

双头单螺杆泵定转子啮合转动仿真研究

祝效华¹, 石昌帅¹, 张文华², 庞然³

(1. 西南石油大学机电工程学院, 四川成都 610500; 2. 中国石油渤海钻探工程有限公司, 天津 300457; 3. 中国石油川庆钻探工程有限公司川东钻探公司, 重庆 400021)

摘要:为了提高双头单螺杆泵的工作效率和使用寿命,研究了结构参数对其工作效率及使用寿命的影响。基于橡胶 Mooney-Rivlin 双参数模型理论,考虑橡胶衬套材料具有非线性变形特性、内压及转子惯性对橡胶衬套的作用,建立了双头单螺杆泵一个导程的定转子三维啮合模型,分析了过盈量、偏心距对螺杆泵定子衬套应力和摩擦阻力矩的影响。数值模拟结果显示,偏心距选择 7.5 mm 时,过盈量由 0.2 mm 增加到 0.6 mm,螺杆泵摩擦阻力矩从 88.52 N·m 增大到 466.51 N·m,衬套应力峰值由 1.4 MPa 增加到 1.8 MPa;而过盈量取 0.4 mm 时,偏心距由 7.3 mm 增大到 7.5 mm,摩擦阻力矩从 240.00 N·m 仅增加到 264.77 N·m,衬套应力峰值由 1.28 MPa 增加到 1.62 MPa。这表明,合理搭配过盈量和偏心距可以提高螺杆泵的工作效率和使用寿命,为螺杆泵设计及结构参数优化提供了理论依据。

关键词:螺杆泵 定子 橡胶 衬套 转子 几何模型 数学模型

中图分类号:TE254 文献标识码:A 文章编号:1001-0890(2013)06-0100-06

Simulation of Stator and Rotor Meshing Rotation of Double Helix Single Screw Pump

Zhu Xiaohua¹, Shi Changshuai¹, Zhang Wenhua², Pang Ran³

(1. College of Mechatronic Engineering, Southwest Petroleum University, Chengdu, Sichuan, 610500, China; 2. CNPC Bohai Drilling Technology Services Company, Tianjin, 300457, China; 3. CNPC Chuanqing Drilling Engineering Company Limited, Eastern Sichuan Drilling & Exploration Company, Chongqing, 400021, China)

Abstract: In order to improve working efficiency and service time of double helix single screw pump, the effects of its structure parameters on working efficiency and service time were studied. Based on double parameter Mooney-Rivlin model, a three-dimensional meshing model taking material nonlinearity, internal pressure and inertia effect of the rotor on the rubber lining into account, was established for the double helix single screw pump. The effects of interference fit and eccentricity change on the stator rubber lining's stress and fatigue failure were acquired from the analysis. Simulation results showed that frictional torque increased from 88.52 N·m to 466.51 N·m and stator lining stress increased from 1.4 MPa to 1.8 MPa, when interference fit increased from 0.2 mm to 0.6 mm under eccentricity 7.5 mm. Frictional torque increased only from 240.00 N·m to 264.77 N·m, when eccentricity increased from 7.3 mm to 7.5 mm under interference fit 0.4 mm, however, the peak stress on stator lining increased from 1.28 MPa to 1.62 MPa. This showed that the rational combination of interference fit and eccentricity could increase work efficiency and service time of the screw pump. The work in this paper established a theory foundation for the design and structure parameter optimization of the double helix single screw pump.

Key words: screw pump; stator; rubber; lining; rotor; geometrical model; mathematic model

我国目前在低渗透和稠油等难开发油藏、特高含水期油藏,以及海上和沙漠油田开发时存在很多技术难题^[1]。随着油田开采难度的增大,必须运用现代科学技术优化传统开采工艺及采油机械的工作性能^[2]。与目前广泛应用的单头单螺杆泵相比,双头单螺杆泵作为一种先进的采油机械,具有扬程高、效率高、运行平稳等优势,应用前景广阔^[3]。

双头单螺杆泵橡胶衬套各密封腔室压力发生

收稿日期:2012-11-04;改回日期:2013-08-10。

作者简介:祝效华(1978—),男,山东菏泽人,2000 年毕业于西南石油学院机械制造专业,2005 年获西南石油大学机械设计及理论专业博士学位,教授,主要从事杆管柱力学及井下工具方面的科研工作。

联系方式:(028)83037226,zxhth113@163.com。

基金项目:国家自然科学基金优秀青年科学基金项目“油气井管柱力学与井下工具”(编号:51222406)、四川省高等学校科技创新团队项目“油气井管柱力学与井下工具”(编号:12TD007)、西南石油大学研究生创新基金资助课题“液压成型等壁厚螺杆定子设计及性能分析”(编号:GIFSB0709)部分研究内容。

周期性变化^[4-5], 转子在各腔室压差驱动下转动, 橡胶衬套在采油过程中承受交变载荷作用, 会产生波动应力, 极易发生磨损和变形, 橡胶衬套的非线性变形及其与作行星运动转子的啮合情况直接影响螺杆泵的工作效率和使用寿命, 螺杆泵一旦失效将会给油田带来巨大的经济损失^[6-7]。现有文献主要针对橡胶衬套采用二维模型进行静力学分析, 获得工作压力与衬套应力、应变及变形规律之间的关系^[8-10], 但由于未考虑转子的惯性作用, 与实际工况存在误差, 给出的结果无法直接指导生产。为此, 笔者在现有研究基础上, 取双头单螺杆泵的一个导程建模, 考虑橡胶衬套材料的非线性变形特性、密封腔内流体压力及转子偏心转动时的惯性作用等因素, 分析双头单螺杆泵定转子啮合过程中的力学行为, 以期完整、准确地描述螺杆泵的啮合情况和受力状态, 为双头单螺杆泵的设计和结构参数优化提供理论基础。

1 双头单螺杆泵啮合转动数值模拟

1.1 双头单螺杆泵几何模型

选 GLB1200-14 型多线螺杆泵作为研究对象, 其工作参数为: 流量 1.2 L/r, 扬程 8 MPa, 转速 200 r/min; 主要结构参数为: 外壳外径 114 mm, 壁厚 8 mm, 衬套外径 98 mm, 定子导程 450 mm, 偏心距 7.5 mm, 螺杆直径 30 mm, 螺杆泵的单级压差 0.7 MPa, 级数为 12 级。双头单螺杆泵三维几何模型如图 1 所示。



图 1 双头单螺杆泵三维几何模型

Fig. 1 3D geometrical model of double helix single screw pump

1.2 双头单螺杆泵转子力学模型

双头单螺杆泵工作时, 转子以角速度 $\omega = 2\pi n$ 绕螺旋线转动, 液体充满定转子密封腔, 螺杆泵内流体压力从衬套吸入口到排出口沿轴向近似呈线性上升^[9], 液体在压差作用下对转子产生轴向力 F_a 、横向力 F_y 和倾倒力矩 T_z 。另外, 转子还承受由其惯性力 F_w 引起的阻力矩, 以及定转子过盈量引起的阻力矩 T_h (见图 2)。

双头单螺杆泵转子承受的摩擦阻力矩主要由 F_a 、 F_y 、 T_z 和 F_w 以及过盈量引起。

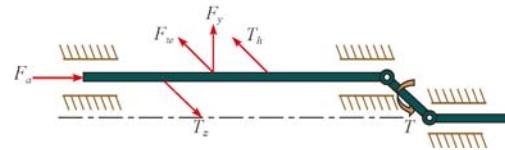


图 2 双头单螺杆泵转子受力分析

Fig. 2 Analysis of forces exerted on double helix single screw pump rotor

1.3 定子橡胶衬套本构模型

定子衬套是用丁腈橡胶制成的, 而丁腈橡胶是一种高度非线性的超弹材料, 其力学性能的表征是数值分析的基础。丁腈橡胶在室温下弹性模量 E_0 的测定结果见表 1^[11]。

表 1 试件的压缩模量和弹性模量

Table 1 Modulus of compression and elasticity of tested parts

试件编号	压缩模量/	10%应变 E_0	全部试件 E_0
	MPa	平均值/MPa	平均值/MPa
N25-1	10.51	9.46	
N25-2	13.48	12.13	
N25-3	12.92	11.62	11.49
N25-4	13.21	11.89	
N25-5	13.72	12.35	

通常采用 Mooney-Rivlin 双参数模型^[12-14]表征丁腈橡胶的力学性能, 在拉应变小于 100% 和压应变小于 30% 的情况下, 与其他模型相比, Mooney-Rivlin 模型的精度较高。Mooney-Rivlin 模型为:

$$W = C_{10}(\bar{I}_1 - 3) + C_{01}(\bar{I}_2 - 3) + \frac{1}{d}(J - 1)^2 \quad (1)$$

对橡胶类物理非线性材料, 假定橡胶不可压缩, 则式(1)变为:

$$W = C_{10}(\bar{I}_1 - 3) + C_{01}(\bar{I}_2 - 3) \quad (2)$$

式中: W 为应变能密度; \bar{I}_1 和 \bar{I}_2 分别为右 Cauchy-Green 变形张量的第一、第二基本不变量; J 为变形后与变形前的体积比; d 值决定材料是否可压缩, d 为 0 代表材料是完全不可压缩的; C_{10} 和 C_{01} 为 Rivlin 系数, 均为正定常数。

橡胶材料的泊松比(μ)为 0.5, 剪切模量 G 或弹性模量 E_0 与材料常数的关系为:

$$G = 2(C_{10} + C_{01}) \quad (3)$$

$$E_0 = 6(C_{10} + C_{01}) \quad (4)$$

依据橡胶压缩试验, $E_0 = 11.49$, C_{01} 与 C_{10} 之比取不同值用 ABAQUS 软件进行仿真, C_{01} 与 C_{10} 之比取 0.02 时, 仿真结果与实测值最吻合, 此时, $C_{10} = 1.879$, $C_{01} = 0.038$ 。

1.4 仿真建模及边界条件

为简化数值仿真模型,不考虑螺杆泵外壳,位移约束直接加在定子外侧;取一个定子导程 450 mm,视转子为刚体;摩擦系数取 0.25,对衬套施加 8 MPa 均匀内压;转子公转速度为 21 rad/s,周期为 0.3 s,分析步时间总长为 0.4 s;定义幅值曲线,使内压和转速在前 0.1 s 分别达到 8 MPa 和 21 rad/s,后 0.3 s 转子匀速转动一周。由于定转子在选配过程中过盈量一般取 0.2~0.7 mm,笔者分别对偏心距为 7.3,7.5 和 7.7 mm 时,过盈量分别取 0.2,0.4 和 0.6 mm 的模型进行动力学模拟。偏心距 7.5 mm、过盈量 0.4 mm 的双头单螺杆泵三维有限元模型如图 3 所示。

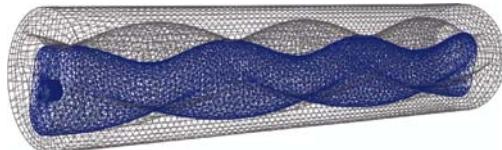


图 3 双头单螺杆泵三维有限元模型

Fig. 3 3D finite element model of double helix single screw pump

2 结果与分析

2.1 定子衬套应力分布规律

转子转动过程中,转子与定子衬套的相互作用发生在过盈接触的位置,而转子的偏心转动会对定子衬套形成挤压并造成磨损。图 4 给出了偏心距 7.5 mm、过盈量 0.4 mm 的双头单螺杆泵在 8 MPa 内压作用下, t 为 0.1, 0.3 和 0.4 s 时转子的位置、定子衬套横截面上的应力分布以及定子衬套纵向剖面上的应力分布。转子公转周期为 0.3 s, 仿真分析中, 从 0.1 s 到 0.4 s 转子公转一圈。从图 4 可以看出:定转子接触密封线上的应力最大;0.1 s 和 0.4 s 时定子衬套内表面的应力分布呈现周期性变化,而这种周期性应力变化将导致定子衬套产生黏性损耗,这是衬套内部温度升高的原因。因此,在保证螺杆泵密封能力的前提下,应合理设计其结构参数,减小其工作应力幅值,以确保其使用寿命。

2.2 过盈量对衬套应力及螺杆-衬套副摩擦阻力矩的影响

将螺杆装入衬套后,过盈量将使螺杆轴线偏离理论位置。螺杆-衬套副工作时产生摩擦阻力矩,使

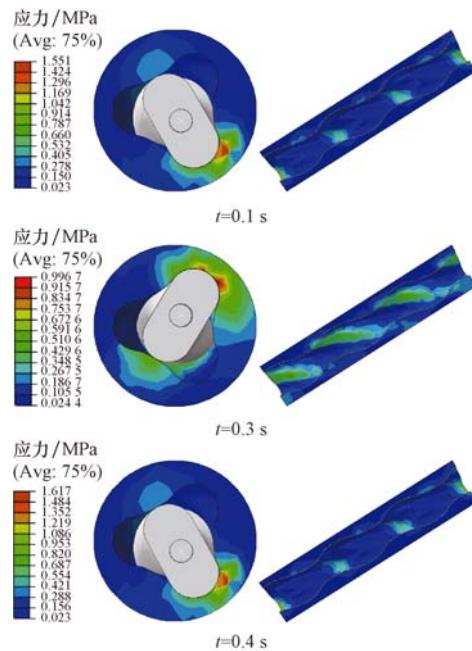


图 4 不同时刻的转子位置和定子衬套应力分布

Fig. 4 Rotor position and stress distribution of stator lining at different time

定子衬套变形并产生磨损,从而影响螺杆泵的工作效率及使用寿命。

对不同过盈量的双头单螺杆泵进行有限元模拟,过盈量对摩擦阻力矩影响的计算结果见图 5。从图 5 可以看出:不同时刻的摩擦阻力矩虽然有一定幅度的波动,但是由于螺杆泵结构的几何对称性和运动的周期性,仍可以取平均值来表征摩擦阻力矩的大小;偏心距为 7.5 mm 时,过盈量从 0.2 mm 增加到 0.6 mm,螺杆泵的摩擦阻力矩也从 88.52 N·m 增大到 466.51 N·m,波动幅度也增大,导致螺杆泵工作效率降低并加剧工作时的振动,加速衬套磨损。

图 6 为过盈量对定子衬套应力的影响计算结果。从图 6 可以看出,定子衬套应力随过盈量的增加也急剧增大,其波动具有相似的周期性,应力波动周期性会使衬套内部温度升高,加速橡胶疲劳老化。因此,过盈量是影响螺杆泵衬套磨损及衬套橡胶疲劳老化的重要因素。根据仿真分析结果,在保证不损失或者尽量少损失泵效的前提下,应尽量选择较小的过盈量。

2.3 偏心距对衬套应力及螺杆-衬套副摩擦阻力矩的影响

螺杆泵转子行星运动过程中产生的离心力也会使其挤压定子衬套,从而改变摩擦阻力矩,因此有必要研究偏心距对摩擦阻力矩的影响。图 7 为过盈

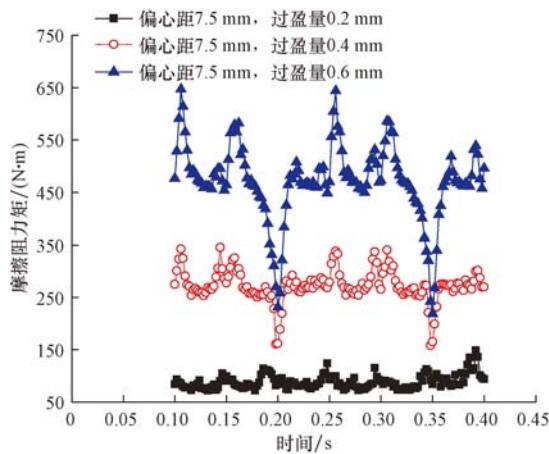


图 5 不同过盈量下摩擦阻力矩随时间的变化曲线

Fig. 5 Curve of Friction torque vs. time under different interference fits

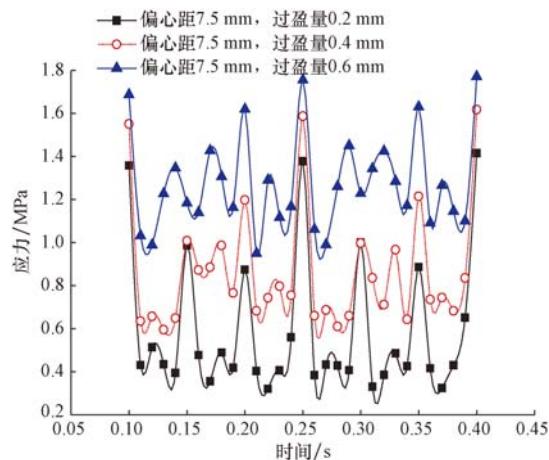


图 6 不同过盈量下应力随时间的变化曲线

Fig. 6 Stress vs. time at different interference fits

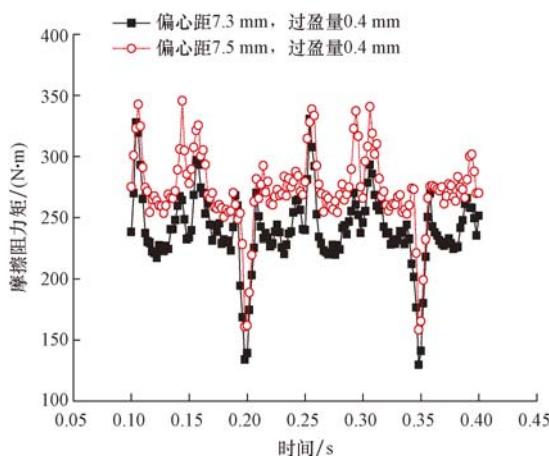


图 7 不同偏心距下摩擦阻力矩随时间的变化曲线

Fig. 7 Friction torque vs. time at different eccentricities

量 0.4 mm, 偏心距分别为 7.3 和 7.5 mm 时摩擦阻力矩随时间的变化曲线(偏心距为 7.7 和 7.5 mm 时的摩擦阻力矩变化较小, 未在图中列出)。从图 7 可以看出, 过盈量为 0.4 mm 时, 随着偏心距的增大, 摩擦阻力矩有一定的增加, 从 240.00 N·m 增加到 264.77 N·m。

偏心距对应力影响的计算结果见图 8。从图 8 可以看出, 偏心距对定子衬套应力峰值的影响较大, 应力的峰值增加明显, 而这会加速橡胶衬套的疲劳老化。

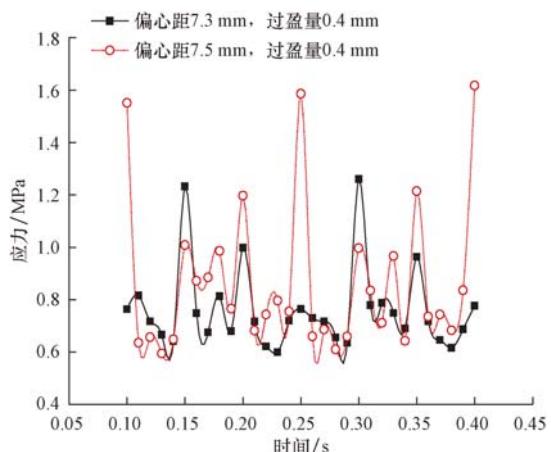


图 8 不同偏心距下应力随时间变化曲线

Fig. 8 Stress vs. time at different eccentricities

2.4 偏心距和过盈量同时变化对衬套应力及螺杆-衬套副摩擦阻力矩的影响

图 9 分别给出了偏心距 7.3 mm、过盈量 0.2 mm, 偏心距 7.5 mm、过盈量 0.4 mm 以及偏心距 7.7 mm、过盈量 0.2 mm 等 3 种情况的动力学仿真结果。从图 9 可以看出: 过盈量和偏心距越大, 摩擦阻力矩和应力峰值越大, 且波动也越明显; 过盈量改变对摩擦阻力矩的影响要明显大于偏心距对摩擦阻力矩的影响。

2.5 仿真结果与已有公式计算结果对比

文献[15]根据橡胶弹性物理学理论, 在忽略各因素耦合作用的前提下, 推导得到过盈量和偏心距对摩擦阻力矩影响的关系式, 该关系式的计算结果表明, 偏心距引起的摩擦阻力矩与偏心距基本呈线性关系, 而过盈量引起的摩擦阻力矩随过盈量呈指数趋势增长。

利用上述三维动力学仿真模型, 考虑各因素的耦合作用, 仿真计算了摩擦阻力矩与偏心距和过盈量的关系, 结果见图 10 和图 11。从图 10 和图 11 可以看

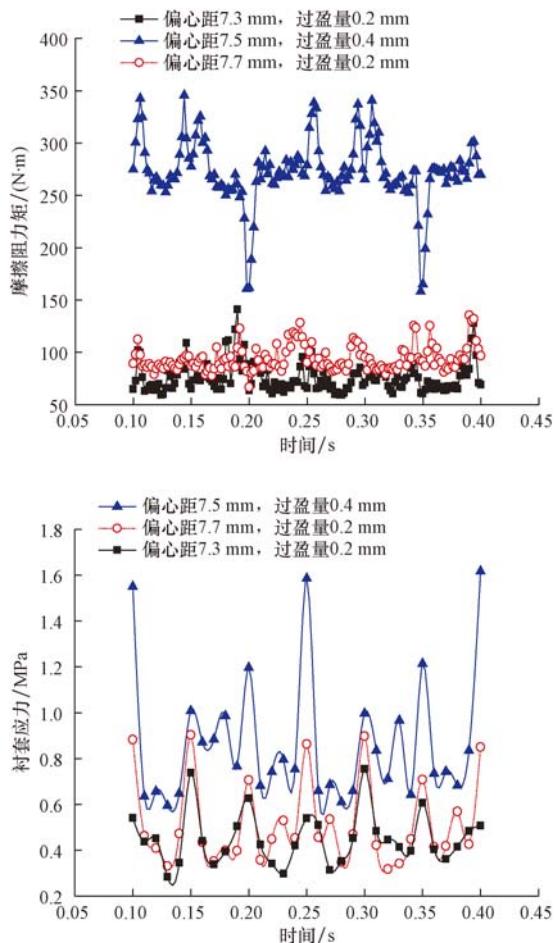


图 9 偏心距和过盈量均变化时,摩擦阻力矩和衬套应力的变化曲线

Fig. 9 Friction torque and lining stress vs. eccentricity and interference fit

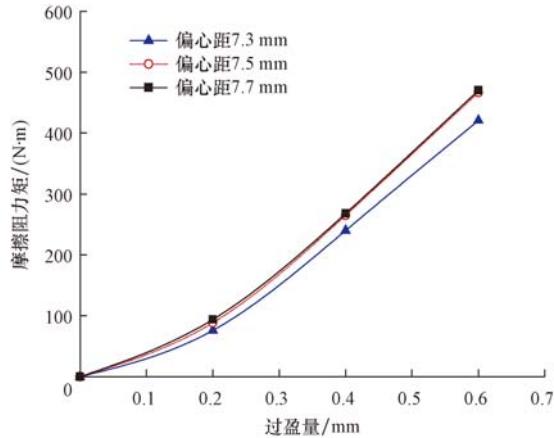


图 10 摩擦阻力矩随过盈量变化的变化曲线

Fig. 10 Curve of friction torque vs. interference fit

出:摩擦阻力矩随过盈量增加呈指数形式增加;过盈量较小时,摩擦阻力矩随偏心距增大线性增加,过盈量较大时,偏心距对摩擦阻力矩的影响呈现较平缓的抛物线,这一认识是对已有理论公式的有益补充。

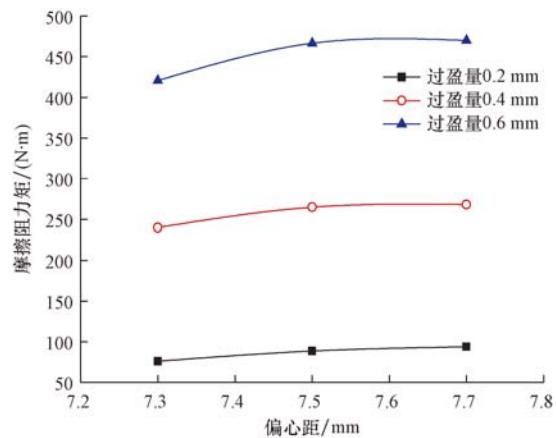


图 11 摩擦阻力矩随偏心距改变的变化曲线

Fig. 11 Curve of friction torque vs. eccentricity

3 结 论

1) 过盈量增大和偏心距增大均会使摩擦阻力矩增大,而过盈量的影响更明显,因此,建议选配定转子时,过盈量不宜超过 0.4 mm,以免造成启动扭矩过大,工作时加剧定子衬套磨损。

2) 工作过程中,定子衬套内表面应力呈周期性变化,应力波动是导致定子衬套产生黏性损耗及疲劳老化的主要原因之一,在满足每转排量要求的前提下,应选择较小的偏心距。

3) 选择合理的偏心距和过盈量组合可以有效降低螺杆-衬套副的摩擦阻力矩和应力峰值,但是偏心距只能配合过盈量进行微调,以避免因偏心距增大,引起转子离心作用加剧,使应力波动幅度增大。

参 考 文 献

References

- [1] 申小敏,王玉堂,王永站,等.特高含水期油藏开发对策研究[J].内蒙古石油化工,2010,36(21):152-153.
Shen Xiaomin, Wang Yutang, Wang Yongzhan, et al. Exploit countermeasures study of reservoirs under super-high water cut stage[J]. Inner Mongolia Petrochemical Industry, 2010, 36 (21):152-153.
- [2] 石志敏,刘国生,毛为成,等.双河油田特高含水期油藏深度调剂技术试验研究[J].石油钻探技术,2005,33(4):63-65.
Shi Zhimin, Liu Guosheng, Mao Weicheng, et al. Lab test on depth profile control technology for reservoirs under super-high water cut stage in the Shuanghe Oilfield[J]. Petroleum Drilling Techniques, 2005, 33(4):63-65.
- [3] 孟令尊,许军.地面驱动大排量双头螺杆泵试验研究[J].石油机械,2004,32(7):37-38.
Meng Lingzun, Xu Jun. Test research of the ground drive large displacement double screw pump[J]. China Petroleum Machin-

- ery, 2004, 32(7): 37-38.
- [4] 金红杰, 吴恒安, 王秀喜. 螺杆泵腔室液压分布数值模拟研究[J]. 机床与液压, 2010, 38(1): 92-94.
Jin Hongjie, Wu Heng'an, Wang Xiuxi. Numerical simulation on cavity pressure of progressive cavity pump[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2010, 38(1): 92-94.
- [5] 叶卫东, 郭玉双, 杜秀华, 等. 螺杆泵内部压力分布规律研究[J]. 科学技术与工程, 2009, 9(11): 3069-3072.
Ye Weidong, Guo Yushuang, Du Xiuhua, et al. Study on pressure law inside of the progressive cavity pump[J]. Science Technology and Engineering, 2009, 9(11): 3069-3072.
- [6] 李晓芳, 孙春龙, 李强. 螺杆泵定转子过盈接触三维有限元分析[J]. 润滑与密封, 2008, 33(10): 64-65.
Li Xiaofang, Sun Chunlong, Li Qiang. 3D-FEM analysis of stator-rotor interference fit contact of progressing cavity pump[J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(10): 64-65.
- [7] 陈玉祥, 王霞, 周松, 等. 提高螺杆泵定子橡胶材料寿命的分析与研究[J]. 排灌机械, 2005, 23(4): 6-9.
Chen Yuxiang, Wang Xia, Zhou Song, et al. Analyses on improving the life of the screw pump's stator rubber[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2005, 23(4): 6-9.
- [8] 张劲, 张士诚, 帅国臣. 常规螺杆泵定子有限元分析[J]. 力学季刊, 2003, 24(4): 590-598.
Zhang Jin, Zhang Shicheng, Shi Guocheng. FEM analysis for a general screw pump stator[J]. Chinese Quarterly of Mechanics, 2003, 24(4): 590-598.
- [9] 陈次昌, 魏存祥, 单代伟, 等. 双头单螺杆泵衬套有限元分析[J]. 西南石油大学学报, 2007, 29(3): 1-4.
Chen Cichang, Wei Cunxiang, Shan Daiwei, et al. Finite element analysis for a double-helix single screw pump bush[J]. Journal of Southwest Petroleum University, 2007, 29(3): 1-4.
- [10] 祝效华, 石昌帅, 童华. 静压、压差与泊松比对定子衬套变形的影响[J]. 西南石油大学学报: 自然科学版, 2010, 32(6): 175-179.
Zhu Xiaohua, Shi Changshuai, Tong Hua. Influence of static pressure, pressure difference and Poisson's ratio on deformation of stator lining[J]. Journal of Southwest Petroleum University: Science & Technology Edition, 2010, 32(6): 175-179.
- [11] 韩传军, 邱亚玲, 刘清友, 等. 螺杆钻具等壁厚衬套性能分析[J]. 西南石油大学学报: 自然科学版, 2008, 30(4): 163-165.
Han Chuanjun, Qiu Yaling, Liu Qingyou, et al. Performance analysis for uniform wall thickness bushing of PDM[J]. Journal of Southwest Petroleum University: Science & Technology Edition, 2008, 30(4): 163-165.
- [12] 王伟, 邓涛, 赵树高. 橡胶 Mooney-Rivlin 模型中材料常数的确定[J]. 特种橡胶制品, 2004, 25(4): 8-10.
Wang Wei, Deng Tao, Zhao Shugao. Determination for material constants of rubber mooney-rivlin model[J]. Special Purpose Rubber Products, 2004, 25(4): 8-10.
- [13] Korunovic N, Trajanovic M, Stojkovic M. FEA of tyres subjected to static loading[J]. Journal of Serbian Society for Computational Mechanics, 2007, 1(1): 87-98.
- [14] Zhu Xiaohua, Liu Shaohu, Shi Changshuai, et al. Successful application of the new double-effect protector in deep well drilling[R]. SPE 130924, 2010.
- [15] 葛占玉, 万邦烈. 单螺杆式水力机械螺杆-衬套副摩擦阻力矩的计算[J]. 石油大学学报: 自然科学版, 1992, 16(3): 46-52.
Ge Zhanyu, Wan Banglie. Calculation of friction resistance moment for screw-liner pair on single-screwed hydraulic machinery[J]. Journal of the University of Petroleum, China: Edition of Natural Science, 1992, 16(3): 46-52.

[编辑 刘文臣]

石油工程科技名词的规范化使用——井眼轨迹与井眼轨道

很多技术人员在撰写论文或报告时经常将“井眼轨道”和“井眼轨迹”错用。井眼轨道是指设计的井眼轴线形状,是一条人为的、有某种规则的空间曲线;而井眼轨迹是指实钻的井眼轴线,是一条不规则的空间曲线。GB/T 28911—2012(石油天然气钻井工程术语)在定向钻井部分中,均有“井眼轨道设计”“井眼轨迹控制”2类术语,其中有关轨道类型、轨道特性的术语均归到“井眼轨道设计”类,而有关井眼轨迹控制的工具、方法、工艺的术语均归到“井眼轨迹控制”类。《定向井设计与计算》在定向井轨道分类是指出:定向井轨道分类是根据“设计轨道”而不是“实钻轨迹”划分的。由此可以看出,钻井设计的是井眼轨道,实钻形成的是井眼轨迹。只要抓住这个关键点,就不会错用。例如,在进行钻井施工时,需要对井眼轨迹进行测量,并与设计井眼轨道进行对比,从而实现井眼轨迹的准确控制。

[供稿 陈会年]