

文章编号: 0253-2697(2013)06-1189-06 DOI:10. 7623/syxb201306021

大斜度井电泵举升管柱扶正器间距的计算

孙 浩 刘清友

(西南石油大学机电工程学院 四川成都 610500)

摘要:电泵举升管柱加装扶正器可保持油管和套管之间的合理间隙,防止电泵电缆遭到挤压和磨损。扶正器的安装主要依靠经验判断,缺乏理论依据和计算方法,既增加了生产成本,又增大了井下事故的风险。在综合了井眼轨迹、油管柱内外液体密度、扶正器和套管内壁摩擦、管柱自重、油/套管几何参数等因素对管柱受力和变形影响的基础上,结合现场生产实际工况,运用微元法建立了大斜度井三维井眼电泵举升管柱力学模型,实现了不同工况条件下油管柱的受力与变形分析计算;结合两扶正器之间油管横向变形计算模型,建立了油管扶正器间距的计算模型,并开发了计算机辅助分析计算软件;通过实例验证了油管扶正器间距计算模型的可靠性。研究结果对于扶正器现场安装具有一定的理论指导意义。

关键词:大斜度井;扶正器;合理间距;模型建立;软件开发

中图分类号:TE933

文献标识码:A

Reasonable spacing calculation of centralizers of submersible pump lifting string in highly deviated wells

SUN Hao LIU Qingyou

(School of Mechanical Engineering, Southwest Petroleum University, Chengdu 610500, China)

Abstract: A centralizer installed on electric submersible pump can maintain a reasonable gap between the string and casing during lifting string and effectively prevent the pump from cable extrusion and abrasion. At present, the installation of centralizers in domestic oilfields depends usually on experiences, lacking theoretical bases and computational methods for how to scientifically determine a reasonable spacing of centralizers, however, which, is susceptible to the increase of production cost and the risk of downhole accidents. Based on comprehensively considering the influences of various factors on the forces and deformation of a string, including wellbore trajectory, liquid density inside and outside the flow string, friction between a centralizer and internal walls of the casing, the self-weight of a string and geometrical dimensions of the annulus, a micro-element method was used to establish a mechanical model for lifting string of three-dimensional borehole electric pump in highly deviated wells. With which the forces and deformation of a string under different operation conditions can be analyzed and calculated. According to the principle that electric pump cables cannot be squeezed, centralizer spacing calculation model was deduced from computational model for the maximum lateral deformation between centralizers. Moreover, computer-aided design software was developed based on the above-mentioned theoretical models. Calculation results proved that this new computational model is reliable and the software has a high computational accuracy, thus, the present study is of somewhat guiding importance to the in-situ installation of centralizers.

Key words: highly deviated well; centralizer; reasonable spacing; modeling; software development

电动潜油离心泵(简称电潜泵),因其设备结构简单、效率高、排量大等优点,在国内外油田得到广泛应用。在油田使用电潜泵作业过程中,必须保证合理的油套间隙以防止电缆与套管内壁接触,挤压、磨损电缆,影响电泵的正常工作。在油管上加装扶正器可保证油管和套管的合理间隙。

国内外学者对抽油杆柱以及套管柱扶正器的安放间距和位置都做了大量的研究工作,并且重点开展了水平井、定向井、斜井的杆管柱扶正器安放间距和位置

的研究^[1-5]。但是,目前关于电泵举升管柱扶正器安放间距的研究却较少,还没有关于电泵举升管柱扶正器安放位置的标准和计算方法,油田生产使用电潜泵作业时也是凭借经验确定扶正器的间距和位置,缺少可靠的理论指导,常常由于扶正器间距不合理导致井下事故。特别是对于大斜度井,井斜角大、造斜段长、井眼曲率变化大,如果油管扶正器间距过小,会增加扶正器的安放数量,导致油管柱刚度增加,使上提下放摩阻增大、成本增加^[6-10];如果扶正器间距过大,则可能无

基金项目:国家自然科学基金项目(No. 50874096)和国家重大科技专项(2011ZX05050)资助。

第一作者及通信作者:孙 浩,男,1988年1月生,2011年获西南石油大学机电工程专业学士学位,现为西南石油大学机电工程专业硕士研究生,主要从事石油与天然气装备现代设计与仿真方面的研究工作。Email:578278837@qq.com

法保证油管和套管的间隙值,容易造成电缆的挤压和磨损。所以合理地布置扶正器的安放间距对油田安全高效生产有着非常重要的意义。

1 大斜度井电泵举升管柱力学模型

1.1 大斜度井电泵举升管柱模型的建立

为了建立科学合理的大斜度井电泵举升管柱力学模型,对井眼及相关条件作如下基本假设^[11]:①油管柱中心轴线与井眼中心轴线平行;②相邻扶正器间的油管线密度及截面积相同;③不考虑油管扶正器的长度和重力;④扶正器与套管内壁之间为铰链支承;⑤不考虑动载的影响;⑥由于油管的自重,扶正器与套管内壁下侧接触。

根据上述假设条件,建立扶正器-油管简化模型(图 1),增斜井段两相邻油管上安装 3 个扶正器,分别安装于 A、B、C3 处,A 端为油管上端,C 端为油管下端,假设两段油管 BC 和 AB 长度分别为 L_i 和 L_{i+1} 。从 B、C 点处截开,取油管 BC 和扶正器 B、C 作为研究对象。

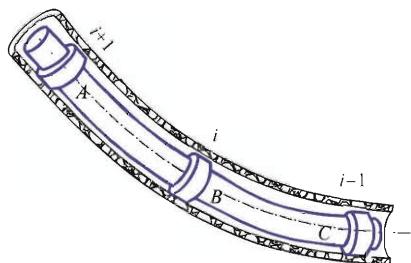


图 1 扶正器-油管简化模型

Fig. 1 Centralizer-oil tube simplified model

建立直角坐标系 $O-XYH$, X 、 Y 、 H 三轴的正向分别取正北、正东和指向地心,其方向向量分别为 i 、 j 、 k ^[12]。 B 、 C 扶正器受力如图 2 所示,其中作用在第 i 个扶正器上的力有:套管内壁对扶正器的支反力 N_i ;扶正器上、下两边油管对扶正器的作用剪力 N'_i 和 N''_i ;与油管运动方向相反的摩擦力 μN_i ;扶正器上、下两端油管对扶正器的轴向力 T'_i 和 T''_i 。 BC 段油管在三维井眼内空间受力和变形如图 3 所示,可假设该段油管为一段圆弧,圆心为 O' ,其在水平面上的投影为

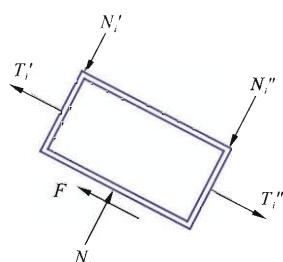


图 2 第 i 个扶正器受力示意图

Fig. 2 The schematic diagram of i -th centralizer force

图中红色曲线,其中 BC 段油管在 B 、 C 两端受轴向力为 T_i'' 和 T_{i-1}' ,内弯矩为 M_i 和 M_{i-1} ,剪力为 N_i'' 和 N_{i-1}'' ,沿 BC 段作用的均布油管浮重为 w_i ^[13]。其他扶正器和扶正器之间的油管受力与之类似。

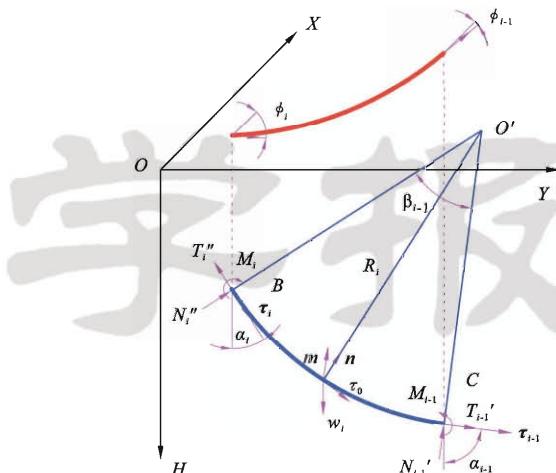


图 3 三维井眼内增斜井段两扶正器间油管受力和变形模型

Fig. 3 Force and deformation of tubing between two centralizers in 3D buildup wellbore

图 3 中的全角变化率 β 可由鲁宾斯基全角公式^[14]计算如下

$$\cos\beta_{i-1} = \cos\alpha_{i-1}\cos\alpha_i + \sin\alpha_{i-1}\sin\alpha_i\cos(\phi_{i-1} - \phi_i) \quad (1)$$

式中: α_i 、 ϕ_i 分别为该段油管上端点的井斜角和方位角,(°); α_{i-1} 、 ϕ_{i-1} 分别为该段油管下端点的井斜角和方位角,(°)。

图 3 中油管单位副法向量计算如下

$$\mathbf{m} = \frac{\boldsymbol{\tau}_i \times \boldsymbol{\tau}_{i-1}}{\sin\beta_{i-1}} = m_1\mathbf{i} + m_2\mathbf{j} + m_3\mathbf{k} \quad (2)$$

式中: \mathbf{i} 、 \mathbf{j} 、 \mathbf{k} 为单位向量, m_1 、 m_2 、 m_3 分别为 \mathbf{i} 、 \mathbf{j} 、 \mathbf{k} 方向的分量; $\boldsymbol{\tau}_{i-1}$ 、 $\boldsymbol{\tau}_i$ 为油管两端点的单位切向量,分别为

$$\boldsymbol{\tau}_{i-1} = i\sin\alpha_{i-1}\cos\phi_{i-1} + j\sin\alpha_{i-1}\sin\phi_{i-1} + k\cos\alpha_{i-1} \quad (3)$$

$$\boldsymbol{\tau}_i = i\sin\alpha_i\cos\phi_i + j\sin\alpha_i\sin\phi_i + k\cos\alpha_i \quad (4)$$

油管中点单位主法向量计算如下

$$\mathbf{n} = \mathbf{m} \times \boldsymbol{\tau}_0 = n_1\mathbf{i} + n_2\mathbf{j} + n_3\mathbf{k} \quad (5)$$

式中: n_1 、 n_2 、 n_3 分别为 \mathbf{i} 、 \mathbf{j} 、 \mathbf{k} 方向的分量; $\boldsymbol{\tau}_0$ 为油管中点单位切向量,可表示为

$$\boldsymbol{\tau}_0 = \frac{\boldsymbol{\tau}_{i-1} + \boldsymbol{\tau}_i}{|\boldsymbol{\tau}_{i-1} + \boldsymbol{\tau}_i|} = \tau_1\mathbf{i} + \tau_2\mathbf{j} + \tau_3\mathbf{k} \quad (6)$$

其中 τ_1 、 τ_2 、 τ_3 分别为 \mathbf{i} 、 \mathbf{j} 、 \mathbf{k} 方向的分量。

1.2 大斜度井油管轴向载荷的计算

计算扶正器的安放间距前必须先求出油管柱的轴向载荷。如图 2、图 3,在三维井眼中,油管柱轴向载荷是由油管自重、扶正器与套管内壁的摩擦、流体的浮

力、油管的弯曲等作用综合产生的。将油管柱三维空间问题分解到全角平面(R 平面)和垂直于全角平面的平面(P 平面)进行分析。通过扶正器及两相邻油管段的静力平衡和力矩平衡可以得出扶正器上端和下端轴向力 T'_i 、 T''_i 的计算模型

$$T'_i = T''_i \pm \mu N_i = T'_{i-1} \pm \mu N_i + w_i L_i \cos \bar{\alpha}_{i-1} + (M_{R(i-1)} - M_{Ri})/R_i \quad (7)$$

$$T''_i = T'_{i-1} + w_i L_i \cos \bar{\alpha}_{i-1} + (M_{R(i-1)} - M_{Ri})/R_i \quad (8)$$

$$w_i = w(1 - \rho_m/\rho_s) \quad (9)$$

式中: μ 为扶正器与套管内壁的摩擦系数; μN_i 为扶正器与套管内壁的摩阻, N_i 为两相邻扶正器间油管两端井斜角的平均值, $\bar{\alpha}_{i-1} = (\alpha_i + \alpha_{i-1})/2, (\circ)$; R_i 为 R 平面内弯曲弧段油管半径, $R_i = L_i/\beta_{i-1}$,m; w 为油管在空气中的单位重力,N/m; ρ_m 为环空液体密度,kg/m³; ρ_s 为油管钢材的密度,kg/m³; M_{Ri} 为 R 平面内的第*i*个内弯矩,N/m; L_i 为第*i*段油管的长度,m。

在式(7)中,若上提则为“+”,下放则为“-”则有

$$N_i = \sqrt{N_{Pi}^2 + N_{Ri}^2} \quad (10)$$

式中: N_i 是扶正器所受的径向压力(是 R 平面和 P 平面的径向压力的矢量和),N。 N_{Pi} 为扶正器在 P 平面内的径向力,N; N_{Ri} 为扶正器在 R 平面内的径向力,N。

在 R 平面内扶正器所受的径向压力 N_{Ri} 为该平面内扶正器上、下两边油管对扶正器的作用剪力 N'_{Ri} 、 N''_{Ri} 之和:

$$N_{Ri} = N'_{Ri} + N''_{Ri}$$

对于增斜段,则有

$$N'_{Ri} = \frac{-T'_i(1 - \cos \beta_i) - w_{RY(i+1)} L_{i+1} \sin \frac{\beta_i}{2}}{\sin \beta_i} - \frac{\frac{1}{2} w_{RX(i+1)} L_{i+1} (1 - \cos \frac{\beta_i}{2} + \frac{M_{R(i+1)} - M_{Ri}}{R_{i+1}})}{\sin \beta_i} \quad (11)$$

$$N''_{Ri} = \frac{-T''_i(1 - \cos \beta_{i-1}) - w_{RYi} L_i \sin \frac{\beta_{i-1}}{2}}{\sin \beta_{i-1}} - \frac{\frac{1}{2} w_{RXi} L_i (1 - \cos \frac{\beta_{i-1}}{2} + \frac{M_{R(i-1)} - M_{Ri}}{R_i})}{\sin \beta_{i-1}} \quad (12)$$

式中: w_{RYi} 为在 R 平面垂直油管轴向的均布载荷分量, $w_{RYi} = w_i k \cdot n = w_i n_3, N/m$; w_{RXi} 为在 R 平面沿油管轴向的均布载荷分量, $w_{RXi} = w_i k \cdot \tau_0 = w_i \tau_3, N/m$ 。

对于降斜段 N'_{Ri} 、 N''_{Ri} 的计算公式为增斜段计算公式分别乘以“-1”。

在 P 平面内,扶正器所受径向力 N_{Pi} 由油管在副法方向的自重分量和油管内弯矩共同作用产生^[15],为

该平面内扶正器上、下两边油管对扶正器的作用剪力 N'_{Pi} 、 N''_{Pi} 之和:

$$N_{Pi} = N'_{Pi} + N''_{Pi} \quad (13)$$

$$N'_{Pi} = \frac{M_{P(i+1)} - M_{Pi}}{L_{(i+1)}} + \frac{1}{2} w_{PY(i+1)} L_{i+1} \quad (14)$$

$$N''_{Pi} = \frac{M_{P(i-1)} - M_{Pi}}{L_{Pi}} + \frac{1}{2} w_{PYi} L_i \quad (15)$$

式中, w_{PYi} 为垂直于 R 平面内油管均布载荷分量, $w_{PYi} = w_i k \cdot (-m) = -w_i m_3, N/m$ 。

求解以上公式中 R 平面内弯矩 M_{Ri} 和 P 平面内弯矩 M_{Pi} 时,可按照文献[14]所述的纵横弯矩法建立三弯矩方程组,再通过求解三弯矩方程组得出每一个扶正器处油管的内弯矩。

1.3 大斜度井油管横向变形的计算

根据三维井眼中的油管受力特点,具有初弯曲的三维井眼中的油管的横向变形是由管柱的轴向载荷和重力共同作用产生的,是三维空间上的变形。其总的横向变形是 R 平面和 P 平面的油管横向变形分量的矢量和。在 R 平面上的横向变形是由油管的轴向载荷与油管重力在主法线方向上的分量共同作用产生的,在 P 平面上的横向变形是由油管的重力在副法线上的分量产生的。油管的最大横向变形发生在两扶正器之间油管的中点。

在 R 平面上,油管最大横向变形可由下式表示^[5]

$$\delta_{dp} = \frac{(w_{RYi} + T_i/R_i)L_i^4}{384EI} \left(\frac{24}{u^4} \left(\frac{u^2}{2} - \frac{uchu - u}{shu} \right) \right) \quad (16)$$

式中: T_i 为该段油管中点的轴向载荷, $T_i = (T'_{i-1} + T''_i)/2, N$; E 为油管材料弹性模量,Pa; I 为油管截面惯性矩,m⁴; u 为纵横弯曲梁稳定系数, $u = (|T_i|L_i^2/4EI)^{0.5}$ 。

当 β 很小时, $T_i L_i / R = 2 T_i \sin(\beta/2)$ 。为了计算和应用方便,可用等效侧向载荷 F_{dp} 替代轴向载荷和油管重力对油管变形的影响,式(16)可表示为^[5]

$$\delta_{dp} = \left(\frac{F_{dp} L_i^3}{384EI} \right) \left(\frac{24}{u^4} \left(\frac{u^2}{2} - \frac{uchu - u}{shu} \right) \right) \quad (17)$$

$$F_{dp} = w_i L_i k \cdot n \pm (T'_{i-1} + T''_i) \sin \frac{\beta_{i-1}}{2} \\ = L_i w_{RYi} \pm 2 T_i \sin \frac{\beta_{i-1}}{2} \quad (18)$$

式(18)中当井段为降斜段时取“+”;当井段为增斜段时取“-”。

同理,在 P 平面上,油管的最大横向变形为

$$\delta_p = \left(\frac{F_p L_i^3}{384EI} \right) \left(\frac{24}{u^4} \left(\frac{u^2}{2} - \frac{uchu - u}{shu} \right) \right) \quad (19)$$

该平面上油管等效侧向载荷 F_p 可表示为

$$F_p = L_i w_{PYi} \quad (20)$$

油管总横向变形是 R 平面油管变形分量 δ_{dp} 和 P 平面的油管横向变形分量 δ_p 的矢量和。三维井眼中两扶正器之间油管的最大横向变形可表示为:

$$\delta = \sqrt{\delta_{dp}^2 + \delta_p^2} = \left(\frac{FL_i^3}{384EI} \right) \left(\frac{24}{u^4} \right) \left(\frac{u^2 - u\cos u - u}{\sin u} \right) \quad (21)$$

三维井眼中油管总的等效侧向载荷 $F = (F_{dp}^2 + F_p^2)^{0.5}$ 。

以上的油管横向变形量的计算模型仅适用于轴向载荷为拉力时的油管,即轴向力 T 大于零时。当轴向载荷为压力即轴向力 T 小于零时,式(16)、式(17)、式(19)、式(21)中的 chu 可换为 $\cos u$, shu 换为 $\sin u$ 。因此,三维井眼中轴向载荷为压力的油管两扶正器之间的油管的最大横向变形可表示为

$$\delta = \sqrt{\delta_{dp}^2 + \delta_p^2} = \left(\frac{FL_i^3}{384EI} \right) \left(\frac{24}{u^4} \right) \left(\frac{u^2 - u\cos u - u}{\sin u} \right) \quad (22)$$

1.4 大斜度井电泵举升管柱扶正器合理间距的计算

在三维井眼中,为了保证油管柱上铠装电缆和套管内壁之间不发生接触挤压,两扶正器之间油管柱的最大横向变形应小于油管柱铠装电缆与套管内壁之间的最小径向间隙,图 4 为两扶正器之间带电缆的油管横向变形示意图。图中油管的最大横向变形发生在油管的中点。

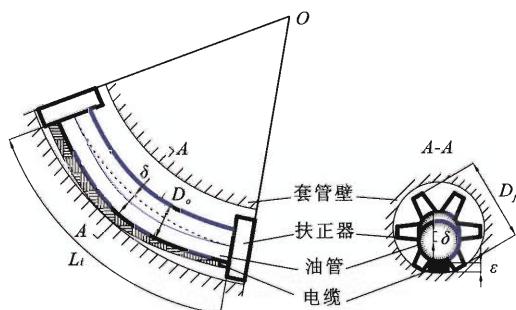


图 4 带电缆油管的横向变形示意图

Fig. 4 Deformation of the tubing installed cable

所以式(21)或式(22)中 δ 应满足如下条件

$$\delta = \left(\frac{FL_i^3}{384EI} \right) \left(\frac{24}{u^4} \right) \left(\frac{u^2 - u\cos u - u}{\sin u} \right) < (D_f - D_o)/2 - \epsilon \quad (23)$$

式中: D_f 为油管扶正器的最大直径, mm; D_o 为油管直径, mm; ϵ 为电缆厚度, mm。

在计算时,可先假定一个安放间距值 L_i ,求出各段油管的轴向载荷。油管轴向载荷 T'_i 的计算式是一个超越(非线性)方程,可用数值计算法(如 Atiken 迭代法)求解。求解时从油管底部开始依次取油管单元体计算至井口,即可求得井下各段油管的轴向载荷。再由油管变形公式校核其是否满足扶正器间距要求,如 $\delta > (D_f - D_o)/2 - \epsilon$ 则减小安放间距,如 $\delta < (D_f -$

$D_o)/2 - \epsilon$ 则增大安放间距。

同时,考虑到油管安放扶正器后对油管下入性的影响,需计算油管扶正器与套管内壁的摩阻,只有当油管扶正器的总摩阻小于油管总浮重时,油管才能正确下入,即按照式(23)条件计算出的油管扶正器的安放间距合理可行。

2 大斜度井电泵举升管柱扶正器合理间距计算软件开发

根据上面的计算模型,利用 VB 语言编制了大斜度井电泵举升管柱扶正器合理间距计算软件。在软件计算时,首先设定一个初始安放间距将整个油管微元分段,然后用数值计算法计算各段油管的轴向载荷以及各个扶正器所受的径向载荷,再采用解析法计算各段油管的最大横向变形和扶正器所受套管内径的摩阻。判断油管横向变形是否满足间隙要求,对不满足要求的油管段,改变其安放间距再计算,直至满足间隙要求;同时,比较扶正器所受总的摩阻和油管总的浮重。该软件的计算机逻辑框图如图 5 所示,软件主界面如图 6 所示。

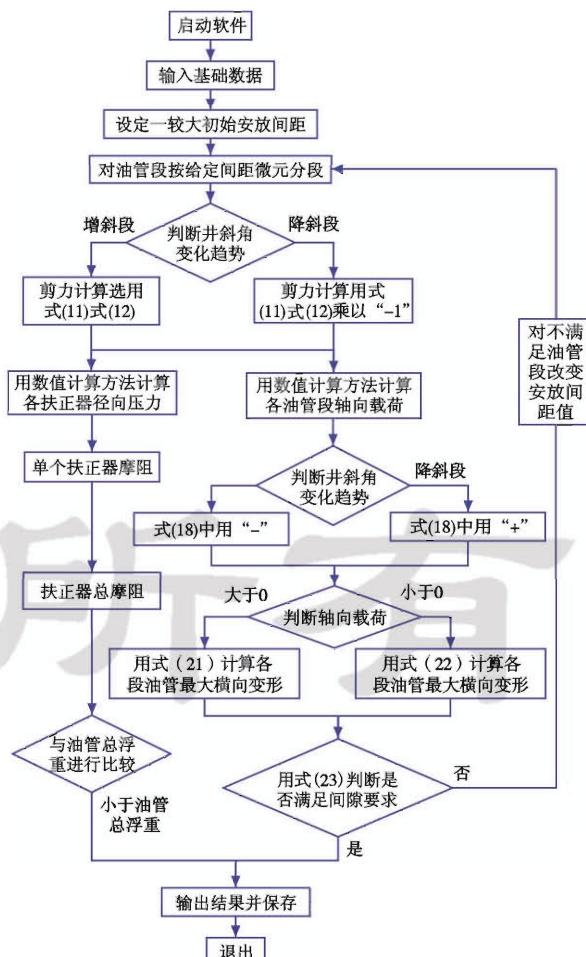


图 5 程序计算逻辑框图

Fig. 5 Program logic diagram



图 6 扶正器间距计算软件主界面

Fig. 6 The main interface of centralizer spacing calculation

3 计算实例

运用该软件对某油田两口大斜度井 1 号井、2 号井进行了扶正器合理间距计算。这两口井的油、套管柱、井径等基本参数如表 1 所示,井眼轨迹参数如图 7—图 9 所示。

输入井眼轨迹参数、下入深度、扶正器型号等基本参数。然后通过安放间距计算,可得油管扶正器安放间距计算结果,如表 2 所示。随着井深的增加,扶正器

表 1 基础数据表

Table 1 Fundamental data

参数	1号井	2号井
井深/m	3 286	3 460
电泵下入深度/m	3 000	3 000
套管内径/mm	159.42	159.42
油管外径/mm	73.02	73.02
油管内径/mm	61.98	61.98
扶正器最大外径/mm	150	150
泵上最大井斜/(°)	86	82
泵上最大全角变化率/[(°)/hm]	25.6	23.2
电缆厚度/mm	17	17

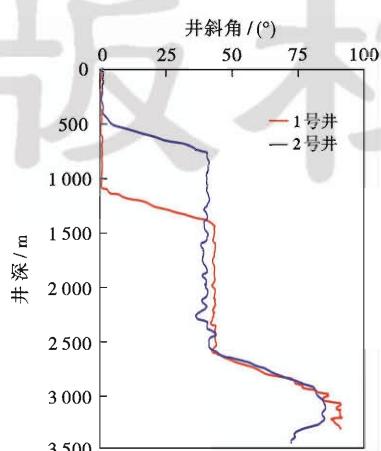


图 7 1号井和 2号井井斜角随井深变化曲线

Fig. 7 Inclination angle changing curve in Well No. 1 and No. 2

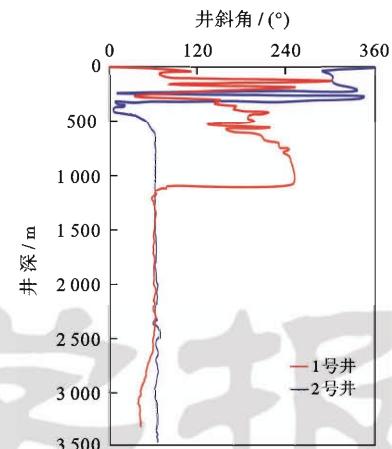


图 8 1号井和 2号井方位角随井深变化曲线

Fig. 8 Azimuth angle changing curve in Well No. 1 and No. 2

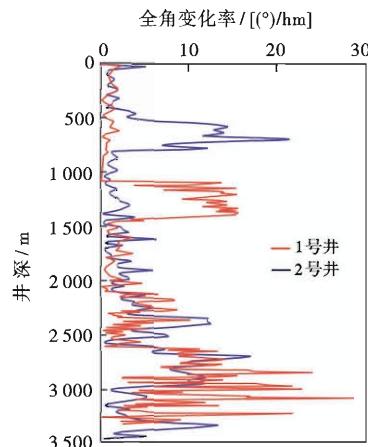


图 9 1号井和 2号井全角变化率随井深变化曲线

Fig. 9 Dogleg degree changing curve in Well No. 1 and No. 2

表 2 扶正器间距计算结果

Table 2 Computed results of centralizers placement

井段范围/m	1号井		2号井	
	安放间距/m	井段范围/m	安放间距/m	井段范围/m
3 000~2 909	9	3 000~2 560	9	
2 900~1 510	10	2 551~2 011	10	
1 500~1 346	11	2 001~692	11	
1 335~1 215	12	681~597	12	
1 203~1 164	13	585~559	13	
1 151	15	546	15	
1 136	17	531~477	18	
1 119	19	459	25	
1 100~268	26	434~174	26	
242	28	148~92	28	
214~176	38			
138~78	60			

安放间距越来越小;对同一井段,井斜角、全角变化率越大,扶正器安放间距越小;井斜角变化较小、方位角变化大的井段,如 1 号井 78~1 100 m 井段、2 号井 92~460 m 井段,扶正器安放间距变化较大;井斜角和方位角变化都较小井段(稳斜井段),如 1 号井 700~2 500

m 井段、2 号井 1 346~2 500 m 井段, 扶正器安放间距变化很小。通过摩阻计算, 1 号井最大总摩阻为 45 271 N、2 号井最大总摩阻为 64 063 N, 其值都远小于油管总的浮重。按照此方法现场安装扶正器, 管柱能顺利下入到指定位置, 无硬卡现象发生, 下入井下的电泵能正常工作。起下管柱时, 管柱能顺利从套管中取出, 电泵电缆无挤压和磨损痕迹。

4 结 论

(1) 针对目前油田生产所面临的缺少电泵举升管柱扶正器合理安放间距计算方法和理论指导的问题, 充分考虑了井眼轨迹、油管内外液体密度、扶正器和套管内壁摩擦力、管柱自重等因素对管柱受力和变形的影响, 运用微元法推导得出了大斜度井电泵举升管柱扶正器合理间距计算模型, 开发了计算机辅助计算软件。

(2) 通过力学模型分析和软件实例计算, 可得出大斜度井电泵举升管柱扶正器安放规律: ①随着井深的增加, 油管柱的轴向载荷变小, 对增斜井段轴向载荷越小, 扶正器安放间距越小; 对降斜井段轴向载荷越小, 扶正器安放间距越大; ②同一井段井斜角、全角变化率越大则扶正器安放间距越小; ③稳斜井段扶正器安放间距变化很小; ④方位角变化较大的井段扶正器安放间距发生突变, 说明方位角的变化对扶正器的安放间距影响不能忽略。

(3) 通过计算模型编制的软件, 其计算出的扶正器安放间距结果能很好地满足现场生产的要求, 证明了计算方法和模型的可靠性, 研究结果对油田大斜度井电泵举升管柱扶正器合理安放间距设计具有指导作用。

参 考 文 献

- [1] 赵洪激, 董家梅. 水平井抽油杆扶正器合理间距的二维研究[J]. 石油学报, 1995(4): 140~147.
Zhao Hongji, Dong Jiamei. A two dimensional study on reasonable spacing of rod guides in a horizontal well[J]. Acta Petrolei Sinica, 1995(4): 140~147.
- [2] 黄忠桥, 罗雄, 魏红燕, 等. 三维井眼抽油杆扶正器间距配置计算方法[J]. 石油钻采工艺, 2010, 32(3): 60~63.
Huang Zhongqiao, Luo Xiong, Wei Hongyan, et al. Spacing configuration calculation method of sucker rod centralizer in three dimensional hole[J]. Oil Drilling & Production Technology, 2010, 32(3): 60~63.
- [3] 夏麒彪, 刘永辉, 周新富. 定向井中抽油杆柱的摩擦力计算和扶正器分布设计[J]. 钻采工艺, 2004, 27(1): 60~63.
Xia Qibiao, Liu Yonghui, Zhou Xinfu. The frictional force calculation and the centralized distribution design of sucker rod string in directional wells[J]. Drilling & Production Technology, 2004, 24(1): 60~63.
- [4] 朱忠喜, 夏宏南, 金业权, 等. 用三维力学分析方法进行扶正器间距设计[J]. 石油钻采技术, 2003, 31(2): 11~13.
Zhu Zhongxi, Xia Hongnan, Jin Yequan, et al. Centralizer spacing design through three-dimensional force analysis[J]. Oil Drilling & Production Technology, 2003, 31(2): 11~13.
- [5] Juvkam-World H C, Wu Jiang. Casing deflection and centralizer spacing calculations[J]. SPE Drilling Engineering, 1992, 7(4): 268~274.
- [6] 刘清友, 孟庆华, 庞东晓. 钻柱系统动力学仿真研究及应用[M]. 北京: 科学出版社, 2009.
Liu Qingyou, Meng Qinghua, Pang Dongxiao. Study and application on dynamics simulation of drill string system[M]. Beijing: Science Press, 2009.
- [7] 王建军, 张绍槐, 狄勤丰, 等. 多扶正器套管串在弯曲井段下套中的摩阻分析[J]. 西安石油学院学报: 自然科学版, 1995, 10(1): 29~32.
Wang Jianjun, Zhang Shaohuai, Di Qinfei, et al. Friction analysis of multi-stabilizer casing strings during the casing process in curved well segments[J]. Journal of Xi'an Shiyou University, Natural Science Edition, 1995, 10(1): 29~32.
- [8] 黄本生, 刘清友. 水平井钻柱动力学研究进展[J]. 特种油气藏, 2009, 16(3): 1~6.
Huang Bensheng, Liu Qingyou. Research progress of drill string dynamics of horizontal well[J]. Special Oil & Gas Reservoirs, 2009, 16(3): 1~6.
- [9] 刘清友, 王海兰, 刘富. 有杆抽油泵系统工作行为仿真研究[J]. 石油学报, 2004, 25(3): 106~109.
Liu Qingyou, Wang Hailan, Liu Fu. Computer simulation on working action of rod pumping system[J]. Acta Petrolei Sinica, 2004, 25(3): 106~109.
- [10] 李兴科, 王锋, 于国栋. 浅层定向井螺杆泵举升工艺研究[J]. 石油学报, 2005, 26(3): 118~122.
Li Xingke, Wang Feng, Yu Guodong. Research on progressing cavity pump lifting technique for shallow directional well[J]. Acta Petrolei Sinica, 2005, 26(3): 118~122.
- [11] Ho H S. An improved modeling program for computing the torque and drag in directional and deep wells[R]. SPE 18047, 1988.
- [12] 李国庆, 夏柏如, 姜文勇, 等. 套管柱拉力-扭矩模型及在定向井中的应用[J]. 石油钻采工艺, 2008, 30(2): 32~35.
Li Guoqing, Xia Bairu, Jiang Wenyong, et al. Tension-torque model for casing strings and its application to directional wells cementing [J]. Oil Drilling & Production Technology, 2008, 30(2): 32~35.
- [13] 何世明, 郭小阳, 徐璧华, 等. 水平井下套管摩阻分析计算[J]. 西南石油学院学报, 1997, 19(2): 21~26.
He Shiming, Guo Xiaoyang, Xu Bihua, et al. Calculation of frictional drag of casing running in horizontal wells[J]. Journal of Southwest Petroleum Institute, 1997, 19(2): 21~26.
- [14] 白家祉, 苏义脑. 井斜控制理论与实践[M]. 北京: 石油工业出版社, 1990.
Bai Jiazhi, Su Yinao. Borehole deviation control theory and practice[M]. Beijing: Petroleum Industry Press, 1990.
- [15] 廖华林, 丁岗. 大位移井套管摩阻模型的建立及其应用[J]. 石油大学学报: 自然科学版, 2002, 26(1): 29~31.
Liao Hualin, Ding Gang. Establishment and primary confirmation of a model for calculating frictional drag of casing strings in extended reach well[J]. Journal of China University of Petroleum: Edition of Natural Science, 2002, 26(1): 29~31.

(收稿日期 2013-06-01 改回日期 2013-08-30 编辑 宋宁)