

DOI: 10.19650/j.cnki.cjsi.J2107962

游梁式抽油机悬点载荷软测量方法的研究*

赵怀军¹, 贺可可¹, 胡定兴², 陆梅³

(1. 西安理工大学机械与精密仪器工程学院 西安 710048; 2. 西安华瑞网电科技股份有限公司 西安 710075;
3. 长庆油田油气工艺研究院 西安 710018)

摘要:游梁式抽油机悬点载荷的在线准确测量是井泵示功图绘制和工况分析的关键技术。针对常规杆液柱振动和电机参数等间接测量法精度较低工程应用性不强、载荷传感器直接测量法易受材质老化疲劳影响稳定性差的问题,提出了一种利用输入电参数实现悬点载荷软测量的新方法。该法首先用游梁倾角直接替代惯用的曲柄转角建立抽油机扭矩因数新数学模型,其次建立电动机输入电参数、抽油机四连杆机构参数以及抽油机悬点载荷之间的关联关系,最后将采集的电动机输入电参数代入计算,并用肖维勒准则剔除奇异突变值、用均值滤波法进一步处理修正后,获得悬点载荷在线测量值。工程实验与应用结果表明,该法平均相对误差3.87%、准确性较高,稳定性好,工程实用性强。

关键词:悬点载荷;四连杆机构;软测量技术;电机功率

中图分类号:TE937 TH89 **文献标识码:**A **国家标准学科分类代码:**460.40

Research on the soft-sensing method of polished rod load of beam pumping unit

Zhao Huaijun¹, He Keke¹, Hu Dingxing², Lu Mei³

(1. School of Mechanical & Precision Instrument Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China;
2. Xi'an Hi-Rate Network Technology Co., Ltd., Xi'an 710075, China; 3. Oil & Gas Technology
Research Institute of Changqing Oilfield Company, Xi'an 710018, China)

Abstract: On-line accurate measurement for the polished rod load of the beam pumping unit is a key technology for well pump indicator drawing and operation analysis. The precision of indirect measurement methods, such as vibration of rod liquid column and motor parameters, is low. The main problems include poor engineering application and poor stability of the load sensor direct measurement method affected by aging fatigue of material. To address these issues, a new method for soft-sensing of the polished rod load using input electrical parameters is proposed. This method firstly formulates a new mathematical model of the pumping unit's torque factor by directly replacing the crank angle with the beam inclination angle. Secondly, it establishes the correlation among the motor input electrical parameters, the parameters of the pumping unit's four-link mechanism and the pumping unit polished rod load. Finally, the collected motor input electrical parameters are substituted for calculation, the singular mutation values are eliminated by the Chauvenet Criterion, and the mean filter method is used to further improve calculation. After modification, the on-line measurement of the polished rod load is obtained. Engineering experiments and application results show that the method has an average relative error of 3.87%, which shows the features of high accuracy, good stability and strong engineering practicability.

Keywords: polished rod load; four-link mechanism; soft-sensing method; motor power

0 引言

游梁式抽油机悬点载荷作为分析抽油机井泵工况的

重要参数,表征着抽油机系统的实际运行状态以及各类异常故障现象。对其进行实时准确的在线测量,是井泵示功图绘制和工况分析的关键技术^[1-2],也是调控及优化抽油机系统运行效率的根本和基础。

收稿日期:2021-05-20 Received Date: 2021-05-20

* 基金项目:陕西省重点研发计划(2020ZDLGY10-04)项目资助。

目前国内外测量悬点载荷的基本方法主要有 3 类。一是通过在抽油机悬点安装载荷传感器来直接测量悬点载荷^[3-4],此类方法存在额外增加材料与施工成本、增大运维工作量的缺陷,同时受载荷传感器本身寿命老化、性能系数畸变等因素制约,其重复性和稳定性也较差^[5]。二是通过求解抽油杆柱、液柱及油管柱振动的波动方程间接得到悬点载荷。例如:Dale 等^[6]考虑抽油杆柱和液柱的振动,建立了杆柱-液柱耦合振动的二维波动方程,提高了悬点载荷的预测精度;余国安等^[7]建立了抽油杆柱、油管柱与液柱的耦合振动的三维波动方程,进一步提高了悬点载荷的预测精度。但此类方法因波动方程、粘性阻尼系数求解涉及高阶偏微分方程计算,难度较大,工程应用发展比较缓慢。三是利用实测的电机转速或电动机输入功率等反演悬点载荷。例如:Gibbs^[8]于 1987 年提出通过电机转速间接获得悬点载荷的方法,但文中未考虑抽油机系统的各种地面效率和现场电网电压波动等情况;杨敏嘉等^[9]根据电机转速随负荷变化的原理,也建立了电机转速与悬点载荷的关系,但受皮带打滑因素影响,电机转速与曲柄轴转速不成比例,影响悬点载荷的测量效果;李虎君等^[10]提出利用电机实测功率曲线预测抽油机悬点载荷的理论,对悬点载荷最小值测量的相对误差达到 13.3%。此类方法的测量精度易受地面和井下复杂工况、抽油机不平衡度、悬点上下死点附近载荷曲线不收敛情况的影响,工程应用性不强。

本文首先用易测量的游梁倾角直接替代惯用的曲柄转角建立抽油机扭矩因数新数学模型,其次通过分析游梁式抽油机系统运动规律和能量流通机理^[11-13],由抽油机四连杆机构参数的内在关系建立抽油机悬点载荷软测量模型,最后将采集的电动机输入电参数代入计算,并通过肖维涅准则剔除奇异突变值、利用均值滤波法进一步处理修正后,获得悬点载荷在线测量值,从而实现游梁式抽油机悬点载荷的在线软测量。

1 基于游梁倾角的扭矩因数数学模型建立

扭矩因数是联系悬点载荷和曲柄轴扭矩的重要参数,其物理意义是单位悬点载荷在抽油机曲柄上所产生的扭矩,量值大小取决于抽油机的几何尺寸和曲柄转角 θ ,用 \overline{TF} 表示。对于某种具体型号的抽油机,如图 1 所示,只要确定不同曲柄转角 θ 下的 α 、 β 值就可利用式(1)计算出对应的扭矩因数。

$$\overline{TF} = \frac{A}{C} R \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \quad (1)$$

在式(1)和图 1 中: A 为游梁前臂长度,m; C 为游梁后臂长度,m; R 为曲柄长度,m; α 为连杆与曲柄之间的

夹角,沿逆时针方向取为正值, $(^\circ)$; β 为游梁后臂与连杆的夹角, $(^\circ)$; K_1 、 K_2 、 K_3 、 K_4 为各虚线的长度; Ω 为游梁前臂与水平线 X 的夹角,可由倾斜传感器测量,当游梁前臂在水平线以下时为负值,而当游梁前臂在水平线以上时为正; ϕ 为基杆 K 与水平线 X 的夹角; ψ 为游梁后臂与基杆之间的夹角; β_1 为 K_4 与 K_2 的夹角, β_2 为 R 与 K_4 的夹角。

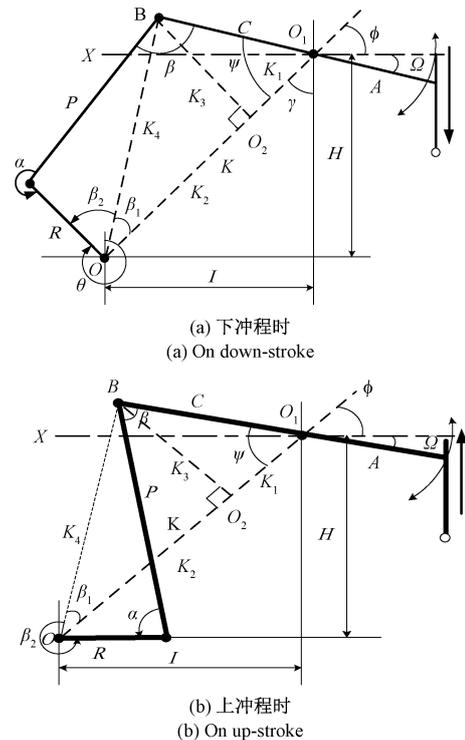


图 1 游梁式抽油机四连杆结构

Fig. 1 Structure of four-bar linkage of beam pumping unit

显然,在游梁式抽油机机械尺寸确定的条件下,只要获得曲柄转角 θ ,就可实时计算出扭矩因数。目前常规的扭矩因数 \overline{TF} 计算方法,也正是以曲柄转角 θ 为基础的。但实际工程应用中,在曲柄上安装转角测量装置相对困难,维护不方便,且由于抽油机设计制造以及安装会存在误差,严重影响驴头在上下死点处的初始角^[14],也会造成难以用曲柄转角 θ 准确识别驴头上下死点的缺陷。因此,本文利用装设在游梁上的倾角传感器测得的游梁倾角 Ω ,替代惯用的曲柄转角 θ ,通过如下对图 1 工作过程原理分析与计算,建立基于游梁倾角 Ω 的抽油机扭矩因数新数学模型,直接通过测量游梁倾角 Ω 的方法求取扭矩因数。同时,通过测量游梁倾角 Ω 也可方便获得抽油机悬点位移以及准确识别上下死点。

在图1中,通过分析可得如下公式:

$$\begin{cases} K_1 = C \cos \psi \\ K_2 = K - K_1 \\ K_3 = C \sin \psi \\ K_4 = \sqrt{C^2 + K^2 - 2CK \cos \psi} \\ \psi = \phi - \Omega \end{cases} \quad (2)$$

特别注意,式(2)中, Ω 按上一节相关规定在图1所示情况下应为负数。

$$\beta_1 = \arctan\left(\frac{K_3}{K_2}\right) \quad (3)$$

$$\beta_2 = \arccos\left(\frac{R^2 + K_4^2 - P^2}{2RK_4}\right) \quad (4)$$

由正弦定理知:

$$\sin \alpha = -\frac{K_4}{P} \sin \beta_2 \quad (5)$$

在下冲程时,如图1(a)所示,由四连杆机构关系可得:

$$\alpha = \beta_1 + \beta_2 + \beta + \psi \quad (6)$$

$$\text{即: } \beta = \alpha - \beta_1 - \beta_2 - \psi \quad (7)$$

在上冲程时,如图1(b)所示,由四连杆机构关系可得:

$$(2\pi - (\beta_1 + \beta_2)) + \alpha = \beta + \psi \quad (8)$$

$$\text{即: } \beta = 2\pi + \alpha - \beta_1 - \beta_2 - \psi \quad (9)$$

由于 $\sin(2\pi + \alpha - \beta_1 - \beta_2 - \psi) = \sin(\alpha - \beta_1 - \beta_2 - \psi)$, 故取:

$$\beta = \alpha - \beta_1 - \beta_2 - \psi \quad (10)$$

则 α 和 β 由四连杆机构参数可表示为:

$$\begin{cases} \alpha = -\arcsin\left(\frac{K_4}{P} \sin \beta_2\right) \\ \beta = \alpha - \beta_1 - \beta_2 - \psi = \alpha + \Omega - \beta_1 - \beta_2 - \varphi \end{cases} \quad (11)$$

将式(11)代入式(1)有:

$$\overline{TF} = \frac{A}{C} R \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} = -\frac{A}{C} R \frac{\frac{K_4}{P} \sin \beta_2}{\sin(\alpha + \Omega - \beta_1 - \beta_2 - \varphi)} \quad (12)$$

在式(12)中,角 β_1 、 β_2 、 ϕ 是由抽油机本身机械参数决定的,一旦抽油机确定,这3个参数就是确定和已知的,如图1所示。故式(12)中,扭矩因数 \overline{TF} 只是游梁倾角 Ω 的函数。至此,我们就建立了直接基于游梁倾角 Ω 的抽油机扭矩因数新计算模型。

2 悬点载荷软测量数学模型的建立

抽油机系统能量流通机理如图2所示。输入电能通过电动机输出将电能转换为电动机转矩,进一步通过曲柄轴传递变为输出扭矩,该扭矩再经过四连杆机构转换

为作用在光杆悬点上的垂直拉力,驱动抽油杆上下运动。据此即可将电动机输入电参数和抽油机悬点载荷联系起来,建立抽油机悬点载荷软测量模型。具体可通过以下各小节中模型的建立实现。

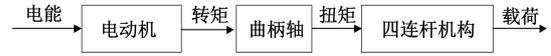


图2 抽油机系统能量流通机理

Fig. 2 Energy flow mechanism of the pumping unit system

2.1 电动机输入电参数与曲柄轴扭矩关联模型建立

游梁式抽油机电机一般采用三相异步电动机,在其稳定运行时,设电动机输入有功功率为 P_1 , 则:

$$P_1 = \sqrt{3} U_1 I_1 \cos \varphi \quad (13)$$

考虑到电动机内部的电能损耗(铜损、铁损等)和转动时的机械损耗等^[15-16],能真正输出到电动机转轴上的有功功率 P_2 为:

$$P_2 = \eta P_1 \quad (14)$$

其中, U_1 为线电压, V; I_1 为线电流, A; $\cos \varphi$ 为功率因数, 无因次; η 为电动机效率, 无因次。

抽油机电机的输出功率与输出转矩存在如下关系:

$$M_d = \frac{P_2}{\omega} = \frac{30P_2}{n_m \pi} = \frac{30\eta P_1}{n_m \pi} \quad (15)$$

式中: M_d 为电动机输出转矩; ω 为电动机角速度; n_m 为电动机轴转速。

由式(13)~(15)可得电动机输出转矩与线电流的关系:

$$M_d = \frac{30\sqrt{3}\eta U_1 I_1 \cos \varphi}{n_m \pi} \quad (16)$$

同时,电动机的输出转矩与其转化到曲柄上的等效驱动力矩有如下关系:

$$M_{ed} = i M_d \eta_E^m \quad (17)$$

式中: i 是减速器传动比; η_E 是传动效率, m 是指数 ($M_d > 0, m = 1, M_d < 0, m = -1$)。当电动机转速和减速器输出轴转速确定时, i 、 η_E 都是已知量。

对于三相异步电动机,假设曲柄匀速转动,则电动机转速为:

$$n_m = ni \quad (18)$$

式中: n 为抽油机冲次。

由式(15)、(17)、(18)得出从电动机转化到曲柄的等效驱动力矩为:

$$M_{ed} = \frac{30P_1 \eta \eta_E^m}{n \pi} \quad (19)$$

式中: n 、 η 、 η_E 均为已知量,即可由电动机输入有功功率 P_1 实现对曲柄输出轴扭矩的计算。

2.2 曲柄轴扭矩与抽油机悬点载荷关联模型建立

抽油机在曲柄输出轴处产生的扭矩会受其平衡方式的影响。目前常用的平衡方式有游梁平衡式、曲柄平衡式和复合平衡式 3 类。本文仅以游梁平衡游梁式抽油机为例作以分析,其他平衡方式类同。抽油机受力如图 3 所示。

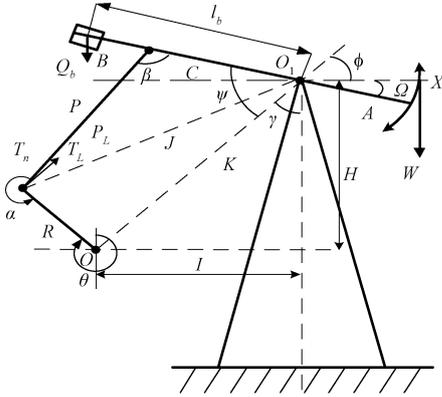


图 3 游梁平衡的抽油机受力分析图

Fig. 3 Force analysis diagram of the pumping unit with beam balance

其中, \$H\$ 为游梁支承中心到减速器输出轴中心的垂直距离,单位为 m; \$I\$ 为游梁支承中心到减速器输出轴中心的水平距离,单位为 m; \$J\$ 为曲柄销轴承中心到游梁支承中心的距离,单位为 m; \$K\$ 为基杆长度,也称极距,减速器输出轴中心到曲柄销轴承中心的距离,单位为 m; \$P\$ 为连杆长度,横梁轴承中心到曲柄销轴承中心的距离,单位为 m; \$W\$ 为悬点载荷,单位为 kN; \$\theta\$ 为曲柄转角,观察时,井口在右侧,分析时设定以曲柄处于 12 点钟的位置为零度,沿曲柄旋转方向度量,单位为度(\$^\circ\$); \$\gamma\$ 为基杆与垂直方向之间的夹角,单位为度(\$^\circ\$)。其余符号定义与本文第 1 节定义相同。

1) 取游梁为研究对象。通过分析游梁受力情况,以游梁支撑点为中心可建立力矩平衡方程,可得连杆力 \$P_L\$ 为:

$$P_L = \left(W \frac{A}{C} - Q_b \frac{l_b}{C} \cos \psi + \frac{Q_b}{g} \frac{l_b^2}{C} \frac{a_c}{A} \right) \frac{1}{\sin \beta} \quad (20)$$

式中: \$W\$ 为悬点载荷,单位为 kN; \$l_b\$ 为游梁平衡重重心到游梁支承中心的距离,单位为 m; \$Q_b\$ 为游梁平衡重重量,单位为 kN; \$a_c\$ 为加速度,单位为 \$\text{m/s}^2\$; \$g\$ 为重力加速度。

则连杆力 \$P_L\$ 在曲柄切向上的分力 \$T_L\$ 为:

$$T_L = - \left(W \frac{A}{C} - Q_b \frac{l_b}{C} \cos \psi + \frac{Q_b}{g} \frac{l_b^2}{C} \frac{a_c}{A} \right) \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \quad (21)$$

2) 取曲柄为研究对象。为提升油井内的抽油杆柱和油柱,减速箱曲柄轴输出扭矩 \$T_n\$ 克服切向力 \$T_L\$ 所产生的扭矩^[17-18],由曲柄平衡条件知:

$$T_n + T_L R = 0 \quad (22)$$

则有:

$$T_n = - T_L R =$$

$$\left(W \frac{A}{C} - Q_b \frac{l_b}{C} \cos \psi + \frac{Q_b}{g} \frac{l_b^2}{C} \frac{a_c}{A} \right) R \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} = \left[W - Q_b \frac{l_b}{A} \left(\cos \psi - \frac{l_b}{A} \frac{a_c}{g} \right) \right] \overline{TF} \quad (23)$$

式(23)中的第 1 项表示悬点载荷 \$W\$ 在曲柄上产生的扭矩,称为油井负荷扭矩,用 \$M_p\$ 表示,则:

$$M_p = \overline{TF} W \quad (24)$$

剩余其他两项为游梁平衡重在曲柄上产生的扭矩,称为游梁平衡扭矩,用 \$M_y\$ 表示,则:

$$M_y = - Q_b \frac{l_b}{A} \left(\cos \psi - \frac{l_b}{A} \frac{a_c}{g} \right) \overline{TF} \quad (25)$$

式(23)中未考虑抽油机游梁、驴头、连杆和横梁等结构部件的自重。当考虑抽油机本身的结构不平衡性时,式(23)可写成:

$$T_n = \left[W - \left(Q_b \frac{l_b}{A} + B \right) \cos \psi - \frac{l_b^2}{A^2} \frac{a_c}{g} Q_b \right] \overline{TF} \quad (26)$$

式中: \$B\$ 为抽油机的结构不平衡重,其值等于连杆与曲柄销脱开时为了保持游梁处于水平位置而需要加在光杆上的力。

为方便工程计算,可忽略游梁摆角及游梁平衡重的惯性力矩的影响^[14],因此将式(26)简化可得到游梁平衡的游梁式抽油机曲柄轴扭矩与悬点载荷关联模型为:

$$T_n = \overline{TF} \left[W - \left(Q_b \frac{l_b}{A} + B \right) \right] \quad (27)$$

2.3 抽油机悬点载荷与电动机输入电参数关联模型建立

游梁式抽油机工作时,由悬点载荷、游梁平衡重在曲柄轴(减速器输出轴)上产生的扭矩与电动机输出给曲柄轴的扭矩相平衡^[19-21],即:

$$M_{ed} = T_n \quad (28)$$

因此,可以通过上面计算建立起悬点载荷、平衡块重量、电动机输入电参数之间的数学模型。

对于采用游梁平衡的游梁式抽油机,有:

$$\frac{30P_1 \eta \eta_E^m}{n\pi} = \overline{TF} \left[(W - B) - Q_b \frac{l_b}{A} \right] \quad (29)$$

则可由电动机输入电参数计算抽油机悬点载荷 \$W\$ 为:

$$W = \frac{30P_1 \eta \eta_E^m}{n\pi \overline{TF}} + \frac{l_b Q_b}{A} + B \quad (30)$$

结合以上所有内容,由电动机输入电参数可反演抽油机悬点载荷,即建立了游梁平衡式抽油机悬点载荷的软测量模型。

3 仿真与优化

基于上述搭建的抽油机悬点载荷软测量模型,结合实测电动机输入电参数、游梁倾角值及四连杆机构和平衡装置参数,利用 MATLAB 对已搭建的数学模型进行仿真分析与优化设计。现仅以长庆油田采油一厂王窑作业区王 85-25 井及配套 CYJY5-1.8-13HY 型抽油机为例进行仿真计算。由于抽油机几何尺寸对扭矩系数的计算影响较大,所以对该抽油机几何尺寸进行了实际测量核准。实际核准后的数据及 CYJY5-1.8-13HY 型抽油机基本参数如表 1 所示。

表 1 仿真与优化基本参数

Table 1 Basic parameters of simulation and optimization

抽油机型号	CYJY5-1.8-13HY
游梁前臂长度 A/m	1.610
游梁后臂长度 C/m	1.520
连杆长度 P/m	2.666
曲柄长度 R/m	0.677
基杆长度 K/m	3.400
垂直距离 H/m	2.940
水平距离 L/m	1.710
游梁平衡重重心到游梁支承中心的距离 l_b/m	2.530
冲次 n/min^{-1}	3.4
电动机额定功率 P_1/kW	由式(13)实时计算
电动机效率 η	0.9
传动效率 η_E	0.85
旋转方向	顺时针
结构不平衡重 B/kN	-0.3
游梁平衡重 Q_b/kN	5
扭矩因数 \overline{TF}/m	由式(12)实时计算

用倾角传感器(型号 MSH527)测得的该抽油机游梁倾角 Ω 曲线如图 4 所示。通过游梁倾角 Ω 、四连杆机构基本参数由式(12)仿真获得该抽油机的扭矩因数曲线,如图 5 所示。

该抽油机井的实测电动机输入功率曲线如图 6 所示。利用式(30)中抽油机悬点载荷与电动机输入电参数的关联仿真模型,仿真得到抽油机悬点载荷曲线如图 7 所示。

在图 7 中 A、B、C 处,有个别数据值出现不收敛现象,即出现一些突变值,其主要原因有:1)在上下死点处,悬点加速度反向、光杆移动位移小,载荷可能发生了突变^[22],但这种突变是由于油井或泵工况故障造成的,属于可疑突变,此突变值称为可疑突变值,应保留;2)在上、下死点处,式(12)中 β_2 为 0 或 180° ,扭矩因数为 0,而在

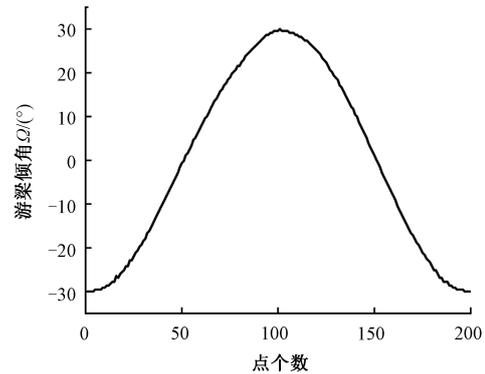


图 4 游梁倾角 Ω 数据

Fig. 4 Inclination data of beam

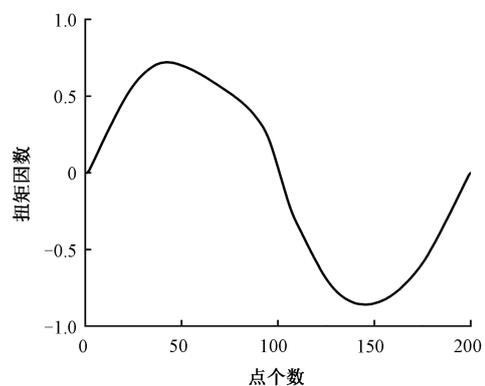


图 5 扭矩因数 \overline{TF} 数据

Fig. 5 Torque factor data

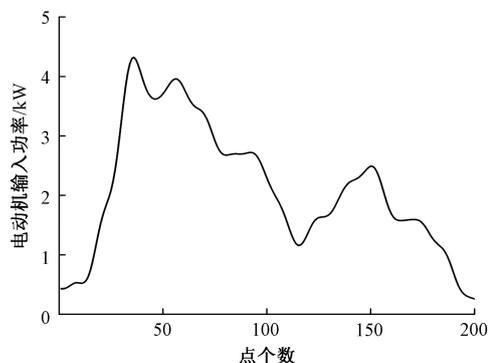


图 6 1 个冲次内电动机输入功率曲线

Fig. 6 Motor input power curve in one stroke

式(30)中,扭矩因数为分母,因此在数学比值计算过程中会出现奇异点而使数据计算结果发生突变,这种突变是由计算模型造成的,属于奇异突变,此突变值称为奇异突变值,应予以剔除。这样才能保证悬点载荷测量的准确性,达到更好的工况分析效果。

为了准确区分可疑突变值和奇异突变值,必须遵循一定的数据处理原则用误差分布的规律来分析判断。常用的检验方法有 3σ 准则、箱形图法、肖维涅准则等。本

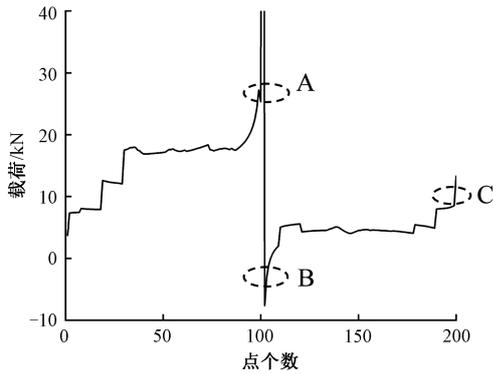


图7 1个冲次内软测量载荷曲线

Fig.7 Load curve of the soft-sensing in one stroke

文借助于肖维涅数据取舍标准^[23-24]来决定可疑突变值和奇异突变值的取舍,方法如下。

- 1) 计算一个冲程周期的载荷值数据的标准误差 d 和 n 个数据的平均值 \bar{W} ;
- 2) 根据采样次数 n 查询肖维涅数据取舍标准表得置信系数 k , 计算极限误差即置信限 $k_d, k_d = kd$;
- 3) 用 $W_i - \bar{W}$ 与 k_d 进行比较, 若 $|W_i - \bar{W}| > k_d$ 则弃去, 反之保留。

对图7中通过电参数反演的悬点载荷数据用肖维涅数据取舍标准进行奇异突变值剔除之后得到的载荷曲线如图8所示。

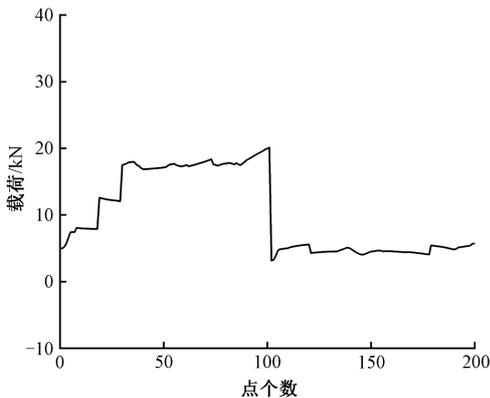


图8 1个冲次内剔除奇异突变值后的软测量载荷曲线

Fig.8 Soft-sensing load curve after eliminating singular mutation values in 1 stroke

对比图7和8可以看出,利用肖维涅数据取舍标准可保留由泵工况引起的可疑突变值、正确剔除由数学计算出现结果不收敛情况引起的奇异突变值,使第2节所建立的悬点载荷模型所得的结果更加准确,在不丢失抽油机系统故障信息的情况下正确绘制载荷曲线,发挥载

荷数据在抽油机井工况诊断中的重要作用。

图9是通过装设在该抽油机悬点处的既有载荷传感器(型号TJH-17C,为了保证测量精度,实验时在长庆油田采油一厂测试大队仪表室对其进行了校准,其精度为0.5%)实测的悬点载荷曲线图。与图8对比可以发现,由电参数反演的软测量悬点载荷曲线噪声干扰较多。因此,还需要对反演所得载荷曲线进行平滑处理。在工程应用中,均值滤波对于周期性的干扰有很好的抑制作用,利用均值滤波法可消除噪声,使载荷曲线平滑。均值滤波实际上就是对输出值进行平均操作,其方法是先构造滤波模板($n=2,3,4,\dots$),然后利用模板对曲线进行滤波处理。对剔除奇异突变值后由电参数反演的软测量悬点载荷曲线图8进行均值滤波处理,结果如图10所示。

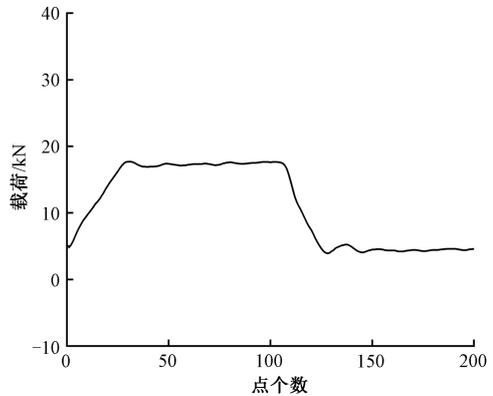


图9 1个冲次内实测载荷曲线

Fig.9 Load curve measured in one stroke

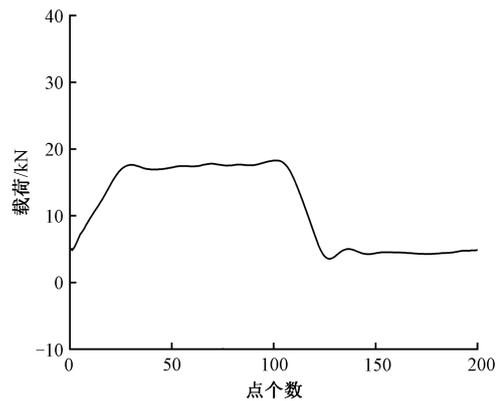


图10 1个冲次内均值滤波后的软测量载荷曲线

Fig.10 Soft-sensing load curve after average filtering in one impulse

与图8相比,可以观察到图10通过均值滤波后,其载荷曲线更加平滑,更能反映出实际载荷曲线的变化趋势。

4 工程实验及分析

4.1 游梁式抽油机悬点载荷软测量测控平台的搭建

为了验证上述建立的抽油机悬点载荷软测量模型在工程实际应用中的准确性和稳定性,搭建了游梁式抽油机悬点载荷软测量智能测控平台硬件结构,包括电参量采集单元、电参量处理单元和输出执行单元3部分。

工作时,电参量采集单元通过电压、电流互感器采集实时三相瞬时电压(u_a, u_b, u_c)和三相瞬时电流值(i_a, i_b, i_c)、通过游梁倾角传感器采集游梁倾角模拟量信号,经信号调理电路滤波、数字化后传输给电参量处理单元;电参量处理单元由单片机、DSP和CPLD逻辑与组合单元组成,主要完成驱动电动机输入平均电功率的计算、游梁倾角的获取,以及通过已搭建的抽油机悬点载荷与电动机输入电参数关联模型计算悬点载荷等工作;输出执行单元进行控制逻辑的输出。

4.2 游梁式抽油机悬点载荷软测量现场试验及分析

设计的游梁式抽油机悬点载荷软测量智能测控平台在实验室进行模拟实验后,通过控制箱完成与外部现场的接线,在长庆油田采油一厂4个作业区120口不同种类的油井上进行了现场实验与应用,安装的实物图如图11所示。

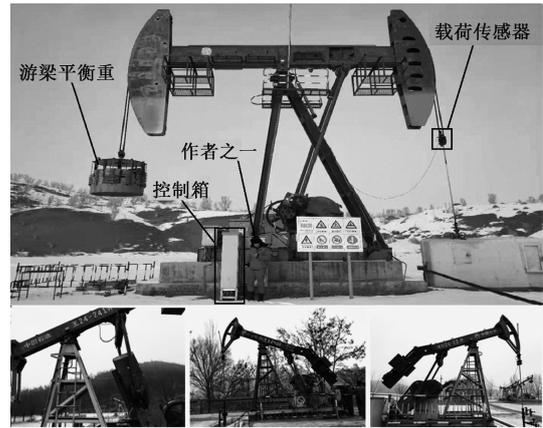
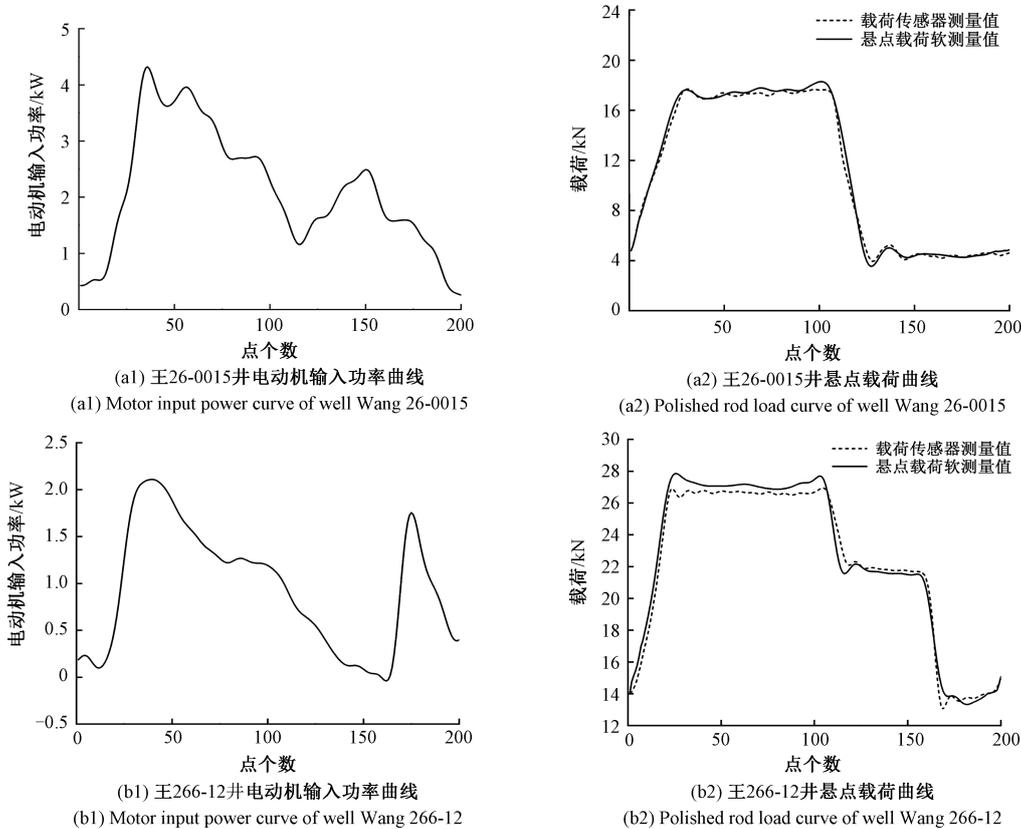
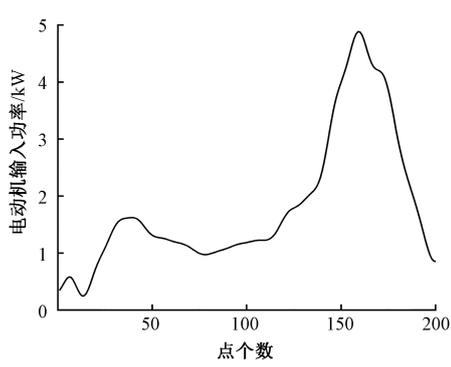


图11 油田井场现场实验

Fig. 11 Field experiment on the oil field well site

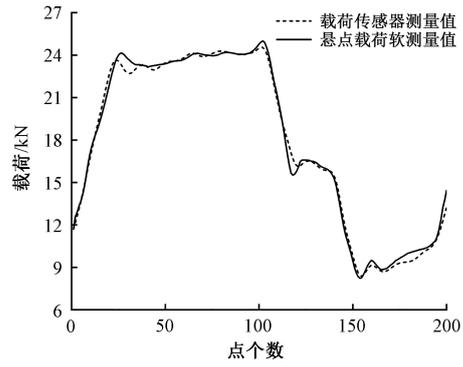
图12为其中典型10口油井的电动机输入功率实测曲线图、本文提出的软测量方法对悬点载荷的实际测量结果曲线图、用既有载荷传感器测量悬点载荷结果曲线图。这10口油井的选取原则,主要基于他们不同的安装地点、不同的抽油机和电动机型号、不同的电动机功率等要素。其余110口油井抽油机悬点载荷的测量数据因篇幅限制,不再在文中赘述,但它们的测量误差均小于本文选取的这10口典型样例,不影响本文工程应用结论。





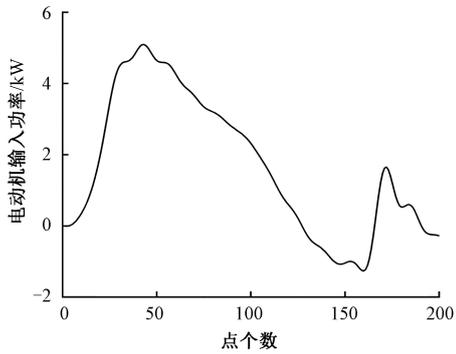
(c1) 王8-111井电动机输入功率曲线

(c1) Motor input power curve of well Wang 8-111



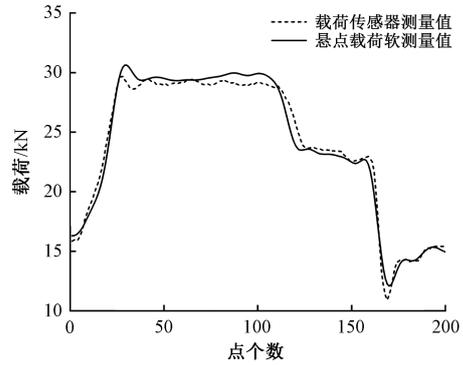
(c2) 王8-111井悬点载荷曲线

(c2) Polished rod load curve of well Wang 8-111



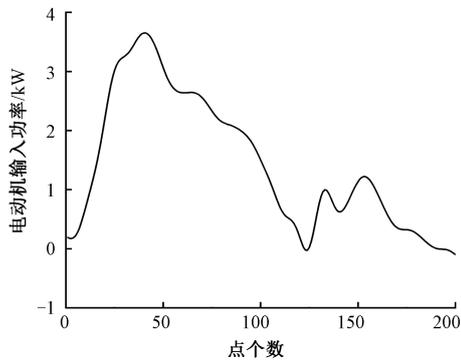
(d1) 王28-5井电动机输入功率曲线

(d1) Motor input power curve of well Wang 28-5



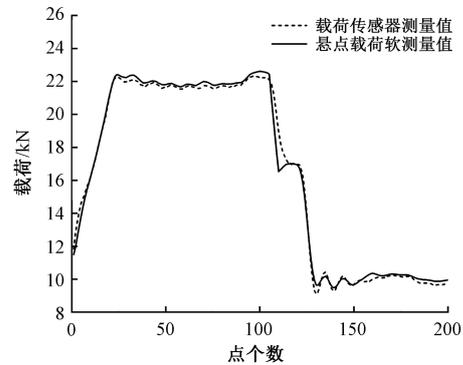
(d2) 王28-5井悬点载荷曲线

(d2) Polished rod load curve of well Wang 28-5



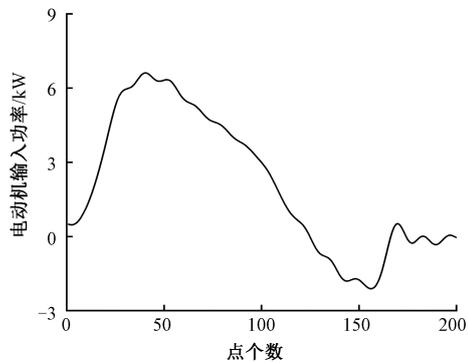
(e1) 王267-18井电动机输入功率曲线

(e1) Motor input power curve of well Wang 267-18



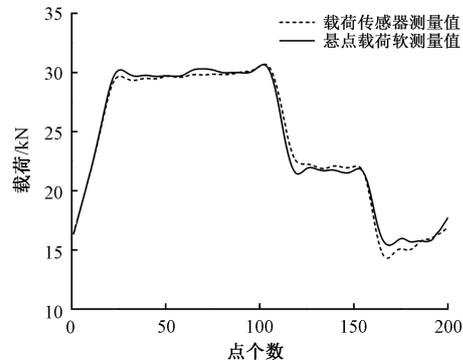
(e2) 王267-18井悬点载荷曲线

(e2) Polished rod load curve of well Wang 267-18



(f1) 王27-2井电动机输入功率曲线

(f1) Motor input power curve of well Wang 27-2



(f2) 王27-2井悬点载荷曲线

(f2) Polished rod load curve of well Wang 27-2

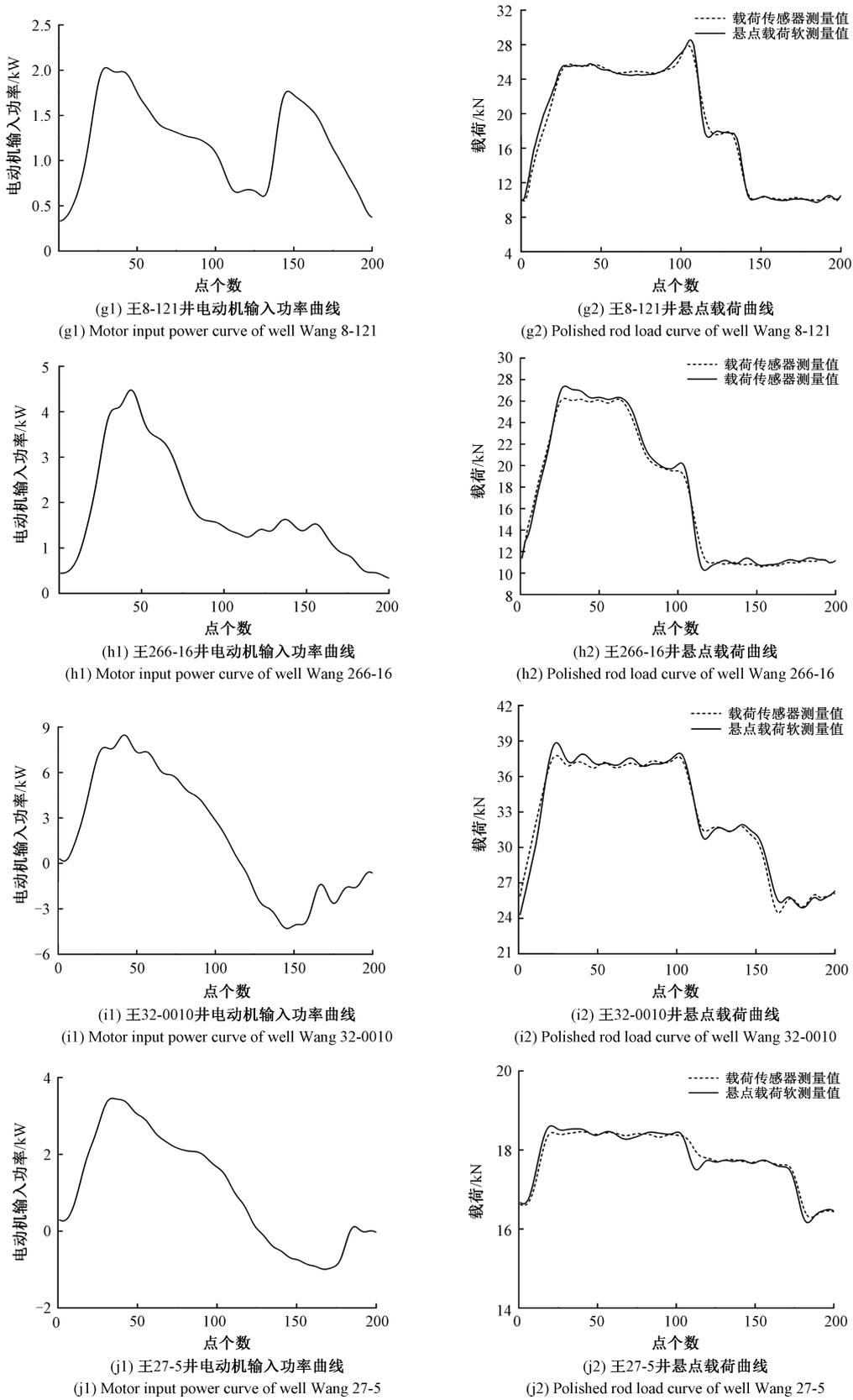


图12 10口油井电动机输入功率曲线与悬点载荷曲线

Fig. 12 Motor input power curves and suspension load curves of 10 oil wells

从图 12 可以看出,本文提出的软测量方法(用式(30)计算)对悬点载荷的实际测量结果曲线和用既有载荷传感器对悬点载荷的实际测量结果曲线具有较高的吻合度。

在选取的 10 口典型油井中,利用本文提出的软测量方法和既有载荷传感器分别对悬点载荷进行实际测量,其最大、最小载荷数据结果如表 2 所示。

表 2 载荷传感器与软测量方法测量的最大、最小载荷值
Table 2 Maximum and minimum load values measured by the load sensor and the soft sensing method

井号	参数/kN	计算载荷/kN	实测载荷/kN	相对误差/%
王 26_0015	最大载荷	18.29	17.71	3.27
	最小载荷	3.61	3.82	-5.50
王 266-12	最大载荷	27.85	26.94	3.38
	最小载荷	13.33	13.02	2.38
王 8-111	最大载荷	25.01	24.56	1.83
	最小载荷	8.22	8.36	-1.67
王 28-5	最大载荷	30.63	29.67	3.24
	最小载荷	11.99	11.24	6.67
王 267-18	最大载荷	22.61	22.31	1.34
	最小载荷	9.49	9.10	4.29
王 27-2	最大载荷	30.48	30.78	-0.97
	最小载荷	15.24	14.42	5.69
王 8-121	最大载荷	28.56	27.89	2.40
	最小载荷	9.71	9.09	6.82
王 266-16	最大载荷	27.39	26.25	3.34
	最小载荷	10.25	10.59	-3.21
王 32-0010	最大载荷	38.87	37.78	2.89
	最小载荷	24.88	24.47	1.68
王 27-5	最大载荷	18.61	18.47	0.76
	最小载荷	16.16	16.29	-0.80
最大载荷平均相对误差/%			2.34	
最小载荷平均相对误差/%			3.87	

为了进一步分析本文提出的悬点载荷软测量方法实际测量效果,对所选取 10 口典型油井中的每口油井,分别用软测量方法和既有载荷传感器法,在一个冲次内各自采集 200 点数据(10 口井总计 2 000 个数据),逐一一对比,具体数据及相对误差如图 13 所示。

结合表 2 和图 13 分析可以看出,悬点载荷软测量方法测量的实际最大载荷与载荷传感器测量的实际最大载荷之间平均相对误差为 2.34%,对最小载荷测量的平均相对误差为 3.87%。以上工程应用及实验结果证明该悬

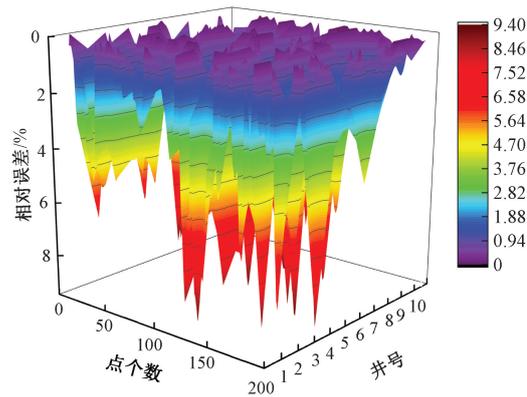


图 13 10 口油井 2 000 点载荷数据的相对误差分布图
Fig. 13 Relative error distribution of 2000 point load data of 10 oil wells

点载荷软测量方法准确可行,适合工程实际应用要求。但是,因本文建立的悬点载荷软测量模型中含有抽油机系统四连杆机械参数等固有参量,故在实际应用时,需要对这些参量进行提前获取并校准,使得测量准备工作量有所增加。

5 结 论

本文利用游梁倾角直接替代惯用的曲柄转角建立的抽油机扭矩因数新数学模型,能准确、方便实现扭矩因数的工程测量。在分析游梁式抽油机系统运动规律和能量流通机理的基础上,建立的电动机输入电参数、抽油机四连杆机构参数、抽油机驴头悬点载荷之间的关联关系以及提出的游梁式抽油机悬点载荷软测量方法,经油田现场多口不同类别油井试验和应用验证,结果表明其能实现对悬点载荷的在线准确软测量,稳定性好,工程实用性强,能够适合油田现场的生产要求。

参考文献

[1] 曹培媛. 抽油机井示功图测量方法发展探讨[J]. 化学工程与装备,2019(2):181-182.
CAO P Y. Discussion on the development of indicator diagram measurement method for pumping wells [J]. Chemical Engineering and Equipment, 2019 (2): 181-182.

[2] 赵怀军, 常文婷, 张燕, 等. 游梁式抽油机冲次软测量方法研究 [J]. 仪器仪表学报, 2017, 38 (12): 2972-2979.
ZHAO H J, CHANG W T, ZHANG Y, et al. Soft-sensing method of beam pumping unit strokes per minute [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2017, 38 (12): 2972-2979.

[3] 田海峰, 余先川. 基于位置感知和位移复用的示功图

- 传感系统设计[J]. 仪器仪表学报, 2019, 40(3): 172-180.
- TIAN H F, YU X CH. Design of indicator diagram sensing system based on position sensing and displacement multiplexing [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2019, 40(3): 172-180.
- [4] 张乃禄, 尚飞跃, 黄蓉, 等. 抽油机示功图电参一体化同步采集器的研制[J]. 油气田地面工程, 2016, 35(4): 66-69.
- ZHANG N L, SHANG F Y, HUANG R, et al. The development of synchronous acquisition instrument of indicator diagram and electrical parameter for pumping unit [J]. Oil-Gas Field Surface Engineering, 2016, 35(4): 66-69.
- [5] 陈培毅, 姚春东, 董世民, 等. 基于抽油机实测电功率的悬点示功图仿真模型[J]. 石油机械, 2013, 41(11): 91-95.
- CHEN P Y, YAO CH D, DONG SH M, et al. Simulation model of polished rod indicator diagram based on measured electrical power of pumping unit[J]. China Petroleum Machinery, 2013, 41(11): 91-95.
- [6] DALE R D, ZELIMIR S. An improved model for sucker rod pumping [J]. Society of Petroleum Engineers Journal, 1983, 23(1): 33-41.
- [7] 余国安, 邬亦炯, 王国源. 有杆泵抽油井的三维振动[J]. 石油学报, 1989(2): 76-83.
- YU G AN, WU Y J, WANG G Y. Three dimensional vibration of sucker rod pumping wells[J]. Acta Petrolei Sinica, 1989(2): 76-83.
- [8] GIBBS S G. Utility of motor-speed measurements in pumping-well analysis and control [J]. Spe Production Engineering, 1984, 2(3): 199-208.
- [9] 杨敏嘉, 苏贻新, 刘景芳. 从测电机转速分析抽油机工况的研究与实践[J]. 石油矿场机械, 1993(6): 21-26.
- YANG M J, SU Y X, LIU J F. Research and practice of analyzing pumping unit working condition by measuring motor speed [J]. Oil Field Equipment, 1993(6): 21-26.
- [10] 李虎君, 李英, 龙黔胜. 用实测功率曲线计算前置式抽油机井的示功图[J]. 石油矿场机械, 1992(5): 33-37.
- LI H J, LI Y, LONG Q SH. Calculation of dynamometer diagram of the pre pumping well with measured power curve[J]. Oil Field Equipment, 1992(5): 33-37.
- [11] 付玉佳. 提高抽油机井系统效率的方法研究[J]. 石油石化节能, 2018, 8(7): 1-3.
- FU Y J. Research on improving the efficiency of pumping well system [J]. Energy Conservation in Petroleum and Petrochemical, 2018, 8(7): 1-3.
- [12] LYU H, LIU J, HAN J, et al. An energy saving system for a beam pumping unit [J]. Sensors, 2016, 16: 685.
- [13] NATTAPONG P, SOMKIEAT T. Implementation of variable speed drive for oil-pump system [J]. Applied Mechanics and Materials, 2018, 4626: 188-195.
- [14] 张建军, 李向齐, 石惠宁. 游梁式抽油机设计计算[M]. 北京: 石油工业出版社, 2005: 9-11.
- ZHANG J J, LI X Q, SHI H N. Design calculation of beam pumping unit [M]. Beijing: Petroleum Industry Press, 2005: 9-11.
- [15] 刘文俊, 李学明, 陈志文, 等. 基于频率自适应 PLL 的传动系统牵引电机转速实时估计[J]. 电子测量与仪器学报, 2020, 34(5): 157-164.
- LIU W J, LI X M, CHEN ZH W, et al. Real-time estimation of traction motor speed of transmission system based on frequency adaptive PLL [J]. Journal of Electronic Measurement and Instrumentation, 2020, 34(5): 157-164.
- [16] ZHAO H J, ZHANG Y, ZHU L J, et al. Power integration based dynamic equilibrium measurement and control device of beam pumping unit [C]. 2016 IEEE International Instrumentation and Measurement Technology Conference Proceedings, IEEE, 2016: 1-6.
- [17] ZHANG Y, QIU Z M, ZHAO H J, et al. Power integration based dynamic equilibrium identification method of beam pumping system [C]. 2016 Annual IEEE Systems Conference, IEEE, 2016: 1-6.
- [18] 张江安, 杨洪柏. 用于电能计量芯片的无功功率计量方法 [J]. 电子测量与仪器学报, 2020, 34(2): 188-194.
- ZHANG J AN, YANG H B. Reactive power measurement method for electric energy measurement chip [J]. Journal of Electronic Measurement and Instrumentation, 2020, 34(2): 188-194.
- [19] 詹国兵, 宗子皓, 吉智. 采用扩展卡尔曼滤波的永磁同步电机转矩控制[J]. 微电机, 2020, 53(10): 94-98, 106.
- ZHAN G B, ZONG Z H, JI ZH. Torque control of permanent magnet synchronous motor using extended Kalman filter [J]. Micromotor, 2020, 53(10): 94-98, 106.
- [20] 宋微, 冯子明, 张德实, 等. 游梁式抽油机变速驱动优化建模与节能机理研究 [J]. 化工机械, 2020, 47(3): 348-354.
- SONG W, FENG Z M, ZHANG D SH, et al. Optimization modeling and energy saving mechanism of

- variable speed drive of beam pumping units [J]. Chemical Machinery, 2020, 47 (3): 348-354.
- [21] 王博, 赵海森, 李和明, 等. 用于模拟游梁式抽油机电机动态负荷的测试系统设计及应用[J]. 中国电机工程学报, 2014, 34(21): 3488-3495.
- WANG B, ZHAO H S, LI H M, et al. Design and applications of the testing system with dynamic load for beam pumping motor [J]. Proceedings of the CSEE, 2014, 34(21): 3488-3495.
- [22] 杨胡坤, 张岩, 王守龙, 等. 利用电机工作参数预测油井液面深度的研究[J]. 北京石油化工学院学报, 2016, 24(4): 48-53.
- YANG H K, ZHANG Y, WANG SH L, et al. Study on predicting the dynamic level depth of oil wells by using the working parameters of electric motor [J]. Journal of Beijing Institute of Petrochemical Industry, 2016, 24 (4): 48-53.
- [23] 袁斌, 朱正伟, 周谢益. 一种精确节能型无线瓦斯传感系统的研究[J]. 自动化仪表, 2016, 37(6): 59-61.
- YUAN B, ZHU ZH W, ZHOU X Y. Research on an accurate and energy-saving wireless gas sensing system [J]. Automation instrument, 2016, 37 (6): 59-61.
- [24] 王立舒, 李岩, 梁秋艳, 等. 基于改进肖维涅算法的温室环境数据采集[J]. 农业工程学报, 2015, 31(5): 212-217.
- WANG L SH, LI Y, LIANG Q Y, et al. Greenhouse environmental data collection based on improved

chauvenet's criterion [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2015, 31 (5): 212-217.

作者简介



赵怀军, 1991年于中国计量大学获得学士学位, 1996年于西安理工大学获得硕士学位, 2007年于西北工业大学获得博士学位, 现为西安理工大学副教授, 主要研究方向为检测技术及自动化装置。

E-mail: zhj0858@sohu.com

Zhao Huaijun received his B. Sc. degree from China Jiliang University in 1991, received his M. Sc. degree from Xi'an University of Technology in 1996, and received his Ph. D. degree from Northwestern Polytechnical University in 2007. He is currently an associate professor at Xi'an University of Technology. His main interests include detection technology and automation equipment.



贺可可 (通信作者), 2018年于西安理工大学获得学士学位, 现为西安理工大学硕士研究生, 主要研究方向为测试计量技术及仪器。

E-mail: 577757880@qq.com

He Keke (Corresponding author) received his B. Sc. degree from Xi'an University of Technology in 2018. He is currently a master student at Xi'an University of Technology. His main research interests include test, measurement technology and instrument.