

爪式真空泵新型齿轮爪式转子及其力学性能研究

李杰杰¹ 任纯吉¹ 王君^{1*} 李影¹ 潘诗洋¹ 胡金月¹ 李子珍¹ 崔冬²

(1. 中国石油大学(华东)新能源学院 青岛 266580; 2. 高端压缩机及系统技术全国重点实验室
合肥通用机械研究院有限公司 合肥 230031)

A New Type of Gear Claw Rotor of Claw Vacuum Pump and Its Mechanical Properties

LI Jiejie¹, REN Chunji¹, WANG Jun^{1*}, LI Ying¹, PAN Shiyang¹, HU Jinyue¹, LI Zizhen¹, CUI Dong²

(1. College of New Energy in China University of Petroleum (East China), Qingdao 266580, China; 2. State Key Laboratory of High-end Compressor and System Technology, Hefei General Machinery Research Institute Co., Ltd., Hefei 230031, China)

Abstract The design of the claw rotor profile is the key factor in determining the performance of a claw vacuum pump. The gear claw rotors adopt a new type of tortuous meshing structure, which significantly reduces the leakage between the rotors of the traditional curved claw rotors. However, there are still many non-smooth points in the profiles, which reduces the mechanical properties. In order to solve the problem, this paper proposed a new high-sealed elliptical arc claw rotor, and the rotor profile equation was derived. The influence of the geometric parameters of the profile on the relative clearance and volume utilization of the claw pump was analyzed and compared with the gear claw rotor. The working process of the new rotor was studied, and the change of the clearance in the mixing process of the two rotors was compared and analyzed. The stress and deformation of the new rotor and the existing gear claw rotor in the working process were compared. The results show that compared with the existing gear claw rotor, the relative carryover of the new rotor is reduced by more than 10%, and the over-compression chambers and expansion chambers in the mixing process are reduced. The maximum deformation of the new rotor in the suction process and the mixing process is reduced by 10.11% and 16.06%, respectively, which greatly improves the performance of the claw rotors.

Keywords Highly sealing claw rotor, Profiles construction, Geometric performance, Working process, Stress analysis

摘要 爪式转子的型线设计是决定爪式真空泵性能的关键因素。齿轮爪式转子采用新型曲折型啮合结构,显著降低了传统曲爪转子存在的转子间泄漏,然而齿轮爪式转子型线上仍存在多个不光滑点,降低了力学性能。针对这一问题,文章提出了一种新型高密封椭圆弧型齿轮爪式转子,推导了该转子型线参数方程;分析了型线几何参数对爪泵相对余隙和容积利用率的影响,并与现有齿轮爪式转子进行对比;研究了新型转子的工作过程,对比分析了两种转子混合过程的余隙变化;对新型转子和现有齿轮爪式转子在工作过程中的应力和变形进行对比研究。研究结果表明:与现有齿轮爪式转子相比,新型转子的相对余隙减少10%以上,混合过程中的过压缩腔和膨胀腔减少,新型转子的吸气过程和混合过程中最大变形量分别减少10.11%和16.06%,极大改善了转子的性能。

关键词 高密封型爪式转子 型线构建 几何性能 工作过程 受力分析

中图分类号: TH36

文献标识码: A

doi: 10.13922/j.cnki.cjvst.202402004

爪式真空泵是一种利用同步异向双回转共轭啮合爪式转子周期性运动完成气体吸入、压缩、混合和排出的回转容积式流体机械,其具有干式无油、运行平稳、抽速大、效率高等优点,被广泛应用于石

收稿日期: 2024-02-20

基金项目: 国家自然科学基金面上项目资助项目(52176029); 青岛市科技惠民示范专项项目(23-2-8-cspz-6-nsh); 压缩机技术国家重点实验室(压缩机技术安徽省实验室)开放基金项目(SKJ-YSJ202305)

* 联系人: E-mail: wangjun@upc.edu.cn

油化工、航空航天及医药食品等领域。

爪式转子作为爪式真空泵的关键部件之一,转子端面型线的优化设计和性能的研究一直是爪式真空泵的重要研究内容。文献[1-2]研究了一种带尖点的直爪转子和一种带尖点的曲爪转子,尖点的存在,不仅造成转子的磨损,而且会降低真空泵的密封性。文献[3]提出了一种圆弧修正尖点的新型爪式转子型线,但仍有不光滑连接点存在。文献[4]采用了圆弧、椭圆弧与摆线的等距曲线啮合的方法来完全消除尖点,一定程度上改善了爪尖处的磨损泄漏。文献[5-9]构建了两种直爪转子型线,分析了转子的独立几何参数与泵性能之间的关系。文献[10]研究了爪式流体机械轴向间隙和径向间隙泄漏对工作腔内的流场和泵性能的影响。为了减少气体泄漏,文献[11]和文献[12]提出了一种齿轮爪式转子,比较了传统爪式真空泵和齿轮爪式真空泵的瞬态流动和工作腔内压力分布,有效降低了转子间气体泄漏。

现有的齿轮爪式转子设计在减少两转子间的气体泄漏方面效果显著,但其型线上存在多个不光滑点,这些不光滑点增加了爪式转子在啮合过程中的摩擦磨损,使转子的力学性能变差,减少了转子的使用寿命。为解决上述问题,本文采用椭圆弧与其共轭曲线的啮合模型,光滑连接爪式转子上的各段型线,代替现有点与摆线的啮合,从而构建了一种新型高密封椭圆弧型齿轮爪式转子,消除了现有的齿轮爪式转子型线上的不光滑连接点;研究了新型转子性能参数、工作过程及混合过程,对比研究了新型转子和现有齿轮爪式转子工作过程中的应力与变形。本文的研究对于完善爪式真空泵转子设计的理论体系,以及促进新型高效爪式真空泵的研发,均具有重要的理论意义和实际应用价值。

1 现有爪式转子及其存在的问题

如图1(a)为传统曲爪转子截面型线,由三段圆弧和三段摆线组成,型线上存在多个不光滑点,导致转子在此处力学性能较差。同时,相互啮合的两个转子间形成了泄漏间隙I,相邻工作腔内的介质在此位置发生泄漏,造成爪泵容积效率的下降,使曲爪转子真空泵性能变差。

针对两爪式转子间气体泄漏大的问题,文献[11]提出了如图1(b)所示的齿轮爪式转子,采用圆弧、高次曲线及其共轭曲线代替传统曲爪转子节圆型线的曲折型啮合结构,显著的降低了转子间的气体

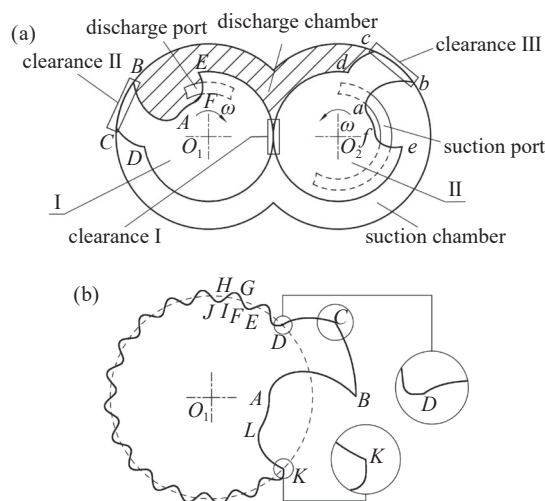


图1 现有爪式转子截面型线。(a)传统曲爪转子,(b)齿轮爪式转子

Fig. 1 The existing cross-section profile of claw rotors. (a) Traditional curved claw rotor, (b) gear claw rotor

泄漏。但是齿轮爪式转子的摆线CD、摆线LK与齿轮圆弧连接的位置存在不光滑点,没有实现型线的全光滑连接;同时,爪顶圆弧AB和摆线CD也未能光滑连接。

2 现有爪式转子及其存在的问题

2.1 新型转子的构建

2.1.1 新型转子型线方程

针对齿轮爪式转子存在的问题,本文提出了一种如图2所示新型爪式转子型线,通过椭圆弧光滑连接爪顶圆和齿根圆,相应地在其啮合位置,由椭圆弧共轭曲线光滑连接爪底圆和齿顶圆,实现爪式转子端面型线的全光滑连接。除爪顶圆弧BC(bc)、椭圆弧CD(cd)、齿底圆弧DE(de)、齿底圆弧KL(kl)、椭圆弧共轭曲线LM(lm)、爪底圆弧MA(ma)外,其余曲线均与文献[11]中齿轮爪式转子相同。

在如图2(a)所示的坐标系 xO_1y 中,根据转子I

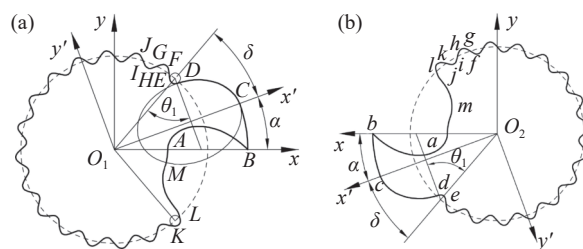


图2 新型转子截面型线。(a)新型转子I,(b)新型转子II
Fig. 2 The cross-section profile of new rotors. (a) New rotor I, (b) new rotor II

的回转中心 O_1 和转子的中心距确定转子 II 的回转中心 O_2 , 并建立从动坐标系 xO_2y , 根据椭圆中心位置, 建立坐标系 $x'O_1y'$ 和 $x'O_2y'$, 各曲线的参数方程如下。

椭圆弧 CD 的参数方程为:

$$\mathbf{r}_{CD} = \mathbf{M}_1 \cdot \mathbf{r}_1 = \begin{bmatrix} x_{CD}(t) \\ y_{CD}(t) \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\alpha)(a \cos(t) + m) - \sin(\alpha)b \sin(t) \\ \sin(\alpha)(a \cos(t) + m) + \cos(\alpha)b \sin(t) \\ 1 \end{bmatrix} t \in [0, t_2] \quad (1)$$

式中: $\mathbf{M}_1$ 为坐标变换矩阵; $\mathbf{r}_1$ 为椭圆弧参数方程; α 为爪顶圆弧角;

$$\text{其中: } \mathbf{M}_1 = \begin{bmatrix} \cos(\alpha) & -\sin(\alpha) & 0 \\ \sin(\alpha) & \cos(\alpha) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad \mathbf{r}_1 = \begin{bmatrix} x_1(t) \\ y_1(t) \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a \cos(t) + m \\ b \sin(t) \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中: a 为椭圆长轴长度; b 为椭圆短轴长度; θ_1 为相切角; t_2 为相切时椭圆位置参数; m 为椭圆中心与坐标原点 O_1 点距离, 可在坐标系 $x'O_1y'$ 中求得。为了让椭圆弧与爪顶圆、齿底圆光滑连接, 应当使椭圆与两圆相切, 根据几何关系, 可得:

$$\begin{cases} y_{DE}(\pi - \delta - \theta_1) = y_{BC}(t_2) \\ x_{DE}(\pi - \delta - \theta_1) = x_{BC}(t_2) \\ m + a = R_1 \\ \frac{dy_{CD}(t)/dt}{dx_{CD}(t)/dt} = \frac{-1}{\tan(\pi - \delta - \theta_1)} \end{cases} \quad (3)$$

式中: δ 为爪根相切圆圆心位置角;

齿根圆弧 DE 的参数方程:

$$\mathbf{r}_{DE} = \begin{bmatrix} x_{DE}(t) \\ y_{DE}(t) \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_4 \cos(t) + R_2 \cos(\pi - \delta - \theta_1) \\ R_4 \sin(t) + R_2 \sin(\pi - \delta - \theta_1) \\ 1 \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$t \in [-(\pi - \delta - \alpha - \theta_1), -(\pi - \delta - \alpha - \theta_1) - \theta_1 - \theta]$$

式中: R_4 为齿顶圆半径; R_2 节圆半径。

椭圆弧共轭曲线 LM 参数方程由包络法求解为:

$$\mathbf{r}_{LM} = \mathbf{M}_2 \cdot \mathbf{r}_{CD} = \begin{bmatrix} x_{LM}(t) \\ y_{LM}(t) \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\cos(2\varphi)x_{CD}(t) - \sin(2\varphi)y_{CD}(t) + 2R_2 \cos(\varphi) \\ -\sin(2\varphi)x_{CD}(t) + \cos(2\varphi)y_{CD}(t) + 2R_2 \sin(\varphi) \\ 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$\text{其中: } \mathbf{M}_2 = \begin{bmatrix} -\cos(2\varphi) & -\sin(2\varphi) & 2R_2 \sin(2\varphi) \\ -\sin(2\varphi) & \cos(2\varphi) & 2R_2 \cos(2\varphi) \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

式中: t 为椭圆弧包络线 $\mathbf{r}_{LM}$ 的角度参数; φ 为包络线在曲线簇中的位置参数。

根据包络原理, 包络线和曲线簇在公切点处的斜率相等, 可以得到以下关系

$$f(t, \varphi) = \begin{vmatrix} \frac{\partial y_{LM}}{\partial t} & \frac{\partial x_{LM}}{\partial \varphi} \\ \frac{\partial x_{LM}}{\partial t} & \frac{\partial y_{LM}}{\partial \varphi} \end{vmatrix} = 0 \quad (6)$$

由式 (6) 解得包络条件并代 (5) 式得椭圆弧的包络线 $\mathbf{r}_{LM}$ 的参数方程。

爪顶圆弧 BC 参数方程:

$$\mathbf{r}_{BC} = \begin{bmatrix} x_{BC}(t) \\ y_{BC}(t) \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_1 \cos(t) \\ R_1 \sin(t) \\ 1 \end{bmatrix} t \in [0, \alpha] \quad (7)$$

式中: R_1 为爪顶圆半径。

齿顶圆弧 KL 的参数方程:

$$\mathbf{r}_{KL} = \begin{bmatrix} x_{KL}(t) \\ y_{KL}(t) \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_4 \cos(t) + R_2 \cos(\delta + \alpha) \\ R_4 \sin(t) - R_2 \sin(\delta + \alpha) \\ 1 \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$t \in [-(\delta + \alpha + \theta), \theta_1 - (\delta + \alpha)]$$

爪根圆弧 AM 的参数方程:

$$\mathbf{r}_{AM} = \begin{bmatrix} x_{AM}(t) \\ y_{AM}(t) \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_3 \cos(t) \\ R_3 \sin(t) \\ 1 \end{bmatrix} t \in [0, -\alpha] \quad (9)$$

2.1.2 新型转子啮合关系的验证

新型转子的左、右转子的型线组成中, 除齿轮部分外的曲线均相同, 在工作过程中, 两个转子的截面型线啮合关系如图 3 所示, 点与曲线, 曲线与曲线之间的啮合关系如表 1。

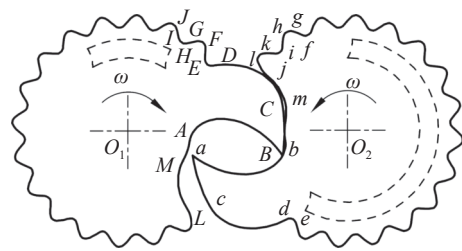


图3 两转子啮合示意

Fig. 3 Schematic diagram of two rotors

将新型转子 I 固定, 转子 II 绕其中心 O_1 以角速度 ω 逆时针公转并自转, 形成转子 I 的包络图。反之, 形成转子 II 的包络图。由此得到新型转子椭

圆弧与椭圆弧共轭曲线啮合轨迹如图4所示。可以看出,新型转子 I 和 II 的椭圆弧与椭圆弧共轭曲线在任意旋转角度下均能保证完全正确啮合。

表 1 啮合关系验证

Tab. 1 The meshing relationship of two claw rotors

新型转子 I 型线	新型转子 II 型线
椭圆弧齿轮爪式转子 I	椭圆弧齿轮爪式转子 II
摆线 AB	点 b
点 B	摆线 ab
爪顶圆弧 BC	爪底圆弧 ma
椭圆弧 CD	椭圆弧共轭曲线 lm
相切圆弧 DE	相切圆弧 kl
高次曲线 EF	高次曲线共轭曲线 jk
齿顶圆弧 FG	齿底圆弧 ij
高次线 GH	高次曲线共轭曲线 hi
齿底圆弧 HI	齿底圆弧 gh
高次线 IJ	高次曲线共轭曲线 fg
相切圆弧 KL	相切圆弧 de
椭圆弧共轭曲线 LM	椭圆弧 cd
爪底圆弧 MA	爪顶圆弧 bc

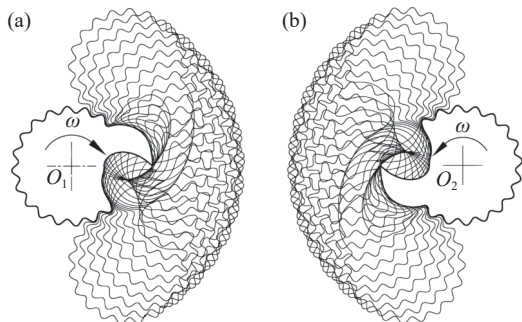


图4 新型转子的啮合轨迹。(a) 转子 I 的包络轨迹,(b) 转子 II 的包络轨迹

Fig. 4 The meshing track of new rotors. (a) Envelope trajectory of rotor I, (b) envelope trajectory of rotor II

2.2 新型转子型线方程及性能研究

2.2.1 新型转子的工作性能参数

相对余隙容积 η 与容积利用率 λ 是评价爪式真空泵的排气性能和泵腔空间利用程度的重要参数。 η 和 λ 计算公式为:

$$\eta = \frac{A_c}{A_s} \quad (10)$$

$$\lambda = \frac{A_h - A_c - A_r - A_l}{A_h} \quad (11)$$

其中, A_c 、 A_s 、 A_h 、 A_l 和 A_r 分别代表真空泵的余隙容积、吸入量、可用体积、左转子体积和右转子

体积,参数示意如图5所示。

为研究新型爪式转子真空泵几何参数对其性能的影响,取爪顶圆半径 $R_1=50$ mm、节圆半径 $R_2=35$ mm、爪底圆半径 $R_3=20$ mm、齿顶圆半径 $R_4=2$ mm、齿根圆半径 $R_5=2$ mm、 $Z=20$ 、齿轮旋转角 $\beta=18^\circ$ 、齿轮圆弧角 $\theta=40^\circ$ 。改变影响爪臂性能的三个参数爪顶圆弧角 α 、相切角 θ_1 和爪根相切圆弧圆心位置角 δ ,研究不同几何参数对 η 和 λ 的影响。齿轮部分型线设计参数也会对转子性能影响,文献[11]已经对齿轮部分的参数影响进行了分析。本文和文献[11]对比选择了合适的齿高和齿数,不再进行讨论。

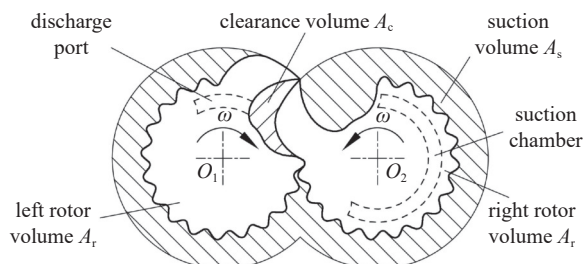


图5 真空泵性能参数

Fig. 5 The performance parameters of vacuum pump

2.2.2 爪顶圆弧角 α 的影响

对于新型转子,爪顶圆弧角 α 定义为爪顶圆弧 CD 所对应圆心角。取爪根相切圆圆心位置角 $\delta=29.5^\circ$,相切角 $\theta_1=60^\circ$,构建不同爪顶圆弧角 α 的新型转子,如图6所示。如图6(a)爪顶圆弧 BC 爪尖横截面积过小,易发生变形,泄漏通道短,密封性较差。图6(a)~(c),随着爪顶圆弧角 α 增加,圆弧 BC 弧长增加,转子与泵壳间密封性增强;转子的爪臂横截面积增大,爪臂的承载能力增强。

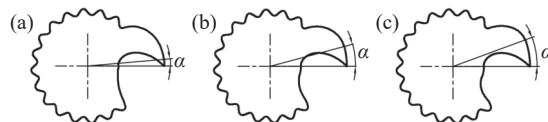


图6 不同爪顶圆弧角 α 转子。(a) $\alpha=5^\circ$, (b) $\alpha=15^\circ$, (c) $\alpha=20^\circ$
Fig. 6 The rotor with different addendum circular arc α (a) $\alpha=5^\circ$, (b) $\alpha=15^\circ$, (c) $\alpha=20^\circ$

取 $\delta=29.5^\circ$, $\theta_1=60^\circ$,对于不同爪顶圆弧角 α ,由图7可见,随着爪顶圆弧角 α 增加,相对余隙容积 η 和容积利用率 λ 都降低,但容积利用率变化相对相对余隙较小。在 α 较小时,相对余隙和较大;在 α 较大时,容积利用率都较小, α 较大较小都不利于转子

性能。综合考虑转子密封性、承载能力和真空泵性能,合适的爪顶圆弧角取值范围为 $10^{\circ} \leq \alpha \leq 20^{\circ}$ 。

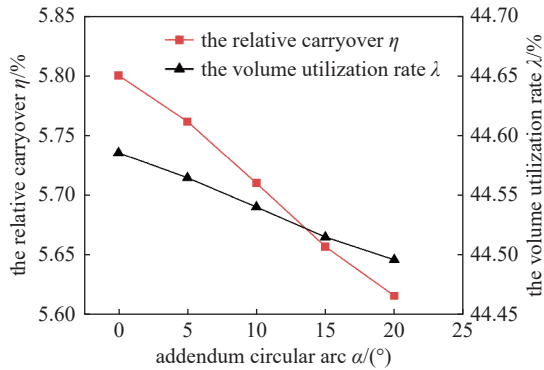


图7 爪顶圆弧角 α 对真空泵相对余隙和容积利用率影响

Fig. 7 The influence of addendum circular α on the relative carryover and volume utilization rate of vacuum pump

2.2.3 相切角 θ_1

相切角定义为椭圆弧 CD 、圆弧 DE 的相切点 D 与圆弧 DE 圆心的连线和圆弧 DE 圆心与回转中心 O_1 连线的夹角。取爪根相切圆圆心位置角 $\delta=29.5^{\circ}$ ，爪顶圆弧角 $\alpha=20^{\circ}$ ，构建不同相切角 θ_1 的新型转子，如图所示。如图 8(a)~(c)，相切角 θ_1 逐渐增加，爪臂横截面积增加，爪臂的承载能力增强。

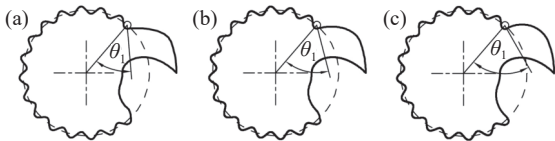


图8 不同相切角 θ_1 转子。(a) $\theta_1=45^{\circ}$, (b) $\theta_1=55^{\circ}$, (c) $\theta_1=70^{\circ}$

Fig. 8 The rotor with different tangent angles θ_1 . (a) $\theta_1=45^{\circ}$, (b) $\theta_1=55^{\circ}$, (c) $\theta_1=70^{\circ}$

取 $\delta=29.5^{\circ}$ ， $\alpha=20^{\circ}$ ，对不同相切角 θ_1 ，由图 9 可见，随着相切角 θ_1 增加，相对余隙容积 η 和容积利用率 λ 都降低较小的幅值。再综合考虑承载能力，合适的相切角 θ_1 取值范围为 $50^{\circ} \leq \theta_1 \leq 65^{\circ}$ 。

2.2.4 爪根相切圆圆心位置角 δ

爪根相切圆圆心位置角 δ 定义为爪根相切齿底圆圆心与爪顶圆弧上相切点和回转中心连线对应的夹角。取为爪顶圆弧角 $\alpha=20^{\circ}$ ，相切角 $\theta_1=60^{\circ}$ ，构建不同爪根相切圆圆心位置角 δ 的新型转子，如图所示。图 10(a)~(c) 中，爪顶相切圆圆心位置角 δ 逐渐增大，转子齿轮段减小，转子一个周期内泄漏量增加，但爪臂厚度增加，爪臂的承载能力增强。

取为爪顶圆弧角 $\alpha=20^{\circ}$ ，相切角 $\theta_1=60^{\circ}$ ，对于不同爪顶圆弧角 δ ，由图 11 可见，随着爪根相切圆圆心

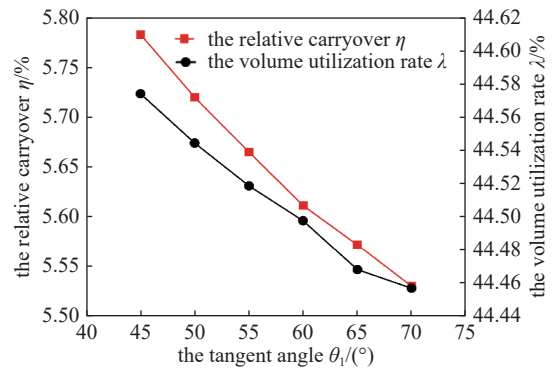


图9 相切角 θ_1 对真空泵相对余隙和容积利用率的影响

Fig. 9 The influence of tangent angle θ_1 on relative carryover and volume utilization of vacuum pump

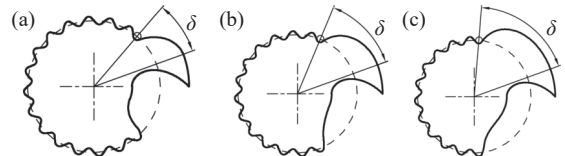


图10 不同爪根相切圆圆心位置角 δ 。(a) $\delta=29.5^{\circ}$, (b) $\delta=47.5^{\circ}$, (c) $\delta=65.5^{\circ}$

Fig. 10 The rotor with different center position angles of the tangential circle of the claw root δ . (a) $\delta=29.5^{\circ}$, (b) $\delta=47.5^{\circ}$, (c) $\delta=65.5^{\circ}$

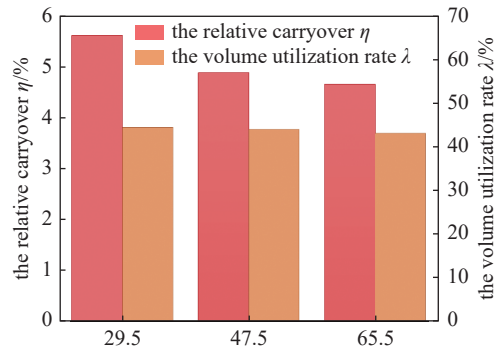


图11 爪根相切圆圆心位置角 δ 对真空泵相对余隙和容积利用率的影响

Fig. 11 The influence of the center position angle δ of the tangential arc of the claw root δ on the relative carryover and volume utilization rate of the vacuum pump

心位置角 δ 增加，相对余隙容积 η 明显降低，但容积利用率 λ 相差不大。所以 $Z=20$ 的条件下，应选择较小的爪根相切圆圆心位置角， $\delta=29.5^{\circ}$ 或 $\delta=47.5^{\circ}$ ，其他齿数条件下，在保证光滑连接的条件下，也应当选择较小的爪根相切圆圆心位置角。

3 工作过程对比分析

3.1 新型爪式转子真空泵工作过程

取爪顶圆半径 $R_1=50$ mm、节圆半径 $R_2=35$ mm、爪底圆半径 $R_3=20$ mm、齿顶圆半径 $R_4=2$ mm、爪根圆半径 $R_5=2$ mm、 $Z=20$ 、齿轮旋转角 $\beta=18^\circ$ 、齿轮圆弧角 $\theta=40^\circ$ 、爪根相切圆圆心位置角 $\delta=29.5^\circ$ 、相切角 $\theta_1=60^\circ$ ，对比转子几何参数和性能，如图 12 所示。在结构方面，现有的齿轮爪式转子增加线型减小了泄漏，但没有改变不光滑点数目，所提出的新型转子采用的型线类型比齿轮爪式转子多 2 种，不光滑点的数目变为零，实现各段曲线的光滑连接。在性能方面，相同条件下，两种转子的容积利用率变化相差不大，但新型转子相对齿轮爪式转子余隙容积降低明显。在爪顶圆弧角 $\alpha=5^\circ\sim 20^\circ$ 内，转子的余隙容积减少 10% 以上。综上所述，齿轮爪式转子的摆线型线由椭圆弧及其共轭曲线代替后，消除了不光滑点，较大程度上减小真空泵的相对余隙容积，提高了真空泵的效率。

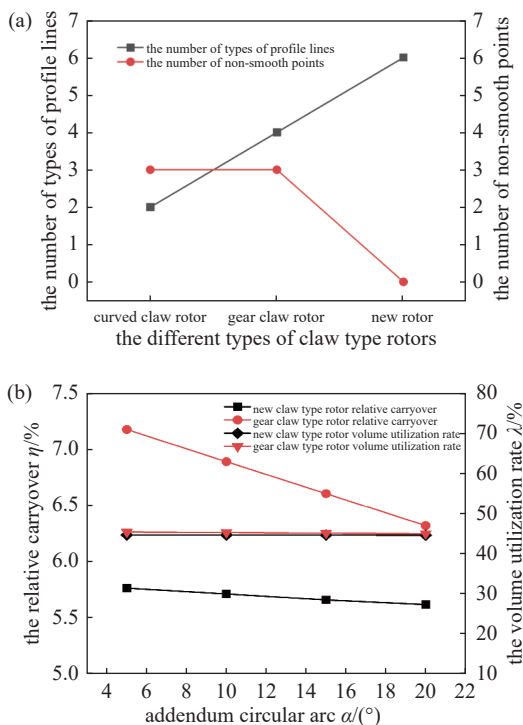


图12 转子结构和性能对比。(a) 结构对比, (b) 性能对比

Fig. 12 The comparison of the structure and performance of rotors. (a) Structural comparison, (b) performance comparison

3.2 几何参数和性能对比

如图 13 所示，新型爪式转子真空泵由两个共

轭啮合的转子和机壳组成，其两个转子进行周期性同步异向双回转运动完成吸气、混合 I、压缩、排气和混合 II 全过程。工作过程形成了两个工作腔：工作腔 V_1 和工作腔 V_2 。转子的初始位置如图 13(a) 所示。

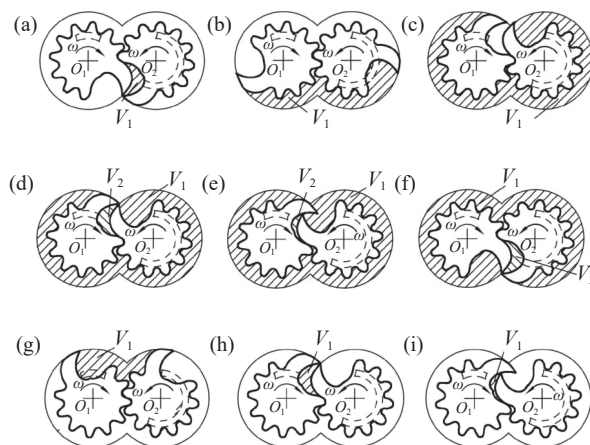


图13 工作过程分析。(a) 0°, (b) 90°, (c) 263°, (d) 269°, (e) 303°, (f) 360°, (g) 569°, (h) 629°, (i) 663°

Fig. 13 The working process. (a) 0°, (b) 90°, (c) 263°, (d) 269°, (e) 303°, (f) 360°, (g) 569°, (h) 629°, (i) 663°

吸气过程如图 13(a)~(c) 所示。图 13(a) 真空泵吸气口打开，随着转子旋转，工作腔 V_1 的容积逐渐增大，压力降低，吸入气体，图 13(c) 真空泵吸气口关闭，吸气完成。混合过程 I 如图 13(c)~(f) 所示。上一周期工作腔 V_2 的容积逐渐减小，腔内压力升高，腔内气体通过间隙泄漏至工作腔 V_1 。之后，两个转子间形成了新的工作腔 V_3 。压缩过程如图 13(f)~(g) 所示， V_1 容积减小，压缩气体，腔内压力逐渐增大。排气过程如图 13(g)~(h) 所示， V_1 容积减小，排出气体，腔内压力为排气压力。如图 13(h) 所示，当排气结束时，未排出的气体残留在余隙容积中。混合过程 II，如图 13(h)~(a) 所示。当排气口关闭， V_1 进入混合过程 II，腔内气体通过间隙泄漏至工作腔 V_3 。

将新型转子的工作过程与文献 [11] 齿轮爪式转子的工作过程进行对比分析可知，两种转子的工作过程基本相同，最主要区别在于两种转子的混合过程中的余隙变化差异。

3.3 混合过程余隙变化对比

如图 14(a) 所示齿轮爪式转子混合过程余隙变化情况。由于齿轮爪式转子在爪臂和爪腹位置由摆线连接各段圆弧，导致多个不光滑连接点，进而

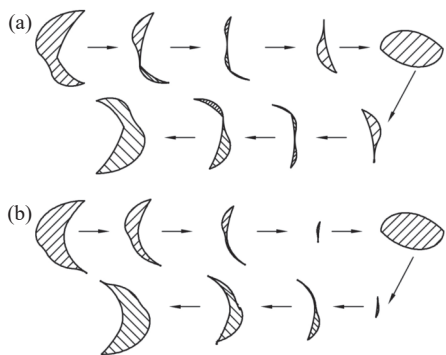


图14 余隙变化过程对比分析。(a) 齿轮爪式转子真空泵的余隙变化过程, (b) 新型爪式转子真空泵的余隙变化过程
Fig. 14 Comparison of the change process of the gap. (a) The carryover variation process of gear claw type rotor vacuum pump, (b) the carryover variation process of a new claw type rotor vacuum pump

使得混合过程中存在多个啮合点。使得其混合过程中工作腔多次分割、合并和新工作腔的形成。现有齿轮爪式转子真空泵工作腔内的气体经历两次再压缩和两次膨胀过程。如图14(b)所示为新型转子混合过程中余隙变化示意图, 通过椭圆弧及其共轭曲线的啮合形式, 使得混合过程中余隙容积变化更加均匀, 减少了工作腔的合并、分割及新工作腔的形成等不可逆过程。气体在工作腔内的反复再压缩和膨胀是不可逆的, 会导致爪式真空泵的能量损耗, 使真空泵的效率降低。对比发现新型转子解决了齿轮爪式转子混合过程中存在多个啮合点的问题, 使得混合过程中工作腔变化均匀, 再压缩和膨胀过程均减少为一次, 降低了现有齿轮爪式真空泵的损耗, 提高真空泵性能。

4 转子受力分析对比

文献[11]通过数值模拟得到了齿轮爪式真空泵压力场和温度场, 将温度和介质压力施加于转子表面, 对转子进行力学分析, 转子材料选316不锈钢。

图15所示为吸气过程和混合过程的转子应力分布, 以吸气过程开始时刻为转子旋转角度 0° , 转子受力分析时的吸气过程时刻为 124.5° , 混合过程时刻为 274.5° , 最大应力分别为 174.97 MPa 和 178.55 MPa , 并且最大应力集中在转子开孔附近, 齿轮和爪臂处应力较小, 两种转子的应力大小无明显差异。

图16所示为上述两个时刻两种转子的转子变形分布, 从图中可以看出, 不论是吸气过程还是混

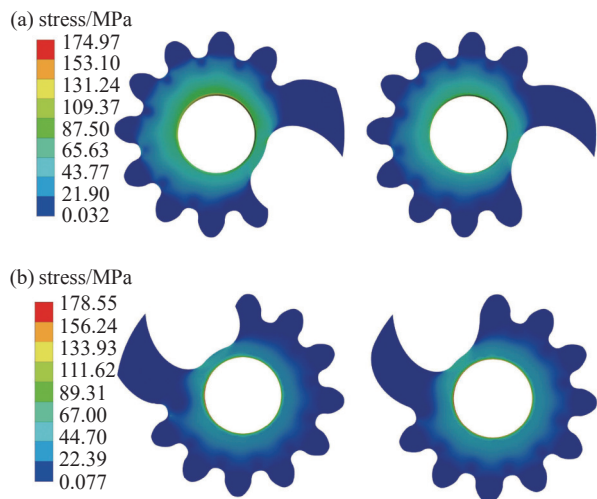


图15 转子应力分布。(a) 吸气过程转子应力, (b) 混合过程转子应力

Fig. 15 The stress distribution of the rotor. (a) Stress on the rotor during the suction process, (b) stress on the rotor during the mixing process

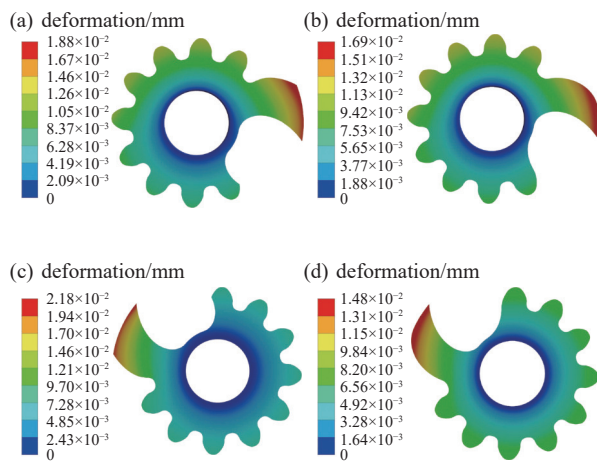


图16 转子变形分布。(a) 齿轮爪式转子吸气过程变形, (b) 新型转子吸气过程变形, (c) 齿轮爪式转子混合过程变形, (d) 新型转子混合过程变形

Fig. 16 The deformation distribution of the rotor. (a) Deformation of the gear claw rotor during the suction process, (b) deformation of the new rotor during the suction process, (c) deformation of gear claw rotor during the mixing process, (d) deformation of the new rotor during the mixing process

合过程, 转子变形量最大的位置均为爪臂位置, 尤其是尖点和光滑点的位置。两个时刻, 齿轮爪式转子最大变形为 0.0188 mm 和 0.0218 mm , 而新型转子的最大变形为 0.0169 mm 和 0.0183 mm 。

图17所示为新型爪式转子变形量沿转子型线

距离变化,其中以爪尖尖点为型线起点。图17(a)为吸气过程转子型线变形,从爪尖B到C点,变形量逐渐增大,并且在C点处变化平缓。C点位置达到整个转子型线变形量的最大值,齿轮爪式转子较新型转子较齿轮爪式转子减小10.11%。同时,新型转子使得爪尖B处的变形量减小4.65%。D点为爪臂处曲线与齿根圆弧的连接位置,从局部放大图可以看出,采用椭圆弧避免了该位置的变形突变。齿轮部分,从峰值来看,新型转子较齿轮爪式转子略微减小2.38%,且最后一个波峰处新型转子性能更为优异,减小2.50%。

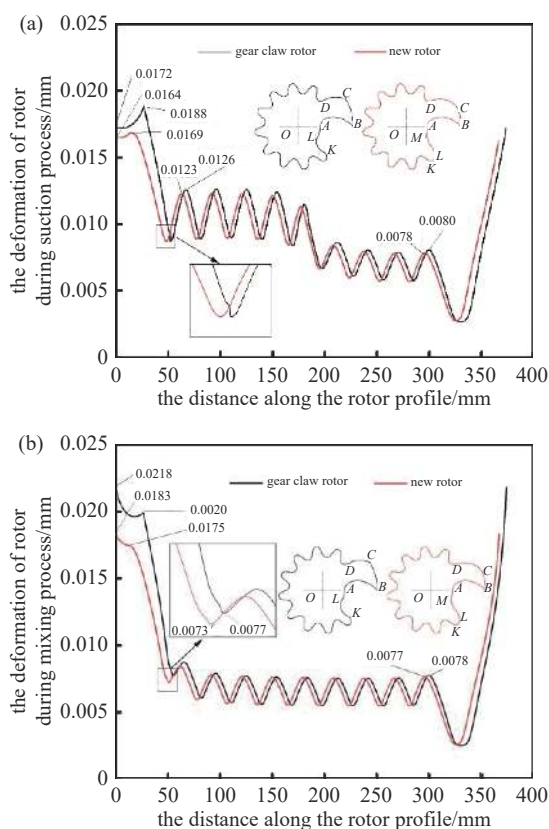


图17 转子型线变形量。(a) 吸气过程转子型线变形, (b) 混合过程转子型线变形

Fig. 17 The deformation of rotor profile. (a) The deformation of rotor profile during the suction process, (b) the deformation of rotor profile during mixing process

图17(b)为混合过程转子型线变形。混合过程中,从爪尖B到点C的过程中,变形量在逐渐减小,爪尖B的变形量最大,新型转子较齿轮爪式转子的最大变形量减小16.06%;在爪顶圆弧与椭圆弧连接的C点处,新型转子的变形量减小12.50%;并且,从B到C的过程中,变形量变化平缓,无变形突变。

在D点即椭圆弧与齿根圆的连接位置,第一个齿的变形量明显小于齿轮爪式转子,较齿轮爪式转子减小5.19%。齿轮部分,从峰值来看,转子变形无明显改善,但最后一个齿有所改善,较齿轮爪式转子减小1.28%。吸气过程和混合过程,爪腹位置由于新型转子臂厚略低于齿轮爪式转子,其变形量均大于齿轮爪式转子,可通过增大爪顶圆弧角改善形变。

5 结论

(1) 本文采用了一种椭圆弧与其共轭曲线的啮合模型,光滑连接了爪顶圆弧和齿根圆弧,进而提出一种新型转子,消除了齿轮爪式转子存在的不光滑点,新型转子可正确啮合。

(2) 研究了新型转子几何参数改变对其性能的影响。确定了合适的爪顶圆弧角取值范围为 $10^\circ \leq \alpha \leq 20^\circ$, 相切角 θ_1 取值范围为 $50^\circ \leq \theta_1 \leq 65^\circ$, 爪根相切圆心位置角为 $\delta=29.5^\circ$ 或 $\delta=47.5^\circ$ ($Z=20$)。

(3) 研究了新型转子的工作过程,并与现有的齿轮爪式真空泵的对比,新型转子在混合过程中减少了工作腔的合并、分割及新工作腔的形成等不可逆过程,相对余隙容积减少10%以上。

(4) 吸气过程和混合过程中,转子最大变形位置分别为C点和爪尖B点,与齿轮爪式转子相比,新型转子在吸气过程和混合过程中最大变形量减少10.11%和16.06%。C点、D点和K点处的尖点消除后,在吸气过程中各点的变形量分别减小4.65%、2.38%、2.50%,在混合过程各点的变形量分别减小12.50%、5.19%、1.28%。同时C点、D点和K点消除后转子变形量变化平缓,避免了变形突变。

参考文献

- [1] Yao M S, Ping G C. Study on profile of claw type pumps[J]. Vacuum, 1989(03): 9-13+53 (姚民生, 平功长. 爪型泵型线的研究[J]. 真空, 1989(03): 9-13+53(in Chinese))
- [2] Hsieh, C F. A study of the geometric design and gas port of the claw-type rotor[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2009, 223(C9): 2063-2069
- [3] Giuffrida A. Proposal of a profile geometry suitable for claw rotor compressors[C]. ASME 2012 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 2012: 107-114
- [4] 王君, 刘凯光, 刘凯, 等. 一种爪式转子型线山东: 201110308963.4[P]. 2012-01-25

- [5] Jiang X T, Song Y X, Wang J, et al. Study on optimized profile curved claw type vacuum pump rotor[J]. *Vacuum*, 2014, 51(02): 9–12 (姜希彤, 宋永兴, 王君, 等. 曲爪型真空泵转子优化型线研究 [J]. *真空*, 2014, 51(02): 9–12(in Chinese))
- [6] Wang J, Cui D, Pang X F, et al. Geometric design and performance analysis of a novel smooth rotor profile of claw vacuum pumps[J]. *Vacuum*, 2017, 184: 143174
- [7] 王君, 庞晓峰, 刘宏杰, 等. 一种全光滑的爪式转子: 201610321238.3[P]. 2018-01-02
- [8] Zhao X, Tan Q P, Wang J, et al. Construction and performance study of elliptical arc straight claw rotor of claw vacuum pump[J]. *Chinese Journal of Vacuum Science and Technology*, 2021, 41(12): 1136–114 (赵鑫, 谈庆朋, 王君, 等. 爪式真空泵椭圆弧型直爪转子的构建与性能研究 [J]. *真空科学与技术学报*, 2021, 41(12): 1136–1141(in Chinese))
- [9] Wang J, Feng H Z, Zhao F, et al. Geometric design of novel straight claw rotors for claw vacuum pumps[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2018, 136: 244–255
- [10] Gu P T, Xing L F, Wang Y F, et al. Transient flow field and performance analysis of a claw pump for FCVs[J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2020, 46(1): 984: 997
- [11] Pan S Y, Wang J, Zhao X, et al. New design and transient flow analysis of a claw vacuum pump with novel gear-claw rotors[J]. *Vacuum*, 2023, 216: 112470
- [12] Pan S Y, Ren C J, Wang J, et al. Transient flow characteristics of claw type hydrogen circulation pump with high sealing rotors[J]. *Journal of Harbin Institute of Technology*, 2023, 55(12): 76–85 (潘诗洋, 任纯吉, 王君, 等. 爪式氢气循环泵高密封型转子及瞬态流动特性 [J]. *哈尔滨工业大学学报*, 2023, 55(12): 76–85(in Chinese))