

双曲柄 2K-H 轮系大摆角换向装置运动分析

李柄焱 董世民 张佳妮 杨钰 李钦 武勇 张洋

(燕山大学 机械工程学院, 河北 秦皇岛 066004)

摘要 针对游梁式抽油机冲程小、耗能大、运动性能差的缺陷,以及无游梁式抽油机普遍存在的可靠性不高、传动不平稳的问题,提出了一种通过机械特性实现纯机械无切换式换向的长冲程抽油机换向装置设计方案。通过逆平行四边形机构和齿轮并联输入 2K-H 行星轮系,在并联齿轮特定传动比下实现装置换向。新型换向装置避免了电机和链条换向的可靠性问题以及非圆齿轮换向的振动问题;相对于曲柄摇杆换向,在传动效率上有所提升。对换向装置进行了运动分析,并通过多参数运算仿真对比,分析了各参数对装置运动性能的影响。结果表明,新型换向装置的下冲程时间相比上冲程较短,有助于提高生产效率;可根据实际工作要求调节机构参数,以适应工况要求,在实际应用时有更高的设计兼容性;可实现高效可靠的换向工作,在塔架抽油机未来发展中有广泛的应用前景。

关键词 抽油机 机械换向 逆平行四边形机构 行星齿轮 并联传动

Motion Analysis of Double Crank 2K-H Gear Train Large Swing Angle Reversing Device

Li Bingyi Dong Shimin Zhang Jiani Yang Yü Li Qin Wu Yong Zhang Yang

(School of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China)

Abstract Aiming at the shortcomings of current beam pumping units with small stroke, large energy consumption, and poor movement performance, as well as the general problem of low reliability and unstable transmission of beam less pumping units, a design scheme of the reversing device of a long stroke pumping unit which realizes the pure mechanical non-switching type reversing by mechanical characteristic is presented. The 2K-H planetary gear train is input in parallel through the anti-parallelogram mechanism and the gears, and the device commutation is realized under the specific transmission ratio of the parallel gears. The new type of commutator avoids the reliability problems of motor and chain commutator, as well as the vibration problems of non-circular gear commutator, and the transmission efficiency is improved compared with crank and rocker commutator. The movement analysis of the reversing device is carried out, and the multi-parameter calculation simulation is compared. The influence of each parameter on the movement performance of the device is analyzed. The results show that the downstroke time of the reversing device is shorter than that of the upstroke, which is helpful to improve the production efficiency. The mechanism parameters can be adjusted according to the actual work requirements to meet the requirements of working conditions, and have higher design compatibility in the actual application. The device can realize efficient and reliable reversing work, and has a wide range of application prospects in the future development of tower pumping units.

Key words Pumping unit Mechanical commutation Anti-parallelogram mechanism Planetary gear Parallel transmission

0 引言

抽油机是油田生产中常用的地面举升设备。常规游梁式抽油机是应用时间最长、最广泛的一种形

式,结构简单、制造容易、维修方便,但有平衡效果差、效率低、长冲程时体积大等问题^[1]。在油田开采中后期,水淹井、稠油井增多,开采难度加大,

这些客观因素的出现要求发展长冲程低冲次的抽油机,其中,滚筒抽油机较为理想^[2]。与传统游梁式抽油机相比,无游梁式抽油机生产效率高、耗能低、抽油效率高,但目前困扰该机型发展的主要原因是换向机构可靠性较差,对工作环境有一定的要求^[3]。已有的无游梁式长冲程抽油机主要分为电机换向式、液压换向式、机械换向式。其中,电机换向式的生产效率高,但电机成本高,使用价值较差^[4];液压换向式具有结构比较紧凑、质量较轻、造价低、工作平稳、容易实现长冲程等优点,但也存在系统成本高、容易漏油、控制复杂、可靠性不高等问题^[5];机械换向式主要有齿轮换向、齿条换向及螺旋凹轮换向等^[6],其相对可靠性高但也存在冲击、振动和效率较低等问题^[7]。机械换向装置中,切换式和软切换式在切换过程中都存在冲击;无切换式可靠性较高、发展前景好但换向效率较低^[8]。现有的无切换式换向抽油机主要以非圆齿轮换向和曲柄摇杆换向为主。非圆齿轮换向因非圆齿轮传动时压力角变化和跟切现象,往往存在传动不平稳的问题,并且非圆齿轮加工难度较大^[9-10],而曲柄摇杆换向因机构自身原因导致传动效率不高^[11-12]。

本文中提出了一种新型无切换式换向装置设计方案,以双曲柄机构和齿轮并联输入2K-H行星轮系,在并联齿轮特定传动比的情况下实现装置大摆角换向。该装置避免了非圆齿轮传动的不平稳问题,在机构上以逆平行四边形机构代替曲柄摇杆机构,优化了曲柄摇杆传动效率低的问题。曲柄摇杆机构在传动过程中摇杆运动为加速-减速-停止的周期性摆动,而逆平行四边形机构传动没有从动件的停止动作,装置整体只有输出轴存在停止动作,同时,行星轮系也使装置实现了大角度摆动输出。新装置的众多优势使其能在长冲程抽油机中有很广泛的应用前景。

1 双曲柄2K-H轮系换向装置描述

新型换向机构是由逆平行四边形机构和齿轮并联,分别将运动输入2K-H轮系的外齿圈和行星架,从而带动中心齿轮转动。装置以逆平行四边形变速传动的机理^[13]使行星齿轮外齿圈变速转动,而行星架为定速转动,在与逆平行四边形机构并联传动的齿轮齿数比为一定值时,中心齿轮输出为正反转角度相等的周期性转动,从而达到装置换向运动的目的^[14]。行星齿轮传动由于其结构紧凑、承载能力强以及较低的轴承载荷而广泛应用于航空、船舶、汽车、军事、机械、冶金等各个领域^[15],适用于抽油机传动换向。

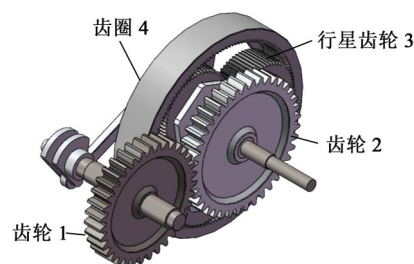
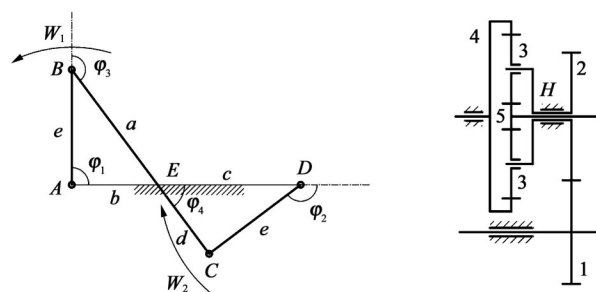


图1 双曲柄2K-H轮系换向装置示意图

Fig. 1 Schematic diagram of double crank 2K-H gear train reversing device

换向装置示意图如图1所示,换向装置机构简图如图2所示。图1中的曲轴作用同图2(a)中的短杆,输入端为图2(b)中齿轮1,两个曲轴分别与齿轮1和齿圈4固定安装,两个曲轴由连杆连接,连杆将力周向传递给齿圈4;齿轮1与齿轮2啮合,齿轮2与行星架固定安装,齿轮1、齿轮2齿数比由行星齿轮3和中心齿轮5的齿数决定,中心齿轮5与输出轴固定连接,输出轴穿过行星架与齿轮2。电机经过减速器将转矩传递给齿轮1轴,转矩分别从左边双曲柄机构和右边齿轮分配到外齿圈4和行星架H,外齿圈的变速运动使中心齿轮5能够正反转换向运动。



(a) 逆平行四边形机构简图

(b) 2K-H轮系简图

图2 换向装置机构简图

Fig. 2 Schematic diagram of commutator mechanism

2 运动学分析

2.1 逆平行四边形运动分析

如图2(a)所示,AB杆为原动件以恒定角速度转动,CD杆为从动件,两杆转动方向相反,逆时针方向为正。

建立几何方程式为

$$\begin{cases} \varepsilon = \frac{e}{l} \\ d[\sin(\pi - \varphi_2)] = c/(\sin \varphi_1) \\ 2ed \cos \varphi_1 = e^2 + d^2 - c^2 \\ 2ae \cos \varphi_1 = a^2 + e^2 - b^2 \\ c + a = l, b + d = l \\ c = b, a = d \end{cases} \quad (1)$$

式中, φ_1 为杆 CD 转过的角度, ($^\circ$); φ_2 为杆 AB 转过的角度, ($^\circ$); e 为短杆长度, mm; l 为长杆长度, mm; ε 为短杆与长杆的长度比值。

由式(1)可推得

$$\sin \varphi_2 = -\frac{(1 - \varepsilon^2) \sin \varphi_1}{1 + \varepsilon^2 - 2\varepsilon \cos \varphi_1} = f(\varphi_1) \quad (2)$$

式(2)两边对 φ_1 进行求导得

$$\begin{cases} \cos \varphi_2 \varphi_2' = -\frac{(1 - \varepsilon^2)(\cos \varphi_1 + \varepsilon^2 \cos \varphi_1 - 2\varepsilon)}{(1 + \varepsilon^2 - 2\varepsilon \cos \varphi_1)^2} \\ \cos \varphi_2 = \sqrt{1 - \sin^2 \varphi_2} \end{cases} \quad (3)$$

由式(3)化简得到杆 CD 与杆 AB 的瞬时角速度比为

$$\varphi_2' = -\frac{1 - \varepsilon^2}{1 + \varepsilon^2 - 2\varepsilon \cos \varphi_1} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \quad (4)$$

对式(4)关于 φ_1 积分, 可得到 φ_2 关于 φ_1 的解析式为

$$\varphi_2 = -\int_0^{\varphi_1} \frac{1 - \varepsilon^2}{1 + \varepsilon^2 - 2\varepsilon \cos \varphi_1} d\varphi_1 \quad (5)$$

由式(4)可得到 CD 杆的角速度为

$$\omega_2 = -\omega_1 \frac{1 - \varepsilon^2}{1 + \varepsilon^2 - 2\varepsilon \cos(\omega_1 t)} = \omega_1 \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = \frac{d\varphi_2}{dt} \quad (6)$$

式(6)关于时间 t 求导, 可得 CD 杆加速度为

$$a_2 = -\omega_1^2 \frac{2\varepsilon(\varepsilon^2 - 1) \sin(\omega_1 t)}{(1 + \varepsilon^2 - 2\varepsilon \cos(\omega_1 t))^2} = \omega_1^2 \frac{d^2 \varphi_2}{d\varphi_1^2} = \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} \quad (7)$$

式中, ω_1 为 AB 杆转速, rad/s; ω_2 为 CD 杆转速, rad/s; a_2 为 CD 杆角加速度, rad/s²; t 为传动时间, s。

2.2 2K-H 轮系换向分析

图 2(b)所示为行星齿轮传动示意图, 齿轮 1 左端与 AB 杆 A 点固定连接, 齿轮 2 与行星架固定连接, 齿圈 4 左端与 CD 杆 D 点固定连接, 齿轮 5 与输出轴固定连接。

若想实现齿轮 5 正反转且转角相等, 行星齿轮系运动需满足条件为

当 $\omega_1 = -\omega_2$ 即 $w_1 = -w_4$ 时

$$\begin{cases} v_5 = 0 \\ v_4 = 2v_H \end{cases} \quad (8)$$

式中, w_1 为齿轮 1 转速, rad/s; w_4 为外齿圈 4 转速, rad/s; v_4 为外齿圈 4 分度圆线速度, mm/s; v_5 为中心齿轮 5 分度圆线速度, mm/s; v_H 为行星架行星齿轮轴轮线速度, mm/s。

行星齿轮系运动满足关系式为

$$\begin{cases} z_4 = z_5 + 2z_3 \\ v_5 = \frac{1}{2} z_5 m w_5 \\ v_H = \frac{1}{2} (z_5 + z_3) m w_H \\ v_4 = \frac{1}{2} (z_5 + 2z_3) m w_4 \end{cases} \quad (9)$$

式中, w_5 为中心齿轮 5 转速, rad/s; w_H 为行星架转速, rad/s; z_3 为行星齿轮齿数; z_4 为外齿圈齿数; z_5 为中心齿轮齿数; m 为齿轮模数。

将式(8)代入式(9)中可得

$$w_4 = \frac{2(z_3 + z_5)}{2z_3 + z_5} w_H \quad (10)$$

即当 $w_1 = -w_4$ 时, w_H 与 w_4 需满足式(10), 所以, z_1 与 z_2 的关系式为

$$z_2 = \frac{2(z_3 + z_5)}{2z_3 + z_5} z_1 \quad (11)$$

式中, z_1 为齿轮 1 齿数; z_2 为齿轮 2 齿数。

经过双输入行星齿轮的调速, 可将单向变速输入的转动转化为双向转动输出, 但需要并联齿轮的特定传动比, 传动比由 2K-H 轮系行星齿轮和中心齿轮齿数决定。根据文献^[16], 中心齿轮输出特性为

$$\begin{cases} \varphi_5 = \frac{z_4}{z_5} w_1 \int_0^t \frac{1 - \varepsilon^2}{1 + \varepsilon^2 - 2\varepsilon \cos(\omega_1 t)} - 1 dt \\ w_5 = \frac{z_4}{z_5} w_1 \left(\frac{1 - \varepsilon^2}{1 + \varepsilon^2 - 2\varepsilon \cos(\omega_1 t)} - 1 \right) \\ a_5 = \frac{z_4}{z_5} w_1^2 \frac{2\varepsilon(\varepsilon^2 - 1) \sin(\omega_1 t)}{(1 + \varepsilon^2 - 2\varepsilon \cos(\omega_1 t))^2} \end{cases} \quad (12)$$

式中, φ_5 为中心齿轮转动角, ($^\circ$); a_5 为中心齿轮角加速度, rad/s²。

逆平行四边形机构的短杆与长杆比值和行星齿轮与中心齿轮的齿数比共同决定着输出轴的换向转动角度大小。

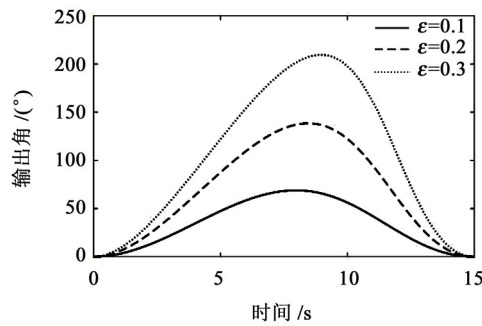
3 计算及分析

首先, 设定输入图 2(b)中齿轮 1 固定转速为 0.419 rad/s, 以输出轴极限转动位置为起始位置, 且当 $\omega_1 = -\omega_2$ 及输出轴角加速度为 0 时为双曲柄机构死点位置。

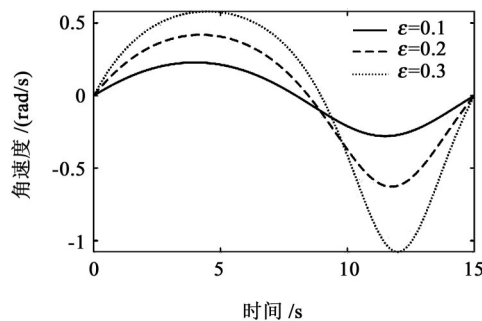
3.1 ε 值影响分析

确定行星轮系中齿圈 4 与中心齿轮 5 的齿数比 $z_4/z_5=3$, 改变短杆与长杆的比值 ε , 分别选取比值 $\varepsilon=0.1$ 、 $\varepsilon=0.2$ 、 $\varepsilon=0.3$, 并将参数分别代入式(12)中, 3 种不同线型对应不同 ε 值的输出曲线, 不同 ε 值的输出运动曲线如图 3 所示。其中, 图 3(a)、3 和图 3(c)分别为不同 ε 值下的输出角度、输出角速度

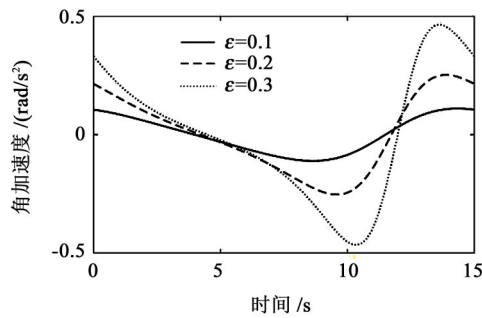
和输出角加速度。



(a) 输出角度



(b) 输出角速度



(c) 输出角加速度

图 3 不同 ϵ 值的输出轴运动曲线

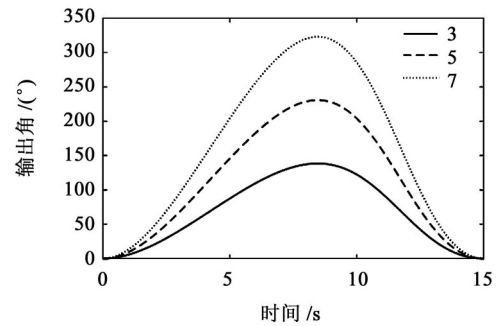
Fig. 3 Motion curves of output axes with different ϵ values

如图 3 所示, 输出轴做周期往复运动, 正反转角度大小相等并具有急回特性, 由图 3(a) 中可看出, ϵ 值越大, 对应的输出转角越大, 机构急回特性也越明显。 $\epsilon=0.1$ 时, 最大输出转角为 68.9° ; $\epsilon=0.2$ 时, 最大输出转角为 138.4° ; $\epsilon=0.3$ 时, 最大输出转角为 209.5° 。由图 3(c) 中可看出, 输出角加速度会随着 ϵ 值的增大而变化剧烈。改变 ϵ 值大小不但会改变输出转角大小, 还会改变抽油机上下行程所占的时间比。

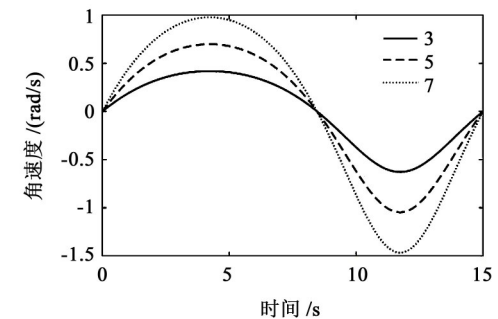
3.2 z_4 与 z_5 的比值影响分析

确定双曲柄机构短杆与长杆的比值 $\epsilon=0.2$, 分别选取 $z_4/z_5=3$ 、 $z_4/z_5=5$ 、 $z_4/z_5=7$ 代入式 (12) 中, 不同的线型对应不同齿数比对输出轴运动的影响, 不同齿数比的输出运动曲线如图 4 所示。其中, 图 4(a)、图 4(b) 和图 4(c) 分别为不同齿数比下的输

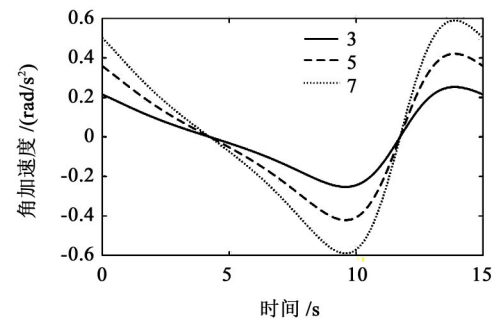
出角度、输出角速度和输出角加速度。



(a) 输出角度



(b) 输出角速度



(c) 输出角加速度

图 4 不同齿数比的输出轴运动曲线

Fig. 4 Movement curves of output axes with different tooth number ratios

如图 4(a) 所示, $z_4/z_5=3$ 时, 最大输出转角为 138.4° ; $z_4/z_5=5$ 时, 最大输出转角为 230.7° ; $z_4/z_5=7$ 时, 最大输出转角为 323.0° 。如图 4 所示, 输出角度、输出角速度、输出角加速度都与齿数比大小成正比, 齿圈与中心齿轮齿数比并不影响机构的急回特性。改变行星系齿数比只影响机构输出转角大小, 不会改变抽油机上下行程所占时间比。

如图 3、图 4 所示, 双曲柄机构死点均不为输出轴极限位置点。

4 结论

(1) 提出了一种通过机械特性实现纯机械换向的长冲程抽油机换向机构设计方案。通过逆平行四边形机构和齿轮并联输入行星齿轮系, 在特定并联齿轮传动比的情况下实现换向。对机构进行了运动

学分析及运动仿真,验证了机构运动的可靠性,并确定了机构的运动性质。

(2) 与电机和链条换向的抽油机相比,新方案的传动更为可靠,同时避免了偏心齿轮行星齿轮系换向的振动问题。相对于曲柄摇杆换向,逆平行四边形机构可通过装置运动惯性轻松越过机构死点,且机构死点均不为装置输出轴极限位置点,而曲柄摇杆机构换向的死点往往为输出极限位置。新方案在传力性能上有所提升。

(3) 分析了不同参数对机构的影响。可根据不同的工作需求来调节机构参数进行设计,以适应工况要求。新方案对于不同工况有更好的兼容性。

参 考 文 献

- [1] 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. Reflections on the development of pumping units in China [J]. Oil Field Machinery, 2008, 37(1): 24-27.
- [2] 刘合,郝忠献,王连刚,等.人工举升技术现状与发展趋势[J].石油学报,2015,36(11):1441-1448.
LIU He, HAO Zhongxian, WANG Lian'gang, et al. Current situation and development trend of artificial lift technology [J]. Acta Petrolei Sinica, 2015, 36(11): 1441-1448.
- [3] 方仁杰,朱维兵.抽油机历史现状与发展趋势分析[J].钻采工艺,2011,34(2):60-63.
FANG Renjie, ZHU Weibing. Analysis on the historical status and development trend of pumping units [J]. Drilling and Production Technology, 2011, 34(2): 60-63.
- [4] 綦耀光,陈军.电机换向滚筒式抽油机的动力性能分析[J].石油矿场机械,2008,37(3):62-65.
QI Yaoguang, CHEN Jun. Dynamic performance analysis of motor-reversing drum pumping unit [J]. Oil Field Machinery, 2008, 37(3): 62-65.
- [5] 张雷.液压抽油机研究现状及展望[J].液压与气动,2017(4):82-91.
ZHANG Lei. The research status and prospects of hydraulic pumping units [J]. Hydraulics and Pneumatics, 2017(4): 82-91.
- [6] 高晓萌.长冲程抽油机机械换向装置技术现状及发展趋势探讨[J].化学工程与装备,2017(12):289-290.
GAO Xiaomeng. Discussion on technical status and development trend of mechanical reversing device of long stroke pumping unit [J]. Chemical Engineering and Equipment, 2017(12): 289-290.
- [7] 高和平,张少波,陈义保,等.滚筒式抽油机的调查与分析[J].石油机械,1996(6):47-50.
GAO Heping, ZHANG Shaobo, CHEN Yibao, et al. Investigation and analysis of drum pumping units [J]. China Petroleum Machinery, 1996(6): 47-50.
- [8] 刘云飞.滚筒抽油机用非圆行星齿轮换向装置的研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2014:3-6.
LIU Yunfei. Research on non-circular planetary gear reversing device for cylinder pumping unit [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2014: 3-6.
- [9] 李宝妮,张迎春.非圆齿轮的应用及其发展动向[J].机床与液压,2008,36(4):286-288.
LI Baoni, ZHANG Yingchun. Application and development trend of non-circular gears [J]. Machine Tool and Hydraulics, 2008, 36(4): 286-288.
- [10] 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. Structural design and motion simulation analysis of the reversing device of a new pumping unit [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2017, 41(9): 115-118.
- [11] 孔江生,吴柄胜,卢彦群.曲柄连杆机构机械传动效率分析[J].机械科学与技术,2008(3):347-350.
KONG Jiangsheng, WU Bingsheng, LU Yanqun. Analysis of mechanical transmission efficiency of crank and connecting rod mechanism [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2008(3): 347-350.
- [12] 刘健,崔俊国,肖文生,等.抽油机用机械式无切换换向装置设计[J].石油矿场机械,2015,44(1):26-29.
LIU Jian, CUI Junguo, XIAO Wensheng, et al. Design of mechanical non-switching reversing device for pumping unit [J]. Oil Field Machinery, 2015, 44(1): 26-29.
- [13] 边巍.平面四杆机构急回特性分析[J].机械工程师,2010(9):52-53.
BIAN Wei. Analysis of quick return characteristics of planar four-bar mechanism [J]. Mechanical Engineer, 2010(9): 52-53.
- [14] 孙涛,沈允文,孙智民,等.行星齿轮传动非线性动力学模型与方程[J].机械工程学报,2002(3):6-10.
SUN Tao, SHEN Yunwen, SUN Zhimin, et al. Nonlinear dynamic model and equation of planetary gear transmission [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2002(3): 6-10.
- [15] 杨建明,张策,林忠钦,等.行星齿轮传动动力学特性研究进展[J].航空动力学报,2003(2):299-304.
YANG Jianming, ZHANG Ce, LIN Zhongqin, et al. Research progress on dynamic characteristics of planetary gear transmission [J]. Journal of Aeronautical Dynamics, 2003(2): 299-304.
- [16] 安子军.机械原理[M].北京:国防工业出版社,2011:155-158.
AN Zijun. Principles of machinery [M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2011: 155-158.

收稿日期: 2020-12-23 修回日期: 2021-01-15

作者简介: 李柄燚(1996—),男,彝族,云南文山人,硕士研究生;主要从事机械采油系统动态仿真与运行优化的研究。

通信作者: 董世民(1962—),男,吉林松原人,博士,教授,博士生导师;主要从事机械采油系统动态仿真与运行优化的研究。