

文章编号: 0253-2697(2014)04-779-07 DOI:10.7623/syxb201404022

注气法双梯度钻井隔水管环空温度场模拟

马永乾¹ 孙宝江² 邵 茹¹ 王志远² 刘晓兰¹

(1. 中国石油化工股份有限公司胜利石油工程公司钻井工艺研究院 山东东营 257017; 2. 中国石油大学石油工程学院 山东青岛 266580)

摘要:针对注气法双梯度钻井工艺特点,根据不同流型结构特点和传热特性,考虑隔水管环空流体与海水、隔水管环空流体与钻杆内流体的传热关系,建立注气法双梯度钻井隔水管环空多相流控制方程,并给出求解方法。模拟计算结果表明:随着水深增加,环空内流体温度降低,深水低温的影响越明显;随着液体流量增加,环空内温度升高,增幅降低。由于不同流型传热规律的差异,气体流量增加仅在部分井段对温度有较大影响,入口温度升高环空内温度会相应升高,保温层对温度分布影响明显,加装保温层会使环空最低温度高 10℃ 以上。在实际钻井过程中为防止水合物的生成和钻井液胶凝,尽可能提高液相流量,同时隔水管加装保温层,地面循环系统加装加热装置提高钻井液温度。

关键词:注气;双梯度钻井;环空;温度场;流型;模拟计算

中图分类号:TE52 **文献标识码:**A

Simulation computation of temperature field in riser annulus for dual-gradient drilling using gas injection

Ma Yongqian¹ Sun Baojiang² Shao Ru¹ Wang Zhiyuan² Liu Xiaolan¹

(1. *Drilling Technology Research Institute, Sinopec Shengli Petroleum Engineering Corporation, ShanDong Dongying 257017, China*; 2. *School of Petroleum Engineering, China University of Petroleum, ShanDong Qingdao 266580, China.*)

Abstract: Considering the feature of dual-gradient drilling technology via gas injection, this study establishes multiphase flow controlling equations for riser annulus in dual-gradient drilling and further provides the solution according to the heat transfer fingerprint of different flow patterns and by taking into account the heat transfer relationships of fluids in riser annulus with seawater and fluids in drilling pipes. The results of simulation computation show that with increasing water depth, the temperature in annulus rises and the impact of low temperature in deep water becomes more profound. As the liquid discharge is increased, the temperature rises while its increment declines. Because of the difference in heat transfer among various flow patterns, gas discharge only has a great effect on temperature in certain well intervals, and the temperature in annulus rises as that at the injection rises. The presence of an insulating layer significantly affects the distribution of temperature and increases the minimum temperature in the riser annulus by up to 10°C. For preventing hydrate formation and drilling fluid gelation, it is recommended to increase the liquid charge as much as possible, cover the riser with an insulating layer, and install heating equipment in the circulating system to boost the drilling fluid temperature.

Key words: gas injection; dual-gradient drilling technology; annulus; temperature field; flow pattern; simulation computation

井筒温度场分布是井筒多相流研究的一个主要内容,了解温度场分布对井身结构设计、管柱设计及其他与井控相关措施的选择都有重要意义。在深水钻井过程中,由于海水的低温及隔水管环空特点,计算温度场比较困难^[1,2],当采取如注气法双梯度钻井^[3]等特殊的钻井工艺或钻井方法时,气体的引入使隔水管环空形成气液两相流,使温度场的计算更为复杂。目前,仅有少数学者探讨了井筒内为气液两相流的温度场分布^[4,5],但其模型基础为分相流动模型^[6]和漂移流动模型^[7],没有考虑各流型流动结构对传热的影响;关于深水钻井过

程中考虑流型特点的多相流动温度场计算方法也未见报道。笔者借助仿真技术,研究了不同流型结构参数对深水注气法双梯度钻井隔水管环空温度场的影响。

1 控制方程

海床以上井段,注入气体从海底井口处进入隔水管环空,液相流量不变,同时海床处环空内压力是一定的,达到稳定时,环空内气液两相流是稳定的,传热也是稳定的,但各个流型流动结构相差较大^[7-9](图 1),必然会对压降和传热产生影响。

基金项目:国家支撑计划课题(2008BAB37B02)、国家自然科学基金项目(No. 51104113)和山东省自然科学基金项目(Y2007A32)资助。

第一作者及通信作者:马永乾,男,1983年2月生,2005年获中国石油大学(华东)学士学位,2010年获中国石油大学(华东)博士学位,现为中国石油化工股份有限公司胜利石油工程公司钻井工艺研究院工程师,主要从事油气井流体力学研究。Email:myq0221@163.com

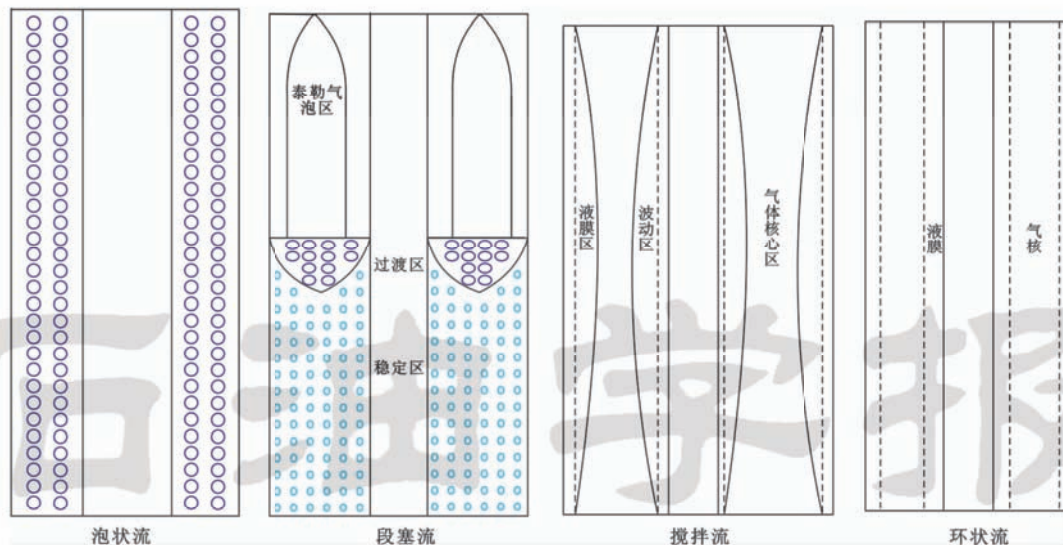


图1 气液两相流4种流型模型

Fig. 1 Model of four flow patterns of gas-liquid two-phase flow

1.1 连续性方程

气相:

$$\frac{d}{dl}(E_g A r_g V_g) = 0 \quad (1)$$

钻井液:

$$\frac{d}{dl}(E_m A \rho_m V_m) = 0 \quad (2)$$

岩屑:

$$\frac{d}{dl}(E_c A \rho_c V_c) = 0 \quad (3)$$

其中岩屑运移速度为

$$V_c = \frac{q_c}{A E_c \rho_c} \quad (4)$$

式中: ρ 为密度, kg/m^3 ; V 为速度, m/s ; E 为体积分数, 无量纲; A 为环空截面积, m^2 ; 下标 g 、 m 和 c 分别表示气相、钻井液相和岩屑相; q_c 为岩屑生成速度, kg/s ; dl 代表单元长度, m 。

1.2 压降方程

从实际流体 N-S 方程出发, 可以得到压降计算式:

$$-\frac{dp}{dl} = \frac{d}{dl}(E_m \rho_m V_m^2 + E_c \rho_c V_c^2 + E_g \rho_g V_g^2) + g \cos \alpha (E_m \rho_m + E_c \rho_c + E_g \rho_g) + \left. \frac{dp}{dl} \right|_f \quad (5)$$

式中: p 为压强, Pa ; α 为井眼倾角, $^\circ$; $\left. \frac{dp}{dl} \right|_f$ 为摩擦压降, 下标 f 表示摩擦。式(5)中等号右侧前2项从流动参数中可以得出, 所以问题的关键就在于摩擦压降的计算, 由于各个流型下单元体长度不同, 将分流型计算。

1.2.1 泡状流

由于泡状流的拟单相流特点, 计算压降时将泡状流按照单相流处理, 摩擦计算公式为^[7]:

$$\left. \frac{dp}{dl} \right|_f = \frac{2\lambda \rho_m V_m^2}{d_c} \quad (6)$$

式中: λ 为摩擦系数, 无量纲; d_c 为水力直径, m 。

1.2.2 段塞流

根据段塞流流动结构, 整个段塞流分为3部分计算。过渡段长度极短, 因此可看作液体段塞段进行计算, 液体段塞段特性与泡状流一致, 可按照泡状流计算, 在计算时单元长度取一个段塞流长度, 在泰勒气泡区泰勒气泡的压力梯度与液膜的压力梯度一致, 进而有:

$$\left. \frac{\Delta p}{L_s + L_b} \right|_f = \frac{2\lambda_m \rho_{ms} V_{ms}^2}{d_c} \frac{L_s}{L_s + L_b} + \frac{2\lambda_g \rho_g V_{gtb}^2}{d_c (1 - H_{lf})} \frac{L_b}{L_s + L_b} \quad (7)$$

式中: Δp 为一个流动单元压降, Pa ; L_s 、 L_b 分别为液体段塞和泰勒气泡长度, m ; ρ_{ms} 为液相表观密度, kg/m^3 ; V_{ms} 和 V_{gtb} 是液相表观流速和泰勒气泡速度, m/s ; H_{lf} 为泰勒气泡段持液率, 无量纲; 具体计算参考相关文献[9]。考虑到泰勒气泡段与环状流的相似性, 则:

$$\lambda_g = \lambda_m (1 + 75 H_{lf}) \quad (8)$$

1.2.3 搅拌流

根据搅拌流流动特点^[8], 液体流动区域可以分为向上运动的波动区和向下运动的液膜区。波动区沿着液膜底层向上运动, 势必会对液膜底层产生一定影响, 但由于液膜厚度本来就薄, 可以认为液膜底层等于边界层, 边界层长度可以认为等于整个波动区域的长度。假定边界层是层流, 则壁面剪切力可以通过标准的边界层厚度计算。取一个搅拌流单元体长度, 从而得到摩擦的计算公式:

$$\left. \frac{\Delta p}{l_w} \right|_f = \left(\frac{8\rho_m l_w \mu_w \lambda}{15} \right)^{1/2} \frac{4}{d_c} \quad (9)$$

式中: l_w 为搅拌流单元体长度, m; u_w 为波动速度, m/s。

1.2.4 环状流

根据环状流的流动特点, 其气体核心压力梯度与液膜压力梯度相同, 均等于总体压力梯度。仅按照气体核心的压力梯度计算, 需计算气体核心流动摩阻:

$$\left. \frac{dp}{dl} \right|_f = \frac{\lambda_h V_h^2 \rho_h}{2d_c(1-2\delta)} \quad (10)$$

式中: δ 为液膜厚度, m; 下标 h 代表气体核心; 气体核心与液膜摩阻关系见式(8)。从而问题就归结为摩阻系数的计算, 各流型具体计算方法可参考文献[10]。

1.3 能量方程

正常钻进期间流动和传热均为稳定过程, 从热力学角度考虑, 通过不同流型流动特点及传热规律, 建立井筒稳态流动和稳定传热时的能量方程(规定向下方向为正)。由于各流型流动结构相差较大, 传热规律不尽相同, 各流型环空内的能量计算方法也不相同。

1.3.1 泡状流

假设传热和流动稳定, 环空微元体内的热量变化为 0。根据能量守恒定律得:

$$\frac{d(\omega_m C_m T_a)}{dz} = \frac{1}{B}(T_a - T_l) - \frac{1}{A}(T_{sea} - T_a) \quad (11)$$

其中,

$$A = \frac{1}{2\pi r_{co} U_a}, B = \frac{1}{2\pi r_{ci} U_l}$$

式中: ω_m 为管内流体的平均质量流量, kg/s; C_m 为管内流体的平均比热, J/(kg·°C); T_a 、 T_l 和 T_{sea} 分别为环空、管内和海水的温度, °C; r_{co} 、 r_{ci} 为隔水管外半径和钻杆内半径, m;

海水与隔水管环空间的传热系数 U_a , 钻杆内流体与隔水管环空间的传热系数为 U_l , 则有:

$$\begin{cases} U_a = \left[\frac{d_{co}}{d_{ci} h_a} + \frac{d_{ci}}{2k_p} \ln \frac{d_{co}}{d_{ci}} + \frac{1}{h_{sea}} \right]^{-1} \\ U_l = \left[\frac{1}{h_l} + \frac{d_{ii}}{2k_p} \ln \frac{d_{io}}{d_{ii}} + \frac{d_{ii}}{h_n d_{io}} \right]^{-1} \end{cases} \quad (12)$$

式中: d_{ci} 、 d_{co} 、 d_{ii} 、 d_{io} 分别为隔水管和钻杆内、外径, m; r_{ci} 、 r_{io} 为隔水管内半径和钻杆外半径, m; h_l 、 h_n 和 h_{sea} 分别为钻杆内流体、环空流体和海流的对流换热系数, W/(m²·°C), 计算公式为:

$$\begin{cases} h_l = \frac{Nu_l k_l}{d_u} \\ h_n = \frac{Nu_m k_m}{d_{ci} - d_{io}} \\ h_{sea} = \frac{Nu_{sea} k_{sea}}{d_{co}} \end{cases} \quad (13)$$

式中: Nu_l 、 Nu_m 和 Nu_{sea} 是钻杆内流体、环空流体和海

水的努赛尔数; k_l 、 k_m 、 k_{sea} 、 k_p 分别是钻杆内液体、环空流体、海水和钻杆的导热系数, W/m·°C。

1.3.2 段塞流

根据段塞流分段特点^[9], 液体段塞段由于其气液两相的分布与泡状流十分接近, 其环空能量方程采取泡状流的形式。对于泰勒气泡段, 气-液两相是分离的, 在环空中泰勒气泡段分为 3 个部分: 靠近钻杆的液膜、泰勒气泡和靠近海水的液膜, 计算时要分别予以考虑^[11]。

根据泰勒气泡微元体内的热量变化为 0 可得能量方程:

$$\omega_g C_g \frac{dT_g}{dz} = q_{fi} \pi d_{fi} - q_{fo} \pi d_{fo} \quad (14)$$

同理近钻杆和近海水液膜的能量方程为:

$$\omega_{fi} C_l \frac{dT_{lf}}{dz} = \frac{1}{B}(T_{lf} - T_l) - q_{fi} \pi d_{fi} \quad (15)$$

$$\omega_{fo} C_l \frac{dT_{lw}}{dz} = q_{fo} \pi d_{fo} - \frac{1}{A}(T_{sea} - T_{lw}) \quad (16)$$

式中: q_{fi} 、 q_{fo} 分别为近钻杆液膜与泰勒气泡间以及近海水液膜与海水间的热流密度, W/m²; d_{fi} 为近钻杆液膜外径, $d_{fi} = 2(r_{io} + \delta)$, m; d_{fo} 为近海水液膜内径 $d_{fo} = 2(r_{ci} + \delta)$; T_g 、 T_{lf} 和 T_{lw} 是泰勒气泡、近钻杆和近海水液膜温度, °C; ω_g 、 ω_{fi} 和 ω_{fo} 是泰勒气泡、近钻杆液膜和近海水液膜的质量流量, kg/s。同泡状流类似, 海水与隔水管环空间传热系数 U_a , 钻杆内流体与隔水管环空间传热系数 U_l , 有:

$$\begin{cases} U_a = \left[\frac{d_{co}}{d_{ci} h_{fo}} + \frac{d_{ci}}{2k_p} \ln \frac{d_{co}}{d_{ci}} + \frac{1}{h_{sea}} \right]^{-1} \\ U_l = \left[\frac{1}{h_l} + \frac{d_{ii}}{2k_p} \ln \frac{d_{io}}{d_{ii}} + \frac{d_{ii}}{h_n d_{io}} \right]^{-1} \end{cases} \quad (17)$$

式中: h_{fi} 和 h_{fo} 分别为近钻杆液膜和近海水液膜的传热系数, W/(m²·°C)。

假设 3 个微元体的温度梯度相同, 则能量方程为:

$$\begin{cases} (\omega_g C_g + \omega_l C_l) \frac{dT_{lf}}{dz} = \frac{1}{B}(T_{lf} - T_l) - \frac{1}{A}(T_{sea} - T_{lw}) \\ (\omega_g C_g + \omega_l C_l) \frac{dT_{lw}}{dz} = \frac{1}{B}(T_{lf} - T_l) - \frac{1}{A}(T_{sea} - T_{lw}) \\ (\omega_g C_g + \omega_l C_l) \frac{dT_g}{dz} = \frac{1}{B}(T_{lf} - T_l) - \frac{1}{A}(T_{sea} - T_{lw}) \end{cases} \quad (18)$$

式中传热系数 h_{fo} 和 h_{fi} 为:

$$\begin{cases} h_{fi} = \frac{Nu_{fi} k_l}{d_{fi} - d_{io}} \\ h_{fo} = \frac{Nu_{fo} k_l}{d_{ci} - d_{fo}} \end{cases} \quad (19)$$

最终平均温度取各部分温度对面积的平均值, 即:

$$T_m = \frac{T_{lf}\pi[(r_{to} + \delta)^2 - r_{to}^2] + T_{lw}\pi[r_{ci}^2 - (r_{ci} - \delta)^2]}{\pi(r_{ci}^2 - r_{to}^2)} + \frac{T_g\pi[(r_{ci} - \delta)^2 - (r_{to} + \delta)^2]}{\pi(r_{ci}^2 - r_{to}^2)} \quad (20)$$

1.3.3 搅拌流

搅拌流流动结构中气液两相是分离的^[12],与段塞流中泰勒气泡段相似,其环空能量方程采取段塞流泰勒气泡段的形式。由于搅拌流的波动特性^[13],单元长度取过小会使温度梯度出现周期性波动特性,这样计算管内温度会十分复杂。但是对于深水钻探而言,整个管路长达几千米,所取单元长度可适当放宽,选取一个搅拌流单元体长度为 Δz ,则能量方程的差分格式为:

$$\begin{cases} (\omega_g C_g + \omega_l C_l) \frac{\Delta T_{lf}}{\Delta z} = \frac{1}{B}(T_{lf} - T_l) - \frac{1}{A}(T_{sen} - T_{lw}) \\ (\omega_g C_g + \omega_l C_l) \frac{\Delta T_{lw}}{\Delta z} = \frac{1}{B}(T_{lf} - T_l) - \frac{1}{A}(T_{sen} - T_{lw}) \\ (\omega_g C_g + \omega_l C_l) \frac{\Delta T_g}{\Delta z} = \frac{1}{B}(T_{lf} - T_l) - \frac{1}{A}(T_{sen} - T_{lw}) \end{cases} \quad (21)$$

式中各参数分别代表一个搅拌流单元体内的总量。平均温度取各部分温度对面积的平均值,即:

$$T_m = \frac{T_{lf}\pi[(r_{to} + \delta)^2 - r_{to}^2] + T_{lw}\pi[r_{ci}^2 - (r_{ci} - \delta)^2]}{\pi(r_{ci}^2 - r_{to}^2)} + \frac{T_g\pi[(r_{ci} - \delta)^2 - (r_{to} + \delta)^2]}{\pi(r_{ci}^2 - r_{to}^2)} \quad (22)$$

(4) 环状流

环状流的气-液两相是分离的,能量方程的微分形式与搅拌流相同,只是由于环状流流动稳定,不存在波动问题,在计算时要综合考虑,能量方程为:

$$\begin{cases} (\omega_c C_c + \omega_l C_l) \frac{dT_{lf}}{dz} = \frac{1}{B}(T_{lf} - T_l) - \frac{1}{A}(T_{sen} - T_{lw}) \\ (\omega_c C_c + \omega_l C_l) \frac{dT_{lw}}{dz} = \frac{1}{B}(T_{lf} - T_l) - \frac{1}{A}(T_{sen} - T_{lw}) \\ (\omega_c C_c + \omega_l C_l) \frac{dT_c}{dz} = \frac{1}{B}(T_{lf} - T_l) - \frac{1}{A}(T_{sen} - T_{lw}) \end{cases} \quad (23)$$

其中,

$$\omega_c C_c = \frac{\int_{r_{fi}}^{r_{fo}} 2\pi r [\rho_l C_l v_{lc}(1 - \alpha_r) + \rho_g C_g v_{gr} \alpha_r] dr}{\pi(r_{fo}^2 - r_{fi}^2)} \quad (24)$$

最终温度取各部分温度对面积的平均值,即:

$$T_m = \frac{T_{lf}\pi[(r_{to} + \delta)^2 - r_{to}^2] + T_{lw}\pi[r_{ci}^2 - (r_{ci} - \delta)^2]}{\pi(r_{ci}^2 - r_{to}^2)} + \frac{T_c\pi[(r_{ci} - \delta)^2 - (r_{to} + \delta)^2]}{\pi(r_{ci}^2 - r_{to}^2)} \quad (25)$$

式中: C_c 为整个气体核心的比热, $J/(kg \cdot ^\circ C)$; T_c 为气体核心的温度, $^\circ C$ 。除上述公式外,求解温度还需海水

温度分布方程^[5]、环空气液两相流流型转换条件^[14]、气体物性参数方程^[15-17]和钻井液黏度特性^[18]。

2 温度场求解

2.1 定解条件

本模型包括钻柱内、井筒环空及隔水管在内的多个多相流模型集成。为了求解环空与钻柱内的温度场分布,必须给出相应的边界条件,因为流动与传热均为稳定的,假设井底处的环空压力等于地层孔隙压力,气体从海床处注入,因此确定温度场边界条件如下:

$$T_1(0) = T_m \quad (26)$$

钻柱内液体和环空液体在井底处的温度相等,即:

$$T_1(H) = T_n(H) \quad (27)$$

式中: T_{in} 为钻柱入口温度, $^\circ C$; H 为井底深度,m。

环空压力等于地层孔隙压力,气体从海床处注入,则有:

$$\begin{cases} p(H) = p_s \\ q_g(H_w) = q_g \end{cases} \quad (28)$$

式中: p_s 为地层孔隙压力,Pa; H_w 为泥线以上海水深度,m。

2.2 求解过程

由于深水钻井的外界环境温度梯度不同,可采用数值方法求解,具体步骤如下:

①根据边界条件计算海床 n 处海水温度 T_{sean} ^[5],以此估算此时环空内温度 T_{an} 和钻杆内温度 T_{in} ;

②计算气液相速度、各相比例、管内和环空温度等基本参数,根据流型转换条件判别环空内流型;

③选取既定的单元长度(一般为1m),根据各流型下的压力及温度的计算方法,求解下一个节点 $n+1$ 处环空内温度、钻杆内温度,以及环空压力;

④根据状态方程确定该节点处各相密度、黏度等物性参数;

⑤重复步骤②;

⑥根据气体状态方程计算气体膨胀量及气体速度,计算单元长度变化量,得到 $n+2$ 节点的位置;

⑦重复步骤③—⑥,直到井口,最终得到井口处钻柱内计算温度 T_{t1} ;

(8)将 T_{t1} 与井口处钻柱内初始温度 T_{t0} 比较,若差值大于规定值 $0.2^\circ C$,说明海床处温度估计存在差距,根据 T_{t1} 、 T_{t0} 的关系返回步骤①重新估算环空内温度 T_{an} ,直至 T_{t1} 与 T_{t0} 差值小于误差允许值。

通过以上8个步骤,可以计算出所有节点上的各个参数值。

3 隔水管环空温度影响因素

海水、钻井液、管柱、水泥及地层的物理性质参数

分别为:

$$\begin{aligned} \rho_s &= 1\,023.2 \text{ kg/m}^3, C_s = 4\,182 \text{ J/kg} \cdot \text{ }^\circ\text{C}, k_s = 0.6 \text{ W/m} \cdot \text{ }^\circ\text{C}; \\ \rho_{d1} &= 1\,200 \text{ kg/m}^3, C_{d1} = 1\,674.7 \text{ J/kg} \cdot \text{ }^\circ\text{C}, k_{d1} = 1.7307 \text{ W/m} \cdot \text{ }^\circ\text{C}; \\ \rho_p &= 7\,800 \text{ kg/m}^3, C_p = 400 \text{ J/kg} \cdot \text{ }^\circ\text{C}, k_p = 43.75 \text{ W/m} \cdot \text{ }^\circ\text{C}; \\ \rho_c &= 1\,900 \text{ kg/m}^3, C_c = 2\,000 \text{ J/kg} \cdot \text{ }^\circ\text{C}, k_c = 1.0 \text{ W/m} \cdot \text{ }^\circ\text{C}; \\ \rho_r &= 2\,640 \text{ kg/m}^3, C_r = 837.36 \text{ J/kg} \cdot \text{ }^\circ\text{C}, k_r = 2.2499 \text{ W/m} \cdot \text{ }^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

3.1 水深

海床以下井深 1 500 m, 533.4 mm 结构套管至海床以下 500 m, 水泥返高至海床, 533.4 mm 隔水管, 无保温层, 泥浆流量 1 200 gpm (0.069 m³/s), 井底条件下气体流量为 0.012 m³/s, 泥浆入口温度 26 °C; 海面处温度 26 °C, 地温梯度 27 °C/1 000 m; 海水深度分别为 1 000 m, 1 200 m, 1 500 m, 1 700 m, 2 000 m。计算结果如图 2, 图中 T_n 是环空温度, °C; H 代表海平面以下深度, m。

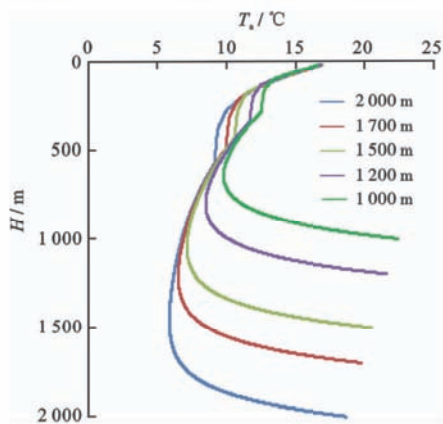


图 2 不同水深条件下环空温度变化情况

Fig. 2 Annulus temperature change with depth of water

由图 2 可知, 随着水深增加, 环空内温度整体上呈降低趋势; 但是随着距离海平面越近, 温差越来越小。海底以上环空最低温差约为 5 °C, 环空出口处温差很小, 且环空内温度最低点并不位于海底井口处, 而是位在距海底有一定距离的深水区。200~400 m 范围内温度变化规律明显改变, 这是因为此处流型由泡状流转换为段塞流, 而段塞流传热系数远大于泡状流, 从而使温度变化趋势迅速改变。总而言之, 在深水钻井工况下隔水管环空内温度主要受水深影响。

3.2 液体、气体流量

假设水深为 1 500 m, 井深为 1 500 m, 其他条件同上。计算液体(泥浆)流量时, 井底条件下气体流量为 0.012 m³/s, 液体(泥浆)流量分别为 0.03 m³/s, 0.04 m³/s, 0.05 m³/s, 0.06 m³/s 和 0.069 m³/s; 计算气体流量的影响时, 泥浆流量为 0.069 m³/s, 海床条件下气体流量分别为 0.004 m³/s, 0.006 m³/s, 0.008 m³/s, 0.01 m³/s 和 0.012 m³/s。结果分别如图 3、图 4 所示。

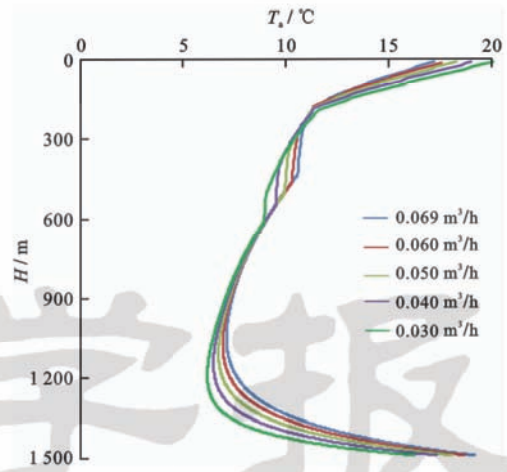


图 3 不同液体流量下环空温度变化

Fig. 3 Annulus temperature change with liquid discharge

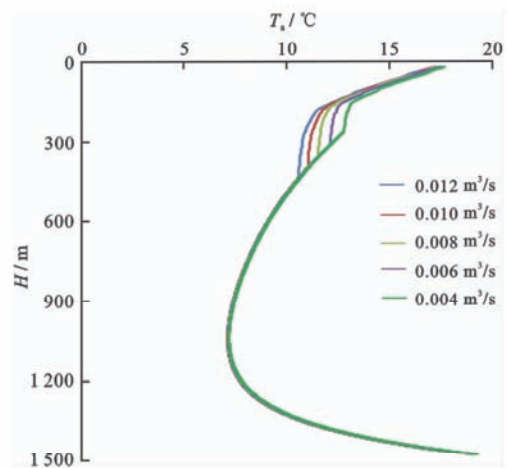


图 4 不同气体流量下环空温度变化

Fig. 4 Annulus temperature change with gas discharge

由图 3、图 4 可得, 随着泥浆流量增加, 环空内温度梯度减小, 环空内温度分布更加平缓, 环空出口温度差别较大。500 m 深度以下范围内环空内温度相差很小。在 200~500 m 深度范围内温度相差较大, 但环空出口处温度基本一致。进一步分析表明由于段塞流和搅拌流的传热特点以及流型转化等的影响, 最大温差处在段塞流和搅拌流范围内。液相流量改变时隔水管环空温度均产生一定变化, 但是流量增加, 温度变化幅度减小。气相流量改变对环空温度影响较小, 液体流量是影响温度分布的主要因素。

3.3 注入温度和保温层

泥浆流量为 0.069 m³/s, 井底条件下气体流量为 0.012 m³/s, 泥浆入口温度分别为 20 °C、26 °C、30 °C、35 °C 和 40 °C。保温层为软质聚氨酯泡沫塑料, 参数为: 密度 $\rho = 34 \text{ kg/m}^3$, 导热系数 $k = 0.023 \text{ W/(m} \cdot \text{ }^\circ\text{C)}$, 计算结果如图 5、图 6 所示。

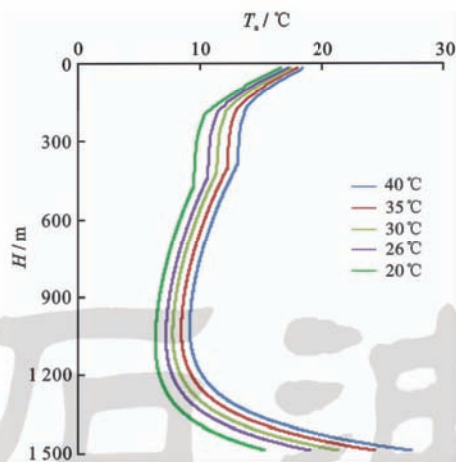


图5 注入温度对环空温度影响

Fig. 5 Annulus temperature change with injection temperature

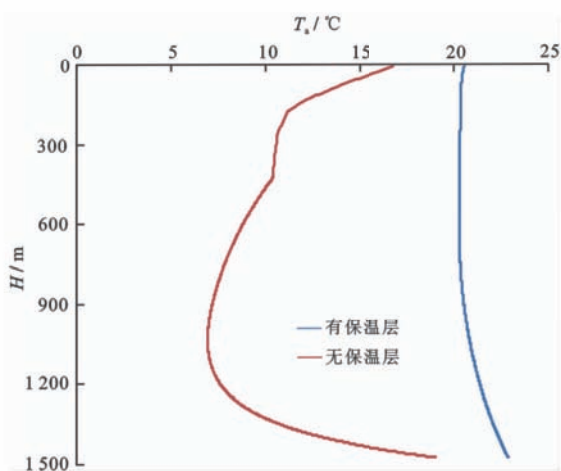


图6 保温层对环空温度影响

Fig. 6 Influence of insulating layer on annulus temperature

由图5、图6可得,泥浆注入温度升高,环空内温度升高。在海床以上,最大注入温度下环空温度达到最低值前,环空内温度差逐渐减少。而达到最低值以后再往上流动,环空内最大温度差约为 5°C ,出口处最大温差仅约为 2°C 。可以看出在注气法双梯度钻井工况下,钻井参数不变时注入温度升高环空温度逐渐升高,但是出口温度增加却较小,因而不能仅凭环空出口温度判别管内温度分布情况;隔水管外加保温层后,隔水管的温度受海水温度影响明显减小,隔水管内流体温度变化明显减弱,在同样的流速条件下,有保温层要比没有保温层时的环空最低温度高约 15°C 。

在深水钻井过程为了防止水合物的生成和钻井液胶凝,在参数控制上首先要提高液相流速,但是增加液相流速会增大循环摩阻,增大泵压,从而对整个设备的要求更高,因此提高液相流速受到很大的限制。通过笔者分析,最有效的措施是在隔水管外面包裹保温层,

同时尽可能在地面循环系统中增加加热设备,保证钻井液温度,降低水合物生成和钻井液胶凝的风险。

4 结论和建议

(1) 针对注气法双梯度钻井的特点,建立了隔水管环空中温度计算模型,模型考虑了流型的特点并给出了边界条件和求解方法,对温度分布进行了敏感性因素计算分析。对于环空多相流在计算温度等参数时需要考虑不同流型的影响,控制方程组应该根据流型具体分析。

(2) 隔水管环空内温度主要受水深影响,随着水深增加环空温度整体降低;同时,液体流量也是影响温度分布的主要因素,气体流量主要对流型分布产生影响。由于水深无法改变,因此在实际操作时需要尽可能提高液相流速。

(3) 在深水钻井工况下随着泥浆注入温度的增加,环空内温度增加,隔水管外加保温层后,隔水管环空内的温度变化幅度明显减小。考虑到液相流速增加会增大循环摩阻,增大泵压,从而对整个设备的要求更高,在深水钻井过程中,最有效的保温措施是隔水管外面包裹保温层,同时尽可能在地面循环系统中增加加热设备,保证钻井液温度,降低水合物和胶凝的生成风险。

参考文献

- [1] 王志远,孙宝江,程海清,等.深水井控过程中天然气水合物生成区域预测[J].应用力学学报,2009,26(2):224-229.
Wang Zhiyuan, Sun Baojiang, Cheng Haiqing, et al. Prediction of natural gas hydrate formation area during deep water well control[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2009, 26(2): 224-229.
- [2] 王志远,孙宝江,高永海,等.深水司钻法压井模拟计算[J].石油学报,2008,29(5):786-790.
Wang Zhiyuan, Sun Baojiang, Gao Yonghai, et al. Simulation computation of well killing with deepwater driller's method[J]. Acta Petrolei Sinica, 2008, 29(5): 786-790.
- [3] 许亮斌,蒋世全,陈国明,等.深水双梯度钻井技术[R].上海:中国深水油气开发工程高技术论坛,2005:251-257.
Xu Liangbin, Jiang Shiquan, Chen Guoming, et al. The deepwater dual-gradient drilling technology[R]. Shanghai, High Technology Forum of China Deepwater Oil and Gas Development Project, 2005: 251-257.
- [4] Kabir C S, Hasan A R. Predicting fluid temperature profiles in gas-lift wells[R]. SPE 26098, 1993.
- [5] 高永海,孙宝江,王志远,等.深水钻探井筒温度场的计算与分析[J].中国石油大学学报:自然科学版,2008,4(2):58-62.

- Gao Yonghai, Sun Baojiang, Wang Zhiyuan, et al. Calculation and analysis of well bore temperature field in deepwater drilling[J]. Journal of China University of Petroleum: Edition of Natural Science, 2008, 4(2): 58-62.
- [6] Martinelli R C, Boelter L M K, Taylor T H M, et al. Isothermal pressure drop for Two-phase Two-component flow in horizontal pipes[J]. Chemical Engineering Progress, 1944(40): 136~141.
- [7] Zuber N, Findly J. Average volumetric concentration in two phase flow systems[J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1965, 87(11): 453-546.
- [8] Barbosa Jr. J R, Govan A H, Hewitt G F. Visualisation and modelling studies of churn flow in a vertical pipe[J]. International Journal of Multiphase Flow, 2001, 27(12): 2105-2127.
- [9] 马永乾, 孙宝江, 王志远, 等. 垂直上升气液柱塞流中含气率分布[J]. 中国石油大学学报: 自然科学版, 2010, 34(1): 64-69.
Ma Yongqian, Sun Baojiang, Wang Zhiyuan, et al. void fraction distribution of vertical upward gas-liquid slug flow[J]. Journal of China University of Petroleum, 2010, 34(1): 64-69.
- [10] 高永海. 深水油气钻探井筒多相流动与井控的研究[D]. 东营: 中国石油大学(华东), 2007.
Gao Yonghai. Study on Multi-phase flow in wellbore and well control in deep water drilling[D]. Dongying: China University of Petroleum (East China), 2007.
- [11] Abdul-Majeed G H, Al-Mashat A M. A mechanistic model for vertical and inclined two-phase slug flow[J]. Journal of Petroleum Science and Engineering, 2000, 27(1/2): 59-67.
- [12] Kim D, Ghajar A J, Dougherty R L, et al. Comparison of 20 Two-Phase heat transfer correlations with seven sets of experimental data, including flow pattern and tube inclination effects[J]. Heat Transfer Engineering, 1999, 20(1): 15-40.
- [13] Ovan A H, Hewitt G F, Richter H J, et al. flooding and churn flow in vertical pipes[J]. International Journal of Multiphase Flow, 1991, 17(1): 27-44.
- [14] Taitel Y, Barnea D, Dukler A E. Modeling flow pattern transition For steady upward Gas-Liquid flow in vertical flow in vertical tubes[J]. AIChE Journal, 1980, 26(3): 345-354.
- [15] Dranchuk P M, Purvis R A, Robinson D B. Computer calculations of natural gas compressibility factors using the standing and katz correlation[J]. Inst of Petroleum Technical Series, 1974, 36(4): 76-80.
- [16] 沈维道, 蒋智敏, 童钧耕. 工程热力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2001.
Shen Weidao, Jiang Zhimin, Tong Jungeng. Engineering thermodynamics[M]. Beijing: Higher Education Press, 2001.
- [17] 郭绪强, 荣淑霞, 杨继涛, 等. 纯组分高压流体的粘度模型[J]. 石油大学学报: 自然科学版, 1998, 22(6): 95-97.
Guo Xuqiang, Rong Shuxia, Yang Jitao, et al. A model for calculating viscosity of high pressure fluids with pure substances [J]. Journal of the University of Petroleum, China, 1998, 22(6): 95-97.
- [18] 吴彬, 向兴金, 张岩, 等. 深水低温条件下水基钻井液的流变性研究[J]. 钻井液与完井液, 2006, 23(3): 12-19.
Wu Bin, Xiang Xingjin, Zhang Yan, et al. Rheology study of the water based drilling fluids at deep water and low temperature [J]. Drilling Fluid & Completion Fluid, 2006, 23(3): 12-19.

(收稿日期 2014-02-12 改回日期 2014-06-01 编辑 宋宁)

《石油学报》2014 年第 5 期部分文章预告(II)

聚驱后缔合聚合物三元复合驱提高采收率技术	杨菲等
考虑多因素影响的泡沫驱数值模拟方法	王敬等
可表征井间地层参数及油水动态的连通性计算方法	赵辉等
页岩储层渗透率数学表征	糜利栋等
溶剂蒸气萃取脱沥青的影响因素实验	李雁鸿等
导向钻井稳定控制平台的反馈线性化控制	汪跃龙等
微观泄漏机理在非 API 套管接头密封性能评估中的应用	许志倩等
基于并行协作空时复用的深水隔水管疲劳参数遥测方法	李保军等
大斜度井钢丝投捞式气举采油技术	宋显民等
管道泄漏信号和干扰信号的数字化判别方法	林伟国等