

МОДЕЛЬ СИСТЕМИ ПРИПЛИВНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ

Розроблено модель і алгоритм керування системою припливної вентиляції побутових приміщень з урахуванням змінного складу повітря, яка забезпечує регулювання якості повітря за рахунок продуктивності вентиляції.

Разработана модель и алгоритм управления системой приточной вентиляции бытовых помещений с учетом переменного состава воздуха, которая обеспечивает регулирование качества воздуха за счет производительности вентиляции.

The model and the control algorithm of the system of reveal ventilation for domestic apartments is worked out taking into account variable composition of air which provides air quality adjusting due the productivity of ventilation.

Формування комфортних умов мікроклімату у побутових приміщеннях звичайно досягається за рахунок підтримування температури, швидкості повітря, вологості та концентрації вуглекислого газу у повітрі на деяких нормованих рівнях. Тому у практиці створення автоматичних систем управління вентиляцією побутових приміщень виникає потреба врахування взаємного впливу регульованих координат, що загалом становить складну задачу. Найбільш точно нестационарні фізичні процеси, пов'язані з вентиляцією побутових приміщень, описуються відповідними рівняннями у частинних похідних теорії тепло- та масопереносу. Але такий підхід значно ускладнює аналіз динаміки і пошук алгоритмів керування, що забезпечують задані показники якості системи, синтез структури та параметрів регуляторів. Тому доцільною є побудова такої математичної моделі, яка при відносній простоті враховує взаємний вплив регульованих координат і залишається адекватною реальним умовам роботи системи.

Мета роботи – створення узагальненої моделі системи припливної вентиляції з урахуванням змінного складу повітря та дослідження її динамічних властивостей.

Вважається, що приміщення являє собою об'єкт із зосередженими параметрами. У приміщенні влаштовані два достатньо малі порівняно із загальною площею поверхні стін вентиляційні отвори, через які повітря надходить із заданою продуктивністю і температурою та видаляється під дією різниці

тиску повітря у приміщенні та поза його межами. Температура повітря, що видаляється, дорівнює температурі повітря у приміщенні. Повітря умовно представлено як суміш складових газів із найбільшою масовою часткою, тобто азоту, кисню, аргону, водяної пари, двоокису вуглецю. При цьому масова частка азоту умовно збільшена на величину, що відповідає масовій частці всіх інших відкинутих газів. Вважається, що у приміщення потрапляє атмосферне повітря звичайного складу, а склад внутрішнього повітря приміщення змінюється за рахунок споживання кисню і виділення двоокису вуглецю та деякої кількості водяної пари людьми, що там перебувають. Вважається також, що водяна пара, що перебуває у атмосферному та внутрішньому повітрі, перебуває у ненасиченому стані, тобто

$$\varphi(T) = 100 \rho_{H_2O} / \rho_{H_2O}^*(T) < 100\%,$$

де $\varphi(T)$ – вологість внутрішнього повітря; ρ_{H_2O} – густина водяної пари внутрішнього повітря; $\rho_{H_2O}^*(T)$ – густина водяної пари у стані насичення при температурі T внутрішнього повітря [3].

Відомо, що кількість споживаного кисню та виділень залежить від багатьох чинників, значною мірою від рівня фізичного навантаження людини. Але у роботі ці величини приймаються як сталі. Температура повітря у приміщенні підтримується за допомогою опалювальних приладів, загальна теплова потужність яких також вважається сталою величиною. Теплообмін повітря приміщення із повітрям навколишнього середовища

$$\left\{ \begin{array}{l}
V \rho_{\Sigma} c_{\Sigma} \frac{dT}{dt} = p_{\Sigma} + p_h - \alpha_0 (T - T_0) + c_1 v_1 (T_1 - T) \\
V \frac{d\rho_{CO_2}}{dt} = k_{CO_2} v_1 + v_{hCO_2} - \frac{S\sqrt{2}}{\sqrt{\zeta}} \rho_{CO_2} \sqrt{\frac{RT}{\mu_{\Sigma}} - \frac{p_0}{\rho_{\Sigma}}} \\
V \frac{d\rho_{O_2}}{dt} = k_{O_2} v_1 - v_{hO_2} - \frac{S\sqrt{2}}{\sqrt{\zeta}} \rho_{O_2} \sqrt{\frac{RT}{\mu_{\Sigma}} - \frac{p_0}{\rho_{\Sigma}}} \\
V \frac{d\rho_{N_2}}{dt} = k_{N_2} v_1 - \frac{S\sqrt{2}}{\sqrt{\zeta}} \rho_{N_2} \sqrt{\frac{RT}{\mu_{\Sigma}} - \frac{p_0}{\rho_{\Sigma}}} \\
V \frac{d\rho_{Ar}}{dt} = k_{Ar} v_1 - \frac{S\sqrt{2}}{\sqrt{\zeta}} \rho_{Ar} \sqrt{\frac{RT}{\mu_{\Sigma}} - \frac{p_0}{\rho_{\Sigma}}} \\
V \frac{d\rho_{H_2O}}{dt} = k_{H_2O} v_1 + v_{hH_2O} - \frac{S\sqrt{2}}{\sqrt{\zeta}} \rho_{H_2O} \sqrt{\frac{RT}{\mu_{\Sigma}} - \frac{p_0}{\rho_{\Sigma}}} \\
c_1 = c_{CO_2} k_{CO_2} + c_{O_2} k_{O_2} + c_{N_2} k_{N_2} + c_{Ar} k_{Ar} + c_{H_2O} k_{H_2O} \\
c_{\Sigma} = c_{CO_2} \frac{\rho_{CO_2}}{\rho_{\Sigma}} + c_{O_2} \frac{\rho_{O_2}}{\rho_{\Sigma}} + c_{N_2} \frac{\rho_{N_2}}{\rho_{\Sigma}} + c_{Ar} \frac{\rho_{Ar}}{\rho_{\Sigma}} + c_{H_2O} \frac{\rho_{H_2O}}{\rho_{\Sigma}} \\
\frac{1}{\mu_{\Sigma}} = \frac{\rho_{CO_2}}{\mu_{CO_2} \rho_{\Sigma}} + \frac{\rho_{O_2}}{\mu_{O_2} \rho_{\Sigma}} + \frac{\rho_{N_2}}{\mu_{N_2} \rho_{\Sigma}} + \frac{\rho_{Ar}}{\mu_{Ar} \rho_{\Sigma}} + \frac{\rho_{H_2O}}{\mu_{H_2O} \rho_{\Sigma}} \\
\rho_{\Sigma} = \rho_{CO_2} + \rho_{O_2} + \rho_{N_2} + \rho_{Ar} + \rho_{H_2O}
\end{array} \right. , \quad (1)$$

відбувається через еквівалентний термічний опір огорожі. Присутні у приміщенні люди також характеризуються деякими тепловими виділеннями, що приймаються як стала величина. До опису процесу видалення повітря з приміщення, виходячи з діапазону зміни продуктивності, застосована формула місцевого опору повітропотуку, що являє собою отвір з гострими краями у стінці необмеженої площі за умови, що критерій Рейнольдса $Re = \omega d_0 / \nu_{\Sigma} \geq 10^4$, де ω – швидкість повітропотуку; d_0 – діаметр вентиляційного отвору; ν_{Σ} – кінематична в'язкість повітря, причому $\nu_{\Sigma} = \eta_{\Sigma} / \rho_{\Sigma}$, де η_{Σ} – динамічна в'язкість повітря; ρ_{Σ} – густина внутрішнього повітря. Оскільки повітря – суміш газів, то динамічна в'язкість повітря визначається з рівняння

$$\frac{1}{\eta_{\Sigma}} = \frac{\rho_{CO_2}}{\eta_{CO_2} \rho_{\Sigma}} + \frac{\rho_{O_2}}{\eta_{O_2} \rho_{\Sigma}} + \frac{\rho_{N_2}}{\eta_{N_2} \rho_{\Sigma}} + \frac{\rho_{Ar}}{\eta_{Ar} \rho_{\Sigma}} + \frac{\rho_{H_2O}}{\eta_{H_2O} \rho_{\Sigma}}, \quad \text{де}$$

$\eta_{CO_2}, \eta_{O_2}, \eta_{N_2}, \eta_{Ar}, \eta_{H_2O}$ – динамічна в'язкість, а $\rho_{CO_2}, \rho_{O_2}, \rho_{N_2}, \rho_{Ar}, \rho_{H_2O}$ – густина відповідного компонента. Цим умовам відповідає значення коефіцієнту опору повітропотуку $\zeta = 2.75$ [2]. Вважається, що швидкість видалення кожного газу, що входить до складу внутрі-

шнього повітря, пропорційна його масовій частці. За умови справедливості усіх вище вказаних припущень фізичні процеси у системі припливної вентиляції описуються системою (1), де V – об'єм внутрішнього повітря приміщення; ρ_{Σ} і c_{Σ} – відповідно густина і питома теплоємність внутрішнього повітря; p_{Σ} – потужність опалювальних приладів; $p_h, v_{hCO_2}, v_{hO_2}, v_{hH_2O}$ – відповідно теплові виділення, виділення двоокису вуглецю, споживання кисню, виділення водяної пари однією людиною за 1с, Вт, кг/с [1]; α_0 – загальний коефіцієнт теплопередачі огорожі приміщення; T_0 – температура навколишнього середовища; c_1 – питома теплоємність атмосферного повітря; v_1 – продуктивність припливної вентиляції; T_1 – температура припливного повітря; $\rho_{CO_2}, \rho_{O_2}, \rho_{N_2}, \rho_{Ar}, \rho_{H_2O}$ – густина двоокису вуглецю, кисню, азоту, аргону та водяної пари внутрішнього повітря приміщення; $k_{CO_2}, k_{O_2}, k_{N_2}, k_{Ar}, k_{H_2O}$ – масова частка двоокису вуглецю, кисню, азоту, аргону та водяної пари у припливному повітрі; S – площа вентиляційного отвору; ζ – коефіцієнт місцевого опору повітропотуку; R – уні-

версальна газова стала; T – температура внутрішнього повітря; μ_z – молярна маса внутрішнього повітря; p_0 – атмосферний тиск зовнішнього повітря; $c_{CO_2}, c_{O_2}, c_{N_2}, c_{Ar}, c_{H_2O}$ – відповідно питома теплоємність двоокису вуглецю, кисню, азоту, аргону та водяної пари; $\mu_{CO_2}, \mu_{O_2}, \mu_{N_2}, \mu_{Ar}, \mu_{H_2O}$ – молярна маса двоокису вуглецю, кисню, азоту, аргону та водяної пари.

Моделювання процесів у розімкненій системі (рис.1) виконано за умови подачі у приміщення сухого припливного повітря

звичайного атмосферного складу [4]. Перехідні процеси (рис.2,3) змодельовані при дії збурення, яке представлено стрибками теплових та газових навантажень системи, які виникли після появи людей у приміщенні, для випадку стрибкоподібної зміни продуктивності вентиляції від мінімального до максимального значення по завершенні перехідного процесу за збуренням. На меті моделювання цих режимів була оцінка впливу сигналів керування та збурення на вихідні координати.

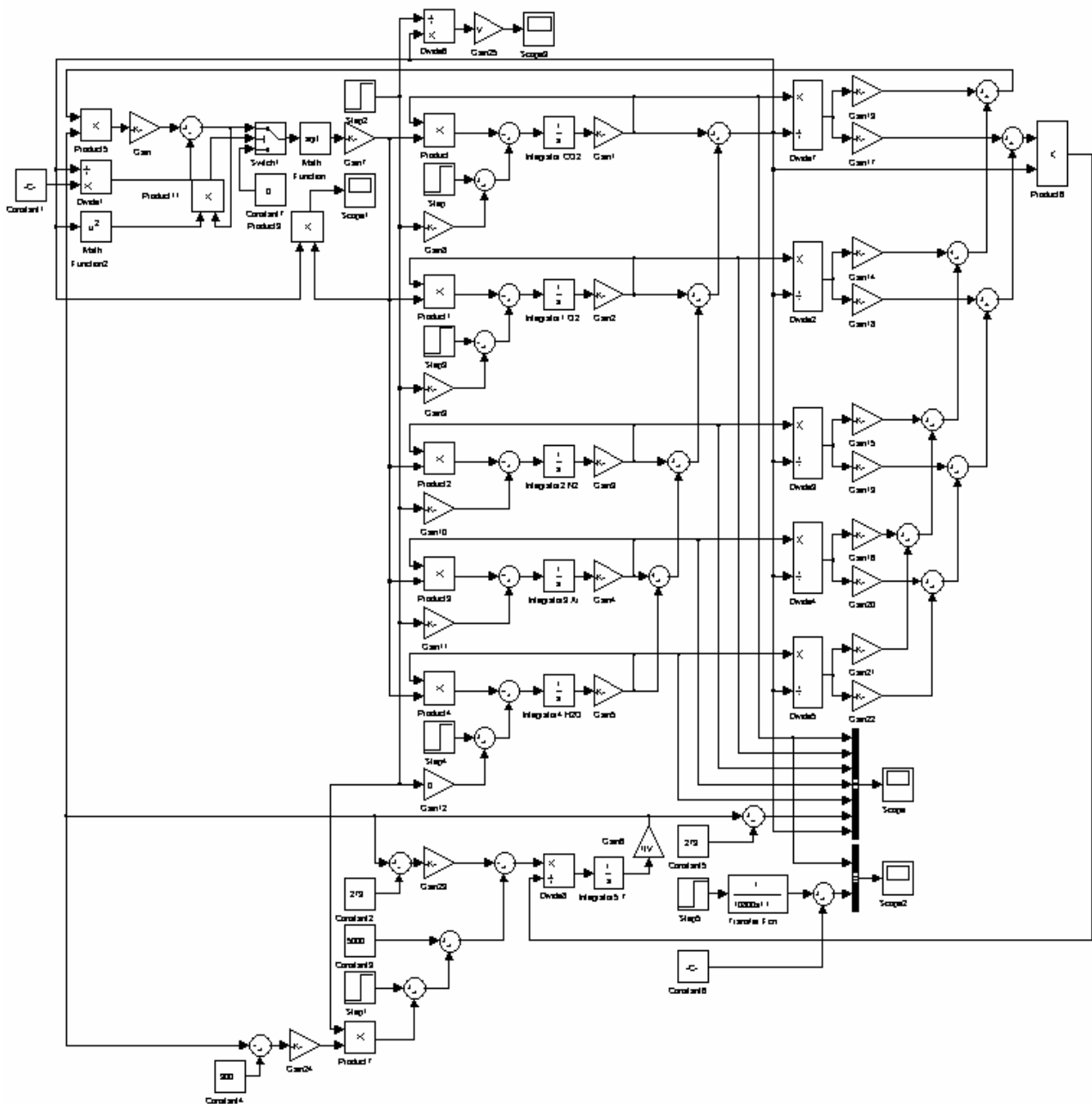


Рис. 1. Блок-схема моделі розімкненої системи припливної вентиляції

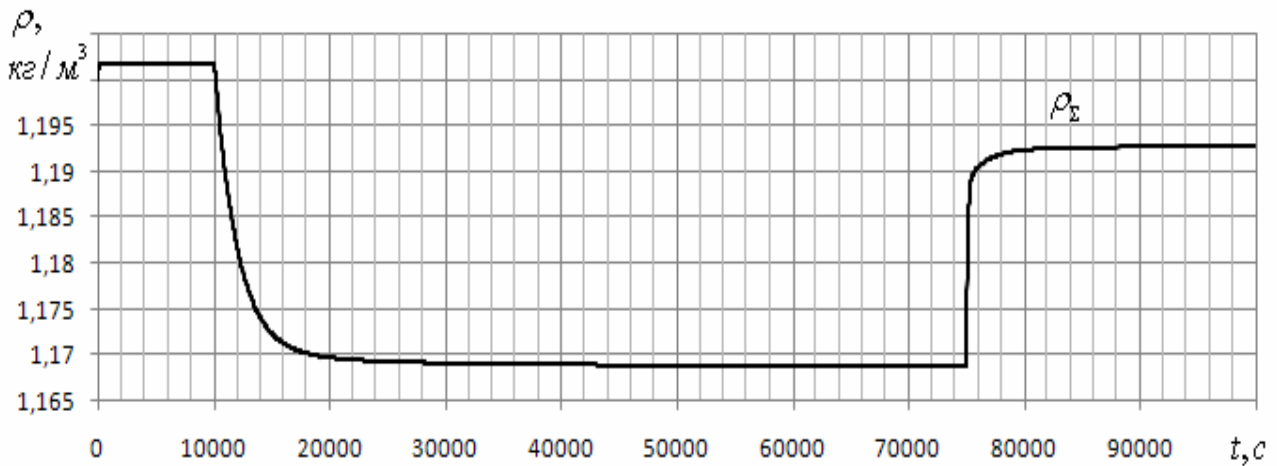


Рис. 2. Перехідний процес густини повітря у приміщенні

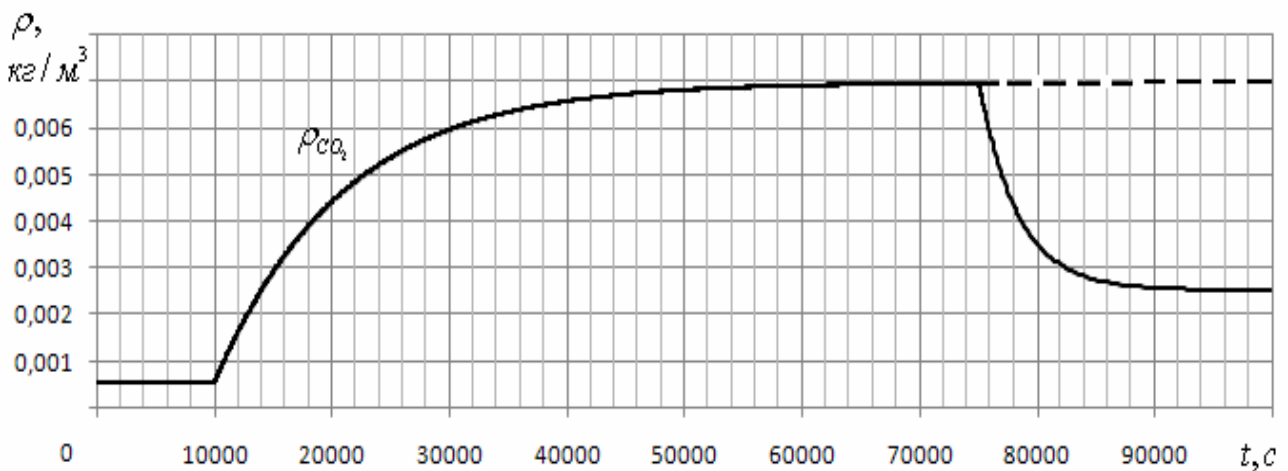


Рис. 3. Перехідний процес густини двоокису вуглецю у приміщенні

Аналіз змодельованих режимів показує, що аеродинамічні процеси не мають суттєвого впливу на процес зміни температуру внутрішнього повітря приміщення, оскільки його теплоємність змінюється у порівняно невеликих межах. Відомо, що нагрівальні пристрої в припливному каналі характеризуються величиною перегріву, що у першому наближенні пропорційна до середньої за період регулювання потужності нагрівача та обернено пропорційна до продуктивності. Для керування температурою у приміщенні використано ПІ-регулятор, що забезпечує стандартне настроювання на модульний оптимум з урахуванням зазначених обмежень. Моделювання динаміки системи також показує, що продуктивність видалення внутрішнього повітря v_2 значною мірою залежить від продуктивності припливного отвору, а вплив інших параметрів системи виявився

порівняно незначним. Тому наближено у системі (1) рівняння густини газів замінено більш простими (вважаємо $v_2 = v_1$):

$$v_2 = \frac{S\sqrt{2}}{\sqrt{\zeta}} \rho_{\Sigma} \sqrt{\left(\frac{RT}{\mu_{\Sigma}} - \frac{p_0}{\rho_{\Sigma}}\right)}.$$

Тоді рівняння для густини двоокису вуглецю має вигляд

$$\frac{V\rho_{\Sigma}}{v_1} \frac{d\rho_{CO_2}}{dt} + \rho_{CO_2} \rho_{\Sigma} \left(k_{CO_2} + \frac{v_{hCO_2}}{v_1} \right). \quad (2)$$

Справедливість такої заміни підтверджується моделюванням. Так на рис. 3 перехідна характеристика густини двоокису вуглецю практично збігається з апроксимуючою перехідною характеристикою звичайної інерційної ланки (пунктирна лінія).

Шляхом додавання усіх рівнянь густини газів, що входять у (1), отримано рівняння густини внутрішнього повітря:

$$V \frac{d\rho_{\Sigma}}{dt} = v_1 + v_{hCO_2} - v_{hO_2} + \\ + v_{hH_2O} - \frac{S\sqrt{2}}{\sqrt{\zeta}} \rho_{\Sigma} \sqrt{\frac{RT}{\mu_{\Sigma}} - \frac{p_0}{\rho_{\Sigma}}}$$

Моделювання показало, що перехідні процеси густини внутрішнього повітря є достатньо швидкоплинними у порівнянні з процесами зміни густини двоокису вуглецю, оскільки вага повільної складової перехідної характеристики виявляється відносно малою. Відповідна до рівняння (2) статична залежність за умови $\lim_{t \rightarrow \infty} \frac{d\rho_{\Sigma}}{dt} = 0$ має наступний вигляд:

$$\frac{S\sqrt{2}}{\sqrt{\zeta}} \rho_{\Sigma} \sqrt{\frac{RT}{\mu_{\Sigma}} - \frac{p_0}{\rho_{\Sigma}}} = v_1 + v_{hCO_2} - v_{hO_2} + v_{hH_2O}$$

Розв'язавши останнє рівняння відносно густини, отримали вираз статичної характеристики:

$$\rho_{\Sigma} = \frac{p_0 + \sqrt{p_0^2 + \frac{2RT}{\mu_{\Sigma}} \zeta (v_1 + v_{hCO_2} - v_{hO_2} + v_{hH_2O})^2}}{\frac{2RT}{\mu_{\Sigma}}}$$

Для побудови регулятора густини або масової частки двоокису вуглецю використано спрощену модель припливної вентиляції, що описується наступною системою рівнянь:

$$\begin{cases} V \rho_{\Sigma} c_{\Sigma} \frac{dT}{dt} = p_{\Sigma} + p_h - \\ - \alpha_0 (T - T_0) + c_1 v_1 (T_1 - T) \\ \frac{V \rho_{\Sigma}}{v_1} \frac{d\rho_{CO_2}}{dt} + \rho_{CO_2} = \\ = \rho_{\Sigma} \left(k_{CO_2} + \frac{v_{hCO_2}}{v_1} \right) \\ \frac{2RT}{\mu_{\Sigma}} \rho_{\Sigma} = p_0 + \\ + \sqrt{p_0^2 + \frac{2RT}{\mu_{\Sigma}} \zeta (v_1 + v_{hCO_2} - v_{hO_2} + v_{hH_2O})^2} \end{cases} \quad (3)$$

При цьому питома теплоємність повітря та його молярна маса, які розраховані, виходячи із деяких середньозважених значень, вважаються сталими. Якщо знехтувати зміною

густини внутрішнього повітря і вважати $\rho_{\Sigma} = const$, то (3) зводиться до наступного:

$$\begin{cases} V \rho_{\Sigma} c_{\Sigma} \frac{dT}{dt} = p_{\Sigma} + p_h - \\ - \alpha_0 (T - T_0) + c_1 v_1 (T_1 - T) \\ \frac{V \rho_{\Sigma}}{v_1} \frac{d\rho_{CO_2}}{dt} + \rho_{CO_2} = \rho_{\Sigma} \left(k_{CO_2} + \frac{v_{hCO_2}}{v_1} \right) \end{cases} \quad (4)$$

При цьому перше рівняння описує теплові процеси у приміщенні, а друге – зміну з часом густини двоокису вуглецю. Обидва рівняння є нелінійними, оскільки коефіцієнти залежать від продуктивності системи припливної вентиляції.

Статична залежність, що відповідає (2)

за умови $\lim_{t \rightarrow \infty} \frac{d\rho_{CO_2}}{dt} = 0$, має наступний вигляд:

$$\rho_{CO_2} = \rho_{\Sigma} \left(k_{CO_2} + \frac{v_{hCO_2}}{v_1} \right) \text{ або } k_{CO_2}^* = k_{CO_2} + \frac{v_{hCO_2}}{v_1},$$

де $k_{CO_2}^*$ – масова частка двоокису вуглецю у внутрішньому повітрі приміщення. Статична характеристика дозволила зробити важливий висновок щодо зменшення масової частки двоокису вуглецю у внутрішньому повітрі приміщення за рахунок регулювання продуктивності вентиляції, а саме: найменше значення масової частки двоокису вуглецю у внутрішньому повітрі обмежується масовою часткою двоокису вуглецю у припливному повітрі, що теоретично має місце у випадку нескінченної продуктивності.

В даній роботі розглянуто систему з релейним регулятором продуктивності вентиляції, але продовжується дослідження та пошук інших алгоритмів керування, що забезпечують ліпші показники якості. Ширина петлі гістерезису визначена на основі припустимого відхилення густини двоокису вуглецю (масової частки) від нормованого рівня, а вихідний сигнал релейного регулятора приймає значення, що відповідають мінімальній та максимальній продуктивності. Параметри регулятора температури розраховано звичайним способом, причому враховано залежність коефіцієнтів підсилення пропорційної та інтегруючої складової від продуктивності

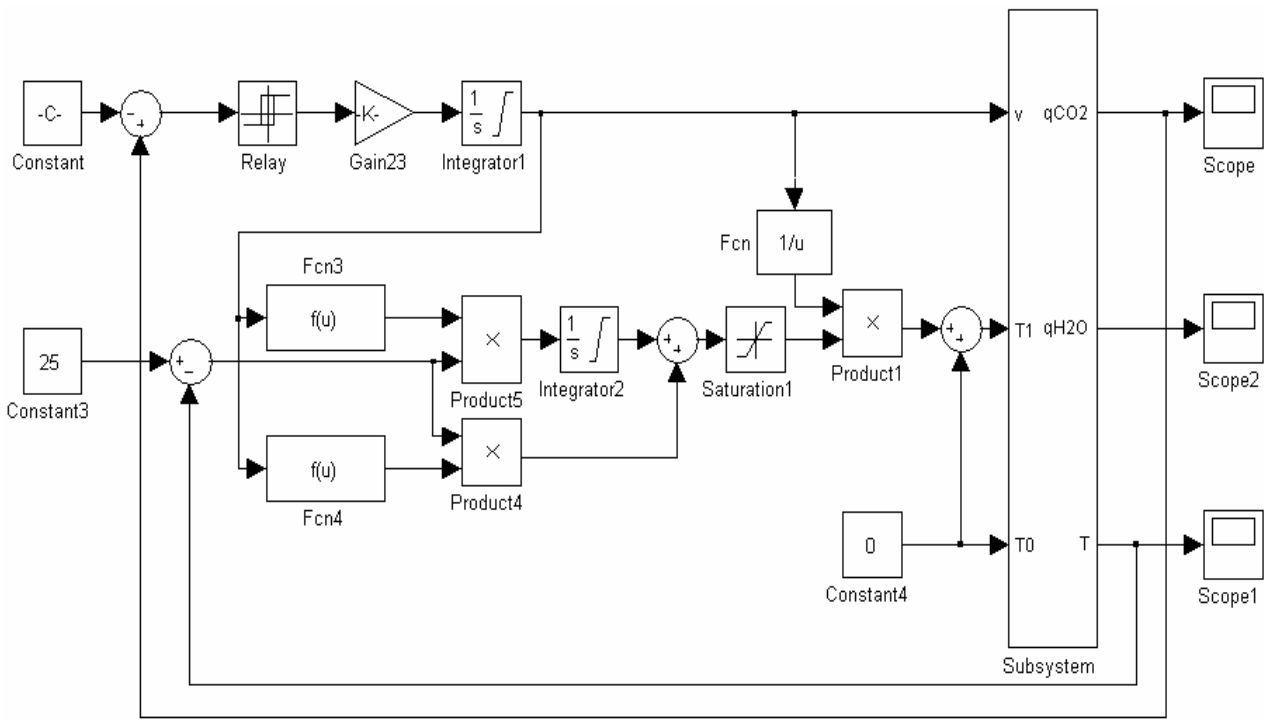


Рис. 3. Блок-схема моделі замкненої системи припливної вентиляції

$$H_{PI}(p) = \frac{V \rho_{\Sigma} c_{\Sigma}}{2T_{\mu} c_1 V_1} + \frac{\alpha_0 + c_1 V_1}{2T_{\mu} c_1 V_1 p},$$

де $H_{PI}(p)$ – передаточна функція регулятора температури; T_{μ} – мала некомпенсована стала часу контура регулювання температури, що визначає його швидкодію в замкненій системі. Модель замкненої двоконтурної системи припливної вентиляції зображено на рис.3, а відповідні перехідні процеси – на рис. 4,5.

Аналіз перехідних процесів свідчить про задовільність показників якості системи. Ви-

користання релейного регулятора продуктивності призводить до автоколивань регульованих координат, що мають припустимі амплітуду та частоту, виходячи із встановленої норми якості повітря [1]. Слід зазначити, що регулювання продуктивності вентиляції ставить на меті не лише мінімізацію масової частки двоокису вуглецю у внутрішньому повітрі приміщення, що може бути досягнуто у режимі максимальної продуктивності.

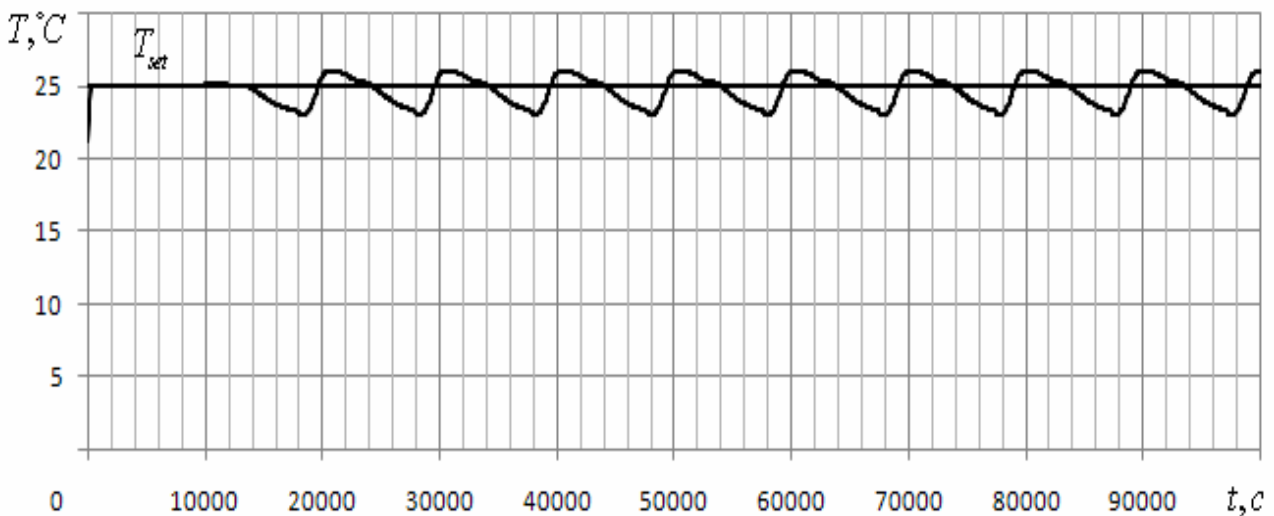


Рис. 4. Перехідний процес температури повітря у приміщенні

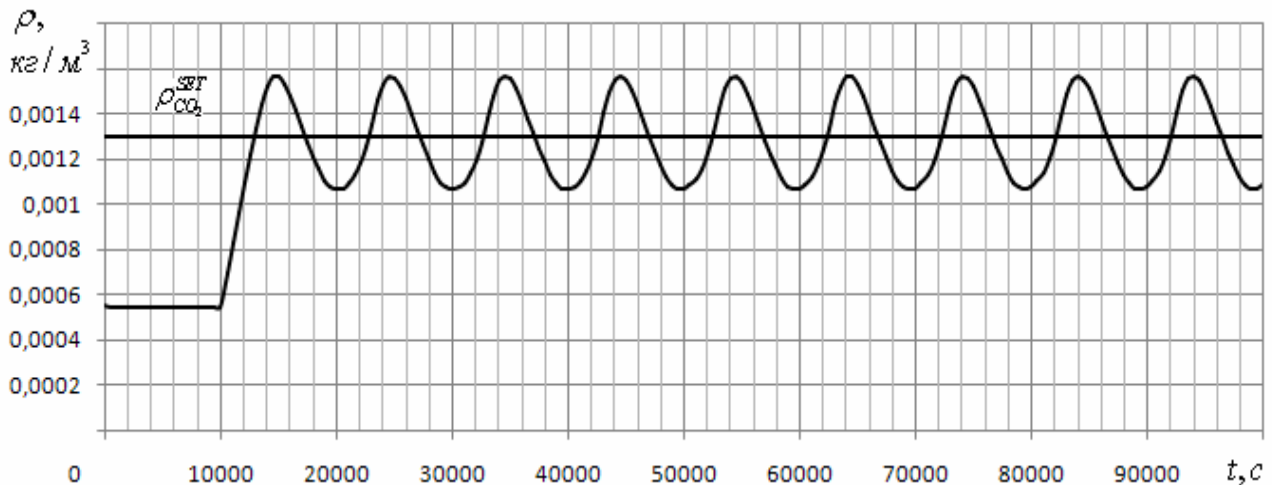


Рис. 5. Перехідний процес зміни густини двоокису вуглецю у приміщенні

Але має бути й певне обмеження продуктивності, оскільки швидкість руху повітря при наявності людей має відповідати встановленим нормам [1], а недоцільне збільшення продуктивності призводить до невиправданих витрат електроенергії на підігрів та транспортування припливного повітря.



Хрісто
Павло Євгенович,
аспірант
Одеськ. нац. політехн.
ун-ту,
т. (0482)472811

Список використаної літератури

1. Бондар Є.С. Автоматизація систем вентиляції і кондиціонування повітря // Бондар Є.С. К.: «Аванпост-прім», – 2005.– 125 с.
2. Бурцев С.И. Влажный воздух состав и свойства // Бурцев С.И., Цветков Ю.Н. Санкт-Петербург: Санкт-Петербургская гос. академия холода и пищевых технологий, – 1998.– 36 с.
3. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям // Идельчик И.Е. –М.: Машиностроение, – 1992.– 320 с.
4. Стефанов Е.В. Вентиляция и кондиционирование воздуха // Стефанов Е.В. Санкт-Петербург: «АВОК-СЕВЕРО-ЗАПАД»,– 2005.– 206 с.

Отримано 08.10.2010