

DOI: 10.7652/xjtuxb201805010

圆盘密封单螺杆泵啮合特性研究

王增丽¹, 申迎峰¹, 王宗明¹, 王萌¹, 冯全科²

(1. 中国石油大学(华东)化学工程学院, 266580, 山东青岛; 2. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为了研究圆盘密封单螺杆泵的啮合特性, 分析了圆盘密封单螺杆泵的结构特点和工作原理, 根据空间啮合理论及三维坐标变换原理建立了螺杆转子-密封圆盘啮合副的型面方程。利用上述方程得到了密封圆盘任意转角位置处的啮合特性分析模型, 研究了啮合副型面参数对螺杆转子-密封圆盘啮合副啮合特性的影响机理。结果表明: 密封盘存在着较为严重的局部磨损且下半侧会先予磨损; 不同截面上的密封盘其啮合角范围不同, 当圆心角接近 π 时啮合部位最为集中; 中心距、密封盘半径对啮合角变化影响较大, 圆盘边缘倒角半径、偏心距的影响较小。通过对圆盘密封单螺杆泵啮合特性的研究, 可为以后对其啮合副型面的优化设计提供一定的理论基础。

关键词: 圆盘密封单螺杆泵; 啮合副; 型面方程; 啮合特性

中图分类号: TH32 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2018)05-0069-06

Research on the Meshing Characteristics of Disc-Seal Single Screw Pump

WANG Zengli¹, SHEN Yingfeng¹, WANG Zongming¹, WANG Meng¹, FENG Quanke²

(1. College of Chemical Engineering, China University of Petroleum, Qingdao, Shandong 266580, China;

2. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: As a commonly used rotary fluid machinery for high-viscosity sludge conveying, the disc-seal single screw pump has a core component of meshing pairs, which is composed of screw rotor and seal disc. So the meshing characteristics of the meshing pairs may significantly affect the performance of the pump body. In order to study the meshing characteristics of disc-seal single screw pump, the structural features and working principle of disc-seal single screw pump are analyzed. And the profile equations of the screw rotor-seal disc meshing pairs are established according to the spatial meshing theory and coordinate transform principle. Using the above profile equations, the meshing characteristics analysis model of an arbitrary sealing disk rotary angle is obtained, and the influencing mechanism of meshing parameters on the meshing characteristics is investigated. The results indicate that the sealing disc shows serious local wear and its lower half will be worn first, and that the meshing angle range of the sealing disc is different at different cross sections. The meshing angle range is the smallest when the central angle is close to π . The effects of the center distance and the sealing disc radius on the meshing angle variation are obvious, but the effects of the edge chamfer radius and eccentricity are small. This research can provide a theoretical basis for the optimal design of meshing pair profiles.

Keywords: disc-seal single screw pump; meshing pair; profile equation; meshing characteristics

单螺杆泵作为工业生产中常用的流体泵送装置,其主要用途是依靠由螺杆转子与密封衬套定子或圆盘所组成的啮合副实现工作腔容积的周期性变化来输送流体。上述结构特点使得单螺杆泵具有结构简单、流量稳定、输送介质流速均匀、脉动小、介质的适应性强等一系列的优点,因此单螺杆泵在工业生产的各个领域内得到了广泛应用^[1-3],尤其在输送介质黏度较高的石油钻采行业中得到了成熟运用^[4-6]。

然而,传统的依靠螺杆转子和密封衬套组成啮合副的单螺杆泵在工作过程中,螺杆转子与密封衬套始终处于摩擦状态,衬套易发生磨损,导致介质泄漏回流,这已成为制约单螺杆泵工作效率和使用寿命的关键问题^[7-10]。此外,相对狭小的工作腔室也使得该泵在含固体颗粒杂质的流体介质输送领域,尤其在高黏度油污、污泥输送领域的应用受到了限制。为此,Bjornberg等提出了采用两个多齿金属圆盘与螺杆啮合的结构,该结构与CP型单螺杆压缩机类似,金属材质的运用使啮合副耐磨损性得到提高^[11]。但是,这种多齿金属密封圆盘与螺杆转子啮合所形成的单个工作腔室小,螺槽的利用率不高,摩擦阻力变大,另外螺杆转子的加工也较为困难。为了进一步提高单螺杆泵对固体颗粒杂质的适应性及螺槽利用率,降低螺杆转子的加工难度,Johansson于1991年提出了圆盘密封单螺杆泵,其排量大、结构紧凑、自吸性好,对有机固体杂质的适应性强^[12]。同年,该技术被FOILEX公司应用并开始生产圆盘密封单螺杆泵,用于油污回收系统^[13]。

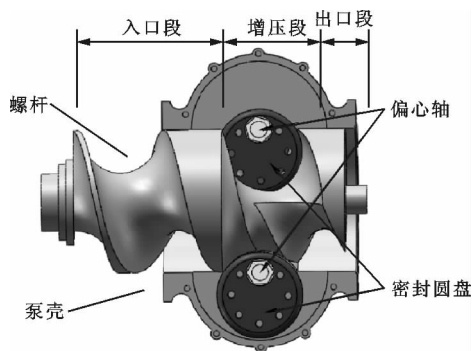
圆盘密封单螺杆泵的耐磨损性、螺槽利用率、加工性能能与多齿金属圆盘与螺杆啮合的结构相比均得到大幅度提升,密封圆盘制造简单,容易更换^[12]。目前,随着这种新型单螺杆泵的提出及结构改进,其在溢油应急处理、油污泥泵送、高黏度介质输送等领域表现出强大的竞争力^[12-14]。圆盘密封单螺杆泵的核心工作部件为螺杆转子-密封圆盘所组成的啮合副,啮合副的型面特性是影响圆盘-转子啮合副的啮合特性及泵体泵送性能和工作效率的关键影响因素^[15-16],而且啮合特性的研究也是进行圆盘密封单螺杆泵的磨损和泄漏特性研究的基础^[16-18],但目前尚无公开发表的研究予以讨论。因此,本文拟建立密封圆盘-螺杆转子啮合副的型面方程并研究啮合副型面参数对啮合特性的影响机理,为进一步优化圆盘密封单螺杆泵的性能,提高圆盘密封单螺杆泵的泵送效率和使用寿命奠定理论基础。

鉴于此,本文针对应用于油污泥输送领域的新

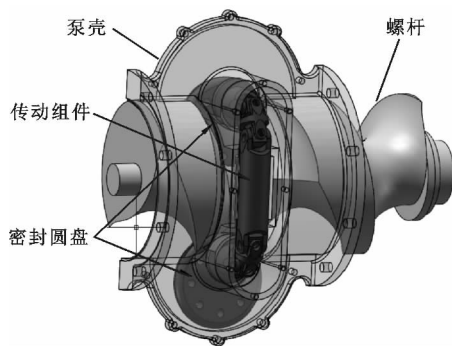
型大排量圆盘密封单螺杆泵展开研究,分析圆盘密封单螺杆泵的结构特点及工作原理,基于空间啮合理论和三维坐标变换原理建立圆盘密封单螺杆泵中螺杆转子-密封圆盘啮合副的型面方程,分析啮合副型面参数对圆盘密封单螺杆泵工作特性的影响机理,为提高圆盘密封单螺杆泵的工作性能,促进其在油污泥输送领域的应用,实现高效、可靠的海上溢油处理和油污输送提供理论依据。

1 结构特点及工作原理

圆盘密封单螺杆泵的主体结构剖视图如图1所示,主要由螺杆、泵壳、两个对称布置的密封圆盘和密封盘之间的传动组件构成。



(a)主体结构正视图



(b)主体结构背部轴侧视图

图1 圆盘密封单螺杆泵主体结构剖视图

圆盘密封单螺杆泵的螺杆转子安置在泵壳内,两个密封圆盘对称布置在螺杆两侧,密封盘与螺杆转子凹槽满足共轭啮合关系。圆盘密封单螺杆泵工作过程中,螺杆一端连接动力输入装置,并在其驱动下旋转。当螺杆转动时,螺杆转子依靠啮合驱动力带动密封盘在泵壳内绕其偏心轴转动。此时,密封盘、螺杆和泵壳间形成周期性变化的工作腔室,继而完成流体介质的输送。螺杆转子按螺纹凹槽特点可分为入口段、增压段(啮合段)及出口段。入口段和出口段均由螺旋槽构成,其中入口段的螺旋槽是变

螺距的。啮合段的凹槽与螺杆两侧对称布置的密封圆盘相互啮合,形成啮合副^[12]。

密封盘绕偏心轴转动,就单个密封圆盘而言,密封圆盘在旋转一周的过程中,转至增压区(密封盘与螺杆凹槽的啮合范围大于 180° 的区域)时对介质做功,如图 1a 中上侧密封盘所处位置;转至回程区(密封盘与螺杆凹槽的啮合范围小于 180° 的区域)时对介质不做功,如图 1a 中下侧密封盘所处位置。

密封圆盘处于增压区时,与螺杆特殊凹槽的啮合范围较大,在啮合驱动力的作用下,螺杆转子的转动能够带动密封盘旋转;当密封圆盘螺杆位于回程区时,与螺杆凹槽的啮合范围较小,此时的啮合驱动力不足以带动圆盘转动,即通过传动组件以保证两个密封盘的同步转动。

2 啮合副型面方程的建立

从螺杆转子结构特点可知,螺杆的入口段与出口段仅起到导流作用,结构为简单的螺旋扭转面,这部分的型面方程较容易得到,不再加以详述。整个螺杆转子中增压段的型面与密封圆盘满足共轭啮合关系,为一个复杂的空间曲面,其型面特征是影响啮合副啮合特性及单螺杆泵工作性能的关键因素,故需要重点研究该段型面的特征。由于啮合副的结构布置类似于单螺杆压缩机,在建立数学模型时,可参照单螺杆压缩机啮合副型面的构建机理^[19-20]。

2.1 几何模型

为了建立密封圆盘-螺杆转子啮合副型面方程,建立如图 2 所示的空间坐标系。其中静坐标系 $S_1(x_1, y_1, z_1)$ 、 $S_3(x_3, y_3, z_3)$ 固结于圆盘厚度方向中心位置处所在平面上, z_1 轴与圆盘偏心旋转轴重合, z_3 轴与螺杆转轴重合,坐标面 x_1y_2 、 y_3z_3 处于同一平面,该平面称为啮合副的中性面。动坐标系 $S_2(x_2, y_2, z_2)$ 初始位置与坐标系 S_1 重合,并绕着 z_1 轴旋转;动坐标系 $S_4(x_4, y_4, z_4)$ 初始位置与坐标系 S_3 重合,并绕着 z_3 轴旋转。由运动规律可知,螺杆

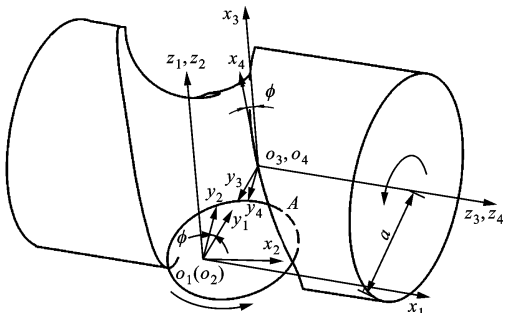


图 2 啮合副几何模型

和圆盘转动的角速度相等。各坐标系原点对应于 o_1 、 o_2 、 o_3 、 o_4 ,且 o_1 、 o_2 重合, o_3 、 o_4 重合。

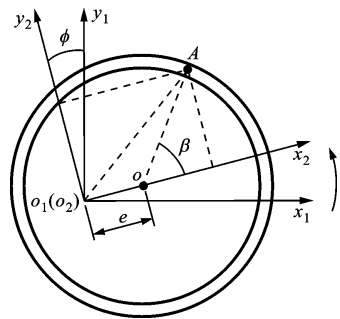
2.2 型面方程

根据空间啮合原理,当密封圆盘与螺杆侧面接触时应满足如下包络条件:在接触点处密封圆盘和螺杆转子的相对速度方向与圆盘圆柱面或螺杆侧面相切^[20-21]。即在接触点,密封圆盘相对于螺杆的速度方向与螺杆面或圆盘侧面的法线垂直

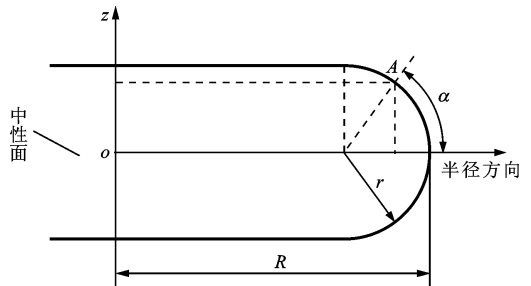
$$\mathbf{v} \cdot \mathbf{n} = 0 \quad (1)$$

式中: $\mathbf{v}$ 为密封圆盘与螺杆的相对速度; $\mathbf{n}$ 为螺杆面或圆盘侧面的单位法向量。

取密封圆盘与螺杆转子啮合副上任意接触点 A 为研究对象,其在密封圆盘上的几何位置如图 3 所示。



(a) Z_1 轴向上 A 点位置



(b) oA 截面上 A 点位置

图 3 A 点几何位置

根据螺杆转子与密封圆盘的相对运动关系,圆盘上任意点 A 在 S_3 中的速度为

$$\mathbf{v}_3 = \omega(y_2 \sin \phi - x_2 \cos \phi) \mathbf{j} - \omega(y_2 \cos \phi + x_2 \sin \phi) \mathbf{k} \quad (2)$$

式中: ω 为密封圆盘(或螺杆)的角速度; ϕ 为密封圆盘(或螺杆)转角; $\mathbf{j}$ 、 $\mathbf{k}$ 分别是 y_3 、 z_3 方向上的单位向量。

螺杆上 A 点在 S_3 中的速度为

$$\mathbf{v}'_3 = -\omega y_3 \mathbf{i} + \omega x_3 \mathbf{j} - \omega(a - x_2 \sin \phi - y_2 \cos \phi) \mathbf{i} + \omega z_2 \mathbf{j} \quad (3)$$

式中： a 为密封盘偏心轴距螺杆轴线的距离，称作中心距，如图 2 所示； $\mathbf{i}$ 是 x_3 方向上的单位向量。

结合上述两个公式，圆盘上 A 点相对于螺杆的速度即为

$$\mathbf{V}_A = \mathbf{v}'_3 - \mathbf{v}_3 = \omega(x_2 \sin \phi + y_2 \cos \phi - a) \mathbf{i} + \omega(z_2 + x_2 \cos \phi - y_2 \sin \phi) \mathbf{j} + \omega(y_2 \cos \phi + x_2 \sin \phi) \mathbf{k} \quad (4)$$

根据图 2 和图 3 所示的几何关系，在 S_3 中表示出 A 点处的法向单位矢量为

$$\mathbf{n}_3 = \sin \alpha \mathbf{i} - \cos \alpha \sin(\phi + \beta) \mathbf{j} + \cos \alpha \cos(\phi + \beta) \mathbf{k} \quad (5)$$

将式(4)(5)代入式(1)，则可以得到啮合角与密封圆盘转角及接触点在密封圆盘上的位置角之间的关系式

$$\alpha = \arctan \left[\frac{e \sin \beta}{e \sin \phi + (R - r) \sin(\phi + \beta) - a} \right] \quad (6)$$

式中： α 为接触点 A 与密封盘中性面的夹角，称作啮合角； β 为点 A 和密封盘几何中心 o 的连线与 x_2 轴所成夹角，称作圆心角； r 为密封盘边缘圆弧倒角半径； e 为密封盘偏心距。

A 点在 S_2 中可表示为

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= e + (R - r + r \cos \alpha) \cos \beta \\ y_2 &= (R - r + r \cos \alpha) \sin \beta \\ z_2 &= r \sin \alpha \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

式中： R 为密封盘半径。

基于三维坐标变换原理，任意点 A 在 S_4 中可表示为如下方程

$$\left. \begin{aligned} x_4 &= r \sin \alpha \cos \phi + \sin \phi [a - e \sin \beta \sin \phi - \cos(\beta + \phi)(R - r + r \cos \alpha)] \\ y_4 &= -r \sin \alpha \sin \phi + \cos \phi [a - e \sin \beta \sin \phi - \sin(\beta + \phi)(R - r + r \cos \alpha)] \\ z_4 &= e \cos \phi + \sin(\beta - \phi)(R - r + r \cos \alpha) \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

式中 α 值由式(6)确定。此即为任意接触点在螺杆上的空间位置，即螺杆凹槽面的型面方程。

3 啮合副参数对啮合特性影响分析

啮合副的啮合特性是直接影响圆盘密封单螺杆泵的泵送排量、容积效率、耐磨损性等工作特性及使用寿命的关键因素，因此分析啮合副型面参数对啮合特性的影响对提高圆盘密封单螺杆泵的工作性能和寿命有着重要意义。圆盘密封单螺杆泵中，密封圆盘是啮合副中主要的磨损部件，为提高啮合副的耐磨损性，应使密封盘在啮合过程中尽可能形成均匀磨损^[22]。在圆盘密封单螺杆泵工作过程中，啮合

角的浮动范围是表征密封圆盘边缘整体磨损均匀程度的关键参数，故式(6)即为圆盘密封单螺杆泵啮合特性的分析模型。

在螺杆-密封圆盘转动过程中，密封圆盘不同截面位置(由 β 确定)处的啮合程度是不同的，利用式(6)可以探究不同截面上 α 随 ϕ 的变化关系，以及各啮合副参数对啮合角的影响，这可为进一步研究啮合副磨损及泄漏特性提供理论基础。以 TDS200 型单螺杆泵基础参数(见表 1)为例建立啮合副型面方程，分析相关结果。

表 1 啮合副主要结构参数 mm	
参数	数值
螺杆半径 R_{sr}	100
中心距 a	100
密封盘半径 R	60
偏心距 e	30
密封盘边缘倒角半径 r	20

3.1 啮合角与圆盘转角的关系

不同的圆心角对应密封圆盘上不同的 zoA 截面，如图 3b 所示，各个截面上相应的啮合角随螺杆转动一周的变化关系如图 4 所示。

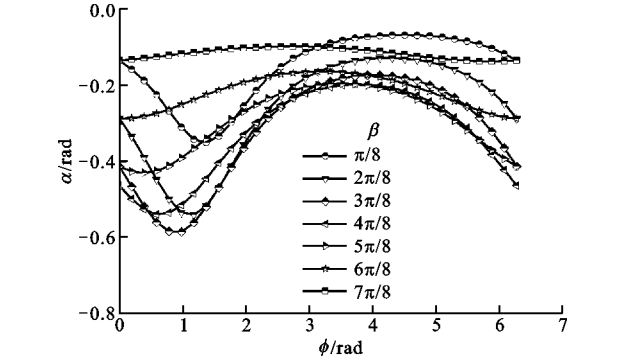


图 4 圆心角不同时啮合角随圆盘转角的变化关系

从图 4 可知，在一个转动周期内，各个截面上接触点的啮合角上下浮动范围不同，且各个接触点均位于密封盘中性面下方。当 β 接近 π 时，啮合角变化幅度、弧度绝对值不断减小，意味着密封盘边缘参与啮合的部位越发集中，磨损也会相对严重。在今后的优化设计过程中，可控制该处的啮合角以改善集中磨损状况。由于初始位置设定的影响，当圆盘转角接近 $\pi/2$ 时，密封盘与螺杆接近至最大啮合处，致使啮合点处的啮合角发生了较为剧烈的变化。

3.2 各参数对啮合角的影响

啮合角受多个啮合副型面参数影响，为了探究啮合副型面参数对圆盘密封单螺杆泵啮合特性的影

响,本文分析了啮合副型面参数包括密封圆盘半径、密封圆盘边缘倒角半径、偏心距及中心距的影响规律,如图 5 所示。为增加对比度,所取截面均为 $\beta=\pi/8$,各参数均在基础数值的 $\pm 30\%$ 范围内取值。

从图 5a、5d 可以发现,密封圆盘半径和偏心距对啮合角随密封圆盘转角变化趋势的影响大致相似。在密封盘转动过程中,随着密封圆盘半径和偏心距的增大,啮合角随圆盘转角变化的范围增大,即啮合副工作过程中接触点的分布范围增大,啮合副接触面的耐磨损性增强。

密封圆盘侧面圆弧半径发生变动时,啮合角随密封圆盘转角的变化关系如图 5b 所示。当 r 增大时, α 随 ϕ 的变化趋势会趋于平缓,啮合副工作过程中参与啮合的接触点分布范围减小,即接触点变得相对集中,不利于形成均匀磨损。实际上,较薄的密封盘也更利于啮合运动,可见在满足强度和密封的要求下,密封盘越薄越好。

中心距对啮合角随密封圆盘转角变化的影响规律如图 5c 所示。根据图中曲线的变化趋势可知, α 越大,即密封圆盘回转中心距螺杆轴线越远, α 范围越窄,变化幅度也越加平缓。但是,较大的中心距会造成增压区范围缩小,回程区范围变大,密封盘与螺杆啮合深度变浅,位于增压区的螺杆带动密封圆盘转动的动力减弱,可能会使回程区的密封圆盘回转扭矩不足。

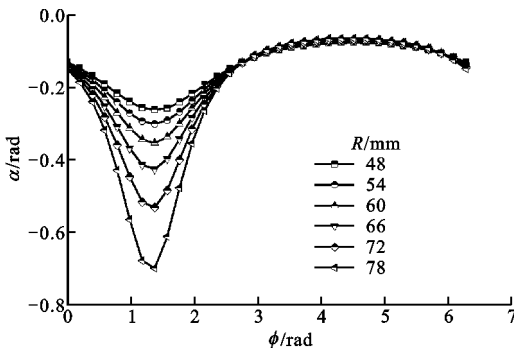
对比图 5 中各曲线的变化范围可知,中心距对啮合角随圆盘转角的变化影响最大,密封盘半径次之,故在结构参数设计时应把中心距和密封盘半径作为首选关键控制参数,密封圆盘边缘倒角半径、偏心距作为匹配参数进行优化设计,并且在满足排量和密封的要求下,尽可能选取较小的密封圆盘边缘倒角半径和较大的偏心距。

3.3 其他影响分析

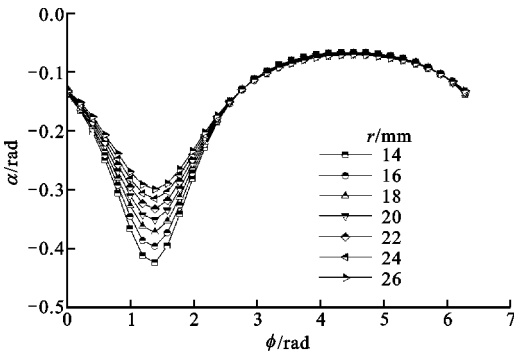
为避免由于截面选取位置不同对啮合副啮合特性产生差异,本文还分别选取 $\beta=2\pi/8$ 、 $\beta=3\pi/8$ 的截面予以验证,如图 6 所示。对比图 5d 和图 6 可以发现,取不同圆心角时,密封圆盘偏心距对啮合角随密封圆盘转角变化趋势的影响规律是一致的。

啮合角浮动范围在一定程度上表征了密封盘边缘整体磨损的均匀度。为了更加直观地表述各圆心角截面啮合角的变化幅度,根据图 4 可进一步得到图 7。

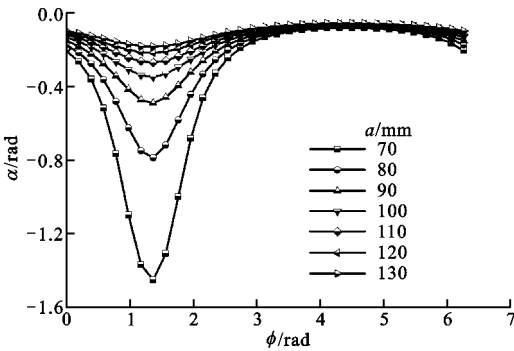
从图 7 可以看出,在圆盘密封单螺杆泵工作过程中,啮合角范围随接触点圆心角的增大呈现先增



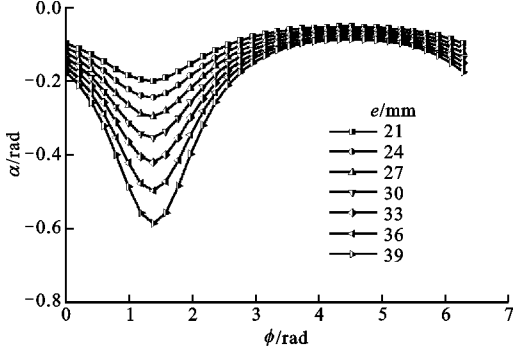
(a)密封圆盘半径不同时啮合角随圆盘转角的变化关系



(b)密封圆盘边缘倒角半径不同时啮合角随圆盘转角的变化关系



(c)中心距不同时啮合角随圆盘转角的变化关系



(d)偏心距不同时啮合角随圆盘转角的变化关系

图 5 各参数对啮合角的影响

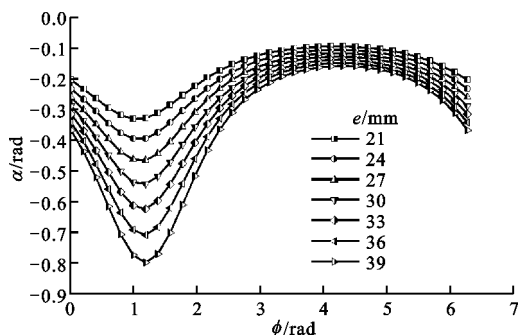
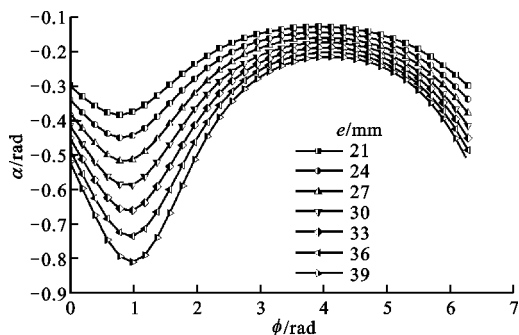
(a) 圆心角为 $2\pi/8$ 的截面(b) 圆心角为 $3\pi/8$ 的截面

图6 不同圆心角截面上偏心距对啮合角的影响

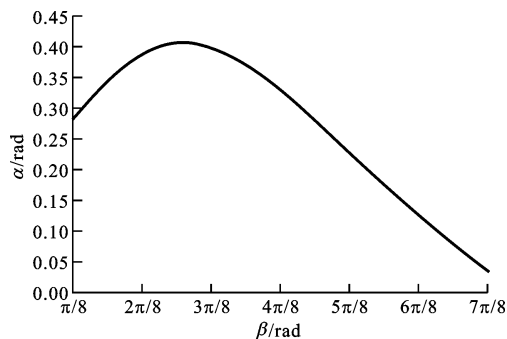


图7 不同截面上的啮合角

大后减小的趋势,啮合角范围最大位置处出现在 $\beta = 2\pi/8$ 至 $\beta = 3\pi/8$ 之间,啮合角范围均在密封圆盘中性面以下 25° 范围内,特别当 β 接近 π 时,参与啮合的部位更为狭窄,也就意味着出现了局部磨损。

4 结 论

本文基于三维坐标转换原理和空间啮合理论,针对依靠螺杆转子、对称布置在其两侧的密封圆盘组成啮合副的圆盘密封单螺杆泵,构建了螺杆转子-密封圆盘啮合副的型面方程,提出了啮合特性分析模型,利用该模型分析了啮合副型面参数对单螺杆泵啮合特性的影响机理,得到如下结论。

(1) 啮合点均位于密封盘中性面下方,即密封盘下半侧会先磨损。

(2) 在密封盘-螺杆啮合过程中,各截面的啮合程度(啮合角)不同;同一截面在圆盘转动过程中啮合角也不同。当 β 接近 π 时,截面处磨损最为集中,对应于当密封盘位于回程区时发生局部磨损。

(3) 密封圆盘半径和偏心距对啮合角随密封圆盘转角变化规律的影响趋势相似,但程度不同。中心距和密封盘半径对啮合角影响程度较大,应作为首选关键控制参数,密封圆盘边缘倒角半径和偏心距作为匹配参数,并尽可能选取较小的密封圆盘边缘倒角半径和较大的偏心距。

(4) 就整个密封盘而言,各截面上啮合角范围均不超过 25° ,密封盘仍存在较为严重的局部磨损。

参考文献:

- [1] LEA J F. PCP study focuses on artificial life alications [J]. Petroleum Engineer Internation, 1993, 65(9): 10-13.
- [2] 江威. 采油螺杆泵经济效益分析 [J]. 通用机械, 2011(2): 50-52.
JIANG Wei. Economic benefit analysis of oil well screw pump [J]. General Machinery, 2011(2): 50-52.
- [3] MILLS R A R. Progressing cavity oil well pumps: past, present and future [J]. Journal of Canadian Petroleum Technology, 1994, 33(4): 5-6.
- [4] 张建伟. 井下采油单螺杆泵的现状与发展 [J]. 石油机械, 2000(8): 56-58.
ZHANG Jianwei. Present situation and development of downhole single screw pump [J]. China Petroleum Machinery, 2000(8): 56-58.
- [5] 许永祥. 螺杆泵采油系统工况诊断技术研究 [D]. 青岛: 中国石油大学, 2010.
- [6] 周琦. 螺杆泵采油技术在稠油开采中的应用研究 [D]. 大庆: 东北石油大学, 2015.
- [7] 史建强, 房景奎, 郭颖. 采油螺杆泵磨损机理试验性研究 [J]. 科学技术与工程, 2012, 12(5): 1151-1154.
SHI Jianqiang, FANG Jingkui, GUO Ying. Experimental study on wear mechanism of oil well screw pump [J]. Science Technology and Engineering, 2012, 12(5): 1151-1154.
- [8] 杜秀华. 采油螺杆泵螺杆套副力学特性及磨损失效研究 [D]. 大庆: 大庆石油学院, 2010.
- [9] 林顺德. 单螺杆泵的力学分析与磨损研究 [D]. 西安: 西安石油大学, 2014.
- [10] 魏纪德. 单螺杆泵工作特性研究及应用 [D]. 大庆: 大庆石油学院, 2007.

(下转第 107 页)