

Александр Янович ГИЛЬМАНОВ¹
Александр Павлович ШЕВЕЛЁВ²
Анна Васильевна РОДИОНОВА³

УДК 532.5.013.3

РАСЧЕТ РАСХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В СТВОЛЕ СКВАЖИНЫ С УЧЕТОМ РЕЖИМОВ ТЕЧЕНИЯ

¹ кандидат физико-математических наук, старший преподаватель
кафедры моделирования физических процессов и систем,
Физико-технический институт,
Тюменский государственный университет
a.y.gilmanov@utmn.ru; ORCID: 0000-0002-7115-1629

² кандидат физико-математических наук, доцент, профессор
кафедры моделирования физических процессов и систем,
Физико-технический институт,
Тюменский государственный университет
a.p.shevelev@utmn.ru; ORCID: 0000-0003-0017-4871

³ студент кафедры моделирования физических процессов и систем,
Физико-технический институт,
Тюменский государственный университет
stud0000230197@study.utmn.ru

Аннотация

Актуальную в настоящее время проблему истощения ресурсов легкоизвлекаемых нефтей можно решить с помощью вовлечения в разработку месторождений с трудноизвлекаемыми запасами, к которым в том числе относятся высоковязкие нефти. Для разработки таких месторождений используют тепловые методы обработки, и их задача заключается в снижении вязкости нефти, увеличении притока к добывающим скважинам и повышении продуктивности скважин. Среди таких методов в наиболее

Цитирование: Гильманов А. Я. Расчет расходных характеристик теплоносителя в стволе скважины с учетом режимов течения / А. Я. Гильманов, А. П. Шевелёв, А. В. Родионова // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. 2022. Том 8. № 4 (32). С. 21-39.
DOI: 10.21684/2411-7978-2022-8-4-21-39

полной степени использует закачанное тепло в пласт пароциклическое воздействие. Одной из основных проблем в ходе применения этого метода является необходимость доставки пара на забой скважины. Указанная проблема является актуальной, поскольку ряд месторождений имеет в результате пароциклической обработки обводненную продукцию, что свидетельствует о конденсации пара еще в стволе скважины. В статье описано построение физико-математической модели нагнетания теплоносителя (пар — вода) в пласт, исходя из движения теплоносителя по стволу скважины, потерь тепла через стенки скважины и режимов течения, которые впервые принимаются во внимание. Целью работы является определение влияния технологических параметров на характеристики теплоносителя в стволе скважины с учетом режимов течения. Разработанная в статье математическая модель основана на законах сохранения массы, импульса и энергии; потери напора на трение рассчитываются с использованием эмпирических формул для различных режимов течения. Получено распределение сухости пара по глубине скважины, проанализировано влияние технологических параметров (паросодержания, давления, устьевого расхода теплоносителя и теплопроводности теплоизоляции) на устье скважины на параметры теплоносителя (глубину конденсации пара и расход теплоносителя) на забое скважины. Показано, что с ростом коэффициента теплопроводности теплоизоляции пар конденсируется выше по стволу скважины. Определено, что чем выше расход теплоносителя на устье, тем глубже проникает пар по стволу скважины.

Ключевые слова

Увеличение нефтеотдачи, тепловые методы, пароциклическое воздействие, высоковязкие нефти, режимы течения, скорость теплоносителя, сухость пара, расход пароводяной смеси.

DOI: 10.21684/2411-7978-2022-8-4-21-39

Введение

Нетрадиционные запасы нефти составляют более 70% от всех залежей углеводородов [11], среди которых высоковязкие нефти представляют значительную часть. Тепловые методы увеличения нефтеотдачи (МУН) позволяют нагреть нефть, снизить ее вязкость и увеличить скорость притока [14]. Пароциклическое воздействие, относящееся к тепловым МУН, не требует бурения отдельной нагнетательной скважины, и в таком случае наиболее эффективно используется закачанное тепло, что и обуславливает применение этого метода по всему миру [10, 17]. В России технология активно применяется в Республиках Татарстан [7] и Коми [5]. Одной из проблем в ходе применения технологии является необходимость доставки теплоносителя с как можно более высоким содержанием пара на забой скважины. В ином случае продукция будет сильно обводнена, а значительное количество теплоты, которое выделится при фазовом переходе первого рода, рассеется в окружающие породы вне нефтенасыщенного интервала.

Подбор параметров работы скважины и прогноз забойных параметров теплоносителя осуществляется с помощью математического моделирования. Простейшая математическая модель основана только на использовании уравнения теплового баланса и корреляционных зависимостей плотности и вязкости флюидов от температуры [18]. Однако такая модель всё равно учитывает многослойность трубы, состоящей из нескольких обсадных колонн. Результатом расчетов является распределение температуры по стволу скважины.

Более подробные подходы используют классическую систему уравнений механики многофазных систем [13, 15, 16], состоящую из законов сохранения массы, импульса и энергии теплоносителя в стволе скважины. Модели [13, 15, 16] позволяют рассчитать давление, температуру и расход теплоносителя вдоль всего ствола скважины, однако они не учитывают массовой доли пара в теплоносителе. При этом известно, что трубы, из которых изготавливаются обсадные колонны скважин, являются шероховатыми, из-за чего возникает гидравлическое сопротивление [9] и потери давления на трение, что должно быть учтено в законе сохранения импульса [2]. В модели [13] учитывается возможность ламинарного и турбулентного режимов течения, причем турбулентный режим учитывается с помощью корреляции Нин Син Чена [12]. Однако обычно для турбулентного режима течения используются традиционные формулы Никкурадзе [3] и Альтшуля [1]. Модель [13] также не позволяет использовать известное распределение температуры, полученное по данным кратковременных динамических температурных исследований.

Кроме того, существующие модели не принимают в расчет режимы течения многофазной системы, среди которых наиболее распространенными являются пробковый (снарядный) [4], пузырьковый и кольцевой [8], причем течение может быть как ламинарным, так и турбулентным. Между различными режимами течения возможен переход в ходе движения по трубе [6], т. е. по стволу скважины. Обычно для определения режимов течения используют специальные эмпирические карты [8]. В каждом из этих режимов течения гидравлическое сопротивление вычисляется по-разному [1, 4]. Поэтому установление характеристик теплоносителя в данных условиях является актуальной задачей.

Целью работы является определение влияния технологических параметров на характеристики теплоносителя в стволе скважины с учетом режимов течения. Впервые предлагается математическая модель, учитывающая движение теплоносителя по стволу скважины, потери тепла через стенки скважины и режимы течения.

Методы

Рассматриваемая задача разбивается на две: внутреннюю и внешнюю. Внутренняя задача предполагает расчет движения теплоносителя от устья до забоя вдоль ствола скважины, а внешняя — распространение тепла от внутренней стенки скважины вдоль радиальной координаты. Для внутренней задачи вводятся следующие допущения:

- используется односкоростная модель, пар не проскальзывает относительно воды;
- температура пароводяной смеси в горизонтальном сечении скважины одинакова;
- в уравнении сохранения импульса учитывается влияние только массовых сил;
- рассматривается двухфазное приближение: в скважине имеются пар и вода;
- система находится на линии насыщения;
- нестационарные эффекты не рассматриваются;
- задача решается в одномерном приближении с вертикальной осью координат z , причем эта ось направлена вниз, а начало отсчета находится на устье скважины.

Для решения внутренней задачи используется классическая система уравнений механики многофазных систем. Закон сохранения массы теплоносителя имеет вид:

$$\frac{d}{dz}((\rho_s C + (1 - C)\rho_w)v) = 0, \quad (1)$$

где ρ_s и ρ_w — плотность пара и воды; C — сухость пара; v — скорость теплоносителя.

При описании внутренней задачи учитываются режимы двухфазного потока жидкости. Критерии перехода между режимами течения по скорости были взяты на основе карты режимов двухфазного потока в малых каналах, разработанной Микио Суо и П. Гриффит (рис. 1) [8].

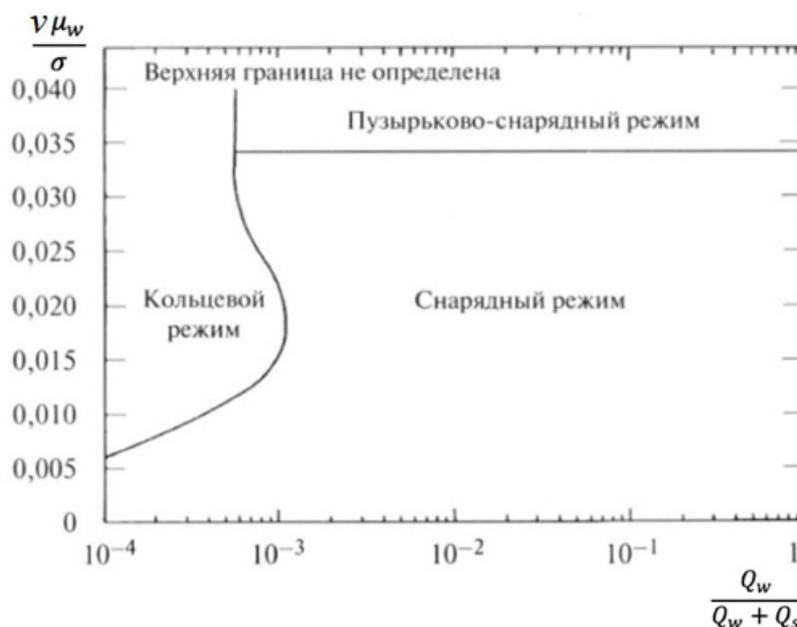


Рис. 1. Карта режимов двухфазного потока в малых каналах [8]

Fig. 1. Map of two-phase flow regimes in small channels [8]

Здесь μ_w — динамическая вязкость жидкости; $Q_w = G_w/\rho_w$ — объемный расход жидкости, где $G_w = (1 - C)G$ — массовый расход жидкости, $G = Q_m \rho_m$ — массовый расход закачиваемой смеси, $\rho_m = (\rho_s \rho_w)/(C\rho_w + \rho_s(1 - C))$ — плотность смеси, Q_m — объемный расход смеси; Q_s — объемный расход газа; σ — поверхностное натяжение, которое рассчитывается по формуле:

$$\sigma = \left(r - \frac{RT_s}{M} \left(1 - \frac{\rho_s}{\rho_w} \right) \right) \frac{M^{1/3} \rho_w^{2/3}}{6N_A^{1/3}},$$

где r — теплота парообразования воды; R — универсальная газовая постоянная; T_s — температура пара; M — молярная масса воды; N_A — число Авогадро.

Для пузырькового режима закон сохранения импульса записывается в следующем виде:

$$\frac{dP}{dz} = (\rho_s C + (1 - C)\rho_w) \left(g - \frac{C_d v^2}{2d} \right), \quad (2)$$

где P — давление; C_d — потери напора из-за сил трения потока о стенки скважины; d — внутренний диаметр насосно-компрессорных труб; g — ускорение свободного падения.

Для турбулентного режима определим потери напора по формуле Альтшуля [1]:

$$C_d = 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}} + \varepsilon \right)^{0,25}, \quad (3)$$

где $\text{Re} = vd/\mu$ — число Рейнольдса; μ — вязкость пара; $\varepsilon = k_3/d$ — относительная шероховатость труб; k_3 — эквивалентная шероховатость труб.

Формула (3) используется при $\text{Re} \geq 2300$. При $\text{Re} < 2300$ вместо (3) используется формула Стокса для ламинарного режима течения:

$$C_d = \frac{64}{\text{Re}}.$$

Для кольцевого режима закон сохранения импульса записывается аналогично, однако потери напора из-за сил трения потока о стенки скважины для турбулентного режима определяются как

$$C_d = 0,067 \left(\frac{158}{\text{Re}} + \frac{2k_3}{d} \right)^{0,2}.$$

Для ламинарного режима формула остается прежней.

Для пробкового (снарядного) режима можно воспользоваться работой М. В. Лурье [4], в которой выражение для потерь давления на трение P_f рассчитывается как

$$\frac{dP_f}{dz} = C_d \frac{1}{2\beta + (1-\beta)(1-\sigma_1)} \frac{(1-\beta)}{\sigma_1^2} \frac{(1-\sigma_1)^3}{\sigma_1^2} \rho_w g,$$

$$\sigma_1 = \frac{2}{1 + \frac{\bar{q}_w}{1-\beta} + \sqrt{\left[1 + \frac{\bar{q}_w}{1-\beta}\right]^2 - 4\bar{q}_w}},$$

где $\beta = \frac{\bar{q}_s}{\bar{q}_s + \bar{q}_w}$ — расходное объемное газосодержание; $\bar{q}_w = \frac{Q_w}{\sqrt{gdd}}$ и $\bar{q}_s = \frac{Q_s}{\sqrt{gdd}}$ — приведенные расходы воды и пара.

Тогда закон сохранения импульса примет вид:

$$\frac{dP}{dz} = (\rho_s C + (1-C)\rho_w)g - \frac{dP_f}{dz}. \quad (4)$$

Закон сохранения энергии используется в виде:

$$\frac{d}{dz} ((\rho_s C i_s + (1-C)\rho_w i_w)v) = -\frac{2Q}{Sr_w}, \quad (5)$$

где i_s и i_w — удельные энтальпии пара и воды; Q — тепловой поток через стенку скважины; r_w — внутренний радиус насосно-компрессорных труб; S — площадь боковой поверхности цилиндра, равная $S = 2\pi r_w h$, где h — глубина скважины. Множитель «2» перед тепловым потоком указывает, что потери тепла происходят в обе стороны от скважины. Для замыкания полученной системы уравнений используются следующие материальные соотношения:

$$\rho_s = \rho_{s0}P - \rho_{s1}, \quad P \leq P',$$

$$\rho_s = \rho_{s0}P - \rho_{s2}, \quad P > P',$$

$$\rho_w = \rho_{w1}P + \rho_{w2},$$

$$\rho_w = \rho_{w3}P + \rho_{w4},$$

$$i_s = i_{s1}T_s + i_{s2},$$

$$i_w = i_{w1}T_s - i_{w2}.$$

где ρ_{s0} , ρ_{s1} , ρ_{s2} , ρ_{w1} , ρ_{w2} , ρ_{w3} , ρ_{w4} , i_{s1} , i_{s2} , i_{w1} , i_{w2} — постоянные коэффициенты; P' — предельное значение давления. Удельные энтальпии и плотности фаз вычисляются

по линейным эмпирическим корреляциям от температуры насыщенного пара T_s и давления P .

Измерения температурного профиля с помощью кратковременных динамических температурных исследований (КДТИ) позволяют более точно определить распределение давления из решения системы уравнений. Пусть данные КДТИ аппроксимированы линейным трендом:

$$T_s = \frac{T_{s1} - T_{s0}}{h} z + T_{s0}, \quad (6)$$

где $T_{s0} = 626$ К и $T_{s1} = 621$ К — известные постоянные.

Граничными условиями для внутренней задачи являются следующие соотношения:

$$z = 0: v = \frac{Q_s}{\pi r_w^2}, C = C_0, P = P_0, \quad (7)$$

где Q_s — расход нагнетаемой пароводяной смеси на устье; C_0 — сухость пара на устье; P_0 — устьевое давление.

Искомыми переменными в исследуемой системе уравнений (1), (2), (4), (5) с граничными условиями (7) являются v , C , Q и P . Расчет ведется по всей глубине скважины. Для замыкания системы необходимо задать один из параметров. Задание теплового потока по закону Фурье будет являться краевым условием, связывающим внутреннюю и внешнюю задачи. Для описания внешней задачи вводятся следующие допущения:

- пренебрегается конвективным теплообменом;
- нестационарные эффекты не рассматриваются;
- задача решается в одномерном приближении с радиальной осью координат r .

Решение внешней задачи осуществляется с помощью уравнения теплопроводности:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = 0, \quad (8)$$

где λ — коэффициент теплопроводности, различный для разных слоев стенки скважины и пористой среды; T — температура в точке с координатой r .

С учетом закона Фурье и уравнения (8) тепловой поток вычисляется по известной формуле:

$$Q = \frac{2\pi h(T_s - T_r)}{\frac{1}{\lambda_{st}} \ln \frac{r_{s1}}{r_w} + \frac{1}{\lambda_{tep}} \ln \frac{r_{tep}}{r_{s1}} + \frac{1}{\lambda_{wat}} \ln \frac{r_{wat}}{r_{tep}} + \frac{1}{\lambda_{st}} \ln \frac{r_{s2}}{r_{wat}} + \frac{1}{\lambda_r} \ln \frac{r_{ef}}{r_{s2}}}, \quad (9)$$

где λ_{st} — коэффициент теплопроводности стали; λ_{tep} — коэффициент теплопроводности теплоизоляции; λ_{wat} — коэффициент теплопроводности воды;

λ_r — коэффициент теплопроводности породы; r_{s1} — внешний радиус насосно-компрессорных труб; r_{tep} — внешний радиус теплоизоляции; r_{wat} — внутренний радиус обсадной колонны; r_{s2} — внешний радиус обсадной колонны; r_{ef} — эффективный радиус, на котором в пласте устанавливается значение невозмущенной температуры T_r (рис. 2).

T_s зависит от глубины по формуле (6), T_r меняется с глубиной по геотермическому градиенту:

$$T_r = \Gamma(z - z^*) + T^*, \quad (10)$$

где Γ — геотермический градиент, равный 0,03 К/м; T^* — значение температуры на опорной глубине z^* .

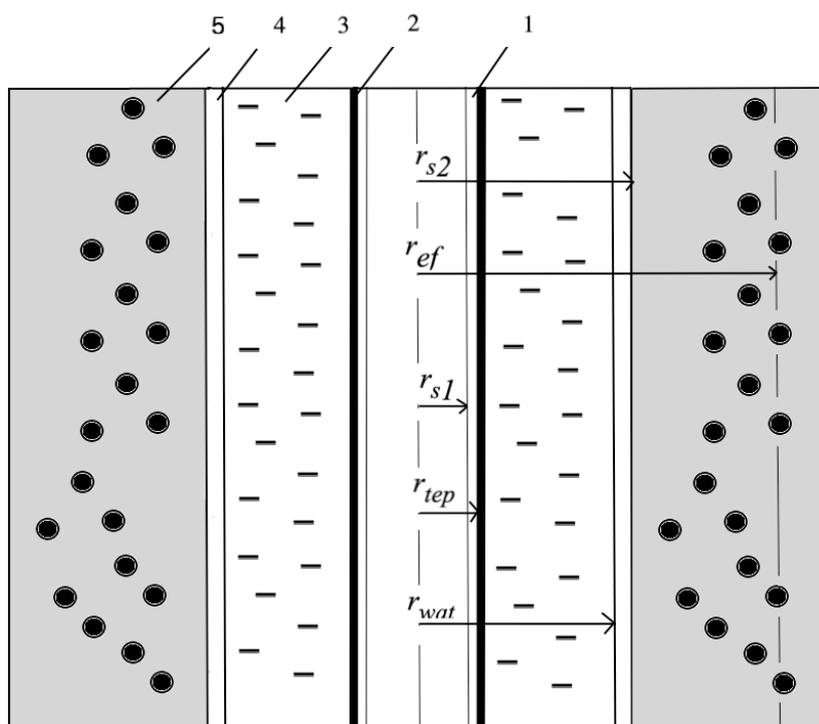


Рис. 2. Схематическая структура конструкции скважины: 1 — труба НКТ; 2 — слой теплоизоляции; 3 — затрубное пространство, заполненное водой; 4 — обсадная колонна; 5 — окружающая порода

Fig. 2. Schematic structure of the well design: 1 — tubing pipe; 2 — thermal insulation layer; 3 — annular space filled with water; 4 — casing string; 5 — surrounding rock

Решение полученной системы уравнений ищется с помощью метода Эйлера с шагом по координате $\Delta z = 0,01$ м. Так, расписав каждое уравнение системы по методу Эйлера, получим следующую систему уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{j+1} = P_j + \Delta z(\rho_s C_j + (1 - C_j)\rho_w) \left(g - \frac{C_d v_j^2}{2d} \right), \\ (\rho_{sj+1} C_{j+1} + (1 - C_{j+1})\rho_{wj+1}) v_{j+1} = (\rho_{sj} C_j + (1 - C_j)\rho_{wj}) v_j, \\ (\rho_{sj+1} C_{j+1} l_{sj+1} + (1 - C_{j+1})\rho_{wj+1} l_{wj+1}) v_{j+1} = \\ = (\rho_{sj} C_j l_{sj} + (1 - C_j)\rho_{wj} l_{wj}) v_j - \frac{2Q_j \Delta z}{Sr_w}, \end{array} \right.$$

где j — индекс узла по вертикальной координате.

Ее решение позволяет определить скорость теплоносителя, паросодержание, давление и расход нагнетаемой пароводяной смеси вдоль всего ствола скважины.

Результаты и обсуждение

Установлено, что при малом расходе теплоносителя режим течения либо пузырьковый, либо снарядный; однако пузырьковый возможен только в условиях высокой скорости жидкости ($v > 2,45$ м/с), при которой расход теплоносителя приравнивается значению $0,012$ м³/с, что недостижимо в существующих устьевых парогенераторах. В связи с этим далее рассматривается постоянно снарядный (пробковый) режим течения. Снарядное течение достигается при высокой концентрации пузырьков, когда происходит их слияние. Диаметр пузырьков приближается к диаметру канала, а сами пузырьки приобретают снарядообразную форму, как показано на рис. 3. Исходные данные для расчетов приведены в таблице 1.



Рис. 3. Снарядный (пробковый) режим течения жидкости

Fig. 3. Slug regime of fluid flow

Таблица 1

Исходные данные для расчетов

Table 1

Initial data for calculations

Параметр	Значение
Внешний радиус насосно-компрессорных труб r_{s1} , м	0,045
Внешний радиус обсадной колонны r_{s2} , м	0,11
Внешний радиус теплоизоляции $r_{тер}$, м	0,085
Внутренний радиус насосно-компрессорных труб r_w , м	0,04
Внутренний радиус обсадной колонны r_{wa} , м	0,1
Вязкость пара μ , мкПа · с	26,6
Геотермический градиент Γ , К/м	0,03
Глубина скважины h , м	1 500
Давление смеси на устье P_0 , МПа	15
Динамическая вязкость жидкости μ_j , Па · с	10^{-3}
Коэффициент i_{s1} в корреляции для удельной энтальпии, Дж/(кг · К)	-513,12
Коэффициент i_{s2} в корреляции для удельной энтальпии, Дж/кг	3 000 000
Коэффициент i_{w1} в корреляции для удельной энтальпии, Дж/(кг · К)	4 987,3
Коэффициент i_{w2} в корреляции для удельной энтальпии, Дж/кг	125 518
Коэффициент ρ_{s0} в корреляции для плотности, кг/(м ³ · Па)	10^{-5}
Коэффициент ρ_{s1} в корреляции для плотности, кг/м ³	57,242
Коэффициент ρ_{s2} в корреляции для плотности, кг/м ³	67,624
Коэффициент ρ_{w1} в корреляции для плотности, кг/(м ³ · Па)	$2 \cdot 10^{-6}$
Коэффициент ρ_{w2} в корреляции для плотности, кг/м ³	575,38
Коэффициент ρ_{w3} в корреляции для плотности, кг/(м ³ · Па)	$3 \cdot 10^{-6}$
Коэффициент ρ_{w4} в корреляции для плотности, кг/м ³	565,58
Коэффициент теплопроводности воды λ_w , Вт/(м · К)	0,683
Коэффициент теплопроводности породы λ_r , Вт/(м · К)	4
Коэффициент теплопроводности стали λ_{st} , Вт/(м · К)	60
Коэффициент теплопроводности теплоизоляции $\lambda_{тер}$, Вт/(м · К)	0,001
Массовый расход теплоносителя на устье Q_s , т/ч	3,2
Молярная масса воды M , кг/моль	0,018
Опорная глубина z^* , м	0

Окончание таблицы 1

Table 1 (end)

Параметр	Значение
Предельное значение давления P' , Па	$20 \cdot 10^6$
Расстояние от скважины в пласте, где устанавливается невозмущенная температура r_{ef} , м	10
Сухость пара на устье C_0	0,7
Температура породы на поверхности T^* , К	293
Температура теплоносителя на забое T_{s1} , К	621
Температура теплоносителя на устье T_{s0} , К	626
Удельная теплота парообразования воды r , Дж/кг	2 300 000
Универсальная газовая постоянная R , Дж/(моль · К)	8,314
Ускорение свободного падения g , м/с ²	9,81
Число Авогадро N_A , моль ⁻¹	$6 \cdot 10^{23}$
Эквивалентная шероховатость стенки трубы k_s , мм	0,15

Анализ влияния начальных характеристик на параметры теплоносителя на забое скважины

Для анализа влияния величины начальных характеристик на параметры на забое скважины можно использовать диаграмму «торнадо». Этот тип диаграммы позволяет провести анализ чувствительности, т. е. сравнить степень влияния различных параметров. На горизонтальной оси находится базовый параметр, влияние на который оценивается, на вертикальной — влияющие параметры, значение которых изменяется. Синим цветом показано изменение базового параметра (в %) при увеличении влияющего параметра на 20%, а красным — при уменьшении его же на 20%. Начальные значения влияющих параметров соответствуют исходным данным.

Влияние теплоносителя на устье и коэффициента теплопроводности теплоизоляции на массовый расход теплоносителя на забое скважины приведено на рис. 4; влияние начального паросодержания, устьевого давления, расхода теплоносителя на устье и коэффициента теплопроводности теплоизоляции на глубину конденсации пара, на которой сухость пара равна нулю, — на рис. 5.

Как видно из диаграммы (рис. 4), большее влияние на массовый расход на забое оказывают расход пара на устье и начальное давление. Что очевидно, ведь чем больше расход пара на устье, тем больше он и на забое. С уменьшением начального давления на фазовой диаграмме происходит попадание в область пара, за счет чего увеличивается расход теплоносителя на забое скважины. С ростом сухости пара количество пара тоже увеличивается, соответственно,

пар легче закачивается и его расход на забое увеличивается. Коэффициент теплопроводности теплоизоляции в малой степени влияет на расход теплоносителя на забое, однако с ростом коэффициента теплопроводности возрастают тепловые потери, больше пара конденсируется, что снижает общий расход смеси.

Чем выше начальная сухость пара, тем дольше пар будет конденсироваться, а значит, глубина его проникновения z_c увеличится (рис. 5). С ростом устьевого давления глубина конденсации увеличивается, поскольку пар в этом случае движется быстрее. Зависимости глубины конденсации пара от коэффициента теплопроводности и расхода теплоносителя на устье представлены на рис. 6 и 7, на которых показано распределение сухости пара по глубине скважины при различных коэффициентах теплопроводности и расходах теплоносителя на устье скважины.

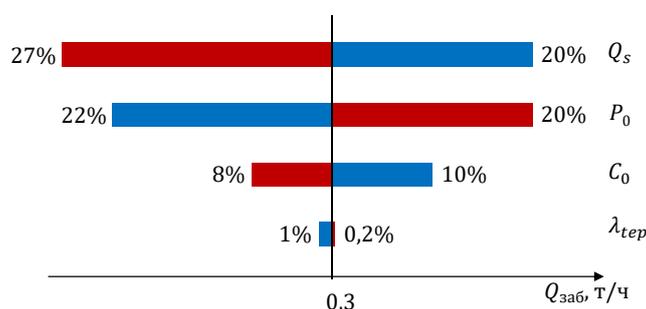


Рис. 4. Диаграмма влияния начального паросодержания, устьевого давления, расхода теплоносителя на устье и коэффициента теплопроводности теплоизоляции на массовый расход теплоносителя на забое скважины

Fig. 4. Diagram of the influence of the initial steam quality, wellhead pressure, heat carrier flow rate at the wellhead and thermal insulation coefficient of thermal insulation on the heat carrier mass flow rate at the bottomhole of the well

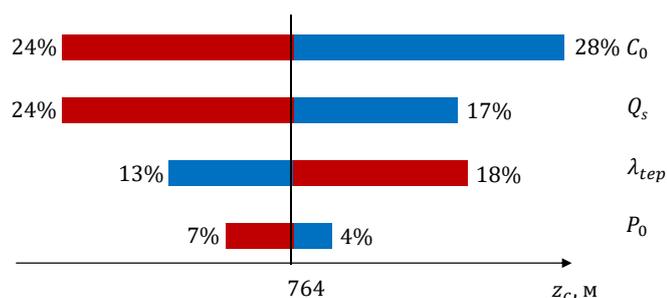


Рис. 5. Диаграмма влияния начального паросодержания, устьевого давления, расхода теплоносителя на устье и коэффициента теплопроводности теплоизоляции на глубину конденсации пара

Fig. 5. Diagram of the effect of the initial steam quality, wellhead pressure, heat carrier flow rate at the wellhead and thermal conductivity coefficient of thermal insulation on the depth of steam condensation

Анализ влияния характеристик теплоизоляции и расхода теплоносителя на распределение сухости пара

Расчет распределения сухости пара по глубине скважины показывает (рис. 6, 7), что с увеличением вертикальной координаты (ось z направлена вниз) из-за тепловых потерь пар постепенно конденсируется, его сухость снижается и на глубине z_c (глубине конденсации) становится равной нулю.

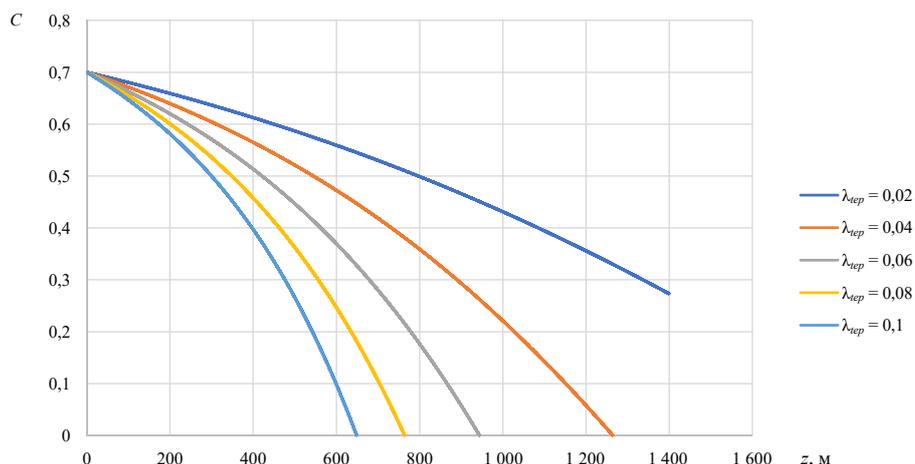


Рис. 6. Влияние коэффициента теплопроводности теплоизоляции (Вт/(м · К)) на распределение сухости пара по глубине скважины

Fig. 6. Influence of thermal conductivity coefficient of thermal insulation (W/(m · K)) on steam quality distribution along the well depth

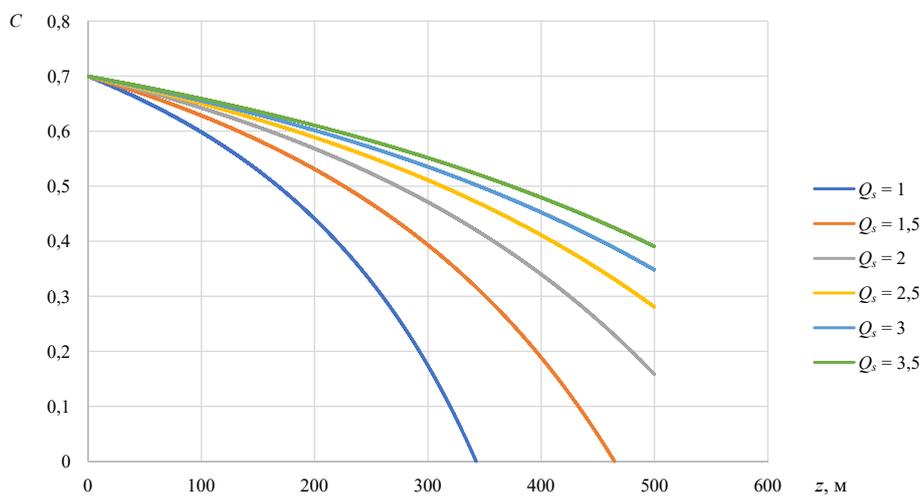


Рис. 7. Влияние расхода пароводяной смеси (т/ч) на распределение сухости пара по глубине скважины

Fig. 7. Influence of steam-water mixture flow rate (ton/hr) on steam quality distribution along the well depth

Установлено, что с увеличением коэффициента теплопроводности теплоизоляции сухость пара в стволе скважины снижается быстрее (рис. 6). Это связано с тем, что с увеличением коэффициента теплопроводности теплоизоляции увеличиваются и тепловые потери, а значит, пар остывает быстрее, и глубина его конденсации уменьшается.

Как видно из графика (рис. 7), с увеличением расхода нагнетаемой пароводяной смеси на устье сухость пара снижается медленнее. Чем больше количество нагнетаемого пара, тем дольше пар будет конденсироваться, что и подтверждает проведенный выше анализ чувствительности (рис. 5).

Заключение

Решена задача о распространении теплоносителя (пар — вода) в стволе скважины с учетом потерь тепла через стенки скважины и режимов течения жидкости.

Произведен расчет паросодержания и расхода теплоносителя вдоль всего ствола скважины. Проанализировано влияние начального паросодержания, устьевого давления и расхода теплоносителя на параметры теплоносителя на забое скважины, а именно на сухость пара, расход нагнетаемой пароводяной смеси и глубину проникновения пара.

Установлено, что наибольшее влияние на глубину конденсации пара оказывают начальная сухость пара, коэффициент теплопроводности теплоизоляции и расход теплоносителя на устье. Расход пара на забое зависит от начального расхода и давления на устье.

Выявлено, что, независимо от изменения начальных параметров, режим течения жидкости всегда снарядный (пробковый).

Показано, что с ростом коэффициента теплопроводности теплоизоляции пар конденсируется выше по стволу скважины, свидетельствуя о менее высоком качестве теплоизоляции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Альтшуль А. Д. Гидравлические сопротивления / А. Д. Альтшуль. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Недра, 1982. 224 с.
2. Кострыкин С. В. Режимы стационарных течений в задаче об интенсивной ветровой циркуляции в тонком слое вязкой вращающейся жидкости / С. В. Кострыкин // Журнал экспериментальной и теоретической физики. 2018. Том 154. № 1 (7). С. 193-205. DOI: 10.1134/S0044451018070167
3. Лапин Ю. В. Полуэмпирические модели турбулентности для пристенных течений. Установившееся течение в круглой трубе с гладкими стенками / Ю. В. Лапин, О. А. Нехамкина, М. Х. Стрелец // Известия РАН. Механика жидкости и газа. 1990. № 2. С. 31-36.
4. Лурье М. В. Механика пробкового течения газа и жидкости в горизонтальном трубопроводе / М. В. Лурье // Территория «НЕФТЕГАЗ». 2017. № 7-8. С. 106-111.

5. Савчик М. Б. Повышение эффективности пароциклических обработок скважин верхнепермской залежи Усинского месторождения на основе гидродинамической модели / М. Б. Савчик, Д. В. Ганеева, А. В. Распопов // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Геология. Нефтегазовое и горное дело. 2020. Том 20. № 2. С. 137-149. DOI: 10.15593/2224-9923/2020.2.4
6. Скуратов А. С. Ламинарно-турбулентный переход пограничного слоя за неровностью на линии растекания скользящего цилиндра в сверхзвуковом потоке / А. С. Скуратов, А. В. Фёдоров // Известия РАН. Механика жидкости и газа. 1991. № 6. С. 28-35.
7. Хисамов Р. С. Комплексные исследования состава и свойств битуминозной нефти Ашальчинского месторождения / Р. С. Хисамов, Е. Ф. Захарова, Д. М. Гумерова, В. А. Саяхов // Нефтяное хозяйство. 2018. № 10. С. 68-71. DOI: 10.24887/0028-2448-2018-10-68-71
8. Ховалыг Д. Методы расчета градиента давления двухфазного потока при течении в малых каналах / Д. Ховалыг, А. В. Бараненко // Вестник Международной академии холода. 2012. № 1. С. 3-10.
9. Чефранов С. Г. Энергетически оптимальные нестационарные режимы течения вязкой несжимаемой жидкости / С. Г. Чефранов // Известия РАН. Механика жидкости и газа. 2017. № 2. С. 36-49. DOI: 10.7868/S0568528117020074
10. Al Yousef Z. An overview of steam injection projects in fractured carbonate reservoirs in the Middle East / Z. Al Yousef, H. AlDaif, M. Al Otaibi // Journal of Petroleum Science Research. 2014. Vol. 3. No. 3. Pp. 101-152. DOI: 10.14355/jpsr.2014.0303.01
11. Basta G. Semi-analytical model to predict the performance of cyclic steam stimulation oil wells / G. Basta, M. A. El Ela, A. El-Banbi, S. El-Tayeb, S. E.-D. M. Desouky, M. H. Sayyoub // Journal of Petroleum Exploration and Production. 2021. No. 11. Pp. 1993-2007. DOI: 10.1007/s13202-021-01111-7
12. Chen N. H. An explicit equation for friction factor in pipe / N. H. Chen // Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals. 1979. Vol. 18. Pp. 296-297. DOI: 10.1021/i160071a019
13. Moradi B. Calculation of temperature profile in injection wells / B. Moradi, M. Ayoub, M. Bataee, E. Mohammadian // Journal of Petroleum Exploration and Production Technology. 2020. Vol. 10. Pp. 687-697. DOI: 10.1007/s13202-019-00763-w
14. Pang Z. Experiments and analysis on development methods for horizontal well cyclic steam stimulation in heavy oil reservoir with edge water / Z. Pang, Y. Jiang, B. Wang, G. Cheng, X. Yu // Journal of Petroleum Science and Engineering. 2020. Vol. 188. Art. 106948. Pp. 1-13. DOI: 10.1016/j.petrol.2020.106948
15. Sun F. Numerical simulation of superheated steam flow in dual-tubing wells / F. Sun, Y. Yao, X. Li // Journal of Petroleum Exploration and Production Technology. 2018. Vol. 8. Pp. 925-937. DOI: 10.1007/s13202-017-0390-7
16. Sun F. The heat and mass transfer characteristics of superheated steam in horizontal wells with toe-point injection technique / F. Sun, Y. Yao, X. Li // Journal of Petroleum Exploration and Production Technology. 2018. Vol. 8. Pp. 1295-1302. DOI: 10.1007/s13202-017-0407-2

17. Swadesi B. Optimizing the development strategy of combined steam flooding & cyclic steam stimulation for enhanced heavy oil recovery through reservoir proxy modeling / B. Swadesi, S. A. Muraji, A. Kurniawan, I. Widiyaningsih, R. Widiyaningsih, A. Budiarto, B. M. Aslam // *Journal of Petroleum Exploration and Production Technology*. 2021. Vol. 11. Pp. 4415-4427.
DOI: 10.1007/s13202-021-01301-3
18. Xiao D. Research on wellbore temperature control and heat extraction methods while drilling in high-temperature wells / D. Xiao, Y. Hu, Y. Meng, G. Li, T. Wang, W. Chen // *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2022. Vol. 209. Art. 109814. Pp. 1-17. DOI: 10.1016/j.petrol.2021.109814

Alexander Ya. GILMANOV¹
Alexander P. SHEVELEV²
Anna V. RODIONOVA²

UDC 532.5.013.3

**CALCULATION OF THE FLOW CHARACTERISTICS
OF THE HEAT CARRIER IN THE WELL
CONSIDERING THE FLOW MODES**

- ¹ Cand. Sci. (Phys.-Math.), Senior Lecturer,
Department of Modeling of Physical Processes and Systems,
Institute of Physics and Technology,
University of Tyumen
a.y.gilmanov@utmn.ru; ORCID: 0000-0002-7115-1629
- ² Cand. Sci. (Phys.-Math.), Associate Professor, Professor,
Department of Modeling of Physical Processes and Systems,
Institute of Physics and Technology,
University of Tyumen
a.p.shevelev@utmn.ru; ORCID: 0000-0003-0017-4871
- ³ Student, Department of Modeling of Physical Processes and Systems,
Institute of Physics and Technology,
University of Tyumen
stud0000230197@study.utmn.ru

Abstract

Currently, the problem of depletion of easily recoverable oil reserves is urgent. Such a problem can be solved by involving in the development of fields with hard-to-recover reserves, which include high-viscosity oils. For the development of such deposits, thermal enhanced oil recovery methods are used to reduce the viscosity of oil, increase the inflow into producers. Among such methods, the cyclic steam stimulation is fully used the injected heat into the reservoir. One of the main problems of this method is the need to supply steam

Citation: Gilmanov A. Ya., Shevelev A. P., Rodionova A. V. 2022. "Calculation of the flow characteristics of the heat carrier in the well considering the flow modes". Tyumen State University Herald. Physical and Mathematical Modeling. Oil, Gas, Energy, vol. 8, no. 4 (32), pp. 21-39. DOI: 10.21684/2411-7978-2022-8-4-21-39

to the bottom of the well. This problem is relevant, since production with high water cut is formed in a number of fields as a result of cyclic steam stimulation, which indicates steam condensation even in the borehole. The article describes the construction of a physical and mathematical model of the injection of a heat carrier (steam — water) into the reservoir, considering the movement of it along the wellbore, heat loss through the walls of the well and flow modes for the first time. The aim of the work is to determine the influence of technological parameters on the characteristics of the heat carrier in the well, considering the flow modes. The mathematical model developed in the article is based on the laws of conservation of mass, momentum and energy, the friction pressure losses are calculated using empirical formulas for various flow regimes. The distribution of steam quality over the depth of the well, the influence of technological parameters on the wellhead (steam quality, pressure, heat carrier flow rate at the wellhead and thermal conductivity of thermal insulation) on the parameters of the coolant at the bottom of the well (steam condensation depth and heat carrier flow rate at the bottom) are obtained and analyzed. It is shown that with an increase in the thermal conductivity coefficient of thermal insulation, steam condenses higher along the borehole. It is determined that the higher the flow rate of the heat coolant at the wellhead, the deeper the steam penetrates through the well.

Keywords

Enhanced oil recovery, thermal methods, cycling steam stimulation, high-viscosity oils, flow modes, heat carrier velocity, steam quality, steam-water mixture flow rate.

DOI: 10.21684/2411-7978-2022-8-4-21-39

REFERENCES

1. Altshul A. D. 1982. Hydraulic resistances. 2nd ed., revised. Moscow: Nedra. 224 p. [In Russian]
2. Kostrykin S. 2018. “Steady flow regimes in the problem of intense wind-driven circulation in a thin layer of viscous rotating fluid”. *Journal of Experimental and Theoretical Physics*, vol. 127, no. 1, pp. 167-177. DOI: 10.1134/S1063776118070087
3. Lapin Yu. V., Nekharakina O. A., Strelets M. Kh. 1990. “Semiempirical models of turbulent boundary flow. Steady-state flow in a smooth-walled circular tube”. *Fluid Dynamics*, no. 25, pp. 189-194. DOI: 10.1007/BF01058966
4. Lurie M. V. 2017. “Mechanics of horizontal two-phase slug flow in pipeline”. *Oil and Gas Territory*, no. 7-8, pp. 106-111. [In Russian]
5. Savchik M. B., Ganeeva D. V., Raspopov A. V. 2020. “Improvement of the efficiency of cyclic steam stimulation of wells in the Upper Permian deposit of the Usinskoye field based on the hydrodynamic model”. *Perm Journal of Petroleum and Mining Engineering*, vol. 20, no. 2, pp. 137-149. DOI: 10.15593/2224-9923/2020.2.4 [In Russian]
6. Skuratov A. S., Fedorov A. V. 1991. “Supersonic boundary layer transition induced by roughness on the attachment line of a yawed cylinder”. *Fluid Dynamics*, no. 26, pp. 816-822. DOI: 10.1007/BF01056780

7. Khisamov R. S., Zakharova E. F., Gumerova D. M., Sayakhov V. A. 2018. "An integrated approach to the research of the composition and properties of bituminous oil at the Ashalchinskoye field". *Neftyanoe hozyajstvo*, no. 10, pp. 68-71. DOI: 10.24887/0028-2448-2018-10-68-71 [In Russian]
8. Khovalyg D. M., Baranenko A. V. 2012. "Methods for calculating the pressure gradient of a two-phase flow through small-diameter conduits". *Journal International Academy of Refrigeration*, no. 1, pp. 3-10. [In Russian]
9. Chefranov S. G. 2017. "Energy-optimal time-dependent regimes of viscous incompressible fluid flow". *Fluid Dynamics*, no. 2, pp. 36-49. DOI: 10.7868/S0568528117020074 [In Russian]
10. Al Yousef Z., AlDaif H., Al Otaibi M. 2014. "An overview of steam injection projects in fractured carbonate reservoirs in the Middle East". *Journal of Petroleum Science Research*, vol. 3, no. 3, pp. 101-152. DOI: 10.14355/jpsr.2014.0303.01
11. Basta G, El Ela M. A., El-Banbi A., El-Tayeb S., Desouky S. E. D. M., Sayyoub M. H. 2021. "Semi-analytical model to predict the performance of cyclic steam stimulation oil wells". *Journal of Petroleum Exploration and Production*, no. 11, pp. 1993-2007. DOI: 10.1007/s13202-021-01111-7
12. Chen N. H. 1979. "An explicit equation for friction factor in pipe". *Industrial and Engineering Chemistry Fundamental*, vol. 18, pp. 296-297. DOI: 10.1021/i160071a019
13. Moradi B., Ayoub M., Bataee M., Mohammadian E. 2020. "Calculation of temperature profile in injection wells". *Journal of Petroleum Exploration and Production Technology*, vol. 10, pp. 687-697. DOI: 10.1007/s13202-019-00763-w
14. Pang Z., Jiang Y., Wang B., Cheng G., Yu X. 2020. "Experiments and analysis on development methods for horizontal well cyclic steam stimulation in heavy oil reservoir with edge water". *Journal of Petroleum Science and Engineering*, vol. 188, art. 106948, pp. 1-13. DOI: 10.1016/j.petrol.2020.106948
15. Sun F., Yao Y., Li X. 2018. "Numerical simulation of superheated steam flow in dual-tubing wells". *Journal of Petroleum Exploration and Production Technology*, vol. 8, pp. 925-937. DOI: 10.1007/s13202-017-0390-7
16. Sun F., Yao Y., Li X. 2018. "The heat and mass transfer characteristics of superheated steam in horizontal wells with toe-point injection technique". *Journal of Petroleum Exploration and Production Technology*, vol. 8, pp. 1295-1302. DOI: 10.1007/s13202-017-0407-2
17. Swadesi B., Muraji S. A., Kurniawan A., Widiyaningsih I., Widiyaningsih R., Budiarto A., Aslam B. M. 2021. "Optimizing the development strategy of combined steam flooding and cyclic steam stimulation for enhanced heavy oil recovery through reservoir proxy modeling". *Journal of Petroleum Exploration and Production Technology*, vol. 11, pp. 4415-4427. DOI: 10.1007/s13202-021-01301-3
18. Xiao D., Hu Y., Meng Y., Li G., Wang T., Chen W. 2022. "Research on wellbore temperature control and heat extraction methods while drilling in high-temperature wells". *Journal of Petroleum Science and Engineering*, vol. 209, art. 109814, pp. 1-17. DOI: 10.1016/j.petrol.2021.109814