

故障工况下有杆泵采油系统运行特性及示功图研究

吕孝孝, 王旱祥, 刘延鑫, 陈升山, 孙秉宇

(中国石油大学(华东)机电工程学院, 山东青岛 266580)

摘要:根据井液进出泵筒速度及泵筒内井液压力变化规律分别建立正常工况、气体影响、漏失影响和供液不足等工况下的泵阀运行特性模型,并与杆管液动力学模型进行耦合,形成故障工况下有杆泵采油系统的仿真模型及对故障工况下的有杆泵采油系统运动特性的仿真分析。结果表明:仿真结果与现场实测地面示功图具有良好的一致性且预测产液量平均误差低于 6%,验证了故障仿真模型的准确性;碳纤维混合杆柱相对于钢杆采油系统示功图载荷绝对值较小,加载和卸载线较长,谐波个数较少且平滑;气体影响、游动阀漏失会减小加载完成时抽油杆柱的谐振,供液不足、气体影响和固定阀漏失会加剧卸载完成时抽油杆柱的谐振;基于该故障仿真模型可获得碳纤维抽油杆等新型抽油杆故障工况下的示功图图库。

关键词:有杆泵;故障诊断;漏失;供液不足;示功图

中图分类号:TE 355 **文献标志码:**A

引用格式:吕孝孝,王旱祥,刘延鑫,等.故障工况下有杆泵采油系统运行特性及示功图研究[J].中国石油大学学报(自然科学版),2020,44(2):117-126.

LÜ Xiaoxiao, WANG Hanxiang, LIU Yanxin, et al. Study on operating performance and indicator diagram of rod pump production system under fault conditions[J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science), 2020, 44 (2): 117-126.

Study on operating performance and indicator diagram of rod pump production system under fault conditions

LÜ Xiaoxiao, WANG Hanxiang, LIU Yanxin, CHEN Shengshan, SUN Bingyu

(College of Mechanical and Electronic Engineering in China University of Petroleum (East China), Qingdao 266580, China)

Abstract: The operating characteristic models of the pump valves under the conditions of normal case, gas influence, leakage influence and insufficient liquid supply were established according to the velocity of the well fluid sucked and discharged of pump barrel and the variation of the hydraulic pressure in the pump barrel. Based on the coupling rod-tube-fluid model, the simulation models of the rod-pump oil production system under fault conditions were obtained. The results show that simulation results are in good agreement with the measured surface dynamometer diagrams and the predicted average error of liquid production rate is less than 6%. This verifies the accuracy of the fault simulation models. Compared with steel rods, the absolute load of carbon fiber mixed rod is smaller, the loading and unloading lines are longer, and the harmonics are less and smoother. The gas and traveling valve leakage will reduce the resonance of sucker rod string at the completion of loading, while the gas, insufficient liquid supply and standing valve leakage will aggravate the resonance of the sucker rod string at the completion of unloading. Based on the simulation models, the indicator diagram library of flexible sucker rod pumping system under fault conditions can be obtained.

Keywords: rod pump; fault diagnosis; leakage; deficient liquid supply; indicator diagrams

收稿日期:2019-07-06

基金项目:中央高校基本科研业务费专项(18CX06055A,17CX02022A);中国石油大学(华东)研究生创新工程项目(YCX2017051)

作者简介:吕孝孝(1993-),男,博士研究生,研究方向为油气井杆管柱力学及故障诊断。E-mail:lvxx2014@163.com。

通信作者:王旱祥(1967-),男,教授,博士,博士生导师,研究方向为油气井杆管柱力学与井筒完整性。E-mail:wanghxx@upc.edu.cn。

有杆泵采油系统主要包括地面抽油机、井底抽油泵和起传递作用的抽油杆,其作为传统的机械采油方式,占油田生产方式的80%以上^[1]。采油系统的运行特性与油田效益直接相关,因此国内外对此进行了大量的研究也取得了丰富的成果,Gibbs等^[2]针对理想直井提出一维波动方程,对抽油杆振动以及柱塞位移的研究进入理论分析阶段,之后建立了考虑更多因素的改进模型^[3-6]。但大都集中在对正常工况下采油系统运行特性的研究,对于故障工况下采油系统的运行特性研究较少。董世民等^[7]将柱塞运动简化为正弦运动,建立了在气体影响和柱塞漏失条件下泵阀独立仿真模型,但未考虑固定阀和游动阀漏失的影响,且没有考虑漏失单独影响下的情况以及和抽油杆柱运动耦合的影响。蔡耀光等^[8]考虑泵阀动力学和水利摩阻建立了两相流时的泵阀特性模型。王宏博等^[9]考虑地层瞬时流入特性建立了低产井的即供液不足时的仿真模型,Xing等^[10]建立了考虑气体影响的直井抽油杆柱仿真模型,但均没有考虑杆管环空井液的压力波动的影响且无法对产液量进行预测。陈培毅等^[11]采用最优控制理论建立直井故障工况地面示功图的获取方法,但依赖泵动力仪测取泵功图。另外,以地面示功图对有杆泵采油系统进行诊断是常用工况诊断方法^[12-15]。但对于碳纤维抽油杆等新型抽油杆,其运行特性与钢制抽油杆不同,且由于应用时间较短,无充足的现场实测示功图,若用钢杆采油系统的示功图图库进行诊断则会降低诊断的准确性。针对这些问题,笔者建立正常工况、气体影响、漏失影响和供液不足等工况下的泵阀运行特性模型,与杆管液的动力学模型进行耦合,得到故障工况下的有杆泵采油系统的仿真模型。

1 杆管液耦合动力学模型

假设:①抽油杆和油管同心;②钢制抽油杆各向同性;③忽略地面电机转差率。

1.1 杆管液运动方程

抽油杆运动方程^[10]为

$$\rho A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = EA \frac{\partial^2 u}{\partial s^2} + \rho A g \cos \alpha - F_{\pi} - F_{\text{fr}} \quad (1)$$

式中, u 为抽油杆单元节点位移,m; ρ 为抽油杆材料密度, kg/m^3 ; A 为抽油杆截面面积, m^2 ; g 为自由落体加速度, m/s^2 ; F_{π} 为油管对单位长度抽油杆摩阻力,N; F_{fr} 为井液对单位长度抽油杆摩阻力,N; α 为井斜角,(°); t 为时间,s; s 为抽油杆节点位置,m。

杆管环空井液运动方程为^[10]

$$\rho_f A_f \left(\frac{\partial v_f}{\partial t} + v_f \frac{\partial v_f}{\partial s} \right) = -A_f \frac{\partial p_f}{\partial s} + \rho_f g A_f \cos \alpha + F_{\text{fr}} + F_{\text{if}} \quad (2)$$

式中, ρ_f 为井液密度, kg/m^3 ; v_f 为杆管环空井液速度, m/s ; A_f 为井液截面面积, m^2 ; F_{fr} 为井液对单位长度油管摩阻力,N。

连续方程为

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial s} (\rho_f v_f) = 0 \quad (3)$$

井液的密度只是压力的函数,表示为

$$\rho_f = \rho_0 [1 + C_o(s)(p_f - p_0)] \quad (4)$$

式中, p_0 为标况下大气压,Pa; ρ_0 为标况下井液密度, kg/m^3 ; C_o 为井液压缩系数, s^2/m^2 。

当油管不锚定时,油管会随着抽油杆的振动而振动。

油管运动方程为^[4]

$$\rho_l A_l \frac{\partial^2 u_l}{\partial t^2} = E_l A_l \frac{\partial^2 u_l}{\partial s^2} + \rho_l A_l g \cos \alpha + F_{\pi} - F_{\text{fr}} \quad (5)$$

式中, u_l 为油管单元节点位移,m; ρ_l 为油管材料密度, kg/m^3 ; A_l 为油管截面面积, m^2 。

摩阻计算如下:

井液对抽油杆的摩阻力 F_{fr} 为

$$F_{\text{fr}} = c_{\text{fr}} \left(v_f - \frac{\partial u}{\partial t} \right) \quad (6)$$

井液对油管的摩阻力 F_{fr} 为

$$F_{\text{fr}} = c_{\text{fr}} \left(v_f - \frac{\partial u_l}{\partial t} \right) \quad (7)$$

抽油杆与油管间的摩擦力 F_{π} 为

$$F_{\pi} = -f \sqrt{N_n^2 + N_b^2} \left(\frac{\partial u}{\partial t} - \frac{\partial u_l}{\partial t} \right) \bigg/ \left| \frac{\partial u}{\partial t} - \frac{\partial u_l}{\partial t} \right| \quad (8)$$

根据杆管同心假设和动量矩定理可得抽油杆和油管之间的法向压力 N_n 和副法向压力 N_b 。

$$N_n = EI \frac{\partial^2 k}{\partial s^2} - EI k T^2 - EA \frac{\partial u}{\partial s} k - \frac{1}{k} \frac{d \cos \alpha}{ds} (\rho - \rho_f) A g \quad (9)$$

$$N_b = EI \frac{\partial T}{\partial s} k + 2EI \frac{\partial k}{\partial s} T - \sin^2 \alpha \frac{d\varphi}{ds} \quad (10)$$

式中, c_{fr} 为井液与抽油杆之间的摩阻系数, $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}$,包含接触影响; c_{fr} 为井液与抽油杆之间的摩阻系数, $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}$; f 为抽油杆和油管之间的摩擦系数; I 为抽油杆截面惯性矩, m^4 ; T 为井眼轨迹的挠率, rad/m ; k 为井眼轨迹曲率, m^{-1} ; φ 为井斜角,(°)。

1.2 碳纤维抽油杆本构关系

碳纤维抽油杆为各向异性且非均匀材料,其拉伸模量和弯曲模量并不相同,在应用运动方程组(式(1)~(10))对其运动进行描述时,需对其力学参数拉伸刚度 EA 和弯曲刚度 EI 进行精确等效替换。碳

纤维抽油杆截面如图1所示,包括碳纤维拉挤层、防止碳纤维拉挤层劈散的玻璃纤维包覆层和玻璃纤维拉挤层3层,其中玻璃纤维包覆层很薄可忽略不计。

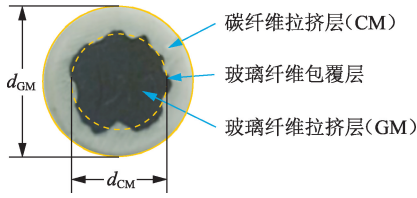


图1 碳纤维复合材料抽油杆截面

Fig.1 Section of carbon fiber composite sucker rod

利用混合定律可得碳纤维抽油杆的轴向等效拉伸刚度为

$$(EA)_v = \frac{\pi E_{CM} d_{CM}^2}{4} + \frac{\pi E_{GM} (d_{GM}^2 - d_{CM}^2)}{4}. \quad (11)$$

等效弯曲刚度为

$$(EI)_v = \frac{\pi E_{CM} d_{CM}^4}{64} + \frac{\pi (E_{GM} - E_{CM}) d_{GM}^4}{64}. \quad (12)$$

式中, d_{CM} 和 d_{GM} 分别为碳纤维拉挤层直径和玻璃纤维层外径, m; E_{CM} 和 E_{GM} 分别为碳纤维和玻璃纤维拉挤层拉伸模量, Pa。

1.3 边界条件

1.3.1 上边界条件

抽油杆柱上端与悬点位移相同, 油管头静止, 井口井液的压力为油压。

$$\begin{cases} u(0, t) = S_A(t), \\ u_l(0, t) = 0, \\ p_l(0, t) = p_o. \end{cases} \quad (13)$$

式中, S_A 为抽油机悬点位移, m, 在此游梁式抽油机悬点精确运行^[16]; p_o 为油压, Pa。

1.3.2 变截面处连续条件

变截面处连续条件为

$$\begin{cases} u(L_i^-, t) = u(L_i^+, t), \\ E_i A_i \frac{\partial u(L_i^-, t)}{\partial s} = E_{i+1} A_{i+1} \frac{\partial u(L_i^+, t)}{\partial s} + p_{L_i}(t) (A_{i+1} - A_i), \\ p_l(L_i^-, t) = p_l(L_i^+, t), \\ A_{fi} v_f(L_i^-, t) = A_{fi+1} v_f(L_i^+, t). \end{cases} \quad (14)$$

式中, L_i^+ 和 L_i^- 表示变截面处的下部和上部; E_i 和 E_{i+1} 分别为第 i 级和第 $i+1$ 级抽油杆弹性模量, Pa; A_i 和 A_{i+1} 分别为第 i 级和第 $i+1$ 级抽油杆截面面积, m^2 ; p_{L_i} 为变截面处井液压力, Pa; A_{fi} 和 A_{fi+1} 分别为第 i 级和第 $i+1$ 级井液截面面积, m^2 。

在此假设油管柱规格相同, 无变截面连续条件; 若油管规格不相同, 则油管变截面连续条件与抽油

杆类似。

1.3.3 下边界条件

泵处抽油杆柱即柱塞, 油管即泵筒和杆管环空井液相互作用如图2所示。

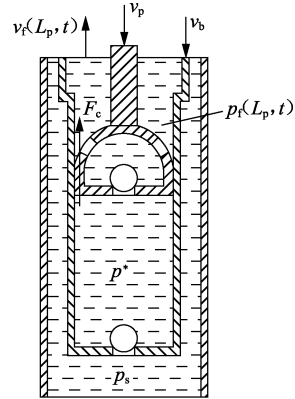


图2 泵处运动受力分析

Fig.2 Force and motion analysis at pump

抽油杆柱底端即柱塞受力平衡, 表示为

$$E_m A_m \frac{\partial u(L_p, t)}{\partial s} = p_l(L_p, t) (A_p - A_m) - p^*(t) A_p + \lambda F_c. \quad (15)$$

式中, E_m 为最后一级抽油杆弹性模量, Pa; A_m 为最后一级抽油杆截面面积, m^2 ; p^* 为抽油泵泵筒内压力, Pa; L_p 为泵挂深度即抽油杆柱的总长度, m; A_p 为柱塞截面面积, m^2 ; F_c 为泵筒与柱塞之间的摩擦力, N; λ 为摩擦力符号, 柱塞相对泵筒向上, $\lambda = 1$; 柱塞相对泵筒向下, $\lambda = -1$; 柱塞相对泵筒静止, $\lambda = 0$ 。

油管柱底部即泵筒受力平衡, 表示为

$$E_t A_t \frac{\partial u_t(L_p, t)}{\partial s} = p_l(L_p, t) (A_{ti} - A_p) + p^*(t) A_p - p_s A_{to} - \lambda F_c. \quad (16)$$

式中, A_{ti} 为油管截面内圆面积, m^2 ; A_{to} 为油管截面外圆面积, m^2 。

游动阀开启时, 泵内压力为排出压力与排出压降之和。固定阀开启时, 泵内压力为泵吸入口压力与吸入压力之差。固定阀和游动阀均处于关闭状态时, 柱塞位移、泵筒位移与泵筒压力之间关系记为泵阀运行特性函数 Φ , 即

$$\Phi[u(L_p, t), u_t(L_p, t), p^*(t)] = 0. \quad (17)$$

$p_l(L_p, t)$ 用前一时刻代替当成已知量, 联立式(9)~式(11), 即可求得 $u(L_p, t)$ 、 $u_t(L_p, t)$ 和 $p^*(t)$ 。

杆管环空底部井液流速。根据井液流量守恒可得杆管环空底部井液流速与柱塞速度 v_p 和泵筒速度 v_b 的关系, 记为 Ψ 。

$$v_f(L_p, t) = \Psi[v_p(t), v_b(t)], \quad (18)$$

其中

$$v_p(t) = \partial u(L_p, t) / \partial t, v_b(t) = \partial u_i(L_p, t) / \partial t.$$

式中, v_p 和 v_b 分别为柱塞、泵筒运动速度, m/s。

1.4 模型求解

1.4.1 初始条件

以下冲程结束时刻为初始时刻, 固定阀和游动阀均关闭, 泵筒内压力为排出压力。

$$\begin{cases} u(s, 0) = u_0(s), \\ \frac{\partial u(s, 0)}{\partial t} = 0, \\ u_i(s, 0) = 0, \\ \frac{\partial u_i(s, 0)}{\partial t} = 0, \\ v_f(s, 0) = 0, \\ p_f(s, 0) = p_{fs}(s). \end{cases} \quad (19)$$

式中, u_0 为泵筒压力为排出压力 p_d 时杆柱的悬垂位移, m; p_{fs} 为杆管环空井液静止分布压力, Pa。

1.4.2 求解方法

用有限差分方法^[17]对所建模型进行求解, 求解流程如图3所示, 图中, f_s 和 f_d 分别表示固定阀和游动阀的状态, 值为0表示阀关闭, 值为1表示阀开启; p_s 为泵吸入口压力, Pa, Δp_s 为井液过固定阀压降, Pa; Δp_d 为井液过游动阀压降, Pa; t_{end} 为仿真时长, s; t_{end} 一般为为3~4个运动周期, 当运动稳定时输出最后一个周期的结果即为最终仿真结果。

2 故障工况泵阀特性函数

不同泵工况下泵阀特性函数 Φ 和井液底端流速函数 Ψ 均有所不同。

2.1 正常工况

2.1.1 泵阀运行特性函数 Φ

由于泵筒内体积较小, 泵筒内井液的压缩性可忽略不计, 则泵阀特性函数 Φ 为

$$\Phi = v_p(t) - v_b(t). \quad (20)$$

2.1.2 杆管环空井液底端流速函数 Ψ

杆管环空井液底端流速函数 Ψ 为

$$v_f(L_p, t) = \begin{cases} \frac{(A_{ii} - A_p)v_b(t) + (A_p - A_m)v_p(t)}{A_{im}}, & f_d = 0; \\ \frac{A_{ii}v_b(t) - A_mv_p(t)}{A_{im}}, & f_d = 1. \end{cases} \quad (21)$$

式中, A_{im} 为最后一级杆管环空井液的截面面积, m²。

2.2 气体影响

泵筒内含气变化如图4所示。假设: 油气水混合液均匀进泵和排出; 不考虑阀球的自重; 气液两相流中液相不可压缩, 仅考虑气体的可压缩性, 气体的

压缩和膨胀按多变过程进行。

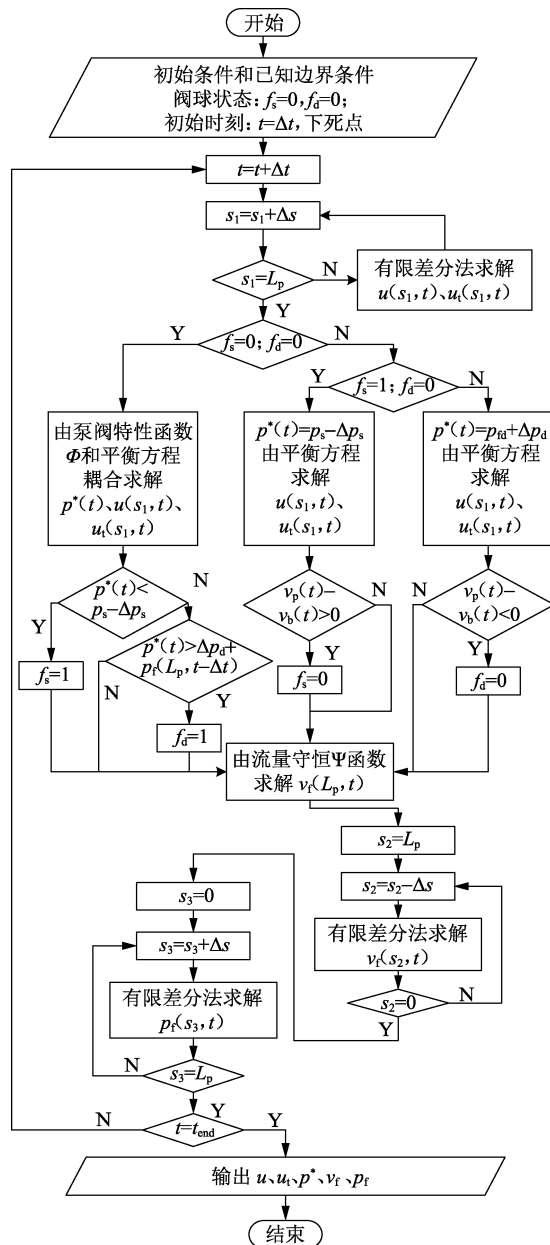


图3 耦合模型求解流程

Fig.3 Solving process of coupled model

由气体状态方程可得

$$dp^*(t) = p^*(t) \left[\left(\frac{s_g(t)}{s_g(t) + ds_g(t)} \right)^\kappa - 1 \right]. \quad (22)$$

式中, s_g 为泵筒内气柱高度, m; κ 为气体多变过程系数, 一般 $\kappa = 1.1$ 。

泵筒内气柱高度变化为

$$\frac{ds_g(t)}{dt} = \begin{cases} \frac{R}{1+R} [v_b(t) - v_p(t)], & f_s = 1, f_d = 0; \\ v_b(t) - v_p(t), & f_s = 0, f_d = 0; \\ \frac{R_d(t)}{1+R_d(t)} [v_b(t) - v_p(t)], & f_s = 0, f_d = 1. \end{cases} \quad (23)$$

其中

$$R = \frac{(R_p - R_s)(1 - f_w)}{p_s + p_0},$$

$$R_s = 2.4 r_g (p_g \times 10^{1.77 r_o^{-1} - 0.001638 T_p^{-7.67}})^{1.205 [18]},$$

$$R_d(t) = R \left[\frac{p_s}{p_f(L_p, t)} \right]^{1/\kappa}.$$

式中, R 和 R_d 分别为泵吸入口和排出口气液比; R_s 为泵入口天然气在原油中的溶解度; R_p 为地面气油比; f_w 为含水率; p_0 为标准大气压力, Pa; r_g 为天然气相对密度; r_o 为脱气原油相对密度; T_p 为泵温度, K。

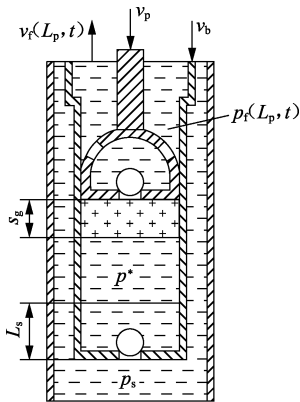


图4 气体影响下泵阀特性

Fig.4 Pump valve characteristics under gas effect

式(16)为一阶微分方程,求解时需要初始条件即柱塞在下死点时泵筒内气体高度为

$$s_g(0) = \frac{L_s R_d(0)}{1 + R_d(0)}. \quad (24)$$

式中, L_s 为防冲距, m。

联立式(22) ~ (24)形成气体影响下泵阀运行特性函数 Φ 。

气体影响工况下的井液底端流速函数 Ψ 与正常工况相同。

2.3 泵阀漏失影响

如图5所示,泵处漏失有柱塞漏失、固定阀漏失和游动阀漏失3处。阀漏失的影响是由于阀座、阀球磨损或阀座有异物阻碍引起的阀球与阀座无法密封。

2.3.1 泵阀运行特性函数

设流入泵筒内为正,则柱塞间隙漏失^[19]为

$$q_p(t) = \xi_p [p_f(L_p, t) - p^*(t)], \quad (25)$$

其中

$$\xi_p = \pi D_p \delta^3 / (12 \mu l_p).$$

式中, q_p 为柱塞漏失速度, m^3/s ; ξ_p 为柱塞漏失常数; D_p 为柱塞直径, m; δ 为柱塞与泵筒之间的间隙, m; μ 为泵内井液黏度, $Pa \cdot s$; l_p 为柱塞长度, m。

固定阀和游动阀两端的漏失量为

$$q_s(t) = -\zeta_s \xi_p [p^*(t) - p_s]^{e_s}, \quad (26)$$

$$q_d(t) = \zeta_d \xi_p [p_f(L_p, t) - p^*(t)]^{e_d}. \quad (27)$$

式中, q_s 和 q_d 分别为固定阀和游动阀的漏失速度, m^3/s ; ζ_s 和 ζ_d 分别为固定阀和游动阀的漏失系数; e_s 和 e_d 为压力差指数,静止且间隙为同心圆柱时为1。

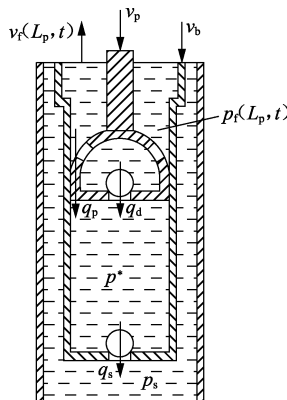


图5 漏失影响下泵阀特性

Fig.5 Pump valve characteristics under leakage effect

由于阀漏失间隙不规则,且柱塞运动对阀漏失的影响,如上下冲程由于柱塞的速度与漏失方向不同,上冲程会加快漏失,下冲程会减缓漏失,因此压力差的指数会由所不同。

由柱塞让出的空间与井液漏失体积相等,表示为

$$(v_b - v_p) A_p = q_s + q_d + q_p. \quad (28)$$

联立式(25) ~ (28)可得漏失影响下泵阀运行特性函数 Φ 。

2.3.2 杆管环空井液底端流速函数

由于有井液漏失,因此杆管环空井液底端流速函数与正常工况不同。

$$v_f(L_p, t) =$$

$$\begin{cases} \frac{[(A_u - A_p)v_b(t) + (A_p - A_m)v_p(t) + q_d + q_p + q_s]}{A_{fm}}, & f_d = 0; \\ \frac{A_u v_b(t) - A_m v_p(t) + q_d + q_p + q_s}{A_{fm}}, & f_d = 1. \end{cases} \quad (29)$$

2.4 供液不足

供液充足时,沉没度较大,动液面轻微波动引起的泵吸入口压力变化对系统性能的影响较小,一般可认为是不变量。如图6所示,供液不足时,泵同时会形成部分真空,此时动液面波动对井液进入泵筒内的流量影响十分严重,因此需考虑瞬时的动液面高度和泵入口压力。

2.4.1 瞬时吸入口压力

采用 Vogel 模型^[20]计算地层流入泵筒内的瞬

时流量,表示为

$$q_{\text{in}} = q_{\text{max}} \left[1 - 0.2 \left(\frac{p_{\text{sf}}}{p_r} \right) - 0.8 \left(\frac{p_{\text{sf}}}{p_r} \right)^2 \right]. \quad (30)$$

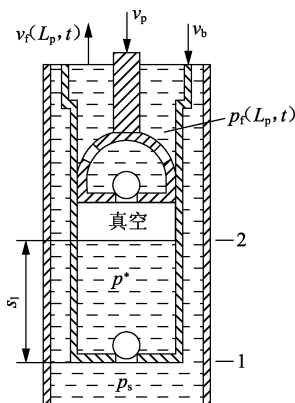


图 6 供液不足时泵阀特性

Fig. 6 Pump valve characteristics with deficient-liquid supply

动液面高度瞬时变化为

$$\frac{dL_d}{dt} = -\frac{q_{\text{in}} - q_{\text{out}}}{A_{\text{el}}} . \quad (31)$$

泵吸入口瞬时压力为

$$p_s = p_c + \rho_{\text{fl}} g (L_{\text{p}} - L_{\text{d}}). \quad (32)$$

瞬时流压为

$$p_{\text{sf}} = p_{\text{c}} + \rho_{\text{f2}} g (L_{\text{o}} - L_{\text{d}}). \quad (33)$$

进入泵筒的瞬时流量为

$$p_{\text{out}} = v_2 A_p. \quad (34)$$

式中, q_{in} 为地层瞬时流入井筒流量, m^3/d ; q_{max} 为油井最大产量, m^3/d ; p_{r} 为油井静压, Pa ; p_{sf} 为井底瞬时流压, Pa ; L_{d} 为动液面高度, m ; q_{out} 为进入泵筒内的瞬时流量, m^3/s ; A_{ct} 为油套环空截面面积, m^2 ; p_{c} 为套压, Pa ; ρ_{fl} 为动液面到泵入口井液平均密度, kg/m^3 ; ρ_{D} 为动液面到井底井液平均密度, kg/m^3 ; L_{o} 为油藏中深, m ; v_{s} 为泵筒井液液面上升速度, m/s 。

2.4.2 泵阀运行特性函数

加载过程与正常工况相同。固定阀打开,上冲程开始,对 1、2 两面,由伯努利方程得

$$p_s + \frac{\rho_{fs} v_1^2}{2} = p_2 + \rho_{fs} g s_1 + \frac{\rho_{fs} v_2^2}{2} + \Delta p_s. \quad (35)$$

泵筒内井液高度与速度的关系为

$$ds_1/dt = v_2. \quad (36)$$

连续方程为

$$A_{\text{ci}}v_1=A_{\text{p}}v_2. \quad (37)$$

式中, p_2 为柱塞底部的井液压力, Pa; s_1 为泵筒内井液高度, m; ρ_c 为泵吸入口井液密度, kg/m^3 。

上冲程初始,柱塞速度较小,且泵筒内液柱高度

较低,井液有充足能量克服过阀阻力进入泵筒,泵筒内液面上升的流速与柱塞相对泵筒的速度相同。

$$v_2 = v_b - v_p. \quad (38)$$

联立式(30)~(38)可求得柱塞底部井液瞬时压力 p_2 ;当 $p_2 \leq 0$ 时,泵筒内开始形成真空,记此时的时刻为 t_v 。抽真空后泵内井液的流速^[21]为

$$v_2 = K_v \sqrt{\frac{2(p_s - p_{fs} g_{sl})}{\rho_{fs}}} . \quad (39)$$

式中, K_v 为阀流量系数。

当柱塞相对泵筒下行碰到液面前,游动阀不开启;当 $v_2 > 0$ 时一直有井液进入泵筒,若再此之前, $v_2 = 0$,则说明泵筒内的井液已经达到可达到的最高高度。当柱塞碰到液面后,柱塞相对泵筒静止,开始卸载,过程与正常工况相同,判断条件为

$$\int_{t_v}^{\tau} v_2 dt \geq \int_{t_v}^{\tau} (v_b - v_p) dt. \quad (40)$$

供液不足工况的泵阀运行特性函数与正常工况相同,由于吸入压力较小,假设吸液和排液过程中 $p_s=0$,则上冲程与下冲程的受力也与正常工况相同,只是固定阀关闭的条件由柱塞相对泵筒下行变为柱塞接触到泵筒液面;在接触到泵筒液面后会产生较大的冲击载荷。

供液不足度为

$$D_E = \frac{S_p - S_{pv}}{S_p} . \quad (41)$$

式中, D_E 为供液不足度; S_p 为柱塞冲程, m; S_{pv} 为柱塞有效排液冲程, m。

供液不足工况的杆管环空井液底端流速函数与正常工况相同。

3 实例井验证及分析

针对实际生产井,利用所建故障工况仿真模型进行计算。

产液量预测为

$$Q_p = \frac{1440 B_1}{1 + R_d} \int_0^{60/N} v_i(L_p, t) A_{in} dt. \quad (42)$$

式中, Q_p 为系统采油预测产液量, m^3/d ; A_m 为井口井液截面面积, m^2 ; B_1 为井液压缩系数; N 为冲次, min^{-1} 。

3.1 碳纤维钢混合抽油杆采油系统实例仿真

以 DXY13N14 井 2017 年 2 月 20 日生产井况为例,油井基础参数为:泵挂 1500 m,沉没度 300 m,泵径 63 mm,使用冲程 2.9 m,冲次 3.9/min,杆柱组合碳杆 22 mm×1 000 m+钢杆 25 mm×500 m.73 mm 平

式油管,不锚定。仿真结果如图 7 所示。

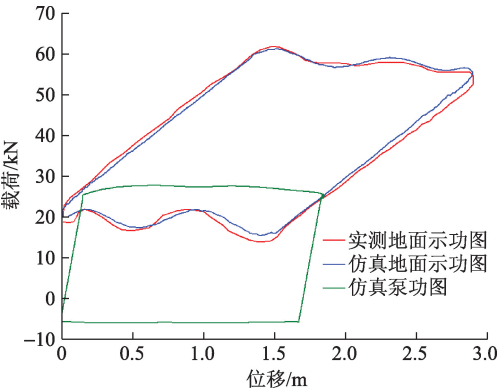


图 7 正常工况地面示功图对比及仿真泵功图

Fig.7 Comparison of ground indicator diagrams and simulated pump diagrams under normal conditions

由图 7 可知,仿真泵功图的加载和卸载线不是垂直线,表明油管不锚定,柱塞上行和下行时载荷并不是定值,是由柱塞上端井液即杆管环空下端井液压力的波动导致。碳纤维抽油杆采油系统仿真结果与实测结果具有良好的一致性,且预测日液量为 26.47 m³,实际日液量为 25.6 m³,误差为 3.4%,表明所建模型可对碳纤维抽油杆等新型抽油杆正常工况下的有杆泵采油系统进行准确仿真。

油井基础参数和生产参数:泵挂深度 1 800 m,沉没度 400 m,泵径 56 mm,冲程 4.8 m,冲次 3/min,73 mm 平式油管,锚定。钢抽油杆柱组合 25 mm 钢杆×600 m+22 mm 钢杆×1 200 m;碳纤维钢混合抽油杆柱组合 22 mm 碳纤维杆×1 200 m+25 mm 钢杆×600 m;地面示功图仿真结果如图 8 所示。正常工况

下采油系统地面示功图分 4 个阶段,加载段 AB,柱塞上行段 BC,卸载段 CD 和柱塞下行段 DA。相同工作条件下,碳纤维钢混合杆柱采油系统相比于钢制抽油杆由于杆柱弹性较大,因此加载和卸载段较长;杆柱的固有频率较低,因此柱塞上行和下行段谐波个数较少;另外,由于碳纤维抽油杆和钢杆弹性相差较大,振动比较平缓,因此谐波比较平滑。

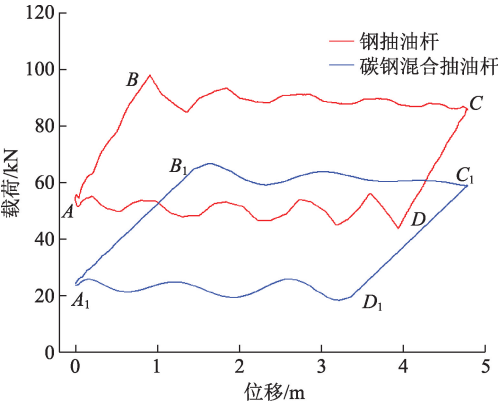


图 8 正常工况不同抽油杆柱地面示功图对比

Fig.8 Comparison of ground indicator diagrams of different sucker rod strings under normal conditions

3.2 故障井实例仿真

针对不同工况的油井,对模型设置不同的故障参数组合 $[R,\zeta_d,\zeta_s,D_E]$,其中 D_E 由沉没度控制,计算好后,再利用文中式(41)进行计算;通过遗传优化算法得到一组故障参数组合,使得仿真地面示功图与实测示功图误差最小,利用该组故障参数对故障井进行仿真分析。每种故障对 2 口实例井进行仿真分析,油井生产参数、得出的故障参数及日液量等如表 1 所示,仿真示功图如图 9~12 所示。

表 1 实际生产井基础参数及产液量预测

Table 1 Basic parameters and prediction of liquid yield in actual production wells

井号/日期	故障参数	泵挂 L_p/m	沉没度 H_s/m	生产参数 $D_p\times S\times N$	杆柱组合	实际 日液量 Q_r/m^3	预测日 液量 Q_p/m^3	误差/ %
LNXI72-X4/2014-12-25	气体影响 $R=1.2$	2 000	400	44×4.71×1.5	钢杆 25 mm×1 200 m+ 钢杆 22 mm×800 m	5.28	5.41	2.5
DXY6P3/2017-02-22	气体影响 $R=0.2$	2 100	400	63×4.8×2.2	碳杆 22 mm×1 300 m+ 钢杆 22 mm×800 m	15.53	16.87	8.6
DXY6X52/2017-09-01	游动阀漏失 $\zeta_d=18$	2 800	200	44×5.93×1.6	碳杆 22 mm×1 600 m+ 钢杆 22 mm×1 200 m	7.03	6.87	2.3
DXX31X14/2016-11-14	游动阀漏失 $\zeta_d=10$	2 750	200	38×4.8×1	碳杆 19 mm×1 800 m+ 钢杆 22 mm×950 m	3.12	3.33	6.7
GLLI13X9/2017-06-12	固定阀漏失 $\zeta_s=14$	2 600	480	56×6×1.5	碳杆 22 mm×1 600 m+ 钢杆 22 mm×1 000 m	9.38	8.68	7.5
LPP40-X902/2015-09-20	固定阀漏失 $\zeta_s=27$	2 700	1 100	44×5.58×1.89	碳杆 19 mm×1 750 m+ 钢杆 22 mm×950 m	6.56	6.34	4.4
DXY6P5/2017-10-23	供液不足 $D_E=0.1$	2 400	18	56×5.9×1.85	碳杆 22 mm×1 800 m+ 钢杆 25 mm×600 m	20.16	19.12	5.2
DXX6X56/2017-09-20	供液不足 $D_E=0.55$	1 750	5	56×5.89×2.13	碳杆 22 mm×1 100 m+ 钢杆 22 mm×650 m	17.02	16.32	4.1

由表 1 可知各种工况下采油系统的产液量预测误差最低为 2.3%, 最高为 8.6%, 平均误差为 5.6%, 满足现场预测要求, 表明所建故障工况仿真模型可有效地对采油系统产液量进行预测。

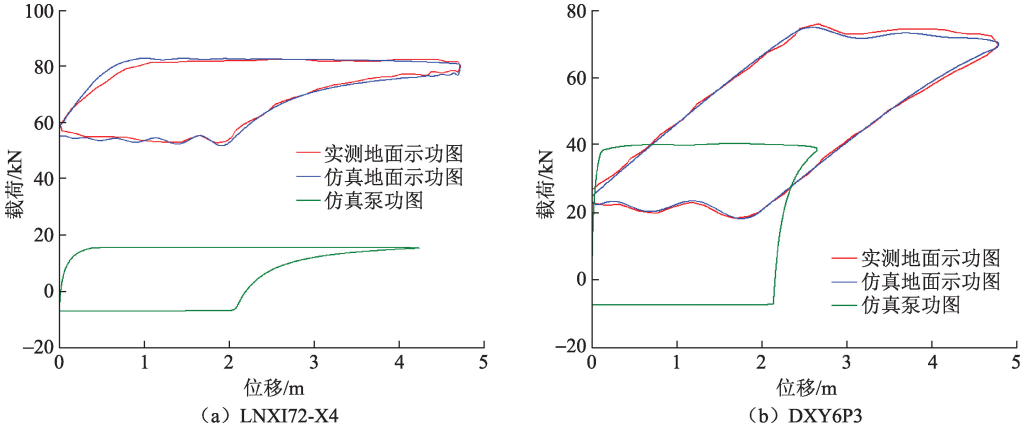


图 9 气体影响地面示功图对比及仿真泵功图

Fig. 9 Comparison of ground indicator diagrams and simulated pump diagrams under gas influence condition

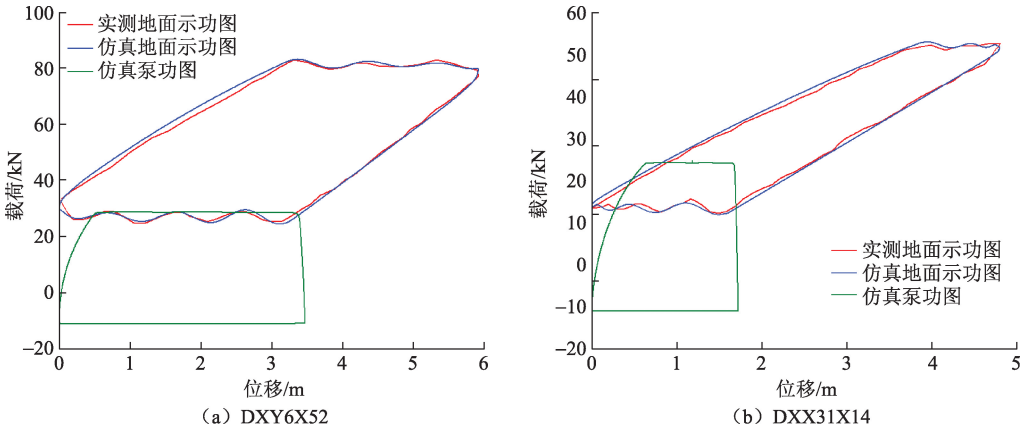


图 10 游动阀漏失地面示功图对比及仿真泵功图

Fig. 10 Comparison of ground indicator diagrams and simulated pump diagrams under travelling valve leakage condition

如图 9 所示, 由于气体影响, 加载和卸载均滞后, 所以加载线和卸载线均延长, 但由于卸载时比加载时泵筒内的含气较多, 因此卸载线比加载线长。由于气体体积变化引起的压力变化非线性, 因此加载线和卸载线并不是直线, 而是弧线。加载气体膨胀, 载荷越来越平缓, 导致加载线斜率越来越小, 因此加载完成时振动载荷减小; 卸载气体压缩, 载荷越来越剧烈, 卸载线斜率绝对值越来越大, 因此加载完成时振动载荷增大。由图 10 可知, 由于游动阀漏失使得固定阀打开滞后, 游动阀打开提前, 导致悬点加载滞后, 卸载提前, 因此地面示功图加载线斜率减小、长度增加, 卸载线斜率绝对值增加长度变短。如图 11 所示, 固定阀漏失与游动阀漏失影响相反, 地面示功图加载线斜率增加、长度变短, 卸载线斜率绝对值减小、长度增加。如图 12 所示, 供液不足对加

仿真地面示功图与实测地面示功图均有良好的一致性。说明仿真结果可真实地反应悬点载荷和柱塞运动规律, 验证了所建仿真模型的准确性和适应性。

载段和柱塞上行段影响不大, 下冲程时, 首先摩阻力换向卸载小部分载荷, 然后柱塞下行碰到泵筒内的液面时开始卸载, 卸载完成后有较大的振动载荷。

综上故障仿真模型可对故障工况下地面示功图的特征进行准确仿真, 可对故障进行量化分析及日液量预测; 同时利用故障仿真模型, 设置不同的油井参数和生产参数, 即可得到新型抽油杆柱采油系统的故障示功图图库。新型抽油杆在不同工况下的泵阀运行特性虽然一致, 但由于杆柱刚度不同, 地面示功图的加载线、卸载线长度和斜率不同加上谐波变化的影响, 使得地面示功图特征有所区别。在使用神经网络等智能诊断方法对采油系统进行诊断时, 会使得分类的阈值有所差异, 因此需要用其对应抽油杆类型的故障示功图图库进行训练, 才能对故障进行准确诊断。

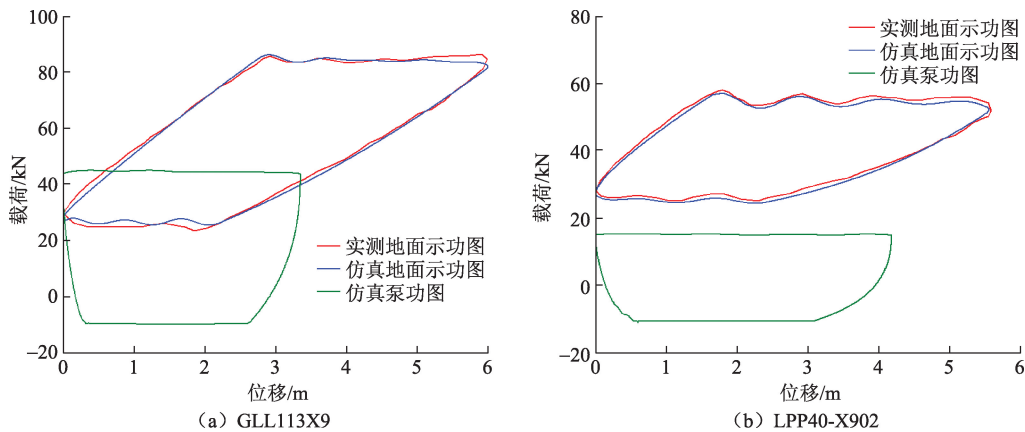


图 11 固定阀漏失地面示功图对比及仿真泵功图

Fig. 11 Comparison of ground indicator diagrams and simulated pump diagrams under standing valve leakage condition

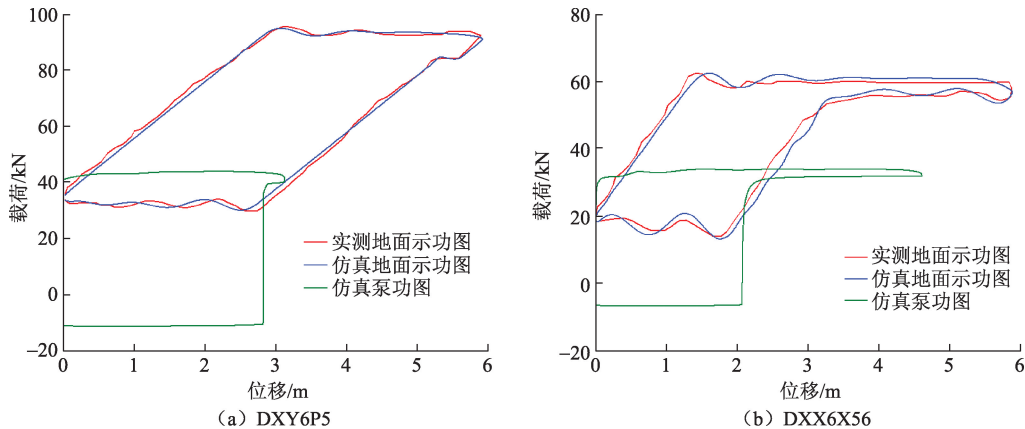


图 12 供液不足地面示功图对比及仿真泵功图

Fig. 12 Comparison of ground indicator diagrams and simulated pump diagrams under liquid insufficient condition

4 结 论

(1)碳纤维混合杆柱相对于钢杆采油系统示功图载荷绝对值较小,加载和卸载线较长,谐波个数较少且平滑。

(2)针对故障工况实际生产井,对其运行特性进行仿真,仿真得出的地面示功图与实测地面示功图具有良好的一致性。同时根据故障仿真模型建立了产液量预测方法,预测结果与实际产液量的平均误差低于 6%,验证了所建故障仿真模型满足现场使用的精度要求。

(3)通过故障仿真模型可得到新型抽油杆采油系统的故障示功图图库,为获取故障示功图图库提供了新方法。

参考文献:

[1] GUO H L, SHUN L H, ZHI Y, et al. A prediction model for a new deep-rod pumping system[J]. Journal of Petroleum Science and Engineering, 2011,80(1):75-80.

[2] GIBBS S G. Predicting the behavior of sucker-rod pumping systems [J]. Journal of Petroleum Technology, 1963,15(7):769-778.

[3] DOTY D R, SCHMIDT Z. An improved model for sucker rod pumping[J]. Society of Petroleum Engineers Journal, 1983,23(1):33-41.

[4] 余国安, 郭亦炯, 王国源. 有杆泵抽油井的三维振动[J]. 石油学报, 1989,10(2):76-83.

YU Guoan, WU Yijiong, WANG Guoyuan. Three dimensional vibration in a sucker rod beam pumping system [J]. Acta Petrolei Sinica, 1989,10(2):76-83.

[5] 刘柏希, 刘宏昭. 基于 LuGre 摩擦模型的定向井有杆抽油系统动态参数预测[J]. 石油学报, 2008,29(6):938-941.

LIU Baixi, LIU Hongzhao. Prediction of dynamic parameters of sucker-rod pumpingsystem in directional well based on LuGre friction model[J]. Acta Petrolei Sinica, 2008, 29(6):938-941.

[6] ZHANG H. FEM analysis of sucker-rod pumping sstem for directional well[J]. Acta Petrolei Sinica, 2000,21(6):102-106.

- [7] 董世民,冯娜娜,马占军. 考虑漏失的抽油泵示功图的计算机仿真模型[J]. 系统仿真学报, 2008, 20(5): 1155-1158.
DONG Shimin, FENG Nana, MA Zhanjun. Computer simulation of leakage dynamometer card of oil well pump[J]. Journal of System Simulation, 2008, 20(5): 1155-1158.
- [8] 刘新福,刘春花,綦耀光. 煤层气井排采系统有杆泵运行特性分析[J]. 机械工程学报, 2017, 53(8): 195-200.
LIU Xinfu, LIU Chunhua, QI Yaoguang. Operating performance of sucker rod pump for the pumping system in coalbed methane wells[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(8): 195-200.
- [9] 王宏博,董世民,甘庆明,等. 低产抽油机井动态参数仿真模型与提高系统效率的途径[J]. 石油学报, 2018, 39(11): 1299-1307.
WANG Hongbo, DONG Shimin, GAN Qingming, et al. Dynamic parameter simulation model of low-production pumping well and the ways to improve system efficiency[J]. Acta Petrolei Sinica, 2018, 39(11): 1299-1307.
- [10] XING M. Response analysis of longitudinal vibration of sucker rod string considering rod buckling[J]. Advances in Engineering Software, 2016, 99: 49-58.
- [11] 陈培毅. 基于抽油机实测电功率的悬点示功图仿真与工况诊断[D]. 秦皇岛:燕山大学, 2013.
CHEN Peiyi. Simulation of dynamometer card and working condition diagnosis based on pumping units measured electric power[D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2013.
- [12] LI K, GAO X W, TIAN Z D, et al. Using the curve moment and the PSO-SVM method to diagnose downhole conditions of a sucker rod pumping unit[J]. Petroleum Science, 2013, 10(1): 73-80.
- [13] WU W, SUN W L, WEI H X. A fault diagnosis of sucker rod pumping system based on wavelet packet and RBFnetwork[J]. Advanced Materials Research, 2011 (189/190/191/192/193): 2665-2669.
- [14] XU P, XU S J, YIN H W. Application of self-organizing competitive neural network in fault diagnosis of sucker rod pumping system[J]. Journal of Petroleum Science & Engineering, 2007, 58(1/2): 43-48.
- [15] 周斌,王延江,刘伟锋,等. 基于 Hessian 正则化多视角学习的抽油机井工况识别新方法[J]. 中国石油大学学报(自然科学版), 2018, 42(3): 154-161.
ZHOU Bin, WANG Yanjiang, LIU Weifeng, et al. A working condition recognition method of sucker-rod pumping wells based on multi-view learning and Hessian regularization[J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science), 2018, 42(3): 154-161.
- [16] 王常斌,陈涛平,郑俊德. 游梁式抽油机运动参数的精确解[J]. 石油学报, 1998, 19(2): 118-121, 10.
WANG Changbin, CHEN Taoping, ZHENG Junde. An exact solution of kinematic parameters in beam pumping units[J]. Acta Petrolei Sinica, 1998, 19(2): 118-121, 10.
- [17] 王凯. 定向井有杆抽油泵系统诊断模型的建立[J]. 中国石油大学学报(自然科学版), 2010, 34(2): 130-135.
WANG kai. Modeling method for fault diagnosis to sucker rod pumping system in directional well[J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science), 2010, 34(2): 130-135.
- [18] 谢龙,郭绪强,陈光进,等. 计算原油体积系数的状态方程法[J]. 中国石油大学学报(自然科学版), 2007, 31(3): 137-139.
XIE Long, GUO Xuqiang, CHEN Guangjin, et al. A new method predicting volume factor of formation crude oil[J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science), 2007, 31(3): 137-139.
- [19] 沈迪成,艾万诚,盛曾顺,等. 抽油泵[M]. 北京:石油工业出版社, 1994: 122-137.
- [20] VOGEL J V. Inflow performance relationships for solution-gas drive wells[J]. Journal of Petroleum Technology, 1968, 20(1): 83-92.
- [21] 贺小峰,黄国勤,杨友胜,等. 球阀阀口流量特性的试验研究[J]. 机械工程学报, 2004, 40(8): 30-33.
HE Xiaofeng, HUANG Guoqin, YANG Yousheng, et al. Experimental research on the flow characteristics of ball valve orifice[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(8): 30-33.

(编辑 沈玉英)