文章编号:1673-5005(2012)03-0130-05

# 双热源作用下螺杆泵定子非稳态温度场数值模拟

薛建泉[1], 张国栋[1], 吴慎渠[1], 李敏慧[1], 谷国剑[1], 杨 峰[2]

(1. 中国石油大学 石油工程学院,山东 青岛 266580; 2. 胜利油田 东辛采油厂,山东 东营 257094)

摘要:为了进一步探讨螺杆泵在油气田开发中出现的高温破坏问题,基于汽车滑移理论,采用单向解耦法,以 GLB500 和 DGLB500 螺杆泵为例分析定子温度场分布规律及散热性能,研究不同过盈量、转速下的定子增温。结果表明:螺杆泵定子温度场沿长轴对称分布,最高温度点位于定子橡胶衬套厚壁中心处,考虑摩擦生热时,最高温度点沿短轴方向向定子中心偏移;等壁厚螺杆泵散热性能较好且比较均匀,常规螺杆泵长轴方向散热能力优于短轴方向;不考虑摩擦生热时,定子增温与转子转速正相关,随定转子过盈量的增加呈抛物线趋势增加;在双热源作用下,定子增温随过盈量和转速急剧增加,并且等壁厚螺杆泵表现更为敏感。

关键词:螺杆泵; 单向解耦法; 滞后生热; 定子温度场; 数值模拟

中图分类号:TE 355.5 文献标志码:A doi:10.3969/j.issn.1673-5005.2012.03.022

# Numerical simulation on unsteady temperature field of progressive cavity pump stator with double heat source

XUE Jian-quan[1], ZHANG Guo-dong[1], WU Shen-qu[1], LI Min-hui[1], GU Guo-jian[1], YANG Feng[2]

(1. *School of Petroleum Engineering in China University of Petroleum, Qingdao* 266580, *China*;
2. *Dongxin Oil Production Plant, Shengli Oilfield, Dongying* 257094, *China*)

**Abstract**: In order to investigate the problem of high-temperature destruction in oil and gas field production, based on the auto-mobile sliding theory, a single direction decoupling solution strategy was proposed for determining temperature distribution and heat dispersion performance in the stator of the GLB500 and DGLB500 pumps. The stator temperature increase was analyzed over different interference, rotational speed and friction coefficient. The results show that the stator temperature field of progressive cavity pumps distributes symmetrically along the long axis, and the highest temperature point locates at the center of the thick wall of stator rubber bushing. When the friction heat is considered, the highest temperature point shifts to the stator center along the direction of the short axis. The heat dispersion performance of the iso-wall thickness progressive cavity pump is good and more uniform. And the dispersion performance of the conventional progressive cavity pump in long axis is better than the short one. When the friction heat is neglected, the temperature increase of stator correlates with rotational speed positively, it increases in parabolic trend along with interference. Under the effect of double heat sources, the temperature increase of stator rises sharply with interference and rotational speed, moreover, the iso-wall thickness progressive cavity pump is more sensitive to them.

**Key words**: progressive cavity pumps; one direction decoupling solution strategy; heat production due to lagging; stator temperature field; numerical simulation

螺杆泵定子橡胶对温度非常敏感,直接影响其使用寿命。当金属转子在橡胶定子型腔内连续旋转时,橡胶衬套受压变形造成的黏性损耗和定转子摩擦做的功转化成热能,使定子橡胶衬套温度升高。当其高于橡胶材料所允许的最大值时,定子橡胶衬套的工作性能发生改变,工作扭矩增加,泵的工作性能变差,使其发生早期失效,严重时会发生烧泵现象,大大缩短了螺杆泵的使用寿命。C. Bratu 认为定

收稿日期:2012-01-08

基金项目:国家重大专项课题(2011zx05011-003)

作者简介:薛建泉(1970-),男(汉族),江苏如皋人,副教授,硕士,研究方向为人工举升方式优化设计、采油工程理论与技术。

万方数据

转子摩擦引起的温升是压力梯度、转速和摩擦系数的函数[1-2]。魏纪德等[3]和杨秀萍等[4]通过数值模拟的方法得到了相似的结论,但都将定子橡胶衬套的滞后生热看作是定子温度升高的唯一热源。笔者采用轮胎工业分析中常用的单向解耦方法,同时考虑橡胶衬套的滞后生热和定转子摩擦生热,建立螺杆泵定子非稳态温度场模型,对只考虑滞后生热和双热源作用下螺杆泵定子温度场的分布进行比较,为螺杆泵定子温度场的进一步研究提供依据。

## 1　定子温度场数学模型

### 1.1　基本假设

(1) 不考虑橡胶衬套的热辐射。

(2) 定子橡胶衬套材料各向同性,其物理参数和热力学参数不受温度影响。

(3) 不考虑轴向热传导,将螺杆泵定子的三维热传导问题简化为二维平面传热问题。

(4) 不考虑化学溶胀和热膨胀对橡胶材料属性的影响。

(5) 定转子摩擦产生的热量不向周围流体传递,部分传入橡胶衬套,部分传入转子。热流是一维的,沿接触面法向向定子橡胶衬套传递。

### 1.2　生热率模型

对定子橡胶衬套应力、应变变化分析可知,定子橡胶衬套单元变形呈现为一个转动周期内两个相同半正弦波形式,应力落后于应变一个相位角,表达式为

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \sin(\omega t), \tag{1}$$

$$\sigma = \sigma_0 \sin(\omega t + \beta). \tag{2}$$

式中,$\varepsilon_0$ 为节点最大应变,mm;$\sigma_0$ 为节点最大应力,MPa;$\omega$ 为变形频率,rad/s;$t$ 为时间,s;$\beta$ 为滞后角,rad。根据定子橡胶衬套生热机制,转子在定子衬套中滚动一周每个单元产生的黏性损耗为

$$Q = \int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} \sigma(t)\mathrm{d}\varepsilon(t) = \pi\sigma_0\varepsilon_0 \sin\beta = \pi\varepsilon_0^2 E''. \tag{3}$$

式中,$E''$ 为损耗模量,MPa。

转子旋转过程中单位时间内定子产生的热量即平均节点生热率为

$$q = \frac{Q}{t} = \frac{\pi n E''}{|E^*|^2}\sigma_0^2. \tag{4}$$

式中,$n$ 为转子转速,r/s。

### 1.3　摩擦生热模型

定义螺杆泵的滑移率为转子旋转过程中滑动成分所占的比例,用 $S$ 表示[5-6] 为

$$S = (v_t - v_a)/v_t. \tag{5}$$

式中,$v_t$ 为转子理论速度,m/s;$v_a$ 为转子实际速度,m/s。

地面驱动螺杆泵井抽油杆在地面驱动电机的带动下自转的同时绕定子中心公转,转子截面圆心的运动轨迹是一条过定子中心的直线,转子的理论速度和实际速度为

$$\begin{cases} v_a = 2e\omega\sin\left(\omega t + \dfrac{\pi}{2}\right), \\ v_t = R\omega. \end{cases} \tag{6}$$

式中,$R$ 为转子半径,mm;$e$ 为偏心距,mm。

根据弹性力学理论[7],螺杆泵定转子啮合点的接触压力 $p_N$ 可由平面问题的接触状态进行分析,计算公式为

$$p_N = \frac{\pi E\delta}{2(1-\mu^2)\ln\dfrac{H}{2R\delta} + (3-4\mu)(1+\mu)}. \tag{7}$$

式中,$E$ 为定子橡胶弹性模量,MPa;$\mu$ 为定子橡胶泊松比;$H$ 为接触点到定子衬套外边缘的距离,mm;$\delta$ 为定转子过盈量,mm。

若只考虑螺杆泵定转子的滑动摩擦生热,则单位时间内定转子摩擦产生的热量为

$$q_f = Slp_N fn = \frac{\pi ESlf\delta}{2(1-\mu^2)\ln\dfrac{H}{2R\delta} + (3-4\mu)(1+\mu)}. \tag{8}$$

由假设(5) 得传入定子的摩擦热量为

$$q_{fr} = \frac{q_f\sqrt{\lambda_r\rho_r c_r}}{\sqrt{\lambda_r\rho_r c_r} + \sqrt{\lambda_s\rho_s c_s}}. \tag{9}$$

式中,$\lambda$ 为导热系数,W/(m·℃);$\rho$ 为密度,kg/m$^3$;$c$ 为比热容,J/(kg·℃);下角 r 表示橡胶,s 表示合金钢。

### 1.4　热传导微分方程

当螺杆泵转子在定子型腔中连续旋转举升液体时,定子橡胶衬套各节点都要经历周期性的应力、应变过程,其不断地承受拉、压大变形,造成滞后损耗而生热。因此,定子温度场问题可视为有内热源的热传导问题,根据热力学第一定律及傅里叶定律[8-9],得极坐标下螺杆泵定子非稳态温度场热平衡方程为

$$\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(\lambda r\frac{\partial T}{\partial r}\right) + \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 T}{\partial\theta^2} + \frac{q}{\rho c} = \frac{\partial T}{\partial t}. \tag{10}$$

式中,$T$ 为温度,℃;$q$ 为单位体积的生热量,也称生成热密度,W/m$^3$。

### 1.5　有限元离散化

在极坐标下建立螺杆泵定子二维有限元模型,

万方数据

将空间区域划分为若干单元,节点标号为$(i,j)$,径向步长为$\Delta r$,周向步长为$\Delta\theta$。对非稳态导热问题,取时间间隔$\Delta t$为时间步长,时间节点的标号为$k$,则对于第$(i,j)$个节点在$k$时刻的温度可记为$T_{i,j}^{k}$。采用向前差分得到各节点温度显式差分方程。

(1) 内边界点温度差分方程($j=1$)为

$$T_{i,j}^{k+1}=\alpha_{i,j}(T_{i-1}^{k}+T_{i+1}^{k})+\beta_{i,j-\frac{1}{2}}T_{i,j-1}^{k}+\beta_{i,j+\frac{1}{2}}T_{i,j+1}^{k}+(1-2\alpha_{i,j}-\beta_{i,j-\frac{1}{2}}-\beta_{i,j+\frac{1}{2}})T_{i,j}^{k}+\frac{aq_{i,j}\Delta t}{\lambda_{r}}+\frac{2q_{fri,j}\Delta t}{r_{i,j}\Delta\theta\Delta r\rho_{r}c_{r}}. \tag{11}$$

其中

$$a=\frac{\lambda}{\rho c}.$$

式中,$a$为导热物体的热扩散率,表征物体被加热或冷却时内部温度趋于均匀一致的能力。

(2) 内部节点温度差分方程(橡胶衬套)为

$$T_{i,j}^{k+1}=\alpha_{i,j}(T_{i-1}^{k}+T_{i+1}^{k})+2\beta_{i,j+\frac{1}{2}}T_{i,j+1}^{k}+(1-2\alpha_{i,j}-2\beta_{i,j+\frac{1}{2}}-2F_{o\Delta r}B_{i\Delta r})T_{i,j}^{k}+2F_{o\Delta r}B_{i\Delta r}T_{\infty}^{k}+\frac{aq_{i,j}\Delta t}{\lambda_{r}}. \tag{12}$$

其中

$$F_{o\Delta r}=\frac{a\Delta\tau}{\Delta r^{2}},\ B_{i\Delta r}=\frac{h\Delta r}{\lambda}.$$

式中,$F_{o\Delta r}$为网格傅里叶数;$B_{i\Delta r}$为网格毕渥数。

(3) 定子橡胶衬套与金属外套接触界面节点温度差分方程为

$$T_{i,j}^{k+1}=\alpha_{i,j}(T_{i-1}^{k}+T_{i+1}^{k})+\beta_{i,j-\frac{1}{2}}T_{i,j-1}^{k}+\beta_{i,j+\frac{1}{2}}T_{i,j+1}^{k}+(1-2\alpha_{i,j}-\beta_{i,j-\frac{1}{2}}-\beta_{i,j+\frac{1}{2}})T_{i,j}^{k}. \tag{13}$$

(4) 内部节点温度差分方程(金属外套)为

$$T_{i,j}^{k+1}=\alpha_{i,j}(T_{i-1}^{k}+T_{i+1}^{k})+\beta_{i,j-\frac{1}{2}}T_{i,j-1}^{k}+\beta_{i,j+\frac{1}{2}}T_{i,j+1}^{k}+(1-2\alpha_{i,j}-\beta_{i,j-\frac{1}{2}}-\beta_{i,j+\frac{1}{2}})T_{i,j}^{k}. \tag{14}$$

(5) 外边界点温度差分方程为

$$T_{i,j}^{k+1}=\alpha_{i,j}(T_{i-1}^{k}+T_{i+1}^{k})+\beta_{i,j-\frac{1}{2}}T_{i,j-1}^{k}+\beta_{i,j+\frac{1}{2}}T_{i,j+1}^{k}+(1-2\alpha_{i,j}-\beta_{i,j-\frac{1}{2}}-\beta_{i,j+\frac{1}{2}})T_{i,j}^{k}. \tag{15}$$

其中

$$\alpha_{i,j}=\frac{F_{o\Delta\theta}}{r_{i,j}^{2}},\ \beta_{i,j-\frac{1}{2}}=\frac{r_{i,j-\frac{1}{2}}}{r_{i,j}}F_{o\Delta r},\ \beta_{i,j+\frac{1}{2}}=\frac{r_{i,j+\frac{1}{2}}}{r_{i,j}}F_{o\Delta r}.$$

## 2 定子温度场有限元计算

### 2.1 模型参数

选取 GLB500 和 DGLB500 螺杆泵进行定子温度场计算分析。GLB500 螺杆泵参数为:定子外套外径$D=114$ mm,壁厚 10 mm,螺杆泵转子直径$d=44$ mm,偏心距$e=8$ mm。DGLB500 螺杆泵(等壁厚)物理参数与 GLB500 螺杆泵完全相同,且以 GLB500 螺杆泵定子橡胶衬套最薄处(9 mm)为设计参数。螺杆泵定转子材料属性分别为:定子外套合金钢弹性模量$E=2.1\times10^{5}$ MPa,泊松比$\mu=0.3$,导热系数$\lambda=49.3$ W/(m·℃),比热容$c=564$ J/(kg·℃),密度$\rho=7\,800$ kg/m$^3$;定子衬套材料为橡胶,不可压缩,取其弹性模量$E=2.82$ MPa,泊松比$\mu=0.499$,导热系数$\lambda=0.146\,5$ W/(m·℃),密度$\rho=1\,200$ kg/m$^3$,比热容$c=840$ J/(kg·℃)。计算时取橡胶损耗因子$\tan\delta=0.005$,定子橡胶衬套内表面与流体的对流换热系数[10]$h=20$ W/(m·℃)。

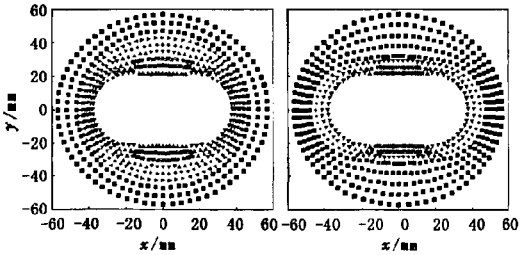
### 2.2 单向解耦分析方法

该方法将橡胶材料的热力耦合分析分解为变形分析、损耗分析和热传导分析。在变形分析中,忽略材料参数随温度的变化,用与温度无关的两参数 Mooney-Rivlin 模型拟合橡胶材料的本构关系,取模型系数$C_{10}=1.74$和$C_{01}=0.47$。在计算定子橡胶衬套的滞后损耗时,基于 ANSYS 有限元软件,模拟出定子橡胶衬套各节点的最大应力、应变,根据式(4)计算出各节点的生热率,然后将其作为内热源代入热传导微分方程(10)中,进行定子温度场计算分析。

## 3 计算结果分析

### 3.1 温度场计算结果

设定转子转速$n=180$ r/min,定转子过盈量$\delta=0.3$ mm,井筒流体温度为 45 ℃,基于 Visual Basic 编程语言对上述两种型号的螺杆泵进行定子温度场有限元分析,所得定子温度场分布如图 1 所示(各符号所代表的节点温度值按 * ▲、▼、◆、◀、▶、■顺序依次降低)。从图 1 中可以看出,常规螺杆泵定子温度场沿长轴方向对称分布,最高温度点位于橡胶衬套厚壁中心处,温度梯度比较大,最高温升 3.1




(a) 常规螺杆泵 (b) 等壁厚螺杆泵

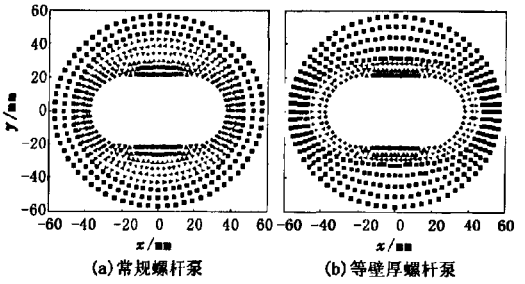
图 1 不考虑摩擦时螺杆泵定子温度场

Fig. 1 Stator temperature field of progressive cavity pumps without considering friction

万方数据

℃。等壁厚螺杆泵定子温度场分布比较均匀，与常规螺杆泵温度场分布规律基本一致，最高温度点处于定子短轴橡胶衬套中心处。

在双热源作用下，螺杆泵定子温度场分布如图 2 所示。




(a)常规螺杆泵　　(b)等壁厚螺杆泵

图 2　考虑摩擦时螺杆泵定子温度场

**Fig. 2　Stator temperature field of progressive cavity pumps considering friction**

结果表明，在考虑定转子摩擦生热的情况下，定子温度场分布更加集中，等壁厚螺杆泵尤为明显，温度梯度增加。最高温度点由定子橡胶衬套厚壁中心处沿短轴方向向定子中心偏移，最高温升 6.28 ℃，这是由定转子摩擦生热引起的。在转子转动的一个周期内，转子与定子橡胶衬套内表面直线段摩擦两次，产生的摩擦热大于转子与圆弧段摩擦生成的热量。

### 3.2　散热能力

定义：节点 1 为长轴方向定子橡胶衬套内表面上的点，节点 2 为长轴方向定子橡胶衬套薄壁中心点，节点 3 为短轴方向定子橡胶衬套内表面上的点，节点 4 为短轴方向定子橡胶衬套厚壁中心点。图 3 为双热源作用下常规螺杆泵和等壁厚螺杆泵定子节点升温曲线。结果表明：常规螺杆泵长轴方向上的节点 1 和 2 升温比较迅速，在较短的时间内就达到稳定的温度，短轴方向上的节点 3 和 4 升温相对缓慢，需要 30 min 左右才能达到温度平衡，这主要是由定子橡胶衬套结构对散热的影响造成的，定子衬套节点在长轴方向的散热能力要远好于短轴方向；等壁厚螺杆泵 4 个节点生热都比较平缓，基本上同时达到温度平衡，这说明等壁厚螺杆泵由于橡胶衬套厚度相同，其定子各节点散热能力比较均匀。

定子橡胶衬套节点最高增温随时间变化如图 4 所示(GLB 为常规螺杆泵，DGLB 为等壁厚螺杆泵)。从图 4 中可以看出：常规螺杆泵节点最高增温变化比较平缓，达到温度场平衡的时间比较长，考虑摩擦生热时，最高增温变化不大；等壁厚螺杆泵最高增温随时间急速上升，在较短的时间内即完成温度场平衡，这与等壁厚螺杆泵良好的散热能力有关。

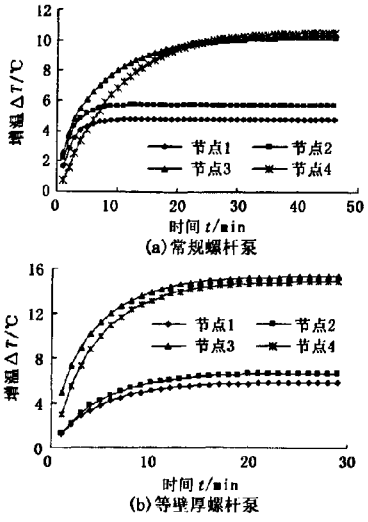



图 3　螺杆泵定子节点升温曲线

**Fig. 3　Temperature increase curve of stator node for conventional and iso-wall thickness progressive cavity pump**

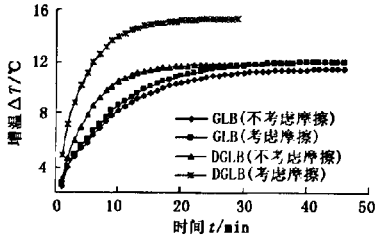



图 4　螺杆泵定子最高增温曲线

**Fig. 4　The highest temperature increase curve of stator for progressive cavity pumps**

### 3.3　过盈量的影响

定转子过盈量对定子增温的影响如图 5 所示。

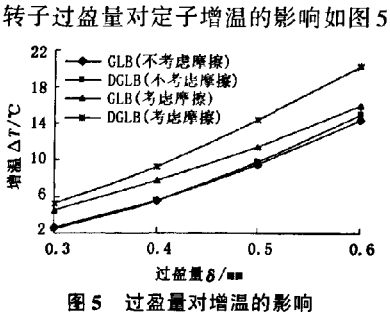



图 5　过盈量对增温的影响

**Fig. 5　Effects of interference on temperature increase**

随着过盈量增加，定子橡胶衬套内部各节点的应力、应变增加，节点生热率升高。定子增温随过盈量的增加呈抛物线趋势上升，并且在相同过盈量下常规螺杆泵和等壁厚螺杆泵定子增温基本相同，但在实际

万方数据

生产过程中,在相同的单级密封压力下,等壁厚螺杆泵的过盈量要小于常规螺杆泵,因此现场应用中的等壁厚螺杆泵的温升要远小于常规螺杆泵。在双热源作用下,由于过盈量的变化,增加了定转子之间的接触压力,使定转子摩擦生热量增加,定子橡胶衬套增温加大;等壁厚螺杆泵定转子接触压力受过盈量变化较敏感,其增温幅度大于常规螺杆泵。

### 3.4 转速的影响

转子转速升高增加了定子橡胶衬套节点生热率,提高了单位时间内定转子摩擦生热量,其对定子增温的影响如图 6 所示。从图 6 中可以看出:当不考虑摩擦生热时,定子增温随转速的增加呈线性上升;双热源作用下的定子增温由于受转速的双重影响,它们之间存在较好的二次曲线变化关系,并且等壁厚螺杆泵对转速更加敏感,其定子增温高于常规螺杆泵。

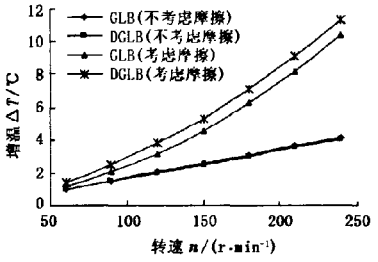



图 6 转速对增温的影响

Fig. 6 Effects of rotating speed on temperature increase

## 4 结 论

(1) 螺杆泵定子温度场沿长轴对称分布,最高温度点位于定子橡胶衬套厚壁中心处,与常规螺杆泵相比等壁厚螺杆泵定子温度场分布较均匀;在双热源作用下最高温度点沿短轴方向向定子中心偏移,其附近节点温度梯度增大。

(2) 常规螺杆泵定子橡胶衬套长轴方向散热能力优于短轴方向;等壁厚螺杆泵定子橡胶衬套各节点升温比较平缓,散热能力好。

(3) 定子增温随过盈量的增加呈抛物线增加,只考虑橡胶衬套滞后生热时,在相同的过盈量下,等壁厚螺杆泵和常规螺杆泵定子增温基本相同;在双热源作用下,等壁厚螺杆泵对过盈量的变化较敏感,增温幅度比较大。

(4) 转速对定子增温的影响比较复杂。在单一热源作用下,定子增温与转速存在较好的线性相关关系;同时考虑定子橡胶衬套滞后生热和定转子摩擦生热时,定子增温受转速双重影响,其值随转速的增加急剧上升,呈二次曲线关系。

### 参考文献:

[1] BRATU C. Progressive cavity pump (PCP) behavior in multiphase conditions[R]. SPE 95272, 2005.

[2] BRATU C, SEIENCE L. New progressing cavity pump (NPCP) for multiphase and viscious liquid production [R]. SPE/PS-CIM/CHOA 97833, 2005.

[3] 魏纪德, 郑学成, 岳莉, 等. 采油螺杆泵定子温度场数值模拟分析[J]. 石油机械, 2006,34(2):11-14.
WEI Ji-de, ZHENG Xue-cheng, YUE Li, et al. Numerical simulation on temperature field of progressing cavity pumps' stator[J]. China Petroleum Machinery, 2006,34(2):11-14.

[4] 杨秀萍, 郭津津. 单螺杆泵定子橡胶温度场分析[J]. 润滑与密封, 2008,33(7):53-55.
YANG Xiu-ping, GUO Jin-jin. Study of temperature field for stator rubber of eccentric screw pump[J]. Lubrication Engineering, 2008,33(7):53-55.

[5] 赵玲, 孙仁云, 唐岚. 汽车 ABS 模糊控制最佳滑移率的研究[J]. 机械设计与制造, 2010(3):107-109.
ZHAO Ling, SUN Ren-yun, TANG Lan. Study on optimum slip based on automobile ABS fuzzy control[J]. Machinery Design and Manufacture, 2010(3):107-109.

[6] 张云清, 熊小阳, 陈伟. 基于车轮减速度及滑移率的 ABS 联合仿真研究[J]. 系统仿真学报, 2008,20(8):2171-2176.
ZHANG Yun-qing, XIONG Xiao-yang, CHEN Wei. Research on ABS co-simulation based on wheel deceleration and slip[J]. Journal of System Simulation, 2008,20(8):2171-2176.

[7] 魏纪德. 螺杆泵工作特性研究及应用[D]. 大庆:大庆石油学院,2007:29-31.
WEI Ji-de. Study and application of progressing cavity pump performance[D]. Daqing: Daqing Petroleum Institute, 2007:29-31.

[8] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 3 版. 北京: 高等教育出版社, 1998:20-392.

[9] HOLMAN J P. Heat transfer[M]. 8th ed. New York: McGraw Hill Book Company, 1997:131-189.

[10] 黄善波, 李兆敏. 宾汉流体在同心环空内的传热分析[J]. 石油大学学报:自然科学版, 2001,31(3):94-99.
HUANG Shan-bo, LI Zhao-min. Heat transfer of Bingham fluid in a concentric annulus with an axially moving inner pipe[J]. Journal of the University of Petroleum, China(Edition of Natural Science), 2001,31(3):94-99.

(编辑 李志芬)

万方数据