

轻量化罗茨泵无流量脉动无轴向力的耦合设计

吴维锋¹ 童杰¹ 李玉龙²

(1 广东科学技术职业学院 机器人学院, 广东 珠海 519090)

(2 宿迁学院 机电工程学院, 江苏 宿迁 223800)

摘要 为实现扭叶罗茨泵无脉动无轴向力及其轻量化所期望的更大容积利用率与更小内泄漏目的,提出了内共轭轮廓段采用半叶节圆弧的弦高线和叶顶径向等圆弧间隙结构的高形扭叶构造方法,并基于扭叶容积副与斜齿动力副间的无轴向力耦合关系,给出了二者的无轴向力耦合设计方法和实例分析。结果表明,扭叶转子副端面的平-凸共轭及其顶部等圆弧间隙的轮廓构造能有效抑制共轭泄漏和径向泄漏,实现1.6的更大形状系数和0.58的更大容积利用系数;转子两端面60°的扭叶错角能实现理论的无脉动性能;20°~25°的螺旋角能同时满足扭叶转子与标准斜齿轮等端面节圆半径的同轴要求且方法简单。研究为开发高质量泵提供了一定的理论基础。

关键词 罗茨泵 扭叶转子 斜齿轮 弦高线 无脉动 无轴向力

Coupled Design of Non-flow Ripple and Non-axial Force for Lightweight Roots Pump

Wu Weifeng¹ Tong Jie¹ Li Yulong²

(1 Robotics Institute, Guangdong Polytechnic of Science and Technology, Zhuhai 519090, China)

(2 School of Mechanical and Electrical Engineering, Suqian University, Suqian 223800, China)

Abstract In order to realize non-flow ripple and non-axial force of roots pump with helical rotor and greater capacity utilization and smaller internal leakage as desired by its lightweight, for high cross shape coefficient of rotor, a construction method for chord height line of pitch arc of half lobe as internal conjugate profile segment and top profile segment with radial equal arc gap is proposed, from coupled relation without axial force between volume pair with helical rotor and power pair with helical gear, its coupled design method with non-axial force is derived and an example is given. All results show that plane-convex conjugate gap and top equal arc gap can effectively restrain conjugate leakage and radial leakage, and cause larger shape coefficient of 1.6 and larger volume utilization coefficient of 0.58 to come true, helical angle of 60° can realize theoretical non-flow ripple, and coaxial design with equal cross pitch radius of helical rotor and standard helical gear can be derived from helical angle of 20°~25°, and the coaxial design method is simple, etc. It provides a theoretical basis for future high quality development of roots pump.

Key words Roots pump Helical rotor Helical gear Chord height line Non-flow ripple Non-axial force

0 引言

罗茨泵是利用两个相同转子(即容积副)共轭过程中的容积变化,将介质输送到出口端的一类设备,其动力由同轴上的另一对齿轮副(即动力副)提供^[1]。随着在空天海洋领域方面的逐步运用^[2],对其轻量化、流量脉动等性能的要求也越来越高^[3]。其中,转子共轭过程中的容积变化是容积泵的形成根源,而

转子轮廓又为容积变化的构成边界。所以,转子轮廓的构造质量直接决定了泵性能的优劣^[4]。其形状系数越大、泵内泄漏越少,泵容积效率就越高,轻量化程度就越好^[5]。

转子轮廓中的共轭段是共轭旋转的工作段,它的曲线类型决定了形状系数的上限值及其决定泄漏大小的共轭模式,例如,3叶渐开线转子的1.464和凸-凸模式,圆弧的1.477和部分凸-凸+部分凸-凹

模式, 摆线的 1.333 和凸-凹模式^[6]。其中, 凸-凹模式泄漏最小, 凸-平模式泄漏次之^[7], 凸-凸模式泄漏最大。

虽然扭叶构造是降低流量脉动的最有效手段, 且 180° /叶数的扭叶错角能实现定值的理论流量即无理论流量脉动, 现有的理论分析和 CFD 仿真也证明了这一点^[8], 但同时也会伴生较大的轴向力^[9], 导致摩擦、磨损、碰撞乃至破坏的危害。有鉴于此, 本文中拟就轻量化容积副所期望的更大形状系数、更小内泄漏和无理论流量脉动、无理论轴向力, 提出转子端面节圆内共轭轮廓段采用其半叶节圆弧弦高线的一种特殊扭叶构造方法, 并就该扭叶容积副与斜齿动力副间无理论轴向力的耦合设计方法作进一步深入研究。

1 扭叶容积副与斜齿动力副间耦合关系

因 2 扭叶转子的泵壳包容角为 270° , 在保证转子副正常共轭的情况下, 泵壳上的转子包容结构不可能实现; 而 3 扭叶泵壳包容角为 180° , 结构上易实现; 叶数大于 3 的扭叶转子由于容积利用系数过低, 一般不作考虑, 则扭叶容积副只采用 3 扭叶转子^[10]。

如图 1 所示, 由于扭叶容积副与斜齿动力副均同轴装配, 所以二者应具有相同的节圆半径和旋转速度。在不考虑动力损耗情况下, 斜齿轮传递的动力转矩应等于扭叶转子上的负载转矩。针对同轴上无理论轴向力的设计要求, 由同轴上的斜齿轮理论轴向力与扭叶转子理论轴向力之和为 0, 得二者应具有数值相等、方向相反的螺旋角。

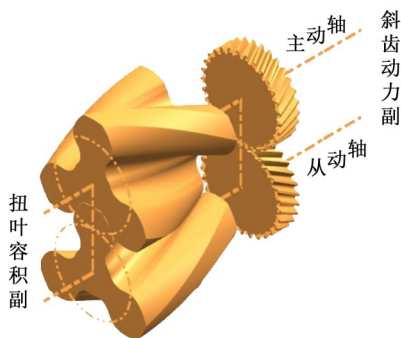


图 1 扭叶容积副与斜齿动力副

Fig. 1 Volume pair with helical rotor and power pair with helical gear

为此, 扭叶容积副与斜齿动力副应具有相互间无理论轴向力的和各副自身间共轭的耦合关系。具体表述如下:

(1) 除彼此螺旋方向相反外, 扭叶容积副由一对完全相同的非接触式 3 扭叶转子组成。

(2) 除彼此螺旋方向相反外, 斜齿动力副由一对完全相同的标准圆柱斜齿轮组成。

(3) 扭叶容积副与斜齿动力副的端面节圆半径 r 和螺旋角 ξ 均相等; 同轴上扭叶转子与斜齿轮的螺旋方向相反。

(4) 转子两端轮廓的扭叶错角为 60° , 斜齿轮两端轮廓的轴向错角为 $360^\circ/\text{齿数}$ 。

2 扭叶容积副的转子端面轮廓设计

扭叶转子采用如图 2 所示的端面轮廓构造, 其半叶理论轮廓由顶同心圆弧段 01、顶过渡轮廓段 12、节圆外共轭轮廓段 23、节圆内共轭轮廓段 34、谷过渡轮廓段 45 和谷同心圆弧段 56 共 6 段首尾相连组成。

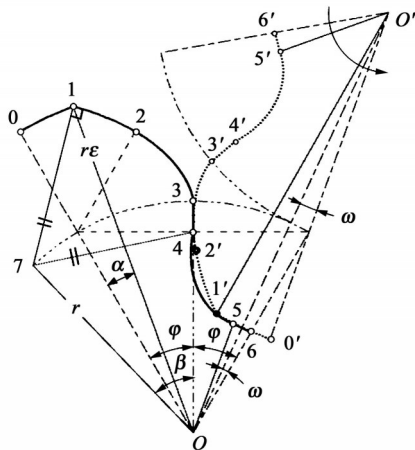


图 2 扭叶转子的半叶端面轮廓

Fig. 2 End profile of half helical rotor

其中, 段 01、段 12、段 23、段 34、段 45、段 56 分别与配对转子上段 5'6'、点 4'、段 3'4'、段 2'3'、点 1'、段 0'1' 互为共轭关系, 即所谓的全共轭轮廓构造^[11]; 段 01、段 56 具有转子中心 O 的相同圆心和顶封角 α 的相同圆心角; $\angle 003 = \angle 306 = \varphi = 30^\circ$, $\angle 306 = 60^\circ$ 为半叶轮廓的圆心角, 轮廓段 34 为 60° 半叶节圆弧的弦高线。

这样, 段 01 与泵壳内腔圆弧形成了圆环形的等缝隙, 利于降低其内的径向泄漏^[12]。弦高段 34 的平-凸共轭模式, 一方面利于降低共轭泄漏及有效抑制出口侧气体压缩反冲过程的影响, 另一方面利于取得更大的形状系数 ε 和容积利用系数 λ 。

设转子轮廓段 12 上点 1 处法线交节圆于点 7, 设 $\angle 307 = \beta$ 和定义如下的中间变量 A , 则

$$A(\beta) = 1 + \cos \varphi \times (\cos \varphi - 2 \cos \beta) \quad (1)$$

由 $\triangle 407$ 中的三角形几何关系, 得边 47 的长度

l_{47} 和角度 $\angle 470$ 分别为

$$\left. \begin{aligned} \frac{l_{47}}{r}(\beta) &= \sqrt{1 + (1 - \cos \phi)^2 - 2(1 - \cos \phi)\cos \beta} \\ \angle 470(\beta) &= \arcsin \frac{(1 - \cos \phi)\sin \beta}{l_{47}/r} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

由 $\triangle 107$ 中的三角形几何关系,得边 17 的长度 l_{17} 和角度 $\angle 170$ 分别为

$$\left. \begin{aligned} l_{17}/r(\beta) &= \sqrt{1 + \varepsilon^2 - 2\varepsilon \cos(\beta - \varphi + \alpha)} \\ \angle 170(\beta) &= \arcsin \frac{\varepsilon \sin(\beta - \varphi + \alpha)}{l_{17}/r} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

由转子与配对转子完全相同和转子副旋转过程中的轮廓点 1 恰好避让配对转子上的轮廓点 4' 的轮廓构造,得 $l_{47}=l_{17}$ 及 $\angle 174=180^\circ - 2 \times \angle 470$, 即 $\angle 170=\angle 174+\angle 470=180^\circ - \angle 470$, 则联立式(2)~式(3)和式(1)的定义,得

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon(\beta) &= \sqrt{1 + A + 2\sqrt{A - (\sin \beta \cos \varphi)^2}} \\ \alpha(\beta) &= \arccos \frac{\varepsilon^2 - A + 1}{2\varepsilon} + \phi - \beta \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

且由容积利用系数 λ 计算式^[13]的进一步推导,得

$$\lambda(\beta) = 1 - \frac{6\varphi - \sin 2\varphi}{4\varphi\varepsilon^2} \quad (5)$$

其中, $\varepsilon(\beta)$ 、 $\alpha(\beta)$ 、 $\lambda(\beta)$ 的变化规律如表 1 所示。

表 1 扭叶转子的形状系数和顶封角及容积利用系数

$\beta/(^\circ)$	45.00	47.50	50.00	50.80	52.50	55.29
ε	1.52	1.55	1.59	1.60	1.63	1.67
$\alpha/(^\circ)$	8.81	6.79	4.69	4.00	2.51	0.00
λ	0.53	0.55	0.57	0.58	0.59	0.61

以表 1 中 $\beta=50.80^\circ$ 为例,则相应的 3 扭叶转子及其余隙的端面模型如图 3 所示。此时,模型中的测量值为 $\varepsilon=160/100=1.60$, $\alpha=4^\circ$, 且

$$\lambda = 1 - \frac{34\,133.467\,0}{\pi(100 \times 1.6)^2} = 0.58 \quad (6)$$

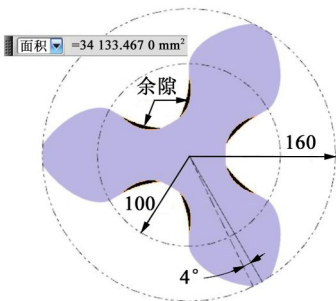


图 3 扭叶转子端面模型及参数测量

Fig. 3 End face model and parameter measurement of helical rotor

与其计算值完全一致,说明端面轮廓设计和式(1)~式(6)正确。其中,图 3 中余隙内介质会随转子副的旋转而又被带回进口腔,所以这一部分应扣除。

$\lambda=0.58$ 与具有已知最大上限形状系数 1.47 和上限容积利用系数 0.50 的 3 叶圆弧转子相比^[14], ε 提高了 8.8%, λ 提高了 16%;同时,顶 $2\alpha=8^\circ$ 的等缝隙密封可有效抑制径向泄漏。故该扭叶转子端面为具有更大形状系数、更大容积利用系数、更小共轭泄漏、更小径向泄漏的一种较好轮廓段。

3 端面多点位共轭及圆弧替代过渡段

转子副在不同旋转区间内,端面轮廓将会出现不同的共轭点位。以转子上 00 与配对转子上 $O'6'$ 重合时为起始位置,设 ω 为转子逆时针转角,则如图 2 所示,其不同共轭点位数在 $0 \leq \omega < \alpha$ 内有 5 个, $\omega=\alpha$ 有 4 个, $\alpha < \omega < \beta-\varphi$ 有 3 个, $\omega=\beta-\varphi$ 有 2 个, $\beta-\varphi < \omega < \varphi$ 有 1 个。其中, $\alpha < \omega < \beta-\varphi$ 的 3 共轭点位,如图 4 所示。

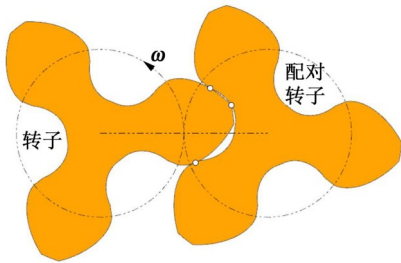


图 4 转子副端面轮廓的 3 点位共轭

Fig. 4 3-point conjugate of rotor pair on end face profile

以 $\beta=50.8^\circ$ 为例,相对于 $0 < \omega < \varphi$ 内仅有 1 个共轭点位的普通转子,多点位共轭区间占比为 $\beta/\varphi - 1 = 69.33\%$,共轭泄漏更小;加上叶顶 $2\alpha=8^\circ$ 顶封角的径向等缝隙密封,径向泄漏更小。

由于泵转子间存在较大的非接触间隙,加上扭叶构造,转子轴向不同截面轮廓上的共轭多点位不会同时出现,所以,与斜齿齿轮泵一样^[15-16],不会形成类似直齿齿轮泵的困油现象^[17]。

当然,为简化顶过渡轮廓段 12、谷过渡轮廓段 45 的加工,可采用如图 5 所示的圆弧段来代替^[18],即顶过渡轮廓段 12 采用双圆弧 $a+b$,谷过渡轮廓段 45 采用单圆弧 c 。其中,单圆弧 c 由过点 4、点 5 且内切谷过渡轮廓段 45 的 3 点约束条件唯一确定,双圆弧 $a+b$ 由过点 1 且相切于顶过渡轮廓段 12 或节圆外共轭轮廓段 23、过点 2 且相切于 $O1$ 、彼此外切和与单圆弧 c 半径相等的 6 点约束条件唯一确定。

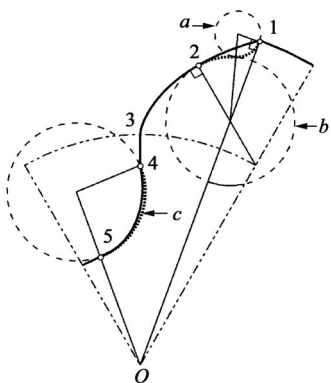


图5 过渡轮廓段的圆弧替代方案

Fig. 5 Arc substitution scheme for transition profile segment

4 扭叶容积泵的轴向轮廓设计

扭叶转子3D几何体可采用多条引导线“扫掠”截面轮廓的方式来创建,即通过控制沿着引导线方向上的截面形状来保证扭叶转子体的造型质量。

因此,在具体使用“扫掠”工具前,共涉及 M 个叶截面轮廓和 N 条引导线的定义, M 、 N 越多,扭叶转子的3D造型越精确,后续Pumplinx仿真越顺利。其中,由5个叶截面轮廓和3条引导线所“扫掠”出的右螺旋扭叶转子模型,如图6所示。

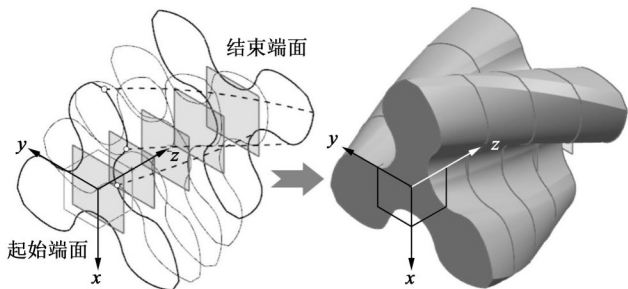


图6 右螺旋的扭叶转子模型

Fig. 6 Helical rotor model with right hand helix

对于起始端面外的其他4个截面轮廓,可在平分厚度的4个平面内,通过起始端面叶轮廓的圆形阵列分别构造;3条右螺旋引导线可采用“规律曲线”来构造。对应3D模型如图6所示。其中,在XYZ坐标系中,通过端面轮廓点0的螺旋引导线方程为

$$\begin{bmatrix} X_0(t) \\ Y_0(t) \\ Z_0(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \varepsilon r \sin(2\varphi t) \\ \varepsilon r \cos(2\varphi t) \\ b_{\text{rotor}} t \end{bmatrix} \quad (7)$$

通过端面轮廓点3的螺旋引导线方程为

$$\begin{bmatrix} X_3(t) \\ Y_3(t) \\ Z_3(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r \sin(\varphi + 2\varphi t) \\ r \cos(\varphi + 2\varphi t) \\ b_{\text{rotor}} t \end{bmatrix} \quad (8)$$

通过端面轮廓点5的螺旋引导线方程为

$$\begin{bmatrix} X_5(t) \\ Y_5(t) \\ Z_5(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (2 - \varepsilon)r \sin(2\varphi - \alpha + 2\varphi t) \\ (2 - \varepsilon)r \cos(2\varphi - \alpha + 2\varphi t) \\ b_{\text{rotor}} t \end{bmatrix} \quad (9)$$

式中, t 为0~1间的系统变量; b_{rotor} 为转子宽度。

5 扭叶容积泵副输出质量流仿真

以 $\beta=50.8^\circ$ 为例,此时,扭叶转子的形状系数 $\varepsilon=1.6$,容积利用系数 $\lambda=0.58$,取 $b_{\text{rotor}}=240$ mm, $r=100$ mm,径向间隙和转子间隙0.2 mm,由此构造出的Pumplinx软件仿真用泵的几何模型如图7所示。工作介质为油类,介质密度为 $\rho=870$ kg/m³,动力黏性系数为0.09 Pa·s;入口压力为0.1 MPa,出口压力为0.1 MPa,转速 $n=1\,000$ r/min。其中,几何模型由UGNX软件构建,长度单位为mm;取入口压力等于出口压力的目的是在不考虑泄漏的情况下,观察输出流量的脉动情况和泵容积的利用情况。

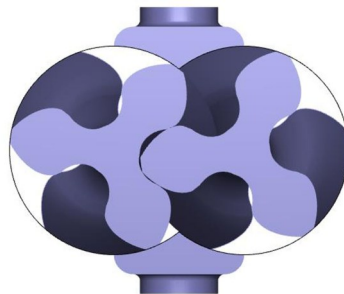


图7 Pumplinx 软件仿真用泵模型

Fig. 7 Pump model for simulation of Pumplinx software

依照“输入几何模型→分割几何体→几何体单位转换→专用网格器生成转子网格→通用网格器生成进口网格、出口网格→转子网格与进口网格、转子网格与出口网格的边界交互面→流体模块选取及参数设置→创建监测点→仿真运行及后处理→输出仿真数据→EXCEL制图”的Pumplinx仿真和结果处理流程^[19],得泵输出端交互面处的质量流曲线,如图8所示。其中,Pumplinx软件中的长度单位为m,所以,必须执行缩小1 000倍的几何体单位转换操作。

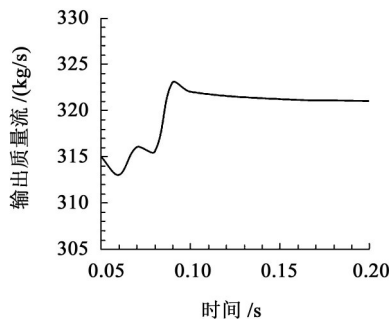


图8 输出质量流曲线

Fig. 8 Output mass flow curve

由图8中可知, 仿真稳定后的输出质量流近乎为320 kg/s附近的恒定值, 与60°扭叶角的0理论脉动系数非常吻合, 输出质量流与其理论值 Q_m 的

$$Q_m = \rho \omega b_{\text{rotor}} \lambda (r\varepsilon)^2 = 325 \text{ kg/s} \quad (10)$$

也非常接近。

6 扭叶容积副与斜齿动力副的耦合设计

由扭叶转子两端轮廓的 $2\varphi=60^\circ$ 轴向错角的螺旋规律, 得

$$b_{\text{rotor}} \tan \xi = 2\varphi r = \frac{1}{3} \pi r \quad (11)$$

则, 扭叶转子的宽径比 φ_{rotor} 为

$$\varphi_{\text{rotor}}(\xi) = \frac{b_{\text{rotor}}}{2r} = \frac{\pi}{6 \tan \xi} \quad (12)$$

由泵额定流量的计算式

$$Q = 2\lambda \pi (r\varepsilon)^2 b_{\text{rotor}} \eta n \quad (13)$$

得转子的端面节圆半径 r 为

$$r(\xi) = K \sqrt[3]{\tan \xi} \quad (14)$$

式中, K 为中间变量, 且

$$K = \sqrt[3]{\frac{1.5Q}{\pi^2 \eta n \lambda \varepsilon^2}} \quad (15)$$

式中, Q 为额定流量; n 为额定转速; η 为容积效率。

设渐开线标准圆柱斜齿轮的齿数为 z 、法面模数为 m_n , 二者主要由初定的螺旋角 ξ_0 和

$$m_n z \approx 2r(\xi_0) \cos \xi_0 = 2K \cos \xi_0 \sqrt[3]{\tan \xi_0} \quad (16)$$

的近似等式关系及结合标准斜齿轮的设计方法、端面中心距齿数模数的平衡关系来确定。则对应于初定螺旋角 ξ_0 的实际螺旋角 ξ , 由绝对的等式关系

$$2r(\xi) \cos \xi = 2K \cos \xi \sqrt[3]{\tan \xi} = m_n z \quad (17)$$

唯一确定。即, 透过 ξ 对 ξ_0 的微量修正实现转子端面节圆半径等于标准斜齿轮的端面节圆半径。

由斜齿轮两端轮廓 $360^\circ/z$ 轴向错角的螺旋规律, 得斜齿轮的宽径比 φ_{gear} 为

$$\varphi_{\text{gear}}(\xi) = \frac{b_{\text{gear}}}{2r} = \frac{\pi \varepsilon_t}{z \tan \xi} = \frac{6\varepsilon_t}{z} \varphi_{\text{rotor}} \quad (18)$$

式中, b_{gear} 为斜齿轮宽度; ε_t 为斜齿轮的端面重合度。

设 r_a 为标准斜齿轮的齿顶圆半径, $h_{an}=1$ 为法面齿顶高系数, $\alpha_n=20^\circ$ 、 α_t 为标准斜齿轮法面、端面的分度圆压力角, α_{at} 为标准斜齿轮齿顶的端面压力角。则, 斜齿轮的端面重合度 ε_t 为

$$\varepsilon_t = \frac{z}{\pi} (\tan \alpha_{at} - \tan \alpha_t) \quad (19)$$

式中,

$$\left. \begin{aligned} r &= \frac{m_n z}{2 \cos \xi}; r_a = r + h_{an} m_n = r + m_n \\ \tan \alpha_t &= \frac{\tan \alpha_n}{\cos \xi}; \cos \alpha_{at} = \frac{r}{r_a} \cos \alpha_t \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

7 扭叶容积副与斜齿动力副耦合设计例

[例] 取 $Q=1.6 \times 10^{11} \text{ mm}^3/\text{min}$, $n=500 \text{ r/min}$, $\eta=85\%$, $\varepsilon=1.60$, $\lambda=0.58$, $\xi_0=20^\circ$ 。

首先, 由标准斜齿轮的设计方法、端面中心距齿数模数的平衡关系及

$$m_n z = 5 \times 93 = 465 \approx 464.96 \text{ mm} \quad (21)$$

得

$$m_n = 5; z = 93 \quad (22)$$

其次, 由式(16)、式(18), 得

$$\xi = 20.01^\circ \approx \xi_0; \varepsilon_t(\xi) = 1.672 \quad (23)$$

最后, 由式(11)、式(13)、式(17), 得

$$\varphi_{\text{rotor}} = 1.438; r = 247.44 \text{ mm}; \varphi_{\text{gear}} = 0.155 \quad (24)$$

根据设计需要, 斜齿轮螺旋角一般控制在 $8^\circ \sim 25^\circ$ 之间, 具体选用并无严格限制, 而扭叶转子受60°扭叶错角和及其轻量化所要求的较小宽径比需较大的螺旋角 ξ 来实现, 所以, 在扭叶容积副与斜齿动力副的耦合设计中, 螺旋角可控制在 $20^\circ \sim 25^\circ$ 之间。

8 结论

(1) 扭叶转子端面的高形半叶轮廓由顶同心圆弧、顶过渡轮廓段、节圆外共轭轮廓段、节圆内弦高线段、谷过渡轮廓段和谷同心圆弧段共6段首尾相连组成。

(2) 扭叶转子副的平-凸共轭形式能有效控制共轭泄漏, 转子两端面60°扭叶错角能达成无理论流量脉动; 案例下具有抑制径向泄漏的顶 8° 等间隙密封效果, 1.6的更大形状系数和0.57的更大容积利用系数。

(3) 螺旋角微调方式能实现扭叶转子和标准斜齿轮等端面节圆半径的同轴装配要求; $20^\circ \sim 25^\circ$ 的螺旋角能匹配扭叶转子和标准斜齿轮的耦合性能要求。

参 考 文 献

- [1] 张帅, 宋爱平, 田德云, 等. 罗茨泵转子的轮廓型线设计及仿真[J]. 机械传动, 2014, 38(3): 91-93.
ZHANG Shuai, SONG Aiping, TIAN Deyun, et al. Design and simulation of the outline of roots pump rotor[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2014, 38(3): 91-93.
- [2] 蔡玉强, 李德才, 朱东升. 新型三叶罗茨压缩机设计研究[J]. 载人航天, 2016, 22(3): 347-353.

- CAI Yuqiang, LI Decai, ZHU Dongsheng. Research on design of a new type three lobe roots compressor[J]. Manned Spaceflight, 2016, 22(3):347-353.
- [3] WU Y R, TRAN V T. Generation method for a novel roots rotor profile to improve performance of dry multi-stage vacuum pumps[J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 128:475-491.
- [4] CAI Y J, YAO L G, WEI G W. Generation of tooth profile for roots rotor based on virtual linkage associated with assur group[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2016, 8(12):997-1012.
- [5] 杨向君, 孙付春. 椭圆弧凸转子的型线构造及进一步高形技术[J]. 机械传动, 2020, 44(1):163-167.
- YANG Xiangjun, SUN Fuchun. Profile shaped-configuration of convex ellipse rotor and its following high-shape technology[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2020, 44(1):163-167.
- [6] 李玉龙, 刘萍, 李秀荣, 等. 泵用转子上限形状系数的统一计算模型[J]. 流体机械, 2020, 48(11):32-36.
- LI Yulong, LIU Ping, LI Xiurong, et al. A unified calculation model of maximum shape factor of rotor for pumps[J]. Fluid Machinery, 2020, 48(11):32-36.
- [7] 刘萍. 平-凸罗茨转子的高形化及轻量化研究[J]. 真空科学与技术学报, 2020, 40(5):400-404.
- LIU Ping. Novel high shape rotor with flat-convex profile for light-weight roots-pump: an analytical study[J]. Chinese Journal of Vacuum Science and Technology, 2020, 40(5):400-404.
- [8] 刘瑞青, 崔冬, 王君, 等. 扭转角对圆弧扭叶型罗茨真空泵转子性能的影响[J]. 流体机械, 2018, 46(5):44-48.
- LIU Ruiqing, CUI Dong, WANG Jun, et al. Influence of twist angle on performance of arc twisted roots vacuum pump rotor[J]. Fluid Machinery, 2018, 46(5):44-48.
- [9] 肖艳军, 高静, 王敬, 等. 三叶罗茨动力机叶型优化设计及性能分析[J]. 电子测量与仪器学报, 2019, 33(12):139-146.
- XIAO Yanjun, GAO Jing, WANG Jing, et al. Optimum design and performance analysis of three-blade roots engine blade profile[J]. Journal of Electronic Measurement and Instrumentation, 2019, 33(12):139-146.
- [10] 刘瑞青, 崔锋, 王君, 等. 直叶与扭叶罗茨真空泵转子的性能分析[J]. 机械设计与制造, 2019(8):180-183.
- LIU Ruiqing, CUI Feng, WANG Jun, et al. Performance analysis of straight and twisted roots vacuum pump rotor[J]. Machinery Design & Manufacture, 2019(8):180-183.
- [11] 王君, 刘凯, 郑川, 等. 罗茨风机的全啮合转子型线构建[J]. 流体机械, 2012, 40(5):30-33.
- WANG Jun, LIU Kai, ZHENG Chuan, et al. Construction of perfect meshing profile of rotors for roots blower[J]. Fluid Machinery, 2012, 40(5):30-33.
- [12] 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 of composed profile with wide top high-sealing zone of involute rotor[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2019, 43(7):172-176.
- [13] 李玉龙, 臧勇, 赵岩, 等. 转子泵容积利用系数的通用计算模型[J]. 排灌机械工程学报, 2021, 39(2):116-121.
- LI Yulong, ZANG Yong, ZHAO Yan, et al. General calculation model of effective volume utilization coefficient for rotor pumps[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2021, 39(2):116-121.
- [14] 李玉龙, 张宸赫, 冉光泽. 泵用圆弧转子造型与尺寸的参数化与最优化研究[J]. 机械传动, 2018, 42(12):146-149.
- LI Yulong, ZHANG Chenhe, RAN Guangze. Research of parameterization and optimization of shaped-profile and size of circular arc rotor pair for roots pump[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2018, 42(12):146-149.
- [15] 杨国来, 李明学. 渐开线外啮合斜齿轮泵困油特性研究[J]. 液压与气动, 2016(1):122-124.
- YANG Guolai, LI Mingxue. Trapped oil characteristics study on external helical involute gear pump[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2016(1):122-124.
- [16] 刘坤, 徐雷, 杨波, 等. 外啮合斜齿轮高压泵的CFD数值模拟[J]. 排灌机械工程学报, 2019, 37(4):307-312.
- LIU Kun, XU Lei, YANG Bo, et al. Numerical simulation of external helical gear high-pressure pump with CFD[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2019, 37(4):307-312.
- [17] 魏列江, 李涛, 卢利锋, 等. 梯形卸荷槽对外啮合齿轮泵困油压力与流量脉动影响的研究[J]. 液压与气动, 2021, 45(3):62-69.
- WEI Liejiang, LI Tao, LU Lifeng, et al. Analysis on transient contact performance of meshing transmission of cycloid pin gear in robot precision reducer[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2021, 45(3):62-69.
- [18] 李玉龙, 赵宏顺, 刘萍, 等. 罗茨转子轮廓的柔性构造及其性能参数的简约公式[J]. 真空科学与技术学报, 2021, 41(3):268-272.
- LI Yulong, ZHAO Hongshun, LIU Ping, et al. Flexible algorithm for rotor-profile construction and performance-characteristics evaluation of roots pump[J]. Chinese Journal of Vacuum Science and Technology, 2021, 41(3):268-272.
- [19] 文昌明, 张宸赫, 李玉龙. 基于Pumplinx的齿轮泵内部流场仿真[J]. 成都大学学报(自然科学版), 2018, 37(3):307-312.
- WEN Changming, ZHANG Chenhe, LI Yulong. Internal flow field simulation in external gear pumps based on pumplinx software[J]. Journal of Chengdu University (Science & Technology Edition), 2018, 37(3):307-312.

收稿日期: 2021-07-03

基金项目: 宿迁市“千名领军人才集聚计划”项目(2019JJ090)

宿迁市科技计划项目(K201924)

广东省普通高校工程技术中心“智能装备制造工程技术研究中心”(2021GCZX018)

作者简介: 吴维锋(1979—), 男, 广东潮州人, 硕士, 实验师; 主要研究方向为机械设计与制造、数控技术。