

液体火箭发动机涡轮泵管式扩压器 时序效应数值研究

杨玉冰¹, 毛凯², 卜学兵¹, 丛红钊¹, 孙中国¹, 席光¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 西安航天动力研究所, 710100, 西安)

摘要: 为分析管式扩压器的时序效应对高速涡轮泵性能以及压力脉动的影响并阐明其影响机制, 对某液体火箭发动机高速涡轮泵全流域进行三维定常和非定常数值计算, 研究了管式扩压器时序效应对涡轮泵外特性的影响规律, 采用熵产理论对涡轮泵内部的能量损失进行分析, 并通过压力脉动均方根方法对涡轮泵内的压力脉动进行评估。结果表明: 随着管式扩压器叶片与蜗壳隔舌夹角的增大, 涡轮泵效率和扬程整体趋势均为先升高后降低, 两者的变化幅度分别为 0.75%、1.68%, 当管式扩压器叶片吸力面出口边与蜗壳隔舌的夹角为 20.5°、25.5°时, 涡轮泵具有较好的性能, 其影响机制由蜗壳隔舌下方的扩压管出口附近涡流和能量损失变化决定。动静干涉效应是涡轮泵内压力脉动的主要原因, 时序效应对涡轮泵出口和蜗壳隔舌附近压力脉动的变化幅度分别为 37.7%、67.6%。蜗壳流道内压力脉动的最大值位于蜗壳隔舌下方扩压管出口区域, 时序效应对压力脉动最大值的幅度为 20.5%。研究结果可为液体火箭发动机涡轮泵性能和振动的优化提供一定的参考。

关键词: 液体火箭发动机; 涡轮泵; 管式扩压器; 时序效应

中图分类号: V434 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202408019 **文章编号:** 0253-987X(2024)08-0185-11

Numerical Investigation of the Clocking Effect of Pipe Diffuser in the Turbopump of Liquid Rocket Engine

YANG Yubing¹, MAO Kai², BU Xuebing¹, CONG Hongchuan¹, SUN Zhongguo¹, XI Guang¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: To analyze the influence of clocking effect of pipe diffusers on the performance and pressure pulsation of high-speed turbopumps and elucidate the influencing mechanism, this paper conducts three-dimensional steady and unsteady numerical calculations of the entire flow field of a high-speed turbopump in a liquid rocket engine. The study investigates the influence of clocking effect of a pipe diffuser on the external characteristics of the turbopump, analyzes the energy loss inside the turbopump using the entropy production theory, and evaluates the level of pressure pulsation inside the turbopump using the root mean square (RMS) method. The results show that with an increase in the angle between the pipe diffuser blades and the volute tongue, the overall efficiency and head of the turbopump first increase and then decrease, with amplitudes of

收稿日期: 2023-12-05。 作者简介: 杨玉冰(1998—), 女, 硕士生; 孙中国(通信作者), 男, 教授, 博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51922085)。

网络出版时间: 2024-04-15

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20240412.1506.002>

variations of 0.75% and 1.68%, respectively. The turbopump exhibits better performance when the angle between the suction side exit of the pipe diffuser blades and the volute tongue is 20.5° and 25.5°. The influencing mechanism is determined by the variation of vortices and energy losses near the exit of the expansion pipe below the volute tongue. The rotor-stator interference effect is the main cause of pressure pulsation inside the turbopump, and the clocking effect respectively has impacts of 37.7% and 67.6% on the pressure fluctuation at the turbopump outlet and near the volute tongue. The outlet region of the expansion pipe below the volute tongue exhibits the maximum value of pressure pulsation in the volute flow passage, and the influence of the clocking effect on the maximum value of pressure pulsation is 20.5%. The findings of this study provide references for optimizing the performance and vibration of turbopumps in liquid rocket engines.

Keywords: liquid rocket engine; turbopump; pipe diffuser; clocking effect

涡轮泵是离心泵的一种,是液体火箭发动机的核心部件,具有流量大、转速高、压升高等特点,与普通的离心泵相比,涡轮泵对工作条件、性能指标等方面的要求更高。扩压器和蜗壳是涡轮泵中的重要部件,用于汇集从叶轮流出来的高速液体,并且将液体的动能转换成压力能。扩压器与蜗壳的时序效应会影响蜗壳隔舌下游的流场,进而影响离心泵的性能和压力脉动^[1]。

时序效应是由于改变静子/静子(转子/转子)叶片的相对周向位置从而导致尾迹对下游叶片边界层发展的影响不同造成的^[2]。文献[3-4]研究了叶片扩压器的时序效应对转速为 1 450 r/min 的离心泵性能和非定常特性的影响,表明当隔舌位于扩压器两个叶片的中间位置时,泵的扬程和效率达到最大值,时序效应对隔舌处 1、2 倍叶片通过频率的压力脉动幅值影响最大。Qu 等^[5]首次研究了进口管导叶的时序效应对转速为 1 450 r/min 的离心泵性能和压力脉动的影响,表明不同导叶时序位置对蜗壳流道内最大压力脉动幅值的影响可达 28%,在带进口管导叶的离心泵优化设计中应当考虑时序效应。文献[6-8]研究发现,在转速为 1 490 r/min 的离心泵中,叶片扩压器时序效应对环形蜗壳内的压力脉动强度以及压力脉动主频和分解频率的振幅有较大影响,对蜗壳总压力损失系数的影响相较于其他部件更显著。文献[9-16]对转速为 2 900 r/min 的离心泵中叶片扩压器时序效应进行了研究,表明当隔舌位于两个扩压器叶片中间时,离心泵水力性能和叶轮做功能力较好,叶轮和扩压器内部压力脉动水平较低,但会导致蜗壳内部压力脉动增大。Zhang 等^[17]首次研究了一种特殊的叶片扩压器时序效应对转速为 3 000 r/min 的单级离心泵性能和压力脉动的影响,表明叶片扩压器最佳位置不仅可以提高

泵的扬程和效率,还可以降低压力波动强度。杨宝锋等^[18]的研究表明,在转速为 18 000 r/min 的高速液氧泵中,随着诱导轮和离心轮匹配角度的增大,泵的扬程和效率先减小后增大,当诱导轮叶片尾缘位于离心轮两相邻主叶片中间时,泵内压力脉动显著降低。上述时序效应的研究对象多为低转速离心泵中传统的弧形叶片扩压器,对管式扩压器的时序效应尤其是在高速涡轮泵(如液体火箭发动机涡轮泵)中的研究还比较匮乏。

在液体火箭发动机大功率涡轮泵中,管式扩压器的圆形截面通道对消除叶片扩压器矩形通道特有的二次流以及降低入口处的撞击损失,从而显著降低泵的振动量级具有重要作用^[19]。然而,管式扩压器相关研究的公开文献较少,且当前研究关注点主要集中在高压比离心压气机中管式扩压器的内部复杂流动机理^[20-21]以及管式扩压器关键结构参数对压气机性能的影响^[22-24]等方面,而有关高速涡轮泵中管式扩压器时序效应对其性能及压力脉动的研究分析较少。

因此,本文根据文献[19]相关原则,设计圆管式扩压器结构,以某液体火箭发动机高速涡轮泵为研究对象,对涡轮泵全流域进行三维定常和非定常数值计算,得到管式扩压器的时序效应对涡轮泵性能和非定常压力脉动的影响规律,为高速涡轮泵性能的提高以及液体火箭发动机的设计优化提供理论参考。

1 计算模型与方法

1.1 计算域模型与网格划分

本文研究模型为全尺寸涡轮泵,介质为液氧,转速为 10 400 r/min,流量为 218.33 kg/s,其几何参数如表 1 所示。涡轮泵流体域包含进口管、诱导轮、离心叶轮、管式扩压器、蜗壳、前后间隙流道等部件,如

图 1 所示。为了使流动充分发展,分别将泵进口和出口延长 6 倍管道当量水力直径,管式扩压器和蜗壳的流体域如图 2 所示。

表 1 涡轮泵几何参数

Table 1 The geometric parameters of turbopump	
参数	数值
诱导轮叶片数	3
离心叶轮主叶片数	6
离心叶轮分流叶片数	6
管式扩压器叶片数	14
诱导轮直径/mm	172
离心叶轮出口直径/mm	256
管式扩压器出口直径/mm	334.5

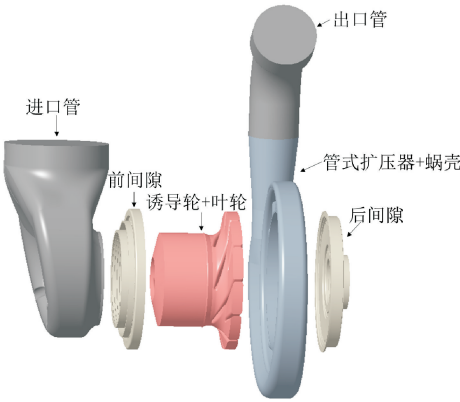


图 1 涡轮泵流体域
Fig. 1 Turbopump fluid domain

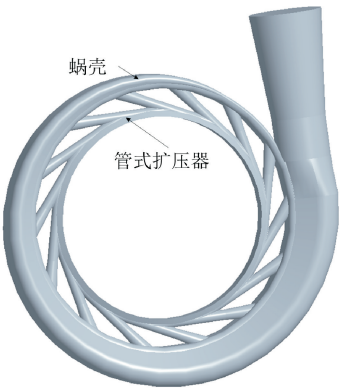


图 2 管式扩压器和蜗壳流体域
Fig. 2 The fluid domain of the pipe diffuser and volute

使用 ANSYS Meshing 软件对涡轮泵流域各部件进行非结构网格划分,管式扩压器和蜗壳的网格如图 3 所示,在管式扩压器和蜗壳壁面处布置 11 层

网格,壁面处无量纲距离 y^+ 分布如图 4 所示,扩压器和蜗壳流体域壁面 y^+ 在 1~10 之间,满足 SST $k-\omega$ 湍流模型对 y^+ 的要求。

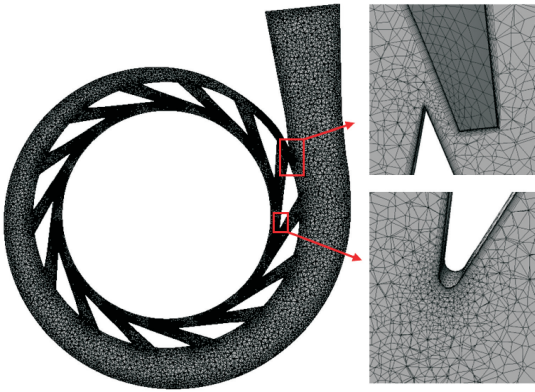


图 3 管式扩压器和蜗壳流体域网格
Fig. 3 The mesh of the pipe diffuser and volute fluid domain

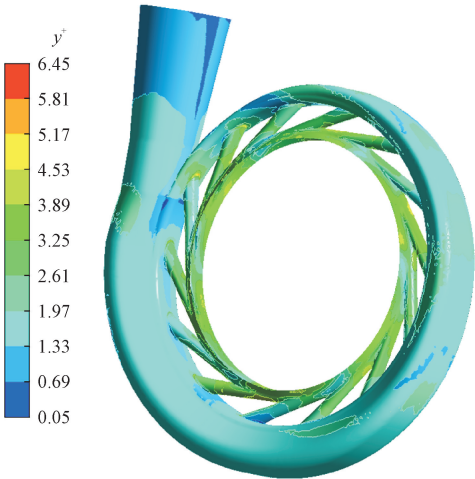


图 4 管式扩压器和蜗壳流体域壁面 y^+ 分布
Fig. 4 The distribution of y^+ value on the wall of the pipe diffuser and volute fluid domain

管式扩压器时序位置示意图如图 5 所示。通过隔舌下方的管式扩压器叶片吸力面出口边与蜗壳隔舌的夹角 θ 来表示管式扩压器与蜗壳的不同时序位置,由于涡轮泵中管式扩压器叶片数为 14,考虑到扩压器与隔舌周向匹配的循环对称性,在相邻扩压器叶片 25.71° 的对称周期内,选取 5 组周向安放位置。定义 $\theta=10.5^\circ$ 为时序位置 C_1 ,沿逆时针方向每旋转 5° 增加一个时序位置,夹角 θ 分别为 15.5° 、 20.5° 、 25.5° 、 30.5° 时,对应的时序位置依次标记为 C_2 、 C_3 、 C_4 、 C_5 。

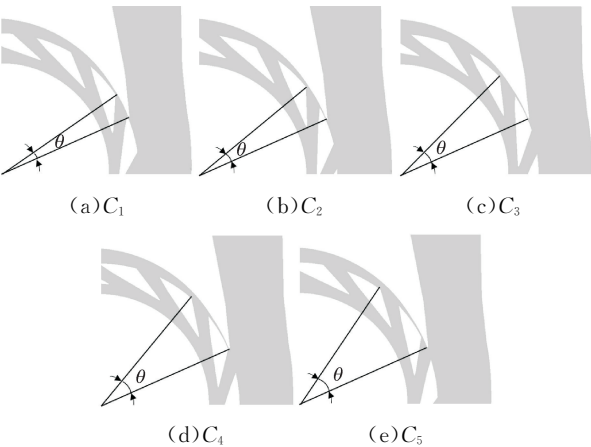


图 5 管式扩压器时序位置示意图

Fig. 5 Schematic diagram of the clocking position of pipe diffuser

采用雷诺平均 Navier-Stokes 法对涡轮泵全流场进行定常与非定常求解,湍流模型选择 SST $k-\omega$ 模型,动量方程对流项及湍流输运方程对流项的离散格式选择 High Resolution 算法,计算介质为液氧,温度为 90 K,壁面设为无滑移壁面边界条件,收敛精度设置为 1×10^{-4} ,涡轮泵进口边界条件采用总压进口,出口边界条件为质量流量出口。定常计算中,动静交界面使用 Frozen Rotor 连接。非定常计算中,以定常计算收敛结果作为初始边界,动静交界面使用 Transient Rotor Stator 连接,时间步长 $\Delta\varphi=2^\circ$,即每个时间步长叶轮转过 2° 时每个旋转周期对应 180 个时间步,共计算 20 个周期。为了获取更准确的分析结果,取最后 5 圈结果进行分析。

1.2 网格无关性验证

为了验证网格数量的独立性,本文计算了 7 套网格下涡轮泵的效率 and 扬程系数,如图 6 所示,各套网格的数量及效率和扬程系数的相对变化量如表 2 所示。其中效率 η 和扬程系数 ψ 的计算式为

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{W} \tag{1}$$

$$\psi = \frac{2gH}{u_1^2} \tag{2}$$

$$H = \frac{p_{out} - p_{in}}{\rho g} \tag{3}$$

式中: p_{out} 为出口压力; p_{in} 为进口压力; ρ 为流体密度; g 为重力加速度; H 为扬程; Q 为体积流量; W 为泵的轴功率; u_1 为叶轮出口线速度。

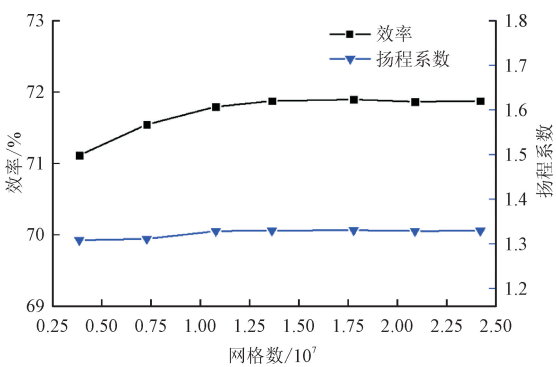


图 6 网格无关性验证

Fig. 6 Validation of mesh independence

表 2 网格无关性验证

Table 2 Validation of mesh independence

网格数/ 10 ⁷	扬程系数	相对变 化率/%	效率/%	相对变 化率/%
0.385	1.308 8		71.12	
0.727	1.311 7	0.22	71.55	0.60
1.078	1.329 1	1.33	71.80	0.35
1.363	1.330 2	0.08	71.88	0.11
1.778	1.331 1	0.07	71.91	0.04
2.089	1.329 4	−0.13	71.86	−0.07
2.421	1.329 8	0.03	71.88	0.03

从图 6 可以看出,随着网格数的增加,涡轮泵的效率 and 扬程系数逐渐趋于稳定。从表 2 可以看出,当网格数大于 1.078×10^7 时,扬程系数和效率的变化幅度都在 0.2% 以内。综合考虑数值计算的精度和计算效率,后续仿真计算中网格数为 1 363 万。

1.3 数值方法验证

为了验证数值计算的正确性,本文将数值计算结果与试验结果进行对比。定义无量纲压力为

$$P_d = \frac{p - p_{in}}{0.5 \rho u_1^2} \tag{4}$$

式中: p 为任意位置流体静压。

全流场数值计算与试验验证的结果如表 3 所示。考虑到叶轮出口周向压力分布的不均匀性,试验与数值计算中在叶轮出口周向均布了多个测点,并以测点的平均压力作为叶轮出口位置的最终压力。从表 3 可以看出,叶轮出口与泵出口压力数值模拟值与试验值的相对误差小于 2%,误差在可以接受的范围之内,验证了数值方法的准确性,数值方法可用于后续计算。

表 3 全流场仿真的试验验证

Table 3 Experimental validation of full flow field simulation

参数	数值	
	叶轮出口	泵出口
试验测点压力	0.679	1.143
数值模拟压力	0.691	1.134
相对误差/%	1.80	-0.75

2 外特性分析

2.1 时序效应对涡轮泵效率和扬程的影响

管式扩压器与蜗壳的时序效应对涡轮泵扬程系数以及效率的影响如图 7 所示。从图 7 可以看出,管式扩压器时序位置从 C_1 变化至 C_5 ,涡轮泵的效率 and 扬程整体趋势均为先升高后降低,在时序位置 C_3 、 C_4 处较高,在 C_5 处最低。涡轮泵效率和扬程的变化幅度分别为 0.75%、1.68%。

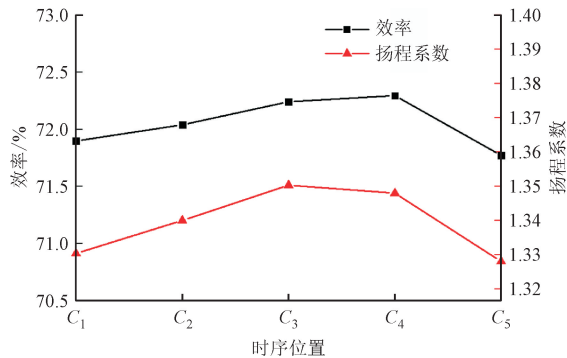


图 7 时序效应对涡轮泵效率和扬程系数的影响
Fig. 7 The influence of the clocking effect on the efficiency and head of the turbopump

2.2 能量损失分析

熵产是不可逆过程引起的耗散效应,根据热力学第二定律,机械能转化为内能是不可逆的,并导致熵的增加^[25],近年来许多学者利用熵产理论分析离心泵中的能量耗散^[26-27]。涡轮泵内流动复杂,高雷诺数区域的湍流脉动和黏性底层的强剪切流动都会引起泵内部流动损失,应用熵产理论方法可以较为直观地评估离心泵中由流动引起能量损失的位置。

湍流流动中熵产率包含直接耗散项和湍流耗散项,直接耗散项由时间平均速度引起,湍流耗散项由脉动速度引起。湍流流动中,单位体积局部总熵产

率^[26]可以表示为

$$S_e = S_1 + S_2 \tag{5}$$

式中: S_1 为由平均速度引起的熵产率; S_2 为由脉动速度引起的熵产率。

由平均速度引起的熵产率可表示为

$$S_1 = \frac{\mu}{T} \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} \right)^2 \right] + 2 \frac{\mu}{T} \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right)^2 \right] \tag{6}$$

式中: $\bar{u}$ 、 $\bar{v}$ 、 $\bar{w}$ 为平均速度在 x 、 y 、 z 方向上的分量; T 为流体温度; μ 为流体动力黏度。

在雷诺时均方程中脉动速度分量无法直接计算得出,本文采用 SST $k-\omega$ 湍流模型,由脉动速度产生的熵产率计算式为

$$S_2 = \beta \frac{\rho \omega k}{T} \tag{7}$$

式中: $\beta = 0.09$ 为经验系数; ω 为湍流脉动频率; k 为湍动能。

涡轮泵内各流域的能量损失为

$$E = \left(\int_V S_e dV \right) T \tag{8}$$

式中: V 为计算域体积。

对涡轮泵各流域进行积分计算,得到管式扩压器时序效应对涡轮泵主要部件能量损失的影响,结果如图 8 所示,图中实线为涡轮泵主要部件的能量损失,虚线为总能量损失。

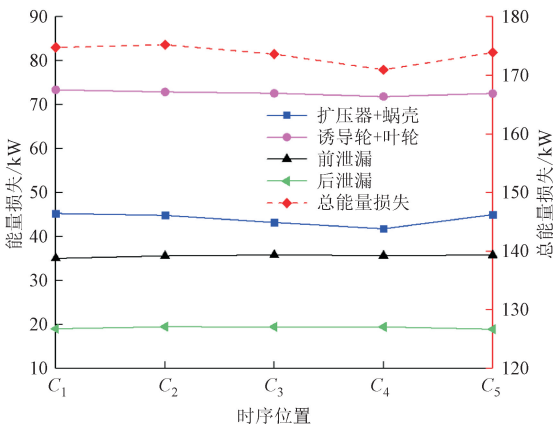


图 8 时序效应对涡轮泵各流域能量损失的影响
Fig. 8 The influence of clocking effect on the energy loss in various flow domains of the turbopump

从图 8 可以看出,涡轮泵总能量损失随管式扩压器时序位置的增加呈现先降低后上升的趋势,这

与图 7 中泵效率和扬程曲线的变化趋势相对应,时序位置 C_4 处涡轮泵的总能量损失较低,扬程和效率较高。从各部件的能量损失变化曲线可以看出,时序效应对管式扩压器和蜗壳流域的能量损失影响较大,对其他流域的影响较小,其中扩压器和蜗

壳的能量损失曲线与总能量损失曲线具有相同趋势,表明管式扩压器时序效应对涡轮泵外特性的影响主要取决于扩压器和蜗壳的能量损失变化。管式扩压器和蜗壳中间截面的局部熵产率分布如图 9 所示。

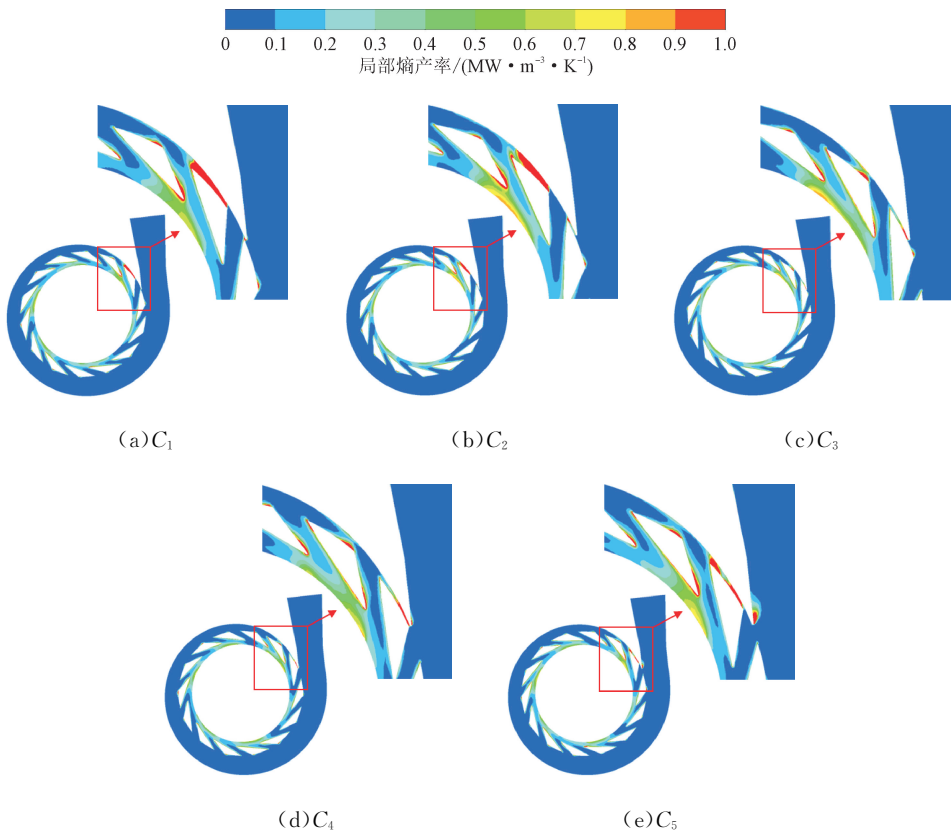


图 9 不同时序位置下管式扩压器和蜗壳中间截面的局部熵产率分布

Fig. 9 Local entropy production distribution in the middle cross-section of the pipe diffuser and volute at different clocking positions

从图 9 可以看出,高熵产区主要集中在管式扩压器进口和蜗壳隔舌附近(隔舌下方的扩压管出口区域)。扩压器进口的高熵产区是由于从叶轮流道中流出的高速流体撞击在扩压器入口引起的,而隔舌附近的扩压管出口区域的高熵产区则是由于扩压管出口尾流射流引起的较大流体应变速率所致;时序效应对局部熵产率分布的影响主要集中在蜗壳隔舌附近,在蜗壳隔舌附近扩压管出口的狭窄流道内,局部熵产率在时序位置 C_1 、 C_2 、 C_5 时较高,在时序位置 C_3 、 C_4 时较低,这与图 8 中扩压器和蜗壳的能量损失变化趋势相符。不同时序位置下管式扩压器和蜗壳中间截面隔舌附近速度场和流线图如图 10 所示。无量纲速度定义为

$$V_d = \frac{v}{u_1} \tag{9}$$

式中: v 为任意位置流体绝对速度。

在图 10 中,时序位置 C_1 、 C_2 、 C_5 在蜗壳隔舌附近扩压管出口的狭窄流道内出现漩涡结构。这是由于,在上述时序位置,隔舌附近的扩压管出口与蜗壳流道形成的径向间隙较小,扩压管出口的射流在蜗壳隔舌附近形成了漩涡,该漩涡阻碍隔舌附近的扩压管出口流体向蜗壳流道流动。结合图 9 可以发现:漩涡结构处的能量损失较大,由于时序位置 C_5 处扩压管正对隔舌,在高速流体的冲击作用下,隔舌背面的能量损失也较大;时序位置 C_3 、 C_4 处隔舌附近的扩压管出口与蜗壳流道形成的径向间隙较大,扩压管出口尾缘未出现漩涡,该处的流动较为流畅,能量损失较小。

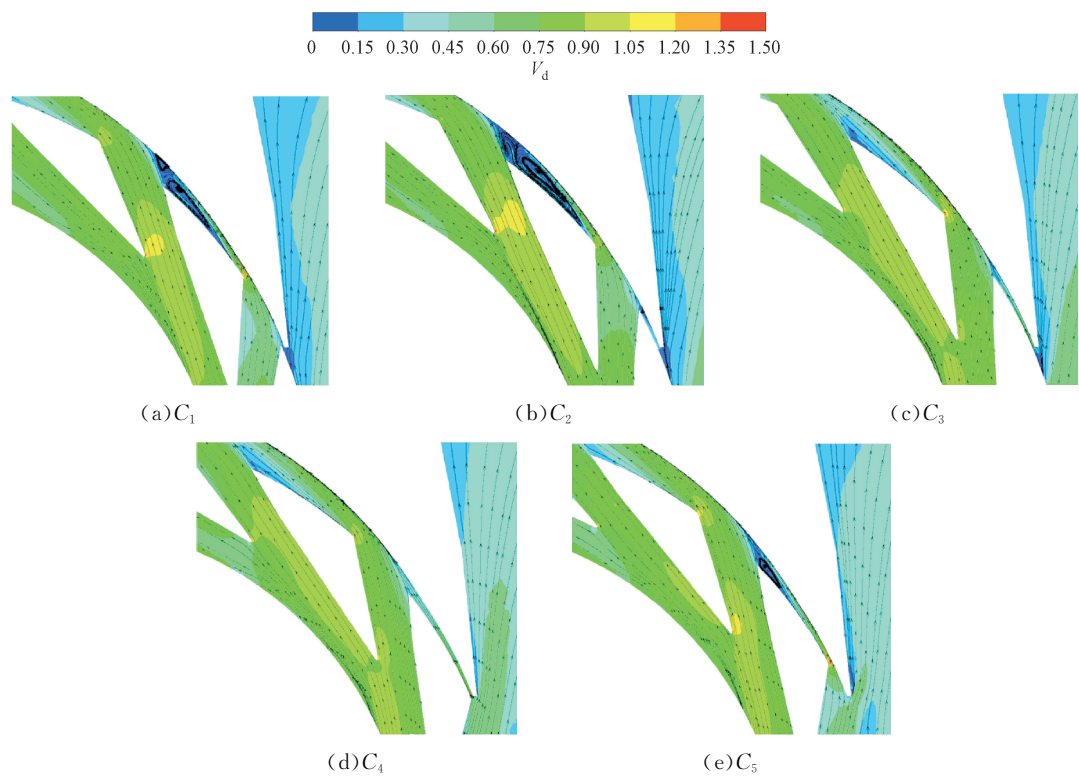


图 10 不同时序位置下管式扩压器和蜗壳中间截面隔舌附近速度场和流线图

Fig. 10 Velocity field and streamline diagram near tongue in the middle cross-section of the pipe diffuser and volute at different clocking positions

3 压力脉动频谱分析

为了研究蜗壳流道内压力脉动强度的分布情况,在蜗壳的中间截面流道内布置 $V_1 \sim V_{30}$ 共 30 个监测点, T_1 为蜗壳隔舌处的监测点,如图 11 所示。为了分析涡轮泵出口及蜗壳流道内监测点的非定常压力脉动特性,对压力信号进行快速傅里叶变换,对压力脉动频谱图进行分析。

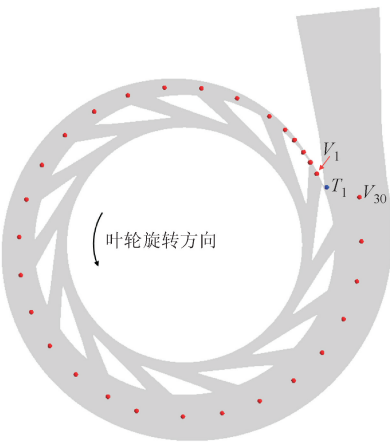


图 11 监测点布置示意图

Fig. 11 Schematic diagram of monitoring point arrangement

无量纲压力脉动系数定义为

$$P_f = \frac{p_{trn} - p_{ave}}{0.5\rho u_1^2} \tag{10}$$

式中: p_{trn} 为压力的瞬时值; p_{ave} 为压力的平均值。
不同时序位置下涡轮泵出口和蜗壳隔舌处监测点 T_1 的压力脉动频谱如图 12、13 所示。图中 f_r 为涡轮泵的转频,由于诱导轮叶片数为 3,离心叶轮采用 6+6 长短复合叶片,因此 $3f_r$ 为诱导轮叶片通过频率, $6f_r$ 为离心叶轮主叶片通过频率 f_{mbpf} , $12f_r$ 为离心叶轮全部叶片通过频率 f_{bpf} 。可以看出,在不同时序位置下,涡轮泵出口和蜗壳隔舌处监测点 T_1 的压力脉动都是以 $3f_r$ 、 f_{mbpf} 和 f_{bpf} 及其倍频为主导,表明动静干涉效应是涡轮泵内压力脉动的主要原因。

为了分析时序效应对泵出口和隔舌处压力脉动主导频率的影响,展示了涡轮泵出口和蜗壳隔舌处监测点 T_1 的压力脉动在频率为 $3f_r$ 、 f_{mbpf} 、 f_{bpf} 时幅值随时序位置的变化曲线,如图 14 所示。当管式扩压器的时序位置从 C_3 变化至 C_5 ,涡轮泵出口和蜗壳隔舌处监测点 T_1 的压力脉动在频率 $3f_r$ 、 f_{mbpf} 时的幅值均明显增大,且隔舌附近监测点 T_1 的变化幅度大于涡轮泵出口。当管式扩压器位于时序位置 C_5 时,涡轮泵出口和蜗壳隔舌处监测点 T_1 的压力脉动在频率 $3f_r$ 、 f_{mbpf} 、 f_{bpf} 下的幅值均较高,表明扩压管正对隔舌会加剧涡轮泵内的动静干涉强度。

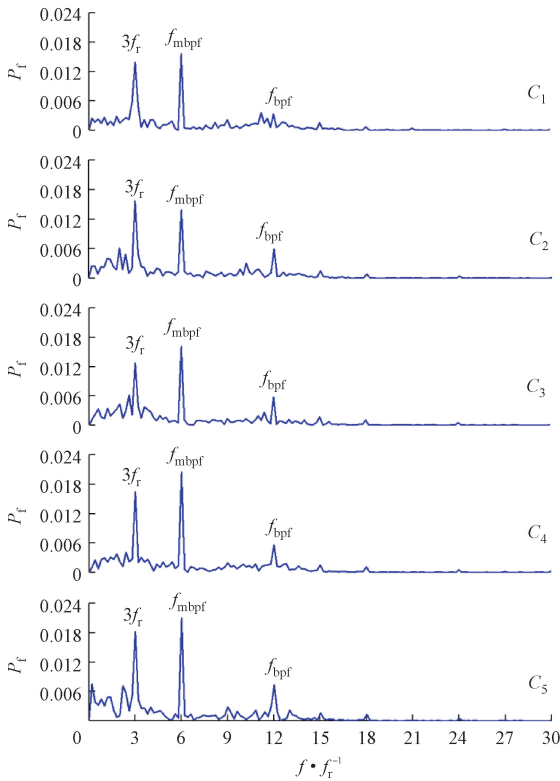


图 12 涡轮泵出口压力脉动频谱

Fig.12 The outlet pressure pulsation spectrum diagram of turbopump

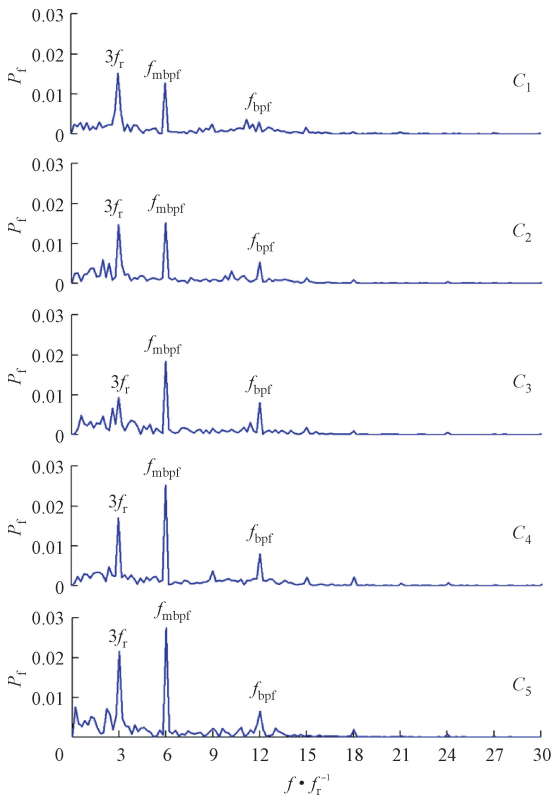


图 13 蜗壳隔舌附近监测点 T_1 压力脉动频谱

Fig.13 Pressure fluctuation spectrum at monitoring point T_1 near the volute tongue

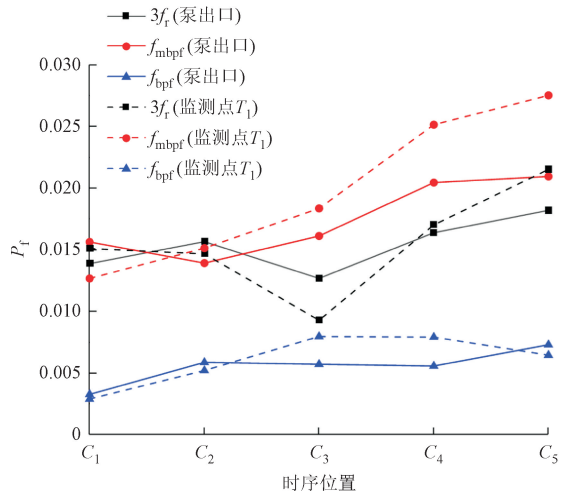


图 14 各频率下涡轮泵出口和监测点 T_1 的压力脉动幅值随时序位置的变化

Fig.14 Variation of pressure fluctuation amplitude at the outlet and monitoring point T_1 of turbopump with respect to clocking position at different frequencies

为了评估涡轮泵出口和蜗壳流道内监测点的总压力脉动能量变化趋势,采用压力脉动信号均方根方法处理不同频率下的离散峰值^[28],计算式为

$$E_{\text{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} A_0^2 + \sum_{i=2}^n A_{i-1}^2 + \frac{1}{2} A_n^2 \right)} \quad (11)$$

式中: A_n 为不同频率的压力脉动幅值。

涡轮泵出口和蜗壳隔舌监测点 T_1 的压力脉动均方根值随管式扩压器时序位置的变化如图 15 所示。可知从时序位置 C_1 变化至 C_5 ,泵出口压力脉动先增大再减小,最后再显著增大,隔舌处的压力脉动则呈现连续上升趋势。两者的压力脉动均在时序位置 C_1 处最低,在时序位置 C_5 处最高,时序效应对涡轮泵出口和隔舌附近监测点 T_1 的变化幅度分别为 37.7%、67.6%。

为了分析压力脉动频谱沿蜗壳流道的变化,在时序位置 C_1 选取蜗壳流道中每根扩压管出口对应的监测点进行分析,如图 16 所示。可知,蜗壳流道内的压力脉动都以 $3f_r$ 、 f_{mbpf} 和 f_{bpf} 及其倍频为主导,说明动静干涉效应是蜗壳流道内压力脉动的主要原因。从蜗壳隔舌附近沿蜗壳螺旋通道至蜗壳出口,压力脉动在 $3f_r$ 、 f_{mbpf} 时的分量先迅速减小后缓慢增大。在隔舌附近的监测点 V_1 处, $3f_r$ 、 f_{mbpf} 、 f_{bpf} 时的分量明显较其他位置高,表明隔舌附近狭窄流道的压力脉动水平明显高于蜗壳螺旋流道内的其余位置。

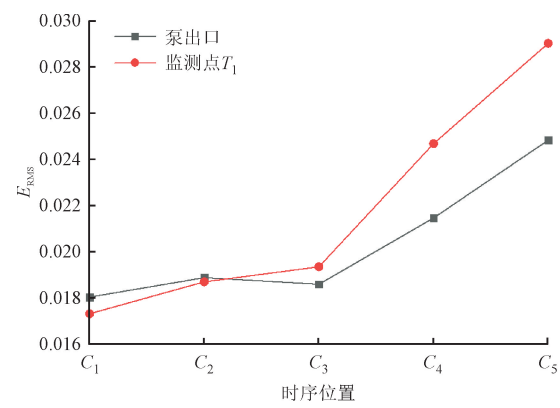


图 15 时序效应对涡轮泵出口和隔舌附近监测点 T_1 压力脉动均方根值的影响

Fig. 15 The influence of clocking effect on root mean square value of pressure fluctuations at the outlet of turbopump and monitoring point T_1 near the volute tongue

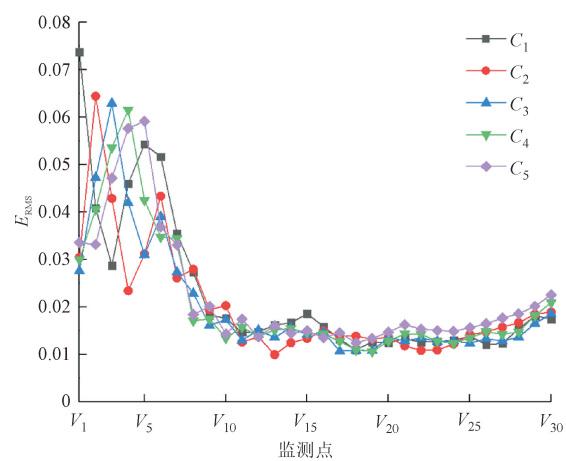


图 17 时序效应对蜗壳流道监测点压力脉动均方根值的影响

Fig. 17 The influence of clocking effect on the pressure pulsation root mean square value at monitoring points in the volute flow passage

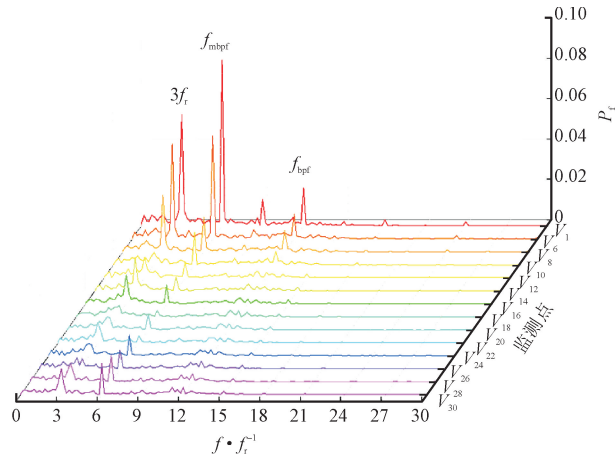


图 16 蜗壳螺旋流道内监测点的压力脉动频谱图

Fig. 16 Pressure fluctuation spectrum diagram of monitoring points inside the volute spiral flow passage

不同时序位置下监测点的压力脉动均方根值沿蜗壳流道的变化曲线如图 17 所示。沿蜗壳流道压力脉动的变化曲线表明，在蜗壳隔舌附近区域 $V_1 \sim V_5$ ，由于蜗壳流道面积较小，在从扩压器流出的高速流体对蜗壳流道的冲击作用下，压力脉动水平较高；监测点 $V_5 \sim V_{30}$ 的位置先逐渐远离隔舌后又逐渐靠近隔舌，压力脉动先迅速下降后缓慢上升。时序位置从 C_1 变化至 C_5 时，蜗壳流道内压力脉动的最大值逐渐降低，降幅为 20.5%，且压力脉动最大值对应的监测点位置依次位于 $V_1 \sim V_5$ 。

不同时序位置下蜗壳流道内压力脉动最大值所在位置(监测点 $V_1 \sim V_5$)如图 18 所示，可知不同时序位置下蜗壳流道内压力脉动最大值分别位于蜗壳隔舌下方的扩压管出口。结合图 17、18 可知，随着时序位置从 C_1 变化至 C_5 ，蜗壳隔舌下方的扩压管逐渐偏离隔舌，由于扩压管与蜗壳之间的径向间隙的增加，流体的冲击作用减弱，从而导致蜗壳流道内压力脉动的最大值逐渐降低。

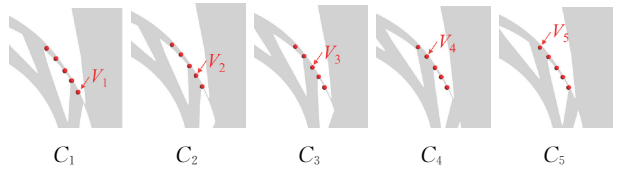


图 18 不同时序位置下蜗壳流道内压力脉动最大值所在位置

Fig. 18 The location of the maximum pressure fluctuation in the volute flow channel at different clocking positions

4 结 论

本文对液体火箭发动机涡轮泵全流场进行三维定常和非定常数值计算，采用熵产理论对涡轮泵内部能量损失进行分析，研究了管式扩压器时序效应对涡轮泵外特性的影响规律，并通过快速傅里叶变换以及压力脉动信号均方根方法对涡轮泵的压力脉动进行分析，可得如下结论。

(1)管式扩压器的时序效应对涡轮泵的外特性有一定影响。随着管式扩压器叶片与蜗壳隔舌的夹

角的增大,涡轮泵的效率和扬程整体趋势均为先升高后降低,两者的变化幅度分别为 0.75%、1.68%。当管式扩压器叶片吸力面出口边与蜗壳隔舌的夹角为 20.5°、25.5°时,涡轮泵具有较好的性能。

(2)通过熵产理论分析可知,管式扩压器和蜗壳流域的能量损失主要集中在扩压器进口和蜗壳隔舌附近。蜗壳隔舌下方的扩压管出口附近的涡流和能量损失变化是时序效应影响涡轮泵外特性的主要原因,当管式扩压器叶片吸力面出口边与蜗壳隔舌的夹角为 20.5°、25.5°时,蜗壳隔舌附近的流场未出现漩涡,能量损失较小。

(3)涡轮泵出口、隔舌处以及蜗壳流道内的压力脉动均以诱导轮叶片通过频率、离心叶轮主叶片通过频率和离心叶轮全部叶片通过频率及其倍频为主导,表明动静干涉效应是涡轮泵内压力脉动的主要原因。管式扩压器时序效应对涡轮泵出口和隔舌处压力脉动的影响分别为 37.7%、67.6%,两者的压力脉动均在管式扩压器叶片吸力面出口边与隔舌夹角为 10.5°时最小,在夹角为 30.5°时最大。

(4)蜗壳流道内压力脉动的最大值位于蜗壳隔舌下方的扩压管出口区域。随着管式扩压器叶片吸力面出口边与隔舌夹角的增大,隔舌下方的扩压管与蜗壳之间的径向间隙逐渐增加,流体冲击作用的减弱导致压力脉动的最大值逐渐减小,降幅为 20.5%。

参考文献:

- [1] JIANG Wei, LI Guojun, LIU Pengfei, et al. Numerical investigation of influence of the clocking effect on the unsteady pressure fluctuations and radial forces in the centrifugal pump with vaned diffuser [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2016, 71: 164-171.
- [2] 席光, 刘磊, 姜华, 等. 离心压缩机级内静叶时序效应的数值研究 [J]. *工程热物理学报*, 2008, 29(9): 1495-1498.
XI Guang, LIU Lei, JIANG Hua, et al. Numerical investigation of stator clocking in a centrifugal compressor [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2008, 29(9): 1495-1498.
- [3] 谈明高, 崔建保, 刘厚林, 等. 导叶与隔舌相对位置对离心泵内外特性的影响 [J]. *流体机械*, 2014, 42(7): 10-13.
TAN Minggao, CUI Jianbao, LIU Houlin, et al. Effects of relative positions between guide vane and tongue on a centrifugal pump [J]. *Fluid Machinery*, 2014, 42(7): 10-13.
- [4] 刘厚林, 崔建保, 谈明高, 等. 离心泵内部流动时序效应的 CFD 计算 [J]. *农业工程学报*, 2013, 29(14): 67-73.
LIU Houlin, CUI Jianbao, TAN Minggao, et al. CFD calculation of clocking effect on centrifugal pump [J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2013, 29(14): 67-73.
- [5] QU Wanshi, TAN Lei, CAO Shuliang, et al. Numerical investigation of clocking effect on a centrifugal pump with inlet guide vanes [J]. *Engineering Computations*, 2016, 33(2): 465-481.
- [6] 王文杰, 袁寿其, 裴吉, 等. 时序效应对导叶式离心泵内部压力脉动影响的数值分析 [J]. *机械工程学报*, 2015, 51(4): 185-192.
WANG Wenjie, YUAN Shouqi, PEI Ji, et al. Numerical analysis of the clocking effect on the pressure fluctuation in the centrifugal pump with vaned diffuser [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2015, 51(4): 185-192.
- [7] WANG Wenjie, PEI Ji, YUAN Shouqi, et al. Experimental investigation on clocking effect of vaned diffuser on performance characteristics and pressure pulsations in a centrifugal pump [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2018, 90: 286-298.
- [8] GU Yandong, PEI Ji, YUAN Shouqi, et al. Clocking effect of vaned diffuser on hydraulic performance of high-power pump by using the numerical flow loss visualization method [J]. *Energy*, 2019, 170: 986-997.
- [9] GUAN Hongyu, JIANG Wei, WANG Yuchuan, et al. Effect of vaned diffuser clocking position on hydraulic performance and pressure pulsation of centrifugal pump [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part A Journal of Power and Energy*, 2021, 235(4): 687-699.
- [10] JIANG Wei, CHEN Diyi, WANG Yuchuan, et al. Experimental and numerical investigation on the influence of the clocking position on hydraulic performance of a centrifugal pump with guide vane [J]. *Journal of Vibroengineering*, 2018, 20(6): 2469-2485.
- [11] ZHANG Yang, JIANG Wei, QI Shuaiwei, et al. Clocking effect on the internal flow field and pressure fluctuation of PAT based on entropy production theory [J]. *Journal of Energy Storage*, 2023, 69: 107932.
- [12] 辜玉慧, 阴鑫月, 邓晓琴, 等. 时序效应对导叶式离心泵叶轮做功的影响 [J]. *排灌机械工程学报*, 2022, 40(8): 785-792.
GU Yuhui, YIN Xinyue, DENG Xiaoqin, et al. Influence of clocking effect on performance of impeller in centrifugal pump with vaned diffuser [J]. *Journal of*

- Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2022, 40(8): 785-792.
- [13] 朱相源, 江伟, 李国君, 等. 导叶与隔舌相对位置对离心泵非定常压力脉动影响的数值模拟 [J]. 排灌机械工程学报, 2015, 33(10): 829-834.
- ZHU Xiangyuan, JIANG Wei, LI Guojun, et al. Numerical investigation into influence of installation location between diffuser vane and volute tongue on unsteady pressure fluctuations in centrifugal pump with vane diffuser [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2015, 33(10): 829-834.
- [14] 朱相源, 江伟, 李国君, 等. 导叶与隔舌相对位置对离心泵水力性能影响的数值研究 [J]. 武汉大学学报(工学版), 2018, 51(1): 72-79.
- ZHU Xiangyuan, JIANG Wei, LI Guojun, et al. Numerical investigation of influence of installation location between diffuser vane and volute tongue on performance of single-stage centrifugal pump [J]. Engineering Journal of Wuhan University, 2018, 51(1): 72-79.
- [15] ZHU Xiangyuan, XIE Changcheng, JIANG Wei, et al. Numerical investigation of clocking effect on irreversible energy loss in volute for centrifugal pump with vaned diffuser based on entropy generation method [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part C Journal of Mechanical Engineering Science, 2023, 237(15): 3430-3443.
- [16] 彭小娜, 朱相源, 李国君, 等. 导叶时序位置对离心泵叶片载荷影响的数值模拟 [J]. 排灌机械工程学报, 2019, 37(3): 192-198.
- PENG Xiaona, ZHU Xiangyuan, LI Guojun, et al. Numerical prediction of clock effect of diffuser in volute on blade loading in centrifugal pump [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2019, 37(3): 192-198.
- [17] ZHANG Xiangyuan, JIANG Chenxing, LV Shen, et al. Clocking effect of outlet RGVs on hydrodynamic characteristics in a centrifugal pump with an inlet inducer by CFD method [J]. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2021, 15(1): 222-235.
- [18] 杨宝锋, 李斌, 陈晖, 等. 液体火箭发动机推进剂泵诱导轮与离心轮的匹配 [J]. 航空学报, 2019, 40(5): 81-93.
- YANG Baofeng, LI Bin, CHEN Hui, et al. Matching effect between inducer and impeller in a liquid rocket engine propellant pump [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2019, 40(5): 81-93.
- [19] 中国航天科技集团公司第六研究院第十一研究所. 一种泵用导向器: CN201310636930.1 [P]. 2016-12-07.
- [20] GRATES D R, JESCHKE P, NIEHUIS R. Numerical investigation of the unsteady flow inside a centrifugal compressor stage with pipe diffuser [J]. Journal of Turbomachinery, 2014, 136(3): 031012.
- [21] ZACHAU U, NIEHUIS R, HOENEN H, et al. Experimental investigation of the flow in the pipe diffuser of a centrifugal compressor stage under selected parameter variations [C]//ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air. New York, NY, USA: ASME, 2009: 1213-1223.
- [22] 韩戈, 卢新根, 赵胜丰, 等. 喉部长度和扩张角对离心压气机管式扩压器影响研究 [J]. 推进技术, 2014, 35(12): 1607-1614.
- HAN Ge, LU Xingen, ZHAO Shengfeng, et al. Effects of diffuser throat length and divergence angle on performance of centrifugal compressor with pipe diffuser [J]. Journal of Propulsion Technology, 2014, 35(12): 1607-1614.
- [23] HAN Ge, LU Xingen, ZHAO Shengfeng, et al. Parametric studies of pipe diffuser on performance of a highly loaded centrifugal compressor [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2014, 136(12): 122604.
- [24] KUNTE R, JESCHKE P, SMYTHE C. Experimental investigation of a truncated pipe diffuser with a tandem deswirl in a centrifugal compressor stage [C]//ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2012: 649-660.
- [25] LI Deyou, WANG Hongjie, QIN Yonglin, et al. Entropy production analysis of hysteresis characteristic of a pump-turbine model [J]. Energy Conversion and Management, 2017, 149: 175-191.
- [26] GHORANI M M, SOTOUDE HAGHIGHI M H, MALEKI A, et al. A numerical study on mechanisms of energy dissipation in a pump as turbine using entropy generation theory [J]. Renewable Energy, 2020, 162: 1036-1053.
- [27] LI Xiaojun, JIANG Zhiwu, ZHU Zuchao, et al. Entropy generation analysis for the cavitating head-drop characteristic of a centrifugal pump [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part C Journal of Mechanical Engineering Science, 2018, 232(24): 4637-4646.
- [28] GAO Bo, GUO Pengming, ZHANG Ning, et al. Unsteady pressure pulsation measurements and analysis of a low specific speed centrifugal pump [J]. Journal of Fluids Engineering, 2017, 139(7): 071101.

(编辑 赵炜)