

Міністерство освіти і науки України
Київський національний університет
будівництва і архітектури

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ
ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

Науково-технічний збірник

Випуск 10

Київ 2006

Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: Науково-технічний збірник. Випуск 10. Головний редактор А. А. Худенко. — К.: КНУБА, 2006. — 138 с.

У збірник включені результати наукових досліджень в галузі опалення, вентиляції, теплопостачання та газопостачання.

Розрахований на працівників науково-дослідних і проектних організацій, викладачів, аспірантів та докторантів.

Редакційна колегія: А. А. Худенко (головний редактор), Ю. К. Росковшенко (заст. головн. ред.), М. В. Степанов (відп. секретар), Е. С. Малкін, В. М. Михайленко, Є. П. Григоровський, О. Л. Підгорний, В. Є. Писарев, В. В. Трофимович, П. М. Єнін, Н. А. Швачко, А. Ф. Строй, В. П. Корбут, П. Л. Зінич, С. Ю. Прокоф'єв, Г. Глінцерер, С. І. Борисенко.

Адреса редакції: Повітрофлотський проспект, 31, КНУБА
03037, Київ, УКРАЇНА
Телефон 249-72-56

Рекомендовано до випуску Вченою радою КНУБА, протокол № 1 від 02.07.2006.

Визнаний ВАК України як наукове фахове видання (постанова Президії ВАК України № 1—05/6 від 12.06.2002 р.).

Збірник “Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання” представлений на сайті Національної бібліотеки України ім. акад. В. І. Вернадського www.nbuv.gov.ua.

© Київський національний університет
будівництва і архітектури, 2006

РАДІАЦІЙНЕ ОХОЛОДЖЕННЯ ПРИМІЩЕНЬ

Традиційні системи комфортного і технологічного охолодження, в тому числі і системи кондиціонування, створюють тепловий режим шляхом конвективного перенесення енергії охолодженого повітря між джерелами і стоками енергії у приміщенні, тобто шляхом охолодження всього об'єму повітря у приміщенні. При цьому, температура у приміщенні розподіляється нерівномірно по об'єму приміщення і, особливо, по висоті; створення нормованих умов у робочій зоні з урахуванням вентиляції потребує постійного надходження у приміщення значної кількості чистого охолодженого повітря; інтенсивні конвективні потоки переносять пил по об'єму приміщення; охолоджувачі повітря, включаючи кондиціонери, погіршують аероіонний склад повітря у приміщенні. Зазначені недоліки конвективних систем охолодження потребують значних витрат енергії на створення комфортних умов у приміщенні та їх висока енергозатратність є основним стримуючим фактором широкого застосування у житловому будівництві.

За останні роки, у зв'язку з актуальністю проблеми енергозбереження, у країнах Європи, США, Японії інтенсивно розвивається радіаційне охолодження приміщень і воно розглядається як часткова альтернатива традиційним конвективним системам охолодження приміщень.

Принцип дії. На рис. 1 схематично показано принцип дії радіаційної системи охолодження приміщення.

Припустимо, у об'ємі приміщення влітку температура повітря і огорожень підтримується на рівні $t_n=30^\circ\text{C}$. При такій температурі радіаційна і конвективна складові теплообміну людини зменшені, терморегуляційна система її працює з перенапругою і людина відчуває тепловий дискомфорт (перегрівается). Розмістимо тепер у приміщенні поверхні, температура яких підтримується на рівні $t_{\text{охол.}}=+10^\circ\text{C}$. При наявності охолоджених поверхонь у приміщенні буде діяти механізм

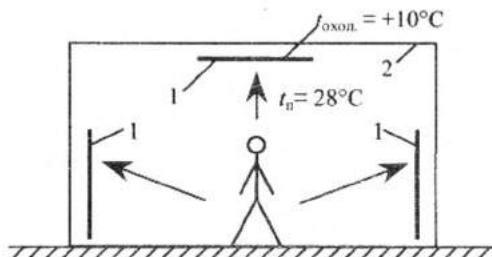


Рис. 1. Схематичний принцип дії радіаційної системи охолодження приміщення:
1 – охолоджена поверхня; 2 – огороження приміщення

на підтримувати комфортні температурні умови практично при будь-якій температурі зовнішнього повітря.

Галузі застосування. Окрім охолодження приміщень будівель і споруд радіаційні системи охолодження застосовуються у холодильних спорудах, космічній техніці, літакобудуванні та багатьох інших галузях.

У виробничих холодильниках радіаційне охолодження камер здійснюється за допомогою панельних охолоджувальних систем, які представляють собою трубчасті оребрені панельні батареї з циркуляцією холодоносія [1]. Перевагами панельного батарейного охолодження є рівномірне розподілення температур по об'єму камер та інші технологічні якості, властиві системам радіаційного охолодження.

У космічній техніці усі без винятку процеси відведення теплоти базуються на принципах радіаційного охолодження [2]. Головним елементом космічних систем радіаційного охолодження є трубчасті оребрені холодильники-випромінювачі у різноманітних конструктивних вирішеннях.

У літакобудуванні панельний теплообмін застосовують при обладнанні системами кондиціонування повітря салонів пасажирських літаків: охолоджене або нагріте в кондиціонері повітря направляєтся у систему панельних теплообмінників, що працюють в режимі нагріву – охолодження, а після теплообмінників повітря надходить у салон літака. Панельно-конвективні системи кондиціонування дозволяють більш ефективно, у порівнянні з конвективними, підтримувати комфортні температурні умови у салонах літаків [3].

Розрахунковий апарат. Для розрахунку систем радіаційного охолодження, які є зворотним відображенням систем радіаційного опалення:

радіаційного охолодження: середня радіаційна температура приміщення знизиться, радіаційна складова теплообміну поверхні людини різко зростає, від охолоджених поверхонь поступово буде знижена температура повітря у приміщенні і конвективна складова теплообміну людини. Шляхом підбору параметрів охолоджених поверхонь у приміщенні мож-

ня, використовуються аналогічні методики, побудовані на закономірностях кондуктивно-конвекційно-радіаційного теплоперенесення у елементах випромінювачів-холодильників, а також теплового випромінювання у діатермічному та поглинально-розсіювальному теплове випромінювання середовищах. При розрахунках систем безмашинного радіаційного охолодження, зокрема слід урахувувати такі параметри навколишнього середовища як ступінь захмареності, вологість і довгохвильове випромінювання атмосфери.

Теплове навантаження на систему радіаційного охолодження визначають аналогічно тепловтратам приміщення тільки зі зворотним вектором теплоперенесення і урахуванням специфічних особливостей охолодження, а саме недопущення конденсації вологи на поверхні охолоджувачів і огорожень приміщення; сумісність з системою вентиляції; допустима температура поверхні охолоджувачів та ряд інших.

Теплове навантаження, або загальну кількість теплоти, яка надходить у охолоджуване приміщення, наприклад, холодильників визначають за формулою [1]

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5,$$

де Q_1 – приток теплоти через огорожувальні конструкції приміщення, Вт; Q_2 – теплота від продуктів при їх холодильній обробці, Вт; Q_3 – приток теплоти від вентиляції, Вт; Q_4 – експлуатаційні надходження теплоти, Вт; Q_5 – приток теплоти від продуктів, які при їх обробці виділяють теплоту (плоди та овочі), Вт.

Системні вирішення. Системи радіаційного охолодження приміщень створюють з використанням машинних охолоджувачів, коли холодо-

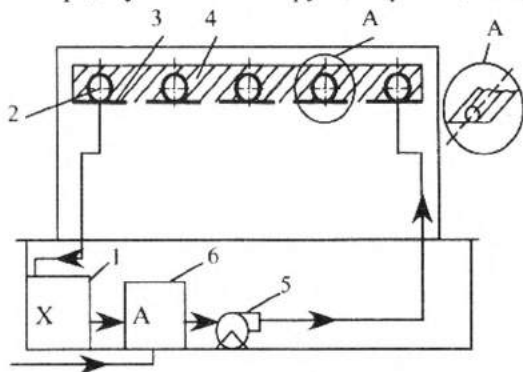


Рис. 2. Схема системи радіаційного охолодження приміщення:

1 – холодильна машина; 2 – трубчастий змійовик охолоджувача; 3 – оребрення змійовика; 4 – тепло-звукоізоляція охолоджувача; 5 – циркуляційний насос; 6 – акумулятор

носій з машинного охолоджувача надходить у трубчасті ребристі випромінювачі, розміщені у приміщенні, а також без використання машинних охолоджувачів, коли охолодження теплоносія відбувається виключно у трубчастих ребристих випромінювачах, розміщених за межами приміщення.

Схема системи радіаційного охолодження машинного типу наведена на рис. 2. Система включає холодильну машину 1, трубчасті охолоджувачі "А", розміщені у верхній зоні приміщень, конструкція яких включає трубчасті змійовики 2; оребрення змійовика 3, теплоізоляцію верхньої площини 4; циркуляційний насос 5, акумулятор охолодженої води 6.

Працює система наступним чином: охолоджена вода з холодильної машини 1 самопливом, або за допомогою спеціального насоса (на рис. 1 не показано) надходить у теплоізольований акумулятор 6. З акумулятора 6 циркуляційним насосом 5 охолоджена вода подається у змійовик 2 трубчастого ребристого охолоджувача з таким розрахунком, щоб на поверхні оребрення 3 підтримувати температуру приблизно на $1,5^{\circ}\text{C}$ вищу за температуру точки роси у приміщенні. Повітря приміщення охолоджується до потрібної температури шляхом конвективного теплообміну з поверхнею охолоджувача.

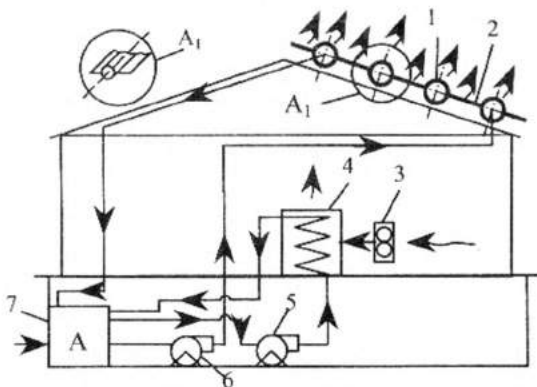


Рис. 3. Схема системи безмашинного радіаційного охолодження приміщення:

1 – трубчастий змійовик охолоджувача; 2 – оребрення змійовика; 3 – вентилятор; 4 – теплообмінник; 5 – насос теплообмінника; 6 – циркуляційний насос акумулятора; 7 – акумулятор охолодженої води

Схема системи безмашинного радіаційного охолодження приміщення наведена на рис. 3. Система включає трубчастий ребристий охолоджувач A_1 у вигляді трубчастого змійовика 1 з плавниковим оребренням 2; вентилятор 3; теплообмінник 4; циркуляційний насос теплообмінника 5; циркуляційний насос охолодженої води 6; акумулятор охолодженої води 7.

Працює система наступним чином: в нічні години доби циркуляційним насосом 6 вода з акумуля-

тора 7 подається у трубчастий змієвик 1 охолоджувача–випромінювача A_1 , де шляхом випромінювання у навколишнє середовище з інтенсивністю приблизно $100\text{--}200 \text{ Вт/м}^2$ віддає теплоту і охолоджується. Охолоджена вода надходить у теплоізолюваний акумулятор 7. З акумулятора 7 циркуляційним насосом 5 охолоджена вода подається у теплообмінник 4. Вентилятором 3 повітря приміщення подається у теплообмінник 4, охолоджується у теплообміннику і охоложене повітря з теплообмінника надходить у приміщення. Вдень охолоджувач–випромінювач A_1 відключається, або переключається на нагрівання води, а система охолодження працює на охолодженій за ніч воді з акумулятора.

Економіка. Вартість устаткування систем радіаційного охолодження, зважаючи на їх конструктивну простоту, невелика, вона приблизно дорівнює вартості системи опалення і нижча за вартість системи кондиціонування повітря. Енерговитрати систем при їх експлуатації теж порівняно незначні, особливо систем безмашинного типу. Інформаційні матеріали з досвіду застосування таких систем [4] свідчать, що ребристий трубчастий випромінювач такої конструкції як на рис. 3 загальною площею 500 м^2 встановлений на даху лікарні і який щодобово працює по 8 годин випромінює до $3/4 \text{ МВт-год}$ енергії і підтримує у приміщеннях лікарні температуру на 10°C нижчу за температуру зовнішнього повітря, працюючи вдень в режимі нагрівання води для лікарні. Відмічається, що таке вирішення проблеми охолодження приміщень лікарні є найбільш ефективним як за капітальними витратами, так і за витратами енергії при експлуатації.

Досвід застосування. Системи радіаційного охолодження приміщень застосовуються у багатьох країнах. У Скандинавських країнах [5] охолоджуючі панелі, розміщують, як правило, у верхній зоні приміщень приблизно на відстані 500 мм від поверхні стелі. Відносна вологість повітря у приміщенні повинна не перевищувати 45% з тим, щоб точка роси не перевершувала $11\text{--}12^\circ\text{C}$. При цьому, температура охолодженої води, яка проходить через змієвики панелей повинна бути не нижчою за $12+1,5=13,5^\circ\text{C}$. Робоча різниця температури води не повинна перевищувати $2\text{--}4^\circ\text{C}$, з тим, щоб підтримувати температуру поверхні охолоджувачів рівномірною. Швидкість води у змієвиках охолоджувачів підтримується на рівні $0,3\text{--}0,6 \text{ м/с}$. У приміщеннях, обладнаних системами радіаційного охолодження, розміщують датчики точки роси, за показниками яких автоматично змінюється температура охолоджуючої води у змієвиках. Відмічається, що застосування систем радіаційного

охолодження дає можливість суттєво знизити експлуатаційні витрати, вивільнити досить значні площі приміщень, з високою точністю регулювати середню радіаційну температуру приміщень, підтримуючи комфортні умови у приміщенні.

Проаналізований досвід застосування радіаційних систем охолодження у Великобританії [5]. Чотириповерхова адміністративна споруда була обладнана системою радіаційного охолодження з панельними охолоджувачами з мідних труб, запресованих у алюмінієві панелі. Охолоджувачі шириною 180 мм встановлені на відстані 20 мм один від одного у верхній зоні приміщень. Кожний самостійний елемент охолоджувача присланий окремо до двотрубною системою охолодження води. Передбачені навантаження по охолодженню складають 70–90 Вт/м². Температура води, яка надходить до охолоджувачів, підтримується на рівні 15°C, що дає змогу запобігти конденсації вологи у приміщенні при температурі повітря приміщення нижчій за 24°C і відносній вологості 60%.

Узагальнюючи досвід застосування систем радіаційного охолодження у Великобританії, Скандинавських та інших країнах можна відмітити, що зазначені системи активно впроваджуються у практику будівництва і реконструкції переважно приміщень з невеликою висотою і значними теплонадлишками, до яких пред'являються високі вимоги за рівнем шуму.

Література

1. Проектирование холодильных сооружений. – М.: Пищевая промышленность, 1978. – 255 с.
2. Фаворский О. Н., Каданер Я. С. Вопросы теплообмена в космосе. – М.: Высш. шк., 1972. – 280 с.
3. Воронин Г. И. Системы кондиционирования воздуха на летательных аппаратах. – М.: Машиностроение, 1973. – 443 с.
4. Дж. Бринкворт. Солнечная энергия для человека. – М.: Мир, 1976. – 223 с.
5. Paul Appleby. Потолочное панельное охлаждение помещений. “АВОК”, 2001. – № 3.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ В ЖИДКОЙ ФАЗЕ СУГ ПРИ ТЕПЛОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ГЕОТЕРМАЛЬНЫХ РЕГАЗИФИКАТОРОВ С СУХИМ ГРУНТОМ

Целью исследования теплового взаимодействия геотермальных регазификаторов СУГ с грунтом методом математического моделирования является получение данных о нестационарном распределении температуры жидкой фазы СУГ по радиусу произвольного сечения скважины ГТР (внутренняя задача) и в окружающем грунте по радиусу ее теплового влияния в этом же сечении (внешняя задача). Данная статья посвящена анализу результатов, полученных при рассмотрении внутренней задачи.

Результаты выполненного математического моделирования теплового взаимодействия ГТР с грунтом могут быть представлены в численном или графическом виде.

Численное представление результатов исследования является более точным, но по сравнению с графическим проигрывает в наглядности, в связи с чем дальнейший анализ основан на рассмотрении графической интерпретации результатов математического моделирования.

На рис. 1 представлены графики нестационарного распределения температуры жидкой фазы СУГ различного состава по радиусу скважины с $r_c = 0,5$ м для нескольких фиксированных моментов времени. Температура невозмущенного массива пород на глубине расположения теплообменной поверхности ГТР принята $T_{H,\infty} = 14$ °С.

Предельное время теплового взаимодействия выбрано длительно — в 30 суток = 2325600 с.

Анализ представленных графиков позволяет сделать следующие выводы о закономерностях температурного режима в жидкой фазе СУГ, находящейся внутри ГТР.

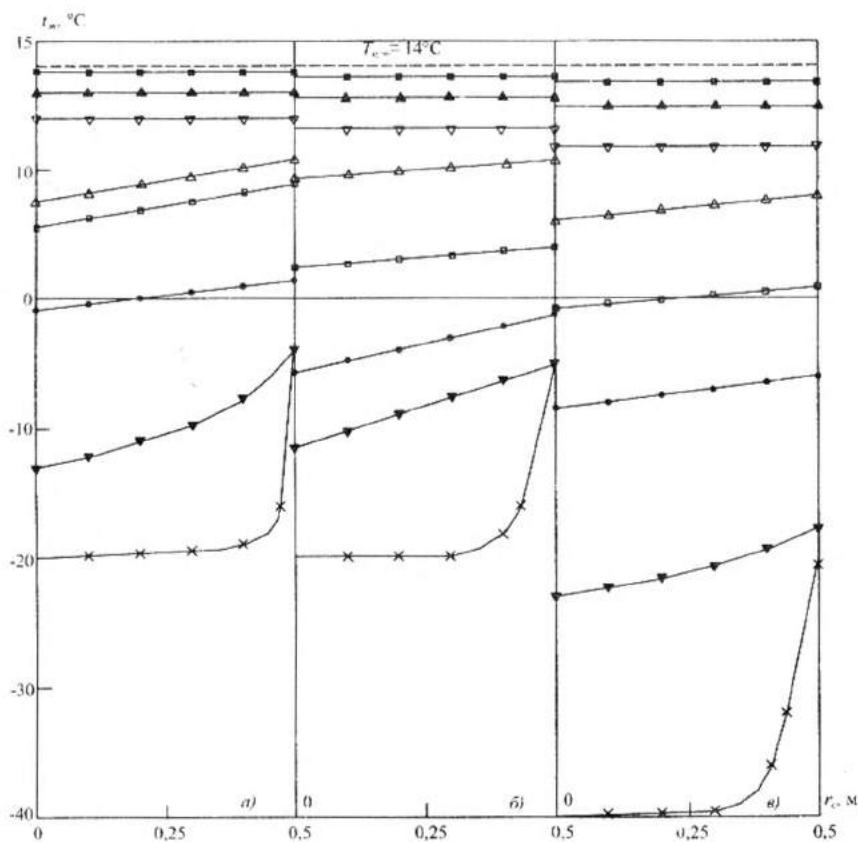


Рис. 1. Нестационарное распределение температуры жидкой фазы СУГ разного состава по радиусу скважины $r_c = 0,5$ м, пробуренной в супеси.

Обозначения:

× - 60 с

▼ - 3600 с (1 ч)

● - 6 ч

□ - 12 ч

△ - 24 ч (1 сут.)

▽ - 5 сут.

▲ - 10 сут.

■ - 30 сут.

Примечания:

а) - Н-бутан с $t_{ж,0} = -20^\circ\text{C}$

б) - смесь 50% Н-бутана + 50% пропана с $t_{ж,0} = -20^\circ\text{C}$

в) - пропан с $t_{ж,0} = -40^\circ\text{C}$

В первые же секунды теплового контакта низкотемпературной жидкости и стенки скважины происходит резкое падение температуры теплообменной поверхности и столь же быстрый нагрев прилегающего к стенке слоя жидкости. На оси скважины жидкость в это время сохраняет начальную температуру.

Расслоение температуры жидкости по радиусу скважины в этот момент приводит к появлению различий в плотности отдельных ее слоев. В гравитационном поле более нагретые слои жидкости поднимаются вверх, менее нагретые – опускаются вниз. Возникают циркуляционные контуры, характерные для естественной конвекции, при которой быстро увеличивается теплоперенос в радиальном направлении вследствие перемешивания жидкости. Это приводит к сравнительно быстрому выравниванию температуры жидкости по радиусу скважины ГТР. Первая стадия теплообмена в жидкости, называемая неупорядоченной (иррегулярной), характеризуется сильным влиянием начальных условий и высокой интенсивностью теплопереноса. Этот режим относительно быстро переходит в упорядоченный, регулярный, который характеризуется тем, что температурные поля в жидкости становятся в последующие моменты времени подобными друг другу (автомодельными). Регулярная стадия теплообмена характеризуется экспоненциальным падением интенсивности радиального теплопереноса и замедлением нагрева жидкой фазы СУГ.

Для СУГ различного состава регулярный режим наступает через 3...4 часа с начала теплового взаимодействия с грунтом и длится до одних суток. Если отбора газа из ГТР не происходит, то через 3...4 суток нагрев жидкой фазы СУГ независимо от его состава и начальной температуры переходит в квазистационарный режим. Он характеризуется практически равномерным распределением температуры по сечению скважины и весьма слабой ее зависимостью от времени. Температура жидкости на этом этапе теплообмена асимптотически приближается к естественной температуре невозмущенного массива грунта.

Аналогичным образом распределена температура в стержне из высокотеплопроводного материала, помещенного в среду с низкой интенсивностью теплообмена на поверхности стержня, т.е. в системе с малым числом Био $Bi = \frac{\alpha r}{\lambda}$, когда внутреннее термическое сопротивление $\frac{r}{\lambda}$ мало по сравнению с внешним $\frac{1}{\alpha}$.

На основании данных о нестационарном распределении температуры жидкой фазы СУГ можно оценить темп нагрева жидкости от на-

чальной отрицательной температуры до максимального значения, сколько угодно близкого к положительной температуре невозмущенного массива грунта, что чрезвычайно важно для выбора рационального режима эксплуатации ГТР.

Термограммы нагрева (графики изменения температуры во времени) жидкой фазы СУГ различного состава (н-бутана и пропана) с разной начальной температурой для одного радиуса скважины ГТР ($r_c = 0,5$ м), пробуренной в суглинке, приведены на рис. 2.

На начальном этапе, при иррегулярном режиме теплообмена скорость нагрева жидкой фазы СУГ разного состава существенно различна, что объясняется влиянием различных начальных условий, а именно, резко отличающейся начальной температурой жидкой фазы.

При переходе к регулярному режиму расхождения термограмм нагрева СУГ разного состава постепенно уменьшается, а при переходе к квазистационарному режиму, различия в темпе нагрева СУГ разного состава практически полностью исчезают.

Графики на рис. 3 отражают влияние на скорость роста температуры жидкости теплофизических характеристик пород грунта, в частности, его температуропроводности.

Эта характеристика максимальна для кристаллических пород (для плотного песчаника $a_n = 4,8 \cdot 10^{-3}$ м²/ч) и минимальна для коллоидных пород (для суглинка $a_n = 3,1 \cdot 10^{-3}$ м²/ч).

Анализируя представленные графики, можно сделать вывод о том, что на стадии иррегулярного режима теплообмена влияние температуропроводности грунта сказывается на изменении температуры жидкой фазы незначительно. Здесь главным фактором являются начальные условия процесса.

С переходом к регулярному режиму наблюдается рост расхождения в темпе нагрева жидкости, обусловленный отличием теплофизических характеристик грунта, от которого жидкость получает приток теплоты.

Влияние теплофизических характеристик грунта на темп нагрева жидкости в ГТР постепенно уменьшается с приближением к квазистационарному режиму теплообмена.

Для выявления влияния на темп нагрева жидкой фазы СУГ радиуса скважины ГТР, что при одинаковой их глубине равнозначно определению влияния объема жидкости, или ее хладоемкости, проведено сопоставление данных двух серий вычислительных экспериментов.

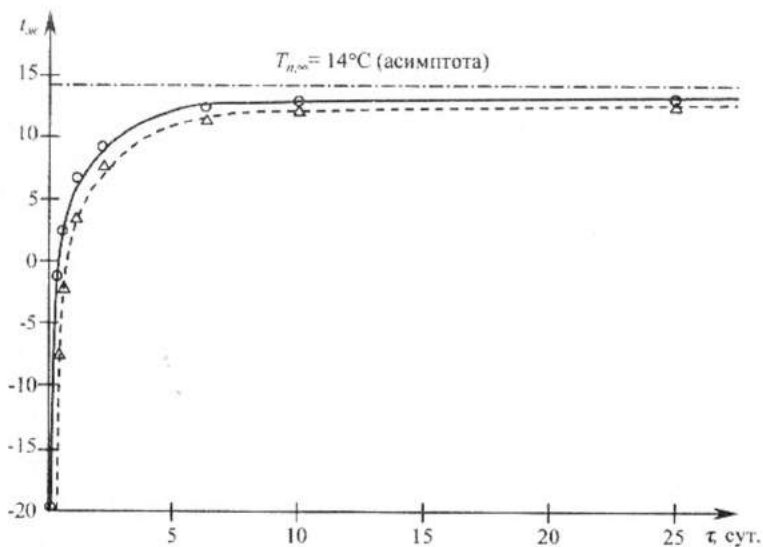


Рис. 2. Изменение температуры жидкой фазы СУГ различного состава во времени на оси скважины ГТР, пробуренной в суглинке

Обозначения:

○ — н-бутан

△ — пропан

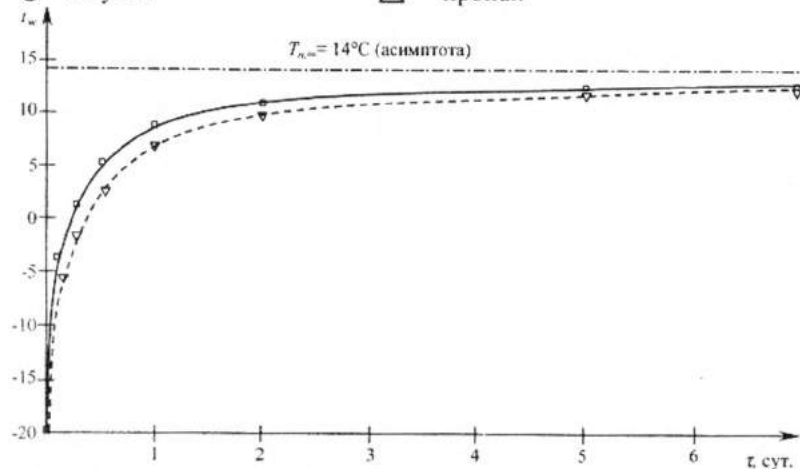


Рис. 3. Темп нагрева н-бутана при тепловом взаимодействии с грунтом разных пород

Обозначения:

□ — плотный песчаник с $a_n = 4,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{ч}$

▽ — суглинок с $a_n = 3,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{ч}$

В одной из них рассматривался нагрев н-бутана с начальной температурой $t_{ж,0} = -20^\circ\text{C}$ в скважине с радиусом $r_c = 0,5$ м, пробуренной в суглинке, в другой – нагрев его при прочих равных условиях в скважине с радиусом $r_c = 0,25$ м.

Результаты сопоставления полученных термограмм представлены на рис. 4.

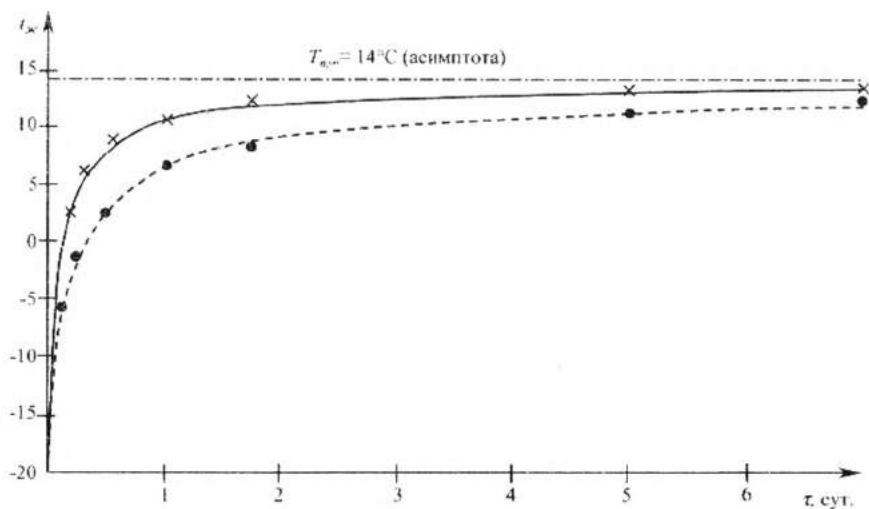


Рис. 4. Сопоставление термограмм нагрева н-бутана в скважинах с разным радиусом

Обозначения:

- – скважина с $r_c = 0,5$ м
- × – скважина с $r_c = 0,25$ м

Анализ термограм свидетельствует, что влияние на темп нагрева жидкости в ГТР радиуса скважины, как и ранее рассмотренных факторов, различен на разных режимах теплового взаимодействия с грунтом.

На стадии иррегулярного режима скорость нагрева жидкой фазы для скважин с разными радиусами практически одинакова.

С переходом к регулярному режиму скорость нагрева начинает в сильной степени зависеть от радиуса скважины (объема жидкой фазы или ее хладоемкости).

Нагрев СУГ в скважине с меньшим радиусом при прочих равных условиях протекает в этом режиме теплообмена значительно быстрее, чем в скважине с большим радиусом.

С выходом теплообменных процессов на квазистационарный режим отличия в скорости нагрева жидкости в скважинах с разными радиусами начинают быстро исчезать.

В результате интенсивного испарения и подачи паровой фазы в газовую сеть, температура жидкости будет падать вплоть до температуры насыщения при рабочем давлении в оголовке ГТР вследствие отбора теплоты фазового перехода СУГ.

Этот процесс определяется временем наибольшего расходования газа потребителями.

При сложившемся укладе быта населения в городах и населенных пунктах можно отметить два интервала максимального газопотребления за сутки: утром и вечером. Длительность их составляет в среднем 4...6 часов. Они отделены друг от друга периодами длительностью 8...10 часов, когда газопотребление в жилищно-коммунальном секторе минимально или полностью отсутствует.

Периоды простоя в системе локального газоснабжения СУГ целесообразно использовать для отключения от сети геотермальных регазификаторов и нагрева неиспользованной жидкой фазы в ГТР от низкой температуры насыщения (кипения) до близкой к естественной (невозможной) температуры массива грунта, являющейся положительной величиной. После этого можно повторить отбор паровой фазы в сеть. Он будет протекать в этом случае с максимальной эффективностью, благодаря значительному перегреву жидкости в ГТР.

Циклический характер работы ГТР, включенных в локальную систему централизованного газоснабжения объектов жилищно-коммунального назначения, особенно целесообразно использовать при сравнительно небольших радиусах скважины ГТР (при диаметрах обсадной колонны порядка \varnothing 300...600 мм).

Такой вывод можно сделать из анализа влияния на темп нагрева жидкой фазы СУГ в ГТР радиуса скважины, основанного на приведенных данных рис. 4.

Представляет большой практический интерес определение скорости нагрева жидкой фазы наиболее часто используемого для газоснабжения объектов жилищно-коммунального назначения СУГ марки БТ (бутан технический), который фактически представляет собой 100% н-бутан и имеет относительно высокую температуру кипения при дав-

лении в паровой полости, несколько превышающем атмосферное. Так при давлении в оголовке ГТР 120 кПа являющимся минимальным по условию нормальной работы газовой автоматики, температура кипения СУГ марки БТ составляет, согласно кривой насыщения, $t_s = +4^\circ\text{C}$.

Для получения этих данных проведена дополнительная серия вычислительных экспериментов для ГТР с радиусом скважины $r_c = 0,25$ м. В качестве окружающего скважину грунта выбрана наиболее распространенная в центральном регионе Украины порода – суглинок.

Результаты расчетов в этой серии вычислительных экспериментов в графической форме приведены на рис. 5.

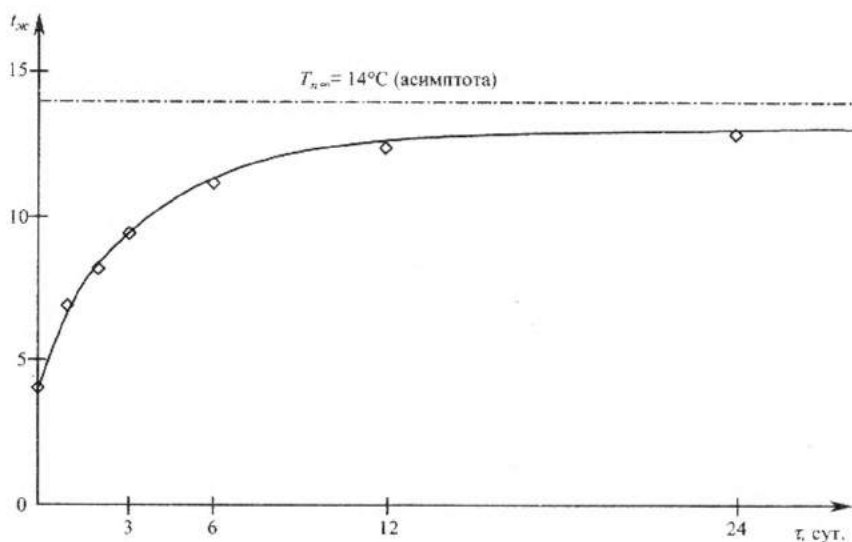


Рис. 5. Термограмма нагрева СУГ марки БТ в скважине с $r_c = 0,25$ м, пробуренной в суглинке

Из рассмотрения полученного графика следует, что жидкая фаза СУГ марки БТ с начальной температурой $t_{ж,0} = +4^\circ\text{C}$ под действием притока теплоты от массива суглинка с температурой $T_{г,\infty} = 14^\circ\text{C}$ за 6...8 часов нагревается до вполне приемлемой для начала повторного эффективного испарения температуры порядка $t_{ж,0} = 11...12^\circ\text{C}$.

Это время близко к длительности перерыва между двумя пиками газопотребления СУГ в системе, где газ используется для бытовых нужд. В связи с этим можно заключить, что геотермальные регазификаторы могут обеспечивать эффективное и надежное испарение самых высококипящих углеводородов не только в летний, но и в зимний период, а также позволяют увеличить интенсивность испарения практически до максимума за счет рационального использования цикличности газоснабжения потребителей в жилищно-коммунальном секторе.

Другой вывод из анализа термограмм нагрева СУГ марки БТ в ГТР со скважиной относительно малого радиуса состоит в том, что спустя 12...14 часов после начала нагрева жидкости наступает квазистационарный режим теплообмена с грунтом.

Он характеризуется наличием наибольшего, но практически постоянного температурного напора между грунтом и жидкой фазой СУГ, что позволяет использовать ГТР для обеспечения газоснабжения объектов с постоянным расходом газа (потребителей с отопительной или технологической нагрузкой).

Длительность квазистационарного режима работы ГТР может составлять 3...4 недели, что вполне удовлетворяет таких потребителей. В зависимости от проектной тепловой мощности газоиспользующего оборудования, потребный объемный расход паровой фазы может быть обеспечен параллельной работой нескольких геотермальных регазификаторов в составе групповой установки.

Данные о нестационарных полях температур в грунте представляют собой исходный материал для непосредственной оценки изменения тепловых потоков на стенке скважины ГТР во времени. Зная их, можно определить интенсивность теплообмена при пузырьковом кипении углеводородов и, таким образом, определить количество теплоты, переданной жидкой фазе СУГ от грунта, и его изменение во времени. На этом основании можно оценить основную проектную характеристику геотермального регазификатора – его среднюю паропроизводительность в течение цикла газоснабжения.

Сведения о темпе нагрева жидкой фазы СУГ в режиме хранения в ГТР (без отбора паровой фазы в сеть) позволяют правильно выбрать время перерыва в газоснабжении от одиночного регазификатора, необходимое для восстановления в нем температурных условий, при которых его паропроизводительность при повторном отборе газа в сеть потребителей будет вновь максимальна. Это весьма важно для обеспечения эффективной работы геотермальных регазификаторов при циклическом характере газоснабжения потребителей.

Выводы

В результате выполнения вычислительных экспериментов получены данные о нестационарном распределении температуры жидкой фазы СУГ по радиусу скважины ГТР в режиме ее хранения.

Отмечена зависимость указанного распределения от режимов теплообмена.

При неустановившемся (иррегулярном) режиме происходит весьма быстро прогрев тонкого слоя жидкости, прилегающего непосредственно к стенке скважины, и медленный нагрев в осевой области. Эта неравномерность нагрева жидкости приводит к возникновению естественной (свободной) конвекции, которая быстро развиваясь, приводит к выравниванию температуры по радиусу вследствие перемешивания. При регулярном режиме, при котором распределение температуры по сечению становится равномерным и слабо меняется во времени.

Достаточно быстро теплообмен в жидкости переходит в квазистационарный режим, при котором распределение температуры по сечению становится равномерным и слабо меняется во времени.

Установлено, что темп нагрева жидкости в ГТР сравнительно слабо зависит от изменения теплофизических характеристик жидкой фазы СУГ и грунта (т.е. от состава СУГ и пород массива).

Гораздо в большей степени темп нагрева жидкой фазы СУГ зависит от радиуса скважины (хладоемкости ГТР).

Данные о нестационарном распределении температуры жидкости в ГТР в режиме хранения СУГ позволяют рационально использовать цикличность газоснабжения потребителей в жилищно-коммунальном секторе для повышения эффективности испарения жидкой фазы при отборе газа в сеть.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ В СУХОМ ГРУНТЕ ВОКРУГ ГЕОТЕРМАЛЬНЫХ РЕГАЗИФИКАТОРОВ

Целью данного исследования является получение нестационарного распределения температуры грунта по радиальной координате в области теплового влияния скважины геотермального регазификатора (внешняя задача).

Результаты исследования нестационарных температурных полей в сухом грунте при его тепловом взаимодействии с жидкой фазой СУГ в скважине геотермального регазификатора (ГТР), полученные методом математического моделирования, представлены в графической форме.

На рис. 1 представлено нестационарное распределение температуры грунта по радиальной координате для нескольких фиксированных моментов времени, относящихся к случаю теплового взаимодействия 100% н-бутана в скважине ГТР с радиусом $r_c = 0,5$ м, окруженной сухим грунтом, состоящим из суглинка.

На рис. 2 для этого же варианта сочетаний составов СУГ и грунта приведены данные об изменении температуры грунта во времени (термограммы грунта) для ряда характерных радиусов в области теплового влияния скважины.

Аналогичный характер носят закономерности нестационарного распределения температур в грунте для других вариантов сочетания СУГ и грунта. Это дает возможность сделать некоторые общие выводы из рассмотрения приведенных графиков.

В результате теплообмена с жидкой фазой СУГ, имеющей меньшую температуру, чем грунт, в первую очередь изменяется температура стенки скважины. Она быстро снижается от начального значения, равного температуре невозмущенного массива грунта ($T_\infty = 14^\circ\text{C}$) до равновесной, которая определяется в каждом случае интенсивностью теплоотдачи к жидкости.

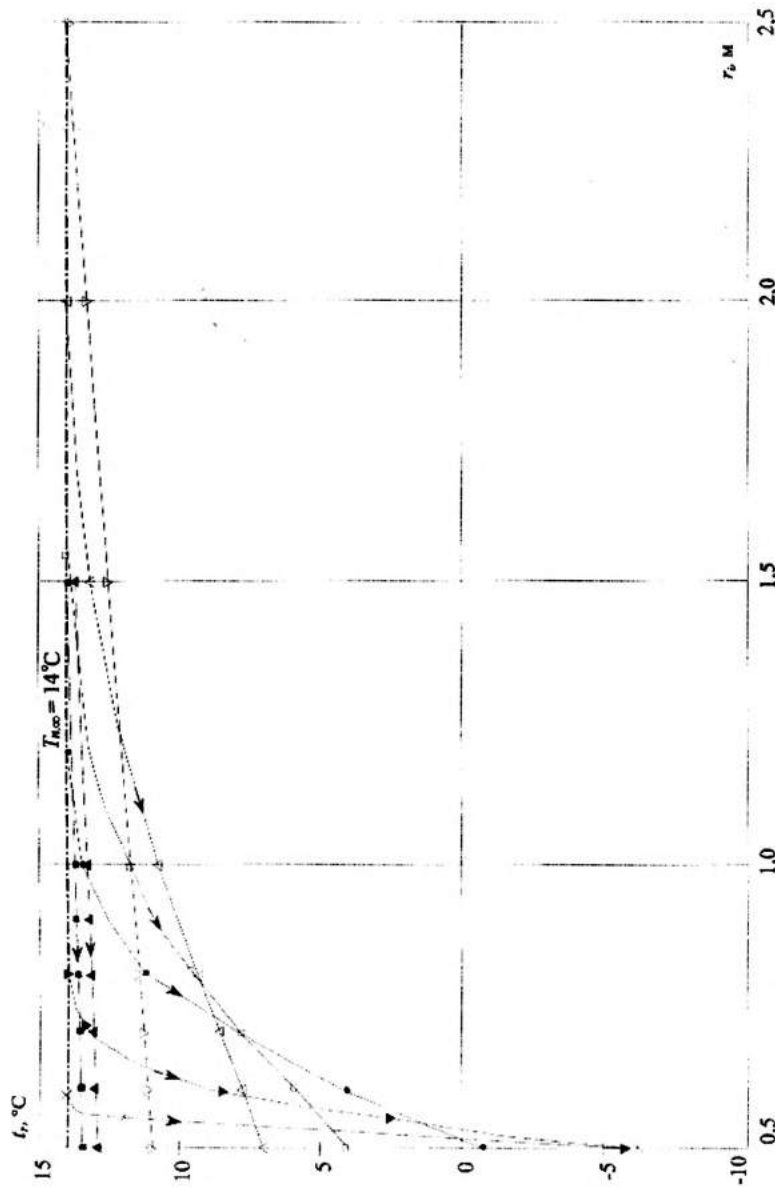


Рис. 1. Нестационарное распределение температуры грунта (суглинка) по радиусу в фиксированные моменты времени при нагреве н-бутана в скважине с $r_c = 0,5$ м

Обозначения: X - 60 с; Δ - 24 ч (1 сут); \blacktriangledown - 3600 с (1 ч); ∇ - 5 сут.; \bullet - 6 ч; \blacktriangle - 12 ч; \blacksquare - 30 сут.

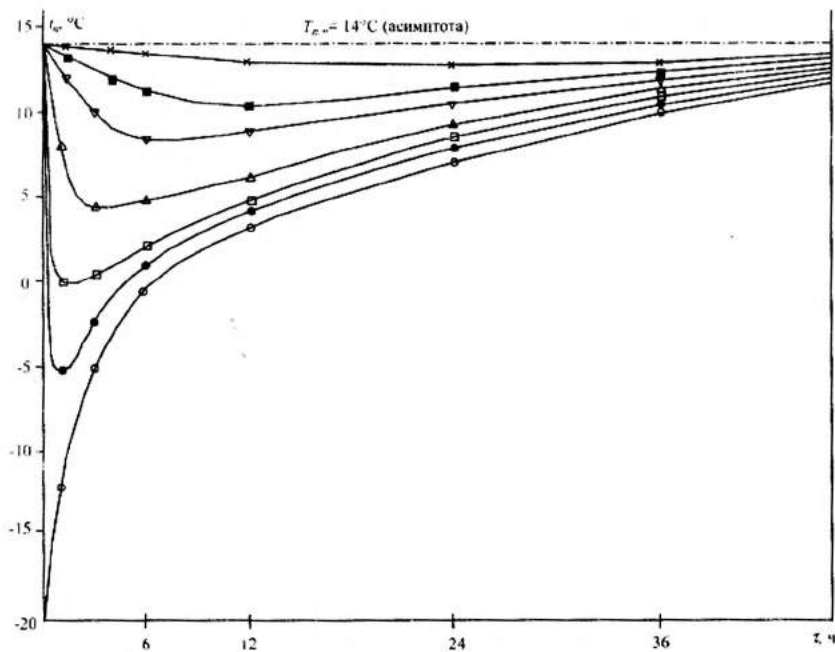


Рис. 2. Нестационарное температурное поле грунта (суглинка) на фиксированных относительных радиусах при нагреве н-бутана в скважине с $r_i = 0,5$ м

Обозначения:

● - $R_i = 1,0$; □ - $R_i = 1,05$; △ - $R_i = 1,2$;

▽ - $R_i = 1,4$; ■ - $R_i = 1,6$; × - $R_i = 2,0$;

○ - температура нагрева жидкой фазы СУГ $r_i = 0$ (на оси скважины)

С этого начинается нестационарный процесс деформации исходного однородного температурного поля грунта, окружающего скважину ГТР. Высокая интенсивность теплообмена является характерной особенностью начального, иррегулярного этапа теплового взаимодействия породного массива с жидкой фазой СУГ, находящейся в ГТР.

За счет теплопроводности грунта снижение температуры на стенке скважины распространяется на соседние, более отдаленные слои грунта. Их расположение относительно стенки скважины удобно характеризовать относительным радиусом $R_i = \frac{r_i}{r_s}$, где r_i - текущая радиальная координата слоя, r_s - радиус скважины ГТР.

Из графиков на рис. 1 следует, что существенное изменение температуры грунта и высокая скорость деформации его исходного температурного поля наблюдаются на стенке скважины и в слоях, непосредственно к ней примыкающих и характеризующихся относительными радиусами не более $R_i = 1, 2$.

С дальнейшим ростом R_i степень деформации исходного температурного поля грунта существенно уменьшается. Снижение температуры пород в этой области становится все более незначительным, а достигаемая минимальная температура с увеличением относительного радиуса достигается по истечении большего времени.

Существует также расстояние от стенки скважины (относительный радиус слоя грунта), где изменение исходного температурного поля грунта отсутствует.

Отсюда следует, что изменение температуры грунта в результате его теплового взаимодействия с жидкой фазой СУГ, находящейся в скважине ГТР ограничено областью, имеющей в плоской постановке вид концентричного со скважиной кругового кольца. Начальный радиус этой области равен радиусу скважины ГТР r_c , а за конечный принимают радиус, где во все моменты времени сохраняется исходная естественная температура невозмущенного массива. Этот радиус называют радиусом теплового влияния и обозначают r_i (соответственно относительный радиус обозначают R_i).

Это вызвано тем, что со временем под действием притока теплоты из невозмущенного массива охлаждение грунта, окружающего скважину с низкотемпературной жидкой фазой СУГ, прекращается и наступает постепенное повышение его температуры. Процесс деформации температурного поля грунта во всех точках области теплового влияния сменяется его восстановлением.

Темп восстановления исходного температурного поля грунта определяется скоростью нагрева жидкости в скважине и расположением слоев грунта относительно стенки скважины. Чем ближе к стенке скважины располагается слой грунта, тем быстрее после снижения температуры протекает ее восстановление и тем раньше термограмма для соответствующего радиуса начинает приближаться к термограмме нагрева жидкости в скважине, также нанесенной на рис. 2.

Процесс охлаждения грунта протекает в режиме неустановившегося (иррегулярного) режима теплообмена.

С течением времени для всех радиусов в области влияния скважины процесс теплопереноса в грунте переходит в стадию регулярного режима.

Далее температура грунта во всех точках области теплового влияния асимптотически приближается к естественной температуре массива пород $T_{n,\infty}$, что характерно для квазистационарного режима теплообмена в грунте. Строго говоря, это произойдет на бесконечном радиусе за бесконечное время.

Принимают, что температурное поле грунта можно полагать полностью восстановленным, если на некотором конечном радиусе в некоторый конечный момент времени относительная разность температур $\frac{T_{n,r,\tau} - T_{n,\infty}}{T_{n,\infty}} \leq \epsilon_g$, где ϵ_g – наперед заданная малая величина, которую на-

зывают коэффициентом восстановления. Ее целесообразно принять равной относительной погрешности современных технических средств измерения температуры, используемых для контроля производственных процессов в газоснабжении. Обычно принимают $\epsilon_g = 0,01$ или 1%.

Руководствуясь указанным значением ϵ_g , с помощью данных о распределении температуры грунта при квазистационарном режиме можно определить радиус теплового влияния скважин ГТР r_i при тепловом взаимодействии жидкой фазы СУГ с сухим грунтом.

После изложения общих положений, вытекающих из анализа полученных результатов математического моделирования теплового взаимодействия ГТР с сухим грунтом перейдем к исследованию влияния на этот процесс отдельных факторов.

На рис. 3 приведены данные об изменении во времени температуры грунта одной породы (суглинка) на стенке скважины (при $r_i = r_c = 0,5$ м), заполненной СУГ разного состава с соответственно различной начальной температурой. В качестве примера рассмотрен случай когда в качестве грунта, окружающего скважину ГТР выбран суглинок, как наиболее типичная порода для центральных областей Украины. Рассмотрены два состава СУГ: 100% н-бутана и 100% пропана.

Из анализа термограмм грунта следует, что наибольшие различия между ними свойственны иррегулярному режиму теплообмена, где сильно влияние начальной температуры жидкой фазы СУГ (соответственно -20°C и -40°C).

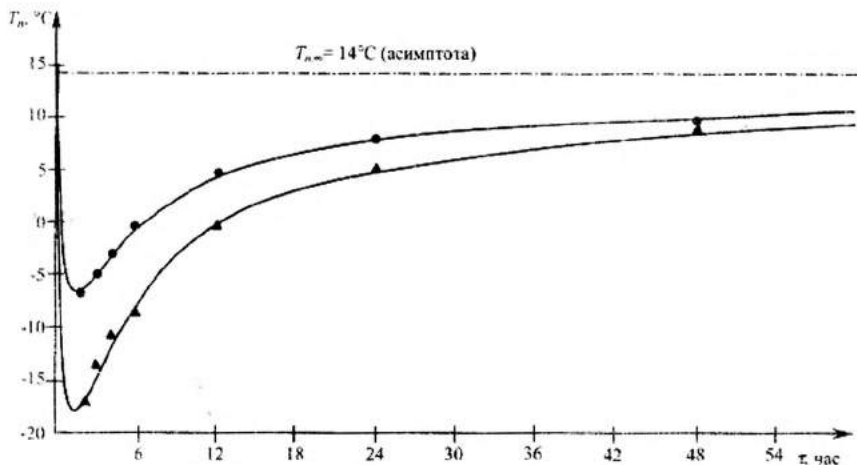


Рис. 3. Зависимости температуры стенки скважины с $r_c = 0,5$ м от времени при тепловом взаимодействии н-бутана и пропана с суглинком
 Обозначения:

● – н-бутан с $t_{ж,0} = -20^\circ\text{C}$

▲ – пропан с $t_{ж,0} = -40^\circ\text{C}$

Превалирующее влияние начальной температуры жидкости на изменение температуры грунта во времени на этом этапе подтверждается также наблюдаемым уменьшением разности между термограммами на стадии восстановления температурного поля грунта, когда теплообмен переходит в регулярный режим. Особенно четко это проявляется при квазистационарном режиме. Здесь влияние состава СУГ на ход термограмм проявляется весьма слабо.

Следует отметить, что степень влияния начальной температуры СУГ на нестационарное распределение температуры грунта с увеличением относительного радиуса R_i рассматриваемого слоя существенно уменьшается.

Влияние породного состава грунта на изменение температуры стенки скважины во времени иллюстрируется на рис. 4. Здесь сопоставлены термограммы для стенки скважины с $r_c = 0,5$ м при различных сочетаниях состава СУГ (н-бутан и пропан) и таких пород грунта как плотный песчаник (кристаллическая порода) и суглинок (коллоидная

порода), с существенно различными теплофизическими характеристиками. Третья рассматриваемая в вычислительных экспериментах порода – суесь по своим теплофизическим характеристикам занимает промежуточное положение, в связи с чем данные для варианта с ее использованием не приведены.

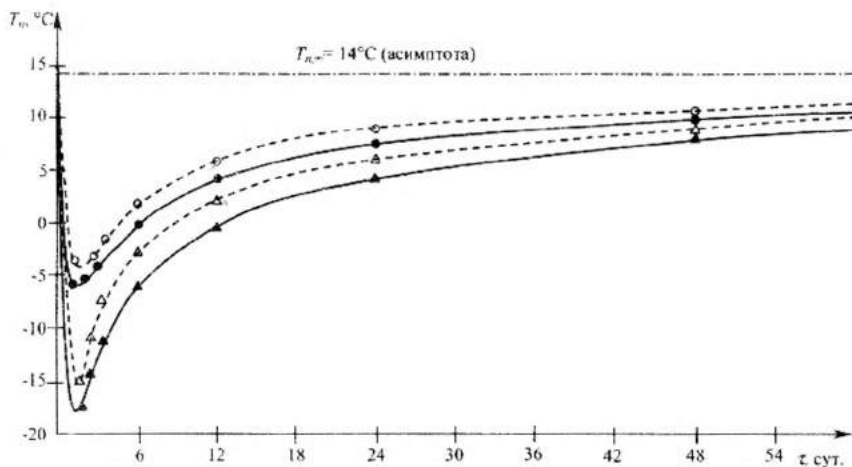


Рис. 4. Изменение температур стенки скважины с $r_c = 0,5$ м во времени для различных составов СУГ и разных пород грунта
Обозначения:

- – н-бутан + плотный песчаник
- – н-бутан + суглинок
- △ – пропан + плотный песчаник
- ▲ – пропан + суглинок

Согласно уравнению нестационарной теплопроводности, степень и темп изменения температуры однородного массива грунта определяются его теплопроводностью α_n . При планировании вычислительных экспериментов намеренно были выбраны породы, в наибольшей степени отличающиеся этим показателем.

Анализируя графики, приведенные на рис. 4, можно сделать вывод, что на начальном этапе теплового взаимодействия жидкой фазы СУГ с грунтом теплофизические свойства пород практически не оказывают влияния на изменение температуры стенки скважины во времени.

Лишь с переходом к экспоненциальному регулярному режиму, когда охлаждение стенки скважины и прилегающих к ней слоев грунта прекращается и начинается постепенное увеличение температуры под действием притоков теплоты из невозмущенного массива, можно наблюдать расслоение расчетных данных для одних и тех же моментов времени при различных породах грунта.

Это расслоение по мере перехода процесса теплопереноса в грунте к квазистационарному режиму сравнительно быстро уменьшается.

На рис. 5 приведены изменения температуры во времени для стенки скважин разных радиусов при нагреве н-бутана, находящегося в тепловом взаимодействии с грунтом одной породы: суглинка. Здесь выбран иной временной масштаб, дающий возможность более наглядно отобразить характер влияния ее радиуса на изменение температуры стенки скважины в области, в основном, иррегулярного и регулярного режимов теплообмена.

Из рассмотрения термограмм следует, что на стадии иррегулярного режима скорость охлаждения стенки слабо зависит от радиуса скважины (ее объема).

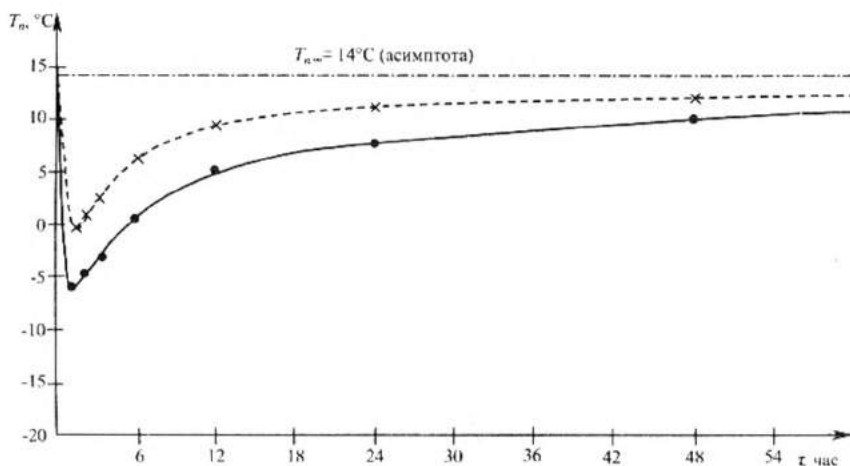


Рис. 5. Зависимости температур стенки скважины разного радиуса при нагреве н-бутана в суглинке

Обозначения:

× — скважина с $r_c = 0,25$ м

● — скважина с $r_c = 0,5$ м

На стадии регулярного режима степень охлаждения стенки скважины при прочих равных условиях существенно меняется в зависимости от радиуса скважины. В скважине меньшего радиуса интенсивность теплопереноса за счет естественной конвекции значительно меньше, чем в скважине большего радиуса. Это объясняется большей стесненностью движения жидкости, отрицательно влияющей на развитие турбулентного режима циркуляции в скважине.

Если учесть, что коэффициент теплоотдачи при свободной конвекции определяется критерием Грасгофа $Gr = \frac{gr^3\beta\Delta T}{\nu^2}$, т.е. зависит от радиуса скважины в кубе, то становится понятным значительное расхождение сопоставляемых термограмм при охлаждении стенки скважин с разными радиусами и прилегающих к ней слоев грунта на этом этапе.

Здесь основное влияние на изменение температуры жидкой фазы под действием притоков теплоты из массива грунта, и следовательно, на температуру омываемой ею стенки скважины оказывает величина удельной площади теплообмена, приходящейся на единицу объема жидкости $f_{\text{уд}} = \frac{F_{\text{ГО}}}{V_{\text{ж}}}$, 1/м. Она обратно пропорциональна радиусу скважины.

Поэтому жидкость и стенка скважины на этой стадии теплообмена прогреваются быстрее в скважине с меньшим радиусом.

В системе локального газоснабжения СУГ объектов жилищно-коммунального назначения отбор паровой фазы в сеть из одиночного ГТР производится циклично. В этих условиях для обеспечения рационального режима эксплуатации целесообразен максимально быстрый нагрев жидкой фазы до возможно большей температуры в периоды прекращения газоснабжения потребителей (в периоды «простоя» ГТР).

Из приведенных графиков следует, что преимущество в этом отношении принадлежит скважине с меньшим радиусом. Действительно уже через 10...12 часов после прекращения отбора газа в сеть жидкая фаза СУГ в скважине с $r_c = 0,25$ м прогревается примерно до 10°C ,

чего достаточно, чтобы испарение при повторном включении ГТР в сеть происходило с высокой интенсивностью.

Из приведенных графиков следует, что преимущество в этом отношении принадлежит скважине с меньшим радиусом. Действительно уже через 10...12 часов после прекращения отбора газа в сеть жидкая фаза СУГ в скважине с $r_c = 0,25$ м прогревается примерно до 10°C , чего достаточно, чтобы испарение при повторном включении ГТР в сеть происходило с высокой интенсивностью.

За это же время СУГ такого же состава в скважине с радиусом вдвое большим при прочих равных условиях нагревается всего на $3...4^\circ\text{C}$.

Представляет интерес рассмотрение влияния различных факторов теплового взаимодействия жидкой фазы СУГ и грунта на изменение

температур грунта во времени при квазистационарном режиме теплообмена.

На рис. 6 приведены расчетные данные о нестационарном распределении температуры грунта вокруг скважин с разными радиусами при расширенном временном масштабе (с длительностью нагрева жидкости до 27 сут., близкой к выбранному предельному времени теплового взаимодействия ГТР и грунта $\tau_{пр} = 30$ сут.).

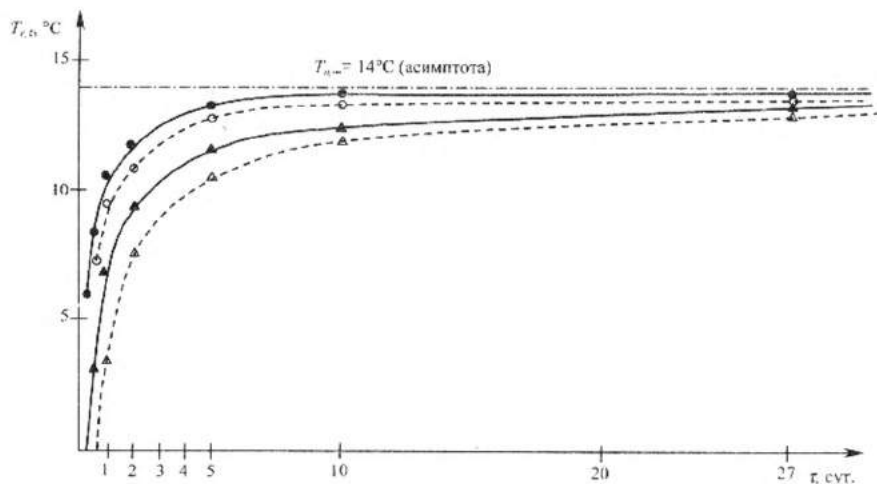


Рис. 6. Изменение температуры стенки скважин разного радиуса по времени для СУГ разного состава в области регулярного и квазистационарного режима

Обозначения:

- — н-бутан + суглинок
 - — пропан + суглинок
 - ▲ — н-бутан + суглинок
 - △ — пропан + суглинок
- } скважина с $r_c = 0,25$ м
- } скважина с $r_c = 0,5$ м

На этих графиках более полно представлены расчетные данные о температуре грунта для регулярного и, в особенности, для квазистационарного режимов теплообмена массива пород с СУГ двух составов: н-бутана и пропана.

Анализируя их, можно прийти к выводу, что независимо от состава СУГ и его начальной температуры, породного состава грунта и радиуса скважин ГТР при большой длительности теплового взаимодействия

(более 10 сут.) температуры грунта вокруг скважины практически перестают зависеть от указанных факторов.

Температура грунта здесь асимптотически приближается к естественной температуре невозмущенного массива быстрее, чем температура жидкости, что обуславливает наличие небольшого по величине, но существующего весьма длительное время перепада температур между жидкой фазой СУГ и грунтом. Он в состоянии обеспечивать круглогодичное устойчивое испарение жидкой фазы СУГ при постоянном отборе газа в сеть с небольшим объемным расходом.

Такой режим работы геотермального регазификатора представляет значительный интерес в случае включения его в состав централизованной системы локального газоснабжения СУГ потребителей с постоянной газовой нагрузкой (отопительной или технологической).

Из анализа данных математического моделирования следует, что при этом предпочтительнее использовать ГТР со скважинами достаточно большого радиуса, т.к. для них перепад температур между грунтом и жидкостью в области квазистационарного режима оказывается больше и уменьшается он со временем медленнее, чем для скважины с относительно малым радиусом.

Данные о нестационарном изменении температуры грунта при квазистационарном режиме теплообмена позволяют определить абсолютное и относительное значение радиуса теплового влияния скважин ГТР r_i и R_i .

Установлено, что для всех рассмотренных случаев относительный радиус теплового влияния с точностью $\pm 10\%$ можно принять одинаковым и равным $R_i = 5,0$.

Это означает, что абсолютное значение этого важного параметра теплового взаимодействия ГТР с грунтом для скважины с $r_c = 0,5$ м составляет $r_i = 2,5$ м, для скважины с $r_c = 0,25$ м – $r_i = 1,25$ м.

Размещение ГТР на производственной площадке под установку должно обеспечивать отсутствие их взаимного теплового влияния друг на друга (тепловой интерференции). Обычно скважины ГТР размещают в несколько рядов в плане, по несколько скважин в ряду. Обозначим расстояние между осями скважины в ряду L , м, а дистанцию между рядами B , м. Тогда отсутствие тепловой интерференции ГТР будет обеспечиваться при условии, что $L = B$ и их значения принимаются больше диаметра области теплового влияния скважины ($L \geq 2r_i$; $B \geq 2r_i$).

С учетом установленных выше значений радиусов теплового влияния скважин для ГТР с обсадной колонной диаметром около 1000 мм расстояния между осями их скважин следует принять $L = B \geq 2r_i \geq 5,0$.

С запасом примем $L = B = 6$ м.

Для ГТР с обсадной колонной диаметром порядка 500 мм $L = B \geq 2r_i \geq 2,5$ м. С запасом можно принять $L = B = 3$ м.

Выводы

Исходя из представления о сухом грунте как однородном изотропном твердом теле; к которому в полной мере приложимо понятие молекулярной теплопроводности, в ходе вычислительных экспериментов получены и проанализированы расчетные данные, характеризующие нестационарное распределение температуры в нем.

Отмечаются существенные различия в изменении температуры грунта для слоев, находящихся на разном расстоянии от стенки скважины (текущей радиальной координаты). В слоях, непосредственно прилегающих к ней, происходит резкое падение температуры, зависящее от начальной температуры жидкости. Этот этап соответствует иррегулярному режиму теплообмена жидкой фазы СУГ с грунтом.

Вследствие теплопроводности деформация исходного однородного температурного поля постепенно охватывает все слои области теплового влияния скважины, причем степень деформации быстро падает с удалением от скважины.

По истечении определенного времени во всех точках указанной области деформация температурного поля сменяется его восстановлением за счет притока теплоты из невозмущенного массива грунта. Здесь теплообмен протекает в регулярном режиме.

Далее наступает квазистационарный режим теплообмена, когда во всех точках области теплового влияния скважины температура грунта асимптотически стремятся к естественной температуре глубинного массива.

Отсюда можно определить относительный радиус теплового влияния скважины с жидкой фазой СУГ, который, как показывают расчеты, равен $R_i = 5,0$.

На этом основании определяют расстояние между центрами скважин, обеспечивающих отсутствие тепловой интерференции.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ГЕОТЕРМАЛЬНЫХ РЕГАЗИФИКАТОРОВ СУГ С ВЛАЖНЫМ ГРУНТОМ ПРИ ФАЗОВЫХ ПЕРЕХОДАХ СОДЕРЖАЩЕЙСЯ В НЕМ ВЛАГИ

С необходимостью определения нестационарных температурных полей влажного грунта при изменении агрегатного состояния содержащейся в нем влаги приходится сталкиваться в случаях, когда с грунтом вступают в тепловое взаимодействие подземные сооружения, причем среда, находящаяся внутри них, имеет температуру, противоположную по знаку температуре породного массива. Именно такая задача возникает при исследованиях теплового режима геотермальных регазификаторов СУГ скважинного типа.

Жидкая фаза СУГ, состоящая из низкокипящих компонентов, может приобретать отрицательную температуру, вплоть до температуры насыщения, в любое время года в результате испарения при интенсивном отборе паровой фазы из геотермальных регазификаторов в газовую сеть.

Например, пропан при рабочих давлениях в ГТР имеет температуру испарения (кипения), близкую к -40°C .

Бутан относится к углеводородам со сравнительно высокой температурой насыщения (кипения), при атмосферном давлении равной $-0,5^{\circ}\text{C}$. Однако в зимний период начальная температура заливаемого в ГТР бутана может быть достаточно низкой за счет его охлаждения до температуры наружного воздуха при транспортировании от газонаполнительной станции до ГТР. В последующих расчетах ее можно принять равной температуре воздуха в самую холодную пятидневку зимнего периода для центральных областей Украины $t_{\text{ж},0} = -20^{\circ}\text{C}$.

При этом начальная температура массива влажного грунта в области теплообмена с СУГ, находящимся в ГТР, положительна. Следовательно, в зоне, прилегающей к скважине ГТР, температура может опускаться до значений, соответствующих фазовым переходам грунтовой влаги, вследствие чего в процессе охлаждения грунта происходит его промерзание.

Образующаяся вокруг скважины зона мерзлого грунта имеет форму кольцевого цилиндра с радиусом промерзания r_m .

Промерзание влажного грунта сопровождается выделением теплоты фазового преобразования грунтовой влаги. Ее количество определяется влагой, содержащейся в объеме образовавшейся мерзлой зоны.

В процессе последующего прогрева этой области под действием притока теплоты из массива, льдопородный цилиндр вокруг скважины ГТР оттаивает. Таяние льда протекает с поглощением теплоты фазового перехода содержащейся в грунте влаги.

Изменение агрегатного состояния грунтовой влаги в зоне теплового влияния скважины ГТР существенно сказывается на динамике формирования нестационарного температурного поля грунта вокруг нее. В течение времени, затрачиваемого на фазовый переход влаги грунта в этой зоне, его температура остается практически неизменной. Учитывая связанность грунтовой воды поверхностными силами пористой структуры грунта, примем, что она меняется в диапазоне от $-1,5^{\circ}\text{C}$ до 0°C .

Наряду с выделением и поглощением теплоты фазовых переходов содержащейся в грунте влаги на формирование нестационарного температурного поля влажного грунта в этом случае оказывают значительное влияние изменения теплофизических характеристик мерзлого и талого грунта.

Обзор литературы, посвященной проблеме учета фазовых переходов грунтовой влаги при тепловом взаимодействии подземных сооружений с влажным грунтом, позволяет сделать вывод о недостаточном исследовании особенностей теплообмена в указанных условиях.

Исследования нестационарных температурных полей в жидкой фазе СУГ внутри скважины ГТР и в окружающем ее влажном грунте при изменении агрегатного состояния грунтовой влаги представляет несомненный научный и практический интерес.

Математическое моделирование теплового взаимодействия ГТР и влажного грунта с учетом фазовых переходов грунтовой влаги предполагало проведение серий вычислительных экспериментов для тех же сочетаний параметров, что и при исследовании теплообмена ГТР с сухим грунтом. Это позволило сопоставить результаты вычислительных экспериментов для влажного и сухого грунта с целью выявления различий между ними.

Как и ранее для сухого грунта, математическое моделирование теплового взаимодействия ГТР с влажным грунтом проводилось отдельно для скважин с радиусами $r_c = 0,5$ м и $r_c = 0,25$ м.

Пример данных, полученных в вычислительных экспериментах для скважины с $r_c = 0,25$ м представлен на рис. 1. Здесь приведены графики нестационарного распределения температуры внутри скважины с жидким пропаном и во влажном грунте (суглинке) по радиальной координате для ряда фиксированных моментов времени.

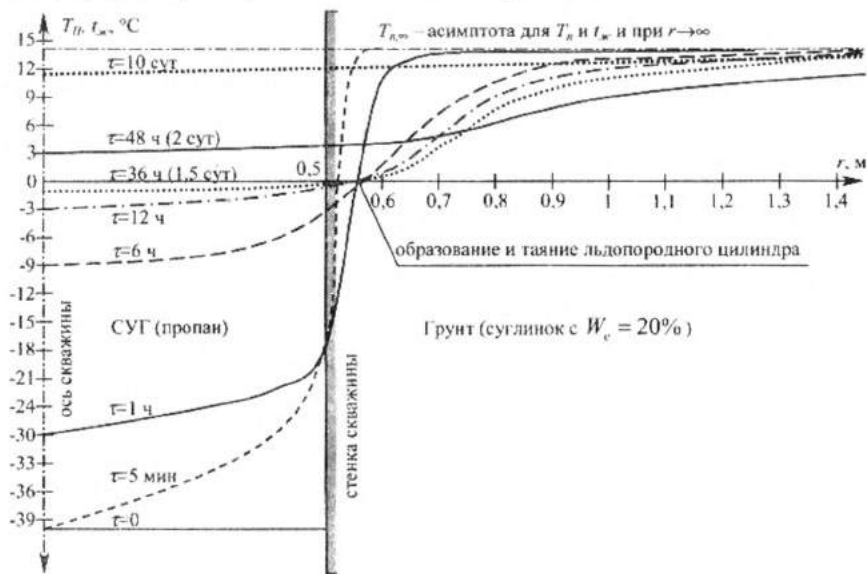


Рис. 1. Изменение температуры жидкого пропана и влажного суглинка с $W_c = 20\%$ по радиусу r , м в различные моменты времени τ , (мин, ч, сут.)

На рис. 2 приведено сопоставление графиков изменения температуры влажного грунта во времени (термограмм) для ряда фиксированных радиусов во влажном и сухом грунте для того же случая.

Из приведенных графиков следует, что при тепловом взаимодействии ГТР с сухим и влажным грунтом имеется ряд общих закономерностей. К ним относятся следующие:

- сопряжение температурных полей в жидкости и грунте для любых моментов времени происходит на стенке скважины;
- имеет место резкое падение температуры стенки скважины за счет высокой интенсивности теплоотдачи к жидкости на начальном этапе теплового взаимодействия, что приводит к деформации первоначально однородного температурного поля грунта, особенно значительной в слоях, прилегающих к стенке скважины;

– распространение деформации температурного поля сухого и влажного грунта вглубь массива происходит за счет теплопроводности, т.к. конвективной составляющей в случае влажного грунта можно пренебречь;

– изменения температуры влажного грунта вследствие теплового взаимодействия с жидкой фазой СУГ, находящейся в скважине ГТР, ограничены областью с конечным радиусом, называемым радиусом теплового влияния скважины r_i ;

– со временем температура грунта во всех точках области теплового влияния восстанавливается до значений, которые асимптотически стремятся к температуре невозмущенного массива, если отсутствует отбор паровой фазы в газовую сеть.

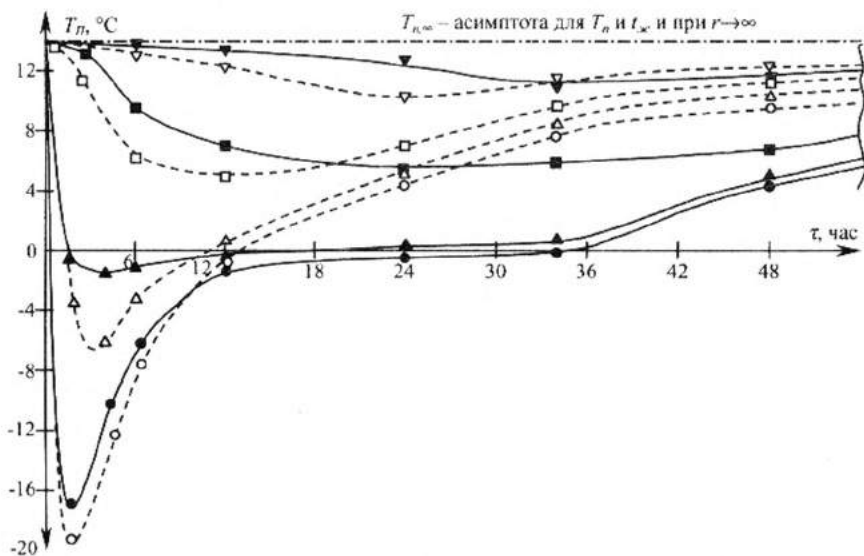


Рис. 2. Сопоставление термограмм сухого и влажного грунта (суглинка) на различных расстояниях от скважины с жидким пропаном при $t_{ж,0} = -40^{\circ}\text{C}$

Обозначения:

- , ○ – $R_i = 1,0$; $r_i = 0,5$ м;
- ▲, △ – $R_i = 1,1$; $r_i = 0,55$ м;
- , □ – $R_i = 1,4$; $r_i = 0,7$ м;
- ▼, ▽ – $R_i = 2,0$; $r_i = 1,0$ м.

Примечания: сплошные линии и темные значки – влажный грунт; пунктирные линии и светлые значки – сухой грунт; $R_i = r / r_c$ – относительный радиус слоя грунта.

Наряду с общими закономерностями, теплообмен жидкой фазы СУГ в геотермальном регазификаторе с влажным грунтом, обладает существенными особенностями.

Основное отличие состоит в том, что при низких начальных температурах жидкой фазы СУГ в скважине ГТР происходит промерзание грунта вокруг нее. В течение времени, необходимого для фазового преобразования грунтовой влаги, температура влажного грунта в зоне промерзания остается практически неизменной.

Длительность этого периода определяется балансом между выделением теплоты фазового перехода влаги в единице объема зоны, охваченной этим процессом, и теплоотводом от нее.

На начальном этапе теплового взаимодействия ГТР и влажного грунта, который характеризуется высокой интенсивностью теплообмена, интервал времени, в течение которого температура стенки остается постоянной, весьма мал. При выбранном на рис. 2 масштабе времени он практически незаметен. С ростом расстояния от стенки скважины этот временной интервал увеличивается.

Для большей наглядности целесообразно рассмотреть приведенные термограммы в увеличенном масштабе времени, как это представлено на рис. 3.

Темп охлаждения стенки скважины (слоя с $R_f = 1,0$) настолько высок, что в этом случае участок с практически неменяющейся за счет фазового перехода температурой, почти незаметен.

С переходом к более удаленным от стенки скважины слоям грунта этот участок на термограммах становится все более значительным.

Полученные в вычислительных экспериментах данные о нестационарном распределении температур во влажном грунте с учетом фазовых переходов содержащейся в нем влаги позволяют оценить толщину льдопородного цилиндра вокруг скважины ГТР.

Выделение значительных количеств теплоты при промерзании грунта вокруг скважины ГТР приводит к снижению степени охлаждения слоев мерзлой зоны по сравнению со случаем сухого грунта, расположенных на одинаковых расстояниях от стенки скважины.

В зоне, где в процессе деформации температурного поля грунта температуры не опускаются до отрицательных значений, и, следовательно, отсутствуют фазовые переходы влаги, расхождения между термограммами влажного и сухого грунта для одних и тех же радиусов становятся менее значительными. Это особенно ясно видно из сопоставления температур для слоев с $R_f \geq 2,0$. Здесь расхождения обусловлены различием в теплофизических характеристиках сухого и влажного грунта.

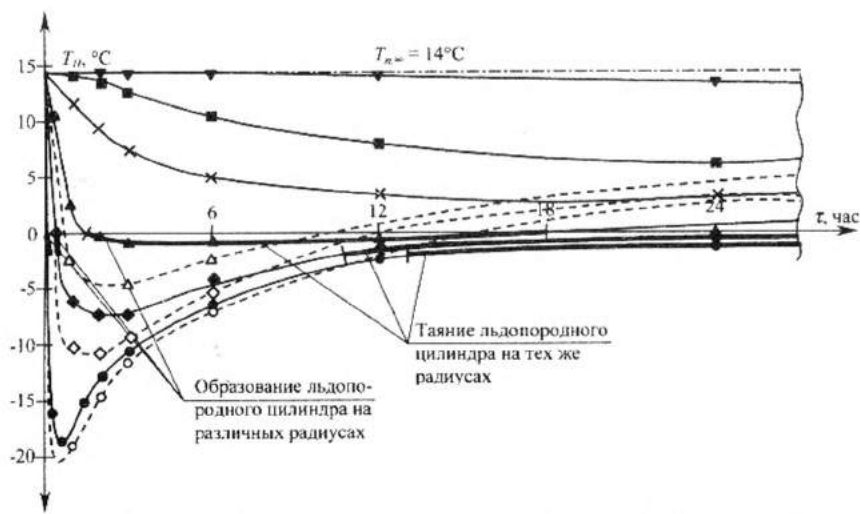


Рис. 3. Термограммы влажного грунта (супеси с $W_c = 15\%$) на различных расстояниях от скважины с $r_c = 0,5$ м, заполненной жидким пропаном

при $t_{ж,0} = -40^\circ\text{C}$ (с большим масштабом временных интервалов)

Обозначения:

● — $R_i = 1,0$; ◆ — $R_i = 1,05$; ▲ — $R_i = 1,1$; × — $R_i = 1,2$;

■ — $R_i = 1,4$; ▼ — $R_i = 2,0$.

Примечание: светлые значки и пунктирные линии — сухой грунт

Наибольшие отличия в формировании нестационарного поля температуры влажного грунта свойственны стадии его восстановления под действием притока теплоты из массива пород. Нагрев мерзлого грунта в этой области существенно тормозится за счет поглощения значительных ее количеств при таянии льдопородного цилиндра.

Температура его здесь остается неизменной в течение достаточно длительного времени. Температура аналогичных слоев сухого грунта в этом же временном интервале монотонно возрастает.

Расхождение термограмм влажного и сухого грунта на этом этапе теплового взаимодействия с ГТР зависит от начальной температуры жидкой фазы СУГ и интенсивности теплоотвода от стенки к жидкости, определяемой теплофизическими характеристиками СУГ и радиусом скважины.

Этот вывод подтверждается графиками, приведенными на рис. 4 для чистого бутана с начальной температурой $t_{ж,0} = -20^\circ\text{C}$, которые

можно сопоставить с данными для пропана с $t_{ж,0} = -40^\circ\text{C}$, приведенными на рис. 2.

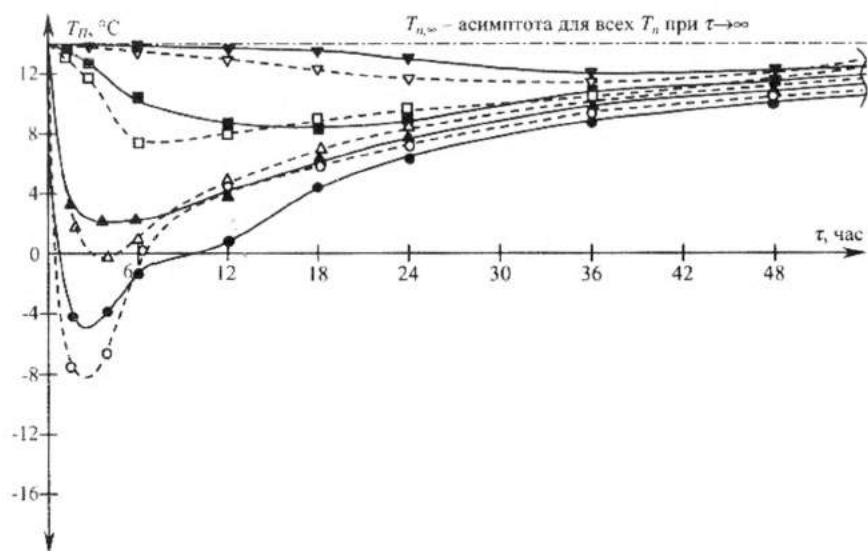


Рис. 4. Сопоставление термограмм сухого и влажного грунта (суглинка с $W_c = 20\%$) на различных расстояниях от скважины с жидким бутаном при $t_{ж,0} = -20^\circ\text{C}$. Обозначения те же, что на рис. 2

Существенные расхождения термограмм для сухого и влажного грунта свойственные лишь стадии регулярного теплообмена.

При переходе к квазистационарному режиму теплообмена СУГ любого состава и начальной температуры с влажным грунтом различия в ходе термограмм по сравнению с сухим практически исчезают.

Важным фактором, обуславливающим степень отличия в формировании нестационарного температурного поля в исследуемых условиях является влажность грунта W_c . Этот вывод следует из рассмотрения термограмм для стенки скважины с $r_c = 0,5$ м, окруженной грунтом разного породного состава с различной естественной влажностью, приведенных на рис. 5.

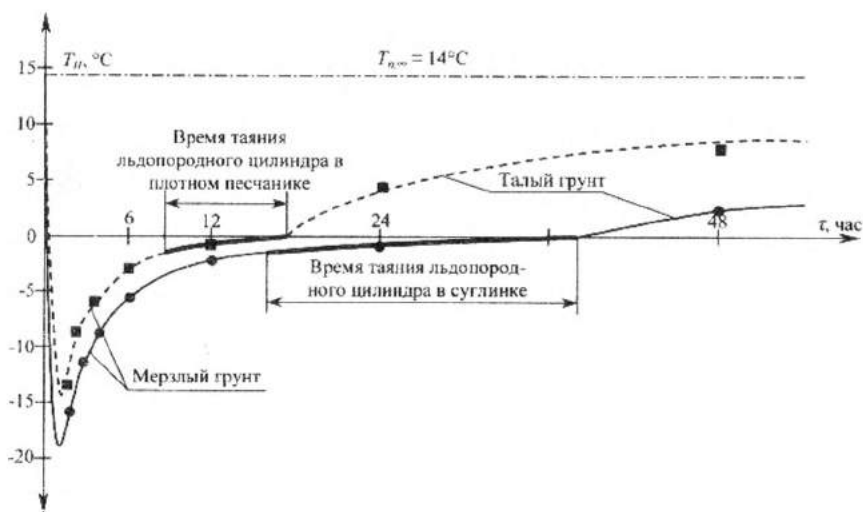


Рис. 5. Сопоставление термограмм стенки скважины с $r_c = 0,5$ м, пробуренной в грунте разной влажности W_e и заполненной жидким пропаном

Обозначения: ● – $W_e = 20\%$; ■ – $W_e = 6\%$

Как и рассмотренное ранее влияние состава СУГ и его начальной температуры на нестационарное распределение температуры во влажном грунте с учетом фазовых переходов грунтовой влаги, отличия, обусловленные разным породным составом грунта и его влажностью, проявляются сильнее всего на стадии регулярного режима теплообмена.

С выходом на квазистационарный режим теплообмена отличия в скорости нагрева грунта разных пород с различной влажностью постепенно исчезают.

На формирование нестационарного температурного поля грунта, как уже указывалось, оказывает значительное влияние интенсивность теплоотдачи от стенки скважины к жидкой фазе СУГ. При прочих равных условиях эти тепловые процессы зависят от радиуса скважины. Последний при одной и той же глубине скважины определяет ее объем, а, следовательно, и хладоемкость ГТР. От нее при прочих равных условиях зависит степень охлаждения влажного грунта и особенности изменения его температуры по радиальной координате во времени.

Для того, чтобы исследовать влияние радиуса скважины ГТР на формирование температурного поля во влажном грунте с учетом фазовых переходов грунтовой влаги были проведены вычислительные эксперименты. Получены данные, сопоставление которых приведено на рис. 6.

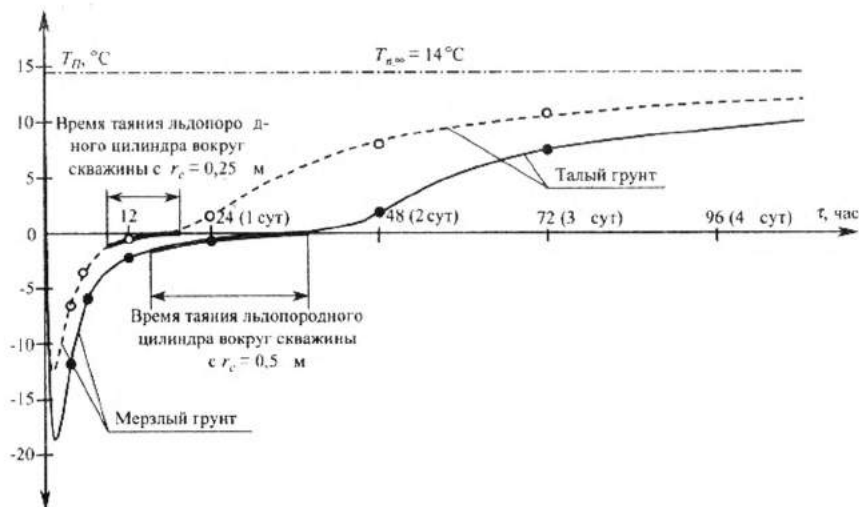


Рис. 6. Сопоставление термограмм стенки скважин с различными радиусами r_c м при тепловом взаимодействии жидкого пропана с влажным суглинком

Обозначения: ● — $r_c = 0,5$ м; ○ — $r_c = 0,25$ м

Особенности изменения температуры влажного грунта во времени с учетом фазовых переходов грунтовой влаги для скважин с разными радиусами аналогичны ранее полученным зависимостям от начальной температуры СУГ и влажности грунта.

Участок практического постоянства температуры грунта, обусловленный таянием льдопородной зоны для скважины с меньшим радиусом имеет меньшую протяженность. Это объясняется меньшей хладостойкостью такой скважины и меньшей интенсивностью теплоотдачи от стенки скважины к жидкости.

Наибольшие различия термограмм, относящихся к стенке скважин с разными радиусами, отмечаются на этапе регулярного режима тепло-

обмена. Здесь для скважины с относительно малым радиусом скорость восстановления температурного поля выше, чем при большом радиусе.

Это подтверждает вывод, что для увеличения эффективности использования геотермального регазификатора при циклическом газоснабжении потребителей целесообразно применять скважины с радиусом, не более 0,3 м (диаметром обсадной колонны не более $d_x = 600$ мм).

При достаточно длительном времени теплового взаимодействия ГТР и влажного грунта, когда теплообмен переходит в квазистационарный режим, расхождения термограмм, относящихся к скважинам с различными радиусами практически исчезают. То же можно утверждать из сопоставления данных о влиянии иных факторов на распределение температур в сухом и влажном грунте.

Отсюда следует, что радиус теплового влияния скважины ГТР во влажных грунтах, где происходит фазовые превращения содержащейся в них влаги, практически совпадает с радиусом теплового влияния для сухого грунта. В самых неблагоприятных условиях (большой радиус скважины, самая низкая температура кипения СУГ и наиболее высокая влажность грунта) относительный радиус теплового влияния не превышает значений $R_r = 5,2$, т.е. на 4% больше, чем для сухого грунта.

Указанные значения относительного радиуса теплового влияния следует учитывать при размещении скважин ГТР на площадке групповой регазификационной установки, чтобы избежать их взаимного теплового влияния.

Выполненные в ходе математического моделирования вычислительные эксперименты позволяют проанализировать влияние фазовых переходов грунтовой влаги на нагрев жидкой фазы СУГ при режиме ее хранения в геотермальном регазификаторе.

Их результаты представлены графиками на рис. 7 и 8. Здесь термограммы нагрева пропана и бутана в скважинах с радиусами $r_{c1} = 0,5$ м и $r_{c2} = 0,25$ м, пробуренных во влажном суглинке, сопоставлены с такими же графиками, полученными для сухого грунта. Из их рассмотрения можно сделать ряд выводов, имеющих большой научный и практический интерес.

Выделение теплоты при промерзании слоев влажного грунта вокруг скважин приводит к дополнительному прогреву жидкой фазы в первые моменты их теплового взаимодействия (при иррегулярном режиме теплообмена). Темп нагрева жидкости на этом этапе выше, чем в соответствующих скважинах, пробуренных в сухом грунте в те же моменты времени.

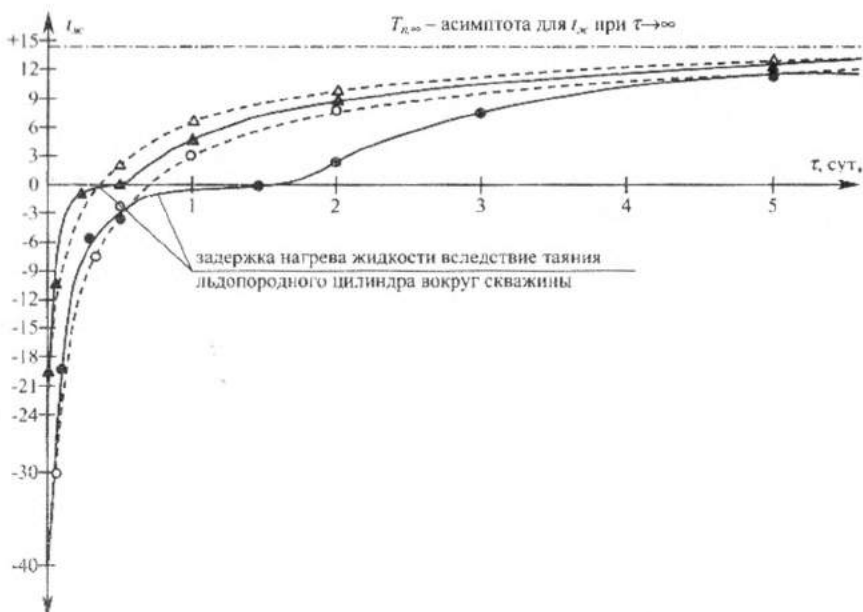


Рис. 7. Сопоставление термограмм нагрева жидкого пропана и бутана в скважине с $r_c = 0,5$ м, пробуренной в сухом и влажном грунте (суглинка с $W_c = 20\%$)

Обозначения: ●, ○ – пропан; ▲, △ – бутан; сплошные линии и темные значки – нагрев во влажном грунте; пунктирные линии и светлые значки – нагрев в сухом грунте

При переходе к оттаиванию образовавшегося льдопородного цилиндра под действием притока теплоты из массива грунта (при регулярном режиме теплообмена) за счет поглощения теплоты фазового перехода влаги нагрев жидкой фазы СУГ резко тормозится. Ее температура в течение определенного временного интервала остается практически неизменной.

В эти же моменты времени в сухом грунте температура жидкости, находящейся в скважине ГТР, монотонно возрастает.

Длительность интервала времени, когда температура жидкости практически не меняется зависит от ряда факторов: от состава и начальной температуры СУГ, породного состава грунта и его влажности. Чем ниже начальная температура СУГ и больше влажность грунта, тем длительнее этот интервал. Существенно влияет на длительность этого

интервала радиус скважины ГТР, что видно из сопоставления графиков, представленных соответственно на рис. 7 и 8 для двух радиусов $r_{c1} = 0,5$ м и $r_{c2} = 0,25$ м при прочих равных условиях.

Скважина малого радиуса обладает меньшей хладоемкостью, потому зона образовавшегося мерзлого грунта здесь тоньше, и влияние ее таяния на задержку нагрева жидкой фазы СУГ, вызванную расходом теплоты на фазовый переход влаги относительно невелико.

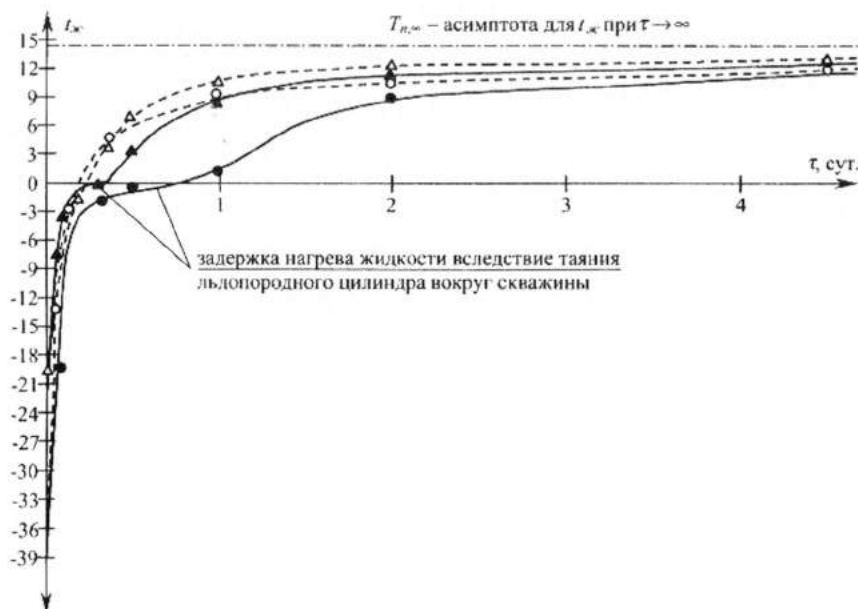


Рис. 8. Сопоставление термограмм нагрева жидкого пропана и бутана в скважине с $r_c = 0,25$ м, пробуренной в сухом и влажном грунте (суглинке $W_e = 20\%$).

Обозначения те же, что на рис. 7

Толщина льдопородного цилиндра вокруг скважин с низкотемпературной жидкостью зависит от радиуса скважин, состава СУГ и его начальной температуры, породного состава грунта и его естественной влажности.

Так, расчеты показывают, что для скважин ГТР с радиусом $r_c = 0,5$ м, пробуренной в суглинке с естественной влажностью

$W_c = 20\%$ и заполненной пропаном с самой низкой из рассмотренных начальной температурой $t_v = -40^\circ\text{C}$, толщина мерзлого слоя составляет 6,5...7,5 см.

При прочих равных условиях льдопородный цилиндр вокруг скважины ГТР с радиусом $r_c = 0,25$ м имеет толщину порядка 3 см.

Следовательно, для обеспечения эффективного нагрева жидкой фазы СУГ любого состава и начальной температуры в сухом и влажном грунте и последующего интенсивного испарения необходимо отдавать предпочтение ГТР с относительно небольшим радиусом скважины (с диаметром обсадной колонны не более 600 мм).

Этот вывод важен для выбора размеров геотермальных регазификационных установок, обеспечивающих газоснабжение потребителей с циклическим газопользованием, каковыми являются объекты жилищно-коммунального назначения, у которых длительность интервала между максимумами расхода газа в течение суток составляет 8...10 часов.

При большой продолжительности теплового взаимодействия грунта и ГТР, обеспечивающих снабжение сжиженным газом потребителей с постоянной нагрузкой, различия в скорости нагрева СУГ в скважинах, окруженных сухим или влажным грунтом, практически исчезают.

В таких случаях целесообразнее использовать ГТР с большим радиусом скважины (диаметром обсадной колонны порядка 1,0 м). При этом объем нагреваемой жидкости в ГТР будет достаточно большим, что обеспечит необходимую длительность работы геотермальных регазификаторов без дозаправки.

Выводы

Установлено, что при начальных низких температурах жидкой фазы СУГ и положительной начальной температуре массива влажного грунта в процессе деформации однородного температурного поля в зоне, прилегающей к стенке скважины, происходит фазовый переход содержащейся в грунте влаги.

Вокруг скважины образуется кольцеобразный льдопородный цилиндр, радиус которого определяется расстоянием, где в процессе охлаждения достигается температура фазового преобразования воды.

При восстановлении температурного поля льдопородный цилиндр тает, и этот процесс оказывает существенное влияние на теплообмен жидкой фазы СУГ с грунтом.

В течение достаточно продолжительного времени, несмотря на приток теплоты из грунта, температура жидкости остается практически неизменной. Принято, что часть грунтовой воды является связанной поверхностными силами капиллярных структур, поэтому замерзает при более низкой температуре, чем свободная вода (в диапазоне $-1,5 \dots 0^\circ\text{C}$).

Проанализировано влияние различных факторов на нагрев жидкой фазы СУГ с учетом фазовых переходов грунтовой влаги.

Особенно существенно ухудшение теплообмена жидкости с влажным грунтом зависит от радиуса скважины, что при одной и той же глубине равноценно объему скважины и, в конечном счете, определяет хладоемкость ГТР. В этом отношении предпочтительны ГТР с радиусом скважины порядка $r_c = 0,25 \dots 0,3$ м.

НАТУРНЫЕ ЭКСПЕРИМЕНТЫ НА ОПЫТНО-ПРОМЫШЛЕННОЙ ГЕОТЕРМАЛЬНОЙ УСТАНОВКЕ И СОПОСТАВЛЕНИЕ ИХ РЕЗУЛЬТАТОВ С ДАННЫМИ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Цель натуральных экспериментов на опытно-промышленной геотермальной установке состояла в проверке правильности принятой физической модели теплового взаимодействия жидкой фазы СУГ и грунта, приемлемости введенных при ее теоретическом описании упрощающих допущений, адекватности математического описания процессов теплопереноса при выбранных начальных и граничных условиях и, наконец, в проверке правильности схемы численного решения задачи методом конечных элементов.

В результате проведения натуральных экспериментов оценивалось соответствие данных математического моделирования теплового взаимодействия ГТР с грунтом реальному тепловому режиму системы и правомерности использования полученного в ходе вычислительных экспериментов нестационарного распределения температур в жидкости и грунте для выполнения тепловых расчетов геотермальных регазификаторов при их проектировании.

Задачей натуральных экспериментов являлось прямое измерение температур жидкой фазы СУГ внутри ГТР и массиве грунта в области теплового влияния ГТР в различные моменты времени для точек, находящихся на различных расстояниях от оси ГТР и на разной глубине.

Опыты проводились на геотермальном регазификаторе с диаметром обсадной колонны $\varnothing 518 \times 10$ мм, что при математическом моделировании соответствовало радиусу скважины ГТР $r_c = 0,25$ м. В качестве СУГ был выбран бутан технический (БТ), близкий по свойствам рассмотренному при математическом моделировании н-бутану. Натурные эксперименты проводились на геотермальном регазификаторе, работающем в составе системы газоснабжения СУГ потребителя с циклическим газопользованием в г. Тульчин. Объектом газоснабжения выбрано производственно-бытовое здание местной ГНС.

Исходя из поставленных задач, при проведении натуральных экспериментов необходимо в различные моменты времени выполнять измерения температуры в различных точках по глубине, а именно:

- жидкого бутана на оси ГТР;
- стенки обсадной колонны ГТР;
- грунта, окружающего скважину ГТР, на различных расстояниях от ее стенки.

Для проведения натуральных экспериментов была создана и отлажена система контроля температур с автоматической записью результатов как функции времени, для большого количества точек измерения.

Система контроля температур должна обеспечивать:

- высокую точность измерения;
- непрерывность контроля и регистрации температуры во времени;
- малую инерционность первичных приборов (чувствительных элементов);
- высокую надежность и помехоустойчивость;
- технологичность монтажа.

Учитывая невысокие температуры, подлежащие измерению, в качестве первичных приборов следует применить контактные термометры, у которых чувствительный элемент непосредственно соприкасается с измеряемой средой.

Анализ известных методов измерения температуры контактным способом показал, что в условиях планируемых натуральных экспериментов перечисленным выше требованиям в наибольшей степени удовлетворяет термоэлектрический метод (с помощью термоэлектрических преобразователей или термопар).

Достоинством термоэлектрических преобразователей (термопар) является:

- высокая точность измерения температуры;
- возможность централизации контроля показаний большого числа термопар путем присоединения их через электропереключатель к одному отъюстированному измерительному прибору;
- возможность автоматического введения единой поправки на температуру свободных концов всех термопар;
- возможность регистрирования результатов измерения температуры с помощью самописца;
- возможность раздельной градуировки термопар и общего измерительного прибора;
- стабильность и воспроизводимость термоэлектрической характеристики термопар, как правило, близкой к линейной в выбранном диапазоне температур;

- малые размеры термопар и простота их размещения на измеряемом объекте, в жидкой и твердой среде;

- относительная простота монтажа измерительных цепей.

Для обеспечения надежности измерения температуры термоэлектрическим методом должны быть решены вопросы:

- уменьшения оттока теплоты по термоэлектродам в месте крепления к измеряемому объекту;

- электрической изоляции термоэлектродов;

- защиты термоэлектродов от соприкосновения с агрессивной средой;

- механической прочности всех составляющих измерительной цепи.

Измерение термо-ЭДС вторичными приборами осуществлялось компенсационным методом с помощью потенциометра. Его основное преимущество в том, что в момент измерения ток в цепи термопары равен нулю. При этом изменение сопротивления внешней цепи при измерениях не играет никакой роли. За этот счет отпадает необходимость учитывать влияние изменения температуры окружающей среды на полученные результаты.

Современные отечественные автоматические потенциометры входят в состав комплекса самописцев типа КС. Они обладают высокой точностью и быстродействием, позволяющим использовать их для исследования нестационарных температурных полей.

Чтобы измерять температуру термопарой необходимо произвести ее градуировку, т.е. предварительно получить значения возникающей на рабочем конце термо-ЭДС для различных температур. Свободный конец термопары должен при этом находиться при температуре 0°C (в термостатированном сосуде с тающим льдом).

Составив градуировочные таблицы или графики в координатах t -ЭДС, можно определять измеряемую температуру, не прибегая к термостатированию свободных концов термопары, а лишь вводя поправки на их известную температуру.

Включение измерительного прибора в сеть термопары производилось с помощью компенсационных проводников, предназначенных для вывода свободных концов термопары в зону с контролируемой температурой. К свободным концам компенсационных линий измерительный прибор подключался с помощью соединительных проводов.

Для измерения температуры в нескольких точках использовалась схема поочередного подключения термопар к одному измерительному

прибору. При этом компенсационные проводники от всех термопар доводили до общей сборки зажимов, каждая пара которых могла поочередно подключаться к прибору с помощью электропереключателя.

Подготовка к измерению температур жидкой фазы бутана внутри резервуара ГТР и грунта на различных глубинах и расстояниях от его стенки включала в себя подбор подходящего к рассматриваемым условиям натуральных экспериментов материала термопар, их изготовление и градуировку, а также монтаж термоэлектрических преобразователей на специальных устройствах для размещения их в измеряемой среде в нужных точках по глубине и радиусу.

Для температурных условий натуральных экспериментов в наибольшей степени подходят медь-константановые термопары. Ими удобно измерять температуру не только твердых тел, но и жидких неагрессивных сред, к которым относятся сжиженные углеводородные газы.

Изготавливаемые в промышленных условиях термоэлектрические преобразователи обычно помещаются в защитные оправы в виде металлических чехлов. Это обеспечивает длительную эксплуатацию термопар в промышленных установках, но увеличивает их инерционность.

Чтобы регистрировать быстро меняющиеся температуры в процессе теплового взаимодействия ГТР и грунта, было решено использовать нестандартные термопары, изготовленные в лабораторных условиях из медь-константановых термоэлектродов.

Рабочие концы термоэлектрических преобразователей изготавливались путем сварки электрической дугой предварительно скрученных концов термоэлектродов. Во избежание появления паразитной термо-ЭДС скрутку выполняли из 3...5 витков длиной порядка 10 мм. Электрическая дуга для сварки концов скрутки образовывалась за счет контакта с электропроводным порошковым графитом при приложении необходимого напряжения от лабораторного автотрансформатора.

Изготовленные термопары были подвергнуты индивидуальной градуировке. В качестве вторичного прибора для измерения термо-ЭДС применялся электронный автоматический потенциометр типа КСП-4 класса точности 0,5. Этот же прибор впоследствии использовался для измерения температуры в натуральных экспериментах, так что он в дополнительной градуировке не нуждался.

Температура лабораторного образца (медной болванки), на котором производилась тарировка термопар, замерялась жидкостным стеклянным ртутным термометром типа ТЛ-4 с ценой деления $0,1^{\circ}\text{C}$. Свободные концы термопар помещались в термостатированный сосуд (термос) с тающим льдом.

Для получения отрицательных температур лабораторный образец помещался в холодильник.

На рис. 1 приведен градуировочный график, изготовленных медь-константовых термопар, имеющий практически линейный характер в большей части диапазона исследуемых температур.

Для измерения температуры в различных точках по глубине скважины в жидкой фазе СУГ на стенке обсадной колонны и в грунте термопары были собраны в гирлянды по 4 штуки в каждой с расстоянием между ними в 6 м. Термоэлектроды перед монтажом были электроизолированы с помощью глифталиевого лака, который является хорошим электро- и гидроизолятором как при отрицательных температурах, так и при нагреве до $+180^{\circ}\text{C}$. Каждая из термопар помимо того была помещена в хлорвиниловую трубку («кембрик») диаметром 5 мм.

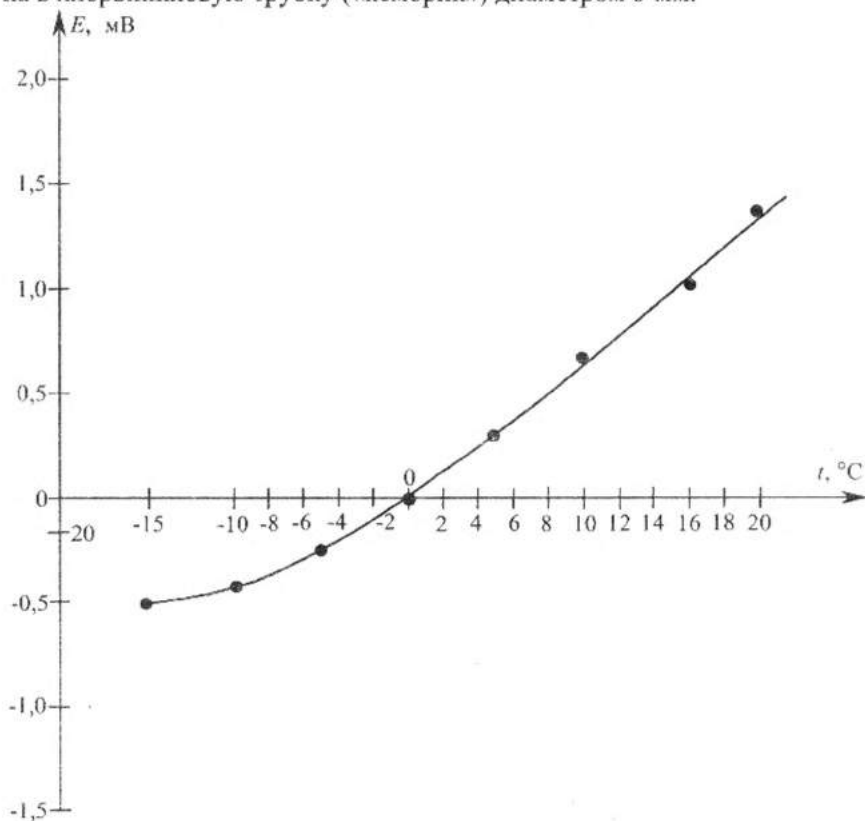


Рис. 1. Градуировочная кривая медь-константовой термопары

В процессе монтажа исправность термопар проверялась милливольтметром на обрыв, а качество электроизоляции термоэлектродов проверялось омметром.

Маркированные концы соединительных проводов термопар подключались к автоматическому потенциометру через переключатель точек измерения ПТИ-М-УЗ.

Для измерения температур жидкого бутана в скважине ГТР термопары устанавливались на штанге из стальной трубы $\varnothing 28 \times 3$ мм длиной 50 м, которая крепилась по оси обсадной колонны.

Для измерения температуры стенки обсадной колонны рабочие концы термопар в соответствующих точках по ее длине заделывались путем зачеканивания под стружку на наружной поверхности. Во избежание механических повреждений при опускании обсадной колонны в скважину гирлянда термопар была защищена приваренным снаружи стальным уголком 45×45 мм.

Термопары на зондах, с помощью которых измерялась температура грунта на различных глубинах, размещались в хлорвиниловой оболочке внутри стальной трубы $\varnothing 28 \times 3$ мм длиной 40 м. После монтажа термопар такие зонды опускались в параметрические скважины, пробуренные на расстоянии 0,5 и 1,0 м от стенки ГТР.

Соединительные линии от всех термопар к вторичному прибору были проложены открытым способом по кратчайшему пути с обеспечением их надежной изоляции. В месте присоединения компенсационных проводов к соединительным был обеспечен контроль температуры жидкостным стеклянным спиртовым термометром с ценой деления $0,5^\circ\text{C}$. Его показания использовались для оценки поправки к показателям термопар.

Электроизмерительный прибор (потенциометр КСП-4) был установлен в сухом отапливаемом помещении и заземлен. Его питание производилось от осветительной сети напряжением 220 В. В этом же помещении располагался многоточечный переключатель термопар.

Результаты измерения температуры заносились в журнал наблюдений, куда записывались измеренные потенциометром значения термо-ЭДС E' , мВ. Действительное значение термо-ЭДС определялось по формуле:

$$E = E' + \Delta E_1 \pm \Delta E_2, \text{ мВ},$$

где E – действительное значение измеряемой термо-ЭДС, мВ;

E' – значение термо-ЭДС, полученное в результате каждого измерения в ходе эксперимента, мВ;

ΔE_1 – основная поправка потенциометра по паспорту, мВ, для КСП-4 $\Delta E_2 = 0,1$ мВ;

ΔE_2 – поправка на температуру свободных концов термопар, определяемая по тарировочной характеристике термопар.

Температура измеряемой среды определялась по полученному действительному значению термо-ЭДС E , мВ с помощью градуировочного графика.

Истинное значение температуры в каждой исследуемой точке определялось как среднеарифметическое значение \bar{T} не менее 3-х измерений.

Из результатов измерений следует, что температура жидкого бутана по глубине скважины практически постоянна. Средние температуры СУГ на глубинах 16, 28 и 34 м различаются на величины, находящиеся в пределах среднеквадратичной погрешности измерения, которая оценивается величиной $\pm 1^\circ\text{C}$. Это подтверждает положение теоретического анализа о практическом отсутствии вертикального теплопереноса в системе ГТР – грунт.

Экспериментальные значения температур жидкого бутана на оси ГТР в различные моменты времени удовлетворительно совпадают со значениями, предсказанными для центра скважины при математическом моделировании.

Это положение иллюстрируется графиком на рис. 2. На нем в области температур фазового перехода грунтовой влаги прослеживается предсказанная теоретически задержка в нагреве жидкого бутана.

Совпадает по времени также предсказанный теоретически переход теплообменных процессов в стадию квазистационарного режима, когда температура жидкости асимптотически стремится к температуре невозмущенного массива грунта.

Сопоставление опытных и теоретических значений температур стенки скважины (обсадной колонны) для тех же фиксированных моментов времени проиллюстрировано графиком на рис. 3.

На этапе нагрева стенки ГТР опытные точки систематически располагаются ниже кривой, построенной по результатам математического моделирования. Очевидно, это объясняется тем, что значительно более теплопроводная, чем грунт, реальная стальная обсадная труба охлаждается сильнее, чем предсказывает теория для стенки скважины.

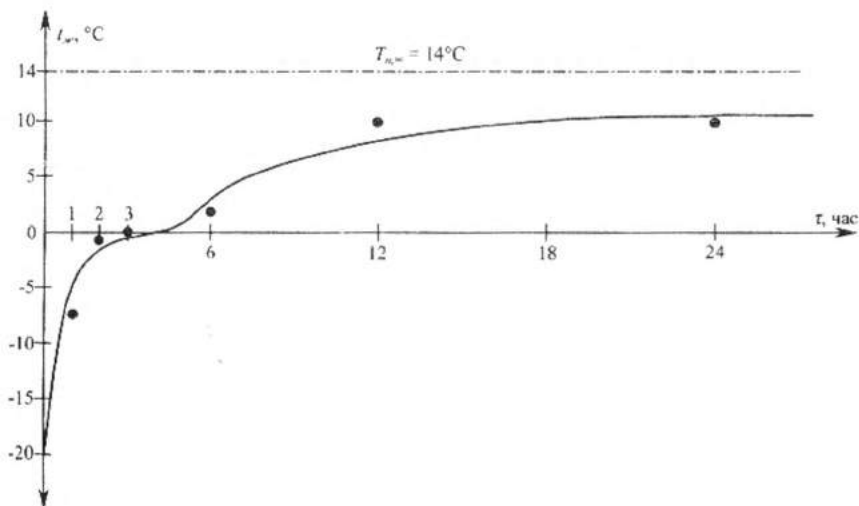


Рис. 2. Сопоставление результатов натуральных экспериментов и математического моделирования по изменению температуры бутана во времени на оси ГТР

Обозначения: — — зависимость $t_{w,r=0} = f(\tau)$ по результатам математического моделирования, • — результаты измерения температуры бутана на оси ГТР в натурном эксперименте,

В целом же изменение температуры стальной обсадной трубы во времени полностью подчиняется закономерностям, полученным при математическом моделировании теплового взаимодействия геотермального регазификатора с влажным грунтом при весьма низких значениях начальной температуры СУГ.

Образовавшийся в процессе резкого снижения температуры стенки ГТР и прилегающих к ней слоев грунта льдопородный цилиндр при восстановлении исходного температурного поля существенно ухудшает теплоперенос к жидкой фазе СУГ. Это происходит вследствие таяния и поглощения при данном процессе значительных количеств теплоты, которая притекает из невозмущенного массива грунта.

Различия между опытными и теоретическими значениями температуры стенки обсадной трубы скважины характеризуются величиной порядка 15...20%, что для условий натурального эксперимента является приемлемым.

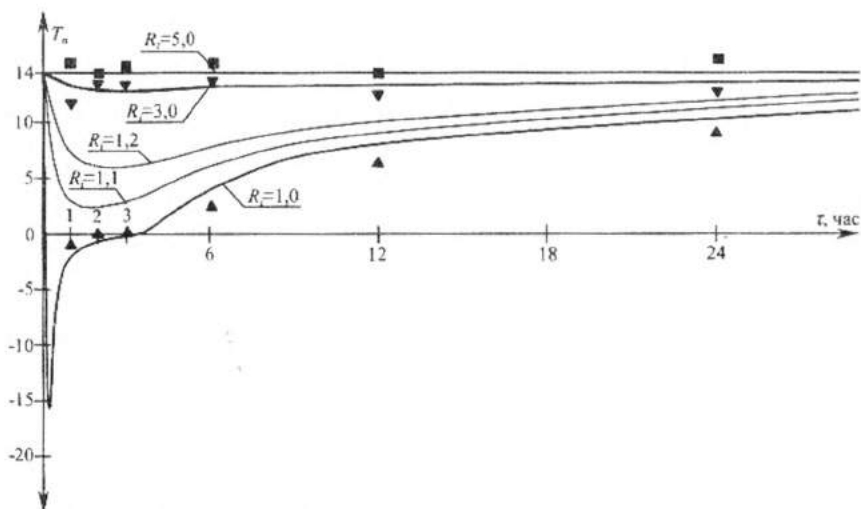


Рис. 3. Сопоставление результатов натуральных экспериментов и математического моделирования по изменению температуры влажного суглинка во времени на различных относительных радиусах $R_i = r_i/r_c$

Обозначения: — — термограммы грунта по результатам математического моделирования, \blacktriangle — результаты натурального эксперимента для $R_i = 1,0$ (стенка ГТР), \blacktriangledown — тоже для грунта при $R_i = 3,0$ ($r_i - r_c = 0,5$ м), \blacksquare — тоже для грунта при $R_i = 5,0$ ($r_i - r_c = 1,0$ м)

Данные прямых измерений температуры грунта с помощью зондов, которые размещаются в специальных скважинах на различных расстояниях от стенки ГТР, подтверждают результаты теоретического анализа изменения температуры влажного грунта во времени.

Экспериментальные точки с приемлемой точностью ложатся на кривые, построенные по результатам математического моделирования для соответствующих радиусов, что наглядно видно из рис. 3.

Полученные в натурном эксперименте данные подтвердили теоретический прогноз о том, что наиболее существенные изменения температуры грунта происходят в слоях, находящихся в непосредственной близости от стенки скважины, которые характеризуются относительными радиусами не более $R_i = 1,2 \dots 1,3$.

На расстоянии от стенки скважины с $r_c = 0,25$ порядка 1,25 м и более (при $R \geq 5$) тепловое воздействие на грунт жидкой фазы СУГ, ох-

лажденной до -20°C , практически исчезает, что согласуется с теоретически предсказанным радиусом теплового влияния для ГТР указанного диаметра.

Натурные эксперименты показали, что принятая при теоретическом рассмотрении задачи физическая модель теплового взаимодействия ГТР с грунтом, в том числе и влажным, является достоверной.

Интенсивность теплообмена как в жидкости, так и в грунте оценена близко к действительной, так как полученные при математическом моделировании нестационарные температурные поля в этих средах практически совпали с измеренными в натурных экспериментах.

Принятые при математическом описании процесса нестационарной теплопроводности в двух средах начальные и граничные условия адекватно представляют реальную картину теплопереноса в рассматриваемых условиях.

Схема вычислений для получения нестационарных температурных полей при тепловом взаимодействии ГТР и грунта с использованием метода конечных элементов (МКЭ) доказала свою эффективность. В результате вычислительных экспериментов получен большой массив данных, отражающих влияние основных факторов процесса на формирование температурного режима СУГ в ГТР и окружающего грунта. Закономерности этого влияния, выведенные на основании математического моделирования подтверждены данными натурных экспериментов.

Дополнительным подтверждением правильности принятой физической модели теплового взаимодействия ГТР и грунта, а также адекватности ее математического описания и достоверности данных, полученных в результате вычислительных экспериментов с использованием метода конечных элементов (МКЭ), является хорошее совпадение теоретически предсказанной и измеренной в натурных опытах паропроизводительности геотермального регазификатора с диаметром порядка 500 мм.

Их сопоставление для случаев работы ГТР в циклическом режиме газоснабжения (в г. Тульчин) и постоянном газоиспользовании в котельной с газовыми котлами (в г. Немиров) приведено на рис. 4.

В обоих случаях определение паропроизводительности ГТР (объемного часового расхода газа) в натурных экспериментах выполнялось с помощью газовых счетчиков класса I с дистанционной передачей данных на центральный пункт для записи ее изменений во времени.

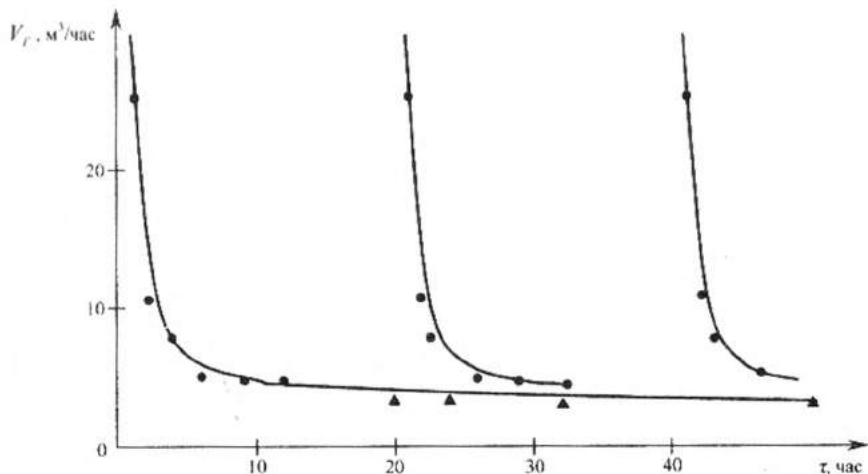


Рис. 4. Сопоставление расчетных и опытных значений паропроизводительности ГТР

Обозначения: — — расчетные значения; ● — опытные данные при циклическом режиме газоснабжения (г. Тульчин); ▲ — опытные данные при постоянном режиме газоснабжения (г. Немиров),

В качестве примера на рисунке приведены закономерности изменения паропроизводительности для 3 циклов газопотребления, между которыми газ практически не использовался. Жидкая фаза СУГ в этот период прогревалась до температуры, близкой к естественной температуре глубинного массива грунта, после чего цикл испарения повторялся.

Высокая интенсивность испарения СУГ на начальном этапе процесса обусловлена его протеканием в иррегулярном режиме, который быстро переходит в регулярную стадию. Она характеризуется экспоненциальным падением интенсивности теплообмена жидкости и грунта, что приводит к резкому падению паропроизводительности.

При постоянном газоиспользовании процесс теплообмена СУГ и грунта протекает в квазистационарном режиме, при котором паропроизводительность практически не изменяется во времени.

Результаты математического моделирования целесообразно использовать для разработки научно обоснованной методики теплового расчета геотермальных регазификаторов и прогнозирования их паропроизводительности при проектировании. Теоретические исследования

сложного процесса теплового взаимодействия ГТР с грунтом, подкрепленные данными натуральных экспериментов, позволяют осознанно выбирать рациональные режимы эксплуатации геотермальных регазификаторов как при цикличном, так и при постоянном газоснабжении потребителей СУГ.

Выводы

Для проверки правильности принятой физической модели теплового взаимодействия СУГ и грунта, адекватности математического описания процессов теплопереноса при выбранных начальных и граничных условиях и эффективности схемы численного решения системы уравнений методом конечных элементов предпринято проведение натуральных экспериментов на опытно-промышленных геотермальных регазификаторах в городах Тульчин и Немиров Винницкой области.

В задачи натуральных экспериментов входило измерение температур жидкой фазы СУГ, стенки обсадной колонны и грунта на различных расстояниях от скважин ГТР в различные моменты времени на различных глубинах.

Опыты проводились при нагреве бутана, грунт состоял из влажного суглинка.

Измерения температур выполнялось с помощью медь-константовых нестандартных термодпар, подвергавшихся индивидуальной тарировке.

Сопоставление расчетных и опытных значений соответствующих температур свидетельствует об их хорошем совпадении.

Дополнительным подтверждением правильности теоретических предпосылок и полученных на их основе данных о нестационарном распределении температур в жидкости и грунте является хорошее совпадение расчетных и экспериментальных значений паропроизводительности ГТР при цикличном и постоянном газоснабжении объектов.

МЕТОДИКА ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА ГЕОТЕРМАЛЬНЫХ РЕГАЗИФИКАТОРОВ СЖИЖЕННОГО УГЛЕВОДОРОДНОГО ГАЗА

Целью проектирования геотермальных регазификаторов (ГТР) является определение размеров теплообменной поверхности и других геометрических параметров по заданной паропроизводительности (прямая задача) или, наоборот, определение паропроизводительности установки при заданных размерах ГТР (диаметре обсадной колонны D и глубине скважины H_c), что составляет обратную задачу.

В основе проектирования геотермального регазификатора лежат тепловые расчеты, методика которых базируется на результатах проведенных теоретических и экспериментальных исследований теплового взаимодействия грунта и жидкой фазы СУГ, находящейся в скважине ГТР.

В ходе тепловых расчетов ГТР основная задача состоит в определении удельных тепловых потоков на стенке скважины, содержащей сжиженный газ, q_τ , Вт/м² в различные моменты времени их теплового взаимодействия.

Принципиально новым в предлагаемой в данной статье методике является непосредственное использование для этого нестационарного распределения температуры грунта в слое, прилегающем к стенке скважины ГТР. Указанное распределение получено в результате численного решения на ЭВЦМ краевой сопряженной задачи нестационарной теплопроводности методом конечных элементов (МКЭ) в процессе математического моделирования теплового взаимодействия ГТР и грунта.

Зная температуру грунта на стенке скважины (при $r_1 = r_c$) и в непосредственной близости от нее (например, при $r_2 = 1,05r_c$) для ряда фиксированных моментов времени τ , можно определить изменение во времени удельных тепловых потоков на стенке скважины, омываемой жидкой фазой СУГ, q_τ . Для этого используется закон Фурье для стационарной одномерной теплопроводности в бесконечном цилиндрическом

слое твердого тела, принимая в малом интервале $\Delta\tau_i = \tau_{i+1} - \tau_i$, что процесс теплопереноса протекает в квазистационарном режиме:

$$q_{\tau} = \lambda_n \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{\tau} \cong \lambda_n \frac{(T_{r_2} - T_{r_1})_{\tau}}{r \ln \frac{r_2}{r_1}}, \text{ Вт/м}^2, \quad (1)$$

где λ_n – теплопроводность породы, слагающей грунт, Вт/(м·°С); $(T_{r_2} - T_{r_1})_{\tau} = \Delta T_{\tau}$ – конечная разность температур в цилиндрическом слое, ограниченном радиусами r_2 и r_1 , в рассматриваемые интервалы времени $\Delta\tau_i$.

Учитывая, что толщина слоя $\delta = r_2 - r_1$, много меньше радиуса r , влиянием его кривизны можно пренебречь и производить определение удельных тепловых потоков по формуле для бесконечной плоской стенки:

$$q_{\tau} = \lambda_n \frac{\Delta T_{\tau}}{\delta}, \text{ Вт/м}^2. \quad (2)$$

В нашем случае $\delta = r_2 - r_1 = 1,05r_c - r_c = 0,05r_c$, м.

Обработка термограмм грунта, полученных в вычислительных экспериментах, позволяет определить значения разности температур ΔT_{τ} в пристенном слое для различных моментов времени и с их помощью оценить величину удельных тепловых потоков q_{τ} , также меняющихся во времени.

Основной задачей теплового расчета одиночного ГТР является оценка паропроизводительности при его тепловом взаимодействии с грунтом.

После этого по заданному или найденному по известной методике, приведенной в [2], максимальному расчетному часовому расходу газа на нужды потребителей $V_{\tau, \max}$ можно найти необходимое количество геотермальных регазификаторов $n_{ГТР}$ одновременно работающих на конкретную централизованную систему локального газоснабжения СУГ.

Имея план площадки строительства групповой геотермальной установки (ГТУ), выбираем схему размещения ГТР, руководствуясь требованиями СНиП 2.04.08-87 и не допуская взаимного теплового влияния рядом расположенных регазификаторов. Расстояние между центра-

ми скважин ГТР должно превышать удвоенный радиус их теплового влияния на массив грунта r_c .

При тепловом расчете ГТР исходными данными являются:

- географический пункт строительства ГТР;
- климатологические характеристики местности;
- породный состав грунта и его естественная влажность;
- теплофизические свойства породы при различных состояниях грунта (сухой, талый, мерзлый);
- состав СУГ;
- теплофизические характеристики жидкой и паровой фазы СУГ;
- диаметр обсадной колонны скважины $D_{ГТР}$ м (радиус скважины r_c) и ее глубина $H_{ГТР}$, м;
- максимальный объемный расход газа в системе газоснабжения потребителей СУГ, $V_{c,max}$;
- режим газоснабжения (циклический или постоянный);
- в случае циклического режима задаются длительностью рабочего цикла газоснабжения.

Тепловой расчет геотермальных регазификаторов выполняется в порядке, изложенном ниже.

1. Определяем температуру массива грунта для условий конкретной местности на глубинах, где располагается зона активного теплообмена с ГТР.

Ранее принято, что активный теплообмен жидкой фазы СУГ в ГТР с грунтом протекает на глубинах, расположенных ниже нейтрального слоя гелиотермозоны, где годовыми колебаниями температуры грунта можно пренебречь. Нейтральный слой гелиотермозоны в грунтах, характерных для Украины, размещается на глубине 15...18 м [10].

Можно принять, что температура массива грунта $T_{n,\infty}$ в зоне активного теплового взаимодействия с ГТР по глубине не изменяется.

Согласно положениям теплофизики грунта [6], данная температура равна среднегодовой температуре поверхности грунта в данной местности. При отсутствии данных метеослужбы о ее величине, указанную температуру можно приближенно определить по формуле:

$$T_{n,\infty} = T_{нов}^{ср.год} = t_{возд}^{ср.год} + (2...2,5), \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (3)$$

где $t_{возд}^{ср.год}$ – среднегодовая температура наружного воздуха для данного географического пункта, $^\circ\text{C}$.

Эту температуру можно определить по данным многолетних метеонаблюдений в конкретной местности, а в случае их отсутствия – по данным, приведенным в СНиП 2.01.01-82 «Строительная климатология и геофизика» [8].

2. По породному составу грунта (коэффициенту температуропроводности породы a_n , м²/час) и радиусу скважины ГТР r , м, находим перепады температуры ΔT_τ для различных моментов времени τ по эмпирическим формулам, полученным в результате обработки термограмм грунта при взаимодействии с СУГ:

– для н-бутана

$$\Delta T_\tau = 0,0071 \cdot \frac{(1,3 + 0,2\tau) \cdot \left(0,5 + \frac{r_c}{0,25}\right) \cdot r_c}{a_n \cdot \sqrt{\tau} \cdot (1 + \ln \tau)}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4)$$

– для пропана

$$\Delta T_\tau = 0,015 \cdot \frac{(1,3 + 0,2\tau) \cdot \left(0,5 + \frac{r_c}{0,25}\right) \cdot r_c}{a_n \cdot \sqrt{\tau} \cdot (1 + \ln \tau)}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5)$$

Коэффициент температуропроводности породы находим по выражению:

$$a_n = \frac{3,6\lambda_n}{c_n \cdot \rho_n}, \text{ м}^2/\text{час}, \quad (6)$$

где λ_n – теплопроводность породы, Вт/(м · °C); c_n – теплоемкость породы, Дж/(кг · °C); ρ_n – плотность породы, кг/м³.

Теплофизические свойства сухого, влажного и мерзлого грунта характерных для Украины пород определяется по таблицам, приведенным в [6].

3. По найденным значениям ΔT_τ определяем величину нестационарного удельного теплового потока для соответствующих моментов времени:

$$q_\tau = \frac{\lambda_n}{0,05r_c} \cdot \Delta T_\tau, \text{ Вт/м}^2. \quad (7)$$

4. Зная изменения удельного теплового потока на стенке скважины во времени, находим изменяющиеся соответственно коэффициенты теплоотдачи при неразвитом режиме пузырькового кипения углеводородов по формуле, приведенной в [5]:

$$\alpha_{\kappa,\tau} = 0,385 (g \cdot \beta_{\text{ж}} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}})^{0,25} \cdot \frac{\lambda_{\text{ж}}^{0,75}}{V_{\text{ж}}^{0,5}} \cdot q_{\tau}^{0,25}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}), \quad (8)$$

где $g = 9,81 \text{ м}/\text{с}^2$ – ускорение свободного падения; $\beta_{\text{ж}}$ – объемное расширение жидкости при нагреве 1°С ; $\text{Pr}_{\text{ж}} = \frac{V_{\text{ж}}}{\alpha_{\text{ж}}}$ – число Прандтля жидкости; $V_{\text{ж}}$ – кинематическая вязкость жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$; $\lambda_{\text{ж}}$ – теплопроводность жидкости, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$.

Значения теплофизических характеристик жидкой фазы СУГ определяются по таблицам, приведенным в [9].

5. Определяем часовое количество теплоты, переданное от массива грунта к жидкой фазе СУГ в ГТР в процессе ее поверхностного кипения:

$$Q_{\text{ж},\tau} = \alpha_{\kappa,\tau} \cdot F \cdot \Delta t_{\text{ж},\tau} = 3,6 \alpha_{\kappa,\tau} \cdot 2\pi r_c \cdot H_{\kappa} \cdot \Delta t_{\text{ж},\tau}, \text{ Дж}, \quad (9)$$

где H_{κ} – глубина, на которой происходит пузырьковое кипение СУГ со средним значением коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\kappa,\tau}$, оцененная ранее $H_{\kappa} = 10 \text{ м}$; $\Delta t_{\text{ж},\tau} = T_{n,r_c} - t_{\text{ж}}$ – перегрев жидкости у стенки скважины при неразвитом режиме кипения, являющийся функцией удельного теплового потока q_{τ} .

Неразвитый режим кипения характеризуется малыми перегревами пристенного слоя жидкости, не превышающими 5°С .

Примем зависимость перегревов жидкости $\Delta t_{\text{ж},\tau}$ от q_{τ} , представленную в табл. 1.

Таблица 1

Значения $\Delta t_{\text{ж},\tau} = (f\tau)$

q_{τ}	$\text{Вт}/\text{м}^2$	3000	1000	500	250	100	50
$\Delta t_{\text{ж},\tau}$	$^\circ\text{С}$	5	2	1,75	1	0,5	0,25

6. Для образования 1 м^3 паровой фазы СУГ необходимо расходовать количество теплоты, которое определяется по формуле:

$$Q_{\phi} = \sigma_{\phi} \cdot \rho_{\text{пар}}, \text{ Дж}, \quad (10)$$

где σ_{ϕ} – скрытая теплота фазового перехода при испарении конкретного углеводорода, Дж/кг; $\rho_{пар}$ – плотность пара (газа) данного СУГ в рабочем состоянии, кг/м³.

Плотность газа приводится в справочниках [9] при нормальных условиях (температура $t_0 = 0^\circ\text{C}$, давление $p = 101,3$ кПа) и обозначается ρ_0 .

Если температура и давление газа в рабочем состоянии отличаются от нормальных, то плотность газа определяется по формуле:

$$\rho_{пар} = \rho_0 \cdot \frac{273}{273 + t_p} \cdot \frac{p_p}{101,3} = 2,7 \rho_0 \frac{p_p}{T_p}, \text{ кг/м}^3. \quad (11)$$

7. Определяем часовую паропроизводительность (часовой объемный расход газа) одиночного ГТР в различные моменты времени цикла газоснабжения:

$$V_{z,t} = \frac{Q_{ж,t}}{Q_{\phi}} = \frac{3,6 \alpha_{k,t} \cdot 2\pi r_c \cdot H_k \cdot \Delta t_{ж,t}}{2,7 \sigma_{\phi} \cdot \rho_0 \frac{p_p}{T_p}}, \text{ м}^3/\text{час}. \quad (12)$$

8. Находим среднее за цикл газоснабжения значение часового объемного расхода газа от одного ГТР:

$$V_{z,ср} = \frac{\sum V_{z,t} \cdot \Delta \tau}{\sum \Delta \tau}, \text{ м}^3/\text{час}, \quad (13)$$

где $\Delta \tau = 1$ час; $\sum \Delta \tau = \tau_{ц}$ – длительность цикла газоснабжения от одного ГТР, обычно составляющая 6...8 час.

9. Определим количество одновременно работающих ГТР для обеспечения максимального часового расхода газа на нужды потребителя $V_{z,max}$:

$$n_{ГТР} = \frac{K_v \cdot V_{z,max}}{V_{z,ср}}, \text{ шт}, \quad (14)$$

где $K_v = 1,5$ – коэффициент запаса расхода газа, компенсирующий влияние ряда неучтенных факторов и упрощающих допущений.

10. При многорядном размещении ГТР на площадке, отведенной под строительство, расстояния между центрами скважин в ряду L , m и

между рядами B , м должны превышать удвоенный радиус зоны теплового влияния скважины r_i при ее взаимодействии с грунтом.

Установлено, что относительный радиус теплового влияния для рассмотренных ГТР составляет $R_i = \frac{r_i}{r_c} = 5,0 \dots 5,2$.

Отсюда по известному радиусу скважины определяется радиус теплового влияния r_i :

$$r_i = (5,0 \dots 5,2) r_c. \quad (15)$$

Меньшее значение R_i принимается для пород с относительно малым коэффициентом температуропроводности α_n , м²/час (глины и суглинки), большее – для пород с большим α_n (плотный песчаник).

Вследствие радиальной симметрии размеры L и B должны выбираться одинаковыми и равными:

$$L = B = 2r_i \cdot K_s = (5,0 \dots 5,2) \cdot 2r_c \cdot K_s, \quad (16)$$

где $K_s = 1,5$ – коэффициент запаса.

Пример теплового расчета ГТР

Пример теплового расчета ГТР для циклического газоснабжения объекта (жилищно-административного здания ГНС) проводится при следующих исходных данных:

- географический пункт строительства ГТР – г. Тульчин Винницкой обл.;
- климатологические характеристики местности приняты согласно данным [8] следующими:
 - среднегодовая температура воздуха составляет $t_{cp.god} = 12,35$ °С.
- породный состав грунта и его естественная влажность W_c , %:
 - суглинок с $W_c = 20$ %;
- теплофизические характеристики влажной (талой) породы:
 - плотность $\rho_{n,m} = 2000$ кг/м³;
 - теплопроводность $\lambda_{n,m} = 1,47$ Вт/(м · °С);
 - теплоемкость $c_{n,m} = 1,34$ кДж/(кг · °С);
 - температуропроводность $\alpha_{n,m} = 0,002$ м²/час
- состав СУГ: н-бутан (100%)

- теплофизические характеристики н-бутана:
 - плотность жидкой фазы $\rho_{ж} = 600 \text{ кг/м}^3$;
 - теплопроводность $\lambda_{ж} = 0,132 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$;
 - теплоемкость $c_{р,ж} = 2,24 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{°C)}$;
 - температуропроводность $\alpha_{ж} = 0,98 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с} = 3,53 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{час}$;
 - кинематическая вязкость $\nu_{ж} = 3,5 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$;
 - число Прандтля $\text{Pr}_{ж} = 3,6$;
 - объемное расширение $\beta_{ж} = 2,1 \cdot 10^{-4}$;
 - температура кипения при $p_p = 120 \text{ кПа}$ $t_{кип} = +4 \text{ °C}$;
 - скрытая теплота испарения $\sigma_{ж} = 390 \text{ кДж/кг}$;
 - плотность паровой фазы $\rho_0 = 2,7 \text{ кг/м}^3$
- наружный диаметр стальной трубы (обсадной колонны): $\varnothing 500 \text{ мм}$; радиус скважины $r_c = 0,25 \text{ м}$, глубина скважины $H_{ГТР} = 50 \text{ м}$;
- максимальный объемный расход газа на нужды потребителя: $V_{c,\text{max}} = 37 \text{ м}^3/\text{час}$.
- режим газоснабжения: циклический со средним периодом непрерывного отбора газа в сеть $\tau_u = 8 \text{ час}$.

Тепловой расчет ГТР выполняем в соответствии с методикой, изложенной выше.

1. Расчетное значение температуры массива грунта, не подверженного влиянию сезонных колебаний на поверхности и тепловому воздействию скважины ГТР:

$$T_{n,\infty} = t_{ср,год} + 2 = 12,35 + 2 = 14,35 \text{ °C}.$$

2. Перепады температуры в пристенном слое грунта толщиной $\delta = 0,05r_c = 0,05 \cdot 0,25 = 0,0125 \text{ м}$ для различных моментов времени определяем по расчетной зависимости:

$$\begin{aligned} \Delta T_r &= 0,0071 \frac{(1,3 + 0,2\tau) \left(0,5 + \frac{r_c}{0,25} \right) \cdot r_c}{\alpha \sqrt{\tau} (1 + \ln \tau)} = \\ &= 0,0071 \frac{(1,3 + 0,2\tau) \left(0,5 + \frac{0,25}{0,25} \right) \cdot 0,25}{2 \cdot \sqrt{\tau} (1 + \ln \tau)} = 1,35 \frac{(1,3 + 0,2\tau)}{\sqrt{\tau} (1 + \ln \tau)}, \text{ °C}. \end{aligned}$$

3. Текущее значение удельного теплового потока на стенке скважины определяем по расчетной зависимости:

$$q_{\tau} = \frac{\lambda_{n,m}}{\delta} \cdot \Delta T_{\tau} = \frac{1,47}{0,0125} \cdot \Delta T_{\tau} = 117,6 \cdot \Delta T_{\tau}, \text{ Вт/м}^2.$$

4. Изменение коэффициентов теплоотдачи при поверхностном пузырьковом кипении на стенке скважины во времени определяется по расчетной зависимости:

$$\begin{aligned} \alpha_{\kappa,\tau} &= 0,385 (g \cdot \beta_{\text{ж}} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}})^{0,25} \cdot \frac{\lambda_{\text{ж}}^{0,75}}{V_{\text{ж}}^{0,5}} \cdot q_{\tau}^{0,25} = \\ &= 0,385 (9,81 \cdot 0,0021 \cdot 3,6)^{0,25} \cdot \frac{0,132^{0,75}}{(3,5 \cdot 10^{-7})^{0,5}} \cdot q_{\tau}^{0,25} = \\ &= 0,385 \cdot 0,521 \cdot \frac{0,216}{0,6 \cdot 10^{-3}} \cdot q_{\tau}^{0,25} = 72,21 q_{\tau}^{0,25}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}. \end{aligned}$$

5. Изменения часового количества теплоты, переданного жидкости при кипении определяем для соответствующих моментов времени по расчетной формуле:

$$Q_{\text{ж},\tau} = 3,6 \alpha_{\kappa,\tau} \cdot 2\pi r_c \cdot H_{\kappa} \cdot \Delta t_{\text{ж},\tau} = 3,6 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,25 \cdot 10 \cdot \alpha_{\kappa,\tau} \cdot \Delta t_{\text{ж},\tau} = 56,52 \alpha_{\kappa,\tau} \cdot \Delta t_{\text{ж},\tau},$$

кДж/час

6. Плотность н-бутана при рабочих условиях ($t_p = 4 \text{ °C}$ и $p_p = 120$ кПа) равна:

$$\rho_c = 2,7 \cdot \rho_0 \frac{p_p}{273 + t_p} = 2,7 \cdot 2,7 \frac{120}{277} = 3,2 \text{ кг/м}^3.$$

7. Количество теплоты необходимое для получения 1 м^3 паровой фазы за счет испарения (кипения) н-бутана определяем по формуле:

$$Q_{\phi} = \sigma_{\phi} \cdot \rho_c = 390 \cdot 3,2 = 1248 \text{ кДж/м}^3.$$

8. Объемный расход газа от одного ГТР определяется по зависимости:

$$V_{c,\tau} = Q_{\text{ж},\tau} / Q_{\phi}, \text{ м}^3/\text{час}.$$

Расчеты изменения объемного расхода газа для фиксированных моментов времени $\tau = 1; 2; 3; 6; 9$ и 12 ч сводим в табл. 2.

Значения $\Delta V_{z,\tau} = f(\tau)$

τ , час	1	2	3	6	9	12
ΔT_{τ} , °C	2,0	0,94	0,69	0,48	0,43	0,4
$q\tau$, Вт/м ²	235,2	110,5	81,1	56,5	50,5	47
α_{κ} , Вт/м ² · °C	283	234	216,6	198	192,7	189
Δt_{κ} , °C	2,0	1,0	0,75	0,5	0,5	0,5
Q_{κ} , кДж	31980	13220	9178	5594	5444	5440
$V_{z,\tau}$, м ³ /час	25,6	10,6	7,34	4,48	4,35	4,34

Полученные данные, отражающие изменение часовых расходов газа во времени, представлены в виде графика на рис. 1. На этот график нанесены точки, соответствующие результатам натуральных замеров расхода газа с помощью счетчика от ГТР в г. Тульчин Винницкой обл., где регазификатор работал в цикличном режиме газоснабжения (кружки) и от такого же по размеру ГТР, который работал в постоянном режиме в г. Немиров Винницкой обл. (треугольники).

Совпадение расчетных значений часовых расходов газа с экспериментальными данными достаточно хорошее, что свидетельствует о правильности принятой физической модели процесса теплового взаимодействия грунта с ГТР, схемы решения системы уравнений, описывающих ее, и разработанной методики теплового расчета.

9. Пользуясь приведенным графиком, определим среднее за цикл газоснабжения значение объемного расхода газа от одного ГТР по формуле (13):

$$V_{z,sp} = \frac{\sum \bar{V}_{z,\tau} \cdot \Delta\tau}{\sum \Delta\tau}, \text{ м}^3/\text{час},$$

где $\Delta\tau = 1$ час, $\sum \Delta\tau = 8$ час, $\bar{V}_{z,\tau}$ – средняя для $\Delta\tau$ значения $V_{z,\tau}$.

Отсюда:

$$V_{z,sp} = \frac{40,0 + 15,0 + 8,5 + 6,0 + 5,0 + 4,5 + 4,3 + 4,2}{8} = \frac{87,2}{8} = 10,9 \text{ м}^3/\text{час}.$$

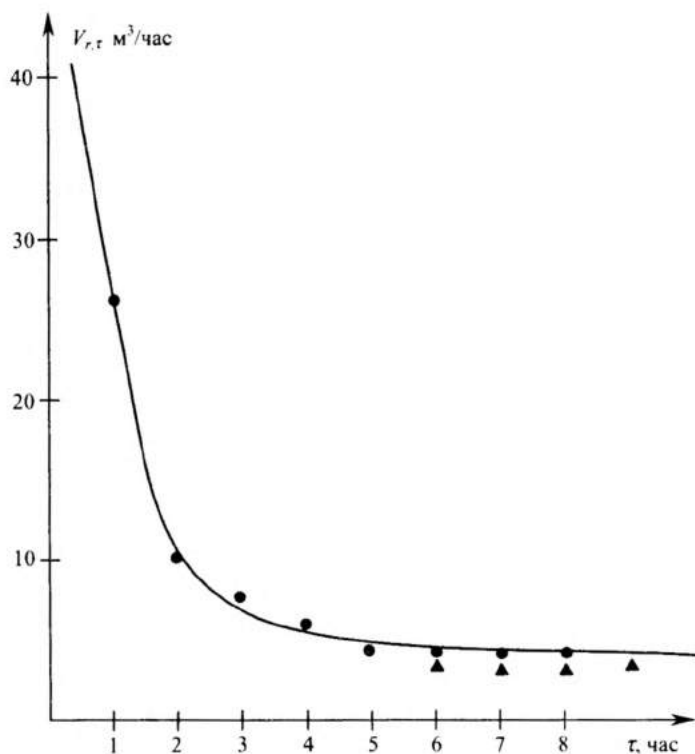


Рис. 1. Изменение паропроизводительности одиночного ГТР радиусом $r_c = 0,25$ м во времени

Обозначения: — — расчет согласно табл. 2; ● — экспериментальные точки для $V_{r,\tau}$ от ГТР в г. Тульчин; ▲ — то же в г. Немиров

10. По формуле (14) определим необходимое количество одновременно работающих ГТР для покрытия максимального объемного расхода на нужды потребителя $V_{\max} = 37$ м³/час:

$$n_{\text{ГТР}} = \frac{K_z \cdot V_{\max}}{V_{z,\text{ср}}} = \frac{1,5 \cdot 37}{10,9} = 5,1 \text{ шт.}$$

Количество ГТР округляем до ближайшего большего целого числа:

$$n_{\text{ГТР}} = 6 \text{ шт.}$$

Указанное количество ГТР целесообразно разместить на площадке, отведенной для устройства геотермальной регазификационной установки (ГРУ), в два ряда по три ГТР в ряду.

При этом расстояния между центрами скважин следует принять, согласно зависимости (16) такими:

$$L = B = 5,2 \cdot 2 \cdot 0,25 \cdot 1,5 = 3,9 \text{ м}$$

или округленно $L = B = 4 \text{ м}$.

На этом тепловой расчет ГТР, работающего в циклическом режиме, считается законченным.

Расчет ГТР для режима непрерывного газоснабжения объектов с отопительной или технологической нагрузкой производится аналогичным образом, с той разницей, что рассматривается стадия квазистационарного теплообмена между грунтом и СУГ, наступающая в рассмотренном случае при $\tau \geq 8 \text{ час}$.

Выводы

По результатам полученным в вычислительных экспериментах для нестационарного распределения температур в слое, непосредственно прилегающем к стенке скважины ГТР, рассчитаны изменения удельного теплового потока на стенке, позволяющие определить интенсивность теплоотдачи при пузырьковом кипении жидкой фазы СУГ в неразвитом режиме.

На этом основании определено количество теплоты, переданное от массива грунта к жидкости, что позволило рассчитать объемный расход газа от одного ГТР при испарении СУГ и его изменение во времени при циклическом и постоянном газоснабжении объектов.

По среднему значению паропроизводительности можно определить количество геотермальных регазификаторов заданных геометрических параметров, которые способны обеспечить надежное газоснабжение конкретного потребителя.

На основании этого подхода разработана методика теплового расчета геотермальных регазификаторов.

Литература

1. Авторское свидетельство СССР №1374680, кл FC3/00, Установка для испарения и хранения сжиженного углеводородного газа. 1987, Енин П. М. и др.

2. *Енин П. М., Шишко Г. Г., Пилюгин Г. В.* Газификация сельской местности. Справочное пособие. – К.: Урожай, 1992. – 200 с.
3. *Енин П. М.* и др. Отчет о научно-исследовательской работе «Создать геотермальный регазификатор сжиженного углеводородного газа по авторскому свидетельству СССР №1374680» – К.: ИПК РРиС МЖКХ УССР, Гос. регистр. №01860069121, 1987. – 139 с.
4. *Енин П. М.* Централизованная система локального газоснабжения потребителей сжиженным углеводородным газом от геотермальных установок. – К.: Изд-во КНУБА. Вып. 6, 2002.
5. *Клименко А. П., Козицкий В. И.* Расчет коэффициентов теплоотдачи при кипении углеводородов и их галоидопроизводных // Химич. пром-сть Украины. – 1967. – № 1. – 2 с.
6. Методика выбора параметров теплоаккумулирующих выработок сланцевых шахт. РД. – Л.: Изд-во ЛГУ, 1989. – 38 с.
7. *Михеев М. А., Михеева И. М.* Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977. – 208 с.
8. СНиП 2.01.01-82. Строительная климатология и геофизика. – М.: Стройиздат, 1983. – 186 с.
9. *Стаскевич Н. Л., Вигдорчик Д. Я.* Справочник по сжиженным углеводородным газам. – Л.: Недра, 1986. – 543 с.
10. *Фролов Н. М.* Температурный режим гелиотермозоны. – М.: Недра, 1966. – 15 с.

ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ УСТРОЙСТВА ГЕОТЕРМАЛЬНЫХ УСТАНОВОК ДЛЯ РЕГАЗИФИКАЦИИ СЖИЖЕННЫХ УГЛЕВОДОРОДНЫХ ГАЗОВ

Для надежного круглосуточного естественного испарения жидкой фазы СУГ в регазификаторах нового типа предложено использовать альтернативный возобновляемый источник теплоты – геотермальную энергию глубинных слоев грунта, где температура не зависит от сезонных колебаний на поверхности. Такие регазификаторы получили название геотермальных. Применение геотермальных регазификаторов является одним из направлений энергосбережения в газоснабжении потребителей сжиженными углеводородными газами.

Проблеме энергосбережения в различных отраслях хозяйства Украины, в том числе за счет использования нетрадиционных возобновляемых (альтернативных) источников энергии, уделяется в последнее время большое внимание. Правительством принят ряд документов, составляющих законодательную базу для работ в этом направлении.

Разработаны нормативные и методические материалы для обоснования технико-экономической целесообразности создания установок с использованием альтернативных источников энергии в различных отраслях хозяйственной деятельности. Такой анализ предусматривается как обязательный действующими нормами проектирования указанных установок.

Решения об экономической привлекательности проекта установки, в которой используются альтернативные источники энергии, и заключения о целесообразности его реализации на практике принимаются на основе сопоставления главных технико-экономических показателей проектируемой альтернативной (*a*) и базовой (*b*) установки одинакового назначения, где используются традиционные источники энергии.

Для оценки экономической эффективности проектов установок используется понятие *приведенных затрат*. Их относят к году, предшествующему вводу в строй проектируемой установки.

Приведенные затраты Z_{np} представляют собой сумму годовых текущих (эксплуатационных) расходов B и нормативной прибыли $P_n = E_n \cdot K$:

$$Z_{np} = B + E_n \cdot K, \text{ грн.} \quad (1)$$

Здесь K – капитальные вложения в создание установки, грн; E_n – норма прибыли или норматив эффективности, %.

Нормативная прибыль $E_n \cdot K$ характеризует нижнюю границу стоимости проекта, при которой вложение инвестиций в создание установки равноценно иному возможному вложению капитала, например, помещению на депозит в банке. В связи с этим норма прибыли E_n обычно приравнивается к учетной процентной ставке Национального банка Украины.

Для условий стабильного развития экономики во всех расчетах на перспективу рекомендуется принимать норматив эффективности $E_n = 0,1 \dots 0,12$ [1].

При сопоставлении альтернативной и базовой установки рассматривается разность соответствующих приведенных затрат:

$$\Delta Z_{np} = (B_o - B_a) + E_n \cdot (K_o - K_a), \text{ грн.} \quad (2)$$

Так как одноименные годовые эксплуатационные расходы могут быть опущены, то их разность складывается из дохода D_a , получаемого при эксплуатации альтернативной установки за счет использования нетрадиционного источника энергии и разности амортизационных отчислений на реновацию в базовом и альтернативном вариантах (соответственно $B_o^{ам}$ и $B_a^{ам}$):

$$B_o - B_a = D_a + (B_o^{ам} - B_a^{ам}), \text{ грн.} \quad (3)$$

Таким образом, чтобы экономическая эффективность новой установки была значительной, следует увеличивать доходность энергосберегающих мероприятий D_a и уменьшать затраты B_a на их осуществление в процессе эксплуатации.

В геотермальной регазификационной установке естественное испарение жидкой фазы СУГ осуществляется круглогодично за счет притока геотермальной энергии из массива грунта. В базовой резервуарной установке, расположенной вблизи поверхности, теплопритоки из грунта возможны только в летний период, поэтому в зимний период для испарения СУГ используется электрическая энергия. В выбранном для

сравнения базовом варианте установки теплота для испарения СУГ поступает от погружного электрического регазификатора (РЭП). Отказ от РЭП в геотермальной установке обеспечивает получение дохода при ее эксплуатации. Он складывается из средств, расходуемых на оплату электрической энергии при работе РЭП $B_{РЭП}^э$, капитальных вложений на приобретение РЭП и вспомогательных электроустройств, проведение строительных и монтажных работ по их установке, а также годовых текущих (эксплуатационных) расходов по замене РЭП $B_{РЭП}^{зам}$ и амортизационных отчислений на их реновацию $B_{РЭП}^{ам}$:

$$D_a = B_{РЭП}^э + B_{РЭП}^{зам} + B_{РЭП}^{ам}, \text{ грн.} \quad (4)$$

Введение в состав ежегодных текущих расходов амортизационных отчислений $B^{ам}$ является обязательным в соответствии с Законом Украины «Про оподаткування прибутку підприємств». Их величина определяется нормативным процентом от капитальных вложений в установку, который зависит от распределения капитальных вложений по группам основных фондов. Последние делятся на вложения в строения, приборы и другое оборудование (автоматика и др.), а также на прочие. Реновации обычно подлежат приборы и оборудование, поэтому, чем большую долю в основных фондах занимают эти элементы установок, тем больше норматив (процент) амортизационных отчислений $N^{ам}$, %.

Ориентировочные значения $N^{ам}$ для установок, где используются нетрадиционные источники энергии зависят от их типа.

Для геотермальных установок скважинного типа, где доля капитальных затрат на бурение скважин достигает до 90% от их общей стоимости, рекомендуется принимать $N_{ГТГ}^{ам} = 2,7\% (0,027)$ [1].

Нормативы амортизационных отчислений при создании базового варианта резервуарной установки с погружным электрическим регазификатором целесообразно устанавливать отдельно для РЭП и собственно резервуаров. Так как доля капитальных вложений в приборы и оборудование РЭП сравнительно велика, то для РЭП можно принять $N_{РЭП}^{ам} = 0,092 (9,2\%)$ [2].

Отсюда

$$B_{РЭП}^{ам} = N_{РЭП}^{ам} \cdot K_{РЭП} = 0,092 K_{РЭП},$$

где $K_{РЭП} = K_0 - K_{рез}$.

По той же причине следует разделить общие капитальные затраты на сооружение геотермальных установок на затраты собственно на бурение скважин ГТР и их обустройство и общестроительные затраты.

Капитальные затраты на устройство геотермальных регазификаторов определяются по зависимости:

$$K_{ГТР} = K_a - K_{cmp}, \text{ грн.} \quad (5)$$

где K_{cmp} – общестроительные капитальные вложения, грн.

Разность амортизационных отчислений в базовом и альтернативном вариантах можно записать так:

$$B_b^{am} - B_a^{am} = N_{рез}^{am} \cdot K_{рез} - N_{ГТР}^{am} \cdot K_{ГТР}, \text{ грн.} \quad (6)$$

Здесь $K_{рез}$ – капитальные вложения в резервуарную установку, исключая расходы на оборудование РЭП, грн;

$K_{ГТР}$ – капитальные вложения в устройство геотермальных регазификаторов скважинного типа, без общестроительных расходов, грн;

$N_{рез}^{am}$ – норматив амортизационных отчислений на устройство резервуарной установки без РЭП, %;

$N_{ГТР}^{am}$ – норматив амортизационных отчислений на устройство геотермальных регазификаторов, %.

Учитывая, что указанные выше капитальные вложения относятся к одной группе основных фондов, нормативы $N_{рез}^{am}$ и $N_{ГТР}^{am}$ можно принять одинаковыми и равными $N_{рез}^{am} = N_{ГТР}^{am} = 0,027 (2,7\%)$.

Разность приведенных затрат, отражающую экономическую эффективность создания новой установки, можно выразить в виде:

$$\Delta Z_{np} = B_{РЭП}^3 + B_{РЭП}^{зм} + B_{РЭП}^{ам} + N_{ГТР}^{ам} (K_{рез} - K_{ГТР}) + E_n (K_b - K_a), \text{ грн.} \quad (7)$$

Другим критерием, определяющим экономическую целесообразность создания новой установки, является срок окупаемости разности капитальных вложений в альтернативную и базовую установки, или период ее возврата $T_{ок}$:

$$T_{ок} = \frac{\Delta K}{\Delta Z_{np}} = \frac{K_a - K_b}{\Delta Z_{np}}, \text{ грн.} \quad (8)$$

Чем меньше этот срок, тем более выгодным является замена традиционной установки новой, использующей альтернативный источник энергии.

Сопоставление затрат на устройство альтернативного и базового вариантов установок должно проводиться при обязательном выполнении следующих условий:

- альтернативная (новая) и базовая установки должны иметь максимально близкие технико-экономические показатели;
- обе установки должны иметь одинаковую (или близкую) технологическую нагрузку в течение рассматриваемого периода (в нашем случае – одинаковую среднюю паропроизводительность в течение цикла газоснабжения);
- все характеристики сопоставляемых установок должны быть приведены к одинаковому виду и размерности;
- стоимостные показатели установок должны приниматься при одинаковом уровне цен и одном и том же нормативе эффективности.

Основой обоснования технико-экономической целесообразности устройства геотермальных регазификаторов являются расчеты приведенных затрат по каждому из сопоставляемых вариантов. Они базируются на составленной в соответствии с действующими нормативами проектно-сметной документации на создание сопоставляемых установок.

В качестве примера обоснования технико-экономической целесообразности устройства геотермальной установки для хранения и испарения (регазификации) СУГ рассмотрим простейший случай, когда в ее состав входят два геотермальных регазификатора (ГТР) скважинного типа глубиной $H = 0,5$ м с диаметром обсадной колонны $\varnothing 0,5$ м. При этом один из ГТР является рабочим, другой, одинаковых размеров, находится в резерве, при циклическом газоснабжении потребителя. Примем, что в рассматриваемом случае объектом газоснабжения СУГ является оборудованное газовыми плитами жилое здание.

Потребный часовой расход газа на нужды указанного потребителя примем равным $10 \text{ м}^3/\text{ч}$.

В качестве базового варианта принята подземная групповая резервуарная установка (ГРУ) с погружным электрическим регазификатором (РЭП), максимально близкая по своим технико-экономическим характеристикам установке с геотермальными регазификаторами. Так как вместимость геотермальной установки с двумя геотермальными регазификаторами скважинного типа составляет 20 м^3 , то примем, что в состав ГРУ входят 4-е подземных типовых резервуара вместимостью $5,0 \text{ м}^3$.

Так как расчеты и натурные эксперименты показали, что средняя за цикл паропроизводительность геотермального регазификатора состав-

ляет порядка $10 \text{ м}^3/\text{ч}$, то ГРУ следует оборудовать одним погружным электрическим регазификатором типа РЭП-5А-10 с такой же паропроизводительностью.

Объемы строительных работ по устройству подземной групповой резервуарной установки из 4-х резервуаров с одним РЭП определялись по типовому проекту 905-1-38.88, что облегчило расчет сметных затрат на ее создание.

Основным элементом конструкции ГТР являются обсадные колонны, которые представляют собой стальные трубы, укрепляющие скважину, пробуренную в грунте. Нижний торец обсадной колонны герметично затампонируется пробкой из водонепроницаемого цемента марки 400 толщиной порядка 1 м.

К верхнему торцу крепится штатная редуцирующая головка типа ГР-10, защищенная металлическим кожухом.

Скважины бурятся роторным методом с помощью бурильных станков с дизельным двигателем и прямой промывкой глинистым раствором.

До начала монтажа буровой установки отведенная под ГТУ площадка должна быть спланирована и очищена от мусора и посторонних предметов.

Предусматривается прокладка подъездных путей, а также каналы для отвода бурового раствора и ливневых вод. По завершении монтажа оборудования площадку огораживают забором из металлической сетки на бетонных столбах.

В соответствии с объемом работ и перечнем оборудования и приборов, необходимых для устройства геотермальной установки, был выполнен расчет объектной сметы на ее строительство.

Общая сметная стоимость устройства геотермальной установки из 2-х ГТР составляет $K_a = 111,185$ тыс. грн. Стоимость чисто строительных работ по устройству ГТУ составляет $K_{cmp} = 4122$ грн.

Капитальные затраты по устройству собственно геотермальных регазификаторов равны:

$$K_{ГТР} = K_a - K_{cmp} = 111185 - 4122 = 107063 \text{ грн.}$$

Общая сметная стоимость групповой резервуарной установки с 4-мя резервуарами и одним погружным электрическим регазификатором РЭП-5А-10 согласно расчету составляет $K_{\theta} = 95179$ грн.

Стоимость капитальных затрат на устройство РЭП составляет $K_{РЭП} = 5935$ грн. Капитальные затраты на устройство резервуаров $K_{рсг} = 89244$ грн.

Рассчитаем величину дохода, полученного за счет внедрения геотермальной установки, где на испарение жидкой фазы СУГ не расходуется электроэнергия и отсутствует погружной электрический подогреватель РЭП.

Эксплуатационные расходы на оплату потребляемой при работе РЭП-5А-10 электрической энергии определяются по формуле:

$$B_{РЭП}^2 = W_{РЭП}^2 \cdot C^2, \text{ грн}, \quad (9)$$

где $W_{РЭП}^2$ – количество электрической энергии, затрачиваемой на испарение СУГ в холодный период года, кВт-ч; C^2 – стоимость 1 кВт-ч электрической энергии по действующим тарифам.

Согласно данным Киевэнерго по состоянию на июнь 2005 г. $C^2 = 0,25$ грн/кВт-ч.

Годовой расход электрической энергии на указанные нужды можно представить в виде:

$$W_{РЭП}^2 = W_r^2 \cdot \tau_{РЭП} \cdot \frac{\eta_{ГТУ}}{\eta_{ГРУ}} \text{ кВт-ч}, \quad (10)$$

где W_r^2 – часовой расход электрической энергии при работе РЭП, кВт-ч/ч; $\tau_{РЭП}$ – время работы РЭП в течение года, ч; $\eta_{ГТУ}$, $\eta_{ГРУ}$ – коэффициент полезного действия соответственно ГТУ и ГРУ (принято $\eta_{ГТУ} = 0,9$, $\eta_{ГРУ} = 0,5$).

Согласно паспортным данным РЭП-5А-10 $W_r^2 = 5$ кВт-ч/ч.

Время работы РЭП в течение года определяется из выражения:

$$\tau_{РЭП} = \tau_u \cdot Z_u, \text{ час}, \quad (11)$$

где τ_u – время работы РЭП в течение цикла между заправками установок жидкой фазой СУГ, час; Z_u – количество циклов заправок установок СУГ в год.

Последнее определяется по зависимости:

$$Z_u = 8760 \frac{Q^{бум}}{V_u^{бум} + V_u^{проп}} \cdot K_s. \quad (12)$$

Здесь $Q^{бум}$ – паропроизводительность установок по бутану, $\text{м}^3/\text{ч}$; $V_u^{бум}$ – объемный расход паровой фазы бутана за цикл, $\text{м}^3/\text{цикл}$; $V_u^{проп}$ – объемный расход паровой фазы пропана за цикл, $\text{м}^3/\text{цикл}$; K_s – коэффициент, характеризующий длительность холодного периода, в течение которого работает РЭП.

Время работы РЭП, обеспечивающего испарение высококипящих компонентов (бутана) в течение цикла от заправки до заправки установок СУГ определяется зависимостью:

$$\tau_{ц} = \frac{V_{ц}^{бум}}{Q_{ГРУ}^{бум}}, \text{ час.} \quad (13)$$

Паропроизводительность альтернативной и базовой установок по бутану принята одинаковой и равной $Q_{ГРУ}^{бум} = 10 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Холодный период года для северных и центральных регионов Украины можно принять равным половине года, откуда $K_{г} = 0,5$.

Объемные расходы паровой фазы СУГ за цикл определяются по формуле:

$$V_{г} = 2,5 \cdot 10^{-3} \pi d^2 \cdot H \cdot n \cdot k_{зан} \cdot 22,4 \cdot \frac{\rho}{\mu} p, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (14)$$

где d – внутренний диаметр обсадной колонны ГТР, принятый равным 0,5 м; H – глубина скважины, принятая округленно равной 50 м; n – количество ГТР в составе геотермальной установки, принято 2 шт.; $k_{зан}$ – средний коэффициент заполнения резервуара жидкой фазой СУГ, принимаемый равным 0,5; 22,4 – молярный объем газа при нормальных условиях, $\text{м}^3/\text{моль}$; ρ – плотность жидкой фазы СУГ, $\text{кг}/\text{м}^3$; μ – молярная масса газа, $\text{кг}/\text{моль}$; p – массовая доля компонента в СУГ, %.

Объемный расход газа за цикл для рассматриваемого геотермального регазификатора определяется по расчетной формуле:

$$V_{г} = 2,2 \cdot \frac{\rho}{\mu} \cdot p, \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (15)$$

Для бутана с плотностью $\rho^{бум} = 600 \text{ кг}/\text{м}^3$ и молярной массой $\mu^{бум} = 58 \text{ кг}/\text{моль}$, массовой долей в составе СУГ $p^{бум} = 80\%$

$$V_{г}^{бум} = 2,2 \cdot \frac{600}{58} \cdot 80 = 1820 \text{ м}^3/\text{цикл} [3].$$

Для пропана плотность $\rho^{проп} = 585 \text{ кг}/\text{м}^3$ с молярной массой $\mu^{проп} = 44 \text{ кг}/\text{моль}$, массовой долей в составе СУГ $p^{проп} = 20\%$

$$V_{г}^{проп} = 2,2 \cdot \frac{585}{44} \cdot 20 = 585 \text{ м}^3/\text{цикл} [3].$$

Количество циклов, в течение которых работает РЭП, согласно (12), равно:

$$Z_u = 8760 \frac{10}{1820 + 585} \cdot 0,5 = 18 \text{ циклов/год.}$$

Количество часов работы РЭП за цикл согласно формуле (13) составляет:

$$\tau_u = \frac{1820}{10} = 182 \text{ ч.}$$

Время работы РЭП в течение года по формуле (11) будет:

$$\tau_{РЭП} = 182 \cdot 18 = 3276 \text{ ч.}$$

Годовой расход электроэнергии при работе РЭП по формуле (10) составляет:

$$W_{РЭП}^э = 5 \cdot 3276 \frac{0,9}{0,5} = 29484 \text{ кВт-ч.}$$

Эксплуатационные расходы на оплату этого количества потребляемой электрической энергии в год составляют в базовом варианте согласно формуле (9):

$$B_{РЭП}^э = 29484 \cdot 0,25 = 7371 \text{ грн.}$$

Эксплуатационные расходы на замену РЭП в случае его выхода из строя определяются по формуле:

$$B_{РЭП}^{зам} = \tau_{см} \cdot C \cdot m \cdot S, \text{ грн,}$$

где $\tau_{см}$ – продолжительность смены, ч, (принимается $\tau_{см} = 8$ ч); C – число смен для замены РЭП, (по опыту эксплуатации примем $C = 3$ смены); m – количество рабочих, занятых в смену в работах по замене РЭП, чел., (по опыту эксплуатации примем $m = 2$ чел.); S – средняя стоимость человеко-часа для разрядности работ равной 3,5 (согласно справочнику «Ціноутворення у будівництві» № 4 за 2005 р. примем $S_{3,5} = 5,42$ грн/чел.-час).

Подставляя в формулу (16) принятые значения параметров, получим:

$$B_{РЭП}^{зам} = 8 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 5,42 = 260 \text{ грн.}$$

Расходы на амортизационные отчисления для РЭП при $N_{РЭП}^{ам} = 0,092$ составляют:

$$B_{РЭП}^{ам} = 0,092 \cdot 5935 = 546 \text{ грн.}$$

Разность приведенных затрат на устройство альтернативной и базовой установки, характеризующая экономическую эффективность энергосберегающей технологии согласно формуле (7) равна:

$$\Delta Z_{пр} = 7371 + 260 + 546 + 0,027(107063 - 89244) + 0,1(111185 - 95179) = \\ = 10258 \text{ грн.}$$

Срок окупаемости капитальных затрат при этом составляет согласно формуле (8):

$$T_{ок} = \frac{111185 - 95179}{10258} = \frac{16006}{10258} = 1,56 \text{ года.}$$

Такой срок окупаемости перехода от традиционных ГРУ к ГТР приемлем для инвестирования капитала.

Расчеты подтверждают технико-экономическую целесообразность устройства геотермальных установок для хранения и регазификации СУГ, в особенности при значительной доле в их составе высококипящих компонентов, в частности, бутана.

Выводы

На основании расчетов объектных смет для геотермальной регазификационной установки из 2-х ГТР и аналогичной по техническим параметрам базовой резервуарной установки из 4-х типовых резервуаров емкостью 5 м³ и одного электрического погружного регазификатора РЭП-5-10 оценена технико-экономическая целесообразность создания первой установки, которая использует для испарения только теплоту глубинного массива грунта.

Показано, что за счет экономии средств на оплату электрической энергии, затрачиваемой на испарение СУГ с помощью РЭП в холодное время года, создание геотермальной установки взамен традиционной резервуарной установки окупается за 1,56 года.

Экономический эффект (разность приведенных затрат) при этом составляет $\Delta Z_{пр} = 10258$ грн.

Литература

1. Методичні рекомендації з обґрунтування техніко-економічної доцільності застосування альтернативних джерел енергії на об'єктах житлово-громадського будівництва. – К.: Видав. Проблемного інституту нетрадиційних енерготехнологій та інжинірингу, 2004.
2. Богуславский Л. Д., Симонова А. А., Митин М. Ф. Экономика теплогазоснабжения и вентиляции. Учебн. для вузов. – М.: Стройиздат, 1988.
3. Стаскевич Н. Л., Вигдорчик Д. Я. Справочник по сжиженным углеводородным газам. – Л.: Недра, 1986.

ЗАЛЕЖНІСТЬ ЕКСЕРГЕТИЧНОГО ККД SPLIT-КОНДИЦІОНЕРІВ ВІД ЇХ ПРОДУКТИВНОСТІ ЗА ПОВІТРЯМ НА ВИПАРНИКУ І КОНДЕНСАТОРІ

Постанова проблеми. Споживання електричної енергії системами кондиціонування повітря (СКП) в енергетичному балансі будинку в теплий період року (ТПР) займає значне місце. Достатньо відзначити, що на кондиціонування 1 м² площі будинку витрачають від 30 до 70 Вт електроенергії. Тенденція росту тарифів потребує уважного ставлення до витрати енергії і впровадження енергоощадних технологій в СКП.

Ексергія – це максимальна робота, яку може здійснити термодинамічна система під час переходу із даного стану у стан рівноваги з навколишнім середовищем. Ексергію інколи називають роботоздатністю системи [1, 2].

Критерій енергоефективності обладнання для вибору системи кондиціонування часто є визначальним. Такий підхід обґрунтований не тільки економією енергії в період його експлуатації. Відомо, що підведена енергія витрачається тільки за призначенням, то, як правило, енергоефективне обладнання відрізняють кращі показники надійності, менший рівень шуму і вібрації, більший термін експлуатації. Для оцінки енергоефективності обладнання СКП застосовують узагальнений показник енергетичної ефективності, або *ексергетичний ККД* (коефіцієнт корисної дії).

Аналіз останніх досліджень. Сучасні місцеві автономні кондиціонери, які використовують для створення відповідного мікроклімату у невеликих приміщеннях, досягли певного технічного вдосконалення. Для подальшого підвищення ефективності роботи цих кондиціонерів потрібний детальний аналіз їхнього функціонування.

Для цього автором розроблений *ексергетичний* метод аналізу холодильних машин місцевих автономних кондиціонерів, який є методом термодинамічного дослідження холодильної машини як загалом, так і її окремих частин, щоб отримати повну інформацію про процеси перетворення енергії, які мають місце в таких системах [3, 4, 5]. Результатом аналізу є знаходження ексергетичного ККД процесу загалом та втрат ексергії в окремих елементах технічної системи.

Завдання досліджень. Метою цієї роботи є визначення оптимальних значень продуктивності split-кондиціонера за повітрям на випарнику і конденсаторі. Для цього потрібно встановити:

- ексергетичний ККД split-кондиціонера “Sanyo” хлоропродуктивністю 2020 Вт за стандартних температурних умов випробування залежно від витрати повітря на випарнику і конденсаторі;
- аналітичну залежність між ексергетичним ККД split-кондиціонера “Sanyo” і витратою повітря на випарнику і конденсаторі;
- оптимальні витрати повітря на випарнику і конденсаторі кондиціонера.

Це і було завданням досліджень.

Викладення основного матеріалу. Методика ексергетичного аналізу холодильної машини місцевого автономного кондиціонера без ефективного охолодження компресора наведена в [3, 4, 5].

Для визначення умов роботи кондиціонера виконаний ексергетичний аналіз його холодильної машини в стандартному температурному режимі.

Для проведення розрахунку прийнято такі вихідні дані:

- холодопродуктивність кондиціонера $Q_{x\text{ ст}} = 2020$ Вт;
- витрата повітря у випарнику $L_{\text{вип ст}} = 450$ м³/год;
- витрата повітря у конденсаторі $L_{\text{к ст}} = 1360$ м³/год;
- стандартна температура внутрішнього повітря на вході $t_{C1} = +27^{\circ}\text{C}$ у випарник і припливного на виході t_{C2} з нього;
- стандартна температура зовнішнього повітря на вході $t_{H1} = +35^{\circ}\text{C}$ і на виході t_{H2} з конденсатора;
- кількість конденсату, яка випадає у конденсаторі $W_{\text{конд ст}} = 0,9$ л/год;
- споживана потужність кондиціонера $N_{\text{ст ст}} = 610$ Вт;
- споживана потужність електродвигуном компресора $N_{\text{ст ст}}^{\text{компр}} \approx 0,87 \cdot N_{\text{ст ст}}$, Вт;
- кінцеву різницю температур у випарнику (внутрішнього повітря на виході з випарника і киплячого холодильного агента) $\Delta t_{\text{вип}} = 2,8^{\circ}\text{C}$;
- кінцеву різницю температур у конденсаторі (холодильного агента, який конденсується, і зовнішнього повітря на виході з конденсатора) $\Delta t_{\text{к}} = 4,2^{\circ}\text{C}$;

– перегрівання пари холодильного агента у випарнику $\Delta t_{\text{перегр}} = 10^{\circ}\text{C}$;

– переохолодження рідкого холодильного агента у конденсаторі $\Delta t_{\text{перех}} = 5^{\circ}\text{C}$;

– адіабатичний ККД компресора $\eta_i = 0,8$;

– електромеханічний ККД компресора $\eta_{\text{ем}} = 0,9$;

– холодильний агент – хладон-22 (R22);

– схема холодильної установки (рис. 1, а).

Послідовність розрахунку така. Визначаємо охолодження повітря у випарнику за формулою:

$$\Delta t_C = \frac{(Q_{\text{хст}} - W_{\text{кондст}} \cdot r \times 0,278) \times 3,6}{L_{\text{вип}} \cdot \frac{353}{273 + t_{C1}} \cdot c_{\text{пов}}} = \frac{(0,01 \cdot Q_{\text{хст}} - 7,1 \cdot W_{\text{кондст}}) \cdot (273 + t_{C1})}{L_{\text{вип}}} \quad ^{\circ}\text{C} \quad (1)$$

і відповідно температуру повітря на виході з випарника як:

$$t_{C2} = t_{C1} - \Delta t_C, \quad ^{\circ}\text{C}. \quad (2)$$

Розраховуємо нагрівання повітря у конденсаторі за формулою:

$$\Delta t_H = \frac{(Q_{\text{хст}} + N_{\text{спст}}^{\text{компр}}) \times 3,6}{L_k \cdot \frac{353}{273 + t_{H1}} \cdot c_{\text{пов}}} = \frac{(0,01 \cdot Q_{\text{хст}} + 0,009 \cdot N_{\text{спст}}) \cdot (273 + t_{H1})}{L_k}, \quad ^{\circ}\text{C} \quad (3)$$

і відповідно температуру повітря на виході з конденсатора як:

$$t_{H2} = t_{H1} + \Delta t_H, \quad ^{\circ}\text{C}, \quad (4)$$

де $r = 2500$ кДж/кг – прихована питома теплота конденсації водяної пари; $c_{\text{пов}} = 1,005$ кДж/(кг·К) – питома теплоємність повітря.

Розрахувавши температури випаровування та конденсації, а також температури всмоктування пари холодильного агента в компресор і переохолодження рідкого холодильного агента в конденсаторі за відповідними формулами:

$$t_0 = t_{\text{вип}} = t_{C2} - \Delta t_{\text{вип}}, \quad ^{\circ}\text{C}; \quad (5)$$

$$t_k = t_{H2} + \Delta t_k, \quad ^{\circ}\text{C}; \quad (6)$$

$$t_{\text{вс}} = t_0 + \Delta t_{\text{перегр}}, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (7)$$

$$t_{\text{п}} = t_{\text{к}} - \Delta t_{\text{переох}}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (8)$$

будуємо процес роботи холодильної установки в термодинамічній p, i -діаграмі (рис. 1, б). В характерних точках схеми (рис. 1, а) за діаграмою або за таблицями [6] знаходимо параметри холодильного агента.

Знаходимо питому кількість ексергії, яка вводиться в холодильну машину у вигляді електричної енергії, підведеної до електродвигуна компресора, за формулою:

$$e_{\text{вх}} = \frac{N_e \times 10^{-3}}{G}, \text{ кДж/кг}, \quad (9)$$

де $G = Q_{\text{хст}} \times 10^{-3} / q_0$ — кількість циркулюючого холодильного агента в контурі холодильної машини, кг/с; $q_0 = i_1 - i_4$ — питома витрати теплоти на одиницю витрати робочого агента у випарнику холодильної машини, кДж/кг; $N_e = Q_{\text{хст}} \cdot l / q_0$ — електрична потужність компресора, Вт; $l = i_1 / \eta_{\text{ем}}$ — реальна питома внутрішня робота компресора, кДж/кг; $i_1 = i_2 - i_1$ — індикаторна питома внутрішня робота компресора, кДж/кг; $i_1, i_2, i_2 = i_1 + (i_2' - i_1) / \eta_i$ та i_4 — питомі ентальпії холодильного агента у відповідних точках процесу роботи холодильної машини кондиціонера, кДж/кг.

Звідси

$$e_{\text{вх}} = l = \frac{i_2 - i_1}{\eta_{\text{ем}}}, \text{ кДж/кг}. \quad (10)$$

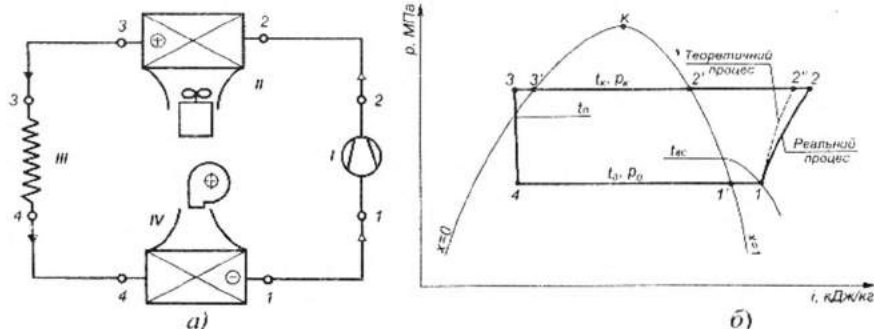


Рис. 1. Схема холодильної машини (а) та побудова процесів її роботи на p, i -діаграмі (б):

I — компресор; II — конденсатор; III — капілярна трубка (дрозель); IV — випарник

Визначаємо абсолютну температуру навколишнього повітря за формулою:

$$T_{н.с} = t_{H1} + 273, \text{ К} \quad (11)$$

та абсолютну середню температуру повітря у випарнику як:

$$\bar{T}_C = \frac{t_{C1} + t_{C2}}{2} + 273, \text{ К}. \quad (12)$$

Розраховуємо коефіцієнт роботоздатності отриманого повітрям холоду у випарнику за формулою:

$$\bar{\tau}_e^C = \frac{T_{н.с}}{T_C} - 1. \quad (13)$$

Визначаємо питому кількість ексергії, яка відводиться від випарника кондиціонера у вигляді ексергетичної холодопродуктивності, за формулою:

$$e_{\text{вих}} = q_0 \cdot \bar{\tau}_e^C, \text{ кДж/кг}. \quad (14)$$

Складаємо рівняння ексергетичного балансу холодильної машини кондиціонера:

$$e_{\text{вх}} = e_{\text{вих}} + \Sigma d, \text{ кДж/кг}, \quad (15)$$

звідки

$$\Sigma d = e_{\text{вх}} - e_{\text{вих}}, \text{ кДж/кг}, \quad (16)$$

де Σd – загальні втрати питомої ексергії у всіх елементах холодильної машини кондиціонера, кДж/кг.

Остаточо розраховуємо *ексергетичний коефіцієнт корисної дії*, який характеризує ефективність роботи холодильної машини кондиціонера:

$$\eta_c = \frac{e_{\text{вих}}}{e_{\text{вх}}} = \frac{e_{\text{вх}} - \Sigma d}{e_{\text{вх}}}, \quad (17)$$

Нами проведений розрахунок ексергетичного ККД одноступеневої холодильної машини split-кондиціонера фірми “Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних температурних умов залежно від витрати повітря на випарнику і конденсаторі.

Для проведення розрахунків на ЕОМ p, i -діаграма хладона-22 (R22) в діапазоні температур 0...50°C автором подана у вигляді аналітичних залежностей $p = f(t)$, $i = \varphi(t)$, $s = \psi(t)$.

Результати розрахунку зводимо в табл. 1, а на рис. 2 і 3 наводимо залежність ексергетичного ККД одноступеневої холодильної машини split-кондиціонера фірми “Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних температурних умов від витрати повітря на випарнику і конденсаторі.

Таблиця 1

Результати розрахунку ексергетичного ККД split-кондиціонера “Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних умов залежно від витрати повітря на випарнику і конденсаторі

$L_{\text{вип}},$ м ³ /год	$L_{\text{к}},$ м ³ /год	$t_{\text{с}2},$ °С	$t_{\text{н}2},$ °С	$t_0=t_{\text{вип}},$ °С	$t_{\text{к}},$ °С	$e_{\text{вк}} = l,$ кДж/кг	$e_{\text{внх}},$ кДж/кг	η_e
300	1360	13,2	40,8	10,4	45,0	33,8	8,46	0,250
400	1360	16,6	40,8	13,8	45,0	30,0	7,49	0,250
600	1360	20,1	40,8	17,3	45,0	26,3	6,52	0,248
800	1360	21,8	40,8	19,0	45,0	24,4	6,03	0,247
1000	1360	23,4	40,8	20,1	45,0	23,4	5,74	0,246
450	500	17,8	50,8	15,0	55,0	37,9	6,60	0,174
450	1000	17,8	42,9	15,0	47,1	30,6	7,05	0,230
450	3000	17,8	37,6	15,0	41,8	25,9	7,35	0,284
450	5000	17,8	36,6	15,0	40,8	24,9	7,41	0,297
450	7000	17,8	36,1	15,0	40,3	24,5	7,43	0,303
450	1360	17,8	40,8	15,0	45,0	28,8	7,17	0,249
300	3000	13,2	37,6	10,4	41,8	31,0	8,67	0,280

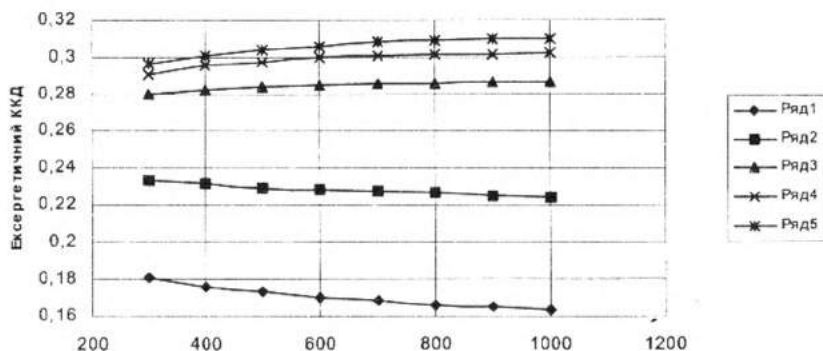


Рис. 2. Залежність ексергетичного ККД split-кондиціонера “Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних умов від витрати повітря на випарнику і конденсаторі:

1 ряд – $L_{\text{к}} = 500$ м³/год; 2 ряд – $L_{\text{к}} = 1000$ м³/год; 3 ряд – $L_{\text{к}} = 3000$ м³/год;
4 ряд – $L_{\text{к}} = 5000$ м³/год; 5 ряд – $L_{\text{к}} = 7000$ м³/год

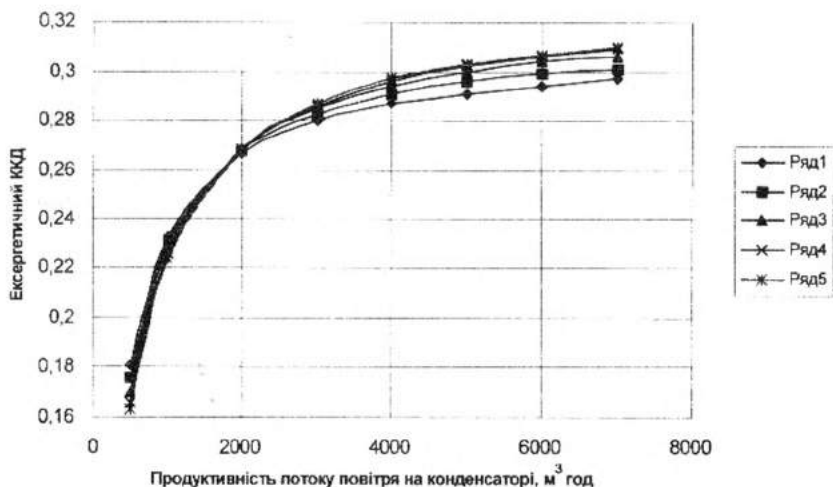


Рис. 3. Залежність ексергетичного ККД split-кондиціонера “Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних умов від витрати повітря на конденсаторі і випарнику:

1 ряд – $L_{\text{вип}} = 300 \text{ м}^3/\text{год}$; 2 ряд – $L_{\text{вип}} = 400 \text{ м}^3/\text{год}$; 3 ряд – $L_{\text{вип}} = 600 \text{ м}^3/\text{год}$;
 4 ряд – $L_{\text{вип}} = 800 \text{ м}^3/\text{год}$; 5 ряд – $L_{\text{вип}} = 1000 \text{ м}^3/\text{год}$

В табл. 1 курсивом наведені дані отримані для стандартних витрат повітря на випарнику та конденсаторі кондиціонера, а жирним – для запропонованих оптимальних витрат повітря на випарнику та конденсаторі кондиціонера. Вочевидь, що завдяки цьому ексергетичний ККД зростає на $(0,280 - 0,249) \cdot 100 / 0,249 = 12,5\%$, що є суттєвим.

Результати розрахунків ексергетичного ККД split-кондиціонера “Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних умов залежно від витрати повітря на випарнику та конденсаторі кондиціонера апроксимовані такими формулами:

— за $L_K = 500 \dots 2000 \text{ м}^3/\text{год}$ (включно $2000 \text{ м}^3/\text{год}$) та $L_{\text{вип}} = 300 \dots 1000 \text{ м}^3/\text{год}$:

$$\eta_e = 0,45 \cdot L_K^{-0,069} \cdot L_{\text{вип}}^{1,808 \cdot 10^{-4}} \cdot L_K^{-4,96 \cdot 10^{-8}} \cdot L_K^2 - 0,1632; \quad (18)$$

— за $L_K = 2000 \dots 7000 \text{ м}^3/\text{год}$ (вище $2000 \text{ м}^3/\text{год}$) та $L_{\text{вип}} = 300 \dots 1000 \text{ м}^3/\text{год}$:

$$\eta_e = 0,362 \cdot L_K^{-0,046} \cdot L_{\text{вип}}^{1,275 \cdot 10^{-5}} \cdot L_K^{-8,5 \cdot 10^{-10}} \cdot L_K^2 - 0,0109. \quad (19)$$

Висновки. Аналізуючи отримані дані в табл. 1 та на рис. 2 і 3, можна прийти до таких висновків. Зростання витрати повітря на випарнику холодильної машини кондиціонера $L_{\text{вип}}$ від 300 до 1000 м³/год практично не впливає на зміну значення ексергетичного ККД η_e , але зменшує як кількість питомої ексергії $e_{\text{вих}}$, так і $e_{\text{вх}}$, що є негативним. Тому на випарнику кондиціонера бажано використовувати витрату повітря $L_{\text{вип}}$ по можливості найменшою (наприклад, $L_{\text{вип}} = 300$ м³/год).

Разом з тим за витрати повітря на конденсаторі холодильної машини кондиціонера $L_{\text{к}}$ від 500 до 2000 м³/год зростання витрати повітря на випарнику $L_{\text{вип}}$ призводить до незначного зниження значення ексергетичного ККД η_e , а, навіть, за 2000 м³/год це значення стає практично сталим (на рис. 3 помітно, що всі криві перетинаються за $L_{\text{к}} = 2000$ м³/год). В той самий час за витрати повітря на конденсаторі $L_{\text{к}}$ від 2000 до 7000 м³/год зростання витрати повітря на випарнику $L_{\text{вип}}$ призводить до незначного зростання значення ексергетичного ККД η_e , особливо після 7000 м³/год. Тому на конденсаторі кондиціонера бажано використовувати витрату повітря $L_{\text{к}}$ дещо вищою за 2000 м³/год, але незначно (наприклад, $L_{\text{к}} = 3000$ м³/год).

За результатами аналізу отриманих даних запропоновані оптимальні витрати повітря на випарнику та конденсаторі холодильної машини split-кондиціонера “Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних умов, а саме: на випарнику — $L_{\text{вип}} = 300$ м³/год, на конденсаторі — $L_{\text{к}} = 3000$ м³/год.

Література

1. Соколов Е. Я., Бродянский В. М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения: Учеб. пособие для вузов. — 2-е изд. — М.: Энергоиздат, 1981. — 320 с.
2. Шаргут Я., Петела Р. Эксергия / Пер. с польского; Под ред. В. М. Бродянского. — М.: Энергия, 1968. — 280 с.
3. Бродянский В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа. — М.: Энергия, 1973. — 296 с.
4. Лабай В., Омельчук О. Ексергетична оцінка місцевих автономних кондиціонерів // Вісник НУ “Львівська політехніка” № 460. “Теплоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація”, 2002, С. 154–157.

5. Łabaj W., Omelczuk O. Efektywność egzergetyczna autonomicznych klimatyzatorów miejscowych // XIV Konferencja ciepłowników „Perspektywy rozwoju ciepłownictwa”. Materiały konferencyjne. – Solina: Politechnika Rzeszowska, 2002, С. 137–144.

6. Богданов С. Н., Иванов О. П., Куприянова А. В. Холодильная техника. Свойства веществ: Справочник, изд.3-е. – М.: Агропромиздат, 1985. – 208 с.

7. Богословский В. Н., Кокорин О. Я., Петров Л. В. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение: Учебник для вузов. – М.: Стройиздат, 1985. – 367 с.

8. Sanyo, Technical data, W-Eoo Multi. G0900.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОЛЯ СКОРОСТИ ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ЗАКРУЧЕННЫХ СТРУЙ

Выполнены экспериментальные исследования закрученных потоков, взаимодействующих под различными углами. Выявлено три зоны взаимодействия таких струй по мере развития результирующего потока в центральной области, а изменение скорости в периферийных слоях соответствует распределению в одиночной струе, что позволяет управлять аэродинамической обстановкой в камере сгорания. Полученные данные подтверждены при сжигании сжиженного газа в дутьевых горелках.

1. Введение

Изменение структуры топливно-энергетического комплекса Украины, экологической и экономической обстановки, наряду с преимущественным развитием теплоэнергетики в области местных систем теплоснабжения, привело к несоответствию эксплуатируемых в настоящее время газовых водонагревателей современным требованиям к эффективности и энергосбережению.

Основную функцию в газовых водонагревателях несет камера сгорания газа с расположенным в ней теплообменником. Эти два элемента отличаются большим многообразием конструктивного исполнения, однако имеют общий признак – являются механически жесткими системами. Соответственно, они имеют и общие недостатки: при изменении мощности горелки ниже номинального уровня возрастает расстояние от верха фронта пламени до теплообменника, что увеличивает избыток воздуха в камере сгорания и уменьшает скорость движения горячих газов (увеличивая тем самым толщину ламинарного пограничного слоя у поверхности теплообменника) [1].

Повышения эффективности газовых водонагревателей объемного типа возможно путем изменения взаимосвязи указанных элементов с жесткой механической на динамическую.

Одним из эффективных путей решения этой задачи является применение закрученных турбулентных струй [2]. Однако, воздействие центробежных сил на пульсационное движение, возникающее вследствие турбулизации потока, может дестабилизировать результирующее течение, а сам механизм образования поля скоростей при взаимодействии закрученных потоков под различными углами схождения друг к другу, изучен в настоящее время недостаточно.

II. Влияние угла наклона закрученных струй на результирующее поле скоростей

Поставленная задача решалась путем замены применяемых газогорелочных устройств на горелки с тангенциальным подводом газа и приближением конфигурации фронта пламени, образованного такими горелками, к конфигурации объемного теплообменника.

При этом интенсификация теплообмена в камере сгорания водонагревателя обеспечивалась возрастанием скорости потока и разрушения ламинарного слоя на поверхностях нагрева.

Экспериментальные исследования сильнозакрученных струй, образованных путем тангенциального подвода к подающему патрубку, развивающихся в затопленном пространстве, проводились на экспериментальном стенде с использованием электротермоанемометра для замеров скорости.

Центр координатной сетки располагался в середине между осями патрубков расстояние между которыми составляло 0,3 м, а диаметр патрубков — 0,1 м. Замеры производились в горизонтальной и вертикальной плоскостях с шагом 0,05 м. Исследования выполнялись при взаимодействии двух струй для образованного осями патрубков угла в 15, 30, 45, 60 градусов.

В результате выполненных измерений были построены графики изменения результирующей скорости по длине развития струй, представленные на рисунках 1–3.

Анализ полученных зависимостей при взаимодействии струй под углом 30° (рис. 1) выявил что в центральной области от среза сопла до 1 диаметра, что соответствует начальному участку струи, наблюдается область обратных токов (направление скорости противоположно развитию струй), по мере дальнейшего удаления от сопла (на основном уча-

стке развития потока) происходит изменение направления движения результирующего потока и возрастание скорости. В конце основного участка результирующего потока скорость уменьшается за счет сил трения и противодействия ему обратных токов в самих струях. То есть в центральной области можно выделить три зоны взаимодействия закрученных потоков — зону обратного течения, образованную вследствие разрыва струй на начальном участке, зону взаимодействия закрученных потоков, длина которой определяется углом наклона струй и шириной области обратных токов самих закрученных струй, и зону уменьшения результирующей скорости.

Рассмотрение периферийных скоростей выявило двоякий характер их распределения на начальном участке развития результирующего течения, что соответствует развитию одиночной сильнозакрученной струи, имеющей область обратных токов и значительную осевую периферийную скорость. Анализируя скорости на основном участке развития периферийных слоев течения можно сделать вывод о соответствии их распределению центральным областям, хотя следует отметить, что переходное сечение в периферийных слоях не совпадает с началом основного участка центральных слоев, что, очевидно, обусловлено глубиной проникновения взаимодействующих струй.

Распределение скоростей при угле взаимодействия в 45° (рис.2) показало качественно аналогичную картину. В численном отношении наблюдается повышение скорости на основном участке в центральной области (по сравнению со скоростями при угле 30°), что объясняется увеличением угла внедрения одной струи в другую.

Рассмотрение изменения скоростей при угле взаимодействия 60° (рис. 3), позволило подтвердить тенденцию роста скорости на основном участке в центральной области при аналогичности качественной картины течения.

Выполненная визуализация взаимодействующих потоков при сжигании сжиженного газа в дутьевых горелках с закруткой пламени внешним потоком воздуха (рис. 4) показала, что полученная картина результирующего течения аналогична полученной в результате экспериментальных исследований. Данный для сравнения снимок взаимодействующих под тем же углом незакрученных потоков сжигаемого газа (рис. 5) показывает, что на начальном участке результирующего течения отсутствует зона обратных токов, сама зона горения имеет более вытянутую форму, при чем оранжевый цвет крайнего участка свидетельствует о неполном сгорании газа.

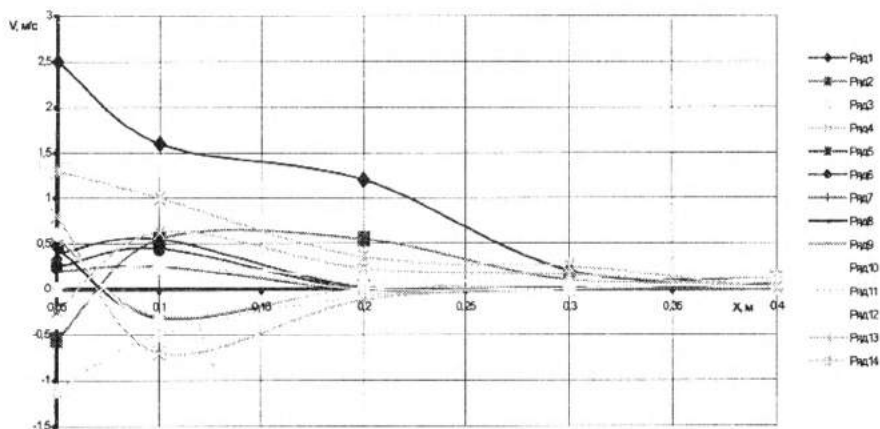


Рис. 1. Поле скоростей при взаимодействии закрученных струй под углом 30° (линии 1–5 и 10–14 — периферийная зона, 6–9 — центральная)

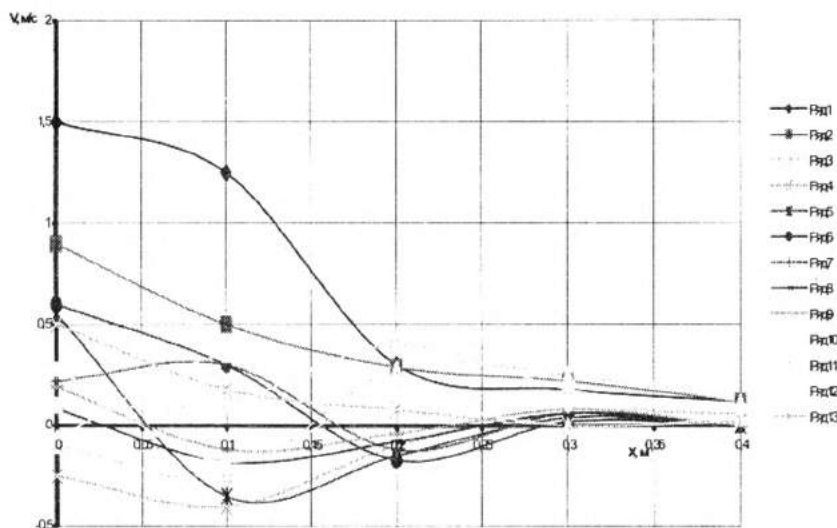


Рис. 2. Поле скоростей при взаимодействии закрученных струй под углом 45° (линии 1–5 и 10–13 — периферийная зона, 6–9 — центральная)

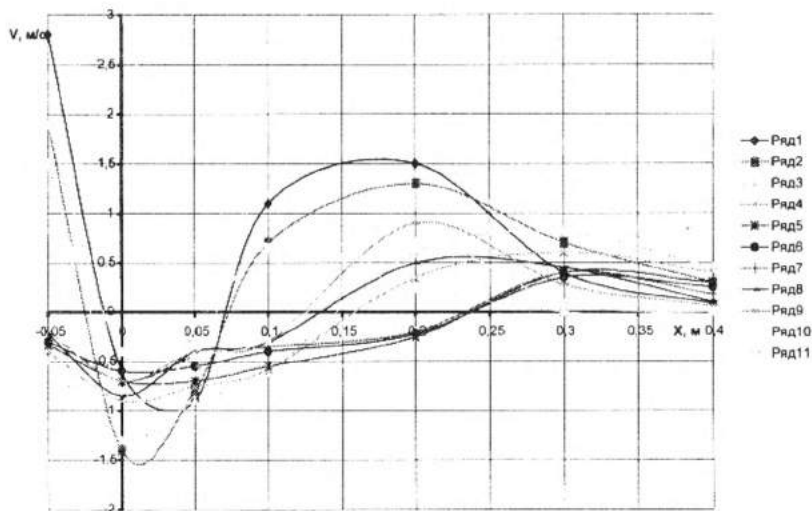


Рис. 3. Поле скоростей при взаимодействии закрученных струй под углом 60° (линии 1–4 и 9–11 — периферийная зона, 5–8 — центральная) периферийная зона, 5–8 — центральная)

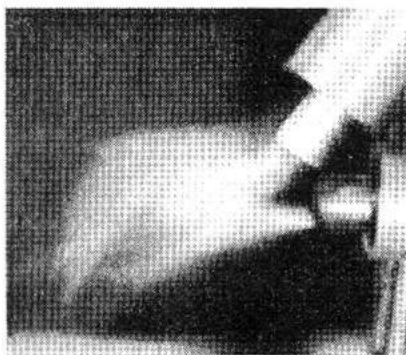


Рис. 4. Сжигание газа в закрученных потоках

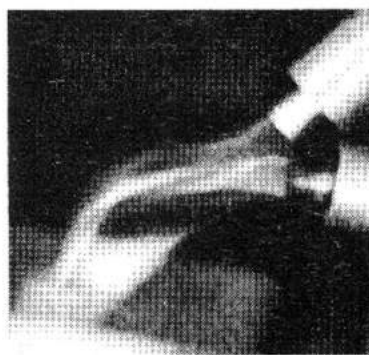


Рис. 5. Сжигание газа без крутки газа

III. Выводы

Выполнены экспериментальные исследования закрученных потоков, взаимодействующих под различными углами. Выявлено три зоны взаимодействия таких струй по мере развития результирующего потока в центральной области, а изменение скорости в периферийных слоях соответствует распределению в одиночной струе, что позволяет управлять аэродинамической обстановкой в камере сгорания. Полученные данные подтверждены при сжигании сжиженного газа в дутьевых горелках.

Литература

1. *Витюков В. В.* Повышение эффективности работы газовых водонагревателей местных систем теплоснабжения: Автореферат на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Одесса: ОГПУ, 1998. – 17 с.
2. *Гупта А., Лилли Д., Сайред Н.* Закрученные потоки / Пер. с англ. — М.: Мир, 1987.

ДОСЛІДЖЕННЯ ФАЗОВИХ ПЕРЕТВОРЕНЬ ПРИ ВИПАЛЮВАННІ СИСТЕМ “ВОГНЕСТІЙКА ГЛИНА – ШЛАК ФЕРОНІКЕЛЮ”

Аналіз літературних даних дозволяє констатувати, що для кислото-стійкої кераміки на основі вогнестійких глин основними кристалічними фазами, як муліт, ξ -кварц, кристобаліт. Причому, кислотостійкість кераміки визначається ступенем мулітизації та досконалістю структури муліту.

Крім того встановлено, що використання шлаків які містять сполуки оксидів заліза, знижують температуру спікання. При цьому відзначено зменшення у черепку кількості муліту, що призводиться до зниження кислотостійкості.

В зв'язку з цим виникає необхідність глибоких фізико-хімічних досліджень систем, які складаються із вогнетривкої глини та шлаків кольорової металургії, що містять оксиди заліза. Мета цих досліджень – встановлення можливості використання цих шлаків у виробництві керамічних матеріалів та виробів.

В наших модельних дослідженнях використана глина з питомою поверхнею $S_{\text{пит}}=1300 \text{ м}^2/\text{кг}$ та Побужський гранульований шлак з $S_{\text{пит}}=350 \text{ м}^2/\text{кг}$, хімічний склад яких такий (% від маси): глина: $\text{SiO}_2 - 54,40$; $\text{Al}_2\text{O}_3 - 32,30$; $\text{Fe}_2\text{O}_3 - 1,10$; $\text{CaO} - 1,60$; $\text{MgO} - 0,60$; $\text{SO}_3 - 0,28$; $\text{R}_2\text{O} - 1,10$; шлак: $\text{SiO}_2 - 51,95$; $\text{Al}_2\text{O}_3 - 6,55$; $\text{FeO} - 11,55$; $\text{CaO} - 22,85$; $\text{MgO} - 6,55$; $\text{MnO} - 0,10$; $\text{SO}_3 - 0,10$.

Час ізотермічної витримки зразків при різних температурах випалювання складав 1 годину.

Для фізико-хімічних досліджень використовували хімічний аналіз, напівкількісний рентгено-фазовий аналіз (РФА), диференційно-термічний аналіз (ДТА), мас-спектроскопію, метод електронно-парамагнітного резонансу (ЕПР), метод інфрачервоного поглинання (ІЧ-спектроскопія).

На основі попередніх досліджень температурний інтервал випалювання було визначено в межах 1073...1473К.

Згідно з результатами РФА основними кристалічними фазами в термооброблених композиціях є α -кварц, кристобаліт, геденбергіт,

анортит, муліт, гематит. Вміст даних фаз залежить як від температури випалювання, так і складу композицій (рис. 1, 2).

1, відн. од.

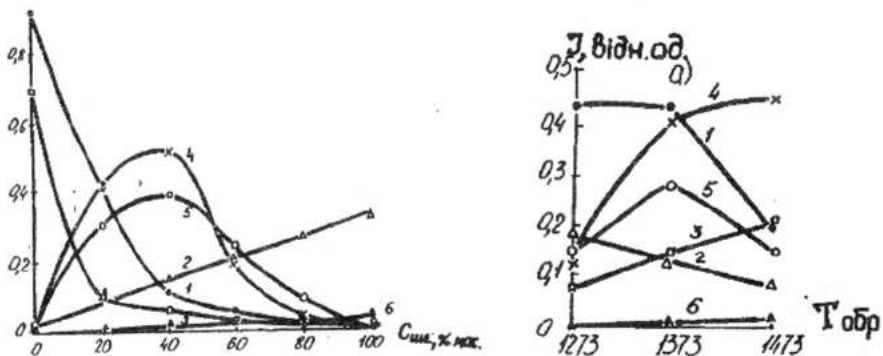


Рис. 1. Зміна вмісту фаз – кварцу (1), геденбергіту (2), муліту (3), анортиту (4), кристобаліту (5) і гематиту (6) в системі «вогнетривка глина – гранульований шлак феронікелю №1 за даними РФА в залежності від: а – вмісту шлаку (Сшл), при $T_{\text{вип}} = 1373 \text{ K}$; б – температури випалювання системи ($T_{\text{обр}}$) /склад системи % по масі: шлак – 20, глина – 80; (час випалювання вип. = 4 год)

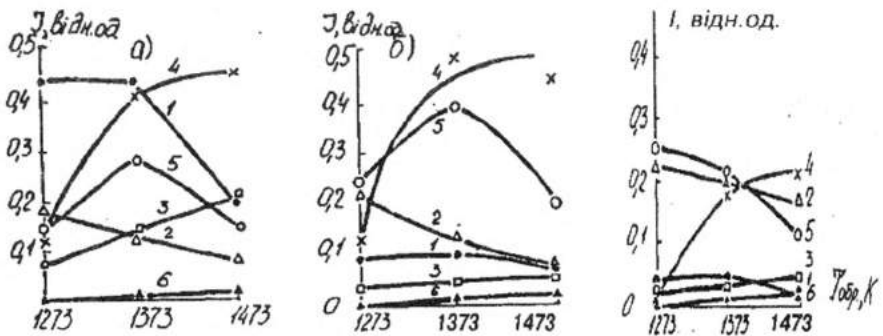


Рис. 2. Залежність мінерального складу композицій «шлак-вогнетійка глина» від температури випалювання : кварцу (1), геденбергіту (2), муліту (3), анортиту (4), кристобаліту (5), гематиту (6) для сумішей 20% мас. шлаку № 1+80% мас. глини (а); 40% мас. шлаку № 1+60% мас. глини (б); 60% мас. шлаку № 1+40% мас. глини (в). обр. = 1 год.

Як видно з рис. 1, із збільшенням $T_{обр}$ зростає вміст муліту, анортиту і гематиту, істотно зменшується вміст а-кварцу і незначно – геденбергіту.

При збільшенні часу ізотермічної витримки при випалюванні до 4...6 годин у композиціях з високим вмістом глини (більше 80% від маси) вміст муліту підвищується, а з низьким вмістом глини (менше 40% від маси) – зменшується. Цей результат можна пояснити ефектом розчинення муліту в склофазі [1, 2, 3], який виявляється значно більшим при використанні двокомпонентних композицій “глина-шлак”.

Присутність анортиту вказує на те, що при температурній обробці досліджуваної суміші формуються системи – аналоги спеціально введеним плавням (польовим шпатам).

Як видно з рис. 2 а, при введенні шлаку в композиції спостерігається зменшення вмісту а-кварцу і муліту, яке має нелінійний характер. Вміст анортиту і кристобаліту спочатку зростає, досягаючи максимального значення при концентрації шлаку $C_{шл} = 40...45\%$ від маси, а далі зменшується. Причому, при зміні $C_{шл}$ в межах 0...20% і 60...100%, присутня лише незначна кількість анортиту. Із зростанням концентрації шлаку в системі кількість геденбергіту збільшується за лінійним законом. Відзначимо, що аж до $C_{шл} = 40\%$ спостерігається тільки геденбергіт складу $Ca(Fe, Mg)Si_2O_6$. При підвищенні вмісту шлаку №1 збільшується і вміст гематиту.

Різде зменшення вмісту муліту в черепку при введенні шлаку можна пояснити зменшенням вмісту в системі оксидів алюмінію.

Складний характер зміни вмісту а-кварцу, кристобаліту і анортиту визначається взаємодією в присутності рідкої фази оксидів кремнію, алюмінію і кальцію як глини, так і шлаку.

Характер зміни вмісту геденбергіту при збільшенні концентрації шлаку в системі вказує на те, що в його синтезі беруть участь, головним чином, оксиди кальцію, заліза, магнію, кремнію, які входять до складу шлаку.

Дані ІЧ-спектроскопії підтверджують характер зміни вмісту α -кварцу і анортиту, встановлений РФА (рис. 2 б).

В термооброблених системах спектр ЕПР представлено широкою асиметричною резонансною лінією, інтенсивність, g-фактор і ширина якої ΔB залежать від температури випалювання і вмісту шлаків (рис. 3). Виходячи зі значень g-фактору і ΔB , резонансну лінію можна віднести до іонів Fe^{3+} , зв'язаних в гематит. На рис. 4 крива 1 відображає перебудову в системі Fe_2O_3-FeO , а криві 2, 3 – в анортиті, склофазі і геденбергіті.

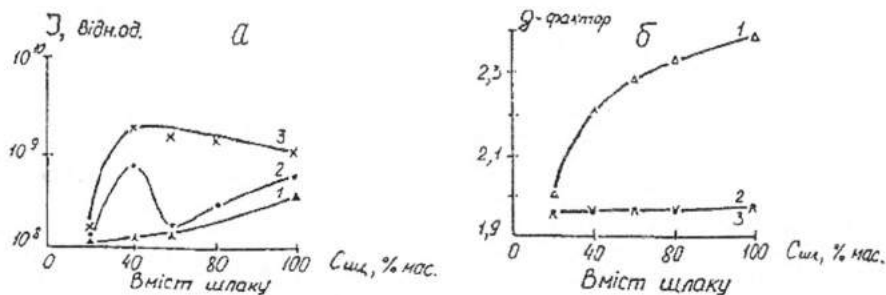


Рис. 3. Зміна інтенсивності (а) і Q -фактору (б) резонансного сигналу в залежності від вмісту шлаку в системах “вогнестійка глина-шлак феронікелю № 1”. 1 – Тобр.=1273К, 2 – 1373К, 3 – 1473К. ω обр.=1 год

Дослідження композицій “вогнестійка глина-шлак феронікелю” показали, що в області 1273...1473К і при малій тривалості ізо-термічної витримки ($t_{обр}=1$ година) при концентрації шлаку № 1 $C_{шл}=20...30\%$ від маси формується система, що містить в достатній кількості α -кварц, муліт і склофазу, в склад якої входять оксиди Ca, Al, Si. Зі склофазу викристалізується і геденбергіт, а також в незначній кількості анортит. При $C_{шл} > 70\%$ від маси основною кристалічною фазою є геденбергіт при незначній кількості кристобаліту, муліту і анортиту. Відзначимо великі усадки (втрати маси) і складність збереження форми плиток через існування рідкого розплаву, який в основному формується шлаком, що не дозволяє отримати кислотостійкі матеріали необхідної якості і вимагає застосування заповнювачів.

Аналіз наведеної інформації дозволяє зробити такі узагальнення:

1. При вивченні процесів фазоутворення при термообробці системи “вогнестійка глина-шлак феронікелю” в інтервалі температур 1273...1473К встановлено, що крім α -кварцу, кристобаліту, муліту, геденбергіту з’являються неокислотостійкі гематит і анортит. При цьому значна кількість останнього утворюється при вмісті шлаків в системі в кількості 30...70% від маси двокомпонентної системи.

2. При збільшенні в складі шлаків оксидів заліза після випалювання системи в зразках збільшується кількість геденбергіту і гематиту, і зменшується – муліту.

3. При підвищенні температури випалювання в інтервалі 1273...1423К вміст муліту, анортиту і гематиту в зразках підвищується, а геденбергіту – зменшується.

Література

1. Павлов В. Ф. Физико-химические основы обжига строительной керамики. – М.: Стройиздат, 1975 – 240 с.
2. Информационные спектры неорганических стекол и кристаллов / Под ред. А. Г. Власова, В. А. Флоринской – Ленинград: Химия, 1972. – 303 с.
3. Звягин Б. Б. Электронография и структурная кристаллография глинистых минералов. – М.: Стройиздат, 1964. – 182 с.

**МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ ТЕПЛО- І МАСОПЕРЕНОСУ
ПРИ ДВОВИМІРНІЙ ФІЛЬТРАЦІЇ РІДИНИ**

Питанню побудови нестационарних полів температури та концентрації і розподілу їх в пласті при нагнітанні в нього рідини з температурою або концентрацією забруднень відмінних від фонових присвячено ряд робіт. Але у більшості з них розглядаються в основному одновимірні (лінійні чи радіальні) течії рідини. В реальних умовах мають місце двовимірні течії рідини, що обумовлено геометрією розміщення контурів нагнітання та розвантаження (нагнітальні та експлуатаційні свердловини, водозабори і басейни забруднень в природній течії тощо).

Аналіз математичних моделей переносу тепла і маси в умовах двовимірної фільтрації рідини показує, що основною проблемою є врахування конвективних складових $\vec{v} \text{ grad} T$ або $\vec{v} \text{ grad} C$, де вектор швидкості руху рідини $\vec{v} = v_x \vec{i} + v_y \vec{j}$, T і C – відповідно температура і концентрація забруднень.

Як показано в розробках [1, 2] в такому випадку можна використати метод зведення двовимірної течії до одновимірної по лініях (стрічках, трубках) течії. Таке зведення можна здійснювати по-різному: використовувати гідродинамічні сітки течії, побудованих графічно, моделюванням течії рідини на суцільному середовищі чи на основі чисельно-різницевих методів, або використовувати рівняння ліній течії (векторних ліній), розв'язок яких можна одержати аналітично або наближеними методами, а також функції комплексного потенціалу течії $\omega = \varphi(x, y) + i\psi(x, y)$ та конформні відображення. Основним припущенням в таких моделях є незалежність гідродинамічного поля від полів концентрації і температури – принцип недеформованості ліній течії. При суттєвому впливі цих факторів на гідродинаміку системи можна застосовувати метод деформованих ліній течії.

Нехай розв'язком задачі гідродинаміки в двовимірній області Ω

$$\text{div } \vec{v} = 0; \quad \vec{v} = -k \text{ grad} H, \quad x, y \in \Omega, \quad \text{grad} = \frac{\partial}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial}{\partial y} \vec{j}$$

$$\epsilon \quad \vec{v} = (v_x; v_y) = v_x \vec{i} + v_y \vec{j}.$$

Припустимо, що розв'язок рівняння ліній течії

$$\frac{dx}{v_x} = \frac{dy}{v_y}$$

одержано у вигляді функції $C = f(x, \hat{z}x)$, для якої існує обернена $f^{-1}(C, \hat{z})$.

Причому $\hat{z} = y/x$; $v_{\hat{z}} = \frac{d}{dt} \left(\frac{y}{x} \right) = \frac{v_y - \hat{z}v_x}{f^{-1}(C, \hat{z})}$ – координата лінії течії і швидкість вздовж лінії течії.

Через те що

$$\frac{dx}{v_x} = \frac{dy}{v_y} = \frac{d\hat{z}}{v_{\hat{z}}},$$

для визначення часу t досягнення заданого рівня температури чи концентрації в заданій точці поля можна користуватись як складовими швидкостями v_x і v_y , так і повною швидкістю $V_{\hat{z}}$ за напрямом, який збігається з напрямом дотичної до лінії течії. Оскільки в цьому випадку рівняння конвективного теплопереносу і міграції забруднень набувають вигляду рівняння Кельвіна-Ламба [3], яке описує рух частинки разом з течією підземних вод

$$v_x^* \frac{\partial u}{\partial x} + v_y^* \frac{\partial u}{\partial y} + n_e \frac{\partial u}{\partial t} = 0, \quad (1)$$

то

$$\frac{dx}{v_x^*} = \frac{dy}{v_y^*} = \frac{d\hat{z}}{v_{\hat{z}}^*} = -\frac{dt}{n_e}. \quad (2)$$

В наведених рівняннях $u(x, y, t) = 0$ рівняння фронту мічених частинок (йому відповідає значення $n_e = n$ – активна пористість пласта), рівняння фронту забруднень (йому відповідає значення $n_e = n + N/C$, N – сорбційна ємність породи; C – концентрація забруднень), рівняння теплового фронту (йому відповідає значення $n_e = n + (1-n)C_{ck} / C_p$, C_{ck} , C_p – теплоємності відповідно до скелета порід і рідини). Отже, рівняння (1) можна записати так:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \bar{v} \operatorname{grad} u = 0,$$

характеристичний вид якого

$$du = 0 \text{ вздовж } t - \int_{z_0}^z \frac{dz}{v(z)} = \text{const.}$$

Нехай відомий комплексний потенціал течії $\omega(x + iy) = \varphi(x, y) + i\psi(x, y)$; тоді

$$v_x = \frac{\partial \varphi}{\partial x}, \quad v_y = \frac{\partial \varphi}{\partial y}.$$

Вводячи нові незалежні змінні $\xi = \varphi(x, y)$, $\eta = \psi(x, y)$ і враховуючи ортогональність ліній течії та функції течії, одержимо

$$\begin{aligned} \bar{v} \operatorname{grad} u &= v_x(x, y) \frac{\partial u}{\partial x} + v_y(x, y) \frac{\partial u}{\partial y} = \nabla \varphi \nabla u = \nabla \varphi \left(\frac{\partial u}{\partial \varphi} \nabla \varphi + \frac{\partial u}{\partial \psi} \nabla \psi \right) = \\ &= (\nabla \varphi)^2 \frac{\partial u}{\partial \varphi} + \nabla \varphi \nabla \psi \frac{\partial u}{\partial \psi} = v^2(\xi, \eta) \frac{\partial u}{\partial \xi} \end{aligned}$$

($\nabla = \bar{i} \frac{\partial}{\partial x} + \bar{j} \frac{\partial}{\partial y}$, $\nabla \varphi \nabla \psi = 0$ в силу ортогональності ліній і функцій течії).

Отже, рівняння (1) можна записати так:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + v^2(\xi, \eta) \frac{\partial u}{\partial \xi} = 0,$$

яке в характеристичному виді можна подати так:

$$dt = 0 \text{ вздовж } t - \int_{\xi_0}^{\xi} \frac{d\xi^*}{v^2(\xi^*, \eta)} = \text{const.}$$

Запропонований метод ліній течії дає можливість досліджувати поля температури і концентрації забруднень при двовимірній течії рідини на основі залежностей, одержаних для випадку лінійного потоку рідини простим введенням узагальнених змінних Больцмана. Якщо для лінійного потоку узагальнені змінні довжини ξ і часу τ мали вигляд

$$\xi = \frac{\alpha x}{C_p v}; \quad \xi = \frac{\alpha}{C_p} \int_{x_0}^x \frac{dz}{v(z)}; \quad \tau = \frac{\alpha}{C_{ck}(1-n)} \left(t - n \frac{x}{v} \right); \quad \tau = \frac{\alpha}{C_{ck}(1-n)} \left(t - n \int_{x_0}^x \frac{dz}{v(z)} \right)$$

то для двовимірної течії –

$$\xi = \frac{\alpha}{C_p} \int_{z_0}^z \frac{dz_1}{v(z_1)}; \quad \xi = \frac{\alpha}{C_p} \int_{\xi_0}^{\xi} \frac{d\xi_1}{v^2(\xi_1, \eta)}; \quad \tau = \frac{\alpha}{C_{ck}(1-n)} \left(t - n \int_{z_0}^z \frac{dz_1}{v(z_1)} \right)$$

$$\tau = \frac{\alpha}{C_{ck}(1-n)} \left(t - n \int_{\xi_0}^{\xi} \frac{d\xi_1}{v^2(\xi_1, \eta)} \right),$$

де x_0, z_0, ξ_0 – координати контура нагнітання (живлення); α – коефіцієнт міжфазового теплообміну.

Вирази для визначення узагальнених змінних ξ і τ можна одержати і для стрічки течії. Нехай в стрічці (трубці) течії з поперечним перерізом $f(s)$ і параметром $q = \psi_{i+1} - \psi_i$ протікає конвективний теплоперенос з міжфазовим теплообміном. Рівняння збереження теплової енергії для скелета породи пласта і рідини мають вигляд:

$$nC_p \frac{\partial \theta_1}{\partial t} = - \frac{C_p q}{f(s)} \frac{\partial \theta_1}{\partial s} - \alpha(\theta_1 - \theta_2); \quad (3)$$

$$C_{ck}(1-n) \frac{\partial \theta_2}{\partial t} = \alpha(\theta_1 - \theta_2), \quad (4)$$

де s – дугова координата трубки течії.

Будемо розглядати змінний об'єм трубки течії вздовж дугової координати

$$V_i = \int_{s_0}^s f(\lambda) d\lambda$$

і перепишемо рівняння (3) у вигляді

$$nC_p \frac{\partial \theta_1}{\partial t} + C_p q \frac{\partial \theta_1}{\partial V_i} + \alpha(\theta_1 - \theta_2) = 0. \quad (5)$$

Ввівши у рівняння (4) і (5) узагальнені змінні

$$\xi = \frac{\alpha}{C_p q} \int_0^{V_i} dV = \frac{\alpha}{C_p} \frac{V_i}{q}; \quad \tau = \frac{\alpha}{C_{ck}(1-n)} \left(t - \frac{n}{q} \int_0^{V_i} dV \right) = \frac{\alpha}{C_{ck}(1-n)} \left(t - n \frac{V_i}{q} \right),$$

одержимо відомі рівняння

$$\frac{\partial \theta_1}{\partial \xi} = \theta_2 - \theta_1; \quad \frac{\partial \theta_2}{\partial \tau} = \theta_1 - \theta_2,$$

розв'язання яких розглянуто в роботі [2].

Література

1. Кононенко Г. М. Аналитические и численные решения одно- и двумерных краевых задач конвективного теплопереноса: Препринт 81.4. – К.: Ин-т математики АН УССР, 1981. – 64 с.
2. Кононенко Г. М., Вознюк Л. Ф. Приближенные методы исследования тепло- и массопереноса в системах извлечения тепла Земли. – К.: Наукова думка, 1975. – 139 с.
3. Маскет М. Течение однородных жидкостей в пористой среде. – М.: Гостоптехиздат, 1949. – 625 с.

**ЧИСЕЛЬНИЙ МЕТОД ДОСЛІДЖЕННЯ НЕІЗОТЕРМІЧНОЇ ТЕЧІЇ
ПІДЗЕМНИХ ВОД ПРИ КОНВЕКТИВНОМУ ТЕПЛООБМІНІ**

Відомо, що найбільші труднощі при розв'язанні задач планової неізотермічної фільтрації постають при реалізації крайової задачі для рівняння поширення тепла тому, що процес теплопереносу відбувається за допомогою кількох механізмів [1]: зміна температури за рахунок теплопровідності та міжфазового теплообміну, а також конвективний перенос досягнутих значень температури, причому теплоперенос конвекцією відбувається в напрямі градієнта напору (тиску), тобто в напрямі нормалі до ізобари в певній точці пласта. Таким чином різниця апроксимація такої задачі має порівняно однаково описувати два по суті різних фізичних процеси. Така схема, яка будується на основі методу розщеплення рівняння на фізичні процеси, була використана нами в працях [2] і [3].

Розглянемо прямокутний елемент нескінченного пласта $(-a \leq x \leq a; -b \leq y \leq b)$ з двома різнойменними свердловинами в протилежних вершинах. Зважаючи на осесиметричність як гідродинамічного, так і теплового полів, розглядається область $D = (0 \leq x \leq a; 0 \leq y \leq b)$. Вважається, що для фільтраційного потоку рідини справджується закон Дарсі. Тоді рівняння нерозривності можна записати у вигляді

$$\operatorname{div} \left(\frac{k \rho_p}{\mu_p} \operatorname{grad} P \right) = n \frac{\partial \rho_p}{\partial t}, \quad (1)$$

де $\rho_p = \rho_p(T, P)$ – густина і $\mu_p = \mu_p(T, P)$ – в'язкість рідини; n – пористість; k – коефіцієнт фільтрації; P – тиск; t – час, причому $0 \leq t \leq t_m$; T – температура.

Нехай на нагнітальній і експлуатаційній свердловинах підтримуються забійні тиски, тоді крайові умови для рівняння (1) мають вигляд:

$$P(0,0,t) = P_u(t), \quad 0 \leq t \leq t_m, \quad (2)$$

$$P(a, b, t) = P_c(t), \quad 0 \leq t \leq t_m, \quad (3)$$

$$\left. \frac{\partial P}{\partial x} \right|_{x=0} = 0, \quad 0 < y \leq b, \quad 0 \leq t \leq t_m, \quad (4)$$

$$\left. \frac{\partial P}{\partial x} \right|_{x=a} = 0, \quad 0 \leq y \leq b, \quad 0 \leq t \leq t_m, \quad (5)$$

$$\left. \frac{\partial P}{\partial y} \right|_{y=0} = 0, \quad 0 < x \leq a, \quad 0 \leq t \leq t_m, \quad (6)$$

$$\left. \frac{\partial P}{\partial y} \right|_{y=b} = 0, \quad 0 \leq x \leq a, \quad 0 \leq t \leq t_m. \quad (7)$$

Рівняння збереження енергії має вигляд:

$$\operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} T) + \operatorname{grad}(C_p \rho_p \bar{v} T) = \frac{\partial}{\partial t}(C_p T), \quad (8)$$

де $\lambda = \lambda(T)$ – коефіцієнт теплопровідності пласта, причому $\lambda = n\lambda_p + (1-n)\lambda_n$; $C_p = C_p(T)$ – теплоємність рідини; $C_p = nC_p \rho_p + (1-n)C_n \rho_n$ – теплоємність пласта; C_n – теплоємність і ρ_n – густина скелету пласта; \bar{v} – швидкість фільтрації. Розв'язок рівняння (8) має задовольняти наступним крайовим умовам:

$$T(x, y, 0) = T^+(x, y), \quad 0 \leq x \leq a, \quad 0 \leq y \leq b, \quad (9)$$

$$T(0, 0, t) = T_n(t), \quad 0 \leq t \leq t_m, \quad (10)$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} = 0, \quad 0 < y \leq b, \quad 0 \leq t \leq t_m, \quad (11)$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=a} = 0, \quad 0 < y \leq b, \quad 0 \leq t \leq t_m, \quad (12)$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} = 0, \quad 0 < x \leq a, \quad 0 \leq t \leq t_m, \quad (13)$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=b} = 0, \quad 0 < x \leq a, \quad 0 \leq t \leq t_m. \quad (14)$$

Для розв'язання поставленої задачі в області D вводиться різницєва сітка $\Omega = \omega_h \times \omega_\tau$, причому

$$\omega_h = \left\{ x_i = ih_1; y_j = jh_2; i = 0, 1, \dots, N_1; j = 0, 1, \dots, N_2; N_1 = \frac{a}{h_1}, N_2 = \frac{b}{h_2} \right\},$$

де h_1 і h_2 – кроки сітки за просторовими координатами x і y ; N_1 та N_2 – число кроків за відповідними координатами;

$$\omega_\tau = \{t_l; t_0 = 0, t_1, t_2, \dots, t_l, \dots, t_{N_3}\};$$

$\tau_l = t_l - t_{l-1}$ – крок сітки за часом; N_3 – число кроків за часом.

Рівняння (1) на сітці Ω апроксимується звичайним різницєвим рівнянням з похибкою $O(h_1^2 + h_2^2)$. Крайові умови (2) – (7) також апроксимуються з такою ж похибкою, при цьому припускається, що на межі області D крім крайових умов справджується і рівняння (1).

Через те що коефіцієнти рівняння (1) залежать від температури і тиску, для розв'язання одержаної системи нелінійних різницєвих рівнянь організується ітераційний процес, причому на кожній ітерації крім розв'язання різницєвого аналогу задачі (1) – (7) розв'язується і різницєва задача, що відповідає диференціальній задачі (9) – (14). Вихідні значення T^+ і P_0 , необхідні для організації ітерацій, приймаються з попереднього часового шару (зовнішня ітерація). На кожній зовнішній ітерації розв'язується система лінійних різницєвих алгебраїчних рівнянь, які апроксимують на кожній ітерації задачу (1) – (7). Для розв'язання вказаної системи рівнянь використовується швидкозбіжний ітераційний метод верхньої релаксації [4], який можна подати у вигляді (внутрішня ітерація)

$$\begin{aligned} a_{ij} P_{i+1,j}^{(r+1/2)} - (c_{ij} + \gamma_{ij}) P_{ij}^{(r+1/2)} + b_{ij} P_{i-1,j}^{(r+1/2)} = \\ = f_{ij} - \alpha_{ij} P_{i,j+1}^{(r)} - \beta_{ij} P_{i,j-1}^{(r)}, \end{aligned} \quad (*)$$

$$P_{ij}^{(r+1)} = P_{ij}^{(r)} + \chi (P_{ij}^{(r+1/2)} - P_{ij}^{(r)}), \quad i = 0, 1, \dots, N_1; \quad j = 0, 1, \dots, N_2,$$

де $r=0, 1, \dots$ – номер внутрішньої ітерації; χ – параметр прискорення, який визначається за формулою

$$\chi = \frac{2}{1 + \sqrt{1 - \lambda_1}};$$

λ_1 – максимальне власне значення ітераційної матриці методу Зейделя [4].

Крім того введені такі позначення:

$$a_{ij} = \frac{\tau_{l+1} d_{i+1/2,j}}{nh_1^2}; \quad b_{ij} = \frac{\tau_{l+1} d_{i-1/2,j}}{nh_1^2}; \quad c_{ij} = a_{ij} + b_{ij},$$

$$\alpha_{ij} = \frac{\tau_{l+1} d_{i,j+1/2}}{nh_2^2}; \quad \beta_{ij} = \frac{\tau_{l+1} d_{i,j-1/2}}{nh_2^2}; \quad \gamma_{ij} = \alpha_{ij} + \beta_{ij};$$

$$d_{i+1/2,j} = \begin{cases} k\rho_{i+1/2,j}, & i=1, 2, \dots, N-1, \quad j=1, 2, \dots, N_2-1, \\ \mu_{i+1/2,j} \\ \frac{2k\rho_{1/2,j}}{\mu_{1/2,j}}, & i=0, \quad j=1, 2, \dots, N_2, \\ 0, & i=N_1, \quad j=0, 1, \dots, N_2-1, \end{cases}$$

$$d_{i-1/2,j} = \begin{cases} k\rho_{i-1/2,j}, & i=1, 2, \dots, N_1-1, \quad j=1, 2, \dots, N_2-1, \\ \mu_{i-1/2,j} \\ \frac{2k\rho_{N_1-1/2,j}}{\mu_{N_1-1/2,j}}, & i=N_1, \quad j=0, 1, \dots, N_2-1, \\ 0, & i=0, \quad j=1, 2, \dots, N_2, \end{cases}$$

$$d_{i,j+1/2} = \begin{cases} \frac{k\rho_{i,j+1/2}}{\mu_{i,j+1/2}}, & i=1,2,\dots,N_1-1, \quad j=1,2,\dots,N_2-1, \\ \frac{2k\rho_{i,1/2}}{\mu_{i,1/2}}, & i=1,2,\dots,N_1, \quad j=0, \\ 0, & i=0,1,\dots,N_1-1, \quad j=N_2, \end{cases}$$

$$d_{i,j-1/2} = \begin{cases} \frac{k\rho_{i,j-1/2}}{\mu_{i,j-1/2}}, & i=1,2,\dots,N_1-1, \quad j=1,2,\dots,N_2-1, \\ \frac{2k\rho_{i,N_2-1/2}}{\mu_{i,N_2-1/2}}, & i=0,1,\dots,N_1-1, \quad j=N_2, \\ 0, & i=1,2,\dots,N_1, \quad j=0. \end{cases}$$

Розв'язання рівняння (*) здійснюється методом прогонки вздовж y_j - рядків. При виконанні умови

$$\max_{\omega_h} |P_{i,j}^{r+1} - P_{i,j}^r| < \varepsilon_1,$$

де ε_1 - точність збіжності внутрішніх ітерацій, переходимо до розв'язання різницевого аналогу задачі (8) - (14). Для цього використовується метод розбиття на фізичні процеси, який полягає в наступному. Нехай відомий розподіл температури на момент часу $t = t_k$. Перехід на момент часу $t_{k+1} = t_k + \tau_{k+1}$ здійснюється в два етапи. На першому етапі, використовуючи значення T^k як початкові, знаходимо значення \tilde{T} як розв'язок рівняння теплопровідності

$$\gamma_1 \frac{\partial}{\partial t} C_p T = \text{div}(\lambda \text{grad} T) \quad (\text{а})$$

з крайовими умовами (10) - (14). На другому етапі одержані значення температури \tilde{T} відіграють роль початкових при визначенні T^{k+1} з рівняння

$$\gamma_2 \frac{\partial}{\partial t} C_p T = \text{grad} C_p \rho_p \bar{v} T. \quad (\text{б})$$

Коефіцієнти γ_1 і γ_2 обчислюються за формулами

$$\gamma_1 = \frac{\tau_1}{\tau_1 + \tau_2}; \quad \gamma_2 = \frac{\tau_2}{\tau_1 + \tau_2},$$

де τ_1, τ_2 – кроки за часом відповідно на першому та другому етапах.

Диференціальне рівняння (а) є двовимірним рівнянням параболічного типу і тому при його чисельній реалізації використовується економічна локально-одновимірна схема. Рівняння (б) – одновимірне диференціальне рівняння тому, що напрям градієнта збігається з напрямом нормалі до ізобари в заданій точці гідродинамічного поля, яка є дотичною до лінії течії в заданій точці. Розв'язання рівняння (б) здійснюється за явною схемою:

$$\bar{T}_{ij}^{l+1} = \tilde{T}_{ij} + \frac{\tilde{T}_{ij} - T_{cij}}{\Delta n_{ij} C_p} \left(\frac{C_p \rho_p k}{\mu_p} \cdot \frac{P_{cij}^{l+1} - P_{ij}^{l+1}}{\Delta n_{ij}} \cdot \bar{\tau} \right), \quad (в)$$

де T_{cij}, P_{cij}^{l+1} – температура з проміжного шару і тиск в точці перетину нормалі з найближчою до даного вузла лінією сітки в напрямі протилежному додатному напрямку нормалі; Δn_{ij} – відстань між даним вузлом і вказаною точкою на нормалі. Алгоритм розв'язання рівняння (б) за схемою (в) стійкий при виконанні умови

$$\bar{\tau} < \frac{C_p \mu_p}{C_p \rho_p k} \max_{ij} \left(\frac{\Delta n_{ij}^2}{P_{cij}^{l+1} - P_{ij}^{l+1}} \right).$$

При розв'язанні рівняння (в) часовий інтервал $(t_l + \tau_1, \tau_{l+1})$ розбивається на відрізки довжиною $\bar{\tau}$, на яких шукається розв'язок рівняння (б) за формулою (в); при цьому на момент часу $t_l + \tau_1 + s\bar{\tau}$ шукаються значення \bar{T} , причому за вихідні значення температури \tilde{T} приймаються значення, одержані за формулою (в) на момент часу $t_k + \tau_1 + (s-1)\bar{\tau}$.

Зовнішні ітерації закінчуються при виконанні умов

$$\max_{\omega_h} |P_{ij}^{n+1,k+1} - P_{ij}^{n,k+1}| < \epsilon_2, \quad \max_{\omega_h} |T_{ij}^{n+1,k+1} - T_{ij}^{n,k+1}| < \epsilon_3,$$

де $n=0,1,2,\dots$ – номер зовнішньої ітерації; ϵ_2, ϵ_3 – точність збіжності ітерацій.

Реалізація запропонованого алгоритму на ЕОМ дозволяє дослідити взаємодію гідродинамічного і теплового полів при неізотермічній фільтрації рідини, викликаній нагнітанням в пласт холодного або нагрітого теплоносія.

Література

1. Кононенко Г. М. Комбинированные модели тепло- и массопереноса: принципы построения, структура, алгоритмы и методы их реализации. – К., 1985. – 64 с. (НАН України. Ін-т математики; препринт 85–95).

2. Кононенко Г. М., Фомичова Т. Г. Тепло- и массоперенос при двумерном течении жидкости и его исследование расщеплением уравнений по физическим процессам // Лаврентьевские чтения по математике, механике и физике: Материалы 2-й всесоюз. конф. (Киев 9-11 сентября 1985г.). – К.: ИМ НАНУ, 1985. – С. 125–127.

3. Кононенко Г. М., Кириченко А. М., Фомичова Т. Г. Применение численных алгоритмов к решению задач тепло- и массопереноса и геохимической гидродинамики // Нестационарные задачи диффузии и фильтрации. – К.: ИМ НАНУ, 1986. – С. 16–39.

4. Вазов В., Форсайт Дж. Разностные методы решения дифференциальных уравнений в частных производных. – М.: ИЛ, 1963. – 487 с.

ВПЛИВ СПОСОБУ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ШПАЛЕРОДРУКАРСЬКИХ МАШИН НА ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ШПАЛЕРНОГО ВИРОБНИЦТВА

Виробництво шпалер відноситься до енерговитратних видів виробництва. Домінуюче місце в енерговитратах шпалерних підприємств займають процеси сушки шпалерного полотна з нанесеною на поверхню композицією. У процесі роботи необхідна постійна підтримка температури сушильного агента – повітря в діапазоні, передбаченого технологічним регламентом виробництва.

Сьогоднішній стан галузі характерний тим, що на більшості підприємств виробничі й енергетичні потужності морально застаріли і фізично зношені, а закупівля сучасної техніки вимагає великих капітальних вкладень, які підприємства не в змозі здійснити. Але, не дивлячись на застосування явно несучасного устаткування, виробництво шпалер в області дизайну і технологій намагається дотримуватися європейських тенденцій розвитку шпалерного ринку. Альтернативою повній заміні виробничих потужностей є модернізація застарілого шпалеро-друкарського устаткування і адаптація його до сучасних вимог технологічного циклу випуску шпалер. При реалізації цього напрямку розвитку підприємствам буває складно вірно вибрати напрямок модернізації устаткування в області енергозабезпечення, оскільки це найчастіше вимагає перегляду сталих уявлень про можливості та доцільність застосування тих або інших способів нагрівання сушильного агента для процесів сушки шпалерного полотна.

Зараз традиційно використовуються системи нагрівання сушильного агента за допомогою проміжного теплоносія – насиченої водяної пари, одержаної у виробничо-опалювальних теплогенеруючих установках (котельних). Приклад застосування проміжного теплоносія на підприємстві подано на рис. 1.



Рис. 1. Застосування водяної пари, як проміжного теплоносія

Теплоносієм при централізованому тепlopостачанні може виступати не тільки водяна пара, а й високотемпературні органічні теплоносії (термомасло), вода. Відповідно змінюється і устаткування котельні – використовуються або парові, або водогрійні, або термомасляні котли, а також і допоміжне устаткування, причому по номенклатурі найбільша кількість допоміжного устаткування використовується в паровій котельні.

Однак можливі й інші принципи тепlopостачання шпалеродрукарських машин (ШДМ), наприклад, методи з децентралізованим тепlopостачанням:

- з використанням електроенергії для одержання тепла в кожному елементі ШДМ, що споживає тепло;
- з використанням теплоти згорання природного газу.

На рис. 2 наведено способи нагрівання сушильного агента, що застосовуються в існуючих ШДМ.

Визначальними факторами при виборі способу нагрівання сушильного агента в ШДМ є:

- технологічні вимоги до температури сушильного агента;
- конструктивні особливості ШДМ;
- температурні параметри теплогенеруючих установок і можливості теплових або електричних комунікацій;
- вимоги нормативних документів до виробничих приміщень, у яких розміщено різного типу устаткування;
- екологічні особливості устаткування;
- економічні аспекти.



Рис. 2. Способи нагрівання сушильного агента

Вважається, що температура $+250\text{ }^{\circ}\text{C}$ є верхньою температурною межею для сушильного агента в ШДМ, оскільки нагрівання сушильного агента вище температури $+250\text{ }^{\circ}\text{C}$ приводить до деструкції барвистих і рельєфообразующих покриттів шпалерного полотна, а також негативно впливає на міцнісні й технологічні властивості самого шпалерного полотна, як основи.

Спираючись на вищевикладені фактори й особливості кожного зі способів нагрівання, проаналізуємо доцільність та ефективність їхнього застосування.

Застосування електроенергії є, на перший погляд, одним з найбільш ефективних способів нагрівання сушильного агента. За допомогою трубчастих електронагрівачей (ТЭНів) можна легко нагрівати сушильний агент від $+20$ до $+250\text{ }^{\circ}\text{C}$, займаючи компактні простори. Також нагрівання сушильного агента може здійснюватися за допомогою інфрачервоних нагрівальних елементів. Інфрачервоні нагрівальні елементи сприяють швидкому нагріванню поверхні шпалерного полотна з нанесеною композицією за рахунок променистої енергії. Це дає можливість знизити витрату сушильного агента через порожнину сушильної камери. Регулювання потужності нагрівання – від 0 до 100% і температури сушильного агента від $+20$ до $+250\text{ }^{\circ}\text{C}$. Установки із застосуванням цього способу нагрівання характеризуються компактністю і можливістю варіативного налагоджування під конкретні умови технологічного процесу. При аварійних остановах ШДМ має місце автоматичне відключення електронагрівачаючих приладів.

Але, крім наявних переваг, застосування електроенергії для нагрівання сушильного агента має і свої недоліки. Серед яких основними є:

- висока вартість електроенергії;
- обмеження потужності, обумовлене можливостями зовнішніх мереж;
- підвищені вимоги до електроізоляції конструктивних елементів ШДМ.

Другим зі децентралізованих способів децентралізованого теплопостачання є спосіб нагрівання сушильного агента за допомогою спалювання природного газу в тракті камери-сушки або повітропроводах циркуляції сушильного агента. Безпосереднє спалювання палива в середовищі сушильного агента характеризується максимальним коефіцієнтом використання палива.

При спалюванні природного газу можна досягати температур сушильного агента до +250 °С без будь-яких технічних складностей.

Застосування природного газу дає можливість гнучкого регулювання температури сушильного агента, а отже і теплової потужності установки. Регулювати потужність пальника можливо від 10 до 100%. При обривах шпалерного полотна та непланових остановах ШДМ відбувається автоматичне відключення пальника для запобігання перегріву шпалерного полотна.

Недоліком газового нагрівання можуть вважатися підвищені вимоги до виробничих приміщень, а також ускладнення з очисткою відпрацьованого повітря від забруднень.

Для методів централізованого теплопостачання ШДМ характерним є використання проміжних теплоносіїв для нагрівання сушильного агента.

Водяної пар є універсальним теплоносієм з погляду теплофізичних властивостей, тому широко використовується для нагрівання сушильного агента. Джерелами пари є парові котли, розташовані в центральній котельні, або технологічні парогенератори, які можуть бути розташовані поблизу технологічних споживачів. Як правило, парове постачання калориферів нагрівання сушильного агента застосовується у випадку, коли всі теплові споживачі системи технологічного теплопостачання та господарсько-побутових потреб (опалення, вентиляції та гарячого теплопостачання) запроектовані, як парові, тобто парове теплопостачання складає тепловий цикл підприємства.

Переваги водяної пари як теплоносія:

- високі теплофізичні параметри;

– можливість регулювання потужності нагрівання сушильного агента від 0 до 100%;

– компактні розміри використовуваних для нагрівання сушильного агента калориферів;

– пожежна безпека;

– можливість досягнення +250 °С температури сушильного агента.

Недоліки теплоносія:

– проліт пари, що не сконденсувалася;

– наявність гідро ударів у системі;

– підвищена швидкість корозії магістралей, арматури і регулюючих органів;

– необхідність підтримки в системі високого тиску;

– великі витрати тепла на внутрішні потреби котельні, що призводить до значних витрат палива;

– необхідність у системі хімічної підготовки води.

Термомасляний теплоносій є альтернативою водяній парі в системах технологічного тепlopостачання. Термомасло буває органічного й синтетичного походження. Термомасло дає можливість досягати високих значень температури сушильного агента при низьких тисках теплоносія в системі. Тиск у системі визначається лише величиною гідравлічного опору системи.

Переваги термомасла як теплоносія:

– високі теплофізичні параметри;

– можливість регулювання потужності нагрівання сушильного агента від 0 до 100%;

– компактні розміри використовуваних для нагрівання сушильного агента калориферів;

– досягнення високих температур сушильного агента до 4000 °С при невеликих тисках у масляній системі;

– відсутність гідро ударів;

– відсутність корозійних процесів у контурі теплоносія;

– відсутність системи хімічної підготовки води.

Недоліки теплоносія:

– горючість теплоносія;

– небажаність контакту з повітрям та іншими рідинами.

Вода як теплоносій для нагрівання сушильного агента має обмежене застосування. Вона може застосовуватися у випадках відсутності у підприємства власної котельні і приєднання до централізованих водяних систем тепlopостачання, у яких максимальна температура теплоносія +150 °С. При температурі теплоносія 150 °С необхідно підтриму-

вати тиск у системі більше 8 бар. Як правило, при цьому температура сушильного агента після нагрівання не перевищує +100 °С. Сушильний агент із такою температурою може застосовуватися лише для сушіння композицій на основі водно-спиртових фарб.

Комбіновані способи нагрівання сушильного агента не є традиційними для ШДМ. Це обумовлено тим, що кожна ШДМ виготовляється під певні технологічні параметри: швидкість шпалерного полотна, температуру і швидкість сушильного агента. Комбінування способів нагрівання може бути викликано необхідністю підвищення температури сушильного агента в тих випадках, коли центральне джерело теплопостачання не забезпечує необхідної температури теплоносія. Так, щоб перейти з випуску шпалер, у яких основою композиції є водно-спиртовий розчин, на випуск шпалер з полімерним покриттям необхідно збільшити температуру сушильного агента не менш, ніж на 50–80⁰С. Тому зустрічаються такі комбінації способів нагрівання сушильного агента:

- вода – електроенергія;
- водяна пара – електроенергія.

Остання комбінація, як правило, має місце при великому фізичному зношуванні котельного обладнання.

Коли проблема вибору способу теплопостачання постає на етапі проектування нового виробництва, то вона вирішується найчастіше відомими економічними методами – аналізується величина капітальних вкладень, наведені витрати, строк окупності та за результатами аналізу приймається рішення. Якщо мова йде про реконструкцію або модернізацію діючого виробництва, то винятково економічними методами найчастіше проблему вирішити неможливо, оскільки в силу вступають інші фактори, які найчастіше складно описати економічними критеріями.

Так, наприклад, будь-яке підприємство крім технологічного теплопостачання має і господарсько побутових споживачів: системи опалення, вентиляції й гарячого водопостачання. Тому при розгляді проблем модернізації системи технологічного теплопостачання необхідно враховувати бажаність комплексного рішення проблем теплопостачання всього підприємства.

Газифікація виробничих приміщень може виявитися під сумнівом через невідповідність цього приміщення вимогам діючих нормативних документів у сфері безпеки праці й пожежної безпеки. До того ж наявність декількох нових джерел викиду в атмосферу продуктів згорання в суміші із продуктами сушки і газовиділень об'ємоутворюючих покрит-

тів може привести до перевищення гранично припустимих концентрацій шкідливих речовин у повітрі в районі розташування підприємства.

Бажання організувати комбіноване теплопостачання ШІДМ може виявитися нездійсненним через відсутність необхідних потужностей у зовнішніх електромережах.

У таких випадках, коли в аналізі беруть участь різноманітні фактори, які неможливо оцінити в однакових одиницях виміру, можна скористатися кваліметричними методами [1]. На первісному етапі можна скласти перелік факторів, які будуть загальними для всіх діючих підприємств будь-якої галузі.

I. Можливість комплексних рішень, що враховують необхідність комплексного теплопостачання всього підприємства.

II. Вартість потенційних енергоносіїв.

III. Можливість підтримки необхідних температурних режимів.

IV. Вартість капітальних вкладень.

V. Відповідність зовнішніх інженерних мереж потребам реконструкції.

VI. Відповідність існуючих виробничих приміщень вимогам нормативних документів у випадку реконструкції теплопостачання.

VII. Можливість появи або збільшення екологічних проблем.

VIII. Надійність устаткування, пропонуваного для реконструкції.

IX. Ремонтпридатність устаткування.

X. Можливий діапазон регулювання та обсяг автоматизації процесів.

XI. Питомі витрати і строк окупності.

Список не претендує на всеосяжну повноту. У кожному конкретному випадку можуть додаватися будь-які ще специфічні фактори, що при розробці загального підходу до рішення проблеми врахувати просто неможливо, наприклад, умови одержання кредиту на реконструкцію або зношеність експлуатаційного устаткування. Для прикладу ми вибрали одинадцять параметрів. Для грубої оцінки перспективності того або іншого напрямку реконструкції системи теплопостачання можна скористатися трибальною системою, у якій:

– незадовільно – 1 бал;

– задовільно – 2 бали;

– добре – 3 бали.

Потім сума балів по кожному способу складається і ступінь наближення до максимальної оцінки – 33, є показником оцінки способу. Результати наведені в табл. 1.

Найменування способу	Номер фактора											Сума балів
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	
Електроенергія	3	1	3	3	2	3	3	3	3	3	3	30
Спалювання природного газу	2	3	3	2	2	1	1	2	2	3	3	24
Вода	1	2	1	2	2	3	3	2	1	3	3	23
Водяна пара	3	1	3	1	3	3	3	1	1	3	2	23
Термомасло	3	3	3	2	3	2	3	3	3	3	2	30
Комбіновані	3	2	3	1	2	3	3	2	2	2	2	25

Аналіз результатів показує, що з погляду на теплопостачання ШДМ найбільш прийнятними методами можуть бути децентралізовані методи і найбільш бажаний є електронагрів, але вартість електроенергії може перекрыслити всі його переваги.

Із централізованих методів найбільш привабливе використання термомасляних систем, які до того ж добре сполучаються й з господарсько побутовим теплопостачанням підприємств.

Представлений підхід дає можливість врахувати розмаїтість різних особливостей діючого підприємства при розробці техніко-економічного обґрунтування та завдання на проектування реконструкції або модернізації систем теплопостачання технологічних апаратів.

Цілком очевидно, що варто йти від комбінованих способів нагрівання сушильного агента. Така ситуація на підприємстві викликана модернізацією технологічного устаткування і спробою при відносно незначних, але постійних матеріальних витратах додержуватися нововведень в області технології виробництва шпалер.

Лідуючі позиції електричного нагрівання сушильного агента нівелюються вартістю електроенергії.

Найбільше енергетично виправданим способом, з погляду технології процесу сушки шпалерного полотна, є спалювання природного газу, але однаково необхідно мати енергетичні потужності для підтримки невиробничих потреб підприємства.

Недолік термомасляних систем полягає в значних капітальних вкладеннях і питомих витратах. Безсумнівною перевагою термомасла є

можливість підтримки високих температур сушильного агента при низькому тиску в маслосистемі.

Вода як теплоносіє може лише застосовуватися для випуску шпалер з барвистим покриттям на основі водно-спиртових розчинів.

При використанні пари, як теплоносія, відбувається інтенсивна корозія магістралей і теплообмінного устаткування. Це вимагає систематичного чищення поверхонь теплообміну для підтримки температурних параметрів сушильного агента. Але основними негативними рисами застосування пари є необхідність продувок котла й обов'язкова підтримка високого тиску в системі.

При проектуванні нового виробництва або реконструкції варто вибирати ШДМ зі спалюванням природного газу для нагрівання сушильного агента, у такий спосіб розділяючи технологічні й господарсько-побутові енергосистеми.

Застосування термомасляних систем виправдано у випадках неможливості газифікації ШДМ або комплексного рішення завдань теплопостачання підприємства.

Використання теплопостачання шпалерного виробництва із застосуванням пари найбільш енергетично витратне.

Вода, як теплоносіє, істотно звужує технологічні можливості в області випуску різноманітних типів шпалер.

Комбінування різних систем нагрівання сушильного агента збільшує кількість експлуатованих одиниць устаткування, що знижує загальну надійність роботи ШДМ як цілісної системи та ускладнює регулювання роботи ШДМ.

Література

Андреанов Ю. М., Суббето А. И. Квалиметрия в приборостроении и машиностроении. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1990. – 216 с.



Коронівський Сергій Михайлович – фахівець у галузі промислової вентиляції та кондиціонування повітря, кандидат технічних наук (1954), доцент (1955).

С. М. Коронівський народився в 1907 р. 10 листопада в містечку Новоукраїнське, Одеської губернії. Закінчив Таращанську мехпрофшколу, Київський механічний технікум, в 1930 р. закінчив механічний факультет КПІ.

В 1929 р. пішов працювати конструктором в Київське акціонерне товариство “Тепло і сила”, а в 1930 р. був переведений в трест “Промвентиляція” на посаду інженера. В 1934–1935 рр. він працював старшим інженером-конструктором відділу бензинових двигунів Київського НДІ авіадвигунів. Пізніше в своїй автобіографії С. М. Коронівський запише: *“Под моим руководством был запроектирован, построен и испытан ротационный компрессор для агитсамолёта “Максим Горький”.*

До початку війни працював на інженерних посадах з опалення і вентиляції в інституті Теплоелектропроект, тресті Оргенергобуд, ВНДЮП (м. Київ). В 1941–1944 рр. С. М. Коронівський був направлений в Таджикиську РСР виконробом на будівництво найбільшого миловарного заводу, а після закінчення будівництва був призначений головним механіком цього заводу. В 1944 р. він був переведений в Київ і до 1946 р. працював начальником енерготопливого відділу Наркомхарчопрому УРСР. З 1946 до 1971 р. працював доцентом кафедри теплогазопостачання і вентиляції Київського інженерно-будівельного інституту. У 1954 році захистив кандидатську дисертацію, у 1955 році йому присвоєне звання доцента. Опублікував більше 50 наукових праць, в тому числі авторські свідоцтва на винаходи.

Він є одним з авторів відомого “Справочника по теплоснабженню и вентиляции”.

Доцент Кореневський С. М. був досвідченим інженером – механіком, відомим спеціалістом в галузі промислової вентиляції. За свідченням його сучасників він умів водити одномоторний літак, автомобіль, мотоцикл, був професіональним фотографом. Безумовно всі свої знання і уміння він передавав студентам, був прекрасним педагогом, вихователем молоді.

В кінці 1970–1971 навчального року С. М. Кореневський звільнився з роботи і перейшов на пенсію.

Помер С. М. Кореневський в березні 1986 р.

АНОТАЦІЇ

Худенко А. А. Радіаційне охолодження приміщень.

Наведені принципи дії, конструктивні особливості, комфортні якості та досвід застосування радіаційних систем охолодження приміщень.

Список літ.: 5 назв.

Єнін П. М. Результати дослідження нестационарних температурних полів в рідкій фазі СВГ при тепловій взаємодії геотермальних регазифікаторів з сухим ґрунтом.

Наведено результати обчислювальних експериментів про нестационарний розподіл температури рідкої фази СВГ в режимі її зберігання за радіусом свердловини ГТР.

Відмічено залежність цього розподілу від режимів теплообміну.

Єнін П. М. Результати дослідження нестационарних температурних полів в сухому ґрунті навколо геотермальних регазифікаторів.

Наведено результати аналізу розрахункових даних, які характеризують нестационарний розподіл температур в сухому ґрунті.

Єнін П. М. Дослідження теплової взаємодії геотермальних регазифікаторів з вологим ґрунтом при фазових переходах вологи, що міститься в ньому.

В статті розглянуто вплив на нестационарний розподіл температури вологого ґрунту та на темп нагріву рідкої фази СВГ в геотермальному регазифікаторі фазових переходів вологи, що міститься в ньому.

Єнін П. М., Рибачев С. Г. Натурні експерименти на дослідно-промисловій геотермальній установці та порівняння одержаних результатів з даними математичного моделювання.

Проведено натурні експерименти з вимірювання температур рідкої фази СВГ, стінки обсадної колони свердловини геотермального регазифікатора та вологого ґрунту (суглинку) на різних відстанях від свердловини ГТР.

Одержані результати порівняні зі змінами цих температур з розрахунковими значеннями їх нестационарного розподілу для відповідних радіальних координат.

Єнін П. М., Рибачев С. Г. Методика теплового розрахунку геотермальних регазифікаторів скрапленого вуглеводневого газу.

В статті викладено методику теплового розрахунку геотермальних регазифікаторів скрапленого вуглеводневого газу на базі даних розрахунків нестационарного розподілу температури в шарах, що безпосередньо прилягають до стінки свердловини ГТР.

Єнін П. М., Рибачев С. Г. **Обґрунтування техніко-економічної доцільності створення геотермальних установок для регазифікації скраплених вуглеводневих газів.**

В статті викладено результати аналізу техніко-економічної доцільності створення замість базової традиційної підземної резервуарної установки з 4-х резервуарів та одного погрузного електричного регазифікатора, що працює в холодну пору року, альтернативної установки, яка цілорічно працює на геотермальній поновлювальній енергії.

Лабай В. Й.

Описано ексергетичний метод аналізу роботи одноступеневих хладонових холодильних машин, які використовують в місцевих автономних кондиціонерах. Визначено ексергетичний ККД split-кондиціонера фірми "Sanyo" для стандартних умов і показана його залежність від продуктивності кондиціонера.

Килимник О. О. **Дослідження фазових перетворень в композиціях "вогнетривка глина – шлак феронікелю" при їх випалюванні.**

На основі даних РФА, ІЧ-спектроскопії, методу електронно-парамагнітного резонансу (ЕПР) встановлено основні кристалічні фази, що утворюються при випалюванні композицій "вогнетривка глина-шлак феронікелю".

Кононенко Г. М. **Математичні моделі тепло- і масопереносу при двовимірній фільтрації рідини.**

Пропонується метод ліній (стрічок, трубок) течії для вивчення нестационарних полів температури і забруднень при двовимірній фільтрації рідини.

Список літ.: 3 назви.

Кононенко Г. М. **Чисельний метод дослідження неізотермічної течії підземних вод при конвективному теплообміні.**

Розглядається чисельний алгоритм розв'язання задачі гідродинаміки і теплопереносу при фільтрації рідини в підземному пласті.

Список літ.: 4 назви.

Гламаздин П. М., Малишевський Т. В. **Вплив способу теплопостачання шпалеродрукарських машин на підвищення енергоефективності шпалерного виробництва.**

Розглянуті найбільш поширені способи теплопостачання шпалеродрукарських машин (ШДМ). Проведено аналіз способів теплопостачання ШДМ з точки зору енергоефективності, капітальних вкладень та особливостей експлуатації.

ЗМІСТ

ТЕПЛОБМІН, ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ГАЗОПОСТАЧАННЯ

<i>Худенко А. А.</i> Радіаційне охолодження приміщень.....	3
<i>Енин П. М.</i> Результаты исследования нестационарных температурных полей в жидкой фазе СУГ при тепловом взаимодействии геотермальных регазификаторов с сухим грунтом	9
<i>Енин П. М.</i> Результаты исследования нестационарных температурных полей в сухом грунте вокруг геотермальных регазификаторов	19
<i>Енин П. М.</i> Исследование теплового взаимодействия геотермальных регазификаторов СУГ с влажным грунтом при фазовых переходах содержащейся в нем влаги	31
<i>Енин П. М. Рыбачев С. Г.</i> Натурные эксперименты на опытно-промышленной геотермальной установке и сопоставление их результатов с данными математического моделирования	45
<i>Енин П. М. Рыбачев С. Г.</i> Методика теплового расчета геотермальных регазификаторов сжиженного углеводородного газа	57
<i>Енин П. М. Рыбачев С. Г.</i> Обоснование технико-экономической целесообразности устройства геотермальных установок для регазификации сжиженных углеводородных газов.....	70
<i>Лабай В. Й.</i> Залежність ексергетичного ККД SPLIT-кондиціонерів від їх продуктивності за повітрям на випарнику і конденсаторі	80
<i>Зайцев О. Н., Донченко С. Б., Любарев А. П.</i> Экспериментальные исследования поля скорости при взаимодействии закрученных струй	89
<i>Килимник О. Г.</i> Дослідження фазових перетворень при випалюванні систем “вогнестійка глина – шлак феронікелю”	95
<i>Копоненко Г. М.</i> Математичні моделі тепло- і масопереносу при двовимірній фільтрації рідини	100
<i>Копоненко Г. М.</i> Чисельний метод дослідження неізотермічної течії підземних вод при конвективному теплообміні	105
<i>Гламздин П. М., Малишевський Т. В.</i> Вплив способу теплопостачання шпалеро-друкарських машин на підвищення енергоефективності шпалерного виробництва	112
ВИДАТНІ ВЧЕНІ. ПЕДАГОГИ	
<i>Кореневський Сергій Михайлович</i>	121

**ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ
ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ**

Науково-технічний збірник

Випуск 10

Підп. до друку 28.12.06 р. Формат 60×84 1/16.
Папір друк. № 1. Умовн. друк. арк. 8,0.
Тираж 100. Зам. 6-1225

ЗАТ "ВІПОЛ", ДК № 15
03151, м. Київ, вул. Волинська, 60

Свідомство про внесення до Державного реєстру
серія ДК № 752 від 27. 12. 2001 р.