

Міністерство освіти і науки України
Київський національний університет
будівництва і архітектури

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ
ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

Науково-технічний збірник

Випуск 7

Київ 2004

Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: Науково-технічний збірник. Випуск 7. Головний редактор А. А. Худенко. — К.: КНУБА, 2004. — 112 с.

У збірник включені результати наукових досліджень в галузі опалення, вентиляції, тепlopостачання 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 02.07.2004.

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.

НАШ ЮВІЛЯР



3 листопада 2004 року виповнюється 60 років з дня народження завідувача кафедри теплогазопостачання і вентиляції Київського національного університету будівництва і архітектури, кандидата технічних наук Росковшенка Юрія Костянтиновича.

Ю. К. Росковшенко народився в м. Магнітогорську Челябінської області, де працювали його батьки, евакуйовані на початку війни з м. Києва. В рідне місто сім'я Росковшенків повернулася після закінчення війни. Виховання майбутнього фахівця вищої освіти Ю. Росковшенка та формування його доброї душі і співчутливого характеру починаються в умовах суворого нелегкого післявоєнного життя, в атмосфері доброзичливого оточення і творчого спілкування. Його мама, Галина Григорівна, була прекрасним, чуйним педагогом, тривалий час працювала директором другої Київської середньої музичної школи. Батько Ю. К. Росковшенка, Костянтин Васильович, теж був професійним педагогом і вихователем, активним громадським діячем, з 1954 року працював доцентом кафедри технології будівельного виробництва Київського інженерно-будівельного інституту.

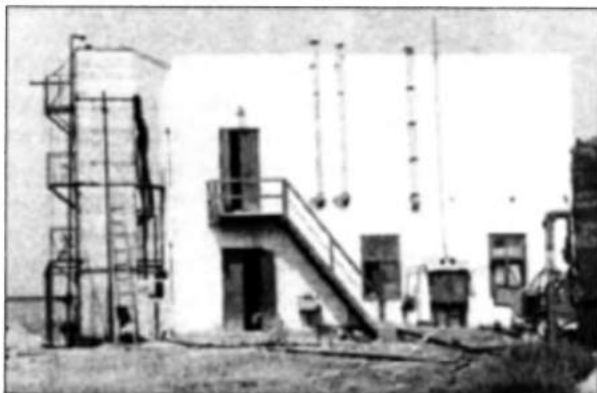
У 1961 р. після закінчення середньої школи Ю. К. Росковшенко вступив до Київського інженерно-будівельного інституту на санітарно-технічний факультет зі спеціальності "Теплогазопостачання і вентиляція". Деканом факультету на той час був відомий спеціаліст у галузі опалення і теплопостачання доцент Щекін Р. В., а завідувачем кафедри теплогазопостачання і вентиляції був видатний вчений, доктор технічних наук, професор Лобаєв Б. М.

Після закінчення інституту Ю. К. Росковшенко служив у армії, працював у інституті КиївЗНДІЕП, а у 1969 р. вступив до аспірантури Київського інженерно-будівельного інституту. Його науковим керівником був професор Лобаєв Б. М. У тому ж 1969 р. Б. М. Лобаєв одержав авторське свідоцтво на спосіб утилізації теплоти геотермальних вод, яким був започаткований новий науковий напрям у використанні теплоти високомінералізованих термальних вод та вторинних енергоресурсів. Суть запропонованої схеми тепловикористання полягає у тому, що

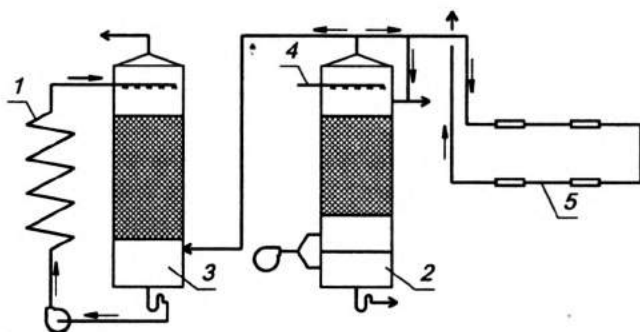
3

теплота від мінералізованої води відбирається шляхом її випаровування в контактному теплообміннику за допомогою проміжного теплоносія (повітря). Нагріте насичене повітря використовується в подальшому як самостійний теплоносій для обігріву теплиць або подається в інший контактний теплообмінник (конденсатор), де його теплота передається прісній теплофікаційній воді.

Для реалізації розробленого способу тепловикористання при кафедрі теплогазопостачання і вентиляції була створена науково-дослідна група, а в Джанкойському районі Криму на геотермальній свердловині побудована наукова лабораторія та теплиця.



a



б

Науково-дослідна лабораторія на геотермальній свердловині в Криму:

a – загальний вигляд, *б* – схема геотермального опалення теплиці:

- 1 – система ґрунтового обігріву теплиці; 2 – випарник; 3 – конденсатор;
- 4 – трубопровід геотермальної води; 5 – система опалення шатра теплиці плівковими опалювальними приладами

Перші досліді в Джанкої проводили аспіранти Скаленко О. К., Зайченко Є. С. та Росковшенко Ю.К, а вивченням та розробкою цієї тематики займалися майже всі члени кафедри теплогазопостачання і вентиляції тодішнього складу.



1970 р. Зоряний склад кафедри.

Зліва направо нижній ряд: доценти Д. С. Шевцов, О. А. Пеклов;
зав. каф. д.т.н., професор Б. М. Лобаєв, доцент Г. Є. Бем.

Верхній ряд: ст. викл. Р. М. Зайченко; доценти В. А. Березовський,
С. М. Коренєвський, В. О. Кашеєв; зав. лаб. А. Г. Хорошилов; доценти
Р. В. Щекін і В. А. Бойко

Успішними результатами наукових теоретичних та експериментальних досліджень випарника (Скаленко О. К., 1973 р.), конденсатора (Зайченко Є. С., 1974 р.) і системи опалення теплиці (Росковшенко Ю. К., 1975 р.) була показана технічна можливість та практична доцільність тепловикористання низькопотенційних геотермальних вод. Трохи пізніше були проведені наукові дослідження теплообмінника з проміжним гідрофобним теплоносієм (Вінник В. І., 1979 р.) та вакуумного теплообмінника (Степанов М. В., 1980 р.), які підтвердили ідею передачі теплоти від високомінералізованого джерела теплової енергії до чистого теплоносія в проміжних теплообмінних апаратах атмосферного чи вакуумного типу.

У 1972 р. після закінчення аспірантури Ю. К. Росковшенко за пропозицією Б. М. Лобаєва залишається працювати викладачем на кафедрі теплогазопостачання і вентиляції Київського інженерно-будівельного інституту. У 1975 р. він успішно захищає дисертацію і одержує вчений

ступінь кандидата технічних наук, а у 1979 р. йому присвоєно вчене звання доцента цієї ж кафедри. Його офіційним опонентом при захисті дисертації виступив заступник директора НДІ сантехніки та обладнання будинків і споруд А. Я. Ткачук, який дещо пізніше (1978–2000 рр.) працював завідувачем кафедри теплогазопостачання і вентиляції.



1977 р. Декан санітарно-технічного факультету Є. С. Зайченко та секретар партбюро факультету Ю. К. Росковшенко

Ю. К. Росковшенко продовжує працювати на кафедрі теплогазопостачання і вентиляції Київського національного університету будівництва і архітектури (КНУБА), успішно поєднуючи педагогічну, виховну, наукову, громадську та організаційну діяльність. Він викладає курси лекцій з кондиціонування повітря та холодопостачання, теплогазопостачання і вентиляції, керує науковими дослідженнями з тематиками “Тепловикористання низькопотенційних джерел енергії для опалення теплиць”, “Енергозбереження в системах опалення і вентиляції”, підтримує ділові й творчі зв’язки з багатьма організаціями і фірмами, які займаються проектуванням, виготовленням та впровадженням сучасних систем опалення і вентиляції.

У 2000 році Юрій Костянтинівич Росковшенко був обраний за конкурсом та призначений на посаду завідувача кафедри теплогазопостачання і вентиляції. Під його науковим керівництвом підготовлено трьох кандидатів технічних наук. За час роботи в КНУБА він опублікував більше 20 навчально-методичних та більше 60 наукових праць, в

тому числі патенти України на винаходи. Ю. К. Росковшенко активно займається громадською роботою в університеті. Він є заступником головного редактора науково-технічного збірника "Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання", членом Вченої ради університету та Вченої ради санітарно-технічного факультету, користується заслуженим авторитетом серед викладачів, співробітників і студентів університету.



Викладачі кафедри теплогазопостачання і вентиляції. 2000 р.

Ю. К. Росковшенко одружений, має двох синів. Його дружина, Ірина Анатоліївна, працює викладачем в Національному університеті культури і мистецтв, син Костянтин після закінчення КПІ працює, а Анатолій є студентом КНУБА.

Бажаємо Юрію Костянтиновичу і його сім'ї щастя, творчих успіхів і доброго здоров'я.

УДК 697.94:631.563

В. Е. Писарев, *докт. техн. наук*
Киевский национальный университет
строительства и архитектуры

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ВОЗДУШНОЙ СРЕДЫ В ГИПОБАРИЧЕСКОМ ХРАНИЛИЩЕ ПРИ ЛИНЕЙНОМ ЗАКОНЕ ИЗМЕНЕНИЯ ЕЕ ОТНОСИТЕЛЬНОЙ ВЛАЖНОСТИ

При хранении сельскохозяйственной продукции в гипобарическом хранилище в результате колебаний абсолютного давления могут иметь место незначительные колебания во влажностном состоянии среды. При этом относительная влажность изменяется в небольших пределах. В этом случае может быть принят линейный закон изменения относительной влажности в пределах одного периода повышения или понижения давления, что является одним из самых распространенных допущений, принимаемых при расчетах систем кондиционирования

$$\varphi = \varphi_1 \pm \frac{\Delta\varphi}{\Delta\tau} \tau. \quad (1)$$

Известная формула определения влагосодержания x

$$x = 0,622 \frac{P_s \varphi}{P - P_s \varphi}$$

может быть преобразована с помощью аппроксимирующей зависимости $P_s = n'(T - \varepsilon')$, работающей в небольших пределах температур [1], и упрощения $P - P_s \varphi \approx P_1 - P_{cp}$, где $P_{cp} = (P_{s1} + P_{s2})/2$, к виду

$$x = \frac{0,622\varphi n'(T - \varepsilon')}{P_1 - P_{cp}}. \quad (2)$$

Полагая $\frac{0,622n'}{P_1 - P_{cp}} = D_1$ и $\frac{0,622n'\varepsilon'}{P_1 - P_{cp}} = D_2$

выражение (2) для влагосодержания x с учетом допущения (1) представим в виде

$$x = \left(\varphi_1 + \frac{\Delta\varphi}{\Delta\tau} \tau \right) D_1 T - \left(\varphi_1 + \frac{\Delta\varphi}{\Delta\tau} \tau \right) D_2. \quad (3)$$

Запишем полный дифференциал влагосодержания в виде

$$dx = \frac{\partial x}{\partial \tau} d\tau + \frac{\partial x}{\partial T} dT. \quad (4)$$

После соответствующих преобразований выражения (3) получим

$$dx = D_1 \left(\varphi_1 + \frac{\Delta\varphi}{\Delta\tau} \tau \right) dT + \frac{\Delta\varphi}{\Delta\tau} (D_1 T - D_2) d\tau. \quad (5)$$

Подставляя выражение (5) в уравнение $rdx = c_v dT + R \left(dT - T \frac{dp}{p} \right)$, полученное из первого закона термодинамики с учетом процессов, протекающих в гипобарическом хранилище [2], имеем

$$rD_1 \left(\varphi_1 + \frac{\Delta\varphi}{\Delta\tau} \tau \right) dT + r \frac{\Delta\varphi}{\Delta\tau} (D_1 T - D_2) d\tau = c_p dT - RT \frac{dp}{p}. \quad (6)$$

С учетом закона изменения давления $p = p_1 + \frac{\Delta p}{\Delta\tau} \tau$, ранее принятого в работе [2] для упрощения анализа процессов в гипобарическом хранилище, получаем дифференциальное уравнение, описывающее процесс изменения параметров среды, в виде

$$rD_1 \left(\varphi_1 + \frac{\Delta\varphi}{\Delta\tau} \tau \right) dT + r \frac{\Delta\varphi}{\Delta\tau} (D_1 T - D_2) d\tau = c_p dT - \frac{RT \frac{\Delta p}{\Delta\tau} d\tau}{p_1 + \frac{\Delta p}{\Delta\tau} \tau}. \quad (7)$$

Введем обозначения

$$\frac{c_p}{R} = B; \quad \frac{p_1 \Delta\tau}{\Delta p} = c; \quad \frac{\varphi_1 r D_1}{R} = D_1'; \quad \frac{r D_1 \Delta\varphi}{R \Delta\tau} = D_1''; \\ \frac{r \Delta\varphi}{R \Delta\tau} D_1 = D_1'''; \quad \frac{r \Delta\varphi}{R \Delta\tau} D_2 = D_2'.$$

После преобразования уравнения (7) имеем

$$\frac{dT}{d\tau} = T \frac{\frac{1}{c+\tau} + D_1'''}{B - D_1' - D_1''\tau} - \frac{D_2'}{B - D_1' - D_1''\tau}. \quad (8)$$

Для гипобарического хранения сельскохозяйственной продукции в ряде случаев характерным является условие $|c| \gg \tau$. Расчеты, выполненные для условий гипобарического хранения свидетельствуют, что в большинстве случаев значение $|D_1''\tau|$ составляет не более 10% величины $|B - D_1'|$. Для оценочных расчетов можно пренебречь слагаемым $D_1''\tau$.

На ряде примеров рассмотрим правомерность условия $|B - D_1'| \gg |D_1''\tau|$. В период эксплуатации промышленного гипобарического хранилища, соблюдался такой режим его работы: $P_1 = 16000$ Па; $\Delta p = -2000$ Па; $\Delta\tau = 750$ с; $\Delta\phi = 0$; $\varepsilon' = 262$ К; $n' = 63$ Па/К; $\phi_1 = 0,60$; $T_0 = 273$ К; $P_{cp} = 510$ Па. В соответствии с расчетами имеем $B = 3,49$; $C = -6000$ с; $D_1 = 2,54 \cdot 10^{-3}$ 1/К; $D_2 = 0,666$; $D_1' = 13,24$; $D_1'' = 0$; $D_1''' = 0$; $D_2' = 0$. Согласно расчетам при любом τ выполняется условие $|B - D_1'| \gg |D_1''\tau|$. Рассмотренный пример характеризуется слишком низким значением ϕ , соответствующим случаю среды при хранении сельскохозяйственной продукции в полимерной упаковке. Рассмотрим случай открытого хранения сельскохозяйственной продукции. Пусть $\phi = 0,9$, остальные первоначальные параметры оставим без изменения. Тогда $B = 3,49$; $C = -6000$ с; $D_1 = 2,54 \cdot 10^{-3}$ 1/К; $D_2 = 0,666$; $D_1' = 19,86$; $D_1'' = 0$; $D_1''' = 0$; $D_2' = 0$. Согласно расчетов также выполняется условие $|B - D_1'| \gg |D_1''\tau|$.

Выражение (8) переписывается в виде

$$\frac{dT}{d\tau} = TL_1 - L_2,$$

где

$$L_1 = \frac{\frac{1}{c} + D_1'''}{B - D_1'}, \quad L_2 = \frac{D_2'}{B - D_1'}.$$

Общий интеграл приведенного дифференциального уравнения находится по формуле

$$T = e^{\int L_1 d\tau} \left[-L_2 \int e^{-L_1\tau} d\tau + K \right].$$

После преобразований имеем

$$T = e^{L_1\tau} \left[\frac{L_2}{L_1} e^{-L_1\tau} + K \right].$$

Для начальных условий $\tau = 0$ и $T = T_0$ получим

$$K = T_0 - \frac{L_2}{L_1}.$$

Окончательно

$$T = \left(T_0 - \frac{L_2}{L_1} \right) e^{L_1\tau} + \frac{L_2}{L_1}. \quad (9)$$

Расчеты, выполненные по формуле (9), свидетельствуют о том, что в гипобарическом хранилище сельскохозяйственной продукции при линейном законе изменения относительной влажности изменения температуры воздуха весьма малы.

Использованная литература

1. *Кремнев О. А., Журавленко В. Я.* Тепло- и массообмен в горном массиве и подземных сооружениях. – К.: Наукова думка, 1986. – 341с.
2. *Писарев В. Е.* Влияние изменения давления на температуру воздуха в гипобарическом хранилище сельскохозяйственной продукции. – Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. – К., КНУБА, 2002. Вип. 5.

ПОДАЧА ПОВІТРЯ В ПРИМІЩЕННЯ НАСТИЛЬНИМИ ОХОЛОДЖЕНИМИ СТРУМИНАМИ

Як відомо, здоров'я і працездатність людини залежить, в значній мірі від того, наскільки санітарно-гігієнічні параметри мікроклімату виробничих (технологічних) приміщень відповідають її фізіологічним потребам. В робочій (обслуговуваній) зоні таких приміщень повинні забезпечуватись нормовані параметри внутрішнього повітря. Фізичний стан повітряного середовища технологічного приміщення характеризується такими параметрами, як температура, вологовміст, швидкість руху повітря, шум, запиленість, запахи та ін. Умови комфорту передовсім визначаються температурою повітря та його швидкістю руху. Ці величини підтримуються засобами вентиляційної техніки і залежать від прийнятої організації повітрообміну та схеми повітророзподілу. Слід додати, що на умови теплового комфорту людини значно впливає також ефект збурення повітряних потоків, у зв'язку з наявністю технологічного обладнання та обслуговуючого персоналу, якщо висота приміщення є незначною. Це такі приміщення, в яких значна частина робочої зони знаходиться в прямому потоці припливної струмини. Сукупність вказаних факторів визначає характер повітряних потоків та розвитку вентиляційних струмин у такому приміщенні [1–9].

Важливість врахування впливу збурення повітряних потоків, у зв'язку з наявністю технологічного обладнання та обслуговуючого персоналу в приміщенні на швидкісні поля повітряних потоків та їх особливості досліджено в [1–9]. У таких умовах необхідно забезпечувати достатньо велику далекобійність припливної струмини. Одним із засобів збільшення її далекобійності є застосування ефекту Коанда, тобто настилення струмини на внутрішні поверхні стін або стелі [2]. Крім збільшення далекобійності, явище настилення струмини на стелю впливає на поле течії, на розширення струмини, на процеси підмішування і погасання швидкості в струмині. Тому найбільш раціональною схемою повітророзподілу у випадку з наявністю технологічного обладнання та обслуговуючого персоналу у виробничому приміщенні з малою висо-

тою є застосування способу подачі повітря в робочу зону настільними струминами. При цьому доцільно запропонувати застосування повітророзподільвачів з великою інтенсивністю погасання швидкості і температури припливного повітря, тобто пристроїв, які забезпечують інтенсивне перемішування припливного повітря з навколишнім [1].

Сьогодні існує значна кількість різноманітних конструкцій повітророзподільвачів та схем роздачі припливного повітря як у верхню, так і в робочу зону приміщень [5;7;8], де використовується ефект настилення струмин на внутрішні поверхні стін або стелі [2;5;7;8], що є достатньо поширеним явищем у вентиляційній техніці.

Отже, при кондиціонуванні повітря у виробничих приміщеннях з малою висотою при наявності технологічного обладнання та обслуговуючого персоналу заслуговує на увагу такий спосіб подачі повітря, як зосереджений приплив настільними на внутрішню поверхню стелі плоскими охолодженими струминами. Повітророзподільником може служити пристрій із прямокутним щілинним отвором із співвідношенням сторін не меншим за 1:15 [1;2].

Характерною особливістю такої схеми повітророзподілу є обмеження простору розвитку прямого та зворотного потоку струмини стінами, стелею та підлогою приміщення, а також технологічним обладнанням та обслуговуючим персоналом, що створює певне обмеження простору для розвитку повітряної струмини, тобто так зване "стиснення" припливної струмини. Повітряний потік, рухаючись в обмеженому просторі цього приміщення, тобто у "стиснених" умовах, формує плоску стиснену струмину і надходить в обслуговувану зону.

Вплив обмеження простору при розвитку стиснених струмин зручно враховувати введенням у розрахункові формули вільних струмин відповідних поправних безрозмірних коефіцієнтів стиснення, які являють собою співвідношення швидкості V , витрати L або кількості руху I в цій же точці простору, яка розглядається, при умовах відповідно стисненої та вільної струмини [2].

Розвиток стиснених струмин в обмеженому просторі може відбуватись за тупиковою або протічною схемою [2;7;8]. В цій роботі розглядається плоска настільна охолоджена струмина, яка спрямовується вздовж виробничого приміщення малої висоти при наявності технологічного обладнання та обслуговуючого персоналу за тупиковою схемою, в якій витяжний отвір розміщений в тій же площині, що і припливний (рис. 1).

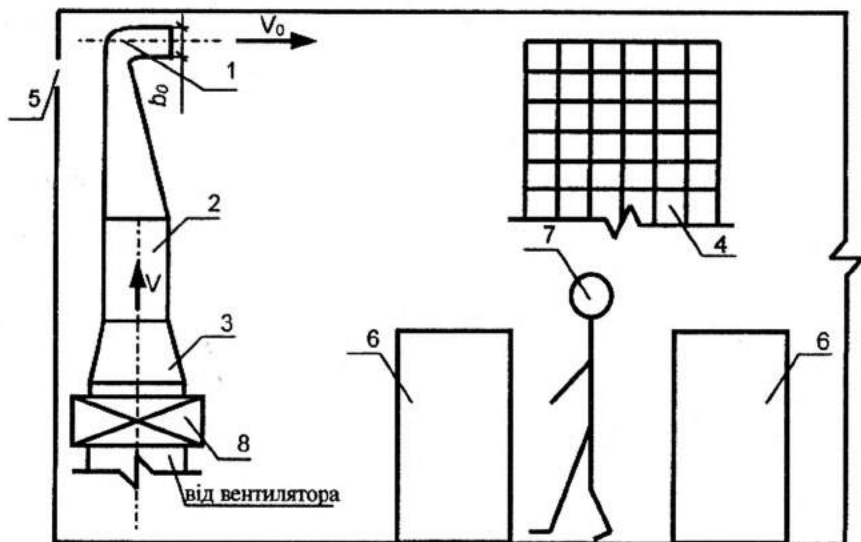


Рис. 1. Схема експериментального стенду

1 – насадок з плоскою повітровипускною щільною; 2 – повітропровід; 3 – конфузор; 4 – координатник; 5 – витяжний отвір; 6 – технологічне обладнання; 7 – обслуговуючий персонал; 8 – охолоджувач повітря

Слід зауважити, що донедавна у вентиляційно-опалювальній техніці при розгляді стиснених припливних струмін враховувався вплив збурення повітряного потоку у зв'язку з наявністю технологічного обладнання та обслуговуючого персоналу в приміщенні на розрахунок лише швидкісних характеристик припливної струмини. Можна припустити, що цей фактор вносить корективи також і в їхні температурні параметри.

У зв'язку з цим, у цій статті пропонується розглянути поправний безрозмірний коефіцієнт стиснення по температурі k_{ct} . Для вирішення поставленого завдання слід діяти аналогічно, як і у випадках, зазначених вище, і виразити коефіцієнт стиснення по температурі k_{ct} у вигляді співвідношення надлишкової температури в цій же розрахунковій точці простору, яка розглядається, за умови відповідно стисненої Δt_{xc} та вільної Δt_x струмини [2].

$$k_{ct} = \frac{\Delta t_{xc}}{\Delta t_x} \quad (1)$$

Основна увага в цій роботі приділена саме дослідженню коефіцієнта стиснення струмини по температурі k_{ct} та характеру зміни осьової надлишкової температури Δt_{xc} .

Мета цієї роботи – дослідження характеру поширення плоских настільних неізотермічних струмин в обмеженому просторі виробничого приміщення малої висоти з наявністю в ньому технологічного обладнання та обслуговуючого персоналу, визначення коефіцієнта стиснення струмини по температурі k_{ct} та характеру зміни осьової надлишкової температури Δt_{xc} .

Експериментальні дослідження проводились в натурних умовах на стенді, схему якого див. на рис. 1, за такими умовами та спрощеннями:

- плоска струмина є неізотермічною (охолодженою);
- коефіцієнт погасання швидкості припливних насадків з плоскими повітровипускними щілинами становив $m = 2,5$;
- ширина щілинного отвору змінювалась і становила: $l_o = 300$ мм; $l_o = 450$ мм; $l_o = 600$ мм;
- висота щілини була змінною, а саме: $b_o = 20$ мм; $b_o = 30$ мм; $b_o = 40$ мм;
- витрата повітряного потоку L , змінювалась і становила: $L_1 = 900$ м³/год; $L_2 = 700$ м³/год; $L_3 = 500$ м³/год; $L_4 = 300$ м³/год;
- початкова швидкість повітря при витіканні з припливного насадка знаходилася в межах: $V_o = 5-15$ м/с.

Швидкості і температури руху повітря вимірювались термоелектроанемометром ТА-9. Швидкості повітряного потоку, які перевищували 5 м/с, вимірювались мікроманометром з пневмометричною трубкою Піто-Прандтля.

Заміри температур і швидкостей руху повітря в розрахункових точках здійснювалися з використанням координатника із сіткою точок 5×5 см у п'яти поперечних перерізах.

В ході експериментальних досліджень були визначені границі припливної струмини в зоні її прямого та зворотного потоку.

Внаслідок слабконеізотермічного характеру припливної струмини в приміщенні (перепад температур Δt при кондиціонуванні повітря досягає не більше 10 °С, а критерій $Ag \leq 5 \cdot 10^{-4}$) дією гравітаційних сил можна знехтувати [1]. Отже, швидкості руху повітря визначаються за такими ж аналітичними залежностями, як і для ізотермічних струмин.

У випадку плоскої вільної струмини надлишкова температура в основній ділянці розраховується за формулою [2]:

$$\Delta t_x = \Delta t_o \cdot n \cdot \sqrt{\frac{b_o}{x}}, \quad (2)$$

де Δt_o , Δt_x – початкова та біжуча надлишкові температури припливного і навколишнього повітря, °С; n – теплова характеристика струмини, $n = 2$; b_o – висота припливного щілинного отвору, м; x – біжуча координата, м.

Для стиснених плоских струмин поправний коефіцієнт на стиснення по температурі k_{ct} пропонується ввести у вигляді: $k_{ct} = f \cdot \left(\frac{1}{n} \cdot \sqrt{\frac{x}{l_o}} \right)$.

З врахуванням (2) розрахунок стисненої плоскої неізотермічної струмини слід проводити за формулою (3):

$$\Delta t_{xc} = \Delta t_o \cdot n \cdot \sqrt{\frac{l_o}{x}} \cdot k_{ct}. \quad (3)$$

За результатами експериментальних досліджень побудовано графік у вигляді: $k_{ct} = f_1 \cdot \left(\frac{1}{n} \cdot \sqrt{\frac{x}{l_o}} \right)$ (рис. 2).

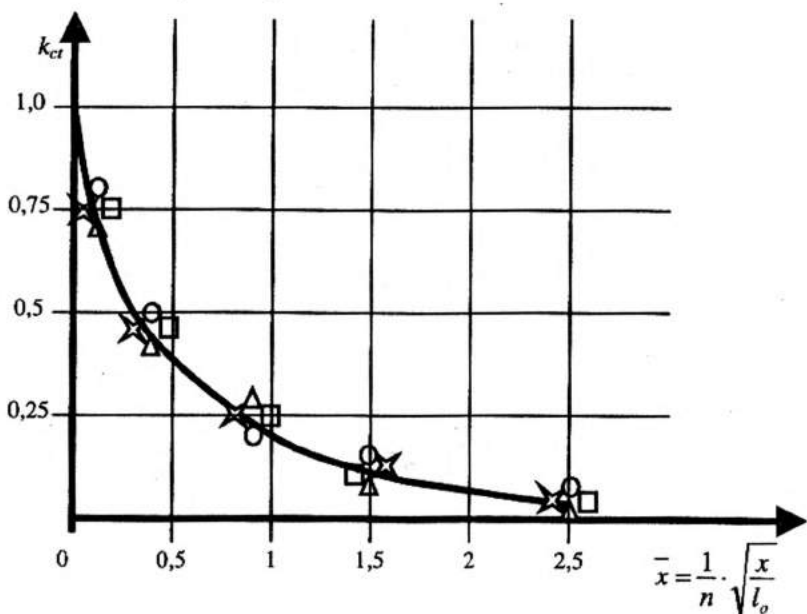


Рис. 2. Коефіцієнт стиснення по температурі k_{ct} ; O, □, △, × – значення параметрів плоскої струмини при продуктивності відповідно: 900; 700; 500; 300 м³/год

За цими ж експериментальними даними будуюмо наступну графічну залежність $\overline{\Delta t_{xc}} = f \cdot \left(\overline{x}\right)$ (рис. 3),

де $\overline{\Delta t_{xc}} = \frac{\Delta t_{xc}}{\Delta t_o}$ – відносна надлишкова температура; $\overline{x} = \frac{x}{l_o}$ – відносна координата (l_o – напівширина щілини, м).

На рис. 3 представлена графічна залежність $\overline{\Delta t_{xc}} = f_2 \cdot \left(\frac{1}{n} \cdot \sqrt{\frac{x}{l_o}}\right)$ за даними експериментальних натурних досліджень характеру зміни відносної осьової надлишкової температури $\overline{\Delta t_{xc}}$ при розвитку плоскої стисненої охолодженої струмнини в технологічному приміщенні.

Графічна залежність (рис. 3) апроксимується виразом (4):

$$\overline{\Delta t_{xc}} = \left(\frac{6,5}{x + 6,5}\right)^2. \quad (4)$$

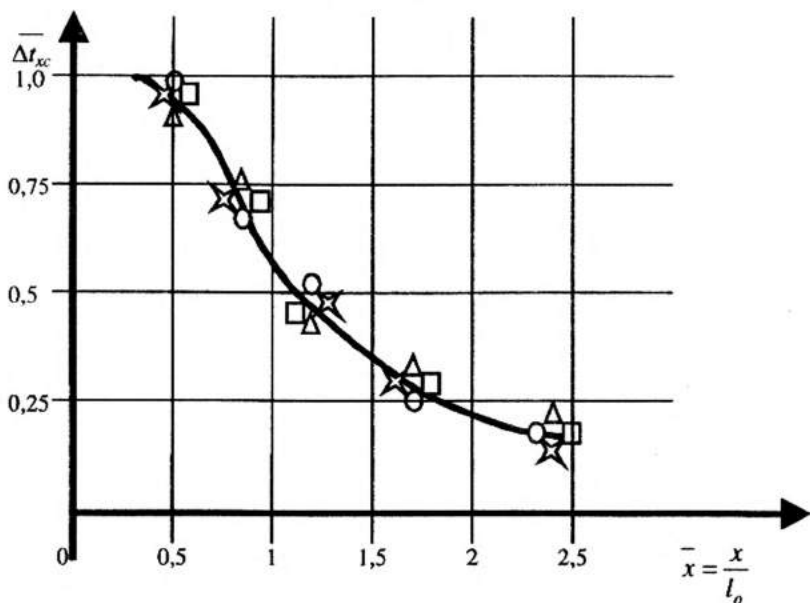


Рис. 3. Осьова відносна надлишкова температура $\overline{\Delta t_{xc}}$ (позначення ті ж, що і на рис. 2)

На основі отриманих результатів констатуємо:

- для плоских настільних стиснених неізотермічних струмин отримано розрахункові залежності для визначення поправного коефіцієнта стиснення по температурі k_{ct} ;

- кількісно встановлено вплив ефекту настилання на закономірності розвитку плоских настільних стиснених неізотермічних струмин у технологічному приміщенні;

- встановлено в кількісній формі зменшення початкової ділянки плоскої стисненої струмини та інтенсивність падіння осьової надлишкової температури на основній ділянці;

- обґрунтовано, що ефективність застосування плоских настільних неізотермічних струмин для подачі повітря в робочу зону технологічного приміщення є високою.

Отримані результати дають змогу розраховувати перепад температур у виробничому приміщенні незначної висоти з наявністю технологічного обладнання та обслуговуючого персоналу і визначати початкові теплові параметри струмини як доповнення до розрахунку динамічних характеристик.

Застосування повітророзподілювачів із використанням ефекту настилання плоских охолоджених струмин дає змогу значно підвищити критерій ADPI при подачі в технологічне приміщення значної кількості повітря і зменшити внаслідок цього матеріалоємність припливної системи.

Використана література

1. *Талиев В. Н.* Аэродинамика вентиляции. – М., Стройиздат 1978. – 274 с.
2. *Гримитлин М. И.* Распределение воздуха в помещениях. – М., Стройиздат 1982. – 163 с.
3. *Возняк О. Т.* Вплив взаємодії струмин на повітророзподіл у приміщенні // Вісн. НУ “Львівська політехніка”. – Львів, 2001. – С. 27–31.
4. *Банхиди Л.* Тепловой микроклимат помещений. – М.: Стройиздат, 1981. – 248 с.
5. *Возняк О., Ковальчук А.* Ефективність повітророзподілу зустрічними неспіввісними струминами // Вісник Національного Університету “Львівська політехніка” № 460 “Теплоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація”, 2002. – С. 157–161.

6. *Vozniak O., Kovalchuk A.* Air distribution by opposite non-coaxial air jets // Zbornik prednasok: VII Vedecka Konferencia s medzinarodnou ucastou Kosicko – Lvovsko – Rzeszowska, 2002. – С. 173–178.

7. *Возняк О., Ковальчук А., Іванусь Є., Кіц А.* Повітророзподіл у приміщенні при взаємодії зустрічних неспіввісних струмин // Вісник Національного Університету “Львівська політехніка” № 432 “Теплоенергетика. Інженерія доквілля. Автоматизація”, 2001. – С. 31–37.

8. *Возняк О., Ковальчук А., Іванусь Є.* Взаємодія зустрічних неспіввісних струмин // Зб.: “Efektywnosc dystrybucji i wykorzystania ciepła”, Polytechnika Rzeszowska, Solina, 2001. – С. 397–403.

9. *Возняк О., Ковальчук А.* Повітророзподіл зустрічними неспіввісними круглими струминами // Наук.-техн. зб. КНУБА “Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання”, вип. 6, 2003. – С. 5–10.

ЧИСЛОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОЗСІЮВАННЯ У ВІТРОВОМУ ПОТОЦІ ПАРОВОПІТРЯНОГО ФАКЕЛА З БАШТОВОЇ ГРАДИРНІ

Будівництво висотних промислових споруд, зокрема баштових градирень, повинно виконуватися з урахуванням особливостей їх аеродинамічної та теплової взаємодії із зовнішнім вітровим потоком. Важливість вивчення цих процесів пов'язана не тільки з проблемою стійкості висотних споруд під дією вітрового тиску, а також з тим, що баштові градирні вважаються серед споруд, що входять до складу теплових електростанцій, основними забруднювачами повітряного басейну водяною парою та надлишковим теплом.

Для визначення шляхів підвищення ефективності роботи цих об'єктів енергетики, поліпшення їх аеродинамічної стійкості, а також створення таких умов їх роботи, що відповідали б вимогам екологічної безпеки, необхідне детальне вивчення та теоретичний аналіз аеродинамічних та тепломасообмінних процесів, що водночас протікають в згаданих устроях та навколишньому повітряному просторі. Такий підхід сприятиме вирішенню паралельно з проблемою аеродинамічної стійкості споруд, проблем підвищення ефективності роботи енергетичного обладнання та проблем енергозбереження.

В даній роботі розглядаються результати дослідження впливу зовнішнього вітрового потоку на поля швидкості і температури повітряного потоку, а також на поля концентрації водяної пари в аеродинамічному сліді за баштовою градирнею. Розв'язання цієї проблеми здійснюватиметься шляхом числового моделювання. Числове моделювання згаданих процесів передбачає розв'язання чисельними методами системи рівнянь турбулентного переносу кількості руху, маси та енергії у повітряному потоці з відповідними умовами на твердих поверхнях та на границях розрахункової області. При побудові моделей аеродинамічної взаємодії вітрового потоку зі спорудою (зокрема, з баштовою градирнею) важливо враховувати більшість фізичних факторів, що

істотно впливають на цей процес. Але у той же час необхідно, щоб ці моделі можна було б реалізувати на сучасних обчислювальних машинах. Тому на початкових етапах числових досліджень доцільним є деяке спрощення постановки задачі з врахуванням впливу лише визначальних факторів процесу, що досліджується.

Розглядається повітряна течія над поверхнею, на якій розташована модель баштової градирні. Задача описується системою рівнянь, що складається з рівняння нерозривності, рівнянь турбулентного переносу імпульсу, енергії та маси. Для її замикання використовується $k - \epsilon$ модель турбулентності [1]. Розв'язання задачі тривимірної течії повітря, що супроводжується розповсюдженням тепла та водяної пари, виконується в обмеженій прямокутній розрахунковій області, площини якої паралельні прямокутним координатам. Одна з вертикальних площин розрахункової області (наприклад, площина $x = 0$) збігається з площиною симетрії градирні. Поля швидкостей і концентрацій водяної пари в повітряному потоці також вважаються симетричними щодо цієї площини. Вісь OY має напрямок, що збігається з напрямком незбуреної течії повітря.

Модель градирні розглядається у вигляді порожнього усіченого конуса висотою $h_s = 20$ м з діаметрами основ 17,6 м (нижня) та 11,7 м (верхня). Нижня основа вважається піднятою над поверхнею на 1,67 м, що забезпечує вільний доступ зовнішнього повітря у градирню. Таким чином моделюється процес уведення повітря до градирні через аераційні вікна.

На поверхнях градирні, а також на нижній горизонтальній граничній площині ($z = 0$), що відповідає земній поверхні, швидкість повітря, а також нормальні в напрямку до твердих поверхонь градієнти температури та концентрації пари, дорівнюють нулю. На протилежній (верхній) горизонтальній граничній площині ($z = z_{\max}$), а також на інших вертикальних граничних площинах, вектор швидкості потоку вважається паралельним одній з горизонтальних осей координат (наприклад, осі OY). Модуль вектора цієї швидкості (v) у вертикальній площині на вході в розрахункову область ($y = 0$) відповідає відомому закону змінення швидкості незбуреного вітрового потоку з висотою над твердою поверхнею, а температура незбуреного потоку повітря і відносна концентрація водяної пари в ньому відповідають їх фоновим значенням T_∞ , $\rho_{1v, \infty}$. На інших вертикальних граничних площинах складові вектора швидкості u та w , а також нормальні до цих площин градієнти швид-

кості v , так само, як і градієнти температури та концентрації водяної, дорівнюють нулю.

Природна підйомна течія повітря у баштовій градирні виникає за рахунок його нагріву вище температури зовнішнього середовища внаслідок теплообміну повітря з краплинами конденсату води. Для спрощення задачі, нагрів повітря від краплин конденсату замінюється його нагрівом від уявних внутрішніх джерел тепла в потоці, що діють в межах градирні. Потужність цих джерел вибирається у відповідності з необхідним рівнем перегріву повітря у градирні, що спостерігається на практиці. Водяна пара у градирні вважається насиченою. Тому, у межах її об'єму відносна концентрація пари визначається температурою повітря в даній точці та термодинамічними умовами насичення.

Прямокутна розрахункова область обмежується вертикальними і горизонтальними граничними площинами. З граничних площин фіксованими є лише площини $x = 0$, $y = 0$ та $z = 0$. Місцезнаходження границь $x = x_{\max}$, $y = y_{\max}$ та $z = z_{\max}$ визначається шляхом послідовних наближень з умови, що їх подальше збільшення вже слабо впливає на результати розв'язання задачі.

На твердих поверхнях значення кінетичної енергії турбулентності дорівнюють нулю. Що стосується величин швидкості дисипації ϵ , то вони на твердих поверхнях вважаються невизначеними. Замість граничних умов для ϵ на твердих поверхнях їх значення розраховуються в найближчих до поверхні розрахункових точках області течії за виразом, наведеним в [2].

Система диференціальних рівнянь переносу з відповідними граничними умовами розв'язується методом сіток. Дискретизація диференціальних рівнянь виконується за методом контрольного об'єму. Розв'язок одержаної системи різницевих рівнянь виконується на прямокутній різницевій сітці ($20 \times 80 \times 27$) методом ітерацій, що подібний до наведеного в [3]. Різницева сітка приймається рівномірною в області розташування градирні. За межами цієї області кроки за координатами збільшуються в напрямках граничних площин $x = x_{\max}$, $y = y_{\max}$ та $z = z_{\max}$, де градієнти величин, що розраховуються, прямують до нуля. З розв'язання наведеної системи диференціальних рівнянь переносу визначаються поля швидкості повітряної течії, тиску, температури та концентрації водяної пари в повітряному потоці.

Розглянемо його результати для випадку густини внутрішніх джерел $q_v = 2500 \text{ Вт/м}^3$. Зовнішній вітровий потік рухається з ліва направо.

Профіль його швидкості на вході в розрахункову область в першому наближенні вважається рівномірним: $v_{\infty} = 4,3$ м/с. Температура на вході в розрахункову область становить $T_{\infty} = 20$ °С, а відносна концентрація водяної пари – $\rho_{1s,\infty} = 0,00695$, що відповідає вологості повітря $\phi = 0,5$.

Максимальна температура усередині градирні за наведених умов складає 43,3 °С. Відповідна до цієї температури максимальна відносна концентрація пари в умовах насичення становить $\rho_{1s} = 0,05809$. Картини течії повітря та ізолінії температури у площині симетрії $x = 0$ відображені на рис. 1. Як видно з рисунка, ширина пароповітряного факела спочатку збільшується в напрямку руху повітряних мас, а потім починає поступово зменшуватися, що є наслідком розсіювання факела в зовнішньому вітровому потоці. Видно також, що в повітряному потоці за градирнею утворюються циркуляційні зони, які відповідним чином впливають на форму ізотерм у площинах, що розглядаються.

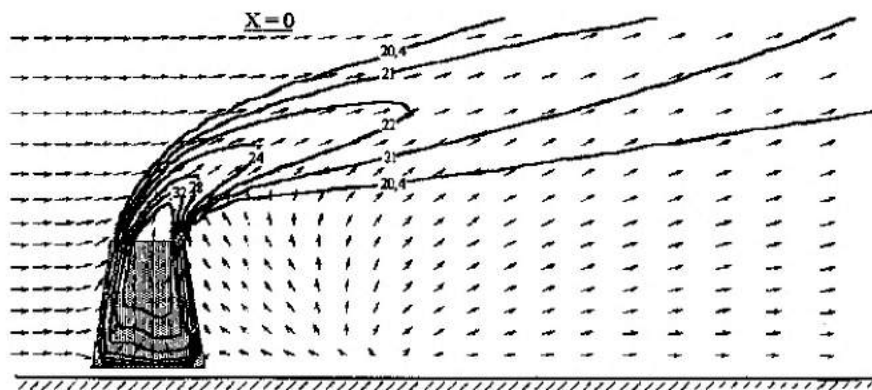


Рис. 1. Картина течії і поле температури (°С) в площині симетрії $x = 0$

На рис. 2 наведено графіки зміни з висотою z над землею поверхнею різниці $\Delta\rho_{1s} = \rho_{1s}(0, y, z) - \rho_{1s,\infty}$ у площині симетрії $x = 0$ для різних безрозмірних значень відстані $\Delta y/h$ від градирні в напрямку течії. На деякій висоті z функції $\rho_{1s}(0, y, z)$ досягають максимальних значень. Ці значення z_{\max} можна вважати висотами підйому факела для наведених відносних відстаней $\Delta y/h$. Вони змінюються від $z_{\max} = 1,5h$ для малих значень $\Delta y/h$ до $z_{\max} = 2,4h$ при $\Delta y/h \approx 8$. Максимальні значення перепаду відносних концентрацій $\Delta\rho_{1s}$ при цьому зменшуються від $\Delta\rho_{1s, \max} = 0,0175$ при $\Delta y/h = 0,05$ до $\Delta\rho_{1s, \max} = 0,0032$ при $\Delta y/h = 8$. Зазначені ве-

личини характеризують інтенсивність розсіювання пароповітряного факела вітровим потоком.

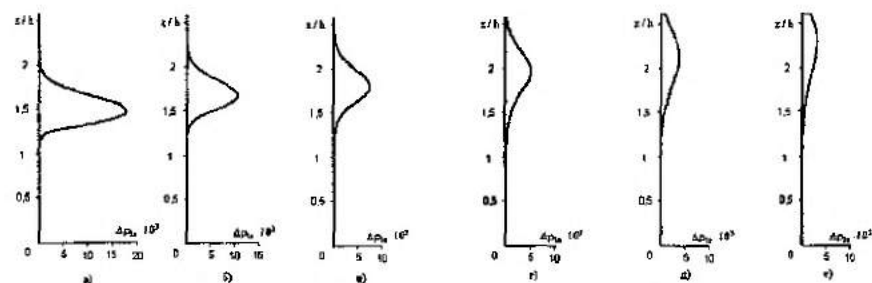


Рис. 2. Зміна з висотою надлишкової відносної концентрації водяної пари в повітрі в площині симетрії $x = 0$: а) $\Delta y / h = 0,05$; б) $\Delta y / h = 1,0$; в) $\Delta y / h = 2,0$; г) $\Delta y / h = 4,0$; д) $\Delta y / h = 6,0$; е) $\Delta y / h = 8,0$

З наведених результатів випливає, що навіть при $\Delta y/H = 8$ величина відносної концентрації водяної пари в повітрі, джерелом якої є факел градирні, відчутно перевищує її фонове значення. Наслідком цього є надлишкового зволоження оточуючого середовища не тільки на території електростанції, але й за її межами. З цим може бути пов'язане додаткове кригоутворення на дахах будівель, накопичення надлишкової вологи у навколишніх спорудах тощо. Одним з можливих напрямків зниження додаткового зволоження при випарному охолодженні води в баштових градирнях є збільшення висоти підйому, а також осушення пароповітряного факела, наприклад, шляхом спільної роботи градирні з викидними пристроями продуктів згоряння після котлоагрегатів або газотурбінних установок [4]. Для аналізу можливого результату цих заходів, розв'язання подібної задачі виконано також за умов, що усередині градирні міститься патрубок діаметром 1,47 м, через який в пароповітряний потік додатково вводиться струмінь нагрітого до температури $120\text{ }^\circ\text{C}$ повітря, що має швидкість на виході з патрубка 20 м/с та відносну концентрацію пари $\rho_{1v,\infty}$ (таку ж, як і в незбуреному потоці повітря).

За цих умов, максимальна температура усередині градирні не перевищуватиме температуру повітряного струменя, що вводиться через патрубок, а умови насиченості можна прийняти лише для тієї частини пароповітряної суміші в градирні, що знаходиться нижче рівня верхнього перерізу патрубка (тобто в тій частині об'єму градирні, де вплив струменя – не суттєвий). Вище перерізу патрубка концентрація пари в повітрі визначається вже з розв'язання системи рівнянь переносу за

умов, що в пароповітряний потік вводиться струмінь, що має більш високу температуру та меншу концентрацію пари. З результатів розрахунків випливає, що за згаданих умов максимальна концентрація пари в градирні становить $\rho_{1n} = 0,042$ при температурі $38,39^\circ\text{C}$. Під впливом високотемпературного струменя відбувається часткове осушення повітря.

Картина течії повітря і температурне поле в площині симетрії $x = 0$ відображені на рис. 3. В порівнянні з попереднім (див. рис. 1), у даному випадку напрямок руху пароповітряного факела, що надходить з градир-

ні – більш прямовисний. Це є наслідком додаткового імпульсу з боку струменя, що вводиться у потік, а також дії природної конвекції, яка завдяки більш високій температурі виявляється інтенсивнішою, ніж у випадку, що розглядався раніше.

Наслідком прямовисного напрямку руху факела є збільшення висоти його підйому. Про це свідчать криві розподілу функції $\Delta\rho_{1n} = \rho_{1n}(0, y, z) - \rho_{1n,\infty}$ у площині симетрії $x = 0$ в залежності від безрозмірної висоти z/h над поверхнею та безрозмірної відстані $\Delta y/h$ від градирні (рис. 4). Ці функції, як і ті, що наведені (див. рис. 2), мають максимуми на деякій висоті z . Але в порівнянні з випадком, що розглядався спочатку, їх максимальні значення виявляються у 2,5...3,1 раза меншими, що є наслідком часткового осушення факела. При цьому, значення z , що відповідають максимумам функції $\Delta\rho_{1n}$, в 1,3...1,4 раза вищі за аналогічні значення z_{max} для першого випадку.

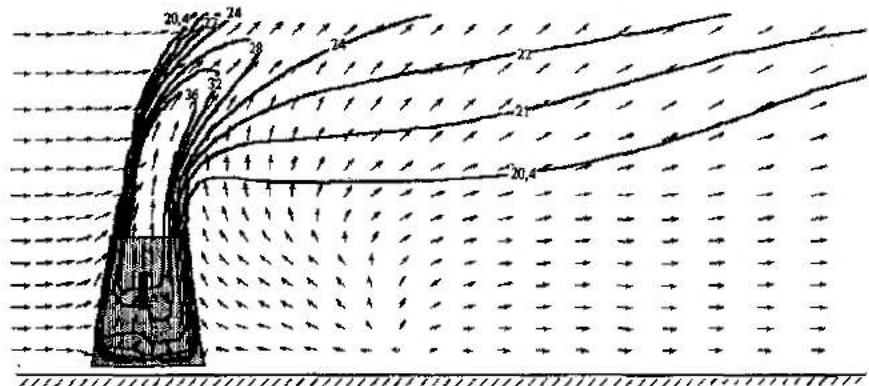


Рис. 3. Картина течії і поле температури ($^\circ\text{C}$) в площині симетрії $x = 0$ у випадку подачі нагрітого повітряного струменя в градирню

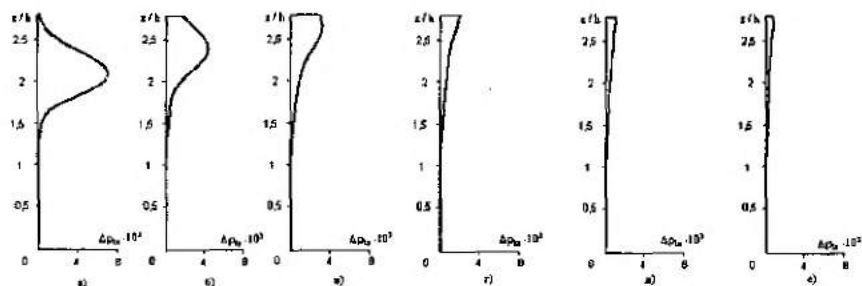


Рис. 4. Зміна з висотою надлишкової відносної концентрації водяної пари в повітрі в площині симетрії $x = 0$ у випадку подачі нагрітого повітряного струменя в градирню: а) $\Delta y / h = 0,05$; б) $\Delta y / h = 1,0$; в) $\Delta y / h = 2,0$; г) $\Delta y / h = 4,0$; д) $\Delta y / h = 6,0$; е) $\Delta y / h = 8,0$

Таким чином, з результатів числового моделювання процесу розсіювання в зовнішньому вітровому потоці пароповітряного факела, що надходить з баштової градирні, випливає, що осушення факела та збільшення висоти його підйому досягається шляхом об'єднання факела з нагрітим повітряним струменем. Це відбувається внаслідок додаткового імпульсу з боку струменя, а також внаслідок збільшення виштовхувальної сили, що діє на повітряний потік з більш високою температурою. Для організації такого струменя може використовуватися система видалення димових газів, що суміщається з градирнею.

Використана література

1. Роді В. Модели турбулентности окружающей среды // Методы расчета турбулентных течений. М.: Мир, 1984. – С. 227–315.
2. Озоэ, Маури, Хирамицу, Черчилл, Лайор. Численный расчет трехмерной турбулентной свободной конвекции в кубической полости с помощью модели турбулентности из двух уравнений // Теплопередача. – 1986. – № 4. – С. 67–75.
3. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. М.: Энергоатомиздат, 1984. – 152 с.
4. Корбут В. П., Иценко М. Ю. Особенности совместной работы котлоагрегатов и газотурбинных установок с башенными градирнями // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. Науково-технічний збірник КНУБА – К.: 2003. – № 6. – С. 39–46.

УДК 697.4 : 621.577

А. А. Худенко, *докт. техн. наук, проф.*
Київський національний університет
будівництва і архітектури

ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОНАСОСНИХ УСТАНОВОК

Теплонасосна установка (ТНУ) представляє пристрій, у якому температура наявного теплоносія підвищується до потрібного рівня за рахунок витрат електричної чи іншої енергії. ТНУ працює за зворотним термодинамічним циклом Карно і відрізняється від холодильної машини тільки тим, що діє при більш високих верхньому і нижньому рівнях температур. У практиці використовують компресійні, абсорбційні і напівпровідникові ТНУ.

Теплоенергетична ефективність використання ТНУ, як і будь-якої іншої теплової машини, визначається величиною коефіцієнта корисної дії. У технічній літературі поняття ККД ТНУ трактується по різному як у частині визначення, так і в кількісному відношенні.

Проаналізуємо питання визначення ККД на прикладі компресійної ТНУ (рис. 1), що працює в режимі опалення *a* та охолодження *b* приміщення.

Робоче тіло в пароподібному стані стискається компресором і при цьому воно нагрівається. У конденсаторі тепла стиснута пара скраплюється і при цьому від нього відводиться тепло Q_T при температурі T_T . Після дроселя отримана рідина розширюється, її тиск знижується. При цьому частина рідини випаровується і температура рідини падає до T_x . У випарнику, віднімаючи тепло Q_{nc} від холодного тіла при T_x рідина повністю випаровується і холодна пара знову засмоктується компресором. Якщо таку установку використовувати при температурах вищих, ніж у навколишньому середовищі T_{nc} , то вона буде працювати як тепловий насос, забираючи тепло з навколишнього середовища Q_{nc} і віддаючи тепло Q_T при більш високій температурі в опалюване приміщення.

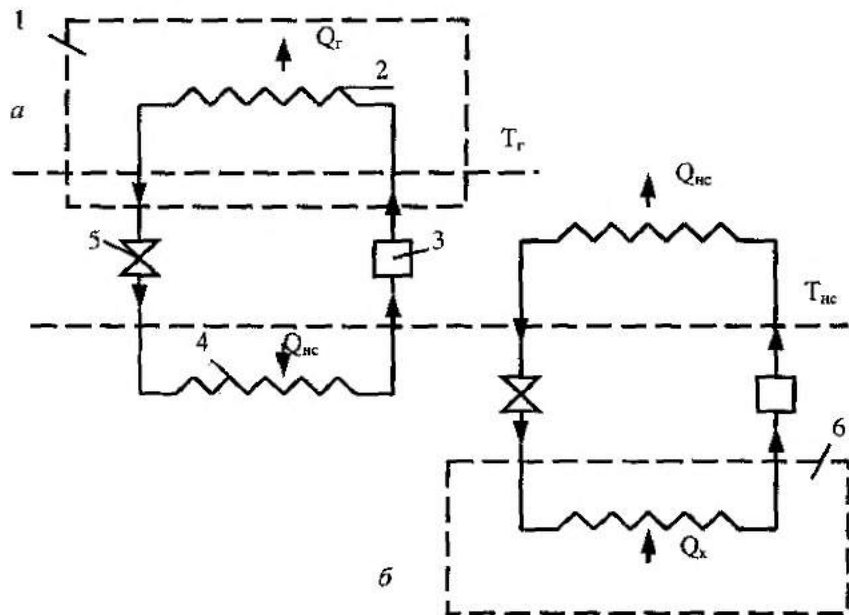


Рис. 1. Принципова схема ТНУ, що працює в режимі опалення *a* та охолодження *б* приміщення: 1 – приміщення, що нагрівається; 2 – конденсатор; 3 – компресор; 4 – випарник; 5 – дросель; 6 – охолоджуване приміщення

Якщо ж використовувати установку при низьких температурах, то вона буде працювати як холодильник, відбираючи тепло Q_x з охолоджуваного приміщення і віддавати тепло Q_{nc} у навколишнє середовище.

Припустимо, що ТНУ в режимі опалення підтримує в приміщенні температуру $T_{пм} = 291 \text{ }^\circ\text{K}$ ($18 \text{ }^\circ\text{C}$) при зовнішній температурі $T_{nc} = 278 \text{ }^\circ\text{K}$ ($+5 \text{ }^\circ\text{C}$). При цьому температура теплоносія підтримується на рівні $T_r = 323 \text{ }^\circ\text{K}$ ($+50 \text{ }^\circ\text{C}$). Припустимо, виходячи з реальних характеристик діючих ТНУ, що на кожні $Q_1 = 1000$ Вт теплоти, переданої ТНУ в приміщення, витрачається $E_2 = 700$ Вт електричної енергії, а інші $Q_3 = 300$ Вт відбираються з навколишнього середовища.

ККД установки, виходячи з теплового балансу, при цьому буде дорівнювати $\eta_y = Q_1/Q_2 = 1000/700 = 1,42$ (142%). Формально розрахунок виконаний правильно, але результат розрахунку суперечить законам термодинаміки тому, що при аналізі теплоенергетичної ефективності ТНУ необхідно враховувати як кількісні (балансові), так і якісні показники трансформації теплової енергії.

Визначимо працездатність (ексергію) E_1 теплоти Q_1 , переданої ТНУ в приміщення. Коефіцієнт працездатності теплоти, переданої в приміщення дорівнює $K_n = 1 - T_{вс}/T_r = 1 - 278/323 = 0,14$. Ексергія теплоти $Q_1 = 1000$ Вт складе $E_1 = Q_1 \cdot K_n = 1000 \cdot 0,14 = 140$ Вт. При цьому ККД установки буде дорівнювати $\eta_y = E_1/E_2 = 140/700 = 0,2$ (20%). Це свідчить про те, що в ідеальних умовах, тобто при роботі ТНУ за циклом Карно, коли внутрішні втрати енергії в установці відсутні, вистачило б усього 140 Вт електроенергії. У реальному випадку довелося витратити $E_2 = 700$ Вт електроенергії, тому що $700 - 140 = 560$ Вт знецінилися в самій установці. Ці 560 Вт і є той резерв, за рахунок якого в принципі можна її удосконалити, прагнучи до максимально досяжного ККД – 100%, коли установка могла б добути з навколишнього середовища вже не $Q_3 = 300$ Вт, а $Q_1 - Q_3 = 1000 - 140 = 860$ Вт.

У наведеному прикладі ми прийняли коефіцієнт перетворення $K_{пер}$ ТНУ рівним $K_{пер} = 1000/700 = 1,428$. Сучасні конструкції ТНУ працюють при цілорічній експлуатації з $K_{пер} = 2-3$.

Розглянемо ефективність ТНУ, що працює з $K_{пер} = 2,5$. На кожні $Q_1 = 1000$ Вт теплоти, переданої в приміщення витрачається при цьому $E_2 = 400$ Вт електроенергії, а інші $Q_3 = 600$ Вт відбираються з навколишнього середовища. Вихідні дані по температурах приймаємо такими, як і в першому випадку.

Коефіцієнт працездатності теплоти, переданої в приміщення складає $K_n = 1 - T_{вс}/T_r = 1 - 278/323 = 0,14$.

Ексергія теплоти, переданої в приміщення дорівнює $E_1 = Q_1 \cdot K_n = 1000 \cdot 0,14 = 140$ Вт.

ККД ТНУ буде дорівнювати $\eta_y = E_1/E_2 = 140/400 = 0,35$ (35%). При цьому в установці знецінюється не 560 Вт енергії, як у першому випадку, а всього $E_2 - E_1 = 400 - 140 = 260$ Вт, тобто майже в два рази менше.

Слід зазначити, що ТНУ мають також значні резерви підвищення ефективності за рахунок зменшення різниці температур джерела і приймача теплоти. Таке зменшення досягається при використанні джерел теплоти таких, як зворотна вода систем опалення, вентиляції, вторинні теплові енергоресурси та ін. При цьому значення $K_{пер}$ підвищується.

Порівняємо теплоенергетичну ефективність систем тепlopостачання з ТНУ із системами тепlopостачання від КЕС, котельні і ТЕЦ.

Найбільший ефект досягається при заміні прямого електричного опалення на електричне опалення з використанням ТНУ. Навіть при ККД системи тепlopостачання з ТНУ 20% теплонасосне опалення

приміщень економічніше прямого електричного (споживаючого 1000 Вт електроенергії) приблизно на 43%. У системах тепlopостачання з ККД 35% на опалення приміщень витрачається в 2,5 рази менше електроенергії в порівнянні з прямим електричним опаленням приміщень.

Питома витрата палива на вироблення теплоти в котельні складає в середньому 150 г/(кВт·год), а електроенергії на КЭС – 330 г/(кВт·год), тобто в 2,2 рази більше. Якщо врахувати, що електроенергії при опаленні від ТНУ потрібно в 2–3 рази менше, ніж при безпосередньому електричному опаленні, то системи з ТНУ дають можливість досягти 20–30% економії палива в порівнянні з використанням котелень. Розрахунки свідчать, що ТНУ потужністю 240 МВт (теплових), що використовує тепло стічних вод для опалення, кондиціонування повітря і гарячого водopостачання дає змогу заощадити 300 тис т у.п на рік у порівнянні з котельною такої потужності.

Єдиною системою, з яким ТНУ не може конкурувати по ефективності є ТЕЦ, зате в комбінації ТЕЦ – ТНУ досягається максимальний ефект у частині використання палива. Якщо здійснити теплохолодопостачання об'єкта за схемою: ТНУ споживає електроенергію від ТЕЦ, а також зворотну воду від системи опалення, що працює від ТЕЦ, то при цьому паливо в комбінованій системі використовується з максимальним термодинамічним ефектом. Якщо вважати, що ТЕЦ і ТНУ працюють відповідно за прямим і зворотним циклами Карно, то для одержання одиниці теплоти необхідно палива приблизно в 5 разів менше, ніж при прямому його використанні в опалювальній котельні. У реальних умовах цей показник буде меншим, але все-таки його значення буде вищим, ніж у будь-якій іншій системі, яка використовує паливо.

Використана література

1. *Бродянский В.М.* Эксергетический метод термодинамического анализа. – М.: Энергия, 1973. – 202 с.
2. *Хайтрих Г.* Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения / пер. с нем. – М.: Стройиздат, 1985. – 351 с.

ТЕПЛОБМІН У ВИПАРНИКУ ТЕПЛООВОГО НАСОСА

Протягом всього розвитку людства виникало питання щодо економії енергії. Нині одним з шляхів її заощадження є використання вторинних та поновлених енергетичних ресурсів. Як вторинне джерело енергії можна використовувати низькопотенційну теплоту потоку рідини (після технологічного процесу) або теплоту потоку димових газів. Найчастіше трансформатором теплової енергії виступає парокомпресійний тепловий насос принцип дії якого полягає в прийомі низькопотенційної теплоти від джерела проміжним робочим агентом, підвищенні потенціалу теплоти (підвищення температури) шляхом виконання над робочим агентом роботи та передачі трансформованої теплоти споживачу з подальшим поверненням проміжного робочого агента до первинних параметрів [1].

Традиційно як робочі агенти використовувались галоген-похідні сполуки від метану, наприклад фреони 12,22 тощо, однак негативний вплив парів фреонів на озоновий шар Землі закликає до пошуків варіантів з використанням в контурі теплового насоса інших неагресивних сполук.

У роботі розглядається питання зміни ефективності процесу теплопередачі у випарнику теплового насоса внаслідок заміни одних робочих агентів іншими. Відомо, що кількісною мірою ефективності процесу теплопередачі виступає коефіцієнт теплопередачі, тому даний аналіз базується на зіставленні коефіцієнтів теплопередачі при використанні в контурі теплового насоса різних робочих агентів (умови, за яких відбувається процес теплопередачі, для всіх агентів прийняті однаковими).

Для даного аналізу, авторами представлено коефіцієнти теплопередачі як функцію від температури насичення робочих агентів, що використовуються, $K = f(t_s)$.

Для циліндричних поверхонь лінійний коефіцієнт теплопередачі, віднесений до 1 м довжини труби, визначається за виразом [2]

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\kappa,1} \cdot d_{\text{вн}}} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_{\text{вн}}}{d_{\text{вн}}} + \frac{1}{\alpha_{\kappa,2} \cdot d_{\text{вн}}}} \quad (1)$$

Термічний опір сталевій трубці випарника, можна прийняти рівним:

$$\delta/\lambda = 5 \cdot 10^{-5}, \quad (\text{м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт}.$$

Середній коефіцієнт конвективного теплообміну при кипінні хладонів у великому об'ємі на сукупності горизонтально розташованих гладких труб:

$$\alpha = \alpha_{\text{от}} \cdot \varepsilon_{\pi} \quad (2)$$

де $\alpha_{\text{от}}$ – коефіцієнт конвективного теплообміну при кипінні хладонів на горизонтальній трубці [1], $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$:

$$\alpha_{\text{от}} = C_0 \cdot q_{\text{зн}}^{0,75} \cdot F(\pi) \cdot (R_z/R_{z,\text{ст}})^{0,2} \quad (3)$$

$$C_0 = 550 \cdot p_{\text{кр}}^{0,25} \cdot T_{\text{кр}}^{-0,875} \cdot M^{-0,125} \quad (4)$$

$$\pi = p_0 / p \quad (5)$$

R_z – абсолютна середня висота нерівностей на шорсткій поверхні, мкм; для сталевих труб $R_z = 3 \dots 6$ мкм; $R_{z,\text{ст}}$ – абсолютна, середня висота нерівностей на гладкій еталонній поверхні, мкм; для еталонної поверхні $R_{z,\text{ст}} = 1$ мкм; M – молекулярна маса хладону; $p_{\text{кр}}, T_{\text{кр}}$ – відповідно критичний тиск (Па) та критична температура (К); p_0 – тиск, під яким знаходиться робочий агент, Па; $q_{\text{зн}}$ – густина теплового потоку від зовнішньої поверхні труби, $\text{Вт}/\text{м}^2$; ε_{π} – коефіцієнт, який враховує вплив сукупності горизонтально розташованих гладких труб на середній коефіцієнт конвективного теплообміну при кипінні хладонів на горизонтальній трубці, в даній роботі вважаємо рівним одиниці; F – параметр, що є функцією відношення $\pi = p_0/p$:

$$F(\pi) = 0,14 + \left(1,6 + \frac{0,4}{1-\pi}\right)\pi. \quad (6)$$

Авторами визначені залежності тиску від температури на лінії насичення $p_o = f(t_s)$, апроксимовані за табличними даними [3,4]. Залежності вірні в температурному діапазоні 40–49 °С:

для фреону 12:

$$p_o = \exp(2,3688 \cdot 10^{-2} \cdot t + 12,8371), \quad (7)$$

для фреону 22:

$$p_o = \exp(2,3617 \cdot 10^{-2} \cdot t + 13,2980). \quad (8)$$

Значення величини C_o , отримані за залежністю (4) занесені в таблицю 1:

Таблиця 1

Хладон	Критичний тиск $P_{кр},$ бар (Па)	Критична температура $T_{кр},$ К(°С)	Молекулярна маса, М	C_o
Фреон 12	41,32 (4,132·10 ⁶)	384,8 (111,8)	120,92	4,18803
Фреон 22	49,86 (4,986·10 ⁶)	369 (96)	86,48	4,748301

З урахуванням того, що

$$q_{зи} = \alpha_{от} \cdot (t_k - t_s) \quad (9)$$

отримаємо

$$\alpha_{от} = C_o^4 \cdot (t_k - t_s)^3 F^4. \quad (10)$$

Зведемо дані, отримані за залежністю (10) до таблиці 2, прийнявши різницю $(t_k - t_s) = 2$ °С

№	t, °C	t _c -t _с , °C	R _z /R _z ст., МКМ	Фреон 12			Фреон 22		
				ρ ₀ /ρ _{кр}	F ₀	α _{к,2} , Вт/(м ² ·°C)	ρ ₀ /ρ _{кр}	F ₀	α _{к,2} , Вт/(м ² ·°C)
1	40	2	3	0,2346	0,6380	982,6	0,3074	6,8095	4205,83
2	41	2	3	0,2402	0,6509	1064,3	0,3147	6,8274	4590,9
3	42	2	3	0,2460	0,6641	1153,5	0,3223	6,8460	5015,8
4	43	2	3	0,2519	0,6778	1251,1	0,3300	6,8651	5484,6
5	44	2	3	0,2579	0,6918	1357,8	6,3379	6,8848	6002,4
6	45	2	3	0,2641	0,7062	1474,6	0,3459	6,9052	6574,8
7	46	2	3	0,2704	6,7211	1602,6	0,3542	6,9262	7208,4
8	47	2	3	0,2769	0,7363	1742,9	6,3627	6,9482	7910,6
9	48	2	3	0,2836	0,7521	1896,9	0,3714	6,9705	8689,6
10	49	2	3	0,2904	0,7683	2066,0	0,3803	6,9939	9555,1

Для розрахунку тепловіддачі при кипінні води на горизонтальних нагрітих поверхнях коефіцієнт конвективного теплообміну визначаємо за залежністю, запропонованою авторами [2], всі теплофізичні величини приймаються при температурі насичення:

$$\alpha = b(\lambda^2 / (v \cdot \sigma \cdot T_s))^{1/3} \cdot q_{\text{зовн}}^{2/3}, \quad (11)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м²·°C); v – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с; σ – коефіцієнт поверхневого натягу, Н/м; T_s – температура насичення, К; $q_{\text{зовн}}$ – густина теплового потоку від зовнішньої поверхні, Вт/м²; b – коефіцієнт:

$$b = 0,075 \left[1 + 10 \left(\frac{\rho''}{\rho' - \rho''} \right)^{2/3} \right], \quad (12)$$

де ρ', ρ'' – відповідно густина рідини та густина водяної пари на лінії насичення, кг/м³.

З урахуванням залежності (9) залежність (11) набуває вигляду:

$$\alpha = b^3 \cdot \frac{\lambda^2}{v \cdot \sigma \cdot T_s} \cdot (t_k - t_s)^2. \quad (13)$$

Для спрощення розрахунків усі фізичні величини представлені як залежності від температури насичення. Залежності були апроксимовані авторами за табличними даними [3, 4] в температурному діапазоні 40...50 °С з точністю, достатньою для інженерних розрахунків (максимальне відхилення апроксимованих даних від табличних становить 5%).

$$\lambda = e^{1,383 \cdot 10^{-3} \cdot t - 0,05131} \quad (14)$$

$$\nu = e^{-0,01606 \cdot t - 13,5934} \quad (15)$$

$$\sigma = e^{-2,7371 \cdot 10^{-3} \cdot t - 2,5531} \quad (16)$$

$$\rho' = e^{6,942 - 7,76 \cdot 10^{-4} \cdot t} \quad (17)$$

$$\rho'' = e^{4,0673 \cdot 10^{-2} \cdot t - 4,4849} \quad (18)$$

Результати розрахунку коефіцієнта конвективного теплообміну зведені в таблицю 3:

Таблиця 3

№	$t, ^\circ\text{C}$	$t_c - t_s, ^\circ\text{C}$	b	$\alpha_{к,2}$ Вт/(м ² ·°С)
1	40	2	0,07611	8492,2
2	41	2	0,07614	8653,3
3	42	2	0,07618	8817,5
4	43	2	0,07621	8985,1
5	44	2	0,07624	9156,1
6	45	2	0,07628	9330,5
7	46	2	0,07631	9508,5
8	47	2	0,07635	9690,1
9	48	2	0,07639	9875,4
10	49	2	0,07643	10064,4

Для оцінки коефіцієнта конвективного теплообміну $\alpha_{к,2}$, що характеризує інтенсивність процесу передачі теплоти від потоку рідини до внутрішньої поверхні стінки, використовуємо критеріальне рівняння Нуссельта [2]:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_k^{0,43} \cdot (Pr_k / Pr_s)^{0,25} \quad (19)$$

Рівняння (19) відносно коефіцієнта конвективного теплообміну має вигляд:

$$\alpha_{k,1} = 0,021 \cdot v^{-0,8} \cdot \lambda \cdot Pr_k^{0,68} \cdot Pr_s^{-0,25} \cdot w^{0,8} \cdot d_{\text{вн}}^{-0,2}, \quad (20)$$

де Pr_s – критерій Прандтля, взятий при температурі t_s ;

Pr_k – критерій Прандтля при середній температурі води t_k :

$$Pr = e^{-0,0182 \cdot t + 2,1962}; \quad (21)$$

w – швидкість руху теплоносія в трубі, м/с;

$d_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр труби, м.

Спростивши рівняння (20), з урахуванням рівнянь (14)–(16), отримаємо:

$$\alpha_{k,1} = 1713,6436 \cdot w^{0,8} \cdot d_s^{-0,2} \cdot e^{6,405 \cdot 10^{-3} \cdot t_s}. \quad (22)$$

Визначаємо значення коефіцієнта $\alpha_{k,1}$ за умов: $w = 1$ м/с, $d_{\text{вн}}/d_{\text{вн}} = 57/51$ мм; $(t_k - t_s) = 2$ °С. Отримані результати заносимо до таблиці 4.

Таблиця 4

№	t_s , °С	$\alpha_{k,1}$ Вт/(м ² ·°С)
1	40	40141,9
2	41	4040,7
3	42	4066,6
4	43	4092,8
5	44	4119,1
6	45	4145,5
7	46	4172,2
8	47	4199,0
9	48	4220,0
10	49	4253,1

Після підстановки значень коефіцієнтів $\alpha_{k,1}$, $\alpha_{k,2}$ та величини термічного опору стінки труби випарника до залежності (1) отримаємо значення коефіцієнта теплопередачі як функцію від температури наси-

чення. Значення коефіцієнтів теплопередачі для різних робочих агентів та їх порівняння зведемо до таблиці 5:

Таблиця 5

№	t, °C	Фреон R12 K, Вт/(м ² ·°C)	Фреон R22 K, Вт/(м ² ·°C)	Вода K, Вт/(м ² ·°C)	K _{H₂O} /K _{R12}	K _{H₂O} /K _{R22}
1	40	759,4	1862,7	2399,1	3,16	1,29
2	41	808,3	1940,6	2421,0	3,00	1,25
3	42	860,0	2019,1	2443,1	2,84	1,21
4	43	914,4	2097,9	2465,3	2,70	1,18
5	44	971,6	2176,9	2487,6	2,56	1,14
6	45	1631,6	2255,7	2510,1	2,43	1,11
7	46	1094,5	2334,2	2532,6	2,31	1,08
8	47	1166,2	2412,2	2555,3	2,20	1,06
9	48	1228,8	2489,3	2578,0	2,10	1,04
10	49	1300,1	2565,6	2600,9	2,00	1,01

Висновок

Як бачимо, заміна робочих агентів – фреонів водою дає змогу інтенсифікувати процес теплопередачі. При переході від фреону 12 до води (див. табл. 5) така заміна виявляється ефективнішою ніж при переході від фреону 22 до води. Слід пам'ятати про те, що умови, в яких знаходяться галоген-похідні сполуки, з одного боку, та вода, з іншого – різні. Абсолютний тиск в першому випадку більший за барометричний тиск. У другому випадку абсолютний тиск менший за барометричний. Цю особливість необхідно враховувати при конструюванні парокомпресійної установки з робочим тілом – водою.

Використана література

1. Холодильные машины. Под ред. / А. Л. Сакуна: Машиностроение, 1985.
2. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977.
3. Вукалович М. П. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. – М., 1969.
4. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М., Наука, 1972.

ТЕПЛОБМІН В КОНДЕНСАТОРІ ТЕПЛООВОГО НАСОСА

Метою даної роботи є спроба проаналізувати, як змінюється інтенсивність процесу теплопередачі в конденсаторі парокомпресійного теплового насоса при використанні в контурі різних робочих рідин: фреону 12, фреону 22 і води.

Найбільш точним, відповідним до практики виразом, який характеризує вплив фізичних властивостей робочих рідин на теплообмін при конденсації їх парів на горизонтальних і вертикальних трубах, є формула Нуссельта [1, 2]:

$$\alpha_{k,1} = C \sqrt[4]{(r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g) / (\mu \cdot \Theta \cdot l)}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}), \quad (1)$$

де C – коефіцієнт: $C = 0,72$ для горизонтальних труб, $C = 0,943$ для вертикальних труб; r – прихована теплота пароутворення, (Дж/кг); ρ – густина робочого агента, (кг/м³); λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·°С); μ – коефіцієнт динамічної в'язкості, (Па·с); g – прискорення вільного падіння, (м/с²); Θ – різниця температур:

$$\Theta = t_s - t_k, ^\circ\text{С},$$

t_s – температура насичення парів робочого тіла, °С; t_k – середня температура охолоджувальної води в конденсаторі, °С, при невеликій зміні температури вздовж труби може бути визначена:

$$t_k = (t_{k,1} - t_{k,2}) / 2, ^\circ\text{С}.$$

l – характерний розмір, м; $l = d_3$ – зовнішній діаметр горизонтально розташованої труби; $l = H$ – довжина вертикально розташованої поверхні.

З урахуванням порівняно невеликого діапазону зміни температур насичених парів у конденсаторі теплового насоса (50–90 °С) фізичні величини, що характеризують властивості робочих рідин, які входять до

залежності (1), можуть бути представлені у вигляді залежностей від температури конденсації t , отриманих авторами на основі обробки табличних значень цих величин в указаному діапазоні зміни температур [4].

Прихована теплота пароутворення (конденсації):

фреон 12

$$r = -8,2838 \cdot t^2 + 145868,2968, \quad (2)$$

фреон 22

$$r = (-4,4988 \cdot 10^8 \cdot t + 14,6408 \cdot 10^{10})^{0,5}, \quad (3)$$

(залежність апроксимована в температурному діапазоні 50–80 °С)

вода

$$r = e^{14,757 - 1,266 \cdot 10^{-3} \cdot t}. \quad (4)$$

Густина:

фреон 12

$$\rho = -0,0410 \cdot t^2 + 1315,7204, \quad (5)$$

фреон 22

$$\rho = 10^{(-3,276 \cdot 10^{-3} \cdot t + 3,2081)}, \quad (6)$$

вода

$$\rho = e^{6,942 - 7,76 \cdot 10^{-4} \cdot t}. \quad (7)$$

Коефіцієнт теплопровідності:

фреон 12

$$\lambda = -3,4637 \cdot 10^{-6} \cdot t^2 + 0,0699, \quad (8)$$

фреон 22

$$\lambda = (-8,8915 \cdot 10^{-5} \cdot t + 9,4876 \cdot 10^{-3})^{0,5}, \quad (9)$$

вода

$$\lambda = e^{4,12 \cdot 10^{-4} \cdot t - 0,427}. \quad (10)$$

Динамічна в'язкість:

фреон 12

$$\mu = e^{-4,94 \cdot 10^{-3} \cdot t - 8,1459}, \quad (11)$$

$$\mu = 10^{(-2,0455 \cdot 10^{-3} \cdot t - 3,5767)}, \quad (12)$$

вода

$$\mu = e^{-7,192 - 9,613 \cdot 10^{-3} \cdot t}. \quad (13)$$

Похибка, отримана при порівнянні фізичних величин, визначених за залежностями (2)–(13), з їх табличними значеннями [4], не перевищує 1%, що достатньо для інженерних розрахунків.

Після підстановки відповідних значень фізичних величин з виразів (2)–(13) до формули (1), отримаємо залежності коефіцієнтів конвективного теплообміну від температури насичених парів у конденсаторі з горизонтальним та вертикальним розташуванням труб.

При використанні фреону 12:

для горизонтальних труб

$$\alpha_{k,1} = 0,72 \cdot 9,81^{0,25} / ((t_s - t_k) \cdot d_H)^{0,25} \cdot (1,9959 \cdot 10^{-15} \cdot t_B^2 - 17608,8627) \cdot (t_s^2 - 32090,7415)^2 \cdot (t_s^2 - 20180,7316)^3 \times e^{4,94 \cdot 10^{-3} \cdot t_s)^{0,25}} \quad (14)$$

для вертикальних труб

$$\alpha_{k,1} = 0,943 \cdot 9,81^{0,25} / ((t_s - t_k) \cdot H)^{0,25} \cdot (1,9959 \cdot 10^{-15} \cdot (t_s^2 - 17608,8627) \cdot (t_s^2 - 32090,7415)^2 \cdot (t_s^2 - 20180,7316)^3 \times e^{4,94 \cdot 10^{-3} \cdot t_s})^{0,25}} \quad (15)$$

При використанні фреону 22:

для горизонтальних труб

$$\alpha_{k,1} = 0,72 \cdot 9,81^{0,25} / ((t_s - t_k) \cdot d_H)^{0,25} \cdot 115,0079 \cdot ((103,1564 - t_s)^{0,5} \times (106,7042 - t_s)^{1,5} \cdot 10^{(-4,5065 \cdot 10^{-3} \cdot t_s)})^{0,25}} \quad (16)$$

для вертикальних труб

$$\alpha_{k,1} = 0,943 \cdot 9,81^{0,25} / ((t_s - t_k) \cdot H)^{0,25} \cdot 115,0079 \cdot ((103,1564 - t_s)^{0,5} \times (106,7042 - t_s)^{1,5} \cdot 10^{(-4,5065 \cdot 10^{-3} \cdot t_s)})^{0,25}} \quad (17)$$

При використанні води:

для горизонтальних труб

$$\alpha_{k,1} = 0,72 \cdot 9,81^{0,25} / ((t_s - t_k) \cdot d_f)^{0,25} \cdot 1,0133 \cdot 10^{15} \times e^{8,031 \cdot 10^{-3} \cdot t_s}, \quad (18)$$

для вертикальних труб

$$\alpha_{k,1} = 0,943 \cdot 9,81^{0,25} / ((t_s - t_k) \cdot H)^{0,25} \cdot 1,0133 \cdot 10^{15} \times e^{8,031 \cdot 10^{-3} \cdot t_s} \quad (19)$$

Для розрахунків розглянуто конденсацію парів робочих рідин на горизонтальних трубах, що найбільш характерно для конструкцій конденсаторів теплових насосів.

Приведемо значення коефіцієнтів тепловіддачі ($\alpha_{k,1}$) при конденсації парів робочих агентів на горизонтальній трубі (табл. 1), діаметри труби: $d_{вн} / d_{зн} = 51 / 57$ мм; $\Theta = 10$ °С. При цьому відомо, що значення коефіцієнта тепловіддачі для однієї горизонтальної труби відрізняється від середнього коефіцієнта тепловіддачі сукупності труб, який залежить від компонування сукупності та змінюється в широких межах: для коридорного пучка він складає 63% коефіцієнта тепловіддачі однієї горизонтальної труби; для ромбічного пучка відповідно 77%; для пучка Жинаба – 93% [5].

Таблиця 1

№	t , °С	Фреон 12, (R 12)	Фреон 22, (R 22)	H ₂ O	$\frac{\alpha_{k,1} (H_2O)}{\alpha_{k,1} (R 12)}$	$\frac{\alpha_{k,1} (H_2O)}{\alpha_{k,1} (R 22)}$
		$\alpha_{k,1} (R 12)$ Вт/(м ² ·°С)	$\alpha_{k,1} (R 22)$ Вт/(м ² ·°С)	$\alpha_{k,1} (H_2O)$ Вт/(м ² ·°С)		
1	50	964,2	1106,6	9147,7	9,49	8,27
2	52	951,6	1080,9	9184,5	9,65	8,50
3	54	938,2	1055,1	9221,5	9,83	8,74
4	56	924,8	1029,2	9258,6	10,01	9,00
5	58	910,5	1003,1	9295,8	10,21	9,27
6	60	895,7	976,8	9333,2	10,42	9,56
7	62	880,3	950,3	9370,8	10,65	9,86
8	64	864,3	923,5	9408,5	10,89	10,19
9	66	847,8	896,4	9446,4	11,14	10,54
10	68	830,8	869,1	9484,4	11,42	10,91
11	70	813,2	841,4	9522,5	11,71	11,32
12	75	767,0	770,2	9618,6	12,54	12,49
13	80	717,7	695,7	9715,6	13,54	13,97
14	85	665,5		9813,7	14,75	
15	90	610,5		9912,7	16,24	

Як видно з таблиці, заміна таких робочих рідин, як фреон 12, фреон 22 в циркуляційному контурі теплового насоса водою при достатньо високих температурах конденсації, дає можливість значно інтенсифікувати теплообмін в конденсаторі. Для оцінки впливу цієї інтенсифікації на зниження металоемності конденсатора необхідно проаналізувати характер зміни коефіцієнта теплопередачі від робочого агента до води, що нагрівається в трубках конденсатора.

Для оцінки коефіцієнта конвективної тепловіддачі ($\alpha_{k,1}$) від внутрішньої поверхні труби до води, що нагрівається, використовуємо вираз [3], який в критеріальній формі є таким:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_k^{0,43} \cdot (Pr_k / Pr_s)^{0,25} \quad (20)$$

Розв'язання цього рівняння відносно коефіцієнта конвективного теплообміну залежить:

$$\alpha_{k,2} = 0,021 \cdot v^{-0,8} \cdot \lambda \cdot Pr_k^{0,68} \cdot Pr_s^{-0,25} \cdot w^{0,8} \cdot d_s^{-0,2}, \quad (21)$$

де v – коефіцієнт кінематичної в'язкості (m^2/c) при температурі t_k з похибкою не більше 1%, в діапазоні температур 50–90 v може бути визначена за залежністю, отриманою авторами:

$$v = e^{-0,0134 \cdot t - 13,746}, \quad (22)$$

Pr_s – критерій Прандтля (з урахуванням високої теплопровідності матеріалу стінки для даного аналізу приймаємо температуру стінки, що дорівнює t_s) взятий при температурі t_s ; Pr_k – критерій Прандтля при середній температурі води, t_k , що нагрівається. З похибкою не більше 3% табличні дані можуть бути апроксимовані:

$$Pr = e^{-0,0158898 \cdot t + 2,0806699}, \quad (23)$$

λ – коефіцієнт теплопровідності води, для даного діапазону температур визначається за залежністю:

$$\lambda = e^{0,00138 \cdot t - 0,5138}, \quad (24)$$

w – швидкість руху теплоносія в трубі, (м/с); $d_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр труби, (м).

Спростивши рівняння (21), з урахуванням рівнянь (22), (23), (24), отримаємо:

$$\alpha_{k,2} = 11810,7 \cdot w^{0,8} \cdot d_s^{-0,2} \cdot e^{65,2674 \cdot 10^{-3} \cdot t_s}, \quad (25)$$

де t_s – температура насичення робочого агента, що використовується в контурі, °C.

Визначаємо значення коефіцієнта $\alpha_{k,2}$ за умов: $w = 1$ м/с, $d_{\text{вн}}/d_{\text{зн}} = 51/57$ мм; $\Theta = 10$ °C; отримані результати заносимо в таблицю 2.

Коефіцієнт теплопередачі визначаємо з відомого рівняння для циліндричних поверхонь:

$$K_{\text{вн}} = \frac{1}{1/(\alpha_{k,1} \cdot d_{\text{вн}}) + (1/2\lambda) \cdot \ln(d_{\text{вн}} / d_{\text{зн}}) + (1/\alpha_{k,2} \cdot d_{\text{зн}})}, \quad (26)$$

де δ/λ – термічний опір сталевій трубці конденсатора, приймаємо $\delta/\lambda = 5 \cdot 10^{-5}$, (м·°C)/Вт; $\alpha_{k,1}$ – з рівнянь (14–19); $\alpha_{k,2}$ – з рівняння (25).

Згідно з даними, наведеними в [3], при відношенні $d_{\text{вн}}/d_{\text{зн}} > 0,5$, похибка розрахунку не перевищує 4%, якщо замінити вираз (26) виразом для плоскої стінки.

Таблиця 2

№	t_s , °C	$\alpha_{k,2}$ Вт/(м ² ·°C)
1	50	4272,8
2	52	4318,1
3	54	4363,8
4	56	4410,0
5	58	4456,7
6	60	4503,9
7	62	4551,6
8	64	4599,8
9	66	4648,6
10	68	4697,8
11	70	4747,5
12	75	4874,2
13	80	5004,3
14	85	5137,9
15	90	5275,0

Спільне розв'язання рівнянь дає змогу визначити величину коефіцієнта теплопередачі для різних агентів. Результати розрахунку в табл. 3 показали, що в зазначеному діапазоні температур інтенсивність теплопередачі в 3,92–6,91 разів більша для установки, яка працює на воді, ніж для установки що, працює на галоген-похідних сполуках (фреону 12, фреону 22).

Таблиця 3

№	t, °C	Фреон R12 K_{R12} , Вт/(м ² ·°C)	Фреон R22 K_{R22} , Вт/(м ² ·°C)	Вода K_{H_2O} , Вт/(м ² ·°C)	K_{H_2O}/K_{R12}	K_{H_2O}/K_{R22}
1	50	45,75	51,24	179,21	3,92	3,50
2	52	45,35	50,39	181,02	3,99	3,59
3	54	44,91	49,52	182,85	4,07	3,69
4	56	44,46	48,63	184,70	4,15	3,80
5	58	43,97	47,70	186,57	4,24	3,91
6	60	43,45	46,76	188,45	4,33	4,03
7	62	42,90	45,78	190,36	4,44	4,16
8	64	42,31	44,78	192,29	4,54	4,29
9	66	41,69	43,74	194,24	4,66	4,44
10	68	41,04	42,67	196,20	4,78	4,60
11	70	40,36	41,57	198,19	4,91	4,77
12	75	38,51	38,65	203,25	5,28	5,26
13	80	36,45	35,45	208,46	5,72	5,88
14	85	34,19	51,24	213,81	6,25	3,50
15	90	31,72	50,39	219,29	6,91	3,59

Висновок

Заміна робочих агентів – фреонів водою дає змогу інтенсифікувати процес теплопередачі. У діапазоні температур 50–90°C інтенсивність теплопередачі більша для установки, яка працює на воді, ніж для установки що працює на галоген-похідних сполуках (фреону 12, фреону 22). Між тим умови в яких повинен знаходитись робочий агент – вода – (абсолютний тиск в контурі теплового насоса нижчий за барометричний тиск) викликають деякі труднощі в конструюванні такої пароконпресійної установки.

Використана література

1. Nusselt W/ Zeitschrift der Vereines Deutscher Ingenieure, 1916, Bd 60, S. 541, 569.
2. Кутателадзе С. С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
3. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. – М., Энергия, 1977. – 344 с.
4. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М., Наука, 1972. – 720 с.
5. Холодильные машины и аппараты / Под ред. В. Б. Цыдзика – М., Машгиз, 1946.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВИХ І ГІДРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОМАСО- ОБМІННИКІВ ЗМІШУВАЛЬНОГО ТИПУ (ТМЗД)

Теплотехнічні дослідження

На даний час відома невелика кількість робіт з теоретичного та експериментального дослідження процесу тепломасообміну при конденсації пари на струмені води. Запропоновані розрахункові залежності для оцінки цього виду тепломасообміну базуються на нечисленних теоретичних і експериментальних дослідженнях, виконаних з використанням різних методик визначення основних параметрів у дуже вузькому діапазоні їх змін [1–7 та ін.].

Складність процесу та обмежений діапазон досліджень не дають можливості поширити отримані результати на більш складні різновиди цього процесу, наприклад, при конденсації при взаємодії диспергованих струменів пари з закрученим струменем, який притаманний тепломасообмінникам ТМЗД. Тому виникла необхідність експериментального визначення теплотехнічних параметрів ТМЗД. Ці експериментальні дослідження були виконані на стенді, опис якого наведений у [8]. У [8] також наведено діапазон змін розмірів досліджуваних зразків ТМЗД, температур і тисків води і пари, швидкостей води та пари на виході з сопел і отворів.

У результаті обробки експериментальних даних отримано залежності для опису процесів тепло- і масовіддачі у ТМЗД у числах подібності. Якісно ці рівняння співпадають з наведеними у [9], у них внесені корективи, які враховують особливості процесу в умовах закрученого відцентрового струменю води з радіальними струменями пари. Ці залежності справедливі при швидкостях води на виході з сопла $w_v = 0,1 \div 30$ м/с, швидкостях пари на виході з отворів $w_n = 0,05 \div 10$ м/с, внутрішніх діаметрах ТМЗД $d_k = 0,032 \div 0,150$ м, тиску води на вході в ТМЗД $p_{вх} = 30 \div 300$ кПа, тиску води на виході з ТМЗД $p_{вих} = 1 \div 271$ кПа.

$$\overline{Nu} = C \overline{Re}_v^n \overline{K}^r \overline{Pr}_v^m P^s, \quad (1)$$

де $\overline{Nu} = \frac{\overline{\alpha} \overline{d}_в}{\overline{\lambda}_в}$ – середнє теплообмінне число Нусельта; $\overline{Re}_в = \frac{\overline{w}_{всеп} \overline{d}_в}{\overline{v}_в}$ – середнє число Рейнольдса для закрученого рідинного струменю; $\overline{K} = 1 + \frac{M_n \overline{w}_{псеп}}{M_v \overline{w}_{всеп}}$ – середнє число подібності, що враховує вплив на гідродинамічну картину взаємодії потоків рідини і пари імпульсів кількості руху води і пари при середніх швидкостях; $\overline{Pr} = \frac{\overline{v}_в}{\overline{a}_в}$ – середнє

число Прандтля; $P = \frac{P_{вих}}{P_{вх} - P_{вих}}$ – число подібності, що враховує вплив

на гідродинаміку потоку та ступінь заповнення ТМЗД рідиною відношення тиску рідини на виході до різниці тисків її на вході і виході; $\overline{\alpha}$ – середній коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К); $\overline{\lambda}_в$ – середній коефіцієнт теплопровідності рідини, Вт/(м·К); $\overline{d}_в$ – середній діаметр струменю рідини, м; $\overline{w}_{всеп}$ – середня швидкість рідини по перерізу струменя діаметром $\overline{d}_в$, м/с; $\overline{v}_в$ – кінематична в'язкість рідини у середньому перерізі струменю, м²/с; $\overline{w}_{псеп}$ – середня швидкість пари по перерізу його струменя у місці контакту із струменем рідини діаметром $\overline{d}_в$, м/с; M_v, M_n – масові витрати рідини та пари відповідно, кг/с; $\overline{a}_в$ – середній коефіцієнт температуропроводності рідини, м²/с; $P_{вх}, P_{вих}$ – тиск рідини на вході у тепломасообмінник та виході з нього відповідно, Па.

$$\overline{d}_в = \frac{d_{0в} + \frac{d_k - d_d}{2}}{2} = \frac{2d_{0в} + d_k - d_d}{4}, \quad (2)$$

де $d_{0в}$ – діаметр сопла на вході рідини у корпус тепломасообмінник, м; d_k – внутрішній діаметр корпусу тепломасообмінника, м; d_d – зовнішній діаметр диспергатора пари, м.

$$M_v = 0,785 \overline{w}_{0в} d_{0в}^2 \rho_{0в}, \quad (3)$$

де $\overline{w}_{0в}$ – середня швидкість рідини на вході в тепломасообмінник, м/с; $\rho_{0в}$ – густина рідини на вході в тепломасообмінник, кг/м³.

$$\bar{w}_{\text{всеп}} = \frac{\bar{w}_{0\text{в}} d_{0\text{в}}^2 \rho_{0\text{в}}}{\bar{d}_{\text{в}}^2 \bar{\rho}_{\text{в}}}, \quad (4)$$

де $\bar{\rho}_{\text{в}}$ – середня густина рідини на дільниці конденсації пари, кг/м^3 .

$$M_{\text{п}} = 0,785 \bar{w}_{0\text{п}} d_{0\text{п}}^2 n \rho_{0\text{п}}, \quad (5)$$

де $\bar{w}_{0\text{п}}$ – середня швидкість пари на виході з диспергатора, м/с ; $d_{0\text{п}}$ – діаметр отворів на диспергаторі для виходу пари, м ; n – кількість отворів для подачі пари на диспергаторі; $\rho_{0\text{п}}$ – густина пари на виході з отворів диспергатора, кг/м^3 .

Згідно з [10] є дві формули Г. Н. Абрамовича для знаходження $\bar{w}_{\text{сеп}}$ струменю по відношенню до w_0 :

$$\bar{w}_{\text{сеп}} = \frac{3,2}{\bar{x}} w_0 \quad (6)$$

та

$$\bar{w}_{\text{сеп}} = \frac{0,19}{a\bar{x} + 0,29} w_0, \quad (7)$$

$\bar{x}_{\text{псеп}}$ – відносна відстань від отвору на диспергаторі пари до струменю рідини з діаметром $\bar{d}_{\text{в}}$; a – коефіцієнт турбулентної структури струменю. Згідно з [10] $a \approx 0,076$.

Нескладно переконатись, що для початкової дільниці струменю пари, яка характерна для ТМЗД справедливою є формула (7).

Враховуючи (2), отримаємо:

$$\bar{x} = \frac{d_{\text{к}} - d_{\text{д}} - d_{0\text{в}}}{d_{0\text{п}}} = \frac{d_{\text{к}} - d_{\text{д}} - 2d_{0\text{в}}}{4d_{0\text{п}}}. \quad (8)$$

Тоді

$$\bar{w}_{\text{псеп}} = \frac{0,19}{0,076\bar{x}_{\text{псеп}} + 0,29} = \frac{0,19}{0,019 \frac{d_{\text{к}} - d_{\text{д}} - 2d_{0\text{в}}}{d_{0\text{п}}} + 0,29}. \quad (9)$$

$$\bar{K} = 1 + \frac{M_n \bar{w}_{псеп}}{M_B \bar{w}_{всеп}} = 1 + \frac{\bar{w}_{0п} d_{0п}^2 n \rho_{0п} \frac{0,19}{0,019 \frac{d_K - d_L - 2d_{0в}}{d_{0п}} + 0,29} \bar{w}_{0п}}{\bar{w}_{0в} d_{0в}^2 \rho_{0в} \frac{\bar{w}_{0в} d_{0в}^2 \rho_{0в}}{\bar{d}_в^2 \bar{\rho}_в}} =$$

$$= 1 + \frac{w_{0п}^2 d_{0п}^2 n \rho_{0п} \bar{d}_в^2 \bar{\rho}_в}{w_{0в}^2 d_{0в}^4 \rho_{0в}^2} \frac{0,19}{0,019 \frac{d_K - d_L - 2d_{0в}}{d_{0п}} + 0,29}$$
(10)

Значення коефіцієнта пропорційності C та показників ступеню n , r , m , s в формулі (1) наведено в таблиці.

Таблиця

Показник	C	n	r	m	s
$\bar{Re} \geq 10000$	0,031	1,2	0,4	0,43	0,03
$\bar{Re} \leq 2300$	1,52	0,6	0,4	0,43	0,03

Тоді для турбулентного струменю рідини

$$\bar{Nu} = 0,031 \bar{Re}_в^{1,2} \bar{K}^{-0,4} \bar{Pr}_в^{-0,43} P^{0,03},$$
(11)

а для ламінарного

$$\bar{Nu} = 1,52 \bar{Re}_в^{0,6} \bar{K}^{-0,4} \bar{Pr}_в^{-0,43} P^{0,03}.$$
(11')

Відповідно для турбулентного режиму

$$\bar{\alpha} = \frac{\bar{\lambda}_в}{d_в} 0,031 \bar{Re}_в^{1,2} \bar{K}^{-0,4} \bar{Pr}_в^{-0,43} P^{0,03},$$
(12)

а для ламінарного

$$\bar{\alpha} = \frac{\bar{\lambda}_в}{d_в} 1,52 \bar{Re}_в^{0,6} \bar{K}^{-0,4} \bar{Pr}_в^{-0,43} P^{0,03}.$$
(12')

Наведені нижче на рисунку результати експериментальних досліджень автора при різних $w_{0п}$ та інших дослідників (при $w_{0п} \approx 0$ [12]) показують задовільне їх співпадіння з розрахунками за формулами (12) та (12').

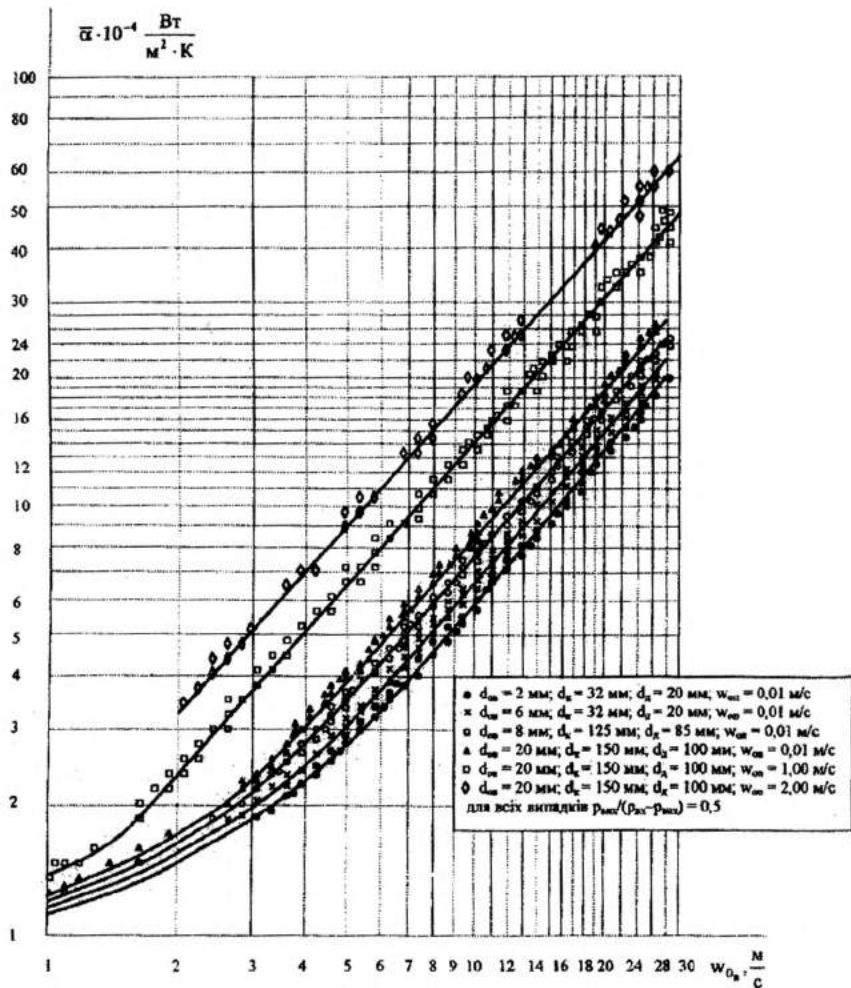


Рисунок. Залежність середнього коефіцієнта тепловіддачі $\bar{\alpha}$ від швидкості витікання води з сопла у теплообмінник w_{0B}

Висновки

1. ТМЗД є високоефективними апаратами, які дозволяють отримати високі коефіцієнти тепло- та масообміну (до $1,6 \cdot 10^6$ Вт/(м²·К)) при відносно невеликих витратах тиску (0,5÷1,5 бар) та достатньо високій стійкості до коливань тисків змішуваних теплоносіїв.

2. ТМЗД можуть використовуватись при підключенні до магістральних систем опалення, гарячого водопостачання тощо.

3. Схеми підключення систем опалення та гарячого водопостачання будуть наведені у повідомленні 3.

Використана література

1. *Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С.* Теплопередача. – М.: Энергия. – 1975. – 481 с.

2. *Кутателадзе С. С.* Теплопередача при конденсации и кипении. – М.–Л.: Машгиз. – 1952. – 232 с.

3. *Исаченко В. П.* Теплообмен при конденсации. – М.: Энергия. – 1977. – 239 с.

4. *Агафонов В. А., Ермилов В. Г., Панков Е. В.* Судові конденсатніє установки – Л.: Судпромгиз. – 1963. – 490 с.

5. *Соснин Ю. П.* Контактные водонагреватели. – М.: Стройиздат. – 1974. – 359 с.

6. *Зингер Н. И.* В кн.: Вопросы теплообмена при изменении агрегатного состояния вещества. – М.–Л.: Госэнергоиздат. – 1963. – С. 81–91.

7. *Соу С.* Гидродинамика многофазных систем – М.: Мир. – 1971. – 536 с.

8. *Приймак О. В.* Експериментальні дослідження тепломасообміників змішувального типу. 1. Гідравлічні дослідження. – К.: Вентиляція, освітлення і теплогазопостачання. – 2003. – № 6.

9. *Берман Л. Д.* Испарительное охлаждение циркуляционной воды. – М.: Энергия. – 1957. – 319 с.

10. *Бахарев В. А.* К теории и расчету свободных турбулентных струй. – Л.: Сборник трудов ВНИИ охраны труда в г. Ленинграде. – 1965. – С. 12–26.

11. *Бутаков С. Е.* О количестве движения и методе расчета изотермических струй. Л.: Сборник трудов Теория и расчет вентиляционных струй. – 1965. – С. 81–95.

12. *Дементьева К. В.* Исследования контактного теплообмена в процессе конденсации пара на струе переохлажденной жидкости. Автореферат дисс. канд. техн. наук – Л. – 1972.

УДК 631.22

Г. Г. Шишко, *канд. техн. наук*
Киевский национальный университет
строительства и архитектуры

ЭНЕРГОРЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОГАЗОСНАБЖЕНИЯ НАСЕЛЕННЫХ ПУНКТОВ СЕЛЬСКОЙ МЕСТНОСТИ

Сегодня в нашей стране разворачивается широкий фронт работ по созданию государственного механизма эффективного использования энергии. Практически появился новый вид продукции – энергия, получаемая в результате эффективного ее использования при максимальной экологичности ее применения. Приоритетность энергоресурсосбережения в условиях сельской местности отражена в Законе Украины “Про енергозбереження”, определяющем правовые, экологические, экономические и социальные основы энергоресурсосбережения для всех предприятий, объединений и организаций.

Отечественный и зарубежный опыт в области энергосбережения показал, что широкое использование нетрадиционных энергетических ресурсов позволяет не только изменить энергетику и облик населенных пунктов, улучшить комфортабельность проживания, уменьшить загрязнение окружающей среды, но самое главное – сэкономить органическое топливо. Более того, использование энергии солнечного излучения, ветра, термальных вод, а также энергии биогаза, генерируемого при метановом сбраживании отходов, является условием дальнейшего развития цивилизации без нарушения равновесия в природе.

Системы теплоснабжения, использующие солнечную энергию, нашли широкое применение в южных районах в населенных пунктах сельской местности. Для бесперебойного гелиотеплоснабжения предусматривается резервный (дублирующий) источник теплоты, работающий на органическом топливе или электрической энергии [1, 2]. Воз-

возможные схемы теплоснабжения при использовании солнечной энергии показаны на рис. 1 [1].

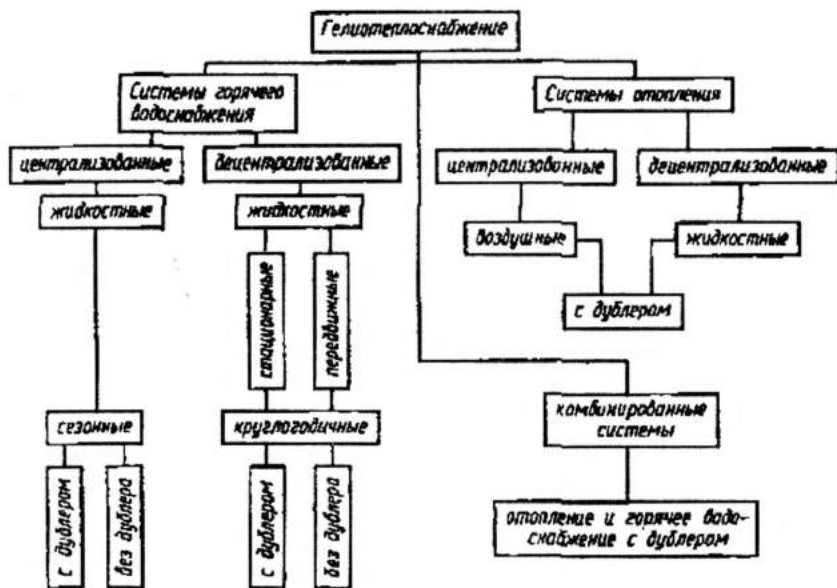


Рис. 1. Классификация систем гелиотеплоснабжения

Варианты гелиосистем теплоснабжения считают экономически оправданными, если срок их окупаемости менее 10 лет. Система гелиотеплоснабжения жилого дома, приведенная на рис. 2, а, состоит из трех контуров: гелиоконтур, контура отопления и контура горячего водоснабжения. Гелиосистема горячего водоснабжения, объединенная с традиционными системами поквартирного отопления, смонтированная в двухэтажном 4-квартирном жилом доме, представлена на рис. 2, б. Ее особенность – объединения общего для всего дома гелиоконтура с поквартирным подогревом, разбором, при необходимости, догревом воды [2].

Солнечная энергия во многом может решить энергетическую проблему в сельском хозяйстве. Одним из перспективных направлений является применение солнечной энергии для обогрева сооружений защищенного грунта [1, 3]. В частности, в гелиотеплицах чаще всего используют систему воздушного отопления. Воздух нагревается либо в солнечных коллекторах, либо в теплообменнике, в котором нагревается водой, поступающей из коллектора. Нагретый воздух поступает по пле-

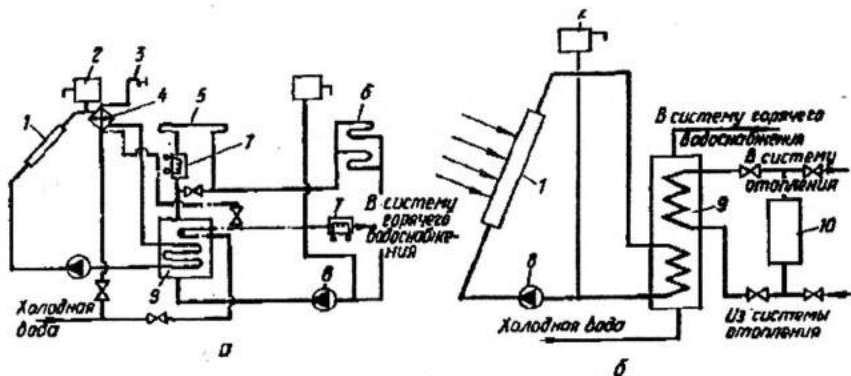


Рис. 2. Принципиальные схемы гелиосистемы в селах Колесном *a* и Пересадовке *б*: 1 – гелиоводонагреватель; 2 – расширительный бак; 3 – воздушная трубка; 4 – теплообменник типа “труба в трубе”; 5 – конвектор; 6 – отопительная панель; 7 – проточный электроводонагреватель; 8 – насос; 9 – бак-аккумулятор; 10 – отопительный котел

ночным перфорированным воздуховодам с равномерной раздачей теплоты по площади теплиц. В отдельных случаях нагретая вода может подаваться в традиционные трубные системы отопления (рис. 3).

В последние годы в Украине ведутся интенсивные работы по использованию ветровой энергии для выработки электрической и тепловой энергии. Построены опытные и опытно-промышленные ветровые электростанции (ВЭС) мощностью от 15 кВт до 2 МВт с крыльчатыми ветроагрегатами с горизонтальной и вертикальной (роторные) осями вращения. Разработанные ветроагрегаты в основном используются для энергоснабжения сельскохозяйственных объектов мощностью до 1 МВт [4]. Ветроэнергетика с ее современным техническим оснащением является вполне сложившимся направлением энергетики.

Сельскохозяйственные потребители как в населенных пунктах, так и сельскохозяйственные промышленные объекты характеризуются, как правило, незначительной тепловой нагрузкой и малой ее плотностью. В этих условиях геотермальные системы теплоснабжения могут оказаться одними из наиболее эффективных. В Украине запасами геотермальных вод располагают Республика Крым, Закарпатская, Полтавская, Херсонская и другие области. Геотермальные воды залегают на сравнительно небольшой глубине – 1100...1200 м, дебит воды на самоизливе достигает 30 тыс. м³/сут при температуре 50...90 °С, минерализация разведанных термальных вод находится в пределах от 2...70 г/л. Институт технической теплофизики НАН Украины разработал техническую доку-

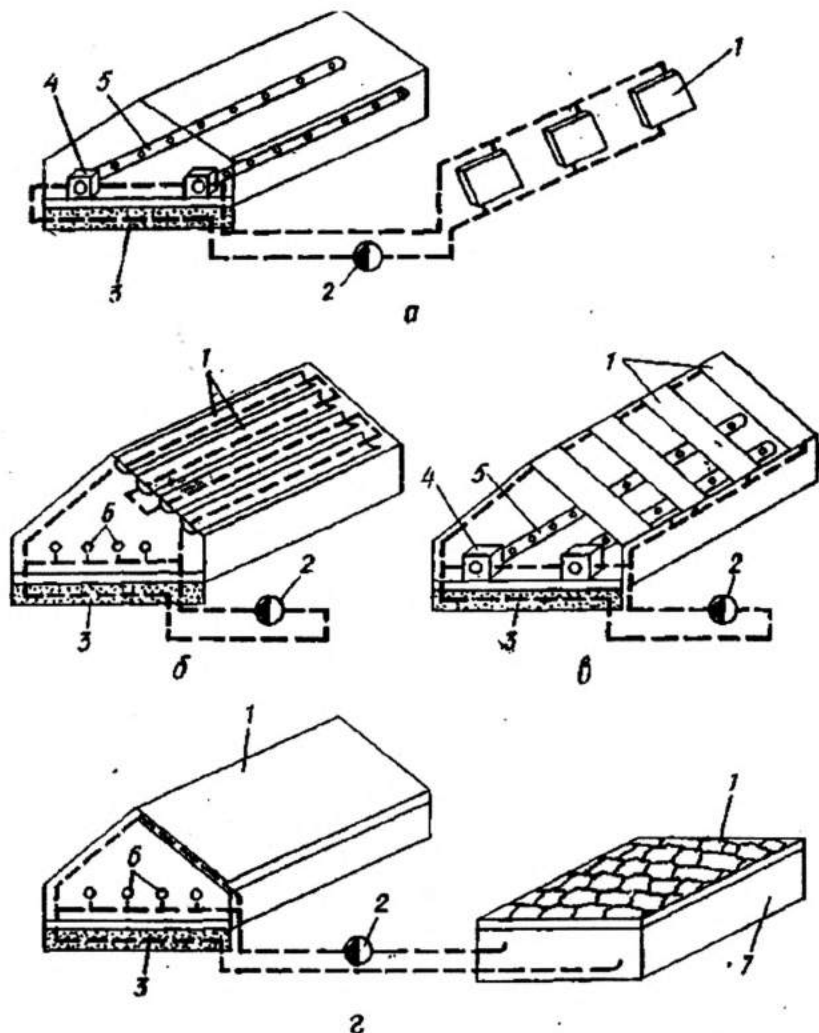


Рис. 3. Системы гелиоотопления теплиц:

а – с выносным плоским коллектором; *б* – с цилиндрическими алюминиевыми концентраторами на кровле; *в* – с чередующимися прозрачными панелями и плоскими коллекторами на кровле; *г* – с покрытием из двухслойного стеклопластика и аккумулятором теплоты с поверхностными плоскими коллекторами из полистиленовой пленки; 1 – солнечный коллектор (плоский или объемный); 2 – насос; 3 – аккумулятор; 4 – воздушно-отопительный агрегат; 5 – пленочные перфорированные воздуховоды; 6 – трубная система обогрева шатра

ментацию различных типов систем теплоснабжения отдельных предприятий, агрокомплексов и населенных пунктов сельской местности. На рис. 4 представлена принципиальная схема теплоснабжения на базе геотермальных вод Закарпатской области [5], на рис. 5 – схема геотермального обогрева теплиц [3].

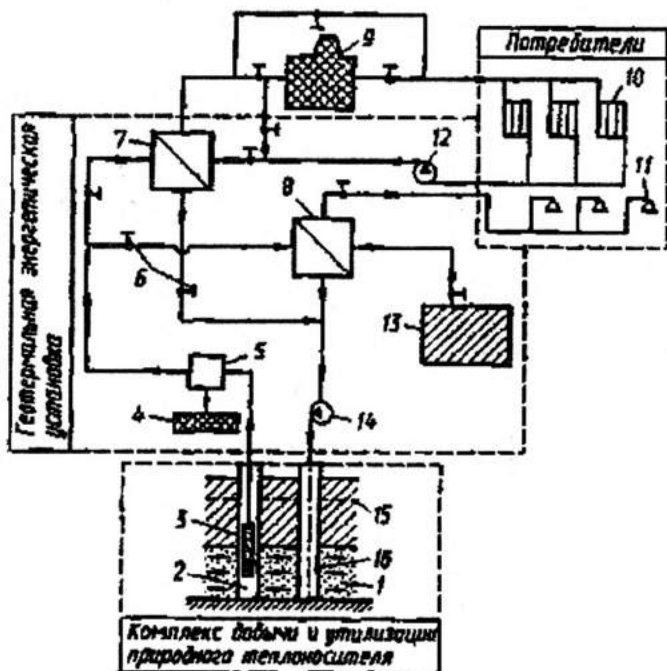


Рис. 4. Принципиальная схема геотермального теплоснабжения с пиковым подогревом котельной:

1 – подземный коллектор; 2 – добычная скважина; 3 и 14 – погружной и нагнетательный насос; 4 – система утилизации газов и шлама; 5 – газо- ишламоотделитель; 6 – запорная арматура; 7 – теплообменник отопительной системы; 8 – теплообменник системы горячего водоснабжения; 9 – пиковая котельная; 10 – система отопления; 11 – система горячего водоснабжения; 12 – световой насос; 13 – источник воды, пригодной по санитарно-техническим нормам для горячего водоснабжения; 15 – статический уровень термальных вод; 16 – поглощающая скважина

К числу нетрадиционных энергоресурсов в условиях сельской местности относят биогаз. Метан из биомассы может быть получен путем ее анаэробной: ферментации, гидрогазификации или пиролиза. Образующийся газ содержит 50...80% метана, 50...20% углекислого газа, менее

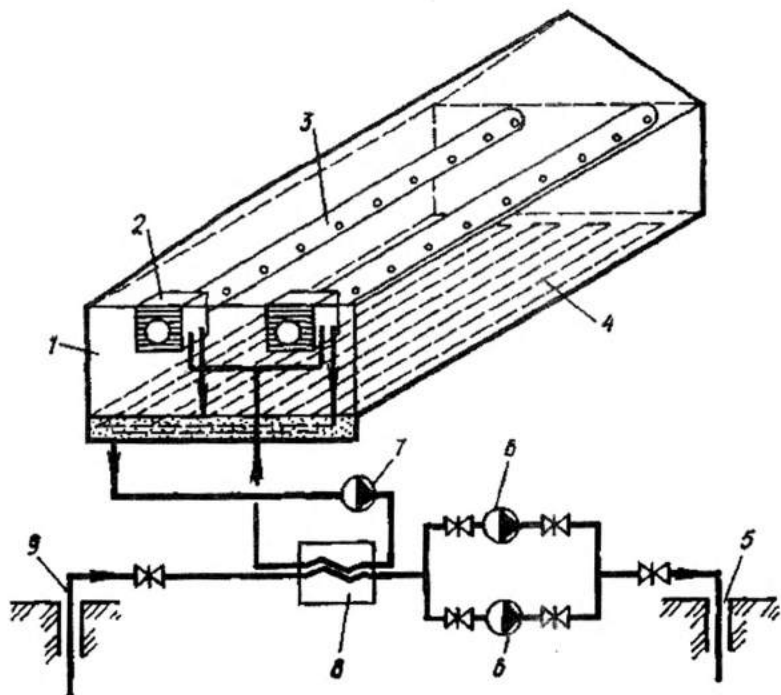


Рис. 5. Схема геотермального обогрева теплиц:

1 – теплица; 2 – отопительно-вентиляционный аппарат; 3 – воздухораспределитель из полиэтиленовой пленки; 4 – система подпочвенного обогрева; 5 – нагнетательная скважина; 6 – насосы для подачи геотермальных вод; 7 – насос для подачи сетевой воды; 8 – теплообменник; 9 – подъемная скважина

1% сероводорода и незначительное количество аммиака. Теплотворная способность биогаза 14500... 25000 кДж/м³ и колеблется в зависимости от содержания углекислого газа [2, 6]. Выход биогаза в зависимости от продолжительности брожения при температуре 30 °С представлен в таблице.

Область применения биогаза в первую очередь определяется энергопотребностями той местности, где он производится. В условиях Украины биогаз наиболее эффективно применяется в животноводстве, птицеводстве, а также в крупных фермерских хозяйствах, расположенных в южных районах Украины. В северных, восточных и западных районах необходимо устройство метантенков с подогревом. Биогазовые

установки различных типов для личных подсобных хозяйств разработаны НПО КТИСМ (г. Запорожье). На рис. 6 показана биогазовая установка для фермы на 400 голов крупного рогатого скота. Технологическая схема предусматривает непрерывный процесс. Полный цикл сбраживания завершается в течении 2 сут, а суточная доля загрузки метантенка составляет 4,5%, при выходе 710 м³/сут биогаза. Общее количество биогаза, идущего на собственные нужды – 410 м³/сут, выход товарного газа – 295 м³/сут [2, 3].

Выход биогаза в зависимости от продолжительности брожения [1]

Выход газа, м ³ /кг, отнесенный к массе		Время цикла, сут	Содержание метана, %	Выход биогаза, % общего количества, по истечении времени цикла, сут.		
СВ	СОВ			20	30	40
<i>Навоз бычков на откорме</i>						
0,273	0,315	117	80	24	36	48
<i>Свиной навоз</i>						
0,257	0,415	115	81	40	57	68
<i>Солома с длиной резки 30 мм</i>						
0,357	0,383	123	80	29	38	45
<i>Солома с длиной резки 20 мм</i>						
0,393	0,423	80	81	51	67	77
<i>Ботва сахарной свеклы</i>						
0,456	0,501	14	85	99	100	100
<i>Ботва картофельная</i>						
0,526	0,600	53	75	85	90	92
<i>Трава</i>						
0,490	0,57	24	84	87	96	99

Примечание. СВ – сухого вещества; СОВ – сухого органического вещества

В странах Восточной Азии распространены эластичные реакторы, имеющие форму пузыря (рис. 7). Их изготавливают из сплошной прорезиненной или пластмассовой оболочки, усиленной прослойками из ткани. Оболочка заглублена в полусферическую выемку в грунте.

В Азии (Китай, Индия, Корея и др. странах) широко распространена простая биогазовая установка “Габор” (рис. 8), которая используется в мелких хозяйствах в районах с теплым климатом. Установка размещается под землей. Камера сбраживания и газгольдер уравновешены между собой. Подогрев и перемешивание субстрата не применяется. Продолжительность сбраживания 40 дней и более. Выход газа 0,3...0,5 м³ в расчете на 1 м³ камеры сбраживания [6].

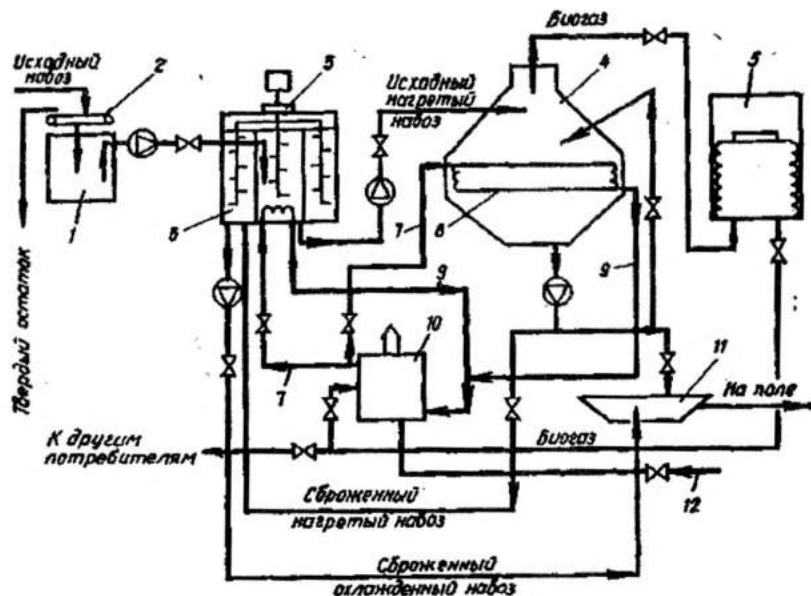


Рис. 6. Схема биоэнергетической установки:

1 – накопитель исходного навоза; 2 – отделитель посторонних примесей; 3 – мешалка; 4 – метантенк; 5 – сухой газгольдер; 6 – теплообменник; 7 – трубопровод горячей воды; 8 – теплообменник; 9 – трубопровод охлажденной воды; 10 – газовый водонагреватель; 11 – навозохранилище; 12 – водопровод

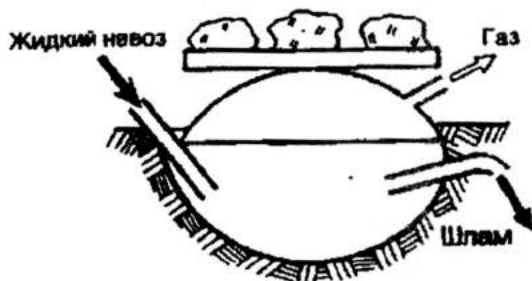


Рис. 7. Реактор с эластичной оболочкой

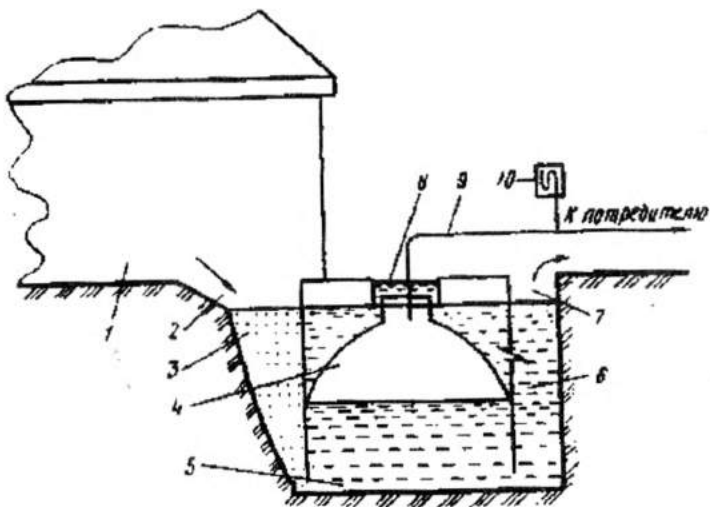


Рис. 8. Схема биогазовой установки "Габор":

1 – животноводческое помещение; 2 – загрузочная горловина; 3 – свежий навоз; 4 – газосборник; 5 – камера сбраживания; 6 – навоз после сбраживания; 7 – место для отбора сброженного навоза; 8 – водяной затвор; 9 – газопровод; 10 – U-образный манометр

Рассматривая возможности и перспективы применения нетрадиционных энергоресурсов в сельской местности, следует иметь в виду, что проблема использования таких источников энергии является прежде всего проблемой технико-экономической. В связи с этим, наиболее эффективным представляется комплексное использование различных энергосберегающих мероприятий. Конкретные технические решения следует принимать на основе соответствующих технико-экономических расчетов с учетом специфики потребителя, наличия нетрадиционных источников энергии, а также метеорологических особенностей данного региона.

Так, для южных районов Украины, Энергетический Центр Европейского Союза в Киеве, работающий в рамках программы оказания технической помощи странам СНГ – Tacis рекомендует солнечную нагревательную установку для жилых домов, особняков, представленную на рис. 9. Средняя обеспеченность горячей водой за счет такой установки составляет 60...70%.

Несомненный интерес представляет утилизационно-энергетический блок с использованием биогаза и других источников энергии – ветра, солнца (рис. 10). Это полностью замкнутая система жизнеобеспече-

ния сельского подворья или семейной фермы на основе утилизации производственно-бытовых отходов с выработкой электроэнергии, биогаза, горячей воды, ценного удобрения для производства экологически чистых продуктов питания [7, 8].

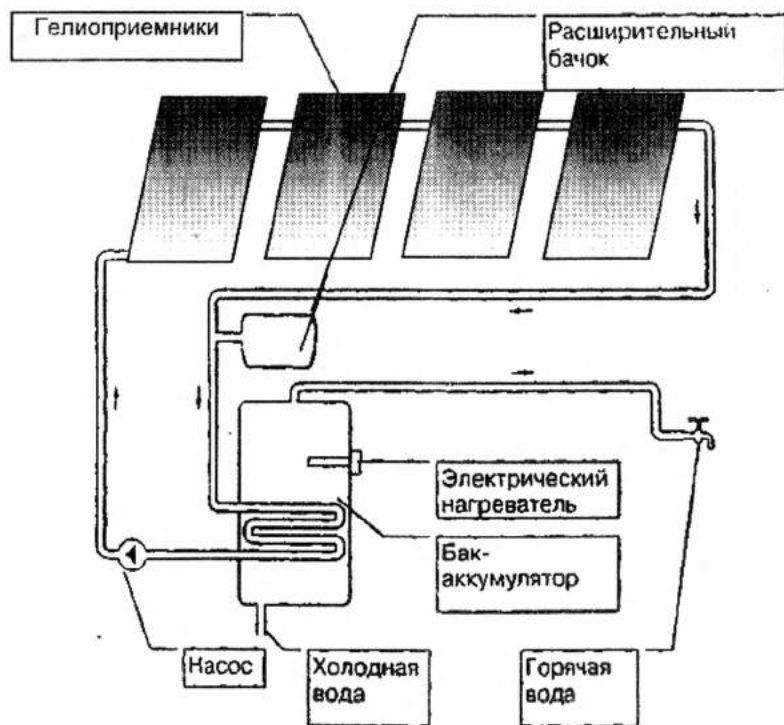


Рис. 9. Солнечная нагревательная установка с тепловым насосом

В настоящее время основной прирост газораспределительных сетей в Украине осуществляется за счет газификации населенных пунктов сельской местности. По этому одной из основных энергоресурсосберегающих программ для условий сельской местности является снижение металлоемкости систем газоснабжения путем проектирования одноступенчатых систем газоснабжения с установкой домовых регуляторов газа, а также применения полиэтиленовых труб при строительстве и реконструкции газовых сетей.

В Украине освоен выпуск регуляторов давления газа домовых типа РДСГ-10 Луцким заводом "Электротермометрия", полиэтиленовых труб

для систем газоснабжения предприятием “Укргазификация – Юг”, совместным украинско-польским предприятием “Эльпласт – Львов”, Симферопольским заводом пластмасс. В настоящее время эксплуатируется свыше 8000 км газопроводов из полиэтиленовых труб [9, 10].

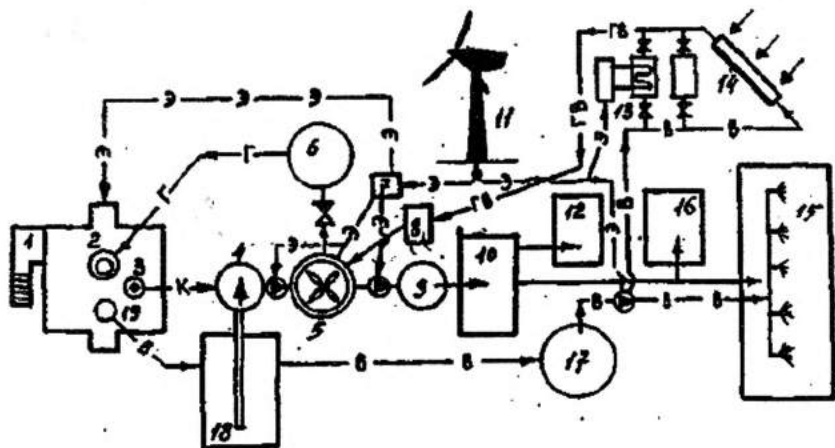


Рис. 10. Утилизационно-энергетический блок:

1 – жилой дом; 2 – газовый котел для отопления и горячего водоснабжения; 3 – канализационный коллектор; 4 – сборный резервуар отходов; 5 – утепленный реактор с мешалкой и теплообменником; 6 – газгольдер; 7 – электропривод; 8 – теплоаккумулятор; 9 – резервуар сброженной массы; 10 – насос и закрытая компостная площадка; 11 – ветроагрегат; 12 – шампиньоны на компосте; 13 – дополнительный нагреватель; 14 – солнечный коллектор; 15 – внесение компоста в грунт и орошение; 16 – теплица, оранжерея; 17 – рыбный бассейн; 18 – хлев; 19 – артезианская скважина

ДК “Газ України” по поручению НАК “Нафтогаз України” разработан перспективный план капитального строительства и ремонта распределительных газовых сетей с применением полиэтиленовых труб на период 2004...2010 гг. Им предусмотрено строительство новых распределительных газовых сетей и капитальный ремонт газопроводов с заменой стальных труб на полиэтиленовые. Стоимость предстоящих работ – 40 млн грн. [10].

Широкому применению полиэтиленовых труб при строительстве и ремонте газопроводов давлением до 0,6 МПа вне населенных пунктов и до 0,3 МПа – на территории населенных пунктов способствует сотрудничество с зарубежными фирмами, работающими на отраслевом рынке Украины: “FRIATEC”, “ROTHENBERGER”, “H. Sewerin” (Германия), “BP Solvay” (Бельгия), “Gaz de France” (Франция), “Kami Tech” (Поль-

ша), “О. М. Т. Tartarini” (Италия), “British Gas” (Англия). Положительные примеры такого взаимовыгодного партнерства уже сегодня демонстрируют газовые предприятия Тернопольской, Донецкой, Одесской, Львовской, Винницкой, Волынской и ряда других областей.

В Западной Европе сейчас стремительно прогрессирует тенденция на повышение допустимого давления в полиэтиленовых газораспределительных сетях и отказ от малоэффективных газопроводов – “пустышек” низкого давления. В данном направлении особенно преуспевает Германия, Франция и ряд других стран, которые повсеместно переходят в настоящее время на давление 1,0 МПа вне населенных пунктов и 0,4 МПа – в местах компактного проживания. Используют при этом преимущественно тонкостенные полиэтиленовые трубы из ПЭ 100 с SDR 11 и КЗП 2,0.

В настоящее время в Украине готовятся нормативные документы на применение в системах газоснабжения давлением до 1,2 МПа из полиэтиленовых труб, изготовленных на предприятии “Укргазификация – Юг” работающим в тесном контакте с НПФ “Полимерстрой” ИЭС им. Е. О. Патона НАН Украины.

Использованная литература

1. *Амерханов Р. А., Бессараб А. С., Драганов Б. Х., Рудобаиш-та С. П., Шишко Г. Г.* Теплоэнергетические установки и системы сельского хозяйства: Учебн. для вузов / Под ред. Б. Х. Драганова. – М.: Колос-Пресс, 2002. – 423 с.
2. *Справочник по инженерному оборудованию сельских населенных пунктов / Н. М. Зайцева, Г. Г. Шишко, Л. В. Дробышев и др.* – К.: Урожай, 1992. – 296 с.
3. *Теплицы и тепличные хозяйства: Справочник / Г. Г. Шишко, В. А. Потапов, Л. Т. Сулима, Л. С. Чебанов / Под ред. Г. Г. Шишко.* – К.: Урожай, 1993. – 422 с.
4. *Преобразование и использование ветровой энергии / О. Г. Дениченко, Г. А. Козловский, Л. И. Федосенко, А. И. Осадчий.* – К.: Техника, 1992. – 176 с.
5. *Забарный Г. Н., Шурчков А. В., Задорожная А. А.* Ресурсы и тепловой потенциал перспективных для промышленного освоения месторождений термальных вод Закарпатской области. – К.: ИТТ НАН Украины, 1997. – 150 с.

6. Гулько Т. В., Драганов Б. Х., Шишко Г. Г. Газификация и газоснабжение сельского хозяйства: Учебное пособие. – М.: ИРИЦ “Фермер”, 1994. – 319 с.

7. Шишко Г. Г. Вопросы энергосбережения в условиях сельской местности // Межвузовский сборник научных трудов “Экология, энергосбережение, экономика”. – Пермь: ПГТУ, 1994. – С. 121–129.

8. Калиниченко А. І паливо, і добриво або біогаз // Дім і садиба. – 1990. – № 6. – С. 12–14.

9. Шишко Г. Г. Энергоресурсосбережение при эксплуатации систем газоснабжения // Международная научно-практическая конференция “Региональные проблемы энергосбережения в производстве и потребление энергии”. – К., 1999. – С. 226–227.

10. Колоденко О. ДК “Газ Украины”: равнение на полиэтилен и зарубежный опыт // Инженерные сети из полимерных материалов. – 2003. – № 4. – С. 6–9.

РОЗРОБКА ЕНЕРГООЩАДНОЇ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ ЗОНИ ВЕГЕТАЦІЇ РОСЛИН В ЗИМОВИХ ТЕПЛИЦЯХ

Актуальними є розробки, що стосуються зменшення енерговитрат для забезпечення необхідних температурних параметрів при вирощуванні овочевої продукції в культиваційних спорудах закритого ґрунту. З метою заощадження енергоресурсів і покращання температурних умов в зоні росту рослин була розроблена система опалення зони вегетації рослин в зимових теплицях [1].

При збільшенні теплозахисних властивостей огороження теплиці (наприклад, застосуванні склопакетів, шторного екрану) систему опалення можна реконструювати таким чином, щоб більшу частину трубопроводів розташувати в зоні росту рослин і підтримувати необхідну температуру в зоні вегетації. Поступово зі зростом рослин треба збільшувати і висоту опалювальної зони, змінюючи параметри теплоносія в надґрунтовій і підпокрівельній системах опалення.

За результатами експериментальних досліджень та даними аналізу взаємодії конвективних струменів в об'ємі споруди складена методика розрахунку системи опалення зони вегетації рослин в теплиці з огороженням з підвищеними теплозахисними властивостями. За допомогою методики розрахунку можна визначити:

- потужність надґрунтового і підпокрівельного обігріву;
- необхідну площу трубопроводів системи опалення;
- діаметр, кількість і компонування трубопроводів системи опалення;
- параметри теплоносія в системах надґрунтового і під покрівельного обігріву.

В скляній блоковій теплиці площею 1 га бічні і торцеві огороження складають біля 10% площі всіх огорожень. Основні тепловтрати припадають на покрівлю. Тому для розрахунку системи опалення обиралася система підпокрівельного і надґрунтового обігріву, які компенсують тепловтрати через покриття теплиці.

Необхідну поверхню трубопроводів системи опалення визначають з умови забезпечення необхідного температурного режиму в усьому об'ємі споруди.

Для розробки системи обігріву зони вегетації рослин складена методика розрахунку системи опалення. Розрахунок проводять в такій послідовності:

1. За натурними дослідженнями і аналізом літературних джерел [2, 3] визначають висоту робочої зони за місяцями і приймають такі параметри внутрішнього повітря:

- грудень: $t_b = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi = 65\text{...}70\%$ при $h_{p,3} = 0,5 \text{ м}$;
- січень: $t_b = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi = 75\text{...}80\%$ при $h_{p,3} = 1,0 \text{ м}$;
- лютий: $t_b = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi = 85\text{...}90\%$ при $h_{p,3} = 2,0 \text{ м}$.

2. За I, d – діаграмою знаходять мінімальну температуру під покрівлю теплиці t_b^{xp} , яку необхідно підтримувати за умов невинадання конденсату на огороженні теплиці.

3. Розраховують тепловтрати теплиці через покрівлю $Q_i^{покр}$ і ґрунт $Q_i^{гп}$.

4. Розраховують питомі тепловтрати на 1 м^2 площі теплиці F

$$q_{пит} = (Q_i^{покр}/F_{покр}) \cdot K_{огр} + (Q_i^{гп}/F_{гп}), \text{ Вт/м}^2,$$

де $K_{огр}$ – коефіцієнт огороження теплиці.

5. Розраховують потужність системи опалення з урахуванням взаємодії низхідних і висхідних конвективних потоків за графіком рис. 1 або за формулою

$$Q_i = 13,66 \cdot r^3 \cdot (1 + \sigma)^{1/3} \cdot (Q_i^{покр} + Q_i^{гп}) \cdot H/X^* (\sigma \cdot \pi)^{1/3}, \text{ Вт},$$

де H, X^* – відповідно висота теплиці й довжина холодного потоку м;

r, σ – відповідно коефіцієнт поля швидкості струмини і неізотермічної струмини, приймаються за [4].

6. Визначають потужність системи опалення на 1 м^2 площі теплиці

$$Q_{i \text{ пит}} = Q_i / F_{гп}, \text{ Вт/м}^2.$$

7. Визначають необхідну площу трубопроводів системи опалення з рівнянь теплового балансу теплиці з огороженням з подвійного скління або за графіком рис. 2

$$F_{гп} = \alpha_o \cdot K_{огр} \cdot (t_2 - t_3) + C_o \cdot E_o \cdot K_{огр} \cdot \{ ((273 + t_2)/100)^4 - ((273 + t_3)/100)^4 \times \\ \times [0,27 (1 - C' \cdot n_{хм}^2) \varphi(\psi) - 1] \} - A_o \cdot K_{огр} \cdot (t_b - t_1) \cdot \sqrt[3]{(t_b - t_1) / (E_{пв3} \cdot C_o \times \\ \times (1 - \varphi_{p-r})} \cdot [((273 + t_p)/100)^4 - ((273 + t_1)/100)^4], \text{ м}^2/\text{м}^2.$$

8. Враховуючи необхідну потужність системи опалення $Q_{i \text{ пит}}$, призначають діаметр трубопроводів і параметри теплоносія системи надґрунтового обігріву за даними [3], беручи до уваги, що параметри теплоносія в системі надґрунтового обігріву не перевищують $95 \text{ }^\circ\text{C}$.

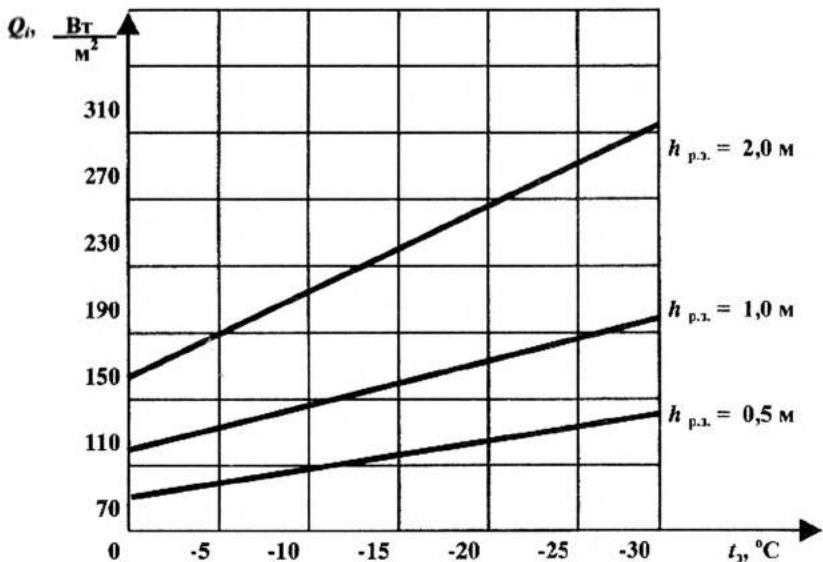


Рис.1. Залежність потужності системи опалення від температури зовнішнього повітря і висоти робочої зони (огороження зі склопакетів)

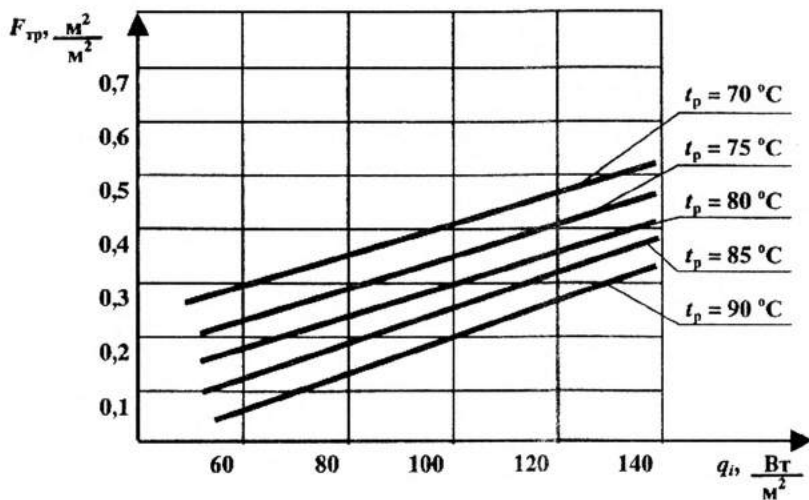


Рис. 2. Залежність необхідної поверхні трубопроводів від тепловтраг при різних температурах регістрів

9. Знаходять довжину трубопроводів надґрунтового обігріву, враховуючи площу теплиці (прольоту) і тепловіддачу трубопроводів надґрунтового обігріву

$$L_{\text{тр}}^{\text{надгр}} = Q_{i \text{ пит}} \cdot F_{\text{гр}} / q_{\text{тр}}^{\text{надгр}}, \text{ м},$$

де $q_{\text{тр}}^{\text{надгр}}$ – тепловіддача 1 м трубопроводу, Вт/м, [5].

10. Знаходять кількість трубопроводів, враховуючи технологічні вимоги, за виразом

$$n_{\text{тр}}^{\text{надгр}} = L_{\text{тр}}^{\text{надгр}} / L_{\text{тепл}},$$

де $L_{\text{тепл}}$ – довжина споруди, м.

11. Якщо потужності системи надґрунтового обігріву недостатньо, щоб підтримувати необхідну температуру в робочій зоні, то слід підключити систему підпокрівельного обігріву. Її розраховують аналогічно розрахунку надґрунтової системи опалення.

Після проведених розрахунків можна відзначити, що при огороженні теплиці зі склопакетів при висоті зони росту рослин до 1 м достатньо роботи тільки системи надґрунтового обігріву. При висоті більше 1 м слід підключати систему підпокрівельного обігріву.

При розрахунку системи опалення для одного прольоту блокової теплиці площею $F_{\text{гр}} = 454 \text{ м}^2$ отримані такі дані: в грудні підключені 8 реєстрів надґрунтового обігріву з параметрами теплоносія 70–45 °С; в січні – 8 реєстрів надґрунтового обігріву з параметрами теплоносія 80–55 °С; в лютому – 8 реєстрів надґрунтового обігріву з параметрами теплоносія 95–70 °С, 6 реєстрів підпокрівельного обігріву з параметрами теплоносія 65–40 °С.

Система опалення зони вегетації рослин дозволяє на 15...20% зменшити тепловтрати через покриття теплиці за рахунок підтримання під покрівлею теплиці нижчих температур в порівнянні з підтриманням необхідної температури в усьому об'ємі споруди і покращити температурний режим в зоні зростання рослин.

Використана література

1. Іваненко П. П., Росковшенко Ю. К., Клімова І. В. Система обмеженого опалення зимових теплиць // Будівництво України. – 1998. – № 6. – С. 38–40.

2. Теплицы и тепличные хозяйства. – Справочник / *Шишко Г. Г., Потапов В. А., Сулима Л. Т., Чебанов Л. С.* / Под ред. Г. Г. Шишко – К.: Урожай, 1993. – 424 с.

3. Овощеводство защищенного грунта / Под ред. С. Ф. Ващенко. – М.: Колос, 1984. – 272 с.

4. *Шепелев И. А.* Аэродинамика воздушных потоков в помещении. – М.: Стройиздат, 1978. – 145 с.

5. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Ч.1. Отопление / *Богословский В. Н.* и др. / Под ред. *И. Г. Староверова* – М.: Стройиздат, 1990. – 344 с.

СТОСОВНО МЕТОДИКИ НОРМУВАННЯ ТЕПЛОТЕХНІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ У ПРИМІЩЕННІ ЗА УМОВ ВИКОРИСТАННЯ ПІДЛОГОВОЇ ЕЛЕКТРИЧНОЇ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

Ще кілька років тому широке впровадження електричного опалення вважалось економічно невиправданим, і застосовування його обмежувалось районами Крайньої Півночі, де прокладання теплових трас в умовах вічномерзлих ґрунтів було фактично неможливим.

Прогрес у галузі виробництва опалювальних приладів, елементів керування роботою системою опалення, поява нових електроопалювальних приладів, в тому числі з використанням кабельного обігріву, великою мірою спричинили зміну експлуатаційних характеристик сучасного електричного опалення.

З огляду на широке розповсюдження електричних систем опалення, зокрема систем підлогового опалення, актуальності набуло питання нормування як теплотехнічних параметрів (температури поверхні опалювального приладу, середньодобової температури повітря в приміщенні, середньодобової амплітуди коливань температури внутрішнього повітря тощо), так і конструктивних параметрів (особливості монтажу) останніх. Окрім вищенаведених параметрів, що вимагають нормування важливим є питання електробезпеки в процесі монтажу і, особливо, в процесі експлуатації.

З 1 червня 2004 р. вводяться в дію Державні будівельні норми "Електрична кабельна система опалення" ДБН В 2.5-24-2003, затверджені наказами Державного комітету України з будівництва та архітектури 30 грудня 2003 р.

Поряд з нормативною інформацією відносно звичайної електричної кабельної системи прямої дії (ЕКСО-ПД) в ДБН В 2.5-24-2003 значна увага приділяється питанню нормування теплового режиму приміщення за умов роботи електричної кабельної системи теплоаккумуляційної дії (ЕКСО-ТА).

ЕКСО-ПД представляє собою, згідно з ДБН В 2.5-24-2003, різновид ЕКСО, нагрівальний кабель якої вбудований у будівельну конструкцію малої теплоємності і може використовуватись як основна систе-

ма для повного опалення приміщень, так і додаткова у складі інших основних систем опалення.

ЕКСО-ТА, згідно з ДБН В 2.5-24-2003, являється різновидом ЕКСО періодичної дії, нагрівальний кабель якої вбудований у будівельну конструкцію великої теплоємності. Властивості і конструктивні параметри даної системи вибрані так, щоб забезпечити безперервну протягом доби нормативну віддачу теплоти при споживанні електричної енергії в інтервалі нічного мінімуму добового циклу навантаження електричної мережі.

У випадку невідповідності теплової потужності ЕКСО-ТА, що працює в режимі віддавання закумульованої теплоти рівню тепловтрат в ДБН пропонуються наступні заходи:

- додаткове встановлення електричних конвекторів;
- улаштування окремої нагрівальної секції з підвищеним питомим потоком теплоти (до 200 Вт/м^2) в зоні найбільшого охолодження приміщення.

Особливості теплового режиму приміщення з ЕКСО згідно з ДБН В 2.5-24-2003

Однією з характерних особливостей даних ДБН стало підвищення рівня середньої нормативної температури поверхні τ^v опалювального приладу в приміщенні з постійним перебуванням людей, від $25 \text{ }^\circ\text{C}$ [1] – $26 \text{ }^\circ\text{C}$ [2] до $28 \text{ }^\circ\text{C}$. А в приміщеннях з паркетно-лицьовим покриттям, очевидно, з метою запобігання пересушуванню деревини, τ^v становить $26 \text{ }^\circ\text{C}$.

Температура поверхні підлоги на вісі гріючого елемента в дитячих закладах та житлових будинках в ДБН В 2.5-24-2003 повністю співпадає зі БНіП 2.04.05-91 і становить $35 \text{ }^\circ\text{C}$.

З урахуванням того, що для приміщень, обладнаних ЕКСО у холодний період року та в перехідних умовах середньодобову температуру внутрішнього повітря допускається приймати меншою від норм, зазначених у нормативних документах, але не нижче ніж на $3 \text{ }^\circ\text{C}$ при відповідному збільшенні температури внутрішніх поверхонь огорожуючих конструкцій приміщень, в ДБН рекомендується середньодобову температуру житлових приміщень з ЕКСО-ТА τ^v приймати не менше $15,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Безсумнівно, важко переоцінити значення цього нормативного документа для такої інноваційної галузі опалення, як ЕКСО-ПД і ЕКСО-ТА,

однак, незважаючи на появу першої редакції ДБН В 2.5-24-2003, їх не можна з впевненістю назвати цілком довершеними. Окрім деяких суто стилістичних невідповідностей та дрібних помилок, які в другій редакції мають бути виправлені, недостатньо розробленим можна вважати розділ “Електробезпека”, оскільки в ньому відсутня інформація про допустимий рівень напруження електромагнітного поля. Корисною, на наш погляд, також була б інформація щодо рекомендованих фізичних властивостей матеріалу масиву гріючої панелі як для ЕКСО-ПД, так і для ЕКСО-ТА з наведенням конкретних значень. Але попри всі ці негаразди вихід цього нормативного документа, беззаперечно має велике значення для подальшого розвитку нормативної бази щодо галузі підлогового електричного опалення.

На закінчення декілька слів доцільно сказати щодо нормативної документації, що діє в країнах Західної Європи, зокрема в Німеччині.

Так, докладний і чіткий виклад нормативних вимог і правил проектування приміщень з ЕКСО-ТА дано в спеціальному стандарті DIN 44 576, де наводяться режимні характеристики, що рекомендуються для приміщень обладнаних системою ЕКСО-ТА. Відповідно до німецького стандарту для приміщень з акумуляційно-преривчастим опаленням введені:

1) таке важливе поняття, як “період використання приміщення”; для житлових приміщень це період з 7 до 22 годин, тобто час, коли ступні ніг людини, як правило, стикаються з підлогою;

2) іншим важливим поняттям є “середня за часом температура поверхні підлоги в період використання приміщення” θ_{Fcp} , що нормується в даному стандарті; у вітчизняному стандарті по ЕКСО введено також поняття цієї “середньої за часом температури поверхні підлоги”, що за результатами досліджень прийнята $+28\text{ }^{\circ}\text{C}$;

3) третім важливим поняттям є “надлишкова температура поверхні підлоги в період використання приміщення” θ_{Fcp} , що не нормується. Її значення визначається нормованою величиною $T_E \leq 4\text{ Вт} \cdot \text{год}$ з вираження:

$$T_E = (\theta_{Fmax} - \theta_{Fcp}) \cdot \Delta\tau / 2,$$

де $\Delta\tau$ – тривалість дії “надлишкової температури в період використання приміщення”.

Крім того, у німецькому стандарті введено поняття граничних (крайових) зон, у яких температура поверхні підлоги може досягати

+35 °С. До таких зон відносяться, наприклад, ділянки підлоги шириною не більше 1 м, що примикають до зовнішніх стін з вікнами.

Граничні (крайові) зони не можна заставляти предметами інтер'єру, що прилягають до підлоги (меблями, килимами і т. д.). На основі досвіду експлуатації ЕКСО-ТА в житлових будинках масової забудови в DIN 44 576 наведений ряд інших корисних вказівок по конструюванню і розрахунку підлоги, що працює в теплоаккумуляційному режимі, а також досконало розроблені вимоги безпеки і методи контролю. Докладний аналіз німецьких норм з метою розробки рекомендацій щодо конструювання ЕКСО-ТА для житлового сектора України і нормативів для їх проектування являється на сьогодні одним з першочергових завдань.

На даному етапі дослідження теплового режиму житлових приміщень з ЕКСО-ТА корисними можуть виявитись також рекомендації, що містяться в нормативних документах інших західних країн, де накопичений великий досвід експлуатації як ЕКСО-ПД, так і ЕКСО-ТА в житлових будинках, у тому числі масової забудови.

Використана література

1. ДБН В 2.5-24-2003 Електрична кабельна система опалення / Держбуд України – Київ, 2004. – 60 с.
2. *Миссенар Ф. А.* Лучистое отопление и охлаждение. – М., 1961. – 298 с.
3. СНиП 2.04.05-91. Отопление вентиляция и кондиционирование / Госстрой СССР – М., АПП ЦИТП, 1992. – 64 с.

СИСТЕМИ З ШТУЧНИМ ДЕЦЕНТРАЛІЗОВАНИМ МІКРОКЛІМАТОМ – ШЛЯХ ДО ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ТА КОНКУРЕНТНОЗДАТНОСТІ ТЕПЛИЧНИХ ГОСПОДАРСТВ

Тепличне овочівництво є найбільш науково насиченим, складним і високоінтенсивним індустріальним сектором агропромислового комплексу України, що забезпечує виробництво ранніх овочевих та зелених культур у зимово-весняний період. Ця галузь ґрунтується на інтенсифікації біологічних властивостей рослини за рахунок створення їй штучних умов, що відповідають найбільш наближеним до оптимальних потреб життя і розвитку, а саме: мікроклімату, кореневого середовища, живлення, освітлення, оптимальної кількості вуглекислого газу (CO_2) та захисту від шкідників і хвороб.

У 90-х роках в країні було 750 гектарів скляних зимових та 2150 – плівкових теплиць, у яких виробництво ранніх овочів сягало 265 тисяч тонн, розсади овочевих культур для відкритого ґрунту – 7 мільярдів штук. На той час тепличні господарства були високоприбутковими – рентабельність в межах 100 відсотків. Проте в сукупності різних факторів галузь почала занепадати. На початку 2000-го року виробництво тепличних овочів зменшилось майже у 3 рази, а розсади – більш як у 15 разів.

Нині в Україні побудовано понад 3000 га теплиць, у тому числі 930 га це заклені зимові і майже 2100 га – плівкові весняно-літні теплиці. Основне виробництво ранніх овочів зосереджено в 64 тепличних комбінатах загальною площею 728 га, які розташовані в усіх областях України [2].

Розвиток індустріального теплицебудування в Україні пов'язаний з введенням в експлуатацію в 1970 р. Антрацитівського заводу збірних теплиць (Луганська обл.) і відбувався вкрай нерівномірно. А починаючи з 1990 р. будівництво нових тепличних комбінатів і весняних теплиць майже припинилося. Основна причина такого стану в теплицебудуванні – відсутність коштів, а також різке підвищення цін на енергоносії, вартість яких у собівартості овочевої продукції нині становить близько 50–60% проти 15–17% у 80-роки. Враховуючи зростання цін на основні енергоносії (природний газ, мазут, дизельне паливо, вугілля

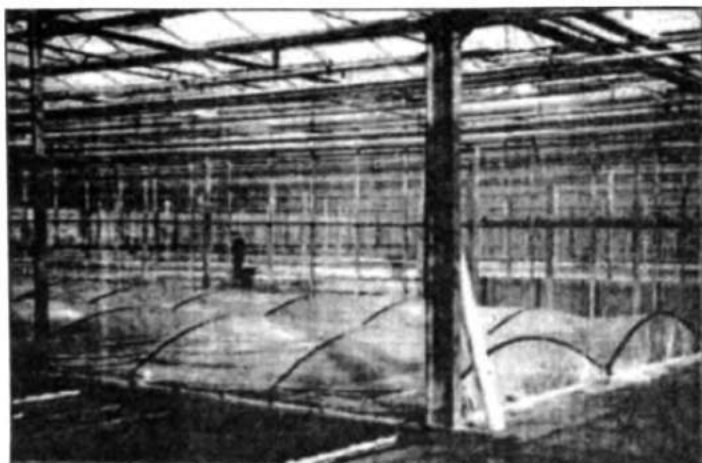
тощо), навіть високопродуктивні ТОК з добре налагодженим технологічним процесом мають низьку рентабельність, а більшість тепличних господарств стали збитковими.

Створення сучасного тепличного комплексу в інженерному і біологічному плані досить складне завдання, оскільки на розвиток рослини у теплиці діє велика кількість природних і штучних факторів, постійне врахування яких і створення оптимальних умов для рослини під силу лише комп'ютерній техніці. До першочергових завдань нині в галузі закритого ґрунту належать: вибір раціональних типів споруд та їх розмірів, удосконалення конструктивних рішень теплиць з метою скорочення витрат теплоенергоресурсів і зниження питомих витрат матеріалів, розробка нових світлопрозорих огорожень, вивчення можливостей й економічної доцільності створення склопанелей для огороження зимових теплиць, економія енергії на опалення, підвищення врожаїв і якості вирощеної продукції, розширення асортименту, застосування нових прогресивних технологій вирощування продукції, пошук нових холодостійких, урожайних і стійких проти хвороб, шкідників сортів.

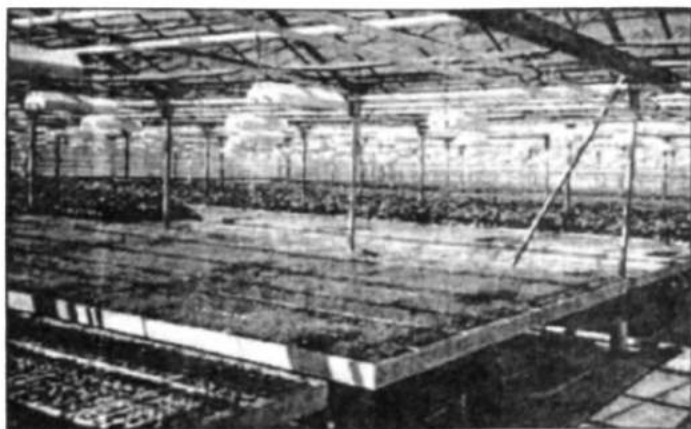
Теплиці зі штучним мікрокліматом є дуже енерговитратними спорудами (розрахункова витрата теплоти становить в межах 450–700 Вт/м²). Ці витрати в значній мірі обумовлені тим, що в усьому об'ємі теплиці, з одного боку, підтримуються високі температури (25–30 °С) і вологість повітря (до 90%), а з другого – необхідність значної інсоляції для росту рослин, викликає високий відсоток скляних огорожуючих конструкцій з малим термічним опором. При чому зона росту рослин (особливо у розсадних відділеннях) становлять значну частину загального об'єму теплиці. Системи, що забезпечують необхідний для розвинення рослин параметри повітря тільки у зоні зростання, а в іншому об'ємі – температури +12–15°С, повинні забезпечити значну економію енергії, покращити умови росту і запобігти поширенню хвороб рослин в усій теплиці. Незважаючи на явні переваги систем зонального мікроклімату, вони не знайшли широкого освітлення у літературі та впровадження у виробництво. Таким чином, розробка та впровадження енергоефективних систем децентралізованого мікроклімату в тепличних господарствах особливо в розсадних відділеннях є вельми актуальною.

Основною продукцією розсадних відділень є розсада, яку одержують в необхідні строки, потрібного віку для всіх культурозмін і строків вирощування залежно від зони розміщення тепличного комбінату. Існує два способи вирощування розсади: безпосередньо на поверхні ґрунту чи

іншої основи в теплиці (рис.1, *а*) або на спеціальних рухомих чи нерухомих стелажах (рис.1, *б*). У вільні від розсади періоди в розсадних теплицях можна вирощувати зелені культури (салат, редис, кріп, коріандр, пекінську капусту та ін.) в кілька оборотів, а також розсаду овочевих культур для плівкових теплиць чи відкритого ґрунту.



а



б

Рис. 1. Розміщення розсади в культивацийних спорудах
а – безпосередньо на поверхні основи; *б* – на стелажах

Культиваційні споруди слід представляти як єдину енергетичну систему шляхом вирішення систем балансних рівнянь, описуючих тепло-масообмінні процеси в об'ємі споруди, на внутрішніх і зовнішніх поверхнях огорожуючих конструкцій і т. п. Система опалення культивацийних споруд служить для створення заданого з агротехнічних вимог теплового режиму в зоні пророщення рослин і являє собою комплекс конструктивних елементів, які призначені для отримання, переносу і передачі необхідного тепла в робочу зону теплиці.

Існуючі методики розрахунку потужності систем опалення культивацийних споруд засновані на припущенні, що рослини в теплиці відсутні. Таким чином, розрахунок виконують лише на підтримання температури внутрішнього повітря, при чому в усьому об'ємі споруди, незалежно від стадії розвитку рослини, що призводить не тільки до збільшення тепловтрат, але і виключає з розрахунків головне – для чого створюється система опалення – рослину. В розсадний період (рис.2) доля біомаси в об'ємі теплиці незначна, листя рослин не створюють суцільний шар і не перешкоджають променистому теплообміну ґрунту і реґістрів надґрунтового обігріву з внутрішніми поверхнями зовнішніх огорожуючих конструкцій. Враховуючи незначну площу листя і їх кількість рослина бере участь в теплообміні обома сторонами листя. Висоту робочої зони можна приймати в межах 0,1 м.

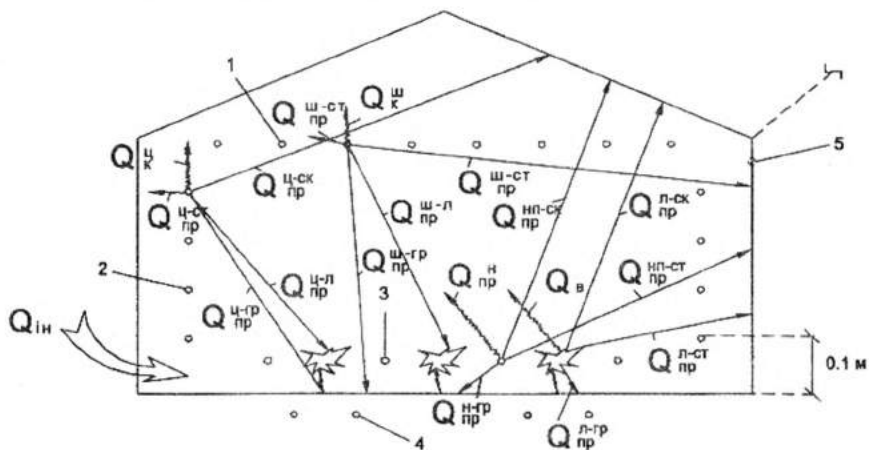


Рис. 2. Розподілення теплових потоків в об'ємі споруди від опалювальних приладів і біомаси розсадного періоду

Системи опалення: 1 – шатрова; 2 – цокольна; 3 – надґрунтова; 4 – підґрунтова; 5 – лоткова

Припустивши, що теплонадходження від сонячної радіації дорівнюють нулю, температура зовнішнього повітря майже не змінюється (відповідає похмурим дням зимових місяців). В споруді відбувається випаровування вологи з поверхні ґрунту і листя. Внаслідок щільності огорожуючих конструкцій зовнішнє повітря, що в незначній мірі надходить у теплицю, суттєво не впливає на формування температурних полів у споруді, тому теплові і вологістні процеси можна прийняти стаціонарними [1].

Тепловий баланс для розсадного періоду можна записати у вигляді:

$$Q_k = \sum Q_v + Q_{\text{пр}}^{\text{л-ск}} + Q_{\text{пр}}^{\text{л-ст}} + Q_{\text{пр}}^{\text{л-гр}} - Q_{\text{пр}}^{\text{ш-л}} - Q_{\text{пр}}^{\text{ц-л}} - Q_{\text{пр}}^{\text{нп-л}},$$

де Q_k – витрата конвективної теплоти на обігрів біомаси в розсадний період; $\sum Q_v$ – витрата теплоти на випаровування з поверхні листя; $Q_{\text{пр}}^{\text{л-ск}}$; $Q_{\text{пр}}^{\text{л-ст}}$; $Q_{\text{пр}}^{\text{л-гр}}$ – променистий теплообмін між листям та скатами, стінами, ґрунтом відповідно; $Q_{\text{пр}}^{\text{ш-л}}$ – променистий теплообмін між трубами шатрового обігріву і листям; $Q_{\text{пр}}^{\text{ц-л}}$ – променистий теплообмін між трубами цокольного обігріву і листям; $Q_{\text{пр}}^{\text{нп-л}}$ – променистий теплообмін між трубами надґрунтового обігріву і листям.

Основними параметрами повітря, що впливають на розвиток рослин є температура, вологість та швидкість.

Для створення в культивацийній споруді мікроклімату, оптимального для росту і життєздатності рослин, температура повітря і кореневого середовища відіграє одну з головних ролей. Слід виділяти два основних техногенних фактори температури, що впливають на продуктивність та урожайність, а саме: рівномірність створеного температурного поля повітря в зоні вегетації рослин, плавність температурного переходу з нічних на денні температури і навпаки.

Температурний режим відчутно впливає на асиміляцію та дисиміляцію, що відбуваються в рослинах. Різниця між асиміляцією та дисиміляцією характеризує збільшення сухої маси рослин. Для кожної культури є свої певні межі температури, нижче і вище яких фотосинтез змінюється. Як відомо, в природних умовах протягом доби температура повітря і ґрунту змінюється. Такі її зміни, що виникають зі змінами хмарності й кількості сонячного опромінювання (зміни дня і ночі), зумовлюють різні вимоги рослин до тепла протягом доби. Вдень вона значно вища, ніж вночі. Важливою вимогою до систем створення мікро-

клімату є можливість плавного переходу від денних параметрів до нічних. У теплицях з централізованим створенням мікроклімату, з одного боку, практично неможливо забезпечити однакові параметри ґрунту (субстрату) і повітря в усій теплиці, а з другого – забезпечити плавний перехід від денних на нічні параметри і навпаки.

Різні рослини залежно від виду, походження, фази росту, сорту навіть окремі сорти одного виду, інтенсивності освітлення, а також способів вирощування добре розвиваються при певній температурі, для них же існує максимальна і мінімальна температури, при яких вони можуть розвиватися. Тому для створення оптимального теплового режиму в культивацийних спорудах приділяється особлива увага. Але створювати оптимальні температурні умови для різних фаз розвитку рослин це – складне завдання, що потребує особливих знань про рослину і складних технічних засобів для створення та регулювання температури.

Рекомендовані режими мікроклімату в культивацийних спорудах для вирощування розсади в закритий та відкритий ґрунт наведені в таблиці. Максимально допустима швидкість згідно з ВНТ.П-СГіП-46-19-96 в робочій зоні 1,0 м/с.

Розрахункову температуру повітря в теплицях приймають згідно ОНТП-СХ 10–85 $t = 15$ °С (розрахунковий нічний режим). Оптимальні параметри мікроклімату див. в таблиці. Температура ґрунту в кореновому шарі повинна бути в межах 18–25 °С. Температура субстрату для гідропонних теплиць приймають не нижче 18 °С. Оптимальна температура субстрату в день 20–22 °С, в ночі 18 °С, а максимальна температура $t = 28$ °С. Температура живильного розчину в гідропонних теплицях повинна бути 22–24 °С. Відносна вологість становить 60–90%.

З метою скорочення непотрібних витрат тепла та забезпечення необхідного теплового режиму в зоні росту розсади запропонована система створення локального штучного мікроклімату безпосередньо в робочій зоні стелажного розсадного відділення теплиць. В цьому разі необхідний температуровологістний режим створюється тільки в зоні росту рослин, яка становить 8–13% загального об'єму теплиці. Цей режим досягається шляхом організації систем штучних мікрозон з плівковим огородженням і рециркуляцією та обробкою повітря. Система децентралізованого мікроклімату в зоні зростання рослин дозволяє знизити витрати теплоти, позбутися надлишкової вологості в усьому об'ємі теплиці, виникнення конденсату на огороджуючих конструкціях. Також ця система дозволяє залежно від тривалості росту розсади, регулювати і підтримувати необхідні параметри мікроклімату (на різних

стадіях) дає можливість перейти до конвеєрного виробництва, тобто вирощування розсади різних сортів, культурообертів, низькорослих зелених культур (цибуля, кріп, петрушка, селера, ананаси тощо, а також грибів, квітів і т. д.) в одному об'ємі теплиці. Причому можливе багатоярусне розташування мікротеплиць. Експериментальні і аналітичні дослідження параметрів мікроклімату, створеного запропонованою системою, підтвердили можливість застосування цієї системи в розсадних відділеннях теплиць. Всі необхідні параметри повітря можливо створювати і підтримувати на необхідному рівні [3,4].

Таблиця

Рекомендовані режими температури і вологості при вирощуванні розсади

Культура	Температура повітря, °С						Температура ґрунту, °С		Вологість ґрунту, % від ГВП	Відносна вологість повітря, %
	Від сівби до появи сходів	Протягом 4–7 днів після появи сходів		Пізніше до загартовування (для закритого ґрунту – до висаджування)			Від сівби до появи сходів	Від сходів до висаджування		
		вдень	вночі	сонячні дні	хмарні дні	вночі				
Для закритого ґрунту										
Кавуни, дині	28–30	18–22	16–18	23–25	20–23	18–20	30	22–25	70–80	70–80
Огірки, кабачки	27–28	18–20	17–18	23–25	20–22	17–18	28	20–22	70–75	70–75
Перець, баклажани	28–30	18–20	16–18	22–25	18–22	16–17	28	18–22	70–80	60–70
Помідори	23–25	16–17	14–16	22–24	18–20	15–16	25	18–20	70–80	60–70
Салат	20–22	10–12	8–10	20–22	16–18	12–14	18	16–18	65–70	60–65
Для відкритого ґрунту										
Капуста цвітна, і кольрабі	18–20	10–12	8–10	16–20	14–16	8–10	20	14–16	65–70	60–70
Огірки, кабачки, патисони	27–28	15–18	12–14	18–25	16–18	14–16	28	18–20	70–75	70–75
Помідори	23–25	12–16	10–12	18–22	16–18	12–14	25	15–18	65–70	60–70
Перець, баклажани	25–30	12–16	10–12	20–25	18–20	14–16	28	18–20	65–70	60–70
Цибуля, салат, селера	20–25	10–12	8–10	16–20	14–16	12–14	20	15–18	65–70	65–75

Використана література

1. ВНТ.П-СГіП-46-19-96. Тепличні і оранжерейні підприємства. Споруди захищеного ґрунту для фермерських (селянських) господарств. – К.: Мінсільгосппрод України, 1996. – 68 с.
2. *Іваненко П. П., Приліпка О. В.* Закритий ґрунт. – К.: Урожай, 2001. – 360 с.
3. *Малкін Е.С., Чепурна Н. В.* Експериментальні дослідження параметрів повітря в системі локального мікроклімату в розсадних відділеннях теплиць./ Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання.– 2001. – № 1. – С. 3–7.
4. *Малкін Е.С., Чепурна Н. В.* Дослідження параметрів повітря в системі децентралізованого мікроклімату розсадного відділення теплиць / Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. – 2002. – № 4.– С. 3–7.

ЭЛЕКТРОИМПУЛЬСНОЕ ИЗМЕЛЬЧЕНИЕ ГРАФИТА ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ПОРИСТЫХ ЭЛЕКТРОДОВ ЭЛЕКТРОКОАГУЛЯЦИОННОЙ ОЧИСТКИ ВОДЫ В ЦЕЛЯХ СТАБИЛИЗАЦИИ СОЦИАЛЬНЫХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ РИСКОВ

Изучены кинетические закономерности изменения гранулометрического состава графита в процессе его электроимпульсного диспергирования, и установлена зависимость степени измельчения от энергетических параметров разряда. Показано, что результаты исследования могут быть использованы для изготовления пористых электродов для электрокоагуляционной очистки воды в целях стабилизации возникающих рисков.

В ряде источников указано [1], что водоподготовка и водоочистка, применяемые в теплоэнергетике вызывают экономические, экологические и социальные риски, вероятность которых может изменяться в зависимости от стабильности работы оборудования, которое производит водоочистку. Стабильность работы оборудования зависит от различных факторов, в результате чего на выходе получают нестабильный состав очищаемой воды. Особую опасность с точки зрения социальных рисков представляет изменение величины рН воды которая сбрасывается в окружающую среду.

Стабилизация значения рН независимо от характера работы установки водоочистки, а следовательно, и стабилизация вероятности социальных и экологических рисков может быть выполнена достаточно просто путем введения дополнительного электродного блока, использующего графитовые электроды. Электрокоагуляционная очистка воды с использованием графитовых электродов стабилизирует значение рН на уровне 8,0—8,9, что обеспечивает нормативные показатели сетевой и питательной воды для открытых систем теплоснабжения.

Одной из главных проблем такого метода стабилизации уровня риска является то, что производительность электрокоагуляционной установки с графитовыми электродами в значительной степени зависит от активной площади этих электродов. Поэтому для обеспечения приемлемой производительности необходимо ставить электроды большой суммарной площади поверхности, что приводит к увеличению габаритов

установки и увеличению энергопотребления, что экономически нецелесообразно.

Этого можно избежать, если использовать пористые графитовые электроды. Известно, что суммарная активная поверхность такого электрода в несколько раз больше, чем активная поверхность сплошного электрода. При этом необходим свободный доступ воды к дисперсным частицам, из которых состоит электрод. При создании таких электродов необходимо правильно выбрать размер дисперсных частиц углерода и пористость электрода. Активная поверхность электрода возрастает прямо пропорционально уменьшению диаметра частиц, однако этот диаметр не может быть сколь угодно мал, так как при изготовлении таких электродов необходимо производить спекание и отжиг для повышения прочности и образования пор. Установлено, что наиболее эффективно процесс стабилизации рН происходит при размерах частиц графита размером 2—6 мкм и при объеме пор порядка 38% от общего объема электрода. Порошкового углерода необходимой дисперсности и необходимых марок чаще всего на рынке нет или же он стоит достаточно дорого. Поэтому при изготовлении установки с графитовыми пористыми электродами производителю приходится организовывать цикл изготовления этих электродов одной из важнейших частей которого является диспергирование, которое можно производить различными методами, получая необходимую дисперсность.

В последние годы достаточно широко исследуются возможности применения электрофизических методов диспергирования, к которым относится электроимпульсная технология, представляющая собой разрушение материалов в жидкости под действием электрического разряда [2—4]. Способ позволяет при малой длительности импульса воздействия на материал выделять в рабочем объеме весьма большие количества энергии, в той или иной форме расходуемой на процесс диспергирования материала. Способ базируется на отличных явлениях по сравнению с традиционными механическими способами измельчения.

К числу факторов [2—4], воздействующих на обрабатываемый материал при электрическом пробое жидкой среды, относятся: 1) высокие и сверхвысокие гидравлические давления; 2) механические действия импульсно проходящих ударных волн звуковых и сверхзвуковых скоростей; 3) значительные импульсные линейные перемещения больших объемов жидкости (так называемый запаздывающий поток); 4) мощные импульсно возникающие кавитационные процессы; 5) интенсивные инфра- и ультразвуковое излучения; 6) резонансные явления с амплиту-

дами, позволяющими осуществить взаимное резонансное отслаивание друг от друга частиц многокомпонентных твердых тел; 7) мощные импульсные электромагнитные поля разряда.

Исследования показывают, что каждый из этих факторов оказывает на жидкость и объекты, помещенные в нее, самые разнообразные физические, механические и химические воздействия. При этом каждый из действующих факторов оказывает превалирующее воздействие при различных процессах разрушения. Так, при грубом измельчении основным фактором воздействия является ударная волна, при тонком измельчении — кавитационные процессы.

Практическое использование электрического разряда в жидкости для разрушения материалов (измельчения, тонкого диспергирования) значительно опередило изучение теоретических основ механизма разрушения [4, 5]. Этому способствовало и то обстоятельство, что длительное время действия электрического разряда полностью отождествлялось с действиями взрывчатых веществ, при этом не принимался в расчет ряд действующих факторов, присущих только электрогидравлическому разряду. Однако в процессах разрушения используются все явления, возникающие при электрическом пробое жидкости.

В настоящее время определились две основные точки зрения на механизм разрушения взрывом. Первая — основывается на теории разрушения материалов под действием прямой ударной волны. Разрушение происходит вследствие развития радиальных трещин, возникающих под влиянием тангенциальных напряжений в падающей волне сжатия [6]. Сторонники второй точки зрения исходят из того, что разрушение происходит вследствие растягивающих напряжений, возникающих при отражении волны сжатия от свободной поверхности частицы или от составных частей материала различной акустической жесткости. Как известно, предел прочности на растяжение материалов значительно ниже их предела на сжатие, что и определяет эффективность ударной волны на материал. Этому способствует тот факт, что предел прочности материалов практически значительно ниже теоретического вследствие различных неоднородностей, внутренних дефектов структуры и т. д. По Бауму Ф.А. [7] разрушение взрывом протекает под действием совокупности факторов: продуктов детонации, ударных волн и волн разгрузки. Отдельные положения теории взрыва могут быть использованы для объяснения механизма электроимпульсного измельчения.

В процессах тонкого диспергирования материалов более существенную роль играют послеразрядные явления, связанные с образованием кавитационной полости и порождаемого ею потока жидкости, при-

водящие к возникновению больших градиентов напряжения и существенному увеличению вероятности измельчения [4]. Перемещение частиц материала в высокоскоростном потоке жидкости приводит к их взаимному истиранию, расколу при ударе о стенки камер или специальные отражающие поверхности. Многие материалы эффективно разрушаются в процессах электроимпульсной технологии под влиянием кавитационных явлений, когда устремляющаяся с высокой скоростью в кавитационную плоскость жидкость наталкивается на твердую преграду. При этом давление вначале резко возрастает, а затем быстро падает. При таком воздействии напряжения достигают величин, превышающих значения предела прочности любых материалов, и характеризуются ярко выраженной локальностью и неравномерностью. Они вызывают поверхностное микротрещинообразование в материале и эрозионный унос последнего. Поскольку кавитационные явления сопутствуют основным (ударной волне и высокоскоростным струям, вызывающим макроразрушение материала), для каждого последующего импульса они как бы выполняют подготовительную работу. Однако в разрядноимпульсной технологии сверхтонкого измельчения материалов кавитационные явления вполне самостоятельный инструмент основного процесса.

В процессе разрушения положительную роль играют газовые микрополости, находящиеся в толще материала. Жидкость, сжатая высоким давлением за фронтом ударной волны, устремляется в сторону слабосопротивляющегося сжимаемого газа, по пути интенсивно "вскрывая" микротрещины. В ближней зоне границы газовой полости распространяется волна разрежения, за фронтом которой избыточное давление мгновенно исчезает, вызывая локальную разгрузку материала и растягивающие напряжения в нем.

Ударная волна — мощный генератор дефектов структуры, при высокой концентрации которых облегчаются диффузионные процессы.

Как уже указывалось, теория разрушения материалов основана на допущении, что в материале имеются дефекты — внутренние источники концентрации напряжения. Поскольку процесс разрушения производится в жидкой среде, в поры измельчаемого материала проникает жидкость, снижающая его прочность. При нагружении материала ударной волной около концентратора напряжения возникает сложное напряженное состояние, которое может вызывать хрупкое или другие виды разрушения. Первоначальная система микротрещин создается проходящей ударной волной, а раскрытие трещин происходит под действием поля напряжения между ударной волной и движущейся границей послеразрядной полости. Большое значение для эффективного разрушения

имеет величина импульса ударной волны. Короткий импульс давления может не охватить всей ширины фронта разрушения, т. е. в момент вхождения его через данное сечение частицы появится некоторое число трещин, но волны разгрузки от него не успеют охватить весь материал и фронт разрушения будет отставать от волны давления. Это приведёт к непрерывному уменьшению давления и остановке фронта разрушения. Разрушение вещества происходит более интенсивно, если обеспечивается поглощение хотя бы части энергии, переносимой ударной волной. Поглощение энергии зависит от частоты возмущения. Ударная волна обладает бесконечно большой скоростью нарастания давления. С увеличением крутизны фронта волны давления (повышением частоты возмущения) возникают большие ускорения двух соседних элементов вещества твердого тела и на границах раздела появляются большие напряжения растяжения и сдвига. Уменьшение крутизны фронта до небольших конечных значений приводит к уменьшению силы, перемещающей элементы вещества, и соответственно, к снижению эффективности измельчения. Влияние остальных факторов, действующих на процесс разрушения материалов, менее изучено и требует экспериментальной проверки.

В данной работе продолжены исследования по определению условий формирования разряда в системе вода-графит, а также рассмотрено влияние природы ПАВ и их водных растворов на вероятность пробоя и диспергируемость водных суспензий графита.

Для исследований были использованы ПАВ и системы стабилизации, обеспечивающие агрегативную устойчивость частиц графита в смазочно-охлаждающих жидкостях.

Для агрегативной стабилизации графита были исследованы следующие ПАВ: ди- (этилгликолевый) — эфир натриевой соли сульфогентарной кислоты (стеарокс-6 и стеарокс-920), лигносульфонаты и др. Их оптимальное количество в СОЖ составляет 0,05–0,10 (по массе), при этом доля лигносульфонатов должна быть больше (порядка 0,5%).

Для повышения агрегативной устойчивости, кроме ПАВ, исследовали водорастворимые полимеры: полиакриламид, поливиниловый спирт, декстрин, метил-, карбоксиэтил- и оксиэтилцеллюлозу, полиакриловую кислоту с резкой трехмерной сшивкой (сакап), импортные аналоги оксиэтилцеллюлозы (Natrasol) и сакапа (Carbopol, Yelgard). Было найдено, что наилучшими стабилизаторами являются, полиакриламид и оксиэтилцеллюлоза. При этом необходимое содержание в СОЖ водорастворимых полимеров составляет 0,1–0,5%.

Для проведения экспериментов были использованы следующие марки естественного графита Завальевского месторождения: С-1 и С-2 по ОСТ 6208-431-75, высокодисперсный графит (вибрационный) С-00 с размером частиц первичных 1–2 мкм и С-0 с размером первичных частиц 1–4 мкм.

Определение электропроводности водных растворов ПАВ определяли на кондуктометре ММ-34-0,4 по величине электрического сопротивления.

Исследования проводились на стационарной установке, состоящей из генератора импульсных напряжений (ГИН) и приемника энергии — закрытой камеры, выполненной с электродной системой линейной геометрии.

Проведенные нами исследования показали, что система графит-вода при наличии в жидкости высокодисперсных частиц графита, соединенных в агрегаты, становится высокопроводящей системой, препятствующей формированию разряда, либо сопровождается возникновением нестабильного разряда, характеризующегося высокими утечками тока в предпробойной стадии и понижением мощности. В результате этого комплекс явлений, характеризующий стабильный разряд, не реализуется и измельчение графита не осуществляется, либо степень его весьма низкая, а продолжительность процесса увеличивается. Для осуществления пробоя системы графит-вода проведены эксперименты по определению электропроводности системы с введением химических агентов и без них.

Для исследований готовилась 5 и 10%-ная суспензия вибрационного графита в дистиллированной воде и подверглась обработке электроимпульсными высоковольтными разрядами при следующих параметрах: $U = 20-40$ кВ, $f = 5-6$ Гц, $C = 0,26$ мкФ, при исходной электропроводности дистиллированной воды $\kappa = 3 \div 3,9 \cdot 10^{-3}$ Ом⁻¹м⁻¹. Аналогично готовились суспензии графита в растворе стеарокса-6 (0,4%), смеси стеарокса-6 и карбопола (0,4 + 0,05%) и подвергались электроимпульсной обработке. По окончании процесса суспензию анализировали на дисперсность на седиментометре СВ-2 и микроскопе МБИ-6. Вероятность пробоя графита определялась по величине амплитуды напряжения на универсальном осциллографе С1-70. Вероятность пробоя суспензии вибрационного графита при различной величине напряжения и концентрациях графита приведена в табл.1.

Вероятность пробоя суспензии графита

Концентрация графита	Наименование ПАВ	Электропроводность, Ом ⁻¹ м ⁻¹	Вероятность пробоя % при напряжении, кВ		
			20	30	40
5	—	$1,77 \cdot 10^{-1}$	12	27	42
10	—	0,72	8	16	28
5	стеарокс-6	$1,94 \cdot 10^{-2}$	50	75	96
10	стеарокс-6	$3,85 \cdot 10^{-2}$	35	60	85
5	стеарокс-6+ карбопол	$1,92 \cdot 10^{-2}$	51	75	98

Представленные данные показывают, что при введении стеарокс-6 вероятность пробоя суспензии возрастает в 2 раза (с 27 до 60–75% при 30 кВ) и удельные энергозатраты уменьшаются в 1,5–1,6 раза.

Для выбора вида ПАВ и его оптимальной концентрации для формирования разряда при электроимпульсной обработке суспензии в табл. 2 приведена электропроводность суспензий графита при различных концентрациях ПАВ (11–40 кВ). Анализ представленных данных показывает, что электропроводность суспензии с увеличением концентрации стеарокса-6 понижается незначительно, присутствие карбопола повышает электропроводность, а в смеси стеарокс-6 с карбополом электропроводность изменяется на незначительную величину, оставаясь в пределах, при которых возможен стабильный разряд в системе. В табл. 3 приведена электропроводность суспензии графита в зависимости от концентрации ССБ.

В отечественной промышленности широкое распространение для стабилизации графитовых суспензий получила сульфитно-спиртовая барда (ССБ). Она имеет ряд преимуществ по сравнению с другими веществами. Прибавление даже небольших количеств ССБ резко увеличивает стабильность суспензий. Её активность практически не меняется в широких пределах pH. Суспензии, стабилизированные ССБ, обладают большей сопротивляемостью коагулирующему воздействию электролитов.

Как следует из данных табл. 3 электропроводность суспензии графита при введении ССБ с повышением концентрации возрастает на два порядка, а так как для стабилизации суспензии необходимо около 3–4% ССБ, то при пробое такой системы наблюдается нестабильный разряд и эффект дезагрегации низкий. При введении малых concentra-

ций ССБ (порядка 0,2%) эффективность дезагрегации резко возрастает кратковременно, так как дальнейшей стабилизации суспензии не происходит из-за недостатка ССБ и разрушенные агрегаты вновь соединяются.

Таким образом, надежность пробоа системы графит-вода определяется природой ПАВ и его концентрацией. Наиболее эффективным агентом для электроимпульсного пробоа системы графит-вода является стеарокс-6 и система стеарокс-6 + карбопол.

Таблица 2

Электропроводность суспензий графита при различных концентрациях ПАВ

Концентрация графита в суспензии, %	Наименование ПАВ	Электропроводность суспензий $\text{Om}^{-1}\text{m}^{-1}\cdot 10^{-2}$ при концентрации ПАВ, %						
		0,005	0,1	0,2	0,4	0,8	1,0	1,2
5	стеарокс-6	—	2,03	1,95	1,94	1,83	1,85	1,85
10	— " —	—	3,94	3,87	3,85	3,36	3,41	3,41
5	карбопол	1,95	2,04	2,15	2,39	—	—	—
5	стеарокс-6 + карбопол	—	1,95	1,95	1,92	1,70	1,65	1,64

Таблица 3

Электропроводность суспензий графита при различных концентрациях ССБ

Концентрация графита в суспензии, %	Электропроводность суспензий $\text{Om}^{-1}\text{m}^{-1}\cdot 10^{-2}$ при концентрации ПАВ, %							
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	2	3	4
5	$4,3\cdot 10^{-2}$	$7,17\cdot 10^{-2}$	$1,02\cdot 10^{-1}$	$1,19\cdot 10^{-1}$	$1,43\cdot 10^{-1}$	$4,8\cdot 10^{-1}$	0,52	0,51

Анализ литературных данных [4, 5, 8] свидетельствует о том, что методы измельчения, базирующиеся на разрядноимпульсной технологии применительно к процессам грубого измельчения по ряду показателей, в частности, по производительности измельчительных устройств и энергозатратам уступают механическим методам. Однако для процессов тонкого и сверхтонкого измельчения, когда эффективность механических методов резко падает, электроимпульсный способ полу-

чает значительное преимущество благодаря ранее указанным его особенностям и может оказаться вполне конкурентоспособным и перспективным для практического использования. Исходя из этого, проведены исследования кинетики измельчения графита электроимпульсным способом для определения возможности метода и его рациональной сферы применения, а также статистического накопления исходных данных для возможности их теоретической интерпретации. Рассмотрено влияние следующих факторов на эффективность процесса измельчения исходной дисперсности графита, энергетических параметров, природы ПАВ, и других.

На рисунке представлены кинетические кривые процесса измельчения графита С-1 в присутствии ПАВ (стеарокс-6)-0,4%, концентрации графита в растворе -15%. Измельчение проводилось при емкости накопителя - 0,26 мкФ, рабочем напряжении 15, 25, 30, 35 кВ. Кинетический анализ процесса разрушения графита показывает, что в начальный период измельчения наиболее интенсивно происходит диспергирование более крупных фракций графита. Прирост наиболее мелких фракций графита (2 и менее мкм) начинается после предварительного накопления до соответствующей величины промежуточных фракций размером частиц 3-5 мкм, что было отмечено в работе [9].

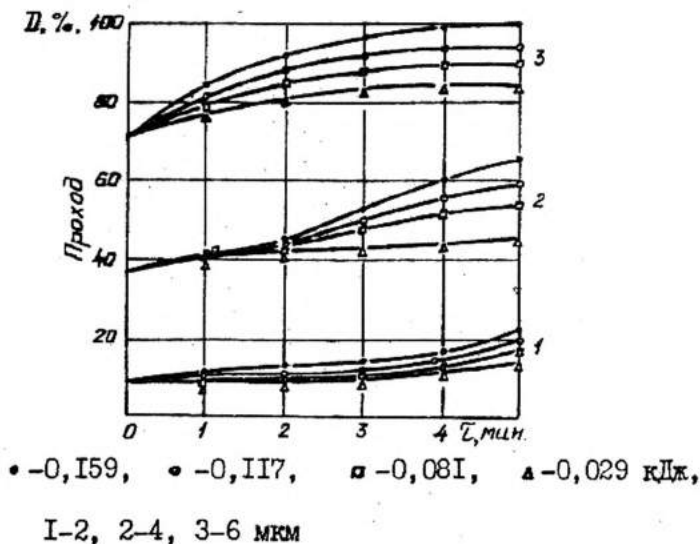


Рисунок. Зависимость содержания дисперсной фракции от энергии импульса и длительности обработки

При электроимпульсном измельчении грубодисперсных проб графита было отмечено, что эффективность процесса измельчения, как правило, мало зависит, от природы ПАВ. Однако с увеличением степени дисперсности исходного графита, подвергаемого дальнейшему электроимпульсному измельчению, эффективность процесса значительно увеличивается при использовании ПАВ и зависит от их природы.

Эффективность процесса диспергирования графита с использованием импульсных электрических зарядов в значительной степени определяются величиной энергии единичного импульса, характеризующей ёмкостью и рабочим напряжением пробоя системы.

В таблице 4 представлены экспериментальные данные по диспергированию графита С-1 при различных напряжениях. Измельчение в данной серии опытов проведено с использованием в качестве ПАВ системы стеарокс-6 + карбопол, концентрация графиту в водной суспензии 10%, ктеарокс-6 — 0,4%, карбопол — 0,1%, ёмкость накопителя — 0,26 мкФ, межэлектродные расстояния — 0,015 м.

Таблица 4

Гранулометрический состав графита С-1 после электроимпульсной обработки при различных напряжениях

Размер частиц, мкм, менее	Гранулометрический состав, % при напряжениях, кВ			
	0	10	15	35
1	2,8	43,6	5,1	9,6
2	9,6	17,8	19,4	29,0
3	15,4	36,0	40,0	51,0
4	25,0	53,4	56,2	55,4
6	61,0	80,4	76,6	81,0
8	46,0	93,0	90,0	93,0
10	91,3	—	—	—

Общая энергетическая характеристика процесса измельчения вышеуказанных проб графита представлена в табл. 5.

Энергетические параметры электроимпульсной обработки графита С-1

Показатели	Единицы измерения	Напряжения, кВ		
		10	15	35
Время обработки	с	120	120	120
Частота подачи импульсов	Гц	7	4,5	2
Количество импульсов	шт.	840	540	120
Энергия единичного импульса	Дж	13	29,25	159,25
Общее количество энергии, выделившейся в разрядной зоне	Кдж	10,92	15,80	19,11
Удельные энергозатраты	кВт·ч/т	303,3	439	531

Результаты электроимпульсной обработки графита марки С-2 представлены в табл. 6. Удельные энергозатраты при 20 кВ составили 2080, при 40 кВ — 4160 кВт·ч/т.

Таблица 6

Гранулометрический состав графита марки С-2 после электроимпульсной обработки при различных напряжениях

Размер частицы, менее, мкм	Гранулометрический состав, % при напряжениях, кВ			Параметры процесса и характеристики среды
	Исходный графит	20	40	
2	7	7,3	17	C — 0,26 мкФ
3	11	22	36	t — 480 с
4	20	42	64	l — 0,015 м
6	51	54	81	стеарокс — 6–0,4%
8	80	83	97	карбопол — 0,1%
10	88	96	100	графит — 10%

Результаты проведённых экспериментов показали, что в области тонкого и сверхтонкого диспергирования энергозатраты при электроимпульсном диспергировании соизмеримы с энергозатратами при

механических способах измельчения; при диспергировании графита С-2 энергозатраты значительно повышаются, что позволяет сделать вывод о целесообразности диспергирования электроимпульсным способом частиц графита, прошедших предварительное измельчение до размеров 5 мкм и менее. Результаты исследований могут быть использованы при изготовлении пористых электродов для электрокоагуляционной очистке воды.

Литература

1. *Урядникова И. В., Лебедев В. Г.* Оптимизация режимов работы электрокоагуляционной установки для уменьшения риска работы теплогенерирующего оборудования // Холодильна техніка і технологія. — Одеса, 2003. — № 5 (85). — С. 61—63.
2. Оборудование и технологические процессы с использованием электрогидравлического эффекта / Под ред. Г. А. Гулого — М.: Машиностроение, 1977. — 320 с.
3. Основы разрядно-импульсной технологии / Малюшевский П. П. — Киев.: Наукова думка, 1983. — 272 с.
4. Разрядно-импульсная технология обработки минеральных сред / Таврилов Г. Н., Горовянко Г. Г., Малюшевский П. П., Рябинин А. Г. — Киев.: Наукова думка, 1979. — 210 с.
5. *Толстых А. Б.* Электрический разряд в жидкости и его применение. — Киев.: Наукова думка, 1977. — С. 157—160.
6. *Арсентьев В. В.* К теории развития канала импульсного электрического разряда в жидкой среде / Сб. докладов IV Межвуз. конф. по пробою диэлектриков и полупроводников. Томск, 1963. — Л.: Энергия, 1964. — С. 199—206.
7. *Баум Ф. А.* Процессы разрушения горных пород взрывом / Взрывное дело, 1963. — № 52 / 9. — С. 262 — 285.
8. Основы электроимпульсной дезинтеграции и перспективы применения её в промышленности / Коляцкий И. И., Курщ В. И., Финкельштейн Д. А., Цукерман В. А. / Обогащение руд. — Л.: 1980. — № 2. — С. 6—11.
9. *Новицкая Н. М., Пономарёв В. М.* Диспергирование графита с использованием импульсных электрических разрядов. — в кн.: Разработка теории и конструктивного оформления машин и аппаратов интенсивного действия с учётом зернистых материалов. Межвуз. сб. науч. тр. — Иваново: 1984. — С. 55—59.

ОРГАНИЗАЦИОННОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ И ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА АСУ ТП ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

В условиях АСУ ТП требуется перестройка организационной структуры диспетчерского управления, которая учитывала бы технологическую взаимосвязь объектов теплоснабжения, их территориальное расположение, технические возможности систем сбора и передачи информации.

В условиях функционирования АСУ ТП теплоснабжения, как правило, должна создаваться одноступенчатая диспетчерская служба, но допускается двух- и трехступенчатая организационная структура оперативного управления.

Верхней иерархической ступенью оперативного управления является центральный пункт управления (ЦПУ) или центральный диспетчерский пункт (ЦДП). Следующие ступени управления — пункт управления (ПУ) или местный диспетчерский пункт (МДП) и операторский пункт (ОП).

В условиях АСУ ТП в составе диспетчерской службы необходимо создавать специализированное подразделение — отдел АСУ. Помимо решения задач оперативного управления режимом работы сооружений диспетчерская служба должна также руководить работами по текущей эксплуатации теплопроводных сетей, районных тепловых пунктов, насосных станций подкачки, теплопроводов. Эти функции выполняет диспетчерский пункт распределительных сетей, который функционально подчинен диспетчеру ЦДП.

ЦДП предназначается для контроля и оперативного управления ходом выполнения плановых заданий всей системы теплоснабжения (включая котельные и распределительные сети), сбора и предварительной обработки информации о ходе технологических процессов с фиксацией отклонений фактического выполнения заданий от плановых показателей. При этом обеспечивается координация работы всех сооружений теплопровода, участвующих в технологическом процессе.

Главному диспетчеру ЦДП функционально подчинены диспетчеры местных диспетчерских, операторы ОП и начальник отдела АСУ.

МДП предназначается для осуществления непрерывного контроля работы и управления технологическим процессом на группе теплопро-

водных сооружений (котельных, тепловых пунктах, теплотрассах и др.), сбора и предварительной обработки информации о состоянии технологического процесса с фиксацией отклонения выполнения заданий от плановых показателей. Решение указанных задач возложено на диспетчера МДП.

Непосредственным административным руководителем диспетчера МДП является начальник указанной группы сооружений.

Функционально диспетчер МДП подчиняется главному диспетчеру тепловой сети.

Диспетчеру МДП тепловой сети функционально подчинены оператор ОП районной котельной, оператор насосной станции, эксплуатационный персонал тепловых пунктов, оператор котельных установок, дежурный электрик, дежурные лаборанты цеховой химической лаборатории.

Диспетчер МДП следит за ходом технологического процесса обработки воды, осуществляет связь с ЦДП и управляющим вычислительным комплексом для решения задач оптимального управления технологическим процессом и руководит работой ОП.

ОП предназначены для управления отдельными сооружениями и оборудованием, участвующим в технологическом процессе. ОП — нижняя ступень системы сбора и передачи производственно-технологической информации и управления объектом. На ОП решаются задачи поддержания заданного технологического режима, устранения отклонений и нарушений производственного процесса и ликвидации аварийных ситуаций.

ОП оснащается приборами контроля, аппаратурой дистанционного управления и сигнализации, средствами связи. Информация на ОП поступает от датчиков, установленных на водопроводных сооружениях, от блок-контактов пусковой электроаппаратуры насосов, задвижек и др. и воспроизводится на мнемосхеме и цитах контроля. Непосредственным административным руководителем оператора ОП является начальник указанного объекта. Функционально оператор подчинен диспетчеру МДП.

Отдел АСУ включает информационно-вычислительный центр (ИВЦ) и службы технической эксплуатации телемеханики и средств связи.

ИВЦ состоит из группы обслуживания ЭВМ и группы сопровождения задач, решаемых на ЭВМ.

В зависимости от состава комплекса технических средств АСУ ТП и количества решаемых задач численность подразделений отдела АСУ может быть различной.

Эффективность системы управления во многом зависит от рационального выбора комплекса технических средств (КТС), позволяющего своевременно получать и обрабатывать информацию в АСУ ТП и обеспечивать выполнение задач технологического управления.

Выбор технических средств должен производиться с учетом совместимости технических средств, модульности, надежности, максимальной эффективности и системного подхода.

Решение задач управления в АСУ ТП характеризуется интеграцией управления технологическим оборудованием и оперативно-производственного управления в единую систему при наличии тесного логического и информационного взаимодействия между ними. В соответствии с этим выбор КТС определяется функциональной структурой АСУ ТП, организационной структурой управления и информационной структурой, устанавливающей содержание и последовательность этапов обработки информации в системе.

КТС АСУ ТП должен выполнять следующие функции: связь с объектом и сбор информации, передачу информации, связь с оператором и отображение информации, обработку информации, обработку информации в соответствии с принятыми алгоритмами, накопление и хранение информации.

В соответствии с изложенным КТС АСУ ТП теплоснабжения должен включать следующие основные виды аппаратуры: датчики, исполнительные механизмы, аппаратуру регулирования, средства связи и аппаратуру телемеханики, ЭВМ, диспетчерское оборудование.

Основой для получения первичной информации и технологических параметров процесса подачи, обработки и распределения воды являются датчики: расходомеры, манометры, уровнемеры, измерители тока или потребляемой электроэнергии, качественных параметров сетевой воды и др.

В число исполнительных механизмов входят станции автоматического управления насосными агрегатами, электроприводы задвижек и поворотных затворов, механизмы управления электрооборудованием насосных станций, дозаторы химических реагентов. Некоторые виды исполнительных механизмов (например, герметичные, взрывобезопасные электроприводы для управления задвижками или затворами, установленными в затопливаемых или загазованных камерах на сети) пока еще не изготавливаются, и это затрудняет автоматизацию теплоснабжения. В АСУ ТП необходимо предусматривать применение на насосных станциях аппаратуры регулирования частоты вращения насосов (асин-

хронно-вентильных установок, частотных преобразователей, индукторных муфт скольжения и др.).

Так как городские тепловые коммуникации (котельные станции, резервуары, теплопроводы и распределительная сеть) рассредоточены на значительной территории, необходимой частью управления являются средства связи, с помощью которых осуществляется передача от сооружений в диспетчерские пункты и в обратном направлении. Для этих целей используются телемеханические комплексы, аппаратура управления и передачи информации.

Для передачи и первичной обработки информации рекомендуется также использовать микропроцессорные устройства, связанные между собой с помощью модемов и линий связи.

В качестве каналов связи используются, как правило, выделенные линии связи городской телефонной сети или радиоканалы. Ввиду трудности обеспечения такими каналами связи в условиях современных крупных городов целесообразно использовать для этих целей коммутируемые линии связи городской телефонной сети и соответствующую аппаратуру автоматического вызова и контроля передачи информации.

Для обработки поступающей информации и расчета оптимальных режимов работы теплопроводных сооружений в АСУ ТП в работе используем мини- и микро-ЭВМ и построенные на их базе вычислительные комплексы. Следует отметить, что современные тенденции развития технических средств контроля и управления дает возможность в работе ориентироваться на использование программируемых микропроцессорных устройств, что позволяет совершать функции первичной обработки, контроля и регистрации информации (ведение рабочих журналов эксплуатации) с функциями расчета режимов работы и технико-экономических показателей, а также с управлением по заданной программе.

Следует отметить, что результаты обработки информации выводятся на устройство печати, табло, мнемосхемы для непосредственного использования в системе управления. Подготовка и обработка информации в АСУ в значительной степени определяет эффективность функционирования системы управления в целом. Поэтому организация оптимальной технологии обработки данных в АСУ — одна из наиболее важных задач работы системы.

При этом можно отметить, что возможны разные критерии эффективности организации обработки информации в АСУ. Один из них выражается минимумом суммарных затрат на разработку и эксплуатацию технологической схемы обработки данных.

В этом случае модель задачи синтеза оптимального процесса обработки информации в АСУ в общем виде запишем так:

$$W = \sum_{i=1}^n W_i \rightarrow \min.$$

Здесь W_1 — составляющая затрат на разработку и эксплуатацию схемы обработки данных в АСУ.

Общие расходы на систему обработки данных включают в себя разовые W_1 , систематические W_2 , эпизодические W_3 расходы и расходы W_4 , которые обусловлены случайными расходами.

Составляющие W_1 содержат в себе расходы на разработку и отладку системы обработки данных, подготовку нормативно-справочных данных на оборудование.

Систематические расходы W_2 связаны с эксплуатацией системы обработки данных — подготовка и ввод оперативных данных, обработка на микро-ЭВМ, печать и размножение результатов. Эти расходы регулярно повторяются через каждые t_c часов.

Эпизодические расходы W_3 возникают с необходимостью постоянного совершенствования технологического процесса обработки данных, внесения в него целесообразных изменений, которые диктуются опытом эксплуатации. Эти расходы повторяются через t_E часов и составляют некоторую часть разовых расходов, то есть

$$W_3 = \beta W_1.$$

Четвертая же составляющая расходов W_4 вызвана расходами благодаря недостоверности, непрерывности и другими факторами процесса обработки информации.

Учитывая вышесказанное, общие расходы в течение некоторого промежутка времени рассматривания можно выразить так:

$$W = T(W_1/E + W_2/t_c + \beta W_1/t_E + W_4/t_c),$$

где E — время окупаемости расходов, которое устанавливается директивно.

Величины E , t_E и t_c обусловлены выгодными данными, в результате чего, общие расходы можно снизить за счет уменьшения величин W_1 , W_2 , W_4 , β .

Схема размещения и взаимодействия элементов КТС в большинстве зависит от объекта управления, в частности, от объема информации, которая преобразовывается в процессе управления информационно-вычислительным центром (ИВЦ), на базе которого функционирует

АСУ, и рядом других факторов. В принципе, в работе можно использовать одну из трех схем взаимодействия технических средств АСУ, приведенных на рис. 1.

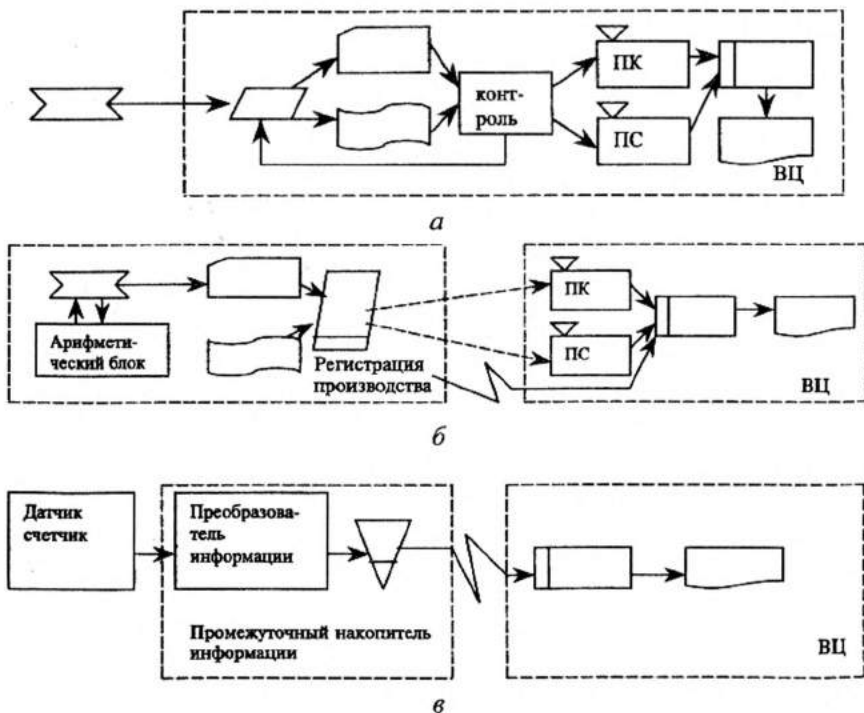


Рис. 1. Схемы взаимодействия технических средств АСУ:

а — централизованная обработка информации; б — децентрализованная обработка информации; в — децентрализованная обработка информации с использованием промежуточного накопителя информации

При централизованной обработке (рис. 1, а) практически все элементы КТС АСУ сосредоточены в ИВЦ. Массивы выходных данных вводимых в ЦЭВМ и программы решения задач управления готовятся в вычислительном центре.

Положительное свойство такой схемы взаимодействия КТС АСУ заключается в том, что производственные подразделения освобождены от необходимости преобразования информации к виду, удобному для вво-

да в ЦЭВМ. При централизованной обработке также уменьшается количество первичной документации. Однако же при обработке информации по такой схеме снижается оперативность процесса управления вследствие промежутка во времени между оформлением первичной документации и подготовкой машинных носителей.

При децентрализованной обработке информации (рис. 1, б) машинные носители готовятся в производственных подразделениях, где информация вначале обрабатывается, для чего используются разные несложные вычислительные устройства. Далее подготовленная для ввода в ЦЭВМ информация с помощью разных средств связи передается в ИВЦ, где она окончательно обрабатывается и результаты выдаются для выработки управляющих решений. Положительное качество этой суммы — это повышение эффективности вычислительных центров, которая освобождается от сложных операций по подготовке машинных носителей, а недостаток — загруженность производственных подразделов подготовки машинных носителей работой, не связанной с производственным процессом.

Децентрализованная обработка информации с промежуточным накопителем информации (рис. 1, в) используется при значительном количестве источников информации. В этой схеме данные сначала упорядочиваются по определенным показателям и группируются. Промежуточные накопители информации, расположенные за пределами вычислительного центра, обслуживают источники информации, которые объединены по территориальным признакам.

При выборе средства сбора информации, регистрации и подготовки данных должны быть обеспечены точностью и полностью информации, которая предназначена для ввода в ЭВМ, а также иметь максимальное снижение затрат времени работы на подготовку данных к обработке.

Средства сбора и регистрации информации должны обеспечить речной, полуавтоматический и автоматический сбор и регистрацию информации с периферийных пунктов. Для обработки большого объема информации используются документы в форме машинопечатаемых бланков, на которые непосредственно в производственных подразделениях наносится информация положительными метками или стилизованными шрифтами.

Результаты обработки данных ЦЭВМ могут быть выданы в виде временных отображений на экране. Такая информация сохраняется значительное время, после чего она меняется новой, поступающей в аналоговой форме. Устройства, которые реализуют указанные принципы

представления обработки информации в ЦЭВМ, называются устройствами отображения информации. К таким устройствам относятся экранные пульты (ЭП), цифровые табло (ЦТ), дисплеи (Д), позиционное табло (ПТ), мнемосхема (МС) и др.

Эти устройства могут быть связанные с процессом ЦЭВМ как непосредственно, так и дистанционно с использованием аппаратуры передачи данных (АПД), каналом связи (КС), аппаратуры приема данных (АПрД).

Необходимость оперативной передачи и обработки информации в АСУ при значительном расстоянии между объектами управления и ВЦ привела к возникновению и развитию систем телеобработки данных. Это прогрессивный современный способ повышения эффективности использования ЭВМ. Телеобработка данных позволяет создавать сети ЭВМ, которые охватывают множество абонентов, которые удалены от ЭВМ, каждый из которых получает возможность обращения к машине, используя ее в своих целях.

Телеобработка данных в АСУ способствует существенному расширению функциональных возможностей ЭВМ, поскольку создает условия для оптимальной загрузки ЭВМ с учетом ее скорости.

Типовая схема телеобработки ЕС (рис. 2) содержит центральную ЭВМ, мультиплексоры передачи данных (МПД), связанные с ЭВМ каналами ввода-вывода (КВВ), средства связи (СС) и абонентские пункты (АП).

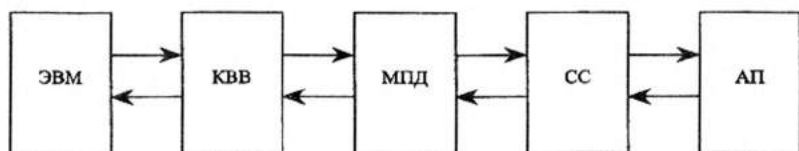


Рис. 2. Типовая схема телеобработки информации

Системой телеобработки данных ЕС управляет составленная автором статьи программа для ЭВМ. Эта программа работает под руководством операционной системы ЕС ЭВМ и реализуется как самостоятельная задача.

Данная программа в общем виде включает в себя программу управления переданными данными и обрабатывает программу. Первая программа обеспечивает контакт ЭВМ с АП, обмен информацией между ЭВМ и АП и завершения этапа связи.

Обрабатывающая программа обрабатывает информацию, которая подается от абонентских пунктов в ЭВМ. В принципе эта программа строится также, как программа обработки данных, которые подводятся от локальных устройств ввод-вывод.

Таким образом, внедрение АСУ ТП водоснабжения позволяет значительно улучшить теплоснабжение городов Украины получить экономию электроэнергии на подогреве и транспортировке сетевой воды, снизить потери теплоты и воды и уменьшить число аварий, сократить численность обслуживающего персонала.

Использованная литература

1. *Григоровский Е. П.* Автоматизация расчета многоконтурных сетевых систем. К.: Головное издат-во изд-го объединения, Вища школа, 1977. — 200 с.
2. *Михайлов В. С.* АСУ та САПР, Вінниця, МНВП "ІТІ", Видавництво комплекс, 1994. — 150 с.
3. Пособие по проектированию автоматизации и диспетчеризации систем водоснабжения (к СНИП 2.04.02-84). — М. Союзводоканалпроект, Госстроя СССР, 1958. — 60 с.

МОДЕЛЮВАННЯ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ В СКЛАДНИХ ТРУБОПРОВІДНИХ СИСТЕМАХ ІЗ ЗОСЕРЕДЖЕНИМИ ПАРАМЕТРАМИ

Проблема нестационарних процесів в складних трубопровідних системах існує досить давно. Адже багато широко відомих систем з розподіленими параметрами (наприклад, водопровідні мережі, мережі теплостачання тощо) містять тисячі елементів та мають досить великі розміри і розрахунок нестационарних процесів в таких системах потребує значних обчислювальних ресурсів. Однак на практиці виникає багато задач, наприклад, задача оперативного керування, які потребують швидких обчислювань та передбачення станів системи в режимі реального часу. Хоча збільшення продуктивності обчислювальної техніки й удосконалення обчислювальних алгоритмів і призводить до зменшення часу відліку, але більш перспективним є розробка "швидких" (спрощених) моделей, в яких на зміну систем з розподіленими параметрами приходять системи з зосередженими параметрами займає таке велике значення.

Різні вчені займалися пошуками найоптимальнішого вирішення проблеми нестационарних процесів в системах з зосередженими параметрами. Так, наприклад, Новіцький М. М. в своїй праці "Гидравлические цепи. Развитие теории и приложения" запропонував отримувати системи з зосередженими параметрами (і досліджувати перехідні процеси) за допомогою осереднення рівняння гідравлічного удара за просторових змінних з використанням класичних квадратурних формул; Атавін О. О. і Тарасевич О. М. в роботі "Трубопроводные системы энергетики: модели, приложения, информационные технологии" навпаки доводять, що осереднення цього ж рівняння треба проводити за фізичними процесами.

Тому в даній роботі пропонується невирішена раніше методика побудови "швидких" спрощених моделей, яка ґрунтується на заміні вихідної системи з розподіленими параметрами різними системами з зосередженими параметрами, що дозволяє значно знизити затрати обчислювальних ресурсів.

Цілями даної статті є доведення доцільності заміни вихідних систем з розподіленими параметрами на системи з зосередженими параметрами та підбирання характеристик нової системи так, щоб парамет-

ри процесів цієї системи були найближчими до параметрів аналогічних процесів в вихідній системі, побудова та розрахунок перехідних процесів в складних трубопровідних системах з зосередженими параметрами; наведення результатів експериментів по співпаданню моделей.

Розглянемо математичну постановку задачі. Трубопровідна система являє собою сукупність вузлів та з'єднуючих їх труб. У вузлах (точка стику труб) можуть бути розташовані насоси, засувки, клапани та інша гідроарматура. Структуру такої трубопровідної системи можна зобразити у вигляді деякого орієнтовного графа Γ , вершини якого (чисельність T) відповідають вузлам системи, а дуги – трубам системи (чисельність дуг S), причому орієнтація дуг визначає позитивний напрямок потоку.

Нехай k – номер дуги (нижній індекс) і j – номер вершини (верхній індекс). Будемо вважати, що для кожної дуги k задана її довжина L_k та визначена координата x (відповідно з орієнтацією дуги). Модифікований таким чином граф Γ можна розглядати як узагальнення вісі x .

Нестационарні течії в трубопроводах системи описуються рівняннями гідравлічного удару [1,2]:

$$\frac{\partial \bar{u}_k}{\partial t} + \frac{\partial (A_k \bar{u}_k)}{\partial x} = \bar{f}_k. \quad (1)$$

Тут матриця A_k і вектор f_k залежать від вектора параметрів потоку $\bar{u}(x, t)$, координати x і часу t :

$$A_k = \begin{pmatrix} Q_k / \omega_k & \rho a_k^2 / \omega_k \\ \omega_k / \rho & Q_k / \omega_k \end{pmatrix} \quad (2)$$

$$\bar{f}_k = \begin{pmatrix} 0 \\ g \omega_k i_k - \lambda_k |Q_k| Q_k / 2 d_k \omega_k \end{pmatrix}$$

d, ω і i – діаметр, площа поперечного перерізу та ухил трубопроводу; λ – коефіцієнт гідравлічного тертя; ρ – густина рідини; a – швидкість розповсюдження хвилі гідравлічного удару.

Позначимо через \bar{u}^j вектор, який складається з параметрів всіх вхідних у вузел і вихідних із вузла j потоків:

$$\bar{u}^j = \bar{u}_{k_1}^j \oplus \bar{u}_{k_2}^j \oplus \dots \oplus \bar{u}_{k_m}^j, \quad (3)$$

$$\text{де } \bar{u}^j = \begin{cases} F_k^j(\bar{u}_{k,0}), & \text{якщо } k \text{ - та труба виходить з вузла } j, \\ F_k^j(\bar{u}_{k,L}), & \text{якщо } k \text{ - та труба входить у вузел } j \end{cases} \quad (4)$$

Тут $\bar{u}_{k,0} = \bar{u}_k(0, t)$, $\bar{u}_{k,L} = \bar{u}_k(L, t)$, а k_1, k_2, \dots, k_m - номери труб, які при-
микають до вузла j .

Кожен вузел j моделюється системою з розподільними параметра-
ми. Функціонування вузла описується рівняннями вигляду

$$\bar{H}^j(\bar{u}, \bar{\Lambda}^j, \bar{Z}^j, t) = 0, \quad (5)$$

де оператор \bar{H}^j представляє собою систему звичайних диференціальних
і/або алгебраїчних рівнянь. Для однозначного вирішення задачі зада-
ються ще початкові дані (при $t = 0$):

$$\bar{u}_k(x, 0) = \bar{u}_{0,k}(x), \quad \bar{\Lambda}^j(0) = \bar{\Lambda}_0^j, \quad \bar{Z}^j(0) = \bar{Z}_0^j. \quad (6)$$

Для прикладу розглянемо підхід, який базується на осередненні
рівнянь (1) за фізичними процесами. На рис. 1 представлена схема мо-
делювання для одиночного трубопровода. Трубопровід розбивається на
 N ділянок, і в центрі кожної ділянки умовно розміщується деяка
ємність, тиск в якій \tilde{p} , яка відповідає за пружні властивості своєї
ділянки. На самій ділянці враховуються лише інерційні характеристики
потока. Таким чином, течія в трубопроводі буде описуватися системою
рівнянь

$$\frac{\rho \Delta}{2\omega} \frac{dQ_l}{dt} = \rho_l - \tilde{p}_0 + \rho g(z_l - z_0) - \lambda_l \frac{\Delta}{2d} \frac{\rho |Q_l| Q_l}{2\omega^2}, \quad (12)$$

$$\frac{\rho \Delta}{2\omega} \frac{dQ_r}{dt} = \tilde{p}_N - \rho_r + \rho g(z_N - z_r) - \lambda_r \frac{\Delta}{2d} \frac{\rho |Q_r| Q_r}{2\omega^2}, \quad (13)$$

$$\frac{\rho \Delta}{2\omega} \frac{dQ_k}{dt} = \tilde{p}_k - \tilde{p}_{k-1} + \rho g(z_k - z_{k-1}) - \lambda_k \frac{\Delta}{2d} \frac{\rho |Q_k| Q_k}{2\omega^2}, \quad (14)$$

при $k = 1, \dots, N-1$;

$$\frac{\Delta\omega}{\rho a^2} \frac{d\tilde{p}_k}{dt} = Q_{k+1} - Q_k, \quad \text{при } k = 0, \dots, N-1. \quad (15)$$

Тут $D = L/N$, $Q_k = Q_k(t)$ – витрата на початку k -ї ділянки, $Q_{k+1} = Q_{k+1}(t)$ – витрата в кінці k -ї ділянки, де $k = 0, \dots, N-1$; $z_1 = z_0, z_1, \dots, z_N = z_r$ – вертикальні відмітки, а p_1, p_0 – витрата на лівій і правій кінцівках трубопровода.

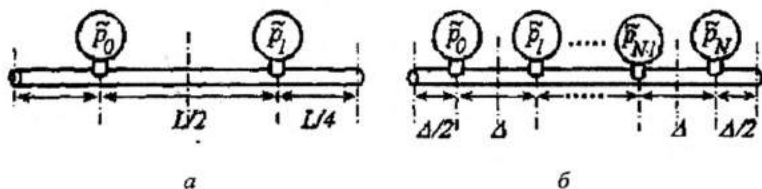


Рис. 1. Схема моделювання трубопровода системою з зосередженими параметрами: а) $N = 2$; б) загальний випадок

Розглянемо спочатку одиночний трубопровід, на лівій кінцівці якого ($x = 0$) розташований насос, який створює початковий тиск p_0 , а на правій кінцівці ($x = L$) закривається засувка на протязі деякого часу t_c , внаслідок чого в системі розпочинається нестационарний процес, інтенсивність якого обернено пропорційна часу закриття засувки t_c . Найбільш інтенсивний процес буде при $t_c < 2L/a$ (т. н. прямий гідравлічний удар).

На рис. 2 представлені результати розрахунку прямого гідравлічного удару для лінійного закону закриття при практично миттєвому закритті засувки (високоінтенсивний гідравлічний удар).

Співвідношення рішення системи рівнянь (1), (2), тобто за “точною” моделлю на основі системи з розподіленими параметрами (крива 1), з результатами рішення нелінійних систем звичайних диференціальних рівнянь (10) 2-го порядку (крива 3) і 1-го порядку (крива 2), тобто за моделями систем із зосередженими параметрами, показало, що для високоінтенсивних процесів з наявністю значної високочастотної складової моделі із зосередженими параметрами дають значну помилковість по амплітуді, при цьому модель 1-го порядку має значне розходження і по частоті.

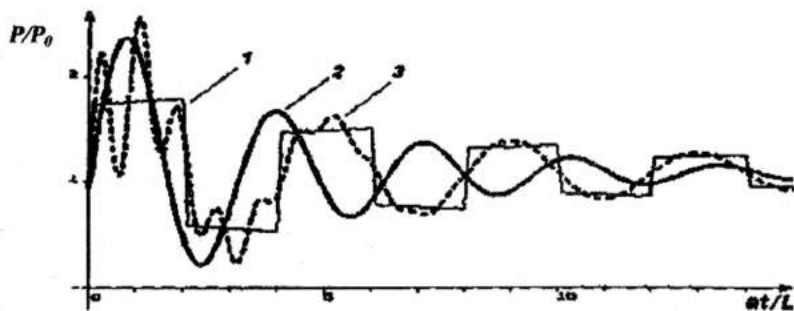


Рис. 2. Тиск у засувці при $t_c = 0,1L/a$: 1 – модель з розподіленими параметрами (1), (2); 2 – модель 1-го порядку; 3 – модель 2-го порядку (10)

Модель 2-го порядку має хороший ступінь узгодження по частоті й кращий збіг в середньому з амплітудою коливань (при наявності значних осциляцій).

Однак по мірі зниження інтенсивності процесу (при послабленні його високочастотної складової) ступінь узгодження швидко зростає, і навіть для прямого гідравлічного удару меншої інтенсивності обидві моделі дають достатнє узгодження по амплітуді, а модель 2-го порядку дає майже співпадаючий з “точним” рішенням результат.

Для ще менш інтенсивних процесів (наприклад, непрямого гідравлічного удару, $t_c > 2L/a$) результати розрахунків за моделлю з розподіленими параметрами і за моделлю 2-го порядку з зосередженими параметрами практично співпадають.

На рис. 3–4 показані результати розрахунку гідравлічного удару в простому трубопроводі за моделлю (12)–(15).

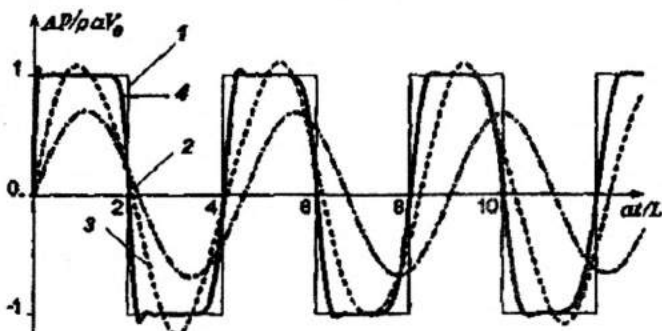


Рис. 3. Тиск у засувці (миттєве закриття):

1 – “точне” рішення (модель з розподіленими параметрами (1)–(2)); 2 – модель (12)–(15) з $N = 1$; 3 – модель (12)–(15) з $N = 2$; 4 – модель (12)–(15) з $N = 20$

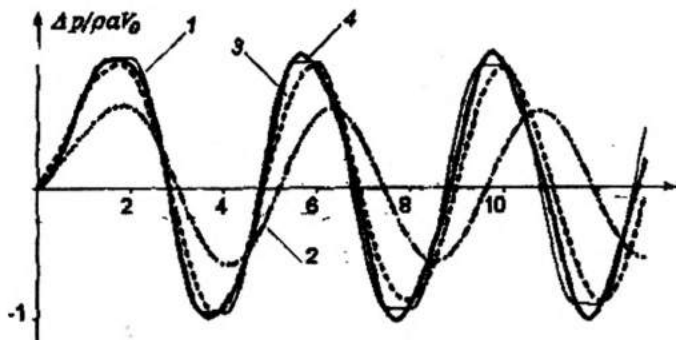


Рис. 4. Тиск у засувці (повільне закриття):

1 – “точне” рішення (модель з розподіленими параметрами (1)–(2)); 2 – модель (12)–(15) з $N = 1$; 3 – модель (12)–(15) з $N = 2$; 4 – модель (12)–(15) з $N = 20$

Результати розрахунків показують, що вже при $N = 2$ є добре узгодження по частоті й по амплітуді (в середньому), тобто модель типу (12)–(15) з 7 зосередженими параметрами вже достатньо точно описує нестационарний процес з різкими градієнтами; при зниженні інтенсивності процесу ступінь узгодження зростає, як це можна побачити з рис. 4. Із рисунків 3–4 також можна побачити, що із зростанням N рішення за моделлю з зосередженими параметрами стає все більш точним.

Висновки: Для великих трубопровідних систем слід очікувати швидкої дисіпації високочастотної складової і виположування фронту збудження за рахунок інтерференції й дисперсії хвиль у внутрішніх вузлах. Тому використання моделей на основі систем з зосередженими параметрами в цьому випадку є правильним.

Вказана методика була використана для розрахунку нестационарних процесів в системі технологічних трубопроводів АЕС (близько 2000 труб).

Представлений підхід дозволяє створювати спрощені (“швидкі”) моделі систем з розподіленими параметрами, при цьому вихідні системи диференціальних рівнянь в часткових похідних замінюються на системи звичайних диференціальних рівнянь, що дозволяє значно скоротити час розрахунків. Проведені розрахунки на тестових задачах і реальних системах довели, що для процесів, які протікають достатньо плавно така заміна практично рівнозначна.

Використана література

1. Григоровський Є. П. Електротехніка, електроніка та електропривід, – К.: УМК ВО України, 1991.
2. Вершинин А. Е. Применение микропроцессоров для автоматизации технологических процессов, – Л.: Энергоиздат, 1996.
3. Попкович Т. С. Автоматизация систем водоснабжения и водоотведения, – М.: Высшая школа, 1986.

АНОТАЦІЇ

Писарев В. Е. **Определение температуры воздушной среды в гипобарическом хранилище при линейном законе изменения ее относительной влажности.**

Проведен термодинамический анализ влияния малых изменений относительной влажности воздуха в гипобарическом хранилище сельскохозяйственной продукции на температуру среды. Выяснено, что при линейном законе изменения относительной влажности изменения температуры среды весьма малы. Список літ.: 2 назв.

Возняка О. Т. **Подача воздуха в помещения настильными охлажденными струминами.**

У цій статті представлені результати експериментальних досліджень подачі припливного повітря в приміщення з використанням настільних охолоджених плоских повітряних струмин для створення більшої далекобійності повітряного потоку. Був проведений натурний експеримент, побудовані відповідні графіки та отримані аналітичні розрахункові залежності. Отримані результати цих досліджень дають змогу проводити інженерні розрахунки повітророзподілу настільними плоскими охолодженими струминами при наявності технологічного обладнання та обслуговуючого персоналу в приміщеннях незначної висоти. Список літ.: 9 назв.

Корбут В. П., Давиденко Б. В. **Числовые моделирование рассеивания у вихровому потоці пароповітряного факела з баштової градирні.**

Чисельно розв'язується задача турбулентної повітряної течії біля баштової градирні, що супроводжується процесами теплопереносу та розсіюванням водяної пари, що виходить з градирні. Порівнюються поля швидкості, температури і концентрації водяної пари для випадків звичайної градирні, та градирні, що сполучена з викидним пристроєм продуктів згоряння котлоагрегата. Список літ.: 4 назви.

Худенко А. А. **Теплоэнергетична ефективність використання теплонасосних установок.**

Приведена методика оцінки теплоенергетичної ефективності теплонасосних установок з урахуванням енергетичних та ексергетичних балансів трансформації енергії. Список літератури: 2 назви.

Росковшенко Ю. К., Степанов М. В., Клімова І. В. **Теплообмін у випарнику теплового насоса.**

Розглянута залежність ефективності процесу теплопередачі у випарнику теплового насоса від теплофізичних властивостей робочого агента. Показано, що заміна ро-

бочих агентів – фреонів водою дозволяє інтенсифікувати процес теплопередачі. Список літ.: 4 назв.

Росковшенко Ю. К., Степанов М. В., Клімова І. В. Теплообмін в конденсаторі теплового насоса.

Розглянута залежність ефективності процесу теплопередачі у конденсаторі теплового насоса від теплофізичних властивостей робочого агента. Показана інтенсифікація процесу теплопередачі при заміні робочих агентів – фреонів водою. Список літ.: 5 назв.

Приймак О. В. Експериментальні дослідження теплових і гідродинамічних характеристик тепломасообмінників змішувального типу (ТМЗД). Тепло-технічні дослідження.

Наведено результати обробки теплотехнічних досліджень ТМЗД. Отримано критеріальні залежності для знаходження \overline{Nu} та $\overline{\alpha}$ для ламінарного та турбулентного режиму руху закрученого відцентрового струменю води. Список літ.: 12 назв.

Росковшенко Ю. К. Розробка енергоощадної системи опалення зони вегетації рослин в зимових теплицях.

Наведена методика розрахунку системи опалення зони вегетації рослин в зимовій теплиці з огороженням з підвищеними теплозахисними властивостями. Список літ.: 5 назв.

Кушніров О. С. Стосовно методики нормування теплотехнічних параметрів у приміщенні за умов використання підлогової електричної системи опалення.

У статті розглянуті основні положення ДБН В 2.5-24-2003 відносно нормування умов мікроклімату приміщення при роботі підлогової кабельної електричної системи опалення. Список літ.: 3 назв.

Чепурна Н. В. Системи з штучним децентралізованим мікрокліматом – шлях до підвищення енергоефективності та конкурентноздатності тепличних господарств.

В статті зроблений аналіз типів та конструктивних рішень розсадних відділень теплиць. Відображено результати досліджень теплового режиму в зоні росту розсади, приведений розрахунок теплового балансу для розсадного періоду в теплиці. Список літ.: 4 назв.

ЗМІСТ

НАШ ЮВІЛЯР	3
ВЕНТИЛЯЦІЯ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	8
<i>Писарев В. Е.</i> Определение температуры воздушной среды в гипобарическом хранилище при линейном законе изменения ее относительной влажности	8
<i>Возняк О. Т.</i> Подача повітря в приміщення настільними охолодженими струминами	12
<i>Корбут В. П., Давиденко Б. В.</i> Числове моделювання розсіювання у вітровому потоці пароповітряного факела з баштової градирні	20
ТЕПЛОБМІН, ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ГАЗОПОСТАЧАННЯ	27
<i>Худенко А. А.</i> Теплоенергетична ефективність використання теплонасосних установок	27
<i>Росковшенко Ю. К., Степанов М. В., Клімова І. В.</i> Теплообмін у випарнику теплового насоса	31
<i>Росковшенко Ю. К., Степанов М. В., Клімова І. В.</i> Теплообмін в конденсаторі теплового насоса	38
<i>Приймак О. В.</i> Експериментальні дослідження теплових і гідродинамічних характеристик тепломасообмінників змішувального типу (ТМЗД). Тепло-технічні дослідження	46
ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ, НЕТРАДИЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ	52
<i>Шишко Г. Г.</i> Энергоресурсосбережение в системах теплогазоснабжения населенных пунктов сельской местности	52
<i>Росковшенко Ю. К.</i> Розробка енергоощадної системи опалення зони вегетації рослин в зимових теплицях	65
<i>Кушніров О. С.</i> Стосовно методики нормування теплотехнічних параметрів у приміщенні за умов використання підлогової електричної системи опалення	70
<i>Чепурна Н. В.</i> Системи з штучним децентралізованим мікрокліматом – шлях до підвищення енергоефективності та конкурентноздатності тепличних господарств	74
<i>Урядникова И. В.</i> Электроимпульсное измельчение графита для изготовления пористых электродов электрокоагуляционной очистки воды в целях стабилизации социальных и экологических рисков	82
<i>Хоптий В. Я.</i> Организационное обеспечение и технические средства АСУ ТП теплоснабжения	94
<i>Білявський Ю. В.</i> Моделювання перехідних процесів в складних трубопровідних системах із зосередженими параметрами	103
Анотації	110