

ВЛИЯНИЕ ДИССИПАЦИИ ЭНЕРГИИ НА ТЕМПЕРАТУРУ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В СКВАЖИНАХ ГЕОТЕРМАЛЬНОЙ ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ

А.Ю. Андерсон, М.М. Кологривов, В.В. Притула

Одесская национальная академия пищевых технологий; 65039, г. Одесса, ул. Канатная 112, тел. 0661663490, e-mail: andersonalex1036@mail.ru

У роботі проведено чисельне моделювання процесів теплообміну в нагнітальній і циркуляційній свердловинах геотермальної системи для підігріву високов'язких нафт. Дослідження теплових процесів в циркуляційних свердловинах, які супроводжують роботу геотермальної системи представляє науковий інтерес.

Виконано аналіз зміни температури циркуляційної води в нагнітальній та експлуатаційній свердловинах геотермальної системи в залежності від зміни гідравлічного опору труб, від витрати теплоносія і часу експлуатації. Розроблено практичні рекомендації до проектування геотермальних циркуляційних систем для підігріву високов'язких нафт і нафтопродуктів.

Відомі дослідження роботи геотермальних (петрогеотермальних) циркуляційних систем не дозволяють кількісно оцінити зміну температури потоку в свердловинах внаслідок теплообміну з ґрунтом і за наявності часткової дисипації його енергії. Матеріали статті узагальнюють етап досліджень авторів з використання енергії сухих глибинних порід для підігріву високов'язких рідин.

Прийняті фізична і математична моделі розрахунків теплообміну «вода-масив породи». Чисельно встановлено зміну температури циркулюючої води в нагнітальній та експлуатаційній свердловинах як з урахуванням, так і без урахування дисипації енергії потоку. Чисельно оцінено вплив періоду експлуатації свердловин на зміну шорсткості поверхні труб, дисипації енергії потоку і її частку в теплообміні. Рекомендовані робочі навантаження витрат води в свердловинах.

Результати досліджень важливі для проектування нових, ефективних та енергозберігаючих систем підігріву високов'язкої нафти.

Ключові слова: нагнітальна свердловина, експлуатаційна свердловина, гідравлічний опір, високов'язка нафта.

В работе проведено численное моделирование процессов теплообмена в нагнетательной и циркуляционной скважинах геотермальной системы для подогрева высоковязких нефтей. Исследование тепловых процессов в циркуляционных скважинах, сопровождающих работу геотермальной системы, представляет научный интерес.

Выполнен анализ изменения температуры циркуляционной воды в нагнетательной и эксплуатационной скважинах геотермальной системы в зависимости от изменения гидравлического сопротивления труб, от расхода теплоносителя и времени эксплуатации. Разработаны практические рекомендации к проектированию геотермальных циркуляционных систем для подогрева высоковязких нефтей и нефтепродуктов.

Известные исследования работы геотермальных (петрогеотермальных) циркуляционных систем не позволяют количественно оценить изменение температуры потока в скважинах вследствие теплообмена с ґрунтом и при наличии частичной диссипации его энергии. Материалы статьи обобщают этап исследований авторов по использованию энергии сухих глубинных пород для подогрева высоковязких жидкостей.

Приняты физическая и математическая модели расчетов теплообмена «вода-массив породы». Численно установлено изменение температуры циркулирующей воды в нагнетательной и эксплуатационной скважинах как с учетом, так и без учета диссипации энергии потока. Численно оценено влияние периода эксплуатации скважин на изменение шероховатости поверхности труб, диссипацию энергии потока и её долю в теплообмене. Рекомендованы рабочие нагрузки расходов воды в скважинах.

Результаты исследований важны для проектирования новых, эффективных и энергосберегающих систем подогрева высоковязкой нефти.

Ключевые слова: нагнетательная скважина, эксплуатационная скважина, гидравлическое сопротивление, высоковязкая нефть.

In this paper, we have done a numerical simulation of the processes of heat exchange in the injection and production wells of the geothermal system for heating high-viscosity oils. Studies of thermal processes in circulation wells, which follow the geothermal system operation, present a scientific interest.

The analysis of the temperature change of the circulating water in the injection and production wells of the geothermal system, depending on the change of hydraulic resistance of pipes, water consumption, and operation time, is conducted. Practical recommendations for the design of the geothermal circulating systems for heating high-viscosity oil and petroleum products are worked out.

The known geothermal studies of the circulation systems operation do not allow quantifying the flow temperature change in the wells due to the heat exchange with the ground and presence of partial dissipation of its energy. The materials of this article summarize the stage of other authors' studies of utilization of the dry plutonic rocks' energy for heating of the high-viscosity fluids.

Physical and mathematical models of heat transfer calculations "water-rock" are accepted. The temperature change of the circulation water in the injection and production wells both including and excluding the dissipation of the flow energy is numerically established. The influence of the well operation period on the change of the pipe

surface roughness, flow energy dissipation, and its share in the heat transfer is numerically evaluated. Operational loads of water consumption in the wells are recommended.

The study results are important for designing new, effective, and energy-saving systems for heating high-viscosity oil.

Key words: injection well, production well, hydraulic resistance, high-viscosity oil.

Введение

Проблема трубопроводного транспорта высоковязкой и высокозастывающей нефти является актуальной. При температуре грунта вокруг магистрального нефтепровода $12\text{ }^{\circ}\text{C} \div 14\text{ }^{\circ}\text{C}$ вязкость такой нефти недопустимо высокая. Наиболее распространенным способом уменьшения вязкости нефти является её «горячая перекачка». Например, при повышении температуры нефти повышенной вязкости с $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ (коэффициент динамической вязкости от 10 до 30 мПа·с) до $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ её вязкость уменьшается в 2÷3 раза. Для нефти высоковязкой (коэффициент динамической вязкости свыше 30 мПа·с) уменьшение вязкости при подогреве на $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ составит 5÷10 раз [1,2].

Нами предлагается новый, ранее не используемый в промышленности способ подогрева нефти горячей водой при помощи геотермальной циркуляционной системы. С нашей точки зрения данный метод является экономически выгодным и экологически целесообразным. Следует отметить, что подогрев воды осуществляется глубинной петрогеотермальной энергией – геотермальной энергией сухих пород.

Использование петрогеотермальной энергии апробировано в развитых странах.

При этом температура теплоносителя для нужд жилищно-коммунального теплоснабжения в пределах $100\text{ }^{\circ}\text{C} \div 150\text{ }^{\circ}\text{C}$, для промышленных объектов, как правило, $180\text{ }^{\circ}\text{C} \div 200\text{ }^{\circ}\text{C}$, а для выработки электроэнергии – $220\text{ }^{\circ}\text{C} \div 250\text{ }^{\circ}\text{C}$. [3].

Средний геотермический градиент – $30\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{км}$. Петрогеотермальная энергия доступна для любых территорий. На глубине до 3÷6 км горячие породы с температурой $100\text{ }^{\circ}\text{C} \div 180\text{ }^{\circ}\text{C}$ распространены повсеместно.

Особенностью подогрева высоковязкой нефти за счёт геотермальной энергии является то, что для подогрева целесообразно использование горячей воды с температурами $60\text{ }^{\circ}\text{C} \div 100\text{ }^{\circ}\text{C}$. Для получения воды с такой температурой достаточно пробурить скважины глубиной 2÷3 км. Технической проблемы для бурения таких скважин нет.

Проблема состоит в том, чтобы изучить влияние скважин на сравнительно невысокую температуру теплоносителя - горячей воды и работу циркуляционной системы.

Одним из вопросов, связанным с исследованием процессов теплообмена в геотермальной системе, является учёт теплосъёма в скважинах. На процессы теплообмена оказывают влияние различные факторы, среди которых следует выделить диссипацию энергии потока. Исследование влияния диссипации на теплообмен во времени представляется важным.

Общая часть

Схема геотермальной циркуляционной системы представлена на рис. 1. Система включает в себя нагнетательную и эксплуатационную скважины, которые соединены между собой на заданной глубине (в подземном котле) системой искусственных трещин (каналов) в непроницаемом массиве пород. На поверхности размещено технологическое оборудование, в том числе теплообменники для подогрева нефти из магистрального трубопровода.

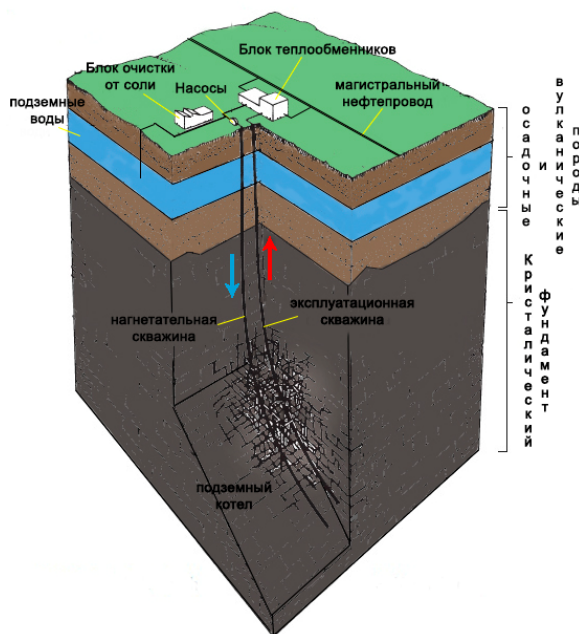


Рисунок 1 – Геотермальная циркуляционная система для подогрева нефти

Принцип работы циркуляционной системы заключается в следующем. Систему заполняют подпочвенной (подземной) или привозной водой в необходимом количестве. Циркуляционная вода насосами закачивается в нагнетательную скважину, из которой затем поступает в подземный котел. Последний представляет из себя природную или искусственно созданную зону проницаемости. Породы вокруг котла имеют высокую температуру. Вода, контактируя с горячими породами, нагревается и поступает в эксплуатационную скважину (ЭС) за счёт давления, создаваемого насосами. Из ЭС вода поступает в блок теплообменников, где отдает свою теплоту потоку нефти. Холодная вода насосами снова подаётся в нагнетательную скважину. Так создаётся циркуляционный цикл. Возможные утечки в подземном котле компенсируются за счёт подпитки подземными или привозными водами в случае необходимости.

Рассмотрим тепловые процессы в скважинах геотермальной циркуляционной системы.

Согласно принятой физической модели лимитирующее влияние на теплообмен (вода-массив пород) оказывает термическое сопротивление породы. В расчётах учитывается теплота, которая выделяется при диссипации энергии от трения потока по поверхности трубы $q_h(H)$. В общем случае строгое решение сопряженной задачи нестационарного теплообмена потока жидкости в скважине с окружающими её породами и динамики температурного поля массива, определяющей интенсивность этого процесса, представляется сложным [4]. Эта задача усложняется при учете колебаний по времени начальной $t_{1,0}(\tau)$ температуры и расхода поступающей в систему воды $W(\tau)$, переменного характера утечек и притоков воды $\pm W(H, \tau)$, изменения по глубине скважины радиуса её сечения $R_0(H)$, изменения плотности $\rho(H)$, теплоёмкости $c(H)$, теплопроводности $\lambda(H)$, температуропроводности $a(H)$ неоднородного по высоте породного массива, а также периодическое прекращение или изменение направления циркуляции.

Математическая модель задачи для общего случая имеет следующий вид:

$$W(H, \tau) c_w \rho_w dt = \left[2\pi \rho(H) c(H) \cdot \int_{R_0(H)}^{\tau} \frac{\partial T(R, H, \tau) \partial \tau dt}{\partial \tau} + q_h(H) \right] dH, \quad (1)$$

где

$$\frac{\partial T(R, H, \tau)}{\partial \tau} = a(H) \left[\frac{\partial^2 T(R, H, \tau)}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \cdot \frac{\partial T(R, H, \tau)}{\partial R} \right]. \quad (2)$$

Начальные условия

$$T(R, H, \tau) = T(H) \text{ при } \tau = 0; \quad (3)$$

$$t(H, \tau) = T(H) \text{ при } H = 0. \quad (4)$$

Граничные условия

$$T(R, H, \tau) = T(H) \text{ при } R = \infty \quad (5)$$

$$\frac{\partial T(R, H, \tau)}{\partial R} \lambda(H) = a(H, \tau) [T(R, H, \tau) - t(h, \tau)] \text{ при } R = R_0(H) \quad (6)$$

ρ_w, c_w – плотность и теплоёмкость воды;

$a(H, \tau)$ – коэффициент теплопередачи от пород к воде через обсадную колонну скважины.

При усреднении перечисленных выше величин или для последовательного теплового расчета скважины по интервалам с существенным изменением $W, R_0, \rho, c, \lambda, a$ вместо уравнения (1) пользуются более простым уравнением теплового баланса [4]:

$$W(H, \tau) c_w \rho_w dt = 2\pi R_0 k_a k_\tau [T(H) - t(H)] dH + q_h dH, \quad (7)$$

где k_a – коэффициент учёта интенсивности теплообмена;

k_τ – коэффициент учёта нестационарности теплообмена.

В работах [4,5,6] численное изменение температуры циркуляционной воды по высоте скважины рассчитывалось по дифференциальному уравнению (1) без учёта слагаемого q_h и при усредненных теплофизических свойствах пород. Предполагалось, что параметром q_h можно пренебречь при скоростях потока менее 10 м/с (расход циркуляционной воды менее 1000 м³/ч). Необходимо отметить, что при длительной эксплуатации циркуляционной системы температура воды по высоте скважины существенно меняется из-за прогрева породы и изменения гидравлического сопротивления. Динамика изменения температуры представляет научный интерес.

Тепловыделения, которые зависят от потерь напора на трение по длине скважины, определяются по формуле

$$Q_{\text{отд}} = \rho_w \cdot g \cdot h_n \cdot W \cdot \tau_w, \quad (8)$$

где h_n – потери на трение, определяемые по формуле Дарси-Вейсбаха [7]:

$$h_n = \lambda \cdot \frac{H}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad (9)$$

где λ – коэффициент гидравлического сопротивления, который зависит от режима течения потока и величины шероховатости поверхности трубы;

v – скорость потока в трубе;

τ_w – время, за которое циркуляционная вода со скоростью v , проходит скважину глубиной H .

Исходя из формулы 9, тепловыделения от потерь напора на трение не зависят от времени, при условии постоянного расхода циркуляционной воды и неизменности величины шероховатости. Величина теплообмена, обусловленная разностью температур циркуляционной воды и окружающих горных пород, изменяется со временем, из-за изменения температуры массива пород. Изменяется и доля тепловыделений от потерь напора в общем теплообмене.

Цели и задачи исследования

Задачами настоящего исследования являются:

- исследование изменения температуры теплоносителя – воды в нагнетательной и эксплуатационной скважинах вследствие теплообмена с массивом породы и диссипации энергии потока при трении о поверхность трубы;

- изучение влияния времени эксплуатации скважин на теплообмен и диссипацию энергии потока;

- оценка доли тепловыделений от потерь напора на внешнее трение в общем теплообмене «вода – массив породы».

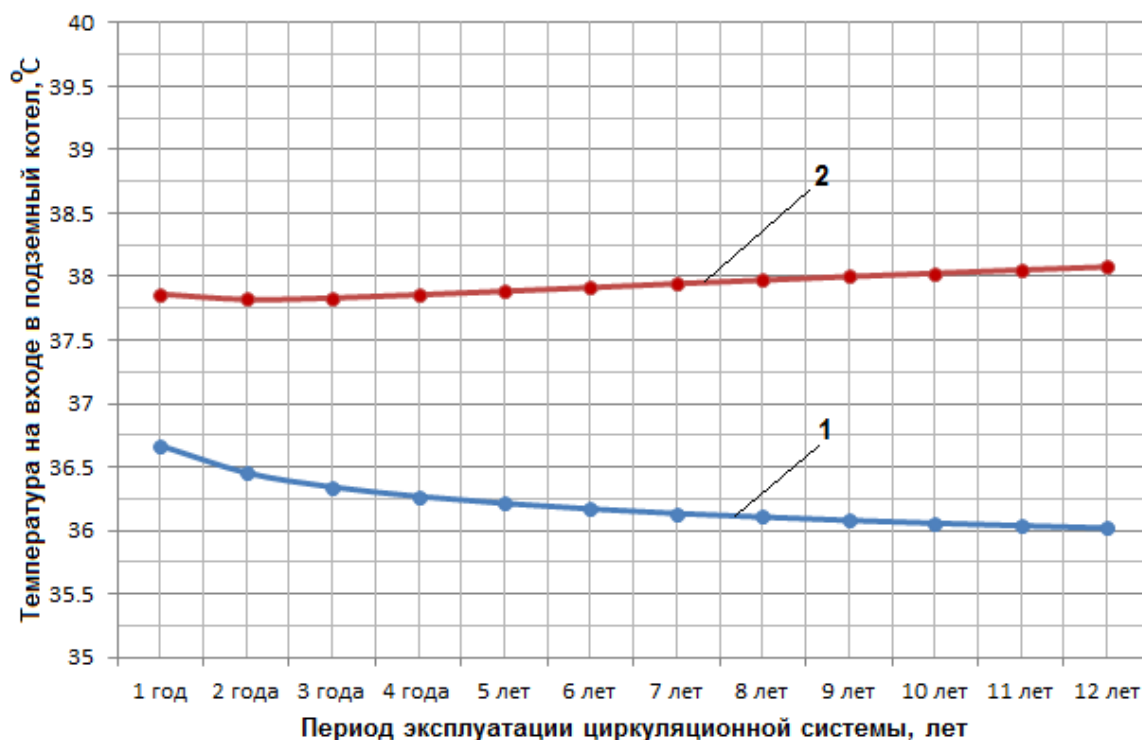


Рисунок 2 – Температура воды на выходе из нагнетательной скважины (на входе в подземный котёл)
 1 – без учета диссипации энергии потока;
 2 – с учетом тепловыделений от диссипации энергии потока

Результаты исследования

В качестве объекта для численного моделирования принят вариант геотермальной циркуляционной системы со следующими характеристиками: глубина скважин – 3000 м, внутренний диаметр труб – 100 мм, циркуляционный теплоноситель – вода технического качества, температура воды на выходе из подземного котла – 95 °C, температура воды после теплообменников – 35 °C, температура нейтрального (поверхностного) слоя массива пород – 10 °C, глубина залегания нейтрального слоя – 100 м, среднее значение коэффициента теплопроводности пород по высоте скважины – 2,2 Вт/(м²·°C), плотность пород – 1000 кг/м³.

Мощность тепловых потерь в эксплуатационной скважине и тепловых притоков в нагнетательной скважине рассчитываются по формуле:

$$Q = W \cdot \rho_w \cdot c_w \cdot \Delta t, \quad (10)$$

где Δt – разность температур воды на входе и выходе из скважины.

Решение уравнения (7) относительно температуры воды на выходе из скважины, без учёта энергии диссипации потока воды и при стационарном режиме выражается формулой:

$$t_{2,0} = t_{2,H} \cdot \exp(-A \cdot H) + (t_{н.с.} + \frac{K}{A}) \cdot (1 - \exp(-A \cdot H)) - K \cdot H. \quad (11)$$

Знак минус перед слагаемым $K \cdot H$ для эксплуатационной скважины, а плюс для нагнетательной скважины

где $t_{2,0}$ – температура на выходе из подземного котла;

$t_{2,H}$ – температура на выходе из эксплуатационной скважины;

$t_{н.с.}$ – температура нейтрального слоя;

K – геотермический градиент;

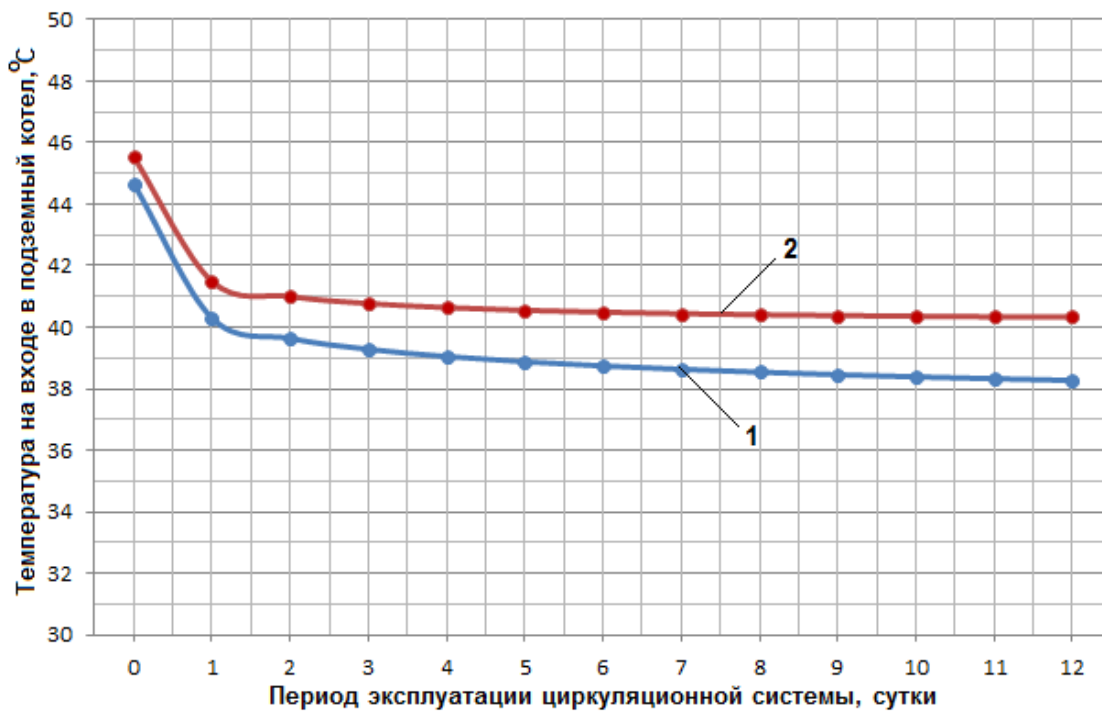
$$A = \frac{2 \cdot \pi \cdot R \cdot k_{\tau}}{\rho_w \cdot W \cdot c_w}. \quad (12)$$

Коэффициент нестационарного теплообмена k_{τ} , который учитывает теплоаккумулирующие свойства массива пород, зависит от периода эксплуатации циркуляционной системы τ . Чем больше эксплуатируется система, тем меньше значение k_{τ} [6]:

$$k_{\tau} = \frac{0,8 \cdot \lambda_{2,n}^{0,8} \cdot (c_{2,n} \cdot \rho_{2,n} \cdot g)^{0,2}}{R^{0,6} \cdot \tau^{0,2}}. \quad (13)$$

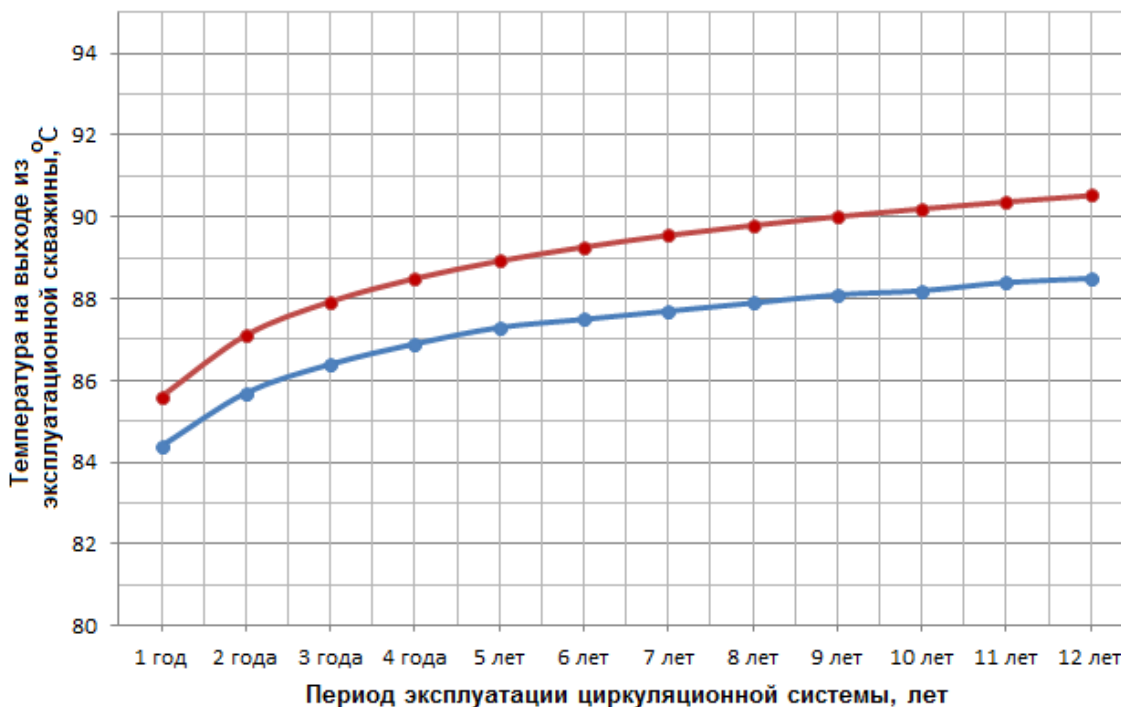
Из анализа графиков рис. 2 следует, что без учёта тепловыделений от диссипации энергии потока и с увеличением периода эксплуатации с 1 года до 12 лет расчётная температура воды на глубине входа в подземный котел понижается на 1°С из-за длительного охлаждения массива пород водой. С учётом эффекта диссипации понижение расчётной температуры не происходит. Сильное изменение температуры воды (до 8°С) будет наблюдаться в начальный период работы системы циркуляции, что показано на рис. 3

Из анализа графиков рис. 4 следует, что при длительной эксплуатации скважины эффект учета тепловыделений от диссипации



1 – без учета диссипации энергии потока;
 2 – с учетом тепловыделений от диссипации энергии потока

Рисунок 3 – Температура воды на выходе из нагнетательной скважины (на входе в подземный котёл)

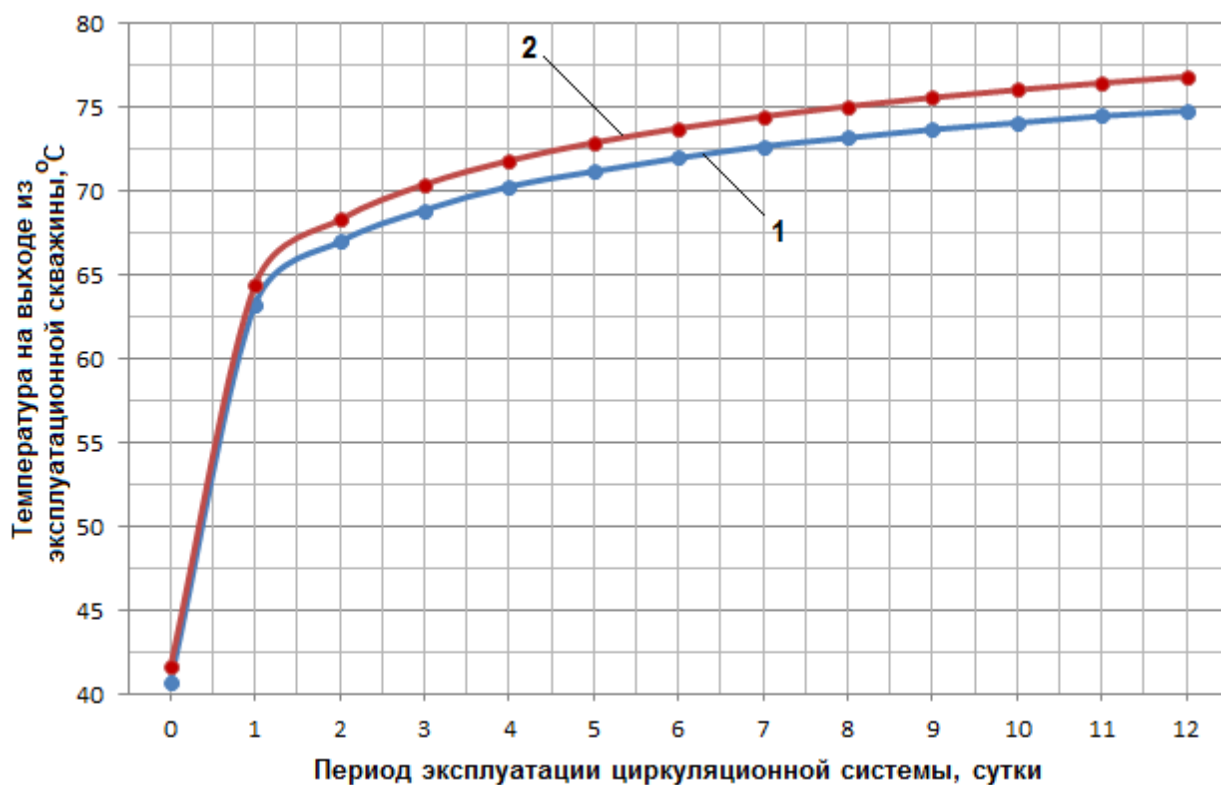


1 – без учета диссипации энергии потока;
 2 – с учетом тепловыделений от диссипации энергии потока

Рисунок 4 – Температура воды на выходе из эксплуатационной скважины (на входе в наземное оборудование)

энергии потока сказывается сильнее, чем в нагнетательной скважине. Различие объясняется условными «прямотоком» и «противотоком». В эксплуатационной скважине по ходу потока диссипация энергии нагревает его, а теплооб-

мен воды с массивом пород охлаждает поток (условный «противоток»). В нагнетательной скважине теплообмен и диссипация энергии по ходу потока нагревают его (условный «прямоток»). В начальный период работы системы



1 – без учета диссипации энергии потока;
 2 – с учетом тепловыделений от диссипации энергии потока
Рисунок 5 – Температура воды на выходе из эксплуатационной скважины (на входе в наземное оборудование)

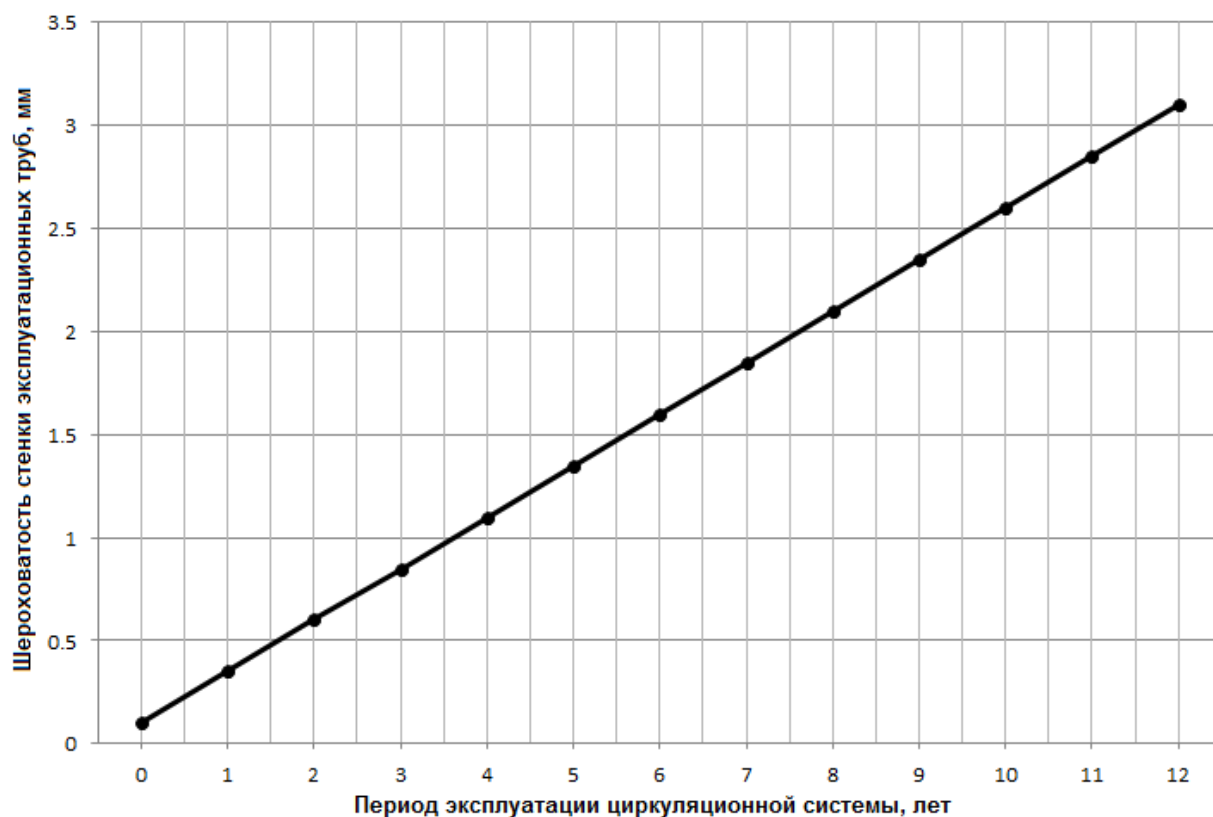
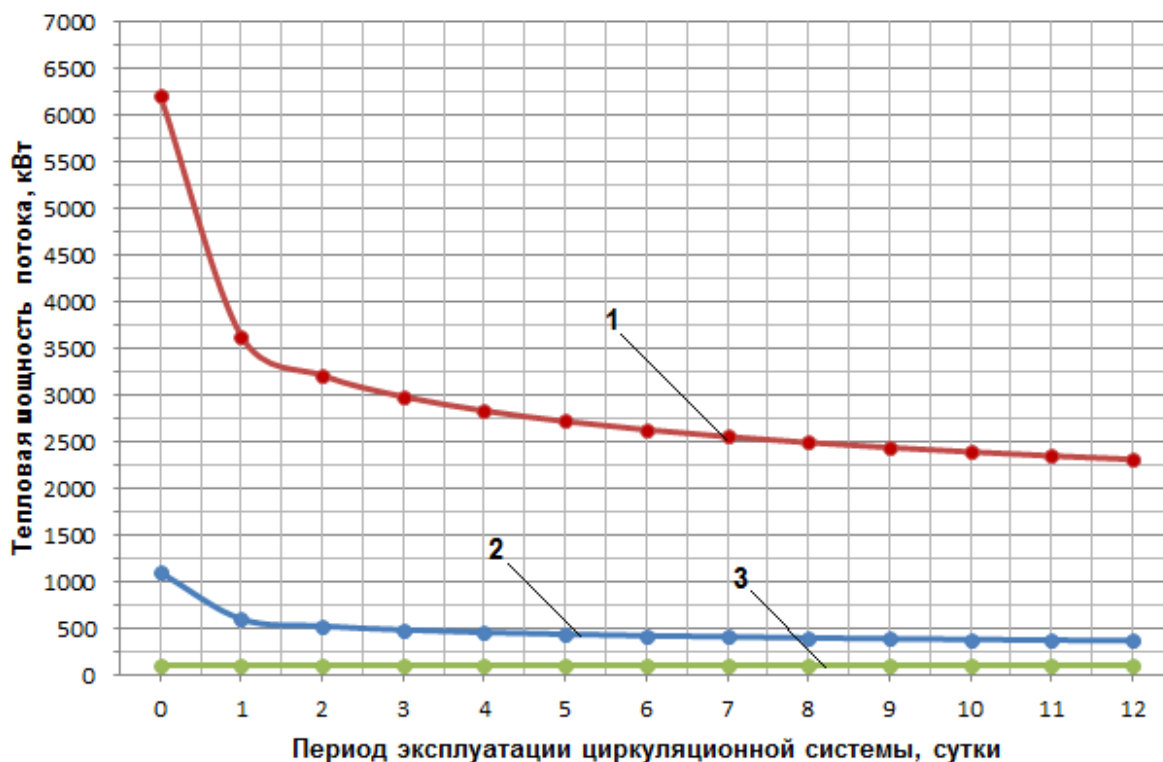
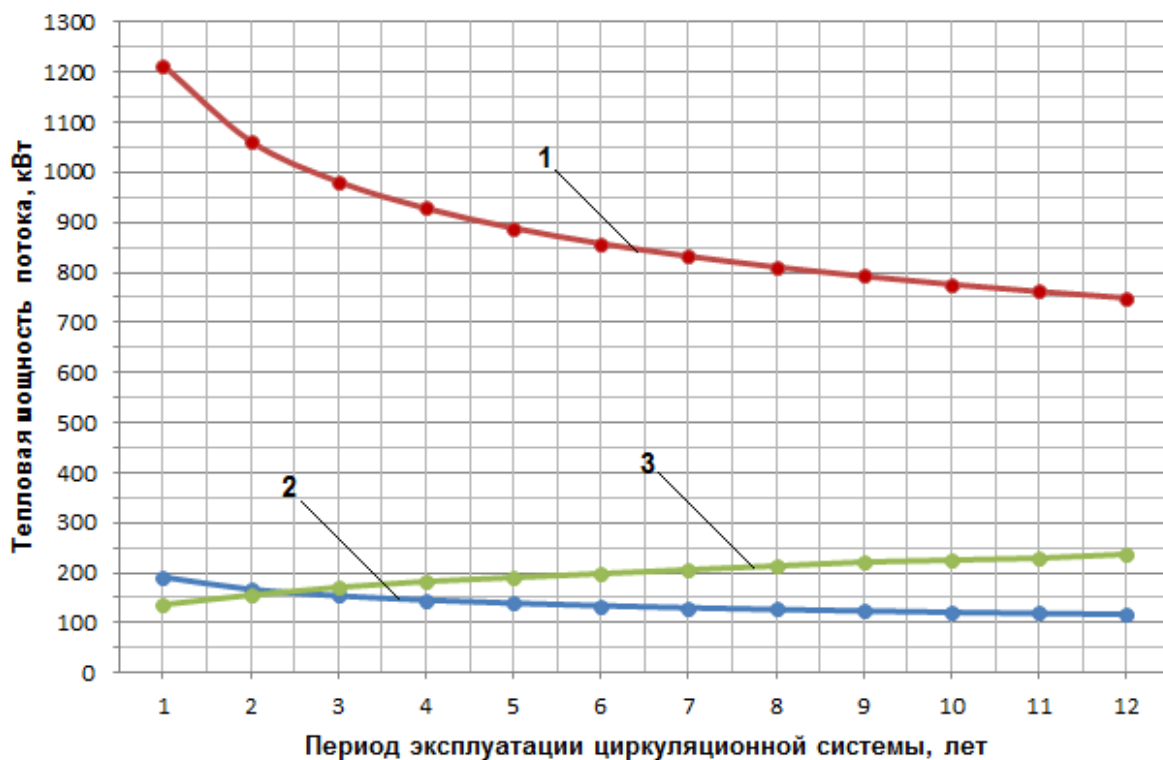


Рисунок 6 – Зависимость шероховатости стенки труб от периода эксплуатации циркуляционной системы



1 – тепловые потери в эксплуатационной скважине; 2 – тепловые притоки в нагнетательной скважине, 3 – тепловые притоки от диссипации энергии потока

Рисунок 7 – Мощность теплового потока в начальный период эксплуатации циркуляционной системы



1 – тепловые потери в эксплуатационной скважине; 2 – тепловые притоки в нагнетательной скважине, 3 – тепловые притоки от диссипации энергии потока.

Рисунок 8 – Мощность теплового потока при длительном периоде эксплуатации циркуляционной системы

циркуляції впливає ефект дисипації енергії на розрахункове значення температури води менше із-за порівняно невеликого термічного опору прилеглої породи масива (рис. 5). Останнє збільшується з збільшенням періоду експлуатації.

При довготривалій експлуатації труб відбувається збільшення шероховатості на їх внутрішніх поверхнях під впливом корозії та ерозії. При гідравлічних розрахунках оперують середнім значенням шероховатості. Зміна товщини стінки труби за період експлуатації оцінюється середньою швидкістю корозії [8]. Нами прийнята середня швидкість корозії 0,25 мм/год. За 12 років експлуатації прогнозується зменшення товщини стінки труби на 3 мм. З урахуванням справочних значень типових шероховатостей [9] нами передбачено, що величина шероховатості труб знаходиться в прямій залежності від величини корозії металу (рис. 6).

На рис. 7 і 8 наведені графіки, які ілюструють потужність теплообміну в скважинах, розраховану за вираженням (10) і потужність від дисипації енергії потоку, яка визначається за вираженням (8) шляхом ділення на τ_w .

Для визначення частки тепловиділення від дисипації енергії потоку в загальному теплообміні скористаємося формулою:

$$\gamma = \frac{Q_{\text{дисс}}}{Q \cdot \tau_w} \cdot 100\% . \quad (14)$$

Аналіз графіків показує, що для експлуатаційної скважини частка тепловиділення від дисипації енергії потоку порівняно з тепловими втратами в масиві породи змінюється від 0,7% в початковий період роботи системи до 32% в кінці періоду її експлуатації.

Для нагнетальної скважини отриманий результат не є очевидним. В початковий період експлуатації системи частка тепловиділення від дисипації енергії потоку менше тепловитрат від масиву породи в воду (8%), а в кінці періоду експлуатації системи перевищує її в два рази (200%).

Висновки

Розглянуто теплообмін в скважинах застосовуючи до циркуляційної системи водяного підігріву високов'язкої нафти за рахунок глибинного тепла сухих порід.

Вперше проведено численне моделювання тепловиділення від ефекту дисипації енергії потоку води в нагнетальній та експлуатаційній скважинах при теплообміні потоку з оточуючим масивом породи.

Виконано численне моделювання ефекту дисипації енергії потоку з збільшенням періоду експлуатації циркуляційної системи на основі гіпотези про пряму пропорційність ступеню корозії та шероховатості поверхні труби.

Показано, що найбільше змінення температури води в скважинах відбувається в течение кількох днів (10-15 днів) після запуску системи в експлуатацію при загальному періоді експлуатації 12 років.

Частка тепловиділення від дисипації енергії потоку в загальному теплообміні змінюється з часом для нагнетальної скважини (нисхідної) від 8% до 200%, а для експлуатаційної (висхідної) – від 0,7% до 32%.

Література

- 1 Бойко В.С. Технологія розробки нафтових родовищ: підручник. – Івано-Франківськ: «Нова Зоря», 2011. – 509 с.
- 2 ГОСТ Р 51858-2002 Нефть. Загальні технічні умови. Видання офіційне. Госстандарт Росії. – М.: Вид-во стандартів, 2002. – 11 с.
- 3 Гнатусь Н.А. Петротермальна енергетика Росії. Перспективи освоєння та розвитку // Вестник Російської Академії природничих наук. – 2011. – №2. – С.41-47
- 4 Дядькин Ю.Д., Парийский Ю.М., Романов В.А. Теплообмен в глубоких скважинах и зонах фильтрации при извлечении тепла сухих горных пород. – Л.: ЛПИ, 1974. – 40 с.
- 5 Дядькин Ю.Д., Парийский Ю.М. Извлечение и использование тепла Земли. – Л.: изд. ЛПИ, 1977. – 114 с.
- 6 Щербань А.Н. и др. Тепло Земли и его извлечение. – К.: Наукова думка, 1974. – 264 с.
- 7 Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных ВУЗов. 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
- 8 ОСТ 153-39.4-010-2002 Методика определения остаточного ресурса нефтегазопромысловых труб и трубопроводов головных сооружений. – Уфа: Изд-во научно-техн. литературы «Монография», 2002. – 57 с.
- 9 Инженерный справочник DPVA.info [Электронный ресурс]: Справочные таблицы для инженеров. – Электрон. дан. – М.: Справочно-информационный портал DPVA.info – Режим доступа: <http://www.dpva.info>, свободный. – Загл. с экрана. – Яз. рус.

Стаття надійшла до редакційної колегії
28.01.16

Рекомендована до друку
професором **Тарком Я.Б.**
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
професором **Дорошенко А.В.**
(Інститут холоду, кріотехнологій та
екоенергетики ім. В.С.Мартиновського
Одеської національної академії харчових
технологій, м. Одеса)