

文章编号: 1000-0747(2010)01-0083-06

# 注过热蒸汽井筒沿程参数及加热半径计算模型

周体尧<sup>1</sup>, 程林松<sup>1</sup>, 何春百<sup>1,2</sup>, 庞占喜<sup>1</sup>, 周凤军<sup>1</sup>

(1. 中国石油大学(北京)石油工程教育部重点实验室; 2. 中海石油研究中心)

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50276040); 中青年创新基金资助项目(03E7014)

**摘要:** 过热蒸汽是单相的气体, 以气液两相流理论为基础的普通蒸汽热损失计算模型对其不再适用。通过引入过热蒸汽 PVT 数据体, 建立了注过热蒸汽井筒沿程参数计算模型。在一定假设的基础上, 理论推导出了过热蒸汽带面积、加热带半径等的数学表达式。利用蒸汽沿程参数计算模型对肯基亚克油田盐上油藏 X16 井不同状态水蒸汽的沿程变化进行了计算, 结果表明: 计算结果与现场测试结果对应较好。分析认为, 随着热量的传递, 过热蒸汽的温度变化较大, 压力变化也大于普通蒸汽, 到达井底的蒸汽干度特别高, 其热焓值比注普通蒸汽有大幅度提高, 加热半径也有所增加。图 5 表 2 参 13

**关键词:** 稠油; 过热蒸汽; 沿程参数; 加热半径; 计算模型

中图分类号: TE357.44

文献标识码: A

## Calculation model of on-way parameters and heating radius in the superheated steam injection wellbore

Zhou Tiyaoyao<sup>1</sup>, Cheng Linsong<sup>1</sup>, He Chunbai<sup>1,2</sup>, Pang Zhanxi<sup>1</sup>, Zhou Fengjun<sup>1</sup>

(1. MOE Key Laboratory of Petroleum Engineering, Petroleum University of China, Beijing 102249, China;

2. China National Offshore Oil Company Research Center, Beijing 100026, China)

**Abstract:** As superheated steam is single-phase gas, the ordinary steam heat loss calculation model based on two-phase flow theories isn't applicable. With the introduction of the PVT data sets, this article builds a calculation model of on-way parameters in the superheated steam injection wellbore. Based on some basic hypothesis, the mathematic expressions of superheated steam heating area and heating radius are presented. The calculated results and measured data for on-way change of steams in Well X16 of the Kenneyak Oilfield fit well with the field test results. The analysis shows that, with the heat transfer, the temperature of the superheated steam varies greatly, its pressure varies greater than ordinary steam, the steam quality is high when reaching the bottom hole, the steam enthalpy value is much higher, and the heating radius is bigger than that of ordinary steam.

**Key words:** heavy oil; superheated steam; on-way parameter; heating radius; calculation model

## 0 引言

在注蒸汽采油时, 通过对井筒中流体参数进行沿程计算, 不仅可以分析蒸汽的热利用情况, 节约现场高温测试费用, 而且可以分析井底蒸汽状态, 为注蒸汽采油机理分析、开发效果评价提供重要信息<sup>[1-4]</sup>。传统的稠油热采注蒸汽井筒热损失计算模型<sup>[1-3]</sup>都是以湿蒸汽为注入介质, 根据传热学和两相流原理建立数学模型。当注入介质为过热蒸汽时, 井筒中是单相气体流动, 以上计算模型不再适用。在注过热蒸汽过程中, 过热蒸汽的温度与压力不具备对应关系, 本文通过引入过热蒸汽 PVT 数据体, 建立了注过热蒸汽井筒热损失计算模型。过热蒸汽向井筒传递热量的求解采用文献[3, 5]介绍的计算方法。经过一定热损失后, 考虑到过

热蒸汽可能转变为湿蒸汽, 其热损失计算方法参考了文献[1]的井筒参数计算模型。在此基础上, 根据参考文献[5-7]中加热半径计算方法, 推导出了过热蒸汽带面积、加热带半径等的数学表达式, 为过热蒸汽吞吐井生产能力预测提供了一定的理论依据。

## 1 沿程参数计算模型

### 1.1 基本假设

垂直井筒基本假设: ①蒸汽流动是等质量流过程; ②隔热油管底部用封隔器坐封, 保证蒸汽不窜入油套环空, 油套环空充满空气; ③蒸汽沿井筒内的流动为一维稳定流动, 且同一截面各处蒸汽的压力温度相等; ④从油管内表面到水泥环外缘为稳定传热, 水泥环外缘到地层内为非稳态传热, 不考虑沿井身方向的纵向传

热。图 1 为井身结构示意图。

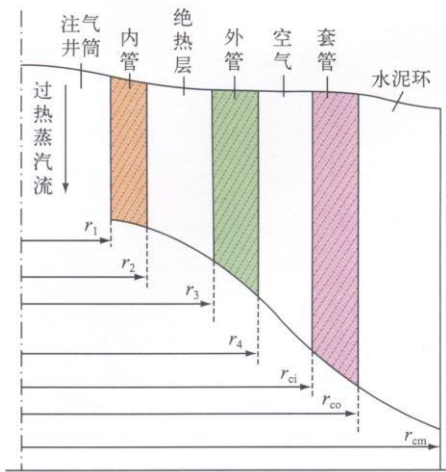


图 1 垂直井段井筒结构剖面图

## 1.2 数学模型

在前面假设的基础上,建立了注过热蒸汽井筒沿程参数计算模型。质量守恒方程、动量定理、能量守恒方程均采用文献[1]中介绍的方程式。这里对模型中用到的其他方程进行介绍。

### ① 辅助方程

焓是状态函数<sup>[8]</sup>,即 $H=H(T, p)$ ,当过热蒸汽的

状态发生变化时,其焓的改变满足:

$$\frac{dH}{dz} = \left[ \frac{\partial H}{\partial T} \right]_p \frac{dT}{dz} + \left[ \frac{\partial H}{\partial p} \right]_T \frac{dp}{dz} \quad (1)$$

根据参考文献[9]的推导,(1)式可转化为:

$$\frac{dH}{dz} = C_p \frac{dT}{dz} + \left[ V - T \left[ \frac{\partial V}{\partial T} \right]_p \right] \frac{dp}{dz} \quad (2)$$

(2)式对固、液、气态均适用。

### ② 过热蒸汽 PVT 数据体

参考锅炉热力计算中的过热蒸汽参数<sup>[10]</sup>,选用温度范围为 180~600 °C、压力范围为 0.6~8.0 MPa 的过热蒸汽 PVT 数据体(见表 1)。通过引入数据体,建立了过热蒸汽压力、温度与密度的关系。

### ③ 蒸汽状态判别式

饱和水蒸汽压力和温度函数关系式<sup>[11]</sup>:

$$T_s = 210.237 6p_s^{0.21} + 243.15 \quad (3)$$

通过(3)式判断水蒸汽过热度及蒸汽状态。

结合质量守恒方程、动量定理、能量守恒方程以及上面提到的(2)式、(3)式、过热蒸汽 PVT 数据体,即可建立过热蒸汽参数沿井筒分布的数学模型。

表 1 过热蒸汽 PVT 数据体

压力/ MPa	比容/(m <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup> )											
	180 °C	200 °C	220 °C	240 °C	260 °C	280 °C	300 °C	320 °C	360 °C	400 °C	500 °C	600 °C
0.6	0.335	0.352	0.369	0.386	0.402	0.418	0.434	0.450	0.482	0.514	0.592	0.670
0.8	0.247	0.261	0.274	0.287	0.300	0.312	0.324	0.336	0.360	0.384	0.443	0.502
1.0	0.194	0.206	0.217	0.228	0.238	0.248	0.258	0.268	0.287	0.307	0.354	0.401
1.4		0.143	0.152	0.160	0.167	0.175	0.182	0.190	0.204	0.218	0.252	0.286
1.8			0.115	0.122	0.128	0.134	0.140	0.146	0.157	0.168	0.195	0.222
2.0			0.102	0.108	0.114	0.120	0.126	0.131	0.141	0.151	0.176	0.200
3.0				0.068	0.073	0.077	0.081	0.085	0.092	0.099	0.116	0.132
4.0					0.052	0.055	0.059	0.062	0.068	0.073	0.086	0.099
5.0						0.042	0.045	0.048	0.053	0.058	0.068	0.079
6.0						0.033	0.036	0.039	0.043	0.047	0.057	0.065
8.0							0.024	0.027	0.031	0.034	0.042	0.048

## 1.3 未知参数处理

### ① 摩擦力的求解

摩擦力( $\tau_f$ )的求解采用流体力学<sup>[12]</sup>中介绍的方法:

$$\tau_f = \pi r_1 f dz \rho v^2 / 4 \quad (4)$$

### ② 蒸汽和管壁的摩擦系数( $f$ )的求解<sup>[12]</sup>

$f$ 是蒸汽雷诺数 $Re_s = \frac{2r_1 v \rho}{\mu}$ 和管壁相对粗糙度

$\Delta = \frac{\epsilon}{2r_1}$ 的函数,当 $Re_s \leq 2000$ 时, $f = 64/Re_s$ ;当 $Re_s >$

2000时, $f = [1.14 - 2] \lg(\Delta + 21.25 Re_s^{-0.9})^{-2}$ 。

### ③ 微元体向井筒传热速率的求解<sup>[9]</sup>

油管中心至水泥环外缘的稳态传热公式为:

$$dQ_{wb} = \frac{T_{sh} - T_h}{R} dz \quad (5)$$

其中:

$$R = \frac{1}{2\pi r_2} \left[ \frac{r_2^2}{\lambda_{tub}} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{r_2^2}{\lambda_{ins}} \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{r_2^2}{\lambda_{cub}} \ln \frac{r_4}{r_3} + \frac{r_2}{r_4 (a_c + a_r)} + \frac{r_2}{\lambda_{cas}} \ln \frac{r_{co}}{r_{ci}} + \frac{r_2}{\lambda_{cem}} \ln \frac{r_{cm}}{r_{co}} \right] \quad (6)$$

从水泥环外缘至地层为非稳态传热<sup>[13]</sup>, 其计算公式为:

$$dQ_F = \frac{2\pi\lambda_F(T_h - T_F)}{f(t_i)} dz \quad (7)$$

地层导热时间函数  $f(t_i)$  用 Hansan 公式计算, 当  $t_F \leq 1.5$  时,  $f(t_i) = 1.1281 \sqrt{t_F}(1 - 0.3 \sqrt{t_F})$ ; 当  $t_F \geq 1.5$  时,  $f(t_i) = (0.4063 + 0.51 \ln t_F)(1 + 0.6/t_F)$ , 其中  $t_F = \alpha_F t_i / r_{cm}^2$ 。

#### ④ 摩擦力做功的求解

由于蒸汽的流动方向与摩擦力的方向相反, 因此流动过程中摩擦力作负功, 单位时间微元体长度内摩擦力所作的功为:

$$dW = \frac{\tau dz}{dt} = \tau_{fv} \quad (8)$$

## 2 过热蒸汽带地层参数表达式推导

### 2.1 基本假设

假定: ①油层是均质的; ②隔热油管底部用封隔器坐封, 保证蒸汽不窜入油套环空, 油套环空充满空气; ③油层中无垂向温差, 即垂向导热系数趋于正无穷大; ④在油层及围岩中, 水平方向的热传导为零; ⑤注入速度及温度为常数; ⑥过热蒸汽带中平均温度为注入过热蒸汽温度; ⑦加热带在径向上是圆形, 垂向上不考虑蒸汽超覆。图 2 为所建立的过热蒸汽地层加热带模型。

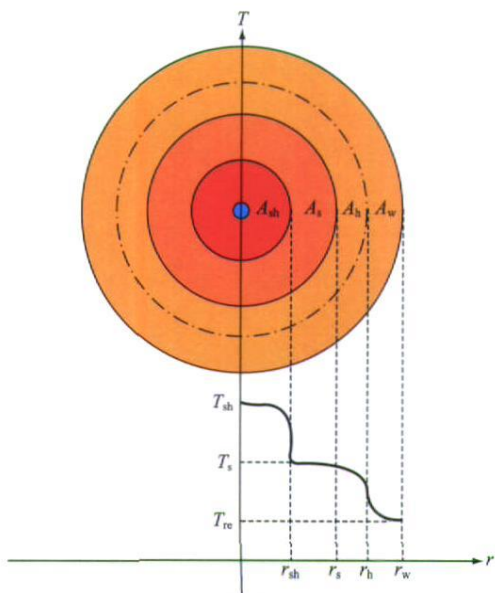


图 2 注入流体为过热蒸汽时地层加热带模型

### 2.2 过热蒸汽带面积表达式的推导

根据能量平衡方程<sup>[6]</sup>:

①994-2015 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. <http://www.cnki.net> (18)

$$\nabla(\lambda \nabla T) = \frac{\partial}{\partial t} (\rho C)_R T \quad (9)$$

令  $y$  表示与油层中心的垂向距离, 热损失方程可以写为:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda_{ob}}{1000M_{ob}} \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (10)$$

其初始条件与边界条件是:

$$T(y, 0) = T_{re} \quad (0 \leq y \leq \infty) \quad (11)$$

$$T(0, t_i) = T_{sh} \quad (12)$$

给定的边界与原始条件下, 根据 Carslaw 与 Jaeger 的解, 由(10)式推导出:

$$T(y, t_i) = T_{sh} - (T_{sh} - T_{re}) \operatorname{erf} \left[ \frac{y}{2 \sqrt{\alpha_{ob} t_i}} \right] \quad (13)$$

其中, 顶底层热扩散系数  $\alpha_{ob} = \frac{3.6\lambda_{ob}}{M_{ob}}$ , 误差函数

$$\operatorname{erf} \left[ \frac{y}{2 \sqrt{\alpha_{ob} t_i}} \right] = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{\frac{y}{2 \sqrt{\alpha_{ob} t_i}}} e^{-x^2} dx$$

令  $T_D = T_{sh} - T_{re}$ , 则在注汽时间为  $t_i$  时, 垂直方向热损失速度为:

$$q_{ob} = -\lambda_{ob} \left[ \frac{\partial T}{\partial y} \right]_{y=0} = \frac{\lambda_{ob} T_D}{\sqrt{\pi \alpha_{ob} t_i}} \quad (14)$$

顶底层总热损失速率为:

$$Q_{ob} = 2 \int_0^{t_i} \frac{\lambda_{ob} T_D}{\sqrt{\pi \alpha_{ob} (t_i - \delta)}} \frac{dA}{d\delta} d\delta \quad (15)$$

油层热能的增加速率为:

$$Q_{re} = \frac{1}{3.6} M_{re} \frac{dA}{dt} h T_D \quad (16)$$

热能的注入速率为:

$$Q = \frac{1}{3.6} i_s (H_{sh} - H_s) \quad (17)$$

根据瞬时热平衡原理, 热能的注入速率等于顶底层的热能损失速率与油层热能的增加速率之和, 即  $Q = Q_{ob} + Q_{re}$ 。应用 Laplace 变换(变换过程可参考文献[6])可得:

$$\frac{i_s (H_{sh} - H_s)}{M_{re} h S} = \frac{7.2 \lambda_{ob} T_D}{\sqrt{\pi} M_{re} h \sqrt{\alpha_{ob}}} S L(A) \sqrt{\frac{\pi}{S}} + S T_D L(A) \quad (18)$$

令  $b = \frac{7.2\lambda_{ob}}{M_{re}h\sqrt{\alpha_{ob}}}$ , 可得:

$$L(A) = \frac{i_s(H_{sh} - H_s)}{T_D M_{re} h S^{1/2}} \left( \frac{1}{b + \sqrt{S}} - \frac{S^{1/2} - b}{S} \right) \quad (19)$$

对(19)式进行拉氏逆变换可得:

$$L^{-1}[L(A)] = \frac{i_s(H_{sh} - H_s)}{b^2 T_D M_{re} h} \times \left[ e^{b^2 t_i} \operatorname{erfc}(b\sqrt{t_i}) + 2\sqrt{\frac{t_i}{\pi}} b - 1 \right] \quad (20)$$

取无因次时间  $t_D = b^2 t_i = \frac{51.84\lambda_{ob}^2}{M_{re}^2 h^2 \alpha_{ob}} t_i$ , 由(20)式可得过热蒸汽带面积表达式:

$$A_{sh} = \frac{i_s(H_{sh} - H_s)hM_{re}\alpha_{ob}}{51.84\lambda_{ob}^2 T_D} \times \left[ e^{t_D} \operatorname{erfc}\sqrt{t_D} + 2\sqrt{\frac{t_D}{\pi}} - 1 \right] \quad (21)$$

在地层均质的情况下,加热面积是以井筒为圆心的圆形,过热蒸汽带加热半径的表达式为:

$$r_{sh} = \frac{1}{7.2\lambda_{ob}} \sqrt{\frac{i_s(H_{sh} - H_s)hM_{re}\alpha_{ob}}{\pi T_D}} \times \sqrt{e^{t_D} \operatorname{erfc}\sqrt{t_D} + 2\sqrt{\frac{t_D}{\pi}} - 1} \quad (22)$$

修正后的蒸汽带面积和加热带面积表达式为:

$$A_s = \frac{i_s(H_{sh} - H_s + L_v)hM_{re}\alpha_{ob}}{51.84\lambda_{ob}^2(T_s - T_{re})} \times \left[ e^{t_D} \operatorname{erfc}\sqrt{t_D} + 2\sqrt{\frac{t_D}{\pi}} - 1 \right] \quad (23)$$

$$A_h = \frac{i_s(H_{sh} - H_{wr})hM_{re}\alpha_{ob}}{51.84\lambda_{ob}^2(T_s - T_{re})} \times \left[ e^{t_D} \operatorname{erfc}\sqrt{t_D} + 2\sqrt{\frac{t_D}{\pi}} - 1 \right] \quad (24)$$

## 3 实例验证及分析

### 3.1 现场资料验证

根据建立的计算模型,结合肯基亚克油田盐上油藏现场资料,计算注汽速率为 7.8 t/h、注汽时间为 247 h 的 X16 井的沿程蒸汽参数,该井井口过热蒸汽温度为 323.3 °C,压力为 2.74 MPa(对应饱和温度约 230 °C)。其他参数为:内管内半径 0.038 m,内管外半径 0.044 45 m,绝对粗糙度 0.000 045 7 m,套管内半径 0.080 7 m,套管外半径 0.088 9 m,水泥环外径

0.123 6 m,地面温度 21 °C,隔热管导热系数 0.07 W/(m·K),地层地热梯度 0.029 °C/m,大地导热系数 1.73 W/(m·K),水泥环导热系数 0.933 W/(m·K),地层热扩散系数 0.003 7 m<sup>2</sup>/h。

图 3 和图 4 分别是 X16 井沿井筒过热蒸汽温度、压力分布计算值和实测值的对比图。计算到井底的蒸汽参数与实测结果接近,压力误差约为 1.49%,温度误差仅为 0.69%,计算结果表明模型可行。

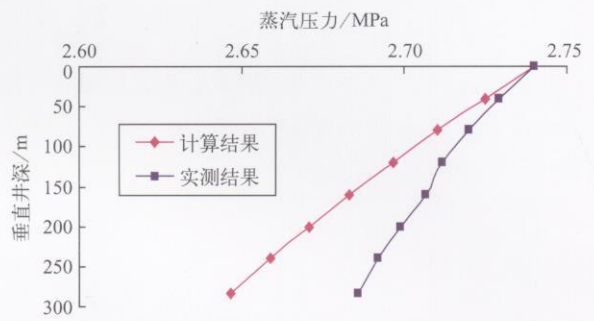


图 3 X16 井沿程压力实测值与计算结果对比

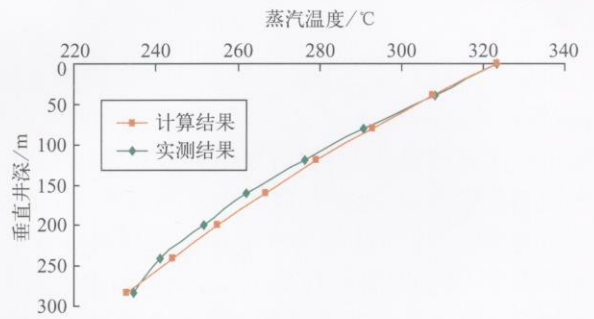


图 4 X16 井沿程温度实测值与计算结果对比

### 3.2 不同状态蒸汽沿程参数变化结果对比

选用上述基础数据,分别计算了 X16 井注湿蒸汽、干饱和蒸汽、过热蒸汽沿程参数变化结果。湿蒸汽和干饱和蒸汽是气液两相流,因此采用了文献[1]中的井筒参数计算方法;过热蒸汽是单相流,用本文提出的模型计算。表 2 给出了 3 种不同状态水蒸汽的基本参数及其变化结果,图 5 是据计算结果绘出的蒸汽沿程压力、温度、干度、热焓值分布对比图。

由图 5a 可知,过热蒸汽沿程压力变化大于干饱和蒸汽与湿蒸汽。这是由于过热蒸汽的比容要比湿蒸汽大很多,蒸汽注入量相同时,通过相同截面积的过热蒸汽体积大,高流速导致其摩擦损失大于湿蒸汽,造成压力明显降低。由图 5b 和图 5c 可知,过热蒸汽沿程温度变化十分明显,干度却没有发生变化,到达井底后依然处于过热状态。过热蒸汽的比热很低,在井筒传热过程中,其温度变化就比较明显。而水蒸汽的气化潜热很高,干饱和蒸汽与湿蒸汽的干度降低释放出大量的热,使得其温度变化很小。由表 2 和图 5d 可知,随

表2 X16井注不同状态蒸汽参数沿程变化结果对比

蒸汽状态	井口蒸汽参数				井底蒸汽参数				加热半径/ m
	压力/MPa	温度/°C	干度/%	热焓值/(kJ·kg <sup>-1</sup> )	压力/MPa	温度/°C	干度/%	热焓值/(kJ·kg <sup>-1</sup> )	
湿蒸汽	4.0	250.6	75	2 373.0	3.94	249.7	63.59	2 177.6	13.14
干饱和蒸汽	4.0	250.6	100	2 798.9	3.87	248.6	90.65	2 639.4	14.55
过热蒸汽	4.0	300.0	100	2 962.0	3.56	243.9	100.00	2 800.0	15.12

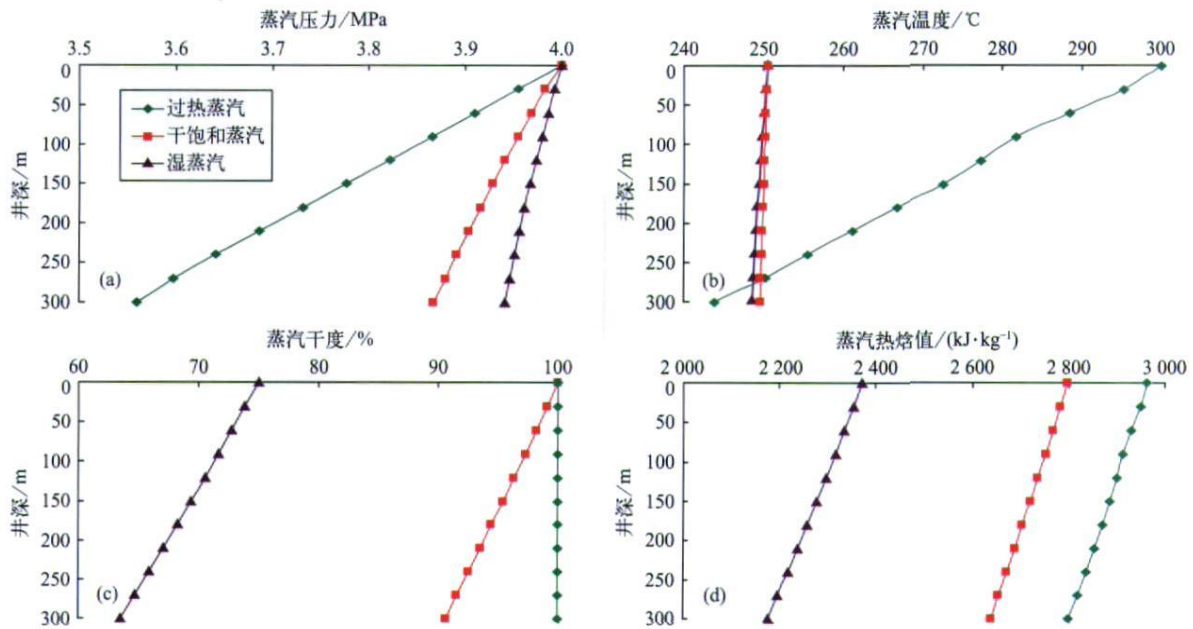


图5 X16井注不同状态蒸汽沿程参数对比

随着井深的增加,注入的不同状态蒸汽的热焓值均减少,与湿蒸汽相比,过热蒸汽多携带约600 kJ/kg的热量,而其沿程热损失值也并不高。到达井底的过热蒸汽的热焓值比湿蒸汽有大幅度的增加,加热半径也有所增加。

综合现场实测资料与计算结果分析认为,过热蒸汽沿程温度变化大(实测结果中沿程温度下降了约89 °C),压力变化较大,到达井底后依然为过热蒸汽,其热焓值比普通蒸汽有大幅度提高,因此,过热蒸汽注入到井底后具有高干度、高热焓的特点。

### 4 结论

本文首次引入了过热蒸汽PVT数据体,建立了注过热蒸汽井筒沿程参数计算模型。参考注过热蒸汽井现场资料,所建模型井底蒸汽参数计算结果与实测结果接近,表明模型可行。结合推导出的过热蒸汽带面积、加热半径等的数学表达式,可为过热蒸汽吞吐井生产预测提供一定的理论基础。

根据建立的注过热蒸汽井沿程参数及加热半径计算模型,结合不同类型蒸汽的计算结果分析认为,注入过热蒸汽时沿程温度、压力变化较大,热损失与其他状态蒸汽相差很少,加热半径要大于饱和蒸汽和湿蒸汽,

井底蒸汽具有高干度、高热焓的特点。

符号注释:

$r_1$ ——内油管半径, m;  $r_2$ ——内油管外半径, m;  $r_3$ ——外油管内半径, m;  $r_4$ ——外油管外半径, m;  $r_{ci}$ ——套管内半径, m;  $r_{co}$ ——套管外半径, m;  $r_{cm}$ ——水泥环外半径, m;  $H$ ——热焓, kJ/kg;  $dz$ ——微元体的长度, m;  $T$ ——温度, K;  $p$ ——压力, MPa;  $t$ ——时间, s;  $\lambda$ ——导热系数, W/(m·K);  $C_p$ ——比定压热容, kJ/(kg·K);  $V$ ——过热蒸汽比容, m<sup>3</sup>/kg;  $T_s$ ——水蒸汽温度, K;  $p_s$ ——水蒸汽的压力, MPa;  $\tau_f$ ——微元体内水蒸汽所受的摩擦力, N;  $f$ ——水蒸汽和管壁的摩擦系数, 无因次;  $\rho$ ——过热蒸汽密度, kg/m<sup>3</sup>;  $v$ ——蒸汽流速, m/s;  $\mu$ ——过热蒸汽的黏度, Pa·s;  $\Delta$ ——管壁的相对粗糙度, 无因次;  $\epsilon$ ——管壁的绝对粗糙度, m;  $Re_s$ ——蒸汽雷诺数, 无因次;  $Q_{wb}$ ——微元体向井筒的传热速率, J/s;  $T_{sh}$ ——过热蒸汽温度, K;  $T_h$ ——水泥环外壁温度, K;  $R$ ——油管中心至水泥环外缘的传热热阻, (m·K)/W;  $\lambda_{ub}$ ——油管导热系数, W/(m·K);  $\lambda_{ms}$ ——绝热层材料导热系数, W/(m·K);  $a_c$ ——环空内自然对流换热系数, W/(m<sup>2</sup>·K);  $a_r$ ——环空内辐射换热系数, W/(m<sup>2</sup>·K);  $\lambda_{cs}$ ——套管导热系数, W/(m·K);  $\lambda_{cem}$ ——水泥环导热系数, W/(m·K);  $\lambda_{re}$ ——地层导热系数, W/(m·K);  $Q_F$ ——水泥环外缘至地层的传热速率, J/s;  $T_F$ ——初始地层温度, K;  $f(t)$ ——地层导热时间函数, 无因次;  $t_i$ ——蒸汽注入时间, h;  $t_F$ ——地层导热时间, 无因次;  $\alpha_F$ ——地层热扩散系数, m<sup>2</sup>/h;  $W$ ——单位时间摩擦力所作的功, J/s;  $r_{sh}$ ——过热

蒸汽带半径, m;  $r_s$ ——蒸汽带半径, m;  $r_h$ ——等效的加热半径, m;  $r_w$ ——热水带半径, m;  $A_{sh}$ ——过热蒸汽带面积,  $m^2$ ;  $A_s$ ——蒸汽带面积,  $m^2$ ;  $A_h$ ——等效的加热面积,  $m^2$ ;  $A_w$ ——热水带面积,  $m^2$ ;  $(\rho C)_R$ ——地层岩石的热容,  $J/(m^3 \cdot K)$ ;  $y$ ——到油层中心的垂向距离, m;  $\lambda_{ob}$ ——顶底层的导热系数,  $W/(m \cdot K)$ ;  $M_{ob}$ ——顶底层热容,  $kJ/(m^3 \cdot K)$ ;  $T_e$ ——初始油层温度, K;  $\alpha_{ob}$ ——顶底层热扩散系数,  $m^2/h$ ;  $T_D$ ——过热蒸汽温度与油层温度之差, K;  $q_{ob}$ ——顶底层热损失速度,  $J/(m^2 \cdot s)$ ;  $Q_{ob}$ ——顶底层总热损失速率,  $J/s$ ;  $A$ ——加热面积,  $m^2$ ;  $\delta$ ——热能到达油层中某点所需时间, h;  $Q_{re}$ ——油层热能的增加速率,  $J/s$ ;  $M_{re}$ ——油层热容,  $kJ/(m^3 \cdot K)$ ;  $h$ ——油层厚度, m;  $Q_i$ ——热能的注入速率,  $J/s$ ;  $i_s$ ——蒸汽注入速率,  $kg/h$ ;  $H_{sh}$ ——过热蒸汽热焓值,  $kJ/kg$ ;  $H_s$ ——饱和蒸汽热焓值,  $kJ/kg$ ;  $S$ ——Laplace 变量;  $t_D$ ——无因次蒸汽注入时间;  $L_v$ ——蒸汽汽化潜热,  $kJ/kg$ ;  $H_{wr}$ ——油层温度下热水热焓值,  $kJ/kg$ 。

### 参考文献:

- [1] 倪学锋, 程林松, 李春兰, 等. 注蒸汽井筒内参数计算新模型[J]. 计算物理, 2005, 22(3): 251-255.  
Ni Xuefeng, Cheng Linsong, Li Chunlan, et al. A new model for the steam properties in steam injection wells[J]. Chinese Journal of Computational Physics, 2005, 22(3): 251-255.
- [2] 杨德伟, 黄善波, 马冬岚, 等. 注蒸汽井筒两相流流动模型的选择[J]. 石油大学学报(自然科学版), 1999, 23(2): 44-46.  
Yang Dewei, Huang Shanbo, Ma Donglan, et al. Selection of models for two-phase flow in the steam injection well[J]. Journal of the University of Petroleum, China (Edition of Natural Science), 1999, 23(2): 44-46.
- [3] 王弥康. 注蒸汽井筒热传递的定量计算[J]. 石油大学学报(自然科学版), 1994, 18(4): 77-82.  
Wang Mikang. Quantitative calculation of wellbore heat transmission for steam injection wells [J]. Journal of the University of Petroleum, China (Edition of Natural Science), 1994, 18(4): 77-82.
- [4] 张义堂, 李秀恋, 张霞. 稠油蒸汽驱方案设计及跟踪调整四项基本原则[J]. 石油勘探与开发, 2008, 35(6): 715-719.  
Zhang Yitang, Li Xiuluan, Zhang Xia. Four fundamental principles for design and follow-up of steam flooding in heavy oil reservoirs [J]. Petroleum Exploration and Development, 2008, 35(6): 715-719.
- [5] 陈月明. 注蒸汽热力采油[M]. 东营: 石油大学出版社, 1996. 64-83.  
Chen Yueming. Thermal recovery by steam injection [M]. Dongying: China University of Petroleum Press, 1996. 64-83.
- [6] 刘文章. 稠油注蒸汽热采工程[M]. 北京: 石油工业出版社, 1997. 107-113.  
Liu Wenzhang. The projection of steam injection for thermal

recovery of the heavy oil reservoir [M]. Beijing: Petroleum Industry Press, 1997. 107-113.

- [7] 李春兰, 程林松. 稠油蒸汽吞吐加热半径动态计算方法[J]. 新疆石油地质, 1998, 19(3): 247-249.  
Li Chunlan, Cheng Linsong. A dynamic method for calculating heating radius in heavy oil reservoir by steam stimulation process [J]. Xinjiang Petroleum Geology, 1998, 19(3): 247-249.
- [8] 张学学, 李桂馥. 热工基础[M]. 北京: 高等教育出版社, 2000. 35-36.  
Zhang Xuexue, Li Guifu. Basic of pyrology [M]. Beijing: Higher Education Press, 2000. 35-36.
- [9] 天津大学物理化学教研室. 物理化学(上)[M]. 北京: 高等教育出版社, 2001. 54-55.  
Physical chemistry studio of Tianjin University. Physical chemistry (Vol. 1)[M]. Beijing: Higher Education Press, 2001. 54-55.
- [10] 冯俊凯, 沈幼庭. 锅炉原理及计算[M]. 北京: 科学出版社, 1992. 734-739.  
Feng Junkai, Shen Youting. Mechanics and calculation methods of boiler [M]. Beijing: Science Press, 1992. 734-739.
- [11] 万仁涛, 罗英俊. 采油技术手册(修订本)第八分册: 稠油热采工程技术[M]. 北京: 石油工业出版社, 1996. 27-76.  
Wan Renpu, Luo Yingjun. Oil recovery technical manual (redaction) Vol. 8: Engineering technology of heavy oil recovery by thermal method [M]. Beijing: Petroleum Industry Press, 1996. 27-76.
- [12] 袁恩熙. 工程流体力学[M]. 北京: 石油工业出版社, 1982. 87-163.  
Yuan Enxi. Engineering fluid mechanics [M]. Beijing: Petroleum Industry Press, 1982. 87-163.
- [13] 廖新维, 冯积累. 深层高压气藏井筒不稳态传热压力温度耦合计算方法[J]. 石油勘探与开发, 2005, 32(1): 67-69.  
Liao Xinwei, Feng Jilei. Pressure-temperature coupling calculation of transient wellbore heat transfer in deep geopressured gas reservoir [J]. Petroleum Exploration and Development, 2005, 32(1): 67-69.

第一作者简介: 周体尧(1981-), 男, 山东济宁人, 现为中国石油大学(北京)博士研究生, 主要从事油气田开发理论与油藏渗流理论研究。地址: 北京市昌平区府学路, 中国石油大学(北京)233信箱, 邮政编码: 102249。E-mail: tianyou1019@163.com

联系作者: 程林松。地址: 北京市昌平区府学路, 中国石油大学(北京)石油天然气工程学院, 邮政编码: 102249。E-mail: lscheng@cup.edu.cn

收稿日期: 2007-10-22 修回日期: 2009-11-01

(编辑 唐金华 绘图 李秀贤)