

燃料电池气体循环泵多叶转子腔内部 气动性能数值研究

黎义斌¹, 李龙¹, 刘建峰², 杨悦民¹, 冯德玮¹

(1. 兰州理工大学能源与动力工程学院, 730050, 兰州; 2. 北京卫星制造厂有限公司, 100094, 北京)

摘要: 为了研究转子间隙、转子叶数与凸轮式气体循环泵气动特性曲线之间的定量关系,并获得不同叶数转子径向激励力的分布规律,基于对称性原理,采用数学分析法和坐标变换法推导了3~6叶的圆弧渐开线圆弧型转子型线方程,并分别选择5种不同的转子间隙加以研究。基于动网格技术和 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型,对不同间隙、不同叶数的转子进行三维非定常数值分析,揭示转子间隙、叶数对气体循环泵流量/压力特性、激励力的影响规律,并通过实验进行了验证。研究表明:随着转子间隙由 0.1 mm 增大到 0.3 mm,不同叶数的转子出口平均流量、容积效率均呈下降趋势,且3叶转子的下降幅度最大,分别下降了 $0.0094 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 、28.6%;3叶、4叶转子在 0.15 mm 间隙时流量脉动强度相对最低,5叶、6叶转子在 0.25 mm 间隙时流量脉动强度相对最低;泵出口平均流量、出口平均总压均与转子叶数呈反比关系,随着叶数的增加,转子腔内压力分布得到改善,内部增压过程更为稳定;随着叶数增多,转子径向激励力的 x 轴分量 F_x 的脉动幅值和脉动强度显著降低,但叶数对转子径向激励力的 y 轴分量 F_y 的影响不显著。

关键词: 凸轮式气体循环泵;转子间隙;气动性能;径向激励力

中图分类号: TK91 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtub202103006 **文章编号:** 0253-987X(2021)03-0046-11



OSID 码

Numerical Study on the Aerodynamic Performance of Multi-Blade Rotor Cavity in the Gas Circulating Pump of Fuel Cell

LI Yibin¹, LI Long¹, LIU Jianfeng², YANG Yuemin¹, FENG Dewei¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China;
2. Beijing Satellite Manufacturer Co., Ltd., Beijing 100094, China)

Abstract: In order to study the quantitative relationships of the rotor clearance and the number of rotor blades with the aerodynamic characteristic curve of the cam-type gas circulating pump, and to obtain the distribution rule of the radial excitation force of the rotor with different blade numbers, based on the symmetry principle, the arc involute arc rotor profile equations of 3 to 6 blades rotor are derived by using mathematical analysis method and coordinate transformation method, with five different rotor clearances selected to study. Based on dynamic mesh technology and RNG $k-\epsilon$ turbulence model, three-dimensional unsteady numerical simulation on the rotors with different blade numbers and clearances are performed. The influences of rotor clearance and number of blades on the flow rate/pressure characteristics and excitation force of gas circulating pump are revealed and verified by experiments. The results show that with the increase of rotor

clearance from 0.1 mm to 0.3 mm, the average flow rate and volumetric efficiency of the rotor outlet with different blade numbers show a downward trend, and the three-blade rotor has the largest decline, decreased $0.009\ 4\ \text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ and 28.6% respectively. The three-blade and four-blade rotors have the lowest flow pulsation intensity when the clearance is 0.15 mm; and the five-blade and six-blade rotors have the lowest flow pulsation intensity when the clearance is 0.25 mm. The average flow rate and the average total pressure at the outlet are inversely proportional to the number of rotor blades. With the increase of the number of blades, the pressure distribution in the rotor cavity is improved, and the internal pressurization process is more stable. As the number of blades increases, the pulsation amplitude and intensity of the rotor radial excitation force component F_x are significantly reduced, but the influence of the number of blades on the rotor radial excitation force component F_y is not significant.

Keywords: cam gas circulating pump; rotor clearance; aerodynamic performance; radial exciting force

凸轮式气体循环泵是一种非接触容积式泵,又常被称为罗茨泵,通过泵内相互啮合的两个转子进行同步反向转动,将空气、氢气、氧气、氮气、甲烷等气体介质由泵入口处吸入并充满腔室,并将气体排出。泵在工作过程中,两转子之间及转子与腔壁之间存在一定间隙,避免产生磨损而造成损坏,延长泵的使用寿命,同时可以使泵达到较高的转速。凸轮式气体循环泵在输送气体时具有较高的真空度及耐磨、耐腐蚀性,并且可靠性高、结构简单、调节范围广,因此在航空航天、新能源汽车、船舶等领域具有广泛的应用前景。

近年来,国内外学者对凸轮式气体循环泵的研究不断深入,其中主要集中于对凸轮转子型线的设计及优化、内部流场的分析等。文献[1-4]对传统渐开线转子型线进行改进,提高了转子传动的平稳性和转子传动的承载能力。Wang等提出了一种由圆弧及其共轭曲线组成的新型椭圆罗茨泵转子轮廓^[5]。刘振超等将NURYS曲线运用到罗茨泵转子型线的设计中,使转子型线的面积利用系数提高了1%^[6]。Li等提出一种新型渐变间隙的转子腔结构,并分析了其对压力脉动和径向激励力的影响^[7]。Hsieh提出一种可变摆线比的摆线型线,同时基于椭圆轴比参数建立了新型椭圆形曲线,并验证了两种曲线的优越性^[8-9]。Yao针对罗茨鼓风机提出了一种3叶螺旋转子,该转子能够产生更多气流并降低运行噪声^[10]。

随着计算机仿真技术的不断发展,越来越多的研究人员利用计算流体力学(CFD)对泵内部的流动情况进行仿真。Li等通过瞬态数值模拟研究了黏度、间隙结构和速度对流速和压力的影响,并通过实

验进行了验证,同时阐明了螺旋角、径长比等几何参数对凸轮泵转子腔内部流量特性的影响规律^[11-13]。卢阳等对等螺距和变螺距2种螺杆真空泵分别进行了数值分析和实验,得出变螺距真空泵性能优于等螺距真空泵^[14]。Guo等引入Zwart-Gerber-Belamri空化模型,对凸轮转子泵内部空化流进行数值分析^[15]。翟云飞等详细讨论了3叶罗茨泵内吸气、输运、反冲、排气4个阶段的特点和机理^[16]。刘瑞青等对圆弧型2叶、3叶直叶和扭叶罗茨真空泵这3种转子进行数值研究其性能^[17]。Sun等使用动态网格方法来模拟罗茨泵内流动,研制罗茨泵测试压力分布和质量流率,从而验证CFD模型^[18]。Guo等研究了以 CO_2 和水为工作流体的气液混合罗茨泵^[19]。

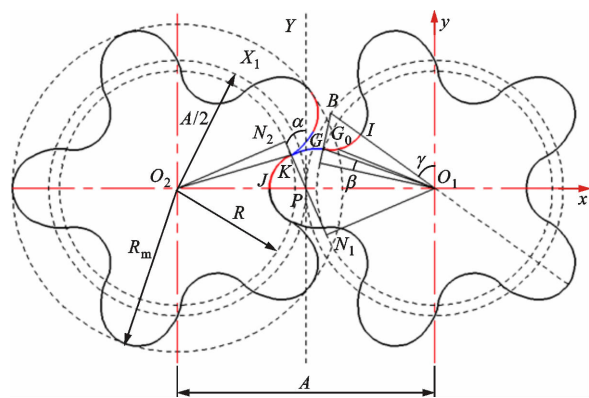
转子叶数、转子间隙等对凸轮式气体循环泵性能影响较大,为了研究转子叶数、转子间隙对气体循环泵综合性能影响,本文通过建立圆弧-渐开线-圆弧型转子型线方程,以3~6叶4种不同转子叶数的凸轮式气体循环泵为研究对象,采用动网格技术和RNG $k-\epsilon$ 湍流模型,对不同叶数的转子进行三维非定常数值分析,揭示叶数、转子间隙对凸轮式气体循环泵性能参数的影响规律,提高对其内部流动特性的认识。

1 数学模型

1.1 转子型线设计

凸轮式气体循环泵多叶转子采用圆弧-渐开线-圆弧型线,以5叶转子为例,如图1所示。

由于型线是对称的,只需推导出 $\angle BO_1P$ 内的型线方程,即可绘制转子型线。改变转子叶数 Z 、中



IG—叶根圆弧段; GK—渐开线段; KJ—叶峰圆弧段;
R—渐开线 GK 的基圆半径。

图1 圆弧-渐开线-圆弧型多叶转子型线

心距 A 、叶顶圆半径 R_m ，通过推导即可得到不同叶数的转子型线方程。

(1) 分别以 O_1 、 O_2 为圆心，转子中心距的一半 $A/2$ 为节圆半径，绘制两转子的节圆。两节圆相切于 P 点，过 P 点作两节圆的公切线 Y ，再过 P 点做直线 N_1N_2 。 N_1N_2 分别与两节圆相切，其与 Y 轴的夹角为节圆压力角 α ，且

$$\cos \alpha = \frac{2Z(D-A)}{\pi A} \quad (1)$$

以 R 为半径画两转子的基圆，且

$$R = D / \left(\frac{2}{\cos \alpha} + \frac{\pi}{Z} \right) \quad (2)$$

以 O_1 为圆心画一条射线，与节圆交于 B 点，且该射线与 y 轴正向的夹角为型线剩余角 γ ， γ 与转子叶数有关，再过 B 点作基圆的切线，切点为 M ，且 BM 切线与渐开线段的交点为 G ，其中

$$\gamma = 90^\circ - \frac{180^\circ}{Z} \quad (3)$$

令 $\angle GO_1M = \beta$ ，则 $\tan \beta = \tan \alpha - \frac{\pi}{2Z}$ ，由渐开线性质 $MG = \widehat{MG_0}$ ，进而根据节圆压力角确定 $\angle MO_1G_0$ 的大小

$$\angle MO_1G_0 = \frac{180}{\pi} \tan \beta \quad (4)$$

则 GK 渐开线段型线方程为

$$\left. \begin{aligned} x &= R \left(\cos \phi + \frac{\pi}{180} \phi \sin \phi \right) \cos \theta - \\ &\quad \left(\sin \phi - \frac{\pi}{180} \phi \cos \phi \right) \sin \theta \\ y &= R \left(\cos \phi + \frac{\pi}{180} \phi \sin \phi \right) \sin \theta + \\ &\quad \left(\sin \phi - \frac{\pi}{180} \phi \cos \phi \right) \cos \theta \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

其中 GK 渐开线段展开起始角 $\varphi_{\min}$ 和终止角 $\varphi_{\max}$ 为

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{\min} &= \angle MO_1G_0 = \frac{180}{\pi} \tan \beta \\ \varphi_{\max} &= \angle G_0O_1N_1 = \angle BO_1N_1 - \angle BO_1G_0 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

(2) 以 B 为圆心、 BG 为半径，绘制叶根圆弧段 IG 。设 B 点坐标为 (X_B, Y_B) ，有

$$\left. \begin{aligned} X_B &= \frac{A}{2} \cos \gamma \\ Y_B &= \frac{A}{2} \sin \gamma \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

则 IG 叶根圆弧段型线方程为

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{A}{2} \cos \gamma + \frac{\pi}{2Z} R \cos \phi \\ y &= \frac{A}{2} \sin \gamma + \frac{\pi}{2Z} R \sin \phi \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

其中 IG 圆弧段展开起始角 $\varphi_{\min}$ 和终止角 $\varphi_{\max}$ 为

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{\min} &= \angle X_1BG \\ \varphi_{\max} &= \angle X_1BO_1 \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

(3) 以 P 点为圆心、 PK 为半径绘制叶峰圆弧段 KJ ，设 P 点坐标为 (X_P, Y_P) ， $X_P = 0$ ， $Y_P = A/2$ ，则 KJ 叶峰圆弧段型线方程为

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{\pi}{2Z} R \cos \phi \\ y &= \frac{A}{2} + \frac{\pi}{2Z} R \sin \phi \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

其中 KJ 圆弧段展开起始角 $\varphi_{\min}$ 和终止角 $\varphi_{\max}$ 为

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{\min} &= \alpha = \arccos \frac{2Z(D-A)}{\pi A} \\ \varphi_{\max} &= 90^\circ \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

1.2 几何模型

以圆弧-渐开线-圆弧型凸轮式气体循环泵为研究对象，建立 3 叶、4 叶、5 叶、6 叶转子的气体循环泵计算模型，并分别选取 0.1、0.15、0.2、0.25、0.3 mm 5 种不同的间隙，分析不同转子叶数、不同间隙对转子腔气动性能的影响。转子的额定参数为 $R_m = 45$ mm、转子长度 $L = 60$ mm、进出口直径 $d = 40$ mm、 $R_m/L = 0.75$ 、转速 $n = 3\,000$ r·min⁻¹，转子的其他设计参数如表 1 所示，多叶转子三维模型如图 2 所示。

表1 多叶转子设计参数

Z	3	4	5	6
A/mm	62	67	70	73

由于转子与转子之间、转子与泵壳之间、转子端面与泵盖之间均存在微小间隙，在泵运转过程中都会造成气体泄漏，影响泵的性能。转壁间隙两端分

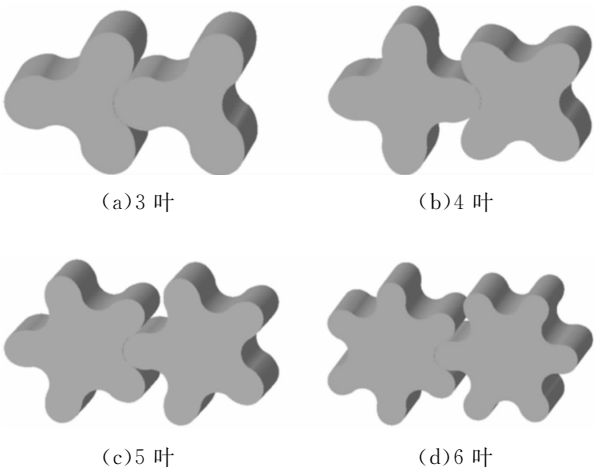


图 2 多叶转子三维模型

别与低压腔/高压腔和过渡腔相连接,或两端均与过渡腔连接,而转子间间隙两端分别与高压腔和低压腔直接相连,使高压腔与低压腔之间形成一个直连泄漏通道,并且随着转子转动泄漏通道形状不断变化。相比转壁间隙,转子间隙两端压差更大,更容易造成泄漏,因此转子间隙形成的泄漏是影响凸轮式气体循环泵性能的主要原因。本文忽略端面间隙产生的泄漏,只对转子间间隙进行模拟分析。

2 数值模拟

2.1 网格划分及边界条件设置

以 5 叶转子为例,如图 3 所示,最大网格单元设置为 0.005,最小网格单元设置为 0.000 2,网格区域分为入口、出口和旋转流场部分,对两个相邻的不同域之间建立 interface 交互面。边界条件设置为入口压力 202.65 kPa、出口压力 243.05 kPa、压升 40.4 kPa,输送介质为空气。为了尽量减小网格数对数值计算结果的影响,同时参考文献[20]中网格验证方法,以 5 叶转子为例,通过改变转子的网格划分尺寸,分别生成了 7 种网格数的尺寸。

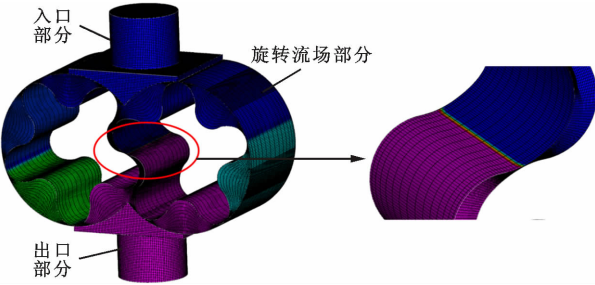


图 3 气体循环泵计算模型的网格划分

如图 4 所示,当网格数由 41.47 万逐渐增加到 71.18 万时,网格数对出口流量及压力特性的计算

结果影响很小。图 5a 所示为泵内高压侧的速度监测点设置,通过速度监测,并对 41.47 万、55.18 万、71.18 万网格数进行计算,得出速度监测曲线如图 5b 所示。结果表明,41.47 万网格数与 55.18 万、71.18 万网格数计算结果的最大误差分别为 2.32%、2.99%,即网格数对速度分布不敏感。这说明当转子腔计算域网格数在 41.47 万左右时,计算结果趋于稳定,因此最终确定 5 叶转子的网格数为 41.47 万。按照相同的网格划分设置方法,分别对 3 叶、4 叶、6 叶转子腔模型进行网格划分,最终得到 3 叶、4 叶、6 叶转子的网格数分别为 38.99 万、40.80 万、42.11 万。

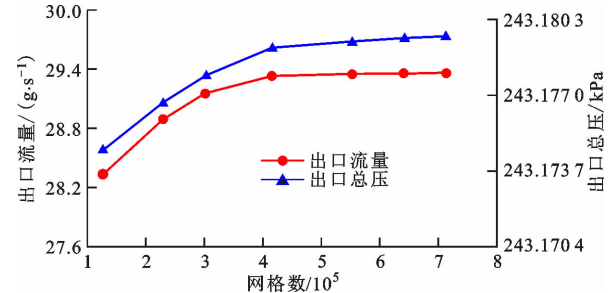
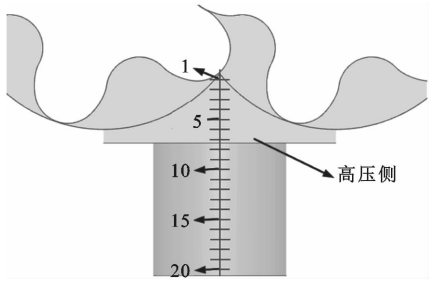
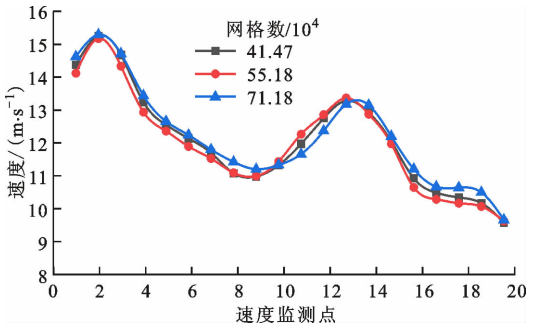


图 4 出口流量、压力特性验证



(a) 腔内速度监测点设置



(b) 腔内速度验证

图 5 转子腔内速度监测点设置及速度验证

2.2 数值计算方法

基于动网格技术和 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型,采用 SIMPLES 算法求解基本方程,固壁面采用无滑移壁面,附近壁面采用标准壁面函数,并采用一阶迎风

离散格式。该模型的湍动能 k 和耗散率 ϵ 的输运方程可表示为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (12)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\epsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (13)$$

式中: G_k 是由于平均速度梯度引起的湍动能 k 的生成项; G_b 是由于浮力引起的湍动能 k 的生成项; Y_M 为可压缩湍流中脉动扩张项; α_k 和 α_ϵ 为与湍动能 k 和湍流耗散率 ϵ 对应的 Prandtl 数。

3 实验结果分析

为了验证数值方法的合理性,选取 5 叶转子(转子间隙 0.15 mm)的凸轮式气体循环泵进行实验验证,对 4 种不同进出口压差条件下的泵腔内流量进行测试,图 6 所示为实验系统图。

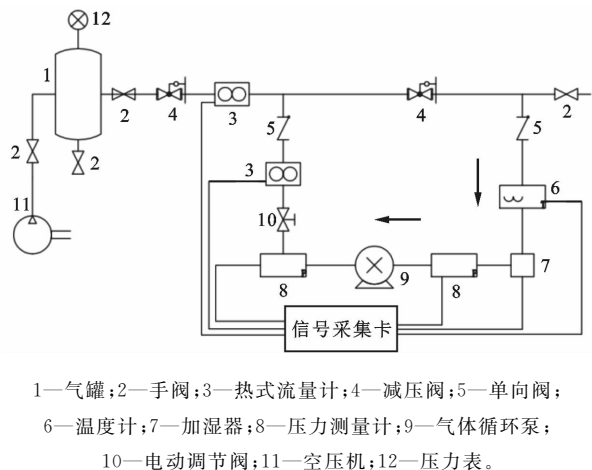
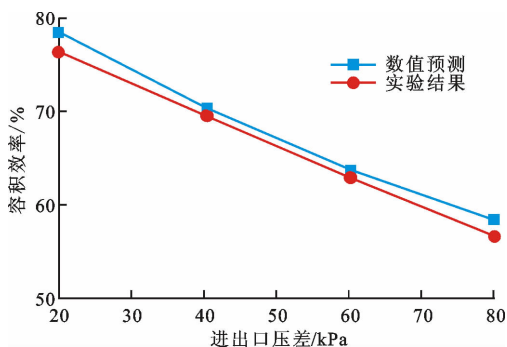


图 6 气体循环泵实验系统

图 7 为气体循环泵数值预测与气动性能实验结果的对比。转速为 $3\,000\text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时,通过调节球阀开度,选取 4 种进出口压差,测量泵出口的实际流



(b) 容积效率-进出口压差曲线

图 7 气体循环泵数值预测和实验结果对比

量。结果表明,随进出口压差的增大,气体循环泵出口流量和容积效率均逐渐减小,数值预测和实验结果误差在 3% 以内。产生误差的主要原因是数值预测中忽略了端面间隙产生的轴向泄漏及机械损失,其相对误差在合理范围,能较为准确地预测泵内气动性能。

4 CFD 数值计算结果分析

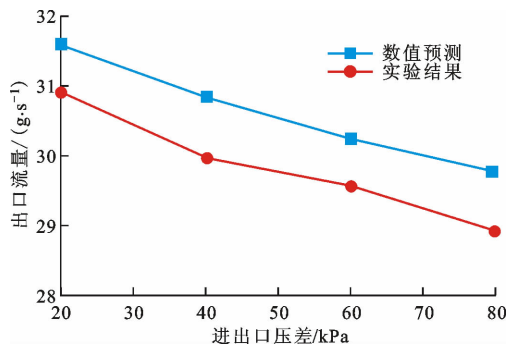
4.1 转子间隙对凸轮式气体循环泵多叶转子出口流量特性的影响

图 8a 为出口平均流量与转子间隙、转子叶数的关系,图 8b 为容积效率与转子间隙、转子叶数的关系。容积效率为

$$\eta = \frac{Q_{\text{op}}}{Q_t} = \frac{Q_{\text{op}}}{qn} \quad (14)$$

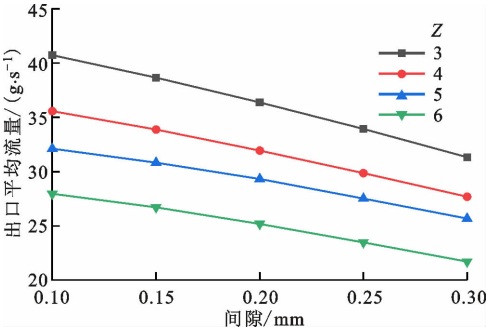
式中: Q_{op} 为单位时间内实际泵出口平均流量; Q_t 为单位时间内理论泵出口平均流量; q 为转子每转一圈泵理论排除介质的流量,即排量。

由图 8 可以看出,转子间隙、转子叶数对气体循环泵出口流量特性、容积效率有显著影响,随着转子间隙由 0.1 mm 增大到 0.3 mm,不同叶数的泵出口平均流量和容积效率均呈下降趋势。这是由于转子叶数增多使转子容积占比增加,泵腔有效容积减小,进而导致容积效率下降,出口平均流量也随之下降。3 叶、4 叶、5 叶、6 叶转子的泵出口平均流量分别下降了 $0.009\,4$ 、 $0.007\,9$ 、 $0.006\,4$ 和 $0.006\,2\text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$,同时容积效率分别下降了 28.601%、16.963%、14.674% 和 15.155%,且 3 叶转子的出口平均流量和容积效率下降幅度最大,5 叶转子的容积效率下降幅度最小。这是由于随着转子间隙的增大,由高压腔至低压腔的直连泄漏通道变宽,单位时间内气体泄漏量逐渐增多;相反,转子间隙越小,气体泄漏越少,但容易对转子造成磨损,降低泵的寿命,同时

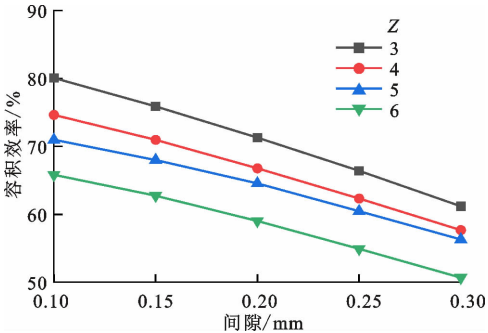


(a) 出口流量-进出口压差曲线

转子加工难度增大。



(a) 出口平均流量与转子间隙、转子叶数的关系



(b) 容积效率与转子间隙、转子叶数的关系

图 8 出口平均流量、容积效率与转子间隙、转子叶数的关系

图 9 为转子间隙、转子叶数和流量脉动系数的关系。流量脉动系数通常用来表示流量脉动强度,定义流量脉动系数为

$$\delta_Q = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{ave}}} \quad (15)$$

式中: $Q_{\max}$ 为出口最大瞬时流量; $Q_{\min}$ 为出口最小瞬时流量; Q_{ave} 为出口平均流量。

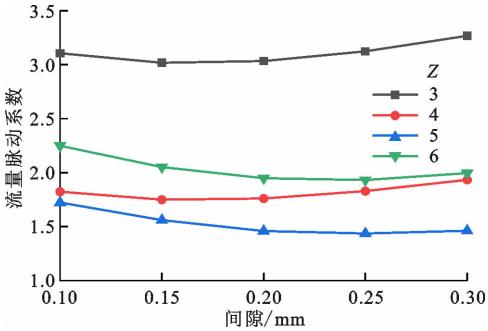


图 9 转子间隙、转子叶数和流量脉动系数的关系

由图 9 可以看出:转子间隙、转子叶数对流量脉动强度有显著影响,随着转子间隙由 0.1 mm 增加到 0.3 mm,不同叶数的流量脉动系数均呈现先减小后增大的趋势,并且均存在一个最小值,3 叶、4 叶转子在 0.15 mm 间隙时流量脉动系数最小,分别为

3.016 8、1.749 1;5 叶、6 叶转子在 0.25 mm 间隙时流量脉动系数最小,分别为 1.435 9、1.931 7。结合图 8 可以得到,3 叶转子的出口平均流量和流量脉动强度均大于其他叶数。这是由于叶数较少,转子容积占比较小,就会使泵腔容积效率和出口平均流量增加,但同时转子叶数过少会导致入口端与出口端之间的逐级串联过渡腔室较少,进而相邻腔室之间的脉动压差增大,造成流量脉动强度增大。由于 6 叶转子的平均流量小于其他叶数,即 Q_{ave} 较小,导致 6 叶转子的流量脉动系数较大。同时,可以看出 5 叶转子的流量脉动系数要小于 4 叶、6 叶,说明在介质为空气的条件下,5 叶转子能较好地抑制流量脉动强度。

综合以上分析,不同间隙会导致泵的出口平均流量、容积效率和脉动强度产生变化,在保证泵出口平均流量和容积效率的前提下,应使泵出口流量脉动强度稳定在较低的数值,3 叶、4 叶转子在 0.15 mm 间隙时流量脉动强度最小,且容积效率分别保持在 75.8%、70.9% 以上;5 叶、6 叶转子在 0.25 mm 间隙时流量脉动强度最小,且容积效率分别保持在 60.4%、54.9% 以上。

4.2 叶数对转子腔流动及径向激励力的影响

4.2.1 叶数对转子腔内流动的影响 通过选取相对脉动强度较低的 0.15 mm 间隙时 3 叶、4 叶转子,0.25 mm 间隙时 5 叶、6 叶转子,进行对比分析叶数对凸轮式气体循环泵腔内流动及性能的影响。

图 10 所示为不同叶数的气体循环泵一个周期内的出口流量曲线,结果表明,不同叶数的气体循环泵的出口瞬时流量均存在周期性变化,在一个周期内,泵出口流量脉动的次数是转子叶数的 2 倍。同

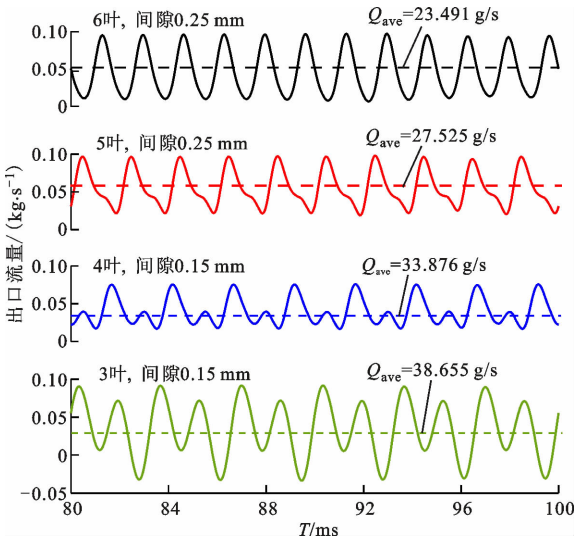


图 10 转子叶数和泵出口流量的关系

时,3叶、4叶、5叶转子的气体循环泵出口均存在不同程度的次级流量脉动,随着叶数的增加,出口流量脉动强度和次级流量脉动强度逐渐衰减,当叶数达到6时,泵出口的次级流量脉动已完全消失,因此叶数的增加有效抑制了泵出口流量脉动强度和次级流量脉动强度。随着叶数由3依次增加到6,泵出口平均流量分别下降了 0.0048 、 0.011 和 $0.015\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$,并且叶数越多,相邻叶数之间的泵出口平均流量下降幅度越小。同时,3叶转子出现回流现象,由于3叶转子的流量脉动强度较高,腔内压力上升,在压力的作用下产生回流。由此说明,多叶转子能较好地抑制流量脉动强度,改善内部流动,但叶数越多,流量衰减越严重,因此应适当增加转子的叶数来改善气体循环泵出口的流量特性。

图11所示为不同转子叶数的气体循环泵旋转一周的出口总压曲线,结果表明:在一个周期内,泵出口瞬时总压的脉动次数是转子叶数的2倍,且3叶、4叶、5叶转子的气体循环泵出口均存在不同程度的次级压力脉动,随着叶数的增加,泵出口次级压力脉动强度和出口瞬时压力脉动强度都逐渐减小,当叶数达到6时,泵出口的次级压力脉动已完全消失,并且波动较为平稳;随着叶数由3依次增加到6,泵出口平均总压分别下降了 0.142 、 0.068 和 0.013 kPa ,并且叶数越多,相邻叶数之间的平均总压下降幅度越小。由此说明,叶数增加可以减小出口平均总压的下降趋势,削弱泵出口压力脉动,但同时会造成泵出口压力降低,因此应适当增加叶数来改善泵出口压力特性。

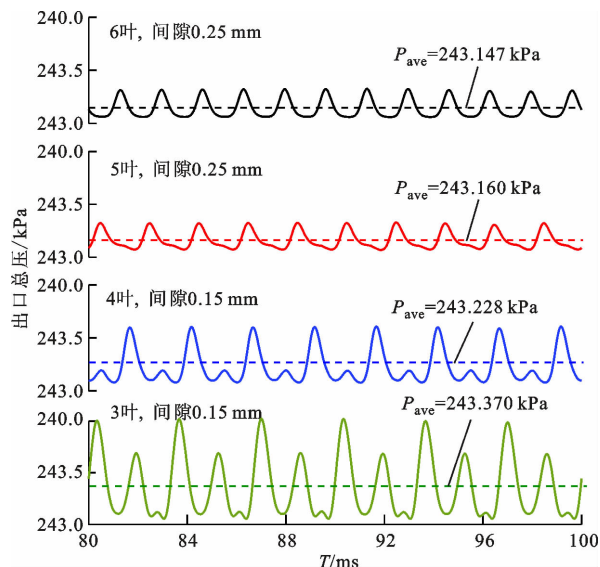


图11 转子叶数和泵出口瞬时总压的关系

图12为不同叶数的气体循环泵转子腔内压力分布

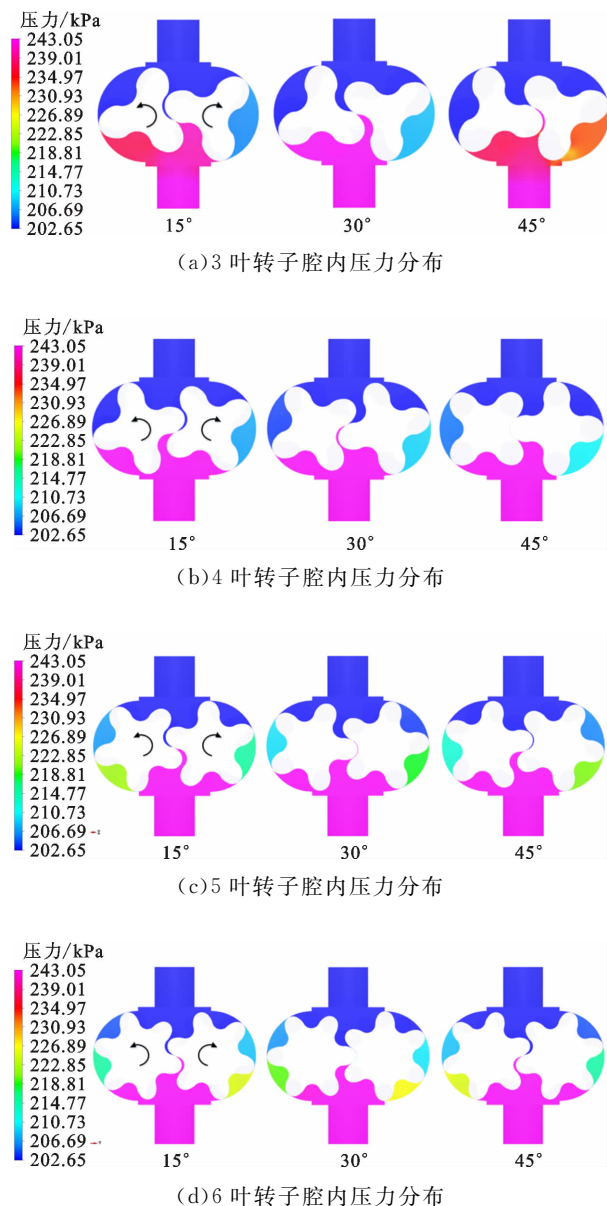


图12 不同叶数转子腔内压力分布

分布,结果表明,随着叶数的增加,转子腔内的逐级串联过渡腔室也逐渐增多,由于转子与转壁之间存在微小间隙,和出口处相连的高压腔气体在压力作用下通过转壁间隙泄漏到过渡腔室,但由于泄漏量一定,所以过渡腔室中的压力范围一定。通过对比图12a~12d可以看出,转子叶数增多,独立腔室的数量也随之增多,进而导致气体由高压侧经转壁间隙泄漏到低压侧时,高压侧与低压侧之间的压差和泄漏呈逐级递减的趋势,形成多个缓冲区,因此多叶转子能够有效抑制泵在运转过程中由于压差产生的冲击力,提高泵内部流场的稳定性,延长泵的使用寿命。

图13为沿模型外缘方向,自低压侧到高压侧依次设置19个压力监测点,由于不同叶数转子的外圆

直径均为 90 mm,因此不同叶数转子外缘上监测点的位置相同。

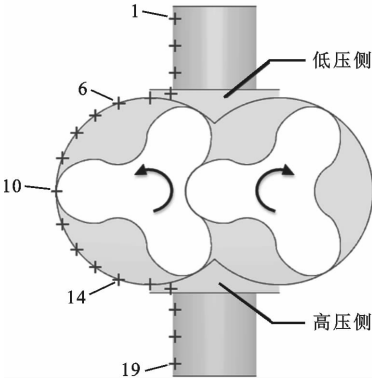
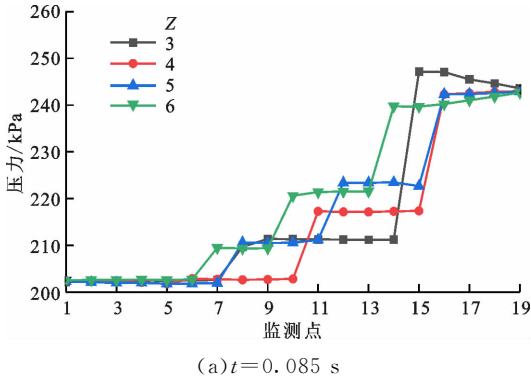
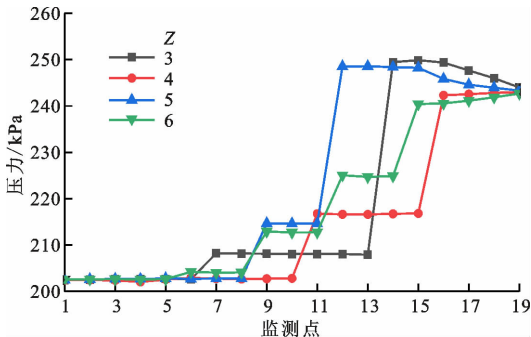


图 13 压力监测点设置

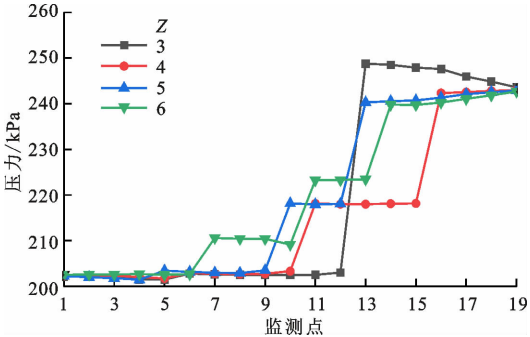
图 14 为不同叶数在一个周期内 4 个时刻的腔内压力梯度变化规律,结果表明,在同一时刻,不同叶数的转子腔内压力均呈阶梯性变化,随着转子叶数增多,转子腔内部增压效果更快,压力变化更为平缓。图 14a、14b 中 3 叶转子腔内共出现两次增压,且第二次增压更为急剧,因此会造成较大的压力脉动。图 14c、14d 中 3 叶转子只出现一次增压,这是因为转子转动的角度不同,只形成一个独立腔室;当叶数增加到 6 时,转子腔内共出现 4 次较为明显的增压,且每次增压的幅度较小,相邻两个独立腔室之间压差减小,因此 6 叶转子的压力脉动最小。由此说明,随转子叶数的增多,转子腔内增压过程更为稳



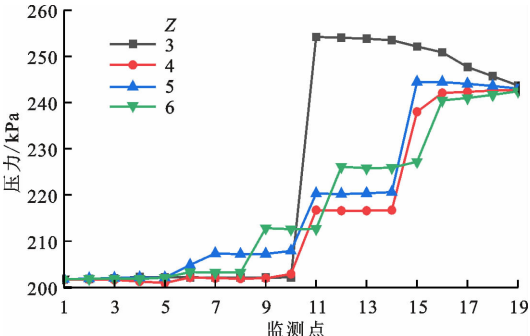
(a) $t=0.085\text{ s}$



(b) $t=0.09\text{ s}$



(c) $t=0.095\text{ s}$



(d) $t=0.1\text{ s}$

图 14 不同叶数转子腔内压力梯度变化规律

定,即能量转换的稳定性更好。

4.2.2 叶数对转子径向激励力的影响 由于泵腔内两转子呈对称分布,且进行同步反向转动,因此两转子所受的径向激励力大小相等,方向相反,本文取左转子为研究对象进行分析。

图 15 为不同叶数的左转子所受径向激励力矢量的分布规律,可以看出,随着转子叶数的逐渐增大,左转子所受径向激励力逐渐减小,分布逐渐集中,且径向激励力在 y 轴的分量均为正方向,在 x 轴的分量大部分为负方向。3 叶转子各点的散乱程度明显大于其他叶数,且部分点出现在 x 轴正方向,即 F_x 的方向发生改变。当叶数增大到 6 时,各点的散乱程度降为最小,因此多叶转子能明显减小

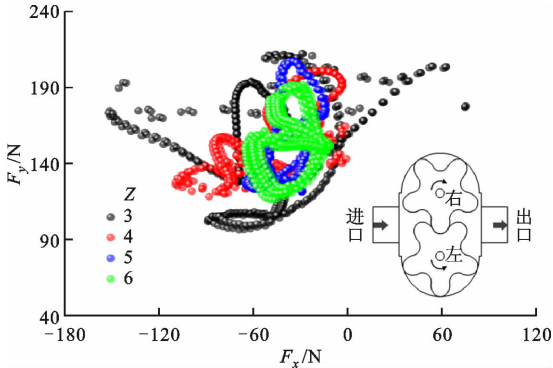
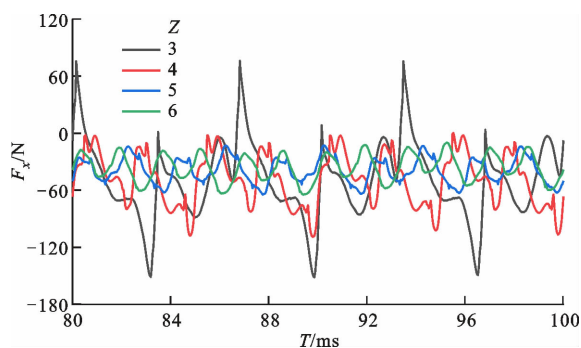


图 15 叶数对左转子径向激励力的影响

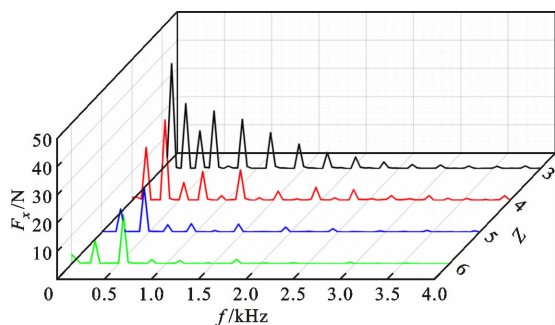
转子所受径向激励力的大小,保证泵运行更加平稳。另外,图15中有少量径向激励力矢量离散点,这是由于转子型线圆弧段与渐开线段并非完全光滑过渡,产生了径向激励力突变。

图16a所示为不同叶数的凸轮式气体循环泵在一个周期内转子径向激励力 x 轴分量 F_x 的变化规律,结果表明,不同叶数转子的 F_x 均呈周期性变化,随着叶数的增加,转子腔内气体对 F_x 的脉动幅值呈逐渐减小的趋势。在一个周期内,波峰与波谷的数量与转子叶数相等,说明其主要受到转子与腔内气体相互作用的影响。与图15所示一致,3叶转子所受的力一部分为正值,而其他叶数的转子所受的力均为负值。这是由于3叶转子过渡腔室较少,过渡腔与出口处高压腔之间的压差较大,气体出现回流现象,导致气体对转子出现相反的作用力。3叶转子 F_x 的最大波峰值为76.07 N;6叶转子 F_x 的最小波峰值为10.37 N,方向指向 y 轴负方向,比3叶转子 F_x 的最大值减小86.37%。同时,随着转子叶数增多, F_x 的二次脉动幅值也逐渐下降,脉动幅度逐渐平稳。

图16b所示为不同叶数的凸轮式气体循环泵在一个周期内转子径向激励力 x 轴分量 F_x 的脉动频域图,结果表明,随着叶数的增多,径向激励力脉动



(a) F_x 的脉动幅值



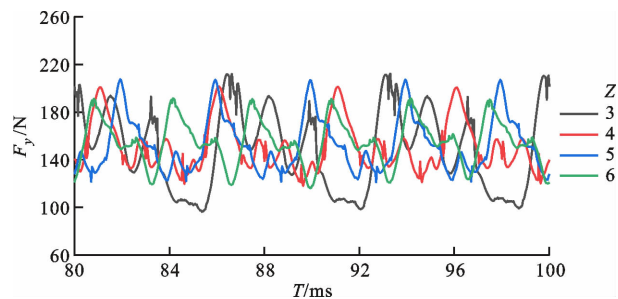
(b) F_x 的脉动频域图

图16 多叶转子径向激励力 x 轴分量 F_x 的脉动特性

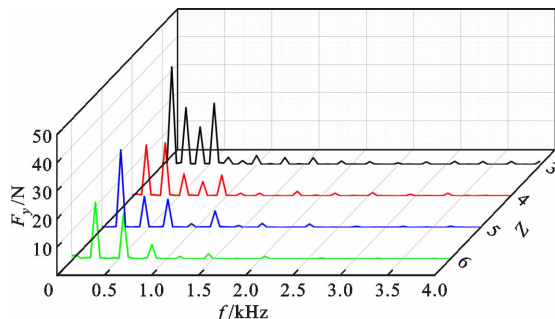
主频出现的位置逐渐后移,主频最大振幅出现在 $Z=3$ 时,且随着转子叶数的增多主频最大振幅不断减小。小叶数会出现相对明显的高频脉动,这是由于转子叶数较少,腔内有效容积增大,更容易出现流动分离和二次流动现象。由此可见,转子叶数增多能有效抑制 F_x 的脉动强度。

图17a所示为不同叶数的凸轮式气体循环泵在一个周期内转子径向激励力 y 轴分量 F_y 的变化规律,结果表明,不同叶数转子的 F_y 均呈周期性变化,在一个周期内,波峰与波谷的数量与转子叶数相等。3叶转子 F_y 的最大波峰值为212.11 N;6叶转子 F_y 的最小波峰值为191.55 N,比3叶转子 F_y 的最大值减小9.69%。除5叶转子外,随着转子叶数的增加,转子腔内高压侧气体对 F_y 的脉动幅值呈逐渐减小的趋势,而5叶转子 F_y 的最大波峰值为207.41 N,仅次于3叶转子,但各个叶数转子 F_y 的峰值差较小,3叶、6叶相差最大为9.69%,3叶、5叶相差最小为2.27%。当 $Z=3\sim 6$ 时, Z 对 F_y 影响较小。

图17b所示为不同叶数的凸轮式气体循环泵在一个周期内转子径向激励力 y 轴分量 F_y 的脉动频域图,可以看出, F_y 的脉动主频出现在250 Hz附近,且主频最大振幅出现在 $Z=3$ 时,随着转子叶数增多,主频最大振幅逐渐减小,但脉动强度的变化较小,与图16b相比,转子叶数对 F_y 脉动强度的抑制



(a) F_y 的脉动幅值



(b) F_y 的脉动频域图

图17 多叶转子径向激励力 y 轴分量 F_y 的脉动特性

不显著。

5 结 论

采用数值模拟方法,分析了转子不同间隙、不同叶数条件下凸轮式气体循环泵的气动性能和径向激励力的变化规律,得出以下结论。

(1)随着转子间隙由 0.1 mm 逐渐增大到 0.3 mm,不同叶数的泵出口平均流量和容积效率均逐渐下降,且随着转子叶数增多,下降幅度逐渐减小,同时转子腔独立腔室增多,相邻两腔室之间的压差减小,当间隙增大时,多叶转子相比 3 叶转子的泄漏幅度降低;随着转子间隙增大,不同叶数转子的流量脉动系数均呈先减小后增大的趋势,同时 5 叶转子的流量脉动系数最小,说明介质为空气时,5 叶转子能较好地抑制流量脉动强度。

(2)转子叶数增多会降低泵出口平均流量和出口总压,但能够有效削弱泵出口流量脉动强度和压力脉动强度。随着转子叶数增多,逐级串联过渡腔室增多,压差逐级递减,形成多个缓冲区,降低了泵出口流量脉动强度和压力脉动强度;同时,叶数增多,转子腔内部增压效果更平稳,即能量转换的稳定性更好。因此,在保证泵的流量指标和压力指标的前提下,应适当增多转子叶数来抑制流量脉动和压力脉动,保证泵的稳定运行。

(3)随着转子叶数增多,转子径向激励力矢量逐渐减小,分布逐渐集中,同时 F_x 的大小和脉动强度均显著降低,而转子叶数对 F_y 的影响不显著,各个叶数所受 F_y 的峰值差较小。

参考文献:

- [1] 刘林林, 初嘉鹏, 胡建中. 罗茨真空泵转子型线的研究 [J]. 机械设计, 2007, 24(3): 64-67.
LIU Linlin, CHU Jiapeng, HU Jianzhong. Study on profile of roots vacuum pump rotor [J]. Journal of Machine Design, 2007, 24(3): 64-67.
- [2] 李海洋, 赵玉刚, 胡柳, 等. 渐开线型罗茨真空泵转子型线的改进研究 [J]. 机床与液压, 2011, 39(22): 37-39.
LI Haiyang, ZHAO Yugang, HU Liu, et al. The improvement study on involute profile type rotor profile in Roots vacuum pump [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2011, 39(22): 37-39.
- [3] 李玉龙, 冉光泽, 张宸赫. 渐开线转子型线的参数化与最优化研究 [J]. 成都大学学报(自然科学版), 2017, 36(4): 398-401.

LI Yulong, RAN Guangze, ZHANG Chenhe. Research on parameterization and optimization of involute rotor profile [J]. Journal of Chengdu University (Natural Science Edition), 2017, 36(4): 398-401.

- [4] 李玉龙, 刘萍, 臧勇, 等. 渐开线转子密封用宽顶的型线构造研究 [J]. 机械传动, 2019, 43(7): 172-176.
LI Yulong, LIU Ping, ZANG Yong, et al. Research on the profile structure of the wide top for involute rotor seal [J]. Mechanical Transmission, 2019, 43(7): 172-176.
- [5] WANG Jun, LIU Ruiqing, YANG Shuran, et al. Geometric study and simulation of an elliptical rotor profile for Roots vacuum pumps [J]. Vacuum, 2018, 153(4): 168-175.
- [6] 刘振超, 何雪明, 黄海楠. NURBS 曲线在罗茨泵转子型线设计中的应用 [J]. 食品与机械, 2019, 35(7): 110-116.
LIU Zhenchao, HE Xueming, HUANG Hainan. Application of NURBS curve in Roots pump rotor profile design [J]. Food and Machinery, 2019, 35(7): 110-116.
- [7] LI Yibin, GUO Dongsheng, LI Xiaobin. Mitigation of radial exciting force of rotary lobe pump by gradually varied gap [J]. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2018, 12(1): 711-723.
- [8] HSIEH Chiu-fan, HWANG Yii-wen. Tooth profile of a Roots rotor with a variable trochoid ratio [J]. Mathematical and Computer Modelling, 2008, 48(12): 19-33.
- [9] HSIEH Chiu-fan. A new curve for application to the rotor profile of rotary lobe pumps [J]. Mechanism and Machine Theory, 2015, 87(12): 70-81.
- [10] YAO Ligang, YE Zhonghe, DAI J S, et al. Geometric analysis and tooth profiling of a three-lobe helical rotor of the Roots blower [J]. Journal of Materials Processing Technology, 2005, 170(1): 259-267.
- [11] LI Yibin, DU Jun, GUO Dongsheng. Numerical research on viscous oil flow characteristics inside the rotor cavity of rotary lobe pump [J]. Braz Soc Mech Sci Eng, 2019, 41(7): 1-11.
- [12] 黎义斌, 张晓泽, 郭东升, 等. 螺旋凸轮泵转子腔流量特性数值分析与验证 [J]. 农业工程学报, 2018, 34(10): 62-67.
LI Yibin, ZHANG Xiaozhe, GUO Dongsheng, et al. Numerical analysis and verification of flow characteristics of rotor cavity of screw lobe pump [J]. Journal of Agricultural Engineering, 2018, 34(10): 62-67.
- [13] 黎义斌, 郭东升, 唐拥林, 等. 转子径长比对凸轮泵

- 性能影响的数值模拟与试验 [J]. 振动与冲击, 2020, 39(9): 194-200.
- LI Yibin, GUO Dongsheng, TANG Yonglin, et al. Numerical simulation and experiment of the influence of rotor diameter-length ratio on lobe pump performance [J]. Vibration and Shock, 2020, 39(9): 194-200.
- [14] 卢阳, 郭蓓, 周瑞鑫. 双螺杆真空泵工作过程数值模拟 [J]. 西安交通大学学报, 2015, 49(7): 67-71.
- LU Yang, GUO Bei, ZHOU Ruiqing. Numerical simulation of working process of twin screw vacuum pump [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2015, 49(7): 67-71.
- [15] GUO Dongsheng, LI Yibin. Effect of different startup modes on the cavitation performance in Rotary lobe pump [J]. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2019, 240(6): 062046.
- [16] 翟云飞, 张世伟, 韩峰, 等. 三叶转子罗茨真空泵内气体过程的热力学计算 [J]. 真空, 2019, 56(3): 10-15.
- ZHAI Yunfei, ZHANG Shiwei, HAN Feng, et al. Thermo-dynamic calculation of the gas process in a three-blade Roots vacuum pump [J]. Vacuum, 2019, 56(3): 10-15.
- [17] 刘瑞青, 崔锋, 王君, 等. 直叶与扭叶罗茨真空泵转子性能分析 [J]. 机械设计与制造, 2019, 57(8): 180-183.
- LIU Ruiqing, CUI Feng, WANG Jun, et al. Performance analysis of rotors of straight blade and twisted blade Roots vacuum pump [J]. Mechanical Design and Manufacturing, 2019, 57(8): 180-183.
- [18] SUN Shukai, ZHAO Bin, JIA Xiaohan, et al. Three-dimensional numerical simulation and experimental validation of flows in working chambers and inlet/outlet pockets of Roots pump [J]. Vacuum, 2017, 137(1): 195-204.
- [19] GUO Qing, QIN Kan, LI Daijin, et al. Numerical investigation and performance enhancement of Roots pumps operating with gas-liquid mixtures [J]. Vacuum, 2020, 176: 109303.
- [20] 黄宫格, 袁奇, 潘阳, 等. 叶顶泄漏对跨音速涡轮气动性能和叶片激振特性的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2020, 54(11): 1-9.
- HUANG Gongge, YUAN Qi, PAN Yang, et al. Investigation of the effects of blade tip leakage on aerodynamic performance and excitation forces in a transonic turbine cascade [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2020, 54(11): 1-9.

(编辑 荆树蓉)