

**Міністерство освіти і науки України**  
**Київський національний університет**  
**будівництва і архітектури**

**ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ**  
**ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ**

Науково-технічний збірник

Випуск 3

Київ, КНУБА, 2001

**Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання:** Науково-технічний збірник. Випуск 3. Відповідальний редактор А. А. Худенко. — К.: КНУБА, 2001. — 116 с.

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

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

**Редакційна колегія:** А. А. Худенко (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. Пісарев, В. В. Трофимович, П. М. Єнін, Ю. К. Росковшенко, Н. А. Швачко, А. Ф. Строй, Г. В. Куно, 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 № 21 від 25.05.2001.

Свідоцтво про державну реєстрацію КВ № 5019 від 03.04.2001 р.

**Ежи Пиотровски**  
**Войцех Денишевски**  
Свентокшиской Политехники, г. Кельце, Польша

## **МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПРОЦЕССОВ ЕСТЕСТВЕННОГО ВОЗДУХООБМЕНА В СОВРЕМЕННЫХ ЖИЛЫХ ЗДАНИЯХ**

### **1. Введение**

Представлена концепция математического описания состояний движения воздуха в помещении здания возникших вследствие динамических воздействий наружной окружающей среды через ограждение определенной пропускаемости. Конкретные решения отнесены для случая переменных по времени разниц температуры воздуха окружения здания и внутреннего воздуха в его помещении, а также динамического воздействия ветра на ограждающую стену. Работа представляет отображение общих решений проблем математического моделирования процессов воздухопроницаемости в пространствах зданий представленных авторам в работах [1, 2].

### **2. Общее описание и предпосылки анализа**

Решения в работе относятся к зданию со схемой представленной на рис. 1 и размерами  $D_i (i=1, 2, 3)$  ребра тела параллельными к единичным векторам  $i_i$  системы отнесения. Пространство интерьера здания ограничено вертикальными и горизонтальными ограждениями, которые обозначены символами  $e = -i, +i (i=1, 2, 3)$  согласно их нормальных наружных параллельных к единичным векторам  $-i_i, i_i (i=1, 2, 3)$ . Ограждения имеют соответственно толщины  $a_i^{(-)} = a_i^{(+)} = a_i$ , причем вертикальные ограждения характеризуются однородной воздухопропускаемостью с сопротивлением  $R [1/c]$  воздухопередаче. Зато горизонтальные ограждения плиты пола и перекрытия характеризует полная плотность.

Динамическими переменными описывающими воздух в состояниях движения в пространстве помещения, являются векторные поля  $u(\xi, t) = \tilde{u}$  скорости движения воздуха, а также скалярные поля  $\Delta p(\xi, t) = \Delta \bar{p}$  приростов давлений воздуха в помещении.

Динамические переменные описаны приближенным методом при предположении разделения пространства интерьера здания на зоны в виде горизонтальных слоев  $n_3 = 1, \dots, N_3$ , с толщинами  $d_3$  и остальными размерами  $d_i = D_i - 2a_i$  ( $i = 1, 2, 3$ ). Образованные вследствие зонального разделения интервалы вариантности координат  $\xi_3[(n_3 - 1)d_3, n_3 d_3]$  определяют пространственные функции

$$\begin{aligned} (n_3) \Omega_3(\xi_3) = & H[\xi_3 - a_3 - (n_3 - 1)d_3] - \\ & - H[\xi_3 - a_3 - n_3 d_3] \quad n_3 = 1, \dots, N_3, \end{aligned} \quad (1)$$

определенные с помощью функции Хэвисаида.

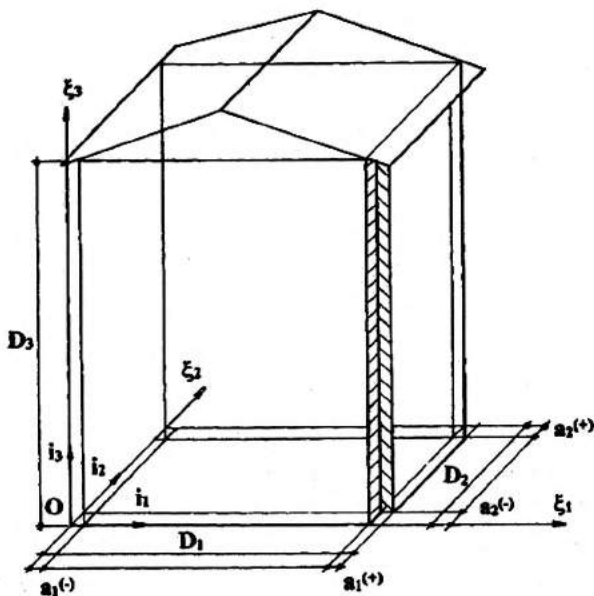


Рис.1. Схема здания с интерьером в виде отдельного помещения

Поля скорости  $\tilde{u}$  воздуха определены приближенным методом, с произвольностью к коэффициентам  $(n_3) v_j(t) = (n_3) \tilde{v}_j$ ,  $(n_3) v_{jj}(t) = (n_3) \tilde{v}_{jj} \times$

$\times (j = 1, 2)$  линейных распределений  ${}_{(n_3)}\tilde{\mathbf{u}}$  в слоях  $n_3 = 1, \dots, N_3$ , с помощью уравнения

$$\tilde{\mathbf{u}} = \sum_{n_3=1}^{N_3} {}_{(n_3)}\Omega_3(\xi_3) \times \left[ \sum_{j=1}^2 ({}_{(n_3)}\hat{v}_j + {}_{(n_3)}\hat{v}_{jj}\xi_j) \mathbf{i}_j + [({}_{(n_3)}\hat{v}_3 + {}_{(n_3)}\hat{v}_{33}(\xi_3 - {}_{(n_3)}c_3)] \mathbf{i}_3 \right], \quad (2)$$

в которых символы  ${}_{(n_3)}c_3 = a_3 + d_3(n_3 - \frac{1}{2})$  определяют положения плоскостей средних слоев  $n_3$  относительно плоскости  $\xi_3 = 0$ . Коэффициенты  ${}_{(n_3)}\hat{v}_{ii}$  удовлетворяют уравнения

$$\sum_{i=1}^3 {}_{(n_3)}\hat{v}_{ii} = 0, \quad (3)$$

вытекающие из условий непрерывности  $\text{div}_{(n_3)}\tilde{\mathbf{u}} = 0$  движения слоев  $n_3$ . Величины коэффициентов

$${}_{(n_3)}\hat{v}_3 = d_3 \left[ -\frac{1}{2} {}_{(n_3)}\hat{v}_{33} + \sum_{r_3=1}^{n_3} {}_{(r_3)}\hat{v}_{33} \right] \quad (4)$$

навязывают условия непрерывности слагаемых нормальных скорости на совместных плоскостях соседних слоев. Зато уравнения

$$\sum_{n_3=1}^{N_3} {}_{(n_3)}\hat{v}_{33} = 0 \quad (5)$$

навязывают исчезновение слагаемых нормальных  $\tilde{\mathbf{u}} \cdot \mathbf{i}_3$  на внутренних поверхностях горизонтальных ограждений ограждающей конструкции здания.

Движение инфильтрирующего воздуха сквозь вертикальные ограждения  $e = -i, +i$  ( $i = 1, 2$ ) ограждающей конструкции описывают векторы скорости

$$\tilde{\mathbf{u}}^{(e)} = \sum_{n_3=1}^{N_3} {}_{(n_3)}\Omega(\xi_3) {}_{(n_3)}\hat{v}_i^{(e)} \mathbf{i}_i = \sum_{n_3=1}^{N_3} {}_{(n_3)}\Omega(\xi_3) \left[ {}_{(n_3)}\hat{v}_i - \frac{1}{2} (-1)^e d_{i(n_3)} \hat{v}_{ii} \right] \mathbf{i}_i \quad (6)$$

со слагаемыми равными слагаемым  $\vec{u} \cdot \vec{i}_3$  скорости движения воздуха в помещении, на внутренних стенах вертикальных ограждений  $e = -i, +i$  ( $i = 1, 2$ ) ограждающей конструкции.

Воздействия окружающей среды здания механического происхождения воздействующие соответственно на наружные стены  $\xi_i = 0, \xi_i = D_i$  ( $i = 1, 2$ ) ограждений  $e = -i, +i$  являются поверхностными силами

$\vec{p}_i^{(-)} = \tilde{p}_i^{(-)} \vec{i}_i, \vec{p}_i^{(+)} = \tilde{p}_i^{(+)} \vec{i}_i$  со слагаемыми выраженными в виде:

$$\tilde{p}_i^{(-)} = \sum_{n_3=1}^{N_3} (n_3) \Omega_{3(n_3)} \hat{p}_i^{(-)}, \quad \tilde{p}_i^{(+)} = \sum_{n_3=1}^{N_3} (n_3) \Omega_{3(n_3)} \hat{p}_i^{(+)} \quad (7)$$

при значениях символов

$$(n_3) \hat{p}_i^{(-)} = \frac{1}{d_3} \int_{a_3+(n_3-1)d_3}^{a_3+n_3d_3} \tilde{p}_i^{(-)} d\xi_3, \quad (n_3) \hat{p}_i^{(+)} = \frac{1}{d_3} \int_{a_3+(n_3-1)d_3}^{a_3+n_3d_3} \tilde{p}_i^{(+)} d\xi_3.$$

Вызывают они состояния движения воздуха и образование в его пространствах вертикальных ограждений и интерьера помещения полей напряжений  $\vec{p}_i^{(e)} = \tilde{p}_i^{(e)} \vec{i}_i, e = -i, +i$  ( $i = 1, 2$ ),  $i = 1, 2$  а также  $\vec{p}_i = \tilde{p}_i \vec{i}_i$ , при  $i = 1, 2, 3$ . Их слагаемые на плоскостях контакта слоев, соответственно пространства ограждений и интерьера, выражены в виде формул:

$$\begin{aligned} \tilde{p}_i^{(-i)} &= \sum_{n_3=1}^{N_3} (n_3) \Omega_3 \left[ (n_3) \hat{p}_i^{(-)} + \xi_i (n_3) \hat{p}_{ii}^{(-i)} \right], \\ \tilde{p}_i^{(+i)} &= \sum_{n_3=1}^{N_3} (n_3) \Omega_3 \left[ (n_3) \hat{p}_i^{(+)} + (\xi_i - D_i) (n_3) \hat{p}_{ii}^{(+i)} \right], \\ \tilde{p}_i &= \sum_{n_3=1}^{N_3} (n_3) \Omega_3 \left[ (n_3) \hat{p}_i + (\xi_i - \frac{1}{2} D_i) (n_3) \hat{p}_{ii} \right] \end{aligned} \quad (8)$$

при значениях коэффициентов

$$\begin{aligned} (n_3) \hat{p}_i &= \frac{1}{2} \left( (n_3) \hat{p}_i^{(-)} + a_i (n_3) \hat{p}_{ii}^{(-i)} + (n_3) \hat{p}_i^{(+)} - a_i (n_3) \hat{p}_{ii}^{(+i)} \right), \\ (n_3) \hat{p}_{ii} &= \frac{1}{D_i - 2a_i} \left( (n_3) \hat{p}_i^{(+)} - a_i (n_3) \hat{p}_{ii}^{(+i)} - (n_3) \hat{p}_i^{(-)} - a_i (n_3) \hat{p}_{ii}^{(-i)} \right), \end{aligned} \quad (9)$$

вытекающих из условий непрерывности воздействий на внутренних стенах вертикальных ограждений  $e = -i, +i$  ( $i = 1, 2$ ) ограждающей конструкции. Поля напряжений

$$\begin{aligned} \tilde{p}_3 &= \sum_{n_3=1}^{N_3} (n_3) \Omega_3 \tilde{p}_3 i_i = \\ &= \sum_{n_3=1}^{N_3} (n_3) \Omega_3 \left[ (n_3) \hat{p}_3 + (n_3) \hat{p}_{33} \left[ \xi_3 - (n_3 - \frac{1}{2}) d_3 \right] \right] i_3 \end{aligned} \quad (10)$$

на плоскостях  $\xi_3 = n_3 d_3$ , соседних слоев в пространстве интерьера здания, удовлетворяют условиям непрерывности воздействий при слагаемых  $(n_3) \hat{p}_3$  выраженных с помощью формулы

$$(n_3) \hat{p}_3 = \hat{p}_3 + (n_3) I_3 \{ (n_3) \hat{p}_{33} \}, \quad (11)$$

при значении символа

$$(n_3) I_3 \{ (n_3) (\cdot) \} = d_3 \left[ -\frac{1}{2} \sum_{n_3=1}^{N_3} (n_3) (\cdot) - \frac{1}{2} (n_3) (\cdot) + \sum_{n_3=1}^{n_3} (n_3) (\cdot) \right]. \quad (12)$$

Коэффициенты  $(n_3) \hat{p}_{ii}^{(-i)}$ ,  $(n_3) \hat{p}_{ii}^{(+i)}$ ,  $(n_3) \hat{p}_i$ ,  $(n_3) \hat{p}_{ii}$  распределений напряжений воздуха соответственно в пространствах вертикальных ограждений  $e = -i, +i$  ( $i = 1, 2$ ), а также в пространстве интерьера здания связаны с коэффициентами  $(n_3) \hat{v}_i$ ,  $(n_3) \hat{v}_{ii}$  распределений скорости движения воздуха физическими соединениями, которые выведены в [1]. Принимают они вид уравнений:

— по отношению к пространствам вертикальных ограждений при  $i = 1, 2$

$$(n_3) \hat{p}_{ii}^{(-i)} = \frac{7}{5} \rho \Re \{ (n_3) \hat{v}_i^{(-i)} \} = \frac{7}{5} \rho \Re \{ (n_3) \hat{v}_i - \frac{1}{2} d_i (n_3) \hat{v}_{ii} \}, \quad (13)$$

$$(n_3) \hat{p}_{ii}^{(+i)} = \frac{7}{5} \rho \Re \{ (n_3) \hat{v}_i^{(+i)} \} = \frac{7}{5} \rho \Re \{ (n_3) \hat{v}_i + \frac{1}{2} d_i (n_3) \hat{v}_{ii} \},$$

где

$$\Re_i \{ \cdot \} = \frac{d}{dt} (\cdot) + \frac{5}{7} R(\cdot);$$

— в пространстве интерьера здания при  $i = 1, 2, 3$

$$\begin{aligned} (n_3) \hat{p}_i &= -(n_3) \hat{p} + 2\mu_{(n_3)} \hat{v}_{ii} + \rho \left[ \frac{d}{dt} (n_3) \hat{v}_{ii} + (n_3) \hat{v}_{ii}^2 \right] d_i^2 / 12, \\ (n_3) \hat{p}_{ii} &= \rho \left[ -\delta_{i3} (n_3) \hat{f}_3 + \frac{d}{dt} (n_3) \hat{v}_i + (n_3) \hat{v}_i (n_3) \hat{v}_{ii} \right]. \end{aligned} \quad (14)$$

### 3. Уравнение движения воздуха в помещении здания

Подстановка в уравнение (8) и (10) соответственно выражений на коэффициенты  $(n_3) \hat{p}_{ii}^{(-i)}$ ,  $(n_3) \hat{p}_{ii}^{(+i)}$ ,  $(n_3) \hat{p}_i$ ,  $(n_3) \hat{p}_{ii}$ , дает уравнения движения воздуха следующих видов:

$$\begin{aligned} & 2\mu_{(n_3)} \hat{v}_{ii} + \left[ \frac{d}{dt} (n_3) \hat{v}_{ii} + (n_3) \hat{v}_{ii}^2 \right] d_i^2 / 12 + \\ & + a_i d_i \left[ \frac{7}{10} \frac{d}{dt} (n_3) \hat{v}_{ii} + \frac{1}{2} R_{(n_3)} \hat{v}_{ii} \right] = \frac{1}{\rho} \left[ (n_3) \hat{p} + \frac{1}{2} (n_3) \hat{p}_i^{(-)} + (n_3) \hat{p}_i^{(+)} \right], \\ (D_i + \frac{4}{5} a_i) \frac{d}{dt} (n_3) \hat{v}_i + \left[ (n_3) \hat{v}_{ii} d_i + 2a_i R \right] (n_3) \hat{v}_i &= \frac{1}{\rho} (n_3) \hat{p}_i^{(+)} - (n_3) \hat{p}_i^{(-)}, \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} & 2\mu_{(n_3)} \hat{v}_{33} + \left[ \frac{d}{dt} (n_3) \hat{v}_{33} + (n_3) \hat{v}_{33}^2 \right] d_3^2 / 12 - \\ & - (n_3) I_3 \left\{ \frac{d}{dt} (n_3) \hat{v}_3 + (n_3) \hat{v}_3 (n_3) \hat{v}_{33} \right\} = \frac{1}{\rho} (n_3) \hat{p} + \hat{p}_3 - (n_3) I_3 \{ (n_3) \hat{f}_3 \}. \end{aligned}$$

Являются они совместно с исходными

$$\left. (n_3) \hat{v}_{ii} \right|_{t=t_0} = (n_3) \dot{v}_{ii} \quad (i = 1, 2, 3),$$

$$\left. (n_3) \hat{v}_i \right|_{t=t_0} = (n_3) \dot{v}_i \quad (i = 1, 2)$$

сплошности (3) и краевыми условиями (5) комплектом уравнений, описывающих переменные динамические скорости  $(n_3) \hat{v}_i$  ( $i = 1, 2$ ),  $(n_3) \hat{v}_i$  ( $i = 1, 2, 3$ ), а также давлений  $(n_3) \hat{p}$ ,  $\hat{p}_3$ , воздуха в слоях  $n_3 = 1, \dots, N_3$  в состояниях движения в пространстве помещения здания.



#### 4. Движение воздуха в помещении вызванное изменениями температуры

Определены состояния движения воздуха в помещении вызванные изменениями температуры  $\hat{T}_{(e)}$  воздуха окружающей среды и температуры внутреннего воздуха  $\hat{T}_{(i)}$  здания размерами  $D_i = D$ ,  $a_i = a$  ( $i = 1, 2$ ). Разным температурам воздуха окружающей среды и помещения соответствуют разные его удельные плотности, соответственно составляющие  $\rho_{(e)}$ ,  $\rho_{(i)}$ .

Воздействия окружающей среды на здания выражены в виде гравитационных напоров воздуха

$${}_{(n_3)}\hat{p}_i^{(-)} = {}_{(n_3)}\hat{p}_i^{(+)} = -p_{od} - \gamma_{ex} \frac{1}{2}(D_3 - 2a_3) \left[ 1 - \frac{2}{N_3}(n_3 - \frac{1}{2}) \right] \quad (16)$$

на стены слоев вертикальных ограждений, определяя их с произвольностью к давлениям отнесения  $p_{od}$ , зато давления воздуха в помещении

$${}_{(n_3)}\hat{p} = \Delta[{}_{(n_3)}\hat{p}] + p_o + \gamma_{in} \frac{1}{2}(D_3 - 2a_3) \left[ 1 - \frac{2}{N_3}(n_3 - \frac{1}{2}) \right] \quad (17)$$

выражены разницей  $\Delta[{}_{(n_3)}\hat{p}]$  давлений вызванных разными переменными по времени температурами  $\hat{T}_{(e)}$ ,  $\hat{T}_{(i)}$ , принимая при этом  $\hat{p}_3 = -p_o + \Delta p_3$ .

Учитывая в уравнениях (14), описывающих состояния движения внутреннего воздуха, принятые предпосылки и определения (16—17), а также подставляя вытекающее из их определения значения символов

$${}_{(n_3)}f_3 = -g, \quad {}_{(n_3)}I\{1\} = -\frac{1}{2}(D_3 - 2a_3) \left[ 1 - \frac{2}{N_3}(n_3 - \frac{1}{2}) \right]$$

получена после преобразований и при предположении исходных условий

$$\left. {}_{(n_3)}\hat{v}_i \right|_{t=t_0} = 0 \quad (i = 1, 2)$$

система уравнений следующего вида:

$${}_{(n_3)}\hat{v}_i = 0,$$

$${}_{(n_3)}\hat{v}_{ii} = -\frac{1}{2}{}_{(n_3)}\hat{v}_{33},$$

$$3\mu_{(n_3)}\hat{v}_{33} + \frac{d}{dt}((n_3)\hat{v}_{33})(d_3^2 + \frac{1}{2}d^2)/12 + ((n_3)\hat{v}_{33})^2(d_3^2 - \frac{1}{4}d^2)/12 +$$

$$+ ad \left[ \frac{7}{20} \frac{d}{dt}((n_3)\hat{v}_{33}) + \frac{1}{4} R_{(n_3)}\hat{v}_{33} \right] =$$

$$= \frac{1}{\rho} \left[ (n_3)\hat{p}_3 - \hat{p} \frac{(D_3 - 2a_3)}{T} \left[ \frac{2}{N_3} (n_3 - \frac{1}{2}) - 1 \right] \right], \quad (18)$$

$$\Delta\hat{p}_3 = \frac{\rho}{N_3} \left[ \sum_{n_3=1}^{N_3} ((n_3)\hat{v}_{33})^2 (d_3^2 - \frac{1}{4}d^2)/12 - \right.$$

$$\left. - \sum_{n_3=1}^{N_3} (n_3)I_3 \left\{ \frac{d}{dt}((n_3)\hat{v}_3) + (n_3)\hat{v}_3(n_3)\hat{v}_{33} \right\} \right],$$

$$\Delta_{(n_3)}\hat{p} = -\frac{1}{2} \left[ \Delta\hat{p}_3 + \hat{p} \frac{(D_3 - 2a_3)}{T} \left[ \frac{2}{N_3} (n_3 - \frac{1}{2}) - 1 \right] \right] +$$

$$+ \frac{1}{2}\rho \left[ \eta_{(n_3)}\hat{v}_{33} + \frac{d}{dt}((n_3)\hat{v}_{33})(d_3^2 - \frac{1}{2}d^2)/12 \right] +$$

$$+ \frac{1}{2}\rho \left[ ((n_3)\hat{v}_{33})^2 (d_3^2 + \frac{1}{4}d^2)/12 - \frac{1}{4}ad \left[ \frac{7}{5} \frac{d}{dt}((n_3)\hat{v}_{33}) R_{(n_3)}\hat{v}_{33} \right] \right] +$$

$$+ \frac{1}{2}\rho_{(n_3)}I_3 \left\{ \frac{d}{dt}((n_3)\hat{v}_{33}) + (n_3)\hat{v}_3(n_3)\hat{v}_{33} \right\}.$$

Появляющийся в уравнениях (18) символ  $\hat{p}$  [Па/м] имеет значения

$$\hat{p} = \gamma_{ex} - \gamma_{in} = \gamma_o T_o \left( \frac{1}{T_{(e)}} - \frac{1}{T_{(i)}} \right). \quad (19)$$

Решение системы уравнений (18) представлено по отношению к самому простому двухзональному разделению пространства здания слоями  $n_3 = 1, 2$  с толщинами  $d_3 = \frac{1}{2}(D_3 - 2a_3)$ . Учитывая принимающие в этом случае следующие значения операторов (12):

$$({}_1)I_3\{\cdot\} = -\frac{1}{2}d_{3(2)}(\cdot), \quad ({}_2)I_3\{\cdot\} = -\frac{1}{2}d_{3(1)}(\cdot),$$

а также вытекающие из краевых условий (5) и из условий сплошности (4) зависимости коэффициентов

$$({}_1)\hat{v}_{33} = -({}_2)\hat{v}_{33} = \hat{v}_{33}, \quad ({}_1)\hat{v}_3 = ({}_2)\hat{v}_3 = \frac{1}{2}d_3\hat{v}_{33} \quad (20)$$

получены на основе (18)<sub>4</sub> выражения на величины

$$\Delta\hat{p}_3 = -\frac{1}{6}\rho(d_3^2 + \frac{1}{8}d^2)(\hat{v}_{33})^2. \quad (21)$$

Оттуда после подстановки формул (20, 21) в уравнения (18)<sub>3</sub>, (18)<sub>5</sub> получены выражения для приростов давлений воздуха в помещении

$$\begin{aligned} \Delta({}_{n_3})\hat{p} = & -\frac{1}{4}\frac{\hat{p}}{T}d_3(-1)^{n_3} + \\ & + \frac{1}{2\rho}\left[\left(\mu - \frac{1}{4}adR\right)\hat{v}_{33} + \frac{1}{4}\left(\frac{4}{3}d_3^2 - \frac{1}{6}d^2 - \frac{7}{5}ad\right)\frac{d}{dt}(\hat{v}_{33})\right](-1)^{n_3} + \\ & + \frac{1}{48\rho}d^2({}_{n_3})\hat{v}_{33}^2, \end{aligned} \quad (22)$$

а также дифференциальное уравнение для коэффициентов  $\hat{v}_{33}$  распределения скорости движения воздуха

$$\left(\frac{1}{3}d_3^2 + \frac{1}{24}d^2 + \frac{7}{20}ad\right)\frac{d}{dt}(\hat{v}_{33}) + \left(3\mu + \frac{1}{4}adR\right)\hat{v}_{33} = \frac{1}{2\rho}d_3\frac{\hat{p}}{T}. \quad (23)$$

Подстановка в решение

$$\hat{v}_{33} = \frac{d_3}{2\rho\left(3\mu + \frac{1}{4}adR\right)} \left[ \frac{0}{T} \exp(-\kappa t) + \kappa \int_0^t \exp[\kappa(t-t')] \frac{\hat{p}(t')}{T} dt' \right] \quad (24)$$

этого уравнения при исходном условии  $\frac{0}{T} = \rho_0 g T_0 \left( \frac{1}{T_e^0} - \frac{1}{T_i^0} \right)$  полученного после введения обозначения

$$\kappa = \frac{3\mu + \frac{1}{4}adR}{\frac{1}{3}(d_3)^2 + \frac{1}{24}(d)^2 + \frac{7}{20}ad} [1/c], \quad (25)$$

следующего выражения для воздействий

$$\hat{p}_T = g\rho_0 T_0 \left( \frac{1}{T_e} - \frac{1}{T_i} \right) \left[ \frac{t}{t_1} [1 - H(t - t_1)] + H(t - t_1) \right],$$

вызванных изменяющимися во времени  $t \in [0, t_1]$  температурами от величин  $T_e^0, T_i^0$  до величины  $T_e, T_i$  дает формулу для коэффициентов скорости в виде:

$$\begin{aligned} \hat{v}_{33} = & \frac{d_3}{2\rho(3\mu + \frac{1}{4}adR)} \frac{p}{T} \exp(-\kappa t) + \\ & + \frac{d_3}{2\rho(3\mu + \frac{1}{4}adR)} \frac{p}{T} \left[ \frac{1}{Kt_1} [\exp(-\kappa t) + \kappa t - 1] [1 - H(t - t_1)] + \right. \\ & \left. + \frac{1}{K} \left[ K + \frac{1}{t_1} \exp(-\kappa t) (1 - \exp \kappa t_1) \right] H(t - t_1) \right], \end{aligned}$$

которая в случае исчезновения исходных величин  $\frac{p}{T} = 0$ , а также моментального возникновения (при  $t_1 = 0$ ) разницы температур, принимает упрощенный вид:

$$\hat{v}_{33} = p \frac{d_3}{T 2\rho(3\mu + \frac{1}{4}adR)} [1 - \exp(-\kappa t)]. \quad (26)$$

Подстановка в (2) соответственно формул (18)<sub>(1,2)</sub>, (20) дает выражения определенные коэффициентами  $\hat{v}_{33}$  следующего вида:

$$\begin{aligned} \tilde{u}(\xi) = & -\frac{1}{2} \hat{v}_{33} [(\xi_1 - D/2)i_1 + (\xi_2 - D/2)i_2] [1 - 2H(\xi_3 - a_3)] + \\ & + \{ [1 - H(\xi_3 - a_3)](\xi_3 - a_3) + H(\xi_3 - a_3)(2d_3 - \xi_3 + a_3) \} \hat{v}_{33} i_3. \quad (27) \end{aligned}$$

#### Численный пример

Принимая следующие численные данные:  $\rho_0 = 1.293 \text{ кг/м}^3$  при  $0^\circ \text{C}$ ,  $g = 9.81 \text{ м/с}^2$ ,  $T_0 = 273 \text{ К}$ ,  $T_e = 273 \text{ К} - 10^\circ \text{C} = 263 \text{ К}$ ,  $T_i = 273 \text{ К} + 20^\circ \text{C} = 293 \text{ К}$ ,  $\gamma_0 = 12.68 \text{ Па/м}$ ,  $D = 20 \text{ м}$ ,  $D_3 = 6.5 \text{ м}$ ,  $a = 0.2 \text{ м}$ ,  $a_3 = 0.25 \text{ м}$ ,  $d = D - 2a = 19.6 \text{ м}$ ,  $d_3 = 6.5 - 0.5/2 = 3 \text{ м}$ ,  $R = 14.3 \text{ 1/с}$ ,

$\rho = 1.204 \text{ кг/м}^3$ ,  $\mu = 0.149 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$  получено:  $\frac{0}{T} = 1.35 \text{ Па/м}$ ,  $K = 0.687 \text{ 1/с}$ , откуда на основе (26), (2) экстремальные значения слагаемых скорости движения воздуха в пространстве интерьера здания составляют:

$$\begin{aligned} |\tilde{u} \cdot i_1|_{\xi_1=0.2\text{м}} &= -|\tilde{u} \cdot i_1|_{\xi_1=19.8\text{м}} = |\tilde{u} \cdot i_2|_{\xi_2=0.2\text{м}} = -|\tilde{u} \cdot i_2|_{\xi_2=19.8\text{м}} = 4.9\hat{v}_{33} = \\ &= 0.59[1 - \exp(-0.687t)] \text{ [м/с]} \end{aligned}$$

в диапазоне  $\xi_3$  (0.25 м, 3.25 м):

$$\begin{aligned} |\tilde{u} \cdot i_1|_{\xi_1=0.2\text{м}} &= -|\tilde{u} \cdot i_1|_{\xi_1=19.8\text{м}} = |\tilde{u} \cdot i_2|_{\xi_2=0.2\text{м}} = -|\tilde{u} \cdot i_2|_{\xi_2=19.8\text{м}} = -4.9\hat{v}_{33} = \\ &= -0.59[1 - \exp(-0.687t)] \text{ [м/с]} \end{aligned}$$

в диапазоне  $\xi_3$  (3.25 м, 6.25 м):

$$\max|\tilde{u} \cdot i_3| = |\tilde{u} \cdot i_3|_{\xi_1=3.25\text{м}} = 3\hat{v}_{33} = 0.36[1 - \exp(-0.687t)] \text{ [м/с]}.$$

## 5. Движение воздуха в помещениях вызванное воздействием ветра

Учитывая воздействия наружной окружающей среды  $(n_1) \hat{p}_w^{(-)} = \hat{p}_w^{(-)} = \hat{C}_1^{(-)} \hat{p}$ ,  $(n_1) \hat{p}_w^{(+)} = \hat{p}_w^{(+)} = \hat{C}_1^{(+)} \hat{p}$ ,  $(n_1) \hat{p}_w^{(-)} = \hat{p}_w^{(+)} = \hat{C}_2 \hat{p}$ , вызванные действием ветра, в направлении перпендикулярном к наветренной стороне ограждения  $e = -1$ , в виде определенном динамическими коэффициентами (определенными напр. в [1]) части свободного динамического давления  $\hat{p}_w = \frac{1}{2} \rho \hat{v}^2$  воздуха, получены на основе уравнений (14) при размерах  $D_i = D$ ,  $a_i = a$  выражения на коэффициенты распределений скорости движения воздуха в помещении

$$\tilde{u} = \hat{v}_1 i_1 + \sum_{i=1}^2 \hat{v}_{ii} (\xi_i - D/2) i_i \quad (28)$$

следующих видов:

$${}_{(n_3)}\hat{v}_2 = {}_{(n_3)}\hat{v}_3 = 0, \hat{v}_{11} = -\hat{v}_{22} = 0, {}_{(n_3)}\hat{v}_{33} = 0 \quad (29)$$

$$\begin{aligned} \hat{v}_{ii} &= v_{ii} \exp[\kappa'(t_0 - t)] + \\ &+ \frac{(-1)^i}{\rho(d^2 + \frac{7}{5}ad)} \cdot \int_{t_0}^t \exp[\kappa(t'-t)] \hat{p}[C_2 - \frac{1}{2}(C_1^{(-)} + C_1^{(+)})] dt' \end{aligned} \quad (30)$$

при  $\kappa' = \frac{2\mu + \frac{1}{2}adR}{\frac{7}{10}ad + \frac{1}{12}(d)^2}$  [1/c] и исходном условии  $|\hat{v}_{ii}|_{t=t_0} = v_{ii} = (-1)^i v$ ,

а также

$$\hat{v}_1 = v_1 \exp\left[\int_t^{t_0} {}_{(n_3)}\beta_i^* dt'\right] + \frac{1}{\rho(d + \frac{6}{5}a)} \cdot \int_{t_0}^t \exp\left[\int_t^{t'} \beta^* dt''\right] \hat{p}(C_1^{(+)} + C_1^{(-)}) dt' \quad (31)$$

при  $\beta = \frac{d}{d + 14/5a} \left[ 2 \frac{a}{d} R + {}_{(n_3)}\hat{v}_{11} \right]$  и исходном условии  $|\hat{v}_1|_{t=t_0} = v_1$ .

### Использованная литература

1. Piotrowski J. Z., Dzieniszewski W., Faryniak L. (1999). Air Infiltration through Elements of Building Partition. Grant Project 7 TO7 E01609. Kielce-Warszawa.

2. Piotrowski J. Z. (2000). Generalized Functional Form of Air Flow for Microclimate Calculations. KILiW PAN. Wrocław - Warszawa, Vol. 3, pp. 139—146.

## **НОРМАЛІЗАЦІЯ ВОЛОГОГО СТАНУ ПОВІТРЯ У СПОРУДАХ В ХОЛОДНИЙ ПЕРІОД РОКУ**

Мікроклімат у будовах та приміщеннях, особливо у недостатньо опалювальних, дуже складний. Він залежить від конструкцій та матеріалу елементів споруди, режиму її експлуатації, кліматичної зони тощо. Значну небезпеку становить конденсація вологи з повітря на огорожуючих конструкціях [1], а, наприклад, у музеях на поверхнях витворів мистецтва. У випадках погіршення умов експлуатації опалювального обладнання і порушення санітарно-гігієнічних умов приміщення усе частіше зустрічаємося з конденсацією вологи з внутрішнього повітря. Так дослідження мікроклімату протягом року у Національному науково-дослідному реставраційному центрі України виявили випадки появи конденсату у приміщеннях та, що особливо насторожує, на музейних експонатах. Це відбувається у перехідний період року при відключенні мережі центрального опалення. Виміри температурно-вологісного режиму (рис. 1, 2) засвідчили значні коливання добової температури та високі показники відносної вологості повітря, наслідком чого стало випадання конденсату. Тому виникла потреба виконати термодинамічний та теплотехнічний аналіз різних варіантів прояву процесу конденсації вологи з внутрішнього повітря приміщень.

Причиною конденсації вологи з повітря приміщень можуть стати такі обставини:

- змішування затікаючого у приміщення холодного атмосферного і теплого внутрішнього повітря (варіант 1);
- зіткнення затікаючого у приміщення теплого зовнішнього повітря з холодною внутрішньою поверхнею стін, підлоги, поверхнею витворів мистецтва (варіант 2);
- охолодження внутрішнього повітря крізь стіни холодним атмосферним повітрям (варіант 3);
- насичення внутрішнього повітря вологою від фундаментів, підлоги та стін приміщення у період денного підвищення температури внутрішнього повітря за рахунок надходження теплоти з навколишнього середовища і подальшої конденсації вологи у холодну нічну годину внаслідок низької температури огорожуючих конструкцій (варіант 4).

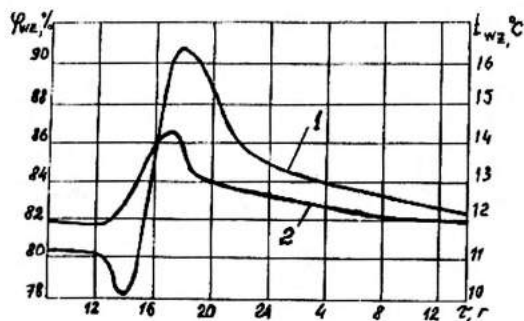


Рис. 1. Графіки зміни відносної вологості  $\phi_{wz}$  (1) та температури  $t_{wz}$  (2) внутрішнього повітря під час проведення богослужіння у Кирилівській церкві (12<sup>00</sup> 7.04.96... 12<sup>00</sup> 8.04.96 р.)

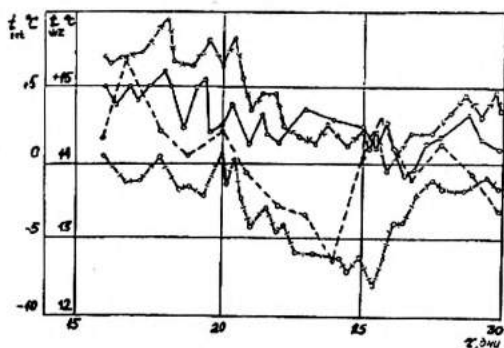
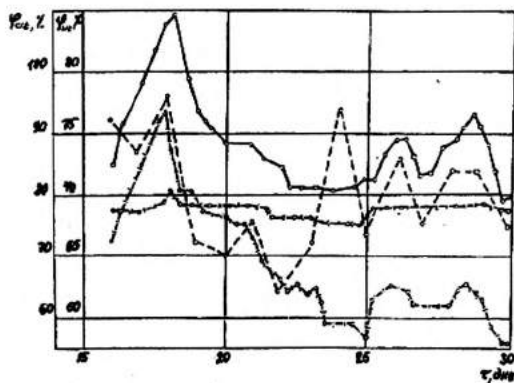


Рис. 2. Графіки зміни: а) температури зовнішнього  $t_{ext}$  і внутрішнього  $t_{wz}$  повітря; б) відносної вологості зовнішнього  $\phi_{ext}$  і внутрішнього  $\phi_{wz}$  повітря у Кирилівській церкві (листопад 1995 р.)

- o - - - - - o зовнішнє повітря
- o — o — вітвар
- o - x - o - x - хрещельня
- o - | - o - барабан купола

а



б



Розглянемо процеси конденсації вологи більш уважніше.

**Варіант 1.** Характерний при змішуванні потоків повітря високої відносної вологості  $\phi$  при будь-яких температурах. При малих  $\phi$  поява процесу конденсації залежить від співвідношення температур потоків повітря. Як правило, варіант має місце у холодний період року при значних відмінах у температурах внутрішнього та зовнішнього повітря при вентиляції чи інфільтрації холодного атмосферного повітря у опалювальні та неопалювальні приміщення з високим значенням відносної вологості у повітрі. Тобто визначається як умовами експлуатації приміщень, так і відбувається природним шляхом. Найдоцільнішим для запобігання випаданню конденсату є необхідне опалення приміщень, у тому числі із створенням в них надмірного тиску повітря.

**Приклад 1.** У приміщенні об'ємом  $100 \text{ м}^3$  при температурно-вологісних параметрах повітря  $t_{\text{вн}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$  і  $\phi = 0,8$  та зовнішнього повітря  $t_3 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$  і  $\phi = 0,9$  при кратності циркуляції  $0,5$  згідно з  $I-d$  діаграмою вологого повітря можливе випадання вологи у кількості  $0,4 \text{ г}$  на  $1 \text{ кг}$  сухого повітря. Загальна кількість конденсату може скласти до  $48 \text{ г}$  за годину; за добу —  $0,576 \text{ кг}$ , за тиждень  $\sim 4 \text{ кг}$ .

**Варіант 2.** Можливий при періодичному вентиляванні чи інфільтрації теплового атмосферного повітря (перехідний період року) у приміщення з холодними стінами та підлогою. Особливо виражений у підвальних та напівпідвальних приміщеннях із захолодженим підпіллям.

**Приклад 2.** У приміщення об'ємом  $100 \text{ м}^3$  поступає атмосферне повітря з параметрами  $t_3 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\phi = 1,0$ . Нехай у теплообмінних процесах бере участь частина цегляної огороженої конструкції об'ємом  $V = 1 \text{ м}^3$  з температурою  $10 \text{ }^\circ\text{C}$  (у дійсності значення  $V$  більше). Тоді кількість теплоти, яку віддає повітря для прогріву цієї кількості цегли від  $10$  до  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ , дорівнює:

$$Q = c_o \cdot \rho_u \cdot V \cdot \Delta t = 0,887 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{град)} \cdot 1800 \text{ кг/м}^3 \times \\ \times 1 \text{ м}^3 \cdot (20 - 10) \text{ }^\circ\text{C} = 15800 \text{ кДж.}$$

Хай уся ця теплота  $Q$  надходить за рахунок теплоти конденсації вологи (найгірший випадок). Кількість конденсату  $G_k$  складе:

$$G_k = Q/r = 15800/2200 = 7,15 \text{ кг} \quad (r = 2200 \text{ кДж/кг}).$$

Згідно з  $I-d$  діаграмою вологого повітря та розрахунків кількість теплового повітря, з якого випаде конденсат, дорівнює  $790 \text{ м}^3$ . Нехай конденсація вологи відбувається у нічний час протягом  $10$  годин. Можливі два випадки:

Перший — у приміщення поступає повітря із сусідніх кімнат. Тоді у годину повинно припливати  $79 \text{ м}^3$ ; за 10 годин —  $790 \text{ м}^3$ , що є допустимим для приміщення об'ємом  $100 \text{ м}^3$ . При цьому на поверхні приміщення може випасти шар конденсату товщиною (припустимо площа поверхні  $F = 200 \text{ м}^2$ )

$$\Delta = G_{\kappa} / (\rho_{\text{в}} \cdot F) = 7,15 / (999,7 \cdot 200) = 0,028 \text{ мм}.$$

На погано зволожуваних поверхнях товщина конденсату місцями буде значно більшою.

Другий випадок. Припливу чи інфільтрації повітря немає. Охолоджується тільки те повітря, що знаходиться у кімнаті. При зниженні температури повітря з  $10$  до  $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$  згідно з  $I-d$  діаграмою вологого повітря може випасти конденсат у кількості:

$$G'_{\kappa} = V_{\text{пр}} \cdot \rho_{\text{п}} \cdot \Delta d = 100 \text{ м}^3 \cdot 1,247 \text{ кг/м}^3 \cdot 7,5 \text{ г/кг} = 0,953 \text{ кг}.$$

**Варіант 3.** Можливий у опалювальних та неопалювальних приміщеннях при недостатньому термічному опорі огороджуючих конструкцій та пов'язаний з досягненням внутрішньою поверхнею конструкції температури точки роси. Особливо небезпечний при дифузії вологи крізь підлогу чи огорожувальні конструкції, випаровування її у приміщення за рахунок теплоти приміщення та подальшої конденсації на охолоджувальних поверхнях та речах. Нормалізація вологісного стану може бути проведена за рахунок тепло- та гідроізоляції огорожувальних конструкцій.

**Варіант 4.** Значну роль відіграє дифузія вологи у приміщення, яка може бути пов'язана з високою вологістю ґрунту, підлоги та огорожувальних конструкцій. Механізм прояву простий. Волога дифундує у приміщення, випаровується у повітря за рахунок цієї теплоти у період денного підвищення температури, а в холодну годину внаслідок низької температури огорожувальних конструкцій, конденсується на їх поверхнях. Основні засоби нормалізації вологості у повітрі приміщень: зневоднювання місцевості біля будови, гідроізоляція, вдосконалення огорожувальних конструкцій.

Таким чином, основними факторами конденсації вологи в середині приміщень:

- с недостатня тепло- та гідроізоляція огорожувальних конструкцій; відсутність належного опалення у приміщеннях; нерегульована вентиляція приміщень. До цього слід додати недостатнє застосування сучасних технічних засобів для запобігання конденсації вологи і підтримки належного мікроклімату приміщень.

Нормалізацію вологого стану повітря у приміщеннях треба проводити завжди. У таблиці наведені основні сучасні заходи, які треба використовувати у приміщеннях для запобігання конденсації вологи з повітря. Знаком “+” відзначені заходи, які запобігають випадання вологи з повітря.

Таблиця

**Заходи для запобігання конденсації вологи у приміщеннях**

№ пп.	Заходи для запобігання конденсації вологи	Варіант 1	Варіант 2	Варіант 3	Варіант 4
1	Організована вентиляція приміщень	+	+	+	±
2	Гідроізоляція огорожувальних конструкцій	-	-	-	+
3	Теплоізоляція огорожувальних конструкцій	-	+	+	-
4	Опалення загальне	+	+	±	±
5	Опалення місцеве	+	+	-	+
6	Кондиціонування повітря	+	+	±	±
7	Осушка повітря	+	+	+	±
8	Акумулявання теплоти	-	+	-	+

Розглянемо заходи по запобіганню випадання конденсату.

**Організована вентиляція приміщень.** У холодний період року в приміщення поступає нагріте атмосферне повітря. По-перше, позитивно вирішується варіант 1. По-друге, цей процес є аналогом повітряного опалення (позитивно вирішується варіант 2, а у деяких випадках і варіант 3). При цілодобовій подачі теплого повітря позитивно вирішується варіант 4. Системи та обладнання повітряного опалення, їх використання добре відомі.

**Гідроізоляція огорожувальних конструкцій.** Повинна проводитися та ремонтуватися своєчасно. Найважливіша її роль при запобіганні варіанта 4. Їх рішення, конструкція та матеріали теж добре відомі [1].

**Теплоізоляція огорожувальних конструкцій.** Засоби теплоізоляції, конструкції, матеріали відомі. Усі приміщення повинні враховувати якість теплоізоляції для запобігання досягнення температури точки

роси на внутрішніх поверхнях огорожувальних конструкцій. Позитивно вирішується варіант 2 та 3.

При зберіганні речей у неопалювальних приміщеннях для захисту їх від процесів добової зміни температури у повітрі та конденсації вологи вони можуть бути складені у теплоізольовані шафи, що дає змогу знизити темп та рівень її охолодження. Внаслідок чого при підвищенні температури на їх поверхні випадає менша кількість конденсату, але все ж випадає.

**Опалення загальне.** Опалення приміщень нормалізує в них температурно-вологісний режим. Для остаточного позитивного вирішення варіантів 3 та 4 потрібна надійна тепло- та гідроізоляція огорожувальних конструкцій.

**Опалення місцеве.** Мається на увазі, місцевий підігрів повітря у приміщенні. Має позитивний вплив, особливо при підігріві повітря у шафах, де зберігаються речі. Доцільним є використання електричних підігрівачів.

**Кондиціонування повітря.** Засіб аналогічний організованій вентиляції приміщень. Частково вирішує питання забезпечення оптимальних умов зберігання музейних цінностей. Як правило, мають місце менші градієнти температур у повітрі.

**Осушування повітря.** Нормалізує вологісні параметри внутрішнього повітря, можлива слабка проява варіанта 4. В якості осушувачів можуть бути використані повітроохолоджувачі холодильних машин, у яких повітря осушується при охолодженні нижче температури точки роси, абсорбційні та адсорбційні осушувачі повітря [2, 3, 4]. Останні потребують регенерації сорбенту. Відома адсорбційна установка [2], що призначена для сушіння приміщень різного призначення продуктивністю по повітрю 1000 м<sup>3</sup>/год. При цьому маса силікагелю 112 кг, максимальна продуктивність по волозі 10 кг/год, загальна вологоємність 50 кг. Маса обладнання 200 кг. Сорбційне сушіння повітря перспективне при використанні її для приміщень малого об'єму та шаф.

**Приклад 3.** Шафа, ємністю 1 м<sup>3</sup>. За рахунок інфільтрації повітря, що відбувається внаслідок зміни атмосферного тиску і температури, нехай за добу у шафі змінюється 1м<sup>3</sup> повітря. При температурі повітря 21 °С і відносній вологості  $\phi = 0,8$ , наприклад, силікагель може довести відносну вологість у шафах згідно з дослідними даними у середньому до  $\phi = 0,5$ . Тобто згідно з *I-d* діаграмою вологого повітря це складає 4 г вологи на один кг сухого повітря. При спорядженні шафи осушувальним патроном із силікагелю масою 2 кг і його спроможністю поглинути

40% вологи своєї маси, осушувальний патрон без регенерації може працювати 166 діб. У холодний період потребується провести одну чи дві регенерації сорбенту.

**Акумулявання теплоти.** Доцільно проводити при зберіганні речей у шафах. Акумулятор теплоти [5] не дозволить температурі повітря значно зменшуватися. При цьому і температура речей незначно зменшиться. При денному підвищенні температури на їх поверхні випаде менш конденсату. Якщо розвинути поверхню акумулятора, то конденсату випаде ще менше.

**Приклад 4.** Шафа теплоізолювана, ємністю  $1 \text{ м}^3$ . Маса речей — 20 кг. Акумулятор-цегла, масою 80 кг. Поверхня речей та цегли по  $2 \text{ м}^2$ . Початкова температура у шафі перед зниженням температури  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ , відносна вологість повітря  $\varphi = 0,9$ . Нехай у приміщеннях встановлюється мінімальна температура  $10 \text{ }^\circ\text{C}$ . Приймаємо для розрахунків температурний перепад між приміщеннями та шафою  $\Delta t = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ . Нехай за умови експлуатації шафи та її конструкції можна прийняти коефіцієнт теплопередачі стінки шафи  $K = 0,33 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$ . Тоді кількість теплоти, що втрачає шафа, приблизно дорівнює:

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t,$$

де  $F$  — площа поверхні шафи (нехай  $F = 6 \text{ м}^2$ , тобто шафа-куб з ребром 1 м), тоді

$$Q = 0,33 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}) \cdot 6 \text{ м}^2 \cdot 5 \text{ }^\circ\text{C} = 9,9 \text{ Вт}.$$

Охолодження відбувається 10 годин — шафа загалом втрачає теплоти:  $10 \text{ год} \cdot 9,9 \text{ Вт} = 356 \text{ кДж}$ .

Температура речей та акумулятора без урахування маси повітря (нехай, питома теплоємність акумулятора та речей однакова  $c = 0,88 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$  зменшиться на

$$\Delta t_p = Q/[c(80 \text{ кг} + 20 \text{ кг}) + c_{\text{ш}} \cdot g_{\text{ш}}],$$

де  $c_{\text{ш}}$  та  $g_{\text{ш}}$  — питома теплоємність матеріалу шафи та її маса (хай  $c_{\text{ш}} = 2,72 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$ ) та  $g_{\text{ш}} = 80 \text{ кг}$ ).

Маємо

$$\Delta t = 356 \text{ кДж} [(0,88 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{град}) \cdot 100 \text{ кг} + 2,72 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{град}) \cdot 80 \text{ кг}] = 1,16 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Якщо замість цегли використати герметичні ємності з водою тієї ж маси, то  $\Delta t = 0,62 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Згідно з *I-d* діаграмою вологого повітря при зниженні температури повітря на 1,16 °С, відносна вологість повітря підвищиться до значення 0,99 і конденсації вологи не відбудеться. При натіканні у шафу теплого денного повітря з параметрами  $t = 20$  °С та вище та різних  $\phi$  випадання конденсату на поверхні речей також не буде.

Таким чином, визначені обставини, що можуть спричинити до випадіння вологи з повітря у приміщеннях та будовах у холодний період року. Розглянуто заходи для запобігання випадання конденсату. Необхідний мікроклімат у приміщеннях можливий тільки при наявності загальноприйнятої системи опалення; організованої вентиляції приміщень та регламентованому режимі їх роботи. При порушеннях у роботі інженерних мереж є доцільним використання місцевого опалення та акумуляторів теплоти, особливо при зберіганні пам'яток культури та музейних цінностей. Перспективно проведення осушення повітря.

### Використана література

1. *Шпатель К.* Диффузия и конденсация водяного пара в ограждающих конструкциях. — М.: Стройиздат, 1985. — 45 с.
2. *Сыщиков В. И.* Сорбционные осушители воздуха. — Л.: Стройиздат, 1969. — 89 с.
3. *Поляков А. А. и др.* Осушители воздуха технологических помещений. — М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1981. — 32 с.
4. *Журавленко В. Я., Ракитин О. И., Писарев В. Е.* Исследование сорбционных свойств неорганических солей применительно к термотрансформаторам // Деп. В ГНТБ Украины от 07.09.93. — № 1839-Ук93.
5. *Бекман Г., Гилли П.* Тепловое аккумулялирование энергии. — М.: Мир, 1987. — 271 с.

## ВПЛИВ КОНСТРУКЦІЇ МІСЦЕВИХ ВІДСМОКТУВАЧІВ НА ЗОНУ ДІЇ ВСМОКТУВАЛЬНОГО ПОТОКУ

Забезпечення ефективних кінематичних і аеродинамічних характеристик [1, 2] 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 вільних і напівобмежених відсмоктувачів різного типу (рис. 2), у тому числі з вставками у всмоктувальному отворі за ізотермічних умов.

Схема експериментального стенду зображена на рис. 1.

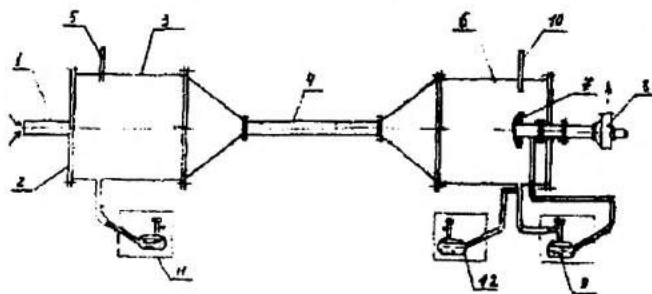


Рис. 1. Схема експериментального стенду:

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

Результати експериментальних досліджень граничної зони дії місцевих відсмоктувачів наведені на рис. 3. При цьому прийнято, що гранична відстань дії місцевих відсмоктувачів — це відстань, якій відповідає осьова швидкість  $V_0 = 0,2$  м/с для відсмоктувачів без вставки (рис. 2, а, б, л, м) та осьова щільна швидкість  $V_{\text{ощ}} = 0,2$  м/с для відсмоктувачів з вставкою (рис. 2, д, ж, з, к).

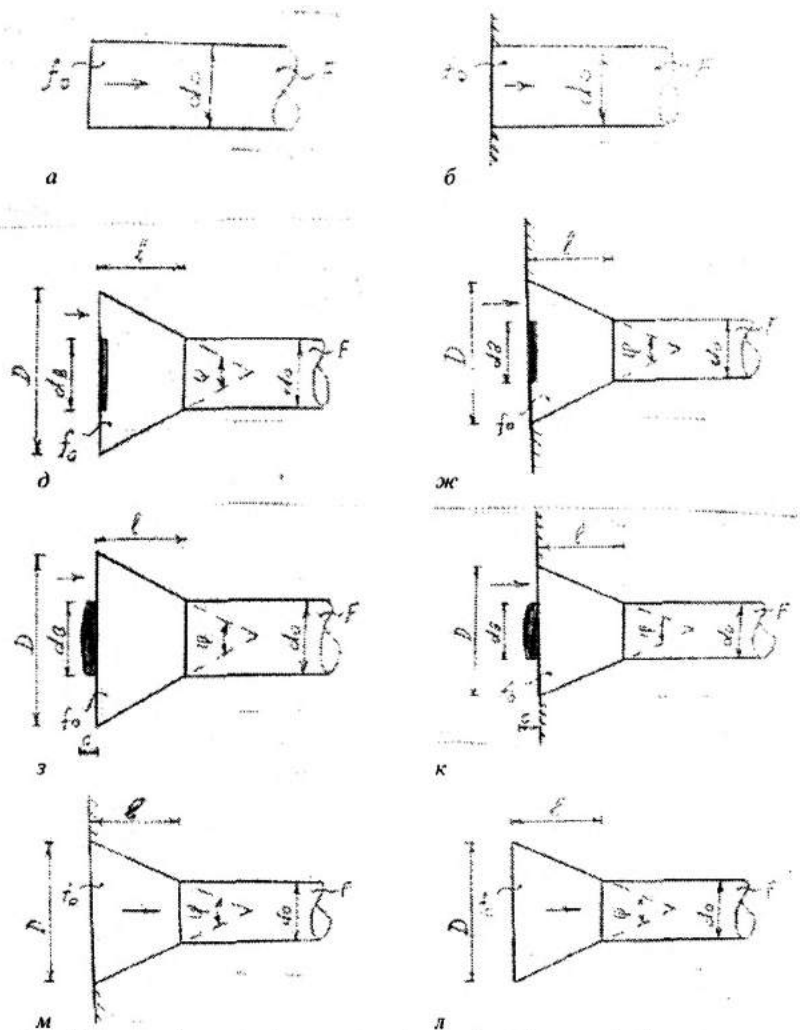


Рис. 2. Схеми місцевих відсмоктувачів при відповідних співвідношеннях

площ  $\bar{f}$  ( $\bar{f} = \frac{f_0}{F}$ ,  $f_0$  — площа всмоктувального отвору,  $m^2$ ;

$F$  — площа живого перерізу патрубку,  $m^2$ ):

а) тип 1 ( $\bar{f} = 1,0$ ); б) тип 2 ( $\bar{f} = 1,0$ ); в) тип 5 ( $\bar{f} = 2,1$ ); г) тип 7 ( $\bar{f} = 3,2$ ); д) тип 11 ( $\bar{f} = 4,2$ );

ж) тип 6 ( $\bar{f} = 2,1$ ); з) тип 8 ( $\bar{f} = 3,2$ ); ж) тип 12 ( $\bar{f} = 4,2$ ); з) тип 9 ( $\bar{f} = 3,9$ ); к) тип 10

( $\bar{f} = 3,9$ ); л) тип 13 ( $\bar{f} = 5,1$ ); м) тип 14 ( $\bar{f} = 5,1$ )



Виявлено, що збільшення довжини зони дії циліндричного відсмоктувача (рис. 2, а, б) можна досягнути за рахунок трансформації форми його торця з циліндричної у конічну (рис. 2, м, л).

Влаштування вставки у всмоктувальному отворі вільного і напівобмеженого конічного відсмоктувача (рис. 2, д—к) дозволяє зменшити кількість відсмоктуваного повітря при збільшенні зони дії місцевих відсмоктувачів (рис. 3). Однак в цьому випадку обов'язково слід враховувати оптимальне співвідношення діаметра всмоктуючого отвору  $D$  до діаметра вставки  $d_n$  (рис. 2, 4).

Аналіз характеристик місцевих відсмоктувачів різного типу (рис. 3) показав, що напівобмежені місцеві відсмоктувачі (рис. 2, б, ж, к, м) мають в 1,3—1,5 раза більшу зону дії, ніж вільні (рис. 2 а, д, з, л); влаштування торцевидної колової вставки (рис. 2, з, к) у порівнянні з плоскою вставкою (рис. 2, ж, д), за однакової площі всмоктувального отвору, забезпечує більшу зону дії у 1,1—1,3 раза (рис. 3).

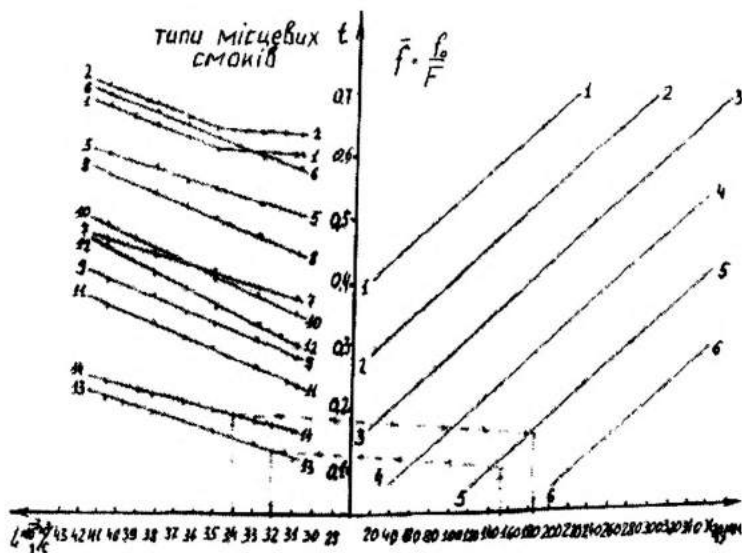


Рис. 3. Характеристика місцевих відсмоктувачів різного типу:

$X_{gr}$  — гранична відстань, якій відповідає величина циліндричної швидкості  $V_{0ш} = 0,2$  м/с для відсмоктувачів зі вставкою та гранична осьова відстань, якій відповідає величина осевої швидкості  $V_0 = 0,2$  м/с для відсмоктувачів без вставки, мм;  $L$  — витрата повітря, м<sup>3</sup>/с;  $F$  — площа живого перерізу патрубків, м<sup>2</sup>;  $f_0$  — площа всмоктувального отвору, м<sup>2</sup>;

$$\bar{f} = \frac{f_0}{F} \text{ — відносна площа; } t \text{ — допоміжний параметр}$$

Аналіз графічної залежності, яка наведена на рис. 4, показав, що найбільш ефективним (за мінімальної витрати  $L$ , яка забезпечує граничну зону дії  $x_{гр} = 187$  мм) є вільний конічний відсмоктувач, у якого відношення  $D/d_a = 1,6 \dots 2,2$  (рис. 2,  $\delta$ ).

Аналіз графічної залежності, яка наведена на рис. 5, показав, що за сталої витрати найбільшу граничну довжину зони дії має напівобмежений конічний відсмоктувач з торцевидною коловою вставкою (рис. 2,  $\kappa$ , тип 10).

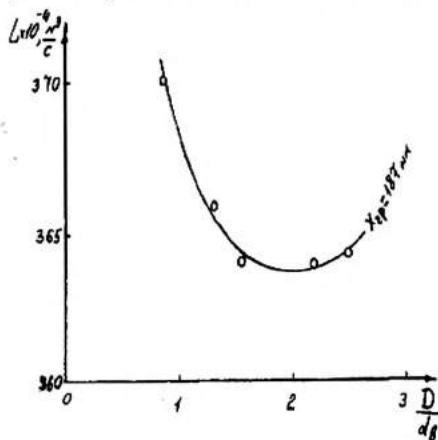


Рис. 4. Графік залежності між витратою  $L$  та співвідношенням діаметрів  $D/d_a$ :  
 $D$  — діаметр всмоктувального отвору;  $d_a$  — діаметр вставки

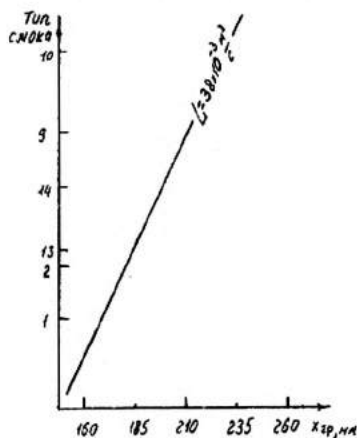


Рис. 5. Визначення граничної зони дії  $X_{гр}$ , якій відповідає осьова швидкість  $V_0 = 0,2$  м/с, відсмоктувачів різного типу (рис. 2) при витраті відсмоктуваного повітря  $L = 38 \times 10^3$  м<sup>3</sup>/с

## Висновки

1. Графічні залежності (рис. 3) можуть бути використані для оцінювання довжини зони дії відсмоктувачів різного типу (рис. 2).

2. Трансформування циліндричної форми торця місцевого відсмоктувача у конічну, при влаштуванні повітрообмежника (напівобмежене стікання) та торцевидної колової вставки у всмоктувальному отворі (рис. 2, κ), дозволяє збільшити зону дії місцевого відсмоктувача в 1,3—1,7 рази при зменшенні кількості відсмоктуваного повітря приблизно у два рази (рис. 3, 5, тип 10).

3. При влаштуванні у всмоктувальному отворі вільного конічного відсмоктувача плоскої колової вставки (рис. 2, δ) найбільша зона дії досягається, якщо діаметр всмоктуваного отвору в 1,6—2,2 рази більший за діаметр вставки (рис. 3, тип 5).

4. Влаштування вставок у всмоктувальному отворі (рис. 2, δ—κ), забезпечує ефективні кінематичні характеристики повітряного потоку і дозволяє зменшити кількість відсмоктуваного повітря приблизно в 2 рази.

## Використана 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 с.

3. *Богословский В. Н. и др.* Отопление и вентиляция. — Ч. 11: / 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.

## ФОРМУВАННЯ ЛОКАЛЬНОГО МІКРОКЛІМАТУ В СВИНАРСЬКИХ ПРИМІЩЕННЯХ

Одним із можливих шляхів збереження теплової енергії у виробничих сільськогосподарських приміщеннях є створення систем локального мікроклімату. При локальному мікрокліматі за рахунок утримання на необхідному рівні параметрів тільки в робочій зоні, а не в цілому по приміщенні вдається досягти зменшення витрат теплової енергії.

У сільськогосподарських будівлях, зокрема в свинарських приміщеннях, при аналізі процесів формування мікроклімату не завжди враховувався циклічний характер поведінки тварини, який полягає в зміні періоду відпочинку (лежачи на підлозі в станку) на період, коли вона стоїть або рухається по станку. Внаслідок цього змінюється і частина поверхні тіла, яка бере участь у променево-конвективному теплообміні з навколишнім середовищем.

У період відпочинку теплообмін між твариною та навколишнім середовищем здебільшого відбувається за рахунок теплопровідності при контакті тіла з підлогою. В цьому випадку спостерігається чітко виражений нестационарний процес. Слід відзначити, що у контакті з підлогою, тобто в положенні лежачи на підлозі, проходить близько 70% усього життя тварини, тому цей вид теплообміну має домінуюче значення.

У разі, коли кількість теплової енергії, яку виробляє тварина в результаті життєдіяльності, більша або менша від загальних тепловтрат у навколишнє середовище, вступає в дію внутрішній механізм терморегулювання. Межі цього терморегулювання обмежені, внаслідок чого у тварин можуть виникати стреси.

Як показали спостереження [1,2], головним фактором, який впливає на самопочуття тварини, є втрати теплоти за рахунок теплопровідності у період, коли тварина відпочиває. Слід також відзначити, що для оцінки впливу на самопочуття тварини необхідно враховувати не відокремлений фактор середовища, а сукупне співвідношення факторів і теплових потоків.

Для аналізу і комплексної оцінки роботи системи терморегуляції тварини розроблена математична модель теплового та повітряного режиму свинарського приміщення.

При складанні системи рівнянь прийнято припущення, що температура повітря в приміщенні, а також температура на внутрішній поверхні зовнішніх огорожувальних конструкцій підтримується на певному рівні за допомогою системи опалення та вентиляції, яка забезпечує необхідні параметри мікроклімату в загальному об'ємі приміщення.

З врахуванням цього припущення система балансних рівнянь, котра описує процес формування локального мікроклімату в станку, буде складатися з рівнянь (1)-(5):

- тобто з рівняння теплового балансу тварини (1);
- рівняння теплового балансу повітря в станку (2);
- рівняння теплового балансу вертикальних огорожуючих конструкцій станка (3);
- рівняння теплового балансу конструкції підлоги станка (4);
- рівняння балансу кількості повітря, що надходить та виходить із станка (5)

$$Q_{\text{яин}} = Q_{\text{тв}}^{\text{к}} + Q_{\text{тв}}^{\text{в}} + Q_{\text{тв}}^{\text{т}}, \quad (1)$$

$$\begin{aligned} & c_{\text{пов}} \cdot G_{\text{вх}} \cdot t_{\text{пов}}^{\text{пр}} + \alpha_{\text{підл. в. з.}}^{\text{к}} \cdot F_{\text{підл. в. з.}} \cdot (t_{\text{підл. в. з.}} - t_{\text{пов}}^{\text{ст}}) + \\ & + \alpha_{\text{тв}}^{\text{к}} \cdot F_{\text{тв}}^{\text{к}} \cdot (t_{\text{тв}} - t_{\text{пов}}^{\text{ст}}) + \alpha_{\text{ог. ст. вн}}^{\text{к}} \cdot F_{\text{ог. ст. вн}} \cdot (t_{\text{ог. ст. вн}}^{\text{вн}} - t_{\text{пов}}^{\text{пр}}) - \\ & - c_{\text{пов}} \cdot G_{\text{вих}} \cdot t_{\text{пов}}^{\text{ст}} = c_{\text{пов}} \cdot M_{\text{пов}} \cdot \frac{dt_{\text{пов}}^{\text{ст}}}{d\tau}, \quad (2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \alpha_{\text{ог. ст. вн}}^{\text{в}} \cdot F_{\text{ог. ст. вн}} \cdot (t_{\text{тв}} - t_{\text{ог. ст. вн}}^{\text{вн}}) - \alpha_{\text{ог. ст. вн}}^{\text{к}} \cdot F_{\text{ог. ст. вн}} \cdot (t_{\text{ог. ст. вн}}^{\text{вн}} - t_{\text{пов}}^{\text{пр}}) - \\ & - \alpha_{\text{ог. ст. зовн}}^{\text{к}} \cdot F_{\text{ог. ст. зовн}} \cdot (t_{\text{зовн}}^{\text{ог. ст.}} - t_{\text{пов}}^{\text{пр}}) - \\ & - \alpha_{\text{ог. ст. зовн}}^{\text{в}} \cdot F_{\text{ог. ст. зовн}} \cdot (t_{\text{зовн}}^{\text{ог. ст.}} - t_{\text{ог. прим}}^{\text{вн}}) = c_{\text{ог}} \cdot M_{\text{ог}} \cdot \frac{dt_{\text{ог}}^{\text{ст}}}{d\tau}, \quad (3) \end{aligned}$$

$$Q_{\text{тв}}^{\text{т}} = Q_{\text{підл. в. з.}}^{\text{к}} + Q_{\text{підл. в. з.}}^{\text{в}} + Q_{\text{вк}} + Q_{\text{підл. н. з.}}^{\text{к}} + Q_{\text{підл. н. з.}}^{\text{в}}, \quad (4)$$

$$G_{\text{вх}} = G_{\text{вих}}. \quad (5)$$

Основна складність при рішенні даної системи рівнянь полягає в розрахунку кількості теплоти  $Q_{ак}$ , яку акумулює чи віддає підлога в залежності від того, стоїть тварина чи спочиває. Попередні дослідники [3] для оцінки теплового режиму підлоги в тваринницькому приміщенні розглядали двохмірну задачу нестационарної теплопровідності. Натурний експеримент, який був проведений до складання математичної моделі, засвідчив про нерівномірність розподілу ізотерм на поверхні підлоги, тому в свинарських приміщеннях необхідно розглядати трьохмірну задачу. Таким чином, кількість теплоти  $Q_{ак}$  можна визначати в результаті рішення рівняння нестационарної теплопровідності у вигляді:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \cdot \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right), \quad (6)$$

при відповідних граничних та часових умовах.

У рівняннях (1÷6):  $Q_{явн}$  — явні тепловтрати тварини в навколишнє середовище, Вт;  $Q_{тв}^k$ ,  $Q_{тв}^p$ ,  $Q_{тв}^r$  — тепловтрати тварини за рахунок конвекції, випромінювання та теплопровідності, Вт;  $c_{пов}$ ,  $c_{ог}$  — питомі теплоємності повітря та огороження станка, Дж/(кг · °C);  $G_{вх}$ ,  $G_{вих}$  — масові витрати повітря, що надходить в станок та виходить із нього, кг/сек;  $t_{пов}^{пр}$ ,  $t_{пов}^{ст}$  — температура повітря в приміщенні свинарника та у станку, °C;  $t_{ог. ст. вн}^{вн}$ ,  $t_{ог. ст. зовн}^{зовн}$  — температура на внутрішній та зовнішній поверхні огороження станка, °C;  $t_{ог. пр}^{вн}$  — температура на внутрішній поверхні зовнішнього огороження приміщення, °C;  $t_{тв}$  — середня температура поверхні тіла тварини, °C;  $t_{підл. в. з}$  — середня температура верхньої поверхні конструкції підлоги, °C;  $M_{пов}$ ,  $M_{ог}$  — відповідно маса повітря та огорожувальних конструкцій станка, кг;  $F_{ог. ст. вн}$ ,  $F_{підл. в. з}$ ,  $F_{тв}^k$  — площа поверхні відповідно огороження станка, підлоги станка та тіла тварини, які беруть участь у променево-конвективному теплообміні, м<sup>2</sup>;  $\alpha_{тв}^k$  — коефіцієнт конвективного теплообміну біля поверхні тіла тварини, Вт/(м<sup>2</sup> · °C);  $\alpha_{ог. ст. вн}^k$ ,  $\alpha_{ог. ст. зовн}^k$  — коефіцієнти конвективного теплообміну на внутрішній та зовнішній поверхнях огороження станка, Вт/(м<sup>2</sup> · °C);  $\alpha_{ог. ст. вн}^p$ ,  $\alpha_{ог. ст. зовн}^p$  — коефіцієнти променевого теплообміну на внутрішній та зовнішній поверхнях огороження станка, Вт/(м<sup>2</sup> · °C);  $\alpha_{підл. в. з}^k$  — коефіцієнт конвективного теплообміну біля верхньої поверхні підлоги станка, Вт/(м<sup>2</sup> · °C);  $Q_{підл. в. з}^k$ ,  $Q_{підл. в. з}^p$  — теплові потоки за рахунок конвекції та випромінювання від верхньої поверхні підлоги станка, Вт;  $Q_{підл. н. з}^k$ ,  $Q_{підл. н. з}^p$  — теплові потоки за рахунок конвекції та випромінювання від нижньої поверхні підлоги станка, Вт;  $Q_{ак}$  — кількість теплоти, що акумулює підлога під час відпочинку

тварини, Вт;  $t$  — температура в будь-якій точці підлоги ( $t = f(x, y, z, \tau)$ ), °С;  $\tau$  — час, сек;  $x, y, z$  — осі координат;  $a$  — коефіцієнт температуро-провідності матеріалу, м<sup>2</sup>/сек.

Для визначення кількості повітря, що надходить та відводиться зі станка, наведену систему рівнянь необхідно доповнити рівнянням:

$$G_{\text{вих}} = 0,182 \cdot \rho_{\text{вих}} \cdot H \cdot \sqrt[3]{\frac{g \cdot Q_{\text{тв}}^{\text{к}} \cdot H^2}{c_{\text{пов}} \cdot \rho_{\text{вих}} \cdot (t_{\text{пов}} + 273)}}, \quad (7)$$

де  $t_{\text{пов}}$  — температура повітря, що виходить зі станка, °С;  $\rho_{\text{вих}}$  — густина повітря, що виходить із станка, кг/м<sup>3</sup>;  $H$  — відстань від джерела теплоти (тварини) до перетину, в якому визначається витрата повітря, м;  $g$  — прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;  $Q_{\text{тв}}^{\text{к}}$  — тепловтрати тварини за рахунок конвекції, кВт;  $c_{\text{пов}}$  — питома теплоємність повітря, кДж/(кг · °К).

Математична модель (1) + (6) записана для випадку, коли між конструкцією підлоги приміщення і конструкцією підлоги станка існує повітряний прошарок.

У свинарських виробничих приміщеннях підлога може влаштовуватися безпосередньо на ґрунті або її зводять над ґрунтом таким чином, що між нижньою поверхнею та ґрунтом приміщення створюється повітряний прошарок.

У випадку, коли підлога влаштовується безпосередньо на ґрунті, теплообмін між свинею і конструкцією підлоги в період відпочинку в першому наближенні можна розглядати як процес нагрівання напівобмеженого масиву джерелом теплоти постійної температури, тому при розгляді системи балансних рівнянь замість рівняння (4) необхідно використовувати рівняння теплового балансу конструкції підлоги на ґрунті у вигляді:

$$Q_{\text{ж}}^{\text{т}} = Q_{\text{підл. в. з}}^{\text{к}} + Q_{\text{підл. в. з}}^{\text{в}} + Q_{\text{ак}}. \quad (8)$$

У випадку, коли підлога станка піднята над поверхнею ґрунту, теплообмін між свинею та конструкцією підлоги за рахунок теплопровідності можна розглядати як нагрівання джерелом теплоти постійної температури плоскої пластини, при граничних умовах першого та третього роду.

Якщо тварина стоїть, то явні втрати теплоти здебільшого відбуваються за рахунок конвекції та випромінювання. Втрати теплоти за рахунок теплопровідності в цьому випадку незначні і їх можна не враховувати.

Як уже відзначалось, під час відпочинку тварина значну частину теплоти втрачає за рахунок теплопровідності внаслідок контакту тіла з поверхнею підлоги. Кількість цієї теплоти залежить від теплотехнічних характеристик матеріалу підлоги, її конструкції, товщини, а також часу, протягом якого відбувається контакт тварини з підлогою.

Аналітичне розв'язання системи рівнянь (1) ÷ (6) має певні проблеми. Для розв'язання цієї математическої моделі, було використано скінченно-різницеий метод. Алгоритм рішення поставленої задачі включає розв'язання рівняння нестационарної теплопровідності при граничних та часових умовах. Часові умови для моменту часу  $\tau = 0$  можуть бути представлені функцією:  $t(x, y, z, \tau) = t_{\text{пов}}^{\text{CT}}$ , де  $t_{\text{пов}}^{\text{CT}}$  — температура повітря в станку. В момент часу  $\tau = \infty$  часові умови набувають вигляду:  $t(x, y, z, \tau) = f(x, y, z)$ .

Просторові умови належать до геометричної форми конструкції підлоги в станку (напівобмежений масив чи пластина), а також залежать від розташування тварини на поверхні підлоги. У зоні контакту тварини з конструкцією підлоги спостерігаються граничні умови I роду ( $t_{\text{підл. в. з}} = \text{const}$ ). На поверхні підлоги, що не зайнята спочиваючою твариною, — граничні умови III роду. Процес теплообміну на верхній поверхні конструкції підлоги, де спостерігаються граничні умови III роду, може бути представлений таким рівнянням:

$$-\lambda \cdot \frac{dt}{dn}(x, 0, z) = \alpha_{\text{підл. в. з}}^{\text{K}} \cdot [(t_{\text{підл. в. з}}(x, 0, z, \tau) - t_{\text{пов}}^{\text{CT}}(\tau))] + \alpha_{\text{підл. в. з}}^{\text{B}} \cdot [(t_{\text{підл. в. з}}(x, 0, z, \tau) - t_{\text{ог. ст}}^{\text{M}}(\tau)), \quad (9)$$

де  $\lambda$  — коефіцієнт теплопровідності матеріалу підлоги, Вт/(м · °С);

$\frac{dt}{dn}$  — температурний градієнт, °С/м.

Для розв'язання рівняння нестационарної теплопровідності була розроблена програма "АКУМ", яка дає можливість визначити кількість акумульованої масивом підлоги теплоти для будь-якого інтервалу часу з урахуванням циклічної зміни періоду відпочинку на період, коли тварина стоїть.

Після розв'язування рівняння нестационарної теплопровідності для кожного інтервалу часу визначається температура повітря в станку і температура вертикальних огороджувальних конструкцій станка. Потім



розраховуються складові променево-конвективного теплообміну тварини і підсумкове значення кількості теплової енергії, що втрачається твариною в навколишнє середовище за даний проміжок часу. Таким чином, розв'язується повна математична модель визначеної задачі, завдяки чому можна виконати аналіз формування локального мікроклімату у станку.

За допомогою розробленої математичної моделі та програми розрахунків були проведені дослідження теплового режиму підлог із різних матеріалів, що застосовуються в станках свинарників. При розрахунках змінювались: вид матеріалу підлоги, його теплопровідність та щільність, товщина конструкції підлоги  $\delta$ . При цьому розрахунки були проведені для підлог, що розташовані безпосередньо на ґрунті приміщення, та для підлог, зведених над рівнем ґрунту приміщення.

На основі розрахунків для кожного варіанта підлоги були побудовані графіки середнього значення кількості теплової енергії  $Q_{ак}$  (рис. 1), котру закумулювала (заштрихована площа зі знаком "+") чи віддала (заштрихована площа зі знаком "-") підлога за відповідний період відпочинку або період, коли тварина стоїть.

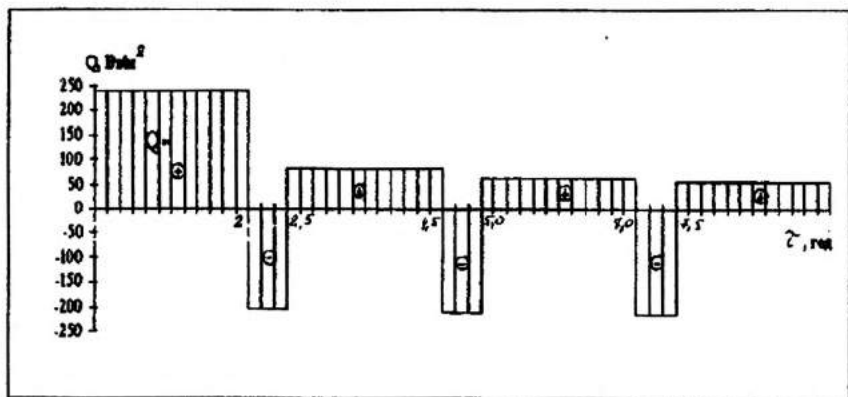


Рис. 1. Середній тепловий потік протягом відповідного інтервалу часу

Відповідно до відомчих норм технологічного проектування для свинарських підприємств (ВНТП-СГП-46-2.95) за контрольний проміжок часу, що дорівнює двом годинам, значення середнього потоку теплоти у підлогу від тварини повинно бути не вище: для свиней на відгодівлі —  $200 \text{ Вт/м}^2$ ; для інших груп —  $170 \text{ Вт/м}^2$ .

Якщо проаналізувати рис. 1, який побудований на основі розрахунків для підлоги із керамзитобетону товщиною 100 мм, то можна зробити висновок, що така конструкція підлоги не відповідає нормам, так як середній тепловий потік від тварини в конструкцію підлоги становить  $240 \text{ Вт/м}^2$  за перші дві години контакту.

Таким чином, розроблена математична модель дає можливість проаналізувати відповіді певної конструкції підлоги вимогам норм технологічного проектування.

### Використана література

1. *Студенцов П. Н.* Теплые полы в животноводческих помещениях. — М.: Стройиздат, 1974. — 71 с.
2. *Онегов А. П., Храбустовский И. Ф., Черных В. И.* Гигиена сельскохозяйственных животных. — М.: Колос, 1972. — 432 с.
3. *Гиндоян А. Г.* Тепловой режим конструкций полов. — М.: Стройиздат, 1984. — 222 с. — (Экономия топлива и электроэнергии).

УДК 697.922.2:2:631.237

**Г. Г. Шишко**, завідувач кафедри  
енергоресурсозбереження, професор  
Київський національний університет  
будівництва і архітектури

## ЕНЕРГОЕКОНОМІЧНІ СИСТЕМИ ПОВІТРЯНОГО ОПАЛЕННЯ БУДІВЕЛЬ ТА СПОРУД

Нині для опалення будівель та споруд з тепловою інерцією огорожуючих конструкцій  $D \leq 1,5$  (безінерційна) або  $1,5 < D \leq 4$  (малої інерції) застосовуються системи повітряного опалення, особливо при використанні низькопотенційних теплоносіїв, у тому числі геотермальних вод, вторинних енергетичних ресурсів теплових електростанцій та промислових підприємств.

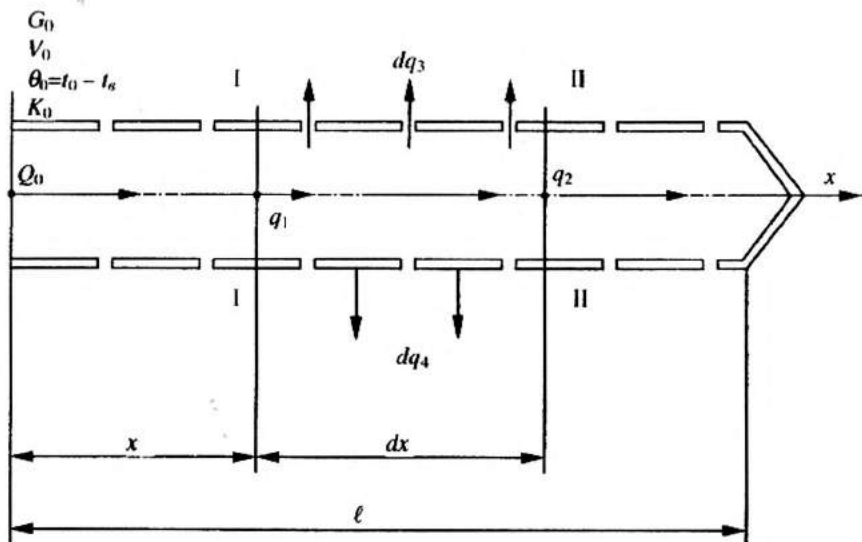
Достатньо розповсюджені системи повітряного обігріву потужними турбулентними струменями. При такій подачі нагрітого повітря спостерігається значна нерівномірність температур і швидкостей повітря в робочій зоні споруди. Тому для повітряного опалення будівель і споруд з тепловою інерцією огорожуючих конструкцій  $D < 1,5$  або  $1,5 < D \leq 4$  (наприклад: теплиці, оранжереї, ангари) застосовуються системи повітряного опалення з розосередженою подачею нагрітого повітря металевими повітроводами. Але такі системи металомісткі і громіздкі, погіршують світовий режим будівель та споруд. У зв'язку з цим, в останні роки для повітряного опалення таких будівель та споруд знайшли застосування системи повітряного обігріву з розосередженою подачею нагрітого повітря перфорованими повітроводами з плівкових полімерних матеріалів, які мають безперечні переваги перед металевими (нижча вартість і металомісткість систем, скорочення строків виготовлення і монтажу, не схильні до корозії, не погіршують світовий режим споруди). Довготривалість полімерних плівок, які експлуатуються в приміщенні без впливу сонячної радіації, фактично сумірна з застосуванням в якості повітророзподілювачів традиційних матеріалів.

Однак при використанні традиційних методів розрахунку повітроводів, спрямованих на отримання рівномірної роздачі повітря по довжині, неможливо забезпечити рівномірний розподіл теплового потоку по площі споруд з малою тепловою інерцією огорожуючих конструкцій, тому що в зв'язку зі значною довжиною повітроводів (40...100 м) і відносно високою початковою температурою нагрітого повітря (40...60 °С) спостерігається значне його охолодження при переміщенні по перфорованому повітроводу (до 15...20 °С) і відповідно зменшуються теплонадходження по довжині повітропроводу [1, 4]. У цьому випадку для компенсації охолодження повітря і створення рівномірних температур в зоні, що обслуговується, необхідно забезпечити пропорційне збільшення роздачу повітря від початку до кінця повітроводу, тобто його необхідно розраховувати на задану нерівномірність роздачі повітря по довжині.

У роботі поставлена задача встановити, щодо вимог повітряного опалення теплиць, закономірності змін витрачення повітря, що витікає з отворів тонкостінного (плівкового) рівномірно перфорованого повітроводу постійного перерізу, який є найбільш технологічним у виготовленні і монтажі, при яких забезпечується рівномірний розподіл теплового потоку по довжині, і одержати залежності придатні для інженерних розрахунків. Слід підкреслити, що актуальність цих питань очевидна і при комбінованих системах обігріву теплиць, в яких економічна ефективність опалення зростає з ростом питомої ваги повітряного обігріву у загальній потужності.

Розглянемо тонкостінний рівномірно перфорований повітропровід постійного перерізу, розташований у середовищі, параметри якого постійні (температура, вологість і т. ін.). Припустимо, що фізичні характеристики газу (підігріте повітря) у повітропроводі не змінюються (теплоємність, густина і т. ін.)

Енергетичний баланс будь-якого елемента перфорованого повітроводу  $dx$  (рисунок) буде складатися з теплового потоку  $q_1$ , який поступає в елемент що розглядається через перерізи I — I і виходить з елемента частково через перерізи II — II  $q_2$ , з повітрям  $g_x$  через отвори перфорації  $d_f$ , які приходяться на довжину перфорованого повітропроводу, рівну  $dx - dq_3$  і шляхом теплопередачі через стінку повітропроводу на елементарній ділянці  $dx - dq_4$ .



Енергетичний баланс перфорованого каналу системи повітряного опалення

Отже, сумарне теплонадходження від елемента повітропроводу довжиною  $dx$

$$dq_x = dq_3 + dq_4. \quad (1)$$

Теплонадходження з повітрям через отвори перфорації  $dq_3$  і шляхом теплопередачі через стінку повітропроводу  $dq_4$  на ділянці  $dx$  визначається за відомими залежностями:

$$dq_3 = C_p g_x \left[ \frac{t_x + (t_x - dt)}{2} - t_g \right] dx; \quad (2)$$

$$dq_4 = \pi d K_x \left[ \frac{t_x + (t_x - dt)}{2} - t_g \right] dx. \quad (3)$$

Зневажаючи на нескінченно малі величини вищого порядку  $\left( \frac{dt \cdot dx}{2} \right)$  одержуємо:

$$dq_3 = C_p g_x (t_x - t_g) dx = C_p g_x \theta_x dx; \quad (4)$$

$$dq_4 = \pi d K_x (t_x - t_0) dx = \pi d K_x \theta_x dx. \quad (5)$$

З урахуванням залежностей (4), (5) рівняння (1) набуде вигляду

$$dq_x = (C_p g_x \theta_x + \pi d K_x \theta_x) dx. \quad (6)$$

Умови рівномірного розподілу теплового потоку по довжині рівномірно перфорованого повітропроводу постійного перерізу можна записати

$$dq_x = \frac{Q_0}{\ell} dx. \quad (7)$$

Дорівнюючи праві частини рівнянь (6), (7), після відповідних перетворень отримуємо

$$g_x = \left( \frac{Q_0}{C_p \ell} - \frac{\pi d}{C_p} K_x \theta_x \right) \frac{1}{\theta_x}. \quad (8)$$

З метою спрощення виразу (8) застосовуємо по аналогії з [1] безрозмірний параметр для початкових умов  $n_0 = \frac{K_0 \pi d \ell}{C_p G_0}$ . При цьому вводимо поняття безрозмірного параметру для довільного перерізу, що враховує зміну коефіцієнта теплопередачі по довжині

$$n_x = n_0 \frac{K_x}{K_0} = \frac{K_x \pi d \ell}{C_p \cdot G_0} = \frac{K_x \pi d}{C_p \cdot g_{cp}}. \quad (9)$$

Поділивши (8) на  $g_{cp}$ , з урахуванням виразу (9) і, приймаючи до уваги, що  $Q_0 = C_p G_0 \theta_0$ , рівняння (8) набуде вигляду

$$\frac{g_x}{g_{cp}} = \left( \frac{\theta_0}{\theta_x} - n_x \right). \quad (10)$$

Знаючи, що для початкових умов  $K_x = K_0$  і  $\theta_x = \theta_0$ , отримуємо з рівняння (10) вираз, який відображає зв'язок між середньою  $g_{cp}$  і початковою  $g_0$  масовою витратою повітря в отворах перфорації

$$g_{cp} = \frac{g_0}{1 - n_0}. \quad (11)$$

Підставляючи у рівняння (10) значення  $q_{cp}$  (11), маємо:

$$\frac{g_x}{g_0} = \frac{1}{1-n_0} \left( \frac{\theta_0}{\theta_x} - n_0 \frac{K_x}{K_0} \right). \quad (12)$$

Отримані рівняння (10), (12) відображають закономірності зміни по довжині повітропроводу витрати повітря, що витікає із отворів перфорації, при яких забезпечується рівномірний розподіл теплового потоку. У цьому випадку зміни витрати повітря повинні відповідати змінам його температури і коефіцієнта теплопередачі через стінку по довжині перфорованого повітропроводу.

Аналітична залежність (12) є нелінійне рівняння відносно  $g_x$ , так як у загальному випадку, згідно з проведенням теоретичним аналізом  $K_x = \varphi(\bar{x}; g_x; \theta_x)$ , а  $\theta_x = \psi(\bar{x}; g_x; K_x)$ , тобто права частина рівняння (12) також залежить від  $g_x$ .

З метою отримання кінцевого рішення рівняння (12) для випадку повітряного опалення теплиць проведені аеродинамічні і теплотехнічні дослідження в лабораторних і природних умовах рівномірно перфорованих повітропроводів постійного перерізу з поліетиленової плівки завтовшки  $\delta = 0,1 \dots 0,2$  мм. Для одночасних вимірів аеродинамічних і теплотехнічних параметрів в одній й тій самій точці розрахункової ділянки пристосовувалися пневмометричні й інтегруючі трубки, суміжні з термомпарами.

У результаті обробки експериментальних дослідів встановлено, що в діапазоні  $\lambda \bar{\ell} \leq 2$ ,  $\bar{f} = 1,5 \dots 4,0$ , характерним для повітророзподілювачів з нерівномірною роздачею повітря, значення відношень  $K_x/K_0$  і  $\theta_0/\theta_x$ , які входять в рівняння (12), практично визначаються тільки відносною координатою довільного перерізу  $\bar{x}$  і з достатньою для інженерних розрахунків точністю ( $\pm 5\%$ ) описуються емпіричними залежностями

$$\frac{K_x}{K_0} = (1 - \bar{x})^{0,2}; \quad (13)$$

$$\frac{\theta_0}{\theta_x} = (1 - \bar{x})^{-0,82n_0} = (1 - \bar{x})^{-0,0033 \frac{K_0 \ell}{\rho \cdot v_0}}. \quad (14)$$

В формулах (13), (14) коефіцієнт теплопередачі для початкових умов може бути визначений по одержаній раніше емпіричній залежності [5]

$$K_0 = \frac{1}{\frac{1}{(3,91 - 2,32\sqrt[3]{d})V_0 + 4,01 - 2,32d} + \frac{1}{(7,91 - 4,98\sqrt[3]{d} + 0,039\theta_0)}}. \quad (15)$$

Враховуючи (13), (14) і приймаючи до уваги, що для рівномірного перфорування повітроводів постійного перерізу  $\frac{g_x}{g_0} = \frac{w_x}{w_0}$ , отримуємо розрахункове рівняння умов рівномірного розподілу теплового потоку по довжині повітропроводу з полімерної плівки

$$\frac{g_x}{g_0} = \frac{w_x}{w_0} = \frac{1}{1 - n_0} \left[ (1 - \bar{x})^{-0,82n_0} - n_0(1 - \bar{x})^{0,2} \right]. \quad (16)$$

Згідно з теоретичними дослідженнями [2,3] і проведеними експериментами, при значеннях параметра каналу  $\lambda \bar{\ell} \leq 2$  швидкість протікання повітря із отворів перфорації зростає від початку до кінці повітророзподілювача. У цьому випадку можна визначити ступінь максимальної зміни швидкості повітря із отворів перфорації  $\epsilon \left( \epsilon = \frac{w_{\max}}{w_{\min}} = \frac{w_{\kappa}}{w_0} \right)$ , при якій забезпечується рівномірний розподіл теплового потоку по довжині перфорованого повітропроводу

$$\epsilon = \frac{w_{\kappa}}{w_0} = \frac{1}{1 - n_0} \left( 10^{0,82n_0} - 0,63n_0 \right). \quad (17)$$

Після заміни відношень  $w_{\kappa}/w_0$  його значення із рівняння для визначення максимальної нерівномірності роздачі повітря плівковим повітророзподілювачем в залежності від аеродинамічних параметрів, які визначають  $\mu \bar{f}$  і  $\lambda \bar{\ell}$  [5] одержана у кінцевому вигляді розрахункова формула для обчислення значення  $\bar{f}$ , при якому забезпечується рівномірний розподіл теплового потоку перфорованими повітропроводами з полімерних плівкових матеріалів



$$\bar{f} = \frac{0,65}{\mu} \sqrt{\frac{\epsilon^2 - 1}{1 - 0,006G_0^{-0,1} \cdot \bar{\ell}}} \quad (18)$$

Формула (18) використовується при розрахунку повітророзподілювачів з полімерних плівкових матеріалів в діапазоні  $\lambda \bar{\ell} \leq 2$ ,  $d = 0,15 \dots 0,5$  м,  $\bar{\ell} = 50 \dots 160$ . При використанні наведеної залежності для розрахунку повітророзподілювачів з інших матеріалів необхідно ввести відповідні поправки в значення коефіцієнтів теплопередачі, опору тертя і витрати повітря.

На підставі теоретичних і експериментальних досліджень розроблені методика розрахунку перфорованих повітроводів з рівномірним розподілом теплового потоку по довжині і рекомендації [4, 5], які використовуються при проектуванні і реконструкції систем повітряного опалення теплиць, оранжерей та інших сільськогосподарських будівель і споруд.

Залежно від конструктивних особливостей теплиць і технології сільськогосподарських робіт перфоровані повітроводи розташовуються як в зоні рослин (вегетативні системи повітряного опалення), так і у верхній частині теплиць (під покрівлею). Переважним можна вважати перший варіант, тому що він виключає перегрів верхньої зони, що знижує тепловтрати на 15...20% [1, 5]. Крім того, при цьому поліпшуються умови для засвоєння поживних речовин з ґрунту.

Природні дослідження мікроклімату теплиць і дослід від їх експлуатації у господарствах показали, що системи повітряного опалення з перфорованими повітроводами, розрахованими за запропонованою методикою, рівномірно розподіляють тепловий потік по ділянці теплиць, створюють відповідні мікрокліматичні умови і при цьому надають можливість скоротити енергетичні витрати на 10...15% [4, 5].

**Умовні позначення:**  $d$  — діаметр повітроводу, м;  $V$  — швидкість повітря у повітроводі, м/с;  $w$  — швидкість витікання повітря з отворів перфорації, м/с;  $f$  — площа перерізів отвору перфорації, м<sup>2</sup>;  $F$  — площа перерізів повітропроводу, м<sup>2</sup>;  $\bar{f}$  — відносна площа отворів перфорації;  $\bar{f} = \sum f / F$ ;  $\mu$  — коефіцієнт витрачання отворів перфорації;  $\mu \bar{f}$  — параметр розподілу;  $\bar{\ell}$  — відносна довжина повітропроводу;  $\bar{\ell} = \ell / d$ ;  $\lambda$  — коефіцієнт опору тертя;  $\lambda \bar{\ell}$  — параметр каналу;  $\bar{x}$  — параметр положення;  $\bar{x} = x / \ell$ ;  $\rho$  — густина, кг/м<sup>3</sup>;  $G$  — масове витрачання у повітро-

проводі, кг/с;  $g$  — масова витрата через отвори перфорації, кг/с;  $Q$  — тепловий потік, Вт;  $C_p$  — питома теплоємність, Дж/(кг.К);  $t$  — температура повітря у повітропроводі, °С;  $t_b$  — температура внутрішнього повітря, °С;  $\theta$  — надмірна температура;  $\theta = (t - t_b)$ , °С;  $K$  — коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup>.К); індекси:  $x$  — довільний переріз;  $o$  — початкове;  $k$  — кінцеве.

## Висновок

Наведене теоретичне обґрунтування розрахунку повітроводів з заданою нерівномірністю роздачі нагрітого повітря. Одержано розрахункове рівняння умов рівномірного розподілу теплового потоку по довжині рівномірно перфорованих повітроводів постійного перерізу із полімерних плівкових матеріалів для умов повітряного обігріву теплиць.

## Література

1. Куртєнер Д. А., Усков И. Б. Климатические факторы и тепловой режим в открытом и защищенном грунте. — Л.: Гидрометеоздат, 1982. — 231 с.
2. Талиев В. Н. Аэродинамика вентиляции. — М.: Стройиздат, 1979. — 295 с.
3. Гримитлин М. И. Распределение воздуха в помещениях. — М.: Стройиздат, 1982. — 164 с.
4. Шишко Г. Г., Потапов В. А., Злобин Л. Л. Отопление и вентиляция теплиц. — К.: Будивельник, 1984. — 112 с.
5. Теплицы и тепличные хозяйства: Справочник / Г. Г. Шишко, В. А. Потапов, Л. Т. Сулима, Л. С. Чебанов / Под редакцией Г. Г. Шишко. — К.: Урожай, 1993. — 424 с.

## МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ЕЛЕКТРИЧНИХ ПОВІТРОНАГРІВАЧІВ ЕЛЕКТРОКАЛОРИФЕРІВ З ТЕН

Електрокалорифери з використанням трубчатих електричних нагрівачів (ТЕН) для нагріву повітря займають досить значне місце у загальному об'ємі виробництва електрокалориферної техніки. Перевагами електрокалориферів з ТЕН є надійність у роботі, висока ремонт-придатність (ТЕНи легко замінюються), високі гігієнічні якості (відсутність пригорання пилу), простота конструктивного оформлення та монтажних операцій при виготовленні нагрівальних блоків. Недоліком електрокалориферів такого типу є значно більші, у порівнянні з іншими конструкціями електрокалориферів, габарити нагрівальних блоків і самих електрокалориферних установок.

Конструкції та технічні характеристики сучасних трубчатих електронагрівачів, які серійно виробляються вітчизняною промисловістю та зарубіжними фірмами наведені на рис. 1 та в таблицях 1, 2.

Розрахунок електронагрівального блоку електрокалориферів зводиться до підбору і компоновки потрібної кількості ТЕН і визначенню спожитої ними електричної потужності при заданих значеннях електричної потужності  $N_e$ , температури повітря, яке подається у нагрівальний блок  $t_{n,1}$  і нагрітого повітря  $t_{n,2}$ .

Розрахунок доцільно проводити у такій послідовності.

1. Вибирають тип і розміри (зовнішній діаметр трубки  $d_n$ , конструктивну довжину  $L_k$ , активну довжину  $L_{a,1}$ ) ТЕН для використання у якості нагрівачів повітря в електрокалориферах. Для ТЕН діаметром 12...12,5 мм можна користуватись даними таблиць 1, 2. Технічні характеристики ТЕН інших діаметрів наведені у довідниковій літературі проспектах зарубіжних фірм-виробників.

2. Приймають швидкість повітря  $\omega_n$  у живому перерізі електронагрівального блоку. Вона може бути прийнята на рівні 5...12 м/с.

3. Приймають значення експлуатаційної температури поверхні ТЕН. З метою запобігання пригорання пилу на поверхні і довгострокової роботи ТЕН температуру  $t_f$  на поверхні слід приймати на рівні 200...250 °С.

**Характеристики U-подібних трубчатих електронагрівачів**  
**( $d_{\text{зов}} = 12,5\text{мм}$ )**

Номер елемента	Робоча напруга, В	Потужність $\pm 8\%$ , Вт	Питома потужність $10^4 \sigma_t$ , Вт/м <sup>2</sup>	Робоче середовище	Температура поверхні при $t_{\text{зов}} = 25^\circ\text{C}$	Габаритні розміри $L$ , мм	Активна довжина елемента, мм	Маса, кг
<b>Гладкотрубні елементи (рис. 1а)</b>								
1	220	985	2,44	повітря $\omega = 3+5 \text{ м/с}$	315	572	1030	0,812
2	220	860	3,0		385	422	730	0,61
3	220	980	3,0		386	472	830	0,68
4	110	230	1,12		150-170	322	530	0,484
5	220	360	1,23		150-170	472	830	0,68
6	220	445	1,225		150-170	572	1030	0,81
7	110	240	2,1	повітря $\omega = 0 \text{ м/с}$ $t_{\text{зов}} = 25^\circ\text{C}$	520	222	330	0,35
8	220	530	2,08		516	422	730	0,61
9	220	680	2,06		513	522	930	0,75
10	220	750	2,07		515	572	1030	0,81
11	110	150	0,455		150-170	522	930	0,75
12	110	217	1,23	повітря $\omega = 3+5 \text{ м/с}$	150-170	372	630	0,54
<b>Оребрені елементи (рис. 1б)</b>								
1	110	425	0,236	повітря $\omega = 3+5 \text{ м/с}$	100-125	300	540	0,81
2	220	580	0,236		100-125	400	740	1,0
3	220	660	0,236		100-125	450	840	1,1
4	220	740	0,236		100-125	400	940	1,3
5	220	820	0,236		100-125	550	1040	1,4
6	110	1220	0,5		300	400	740	1,06
7	220	1550	0,5		300	500	940	1,3
8	55	120	0,083	повітря $\omega = 0 \text{ м/с}$ $t_{\text{зов}} = 25^\circ\text{C}$	150-170	250	440	0,68
9	110	175	0,083		150-170	350	640	0,94
10	110	260	0,083		150-170	500	940	1,3
11	55	335	0,23		300	250	440	0,68
12	110	645	0,23		300	450	840	1,17
13	110	795	0,23		300	550	1040	1,43
14	220	270	0,236		повітря $\omega = 3+5 \text{ м/с}$	100-125	200	340

**Характеристики прямолінійних трубчатих електронагрівачів**  
( $d_{\text{зов}} = 12,5\text{мм}$ )

Номер елемента	Робоча напруга, В	Потужність $\pm 8\%$ , Вт	Питома потужність $10^{-4} \sigma_T$ , Вт/м <sup>2</sup>	Робоче середовище	Температура поверхні при $t_{\text{зов}} = 25^\circ\text{C}$	Габарит, мм		Активна довжина елемента, мм	Маса, кг
						А	Б		
<b>Гладкотрубні елементи (рис. 1в)</b>									
1	55	140	1,09	повітря $\omega = 3\div 5$ м/с	150-170	445	400	325	0,3
2	55	160	1,09		150-170	495	450	375	0,33
3	73,3	205	1,1		150-170	595	550	475	0,4
4	55	200	1,85	повітря	500	395	350	275	0,27
5	110	345	1,85	$\omega = 0$ м/с	500	595	550	475	0,4
6	44	65	0,441	$t_{\text{зов}} = 25^\circ\text{C}$	150-170	495	450	375	0,33
<b>Оребрені елементи (рис. 1г)</b>									
1	55	75	0,083	повітря $\omega = 3\div 5$ м/с	150-170	395	350	275	0,42
2	44	130	0,083		150-170	595	550	475	0,69
3	110	325	0,23		300	545	500	425	0,62
4	73,4	215	0,236	повітря $\omega = 0$ м/с $t_{\text{зов}} = 25^\circ\text{C}$	150-170	395	350	275	0,42
5	110	335	0,236		150-170	545	500	425	0,62
6	55	54	0,5		300	445	400	325	0,49
7	110	785	0,5		300	595	500	475	0,69

4. Припускаючи, що вся електрична потужність  $N_e$ , витрачається на нагрівання повітря, тобто основне балансове рівняння має вигляд  $N_e = c_n \cdot G_n \cdot (t_{n,2} - t_{n,1})$  і нехтуючи незначними тепловтратами через стінки нагрівального блоку, визначають активну довжину усіх трубчатих елементів нагрівального блоку за формулою:

$$L_a = \frac{10^3 \cdot N_e}{\pi \cdot d_n \cdot \sigma_T}, \quad (1)$$

де  $d_n$  — зовнішній діаметр трубчатого елемента, м;  $\sigma_T$  — питома потужність елемента, Вт/м<sup>2</sup>.

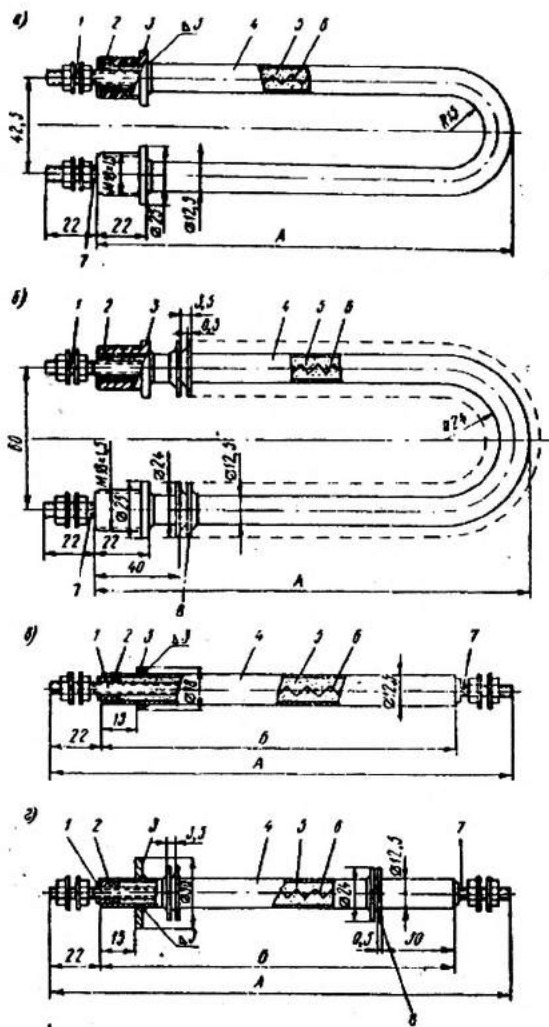


Рис. 1. Трубчаті електронагрівачі (ТЕН) із зовнішнім діаметром труби  $d_3 = 12,5$  мм:

- a* — гладкий U-подібний; *б* — оребрений U-подібний;
- в* — гладкий прямолінійний; *г* — оребрений прямолінійний.
- 1 — контактні стержні; 2 — керамічні ізолятори; 3 — шайби;
- 4 — трубчатий електронагрівальний елемент; 5 — наповнювач;
- 6 — спіраль; 7 — шайба стопорна; 8 — оребрення

Величина питомої потужності, що знімається з 1 кв. м поверхні трубчатого елемента залежить від умов тепловіддачі від трубки до повітря: матеріала, діаметра трубки і температури її зовнішньої поверхні, швидкості повітря, що обдуває трубку. Вона може бути визначена аналітично шляхом вирахування середнього значення коефіцієнта тепловіддачі трубки за відомими критеріальними залежностями або прийнята за експериментальними даними, які одержані для гладких трубок, що обдуваються повітрям з різними швидкостями. На рис. 2 наведений графік експериментальних даних для визначення величини  $\sigma_r$  при температурах електронагрівального елемента  $t_r = 100 \dots 500$  °C і швидкостях обдуву його повітрям  $\omega_n = 0 \dots 12$  м/с.

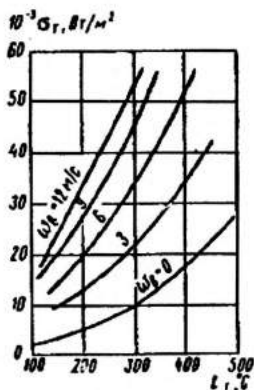


Рис. 2. Залежність питомої потужності  $\sigma_r$  гладкотрубного ТЕН від температури  $t_r$  зовнішньої поверхні трубки

5. Визначають загальну кількість електронагрівальних елементів у електрокалорифері

$$n_e = \frac{L_a}{L_{a,1}}, \quad (2)$$

де  $L_{a,1}$  — активна довжина одного елемента, прийнята за даними виробника.

6. Визначають повну (конструктивну) довжину кожного елемента

$$L_1 = L_{a,1} + 2 \cdot L_{n,1}, \quad (3)$$

де  $L_{n,1}$  — довжина пасивної (де немає нагрівальної спіралі) ділянки нагрівального елемента.

7. Визначають потужність кожного елемента нагрівального блоку:

$$N_{e,1} = N_e/n_e, \text{ кВт.} \quad (4)$$

8. Проводять остаточну компоновку і конструктивне оформлення нагрівального блоку.

У деяких випадках виникає необхідність проектування та виробництва індивідуальних партій ТЕН, призначених для конкретних конструкцій електрокалориферів. Це відноситься до калориферів циліндричної форми, а також калориферів з іншими розмірами у порівнянні із стандартними розмірами ТЕН.

Проектування ТЕН індивідуального виробництва полягає у прийнятті конструктивних розмірів (діаметра  $d_n$ , форми, довжини  $L_k$ , напруги  $U$  матеріала трубки і т. ін.) і визначенні його теплотехнічних характеристик (потужності  $P_{o,1}$ , Вт, питомої поверхневої потужності  $W_n$ , Вт/м<sup>2</sup>, коефіцієнта тепловіддачі конвекцією  $\alpha_k$  Вт/(м<sup>2</sup> · °С), теплового потоку на одиницю довжини  $q_1$ , Вт/м, активної довжини  $L_{o,1}$ , діаметра спіралі  $d_c$  та її довжини  $l_c$ ).

Для визначення теплотехнічних характеристик ТЕН необхідно знати середню швидкість повітря, яке обдуває ТЕН  $\omega$ , м/с, температуру зовнішньої оболонки  $t_n$ , °С і температуру повітря, яке подається у калорифер  $t_p$ , °С. Значеннями цих даних задаються при проектуванні.

Рівняння теплового балансу ТЕН можна записати у вигляді:

$$P_{o,1} = F_{n,1} \cdot \alpha_k \cdot \sigma \cdot (t_n - t_p), \quad (5)$$

де  $\sigma$  — коефіцієнт, враховуючий променеву тепловіддачу ТЕН. Його значення може бути приблизно прийнято  $\sigma = 1,15 \dots 1,2$ .

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі конвекцією  $\alpha_k$ , може бути використана критеріальна залежність:

$$Nu_m = \epsilon \cdot c \cdot Re^n, \quad (6)$$

де  $\epsilon$  — поправка на кут атаки, приймається від 0,57 при куті 20° до 1 при 90°.

Значення коефіцієнтів  $c$  і  $n$ :

Re	c	n
0,1...4	0,99	0,305
4...50	0,86	0,41
8...10 <sup>3</sup>	0,59	0,47
10 <sup>3</sup> ...5·10 <sup>3</sup>	0,665	0,47
5·10 <sup>3</sup> ...5·10 <sup>4</sup>	0,22	0,60
>5·10 <sup>4</sup>	0,026	0,80



Питому поверхневу потужність  $W_n$  визначають за формулою:

$$W_n = P_{o,1}/F_{n,1}, \text{ Вт/м}^2. \quad (7)$$

Активна довжина ТЕН дорівнює:

$$L_{o,1} = P_{o,1}/(\pi \cdot d_n \cdot W_n), \text{ м}. \quad (8)$$

Питомий тепловий потік на одиницю довжини ТЕН визначається:

$$q_1 = P_{o,1}/L_{o,1}, \text{ Вт/м}. \quad (9)$$

Розрахунок спіралі ТЕН при відомих значеннях  $P_{o,1}$ ,  $d_n$ ,  $L_{o,1}$  і  $q_1$  проводяться за відомими залежностями для розрахунку нагрівачів, розміщених у середовищі із заданим або обчисленим значенням теплового опору  $R$ .

### Використана література

1. *Евстигнеев М. А., Козловская Л. А.* Экспрес-метод расчета температуры поверхности ТЭНов при работе в воздушной среде. — Электротехническая промышленность. Сер. Электротермия, 1983, вып. 4 [424].
2. *Жукаускас А. А.* Конвективный перенос в теплообменниках. — М.: Наука, 1982. — 472 с.
3. Справочник по теплообменникам: В 2-х т. Пер. с англ. / Под ред. *О. Г. Мартыненко* и др. — М.: Энергоатомиздат, 1987.

## ВИЗНАЧЕННЯ НОРМАТИВНОЇ ТОВЩИНИ ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЙНОГО ПРОШАРКУ ЗОВНІШНІХ ОГОРОДЖЕНЬ ДЛЯ БУДІВЕЛЬ, ЯКІ ЕКСПЛУАТУЮТЬСЯ В ЖАРКОМУ КЛІМАТІ

Згідно з СНиП II-3-79\*\*, [1], при проектуванні нових або при реконструкції старих будівель (житлових, дитячих садків тощо) необхідно в літній період підтримувати оптимальні норми температури і вологості повітря в приміщеннях, які вказані в п. 3.1.\*, [1].

Для цього в районах з середньомісячною температурою липня 21 °С і вище амплітуда коливання температури внутрішньої поверхні зовнішніх стін з тепловою інерцією,  $D$ , не більше 4 та дахових перекриттів — не більше 5 повинна бути не більше необхідної, яка розраховується за формулою:

$$A_{\tau_{\text{вн}}}^{\text{необх}} = 2,5 - 0,1(t_{\text{зов}} - 21), \quad (1)$$

де  $t_{\text{зов}}$  — середньомісячна температура зовнішнього повітря за липень, °С, яка приймається згідно з СНиП 2.01.01.-82 ( $t_n$ ).

Амплітуда коливання температури внутрішньої поверхні зовнішнього огородження з фактичною товщиною реального утеплювача розраховується за формулою:

$$A_{\tau_{\text{вн}}}^{\Phi} = \frac{A_{t_{\text{зов}}}^{\text{розр}}}{\nu}, \quad (2)$$

де  $A_{t_{\text{зов}}}$  — розрахункова амплітуда коливання температури зовнішнього повітря, °С, яка визначається за формулою п. 3.3.\*, [1];  $\nu$  - значення затухання розрахункової амплітуди коливання температури зовнішнього повітря в огорожуючій конструкції, яке розраховується за формулою п. 3.4.\*, [1].

Якщо підставити залежності для визначення  $\nu$  в формулу [2], то внаслідок математичних перетворень можна одержати досить прості формули для оперативних інженерних розрахунків. У першу чергу нас

цікавить необхідна мінімальна товщина теплоізоляційного прошарку зовнішнього огороження з урахуванням реальної або проектуючої конструкції. При порівнянні товщини утеплювача, яка запроєктована, або яка є в старому будинку, що підлягає реконструкції, можна прийняти 2 рішення:

- фактична товщина теплоізоляції відповідає літнім умовам експлуатації, вона більша, ніж мінімальна;
- фактична товщина теплоізоляції менша за мінімальну, визначену розрахунком; тоді треба зовнішні огороження утеплювати додатково.

З достатньою для інженерних розрахунків точністю (3...5%) мінімальну товщину теплоізоляційного прошарку для літніх умов експлуатації можна визначити залежно від показника теплової інерції,  $D$ , за формулою:

а) при  $D \geq 1,5$ :

$$\delta_{y,\min}^{\text{потр}} = \frac{\lambda_y}{S_y} \left[ 1,44 \ln \frac{A_{t_{\text{зов}}}^{\text{розр}} / A_{\tau_{\text{вн}}}^{\text{необх}}}{1,13 \cdot \beta_1} - \sum (R \cdot S)_i \right], \quad (3)$$

б) при  $D < 1,5$ :

$$\delta_{y,\min}^{\text{потр}} = \lambda_y \left[ \frac{A_{t_{\text{зов}}}^{\text{розр}} / A_{\tau_{\text{вн}}}^{\text{необх}}}{\alpha_{\text{в}}} - (R_{\text{в}} + R_{\text{зов}} + \sum R_{\kappa,i}) \right], \quad (4)$$

де  $\delta_{y,\min}^{\text{потр}}$  — потрібна мінімальна товщина теплоізоляційного прошарку, м;  $\lambda_y$  — коефіцієнт теплопровідності прийнятого утеплювача, Вт/(м · °С);  $R_{\kappa}$  — термічний опір  $i$ -го прошарку огорожуючої конструкції (м<sup>2</sup> · °С)/Вт;  $\sum R_{\kappa,i}$  — сума термічних опорів усіх прошарків огорожуючої конструкції, крім теплоізоляційного прошарку (м<sup>2</sup> · °С)/Вт;  $S$  — коефіцієнт теплосасвоєння матеріалу (м<sup>2</sup> · °С)/Вт;  $S_y$  — те саме, утеплювача;  $\sum (R \cdot S)_i$  — сума без урахування теплоізоляційного прошарку;  $R_{\text{в}}$ ,  $R_{\text{зов}}$  — опір, відповідно, теплосприйняттю внутрішньої і

тепловіддачі зовнішньої поверхні огорожуючої конструкції ( $\text{м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$ );  
 $\beta_1$  — коефіцієнт, що враховує наявність повітряного прошарку в конструкції, який визначається за формулою:

$$\beta_1 = (1 + 4,9 \cdot R_{\text{пов.пр}}), \quad (5)$$

де  $R_{\text{пов.пр}}$  — термічний опір повітряного прошарку, ( $\text{м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$ ).

### **Використана література**

1. Строительные нормы и правила. СНиП II-3-79\*\*. Строительная теплофизика. ЦИТП Госстроя СССР. — М.: Стройиздат, 1986.

## РОЗВ'ЯЗОК МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПРОМЕНЕВОГО ОПАЛЕННЯ, ЩО СТВОРЮЄ КОМФОРТНИЙ ТЕПЛОВИЙ РЕЖИМ В ПРОЦЕСІ РОЗІГРІВУ БУДІВЛІ

Нові можливості енергозбереження в системах опалення виробничих приміщень розглядаються у роботах [1], [2] і [3]. Ці можливості полягають у створенні комфортного теплового режиму в нестационарному процесі розігріву будівлі. Створення таких режимів дозволяє розширити область застосування систем перервного опалення, які менш витратні ніж постійно діючі системи опалення. А при застосуванні режимів перервного опалення дозволяє змінити режим роботи таким чином, що стає можливим значна економія теплової енергії.

Детальніше доцільність створення комфортних теплових режимів у нестационарних процесах, розглянуто в [1], де наведені також залежності, що характеризують зменшення втрат теплоти. В роботі [3] введені спрощуючі припущення, і обґрунтовано побудову математичної моделі, для системи опалення, що створює комфортний тепловий режим в процесі розігріву будівлі. Схему теплових потоків і температур, що відповідає прийнятій моделі теплообміну і спрощуючим припущенням наведено на рис. 1.

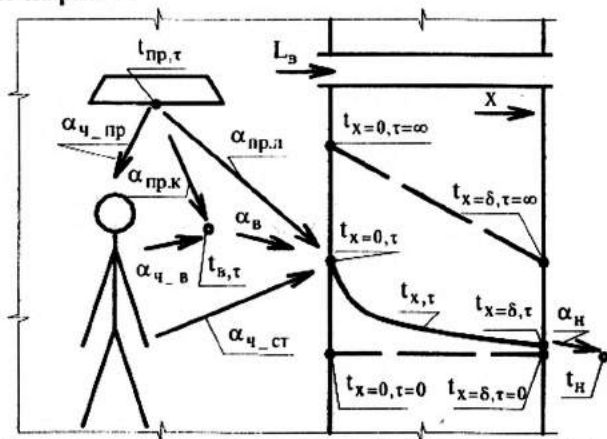


Рис. 1. Схема теплових потоків, температур і відповідних коефіцієнтів теплообміну моделі

Система рівнянь з яких складається згадана математична модель має такий вигляд:

$$\partial t_{x,\tau} / \partial \tau = a (\partial^2 t_{x,\tau} / \partial x^2), \quad (1)$$

$$-\lambda (\partial t_{x,\tau} / \partial x) \Big|_{x=\delta} = \alpha_n (t_{x=\delta,\tau} - t_n), \quad (2)$$

$$-\lambda F_{CT} (\partial t_{x,\tau} / \partial x) \Big|_{x=0} = \alpha_{пр.л} F_{пр} (t_{пр,\tau} - t_{x=0,\tau}) - \alpha_{в} F_{CT} (t_{x=0,\tau} - t_{в,\tau}), \quad (3)$$

$$t_{x,\tau=0} = t_{x=0,\tau=0} - [(t_{x=0,\tau=0} - t_{x=\delta,\tau=0}) / \delta] x, \quad (4)$$

$$V_{в} \cdot c_{в} \cdot (dt_{в,\tau} / d\tau) = \alpha_{пр.к} F_{пр} (t_{пр,\tau} - t_{в,\tau}) + \alpha_{в} F_{CT} \cdot (t_{x=0,\tau} - t_{в,\tau}) - Lc_{в} (t_{в,\tau} - t_n), \quad (5)$$

$$t_{в,\tau=0} = \text{const}, \quad (6)$$

$$t_{II} = \frac{\alpha_{ч\_пр} t_{пр,\tau} + \alpha_{ч\_CT} t_{x=0,\tau} + \alpha_{ч\_в} t_{в,\tau}}{\alpha_{ч\_пр} + \alpha_{ч\_CT} + \alpha_{ч\_в}} \quad (7)$$

Невідомими в системі, є функції  $t_{пр,\tau}$ ,  $t_{x=0,\tau}$ , і  $t_{в,\tau}$ , які залежать від моменту часу  $\tau$ , та визначають тепловий комфорт.

Рівняння (1) в системі — це рівняння Фур'є, що описує розподіл температур по товщині одношарової плоскої стінки в залежності від моменту часу  $\tau$ .

Розв'язок диференційного рівняння Фур'є визначається такими умовами однозначності:

- із зовнішньої сторони огорожуючої конструкції рівнянням (2) — граничною умовою 3-го роду що визначає рівність теплового потоку, що надходить з товщі стінки до зовнішньої поверхні і теплового потоку, що відводиться від цієї поверхні до зовнішнього повітря в будь-який момент часу;
- з внутрішньої сторони рівнянням (3) — граничною умовою 3-го роду, що описує рівність теплового потоку, що надходить на внутрішню поверхню стінки від випромінювача, теплового потоку, що відводиться від внутрішньої поверхні — у товщу стінки теплопровідністю, і що відводиться до внутрішнього повітря — конвекцією;

- у початковий момент часу  $\tau = 0$ , рівнянням (4) — початковим розподілом температур по товщині стінки.

Диференціальне рівняння (5) отримане з теплового балансу повітря за проміжок часу  $d\tau$ . Розв'язок рівняння (5) повинен підкорятися початковій умові, — рівнянню (6), яке визначає рівність температури повітря в момент часу  $\tau = 0$ , фоновому значенню.

До системи рівнянь входить також рівняння (7), що зумовлює тепловий комфорт (обґрунтування див. [3]).

Розглянемо порядок розв'язку наведеної вище системи рівнянь (1)÷(7).

Розв'язок системи рівнянь відносно функції  $t_{x,\tau}$  — розподілу температур по товщині стінки, будемо шукати як загальний розв'язок диференціального рівняння Фур'є у наступному вигляді:

$$t_{x,\tau} = t_{x=0,\tau=\infty} - [(t_{x=0,\tau=0} - t_{x=\delta,\tau=0} / \delta)] x + \sum_{i=1}^{\infty} A_i [\sin(k_i x) + p_i \cos(k_i x)] \cdot e^{-a k_i^2 \tau}. \quad (8)$$

Загальний розв'язок системи відносно функції  $t_{в,\tau}$  будемо шукати у вигляді:

$$t_{в,\tau} = t_{в,\tau=\infty} + \sum_{i=1}^{\infty} (g_i \cdot A_i p_i \cdot e^{-a k_i^2 \tau}). \quad (9)$$

Відомо, якщо функція задовольняє диференціальному рівнянню, то і сума таких функцій, йому задовольняє. Тому постійні інтегрування  $p_i$ ,  $k_i$ ,  $g_i$ , будемо знаходити з умови задоволення частковими розв'язками

$$t_{x,\tau}^{\text{ч}} = t_{x=0,\tau=\infty} - [(t_{x=0,\tau=0} - t_{x=\delta,\tau=0} / \delta)] x + A_i [\sin(k_i x) + p_i \cos(k_i x)] \cdot e^{-a k_i^2 \tau}, \quad (10)$$

і

$$t_{в,\tau}^{\text{ч}} = t_{в,\tau=\infty} + g_i \cdot A_i p_i \cdot e^{-a k_i^2 \tau}. \quad (11)$$

граничним умовам із зовнішньої і внутрішньої сторони стінки, рівнянню теплового балансу повітря і рівнянню комфорту. Коефіцієнти  $A_i$

при  $i$ -тих доданках суми в рівняннях (10) і (11) задовольняють граничним умовам і тепловому балансу повітря при будь-яких своїх значеннях (як це буде показано нижче). Тому можна знайти такі значення  $A_i$ , при яких функція  $t_{x,\tau}$  буде задовольняти ще і початковому розподілу температур по товщині стінки.

Розв'язок системи рівнянь щодо шуканої функції температури випромінювача одержимо виражаючи  $t_{\text{пр},\tau}$  з рівняння комфорту (7):

$$t_{\text{пр},\tau} = [(\alpha_{\text{ч}_\text{пр}} + \alpha_{\text{ч}_\text{ст}} + \alpha_{\text{ч}_\text{в}})t_{\text{п}} - \alpha_{\text{ч}_\text{в}}t_{\text{в},\tau} - \alpha_{\text{ч}_\text{ст}}t_{x=0,\tau}] / \alpha_{\text{ч}_\text{пр}}. \quad (12)$$

Температури  $t_{x=\delta,\tau=\infty}$  і  $t_{x=0,\tau=\infty}$ , що устанавляться по закінченні процесу розігріву на зовнішній і внутрішній поверхні стінки відповідно, можна визначити із системи рівнянь (1)+(7), після підстановки в її значення  $\tau = \infty$ . Якщо врахувати що для стаціонарного кінцевого розподілу температур тепловий потік крізь зовнішню і внутрішню поверхню стінки той самий, і дорівнює:

$$-\lambda(\partial t_{x,\tau=\infty} / \partial x) \Big|_{x=\delta} = -\lambda(\partial t_{x,\tau=\infty} / \partial x) \Big|_{x=0} = \lambda(t_{x=0,\tau=\infty} - t_{x=\delta,\tau=\infty}) / \delta, \quad (13)$$

то система (1)+(7), після підстановки цього теплового потоку при  $\tau = \infty$ , матиме вигляд:

$$\lambda(t_{x=0,\tau=\infty} - t_{x=\delta,\tau=\infty}) / \delta = \alpha_{\text{н}}(t_{x=\delta,\tau=\infty} - t_{\text{н}}), \quad (14)$$

$$\lambda F_{\text{ст}}(t_{x=0,\tau=\infty} - t_{x=\delta,\tau=\infty}) / \delta = \alpha_{\text{пр.л}} F_{\text{пр}}(t_{\text{пр},\tau=\infty} - t_{x=0,\tau=\infty}) - \alpha_{\text{в}} F_{\text{ст}}(t_{x=0,\tau=\infty} - t_{\text{в},\tau=\infty}), \quad (15)$$

$$\alpha_{\text{пр.к}} F_{\text{пр}}(t_{\text{пр},\tau=\infty} - t_{\text{в},\tau=\infty}) + \alpha_{\text{в}} F_{\text{ст}}(t_{x=0,\tau=\infty} - t_{\text{в},\tau=\infty}) - L C_{\text{в}} \rho_{\text{в}}(t_{\text{в},\tau=\infty} - t_{\text{н}}) = 0, \quad (16)$$

$$t_{\text{в},\tau=\infty} = \frac{\alpha_{\text{ч}_\text{пр}} + \alpha_{\text{ч}_\text{ст}} + \alpha_{\text{ч}_\text{в}}}{\alpha_{\text{ч}_\text{в}}} \cdot t_{\text{п}} - \frac{\alpha_{\text{ч}_\text{пр}}}{\alpha_{\text{ч}_\text{в}}} \cdot t_{\text{пр},\tau=\infty} - \frac{\alpha_{\text{ч}_\text{ст}}}{\alpha_{\text{ч}_\text{в}}} t_{x=0,\tau=\infty}. \quad (17)$$

У результаті розв'язання системи чотирьох рівнянь (14)+(17), однозначно визначасмо чотири невідомих  $t_{\text{в},\tau=\infty}$ ,  $t_{\text{пр},\tau=\infty}$ ,  $t_{x=0,\tau=\infty}$ ,  $t_{x=\delta,\tau=\infty}$  для кінцевого стаціонарного режиму.



Коефіцієнти  $p_i$  і  $k_i$ , визначаємо, підставляючи функції (12), (10) і (11) у граничні умови. Підставляючи функцію  $t_{x,\tau}^u$  з (10) при  $x = \delta$  в рівняння (2) одержимо:

$$\begin{aligned}
 & -\lambda \left( -\left( t_{x=0,\tau=\infty} - t_{x=\delta,\tau=\infty} \right) / \delta + A_i k_i [\cos(k_i \cdot \delta) - p_i \cdot \sin(k_i \cdot \delta)] \cdot e^{-a k_i^2 \tau} \right) = \\
 & = \alpha_n \left[ \left( t_{x=\delta,\tau=\infty} + A_i [\sin(k_i \cdot \delta) + p_i \cdot \cos(k_i \cdot \delta)] \cdot e^{-a k_i^2 \tau} \right) - t_n \right]. \quad (18)
 \end{aligned}$$

Функція  $t_{x,\tau}^u$  така, якщо після підстановки її в рівняння (18), розкрити дужки, то всі доданки, які не залежать від  $\tau$ , будуть такі ж як і в рівнянні (14). А так як значення температур  $t_{x=0,\tau=\infty}$ ,  $t_{x=\delta,\tau=\infty}$ ,  $t_{v,\tau=\infty}$ ,  $t_{np,\tau=\infty}$  — знайдені із системи рівнянь (14)+(17), є такими що перетворюють кожне рівняння цієї системи в тотожність, то всі доданки, що не містять  $\tau$  в рівнянні (18), взаємно знищуються, при переносі їх по одну сторону від знака рівності. Тоді з (18) одержимо рівність:

$$\begin{aligned}
 & -\lambda A_i k_i [\cos(k_i \cdot \delta) - p_i \cdot \sin(k_i \cdot \delta)] \cdot e^{-a k_i^2 \tau} = \\
 & = \alpha_n A_i [\sin(k_i \cdot \delta) + p_i \cdot \cos(k_i \cdot \delta)] \cdot e^{-a k_i^2 \tau}. \quad (19)
 \end{aligned}$$

У рівнянні (19), множники  $A_i \cdot e^{-a k_i^2 \tau}$  скорочуються, отже, справедливості даної граничної умови не залежить від моменту часу  $\tau$  і значення коефіцієнтів  $A_i$ . А значення постійних інтегрування, при яких виконується гранична умова (2), пов'язані характеристичним рівнянням, отриманим із (19):

$$\operatorname{tg}(k_i \cdot \delta) = \frac{\lambda k_i + \alpha_n p_i}{\lambda k_i p_i - \alpha_n}. \quad (20)$$

Задовольняючи граничним умовам на внутрішній поверхні стінки, підставимо функції (12), (11) і (10) при  $x = 0$ , у рівняння (3). Після взаємного знищення доданків які не залежать від  $\tau$  (аналогічно тому як це було для рівняння (18)) і виконавши математичні перетворення одержимо друге рівняння що зв'язує постійні інтегрування:

$$p_i = \frac{-\lambda F_{\text{ст}} k_i}{\left( \alpha_{\text{в}} F_{\text{ст}} - \frac{\alpha_{\text{пр.л}} F_{\text{пр}} \alpha_{\text{ч.в}}}{\alpha_{\text{ч.пр}}} \right) g_i - \left( (\alpha_{\text{в}} F_{\text{ст}} + \alpha_{\text{пр.л}} F_{\text{пр}}) + \frac{\alpha_{\text{пр.л}} F_{\text{пр}} \alpha_{\text{ч.ст}}}{\alpha_{\text{ч.пр}}} \right)} \quad (21)$$

Задовольняючи тепловому балансу внутрішнього повітря, підставимо функції (12), (11) і (10) при  $x=0$ , у рівняння (5). Після взаємного знищення доданків, які не залежать від  $\tau$  (аналогічно тому як це було для рівняння (18)), і виконавши математичні перетворення одержимо третє рівняння, що пов'язує постійні інтегрування:

$$g_i = \frac{\alpha_{\text{в}} F_{\text{ст}} - \alpha_{\text{пр.к}} F_{\text{пр}} (\alpha_{\text{ч.ст}} / \alpha_{\text{ч.пр}})}{\alpha_{\text{пр.к}} F_{\text{пр}} (\alpha_{\text{ч.в}} / \alpha_{\text{ч.пр}}) + \alpha_{\text{пр.к}} F_{\text{пр}} + \alpha_{\text{в}} F_{\text{ст}} + L c_{\text{в}} \rho_{\text{в}} - a \cdot k_i^2 M_{\text{в}} \cdot c_{\text{в}}} \quad (22)$$

Маємо систему трьох рівнянь (20), (21), (22) для визначення трійок постійних інтегрування —  $k_i$ ,  $p_i$ ,  $g_i$  (два з цих рівнянь — (21) і (22) лінійні, а одне — (20) нелінійне, так зване характеристичне).

Таким чином, наведений частковий розв'язок (10) задовольняє граничним умовам при будь-яких значеннях  $A_i$ . Тому необхідно знайти такі значення коефіцієнтів  $A_i$ , при яких функція (8) буде задовольняти рівнянню (4) — початковому розподілу температур по товщині стінки. Підставляючи (8) у рівняння (4), одержимо:

$$t_{x=0, \tau=0} - \frac{t_{x=0, \tau=0} - t_{x=\delta, \tau=0}}{\delta} x = t_{x=0, \tau=\infty} - \frac{t_{x=0, \tau=\infty} - t_{x=\delta, \tau=\infty}}{\delta} x + \sum_{i=1}^{\infty} A_i [\sin(k_i x) + p_i \cos(k_i x)]. \quad (23)$$

Необхідно зауважити, що в розглядуваному випадку, коефіцієнти  $A_i$  не можна одержати з традиційних залежностей для розкладання функцій у ряд Фур'є, тому що коефіцієнти  $p_i$ ,  $k_i$ ,  $g_i$  такі, що для доданків ряду Фур'є умова ортогональності не виконується.

Значення  $A_i$ , визначимо як коефіцієнти ряду Фур'є, що представляє функцію  $\varphi(x) = t_{x=0, \tau=0} - \frac{t_{x=0, \tau=0} - t_{x=\delta, \tau=0}}{\delta} x - \left( t_{x=0, \tau=\infty} - \frac{t_{x=0, \tau=\infty} - t_{x=\delta, \tau=\infty}}{\delta} x \right)$ ,

у вигляді суми доданків  $A_i [\sin(k_i x) + p_i \cos(k_i x)]$ , методом запропонованим в [4]. Цей метод полягає в прив'язуванні значень функції виражених сумою  $N$  членів ряду —  $\sum_{i=1}^N A_i [\sin(k_i x) + p_i \cos(k_i x)]$ , до значень функції  $\varphi(x)$  в  $N$  точках по осі  $x$ . Тобто коефіцієнти  $A_i$ , будуть коренями наступної системи рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} \varphi(x_1) = \sum_{i=1}^N A_i [\sin(k_i x_1) + p_i \cos(k_i x_1)] \\ \varphi(x_2) = \sum_{i=1}^N A_i [\sin(k_i x_2) + p_i \cos(k_i x_2)] \\ \dots \\ \varphi(x_N) = \sum_{i=1}^N A_i [\sin(k_i x_N) + p_i \cos(k_i x_N)]. \end{array} \right. \quad (24)$$

Отже, розв'язком системи диференціальних рівнянь (1)+(7) будуть функції (8), (9), (12), із постійними інтегрування, що визначаються за наведеними вище формулами.

Замінюючи в (12) значення  $t_{x=0,\tau}$  і  $t_{v,\tau}$  з (8) і (9) відповідно, одержимо шукану залежність, по якій необхідно регулювати температуру на поверхні випромінювача, щоб умова комфорту виконувалася для будь-якого моменту часу:

$$t_{np,\tau} = \left( t_{np,\tau=\infty} - \sum_{i=1}^N [\alpha_{ч\_в} g_i + \alpha_{ч\_ст}] A_i p_i \cdot e^{-a k_i^2 \tau} \right) / \alpha_{ч\_пр}. \quad (25)$$

Отримана аналітична залежність (25) дає можливість аналізувати основні закономірності комфортних теплових режимів розігріву для будь-яких приміщень. Залежність також може бути використана при розробці інженерних методик розрахунку систем опалення будинків, для яких прийняті спрощуючі припущення, не мають істотних відхилень від дійсності. Наприклад, для приміщень павільйонного типу, із незначною теплоємністю устаткування.

## Умовні позначення

- $x$  координата відлічувана від внутрішньої поверхні стінки в напрямку ортогональному до її площини, м
- $\tau$  час, с
- $t$  температура, °С
- $t_{в,\tau}$  функція температури внутрішнього повітря в залежності від моменту часу  $\tau$ , °С
- $t_{х,\tau}$  функція розподілу температур скрізь товщу стінки в залежності від моменту часу  $\tau$ , °С
- $t_{пр,\tau}$  функція температури температури поверхні випромінювача в залежності від моменту часу  $\tau$ , °С
- $t_{П}$  комфортна температура приміщення, °С
- $A_i, p_i, k_i, g_i$  постійні інтегрування
- $\delta$  товщина стінки, м
- $\rho$  густина, кг/м<sup>3</sup>
- $\lambda$  теплопровідність матеріалу стінки Вт/(м · °С)
- $c$  питома теплоємність, Дж/кг
- $a$  коефіцієнт температуропровідності =  $\lambda/(c \cdot \rho)$ , м<sup>2</sup>/с
- $\alpha$  коефіцієнт теплообміну, Вт/(м<sup>2</sup> · °С)
- $\alpha_s$  коефіцієнт конвективного теплообміну між внутрішньою поверхнею стінки і внутрішнім повітрям, Вт/(м<sup>2</sup> · °С)
- $\alpha_{пр.л}$  коефіцієнт радіаційного теплообміну між випромінювачем і стінкою, Вт/(м<sup>2</sup> · °С)
- $\alpha_{пр.к}$  коефіцієнт конвективного теплообміну між випромінювачем і внутрішнім повітрям, Вт/(м<sup>2</sup> · °С)
- $F$  площа поверхні, м<sup>2</sup>
- $L$  об'ємна витрата зовнішнього повітря на вентиляцію, м<sup>3</sup>/с
- $c_v$  об'ємна теплоємність повітря, Дж/м<sup>3</sup>
- $V_v$  об'єм внутрішнього повітря, м<sup>3</sup>

## Значення індексів

$\tau$  залежить від моменту часу

$v$  внутрішнього повітря

$n$  зовнішнього повітря

$pr$  випромінювача

$ч$  людини

$ст$  стінки моделі

$ч\_pr$ ,  $pr\_ст$ ,  $ч\_ст$  індекси для променевого теплообміну між людиною і випромінювачем, випромінювачем і стінкою, людиною і стінкою, відповідно

$x = \delta$  на зовнішній поверхні стінки

$x = 0$  на внутрішній поверхні стінки

$\tau = 0$  в фоновому режимі

$\tau = \infty$  в кінцевому стаціонарному режимі

## Використана література

1. *Строй Д. А.* Энергосберегающий способ отопления помещений // Коммунальное хозяйство городов. — Харків.— Техника. — 2000. — № 22. — С. 160—166.

2. *Строй Д. А.* Отопление зданий в нестационарном режиме // Науковий вісник будівництва. — Харків.— ХДТУБА. — 2000. — № 9. — С. 260—267.

3. *Худенко А. А. Строй Д. А.* Создание комфортных условий в помещении в режиме прогрева.

4. *Строй А. Ф.* Управление тепловым режимом зданий и сооружений. — К., 1993. — 155 с.

## МОДЕЛЮВАННЯ СВІТЛОВИХ ВЕКТОРІВ ПРИ ОСВІТЛЕННІ РОЗСІЯНИМ СВІТЛОМ НЕБОСХИЛУ

У природних умовах освітлення складається з трьох основних компонентів: прямого сонячного світла, розсіяного (дифузного) світла неба та світла відбитого від поверхні землі або від інших поверхонь. Пряме сонячне світло пов'язано з геометрією руху сонця. Дифузне світло небосхилу залежить від розподілу яскравості. Світло відбите від поверхні землі та інших поверхонь змінюється відповідно до значень коефіцієнта відбиття поверхні. Відомо також, що природне світло має динаміку та змінюється протягом світлового часу. Виходячи з наведених вище положень, було б доцільним при дослідженні динаміки природної освітленості та її впливу на архітектурне формоутворення віднайти відповідні підходи до геометричного моделювання різних видів природного світла.

Найбільш опрацьованими є дослідження стосовно прямого сонячного світла. Наприклад, для інсоляційних розрахунків в умовах прямого сонячного освітлення була запропонована проф. О. Л. Підгорним геометрична модель, де сонце приймається за точкове джерело світла, а в кожний момент часу напрям на сонце задає  $\infty^2$  практично паралельних променів [1]. Щодо дифузного світла неба, то геометричної моделі подібної до вищезгаданої ще не має. Тому визначимось з основними положеннями, на які можливо спиратися при геометричному моделюванні розподілу світлотіней на поверхнях при розсіяному світлі небосхилу.

При освітленні розсіяним світлом неба джерелом світла у світловому полі є атмосфера, яку при геометричному моделюванні можна прийняти за півсферу. Атмосфера розсіює прямі сонячні промені, які відповідно не мають єдиного напрямку падіння. Напрями нормалей до різних елементів поверхні, яка освітлюється, визначають їх орієнтацію у світловому полі, що є важливим для подальших розрахунків світлотіньових характеристик заданої поверхні. Дотичні площини до елементів поверхні нададуть геометричного уявлення про кількість світла, яка падає від небесної півсфери на них, відсікаючи ті її частини,

що беруть участь в освітленні. Врахування змінності значення яскравості в різних частинах небосхилу допоможе у визначенні інтенсивності отриманої кількості світла.

Для геометричного моделювання світлотіньових характеристик поверхні необхідно визначитись з напрямом світлового потоку. В умовах освітлення поверхні розсіяним світлом небосхилу ця задача ускладнюється у зв'язку з різною направленістю світлових променів. Для розв'язання цього питання приймемо допущення, що при освітленні дифузним світлом неба потік світла має якийсь головний напрям для кожної окремої точки поверхні. В теорії світлового поля проф. Гершуна [2] переважний напрям падаючого світла визначається як світловий вектор. Згідно з положенням теорії, світловий вектор характеризує значення та напрям "тиску" світла на шарове тіло (радіус якого наближається до нуля), що розміщено в заданій точці поверхні. Напрямок світлового вектора співпадає з напрямом вектора тілесного кута, абсолютне значення вектора тілесного кута визначає абсолютне значення світлового вектора:  $\epsilon = \int_{\omega} B d\omega$  (1), де  $\epsilon$  — світловий вектор,  $B$  — яскравість,  $d\omega$  — вектор тілесного кута, який по значенню дорівнює цьому куту та має напрям по його осі. Відносно задач світлотіньового моделювання, світловий вектор  $\epsilon$  необхідним при побудові падаючих тіней, а також для визначення змін освітленості в різних точках заданої поверхні.

При визначенні освітленості в різних точках заданої поверхні необхідно в кожному з них помістити сферу  $S$  (радіус, якої наближається до нуля) для моделювання сферичної освітленості (центр сфери співпадає з точкою, що розглядається) рис. 1. Промені дифузного світла, які надходять із точок небосхилу відкритих для заданої точки  $A$  поверхні  $K$ , створюють конус падаючих променів  $F$ . Він має вершину в заданій точці поверхні та спирається на контур  $L$ , частини поверхні півсфери небосхилу, що освітлює задану точку та визначається за допомогою дотичної площини  $t$  до неї. Тілесний кут  $d\omega$  буде відповідати конічній поверхні  $F$ , всередині якої укладаються усі світлові промені, що освітлюють точку  $A$ . Відповідно до (1) напрям вектора тілесного кута  $d\omega$  та шуканий напрям світлового вектора  $\epsilon$  будуть співпадати з напрямом вісі тілесного кута  $d\omega$ . Отриманий напрям світлового вектора допоможе визначити освітленість в точці  $A$ . Згідно з [2] освітленість буде змінюватись пропорційно  $\cos \theta$  кута між нормаллю  $n$  та світловим вектором  $\epsilon$  в заданій точці.  $E = \epsilon \cos \theta$  (2). При цьому, коли дотична площина до заданої точки поверхні є перпендикулярною до напрямку світлового век-

тора, маємо положення, яке відповідає найбільшому переносу світлової енергії (кут  $\theta$  буде дорівнювати нулю). Відповідно при збільшенні кута  $\theta$  між нормаллю та світловим вектором в заданій точці маємо зменшення освітлення.

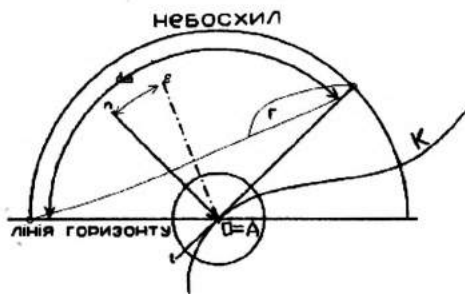


Рис. 1

Таким чином, за допомогою отриманих напрямів світлових векторів, маємо можливість визначатись з освітленістю у будь-яких точках заданої поверхні. Для спрощення побудови, щоб уникнути багаторазового креслення одних і тих самих елементів доцільним є винесення окремо поверхні півсфери небосхилу та сфери  $S$ , в центр якої переносяться відповідні напрями нормалей та дотичних площин до точок поверхні, що розглядаються. Далі побудова виконується за викладеною вище схемою.

Розглянутий вище спосіб геометричного моделювання напрямів світлових векторів в заданих точках поверхні для отримання світлотіньових характеристик в них при освітленні дифузним світлом небосхилу, є простим у використанні, бо не потребує складних розрахунків та геометричних побудов.

### Використана література

1. Підгорний О. Л. Про реальні умови сонячного освітлення архітектурних об'єктів і тінеутворення // Прикладна геометрія та інженерна графіка — К. 2000. — Вип. 70. — С. 16—20.

2. Гершуун А. А. Избранные труды по фотометрии и светотехнике. — М.: Гостехиздат, 1958. — 548 с.



УДК 620.92:631.371

*А. А. Долинський, акад. НАН України*  
*Б. Х. Драганов, акад. АНВШ України,*  
*Р. О. Амерханов, проф.*

## **ОПТИМІЗАЦІЯ СИСТЕМ ТЕПЛОХОЛОДОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ, ЩО ВИКОРИСТОВУЮТЬ ПОНОВЛЮВАНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ**

Споживання енергоресурсів у країнах СНД характеризується високою енергоємністю і диспропорцією між споживанням енергії і продукцією, що випускається, для населення. При незадовільному становищі в енергетиці має місце низька енергоефективність у промисловості і невиробничій сфері. У наших країнах, у багатьох галузях вони в 2...3 рази нижчі, ніж в економічно розвинених країнах. Проблема енергопостачання стала однією з найбільш пріоритетних у більшості країн світу. Значущість енергопостачання підтверджується статусом державної політики в багатьох країнах (США, Японія, Німеччина, Франція, Данія й ін.). Більшість розвинутих країн світу прийняли відповідні законодавчі акти. У цих країнах енергоспоживання останнім часом зменшилося, бо його зростання суттєво сповільнилося. Із середини 70-х років у Великобританії при збільшенні валового національного продукту на 15% споживання енергії зменшилося на 13%, а США при збільшенні валового національного продукту на 15% споживання енергії знизилося на 3% [1]. Проблема енергозбереження тісно переплітається з проблемами енергетики, екології, технічного переозброєння і структурної перебудови всієї економіки.

Один з ефективних шляхів рішення енергетичної проблеми полягає у використанні поновлюваних джерел енергії (ПДЕ). Поновлювана енергетика може значно знизити негативний вплив традиційної енергетики на навколишнє середовище. В Україні економічний потенціал ПДЕ оцінюється в 40 млн. т у.т. [1]. Економічний потенціал поновлюваних джерел енергії в Росії можна сьогодні оцінити в 270 млн. т у.т., що складає близько 30% від загального енергоспоживання [2].

Доцільним представляється комплексне використання декількох видів поновлюваних джерел енергії. У цьому випадку краще задовольняються потреби в енергії, графік енергозбереження стає більш рівномірним.

Системи енергозбереження, коли це технічно й економічно обґрунтовано, обладнуються трансформаторами й акумуляторами енергії. Ці системи рекомендується компонувати за модульним принципом, що забезпечить багатоваріантність установки за потужними показниками.

При аналізі проблеми енергозбереження немаловажне значення має рішення оптимізаційної задачі. Останнім часом розроблений ряд універсальних програм, в основному торкаючись параметричної і схемної оптимізації теплоенергетичних і холодильних установок [3...5]. У цих програмах, як правило, використовується принцип модульного моделювання. Модулями служать підпрограми розрахунку типових чи елементів окремі оператори.

Кожний елемент системи енергозбереження в загальному випадку можна представити у вигляді багатомірного оператора технології процесу, математична модель якого має вигляд:

$$\bar{Y}^{(k)} = \bar{F}^{(k)} \cdot (\bar{X}^{(k)}, \bar{K}^{(k)}, \bar{D}^{(k)}, \bar{W}^{(k)}, U^{(k)}, \tau), \quad (1)$$

де  $\bar{F}^{(k)}$  — вектор функція;  $\bar{X}^{(k)} = (x_1^{(k)}, \dots, x_n^{(k)})$  — вектор вхідних параметрів;  $\bar{Y}^{(k)} = (y_1^{(k)}, \dots, y_m^{(k)})$  — вектор вихідних параметрів;  $\bar{K}^{(k)} = (k_1, \dots, k_r)$  — вектор конструкційних параметрів;  $\bar{D}^{(k)} = (g_1, \dots, g_l)$  — вектор технологічних параметрів;  $\bar{W}^{(k)} = (w_1, \dots, w_s)$  — вектор параметрів технологічного режиму;  $U$  — параметри навколишнього середовища;  $\tau$  — час;  $n, m, r, l, s$  — розмірність відповідно вхідних перемінних, вихідних перемінних, конструкційних параметрів, параметрів технологічного режиму;  $k$  — номер елемента системи;  $k = 1, 2, \dots, N$  — кількість елементів.

Критерій ефективності  $\psi$  указує на ступінь відповідності аналізованої системи поставленим перед нею цілям функціонування. Для досить повної оцінки якості функціонування системи, критерій ефективності повинен враховувати особливості технологічної монополії, основні властивості системи, технологічні режими її функціонування, а також умови взаємодії системи з навколишнім середовищем. Матема-

тичну модель критерію ефективності можна представити у вигляді рівняння [6]

$$\Psi = f(\bar{G}, \bar{X}, \bar{Y}, \bar{K}, \bar{D}, \bar{W}, \bar{S}), \quad (2)$$

де  $G$  — технологічна топологія;  $S$  — вектор показника властивостей системи.

Складність технологічної топології енергозберігаючих систем викликає три рішення оптимізаційних задач визначені труднощі методичного порядку. Рішення задач багато в чому можливо при використанні теоретико-графових методів аналізу та синтезу [7]. У цьому випадку аналізована технологічна схема зображується у вигляді графа  $G(V, E)$ , що становить з  $v = |V|$  вершин і  $e = |E|$  дуг, де вершини — це елементи (технологічні оператори) системи, а дуги — фізичні потоки (речовина, енергія, теплота) між елементами. Такий граф представляє топологію цієї системи і є її математичною моделлю.

Для рішення задач математичного моделювання застосовують різні класи топологічних моделей. У даному випадку перевагу варто віддавати параметричним потоковим графам, що застосовуються для розробки алгоритмів оптимального чи аналізу синтезу енергетичних систем. Параметричні поточкові графи (ППГ) відображають перетворення елементами системи параметрів фізичних величин. Вершини ППГ відповідають технологічним операторам системи, чи джерелам стокам фізичних джерел. Дуги ППГ відображають фізичні потоки системи. При побудові ППГ створюється інформаційна блок-схема за технологічною схемою і далі представляється в цифровому виді. Цифровим описом служить матриця інцидентцій, що цілком відображає топологічну структуру інформаційної блок-схеми і дозволяє її перенести на мову чи алгебри теорії множин.

У матриці інцидентцій прослідковується зв'язок по діагональному заповненню бульовими перемінними. Лівий стовпець матриці містить номер блоку, інші — номери потоків інформаційної блок-схеми.

Ексергетичний поточковий граф (ЕПГ) відображає перетворення елементами системи потоків енергії потоків речовини й енергії, а також утрат ексергії в елементах системи. Утрати ексергії Епот у довільній  $v_i$  — вершині графа визначається сумою значень дуг графа, інцидентних розглянутій вершині. Аналогічно з попереднім випадком ексергетичний поточковий граф відображається за допомогою матриці. Скануючи по рядках матриці інцидентний для параметричного поточкового графа і визначаючи булеву перемінну на своєму шляху, ЕОМ розглядає всі

необхідні дані і знаходить значення параметрів у даній вузловій точці схеми системи, значення теплових і масових потоків, що служать для оцінки й аналізу досліджуваної системи. Точно також у випадку з ексергетичним потоковим графом, скануючи по рядках матриці інцидентій за допомогою ЕОМ знаходять значення ексергетичних потоків і втрати ексергії, в елементах системи, визначають ступінь енергетичної досконалості системи.

На рис.1 зображена схема геотермальної системи теплохолодозабезпечення споживачів. Для підвищення ефективності установки в схему включений абсорбційний термотрансформатор.

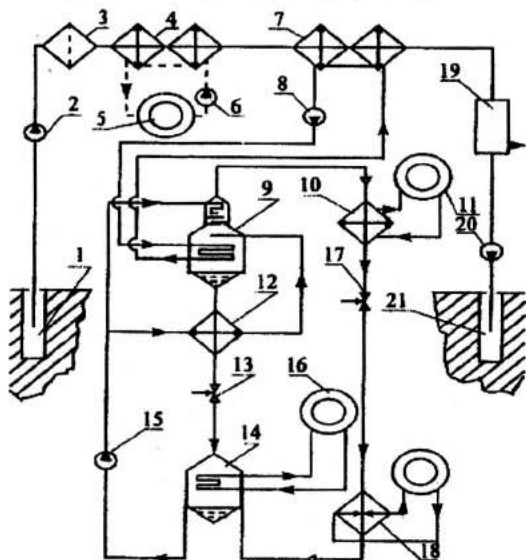


Рис. 1. Схема геотермальної системи теплохолодозабезпечення з абсорбційним термотрансформатором:

- 1 — експлуатаційна шпара; 2, 6, 8, 15, 20 — насос; 3 — фільтр;  
 4 — швидкісні теплообмінники; 5, 11 — споживач тепла; 7 — теплообмінники;  
 9 — генератор термотрансформатора; 10 — конденсатор; 12 — теплообмінник;  
 13, 16, 17 — споживач холоду; 14 — абсорбер; 18 — випарник; 19 — збірний бак;  
 21 — нагнітальна шпара

Параметричний потоковий граф, що відображає топологію схеми, показано на рис. 1, а також відповідна матриця інцидентій, представлені на рис. 2.

Ексергетичний потоковий граф і матриця інцидентій, побудовані для аналізованої схеми, показані на рис. 3

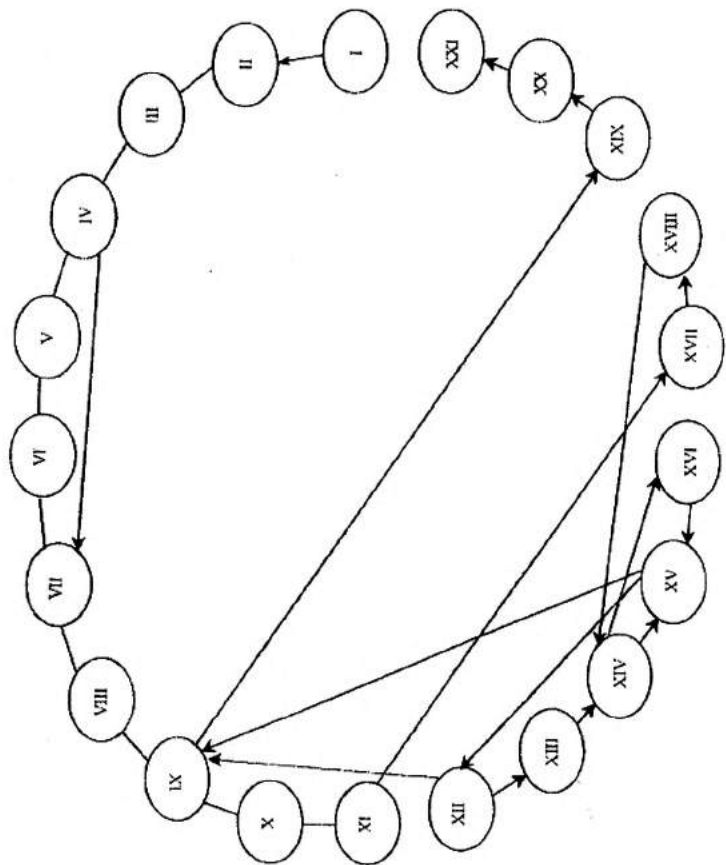


Рис. 2. (початок)

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	
I	-1																									
II	1	-1																								
III	1	-1																								
IV	1	-1																								-1
V	1	-1																								
VI	1	-1																								
VII	1	-1																								1
VIII	1	-1																								
IX	1	-1																								-1
X	1	-1																								
XI	1	-1																								-1
XII	1	-1																								-1
XIII	1	-1																								
XIV	1	-1																								-1
XV	1	-1																								-1
XVI	1	-1																								1
XVII	1	-1																								1
XVIII	1	-1																								-1
XIX	1	-1																								1
XX	1	-1																								-1
XXI	1	-1																								-1

Рис. 2. Параметричний потоковий граф і матриця інцидентів для схеми, зображеної на рис. 1 (закінчення)

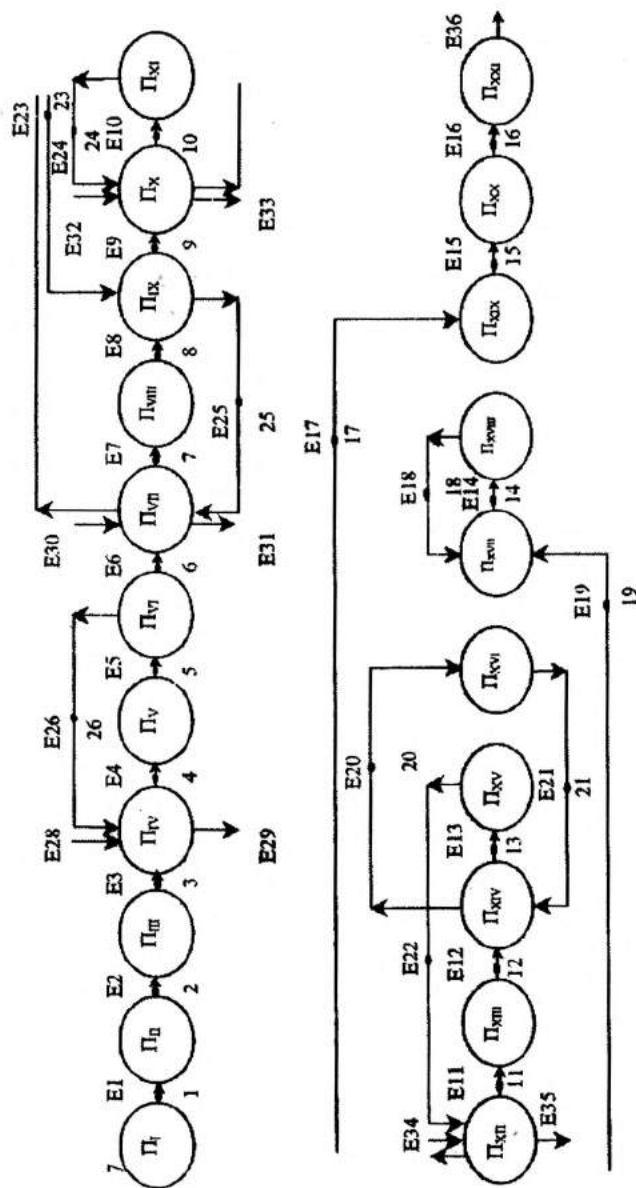


Рис. 3. (початок)

	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	XIII	XIV	XV	XVI	XVII	XIX	XX	XXI		
1	-1	1																				
2		-1	1																			
3			-1	1																		
4				-1	1																	
5					-1	1																
6						-1	1															
7							-1	1														
8									1													
9									-1	1												
10										-1	1											
11												-1	1									
12													-1	1								
13														-1	1							
14																-1	1					
15																		-1	1			
16																			-1	1		
17																				1		
18																					1	
19																						1

Рис. 3. (продовження)



	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	XIII	XIV	XV	XVI	XVI	XVII	XIX	XX	XXI
20														-1		1					
21														1		-1					
22											1				-1						
23									1			-1									
24										1	-1										
25							1		-1												
26				1		-1															
27	1																				
28				1																	
29				-1																	
30							1														
31							-1														
32										1											
33										-1											
34											1										
35												-1									
36																					-1

Рис. 3. Ексергетичний потоковий граф і матриця інцидентій  
(закінчення)

Алгоритм оптимізації енергозберігаючих систем будується на основі структурного аналізу параметричного потокового графа. При цьому багатоконтурний вихідний ППГ перетворюють в еквівалентний ациклічний ППГ, що є упорядкованим по шарах вершин аграф. Тим самим при обраних особливих дугах у структурі вихідного багатоконтурного ППГ установлюється порядок розрахунку математичних моделей окремих елементів досліджуваної системи, що відповідають вершинам ППГ. Задача оптимізації формулюється таким чином [7]. Дано вихідний багатоконтурний ППГ, що містить  $p$  різнопараметричних дуг  $E = (e_1, e_2, \dots, e_n)$  і  $m$  простих контурів  $(L_1, L_2, \dots, L_m)$ .

У вихідному багатоконтурному ППГ визначають безліч особливих дуг  $E^* = (e_1, e_2, \dots, e_n)$ ,  $E^* \subset E$ ,  $|E^*| = p$ ,  $p \leq m$  з мінімальною сумою параметричностей:

$$l = \sum_{j=1}^p \pi_j \min, \quad (3)$$

які розривають усі  $m$  простих контурів у вихідному ППГ. Цим самої багатоконтурному ППГ перетворюється в еквівалентний ациклічний граф. Причому ставиться умова, що не існує ніякої іншої підмножини  $E^* \subset E$ ,  $\bar{E} \neq E^*$ , в якого є такі ж самі властивості, де  $E$ -мінімальну множину особливих дуг, що задовольняють умові (3).

Якщо всі дуги вихідного ППГ однаково параметричні, то рівняння (3) записується таким чином:

$$l = p = \min. \quad (4)$$

Як критерій ефективності можна прийняти певну характеристику системи: економічну, енергетичну, технологічну та ін. Задача оптимізації, як правило, зважується як однокритеріальна, шляхом вибору з багатьох критеріїв одним домінуючого з введенням обмежень на інші. При виборі більш одного критерію ефективності (звичайно двох критеріїв) оптимізацію проводять спочатку по одному, а потім за іншим критерієм. При двухкритеріальному аналізі можна користатися одним узагальненим критерієм [8]. Попередні варіанти вибираються евристично, виходячи з даних проектування, накопиченого досвіду.

У деяких випадках варто йти по шляху виділення локальних критеріїв для окремих елементів підсистем, їхнього зв'язку з домінуючим критерієм. Варто мати на увазі, що в загальному випадку деякі підсистеми елементи мають детермінований характер, інші стохастичний і тому оптимум кожної підсистеми у таких випадках алгоритмо-

евристичні методи можуть виявитися доцільними і за рахунок цілеспрямованого вибору варіантів прискорить пошук оптимальних рішень.

Для енергетичних систем основним критерієм ефективності звичайно служить перетворення потоків енергії в системі, а також термодинамічний ступінь досконалості функціонування системи і її окремих елементів. При такому підході оптимум рішення визначається умовою, що втрати ексергії мінімальні:

$$\sum E_{\text{ном}} = \min.$$

Більш глибокий аналіз можна виконати на основі принципів нерівновагої термодинаміки, за допомогою якої визначається поняття внутрішньої ексергії  $E_x$  [9, 10]. Вона вимірюється величиною оборотної роботи, яку необхідно затратити, щоб перенести цю систему зі стану внутрішньої рівноваги в дану не рівновагу стан, не змінюючи положення руху системи як цілого відносного навколишнього середовища. Внутрішня ексергія може служити універсальним критерієм рівноваги і стійкості термодинамічних, у загальному випадку енергетичних систем. Вона зручна для аналізу втрат унаслідок необоротності. При цьому роботи дисипативного характеру (тертя, теплопровідність, дифузія і т. ін.) можна виразити феноменологічно. Внутрішня ексергія як міра відхилення системи від внутрішньої рівноваги особливо ефективна в тих випадках, де йдеться про енергію, накопиченою системою, тобто про акумулятори енергії, що найчастіше є невід'ємною частиною установок теплохолодозабезпечення, що використовують поновлювані джерела енергії.

## Висновок

Приведена методика оптимізації геотермальної системи теплохолодозабезпечення, заснована на теорії графів. Оптимізація топології системи базується на структурному аналізі параметричного потокового графа.

Енергетична оцінка системи визначається за допомогою ексергетичного аналізу, використовуючи дані ексергетичного потокового графа.

## Використана література

1. Енергозбереження — досвід, проблеми, перспективи // Ковалко М.П. — К.: Ін-т електродинаміки НАНУ, 1997. — 152 с.
2. Безруких П. П. Использование возобновляемых источников энергии в России / Возобновляемая энергия. — № 1, 1997, — С. 15—20.

3. Кафаров В. В., Перов В. Л., Мешалкин В. П. Принципы математического моделирования химико-технологических систем. — М., Химия, 1974. — 343 с.

4. Попырин Л. С., Самусев В. И., Эпельштейн Н. Л. Автоматизация автоматического моделирования и оптимизация теплоэнергетических установок. — М.: Наука, 1981. — 236 с.

5. Никульшин Р. К. Математическое моделирование пароконденсаторных систем охлаждения холодильного оборудования пищевых технологий // Холодильная техника и технология: Научн. техн. сб., 1992. Вып. 54. — С. 69—73.

6. Кафаров В. В., Мешалкин В. П. Анализ и синтез химико-технологических систем. — М.: Химия, 1991. — 432 с.

7. Оре О. Теория графов. — М.: Наука, 1968. — 318 с.

8. Lirnhoff B., Flower J. R. Synthesis of heat exchanger networks: a II. Evolutionary generation of network with various criteria of optimality // AICHE Journal. — 1978. — vol 24. — № 4. — P. 642—654.

9. Драганов Б. Х., Гулько Т. В. Эксергетический анализ систем теплохладоснабжения, // Сб. докладов IV съезда АВОК. — М., 1995. — С. 25—29.

10. Эткин В. А. Термодинамика неравновесных в процессе переноса и преобразования энергии. — Саратов: Изд-во Сарат. ун-та. 1991. — 168 с.

## ВЛИЯНИЕ КИНЕМАТИКИ МЕХАНИЗМА ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ СТИРЛИНГА НА ПАРАМЕТРЫ ИХ ЦИКЛА

В последние годы интенсивно разрабатываются различные конструкции тепловых машин Стирлинга (ТМС). Среди основных их преимуществ следует отметить высокий КПД, возможность использования практически любых источников энергии, хорошие экологические свойства. Холодильные машины, тепловые насосы, работающие по циклу Стирлинга, наиболее эффективны. Их создание сопряжено с меньшими конструктивными и технологическими сложностями вследствие невысоких температур рабочего тела в таких машинах (по сравнению с двигателями).

Эффективность любых ТМС определяется большим числом параметров, среди которых важную роль играет механизм привода. Его кинематика в значительной мере определяет КПД действительных циклов. Известные модели идеальных циклов (изотермическая Шмидта, адиабатная) дают весьма оптимистичные результаты, хотя мощность и КПД реальных машин существенно ниже предсказываемых теорией [1]. Одной из причин этого являются отклонения законов изменений рабочих объемов, определяемых кинематикой привода ТМС, от оптимальных.

Наиболее распространенный метод анализа идеальных циклов ТМС, предложенный Шмидтом [1, 2], предполагает, при целом ряде других допущений, гармоническое изменение объемов рабочих полостей. Известные конструкции приводов (кривошипно-шатунный, ромбический механизмы, привод Росса и др.) обеспечивают, как правило, движение поршней по законам, отличающимся от гармонического. В модели Шмидта интегрирование выражений для теплоты и работы цикла позволяет получить конечные зависимости. Если же изменения объемов не подчиняются гармоническому закону, то решение уравнений традиционными аналитическими методами встречает большие затруднения. Для адиабатной модели [3] интегрирование аналогичных выражений даже при синусоидальном изменении объемов требует применения численных методов.

Гармонический закон перемещения поршней для кривошипно-шатунного механизма возможен при бесконечно большой длине шатунов. В известных конструкциях ТМС отношение длины шатуна к радиусу кривошипа обычно лежит в пределах 2,5...5 [2], что требует количественной оценки его влияния на параметры цикла. Для изотермической модели Шмидта такой цикл, учитывающий конечную длину шатунов, можно назвать "модифицированным" (МЦШ). Он в большей степени приближен к реальным циклам ТМС. Представляет интерес оптимизация параметров таких циклов для машин различных схем, среди которых следует выделить, согласно установившейся традиции,  $\alpha$ -,  $\beta$ - и  $\gamma$ -модификации. Для ромбического механизма необходимо, помимо удлинения шатунов, учитывать смещение осей кривошипов относительно оси цилиндра (эксцентриситет).

В приводимых ниже выражениях все параметры циклов представлены в безразмерной форме, принятой при рассмотрении идеальных циклов ТМС. Для  $\alpha$ -модификации выражения для текущих объемов рабочих полостей ( $v_e$  и  $v_c$ ) как функций текущего угла поворота кривошипа  $\varphi$  с учетом длины шатунов имеют вид:

$$v_e = \frac{1}{2} \left( 1 - \cos \varphi + l_e \left( 1 - \cos \left( \arcsin \frac{\sin \varphi}{l_e} \right) \right) \right);$$

$$v_c = \frac{k}{2} \left( 1 - \cos \varphi + l_c \left( 1 - \cos \left( \arcsin \frac{\sin(\varphi - \alpha_0)}{l_c} \right) \right) \right), \quad (1)$$

где  $\alpha_0$  — угол фазового сдвига изменений объемов полостей;  $k$  — отношение вытесняемых объемов;  $l_e$  и  $l_c$  — длины шатунов поршней полостей соответственно расширения и сжатия, отнесенные к радиусу кривошипов ( $L/R$ ), именуемые в дальнейшем удлинениями шатунов. Текущее значение давления в полостях ТМС определяется из соотношения

$$p = 1/(v_c + x \cdot (\tau - 1)/\ln \tau + v_e / \tau),$$

где  $x$  — относительный "мертвый" объем (теплообменников и регенератора);  $\tau$  — отношение температур источников теплоты ( $\tau = T_c/T_e$ ).

Количество подведенной  $q_e$ , отведенной  $q_c$  в цикле теплоты и работа цикла  $w$  определяются как:

$$q_e = \int_0^{2\pi} p dv_e; \quad q_c = \int_0^{2\pi} p dv_c; \quad w = \int_0^{2\pi} p dv = q_e + q_c. \quad (2)$$

Для идеальных циклов Стирлинга эти величины связаны через отношение температур  $\tau = T_c/T_e$  зависимостями  $q_e = w/(1-\tau)$  и  $q_c = q_e \cdot \tau$ . Поэтому все нижеприводимые результаты справедливы как для двигателей (для них характерны  $\tau = 0.3 \dots 0.5$ ), так и тепловых насосов, холодильных машин ( $\tau \approx 0.8$ ) с учетом знаков.

Очевидно, что интегрирование выражений (2) аналитическим способом существенно усложняется, его целесообразно проводить численными методами с применением ЭВМ.

Характер изменений параметров  $q_e$ ,  $q_c$  и  $w$  с уменьшением  $l_e$  и  $l_c$  не является однозначным для различных схем ТМС, причем важную роль играет выбор параметра, для которого осуществляется оптимизация — оптимизируемого параметра. При рассмотрении идеальных циклов в качестве такового могут быть приняты  $q_e$ ,  $q_c$ ,  $w$  или параметры  $q_{e \max}$ ,  $q_{c \max}$ ,  $w_{\max}$ , определяемые из выражений

$$q_{e \max} = \frac{q_e}{v_e(1+k)p_{\max}}; \quad q_{c \max} = \frac{q_c}{v_e(1+k)p_{\max}},$$

$$w_{\max} = \frac{w}{v_e(1+k)p_{\max}}, \quad (3)$$

где  $p_{\max}$  — максимальное давление в цикле.

В варианте оптимизации по работе цикла  $w$  уменьшение  $l_c$  и  $l_e$  приводит к снижению работы цикла у всех вышеперечисленных модификаций машин. Уменьшение работы цикла наиболее явно проявляется для машин с ромбическим механизмом и при  $l_c = l_e = 4$  достигает 15%. Для других трех схем это падение примерно в 3 раза меньше. При оптимизации МЦШ требуется в качестве варьируемых вводить параметры  $k$  и  $\alpha$ . Влияние двух других ( $x$  и  $\tau$ ) однозначно, поэтому их значения принимаются фиксированными. Расчеты показали, что оптимизация по  $w$  (при  $\tau = 0.3$ ) для всех ТМС даст значение отношения вытесняемых объемов  $k \approx 3$ , что не всегда приемлемо при конструировании. Такая оптимизация для действительных циклов не позволяет достичь высоких значений КПД и компактности машин [5].

Иные результаты получены при оптимизации циклов по  $w_{\max}$ . Если для  $\alpha$ -,  $\beta$ - и  $\gamma$ -модификаций этот параметр медленно убывает с уменьшением  $l_e$  и  $l_c$ , то для машин с ромбическим механизмом наблюдается существенный и неуклонный его рост, достигающий 15% при  $l_e = l_c = 3$ , что частично объясняется увеличением “перекрытия” вытесняемых объемов. Следовательно, параметры ТМС такого типа лучше, чем пред-

сказываемые теорией Шмидта. Это в определенной мере объясняет тот факт, что экспериментальные двигатели такой схемы дали хорошие результаты.

Многие исследователи [1—3] предпочитают принимать оптимизацию по параметру работы  $w_{\max}$ , поэтому в дальнейших расчетах оценивались отношения  $w_{\max}/w_{\max-}$  при оптимальных значениях  $k$  и  $\tau$  ( $w_{\max-}$  — параметр работы для классического цикла Шмидта при бесконечно длинных шатунах). Результаты, представлены на рис.1. Для ТМС  $\alpha$ -,  $\beta$ - и  $\gamma$ -модификаций при значениях  $l_e$  и  $l_c$  около 1.5...2.0 наблюдается явный минимум параметра  $w_{\max}$ . Дальнейшее укорочение шатунов приводит к росту параметра работы и при  $l_e, l_c$  около 1.05...1.3 достигает тех же значений, что и при бесконечно длинных шатунах, а далее возрастает. Такие удлинения представляют скорее академический интерес, однако не исключается применение шатунов малого удлинения в нетрадиционных конструкциях.

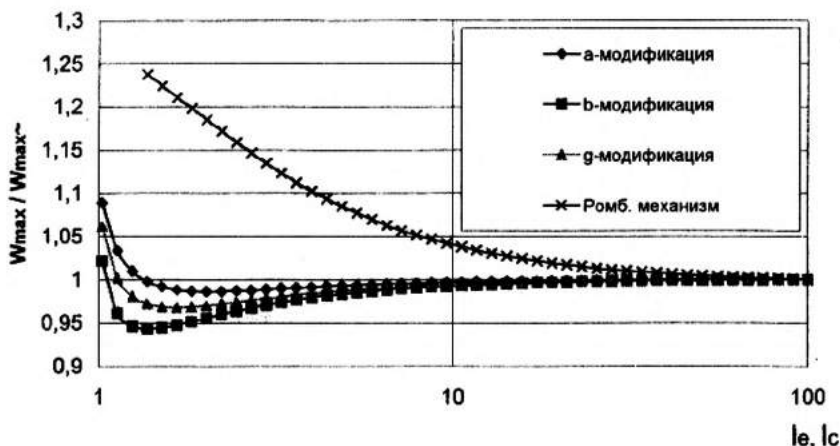


Рис.1. Зависимость относительного параметра работы цикла от удлинений шатунов при  $x = 1$ ;  $\tau = 0.3$ ;  $l_e = l_c$

С ростом “мертвого” объема в ТМС падение параметра работы цикла уменьшается, как и с увеличением отношения температур холодного и горячего источников теплоты  $\tau$ .

В целом приведенные результаты позволяют констатировать, что уменьшение относительной длины шатунов для ТМС  $\alpha$ -,  $\beta$ - и  $\gamma$ -модификаций, оптимизированных по работе цикла  $w$ , уменьшает  $w$ , и  $w_{\max}$  (соответственно  $q_e, q_c, q_{e \max}$  и  $q_{c \max}$ ). Помимо этого изменяются оп-



тимальных значения  $k$  и  $\alpha$  для машин всех модификаций. Эти результаты следует учитывать при выборе конструкции и проектировании ТМС, что приблизит расчетные значения их параметров к действительным.

Из диаграммы перемещения поршней в ТМС следует, что закон их перемещения существенно отличается от требуемого. Шатуны конечной длины ухудшают параметры цикла, так как скорость движения поршней вблизи нижней мертвой точки должна возрастать, а вблизи верхней — быть минимальной (в идеальной схеме она должна быть нулевой). Приблизить цикл к классическому можно путем изменений в приводном механизме.

Один из путей, которым это может быть достигнуто — установка в механизме привода эллиптических зубчатых колес [4]. Особенностью зубчатых передач с эллиптическими колесами является переменная величина передаточного отношения по углу их поворота, причем изменение этого отношения возрастает с увеличением эксцентриситета образующих эллипсов. Применение таких передач в механизме привода ТМС позволяет увеличить время нахождения поршней вблизи верхней мертвой точки и сократить это время вблизи нижней. Разработан ряд схем машин с подобными передачами и обоснован единый подход к принципам их построения. Главной их особенностью является изменение угла фазового сдвига по углу поворота вала привода. Появляется возможность формирования необходимого цикла на стадии конструирования.

Одна из возможных схем ТМС  $\alpha$ -модификации представлена на рис. 2 и включает следующие основные узлы и элементы: 1, 2 — цилиндры расширения и сжатия, их поршни; 3, 4 — нагреватель и охладитель; 5 — регенератор; 6, 7, 8 — эллиптические зубчатые колеса.

Зубчатое колесо 7, установленное на приводном валу двигателя, является центральным и находится в постоянном зацеплении с колесами 6 и 8, на которых установлены кривошипы, связанные с шатунами. Такая схема является трехзвенной. Начальный угол фазового сдвига  $\alpha_0$  равен углу между осями цилиндров. В общем случае на приводном валу могут быть установлены эллиптические зубчатые колеса с различными эксцентриситетами, связанные с соответствующими колесами и кривошипами (четырёхзвенная схема). ТМС в принципе может содержать произвольное число пар эллиптических колес, чтобы обеспечить необходимый закон перемещения поршней. Однако увеличение числа колес нерационально из-за усложнения и утяжеления машины, а также ухуд-

шения ее динамики и балансировки, увеличения стоимости. Наибольший вклад в улучшение параметров достигается введением одной пары колес (двухзвенная схема), как это показано на рис. 3. Очевидно, что благодаря эллиптическим колесам увеличивается время нахождения поршней вблизи верхней мертвой точки и уменьшается вблизи нижней. Другое преимущество — увеличение времени пребывания рабочего тела в нагревателе и охладителе. Термический КПД (ТКПД) обратимого цикла от этого не зависит вследствие идеализации процессов, однако в действительных циклах улучшаются процессы подвода и отвода теплоты и соответственно КПД. Рассмотрим расчет циклов и оптимизацию их параметров для ТМС  $\alpha$ -модификации.

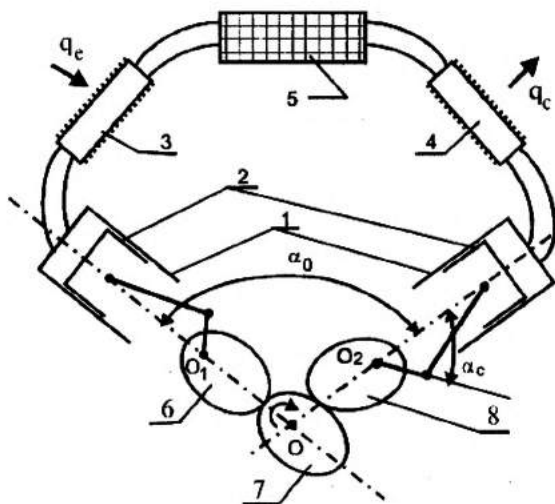


Рис. 2. Трехзвенная схема привода ТМС с эллиптическими зубчатыми колесами

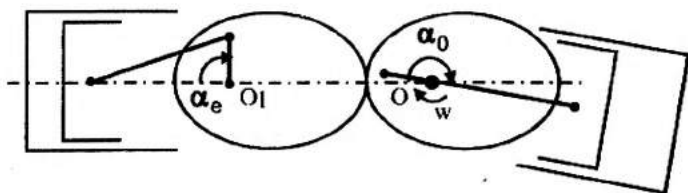


Рис. 3. Двухзвенная схема ТМС

Для трехзвенной схемы текущие значения углов поворота  $\psi_e$  и  $\psi_c$  ведомых эллиптических зубчатых колес 6 и 8 определяются выражениями:

$$\sin \psi_e = \frac{(1-\varepsilon^2) \sin \varphi}{1+2\varepsilon \cos \varphi + \varepsilon^2}; \quad \sin \psi_c = \frac{(1-\varepsilon^2) \sin(\varphi - \alpha_0)}{1+2\varepsilon \cos(\varphi - \alpha_0) + \varepsilon^2}, \quad (4)$$

где  $\varphi$  — текущий угол поворота вала;  $\alpha_0$  — начальный угол фазового сдвига;  $\varepsilon$  — эксцентриситет зубчатых колес;  $\alpha_e$ ,  $\alpha_c$  — углы установки кривошипов, как это показано на рис. 2.

Тогда с учетом удлинений шатунов текущие значения объемов полостей расширения  $v_e$  и сжатия  $v_c$  определяются как:

$$v_e = \frac{1}{2} \left( 1 - \cos(\psi_e - \alpha_e) + l_e \left( 1 - \cos \left( \arcsin \frac{\sin(\psi_e - \alpha_e)}{l_e} \right) \right) \right);$$

$$v_c = \frac{k}{2} \left( 1 - \cos(\psi_c - \alpha_c) + l_c \left( 1 - \cos \left( \arcsin \frac{\sin(\psi_c - \alpha_c)}{l_c} \right) \right) \right). \quad (5)$$

Аналогичные соотношения получены также для ТМС двух других модификаций, с ромбическим механизмом, причем вычисления параметров  $w_{\max}$ ,  $q_{e \max}$  и  $q_{c \max}$  осуществляется с учетом максимального возможного “перекрытия” вытесняемых объемов для  $\beta$ -модификации и машины с ромбическим механизмом. Очевидно, что подстановка выражений (4) в (5) и дальнейшее интегрирование аналитическим методом практически неосуществимо. Поэтому интегрирование в соответствии с зависимостями (2) осуществляется численным методом на ЭВМ, нахождение максимума оптимизируемого параметра — методом Хук-Дживса. Программа позволяет вычислить оптимальные значения параметров  $\alpha_o$ ,  $\alpha_e$ ,  $\alpha_c$ ,  $k$ ,  $\varepsilon$ . В качестве базового цикла, с которым сравнивались полученные результаты, принят МЦШ. Если принять  $\alpha_c = \alpha_e = \varepsilon_c = \varepsilon_e = 0$ , а  $l_e = l_c \approx 100$ , то расчетные зависимости превращаются в уравнения классического цикла Шмидта, принимая  $\varepsilon_c = 0$  и  $\alpha_c = 0$  или  $\varepsilon_e = 0$  и  $\alpha_e = 0$  переходим к двухзвенной схеме.

Из приведенных уравнений следует, что влияние параметров оптимизации на характеристики ТМС определяется как их величиной, так и соотношениями между ними. В исследованиях принимались значения  $x = 1$ ;  $\tau = 0.3$ , характерные для двигателей, и  $\tau = 0.8$  для тепловых насосов. Эллиптические колеса могут ухудшить равномерность вращения,

снизить быстроходность машины, поэтому в исследованиях ограничивались  $\epsilon < 0.5$ . Остальные параметры — углы фазовых сдвигов  $\alpha_o$ ,  $\alpha_{e_1}$ ,  $\alpha_{e_2}$ , эксцентриситета  $\epsilon$ , отношение вытесняемых объемов  $k$  имеют оптимальные значения, однозначно определяемые при вычислениях. При оптимизации необходимо задаваться значениями  $\tau$ ,  $x$ ,  $l_e$ ,  $l_c$ .

Вычисления значений  $w_{\max}$  и сравнение их с параметрами МЦШ показали, что основная доля прироста  $w_{\max}$  достигается при введении в кинематическую схему механизма одной пары эллиптических колес (двухзвенная схема). Трех- и четырехзвенная схемы практически никаких преимуществ по сравнению с двухзвенной не дают, хотя и позволяют применять колеса с практически любыми эксцентриситетами. Результаты расчетов показывают, что наибольшие значения параметра работы  $w_{\max}$ , как и для цикла Шмидта, модифицированного цикла Шмидта достигаются у  $\beta$ -модификации и ТМС с ромбическим механизмом, наименьшие — для  $\gamma$ -модификации. Относительное увеличение параметра работы — отношение  $w_{\max \text{ элл}}/w_{\max \text{ мцш}}$  наблюдается (рис. 4) при любых удлинениях шатунов и при  $l_e = l_c = 3$  достигает  $\sim 23\%$  у машин  $\beta$ -модификации.

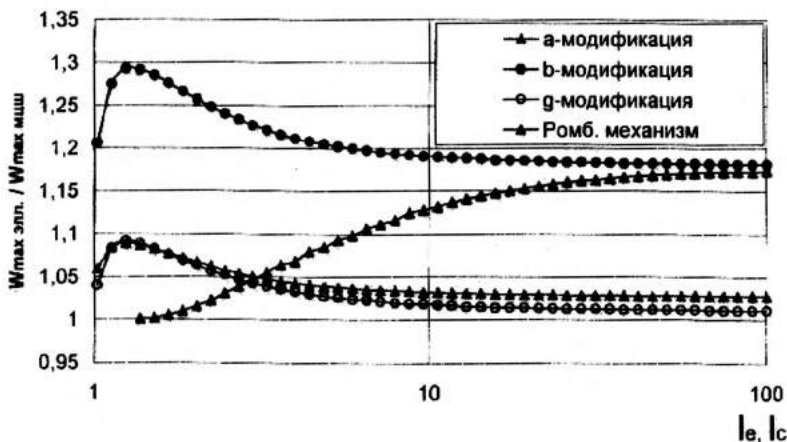


Рис. 4. Относительное возрастание параметра работы цикла ТМС с эллиптическими колесами в механизме привода по отношению к параметру работы МЦШ при  $x = 1$ ;  $\tau = 0.3$ ;  $l_e = l_c$ .

У  $\alpha$ -модификации это увеличение составляет около 5%,  $\gamma$ -модификации — несколько меньше. Для ТМС с ромбическим механизмом применение эллиптических колес дает ощутимый эффект при больших

удлинении, а при малых практически не ощущается. Это объясняется спецификой его кинематической схемы — наличием “обращенных” шагунов.

Во всех рассмотренных схемах ТМС предполагается, что в полостях расширения, сжатия, нагревателя и охладителя температура неизменна. В реальных машинах добиться таких условий практически невозможно, поэтому необходим переход к модели неизотермическими процессами в рабочих полостях. Это, естественно, приведет к снижению расчетного ТКПД. Кроме того, необратимые процессы в нагревателе, холодильнике и рабочих полостях неизбежно повлекут за собой дополнительное его снижение. Коррекция с учетом этих факторов даст возможность приблизиться к его действительному значению.

Тепловые потери за счет теплопроводности, несовершенства процессов теплопередачи, регенерации приводят к ухудшению характеристик машины. В сочетании с гидравлическими и механическими потерями они могут существенно исказить результаты анализа. Поэтому следует отдавать предпочтение замкнутой оптимизации параметров ТМС по одному из них, либо комплексу параметров. Критерии могут зависеть от назначения машины и условий ее работы. Автором создана модель и метод расчета, учитывающие температуры в теплообменниках, теплообмен в цилиндрах, гидравлические потери, потери при регенерации и на трение. Они позволяют находить оптимальные геометрические соотношения для ТМС, вычислять их КПД, (соответствующие коэффициенты для машин обратных циклов), выявлять влияние отдельных конструктивных параметров ТМС. Благодаря методике замкнутой оптимизации удалось оценить эффективность действительных циклов двигателей, тепловых насосов [5].

### Использованная литература

1. Уокер Г. Двигатели Стирлинга. — М.: Машиностроение, 1985. — 408 с.
2. Двигатели Стирлинга /Сб.статей. — М.: Мир, 1975. — 448 с.
3. *Organ, Allan J. Thermodynamics and Gas Dynamics of the Stirling Cycle Machine.* Cambridge University Press, 1992. — 451 pp.
4. Привод до двигуна з зовнішнім підводом теплоти. Патент на винахід України 12513А. 28.02.97. Бюл. № 1.
5. Горожанкин С. А. Пути оптимизации и повышения эффективности двигателей Стирлинга. — В сб.: Вестник Донбасской гос. акад. стрва и арх. Вып.95-1(1), 1995. — С.149—153.

## **ПРО ЗАСТОСУВАННЯ ПОЛІМЕРНИХ МАТЕРІАЛІВ У БУДІВНИЦТВІ. ТРУБОПРОВОДИ**

Сучасне будівництво, яке так швидко та інтенсивно розвивається останнім часом, вимагає застосування нових перспективних технологій. Застосування таких технологій передбачає збільшення ефективності будівельного виробництва, скорочення терміну виконання робіт та продовження строку експлуатації як окремих елементів, так і будівель в цілому. На сучасному етапі важливе місце в новітніх технологіях посідають полімерні матеріали.

Полімерні матеріали використовують у виробництві: а) теплоізоляційних матеріалів (продукції з полістіролу); б) оздоблювальних матеріалів (широкий спектр від малярських виробів до облицювальних панелей); в) світлопрозорого покриття (полікарбонатних панелей); г) заповнень світлових отворів, профілів для віконних та дверних рам; д) трубопроводів водо-, тепло-(холодо)постачання та водовідведення.

Темою нашої публікації є застосування полімерних матеріалів у виробництві трубопроводів водо-, тепло-(холод)постачання. Перш ніж детально розглянути це питання, ми зупинимося на привабливих властивостях полімерних матеріалів, що спонукають до активного використання їх у будівництві.

По-перше, це технологічність. Вироби із полімерної сировини (гранул) потрібної форми та розмірів отримують шляхом застосування технології екструзії (видавлювання) або лиття у прес-форми. Ці вироби легко піддаються механічній обробці для отримання кінцевого продукту — скажімо, елементу конструкції. При такій технологічній послідовності дуже незначними є втрати матеріалу та витрати енергії, що, власне, і зумовлює економічну ефективність цих технологій.

По-друге, це широкі можливості створення архітектурних форм і т. ін. Полімери легко набувають будь-якої форми, з'єднуються з іншими матеріалами та поверхнями, утворюють самостійні конструктивні елементи.

По-третє, це відносно невисока вартість виробів із полімерних матеріалів та роботи з ними. Звертаємо увагу, що в данному випадку вартість матеріалів та робіт необхідно відносити до терміну експлуатації або до експлуатаційних витрат.

Історія полімерних матеріалів почалась у 1913 р. із патенту на ім'я Фріца Клатте, який винайшов перший синтетичний продукт — полімерний матеріал PVC (полівінілхлорид). В процесі технологічного вдосконалення цей синтетичний продукт набув таких властивостей, які дозволили використати його як матеріал для трубопроводів водогону загального призначення, збудованого в 1938 р. в Німеччині, який успішно функціонує і до теперішнього часу.

У середині 60-х років ХХ ст. для побутових систем холодного та гарячого водопостачання були застосовані труби із полібутілену РВ, який мав чудові фізичні показники, але не дуже прийнятну ціну. Саме цей факт спричинив пошуки іншого матеріалу, який мав би схожі фізичні властивості, але був дешевший та доступніший.

На початку 70-х років ХХ ст. відбулося впровадження в загальне використання труб із поліетилену РЕ. Високі гігієнічні показники та сукупність фізичних властивостей поліетилену в поєднанні з невисокою собівартістю зумовили насправді широке його використання. Проте технічна недосконалість труб із поліетилену РЕ невдовзі виявила себе: дифузія кисню спричинила корозію внутрішніх поверхонь опалювальних приладів та котлів із сталі.

Саме дифузія кисню дала новий поштовх у розвитку технології полімерних трубопроводів, в результаті чого паралельно із кисневозахищеними трубами із звичайного поліетилену з'явилися металополімерні труби.

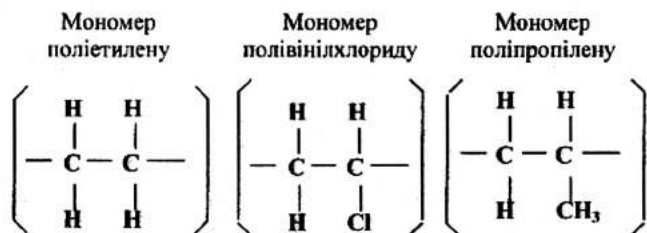
Із середини 70-х років застосовується поліпропілен РР, який за своїми властивостями відрізняється від вищевказаних матеріалів, тому, як і PVC, займає окрему позицію, зокрема щодо способу з'єднання.

Нині усі наведені матеріали співіснують на ринку будівельних матеріалів для інженерних систем, і кожен з них має свою сферу застосування, в якій це застосування є оптимальним, насамперед за рахунок співвідношення фізичних властивостей.

Нам відомі чотири типи полімерів, які є похідними для виготовлення трубопроводів систем водо- та тепло-холодопостачання — полівінілхлорид PVC, поліпропілен РР, поліетилен РЕ, полібутілен РВ. У переліку матеріали розташовані за збільшенням їх густини. Розрізняють полімери **жорсткої** та **гнучкої** групи. До групи жорстких

полімерів відносяться полівінілхлорид PVC та поліпропілен PP. Жорсткість матеріалів цієї групи чисельно відображена показником модуля Юнга ( $\text{H}/\text{мм}^2$ ). Під впливом зовнішніх чинників у матеріалі виникає високе напруження (порівняно з групою гнучких полімерів), матеріал опирається навантаженню. Представники гнучких полімерів поліетилен PE та полібутілен PB мають нижчий показник модуля Юнга, тобто напруження в матеріалі під впливом навантаження невисоке, матеріал піддається деформації. Нижче ми розглянемо, як саме така класифікація впливає на застосування цих матеріалів в інженерних системах.

Необхідно зазначити, що фізичні властивості полімерних матеріалів безпосередньо залежать від мономеру, з якого вони складаються. Так, мономер поліетилену PE складається з двох атомів вуглецю та чотирьох атомів водню. Мономер полівінілхлориду PVC складається з двох атомів вуглецю, трьох атомів водню та одного атому хлору. Між собою мономери з'єднуються в процесі полімеризації однаково — за рахунок двох вільних валентних зв'язків атомів вуглецю, проте фізичні властивості цих матеріалів значно відрізняються.



**Поліетилен** — продукт полімеризації етилену, матеріал синтетичний, термопластичний, стійкий до впливу температури в межах від  $-60^\circ\text{C}$  до  $+100^\circ\text{C}$ . Полімеризація макромолекул поліетилену здійснюється одним способом, але при різних умовах отримуємо різний результат. Так, при полімеризації під тиском  $120\text{--}320$  МПа та температурі  $320^\circ\text{C}$  утворюється PE-LD — поліетилен низької щільності ( $0,92\text{--}0,94$  г/см<sup>3</sup>), з низькою ступінню кристалізації — 50%, та великим видовженням на межі розриву — 600%. Якщо полімеризація проходить при тиску 5 МПа та температурі  $95^\circ\text{C}$ , то утворюється PE-HD — поліетилен високої щільності ( $0,95\text{--}0,96$  г/см<sup>3</sup>), з високим ступенем кристалізації — 80%, максимальне видовження — 400%. Ступінь кристалізації поліетилену відображає співвідношення кількості ділянок



з аморфною та упорядкованою молекулярною структурою. Високий ступінь свідчить про жорсткість матеріалу, низьку пружність, крихкість та ламкість при низьких температурах. Низький ступінь кристалізації додає матеріалу гнучкості, більшої пружності. Задля комбінації цих властивостей використовується поліетилен середньої щільності — PE-MD, міцність, гнучкість та пружність якого дуже вигідно співвідносяться.

Кожна окрема макромолекула в структурі поліетилену має лінійну, ланцюгову структуру. Зв'язки між мономерами у макромолекулі досить потужні, оскільки мають хімічний характер. Між самими макромолекулами зв'язки носять міжмолекулярний характер, тому вони значно слабші. При нагріванні сили взаємодії між макромолекулами слабнуть, що свідчить про температурні обмеження при використанні поліетилену звичайної структури.

Щоб подолати температурні обмеження, поліетилен піддають додатковій обробці. Для додаткової обробки використовують технологію “зшивання”. Завдяки цьому методу модифікації довгі ланцюгові молекули зрощуються між собою в декількох місцях. Молекулярна структура перетворюється з розгалужено-ланцюгової на тривимірною-ланцюговою. Ступінь “зшитих” частин повинен складати щонайменше 60%, що значно поліпшує хімічну стійкість, ударну в'язкість, і найголовніше — термостійкість, внаслідок чого збільшується максимальна та робоча температура використання. Труби з такого матеріалу успішно експлуатуються при температурі до 95 °C, а критична становить 110 °C.

Існує декілька методів “зшивання” молекул поліетилену:

- **a** — хімічне “зшивання” за допомогою вільних радикалів, що зв'язують атоми водню з утворенням додаткових зв'язків між макромолекулами, досягається додаванням у матеріал присадки **Peroxide**. Труби з поліетилену, зшитого даним методом, потребують додаткового промивання для харчових водогонів. Хімічному “зшиванню” типу **a** властива термічна усадка, що погіршує фізичні властивості.
- **b** — хімічний спосіб зшивання, при якому у матеріал додається присадка **Silanem**. Хімічному “зшиванню” типу **b** властива термічна усадка. Труби з поліетилену, зшитого даним методом, також потребують додаткового промивання для харчових водогонів.

- **c** — “зшивання” за рахунок дії прискорених електронів відбувається шляхом звільнення валентних зв’язків вуглецю від водню, при цьому утворюються безпосередні зв’язки між ланцюгами макромолекул. Цей метод зшивання абсолютно безпечний та гігієнічний.
- **d** — метод, заснований на дії летючих сполук азоту, які виступають каталізаторами процесу “зшивання”.

У процесі вдосконалення технології виробництва поліетилену постає питання про якість використаної сировини. Так компанія DOW Chemical Company виробляє поліетилен у вигляді сировини під маркою DOWLEX 2344E, який є сополімером етилен-октену. Він відрізняється від звичайного поліетилену PE, сополімеру етилен-бутену.

Додаткові (бокові) ланцюжки лінійних молекул звичайного поліетилену утворюються молекулами бутену. Для утворення зв’язку головних ланцюгів у макромолекулі залучаються два з чотирьох атомів вуглецю молекули бутену. Тому вірогідність переплетіння між боковими ланцюжками у два атоми досить низька.

У матеріалі DOWLEX 2344E сополімером поліетилену виступає октен. Ці ланцюжки мають вісім атомів вуглецю, два — для утворення зв’язку в макромолекулі, шість — для переплетіння, тому воно набагато вірогідніше. Таке переплетіння надає матеріалу більшої міцності при довготривалому впливові високих температур та навантажень.

**Полібутілен** — термопластичний полімер, частково кристалізований. Завдяки меншому ступеню кристалізації та більш розгалуженій структурі мономеру полібутілен має кращі показники, ніж поліетилен. Дуже гнучкий, стійкий до сповзання, стирання, при напруженні не розтріскується. Застосовується там, де необхідна висока стабільність при великих напруженнях та температурі до 110 °C.

**Поліпропілен** — термопластичний полімер, властивості якого відрізняються від властивостей вищенаведених матеріалів. Діапазон температур, при яких можна застосовувати поліпропілен, складає від -5 °C до +90 °C.

При заміні в мономері поліетилену одного атому водню на метилову групу  $\text{CH}_3$  отримуємо мономер поліпропілену. В залежності від умов кристалізації та якості сировини, поліпропілен може приймати форми різної внутрішньої молекулярної структури. Із цих форм виділено три типи поліпропілену:

- **Гостален тип 1** — характеризується високою стійкістю до сповзання, великою жорсткістю і зниженою ударостійкістю при від'ємних температурах. Найбільше використовується у хімічній промисловості.
- **Гостален тип 2** — для даного типу характерна висока гнучкість при зниженій стійкості до сповзання, висока ударостійкість при від'ємних температурах. Використовується у хімічній промисловості (мембранні фільтраційні пластини, трубопроводи та муфти для мереж високого тиску, формувальні збірники), в теплотехніці (обігрівання підлоги, збірники гарячої води, сонячні колектори).
- **Гостален тип 3** — даному типу притаманна висока ударостійкість при низьких температурах та висока стійкість до сповзання. Використовується насамперед для виготовлення трубопроводів холодної та гарячої води.

Поліпропілен стійкий до солей, основ та інших хімічних речовин. Поліпропілен нестійкий до сильних окислювачів, таких як концентрована азотна кислота, сірчана кислоти, хлор, бром та деякі органічні сполуки. При використанні поліпропілен повинен бути захищеним від впливу ультрафіолетового випромінювання.

**Полівінілхлорид** — термопластичний матеріал, продукт полімеризації хлорвінілу. Широкого використання набув такий матеріал, як двічі хлорований полівінілхлорид (PVC-C). Цей матеріал відрізняється від звичайного PVC вищою стійкістю до впливу температур та навантажень.

Стійкість до хімічного впливу обох цих матеріалів приблизно однакова. Вони виявляють її до більшості безводних жирних кислот, мінеральних масел, промислових газів та багатьох інших, у тому числі до речовин застосовуваних у системах холодопостачання. Матеріал нестійкий до впливу ацетону, ефірів, бензин-бензольних сумішей, оцтової кислоти.

Полівінілхлорид серед усіх полімерів має найбільшу стійкість до впливу ультрафіолетового випромінювання, має найменше термічне видовження, найбільше значення коефіцієнта LOI — вміст кисню для підтримання горіння (43%, в атмосфері всього 22%). У порівнянні з поліпропіленом полівінілхлорид має більший умовний прохід при тому самому зовнішньому діаметрі трубопроводу. Застосовується для транспортування речовин при температурі до 95 °С.

Фізичні властивості полімерних матеріалів

Властивість	PVC	PP	PE	PB
Густина, г/см <sup>3</sup>	1,5	0,93	0,92	0,9
Напруження на межі пластичності, МПа	45—50	31—33	18	16,5
Міцність на розрив, МПа	60	44	27	33
Відносне видовження при розриві, %	10	800—1000	500	280
Модуль Юнга, Н/мм <sup>2</sup>	3700	1100	600	340
Теплопровідність, Вт/мК	0,17	0,22—0,24	0,43	0,22
Коефіцієнт лінійного видовження, мм/м	0,07	0,18	0,2	0,13
Температура розм'якшення згідно з Віатом °С	76-84	95	83	113

У внутрішніх сантехнічних системах, як правило, використовуються сталеві трубопроводи. Це зумовлено доступністю даного матеріалу та можливістю його обробки безпосередньо на будмайданчику. Згадаймо будинки повоєнних років — системи опалення та водопостачання в них були зібрані на різьбах та фітингах. З появою зварювального обладнання та застосування індустріальних методів будівництва (60-ті роки) обробка сталевих труб була перенесена на трубозаготівельні виробництва.

Серед переваг сталевих трубопроводів необхідно виділити (табл. 1):

1. Жорсткість труб, як наслідок — незначна кількість кріплень.
2. Стійкість до механічних пошкоджень.
3. Низькі температурні видовження.
4. Виготовлення з'єднання трубопроводів та арматури із самих труб.

Проте труби зі сталі мають і недоліки:

1. Низька корозійна стійкість, як наслідок — малий термін експлуатації.
2. Інкрустація внутрішньої поверхні — зменшення умовного проходу.

3. Висока жорсткість внутрішньої поверхні — обмеження швидкостей, шумове навантаження.

4. Нестійкість до блукаючих токів, що викликає електрохімічну корозію.

В сантехнічних системах були спроби замінити сталеві труби на мідні, зважаючи на більший термін експлуатації, меншу масу, та можливість не індустріального методу проведення монтажу. Але у зв'язку з корозією міді є необхідність застосовувати у системі допоміжне обладнання для забезпечення нормальної експлуатації.

Від металевих труб полімерні відрізняються такими загальними якостями:

1. Термін експлуатації понад 50 років.
2. Мала маса труб — маса 200 м труби діаметром 18 мм дорівнює 18 кг.
3. Дуже низька жорсткість внутрішньої поверхні труби — низький гідравлічний опір.

4. Відсутність інкрустації.

5. Стійкість до блукаючих токів.

6. Висока гігієнічність матеріалів.

7. Стійкість до агресивних речовин.

8. Монтаж виконується ручним інструментом.

Проте всім полімерам властиві недоліки:

1. Низька стійкість до механічних пошкоджень.

2. Велике термічне видовження.

3. Схильність до дифузії кисню.

4. Нестійкість до впливу ультрафіолетового випромінювання.

Ці проблеми вирішуються шляхом системного підходу щодо використання полімерних труб.

Завдяки гнучкості та пружності полімерів гнучкої групи, до них можливо застосовувати методи прихованого прокладання. Сховані у будівельних конструкціях трубопроводи захищені від механічних пошкоджень та дії ультрафіолетового випромінювання. Термічне видовження відбувається за рахунок самокомпенсації, на П-подібних компенсаторах, на компенсаційних муфтах або за рахунок розташування труб в захисних каналах. Захист від дифузії кисню (питання стосується систем опалення) вирішується двома технологічними способами: 1) нанесення поверхневого шару із полівінілалкоголю або аналогічних матеріалів, який знижує дифузію кисню до регламентованого рівня — менше 1 мл на м<sup>3</sup> за добу; 2) застосування проміжного шару із алюмінію, який повністю захищає теплоносій від дифузії кисню.

Методи з'єднання труб можна чітко розділити за класифікацією матеріалу, з якого вони виготовлені, тобто співвідносно до групи жорстких чи гнучких полімерів.

З'єднання труб з жорстких полімерів характерно тим, що фасонні елементи виконані з того ж матеріалу, що і труба. Власне з'єднання виконується між трубою та однією з частин фітингу відповідного діаметра. Технологія з'єднання полягає у полідифузійному склеюванні двох елементів, виконаних із одного матеріалу. Тобто матеріал на відповідних поверхнях труби (зовнішня) та фітингу (внутрішня), на глибину, позначену упором у фітингу, приводиться у рідкий (розріджений) стан, після чого поверхні механічно зістиковуються. Між розрідженими поверхнями у стані тісного контакту відбувається змішування (дифузія) та взаємна полімеризація макромолекул матеріалу обох елементів — труби та фітингу. При поперечному розтині такого з'єднання можна дослідити однорідність, суцільність матеріалу без чітко відображеної смуги відокремлення. Стан розрідження матеріалу на поверхні з'єднання досягається для різних матеріалів різними способами.

Для полівінілхлориду існують суміші речовин, які його розчиняють. Такі суміші називають клеєм, але прошарку клею у з'єднанні не залишається, так як він, розчинюючи матеріал на поверхні, випаровується ще до того, як матеріал знову полімеризується. Особливою рисою систем із полівінілхлориду є те, що їх можна зібрати "на суху", без склеювання та робити уточнення лінійних розмірів ділянок трубопроводів. Це можливе завдяки тому, що зовнішній діаметр труби менше внутрішнього діаметра фітингу на малий допуск. При розрідженні матеріал збільшується в об'ємі та заповнює допуск, ущільнюючи його в процесі полімеризації, яка відбувається протягом 5—10 хвилин. Випробування системи тиском можна проводити лише після трьох-чотирьох годин.

Системи трубопроводів із поліпропілену неможливо попередньо зібрати, не виконавши з'єднання. Зовнішній діаметр труби більший внутрішнього діаметра фітингу, тому трубу не можна ввести в фітинг у холодному стані. Внаслідок цього монтаж системи відбувається поступово — від одного з'єднання до іншого. Розрідження матеріалу відбувається за рахунок розігрівання. Розігрівання виконується за допомогою відповідного нагрівального інструменту — паяльника з мінімальною температурою поверхні 260 °С. Робочі частини інструменту виконані із алюмінію та вкриті антипригарним покриттям. Елементи системи з розігрітими поверхнями механічно зістиковуються, при цьому залишок матеріалу витискується на зовнішній край фітингу. В процесі такого

стикування відбувається перемішування розріджених мас матеріалу, а протягом 15-ти хвилин — остаточна полімеризація.

Для з'єднання трубопроводів із полівінілхлориду та поліпропілену з обладнанням та запірно-регулюючою арматурою використовують однакові методи та засоби. По-перше, це фасонні елементи — перехідники на трубні різьби, різьбна частина яких виконана з матеріалу фітингу або з металу. За допомогою таких фітингів виконують нероз'ємні та умовно роз'ємні з'єднання. Повністю роз'ємні з'єднання виконують іншим типом фасонних елементів — так званими “американками” (“американка” — комплект із двох штуцерів та накидної гайки). Один чи обидва штуцери можуть бути зроблені або з матеріалу труби (PVC або PPR) для склеювання з нею, або з металу для з'єднання з арматурою.

Третій тип — фланцеве з'єднання — використовується здебільшого на великих діаметрах трубопроводів.

Група гнучких полімерів має декілька типів з'єднань, проте їх можна визначити як механічні затисного характеру. В усіх цих типах з'єднань використовуються такі фізичні властивості матеріалу, як помірне сповзання та пружність. Першим типом необхідно назвати цангові з'єднання тому, що цей тип застосовується до всіх гнучких полімерних труб. До з'єднання входять — штуцер, який має на поверхні поребріння; цангове або розрізне кільце; накидна гайка з одностороннім внутрішнім конусом. На трубу попередньо накидається гайка та кільце, потім штуцер вводиться в трубу, а накидна гайка накручується на різь. Як наслідок, кільце стискається під дією конуса, який посувається разом із гайкою за витками різьби. Стискаючись, кільце зменшує свій діаметр та затискає трубу на штуцері зусиллям, спрямованим на площину поперечного розтину. Завдяки властивості помірною сповзання та пружності матеріал труби фіксується на поребрінному штуцері. Цей тип з'єднання має як роз'ємні, так і умовно роз'ємні виконання. Другий тип з'єднань — затисний у продольному (співосьовому) напрямку, який складається лише з двох елементів: штуцера та затисного кільця. Цей тип відрізняється від попереднього тим, що зусилля, спрямоване вздовж труби на кільце, насуває його на штуцер, попередньо введений в трубу. Таким чином матеріал труби затискається між кільцем та штуцером, фіксуючись на поребринах. З'єднання нероз'ємні. Третій тип з'єднань — стисний у поперечному напрямку. Складається також із двох елементів з штуцера та гільзи, що стискається. Перед стисканням всі елементи з'єднання займають свої місця — штуцер в трубі, гільза над штуцером на трубі. При виконанні з'єднання зусилля спрямовуються на

гільзу у поперечному напрямку на досить великій площині. Металева гільза непружна, вона фіксує стиснене положення, а труба під гільзою обіймає поребрений штуцер. З'єднання нероз'ємні. Через властиве матеріалу труби збереження стану напруженості всі механічні з'єднання мають такий термін експлуатації, який має труба.

Окремо необхідно згадати металополімерні труби та їх з'єднання. З'єднання мають ті самі типи, що й наведені вище. Але оскільки труба непружна через прошарок алюмінію, якість з'єднання забезпечується насамперед гумовими кільцями, що входять до їх складу.

Фасонні елементи для всіх типів з'єднань для всієї групи гнучких полімерів виконуються з металу. Тому з'єднання з арматурою та обладнанням не викликають питань через застосування трубної різьби. Останнім часом застосовується в якості матеріалу фасонних елементів полімер — полісульфон, але трубні різьби з нього не виконуються.

Для порівняння між собою металевих та полімерних труб в табл. 2 наведені технічні параметри, які ґрунтуються на вищезгаданих фізичних властивостях.

Таблиця 2

Технічні параметри труб

Тип матеріалу	Маса 1 м труби кг ( $d_y=1/2''$ )	Теплопровідність, Вт/м °К	Коеф. лінійного видовження, мм/м °К	Видовження 50 м труби при $dT=50$ °С мм	Діапазон діаметрів		Внутрішня жорсткість, мм
					min	max	
сталь	0,637	58	0,110	27,5	15	150	0,200
мідь	0,391	335	0,017	42,25	6	150	0,100
PVC-C	0,110	0,14	0,070	175	16	110	0,007
PP	0,102	0,24	0,180	450	16	40	0,007
PE(X)	0,100	0,43	0,200	500	12	110	0,005
Pex/Al/Pex	0,130	0,45	0,025	62,5	14	75	0,005
PB	0,102	0,22	0,130	325	14	25	0,005

Наведені параметри стосуються тих видів полімерів, які придатні до використання в системах опалення як найбільш вимогливих до застосованих матеріалів.

Отже, використання традиційних матеріалів обмежується відкритим прокладанням, потребує теплоізоляції та застережних заходів для збільшення терміну експлуатації. Традиційні матеріали можуть використовуватись як магістральні трубопроводи і як підводки до приладів та обладнання.



Щодо полімерних труб, то існують суттєві розбіжності щодо сфери їх застосування і збереження оптимальних показників використання.

Так, для PVC-C (PVC), завдяки широкому діапазону діаметрів, не існує суттєвих обмежень через перепускні здатність, хіба що в мережі центрального тепlopостачання. Питання температурних видовжень вирішується за рахунок п-подібних та сальникових компенсаторів. До труб PVC-C можуть бути застосовані лише відкриті методи прокладання через жорсткість та високе значення модуля Юнга, з облаштуванням рухомих та нерухомих опор. При цьому одночасно необхідно забезпечити захист від дії ультрафіолетового випромінювання. Температурні обмеження — від 0 °C до 95 °C при тиску до 0,6—1,0 МПа в залежності від температури. Найефективніше використання труб із PVC-C (PVC) — це магістральні, підвальні, горищні та стоякові розводки систем холодного та гарячого водопостачання, тепло- та холодопостачання.

Для поліпропілену PP максимальний діаметр трубопроводів систем опалення обмежений, окрім цього PP має більшу товщину стінки труби, ніж PVC-C при одному зовнішньому діаметрі та серії труби (марки по номінальному тиску), тобто менший умовний прохід. Температурні видовження компенсуються п-подібними та  $\Omega$ -подібними компенсаторами. Менші температурні видовження мають труби армовані перфорованою алюмінієвою фольгою. Застосовуються відкриті методи прокладання з обов'язковим облаштуванням рухомих та нерухомих опор та забезпеченням захисту від впливу ультрафіолетового випромінювання. Температурні обмеження — від 0 °C до 70 °C, при тиску до 0,6—1,0 МПа в залежності від температури. Використання при більших температурах значно скорочує термін експлуатації таких трубопроводів. Оптимальним використанням для труб із PP є трубопроводи холодного та гарячого водопостачання. Застосування їх у низькотемпературних системах опалення є неефективним через велику матеріалоемність.

Для групи жорстких трубопроводів неефективним є їх використання в схованих прокладках, по-перше, через необхідність великої товщини ізоляції для утворення буферу компенсації видовжень, по-друге, через великий зовнішній діаметр фітінгів, що потребує значної глибини каналів або товщини наливної підлоги.

При розгляданні групи гнучких полімерних труб потрібно виділити загальні технічні показники, та відокремити їх застосування за типом з'єднань.

Для гнучких труб оптимальний діапазон діаметрів охоплює розміри від 12 до 32 мм. Використання більших діаметрів призводить до втрати

трубами гнучкості та фактично прирівнює до жорстких і вартість значних по масі з'єднань з кольорових металів стає значно більшою. За репускною здатністю такі діаметри трубопроводів відповідають потребам у теплі та питній воді як окремих приватних будинків, так і великих квартир у багатоповерхових будинках. Тому гнучкі труби мають значну перевагу при використанні на таких об'єктах завдяки прихованому прокладанню. Компенсація температурних видовжень відбувається за рахунок саморозміщення труб в захисних каналах, в яких вони прокладаються. Ці канали також виконують функцію теплоізоляції. Температура транспортованої рідини може сягати 95 °С при тиску до 6—10 атм в залежності від температури середовища та серії труби (марки по номінальному тиску). Стосовно типів з'єднань слід зазначити, що роз'ємні та умовно роз'ємні з'єднання призначені для стиковки труб із тими елементами системи, що потребують демонтажу та обслуговування. Тому їх не слід прокладати приховано в будівельних конструкціях. Для прихованого прокладання пристосовані нероз'ємні з'єднання (тип другий та третій). Окремо необхідно відзначити з'єднання для металополімерних труб, які можна прокладати приховано під штукатуркою в ізоляції, в зв'язку з тим що у конструкції з'єднувача використані гумові ущільнювачі, які з часом потребують ревізії та заміни. Можна зробити висновок, що гнучкі труби найбільше пристосовані для прихованого прокладання в будівельних конструкціях у поквартирних системах опалення, холодного та гарячого водопостачання, або в приватних будинках.

Детально розглянувши оптимізацію використання полімерних труб, можемо зробити висновок, що одним типом труб виконати всі інсталяції внутрішні системи інсталяції неможливо.

Так, розгалужену систему опалення, можна виконати одним із типів труб, але при цьому обов'язково виникнуть питання щодо вирішення проблемних вузлів у системі. Як ми вже переконались, вони властиві всім типам полімерних труб у певних аспектах.

Саме в системах полімерних труб, завдяки **системному інтегруванню**, можна використати найкращі якості окремих видів полімерів і таким чином оптимізувати їх застосування. Для прикладу розглянемо систему полімерних труб, призначену для облаштування внутрішніх систем центрального і підлогового опалення, холодного та гарячого водопостачання **KAN-therm** виробництва фірми KAN. До її складу входять три типи полімерних трубопроводів — полівінілхлорид PVC-C (PVC), поліетилен LPE-MD DOWLEX 2344E, та металополімерна труба PEX/Al/PEX. Їх використання рекомендовано обмежувати таким чином:

- PVC-C (PVC) — магістральні, підвальні, горишні розводки та стояки, відкрите прокладання трубопроводів із застосуванням компенсаційних муфт.
- LPE-MD — приховані розводки поквартирних систем холодного та гарячого водопостачання, підлогове опалення, у вигляді сіткового поліетилену PEX-c системи центрального опалення при прокладанні під лиштвами, від розподілювача або у петлі (труби сховані в будівельних конструкціях).
- PEX/Al/PEX — відкриті прокладки усіх видів систем, також під лиштвами або приховані від розподілювача.

Для гнучких труб, LPE (PEX-c) та PEX/Al/PEX, до системи залучені всі три типи з'єднань у різних виконаннях. Це цангові з'єднання у різьбному, O-рінговому та конусному виконанні, з'єднання для підключення до радіаторної арматури, з'єднання типу VISTOL для металополімерних труб, конусне з'єднання із суцільною гільзою та накидною гайкою, та обидва типи затисних з'єднань для одношарових та металополімерних труб. У системі також представлена велика кількість фасонних елементів, що сприяють швидкому та естетичному виконанню монтажу опалювальних та сантехнічних приладів. Фірма KAN дає 10-річну гарантію на безаварійну роботу системи **KAN-therm** при дотриманні умов монтажу та експлуатації.

Необхідно відзначити, що фірма KAN не зупиняється на досягнутому, вона динамічно розвивається. Система **KAN-therm** постійно розширюється та поновлюється, у каталог продукції фірми щопівроку вносяться нові елементи, які розширюють можливості системи. На ринку України продукцію фірми KAN супроводжують консультації фахівців та навчання спеціалістів з монтажу та проектування в системі **KAN-therm**.

Реалізуючи ідею системного інтегрування своєї продукції, фірма KAN задовольняє будь-який попит на санітарно-технічне обладнання.

### Використана література

1. *Адамчевський Альфред*, Новинки в технології KAN-therm, Ринок Інсталяційний. — № 7, 8. — 1999.
2. *Ришард Ян Бернацкі*, KAN-therm — польська система монтажу з полімерних матеріалів, Ринок Інсталяційний. — № 3. — 2000.

3. *Бальберт С. І.*, Стамар Україна, Ринок Інсталяційний № 1. — 2000.

4. *Щербина О. М.*, Енергія для всіх, Технічний довідник, видавництво В. Падяка. — 2000. — 192 с.

5. *Кишишов Синьковскій*, Справочник проектировщика системы KAN-therm, Варшава. — 1999.

6. *Гаржина Бартольд-Вишневська*, Медь в санитарно-технических установках, Варшава. Видавництво учбової та педагогічної літератури. — 1997.

## МОДЕЛИРОВАНИЕ МАГИСТРАЛЬНЫХ СЕТЕЙ ИЕРАРХИЧЕСКИ ОРГАНИЗОВАННЫХ ИНЖЕНЕРНЫХ СЕТЕВЫХ СИСТЕМ

В результате анализа свойств и особенностей существующих и проектируемых магистральных сетей (МС), проведенного в соответствии с [1, 2], можно выделить основные условия и ограничения, свойственные объектам такого класса. Ниже перечислены наиболее существенные из них.

1. Каждая выходная вершина  $x \in V_0''$  графа  $G_0$  МС  $N_0$  одновременно является входной вершиной  $x \in V_i'$  графа  $G_i$  какой-либо распределительной сети (РС)  $N_i$ ,  $i \in I$ , и никаких других вершин граф  $G_0$  не содержит:

$$\bigcup_{i \in I} V_i' = V_0''.$$

Данное ограничение выражает взаимосвязь между МС и РС в реальных инженерных сетевых системах (ИСС) [1, 2]. Исходя из ограничения 1 для РС нижнего уровня иерархии, сформулированного в [1, 2], и данного ограничения для МС верхнего уровня иерархии, можно заключить, что совокупность множеств исходных вершин РС  $\{V_i', i \in I\}$  образует разбиение на множестве выходных вершин МС  $V_0''$ .

2. Дуги графа  $G_0$  МС  $N_0$  не содержат пассивных элементов (ПЭ):  $E_0^p = \emptyset$ , где  $E_0^p$  — множество дуг графа  $G_0$  МС  $N_0$ , содержащих ПЭ. Это ограничение налагается в силу следующих причин. МС в силу функциональных особенностей конструктивно представляет собой сеть крупных трубопроводов, которая пропускает потоки относительно большой величины при относительно высоких напорах (потоки большой мощности) по сравнению с соответствующими величинами в РС.

Поэтому в рассматриваемой МС управление потокораспределением с помощью ПЭ приводит к существенным энергетическим потерям и в связи с этим является нецелесообразным.

Выполнение данного условия соответствует реализации принципа минимизации регулирующих воздействий в МС, который рассмотрен в [1, 2].

2. Граф  $G_0$  МС  $N_0$ , а следовательно и граф  $G_{0k}$ , не содержит дуг, соединяющих между собой входные вершины множества  $V_0$  рассматриваемой МС.

Пусть какие-нибудь две входные вершины соединены дугой, представляющей нерегулируемый элемент (НЭ). В этом случае последовательная переменная (поток) в этой дуге определяется соотношением  $q_j = 0$  вследствие равенства напоров в рассматриваемых входных вершинах. Отсюда следует, что соединять входные вершины такими дугами нецелесообразно. Другим видом дуг, которые в соответствии с ограничением 2, могут иметь место, являются дуги, содержащие активные элементы (АЭ). Такими дугами соединять входные вершины МС  $N_0$  также нецелесообразно, поскольку фактически АЭ будет перекачивать поток из одного внешнего резервуара в другой.

Из проведенного анализа следует справедливость налагаемого условия в целом.

4. Все дуги графа  $G_0^*$  МС  $N_0$ , инцидентные входным вершинам  $x \in V_0'$ , содержат АЭ, причем никаких других АЭ МС  $N_0$  не содержит:  $E_0^a \subset E_0^*$ ,  $E_0^a = \{xi, \forall x \in V_0', i \in V_0^* \setminus V_0'\}$ ; где  $V_0'$  и  $V_0^*$  — множество входных вершин и множество всех вершин графа  $G_0^*$  МС  $N_0$  соответственно.

Такое расположение АЭ имеет место в реальных МС и обусловлено следующими причинами. Для напоров во входных вершинах  $x \in V_0'$  и в вершинах  $i \in V_0^* \setminus V_0'$ , не являющихся входными, графа  $G_0^*$ , имеет место соотношение:  $\forall x \in V_0', \forall i \in V_0^* \setminus V_0', z_x < z_i$ .

Направление потоков  $q_j$  в дугах  $j = xi$ , инцидентных входным вершинам, совпадают с направлением соответствующих дуг. Для реализации условия, когда потоки направлены от вершин с меньшими к вершинам с большими напорами, необходимо в соответствующие дуги установить АЭ. Этим и обусловлена необходимость установки АЭ во всех дугах графа  $G_0^*$  МС  $N_0$ , инцидентных входным вершинам.

Проведенный на основании [1, 2] анализ реальных конструкций МС показывает, что АЭ располагаются только в дугах, инцидентных входным вершинам. Расположение АЭ в других дугах МС  $N_0$  создает неравномерность распределения напоров в вершинах рассматриваемой МС, что ухудшает условия функционирования РС, а также уменьшает надежность МС  $N_0$ .

5. Во множество дуг  $E_0^\Gamma$ , являющихся НЭ, входят все дуги графа  $G_0^*$ , не содержащие АЭ, а также все фиктивные дуги графа  $G_0$  МС  $N_0$  — все источники и все стоки:  $E_0^\Gamma = E_0' \cup (E_0^* \setminus E_0^a) \cup E_0'' = E_0 \setminus E_0^a$ .

Все дуги множества  $E_0^{\circ} \setminus E_0^{\alpha}$ , являясь участками МС  $N_0$ , в которых в силу ограничений 1 и 2 отсутствуют как АЭ, так и ПЭ, представляют реальные НЭ и войдут во множество  $E_0^{\Gamma}$ . Поскольку в действительности потребление потока МС  $N_0$  из внешней среды происходит множеством входных вершин  $V_0^{\circ}$ , сопротивление дуг — источников множества  $E_0^{\circ}$  являются постоянными величинами.

Следовательно, множество  $E_0^{\circ}$  целесообразно включить во множество  $E_0^{\Gamma}$ . Поскольку в выходных вершинах  $x \in V_0^{\circ}$  МС  $N_0$  происходит передача потока в РС  $N_i$ ,  $i \in I$ , которые не содержат АЭ, то можно считать, что каждый сток МС  $N_0$  из множества  $E_0^{\Gamma}$  является НЭ. Это означает, что при рассмотрении МС  $N_0$  все РС  $N_i$ ,  $i \in I$ , можно заменить стоками  $j \in E_0^{\circ}$ , обладающими такими сопротивлениями, что установившееся потокораспределение в МС  $N_0$  остается неизменным. При этом множество  $E_0^{\circ}$  включим во множество  $E_0^{\Gamma}$ . Кроме перечисленных, никаких других дуг множество  $E_0^{\Gamma}$  не содержит.

Пример моделирующего графа топологической структуры МС, удовлетворяющего перечисленным выше ограничениям 1—5, приведен в [1, 2].

6. При всех возможных установившихся потокораспределениях в МС не существует двух вершин  $x, u \in V_0^{\circ}$ , для которых одновременно были бы справедливы следующие соотношения:  $z_x < z_u^*$ ,  $z_u > z_u^{**}$ ; где  $z_u^*$  и  $z_u^{**}$  — соответственно нижняя и верхняя границы области значений напоров в промежуточных вершинах МС  $N_0$ .

Рассматриваемое ограничение необходимо для создания допустимых режимов функционирования РС, подключенных к данной МС.

Используя перечисленные в данной работе ограничения, налагаемые на МС  $N_0$ , формализуем взаимосвязь между напорами  $z_x$  в вершинах  $x \in V_0^{\circ} \setminus V_0^{\circ}$  и координатами  $\omega_j$  вектора состояния АЭ  $U_0^{\alpha} \in \{U_0^{\alpha}\}$  в рассматриваемой МС  $N_0$ .

Пусть в МС имеет место установившееся потокораспределение. Тогда при фиксированном значении вектора состояния НЭ  $\Gamma_0$  напор  $z_x$  в любой вершине  $x \in V_0^{\circ} \setminus V_0^{\circ}$  является функцией координат  $\omega_j$ ,  $j \in E_0^{\alpha}$ , вектора состояния АЭ  $U_0^{\alpha}$  МС  $N_0$ :  $z_x = z_x(U_0^{\alpha}) = z_x(\omega_j, j \in E_0^{\alpha})$ .

Областью определения каждой такой функции  $z_x$ ,  $x \in V_0^{\circ} \setminus V_0^{\circ}$ , является область возможных значений вектора  $U_0^{\alpha}$  — конечное множество  $\{U_0^{\alpha}\}$ . При этом имеет место следующее утверждение.

При фиксированном значении вектора  $\Gamma_0$ , все  $z_i, x \in V_0^* \setminus V_0^+$ , являются ограниченными и возрастающими функциями по любому параметру  $\omega_j$ , принимающему значения на вполне упорядоченном конечном множестве  $\Omega_j$ , при условии, что все остальные параметры закреплены. Доказательство справедливости данного утверждения содержится в [1, 2].

Для реализации процесса оперативного управления МС  $N_0$  определим степень влияния всех АЭ рассматриваемой МС на напоры  $z_x$  для  $\forall x \in V_0^{***}$ .

С этой целью для  $\forall x \in V_0^{***}$  упорядочим множество  $E_0^a$  следующим образом.

1. Обозначим кратчайший путь из вершины  $u \in V_0^+$  в вершину  $x \in V_0^{***}$  как  $P(u, x)$ . Тогда для вершины  $x \in V_0^{***}$  полагаем  $j < k$ , если  $P(u^{(1)}, x) < P(u^{(2)}, x)$ , где  $j, k \in E_0^a$ ;  $u^{(1)}, u^{(2)} \in V_0^+$ ;  $j \in P(u^{(1)}, x)$ ;  $k \in P(u^{(2)}, x)$ .

2. Если для различных  $j, k \in E_0^a$ , входящих в состав кратчайших путей соответственно  $P(u^{(1)}, x)$  и  $P(u^{(2)}, x)$ , выполняется равенство  $P(u^{(1)}, x) = P(u^{(2)}, x)$ , то полагаем  $j < k$ , когда  $|\Omega_j| < |\Omega_k|$ .

3. В случае равенства  $P(u^{(1)}, x) = P(u^{(2)}, x)$  и  $|\Omega_j| = |\Omega_k|$  для  $j, k \in E_0^a$  упорядочение  $j < k$  производится по конструктивным параметрам АЭ, находящихся в дугах  $j$  и  $k$ .

Предположим, что все АЭ МС  $N_0$  занумерованы последовательными натуральными числами. В таком случае каждой промежуточной вершине  $x \in V_0^{***}$  графа  $G_0$  МС  $N_0$  соответствует вектор, обозначаемый  $D_x$ , компонентами которого являются номера АЭ, расположенные в порядке, соответствующем рассматриваемой промежуточной вершине  $x \in V_0^{***}$  МС  $N_0$ .

Построенная в настоящей работе модель оперативно управляемой МС может быть использована при синтезе глобальной системы оперативного управления иерархически организованной ИСС.

## Выводы

На основании выделения существенных свойств и характерных особенностей функционирования формализованы МС, являющиеся локальными сетями высшего уровня иерархии в составе иерархически организованных ИСС. Сформулировано утверждение, устанавливающее взаимосвязи между управляющими параметрами и параметрами уста-



новившихся потокораспределений в рассматриваемых МС. Полученные зависимости могут быть использованы для алгоритмизации локальных процессов оперативного управления МС в иерархически организованных ИСС.

### Литература

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.

## УВЕЛИЧЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОБЕСПЕЧЕНИЯ НА ПРИМЕРЕ ТЕХНОЛОГИИ ФИРМЫ "ГЕРЦ"

Компания "Герц-Арматурен" основана более 100 лет тому назад в Вене. До 1986 года она производила сантехническую арматуру различного направления, а с 1986 года начала специализироваться на производстве терморегулирующей арматуры высокого класса. В настоящее время компания является единственным производителем терморегулирующей арматуры в Австрии, и одним из крупнейших производителей термостатических клапанов и трубопроводной арматуры в Европе. 70% всей продукции идет на экспорт. На сегодняшний день компания имеет торговые представительства в 50 странах Европы, Азии, и на Американском континенте. 4 года назад в Украине тоже было создано торговое представительство. С 1999 года существует 2 торговых представительства: одно из них расположено во Львове.

Компания "Герц" десятки лет специализируется в области энергосберегающих технологий, поэтому изделия "Герц" постоянно контролируются Международными и отечественными НИИ. Термостатические клапаны "Герц" соответствуют европейской норме EN 215, а система менеджмента сертифицирована в соответствии с ISO 9001. Кроме того, арматура "Герц" признана Украинскими сертификационными центрами и на все оборудование "Герц" имеются гигиенические, энергосберегающие и сертификаты соответствия. В добавление к вышесказанному, компания "Герц" предоставляет 5 лет гарантии на свою продукцию.

В настоящее время энергосбережение является одним из основных факторов развития Украинской экономики. Правильное и корректное применение энергосберегающих технологий позволяет направлять финансовые потоки на развитие высоких технологий, вместо затрат на приобретение дорогостоящих теплоносителей: таких как газ, дизельное топливо, уголь. Компания "Герц" понимает, насколько важной для Украины в настоящее время является внедрение энергосберегающих технологий и учитывая это, производит изделия адаптированные к существующим системам теплоснабжения и отвечающим требованиям и запросам украинского потребителя.

Компания “Герц” предлагает и внедряет на украинском рынке продукцию по 4 основным направлениям:

### **1. Термостатическая арматура**

Основным в этом направлении является производство термостатических головок, термостатических клапанов, арматуры для обратных подводок, ручных радиаторных вентилей, различных узлов подключения, 3-и 4-ходовые клапаны.

*Вторым* подразделом этого производства является выпуск балансовых вентилей, а так же распределителей для напольного отопления.

*Третьим* подразделом является производство для заказчика арматуры с высокими эргономическими требованиями и поэтому компания “Герц” выпускает термостатические головки и клапаны класса “Люкс”, которым практически нет аналогов у других европейских производителей.

Вся термостатическая арматура рассчитана на максимальное рабочее давление теплоносителя 10 бар и максимальную температуру теплоносителя 90 градусов, при этом качество воды должно соответствовать требованиям украинских стандартов. Таким образом, если в процессе эксплуатации будут соблюдаться технические условия эксплуатации и СНиПы, то арматура “Герц” будет работать бесперебойно на протяжении многих лет.

Корректное применение запорной и регулирующей арматуры “Герц” дает возможность экономить тепловую энергию до 20%. Настоящая цифра подтверждена не только теоретически, а и проведенным практическим экспериментом в Комарно (Словакия). Имеются сведения, что жилищное строительство в Словакии в начале 90-х годов велось такими же методами, как и в странах СНГ, соответственно и качество строительства практически аналогичное. Поэтому результаты проекта в Комарно можно с небольшой корректировкой, применить и для украинской действительности. За деньги квартиросъемщиков 832 квартиры были переоснащены термостатическими клапанами Герц-ТС90, а также термостатическими головками Герц-стандарт с оптимизацией и распределением потоков балансировочными клапанами штремакс-М. При этом нагревательные приборы в помещениях не менялись. Кроме того, были установлены тепловые счетчики на вводе здания. После проведения санации систем отопления и гидравлического выравнивания, экономия тепла составила в разных зданиях (в зависимости от их утепления) от 5% до 30%. Капиталовложения квартиросъемщиков были возвращены, посредством экономии тепловой энергии в течение 2 лет.

Применение арматуры “Герц” эффективно как для однострубных, так и для двухтрубных систем. Оборудование “Герц” позволяет производить прочистку клапанов и ремонт систем отопления при работающей системе и под давлением, т. е. нет необходимости сливать воду из системы отопления для того, чтобы произвести замену радиаторов или ремонт кран-букс термостатического клапана, что повышает эффективность энергосбережения и комфортабельность жизни.

Компания “Герц” производит широкий спектр термостатических головок, которые можно применять как для жилищного строительства, так и для крупных общественных зданий с большими людскими потоками.

Термостатические головки “Герц” имеют скрытую предварительную настройку, наличие которой не допускает несанкционированного вмешательства потребителей в гидравлику системы. Также имеются специальные головки с защитой от вандализма и хищения. Эти головки выполнены из специальной ударопрочной пластмассы и снабжены регулировочными ключами, которые находятся у организаций, осуществляющих текущий ремонт и настройку систем отопления. Таким образом, прямой потребитель не имеет возможности внести изменения в гидравлику системы.

Радиаторные терморегуляторы “Герц” широко применяются ведущими строительными компаниями Украины: “Киевгорстрой”, “Житлоинвест”, “ТММ”, “Созидатель”.

**Балансовые вентили** дают возможность равномерно распределять гидравлические потоки в системе отопления, тем самым достигается корректная работа гидравлики системы, и экономия теплоносителя. Система должна быть отрегулирована балансировочными вентилями, так как не отрегулированная система отопления может привести к проблемам, которые связаны с постоянным изменением объема потока, посредством открывания и закрывания термостатического клапана, в особенности в больших и разветвленных системах отопления. Поэтому компания “Герц” строго рекомендует при применении термостатических клапанов во многоэтажном строительстве устанавливать балансировочные вентили на каждом стояке.

**2. Потребление энергии в мире неуклонно возрастает.** Во всем мире увеличивается понимание роли возобновляемых источников энергии, как экологической альтернативы горючим ископаемым, которые загрязняют окружающую среду, и запасы которых исчерпываются. Продукты сгорания, кроме вреда для окружающей среды, несут боль-

шой урон для экономики всех стран, что связано с закупками еще большего количества дорогостоящих полезных ископаемых. Одним из методов уменьшения темпов использования природных запасов есть внедрение чистых технологий получения энергии, например биоэнергии.

Целесообразным является сжигание древесных отходов для получения тепла, так как теплотворная способность древесины равноценна таковой у бурого угля.

Эта задача решается компанией "Герц" внедрением экологически чистых и надежных котлов "Фаерматик", топливом для которых служат древесные отходы. Котлы-утилизаторы "Герц" снабжены автоматическим розжигом, электронным управлением процесса горения, автоматической подачей необходимого количества топлива. Сжигание опилок происходит в кипящем слое. Процесс сжигания древесных отходов ведется при температуре 1200 градусов. КПД котлов-утилизаторов достигает 90%. Котлы имеют высокий уровень надежности, который обеспечивается двойной противопожарной защитой. Они могут устанавливаться в любой котельной.

Компания "Герц" производит так же и водогрейные котлы, работающие на традиционных видах топлива: таких как газ, уголь, дизельное топливо, торф.

Производство энергосберегающих котлов "Герц" расположено в г. Себерсдорф в 120 км от Вены. Типоряд состоит из котлов мощностью от 25 до 500 кВт.

Все котлы сертифицированы в Украине и имеют гарантию 3 года.

**3. Компания "Герц" осуществляет также производство трехслойных металлопластиковых труб, состоящих из 3 слоев: полиэтилен, алюминиевый слой, полиэтилен.** Преимуществом которых перед стальными трубами является: низкая шероховатость поверхности, которая уменьшает гидравлическое сопротивление; отсутствие электрохимического воздействия на радиаторы и котлы, что продлевает их сроки эксплуатации; долговечность самих труб — минимум 50 лет; отсутствие необходимости проведения сварочных работ при монтаже, соединение труб происходит как на резьбовых, так и с помощью прессованных фитингов. Максимальная рабочая температура 95 градусов и давление 10 бар.

**4. Новое направление в производственной деятельности компании "Герц" является производство плинтусных развонок трубопро-**

водов, которые позволяют оптимально и в короткие сроки производить реконструкцию систем отопления и ремонт помещения.

Нашей компанией создан склад продукции в Киеве, что обеспечивает максимально сжатые сроки поставки продукции по Украине. Оплата производится в национальной валюте.

Компания "Герц Украина" понимает, что внедрение энергосберегающей арматуры, как высокотехнологичного инженерного оборудования, не может производиться только путем простых прямых продаж. Для проведения в жизнь концепции энергосбережения компания "Герц Украина" проводит еженедельные семинарские занятия с инженерным составом строительно-монтажных и проектных организаций.

С целью подготовки высококвалифицированных инженерных кадров, компанией "Герц Украина" укомплектованы лабораторные установки в Киевском национальном университете строительства и архитектуры, стенды в Киевском институте энергоменеджмента. В настоящее время ведется комплектование лабораторий на основе оборудования "Герц" в Днепропетровской национальной академии строительства и архитектуры и Полтавском техническом университете.

С сентября 2000 года компания "Герц Украина" является полноправным членом Украинского Союза Промышленников и Предпринимателей. Совместно с УСПП был проведен международный семинар "Эффективное использование энергосберегающих технологий и использование нетрадиционных видов топлива для получения энергии", который имел широкий резонанс.

На данном этапе главным направлением перспективного развития в Украине мы видим открытие производства котлов и терморегулирующей арматуры в Украине на базе экспериментального завода института электросварки им. Е. О. Патона.

Более подробно о нашей продукции можно узнать на наших еженедельных семинарах, которые проводятся по адресу: *Киев, ул. И. Кудри, 5, тел. 269-02-54.*

## АНОТАЦІЇ

*Пиотровски Е.жи, Денишевски Войцех.* **Методика расчета процессов естественного воздухообмена в современных жилых зданиях.**

У статті представлена методика розрахунку процесів природного повітрообміну в сучасних житлових спорудах. Сформульована математична модель руху повітря у приміщенні, внаслідок динамічної дії зовнішньої температури повітря та його швидкості.

*Писарев В. С., Довгалик В. Б.* **Нормалізація вологого стану повітря у спорудах в холодний період року.**

Визначні обставини, що можуть спричинити до випадіння вологи з повітря у приміщеннях та будовах у холодний період року. Розглянуто заходи для запобігання випадання конденсату.

*Жуковський С. С., Зінич П. Л., Черноус О. В., Сенчишин П. Б.* **Вплив конструкції місцевих відсмоктувачів на зону дії всмоктувального потоку.**

В статті наведені результати проведених авторами досліджень вільних та напівобмежених місцевих відсмоктувачів різного типу, в тому числі з вставками у всмоктувальному отворі за ізотермічних умов.

*Строй А. Ф., Гузик Д. В.* **Формування локального мікроклімату в свинарських приміщеннях.**

Розроблена математична модель формування локального мікроклімату в свинарських приміщеннях з урахуванням нестационарності процесу теплообміну між твариною та підлогою. Наведені рекомендації, які дають можливість покращити теплотехнічні якості підлоги в станках свинарників.

*Шишко Г. Г.* **Енергоекономічні системи повітряного опалення булівель та споруд.**

Наведене теоретичне обґрунтування розрахунку повітроводів з заданою нерівномірністю роздачі нагрітого повітря. Одержано розрахункове рівняння умов рівномірного розподілу теплового потоку по довжині рівномірно перфорованих повітроводів постійного перерізу із полімерних плівкових матеріалів для умов повітряного обігріву теплиць.

*Худенко А. А., Кириченко М. А.* **Методика розрахунку електричних повітрянонагрівачів електрокалориферів з тен.**

В статті наведені технічні характеристики U-подібних та прямолинійних трубчатих електронагрівачів. Дана методика та необхідні дані для розрахунку блоків електрокалориферів для нагрівання повітря.

*Цепелев О. П.* **Визначення нормативної товщини теплоізоляційного прошарку зовнішніх огорожень для будівель, які експлуатуються в жаркому кліматі.**

В статті наведені формули для визначення мінімальної товщини теплоізоляційного прошарку в зовнішніх огороженнях будівель, які експлуатуються в літніх умовах.

*Строй Д. А.* **Розв'язок математичні моделі променевого опалення, що створює комфортний тепловий режим в процесі розігріву будівлі.**

Наведено розв'язок математичної моделі забезпечення теплового комфорту в режимі прогріву будинку, за допомогою променевого опалення при змінній температурі внутрішнього повітря. Отримано залежність температури на поверхні випромінювача від часу, яка забезпечує такий режим.

*Кривенко О. В.* **Моделювання світлових векторів при освітленні розсіяним світлом небосхилу.**

У статті розглядається можливість отримання світлотіньових характеристик поверхонь в умовах освітлення їх розсіяним світлом небосхилу за допомогою геометричного моделювання відповідного світлового поля та світлових векторів в заданих точках поверхні.

*Долинський А. А., Драганов Б. Х., Амерханов Р. О.* **Оптимізація систем теплохолодозабезпечення, що використовують поновлювані джерела енергії.**

Приведена методика оптимізації геотермальної системи теплохолодозабезпечення, заснована на теорії графів. Показано, що оптимізація топології системи базується на структурному аналізі параметричного потокового графа.

*Горожанкин С. А.* **Влияние кинематики механизма тепловых насосов Стирлинга на параметры их цикла.**

В статті розглянуті різні моделі теплових насосів Стірлінга та окремі фактори, які впливають на ефективність їх роботи. Показана роль механізму приводу в визначенні ККД циклу теплового Стірлінга.

*Куно Г. В., Антоненко А. М.* **Про застосування полімерних матеріалів у будівництві. Трубопроводи.**

У статті наведені фізичні та технічні показники полімерних матеріалів, які використовуються для виготовлення труб, проведений порівняльний аналіз між традиційними та новітніми матеріалами, надана класифікація полімерних труб та способів їх з'єднання.



*Леви Л. И. Моделирование магистральных сетей иерархически организованных инженерных сетевых систем.*

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

*Салов А. С. Увеличение эффективности теплообеспечения на примере технологии фирмы "Герц".*

Компанія "Герц" десятки років спеціалізується в галузі енергозберігаючих технологій. Для українського ринку компанія пропонує свою продукцію (термостатичну арматуру, котли для спалювання відходів деревини, металопластикові труби та трубопроводи для систем опалення).

<b>ВЕНТИЛЯЦІЯ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ .....</b>	<b>3</b>
<i>Ежи Пиотровски, Войцех Денишевски. Методика расчета процессов естественного воздухообмена в современных жилых зданиях.....</i>	<i>3</i>
<i>Пісарев В. Є., Довгалюк В. Б. Нормалізація вологого стану повітря у спорудах в холодний період року.....</i>	<i>15</i>
<i>Жуковський С. С., Зінч П. Л., Черноус О. В., Сенчишин Н. Б. Вплив конструкції місцевих відсмоктувачів на зону дії всмоктувального потоку .....</i>	<i>23</i>
<i>Строй А. Ф., Гузик Д. В. Формування локального мікроклімату в свинарських приміщеннях.....</i>	<i>28</i>
<b>ТЕПЛОБМІН, ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ГАЗОПОСТАЧАННЯ .....</b>	<b>35</b>
<i>Шишко Г. Г. Энергоэкономичні системи повітряного опалення будівель та споруд.....</i>	<i>35</i>
<i>Худенко А. А., Кириченко М. А. Методика розрахунку електричних повітрянагрівачів електрокалориферів з тен.....</i>	<i>43</i>
<i>Целев О. П. Визначення нормативної товщини теплоізоляційного прошарку зовнішніх огорожень для будівель, які експлуатуються в жаркому кліматі.....</i>	<i>50</i>
<i>Строй Д. А. Розв'язок математичної моделі променевого опалення, що створює комфортний тепловий режим в процесі розігріву будівлі.....</i>	<i>53</i>
<i>Кривенко О. В. Моделирование світлових векторів при освітленні розсіяним світлом небосхилу .....</i>	<i>62</i>
<b>ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ, НЕТРАДИЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ.....</b>	<b>65</b>
<i>Долинський А. А., Драганов Б. Х., Амерханов Р. О. Оптимізація систем теплохолодозабезпечення, що використовують поновлювані джерела енергії .....</i>	<i>65</i>

<i>Горожанкин С. А.</i> Влияние кинематики механизма тепловых насосов Стирлинга на параметры их цикла .....	77
<i>Куно Г. В., Антоненко А. М.</i> Про застосування полімерних матеріалів у будівництві. Трубопроводи .....	86
<i>Леви Л. И.</i> Моделирование магистральных сетей иерархически организованных инженерных сетевых систем .....	101
<i>Салов А. С.</i> Увеличение эффективности теплообеспечения на примере технологии фирмы “Герц” .....	106
Анотації .....	111

# **ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ**

**Науково-технічний збірник**

**Випуск 3**

Підп. до друку 05.12.2001. Формат 60x84 1/16.  
Папір друк. № 1. Спосіб друку офсетний. Умовн. друк. арк. 6,74.  
Умовн. фарбо-відб. 6,74. Обл.-вид. арк. 7,25.  
Тираж 150 прим. Зам. № 1-2087.

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