

Дослідження впливу ефекту "теплової хвилі" на холодопродуктивність кондиціонера

Н.В. Жихарєва

¹Одеська національна академія харчових технологій, вул. Канатна, 112, Одеса, 65039

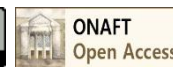
Для вирішення проблеми енергозбереження при обов'язковому і строгому дотриманні нормативних вимог до повітря, досліджений вплив ефекту «теплової хвилі» на холодопродуктивність кондиціонера. За допомогою розробленої методики нестационарного розрахунку теплоприпливів, варіюючи тепловим опір шарів стіни і їх тепловою інерцією, визначений оптимальний час запізнювання надходження максимального теплового потоку від внутрішньої поверхні стіни в приміщення від часу максимуму падіння сонячного випромінювання на зовнішню поверхню цієї стіни та вирішенні дві задачі: оптимального конструювання огорож з врахуванням часів пікових значень надходження тепла; зменшення абсолютної величини максимальних і середньодобових значень тепло припливів через стіни. Результати математичного моделювання дозволяють визначити вплив зміни сонячної радіації на поверхню, зміну температури зовнішнього та внутрішнього шару огорожень, зміну тепло припливів від людей, обладнання та інше та при врахуванні ефекту «теплової хвилі» визначити оптимальну холодопродуктивність кондиціонера. Результати математичного моделювання дозволяють визначити вплив зміни сонячної радіації на поверхню, зміну температури зовнішнього та внутрішнього шару огорожень, зміну тепло припливів від людей, обладнання та інше та при врахуванні ефекту «теплової хвилі» визначити оптимальну холодопродуктивність кондиціонера.

Ключові слова: енергозбереження, кондиціонування повітря, тепла хвиля, холодопродуктивність, нестационарний теплообмін, тепловий баланс, запізнювання, моделювання.

© The Author(s) 2018. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



1. Вступ

Теплоутилізація в системах вентиляції і кондиціонування спрямована на зменшення витрати тепла і електроспоживання на підігрів припливного повітря в холодний період року і охолодження припливного повітря в теплий період, за рахунок теплообміну з видаляється з приміщення повітрям.

Теплообмін між припливним і витяжним потоками повітря може бути реалізований в пластинчастих або роторних теплообмінниках за допомогою теплових труб, проміжного рідинного контуру, що передає тепло між припливним і витяжним потоками повітря. особливо високою ефективністю (до 80%) мають роторні і пластинчасті рекуператори (до 70%).

При достатній нормованій чистоті зовнішнього і витяжного повітря використовується підмішування частини витяжного повітря в агрегати, що забезпечують комфортний мікроклімат і систему розподілення припливного повітря в приміщенні. Застосування роторних рекуператорів рекомендується при перетіканні з припливу в витяжку не більше 5%.

Європейська та українська політика в галузі енергозбереження націлені на вирішення триєдиної проблеми [2], яка передбачає максимальне енергозбереження при обов'язковому і строгому дотриманні нормативних вимог до повітря

кондиціонованих приміщень і при мінімальному шкідливому впливі на екологію навколишнього зовнішнього середовища.

Для вирішення цієї проблеми необхідно розрахувати нестационарний тепло приплив протягом 1 або 2-х добових циклів з визначенням "Хвилі теплового запізнювання" для зовнішніх і внутрішніх параметрів (при різниці температур повітря між суміжними приміщеннями більше 2 °С) огорожень, для варіантів комплектів енергозберігаючого обладнання спільно з теплоізоляцією огорож визначити оптимум сумарного прибутку за 7 річний термін експлуатації, отриманий за рахунок зниження суми платежів за електроенергію, виконати робочий розрахунок целесообразності енергозберігаючого обладнання по каталожної і методикою,

Моделювання виконано в середовищі Mathcad 15 за допомогою двох службових інструментів, наявних в цьому програмному продукті блоку Given-Odesolve і службової функції rkfixed.: [2]

2 Дослідження ефекту "теплової хвилі" для зниження необхідної максимальної холодопродуктивності кондиціонера

Використання методики нестационарного розрахунку теплоприпливів через зовнішні стіни дозволяє, варіюючи тепловим опір шарів стіни і їх

тепловою інерцією, визначити оптимальний час запізнювання надходження максимального теплового потоку від внутрішньої поверхні стіни в приміщення від часу максимуму падіння сонячного випромінювання на зовнішню поверхню цієї стіни. Це в кінцевому підсумку дозволяє коректно вирішити два завдання:

- оптимального конструювання огорож: рознести в часі пікові значення надходження тепла в приміщення через світлові прорізи і непрозорі стіни;
- зменшити абсолютну величину максимальних і середньодобових значень тепло припливів через стіни.

Вирішення першого завдання буде оптимальним, якщо розрахунковий час запізнювання для розглянутої стіни забезпечує збіг згодом настання мінімальної нічної зовнішньої температури. Наприклад для Одеси це період від 2 до 4 години ночі наступної доби. При цьому збільшується холодопродуктивність обраного кондиціонера і зменшується його споживана потужність. Іноді можна застосувати зовнішній блок меншого типоміналу.

Головним фактором при досягненні цього є зміна (частіше збільшення) теплоінерційної основної частини стіни.

Вирішення другого завдання буде оптимальним, якщо збільшення товщини ізоляції забезпечить мінімальну суму капітальних витрат (вартість ізоляції стіни і витрат на реконструкцію стіни) і вартість експлуатаційних витрат на компенсацію тепловтрат через цю стіну за час всього життєвого циклу системи забезпечення мікроклімату в приміщенні.

Мета цієї роботи: розробка програми і рекомендацій для визначення мінімуму сумарних витрат на теплоізоляцію зовнішньої стіни і відповідної вартості капітальних і експлуатаційних витрат (в першу чергу вартості електроенергії) на компенсацію теплоприпливів через неї та визначення впливу ефекту «теплової хвилі» на холодопродуктивність кондиціонера.

У даній роботі проблема досліджувалася на прикладі конкретної зовнішньої стіни західної орієнтації зі звичайної цегли з використаних теплоізоляції ISOVER. порівняння варіантів з різним поєднанням товщини масивної частини стіни і теплоізоляції проводилося на математичних моделях, наближених до конструкції стін, розроблених спеціалізованим Київським конструкторським бюро для використання в Україні [3].

Реальні енергозберігаючі показники кількісно аналізувалися на прикладі кондиціювання приміщення заводського конструкторського бюро, розташованого на другому поверсі корпусу заводу управління з одного зовнішньої стіною. Решта огорожі (внутрішні стіни, підлога і стеля) заводськими приміщеннями: кабінет директора і головного інженера заводу на 1-му поверсі, кабінетом і лабораторією головного технолога на третьому, бухгалтерією зі східною і кабінетом заступника директора з південного боку. Різниця внутрішніх температур із суміжними приміщеннями не перевищувала 2°C і відповідно до рекомендацій нормативних документів не враховувалася. [4,5]

Для визначення оптимальної товщини ізоляції

використовувалася цільова функція [5] є різницею початкових додаткових інвестицій в енергозберігаюче обладнання і додатковий тепловий захист і економії за 7 років експлуатації, отриманої від цього обладнання і посилення теплового захисту, яка забезпечує мінімум затрат.

$$Prf = \min \left[\Delta P_{st} + P_{esob} - \sum_{i=1}^T \frac{\Delta Q_g}{(1+d-R)^i} \right] \quad (1)$$

Цільову функцію (Ptf - target function) для спільної оптимізації визначаєм з урахуванням можливої зміни вартості електроенергії та коефіцієнта дисконтування валюти.

ΔP_{st} - додаткова вартість утеплення зовнішніх огорожень з метою посилення теплового захисту приміщень із заданим мікрокліматом ;

P_{esob} - витрати на покупку і установку в систему енергозберігаючого обладнання;

i - номер року після введення в експлуатацію енергозберігаючого обладнання;

ΔQ_g - річна економія вартості споживаної електроенергії в результаті використання енергозберігаючого обладнання і посилення теплозахисту об'єкта, кВт;

d - річний коефіцієнт дисконтування національної валюти

R - коефіцієнт річного зростання вартості кВт * години.

pel - вартість кВт години електроенергії з ПДВ

За результатами математичного моделювання можна зробити висновок, що для кліматичних умов Одеси при використанні теплоізоляції ISOVER її оптимальна товщина становить 50-80 мм.

Результати математичного моделювання теплового балансу приміщення показали, що при переході від використанні теплоізоляції ISOVER з оптимальною товщиною можливо перейти від двох кондиціонерів ASY B18LC / AOY18LC на два кондиціонера меншої потужності ASY B14LC / AOY14LC при зниженні вартості і кондиціонерів споживаної ними електроенергії на протязі всього терміну експлуатації.

Теплові навантаження приміщення, як відомо, визначаються: теплом, що надходять через зовнішні огороження ($Q_{огр.}$) за рахунок різниці температур між повітрям всередині приміщення ($t_{в}$) і зовнішнім ($t_{н}$); теплом, що надходять через внутрішні огороження ($Q_{в.огр.}$) за рахунок різниці температур між повітрям всередині приміщення ($t_{в}$) і за перегородкою ($t_{к}$); теплом, що надходять внаслідок впливу сонячної радіації ($Q_{рад}$), враховуючі особливості конструкції огороження t_i .

Для розрахунку впливу «теплової хвилі» використана модель з врахуванням нестационарної теплопередачі. Використовуємо матрицю правих частин системи диференціальних рівнянь I-го порядку (2), що описують нестационарний теплообмін основних будівельних елементів приміщення із зовнішнім середовищем і суміжними приміщеннями, які не кондиціонуються, з урахуванням зміни інтенсивності джерел тепла протягом доби [3,4,5].

$$\begin{aligned}
 & \frac{d}{dt} t_o(\tau) - \frac{\sigma_{101}}{Cv} (t_1(\tau) - t_o(\tau)) + \\
 & + \frac{\sigma_{06}}{Cv} (t_6(\tau) - t_o(\tau)) + \frac{\sigma_{011}}{Cv} (t_{11}(\tau) - t_o(\tau)) + \\
 & + \frac{Q_{oksum}(\tau) + Q_{vent}(\tau) + Q_1(\tau) + Q_{ob}(\tau) - Q_x(\tau)}{Cv} = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_1(\tau) + \frac{\sigma_{101}}{C_{svnn}} (t_1(\tau) - t_o(\tau)) - \frac{\sigma_{112}}{C_{svnn}} (t_2(\tau) - t_1(\tau)) = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_2(\tau) + \frac{\sigma_{112}}{Cn} (t_2(\tau) - t_1(\tau)) - \frac{\sigma_{23}}{Cn} (t_3(\tau) - t_2(\tau)) = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_3(\tau) + \frac{\sigma_{23}}{Cn} (t_3(\tau) - t_2(\tau)) - \frac{\sigma_{24}}{Cn} (t_4(\tau) - t_3(\tau)) = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_4(\tau) + \frac{\sigma_{34}}{Cn} (t_4(\tau) - t_3(\tau)) - \frac{\sigma_{45}}{Cn} (t_5(\tau) - t_4(\tau)) = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_{st1}(\tau) + \frac{\sigma_{sa}}{C_{snz}} (t_{st1}(\tau) - t_o(\tau)) + \frac{dq}{dt} (t_{st1}(\tau) - t_o(\tau)) = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_6(\tau) + \frac{\sigma_{06}}{C_{svnz}} (t_6(\tau) - t_o(\tau)) - \frac{\sigma_{67}}{C_{svnz}} (t_7(\tau) - t_6(\tau)) = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_7(\tau) + \frac{\sigma_{78}}{Cz} (t_7(\tau) - t_6(\tau)) - \frac{\sigma_{78}}{Cz} (t_8(\tau) - t_7(\tau)) = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_8(\tau) + \frac{\sigma_{78}}{Cz} (t_8(\tau) - t_7(\tau)) - \frac{\sigma_{89}}{Cz} (t_9(\tau) - t_8(\tau)) = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_9(\tau) + \frac{\sigma_{89}}{Cz} (t_9(\tau) - t_8(\tau)) - \frac{\sigma_{910}}{Cz} (t_{10}(\tau) - t_9(\tau)) = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_{10}(\tau) + \frac{\sigma_{910}}{C_{snz}} (t_{10}(\tau) - t_9(\tau)) - \frac{\sigma_{1011}}{C_{snz}} (t_{11}(\tau) - t_{10}(\tau)) = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_{st2}(\tau) + \frac{\sigma_{sa}}{C_{snz}} (t_{st2}(\tau) - t_o(\tau)) + \frac{dq}{dt} (t_{st2}(\tau) - t_o(\tau)) = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_{11}(\tau) + \frac{\sigma_{1011}}{C_{svk}} (t_{11}(\tau) - t_{10}(\tau)) - \frac{\sigma_{1112}}{C_{svk}} (t_{12}(\tau) - t_{11}(\tau)) = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_{12}(\tau) + \frac{\sigma_{1112}}{Ck} (t_{13}(\tau) - t_{12}(\tau)) - \frac{\sigma_{1213}}{Ck} (t_{13}(\tau) - t_{12}(\tau)) = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_{13}(\tau) + \frac{\sigma_{1213}}{Ck} (t_{13}(\tau) - t_{12}(\tau)) - \frac{\sigma_{1314}}{Ck} (t_{14}(\tau) - t_{13}(\tau)) = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_{14}(\tau) + \frac{\sigma_{1314}}{Ck} (t_{14}(\tau) - t_{13}(\tau)) - \frac{\sigma_{1415}}{Ck} (t_{15}(\tau) - t_{14}(\tau)) = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_{15}(\tau) + \frac{\sigma_{1415}}{C_{snk}} (t_{15}(\tau) - t_{14}(\tau)) - \frac{\sigma_{15}}{C_{snk}} (t_{sm}(\tau) - t_{15}(\tau)) = 0
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

де ключові параметри температури:

- t_o , °C – температура повітря в приміщенні;
 - t_1-t_c , °C – середньо інтегральні температури слоїв північної сторони;
 - $t_{st1}-t_{st2}$, °C – середньо інтегральні температури вікон;
 - t_6-t_{10} , °C – середньо інтегральні температури слоїв південної сторони;
 - $t_{11}-t_{15}$, °C – середньо інтегральні температури внутрішньої стіни;
 - q , Вт/м² – пряма та розсіяна сонячна радіація з впливом запізнення [4].
- Визначаємо $C_z, C_n, C_{snz}, C_{snn}, C_{svnz}, C_{svnn}$ Дж/К – теплоємність слоїв стіни, та теплові проводи мостів за слоями стіни $\sigma_{ni}, \sigma_{ki}, \sigma_{zi}$, Вт/К для зовнішніх та внутрішніх огорожень [1,3,6].

3 Результати розрахунку

За допомогою математичного моделювання з використанням з використанням службової функції `rkfixed` і службового блоку `Given-Odesolve` визначені середньомасові нестационарні температури елементів з врахуванням «теплової хвилі», враховуючи добову зміну зовнішнього повітря

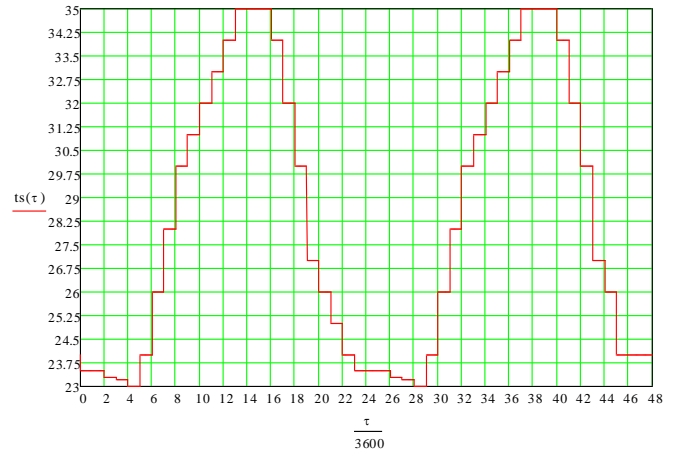


Рисунок 1 – Добова зміна температури зовнішнього повітря

При орієнтації стіни на захід максимум поглинання тепла зовнішньою стіною доводиться на 18 годин. Запізнення 10 год 06 хв призведе до того, що пік "теплової хвилі" буде заходити в приміщення через цю стіну приблизно о 4 годині 06 хв ранку, коли температура зовнішнього повітря буде в розглянутому прикладі близька до 23 °C. За даними фірми Fujitsu при температурі зовнішнього середовища, що дорівнює 30 °C, і температурі в приміщенні з кондиціонером залі 27 °C сучасний побутовий кондиціонер ASY B18LC / AOY18LC забезпечує максимальне значення холодопродуктивності 5.56 кВт, споживаючи потужність 1.56 кВт, а при зовнішній температурі 25 °C (у нічний час влітку багато громадських об'єкти, наприклад ресторани, не працюють) або зовсім вимкнути кондиціонер, або дозволити працювати інверторному кондиціонеру при малих обертах і низькому шумі, забезпечуючи холодопродуктивність 5.81 кВт при споживаній потужності 1.41 кВт. Якщо врахувати теплове запізнювання «теплову хвилю» (теплове запізнювання) при відповідній оптимальній товщині теплоізоляції огорожень, то в ряді випадків буде можливість перейти на кондиціонер меншого номіналу при менших початкових капітальних витратах і економії на оплаті споживаної електроенергії під час всього життєвого циклу кондиціонера.

Добова зміна теплового потоку q_{st11} при максимальній $t_s(\tau) = 35$ °C (мінімальна зовнішня нічна температура $t_s(\tau) = 23$ °C) і постійній температурі в приміщенні $t_{пом} = 27$ °C показана на рис.2

За моделлю визначили, сумарне надходження тепла від усіх джерел $Q_{sum}(\tau)$ і максимальна холодопродуктивність кондиціонера $Q_{hol}(\tau)$ від часу добового циклу. (рис 3)

У ряді випадків таке зменшення максимальної холодопродуктивності дозволяє вибрати кондиціонер меншого тіпономіналу і отримати істотну економію капітальних і експлуатаційних витрат.

4. Висновки

Проведені розрахунки, з використанням службової функції `rkfixed` і службового блоку "Given-Odesolve" обчислювального середовища Mathcad 15, дали результати і можуть бути використані для аналізу

впливу «теплової хвилі» нестационарного теплового режиму. Об'єкт, в якому не виконані теплоутилізаційні енергозберігаючі заходи в середньому (оціночно в Одеській області) має наступні співвідношення видів теплопритоків: вікна-26% (Від загальних витрат тепла), стіни - 28%, перекриття - 15%, вентиляція - 31%. За

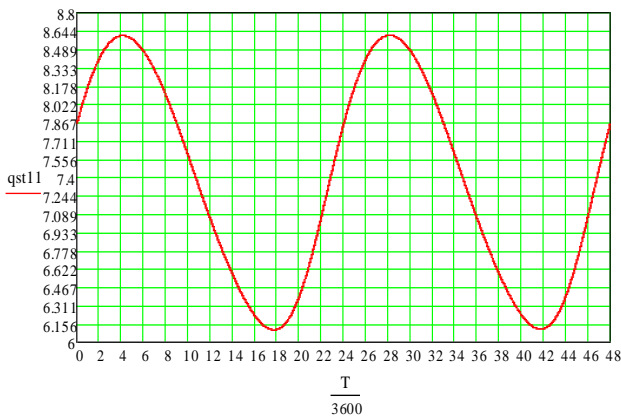


Рисунок 2 – Добова зміна теплового потоку q_{st11} при максимальній $t_s(\tau) = 35^\circ\text{C}$ (мінімальна зовнішня нічна температура $t_s(\tau) = 23^\circ\text{C}$) і постійній температурі в приміщенні $t_{пом} = 27^\circ\text{C}$

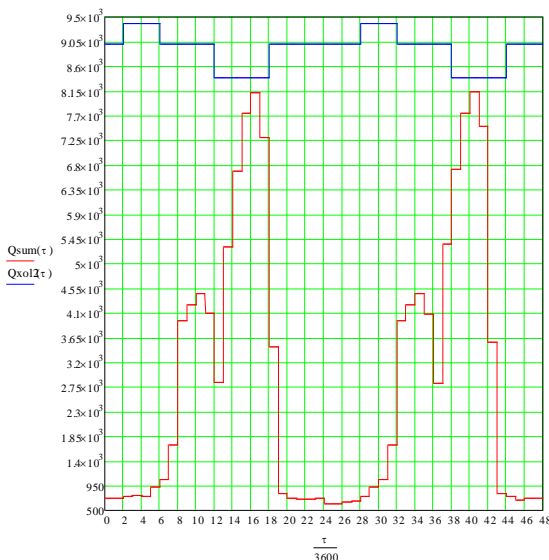


Рисунок 3 – Сумарне надходження тепла від усіх джерел $Q_{sum}(\tau)$ і максимальна холодопродуктивність кондиціонера $Q_{col}(\tau)$ від часу добового циклу

рекомендуємими нормам 2017 року: стіни - 12%, перекриття - 5%, вікна - 28%, вентиляція - 55%. Виходячи з цієї оцінки видно, що витрати тепла на підігрів припливного вентиляційного повітря (без теплоутилізації рівний тепловтрат від витяжного повітря) міцно зайняв перше місце серед інших видів тепловитрат і вимагає особливої уваги. Вибір того чи іншого способу розрахунків визначається досвідом минулих робіт і наданням переваги конкретного розраховувача. У нашому конкретному випадку для аналізу впливу «теплової хвилі» нестационарного погодинного теплового балансу реальної ідальнею було використано 14 звичайних неоднорідних і однорідних диференціальних рівнянь з нелінійними коефіцієнтами.

Результати математичного моделювання дозволяють визначити необхідну холодопродуктивність або теплопродуктивність і відповідну споживану потужність системи та доповняють набір коректних вихідних даних для розрахунку повних витрат на забезпечення мікроклімату об'єкта, включаючи проектування, врахування «теплової хвилі», придбання обладнання, монтаж і експлуатаційні витрати протягом терміну служби системи, а значить дозволять підібрати оптимальне обладнання та оцінити термін окупності системи.

Література

1. **Лабай В.Й.** Тепломасообмін [Текст] / В.Й. Лабай. – Львів: Тріада плюс, 2004. – 260 с.
2. **Табунщиков Ю.А.** Математическое моделирование и оптимизация тепловой эффективности зданий. [Текст] / Ю.А.Табунщиков, М.М. Бродач. – М.: АВОК-ПРЕСС. – 2002. – 194 с
3. **Перебека В.И.** Расчеты систем кондиционирования и вентиляции. / В.И., Перебека, Н.В. Жихарева – Одесса: «ТЭС», 2014. – 240 с.
4. **Жихарєва Н.В.** Економічно-доцільна товщина ізоляції сучасних ізоляційних матеріалів плодовоочесховищ // Н.В.Жихарєва, М.Г. Хмельнюк, О.В. Ольшєвєка/ Холодильна техніка і технологія 2015. – №3 Том.51 –С. 22 – 25
5. **Жихарєва Н.В., Хмельнюк М.Г.** Оптимізація сумарної вартості теплового захисту приміщень та кліматичного обладнання // Н.В.Жихарєва, М.Г. Хмельнюк / Холодильна техніка і технологія. – 2017.- том 53, вип.. 4. – С. 17-20

Research on the effect of the thermal wave on the coolproductive conditioner

N. V. Zhikhareva

¹Odessa National Academy of Food Technologies, 112 Kanatnaja str., Odessa, 65039

To solve the problem of energy saving with mandatory and strict observance of regulatory requirements for air, the effect of the "heat wave" effect on the cooling capacity of the air conditioner was investigated. Using the method of non-stationary calculation of heat inflows through the outer walls, by varying the thermal resistance of the wall layers and their heat inertia, determine the optimal time lag for the maximum heat flux from the inner surface of the wall to the room from the time of maximum solar radiation on the outer surface of this wall. This ultimately allows us to correctly solve two problems of optimal design: to spread in time the peak values of heat input into the room through light

openings and opaque walls; reduce the absolute value of the maximum and average daily values of heat gains through the walls. The results of mathematical modeling allow us to determine the effect of changes in solar radiation on the surface, changes in the temperature of the outer and inner layers of fences, changes in heat influx from people, equipment, etc., and taking into account the effect of the “heat wave”, determine the optimum cooling capacity of the air conditioner. We have shown that if we take into account the “heat wave” at the appropriate optimal thickness of the insulation of fences, this makes it possible to switch to an air conditioner of a lower rating with lower initial capital costs and energy saving of electricity during the entire life cycle of the air conditioner.

Key words: *energy saving, heat balance, “heat wave”, air conditioning, lag, modeling, cooling capacity*

References

1. **Labai V.J.** *Teplomasoobmin* - Lviv: Triada plus 2004. – 260.
2. **Tabunskykov YA, Brodach M.N.** *Matematycheskoe model-rovanye and thermal optimization of the effectiveness buildings*. - M.: Avok-PRESS. - 2002. – 194 p.
3. **Perepeka V.I., Zhikhareva N.V** *The calculations of air conditioning and ventilation*. **Odessa** «TEC», 2014. – 240 p.
4. **Zhikhareva N. V, Khmelniuk M. G. , Olshevka O.V** *Expedient-economic theckness of modern insulation material for fruit-vegetable warehouses* *Refrigerationengineering and technology*, No. 51 (3).– P. 22 – 25
5. **Zhikhareva N. V, Khmelniuk M. G** *Optimization of the total cost of thermal protection of premises and climatic equipmen*, No. 53 (4).– P. 17 – 20
6. **Zhikhareva N. V, Khmelniuk M. G** *The Mathematical modeling of non-stationary heat exchange of premises* *Refrigerationengineering and technology*. – *Refrigerationengineering and technology*, No. 52 (6).– P. 75 – 78.

Received 11 May 2018
Approved 03 July 2018
Available in Internet 30 August 2018