

离心泵仿生叶片的降噪特性研究

成 涛¹, 符 杰², 金永鑫¹, 朱俊桦¹

(1. 流体及动力机械教育部重点实验室(西华大学), 四川 成都 610039;

2. 流体机械及工程四川省重点实验室(西华大学), 四川 成都 610039)

摘 要: 采用仿生学思维对离心泵叶片出口进行仿生改造, 结合 CFD 和噪声计算对设计工况下的流场和声场信息进行对比分析, 用数值模拟方法验证其结构改进后的降噪效果。计算结果表明: 采用仿生结构叶片能够有效的降低隔舌、蜗壳出口和叶轮流道内的湍流脉动强度, 同时使流场中的涡结构尺度减小, 控制流场中涡结构的分布范围, 降低了离心泵内噪声源强度, 达到降低噪声的目的。原模型和仿生叶片模型的压力脉动特征频率均为叶频及其低阶倍频, 仿生叶片模型在各监测位置的压力脉动均比原模型有明显的降低; 仿生叶片使各监测点噪声源强度降低, 其出口 3 倍管径处的降噪效果最佳, 总声压级下降 3.62 dB, 降噪率为 3.20%; 在隔舌处的总声压级下降 1.15 dB, 降噪率为 0.67%, 总体降噪率在 0.67% ~ 3.20%, 达到了降噪的目的。

关 键 词: 离心泵; 仿生叶片; 降噪优化设计; 噪声源诱因分析

中图分类号: TH311 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2023.10.005

[引用本文格式] 成 涛, 符 杰, 金永鑫, 等. 离心泵仿生叶片的降噪特性研究[J]. 热能动力工程, 2023, 38(10): 41-50. CHENG Tao, FU Jie, JIN Yong-xin, et al. Study on noise reduction characteristics of bionic vane of ventrifugal pump[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(10): 41-50.

Study on Noise Reduction Characteristics of Bionic Vane of Ventrifugal Pump

CHENG Tao¹, FU Jie², JIN Yong-xin¹, ZHU Jun-hua¹

(1. Key Laboratory of Fluid and Power Machinery (Xihua University) of Ministry of Education, Chengdu, China, Post Code: 610039;

2. Key Laboratory of Fluid Machinery and Engineering (Xihua University) of Sichuan Province, Chengdu, China, Post Code: 610039)

Abstract: Based on the bionic thinking, the bionic transformation of the centrifugal pump blade outlet was simulated, combined with CFD and noise calculation, the flow field and acoustic field information under the design condition were compared and analyzed, and the noise reduction effect after structure modification was verified by using numerical simulation method. The calculation results show that the bionic blades can effectively reduce the turbulence pulsation intensity in the flow channel of the sublingual, volute outlet and impeller, reduce the vortex structure scale in the flow field, and control the distribution of the vortex structure in the flow field, which reduces the noise source strength in the centrifugal pump and realizes the purpose of noise reduction. The pressure pulse characteristic frequencies of the prototype and bionic blade model are both the frequency of the blade and its low order frequencies, and the pressure pulsation of the bionic blade model in each monitoring position is significantly lower than the original model; the noise source intensity is decreased at each monitoring points by the bionic blade, the noise reduction effect in outlet triple tube is the best, the total sound pressure level decreases by 3.62 dB with the noise reduction rate of 3.20%; the total sound pressure level of the sublingual decreases by

收稿日期: 2022-10-13; 修订日期: 2022-10-29

基金项目: 国家自然科学基金青年科学基金项目(52009115)

Fund-supported Project: National Natural Science Foundation of China - Youth Science Foundation Project(52009115)

作者简介: 成 涛(1996-), 男, 西华大学硕士研究生。

通讯作者: 符 杰(1978-), 男, 西华大学副教授。

1.15 dB with the noise reduction rate of 0.67%, and the overall noise reduction rate is in the range of 0.67% to 3.20%, achieving the purpose of noise reduction.

Key words: centrifugal pump, bionic blade, noise reduction optimization design, analysis of noise source inducement

引 言

离心泵的噪声问题不仅使其发展受到限制,也对长期处于此环境下的工作人员身体有害。因此高效、低噪的叶轮旋转机械逐渐成为广大学者研究的热点^[1]。离心泵噪声主要是由机械振动引起的辐射噪声和流体动力学噪声,其中流体动力学噪声对离心泵噪声的影响最为明显,占比较大^[2];而叶片和蜗壳隔舌相互作用产生的动静干涉引起的剧烈压力脉动是产生流体动力学噪声的主要原因之一^[3]。国内外很多学者从隔舌、叶片角度出发,设计不同形式的隔舌和叶片以减弱动静干涉引起的噪声。周佩剑等人^[4]通过探究旋转失速状态下离心泵产生噪声的主要位置,得到压力脉动最严重的位置在蜗壳隔舌处。Wang 等人^[5]对多级泵的噪声特性研究发现:强烈的压力脉动是噪声和低频振动产生的主要来源。Wu 等人^[6]对蜗壳隔舌进行优化设计,在流量略有增加的情况下噪声降低 1.5 dB。Wang 等人^[7]对叶片进行不同的凹坑排布,结果表明,圆型凹坑的排布能使总声压级下降约 3 dB。

商延赓等人^[8]分别以鲨鱼皮肤及海豚皮肤表面结构为模仿原型,设计了 2 种仿生功能表面来提高离心泵效率。代翠等人^[9]根据鲨鱼皮肤结构特性,设计具有 V 型槽表面叶片的离心泵模型,结果表明,与光滑叶片相比仿生叶片总声压级的降幅最大为 2.68%。Li 等人^[10]研究了斜齿尾缘叶片降噪特性,研究表明,斜锯齿尾缘叶片在宽频段保持降噪效果,窄带峰值明显减弱,大攻角下传统钝型后缘的窄带峰值消失,降噪效果明显。

综上所述,目前学者们对叶片诱导噪声的研究,主要是改变出口宽度、打孔、布置凹坑等传统方法,而对叶片的仿生构造研究还比较少。本文结合叶片出口形状对压力脉动的影响和噪声产生的原因及仿生学的优势与特点,模仿鲨鱼和海豚背鳍,在离心泵叶片出口处设计仿生沟槽,采用计算流体动力学(Computational Fluid Dynamics, CFD)和声学仿真

(LMS Virtual Lab, LMS) 对流场和声场进行数值模拟,研究其压力脉动、湍动能、涡强度、声压级、辐射指向等,探究其噪声产生机理及诱导原因。

1 数值计算理论

1.1 CFD 计算理论

流体运动基本控制方程为 Navier-Stokes 方程。其连续性方程及动量方程分别为:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] \quad (2)$$

式中: i, j, k —空间坐标轴分量; ρ —密度, kg/m^3 ; p —压力, Pa ; t —时间, s ; u_i, u_j, u_k —速度分量, m/s ; μ —动力粘度系数, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; δ_{ij} —Kronecker 系数。

选取求解精度较高、适用范围较广的标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型作为计算模型,表达式如下:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + P_b - \rho \varepsilon - Y_m + S_k \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + P_k P_{1\varepsilon} - \frac{\varepsilon}{k} (P_k + P_{3\varepsilon} P_b) - P_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (4)$$

其中:

$$\mu_t = \rho c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$$

式中: ε —湍流耗散率; k —湍流动能, $\text{m}^2 \text{s}^{-2}$; μ_t —湍流粘度系数, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; $P_{1\varepsilon} = 1.44$, $P_{2\varepsilon} = 1.92$, $c_\mu = 0.09$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$, $\sigma_k = 1.0$, $S_k = 0$, $S_\varepsilon = 0$; P_k —湍动能产生项, $\text{m}^2 \text{s}^{-2}$; 对于不可压缩流体 $P_b = 0$, $Y_m = 0$; $P_{1\varepsilon}, P_{2\varepsilon}, P_{3\varepsilon}, P_k, P_b, Y_m, S_k$ 中 P, Y, S —做功符号无实际意义; 下标 1、2、3—简单数字以区分不同项, 无

实际意义; t, b, m —湍流、浮力、质量。

1.2 声场理论

FOWCS-WILLIAMS 和 HAWKINGS^[11] 推导出的流体动力噪声计算方程(FW-H 方程)表达式为:

$$\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p_1}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 p_1}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_i} (p_{ij} n_j \delta(f)) + \frac{\partial}{\partial t} (p_0 v_j n_j \delta(f)) \quad (5)$$

式中: p_1 —波动压力, Pa; p_0 —平均压力, Pa; c_0 —声速, m/s; t —时间, s; x_i —在 X 轴坐标上的分量, m; v_j —在 Y 轴上的分速度, m/s; n_j —单位法向量分量; T_{ij} —Lighthill 湍流应力张量; $\delta(f)$ —Dirac 函数,描述物体的实时位置; p_{ij} —流体应力张量。

式(5)中右端三项依次表示四极子、偶极子和单极子声源。在不考虑气蚀条件下,离心泵的流体动力噪声中偶极子声源占主导地位,因此计算声场过程中忽略单极子和四极子的影响。

对式(5)进行傅里叶变换即可得到频域的 Helmholtz 方程:

$$(\nabla^2 + k^2) p_1 = \frac{\partial}{\partial x_i} (p_1 n_j \delta(f)) \quad (6)$$

当只考虑静止蜗壳的偶极子声源,利用 Green 函数即可得到辐射声压,其表达式为:

$$p_{1,inc}(\boldsymbol{r}_0) = \iint_s p(\boldsymbol{r}_s) \frac{\partial G(\boldsymbol{r}_0, \boldsymbol{r}_s)}{\partial n} dS(\boldsymbol{r}_s) \quad (7)$$

式中: $\boldsymbol{r}_s$ —源点的位置矢量; $p(\boldsymbol{r}_s)$ —边界的流体压力, Pa, $P(\boldsymbol{r}_s) = p_0 - p$; $G(\boldsymbol{r}_0, \boldsymbol{r}_s)$ —Green 函数;inc—辐射的缩写; s —积分面积。

只考虑叶片运动的偶极子声源,FW-H 方程的时域解为:

$$p_{1inc}(\boldsymbol{r}_0, t) = -\frac{1}{4\pi} \iint_s \frac{r_i}{c_0 D r^2} \frac{\partial}{\partial \tau} \left(\frac{F_i}{D} \right) dS \quad (8)$$

式中: $\boldsymbol{r}_0$ —场点的位置矢量; $\boldsymbol{r} = |\boldsymbol{r}_0 - \boldsymbol{r}_s|$; $F_i = p_{ij} n_j$ —物体作用于流体的单位面积法向力, N/m²; $D = |1 - M_r|$ —Doppler 放大因子; M_r —运动声源在观察者方向上的 Mach 数; τ —粘性应力张量。

2 流场及噪声的数值计算

2.1 模型介绍

利用仿生学中的几何相似准则,参考李大伟等人^[12]仿生鲨鱼皮盾鳞的参数化三维建模技术,利用

NX 等相关软件对鲨鱼的表面结构特征进行提取和简化,确定叶片形状及尺寸范围。结合李文庆^[13]的研究结果:合理地改善叶片出口形状及增大动/静叶间隙,可以有效降低两级泵的振动。在叶片的出口处设置仿生 V 型槽,其计算模型及具体尺寸(长(c) 6.000 mm、高(h) 5.196 mm)结构如图 1 所示。

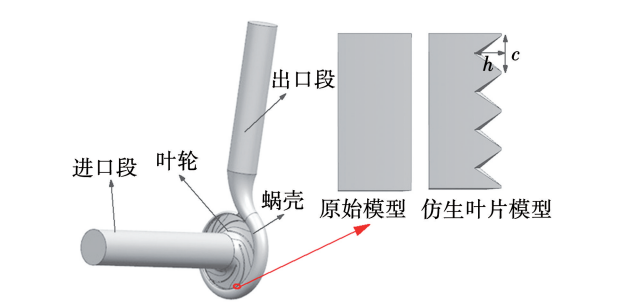


图 1 计算域及叶片出口形状
Fig.1 Computational domain and blade outlet shape

采用扭曲叶片的原型离心泵主要设计参数如表 1 所示。为增加计算的稳定性,数值模拟时在叶轮入口和蜗壳出口处各延伸了 5 倍管道直径长度。

表 1 离心泵主要设计参数
Tab.1 Main design parameters of centrifugal pump

参 数	数 值
流量 $Q_d/\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	200
扬程 H/m	38
转速 $n/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	1450
叶轮叶片数 Z	6
叶轮入口直径 D_1/mm	175
叶轮出口直径 D_2/mm	360
叶轮出口宽度 b_2/mm	26
蜗壳基圆直径 D_3/mm	370
蜗壳进口宽度 b_3/mm	50
泵进口直径 D_s/mm	175
泵出口直径 D_d/mm	150

2.2 流场计算方法

利用 ANSYS ICEM 对全流场计算域进行网格划分。进出口段由于其形状规则,采用结构化网格;蜗壳和叶轮采用适应性好、自动化程度高的非结构四面体网格;原模型和仿生模型的整体网格质量都控制在 0.3 以上。选取标准壁面函数以满足 FLUENT 中自动处理壁面的要求。其网格无关性验证结果如

表 2 所示。在保证模拟结果可信的前提下,为减少计算时间,最终确定原模型网格数为 6 746 906、仿生模型网格数为 4 986 882。

表 2 网格无关性验证
Tab.2 Grid independence verification

类型	网格数	扬程/m	效率/%
原模型	3 967 188	38.71	78.84
	5 020 398	39.02	80.12
	6 746 906	40.61	81.09
仿生模型	4 421 574	38.76	78.45
	4 986 882	39.63	79.33
	6 568 946	38.86	79.57

在 ANSYS CFX 软件中选用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型进行数值模拟。除叶轮水体为旋转域外,其余各部件均设置为静止域,动静之间采用交界面进行数据交换。定常计算采用冷冻转子交界面;非定常采用瞬态转子。瞬态数值计算时为得到相对稳定可靠的数据,整个过程中总共计算 8 个周期,数据处理时选取可信度较高的后 5 个周期结果,即 $T_s = 3.310 \times 10^{-1}$ s,时间步长 $\Delta t = 3.448 \times 10^{-4}$ s。计算收敛精度设为 1×10^{-5} ,设置进口压力为 101 325 Pa,出口质量流量为 55.456 kg/s。

2.3 外特性曲线

为比较仿生叶片对泵性能的影响,图 2 中给出了原模型和仿生叶片模型的外特性数值模拟结果。

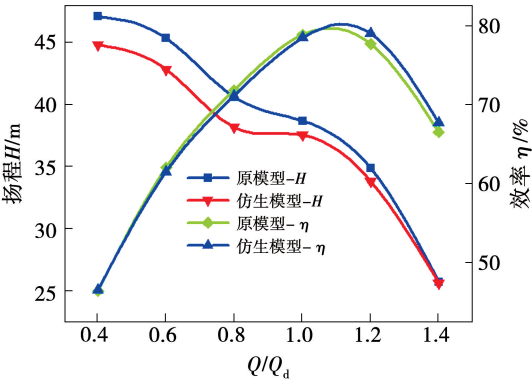


图 2 外特性曲线
Fig.2 Curves of external characteristics

从图 2 可知,两种模型泵的扬程和效率曲线贴合程度较好。随着流量增加两模型的扬程都呈下降趋势,在 $1.2 Q_d \sim 1.4 Q_d$ 时下降趋势最为明显。效率曲

线都呈先增后减的变化趋势,大流量工况 ($1.0 Q_d \sim 1.4 Q_d$) 下仿生模型的效率曲线在原模型曲线的上方,这说明仿生叶片可以有效改善离心泵在大流量工况时的内部流场,提高泵的效率。两模型泵的扬程最大偏差为 2.72%,效率最大偏差为 1.72%。

2.4 声场计算方法

离心泵工作时的噪声按其影响程度可分为机械噪声和流噪声。泵的组件受到力的作用引发机械噪声,流体和泵组件之间的相对运动是产生离心泵流噪声的主要原因^[14]。

本文利用 LMS 软件声学有限元模块 (Acoustics Harmonic FEM) 对模型泵和仿生泵进行噪声计算。其声学有限元内声场、外声场网格划分时最小划分网格单元应满足:

$$L \leq \frac{c_0}{6f_{\max}} \tag{9}$$

式中: c_0 —声音在介质中的传播速度, m/s; $f_{\max}$ —所求最高频率, Hz。

为满足所求最高频率要求,声学时间步长设置为:

$$\Delta t = \frac{1}{2f_{\max}} \tag{10}$$

由于动静干涉是离心泵内部流动噪声的主要来源,其主频集中在叶频 ($BPF = 145$ Hz) 及低阶倍频处,属于低频噪声。因此,设置最高频率 $f_{\max}$ 为 1 500 Hz,达到所需特征的要求。此外,输送介质为常温状态下的水。声音在水和空气中的传播速度分别为 1 500 和 340 m/s。利用式 (9) 结合泵组本身的结构特性和出于时间成本考虑,最终设置内外声场网格尺寸为 10 mm。声场时间步长设置为 3.333×10^{-4} s,总时间为 3.333×10^{-1} s。插入 3 个谐波,频率分辨率 Δh 为 6.042。为更好地了解噪声的辐射特性,设置以叶轮旋转中心为圆心,半径为 600 mm 的圆为近声场域,半径为 4 800 mm 的圆为外声场域。在进行声场求解时,认为其他过流部件表面完全刚性,即其他表面为全反射壁面,没有声音的透射,声音只是沿着水传播至上下游;将泵的进、出口边界条件定义为全吸声属性^[15]。

2.5 监测点设置

为更好地了解噪声和压力脉动的变化情况,设

置流场和声场监测点,如图 3 所示。其中, $P_1 \sim P_4$ 监测点均在叶片出口, P_{GS} 监测点在蜗壳隔舌处, P_{CK} 监测点在蜗壳出口 3 倍管径处。

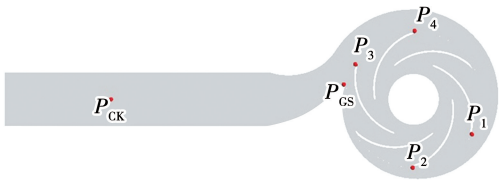


图 3 监测点的位置

Fig. 3 Positions of monitoring points

分别在半径 600 和 4 800 mm 的圆周上均匀分布 36 个监测点,作为近场声学监测点和外场声学监测点,其分布如图 4 所示。通过 LMS 计算,作出指向图(Polar Directivity),提取总声压级和频谱图,即可观察到噪声在圆周各方向上的变化趋势。

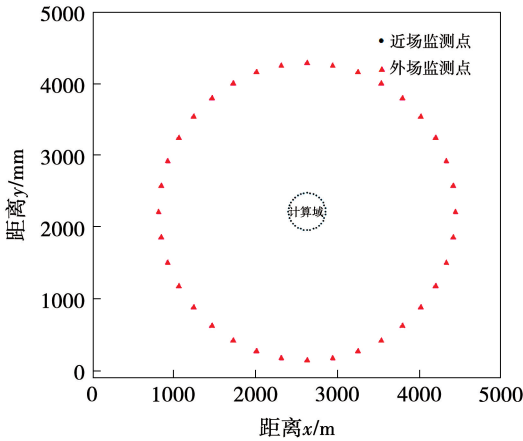


图 4 声场监测点

Fig. 4 Acoustic field monitoring points

3 流场及噪声计算结果与分析

3.1 流场分析

湍动能表征湍流运动的强烈程度,其值与湍流在运动发展过程中的脉动强度和时间跨度有关。湍动能的大小及空间分布与流动产生的脉动扩散和粘性耗散的大小和范围直接相关^[16]。图 5 为两种模型湍动能对比。由图 5 可知,湍动能主要分布在叶轮叶片,蜗壳隔舌区域,其中在隔舌处湍动能强度最大。这主要是因为高速旋转的叶轮和静止的蜗壳相对位置的变化从而产生很强的非稳定流动现象,导

致隔舌处的能量损失较大。两模型在整个流动区域中,高速的流体在叶片尾缘脱落形成脱落涡并与旋转叶片相撞击,在叶轮流道内部分区域出现回流现象,产生湍流能量耗散。在叶片的出口位置也有一部分湍动能耗散较大的区域。仿生叶片能够有效降低隔舌、叶轮流道处湍流脉动强度,其最大湍动能从 13.7 降到 9.7。仿生叶片整个流场的能量分布较为均匀。

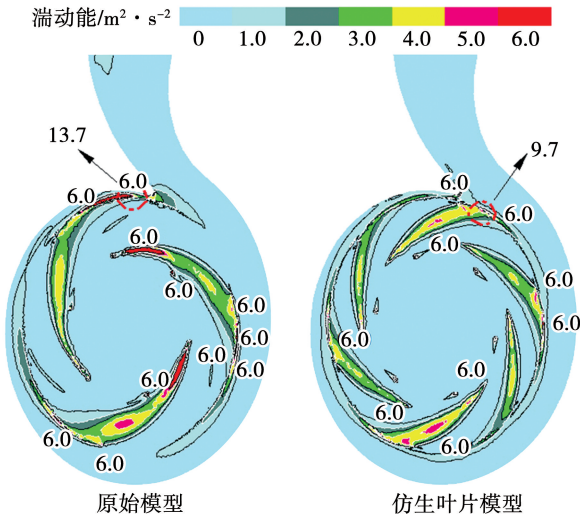


图 5 两种模型湍动能对比

Fig. 5 Comparison of turbulent kinetic energy of two models

赵斌娟等人^[17]对第二代涡识别方法在混流泵内部流场中的适用性分析中表明, Q 准则能剔除绝大部分的剪切层影响,较其他涡识别方法能更好地捕捉混流泵内部的涡结构,显示的涡大小更加精确。 Q 准则与速度梯度张量有关,而速度梯度张量可分为以下两部分。

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_j} = 0.5 \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] + 0.5 \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] \quad (11)$$

其中,对称部分记作 S ,通常被称为应变速率张量;反对称部分记作 Ω ,通常被称为旋转速率或涡量张量。

$$S = 0.5 \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] \quad (12)$$

$$\Omega = 0.5 \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] \quad (13)$$

而粘性应力张量只是应变速率张量的具体函数其定义为:

$$\tau = \mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] \tag{14}$$

综合考虑 Q 定义为:

$$Q = 0.5 [\| \Omega_F^2 \| - \| S_F^2 \|] \tag{15}$$

HUNT 等人^[18]提出 $Q > 0$ 的区域认定为旋涡,即 $Q > 0$ 时流场中旋转的涡量占主导地位。鉴于 Q 准则较其他准则的优越性,本文采用 Q 准则识别叶轮和蜗壳内的涡结构。

图 6 为两种模型的涡结构。由图 6 可知,两种模型均在叶轮流道、叶轮进口、叶片出口、叶片工作面、蜗壳扩散段内出现明显的涡分布,且在整个流道内有两种旋转方向相反的涡,并对流场产生扰动而引起叶轮涡量的改变。而仿生模型改变了叶片出口处的形状,改善了流场的分布,破坏了脱流和尾迹涡,让大尺度涡演变为小尺度涡,使涡结构强度和数量减少,降低了因涡而产生的能量损耗,从而使流道中的涡分布更加均匀,在叶片工作面、叶轮流道、叶片出口和蜗壳出口处的涡结构明显减少。这也与图 5 中湍动能的分析一致。

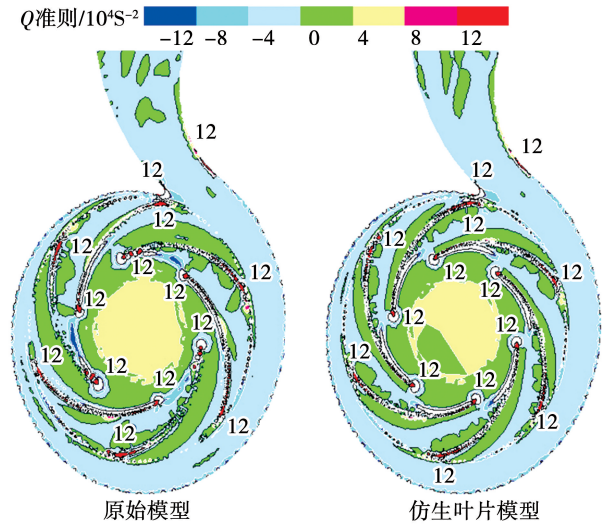


图 6 两种模型的涡结构

Fig. 6 Vortex structures of two models

3.2 动静干涉特性分析

袁寿其等人^[19]提出引起离心泵流噪声的主要原因是叶轮与蜗壳隔舌之间的动静干涉,其不仅使蜗壳内部压力场产生强烈的压力脉动并造成气蚀等现象,还会诱发流体噪声,进而影响离心泵的振动噪声。因此,为更加直观地了解其内部流场的压力

脉动分布情况和幅值大小,对图 3 所设置的各监测点分别提取其压力与时间值,通过傅里叶转换得到频域曲线。并引入压力系数 C_p 对压力进行无量纲化处理,其结果如图 7 所示。

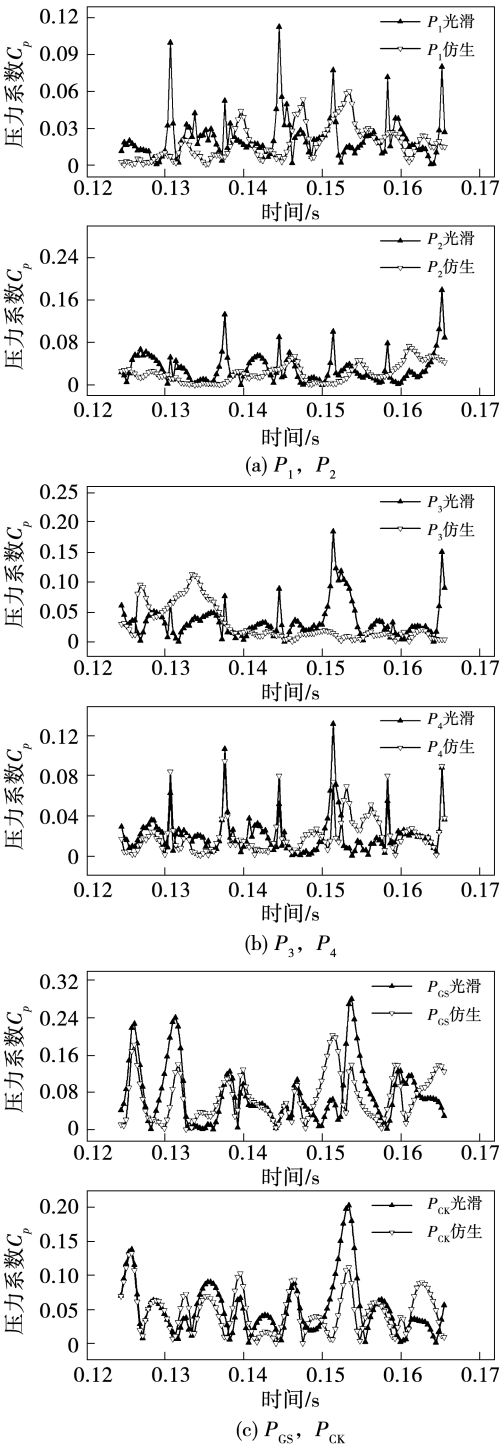


图 7 两模型各监测点时域曲线对比

Fig. 7 Comparison of time domain curves of each monitoring point of two models

$$C_p = \frac{p - p_{ave}}{0.5\rho u_2^2} \tag{16}$$

式中: p —监测点的静压值,Pa; p_{ave} —监测点在一个周期中的平均压力值,Pa; u_2 —叶轮出口的圆周速度,m/s。

从图 7 中可以看出,两模型泵在各个监测点处的压力脉动变化都不相同。其中,隔舌位置监测点 P_{CS} 处的压力脉动最强烈,隔舌附近监测点 P_3 的压力脉动强度次之,叶轮上离隔舌最远监测点 P_1 的压力脉动强度较小,受蜗壳扩散段内湍动能耗散大的影响,出口位置监测点 P_{CK} 的压力脉动强度也较大。但仿生叶片模型中几乎每个监测点的压力脉动强度均较原模型都有着明显的下降趋势,其中蜗壳出口、隔舌及隔舌附近位置下降趋势最显著。

为了解频率与压力间的变化趋势及具体的幅值大小,利用傅里叶变化作出频域曲线,如图 8 所示。

从图 8 可知,两模型泵的压力脉动特征频率均为叶频($BPF = 145\text{ Hz}$)及其低阶倍频,即叶轮叶频处的压力脉动在整个频谱中占据主导地位,且在高频段的压力脉动幅值较小。从各个监测点的频域曲线对比中可看出,位置不同压力脉动不同,隔舌处的压力脉动程度最激烈,远离隔舌处即监测点 P_1 处的压力脉动幅度最小。叶片出口形状对于压力脉动的影响较大,相比于原模型仿生叶片模型在监测点 P_1 、 P_2 和 P_3 的压力下降趋势最显著,并且在隔舌位置处其主频的压力脉动也明显减弱。由此可见,仿生叶片对离心泵的降噪有着优异的效果。

3.3 声场分析

为获得整个声场的分布及具体幅值大小和声压级频谱曲线,利用 LMS 软件对原模型和仿生叶片模型进行了噪声计算,并结合前期流场的压力脉动分析,得到了如图 9 所示的噪声频谱曲线。在噪声计算中,为更准确反映出噪声源的频谱特性常采用 1/3 倍频程频谱分析^[20],并采用接近人耳主观听觉的 A 计权法对不同频率下的噪声声压级进行修饰,为更贴近实践和减少误差,需将各类声压级进行叠加,具体表示方法为:

$$L_A = 10\log_{10} \left(\sum_{i=1}^n 10^{0.1L_i} \right) \tag{17}$$

式中: L_i —各位置的声压级,dB; L_A —总声压级,dB。

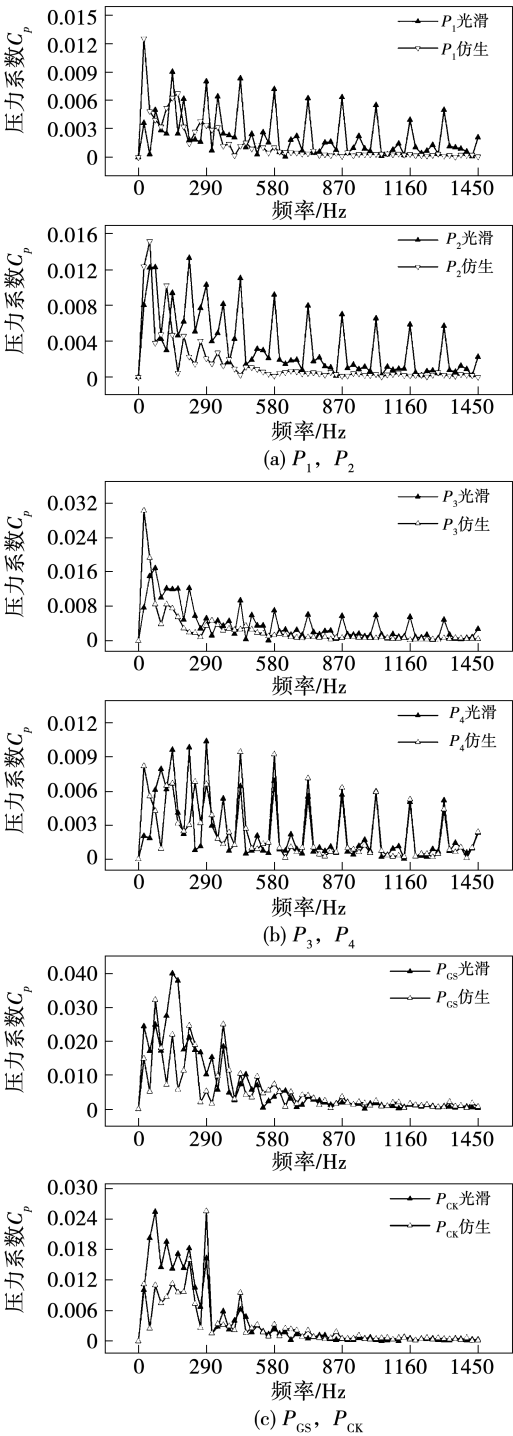


图 8 两模型各监测点频域曲线对比
Fig. 8 Comparison of frequency domain curves of each monitoring point of two models

从图 9 的噪声频谱曲线中可看出,两种模型的噪声变化都与其监测位置有关,远离噪声源的监测点 P_{CK} 的噪声最小。两模型的整个声场噪声在频带内呈现宽频特征,均在叶频($BPF = 145\text{ Hz}$)及其倍频处存在特征峰值,且在一倍叶频处的特征峰最大。利用总声压级计算公式得出两模型在各个监测点位

置的总声压级结果,如表 3 所示。从表 3 中可知,仿生叶片在各个监测点位置都起到了降噪作用。其中,在出口监测点处的降噪效果最佳,总声压级下降 3.62 dB,降噪率为 3.20%,在隔舌处的总声压级下降 1.15 dB,降噪率为 0.67%,综上所述,仿生叶片相比于光滑叶片有着不错的降噪效果,总体降噪率大约在 0.67% ~ 3.20%。

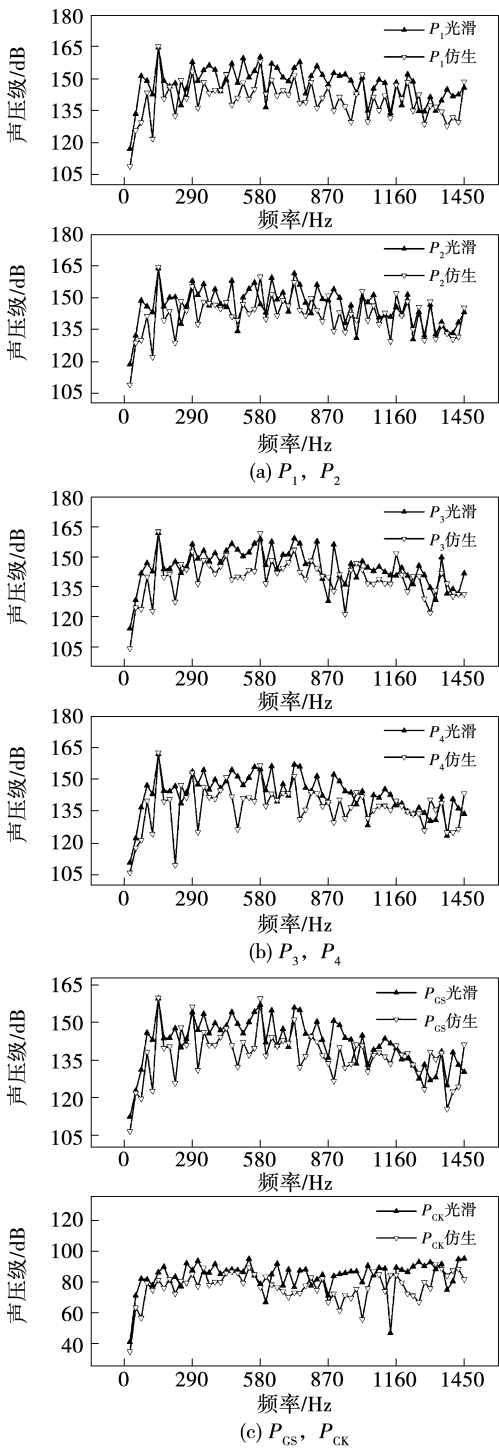


图 9 两模型噪声频谱曲线对比

Fig.9 Comparison of noise spectrum curves of two models

表 3 两模型各监测点的总声压级

Tab.3 Total sound pressure level of each monitoring point of two models

监测点	原模型/dB	仿生模型/dB	降噪量/dB	降噪率/%
P_1	175.01	172.99	2.02	1.15
P_2	174.91	173.42	1.49	0.85
P_3	174.33	172.85	1.47	0.84
P_4	172.69	171.28	1.41	0.81
P_{GS}	172.15	171.01	1.15	0.67
P_{CK}	112.91	109.29	3.62	3.20

为研究在圆周方向的辐射特性及仿生叶片在声场中的优化情况,结合图 4 设置的监测点,分别作出内外声场的指向曲线,如图 10 和图 11 所示。

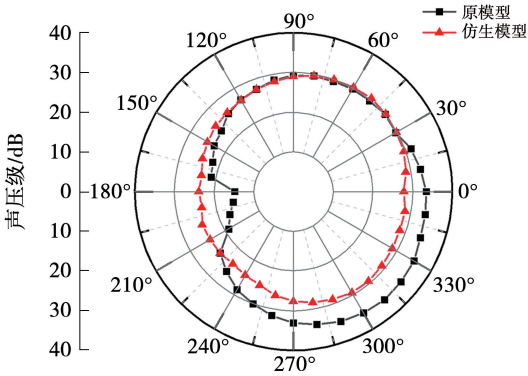


图 10 内声场指向图

Fig.10 Internal sound field pointing diagram

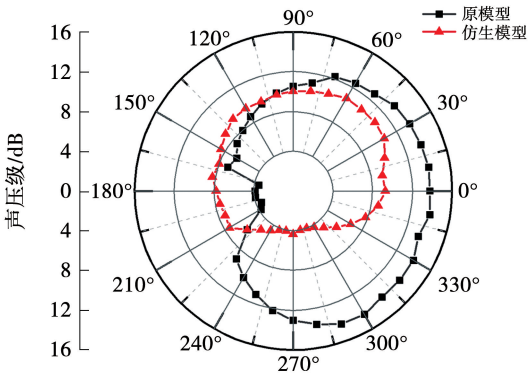


图 11 外声场指向图

Fig.11 External sound field pointing diagram

从图 10、图 11 中可以看出,随着距离的增长噪声在逐渐减弱,内声场的总体噪声值要大于外声场。在内声场中,仿生叶片在 30° ~ 130° 时对噪声的优

化效果相对较弱,在 $140^{\circ} \sim 210^{\circ}$ 时噪声不降反增,在 $220^{\circ} \sim 20^{\circ}$ 时降噪效果显著。其中,在 330° 时最大降噪值为 6.29 dB,降噪率为 17.99%。在外声场中,仿生叶片在 $90^{\circ} \sim 110^{\circ}$ 时对噪声的优化效果不佳、噪声值变化不大,在 $120^{\circ} \sim 210^{\circ}$ 时不降反增,在 $220^{\circ} \sim 80^{\circ}$ 时降噪效果最好。其中,在 290° 时最大降噪值为 10.24 dB,降噪率为 72.01%。由此可见,仿生叶片在不同的方位有着不同的作用效果,在某些方位虽存一些不降反升的变化趋势,但是总体上能起到不错的降噪作用。

4 结 论

本文利用仿生学思维对叶轮叶片出口设置仿生 V 型槽,并进行了两种模型泵的数值模拟,通过其外特性、内流场、压力脉动和声场分析仿生叶片对泵性能和噪声的影响,得出以下结论:

- (1) 在小流量工况下仿生叶片对泵外特性的影响不大,但在大流量工况下能提高泵的效率。
- (2) 仿生叶片使泵的内部涡结构分布更加均匀,并在叶轮流道、隔舌、叶片出口、蜗壳出口处的涡结构数量明显减少,能够有效降低其湍流脉动强度。
- (3) 两种方案的压力脉动特征频率均为叶频及其低阶倍频,仿生叶片能有效的降低压力脉动,其中监测点 P_1 、 P_2 和 P_3 的下降趋势最显著。
- (4) 仿生叶片能够有效的抑制动静干涉引起的压力脉动,相比于光滑叶片有着更好的降噪效果。其出口处的降噪效果最佳,总声压级下降 3.62 dB,降噪率为 3.20%;在隔舌处的总声压级下降 1.15 dB,降噪率为 0.67%;总体降噪率在 0.67% ~ 3.20%。

参考文献:

[1] 毛义军,祁大同. 叶轮机械气动噪声的研究进展[J]. 力学进展,2009,39(2):189-202.
MAO Yi-jun, QI Da-tong. Review of aerodynamic noise in turbomachinery[J]. Advances in Mechanics, 2009, 39(2): 189-202.

[2] LANGTHJEM M A, OLHOFF N. A numerical study of flow-induced noise in a two-dimensional centrifugal pump, part I: hydrodynamics [J]. Journal of Fluids and Structures, 2004, 19(3): 349-368.

[3] CHALGHOUM L, ELAOUD S, KANFOUDI H, et al. The effects of the rotor-stator interaction on unsteady pressure pulsation and radial force in a centrifugal pump[J]. Journal of Hydrodynamics,

2018, 30(4): 672-681.

[4] 周佩剑,王福军,姚志峰. 旋转失速条件下离心泵隔舌区动静干涉效应[J]. 农业工程学报, 2015, 31(7): 85-90.
ZHOU Pei-jian, WANG Fu-jun, YAO Zhi-feng. Impeller-volute interaction around tongue region in centrifugal pump under rotating stall condition[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2015, 31(7): 85-90.

[5] WANG C, CHEN X, NING Q, et al. Numerical and experimental study on the pressure fluctuation, vibration, and noise of multistage pump with radial diffuser[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2018, 40(10): 481-496.

[6] WU L, LIU X, WANG M. Effects of bionic volute tongue on aerodynamic performance and noise characteristics of centrifugal fan used in the air-conditioner[J]. Journal of Bionic Engineering, 2020, 17(4): 780-792.

[7] WANG Shan-bin. Study on aerodynamic and noise characteristics of blades with multiple rows of pits[J]. Modeling and Simulation, 2020, 9(4): 498-508.

[8] 商延赓,金 娥,可庆朋,等. 仿海豚皮肤结构的功能表面提高离心泵效率[J]. 农业工程学报, 2016, 32(7): 72-78.
SHANG Yan-geng, JIN E, KE Qing-peng, et al. Efficiency improvement of centrifugal pump with function surface imitating dolphin skin structure[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2016, 32(7): 72-78.

[9] 代 翠,戈志鹏,董 亮,等. 离心泵仿生表面减阻降噪特性研究[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2020, 48(9): 113-118.
DAI Cui, GE Zhi-peng, DONG Liang, et al. Research on characteristics of drag reduction and noise reduction on V-groove surface of bionic blade of centrifugal pump [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2020, 48(9): 113-118.

[10] LI G, MA Z, CHEN C, et al. Experimental study on noise reduction characteristics of slanting serrated trailing edge blades[J]. Journal of Physics: Conference Series, 2021, 1885(4): 042011.

[11] WILLIAMS J F, HAWKINGS D L. Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion[J]. Philosophical Transactions of the Royal Society of London Series A, 1969, 264(1151): 321-342.

[12] 李大伟,戴 宁,姜晓通,等. 仿生鲨鱼皮盾鳞的参数化三维建模技术[J]. 机械工程学报, 2016, 52(23): 182-188.
LI Da-wei, DAI Ning, JIANG Xiao-tong, et al. 3D parametric modeling technique of bionic sharkskin denticle [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(23): 182-188.

[13] 李文庆. 叶片出口形状对两级离心泵振动特性的影响[D].

- 杭州:浙江理工大学,2021.
- LI Wen-qing. Influence of blade outlet shape on vibration characteristics of two-stage centrifugal pump [D]. Hangzhou: Zhejiang Science and Technology University, 2021.
- [14] 霍幼文,喻 萌,罗先武,等. 离心泵噪声的研究及技术发展[J]. 舰船科学技术,2022,44(7):7-12.
- HUO You-wen, YU Meng, LUO Xian-wu, et al. Research and technology development on the noise of centrifugal pump[J]. Ship Science and Technology, 2022, 44(7):7-12.
- [15] 郭 荣,李仁年,张人会,等. 射流式离心泵内场流体动力噪声特性分析[J]. 农业机械学报,2018,49(4):156-164.
- GUO Rong, LI Ren-nian, ZHANG Ren-hui, et al. Characteristic analysis of interior hydrodynamic noise in jetting centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(4):156-164.
- [16] 张德胜,施卫东,陈 斌,等. 低比转速离心泵内部流场分析及试验[J]. 农业工程学报,2010,26(11):108-113.
- ZHANG De-sheng, SHI Wei-dong, CHEN Bin, et al. Turbulence analysis and experiments of low-specific-speed centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2010, 26(11):108-113.
- [17] 赵斌娟,谢昀彤,廖文言,等. 第二代涡识别方法在混流泵内部流场中的适用性分析[J]. 机械工程学报,2020,56(14):216-223.
- ZHAO Bin-juan, XIE Yun-tong, LIAO Wen-yan, et al. Applicability analysis of the second generation vortex recognition method in internal flow field of mixed-flow pumps[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(14):216-223.
- [18] HUNT J, WRAY A A, MOIN P. Eddies, streams, and convergence zones in turbulent flows[J]. Center for Turbulence Research, 1988:193-208.
- [19] 袁寿其,王文杰,裴 吉,等. 低比转数离心泵的多目标优化设计[J]. 农业工程学报,2015,31(5):46-52.
- YUAN Shou-qi, WANG Wen-jie, PEI Ji, et al. Multi-objective optimization of low-specific-speed centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2015, 31(5):46-52.
- [20] 王孚懋,王建春. 噪声测量中 1/3 倍频程与倍频程频谱的关系与计算[J]. 噪声与振动控制,1996,5(3):39-41.
- WANG Fu-mao, WANG Jian-chun. The relation and calculation of 1/3 octave frequency and octave frequency spectrum in noise measurement[J]. Noise and Vibration Control, 1996, 5(3):39-41.

(姜雪梅 编辑)

(上接第 40 页)

- [11] 昌 皓,金东海,桂幸民,等. 掠叶片进口流动的流线曲率通流模型[J]. 航空学报,2018,39(3):55-65.
- CHANG Hao, JIN Dong-hai, GUI Xing-min, et al. An inlet flow model of swept blades for streamline curvature through-flow methods[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2018, 39(3):55-65.
- [12] YAO Hong, ZHOU Xun, WANG Zhong-qi. Using a bowed blade to improve supersonic flow performance in the nozzle of a supersonic industrial steam turbine[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2017, 139(10):102604.1-102604.6.
- [13] CAO Zhi-yuan, LIU Bo, ZHANG Ting, et al. Influence of coupled boundary layer suction and bowed blade on flow field and performance of a diffusion cascade[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2017, 30(1):249-263.
- [14] ZHU Ya-lu, LUO Jia-qi, LIU Feng. Influence of blade lean together with blade clocking on the overall aerodynamic performance of a multi-stage turbine[J]. Aerospace Science and Technology, 2018, 80:329-336.
- [15] 侯伟涛,王国强,罗华玲,等. 低压涡轮 Spoon 叶片设计技术平面叶栅数值研究[J]. 装备制造技术,2018(4):53-59.
- HOU Wei-tao, WANG Guo-qiang, LUO Hua-ling, et al. Linear cascade numerical investigation low-pressure turbine spoon blade design[J]. Equipment Manufacturing Technology, 2018(4):53-59.
- [16] TORRE D, VAZQUEZ R, ARMANANZAS L, et al. The effect of airfoils thickness on the efficiency of LP turbine[C]// ASME Turbo Expo 2012; Turbine Technical Conference and Exposition, 2012.
- [17] LIU Jian, QIAO Wei-yang, DUAN Wen-hua. Effect of bowed/leaned vane on the unsteady aerodynamic excitation in transonic turbine[J]. Journal of Thermal Science, 2019, 28(1):12.
- [18] 张筠松,刘永葆,李钰洁,等. 存在热斑旋流时变几何导叶弯曲对涡轮级气热特性的影响[J]. 西安交通大学学报,2021,55(2):172-180.
- ZHANG Yun-song, LIU Yong-bao, LI Yu-jie, et al. Effects of bowed variable geometry guide vane on aerothermal performance of turbine stage with hot streak and swirl[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2021, 55(2):172-180.
- [19] TIMKOL P. Energy efficient engine high pressure turbine component test performance report[R]. NASA-CR-168289, New York: NASA, 1984.

(姜雪梅 编辑)