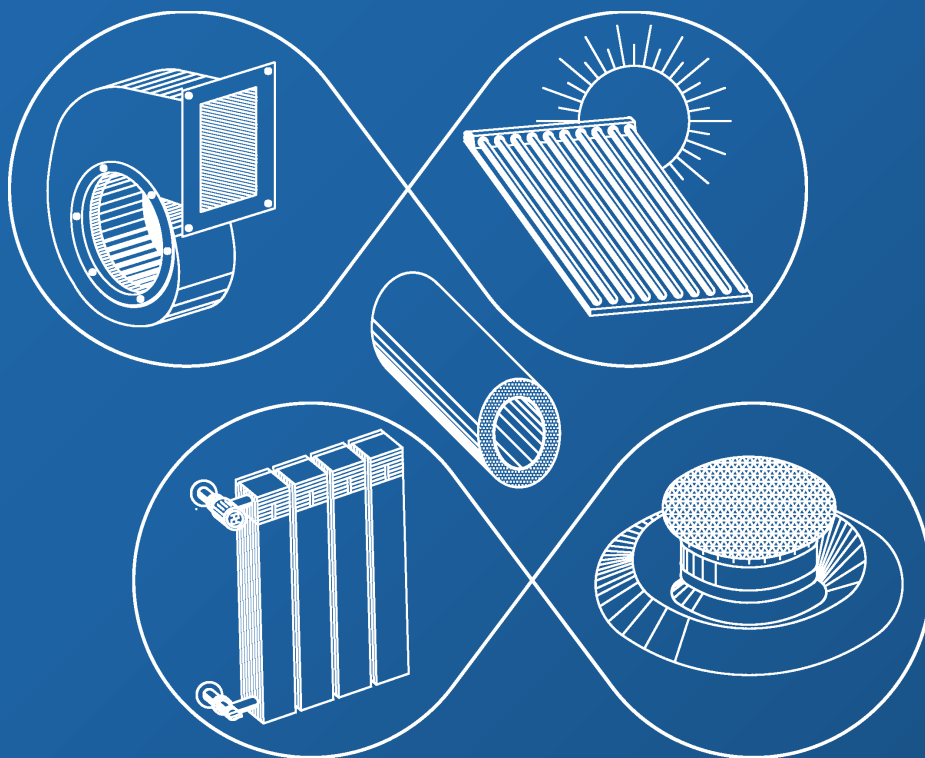


ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ



2025

Випуск 54



MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE

Kyiv National University of Construction and Architecture

**VENTYLIATSIIA, OSVITLENNIA
TA TEPLOHAZOPOSTACHANNIA**

SCIENTIFIC AND TECHNICAL COLLECTION

founded in 2001

ISSUE 54

Kyiv 2025

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Київський національний університет
будівництва і архітектури

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЗБІРНИК

заснований у 2001 році

ВИПУСК 54

Київ 2025

Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: науково-технічний збірник. – Вип. 54 / відповідальний редактор В. О. Мілейковський. – Київ: КНУБА, 2025. – 140 с.

У збірнику висвітлюються результати наукових досліджень, питання теорії і практики з опалення, вентиляції і кондиціонування повітря, теплопостачання та газопостачання. Призначений для наукових працівників, викладачів, виробників, докторантів, аспірантів та студентів.

Редакційна колегія: докт. техн. наук, професор В. О. Мілейковський (відповідальний редактор); докт. техн. наук, професор В. П. Корбут (заступник відповідального редактора); ас. О.А. Дудніков (відповідальний секретар); докт. екон. наук, доцент К. М. Предун; докт. техн. наук, професор О. В. Приймак; докт. техн. наук, професорка Т. М. Ткаченко; докт. техн. наук, професор Г. В. Жук; докт. техн. наук, професор В. А. Кравець; докт. техн. наук, професор Г. Гавардашвілі (Грузія); докт. техн. наук, професор З. Гвішіані (Грузія); докт. техн. наук, професор Н. Мамедов (Азербайджан); докт. техн. наук, професор Б. Рашуо (Сербія); доктор наук, професор А. Рогожа (Литва); докт. техн. наук, професор Г. Собчук (Польща); докт. техн. наук, професор М. Улевіч (Польща); доктор інженер, доцент А. Ліс (Польща); доктор інженер, доцент А. Уйма (Польща); доктор Г. Глінцерер (Австрія).

Рекомендовано до випуску Вченою радою Київського національного університету будівництва і архітектури 25 грудня 2025 р., протокол № 39.

Адреса редакційної колегії: Київський національний університет будівництва і архітектури, кафедра теплогазопостачання і вентиляції та кафедра теплотехніки, Повітрофлотський просп., 31, м. Київ, 03037, Україна.
тел. +380(44)245-48-33

© Київський національний
університет будівництва і
архітектури

З М І С Т

Вадим Корбут, Тетяна Ткаченко, Віктор Мілейковський, В'ячеслав Попов, Роман Глущенко, Сергій Морковник, Олександр Тригуб <i>ПРИРОДНІ ПІДХОДИ ДО ОРГАНІЗАЦІЇ ВИТІСНЯЮЧОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ З ЗАБЕЗПЕЧЕННЯМ ТЕПЛООВОГО Й ШУМОВОГО КОМФОРТУ.....</i>	<i>6</i>
Олександр Приймак, Іван Кріпак <i>АНАЛІЗ ПОКАЗНИКІВ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛОГЕНЕРУВАЛЬНОГО ВІКНА.....</i>	<i>19</i>
Юрій Волох, Михайло Кириченко <i>ВПЛИВ СИСТЕМИ АВТОМАТИЗАЦІЇ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПОВЕРХНЕВОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ПРИ СТВОРЕННІ ТЕПЛООВОГО КОМФОРТУ.....</i>	<i>30</i>
Ганна Біловол, Микола Наumenко <i>ЦИРКУЛЯЦІЙНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ РІШЕННЯ В СИСТЕМАХ ОПАЛЕННЯ, ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ: МЕТОД ОЦІНЮВАННЯ ТА ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ.....</i>	<i>39</i>
Андрій Подлесний, Анатолій Петренко <i>УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛОТИ У ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ СИСТЕМАХ: ОГЛЯД СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ, ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ ТА ПРОТИДІЯ ОБМЕРЗАННЮ.....</i>	<i>52</i>
Анна Москвітінa, Дар'я Вакуленко <i>ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ АНАЛІЗ ЗАСТОСУВАННЯ РЕГЕНЕРАТИВНИХ РЕВЕРСИВНИХ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ КЛАСУ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ЖИТЛОВИХ БУДИНКІВ ТА ЗМЕНШЕННЯ НАВАНТАЖЕННЯ НА СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ.....</i>	<i>76</i>
Анатолій Макаров, Михайло Сенчук, Андрій Ходос, Михайло Кирієнко, <i>УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ РУКАВНИХ ФІЛЬТРІВ ДЛЯ РОЗПИЛЮВАЛЬНИХ СУШИЛЬНИХ УСТАНОВОК</i>	<i>94</i>
Вадим Задіранов <i>МОДЕЛЮВАННЯ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ МЕТРОПОЛІТЕНУ З ВИКОРИСТАННЯМ ВЕРТИКАЛЬНОГО ҐРУНТОВОГО ТЕПЛООБМІННИКА ТА ТЕПЛООВОГО НАСОСА В УМОВАХ ХАРКОВА</i>	<i>122</i>

CONTENTS

Vadym Korbut, Tetiana Tkachenko, Viktor Mileikovskiy, Viacheslav Popov, Roman Hlushchenko, Serhii Morkovnyk, Oleksandr Tryhub <i>NATURAL APPROACHES TO ORGANIZING DISPLACEMENT VENTILATION ENSURING THERMAL AND NOISE COMFORT</i>	<i>6</i>
Oleksandr Priymak, Ivan Kripak <i>ANALYSIS OF ENERGY EFFICIENCY INDICATORS OF A HEAT- GENERATING WINDOW.....</i>	<i>19</i>
Yuri Volokh, Mykhailo Kyrychenko <i>INFLUENCE OF CONTROLS ON THE EFFICIENCY OF RADIANT COOLING IN ACHIEVING THERMAL COMFORT</i>	<i>30</i>
Hanna Bilovol, Mykola Naumenko <i>INTERNAL ENERGY CIRCULATION SOLUTIONS IN HEATING, VENTILATION AND AIR-CONDITIONING SYSTEMS: ASSESSMENT METHOD AND COMPARATIVE ANALYSIS.....</i>	<i>39</i>
Andrii Podliesnyi, Anatolii Petrenko <i>HEAT RECOVERY IN VENTILATION SYSTEMS: A REVIEW OF MODERN TECHNOLOGIES, ENERGY EFFICIENCY, AND FROST PROTECTION</i>	<i>52</i>
Anna Moskvitina, Daria Vakulenko <i>TECHNICAL-ECONOMIC ANALYSIS OF THE USE OF REGENERATIVE REVERSIBLE DEVICES TO IMPROVE THE ENERGY EFFICIENCY CLASS OF RESIDENTIAL BUILDINGS AND DECREASE THE LOADING ON HEATING SYSTEMS</i>	<i>76</i>
Anatolii Makarov, Mykhailo Senchuk, Andrii Khodos, Mykhailo Kyrienko <i>IMPROVEMENT OF TECHNOLOGICAL PROCESSES FOR THE OPERATION OF BAG FILTERS FOR SPRAYING DRYING INSTALLATIONS</i>	<i>94</i>
Vadym Zadiranov <i>SIMULATION OF METRO HEAT UTILISATION USING A VERTICAL GROUND HEAT EXCHANGER AND A HEAT PUMP IN KHARKIV</i>	<i>122</i>

УДК 622.741.3.022;622.7;620.133

д.т.н., проф. **Вадим Корбут**

korbut.vp@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0002-4560-5463,

д.т.н., проф. **Тетяна Ткаченко**,

tkachenkoknuba@gmail.com, ORCID: 0000-0003-2105-5951,

д.т.н., проф. **Віктор Мілейковський**,

mileikovskiy.vo@knuba.edu.ua, ORCID:0000-0001-8543-1800,

Старший науковий співробітник **В'ячеслав Попов**,

v.v.popov.1962@gmail.com, ORCID: 0000-0002-3396-0951,

докт. філос. **Роман Глущенко**,

hlushchenko_ro@knuba.edu.ua, ORCID:0000-0003-2863-1480

аспірант **Сергій Морковник**,

s.morkovnyk@gmail.com, ORCID: 0009-0003-9662-1951

Київський національний університет будівництва і архітектури

к.ф.-м.н., доц. **Олександр Тригуб**,

as_trigub@yahoo.com, ORCID: 0000-0002-6573-2814,

Національний університет «Києво-Могилянська академія»

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.54.6-18>

ПРИРОДНІ ПІДХОДИ ДО ОРГАНІЗАЦІЇ ВИТІСНЯЮЧОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ З ЗАБЕЗПЕЧЕННЯМ ТЕПЛОВОГО Й ШУМОВОГО КОМФОРТУ

***Анотація.** Умови енергоефективності та комфорту для людей у приміщеннях, зазвичай, суперечать одна одній. У переважній більшості випадків відбувається пошук компромісних рішень, що обмежує ефективність. На противагу цьому, дану суперечність будемо вирішувати максимальним наближенням середовища до природних умов. Біофільний дизайн – це створення максимально природного візуального середовища як штучним, так і природним шляхами. У разі застосування штучних матеріалів можливе забруднення середовища. Фітодизайн – це термін, уведений у світову практику українським ботаніком Андрієм Гродзинським для позначення використання рослин задля покращення умов внутрішнього середовища. Цей підхід і створює комфортне візуальне середовище і зменшує вміст патогенів у повітрі, а також сприяє покращенню тепловологісного режиму, зменшенню шуму тощо. І при цьому на відміну від штучних матеріалів відбувається очищення, а не забруднення повітря. Успішність цих підходів спрямовує пошук можливостей покращення роботи вентиляції в напрямку максимального наближення до природного середовища, а саме поєднання витісняючої вентиляції, яка забезпечує робочу зону найбільш чистим повітрям, з динамічним мікрокліматом, максимально наближеним до зміни параметрів повітряного*

середовища в природному довіллі. Пропонується відтворювати короткі періоди вітрового впливу замість тривалої поступової зміни параметрів. У поєднанні з високою тепловою інерцією організму це повинно забезпечувати середню тепловіддачу людини в межах продукованої метаболізмом теплоти без зміни температури тіла та навантаження систем терморегулювання. Отримано розрахункові залежності та номограму оцінювання параметрів мікроклімату за тепловіддачею, еквівалентною тепловіддачі при нормативних параметрах мікроклімату. Через підвищення швидкості повітря розглянуто акустичний комфорт з огляду на відповідність природному вітровому шуму. Запропоновано поняття індексу штучності шуму. Якщо обмежити це значення, то разом з фітодизайном ці рішення додатково створюють гармонію візуально-акустичного середовища.

Ключові слова: енергоефективність, комфорт, витісняюча вентиляція, динамічний мікроклімат, акустичний комфорт, біонічний підхід, фітодизайн, шум.

Постановка проблеми. Енергоефективність формування мікроклімату та комфорт для людей у приміщеннях є дві головні умови сталого розвитку міст. Проте ці дві умови, зазвичай, суперечать одна одній. Вирішення цієї суперечності є комплексною проблемою, що починається з нормування параметрів мікроклімату і закінчується технічною реалізацією систем. Зазвичай, відбувається пошук компромісних рішень, що обмежує ефективність отриманих результатів. Проте для ефективного вирішення проблеми потрібен новий підхід, пошук якого і буде предметом даної роботи.

Актуальність дослідження. Виявлення можливості подолання суперечності між енергоефективністю та комфортом у вентиляції та кондиціюванні повітря є актуальним завданням у рамках зеленого будівництва та сталості міст.

Останні дослідження та публікації. Створення комфорту в приміщенні тісно пов'язане з максимальним наближенням середовища до природних умов. Біофільний дизайн [1] передбачає створення максимально природного візуального середовища як штучним, так і природним шляхами – фотошпалери, штучні та природні рослини, природні кольори тощо. Фітодизайн – це термін, уведений у світову практику українським ботаніком Андрієм Гродзинським [2] для позначення використання рослин задля покращення умов внутрішнього середовища. Цей підхід і створює комфортне візуальне середовище і зменшує вміст патогенів у повітрі, а також сприяє покращенню тепловологісного режиму, зменшенню шуму тощо. І при цьому на відміну від штучних квітів відбувається очищення, а не забруднення шкідливими леткими сполуками.

Подібні підходи дозволяють спрямувати і пошук шляхів покращення

систем формування мікроклімату максимальним наближенням внутрішніх умов до природного середовища.

На сьогодні перспективним вважається витісняюча вентиляція [3], що дозволяє затопити робочу зону припливним повітрям, яке є найбільш чистим і близьким за параметрами до необхідного для комфортного стану людини. Проте, як показали авторські дослідження, цей підхід має критичні проблеми [4]. Повітрообмін за явною Φ_{hf} , Вт, і повною теплотою Φ_{hf} , Вт, визначається формулою [5] з урахуванням результатів роботи [4]:

$$G = \frac{\Phi}{c_p \cdot K_L \cdot (\Theta_{IDA} - \Theta_{SUP})} = \frac{\Phi_{hf}}{1000 \cdot K_L \cdot (I_{IDA} - I_{SUP})}, \text{ кг/с}, \quad (1)$$

де c_p – питома ізобарна теплоємність повітря, Дж/(кг·К); K_L – коефіцієнт повітрообміну, що для витісняючої вентиляції досягає 2,5 і більше, а для змішувальної вентиляції досягає біля 1,1...1,3; Θ_{IDA} – температура повітря робочої зони, К; Θ_{SUP} – температура припливного повітря, К; I_{IDA} – ентальпія повітря робочої зони, кДж/кг; I_{SUP} – ентальпія припливного повітря, кДж/кг.

Хоча витісняюча вентиляція має високий коефіцієнт повітрообміну, через малі перепади температури повітрообмін за формулою (1) є значно більшим. Це вимагає застосування рециркуляції, що погіршує якість повітря з огляду на вуглекислий газ. Розрахунки [4] показують, що на багатьох об'єктах витрати енергії на охолодження повітря стають більшими. Високий градієнт температури, характерний для витісняючої вентиляції, є одночасно і перевагою (менший повітрообмін) і недоліком. Адже в теплий період року втрачається перепад температури між витяжним і зовнішнім повітрям, що виводить з роботи теплоутилізаційне обладнання для утилізації «холоду». Подолання цих проблем вимагає нестандартних рішень.

Біонічний підхід також передбачає перехід від штучно створюваного постійного мікроклімату до динамічного, що передбачає зміну параметрів у часі [6] і може збільшити робочий перепад температури при витісняючій вентиляції. У даній роботі проаналізовано різні аспекти динамічного мікроклімату, зокрема зміну швидкості та температури протягом тривалих періодів часу. Надано результати соціологічні дослідження комфорту. Показано користь від такого підходу для здоров'я та комфорту. Виявлено, що людина краще пристосована до змінної швидкості вітру аніж до постійної швидкості руху повітря.

Експериментальні дослідження відчуття комфорту людей в умовах змінної результуючої температури приміщення проведено в роботі [7]. Розглянуто сценарії зміни температури протягом півгодини-години. Спочатку людина

акліматизувалася, після чого температура поступово наростала або спадала (thermal ramp) до моменту, коли піддослідна людина натискала кнопку дискомфорту, після чого температура поверталася до початкового значення.

Комфортний стан людини при відхиленнях температури протягом 90 хвилин та коливаннях температури з періодом 15 хв. досліджено в роботі [8]. Такі значні часові періоди пов'язані з суттєвою зміною стану організму людини, коли її тепловтрати суттєво коливаються в часі.

Роботи НУ «Львівська політехніка» [9], [10] тощо присвячені створенню змінної швидкості руху повітря за допомогою закручених струмин з періодичною зміною витрати.

На підставі світового досвіду динамічний мікроклімат рекомендовано в Україні до впровадження проектом ДБН В.2.5-67:2025 [11].

Таким чином, ефективне використання витісняючої вентиляції вимагає нестандартних підходів. І для їхнього розроблення можна запропонувати використання динамічного мікроклімату. Спостереження показують, що швидкість вітру змінюється за значно коротші періоди часу, аніж це було досліджено в наведених роботах. Також при роботі поворотних вентиляторів тривалість впливу потоку повітря є дуже короткою – порядку десятка секунд. Це розширює можливості забезпечення енергоефективності та комфорту при витісняючій вентиляції.

Формулювання цілей статті. Метою роботи є застосування біонічних підходів для покращення роботи вентиляції, в першу чергу витісняючої.

Розширення можливостей динамічного мікроклімату. Як бачимо, стандартні підходи не дозволяють повністю розкрити потенціал витісняючої вентиляції. Тому необхідно принципово змінювати підходи до нормування параметрів мікроклімату. Звернемо увагу, що в навколишньому середовищі штиль не є характерним станом. Більшість часу вітер є змінним. Більшість лісопаркових зон характеризуються частковим затіненням. Якщо рухатися такою зоною, то людина почергово опиняється в тіньових зонах з меншою результуючою температурою та в сонячних зонах – з більшою.

Постає питання можливості тимчасового підвищення абсолютного значення робочого перепаду температури та швидкості повітря зі збереженням комфортного стану. Подібний підхід не є принципово новим і використовується вентиляторам з поворотним механізмом, який почергово обдуває людей. Також користувачі морозильників при відкритті їх потрапляють під короткочасний вплив повітря з абсолютним значенням перепаду температури понад 20 К, і при цьому не відчують охолодження. Головною умовою відсутності погіршення здоров'я та самопочуття є короткочасність.

Робочий перепад температури та час його впливу слід визначати шляхом

масового опитування людей різного віку та фізичного стану в лабораторії з контрольованим мікрокліматом і можливістю періодичного подавання повітря в робочу зону. Такий підхід вимагає значних затрат часу та ресурсів.

Орієнтовно температуру і час впливу можна оцінити безпосередньо з визначення поняття теплового комфорту як можливості розсіяти всю теплоту, виділену в результаті метаболізму, зі збереженням температури організму. В умовах змінного повітряно-теплового режиму в довкіллі головну роль відіграє теплова інерція. Адже на 80 % людина складається з однієї з найбільш теплоємних речовин – води. Тому в разі зміни теплового режиму в межах 5...10 с, до уваги слід брати середню тепловіддачу з урахуванням її нелінійності. Це зводить задачу до задачі нестационарного теплообміну.

Теплообмін людини можемо орієнтовно оцінити як теплообмін вертикального еліптичного циліндра більшим діаметром D , м, і меншим діаметром d , м, заввишки H , м, з температурою поверхні τ , К. У разі природної ламінарної конвекції (Критерій Релея $10^3 < Ra < 10^8$ [12] критерій Нуссельта

$$Nu = \frac{\alpha^{nat} \cdot H}{\lambda} = 0,76 \cdot Ra^{0,25} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25}, \quad (2)$$

де α^{nat} – коефіцієнт тепловіддачі при природній конвекції, Вт/(м²·К); λ – коефіцієнт теплопровідності повітря, Вт/(м²·К); Pr – критерій Прандтля для навколишнього повітря; Pr_w – те ж при температурі поверхні циліндра; Ra – критерій Релея:

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot (\tau - \Theta_{IDA}) \cdot H^3}{\nu \cdot a} = \frac{g \cdot (\tau - \Theta_{IDA}) \cdot H^3}{\nu \cdot a \cdot \Theta_{IDA}}, \quad (3)$$

g – прискорення вільного падіння, м/с²; $\beta = 1/\Theta_{IDA}$ – коефіцієнт температурного розширення повітря, К⁻¹; ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, м²/с; a – коефіцієнт температуропровідності повітря, м²/с.

Тоді густина теплового потоку на одиницю площі циліндра з урахуванням формул (2) та (3):

$$\phi^{nat} = \alpha^{nat} (\tau - \Theta_{IDA}) = 0,76 \cdot \left(\frac{g \cdot (\tau - \Theta_{IDA})}{\nu \cdot a \cdot \Theta_{IDA} \cdot H} \right)^{\frac{1}{4}} \cdot \lambda \cdot \left[\left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{\frac{1}{4}} \right], \quad (4)$$

Формула (4) вживатиметься за малої швидкості повітря. Оцінимо внесок множника у квадратних дужках. Найвища температура поверхні людини не може перевищувати температуру крові 313,15 К. Температура повітря в приміщенні в холодний період року не може бути нижчою за 273,15 К.

У цих межах число Прандтля повітря змінюється в межах 0,711...0,715. Тоді $1 \geq Pr/Pr_w > 0,711 / 0,715 = 0,9944$ або $1 \geq (Pr/Pr_w)^{1/4} > 0,9986$. Член у квадратних дужках відхиляється від одиниці в межах 0,14 %, тоді як похибка результатів досліджень, за якими побудовано формули (2) і (3), становить не менше 5 %. У подальших розрахунках цей множник не повинен ураховуватися:

$$\varphi^{nat} = 0,76 \cdot \lambda \cdot \left(\frac{g \cdot (\tau - \Theta_{IDA})^5}{\nu \cdot a \cdot \Theta_{IDA} \cdot H} \right)^{\frac{1}{4}}, \quad (5)$$

При вимушеній конвекції використано дані роботи [13]:

$$Nu = \frac{\alpha^{forced} \cdot D}{\lambda} = 0,452 \cdot Re^{0,571} \cdot (1 - 0,254 \cdot \cos(\gamma)), \quad (6)$$

де γ – кут між великою віссю та напрямком швидкості, а Re – Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\nu \cdot D}{\nu}, \quad (7)$$

За формулами (6) і (7) густина теплового потоку

$$\varphi^{forced} = \alpha^{forced} (\tau - \Theta_{SUP}) = 0,452 \cdot \left(\frac{\nu \cdot D}{\nu} \right)^{0,571} \cdot \frac{\lambda}{D} (\tau - \Theta_{SUP}) \cdot [1 - 0,254 \cdot \cos(\gamma)], \quad (8)$$

де α^{forced} – середній коефіцієнт тепловіддачі при вимушеній конвекції;
 Θ_{SUP} – температура потоку повітря біля людини

Оскільки людина може опинитися під будь-яким кутом γ до потоку повітря, приймаємо варіант найбільшого теплового потоку при $\gamma = \pi/2$. За формулою (8)

$$\varphi^{forced} = 0,452 \cdot \left(\frac{\nu \cdot D}{\nu} \right)^{0,571} \cdot \frac{\lambda}{D} (\tau - \Theta_{SUP}), \quad (8)$$

Розглянемо два режими:

- нормативний – на людину діє потік повітря з температурою $\Theta_{SUP} = \Theta_{SUP}^{norm}$, К, та максимальною нормативною швидкістю повітря v^{norm} , м/с, за якого середня густина теплового потоку становитиме за формулою (8):

$$\varphi^{norm} = 0,452 \cdot \left(\frac{v^{norm} \cdot D}{v} \right)^{0,571} \cdot \frac{\lambda}{D} (\tau - \Theta_{SUP}^{norm}), \quad (9)$$

- динамічний режим – на людину періодично протягом часу t , с, діє потік зі швидкістю повітря v , м/с, та з температурою Θ_{FLW} , К, а протягом часу $T - t$, с, швидкість практично відсутня. Середня густина теплового потоку становитиме за формулами (5) та (9):

$$\varphi^{dyn} = (1 - \kappa) \cdot 0,76 \cdot \lambda \cdot \left(\frac{g \cdot (\tau - \Theta_{IDA})^5}{v \cdot a \cdot \Theta_{IDA} \cdot H} \right)^{\frac{1}{4}} + \kappa \cdot 0,452 \cdot \left(\frac{v \cdot D}{v} \right)^{0,571} \cdot \frac{\lambda}{D} (\tau - \Theta_{SUP}), \quad (10)$$

де $\kappa = t/T$ – частка часу впливу потоку.

Якщо за час t організм людини не встигає суттєво охолонути чи нагрітися, а температура Θ_{SUP} і швидкість v за час t не допускає переохолодження або перегріву шкіри, то умова однакового комфортного стану набуде вигляду $\varphi_{norm} = \varphi_{dyn}$, Вт, або за формулами (9) і (10) після перетворень

$$\begin{aligned} v^{0,571} (\tau - \Theta_{IDA} - \Delta\Theta) &= \Xi = \\ &= \frac{(\tau - \Theta_{IDA} - \Delta\Theta^{norm}) \cdot (v^{norm})^{0,571}}{\kappa} - 1,681 \cdot \frac{1 - \kappa}{\kappa} \cdot \frac{g^{0,25} \cdot D^{0,429} \cdot v^{0,321}}{a^{0,25} \cdot H^{0,25}} \left(\frac{(\tau - \Theta_{IDA})^5}{\Theta_{IDA}} \right)^{0,25}, \end{aligned} \quad (11)$$

де $\Delta\Theta = \Theta_{SUP} - \Theta_{IDA}$ – робочий перепад температури, К (для холодного повітря негативний), а $\Delta\Theta^{norm} = \Theta_{SUP}^{norm} - \Theta_{IDA}$ – нормативний робочий перепад температури, К.

Значення параметра Ξ за рівнянням (11) при заданому значенні κ є константою. Таким чином, рівняння (11) дозволяє при кожному значенні κ отримати криву залежності температури та швидкості потоку.

На рис. 1 побудовано графік для температури $\Theta_{IDA} = 299,15$ К (26 °С) й $\Delta\Theta^{norm} = -1,0$ К [11]; $v^{norm} = 0,3$ м/с; $g = 9,80665$ м/с²; $D = 0,5$ м; $v = 1,56 \cdot 10^{-5}$ м²/с й $a = 2,19 \cdot 10^{-5}$ м²/с – за [14]; $H = 1,7$ м [15]; $\tau = 309,75$ К (36,6 °С); $\kappa = 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8$ і $0,9$.

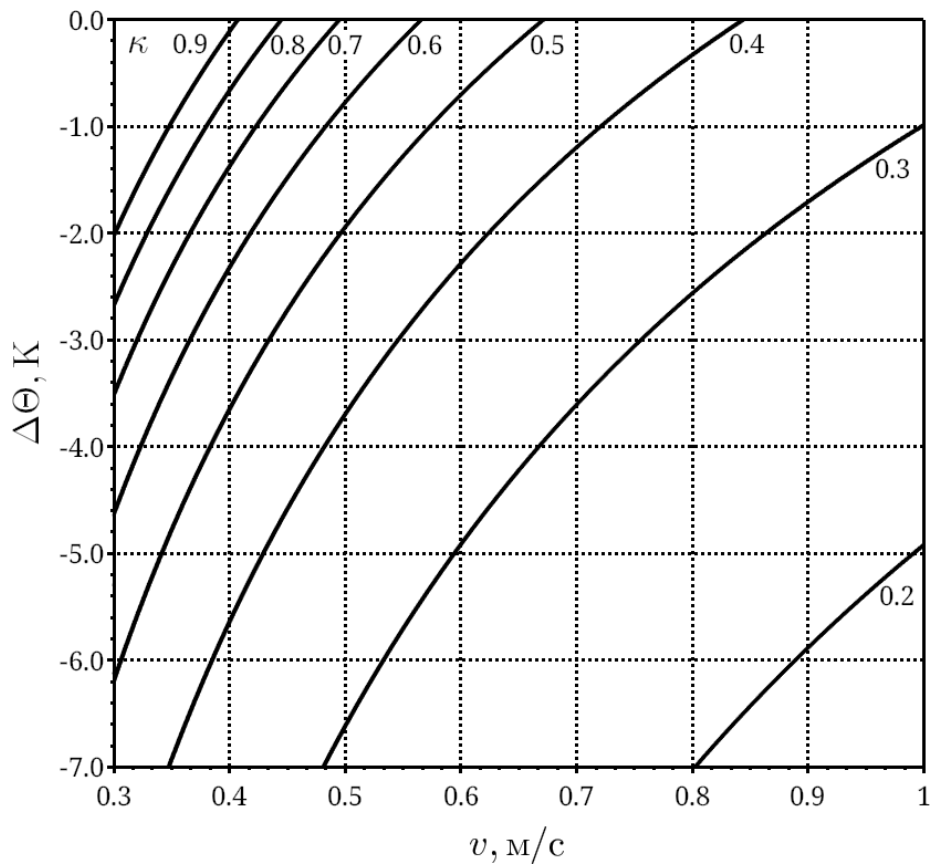


Рис. 1. Оцінковий графік граничних значень робочого перепаду температури $\Delta\Theta$ та швидкості v потоку залежно від частки часу κ наявності цього потоку: при заданому κ область дозволених параметрів знаходиться згори-ліворуч від відповідної лінії

Як бачимо з рис. 1, при періодичному подаванні припливного повітря можна досягти робочих перепадів температури, сумірних зі змішувальною вентиляцією. І при цьому немає необхідності заборонених зон довкола повітророзподільників, як при використанні швидкого затухання струмин ('Опалення, вентиляція та кондиціонування', 2025). Якщо подавати повітря почергово в повітророзподільні пристрої, можна вентилувати робочу зону неперервно без зміни продуктивності вентиляторів.

Шумовий комфорт. При підвищенні швидкості подавання повітря до робочої зони можливе утворення аеродинамічного шуму. На сьогодні нормування вентиляційного шуму базується на максимально допустимих рівнях у кожній з восьми октавних смуг. В основу досліджень, на базі яких визначено ці рівні, покладено припущення щодо постійного впливу цього шуму. Це характерно для тривалого постійного аеродинамічного режиму вентиляції. Проте в природі, зокрема в лісах, характерним є періодичний вітровий шум, який формується кількома факторами:

- аеродинамічний шум при обтіканні вітром практично нерухомих стовбурів і гілок порівняно зі швидкістю вітру (тихий за винятком буревіїв, зазвичай, не чинить подразнювальної дії);

- шум листя, що коливається у вітровому потоку (може бути достатньо гучним і відволікати);
- скрип від тертя стовбурів (може подразнювати, але трапляється нечасто).

Таким чином, при непостійному подаванні повітря норми шуму для більшості приміщень можуть бути пом'якшені. Для цього необхідно проаналізувати записи лісового шуму (які достатнім обсягом накопичені, наприклад, у кінематографі), особливо в зимовий період і ранньою весною за відсутності листя. Далі спектральні характеристики аеродинамічного шуму повинні порівнюватися з відповідними характеристиками вітрового шуму. Індекс штучності шуму пропонується визначати за такою формулою:

$$NAI = \min_{\Delta L} \sum_{i=1}^8 |L_i - L_i^{pat} - \Delta L|^w, \text{ дБ}, \quad (12)$$

де L_i – фактичний рівень шуму в октавній смузі i ; L_i^{pat} – рівень шуму в природному шаблоні в тій же октавній смузі; ΔL – загальне перевищення середнього рівня шуму понад шаблонний, дБ, яке знаходиться мінімізуванням суми, а w – показник важливості більших відхилень порівняно з меншими. Якщо $w = 1$, всі відхилення однаково важливі. При $w = 2$ значущість більших відхилень буде більшою відповідно до поняття дисперсії випадкової величини, і, скоріше за все, саме це значення варто приймати. При більших значеннях w більші відхилення стануть вагомішими, аніж при розрахунку дисперсії, а менші відхилення будуть менше впливати на результат. Остаточне визначення w можливе на підставі соціологічного дослідження за методом PMV/PPD.

За умови, якщо індекс штучності менший певного порогового значення, можна дозволити підвищувати рівень шуму до природного в лісах, що не повинно призводити до дискомфорту, а за умови вдалого фітодизайну повинно лише покращувати комфорт. Поєднання фітодизайну з наближенням до природного акустичним середовищем надасть повноцінної гармонії, що є перевагою саме такого підходу до витісняючої вентиляції.

Висновки. Як було показано в минулих роботах, витісняюча вентиляція не завжди має високу енергоефективність. Основною проблемою є малий робочий перепад температури, що змушує значно підвищити повітрообмін і затрати енергії на оброблення повітря. Стандартні рішення не спроможні досягти найвищої енергоефективності даного методу вентиляції без утворення заборонених зон навколо повітророзподільників. Запропонований підхід, що передбачає періодичне подавання повітря, дозволяє значно підвищити робочий перепад температур, а також збільшити швидкість виходу повітря, без

посилення середньої тепловіддачі людини до повітряного середовища. Можливе посилення шуму за умови відповідності його спектру природному шуму лісу не повинно створювати дискомфорт.

Перспективи подальших досліджень. Даний підхід дозволяє лише оцінити можливість підвищення абсолютного значення робочого перепаду температури. Наступним кроком є моделювання такого способу витісняючої вентиляції. Остаточне підтвердження вимагатиме соціологічних досліджень за методом PMV/PPD в лабораторних умовах, що потребує грантового підтримання.

References

1. Răcușan, O., Dîrja, M. and Dumitraș, A. 'Biophyllia and biophylic design effects on quality of life', *Agricultura*, Vol. 115, No. 3–4, 2020, pp. 291–306. Available at: <https://journals.usamvcluj.ro/index.php/agricultura/article/view/13973>.
2. Snizhko, V.V. and Kharitonova, I.P. 'Rozvytok idei A.M. Hrodzinskoho pro fitodysain', *Introduktsiia roslyn*, No. 4, 2006, pp. 35–39. Available at: <https://plantintroduction.org/index.php/pi/article/download/837/802> (Accessed: 19 November 2025).
3. Jiang, Yingying, Qiao, X., Kong, B., Shi, H. and Jiang, Yanlong 'Multi-Objective Comparative Analysis of Various Ventilation–Radiant Coupled Heating Systems', *Buildings*, Vol. 15, Iss. 20, 2025 p. 3784. Available at: <https://doi.org/10.3390/buildings15203784>.
4. Korbut, V., Tkachenko, T., Mileikovskyyi, V., Vakhula, V. and Tsiuriupa, Yu. 'Otsiniuvannia efektyvnosti orhanizatsii povitroobminu dlia formuvannia biobezpechnoho ta komfortnoho seredovyshcha prymishchen z masovym perebuvanniam liudei', in: *V Mizhnarodna naukovo-praktychna konferentsiia 'Enerhiia. Resursy. Ekolohiia'*, Kyiv: KNUBA, 2024, pp. 71–72. Available at: <https://www.knuba.edu.ua/wp-content/uploads/2024/12/ere-2024-ua.pdf> (Accessed: 19 November 2025).
5. Dovhaliuk, V. and Mileikovskyyi, V. 'New Approach for Refined Efficiency Estimation of Air Exchange Organization', *International Journal of Engineering & Technology*, Vol. 7, No. 3.2, 2018, p. 591. Available at: <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i3.2.14596>.
6. Zhu, Y., Ouyang, Q., Cao, B., Zhou, X. and Yu, J. 'Dynamic thermal environment and thermal comfort', *Indoor Air*, Vol. 26, Iss. 1, 2016 pp. 125–137. Available at: <https://doi.org/10.1111/ina.12233>.
7. Favero, M., Sartori, I. and Carlucci, S. 'Human thermal comfort under dynamic conditions: An experimental study', *Building and Environment*, Vol. 204, 2021 p. 108144. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2021.108144>.

8. Zhao, R. 'Investigation of transient thermal environments', Building and Environment, Vol. 42, Iss. 12, 2007, pp. 3926–3932. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2006.06.030>.
9. Zhelykh, V., Voznyak, O., Yurkevych, Y., Sukholova, I. and Dovbush, O. 'Enhancing of energetic and economic efficiency of air distribution by swirled-compact air jets', Production Engineering Archives, Vol. 27, Iss. 3, 2021, pp. 171–175. Available at: <https://doi.org/10.30657/pea.2021.27.22>.
10. Yurkevych, Y., Sukholova, I. and Kasynets, M. 'Modeling of air flow in industrial rooms', Selected Scientific Papers - Journal of Civil Engineering, Vol. 13, Iss. 1, 2018, pp. 21–28. Available at: <https://doi.org/10.1515/sspjce-2018-0016>.
11. 'Opalennia, ventyliatsiia ta kondytsionuvannia' Kyiv: Ministerstvo rozvytku hromad ta terytorii Ukrainy, 2025. Available at: <https://mindev.gov.ua/storage/app/sites/1/uploaded-files/dbn-v25-67-20xx-opalennia-ventiliaciia-ta-kondicionuvannia-povitria-persa-redakciia.pdf> (Accessed: 19 November 2025).
12. Tkachenko, S.Yo., Vlasenko, O.V., Stepanova, N.D. and Pavlovych, Ye.O. 'Non-stationary Heat Exchange in a Vertical Cylindrical Volume Filled with Liquid', Visnyk of Vinnytsia Politechnical Institute, Vol. 160, Iss. 1, 2025, pp. 16–20. Available at: <https://doi.org/10.31649/1997-9266-2022-160-1-16-20>.
13. Mostafa, M., Kamal, R. and Gobran, M. 'Flow and heat transfer characteristics around an elliptic cylinder placed in front of a curved plate', Thermal Science, Vol. 18, Iss. 2, 2014, pp. 465–478. Available at: <https://doi.org/10.2298/TSCI120307054M>.
14. Dziubenko, V. Avtonomni systemy teplopостachання z hlybokoiu utylizatsiieiu teploty vidvidnykh haziv kotliv. k.t.n. Kyivskyi natsionalnyi universytet budivnytstva ta arkhitektury, 2016. Available at: <https://nrat.ukrintei.ua/searchdoc/0416U000451>.
15. 'Serednii zrist cholovikiv i zhinok za vikovymy hrupamy u 2022 rotsi'. Derzhstat Ukrainy, 2022. Available at: https://ukrstat.gov.ua/operativ/pro_stat/Prosto/Dohodu/02.pdf (Accessed: 19 November 2025).

UDC 622.741.3.022;622.7;620.133

Dr. Hab., Prof. **Vadym Korbut**

korbut.vp@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0002-4560-5463,

Dr. Hab., Prof. **Tetiana Tkachenko**,

tkachenkoknuba@gmail.com, ORCID: 0000-0003-2105-5951,

Dr. Hab., Prof. **Viktor Mileikovskyi**,

mileikovskyi.vo@knuba.edu.ua, ORCID:0000-0001-8543-1800,

Senior Researcher **Viacheslav Popov**,

v.v.popov.1962@gmail.com, ORCID: 0000-0002-3396-0951,

PhD **Roman Hlushchenko**,

hlushchenko_ro@knuba.edu.ua, ORCID:0000-0003-2863-1480

post-graduate **Serhii Morkovnyk**,

s.morkovnyk@gmail.com, ORCID: 0009-0003-9662-1951

Kyiv National University of Construction and Architecture

PhD, Assoc. Prof. **Oleksandr Tryhub**,

as_trigub@yahoo.com, ORCID: 0000-0002-6573-2814,

National University of Kyiv Mohyla Academy

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.54.6-18>

NATURAL APPROACHES TO ORGANIZING DISPLACEMENT VENTILATION ENSURING THERMAL AND NOISE COMFORT

Abstract. *Energy efficiency in creating a microclimate and comfort for people indoors are two key conditions for sustainable urban development. However, these two conditions are usually contradictory. Resolving this contradiction is a complex problem, starting with the standardisation of microclimate parameters and ending with the technical implementation of systems. Usually, compromise solutions are sought, which limits the effectiveness of the results obtained. If In contrast to seeking compromises, we will resolve this contradiction by bringing the environment as close as possible to natural conditions. Biophilic design involves creating the most natural visual environment possible, both artificially and naturally – photo wallpaper, artificial and natural plants, natural colours, etc. When artificial materials are used, this approach can pollute the indoor environment. Phytodesign is a term introduced into global practice by Ukrainian botanist Andriy Grodzinsky to describe the use of plants to improve the environment. This approach creates a comfortable visual environment and reduces the content of pathogens in the air, as well as contributing to the improvement of the thermal and humidity regime, noise reduction, etc. And at the same time, unlike artificial materials, it purifies the air rather than polluting it. The success of such approaches is driving the search for ways to improve ventilation*

in order to maximise its approximation to the natural environment, namely by combining displacement ventilation, which provides the working zone with the cleanest air, with a dynamic microclimate that is as close as possible to the changing parameters of the air environment in the natural environment. Unlike numerous studies, it is proposed to reproduce short periods of wind exposure instead of a long gradual change in parameters. In combination with the high thermal inertia of the body, this should provide the average heat transfer of a person within the limits of the heat produced by metabolism without changing the body temperature and the load on the thermoregulation systems. Calculated dependencies and a nomogram have been obtained, allowing the selection of microclimate parameters based on heat transfer equivalent to heat transfer under standard microclimate parameters. Also, due to the increase in air velocity, acoustic comfort was considered in terms of the correspondence of spectral levels and duration to natural wind noise. The concept of a noise artificiality index was proposed. If this value is limited, then together with phytodesign, these solutions will additionally create harmony in the visual and acoustic environment.

Keywords: *energy efficiency, comfort, displacement ventilation, dynamic microclimate, acoustic comfort, bionic approach, phytodesign, noise.*

Received/Надійшла до редакції 20.10.2025

Reviewed/Рецензована 12.11.2025

Accepted/Прийнята 26.11.2025

УДК 662.997

д.т.н., проф. **Олександр Приймак**,

02opriymak@gmail.com, ORCID: 0000-0002-3081-6057,

аспірант **Іван Кріпак**,

kripakivan1995@gmail.com, ORCID: 0009-0006-4702-700X,

Київський національний університет будівництва і архітектури

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.54.19-29>

АНАЛІЗ ПОКАЗНИКІВ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛОГЕНЕРУВАЛЬНОГО ВІКНА

***Анотація.** Зростання технологічного прогресу призводить до безперервного вдосконалення не лише огорожувальних конструкцій, але і інженерних систем життєзабезпечення. Глобальне зростання вартості енергоносіїв і необхідність зменшення викидів парникових газів стимулюють розробку систем, які поєднують функціональність і екологічність. «Теплогенерувальне вікно» пропонує перспективний підхід до забезпечення енергоефективності будівель, що відповідає потребам сучасного суспільства. Дана конструкція поєднує в собі основні функції світлопрозорої огорожувальної конструкції (як найбільш вразливого, щодо теплових втрат, елементу огороження) з елементами систем опалення та кондиціонування повітря. Вона може суттєво підвищити енергоефективність вікон, але, водночас, вимагає нового підходу до визначення рівня енергоефективності такої системи. Метою даної роботи є отримання і аналіз ключових показників енергоефективності теплогенерувального вікна на основі традиційних теплофізичних параметрів.*

***Ключові слова:** теплогенерувальне вікно, енергоефективність, тепловий насос, вікно, світлопрозора огорожувальна конструкція, відновлювана енергія, фотоелектрична поверхня.*

Постановка проблеми: будь-яка опалювана будівля в холодний період року постійно втрачає внутрішню теплову енергію від системи опалення за рахунок перенесення теплоти з теплішого внутрішнього середовища приміщень до холоднішого зовнішнього повітря. Теплові втрати через огорожувальні конструкції і негативний внесок кожного її елементу є специфічним для кожної будівлі. Проте, в переважній частині випадків, найбільші втрати теплової енергії припадають на світлопрозорі огорожувальні конструкції (вікна) [1, 2]. Такі елементи є об'єктами наукових досліджень у більшій кількості.

Посилення вимог щодо скорочення викидів парникових газів [3, 4] та зростання тарифів [5] на енергоносії актуалізують потребу в інтегрованих

інженерних рішеннях. Концепція «теплогенерувального вікна» є інноваційною відповіддю на виклики енергоефективності в будівництві, поєднуючи функції світлопрозорої огорожувальної конструкції з елементами кліматичного контролю. Така система, яка інтегрує властивості прозорих огорожувальних конструкцій із функціями опалення та кондиціонування, потребує переосмислення критеріїв оцінки її енергетичної ефективності.

Актуальність дослідження ключових показників енергоефективності конструкції вікна, котре здатне виконувати функцію опалювально-охолоджувального приладу, визначається сучасними тенденціями до підвищення енергоефективності будівель і використання інноваційних технологій у сферах опалення і кондиціонування.

Впровадження конструкції такого типу може сприяти оптимізації розподілу теплових потоків і зниженню загальних втрат теплоти зовнішніми огороженнями будівель. Аналіз і глибоке розуміння теплових балансів у такій системі є основою для її ефективного впровадження та розширення сфери застосування.

Останні дослідження та публікації. На сьогодні існує досить обмежена кількість інформації щодо способів поєднання світлопрозорої огорожувальної конструкції з системами опалення та кондиціонування повітря. Всі наявні світлопрозорі конструкції, котрі виконують роль додаткових джерел теплоти [6], мають спільний недолік: вони потребують обов'язкового приєднання до зовнішнього джерела електричної енергії [7]. Також жодне з наявних, або запатентованих вікон [8] не претендує на звання першого світлопрозорого елемента, здатного до охолодження приміщення в теплий період року. Єдина конструкція, здатна вирішити вищевказані недоліки, є «теплогенерувальне вікно», наприклад, конструкція на рис. 1.

У наявних дослідженнях даної конструкції [9] не було проаналізовано показники енергоефективності, котрі можна назвати «ключовими» для подібного інженерного приладу.

Формулювання цілей статті. Метою статті є визначення і аналіз основних показників енергоефективності «теплогенерувального вікна». У даній роботі запропоновано додаткові показники, які впливатимуть на клас енергоефективності зазначеної конструкції.

Основна частина. Зазвичай енергоефективність вікон визначається кількома ключовими показниками:

- коефіцієнт теплопровідності λ , Вт/(м²·К) – чим нижче значення, тим краще вікно утримує теплоту;
- коефіцієнт опору теплопередачі R , м²·К/Вт – показує здатність матеріалу протистояти тепловтратам, а вищі значення означають кращу ізоляцію;

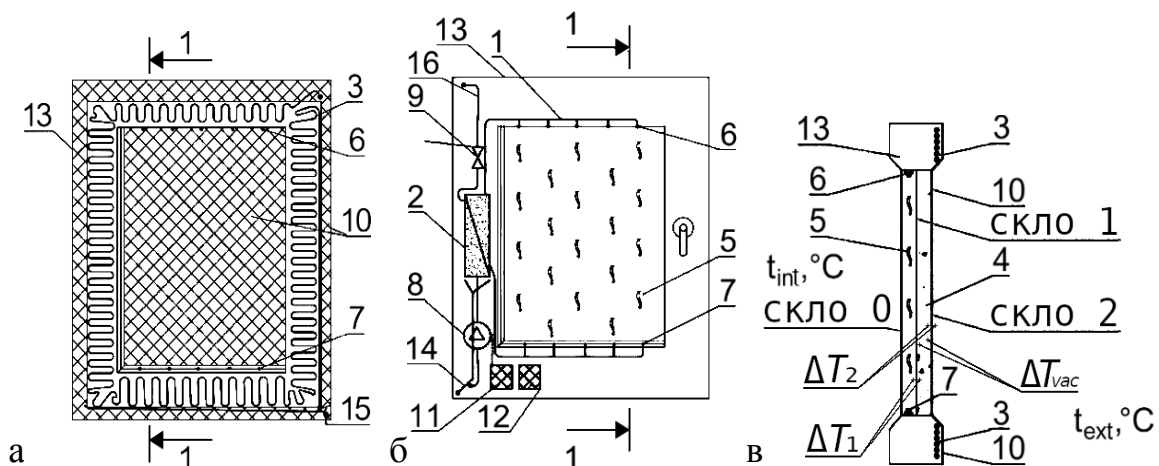


Рис. 1. Приклад теплогенерувального вікна:

а – внутрішній бік теплогенерувального вікна; б – зовнішній бік теплогенерувального вікна; в – поперечний розріз теплогенерувального вікна (1-1): 1 – повітря, як робоче тіло внутрішнього контуру теплового насосу; 2 – внутрішній теплообмінник; 3 – зовнішній мідний теплообмінник-змійовик; 4 – зовнішній вакуумний склопакет; 5 – внутрішній склопакет; 6 – верхні перепускні отвори; 7 – нижні перепускні отвори; 8 – мікрокомпресор; 9 – дросель-клаван; 10 – світлопрозора (до 60 %) плівкова фотоелектрична поверхня (ФЕП); 11 – акумуляторний блок; 12 – інвертор; 13 – рама вікна; 14 – самоплинна дренажна система від внутрішнього теплообмінника; 15 – самоплинна дренажна система від зовнішнього теплообмінника

- коефіцієнт сонячного випромінювання G (безрозмірна величина, від нуля до одиниці) – визначає, скільки сонячної енергії проходить через скло;
- опір повітропроникності (англ. air leakage), $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$ – вказує на властивість світлопрозорої огорожувальної конструкції запобігати інфільтрації повітря: чим герметичніше вікно, тим нижчий цей показник;
- наявність заповнення склопакета інертним газом (аргон або криптон) – задля покращення теплоізоляційних властивостей;
- кількість камер у склопакеті – збільшення кількості камер у склопакеті забезпечує кращу теплоізоляцію [10].

Оновленими критеріями ключових показників енергоефективності для світлопрозорих конструкцій на кшталт «теплогенерувального вікна» стануть:

- рівень світлопропускнуї здатності віконної конструкції (враховуючи покриття скла плівковою фотоелектричною поверхнею (ФЕП) типу «Solar Window» [11] на зовнішній частині склопакету);
- оцінка ефективності розподілу теплових потоків системи;
- коефіцієнт корисної дії світлопрозорої фотоелектричної поверхні;

- коефіцієнт перетворення електричної енергії в згенеровану теплову потужність (COP).

Вищезазначені критерії добре відомі в світі інженерії, проте в даній роботі їх вперше пропонується застосовувати до світлопрозорої огорожувальної конструкції.

Враховуючи наявність фотоелектричної поверхні, розташованої на зовнішній частині склопакету – першочерговою задачею є визначення рівня світлопропускної здатності такої світлопрозорої огорожувальної конструкції.

Формула світлопропускної здатності конструкції скла з ФЕП описується, як функція відношення інтенсивності видимого спектру сонячного випромінювання, котре пройшло через скло з ФЕП, до інтенсивності світла, що падають. У диференціальній формі можна розглядати диференціальне зменшення інтенсивності світла крізь шар матеріалу.

Нехай $I(x)$ – інтенсивність видимого спектру сонячного випромінювання на відстані x , м, у матеріалі. Тоді зміна інтенсивності вздовж відстані x описується законом поглинання світла,

$$\frac{dI}{dx} = -\alpha \cdot I(x), \text{ Вт/м}^2, \quad (1)$$

де α – коефіцієнт поглинання матеріалу, який залежить від властивостей скла та довжини хвилі видимого спектру сонячного випромінювання, м^{-1} ; $I(x)$ – інтенсивність видимого спектру сонячного випромінювання на відстані x у матеріалі, Вт/м^2 .

Розв'язуючи це диференціальне рівняння, можна отримати експоненціальне зменшення інтенсивності видимого спектру сонячного випромінювання,

$$I(x) = I_0 \cdot e^{-\alpha \cdot x}, \text{ Вт/м}^2, \quad (2)$$

де I_0 – початкова інтенсивність видимого спектру сонячного випромінювання на вході в матеріал (при $x = 0$), Вт/м^2 .

Світлопропускна здатність скла з ФЕП на товщині x , м, у цьому випадку може бути визначена як відношення

$$\Theta = \frac{I(x)}{I_0} = e^{-\alpha \cdot x}. \quad (3)$$

Не менш важливою задачею є аналіз теплових балансів системи – процес дослідження й оцінювання потоків теплової енергії. Основна мета аналізу – визначити, як відбувається розподіл теплоти з урахуванням його надходження, втрати та накопичення.

Аналіз теплових балансів системи передбачає:

- визначення джерел теплових втрат або надходжень;
- встановлення алгоритмів розрахунку кількості небажано втраченої/отриманої теплової енергії;
- розроблення способів підвищення енергоефективності системи.

Наступною задачею при оцінюванні енергоефективності «теплогенерувального вікна» може стати визначення теплонадходжень внаслідок сонячного випромінювання крізь вікно у теплий період року. Таку змінну можна описати як різницю між сонячною енергією, що надходить, та тією її частиною, яка відбивається або поглинається.

Позначимо

Q_{in} – потужність теплонадходжень через склопакет, Вт/м²;

Q_{solar} – потужність сонячного випромінювання, що надходить на поверхню скла Вт/м²;

ϕ – коефіцієнт відбиття конструкції скла з ФЕП (частка відбитої енергії);

α – коефіцієнт поглинання скла з ФЕП (внаслідок опору теплопередачі);

τ – коефіцієнт пропускання теплової енергії випромінюванням крізь склопакет;

x – глибина вікна або товщина шару скла з конструкцією плівкової ФЕП, через які проходить світло.

У таких позначеннях коефіцієнт пропускання, поглинання і відбиття задовольняють умову нормування:

$$\tau + \phi + \alpha = 1. \quad (4)$$

Теплонадходження Q_{in} через скло можна виразити у диференціальній формі через зміну сонячної енергії після часткового відбиття та поглинання:

$$\frac{dQ_{in}}{dx} = \tau(1 - \phi) \frac{dQ_{solar}}{dx} + Q_{solar} \frac{d(\tau(1 - \phi))}{dx}, \text{ Вт/м}^3. \quad (5)$$

Таким чином, якщо врахувати, що відбивається частка енергії $\phi \cdot Q_{solar}$, Вт і

поглинається частка $\alpha \cdot Q_{solar}$, внутрішнє теплонадходження Q_{in} визначається як

$$Q_{in} = \tau \cdot (1 - \phi) \cdot Q_{solar}, \text{ Вт/м}^2. \quad (6)$$

де коефіцієнт $\tau \cdot (1 - \phi)$ враховує відбиття сонячних променів від поверхонь скла разом з ФЕП і забезпечує правильне значення теплонадходження всередину приміщення. Подібні процеси змодельовано і проаналізовано авторами в роботі [12].

У холодний період року тепловий потік направлений з опалювального приміщення назовні. У випадку з конструкцією «теплогенерувального вікна» даною втратою теплоти можна знехтувати при розрахунку тепловтрат будівлі, адже сама світлопрозора огорожувальна конструкція виступає опалювальним приладом і змінює напрям теплового потоку. Єдині втрати теплоти, котрі будуть відбуватися крізь зовнішній, вакуумний склопакет, є власними тепловими втратами «теплогенерувального вікна». Цю кількість теплоти можна розрахувати таким чином,

$$Q = \frac{\Delta T_1}{\frac{\delta_1}{\lambda_1}} + \frac{\Delta T_2}{\frac{\delta_2}{\lambda_2}} + \frac{\Delta T_{vac}}{\frac{1}{h_{vac}}}, \text{ Вт/м}^2, \quad (7)$$

ΔT_1 , ΔT_2 , ΔT_{vac} – різниця температури, К, між зовнішньою і внутрішньою поверхнями скла 1, скла 2 і між поверхнями обох скляних елементів по обидва боки від вакуумного прошарку, °С (рис. 1 в), δ_1 , δ_2 – товщини першого та другого шару скла, (м), λ_1 , λ_2 – коефіцієнти теплопровідності відповідного скла, Вт/(м·°С); h_{vac} – еквівалентний коефіцієнт теплопередачі через вакуумний прошарок, Вт/(м²·К), який враховує в основному випромінювання, оскільки теплопровідність і конвекція у вакуумі мінімальні:

$$h_{vac} = \sigma \cdot \epsilon_{eff} \cdot (T_1^2 + T_2^2) \cdot (T_1 + T_2), \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (8)$$

де $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – стала Стефана-Больцмана; ϵ_{eff} – ефективна приведена випромінювальна здатність обох поверхонь скла; T_1 , T_2 – абсолютні температури (у кельвінах) обох скляних поверхонь, між якими знаходиться вакуум.

Ще одним з запропонованих критеріїв для присвоєння ступеню енергоефективності для майбутніх інноваційних теплогенерувальних

світлопрозорих конструкцій може стати визначення коефіцієнту корисної дії (ККД) використаної світлопрозорої ФЕП.

ККД ФЕП описує відношення корисної електричної потужності, що генерується, до загальної потужності світла, що падає [13, 14]. У диференціальній формі зміну потужності можна описати залежно від різних чинників, що впливають на процес перетворення світла в електричну енергію.

Нехай P_{in} – інтенсивність світла, що падає (вхідна потужність на одиницю площі), а P_{out} – генерована електрична потужність. Тоді ККД фотоелектричної поверхні η задається як

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}}, \text{ Вт/м}^2, \quad (9)$$

У диференціальній формі це можна розглянути як зміну корисної потужності за глибиною проникнення світла.

Якщо P_{out} залежить від координати x , можна записати

$$\frac{dP_{out}}{dx} = -\beta P_{in}(x), \text{ Вт/м}^2, \quad (10)$$

де β – ефективний коефіцієнт перетворення, який враховує квантову ефективність, внутрішнє поглинання, відбиття поверхнею, втрати та інші фактори; $P_{in}(x)$ – інтенсивність світла на відстані x , м, від поверхні фотоелемента.

Оцінити загальне значення P_{out} і, відповідно, ККД, можна інтегруванням рівняння (10) для конкретних умов та залежностей. Останнім з критеріїв визначення ступеню енергоефективності «теплогенерувального вікна» може стати коефіцієнт продуктивності – COP (Coefficient of Performance) [14] вбудованого в запропоновану конструкцію міні-теплового насоса.

Спосіб розрахунку для визначення COP є класичним [15],

$$COP = \frac{Q_{out}}{W_{in}}, \quad (11)$$

де Q_{out} – кількість теплової енергії, що генерується (Вт), W_{in} – затрачена електрична потужність (Вт).

Висновки. З удосконаленням світлопрозорих огорожувальних конструкцій та їх поєднанням з новітніми інженерними технологіями в системах опалення та охолодження виникає потреба у введенні нових, відповідних критеріїв для класифікації рівня енергоефективності таких виробів. Запропоновано як критерії використовувати рівень світлопропускну здатності віконної конструкції з урахуванням покриття скла плівковою фотоелектричною поверхнею (ФЕП); оцінка ефективності розподілу теплових потоків системи; коефіцієнт корисної дії світлопрозорої фотоелектричної поверхні; коефіцієнт перетворення електричної енергії в згенеровану теплову потужність (COP).

Перспективи подальших досліджень: детальне вивчення кожного з запропонованих критеріїв енергоефективності «теплогенерувального вікна»; збирання дослідного зразка для практичного перевіряння ефективності даної конструкції; розроблення методики інтеграції теплогенерувальних вікон у наявні будівельні стандарти, з урахуванням кліматичних зон та типів забудови; оцінювання довгострокової експлуатаційної надійності таких конструкцій, а також їх впливу на загальну енергетичну модель будівлі для формування більш комплексного підходу до сертифікації енергоефективності.

References

1. Teplova izolyatsiya ta energoefektyvnist budivel. DBN V 2.6-31:2021 Ukrarkhbudininform, 2013, p. 7. (in Ukrainian)
2. Gomeliuk M., Kaspruk V., “Vyznachennia teploizoliuiuchykh vlastuvoctei budivli” Aktualni zadachi suchacynyx tekhnologii. Materiali XII Mizhnarodnoi naukovykh praktychnoi konferentsii molodykh vchenykh i studentiv, 6-7 May, 2023., Ternopil, Ukraine, Ivan Pulyuy Ternopil National Technical University, 2023, pp. 109-110. (in Ukrainian)
3. “Regulation (EU) 2021/1119 of the European Parliament and of the Council of 30 June 2021 establishing the framework for achieving climate neutrality and amending Regulations (EC) No 401/2009 and (EU) 2018/1999” (‘European Climate Law’), Official Journal of the European Union, June 2021. (in English)
4. Ignatenko O. “Novyi paket propozyitsii YeS dlia dosiahnennia 55% skorochnnia vykydiv parnykovykh haziv do 2030 roku” Informatsiinyi tsentr "Zelene dosie". <https://www.dossier.org.ua/news/fit-to-55/> . Accessed 31 August 2025. (in Ukrainian)
5. “Tsiny na enerhonosii: Komisiia proponuie ekstrene vtruchannia u rynok, shchob zmenshyty yevropeitsiam rakhunky za enerhiu” European Commission - Press release. https://ec.europa.eu/commission/presscorner/detail/uk/ip_22_5489 . Bruselles. September 2022. Accessed 31 August 2025. (in Ukrainian/English)

6. Shevchenko A. “Sklopakety z obihrivom abo tepli vikna” Standart Vikna <https://standartvikna.com.ua/uk/blog/steklopakety-s-obogrevom> Accessed 31 August 2025. (in Ukrainian)
7. “Yak vlashtovani sklopakety z pidihivom ta yikh perevahy” Viknaland <https://viknaland.ua/yak-vlashtovani-sklopakety-z-zpidigrivom/> Accessed 31 August 2025. (in Ukrainian)
8. Ponomarchuk I. “Vikno-teploobminnyk” Derzhavnyi departament intelektualnoi vlasnosti: patent UA 6603 U; applied on 15.10.2004 ; published on 16.05.2005. (in Ukrainian)
9. Kripak I., Priymak O., “Analiz konstruktсии ta teplovykh protsesiv u energetuchnomu vikni” Enerhoefektyvnist v budivnytstvi ta arkhitekturi, Iss. 9, 2017, pp. 115-118. (in Ukrainian)
10. “Vikna ta dveri. Vymohy. Chastyna 1. Vikna ta zovnishni dveri (EN 14351-1:2006 + A2:2016, IDT)” DSTU EN 14351-1:2020 . Tekhnichniy komitet standartyzatsii «Dveri ta vikna» (TK 300), 2021. (in Ukrainian)
11. “Electricity-generating liquid coating & processes” Solar Window. <https://www.solarwindow.com/technology/> . Accessed 31 August 2025. (in English)
12. Kryvosheiev M., Gryshchenko R., Ivashchenko N., Samiilenko S., “Metody rozrakhunku teplovykh vtrat i teplonadkhodzhen v budivliakh. Ohliad, normatyvni vymohy i praktychni pidkhody v ukraini ta sviti.” Kholodylna tekhnika i tekhnologiiia, Iss 60, 2024, pp. 53-69 (in Ukrainian)
13. “Efektyvnist soniachnykh panelei” Solar Garden. <https://www.solargarden.com.ua/vid-chogo-zalezhyt-kkd-sonyachnyh-panelej/> . Accessed 31 August 2025. (in Ukrainian)
14. Bee E. “Heat pump and photovoltaic systems in residential applications” Doctoral Thesis. University of Trento, Italy. April 2019 (in English)
15. “Teplovyi nasos. Efektyvnist” OViK. <https://ovik.com.ua/teplovij-nasos-efektivnist/> . Accessed 31 August 2025. (in Ukrainian)

UDC 622.997

Dr. Hab., Prof. **Oleksandr Priymak**,

02opriymak@gmail.com, ORCID: 0000-0002-3081-6057,

postgraduate **Ivan Kripak**,

kripakivan1995@gmail.com, ORCID: 0009-0006-4702-700X,

Kyiv National University of Construction and Architecture

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.54.19-29>

ANALYSIS OF ENERGY EFFICIENCY INDICATORS OF A HEAT-GENERATING WINDOW

Abstract. *The growth of technological progress leads to continuous improvement not only of enclosing structures, but also of engineering life support systems. Any building in the cold season constantly loses internal thermal energy from the heating system due to the transfer of heat from the warmer internal environment of the premises to the colder outside air. Heat losses through enclosing structures and the negative contribution of each of its elements are specific to each building. However, in the vast majority of cases, the greatest heat losses occur in translucent enclosing structures (windows). Such elements are the objects of scientific research in greater numbers. The global increase in the cost of energy carriers and the need to reduce greenhouse gas emissions stimulate the development of systems that combine functionality and environmental friendliness. The “heat-generating window” offers a promising approach to ensuring the energy efficiency of buildings that meets the needs of modern society. The introduction of this type of structure can help optimize the distribution of heat flows and reduce overall heat losses by external building enclosures. Analysis and deep understanding of heat balances in such a system is the basis for its effective implementation and expansion of the scope of application. This design, combining the main functions of a translucent enclosing structure (as the most vulnerable, in terms of heat loss, element of the enclosure) with elements of heating and air conditioning systems, can significantly increase the energy efficiency of windows, but, at the same time, requires a new approach to determining the level of energy efficiency of such a system. The purpose of this work is to obtain and analyze key indicators of energy efficiency of a heat-generating window based on traditional thermophysical parameters. The following criteria are proposed for use: the light transmittance of the window structure, taking into account the coating of the glass with a film photovoltaic surface; assessment of the efficiency of heat flow distribution in the system; the efficiency of the translucent photovoltaic surface; the coefficient of conversion of electrical energy into generated thermal power (COP).*

Keywords: *heat-generating window, energy efficiency, heat pump, window, translucent enclosing structure, renewable energy, photovoltaic surface.*

Received/Надійшла до редакції 01.09.2025

Reviewed/Рецензована 06.11.2025

Accepted/Прийнята 26.11.2025

УДК 697.94:681.5

аспірант **Юрій Волох**

volokh_yl-2024@knuba.edu.ua, ORCID: 0009-0000-7599-970X

доцент **Михайло Кириченко**

kyrychenko.ma@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0002-3651-3153

Київський національний університет будівництва та архітектури

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.54.30-38>

ВПЛИВ СИСТЕМИ АВТОМАТИЗАЦІЇ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПОВЕРХНЕВОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ПРИ СТВОРЕННІ ТЕПЛООВОГО КОМФОРТУ

***Анотація.** Поверхневе охолодження, реалізоване через стелі, стіни або підлоги, розглядається як перспективна альтернатива традиційним системам кондиціювання повітря завдяки поєднанню високого рівня комфорту та знижених енергетичних витрат. У роботі проведено аналіз фізичних процесів, що визначають мікроклімат у приміщеннях з поверхневим охолодженням: теплообміну з повітрям, випромінення від огорожувальних конструкцій та теплопередачі при контакті з поверхнею підлоги. Показано, що ключовим чинником досягнення безпечних і стабільних параметрів є інтегрування сучасних систем автоматизації. Сформульовано основні вимоги до автоматичного керування, серед яких забезпечення роботи в режимах опалення та охолодження; урахування впливу радіаційної температури поряд із температурою повітря; динамічне балансування контурів; контроль параметрів підлоги; моніторинг відносної вологості повітря та запобігання конденсації. Розглянуто приклад впровадження системи, яка реалізує алгоритми самонавчання на основі аналізу інерційності конструкцій, надходжень сонячної радіації і зовнішніх кліматичних умов. Отримані результати підтверджують, що комплексна автоматизація не лише підвищує рівень теплового комфорту, але й забезпечує ефективне використання енергоресурсів, що робить технологію поверхневого охолодження актуальною для житлових і громадських будівель у контексті сталого розвитку.*

***Ключові слова:** поверхневе охолодження, теплообмін, автоматизація, температура.*

Актуальність роботи. У сучасному будівництві ключовим завданням є поєднання енергоефективності, екологічності та високих стандартів теплового комфорту. Традиційні системи кондиціювання повітря характеризуються значними енергетичними витратами, локальними потоками холодного повітря

та ризиком негативного впливу на здоров'я користувачів. На противагу цьому, поверхнєве охолодження, засноване на принципі випромінювання, забезпечує природний комфорт перебування та знижує експлуатаційні витрати. Поверхнєве охолодження, реалізоване через стелі, стіни або підлоги, розглядається як перспективна альтернатива традиційним системам кондиціювання повітря завдяки поєднанню високого рівня комфорту та знижених енергетичних витрат [1].

Для України, що характеризується помірним кліматом, технологія поверхнєвого охолодження є особливо актуальною, оскільки дозволяє повністю задовольнити потреби в опаленні та кондиціюванні повітря без використання додаткових систем. Проте ефективність і безпечність її застосування безпосередньо залежить від наявності сучасних засобів автоматизації, здатних враховувати інерційність огорожувальних конструкцій, динаміку сонячних теплових надходжень, зміну вологості повітря та інші фактори мікроклімату. Це визначає наукову та практичну значущість дослідження.

Мета роботи. Метою роботи є обґрунтування та систематизація вимог до автоматизованого керування системами поверхнєвого охолодження, спрямованого на забезпечення стабільних умов теплового комфорту та безпеки користувачів при оптимізуванні енергоспоживання. Для досягнення мети передбачено аналіз фізичних процесів теплообміну, що відбуваються в приміщеннях із поверхневими системами, а також дослідження функціональних можливостей сучасних рішень автоматизації.

Основна частина. Розглянемо процеси, що відбуваються при опаленні / охолодженні та їхній вплив на людину. При поверхнєвому охолодженні в спекотний день складається ситуація, коли температура поверхонь підтримується у межах 20-22°C, а температура повітря 25-27°C. Таким чином на людину впливають два процеси: теплообмін з повітрям та випромінення від поверхонь. Дослідження показали, що цей вплив рівнозначний, тому температура, яку відчуває людина – це середнє значення між температурою повітря та температурою випромінення [2]. Це найбільш комфортні та безпечні для здоров'я умови перебування людини влітку, адже ту саму температуру взимку і влітку ми відчуваємо по-різному. Наш організм пристосовується до навколишнього середовища. Взимку у морозну пору +24°C часто відчувається як занадто висока температура, але в спеку – це довгоочікувана прохолода [3].

У випадку охолодження підлогою виникає ще один процес теплопередачі – безпосередній контакт шкіри та холодної підлоги, і він є досить суб'єктивний [4]. Європейські норми обмежують мінімальне значення температури поверхні підлоги рівнем +20 °C [5]. Це значення безпечне для здоров'я, але не для всіх воно є комфортним, тому обов'язково має регулюватися за бажанням. До того ж

є ще один фактор впливу – це відносна вологість повітря. Якщо в зимовий період вона значно знижується, то в літній – підвищується та може призвести до конденсації вологи на холодних поверхнях [6]. Це може пошкодити шпалери або покриття підлоги.

Тож поверхнєве охолодження може бути безпечним, комфортним та енергоефективним варіантом кондиціювання повітря, але тільки при правильному проектуванні й експлуатації, чого досягти без автоматизованого керування та контролю буде дуже важко.

Функціонал автоматики, що керує поверхневим охолодженням має враховувати специфічні чинники та особливості.

1. Автоматика повинна мати як логіку роботи на опалення, так і на охолодження.

За допомогою одного термостату в приміщенні та однієї системи автоматики мають вирішуватися обидві задачі. Тобто система «тепліх підлог / стін / стель» може використовуватися влітку на охолодження без додаткового обладнання та витрат.

2. Автоматика повинна контролювати не тільки зміни температури повітря, але й випромінення.

Як було зазначено вище, температура випромінення огорожувальних конструкцій не менш важливий чинник, аніж температура повітря, тому без її врахування керування системою буде із затримками та відхиленнями [7]. Крім огорожувальних конструкцій, як приклад, можна навести сонячне випромінення, інтенсивність якого в окремо взятій кімнаті змінюється щогодини залежно від орієнтації сторонами світу [8].

Сучасні термостати, наприклад Uponor Smatrix Style, мають спеціальне покриття, що поглинає теплоту випромінення й передає його на вбудований датчик. З іншого боку датчик вільно контактує з повітрям, у результаті чого дисплей показує середню температуру, що максимально наближена до температури, яку відчуває людина [9].

3. Автоматика повинна мати функцію автобалансування контурів системи.

Для прикладу, санвузол потребує найбільшого навантаження в режимі опалення, але найменшого в режимі охолодження. Схожа ситуація може виникати по інших кімнатах, що мають південну та північну орієнтацію [10]. Це вимагає автоматичного балансування системи. Якщо регулятори витрати розподільчого колектора налаштовані на балансування системи опалення, то в режимі охолодження фізично неможливо буде забезпечити необхідний комфорт без зміни вручну положень цих регуляторів. Змінювати двічі на рік балансування на всіх елементах теж не раціонально. Тож функція

автоматичного балансування таких систем є не просто бажаною, а стає необхідністю. При цьому автоматика безперервно вивчає зміну температури в кожному приміщенні, складає відповідну програму роботи і, шляхом зміни положень сервоприводів, балансує систему задля підтримання комфортної температури взимку та влітку. Це забезпечується сервоприводами з широтно-імпульсною модуляцією, які підтримують необхідну на даний момент витрату теплоносія в кожне приміщення [11].

4. Автоматика має контролювати температуру підлоги, щоб уникати перегрівання чи переохолодження.

Мінімальну температуру підлоги власник має встановити для себе сам, залежно від покриття, призначення кімнати та суб'єктивної чутливості ніг [12]. У режимі охолодження це питання постає ще гостріше, бо швидка передача теплоти від ніг до керамічної плитки викликає дискомфорт при типовій температурі поверхні 20-22 °C [13]. Але навіть при обмеженні 24-26 °C ефект кондиціонування повітря відчуватиметься, бо поглинатиметься сонячне випромінювання, що нагріває конструкцію підлоги. Тому охолодження підлоги є доцільним. У приміщеннях з великою площею підлога може покривати більшу половину потреби в охолодженні [14]. Зазвичай датчик підлоги приєднується безпосередньо до термостата, що спрощує проектні та монтажні роботи. У режимі опалення він теж буде корисний для обмеження максимальної температури підлоги, наприклад, при використанні дерев'яних покриттів [15].

5. Автоматика повинна контролювати відносну вологість повітря в кожному приміщенні та запобігати появі конденсату.

Навіть тимчасове підвищення вологості в приміщенні, наприклад через відкрите вікно, може призвести до неприємних наслідків у тому випадку, якщо система охолодження не відреагує вчасно [16]. Якщо автоматика контролює відносну вологість повітря в кожному приміщенні, то при критичному значенні перекриває подачу холодоносія у відповідну кімнату. Проте може бути й більш досконале рішення на два ступені захисту зі зміною температури холодоносія. Проте, для цього інформація про відносну вологість має передаватися вже до автоматики, наприклад, контролера насосно-змішувальної групи. При наближенні значення відносної вологості повітря до точки роси в будь-якій кімнаті, автоматика поступово збільшує температуру теплоносія в контурі, знижуючи ризик випадіння конденсату в приміщенні. Але якщо вологість все ж досягла критичного значення, то перекривається не вся система, а лише контури даної кімнати, і комфорт в інших приміщеннях продовжує підтримуватися.

Реалізація комплексної автоматизації показана на рис. 1. Термогігрометри D контролюють мікроклімат у кожному приміщенні, зокрема вологість і температуру поверхні.

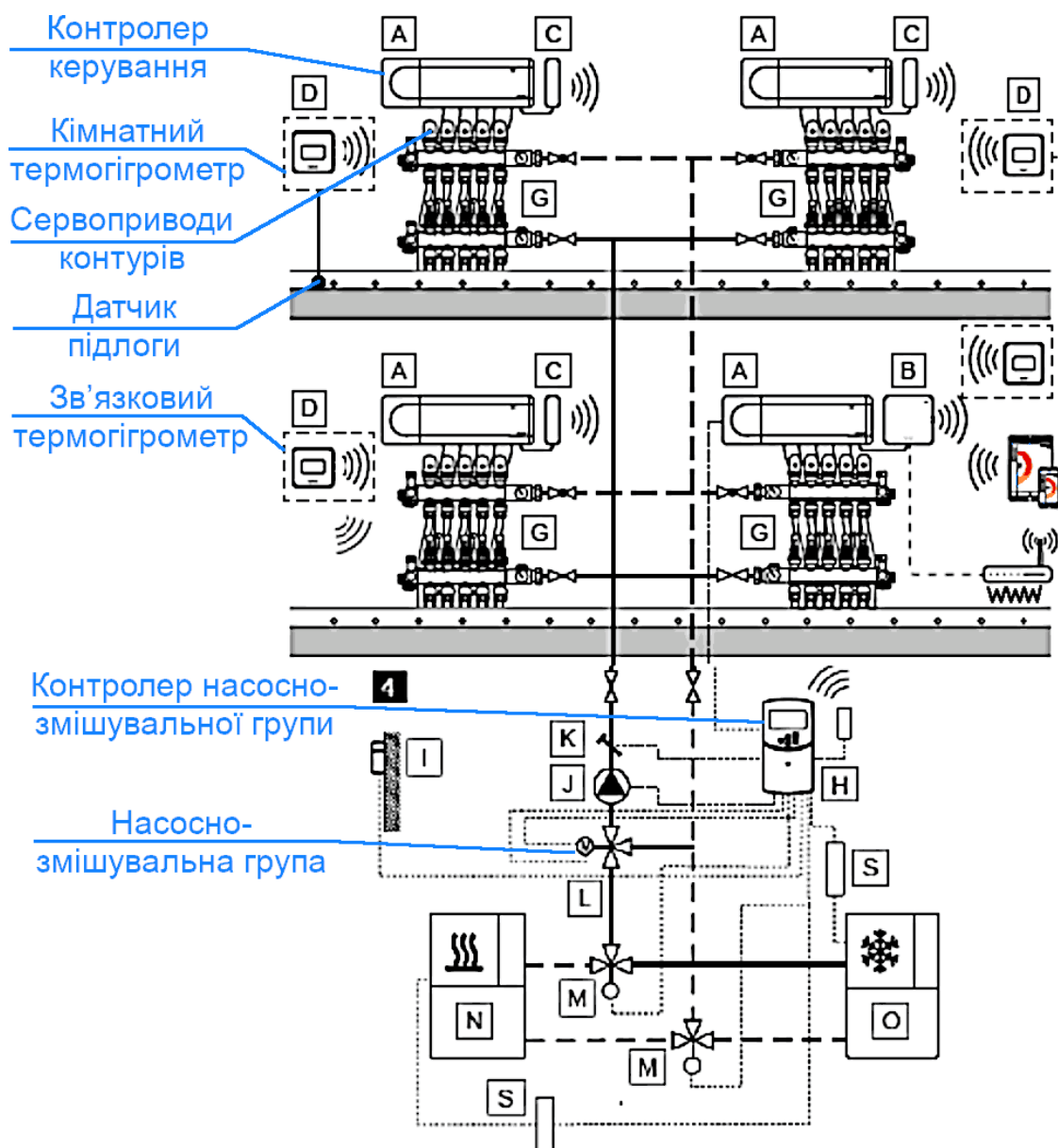


Рис.1 Приклад схеми автоматики Uponor Smatrix Pulse [17]

Інформація з датчиків передається на контролери А, які об'єднані в одну систему радіозв'язком. Завдяки функції автобалансування, система 24/7 вивчає швидкість зміни температури в кожному приміщенні протягом тижня. Таким чином враховується інерційність підлог, зміна положення сонця, тижневий графік користувачів.

За наявності приєднання до інтернету, додатково аналізується прогноз погоди. Далі складається програма роботи сервоприводів так, щоб підтримувалися задані температури у всіх приміщеннях. За наявності датчика підлоги, задаються верхній і нижній ліміти температури стяжки. На час, коли температура стяжки в межах лімітів, підтримується задана температура повітря. Перевищення верхнього ліміту запобігає перегріванню, наприклад, дерев'яних підлог, а нижній ліміт дозволяє підтримувати підлогу завжди комфортною, як у

режимі опалення, так і в режимі охолодження. Дані щодо відносної вологості повітря в приміщеннях теж контролюються системою, але більш того, один з термогігрометрів D' є ланцюжком передавання необхідної інформації від внутрішньої системи на контролер насосно-змішувальної групи Н. Вибір оптимальної температури теплоносія є ключовим елементом будь-яких заходів енергоефективності. Якщо це відбувається автоматично з урахуванням як зовнішньої температури, так і внутрішніх факторів, то отримаємо максимальну ефективність [18]. Крім того, це дозволяє синхронізувати перехід різних контролерів А і Н з режиму опалення, в режим охолодження й навпаки. Далі, залежно від режиму, контролер топкової Н керує запуском джерел теплоти N та «холоду» O, та перемиканням відповідних клапанів M. Додатково за відомими внутрішньою температурою та відотною вологістю повітря, контролер Н насосно-змішувальної групи може корегувати температуру холодоносія так, щоб уникнути точки роси – тобто це ще один ступінь безпеки від появи конденсату [19]. Таким чином, впровадження сучасних рішень автоматизації забезпечує синергійний ефект – підвищення теплового комфорту, енергетичної ефективності та надійності експлуатації систем. Це підтверджує доцільність широкого використання поверхневого охолодження в сучасних будівлях та його значний потенціал у сфері енергоощадного та здорового будівництва [20], зокрема для пасивних будинків [21]. Крім того, подібні радіаційні системи опалення та охолодження через зменшення перепаду температури між теплоносієм і повітрям добре суміщуються з тепловими насосами [22], що додатково підвищує ефективність системи.

Висновки. Проведений аналіз засвідчив, що ефективність систем поверхневого охолодження безпосередньо залежить від інтегрування високотехнологічної автоматики. Встановлено, що контроль як повітряної, так і променевої складових теплового середовища є необхідною умовою для відтворення параметрів, наближених до реальних відчуттів людини. Реалізація функції автобалансування дозволяє автоматично адаптувати систему до змінних теплових навантажень у приміщеннях з різною орієнтацією та експлуатаційними режимами, що усуває потребу в ручних переналаштуваннях. Важливим аспектом є захист від локального дискомфорту та пошкодження оздоблювальних матеріалів шляхом контролю температури поверхні підлоги, а також запобігання конденсації завдяки інтегрованому моніторингу вологості. Досвід застосування системи Uponor Smatrix Pulse продемонстрував можливість використання прогнозних алгоритмів, що враховують зовнішні кліматичні фактори та поведінкові сценарії користувачів. Таким чином, впровадження сучасних рішень автоматизації забезпечує синергійний ефект – підвищення теплового комфорту, енергетичної ефективності та надійності

експлуатації систем. Це підтверджує доцільність широкого використання поверхневого охолодження в сучасних будівлях та його значний потенціал у сфері енергоощадного та здорового будівництва.

References

1. Abedin, Tarek, et al. "Advancing Comfort and Efficiency: Radiant Heating and Cooling Systems for Sustainable Architecture." *Building and Environment*, vol. 282, Aug. 2025, p. 113234. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2025.113234>.
2. "ANSI/ASHRAE Standard 55-2020. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy." ASHRAE, 2020.
3. "EN 16798-1:2019. Energy Performance of Buildings – Indoor Environmental Input Parameters for Design and Assessment of Energy Performance." CEN, 2019.
4. "ISO 11855-1:2021. Building Environment Design – Embedded Radiant Heating and Cooling Systems – Part 1: Definitions, Symbols and Comfort Criteria." ISO, 2021.
5. "ISO 11855-2:2021. Building Environment Design – Embedded Radiant Heating and Cooling Systems – Part 2: Determination of the Design Heating and Cooling Capacity." ISO, 2021.
6. "ANSI/ASHRAE 55 Addendum e-2021. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy." ASHRAE, 2021.
7. "ANSI/ASHRAE 55 Addendum h-2022. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy." ASHRAE, 2022.
8. "EN ISO 52016-1:2022. Energy Performance of Buildings – Energy Needs for Heating and Cooling." CEN/ISO, 2022.
9. "Uponor. Smatrix Style – Room Thermostat." Uponor, 2020.
8. Duarte, Carlos, et al. "Optimizing Radiant Systems For Energy Efficiency and Comfort." Presentation. CBE, <https://cbe.berkeley.edu/wp-content/uploads/2021/11/Duarte-Nov-2021-CBE-radiant-systems.pdf>.
11. "EN 1264-3:2021. Water-Based Surface Embedded Heating and Cooling Systems – Part 3: Dimensioning." CEN, 2021.
12. "ISO 11855-5:2021. Building environment design – Embedded radiant heating and cooling systems – Part 5: Installation." ISO, 2021.
13. Lim, J.-H., and Kwang-Woo K. "ISO 11855 - The International Standard on the Design, Dimensioning, Installation and Control of Embedded Radiant Heating and Cooling Systems." *REHVA Journal*, vol. 53, no. 1, Jan. 2016, <https://web.archive.org/web/20250210040328/https://www.rehva.eu/rehva-journal/chapter/iso-11855-the-international-standard-on-the-design->

dimensioning-installation-and-control-of-embedded-radiant-heating-and-cooling-systems, pp. 46–53, <https://www.rehva.eu/rehva-journal/chapter/iso-11855-the-international-standard-on-the-design-dimensioning-installation-and-control-of-embedded-radiant-heating-and-cooling-systems>.

14. Do, Hung Q., et al. “Development and Thermal Performance Testing of Radiant Conditioning Ceiling Panels.” *Architectural Science Review*, vol. 68, no. 3, May 2025, pp. 175–86. <https://doi.org/10.1080/00038628.2024.2381715>.
15. “BS 8203:2017. Resilient Floor Coverings – Code of Practice for the Installation of Resilient Floor Coverings.” BSI, 2017.
16. Simsek, Eylul, et al. “Dropwise Condensation Reduces Selectivity of Sky-Facing Radiative Cooling Surfaces.” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 198, Dec. 2022, p. 123399. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123399>.
17. “Uponor. Smatrix Pulse – System Overview.” Uponor, 2020.
18. “ANSI/ASHRAE 55 Addendum j-2023. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy.” ASHRAE, 2023.
19. “ISO 11855-6:2018/Amd 1:2021. Building Environment Design – Control of Dynamic Systems.” ISO, 2021.
20. Zheng, Xinyao, et al. “A Thermoelectric Device with Flexible Convective and Radiant Cooling in Built Environment.” *Cell Reports Physical Science*, vol. 6, no. 3, Mar. 2025, p. 102472. <https://doi.org/10.1016/j.xcrp.2025.102472>.
21. Pohosov, O. Et al. “Passive individual residential building overview and concept for a continental temperate climate”. *Architectural Studies*, Vol. 2, Iss. 10, 2024, pp. 14-24. <https://doi.org/10.56318/as/2.2024.14>.
22. Shapoval, O., Chepurna, N., & Kirichenko, M. “An analysis of effectiveness of air heat pump operation dependent on change of external air temperature”. *Ventilation, Illumination and Heat Gas Supply*, Vol. 37, 2021, pp. 24–30. <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2021.37.24-30>

УДК 697.94:681.5

postgraduate student **Yurii Volokh**

volokh_yl-2024@knuba.edu.ua, ORCID: 0009-0000-7599-970X

Associate Professor **Mykhailo Kyrychenko**

kyrychenko.ma@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0002-3651-3153

Kyiv National University of Construction and Architecture

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.54.30-38>

INFLUENCE OF CONTROLS ON THE EFFICIENCY OF RADIANT COOLING IN ACHIEVING THERMAL COMFORT

Abstract. *Radiant cooling implemented through ceilings, walls or floors is considered a promising alternative to conventional air-conditioning systems due to its combination of high comfort levels and reduced energy consumption. This study analyzes the physical processes that determine the indoor microclimate in spaces with radiant cooling: heat exchange with air, radiation from building envelopes, and heat transfer through floor contact. It is shown that the efficiency of surface cooling systems directly depends on the integration of high-tech automation. It has been established that control of both the air and radiation components of the thermal environment is a necessary condition for reproducing parameters close to real human sensations. The auto-balancing function allows the system to automatically adapt to variable thermal loads in rooms with different orientations and operating modes, eliminating the need for manual adjustments. An important aspect is protection against local discomfort and damage to finishing materials by controlling the floor surface temperature, as well as preventing condensation through integrated humidity monitoring. Experience with the Uponor Smatrix Pulse system has demonstrated the potential of using predictive algorithms that take into account external climatic factors and user behaviour scenarios. Thus, the implementation of modern automation solutions provides a synergistic effect – increased thermal comfort, energy efficiency and operational reliability of systems. This confirms the feasibility of widespread use of surface cooling in modern buildings and its significant potential in the field of energy-efficient and healthy construction.*

Keywords: *radiant cooling, heat exchange, controls, temperature.*

Received/Надійшла до редакції 15.09.2025

Reviewed/Рецензована 04.11.2025

Accepted/Прийнята 26.11.2025

УДК 620.9; 697.01; 621.56

PhD, Assoc. Prof **Hanna Bilovol**

hanna.bilovol@gmail.com, ORCID 0000-0001-6168-5216

Ukrainian State University of Railway Transport

Chief Engineer **Mykola Naumenko**

nvnaumenko@mtuservice.gov.ua, ORCID 0009-0004-9650-6117

State Enterprise “UKRSERVICE MINTRANSU”

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.54.39-51>

INTERNAL ENERGY CIRCULATION SOLUTIONS IN HEATING, VENTILATION AND AIR-CONDITIONING SYSTEMS: ASSESSMENT METHOD AND COMPARATIVE ANALYSIS

Abstract. *The paper presents an approach for assessing the sustainability of energy-saving measures in buildings based on the integral Sustainability Impact Index (SII), which incorporates the energy, environmental and circulatory characteristics of each solution. The methodology was tested on a case study of an office building, where energy-saving measures were structured into three groups and evaluated through a comparative analysis. The study also included the development of a circulatory solution based on the reuse of condenser heat from the building's chiller units. The results demonstrate that the application of the SII clearly reflects the increasing importance of measures related to internal energy circulation. The SII value for the circulatory measure was found to be approximately twice as high as for the technical and operational groups, indicating its concentrated impact and potential to replace external energy resources. The proposed approach allows for a more accurate prioritization of sustainable solutions and can be applied in planning HVAC system modernization and developing building decarbonization strategies.*

Keywords: *building energy efficiency, HVAC systems, circulatory solutions, heat recovery, sustainability index, multi-criteria assessment.*

Introduction. Heating, ventilation and air conditioning systems are among the main energy consumers in buildings and contribute significantly to their operational carbon footprint. Traditional approaches to improving their performance usually rely on local technical or control measures and do not take into account the potential of internal energy flows. As a result, considerable amounts of low grade heat from chiller units, server rooms, data processing centres, telecommunication equipment, pumping units and auxiliary cooling systems continue to be released into the environment. Growing requirements for the energy resilience of buildings and the tightening of environmental standards create a need for evaluation approaches that consider not only the local efficiency of individual measures but also their contribution to internal circulatory energy flows.

Research relevance. Circulatory energy solutions play an important role in current building decarbonization strategies because they support the reuse of internal thermal streams and reduce the dependence on external energy sources [1,2]. The algorithm for the transition to sustainable energy systems (Fig. 1) includes a consistent introduction of energy efficiency measures, the modernization of technological processes and the transformation of heat supply sources. Within this structure, circulatory solutions take an intermediate position and generate a system level effect that cannot be fully reflected by traditional energy or economic performance indicators.

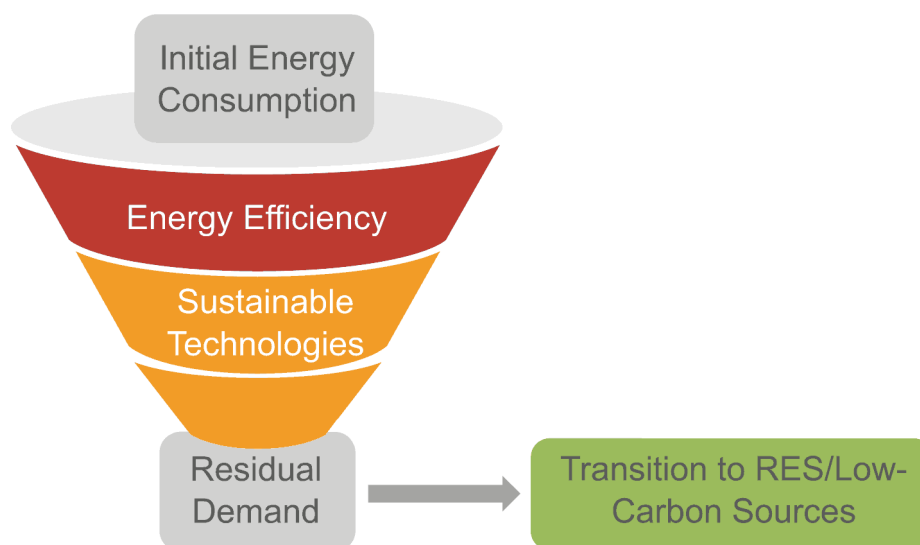


Fig. 1. Algorithm for Ensuring the Decarbonisation of Building Energy Systems incl. Renewable Energy Sources (RES)

Although considerable attention has been given to the technical aspects of heat recovery technologies and to the evaluation of their economic performance, the methodology for comparing such solutions with other energy saving measures remains insufficiently explored. This gap determines the relevance of the present study.

Recent studies and publications. The issues of improving the performance of HVAC systems are widely represented in contemporary literature. A substantial body of research focuses on the enhancement of equipment, the optimisation of operating modes and the implementation of intelligent control algorithms [3–4]. International organisations and professional associations define key directions for the development of energy efficient technologies and provide corresponding recommendations for the building sector [5–7]. These studies confirm that traditional technical and control based measures remain a fundamental tool for system optimisation.

Various approaches to heat reuse in buildings are examined in recent research. These include systems for the extraction and transfer of low grade thermal energy

(heat recovery) [8–10], integrated cooling and heating schemes that combine the operation of the cooling and heating parts of the system [11–13], and internal closed energy loops that support the redistribution of thermal flows within a building [14,15]. It has been shown that heat recovery solutions can significantly reduce thermal energy consumption and CO₂ emissions in large office buildings [16–17]. At the same time, existing research mainly concentrates on the technical aspects of integrating such modules, while the methodological comparison of these solutions with other energy saving measures remains insufficiently addressed.

Current approaches to the analysis of the sustainability of energy solutions often employ multi criteria decision making methods that allow simultaneous consideration of energy, environmental, economic and operational factors [18]. The study in [19] proposes the use of normalised weighting coefficients for comparing HVAC modernisation options, which aligns with trends in building energy research. However, the available literature contains virtually no studies in which the criterion of internal energy circulation is considered separately and its system level role within the structure of energy effective measures is explicitly evaluated.

Therefore, despite the large number of studies devoted to HVAC optimisation and heat recovery technologies, the development of an evaluation method that correctly identifies the priority of circulatory solutions in the context of long term energy resilience of buildings remains an open task. The present study addresses this gap.

The aim of the paper is to develop a method for multi criteria assessment of circulatory energy solutions in building HVAC systems and to test this method for determining the relative effectiveness of a condenser heat recovery scheme in comparison with traditional energy saving measures.

Main part. Modern strategies for improving the sustainability and decarbonisation of building energy systems are often associated with the transition to renewable energy sources. At the same time, the effectiveness of such solutions largely depends on the quality of the preceding stages, which include the optimisation of energy consumption and the modernisation of technological processes. The three-component approach shown in Fig. 1 supports the reduction of resource losses and forms a basis for long-term decarbonisation [20]. In building systems these three blocks include the following directions.

- **Block 1. Optimisation of energy consumption.** Measures that reduce the initial energy demand of a building through improved performance of engineering systems, a decrease in losses and the use of precise and adaptive control.
- **Block 2. Adoption of sustainable technologies.** Measures that change or enhance the operating principles of HVAC systems. This includes the modernisation of energy intensive components, the introduction of advanced heating and cooling

technologies, the implementation of zonal transformations of the system and the development of circulatory solutions that enable the return and reuse of internal thermal flows.

- **Block 3. Transition to renewable energy sources.** Integration of low carbon and renewable energy systems to cover the remaining load after the implementation of the previous stages.

The subsequent analysis addresses a practical case study developed during the energy audit of an office building in Kyiv. Since the solutions belonging to the second block of sustainable technologies are technically complex and require careful justification, the audit included the search for an option that is rational, economically feasible and suitable for implementation under real operating conditions.

The evaluation of circulatory solutions requires prior identification of all thermal flows within the building. The zonal distribution of engineering systems by floor, presented in Fig. 2, provides the basis for further analysis of their interactions.

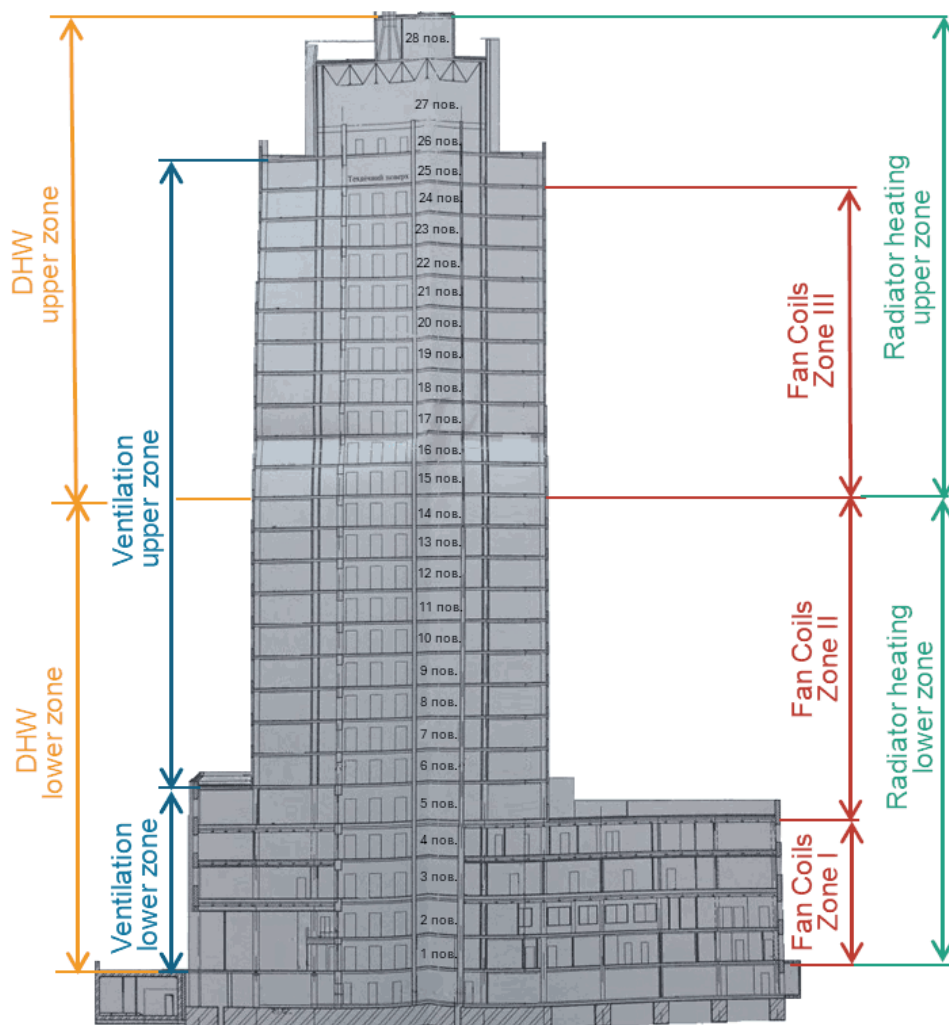


Fig. 2. Zonal distribution of building engineering systems by floors

Cooling in the building is provided by two chiller units operating with dry coolers, while heat supply, preheating of supply air and domestic hot water preparation are ensured by the central heating station equipped with nine heat exchanger modules. The internal spaces are fitted with fan coil units that operate in both cooling and heating modes.

During the cooling season, heat from the condenser circuits is discharged through the dry coolers, which leads to a substantial amount of waste heat being released into the atmosphere. Considering the duration of the summer period and the intensity of cooling system operation, these losses are considerable.

At the same time, the building includes a domestic hot water system with a stable thermal load, which creates a natural demand side loop capable of utilising part of this heat. The combination of a significant source of waste heat and a constant thermal demand creates favourable technical conditions for the integration of a heat recovery module into the chiller plant.

The measure involves the inclusion of a factory produced heat recovery module in the condenser circuit of the chiller system. The module is manufactured and supplied by the chiller producer as a standard modernisation option, which ensures complete compatibility and reliable system operation.

According to the manufacturer, the heat recovery module can extract approximately 70 to 80 percent of the condenser heat, which is then used for preheating cold water in a buffer tank before the domestic hot water system. The main heat exchangers of the heating station continue to maintain the required temperature parameters, while the recovery module only reduces their load without altering the configuration of the existing system. The operation of the integrated system is shown in Fig. 3, which presents the general principle of connecting the heat recovery module to the hydraulic circuit of the chiller plant and the domestic hot water system.

The heat recovery module operates in parallel with the existing condensers and performs the following functions:

1. When there is a demand from the domestic hot water system, the module provides preliminary heating of cold water in the buffer tank before it enters the main heat exchangers of the heating station.
2. When the amount of available heat exceeds the demand for water preheating, the excess is automatically discharged to the dry coolers, which corresponds to the normal operating mode of the system.
3. The operating mode of the chiller units remains unchanged, since the module automatically regulates the condensation pressure and adjusts to the actual thermal load.

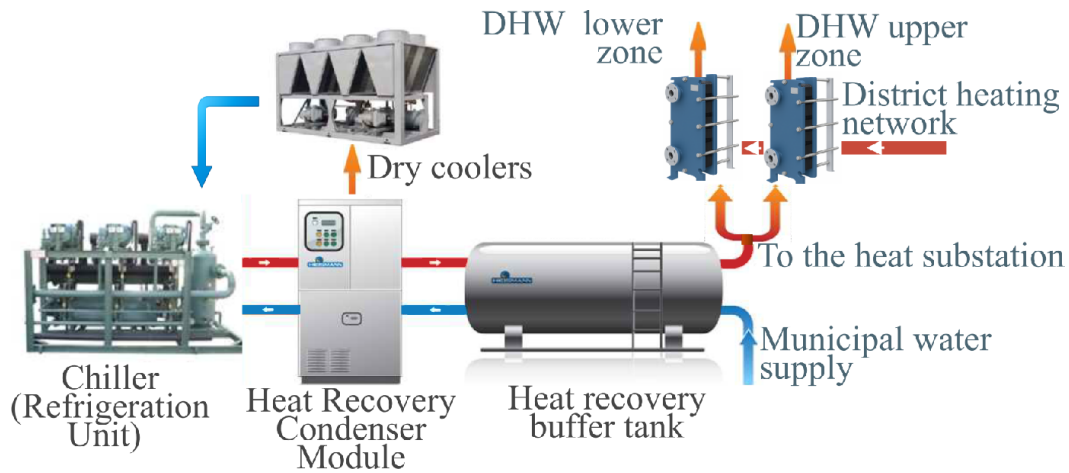


Fig. 3. Diagram of condenser heat recovery in the building's cooling system

The proposed heat recovery solution enables the utilisation of a portion of the condenser heat that was previously entirely discharged to the dry coolers. According to the analysis, the amount of heat available for reuse reaches approximately 301.9 MWh per year. In addition, the reduction in the thermal load on the dry coolers decreases their electricity consumption by about 17.8 MWh per year, which provides a noticeable energy benefit during the summer period. Owing to the reduced consumption of energy resources, the total annual environmental effect is estimated at approximately 85.7 tonnes of CO₂ per year.

For a correct determination of the priority of the heat recovery solution, its energy and environmental indicators must be compared with those of other energy-efficient measures identified during the building audit. For this purpose, the measures were organised into structured groups and an integral sustainability assessment method was applied, which makes it possible to compare heterogeneous solutions using consistent criteria.

Within the energy audit of the office building, sixteen energy saving measures were identified, each characterised by a different type of influence on HVAC system performance. To ensure a structured analysis and a consistent comparison of their contribution to sustainability improvement, these measures were consolidated into three groups, namely technical (engineering), operational and managerial, as well as circulatory energy solutions. Table 1 presents the content of each group, the corresponding energy and environmental indicators and the values of the Sustainability Impact Index (SII), which is used for the comparative assessment.

The calculation of the SII sustainability index for each solution i is based on a combination of four criteria and is formally expressed as follows:

$$SII_i = F(\Delta E_i + \Delta CO_{2,i} + \Delta B_{losses,i} + \Delta R_{circ,i}) \quad (1)$$

Table 1

Energy and environmental performance of energy-saving solutions and their sustainability index

№	Groups of Measures and Their Content	Number of measures	Energy effect, MWh/year	Environmental effect t CO ₂ -eq/year*	SII
1	Technical (engineering) solutions Hydraulic balancing of heating systems, improvement of connection nodes, replacement of outdated equipment with modern units, enhancement of filtration and heat-transfer efficiency, reduction of airflow resistance in ventilation ducts	7	222, 3	75,7	0,54
2	Operational and managerial measures Implementation of weather-based control, zonal temperature management protocols, adjustment of HVAC operating parameters, improvement of monitoring and control functions (metering, sensors, SCADA), enhancement of user interaction with the systems	8	392,0	105,5	0,73
3	Circulatory energy solutions Installation of an integrated condenser-heat recovery module	1	319,8	85,7	0,86

* The environmental effect was calculated using the national CO₂ emission factors in accordance with Annex 10 of the Methodology for the Energy Performance of Buildings (MinRegion Order No. 169 of 11.07.2018): 0.42 t CO₂/MWh for electricity and 0.2598 t CO₂/MWh for district heating.

where ΔE_i is the annual energy savings; $\Delta CO_{2,i}$ is the reduction of greenhouse gas emissions; $\Delta B_{losses,i}$ is the decrease in avoidable energy losses; $\Delta R_{circ,i}$ is the increase in the share of internal energy reuse.

Since these criteria have different physical nature and units of measurement, the method of normalised weights was applied to integrate them into a unified evaluation model, which is widely used in multi-criteria analysis of energy systems. This approach is applied in MCDM methodologies and in composite sustainability indices described in a number of international reviews [18] and studies on comprehensive HVAC modernisation [19].

The method requires expert determination of the relative importance of the criteria followed by weight normalisation. The sum of the weights for the four criteria is equal to one:

$$w_1 + w_2 + w_3 + w_4 = 1 \quad (2)$$

Such a choice reflects the priority assigned to the circulatory component (internal reuse of energy), which is a key element of the proposed solution and corresponds to contemporary approaches to the energy sustainability of building systems.

To ensure the comparability of the criteria, the numerical values of the annual energy savings ΔE_i and the reduction in emissions $\Delta CO_{2,i}$ were converted into dimensionless form by normalising them within the interval [0;1]. Normalisation was performed using the relative maximum among all three groups of solutions:

$$\widetilde{E}_i = \frac{\Delta E_i}{\max (\Delta E)}, \quad \widetilde{CO}_{2,i} = \frac{\Delta E_{CO_{2i}}}{\max (\Delta E_{CO_2})} \quad (3)$$

The criteria are then included in the calculation of the sustainability index with the corresponding weighting coefficients. The SII value for solution i is determined as:

$$SII = w_1 \widetilde{E}_i + w_2 \widetilde{CO}_{2,i} + w_3 \Delta B_{loss,i} + w_4 \Delta R_{circ,i} \quad (4)$$

The values of the normalised criteria and the adopted weighting coefficients for the three groups of solutions are presented in Table 2, and the calculated sustainability index values are shown in Table 1.

The analysis of the results in Fig. 4 shows that the use of the SII index changes the perception of the effectiveness of different groups of energy saving measures.

Table 2. Normalized criteria and weighting coefficients for calculating the SII

no	Group of measures	$\tilde{E}$	$\widetilde{CO_2}$	ΔB_{loss}	ΔR_{circ}	w_1	w_2	w_3	w_4
1	Technical (engineering) measures	0,57	0,72	1,0	0,3	0,25	0,25	0,1	0,4
2	Operational and managerial measures	1,00	1,00	0,7	0,4	0,25	0,25	0,1	0,4
3	Circulatory energy solutions	0,82	0,81	0,5	1,0	0,25	0,25	0,1	0,4

For further comparison, the results from Table 1 were brought to a common scale by converting indicators into relative values. This made possible to present the three groups of measures in a comparable form and to perform their aggregated evaluation. Based on these data, Fig. 4 was constructed to show the energy effect, the environmental effect and the sustainability index SII for each group of measures.

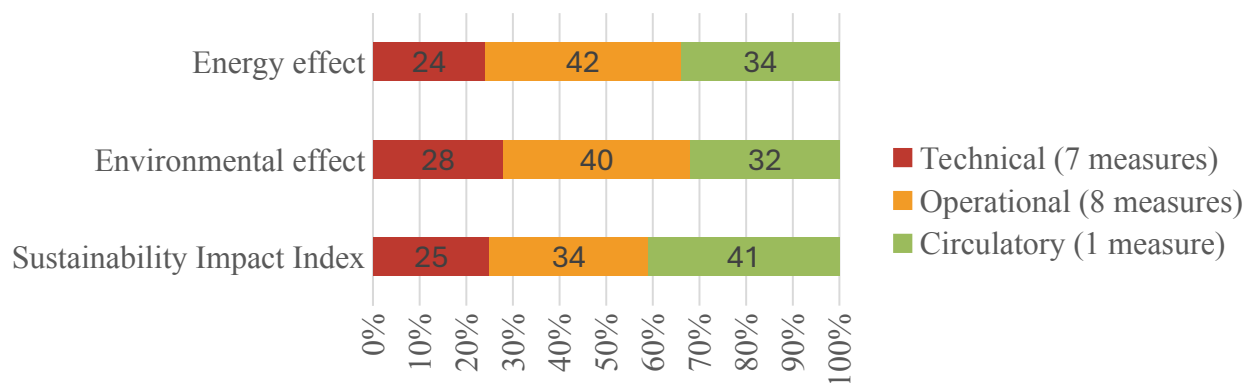


Fig. 4. Comparison of Energy-Saving Measures and Their Contribution to System Sustainability

The technical and operational groups have comparable energy and environmental indicators, although their overall effect is formed by numerous individual actions, each of which provides only a limited contribution. At the same time, the circulatory group contains only one measure, yet its aggregated SII value is the highest among the three groups.

The obtained relationship shows that traditional indicators do not fully reflect the potential of solutions that enable the reuse of internal energy flows and reduce the building's dependence on external resources. The use of the SII makes it possible to evaluate such solutions more comprehensively and to justify their priority in the development of modernisation plans and the enhancement of the resilience of building systems.

Conclusions. The energy audit of the office building resulted in the formation of a set of energy saving measures that included technical, operational and circulatory solutions, among them the reuse of condenser heat from the chiller units. The analysis showed that the technical and operational groups generate their effect through numerous local improvements, while a single circulatory measure achieved the highest sustainability score. This confirms its considerably stronger influence on the energy resilience of the building and demonstrates that solutions aimed at forming internal energy flows can play a decisive role in the overall outcome of system modernisation. The proposed Sustainability Impact Index made it possible to compare measures with different characteristics and scales of influence in a consistent way. The method demonstrated that traditional energy saving indicators do not fully capture the potential of circulatory solutions and may underestimate their priority within a classical energy audit. The use of the SII provides a more accurate identification of measures that support the long term sustainable performance of HVAC systems and deliver the highest overall effect.

References

1. “Transforming Our World: The 2030 Agenda for Sustainable Development.” 2015. <https://sdgs.un.org/2030agenda>
2. “COM/2019/640 Final. The European Green Deal.” 11 Dec. 2019. <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX:52019DC0640>
3. Tosin Michael Olatunde et al. “Review of Energy-Efficient HVAC Technologies for Sustainable Buildings.” *International Journal of Science and Technology Research Archive* 6.2 (2024): 012–020. <https://doi.org/10.53771/ijstra.2024.6.2.0039>
4. Jouhara, Hussam, and Junjing Yang. “Energy Efficient HVAC Systems.” *Energy and Buildings* 179 (2018): 83–85. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.09.001>
5. “Technology Roadmap: Energy-Efficient Buildings – Heating and Cooling Equipment.” 22 June 2011. <https://www.iea.org/reports/technology-roadmap-energy-efficient-buildings-heating-and-cooling-equipment>.
6. “ANSI/ASHRAE/IES Standard 90.1-2022: Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings.” 2022
7. Holzer, Peter. “Resilient Cooling of Buildings. Project Summary Report (Annex 80).” May 2024. <https://www.aivc.org/sites/default/files/International-Energy-Agency-Resilient-Cooling-of-Buildings-Project-Summary-Report-Annex-80.pdf>
8. Hunt, Julian David et al. “Possible Pathways for Oil and Gas Companies in a Sustainable Future: From the Perspective of a Hydrogen Economy.” *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 160 (2022): 112291. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2022.112291>

9. Chen, Tingsen et al. "Influences of the Optimized Air Curtain at Subway Entrance to Reduce the Ingress of Outdoor Airborne Particles." *Energy and Buildings* 244 (2021): 111028. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2021.111028>.
10. "Circular Economy in Cities: Urban Energy Systems and Resource Loops." 2019
11. Dikel, E. Erhan et al. "Evaluating the Standby Power Consumption of Smart LED Bulbs." *Energy and Buildings* 186 (2019): 71–79. DOI.org (Crossref). Web. 3 Dec. 2025. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2019.01.019>
12. Tomlinson, J.J., C.K. Rice, and E Baskin. "Integrated Heat Pumps for Combined Space Conditioning and Water Heating." Las Vegas, Nevada, USA: N.p., 2005. 1–9.
https://www.researchgate.net/publication/313756730_INTEGRATED_HEAT_PUMPS_FOR_COMBINED_SPACE_CONDITIONING_AND_WATER_HEATING
13. Chakraborty, Subhrajit, Matthew J. Ellis, and Vinod Narayanan. "Air-to-Air Multi-Function Heat Pumps for Combined Space Conditioning and Domestic Water Heating." *Energy Reports* 14 (2025): 3536–3546. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2025.10.033>
14. Huang, J., Wen, J., Yoon, H., Pradhan, O., and Wu, T. (2022). "Real vs. simulated: Questions on the capability of simulated datasets on building fault detection for energy efficiency from a perspective". *Energy and Buildings*, Vol. 259, 2022, p. 111872. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2022.111872>
15. Xu, Q., Riffat, S., & Zhang, S. "Review of heat recovery technologies for building applications". *Energies*, Vol. 12, Iss. 7, 2019, p. 1285. <https://doi.org/10.3390/en12071285>
16. Chinese, D., Meneghetti, A., Cortella, G., Giordano, L., Tomasinsig, E., and Benedetti, M. "Environmental and economic assessment of industrial excess heat recovery collaborations through 4th generation district heating systems". *Energy*, vol. 307, 2024, p. 132630. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.132630>
17. Prek, M. "Life-Cycle Analysis and Environmental Impact Assessment of Heating and Air-Conditioning Systems." *Advances in Building Technology*. Elsevier, 2002. 1485–1492. <https://doi.org/10.1016/B978-008044100-9/50184-4>
18. Sahoo, S. K., Pamucar, D., and Goswami, S. S. "A review of multi-criteria decision-making (MCDM) applications to solve energy management problems from 2010–2025: Current state and future research". *Spectrum of Decision Making Applications*, Vol. 2, Iss. 1, 2025. <https://doi.org/10.31181/sdmap21202525>
19. Ongpeng, J. M. C., Rabe, B. I. B., Razon, L. F., Aviso, K. B., and Tan, R. R. "Multi-criteria decision analysis for energy retrofit in buildings". *Chemical*

Engineering Transactions, Vol. 81, 2020, pp. 79–84.
<https://doi.org/10.3303/CET2081014>

20. Bilovol, Hanna et al. “Development of a model of the complete set of methods for enhancing energy efficiency in production systems as a tool for achieving business sustainable development goals.” *Collection of Scientific Works of the Ukrainian State University of Railway Transport* 210 (2024): 33–42.
<https://doi.org/10.18664/1994-7852.210.2024.320702>

УДК 620.9; 697.01; 621.56

к.т.н., доцент **Ганна Біловол**

hanna.bilovol@gmail.com, ORCID 0000-0001-6168-5216

Український державний університет залізничного транспорту

Головний інженер **Микола Науменко**

nvnaumenko@mtuservice.go.ua, ORCID: 0009-0004-9650-6117

Державне підприємство «УКРСЕРВІС МІНТРАНСУ»

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.54.39-51>

ЦИРКУЛЯЦІЙНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ РІШЕННЯ В СИСТЕМАХ ОПАЛЕННЯ, ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ: МЕТОД ОЦІНЮВАННЯ ТА ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ

Анотація. У статті розглянуто підхід до комплексного оцінювання сталості енергоощадних рішень у будівлях на основі інтегрального індексу SII (*Sustainability Impact Index*). Індекс об'єднує енергетичні, екологічні та циркулярні характеристики рішень і дає змогу порівнювати заходи з різною природою та масштабом впливу. Методика апробована на прикладі офісної будівлі, для якої в межах енергетичного аудиту сформовано перелік потенційних заходів і згруповано їх у технічні, операційні та циркулярні рішення, після чого виконано їх оцінювання за критеріями сталості. Особливу увагу приділено циркулярному рішенню, що передбачає використання теплоти конденсаторів холодильних машин для покриття потреб системи гарячого водопостачання. Такий підхід формує внутрішній енергетичний контур будівлі та зменшує залежність від зовнішніх ресурсів. Аналіз виконано на прикладі енергетичного аудиту офісної будівлі в Києві, обладнаної системами опалення, вентиляції, кондиціювання повітря та гарячого водопостачання. Результати показали, що технічні та операційні заходи забезпечують переважно локальні покращення, тоді як один циркулярний захід має найбільший інтегральний ефект. Значення SII для рекупераційного рішення майже вдвічі перевищує показники інших груп, що підтверджує його системну значущість.

Використання індексу SII дозволяє визначати пріоритетність заходів з урахуванням їхнього внеску у формування сталих енергетичних потоків, а не лише у зменшення поточного споживання енергії. Такий підхід є корисним для підготовки планів модернізації систем опалення, вентиляції та кондиціювання повітря, інвестиційних обґрунтувань і стратегій декарбонізації будівель. Отримані результати підтверджують, що залучення циркулярних рішень до переліку першочергових заходів може суттєво підвищити енергетичну сталість будівельних систем у довгостроковій перспективі.

Ключові слова: *енергоефективність будівель, HVAC-системи, циркуляційні рішення, рекуперація теплоти, індекс сталості, багатокритеріальна оцінка.*

Received/Надійшла до редакції	21.10.2025
Reviewed/Рецензована	21.11.2025
Accepted/Прийнята	26.11.2025

УДК 697.9:536.2:620.97:681.5(045)

аспірант **Андрій Подлєсний**,

andreypodlesniy21@gmail.com, ORCID: 0009-0009-2175-4307,

к.т.н., доц. **Анатолій Петренко**,

petrenko_ao@pdaba.edu.ua, ORCID: 0000-0002-0406-9852,

Український державний університет науки і технологій

ННІ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури»

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.54.52-75>

УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛОТИ У ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ СИСТЕМАХ: ОГЛЯД СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ, ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ ТА ПРОТИДІЯ ОБМЕРЗАННЮ

***Анотація.** Дана стаття присвячена систематизованому огляду сучасних технологій утилізації теплоти у вентиляційних системах з урахуванням їхньої енергоефективності та надійності роботи за низької температури зовнішнього повітря. Огляд охоплює узагальнену класифікацію та конструктивні особливості теплоутилізаторів, методи підвищення теплотехнічних характеристик і зниження аеродинамічного опору, а також моделювання тепло- та масообмінних процесів для прогнозування температурних полів, розподілу відносної вологості та втрат тиску. Методологічна основа дослідження базувалася на аналізі міжнародних і вітчизняних публікацій останніх років, що охоплюють як експериментальні роботи, так і чисельні моделі, а також оцінювання ефективності систем на основі показників життєвого циклу (LCA) та вартісного аналізу (LCC), що забезпечує врахування енергетичних, екологічних і економічних аспектів експлуатації. Особливу увагу приділено проблемі обмерзання теплообмінних поверхонь у холодному кліматі, особливо пластинчастих рекуператорів, які є найбільш уразливими до фазових переходів вологи з подальшим утворенням інею. Проаналізовано фізичні механізми цього процесу та його наслідки для роботи систем, зокрема зі зростанням аеродинамічного опору та втратою ефективності. Також проведено аналіз наявних автоматизованих інженерних методів протидії обмерзанню, що охоплюють пасивні та активні інженерні рішення (байпасні канали, попередній підігрів, спеціалізовані покриття), а також високотехнологічні підходи на основі термоелектричних модулів (ТЕМ), багатоканальної сенсорики та предикативного керування (MPC). Отримані результати дослідження підтверджують, що ефективність систем утилізації теплоти визначається поєднанням конструктивних удосконалень, інноваційних матеріалів і цифрових технологій управління. Запропоновані в роботі підходи можуть бути корисними для проєктувальників, виробників кліматичного*

обладнання та дослідників, зацікавлених у створенні енергоефективних і надійних систем опалення, вентиляції та кондиціювання повітря. Визначено перспективні напрями подальших досліджень, спрямованих на вдосконалення пластинчастих теплообмінників і створення інтелектуальних систем керування кліматичним обладнанням, адаптованих до умов холодного клімату.

Ключові слова: вентиляційні системи; теплоутилізація; рекуперація; пластинчасті теплообмінники; енергоефективність; холодний клімат; обмерзання; керування.

Вступ. В умовах глобальної енергетичної нестабільності, зростання вартості ресурсів і посилення екологічних загроз, підвищення енергоефективності будівель постає як одне з ключових завдань сталого розвитку та сучасної кліматичної політики. За даними Міжнародного енергетичного агентства (International Energy Agency, IEA), будівлі споживають близько 30 % світової кінцевої енергії. При цьому системи опалення, вентиляції та кондиціювання повітря (Heating, Ventilation, and Air Conditioning – HVAC) становлять значну частку цього обсягу. У розвинених країнах їх частка може сягати 40-50 % [1]. Водночас, за оцінками Європейської Комісії, у житловому секторі ЄС приблизно 80 % енергії витрачається на опалення, охолодження та гаряче водопостачання [2]. Такі показники свідчать про вирішальну роль систем опалення, вентиляції та кондиціювання повітря в загальній енергетичній ефективності будівельного сектору як у глобальному, так і в європейському контексті.

Згідно з впровадженням Європейського зеленого курсу (European Green Deal) та відповідно до положень Директиви 2010/31/ЄС щодо енергоефективності будівель (Energy Performance of Buildings Directive, EPBD), інтеграція вискоелективних вентиляційних систем із теплоутилізацією є визначальною для зменшення енергоспоживання та зменшення викидів CO₂ [3]. Використання таких вентиляційних систем, особливо в умовах холодного клімату, дозволяє суттєво знизити навантаження на системи опалення приміщень. Водночас за низьких зовнішніх температур ефективність теплообмінників зменшується через процеси обмерзання, що може призводити до зниження енергоефективності та порушення стабільної роботи вентиляційних систем з утилізацією теплоти. Для запобігання цьому явищу застосовуються певні технічні рішення, зокрема рециркуляція повітря, байпасування теплообмінника, попереднє підігрівання зовнішнього повітря, а також автоматизовані системи розморожування [4]. Однак, попри ефективність у боротьбі з обмерзанням, такі стратегії можуть знижувати загальну енергоефективність системи, що потребує ретельного балансування між

тепловим ефектом від теплоутилізації та додатковими витратами на впровадження захисних заходів [5].

Актуальність дослідження. Актуальність дослідження утилізації теплоти у вентиляційних системах зумовлена зростанням вимог до енергоефективності будівель та необхідністю мінімізування тепловтрат у холодному кліматі. Одним із найпоширеніших інженерних рішень для досягнення цієї мети є застосування пластинчастих рекуператорів, які дозволяють повертати частину теплоти з витяжного повітря до припливного потоку. Водночас за низьких температур ці пристрої схильні до обмерзання теплообмінних поверхонь, що призводить до зниження ефективності теплообміну, збільшення аеродинамічного опору та ймовірності виходу обладнання з ладу. Сучасні стратегії боротьби з обмерзанням не завжди забезпечують стабільну роботу систем і можуть спричиняти додаткові енергетичні витрати. Це зумовлює необхідність всебічного аналізу наявних підходів, узагальнення сучасного досвіду та пошуку оптимальних інженерних рішень, які забезпечують ефективну роботу систем в умовах низької температури зовнішнього повітря.

Останні дослідження та публікації. У закордонній та вітчизняній науковій літературі останніх років активно досліджуються аспекти підвищення енергоефективності вентиляційних систем із утилізацією теплоти. Найбільш розповсюдженими технологіями є пластинчасті й роторні теплоутилізатори та їхні модифікації з утилізацією вологи (ентальпійні), які відрізняються за принципом дії, ефективністю та чутливістю до кліматичних умов використання [4,6,7]. Серед них особливе місце займають пластинчасті теплообмінники завдяки поєднанню конструктивної простоти, високої ефективності теплопередачі та широким можливостям для подальшої інженерної оптимізації.

У цьому контексті низка публікацій [8–10] зосереджена на вдосконаленні їхньої геометрії, зокрема каналів, з метою покращення інтенсивності теплообміну без збільшення габаритів пристрою. Значну роль у цьому процесі відіграють технології обчислювальної гідродинаміки (Computational Fluid Dynamics – CFD), які за допомогою спеціалізованого програмного забезпечення, дають змогу змоделювати розподіл температур, аеродинамічний опір і теплову ефективність при різних конструктивних параметрах. Отримані за допомогою CFD дані, як правило, проходять валідацію шляхом порівняння з експериментальними результатами, що забезпечує високу достовірність висновків і сприяє створенню більш ефективних вентиляційних систем із утилізацією теплоти.

На наступному етапі чисельного аналізу моделювання розподілу температури та відносної вологості всередині теплоутилізаторів демонструє залежність ефективності від матеріалів пластин, геометрії каналів і швидкісних

характеристик повітряного потоку, що наочно підтверджено у низці сучасних прикладних досліджень [11,12].

Паралельно з дослідженнями, спрямованими на оптимізацію конструкції теплоутилізаторів і моделювання внутрішніх процесів тепло- та масообміну, окремий напрям наукових робіт присвячено оцінюванню енергетичних втрат і загальної ефективності вентиляційних систем із утилізацією теплоти в змінних кліматичних умовах. У сучасній науковій літературі представлено низку публікацій [13–16], де для комплексної оцінки довгострокової ефективності таких систем застосовують методи оцінювання життєвого циклу (Life Cycle Assessment – LCA) та вартісного аналізу життєвого циклу (Life Cycle Costing – LCC), які доповнюють один одного шляхом оцінювання відповідно екологічних та економічних аспектів. Додатково використовуються багатозонне моделювання, динамічна симуляція та експериментальні дослідження, що дозволяє врахувати сезонні коливання температур, зміну режимів експлуатації та реальні теплові втрати протягом усього строку служби кліматичного обладнання.

Утім, саме експлуатація вентиляційних систем із утилізацією теплоти в умовах низьких температур виявляє низку додаткових ускладнень, серед яких домінує проблема обмерзання теплообмінників. Це явище є особливо критичним для пластинчастих рекуператорів, де волога з витяжного повітря конденсується та замерзає на охолоджених поверхнях і блокує повітряний потік. Проблема обмерзання теплообмінників у холодному кліматі залишається одним із ключових бар'єрів для стабільної та енергоефективної роботи вентиляційних систем із утилізацією теплоти. За даними оглядових і прикладних досліджень [4,5,12,17–21], формування інею з подальшим утворенням льоду на теплообмінних поверхнях призводить до зниження ефективності, збільшення аеродинамічного опору, порушення повітряного балансу і, в критичних випадках, до повної зупинки роботи системи, що зумовлює необхідність впровадження таких інженерних рішень, як попередній підігрів припливного повітря, байпасування теплообмінника, а також інші методи активного та пасивного захисту. Серед останніх окрему увагу в сучасних дослідженнях приділено використанню гідрофобних та антиобмерзальних покриттів. Вони здатні знижувати адгезію вологи до теплообмінних поверхонь і стримувати ініціацію кристалізації льоду, що демонструє ефективність та підтверджується результатами експериментальних досліджень [22–24].

Поряд із традиційними підходами, на кшталт попереднього підігрівання припливного повітря чи байпасування теплообмінника, сучасні дослідження дедалі частіше фокусуються на високотехнологічних засобах активного захисту від обмерзання. Зокрема, перспективними напрямками є використання

термоелектричних модулів (Thermoelectric Modules – TEM) [25–28], а також упровадження інтелектуальних алгоритмів автоматизованого керування процесом розморожування на основі предикативного регулювання (Model Predictive Control – MPC) [29–32]. Такий підхід дозволяє на підставі математичного прогнозування змін зовнішніх кліматичних параметрів у реальному часі формувати оптимальні керівні дії з урахуванням обмежень системи. Це мінімізує ризик обмерзання та підвищує загальну ефективність вентиляції.

Хоча в українській науковій літературі кількість публікацій, присвячених вентиляційним системам з утилізацією теплоти, поступається обсягам досліджень у провідних закордонних фахових виданнях, вітчизняні дослідники також активно долучаються до розроблення ефективних технологічних рішень. Частина публікацій присвячена вдосконаленню (оптимізації) конструкцій теплоутилізаторів, зокрема використанню двофазних теплообмінних елементів [33], еластичних або полімерних матеріалів для поверхонь теплообміну [34,35], а також мембранних структур, орієнтованих на інтенсифікацію процесів тепло- та масообміну в системах «повітря–повітря» [36]. Інші роботи зосереджуються на дослідженні ефективності вентиляційних теплоутилізаторів у реальних умовах експлуатації житлових приміщень з охопленням різних конфігурацій побутових вентиляційних систем [37,38]. У загальному контексті розвитку енергоефективних технологій вітчизняна література також робить акцент на теплоутилізаторах як ключовому елементі системи механічної вентиляції, здатному суттєво знижувати тепловтрати в будівлях [39]. Поряд із конструктивними та експлуатаційними аспектами, важливим напрямом досліджень є питання інтелектуального керування та енергетичної оптимізації, зокрема з використанням ексергетичних підходів до автоматизованого управління вентиляційними системами [40]. Таким чином, навіть з огляду на певну обмеженість технічних ресурсів, ці та інші вітчизняні дослідження засвідчують наявність наукового потенціалу у сфері розвитку вентиляційних систем з утилізацією теплоти й підтверджують актуальність проблематики підвищення загальної енергоефективності будівель в Україні.

Ефективність теплоутилізаторів визначається температурним коефіцієнтом ефективності (ТКЕ), який часто, але некоректно, в науково-популярній літературі називають коефіцієнтом корисної дії (ККД)

$$\eta = \frac{\Phi_{rec}}{\Phi_{exh}} \text{ або } \eta = 100 \cdot \frac{\Phi_{rec}}{\Phi_{exh}}, \%$$
(1)

де Φ_{rec} – утилізована явна або повна теплота, Вт, Φ_{exh} – теплова потужність (повна або явна теплота) витяжного повітря, що може бути передана потоку припливного повітря при його нагріванні чи охолодженні до початкової температури, Вт.

Таким чином, проведений аналіз літератури свідчить про багатогранність досліджень у сфері вентиляції з утилізацією теплоти, особливо в аспектах зменшення тепловтрат, підвищення енергоефективності та усунення негативних наслідків обмерзання теплообмінників. Наявність різноманітних науково-технічних підходів і технологічних рішень свідчить про глибину проблематики та актуальну потребу в систематизації сучасного досвіду і практично орієнтованих стратегій. Ці аспекти підтверджують як багатовекторність наукових досліджень у сфері вентиляції з утилізацією теплоти, так і потребу в комплексному осмисленні їхньої ефективності, обмежень та потенціалу практичного застосування в умовах низькотемпературної експлуатації.

Формулювання цілей статті. Метою даної роботи є систематизація сучасних технологій теплоутилізації у вентиляційних системах з урахуванням енергетичної ефективності та експлуатаційної надійності в умовах низької температури зовнішнього повітря. Особливу увагу приділено аналізу процесів обмерзання теплообмінників, наявних методів протидії цьому явищу (традиційних і високотехнологічних), а також перспективам застосування інтелектуальних систем керування на основі предикативних моделей.

У результаті огляду наукових досліджень передбачається виокремлення ефективних технічних рішень, визначення їхніх переваг і обмежень, а також окреслення напрямів подальших досліджень у сфері підвищення працездатності та енергоефективності вентиляційних систем з утилізацією теплоти в холодному кліматі.

Основна частина. Для забезпечення цілісного розуміння сучасного стану та викликів, пов'язаних із впровадженням вентиляційних систем з теплоутилізацією в умовах низької температури зовнішнього повітря, нижче здійснено систематизований огляд ключових напрямів досліджень і технологічних рішень. Особливу увагу приділено типології теплообмінників, чинникам енергоефективності та фізичним механізмам обмерзання. Окремо розглянуто можливості автоматизованого та інтелектуального керування вентиляційними системами, з акцентом на запобігання та мінімізування процесів обмерзання утилізаторів теплоти. Подальший аналіз розпочинається з огляду конструктивних особливостей і принципів роботи систем теплоутилізації, адже саме вони формують підґрунтя даного дослідження.

Сучасні вентиляційні системи з теплоутилізаторами реалізують широкий спектр технічних рішень на основі застосування різних типів теплообмінників:

пластинчастих, роторних, теплових трубок, систем змійовиків із замкнутим контуром, інноваційних конструкцій, зокрема VENTIREG і VentireC (рис. 1), а також гібридних конфігурацій (рис. 2) [4]. Окрему увагу привертають пристрої, що функціонують на основі двофазного теплопереносу – зокрема термосифони, теплові труби та пульсаційні теплові труби (рис. 3).

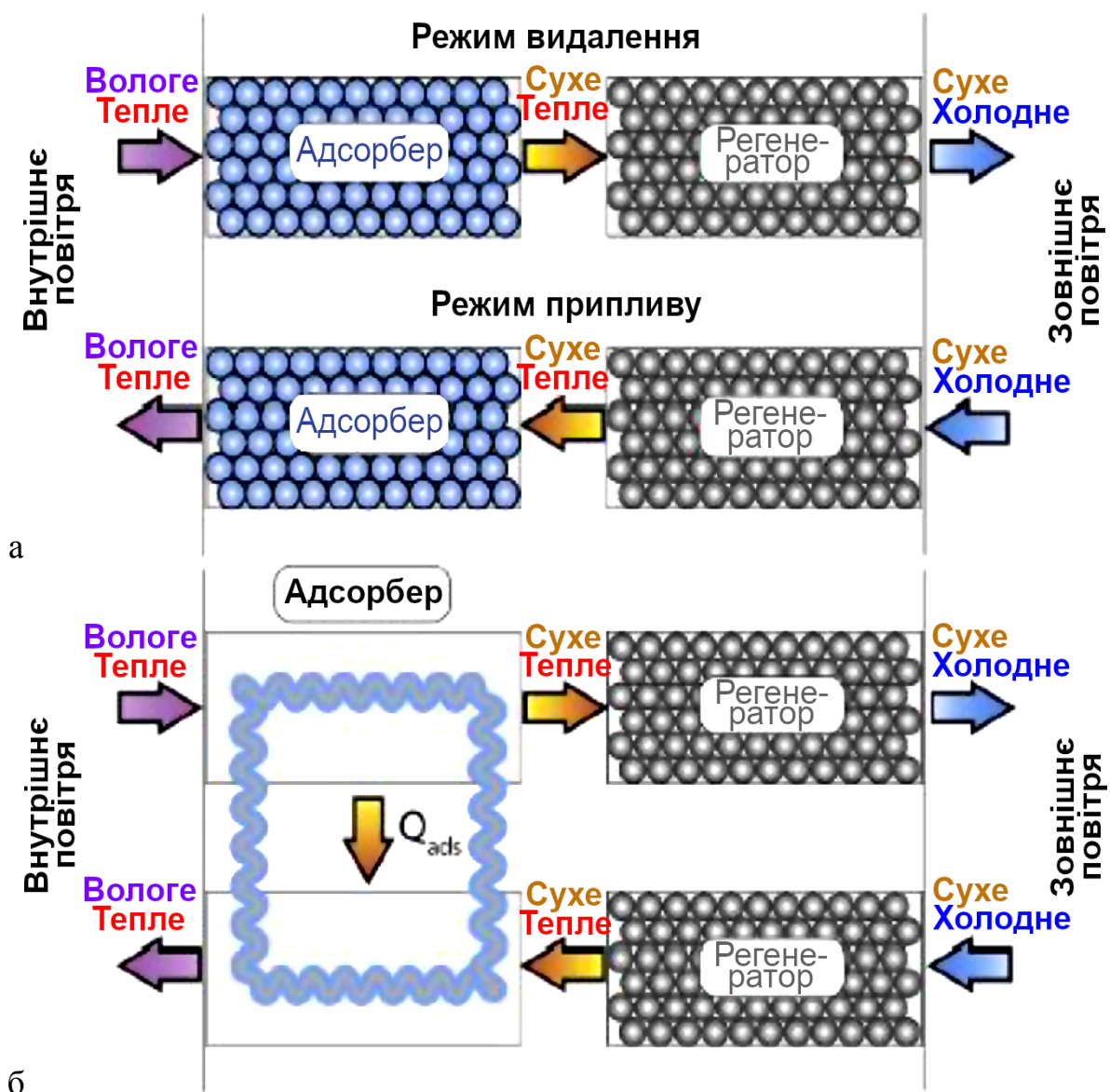


Рис. 1. Інноваційні конструктивні схеми теплообмінників [4]:
а - схема VENTIREG, б - схема VentireC

У роботі українських дослідників [33] проаналізовано потенціал таких рішень, що працюють за замкненим випарно-конденсаційним циклом та при компактних розмірах забезпечують ТКЕ до 85 %. Завдяки низькому аеродинамічному опору вони можуть бути конструктивно модифіковані для часткового регулювання відносної вологості повітря в приміщенні.

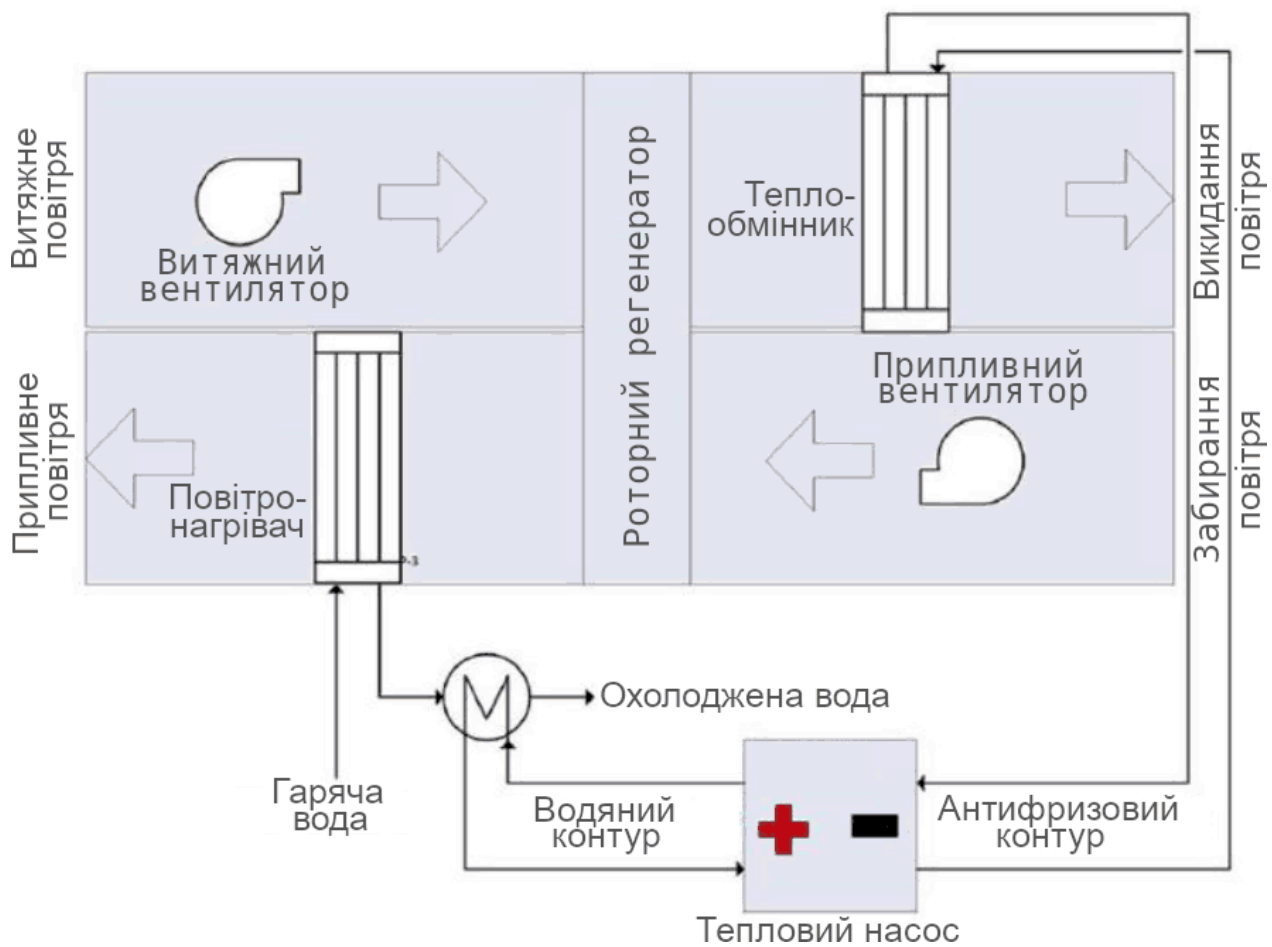


Рис. 2. Схема припливно-витяжної установки (АНУ) з комбінованим тепловим насосом і утилізацією теплоти витяжного повітря [4]

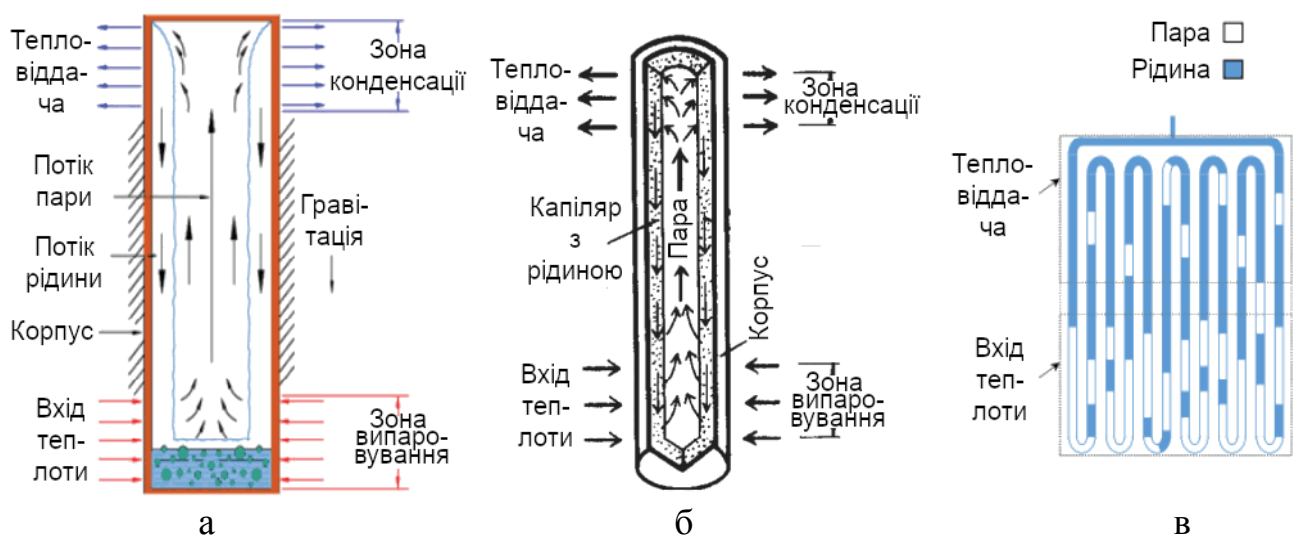


Рис. 3. Типи теплових труб, які застосовуються в теплообмінниках-утилізаторах [33]:

а - термосифон, б - теплова труба, в - пульсаційна теплова труба

У цьому ж контексті, інша вітчизняна розробка [34] пропонує використання еластичних поверхонь теплопередачі, здатних змінювати геометрію під дією потоку або температури, забезпечуючи при цьому ефективність роботи та зменшуючи ризики обмерзання обладнання.

Найбільш поширеними в проєктуванні є пластинчасті та роторні теплообмінники, зокрема їх ентальпійні модифікації, здатні передавати як явну теплоту, так і вологу (приховану теплоту). Кожен тип має свої специфічні конструктивно-технологічні особливості, що визначають їх експлуатаційні переваги та обмеження, особливо за умов низьких температур [6,7].

Пластинчастий рекуператор реалізує теплообмін між припливним і витяжним повітрям через тонкі пластини з алюмінію, полімерів або обробленої целюлози. За схемою руху повітря розрізняють протитечійні, перехреснотечійні (рис. 4) та змішані конфігурації. За даними [6], їхній температурний коефіцієнт ефективності може досягати 85–90 % за умови оптимального вибору геометричної форми й розмірів, матеріалів і режимів повітрообміну.

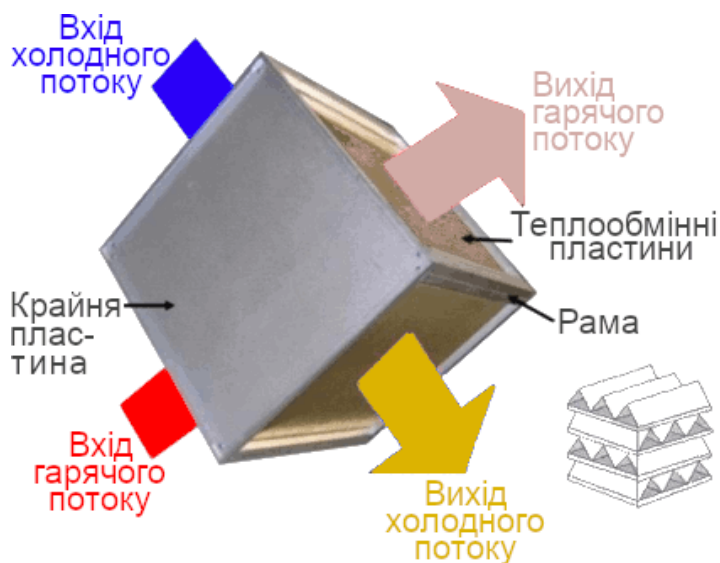


Рис. 4. Схема пластинчастого теплообмінника (рекуператора) з перехресним потоком [4]

Відомо, що підвищенню ефективності сприяє певна структурна оптимізація повітряних каналів, зокрема використання хвилястих поверхонь, заглиблень та/або мікротурбулізаторів (рис. 5). У роботі [8] наведено чисельне моделювання, яке показало зростання тепловіддачі на 12 % без суттєвого збільшення аеродинамічного опору при використанні хвилястої структури.

Питання добору матеріалів пластин також залишається актуальним. У публікації [35] розглянуто використання поліетиленових поверхонь теплопередачі, які демонструють високу корозійну стійкість і потенціал для зниження вартості обладнання за збереження порівняної ефективності.

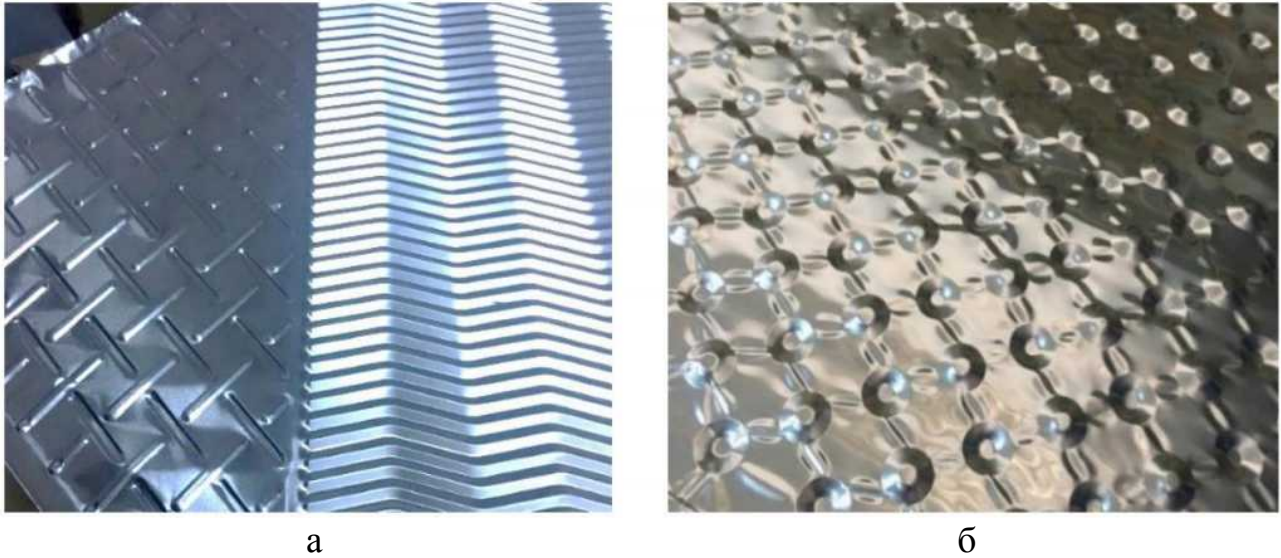


Рис. 5. Конструктивні елементи повітряних каналів [8]:
а – виступи та хвилі; б - заглиблення

Ентальпійні модифікації пластинчастих теплообмінників, згідно з [6], реалізуються шляхом застосування спеціальних напівпроникних мембран з обробленої целюлози та гідрофільних полімерів, які дозволяють часткову передачу прихованого (латентного) тепла та вологи. Це дає змогу не лише ефективно утилізувати теплоту, але й зберігати вологість повітря в приміщенні в зимовий період.

Роторний регенератор – це обертовий ротор (барабан) із щільно намотаною металевою стрічкою чи керамічною пористою структурою, яка формує канали для проходження повітря.

Під час обертання він по чергову контактує з витяжним і припливним повітрям (рис. 6), що призводить до передавання накопиченої теплоти, а за наявності сорбційних матеріалів – і частину вологи, що розширює його функціональні можливості.

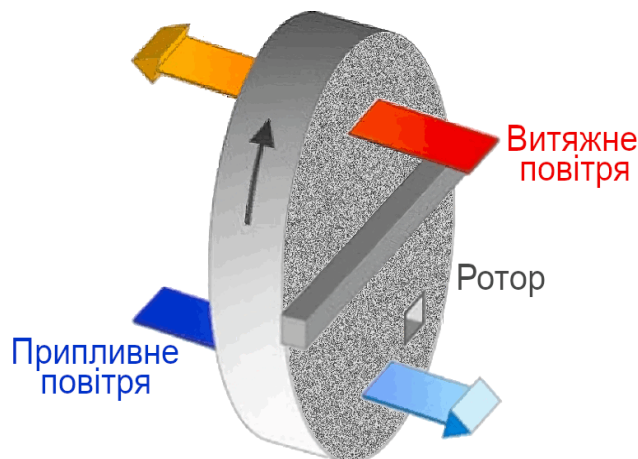


Рис. 6. Схема роторного регенератора [4]

Цей спосіб теплообміну є регенеративним. Але в літературі, особливо науково-популярній та комерційній, можна зустріти термін «ротаторний рекуператор», що є некоректним. Адже рекуперативним прийнято називати спосіб теплопередачі крізь стінку.

Як показано у дослідженні [7], роторні теплообмінники завдяки обертовому елементу з високою теплоємністю ефективно передають явну теплоту, а в ентальпійних модифікаціях – частково й вологу (приховану теплоту). Це підвищує комфорт у приміщеннях, зменшує потребу в додатковому зволоженні взимку та знижує ризики обмерзання, що робить їх особливо придатними для холодного клімату. Вони дозволяють досягти високої ефективності при значно менших габаритах, аніж рекуперативні теплоутилізатори. Регулювання швидкості обертання дозволяє керувати процесом теплообміну, чого неможливо досягти в рекуперативних пристроях без значних ускладнень (байпасів). Водночас такі системи потребують регулярного обслуговування, зокрема чищення та змащування підшипників.

Вибір застосування типу теплоутилізатора у вентиляційних системах значною мірою залежить від вимог до ефективності повторного використання теплоти, підтримання відносної вологості повітря, конструктивних обмежень, рівня технічного обслуговування й енергоефективності в цілому. Для узагальненого порівняння експлуатаційних і функціональних характеристик пластинчастих і роторних теплоутилізаторів доцільно проаналізувати їх ключові відмінності, зокрема щодо передавання вологи, ризику обмерзання, енергоспоживання, комфорту в приміщенні, характеру повітрообміну та інших техніко-експлуатаційних параметрів (таблиця 1).

Такий порівняльний аналіз дозволяє чітко ідентифікувати ключові переваги та обмеження кожного типу теплообмінника, що є критично важливим для прийняття обґрунтованих проєктних рішень з урахуванням вимог мікроклімату, енергоспоживання та умов експлуатації.

Подальший розвиток теплообмінників пов'язаний із комплексною оптимізацією геометрії та аеродинаміки, що реалізується за допомогою CFD-моделювання. Такий підхід дозволяє відтворювати процеси тепло- й масообміну в умовах, наближених до реальних. Зокрема, вдосконалення геометрії каналів пластинчастих рекуператорів шляхом використання профільованих поверхонь і мікротурбулізаторів забезпечує підвищення ефективності теплообміну без збільшення габаритів пристрою [8, 9]. Експериментально підтверджено [9], що така оптимізація зменшує локальні втрати тиску та підвищує однорідність розподілу температурного поля (рис. 7).

Таблиця 1

Порівняльна характеристика пластинчастих і роторних теплоутилізаторів

Тип	Пластинчастий	Роторний
Розділення потоків	Повністю розділені	Часткове перемішування
Передавання вологи	Лише в ентальпійних моделях	Часткова / більша в ентальпійних моделях
Схильність до обмерзання	Висока	Низька (завдяки вологообміну)
Обслуговування	Мінімальне (перевірка каналів, фільтрів)	Регулярне (очищення та змащення підшипників)
Енергоспоживання	Низьке	Помірне (двигун)
Комфорт у приміщенні	Можливе пересушування взимку, більша вологість в ентальпійних моделях	Більша вологість у зимовий період, але можливе часткове змішування повітря
ТКЕ	70-90 %	75-85 %

У дослідженні [10], присвяченому CFD-моделюванню пластинчастого теплообмінника з рідинним теплоносієм у середовищі ANSYS Fluent, проаналізовано вплив змін геометрії каналів (кут, глибина, крок гофрів) на втрати тиску, розподіл температури та турбулентність потоку. Це вказує на потенціал адаптації такого підходу до вентиляційних теплоутилізаторів за умови врахування специфіки їх експлуатації.

Водночас у роботі [11] зафіксовано високу відповідність між розрахунковими та експериментальними даними ефективності теплообміну, що свідчить про надійність методів термогідродинамічного аналізу для оцінки реальних характеристик. Таким чином, CFD-моделювання розширює інженерні можливості розроблення обладнання та проєктування, що дозволяє завчасно адаптувати конструкцію до конкретних кліматичних та експлуатаційних умов.

Разом із технічним удосконаленням конструкцій теплоутилізаторів постає необхідність комплексного оцінювання їх функціонування, яке не обмежується суто теплотехнічними параметрами. Реальна енергоефективність вентиляційних систем з теплоутилізацією визначається не лише геометрією та матеріалами теплообмінників, але й умовами експлуатації, тривалістю служби, витратами на обслуговування та рівнем інтеграції в інженерну інфраструктуру будівлі. Тому доцільним є розгляд повного життєвого циклу – від проєктування та монтажу до експлуатації та утилізації, що дозволяє зіставити витрати й енергоспоживання з очікуваним ефектом від технологічних рішень, особливо в умовах холодного клімату [13,14].

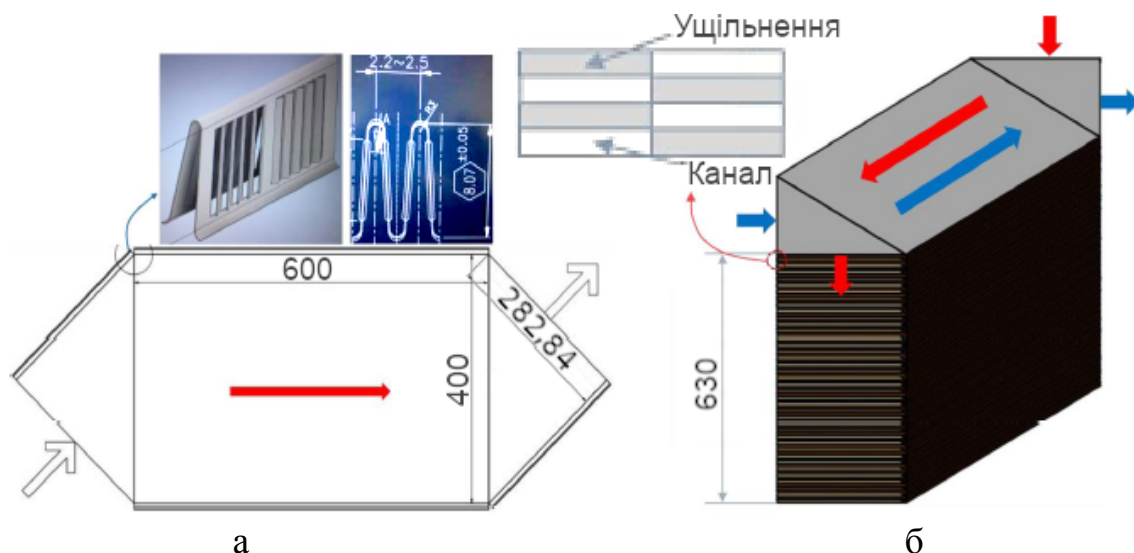


Рис. 7. Фінальна конструкція (прототип) компактного пластинчастого теплообмінника [9]:

а – внутрішня частина теплообмінника з розшаруванням потоків,
б - зовнішня частина теплообмінника

У структурі життєвого циклу вентиляційних систем найбільш енергозатратним етапом є експлуатація, де ефективність і стабільність обладнання визначають довгострокові результати. Тип теплообмінника суттєво впливає на ці показники: пластинчасті рекуператори вирізняються нижчими витратами на обслуговування, роторні – стійкістю до обмерзання, а полімерні конструкції – довговічністю [5,35]. Разом з тим, у реальних умовах ТКЕ може знижуватися через відхилення від проєктних режимів, впливу факторів навколишнього середовища та недостатній технічний догляд: у холодному кліматі ефективність падає на 30-40 % вже за кілька днів роботи без належного антиобмерзального захисту [5], що підтверджує важливість контролю параметрів і своєчасного обслуговування [37].

Для збереження стабільної енергоефективності доцільно застосовувати методології оцінювання на основі повного життєвого циклу інженерних систем. Поєднання LCA та LCC дозволяє врахувати як скорочення викидів CO₂ завдяки гібридним системам вентиляції [13–15], так і довгострокову доцільність інвестицій у мембранні чи полімерні теплообмінники або рішення з інтегрованим контролем і керуванням [16,35]. Практичні результати досліджень підтверджують ефективність такого підходу навіть у складних кліматичних умовах, де застосування регенеративних систем знизило річне енергоспоживання будівель більш ніж на 40 % порівняно з типовими рішеннями [20], тоді як українські дослідження зафіксували досягнення ТКЕ до 82 % у житловому секторі [37].

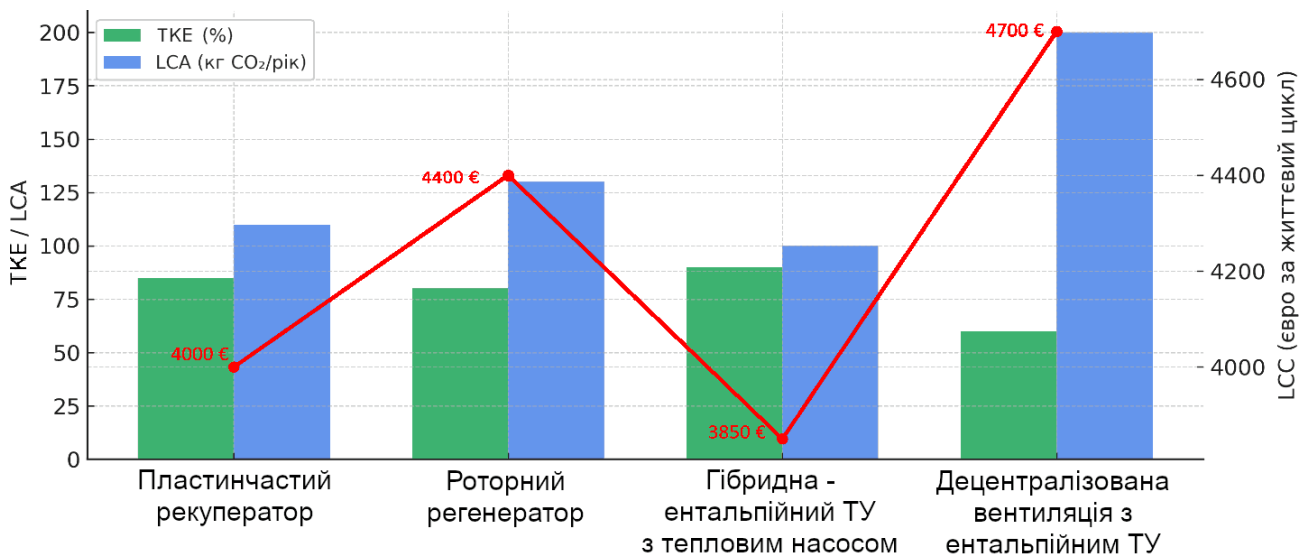
Додатково, інтеграція вентиляції з іншими інженерними підсистемами

сприяє оптимізації енергоспоживання протягом усього життєвого циклу [26]. Крім того, як показано в [38], використання децентралізованої вентиляції з теплоутилізаторами теж дає змогу скоротити загальні енерговитрати, хоча такі інженерні рішення є ефективними лише у вузьких сценаріях застосування. У свою чергу, огляд [39] систематизує переваги й обмеження різних типів рішень теплоутилізації залежно від конструктивних характеристик і кліматичних умов, що формує основу для стратегічного вибору технічних рішень у проектуванні.

З метою узагальнення результатів наведених практичних досліджень та систематизації впливу різних інженерних рішень на TKE, LCA і LCC доцільно проаналізувати їх у вигляді зведеного графіка (рис. 8)

Порівняльні дані діаграми демонструють різницю між централізованими та децентралізованими системами за показниками TKE, LCA та LCC, що особливо важливо в умовах холодного клімату, де стабільність роботи визначає не лише рівень енергоефективності, але й стійкість до обмерзання – одного з ключових викликів експлуатації.

Як показав попередній аналіз, надійність роботи рекуператорів в умовах низьких температур визначається не лише конструктивними рішеннями, а й здатністю системи протистояти процесам утворення інею, які поступово знижують ефективність та можуть спричинити аварійні відмови. Фізична природа цього явища пов'язана з фазовими переходами водяної пари у витяжному повітрі: при досягненні точки роси відбувається конденсація, а подальше охолодження нижче 0°C призводить до формування інею на поверхнях рекуператора [17].



Тип теплоутилізації в системі вентиляції
Рис. 8. Зведена оцінка вентиляційних систем за показниками TKE, LCA та LCC

Цей процес найбільш інтенсивний у зоні виходу витяжного повітря [19] та за низької швидкості повітряного потоку [12], що забезпечують триваліший контакт із охолодженою поверхнею. Він є особливо критичним для пластинчастих теплообмінників, у яких відсутній механізм регенеративного нагрівання, а передавання теплоти відбувається безпосередньо крізь тверді перегородки.

На початкових стадіях формується тонкий шар кристалів, який швидко переходить у щільні нашарування, значно знижуючи при цьому тепловіддачу та ефективність теплообміну [18,21]. Для мембранних конструкцій додатковим чинником є обмежена теплопровідність селективних перегородок, що ускладнює балансування градієнтів вологовмісту й температури в холодному середовищі [36].

Практичні дослідження підтверджують, що вже протягом перших годин роботи вентиляційної системи при від'ємних температурах ТКЕ може знижуватися на 20-30 %, а в разі подальшого накопичення льоду – до 40 % [12]. Особливо показовими є вимірювання у [5], де при температурі мінус 5 °С фіксується різке падіння швидкості повітряного потоку та порушення балансу системи, що працювала тривалий час без захисту від намерзання рекуператора (рис. 9).

Таким чином, наростання шару інею супроводжується підвищенням аеродинамічного опору, що безпосередньо впливає на зменшення об'ємної витрати повітря. У свою чергу, таке зростання змушує вентилятори працювати в режимі перевантаження, значно підвищуючи при цьому споживання енергії та скорочуючи загальний робочий ресурс [21].

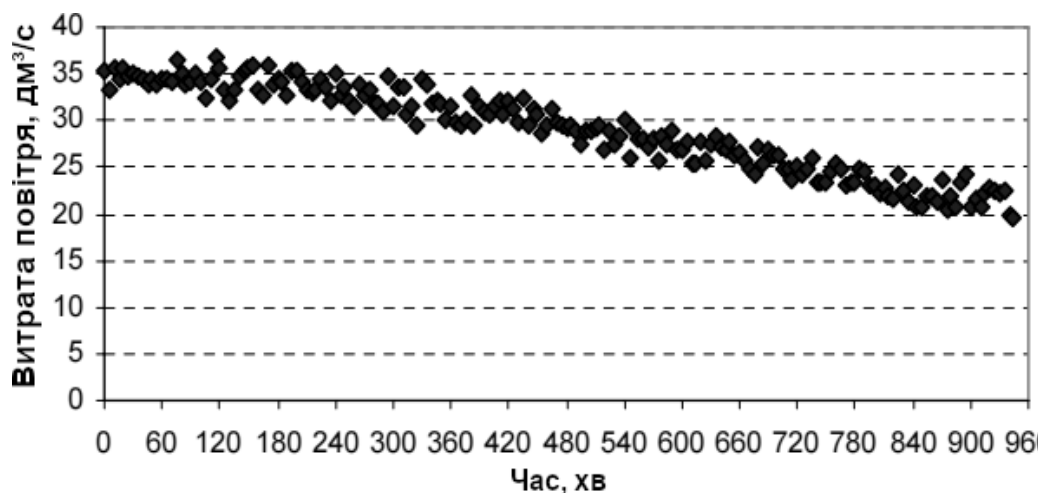


Рис. 9. Вимірювання швидкості потоку витяжного повітря в типовому блоці пластинчастого рекуператора при низькій температурі на вході (-5 °С) [5]

У системах з недостатньою автоматизацією це може призвести до аварійної зупинки обладнання. Це може бути критичним для приміщень з високими вимогами до безперервного повітрообміну – медичних установ, шкільних та дошкільних закладів освіти.

Отже, обмерзання постає не лише як локальна проблема пластинчастих теплообмінників, але й як системний виклик, що визначає надійність усієї вентиляційної мережі. Це створює підґрунтя для впровадження інженерних та автоматизованих методів протидії утворенню інею, спрямованих на підвищення надійності систем у екстремальних кліматичних умовах.

Серед базових методів протидії обмерзанню виокремлюють байпасні тракти, попередній підігрів припливного повітря та використання антиобмерзальних покриттів. Як показано в [21], байпас дозволяє тимчасово вивести теплообмінник із основного потоку при критичному обмерзанні, тоді як підігрів знижує ризик досягнення точки роси, компенсуючи додаткові витрати стабільністю роботи системи [4,18]. Використання супергідрофобних покриттів, відповідно до [22,23], зменшує адгезію вологи до металевих поверхонь. Дослідження [24] демонструє можливість зниження накопичення льоду за рахунок цього методу на 40-50 % залежно від режиму роботи інженерних систем.

Поряд із традиційними рішеннями, перспективним напрямом також вважається застосування термоелектричних модулів (ТЕМ), які дозволяють точково регулювати тепловий режим у зонах ризику обмерзання. У роботі [25] показано, що інтеграція ТЕМ у пластинчасту структуру забезпечує адаптивний контроль теплообміну відповідно до поточних параметрів повітряного потоку. Дослідження [26–28] підтверджують можливість стабільної роботи таких систем при температурах до мінус 10 °С, хоча ключовим обмеженням залишається енергоспоживання й складність керування. Для підвищення ефективності критичною є точність сенсорного моніторингу, зокрема багатоточковий збір даних температури, вологості та тиску [4,18]. При цьому розподілені сенсорні мережі й компенсаційні алгоритми дозволяють уникати спотворення даних у зонах локального охолодження, що особливо важливо при реалізації ексергетично-орієнтованих стратегій керування [40].

Подальший етап розвитку систем керування базується на впровадженні інтелектуальних методів, де особливого поширення набуває активне використання прогнозного (предикативного) регулювання (МРС). На відміну від класичних PID-регуляторів (Proportional-Integral-Derivative – PID), МРС дозволяє враховувати динамічні характеристики теплообмінника, прогнозовані зміни навколишнього середовища та теплову інерцію системи. У роботах [29,30] запропоновано інтелектуальні стратегії МРС-керування теплообміном,

орієнтовані на прогнозування змін зовнішніх умов та стабілізацію роботи інженерних систем. Хоча реалізація виконана для теплообмінника з рідинним теплоносієм у MATLAB/Simulink, розроблені алгоритми є універсальними й можуть бути адаптовані до вентиляційних теплоутилізаторів із інтегрованими ТЕМ-модулями для підтримання теплового балансу та запобігання процесам обмерзання. Дослідження [31,32] підтверджують, що за коливань зовнішньої температури такі рішення підтримують стабільний повітрообмін і оптимальні параметри мікроклімату. Знижуються частота відкриття байпасів та теплові навантаження на обладнання, що продовжує експлуатаційний ресурс (рис. 10).

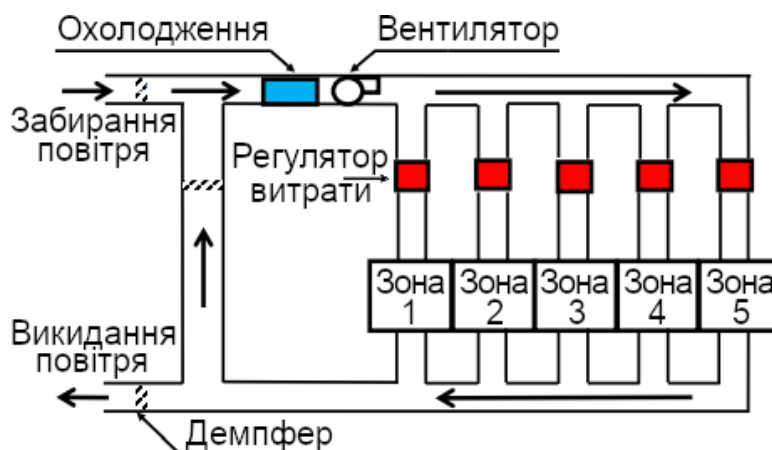


Рис. 10. Загальна схема досліджуваної HVAC-системи з реалізованим MPC-керуванням [31]

Таким чином, поєднання конструктивних удосконалень із сенсорними технологіями, термоелектричними модулями та предикативним керуванням створює основу для формування інтелектуальних теплоутилізаторів нового покоління. Такі системи здатні в режимі реального часу підтримувати стабільність параметрів мікроклімату та забезпечувати баланс між енергоефективністю, безпекою й надійністю.

Висновки. Ефективність вентиляційних систем із теплоутилізацією визначається не лише конструктивними параметрами теплообмінників, а й здатністю забезпечувати стабільний тепло- та масообмін у різноманітних кліматичних сценаріях. Огляд сучасних технологічних рішень показав, що енергоефективність систем ґрунтується на раціональному виборі типу теплоутилізатора, урахуванні аеродинамічних і теплотехнічних характеристик з використанням CFD-моделювання для прогнозування температурних полів, розподілу відносної вологості та втрат тиску. Оцінка сезонного впливу із застосуванням показників життєвого циклу (LCA) та вартісного аналізу (LCC) підтвердила доцільність інтеграція енергетичних, екологічних і економічних чинників у єдину систему прийняття рішень.

Дослідження фізичних процесів обмерзання рекуператорів засвідчило, що поєднання низьких температур, підвищеної вологості та конструктивних особливостей пластинчастих теплообмінників призводить до зростання аеродинамічного опору, зниження температурного коефіцієнта ефективності й ризику аварійної зупинки системи. Багатофакторна природа цього явища вимагає комплексної стратегії запобігання, яка охоплює етапи прогнозування (моделювання), моніторингу та оцінки експлуатаційної поведінки обладнання.

Аналіз інженерно-автоматизованих підходів до протидії обмерзанню довів, що найбільш ефективні рішення базуються на поєднанні пасивних і активних методів – байпасних каналів, попереднього підігріву, захисних антиобмерзальних покриттів – із високотехнологічними засобами, зокрема термоелектричними модулями (ТЕМ) та предикативним керуванням на основі MPC. Використання багатоканальних сенсорних систем та адаптивних алгоритмів регулювання дає змогу зменшити енерговитрати, підтримувати стабільний режим роботи та знижувати ризик критичних відмов обладнання навіть за різких коливань зовнішніх кліматичних умов.

Отримані результати дослідження підтверджують, що поєднання конструктивних удосконалень, інноваційних матеріалів і цифрових технологій управління створює міцну основу для формування адаптивних HVAC-систем нового покоління. Запропоновані в роботі підходи можуть бути корисними для проєктувальників, виробників кліматичного обладнання та дослідників, зацікавлених у підвищенні надійності, енергоефективності та екологічної збалансованості вентиляційних систем.

Перспективи подальших досліджень. На основі отриманих результатів подальші дослідження доцільно зосередити на вдосконаленні захисту пластинчастих рекуператорів, які є найбільш уразливими до процесів обмерзання за низької температури та високої відносної вологості зовнішнього повітря. Перспективним є поглиблене CFD-моделювання процесів тепло- та масообміну з урахуванням кристалізації вологи, оптимізація LCA/LCC-показників з огляду довговічності та енергоефективності, а також розроблення універсальних моделей MPC із більш досконалими алгоритмами, здатними в реальному часі адаптувати роботу теплообмінника до змінних експлуатаційних режимів. Окремої уваги потребує вдосконалення матеріалів і геометрії теплообмінних поверхонь, інтеграція ТЕМ-модулів та впровадження багатоканальних сенсорних мереж для забезпечення високої точності моніторингу та мінімізації ризиків обмерзання. Комплексне поєднання цих напрямів сприятиме створенню більш довговічних і енергоефективних вентиляційних систем, здатних забезпечувати стабільну роботу навіть за складних режимів експлуатації та підвищених вимог до надійності.

References

1. Tracking Clean Energy Progress 2023 – Analysis - IEA, www.iea.org/reports/tracking-clean-energy-progress-2023. Accessed 17 June 2025.
2. “Energy Performance of Buildings Directive.” Energy. https://energy.ec.europa.eu/topics/energy-efficiency/energy-efficient-buildings/energy-performance-buildings-directive_en. Accessed 17 June 2025.
3. Directive 2010/31/eu of the European Parliament and of the Council of 19 May 2010 on the energy performance of buildings (recast), The European Parliament and the Council of the European Union. <http://data.europa.eu/eli/dir/2010/31/2021-01-01>. Accessed 19 June 2025.
4. Bai, H.Y., et al. “A Review of Heat Recovery Technologies and Their Frost Control for Residential Building Ventilation in Cold Climate Regions.” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 162, July 2022, p. 112417. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2022.112417>.
5. Kragh J., Rose J., Svendsen S. Mechanical ventilation with heat recovery in cold climates. *Proceedings of the Seventh Nordic Symposium on Building Physics in Nordic Countries*. January 2005. 1. ed. Vol. Bind 2. Reykjavik: Oddi hf. 2005.
6. Zender–Świercz, Ewa. “A Review of Heat Recovery in Ventilation.” *Energies*, vol. 14, no. 6, 22 Mar. 2021, p. 1759. <https://doi.org/10.3390/en14061759>
7. O’Connor, Dominic, et al. “A Review of Heat Recovery Technology for Passive Ventilation Applications.” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 54, Feb. 2016, pp. 1481–1493. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.10.039>
8. Elmacioğlu, Helin Ülgen, et al. “Analysis and Design of an Air to Air Heat Exchanger Used in Energy Recovery Systems.” *Journal of Energy Systems*, vol. 6, no. 1, 31 Mar. 2022, pp. 108–130. <https://doi.org/10.30521/jes.962672>
9. Kim, Won Seok. “Design Optimization of Cross-Counter Flow Compact Heat Exchanger for Energy Recovery Ventilator.” *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, vol. 30, no. 1, 21 Dec. 2022. <https://doi.org/10.1007/s44189-022-00016-2>
10. Wang, Ya-Nan, et al. “A Study on 3D Numerical Model for Plate Heat Exchanger.” *Procedia Engineering*, vol. 174, 2017, pp. 188–194. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.01.203>
11. Kocabas, Ceyda, and Ahmet Fevzi Savas. “Comparison of Waste Heat Recovery Performances of Plate-Fin Heat Exchangers Produced from Different Materials.” *Contemporary Engineering Sciences*, vol. 8, 2015, pp. 453–466. <http://dx.doi.org/10.12988/ces.2015.53109>
12. Li, Jiandong, et al. “Effect of Airflow Rate on Frost Formation and Performance of Membrane Energy Exchangers in Sub-Zero Conditions.” *Applied Thermal Engineering*, vol. 236, Jan. 2024, p. 121639.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121639>

13. Erlandsson, Martin, and Mathias Borg. "Generic LCA-Methodology Applicable for Buildings, Constructions and Operation Services–Today Practice and Development Needs." *Building and Environment*, vol. 38, no. 7, July 2003, pp. 919–938. [https://doi.org/10.1016/S0360-1323\(03\)00031-3](https://doi.org/10.1016/S0360-1323(03)00031-3)

14. Nyman, Mikko, and Carey J. Simonson. "Life Cycle Assessment of Residential Ventilation Units in a Cold Climate." *Building and Environment*, vol. 40, no. 1, Jan. 2005, pp. 15–27. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2004.04.011>

15. Rabani, Mehrdad, et al. "Hybrid Ventilation Systems for Reduced Lifetime Emissions in Cold Climates." *E3S Web of Conferences*, vol. 562, 2024, p. 02002. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202456202002>

16. Hu, Xinyi, et al. "Economic and Environmental Impacts of Different Ventilation Systems in Detached Rural Houses in Severe Cold Climate." *Journal of Building Engineering*, vol. 99, Apr. 2025, p. 111689. <https://doi.org/10.1016/j.jobe.2024.111689>

17. Byun, Sungjoon, et al. "Frost Formation from General-Low to Ultra-Low Temperatures: A Review." *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 195, Oct. 2022, p. 123164. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123164>

18. Agopian N. "ERV & HRV Frost Thresholds and Control Methods." *RenewAire Energy Recovery Ventilation*. 25 February, 2022. <https://renewaire.com/wp-content/uploads/2025/07/MAR-LIT-165-RGB-WhitePaper-FrostControl-web.pdf>. Accessed 25 June 2025.

19. Pomianowski, Michal Zbigniew, et al. "Experimental Investigation of Frost Formation on Air to Air Counter Flow Heat Exchanger in Air Handling Unit and Climatic Influence on Dry, Wet, Frost Operation Condition." 40th AIVC, 8th TightVent & 6th venticool Conference Proceedings: From Energy crisis to sustainable indoor climate – 40 years of AIVC. AIVC, 15-16 October 2019. <https://www.aivc.org/resource/experimental-investigation-frost-formation-air-air-counter-flow-heat-exchanger-air-handling>. Accessed 25 June 2025.

20. Ouazia, Boualem, et al. Frost Resilient Energy Recovery Ventilation System for Dwellings in Canada's North and Arctic: A Comparative Study between a Regenerative Dual Core and Conventional Single Core Systems, SSRN Scholarly Paper 5025791. Rochester, NY: Social Science Research Network, 19 Nov 2024. <http://dx.doi.org/10.2139/ssrn.5025791>

21. Jedlikowski, Andrzej, and Sergey Anisimov. "Analysis of the Frost Formation and Freeze Protection with Bypass for Cross-Flow Recuperators." *Applied Thermal Engineering*, vol. 116, Apr. 2017, pp. 731–765, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.01.105>

22. He, Hua, and Zhiguang Guo. "Superhydrophobic Materials Used for Anti-

Icing Theory, Application, and Development.” *iScience*, vol. 24, no. 11, Nov. 2021, p. 103357, <https://doi.org/10.1016/j.isci.2021.103357>

23. He, Hui, et al. “Enhancing Heat-Exchanger Performance in Frost Conditions via Superhydrophobic Surface Modification.” *Applied Thermal Engineering*, vol. 246, June 2024, p. 122914. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.122914>

24. Losada, Ricardo, et al. “Coatings to Prevent Frost.” *Journal of Coatings Technology and Research*, vol. 13, no. 4, 27 Apr. 2016, pp. 645–653. <https://doi.org/10.1007/s11998-016-9809-1>

25. Ridings, Erik, et al. “Performance Assessment of a Thermoelectric Heat Pump Heat Recovery Ventilator.” *E3S Web of Conferences*, vol. 521, 2024, p. 01006. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202452101006>

26. Yilmazoglu, M. Zeki. “Experimental and Numerical Investigation of a Prototype Thermoelectric Heating and Cooling Unit.” *Energy and Buildings*, vol. 113, Feb. 2016, pp. 51–60. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.12.046>

27. Diaz de Garayo, S., et al. “Prototype of an Air to Air Thermoelectric Heat Pump Integrated with a Double Flux Mechanical Ventilation System for Passive Houses.” *Applied Thermal Engineering*, vol. 190, May 2021, p. 116801. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.116801>

28. Diaz de Garayo, S., A. Martínez, and D. Astrain. “Optimal Combination of an Air-to-Air Thermoelectric Heat Pump with a Heat Recovery System to HVAC a Passive House Dwelling.” *Applied Energy*, vol. 309, Mar. 2022, p. 118443. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2021.118443>

29. Kemjariya, Sucha, et al. “Designing MPC Controller for a Heat Exchanger Equipped with Thermoelectric Generators.” *Journal of Physics: Conference Series*, vol. 2261, no. 1, June 2022, p. 012007. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2261/1/012007>

30. Galčíková, Lenka, and Juraj Oravec. “Self-Tunable Approximated Explicit MPC: Heat Exchanger Implementation and Analysis.” *Journal of Process Control*, vol. 140, Aug. 2024, p. 103260. <https://doi.org/doi:10.1016/j.jprocont.2024.103260>

31. Mostafavi, Saman, et al. “Nonlinear Moving Horizon Estimation and Model Predictive Control for Buildings with Unknown HVAC Dynamics.” *IFAC-PapersOnLine*, vol. 55, no. 41, 2022, pp. 71–76. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2023.01.105>

32. Andersen, Andreas Hyrup, and Muhyiddine Jradi. “Multi-Objective Optimization of Building Ventilation Systems Using Model Predictive Control: Integrating Air Quality, Energy Cost, and Environmental Impact.” *Applied Sciences*, vol. 15, no. 1, 6 Jan. 2025, p. 451. <https://doi.org/10.3390/app15010451>

33. Alekseik, Yevhenii, and Olha Alekseik. "Designs of Heat Exchanger Devices on Two-Phase Heat Transfer Elements for Air Heat Disposal in Ventilation Systems: Overview." *KPI Science News*, no. 1–2, 25 Sept. 2022, pp. 11–25. <https://doi.org/10.20535/kpissn.2022.1-2.264595>
34. Didyk, L. V., and M. V. Stepanov. "Metodyka rozrakhunku teploobminnyka z elastychnoiu poverkhnei teploperedachi dlia utylizatsii tepla vytiazhnogo povitria." *Ventyliatsiia, osvittlennia ta teplohozopostachannia: nauk.-tekhn. zb.*, no. 16, Kyiv National University of Construction and Architecture, 2012, pp. 94–100. <https://repository.knuba.edu.ua/handle/987654321/10768>. (in Ukrainian).
35. Stepanov, M. V., and V. V. Koval. "Rekuperatyvni teploobminnyky z polietilenovoiu teploperedaiuchoiu poverkhnei." *Ventyliatsiia, osvittlennia ta teplohozopostachannia: nauk.-tekhn. zb.*, no. 8, Kyiv National University of Construction and Architecture, 2005, pp. 81–84. <https://repository.knuba.edu.ua/handle/987654321/8969>. (in Ukrainian).
36. Kordiukov, M. I., V. I. Deshko, and I. O. Sukhodub. "Osoblyvosti protsesiv teplo masoobminu rekuperatyvnogo membrannoho teploobminnyka «povitria-povitria» v litnii period." *Refrigeration Engineering and Technology*, vol. 50, no. 1, Odesa National Technological University, 2014, pp. 24–31. <https://doi.org/10.15673/0453-8307.1/2014.32643>. (in Ukrainian).
37. Pavlenko, V., and Volianyk. "Investigation of Recuperator Efficiency Using in Residential Premises." *Bulletin of the Kyiv National University of Technologies and Design. Technical Science Series*, vol. 136, no. 4, 18 Nov. 2019, pp. 77–85, <https://doi.org/10.30857/1813-6796.2019.4.8>.
38. Pavlenko, V., and Volianyk. "Investigation of Recuperator Efficiency Using in Residential Premises." *Bulletin of the Kyiv National University of Technologies and Design. Technical Science Series*, vol. 136, no. 4, 18 Nov. 2019, pp. 77–85, <https://doi.org/10.30857/1813-6796.2019.4.8>.
39. Savin, V.V., and P.S. Kirichenko. "Recuperators as a Way to Improve the Efficiency of Systems Mechanical Ventilation Systems in Terms of Energy Saving in Buildings." *Jornal of Kryvyi Rih National University*, no. 56, 2023, pp. 104–109. <https://doi.org/10.31721/2306-5451-2023-1-56-104-109>
40. Voloshchuk, Volodymyr, and Mariya Polishchuk. "Exergy-Based Control Strategy in a Dwelling Ventilation System with Heat Recovery." *Informatyka, Automatyka, Pomiar w Gospodarce i Ochronie Środowiska*, vol. 10, no. 2, 30 June 2020, pp. 44–47. <https://doi.org/10.35784/iapg.933>

UDC 697.9:536.2:620.97:681.5(045)

PhD student **Andrii Podliesnyi**,

andreypodlesniy21@gmail.com, ORCID: 0009-0009-2175-4307,

PhD, Assoc. Prof. **Anatolii Petrenko**,

petrenko_ao@pdaba.edu.ua, ORCID: 0000-0002-0406-9852,

Ukrainian State University of Science and Technologies

SEI “Prydniprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture”

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.54.52-75>

HEAT RECOVERY IN VENTILATION SYSTEMS: A REVIEW OF MODERN TECHNOLOGIES, ENERGY EFFICIENCY, AND FROST PROTECTION

Abstract. *This article presents a systematic review of contemporary heat recovery technologies in ventilation systems, with a particular focus on their energy efficiency and operational reliability under low-temperature outdoor conditions. The review provides a general classification and structural features of heat recovery units, methods for improving thermodynamic performance and reducing aerodynamic resistance, as well as CFD modelling of heat and mass transfer processes for predicting temperature fields, humidity distribution, and pressure losses. The methodological framework of the study was based on the analysis of recent international and national publications, covering both experimental research and numerical models, alongside the assessment of system efficiency using life cycle assessment (LCA) and life cycle cost (LCC) indicators, thereby integrating energy, environmental, and economic aspects of operation. Special attention is paid to the problem of frost formation on heat exchange surfaces in cold climates, particularly in plate heat exchangers, which are most susceptible to phase transitions of moisture and subsequent frost accumulation. The physical mechanisms of this process and its consequences for system performance are examined, including increased aerodynamic resistance and reduced efficiency. Furthermore, existing engineering and automated anti-frost strategies are analysed, encompassing both passive and active solutions (bypass channels, preheating, anti-frost coatings) as well as advanced approaches based on thermoelectric modules (TEM), multi-sensor systems, and model predictive control (MPC). The findings confirm that the efficiency of heat recovery systems is determined by the combination of structural improvements, innovative materials, and digital control technologies. The proposed approaches may be valuable for HVAC designers, manufacturers, and researchers, while also highlighting promising avenues for further research on enhancing plate heat exchangers and developing intelligent control systems for climate equipment in cold climates.*

Keywords: *ventilation systems, heat recovery, recuperation, plate heat exchangers, energy efficiency, cold climate, frost formation, control*

Received/Надійшла до редакції 22.09.2025

Reviewed/Рецензована 05.11.2025

Accepted/Прийнята 26.11.2025

УДК 697.9:620.9:628.8

к.т.н., доц. **Анна Москвітін**,
moskvitina.as@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0003-3352-0646,

PhD, доц. **Дар'я Вакуленко**,

vakulenko_di@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0002-2960-9659,

Київський національний університет будівництва і архітектури

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.54.76-93>

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ АНАЛІЗ ЗАСТОСУВАННЯ РЕГЕНЕРАТИВНИХ РЕВЕРСИВНИХ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ КЛАСУ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ЖИТЛОВИХ БУДИНКІВ ТА ЗМЕНШЕННЯ НАВАНТАЖЕННЯ СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ

***Анотація.** В умовах зростання вимог до енергоефективності будівель, особливо житлових, все більшої актуальності набувають інноваційні рішення у сфері вентиляції, які поєднують якісне забезпечення повітрообміну з мінімальними втратами теплоти та зниженням експлуатаційних витрат. Одним із перспективних напрямів розвитку сучасних інженерних систем є використання децентралізованих реверсивних вентиляційних пристроїв з регенерацією теплоти, зокрема стінових провітрювачів типу TwinFresh, виробництва компанії Vents, Україна. Такі пристрої забезпечують ефективний повітрообмін у приміщеннях без необхідності влаштування розгалужених повітропроводів, що робить їх особливо зручними для застосування у житловому секторі. Основними перевагами децентралізованих реверсивних провітрювачів є компактність, простота монтування та обслуговування, висока енергоощадність та значна ефективність утилізації теплоти, що дозволяє суттєво скоротити теплові втрати під час вентиляції приміщень у холодний період року. Крім того, застосування таких систем позитивно впливає на мікроклімат житлових будівель, підвищуючи комфорт проживання та знижуючи ризики появи надмірної вологості й утворення конденсату. У статті розглянуто техніко-економічну доцільність упровадження реверсивних вентиляційних пристроїв із регенерацією теплоти в умовах новобудов та під час термореновації наявного житлового фонду. Наведено аналіз енергетичної ефективності, показників зниження споживання теплової енергії та можливого скорочення витрат на опалення. Особливу увагу приділено оцінюванню економічних показників, строків окупності інвестицій та перспектив інтегрування таких систем у сучасні стандарти енергоефективного будівництва. Таким чином, результати дослідження підтверджують, що децентралізовані реверсивні пристрої з регенерацією теплоти є ефективним інженерним рішенням, яке поєднує високий рівень*

енергоефективності з комфортними умовами проживання, і можуть стати важливим інструментом у реалізації програм підвищення енергоефективності житлового сектору.

Ключові слова: регенеративні реверсивні пристрої; енергоефективність; термореновація; регенерація теплоти; термомодернізація; техніко-економічний аналіз; децентралізована вентиляція.

Вступ. В Україні на законодавчому рівні продовжується посилення вимог щодо енергоефективності будівель. Відповідно до наказу Міністерства розвитку громад та територій № 168 від 6 лютого 2025 р. «Вимоги до будівель з близьким до нульового рівнем споживання енергії» клас енергоефективності новобудов має відповідати рівню «А», а будівель, що реконструюються – класу «В». При цьому згідно з чинним ДБН В.2.2-15-2019 "Житлові будинки. Основні положення" клас енергоефективності житлової будівлі має бути не нижче ніж «С» [1]. Впровадження у законодавчу та нормативну базу вимог до підвищення енергоефективності об'єктів житлово-комунального господарства є інструментом впливу на зниження споживання ресурсів та зменшення енергетичної залежності держави [2, 3]. Це створює необхідність застосування сучасних енергоефективних інженерних рішень, які забезпечують оптимальну організацію повітрообміну, утилізацію теплоти та залучення додаткових джерел енергії [4-9]. Також, згідно з вимогами [10] та [11] необхідно підвищувати клас енергетичної ефективності систем автоматизації, моніторингу та управління систем опалення, вентиляції та охолодження.

На практиці більшість житлових будинків економ-, комфорт- та бізнес-класів оснащуються природною вентиляцією або механічною витяжною системою з неорганізованим природним припливом зовнішнього повітря [12-17]. Така вентиляція характеризується підвищеним навантаженням на системи опалення та охолодження через необхідність підігрівання або охолодження зовнішнього повітря, відсутністю ефективного використання теплоти витяжного повітря, нерегульованим повітрообміном, який залежить від зовнішніх метеоумов та забруднення, а також недостатнім очищенням припливного повітря [18-23]. При цьому неможливо зробити вентиляцію відповідно до потреб або забрудненості повітря, що могло би підвищити енергетичну ефективність системи управління та зменшує експлуатаційні затрати на роботу системи вентиляції [24-27].

Особливо складним є забезпечення ефективної природної вентиляції у щільній міській забудові, де забруднення повітря та температурні градієнти суттєво погіршують внутрішні умови в будівлях [28-30]. Дослідження показують, що ці фактори знижують ефективність природної вентиляції та

внутрішній комфорт [31 - 36].

Сучасні дослідження та досвід практичного впровадження свідчать про перспективність застосування децентралізованих реверсивних регенеративних вентиляційних пристроїв, які забезпечують стабільний повітрообмін незалежно від зовнішніх умов та дозволяють ефективно використовувати теплоту витяжного повітря [37-39]. Такі рішення підвищують енергоефективність і комфорт житлових будівель, що є ключовим для дотримання сучасних нормативних вимог. Також вони дозволяють зробити вентиляцію за потребою, тобто саме в зоні, де перебувають люди, при цьому зони без людей не обслуговуються.

Актуальність дослідження. Природна вентиляція не забезпечує необхідні умови комфортності, санітарно-гігієнічні вимоги та енергоефективні вимоги в приміщеннях [40]. Були проведені дослідження з підвищення енергетичної ефективності природних систем вентиляції, однак такі заходи не завжди можливо реалізувати, особливо в умовах висотної забудови та холодного клімату [41,42]. Використання систем вентиляції з утилізуванням теплоти витяжного повітря дозволяє досягнути вимог щодо класу енергетичної ефективності при новому будівництві та реконструкції житлових будівель. Регенеративні реверсивні пристрої децентралізованої вентиляції мають високий температурний коефіцієнт ефективності теплоутилізації, не потребують зменшення простору приміщень і значних капітальних витрат при встановленні.

Останні дослідження та публікації. У попередніх дослідженнях цих пристроїв [43, 44] мала місце проблема коректного вибору методики для визначення коефіцієнту тепловіддачі у тонких каналах реверсивного регенератора теплоти. Було проведено експериментальні дослідження і отримано авторську експериментальну формулу числа Нуссельта для тонких каналів перетином 3-8 мм [45]. На основі цієї формули було створено авторську програму у SciLab і проведено моделювання роботи регенеративного реверсивного пристрою та визначено його температурний коефіцієнт ефективності.

Формулювання цілей статті. Метою даної статті є висвітлення результатів техніко-економічного аналізу застосування регенеративних реверсивних пристроїв енергоефективної децентралізованої вентиляції у житловому будинку.

Основна частина. У даному дослідженні розглядається 10-поверховий житловий будинок на 40 квартир. Загальна площа та об'єм якого становлять відповідно 3255,1 м² та 9557,6 м³.

Розрахунки енергоспоживання будівлі виконано відповідно до вимог національного стандарту ДСТУ 9190:2022 «Енергетична ефективність будівель».

Методи розрахунку енергетичних характеристик» [46], із урахуванням рекомендацій щодо визначення питомих витрат енергії, споживання первинної енергії та обсягів викидів парникових газів [10, 47]. Проєкт теплозахисної оболонки будівлі, систем опалення, гарячого водопостачання, приєднання систем до теплових мереж виконувався згідно з вимогами [1, 3, 10, 48, 49].

Для проведення аналізу енергоспоживання будівлі з середнім рівнем герметичності було сформовано сертифікат енергетичної ефективності будівлі із використанням програмного забезпечення Audytor OZC 7.0 Pro.

Розглядалися три варіанти систем вентиляції:

- природна вентиляція;
- механічна вентиляція із реверсивними регенеративними децентралізованими пристроями із великими комірками теплоутилізатора;
- механічна вентиляція із запропонованими удосконаленими реверсивними регенеративними децентралізованими пристроями з тонкими каналами теплоутилізатора.

У результаті проведеного аналізу побудовано гістограму розподілу втрат теплоти через огорожувальні конструкції (рис. 1), яка наочно демонструє відсоткове співвідношення тепловтрат за основними джерелами.

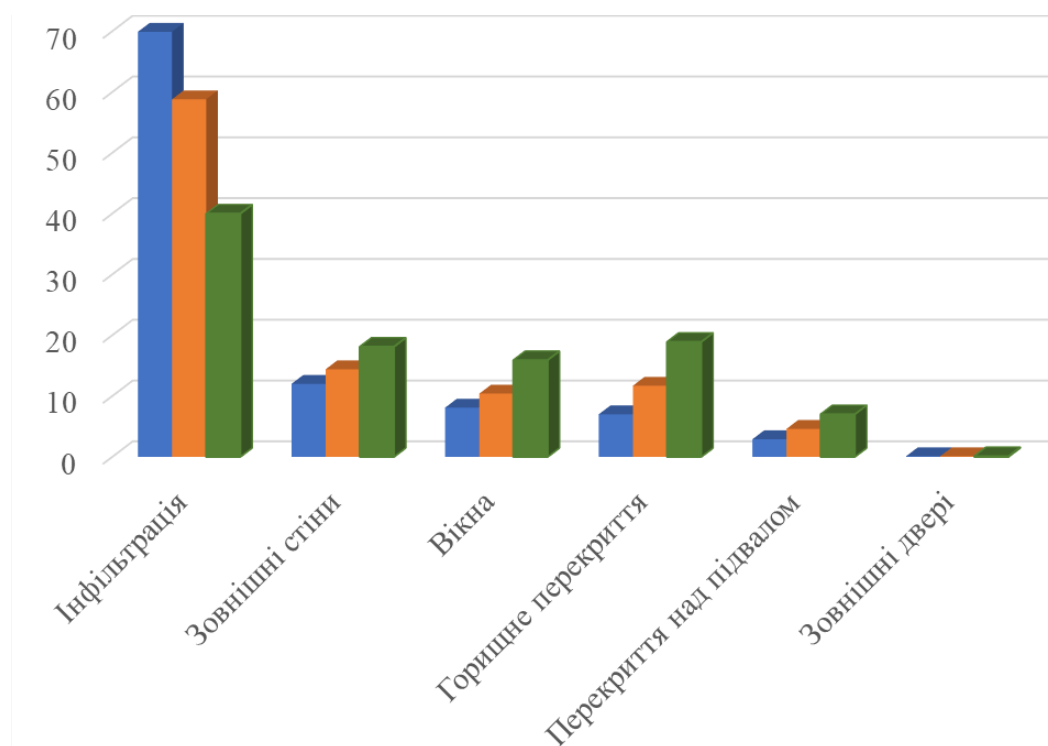


Рис. 1. Розподіл втрат теплоти через огорожувальні конструкції, %:
блакитний – природна вентиляція; помаранчевий – реверсивний регенератор з великими комірками; зелений – запропонований удосконалений реверсивний регенератор з тонкими каналами

Згідно з результатами моделювання, впровадження реверсивних регенеративних децентралізованих вентиляційних пристроїв дозволяє зменшити тепловтрати на підігрів припливного зовнішнього повітря від 11,1 % до 29,9 % залежно від типу пристрою (таблиця 1).

Таблиця 1

Розподіл тепловтрат будинку, %

Джерело тепловтрат	Природна вентиляція	Регенератор з великими комірками	Удосконалений реверсивний регенератор з тонкими каналами
Інфільтрація	69,9	58,8	40,0
Зовнішні стіни	12,0	14,4	18,1
Вікна	8,1	10,4	15,9
Горищне перекриття	7,0	11,7	18,9
Перекриття над підвалом	2,9	4,6	7,0
Зовнішні двері	0,1	0,1	0,1

Варто зазначити, що навіть за умови встановлення реверсивних регенеративних пристроїв, інфільтрація зовнішнього повітря через конструктивні нещільності (зокрема стики панелей, монтажні шви тощо) продовжує мати місце. Це зумовлює збереження певного рівня неконтрольованих тепловтрат, що впливає на загальний енергетичний баланс будівлі. Крім того, впровадження децентралізованої вентиляції змінює структуру тепловтрат, що проявляється у перерозподіленні відсоткових часток інших джерел втрат теплоти. Візуально спостерігається зростання частки втрат через огорожувальні конструкції, хоча їхнє абсолютне значення залишається незмінним. Зміни відбуваються винятково у відносному (процентному) вираженні.

Спостерігається зниження енергоспоживання системою опалення внаслідок зменшення тепловтрат на підігрівання припливного повітря (таблиця 2). Водночас з'являється додаткове енергоспоживання, пов'язане з роботою вентиляційної системи (рис. 2).

На рис. 3 наведено порівняльний аналіз змін структури відсоткового розподілу енергоспоживання між основними інженерними системами життєзабезпечення будівлі, зокрема системами опалення, вентиляції, гарячого водопостачання, охолодження та освітлення, у результаті впровадження різних типів вентиляційного обладнання та технологічних рішень.

Таблиця 2

Енергоспоживання систем життєзабезпечення будівлі

Вид енергоспоживання	Значення річного енергоспоживання, тис. кВт·год		
	Природна вентиляція	Регенератор з великими комірками	Удосконалений реверсивний регенератор з тонкими каналами
Опалення	192	130,1	53,17
Охолодження	21,49	21	21
ГВП	125,3	125,3	125,3
Вентиляція	0	4,7	4,7
Освітлення	48,03	48,03	48,03
Всього	386,82	329,13	252,2
Відповідний клас енергетичної ефективності будівлі	C	B	A

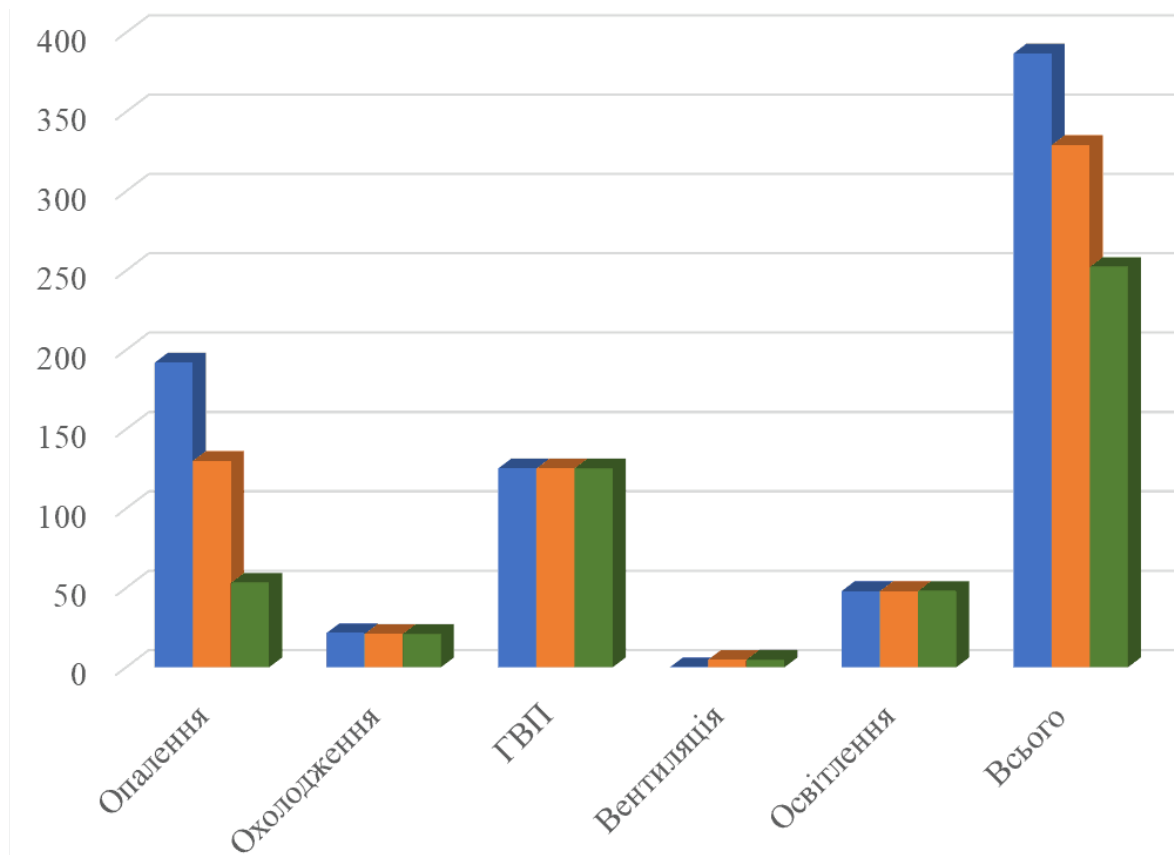


Рис. 2. Розподіл енергоспоживання, тис. кВт·год: блакитний – природна вентиляція; помаранчевий - регенератор з великими комірками; зелений - запропонований удосконалений реверсивний регенератор з тонкими каналами

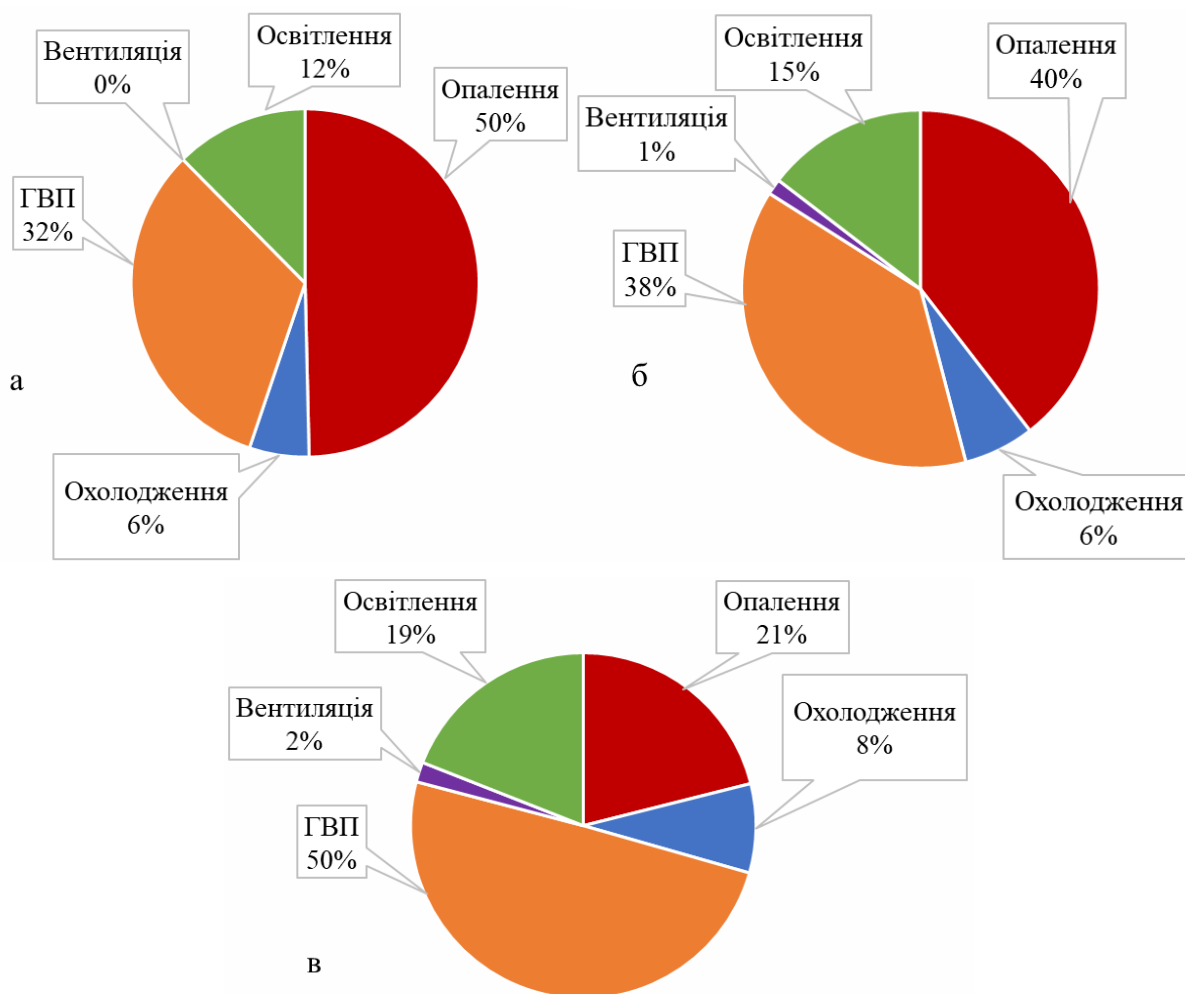


Рис. 3. Розподіл енергоспоживання між системами, %: а – природна вентиляція, б - регенератор з великими комірками; зелений - регенератор з тонкими каналами

Зміни, зафіксовані на графічній залежності, дозволяють оцінити вплив модернізації вентиляційної системи на загальний енергетичний баланс будівлі та визначити доцільність впровадження енергоефективних рішень.

У загальному підсумку впровадження регенеративних пристроїв сприяє зниженню сумарного енергоспоживання будівлі, віднесеного до одиниці первинної енергії (рис. 4) та зниженню викидів парникових газів (рис. 5) до 35 %.

Для розрахунку строку окупності визначено річні витрати на придбання енергоресурсів будівлі (таблиця 3) при природній вентиляції (ПР) та із використанням запропонованих удосконалених реверсивних децентралізованих вентиляційних пристроїв (РП). На основі річних витрат розраховано річну економію бюджету будинку.

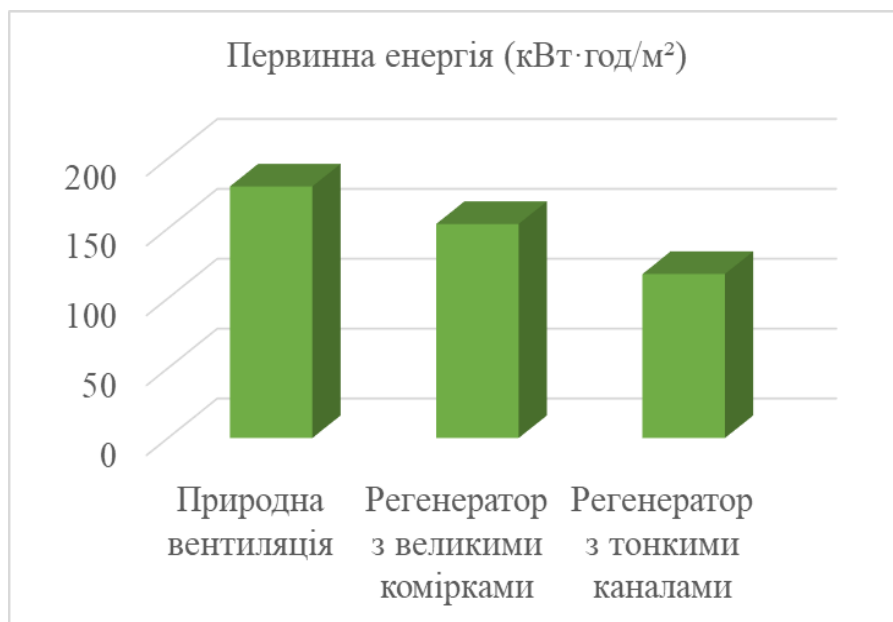


Рис. 4. Сумарне енергоспоживання будівлі, віднесене до одиниці первинної енергії, кВт·год/м²

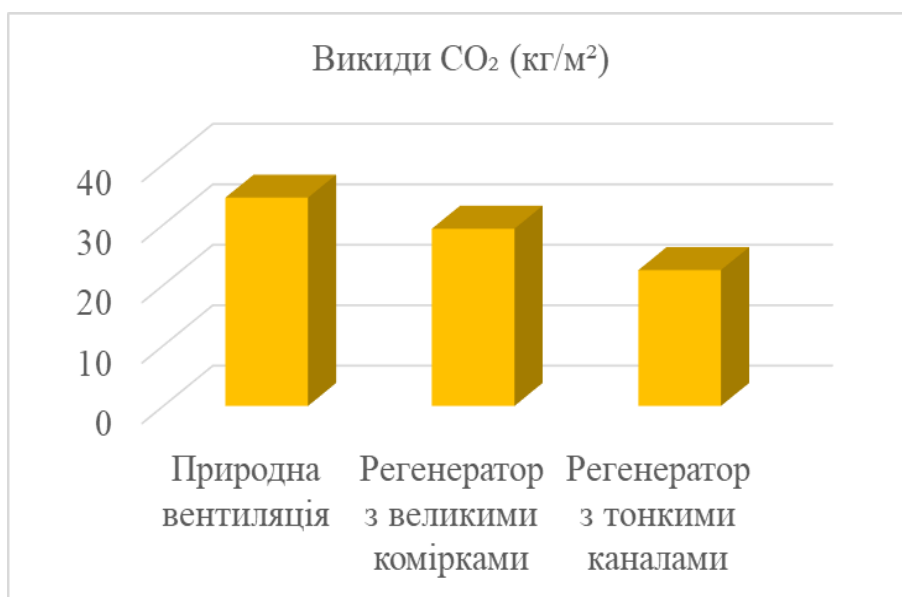


Рис. 5. Викиди вуглекислого газу, кг/м²

Розраховано капітальні вкладення на улаштування регенеративних пристроїв децентралізованої вентиляції з урахуванням їхньої кількості (160 шт.), вартості пристрою (8 000 грн./шт.) і монтування (1 500 грн./шт.) та визначено строк окупності – 8,5 років (таблиця 4). Це значення отримано без урахування заощадження коштів на лікування наслідків синдрому хворого будинку при недостатній вентиляції. На рис. 3 можна відмітити зміни навантаження на систему опалення будівлі, оскільки інфільтраційні та вентиляційні тепловтрати в житловому будинку покриває система опалення.

Таблиця 3

Річне енергоспоживання та витрати

Категорія	Споживання (ПВ), тис. кВт·год	Споживання (РП), тис. кВт·год	Тариф (грн/кВт·год)	Вартість (ПВ), грн	Вартість (РП), грн
Опалення	192,00	53,17	1,422	273 024	75 620
Охолодження	21,49	21,00	4,32	92 837	90 720
Гаряче водопостачання	125,30	125,30	1,422	178 670	178 670
Вентиляція	0,00	4,70	4,32	0	20 304
Освітлення	48,03	48,03	4,32	207 166	207 080
Разом	—	—	—	751 697	572 394

Таблиця 4

Визначення строку окупності

Показник	Значення
Річна економія, грн	179 304
Інвестиції в проект, грн	1 520 000
Строк окупності, років	8,48

Тому аналізувати строк окупності влаштування регенеративних пристроїв децентралізованої вентиляції без урахування зменшення капітальних затрат на монтування системи опалення є некоректним.

У таблиці 5 наведено порівняння розрахункових потужностей для систем опалення при природній вентиляції, встановленні регенераторів з великими комірками та встановленні реверсивних регенераторів з тонкими каналами. За даними таблиці 5, можна відмітити, що при встановленні удосконаленого реверсивного регенератора з тонкими каналами можна досягти зменшення встановленої потужності ІТП/котельні на 58,38%, встановленої потужності циркуляційного насоса системи опалення на 70% та зменшення діаметрів стояків системи опалення й вартості насоса на 40% та експлуатаційних затрат на роботу циркуляційного насоса системи опалення. У таблиці 6 наведено проєктні дані щодо вибору опалювальних приладів для типового поверху житлового будинку.

Таблиця 5

Аналіз проєктних потужностей системи опалення

Параметр	Природна вентиляція	Регенератор з великими комітками	Удосконалений реверсивний ре-генератор з тонкими каналами
Потужність системи опалення, кВт	167,293	129,865	69,635
Витрата теплоносія в системі опалення кг/год	7194	5585	2995
Зменшення потужності ІТП/котельні, %	0	22,37	58,38
Діаметр трубопроводу після ІТП	Ду65 (76x3)	Ду65 (76x3)	Ду 50(60x3,3)
Насос системи опалення	MAGNA3 50-80 F	MAGNA3 32-100 F	MAGNA3 25-80
Потужність насоса системи опалення, кВт	0,327	0,161	0,0967
Витрата електричної енергії на роботу насоса системи опалення за опалювальний період, кВт·год/рік	1174,06	578,05	347,19
Вартість насоса системи опалення, грн	76381	64061	45582
Вартість роботи насоса системи опалення, грн	5072	2497	1500

Сучасна система опалення повинна бути динамічною, малоінерційною (швидко реагувати на зміни), щоб не було непродуктивних втрат теплоти та підтримувалися задані температури [3, 11, 46, 48]. Опалювальні прилади в такій системі повинні бути малометалоємними та маловодоемними [50]. За даними таблиці 6, вентиляція з удосконаленим реверсивним регенератором з тонкими каналами дозволяє зменшити типорозміри опалювальних приладів, що знижує їхню водо/металоємність.

Таблиця 6

**Аналіз опалювальних приладів при проектування різних систем
вентиляції в житловому будинку**

№ прим.	Природна вентиляція		Регенератор з великими комітками			Удосконалений реверсивний регенератор з тонкими каналами		
	Встановлена потужність О.П., Вт	Тип, розмір О.П.	Встановлена потужність О.П., Вт	Тип, розмір О.П.	Зменшення потужності О.П. в приміщенні, %	Встановлена потужність О.П., Вт	Тип, розмір О.П.	Зменшення потужності О.П. в приміщенні, %
01	1544	22 тип 1000х500	1235	22 тип 800х500	20,0	711	11 тип 900х500	51,5
02	1390	22 тип 900х500	1081	22 тип 700х500	22,2	554	11 тип 700х500	57,4
03	1544	22 тип 1000х500	1235	22 тип 800х500	20,0	711	11 тип 900х500	50,2
04	1544	22 тип 1000х500	1235	22 тип 800х500	20,0	711	11 тип 900х500	52,9
05	1390	22 тип 900х500	1081	22 тип 700х500	22,2	554	11 тип 700х500	58,4
06	1698	22 тип 1100х500	1390	22 тип 900х500	18,1	790	11 тип 1000х500	49,2
07	1544	22 тип 1000х500	1235	22 тип 800х500	20,0	632	11 тип 800х500	55,1
08	1390	22 тип 900х500	1081	22 тип 700х500	22,2	474	11 тип 600х500	62,5
09	1544	22 тип 1000х500	1235	22 тип 800х500	20,0	711	11 тип 900х500	51,3
10	1544	22 тип 1000х500	1235	22 тип 800х500	20,0	711	11 тип 900х500	53,0
11	1235	22 тип 800х500	1081	22 тип 700х500	12,5	474	11 тип 600х500	61,0
12	1544	22 тип 1000х500	1235	22 тип 800х500	20,0	711	11 тип 900х500	51,5
Середнє значення	1493		1197		19,8	645		54,5

Техніко-економічний ефект від впровадження регенеративних пристроїв:

1. Зниження тепловтрат будівлі до 30 % та споживання енергоносіїв до 35%;
2. Зменшення експлуатаційних витрат завдяки забезпеченню нормативного повітрообміну;
3. Підвищення класу енергетичної ефективності будівлі;
4. Зменшення встановленої потужності ІТП/котельні на 58,38%, встановленої потужності циркуляційного насоса системи опалення на 70% та зменшення діаметрів стояків системи опалення, вартості насоса на 40%, типорозміру опалювальних приладів, а отже, і зменшення загальних капітальних затрат на встановлення системи опалення;
5. Зменшення експлуатаційних витрат на роботу циркуляційного насоса системи опалення на 70%;
6. Підвищення екологічної ефективності (біосферосумісності) за рахунок зменшення викидів вуглекислого газу до 35%.

На підставі вищезазначеного можна зробити висновок, що впровадження децентралізованих вентиляційних пристроїв з реверсивними регенеративними теплоутилізаторами є технічно обґрунтованим рішенням, що поєднує екологічну доцільність, економічну ефективність і високий рівень санітарно-гігієнічної безпеки. Це відповідає принципам сталого розвитку та підвищення енергоефективності будівель у довгостроковій перспективі.

Висновки. У результаті техніко-економічного аналізу встановлення запропонованих удосконалених реверсивних децентралізованих вентиляційних пристроїв у житловому будинку отримано зниження сумарних тепловтрат будівлі на 30 % та енергоспоживання на 35%, а також підвищення екологічної ефективності (біосферосумісності) за рахунок зменшення викидів вуглекислого газу на 35%. Також отримано підвищення класу енергетичної ефективності будівлі та зменшення загальних капітальних затрат на встановлення системи опалення, зменшення експлуатаційних витрат на роботу циркуляційного насоса системи опалення на 70%. Ці результати отримано на підставі визначеного температурного коефіцієнта ефективності реверсивного регенератора за авторською програмою. Строк окупності запропонованих рішень становить 8,5 років. Це значення отримано без урахування заощадження коштів на лікування наслідків синдрому хворого будинку при недостатній вентиляції та повного кошторису на капітальні затрати на улаштування системи опалення.

References

1. Zhytlovi budynky. Osnovni polozhennia. DBN V.2.2-15:2019, Ukrarkhbudininform, 2019. (In Ukrainian)
2. Kabinet Ministriv Ukrayiny. Deyaki pytannya stratehichnoho rozvytku enerhetychnoyi efektyvnosti budivel'. Rozporyadzhennya № 1228-r, 29 hrudnya 2023. Kyiv. <https://ips.ligazakon.net/document/KR231228?an=1>
3. DBN V.1.2-11:2021. Basic requirements for buildings and structures. Energy saving and energy efficiency. Effective from 2022-09-01. Ministry of Community and Territories Development of Ukraine, 2021.
4. Dovhaliuk V., Mileikovskiy V. "New approach for refined efficiency estimation of air exchange organization." International Journal of Engineering and Technology (UAE), vol. 7, no. 3.2, 2018, pp. 591–596. <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i3.2.14596>
5. Petrash V., Khomenko A., Polomannyi O., Visotska M. "Integration of ground and ventilation air energy for heating buildings." Construction of Optimized Energy Potential (CoOEP), vol. 10, no. 1/2021, 2021, pp. 7–17. <https://doi.org/10.17512/bozpe.2021.1.01>
6. Moskvitina A., Shyshyna M., Korchmins'kyy M. "Feasibility, economic and environmental justification of the use of variable air flow systems for administrative buildings. " Ventilation, Lighting and Heat-Gas Supply, vol. 36, 2021, pp. 62-79. <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2021.36.62-79>
7. Moskvitina A., Shyshyna M. "Research of the temperature field in a room during operation of air conditioning systems under variable thermal loads in the room. " Young Scientist, vol. 3 no. 79, 2020, pp. 186-192. <https://doi.org/10.32839/2304-5809/2020-3-79-40>
8. Al-Zubaydi A.Y.T., Hong G. "Experimental investigation of counter flow heat exchangers for energy recovery ventilation in cooling mode." International Journal of Refrigeration, vol. 93, 2018, pp. 132–143. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.07.008>
9. Koziol S., Zacharski S. "Methodology of Comparative Studies on Air-Handling Units with Heat Recuperation." Solid State Phenomena, vol. 237, 2015, pp. 148–153. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/ssp.237.148>
10. DBN V.2.6-31:2021. Teplova izolyatsiya budivel'. Chynni vid 2022-04-01. Ministerstvo rozvytku hromad ta terytoriy Ukrayiny, 2021.
12. DSTU-N B A.2.2-12:2017. Nastanova z rozrobky dostupnosti dlya malomobil'nykh hrup naselennya. Al'bom skhematychnykh rishen' universal'noho dyzaynu budivel' (ASMUB). Chynni vid 2017-10-01. Ministerstvo rehional'noho rozvytku, budivnytstva ta zhytlovo-komunal'noho hospodarstva Ukrayiny, 2017.
13. Romanska-Zapala A., Furtak M., Fedorczyk-Cisak M., Dechnik M. "Cooperation

- of a Horizontal Ground Heat Exchanger with a Ventilation Unit During Winter: A Case Study on Improving Building Energy Efficiency.” IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, vol. 471, 2019, Paper 092075. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/471/9/092075>
14. Papakonstantinou, K. A., et al. “Numerical Simulation of Air Flow Field in Single-Sided Ventilated Buildings.” *Energy and Buildings*, vol. 33, no. 1, Jan. 2000, pp. 41–48, [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(00\)00063-3](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(00)00063-3).
 15. Wong, N. H., et al. “Thermal Comfort Evaluation of Naturally Ventilated Public Housing in Singapore.” *Building and Environment*, vol. 37, no. 12, Dec. 2002, pp. 1267–1277, [https://doi.org/10.1016/S0360-1323\(01\)00103-2](https://doi.org/10.1016/S0360-1323(01)00103-2).
 16. Priyadarsini, R., et al. “Enhancement of Natural Ventilation in High-Rise Residential Buildings Using Stack System.” *Energy and Buildings*, vol. 36, no. 1, Jan. 2004, pp. 61–71, [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(03\)00076-8](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(03)00076-8).
 17. Gan, Guohui. “Effective Depth of Fresh Air Distribution in Rooms with Single-Sided Natural Ventilation.” *Energy and Buildings*, vol. 31, no. 1, Jan. 2000, pp. 65–73, [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(99\)00006-7](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(99)00006-7).
 18. Wilson, D. J., and D. E. Kiel. “Gravity Driven Counterflow through an Open Door in a Sealed Room.” *Building and Environment*, vol. 25, no. 4, 1990, pp. 379–388, [https://doi.org/10.1016/0360-1323\(90\)90012-G](https://doi.org/10.1016/0360-1323(90)90012-G)
 19. Dascalaki, E., et al. “On the Combination of Air Velocity and Flow Measurements in Single Sided Natural Ventilation Configurations.” *Energy and Buildings*, vol. 24, no. 2, July 1996, pp. 155–165, [https://doi.org/10.1016/0378-7788\(96\)00973-5](https://doi.org/10.1016/0378-7788(96)00973-5).
 20. Mokhtarzadeh-Dehghan, M. R., et al. “Transfer Rates in Single-Sided Ventilation.” *Building and Environment*, vol. 25, no. 2, 1990, pp. 155–161, [https://doi.org/10.1016/0360-1323\(90\)90028-P](https://doi.org/10.1016/0360-1323(90)90028-P).
 21. Etheridge, David. “A Perspective on Fifty Years of Natural Ventilation Research.” *Building and Environment*, vol. 91, Sept. 2015, pp. 51–60, <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2015.02.033>.
 22. Heiselberg, Per, et al. “Characteristics of Airflow from Open Windows.” *Building and Environment*, vol. 36, no. 7, Aug. 2001, pp. 859–869, [https://doi.org/10.1016/S0360-1323\(01\)00012-9](https://doi.org/10.1016/S0360-1323(01)00012-9).
 23. Dąbrowski P., Andrzejczyk R., Waclawik M., Mikielewicz D. “Window frame integrable air recuperation minichannel/minigap heat exchanger.” *Applied Thermal Engineering*, vol. 247, 2024, Paper 123116. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.123116>
 24. Yurzhenko A., Pikh I., Kostenko D., Borysenko O. “Research of natural ventilation in a thermally modernized building.” *Municipal Economy of Cities*, vol. 3 (191), 2025, pp. 314–320. <https://doi.org/10.33042/2522-1809-2025-3-191->

314-320

25. Chovniuk, Yurii, et al. "Synthesis of Physical and Mathematical Model of Energy-Efficient Microclimate Management of Rural Area Gym, Taking into Account Indicators of Comfort and Air Quality." *Engineering for Rural Development*, vol. 23, May 2024, pp. 623–629, <https://doi.org/10.22616/ERDev.2025.24.TF147>.
26. Chovniuk, Yurii, et al. "Optimization of Heat Transfer Processes in Enclosing Structures of Architectural Monuments Located outside Urban Agglomeration." *Engineering for Rural Development*, vol. 23, May 2024, pp. 615–622, <https://doi.org/10.22616/ERDev.2025.24.TF156>.
27. Chovniuk, Yurii, et al. "Innovative Method of Researching the Dynamics of Changes in Air Pollution and Humidity in Sports Facilities: Gyms and Swimming Pools." *Town Planning and Territorial Planning*, no. 83, Apr. 2023, pp. 374–385, <https://doi.org/10.32347/2076-815x.2023.83.374-385>.
28. Chovniuk, Yurii, et al. "Modeling and Calculation Algorithm of Microclimate Control System Parameters of Premises with Artificial Intelligence Elements." *Town Planning and Territorial Planning*, no. 79, Apr. 2022, pp. 446–462, <https://doi.org/10.32347/2076-815x.2022.79.446-462>.
29. Ai Z.T., Mak C.M. "From street canyon microclimate to indoor environmental quality in naturally ventilated urban buildings: Issues and possibilities for improvement." *Building and Environment*, vol. 96, 2016, pp. 145–159. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2015.10.00>
30. Zhang X., Li H., Wang Y. "Failure of natural ventilation strategy in a sustainable house in China." *International Journal of Low-Carbon Technologies*, vol. 10, no. 3, July 2013. <https://doi.org/10.1093/ijlct/ctt035>
31. Lin B., Xie C., Chen Y., Xu X. "Natural Ventilation Potential of Residential Buildings in China Considering the Combined Effect of Indoor and Outdoor Air Pollution." *Buildings*, vol. 14, no. 2, 2024, p. 363. <https://doi.org/10.3390/buildings14020363>
32. Allocca, Camille, et al. "Design Analysis of Single-Sided Natural Ventilation." *Energy and Buildings*, vol. 35, no. 8, Sept. 2003, pp. 785–795, [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(02\)00239-6](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(02)00239-6).
33. Larsen, Tine S., and Per Heiselberg. "Single-Sided Natural Ventilation Driven by Wind Pressure and Temperature Difference." *Energy and Buildings*, vol. 40, no. 6, 2008, pp. 1031–1040, <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2006.07.012>.
34. Aynsley, Richard. "Estimating Summer Wind Driven Natural Ventilation Potential for Indoor Thermal Comfort." *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 83, no. 1–3, Nov. 1999, pp. 515–525, [https://doi.org/10.1016/S0167-6105\(99\)00098-7](https://doi.org/10.1016/S0167-6105(99)00098-7).

35. Chen, Qingyan. "Ventilation Performance Prediction for Buildings: A Method Overview and Recent Applications." *Building and Environment*, vol. 44, no. 4, Apr. 2009, pp. 848–858, <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2008.05.025>.
36. Mahdavi, Ardeshir, and Claus Pröglhöf. "A Model-Based Approach to Natural Ventilation." *Building and Environment*, vol. 43, no. 4, Apr. 2008, pp. 620–627, <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2006.06.023>.
37. Chenvidyakarn, T., and A. Woods. "Stratification and Oscillations Produced by Pre-Cooling during Transient Natural Ventilation." *Building and Environment*, vol. 42, no. 1, Jan. 2007, pp. 99–112, <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2005.08.007>.
38. Hetun, Galina, et al. "The Impact of Indoor Air Exchange on the Energy Efficiency of Multi-Apartment Residential Buildings. " *Energy Efficiency in Construction and Architecture* 13 (2019): 58-68. DOI: <https://doi.org/10.32347/2310-0516.2019.13.58-68>
39. L. M. Vilinska, G. M. Burlak, and A. V. Gurska. "Energy Efficiency of Multi-Apartment Residential Buildings. " *Ukrainian Journal of Construction and Architecture* 3 (015) (2023): 28-33. <https://doi.org/10.30838/J.BPSACEA.2312.140723.28.951>
40. Sergeychuk, O., and S. Kozhedub. "Development of criteria-based assessment of energy efficiency and environmental friendliness of buildings. " *Energy Efficiency in Construction and Architecture*, No. 11, 2018, pp. 61–68, doi:10.32347/2310-0516.2018.11.61-68.
41. Etheridge, David. *Review of Natural Ventilation of Buildings: Theory, Measurement and Design*, by David Etheridge. *International Journal of Ventilation*, vol. 10, no. 4, 2012, pp. 405–406, doi:10.1080/14733315.2012.11683965.
42. Weerasuriya, Asiri Umenga, et al. "A holistic framework to utilize natural ventilation to optimize energy performance of residential high-rise buildings. " *Building and Environment* 153 (2019): 218-232.
43. Tong, Zheming, Yujiao Chen, and Ali Malkawi. "Estimating natural ventilation potential for high-rise buildings considering boundary layer meteorology. " *Applied energy* 193 (2017): 276-286.
44. Vakulenko D., Mileikovskiy V. "Modeling the efficiency of heat recovery in a regenerative device using different approaches." *Ventilation, Lighting and Heat-Gas Supply*, vol. 41, April 2022, pp. 32–38. <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2022.41.32-38>
45. Mileikovskiy V., Vakulenko D.5 "Simulation of the efficiency of improved regenerative decentralised ventilators Vents TwinFresh." *Construction of Optimized Energy Potential (CoOEP)*, vol. 9, no. 1/2020, pp. 61–67, 2020.

<https://doi.org/10.17512/bozpe.2020.1.07>

46. Vakulenko D., Mileikovskiy V. “The Experimental Determination of the Heat Transfer Coefficient in Thin Channels of a Regenerative Heat Exchanger.” FME Transactions, vol. 53, 2025, pp. 173–183. <https://doi.org/10.5937/fme2501173V>
47. Enerhetychna efektyvnist' budivel. Metody rozrakhunku enerhetychnykh kharakterystyk. DSTU 9190:2022, Ukrarkhbudinform, 2022. (in Ukrainian)
48. Ministerstvo rehional'noho rozvytku, budivnytstva ta zhytlovo-komunal'noho hospodarstva Ukrayiny. Metodyka vyznachennya enerhetychnoyi efektyvnosti budivel'. Nakaz № 169 vid 11 lypnya 2018 r. Zareyestrovano v Ministerstvi yustytsiyi Ukrayiny 16 lypnya 2018 r. za № 822/32274.
49. DBN V.2.5-67:2013. Opalennya, ventylyatsiya ta kondytsionuvannya. Chynni vid 2013-10-01. Ministerstvo rehional'noho rozvytku, budivnytstva ta zhytlovo-komunal'noho hospodarstva Ukrayiny, 2013.
50. DBN V.2.5-64:2012. Vnutrishniy vodoprovod ta kanalizatsiya. Chynni vid 2013-07-01. Ministerstvo rehional'noho rozvytku, budivnytstva ta zhytlovo-komunal'noho hospodarstva Ukrayiny, 2012.
51. Moskvitina, A. S., et al. “Methodology of Technical and Economic Comparison of Heating Devices for Use in Modern Dynamic Water Heating Systems.” Upravlinnia Rozvytkom Skladnykh System [Management of Development of Complex Systems], no. 37, 2019, pp. 210–218, <https://doi.org/10.6084/m9.figshare.9783254>.

UDC 697.9:620.9:628.8

PhD, Assoc. Prof. **Anna Moskvitina**,

moskvitina.as@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0003-3352-0646,

PhD, Assoc. Prof. **Daria Vakulenko**,

vakulenko_di@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0002-2960-9659,

Kyiv national University of Construction and Architecture

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.54.76-93>

TECHNICAL-ECONOMIC ANALYSIS OF THE USE OF REGENERATIVE REVERSIBLE DEVICES TO IMPROVE THE ENERGY EFFICIENCY CLASS OF RESIDENTIAL BUILDINGS AND DECREASE THE LOADING ON HEATING SYSTEMS

***Abstract.** With the growing requirements for building energy efficiency, especially in the residential sector, innovative ventilation solutions that combine high-quality air exchange with minimal heat losses and reduced operating costs are gaining increasing relevance. One of the promising directions in the development of*

modern engineering systems is the application of decentralized reversible ventilation devices with heat recovery, in particular wall-mounted ventilators of the TwinFresh type, manufactured by Vents Ukraine. Such devices ensure effective air exchange in rooms without the need for extensive ductwork, which makes them particularly convenient for residential applications. The key advantages of decentralized reversible ventilators include compact design, ease of installation and maintenance, high energy efficiency, and a significant heat recovery rate, which allows substantial reduction of heat losses during ventilation in the cold season. Moreover, the use of such systems has a positive effect on the indoor microclimate, enhancing living comfort and reducing the risks of excessive humidity and condensation. This article examines the techno-economic feasibility of implementing reversible ventilation devices with heat recovery in both new residential buildings and during the thermal renovation of the existing housing stock. The analysis covers energy efficiency, reduction of heat consumption, and potential savings in heating costs. Special attention is paid to the evaluation of economic indicators, payback periods of investments, and prospects for integrating such systems into modern standards of energy-efficient construction. The results of the study confirm that decentralized reversible devices with heat recovery represent an effective engineering solution that combines a high level of energy savings with improved indoor comfort and can become an important tool in the implementation of energy efficiency programs in the residential sector.

Keywords: *regenerative reversible devices, energy efficiency, thermal renovation, heat recovery, regeneration, thermal modernization, techno-economic analysis, decentralized ventilation.*

Received/Надійшла до редакції 18.11.2025

Reviewed/Рецензована 01.12.2025

Accepted/Прийнята 08.12.2025

УДК 663.18

ст. наук. співр., к.т.н. **Анатолій Макаров**,

makarov.anatoly@kmbp.com.ua, ORCID: 0000-0002-7338-2906,

ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод», м. Калинівка, Україна

к.т.н., доц. **Михайло Сенчук**,

smp_21@ukr.net, ORCID: 0000-0001-8968-7336,

Київський національний університет будівництва і архітектури, Україна

голова наглядової ради **Андрій Ходос**,

khodos@kmbp.com.ua, ORCID: 0009-0000-2198-2208,

заступник директора **Михайло Кирієнко**,

mihail_kirienko@ukr.net, ORCID: 0009-0008-5396-8644,

ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод», м. Калинівка, Україна

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.54.94-121>

УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ РУКАВНИХ ФІЛЬТРІВ ДЛЯ РОЗПИЛЮВАЛЬНИХ СУШИЛЬНИХ УСТАНОВОК

***Анотація.** Проаналізовано сучасний стан експлуатації обладнання для концентрування та сушіння молочних продуктів, дослідження та методики розрахунку процесів очищення відпрацьованого в установках розпилювального сушіння теплоносія-повітря, запиленого молочним порошком, в рукавних тканинних фільтрах, зокрема процесів фільтрування та імпульсного регенерування. Відмічено, що відомі дослідження рукавних фільтрів не містять достатньої інформації для обґрунтування конструкції фільтра для очищення повітря від молочного порошку із забезпеченням сучасних екологічних вимог. З урахуванням отриманих даних експериментальних досліджень процесів фільтрування на лабораторних моделях та повнорозмірних стендах, проведених на ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод» (м. Калинівка, Вінницька обл.), розглянуто напрями підвищення ефективності та надійності застосування рукавних фільтрів для розпилювальних сушильних установок. Запропоновано методики розрахунку аеродинамічного опору фільтрувального полотна – чистого і запиленого – та визначення рівноважного опору рукавного фільтра в процесі імпульсного регенерування, що враховує навантаження за швидкістю фільтрування, запиленістю, фракційним складом, тиском стисненого повітря та частотою імпульсів. Виконано порівняльний розрахунковий аналіз аеродинамічного опору при застосуванні рукавних фільтрів за одноступеневою схемою очищення (безпосередньо за сушильною камерою) та як другий ступінь очищення (після циклонів). Виявлено, що в діапазоні їхньої ефективної роботи аеродинамічний опір в обох випадках*

практично однаковий при суттєвому зменшенні питомого запилення дрібнодисперсним порошком відпрацьованого повітря, що дозволяє забезпечити сучасні екологічні показники щодо шкідливих викидів. Ефективність реалізованих технічних рішень у промислових зразках рукавних фільтрів підтверджено результатами пуско-налагоджувальних випробувань промислових зразків та під час їхньої подальшої експлуатації. На підставі набутого науково-технічного досвіду на ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод» (м. Калинівка, Вінницька обл.) розроблено, виготовлено й уведено в експлуатацію дев'ять комплектів рукавних фільтрів для сушильних установок продуктивністю від 500 до 2500 кг/год випаруваної вологи.

***Ключові слова:** рукавний фільтр, сухі молочні продукти, очищення повітря, молочний порошок, фільтрування, імпульсне регенерування.*

Вступ. Прогресивний розвиток молочно-консервної промисловості України тісно пов'язаний з модернізацією технологічних процесів шляхом оснащення виробництва новітнім ефективним обладнанням, зокрема й вітчизняними зразками, створеними та впровадженими українськими виробниками [1, 2]. Одним із напрямків подальшого підвищення енергетичної та екологічної ефективності процесу виробництва молочних продуктів є зменшення питомої витрати сировини на одиницю продукції та зниження негативного впливу шкідливих викидів дрібнодисперсного молочного пилу після сушильних установок. Отримання позитивного результату можна досягти шляхом більш глибокого очищення від молочного пилу відпрацьованого теплоносія-повітря після розпилювальних сушильних установок.

Виробництво сухих молочних продуктів починалося в 30-х роках минулого століття з застосуванням розпилювального сушіння й очищення повітря рукавними фільтрами [3, 4]. У 70-х роках минулого століття у виробництві сухих молочних продуктів рукавні тканинні фільтри для очищення відпрацьованого повітря почали замінювати циклонами з системами механізованого миття. При цьому циклони мають недостатню ефективність очищення 85...90 %. Уміст пилу у повітрі на виході системи очищення досягає 250 мг/м³.

Причиною такої заміни була підвищена трудомісткість експлуатації фільтрів та високі витрати на прання тканинних рукавів. У 2007 році в країнах ЄС посилено обмеження до пилових викидів з показниками вмісту менше ніж 10 мг/м³. Досягнути таких результатів можна лише за очищення в рукавних фільтрах. Це потребує виконання дослідницьких робіт з метою покращення експлуатаційних характеристик роботи фільтрів, зокрема зниження трудомісткості їх обслуговування. Для цього виконано теоретичні й

експериментальні дослідження в ході розроблення й удосконалення рукавних тканинних фільтрів для розпилювальних установок сушіння молочних продуктів [2] на ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод» (м. Калинівка, Вінницька обл.).

Актуальність дослідження. Теоретичні й експериментальні дослідження процесу очищення в тканинному рукавному фільтрі відпрацьованого теплоносія-повітря на виході з розпилювальної установки сушіння молочних продуктів з метою зниження питомої витрати молочної сировини на 1 кг сухого очищеного молока та забезпечення сучасних санітарних вимог є важливим завданням в підвищенні експлуатаційної ефективності технологічного обладнання.

Дослідження проводились у процесі освоєння виробництва на ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод» вискоєфективних тканинних рукавних фільтрів санітарного виконання. Результати впроваджені в конструкції тканинних рукавних фільтрів для розпилювальної сушильної установки продуктивністю за випареною вологою від 500 до 2500 кг/год.

Останні дослідження та публікації. Дослідженням за напрямком зниження антропогенного негативного впливу на навколишнє середовище промисловими та теплоенергетичними підприємствами присвячено багато теоретичних і експериментальних робіт. Наряду з модернізацією технологічного обладнання значну частку у зменшенні забруднення довкілля та підвищенні ефективності виробництва займає газоочисне обладнання. На підприємствах молочно-консервної галузі сушіння молочних продуктів як кінцевий технологічний процес супроводжується великими втратами молочно-порошку у вигляді зважених пилових частинок у відпрацьованих газах, збільшеної витрати сировини на одиницю продукції та невідповідності сучасним екологічним вимогам.

Очищення газових потоків шляхом уловлювання пилових частинок може здійснюватися за різними технологічними схемами в апаратах сухого (пилоосаджувальні камери, циклони та мультициклони, рукавні фільтри, електрофільтри) та мокрого (скрубери різних типів) очищення [5, 6]. З аналізу наявних засобів очищення газів висока ефективність досягається в двоступеневих системах очищення із застосуванням як апаратів другого ступеня скрубєрів, електрофільтрів або рукавних фільтрів.

Для всіх методів мокрого очищення основний недолік – це утворення великих обсягів рідких відходів з необхідністю виконання замкнутої водопровідної системи з утилізуванням твердих частинок. Застосування вискоєфективних скрубєрів Вентурі з ефективністю очищення до 99 % не прийнятне за великих втрат енергії на подолання високого гідравлічного опору. Практика застосування з 70-х років минулого століття у виробництві сухих

молочних продуктів для очищення відпрацьованого повітря розпилювальних сушильних установок циклонів з системами автоматизованого миття показала недостатню ефективність очищення для забезпечення новітніх екологічних вимог [7,8]. Результати впровадження циліндричних скрубєрів з невеликим гідравлічним опором [8], долучених до системи рекуперації із зрошенням запиленого теплоносія-повітря сирим молоком, не були опубліковані.

Висока ефективність очищення газів від дрібнодисперсних частинок досягається в електрофільтрах – 95...99 % (розмір частинок 0,1 мкм) та рукавних фільтрах – до 99 % (розмір частинок 0,5 мкм).

Практика застосування електрофільтрів показала, що в умовах експлуатації їхні показники ефективності очищення знижуються до 90-97 % через складнощі підтримання потрібних режимних параметрів: низької швидкості газового потоку, оптимального питомому опору, необхідного режиму струшування електродів тощо. Також недоліком електрофільтрів є робота під нагнітанням з відкритим вихлопом до атмосфери. При цьому запилений потік в нагнітальній мережі викликає прискорений абразивний знос вентиляторів. Тому їхнє застосування, ураховуючи підвищені екологічні вимоги до шкідливих викидів та необхідність зниження норм витрати молочної сировини на одиницю продукції, є можливим за відповідного техніко-економічного обґрунтування.

Застосування рукавних фільтрів як засобів очищення повітряних і газових потоків від пилу відомо з кінця IX століття. Хронологія розвитку рукавних фільтрів стосовно застосування різних способів їхнього регенерування [3, 4, 6, 7, 9]:

- 1900 рік – струшування;
- 1920–1930 – комбінація струшування та зворотного продування;
- 1940 рік – струменеве продування повітрям, що подається з рухомого кільця;
- 1957 год – імпульсне струшування стисненим повітрям.

У 50–60 роках минулого століття на вітчизняних молочних заводах використовувалися сушильні установки ЦТР-500 фірми «Нема» (Німеччина) з рукавними фільтрами [4], які експлуатувалися протягом тривалого часу.

Зараз рукавні тканинні фільтри застосовують у закордонній і вітчизняній практиці в різних галузях промисловості, що зумовлено високими техніко-економічними показниками їхньої роботи. Здебільшого застосовують фільтрування з імпульсним регенеруванням:

- одностороннім для рукавів завдовжки до 4 м;
- двостороннім для рукавів завдовжки 6 м;
- зворотне продування очищеним повітрям для рукавів завдовжки 8 м і більше.

У коксохімічній і металургійній промисловості [10] та теплоенергетиці [11] широкого розповсюдження набули новітні рукавні фільтри з фільтрувальними

тканинами, які витримують високу температуру від 150 до 280 °С, значну вологість і наявність у димових газах агресивних компонентів – оксидів сірки й азоту, хлористого водню тощо.

Ураховуючи підвищені екологічні вимоги до зниження шкідливих викидів, застосування рукавних тканинних фільтрів, модернізованих для забезпечення санітарних норм в експлуатаційних умовах розпилювальних установок сушіння молочних продуктів, є важливим для подальшого прогресивного розвитку молочно-консервної галузі.

У даній роботі розглянуто вдосконалення конструктивних і режимних параметрів рукавного фільтра на підставі теоретичних та експериментальних досліджень процесу очищення повітря від дрібнодисперсного молочного пилу.

Метою роботи є дослідження основних процесів фільтрування тканинних рукавних фільтрів при очищенні відпрацьованого повітря, запиленого молочним порошком, на виході розпилювальних сушильних установок для оптимізації їх конструктивних і режимних параметрів експлуатації із забезпеченням сучасних санітарних норм.

У статті викладено результати теоретичних і експериментальних робіт проведених на ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод» в ході розроблення й удосконалення конструкції тканинних рукавних фільтрів, які виробляються на цьому підприємстві.

Конструкція фільтра У роботі розглянуто вдосконалену конструкцію рукавного фільтра для зниження викидів молочного пилу з відпрацьованим теплоносієм-повітрям, розробленої за результатами теоретичних, експериментальних та експлуатаційних досліджень з метою підвищення її ефективності завдяки зменшення питомої витрати молочної сировини, забезпечення сучасних екологічних показників та покращення експлуатаційних характеристик (рис.1).

Конструкція фільтра при витраті повітря на вході 28000 кг/год передбачає:

- циліндричний корпус діаметром 3300 мм зі спіральним входом запиленого повітря;
- верхню камеру очищеного повітря;
- перфоровану плиту;
- 140 рукавів діаметром 160 мм завдовжки 4000 мм з підтримувальними дрововими каркасами, що закріплені в отворах перфорованої плити.
- вихідний патрубок;
- конусний продуктовий бункер;
- нижню камеру з транспортним перфорованим дном.

Рукав фільтрувального полотна прошитий потрійним поздовжнім швом. Відкритий кінець рукава має вшиту кільцеву пружину, за допомогою якої фіксується з ущільненням в отворі трубною плити.

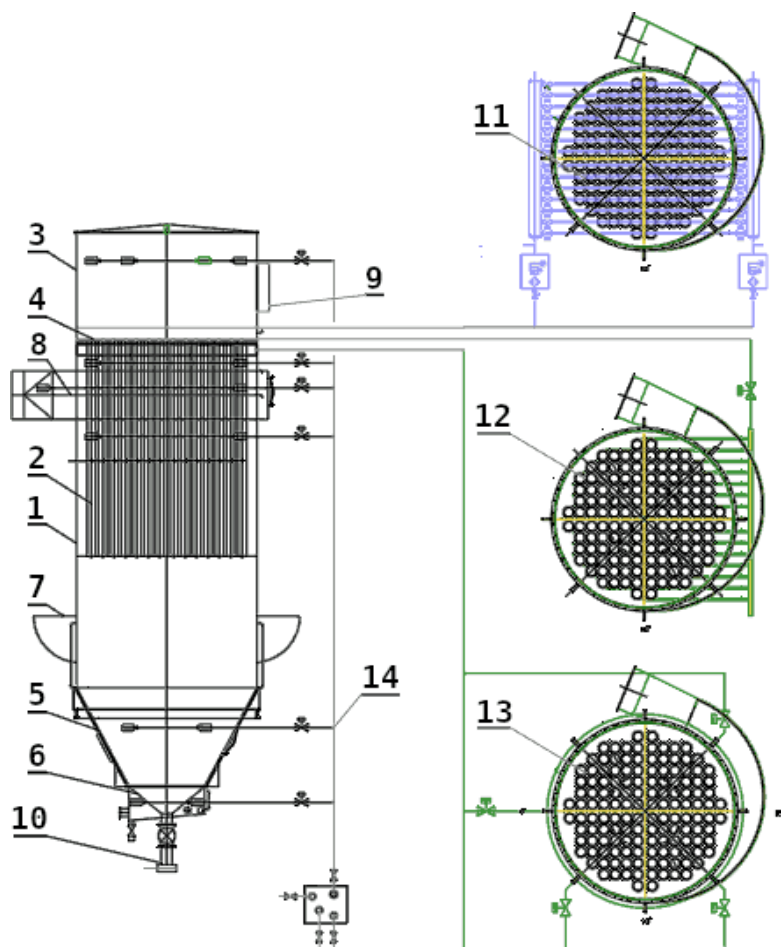


Рис. 1. Схема рукавного фільтра для очищення повітря запиленого молочним порошком з автоматизованими технологічними процесами фільтрації, імпульсної регенерації, прання та сушіння:

1 – циліндричний. корпус запиленого повітря; 2 – комплект фільтрувальних рукавів; 3 – верхня камера очищеного повітря; 4 – рукавна перфорована плита; 5 – конусний корпус з повітряним нагріванням; 6 – нижня продуктова камера з повітряним дном; 7 – вибухозахисні мембрани; 8 – вхід запиленого повітря; 9 – вихід очищеного повітря; 10 – вивантаження продукту; 11 – система імпульсного очищення стисненим повітрям; 12 – система прання рукавів, 13 – система миття рукавної плити; 14 – система мийки корпусу

Усередині рукава розміщено каркас із дроту діаметром 3 мм. Оголовок каркаса виготовлений з опорних прутків діаметром 5 мм, на яких закріплено конічний конфузор зі зменшенням діаметра згори донизу від 105 мм до 69 мм для здійснення процесу імпульсного очищення. Фільтрувальний матеріал рукава – неткане голкопробивне поліефірне полотно «fibertex» 1568 з такими характеристиками:

- питома маса 550 г/м²;
- розривне навантаження (смуги 50x100 мм) 1000 Н;
- повітропроникність чистого полотна 100 дм³/(м²с).

Такий синтетичний матеріал допущений до контакту з харчовими продуктами. Допустима температура при постійній роботі становить 130 °С, при короткочасній – 160 °С. Останнім часом застосовується фільтрувальне полотно М-арамід з робочою температурою 200 °С. Придатність фільтрувального матеріалу для прання і стійкість до впливу мийного розчину перевірено в лабораторних умовах шляхом проведення дослідів щодо фільтрації, прання та сушіння.

Технологічний процес очищення запиленого повітря здійснюється за допомогою конструктивно реалізованих в установці елементів:

- рукавного фільтра системи фільтрування;
- імпульсного продування рукавів стисненим повітрям;
- накопичення та видалення продукту;
- механізованого миття корпусу й прання рукавів;
- вузла підготовки й подавання нагрітого повітря до продуктового бункера;
- камери транспортного днища.

Лабораторні дослідження процесу фільтрування в рукавному фільтрі.

Процес фільтрування запиленого повітря передбачає два основних параметри – ефективність очищення (вміст пилу в повітрі на виході) та допустиме питоме навантаження (швидкість повітря або аеродинамічний опір).

Необхідно відмітити, що тканина рукава фільтра як фільтрувальна перегородка є основою для формування й утримування фільтрованого пилового шару [12]. У випадку застосування розпилювальних сушильних установок для отримання сухих молочних продуктів утворений на фільтрувальному матеріалі пиловий шар з частинок розміром від 5 мк до 85 мк забезпечує вміст пилу в повітрі на виході в атмосферу не вище нормативного 10 мг/м³ [7, 20]. У зв'язку з цим основним завданням досліджень цієї роботи є визначення аеродинамічного опору в процесі фільтрування.

Лабораторні дослідження проводилися на двох типах лабораторних моделей (рис. 2), трьох варіантах стендів з повнорозмірними рукавами завдовжки 2,5 м, 4 м і 6 м (рис. 3), а також на промислових зразках фільтрів з рукавами довжиною 2,5 м, 4 м і 6 м з відповідною площею фільтрування.

Мета досліджень – визначення повітропроникності, аеродинамічного опору фільтрувального полотна:

- чистого;
- запиленого;
- мокрого в стані прання;
- висушеного після прання.

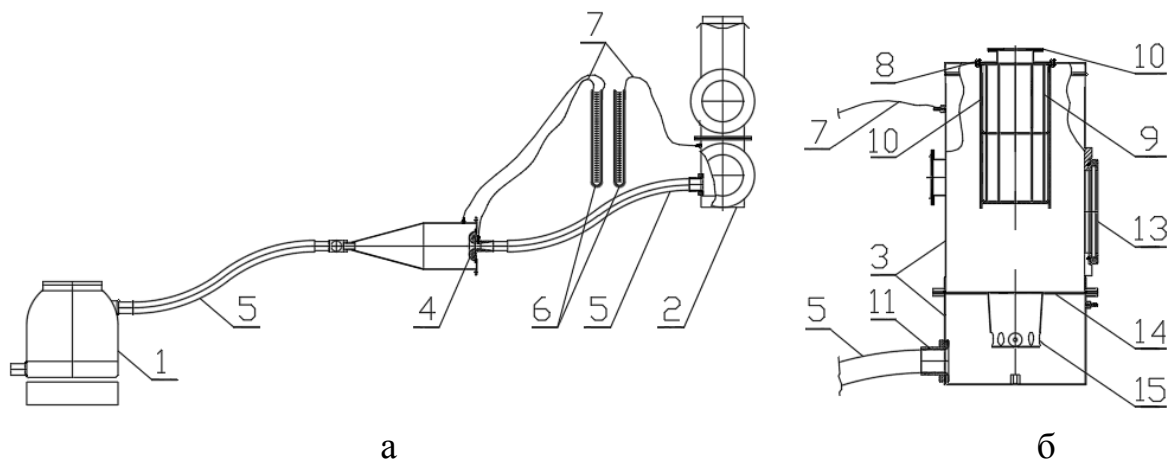


Рис. 2. Схеми лабораторних стендів:

а – продування зразків фільтрувальних тканин; *б* – дослідження моделі рукавного фільтра; 1 – пилосос подавання повітря; 2 – робоча прямокутна камера; 3 – робоча циліндрична камера; 4 – блок вимірювання витрати повітря; 5 – приєднувальні рукави пилососу до випробувальних камер; 6 – U-подібні водяні манометри; 7 – рукави до манометрів; 8 – легкознімна кришкою; 9 – фільтрувальний рукав завдовжки 300 мм і діаметром 150 мм; 10 – каркас; 11 – патрубок подавання повітря на очищення; 12 – патрубок виходу очищеного повітря; 13 – оглядовий люк; 14 – перегородка; 15 – заповнена молочним порошком посудина для разового запилення

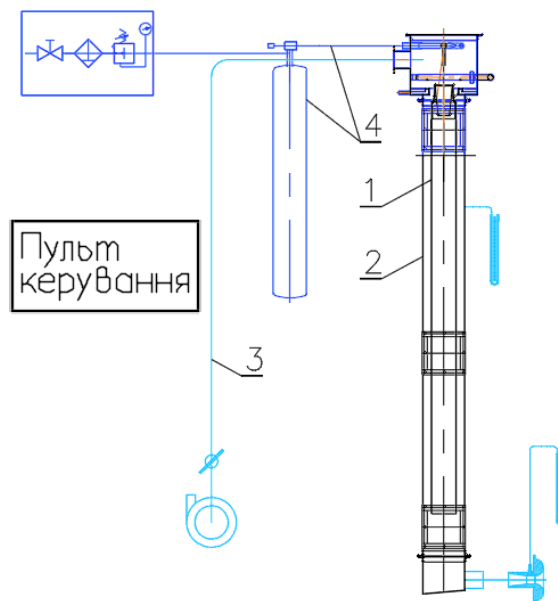


Рис. 3. Схема стенду випробування повнорозмірного тканинного рукава фільтра:

1 – рукав; 2 – каркас; 3 – система видалення запиленого повітря;
4 – система імпульсного струшування

Фільтрування крізь чисте сухе фільтрувальне полотно.

Повітропроникність характеризується кількістю повітря, здатного проникнути крізь одиницю площі фільтрувального матеріалу за одиницю часу при заданому перепаді тиску (надлишковому чи розрідженні) – $\text{дм}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ при перепаді тиску $\Delta P_0 = 49 \text{ Па}$ (5 мм вод. ст.). Для фільтрувальних тканин ця величина становить від 50 до 150 $\text{дм}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ або 3...9 $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{хв})$. Перепади тиску в рукавних фільтрах досягають величини $\Delta P = 1000 \dots 1500 \text{ Па}$.

Дослідження зміни повітропроникності фільтрувального матеріалу залежно від перепаду тиску в зазначеному діапазоні проведено на лабораторному стенді (рис. 2, а). Робочим елементом його є прямокутна камера 4 перерізом 195×145 мм, яка має нижню камеру подавання повітря заввишки 200 мм і верхню шахту заввишки 500 мм. Під час випробувань у фланцевому з'єднанні частин камери затискується зразок фільтрувальної тканини.

Результати дослідження витрати повітря на сухій чистій тканині (полотно поліпропіленове голкопробивне фільтрувальне Н-РР/РР500) з питомою масою 556 $\text{кг}/\text{м}^2$ наведено на рис. 4. Аеродинамічний опір фільтрувальної тканини має лінійну залежність від витрати повітря. Отже, рух повітря в тканині (і шарі відкладення пилу) є процесом фільтрування крізь пористу структуру та підлягає закону Дарсі – лінійній залежності швидкості повітря від перепаду тиску [13].

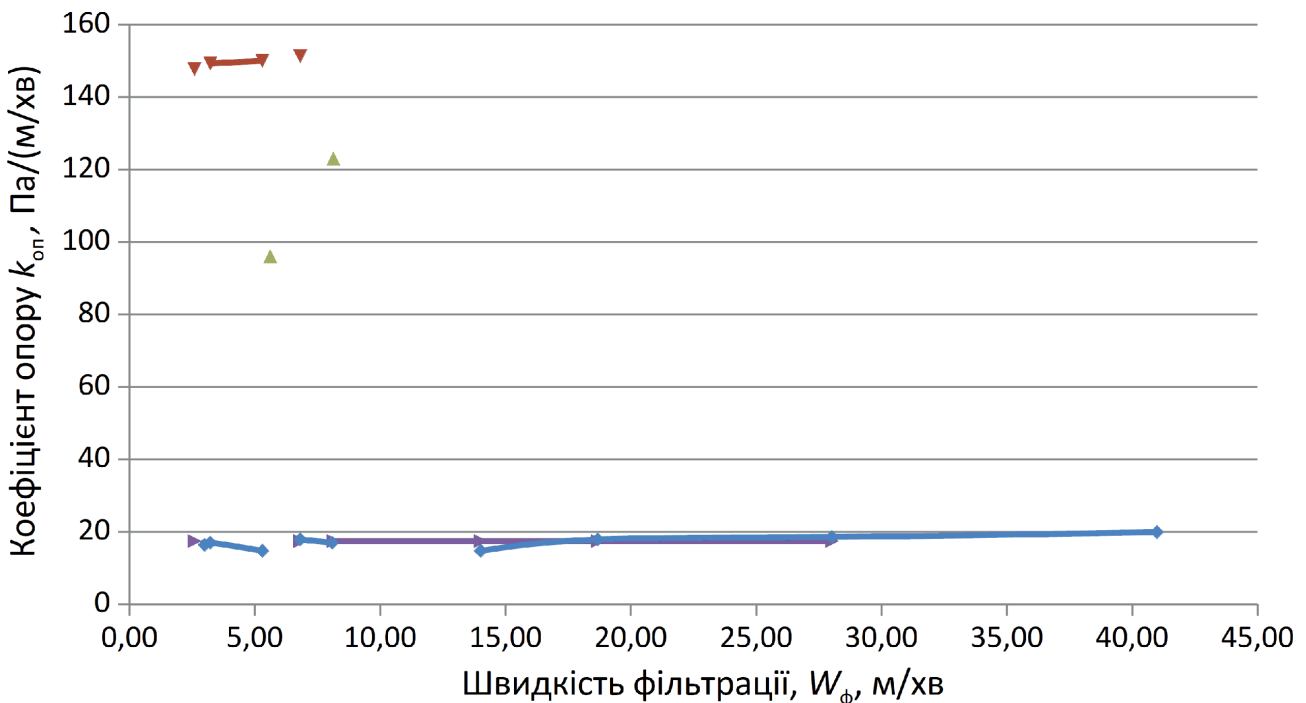


Рис. 4. Коефіцієнти аеродинамічного опору фільтрувального полотна залежно від швидкості фільтрації.

— чистого; — запиленого; — вологого; — середнє значення коефіцієнта опору

За технічними умовами при перепаді тиску $\Delta p_{my} = 49$ Па повітропроникність досліджуваної тканини становить $П_{my} = 3,0$ м³/(м²·хв). За результатами випробувань при перепаді тиску $\Delta P = 137$ Па повітропроникність становить $П_{\phi} = 8,09$ м³/(м²·хв). При перерахунку на нормативний перепад тиску $\Delta P = 49$ Па маємо $П_{\phi} = 2,9$ м³/(м²·хв). Коефіцієнт опору в дослідях знаходився в межах 14,7...19,9 Па/(м³/(м²·хв)) при середньому значенні 17,4 Па/(м³/(м²·хв))⁰.

Фільтрування крізь запилене полотно. Схема лабораторного стенда моделі для одноразового запилення та продування рукава фільтра наведена на рис. 2, б. Робочим елементом стенда є циліндрична камера 5 діаметром 300 мм, яка має нижню камеру подавання повітря заввишки 200 мм і верхню шахту висотою 500 мм. Камера зверху закрита легкознімною кришкою 8, до якої підвішується фільтрувальний рукав 9 завдовжки 300 мм і діаметром 150 мм на каркасі 10. Подавання повітря на очищення здійснюється патрубком 11, а вихід очищеного повітря з рукава передбачено в атмосферу патрубком 12. У фланцевому з'єднанні між нижньою і верхньою камерами затискується перегородка, у яку крізь відкритий оглядовий люк 13 вставляється заповнена молочним порошком посудина 14 для разового запилення. Посудина має отвори вздовж периферії кола днища. При подаванні повітря порошок повністю видувається й осідає переважно на фільтрувальному рукаві.

Досліди проводилися на товарному сухому знежиреному молоці. Фракційний склад молока прийнято за даними [14], медіанний діаметр частинок $d_m = 38$ мкм.

У процесі дослідження запилення моделі фільтра було проведено декілька циклів запилення (з пуском і зупиненням) до досягнення необхідного аеродинамічного опору. Для кожного циклу після фіксування тиску й зупинення процесу верхня кришка із запиленим фільтром знімається й зважується. Різниця маси між запиленим і чистим фільтром відповідає масі напиленого порошку на фільтрувальній тканині.

Результати оброблення дослідів для чистого, запиленого й вологого полотна у формі залежності коефіцієнтів опору від швидкості повітря для їхнього порівняння наведено на рис. 5. У випадку запилення при постійному його рівні 600 г/м² швидкість повітря W_{ϕ} , м/хв, змінювалася від 2,6 м/хв до 6,8 м/хв. Коефіцієнт опору $k_{on} = \Delta P / W_{\phi}$ у всьому діапазоні зміни швидкості залишався постійним із середнім значенням 149,5 Па/(м·хв) та відхиленням не більше ± 1 %. Таким чином, аеродинамічний опір запиленої фільтрувальної тканини, як і чистої тканини, має лінійну залежність від витрати повітря. Проникнення повітря крізь пористу структуру шару порошку й тканини є процесом фільтрування, який підлягає закону Дарсі [13].

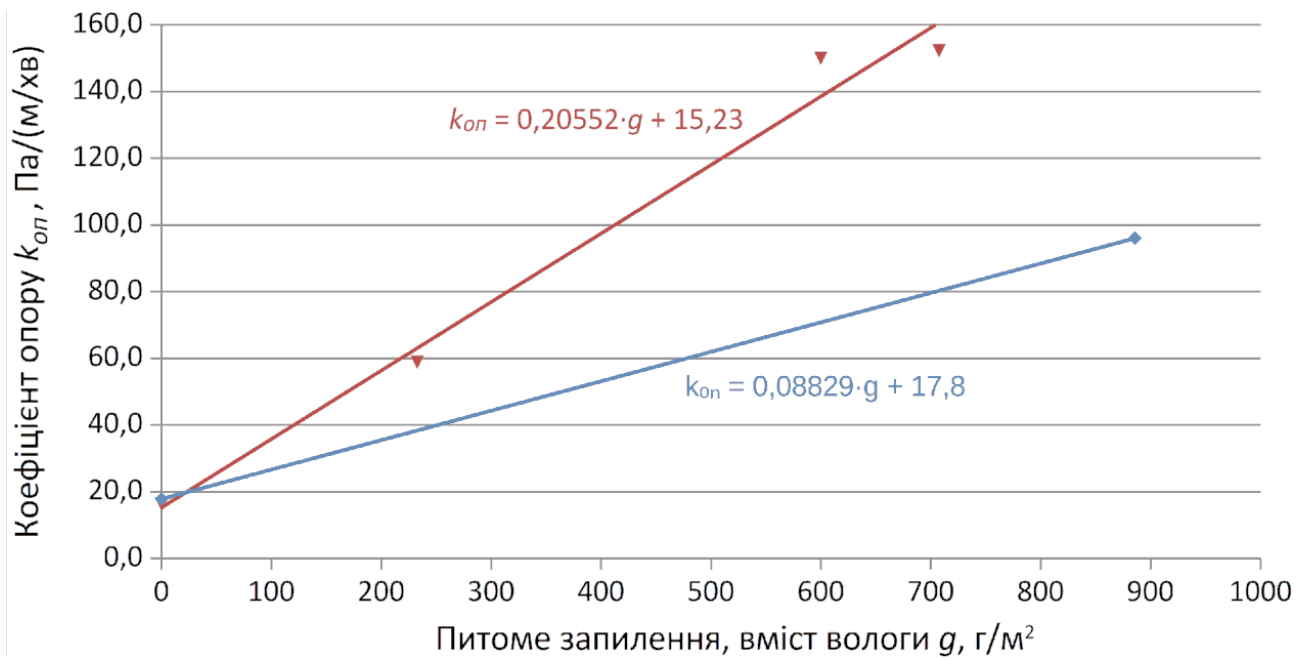


Рис. 5. Залежність коефіцієнта аеродинамічного опору від вмісту води і пилу:

▼ – запилення; ♦ – вода

При проведенні дослідів величина запилення збільшувалася від 0 (чиста тканина) до 600 г/м². При цьому коефіцієнт опору зростає від 12 Па/(м/хв) до 156 Па/(м/хв), що відповідає апроксимаційному рівнянню

$$k_{оп} = 15,23 + 0,206 \cdot g_{зн}, \quad (1)$$

де $g_{зн}$ – питома запилення полотна, г/м².

На підставі отриманого рівняння (1) є можливість розрахунку питомого запилення полотна за відомою величиною коефіцієнта опору:

$$g_{зн} = (k_{оп} - 15,23) / 0,206. \quad (2)$$

Фільтрування крізь вологе полотно. Дослідження процесу фільтрування з використанням вологого полотна проводилися на лабораторній моделі з прямокутною камерою з перерізом у плані 190×140 мм. На зразок полотна накладалася гідроізоляція на площі прилягання фланця, зразок зважувався в сухому стані, проводилося дослідження фільтрування сухого зразка. Після цього зразок зволожувався, зважувався у зволоженому стані та затискувався у фланцевому з'єднанні камери. Далі проводилося продування повітрям з приміщення протягом 1...30 хв з вимірюванням витрати повітря й аеродинамічного опору. Дані вимірювання наприкінці продування та

зважування після завершення продування використовувалися для аналізу.

На рис. 4 наведені коефіцієнти опору запиленого полотна Па/(м/хв) залежно від швидкості повітря в м/хв, а також вологого полотна при питомому вмісті води 886 г/м². Ця залежність має виражений лінійний характер і описується рівнянням:

$$k_{\text{оп}} = 17,8 + 0,088 \cdot g_{\text{в}}, \quad (3)$$

де $g_{\text{в}}$ – питомий вміст води, г/м².

Розрахунковий аналіз аеродинамічного опору фільтрувального полотна.

Процес фільтрування крізь *сухе полотно* поліпропіленове голкопробивне фільтрувальне Н-РР/РР500 проаналізовано на підставі стендових випробувань на прямокутній моделі (рис. 2, а) з використанням розрахункових залежностей [15]:

число Рейнольдса

$$Re = \omega \cdot d / \nu; \quad (4)$$

коефіцієнт опору тертя

$$\lambda = 2056 / Re; \quad (5)$$

аеродинамічний опір полотна

$$\Delta P = \lambda \frac{\delta}{d} \frac{\rho \omega^2}{2} \frac{(1 - \xi)^2}{\xi^3}, \quad (6)$$

де ω – швидкість повітря, м/с; d – діаметр волокна, м; ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, м²/с; δ – товщина тканини, м; ρ – густина повітря, кг/м³; ξ – частка вільного об'єму матеріалу.

При обробленні даних зразка фільтрувального полотна розміром 0,135×0,19 м, завтовшки 2,25 мм та питомою масою 556 г/м² було прийнято режим зі швидкістю фільтрування $\omega = 28$ м/хв, аеродинамічний опір становив $\Delta P = 520$ Па. Діаметр волокна визначався шляхом циклічних розрахунків з порівнянням розрахованого аеродинамічного опору полотна при попередньо прийнятій величині діаметра волокна з отриманим опором у випробуваннях.

При об'ємній питомій масі досліджуваного зразка поліпропіленового полотна $0,9 \text{ г/см}^3$ об'єм волокон становить 622 см^3 на 1 м^2 , а частка вільного об'єму матеріалу – $\xi = 0,724$.

Розрахунковий діаметр волокна становить $0,091 \text{ мм}$, номер волокна (довжина нитки в м об'ємом 1 см^3) – 154. Відповідно, сумарна довжина волокон в 1 м^2 полотна дорівнює $76,9 \text{ тис. м}$, а їхня зовнішня поверхня – 22 м^2 .

На підставі отриманої аеродинамічної характеристики зразка матеріалу розраховано аеродинамічний опір сухого полотна в діапазоні швидкості фільтрування від 3 до 41 м/хв , який зростає лінійно від 56 Па до 764 Па (рис. 6).

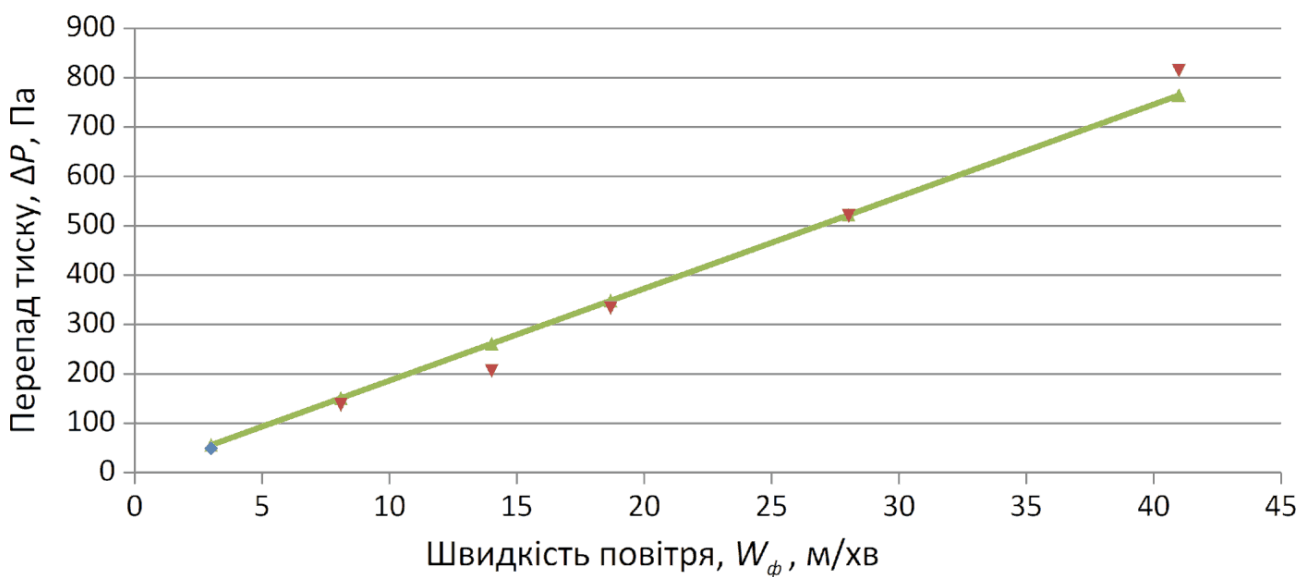


Рис. 6. Аеродинамічний опір чистого фільтрувального полотна.

—◆— за технічними умовами на полотні; ▼— результати випробувань;
—▲— розрахункові дані

Процес фільтрування крізь **запилене** **полотно** поліпропіленове голкопробивне фільтрувальне Н-РР/РР500 проаналізовано (рис. 7) на підставі лабораторних випробувань моделі рукава (рис. 2, а) з використанням розрахункових залежностей (4-6).

Розрахунок проведено на базі досліду зі швидкістю фільтрування $2,59 \text{ м/хв}$, аеродинамічним опором 384 Па і питомим запиленням 600 г/м^2 . Медіанний розмір частки становив 38 мк , питома густина продукту в частці $1,3 \text{ г/см}^3$. У циклічних розрахунках приведення розрахункового аеродинамічного опору до дослідної величини здійснювалося за рахунок пошукового визначення частки вільного об'єму шару.

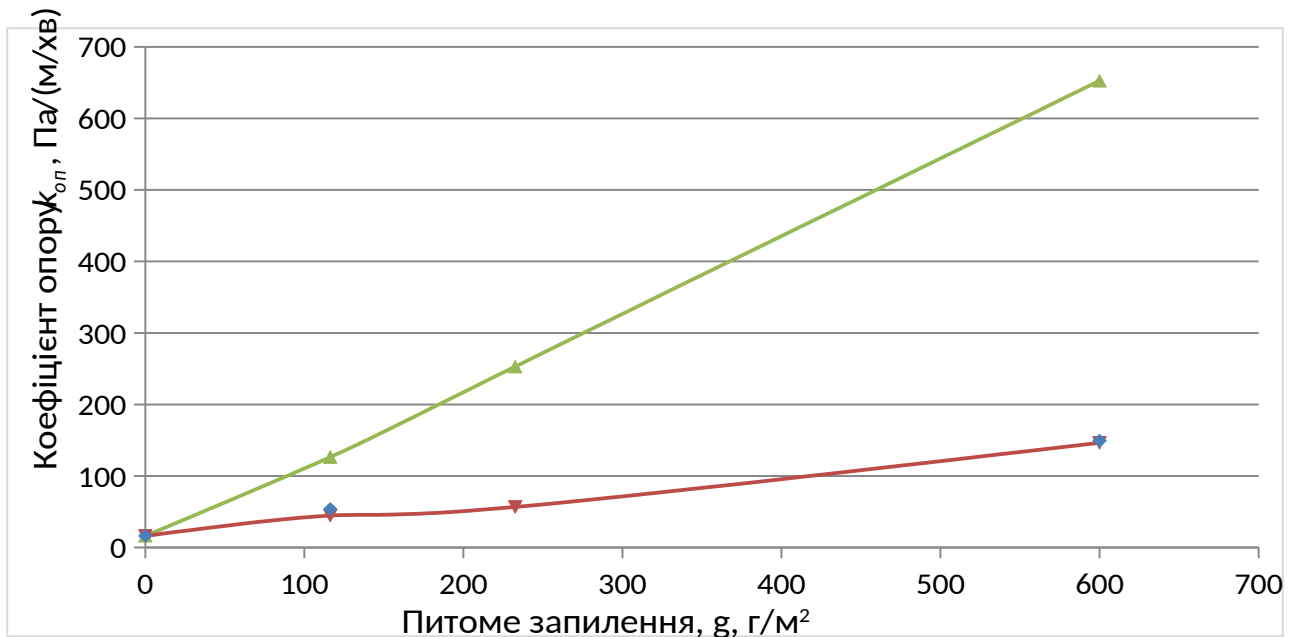


Рис. 7. Аеродинамічний опір запыленої тканини.

◆ – експериментальні дані ($d_m = 38 \text{ мкм}$); ▼ – розрахунок ($d_m = 38 \text{ мкм}$);
 ▲ – розрахунок ($d_m = 18 \text{ мкм}$)

Визначена частка вільного об'єму становить 0,336, насипна густина шару – 0,336 г/м³, товщина шару порошку – 1,78 мм. Отримані характеристики пилового шару відповідають подаванню на фільтр запыленого повітря з сушильної камери (одноступеневе очищення).

Для отримання характеристик пилового шару при двоступеневому очищенні визначено фракційний склад порошку після циклонів за методикою [12] для наявного промислового зразка рукавного фільтра продуктивністю 28000 м³/год.

Циклон має такі параметри:

- діаметр $D_{кц} = 2,28 \text{ м}$;
- площа перерізу корпусу $F_{кц} = 4,1 \text{ м}^2$;
- площа вхідного патрубку $F_{вх} = 0,302 \text{ м}^2$;
- площа вихідного патрубку $F_{вих} = 1,13 \text{ м}^2$;
- коефіцієнт опору – 907 [16].

Параметри фракційної ефективності визначено за рекомендаціями [12, 17].

Визначено ефективність уловлювання фракції від 6,2 до 78 мкм. На виході збільшилася частка дрібних фракцій, при цьому медіанний діаметр частки пилу з 38 мкм знизився до $d_m = 18 \text{ мкм}$. При однаковій швидкості фільтрування 2,59 м/хв і однаковому опорі 380 Па розрахункова висота шару зменшується в 4 рази з 2,4 мм до 0,6 мм. Тому у розрахунок коефіцієнту опору від питомого запылення потрібно вводити поправку $(38/d_m)^2$.

Експериментальні дослідження фільтрування при запилюванні рукава з імпульсним очищенням. Дослідження процесу фільтрування запилення зразка рукава фільтра завдовжки 4 м при запилюванні та періодичному імпульсному струшуванні з аналізом зміни його опору виконано на повнорозмірному стенді (рис. 3).

Стенд має такі складові:

- шахту квадратного перерізу 250×250 мм з установленим фільтрувальним рукавом;
- систему подавання повітря з витяжним вентилятором, вимірювальним соплом і регулювальним шибером;
- систему стисненого повітря з вузлом підготовки повітря, ресивером, імпульсним клапаном, соплом і дифузором;
- блок управління.

Зміну аеродинамічного опору рукава при запиленні рукава завдовжки 4 м наведено на рис 8.

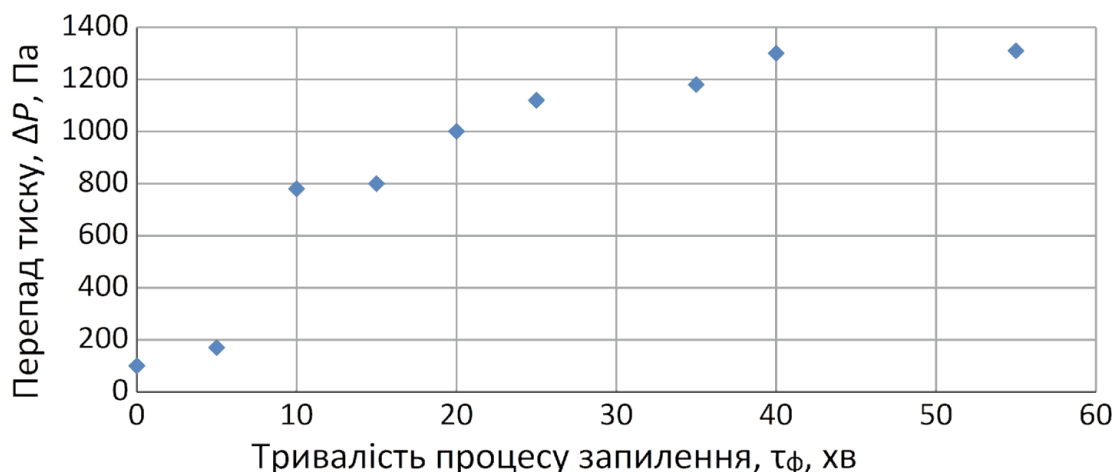


Рис. 8. Зміна аеродинамічного опору рукава при запиленні

У дослідях витяжний вентилятор працював на номінальних обертах, регулювальний шибер повністю відкритий, в потік повітря дозувався порошок сухого знежиреного молока. Проводилися заміри витрати повітря й аеродинамічного опору запиленого рукава. При обробленні результатів замірів визначався коефіцієнт опору тканини – відношення перепаду тиску в Па до швидкості фільтрування. Питоме запилення полотна розраховувалося за формулою (2).

На початку дослідів швидкість фільтрування становила 3,23 м/хв, коефіцієнт опору становив 30,9 Па/(м/хв), розрахункове запилення полотна 81,7 г/м². Наприкінці дослідів швидкість фільтрування знизилася до 1,91 м/хв, коефіцієнт опору зріс до 684 Па/(м/хв), розрахункове запилення стабілізувалося

на рівні 2984 г/м^2 .

Аналогічний характер процесу запылення фільтрувального рукава без його імпульсного очищення досліджено в [20]. При швидкості фільтрування 8 м/хв та вмісті пилу в повітрі $34,7 \text{ г/м}^3$, аеродинамічний опір рукава протягом 60 хв зростає до 4000 Па . На цьому рівні опір стабілізується. Наступає режим гравітаційного самоочищення рукава від пилу. За фактом гравітаційного самоочищення рукава можливо зробити висновок, що інтенсивність імпульсного очищення стисненим повітрям зростає зі збільшенням питомого запылення тканини.

Імпульсне очищення рукава проводилося стисненим повітрям з інтервалом 40 с подачі імпульсів (рис. 9). Протягом очищення на вхід подавалося чисте повітря без додавання порошку. Опір запыленого полотна визначали після кожного імпульсу струшування і наприкінці кожної паузи, що тривала 40 с, безпосередньо перед наступним струшуванням.

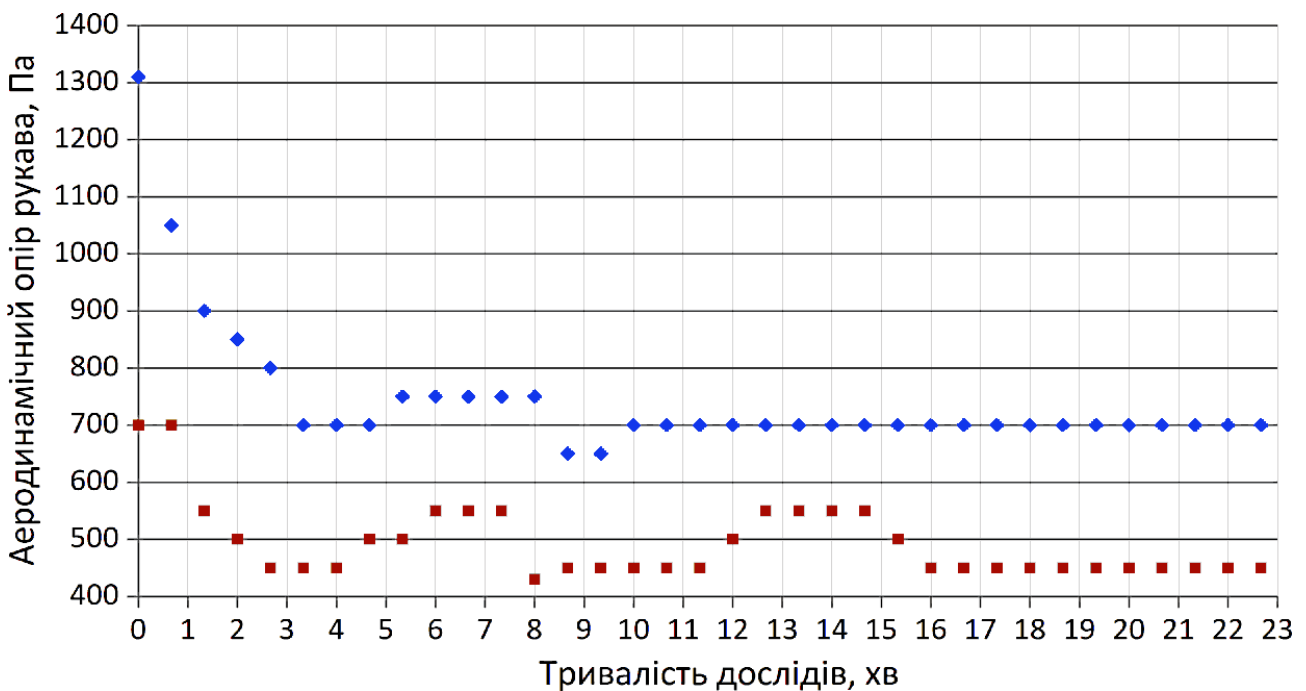


Рис. 9. Аеродинамічний опір рукавного фільтра при імпульсному струшуванні:

■ – одразу після кожного імпульсу струшування

◆ – наприкінці кожної паузи (протягом 40 с) перед наступним струшуванням.

При першому струшування тиск знизився з 1310 Па до 700 Па , коефіцієнт опору знизився з $684 \text{ Па/(м}\cdot\text{хв)}$ до $356 \text{ Па/(м}\cdot\text{хв)}$, розрахункове питоме запылення зменшилося з 2984 г/м^2 до 1568 г/м^2 . За 40-секундної паузи спостерігалось підвищення опору до 1050 Па і питомого запылення до 2160 г/м^2 , що пов'язано з поверненням потоком повітря струшеного порошку на рукав.

Отримані розрахункові дані по запыленню дозволяють вираховувати як долю

від питомого запилення скиду пилу з полотна, його повернення на полотно та осідання в шахті (вивантаження). При початковому запиленні рукава 3000 г/м^2 під дією імпульсу скидається 50 % порошку, 30 % повертається назад на рукав і 20 % йде на вивантаження. Після зниження запилення до 1500 г/м^2 з рукава скидається 40 % порошку і весь порошок повертається на рукав. Процес стабілізується, весь скинутий порошок повертається на рукав, лінії тиску після струшування і в кінці паузи пролягають паралельно.

Зафіксовані дві ділянки збільшення опору і рівня запилення, викликаного обрушення відкладення пилу з стінок корпусу і повторним запиленням тканини.

Розрахунок рукавного фільтра за результатами досліджень фільтрування. Отримані характеристики процесу фільтрації запиленого полотна дозволяють розрахувати площу поверхні фільтра за прийнятим аеродинамічним опором фільтра та матеріальним балансом запилення. Приклад розрахунку методом циклічного пошуку рішення наведено в таблиці 1.

Таблиця 1

Приклад розрахунку методом циклічного пошуку рішення

№ з/п	Найменування	Схеми очищення			
		Одиниці вимірювання	Одноступенева, розрахунок	Двоступенева	
				розрахунок	експеримент
1	Витрата повітря	м ³ /год	28000	28000	28000
2	Продуктивність за продуктом	кг/год	1000	1000	1000
3	Відсоток виносу	%	10	1	—
4	Вміст пилу в повітрі	г/м ³	3,57	0,36	—
5	Надходження пилу	кг/год	100	10	—
6	Коефіцієнт вивантаження (прийнято)	—	0,62	0,16	—
7	Відкладення пилу	кг/год	37,6	8,4	—
8	Допустимий опір	Па	1000	1000	1000
9	Площа фільтра (прийнята)	м ²	284	284	284
10	Швидкість фільтрування	м/хв	1,64	1,64	1,64
11	Час стабілізації шару	год	20	20	20
12	Питоме запилення	г/м ²	2648	592	593,7
13	Медіанний діаметр частинок	мк	38	18	18
14	Коефіцієнт опору пилу	Па/(м/хв)	609	607	608,5
15	Опір розрахунковий	Па	1001	996	—
16	Відношення	—	1,0007	0,9964	—
17	Коефіцієнт вивантаження	—	0,624	0,16	0,23

Розглянуто дві схеми роботи фільтра: одноступеневу (фільтр після сушильної камери) та двоступеневу – фільтр є другим ступенем після циклонів. Витрата повітря, площа фільтра та допустимий опір однакові. Прийнято, що вміст пилу в повітрі на вході до фільтра змінюється в 10 разів з $3,57 \text{ г/м}^3$ до $0,36 \text{ г/м}^3$, а медіанний розмір часток становить 38 мкм і 18 мкм . Завданням розрахунку є визначення коефіцієнта вивантаження, за якого розрахунковий опір дорівнюватиме заданому. Задача вирішується циклічними розрахунками.

За прийнятим коефіцієнтом вивантаження визначають такі величини:

- питоме запилення;
- коефіцієнт опору з поправкою на медіанний діаметр частинки – $(38/d_m)^2$;
- розрахунковий опір.

У першій схемі питоме запилення становить 2648 г/м^2 і коефіцієнт вивантаження, який повинна забезпечити система імпульсного очищення, дорівнює $0,624$. У другій схемі завдяки підвищеному опору дрібного пилу ці параметри становлять 606 г/м^2 і $0,16$. Дані висновки підтверджені результатами експлуатаційних випробувань (таблиця 1).

Отримані характеристики процесу фільтрування запиленого полотна дозволяють за площею фільтра, вмістом пилу на вході та аеродинамічним опором розрахувати матеріальний баланс запилення. Зокрема визначають коефіцієнт вивантаження (відношення маси вивантаженого порошку до маси поданого з повітрям) як параметр роботи системи імпульсного очищення (таблиця 1). Для двоступеневого очищення ця величина повинна бути $0,16$.

Коефіцієнт вивантаження забезпечується в процесі налагоджування системи імпульсного очищення. Одночасно цей параметр може бути визначений за даними експлуатаційних випробувань. Протягом перших 20 годин роботи подано 220 кг продукту (200 кг вивантажено – дані експлуатації, 20 кг залишилось на полотні). При аеродинамічному опорі 1000 Па відкладення на полотні становить 168 кг , а видалено при імпульсному очищенні $51,4 \text{ кг}$. Коефіцієнт вивантаження становить $0,23$ проти $0,16$ за балансом запилення.

Формулу для прямого розрахунку площі фільтра можна отримати зі співвідношення для визначення аеродинамічного опору фільтра, Па :

$$\Delta P = k_{on} \cdot W_{\phi}, \quad (7)$$

де k_{on} – коефіцієнт аеродинамічного опору, $\text{Па}/(\text{м/хв})$

$$k_{on} = 0,23 \cdot g_{зан} = 0,23 \cdot \frac{G_{відкл}}{F_{\phi}} \cdot \left(\frac{38}{d_m} \right)^2; \quad (8)$$

де $G_{\text{відкл}}$ – маса відкладень, г; F_{ϕ} – площа фільтрувальної поверхні, м²; $V_{\text{нов}}$ – витрата повітря, м³/год.

При цьому швидкість фільтрування становить, м/хв,

$$W_{\phi} = V_{\text{нов}} / (60 \cdot F_{\phi}). \quad (9)$$

За формулами (8) і (9) потрібна площа фільтрувальної поверхні дорівнює, м²,

$$F_{\phi} = \sqrt{\frac{0,23 \cdot G_{\text{відкл}} \cdot V_{\text{нов}}}{60 \cdot \Delta P}} \cdot \frac{38}{d_m} \approx \frac{2,353}{d_m} \cdot \sqrt{\frac{G_{\text{відкл}} \cdot V_{\text{нов}}}{\Delta P}}. \quad (10)$$

Особливості регенерування фільтра імпульсами стисненого повітря.

Детальне дослідження процесів і характеристик тканинних фільтрів зі зворотним імпульсним продуванням опубліковано в [9]. Регенерування фільтра здійснювалося подаванням до відкритого рукава стисненого повітря імпульсами тривалістю 0,1...0,2 с.

Встановлено, що основним механізмом очищення тканини від шару пилу є деформування (роздування) рукава під дією ударної хвилі. Максимальний надлишковий тиск на вході рукава створюється через 0,02 с від моменту відкриття клапана і на 25 % перевищує середній тиск протягом всього часу відкриття. За допомогою перетворювача виявлено, що всередині рукавів генерується ударна хвиля з достатньо низькою амплітудою. Затримання проходження ударної хвилі від верхньої частини рукава до нижньої становить приблизно 0,005...0,006 с, що відповідає часу проходження хвилі тиску на довжині рукава 1,82 м зі швидкістю звуку.

Об'єм повітря зворотного продування, що проходить крізь поверхню рукава до камери забрудненого повітря, розрахований за градієнтом тиску, такий же, як окремо виміряний об'єм первинного повітря сопла. Таким чином, ежекція первинним струменем чистого повітря з вихідної камери незначна, але такий потік достатній для видалення частинок, що залишилися при роздуванні рукава ударною хвилею.

Додаткові випробування при збільшеній тривалості подавання імпульсу стисненого повітря з 0,16 до 4 с не виявили покращання регенерування рукавів. Підтверджено, що ефект очищення визначається короткочасною дією ударної хвилі стисненого повітря, а не ежекційними характеристиками реверсивного повітряного потоку.

Відмічено також, що сопло для подавання стисненого повітря з огляду на

практичний досвід доцільно виконувати з гострими, а не закругленими краями. при цьому повинно бути враховано, що коефіцієнт витрати становить менше одиниці (від 0,6 до 0,95).

Таким чином, для ефективного регенерування рукава за короткий проміжок часу (0,1...0,2 с) повинна бути подана певна кількість стисненого повітря, що забезпечується тиском повітря і площею отвору (діаметром сопла). Рекомендації щодо діаметра сопел залежно від довжини рукава й тиску пари наводяться у [18]. У [19] стверджується, що довжина зони імпульсного продування не може перевищувати 3 м. Для рукавів завдовжки 6 м рекомендується двобічне подавання імпульсів стисненого повітря. Відмітимо також, що для фільтрів з рукавами завдовжки 10 і 12 м застосовується регенерування зворотним продуванням.

Принцип подавання стисненого повітря на фільтр вказано на загальній схемі (рис. 1, поз. 11). Система подавання стисненого повітря передбачає 2...4 живильні лінії діаметром умовного проходу 25 мм з вузлами підготовки повітря, 2...4 ресивери стисненого повітря об'ємом 265 дм³, імпульсні клапани Festo діаметром умовного проходу 40 мм, повітряні труби діаметром умовного проходу 40 мм з 1...7 соплами (отворами) з діаметром отворів 7...10 мм чи насадками Коанда. Схеми вузлів подавання в рукав імпульсів стисненого повітря наведена на рис. 10.

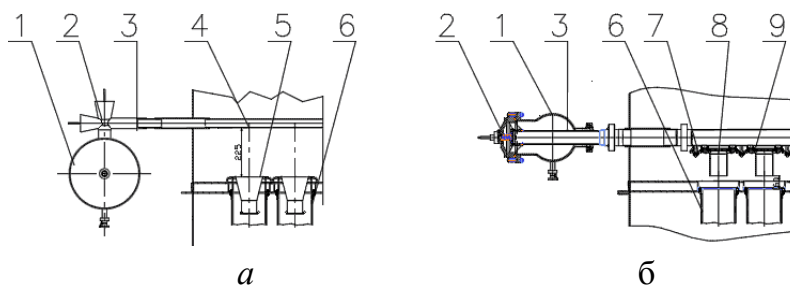


Рис.10. Схема вузла імпульсної регенерації стисненим повітрям:

а – рукавів довжиною до 4 м; б – рукавів довжиною 6 м;

1 – ресивер стисненого повітря; 2 – швидкодіючий імпульсний клапан;

3 – труба подачі повітря; 4 – отвір (сопло); 5 – насадок; 6 – рукав; 7 – прижим;

8 – насадок Коанда; 9 – кільцева щілина виходу струменя

Виконання за рис. 10, а застосовується для рукавів завдовжки до 4 м. Повітря подається отвором з гострими краями в стінці труби. Діаметр отвору становить:

- 7 мм при довжині рукава 2,5 м;
- 10 мм при довжині рукава 4 м.

Система формування струмини повітря містить насадок 5, який постачається комплектно з каркасом рукава.

Вузол за рис. 10, б дозволяє при односторонньому подаванні повітря виконувати регенерування рукавів завдовжки 6 м. Його особливістю є застосування спеціального насадка з ефектом Коанда, а також швидкодіючого імпульсного клапана з високою пропускною здатністю. Насадок притискується до повітряної труби двома патрубками, через які повітря заходить в розподільчу камеру і вузькою кільцевою щілиною спрямовується горизонтально в середину насадка. Нижній край щілини закруглено вздовж радіусу. Завдяки настиланню струмини на закруглення (ефект Коанда) напрямок струмини змінюється з горизонтального на вертикальний донизу, чим забезпечується ефективна ударна хвиля вздовж усього рукава.

Методика розрахунку рівноважного опору в процесі імпульсного регенерування фільтра за даними експлуатаційних випробувань. Розглянуто результати роботи рукавного фільтра сушильної установки продуктивністю 900 кг/год випаруваної вологи. Фільтр є другим ступенем після циклона очищення відпрацьованого повітря від молочного порошку з поверненням уловленого продукту в технологічний цикл на пакування.

Параметри дослідів:

- | | |
|---|--------------------------|
| 1. Технічні характеристики фільтра: | |
| • площа фільтрування | 284 м ² ; |
| • кількість рукавів | 140 шт; |
| • навантаження фільтрування | 1,6 м ³ /хв; |
| 2. Витрата повітря на вході в фільтр | 28000 кг/год; |
| 3. Витрата повітря на продуктове дно | 1200 кг/год; |
| 4. Температура повітря | 74° С; |
| 5. Концентрація порошку на вході в циклон | 14 г/м ³ ; |
| 6. Концентрація порошку на вході в фільтр | 1000 мг/м ³ ; |
| 7. Концентрація порошку на виході | 10 мг/м ³ ; |
| 8. Витрата стисненого повітря продування | 200 кг/год. |
| 9. Медіанний діаметр частинок перед циклоном | 38 мкм; |
| 10. Медіанний діаметр перед рукавним фільтром | 18 мкм; |
| 11. Стандартне відхилення частинок σ | 1,32 мк |

Традиційно цикл роботи фільтра складається з періоду перероблення одноразової партії сухого молочного продукту, миття фільтра, сушіння рукавів і готовності до наступного робочого циклу. У даному випадку робота ведеться із зупиненням на миття після кількох робочих періодів. Циклограму роботи фільтра протягом 12 діб (11 періодів роботи) представлено нижче на рис. 11. Даний аналіз обмежено першим періодом роботи (20.08 2025).

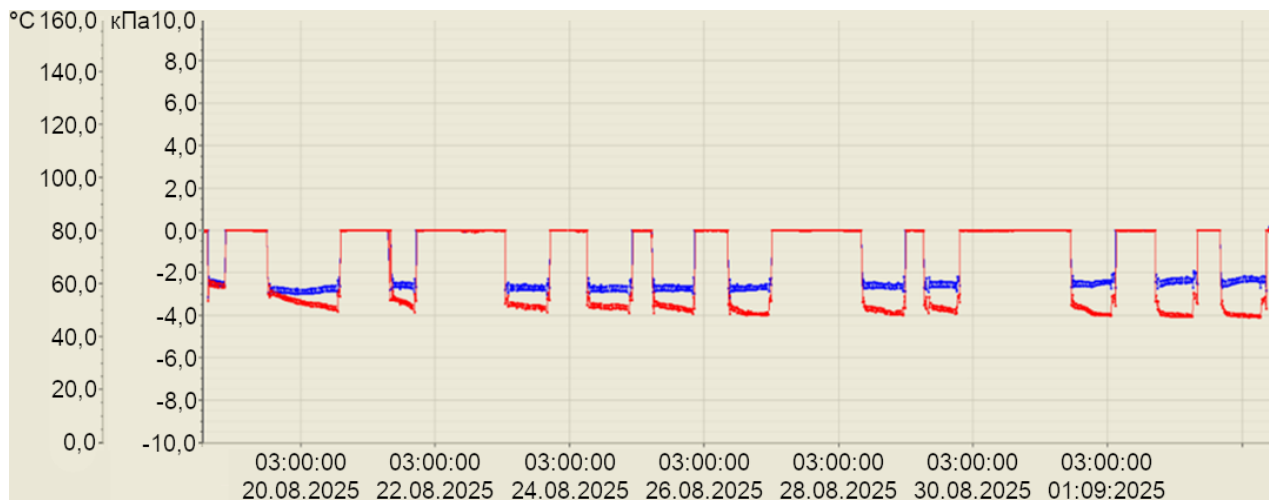


Рис.11. Діаграма зміни перепаду тиску під час експлуатації рукавного фільтра

На діаграмі відображені робочі ділянки з лінією розрідження на вході в фільтр (після очищення повітря в циклонах) і на виході з фільтра, а також горизонтальні ділянки атмосферного тиску, коли обладнання не працює. Різниця між нижньою і верхньою лініями є аеродинамічним опором фільтра.

Перша коротка ділянка є підготовчою – остаточне сушіння фільтра теплим повітрям. Тканина після прання й сушіння має незначний опір, розрідження на вході і виході фільтра майже однакові.

За першого робочого періоду при малому питомому запиленні тканини імпульсне очищення забезпечує незначне вивантаження, здійснюється накопичення пилового шару на тканині. Баланс надходження та вивантаження пилу системою імпульсного очищення досягається після 15...20 годин роботи після набирання рівноважного питомого запилення полотна. Цей період є періодом рівноважного опору та базовим для аеродинамічного розрахунку.

При продовженні роботи без прання рукавів у подальших робочих періодах баланс надходження й вивантаження пилу в основному зберігається з певним збільшенням опору за рахунок гігроскопічного зволоження залишків порошку на тканині.

У методиці розрахунку рівноважного опору фільтра використано дані досліджень [9], наведений вище аналіз фільтрування запиленої тканини, а також дані експлуатування промислового зразка фільтра. Розрахункова формула рівноважного опору має базові параметри роботи дослідного фільтра, а також поправкові множники – відношення фактичного параметра до базового його значення в певному степені. Зокрема рівноважний опір фільтра ΔP , Па:

- прямо пропорційний вхідному запиленню $C_{тил}$, г/м³, у степені 0,25 у діапазоні запиленості 0,1...2,3 г/м³;
- обернено пропорційний квадрату тиску стисненого повітря $P_{пов}$, бар, у межах від 4,15 до 8,3 бар;

- прямо пропорційний квадратному кореню від тривалості паузи між імпульсами T_n , с, в інтервалі від 10 до 60 с;
- прямо пропорційний швидкості фільтрування W_ϕ , м/хв, у квадраті;
- прямо пропорційний відношенню площі сопла f_c , м², до площі рукава $F_{рук}$, м² в першому степені;
- зворотно пропорційний медіанному діаметру частки d_m , мкм, у квадраті.

Базові параметри:

- опір фільтра $\Delta P = 1020$ Па;
- пилове навантаження $C_v = 2,3$ г/м³;
- тиск повітря $P_{ст.н} = 6,21$ бар;
- тривалість паузи між імпульсами $T_n = 41$ с;
- швидкість фільтрування $W_\phi = 2,44$ м/хв;
- відношення площі сопла до площі поверхні рукава $f_c/F_{рук} = 50 \cdot 10^{-6}$;
- медіанний діаметр часток пилу $d_m = 38$ мк.

Тоді маємо загальне рівняння, Па:

$$\Delta P = 1020 \cdot \left(\frac{C_{пил}}{2,3} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{6,21}{P_{нов}} \right)^2 \cdot \left(\frac{T_n}{41} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{W_\phi}{2,44} \right)^2 \cdot \frac{f_c / F_{рук}}{50 \cdot 10^{-6}} \cdot \left(\frac{38}{d_m} \right)^2. \quad (11)$$

Розрахунок рівноважного опору фільтрації виконано за формулою (11) при вказаних вище базових параметрах процесу імпульсного очищення для рукавного фільтра з площею фільтрування 284,3 м² з рукавами завдовжки 4 м та витратою повітря 28000 м³/год. Робочі параметри процесу імпульсного очищення становили: швидкість повітря 1,66 м/хв; тиск стисненого повітря 5,7 бар; тривалість паузи між імпульсами 30 с і 70 с, діаметр сопла 10 мм.

Розглянуто два варіанти схеми очищення повітря – фільтр встановлено безпосередньо після сушильної камери з медіанним діаметром частинок $d_m = 38$ мкм (таблиця 1, п. 14) та як другий ступінь після циклонів з медіанним діаметром частинок $d_m = 18$ мк (таблиця 1, перерахунок за пп. 12, 15, 16, 17).

Як змінний параметр прийнято годинне подавання порошку з повітрям – від 2 кг/год до 400 кг/год. При цьому вміст пилу в повітрі змінювався з 0,07 г/м³ до 14,1 г/м³ (від 70 мг/м³ до 14100 мг/м³).

При однаковому вмісті пилу в повітрі на вході до фільтра аеродинамічний опір від зменшення медіанного діаметра частки збільшується в $(38/28)^2 = 4,4$ рази. Для порівняння при збільшенні вмісту пилу у 200 разів опір зростає у $200^{0,25} = 3,7$ рази. Таким чином, у діапазоні роботи рукавного фільтра після циклонів його аеродинамічний опір практично дорівнює опору фільтра, розташованого після сушильної камери. Більший вміст пилу в повітрі

компенсується більш ефективним вивантаженням і пониженим опором шару частинок більшого медіанного діаметра. На рис. 12 опір фільтра після циклонів в кінці першого періоду роботи досягає 1000 Па і в кінці останнього – 1500 Па. При одноступеневій схемі типовий робочий діапазон опору фільтра становить 1000 Па...1500 Па.

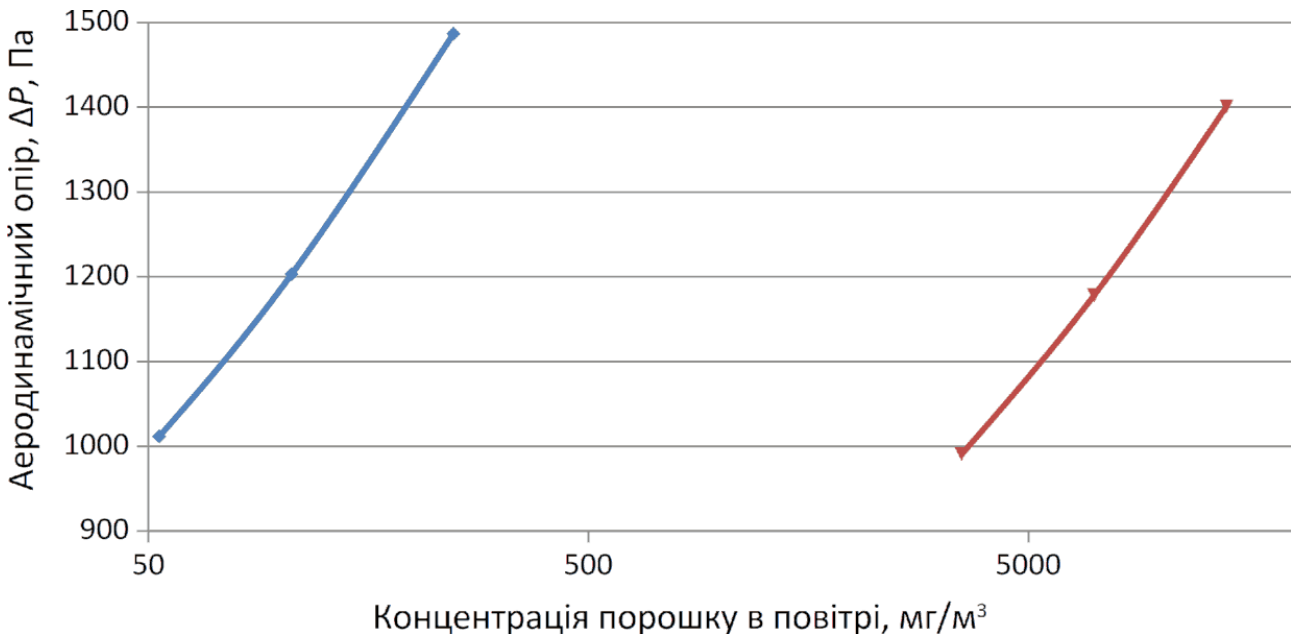


Рис.12. Аеродинамічний опір рукавного фільтра залежно від концентрації пилу в повітрі.

- ◆— у двоступеневій схемі – після циклона ($d_m = 18$ мк);
- ▼ – в одноступеневій схемі – після сушильної камери ($d_m = 38$ мк)

За результатами досліджень розроблено, виготовлено та введено в експлуатацію дев'ять рукавних фільтрів санітарного виконання, зокрема з автоматизованими технологічними процесами фільтрування, імпульсного регенерування, прання та сушіння, для сушильних розпилювальних установок продуктивністю від 500 до 2500 кг/год випаруваної води.

Висновки. Розпилювальні сушильні установки для виробництва сухого молока з циклонним очищенням відпрацьованого повітря не забезпечують наявні нормативи викидів твердих частинок до атмосфери. Необхідну ефективність очищення повітря від дрібнодисперсного пилу забезпечують рукавні фільтри. Наявні рекомендації щодо проектування рукавних фільтрів стосуються вловлювання промислового пилу і не враховують властивості сухих молочних порошків, а також санітарних вимог до харчового обладнання. Дослідження процесів фільтрування повітря в чистому фільтрувальному полотні а також у запиленому полотні на лабораторних моделях і зразках промислових повнорозмірних рукавів показали, що рух повітря в чистому

полотні а також шарі частинок сухого молока підлягає закону Дарсі і є фільтрацією в пористих середовищах при ламінарному режимі. Перепад тиску повітря пропорційний швидкості фільтрування. Коефіцієнт опору – відношення перепаду тиску в Па до швидкості повітря в м/хв – є константою, що залежить від типу й стану чистого полотна та його питомої запиленості в г/м² і становить 15...20 Па/(м/хв) для чистого полотна і до 1000 Па/(м/хв) для запиленого. Запилення рукава має верхню межу, при досягненні якої опір стабілізується і пил спадає під дією власної ваги. При імпульсному струшуванні після удару перепад тиску спочатку зменшується, а потім під час паузи частково відновлюється за рахунок повернення назад частини скинутого пилу. Встановлено, що при однаковому питомому запиленні полотна аеродинамічний опір порошку після його очищення в циклонах (медіанний діаметр $d_m = 18$ мкм) збільшується порівняно з порошком на виході з сушильної камери ($d_m = 38$ мкм) пропорційно квадрату оберненого відношення медіанних діаметрів частинок. Аналіз експлуатації рукавного фільтра площею 284 м² на підставі циклограми його роботи протягом 12 діб показав, що баланс надходження та вивантаження пилу системою імпульсного очищення досягається після 15...20 годин роботи. При продовженні роботи без прання баланс надходження й вивантаження пилу в основному зберігається з певним збільшенням опору за рахунок гігроскопічного зволоження залишків порошку на тканині. Розроблена методика дозволяє розрахувати необхідний коефіцієнт вивантаження порошку (який повинна забезпечить система імпульсного очищення) з урахуванням матеріального балансу запилення, аеродинамічного опору запиленого полотна та медіанного розміру частинок. Показано, що при одній і тій же площі рукавний фільтр працює з однаковою ефективністю безпосередньо за сушильною камерою і після циклонів. Висновок підтверджується експлуатаційними даними. Розроблена методика дозволяє розрахувати рівноважний опір рукавного фільтра з урахуванням параметрів імпульсного очищення, що враховує навантаження за швидкістю фільтрування, запиленість, фракційний склад, частоту імпульсів, тиск стисненого повітря та діаметр сопла. За результатами досліджень розроблено, виготовлено і введено в експлуатацію дев'ять рукавних фільтрів санітарного виконання, зокрема з автоматизованими технологічними процесами фільтрації, імпульсної регенерації, прання та сушіння, для сушильних розпилювальних установок продуктивністю від 500 до 2500 кг/год випаруваної вологи.

References

1. Makarov A.S., Khodos A.I., Kiriienko M.O., Senchuk M.P. "Energy-efficient vacuum evaporation units for concentration in the dairy industry". *Ventyliatsiia, osvittlennia ta teplofazopostachannia*, Iss. 43, 2022, pp. 13-26. Available at: <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2022.43.13-26> (in Ukrainian)
2. Makarov A.S., Senchuk M.P., Khodos A.I., Kirienko M.O. "Improving the efficiency and reliability of the spraying units for drying dairy products". *Ventyliatsiia, osvittlennia ta teplofazopostachannia*, Iss. 51, 2025, pp. 6-33. Available at: <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2024.51.6-33> (in Ukrainian)
3. *Tekhnicheskaia entsiklopediia*. OHIZ, tom 22, 1933.
4. Grishin M.A., Atanatsevich V.I., Semenov Yu. G. *Ustanovki dlia sushki pishchevykh produktov*. VO «Ahropromizdat», 1989, pp. 139-141.
5. Ratushniak H.S., Lialiuk O.H. *Zasoby ochyshchennia hazovykh vykydiv*, Universum-Vinnizia, 2008. Available at: <http://ir.lib.vntu.edu.ua/handle/123456789/6972> (in Ukrainian)
6. Kouzov P.A et al. *Ochistka gazov i vozdukha ot pyli v khimicheskoi promyshlennosti*, Himiia. 1993.
7. Vahi Vesterhaard. *Tekhnologiiia proizvodstva sukhogo moloka*. Vyparivanie i raspylitelnaia sushka, Niro A/S, 2003.
8. Burykin A.I. "Metodolohichni osnovi znizhennia vtrat sukhoho moloka pry rozpiliuvalnjmu sushinni". *Molochna promislovist*, No 12, 2004, pp. 66-69. (in Ukrainian)
9. Dennis R., Silverman L. "Fabric Filter Cleaning by intermittent reverse air pulse", *ASHRAE Journal*, Vol. 4, No 3, 1962.
10. Zinherman Yu.YE., Trembach T.F., Kameniuka V.B. "Bezpylevaia vydacha koksa na batareiakh koksokhimicheskikh predpriatii". *Ekologia i promyshlennost*, No 2, 2005, pp. 53-55. Available at: http://nbuv.gov.ua/UJRN/ekolprom_2005_2_13
11. Leha Yu.H., Mysliuk O.O., Korneliuk N.M. "Shliakhy pokrashchennia ochyshchennia dymovykh haziv teploelektrostantsii". *Ekolohichna bezpeka*, No1, 2008, pp. 42-50. Available at: [https://www.kdu.edu.ua/EKB_jurnal/2008_1\(1\)/42.pdf](https://www.kdu.edu.ua/EKB_jurnal/2008_1(1)/42.pdf) (in Ukrainian)
12. Rusanov A.A. *Spravochnik po pyle- i zoloulavlivaniiu*. Enerhoatomizdat, 1983.
13. Loitsianskii L.H. *Mekhanika zhydkosti i gaza*. Nauka, 1970.
14. Kharitonov V.D., Khomiakov V.D. "Ulavlivanie SOM iz otrabotannogo sushilnogo agenta". *Molochnaia promishlennost*, No. 3, 2003, pp. 37-38.
15. Fedorov I.M. "Koefitsienty ispareniiia, teplootdachi i soprotivlenie pri sushke zernistykh materialov s produvkoi vozdukha cherez sloi". *Trudy sushilnoi laboratorii VTI*, Iss. II, 1941, pp. 64-185.

16. Lazarev V.A. “Metod opredeleniia aerodinamicheskikh pokazatelei tsiklonov po geometricheskim parametram ikh vkhodnykh i vykhodnykh patrubkov” Khimicheskoe i neftianoe mashinostroenie, No 6, 2006, pp.37–39.
17. Frokov K.V. Entsyklopediia mashinostroeniia. Tom IV-12. Mashiny i apparaty khimicheskikh i neftekhimicheskikh proizvodstv. Mashinostroenie, 2004
18. Malin A.D. “Ekspluatatsionnye kharakteristiki rukavnykh filtrov s impulsnoi produvkoi”. Promyshlennaia i sanitarnaia ochistka gazov, No. 1, 1980, pp. 7-8.
19. Bubnov V.N., Malihin A.D. “Rezultaty ispytanii filtra s dvustoronnei impulsnoi produvkoi” Promyshlennaia i sanitarnaia ochistka gazov, No.2, 1978, pp. 2-3.
20. Boriskin M.A., Lasik Yu.A., Lemberg V.N. “Issledovaniie vsasyvaiushchego filtra s pulsiruiushchei ezhektornoii produvkoi”. Trudy VNIKIPRODMASH, Iss. 21/5, 1970.

UDC 663.18

PhD, SRF. **Anatolii Makarov,**

makarov.anatoly@kmbp.com.ua, ORCID: 0000-0002-7338-2906

PrJSC «Kalynivskyi Machine Building Plant»

PhD, Assoc. Prof. **Mykhailo Senchuk,**

smp_21@ukr.net, ORCID: 0000-0001-8968-7336

Kyiv National University of Construction and Architecture

Eng. **Andrii Khodos,**

khodos@kmbp.com.ua, ORCID: 0009-0000-2198-2208

Eng. **Mykhailo Kyrienko,**

mi hail_kirienko@ukr.net , ORCID: 0009-0008-5396-8644

PrJSC «Kalynivskyi Machine Building Plant»

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.54.94-121>

IMPROVEMENT OF TECHNOLOGICAL PROCESSES FOR THE OPERATION OF BAG FILTERS FOR SPRAYING DRYING INSTALLATIONS

***Abstract.** The current state of equipment operation for concentrating and drying dairy products, research and calculation methods for the purification of exhaust air from spray drying installations, dusted with milk powder, in bag fabric filters, in particular the filtration and pulse regeneration processes, have been analyzed. It is noted that known studies of bag filters do not contain sufficient information to substantiate the design of a filter for cleaning air from milk powder while ensuring modern environmental requirements. Taking into account the obtained data of*

experimental studies of filtration processes on laboratory models and full-size stands, conducted at PrJSC "Kalynivka Machine-Building Plant" (Kalynivka, Vinnytsia region), the directions of increasing the efficiency and reliability of the use of bag filters for spray drying plants are considered. Methods for calculating the aerodynamic resistance of the filter cloth – clean and dusty – and determining the equilibrium resistance of the bag filter in the process of pulse regeneration of the filter, which takes into account the load on the filtration speed, dustiness, fractional composition, compressed air pressure and pulse frequency, are proposed. A comparative calculation analysis of aerodynamic resistance was performed when using bag filters according to a single-stage cleaning scheme (directly after the drying chamber) and as a second stage of cleaning (after cyclones). It showed that in the range of their effective operation, the aerodynamic resistance in both cases is practically the same with a significant reduction in the specific dusting of fine powder in the exhaust air, which allows to ensure modern environmental indicators for harmful emissions. The effectiveness of the implemented technical solutions in industrial samples of bag filters was confirmed by the results of commissioning tests of industrial samples and during their further operation. Based on the acquired scientific and technical experience, PrJSC "Kalynivka Machine-Building Plant" (Kalynivka, Vinnytsia region) developed, manufactured and put into operation nine sets of bag filters for drying plants with a capacity of 500 to 2500 kg/h of evaporated moisture.

Keywords: *baghouse, bag filter, dry dairy products, air cleaning, milk powder, filtration, pulse regeneration.*

Received/Надійшла до редакції	20.11.2025
Reviewed/Рецензована	27.11.2025
Accepted/Прийнята	05.12.2025

УДК 662.997:621.176]:625.42(477.54-25)

аспірант **Вадим Задіранов**,
vadimharij@gmail.com, ORCID: 0009-0002-9179-9753,
Харківський національний університет міського
господарства імені О.М. Бекетова
<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.54.122-139>

МОДЕЛЮВАННЯ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ МЕТРОПОЛІТЕНУ З ВИКОРИСТАННЯМ ВЕРТИКАЛЬНОГО ҐРУНТОВОГО ТЕПЛООБМІННИКА ТА ТЕПЛОВОГО НАСОСА В УМОВАХ ХАРКОВА

***Анотація.** У рамках національної стратегії енергетичної стійкості України та міжнародних зобов'язань щодо скорочення викидів парникових газів декарбонізація теплопостачання стає пріоритетом державної енергетичної політики. Як підписант Паризької угоди, Україна зобов'язалася скоротити викиди CO₂ та збільшити частку відновлюваних джерел енергії. Одним із найперспективніших напрямків підвищення енергоефективності в міському середовищі є утилізація відпрацьованого тепла, що утворюється в інфраструктурі метрополітену. Підземні транспортні системи, зокрема тунелі та станції метро, накопичують значну кількість теплоти внаслідок роботи гальмівних систем поїздів, вентиляції, інженерного обладнання та пасажиропотоку. У закордонних дослідженнях використовувалися різні підходи до його вилучення: встановлення теплообмінника у вентиляційних шахтах метро; прикріплення абсорбційних труб до геотекстилю між облицюванням метро; вбудовування абсорбційних труб у сегмент тунелю; встановлення теплообмінників поблизу тунелю. Такі рішення були успішно реалізовані в таких містах, як Лондон, Париж, Барселона та Токіо. В Україні було проведено кілька досліджень з використання низькопотенційної теплоти з вентиляційних викидів метро. Однак вони обмежувалися аналізом теплообміну між вентиляційними викидами та системою теплового насоса. Водночас потенціал використання накопиченої теплоти в навколишньому ґрунті поблизу тунелів метро, які експлуатуються протягом десятиліть і утворюють стабільне температурне поле в масиві, в Україні залишається невивченим. Тема підвищення продуктивності геотермальних теплових насосів за допомогою теплоти, що виділяється з витяжної вентиляції метро, досі не досліджувалася в Україні. Тому ця стаття присвячена саме цьому дослідженню.*

Ключові слова: метрополітен, вертикальний ґрунтовий теплообмінник, утилізація теплоти

Вступ. У рамках національної стратегії енергетичної стійкості України та взяття на себе міжнародних зобов'язань щодо скорочення викидів парникових газів, декарбонізація системи тепlopостачання стає пріоритетом державної енергетичної політики. Україна як учасниця Паризької угоди взяла на себе зобов'язання щодо зниження викидів CO₂ та збільшення частки відновлюваних джерел енергії. Одним з перспективних напрямків підвищення енергоефективності в міському середовищі є утилізація відпрацьованої теплоти, що генерується в інфраструктурі метрополітену. Підземні транспортні системи, зокрема тунелі та станції метро, акумулюють значну кількість теплоти за рахунок гальмівних систем поїздів, вентиляції, інженерного обладнання та пасажиропотоку [1]. У закордонних дослідженнях застосовувалися різні підходи до його вилучення:

- установа теплообмінника у вентиляційних шахтах метрополітену;
- кріплення абсорбційних труб до геотекстилю між обшивкою метрополітену;
- вбудування абсорбційних труб у сегмент тунелю;
- установа теплообмінників поблизу тунелю.

Такі рішення успішно реалізовані в таких містах, як Лондон [2], Париж [3], Барселона [4] і Токіо [5]. Проводилися окремі дослідження, присвячені утилізації низькопотенційної теплоти вентиляційних викидів метрополітену і в Україні [6]. Але вони обмежувались аналізом теплообміну між вентиляційними викидами та системою теплового насоса. При цьому залишається нерозкритим потенціал використання накопиченої теплоти в навколишньому ґрунті поблизу перегінних тунелів метрополітену, що працюють протягом десятиліть і формують стійке температурне поле в масиві. Тема підвищення продуктивності геотермальних теплових насосів за допомогою відпрацьованої теплоти метрополітену до теперішнього часу в Україні не досліджувалася. Тому дана стаття присвячена саме цьому дослідженню.

Актуальність дослідження визначається зростанням попиту на екологічні та енергоефективні рішення для опалення міст. Одним із таких перспективних напрямків є використання накопиченої теплоти метрополітену, яке до цього часу залишається недостатньо вивченим. Встановлення факту та оцінювання ступеня впливу метрополітену на вертикальні ґрунтові теплообмінники відкриває можливості для подальших досліджень і залучення цього джерела теплоти у сучасні міські енергетичні системи.

Формулювання цілей статті. Дослідження теплового впливу тунелю метрополітену на роботу розташованого поблизу вертикального ґрунтового теплообмінника.

Попереднє моделювання. Для досягнення цілей дослідження за допомогою програмного пакету COMSOL Multiphysics 2023 була побудована попередня 2D-модель, що залежить від часу. Чисельне моделювання проводилося методом скінченних елементів. Для побудови моделі як приклад була обрана станція метро «Вокзальна» в місті Харків, а також перегінний тунель між станціями «Вокзальна» та «Центральний ринок». На першому етапі створено модель для визначення річного розподілу температури в ґрунті без урахування впливу тунелю метро та теплообмінника. Це дозволило встановити базовий температурний профіль, що враховує сезонні коливання й геотермальний градієнт. При подальшому чисельному моделюванні використання однорідного температурного профілю є недоцільним, оскільки важливо враховувати початковий ефект від прогрівання ґрунту метрополітену. Це пов'язано з тим, що тривала експлуатація підземної залізниці істотно підвищує температуру навколишнього ґрунту ще до встановлення теплового насоса з ґрунтовим теплообмінником. Станція метро «Вокзальна» була введена в експлуатацію в 1975 році, тому було розглянуто 50-річний період експлуатації метрополітену без використання теплового насоса. Це дозволило визначити вплив тепловиділення від метрополітену на температурне поле навколишнього ґрунту з часом.

Після цього з використанням отриманого температурного профілю ґрунту, моделювалась установка та робота вертикальних ґрунтових теплообмінників. Такий підхід забезпечив більш точне уявлення про взаємодію між вже прогрітим ґрунтом і новою встановленою системою з тепловим насосом, що особливо важливо для міських умов, де підземна інфраструктура функціонує тривалий час до впровадження нових технологій.

Процес розподілу теплоти залежно від часу для всієї області ґрунту даної моделі був змодельований з використанням рівняння теплопровідності Фур'є-Кірхгофа без виділення в системі теплоти з внутрішніх джерел, Вт/м³:

$$\rho \cdot C_p \cdot \partial T / \partial t = k \cdot \nabla^2 T. \quad (1)$$

де ρ – густина матеріалу, кг/м³; C_p – питома теплоємність при сталому тиску, Дж/(кг·К); T – температура, °С; t – час, с; k – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К); $\nabla^2 = \partial^2 / \partial x^2 + \partial^2 / \partial y^2$ – оператор Лапласа; x, y – декартові координати, м.

Геометрія моделі. На рис. 1 показана задана область моделювання таким чином, щоб розміри ґрунту були значно більшими за розміри тунелю метрополітену та вертикального ґрунтового теплообмінника.

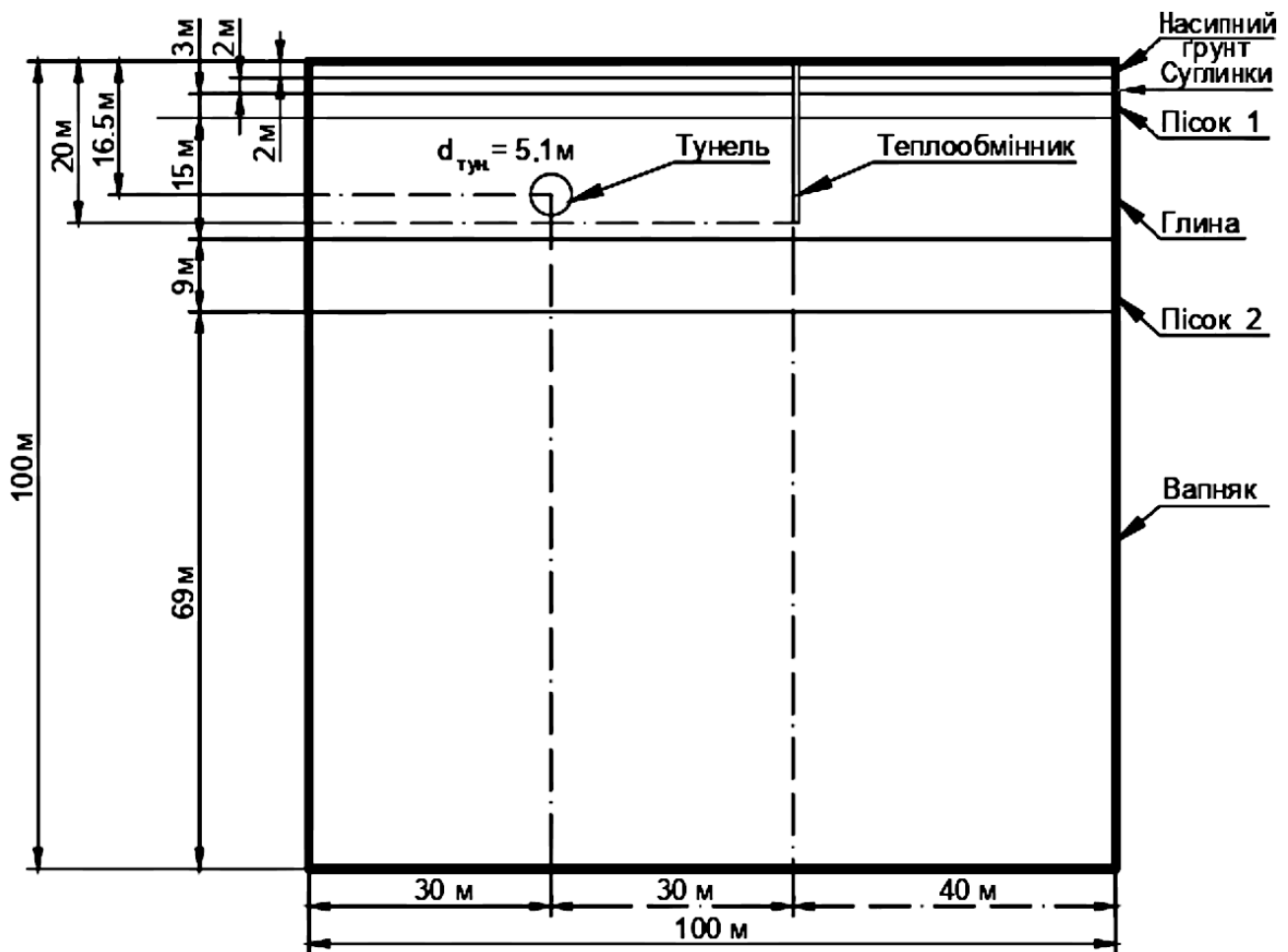


Рис.1. Геометричні умови 2D моделі

З метою мінімізації ефектів, що вносяться граничними умовами, область для моделювання була прийнята більшою, ніж розміри теплообмінника і тунелю. На підставі роботи авторів [7], які досліджували вплив різних факторів на дальність теплопередачі від стіни тунелю в ґрунт, можна зробити висновок, що приблизно у 20 м від тунелю тепловий ефект буде мінімальним.

У дослідницькому проекті ASHRAE 1119-RP [8] передбачалося, що температура ґрунту на відстані 10 м від центру теплообмінника залишається постійною. Також у дослідженні, проведеному в Університеті Віконсіна [9], при чисельному моделюванні теплопереносу для геотермальних систем межі модельованої області були встановлені на відстані 10 м від центру свердловини, щоб уникнути впливу граничних умов на результати.

Виходячи з цих даних можна зробити висновок, що область навколо вертикального теплообмінника в радіусі 10 м можна вважати достатньою для чисельного моделювання теплового поля. Згідно з ДБН Б.2.2-12:2019 [10] для тунелів горизонтальна відстань, що дозволяє встановити вертикальні ґрунтові теплообмінники, становить не менше 5 м.

Розрахункова область складається з декількох шарів ґрунту на глибині до

100 м в районі станції м. «Вокзальна». Дані про шари ґрунту, товщину та теплофізичні властивості, наведені в таблиці 1, були взяті з [11], [12], [13], [14].

Таблиця 1.

Товщина та теплофізичні характеристики ґрунтів

Найменування ґрунтів	Товщина, м	Густина ρ , кг/м ³	Коефіцієнт теплопровідності λ , Вт/(м·К)	Питома теплоємність C , Дж/(кг·К)
Насипний ґрунт	2	2100	1,05	1680
Суглинки	2	2050	2,52	1926
Піски_1	3	1960	2,45	1256
Глина	15	1770	1,54	1340
Піски_2	9	2060	2,65	1382
Вапняк	69	1600	0,58	880

Моделювати реальну геометрію U-трубок в 2D осесиметрії неможливо без втрати фізичної достовірності (дві трубки не можна зобразити вздовж однієї осі). У німецькому стандарті VDI 4640 [15] вказується, що для систем потужністю понад 30 кВт рекомендується використовувати чисельне моделювання з урахуванням ефективного діаметра свердловини. Тому в даному дослідженні був використаний еквівалентний осесиметричний теплообмінник з діаметром свердловини 300 мм. Такий діаметр часто зустрічався в попередніх наукових роботах, зокрема в дослідженнях [16], [17], [18], [19], де розглядалися аналогічні задачі теплової взаємодії між ідентичним ґрунтом і вертикальним ґрунтовим теплообмінником. Обраний діаметр забезпечує достатню точність обчислень і водночас дозволяє уникнути крайніх значень температури, які можуть з'являтися при моделюванні з меншими розмірами.

Граничні умови. *Ґрунт.* У даній моделі теплопередача в ґрунт відбувається в нестационарному режимі, оскільки температурне поле ґрунту змінюється в часі. Для сезонних коливань температури поверхні ґрунту була застосована спрощена гранична умова першого роду, яка задає температуру поверхні як гармонійну функцію з річним періодом (2):

$$T_{нов.гр}(t) = T_{сер.нов.} + A \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{\tau} \cdot t\right), \quad (2)$$

де $T_{нов.гр}(t)$ – температура ґрунту, °С, в момент часу t , с; $T_{сер.нов.}$ – середня

температура повітря, °C; A – амплітуда річних коливань температури, °C; τ – період коливань, що дорівнює одному року (31 536 000 секунд).

Згідно з кліматичною характеристикою температури зовнішнього повітря в місті Харків середньомісячна температура (рис. 2) повітря коливається від мінус 5,9 °C до 20,7 °C, а середньорічна температура становить 7,6 °C

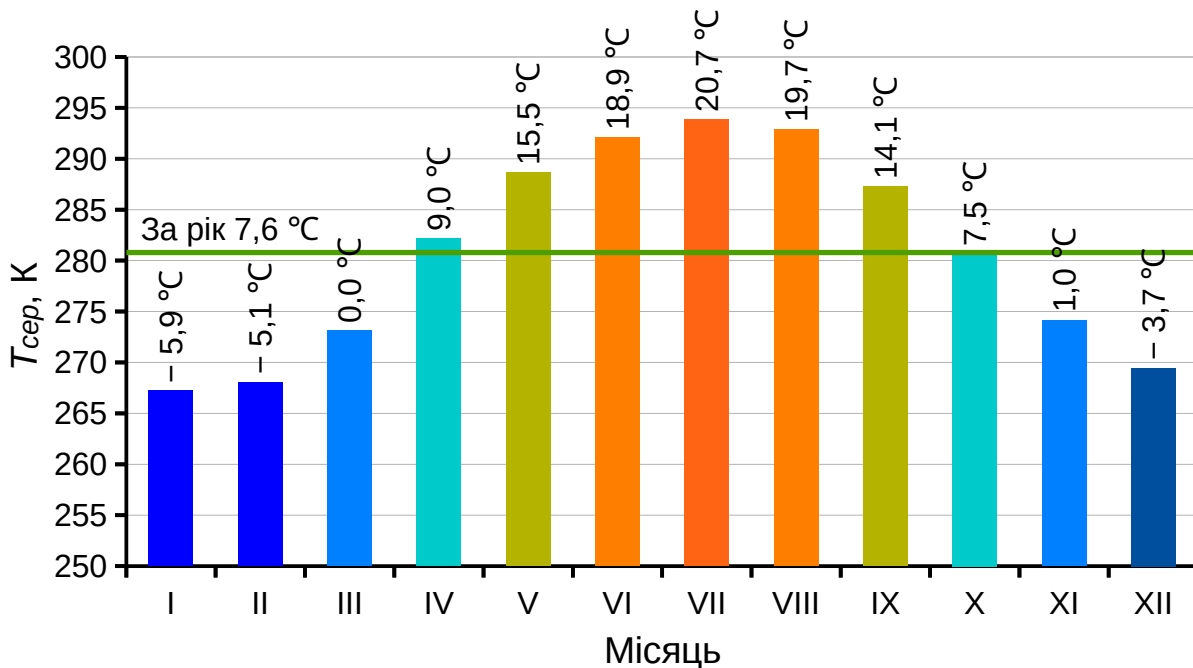


Рис.2. Середня температура за кожен місяць і за рік

Бічні межі заданої області вважаються адіабатичними, тому застосовані граничні умови 2-го роду (3):

$$q = -k \cdot \nabla T = 0 \quad (3)$$

де q – густина теплового потоку, що проходить через одиницю довжини, Вт/м²; ∇T – градієнт температури, °C/м.

Початкова умова є розподіл температури в профілі ґрунту в початковий момент часу, що з урахуванням середнього геотермального градієнта у м. Харкові 0,025 °C/м [21] задається відповідно до рівняння, °C,

$$T_{\text{поч.гр.}} = T_{\text{сер.пов.}} - 0,025 \cdot h \quad (3)$$

де $T_{\text{поч.гр.}}$ – початкова температура ґрунту на глибині h , °C; $T_{\text{сер.пов.}}$ – середня температура повітря на поверхні, °C; h – глибина, м.

Вертикальний ґрунтовий теплообмінник. При побудові моделі вертикального ґрунтового теплообмінника рух теплоносія всередині трубки теплообмінника не враховано. Це дозволяє зменшити розмірність задачі і скорочує обсяг розрахунків. Замість моделювання складних процесів руху теплоносія та розподілу температури всередині труб теплообмінника вводиться гранична умова на поверхні свердловини, яка задає періодичну залежність теплового навантаження. Використання періодичної межі теплового навантаження відображає циклічний синусоїдальний характер теплового навантаження системи. Підхід, заснований на періодичному тепловому навантаженні, застосовувався в дослідженнях – при розробці моделей G-функцій [22], – а також в роботі [23] – для вивчення довгострокової роботи полів теплообмінників з урахуванням руху ґрунтових вод. Ці підходи допомагають урахувати сезонні зміни в роботі теплообмінників.

Теплове навантаження системи теплового насоса, що працює в режимах опалення та охолодження з періодом коливання, який становить 1 рік, задається рівнянням:

$$Q_{cm, BGT} = A_Q \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{\tau} \cdot t\right), \quad (5)$$

де $Q_{cm, BGT}$ – теплове навантаження на стінку теплообмінника, Вт/м; A_Q – амплітуда теплового навантаження (максимальна потужність), Вт/м.

Максимальне теплове навантаження на одиницю довжини теплообмінника прийнято рівним 20 Вт/м. Дана величина відповідає нормам відбирання теплової енергії вертикальними ґрунтовими теплообмінниками згідно з ДСТУ Б В.2.5-44:2010 [24].

Залежне від часу періодичне теплове навантаження накладається на поверхню стінки теплообмінника і вводиться як гранична умова для розрахунку теплового потоку на одиницю довжини теплообмінника:

$$q_{cm, BGT} = \frac{Q_{cm, BGT}}{2 \cdot \pi \cdot r_{BGT}}, \quad (6)$$

де $q_{cm, BGT}$ – теплове навантаження через одиницю площі вертикального ґрунтового теплообмінника (ВГТ), Вт/м²; $r_{cm, BGT}$ – радіус стінки ВГТ, м.

Припущення про рівномірний розподіл теплового потоку вздовж кола стінки теплообмінника є наближенням, але виправданим за умови достатньої

теплопровідності матеріалів і невеликого опору теплопередачі теплообмінника.

Тунель метрополітену. У даному попередньому двовимірному дослідженні ґрунт піддається впливу циліндричної порожнини, яка моделює тунель (на рис. 1 позначена як «Тунель». При цьому не враховувались особливості тунелю, як-от матеріал і товщина стінок, характеристики повітряного потоку (швидкість, відносна вологість) тощо. Замість цього всередині порожнини була застосована спрощена температурна межа безпосередньо до внутрішньої поверхні порожнини, у якій температурне поле тунелю замінено на фіксовану граничну температуру стінок, апроксимовану емпіричними залежностями.

Рівняння залежності температури платформи $T_{\text{лат}}$, °С, від температури зовнішнього повітря можна записати у вигляді лінійної функції

$$T_{\text{лат}} = a T_{\text{сер.пов.}} + b, \quad (7)$$

де a – коефіцієнт, що характеризує ступінь теплового зв'язку тунелю з поверхнею; b – вільний член, що характеризує базовий рівень температури на платформі за відсутності відхилень зовнішньої температури від середньорічного значення та відображає сумарний ефект внутрішніх джерел теплоти (поїзди, пасажери, освітлення та обладнання) і теплоаккумуляційну здатність навколишнього ґрунту та конструкцій, °С. Ці емпіричні коефіцієнти отримано на основі статистичного аналізу. Лінійна залежність температури (7) підтверджується експериментальними даними. Проведено чисельне оброблення даних температури, виміряних у різні дні протягом 2024 року, для встановлення зв'язку між температурою зовнішнього повітря та температурою повітря на платформі станції. Інформацію про середньодобові температури на поверхні було взято згідно з даними Харківського регіонального центру з гідрометеорології [25]. Після оброблення даних методом найменших квадратів було отримано формулу:

$$T_{\text{лат}} = 0,4745 T_{\text{сер.пов.}} + 16,72, \quad (8)$$

Коефіцієнт детермінації $R^2 = 0,9292$ свідчить про високий ступінь узгодженості моделі з фактичними спостереженнями. Щоб уникнути введення додаткового параметра в модель, у даному дослідженні було прийнято припущення, що температура зовнішнього повітря близька до температури поверхні ґрунту $T_{\text{пов.гр.}}$ з рівняння (2). З урахуванням формули (8),

$$T_{\text{лат}} = 0,4745 T_{\text{пов.гр.}} + 16,72, \quad (9)$$

Для моделювання температури всередині тунелю $T_{\text{тун}}$, °C було прийнято припущення, що вона в середньому на 2 °C нижча за температуру на платформі [11]. Це пояснюється концентрацією теплоти, що виділяється гальмівними системами та двигунами поїздів, у районі платформ. Таким чином, гранична умова на стінці тунелю записувалася з урахуванням рівняння (9) таким чином

$$T_{\text{тун}} = 0,4745 T_{\text{пов.гр.}} + 14,72. \quad (10)$$

Результати та валідація. *Грунт.* У даному дослідженні було проведено вивчення температурного режиму ґрунту та побудовано розрахункову модель, що залежить від часу. На рис. 3 представлено графік розподілу температури за глибиною, отриманий у результаті 2D моделювання.

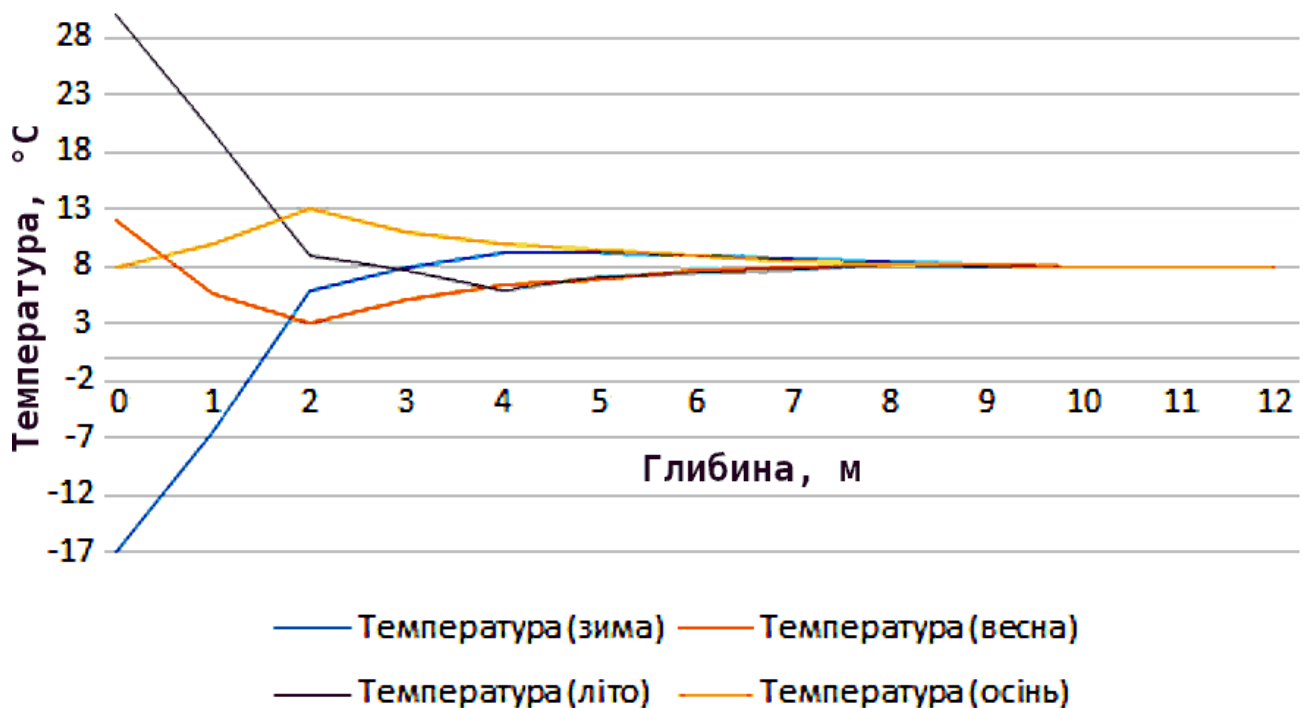


Рис. 3. Змодельований річний розподіл температури ґрунту

Дана модель дозволила визначити температурний режим ґрунту в Харкові. Рис. 3 показав, що амплітуда коливань температури зменшується із збільшенням глибини. Коливання температури повітря на поверхні впливають на ґрунт до глибини близько 9 м. При цьому на глибині 9 м і нижче температурні коливання зникають, а температура стабілізується на рівні 8,8 °C.

Для підтвердження коректності отриманих результатів було проведено їхню валідацію з використанням даних з монографії [26]. Вона показала різницю в 0,2 °C між результатами моделювання й літературними даними, що є прийнятним і свідчить про достовірність проведених розрахунків.

Моделювання температури в тунелі та на поверхні землі. Для моделювання сезонної динаміки температури в межах розрахункової області було обрано часовий проміжок тривалістю 6 років, що дозволяє охопити кілька повних річних коливань. Також побудовано гармонійні функції часу (рис.4).

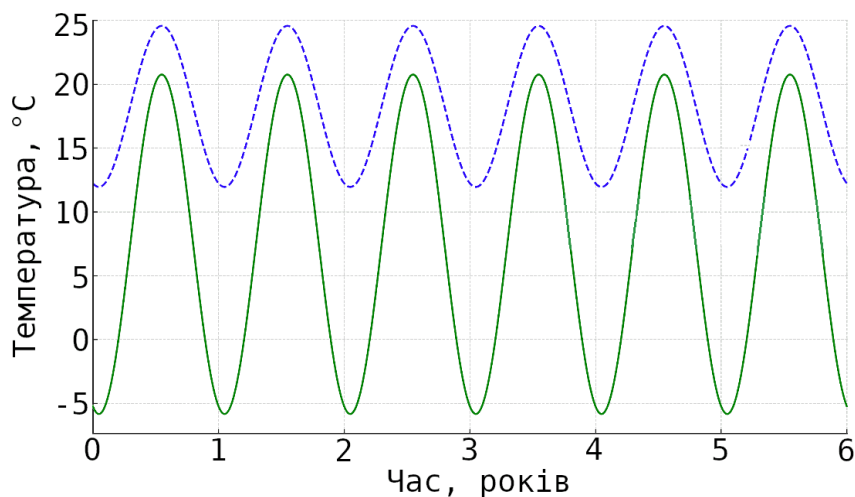


Рис. 4. Гармонічна модель сезонної температури на поверхні ґрунту та в тунелі метрополітену:

Температуру в тунелі метрополітену представлено у вигляді лінійної функції від температури на поверхні, що враховує згладжений характер температурних коливань у підземному просторі та наявність внутрішніх джерел теплоти. Отримана функція забезпечує середньорічне значення температури в тунелі біля 18,3 °C, яка є істотно вищою за температуру ґрунту на глибині залягання. Амплітуда сезонних коливань становить близько 6,3 °C, що створює більш стабільне джерело теплоти порівняно з поверхнею. Проведене чисельне моделювання підтверджує, що отримана температура в тунелі знаходиться в межах 13-25 °C, що відповідає нормативним вимогам ДБН В.2.3-7-2010 [27].

Теплопередача в ґрунт від стіни тунелю. Для задавання реалістичного температурного фону та врахування теплового накопичення, викликаного тривалим впливом теплового навантаження від метрополітену, застосовано нестационарну модель попереднього прогрівання ґрунту протягом 50 років.

Результати, отримані за допомогою моделювання процесу теплопровідності від стіни тунелю в ґрунт, перевірені аналітичним розв'язанням диференціального рівняння для стаціонарного процесу теплопровідності.

Стаціонарне рівняння теплопровідності в циліндричній системі координат з радіус-вектором r , м, без джерел теплоти при радіальній симетрії має вигляд:

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \cdot k \cdot \frac{dT}{dr} \right) = 0. \quad (11)$$

Розв'язком даного рівняння за граничних умов $T(r_1) = T_1, ^\circ\text{C}$; $T(r_2) = T_2, ^\circ\text{C}$, є така залежність (рис. 5), $^\circ\text{C}$:

$$T(r) = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \cdot \ln\left(\frac{r}{r_1}\right) \quad (12)$$

де r_1 – радіус тунелю метрополітену, м; r_2 – відстань від центру тунелю до зовнішньої умовно непорушеної межі модельованої області в радіальному напрямку, м; T_1 – температура на внутрішній стінці тунелю, $^\circ\text{C}$; T_2 – температура непорушеного ґрунту, куди теплота від тунелю практично не доходить, $^\circ\text{C}$.

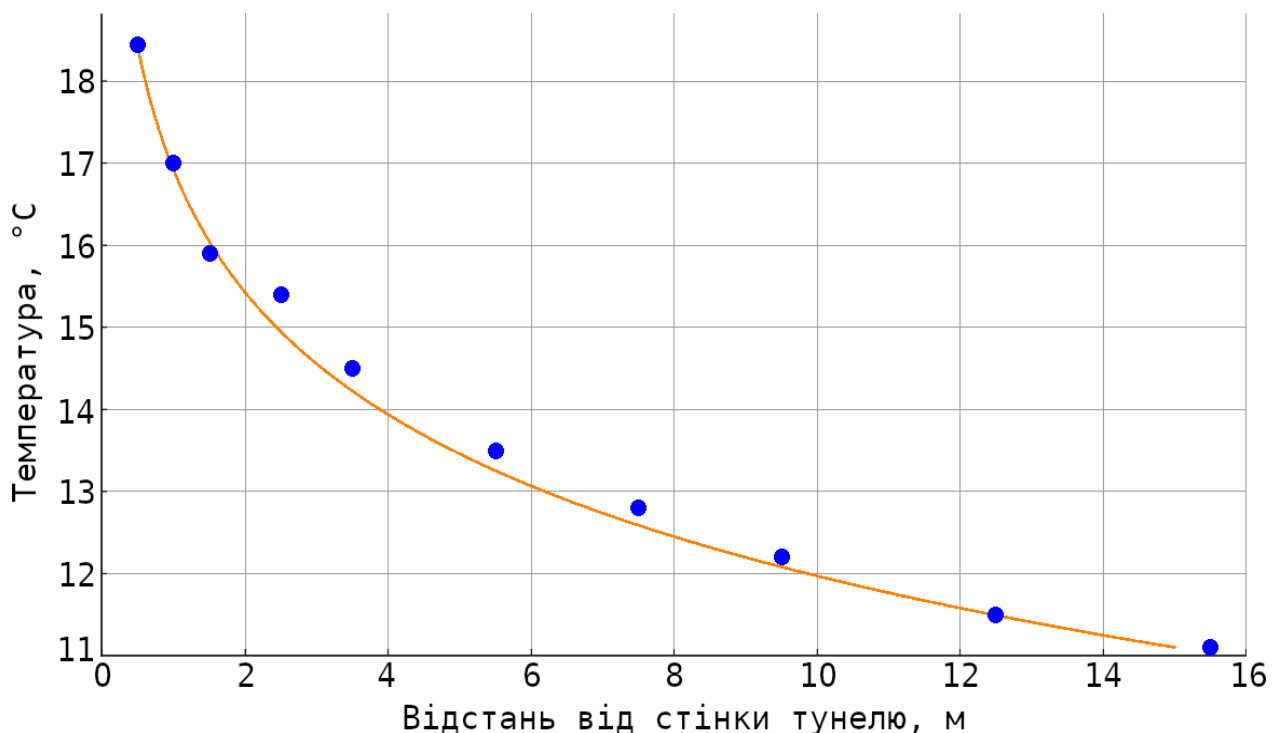


Рис. 5. Розподіл температури вздовж радіуса в ґрунті від поверхні тунелю:

● – чисельне моделювання; — аналітичний розрахунок

Середня абсолютна розбіжність між даними чисельного моделювання та аналітичного розрахунку становить $0,17 ^\circ\text{C}$, що свідчить про високу точність чисельного рішення і його відповідність аналітичній моделі.

Вертикальний ґрунтовий теплообмінник. З метою перевірення коректності

побудови чисельної моделі вертикального ґрунтового теплообмінника було проведено валідацію за умови симетрії температурного поля. За умови симетричної геометрії моделі, однорідності фізичних властивостей ґрунту та симетричних граничних умов, розподіл температур повинен бути симетричним відносно вертикальної осі теплообмінника. Для цього були обрані дві контрольні точки на однаковій глибині (16,5 м) і на однаковій відстані (3 м) ліворуч і праворуч від центра теплообмінника. Значення температури в цих точках порівнювалися протягом усього періоду моделювання. Максимальні відхилення, значно менші ніж $0,1^{\circ}\text{C}$ (таблиця 3), підтверджують симетрію температурного поля, що свідчить про правильність реалізації геометрії, граничних умов і якості сітки в даній області.

Таблиця 3.

Результати валідації чисельної моделі за умови симетрії температурного поля

День моделювання	Температура, $^{\circ}\text{C}$, у точці на відстані 3 м в напрямку від центру теплообмінника	
	ліворуч	праворуч
1000	10,131	10,131
1500	6,521	6,523
2000	10,256	10,257
2500	8,192	8,190
3000	6,963	6,962

Остаточне дослідження. Дане дослідження спрямоване на оцінювання впливу теплового випромінювання від тунелю метрополітену на ефективність роботи вертикального ґрунтового теплообмінника. Для цього було змодельовано два сценарії: у першому розглядався теплообмінник, який протягом п'яти років функціонує в умовах недоторканого (ненагрітого) ґрунту — тобто без теплового впливу з боку метрополітену. У другому аналізувалася робота теплообмінника після 50-річного прогрівання ґрунту теплотою метрополітену.

Дослідження проводилося для трьох варіантів розташування теплообмінника відносно тунелю: на відстані 5 м, 7 м та 12 м. Температура фіксувалася в репрезентативній точці на стінці свердловини, що розташована на рівні залягання метрополітену.

У першому сценарії (рис. 6) температурний профіль зумовлений лише сезонною зміною температури ґрунту та поверхні, і, як видно, температура коливається в діапазоні приблизно від -2°C до $+22^{\circ}\text{C}$. У другому сценарії (рис. 7) результати свідчать про чітке зростання температури на стінці теплообмінника в усіх трьох випадках, що підтверджує наявність теплового впливу з боку тунелю.

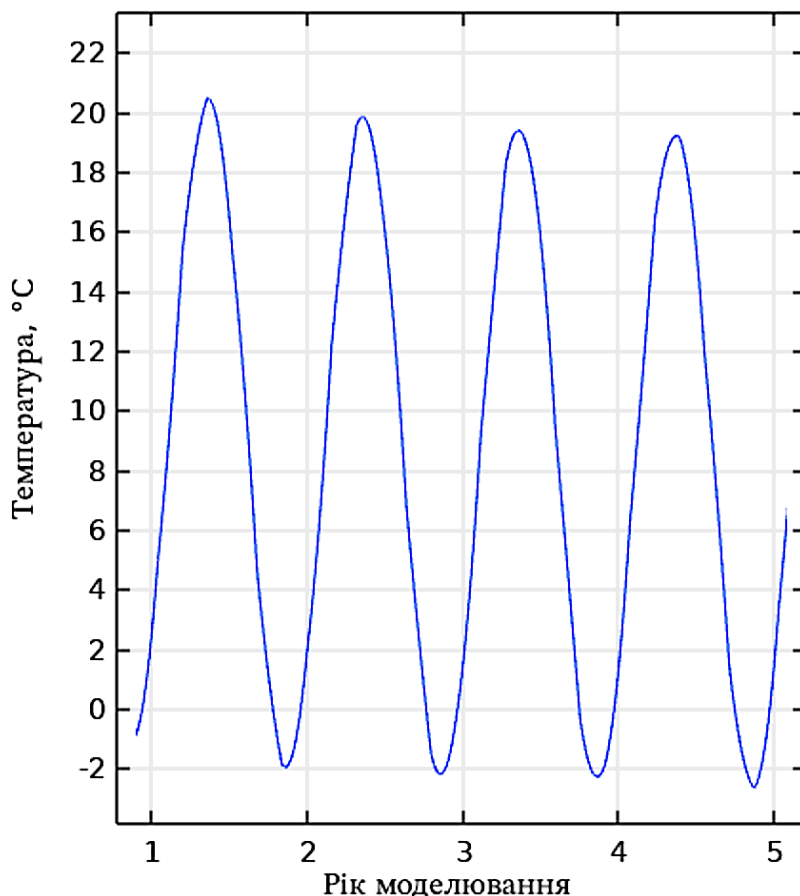


Рис.6. Змодельовані температури на стінці теплообмінника без урахування впливу метрополітену

Найбільший приріст температури спостерігається на відстані 5 м. Середньорічна температура на стінці теплообмінника підвищується приблизно на $2,3...2,6^{\circ}\text{C}$ порівняно з варіантом без впливу метрополітену. На відстані 7 м підвищення становить $1,5...2,0^{\circ}\text{C}$, а на 12 м – орієнтовно $0,7...1,1^{\circ}\text{C}$. Таке підвищення температури відіграє важливу роль у збільшенні ефективності системи теплового насоса за рахунок зменшення температурного навантаження на компресор та покращення коефіцієнта сезонної продуктивності (SPF).

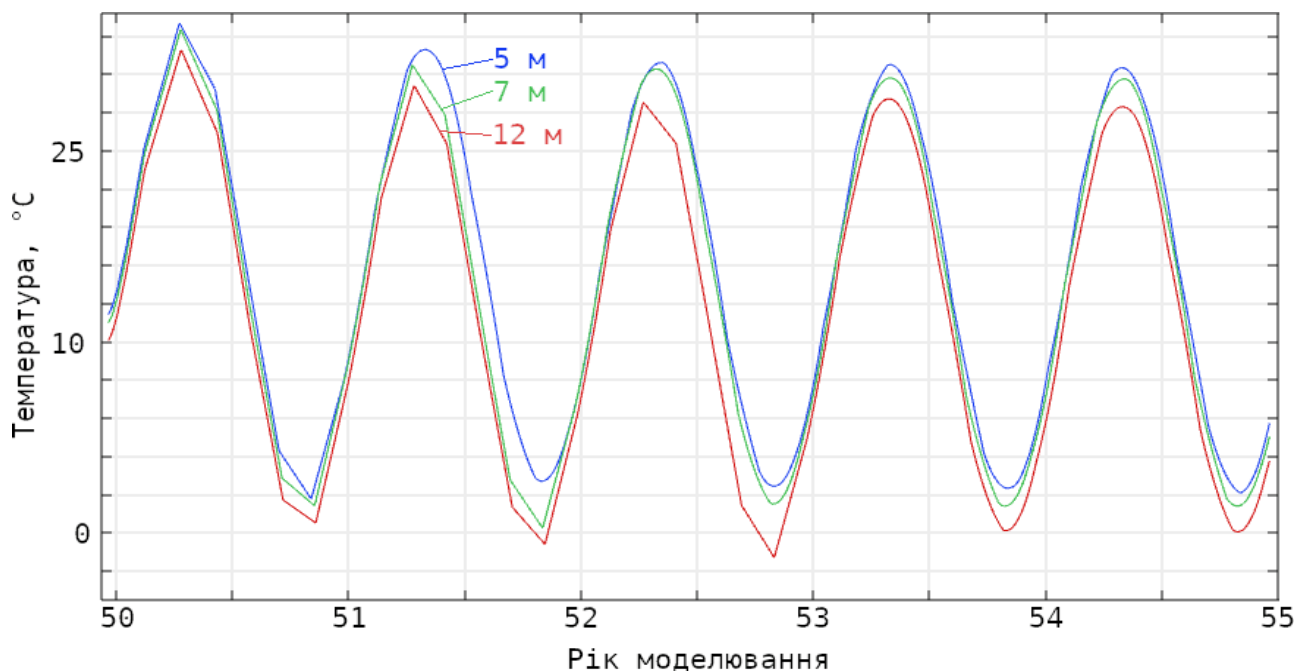


Рис. 7. Вплив тунелю метрополітену на температуру стінки теплообмінника протягом 5 років моделювання (51–56 роки загального періоду моделювання) в залежності від відстані до (5 м, 7 м, 12 м).

Висновки. Основні результати попереднього 2D-моделювання показали, що метрополітен впливає на роботу прилеглих вертикальних ґрунтових теплообмінників. Тому це дослідження заслуговує на подальше продовження для підвищення енергоефективності установок геотермальних теплових насосів. За допомогою моделювання двох сценаріїв (робота теплообмінника в ненагрітому ґрунті і після 50-річного прогріву тунелю) і трьох варіантів відстані від теплообмінників до тунелю (5 м, 7 м і 12 м) отримано чітке кількісне уявлення про те, як попереднє прогрівання змінює температурний режим стінки свердловини. Це підтверджує доцільність використання відпрацьованої теплоти метрополітену для підвищення продуктивності ґрунтових теплообмінників і відкриває шлях до практичного застосування такого підходу в міських системах теплопостачання.

References

1. Zadiranov V.S. “Review of the experience in utilising waste heat from the metro”. *Ventyliatsiia, Osvitlennia ta teplohozopostachannia*, Iss. 48, 2024, pp. 50–66. Available at: <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2024.48.50-66> (In Ukrainian)
2. Lagoeiro, H.R.P. et al., “Heat from Underground Energy London (Heat FUEL)”, in The 25th IIR International Congress of Refrigeration, August, 2019, Montréal, Québec, Canada. Quebec: Institut International du Froid, 2019.

Available at: <https://doi.org/10.18462/iir.icr.2019.1013>

3. Paris Habitat et la RATP récupèrent la chaleur du métro pour alimenter un immeuble de logements. Available at: <https://www.lemoniteur.fr/article/paris-habitat-et-la-ratp-recuperent-la-chaleur-du-metro-pour-alimenter-un-immeuble-de-logements.1998954>
4. Barcelona Subways Are Revolutionizing Energy Efficiency. Available at: <https://katrinapaulson.medium.com/barcelona-subways-are-revolutionizing-energy-efficiency-bfb897b9298f>
5. Toki, Y. “District heating and cooling system utilizing the waste heat from the subway in the city of Sapporo” in Proceedings of 14 Annual Conference of Industrial Electronics Society 24-28 October 1988, Singapore. IEEE, 2022. Available at: <https://doi.org/10.1109/IECON.1988.666281>
6. Fialko, N.M. and Zimin, L.B., “Otsenka effektivnosti primeneniia teplovykh nasosov v usloviyakh metropolitenov i ugolnykh shakht”. Industrial Heat Engineering, Vol. 28, No. 2, 2006, pp. 111-119. Available at: <https://nasplib.isoftware.kiev.ua/server/api/core/bitstreams/0fe53fcd-26bc-4844-8c77-c01a9eff3238/content> (In Russian)
7. Zeng-Hui, H.U., Xiao-Zhao, L.I., Xiao-Bao, Zh., Lin, X. and Wei, W.U. “Numerical analysis of factors affecting the range of heat transfer in earth surrounding three subways”. Journal of China University of Mining and Technology, Vol. 18, 2008, pp. 67-71. Available at: [https://doi.org/10.1016/S1006-1266\(08\)60015-2](https://doi.org/10.1016/S1006-1266(08)60015-2)
8. Spitler, J. D. et al. “R&D Studies Applied to Standing Column Well Design.” ASHRAE 1119-RP, July 2002. Web. 19 Dec. 2025. Available at: https://www.academia.edu/1594197/R_and_D_studies_applied_to_standing_column_well_design.
9. Özdoğan-Dölçek, A. Numerical Modeling of Heat Transport for Ground-Coupled Heat Pump (GCHP) Systems and Associated Life Cycle Assessments. PhD Thesis. University of Wisconsin-Madison, 2015. Available at: <https://asset.library.wisc.edu/1711.dl/CMGY7VD65SVVT8D/R/file-33b47.pdf>
10. DBN B.2.2-12:2019 Planuvannia i zabudova terytorii. Zi zm. No. 1 UkrArkhBudInform, 2019. Available at: https://e-construction.gov.ua/laws_detail/3783082322765547467 (in Ukrainian)
11. Tsodikov, V.Ia. Ventiliatsiia i teplosnabzhenie metropolitenov. Nedra, 1975
12. DSTU B V.2.6-189:2013 Methods for choosing of insulation material for insulation of buildings. Minrehion Ukrainy, 2025. Available at: https://dbn.co.ua/load/normativy/dstu/dstu_b_v_2_6_189/5-1-0-1790
13. Nauchno-tekhnicheskii otchet ot 2013 g. KhG YGO «UkNIINTIZ» ob inzhenerno-geologicheskikh i gidrogeologicheskikh izyskaniyakh vdol st. Yuzhnyi

- vokzal. UkNIINTIZ, 2013 (In Russian)
14. Zakliuchenie inzhenerno-geologicheskogo otcheta na stroiploshchadke metropolitena v g. Kharkove ot 1967 g. UkNIINTIZ, 1967. (In Russian)
 15. Richtlinie VDI 4640 Blatt 2 Thermische Nutzung des Untergrunds – Erdgekoppelte Wärmepumpen. Available at: https://www.hlnug.de/fileadmin/dokumente/geologie/erdwaerme/fachgesprach/2015/Reuss_Vortrag.pdf (In German)
 16. Cui, Y and Zhu, J. “Year-round performance assessment of a ground source heat pump with multiple energy piles. Energy and Buildings, Vol. 158, 2018, pp. 509–524. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.10.033>.
 17. Cui, Y and Zhu, J. “CFD assessment of multiple energy piles for ground source heat pump in heating mode. Applied Thermal Engineering, Vol. 139, 2018, pp. 99–112. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.04.073>
 18. Adinolfi, M., Maiorano, R.M.S, Mauro, A., Massarotti, N. and Aversa, S. “On the influence of thermal cycles on the yearly performance of an energy pile”. Geomechanics for Energy and the Environment, Vol. 16, 2018, pp. 32-44. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.gete.2018.03.004>
 19. Wu D, Liu H-L, Kong G-Q, Ng CWW and Cheng X-H. “Displacement response of an energy pile in saturated clay”. Proceedings of the Institution of Civil Engineers - Geotechnical Engineering, Vol. 171, Iss. 4, 2018, pp. 285-294. Available at: <https://doi.org/10.1680/jgeen.17.00152>.
 20. DSTU-N B V.1.1-27:2010 Building Climatology. Minrehionbud Ukrainy, 2011. Available at: https://dbn.co.ua/load/normativy/dstu/dstu_b_v_1_1_27_2010/5-1-0-929 (In Ukrainian)
 21. Hordienko V.V., Hordienko Y.V., Zavgorodniaia O.V., Lohvinov Y.M., Tarasov V.N. and Usenko O.V., Geotermicheskii atlas Ukrainy, 2004. Available at: https://www.researchgate.net/publication/330933236_GEOTERMICESKIJ_ATLAS_UKRAINY (In Russian)
 22. Hellström, G.; Ground heat storage: thermal analyses of duct storage systems, Doctoral Thesis, Mathematical Physics, 1991. Available at: <https://lup.lub.lu.se/search/files/6178678/8161230.pdf>
 23. Lazzari S., Priarone A. and Zanchini E. “Long-Term Performance of Borehole Heat Exchanger Fields with Groundwater Movement”. Fuel and Energy Abstracts, Vol. 35, Iss. 12, 2010, pp. 4966-4974. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.08.028>
 24. DSTU B V.2.5-44:2010 Engineering equipment for indoor systems. Heating systems in buildings design of heat pump heating systems. Minrehionbud Ukrainy, 2010. Available at: http://www.mathcentre.com.ua/download/dstu_B_V_2-5-44_2010.pdf (In

Ukrainian)

25. Kharkivskiy rehionalnyi tsentr z hidrometeorolohii (KhRTsHM). Available at: <https://t.me/HRCGM>. Accessed 2025-11-01 (In Ukrainian)
26. Morozov Yu. P., Barylo A. A., Dubovskyi S. V. and Chalaiev D. M., Vydobuvannia i vykorystannia heotermalnykh resursiv Ukrainy. IVE, 2024. Available at: https://www.ive.org.ua/wp-content/uploads/%D0%9C%D0%BE%D0%BD%D0%BE%D0%B3%D1%80%D0%B0%D1%84%D1%96%D1%8F_%D0%9C%D0%BE%D1%80%D0%BE%D0%B7%D0%BE%D0%B2%D0%B0_Publication.pdf (IN Ukrainian)
27. DBN V.2.3-7-2010. Metros (Undergrounds) . Main aspects. UkrArkhdBudInform, 2019. Available at: <https://dbn.co.ua/load/normativy/dbn/1-1-0-201> (In Ukrainian)

UDC 662.997:621.176]:625.42(477.54-25) post-graduate **Vadym Zadiranov**,
vadimharij@gmail.com, ORCID: 0009-0002-9179-9753,
O.M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv
<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.54.122-139>

SIMULATION OF METRO HEAT UTILISATION USING A VERTICAL GROUND HEAT EXCHANGER AND A HEAT PUMP IN KHARKIV

Abstract. *As part of Ukraine's national energy sustainability strategy and international commitments to reduce greenhouse gas emissions, decarbonisation of the heat supply system is becoming a priority of the state energy policy. As a signatory to the Paris Agreement, Ukraine has committed itself to reducing CO₂ emissions and increasing the share of renewable energy sources. One of the most promising areas for improving energy efficiency in the urban environment is the utilisation of waste heat generated in the metro infrastructure. Underground transport systems, including tunnels and metro stations, accumulate a significant amount of heat due to train braking systems, ventilation, engineering equipment and passenger traffic. Foreign studies have used various approaches to its extraction: installing a heat exchanger in metro ventilation shafts; attaching absorption pipes to geotextiles between the metro lining; absorption pipes were built into a tunnel segment; installing heat exchangers near the tunnel. Such solutions have been successfully implemented in cities such as London, Paris, Barcelona and Tokyo. Some studies have been conducted on the utilisation of low-potential heat from metro ventilation emissions in Ukraine. However, they were limited to analysing the heat*

exchange between ventilation emissions and the heat pump system. At the same time, the potential for using the accumulated heat in the surrounding soil near the metro overrun tunnels, which have been operating for decades and form a stable temperature field in the massif, remains undiscovered in Ukraine. The topic of increasing the performance of geothermal heat pumps using metro exhaust heat has not been studied in Ukraine to date. Therefore, this article is devoted to this research. The main results of preliminary 2D modelling showed that the metro affects the operation of adjacent vertical ground heat exchangers. Thus, this research deserves further continuation to improve the energy efficiency of geothermal heat pump installations. By modelling two scenarios (heat exchanger operation in unheated soil and after 50 years of tunnel heating) and three options for the distance from the heat exchangers to the tunnel (5 m, 7 m and 12 m), a clear quantitative picture was obtained of how preheating changes the temperature regime of the borehole wall. This confirms the feasibility of using waste heat from the metro to increase the productivity of ground heat exchangers and paves the way for the practical application of this approach in urban heating systems.

Keywords: metro, vertical ground heat exchanger, heat recovery.

Received/Надійшла до редакції	03.07.2025
Reviewed/Рецензована	05.11.2025
Accepted/Прийнята	12.11.2025

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЗБІРНИК

Випуск 54

Визнаний МОН України як наукове фахове видання України категорії “Б”, у якому можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття ступенів доктора і кандидата наук (Наказ Міністерства освіти і науки України № 409 від 17.03.2020 р.)

Збірник «Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання» представлений на сайті <http://www.nbuv.gov.ua> національної бібліотеки НАН України ім. В. І. Вернадського та на сайті КНУБА (<http://vothp.knuba.edu.ua/>).

