,0)上游处的剪应力不受影响，另一方面，这也说明单个凹坑具有一定的减阻辐射区域，相邻凹坑减阻辐射区域叠加无法进一步显著减少重叠的辐射区域处的剪应力，因此，方案4凹坑密度相对较大，凹坑的减阻辐射区利用率较低，凹坑平均减阻辐射面积小于方案3，最终导致减阻率低于方案3.若同时减少各方案的凹坑数量，方案4的减阻率可能会高于方案3.

定义增效率δ_η为

$$\delta_\eta = \frac{\eta - \eta_0}{\eta_0}, \tag{3}$$

式中：η 为仿生壁面叶片泵效率；η_0 为光滑壁面叶片泵效率.

图 7 为不同流量工况下方案 3 与方案 4 增效率 δ_η 与减阻率 C 的对比.

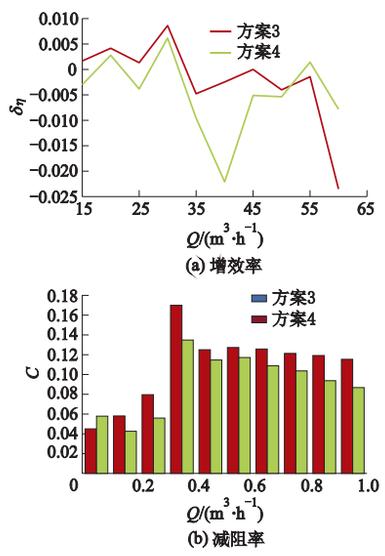

图 7　方案 3 与方案 4 的增效率与减阻率

Fig.7　Hydraulic efficiency change and drag reduction rates in design 3 & 4

由图 7a 可以看出，方案 3 的水力效率在偏小流量下较原模型有所增大，其中在 $Q=30$ m^3/h 时增效率最大，达到 0.86%，方案 4 在该流量下也具有最大的增效率，约为 0.62%，可见仿生造型在该模型的小流量下表现较好，但仿生结构的布置位置对水力效率的影响有限.由图 7b 可以看出，与增效率类似，方案 3 的减阻率几乎在全流量下都大于方案 4，且也在 $Q=30$ m^3/h 时达到最佳效果，其中方案 3 的减阻率达到 17.0%，方案 4 的减阻率约为 13.5%.这表明，相比于方案 4 的布置，在制造条件允许的情况下，建议将仿生凹坑参考方案 3 的方法布置.整体上，2 种方案的增效率与减阻率随流量的变化趋势相近.

图 8 为流量 $Q=30$，40 m^3/h 时方案 1 和 3 的叶轮内部流动的速度矢量图，可以看出：增加仿生结构的方案 3，其内部流动及速度梯度相较于光滑壁面的方案 1 分布更为均匀，这说明方案 3 在该流量下的流态明显优于方案 1；流量 $Q=30$ m^3/h 下主流区流态的变化难以从流量 $Q=40$ m^3/h 下观察到，这表明主流区的流态是影响水力效率的关键，虽然在全流量下仿生凹坑都能减小壁面附近的速度及梯度以及壁面剪应力，但仅壁面附近流态的优化对水力效率的提升并无决定性作用.

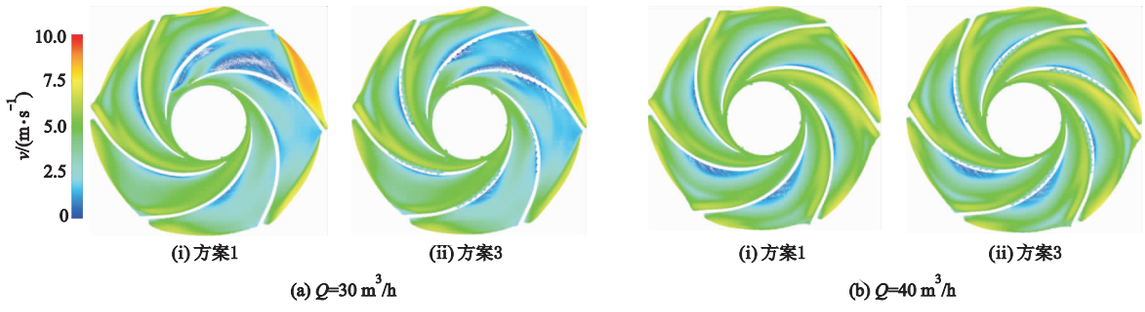

图 8　$Q=30$ m^3/h 与 $Q=40$ m^3/h 叶轮内流体速度矢量图

Fig.8　Vector velocity plots in impeller at $Q=30$, 40 m^3/h

3.3　粗糙度的影响

3.3.1　外特性参数及面平均剪应力对比分析

试验所用材料几乎无粗糙度，因此在此前模拟中未设置粗糙度.但考虑到生产实际过程与试验所用材料有所不同，其应用的材料粗糙度不能忽略.因此，为研究材料粗糙度的影响并进一步验证方案 3 的可靠性，表 2 列出了方案 1，3，4 在流量 $Q=40$ m^3/h 时有、无粗糙度 Ra 情况下的外特性参数及减阻率.由表 2 可以看出：方案 3 的情况与方案 4 类似，在无粗糙度情况下，扬程、减阻率相比于方案 1 均有所增大，方案 3 的减阻率明显优于方案 4，且方案 3 的优势在具有粗糙度时也很明显；在有粗糙度情况下，方案 3 与方案 4 相比于方案 1 减阻率也增大，表明仿生结构对于不同粗糙度的表面都有一定的适应性.

表 2　有、无粗糙度情况下的外特性参数及减阻率

Tab.2　Characteristic parameters and drag reduction rate at $Q=40$ m^3/h for rough and smooth walls

模型	Ra/μm	(x,y)	H/m	T/(N·m)	η_h/%	C/%
方案 1	0	—	8.19	7.20	81.6	—
方案 1	50	—	8.29	7.37	80.7	−57.6
方案 3	0	(0.33~0.67,0)	8.22	7.24	81.4	12.7
方案 3	50	(0.33~0.67,0)	8.30	7.37	80.6	−37.5
方案 4	0	(0.67~1.00,0)	8.23	7.38	80.0	11.8
方案 4	50	(0.67~1.00,0)	8.31	7.46	79.8	−40.1

3.3.2 内部流动对比分析

图9为近壁区的流速分布,可以看出:粗糙度和仿生结构都导致叶片近壁面流速的减少,在壁面形成一层低速层;仿生壁面形成的低速层较粗糙壁面更为明显,粗糙壁面尽管也能形成低速层,但由于粗糙度对壁面与流体间存在的摩擦阻力影响更为显著,导致剪应力的增大.将仿生非光滑结构应用于粗糙壁面也能明显产生降低剪应力的效果,这说明仿生壁面的减阻效果主要来自于仿生凹坑的特殊流态及其对近壁面流体流态的影响.

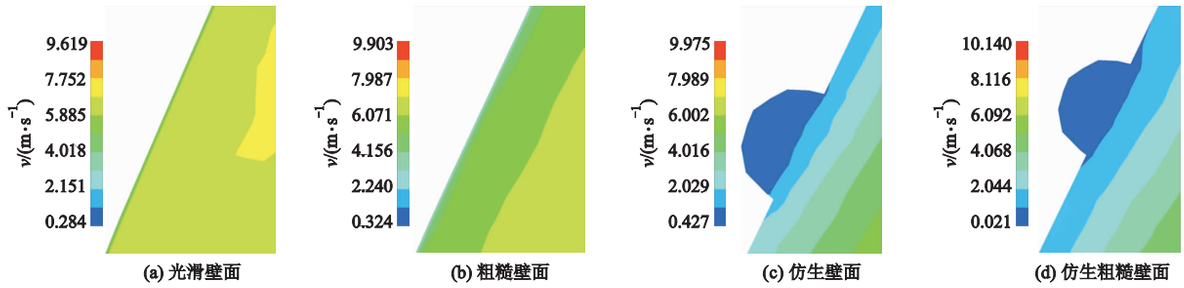

图9 近壁区流速分布
Fig.9 Velocity contours near wall

4 结 论

1) 采用非光滑表面的离心泵叶轮其性能参数有一定的变化,粗糙度的影响过于微观,难以显著改变流场的分布情况及梯度,但其对壁面剪应力大小的整体影响明显,因此工程应用中必须考虑粗糙度因素,同时仿生非光滑结构应用在粗糙壁面上具有一定效果.

2) 仿生壁面未取得提高水力效率的效果,对比现有研究可以认为,仿生壁面的增效能力在不同叶轮模型中表现相差很大.凹坑仿生结构在全流量下使得叶片壁面剪应力下降,明显减小摩擦阻力.尽管该模型中无法明显提升水力效率,但仿生凹坑所导致的壁面低速层的形成有利于阻止边界层的分离及其带来的回流等不利流动情况,减小压差阻力,最终可能达到降噪减震的效果,有进一步研究的价值.

3) 凹坑的减阻效果与凹坑的布置数量有很大的关系,在剪应力大处布置凹坑,同时减少凹坑减阻辐射区域的重叠,有利于提高凹坑的平均减阻效果.

4) 叶片长度方向上剪应力的变化,侧面反映了壁面式仿生结构对上游流态影响较小,而将仿生结构布置于叶片中部,相对于将其布置于叶片进口能更好地控制叶片出口流态.理论上这种对叶轮内部流场上下游的影响对于不同尺度,不同间距的仿生非光滑结构都是类似的.文中的研究表明,相比于方案4,方案3在更广的流量区域具有增效能力,同时减阻效果也几乎在全流量下明显优于方案4,因此,尽管在试验流量下未取得明显的增效成果,仍推荐在优化设计中使壁面式仿生结构的布置位置与方案3相近.

参考文献(References)

[1] 赵万勇,宋乾斌,虎兴娜.基于正交试验及CFD的液环真空泵叶轮优化设计[J]. 流体机械, 2019, 47(1):14-19.
ZHAO Wanyong, SONG Qianbin, HU Xingna. Optimization design of liquid ring vacuum pump impeller by orthogonal experiment and CFD[J]. Fluid machinery, 2019,47(1):14-19. (in Chinese)

[2] 高波,王孝军,倪丹,等.离心泵变转速压力脉动特性的试验研究[J].流体机械, 2018, 46(8):1-5.
GAO Bo, WANG Xiaojun, NI Dan, et al. Experimental research on pressure pulsation of a centrifugal pump at variable rotating speeds[J]. Fluid machinery, 2018, 46(8):1-5. (in Chinese)

[3] HAECHEON C. Turbulent drag reduction: studies of feedback control and flow over riblets[D]. Palo Alto: Stanford University, 1993.

[4] PARK S R, WAKKACE J M. Flow alteration and drag reduction by riblets in a turbulent boundary layer[J]. AIAA journal, 1994, 32(1):31-28.

[5] CHOI K S. Smart flow control with riblets[J]. Advanced materials research, 2013, 745:27-40.

[6] BOOMSMA A, SOTIROPOULOS F. Direct numerical simulation of sharkskin denticles in turbulent channel flow[J]. Physics of fluids, 2016, 28(3):035106.

[7] 杨弘炜,高歌. 一种新型边界层控制技术应用于湍流

减阻的试验研究[J]. 航空学报,1997,18(4):455-457.
YANG Hongwei, GAO Ge. Experimental study for turbulent drag reduction using a novel boundary control technique[J]. Acta aeronautica et astronautica sinica, 1997,18(4):455-457. (in Chinese)

[8] 王政, 李田, 李明, 等. 仿生表面微结构减阻优化及机理研究综述[J]. 河北科技大学学报, 2017, 38(4): 325-334.
WANG Zheng, LI Tian, LI Ming, et al. Review of mechanical research and aerodynamic drag reduction of bionic surface micro-structures[J]. Journal of Hebei University of Science and Technology, 2017, 38(4): 325-334. (in Chinese)

[9] JARON R, MOREAU A, GUERIN S, et al. Optimization of trailing-edge serrations to reduce open-rotor tonal interaction noise[C]//Proceedings of the ISROMAC, 2016.

[10] JAEHA R, JONG S C. Noise reduction effect of airfoil and small-scale rotor using serration trailing edge in a wind tunnel test[J]. Science China(technological sciences), 2017(2):155-162.

[11] LONGHOUSE R E. Vortex shedding noise of low tip speed, axial flow fans[J]. Journal of sound & vibration, 1977,53(1): 25-46.

[12] 牟介刚, 代东顺, 谷云庆, 等. 非光滑表面离心泵叶轮的流动减阻特性[J]. 上海交通大学学报, 2016, 50(2): 306-312.
MOU Jiegang, DAI Dongshun, GU Yunqing, et al. Characteristics of non-smooth surface drag reduction influence on centrifugal pump impeller[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2016,50(2): 306-312. (in Chinese)

(责任编辑　陈建华)

(上接第 240 页)

[6] 刘在伦,董玮,张楠,等.离心泵平衡腔液体压力的计算与验证[J]. 农业工程学报,2013,29(20):54-59.
LIU Zailun, DONG Wei, ZHANG Nan, et al. Calculation and validation of fluid pressure of balance cavity in centrifugal pump[J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(20): 54-59. (in Chinese)

[7] 陈云富.离心泵泵腔内压力分布规律的研究[D]. 兰州:兰州理工大学,2005.

[8] CAO Weidong, DAI Xun, HU Qixiang. Effect of impeller reflux balance holes on pressure and axial force of centrifugal pump[J]. Journal of Central South University,2015,22(5):1695-1706.

[9] 董玮,楚武利. 离心泵后泵腔内液体压力数值分析与验证[J]. 机械工程学报,2016,52(4):165-170.
DONG Wei, CHU Wuli. Numerical analysis and validation of fluid pressure in the back chamber of centrifugal pump[J]. Journal of mechanical engineering,2016,52(4):165-170. (in Chinese)

[10] WANG Chuan, SHI Weidong, ZHANG Li. Calculation formula optimization and effect of ring clearance on axial force of multistage pump[J]. Mathematical problems in engineering, 2013:749375.

[11] 钱晨,杨从新,史广泰,等.多级泵导叶径向力的数值模拟[J].流体机械,2019,47(8):37-42.
QAIN Chen, YANG Congxin, SHI Guangtai, et al. Numerical simulation of radial force in guide vane of multistage pump[J]. Fluid machinery,2019,47(8):37-42. (in Chinese)

(责任编辑　陈建华)