

Міністерство освіти і науки України
Київський національний університет
будівництва і архітектури

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ
ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

Науково-технічний збірник

Випуск 4

Київ, КНУБА, 2002

Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: Науково-технічний збірник. Випуск 4. Відповідальний редактор А. А. Худенко. — К.: КНУБА, 2002. — 104 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 (відп. редактор), А. Я. Ткачук (заст. відп. 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, Ю. К. Росковшенко, Н. А. Швачко, А. Ф. Строй, В. П. Корбут, 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 № 28 від 22.02.2002.

Визнаний ВАК України як наукове фахове видання (постанова Президії ВАК України № 1—0,5/6 від 12.06.2002 р.).

УДК 631.22.628.8

Е. С. Малкін, докт. техн. наук., проф.,
Н. В. Чепурна, інженер
Київський національний університет
будівництва і архітектури

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПОВІТРЯ В СИСТЕМІ ДЕЦЕНТРАЛІЗОВАНОГО МІКРОКЛІМАТУ РОЗСАДНОГО ВІДДІЛЕННЯ ТЕПЛИЦЬ

Основними параметрами повітря, що впливають на розвиток рослин, є температура, вологість та швидкість його. Важливою вимогою є також можливість плавного переходу від денних параметрів до нічних. У теплицях з централізованим створенням мікроклімату, з одного боку, практично неможливо забезпечити однакові параметри ґрунту і повітря по всій теплиці, а з другого боку, забезпечити плавний перехід від денних на нічні параметри і навпаки. Витримати всі ці вимоги можливо у мікрокліматичних зонах.

Тому розробка розсадних відділень теплиць з децентралізованими кліматичними зонами має не тільки енергетичне і екологічне значення а й забезпечує можливість підвищити врожайність.

На рис.1 наведено схему розсадного відділення теплиці з децентралізованими кліматичними мікрозонами.

На рис. 2, 3 наведено переріз мікрозони (блоку). В [1] висвітленні результати досліджень температурних полів повітря у мікрозоні. Метою даної роботи є висвітлення результатів аналітичних і експериментальних досліджень швидкостей і вологовмісту повітря у мікрозоні в залежності від параметрів і витрат припливного повітря.

На рис. 2 наведено поля швидкостей повітря: у числівнику — розрахункові за [2,3,4], а у знаменнику — визначені експериментально. Як бачимо, розрахункові величини з великою точністю співпадають з експериментальними. Кількість і параметри припливного повітря визначались за умов теплового балансу теплоти, що поступає з припливним повітрям і віддається з викидним повітрям та огороженням за умов зниження температури повітря у зоні не більше 1,5 °С.

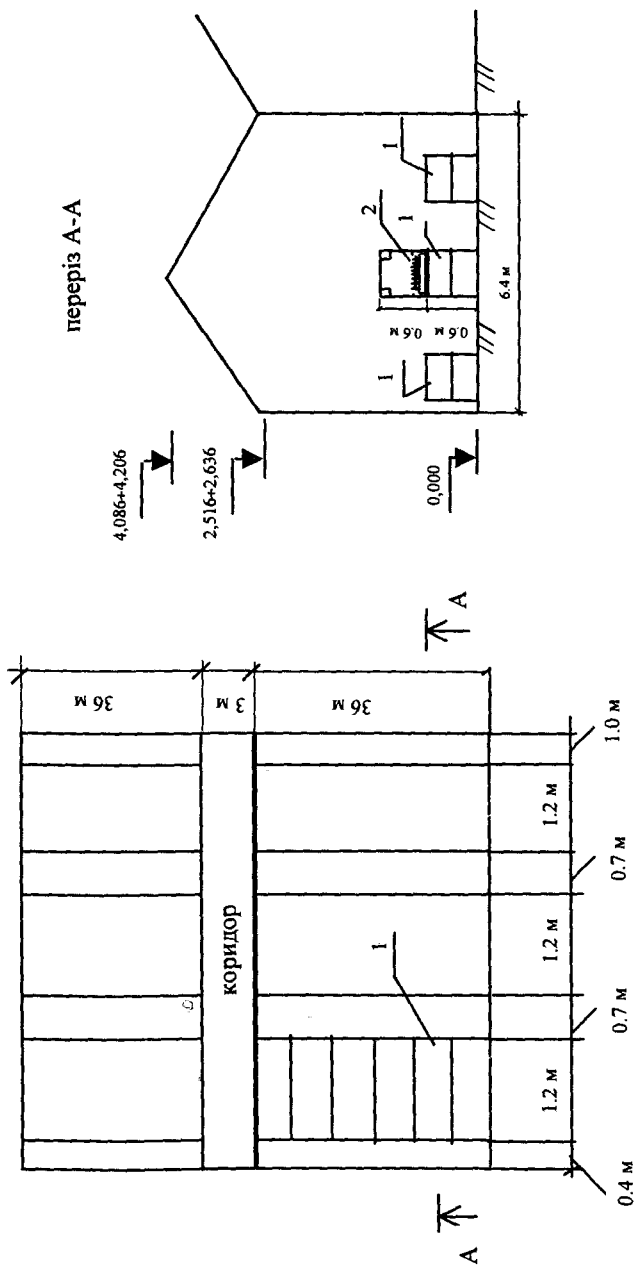


Рис. 1. Схема розміщення зон мікроклімату в розсадному відділенні теплиці
 1 – металевий стелаж; 2 – блок

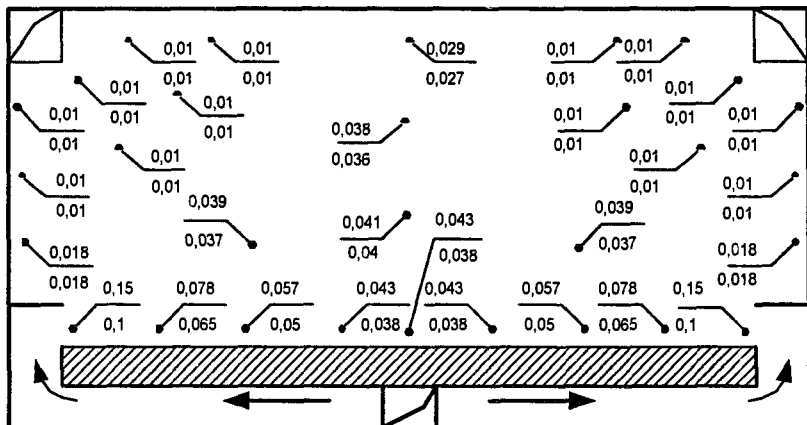


Рис. 2. Розподіл швидкості повітря по перерізу зон мікроклімату

Для вимірювання швидкості повітря у внутрішньому об'ємі зони застосовувався термоанемометр "testo 425", який використовується для вимірювання швидкості повітря в межах 0...10 м/с, при температурі $t=20\text{ }^{\circ}\text{C}$ до 20 м/с, з одночасним виміром його температури в межах $-20\text{...}+70\text{ }^{\circ}\text{C}$.

На рис. 3 наведено значення: у числівнику — вологовміст, а у знаменнику — відносна вологість повітря визначені експериментально.

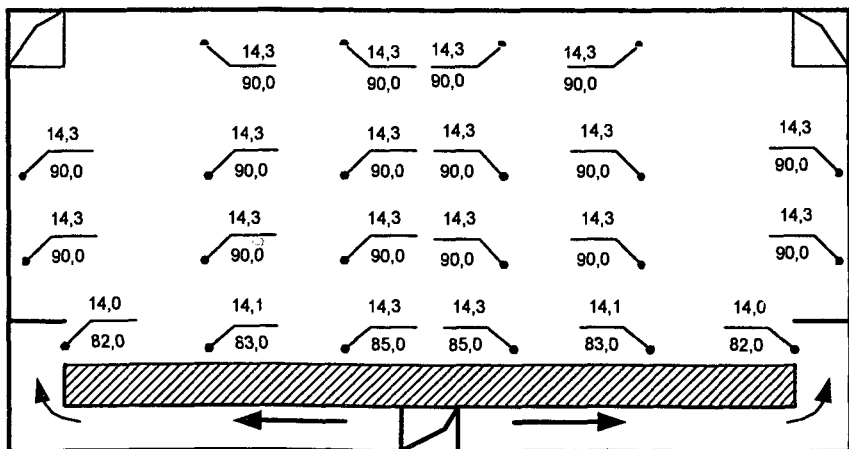


Рис. 3. Розподіл вологовмісту і відносної вологості повітря по перерізу зон мікроклімату

Для дослідження вологості повітря використовувались психрометри, виготовлені з 2-х ХК термопар, спай однієї з котрих обернутий змоченою у воді тканиною.

З умов теплового балансу витрати повітря становили 300, 200 та 150 м³/год. У подальшому наводяться результати для витрат повітря на блок (1600×1200×600) — 300 м³/год.

Фізична модель розповсюдження повітря у блоці наведено на рис. 4. З припливних щілин витікають дві плоскі направлені одна проти другої напівобмежені струмини, що налипають на нижню поверхню. Оскільки, згідно з умовами різниця температур повітря на вході у блок і виході з нього не перевищує 1,5 °С, струмини можна вважати ізотермічними. Після зустрічі струмин вони об'єднуються, піднімаються вгору і попадають у зону впливу всмоктуючих повітропроводів. Деяка частина повітря за рахунок гравітаційних сил рухається додолу вздовж вертикальних огорожень і далі засмоктується припливними струменями.

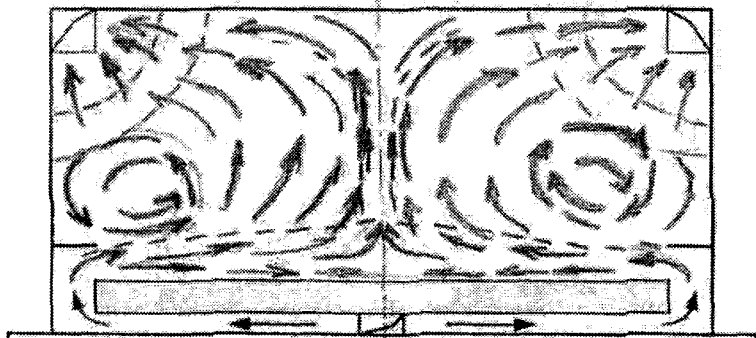


Рис. 4. Модель розповсюдження повітряних струмин по перерізу зон мікроклімату

Таким чином (див. рис. 2, 3), результати аналітичних досліджень і розрахунків з достатньою точністю співпадають з результатами експериментів. Параметри повітря в зоні локального мікроклімату оптимальні для росту росіади практично в усьому об'ємі мікрозони.

Використана література

1. *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.
2. *Батурич В. В.* Основы промышленной вентиляции. — М.: Промиздат., 1956. — 527 с.
3. *Талиев В. Н.* Аэродинамика вентиляции. — М.: Стройиздат., 1979. — 295 с.
4. Теория и расчет вентиляционных струй. Сборник. — Л., 1965. — 293 с.

ВПЛИВ ВСТАВОК-ЕКРАНІВ МІСЦЕВОГО ВІДСМОКТУВАЧА НА ЗОНУ ДІЇ ПОВІТРЯНИХ ПОТОКІВ

Забезпечення ефективних кінематичних характеристик місцевих відсмоктувачів, за рахунок удосконалення їх конструктивного вирішення і мінімізації кількості відсмоктуваного повітря, є важливою задачею. У зв'язку з цим, авторами були проведені дослідження відсмоктувачів із центральними коловими вставками різного типу (рис. 2) для ізотермічних підтікаючих повітряних потоків.

Схема експериментального стенду зображена на рис. 1

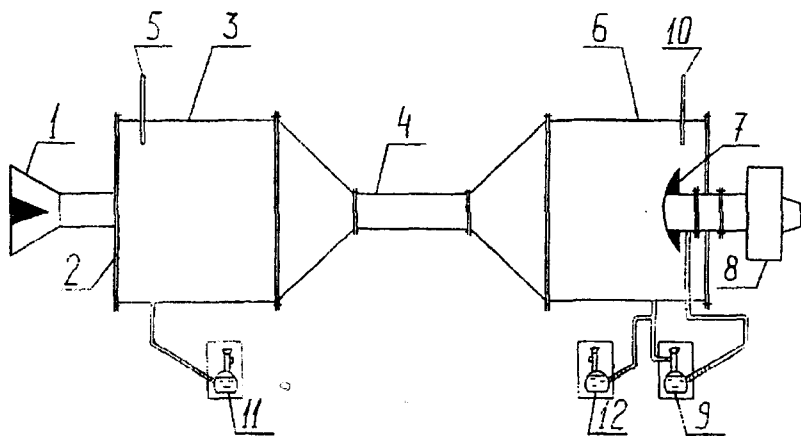


Рис. 1. Схема експериментального стенду:

1 – об'єкт досліджень; 2 – стінка, що знімається; 3, 6 – камери статичного тиску; 4 – повітропровід; 5, 10 – термометри; 7 – витратомірний колектор; 8 – радіальний вентилятор з двигуном постійного струму; 9, 11, 12 – диференціальні мікроманометри

Результати експериментальних досліджень граничної зони дії $X_{гр}/d_0$ місцевих відсмоктувачів при $V_{ос,гр} = 0,2$ м/с наведені на рис. 3.

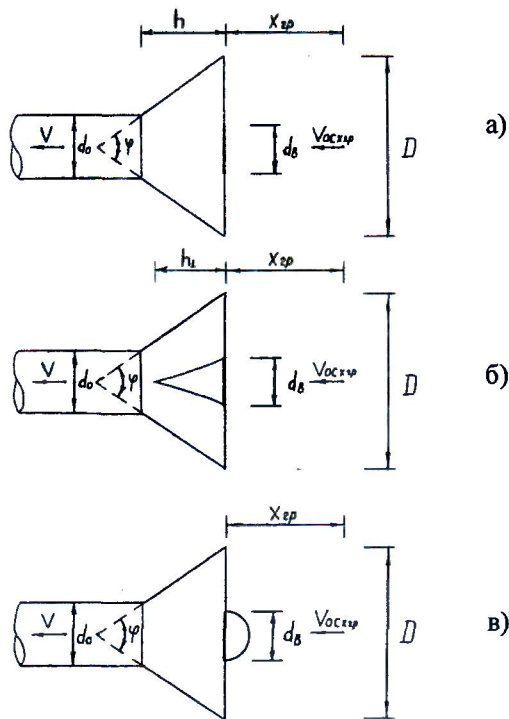


Рис. 2. Типи центральних колових вставок-екранів вільних конічних місцевих відсмоктувачів:

а) плоска колова; б) конічна із співвідношенням $h_1/d_b = 2,2$; в) напівсферично-профільована; де $X_{гр}$ – гранична осьова відстань, якій відповідає величина осевої швидкості $V_{ос,гр} = 0,2$ м/с; d_0 – діаметр патрубка, м; φ – кут розкриття конуса ($\varphi = 60^\circ$), град; D – діаметр основи відсмоктувача, м; d_b – діаметр вставки, м; V – середня за витратою швидкість у всмоктувальному отворі, м/с

З графічних залежностей (рис. 3) видно, що збільшення довжини зони дії відсмоктувачів зі вставками різного типу (рис. 2), за сталої витрати відсмоктуваного повітря, досягається у випадках, коли $d_b/D = 0,45 \dots 0,55$.

Аналіз графічних залежностей (рис. 3, 4) дозволяє констатувати, що за сталої витрати повітряного потоку найбільшу зону дії має відсмоктувач з напівсферичною вставкою-екраном (рис. 2, в).

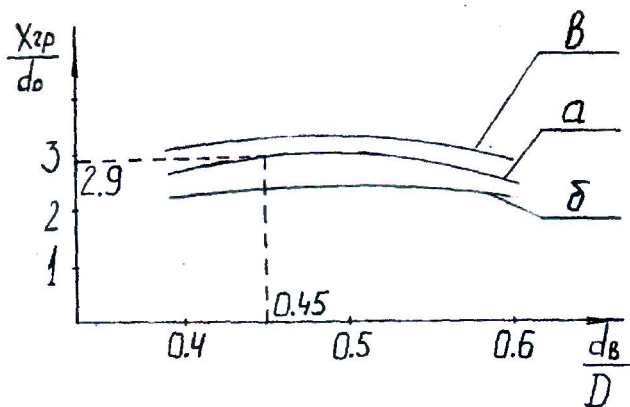


Рис. 3. Залежність відносної граничної зони дії $X_{гр}/d_0$ від відносних розмірів d_b/D центральної вставки відсмоктувача при витраті $L=0,019 \text{ м}^3/\text{с}$

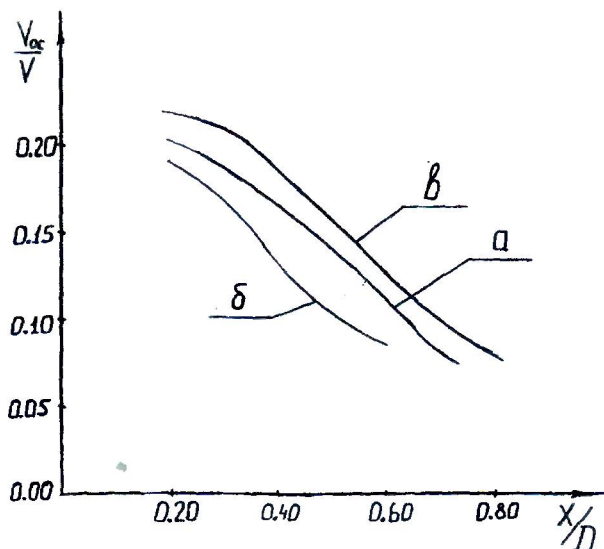


Рис. 4. Залежність зміни відносної осьової швидкості $V_{ос}/V$ від відносної відстані x/D :

$V_{ос}$ – осьова швидкість на відстані X від відсмоктувального отвору, $\text{м}/\text{с}$;
 X – змінна осьова координата, м

Приклад: Визначити для відсмоктувача з плоскою коловою вставкою-екраном (рис.2,а), на якій відстані від всмоктувального отвору при витраті відсмоктуваного повітряного потоку $L=0,019 \text{ м}^3/\text{с}$ швидкість $V_{\text{ос}_{\text{хзр}}}=0,2 \text{ м/с}$. Конструктивні характеристики місцевого відсмоктувача: $d_g=0,045\text{м}$; $D=0,1\text{м}$; $d_0=0,03\text{м}$; $h=0,0465\text{м}$; $\varphi=60^\circ$.

Розв'язування. За допомогою графічної залежності (рис. 3) при $d_g/D = 0,45$ для відсмоктувача з плоскою коловою вставкою (рис. 2, а) знайдемо, що $X_{\text{зр}}/d_0=2,9$. Отже, $X_{\text{зр}}=2,9d_0=2,9 \cdot 0,03=0,087\text{м}$, при витраті всмоктувального повітряного потоку $L=0,019\text{м}^3/\text{с}$.

Наведена на рис. 3 графічна залежність дозволяє визначити зону дії відсмоктувачів (рис. 2) в залежності від їх конструктивної характеристики d_g/D . Графічна залежність (рис. 3) дійсна в межах $d_g/D = 0,4\dots0,6$, при витраті всмоктувального повітряного потоку $L=0,019\text{м}^3/\text{с}$. Графічні залежності (рис. 3, 4) дозволяють констатувати, що за сталої витрати повітряного потоку найбільшу зону дії має відсмоктувач з напівсферичною вставкою-екраном (рис. 2, в).

Литература

1. Отопление и вентиляция. Ч II: /Под. ред. В.Н.Богословского. — М.: Стройиздат, 1976. — 439 с.
2. Czernous A., Żukowski S. Wykorzystanie wywiewników miejscowych dla ochrony powietrza w pomieszczeniu. Politechnika Warszawska. XXI Sympozjum – AQUA 2000. Płock, 2000. – S. 324—329.
3. Жуковський С. С., Черноус О. В. Експериментальні дослідження кінематичних характеристик ізотермічних всмоктувальних повітряних потоків. VI Міжнародна наукова конференція “Актуальні проблеми будівництва та інженерії довкілля”, Львів–Кошице–Жешув: Ч II. – Львів, 2001. – С. 14–18 с.
4. Жуковський С. С., Черноус О. В., Кулиняк О. Дослідження повітряних потоків місцевих смоків. Вісник НУ “Львівська політехніка”. Теплоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація. № 432. – Львів, 2001. – С. 22–27.
5. Жуковський С. С., Черноус О. В. Аналіз повітряних потоків місцевих смоків. Науково-технічний збірник. Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. Випуск 2. – К.: КНУБА, 2001. – С. 19–23.

Ю. Ф. Снежкин, * докт. техн. наук,
С. Ю. Наумов, * канд. техн. наук,
Д. М. Чалаев, * канд. техн. наук,
В. Е. Писарев **, докт. техн. наук,
Е. А. Кузнецова ***

*Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев,

**Киевский национальный университет
строительства и архитектуры,

***Киевский национальный университет технологий и дизайна

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ОСУШКИ ВОЗДУХА ДЛЯ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ КОСВЕННО-ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ

Регенеративные косвенно-испарительные воздухоохладители (РКИВ) являются энергосберегающими и экологически чистыми устройствами для охлаждения воздуха. Охлаждающий эффект достигается за счет использования термодинамической неравновесности в воздухе — разнице температур по сухому и мокрому термометрам ($\Delta t_{\text{тс}}$) [1].

Повышение холодопроизводительности РКИВ возможно при проведении предварительной осушки воздуха (повышается психрометрическая разность температур $\Delta t_{\text{тс}}$) [2], например, как на схеме на рис. 1 [3]. Воздух осушается в сорбционном осушителе воздуха 1, поступает в РКИВ 2 и далее полезный поток воздуха 3 направляется потребителю, а отработанный вспомогательный поток воздуха 4 выбрасывается в атмосферу. При регенерации сорбента в сорбционном осушителе воздуха 1 вода собирается в емкости 5 и может быть использована для обработки вспомогательного потока воздуха 4.

Использование известных сорбентов для предварительной осушки воздуха возможно, но ограничивается их малой сорбционной емкостью. Так, сорбционная емкость природных цеолитов составляет (5—7%) от их массы, а модифицированных, типа NA-X — до 20%. Кроме того, они имеют довольно высокую температуру регенерации — порядка (150—200) °С [4].

В ИТТФ НАН Украины разработан ряд многокомпонентных сорбентов на базе водных растворов неорганических солей и неорганических или органических структурообразующих добавок, обладающих большой сорбционной емкостью и невысокой температурой регенерации [5]. Например, C1 и C2, где C1 это $\text{LiCl} + \text{H}_2\text{O}$ + неорганический наполнитель, C2- $\text{LiCl} + \text{H}_2\text{O}$ + органический наполнитель.

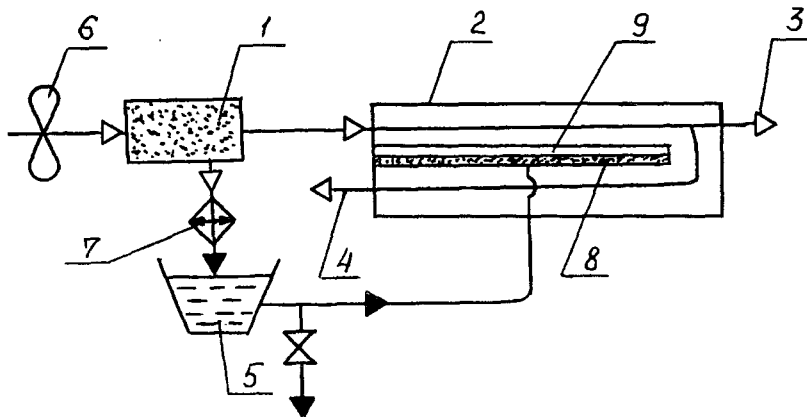


Рис. 1. Схема регенеративного косвенно-испарительного воздухоохладителя с предварительной сорбционной осушкой воздуха:

1 — сорбционный осушитель воздуха; 2 — регенеративный косвенно-испарительный воздухоохладитель; 3 — полезный поток воздуха; 4 — вспомогательный поток воздуха; 5 — емкость для сбора конденсата; 6 — вентилятор; 7 — конденсатор; 8 — слой капиллярно-пористого материала, смоченного водой; 9 — сплошная стенка

Целью работы явилось определение возможности применения новых сорбентов С1 и С2 для предварительной осушки воздуха в РКИВ. Опыты с сорбентами проводились на экспериментальном стенде с использованием термографического метода [6].

Навески исследуемого сорбента массой 50 г равномерно размещались на сетчатом поддоне, установленном на платформе электронных весов, и обдувались продольным потоком воздуха.

Проведенная серия опытов позволила исследовать кинетику процессов сорбции. При этом относительная влажность воздуха φ_v поддерживалась на уровне 60%, температура воздуха t_v составляла 30 °С и 40 °С при скоростях потока воздуха w_v — 2,3 и 8,6 м/с.

Результаты эксперимента представлены на рис. 2. Сорбционная емкость сорбентов С1 и С2 в 3—5 раз выше, чем у традиционного сорбента NA-X. На сорбционную емкость значительное влияние оказывает температура и скорость воздуха: с понижением температуры и повышением скорости воздуха сорбционная емкость возрастает.

Результаты экспериментов по определению кинетики процессов десорбции сорбентов представлены на рис. 3. При температуре 100 °С происходит полная десорбция поглощенной влаги в течение 30—50 мин., что соответствует кинетическим характеристикам традиционных сор-

бентов. Десорбция производилась при температуре воздуха 100 °С и скоростях потока воздуха 2,3 и 8,6 м/с.

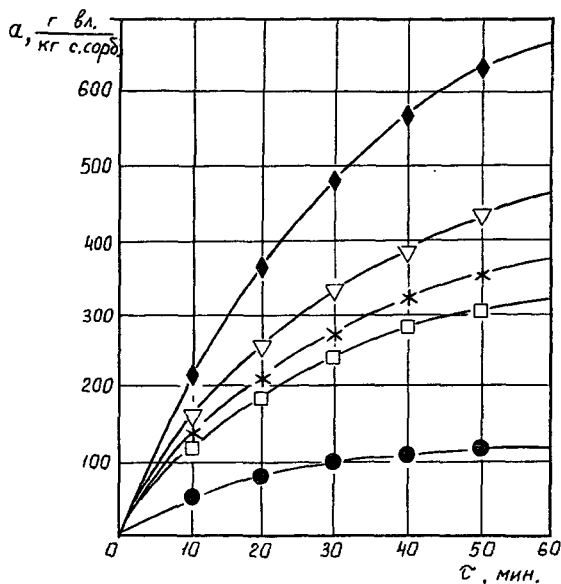


Рис. 2. Кинетика процессов сорбции:

□ — C1 ($t_n = 40$ °C; $W_b = 2,3$ м/с); * — C1 ($t_b = 30$ °C; $W_b = 2,3$ м/с); ▽ — C2 ($t_n = 30$ °C; $W_b = 2,3$ м/с); ◆ — C2 ($t_b = 30$ °C; $W_b = 8,6$ м/с); ● — NA-X ($t_b = 30$ °C; $W_b = 2,3$ м/с)

Определена зависимость разницы температур Δt поступающего и охлажденного в РКИВ воздуха от количества влаги Δd , отведенной от воздуха в процессе его осушки в сорбционном осушителе (рис. 4). Видно, что с увеличением величины Δd воздух в РКИВ охлаждается до более низких температур.

Определена холодопроизводительность РКИВ без предварительной осушки воздуха, с предварительной осушкой воздуха сорбентом NA-X и новыми сорбентами C1 и C2. Исходные данные: расход полного потока воздуха в РКИВ-800 кг/час; начальные параметры воздуха — $t_n = 30$ °C, $\phi_n = 60\%$; масса сорбента — 100 кг, время сорбции — 4 часа. Для расчета были использованы характеристики сорбентов C1 и C2 согласно рис. 2. Результаты расчетов: холодопроизводительность РКИВ без предварительной осушки воздуха — 1,52 кВт; холодопроизводительность РКИВ с предварительной осушкой воздуха сорбентами

NA-X, C1, C2 соответственно равна 2,09; 4,09; 4,68 кВт. Видно, что холодопроизводительность РКИВ значительно возрастает при применении предварительной осушки воздуха новыми сорбентами C1 и C2.

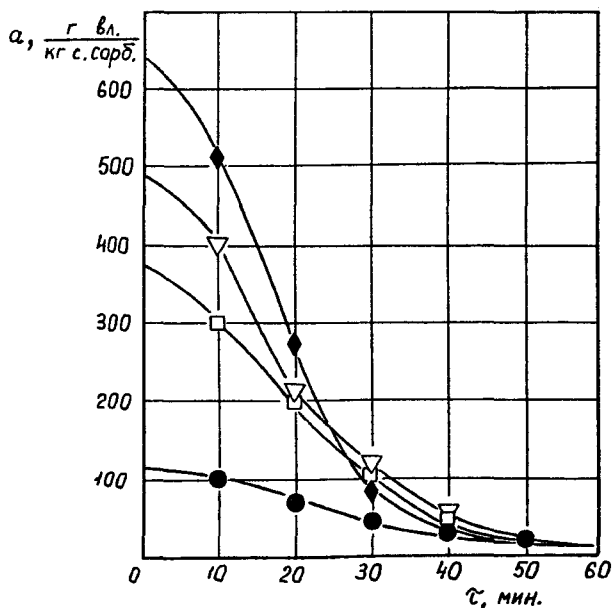


Рис. 3. Кинетика процессов десорбции:

□ — C1 ($t_s=100^\circ\text{C}$; $w_s=2,3$ м/с); ▽ — C2 ($t_s=100^\circ\text{C}$; $w_s=2,3$ м/с); ◆ — C2 ($t_s=100^\circ\text{C}$; $w_s=8,6$ м/с); ● — NA-X ($t_s=100^\circ\text{C}$; $w_s=2,3$ м/с)

При регенерации сорбента может образовываться излишек воды, так как расход вспомогательного потока воздуха, который обрабатывается этой водой, меньше, чем расход полного потока воздуха, который осушается сорбентом. Излишек воды может направляться внешнему потребителю. В этом случае установка уже работает не только как воздухоохладитель, но и как генератор пресной воды из атмосферного воздуха.

На рис. 5 представлены графики зависимости $\Delta d_n = f(\Delta d)$, где Δd_n — излишек воды, который может отводиться внешнему потребителю; Δd — количество влаги, отведенной от полного потока воздуха в сорбционном осушителе. Исходные данные для охлаждаемого воздуха: $t_n = 30^\circ\text{C}$, $\phi_n = 1$ и $t_n = 22^\circ\text{C}$, $\phi_n = 1$. Из графиков видно, что с увеличе-

нием количества влаги, отведенной от полного потока воздуха в сорбционном осушителе, возрастает излишек воды, который можно отвести внешнему потребителю.

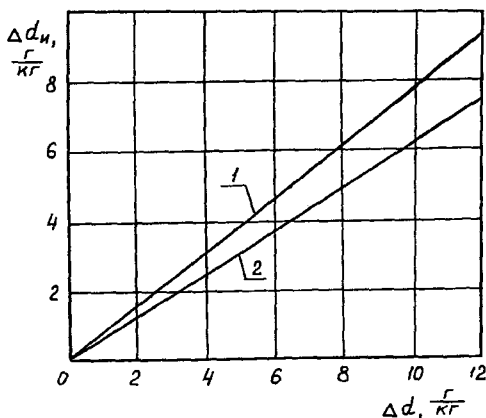
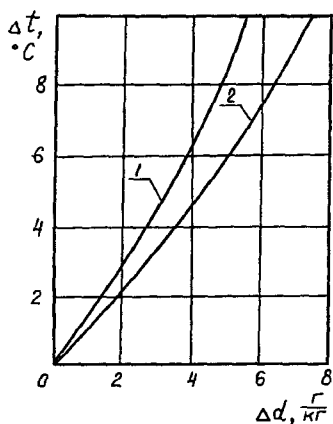


Рис. 4. Графики зависимости $\Delta t = f(\Delta d)$:
1 — $t_n = 16^\circ\text{C}$, $\varphi_n = 1$; 2 — $t_n = 21^\circ\text{C}$, $\varphi_n = 1$
(t_n — начальная температура воздуха;
 φ_n — начальная относительная влажность воздуха)

Рис. 5. Графики зависимости $\Delta d_n = f(\Delta d)$:
1 — $t_n = 30^\circ\text{C}$, $\varphi_n = 1$; 2 — $t_n = 22^\circ\text{C}$, $\varphi_n = 1$

Выводы

1. В характерных режимах работы РКИВ при охлаждении воздуха (в системах кондиционирования) сорбционная емкость новых сорбентов в 3—5 раз выше, чем у традиционных.

2. Использование новых сорбентов С1 и С2 в РКИВ по сравнению с традиционными существенно повышает холодопроизводительность РКИВ.

3. РКИВ с осушителем воздуха на основе сорбентов С1 и С2 может дополнительно осуществлять выработку воды из атмосферного воздуха. Производство сорбентов С1 и С2 освоено в ИТГФ НАНУ.

Литература

1. Цимерман А. Б. Теория и практическая реализация метода регенеративного косвенно-испарительного охлаждения воздуха. Автореф. дис... канд. техн. наук. — Одесса, 1985. — 16 с.

2. А. с.1017883 (СССР). Установка для тепловлажностной обработки воздуха растворами солей / В. С. Майсоценко, А. Б. Цимерман, М. Г. Зекслер // Бюл. изобр.— 1983. — № 18.

3. Патент 9508 А (Украина). Опреснитель воды / В. Е. Писарев, А. А. Соколов, Е. А. Кузнецова // Промислова власність.— 1995.— № 4.

4. *Нестеренко А. В.* Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. — М.: Высшая школа, 1971. — 459 с.

5. *Чалаев Д. М.* Создание солнечного адсорбционного холодильника на солевых сорбентах с наполнителем. Авторев. дис... канд.техн. наук. — К., 1986. — 19 с.

6. *Кельцев М. В.* Основы адсорбционной техники — М.: Химия, 1984. — 591с.

o

ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ТА АЕРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВІДСМОКТУВАЧІВ РІЗНОЇ ФОРМИ

Удосконалення конструктивного вирішення місцевих відсмоктувачів за ефективними аеродинамічними характеристиками при забезпеченні якомога більшої зони дії при мінімальній кількості відсмоктуваного повітря є важливим і складним завданням.

У зв'язку з цим, проведено дослідження розподілення осьових швидкостей (рис. 3, таблиця) та коефіцієнтів місцевих опорів (рис. 4, таблиця), відсмоктувачів різної форми (рис. 2, таблиця) при ізотермічних умовах.

Схему експериментального стенду зображено на рис. 1.

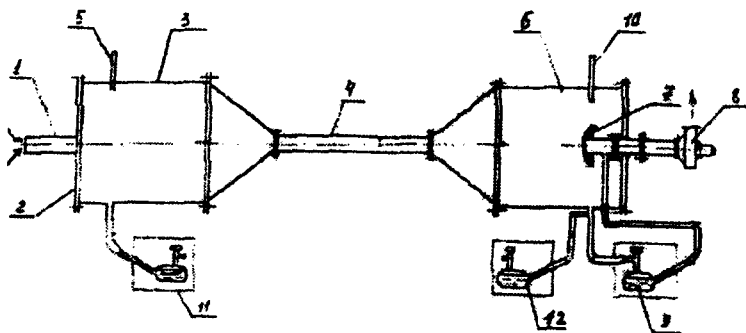


Рис. 1. Схема експериментального стенду:

- 1 — об'єкт досліджень; 2 — стінка, що знімається; 3,6 — камери статичного тиску;
4 — повітропровід; 5,10 — термометри; 7 — витратомірний колектор; 8 — радіальний
вентилятор постійного струму; 9,11,12 — диференціальні мікроманометри

Коефіцієнт місцевого опору ζ відсмоктувачів різної форми визначався за методикою І. Є. Ідельчика [7,8]. Статичний тиск у повітропроводі замірявся мікроманометром ММН-240(5)-1,0 № 2220. Штуцери для зняття тиску на вхідній частині відсмоктувача встановлювались симетрично з двох сторін на відстані до $0,4 d_0$ через кожні $0,01\text{м}$, а далі на відстані від $0,4d_0$ до $4d_0$ — через кожні $0,1\text{м}$ (де d_0 — діаметр всмоктувального патрубка (рис. 2)). При визначенні ζ приймалось розрідження, що відповідає максимальному виміряному статичному тиску з враху-

ванням його зміни на вхідній частині патрубка на відстані до $4d_0$. Динамічний тиск визначався за допомогою насадки Піто-Прандтля та порівнювався з визначеним за допомогою тарованого витратовимірювального колектора 7.

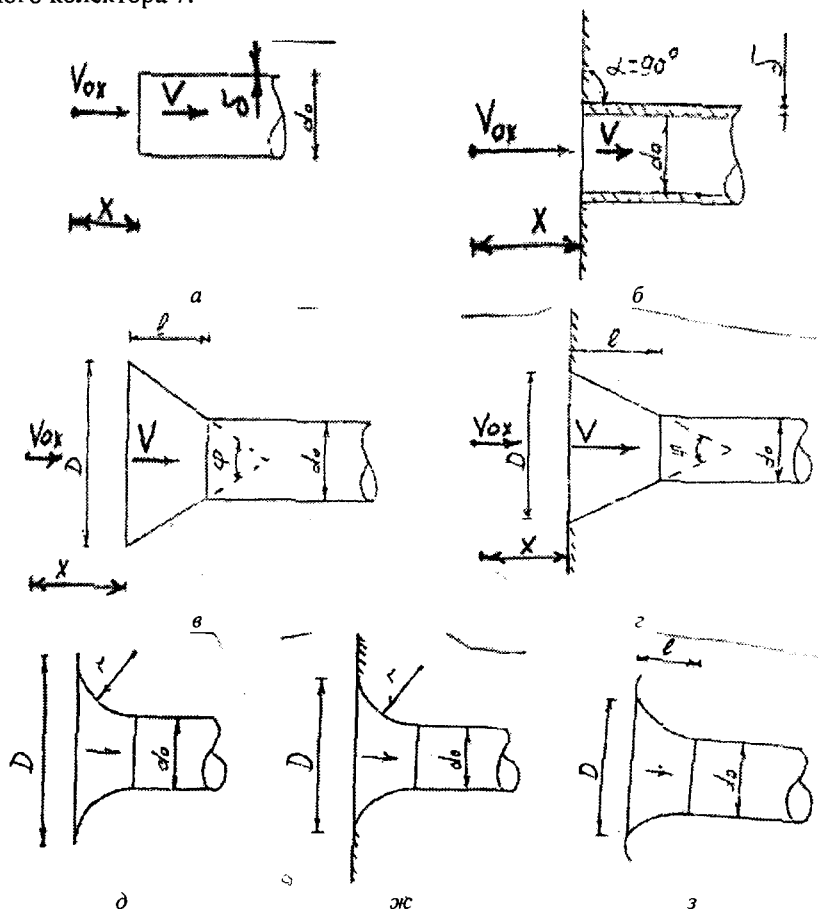


Рис. 2. Схеми відсмоктувачів:

а) вільний циліндричний з діаметром всмоктувального отвору d_0 та товщиною краю δ , $\delta/d_0=0$ (гострі краї); б) напівобмежений циліндричний з діаметром всмоктувального отвору d_0 та товщиною краю δ , $\alpha = 90^\circ$; в) з діаметром всмоктувального отвору D вільний конічний при куті розкриття вхідних країв $\varphi = 60^\circ$; г) з діаметром всмоктувального отвору D напівобмежений конічний при куті розкриття вхідних країв $\varphi = 60^\circ$; д) з діаметром всмоктувального отвору D вільний зі скругленими по дузі радіусом r вхідними краями; ж) з діаметром всмоктувального отвору D напівобмежений зі скругленими по дузі радіусом r вхідними краями; з) вільний з вхідними краями профільованими за лемнісатою

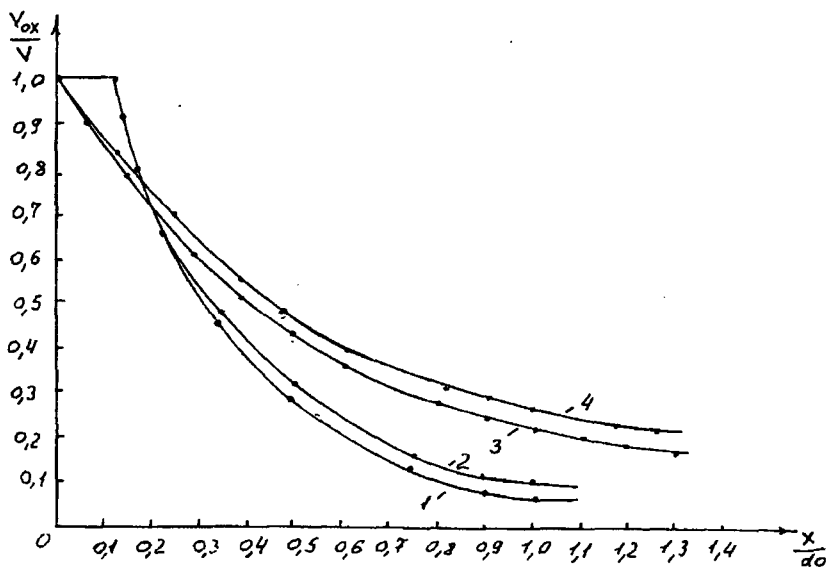


Рис. 3. Зміна відносної осьової швидкості \bar{V}_x ($\bar{V}_x = V_{ox}/V$, V_{ox} — осьова швидкість на відстані x від всмоктувального отвору, м/с; V — середня за витратою швидкість у всмокувальному отворі, м/с) з відносною відстанню \bar{X} ($\bar{X} = X/d_0$, — біжуча осьова координата, м; d_0 — діаметр патрубку (рис. 2), м) при втіканні повітря у відсмоктувачі різної форми (рис. 2, а-г):

- 1 — вільний циліндричний (рис. 2, а); 2 — напівобмежений циліндричний (рис. 2, б);
 3 — вільний конічний (рис. 2 в, $\varphi = 60^\circ$, $l/D = 0.49$); 4 — напівобмежений конічний (рис. 2, г, $\varphi = 60^\circ$, $l/D = 0.49$)

Результати експериментальних досліджень зміни відносних швидкостей (V_{ox}/V) та коефіцієнтів місцевого опору ζ при втіканні повітря у відсмоктувачі різної форми (рис. 2) ізотермічних умовах наведені на рис. 3, 4 та у таблиці. Встановлено, що для інтенсифікації активної зони вільних відсмоктувачів (рис. 2, а, в, д) та зменшення їх коефіцієнтів місцевих опорів ζ доцільно трансформувати вільне стікання відсмоктуваного повітря у напівобмежене (рис. 2, б, г, ж; рис. 3, 4; таблиця).

Виявлено, що збільшення довжини активної зони циліндричного відсмоктувача та зменшення його коефіцієнта місцевого опору ζ можливо досягнути за рахунок трансформації форми його торця з циліндричної у конічну (рис. 2, а-г, рис. 3, 4, таблиця). Подальше зменшення коефіцієнта місцевого опору ζ можливе за рахунок трансформування

конічної форми торця у більш профільовану (рис. 2, д-з, рис. 4, таблиця). Завдяки профільованій формі торця відбувається відносно плавне підтікання до полюса струменю та більше вирівнювання лінії течії.

Таблиця

Математичні залежності зміни відносної осьової швидкості \bar{V}_{ox} (V_{ox} / V) повітряного потоку з відстанню \bar{X} (X/d_0) та зміни коефіцієнтів місцевого ζ для відсмоктувачів різної форми (рис. 2)

№ п/п	Тип місцевого відсмоктувача	Вид місцевого відсмоктувача	Графічна залежність	Номер кривої	Формули
1	2	3	4	5	6
1	Вільний циліндричний діаметром d_0	Рис. 2, а	Рис. 3	1	$\frac{V_{ox}}{V} = 1.25 - 2.72 \left(\frac{X}{d_0} \right) + 1.57 \left(\frac{X}{d_0} \right)^2$
			----	----	$\zeta = 1[1 - 3]$
2	Напівобмежений циліндричний діаметром d_0	Рис. 2, б	Рис. 3	2	$\frac{V_{ox}}{V} = 1.23 - 2.6 \left(\frac{X}{d_0} \right) + 1.49 \left(\frac{X}{d_0} \right)^2$
			----	----	$\zeta = 0.5[1 - 3]$
3	Вільний конічний з діаметром всмоктувального отвору D ($\varphi=60^\circ$)	Рис. 2, в	Рис. 3	3	$\frac{V_{ox}}{V} = 0.99 - 1.43 \left(\frac{X}{d_0} \right) + 0.66 \left(\frac{X}{d_0} \right)^2$
			Рис. 4	1	$\zeta = 0.75 - 3.32 \left(\frac{1}{d_0} \right) + 4.29 \left(\frac{1}{d_0} \right)^2$
4	Напівобмежений конічний з діаметром всмоктувального отвору D ($\varphi=60^\circ$)	Рис. 2, г	Рис. 3	4	$\frac{V_{ox}}{V} = 0.98 - 1.15 \left(\frac{X}{d_0} \right) + 0.42 \left(\frac{X}{d_0} \right)^2$
			Рис. 4	2	$\zeta = 0.325 - 1.06 \left(\frac{1}{d_0} \right) + 1.43 \left(\frac{1}{d_0} \right)^2$
5	Вільний зі скругленими по дузі з радіусом r вхідними краями з діаметром всмоктувального отвору D	Рис. 2, д	Рис. 4	3	$\zeta = 0.97 - 12.5 \left(\frac{r}{d_0} \right) + 40.2 \left(\frac{r}{d_0} \right)^2$
6	Напівобмежений зі скругленими по дузі з радіусом r вхідними краями з діаметром всмоктувального отвору D	Рис. 2, ж	Рис. 4	4	$\zeta = 0.44 - 4.16 \left(\frac{r}{d_0} \right) + 9.52 \left(\frac{r}{d_0} \right)^2$

1	2	3	4	5	6
7	Вільний з вхідними краями профільованими за лемніскаатою	Рис. 2, 3	----	----	$\zeta=0.02[1-3]$

Примітки: 1. x – біжуча осьова координата, м; V_{ox} – осьова швидкість на відстані x від всмоктувального отвору, м/с; V – середня за витратою швидкість у всмоктувальному отворі, м/с; d_0 – діаметр всмоктувального патрубку, м; D – діаметр всмоктувального отвору, м. 2. l – змінна відстань, м; φ – кут розкриття відсмоктувача, град; r – радіус скруглення, м; 3. Визначення відносних швидкостей $\overline{V_{ox}}$ (V_{ox}/V) для конічних відсмоктувачів (рис. 2 в, г) проводились при $l/D=0.49$. 4. Математичні залежності можна використовувати при $l/D < 0.2$ та $r/d_0 < 0.3$.

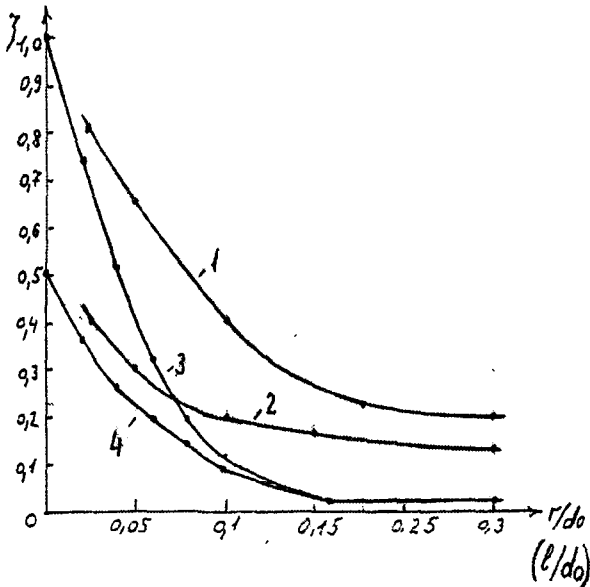


Рис. 4. Зміна коефіцієнтів місцевого опору для відсмоктувачів різної форми (рис. 2, в–ж):

1 – вільний конічний (рис. 2, в) з діаметром всмоктувального отвору D при куті розкриття вхідних країв $\varphi=60^\circ$; 2 – напівобмежений конічний (рис. 2, г) з діаметром всмоктувального отвору D при куті розкриття вхідних країв $\varphi=60^\circ$; 3 – вільний зі скругленнями по дузі радіуса r вхідними краями (рис. 2, д) з діаметром всмоктувального отвору D ; 4 – напівобмежений зі скругленнями по дузі радіуса r вхідними краями (рис. 2, ж) з діаметром всмоктувального отвору D

Аналіз кривих (рис. 3, 4) показав: напівобмежені місцеві відсмоктувачі мають у 1,3—1,5 раза більшу зону дії, ніж вільні такої ж форми; напівобмежені місцеві відсмоктувачі мають приблизно у 1,1—2 рази

менше значення коефіцієнтів місцевого опору, ніж вільні такої ж форми; влаштування профільованого торця місцевого відсмоктувача зменшує величини коефіцієнтів місцевого опору (рис. 2, 4, таблиця).

Математичний аналіз результатів дослідження, проведений на основі методу найменших квадратів [5,6], зведений у таблиці.

Висновки:

Графічні залежності (див. рис. 3, 4) є придатними для визначення осьової швидкості, довжини зони дії та значень коефіцієнтів місцевого опору відсмоктувачів різної форми.

Математичні залежності (таблиці) є придатними для наближеного розрахунку осьової швидкості, довжини зони дії та значень коефіцієнтів місцевого опору відсмоктувачів різної форми. Використання цих залежностей дозволяє оптимізувати місцеві відсмоктувачі як за конструктивним вирішенням (формою), так і за кількістю всмоктуваного повітря.

Профільовання форми торця місцевого відсмоктувача призводить до покращання його кінематичних (збільшення довжини зони дії і значень швидкостей) та аеродинамічних (зменшення значень місцевого опору ζ) характеристик.

Література

1. *Талиев В. Н.* Аэродинамика вентиляции. — М.: Стройиздат, 1979. — 295 с.
2. *Торговников Б. М., Табачник В. Е., Ефенов Е. М.* Проектирование промышленной вентиляции / Справочник. — К.: Будівельник, 1983 — 256.
3. *Богословский В. Н.* и др. Отопление и вентиляция. — Ч II: / Под ред. В. Н. Богословского. — М.: Стройиздат, 1976. — 439 с.
4. *Czernous A., Zukowski S.* Wykorzystanie wywiewników miejscowych dla ochrony powietrza w pomieszczeniu. Politechnika Warszawska. XXI Sympozjum-AQUA 2000. Plock, 2000. — S. 324—329.
5. *Леянов С. П.* Определение параметров нелинейной регрессии методом наименьших квадратов. Заводская лаборатория, 1967. — № 1. — С. 14—17.
6. *Львовский Е. Н.* Статистические методы построения эмпирических формул. — Высшая школа, 1988. — 238 с.
7. *Идельчик И. Е.* Гидравлические сопротивления. — М.: Госэнергоиздат, 1954. — 316 с.
8. *Идельчик И. Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям — М.: Машиностроение, 1975. — 559 с.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОЛЯ СКОРОСТЕЙ ПАРАЛЛЕЛЬНЫХ ЗАКРУЧЕННЫХ ПОТОКОВ В ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ

Ужесточение требований к эксплуатации теплового оборудования выдвигает на первое место задачу повышения эффективности работы теплогенерирующих установок малой мощности. Однако эксплуатация теплоэнергетического оборудования характеризуется неравномерным режимом выработки тепла, что при уменьшении мощности установок приводит к работе последних в неоптимальных режимах и требует частого включения и выключения самих аппаратов, то есть эффективность работы теплоэнергетического оборудования снижается с уменьшением его мощности.

Для решения данной задачи была рассмотрена возможность применения взаимодействующих закрученных потоков в теплогенераторах малой мощности, аналогично способу [1], использовавшемуся в установках большой мощности для перегрева пара. В данном случае, задача осложняется изменяющийся во времени теплопроизводительностью установки и использованием закрученных потоков для основного подогрева.

Моделирование взаимодействующих потоков проводилось по методу [2], основанному на длине перемешивания потоков, при этом результирующая скорость определялась как:

$$U = 0.5((U_1 + U_2) + (U_1 - U_2)(1.5 \frac{y}{h} - 0.5(\frac{y}{h})^3)). \quad (1)$$

Скорости закрученных потоков определялись как для нестационарных периодических течений [2]:

$$U_1 = \Omega(1 + e^{-(x+b)^2/4ve})(\sin(nt) - e^{-\frac{y}{\delta}} \sin(nt - \frac{y}{\delta}))(x + b); \quad (2)$$

$$U_1 = \Omega(1 + e^{-x^2/4ve})(\sin(nt) - e^{-\frac{y}{\delta}} \sin(nt - \frac{y}{\delta}))x, \quad (3)$$

где n — целое число; t — время, с; b — ширина пути перемешивания, принята 0,1 м (по экспериментальным данным); ν — кинематическая вязкость.

$$\delta = (2f/n)^{0,5}, \quad (4)$$

где f — частота прецессии вихревого ядра в закрученном потоке, c^{-1} ;

$$h = 1,5\beta^2(U_1 - U_2)t; \quad (5)$$

$$\beta = s/b, \quad (6)$$

где s — длина пути перемешивания, принята 0,3 м (по экспериментальным данным).

Результаты численного моделирования результирующей скорости представлены на рис. 1.

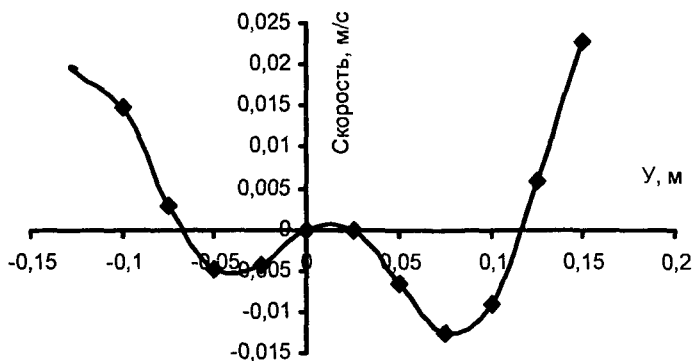


Рис. 1. Результирующая скорость на расстоянии 0,1 м от выходного сечения струи

Анализ полученных данных показал, что в области смешения закрученных потоков происходит увеличение результирующей скорости, которая по длине струи вначале возрастает, а потом снижается. Такое поведение скорости можно объяснить попаданием в зону смешивания области обратных токов при расширении струи, что ограничивает область применения рассматриваемого эффекта топками небольшой длины.

Экспериментальные исследования двух параллельных, разноименно закрученных потоков проводились на стенде с варьированием расстояния между приточными патрубками диаметром 100 мм от 0,1 м до 0,3 м. Сечения по длине струи от среза патрубков принимались 0,1 м; 0,2 м; 0,3 м; 0,4 м, соответственно для каждого расстояния между патрубками.

По полученным данным были построены зависимости изменения результирующей скорости в различных сечениях по длине струи (рис. 2).

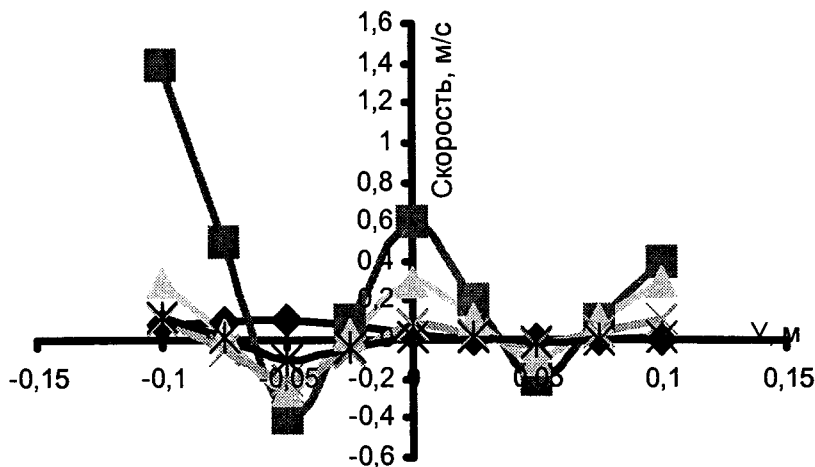


Рис. 2. Результирующая скорость закрученных потоков при расстоянии между патрубками 0,1 м по длине струи (0,1—0,4 м)

Анализ графика показал аналогичность экспериментальных данных теоретическим. Различие между теоретическими и экспериментальными данными объясняется тем, что крутка производилась с помощью одного тангенциального подвода, то есть поток был получен неравномерным (хотя данный факт соответствует реальным условиям применения закрученных потоков), кроме того, в теоретической модели не учитывался эффект смещения струи от своей оси вследствие ее крутки.

Таким образом, по своим параметрам взаимодействующие закрученные струи могут быть использованы в теплоэнергетических установках малой мощности, при этом смещение центра скоростей (и соответственно, максимум температуры в топочном пространстве) будут приближены или удалены от поверхностей нагрева, что позволит увеличить диапазон варьирования нагрузок теплогенератора при работе газогорелочных устройств в номинальном режиме, то есть повысить эффективность работы оборудования в целом.

Выводы

1. Проведен анализ и выявлены причины снижения эффективности работы и теплоэнергетического оборудования малой мощности.
2. Предложен способ изменения расположения температурного ядра в топочном пространстве, позволяющий увеличить диапазон варьирования тепловой нагрузки при работе газовых горелок в номинальном режиме.
3. Проведены теоретические исследования, показавшие возможность применения взаимодействующих закрученных потоков в топках малой глубины.
4. Выполненные экспериментальные исследования подтвердили результаты теоретических исследований, что позволяет рекомендовать предложенный способ к внедрению.

Список литературы

1. Закрученные потоки: Пер. с англ. / А. Гупта, Д. Лилли, Н. Сайред, — М.: Мир, 1987, — 588 с.
2. Штихлинг Г. Теория пограничного слоя. — М.: Наука, 1974, — 711 с.

АДЕКВАТНОСТЬ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРОЦЕССА ПЫЛЕУЛАВЛИВАНИЯ В ЭЛЕКТРОФИЛЬТРАХ РЕАЛЬНЫМ УСЛОВИЯМ

Учитывая физическое старение золоочистного оборудования ТЭС очистка дымовых газов стала менее эффективной. Определение действительной степени очистки и выбросов золы в атмосферу осложняется технологическими факторами работы оборудования и проведением громоздких натурных замеров запыленности дымовых газов в условиях ТЭС. С целью снижения трудоемкости определения КПД очистки электрофильтров была разработана программа на ЭВМ «ELFILTR». Для проверки адекватности этой программы реальным условиям были проведены натурные испытания электрофильтра ЭГЗ-3-265 блока 200 МВт при различных системах управления питанием. На основании полученных результатов было проведено сравнение КПД золоулавливания электрофильтра при существующей (проектной) ПРП и новой (экспериментальной) АРЖ схемах-системах управления питанием с данными, полученными при расчете на ЭВМ.

Новая система импульсного питания АРЖ: в случае возникновения пробоев система производит автоматическое выключение агрегата питания; позволяет регулировать среднее подаваемое напряжение и, как следствие, изменять эффективность пылеулавливания; в зависимости от конкретных меняющихся условий автоматически устанавливает необходимую частоту искрообразования; имеет дополнительный режим работы с ограничениями по току, который позволяет исключить пробои в межэлектродном пространстве и прожоги электродов.

Натурные испытания электрофильтров проводила специализированная лаборатория с лицензией Минэкологии и природных ресурсов Украины. Работы выполнялись в соответствии с аттестованными методиками и действующими нормативными материалами.

В процессе испытаний электрофильтра определялись следующие характеристики пылеулавливающей установки: начальная и конечная запыленность, а также объемный расход дымовых газов; скорости газов в основных элементах установки; температура газов до и после элек-

трофильтров; полные давления газов до и после пылеуловителей; температура и барометрическое давление атмосферного воздуха; вольтамперные характеристики полей.

Испытания электрофильтров проводились при одинаковых условиях работы котла, с установившейся и постоянной нагрузкой [1]. Учитывая это, концентрации пыли на входе в электрофильтр в опытах были также одинаковы, поэтому эффективность очистки оценивалась не только по КПД, но и по мощности выброса.

В ходе испытаний определялись вольтамперные характеристики работы электрофильтра. В табл. 1 приведены значения силы тока и разности потенциалов, подаваемых на коронирующий и осадительный электроды при различных системах управления электропитанием.

Таблица 1

Вольтамперные характеристики полуполей при различных системах управления питанием электрофильтра

Система питания	Номер полуполя	Опыт № 1		Опыт № 2	
		I, мА	U, кВ	I, мА	U, кВ
АРЖ / ПРП	2	310 / 290	22 / 37	240 / 300	25 / 36
	3	100 / 130	25 / 35	310 / 150	28 / 35

Определение запыленности газового потока (концентрации золы) осуществлялось методом внутренней фильтрации. В табл. 2 приведены концентрации золы в дымовых газах за дымососом при работе проектной ПРП и экспериментальной АРЖ схемах управления электропитанием. Концентрация золы до электрофильтров составляла 41,7 г/м³.

Параметры работы электрофильтра с различными системами управления питанием были также обработаны с использованием программы на ЭВМ «ELFILTR» [2], позволяющей определять эффективность электрофильтров в соответствии с математической моделью процесса пылеулавливания, построенной на вероятностном принципе. Согласно этой математической модели [3], весь процесс очистки газов в электрофильтрах разделяется на три последовательные стадии. На входе в электрофильтр частицы пыли попадают в распределительную решетку, где на них действуют силы инерции, на втором этапе пылинки улавливаются под действием сил гравитации, после чего частицы пыли попадают в межэлектродное пространство, где на них одновременно действуют три силы: электростатические, а также силы турбулентной и тепловой диффузии. Математической моделью учитывается максимальная, определяющая из этих трех сил, действующих на пылинки во время их перемещения в межэлектродном пространстве.

Концентрации золы после электрофильтра при различных системах регулирования питания

Система питания и данные эксперимента	Опыт № 1			Опыт № 2		
	Концентрация золы после аппарата, г/м ³	Средняя концентрация золы после электрофильтра, г/м ³	Эффективность очистки, %	Концентрация золы после аппарата, г/м ³	Средняя концентрация золы после электрофильтра, г/м ³	Эффективность очистки, %
ПРП	1,9	1,8	95,54	1,0	1,1	97,33
	1,4			0,9		
	2,3			0,8		
				2,1		
АРЖ	2,3	2,8	93,39	0,9	1,2	97,02
	3,0			0,7		
	2,7			1,8		
				1,4		
				1,0		
			1,1			

Согласно законам вероятностей составлена общая формула для определения эффективности пылеулавливания в электрофильтрах:

$$\Xi = r_{ин} + (1 - r_{ин}) \cdot (r_{Гр} + (1 - r_{Гр}) \cdot \max(r_{эл}, r_{тепл}, r_{турб})), \quad (1)$$

где $r_{ин}$, $r_{Гр}$, $r_{эл}$, $r_{турб}$ и $r_{тепл}$ — вероятности пылеулавливания частиц пыли в электрофильтре, соответственно, под действием сил инерции, гравитации, электростатических сил, а также сил турбулентной и тепловой диффузии. Каждый вероятностный параметр описывается аналитически с учетом физических и электрических свойств пыли и газового потока, присущих условиям газоочистки Кураховской ТЭС.

Помимо определения эффективности пылеулавливания конкретного электрофильтра, работающего в конкретных условиях, программа «ELFILTR» позволяет оптимизировать технологические параметры работы исследуемых аппаратов. В качестве оптимизируемого параметра принималась разность потенциалов, подаваемых на коронирующий и осадительный электроды. Критерием оптимизации являлось обеспечение требуемой степени очистки при минимальных приведенных затратах.

При работе программы формируется паспорт технологических, конструктивных и экономических показателей для исследуемого аппарата. Результаты расчета на ЭВМ сгруппированы в паспорте по семи разделам: исходные данные, технологические параметры работы электрофильтра, оптимальные параметры эксплуатации аппарата, парамет-

ры пыли и газа в случае, если применяется кондиционирование газового потока, конструктивные параметры выбранного или исследуемого электрофильтра, технико-экономические показатели процесса пылеулавливания, а также вероятностные параметры. Пример такого паспорта, полученный при расчете на ЭВМ показателей работы электрофильтра с использованием новой системы управления питанием АРЖ во втором опыте для Кураховской ТЭС, приведен в табл. 3.

Таблица 3

Паспорт электрофильтра (опыт № 2, система АРЖ)

ПАСПОРТ ВЕНТСИСТЕМЫ				
Электрофильтр типа ЭГЗ-3-265.		Тип пыли — зола		D50=18 мкм
Пределы оптимизации:		по скорости потока		от 1.15 м/с до 1.15 м/с
		по напряжению		от 27000 В до 27000 В
Номер варианта 2 из общего числа расчетов 2				
Число фракций k = 30				
№ п/п	Наименование параметра	Индекс	Единица измерения	Значение параметра
1	2	3	4	5
I – ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ				
1	Объем очищаемого газа	QG	м ³ /ч	1096915
2	Начальная запыленность воздуха	ZPN	г/м ³	41,707
3	Температура газа	TI	°С	136
4	Удельный ток короны	Ikor	мА/м	20.0
5	Влажность газа	VLI	доли	0.25
6	Стандартное УЭС пыли	ROOst	Ом*м	1000000
II – ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ				
7	Сопrotивление электрофильтра	PAP	Па	364.3
8	Конечная запыленность воздуха	ZPK	мг/м ³	72
9	Расход электроэнергии	ZEE	т.кВт-ч	1166
10	Периодичн. регенер. осад. электр.	TREGm	мин	390.0
III — ОПТИМАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ				
11	Скорость газа в электрофильтре	VDEF	м/с	1.15
12	Напряжение	U	В	27000
IV – ПАРАМЕТРЫ ГАЗА И ПЫЛИ ПОСЛЕ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ				
13	Температура газа	T	°С	136
14	Влажность газа	FFII	доли	0.25
15	УЭС пыли	ROO	МОм*м	655.665
V – КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ				
16	Площадь активного сечения	SAKT	м ²	265
17	Количество полей	NP	шт.	3
18	Шаг между одноим. электродами	DTR	мм	275
19	Количество электрофильтров	NEF	шт.	1
20	Активная высота электродов	HP	м	11.9

1	2	3	4	5
21	Активная длина поля	LP	м	4.0
22	Общая площадь осаждения	SO	м ²	27354
VI – ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ				
23	Стоимость электрофилтра	SEF	тыс. грн.	1930.6
24	Стоимость зданий и сооружений	SZS	тыс. грн.	439.0
25	Затраты капитальные+здания	ZKZ	тыс. грн.	2371.7
26	Затраты капитальные	ZK	тыс. грн.	1932.7
27	Стоимость обслуживания аппарата	SSOK	тыс. грн.	46.4
28	Затраты на электроэнергию	ZE	тыс. грн.	148.4
29	Общие годовые затраты	OZ	тыс. грн.	426.7
30	Приведенные затраты	PZ	грн./млн м ³	81.04
VII – ВЕРОЯТНОСТНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ				
31	Эффективность электрофилтра	EED	доли	0.9587
32	Инерционная составляющая	EDin	доли	0.3703
33	Гравитационная составляющая	EDgr	доли	0.0516
34	Электростатическая составляющ.	ED	доли	0.9372
35	Тепловая диффузия	ETE	доли	0.0161

Результаты теоретического расчета (с использованием программы «ELFILTR») и экспериментального исследования эффективностей пылеулавливания в электрофилтрах для проектной и экспериментальной схем управления приведены в табл. 4. Анализ этих результатов и сравнение их с экспериментальными данными позволяет утверждать об адекватности математической модели, на основе которой составлена программа на ЭВМ реальным условиям эксплуатации электрофилтров.

Таблица 4

Расчетные и экспериментальные эффективности электрофилтра

Схема питания	Опыт № 1			Опыт № 2		
	Эффективность очистки, %		Относительная погрешность, %	Эффективность очистки, %		Относительная погрешность, %
	Теор. ^о	Экспер.		Теор.	Экспер.	
ПРП	97,36	95,54	1,9	97,36	97,33	0
АРЖ	94,33	93,39	1,0	95,87	97,02	1,2

Расхождения между экспериментальными и теоретическими значениями эффективностей пылеулавливания в электрофилтрах объясняется несколькими причинами: во-первых, средний медианный диаметр пыли определялся согласно атласам пыли, а не в результате дисперсного анализа; во-вторых, в математической модели не учитывается

форма коронирующих и осадительных электродов; в-третьих, в исходных данных отсутствовали конкретные значения некоторых параметров, описывающих физические и электрические свойства газа и улавливаемой пыли. Эти параметры принимались из справочной литературы.

Таким образом, получена приемлемая адекватность результатов расчета по математической модели процесса пылеулавливания в электрофильтрах с использованием программы на ЭВМ и экспериментальных данных. Путем расчетов на ЭВМ по программе «ELFILTR» можно прогнозировать ожидаемую эффективность очистки газа без громоздких экспериментов по замерам запыленности в условиях работающего электрофильтра.

Список литературы

1. Заключение по сравнению эффективности золоулавливания при различных системах регулирования питания электрофильтра блока 200 МВт. Ст. №9 Кураховской ТЭС. Горловка: ОАО “Донбассэнерго”, 2001. — 32 с.

2. Качан В. М., Акініна А. Г. Вибір і розрахунок електрофільтрів на ЕОМ. Научн-техн.: Сб. — Вып. 23. Серия: Технические науки. — К.: Техніка, 2000. — С. 120—124.

3. Акініна А. Г., Качан В. М. Математична модель процесу пиловловлювання в електрофільтрах // Охорона навколишнього середовища та раціональне використання природних ресурсів: Зб. Доповідей X Всеукраїнської наукової конференції аспірантів і студентів. Т.1. Донецьк: ДонДУ, ДонДАУ, 2000. — С. 20—21.

УДК 697.536

А. А. Худенко *докт. техн. наук., проф.*,
Є. Г. Фаренюк, *аспірант*
Київський національний університет
будівництва і архітектури

ВПЛИВ НА ТЕПЛОВИЙ РЕЖИМ ПРИМІЩЕННЯ РІЗНИХ КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ ВІКОННИХ СИСТЕМ

Втрати теплоти крізь вікна можна розподілити на трансмісійні, які в 4—6 разів більші ніж крізь стіни, та вентиляційні. Теплоізоляційним якимось вікон треба приділяти першочергову увагу при вирішенні проблеми енергозбереження. Необхідно враховувати, що при неякісних вікнах, які є одним з основних елементів формування теплового мікроклімату приміщень, суттєво підвищується безпосередня небезпека для здоров'я людей.

Головними напрямками зниження трансмісійних втрат теплоти є підвищення теплозахисних якостей світлопрозорих заповнень та обрамлюючих елементів.

Світлопрозорі заповнення. Головне призначення вікон — це виконувати захисні функції, відділяти приміщення від неблагоприємного атмосферного впливу зовнішнього середовища, та забезпечувати зв'язок між приміщенням і навколишнім середовищем. Отже, вікно є найбільш енерговитратною частиною огорожуючих конструкцій будинків.

Збільшення кількості рядів скла є найбільш простим засобом підвищення теплоізоляції світлопрозорих заповнень. Опір теплопередачі різних склопакетів становить: одинарне скління — $0,15\text{—}0,16 \text{ м}^2\cdot\text{К}/\text{Вт}$, однокамерного склопакета — $0,29\text{—}0,34 \text{ м}^2\cdot\text{К}/\text{Вт}$, двокамерного склопакета — $0,43\text{—}0,52 \text{ м}^2\cdot\text{К}/\text{Вт}$. Проводити подальше збільшення кількості рядів скла неекономно та неефективно, оскільки вони пропускають набагато менше світла. Крім того, для забезпечення нормативної освітленості треба підвищувати площу вікон. Існують інші шляхи зниження теплопередачі за рахунок зменшення конвективної та променевої складо-

вих передачі теплоти. Перший — заповнення міжскляного простору газами з меншою, ніж у повітря, теплопровідністю — аргоном, криптоном, гексафторидом сірки та ін., а також вакуумуванням міжскляного простору. Порівняння характеристик термічного опору склопакетів з різноманітним газовим заповненням наведено на рис. 1.

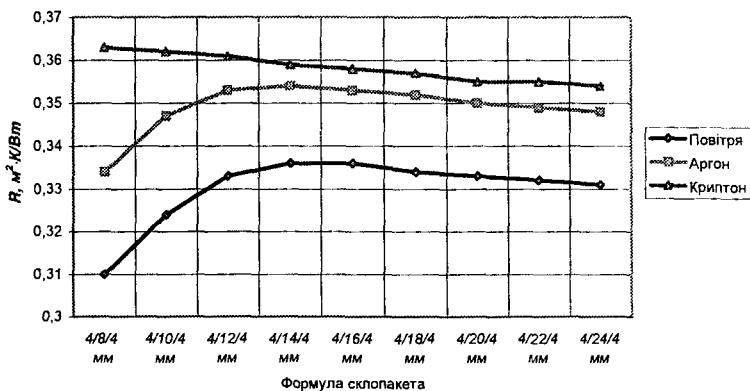


Рис. 1. Порівняльна характеристика термічного опору склопакетів з різними газовими заповнювачами

Другий шлях — нанесення селективних тепловідбиваючих покриттів на поверхню скла. Такі покриття відносно прозорі для видимого світла, але мають вищий коефіцієнт відбиття в інфрачервоному діапазоні випромінювання, який є основним в комплексі теплових втрат. Вони відбивають в опалюване приміщення до 90% енергії, яка випромінюється нагрітими в кімнаті речами.

У підвищенні теплозахисних якостей вікон також важливу роль відіграє зниження теплопровідності обрамовуючих елементів.

Деревина, як відомо, є найкращим будівельним матеріалом. Екологічна чистота, відносно низька теплопровідність, міцність та висока довговічність — властивості, що визначають переваги деревини перед рештою матеріалів. Проте ці властивості у виробі забезпечуються не самі собою, а потребують комплексу технологічних заходів. Тому важливе місце у забезпеченні вищезгаданих властивостей займає суворий поопераційний та вихідний контроль при виготовленні виробів. Температурне поле дерев'яного вікна, розраховане по програмі розрахунку диференціального рівняння Фур'є-Лапласа при граничних умовах III

роду, зображено на рис. 2. Ізотерми на рисунку зображені тонкими лініями через кожні 3°C. Розрахункові температури внутрішнього та зовнішнього повітря $T_{в} = +18^{\circ}\text{C}$ и $T_{з} = -22^{\circ}\text{C}$. На підставі розподілу температур у конструкції рами можна зробити висновок, що конденсат на внутрішній поверхні конструкції випадати не буде, тому що температури внутрішньої поверхні вищі за температури конденсації пари повітря при розрахункових параметрах.

Альтернативними дереву для обрамлення віконних систем є профілі з алюмінієвих сплавів та з полівінілхлориду (ПВХ).

Алюміній — довговічний, міцний та легкий матеріал. Основний його недолік — висока теплопровідність. Тому використовуватися для обрамлення вікон та дверей алюміній може тільки за умови наявності теплоізолюючих вставок, перериваючих безперервний потік теплоти. Саме теплоізолююча ефективність вставки з пластмасових матеріалів і визначає можливість використання конкретних конструктивних рішень обрамлень з алюмінієвих сплавів. На жаль, досить часто трапляється так, що у нашій практиці з необґрунтованими рішеннями обрамлюючих елементів вікон з алюмінієвих профілів, коли закупляються або готові вироби або профілі без старанного теплового аналізу їх теплових якостей.

Вентиляційні втрати теплоти крізь вікна також дуже великі (до 35%). Основний недолік традиційних вікон, які застосовуються в переважній більшості вітчизняних будинків — це підвищена інфільтрація. Заклеювання усіх щілин у різях і у стулках вікон — звичайна для нашого побуту операція, яка повторюється з періодичністю щорічного похолодання. Наявність надійних, які забезпечують у часі необхідний рівень повітроізоляції ущільнюючих елементів, — обов'язкова умова конструктивного рішення сучасних вікон.

Максимальна нормативна характеристика опору повітропроникнення дорівнює $0,5 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{ДаПа}^{2/3} / \text{кг}$. Результати чисельних випробувань теплотехнічних показників вказують на те, що опір повітропроникненню більшості сучасних віконних систем відповідають нормам України та дорівнюють від $0,5$ до $10 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{ДаПа}^{2/3} / \text{кг}$.

Оскільки основне охолодження приміщень у зимовий період відбувається крізь нещільності у вікнах, та підвищення теплозахисних якостей огорожень пов'язане зі зменшенням повітропроникнення вікон шляхом їх герметизації різними прокладками. Це, з одного боку, знижує тепловтрати, з другого боку, — знижує кількість свіжого повітря, що надходить у приміщення.

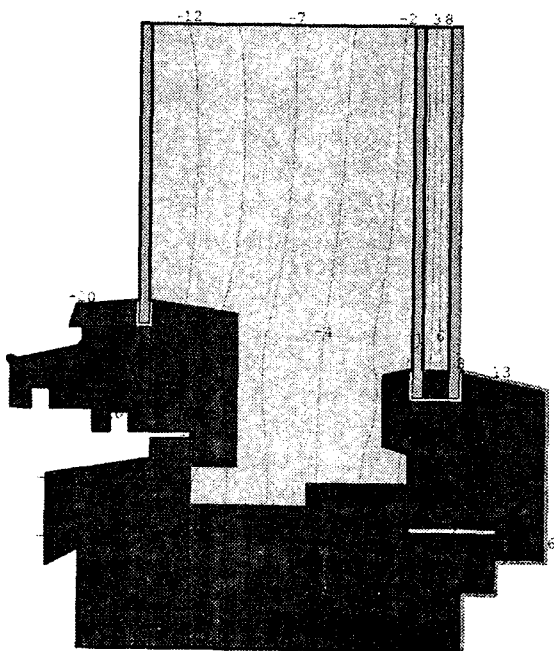


Рис. 2. Температурне поле дерев'яного вікна

Тепловий баланс у приміщенні забезпечується при виконанні рівняння теплового балансу

$$Q - Gc\gamma(t_b - t_n) - (t_b - t_n)F/R_o^{np} = 0, \quad (1)$$

де Q — теплопливи від системи опалення приміщення, Дж; G — повітрообмін приміщення, $\text{м}^3/\text{ч}$; c — теплоємність повітря, Дж/(кгК); γ — щільність повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$; t_b , t_n — температура внутрішнього та зовнішнього повітря, $^{\circ}\text{C}$ (К); F , R_o^{np} — площа і зведений опір теплопередачі.

У рівнянні теплового балансу (1) усі характеристики залежать одна від одної. При зниженні потужності системи опалення приміщення (величина Q) або підвищенні кількості зовнішнього повітря G , яке інфільтрується чи спеціально подається до приміщення знижується температура внутрішнього повітря t_b . Змінюючи рівень повітрообміну G

шляхом обклеювання вікон, можна у певній мірі підвищити значення t_b , але цього явно недостатньо, щоб при існуючих теплових навантаженнях (значеннях Q) забезпечити нормативні режими експлуатації. Причому справа не стільки в низьких значеннях Q , скільки у величині останньої складової формули (1) — рівні теплозахисту огорожуючих конструкцій, який характеризується значенням R_0^{np} . Житлові будинки, спроектовані та побудовані у роки радянських п'ятирічок, надто енергоємні, тому з урахуванням вартості енергоресурсів підтримувати у таких будинках на достатньому рівні температуру повітря дуже дорого.

Зниження величини G , як видно з рівняння (1), призводить до підвищення t_b . Проте і тут має місце протиріччя. Енергозбереження потребує максимального зниження G , а вимоги гігієністів — підвищення G , тому оптимізація цієї характеристики є сумісним завданням спеціалістів по гігієні та теплозахисту будинків.

Отже, єдиний шлях забезпечення теплового комфорту у приміщеннях — це підвищення характеристики R_0^{np} .

Вікна виявляють суттєвий вплив також на рівень теплового комфорту приміщення. Під терміном “тепловий комфорт” слід розуміти такий стан людини, коли вона не відчуває ні перегрівання, ні охолодження. У термодинамічному відношенні людина є тепловиробляючою системою, яка завжди повинна віддавати вироблену енергію навколишньому середовищу. При недостій тепловіддачі людина відчуває перегрівання з подальшим підвищенням температури спочатку поверхні, а потім і глибинних тканин, при підвищеній тепловіддачі — переохолодження з відповідним пониженням температур.

Температура повітря t_b визначає умови (інтенсивність) конвективної тепловіддачі від людини в навколишнє середовище. Проміневий теплообмін між людиною та навколишнім середовищем визначається так званою радіаційною температурою приміщення t_R .

Для спрощення розрахунків беруть

$$t_R = \frac{\sum F_i t_i}{\sum F_i}, \quad (2)$$

де F_i — площа i -ї поверхні огорожуючих приміщення конструкцій.

На рис. 3 наведено вплив теплових характеристик вікон на теплове відчуття людини.

Допустима інтенсивність тепловіддачі від людини до холодних поверхонь шляхом проміневого теплообміну становить 70 Вт/м^2 . Отже, опір теплопередачі віконних блоків повинен бути не менш ніж $0,5$ —

0,55 м²·°С/Вт (залежно від геометрії приміщення). При цьому не має значення з чого зроблено обрамлення вікна — з деревини, пластика або алюмінієвих профілів. Теплотехнічні характеристики огорожуючих конструкцій повинні визначатись тільки умовами теплообміну. Тому різні нормативні вимоги по теплозахисту вікон за вітчизняними нормами, залежно від вигляду обрамлюючих елементів, фізично не обґрунтовані. При коректуванні нормативних вимог за рівнем теплозахисту вікон необхідно враховувати не тільки загальні тепловтрати приміщення, але й особливості теплообміну між людиною і навколишнім середовищем залежно від геометричних параметрів проєктованого приміщення.

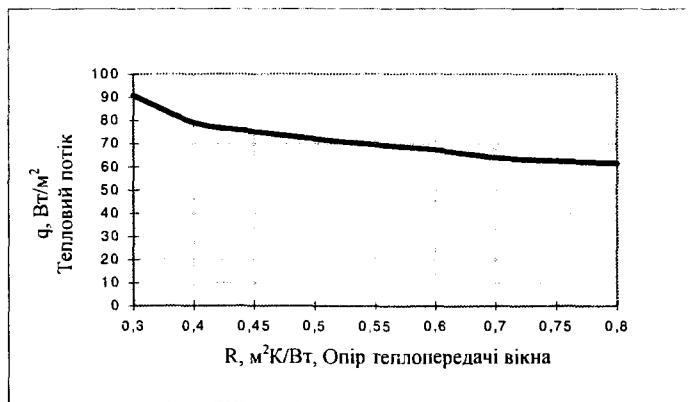


Рис. 3. Тепловтрати від людини до поверхні вікна

Для більш повної оцінки впливу температури внутрішнього повітря t_B і середньої радіаційної температури приміщення t_R на температурний стан у приміщенні введено поняття температури приміщення t_{Π}

$$t_{\Pi} = 0,64 t_R + 0,36 t_B. \quad (3)$$

Підвищення величини t_R забезпечує нормальну комфортну температуру приміщення при незмінній температурі повітря t_B і відповідно незмінному значенні теплонадходжень Q . На рис. 4 подано дані для визначення залежності між температурою теплоносія в системі опалювання и температурою приміщення при різних варіантах підвищення теплозахисних показників зовнішніх огорожуючих конструкцій.

Нормальний для людини температурний діапазон у приміщенні, як це випливає з рис. 3, може забезпечуватись і при існуючих навантаженнях в системах опалення житлових будинків. Однак для цього не-

обхідно підвищувати рівень теплозахисту огорожуючих конструкцій. Причому теплова ефективність підвищення теплозахисту вікон та глухих стін практично еквівалентна. Вибір варіанта утеплення повинен здійснюватися для кожного конкретного випадку з урахуванням як конструктивних особливостей даного будинку, так і економічних можливостей суб'єкта, що забезпечує підвищення енергоефективності будинку або його частини.

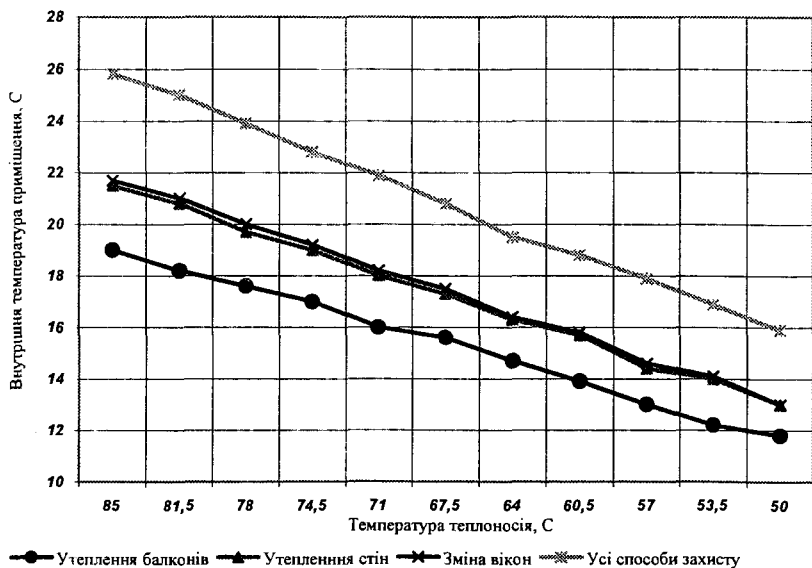


Рис. 4. Внутрішня температура приміщення в залежності від теплозахисту огорожень та температури теплоносія

ОСНОВИ КОМПОНОВКИ І ГІДРОДИНАМІЧНОГО РОЗРАХУНКУ ЕЛЕКТРОКАЛОРИФЕРІВ

Вихідними даними для компоновки електричних калориферів є витрата і параметри повітря, теплопродуктивність, а також надлишковий напір за калорифером. Крім того, електрокалорифер повинен відповідати акустичним вимогам, вимогам по автоматизації, вимогам, які пов'язані з умовами експлуатації (надійності), можливістю обслуговування і ремонту, естетичним вимогам.

Мета компоновки електрокалорифера полягає у найбільш раціональному взаємному розміщенні його елементів та вузлів з уже відомими габаритами, яке дозволяє здійснити обробку повітря за прийнятною технологічною схемою. Раціонально скомпонувати окремі вузли калорифера в єдиний агрегат — це значить отримати мінімально можливі габарити і масу пристрою з урахуванням виконання усіх інших вказаних вище вимог проектування електрокалорифера. Якщо в результаті розрахунку і проектуванні основних вузлів електрокалорифера отримані дані по масах $G_1, G_2, G_3 \dots G_n$ займаючих об'ємах $V_1, V_2, V_3 \dots V_n$ і аеродинамічних опорах $\Delta p_1, \Delta p_2, \Delta p_3 \dots \Delta p_n$ кожного окремого вузла, то при рівноцінній відповідності інших конструктивних і експлуатаційних вимогах по компоновці, кращою компоновкою буде та, у якій сума мас, об'ємів і аеродинамічних опорів окремих вузлів віднесена відповідно до маси G_k , об'єму V_k і аеродинамічного опору Δp_k скомпонованого в агрегат, буде найбільшою.

Порівняння різних компоновок для одного й того самого електрокалорифера можна проводити по відносних компоновочних коефіцієнтах:

$$\bar{G} = \sum_{i=1}^n G_i / G_k ; \quad \bar{V} = \sum_{i=1}^n V_i / V_k ; \quad \bar{\Delta P} = \sum_{i=1}^n \Delta p_i / \Delta p_k . \quad (1)$$

Два останніх коефіцієнти характеризують компоновки з точки зору використання об'єму і аеродинамічного опору повітряного тракту калорифера.

Всі електрокалорифери по компоновці можна підрозділити на секційні і моноблочні. Секційна компоновка — це така конструкція калорифера, яка складена з окремих, повністю завершених у конструктивно-му відношенні і оформлених вузлів, зібраних і закріплених на загальній фундаментній рамі. Всі вузли, які входять у калорифер, мають власні корпуси, приєднувальні фланці, лапи для кріплення і т. ін. Моноблочна компоновка являє собою конструкцію, в якій корпус калорифера є основним зв'язуючим конструктивним вузлом, насиченим усіма необхідними елементами. Корпус моноблочного калорифера служить загальним корпусом для всіх встановлених усередині нього вузлів. Кожна з компоновок має свої переваги і недоліки. Секційна компоновка по займаючому об'єму і площі більша, ніж моноблочна. Моноблочна компоновка, внаслідок того, що має єдиний корпус більш естетична, ніж секційна.

Для зменшення теплообміну через корпус калорифера між повітрям, що обробляється та навколишнім повітрям і виключення при цьому можливої конденсації вологи на зовнішній поверхні, його корпус необхідно теплоізолювати. Всі поверхні корпусу, які зовні межують з навколишнім повітрям, покриваються теплоізоляцією зсередини. Це виключає можливість ушкодження ізоляції при транспортуванні, монтажу і експлуатації обладнання і не порушує естетики зовнішнього вигляду калорифера. Але головне полягає в тому, що теплоізоляція повинна одночасно бути і звукопоглинаючим матеріалом. Із теплозвукоізоляційних матеріалів застосовують в основному листовий поліуретановий еластичний поропласт та гуму з об'ємною масою 1500 кг/м^3 і коефіцієнтом теплопровідності $0,582 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$. Виконання стінок корпусу електрокалорифера у вигляді звукоізолюючих конструкцій дозволяє знизити шум навколо калорифера до $70\text{—}75 \text{ дБ}$ проти $90\text{—}105 \text{ дБ}$ без звукоізоляції.

Для виключення впливу структурного (який викликає вібрація) шуму на рівень шуму навколо калорифера необхідно:

- встановити електровентилятор на амортизатори з низькими власними частотами коливань;
- забезпечити максимально можливе приближення центру ваги електровентилятора до центру ваги амортизуючої системи;
- розміщувати фундамент електровентиляторного вузла ближче до точок опори калорифера;
- забезпечити гнучке з'єднання нагнітаючого і всмоктуючого патрубків калорифера з повітряним трактом.

Аеродинамічний розрахунок калорифера. Метою аеродинамічного розрахунку калорифера є визначення опору його повітряного

тракту і підбір необхідного електроventильатора за продуктивністю і напором.

Напір електроventильатора визначають за формулою

$$H_{\text{вт}} = (1,1 \dots 1,2) \cdot H_{\text{к}} + \Delta p_{\text{к}}, \text{ Па}, \quad (2)$$

де $H_{\text{к}}$ — повний напір повітря за калорифером, який складається з опорів системи повітропроводів до і після калорифера та повітроподільників; $\Delta p_{\text{к}}$ — опір повітряного тракту калорифера.

Втрати тиску в повітропроводах визначають за формулою

$$\Delta p_{\text{в}} = \sum_{i=1}^n \Delta p_{\text{тр}} + \sum_{i=1}^k \Delta p_{\text{м}}, \text{ Па}, \quad (3)$$

де $\sum_{i=1}^n \Delta p_{\text{тр}}$ — сума втрат тиску на тертя на прямих ділянках повітропроводу; $\sum_{i=1}^k \Delta p_{\text{м}}$ — сума втрат тиску у місцевих опорах повітропроводу — арматури, колінах, трійниках й т. ін.

Втрати тиску на тертя визначають за формулою:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}, \text{ Па}, \quad (4)$$

де λ — коефіцієнт опору тертя; L — довжина ділянки повітропроводу, м; ρ — густина повітря, кг/м^3 ; ω — швидкість повітря, м/с; d_e — еквівалентний діаметр повітропроводу, м.

Практично завжди у повітропроводах спостерігається турбулентний режим руху, при якому для технічно гладких труб значення λ визначають за такими формулами:

$$\text{при } Re = 3 \cdot 10^3 \text{—} 10^5; \lambda = 0,3164 \cdot Re^{-0,25}; \quad (5)$$

$$\text{при } Re = 10^5 \text{—} 10^8; \lambda = 0,0032 + 0,221 \cdot Re^{-0,237}; \quad (6)$$

$$3 \cdot 10^3 < Re < 10^8; \lambda = (1,8 \cdot \lg Re - 1,5)^{-2}. \quad (7)$$

Значення коефіцієнтів різних місцевих опорів визначають за відомими залежностями і за даними довідкової літератури.

Опір електрокалорифера визначають за формулою:

$$\Delta p_{\text{к}} = \sum_{i=1}^m \Delta p_{\text{ел.і}} + \sum_{i=1}^n \Delta p_{\text{м.і}} + \sum_{i=1}^k \Delta p_{\text{тр.к}}, \quad (8)$$

де $\Delta p_{\text{ел}}$ — опір електронагрівачів; $\Delta p_{\text{м}}$ — місцеві опори повітряного тракту (раптові звуження, розширення, повороти і т. ін.); $\Delta p_{\text{тр}}$ — опір тертя на окремих прямих ділянках повітряного тракту калорифера.

Опір нагрівачів повітря визначають розрахунком, використовуючи експериментальні дані в критеріальній формі:

$$Eu_B = f(Re_B). \quad (9)$$

При цьому аеродинамічний опір пучка нагрівачів включає в себе опір тертя і місцеві опори, що виникають внаслідок розширення і звуження потоку при поперечному обтіканні пучка трубок.

Аеродинамічний опір пучка нагрівачів можна визначити за критеріальним рівнянням:

$$\Delta p_B = Eu_B \cdot \rho_B \cdot \omega_B^2 = 2 \cdot Eu_B \cdot \frac{\omega_B^2}{2} \cdot \rho_B. \quad (10)$$

З (10) випливає, що коефіцієнт місцевого опору пучка трубок складає:

$$\xi = 2 \cdot Eu_B. \quad (11)$$

При інженерному розрахунку нагрівачів для визначення величини ξ зручно користуватись узагальненими формулами, які представлені в чисельному вигляді [6]:

- для нагрівачів, що складаються з гладкотрубних елементів і коридорного розміщення трубок

$$\xi = (4 + 6,6 \cdot n_2) \cdot \sigma_1^{-0,23} \cdot Re^{-0,26}; \quad (12)$$

- для нагрівачів, що складаються з гладкотрубних елементів і шахового розміщення трубок

$$\xi = (4 + 6,6 \cdot n_2) \cdot Re^{-0,28} \quad (\text{при } \sigma_1 < \sigma_2); \quad (13)$$

$$\xi = (5,4 + 3,4 \cdot n_2) \cdot Re^{-0,28} \quad (\text{при } \sigma_1 > \sigma_2); \quad (14)$$

У формулах (13) і (14):

$\sigma_1 = s_1/d_n$ — відносна поперечна відстань пучка трубок; $\sigma_2 = s_2/d_n$ — відносна повздовжня відстань пучка трубок; n — число трубок за рухом повітря.

Підсумкова розрахункова формула при цьому має вигляд

$$\Delta p_{\text{ср}} = \xi \cdot \frac{\omega_{\text{в}}^2}{2} \cdot \rho_{\text{в}}, \quad (15)$$

де $\omega_{\text{в}}$ і $\rho_{\text{в}}$ — лінійна (середня за витратою) швидкість, м/с і густина, кг/м³ повітря.

Місцеві опори повітряного тракту калорифера $\Delta p_{\text{м}}$ визначають за графіками, побудованими на основі експериментальних даних, наведених у літературі [4,5], а також за чисельними залежностями з літературних джерел.

Опір тертя повітряного тракту $\Delta p_{\text{тр}}$ визначають за формулою (4). У інженерних розрахунках, зважаючи на те, що $\Delta p_{\text{тр}}$ повітряного тракту набагато менша $\Delta p_{\text{м}}$, ними можна знехтувати.

Література

1. Жукаускас А. А. Конвективный перенос в теплообменниках. — М.: Наука, 1982. — 472 с.
2. Справочник по теплообменникам: В 2-х т. / Пер. с англ. Под ред. О. Г. Мартыненко и др. — М.: Энергоатомиздат, 1987.
3. Легкий В. М., Терех А. М. Гидравлическое сопротивление поперечно-омываемых пучков гладких труб // Теплоэнергетика, 1997, № 6. — С. 37—39.
4. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства: В 2 ч. / Под ред. И. Г. Старовойтова. — М.: Стройиздат, 1978. — Ч. 2: Вентиляция и кондиционирование воздуха. — 510 с.
5. Отопление и вентиляция: В 2 ч. / Под ред. В. Н. Богословского. — М.: Стройиздат, 1976. — Ч. 2: Вентиляция. — 439 с.
6. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. — М., Энергия, 1973. — 320 с.

ТЕПЛООБМЕН В ТОПОЧНЫХ КАМЕРАХ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРОВ С ЖАРОВОЙ ТРУБОЙ

Наметившаяся в последние годы в Украине тенденция, направленная на децентрализацию систем теплоснабжения, требует создания высокоэффективных и маневренных теплогенераторов малой (до 2,5 МВт) мощности. Наиболее перспективной особенностью конструкции этих теплогенераторов, работающих на природном газе, является использование топки цилиндрической формы, а в конвективной части – дымогарных труб.

Радиационно-конвективный теплообмен между высокотемпературными продуктами сгорания и стенками топочных камер и конвективных поверхностей нагрева теплогенераторов с дымогарными трубами имеет существенное отличие от аналогичных процессов в топках более крупных водотрубных теплогенераторов. Изменения геометрических условий протекания процессов теплопереноса и иные режимные параметры работы топок приводят к существенным ошибкам при применении методов расчета теплообмена крупных теплогенераторов [1].

Основным вопросом, возникающим при обосновании той или иной модели теплообмена в топках малого объема, является оценка относительного вклада радиационного и конвективного переноса в сложный теплообмен. При этом одной из основных задач является определение температуры продуктов сгорания на выходе из топки. Данное положение обусловлено необходимостью сбалансировать теплоступления от продуктов сгорания топлива в топочной камере, представляющей жаровую трубу, с одной стороны, и, с другой стороны, в газотрубном конвективном пучке. При конструировании топочной камеры это условие представляется возможным решить путем оптимизаций коэффициента интегрального переноса теплоты.

Коэффициент интегрального переноса теплоты (K_T):

$$K_T = \frac{I_a - I_T''}{I_a - I_{CT}} , \quad (1)$$

где I_a — энтальпия продуктов сгорания при адиабатической температуре, кДж/м³ (кг); I_T'' — энтальпия продуктов сгорания на выходе из топки, кДж/м³ (кг); I_{CT} — энтальпия продуктов сгорания при средней температуре поверхности стенки топки, кДж/м³ (кг), согласно [2] определяется следующим уравнением:

$$K_T = \frac{1}{1 + 0,0868 \frac{1}{\xi} (Re_H)^{0,55} (Bu)^{-0,86} \left(\frac{l}{d_3} \right)^{-0,75}}, \quad (2)$$

где ξ — коэффициент тепловой эффективности [2];

$$Re_H = \frac{V_T B_P T_a d_3}{273 N_L v_{CM}} \text{ — число Рейнольдса;}$$

$$B_U = \frac{\bar{K}_O^P d_3}{\alpha} \text{ — число Бугера;}$$

l — длина топки, м; V_T — удельный объем продуктов сгорания на единицу топлива, м³/м³(м³/кг); B_P — расход топлива, м³/с (кг/с); T_a — адиабатическая температура горения, °К; N_L — лучевоспринимающая поверхность топки, м²; d_3 — эквивалентный диаметр топки, м; v_{CM} — коэффициент кинематической вязкости продуктов сгорания, м²/с; \bar{K}_O^P — суммарный усредненный коэффициент поглощения продуктов сгорания, 1/м; α — коэффициент избытка воздуха.

Уравнения (1) и (2) позволяют определить значение энтальпии продуктов сгорания на выходе из топки, а по зависимости энтальпии от температуры газов устанавливается соответствующее значение последней.

На рисунке представлено влияние на K_T тепловой мощности (N) теплогенератора, а также длины и диаметра топочной камеры. Зависимость $K_T = f(N)$ построена при значениях $l = 2,5$ м и $d = 0,7$ м; зависимость $K_T = f(l)$ — при значениях $N = 2$ МВт и $d = 0,7$ м, а зависимость $K_T = f(d)$ — при значениях $N = 2$ МВт и $l = 2,5$ м.

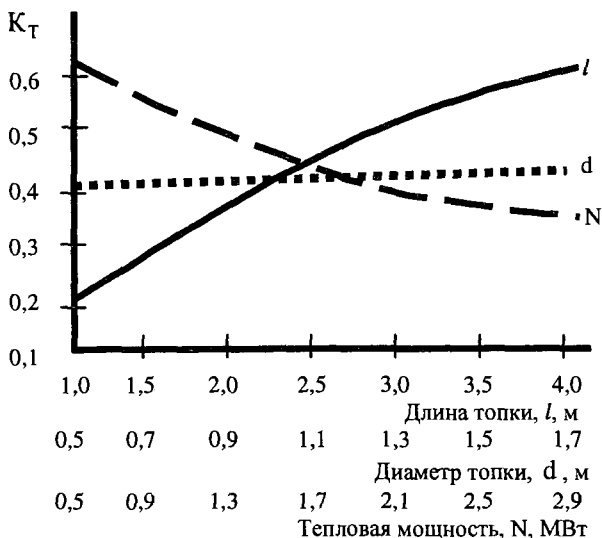


Рисунок. Зависимость коэффициента интегрального переноса теплоты от тепловой мощности теплогенератора, длины и диаметра топочной камеры

Видно, что на коэффициент K_T наиболее существенное влияние оказывает длина жаровой трубы, с увеличением которой при прочих одинаковых параметрах K_T увеличивается; с изменением внутреннего диаметра топки K_T практически не изменяется, а с повышением тепловой производительности теплогенератора — уменьшается. Таким образом, основной задачей является выбор оптимального соотношения длины жаровой трубы и ее диаметра, соответствующего тепловой мощности теплогенератора. В этих условиях необходимо в полной мере использовать объем топочного пространства и обеспечить равномерную тепловую нагрузку поверхности топки. Длина топки должна быть согласована с длиной конвективной части.

Литература

1. Тепловой расчет промышленных парогенераторов / Под. ред. В. И. Частихина. — К.: Вища школа, 1980. — 184 с.
2. В. Н. Братенков, П. А. Хаванов, Л. Я. Вэскер. Теплоснабжение малых населенных пунктов. — М.: Стройиздат, 1988. — 223 с.

РОБОТА СИСТЕМ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ГОСПОДАРСТВА І МЕТОДИ РОЗРОБКИ АЛГОРИТМІВ ЇХ РОБОТИ

Ефективна робота сучасних промислових підприємств неможлива без широкого впровадження систем автоматичного регулювання (САР) та автоматизованого управління розподілом цільового продукту.

Для задовільної підтримки технологічних параметрів (тиск, температура, рівень, витрата та інше) таких об'єктів регулювання, як системи тепlopостачання та паропостачання — використовують САР. Якість роботи САР у режимах роботи об'єкта регулювання залежить від правильності її налаштування і оцінюється за загальноприйнятими кількісними показниками затухання процесу регулювання.

Системи автоматичного регулювання являють собою замкнуті динамічні системи, в яких частина енергії з виходу може повертатися на вхід, і тому дані системи схильні до виникнення коливань. Крім того, в залежності від співвідношення параметрів вони можуть забезпечувати більшу або меншу точність у сталому і динамічному режимах.

Перед проектуванням системи автоматичного регулювання попередньо треба провести аналіз виробничого процесу, умов експлуатації і формування висунутих до системи вимог, які можуть бути досить різноманітними. Слід відзначити що усі вимоги можна розділити на такі чотири групи:

1. Вимоги до величини запасу стійкості системи.
2. Вимоги до величини відхилення регульованої величини у сталому режимі (статична точність).
3. Вимоги до поведінки системи у перехідному процесі (якість перехідного процесу).
4. Вимоги до динамічної точності системи, тобто до величини відхилення при наявності безперервно змінюваних впливів.

При теоретичному дослідженні автоматичних систем важливо розрізнати в них перехідні та усталені процеси (рис. 1).

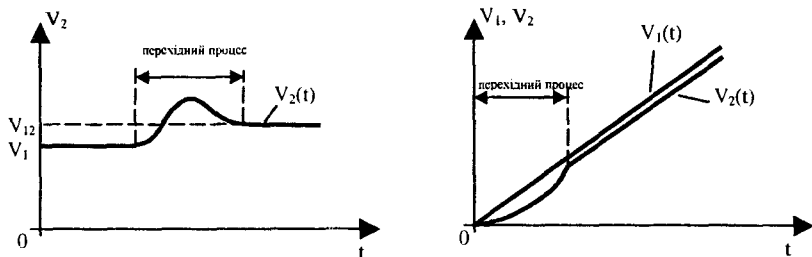


Рис. 1. Усталений і перехідний процеси в автоматичних системах

Перехідним процесом називається зміна у часі регульованої величини з моменту прикладення впливу до початку усталеного процесу.

Усталеним називається процес, коли власна складова перехідного процесу (зміна регульованої величини у часі) повністю затухає і залишається тільки вимушена складова, залежна від характеру зовнішніх впливів.

Практичним виходом класичної теорії автоматичного регулювання є створення математичного апарата для розрахунку і складання різноманітних типів та схем САР на різних об'єктах.

Як відомо, в САР найчастіше зустрічаються наступні з'єднання ланок (рис. 2): послідовне, паралельне та зустрічно-паралельне ("зворотний зв'язок").

Для аналізу САР і її розрахунку необхідно знати результуючу передаточну функцію групи зв'язаних між собою ланок.

Результуюча передаточна функція послідовного з'єднання ланок (рис. 2, а) рівна добутку їх передаточних функцій:

$$W(p) = \frac{y}{x} = \frac{x_1}{x} \cdot \frac{x_2}{x_1} \dots \frac{x_{n-1}}{x_{n-2}} \cdot \frac{y}{x_{n-1}} = W_1(p)W_2(p)\dots W_{n-1}(p)\dots W_{n-1}(p)W_n(p), \quad (1)$$

де $W(p)$ — результуюча передаточна функція; p — оператор диференціювання; x — вхідна величина; y — вихідна величина.

Вона не залежить від взаємного розташування ланок.

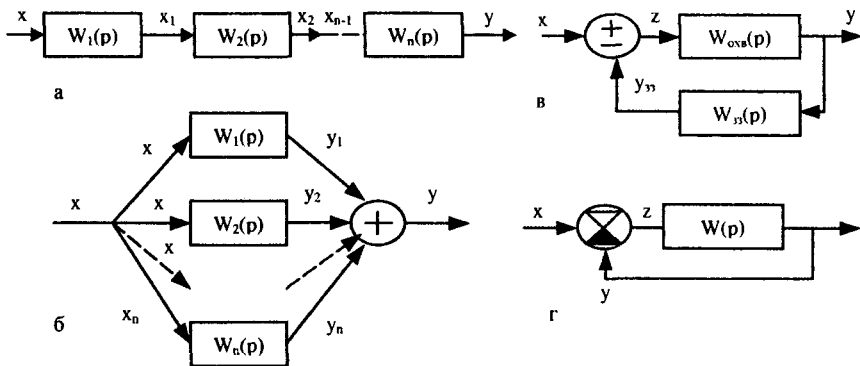


Рис. 2. З'єднання ланок

Результуюча передаточна функція паралельного з'єднання ланок (рис. 2, б) рівна сумі передаточних функцій цих ланок:

$$W(p) = \frac{y}{x} = \frac{y_1 + y_2 + \dots + y_n}{x} = \frac{y_1}{x} + \frac{y_2}{x} + \dots + \frac{y_n}{x}. \quad (2)$$

З'єднання “зворотний зв'язок” показаний на рис. 2, в. Знак “+” відповідає додатному “зворотному зв'язку” ($z = x + y_{oc}$), а знак “-” — від'ємний ($z = x - y_{oc}$).

Для визначення результуючої передаточної функції складемо три рівняння:

$$y = W_{охв}(p)z; y_{oc} = W_{зз}(p)y; z = x + y_{зз}.$$

Виключивши з них змінні z і y_{oc} , отримаємо

$$\frac{y}{x} = W(p) = \frac{W_{охв}(p)}{1 \pm W_{охв}(p)W_{зз}(p)}. \quad (3)$$

У цій формулі знак додавання відповідає від'ємному “зворотному зв'язку”, а знак віднімання — додатному.

В автоматичних системах часто використовується одиничний від'ємний зв'язок (рис. 2, г), результуючу передаточну функцію такого з'єднання ланок легко отримати, поклавши в формулі (3) $W_{зз}(p) = 1$:

$$W(p) = \frac{W_{\text{охв}}(p)}{1 + W_{\text{охв}}(p)},$$

де $W_{\text{охв}}(p)$ — обхвачена результуюча передаточна функція.

Необхідність розробки системи автоматичного регулювання, критерію сталості і методу управління послужила наявність різноманітних алгоритмів (наборів сигналів та способів їх обробки) САР на однотипних об'єктах регулювання. Через відсутність вищевказаного критерію відсутній і метод розробки оптимальних алгоритмів САР, виходячи із можливостей впливу регулюючого органу на регульований параметр у передаварійних ситуаціях.

При оцінці якості роботи САР у передаварійних ситуаціях через складність поведінки регульованого параметру у даний час використовується критерій достатності, тобто невихід регульованого параметру за межі спрацювання установок захисту або за наближені до них, завчасно обумовлені, межі. Такий критерій створює можливості розробки і впровадження різних алгоритмів, неоптимально працюючих у передаварійних ситуаціях.

Для кожної передаварійної ситуації існує єдино можливий оптимальний, виходячи з динамічних якостей і технічних характеристик використовуваного обладнання, алгоритм управління регулюючим органом. Він забезпечує мінімально можливі відключення регульованого параметру від необхідного значення (інколи постійного, інколи змінного, тобто змінюваного в залежності від режиму роботи об'єкта).

Відступ від нього ведуть до відхилення регульованого параметру на більшу величину, більш тривалий час, з більшою частотою, ніж без них. Крім того, у процесі роботи можуть з'явитися відхилення від технічних умов експлуатації використовуваного обладнання (наприклад, перепад тисків на клапані може перевищити допустимий, імпульсна лінія датчика може засмітитися частково без зміни його показань у стаціонарному режимі й т. п.).

У перехідних режимах, що супроводжуються такими відхиленнями, регульований параметр, котрий не виходив за межі спрацювання захисту при проведенні випробувань, може їх перевищити. Тим самим підвищується ймовірність спрацювання захисту, вимикаючого основне обладнання, і зменшується надійність ведення стабільного режиму. Якщо ж захист не спрацює то може статися аварія. При рівнях енергоозброєння і вмісту потенційно шкідливих факторів сучасних вироб-

ництв нехтування можливістю розробки алгоритмів САР, близьких до оптимально можливих у передаварійних ситуаціях, необхідно визнати як мінімум неприпустимим.

У теперішній час систематичний аналіз існуючих алгоритмів управління регулюючими органами в передаварійних ситуаціях на оптимальність і методична розробка оптимально можливих, з урахуванням можливостей реальних регулюючих органів, алгоритмів САР не проводиться. Відсутність методичного (наукового) підходу до розробки алгоритмів при наявності відносно широких діапазонів допустимих відхилень регульованих параметрів у передаварійних режимах і розвиненість схем блокувань і захистів призводять до зниження вимог до алгоритмів роботи САР.

Відсутність попередньо розроблених для передаварійних ситуацій оптимальних алгоритмів управління регулюючим органом, як критерію оптимальності алгоритму САР, робить важким порівняльний їх аналіз. Небажаність збільшення кількості пов'язаних з деяким ризиком динамічних випробувань для порівняння якості різноманітних алгоритмів інколи призводить до використання не кращого з них.

Запропонований метод розробки оптимально можливих або близьких до них алгоритмів роботи САР складається із наступних етапів:

1. Постановка задачі (наприклад, підтримка регульованого параметру постійним або змінним по заданому закону, створення оптимальних умов роботи інших САР, необхідність дотримання обмежень, пов'язаних з технічними характеристиками використовуваного обладнання).

2. Виявлення усіх фізичних параметрів об'єкта регулювання, що можуть здійснювати вплив на регульований параметр (впливаючих параметрів).

3. Реєстрація динамічних характеристик регулюючого і впливаючого параметрів при можливих передаварійних ситуаціях (проектних відмовах обладнання, що призводять до відхилень впливаючого і регульованого параметрів) і регульованого параметру в стаціонарному режимі при збуренні регулюючим органом.

4. Проводиться при номінальному навантаженні об'єкта регулювання.

Список літератури

1. *Г. І. Ванюрихин.* Основы автоматического управления. — М.: Военное издательство Министерства обороны СССР, 1972.
2. *А. А. Иванов.* Теория автоматического управления и регулирования. М.: Недра, 1970.
3. *Н. Н. Иващенко.* Автоматическое регулирование. — М.: Машиностроение, 1973.
4. *А. В. Русанов.* О критерии оптимально возможной работы систем автоматического регулирования и методе разработки оптимально возможных алгоритмов их работы // Энергетика и электрофикация. — 1994 — № 3. — С. 35—37.

ОПЕРАТИВНЕ УПРАВЛІННЯ ІЄРАРХІЧНО ОРГАНІЗОВАНИМИ ІНЖЕНЕРНИМИ МЕРЕЖНИМИ СИСТЕМАМИ З ДИНАМІЧНИМ РОЗПОДІЛОМ ПРОЦЕСОРНОГО ЧАСУ

У реальних задачах, що охоплюють дуже широкий спектр видів і форм машинних та людино-машинних керуючих систем, виникає необхідність розподілу системних ресурсів між окремими підпроцесами в умовах певних обмежень. Такі обмеження накладаються як на види та об'єми ресурсів, так і на конкретні форми їхнього використання. До такого класу відносяться проблеми управління розподілом ресурсів обчислювальних систем (процесорного часу, оперативної пам'яті, пристроїв введення-виведення) між окремими програмами, проблема управління розподілом цільового продукту (ЦП) (води, газу, повітряних потоків) в інженерних мережних системах (ІМС), проблема управління розподілом техніко-економічних ресурсів (машин, трудових ресурсів, коштів) виробничих і технологічних процесів [1, 2].

У даній роботі розглянутий один підклас таких проблем, пов'язаний із проблемою управління ІМС.

Окремі локальні мережі (ЛМ) різного рівня ієрархії, що входять до складу ІМС N , позначимо N_{ij} , де i — номер рівня ієрархії, j — номер ЛМ даного рівня. Множину вершин ЛМ N_{ij} позначимо V_{ij} . В множині V_{ij} виділимо підмножину вершин ЛМ N_{ij} , що позначається V_{ij}^c , у кожній із яких відбувається контроль (вимір) напору (рівня) ЦП.

Будемо вважати, що припустимі умови функціонування ЛМ N_{ij} виконуються, якщо має місце наступна умова:

$$\forall x \in V_{ij}^c, Z_x \in [Z_{ij}^*, Z_{ij}^{**}]; \quad (1)$$

де Z_{ij}^* і Z_{ij}^{**} — відповідно нижня і верхня межа напору (рівня) ЦП Z_x у вершині $x \in V_{ij}^c$.

Умову (1) породжено цілями функціонування реальних ЛМ, що входять до складу ІМС, котрі полягають у створенні припустимих умов функціонування для всіх ЛМ нижчих рівнів ієрархії, підключених до розглянутої ЛМ N_{ij} [1, 2].

Для формалізації факту порушення виконання умови (1) у ЛМ N_{ij} введемо відповідний предикат D_{ij} .

Будемо вважати, що цей предикат є правдивим ($D_{ij} = 1$), якщо має місце порушення виконання умови (1) у ЛМ N_{ij} , і помилковим ($D_{ij} = 0$) — у протилежному випадку. Відповідно до результатів, наведених в [1, 2], керуюча система використовує сукупність керуючих програм P_{ij} кожна з яких реалізує процес управління відповідною ЛМ N_{ij} , направлений на відновлення умови (1) у випадку її порушення збудовальними чинниками-режимами споживання, які стохастично змінюються.

Для реалізації керуючих програм P_{ij} у якості керуючих ЕОМ передбачається використовувати сучасні персональні комп'ютери. Такі ЕОМ використовують мультипрограмний режим роботи, при якому має місце конкурентне виконання програм. Це означає, що при одночасній наявності всіх або деяких із керуючих програм в оперативній пам'яті ЕОМ, вони можуть виконуватися тільки послідовно в деякому порядку черговості [1, 2].

Метою даної роботи є розгляд можливого підходу до розподілу одного з найважливіших видів системних ресурсів ЕОМ — процесорного часу — відносно керуючих програм P_{ij} . Для цього необхідно розробити систему пріоритетів, що визначають черговість реалізації керуючих програм P_{ij} на ЕОМ. Одне з важливих вирішень цієї задачі — апіорний, заздалегідь визначений розподіл пріоритетів між керуючими програмами P_{ij} . Однак таке технічно більш просте вирішення не є адекватним процесу управління реальною ІМС, оскільки не враховує стохастичний характер збурень, зумовлений стохастичністю процесів споживання ЦП.

Адекватним вирішенням даної задачі є розроблення динамічної системи пріоритетів, що враховують реальний стан ЛМ N_{ij} . На відміну

від апіорно заданої, така система повинна безпосередньо визначатися в процесі функціонування окремих ЛМ N_{ij} різного рівня ієрархії, що входять до складу ІМС N [1, 2].

Для вирішення поставленої задачі представляється доцільним враховувати як рівень ієрархії і ЛМ N_{ij} , керованою програмою P_{ij} , для якої має місце умова $D_{ij} = 1$, так і оцінювання ступеня порушення умови (1) для такої ЛМ. Оцінювання ступеня порушення виконання умови (1) для ЛМ N_{ij} можна зробити, наприклад, шляхом завдання функції F_{ij} як суми модулів відхилень величин Z_x від меж інтервалу $[Z_{ij}^*, Z_{ij}^{**}]$ для усіх вершин x із множини вершин із контрольованими напорами V_{ij}^c :

$$\forall Z_x \in V_{ij}, F_{ij} = \sum_{\forall Z_x < Z_{ij}^*} (Z_{ij}^* - Z_x) + \sum_{\forall Z_x > Z_{ij}^{**}} (Z_x - Z_{ij}^{**}). \quad (2)$$

З урахуванням ієрархічності структури ІМС N , а також можливості порушення припустимої умови функціонування (1) для окремих ЛМ різного рівня ієрархії N_{ij} , ступінь якого виражений функцією F_{ij} , визначеною співвідношенням (2), динамічна система пріоритетів керуючих програм P_{ij} , що розподіляє процесорний час керуючої ЕОМ, може бути формалізована наступним алгоритмом.

1. З множини всіх ЛМ $\{N_{ij}\}$, що входять до складу ІМС N , вибирається підмножина ЛМ $\{N_{kl}\}$, для яких у даний момент порушена умова (1):

$$\{N_{ij}, D_{ij} = 1\} \Rightarrow \{N_{kl}\}.$$

2. З множини ЛМ $\{N_{kl}\}$, для яких порушена умова (1), вибирається підмножина мереж $\{N_{mn}\}$ найвищого рівня ієрархії m :

$$\{N_{kl}, k \rightarrow \max\} \Rightarrow \{N_{mn}\}.$$

3. З множини ЛМ найвищого рівня ієрархії $\{N_{mn}\}$, для яких порушене виконання умови (1), вибирається така підмножина мереж $\{N_{mp}\}$, для яких умову (1) порушено в найбільшому ступені, що характеризується максимальним значенням функції F_{mn} :

$$\{N_{mn}, F_{mn} \rightarrow \max\} \Rightarrow \{N_{mp}\}.$$

4. В множині $\{N_{mp}\}$ ЛМ найвищого рівня ієрархії, для яких у даний момент умову (1) порушено в найбільшому ступені, вибирається один певний елемент — ЛМ N_{mg} . Для визначеності передбачається, що в цьому випадку вибирається ЛМ із найменшим у множині $\{N_{mp}\}$ номером g :

$$\{N_{mp}, p \rightarrow \min\} \Rightarrow N_{mg}.$$

5. На підставі взаємодозначної відповідності визначених ЛМ різного рівня ієрархії N_{ij} і відповідних їм керуючих програм P_{ij} , вираженої співвідношенням $N_{ij} \leftrightarrow P_{ij}$, здійснюється ініціалізація відповідної керуючої програми P_{mg} для обраної в результаті виконання пунктів 1—4 даного алгоритму ЛМ N_{mg} .

Пункти 1—5 формалізують алгоритм динамічного розподілу процесорного часу керуючої ЕОМ з урахуванням реального стану окремих ЛМ різного рівня ієрархії в ієрархічно організованій ІМС. Такий алгоритм може бути використаний при розробленні процесів оперативного управління реальними вентиляційними системами та системами газопостачання.

Висновки

Дано підхід до розподілу процесорного часу керуючої ЕОМ відносно програм, що реалізують процеси оперативного управління окремими ЛМ різного рівня ієрархії в ієрархічно організованих ІМС.

Адекватним вирішенням даної задачі є розроблення динамічної системи пріоритетів, що враховують реальний стан ЛМ.

Розроблено ефективний у прикладному аспекті алгоритм динамічного розподілу процесорного часу керуючої ЕОМ, який враховує реальні стани окремих ЛМ різного рівня ієрархії в ієрархічно організованих ІМС.

Література

1. *Леви Л. И.* Декомпозиция в задачах моделирования процессов оперативного управления иерархически организованными инженерными сетевыми системами. — Луганск: Изд-во ВУГУ, 1996. — 122 с.
2. *Леви Л. И.* Иерархическая декомпозиция в задачах оперативного управления инженерными сетевыми системами. Дис... д-ра техн. наук: 05.13.07 — Луганск, 1999. — 342 с.

МОДЕЛЮВАННЯ РОЗПОДІЛЬНИХ МЕРЕЖ ІЄРАРХІЧНО ОРГАНІЗОВАНИХ ІНЖЕНЕРНИХ МЕРЕЖНИХ СИСТЕМ

Аналіз властивостей і особливостей існуючих та проєктованих розподільних мереж (РМ), проведений на підставі [1, 2], дозволяє виділити основні умови й обмеження, яким підпорядковані такі об'єкти. Найбільш істотні з таких умов та обмежень перераховані нижче.

1. Графи G_i^* різних РМ N_i , $i \in I$, розділені між собою вершинами: $\forall i, j \in I, i \neq j \Rightarrow V_i^* \cap V_j^* = \emptyset$, де V_i^*, V_j^* — множини вершин графів G_i^* і G_j^* РМ N_i і N_j відповідно.

З цієї умови випливає, що графи G_i^* різних РМ N_i , $i \in I$, розділені між собою ребрами: $\forall i, j \in I, i \neq j \Rightarrow E_i^* \cap E_j^* = \emptyset$.

Дане обмеження зумовлене характером відносного розташування РМ в інженерних мережних системах (ІМС). У реальних ІМС РМ звичайно розташовуються в кільцях, утворених магістральними мережами (ММ), у силу цього РМ безпосередньо не з'єднуються між собою і не мають спільних елементів.

2. Дуги графа G_i^* РМ N_i не містять активних елементів (АЕ): $E_i^a \cap E_i^* = \emptyset$, де E_i^a і E_i^* — відповідно множина дуг графа G_i^* РМ N_i , котрі містять АЕ, і множина всіх дуг графа G_i^* .

Це обмеження має місце в силу принципу створення припустимих умов функціонування АЕ, який запропоновано у [1, 2]. Оскільки в РМ зміна сталого поточкорозподілу відбувається дуже часто, встановлювати АЕ в їхніх дугах недоцільно. АЕ доцільно встановлювати в дугах ММ N_0 , де такі зміни відбуваються значно рідше.

3. Кожна фіктивна дуга $j \in E_i'$ графа G_i , де E_i' — множина джерел графа G_i , містить фіктивний АЕ: $E_i^a = E_i'$, $i \in I$.

Оскільки в силу обмеження 2 дуги графа G_i^* не містять АЕ, сталий поточкорозподіл в РМ N_i підтримується за рахунок створення визначених напорів ММ N_0 у вхідних вершинах РМ N_i . Цей же результат можна одержати формально, припустивши, що дуги множини джерел E_i' РМ N_i , $i \in I$, мають фіктивні АЕ.

4. Кожна фіктивна дуга $j \in E_i''$, де E_i'' — множина стоків графа G_i РМ N_i , відповідає одному визначеному споживачу цільового продукту (СЦП), підключеному до розглянутої РМ N_i .

5. Граф G_i^* , а отже, і граф G_i , не містить дуг, що з'єднують між собою вхідні вершини множини V_i' РМ N_i .

Це обмеження для реальних ІМС справедливе в силу того, що вхідні вершини графа G_i^* РМ N_i з'єднані (збігаються) із вихідними вершинами ММ N_0 .

При цьому вхідні вершини РМ N_i виявляються з'єднаними між собою дугами ММ N_0 , і в силу цього дуг, рівнобіжних зазначеним, РМ N_i не містить.

6. Пасивні елементи (ПЕ), що належать РМ N_i , можуть знаходитися тільки в тих дугах графа G_i^* , котрі інцидентні вхідним вершинам $x \in V_i'$, де V_i' — множина таких вершин. Таке розташування ПЕ має місце в реальних РМ і зумовлено певними міркуваннями. До них можна віднести мінімізацію кількості ПЕ, оскільки число дуг РМ N_i , інцидентних вхідним вершинам, є незначним стосовно загального їхнього числа; зручність реалізації керуючих дій; можливість перекриття всіх потоків цільового продукту (ЦП) із ММ N_0 у випадку створення в РМ N_i аварійної ситуації [1, 2].

З урахуванням пропозицій 5 і 6 множина E_i^P дуг, що містять ПЕ, задовольняє наступним умовам: $E_i^P \subset E_i^*$, $E_i^P = \{xu, \forall x \in V_i', u \in V_i^* \setminus V_i'\}$; де E_i — множина дуг графа G_i^* РМ N_i ; E_i' і E_i^* — відповідно множина джерел графа G_i і множина усіх дуг графа G_i^* РМ N_i .

7. Множина дуг E_i^Γ графа G_i РМ N_i , котрі є нерегульовані елементи (НЕ), задовольняє умові: $E_i^\Gamma = (E_i^* \setminus E_i^P) \cup E_i''$; де E_i^* , E_i^P і E_i'' — відповідно множина всіх дуг графа G_i^* ; множина дуг графа G_i , що містять ПЕ; множина стоків графа G_i РМ N_i , $i \in I$.

Дана умова означає, що до множини дуг E_i^Γ будемо відносити дуги графа G_i^* , що не є інцидентними множині вхідних вершин V_i' , і, отже, на підставі обмежень 5, 6 не належать до множини дуг E_i^P , що містять ПЕ, а також дуги, що відповідають окремим СЦП і на підставі обмеження 4 належать до множини стоків E_i^Γ . При цьому ніяких вхідних дуг множина E_i^Γ не містить.

Приклад моделюючого графа топологічної структури РМ, що задовольняє перерахованим вище обмеженням 1—7, наведений у [1, 2].

8. Протягом часу виконання вимірів, розрахунку та реалізації необхідних керуючих дій у РМ N_i значення вектора напорів у вхідних

вершинах Z_i' та вектора напорів у вихідних вершинах Z_i'' залишаються незмінними.

Ця умова породжена властивістю оперативності керуючого алгоритму, котра сформульована у [1, 2].

9. Ціллю функціонування РМ N_i є створення припустимих умов функціонування для всіх підключених до неї СЦП.

Аналіз реальних об'єктів, виконаний на підставі досліджень, що містяться в [1, 2] показує, що всі споживачі, підключені до РМ N_i , функціонують у припустимих режимах, якщо для сталого поточкорозподілу у відповідній РМ N_i , виконується наступна умова: $\forall x \in V_i'''$, $z_x \in [z_i^*, z_i^{**}]$; де z_i^* і z_i^{**} — відповідно нижня і верхня межа напору z_x у проміжній вершині $x \in V_i'''$; V_i''' — множина проміжних вершин РМ N_i .

Відповідно до досліджень, проведених в [1, 2], можна вважати, що значення z_i^* і z_i^{**} визначаються режимами функціонування СЦП, підключених до РМ N_i , і є відомими числами для $\forall i \in I$. Наведена умова формалізує ціль функціонування РМ N_i , $i \in I$.

При всіх можливих сталих поточкорозподілах у РМ N_i не може існувати двох таких вершин $x, u \in V_i'''$, де V_i''' — множина проміжних вершин розглянутої РМ, для котрих одночасно були б справедливі наступні співвідношення: $z_x < z_i^*$, $z_u > z_i^{**}$, $i \in I$.

Це припущення справедливе в силу конструктивних та функціональних особливостей РМ [1, 2]. Виконання цього припущення зумовлене установленою вище схемою з'єднань дуг РМ і розташуванням ПЕ в її дугах. Дане припущення необхідне для відносно рівномірного розподілу напорів у вихідних вершинах підключення СЦП для створення припустимих режимів їхнього функціонування.

Використовуючи перераховані обмеження, що накладаються на РМ N_i , $i \in I$, формалізуємо взаємозв'язок між напорами z_x у вершинах $x \in V_i^* \setminus V_i'$ і координатами r_j вектора стану ПЕ $R_i \in \Omega(R_i)$ у розглянутій РМ N_i .

Нехай у розглянутій РМ N_i , $i \in I$, має місце сталий поточкорозподіл. Тоді при фіксованому значенні вектора напорів у вхідних вершинах Z_i' і вектора стану ПЕ Γ_i , напор z_x у будь-якій вершині $x \in V_i^* \setminus V_i'$ є функцією координат r_j , $j \in E_i^P$, вектора стану ПЕ R_i РМ N_i : $z_x = z_x(R_i) = z_x(r_j, j \in E_i^P)$.

Областю визначення кожної такої функції z_x , $x \in V_i^* \setminus V_i'$, є область можливих значень $\Omega(R_i)$ вектора R_i . При цьому має місце наступне твердження.

Для РМ N_i , $i \in I$, при фіксованих значеннях векторів Z_i' і Γ_i усі z_x , де $x \in V_i \setminus V_i'$, є обмеженими і безперервними функціями по будь-якому аргументу $r_j \in [r_j^*, r_j^{**}]$. Причому усі z_x або монотонно зростають по обраному аргументу r_j , або монотонно спадають.

Доказ справедливості даного твердження міститься в [1, 2].

Побудована в даній роботі модель оперативного керування РМ може бути використана при синтезі глобальної системи оперативного управління ієрархічно організованою ІМС.

Висновки

На підставі виділення істотних властивостей та характерних особливостей функціонування формалізовані окремі РМ різного рівня ієрархії, що входять до складу ієрархічно організованих ІМС. Сформульовано твердження, що установлює взаємозв'язки між керуючими параметрами і параметрами сталих потокорозподілів у розглянутих РМ. Отримані залежності можуть бути використані для алгоритмізації локальних процесів оперативного управління окремими РМ різного рівня ієрархії в ієрархічно організованих ІМС.

Література

1. *Леви Л. И.* Декомпозиция в задачах моделирования процессов оперативного управления иерархически организованными инженерными сетевыми системами. — Луганск: Изд-во ВУГУ, 1996. — 122 с.
2. *Леви Л. И.* Иерархическая декомпозиция в задачах оперативного управления инженерными сетевыми системами. Дис... д-ра техн. наук: 05.13.07 — Луганск, 1999. — 342 с.

ЕФЕКТИВНІ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧІ ЗАХОДИ У СИСТЕМАХ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ м. Києва

Загальними глобальними проблемами у світовій енергетиці, у тому числі в Україні, є економія палива, особливо природного газу, і захист повітряного басейну від шкідливих викидів енергоджерел і в першу чергу теплоджерел, розміщених у міських поселеннях. В Україні ці проблеми ускладнюються гострим дефіцитом енергоресурсів, що зв'язане не тільки з обмеженістю ресурсів палива, але і нераціональним його використанням. Аналіз паливного балансу України показує, що однією з причин цьому є низький коефіцієнт використання палива (к.в.п.) в котлах енергоджерел (ГРЕС, ТЕЦ, котельні) через високу (до 200 °С) температуру вихідних газів.

При спалюванні природного газу відсутні втрати теплоти від механічної і хімічної неповноти згорання і єдина втрата — це з газамі, що відходять, де явна втрата навіть у найбільш ефективних котельнях складає 5—6% по нижчій теплоті згорання, а з урахуванням прихованої теплоти конденсації водяних парів по вищій теплоті згорання природного газу — 16—18%. Єдиним шляхом відчутного підвищення к.в.п. котельних установок, що працюють на природному газі, і відповідно зниження його витрати, є глибоке охолодження продуктів згорання нижче температури “точки роси”, що практично можна здійснити в контактних економайзерах (КЕ), з теплообмінними керамічними насадками.

Принцип дії КЕ полягає у здійсненні процесів тепломасообміну при безпосередньому контакті середовищ яке гріє (вихідних газів) і яке нагрівається (сирої води). Розробка і впровадження КЕ було розпочато в Україні, ще в 60-і роки і за минулий період введено в експлуатацію більше 100 апаратів, у тому числі на великих енергетичних котлах паропродуктивністю від 45 до 210 т/год. Багаторічний досвід досліджень і експлуатації КЕ показав їхню високу ефективність: підвищення к.в.п. у котлах на 12—16%; зниження викидів в атмосферу до 90% NO₂, до 70—80% бенз(а)пирена, у 2—2,5 раза теплоти і водяної пари. Строк окуп-

ності капітальних вкладень у спорудження КЕ не перевищує одного року. Якість води в процесі контактного нагрівання в КЕ практично не змінюється, за винятком збільшення концентрації CO_2 , що потім майже відновлюється до вихідної при продувці води повітрям у контактних декарбонізаторах. КЕ застосовуються як джерело одержання гарячої води для промислових підприємств, житлово-комунального господарства, систем виробничого гарячого водопостачання, а також для готування підживлювальної води теплових мереж і живильної води котлів. При цьому в КЕ вода нагрівається до відносно низької температури ($50\text{—}60^\circ\text{C}$), що звужує область їхнього використання, особливо на електростанціях (ГРЕС, ТЕЦ) і в районних котельнях (РК), де основним споживачем низькотемпературної води є хімоводоочистки (ХВО). У той же час 1 Гкал/год теплової потужності котла дозволяє нагріти в КЕ газами, що відходять, 2,5—3,5 т/год води. Наприклад, у КЕ водогрійного котла КВ-ГМ-100-150 нагрівається 250—350 т/год води. Вихід був знайдений за рахунок розробки контактного повітропідігрівника (КП) з використанням у ньому нагрітої в КЕ води для підігріву і зволоження дутьєвого повітря котла і створення комплексної системи на базі КЕ і КП із поверненням теплоти газів, що відходять у топку котла.

Найбільш характерні принципи схеми комплексних систем — з роздільним і блоковим розміщенням КЕ і КП. Більш ефективною і менш витратною є блокова схема, а застосування роздільної залежить від умов розміщення котлів, особливо в існуючих котельнях. У роздільній схемі вихідна сира вода, нагріта в КЕ газами, що відходять, направляється через декарбонізатор, відкля охолоджена повертається в КЕ. У блоковій схемі вода з КЕ самопливом цілком надходить у КП. Робота обох схем цілком автоматизована, а за рахунок зволоження дутьєвого повітря в КП істотно знижується утворення в топці котла NO_x , бенз(а)пирена, формальдегідів, важких вуглеводнів, CO і інших шкідливих речовин. Передбачений байпас частини вихідних газів, мимо КЕ для підтримки температури газів перед димарем на $15\text{—}20^\circ\text{C}$ вище “точки роси”.

Більш 10-ти років успішно експлуатуються комплексні системи за роздільною схемою на ТЕЦ-24 м. Держжинська (Росія) і за блоковою схемою в котельні м. Усти над Лабем (Чехія) по проектах ВАТ “Укр-енергопром” (м. Київ). На цих об’єктах отримане збільшення теплової потужності котлів за рахунок КЕ на 11—12%, зменшення річної витрати природного газу до 8%, зниження викидів NO_x у 2,5—3 рази, теплоти і водяної пари у 2—3 рази, зменшення витрати сирової води для до 50%.

На відміну від КЕ, застосовуваних на котлах при спалюванні тільки газу, КП установлюються при роботі котлів на будь-якому виді палива з використанням теплої води яких завгодно джерел.

Мається позитивний досвід експлуатації КП, у тому числі на паровому котлі 1000 т/год на Каширській ГРЕС і водогрійному 50 Гкал/год у котельні ВО “Зоря” м. Держинська (Росія), що працює на мазуті. За рахунок установки на цих котлах КП отримане зниження викидів NO_x на 40—50%.

У ВАТ “Укренергопром” розроблені проекти комплексних систем для парових (від 6 до 1000 т/год) і водогрійних (від 10 до 180 Гкал/год) котлів ТЕЦ і котельень у різних регіонах СНД, у тому числі для великих РК м. Москви з котлами КВ-ГМ–100–150. Завершене будівництво комплексних систем за блоковою схемою на 2-х таких котлах у РК “Позняки” м. Києва. Проекти захищені авторськими свідоцтвами і патентами.

У статті наведений узагальнений аналіз застосування КЕ і КП, що базується на численних звітах експлуатації, висновках спеціалізованих організацій і публікаціях.

Досвід експлуатації КЕ і КП дозволив у 1995 р. Держбуду України і надалі в нормативах Держкоменергозбереження України прийняти рішення про впровадження в проектах нових і реконструйованих газових ТЕЦ і котельень контактних теплоутилізаторів.

Розглянемо можливість і ефективність застосування систем теплоутилізації на теплогерелах м. Києва. Теплопостачання міста здійснюється централізовано в основному від 3-х ТЕЦ і 12-ти великих опалювальних РК, з яких по можливості розміщення й очікуваного ефекту обрані дві ТЕЦ (Дарницька і ТЕЦ–5) і чотири РК (Воскресенська, СТ–1, СТ–2 і Біличі), а також п’ята споруджувана РК “Позняки”. Проектом теплопостачання м. Києва, який фінансується Світовим Банком, передбачені реконструкція і розширення ТЕЦ–5, СТ–1, СТ–2 і будівництво РК “Позняки” з устаткуванням їх системами теплоутилізації вихідних газів.

Докладно розроблені три варіанти систем теплоутилізації, що можуть бути реалізовані на теплогерелах м. Києва.

Варіант I — На одному існуючому водогрійному котлі КВ-ГМ–100–150 (100 Гкал/год) РК “Воскресенська” із блоковим розміщенням КЕ і КП.

Варіант II — На одному існуючому паровому котлі ТП–47 (220 т/год) Дарницької ТЕЦ переобладнуються непрацюючі скрубери

(раніше використовувалися при спалюванні вугілля) під КЕ і створюється система вприскування води у повітропроводи котла. КЕ утилізує теплоту вихідних газів, а нагріта вода подається в котельню і для вприскування у повітропроводи котла.

Варіант III — Реконструкцією СТ-1 передбачається установка нових п'яти водогрійних котлів БКЗ-КВ-100ГМ-2 і модернізацію трьох існуючих ПТВМ-100-150. Усі котли — по 100 Гкал/год. У даному варіанті приймається спорудження систем за блоковою схемою на 5-ти нових котлах і тільки КП на 3-х існуючих. Вода, нагріта в КЕ нових котлів, використовується в котельні й у КП усіх котлів. Цим підвищується ефективність використання КЕ нових котлів і к.в.п. котельні в цілому.

Установка теплоутилізаторів тільки на одному котлі в РК “Воскресенська” і Дарницької ТЕЦ і на всіх котлах СТ-1 дозволить одержати:

- ◆ економію природного газу більш 30 млн м³/ рік або понад 7% від витрати без утилізаторів;

- ◆ підвищення встановленої теплової потужності котлів на 62,5 Гкал/год, що дозволить закрити малі котельні чи не споруджувати відповідні нові котлові потужності;

- ◆ поліпшення соціально-екологічної обстановки за рахунок зменшення шкідливих викидів, витрати води і зниження собівартості теплової енергії.

Слід зазначити, що строк окупності витрат у будівництво систем виходить з потрібних капіталовкладень безпосередньо в систему й одержуваного при цьому прибутку. Однак питома вартість встановленої теплової потужності КЕ в цінах 2000 р. складає 50—60 тис грн./ (Гкал/год) і ці витрати в 5—6 разів менші, ніж у котельні, що знову споруджується (290—300 тис грн./ (Гкал/год)).

Відповідно до розрахунків впровадження аналогічних систем на всіх семи першочергових теплоджерелах м. Києва дозволить одержати економію природного газу до 130 млн м³/рік при збільшенні встановленої котлової теплової потужності до 350 Гкал/год, що рівноцінно спорудженню 6-ти нових водогрійних котлів.

Висновки

1. Накопичено багаторічний позитивний досвід створення й експлуатації роздільних, а також комплексних утилізаційних систем при спільній установці на котлах КЕ і КП.

2. Комплексні утилізаційні системи є єдиним заходом, що дозволяє вирішувати одночасно питання економії природного газу і зниження шкідливих викидів в атмосферу, а також одержувати значний соціальний ефект завдяки зниженню собівартості вироблення теплоти і споживання сирової води.

3. Системи прості у виготовленні і монтажі, не вимагають спеціального замовленого складного устаткування, цілком автоматизовані і надійні в експлуатації.

4. У Києві є сучасна база для впровадження систем, що включає:

◆ наявність діючих великих газових котлів, модернізацію яких для підвищення к.в.п. і зниження шкідливих викидів найбільше економічно здійснювати за рахунок маловитратних і швидко споруджуваних систем теплоутилізації і газоочистки.

◆ наявність досвідчених і висококваліфікованих наукових і проектно-конструкторських колективів для створення і впровадження комплексних систем, у тому числі інститути ТТФ і Газу НАН України, ВАТ “Укренергопром”, ЗАТ “Промгазопарат” та інші;

◆ досвід Бучанського механічного заводу (Київська область) у створенні устаткування для комплексних систем РК “Позняки”, на якому може бути організована виробнича база для виготовлення і постачання КЕ і КП.

Список літератури

1. Н. Ф. Онищенко, Л.И. Кукушкин, А.Е. Свичар. Энергосбережение и охрана окружающей среды в проектах ОАО “Укрэнергопром”// Пром. энергетика. — 1997. — № 10. — С. 54—55.

2. Низкотемпературная система теплоснабжения промышленных предприятий /А. А. Худенко, В. И. Кулик, А. Е. Свичар и др. // Энергетика... (Изв. высших учебных заведений). 1989. — № 5. — С. 65—69.

АВТОМАТИЗАЦИЯ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ В УСЛОВИЯХ ГОРОДОВ СИРИЙСКОЙ АРАБСКОЙ РЕСПУБЛИКИ

Учитывая все уменьшающийся дебит целевого продукта (ЦП) — воды, идущей на разные нужды, особенно в ее столице — г. Дамаске, а также неуклонный рост водопотребления в городе, в сельском и мелеоративном хозяйстве, возникает необходимость в повышении интенсивности использования существующих и строительства новых систем водоснабжения.

С экономической точки зрения, по мнению автора, наиболее быстро и эффективно проблема централизованного водоснабжения решается за счет использования подземных источников, вода которых в многих случаях не требует очистки. При этом исключается строительство сложных и дорогостоящих очистных сооружений, занимающих большие производственные площади, использование реагентов, значительно упрощаются процессы автоматизации и управления работой всего комплекса водопроводных сооружений и их эксплуатацией.

На насосных станциях как при наличии подземных, так и речных источников водоснабжения имеется возможность осуществлять процесс потокораспределения ЦП с созданием автоматизированной системы управления технологическим процессом (АСУТП) как в установившихся, так и в динамических (переходных) режимах. При этом на насосных станциях все процессы, связанные с пуском, остановкой и контролем за состоянием насосно-силового оборудования, осуществляются в строго установленной последовательности автоматическими устройствами, без участия человека.

Кроме того, при управлении осуществляется контроль за давлением во всасывающей и напорной линиях, температурой подшипников и сальников, наличием напряжения на вводных шинах насосной станции и на шинах автоматики, а также защита агрегатов от короткого замыкания, перегрузки и т. п. В случае появления перечисленных ненормальностей срабатывает реле защиты, выключая агрегат из работы. После-

дующее включение агрегата в работу возможно лишь после устранения неполадок.

Сигналы на включение и остановку насосных агрегатов при автоматическом управлении подаются с помощью реле уровня, установленного над баком водонапорного сооружения или резервуара, или реле давления, установленного в характерных точках сети. Полученный от реледатчика сигнал обеспечивает переключения в цепях управления и сигнализации, вследствие чего происходит включение промежуточных реле и исполнительных механизмов, обеспечивающих включение агрегата в определенной последовательности.

Состояние агрегатов и режим их работы контролируют специальные реле, воздействующие на аварийное. Отклонения от установленного режима работы вызывают срабатывание аварийного реле, которое отключает рабочий агрегат и при наличии резервного агрегата автоматически включает последний.

Основными процессами, которые могут выполняться на насосных станциях автоматически, являются: 1) возникновение и передача импульсов на пуск и остановку агрегатов; 2) выдержка времени как перед пуском после получения импульса, так и между отдельными процессами; 3) включение одного или нескольких насосных агрегатов в установленной последовательности, причем это включение может быть произведено на полное напряжение (прямой пуск) или на пониженное напряжение с последующим включением на полное напряжение после установленной выдержки времени (ступенчатый пуск); 4) создание и поддержание необходимого разрежения во всасывающем трубопроводе и насосе, если он не находится под заливом, перед пуском; 5) открытие и закрытие задвижек на трубопроводах в определенные моменты при пуске и остановке; 6) контроль за выполнением агрегатом установленного режима при пуске, работе и остановке; 7) отключение работающего агрегата при нарушении им режима работы и включение резервного агрегата; 8) передача сигналов о работе агрегатов и аварийных изменениях на диспетчерский пункт; 9) защита агрегатов в тех случаях, когда им угрожает опасность повреждения от перегрева подшипников вследствие работы насоса без заливки, от выпадения фазы, при перегрузке электродвигателя и т. п.; 10) отопление и вентиляция станций, а также их охрана от проникания посторонних лиц; 11) включение и отключение дренажных насосов.

С точки зрения теории автоматического регулирования основным процессом системы управления является регулирование уровня жидкости в резервуаре. При этом главными требованиями, предъявляемыми к системе, являются надежность и простота обслуживания в эксплуатации. В то же время на точность регулирования не наложено каких-либо жестких условий. Исходя из этого, для автоматизации работы насосных агрегатов чаще всего используют принципы релейного двухпозиционного регулирования.

На насосных станциях может производиться автоматическое регулирование напора и производительности насосных агрегатов.

На рисунке в виде схемы показаны основные процессы, автоматизируемые на насосных станциях, даны возможные варианты автоматического включения насосов и осуществления их заливки перед пуском в работу.

Наиболее широко применяются гидромеханические схемы, автоматический пуск насоса в которых осуществляется без предварительного (перед пуском) залива центробежного насоса; с предварительным заливом насоса от напорного патрубка; с предварительным заливом насоса с помощью вакуум-установки. Каждая может быть с открытой при пуске или закрытой напорной задвижкой. Таким образом, возможны шесть гидромеханических схем насосной установки. Пуск насосов с открытой напорной задвижкой может быть принят при насосах малой производительности, имеющих резерв мощности, достаточный для перекрытия перегрузки, которая возникает при пуске с открытой задвижкой; при работе насосов на трубопроводах небольшого протяжения; при установке на трубопроводе противоударных устройств. Опыт эксплуатации автоматизированных насосных установок выявляет целесообразность и возможность исключения напорных задвижек во многих случаях практики.

Использованная литература

1. *Григоровский Е. П.* Исследование динамики сетевых систем современными методами, изд-во ВШ.
2. *Григоровский Е. П., Койда Н. У.* Автоматизация расчета многоконтурных сетевых систем.

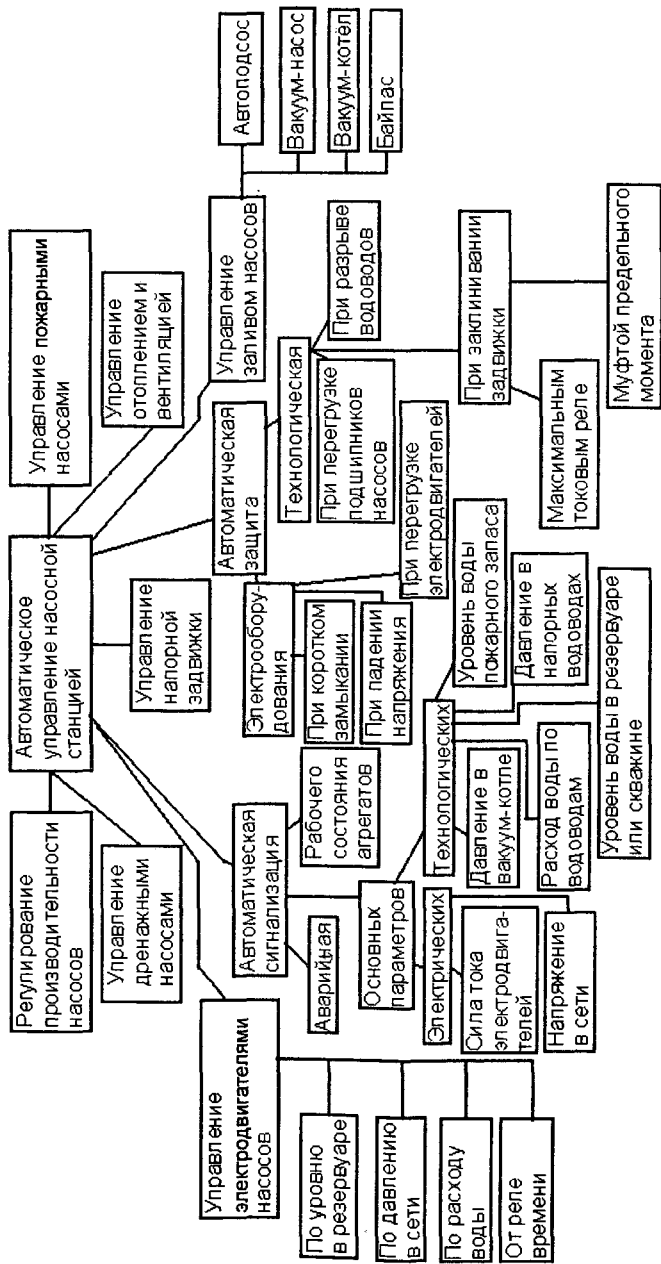


Рисунок. Схема основных функций автоматизации насосных станций

УДК 697. 329

Е. С. Малкін, *проф.*

О. С. Кушніров, *студент*

Київський національний університет
будівництва і архітектури

СИСТЕМА ЕКОЛОГІЧНО ЧИСТОГО ТЕПЛО- І ХОЛОДО- ПОСТАЧАННЯ ЖИТЛОВИХ І ГРОМАДСЬКИХ БУДІВЕЛЬ З ВИКОРИСТАННЯМ СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГІЇ

Використання поновлюваних джерел енергії дозволяє знизити споживання органічного палива і тим самим покращити екологічний стан України.

В південних районах України (Крим, Одеська, Херсонська, Миколаївська області, а також південна частина Донецької та Запорізької областей), де сонячна активність вища, ніж в інших регіонах країни, ціком доцільним виявляється використання сонячної енергії на потреби тепло- та холодопостачання.

В холодильній техніці низькопотенційний теплоносій може бути використаний в компресорних або абсорбційних холодильних установках.

Останнім часом широко використовуються компресійні холодильні машини, що працюють як за прямим, так і за зворотним циклами, утворюючи тим самим комбіновану систему для цілорічного користування.

Компресійну холодильну машину, що працює за таким принципом наведено на рис. 1. В теплий період року, коли виникає необхідність в здійсненні кондиціонування повітря в приміщеннях, машина працює за прямим циклом, при чому електромагнітні клапани 6 відкриті, а клапани 7 закриті. В холодний період року, коли машина працює на потреби теплопостачання здійснюється зворотний цикл, при чому клапани 6 закриті, а клапани 7 відкриті.

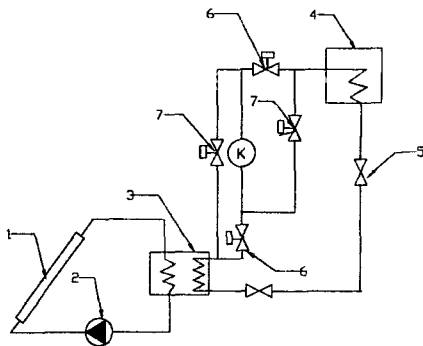


Рис. 1. Комбінована система тепло- та холодопостачання житлових та громадських будівель

1 — сонячний колектор; 2 — насос; 3 — бак акумулятор; 4 — випарник (в прямому циклі), конденсатор (в зворотному); 5 — дросель; 6 — електромагнітний клапан прямого циклу; 7 — електромагнітний клапан зворотного циклу; К — компресор

Недоліком цієї схеми є необхідність цілорічної роботи компресора, що відображається на річних витратах. Необхідно також відзначити, що в теплий період року майже вся енергія, що використовується компресором (електрична енергія, енергія палива) йде на створення холодильного ефекту для кондиціонування приміщень. В той час, як вищезгадана абсорбційна холодильна машина дає можливість отримати його з мінімальними витратами (енергія витрачається лише на транспортування холодильного агенту).

Схема абсорбційної холодильної установки, що наведена на рис. 2, являє собою також комбіновану систему, тобто існує можливість її цілорічного використання. В основу її роботи покладено також принцип “прямого—зворотного циклу”. Проходження прямого циклу (в теплий період року) супроводжується відкриттям електромагнітних клапанів 7 і запірної арматури, в той час, коли клапани 9 закриті. В холодний період року, навпаки, клапани 8 і запірні арматура 10 закриваються, а клапан 9 відкривається, створюючи умови для протікання зворотного циклу.

Але незважаючи на свою перевагу, абсорбційна машина не дозволяє розвинути теплову потужність достатню для забезпечення потреб теплопостачання того чи іншого об'єкта. Це, в свою чергу, вимагає встановлення додаткового обладнання для догріву, що відобразиться на загальній вартості системи. Тому, про доцільність використання компресійної або абсорбційної машини можна вести мову тільки після проведення економічних розрахунків.

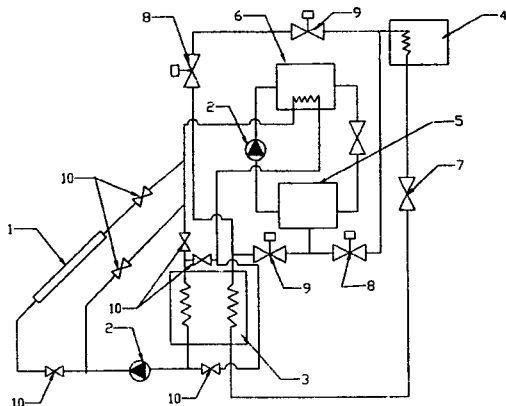


Рис. 2. Комбінована система тепло- та холодопостачання житлових та громадських будівель на базі абсорбційної холодильної машини

1 — колектор; 2 — насос; 3 — бак-акумулятор; 4 — випарник при прямому циклі, конденсатор при зворотному; 5 — абсорбер; 6 — парогенератор; 7 — дросель; 8 — електромагнітний клапан прямого циклу; 9 — електромагнітний клапан зворотного циклу; 10 — запірні арматури

Загальний вигляд такого розрахунку наведено нижче.

Повні річні витрати на систему сонячного опалення з додатковим джерелом енергії являє собою суму витрат на систему сонячного опалення і на систему додаткових джерел енергії:

$$C_{\Pi} = C_{Co} + C_{д}, \quad (1)$$

де C_{Co} — річні витрати на систему сонячного опалення. Ці витрати складають річні витрати, що пов'язані з придбанням елементів системи, які включають в себе колектор, акумулятор, регулятори, насоси, трубопроводи тощо; річні витрати на експлуатацію системи; вартість енергії для приводів насосів і вентиляторів та витрати на технічне обслуговування системи.

Витрати складаються, головним чином, з витрат на енергію, що необхідна для прокачки води та повітря в системі впродовж річного опалювального сезону. Витрати на технічне обслуговування системи складаються з витрат на поточний ремонт, заміну засклення колекторів та інші роботи, що необхідні для підтримання системи в робочому стані.

Річні витрати на сонячне опалення можуть бути записані у вигляді:

$$C_{Co} = (C_k \cdot A_k + C_A + C_O) E_{\phi} + P \cdot C_{ен} + C_M + C_{ТО}, \quad (2)$$

де S_k — капітальні витрати на одиницю площі поверхні колектора; A_k — площа колектора; S_A — капітальні витрати на акумулятор (теплоносії, резервуар, ізоляція); S_O — капітальні витрати на обладнання, насоси, трубопроводи, регулятори тощо; E_ϕ — показник економічної ефективності, тобто частка початкових капіталовкладень, які відраховуються щорічно (відсоток на капітал і амортизаційні відрахування); P — річна потреба в енергії на прокачку теплоносія для системи сонячного опалення; S_{en} — вартість одиниці енергії; S_m — річні витрати на матеріали для технічного обслуговування; S_{to} — річні витрати на оплату робочої сили для технічного обслуговування.

Перший член, що являє собою витрати, пов'язані з придбанням обладнання, як правило, вносить найбільший внесок в рівняння. Другий член, що характеризує витрати на забезпечення енергією та інші подібні витрати, як правило, невеликий для добре сконструйованої системи. Члени, що характеризують витрати на технічне обслуговування теж невеликі, але вони можуть виявитися визначальними в тих випадках, коли необхідними виявляються підвищені витрати на обслуговування системи впродовж всього строку експлуатації.

Річні витрати на забезпечення будівлі додатковою енергією S_d можуть бути описані рівнянням подібним до рівняння (2), але в даному випадку основними витратами будуть витрати на паливо:

$$S_d = S_p \cdot E_{\phi'} + Q_d \cdot S_p + P' \cdot S_{en} + S'_m + S'_{to}, \quad (3)$$

де S_p — вартість підігрівача і відповідного обладнання; $E_{\phi'}$ — показник економічної ефективності додаткового обладнання (може відрізнятися від E_ϕ); Q_d — річна потреба в енергії від додаткового джерела; S_p — вартість палива (або електроенергії) на одиницю енергії, що отримується; P' — річна потреба в енергії на прокачку теплоносія для системи додаткового джерела; S_{en} — вартість одиниці енергії; S'_m — річні витрати на матеріали для технічного обслуговування додаткового джерела енергії; S'_{to} — річні витрати на оплату робочої сили для технічного обслуговування системи додаткового джерела енергії.

Порівнюючи системи, що працюють за рахунок сонячної енергії, сумісно з додатковими джерелами енергії, зі звичайними системами, можна зробити висновок: якщо річні витрати на систему сонячного опалення з урахуванням додаткового джерела енергії менші за витрати на звичайну систему, то очевидною стає пряма економічна доцільність використання системи, що працює за рахунок сонячної енергії.

Також дозволяє вирішити задачу тепlopостачання в холодний період року паралельне використання поряд з абсорбційною холодильною машиною компресійного теплого насоса. Маючи можливість в забезпеченні досить високого ступеню стиснення холодильного агенту він дозволяє отримати таку теплову потужність, яка б задовольняла вимогам тепlopостачання.

Перевагами такої схеми (паралельного встановлення холодильної машини та компресійного теплого насоса) є можливість забезпечення відносно стабільної роботи системи тепло- і холодопостачання як в теплий, так і в холодний періоди року, зменшення розмірів акумулятора та, поряд з цим, значне підвищення температурного рівня теплоносія.

В подальших публікаціях передбачається проведення аналізу економічної ефективності такої системи на основі вищевикладених принципів.

Так як сонце є нестаціонарним джерелом енергії для забезпечення задовільної роботи системи сонячного тепло- та холодопостачання, виникає необхідність в акумуляуванні енергії. Але використання акумуляторів теплоти зумовлюється певними складностями, що пов'язані з використанням сонячної енергії. Це насамперед невисока густина потоку сонячної радіації та коливання його інтенсивності, що зумовлені зміною дня та ночі, хмарністю. Тому для стабільної роботи геліосистем сонячну енергію доцільно акумуляувати. Серед різноманітних способів акумуляування на сьогодні найбільш доцільним виявляється метод теплого акумуляування, тобто накопичення сонячної енергії у вигляді теплоти. В геліоенергетиці теплові ємкісні акумулятори використовуються вже давно. Акумуляуючим матеріалом для них слугують речовини, що знаходяться в одному агрегатному стані — твердому (гірські породи, ґрунт) або рідкому.

Оптимальна ємкість акумулятора енергії залежить від режиму надходження сонячної радіації, що очікується, характеру передбачуваних навантажень, способу постачання додатковою енергією та результатів економічного аналізу, що визначає, яка частина від загального навантаження повинна забезпечуватися за рахунок сонячної енергії, а яка за рахунок додаткових джерел.

Акумулятори з твердим акумуляуючим матеріалом, наприклад галечні, являють собою стінки, що заповнені камінням. Вони використовуються, переважно для повітрянагрівальних систем, де повітря нагрівається, проходячи між камінням. Якщо прийняти, що каміння має однаковий розмір і сферичну форму, то порожнини між ними складають, приблизно, одну третину загального об'єму акумулятора. Це забезпечує

велику поверхню контакту повітря, що нагрівається з камінням та сприятливі умови для теплообміну.

В праці [1] розглядається конструкція і розрахунок сезонного акумулятора для системи кондиціонування повітря, з використанням поверхневих шарів земної кори для накопичення теплоти.

Для здійснення контакту теплоносія з гірським масивом передбачається використання природних пористих шарів осадових порід, що залягають на невеликих глибинах (приблизно 20—100 м) в більшості районів земної поверхні. Такий шар розкривається декількома батареями скважин.

Частина скважин слугує для нагнітання в шар рідини, інша для виводу її на поверхню. В теплий період року в шар подається теплоносія — вода, що вийшла з конденсатора холодильної машини з температурою 30—40 °С. Вона прогріває гірський масив, що обмежує шар. Взимку тепло, що акумулюється масивом переноситься до випарювача теплового насоса. Для оцінки ефективності таких систем необхідно визначити розміри шару на одиницю теплопродуктивності теплового насоса. Точне вирішення цієї задачі потребує складних розрахунків.

Як приклад рідинного акумулятора, можна навести ємкісний акумулятор — резервуар з водою або з водяним розчином етиленліколю. Щоб звести до мінімуму теплові втрати резервуар повинен бути добре ізольованим.

Усі вищенаведені акумулятори прості, дешеві, але мають суттєвий недолік — малу енергоємність. Значно більша енергія отримується при фазових переходах, тобто в процесі переходу “рідина—пар” (кипіння), “тверде тіло—рідина” (плавлення), “тверде тіло—пар” (сублімація). Пароутворення, яке вивільняє найбільшу кількість прихованої теплоти недоцільне, бо супроводжується великим збільшенням об’єму. В практиці перевага надається фазовому переходу “тверде тіло — рідина”.

Наприклад, акумулятор з акумулюючою речовиною парафіном (температура плавлення якого дорівнює приблизно 55 °С, а прихована теплота плавлення близько 34 ккал/кг), ємкістю в один кубічний метр (при зміні температури на 10 °С) акумулює 38000 ккал.

Порівнюючи усі типи акумуляторів потрібно відзначити, що самими ефективними є акумулятори, що використовують теплоту фазового перетворення.

В праці [2] розглядаються речовини, що мають найбільші значення теплоти плавлення при заданій температурі, які були названі теплоакуючими матеріалами (ТАМ). ТАМ за температурою плавлення

умовно поділяються на три групи: до 500 К — низькотемпературні; від 500 до 1300 К — середньотемпературні; більш ніж 1300 К — високотемпературні. Низькотемпературні ТАМ можуть бути розплавлені сонячними променями без їх концентрації, середньотемпературні — при помірній коцентрації, а високотемпературні — при високій коцентрації потоку випромінювання.

До групи низькотемпературних ТАМ можна віднести підгрупу з температурою плавлення до 373 К. Серед них особливе місце займають кристалогідрати неорганічних солей і їх теплота плавлення досягає 76 ккал/кг. Високі значення теплоти плавлення кристалогідратів можна пояснити впливом водородного зв'язку води, що присутня в них. Вони задовольняють таким вимогам, як безпека та низька вартість. Для забезпечення роботи акумулятора з низькотемпературними ТАМ та абсорбційної холодильної машини необхідно забезпечити температурний режим на рівні 70—90 °С, що досягається за допомогою плоских сонячних колекторів.

Можна сподіватись на те, що майбутнє в галузі енергетики, саме за створенням систем, що використовували б енергію альтернативних джерел з максимальною ефективністю, маючи при цьому мінімальну вартість.

Список літератури

В. Я. Журавленко, Э. Р. Гроссман. Исследование поверхностных слоев земли для аккумуляирования тепла в теплоносных системах кондиционирования воздуха. — В сборнике Теплоснабжение и вентиляция. — Тезисы докладов. — К., 1969.

С. Н. Трушевский. Тепловое аккумуляирование солнечной энергии. Солнечные энергетические установки. Сборник трудов ЭНИН. — М., 1974.

Дж. А. Даффи. Тепловые процессы с использованием солнечной энергии. — М.: — Мир, 1977.

И. Г. Староверов. Отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха. Справочное руководство. — М., 1963.

ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОТИ ВИТЯЖНОГО ПОВІТРЯ І ГАРЯЧОЇ ВОДИ

Проблема використання теплоти низькотемпературних джерел енергії, якими є витяжне повітря систем вентиляції будинків різного призначення, вода зворотних магістралей систем опалення та теплопостачання, геотермальна вода, за схемами із застосуванням теплових насосів [1] або іншими відомими схемами пов'язана в першу чергу з оцінкою ефективності як теплотехнічних установок, так і всієї схеми тепловикористання. Частіше всього така оцінка дається на основі енергетичного балансу без врахування практичної цінності одержаної теплової енергії. При цьому термічний коефіцієнт корисної дії термодинамічного циклу може бути досить високим, хоч він і не завжди правильно оцінює реальну ефективність тепловикористання.

Ефективність використання теплоти витяжного повітря систем вентиляції та гарячої води зворотних магістралей систем теплопостачання визначається температурою цих джерел та параметрами зовнішнього середовища, тобто їх ексергією. Чим ближчі значення параметрів джерела теплоти до параметрів навколишнього середовища, тим ця ефективність буде нижчою. В інтервалі температур повітря чи води, близьких до температури навколишнього середовища, ефективність процесу визначається значенням падіння ексергії тепловіддаючого тіла, віднесеним до кількості переданої теплоти:

$$\frac{-\Delta E_x}{Q} = \frac{T - T_0}{T}, \quad (1)$$

де T , T_0 — абсолютна температура тепловіддаючого тіла та навколишнього середовища.

Величина $\frac{T - T_0}{T}$, в формулі (1), названа коефіцієнтом роботоздатності теплоти [2] або коефіцієнтом цінності теплоти [3], показує ексергію тіла, віднесена до одиниці переданої теплоти. Зміна цього коефіцієнта в залежності від температури при $T > T_0$ показана на графіку рис. 1.

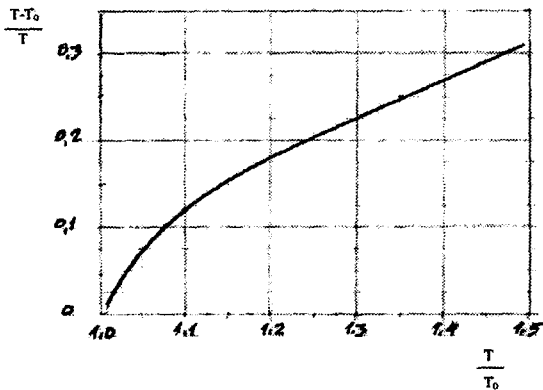


Рис. 1. Коефіцієнт роботоздатності теплоти в залежності від температури

З наведеного рисунка видно, що з наближенням до температури навколишнього середовища ($T \rightarrow T_0$) коефіцієнт роботоздатності теплоти різко зменшується до нуля, а в інтервалі температур $T = 300 \dots 350$ К при температурі навколишнього середовища $T_0 = 260 \dots 280$ К значення цього коефіцієнта не перевищує 0,26. Тому оцінка ефективності використання теплоти низькотемпературних джерел енергії більш реальна, якщо вона одержана на основі ексергетичного, а не теплового (енергетичного) балансу.

Термічна ексергія витяжного вентиляційного повітря залежить не тільки від його температури та вологості, а й від температури та вологості повітря навколишнього середовища. З врахуванням того, що атмосферний тиск змінюється в невеликих границях, а тиск витяжного повітря близький до тиску навколишнього середовища. Бес Т. [3] дає дещо громіздку але теоретично точну формулу для практичних розрахунків ексергії повітря, віднесено до $(1 + x)$ кг вологого повітря:

$$Ex = c_p(T - T_0) - T_0 \left[c_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{p - \phi p_s(t)}{p_0 - \phi_0 p_s(t_0)} \right] + x[i'' - i_0'' - T_0(s'' - s_0'')], \quad (2)$$

де c_p — питома теплоємність сухого повітря; T, T_0 — температура витяжного повітря і навколишнього середовища; ϕ, ϕ_0 — відносна вологість витяжного повітря і навколишнього середовища; R — газова стала повітря; $p_s(t_0), p_s(t)$ — тиск насиченої водяної пари при температурі t

втяжного та t_0 атмосферного повітря; $x = 0,622 \frac{\varphi p_s(t)}{p_0 - \varphi p_s(t)}$ — вологовміст повітря; i'', s'' — ентальпія та ентропія атмосферного повітря; i_0'', s_0'' — ентальпія та ентропія водяної пари у атмосферному повітрі; p — тиск повітря.

В умовах постійного тиску ексергія втяжного вологого повітря суттєво збільшується із збільшенням його температури (рис. 2), в меншій мірі змінюється в залежності від вологості (рис. 3) і зменшується при збільшенні температури навколишнього середовища (рис. 4). Графіки на рис. 2, 3, 4 побудовані по формулі (2).

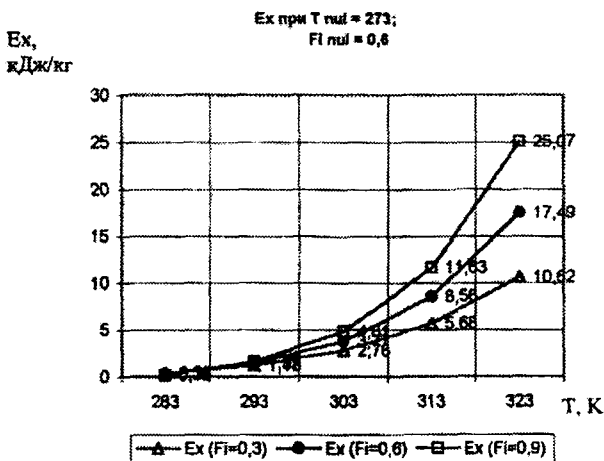


Рис. 2. Залежність ексергії вологого повітря від його температури

Термічна ексергія води визначається за відомою формулою:

$$E_{x_t} = i - i_0 - T_0(s - s_0). \quad (3)$$

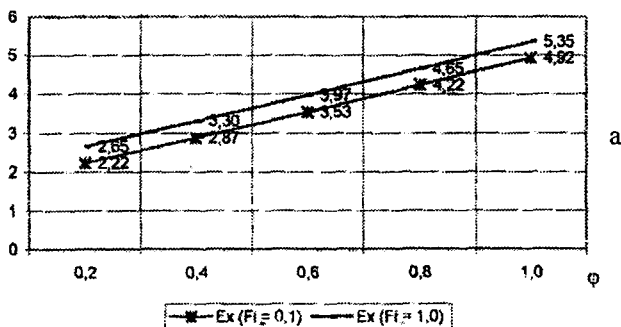
Для систем тепловикористання, в яких гаряча вода контактує з атмосферним повітрям, автори [4] ввели поправку до формули (3) для врахування повної термічної ексергії води та водяної пари:

$$E_x = E_{x_t} + RT_0 \ln \frac{1}{\varphi_0} = E_{x_t} + \Delta E_{x_0}, \quad (4)$$

де R — газова стала водяної пари; φ_0 — відносна вологість атмосферного повітря; ΔE_{x_0} — ексергія води на лінії насичення або насиченої водяної пари при температурі навколишнього середовища.

Ех,
кДж/кг

Ех при $T_{\text{пл}} = 273$; $T = 303$



Ех₀,
кДж/кг

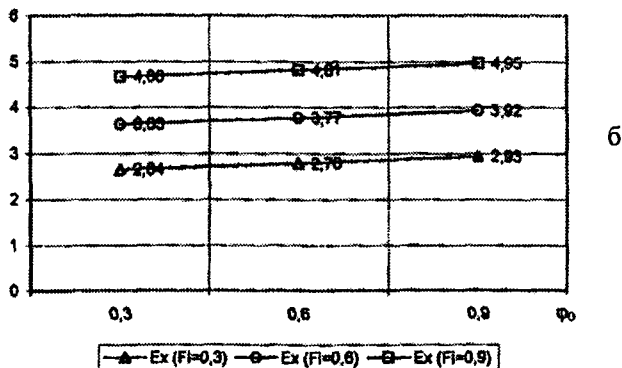


Рис. 3. Залежність ексергії вологого повітря від його вологості а та вологості атмосферного повітря б

Поправка ΔE_{x_0} , яка входить до рівняння (4), враховується при розрахунках ексергії води у відкритих системах. Ця поправка з'являється в результаті неповного насичення атмосферного повітря водяною парою.

На рис. 5 та 6 показані графіки зміни ексергії води і водяної пари в залежності від температури та від параметрів навколишнього середовища. Графіки побудовані за даними [4]. З рис. 6, наприклад, видно, що величина поправки ΔE_{x_0} того ж порядку, що й сама ексергія води, взята по графіку на рис. 5, тому в системах контактного охолодження води її не можна не враховувати.

Ех,
кДж/кг

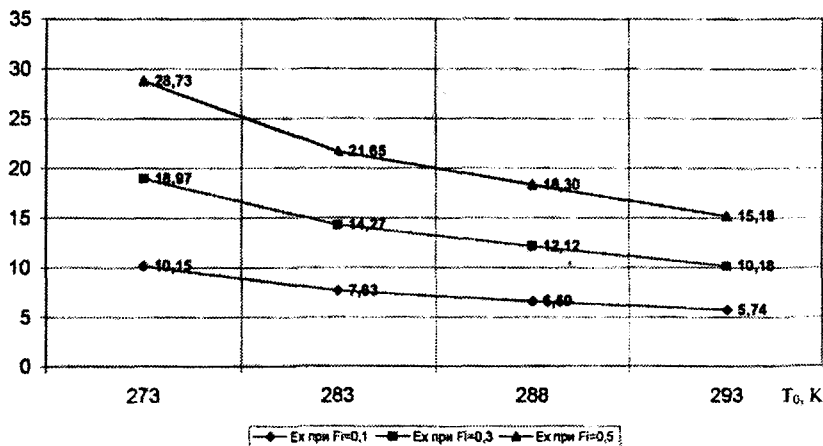


Рис. 4. Ексергія вологого повітря в залежності від температури навколишнього середовища

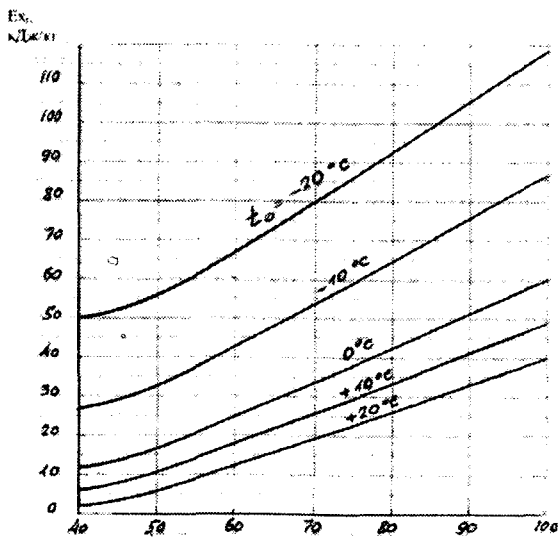


Рис. 5. Фізична ексергія води в залежності від її температури при різних температурах навколишнього середовища

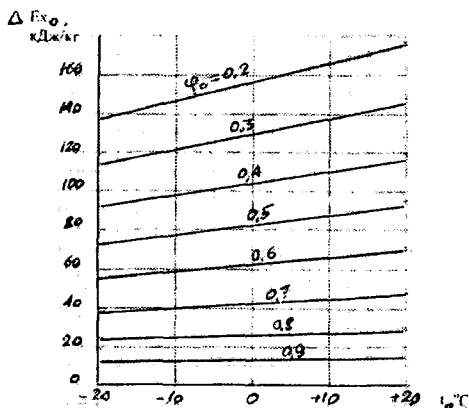


Рис. 6. Термічна ексергія насиченої водяної пари в залежності від температури та вологості навколишнього середовища

Висновки

1. Ефективність використання теплоти низькотемпературних джерел енергії визначається ексергетичним К.К.Д. та практичною придатністю цих джерел теплової енергії.

2. Аналіз рівняння балансу ексергій тепловіддаючого та теплосприймаючого потоків $\Sigma Ex_{вх} - T_0 \Delta S = \Sigma Ex_{вих}$ та рівняння (1) показує, що ефективність тепловикористання низькопотенціальних теплових ресурсів в рівній мірі залежить від температури тепловіддаючого потоку та від втрат ексергії, так як значення цих втрат і ексергій води та вологого повітря в розглянутих умовах величини одного порядку.

Література

1. Степанов М. В., Александрюк Ю. П. Ексергетична оцінка ефективності теплових насосів в системах використання вторинних енергоресурсів. В зб. Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. — К., 2001. — Вип. 1. — С. 105—112.

2. Бродянский В. Н. Об эксергетической температурной шкале. Известия ВУЗов. Энергетика, 1964. — № 5. — С. 65—72.

3. Бэс Т. Эксергия в процессах отопления, кондиционирования воздуха и сушки. В кн. Вопросы термодинамического анализа (эксергетический метод) / Под ред. В. Н. Бродянского — М.: Мир, 1966. — С. 139—149.

4. Шаргут Я., Петела Р. Эксергия. — М.: Энергия, 1968. — 280 с.

Н. А. Швачко, канд. техн. наук, доцент,
О. В. Приймак, канд. техн. наук, доцент,
Ю. М. Кольчик, канд. техн. наук, доцент,
О. С. Кушніров, студент

Київський національний університет
будівництва і архітектури
Луцький державний технічний університет

МЕТОД ПОДАННЯ ДАНИХ ПО СОНЯЧНІЙ РАДІАЦІЇ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ СИСТЕМ СОНЯЧНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Розрахунок систем сонячного теплопостачання, заснований на усередненні кліматичних даних за місяць чи за добу, дає значні розходження у визначенні кінцевого результату. При використанні годинних метеорологічних значень сонячної радіації достовірність розрахунків підвищується, але значно зростає обсяг вихідної інформації при реалізації математичного моделювання сонячної системи за рік. З метою стиснення вихідного масиву інформації був використаний метод представлення кліматичних даних по сонячній радіації за допомогою репрезентативних днів базисного року — по п'ять днів у кожному місяці [3]. У якості вихідних даних для вибору базисного року приймалися середньомісячні суми приходу прямої і дифузійної сонячної радіації на горизонтальну поверхню. Для виконання конкретних розрахунків прийняті дані метеостанції Кара-Даг у Криму за 11-річний період. Був розрахований середній рік і в якості базисного прийнятий 1980 рік, середньомісячні добові значення приходу сумарної сонячної радіації якого найбільш близькі до аналогічних значень розрахункового середнього року.

Базисний рік був сформований з 60 репрезентативних днів на основі середньомісячних добових значень приходу сумарної сонячної радіації на горизонтальну поверхню. Для базисного року дні вибирали шляхом розбивки усього діапазону значень середньодобового годинного приходу сумарної сонячної радіації на горизонтальну поверхню для кожного місяця на п'ять інтервалів, подальшого визначення кількості днів, що потрапили в кожен інтервал, розрахунку середнього дня в кожному інтервалі і вибору номера дійсного дня, найбільш близького за значенням сумарної середньодобової радіації до середнього розрахункового дня. Обрані таким способом п'ять репрезентативних днів у кож-

ному місяці були класифіковані (ясний сонячний, сонячний з рідкою хмарністю, з мінливою хмарністю, з густою хмарністю і похмурий), визначений порядковий номер дня, кількість днів у кожному інтервалі і значення сумарної сонячної радіації для кожного з 60 характерних днів (таблиця). Розрахунок може бути зроблений для будь-якої метеостанції.

Таблиця

Результати розрахунку даних по сонячній радіації базисного року

Тип дня	Січень			Лютий			Березень		
	№ дня	Кількість днів	$I_{\text{сум}} \cdot 10^4$ (Вт/(м ² ·доб.))	№ дня	Кількість днів	$I_{\text{сум}} \cdot 10^4$ (Вт/(м ² ·доб.))	№ дня	Кількість днів	$I_{\text{сум}} \cdot 10^4$ (Вт/(м ² ·доб.))
Похмурий	11	11	156	49	9	235	90	9	41,6
З густою хмарністю	9	4	298	42	8	504	67	6	718
З мінливою хмарністю	24	3	528	48	3	845	85	4	1104
З рідкою хмарністю	18	9	738	60	5	1030	68	6	1416
Ясний сонячний	23	4	942	51	4	1362	76	6	1856

З 60 репрезентативних днів виписуємо дійсні годинні значення сумарної і прямої сонячної радіації, що падає на горизонтальну поверхню, і перераховуємо надходження сумарної сонячної радіації на похилу поверхню, орієнтовану на південь. У результаті одержуємо оптимальний кут нахилу сонячного колектора за максимальним значенням суми приходу сумарної сонячної радіації на похилу поверхню сонячного колектора.

Кількість сумарної сонячної радіації, що падає на похилу поверхню, за даними для горизонтальної поверхні визначаємо по формулі [2]

$$I_n = I_n R_n + I_d \rho_0 (1 + \cos \beta) / 2 + (I_n + I_d) (1 + \cos \beta) / 2, \text{ Вт/м}^2,$$

де I_n — інтенсивність потоку сумарної сонячної радіації, що падає на похилу поверхню; I_n , I_d — інтенсивність потоку сонячної радіації, що падає на горизонтальну поверхню, відповідно пряма і дифузійна; β — кут нахилу колектора до обрію; R_n — коефіцієнт перерахування прямої сонячної радіації з горизонтальної поверхні на похилу; ρ_0 — відбивна здатність землі.

По розрахунках для Криму оптимальний кут нахилу колектора сонячної енергії для геліосистем опалення збігається з географічною широтою місцевості, а для геліосистем гарячого водопостачання, що працюють протягом усього року, оптимальний кут нахилу колектора сонячної енергії $\beta = \varphi - 15$, де φ — кут нахилу колектора до обрїю; φ — географічна широта місцевості.

Дані розрахунків не відповідають даним наведеним у [1, 2, 5], де для геліосистем опалення рекомендується приймати кут нахилу колектора сонячної енергії $\beta = \varphi + 15$, а для геліосистем гарячого водопостачання цілорічного використання $\beta = \varphi$, тому що в запропонованій методиці здійснюється погодинне подання даних по сонячній радіації, що дозволяє враховувати з більшою точністю значення сонячної радіації, яка поглинається поверхнею колектора. Це підкреслює більш високу точність наведеної методики представлення кліматичних даних для розрахунку геліосистем теплопостачання за годинами репрезентативних днів, порівнюючи з поданням даних по сонячній радіації у вигляді суми за добу, як наведено у [1, 2, 5].

Список літератури

Бекман У. А., Клейн С., Даффи Дж. А. Расчет систем солнечного теплоснабжения. — М.: Энергоиздат, 1982. — 78 с.

Даффи Дж. А., Бекман У. А. Тепловые процессы с использованием солнечной энергии / Под ред. Ю. Н. Малиновского. — М.: Мир, 1977. — 420 с.

Michelson E. Multivariate optimization of a solar water heating system using the simplex method // Solar Energy. — Vol. 29. — № 2. — 1982. — P. 89—99.

Рабинович М. Д. Сравнение различных методов представления климатологической информации при расчете производительности гелиосистем // Гелиотехника. — 1986. — № 3. — С. 76—77.

Христов Б. В., Аvezов Р. Р. Энергетически оптимальный угол наклона плоских коллекторов // Гелиотехника. — 1986. — № 5. — С. 52—55.

МОДЕЛИ ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО СИНТЕЗА СРЕДСТВ ЗАЩИТЫ ОТ ШУМА

Проблема защиты населения от шума остается актуальной, так как его уровень в городах имеет тенденцию к росту.

Задача структурно-параметрического синтеза средств защиты от шума была сформулирована и поставлена в работах [1, 2]. Основные трудности решения поставленной задачи связаны со следующими особенностями: большой размерностью задачи; разнообразием принципов и видов средств защиты, а также возможных значений их параметров; неоднородностью, несвязанностью и сложностью областей допустимого размещения; многокритериальностью; трудностью формализации архитектурно-композиционных и планировочных требований. Все это значительно усложняет решение задачи в общем виде как с математической, так и с вычислительной точки зрения.

С этой целью предлагается ее декомпозиция на два класса задач: структурного синтеза, который заключается в выборе принципов и видов средств или мероприятий защиты от шума; параметрического синтеза, который заключается в определении параметров для выбранного средства или мероприятия защиты от шума.

Так как эти задачи являются многокритериальными, то были обоснованы методы многокритериальной оценки и оптимизации их решений [3].

Задача структурного синтеза и методы ее решения приведены в [2]. Поэтому рассмотрим модели параметрического синтеза средств защиты от шума.

Модели параметрического синтеза могут иметь дискретные и непрерывные параметры.

Задача параметрического синтеза с дискретными параметрами состоит в следующем. Для выбранного вида средства или мероприятия защиты от шума известно несколько его вариантов $\{X_g\}$, где $X_g = \{0,1\}$. $X_g = 1$, если выбран g -й вариант средства защиты, 0 — в противном случае.

Вариант средства или мероприятия защиты от шума выбирается по следующим частным критериям:

– максимум снижения уровня шума для выбранного варианта средства или мероприятия защиты от шума

$$\Delta L(X'_g) = \max \sum_{g=1}^{g'} \Delta L_g X_g, \quad g = \overline{1, g'}, \quad (1)$$

где ΔL_g — снижение уровня шума при g -м варианте выбранного средства или мероприятия защиты от шума;

– минимум приведенных затрат при реализации g -го средства или мероприятия защиты от шума

$$Z(X''_g) = \min \sum_{g=1}^{g'} Z_g X_g, \quad g = \overline{1, g'}, \quad (2)$$

где Z_g — приведенные затраты при реализации g -го средства или мероприятия защиты от шума.

При этом накладываются следующие ограничения:

– достигаемое снижение уровня шума должно быть не менее заданного $\Delta L_{\text{зад}}$

$$\sum_{g=1}^{g'} \Delta L_g X_g \geq \Delta L_{\text{зад}}; \quad (3)$$

– приведенные затраты не должны превышать заданных $Z_{\text{зад}}$

$$\sum_{g=1}^{g'} Z_g X_g \leq Z_{\text{зад}}; \quad (4)$$

– выбор только одного варианта средства или мероприятия защиты от шума

$$\sum_{g=1}^{g'} X_g = 1. \quad (5)$$

Модели (1)—(5) относятся к многокритериальным задачам дискретного программирования с булевыми переменными.

Для задачи параметрического синтеза с непрерывными параметрами $P = \{P_m\}$, ($m = \overline{1, m'}$), P_m — m -й параметр частные критерии (1) и (2) примут вид:

– максимум снижения уровня шума выбранного средства или мероприятия защиты от шума

$$\Delta L(P') = \max \Delta L(P); \quad (6)$$

– минимум приведенных затрат на применение или реализацию m -го средства или мероприятия защиты

$$Z(P'') = \min Z(P). \quad (7)$$

При этом накладываются следующие ограничения:

– достигаемое снижение уровня шума должно быть не менее заданного $\Delta L_{\text{зад}}$

$$\Delta L(P) \geq \Delta L_{\text{зад}}; \quad (8)$$

– приведенные затраты не должны превышать заданных $Z_{\text{зад}}$

$$Z(P) \leq Z_{\text{зад}}. \quad (9)$$

Модели (6)—(9) относятся к задачам нелинейного программирования из-за нелинейных выражений (6) и (8).

Рассмотрим модели параметрического синтеза наиболее часто применяемых средств или мероприятий защиты от шума в его источнике, на пути распространения и защищаемом объекте.

Анализ математических моделей источников шума позволяет определить множество параметров, которые влияют на его снижение в источнике.

Для источника шума в виде транспортного потока такими параметрами могут быть: V — скорость движения; N — интенсивность движения; ∇ — шероховатость поверхности дороги; ρ — процентное соотношение видов транспортных средств.

В этом случае частные критерии, по которым будут определяться значения параметров транспортного потока, следующие:

– минимум уровня шума, создаваемого транспортным потоком

$$L_{\text{А.экр}}(V', N', \nabla', \rho') = \min L_{\text{А.экр}}(V, N, \nabla, \rho); \quad (10)$$

– минимум приведенных затрат

$$Z(V'', N'', \nabla'', \rho'') = \min (Z_V(V, N, \nabla, \rho) + Z_N(V, N, \nabla, \rho) + Z_L(V, N, \nabla, \rho) + Z_c(V, N, \nabla, \rho) + Z_{\text{о,р}}(V, N, \nabla, \rho)), \quad (11)$$

где $Z_V(V, N, \nabla, \rho)$ — потери за счет снижения скорости; $Z_N(V, N, \nabla, \rho)$ — потери за счет снижения пропускной способности дороги; $Z_L(V, N, \nabla, \rho)$ — потери за счет увеличения длины пробега; $Z_c(V, N, \nabla, \rho)$ — затраты на ремонт покрытия; $Z_{o,p}(V, N, \nabla, \rho)$ — затраты на организацию регулирования и содержание дорожных знаков.

Ограничения, которые накладываются при этом:

– эквивалентный уровень шума транспортного потока не должен превосходить заданный

$$L_{A.экр.}(V, N, \nabla, \rho) \leq L_{зад}; \quad (12)$$

– приведенные затраты не должны превышать заданных $Z_{зад}$

$$Z(V, N, \nabla, \rho) \leq Z_{зад}. \quad (13)$$

Модели (10)—(13) относятся к задачам нелинейного программирования.

Анализ математических моделей снижения уровня шума на пути его распространения показывает, что наиболее эффективны такие средства, как экраны.

Рассмотрим модель параметрического синтеза экрана.

Параметрами экрана, которые оказывают влияние на его эффективность, выбраны: H — высота экрана; l — длина экрана; x, y — координаты расположения геометрического центра.

В этом случае частные критерии, по которым будут определяться значения параметров экрана, следующие:

– минимум уровня шума за экраном

$$L_{A.экр.}(H', l', x', y') = \min L_{A.экр.}(H, l, x, y); \quad (14)$$

– приведенных затрат

$$Z(H'', l'', x'', y'') = \min(Z_{соз}(H, l, x, y) + Z_{сод}(H, l, x, y)), \quad (15)$$

где $Z_{соз}$ — затраты на создание экрана; $Z_{сод}$ — затраты на содержание экрана.

Ограничения, которые накладываются при этом:

– уровень снижения шума экраном должен быть не менее заданного $\Delta L_{зад}$

$$\Delta L_{A.экр.}(H, l, x, y) \geq \Delta L_{зад}; \quad (16)$$

– затраты на создание экрана и его содержание не должны быть больше заданных $Z_{\text{экр}}$

$$Z(Z_{\text{соз}}, Z_{\text{сод}}) \leq Z_{\text{экр}}; \quad (17)$$

– область допустимого размещения экрана должна принадлежать области распространения шума;

геометрический центр экрана должен быть расположен в области

$$x_{\text{н}} \leq x_{\text{экр}} \leq x_{\text{кон}}, \quad (18)$$

$$y_{\text{н}} \leq y_{\text{экр}} \leq y_{\text{кон}}, \quad (19)$$

где $x_{\text{н}}, x_{\text{кон}}, y_{\text{н}}, y_{\text{кон}}$ — начальные и конечные значения параметров размещения центра экрана;

– высота и длина экрана не должны превосходить допустимых величин.

Модели (14)—(19) относятся к задачам нелинейного программирования.

На рисунке в качестве примера представлены зависимости значений частных и обобщенного критериев от таких параметров экрана, как длина и высота.

Параметрический синтез средств защиты от шума на защищаемом объекте заключается в выборе типа оконных блоков из множества стандартных по следующим частным критериям:

– максимум уровня снижения шума выбранным типом оконных блоков

$$\Delta L(X') = \max \sum_{\epsilon=1}^{\epsilon'} \Delta L_{\epsilon} X_{\epsilon}, \epsilon = \overline{1, \epsilon'}, \quad (20)$$

где ϵ — тип оконного блока; X_{ϵ} — переменная, которая принимает значение 1, если ϵ -й тип оконного блока выбран и 0, если ϵ -й тип оконного блока не выбран;

– минимальная стоимость выбранного типа оконного блока

$$Z(X'') = \min \sum_{\epsilon=1}^{\epsilon'} Z_{\epsilon} X_{\epsilon}, \epsilon = \overline{1, \epsilon'}, \quad (21)$$

где Z_{ϵ} — стоимость ϵ -го типа оконного блока.

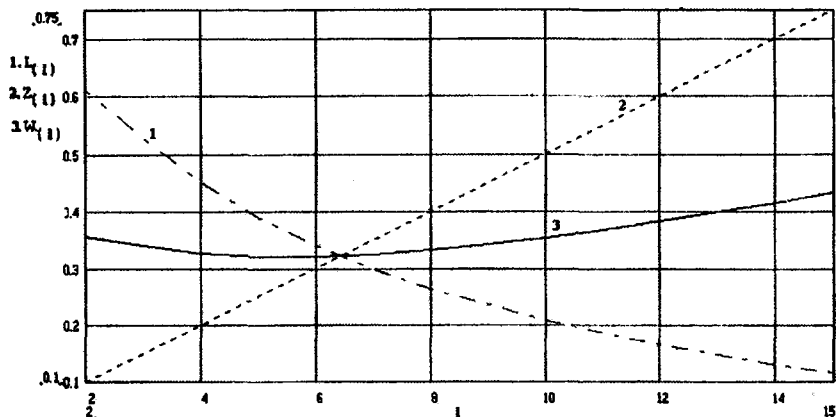


Рисунок. Зависимости значений частных и обобщенного критериев от параметров экрана:

- 1 — зависимость приведенного значения уровня шума за экраном от его длины;
- 2 — зависимость приведенного значения затрат на создание экрана от его длины;
- 3 — зависимость обобщенного критерия

Ограничения, которые при этом накладываются:

– уровень снижения шума выбранным типом оконного блока должен быть не менее заданного $\Delta L_{\text{зад}}$

$$\sum_{\epsilon=1}^{\epsilon'} \Delta L_{\epsilon} X_{\epsilon} \geq \Delta L_{\text{зад}}, \epsilon = \overline{1, \epsilon'}; \quad (22)$$

– стоимость выбранного типа оконного блока должна быть не более заданной $Z_{\text{зад}}$

$$\sum_{\epsilon=1}^{\epsilon'} Z_{\epsilon} X_{\epsilon} \leq Z_{\text{зад}}, \epsilon = \overline{1, \epsilon'}; \quad (23)$$

– выбирается только один тип оконных блоков

$$\sum_{\epsilon=1}^{\epsilon'} X_{\epsilon} = 1. \quad (24)$$

Модели (20)—(24) относятся к многокритериальным задачам дискретного программирования с булевыми переменными.

Для реализации приведенных выше моделей применяются следующие методы:

- метод ветвей и границ для дискретных задач;
- метод покоординатного спуска для непрерывных задач.

Предложенные в статье модели параметрического синтеза были внедрены в ТОО “Харьковпроект-1” и использовались для реконструкции конкретных объектов, в частности, был спроектирован шумозащитный экран для торгового автоцентра, что позволило увеличить площадь акустического комфорта на защищаемом объекте в 2 раза при минимальных затратах.

Литература

Нефедова А. Л., Петренко Ю. А. Синтез эффективных мер защиты от шума транспортных потоков // Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті. — 1998. — № 4. — С. 85—86.

Нефедов Л. И., Петренко Ю. А., Нефедова А. Л. Модели структурно-параметрического синтеза средств защиты от шума // Науковий вісник будівництва. — 1999. — Вип. 7. — С. 113—117.

Нефедов Л. И., Тимошенко В. В., Пономарев Г. И. Системный анализ социально-экологических аспектов реконструкции жилых кварталов. — Х. : Изд-во “Основа” при Харьковском ун-те, 1992. — 152 с.

АНАТОЛІЙ ОЛЕКСАНДРОВИЧ ВОЗНЕСЕНСЬКИЙ



Вознесенський Анатолій Олександрович (1901—1968) — кандидат технічних наук, професор, інженер-майор (1942—1944), декан Ростовського інженерно-будівельного інституту (1942—1961), завідувач кафедри теплотехніки і теплових установок КІБІ (1961—1968).

У 2001 році виповнилося б 100 років від дня народження Анатолія Олександровича Вознесенського, з ім'ям якого пов'язані розвиток в Україні теплофікації і промислової теплоенергетики, розробка енергозберігаючих технологій на електростанціях, підготовка багатьох висококваліфікованих наукових і інженерних кадрів.

А. О. Вознесенський народився в м. Алатирь Симбірської губернії в родині військового лікаря, учасника Цусімської битви, у мирний час завідувача земською лікарнею. Мати була із родини церковних живописців.

В 1918 році А. О. Вознесенський вступив до Київського політехнічного інституту на механічний факультет. Ряд курсів пройшов заочно, працюючи в залізничному депо і на інших підприємствах Києва. Закінчив КПІ у 1925 р. за спеціальністю “Теплосилові установки”, захистивши з оцінкою “відмінно” дипломний проект, де вперше торкнувся проблеми, вирішення якої стало справою його життя — раціональному використанню тепла в промисловій енергетиці.

З 1925 по 1926 р. Анатолій Олександрович працює заступником начальника електростанції Московського порохового заводу. В цей же час він стає організатором, а потім викладачем профтехкурсів для робітників заводу. Викладає машинознавство, механіку, фізику.

В 1927—1930 рр. працював старшим інженером Київського науково-дослідного інституту промислової енергетики і за сумісництвом

викладав у КПІ. У січні 1930 р. Анатолій Олександрович перейшов на роботу у м. Ростов-на-Дону для організації філіалу Всесоюзного тепло-технічного інституту і одночасно на викладацьку роботу в Новочеркаський політехнічний інститут. З 1930 р. по 1942 р. він працює заступником головного інженера і начальником проектно-експериментального цеху. За цей час виконав велику кількість проектів з реконструкції теплових установок.

В 1940 р. захистив кандидатську дисертацію.

З 1942 по 1945 р. знаходився на Північному Кавказі в управлінні артилерії Закавказького фронту у званні інженер-майора. Має урядові нагороди “За оборону Кавказа”, “За доблестный труд”, “За победу над Германией”. Після демобілізації (1945) повернувся спочатку в Енергочермет, а потім у 1947 перейшов у Ростовський інженерно-будівельний інститут у зв’язку з призначенням його деканом технологічного факультету. На цій посаді Анатолій Олександрович працював з 1947 р. по 1961 р. незмінно користувався любов’ю і повагою студентів. Одночасно з 1948 р. він був завідувачем кафедри енергомеханічного обладнання і автоматики.

У 1961 р. А. О. Вознесенському було присвоєно звання професора і в цьому ж році він був призначений на посаду завідувача кафедри теплотехніки і теплових установок в Київський інженерно-будівельний інститут.

Діяльність професора А. О. Вознесенського мала великий вплив на розвиток вітчизняної будівельної науки і техніки. Він був автором багатьох визначних видань — “Экономия топлива на электростанциях малой и средней мощности”, “Перевод конденсационных турбин на теплофикационный режим”, “Пути экономии топлива в нефтеперерабатывающей промышленности”. Всього було видано близько 70 друкованих праць, з них 12 книг з питань промислової теплотехніки і теплофікації. А. О. Вознесенський — автор першого підручника для вузів “Тепловые установки в производстве строительных материалов и изделий”, приймав активну участь у підготовці першої багатотомної Української Радянської Енциклопедії АН УРСР (розділ “Теплофікація”), підготував чотири кандидати технічних наук.

Педагогічний талант, відданість науці, повага і любов до людей, принциповість — все це принесло Анатолію Олександровичу широке визнання як видатного вченого і педагога.

АНОТАЦІЇ

Малкін Е. С., Чепурна Н. В. Дослідження параметрів повітря в системі децентралізованого мікроклімату розсадного відділення теплиць.

Наведено результати теоретичних і експериментальних досліджень вологості, вологовмісту та швидкості повітря у зоні локального мікроклімату. Проведені дослідження показують, що при визначеному за умов теплового балансу внутрішньої і зовнішньої задачі кількості повітря створюються оптимальні (для росту розсади) параметри повітря практично в усьому об'ємі мікрозони.

Зінич П. Л., Жуковський С. С., Черноус О. В., Сенчишин Н. Б. Вплив вставок екранів місцевого відсмоктувача на зону дії повітряних потоків.

Наведені графічні матеріали наукових дослідів для визначення зони дії відсмоктувачів в залежності від їх конструктивних характеристик.

Снежкин Ю. Ф., Наумов С. Ю., Чалаев Д. М., Писарев В. Е., Кузнецова Е. А. Исследование процессов осушки воздуха для регенеративных косвенно-испарительных воздухоохладителей.

Проведены экспериментальные исследования кинетики сорбции многокомпонентных сорбентов для предварительной осушки воздуха в регенеративных косвенно — испарительных воздухоохладителях. Показано, что холодопроизводительность регенеративных косвенно-испарительных воздухоохладителях значительно возрастает по сравнению с применением традиционных сорбентов.

Жуковський С. С., Зінич П. Л., Черноус О. В. Дослідження кінематичних та аеродинамічних характеристик відсмоктувачів різної форми.

Наведені результати досліджень місцевих відсмоктувачів, необхідні для визначення швидкості, довжини зони дії та значень коефіцієнтів місцевого опору відсмоктувачів різної форми.

Корнев С. Г., Семченко Ю. В., Белоус А. М., Качан В. Н., Акинина А. Г. Адекватность математической модели процесса пылеулавливания в электрофильтрах реальным условиям.

Проведено сравнение эффективности пылеулавливания в электрофильтрах при существующей и экспериментальной схемах управления электропитанием с расчетными данными. Показана адекватность математической модели процесса пылеулавливания в электрофильтрах результатам экспериментов.

Худенко А. А., Фаренюк Є. Г. Вплив на тепловий режим приміщення різних конструктивних рішень віконних систем.

У статті розглянуті принципові методи зниження втрат теплоти через світлопрозорі огорожуючі конструкції та їх вплив на тепловий режим приміщення. На основі розрахункової програми приведені температурні поля деяких віконних профілів, з аналізом їх теплових характеристик. При аналізі рівняння теплового

балансу в приміщенні доведено необхідність оптимізації повітрообміну в приміщенні та збільшенні приведеного опору теплопередачі конструкцій в залежності від їх призначення, без диференціації по виду виготовлення конструкції.

Зайцев О. Н. Моделирование поля скоростей паралельных закрученных потоков в теплоэнергетических установках.

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований поля результирующей скорости при смещении двух параллельных разноименно закрученных потоков.

Худенко А. А., Кириченко М. А. Основи компоновки і гідродинамічного розрахунку електрокалориферів.

Робота присвячена основам компоновки і гідродинамічного розрахунку електрокалориферів.

У методиці наведені розрахункові формули і технічні рішення на підставі яких визначається найбільш оптимальне розміщення вузлів електрокалориферів і проводиться аеродинамічний розрахунок калорифера.

Губарь С. А., Лукьянов А. В., Флер М. З. Теплообмен в топочных камерах теплогенераторов с жаровой трубой.

Рассмотрены вопросы о соотношении размеров цилиндрических топочных камер теплогенераторов малой мощности, работающих на газообразном топливе.

Хонтій В. Я. Робота систем автоматичного регулювання параметрів енергетичного господарства і методи розробки алгоритмів їх роботи.

Запропоновано метод розробки оптимально можливих та близьких до них алгоритмів роботи схем автоматичного регулювання систем тепlopостачання.

Леві Л. І. Оперативне управління ієрархічно організованими інженерними мережними системами з динамічним розподілом процесорного часу.

Запропонований підхід до розподілу процесорного часу керуючої ЕОМ щодо програм, що реалізують процеси оперативного управління окремими локальними мережами різного рівня ієрархії в ієрархічно організованих інженерних мережних системах.

Адекватним рішенням даної задачі є розробка динамічної системи пріоритетів, що враховують реальний стан локальних мереж.

Леві Л. І. Моделювання розподільних мереж ієрархічно організованих інженерних мережних систем.

В аспекті можливості реалізації процесів оперативного управління формалізовані розподільні мережі, що є локальними мережами різних рівнів ієрархії в складі ієрархічно організованих інженерних мережних систем. Сформульовано твердження, що установлює взаємозв'язки між керуючими параметрами і параметрами сталих потокорозподілів у розглядуваних розподільних мережах.

Худенко А. А., Свічар О. Ю., Онищенко М. Ф. **Ефективні енергозберігаючі заходи у системах теплопостачання м. Києва.**

Наведено узагальнений аналіз застосування і багаторічного досвіду експлуатації систем на базі контактних теплообмінників для глибокої утилізації теплоти та очищення від шкідливих викидів вихідних газів на теплоджерелах.

Представлено результати розробок і розрахунків з технічної можливості і ефективності створення систем на основних теплоджерелах м. Києва.

Сакалла Имад Алдин Акрам. **Автоматизация насосных станций в условиях городов Сирийской Арабской Республики.**

Наведені схеми насосних станцій водопостачання з автоматичним регулюванням продуктивності насосних агрегатів для умов Сирійської Арабської Республіки.

Малкін Е. С., Кушніров О. С. **Система екологічно чистого тепло- і холодопостачання житлових і громадських будівель з використанням сонячної енергії.**

Розглянуто питання використання сонячної енергії для теплопостачання та кондиціонування громадських та житлових будівель. Наведено принципові схеми роботи компресійної та абсорбційної комбінованих холодильних машин, поєднаних з сонячним колектором. Розглянуто основні етапи аналізу економічної ефективності системи сонячного тепло- та холодопостачання. Розглянуто питання акумуляції теплоти ємкісними акумуляторами та акумуляторами з використанням фазового перетворення акумулюючого матеріалу.

Степанов М. В., Шинкаренко М. В. **Ефективність використання теплоти витяжного повітря і гарячої води.**

Наведені графічні залежності ексергії води та вологого повітря від температури та параметрів навколишнього середовища для визначення ефективності та використання теплоти цих теплоносіїв.

Швачко Н. А., Приймак О. В., Кольчик Ю. М., Кушніров О. С. **Метод подання даних по сонячній радіації для розрахунку систем сонячного теплопостачання.**

Робота присвячена уточненню подання даних по сонячній радіації для розрахунку систем сонячного теплопостачання.

У розробленому методі подання даних по сонячній радіації наведені загальні принципи визначення репрезентативних днів, приклади розрахунків і результати розрахунків кута нахилу колектора сонячної енергії.

Нефедов Л. И., Петренко Ю. А., Нефедова А. Л. **Модели параметрического синтеза средств защиты от шума.**

Розглянутий параметричний синтез засобів захисту від шуму як окрема задача структурно-параметричного синтезу. Наведені моделі окремих критеріїв та обмежень як для дискретних, так і безперервних параметрів. Запропоновані методи реалізації цих моделей.

ЗМІСТ

ВЕНТИЛЯЦІЯ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	3
<i>Малкін Е. С., Чепурна Н. В.</i> Дослідження параметрів повітря в системі децентралізованого мікроклімату розсадного відділення теплиць.....	3
<i>Зінич П. Л., Жуковський С. С., Черноус О. В., Сенчишин Н. Б.</i> Вплив вставок-екранів місцевого відсмоктувача на зону дії повітряних потоків.....	8
<i>Снежкин Ю. Ф., Наумов С. Ю., Чалаев Д. М., Писарев В. Е., Кузнецова Е. А.</i> Исследование процессов осушки воздуха для регенеративных косвенно-испарительных воздухоохладителей.....	12
<i>Жуковський С. С., Зінич П. Л., Черноус О. В.</i> Дослідження кінематичних та аеродинамічних характеристик відсмоктувачів різної форми.....	18
<i>Зайцев О. Н.</i> Моделирование поля скоростей паралельных закрученных потоков в теплоэнергетических установках.....	24
<i>Корнев С. Г., Семченко Ю. В., Белоус А. М., Качан В. Н., Акинина А. Г.</i> Адекватность математической модели процесса пылеулавливания в электрофильтрах реальным условиям.....	28
ТЕПЛОБМІН, ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ГАЗОПОСТАЧАННЯ	34
<i>Худенко А. А., Фаренюк Є. Г.</i> Вплив на тепловий режим приміщення різних конструктивних рішень віконних систем.....	34
<i>Худенко А. А., Кириченко М. А.</i> Основи компоновки і гідродинамічного розрахунку електрокалориферів.....	41
<i>Губарь С. А., Лукьянов А. В., Флер М. З.</i> Теплообмен в поточных камерах теплогенераторов с жаровой трубой.....	46
<i>Хоптій В. Я.</i> Робота систем автоматичного регулювання параметрів енергетичного господарства і методи розробки алгоритмів їх роботи.....	49
<i>Леві Л. І.</i> Оперативне управління ієрархічно організованими інженерними мережними системами з динамічним розподілом процесорного часу.....	55
<i>Леві Л. І.</i> Моделювання розподільних мереж ієрархічно організованих інженерних мережних систем.....	59
<i>Худенко А. А., Свічар О. Ю., Онищенко М. Ф.</i> Ефективні енергозберігаючі заходи у системах теплопостачання м. Києва.....	63
<i>Сакалла Имад Алдин Акрам.</i> Автоматизация насосных станций в условиях городов Сирийской Арабской Республики.....	68

ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ, НЕТРАДИЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ	72
<i>Малкін Е. С., Кушніров О. С.</i> Система екологічно чистого тепло- і холодопостачання житлових і громадських будівель з використанням сонячної енергії.....	72
<i>Степанов М. В., Шинкаренко М. В.</i> Ефективність використання теплоти витяжного повітря і гарячої води	79
<i>Швачко Н. А., Приймак О. В., Кольчик Ю. М., Кушніров О. С.</i> Метод подання даних по сонячній радіації для розрахунку систем сонячного теплопостачання	85
<i>Нефедов Л. И., Петренко Ю. А., Нефедова А. Л.</i> Модели параметрического синтеза средств защиты от шума.....	88
 ВИДАТНІ ВЧЕНІ, ПЕДАГОГИ	
Анатолій Олександрович Вознесенський	95
Анотації	97

**ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ
ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ**

Науково-технічний збірник

Випуск 4

Підп. до друку 06.06.2002. Формат 60x84 1/16.
Папір друк. № 1. Спосіб друку офсетний. Умовн. друк. арк. 6,04.
Умовн. фарбо-відб. 6,04. Обл.-вид. арк. 6,5.
Тираж 150 прим. Зам. № 2-998.

ЗАТ «ВПІОЛ», ДК № 15
03151, Київ, вул. Волинська, 60

ЗАТ «Енергомонтажвентиляція»

**Мистецтво створення комфортного
та технологічного мікроклімату**



м. Київ, вул. Освіти, 4;
пер. Делегатський, 4;
Тел.: (044) 213-24-06,
244-96-40.

Тел./факс: (044) 242-20-97.
E-mail: emw@ukrpack.net

Макет розроблено дизайнером
журналу "Імперія нерухомості"