

## 增距式抽油机换向装置结构设计及分析

袁新梅<sup>1,2</sup> 黄家炜<sup>1,2</sup> 杨立昭<sup>1,2,3</sup> 黄天成<sup>1,2</sup> 周思柱<sup>1,2</sup>

(1. 长江大学 机械工程学院, 荆州 434023)

(2. 长江大学 机械结构强度与振动研究所, 荆州 434023)

(3. 旭阳集团, 菏泽 274700)

**摘要:**【目的】为解决增距式抽油机换向机构无急回特性且无法较好适应周期性负载的问题,设计了一种效率高、换向可靠的非圆齿轮曲柄滑块换向机构。【方法】对机构中的滑块进行推拉力计算及运动分析,确定了曲柄与从动非圆齿轮的最佳固连角度;采用动力学仿真方法,分析了曲柄与从动非圆齿轮的固连角度和偏心率对换向机构运动规律的影响;利用有限元仿真方法,对非圆齿轮的齿面进行了接触应力分析。【结果】分析结果表明,该换向机构上冲程运动平稳,下冲程时间较短,有助于提高抽油机的稳定性与采油效率;在非圆齿轮副单齿和双齿交替啮合的区域,接触应力会发生显著变化;非圆齿轮副的偏心率与齿宽对齿面接触应力分布影响较大,须加以限制。研究结果可为增距式抽油机的工作效率和可靠性提升提供一定参考。

**关键词:** 增距式抽油机; 换向机构; 非圆齿轮; 曲柄滑块; 动力学仿真

**中图分类号:** TH132 **DOI:** 10.16578/j.issn.1004.2539.2025.09.008

## 0 引言

近年来,我国油田开采环境日益复杂化,开采储油层深度不断加深,对采油技术的要求也随之提高<sup>[1]</sup>。传统游梁式抽油机已经不能满足开采的需求,对更高效、更节能的长冲程抽油机的需求日益迫切<sup>[2]</sup>。增距式无游梁抽油机因其节能性好、质量轻以及长冲程易实现等优点,在采油设备中表现出色<sup>[3]</sup>,具有巨大的发展潜力和应用前景。增距式无游梁抽油机通过电动机驱动减速器输出低速大转矩旋转动力,经曲柄滑块换向机构转换为短行程直线往复运动,再通过滑轮组增距装置将行程放大,带动抽油杆实现长冲程往复;通过配重小车动态调节负载波动以降低能耗,最终驱动井下柱塞泵完成原油吸入与举升<sup>[4]</sup>。其中,曲柄滑块换向系统作为抽油机设计的关键,其工作方式直接影响抽油机的工作效率<sup>[5]</sup>。魏华<sup>[6]</sup>采用一种由左、右两个半内齿轮、上下两根齿条构成的齿环滑块和行星轮组成的换向机构,其中行星轮分别与半内齿轮和齿条啮合,驱动该传动机构做直线往复运动。赫巍巍<sup>[7]</sup>开发了一种新的差速换向抽油机,这种设计利用了两组差速器中的半轴齿轮与行星齿轮的交互旋转,从而改变滚筒的转速和方向,使滚筒能

够实现正反转。孙春辉<sup>[8]</sup>采用一种由两组差速器及其他齿轮组成的换向装置,通过换向减速机实现输出绳轮的正反转,从而带动钢丝绳、抽油杆及平衡配重运动。李阿龙<sup>[9]</sup>采用柔性传动元件和单曲柄机构代替传统的四杆刚性机构,通过摆线针轮减速器的单向旋转来驱动曲柄。李柄焱等<sup>[10]</sup>采用一种纯机械无切换式换向装置,通过逆平行四边形机构和齿轮组件协同,向2K-H行星轮系实现动力并联输入,在并联齿轮的特定传动比下实现装置换向。以上换向机构虽均能实现换向功能,但不能很好地适应抽油机工作时的变负载特性<sup>[11]</sup>,这就导致曲柄轴净转矩波动大,出现负转矩和高能耗等问题<sup>[12-13]</sup>。此外,传统增距式抽油机的换向机构采用的是对心曲柄滑块机构,该换向机构缺乏急回特性,限制了采油效率的提升。

本文提出一种新的用于增距式抽油机的非圆齿轮曲柄滑块换向机构,建立了该换向机构的力学模型,利用Adams软件和Ansys Workbench软件分析得到了机构的运动学特性和齿面接触应力变化规律。该换向机构利用非圆齿轮的变速比运动规律,以满足循环变负载工况的需求,旨在提升抽油机的换向效率,减少电能消耗。

收稿日期: 2024-09-10 修回日期: 2024-12-18

基金项目: 湖北省重大科技成果转化与产业化项目(2012AAA07-04)

作者简介: 袁新梅,女,1979年生,河南虞城人,博士,副教授;主要研究方向为石油钻采机械设计等;8241067@qq.com。

黄天成(通信作者),男,1979年生,湖北蕲春人,博士,教授;主要研究方向为石油钻采机械设计等;huangtch@yangtzeu.edu.cn。

引用格式: 袁新梅,黄家炜,杨立昭,等.增距式抽油机换向装置结构设计及分析[J].机械传动,2025,49(9):64-71.

YUAN Xinmei, HUANG Jiawei, YANG Lizhao, et al. Design and analysis of the reversing device for extended-range pumping units [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2025, 49(9): 64-71.

### 1 非圆齿轮曲柄滑块换向机构设计

非圆齿轮特殊的几何形状使其在旋转过程中具有变传动比的动态特性<sup>[4]</sup>; 可以很好地适应抽油机工作时的变负载特性; 调整曲柄与从动非圆齿轮的相对固定位置, 可以优化滑块的运动规律, 提高采油工作效率。根据以上特点, 本文设计了一种新型增距式抽油机非圆齿轮曲柄滑块换向机构, 如图1所示。图1中, 两个非圆齿轮的偏心率为 $e$ , 其回转中心分别位于各自的焦点上;  $\omega_1$ 和 $\omega_2$ 分别为主动轮和从动轮角速度;  $\varphi_1$ 和 $\varphi_2$ 分别为主动轮和从动轮极角;  $r_1$ 和 $r_2$ 分别为主动轮向径和从动轮向径;  $\alpha$ 为连杆转角;  $\theta$ 为曲柄转角; 连杆长度为 $L$ ; 曲柄 $R$ 的转轴与从动非圆齿轮的转轴重合, 曲柄长度为 $R$ , 且曲柄与从动非圆齿轮的固定角度为 $\phi$ 。

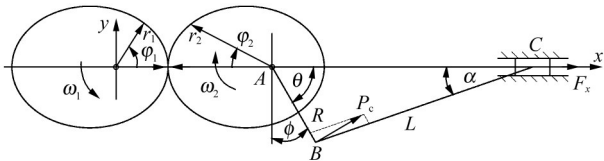


图1 非圆齿轮曲柄滑块换向机构

Fig. 1 Non-circular gear crank slider reversing device

该换向机构能使抽油杆在上冲程过程中近似等速运动, 而在下冲程过程中快退运动, 缩短抽油杆空回时间, 提高工作效率; 利用非圆齿轮的变传动比特性来适应悬点载荷变化, 可有效减小电动机功率消耗, 并能应对负载波动, 达到节能的目的。

#### 1.1 曲柄滑块机构推拉力分析

为确保曲柄滑块机构在滑块处能够安全承受水平方向的工作载荷, 需深入分析其基本力学特性。如图2所示, 假设曲柄轴A的许用转矩为 $[M_A]$ , 则在半径为 $R$ 的圆周上, 曲柄所能产生的最大切向力 $P_c$ 的计算式为

$$[P_c] = [M_A] / R \quad (1)$$

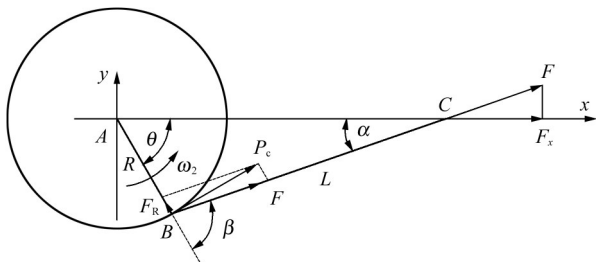


图2 曲柄滑块机构推、拉力分析

Fig. 2 Analysis of the push-pull force of the crank slider device

将该切向力沿 $BC$ 及 $BA$ 方向分解, 得到连杆受到的力 $F$ 及曲柄受到的力 $F_R$ , 且 $F_R \perp [P_c]$ ; 力 $F$ 在 $C$ 点分解出水平力 $F_x$ 。则连杆上的力 $F$ 为

$$F = [P_c] / \sin \beta \quad (2)$$

由正弦定理  $\frac{R}{\sin \alpha} = \frac{L}{\sin \theta}$ , 并令  $\lambda = R/L$ , 可得

$$\sin \alpha = \frac{R}{L} \sin \theta = \lambda \sin \theta \quad (3)$$

滑块沿 $x$ 轴方向的力为

$$F_x = F \cos \alpha = F \sqrt{1 - \sin^2 \alpha} = F \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta} \quad (4)$$

又

$$\sin \beta = \sin(\theta + \alpha) = \sin \theta \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta} + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta \quad (5)$$

联立式(2)、式(3), 得到曲柄滑块机构中滑块C的水平推拉力 $F_x$ 的计算式, 即

$$F_x = F \cos \alpha = [P_c] \cos \alpha / \sin \beta = \frac{[M_A]}{R} \frac{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}}{\sin \theta \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta} + (\lambda/2) \sin 2\theta} \quad (6)$$

由式(6)可知, 当曲柄轴A的许用转矩 $[M_A]$ 、曲柄长度 $R$ 和连杆长度 $L$ 一定时, 滑块C的水平推拉力 $F_x$ 只与曲柄转角 $\theta$ 有关。

1) 当 $\theta = 0^\circ$ 或 $\theta = 180^\circ$ 时, 代入式(6)得 $F_x = \infty$ 。故当滑块C处于上、下始点时, 启动抽油机最容易。

2) 当 $\theta = 90^\circ$ 时, 代入式(6)得

$$F_x = \frac{[M_A]}{R} = [P_c] \quad (7)$$

3) 当 $\theta + \alpha = 90^\circ$ , 即曲柄与连杆垂直时,  $P_c = F$ , 曲柄受到的力 $F_R = 0$ , 滑块的水平推拉力 $F_x$ 最小, 应以此最小值 $F_{x_{min}}$ 来规定允许的工作负载。若工作负载超过了 $F_{x_{min}}$ , 曲柄轴可能因承受过大的力而被损坏, 应避免在此情况下启动抽油机。

#### 1.2 非圆齿轮曲柄滑块推拉力分析

在图1中, 主动非圆齿轮轴的许用转矩为 $[M]$ 。根据非圆齿轮副的传动特性, 由曲柄滑块机构中滑块的推拉力分析计算, 曲柄轴的工作转矩在半径为 $R$ 的圆周上产生的最大切向力为

$$[P_c] = \frac{[M]}{R} \frac{r_2(\varphi_2)}{r_1(\varphi_1)} = \frac{[M]}{R} i_{12} = \frac{[M_A]}{R} \quad (8)$$

式中,  $i_{12}$ 为非圆齿轮副传动比。

主动非圆齿轮轴的许用转矩 $[M]$ 的计算式为

$$[M] = \frac{9550P}{n} = 105050 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (9)$$

式中,  $P$ 为轴传递的额定功率;  $n$ 为轴的转速。

由此, 推导出非圆齿轮曲柄滑块机构中滑块的水平推拉力计算式为

$$F_x = F \cos \alpha = \frac{[P_c]}{\sin \beta} \cos \alpha = \frac{[M]}{R} i_{12} \frac{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}}{\sin \theta \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta} + (\lambda/2) \sin 2\theta} \quad (10)$$

本文以某一增距式抽油机为例, 其主要设计参

数如表1所示。根据增距原理,可求得曲柄R的长度  $R=2\text{ m}$ , 取  $\lambda=0.4$ , 则  $L=5\text{ m}$ , 由式(9)、式(10)得, 滑块的最小推(拉)力  $F_{x_{\min}}$  为

$$F_{x_{\min}} = 91.05\text{ kN} \quad (11)$$

表1 增距式抽油机主要设计参数

Tab. 1 Main design parameters of the extended-range pumping unit

参数	数值
电动机功率/kW	55
冲程/m	8
冲次/min <sup>-1</sup>	5
下泵深度/l/m	2 500
油井液面深度/m	2 000
柱塞泵的沉没度/H/m	500
柱塞泵直径/D/mm	44
油管内径/mm	50.8
井液动力黏度/(Pa·s)	2 490
井液密度 $\rho_{\text{油}}/(\text{kg/m}^3)$	900
电动机转速 $n/(\text{r/min})$	980
传动比 $i$	196
外形尺寸(长×宽×高)/m <sup>3</sup>	4.6×2.4×12.5

为使电动机在上冲程和下冲程中都能保持平衡高效的工作状态,依据抽油机1/2油柱平衡原则,平衡重的质量应比抽油杆在油液中的质量多出1/2油柱( $P'_{\text{油}}$ )的质量。因为在上冲程期间,牵引力  $T$  不仅需要克服系统的动载荷和液体摩擦等阻力,还需额外提供  $(1/2)P'_{\text{油}}$  的力以实现抽油杆的上冲程动作;而在下冲程期间,  $T$  将举起平衡重端  $(1/2)P'_{\text{油}}$ , 为下一周期提升抽油杆及油柱储备位能。即

$$P_{\text{平}} = P'_{\text{杆}} + \frac{1}{2}P'_{\text{油}} = 96.64\text{ kN} \quad (12)$$

式中,  $P'_{\text{杆}}$  为抽油杆所受的重力。

则快绳上需要的牵引力  $T$  的计算式为

$$T = \frac{1}{2}P'_{\text{油}} + P_{\text{动上}} + P_{\text{摩}} = 41.08\text{ kN} \quad (13)$$

式中,  $P_{\text{动上}}$  为上冲程过程中的悬点动载荷;  $P_{\text{摩}}$  为抽油杆柱运动时所产生的摩擦力。

由于使用的是单个链轮的链滑轮组,需满足  $F_{x_{\min}} > 2T$ , 有

$$F_{x_{\min}} > 2T = 82.16\text{ kN} \quad (14)$$

由式(11)、式(14)可知,设计满足要求。

### 1.3 曲柄与从动非圆齿轮固连角度

在抽油机运行过程中,静载荷一直作用在悬点上,而动载荷和摩擦载荷在抽油机上下冲程过程中有不同的表现。图3所示为抽油机运行过程中悬点载荷随悬点位移的变化规律。

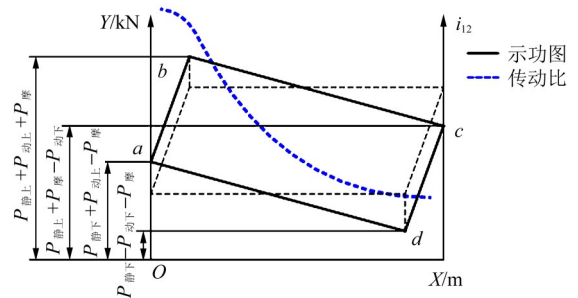


图3 最佳固连角度时传动比与示功图的关系

Fig. 3 Relation between the transmission ratio and the indicator diagram under the optimal fastening angle

1) 上冲程开始( $a$ 点至 $b$ 点):

当冲程开始,即在 $a$ 点至 $b$ 点的过程中,抽油杆开始承受拉伸力,并发生弹性形变,抽油杆逐渐伸长,该渐进的过程被称为非即刻“增载”。

2) 上冲程( $b$ 点至 $c$ 点):

该阶段为上冲程的主要过程,抽油杆承受上冲程时的动载荷和摩擦载荷。悬点从下死点移动到上死点,其水平分量代表有效的冲程距离,反映了井下柱塞泵的实际行程与地面光杆冲程之间的差异,即冲程损失。

3) 上冲程结束至下冲程开始( $c$ 点至 $d$ 点):

$c$ 点是上冲程过程中的上死点。从 $c$ 点到 $d$ 点,抽油杆开始由停止状态过渡到下行状态。在该过程中,由于重力与摩擦力的方向相反,使得实际承受的载荷减小,抽油杆开始逐渐缩短,该过程被称为非即刻“卸载”。

4) 下冲程( $d$ 点至 $a$ 点):

悬点从上死点移动到下死点的过程中,抽油杆不仅要承受其自重和油柱的质量,还要克服向上的摩擦力。此时,摩擦力与向下的力相抵消,达到减小悬点总载荷的效果。

以上过程中,在 $a$ 、 $b$ 、 $c$ 、 $d$ 处的悬点载荷分别为

$$\begin{cases} P_a = P_{\text{静下}} + P_{\text{动上}} - P_{\text{摩}} = 90.72\text{ kN} \\ P_b = P_{\text{静上}} + P_{\text{动上}} + P_{\text{摩}} = 137.72\text{ kN} \\ P_c = P_{\text{静上}} - P_{\text{动下}} + P_{\text{摩}} = 106.22\text{ kN} \\ P_d = P_{\text{静下}} - P_{\text{动下}} - P_{\text{摩}} = 59.22\text{ kN} \end{cases} \quad (15)$$

式中,  $P_{\text{静下}}$  为下冲程过程中悬点静载荷;  $P_{\text{静上}}$  为上冲程过程中悬点静载荷;  $P_{\text{动下}}$  为下冲程过程中悬点动载荷。

根据非圆齿轮副啮合原理,当主动非圆齿轮的最小向径与从动非圆齿轮的最大向径啮合时,输出轴转矩达到最大。分析非圆齿轮曲柄滑块换向机构可知,当曲柄与连杆垂直时,滑块所产生的推拉力最小。为了提高此位置的承载能力,从动非圆齿轮轴应

产生最大的转矩, 实现曲柄传递给滑块的力最大化。由此知, 曲柄与从动非圆齿轮的最佳固连角度为

$$\phi_0 = \arctan \frac{R}{L} \quad (16)$$

在此固连角度下, 示功图与非圆齿轮副传动比的关系如图3所示。由图3可知, 非圆齿轮副的变传动比特性很好地适应抽油机悬点载荷的变化规律。

### 1.4 非圆齿轮曲柄滑块换向机构中滑块的运动分析

由图1可知, 两个非圆齿轮的旋转中心分别位于各自的焦点上, 主动非圆齿轮的角速度为 $\omega_1$ , 从动非圆齿轮和曲柄的角速度为 $\omega_2$ ; 非圆齿轮的偏心率为 $e$ ; 当从动非圆齿轮转过 $\theta$ 角时, 曲柄以顺时针方向旋转至图示位置, 此时, 滑块的位移为

$$X_c = R \cos \theta + L \left[ 1 - \frac{1}{2} (\lambda \sin \theta)^2 \right] \quad (17)$$

将式(17)对时间 $t$ 求导得, 滑块的速度为

$$V_c = -R\omega_2 \left( \sin \theta + \frac{\lambda \sin 2\theta}{2} \right) \quad (18)$$

非圆齿轮副的传动比计算式为

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{1 - 2e \cos \varphi_1 + e^2}{1 - e^2} \quad (19)$$

将式(19)代入式(18)得, 滑块的速度表达式为

$$V_c = -R \frac{\omega_1 (1 - e^2)}{1 - 2e \cos \varphi_1 + e^2} \times \left( \sin \theta + \frac{\lambda \sin 2\theta}{2} \right) \quad (20)$$

将式(18)对时间 $t$ 求导, 得滑块的加速度为

$$a_c = -R\omega_2^2 \left[ \cos \theta + \frac{\lambda \cos 2\theta + \lambda^3 \sin^4 \theta}{\sqrt{(1 - \lambda^2 \sin^2 \theta)^3}} \right] - R\varepsilon_2 \cdot \left[ \sin \theta + \frac{\lambda \sin 2\theta}{2\sqrt{1 - (\lambda \sin \theta)^2}} \right] \quad (21)$$

式中,  $\varepsilon_2$ 为曲柄的角加速度。

由式(19)可求出, 曲柄的角加速度为

$$\varepsilon_2 = \frac{d\omega_2}{dt} = \omega_1^2 \frac{2e \sin \varphi_1 (1 - e^2)}{(1 - 2e \cos \varphi_1 + e^2)^2} + \varepsilon_1 \frac{1 - e^2}{1 - 2e \cos \varphi_1 + e^2} \quad (22)$$

式中,  $\varepsilon_1$ 为主动轮的角加速度。

主动轮匀速转动, 则 $\varepsilon_1 = 0$ , 由式(21)和式(22)得, 滑块的加速度为

$$a_c = -R\omega_1^2 \frac{(1 - e^2)^2}{(1 - 2e \cos \varphi_1 + e^2)^2} \times \left[ \cos \varphi_2 + \lambda \frac{\cos 2\varphi_2 + \lambda^2 \sin^4 \varphi_2}{\sqrt{(1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_2)^3}} \right] - 2R\omega_1^2 \frac{1 - e^2}{1 - 2e \cos \varphi_1 + e^2} \times \left[ \sin \varphi_2 + \frac{\lambda \sin 2\varphi_2}{2\sqrt{1 - (\lambda \sin \varphi_2)^2}} \right] \quad (23)$$

## 2 非圆齿轮曲柄滑块换向机构运动仿真

### 2.1 非圆齿轮设计

如图4所示, 当非圆齿轮副啮合传动时, 设齿轮副的中心距为 $a'$ ; 主动齿轮1和从动齿轮2的转角分别为 $\varphi_1$ 和 $\varphi_2$ ; 其相应的瞬时角速度分别为 $\omega_1$ 和 $\omega_2$ 。

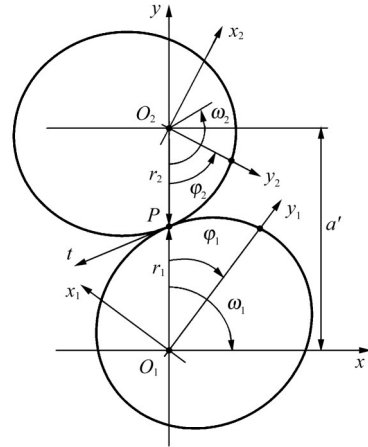


图4 非圆齿轮传动及其节曲线

Fig. 4 Non-circular gear drive and its pitch curve

在初始位置时,  $\varphi_1 = \varphi_2 = 0$ ; 当主动齿轮转过角度 $\varphi_1$ 时, 从动齿轮转过角度 $\varphi_2$ 。则转角函数关系可表示为

$$\varphi_2 = F(\varphi_1) \quad (24)$$

齿轮传动的瞬时传动比为

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d\varphi_1}{d\varphi_2} = \frac{1}{F'(\varphi_1)} = f(\varphi_1) \quad (25)$$

若用 $r_1$ 和 $r_2$ 分别表示 $O_1P$ 和 $O_2P$ , 根据齿廓啮合基本定律可知, 齿轮副瞬时传动比又可表示为

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{a' - r_1}{r_1} \quad (26)$$

同理得

$$i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = F'(\varphi_1) \quad (27)$$

由式(25)、式(26)可得, 外啮合主动齿轮1的节曲线方程为

$$r_1(\varphi_1) = \frac{a'}{1 + i_{12}} = \frac{a'}{1 + f(\varphi_1)} \quad (28)$$

从动齿轮2的节曲线方程为

$$\begin{cases} r_2 = a' - r_1(\varphi_1) = \frac{a'i_{12}}{1 - i_{12}} \\ \varphi_2 = \int_0^{\varphi_1} \frac{1}{i_{12}} d\varphi_1 = \int_0^{\varphi_1} \frac{1}{f(\varphi_1)} d\varphi_1 \end{cases} \quad (29)$$

将坐标原点置于椭圆的一个焦点上时, 主动椭圆齿轮节曲线的极坐标方程可表示为

$$r_1 = \frac{p}{1 + e \cos \varphi_1} = \frac{A_e(1 - e^2)}{1 + e \cos \varphi_1} \quad (30)$$

式中,  $A_e$ 为椭圆的长半轴;  $p$ 为过焦点且与长轴垂直

的半弦长。

在设计非圆齿轮传动时,通过抽油机减速器技术规范 and 齿轮强度的经验设计公式,确定非圆齿轮的基本参数<sup>[15]</sup>。本文设计的右旋双圆弧齿廓非圆齿轮参数如表2所示。

表2 非圆齿轮参数  
Tab. 2 Non-circular gear parameters

参数	数值	参数	数值
法向模数 $m_n/\text{mm}$	16	齿数 $z$	43
偏心率 $e$	0.3	螺旋角 $\beta/(\circ)$	10
齿宽/mm	225	中心距/mm	704.5

将非圆齿轮参数代入节曲线方程(30),得到的非圆齿轮的节曲线方程为

$$r_1 = \frac{320.3655}{1 + 0.3\cos\varphi_1} \quad (31)$$

## 2.2 换向机构建模

在建立的非圆齿轮副模型的基础上,利用Solid-Works软件完成非圆齿轮曲柄滑块换向机构装配体模型,如图5所示。

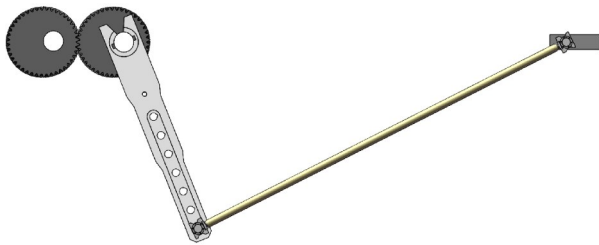


图5 非圆齿轮曲柄滑块换向机构装配模型

Fig. 5 Assembly model of the non-circular gear crank slider reversing device

将模型导入Adams软件中进行动态分析,各部件间的连接关系如表3所示。

表3 各部件添加的运动副

Tab. 3 Motion pairs added by each part

部件1	部件2	运动副类型
主动非圆齿轮	大地	转动副
从动非圆齿轮	大地	转动副
曲柄	从动非圆齿轮	固定副
连杆	曲柄	转动副
滑块(横梁)	连杆	转动副
滑块(横梁)	大地	移动副

在进行换向机构运动学仿真时,设置主动非圆齿轮转速为 $30\text{ }(\circ)/\text{s}$ ,仿真总时长为 $20\text{ s}$ ,计算步数为 $2000$ ,选择碰撞函数的接触算法来分析非圆齿轮副之间的啮合。在实体接触模型中,使用刚度系数、力的非线性指数(一般取 $1.5$ )及适当的阻尼系数( $30\text{ N}\cdot\text{s}/\text{mm}$ )来优化接触力模型。此外,为保证仿真的数值收敛性,将穿透深度设置为 $0.01\text{ mm}$ 。

## 2.3 曲柄与从动非圆齿轮固连角度对滑块运动规律的影响

为探究曲柄与从动非圆齿轮固连角度对滑块运动规律的影响,选取非圆齿轮的偏心率为 $0.3$ ,分别取固连角度 $\phi$ 为 $0^\circ$ 、 $21.8^\circ$ 和 $50^\circ$ 时的初始位置,其他参数设置相同,得到的滑块速度仿真曲线如图6所示。

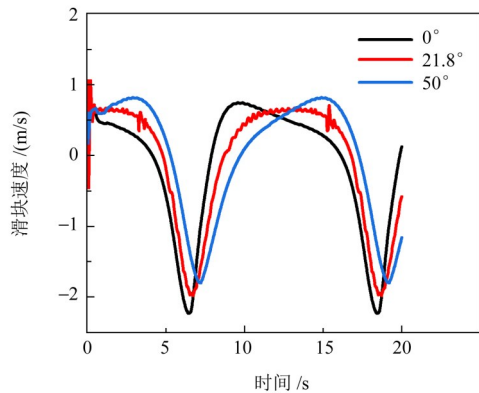


图6 不同固连角度时滑块的速度曲线

Fig. 6 Speed curves of the slider at different fastening angles

由图6可知,曲柄与从动非圆齿轮固连角度的改变会使滑块的运动规律发生变化。当固连角度为 $0^\circ$ 时,在上冲程过程中,滑块的速度快速增大后缓慢减小,与固连角度为 $50^\circ$ 时滑块的速度特点基本相反;而在下冲程过程中,滑块的速度都是先增大后减小。当固连角度为 $21.8^\circ$ 时,在上冲程过程中,滑块可以保持较长的匀速阶段,抽油动作平稳,延长了设备使用寿命。随着曲柄与从动非圆齿轮固连角度的增大,换向机构中滑块的急回特性减弱。

## 2.4 偏心率对滑块运动规律的影响

为深入研究非圆齿轮的偏心率对曲柄滑块换向机构中滑块运动规律的影响,本文在最优固连角度条件下,选择偏心率分别为 $0.2$ 、 $0.3$ 和 $0.4$ 的非圆齿轮进行仿真分析。在后处理分析中提取滑块在不同偏心率下的位移、速度和加速度仿真曲线,分别如图7、图8和图9所示。

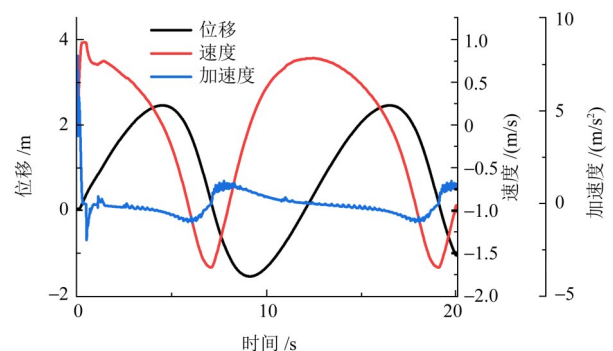


图7 偏心率  $e = 0.2$  时滑块的运动规律

Fig. 7 Motion law of the slider when the eccentricity  $e = 0.2$

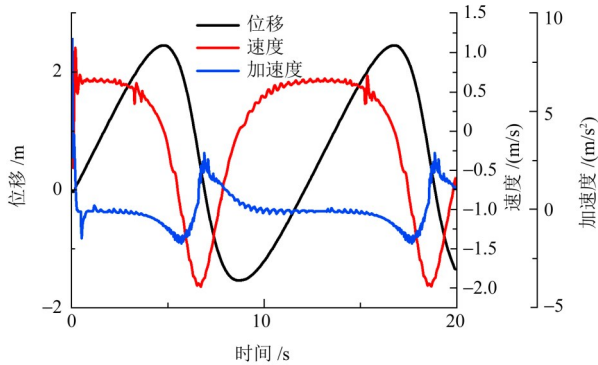


图8 偏心率  $e = 0.3$  时滑块的运动规律

Fig. 8 Motion law of the slider when the eccentricity  $e = 0.3$

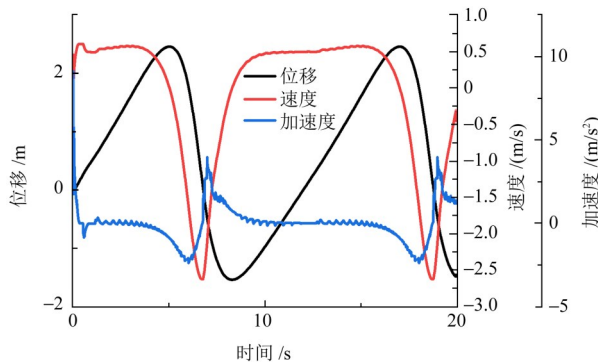


图9 偏心率  $e = 0.4$  时滑块的运动规律

Fig. 9 Motion law of the slider when the eccentricity  $e = 0.4$

由图7~图9可知, 偏心率的增加不会改变一个运动周期的总时间, 但会延长上冲程时间特别是匀速运动阶段的时间。与偏心率为0.2时相比, 偏心率为0.4时, 滑块运动所对应的抽油杆下冲程时间较短, 速度变化所产生的加速度值较大, 容易使系统产生振动, 影响设备运行的稳定性。当偏心率为0.3时, 滑块运动平稳, 在上冲程过程中, 滑块的速度逐渐增加, 维持一段匀速运动后, 再逐渐减小, 有助于保持抽油动作的平稳性; 而在下冲程过程中, 滑块先加速后减速, 缩短了抽油杆下冲程时间, 从而提升了采油效率。在滑块运动特性上, 当偏心率为0.3时, 滑块运动具有较好的急回特性。因此, 偏心率为0.3且曲柄与从动非圆齿轮固连角度为 $21.8^\circ$ 时, 仿真结果满足设计要求。

### 3 非圆齿轮齿面接触应力分析

#### 3.1 齿面接触应力变化规律

由于非圆齿轮的节曲线半径具有时变性, 啮合过程中接触点及接触区域不断变化, 每个齿形的受力情况亦有所不同<sup>[16]</sup>。因此, 需要模拟非圆齿轮副传动过程中的应力变化。本文利用Ansys Workbench仿真平台的瞬态动力学模块对其进行啮合传动分析, 探究在不同转角条件下非圆齿轮副传动中齿面接触应力的变化规律。

将齿轮副模型导入Ansys Workbench软件中, 选

用齿轮材料为20CrMnTi, 其弹性模量为 $2.07 \times 10^{11}$  Pa, 泊松比为0.25, 密度为 $7\ 800\text{ kg/m}^3$ 。对模型进行网格划分, 考虑到计算精度和计算时间, 齿廓以下部分的网格可以适当稀疏, 而接触区域的网格则应进行局部细化处理。得到的有限元模型如图10所示。

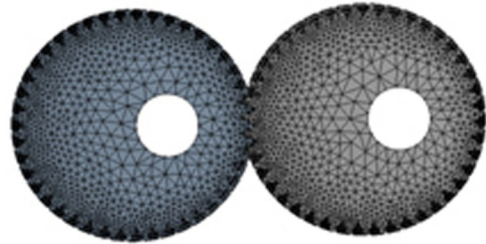


图10 网格单元模型

Fig. 10 Meshing element model

在模型设置中, 为非圆齿轮副添加相应的运动约束, 在主动和从动非圆齿轮的内部孔圆柱面上分别添加与地面之间的旋转约束, 为主动非圆齿轮与地面的运动副施加旋转载荷, 旋转速度设定为 $0.5\text{ rad/s}$ , 旋转方向为逆时针。同样, 对从动轮与地面的转动副也施加力矩载荷, 根据计算的载荷值, 取力矩载荷均值( $126\ 000\text{ N}\cdot\text{m}$ )。图11为运算求解得到的轮齿的接触应力云图。

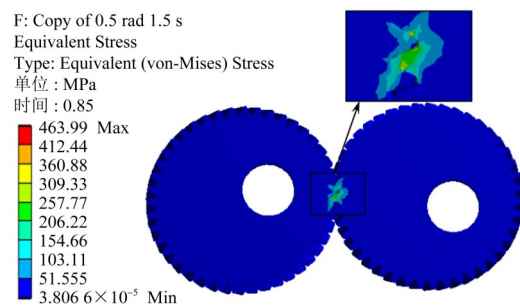


图11 0.85时刻的轮齿接触应力云图

Fig. 11 Nephogram of the contact stress of gear teeth at 0.85

从后处理器中提取非圆齿轮各个时刻的最大接触应力, 如图12所示。齿轮副开始运转时, 齿面接触应力会出现波动。因此, 在提取分析数据时, 应排除起始阶段的数据, 避免其影响分析结果。由图12可知, 在单齿和双齿交替啮合区域, 接触应力会有显著变化。具体的, 轮齿从多齿啮合区向单齿啮合区过渡时, 接触应力显著增加; 相反, 从单齿啮合区过渡到多齿啮合区时, 应力会突降。这种应力的突变可能会在传动过程中引发冲击、噪声和振动。随着非圆齿轮曲率半径的变化, 齿面最大接触应力也呈现出相应的弧形变化趋势, 与非圆齿轮的传动特性相符。对于20CrMnTi材料的齿轮, 经过渗碳和淬火处理后, 其表面硬度可以达到58 HRC。在这种状态下, 齿轮的许用接触应力一般可以达到900 MPa。分析发现, 在去除初始波动的数据后, 啮合过程中轮齿齿面承受的

最大应力为584.4 MPa, 满足接触疲劳强度要求。

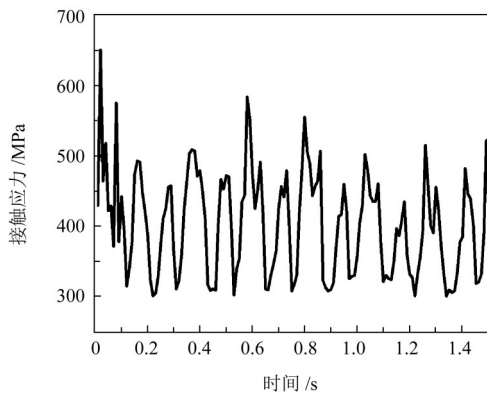


图12 齿轮动态接触下接触应力与时间的关系

Fig. 12 Relation between the contact stress and the time under the gear dynamic contact

### 3.2 偏心率和齿宽对接触应力的影响

按照以上分析步骤, 完成不同齿宽和不同偏心率的非圆齿轮副齿面接触应力的瞬态特性分析。提取其中两个齿面啮合过程中的接触应力值, 去除波动数据后, 得到偏心率和齿宽对接触应力的影响曲线, 分别如图13、图14所示。

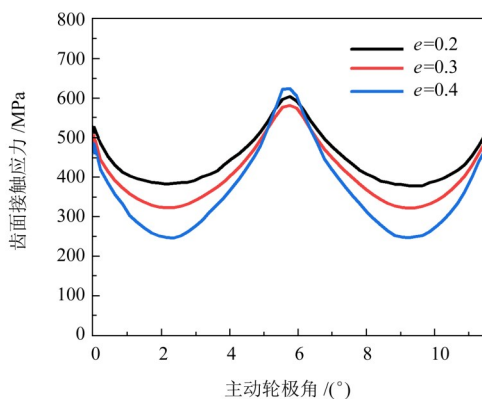


图13 偏心率对齿面接触应力的影响

Fig. 13 Influence of the eccentricity on the contact stress of the tooth surface

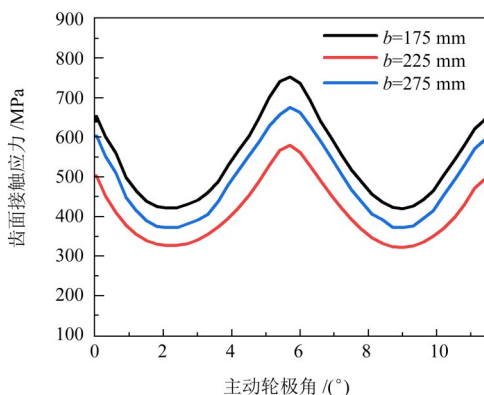


图14 齿宽对齿面接触应力的影响

Fig. 14 Influence of the tooth width on the contact stress of the tooth surface

由图13可知, 偏心率增加时, 齿面接触应力的变化范围也随之增大, 导致不同轮齿上的接触应力

存在显著差异。因此, 在实际应用中, 为确保非圆齿轮上每个轮齿的接触应力均处于合理范围内, 需要对偏心率进行适当限制。由图14可知, 非圆齿轮齿宽较大时, 接触线的长度有所增加, 相同载荷作用下产生的接触应力减小; 然而, 若齿宽取值过大, 会造成载荷在齿宽方向上的分布不均, 反而会增大齿面接触应力, 对轮齿的强度造成不利影响。

## 4 结论

1) 设计了一种新型增距式抽油机非圆齿轮曲柄滑块换向机构。完成了非圆齿轮曲柄滑块换向机构中滑块的推拉力分析计算和运动分析, 确定了曲柄与从动非圆齿轮的最佳固连角度。

2) 在换向机构运动学仿真基础上, 分析了曲柄与从动非圆齿轮的固连角度和偏心率对滑块的位移、速度和加速度的影响, 得到了抽油杆的运动变化规律。结果显示, 在偏心率为0.3、固连角度为 $21.8^\circ$ 的条件下, 非圆齿轮曲柄滑块换向机构能使抽油杆在下冲程过程中具有良好的急回特性, 在上冲程过程中维持较长时间的匀速阶段, 保证抽油动作的高效与平稳进行。

3) 对非圆齿轮的动态接触性能进行仿真分析, 得到了齿轮齿面的接触应力变化规律, 探讨了偏心率和齿宽对齿面接触应力变化的影响。分析发现, 偏心率增加, 齿面接触应力的变化范围增大; 齿宽增加, 齿面接触应力减小, 若齿宽过大, 会导致载荷分布不均, 接触应力增大。

## 参 考 文 献

- [1] 王守民. 油田在役常规游梁式抽油机的增程与节能改造研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2002: 10-11.  
WANG Shoumin. Research on stroke lengthening and power saving modification of oil field conventional beam-pumping units in service[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2002: 10-11.
- [2] 张晓东, 贾国超. 关于我国抽油机发展的几点思考[J]. 石油矿场机械, 2008, 37(1): 24-27.  
ZHANG Xiaodong, JIA Guochao. Thoughts about the development of our country pumping unit[J]. Oil Field Equipment, 2008, 37(1): 24-27.
- [3] 刘永平, 李大伟, 董长斌. 基于输出摆角分析的抽油机换向机构优化设计[J]. 机械传动, 2019, 43(10): 68-71.  
LIU Yongping, LI Dawei, DONG Changbin. Optimization design of pumping unit reversing mechanism based on output swing angle analysis[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2019, 43(10): 68-71.
- [4] 鲍正义. 增距式长冲程抽油机[J]. 石油钻采工艺, 1982, 4(6): 47-54.  
BAO Zhengyi. Extended distance long stroke pumping unit[J]. Oil Drilling & Production Technology, 1982, 4(6): 47-54.
- [5] 刘永平, 董长斌, 安建民, 等. 新型抽油机换向装置结构设计及

- 运动仿真分析[J]. 机械传动, 2017, 41(9): 115-118.  
LIU Yongping, DONG Changbin, AN Jianmin, et al. Analysis of motion simulation and structure design of the reversing device of new pumping unit[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2017, 41(9): 115-118.
- [6] 魏华. 行星齿环式无游梁抽油机的理论分析及设计[D]. 成都: 西华大学, 2010: 10-14.  
WEI Hua. Theoretical analysis and design of the non-beam pumping unit of planetary gear-ring type[D]. Chengdu: Xihua University, 2010: 10-14.
- [7] 赫巍巍. 差速换向无游梁抽油机关键部件的研究[D]. 大庆: 东北石油大学, 2013: 6-10.  
HE Weiwei. Research on the key components of differential reversing no beam pumping unit[D]. Daqing: Northeast Petroleum University, 2013: 6-10.
- [8] 孙春辉. 新型无游梁机械换向抽油机系统研究[D]. 沈阳: 沈阳理工大学, 2014: 7-10.  
SUN Chunhui. Research on the system of new non-beam mechanical commutation pumping unit[D]. Shenyang: Shenyang Ligong University, 2014: 7-10.
- [9] 李阿龙. 低产无游梁式抽油系统优化设计及动态仿真[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2015: 7-12.  
LI Along. The low yield of non walking beam type oil pumping system optimization design and dynamic simulation [D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2015: 7-12.
- [10] 李柄燧, 董世民, 张佳妮, 等. 双曲柄2K-H轮系大摆角换向装置运动分析[J]. 机械传动, 2021, 45(12): 112-116.  
LI Bingyi, DONG Shimin, ZHANG Jiani, et al. Motion analysis of double crank 2K-H gear train large swing angle reversing device [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2021, 45(12): 112-116.
- [11] 李冰侠. 全平衡抽油机设计[D]. 大庆: 大庆石油学院, 2010: 2-7.  
LI Bingxia. The design of full term equilibrium energy saving beam pumping unit [D]. Daqing: Daqing Petroleum Institute, 2010: 2-7.
- [12] 赵洪涛. 抽油机电机的运行工况与节能[J]. 中国城市经济, 2011(18): 179.  
ZHAO Hongtao. Operation condition and energy saving of pumping unit motor[J]. China Urban Economy, 2011(18): 179.
- [13] 贾晓冬. 抽油机超高转差率电动机的应用研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2008: 2-3.  
JIA Xiaodong. Research on ultra-high-slip motors for pumping unit drive[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2008: 2-3.
- [14] 李渤海, 陈定方. 非圆齿轮设计、制造、检测及应用[J]. 机械工程学报, 2020, 56(9): 55-72.  
LI Botao, CHEN Dingfang. Design, manufacture, inspection and application of non-circular gears [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(9): 55-72.
- [15] 袁新梅, 杨立昭, 黄天成, 等. 双圆弧齿廓椭圆齿轮建模与运动学仿真[J]. 机械传动, 2024, 48(2): 90-95.  
YUAN Xinmei, YANG Lizhao, HUANG Tiancheng, et al. Modeling and kinematics simulation of elliptical gears with double circular arc profiles [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2024, 48(2): 90-95.
- [16] 刘永平, 董长斌, 魏永峭. 椭圆齿轮传动系统齿面接触与动态磨损分析[J]. 吉林大学学报(工学版), 2021, 51(5): 1620-1627.  
LIU Yongping, DONG Changbin, WEI Yongqiao. Analysis of tooth surface contact and dynamic wear of elliptical gear transmission system [J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2021, 51(5): 1620-1627.

## Design and analysis of the reversing device for extended-range pumping units

YUAN Xinmei<sup>1,2</sup> HUANG Jiawei<sup>1,2</sup> YANG Lizhao<sup>1,2,3</sup> HUANG Tiancheng<sup>1,2</sup> ZHOU Sizhu<sup>1,2</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Yangtze University, Jingzhou 434023, China)

(2. Institute of Strength and Vibration of Mechanical Structures, Yangtze University, Jingzhou 434023, China)

(3. Risun Group, Heze 274700, China)

**Abstract:** [Objective] To address the deficiencies in non-quick return and cyclic load adaptation of the reversing device for extended-range pumping units, a high-efficiency and reliable non-circular gear crank slider reversing device was developed. [Methods] The calculation of push and pull forces on the slider was conducted, along with motion analysis, and the optimal fastening angle between the crank and driven non-circular gear was determined. By employing dynamic simulation methods, the impact of the fastening angle between the crank and the driven eccentric non-circular gear as well as the eccentricity of the ellipse on the motion law of the reversing device was examined. Furthermore, finite element simulation methods were utilized to conduct the comprehensive analysis of contact stress on the tooth surface of the non-circular gear. [Results] The findings indicate that the upstroke movement of this reversing device is stable, and the downstroke time is relatively short, which is conducive to enhancing the stability and oil extraction efficiency of the pumping unit. In the meshing area where single tooth and double teeth of the non-circular gear pair alternate, the contact stress undergoes significant variations. The eccentricity and tooth width of the non-circular gear pair have a considerable influence on the distribution of the tooth surface contact stress and must be restricted. The research results can provide reference for the work efficiency and reliability improvement of extended-range pumping units.

**Key words:** Extended-range pumping unit; Reversing device; Non-circular gear; Crank slider; Dynamic simulation