

джерело теплоти, тенденції росту цін на енергоносії, зміну потужності джерела тепла при зростанні теплового захисту будівлі. Тенденції зміни термічного опору в часі можуть мати певні обмеження, що пов'язано із достовірністю прогнозів зміни цін на енергоносії на значний проміжок часу.

Література:

1. Ліпяніна Н.А. Методи оцінки енергоефективності будівель // Матеріали Всеукраїнської студентської науково-технічної конференції. – Том 1. – Тернопіль: Тернопільський державний технічний університет ім. І.Пулля, 2008. – Т.1. – С.181.

!!

## РОЗРОБКА НЕСТАЦІОНАРНОЇ МОДЕЛІ ТЕПЛООВОГО СТАНУ ОГОРОДЖЕНЬ БУДІВЛІ

*В.І. Дешко д.т.н., проф., М.М. Шовкалюк аспір.*

*Національний технічний університет України*

*“Київський політехнічний інститут”*

*Інститут енергозбереження та енергоменеджменту*

**Вступ і постановка проблеми.** Дослідження теплового стану в приміщеннях та розробка заходів по підвищенню енергоефективності потребує великої кількості експериментів. Ефективним способом дослідження теплових режимів будівель є математичне моделювання.

Метою даної роботи є розробка математичної моделі та аналіз за її допомогою теплових режимів та теплообміну в огороженнях приміщень різних типів. **Об'єкт дослідження** – приміщення з розмірами 4x4x2,5 м. Зовнішні конструкції кімнати включають стіни, що складається з декількох шарів та вікна. Теплообмін приміщення через огороження пов'язаний з теплопровідністю, сонячною радіацією, повітрообміном та з побутовими теплонадходженнями. Розрахунки проводилися для будівель типу «хрущівка» та будівлі з посиленою теплоізоляцією відповідно [1]. Розглядалися приміщення з однією або двома зовнішніми стінами (кутове приміщення).

**Математичне формулювання задачі.** Початкове розподілення температур в усіх вузлах моделі визначається після моделювання в стаціонарному режимі. Теплопровідність в зовнішніх конструкціях описується рівнянням:

$$c_j \rho_j \frac{\partial t_j(x)}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda_j \frac{\partial t_j(x)}{\partial x} \right); \quad t = t(\tau), \quad x \in (0, \delta_j)$$

де  $c$ ,  $\rho$ ,  $\lambda$  – відповідно теплоємність, густина та коефіцієнт теплопровідності  $j$ -го шару;  $x$  – просторова координата;  $t$  – температура  $i$ -го вузла;  $\tau$  – час. Для границь конструкції, що межують з зовнішнім повітрям, задаються граничні умови:

$$\begin{cases} \alpha_z(t_z - t_{n,j}|IV) + I_{ins} \cdot \eta = -\lambda_j \frac{\partial t_j}{\partial x} |IV, \\ t_z(\delta, \tau) = G_1(\tau), \quad I_{ins} = G_2(\tau) \end{cases}$$

де  $\alpha_z$  - коефіцієнт тепловіддачі з зовнішньої сторони конструкції,  $t_z$  - температура зовнішнього повітря;  $I_{ins}$  - інтенсивність сонячного випромінювання, що падає на огороження;  $\eta$  - коефіцієнт поглинання поверхні огороження.

На осі внутрішніх стінок, підлоги та стелі встановлюються адіабатичні умови. Для вікон задаються умови теплопередачі та проникнення сонячної радіації, включаючи коефіцієнт відносного проникнення.

Для нагрівального приладу задається розрахункова постійна витрата та температура подачі теплоносія, обрахована за температурним графіком. Коефіцієнт теплопередачі нагрівального приладу з повітрям у приміщенні за умови конвективно-радіаційного теплообміну визначається за формулою:

$$k_{bat} = m \Delta t^n (G_v / (k_{pr} \cdot F_{bat}))^p,$$

де  $m$ ,  $n$ ,  $p$  - дослідні коефіцієнти, вибираються в залежності від виду приладу;  $G_v$  - витрата води, кг/год,  $k_{pr}$  - коефіцієнт приведення витрати води.

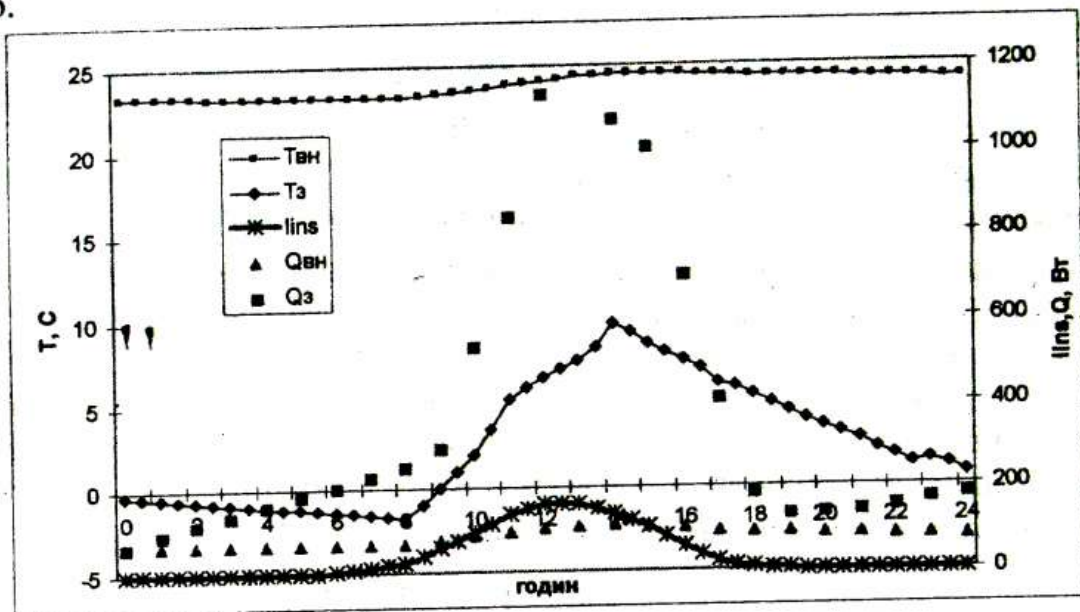
Повітрообмін в приміщенні визначався двома способами: через кратність повітрообміну або враховуючи розрахункову різницю тиску на поверхні вікон:  $Q_{inf} = 0,28 G_{inf} \cdot c(t_{af} - t_{\varphi}) k_{inf}$ , де  $G_{inf} = \Delta p^{0,67} / R$  - кількість повітря, що надходить у приміщення через нещільності,  $\Delta p$  - перепад тиску на поверхні вікон;  $R$  - опір повітропроникності огороження.

З рівняння теплового балансу для теплообміну повітря в приміщенні з внутрішніми поверхнями огорожуючих конструкцій та з нагрівальним приладом, з урахуванням внутрішніх побутових надходжень та надходжень від сонячної радіації визначається температура внутрішнього повітря та значення теплових потоків окремих елементів системи.

Наведена модель реалізована на алгоритмічній мові C++ для розрахунків температурних полів в огорожуючих конструкціях методом скінчених різниць. Проведені розрахунки для стаціонарних умов порівнювались з моделюванням на тривимірній чисельній моделі [2], розрахунки проводилися у програмному середовищі Fluent. Визначено, що розподілення температури  $t_{вн}$  по висоті порівняно рівномірне (крім зони над нагрівальним приладом), що дозволяє приймати однакове значення  $t_{вн}$  при розрахунку теплообміну. Похибка складає менше 8%, що засвідчує можливість використання одновимірної моделі для аналізу процесів приміщення кінцевих розмірів.

На рисунку показані результати розрахунків, отримані за допомогою моделі: зміна внутрішньої температури, теплові потоки з внутрішньої та зовнішньої сторони стіни при заданих змінах зовнішньої температури та сонячної інсоляції за добу. Результати наведені для перехідного періоду

(Київ, жовтень 2008) для утепленого приміщення з однією зовнішньою стіною.



Література:

1. ДБН В.2.6-31:2006 «Теплова ізоляція будівель»
2. В. І. Дешко, М. М. Шовкалюк, Ю. В. Лохманець, Ю. Р. Куран. Числове моделювання як метод дослідження теплових режимів приміщень // Нова тема. - №4. - 2008. - С. 26-30.

## ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК РОБОТИ КОНТАКТНОГО КОНДЕНСАТОРА З НАСАДКОЮ, ЕКРАНОВАНОЮ СІТЧАСТОЮ ПОВЕРХНЕЮ З МЕТОЮ ПІДВИЩЕННЯ ЙОГО ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ

*В.В. Задвернюк, ас.; В.І. Шкляр к.т.н.  
Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут»,  
Інститут енергоменеджменту та енергозбереження.*

Інтенсивність процесів переносу теплоти і маси між рідиною та газом в контактному тепломасообмінному апараті в значній мірі визначається площею поверхні контакту взаємодіючих середовищ. Збільшення поверхні досягається шляхом розміщення всередині апарата різноманітних насадок.

Широке застосування промислових регулярних плоскопаралельних насадок та їх модифікацій виявили ряд їх недоліків, які не дозволяють досягти 100% ефективності роботи. Плоскопаралельні насадки характеризуються замкненістю в поперечному перерізі каналу руху рідини та газу, що обумовлена геометричною структурою насадок, це виключає сполучення між каналами, утвореними суміжними листами, і веде до нерівномірності розподілу