

◀ 油气开采 ▶

doi:10.3969/j.issn.1001-0890.2014.01.016

## 带封隔器的油套合压管柱油管临界排量计算

艾池<sup>1</sup>, 于法浩<sup>1</sup>, 冯福平<sup>1</sup>, 赵恩远<sup>2</sup>, 刘玉喜<sup>2</sup>

(1. 提高油气采收率教育部重点实验室(东北石油大学), 黑龙江大庆 163318; 2. 大庆油田有限责任公司井下作业分公司, 黑龙江大庆 163414)

**摘要:**为防止油套合压过程中封隔器因承受较大活塞力而发生移位,开展了保证封隔器不发生移位的油管临界排量计算研究。通过管柱受力分析,建立了压裂管柱轴向力计算模型,利用有限元分析软件模拟了封隔器胶筒的锚定力。根据压裂管柱所受轴向力与锚定力的关系建立了保证封隔器不发生移位的油管临界注入排量计算模型。通过计算得出:当地层破裂压力梯度为2.1 MPa/100m时,井深2 000.00 m处 $\phi 60.3$ 、 $\phi 73.0$ 及 $\phi 88.9$  mm油管的临界排量分别为0.965、0.810和0.470 m<sup>3</sup>/min;而在井深3 000.00 m处,3种尺寸油管的临界排量分别为1.120、0.985和0.680 m<sup>3</sup>/min;临界排量随井深增加而增大,随油管尺寸增大而减小;在选取的地层破裂压力梯度范围内,地层破裂压力梯度为1.8 MPa/100m时, $\phi 88.9$  mm油管的临界排量最小,为0.46 m<sup>3</sup>/min。研究表明,油管排量大于临界排量可有效防止封隔器发生移位,有助于确保油套合压过程中压裂层位和压裂深度的准确性。

**关键词:**油套合压 压裂管柱 受力分析 封隔器 临界排量 地层破裂压力

**中图分类号:**TE357.1<sup>+</sup>1 **文献标识码:**A **文章编号:**1001-0890(2014)01-0081-05

## Calculation of Tubing Critical Pump Rate while Fracturing by both Tubing and Casing with Packers

Ai Chi<sup>1</sup>, Yu Fahao<sup>1</sup>, Feng Fuping<sup>1</sup>, Zhao Enyuan<sup>2</sup>, Liu Yuxi<sup>2</sup>

(1. Key Laboratory of Education Ministry for Enhanced Oil and Gas Recovery, Northeast Petroleum University, Daqing, Heilongjiang, 163318, China; 2. Downhole Operation Branch, Daqing Oilfield Corp. Ltd., Daqing, 163414, China)

**Abstract:** In order to prevent packers from moving in tubing and casing fracturing due to great piston force, the study on critical tubing pump rate which won't cause packer motion was conducted. Through mechanical analysis of string, the calculation model of axial force for fracturing string was established, the anchor force of packer rubber was simulated by using finite element software. So the calculation model of tubing critical pump rate which won't cause packer motion was established according to the relationship of axial force and anchor force. The calculation results showed that critical pump rate of  $\phi 60.3$  mm,  $\phi 73.0$  mm and  $\phi 88.9$  mm tubings is 0.965 m<sup>3</sup>/min, 0.810 m<sup>3</sup>/min and 0.470 m<sup>3</sup>/min respectively at well depth of 2 000 m and the fracturing pressure gradient of 2.1 MPa/100m, but at the depth of 3 000 m, the critical pump rate is 1.120 m<sup>3</sup>/min, 0.985 m<sup>3</sup>/min and 0.680 m<sup>3</sup>/min respectively, which shows that the critical pump rate increases with well depth, and decreases with the increase of tubing size. Furthermore, when formation fracturing pressure gradient is 1.8 MPa/100m, the critical pump rate of  $\phi 88.9$  mm tubing was the minimum value of 0.460 m<sup>3</sup>/min. It is concluded that only tubing injection pump rate higher than the critical value can the fracturing string be prevented from moving effectively, which is beneficial for insuring the accuracy of fractured interval and depth in the operation of tubing and casing fracturing.

**Key words:** tubing and casing fracturing; fracturing string; force analysis; packer; critical pump rate; formation breakdown pressure

油套合压技术<sup>[1]</sup>是一种采用环空加砂油管补液方式进行储层改造的新技术,与传统的水力喷射压裂技术<sup>[2-5]</sup>相比具有以下优点:1)油套合压施工过程中,加砂液主要从环空注入,油管只是注入一定排量的平衡液,这就避免了水力喷射压裂过程中喷嘴处因局部流速过大及固体颗粒所引起的磨损严重的

收稿日期:2013-05-04;改回日期:2013-12-04。

作者简介:艾池(1957—),男,吉林洮南人,1982年毕业于大庆石油学院钻井工程系,1993年获石油大学(北京)油气井工程专业硕士学位,2003年获大庆石油学院油气田开发专业博士学位,教授,博士生导师,主要从事油气井工程力学方面的教学和科研工作。

联系方式:(0459)6503073, yufahao2009@163.com。

基金项目:黑龙江省青年科学基金项目“应用深冷技术改善钻铤井下工作性能理论研究”(编号:QC2012C021)资助。

问题,从而解决了水力喷射压裂喷嘴寿命较低的难题;2)油套合压可以实现大排量施工,突破了水力喷射压裂油管排量的限制,能够实现更大的加砂规模,为要求具有大排量、大液量、连续多段压裂特点的“缝网压裂技术”和“体积压裂技术”的实施提供了新途径。但是油套合压过程会对环空的封隔器产生较大的活塞力,可能在压裂过程中出现封隔器移位的现象,直接影响压裂过程中压裂层位的准确定位。为此,笔者通过管柱受力分析及封隔器锚定力数值模拟,建立了保证封隔器不发生移位的油管临界注入排量计算模型,分析了影响油管临界排量的因素。

## 1 油套合压过程中压裂管柱受力分析

压裂施工之前,带封隔器的直井压裂管柱(管柱结构见图1)顺利下至预压层位,管柱不存在因下入受阻而产生的屈曲现象,并且下入后的压裂管柱在重力作用下保持伸长状态。大排量压裂施工时,封隔器位于压裂层位以下,封隔器之上的压力大于其下的压力,封隔器及管柱系统所受的轴向力向下,只存在封隔器向下移动的可能。因此,综合考虑这两方面的因素,油套合压过程中,压裂管柱只会受到温度效应、活塞效应和鼓胀效应产生的轴向力<sup>[6-7]</sup>。

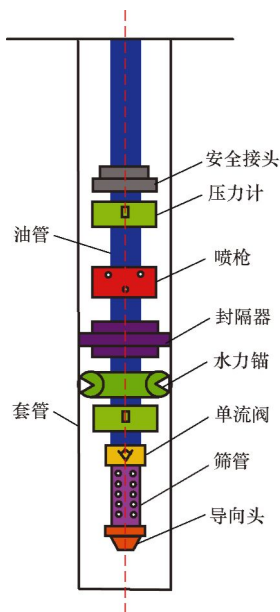


图1 压裂管柱结构

Fig.1 Fracturing string assembly

### 1.1 温度效应引起的压裂管柱的轴向力

油套合压过程中,压裂液从井口泵入目的层,目

的层的深度往往在几千米左右,与自由下入工况下相比,管柱的温度也会发生变化,温差的存在使管柱在温度效应下产生伸长或缩短,当管柱运动的长度受到限制时,温度效应使管柱内产生一个轴向力 $F_t$ ,其计算公式为:

$$F_t = \frac{\pi \beta E \Delta t}{4} (d_o^2 - d_i^2) \quad (1)$$

$$\Delta t = t_1 - t_2 \quad (2)$$

$$t_1 = \frac{t_s + t_{b1}}{2} \quad (3)$$

$$t_2 = \frac{t_s + t_{b2}}{2} \quad (4)$$

式中: $F_t$ 为温度效应引起的轴向力,kN; $\beta$ 为油管线膨胀系数, $1/^\circ\text{C}$ ,一般取 $1.2 \times 10^{-5}/^\circ\text{C}$ ;  $E$ 为油管弹性模量,kPa; $d_o$ 为油管外径,m; $d_i$ 为油管内径,m; $t_1$ 为油套合压过程中油管的平均温度, $^\circ\text{C}$ ;  $t_2$ 为自由下入工况下油管的平均温度, $^\circ\text{C}$ ;  $t_s$ 为井口温度, $^\circ\text{C}$ ;  $t_{b1}$ 为油套合压过程中井底处油管的温度<sup>[8]</sup>, $^\circ\text{C}$ ;  $t_{b2}$ 为自由下入工况下井底处油管的温度, $^\circ\text{C}$ 。

在正常井温区,井口温度为 $20^\circ\text{C}$ ,平均地温梯度为 $4^\circ\text{C}/100\text{m}$ 。在自由下入工况下,压裂管柱的温度变化与地层温度变化相同。井底温度为:

$$t_{b2} = 0.04 h + t_s \quad (5)$$

式中: $h$ 为井深,m。

### 1.2 活塞效应引起的压裂管柱的轴向力

假设压力向下为正,管柱所受的活塞力包括两部分:油管底部的活塞力以及封隔器膨胀环形空间所形成的活塞力,由于环形空间的尺寸要远大于油管尺寸,因此油套合压过程中由活塞效应所引起的轴向力以环形空间为主。管柱所受由活塞效应引起的轴向力计算公式为:

$$F_h = \frac{1000\pi}{4} [p_1 d_i^2 + p_3 (d_i^2 - d_o^2) - p_2 d_i^2] \quad (6)$$

$$p_1 = p_3 + \Delta p \quad (7)$$

$$p_3 = ah/100 \quad (8)$$

$$\Delta p = \frac{\rho A Q^2}{c^2 d^4 N_p^2} \quad (9)$$

$$p_2 = \rho gh/10^3 \quad (10)$$

式中: $F_h$ 为活塞力,kN; $p_1$ 为油管内液体作用在底部的压力,MPa; $p_2$ 为环空内液体作用在封隔器下方的压力,MPa; $p_3$ 为环空内液体作用在封隔器上方的压力,MPa; $\Delta p$ 为喷嘴节流压差,MPa; $a$ 为地层破裂压力梯度,MPa/100m; $d_i$ 为套管内径,m; $d$ 为喷嘴直径,mm; $A$ 为经验系数, $A=832.54$ ;  $Q$ 为

油管内的排量, L/s;  $c$  为流量系数;  $N_p$  为喷嘴数量;  $\rho$  为压裂液密度,  $g/cm^3$ 。

### 1.3 鼓胀效应引起的压裂管柱的轴向力

压裂管柱受到的由鼓胀效应所引起的轴向力的计算公式为:

$$F_z = -\frac{\pi}{2} \mu (\overline{p_i} d_i^2 - \overline{p_s} d_o^2) \times 1\,000 \quad (11)$$

式中:  $F_z$  为鼓胀效应引起的轴向力, kN;  $\overline{p_i}$  为井深方向油管内压力的平均值, MPa;  $\overline{p_s}$  为井深方向环空内压力的平均值, MPa;  $\mu$  为油管的泊松比。

## 2 油套合压过程中封隔器胶筒及水力锚锚定力的计算

油套合压一般利用封隔器进行封隔, 环空加砂压裂过程中通过油管补液, 通过油管注入的流体从喷嘴处喷出, 在油管底部喷嘴内外形成节流压差, 在喷嘴节流压差的作用下封隔器胶筒膨胀, 挤压套管内壁封闭油套环形空间, 从而实现定点封隔压裂的效果。喷嘴节流压差越大, 胶筒对套管内壁的挤压力越大, 封隔器胶筒与套管壁之间所产生的锚定力越大。该锚定力可以平衡压裂管柱因温度效应、活塞效应和鼓胀效应产生的轴向力, 锚定住封隔器防止压裂管柱移动, 即此时封隔器不仅起到水力封隔作用, 同时还能限制压裂管柱在压裂过程中出现轴向移位, 从而保证压裂深度的准确定位。因此, 准确计算封隔器胶筒与套管内壁之间的锚定力是判断封隔器是否发生移位及确定油管临界注入排量的前提。

### 2.1 封隔器胶筒锚定力的计算

以油套合压施工过程中使用的 K344-YL-115-120/70 封隔器为例, 对封隔器胶筒接触压力进行有限元数值模拟, 封隔器几何参数及力学参数见表 1。

利用有限元软件对封隔器进行几何建模, 对套管及中心管采用映射网格划分, 对钢碗及胶筒采用自由网格划分并且对局部进行细化处理。模拟油套合压过程中喷嘴节流压差为 8 MPa 时, 封隔器胶筒的接触压力云图, 结果如图 2 所示。

通过有限元模拟得出接触面上各单元的接触压力之后, 利用式(12)可计算出封隔器坐封以后因接触压力而在胶筒与套管内壁间产生的锚定力。

$$f = \frac{k\pi d_T}{2\,000} \sum_{i=m}^n h_i p_i \quad (12)$$

表 1 封隔器几何参数及力学参数

Table 1 Geometrical and mechanical parameters of packer

结构名称	内径/mm	外径/mm	有效高度/mm	弹性模量/kPa	泊松比
中心管	50.0	74.0	200	$2.10 \times 10^8$	0.300 0
套管	127.3	139.7	200	$2.10 \times 10^8$	0.300 0
钢碗	98.0	110.0	100	$2.10 \times 10^8$	0.300 0
胶筒	74.0	110.0	200	$9.14 \times 10^3$	0.499 6

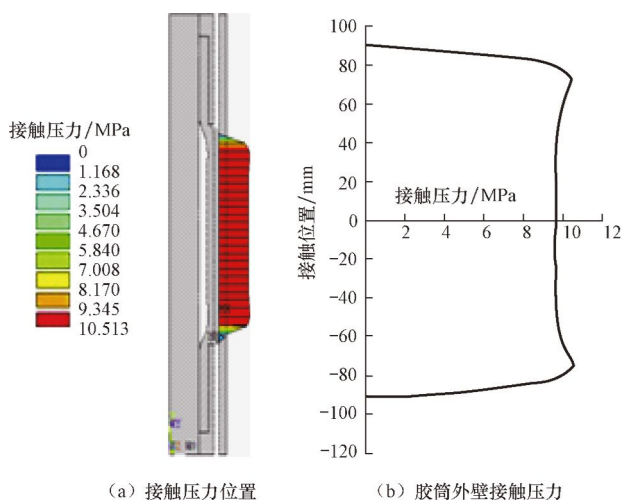


图 2 喷嘴节流压差 8 MPa 下封隔器胶筒的接触压力

Fig. 2 Contact pressure of packer rubber under 8 MPa choking pressure difference of nozzles

式中:  $f$  为封隔器胶筒与套管内壁之间的锚定力, kN;  $k$  为封隔器胶筒与套管内壁的摩擦系数;  $d_T$  为套管内径, mm;  $m, n$  为封隔器胶筒与套管壁接触的最上端和最下端的单元编号;  $h_i$  为第  $i$  个单元在接触变形以后沿  $y$  方向的长度, mm;  $p_i$  为第  $i$  个单元在接触变形以后的接触压力, MPa。

若取封隔器胶筒与套管内壁的摩擦系数为 0.2, 胶筒  $y$  方向中心点为 0 点, 向上为负值, 向下为正值, 根据图 2 中喷嘴节流压差 8 MPa 下封隔器胶筒不同位置处与套管内壁的接触压力, 利用式(12)计算出喷嘴节流压差 8 MPa 下胶筒与套管内壁之间的锚定力为 132.451 kN。

利用同样的方法可以得到 2~30 MPa 喷嘴节流压差下封隔器胶筒与套管内壁之间的锚定力(见图 3)。

由图 3 可知: 喷嘴节流压差为 2~30 MPa 时, 随着喷嘴节流压差的增加锚定力基本呈线性增加, 从而拟合出胶筒锚定力与喷嘴节流压差间的关系式为:

$$f = 19.413 \Delta p - 21.155 \quad (13)$$

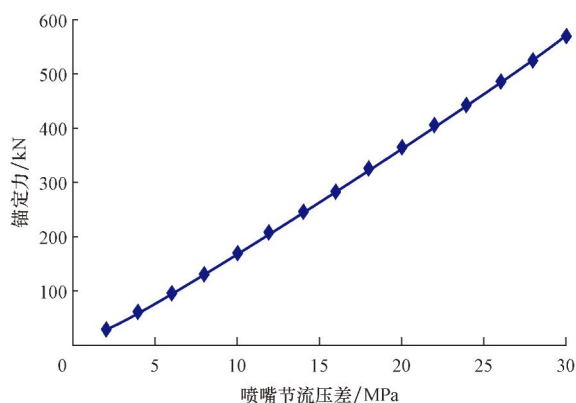


图3 封隔器胶筒锚定力与喷嘴节流压差的关系曲线

Fig. 3 Relationship between choking pressure difference of nozzles and anchoring force of packer rubber

## 2.2 水力锚锚定力的计算

以油套合压施工中使用的ZX型水力锚为例,该水力锚的锚定力与井底压差成正比,通过现场试验测得该水力锚在不同井底压差下的锚定力,拟合

$$Q = \sqrt{\frac{c^2 d^4 N_p^2 \left\{ \beta E (t_{b1} - t_{b2}) (d_o^2 - d_i^2) + \frac{ah}{100} [d_1^2 + (1 - 2\mu) d_i^2 - (1 - 2\mu) d_o^2] + \rho g h d_1^2 + 0.0394 \right\}}{277.78 A [0.0367 - (1 - 2\mu) d_i^2]}} \quad (15)$$

力梯度为2.1 MPa/100m时,井深2 000.00 m处不同尺寸油管的临界注入排量,结果如图4所示。改变井深,计算不同井深条件下油管临界注入排量,结果如图5所示。井深2 000.00 m处,改变地层破裂压力梯度,计算不同地层破裂压力梯度下油管临界注入排量,结果如图6所示。

表2 计算参数

Table 2 Calculation parameters

参数	数值	参数	数值
套管内径/mm	127.3	压裂液密度/(kg·L <sup>-1</sup> )	1.2
φ60.3 mm 油管内径/mm	51.8	喷嘴直径/mm	5.5
φ60.3 mm 油管外径/mm	60.3	喷嘴数量	6
φ73.0 mm 油管内径/mm	62.0	喷嘴流量系数	0.95
φ73.0 mm 油管外径/mm	73.0	油管泊松比	0.3
φ88.9 mm 油管内径/mm	73.0		
φ88.9 mm 油管外径/mm	88.9		
油管弹性模量/kPa	210×10 <sup>6</sup>		

从图4可以明显看出:温度效应、活塞效应和鼓胀效应引起的轴向力及胶筒和水力锚锚定力随油管注入排量的增大而增大,并且锚定力的增加速度远大于3种效应产生轴向力的增加速度;油管尺寸越大,3种效应产生的轴向力越小,这是因为该阶段活塞效应是产生轴向力的主要因素,油管尺寸增大意味着环空面积减小,作用在封隔器上的活塞力也随之减小,导

得到该水力锚锚定力的计算公式为:

$$f_m = 9.408 \Delta p - 9.8 \quad (14)$$

式中,  $f_m$  为水力锚锚定力, kN。

## 3 油套合压过程中封隔器不发生移位时的油管临界注入排量计算及分析

当油管以一定排量注入压裂液时,油管底部与环空底部产生一定的节流压差,封隔器胶筒在该压差作用下发生膨胀,压差越大,胶筒膨胀体积越大,与套管内壁之间所产生的锚定力越大。当温度效应、活塞效应和鼓胀效应产生的轴向力大于锚定力时,封隔器发生移位;当油管注入排量达到一定值时,锚定力等于3种效应产生的轴向力,封隔器不会发生移位,该排量即为油管临界注入排量,结合式(1)~(14),建立油管临界排量计算模型为:

利用式(15)和表2中的参数,计算地层破裂压

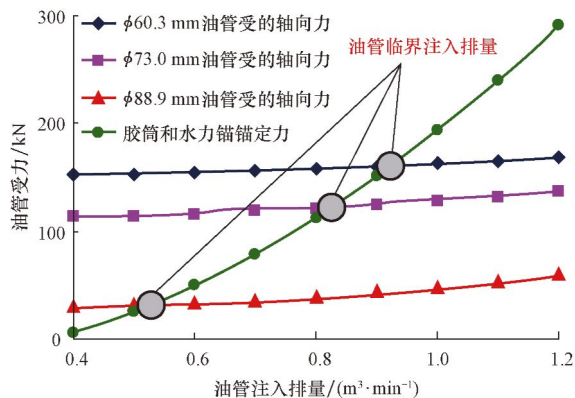


图4 油管受力与注入排量的关系曲线

Fig. 4 Relationship between force applied on tubing and pump rate

致活塞效应减弱;当3种效应产生的轴向力与锚定力相等(即图中曲线的交点处)时,封隔器刚好不发生移位,此时油管的注入排量即临界排量。

从图5可以看出:油管临界排量随井深加深而增大,随油管尺寸增大而减小;临界排量的增大速度随井深的增加而逐渐减小,这是因为对于大排量注入和小排量注入而言,当排量变化相同时,节流压差的变化并不相同,大排量注入时的喷嘴节流压差增加得快,相应地锚定力增大的速度也快。

从图6可以看出:在所选择的破裂压力梯度范围内,φ60.3和φ73.0 mm油管临界排量随地层破裂压



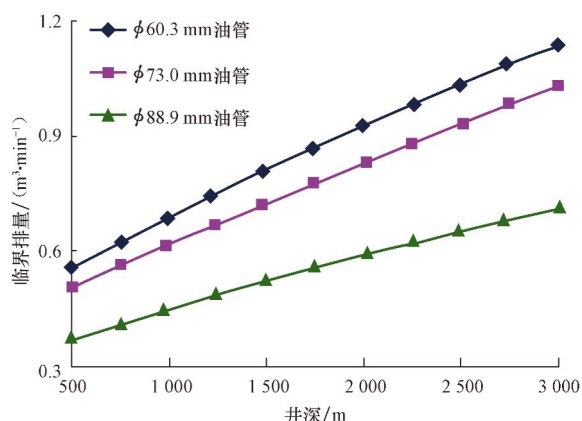


图 5 油套合压过程临界排量与井深的关系曲线

Fig. 5 Relationship between critical pump rate of casing and tubing with well depth

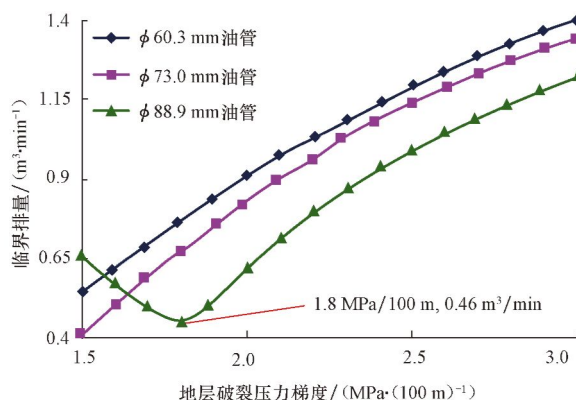


图 6 油管临界注入排量与破裂压力梯度的关系曲线

Fig. 6 Relationship between critical pump rate of tubing and fracturing pressure gradient

力梯度的增大而增大;对于  $\phi 88.9$  mm 油管,当地层破裂压力梯度小于  $1.8 \text{ MPa}/100\text{m}$  时,临界排量与地层破裂压力系数成负相关,这是因为该阶段温度效应、活塞效应和鼓胀效应产生的总轴向力向上,地层破裂压力梯度增大对方向向上的温度效应产生的轴向力没有影响,而使方向向下的活塞效应产生的轴向力明显增大,总轴向力逐渐减小,在该阶段压裂管柱存在向上移动的可能性,克服管柱移动的轴向力所需的油管临界排量也相应减小;当地层破裂压力梯度大于  $1.8 \text{ MPa}/100\text{m}$  时,温度效应、活塞效应和鼓胀效应产生的总轴向力向下,随着破裂压力梯度的增大活塞力增大,3 种效应产生的总轴向力不断增大,在该阶段压裂管柱存在向下移动的可能性,克服管柱移动的轴向力所需的油管临界排量也相应增大。

## 4 结论及建议

1) 建立了带封隔器的油套合压管柱不发生移

位的油管临界注入排量计算模型,分析了井深和地层破裂梯度对油管临界注入排量的影响规律。结果表明:油套合压过程中只有油管排量大于临界排量时才能确保封隔器不发生移位,实现定点压裂。

2) 进行油套合压时,应首先确定出压裂点的地层破裂梯度,再计算出压裂点处与压裂管柱结构相匹配的临界注入排量,并保证施工时油管注入排量大于临界排量,以确保定点压裂。

3) 建议将直井中的油管临界注入排量确定方法应用到水平井连续油管环空加砂压裂技术中,以实现水平井连续油管的准确定位。

## 参 考 文 献

### References

- [1] 王海涛,李相方.连续油管技术在井下作业中的应用现状及思考[J].石油钻采工艺,2008,30(6):120-124.  
Wang Haitao, Li Xiangfang. Application situation and thinking about coiled tubing techniques in downhole operation[J]. Oil Drilling & Production Technology, 2008, 30(6): 120-124.
- [2] 范薇,胥云,王振铎,等.井下水力喷砂压裂工具典型结构及应用[J].石油钻探技术,2009,37(6):74-77.  
Fan Wei, Xu Yun, Wang Zhenduo, et al. Typical structure and application of downhole sand jet fracturing tools[J]. Petroleum Drilling Techniques, 2009, 37(6): 74-77.
- [3] 田守增,李根生,黄中伟,等.连续油管水力喷射压裂技术[J].天然气工业,2008,28(8):61-63.  
Tian Shouceng, Li Gensheng, Huang Zhongwei, et al. Hydrojet-fracturing technology with coiled tubing[J]. Natural Gas Industry, 2008, 28(8): 61-63.
- [4] 张恒,刘洋,李强,等.水平井裸眼分段压裂完井技术在苏里格气田的应用[J].石油钻探技术,2011,39(4):77-80.  
Zhang Heng, Liu Yang, Li Qiang, et al. Application of staged fracturing completion technology in horizontal openhole wells in Sulige gas field[J]. Petroleum Drilling Techniques, 2011, 39(4): 77-80.
- [5] 王步娥,舒晓晖,尚绪兰,等.水力喷射射孔技术研究与应用[J].石油钻探技术,2005,33(3):51-54.  
Wang Bue, Shu Xiaohui, Shang Xulan, et al. The study and application of the water-jet perforation technique[J]. Petroleum Drilling Techniques, 2005, 33(3): 51-54.
- [6] 丁鹏,闫相祯.高压注水管柱受力分析[J].石油钻探技术,2005,33(6):47-50.  
Ding Peng, Yan Xiangzhen. Force analysis of high pressure water injection string[J]. Petroleum Drilling Techniques, 2005, 33(6): 47-50.
- [7] 乔智国,叶翠莲.注入井井筒温度分布数学模型的建立及求解[J].天然气技术,2008,2(3):30-32.  
Qiao Zhiguo, Ye Cuilian. Establishment and solution for mathematical model of wellbore temperature distribution in injection wells[J]. Natural Gas Technology, 2008, 2(3): 30-32.

[编辑 刘文臣]