

# 成品油管道打孔盗油量测算方法

何国玺<sup>1</sup>, 梁永图<sup>1\*</sup>, 李岩松<sup>1</sup>, 刘胜利<sup>1</sup>, 吴梦雨<sup>1</sup>, 谢成<sup>2</sup>, 席罡<sup>2</sup>, 李丰<sup>3</sup>

1 中国石油大学(北京)城市油气输配技术北京市重点实验室, 北京 102249

2 中国石化销售华南分公司, 广州 510620

3 中石化北海液化天然气有限责任公司, 北海 536000

\* 通信作者, liangyt21st@163.com

收稿日期: 2016-11-09

国家自然科学基金项目“成品油管道批次输送过程中的复杂传热传质机理研究”(51474228)、北京市科学研究与研究生培养共建项目科研项目“成品油管道泄漏量预测及停输方案的优化研究”(ZX20150440)联合资助

**摘要** 打孔盗油的事故危害很大, 不仅会造成油品损失、影响管道正常运行, 还极易发生爆炸、泄漏、污染环境等二次事故。目前的研究着重于从管理和技术角度, 对盗油事故进行甄别, 并进行定位, 但对盗油量的计算研究较少。分析了打孔盗油过程中整个管道系统的水力瞬变, 以打孔盗油点、变径点、批次界面和阀门等为边界条件, 建立了打孔盗油模型。根据盗油过程上下游压力、上游流量和温度等参数的变化, 计算了整个盗油过程的瞬时盗油流量和累计盗油量。现场实验及盗油量测算结果表明: (1) 孔口自由出流和短管出流的出流系数差别较大, 因此计算盗油量时, 应考虑阀门的局部摩阻、盗油管线摩阻、盗油罐车内的油品压力等参数; (2) 对盗油速率和累计盗油量影响从大到小的参数依次是: 盗油点孔径(阀门开度)、盗油管段上下游压力变化、流量、温度; (3) 输量越小、压力越高、压力波动程度越大, 模型计算结果精度越高。

**关键词** 成品油管道; 打孔盗油; 水热力瞬变; 盗油量测算

## 0 引言

打孔盗油时整条输油管道和打孔盗油管、减压阀、储油罐构成一个完整的水力系统, 盗油事故发生后, 管线和盗油设备整体处于水力瞬变状态, 盗油处产生减压波同时向上下游传播, 管内流量和压力均会发生变化。由于盗油水力系统结构复杂, 水力瞬变过程复杂, 目前完整准确模拟整个过程的研究较少, 也无计算此过程的盗油量的方法。虽有文献指出泄漏的结果是上游流量增大、下游流量减小、上下游压力都降低<sup>[1-3]</sup>, 但打孔盗油过程与小孔泄漏过程具有一定的差异<sup>[4]</sup>。因打孔盗油过程存在人为控制因素, 故其过程中的水力参数变化规律与小孔泄漏过程不完全相

同。目前计算打孔盗油量主要有2种方法。一是根据上下游的流量数据, 将流量测量值之差与盗油持续时间相乘即得到盗油量, 该方法的误差较大。二是将打孔盗油过程看作小孔泄漏, 先测算出泄漏处的管内压力<sup>[5-9]</sup>, 再根据小孔内外压差计算泄漏量<sup>[10-13]</sup>。这种方法的问题在于将盗油管线出流等效为小孔出流, 计算误差较大, 而且无法得到准确的小孔泄漏系数。另一方面由于管道内外压差对盗油量计算的影响较大, 将打孔盗油当作小孔泄漏时无法得到准确的小孔外部压力分布。还有学者利用数值模拟法<sup>[14-16]</sup>、统计学法<sup>[17-18]</sup>、事后间接法<sup>[19]</sup>、实验分析法<sup>[20-22]</sup>等计算管道在小孔泄漏过程的泄漏量。实际上, 打孔盗油管路管内(阀后)压力明显高于大气压, 盗油出流过程中既有

引用格式: 何国玺, 梁永图, 李岩松, 刘胜利, 吴梦雨, 谢成, 席罡, 李丰. 成品油管道打孔盗油量测算方法. 石油科学通报, 2017, 01: 86-101  
HE Guoxi, LIANG Yongtu, LI Yansong, LIU Shengli, WU Mengyu, XIE Cheng, XI Gang, LI Feng. Calculation methods for the amount of oil stolen by drilling holes in product pipelines. Petroleum Science Bulletin, 2017, 01: 86-101. doi: 10.3969/j.issn.2096-1693.2017.01.009

阀门节流摩阻,也有盗油管路摩阻,将油盗至罐车时,还有密闭罐车内的油品蒸汽压产生的背压。因此用小孔泄漏的计算方法来计算打孔盗油的盗油量往往造成计算结果偏大。本文着重研究盗油点的水力特性,同时还考虑了管路、阀门、罐车等打孔盗油相关设备对摩阻、出流特性和背压造成的影响。

## 1 打孔盗油模型

### 1.1 问题分析

成品油管道的稳定运行是指管内油品的水热力参数和外界环境参数均达到相对恒定时的状态。打孔盗油发生后,管道运行状态变为非稳定,产生的负压波向管道两端传递,因管道沿线摩阻的存在,产生的压力波很快衰减,最后完全消失,达到新的稳定状态。盗油发生初期,压力下降快,随着时间增加,压力逐渐趋于平稳。打孔盗油后现场一般将采取关闭打孔盗油管段两端阀门以及停运相关机组等相应措施,此时管道内将发生复杂的瞬变流动现象,打孔盗油点的盗油流量也随之有规律地变化。

结合上述分析可知,影响打孔盗油过程的因素有很多,如图1所示,包括:环境参数,如地形、环境温度;管道参数,如管径、管长、粗糙度、导热系数等;油品性质,如密度、黏度、比热容、导热系数、体积压缩系数、温度膨胀系数等;流动状态;其他边界条件,如打孔盗油孔特性、混油界面位置、变径点、阀门、泵、液柱分离等。此外,非稳定状态下的打孔

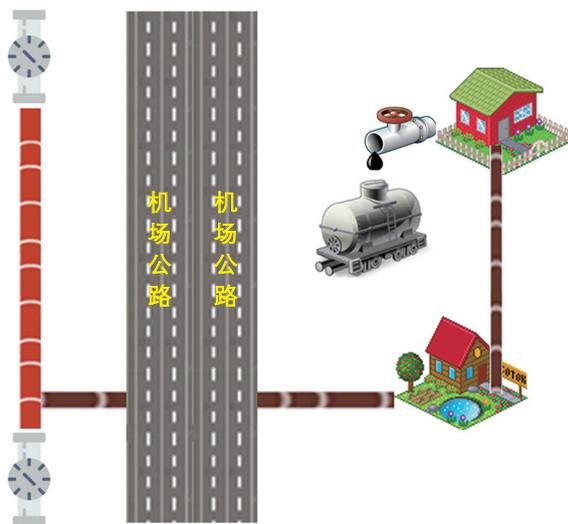


图1 某真实打孔盗油发生过程示意图

Fig. 1 Illustration of a real event of oil stolen by drilling hole

盗油还与管道运行参数有关,是一个动态过程。因此,不同时间、不同位置处油品的流量、压力存在很大差异。当管内油品流量发生变化时,油品的摩擦热会改变,进而引起油品温度改变,尤其在流量较大时更是如此。油品温度改变使得其黏度及水力摩阻系数发生变化,进而使流量和压力等发生变化,流量变化对全线温度又将产生一定影响。另外,成品油管道顺序输送多种油品,前后行油品的物性相差很大,而水热力学动态仿真模型中的参数受油品物性的影响,故对顺序输送管道进行动态仿真之前必须结合混油界面跟踪,明确管道中油品的种类、数量等相关基础参数。

依据油品在管道内的流动状态和流体相态将打孔盗油过程划分为3个阶段:(1)液态油品瞬变漏失过程(因打孔盗油引起的瞬变);(2)液态油品稳定漏失过程(打孔盗油后达到新的稳态);(3)液态油品瞬变漏失(执行相应的停输方案后引起的瞬变)。对上述各阶段分别建立与之对应的数学模型并求解,得到各阶段相应时段内打孔盗油点处的压力、温度、流速、相态变化,从而实时跟踪记录油品的打孔盗油过程。

### 1.2 物理模型

成品油管道的非稳态工况是一个管道内油品的流动、传热、热力及水力相耦合过程。计算打孔盗油量的数学模型包含连续性方程、动量守恒方程、能量守恒方程以及相关的初始条件和边界条件。为得到打孔盗油过程中油管段两端的压力(作为边界条件),选择上、下游泵站间的管道作为计算的基本单元。为保证模型的通用性,打孔盗油管段包含的物理单元有阀门、变径点、混油界面、打孔盗油点、上游泵站出口和下游泵站入口,如图2所示。

对于该耦合问题,做如下假设:(1)流动为沿管道轴向的一维流动,管截面流速为均值;(2)截面上的油品温度均匀分布,仅与轴向位置和运行时间长短有关;(3)忽略轴向导热;(4)不考虑管道外部土壤温度的变化,以平均地温计算;(5)总传热系数是一个常数;(6)不考虑混油,假设相邻油品接触面为管道截面大小;(7)不考虑打孔盗油点外界环境对打孔盗油的影响;(8)不考虑油品经过阀门、变径点等引起的温度变化;(9)流体为不可压缩流体;(10)盗油罐内背压保持不变。

基于以上假设,描述管内油流的连续性方程、动量方程和能量方程如下:

$$\frac{\partial(\rho A)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho A v)}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

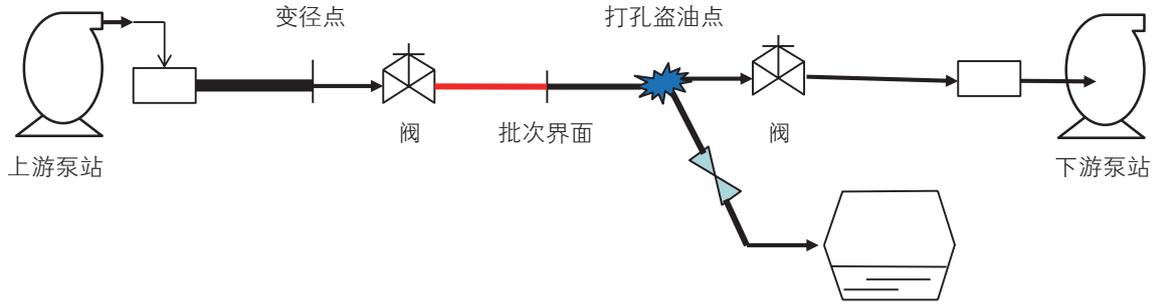


图2 通用物理模型

Fig. 2 General physical model

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial x} = -g \sin \theta - \frac{\lambda}{2D} v |v| \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[ (\rho A) \left( e + \frac{v^2}{2} + gs \right) \right] + \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ (\rho v A) \left( h + \frac{v^2}{2} + gs \right) \right] = -\pi D q$$

根据上述基本方程可以得到管内油流的换热方程:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{Ta^2 \alpha_p}{c} \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\lambda v^3}{2Dc} - \frac{4q}{\rho Dc} \quad (4)$$

其中,

$$a = a_{o,g} = \frac{1}{\sqrt{\rho_o \left( \frac{1}{k_o} + \frac{D_g}{E_g \delta_g} \right)}} \quad (5)$$

式中,  $t$ 为时间, s;  $\rho$ 为管截面上油品的平均密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $x$ 为距盗油管段起点的距离, m;  $v$ 为管内油品的平均流速,  $\text{m}/\text{s}$ ;  $g$ 为重力加速度,  $\text{m}/\text{s}^2$ ;  $A$ 为盗油管段截面积,  $\text{m}^2$ ;  $\theta$ 是盗油管段与水平方向的夹角,  $\text{rad}$ ;  $p$ 为油品在管截面上的压力, Pa;  $D$ 为管内径, m;  $\lambda$ 为达西摩阻系数;  $e$ 为油品比内能,  $\text{J}/\text{kg}$ ;  $h$ 为油品比焓,  $\text{J}/\text{kg}$ ;  $s$ 为相邻计算节点间的高程差, m;  $q$ 为油品与单位面积管壁单位时间内的热流密度,  $\text{W}/\text{m}^2$ ;  $\alpha_p$ 为油品的膨胀系数,  $1/^\circ\text{C}$ ;  $T$ 为管内油品温度,  $^\circ\text{C}$ ;  $c$ 为油品的比热容,  $\text{J}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$ ;  $a_{o,g}$ 为压力波在不同介质中的传播速度,  $\text{m}/\text{s}$ ;  $\rho_o$ 为不同批次的油品密度  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $k_o$ 为对应批次油品的弹性模量, Pa;  $D_g$ 为不同管段直径, m;  $E_g$ 为对应管段的杨氏弹性模量, Pa;  $\delta$ 为对应管段的壁厚, m。

埋地成品油管道的传热过程由3部分组成,分别为油品至管壁的传热、钢管壁至沥青层的传热及管壁至外部土壤的传热。当管道运行达到稳定状态后,在管内外建立了稳定的温度场,各部分在同一时间内传递的热量相等。

油流与外界环境间的热流密度为:

$$q = -K(T - T_0) \quad (6)$$

其中,  $T$ 为管内油品平均温度,  $^\circ\text{C}$ ;  $T_0$ 为外界环境温度,  $^\circ\text{C}$ ;  $q$ 为热流密度,  $\text{W}/\text{m}^2$ ;  $K$ 为总传热系数,  $\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$ 。

根据特征方程一般形式,建立式(1)、式(2)和式(3)的特征方程:

$C^+$ 特征方程:

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = v + a \\ \frac{dv}{dt} + \frac{1}{\rho a} \frac{dp}{dt} = -g \sin \theta - \frac{\lambda}{2D} v |v| \end{cases} \quad (7)$$

$C^-$ 特征方程:

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = v - a \\ \frac{dv}{dt} - \frac{1}{\rho a} \frac{dp}{dt} = -g \sin \theta - \frac{\lambda}{2D} v |v| \end{cases} \quad (8)$$

$v$ 特征方程:

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = v \\ c \frac{dT}{dt} - \frac{T \alpha_p}{\rho} \frac{dp}{dt} - \frac{\lambda v^3}{2D} = -\frac{4K}{\rho D} (T_0 - T) \end{cases} \quad (9)$$

各管段内部节点的特点是压力和流量均相同,若采用工程上常用的  $H(x, t)$ 、 $Q(x, t)$  代替  $p(x, t)$ 、 $v(x, t)$ , 由于:

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} v, \quad \frac{dQ}{dt} = \frac{\pi D^2}{4} \frac{dv}{dt}, \quad p = \rho g(H - z) \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \frac{dp}{dt} &= \rho g \left( \frac{dH}{dt} - \frac{dz}{dt} \right) \\ &= \rho g \left( v \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} - v \frac{\partial z}{\partial x} - \frac{\partial z}{\partial t} \right) \end{aligned} \quad (11)$$

不考虑管道的横向移动, 可得  $\frac{\partial z}{\partial t} = 0$ , 又由于

$\frac{\partial z}{\partial x} = \sin \theta$ , 则有:

$$\begin{aligned} \frac{dp}{dt} &= \rho g \left( \frac{dH}{dt} - \frac{dz}{dt} \right) \\ &= \rho g \left( v \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} - v \sin \theta \right) \end{aligned} \quad (12)$$

得到离散后的特征方程:

$C^+$  特征方程:

$$\begin{cases} \frac{\Delta x}{\Delta t} \approx +a \\ \frac{a}{gw} (Q_p^{i+1} - Q_A^i) + (H_p^{i+1} - H_A^i) + f Q_p^{i+1} |Q_A^i| a \Delta t = 0 \end{cases} \quad (13)$$

$C^-$  特征方程:

$$\begin{cases} \frac{\Delta x}{\Delta t} \approx -a \\ \frac{a}{gw} (Q_p^{i+1} - Q_B^i) + (H_p^{i+1} - H_B^i) + f Q_p^{i+1} |Q_B^i| a \Delta t = 0 \end{cases} \quad (14)$$

$v$  特征方程:

$$\begin{cases} \frac{\Delta x}{\Delta t} = v \\ c(T_p^{i+1} - T_A^i) - \frac{0.5(T_p^{i+1} + T_A^i)}{\rho} \alpha_p (P_p^{i+1} - P_A^i) - \\ \frac{f}{DA^3} Q_p^{i+1} Q_A^i (Q_p^{i+1} + Q_A^i) \times 0.5 \Delta t + \\ \frac{4K}{\rho D} [0.5 \times (T_p^{i+1} + T_A^i) - T_0] \Delta t = 0 \end{cases} \quad (15)$$

### 1.3 边界条件

#### 1.3.1 通用边界条件

管道的首末端边界为外部边界, 其它都为内部边界。压力波经过边界时会发生反射, 反射后的压力波

与边界类型有关; 非稳态过程一般起始于边界的扰动, 随着扰动的结束而结束。

#### (1) 上下游边界

依据建立的通用物理模型, 因上游只有  $C^-$  特征线, 下游只有热力特征线  $v$  和  $C^+$  特征线, 若要确定上下游边界处的水热力参数, 需知上游端温度、压力或流量与下游端压力或流量。上下游边界示意如图 3 所示, 其中  $j$  为时间点,  $i$  为管段,  $0, 1, N, N-1$  为节点, 具体描述如下:

#### (2) 阀门边界

阀门边界又称为扰动边界, 它本身的特性是随时间改变的。从水力学可知, 阀门的阻力特性为:

$$\Delta H = \frac{\xi}{2gw^2} Q_p^2 = K Q_p^2 \quad (16)$$

其中,  $\xi$  为阻力因数, 取决于阀的结构、开度和口径;  $K$  为集合系数, 等于  $\xi/(2gw^2)$ ;  $w$  为阀门通道的面积,  $m^2$ 。

当阀门型号确定之后, 即确定了  $w$ , 可将集合系数  $K$  称为阀的阻力系数。阻力系数与阀门开度的关系称为阀的阻力特性, 是阀本身的特性。阀门边界的特点是, 阀门上下游的压力不等, 但流量相同。阀门边界示意如图 4 所示, 其中 “+” “-” 分别为  $N, 0$  节点对应的参数值, 具体描述如下:

#### (3) 变径点边界

因变径点两侧管径不同, 水力特征线不同, 压力波在变径点处发生反射。变径点边界的特点是, 边界上下游的压力和流量均相同。变径点边界示意如图 5 所示, 具体描述如下:

#### (4) 混油边界

把混油段中央放置于相应的差分节点上, 以它作

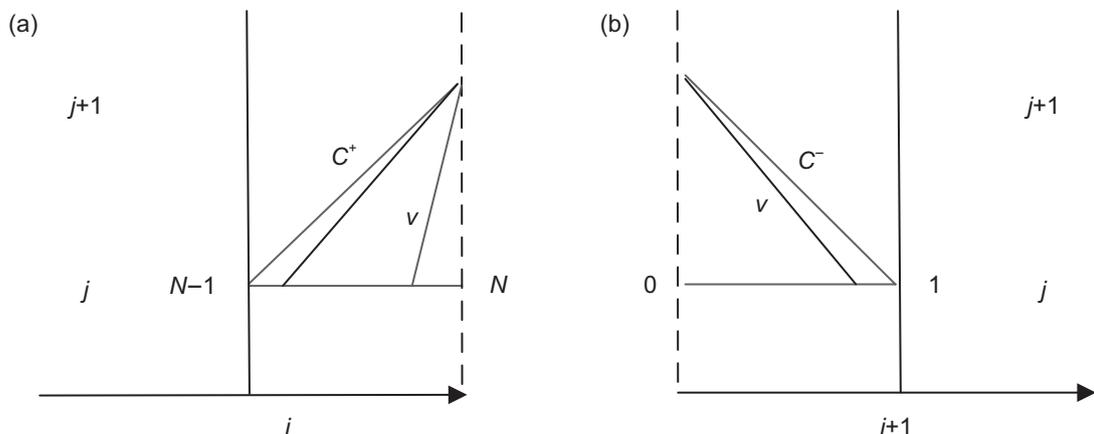


图 3 上下游边界节点

Fig. 3 The upstream and downstream boundary nodes

为内部边界，认为节点上游管段内全是后行油品，下游管段全是前行油品。当混油界面移动到下一节点时，混油界面边界相应的移至该节点。因节点之间的长度（即距步）远大于每一时步混油界面移动的距离，故混油界面由当前节点移动至下一节点需要经历很长一段时间，在此不考虑混油界面移动至节点之间时对计算带来的影响。混油边界的特点是，该点压力和流量均相同。混油边界示意如图6所示，具体描述如下：

1.3.2 打孔盗油边界条件

打孔盗油与小孔泄漏的边界条件不同之处在于：

- (1)出流系数不同，阀门和管线的存在使末端出流不同于小孔出流；
- (2)局部摩阻不同，阀门和管线的存在会引入新的摩阻，而小孔泄漏则没有；
- (3)环境压力不同。埋地管道周围土壤的压力与管内油品蒸气压变化规律不同。

假定盗油设备出流时具有阀门出流的性质，则有：

$$q_p = C_0 \sqrt{2g(H_L - z_L - p_L / \rho g - (h_f^v + h_f^p))} \quad (17)$$

$$h_f^v = Kq_p^2 \quad (18)$$

$$h_f^p = \beta \frac{q_p^2 L_L}{d_L^5} \quad (19)$$

将式(18)和式(19)代入式(17)中有计算盗油流量公式：

$$q_p = \sqrt{\frac{H_L - z_L - p_L / \rho g}{1/2gC_0^2 + K + \beta L_L / d_L^5}} \quad (20)$$

其中， $q_p$ 为盗油流量， $m^3/s$ ； $C_0$ 为流量系数； $h_f^v$ 为阀门局部摩阻， $m$ ； $h_f^p$ 为盗油管摩阻， $m$ ， $d_L$ 为盗油设备管的直径， $m$ ； $L_L$ 为盗油设备管长度， $m$ ； $z_L$ 为盗油点高程， $m$ ； $p_L$ 为盗油罐内油品蒸汽压， $Pa$ 。盗油点边界的特点是：具有公共的节点压头 $H_L$ ，进出盗油点流量的代数和为0。盗油点边界示意如图7所示，具体描述如下：

蝶阀的流量系数按下式计算，

$$C_0 = \frac{5.04}{\sqrt{\zeta}} A_v \quad (21)$$

式中， $A_v = \frac{\pi}{4} D_v^2$ 为蝶阀通道截面积， $m^2$ ； $D_v$ 为蝶阀公称直径， $m$ ； $\zeta$ 为相对于该通道的流体阻力系数。其他阀门的流量系数与此类似，于是，定义盗油孔参数 $OSDH_{coe}$ 为

$$OSDH_{coe} = \alpha C_d A_L = \frac{\pi \alpha C_d}{4} D_L^2 \quad (22)$$

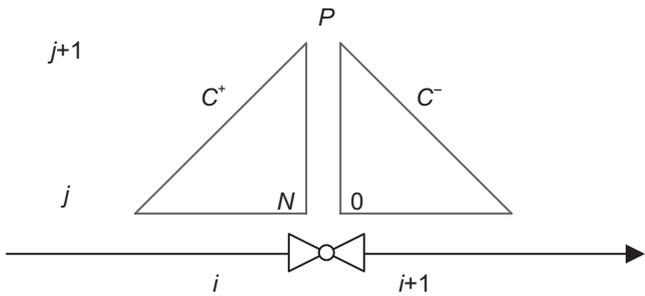


图4 阀门边界节点  
Fig. 4 The boundary nodes of valves

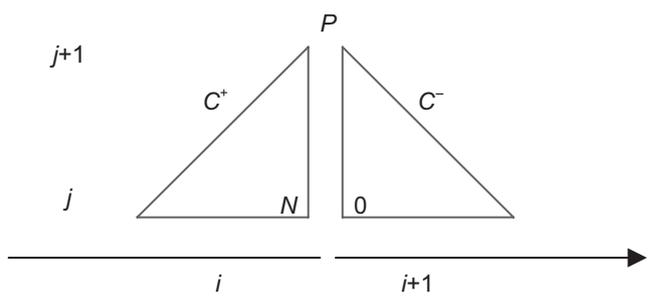


图5 变径点边界节点计算方法  
Fig. 5 The boundary nodes of diameter changing points

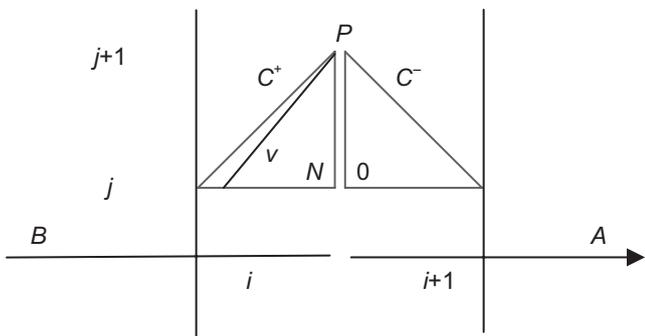


图6 混油边界节点计算方法  
Fig. 6 The boundary nodes of mixed oil interfaces

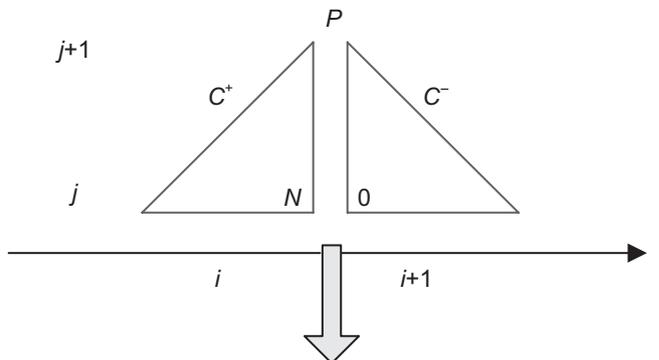


图7 盗油边界节点计算方法  
Fig. 7 The boundary nodes of pipeline damage point

$\alpha$  为出流系数;  $C_d$  为流速系数;  $A_L$  为等效圆孔的截面积,  $\text{m}^2$ ;  $D_L$  为等效圆孔的直径,  $\text{m}$ 。根据负压波传播规律式(23)<sup>[23-24]</sup>和惯性水击压力公式(24)有

$$|\Delta p_L| = |\Delta p_u| / \left( 1 - \frac{\lambda}{2D} \cdot \frac{\Delta x}{a} v_0 \right)^{L/\Delta x} \quad (23)$$

$$\frac{\Delta P}{\Delta Q} = \frac{\rho a}{A} \quad (24)$$

结合特征线法, 盗油孔参数  $OSDH_{\text{coe}}$  可以按下式计算

$$OSDH_{\text{coe}} = \frac{A_G |\Delta p_u|}{\rho a \sqrt{\frac{H_L - z_L - p_L / \rho g}{8 / (\pi^2 \alpha^2 C_d^2 D_L^4) + K + \beta L_L / d_L^5} \prod_i \left( 1 - \frac{\lambda_i}{2D_i} \cdot \frac{\Delta x}{a_i} v_i \right)^{L_i/\Delta x}}} \quad (25)$$

于是, 打孔盗油管道等效圆孔的直径为

$$D_L = \sqrt[4]{\frac{4A_G |\Delta p_u|}{\pi \alpha C_d \rho a \sqrt{\frac{H_L - z_L - p_L / \rho g}{8 / (\pi^2 \alpha^2 C_d^2 D_L^4) + K + \beta L_L / d_L^5} \prod_i \left( 1 - \frac{\lambda_i}{2D_i} \cdot \frac{\Delta x}{a_i} v_i \right)^{L_i/\Delta x}}}} \quad (26)$$

式(26)是关于  $D_L$  的隐函数, 需要迭代求解。其中,  $\Delta p_u$  为盗油管段入口的压力变化,  $\text{Pa}$ ;  $A_G$  为管道截面积,  $\text{m}^2$ ;  $\Delta x$  为划分管段距步,  $\text{m}$ ;  $L_i$  为被盗油管段划分的第  $i$  段,  $\text{m}$ ;  $D_i$  为第  $i$  段的管径,  $\text{m}$ ;  $\lambda_i$  为第  $i$  段的摩阻系数;  $a_i$  为第  $i$  段的波速,  $\text{m/s}$ ;  $v_i$  为第  $i$  段的平均流速,  $\text{m/s}$ 。

实际现场应用中, 盗油点位置、基本管道数据和输送油品物性均为已知条件, 而上下游的压力、上游的温度、上游流量可从 SCADA 系统中获得, 盗油时间可由压力变化趋势预测, 也可由其他方式设定如发现盗油后手动关闭盗油阀门。由这些数据便可数值模拟出盗油发生时间段内管道中每一点处的压力、流量值。由于 SCADA 系统记录数据的频率一般为  $1 \text{ s}$ , 因此可以将  $1 \text{ s}$  时间内的油品的流动看作准稳态流动。取  $120 \text{ s}$  内管道稳态运行的数据, 便可模拟出盗油事故发生前管道的运行状态。接着盗油发生, 将管道两端的频率为  $1 \text{ s}$  的压力值和压降值、上游流量值、上游温度值作为边界条件, 解方程(1)-(4)便可得到盗油点的压力值(转换为水头后为  $H_L$ )和压降值  $\Delta p_L$ , 将此代入公式(26)中便可迭代计算  $D_L$ 。由于每  $1 \text{ s}$  的上下游的压力值和压降值、上游流量值、上游温度值都不同, 因此计算得到的盗油点的压力值和压降值也不同, 用此计算得到的  $D_L$  也不同, 因此取从压力开始下降到压力下降到最低并开始恢复

这段时间内的数据计算得到多个  $D_L$ , 取平均得到最终的  $D_L$ 。得到  $D_L$  后, 再由式(22)得到盗油孔参数, 最后再由式(20)计算得到瞬时盗油流量  $q_p$ 。

## 2 模型求解

成品油顺序输送非稳定流动的基本方程为一组拟线性双曲型偏微分方程, 非稳定打孔盗油过程涉及的问题为快瞬变流动问题。采用特征线法结合有限差分求解水热力耦合瞬变流动问题, 并对算法的稳定性和计算精度进行检验。求解步骤如下(见图 8):

(1) 首先对打孔盗油管段进行稳态计算, 确定管道全线的压力、流量和温度;

(2) 当边界条件发生变化时, 按照上述边界条件处理方法, 以前一时步的温度计算油品物性, 确定管道各节点当前时步的压力和流量;

(3) 采用  $v$  特征方程计算各节点油品的温度, 由于水力瞬变的步长远远大于热力瞬变的步长, 故在进行热力瞬变计算时, 需要对一些点的压力及流量进行插值;

(4) 由(3)中的计算结果, 确定油品密度  $\rho$ 、黏度  $\mu$  和列宾宗摩阻系数  $f$ ;

(5) 重复步骤(2)、(3)和(4), 直到达到设定的计算精度;

(6) 对以后每一时步重复上述计算, 直至达到设定的计算时间。

## 3 算例分析及讨论

### 3.1 基础数据

打孔盗油管段全线的管道参数, 包括管外(内)径、壁厚、绝对粗糙度、变径点位置、阀门位置、管道长度、管道的杨氏弹性模量、管材的线性膨胀系数、管材密度、比热容及全线高程。打孔盗油之前, 管道稳定运行条件下全线的油品分布、上下游压力、流量和温度; 打孔盗油及停输过程中, 打孔盗油管段上下游压力、流量和温度随时间的变化。停输过程中阀门的操作过程(关阀时间, 包括起止时间)、阀门特性(关阀过程中对应的阀门开度)。管道的外界环境温度、油品与外界换热的总传热系数或通过历史数据反算得到(需已知管道上下游流量、压力和温度的历史数据)。油品密度、比热容、黏度与温度的关系分别由式(27)-(29)确定, 除此之外还应给出油品的体积膨胀系数和

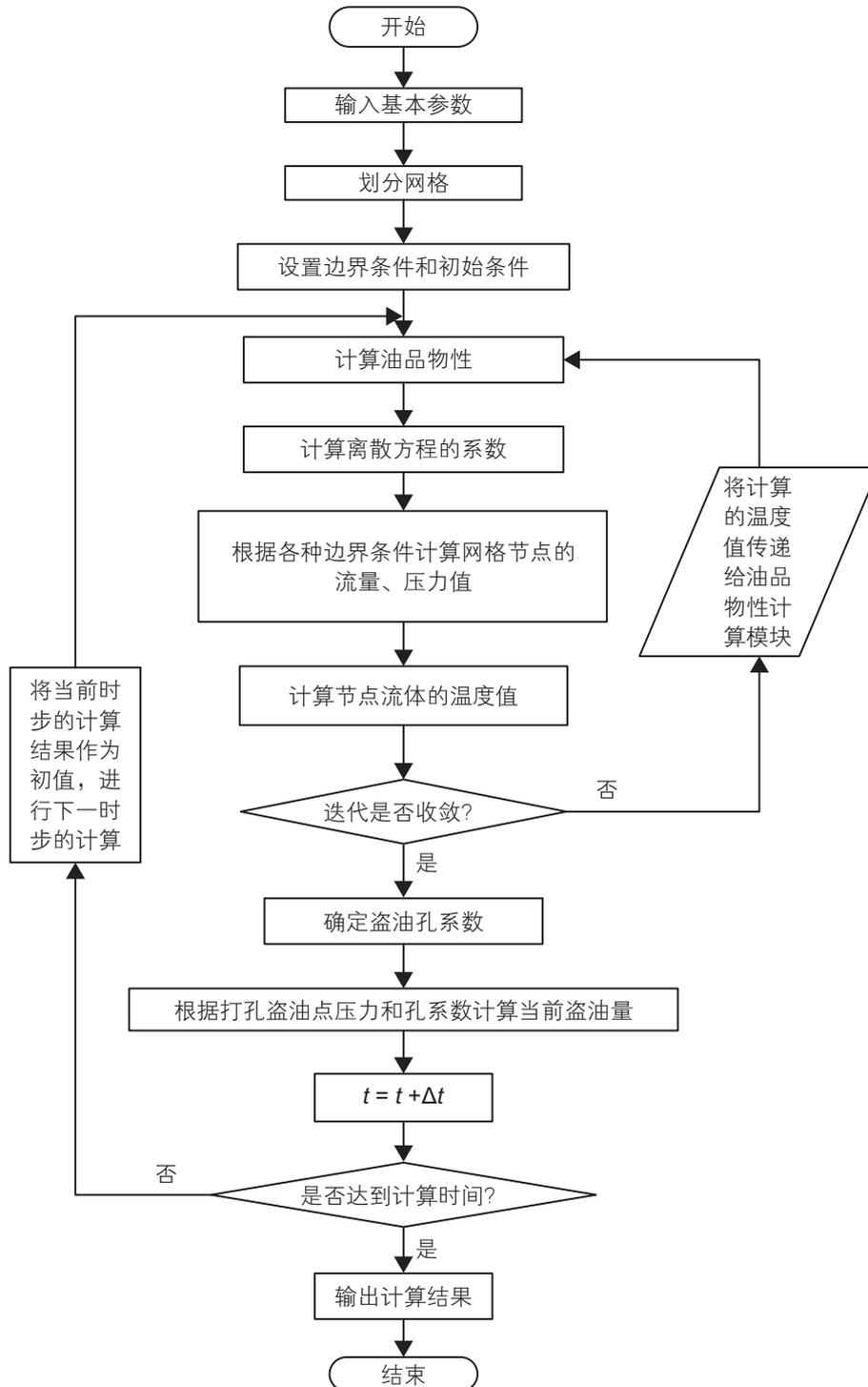


图8 模型求解流程图

Fig. 8 Flow chart of model solving

压缩系数。

$$d_4^T = d_4^{20} - \xi(T - 20) \quad (27)$$

$$c_y = \frac{1}{\sqrt{d_4^{20}}} (1.687 + 3.39 \times 10^{-3} T) \quad (28)$$

$$\frac{v_1}{v_2} = e^{-u(T_1 - T_2)} \quad (29)$$

其中,  $d_4^T$  为油品相对密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $d_4^{20}$  为油品在  $20^\circ\text{C}$  的相对密度  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $\xi$  为温度系数;  $c_y$  为油品比热容,  $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$ ;  $T$  为油品温度,  $^\circ\text{C}$ ;  $v_1$ 、 $v_2$  分别为温度为  $T_1$ 、 $T_2$  时油品的黏度,  $\text{m}^2/\text{s}$ ;  $u$  为黏温指数,  $1/^\circ\text{C}$ 。表1给出了油品的基础物性。

表 1 20 °C 油品物性

Table 1 Physical properties of oil at 20 °C

油品类型(标号)	柴油(1)	汽油 1(2)	汽油 2(3)
密度/(kg/m <sup>3</sup> )	830	720	760
运动黏度/(10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup> /s)	5.20	0.78	1.00
体积膨胀系数/(1/°C)	0.000 30	0.000 42	0.000 39

### 3.2 实际成品油管道打孔盗油分析

#### 3.2.1 管道分输实验

##### (1) 实验过程及实验结果

实验依托某成品油管道某管段“YL-GG-LT”，以GG站分输下载作业模拟打孔盗油过程，实验管段全长 149.7 km，分输点位于 85.2 km 处，沿线地形如图 9 所示。

GG站开始分输后，YL站出站压力和LT站的进站压力随时间的变化趋势如图 10(a)所示。

利用SCADA等现场工况数据，泄漏模型计算的分输量为 5.51 m<sup>3</sup>(图 10(d))，现场用计量设备测定的实

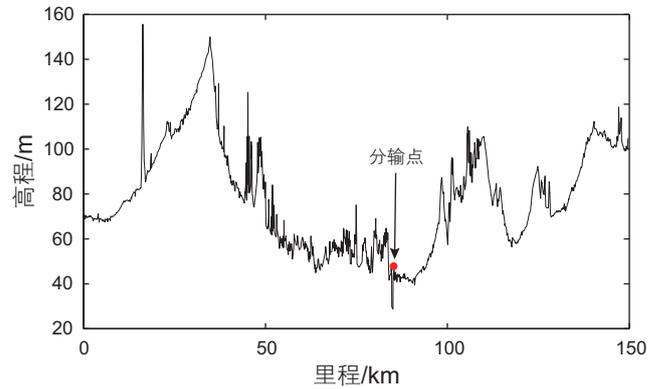


图 9 YL-LT 管道纵断面图

Fig. 9 Pipeline route profile between YL and LT

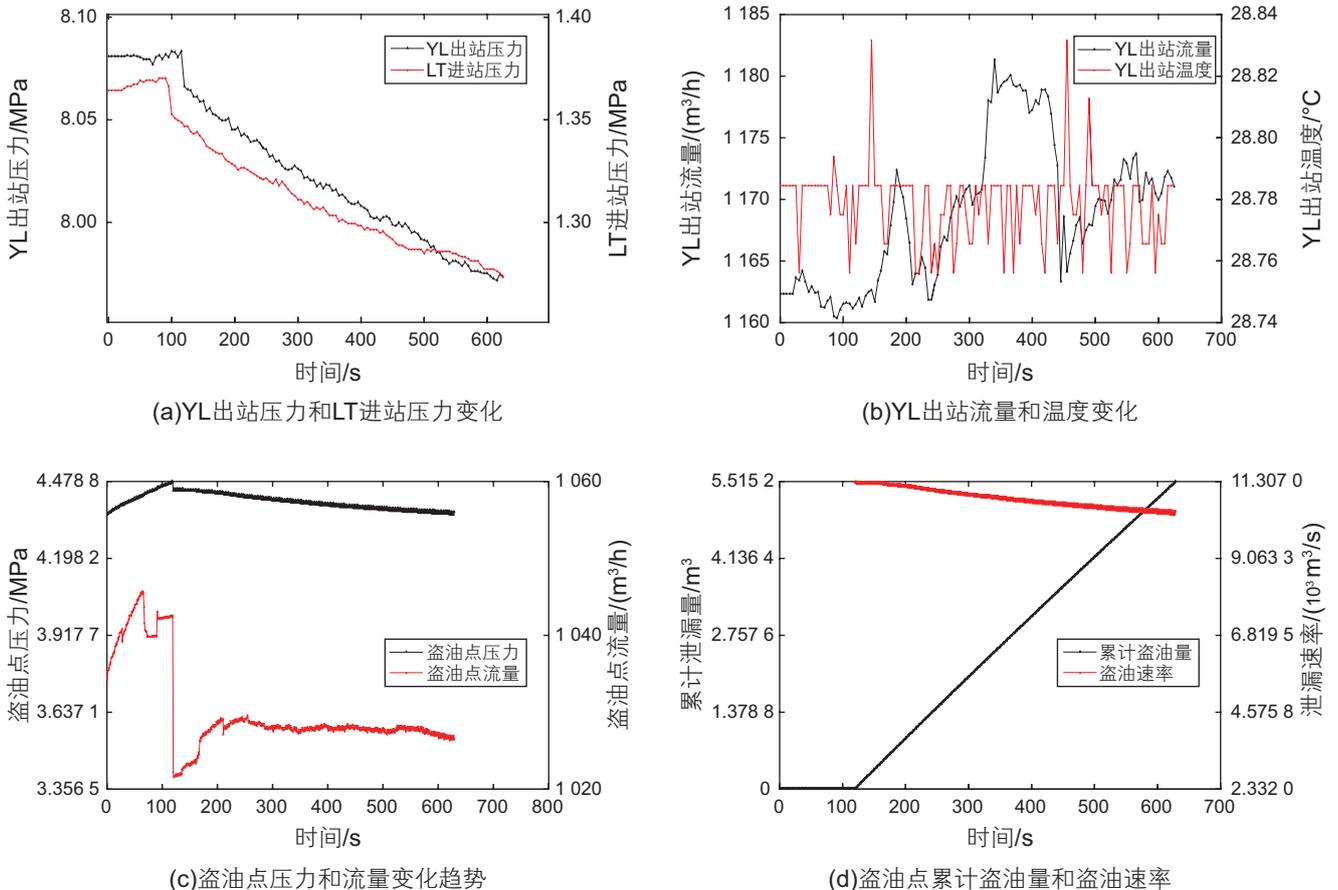


图 10 分输实验数据及计算结果

Fig. 10 Experimental data and calculation results of downloading

际分输量为  $4.97 \text{ m}^3$ ，相对误差为 10.9%。现场打孔盗油设备安装区域(分输实验中表现为站内分输阀门)开口处不规则，文献中尚无将不规则区域换算为等效圆孔的方法，本算法和模型将打孔盗油阀门等效为圆孔，计算得到等效圆孔孔径为 25.4 mm。

由图 10(a)和(b)可以看出，前 120 s 是稳态数据，因此(a)中上游站出站压力和下游站进站压力以及(c)中盗油点处压力以准稳态形式略微升高。120 s 后发生盗油，(c)中盗油点处压力迅速降低，同时(c)中盗油点处管内流量也迅速降低，形成减压波分别向上下游传播。(a)中上下游距离盗油点处距离不同，因此减压波到达时间不同，压力下降的时间也不同。盗油发生后，盗油点处压力持续下降，但流量开始从最低点慢慢回升。整个盗油发生过程中，上下游和盗油点处压力持续降低，但盗油点处管内流量从最低点回升至一定值后又逐渐下降。(b)中上游泵站出口温度和流量始终处于波动状态，其中温度变化幅度小，规律性不强，而流量虽然波动但平均值是升高的。(d)中盗油速率在盗油发生时最大，之后持续降低，而累积盗油量一直持续增加。

### 3.2.2 现场打孔实验

#### (1) 打孔实验 1

打孔实验依托某成品油管道“GY-AS”管段改线工程。实验将GY与AS之间改线点作为泄放点，实验管段全长 93.9 km，泄放点位于 90.5 km 处，沿线地形如图 11 所示。打孔盗油实验位置为图 11 中的打孔盗油实验点 1。实验通过软管将油品泄放至配有流量泵的油罐车内以模拟打孔盗油过程(如图 12)，现场通过流量泵计量油品泄放量。实验包括不同阀门开度下的 3 组实验。



实验1



实验2

图 12 GY-AS 打孔盗油测试实验现场图 (左图为实验 1，右图为实验 2)

Fig. 12 Experiment site of oil stolen by drilling hole

第 2 组实验中测试数据如图 13(a)和(b)所示，第 2 组实验中模型计算结果如图 13(c)和(d)所示。

表 2 中实验 1、2、3 阀门开度依次减小，平均盗油速率也依次减小，表明盗油速率与阀门开度成正相关关系。第 2 组实验过程中，人为干扰较少，因此实验效果较为理想。模型测算误差均控制在 15% 以内，说明模型能够较为精确地测算管道发生打孔盗油后的盗油量。

#### (2) 打孔实验 2

此次实验依然基于某成品油管道“GY-AS”管段改线工程。实验管段全长 93.889 km，泄放点位于 84.2 km 处(如图 11)。打孔盗油实验位置为图 11 中的打孔盗油实验点 2。本次实验共进行了 3 组实验。

第 4 组具体实验数据如图 14 中(a)和(b)所示，模型计算结果如图 14 中(c)和(d)所示。

表 3 中，实验 4、5、6 的阀门开度几乎相同，结

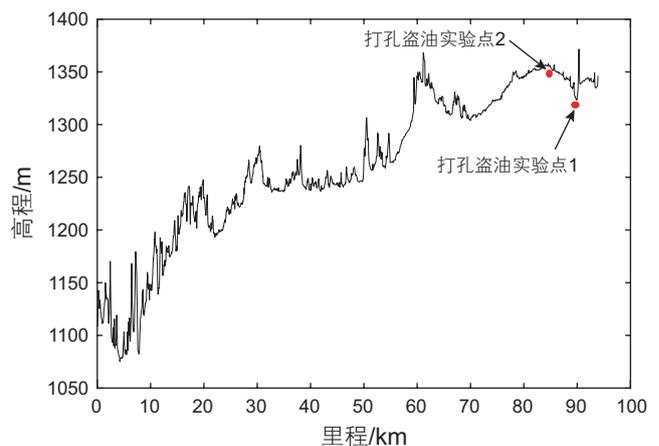


图 11 GY-AS 管道纵断面图

Fig. 11 Route profile of pipeline GY-AS

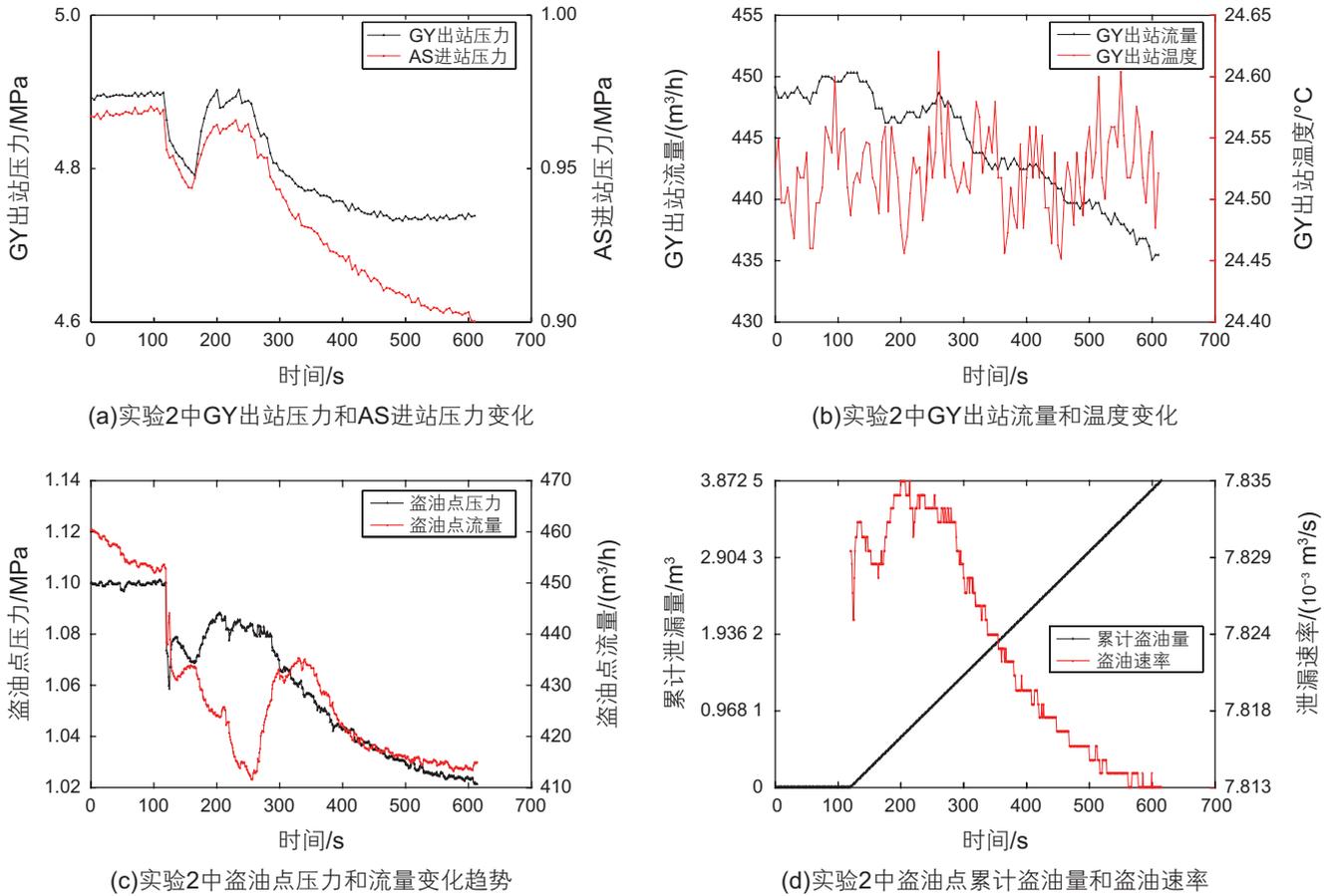


图 13 第 2 组实验的数据及计算结果

Fig. 13 Experimental data and calculation results of experiment No.2

表 2 GY-AS 打孔盗油实验及计算结果数据

Table 2 Calculation results of experiment No.1, 2 and 3

实验编号	1	2	3
实验持续时间/s	390	615	1 245
阀门开度	约 25%	约 15%	约 5%
盗油量现场测定值/m <sup>3</sup>	2.86	3.66	2.81
模型计算值/m <sup>3</sup>	2.67	3.87	2.51
模型计算等效孔径/mm	28.50	20.18	10.78
平均盗油速率/(m <sup>3</sup> /h)	26.40	21.42	8.12
相对误差/%	7.12	5.75	10.70

合图 14(c)、图 15(a)和图 16(a)可以看出, 实验 4、5、6 盗油处管内压降分别为 0.150、0.075、0.095 MPa, 平均盗油速率分别为 14.70、6.84、10.59 m<sup>3</sup>/h, 表明盗油处管内压降越大时, 平均盗油速率也越大, 盗油速率与盗油处管内压力成正相关关系。同理, 盗油处管内流量分别为 416.08、422.43、417.77 m<sup>3</sup>/h, 盗油速率与盗油处管内流量成负相关关系。因此结合打孔实验 1 可以认为, 对盗油速率影响从大到小的参数依次是: 打孔盗油点孔径(阀门开度)、打孔盗油处管内

油品压力、流量和温度。

若将实验 4 的数据当作小孔泄漏计算泄漏量, 从图 17 可以看出计算所得泄漏孔为 22.63 mm 和泄漏量为 16.02 m<sup>3</sup>, 比盗油孔(16.49 mm)和盗油量(4.85 m<sup>3</sup>)大很多。原因在于孔口自由出流与短管出流的出流系数差别较大, 输油主管内外的压力分布及压差也不同, 将盗油设备内的压力损失当作小孔出流压力损失则必然导致计算所得出流速率偏大, 因此打孔盗油过程需要把阀门的局部摩阻、盗油管线摩阻、盗油罐车内的

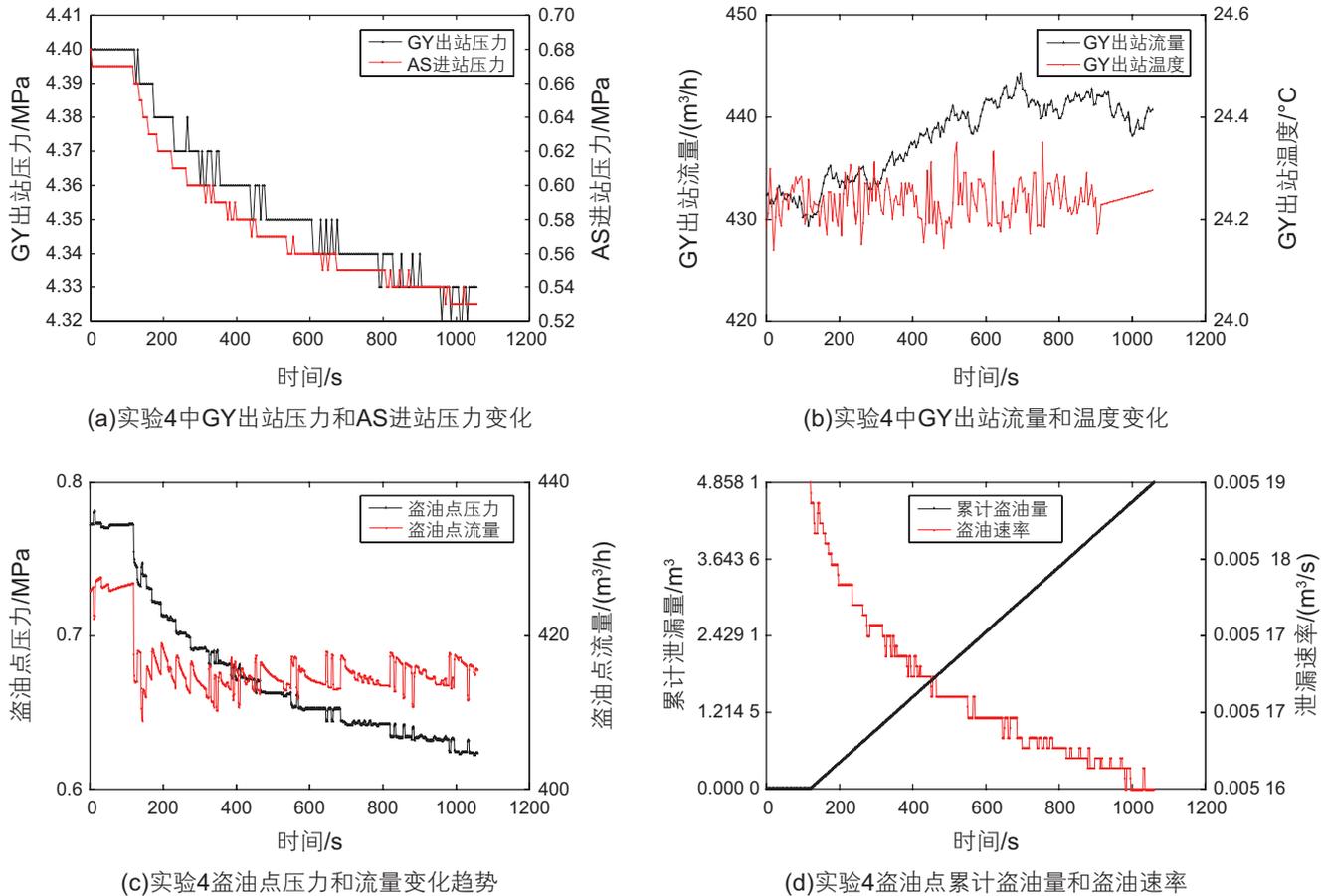


图 14 实验 4 的数据及计算结果

Fig. 14 Experimental data and calculation results of experiment No. 4

表 3 GY-AS 打孔盗油实验及计算结果数据

Table 3 Calculation results of experiment No. 4, 5 and 6

实验编号	4	5	6
实验持续时间/s	1 065	1 290	1 200
阀门开度	约 30%	约 30%	约 30%
盗油量现场测定值/m <sup>3</sup>	4.35	2.45	3.53
模型计算值/m <sup>3</sup>	4.85	2.64	3.39
模型计算等效孔径/mm	16.49	10.88	12.84
平均盗油速率/(m <sup>3</sup> /h)	14.70	6.84	10.59
相对误差/%	11.68	8.02	4.02

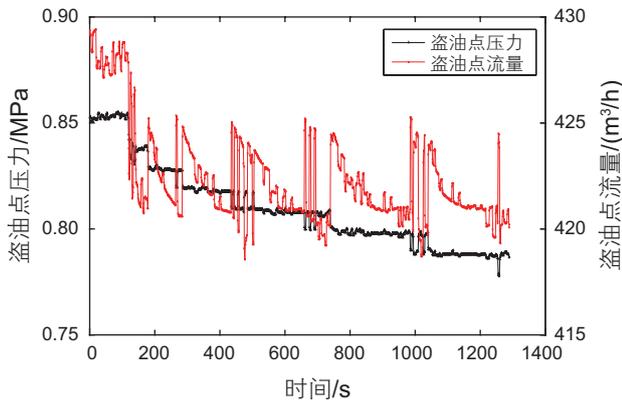
油品压力等考虑在内。

研究发现, 本文模型考虑“带阀管路”模块后, 用于模拟打孔盗油过程, 与实际情况吻合程度较高, 模型计算误差都在 15% 以内。实验过程中利用长约 100 m 的橡胶软管连接管道平衡孔和油罐车, 其产生的摩阻不容忽略, 且由于地面不平整, 软管无法避免盘曲现象, 增加了局部摩阻, 而模型“带阀管路”模块算法中计算的是等长钢管的摩阻, 比实际软管摩阻

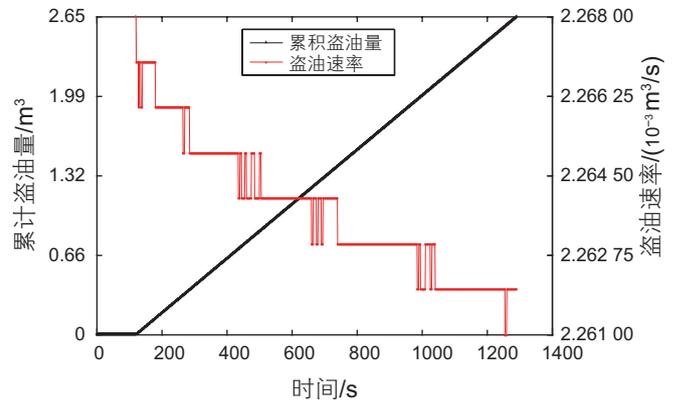
小, 因此导致计算结果偏大。

### 3.3 基于 SPS 的打孔盗油模型有效性分析

由于大落差管段无法通过现场实验验证打孔盗油量估算模型的有效性, 本文结合平原和起伏地形条件下成品油管道的盗油情况, 基于 SPS 软件模拟打孔盗油工况, 并对模拟结果与模型计算结果进行了对比。SPS 软件建模如图 18 所示。



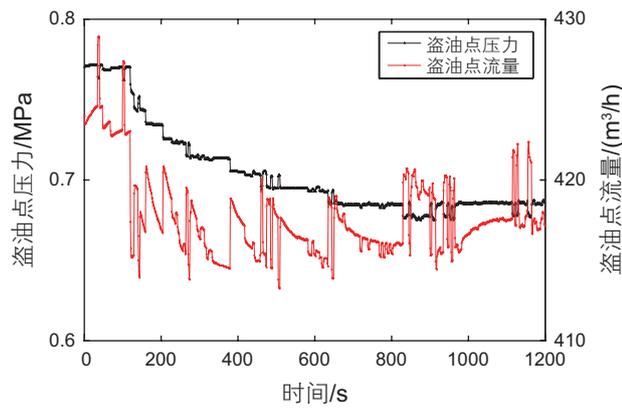
(a)实验5盗油点压力和流量变化趋势



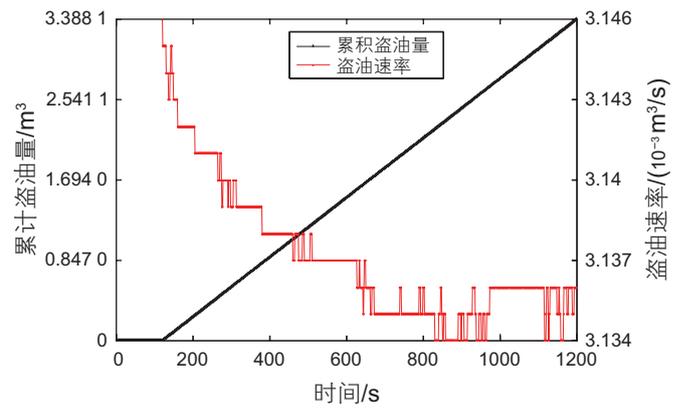
(b)实验5盗油点累积盗油量和盗油速率

图 15 实验 5 的计算结果

Fig. 15 Calculation results of experiment No. 5



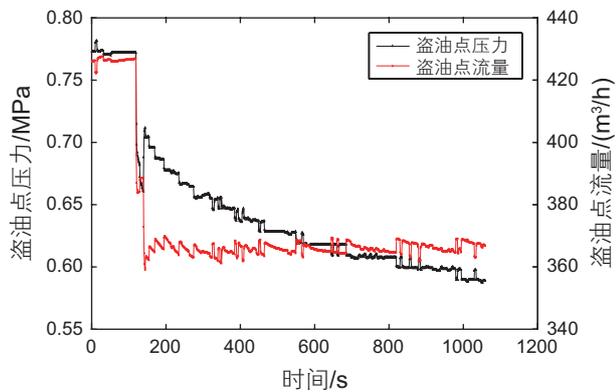
(a)实验6盗油点压力和流量变化趋势



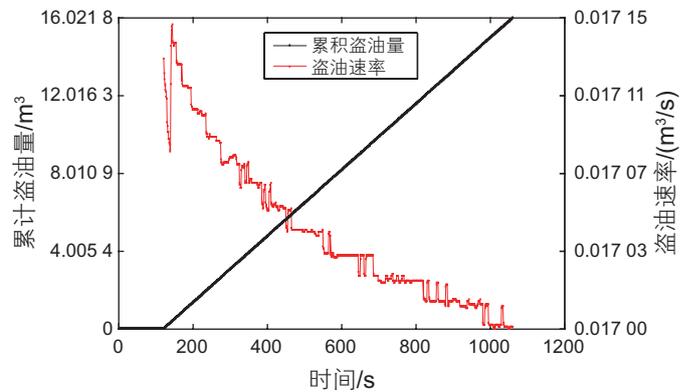
(b)实验6盗油点累积盗油量和盗油速率

图 16 实验 6 的计算结果

Fig. 16 Calculation results of experiment No. 6



(a)当作泄漏时泄漏点压力和流量变化趋势



(b)当作泄漏时泄漏点累积泄漏量和泄漏速率

图 17 实验 4 当作小孔泄漏而计算泄漏量

Fig. 17 Calculation results of experiment No. 4 regarding as small hole leaking process

### 3.3.1 平原地区管道打孔盗油

选取某成品油管段相关数据,用分输工况模拟打孔盗油,利用SPS建模,上下游采取压力控制,分输点采取压力控制。管段全长 92 km,打孔盗油点距离首站 36 km。取打孔盗油时间点前 120 s作为稳态数据反算管道摩阻系数、管道与环境的换热系数等参数。管段地形如图 19 所示,地形较为平缓,管道沿线最大高程差小于 40 m,属于典型的平原地区。

设定 5 种不同流量下的运行工况,分别为 150、300、600、1 000、1 300 m<sup>3</sup>/h,模拟分输工况 1 565 s。图 20 为不同流量工况下的模型计算结果。

从图 20 可以看出,对于平原地区管道,在设定的流量变化范围中,模型计算结果与 SPS 计算结果的相对偏差依次为:1.69%、0.38%、4.43%、7.65%、8.92%,均在 15% 以内,最大相对偏差仅为 8.92%,特别是在流量较小的情况下,模型计算结果与 SPS 模拟结果更为接近,相对偏差仅为 0.38%。因此,在打孔盗油速率较小时,模型的工况模型计算精确度更高。对于平原地区管道,相对误差随着输量增大而增大。

### 3.3.2 起伏地区管道打孔盗油

选取某起伏地区管段相关数据(图 21),用分输工况模拟打孔盗油工况,利用 SPS 建模,上下游采取压

力控制,分输点采取压力控制。管段全长 215.404 km,盗油点距离首站 100.09 km,取打孔盗油时间点前 120 s作为稳态反算数据。

设定 5 种不同流量下的运行工况,分别为 195、300、450、600、750 m<sup>3</sup>/h 模拟时长为 1 565s 的分输工况。图 22 为不同流量工况下,模型计算结果。

从图 22 可以看出,对于存在翻越点的管道,在设定的流量范围内进行模拟计算时,模型计算与 SPS 模拟相对误差依次为 9.77%、14.56%、7.69%、1.77%、0.16%,均在 15% 以内;尤其在流量较大时,模型计算结果与 SPS 模拟结果较为接近,即在打孔盗油速率较大的情况下,模型的工况模型计算精确度更高。此外,结合相对误差分析可知,对于起伏地区管道,相对误差随着输量增大而减小。

## 4 结论

针对成品油管道打孔盗油量预测问题建立了与之对应的水热力耦合模型,利用特征线法、有限差分法对模型及参数进行了处理,考虑各类边界条件,对非稳态打孔盗油过程进行了数值模拟研究,得出了打孔盗油点孔径预测的方法和打孔盗油量的估算方法。通

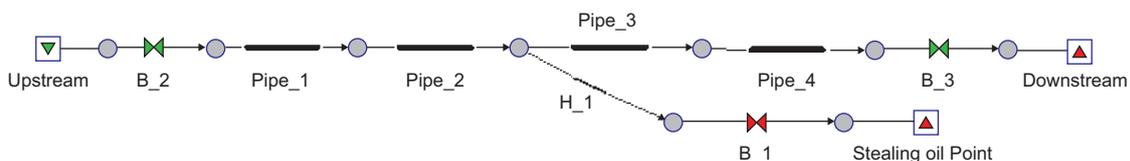


图 18 SPS 建模示意图

Fig. 18 Illustration of SPS model

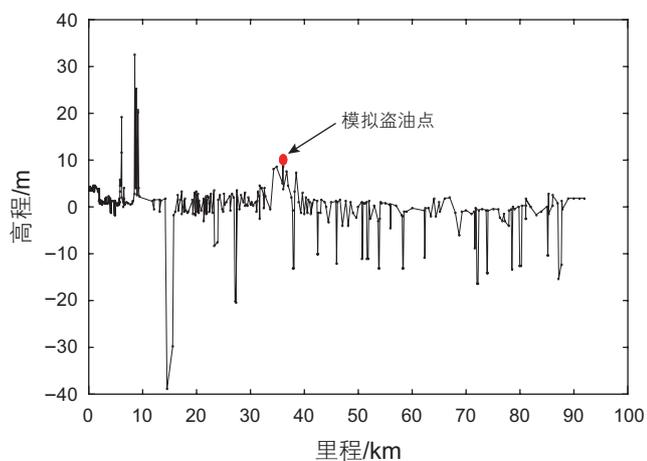


图 19 某平原地区管道里程及高程数据

Fig. 19 Pipeline route profile in plain area

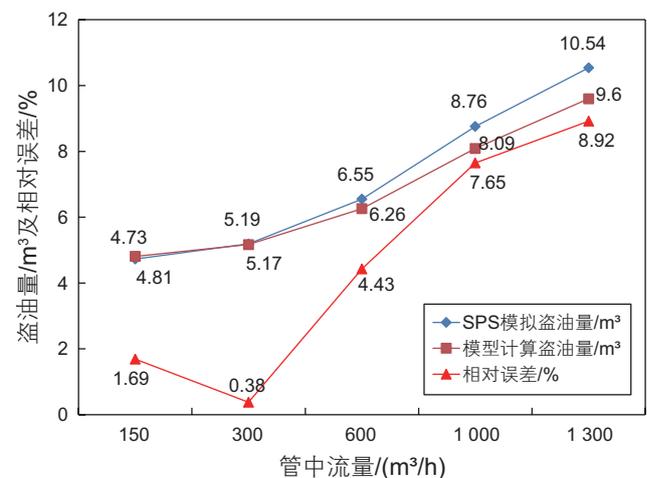


图 20 平原地区管道盗油量测算

Fig. 20 The calculation result of stolen oil volume of pipeline in flatlands

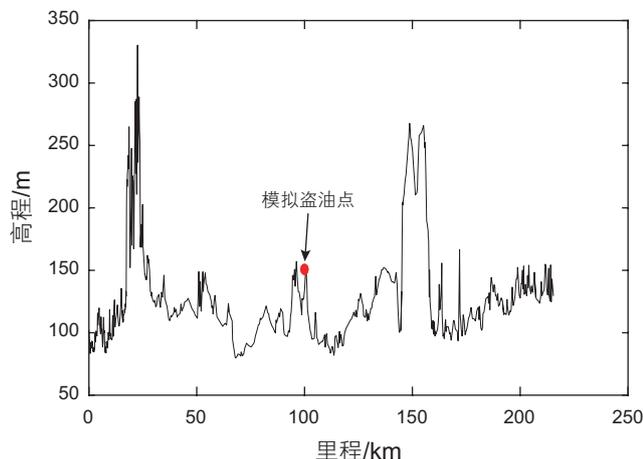


图 21 某起伏地区管道里程及高程数据

Fig. 21 Pipeline route profile in mountain area

过理论研究和数值计算, 主要得到以下结论:

(1) 构建和求解描述成品油管道的非稳态水热力瞬变过程的数学模型, 可以得出瞬时打孔盗油量和累计打孔盗油量随时间的变化规律。稳态和非稳态的水热力耦合程度不同, 在进行打孔盗油量计算之前, 应使管道运行参数达到真正的稳定状态。

(2) 打孔盗油过程与小孔泄漏过程不完全相同。原因在于孔口自由出流和短管出流的出流系数差别较大, 出流处管内外压差不同, 因此打孔盗油过程需要考虑阀门的局部摩阻、盗油管线摩阻和盗油罐车内的油品压力。

(3) 现场打孔盗油设备安装区域不规则, 目前尚无将不规则区域换算为等效圆孔的方法。本算法和模型将打孔盗油阀门等效为圆孔, 模型可根据上下游压力

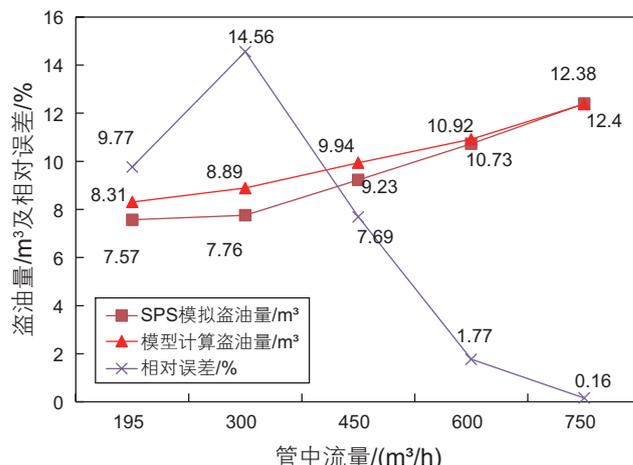


图 22 起伏地区管道盗油量测算

Fig. 22 Calculation results of the stolen oil amount of pipeline in mountain area

变化反算出此当量孔径; 反算孔径后, 模型可进一步计算非稳态和稳态时的瞬时打孔盗油速率和累计盗油量。

(4) 稳态和非稳态打孔盗油过程中, 对打孔盗油速率影响从大到小的参数依次是: 打孔盗油点等效孔径(阀门开度)、打孔盗油处管内油品压降、流量和温度。

(5) 本文模型既可用于平原地区管段打孔盗油量测算, 也可用于起伏地区管段打孔盗油量测算。分析发现, 输量越小、压力越高、打孔盗油速率越大、压力波动程度越大, 模型计算结果精度越高。输量越大、压力越低、打孔盗油速率越小、压力波动程度越小, 模型计算结果精度越低。

## 参考文献

- [1] WANG S X, JOHN J C. Leak detection for gas and liquid pipelines by transient modeling[C]. International Oil & Gas Conference and Exhibition in China. Society of Petroleum Engineers, 2006.
- [2] ZHANG J, HOFFMAN A, MURPHY K, et al. Review of pipeline leak detection technologies[C]. PSIG Annual Meeting. Pipeline Simulation Interest Group, 2013.
- [3] WOODARD J L, MUDAN K S. Liquid and gas discharge rates through holes in process vessels[J]. Journal of Loss Prevention in the Process Industries, 1991, 4(3): 161-5.
- [4] 孙天宇. 打孔盗油支管对输送成品油管内压力分布的影响[J]. 科学技术与工程, 2012, 20(8): 1906-1908.[SUN T Y. Study on the influence of slotting and stealing branch pipe on the pressure field distribution in oil product transportation pipeline[J]. Science Technology and Engineering, 2012, 20(8): 1906-1908.]
- [5] 李大全, 姚安林. 成品油管道泄漏扩散规律分析[J]. 油气储运, 2006, 25(8): 18-24.[LI D Q, YAO A L. The study on oil-diffusing law of product pipeline leaking[J]. Oil & Gas Storage and Transportation, 2006, 25(8): 18-24.]
- [6] NAZMUL Z S. Dynamic seals lower life costs of wastewater pumps[J]. Sealing Technology, 2004, 8(8): 11-12.
- [7] 聂平, 邓松圣, 文俊. 管道泄漏水力瞬变模拟研究[J]. 油气储运, 2006, 25(7): 19-22.[NIE P, DENG S S, WEN J. Study on the leak in the hydraulic transient simulation of the pipeline[J]. Oil & Gas Storage and Transportation, 2006, 25(7): 19-22.]

- [8] 刘恩斌, 彭善碧, 李长俊, 等. 基于瞬态模型的油气管道泄漏检测[J]. 天然气工业, 2005, 25(6): 102–104.[LIU E B, PENG S B, LI C J, et al. Leakage detection of oil and gas pipeline by transient model[J]. Natural Gas Industry, 2005, 25(6): 102–104.]
- [9] 孙良, 王建林. 基于泄漏瞬变模型的管道泄漏检测与定位方法[J]. 应用基础与工程科学学报, 2012, 20(1): 159–168.[SUN L, WANG J L. Release transient modeling based leak detection and location method for pipelines[J]. Journal of Basic Science and Engineering, 2012, 20(1): 159–168.]
- [10] SALUFU S O, IBUKUN S. Prediction of rate and volume of oil spill in horizontal and inclined pipelines[C]. Nigeria Annual International Conference and Exhibition. 2013.
- [11] OBIBUIKE U J, OBAH B, OGWO O U J, et al. A novel approach to estimation of leak volume in an oil pipeline[J]. Petroleum & Coal, 2015, 57(2): 154–168.
- [12] MODE A W, AMOBI J O, SALUFU S O. A model for predicting rate and volume of oil spill in horizontal and vertical pipelines[J]. Journal of Environment and Earth Science, 2013, 3(9): 12–19.
- [13] 王新颖, 邵辉, 王宏鑫. 基于量纲分析的输液管道泄漏量计算模型研究[J]. 工业安全与环保, 2010, 36(4): 43–44.[WANG X Y, SHAO H, WANG H X. Research on the calculation model of pipeline leakage rate based dimension analysis[J]. Industrial Safety and Environmental Protection, 2010, 36(4): 43–44.]
- [14] REED M, EMILSEN M H, HETLAND B, et al. Numerical model for estimation of pipeline oil spill volumes[J]. Environmental Modelling & Software, 2006, 21(2): 178–189.
- [15] 刘恩斌, 彭善碧, 李长俊, 等. 基于瞬态模型的油气管道泄漏检测[J]. 天然气工业, 2005, 25(6): 102–104.[LIU E B, PENG S B, LI C J, et al. Leakage detection of oil and gas pipeline by transient model[J]. Natural Gas Industry, 2005, 25(6): 102–104.]
- [16] ZHU H, LIN P, PAN Q. A CFD (Computational Fluid Dynamic) simulation for oil leakage from damaged submarine pipeline[J]. Energy, 2014, 64(1): 887–899.
- [17] KIM B I, SHARMA M P, HARRIS H G. A statistical approach for predicting volume of oil spill during pipeline operations[C]. SPE Annual Technical Conference and Exhibition. 1991.
- [18] RYAN K. GIS Method for calculating maximum potential spill volume due to natural landforms[M]. Saint Mary's University of Minnesota Central Services Press, Winona, MN, 2008(4): 100–110.
- [19] 刘国华, 赵立奇. 输油管道泄漏损失量的评估方法[J]. 油气储运, 2013, 32(6): 672–674.[LIU G H, ZHAO L Q. Assessment of leakage volume in oil pipeline[J]. Oil & Gas Storage and Transportation, 2013, 32(6): 672–674.]
- [20] 邵辉, 张蓉爱, 王新颖, 等. 气、液管道泄漏实验装置的设计[J]. 江苏工业学院学报, 2008, 20(2): 45–48.[SHAO H, ZHANG R A, WANG X Y. Study of experimental equipment designs for leakage of gas and liquid pipelines[J]. Journal of Jiangsu Polytechnic University, 2008, 20(2): 45–48.]
- [21] JASPER A A, OVE G T, TORLEIV B. Experimental study of oil pipeline leak processes[J]. Journal of Environmental Protection, 2012, 18(03): 597–604.
- [22] 付建民, 赵振洋, 陈国明, 等. 液相管道流量与压力对小孔泄漏速率的影响[J]. 石油学报, 2016, 37(2): 257–265.[FU J M, ZHAO Z Y, CHEN G M, et al. Influences of liquid pipeline flow and pressure on small-hole leakage rate[J]. Acta Petrolei Sinica, 2016, 37(2): 257–265.]
- [23] 孙良, 王建林, 赵利强. 负压波法在液体管道上的可检测泄漏率分析[J]. 石油学报, 2010, 31(04): 654–658.[SUN L, WANG J L, ZHAO L Q. Analysis on detectable leakage ratio of liquid pipeline by negative pressure wave method[J]. ACTA PETROLEI SINICA, 2010, 31(04): 654–658.]
- [24] 孙良, 王建林. 基于泄漏瞬变模型的管道泄漏检测与定位方法[J]. 应用基础与工程科学学报, 2012, 20(1): 159–168.[SUN L, WANG J L. Release transient modeling based leak detection and location method for pipelines[J]. JOURNAL OF BASIC SCIENCE AND ENGINEERING, 2012, 20(1): 159–168.]

## Calculation methods for the amount of oil stolen by drilling holes in product pipelines

HE Guoxi<sup>1</sup>, LIANG Yongtu<sup>1</sup>, LI Yansong<sup>1</sup>, LIU Shengli<sup>1</sup>, WU Mengyu<sup>1</sup>, XIE Cheng<sup>2</sup>, XI Gang<sup>2</sup>, LI Feng<sup>3</sup>

*1 Beijing Key Laboratory of Urban Oil and Gas Distribution Technology, China University of Petroleum-Beijing, Beijing 102249, China*

*2 SINOPEC Sales Company South China Branch, Guangzhou 510620, China*

*3 Sinopec Beihai Liquefied Natural Gas Limited Liability Company, Beihai 536000, China*

**Abstract** Stealing oil by drilling hole brings great harm, including the oil loss, the negative influence on normal pipeline operation and risks of potential explosion, leakage and environmental pollution. At present, many researchers aim to identify the problems and have put forward some preventive measures, but few focus on the calculation of the loss. The transient hydraulic properties of the whole pipeline system during the process of oil theft by hole drilling is analyzed. Considering boundary conditions of the oil-stealing point, diameter-changing point, batch interface and valves, the model is established. Based on the pressure, flow rate and temperature, the transient and accumulated volume of stolen oil are given. The results show that: (1) the orifice free flow is different from short-pipe out flow, therefore the valves friction, the friction of the short oil-stealing pipe and the inside pressure of the oil-stealing tankers should be taken into in calculation; (2) The parameters influencing the amount of oil stolen can be ranked from large to small, namely the size of orifice, the pressure, flow rate and temperature; (3) The model has relatively better accuracy when the flow rate is lower, the pressure is higher and the pressure fluctuation is higher.

**Keywords** products pipeline; oil stolen by hole drilling; hydraulic and thermal transient process; calculation for the amount of oil stolen

**doi:** 10.3969/j.issn.2096-1693.2017.01.009

(编辑 马桂霞)