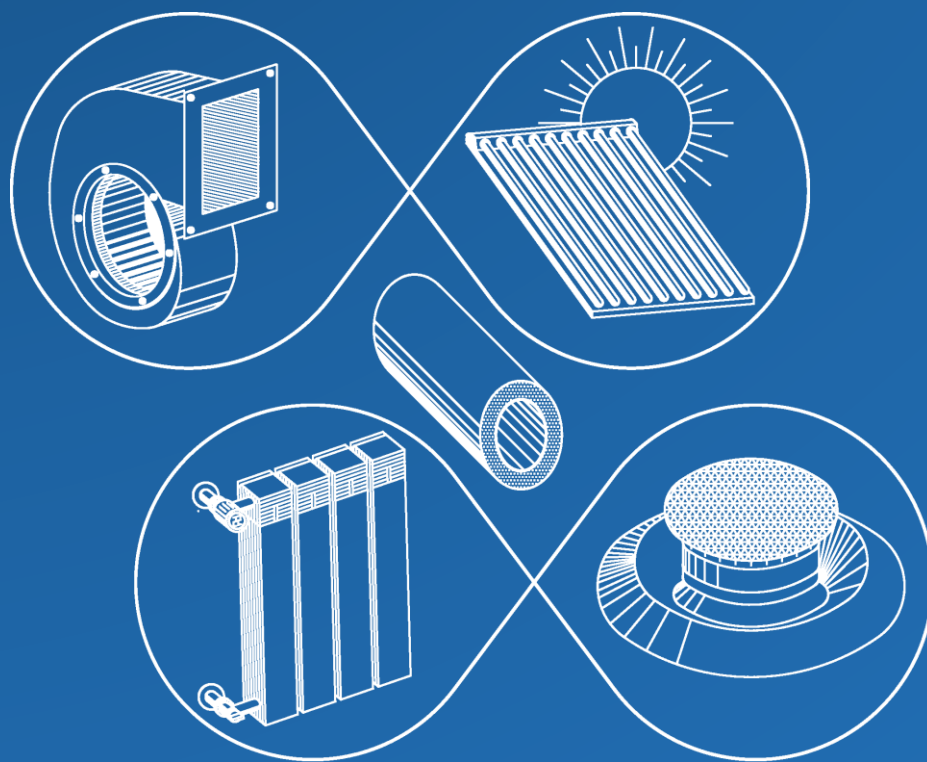


ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ



2023

Випуск 46



КИЇВ 2023

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE
Kiev National University of Construction and Architecture

**VENTYLIATSIIA, OSVITLENNIA
TA TEPLOHAZOPOSTACHANNIA**

SCIENTIFIC AND TECHNICAL COLLECTION

founded in 2001

ISSUE 46

Kyiv 2023

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Київський національний університет
будівництва і архітектури

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЗБІРНИК

заснований у 2001 році

ВИПУСК 46

Київ 2023

УДК 697
В29

ISSN 2409-2606

Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: науково-технічний збірник. – Вип. 46 / відповідальний редактор В. О. Мілейковський. – Київ: КНУБА, 2023. – 109 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); докт. техн. наук, професор О. Токмаджян (Вірменія); докт. техн. наук, професор А. Маргарян (Вірменія); докт. техн. наук, доцент В. Токмаджян (Вірменія); доктор Г. Глінцерер (Австрія).

Рекомендовано до випуску Вченою радою Київського національного університету будівництва і архітектури 25 вересня 2023 р., протокол № 11.

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

Дар'я Вакуленко

Теоретичні дослідження доцільного діаметра ізоляції тонкої трубки 5

Любов Макаренко, Олександр Приймак

Кратність повітрообміну як засіб забезпечення вимог до чистоти повітря на основі вискоєфективних фільтрів 18

Анатолій Макаров, Андрій Ходос, Михайло Кириєнко, Михайло Сенчук

Підвищення надійності та ефективності роботи багатокорпусної вакуум-випарної установки 28

Валерій Федоренко, Володимир Ісаєв

Проблема безпечного функціонування димохідних систем в умовах ущільненої забудови..... 55

Микола Кізеєв, Ольга Новицька, Наталія Кравченко, Сергій Проценко

Аналіз заходів з підвищення енергоефективності навчальних корпусів національного університету водного господарства та природокористування 77

Олександр Любарець, Максим Микитенко

Аналіз складових чинників, що впливають на стан знепилення аспіраційних викидів..... 89

CONTENTS

Daria Vakulenko

Theoretical studies of the expedient radius of thin pipe insulation 5

Liubov Makarenko, Oleksandr Priymak

Air exchange rate as a means of ensure requirements to air purity on the basis of high-efficiency filters..... 18

Anatoliy Makarov, Andriy Khodos, Michaylo Kirienko, Michaylo Senchuk

Improving the reliability and efficiency of a multi-hull vacuum evaporator..... 28

Valeriy Fedorenko, Volodymyr Isaev

The problem of safe operation of chimney systems in densely populated developments 55

Mykola Kizyeyev, Olha Novytska, Nataliia Kravchenko, Serhii Protsenko

Analysis of measures to increase the energy efficiency of educational buildings of the National University of Water and Environmental Engineering 77

Aleksandr Liubarets, Maksym Mykytenko

Analysis of constituent factors affecting the state of dedusting of aspiration emissions..... 89

УДК 697

асист. Дар'я Вакуленко,
vakulenko_di@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0002-2960-9659,
Київський національний університет будівництва і архітектури

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДОЦІЛЬНОГО ДІАМЕТРА ІЗОЛЯЦІЇ ТОНКОЇ ТРУБКИ

Застосування децентралізованих систем вентиляції з утилізацією теплоти витяжного повітря є енергоефективним рішенням формування і підтримання комфортних параметрів мікроклімату у приміщеннях квартир та індивідуальних житлових будинків. Такі припливно-витяжні системи не потребують додаткового простору для розташування мережі повітроводів та суттєвого втручання в інтер'єр приміщень, що обслуговуються. Одним із таких пристроїв є регенеративна установка Вентс ТвінФреш, що монтується у конструкції зовнішньої стіни. Завданням дослідження є підвищення ефективності її роботи. Проводяться дослідження процесів теплообміну у тонких каналах регенератора теплоти припливно-витяжної установки. Досліджуються канали з різними теплофізичними властивостями. Експериментальна невизначеність зменшується з кращою тепловою ізоляцією експериментального стенду. Це підтверджується зменшенням перегріву та зниженням коефіцієнту тепловіддачі зовнішньої поверхні теплової ізоляції при збільшенні її товщини. Подолання критичного діаметра утеплювача дослідної установки дозволяє мінімізувати похибку вимірювань, що враховує вплив процесів теплообміну зовнішньої поверхні ізоляції з навколишнім середовищем. Необхідно визначати не критичний, а доцільний діаметр ізоляції. При використанні доцільної товщини теплової ізоляції, температури на внутрішній та зовнішній поверхнях труби мають практично однакове значення. Це дає змогу з однаковою точністю знімати покази значень температур тонких трубок ззовні, а не зсередини. Відповідно, спрощується конструкція дослідних стендів експериментальних досліджень. Сфера застосування доцільного діаметра теплової ізоляції не обмежується лише дослідженнями теплообіну. Це поняття можна використовувати у будь-яких системах, обладнанні та техніці, які потребують використання ізоляційних матеріалів.

Ключові слова: критичний діаметр ізоляції; коефіцієнт теплопередачі; число Нуссельта; енергоефективність; доцільний діаметр теплоізоляції.

Постановка проблеми. Вимоги щодо енергоефективності будівель закріплені у Законі України «Про енергетичну ефективність будівель», Державних Стандартах України про енергетичну ефективність будівель та відповідних розділах державних будівельних норм. Клас енергоефективності

житлової будівлі має бути не нижче ніж «С» [1]. Для досягнення такого показника необхідно застосовувати ефективні рішення використання теплової енергії [2-5] для підтримання комфортних параметрів мікроклімату у робочій зоні приміщень будівель. У квартирах або приватних житлових будинках варто застосовувати системи вентиляції з повторним використанням теплоти витяжного повітря і відповідним класом енергоефективності обладнання. Централізовані системи вентиляції з рекуперацією теплоти, що обслуговують декілька приміщень, потребують спеціального простору для улаштування мережі повітроводів для розподілення повітряних потоків по всім приміщенням. Децентралізовані системи вентиляції дозволяють підтримувати оптимальні умови мікроклімату без суттєвого втручання в інтер'єр приміщення. Прикладом таких вентиляційних систем є системи ТвінФреш (Вентс Україна), що мають «А» клас енергетичної ефективності [6]. Визначення фактичного значення коефіцієнта ефективності утилізації теплоти яких є задачею дослідження автора.

Останні дослідження та публікації. У попередніх роботах [7-8] проводилися дослідження щодо визначення коефіцієнта ефективності регенеративного теплоутилізатора децентралізованої системи вентиляції ТвінФреш. Було застосовано різні методи і підходи його дослідження. У підсумку [8] отримано значення з великим відхиленням – від 33,1 % до 97,4 %.

Для визначення фактичного значення коефіцієнта тепловіддачі від поверхні каналів теплоутилізатора до повітря, розробляється лабораторний стенд. У ході підготовки експериментального дослідження трубок, характеристики яких відповідають каналам утилізаторів теплоти різних моделей, постало питання визначення доцільної товщини теплової ізоляції задля мінімізації впливу процесів теплообміну із середовищем навколо стенду. Було проведено дослідження і спростовано теорію критичного діаметра теплової ізоляції [9]. Використання доцільного діаметра теплоізоляції призводить до зменшення експериментальної невизначеності установки.

Формулювання цілей статті. Метою даної роботи є визначення доцільного діаметра ізоляції дослідної труби для мінімізації впливу оточуючого середовища на теплообмінні процеси всередині неї.

Актуальність дослідження. Отримані результати дослідження стануть у нагоді дослідникам-практикам на етапі підготовки експерименту для мінімізації похибки натурних вимірювань величин теорії теплообмінних процесів. Поняття доцільного діаметра теплової ізоляції має широке застосування – в техніці, обладнанні та конструкціях, що потребують ізоляції.

Основна частина. Проводяться теоретичні дослідження у програмі CFD-моделювання для доведення наявності мінімального відхилення між температурами на внутрішній та зовнішній поверхнях труби при використанні

оптимального діаметра теплової ізоляції.

Дослідна модель на рис. 1 складається з мідної труби (1), що лежить на дерев'яній підставці (2). На вході та виході передбачені ділянки стабілізації, вирізані з дерева (3). Вся конструкція утеплена ізоляцією з полістиролу (4). Проміжки між тепловою ізоляцією та поверхнею труби заповнені скловатою (5). На кінцях конструкції передбачено заглушки з ізоляційного матеріалу (6).

У даній моделі сама мідна труба є об'ємним джерелом теплоти з визначеною тепловою потужністю. У дослідженні задається масова витрата повітряного потоку, що проходить крізь трубу. Таким чином, впливом змінної густини потоку вздовж грюючої поверхні стінок труби можна знехтувати.

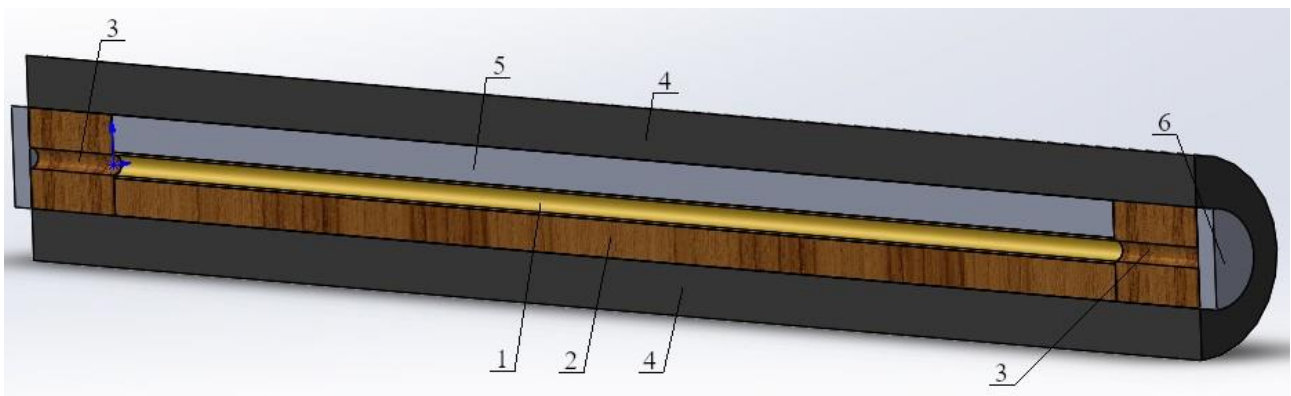


Рис. 1. Дослідна модель

Вихідні данні моделювання:

- Мідна труба $\text{Ø}10 \times 1$ мм;
- Довжина труби $l = 0,6$ м;
- Об'ємне джерело потужністю $Q = 4,69$ Вт;
- Масова витрата повітря, що проходить крізь трубу, $G = 0,583$ кг/год;
- Температура оточуючого середовища $t_{\text{ext}} = 20$ °С;
- Теплопровідність теплоізоляції $\lambda = 0,14$ Вт/(м·К)
- Коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні ізоляції $\alpha = 100\,000$ Вт/($\text{m}^2 \cdot \text{K}$).

З теорії критичного діаметра [10] оптимальна товщина теплової ізоляції (1) за даних вихідних умов складає $0,28 \cdot 10^{-5}$ м.

$$d_{\text{кр}} = 2 \cdot \lambda / \alpha \quad (1)$$

Дослідження виконується у програмі CFD – моделювання із застосуванням рівняння Нав'є-Стокса для ламінарного потоку та k-ε моделі Б. Е. Лаундера та Д. Б. Спелдінга [11-15]. У гідродинаміці Ейлерові моделі передбачають зафіксовану

систему координат і розрахункову сітку в просторі. Рух рідини або газу описується системою рівнянь нерозривності та руху Нав'є-Стокса [16].

Рівняння Нав'є-Стокса для ламінарного руху нестисливої ньютонівської рідини, якою є повітря, з урахуванням незначного відхилення абсолютного тиску набуває наступного вигляду з урахуванням компоненти тензора зсувних напружень та умови $i \neq j$:

$$\frac{\partial \rho \cdot u_j}{\partial t} + \frac{\partial \rho \cdot u_j \cdot u_i}{\partial x_i} = -\frac{\partial}{\partial x_i} \cdot \left(p + \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) + \frac{\partial}{\partial x_i} \cdot \mu \cdot \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), \quad (2)$$

де ρ – густина, кг/м³; u – швидкість, м/с; t – час, с; p – тиск, Па; μ – коефіцієнт динамічної в'язкості, Па·с; x_i – i -та координата, м.

Модель Б. Е. Лаундера та Д. Б. Спелдінга (k-ε) містить рівняння кінетичної енергії турбулентності та швидкості дисипації енергії турбулентності та лежить в основі обчислювальної динаміки рідин і газів.

$$k = 0,5 \cdot \overline{u'_k \cdot u'_j}, \text{ м}^2/\text{с}^2 \quad (3)$$

$$\varepsilon = 0,5 \cdot \nu \cdot \left(\overline{\partial u'_k / \partial x_j + \partial u'_j / \partial x_k} \right)^2, \text{ м}^2/\text{с}^3 \quad (4)$$

Після приведення до кінематичної в'язкості ν , м²/с формули (3) та (4) набувають вигляду:

$$\nu_T = f_\mu \cdot C_\mu k^2 / \varepsilon, \text{ м}^2/\text{с} \quad (5)$$

де C_μ – константа [17-19].

Зміна режиму руху течії моделюється при $\nu_T = 0$ та $k = 0$ із застосування емпіричної функції [14]:

$$f_\mu = (1 - e^{-0,025 \cdot R_y})^2 \cdot (1 + 20,5/R_T) \quad (6)$$

де R_y , R_T – емпіричні функції:

$$R_y = \sqrt{k} \cdot y / \nu \quad (6)$$

$$R_T = k^2 / (\varepsilon \cdot \nu) \quad (6)$$

де y – відстань до стінки.

Програма CFD – моделювання проводить аналіз вхідних граничних умов та розвиток течії у процесі автоматичного розрахунку і сама обирає яку

математичну модель застосовувати.

Результати моделювання. Проводимо дослідження трьох варіантів моделі з різними значеннями товщини матеріалу утеплювача – 0,02 м; 0,05 м та 0,1 м. Потік повітря, що проходить крізь трубу, нагріву залежить від товщини теплової ізоляції (Табл. 1). Графічно зміна температури потоку по довжині труби наведена на рис. 2 та рис. 3.

Таблиця 1. Зміна температури повітряного потоку

Товщина ізоляції, м	Початкова температура потоку, °С	Кінцева температура потоку, °С
0,02	20	31,52
0,05	20	44,6
0,1	20	44,85

Порівняння отриманих значень відхилення температур (рис. 4), відносної (рис. 5) та абсолютної (рис. 6) нев'язок температур внутрішньої та зовнішньої стінок труби, визначених за формулами (1) та (2), дають можливість визначити наскільки ефективним є використання теплової ізоляції понад значення критичного діаметра.

Відносна нев'язка температур внутрішньої та зовнішньої поверхонь труби (рис. 5):

$$\Delta = (t_{in} - t_{out})/t_{in} \cdot 100\% \quad (2)$$

де t_{in} – температура внутрішньої поверхні труби, °С; t_{out} – температура зовнішньої поверхні стіки труби, °С.

Абсолютна нев'язка температур внутрішньої та зовнішньої поверхонь труби (рис. 6) розрахована за формулою:

$$\Delta = t_{in} - t_{out} \quad (3)$$

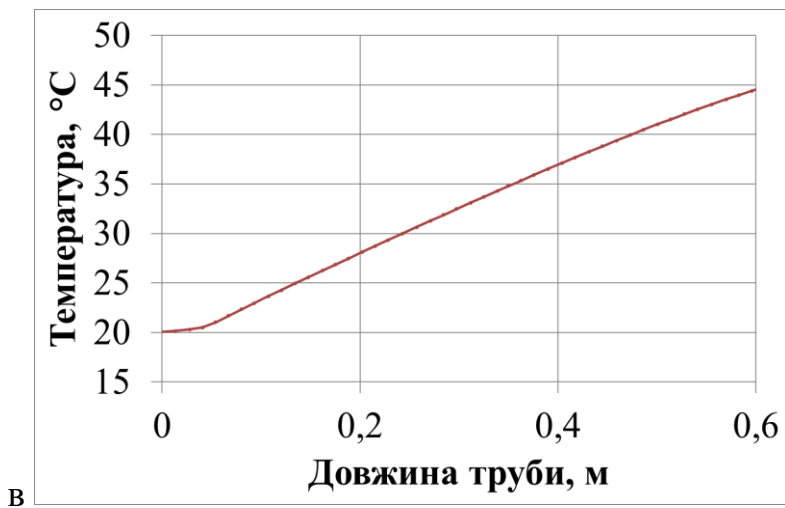
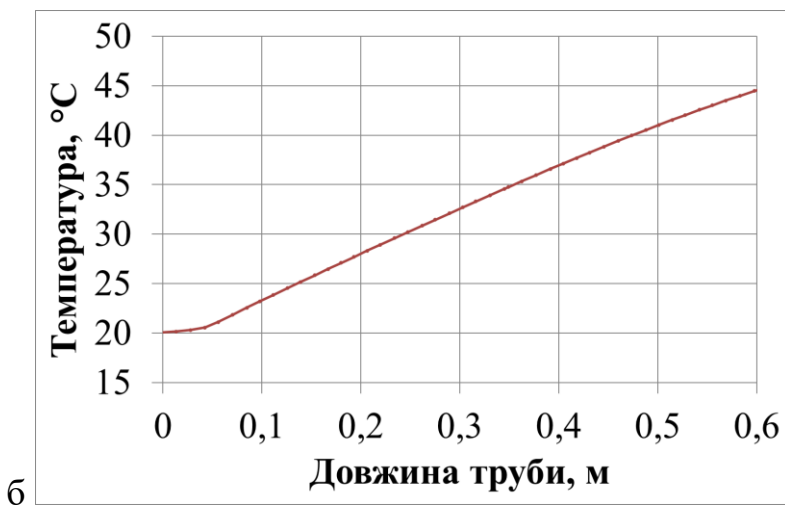
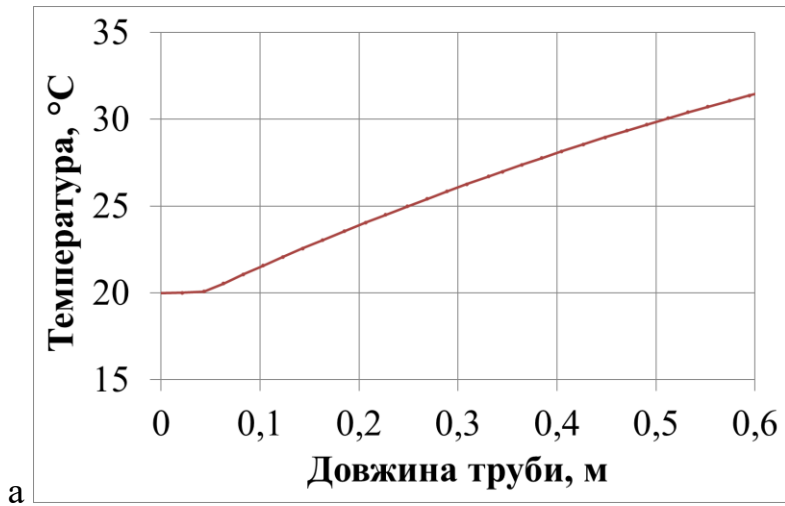


Рис. 2. Зміна температури потоку повітря по довжині труби:
а) товщина теплової ізоляції 0,02 м; б) товщина теплової ізоляції 0,05 м;
в) товщина теплової ізоляції 0,1 м

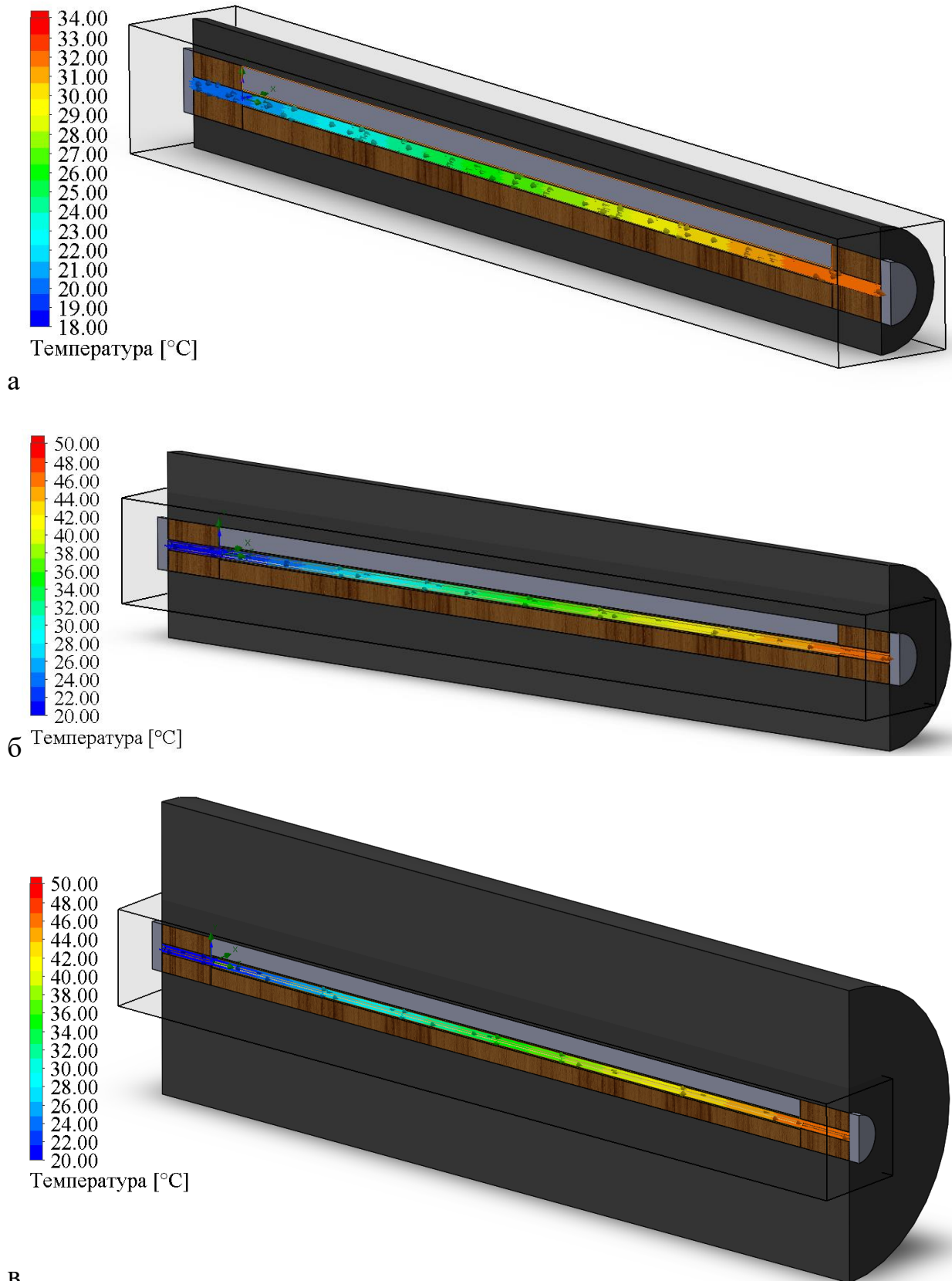


Рис. 3. Градієнт температури ламінарних потоків повітря:
а) товщина теплової ізоляції 0,02 м; б) товщина теплової ізоляції 0,05 м;
в) товщина теплової ізоляції 0,1 м

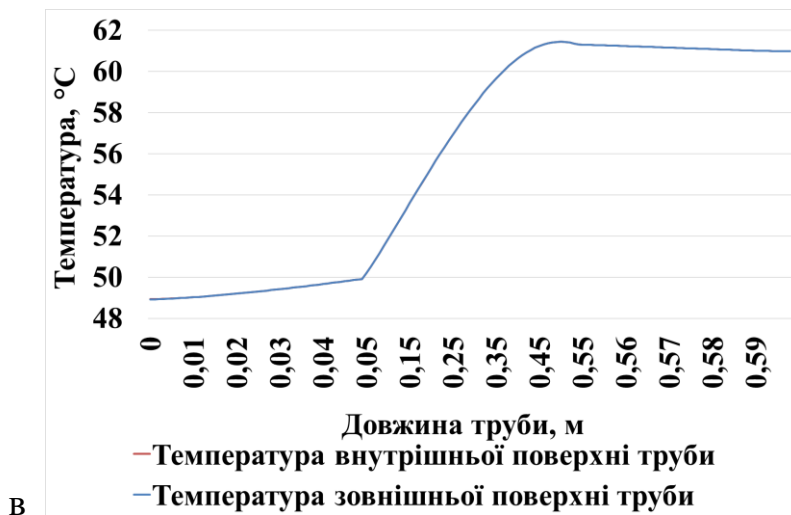
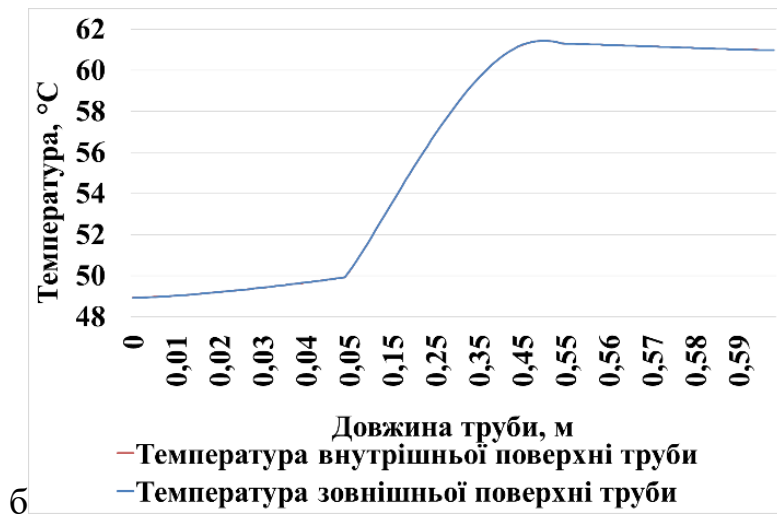
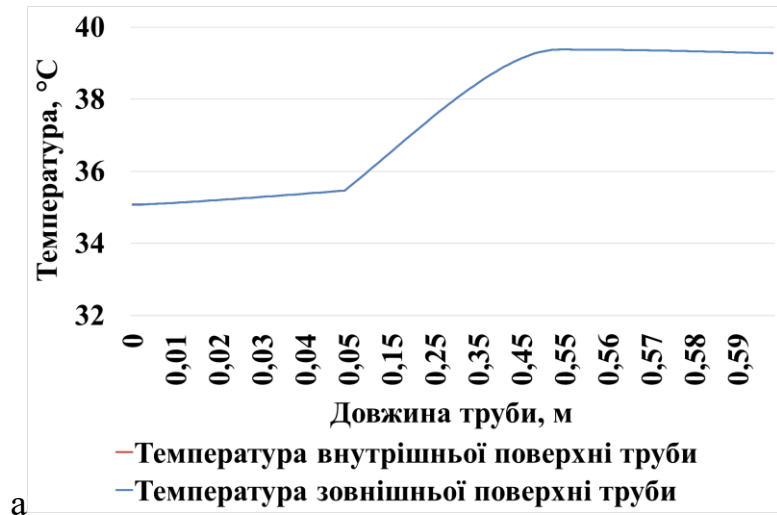


Рис. 4. Відхилення температур внутрішньої та зовнішньої поверхонь труби по довжині труби:

- а) товщина теплової ізоляції 0,02 м; б) товщина теплової ізоляції 0,05 м;
в) товщина теплової ізоляції 0,1 м

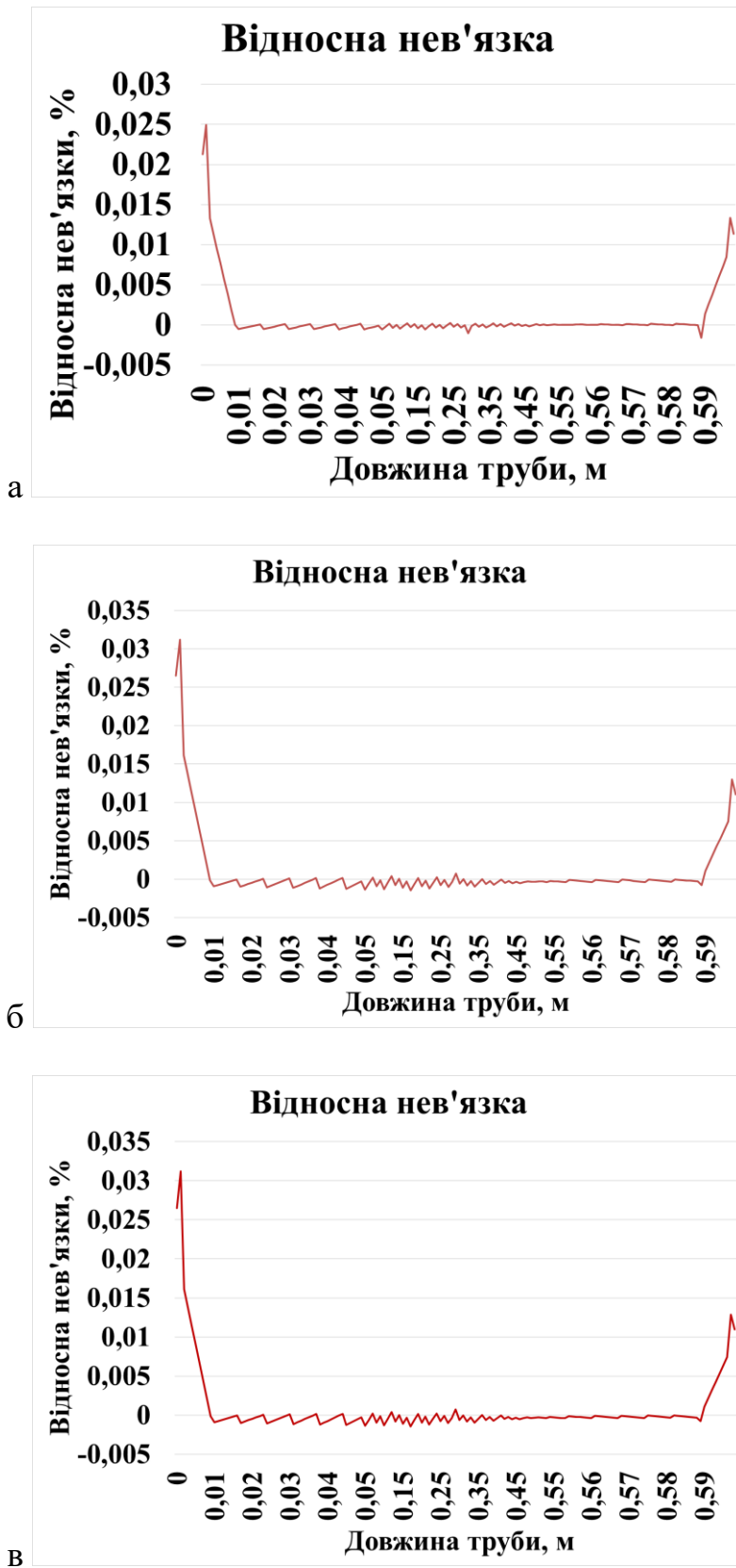


Рис. 5. Графіки зміни значень відносної нев'язки по довжині труби:
а) товщина теплової ізоляції 0,02 м; б) товщина теплової ізоляції 0,05 м;
в) товщина теплової ізоляції 0,1 м

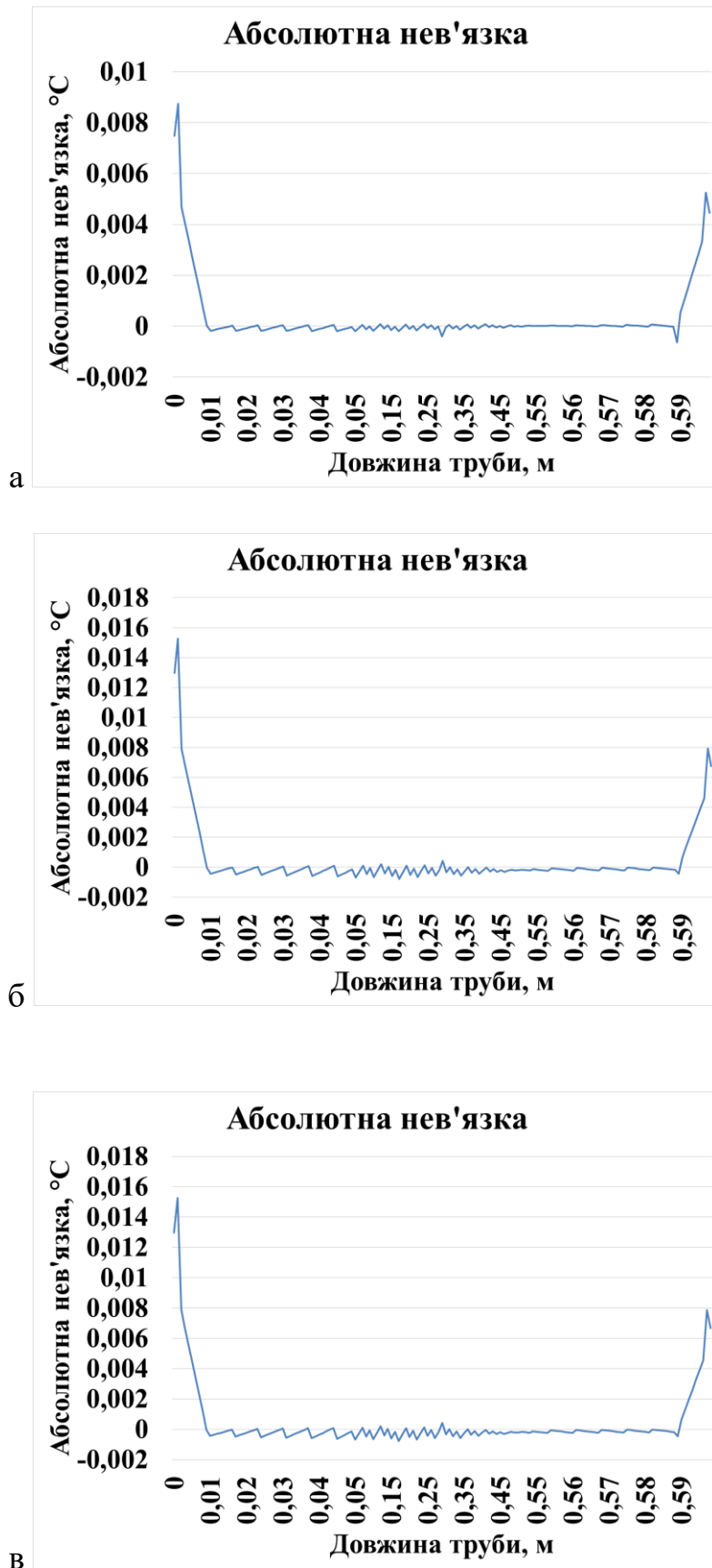


Рис. 6. Зміна значень абсолютної нев'язки по довжині труби:
а) товщина теплової ізоляції 0,02 м; б) товщина теплової ізоляції 0,05 м;

в) товщина теплової ізоляції 0,1 м

Висновки. У результаті проведених досліджень було підтверджено спростованність теорії критичного діаметра. За отриманими значеннями температур повітряного потоку на виході з трубки (відповідно 31,52 °С, 44,6 °С та 44,85 °С) видно, що має місце позитивний ефект від нарощення теплової ізоляції понад критичне значення. Результати підтверджують ефективність використання доцільної товщини утеплювача труб, що дає змогу нехтувати впливом зовнішнього середовища на теплообмінні процеси під шаром теплової ізоляції. Температура на внутрішній та зовнішній поверхнях тонкої трубки практично не відрізняється, тому фіксація температури на зовнішній поверхні під час експериментального дослідження не потребує введення поправки вимірювань.

References

1. Zhytlovi budynky. Osnovni polozhennia. DBN V.2.2-15:2019, Ukrarkhbudininform, 2019. (In Ukrainian)
2. Predun, K., Voinalovich, V., & Guliyev, J. “Enhancement of energy efficiency and biosphere compatibility of buildings and structures in Ukraine.” *Urban Development and Spatial Planning*, vol. 84, 2023, pp. 263–275. <https://doi.org/10.32347/2076-815x.2023.84.263-275>
3. Korbut, V., Tkachenko, T., Mileikovskiy, V., Vakhula, V., Konovaliuk, V. “Analytical studies of the functioning of ventilation with local cooling in public buildings”. *Ventilation, Illumination and Heat Gas Supply*, vol. 45, Nov. 2023, pp. 5–20. (In Ukrainian) <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2023.45.5-20>
4. Komelina O. “Suchasni problemy zabezpechennia enerhoefektyvnosti zhytloвого budivnytstva v Ukraini” *Problemy ekonomiky*, vol. 3, 2014, pp. 108-114.
5. Lapa M., Dvoiehlazova M., Pechonkin I., Lapa Yu. “Zabezpechennia enerhoefektyvnosti budivel.” *Technical Sciences and Technology*, no. 1(7), Sept. 2021, pp. 225-33. (In Ukrainian) <http://tst.stu.cn.ua/article/view/105260>
6. Kovalchuk A., Lystopadska T. “Efficiency type regenerative air handling units.” *Energy saving. Power engineering. Energy audit.*, vol. 4, 2015, pp. 7-14. (In Ukrainian) <http://eee.khpi.edu.ua/article/view/43622>
7. “Serii Vents TwinFresh Stail” Vents. <https://vents.ua/series/twinfresh-style/>. Accessed 19 November 2023
8. Mileikovskiy V., Vakulenko D. “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, <https://doi.org/10.17512/bozpe.2020.1.07>

9. Vakulenko, D., Mileikovskiy V. “Simulation the Effectiveness of Heat Recovery of the Regenerative Ventilator Using Different Approaches.” *Ventilation, Illumination and Heat Gas Supply*, vol. 41, Apr. 2022, pp. 32-38. (In Ukrainian) <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2022.41.32-38>
10. Vakulenko D., Mileikovskiy V., Tkachenko T., Ujma A., Konovaliuk V. “Analysis of critical radius of insulation for horizontal pipes.” Contents of Proceedings of *22nd International Scientific Conference Engineering for Rural Development*, May 24-26, 2023, pp. 902-907, <https://doi.org/10.22616/ERDev.2023.22.TF178>
11. Dymo, Borys Vasylovych, and Vitalii Ivanovych Pylypchak. “Efektyvnist teplovoi izoliatsii truboprovodiv system teplopостachannia.” *Naukovi pratsi. Serii: Tekhnohenna bezpeka*, vol. 137, 2010, pp. 16-18 (In Ukrainian)
12. Ishihara T, Qian G-W, Qi Y-H. “Numerical study of turbulent flow fields in urban areas using modified k-ε model and large eddy simulation.” *J Wind Eng Ind Aerod* vol. 206, 2020, no 104333. doi:10.1016/j.jweia.2020.104333
13. Aydogdu M. “Analysis of the effect of rigid vegetation patches on the hydraulics of an open channel flow with Realizable k-ε and Reynolds stress turbulence models”. *Flow Measurement and Instrumentation*, vol. 94, 2023, no 102477. <https://doi.org/10.1016/j.flowmeasinst.2023.102477>
14. Liu Y., Hinrichsen O. “Study on CFD–PBM turbulence closures based on k-ε and Reynolds stress models for heterogeneous bubble column flows.” *Comput. Fluids*, vol. 105, 2014, pp. 91–100. <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2014.09.023>
15. Mileikovskiy V. O. Enerhoefektyvne formuvannia mikroklimatu na osnovi rozroblenoї teorii makrostruktury turbulentnykh tekhii. Diss. Kyiv National University of Construction and Architecture, 2020. (In Ukrainian)
16. Hargreaves D, Wright NG. “On the use of the k-ε model in commercial CFD software to model the neutral atmospheric boundary layer.” *J Wind Eng Ind Aerodyn*, vol. 95, no 5, May 2007, pp. 355–369. <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2006.08.002>
17. Wang M., Jagad P., Hirani A. N., Samtaney R. “Discrete exterior calculus discretization of two-phase incompressible Navier-Stokes equations with a conservative phase field method.” *Journal of Computational Physics*, vol. 488, 2023, no 112245. <https://doi.org/10.1016/j.jcp.2023.112245>
18. Cabezón D., Sanz J., Van Beeck J. “Sensitivity analysis on turbulence models for the ABL in complex terrain.”, *Proceedings of the European Wind Energy Conference EWEC 2007*, Milan (Italy), 7-10 May 2007
19. Abdi, D.S., Bitsuamlak, G.T., “Wind flow simulations on idealized and real complex terrain using various turbulence models.” *Adv. Eng. Softw.*, vol. 75, 2014, pp. 30–41. <https://doi.org/10.1016/j.advengsoft.2014.05.002>

20. Edeling W. N., Cinnella P., Dwight R. P., Bijl H. “Bayesian estimates of parameter variability in the k- ϵ turbulence model.” *J. Comput. Phys.*, vol. 258, 2014, pp. 73–94. <https://doi.org/10.1016/j.jcp.2013.10.027>

UDC 697

Ass. prof. **Daria Vakulenko**,
vakulenko_di@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0002-2960-9659,
Kyiv national University of Construction and Architecture

THEORETICAL STUDIES OF THE EXPEDIENT RADIUS OF THIN PIPE INSULATION

Decentralized ventilation systems with exhaust heat recovery are an energy-efficient solution for organizing and maintaining comfortable microclimate parameters in apartments and individual residential buildings. Such supply and exhaust systems do not require additional space for the distribution network of air ducts and significant intervention in the interior of the premises. One such device is the Vents TwinFresh regenerative installation. Twin Fresh install in the structure of the outer wall. The task of follow-up is to increase the efficiency of its work. Studies of heat exchange processes in the thin channels of the heat regenerator carried out. Channels with different thermophysical properties are studied. Experimental uncertainty decreases with better thermal insulation of the investigational stand. It is confirmed by the decrease in overheating and the heat transfer coefficient of the external surface thermal insulation when its thickness increases. Overcoming the critical diameter of the insulation of the experimental installation allows to minimize the measurement error, which takes into account the influence of heat exchange processes of the outer surface of the insulation with the environment. It is necessary to determine not the critical but the expedient diameter of the insulation. When using the appropriate thickness of thermal insulation, the temperatures on the inner and outer surfaces of the pipe have practically the same value. Thus, it is possible to take temperature readings of thin tubes from the outside, not from the inside, with the same accuracy. Accordingly, the design of the test stands for experimental research is simplified. The scope of application of the appropriate diameter of thermal insulation is not limited only to studies of heat transfer. This concept can used in any systems, equipment, and techniques that require insulating materials.

Keywords: critical radius of insulation; heat transfer coefficient; Nusselt number; energy efficiency; expedient radius of insulation.

УДК 697.9

аспір. Любов Макаренко,
2222555@ukr.net, ORCID: 0009-0005-9024-8521,
д.т.н., проф. Олександр Приймак,
02opriymak@gmail.com, ORCID: 0000-0002-3081-6057,
Київський національний університет будівництва і архітектури

КРАТНІСТЬ ПОВІТРООБМІНУ ЯК ЗАСІБ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ДО ЧИСТОТИ ПОВІТРЯ НА ОСНОВІ ВИСОКОЕФЕКТИВНИХ ФІЛЬТРІВ

В умовах постійного підвищення забруднення повітря постає питання створення безпечних повітряних зон з контролем якості повітряного середовища в місцях перебування людей. Погіршення якості атмосферного повітря спричинене військовими діями та їх наслідками, а також необхідність скорочення споживання наявних енергоресурсів вимагає вивчення рекомендацій щодо оптимальної кратності повітрообміну наявних європейських та американських вимог до якості повітря в житлових та офісних будівлях для досягнення необхідної якості повітря при мінімальному енергоспоживанні. Цілями дослідження було отримати дані щодо ефективності очищення повітря в заданому об'ємі при різних кратностях повітрообміну. Окремим завданням була перевірка заявлених виробником даних щодо перепаду тисків на фільтри при збільшенні об'єму повітря, що через нього проходить. Було розглянуто фільтраційні системи CleanZone5300, з фільтром класу F9 та фільтром класу HEPA H12/13, які можуть забезпечити кратність повітрообміну від 2 до 10 крат. В об'ємі приміщення 225,9 м³, при температурі 18 °С, відносній вологості 57-59 % та початковій кількості частинок в повітрі приміщення 533440 частинок/фут³ (15105 частинок/м³) досліджувалась здатність фільтраційних установок очищувати повітря при різних кратностях. Було зроблено висновок, що навіть при кратності 2 фільтраційна система може забезпечити очищення повітря до 40 % при використанні фільтру F9 та до 60 % при використанні фільтру HEPA H12/13 за незначний проміжок часу. Висновки дослідження потребують перевірки в офісних приміщеннях з існуючою системою вентиляції для визначення оптимальної кратності досягнення заданої якості повітря при використанні фільтрів або переносних фільтрувальних установок.

Ключові слова: кратність повітрообміну; фільтрування повітря; очищення повітря; рециркуляційна установка.

Вступ. За даними ресурсу IQAir [1] місто Київ входить до топ-40 міст з найбруднішим повітрям у світі. Дані ресурсу SaveEcoBot [2] відображають дані 280 станцій моніторингу стану атмосферного повітря в місті Київ, встановлені як мешканцями міста так і різними організаціями, включаючи органи місцевого самоврядування. За цими даними, що відображаються в застосунку Kyiv Smart City, в період з 9 листопада 2019 року по 8 листопада 2022 року середній індекс якості повітря в місті Київ становив від 83 до 130 AQI в залежності від районів, що трактується як помірний (від 51 до 100 AQI) та шкідливий рівень для чутливих груп населення (від 101 до 130 AQI). На ранок 8 листопада 2022 року індекс якості повітря в місті Київ відображався як середній 75 пунктів AQI, з перевищенням рівня концентрації дрібнодисперсного пилу фракції PM_{2.5} в 4,7 (PM_{2.5} 23.7 µg/m³) від рівнів рекомендованих Всесвітньою організацією охорони здоров'я (ВООЗ) від 22 вересня 2021 року, що регламентують порогові рівні для шести поширених забруднювачів повітря (твердих частинок (PM_{2.5}, PM₁₀), озону (O₃), діоксиду азоту (NO₂), діоксиду сірки (SO₂) і оксиду вуглецю (CO)). Рекомендаціями по охороні здоров'я в цьому випадку є зачинення вікон для запобігання забруднення зовнішнім повітрям та обмеження фізичних навантажень при перебуванні на зовні чутливих груп населення. Такі рекомендації легко виконати, але чи є можливість забезпечувати вимоги ВООЗ не обмежуючи себе та гарантувати безпечні рівні забруднювачів в повітрі в місцях перебування людей. Звідси постає питання забезпечення заданих значень якості повітря в приміщеннях інженерними мережами, як системи вентиляції та окремі очисні установки, наприклад стаціонарні чи переносні рециркуляційні фільтраційні установки.

Актуальність дослідження. Постало питання яким чином отримати необхідні показники повітря вказані в рекомендаціях ВООЗ. Нормативних документів чи рекомендацій на використання обладнання для очищення повітря в офісних приміщеннях України наразі не опубліковано. Цим дослідженням здійснено спробу дослідити можливі варіанти забезпечення якості повітря, застосовуючи в даному випадку рециркуляційні фільтрувальні установки з можливістю змінювати об'єм повітря, що може обробити установка, в межах від 2 до 10 крат.

Останні дослідження та публікації. Щоб досягти необхідної якості повітря, що вказана в рекомендаціях WHO (ВООЗ) необхідно звернутись до досвіду європейських та американських настанов, що вже пройшли випробувані та довели свою ефективність.

В методичних рекомендація Центру з контролю та профілактики захворювань у США (CDC) [3] та в Керівництві американського інституту архітекторів (AIA) [4] вказана рекомендована кратність повітрообміну в закладах

охорони здоров'я для досягнення необхідного класу очищення за допомогою портативного пристрою з HEPA фільтром складає від 6 до 12 крат. Подібні дані вказані в нормах Китаю [7], США [8], Великобританії [9] та Бельгії [10].

Рекомендована кратність повітрообміну в учбових приміщеннях: 1 крат для подачі свіжого повітря за допомогою систем загальнообмінної вентиляції та 2 - 4 крати за рахунок рециркуляційних установок, як вказує Kirkman (PhD, Штутгарт, Німеччина) та ін. [5] в своєму огляді: "Ефективність очисників повітря для видалення вірусомісних респіраторних крапель: Рекомендації щодо вибору очищувача повітря для приміщень кампусу".

В звіті №23 ЄСА (Європейська спільна дія щодо «Міського повітря, внутрішнього середовища та впливу на людину») [6] передбачається, що в офісних будівлях, рівень вентиляції, який підтримується на рівні та вище 10 л/с·на людину, в середньому призведе до значного зменшення симптомів «хвороби будівлі» у мешканців і кращої якості повітря. Якщо інженер-проектувальник не має доступних вимірних даних концентрації CO₂, рекомендується використовувати витрату свіжого повітря в офісному приміщенні на людину ($q_v = 12,5$ л/с·на людину).

Дослідження організації WHO, США [11] показують, що можливість заразитися через 15 хвилин після перебування в приміщенні з джерелом інфекції з кратністю повітрообміну 12 крат становить 4 %, а з кратністю 24 - становить 2 %.

Тож, виходячи з усього наведеного вище, можна зробити висновок, що найменша рекомендована кратність для якісного очищення повітряного середовища становить 5-6 крат. З подальшим накопичувальним ефектом: чим довше працюють рециркуляційні очисні установки тим більший ефект буде отримано з часом.

Отримання необхідної кратності за допомогою рециркуляційних установок з низьким енергоспоживанням дає можливість попередити забруднення та контролювати якість повітряного середовища в місцях постійного перебування людей та уникнути значних енергетичних втрат на нагрів та охолодження центральними системами обробки повітря.

Формулювання цілей статті. Отримання даних щодо ефективності очищення повітря в виробничому приміщенні від часток в заданому об'ємі при різних кратностях повітрообміну фільтрувальними установками PreMax500Filter Drum F9 Art.№: 202112002 та HyperHEPA300Filter Drum H12/13 Art.№:202212002. Окремим завданням є перевірка заявлених виробником даних щодо перепаду тисків на фільтрі при роботі установки.

Основна частина. Дослідження проводилось в виробничому приміщенні в м. Київ. Висота приміщення 3,485 м, довжина 11,462 м, ширина 5,655 м.

Розрахунковий об'єм приміщення таким чином склав 225,9 м³. Вимірювання проводилися 21 вересня 2022 року при внутрішній температурі +18,6 °С, відносній вологості в приміщенні 57-59 % при вимкнених системах вентиляції та опалення. В приміщенні перед початком роботи фільтрувальних установок зафіксовано 15105 частинок на 1 м³. Фільтрувальна установка складається з вентилятора обладнаного ЕС-двигуном та фільтрувального елемента в корпусі з фільтрами двох типів : класу F9 тонкої очистки та з вискоефективним фільтром твердих частинок класу HEPA H12/13.

Для вимірювання даних використовувалися такі прилади:

- датчик перепаду тиску SPS-G-2КО;
- монітор якості повітря AirVisualPro;
- датчик вологості DCMFG-2R Serial nr.: FN5X-713E-DB2G (T, rH, CO₂);
- анемометр ET-965;
- датчик частинок Particle Scan Lite, IQAir. Serial nr.:2005.30837. Flow 0,025 cfm;
- дальномір лазерний DLE40 Profesional, Bosch.

Вимірювання проводились в два етапи. Спочатку досліджувалась фільтрувальна установка CleanZone5300 з фільтром PreMax500Filter Drum F9 Art.№: 202112002, а потім на її місце була встановлена CleanZone5300 з фільтром HyperHEPA300Filter Drum H12/13 Art.№:202212002.

Установка з HEPA фільтром навмисне використовувалась після того, як повітря очищалося установкою з фільтром F9, щоб запобігти надмірному забрудненню HEPA фільтра. Виконуючи принцип встановлення черговості фільтрів за напрямом рухом повітряного потоку: від фільтрів попередньої очистки , які відбирають значні забруднення в повітрі (такі як листя дерев, пір'я і т.д) до фільтрів тонкої очистки типу F9, а вже потім до вискоефективних фільтрів HEPA.

Вимірювання проводились при роботі установки на 5 різних швидкісних режимах зміни обертів вентилятора з можливих 10, що відповідає можливості установок фільтрувати повітря від 400 м³/годину до 2400 м³/годину. Результати вимірювань наведені в таблицях №1 та №2.

Окремо цікавили дані щодо перепаду тисків до та після фільтру при роботі фільтрувальної установки. В аналогічних виробників початковий перепад тиску на фільтрах HEPA вказується 150 Па. Кінцевий перепад при забрудненні фільтру складає понад 450 Па. В даному випадку заміри вказують на значно нижчі показники: при роботі фільтрувальної установки на 10 швидкості (що відповідає спроможності фільтрувати повітря в кількості 2400 м³/годину) перепад тиску, який створюється на фільтрі - лише 97 Па, що відповідає заявленим характеристикам від виробника, і очевидно, залежить від фільтруючого

середовища та структури повітряного фільтра (виробник заявляє фільтрувальну площу фільтра 17 м²). Це надає широкі можливості для використання даного фільтра навіть з звичайних системах вентиляції. Наприклад, встановлення в існуючу систему вентиляції без зміни вентилятора на потужніший, щоб компенсувати втрати потужності на «продавлювання» фільтра з перепадом тиску в 450 Па.

Прогнозований час очищення повітря в об'ємі приміщення надано в вигляді діаграм на рис. 1 та рис. 2. Потрібно зазначити, що дані діаграми мають прогнозований характер опираючись на отримані дані в приміщенні з великою кратність повітрообміну (10 крат) при відсутності будь яких навантажень в вигляді перебування великої кількості людей чи будь яких інших джерел забруднення повітряного середовища. Дані потрібно перевірити при врахуванні цих факторів.

Ефективність видалення забруднюючих речовин за допомогою фільтрів розраховується за рівнянням за методом стандарту Eurovent 4/9:1997, % :

$$Ef = (C_b + C_a)/C_b \cdot 100\%, \quad (1)$$

де C_b – концентрація забруднювачів перед фільтром, частинок/м³;
 C_a – концентрація забруднювачів після фільтра, частинок/м³.

За одну хвилину фільтрувальна установка CleanZone5300 з фільтром PreMax500Filter Drum F9 Art.№:202112002 потужністю очищення потоку повітря, що проходить крізь неї, в 2400м³/годину в приміщенні площею 225,9м² може забезпечити повітрообмін в 10 крат з середньою швидкістю очищення повітря в об'ємі на 16 % за хвилину.

Спостерігалось поступове зниженням забруднення повітря в об'ємі приміщення з 15105 частинок/м³ до 6026 частинок/м³ – в такому разі фільтр F9 забезпечив вловлювання 60 % забруднення з повітря в приміщенні частинок розміром >0,4мкм.

За одну хвилину фільтрувальна установка CleanZone5300 з фільтром CleanZone5300 з фільтром HyperHEPA300Filter Drum H12/13 Art.№:202212002 при тих же умовах має середню швидкість очищення повітря в об'ємі на 10 % за хвилину.

Спостерігалось поступове зниженням забруднення повітря в об'ємі приміщення з 8027 частинок/м³ до 4747 частинок/м³ – в такому разі фільтр H12/13 забезпечив вловлювання 40 % забруднення з повітря в приміщенні частинок розміром >0,3 мкм. Зниження показника ефективності відносно, його слід розглядати в поєднанні з даними передочищення в фільтрі F9.

Таблиця 1. Фільтрувальна установка CleanZone5300
з фільтром PreMax500Filter Drum F9 Art.№: 202112002

Режим роботи установки по швидкості	1	3	5	8	10
Проведені заміри частинок до ввімкнення установки, частинок/м ³ :	15105	14826	14379	10129	7805
Об'єм повітря в установці, м ³ /годину	400	800	1200	1800	2400
Час досліду, с	60	60	60	60	60
Площа потоку повітря, м ²	0,2079	0,2079	0,2079	0,2079	0,2079
Швидкість потоку повітря в цьому перерізі, м/с:	0,53	1,06	1,6	2,4	3,2
Перепад тиску до та після фільтру, Па	10	16	25	45	66
Проведені заміри частинок після вимкнення установки, частинок /м ³ :	14825	14379	10129	7805	6026
Ефективність очищення за хвилину, % за методом Eurovent 4/9:1997	1,85	3,0	30,0	23,0	23,0

Таблиця 2. Фільтрувальна установка CleanZone5300
з фільтром HyperHEPA300Filter Drum H12/13 Art.№:202212002

Режим роботи установки по швидкості	1	3	5	8	10
Проведені заміри частинок до ввімкнення установки, частинок/м ³ :	8027	6628	6165	5609	5195
Об'єм повітря в установці, м ³ /годину	400	800	1200	1800	2400
Час досліду, с	60	60	60	60	60
Площа потоку повітря, м ²	0,2079	0,2079	0,2079	0,2079	0,2079
Швидкість потоку повітря в перерізі, м/с:	0,53	1,06	1,6	2,4	3,2
Перепад тиску до та після фільтру, Па	14	25	37	67	97
Проведені заміри частинок після вимкнення установки, частинок /м ³ :	6628	6165	5609	5195	4747
Ефективність очищення за хвилину, % за методом Eurovent 4/9:1997	17,4	6,5	9,5	7,4	8,6

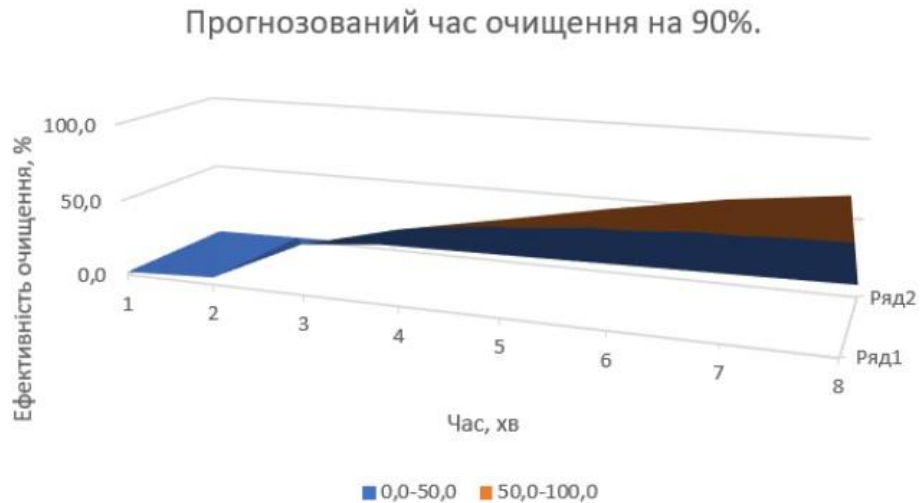


Рис.1 . Прогнозований час очищення повітря фільтрувальною установкою PreMax500Filter Drum F9 Art.№: 202112002 на 90 % від забруднення з повітря в приміщенні частинок розміром $>0,4$ мкм у даному приміщенні 8 хвилин

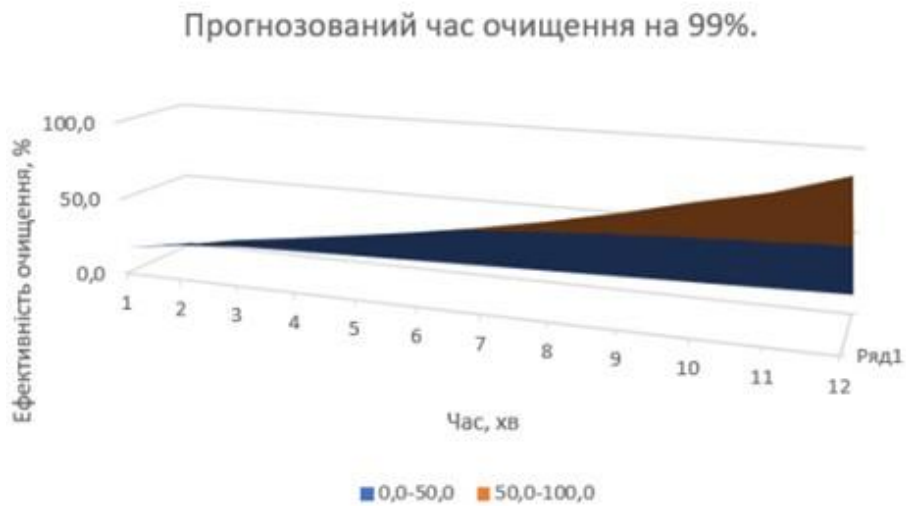


Рис.2 . Прогнозований час очищення повітря фільтрувальною установкою HyperHEPA300Filter Drum H12/13 Art.№:202212002 на 99 % від забруднення з повітря в приміщенні частинок розміром $>0,3$ мкм у даному приміщенні 12,5 хвилин

Висновки. Дослідження не може претендувати на оголошення загального правила для організації приміщень з безпечними повітряними зонами, все таки воно має вибіркового характер, але загальні риси вже окресленні в європейських та американських нормах воно підтверджує – кратності повітря безперечно може виступати засобом для можливості контролювати концентрацію забруднюючих речовин в повітряному середовищі приміщень.

В установках, що використовувалися в дослідженні, електрична споживана потужність вентиляторів складає 300 Вт за годину. В порівнянні це потужність, яку споживає звичайний офісний принтер. При такому незначному електричному споживанню при роботі фільтрувальної установки на 10 швидкості, що відповідає спроможності фільтрувати повітря в кількості 2400 м³/годину, вдалося досягти очищення повітря в об'ємі приміщення площею 225,9 м³ на 60 % від забруднення частинками розміром >0,4 мкм та на 40 % від забруднення частинками розміром >0,3 мкм.

Окремий інтерес викликає характеристика фільтрів, використаних в дослідженні, по показниках перепаду тиску до та після фільтру – максимум 97 Па, що дає можливість встановлювати ці фільтри майже в будь яку центральну систему вентиляції, по принципу організації систем вентиляції в медичних установах з вимогами категорій чистоти ISO 5 - ISO 8, не змінюючи потужність вентиляторів у цих системах, для компенсування значних опорів створених фільтрами типу HEPA.

Перспективи подальших досліджень. Необхідні подальші дослідження в функціонуючих офісних приміщеннях врахуванням кількості присутніх в приміщеннях людей. Визначення оптимальних кратностей повітрообміну: досягнення безпечних рівнів очищення повітря при мінімальних кратностях. Дослідження можливості встановлення фільтрувальних систем на вже існуючі вентиляційні системи.

References

1. Website IQAir . <https://www.iqair.com>. Accessed 27 August 2023.
2. Website SaveEcoBot. <https://www.saveecobot.com/maps/kyiv#days-7>. Accessed 27 August 2023.
3. “Guidelines for environmental infection control in health-care facilities” U.S. Department of Health and Human Services Centers for Disease Control and Prevention (CDC) Atlanta, GA 30329, 2023, updated July 2019 <https://www.cdc.gov/infectioncontrol/guidelines/environmental/index.html>. Accessed 27 August 2023.
4. “Guidelines for design and construction of hospital and health care facilities” The American Institute of Architects Academy of Architecture for Health, The Facilities Guidelines Institute, 2006. <https://www.fgiguide.org/wp-content/uploads/2015/08/2001guidelines.pdf>. Accessed 27 August 2023.
5. Sophie Kirkman, John Zhai, Shelly L. Miller. “Effectiveness of Air Cleaners for Removal of Virus-Containing Respiratory Droplets: Recommendations for Air Cleaner Selection for Campus Spaces.” 2020. <https://shellym80304.files.wordpress.com/2020/06/air-cleaner-report.pdf>. Accessed 27 August 2023.
6. “Ventilation, Good Indoor Air Quality and Rational Use of Energy”, European Commission Joint Research Centre-Institute for Health & Consumer Protection Physical & Chemical Exposure Unit, 2023 https://www.aivc.org/sites/default/files/members_area/medias/pdf/Inive/ECA/ECA_Report23.pdf. Accessed 27 August 2023.
7. General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People’s Republic of China, Standardization Administration of the People’s Republic of China. GB 15982-2012 Hygienic standard for disinfection in hospitals. Beijing: Standards Press of China, 2012. (In Chinese). <http://c.gb688.cn/bzgk/gb/showGb?type=online&hcno=4DA7977F7EFBF4B3181E3EE674DC82C8>. Accessed 27 August 2023.
8. Ventilation of Health Care Facilities; American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers. ANSI/ASHRAE/ASHE Standard 170-2017, New York, NY, USA. 2017.
9. Specialised ventilation for healthcare premises: part A – design and validation. HTM 03-01, Department of Health/Estates and Facilities Division, 2007.
10. Ventilation in hospitals – coherent hierarchic structure and common terms and definitions for a standard related to ventilation in hospitals. CEN/TS 16244:2018, Comite Europeen de Normalisation, 2018.
11. Atkinson, James. Natural ventilation for infection control in health-care settings. World Health Organization, 2009.

UDC 697.9

PG. Liubov Makarenko,
2222555@ukr.net, ORCID: 0009-0005-9024-8521,
Dr Hab., Prof. Oleksandr Priymak,
02opriymak@gmail.com, ORCID: 0000-0002-3081-6057,
Kyiv national University of Construction and Architecture

AIR EXCHANGE RATE AS A MEANS OF ENSURE REQUIREMENTS TO AIR PURITY ON THE BASIS OF HIGH-EFFICIENCY FILTERS

In the context of a constant increase in air pollution, the question arises of creating safe air zones with quality control of the air environment in places where people stay. The constant deterioration of air quality caused by military operations and their consequences, as well as the need to reduce the consumption of available energy resources, requires studying the recommendations on the optimal air exchange rate of existing European and American air quality requirements in residential and office buildings to achieve the required air quality with minimal energy consumption. The objectives of the study were to obtain data on the efficiency of air purification in a given volume at different air exchange rates. A separate task was to check the data declared by the manufacturer on the pressure drop across the filter with an increase in the volume of air passing through it. CleanZone5300 filtration systems with F9 class filter and HEPA H12/13 class filter were considered, which can provide an air exchange rate of 2 to 10 times. In a room volume of 225.9 m³, at a temperature of 18 °C, a relative humidity of 57-59 % and an initial number of particles in the room air of 533,440 particles/ft³ (15105 particles/m³), the ability of filtration units to purify the air at different rates was studied. It was concluded that even with a factor of 2, the filtration system can provide air purification up to 40 % when using the F9 filter and up to 60 % when using the HEPA H12/13 filter in a short period of time. Recirculation filter units are considered as the easiest way to increase the air exchange rate in the room, in our climatic conditions. With the possibility of avoiding the processing of air for heating or cooling when using outside atmospheric air. In the installations used in the study, the electrical power consumption of the fans is 300 W per hour. The conclusions of the study need to be tested in office premises with an existing ventilation system to determine the optimal multiplicity of achieving a given air quality when using filters or portable filter units.

Keywords: air exchange rate; air filtration; air purification; recirculation plant.

УДК 662.995

ст.наук.співр. **Анатолій Макаров**,
Stefanovich makarov.anatoly@kmbp.com.ua,
голова наглядової ради **Андрій Ходос**,
khodos@kmbp.com.ua,
заступник директора **Михайло Кирієнко**,
mihail_kirienko@ukr.net,
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

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТА ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ БАГАТОКОРПУСНОЇ ВАКУУМ-ВИПАРНОЇ УСТАНОВКИ

Проаналізовано сферу застосування багатокорпусних вакуумно-випарних установок для концентрування розчинів та перспективність їх впровадження в молочній, крохмально-патоковій та інших галузях промисловості для згущення продукту з високою в'язкістю, виробництва сухих молочних продуктів, молочних консервів з цукром, а також в умовах низької вартості пари при спалюванні місцевих палив чи при комбінованому виробництві електричної і теплової енергії. Запропоновано удосконалену методичку розрахунку багатокорпусної вакуум-випарної установки з паровою компресією для згущення молочних продуктів, особливістю якої є комірчаста структура розрахункової моделі у вигляді розрахункових таблиць, сформованих за окремими технологічними та конструктивними параметрами установки. Наведено результати модернізації чотирикорпусної вакуум-випарної установки з паровою компресією фірми «Альфа_Лаваль Шефферс», виконаної на підставі аналізу даних багаторічної її експлуатації по концентруванню молочних продуктів та розрахункових, експериментальних і пуско-налагоджувальних досліджень з метою удосконалення основних функціональних вузлів для забезпечення надійної і ефективної роботи. Викладено виконані дослідження за напрямками: удосконалення функціональної схеми установки; удосконалення методички теплового розрахунку у відповідності до прийнятої функціональної схеми; визначення розрахункових теплових і гідравлічних характеристик роботи установки; аналіз існуючих способів зрошення поверхні випарних труб з падаючою плівкою, відпрацювання на моделях конструкції вузла зрошування і режимів його роботи; встановлення методів надійного відведення конденсату і модернізація конденсатопроводів. Ефективність реалізованих технічних рішень підтверджено результатами пуско-налагоджувальних випробувань

модернізованої установки та під час її подальшої експлуатації. Набутий науково-технічний досвід ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод» (м. Калинівка, Вінницька обл.) по модернізації та введення в експлуатацію згаданої чотирикорпусної установки у сукупності з досвідом виробництва високоефективних однокорпусних вакуумно-випарних установок з механічною компресією ВВУ-Мк і двокорпусних з комбінованою компресією ВВУ-Мк-Пк є основою для організації виробництва в Україні багатокорпусних випарних установок з паровою компресією.

Ключові слова: багатокорпусна вакуум-випарна установка; концентрування; згущення продукту; механічна компресія; парова компресія; нагрівна пара; вторинна пара; екстрапара; удосконалена методика розрахунку.

Вступ. Молочно-консервна промисловість України потребує для модернізації виробничого процесу на молокозаводах новітнього ефективного обладнання. Зокрема, впровадження енергоефективних випарних установок для згущення незбираного і знежиреного молока в молочно-консервних виробництвах, молочної сироватки, соків та інших рідин. Парк установок на молокозаводах України складається з застарілих циркуляційних двокорпусних установок Wiegandt та невеликої кількості три- і чотирикорпусних установок плівкового типу. За останні роки на ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод» освоєно виробництво високоефективних однокорпусних вакуумно-випарних установок з механічною компресією ВВУ-Мк і двокорпусних з комбінованою компресією ВВУ-Мк-Пк [1], а також високоефективних повітрянагрівачів для сушильних установок [2]. Разом з тим існує сфера, де багатокорпусні установки з паровою компресією зберігають свою перевагу. Це згущення продукту з високою в'язкістю, виробництво молочних консервів з цукром, а також в умовах низької вартості пари при спалюванні місцевих палив чи при комбінованому виробництві електричної і теплової енергії. Виробництво таких вакуум-випарних установок для молочної промисловості в Україні відсутнє. Впроваджені в експлуатацію закордонні зразки установок вичерпали експлуатаційний ресурс, тому аналіз досвіду їх багаторічної експлуатації та модернізації основних вузлів є важливим для можливої організації вітчизняного виробництва багатокорпусних установок з паровою компресією.

Актуальність дослідження. Вакуумно-випарні установки з паровою компресією широко використовуються для згущення при виробництві сухих молочних продуктів. Підвищення ефективності роботи вакуум-випарних установок для технологічних процесів концентрування продуктів молочно-консервних виробництв із забезпеченням економічності та надійності конструкцій протягом тривалої експлуатації є важливим завданням для

прогресивного розвитку галузі.

Дослідження виконувались з метою модернізації чотирикорпусної вакуумної випарної Альфа-Лаваль Шефферс, яка використовувалася для концентрування незбираного, знежиреного молока і молочної сироватки, та включають: удосконалення функціональної схеми установки; розробку методики теплового розрахунку у відповідності до прийнятої функціональної схеми; визначення розрахункових теплових і гідравлічних характеристик роботи установки; аналіз існуючих способів зрошення поверхні випарних труб з падаючою плівкою, відпрацювання на моделях конструкції вузла зрошування і режимів його роботи; встановлення методів надійного відведення конденсату і модернізація конденсатопроводів.

Останні дослідження та публікації. При модернізації і внесенні змін в конструкцію вакуумно-випарної установки важливими є:

- функціональна схема і методи її теплового розрахунку;
- дані по інтенсивності тепловіддачі при плівковій конденсації і плівковому випаруванні на поверхні кожухотрубчастого теплообмінника;
- гідравлічна схема парового тракту і визначення складових величин гідравлічної депресії [1];
- способи рівномірного плівкового зрошення поверхні випарних труб;
- методи надійного відведення конденсату і використання його тепла.

Існуючі функціональні схеми і методики теплових розрахунків наведено в сучасних довідниках і підручниках [3, 4], в яких вважаються актуальними і використовуються методи розрахунку запропоновані Х.З. Классеном, І. А. Тищенко, М.А. Кичигиним. Загальний огляд схем вакуумно-випарних установок і методи розрахунків процесі теплопередачі в них приведено в [5], вимоги до облаштування конструкцій їх теплообмінників в [6]. Більш пізні дослідження роботи багатокорпусних випарних установок направлені на застосування для теплових розрахунків сучасних прикладних програм [7], або знаходження динамічних характеристик установок в процесі забруднень від тривалої експлуатації чи змінюваної кількості екстра-пари [8].

Дані по інтенсивності тепловіддачі при плівковій конденсації і плівковому випаруванні приведені в [9]. Нові дослідження направлені на уточнення розрахунків теплопередачі і розширення сфери переробки продуктів наведено в [10, 11, 12]. Процес і способи зрошення випарних труб з падаючою плівкою детально описані в [13]. Проаналізовані зокрема зрошувальні пристрої щільні, переливні, струменеві, розбризкувальні. У [14] приведені порівняння конструкцій вузлів зрошення вакуумних випарних установок для згущення молока, в тому числі чотирикорпусної вакуумно-випарної Альфа-Лаваль Шефферс.

Формулювання цілей статті. Аналіз результатів тривалої експлуатації багатокорпусної установки фірми «Альфа-Лаваль», розробка удосконаленої методики теплового розрахунку установки із застосуванням сучасних прикладних програм, дослідження і вдосконалення основних функціональних вузлів, проведення модернізації, пуско-налагоджувальних випробувань та введення установки в експлуатацію. Набутий науково-технічний досвід по модернізації та введення в експлуатацію згаданої установки у сукупності з досвідом виробництва одно- і двокорпусних вакуумно-випарних установок може бути основою для організації виробництва в Україні багатокорпусних установок з паровою компресією.

Основна частина. У роботі розглянуто багатокорпусну вакуум-випарну установку для згущення молочних продуктів [14, 15], модернізацію якої після її тривалої роботи проведено з метою підвищення надійності та ефективності роботи на підставі теоретичних та експлуатаційних досліджень.

1. Схема багатокорпусної вакуум-випарної установки

Чотирикорпусна вакуумно-випарна установка плівкового типу «Альфа-Лаваль» з паровою компресією містить (рис. 1):

- випарні колони (ЕО1...ЕО3, ЕО4а і ЕО4б), насоси (1МО) для примусової циркуляції продукту, сепаратори (С11...С14), винесені камери нагрівання вхідного продукту (Pr21...Pr24) – теплообмінники змієвикового типу для підігрівання вторинною паровою (екстрапаровою), парові компресори ТК-1 і ТК-2;

- теплообмінник пластинчатого типу 1 ТН01 для підігрівання вхідного продукту конденсатом;

- теплообмінники змієвикового типу Pr25 та Pr26 на вході у першу випарну колону для кінцевого нагрівання вхідного продукту за допомогою парових компресорів ТК-1 та ТК-2 сумішшю гострої і вторинної пари;

- конденсатор С 01;

- трубопроводи вхідного продукту, концентрованого продукту, гострої пари, вторинної пари, конденсату, охолоджувальної води. Продуктові трубопроводи, паропроводи та конденсатопроводи утворюють відповідні контури в технологічній схемі багатокорпусної установки.

Продуктовий контур. Вхідний продукт (знежирене молоко з вмістом сухих речовин 8,0 % та температурою 8 °С) в установку поступає через трубну панель в балансний бак, а далі в теплообмінник Pr21 кінцевого випарного апарата ЕО4, в якому підігрівається вторинною паровою (екстрапаровою з сепаратора С14) до температури 27,1 °С, а в теплообміннику 1 ТН01 підігрівається сумішшю конденсату з конденсатора С 01 та конденсатозбірника 5R01 до температури 41,9 °С. Далі сировинний продукт попередньо підігрівається за послідовного проходження в теплообмінниках Pr21...Pr26. Нагрітий продукт до температури

80,6 °С з вмістом сухих речовин 8,0 % надходить у випарну колону EO1, де розпочинається процес концентрування до вмісту сухих речовин ~ 11,0 %. З першого корпусу продукт надходить в другий, потім послідовно до останнього, проходячи концентрування до потрібної величини вмісту сухих речовин. У кожній з випарних колон EO4a і EO4б продукт проходить послідовно по дві секції пучків труб. З випарної колони EO4б з кінцевою концентрацією 48 % готовий продукт подається до вихідної панелі установки.

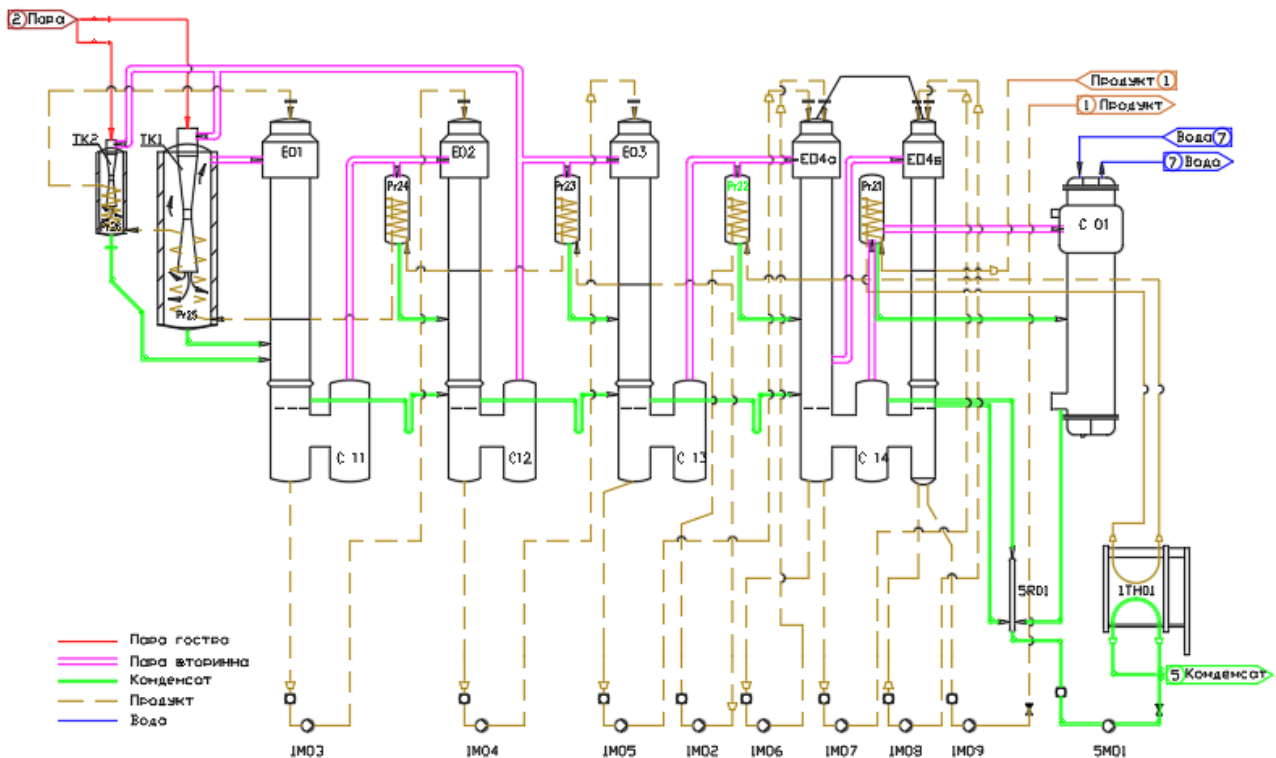


Рис. 1. Функціональна схема багатокорпусної вакуум-випарної установки

Контур пари. У технологічній схемі випарної установки застосовують гостру і вторинну пару. Гостра пара з колектору пари і екстрапара з сепаратора С12 надходить в парові компресори ТК-1 і ТК-2, утворюючи пару нагріву для теплообмінників Pr25 і Pr26, в яких проводиться кінцеве підігрівання вхідного продукту. Основна кількість пари нагріву з теплообмінника Pr 25 подається у міжтрубний простір нагрівної (грійучої) камери першої випарної колони. Вторинна пара, утворена в першому випарному апараті, використовується для обігріву в другому і так далі випарна пара кожного апарата використовується в наступному (крім EO4б). Рештки вторинної пари після теплообмінника Pr21 відводиться в конденсатор С 01.

Контур конденсату. Конденсат, утворений при передачі тепла від пари до продукту в теплообмінниках попереднього підігрівання, нагрівальних камерах випарних колон та конденсаторі пари подається послідовно в наступні колони та

конденсатор, а з крайньої колони ЕО4б і конденсатора – в конденсатозбірник 5R01, з якого насосом 5M01 подається в теплообмінник 1ТН01 попереднього підігрівання сировинного продукту і відводиться за межі установки.

Контур охолоджувальної води. Вода для охолодження і конденсації пари, що надходить після теплообмінника Pr21 в міжтрубний простір корпусу конденсатора, рухається в трубах за чотириходовою схемою. За розрахункового режиму роботи випарної установки перепад температур води на вході-виході конденсатора складає ~ 10 °С.

Нижче наведено результати модернізації чотирикорпусної вакуум-випарної установки з паровою компресією фірми «Альфа-Лаваль Шефферс» (Швеція), виконаної на підставі аналізу даних багаторічної експлуатації установки. Головними причинами неефективної експлуатації згаданої багатокорпусної установки та вимушеного припинення її роботи були критичне руйнування випарних труб у випарних колонах ЕО4б і ЕО4б, крайніх за рухом продукту і пари, із-за недостатньої загальної інтенсивності зрошення в них, а також за недосконалої системи подачі продукту на зрошення та неефективності системи зливу конденсату з трьома окремими насосними лініями. Технічні рішення з модернізації основних функціональних вузлів прийняті з урахуванням результатів експериментальних досліджень на моделях та на підставі розрахункового аналізу за розробленою удосконаленою методикою теплового розрахунку багатокорпусної випарної установки з автоматизованим зведенням матеріального і теплового балансу, а також знаходженням розподілу температур в паровому, конденсатному і продуктовому трактах.

2. Удосконалення методики перевірконого теплового розрахунку багатокорпусного випарного апарата

Приведені в літературі методи розрахунку багатокорпусних випарних установок [3, 4 та ін.] за широкою різноманітності мають спільну основу:

- визначення загальної кількості випаруваної вологи, розподілення її між корпусами, складання теплових балансів корпусів на базі нормативних навантажень поверхонь випаровування;
- попередній розрахунок і розподілення сумарної корисної різниці температур його між корпусами з урахуванням величин поверхонь нагріву і інтенсивності теплопередачі;
- для зменшення об'єму розрахунків приймається рівність витрати нагрівної пари і випаруваної вологи, не завжди враховується самовипаровування перегрітого продукту і конденсату;
- використовуються узагальнені дані по тепловим навантаженням, інтенсивності теплопередачі, гідравлічній депресії, які відповідають конкретним типовим конструкціям установок;

- комплексні характеристики, експлуатаційні показники і значення теплофізичних величин відображені в численних довідкових матеріалах і передбачають ручний спосіб користування ними.

Як правило, прийняті попередні умови розрахунків при першому обчисленні не дають узгоджених результатів і остаточне рішення заходиться методом наближень шляхом ручних варіантних розрахунків.

Сучасні прикладні розрахункові програми з вбудованими складовими по автоматичному знаходженню узгодженого рішення дають можливість створити методичку розрахунку з використанням загально прийнятих розрахунків матеріального і теплового балансу процесів згущення в розмірному вигляді, з актуальними теплофізичними параметрами робочих речовин та необхідними критеріальними залежностями для розрахунку процесів теплопередачі.

Удосконалення методички розрахунку виконано в ході виконання модернізації чотирикорпусної установки Шефферс, а за основу прийнято метод розрахунку, запропонований в [7]. Методика враховує особливості функціональної схеми модернізованої установки, її технологічних режимів, а також конструктивних параметрів апаратів. Ураховується відбір пари на підігрів продукту в теплообмінниках (екстрапара), скипання перегрітого продукту, самовипаровування конденсату.

Базовими складовими удосконаленої методички є автономні розрахунки у вигляді окремих таблиць комп'ютерної програми Excel, визначення невідомих величин шляхом ітераційного зведення балансу таблиць та система зв'язків (узгоджень і завдань) між таблицями.

Загальний розрахунок багатокорпусної вакуум-випарної установки включає 11 таблиць: 1) зведена таблиця, 2) тепловий розрахунок теплообмінників нагріву продукту, 3) тепловий баланс окремих випарних колон, 4) матеріальний баланс згущення, 5) баланс скипання перегрітого продукту, 6) тепловий розрахунок згущення у випарних колонах, 7) побудова графіка температур пари і продукту, 8) баланс зливу конденсату, 9) тепловий розрахунок конденсатора, 10) фізичні властивості води, 11) фізичні властивості водяної пари. Прийнято, що розрахунок після його складання і налагоджування є зведеним за типових вихідних даних. Усі величини в розрахунку є раціональними, чинними і ув'язаними.

Відповідно до завдання на модернізацію установки згущення вихідної сировини з вмістом сухих речовин $x_1 = 8 \%$ здійснюється до концентрованого продукту з вмістом сухих речовин $x_2 = 48 \%$, кількість випаруваної вологи рівна 12000 кг/год. Подача вихідної сировини складає

$$S = \frac{12000}{1 - \frac{x_1}{x_2}} = \frac{12000}{1 - \frac{8}{48}} = 14400 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$$

Зведена таблиця 1 включає вихідні дані, результати розрахунків невідомих величин з усіх таблиць і взаємну передачу знайдених значень на відповідні таблиці, як завдання.

Таблиця 2 – тепловий розрахунок теплообмінників нагрівання продукту як стандартний розрахунок парового нагрівача з горизонтальними продуктовими трубами. Баланс кількості тепла від конденсації пари і кількості тепла по рівнянню теплопередачі за відомих витраті продукту, його температурі на вході та температурі нагрівної пари зводиться шляхом ітераційної зміни кількості нагрівної пари. Результатом є кількість нагрівної пари (екстрапара E) і температура продукту на виході.

Таблиця 3 – тепловий баланс окремих колон в системі розрахункових таблиць є базовим розрахунком.

Тепловий баланс випарного апарата (рис. 2).

Кількість тепла на вході у випарний апарат:

$$Q_{\text{вх}} = S_{X_{i-1}} c_{X_{i-1}} t_{X_{i-1}} + (W_{i-1} - E_{i-1}) i_{D_{i-1}} + K_{i-1} i_{K_{i-1}} + K_{Ti} i_{Ti}, \quad (1)$$

де параметри на вході випарного апарата: $S_{X_{i-1}}$ – масова витрата вхідного продукту, кг/год; $c_{X_{i-1}}$ – теплоємність вхідного продукту, кДж/(кг °С); $t_{X_{i-1}}$ – температура вхідного продукту, кДж/(кг °С); $W_{i-1} - E_{i-1} = D_{i-1}$ – масова витрата нагрівної пари, кг/год; W_{i-1} – масова витрата вторинної пари (випаруваної вологи), кг/год; E_{i-1} – масова витрата екстрапари на теплообмінник, кг/год; $i_{D_{i-1}}$ – тепловміст нагрівної пари, кДж/кг; $K_{K_{i-1}}$ – масова витрата конденсату апарата, кг/год; i_{Ti-1} – тепловміст конденсату апарата, кДж/кг; K_{Ti} – масова витрата конденсату теплообмінника, кг/год; i_{Ti} – тепловміст конденсату теплообмінника, кДж/кг.

Кількість тепла на виході з випарного апарата:

$$Q_{\text{вих}} = S_{X_i} c_{X_i} t_{X_i} + W_i i_{W_i} + K_i i_{K_i}, \quad (2)$$

де параметри на виході випарного апарата: S_{X_i} – масова витрата концентрованого продукту, кг/год; c_{X_i} – теплоємність концентрованого продукту, кДж/(кг °С); t_{X_i} – температура концентрованого продукту, кДж/(кг °С); $W_i - E_i = D_i$ – масова витрата нагрівної пари, кг/год; W_i – масова витрата вторинної пари (випаруваної вологи), кг/год; i_{W_i} – тепловміст вторинної пари, кДж/кг; K_i –

масова витрата конденсату апарата, кг/год; i_{Ki} – тепловміст конденсату апарата, кДж/кг.

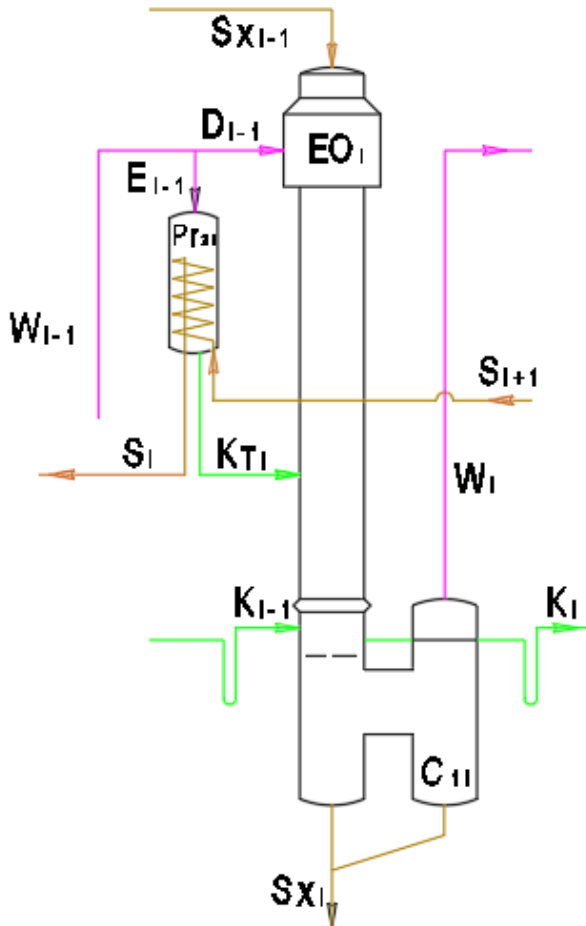


Рис. 2. Схема до розрахунку теплового балансу випарної колони:
 EO – випарна колона; С – конденсатор;
 Pr – теплообмінник; S – витрата розчину; Sx – витрата концентрованого розчину;
 W – вторинна пара; E – екстрапара;
 D – пара нагріву до випарної колони;
 K_T – конденсат з теплообмінника;
 K – конденсат з випарної колони

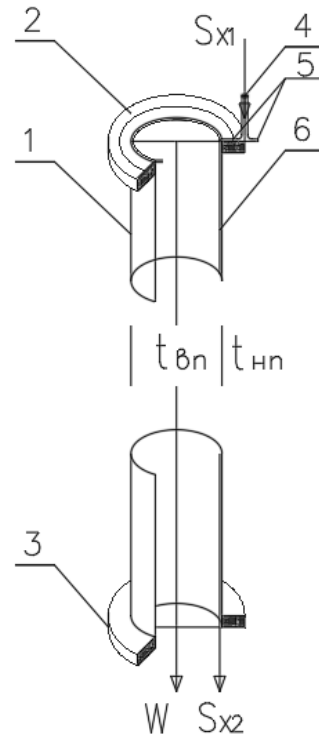


Рис. 3. Схема до розрахунку теплопередачі випарних труб:
 1 – випарна труба; 2 – трубна дошка верхня; 3 – трубна дошка нижня; 4 – струмінь продукту з камери постійного рівня; 5 – плівка продукту на трубній дошці; 6 – плівка продукту на випарній трубі;
 S_{x1}, S_{x2} – витрата розчину на вході та виході випарної труби;
 t_{нп} – температура нагрівної пари;
 W – вторинна пара; t_{вп} – температура вторинної пари

Невідомим в даному випадку є тільки витрата вторинної пари W . Рівність тепла на вході і виході апарата досягається за рахунок знаходження витрати з

нього вторинної пари W_i . Для цього перевіряється відношення $Q_{i_{вх}}/Q_{i_{вих}}$: якщо $Q_{i_{вх}}/Q_{i_{вих}} < 1$, то $W_i + d_{Wi}$, якщо $Q_{i_{вх}}/Q_{i_{вих}} > 1$, то $W_i - d_{Wi}$. За досягнення рівності $Q_{i_{вх}}/Q_{i_{вих}} = 1$ витрата вторинної пари на виході апарата рівна W_i – розрахунок завершено. Знайдена величина W_i є розрахунковою величиною вторинної пари на вході наступного апарата. При визначенні масової витрати нагрівної пари на вході третьої колони, крім екстрапари на теплообмінник, враховується відбір пари на термокомпресор.

У результаті закінчення розрахунків теплових балансів всіх апаратів визначається сумарна кількість випаруваної вологи, порівнюється з заданою величиною 12000 кг/год і за допомогою ланцюжка циклічного розрахунку уточнюють прийняту раніше витрату пари на вході в установку.

Таблиця 4 – матеріальний баланс згущення. Після кожного циклу розрахунку з табл. 2 в табл. 4 надходить величина випаруваної вологи в кожному апараті. За цими даними розраховується вміст сухих речовин і витрата продукту на виході з кожного апарату. Отримані дані по витраті продукту повертаються в розрахунок теплового балансу, що забезпечує ув'язку матеріального і теплового балансу. У результаті зведення матеріального і теплового балансів випарних колон формується завдання на теплові розрахунки процесу згущення.

Процеси згущення відображаються у двох таблицях:

Таблиця 5 – баланс скипання перегрітого продукту. За попередньо відомих температур продукту на вході і вторинної пари в колоні, на підставі теплового балансу розраховуються витрата пари скипання, кількість продукту на виході та вміст в ньому сухих речовин. Вважається, що з верхньої камери колони пара скипання входить у випарні труби і разом з вторинною парою згущення поступає в сепаратор.

Таблиця 6 – тепловий розрахунок згущення у випарних колонах. У розрахунку є наперед відомі складові теплового балансу згущення: витрата продукту та вміст в ньому сухих речовин на вході (з балансу скипання перегрітого продукту), витрата продукту і вміст сухих речовин на виході (з матеріального балансу), а також випарувана волога. Температури процесу узгоджуються в ході розрахунку. Завданням розрахунку є знаходження необхідної кількості тепла на згущення, коефіцієнта теплопередачі і кількості тепла за рівнянням теплопередачі при відомій поверхні теплопередачі та попередньо прийнятому робочому перепаді температури – різниці температури нагрівної пари і вторинної пари.

Розрахунки коефіцієнтів тепловіддачі при конденсації пари на зовнішній поверхні випарних труб виконані за методикою Кутателадзе С.С [16].

Число Рейнольдса на нижній кромці плівки

$$Re_{пл} = q_{зовн} H / (r \rho v), \quad (3)$$

де $q_{зовн}$ – тепловий потік на зовнішній поверхні стінки, кВт/м²; H – висота труби, м; r – теплота пароутворення, кДж/кг; ρ – густина конденсату, кг/м³; v – кінематична в'язкість конденсату, м²/с.

Коефіцієнт тепловіддачі, α , Вт/(м² К), для ламінарного режиму плівки ($Re_{пл} < 100$)

$$\alpha = 1,18 \lambda \left(\frac{9,81}{v^2} \right)^{1/3} Re_{пл}^{-1/3}, \quad (4)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м °К).

Коефіцієнт тепловіддачі для турбулентного режиму плівки ($Re_{пл} \geq 100$)

$$\alpha = \lambda \left(\frac{9,81}{v^2} \right)^{1/3} 0,16 Pr^{1/3} Re_{пл} / (Re_{пл} - 100 + 63,2 Pr^{1/3}), \quad (5)$$

де Pr – критерій Прандтля.

Гідродинамічні та теплові характеристики плівки продукту на внутрішній поверхні випарних труб визначено за даними [9, С. 196].

Фактична щільність зрошування, $\Gamma_{факт}$, м²/с

$$\Gamma_{факт} = G_{пр} / (\rho_{пр} \Pi), \quad (6)$$

порівнюють з мінімальною щільністю зрошування, $\Gamma_{мін}$, м²/с

$$\Gamma_{мін} = v_{пр} \left(\frac{\sigma}{v_{пр}^{4/3} \rho_{пр} 9,81^{1/3}} \right)^{0,625}, \quad (7)$$

де $G_{пр}$ – витрата продукту середня, кг/год; $\rho_{пр}$ – густина продукту, кг/м³; Π – периметр труб внутрішній (периметр зрошування), м; $v_{пр}$ – кінематична в'язкість продукту, м²/с; σ – поверхневий натяг, Н/м.

Середнє значення критерія $Re_{пл}$:

$$Re_{пл} = 4 G_{пр} / (\rho_{пр} \Pi v_{пр}), \quad (8)$$

Середня товщина плівки, $\delta_{пл}$, м, при значенні ($Re_{пл} < 1200$) становить

$$\delta_{пл} = \left(0,75 Re_{пл} \frac{v_{пр}^2}{9,81} \right)^{0,33}, \quad (9)$$

Швидкість продукту середня, $V_{\text{пр}}$, м/с

$$V_{\text{пр}} = G_{\text{пр}} / (3600 \rho_{\text{пр}} \Pi \delta_{\text{пл}}), \quad (10)$$

Число Нуссельта для тепловіддачі від стінки труби до плівки

$$Nu = \left(\frac{1,35}{Re_{\text{пл}}} + 10^{-4} Re_{\text{пл}}^{0,7} Pr \right)^{1/3}, \quad (11)$$

Відповідно коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = Nu \lambda (9,81 / v_{\text{пр}}^2)^{1/3}, \quad (12)$$

При визначенні коефіцієнта теплопередачі враховується термічний опір стінки труби і термічний опір експлуатаційних забруднень.

Робочий перепад температури $dT_{\text{роб}} = t_{\text{нп}} - t_{\text{вп}}$ ($t_{\text{нп}}$ – температура нагрівної пари, °С; $t_{\text{вп}}$ – температура вторинної пари, °С) знаходиться в процесі циклічних розрахунків по зведенню (за $dT_{\text{роб}}$) кількості тепла за рівнянням теплопередачі до необхідної кількості тепла на випаровування продукту

$$Q_{\text{тепл}} = dT_{\text{роб}} k F_{\text{тр сер}}, \quad (13)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м² К); $F_{\text{тр сер}}$ – поверхня труб внутрішня середня, м².

$$Q_{\text{баланс}} = W_i i_{Wi} + S_{Xi-1} c_{Xi-1} t_{Xi-1} - W_{i-1} i_{Wi-1}, \quad (14)$$

Корисний перепад температури

$$dT_{\text{кор}} = dT_{\text{роб}} - dt_{\text{фк депр}}, \quad (15)$$

де $dt_{\text{фк депр}}$ – фізико-хімічна депресія продукту [17].

Таблиця 7 – побудова графіка температур пари і продукту.

Температурний графік (температурний каскад) випарної установки містить в собі дані для кожного апарата по температурі нагрівної пари, продукту і вторинної пари та дозволяє використовувати у розрахунку в режимі ітерацій актуальні фізичні характеристики робочих речовин води, пари та продукту. Складовими для побудови температурного графіка є прийнята температура

конденсації в конденсаторі (40 °С – табл. 9), корисні перепади температур поверхні випаровування, величини фізико-хімічної депресії (таблиця 6), а також величини гідравлічної депресії (табл. 7).

Основну складову гідравлічної депресії складає гідравлічний опір сепараторів вторинної пари, який розраховувався за [18, С. 735] на основі відомих конструктивних характеристик сепараторів, витраті і густині пари. Гідравлічний опір сепараторів становить від 362 Па до 703 Па. Для переводу перепаду тиску в різницю температур використовувались апроксимаційні залежності тиску водяної пари від температури насичення, знаходився тиск після сепаратора і перед сепаратором, після чого виконувалось перетворення величини тиску в температуру. Гідравлічна депресія є в межах 0,2-1,51 °С.

Таблиця 8 – баланс зливу конденсату. Використання тепла конденсату враховано в тепловому балансі випарних колон. Вважається, що пара скипання конденсату конденсується на поверхні нагріву, а при зливі витрата конденсату дорівнює витраті на вході. Тому основну частину розрахунку становить матеріальний баланс зливу конденсату. Виключенням є визначення температури суміші конденсатів з випарних колон ЕО4а і ЕО4б та конденсатора СО1 в збірник конденсату 5RO1, яка складає 52,4 °С.

Таблиця 9 – тепловий розрахунок конденсатора, який за конструкцією є вертикальний кожухотрубний теплообмінник з рухом охолоджувальної води в трубах (чотири ходи) і конденсацією вихідної пари на зовнішній поверхні труб. Витрата пари на вході і відповідно кількість тепла за балансом визначається випаруваною вологою в колонах ЕО4а і ЕО4б за мінусом пари, використаній в теплообміннику Pr21. Температура охолоджувальної води 28 °С, витрата води приймається з розрахунку її нагріву до 38 °С і температури конденсації пари в корпусі до 40 °С.

Таблиця 10 – фізичні властивості води, *таблиця 11* – фізичні властивості водяної пари. Використані з [19] таблиці теплофізичних характеристик води і водяної пари залежно від температури з інтервалом через 5 °С. Таблиці з числовими даними доповнена блоком обробки, в якому для всіх базових температур процедурами вибірки і лінійної інтерполяції знаходяться актуальні значення фізичних констант.

Розрахунок містить вихідні дані по технологічному режиму переробки продукту, конструктивні характеристики випарних колон, теплообмінників, сепараторів вторинної пари за паспортом та обстеженням і замірами багатокорпусної установки.

Досвід користування методикою показав, що при заміні відносних величин їх прямими фізичними значеннями, стійкість процедури отримання зведеного результату не погіршилась, легко здійснюються зміни завдання по режиму

переробки продукту і по геометричним характеристикам обладнання. Результати розрахунку наведено у зведеній табл. 1, яка містить дані по випаруваній волозі у кожній з випарних колон, їх сума становить 12000 кг/год, температури пари нагрівання 78 °С...54 °С, температури вторинної пари 73,3 °С...41,5 °С, а також дані по корисним перепадам температур, фізико- хімічній і гідравлічній депресії.

Таблиця 1. Основні результати теплового розрахунку випарної установки

№ пп	Назва	Позн.	Од. вим.	E01	E02	E03	E04a	E04b	Всього
1	Витрата продукту на вході	S_{Xi-1}	кг/год	1440 0	1079 1	6751	4708	2409	
2	Вміст сухих речовин	x_i	%	8	11	17	24	39	48
3	Випарена волога	W	кг/год	3609	4040	2043	1276	792	12010
4	Температура пари нагріву	$t_{нп}$	°С	77,89	72,23	64,44	54,27	54,27	
5	Температура вторинної пари	$t_{вп}$	°С	73,3	65,6	54,5	41,5	41,5	
6	Корисний перепад температури	$dT_{кор}$	°С	4,4	6,2	9,5	12,1	11,7	32,1
7	Фізико хімічна депресія	$dt_{фк деп}$	°С	0,3	0,4	0,5	0,7	1,1	2,1
8	Гідравлічна депресія		°С	1,0	1,2	0,2	1,5		3,9
9	Інтенсивність зрошення периметра труб		кг/год /м	325,3	296,5	576,2	932,3	1165	

Результати розрахунку теплових балансів апаратів наведено на рис. 4, а на рис. 5 та рис. 6 – графіки температури пари нагріву і вторинної пари, на яких також приведено експлуатаційні дані та показники модернізованої багатокорпусної установки.

Основні висновки розрахункового аналізу:

- завдяки внесенням змін в конструкцію забезпечений режим переробки продукту – випарена волога 12000 кг/год при згущенні продукту з 8 % до 48 % сухих речовин;

- сумарний перепад температури парового каскаду в розрахунках і при випробуваннях становить 35,6 °С і 36,6 °С проти величини 30 °С, вказаній у паспорті виробника. Одна з причин розходження полягає в тому, що виробник установки приймав температуру пари нагрівання рівною температурі вторинної пари попередньої колони і не враховував гідравлічну депресію в сепараторах пари, сума якої становить 3,7 °С.

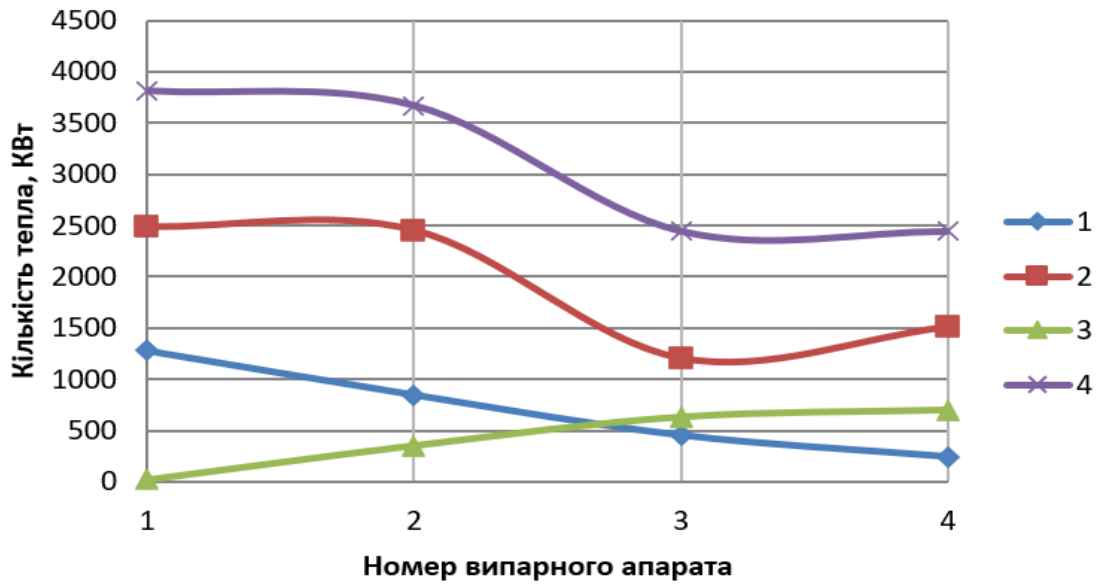


Рис. 4. Тепловий баланс випарних колон багатокорпусної ВВУ.

Надходження теплоти в апарати з:

- 1 – продуктом;
- 2 – парюю нагрівання;
- 3 – конденсатом;
- 4 – сумарна

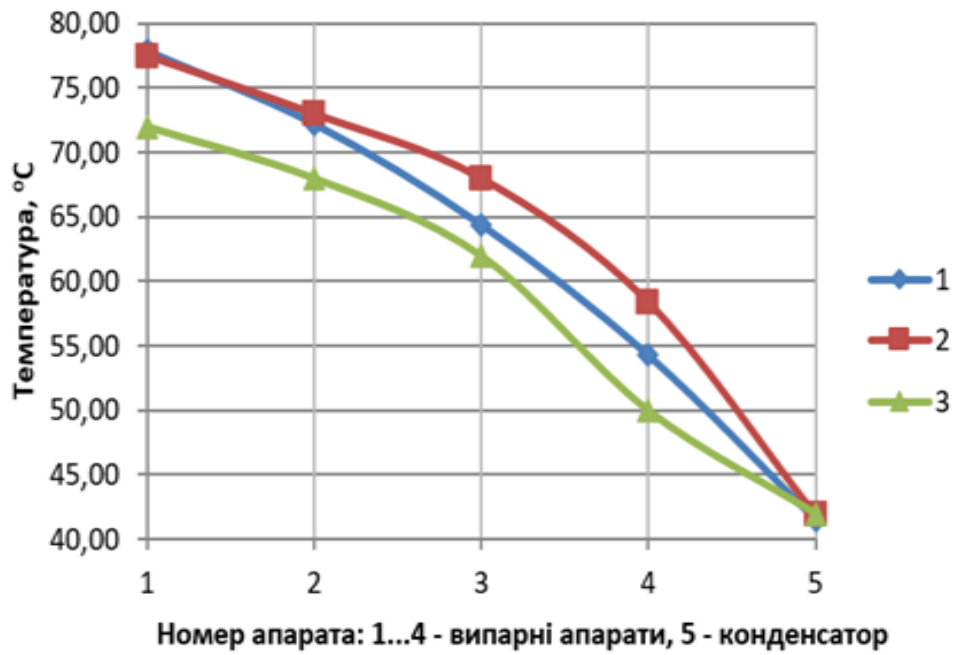


Рис. 5. Температура пари нагрівання:

- 1 – розрахункова;
- 2 – робоча;
- 3 – паспортна

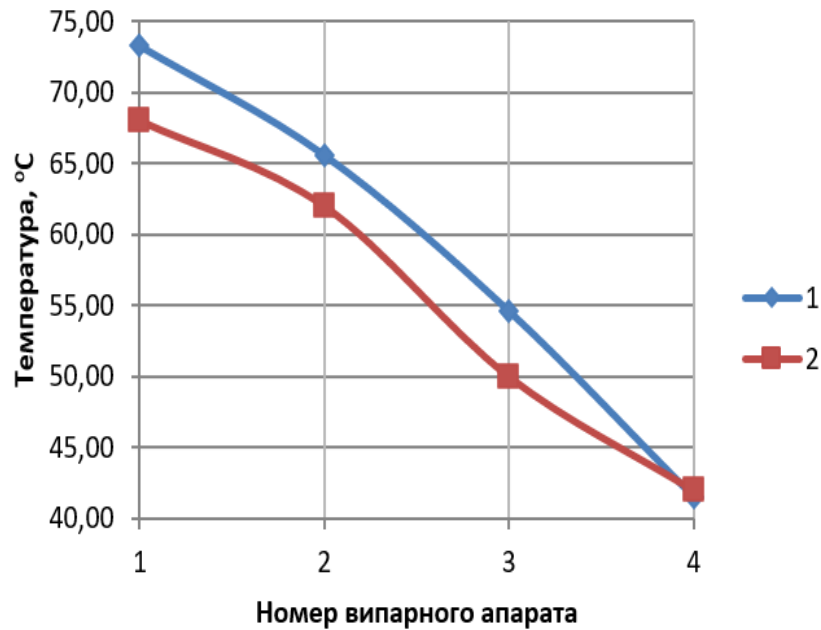


Рис. 6. Температура вторинної пари:
1 – розрахункова; 2 – паспортна

3. Модернізація системи зрошення продуктом випарних труб

Однією з причин припинення експлуатації ВВУ Альфа-Лаваль Шефферс було критичне руйнування труб в корпусах 4а і 4б із-за недостатньої загальної інтенсивності зрошення в цих колонах, а також недосконалої системи подачі продукту на зрошення. Характерно, що корпуси 4а і 4б працюють як один корпус у відношенні паралельного ходу первинної і вторинної пари, а по продукту корпуси сполучені послідовно. Очевидно, що в період створення установки ще не було практики розміщення в одному корпусі декількох ходів продукту.

При реконструкції установки у кожному з корпусів 4а і 4б за рахунок виконання двох ходів продукту було збільшено в два рази загальну інтенсивність зрошення. Верхня та нижня камери колон поділені на дві частини, виконано по два підводи до верхньої і два відводи від нижньої камери, встановлено чотири циркуляційних насоси (рис. 1). У процесі модернізації верхніх камер колон створена також більш ефективна система зрошення випарних труб.

Аналіз систем подачі продукту в вакуумно-випарних установок, включаючи схему даної установки, наведено в [14]. На рис. 7 схеми 1 та схема 3 приведені за [14], а схема 2 відноситься до установки А2-ОВВ [20].

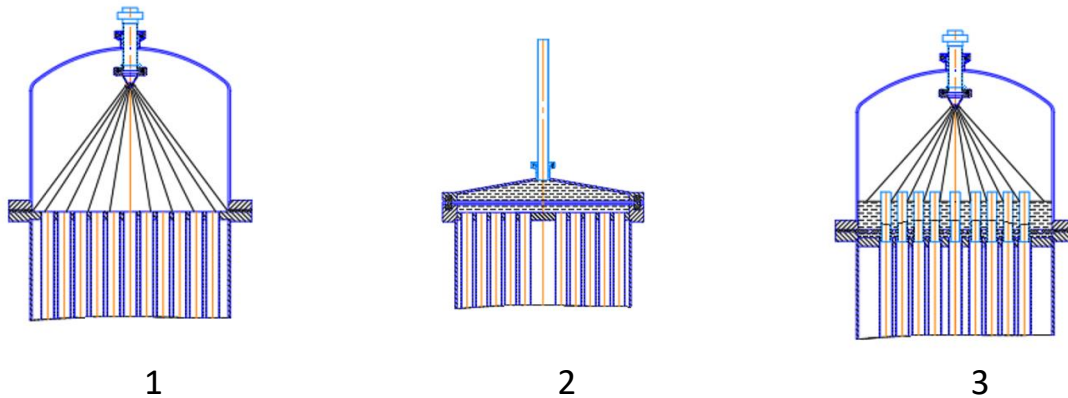


Рис. 7. Схеми подачі продукту у вакуумно-випарних установках:
1 – Квісек та Бортельмус (Австрія); 2 – А2-ОВВ; 3 – Шеферс (Швеція)

Схема 1 – напірне форсункове розпилення продукту безпосередньо на трубну дошку. Проблемним є нерівномірність зрошення площі трубної дошки, характерна для форсункового розпилення, крім того частина продукту потрапляє в середину труб. Позитивним є те, що якщо у верхній камері при розпилюванні виділяється пара скипання, то вона вільно заходить в труби.

Схема 2 (А2-ОВВ-2) – напірна подача з закритої камери струменів продукту на міжтрубні ділянки. Точки подачі на трубну дошку найбільш вигідні, але в схемі не передбачений вузол для утворення пари скипання та її вхід в випарні труби. Пароутворення у верхній камері може призвести до нерівномірного зливу через отвори, а пароутворення на трубній дошці – до скиду продукту в труби в суміші з парою.

Схема 3 (Альфа-Лаваль Шефферс). Порівняно зі схемами 1 і 2 в конструкції за цією схемою наявні додаткові елементи, такі як камера постійного рівня продукту з гравітаційним зливом струменів на міжтрубні ділянки, паропропускні труби, через які пара скипання проходить в середину труб. Проблемним залишилось розпилення продукту за допомогою сопла з малими отворами (по 6 отворів діаметром 5,1 мм та 4,5 мм), а також входження паропропускних труб в випарні труби з малими зазорами, як спроба напірного регулювання розподілення продукту по периметру труби.

При модернізації системи зрошення реалізовані такі вимоги:

- продукт має подаватися соплом великого перерізу і не потрапляти в паропропускні труби;
- пара скипання, що утворюється у верхній камері, має надходити у випарні труби без створення відчутного перепаду тиску на камері постійного рівня; гравітаційний злив продукту струменем з камери постійного рівня в центр міжтрубної ділянки трубної дошки;
- плівковий рух продукту по поверхні трубної дошки на зрошення

випарних труб.

Схема модернізованої системи подачі продукту – рис. 8. У верхній камері колони виконано дві секції подачі продукту. На розподільній дошці встановлено дві окремі камери постійного рівня продукту і відповідно два комплекти пристроїв зрошення. Необхідна кількість гільз для пропуску пари встановлена на розподільній дошці, в зонах камер постійного рівня.

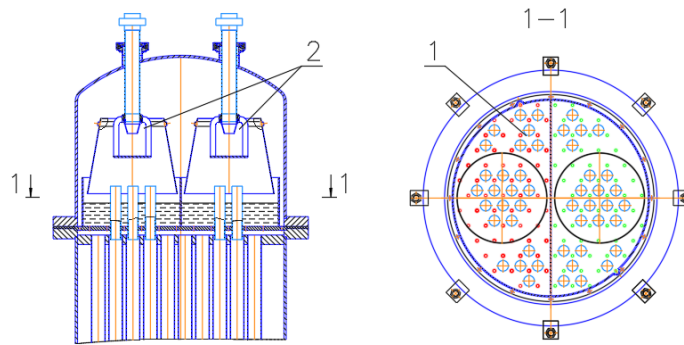


Рис. 8. Модернізований вузол подачі продукту:
1 – трубна решітка; 2 – вузли зрошення

Труба подачі продукту закінчується соплом діаметром 28 мм, під соплом знаходиться відбиваючий диск діаметром 100 мм, навколо диска встановлено конус «обережного» зливу продукту в камеру постійного рівня. У зоні зливу продукту з конуса паропропускні гільзи відсутні. Зливні отвори в камері постійного рівня розміщені строго проти центрів міжтрубних площадок.

Робота системи подачі продукту здійснюється наступним чином: струмінь продукту з сопла подається на диск, утворюється горизонтальний віяловий струмінь, який в свою чергу подається на стінку конічного екрану. З екрана продукт з кола падіння (водобій) розповсюджується по камері і наповнює її до постійного рівня. Через отвори в дні камери рідина зливається струменями на міжтрубні ділянки, на яких розтікається та зливається по периметру труб, утворюючи плівку на їх внутрішніх стінках.

Аналіз процесу натікання струменя на диск відбивач виконано в [21]. Продукт виходить з сопла (рис. 9 б) з рівномірним профілем швидкості. При зустрічі з диском-відбивачем створюється потенціальна зона повороту потоку, в якій початковий рух з вертикального напрямку переходить на горизонтальний при незмінній швидкості. На верхній поверхні диска, починаючи з його центра, утворюється приграничний в'язкий шар рідини за умови нульової швидкості на стінці і переходу до швидкості сопла на границі з потенціальною зоною. Середня швидкість горизонтального потоку зменшується залежно від діаметра диска відбивача.

Для визначення розрахункових параметрів процесу було проведено випробування повно розмірного зразка вузла зрошення. Експериментальний стенд (рис. 9) забезпечував постійну витрату води 13,5 м³/год.

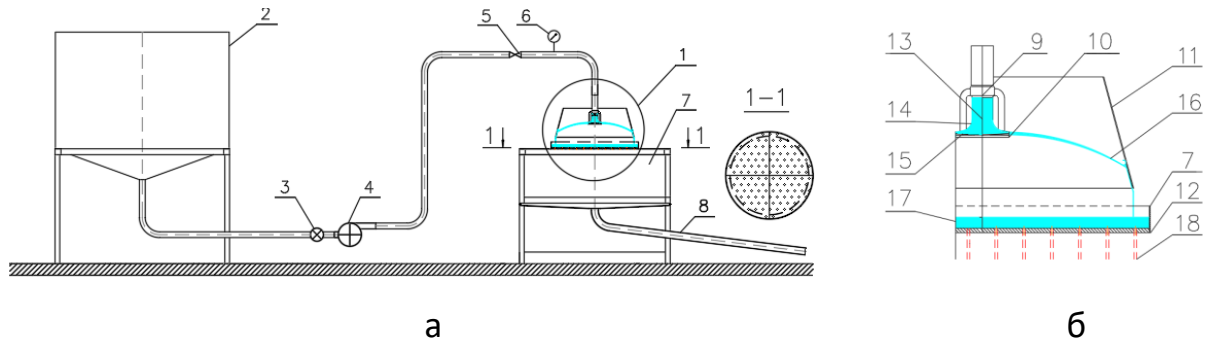


Рис. 9. Схема стенду випробування вузла зрошення:

а – елементи стенду; б – елементи вузла зрошення; 1 – макет вузла зрошення; 2 – бак води; 3 – лічильник; 4 – насос; 5 – запірний кран; 6 – манометр; 7 – лоток; 8 – зливна труба; 9 – сопло; 10 – диск-відбивач; 11 – конусний екран; 12 – диск з отворами; 13 – струмінь з сопла; 14 – зона повороту потоку; 15 – пограничний шар на диску; 16 – віяловий струмінь; 17 – вода в лотку; 18 – струмінь на зрошування

Установлено, що в зоні від диска відбивача до зливного конусу утворюється суцільний віяловий струмінь без розпилювання і розпаду на краплі. Траєкторія руху струменя була визначена на окремій моделі по границі змочування за допомогою радіального екрану з водопоглинаючим покриттям. Установлено, що траєкторія є балістичною зі швидкістю, яка дорівнює швидкості рідини в соплі, а її координати можна визначати за залежністю

$$Y = -0,5g \left(\frac{X}{w_0} \right)^2, \quad (16)$$

де Y – відстань по вертикалі від краю диску до точки дотику струменя до конуса; g – прискорення вільного падіння; X – відстань по горизонталі між краєм диску відбивача і зливним конусом; W_0 – швидкість потоку в соплі,.

Напірний процес зливу продукту з отворів камери постійного рівня.

Для забезпечення повного зрошення периметру кожної випарної труби зливні отвори повинні бути розміщені по центру міжтрубних ділянок і у відповідних точках відносно крайніх труб. Таким чином кількість зливних отворів визначається числом труб даної колони, чи її секції. Кількість продукту і його в'язкість змінюється по мірі згущення продукту (14400...2900 кг/год) і

збільшення вмісту сухих речовин (8...48 %) .

При організації режиму постійного рівня для кожної камери зрошування необхідно визначати діаметр зливних отворів. Ключовим параметром для розрахунку є коефіцієнт витрати отвору. При шарі продукту в камері постійного рівня 0,05 м і зміні кінематичної в'язкості продукту від 1сПз до 70 сПз число Рейнольдса змінюється з 5000 до 70, коефіцієнт витрати знаходиться в межах 0,6-0,66, для розрахунків рекомендована середня величина 0,62 [22]. По даних , приведених в [22] при в'язкості продукту в межах 70-300 сПз і чисел Re 70-23 коефіцієнт витрати можна розраховувати за залежністю

$$\mu = 0,38 + 0,0035Re, \quad (17)$$

Вузол міжтрубної ділянки дошки – вхід в трубу (рис. 10, рис.11). Процес зрошення труб відпрацьовувався на моделі трубної дошки з різними виконанням вузла приварювання труб.

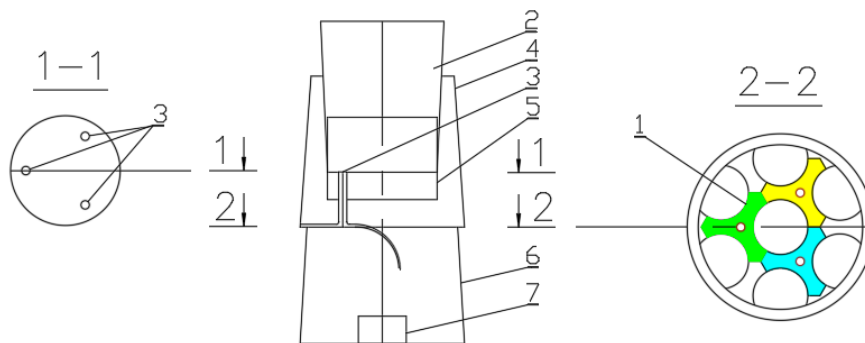


Рис. 10. Макет зрошення трубної решітки:

1 – модель трубної решітки; 2 – дозатор; 3 – дозуючі отвори (1...3 шт); 4 – обойма для елементів за поз. 1 та 2; 5 – вікно для спостереження; 6 – опора; 7 – зливний отвір

У зоні дотику струменя до трубної дошки початок процесу проходить по схемі, як на диску-відбивачу. Навколо центра дотику формується зона розмиву з швидкістю струменя. Слід відмітити, що при високій в'язкості продукту в межах міжтрубної ділянки зона розмиву через гідравлічний стрибок переходить в русловий рух, з стану якого продукт надходить на гравітаційне зрошення випарних труб.

При невеликій в'язкості рідини зона розмиву досягає до вхідного отвору випарної труби. При формі вхідного отвору – гостра кромка з кутом 90° виникає відрив потоку від стінки і падіння рідини в центр труби. При закругленій кромці виникає ефект Коанда, який забезпечує безвідривний рух продукту і створення стійкої сповзаючої плівки.

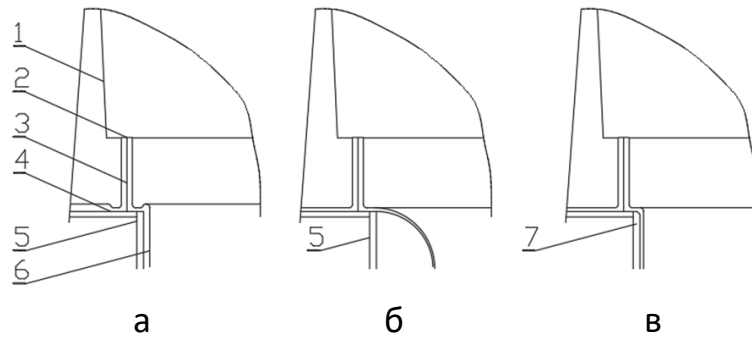


Рис. 11. Режими зрошення:

- а – гравітаційний злив в’язкого продукту після гідравлічного стрибка;
 - б – струменевий злив з плями розмиву при гострій кромці в отворі;
 - в – гравітаційний злив продукту при налипанні на закруглення кромки;
- 1 – лоток; 2 – дозуючий отвір зливу продукту; 3 – потік продукту; 4 – трубна решітка; 5 – випарна труба з гострою кромкою; 6 – плівка продукту на внутрішній стінці труби; 7 – випарна труба із закругленням на вході продукту

4. Модернізація системи зливу конденсату

Установка ВВУ Альфа-Лаваль Шефферс до її модернізації мала три окремих ліній зливу конденсату, кожна з яких була обладнана окремим насосом. Тепло злитого конденсату в установці не використовувалось.

Основні вимоги до модернізації системи зливу і відведення конденсату:

- надійне відведення конденсату і підтримання його рівня в апаратах без заливання поверхонь нагріву;
- створення протидії прориву пари з корпусу в корпус за рахунок гідравлічних затворів в петлях;
- скипання перегрітого конденсату і використання тепла пари скипання;
- передача тиску пари з апарата на поверхню рідини в петлі через паровий простір в трубопроводах;
- створення необхідної висоти стовпа рідини в петлях чи зливних трубах, протидіючого чи допоміжного.

Схема модернізації (рис. 12 а) передбачає за рахунок різниці тисків пари в колонах послідовний рух конденсату з першої колони до останньої з використанням в колонах пари скипання конденсату. Кінцевий злив конденсату з колон Е04а, Е04б та конденсатора С О1 здійснюється в збірник 5RO1, звідки конденсат насосом подається пластинчастий підігрівач для підігрівання вхідного продукту.

Температури і тиски пари в камерах нагріву випарних апаратів наведено на рис. 12 б. Різниці тисків пари в суміжних випарних апаратах показано в мм еквівалентного водяного стовпа, які відповідають необхідній висоті протидіючого стовпа води в гідравлічній петлі чи висоті рушійного стовпа в

прямому зливі.

Постійний рівень конденсату в апаратах підтримується за умови самопливного зливу води через зливний пристрій. Зміна рівня від зміни витрати повинна бути в межах перерізу зливного патрубка і з збереженням в верхній частині вільного парового простору. Конструкція вузла зливу (рис.12в) з точки зору гідравліки має характеристики водозливу з широким порогом (при чотирикратному відношенні довжини до діючого напору) з коефіцієнтом витрати 0,35 [23, С.139,140]. За результатами розрахунку, виконаними за [23], при рівні конденсату в колоні над нижньою поверхнею зливу $0,95D$ витрата зливу для трубопроводів з діаметром D 65 мм, 80 мм та 100 мм відповідно становить 5,2, 8,6 та 14,7 м³/год. Вузли зливу з колон Е01, Е02, Е03 з витратою 3,9, 7,5 та 9,3 м³/год виконано діаметром 65 мм, 80 мм і 100 мм, злив з колони Е04а в збірник конденсату з витратою 10,8 м³/год – діаметром 100 мм.

Схему вузла зливу конденсату з колон наведено на рис. 12в. Вузол включає несиметричний перехід 125 на 65 (80 або 100) мм і приєднане до нього коліно діаметром 65 (80 або 100) мм. Злив рідини гравітаційний, забезпечений наявністю у верхній частині патрубка парового простору для передачі тиску пари з колони на рідину в петлі.

Злив конденсату із застосуванням гідравлічної петлі (рис. 12а). При однаковому рівні конденсату в апаратах вісь вхідної труби знаходиться на рівні конденсату в колоні, вісь труби зливу на наступній колоні – на 190 мм вище. Передбачається, що гарячий конденсат при зливі не переміщується з холодним, а скипає [24] і пара скипання поступає на поверхню нагріву.

З урахуванням різниці тисків в колонах Е01...Е04а (9,12...10,0 кПа), гідравлічного опору руху рідини в трубі (0,130-0,750 кПа). а також перевищенням висоти зливу над подачею (190 мм) габарит гідравлічних петель по висоті складає 1250-1300 мм. Додаткова висота стовпа рідини для протидії прориву пари по величині повинна бути не менше ніж сума двох діаметрів труби.

Злив конденсату без гідравлічної петлі використовується у випадку однакового тиску в апараті утворення конденсату і апараті зливу. Таким чином виконані конденсатопроводи з теплообмінників Pr21...Pr-25 в корпуси колон та конденсатора, а також з колон Е04а і Е04б в збірник конденсату. Злив з конденсатора С01 в збірник конденсату 5RO1 (абсолютний тиск відповідно 7,4 кПа і 15,3 кПа, різниця тиску еквівалентна висоті водяного стовпа 790 мм) забезпечується завдяки утворенню допоміжного стовпа води висотою 790 мм в зливному трубопроводі.

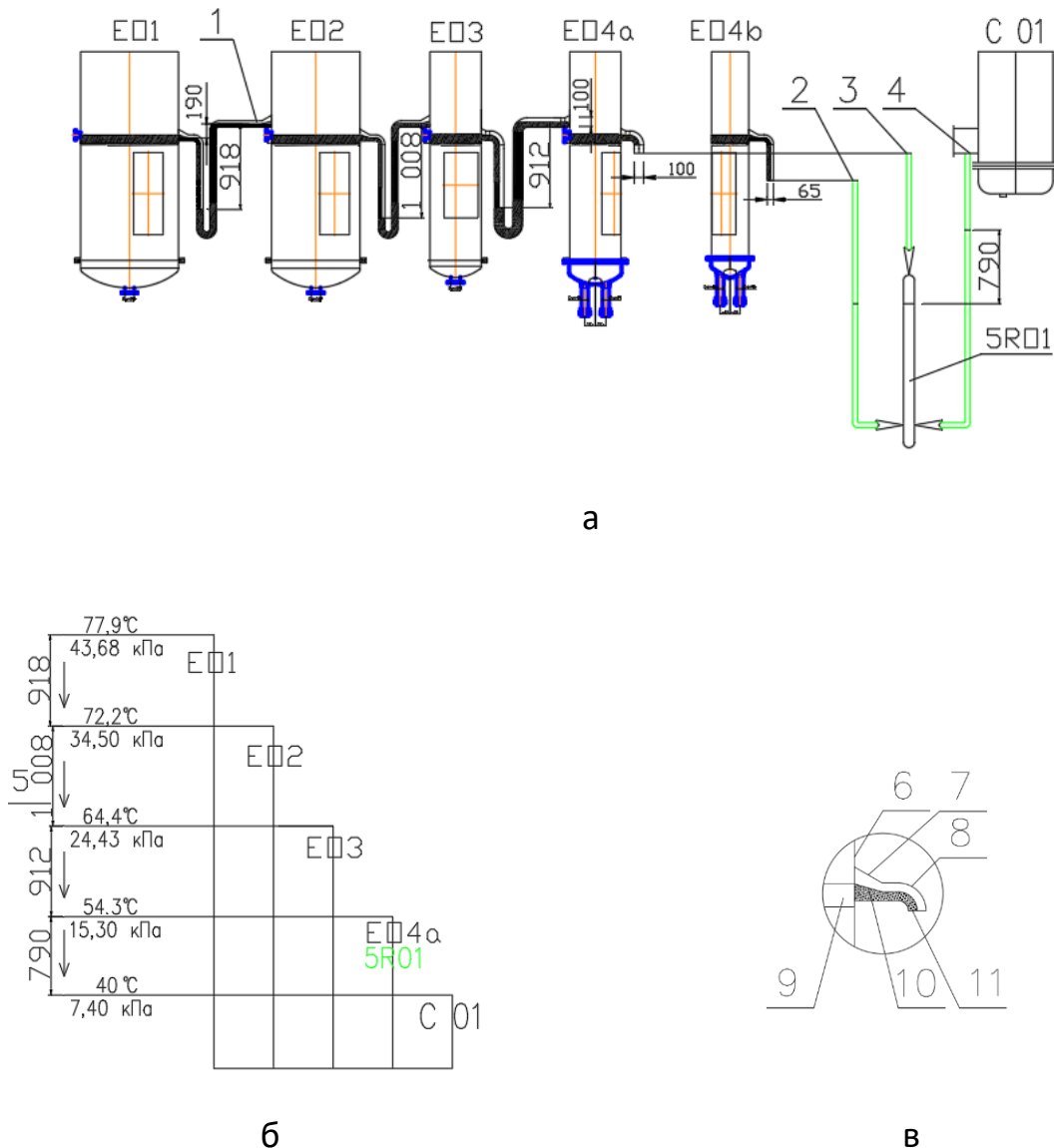


Рис. 12. Схема зливу конденсату

- а) гідравлічна схема: EO1-EO4b – випарні колони, CO1 – конденсатор, 5RO1 – збірник конденсату 1 – злив з гідравлічною петлею, 2, 3 – прямий злив з колон, 4 – прямий злив з конденсатора;
- б) діаграма температур і тисків: 5 – еквівалентна висота водяного стовпа;
- в) вузол зливу конденсату: 6 – корпус апарата, 7 – несиметричний перехідник, 8 – коліно, 9 – шар конденсату, 10 – водозлив, 11 – русловий потік.

При модернізації чотирьохкорпусної вакуумної випарної Альфа-Лаваль Шефферс виконана заміна пошкоджених випарних труб, встановлена розроблена двосекційна система зрошення в колонах EO4a і EO4b, система зливу та використання тепла конденсату. Установка оснащена системою автоматизації на базі контролера «Siemens» та сучасних компонентів КВП і А. Проведені пускові і

налагоджувальні роботи, установка введена в експлуатацію, її надійність підтверджена безвідмовною роботою протягом трьох років.

Підтверджено проектні параметри, попередньо отримані за удосконаленою методикою теплового розрахунку (рис. 5, рис. 6, табл. 2). Забезпечена проектна продуктивність установки по випаруваній волозі 12000 кг/год та по згущенню продукту 48 % сухих речовин, Робочий перепад між температурою нагрівної пари в першій випарній колоні та вторинної пари в крайній колоні становить 35,6°C за розрахункового перепаду 36,6°C.

Обстеження випарних колон ЕО4а і ЕО4б з модернізованою системою зрошення випарних труб не виявило надмірних забруднень випарних труб та повне їх очищення в процесі мийки установки.

Надійність роботи системи зливу конденсату перевірено при пуско-налагоджувальних роботах візуально через оглядові вічка. Використання тепла конденсату підтверджено величиною підігрівання продукту в пластинчатому теплообміннику. За наявної потреби в кількості тепла на підігрівання і згущення продукту 7 МВт проведені заходи по модернізації системи зливу конденсату та використання його тепла забезпечили надійність системи та додаткову рекуперацію 250 кВт.

Висновки. Ефективність технічних рішень, дані експериментальних досліджень та розрахунків, виконаних на основі загальноприйнятих методів матеріального і теплового балансів процесів згущення продукту, процесів теплопередачі та гідродинаміки для визначення конструктивних і режимних параметрів установки, підтверджено результатами пуско-налагоджувальних випробувань та експлуатації модернізованої вакуумно-випарної установки. Удосконалена методика теплового розрахунку багатокорпусної випарної установки в сучасних прикладних програмах вирішує знаходження узгодженого кінцевого результату в автоматичному режимі методом варіантних наближень з урахуванням актуальних теплофізичних параметрів робочих речовин, необхідних критеріальних залежностей розрахунку процесів теплопередачі та в повній мірі структури функціональної схеми багатокорпусної установки (в тому числі скипання перегрітого продукту, відбору екстра-пари, випаровування конденсату).

Набутий науково-технічний досвід по модернізації та введення в експлуатацію згаданої установки у сукупності з досвідом виробництва одно- і двокорпусних вакуумно-випарних установок може бути основою для організації виробництва в Україні багатокорпусних установок з паровою компресією.

References

1. Makarov A.S., Khodos A.I., Kiriienko M.O., Senchuk M.P. “Energoefektyvni vacuum-vyparni ustanovky dlia kontsentryvannia v molochnii promyslovosti.” Ventyliatsiia, osvittlennia ta teplohozopostachannia: Naukovo-tekhnichnyi zbirnyk, Iss. 43, 2022, pp. 13-26. (in Ukrainian)
2. Makarov A.S., Senchuk M.P., Khodos A.I., Kiriienko M.O. “Pidvyschennia efektyvnosti tekhnolohichnoi skhiemy promyslovoho vysokotempieraturnoho povitronahrivacha.” Ventyliatsiia, osvittlennia ta teplohozopostachannia: Naukovo-tekhnichnyi zbirnyk, Iss. 40, 2022, pp. 6-15. (in Ukrainian)
3. Kulinichenko V.R., Myronchuk V.G. Vyparovuvannia I vyparni aparaty u rozrakhunkakh v konstruiuvanni. Kondor, 2006. (in Ukrainian)
4. Maliezhyk I.F. Prozesy i aparaty kharchovykh vyrobnyztv. Edited by. Maliezhyk I.F., “Nazionalnyi universytet kharchovykh tekhnologii”, 2003. (in Ukrainian)
5. Minton, Paul E. Handbook of evaporation technology. Noyes Publications, 1986.
6. Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc. Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association. 8-th edit., TEMA, 1999.
7. Fokin V.S., Shulgin Yu.V. Osnovy proektirovaniia tieploarmiennykh, vyparnykh I rektifikazionnykh ustanovok, Nazionalnyi tekhnichniy universytet “Kharkivskiy politekhnichniy instytut”, 2005.
8. Kostenko G.I., Popova T.M. Obobshennaia metodika rascheta energetichieskikh kharakteristik mnogokorpusnykh vyparnykh ustanovok, Izviestiia vuzov “Pishievaia tiekhnologii”, 1968. (in Russian)
9. Domanskii I.V. Mashiny i apparaty khimichieskikh proizvodstv. Priemiery i zadachi. Mashinostroieniie, 1982. (in Russian)
10. Vasilenko S.M., Forsiuk A.V., Shutiuk V.V., Chepel N.V. Teplohidravlichniy rozrakhunok plivkovykh viparnykh aparativ, Naukovi prazi UDUKHT, Iss. 11, 2002, pp. 124-126. (in Ukrainian)
11. Globa O.V. Teploviddacha pry vyparovuvanni Iaablochnogo soku, Naukovi prazi NUKHT, 2003, pp. 30-31. (in Ukrainian)
12. Demchuk G.S., Konstantinov S.M. Uvarivaniie meliasnoi bardy, Technika, 1966. (in Russian)
13. Tananaiko Yu.M. Mietody rascheta i issliedovaniia plenochnykh prozessov, Technika, 1975. (in Russian)
14. Lazariiev V.D. “Modernizatsiia plenochnykh vyparnykh ustanovok.” Molochnaia promyshliennost, no. 8, 1982, pp. 32-34. (in Russian)
15. Tarasov K.I. “Statchieskiie kharaktieristiki mnogokorpusnoi vakuumno-byparnoi ustanovki s padayushiei plenkoi.” Molochnaia promyshliennost, no. 1, 1974,

pp. 15-17. (in Russian)

16. Kutepov A.M. Hidrodinamika i teploobmien pri paroobrazovanii, Vysshaia shkola, 1986. (in Russian)

17. Stabnikov V.N. Proiektirovaniie prozessov i apparatov pishchievykh proizvodstv, Vyshcha shkola, 1985. (in Russian)

18. Fayed Muhammad, Otten Lakbert. Handbook of Air Pollution prevention and control, USA, 2002. (in Russian)

19. Bezrodnyi M.K., Pioro I.L., Kostyuk T.O. Prozessy pierienosa v dvukhfaznykh termosifonnykh sistemakh. Tieoriia I praktika, Fakt, 2005. (in Russian)

20. Kuzniezov V.V. "Tiekhnologichieskoie oborudovanie dlia priedpriatii miasnoi, ptizepiererabatyvayushchiei I molochnoi promyshliennosti." Katalog Molochnaia promyshliennost, AgroNIITEIITO, vol. 3, 1990. (in Russian)

21. Pazhi D.G., Galustov V.S. Osnovy tiekhniki raspylieniia zhidkostiei, Khimiia, 1984. (in Russian)

22. Altshul A.D., Kisielev P.G. Hidravlika I aerodynamika (osnovy mekhaniky zhidkosti, Stroiizdat, 1975. (in Russian)

23. Spravochnik po hidravlikie, Edited by. Bolshakov V.A., Vysshaia shkola, 1984. (in Russian)

24. Shurchkova Yu.A. Adiatatnoie vskipaniie, Naukova dumka, 1999. (in Russian)

UDC 662.995

PhD, SRF. **Anatoliy Makarov**,
makarov.anatoly@kmbp.com.ua

Eng. **Andriy Khodos**,
khodos@kmbp.com.ua

Eng. **Michaylo Kirienko**,
mihail_kirienko@ukr.net

PhD, Assoc. Prof. **Michaylo Senchuk**,
smp_21@ukr.net, ORCID: 0000-0001-8968-7336

Kyiv national University of Construction and Architecture

IMPROVING THE RELIABILITY AND EFFICIENCY OF A MULTI-HULL VACUUM EVAPORATOR

The scope of application of multi-vessel vacuum evaporator units for concentrating solutions and their prospects for implementation in the dairy, starch and molasses and other industries for thickening a product with high viscosity, production of dried dairy products, canned milk with sugar, as well as in conditions of low cost of steam when burning local fuels or in the combined production of electricity and heat are determined. An improved methodology for calculating a multi-vessel vacuum evaporator with steam compression for condensing dairy products is proposed, the feature of which is the cellular structure of the calculation model in the form of calculation tables formed according to individual technological and design parameters of the unit. The results of the modernization of a four-hull vacuum evaporator with steam compression from Alfa Laval Schaeffers, performed on the basis of the analysis of data from its long-term operation for the concentration of dairy products and calculation, experimental and commissioning studies in order to improve the main functional units to ensure reliable and efficient operation, are presented. The effectiveness of the implemented technical solutions has been confirmed by the results of commissioning tests of the modernized plant and during its further operation. The scientific and technical experience of PJSC "Kalynivka Machine-Building Plant" (Kalynivka, Vinnytsia region) in modernization and commissioning of the above four-hulled unit, together with the experience in production of highly efficient single-hulled vacuum evaporators with mechanical compression BBV-Mк and double-hulled evaporators with combined compression BBV-Mк-Пк, is the basis for organization of production of multi-hulled evaporators with steam compression in Ukraine.

Keywords: multivessel vacuum evaporator; concentration; product thickening; mechanical compression; steam compression; heating steam; secondary steam; extract steam; improved method of calculation of multivessel evaporator.

УДК 697.533.6

студ. Валерій Федоренко,
4923fluemind@odaba.edu.ua, ORCID: 0009-0002-2739-6888,
к.т.н., доц. Володимир Ісаєв,
isaevv5@gmail.com, ORCID: 0000-0002-9947-7284,
Одеська державна академія будівництва та архітектури

ПРОБЛЕМА БЕЗПЕЧНОГО ФУНКЦІОНУВАННЯ ДИМОХІДНИХ СИСТЕМ В УМОВАХ УЩІЛЬНЕНОЇ ЗАБУДОВИ

Розглянуті явища виникнення зворотної тяги в димоходах, що зумовлено метеорологічними умовами та геометричними параметрами розміщення оголовку димоходу в області прилеглої забудови. З метою поглибленого аналізу явищ зворотної тяги проведено розрахунки метеорологічних параметрів атмосферного тиску та турбулентності, визначено значення швидкості вітру в експлуатаційних та екстремальних умовах функціонування димохідних систем. Вітер займає першорядну роль впливу та його наслідки мають бути оцінені для забезпечення необхідного ступеня безпеки димохідних систем. Окремо розглянуто технічну колізію між національними нормами та європейськими стандартами щодо тлумачення й визначення «зони вітрового підпору», де європейський підхід в цьому питанні має більш математичний підхід. Запропоновано розгляд та аналіз цього питання в більш сучасному підході, з застосуванням обчислювального гідродинамічного моделювання CFD (Computational Fluid Dynamics - обчислювальна гідрогазодинаміка) та спеціалізованих програм для теплотехнічного та аеродинамічного розрахунків димоходів, що надає змогу оцінити функціональну здатність димоходу, як в конструктивних особливостях, так і в умовах впливу вітру. Вказаний підхід має переваги, тому що, аналіз відбувається конкретно для окремого димоходу, що свою чергу уникає шаблонних результатів. Тобто розглядається взаємодія системи «атмосфера-димохід-приміщення». В модулі ANSYS CFX-Post проаналізовано утворення зворотної тяги для різних швидкостей вітрового потоку при однакових геометричних параметрів розміщення оголовку димоходу, що характеризуються змінами швидкості руху димових газів, статичним тиском, температурним полем, формуванням факелу димових газів в атмосфері. В особливостях моделювання функціонування димоходу визначено наступні чинники: використання вторинного повітря через перепускний отвір, температуру зовнішнього повітря прийнято для розрахунку мінімальної тяги 288,15 К, температуру димових газів 345,95 К. Отримані результати досліджень обчислювального моделювання CFD надають мотивацію щодо

розробки інноваційних та дієвих підходів з усунення небезпечних явищ зворотної тяги в димоходах.

Ключові слова: димохід; зворотна тяга; ANSYS CFD; атмосферна турбулентність.

Вступ. В сучасних умовах будівельного хаосу, виникає досить поширена проблема будівництва в умовах ущільненої забудови, що створює негативний аеродинамічний вплив на існуючі димохідні та вентиляційні системи. При виникненні зворотної тяги в димоходах відбувається виток димових газів в приміщення, що є небезпечною токсичною сполукою. Димовий газ не має запаху, кольору, смаку тому, органолептичний моніторинг людини не здатен виявити завчасно небезпеку.

Актуальність дослідження. Висотне будівництво має переважний характер, тому актуальність проблеми функціонування димоходів в умовах ущільненої забудови є прогресуюча. Тому підхід до розв'язання вказаної проблеми має бути сучасним й модернізованим та забезпечувати надійність і безпеку експлуатації димохідних систем.

Останні дослідження та публікації. Проблема безпечного функціонування димохідних систем залежить від багатьох конструктивних факторів та метеорологічних умов. Більшість проблем вирішується шляхом впровадження європейських норм, щодо вироблення, проектування та умов експлуатації димохідних систем. Виникнення проблеми в першу чергу виникає з-за рахунок колізій при технічному тлумаченні поняття «зони вітрового підпору», що розглядаються, як в національних нормах ДБН В.2.5-20:2018 «Газопостачання» [1] та європейських стандартах ДСТУ EN 13384-1:2018 [2], ДСТУ EN 13384-2:2018 [3]. Передусім [2] розглядає вказану проблему за трьома геометричними чинниками та аеродинамічними вимогами, що враховують динамічний тиск повітря P_L як постійну величину, за формулою, що визначає вимоги тиску для димоходів з розрідженням:

$$P_Z = P_H - P_R - P_L \geq P_W + P_{FV} + P_B = P_{Ze}, \text{ Па} \quad (1)$$

$$P_Z \geq P_B, \text{ Па} \quad (2)$$

$$P_{Z\max} = P_H - P_R \leq P_{W\max} + P_{FV} + P_B = P_{Z\max}, \text{ Па} \quad (3)$$

де P_B - фактичний аеродинамічний опір подачі повітря, Па; P_{FV} – фактичний

аеродинамічний опір з'єднувального димоходу, Па; P_H - теоретична тяга, що виникає внаслідок ефекту димоходу, Па; P_L - динамічний тиск повітря, Па; P_R - аеродинамічний опір димоходу, Па; P_W - мінімальна тяга для теплогенератора, Па; $P_{W_{max}}$ - максимальна тяга для теплогенератора, Па.

Відповідно до вимог п.5.10.4 [2] динамічний тиск повітря P_L може приймати лише два значення 25 Па (для регіонів розташованих більше 20 км від узбережжя) і 40 Па. При порівнянні значень динамічного тиску P_L з значеннями вітрового тиску за картою районування території України Додаток Е [4], визначаємо, що останні перебувають в діапазоні 400-600 Па. Тобто граничні стани, що розглянуто [2, 3] методикою теплотехнічного та аеродинамічного розрахунку димоходів полягають насамперед в експлуатаційних умовах помірної швидкості вітру та не передбачають розрахунку в інших метеорологічних умовах максимальної швидкості вітру.

Таким чином, Додаток С [2] передбачає, що несприятливі умови для функціонування димоходів виникатимуть у разі недотримання наступних геометричних параметрів (рис. 1) розташування оголовка димоходу:

- горизонтальна відстань L між виходом і будівлею менша ніж 15 м;
- будівля відносно виходу димоходу розташована під горизонтальним кутом більше ніж 30° (кут α);
- верхня межа будівлі відносно виходу димоходу здійснюється більше ніж на 10° над горизонтом (кут β).

За наявності вищезазначених геометричних параметрів, [2] регламентує враховувати динамічний тиск повітря P_L при проведенні аеродинамічних розрахунків, і як правило, практичні результати розрахунку вказують на неможливість виконання умов тиску для димоходів з розрідженням та димоходів з надлишковим тиском.

В свою чергу, вимоги п.6.2 [5] регламентують інші геометричні параметри з визначення цього питання (рис. 2).

Європейські норми [2] враховують аеродинамічні властивості димохідної установки та фізичні властивості атмосфери і димових газів, що в цілому надають більш коректні результати щодо функціонування димоходів в несприятливих умовах.

Ще до прийняття на території України європейських норм [2, 3], співробітниками Одеської державної академії будівництва та архітектури, за допомогою програмного комплексу FlowVision CFD з математичного тривимірного моделювання, проведено наукові дослідження щодо змін статичного тиску в області оголовків каналів в умовах фактичної забудови [6, 8].

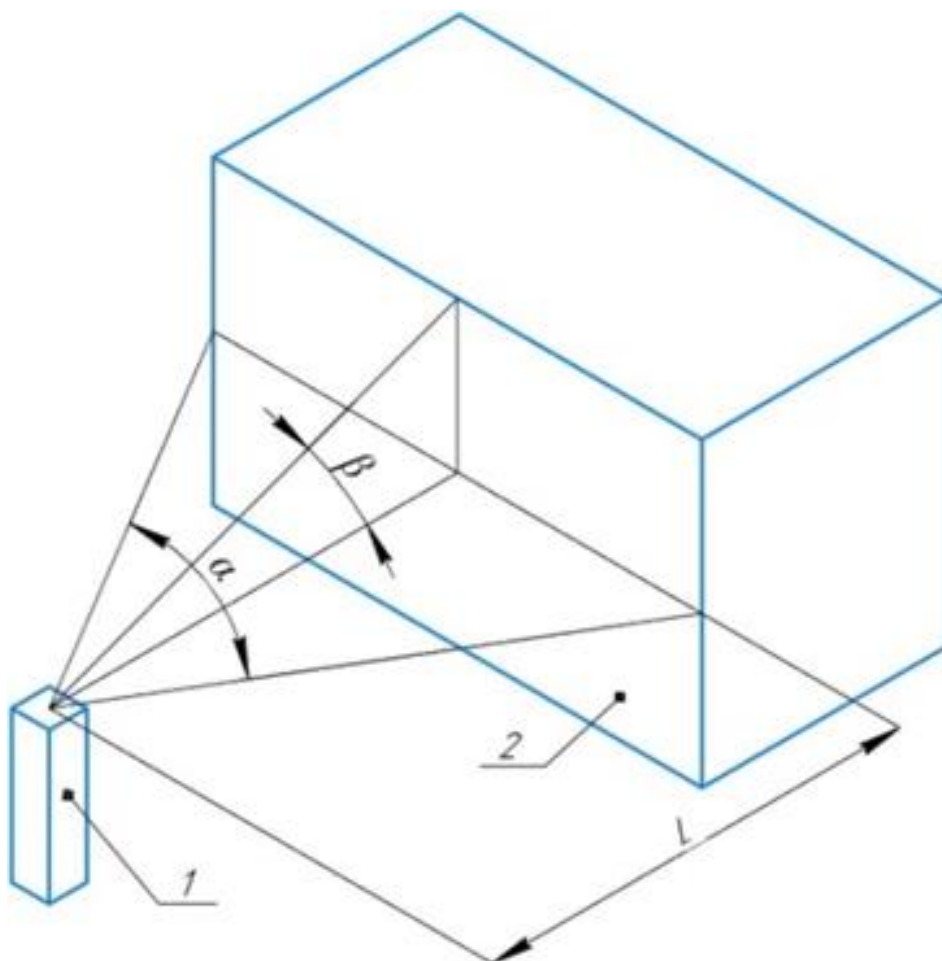


Рис. 1. Геометрична схема виходу димоходу:
1 – димохід; 2 – будівля

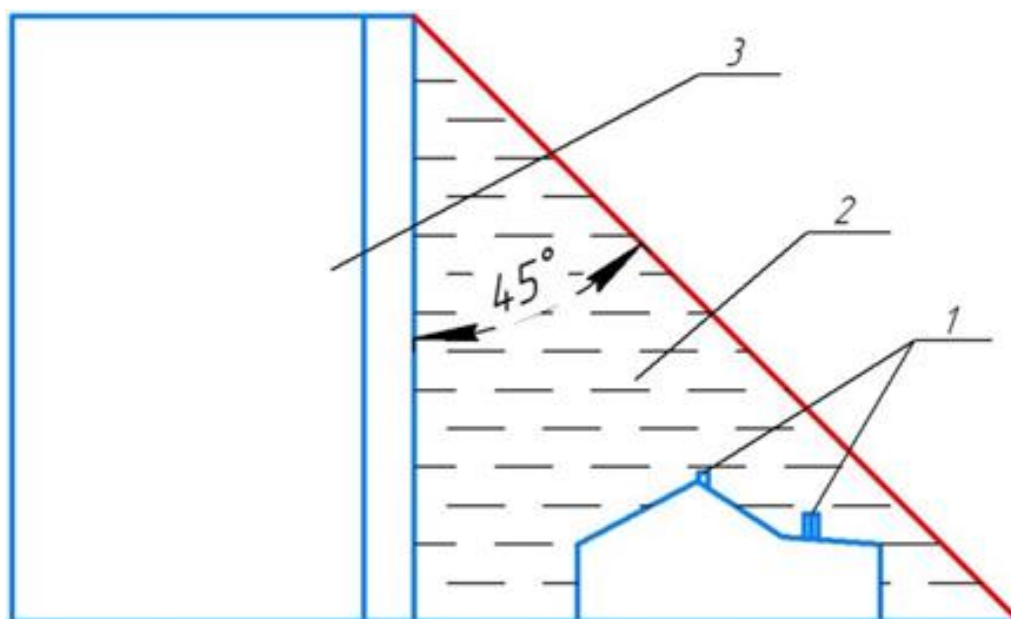


Рис. 2. Геометрична схема «зони вітрового підпору»:
1 – димохід; 2 – простір зони вітрового підпору;
3 – висотна будівля

В проведених дослідженнях проаналізовано зміни статичного атмосферного тиску, що виникають під впливом вітру в умовах фактичної забудови та порівняння їх зі значеннями природньої самотяги димоходів довідкового характеру. Основні напрямки вітру в дослідженнях приймалися за 8 проміжними румбами.

Практичним аналізом та досвідом з питань обстеження «зони вітрового підпору, що регламентуються відповідно чинних норм і правил [1, 5] можна зазначити, що вимоги надають некоректну функціональну оцінку щодо ймовірності утворення зворотної тяги в димоходах. Аналогічне твердження виникало при математичних дослідженнях статичного тиску [6]. З огляду технічних інновацій й модернізації газових теплогенераторів, впровадження сучасних систем димовидалення каскадного і колективного типу, вказана термінологія в нормативних документах [1, 5] «зони вітрового підпору» та її геометричний параметр є технічно застарілим поняттям. На підставі чого виникає необхідність більш поглибленої гармонізації з європейськими стандартами та методами аеродинамічного розрахунку димохідних систем з застосуванням обчислювального гідрогазодинамічного моделювання в програмних комплексах CFD.

Інше проблемне питання виникає вже на етапі виконання заходів з усунення «зони вітрового підпору», а саме технічна можливість нарощування каналів згідно вимог п.6.2 [5]. В переважній більшості для димових та вентиляційних каналів, що перебуватимуть в «зоні вітрового підпору» неможливо виконати нарощування каналів, у зв'язку з суттєвим зануренням в простір впливу «зони вітрового підпору».

На сьогоднішній день ринок димохідних систем пропонує досить розширений асортимент фасонних частин з закінчення димоходів: флюгери, ковпаки, зонти, тощо. Але фактично вказані вироби в повній мірі не здатні забезпечити уникнення зворотної тяги, а навпаки створюють додатковий опір для руху димових газів.

Формулювання цілей статті. Проведення дослідження з визначення процесів утворення зворотної тяги в димоходах в несприятливих умовах експлуатації, що в майбутньому надасть змогу знайти технічне вирішення проблеми безпечної експлуатації димоходів в умовах ущільненої забудови.

Основна частина. У відмінності від досліджень [6, 7], обраний метод полягає в локальному моделюванні функціонування димохідної установки в несприятливих умовах. Детальність локального моделювання надає можливість з'ясування ефекту зворотного потоку в димохідних системах більш поглиблено та інформативно.

Дослідження зворотної тяги слід розглядати, як локальну задачу з

визначенням наступних факторів: аеродинамічний опір подачі повітря; повне та часткове навантаження теплогенератора; фізичні властивості димових газів; особливості конструкції димоходу; особливості географічної місцевості; метеорологічні умови; аеродинамічний опір димоходу; геометричні параметри розміщення виходу димоходу навколо оточуючих об'єктів.

Для подальшого процесу дослідження, визначено метеорологічні чинники впливу які є джерелом небезпечного ефекту зворотного потоку в димоходах.

Вітер. Розглянемо 3 район карти районування території України за характеристичними значеннями вітрового тиску [4], який переважно займає більшість території України та географічно-метеорологічну місцевість Одеського району На рис. 3 представлено графік максимального значення швидкості вітру на висоті 10-метрів над землею поверхнею за 10-хвилинний період, що безпосередньо передував терміну спостереження за 2002-2021 рр. [8].



Рис. 3. Графік статистичних значень максимальної швидкості вітру в термін спостереження 2002-2021 роках

У спосіб, що викладено в European Wind Atlas [9] проведено імовірнісний аналіз статистичних значень максимальної середньорічної швидкості вітру та отримано значення середньої швидкості вітру, що пов'язана з розрахунковим періодом повторюваності. Аналіз проведено з використанням баз даних [8], що включають 20 років спостереження, що найменше на 1/5 перевищує розрахунковий період повторюваності $T_p=50$ років та у будь-якому випадку

більше 5 років [10].

Розраховане значення швидкості 22,77 м/с приймаємо, як базову еталонну швидкість вітру V_b , що пов'язана з періодом повторення $T_R = 50$ років.

Розрахункова опорна швидкість V_r (м/с) визначається наступною формулою (3.3) [10]:

$$V_r = V_b \cdot c_r \quad (4)$$

де V_b - базова еталона швидкість вітру, м/с; c_r - коефіцієнт віддачі розраховуємо для $T_R = 20$ років, що завдано рівнянням, для умов 5 років $\leq T_R < 50$ років (3.4 с) [10]:

$$c_r = 0,75 \sqrt{1 - 0,2 \cdot \ln \left[-\ln \left(1 - \frac{1}{T_R} \right) \right]} \quad (5)$$

За відсутності спеціального аналізу, що враховує напрям вітру, ефективну шорсткість та топографію місцевості, що оточує будівельний майданчик, для висот над землею, що не перевищують $z=200$ м, середня швидкість вітру (м/с) визначається рівнянням (3.5) [10]:

$$V_m(z) = V_r \cdot c_m(z), \quad (6)$$

де c_m – коефіцієнт профілю середньої швидкості вітру, що визначається рівнянням (3.6b) [10], для $z > z_{\min}$ для IV категорії експозиції:

$$c_m(z) = k_r \cdot \ln \left(\frac{z}{z_0} \right) \cdot c_t(z) \quad (7)$$

де k_r - фактор рельєфу, відповідно [10, Table 3.ІІ]; z - висота дослідження, м; z_0 - мінімальна висота, відповідно [10 Table 3.ІІ]; $c_t(z)$ - коефіцієнт топографії, наведений у (3.2.4) [10], залежно від топографічних особливостей майданчика.

За розрахунком, максимальна швидкість вітру складає $V_m(z)=23,47$ м/с, що за шкалою Бофорта належить до штормової характеристики вітру.

Атмосферна турбулентність. Атмосферна турбулентність - це коливання миттєвої швидкості вітру з нульовим середнім значенням близько середнього значення $V_m(z)$. В основному характеризується двома параметрами: інтенсивністю турбулентності і турбулентним масштабом довжини [10].

Інтенсивність турбулентності є стандартним відхиленням поздовжньої

складової турбулентності, ділене на середню швидкість вітру. За відсутності спеціальних розрахунків, які враховують напрям вітру, фактичну шорсткість та топографію місцевості, що оточує будівельний майданчик (Annex C), для висот над землею, що не перевищують $z = 200$ м, забезпечується рівнянням (3.7b) [10]:

$$I_v(z) = \frac{1}{\ln\left(\frac{z}{z_0}\right) \cdot c_t(z)} \quad (8)$$

де z - висота дослідження, м; z_0 - мінімальна висота, відповідно [10 Table 3.II]; $c_t(z)$ - коефіцієнт топографії, наведений у (3.2.4) [10]

Шкала довжини турбулентності (м) є середнім розміром вихорів, що формують атмосферну турбулентність. Визначається рівнянням (3.8b) [10]:

$$L_v(z) = \bar{L} \cdot \left(\frac{z}{\bar{z}}\right)^k \quad (9)$$

де $\bar{z} = 200$ м вихідна висота; $\bar{L} = 300$ м еталонна довжина; k - коефіцієнт, наведений у [10, Table 3.IV], залежно від категорії впливу на будівельний майданчик.

Температура зовнішнього повітря. Температура зовнішнього повітря T_L для опалювальних систем визначається для розрахунку мінімальної тяги при надходженні димових газів у димохід та складає $T_L = 288,15$ К ($t_L = 15$ °С) [2].

Тиск зовнішнього повітря. Тиск зовнішнього повітря з урахуванням висоти z над рівнем моря обчислюється за формулою (12) [2]:

$$p_L = 97000 \cdot e^{\frac{(-g \cdot z)}{R_L \cdot T_L}}, \text{ Па}, \quad (10)$$

де g - прискорення вільного падіння $9,81$ м/с²; R_L - газова стала повітря становить 288 Дж/(кг·К) [2]; T_L - температура зовнішнього повітря, К; z – висота над рівнем моря; 97000 – тиск зовнішнього повітря над рівнем моря з врахуванням зміни погоди, Па.

Густина зовнішнього повітря. Густина зовнішнього повітря ρ_L (кг/м³) обчислюють за формулою (13) [2]:

$$\rho_L = \frac{p_L}{R_L T_L} \quad (11)$$

Параметри димових газів. Параметри димових газів отримано на підставі протоколу розрахунку димохідної установки, що виконувався в програмному

комплексі Kesa Technische Software [11]. Для подальшого дослідження, фізичні параметри димових газів приймаємо для останньої секції димохідної установки та вносимо до табл. 1.

Розрахунок коефіцієнту теплопровідності λ_A (Вт/м·К) димових газів для температури t_m виконуємо за формулою (В.9) [2]:

$$\lambda_A = 0.0223 + 0.000065 \cdot t_m. \quad (12)$$

Розрахунок динамічної в'язкості димових газів η_A (Н с/м²) для температури t_m виконуємо за формулою (В.10) [2]:

$$\eta_A = 15 \cdot 10^{-6} + 47 \cdot 10^{-9} \cdot t_m - 20 \cdot 10^{-12} \cdot t_m^2. \quad (13)$$

З застосуванням обчислювального гідродинамічного комплексу ANSYS CFX [12] виконано нестационарні розрахунки потоків повітря і димових газів, із врахуванням природної конвекції в димохідній установці. Таким чином, для доцільності збору аналітичних даних, дослідження здійснювалось у відмінних умовах швидкості вітру: - задача «А» - 0,1 м/с; задача «В» - 6,3 м/с; задача «С» - 23,47 м/с.

Вирішення задач в програмному комплексі ANSYS CFX здійснювалось за усередненням по Рейнольдсу рівнянь Нав'є-Стокса (RANS), що є скороченою формою загальних рівнянь Нав'є-Стокса. У рівняннях RANS стаціонарне рішення відокремлене від флуктуацій, що змінюються в часі в системі, останні з яких враховуватимуть турбулентність у різних режимах потоку [13]. Модель турбулентності: «two-equation standard k-ε model»; режим розрахунку: «total energy», що враховує процеси стискання та теплопередачі в середовищі дослідження.

З метою уникнення випадкових результатів, напрямком вітру обрано не за проміжними румбами, а безпосередньо під прямим кутом в площині від гирла димоходу до будівельної конструкції. В нижній частині конструкції димоходу передбачено перепускний отвір.

Задача (Problem): «А». На першому етапі проаналізуємо функціонування димоходу в умовах швидкості вітру 0,1 м/с, що надає змогу оцінити функціонування димоходу лише за фактором його розташування в негативній області (рис. 4).

Таблиця 1. Параметри димових газів за протоколом розрахунку в програмі Kesa Technische Software

Показник	Позначення	Значення
Масова витрата димових газів системи, г/с	m	95,2
Середня швидкість димових газів, м/с	w_m	3,13
Середня температура димових газів, °C	t_m	72,8
Середня густина димових газів, кг/м ³	ρ_m	0,968
Еквівалентна шорсткість внутрішньої стінки, м	r	0,001
Коефіцієнт тертя в трубі	ψ	0,033
Показник Рейнольдса	Re	33093
Показник Прандтля	Pr	0,725
Критерій Нуссельта	Nu	103,56
Питома теплоємність димових газів, Дж/(кг·К)	c_p	1070
Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К)	k	7,486
Гідрравлічний діаметр системи, м	Dh	0,2

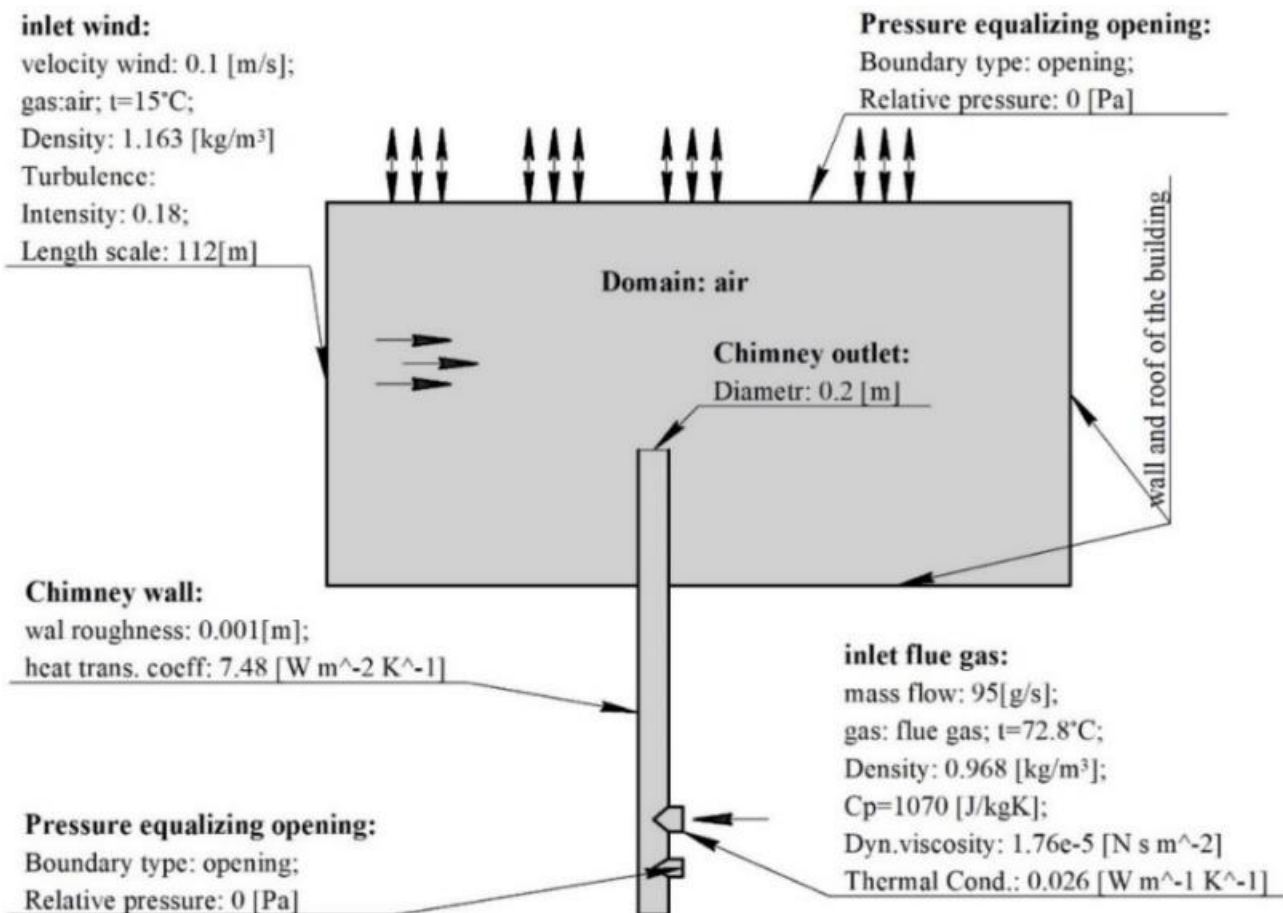


Рис. 4. Постановка граничних умов функціонування димоходу

Результати розрахунку, що отримано в програмному комплексі ANSYS CFX-Post (візуально).

На рис. 5 представлено розподіл тиску в розрахунковій області при швидкості вітру 0,1 м/с. Аналізуючи значення тиску, спостерігаємо в області входу димових газів виникнення розрідження в димоході з поступовим зростанням тиску до врівноваження його зі значеннями статичного тиску в точці $Y=0,00$ (рис. 6.) виходу димових газів в атмосферу.

Визначаємо формування розрідження, що відбувається в області над трійником входу димових газів в точці $Y = -2,67$ м з максимальним значенням розрідження $P_{Hmax} = -7,5$ Па. При цьому слід зазначити, що в даній області (рис. 7), поле швидкості потоку димових газів і розрідження формується нерівномірно, як наслідок аеродинамічного опору з'єднувального елемента димоходу та зміни напрямку руху димових газів. В перепускному отворі в точці $Y = -3,5$ м фіксується повільних рух повітря в напрямку вертикального каналу.

Тепловий підйом димового факелу над гирлом димоходу має параболічну форму (рис. 8), що вказує на нерухомість атмосфери. Температурне поле в димоході носить поступовий характер, що вказує на охолодження димових газів з-за рахунок теплопередачі між димовим газом та стінкою димоходу.

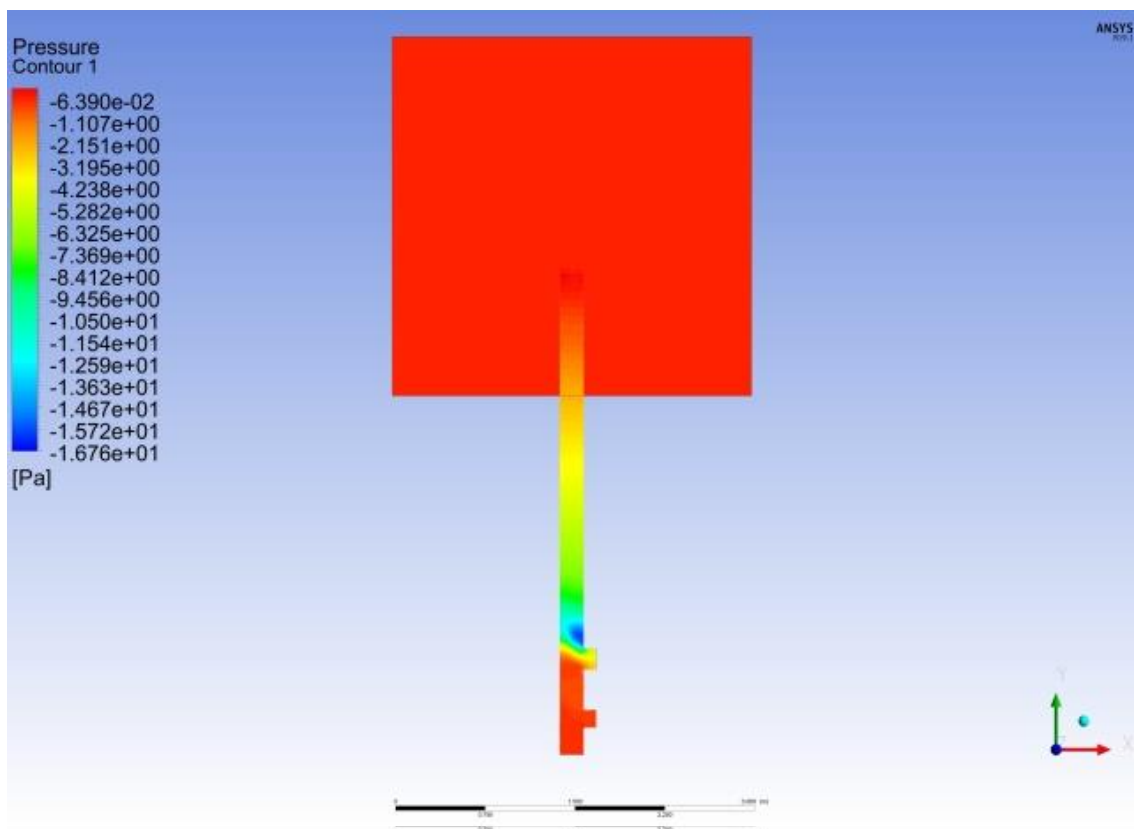


Рис. 5. Розподіл тиску в умовах швидкості вітру 0,1 м/с

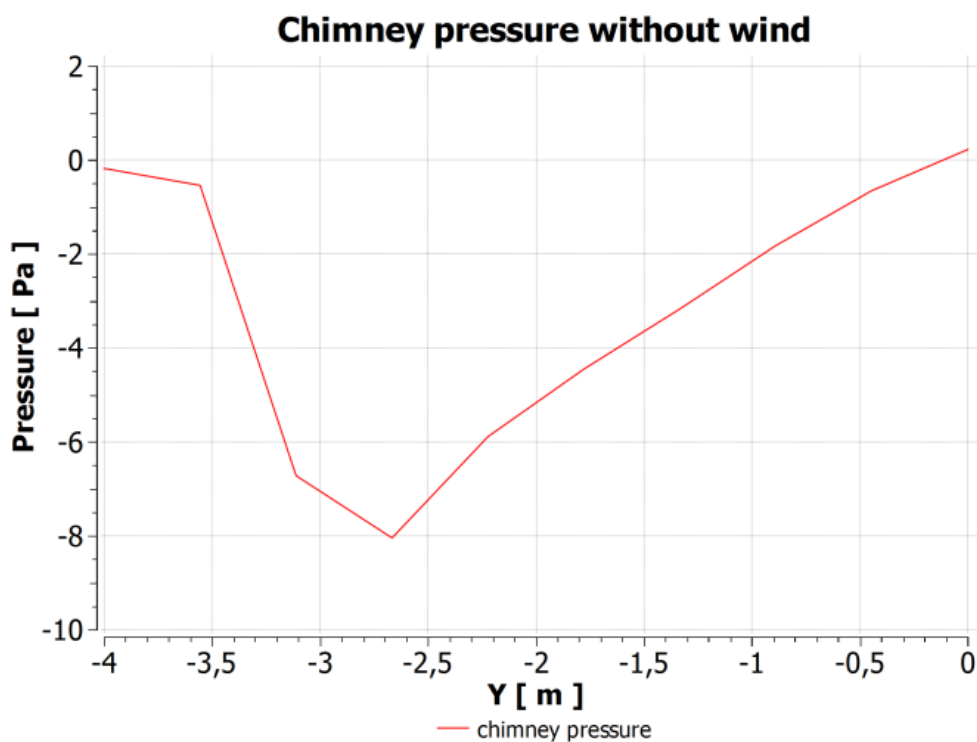


Рис. 6. Графік тиску в димоході в умовах швидкості вітру 0,1 м/с

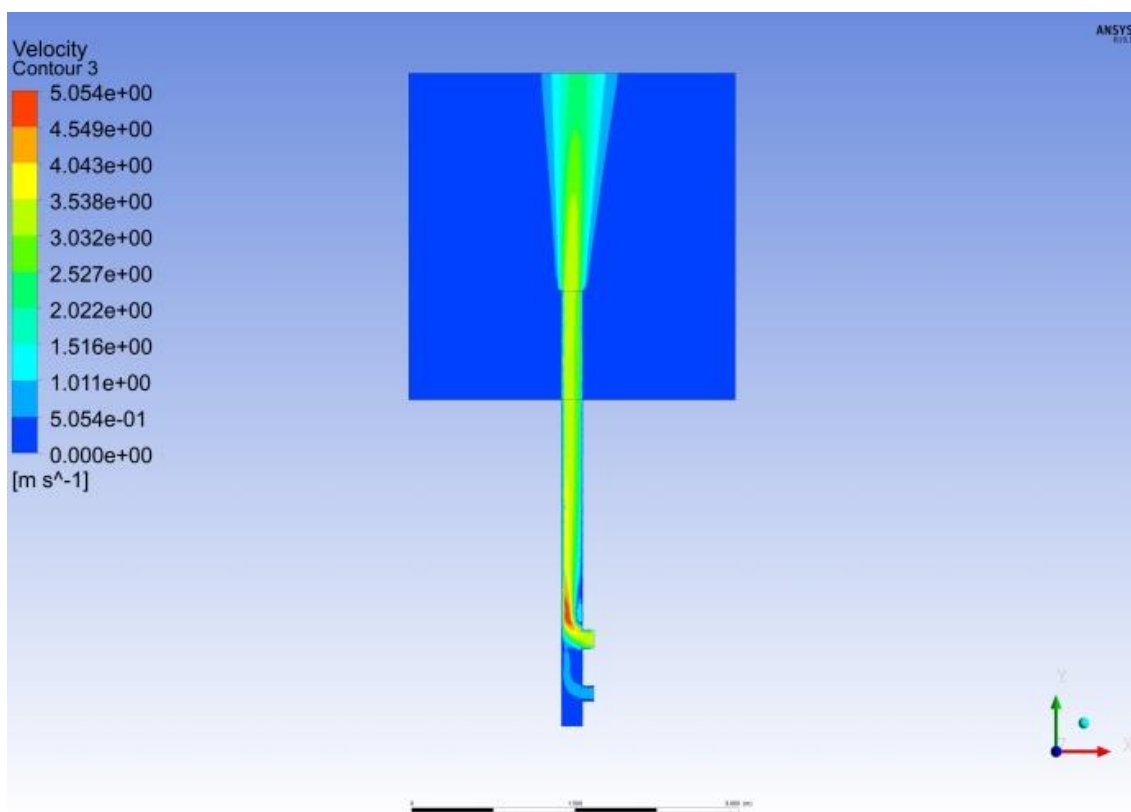


Рис. 7. Розподіл швидкості потоку димових газів в умовах швидкості вітру 0,1 м/с

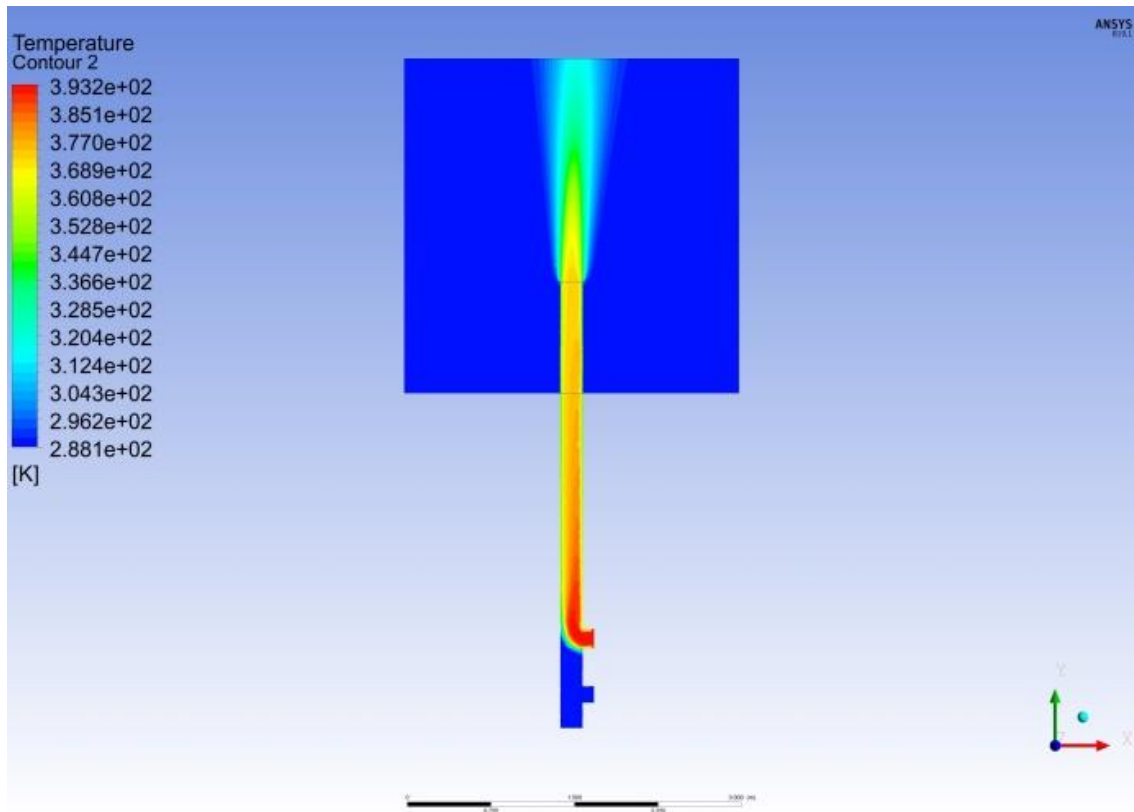


Рис. 8. Поле температур в умовах швидкості вітру 0,1 м/с

Задача (Problem): «В». На другому етапі проаналізуємо функціонування димоходу в аналогічних геометричних умовах зі швидкістю вітру 6,3 м/с та визначеними параметрами інтенсивності та масштабу турбулентності атмосфери.

На рис. 9 представлено розподіл тиску в розрахунковій області при швидкості вітру 6,3 м/с. Визначимо, що лобове зіткнення повітряних мас з перешкодою створює поле підвищеного статичного тиску в області виходу димових газів з гирла димоходу. Надмірність статичного тиску у вказаній області має ознаки інверсії потоку димових газів у внутрішньому просторі димоходу.

Результати розрахунку, що отримано в програмному комплексі ANSYS CFX-Post (візуально).

При аналізі тиску у внутрішньому просторі димоходу (рис. 10), в точці $Y = -2,65$ м фіксуємо зменшене значення розрідження $P_{Hmax} = -4,56$ Па, у порівнянні зі значенням $P_{Hmax} = -7,5$ Па, що наведено в рис. 6. У точці $Y = 0,0$ м виходу димових газів фіксується надмірний статичний тиск, що складає 6,58 Па.

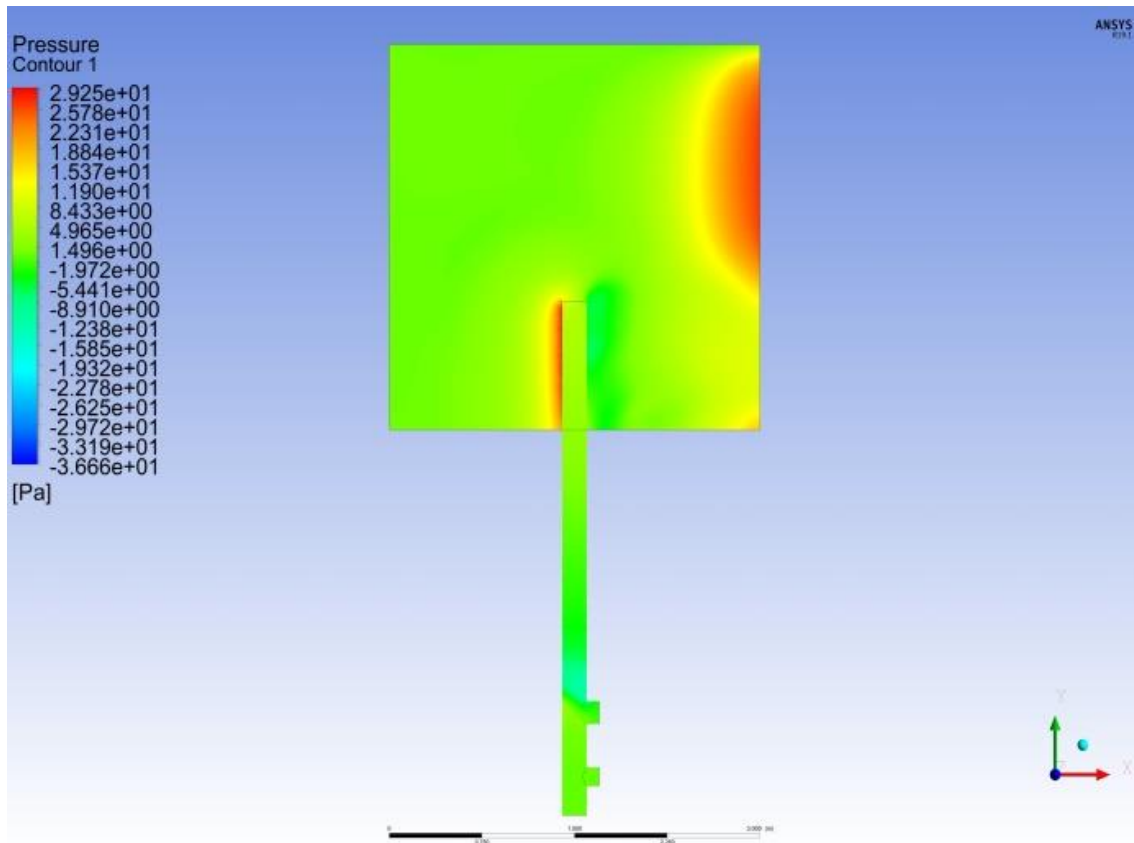


Рис. 9. Розподіл тиску в умовах швидкості вітру 6,3 м/с

За рахунок виникнення аеродинамічного опору, процес вільної конвекції в димоході відбувається аномально (рис.11), що візуально спостерігається неквапливістю охолодження димових газів в димоході. На ділянці між трійником входу димових газів у димохід та перепускним отвором візуально спостерігаються теплові маси димового газу, що є суттєвою ознакою порушення тяги в димоході. В свою чергу, в котлах з відкритою камерою згоряння вбудовані пристрої контролю відведення продуктів згоряння мають конструкцію у вигляді датчику NTC (Negative Temperature Coefficient), що функціонально забезпечують лише контроль температури димових газів. Тобто напрямок руху димових газів та тиск розрідження в області за теплообмінником взагалі не контролюються. Вказаний факт свідчить, що система безпеки вказаних котлів не здатна забезпечити безпеку експлуатації в повному обсязі.

Тепловий підйом димового факелу над гирлом димоходу має стиснуту до горизонту хвилеподібну форму (рис.12), що зумовлено впливом сил інерції повітряних мас, що рухаються переважно горизонтально.

Для аналітичного порівняння даних, що отримано в програмному комплексі ANSYS CFX-Post, побудуємо графіки залежності тиску (рис. 13) та швидкості димових газів (рис. 14), що виникатимуть у внутрішньому просторі димоходу за різних значень швидкості вітру 0,1 м/с та 6,3 м/с відповідно.

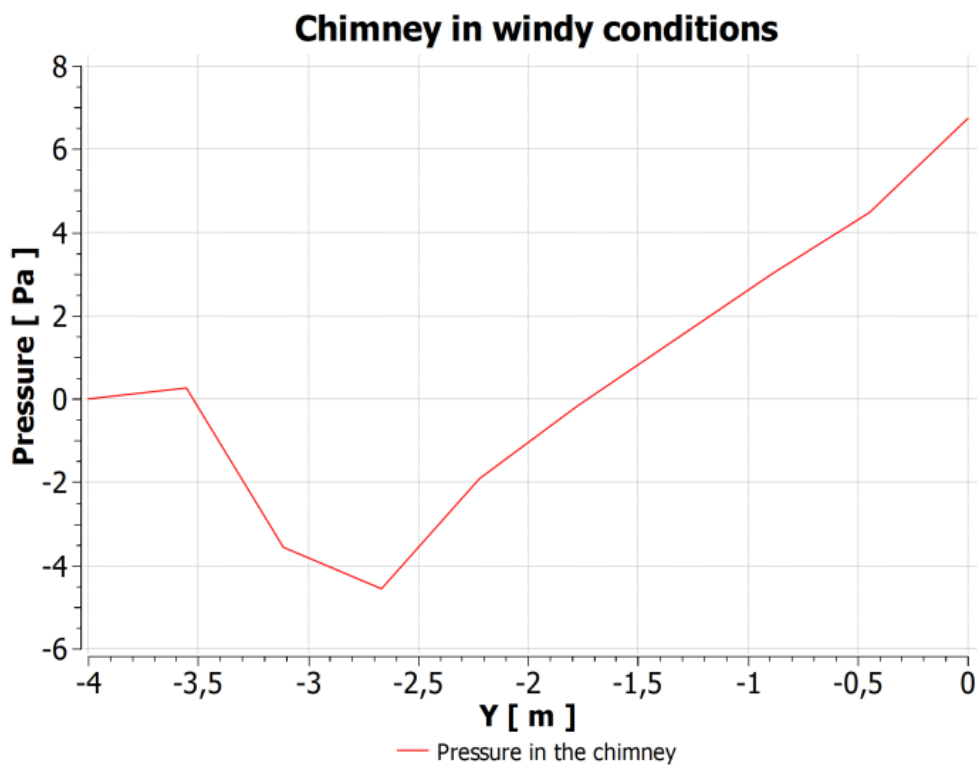


Рис. 10. Графік тиску в димоході в умовах швидкості вітру 6,3 м/с

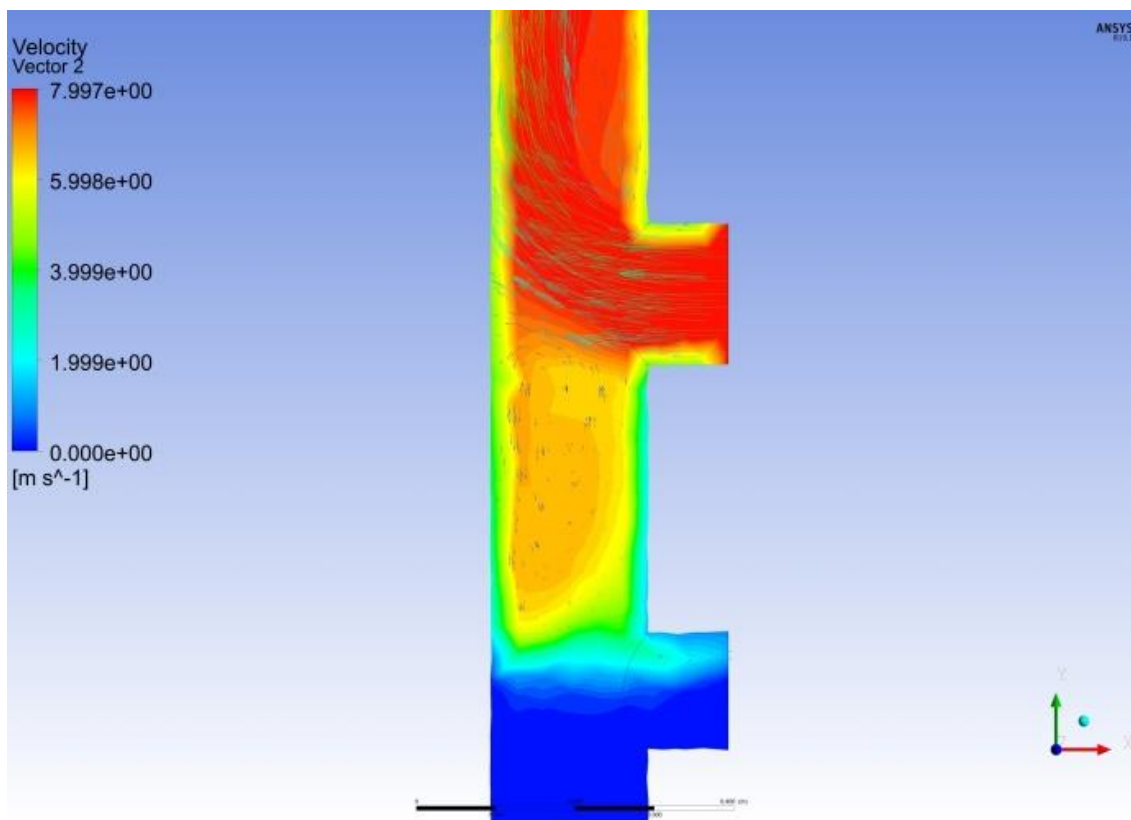


Рис. 11. Поле температур і векторів потоку в трійнику та в перепускному отворі

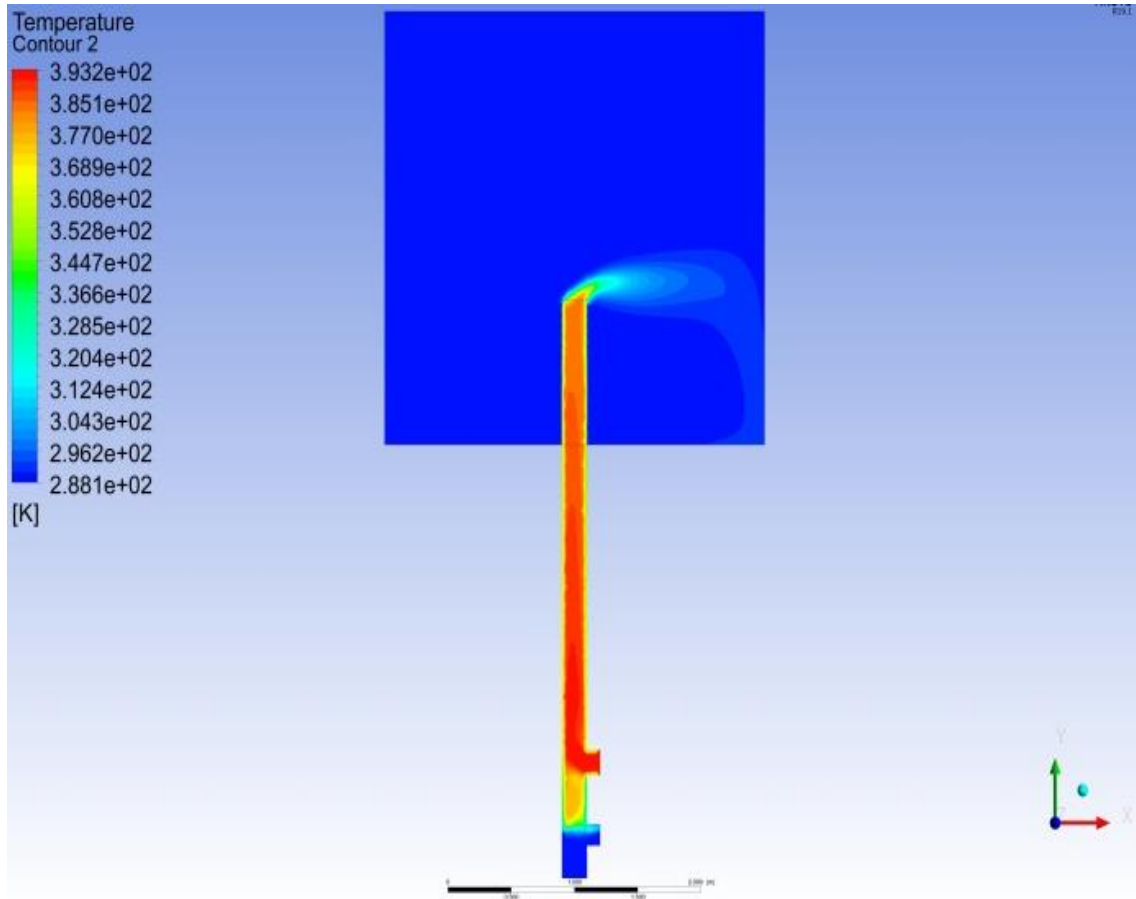


Рис. 12. Поле температур в умовах швидкості вітру 6,3 м/с

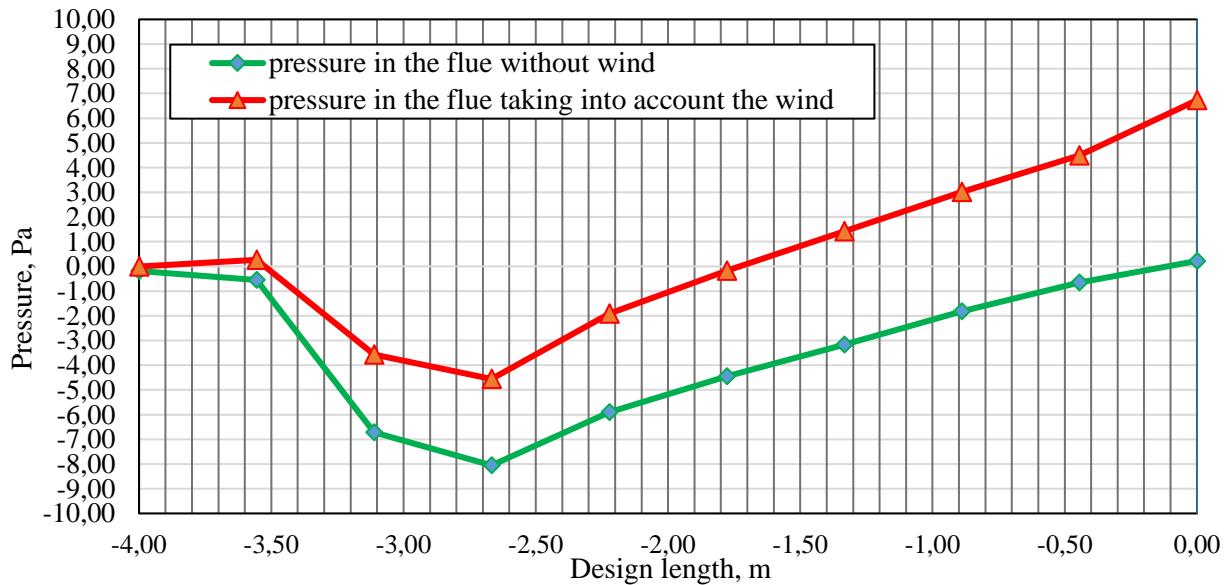


Рис. 13. Графік порівняння тисків в димоході

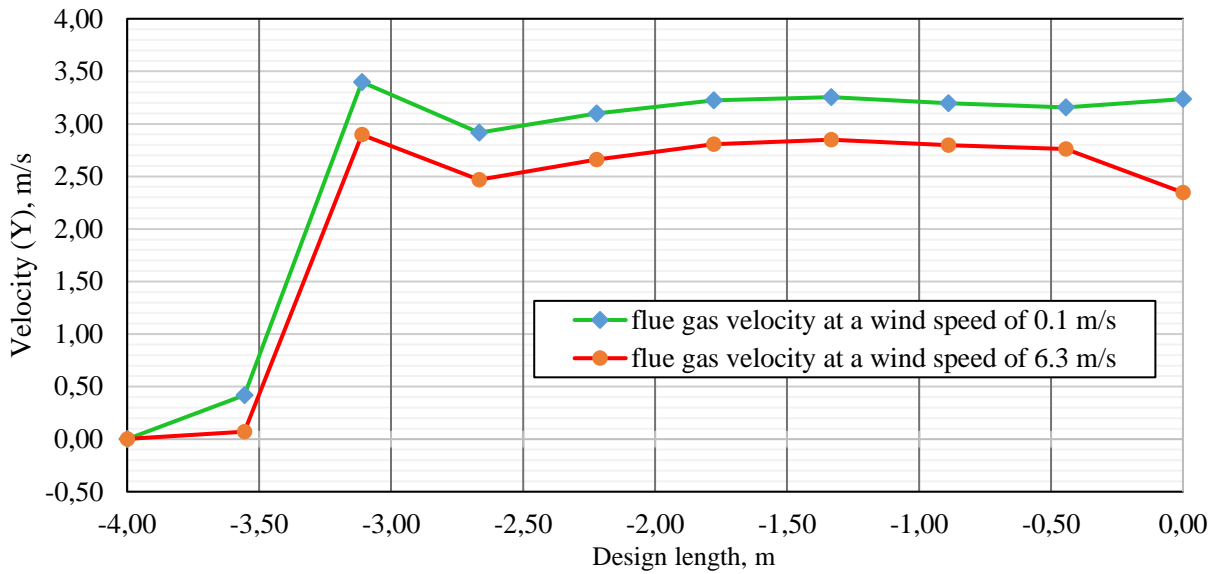


Рис. 14. Графік порівняння швидкості димових газів в димоході

Таблиця 2. Залежність тиску та швидкості димових газів від дії вітру

Елемент димоходу	Вертикальна координата димоходу, Y, м	При швидкості вітру 0,1 м/с		При швидкості вітру 6,3 м/с		Різниця значень, Δ	
		Швидкість димових газів, м/с	Тиск в димоході, Па	Швидкість димових газів, м/с	Тиск в димоході, Па	Δu, м/с	Δp, Па
Гирло виходу димових газів з димоходу	0.00	3,24	0,12	2,35	6,7	0,89	-6,58
Трійник входу димових газів	-3,0	3,40	-6,72	2,90	-3,6	0,5	3,12
Перепускний отвір	-3,5	0,42 (повітря)	-0,54 (повітря)	0,07 (інверсія)	0,27 (інверсія)	0,35	0,81

В області виходу димових газів з гирла димоходу в точці $Y = 0,0 \dots -0,5$ (рис. 13, 14), відзначається падіння швидкості та зростання тиску (червона лінія). Нижче точки входу димових газів у димохід спостерігаємо інверсію потоку (табл. 2) димових газів в напрямку перепускного отвору в точці $Y = -3,5$ м. В даному вузлу візуально фіксуються теплові маси димових газів та їх послідовний виток в приміщення.

Задача (Problem): «С». На останньому етапі проаналізуємо функціонування димоходу в аналогічних геометричних умовах з визначеними параметрами максимальної швидкістю вітру 23,47 м/с. Доцільність дослідження полягає насамперед в визначенні оцінки функціонування димоходу в умовах граничного стану штормового вітру, що є короткочасним природнім явищем.

Результати розрахунку, що отримано в програмному комплексі ANSYS CFX-Post. Тиск повітря (рис. 15) спрямовується в внутрішній простір димоходу, що спричиняє хаотичний рух та зміну напрямку потоку димових газів в вертикальній ділянці димоходу (рис. 16). Тобто відбувається виток небезпечних димових газів в приміщення (рис. 17).

Внаслідок дії протилежного потоку повітря в області входу димових газів в димохід (рис. 18) спостерігається застійний процес вільної конвекції, що зумовлено падінням швидкості та інверсію руху димових газів.

З молекулярної точки зору інверсія руху димових газів обумовлюється нестационарною дифузійною газів під впливом хаотичних сил, що не значно корегуються гравітаційною взаємодією між повітрям та димовими газами. Тобто перенесення речовини відбувається з області з високою концентрацією в область з низькою концентрацією [14].

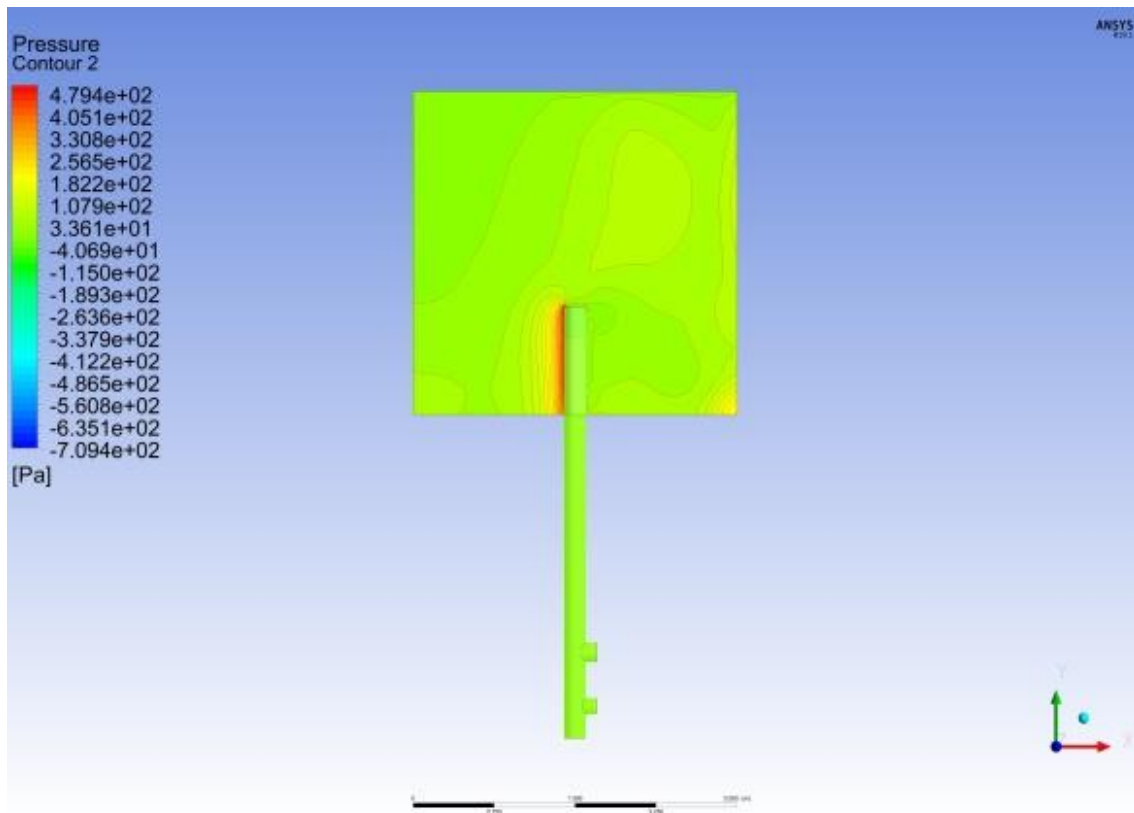


Рис. 15. Розподіл тиску в умовах швидкості вітру 23,47 м/с

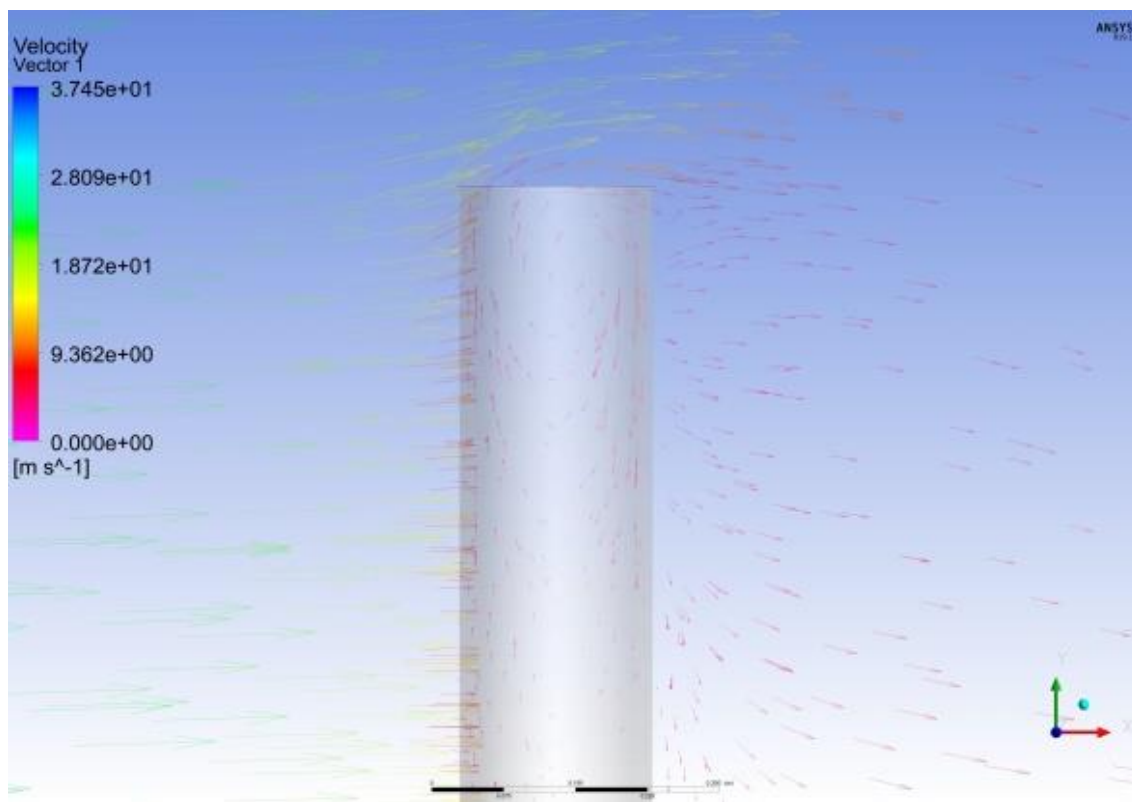


Рис. 16. Вектор руху повітря та димових газів в умовах швидкості вітру 23,47 м/с. Гирло димової труби

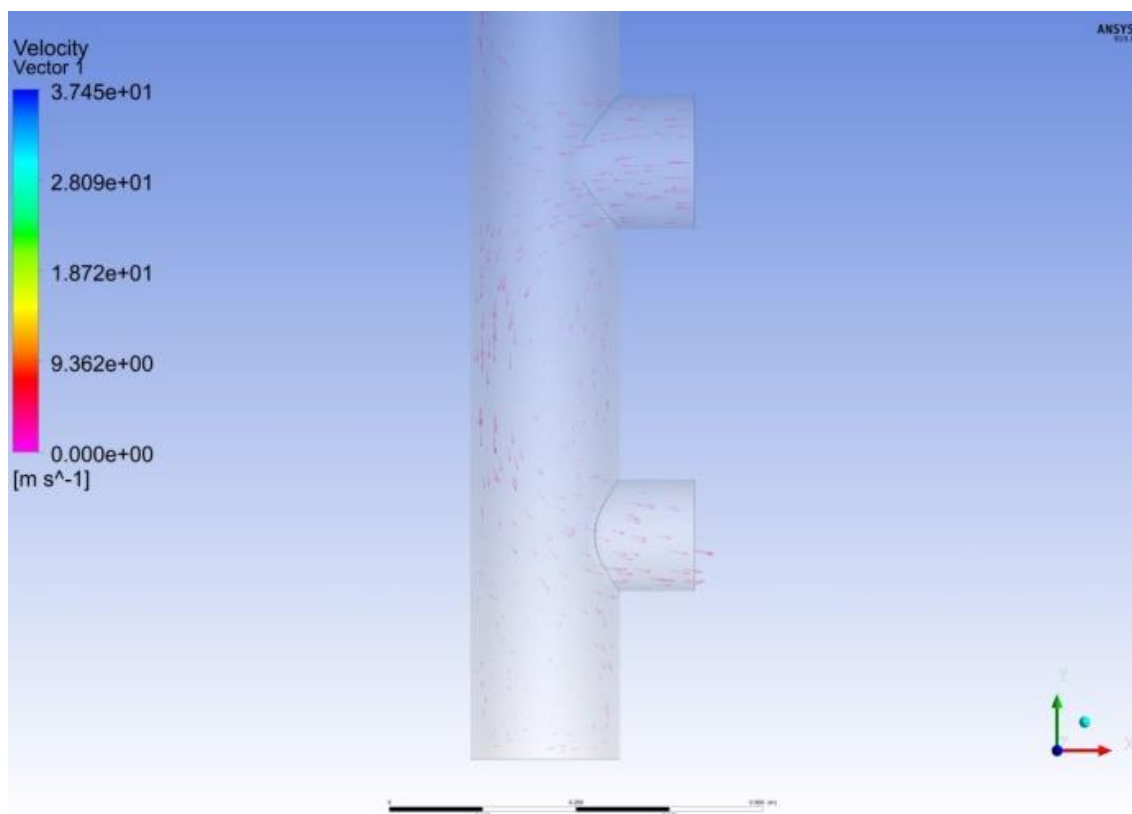


Рис. 17. Вектор руху димового газу області трійника та перепускного отвору в умовах швидкості вітру 23,47 м/с

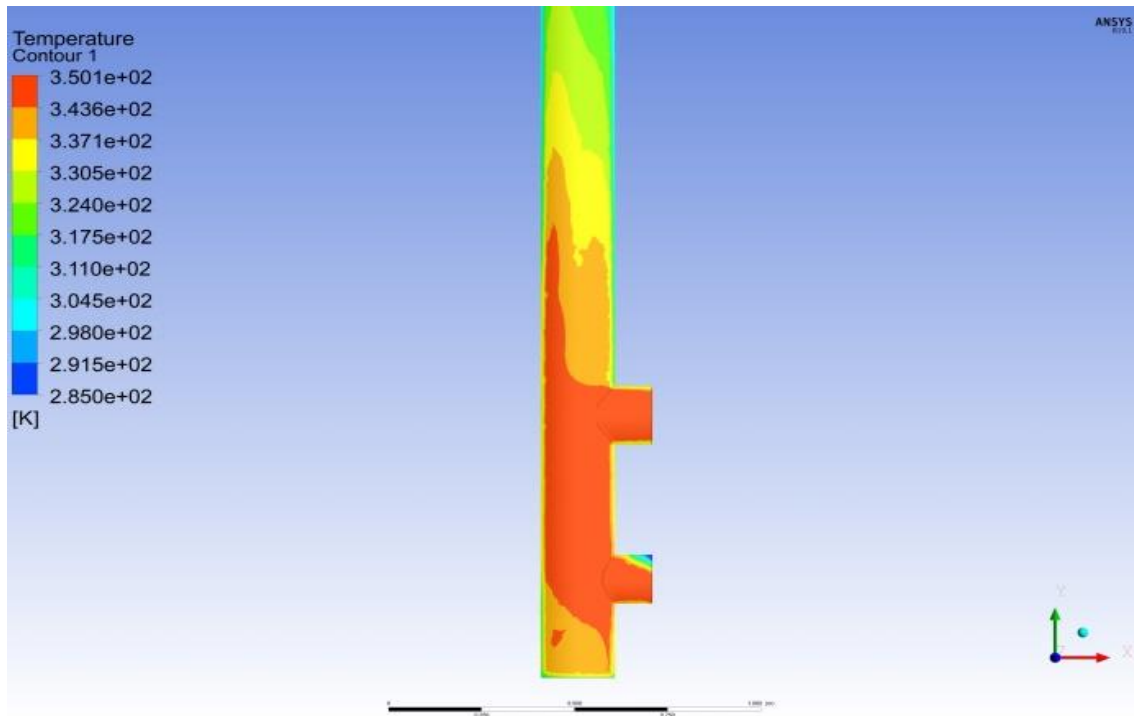


Рис. 18. Температурне поле в області трійника входу димових газів в димохід та перепускний отвір

Якщо розглянути вказану задачу за законом збереження імпульсу, як замкнуту систему «атмосфера-димохід-приміщення», що прагне до рівноваги, допустимо стверджувати, що імпульси атмосферного тиску врівноважуються з імпульсами приміщення через димохід, які в подальшому спричиняють ефект зворотного потоку. Виникає неможливість виконання однорідності за часом врівноваження імпульсів тиску між приміщенням та атмосферним середовищем. В основному через зайву герметичність огорожувальних конструкцій, здебільшого зменшеною повітропроникністю віконних конструкцій в нових або вентиляційно-модернізованих будівлях, що спричиняє дефіцит тиску повітря в приміщеннях.

Висновки. На підставі проведеного аналізу відзначено наступні чинники, що виникатимуть в димоході під впливом вітру та близько розташованої прилеглої забудови: суттєве зменшення розрідження в димоході у точці входу димових газів; зменшення швидкості руху димових газів, особливо в області виходу димових газів в атмосферу; інверсія та прорив димових газів у приміщення; аномальність температури димових газів, що пов'язана з порушенням руху димових газів; потенційна та кінетична енергія димових газів витрачається на подолання надлишкового атмосферного тиску.

Запропонований підхід надає оцінку щодо функціонування димохідних систем в умовах ущільненої забудови та може розглядатись в перспективі

досліджень, як прогнозуючого так і конструктивно-інноваційного характеру. Практичне впровадження потребує передусім більш поглибленої гармонізації з європейськими нормами та стандартами в сфері виробництва, проектування, будівництва та експлуатації димохідних систем.

References

1. Hazopostachannia. DBN V.2.5-20:2018, Ukrarkhbudininform, 2019. (in Ukrainian)
2. Konstruktsii dlia vydalennia dymovykh haziv. Teplotekhnichni ta aerodynamichni rozrakhunok. Chastyna 1. Konstruktsii dlia vydalennia dymovykh haziv vid odnogo dzherela tepla. DSTU EN 13384-1:2018, 2019. (in Ukrainian)
3. Konstruktsii dlia vydalennia dymovykh haziv. Teplotekhnichni ta aerodynamichni rozrakhunok. Chastyna 2. Konstruktsii dlia vydalennia dymovykh haziv vid kilkokh dzherel tepla. DSTU EN 13384-2:2018, 2019. (in Ukrainian)
4. Systema zabezpechennia nadiinosti ta bezpeky budivelnykh ob'ektiv. Navantazhennia i vplyvy. Normy proektuvannia. DBN V.1.2-2:2006. Ukrarkhbudininform, 2006. (in Ukrainian)
5. Pravyla bezpeky system hazopostachannia. NPAOP 0.00-1.76-15, Ministerstvo enerhetyky ta vuhilnoi promyslovosti, 2015. (in Ukrainian)
6. V. N. Yaroshenko, V. V. Vytiukov, and B. B. Kapochkyn, "Novye nauchnye napravleniya yssledovanyi YYES OHASA", *Visnyk ODABA*, no. 36, 2009, 01.07.2023 r. <http://mx.ogasa.org.ua/handle/123456789/1356> (in Russian)
7. V. V. Vytiukov, V. N. Yaroshenko, and N. N. Khmyznykova, "Yssledovanye zon vetrovoho podpora", *Visnyk ODABA*, no. 54, 2014, 10.07.2023 r. <http://mx.ogasa.org.ua/handle/123456789/1312?locale=en> (in Russian)
8. "Odesa, Ukraine Weather History. Weather Underground". Local Weather Forecast, News and Conditions. Weather Underground, www.wunderground.com/history/daily/ua/odesa/UKOO. Accessed 24 August 2023.
9. Troen, I. and Petersen, E.L. European Wind Atlas. Risø National Laboratory, Roskilde. 1989.
10. Guide for the assessment of wind actions and effects on structures. Official edition. CNR-DT 207/2008, National Research Council of Italy, 2010.
11. "Software - Kesa Technische Software GmbH". Kesa Technische Software GmbH, www.kesa.de/software/?lang=en. Accessed 24 August 2023.
12. Ansys CFD Software. <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-cfx>. Accessed 24 August 2023.
13. "The Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) Equations and Models". Cadence System Analysis, resources.system-analysis.cadence.com/blog/msa2021-the-reynolds-averaged-navier-stokes-rans-equations-and-models. Accessed 24 August

2023.

14. P. P. Cholpan. Fizyka "Vyshcha shkola", 2004. (in Ukrainian)

UDC 697.533.6

stud. **Valeriy Fedorenko**,
4923fluemind@odaba.edu.ua, ORCID: 0009-0002-2739-6888,
PhD, Assoc. Prof. **Volodymyr Isaev**,
isaevv5@gmail.com, ORCID: 0000-0002-9947-7284,
Odesa State Academy of Civil Engineering

THE PROBLEM OF SAFE OPERATION OF CHIMNEY SYSTEMS IN DENSELY POPULATED DEVELOPMENTS

The phenomena of backdraft in chimneys due to meteorological conditions and geometrical parameters of the chimney head in the area of adjacent buildings are fundamentally considered. For the purpose of in-depth analysis of the backdraft phenomena, the meteorological parameters of atmospheric pressure and turbulence were calculated, and the wind speed was determined under operational and extreme conditions of chimney systems. Wind has a role to impact, and its consequences must be assessed to provide the required safety level of chimney systems. The technical conflict between National Norms and European Standards regarding the interpretation and definition of the "wind resistance zone" is considered separately, where the European approach has more mathematical approach. It is proposed to consider and analyse this issue according to more modern approach, using CFD computational fluid dynamic modelling and specialised software for thermal and aerodynamic calculations of chimneys, which makes it possible to assess the functional ability of a chimney, both in terms of design features and wind exposure. This approach has the advantage that the analysis is carried out locally, specifically for an individual chimney, which avoids random or template results. In other words, the interaction of the "atmosphere-chimney-room" system is considered. The ANSYS CFX-Post module analyses the formation of backdrafts for different wind speeds with the same geometric parameters of the chimney head, characterised by the speed changes of flue gas movement, static pressure, temperature field, and the formation of a flue gas plume in the atmosphere. The following factors have been identified in the modelling of the chimney functioning: the use of secondary air through the bypass hole, the temperature of the outside air is taken to calculate the minimum draft 288.15 K, the temperature of flue gases is 345.95 K. The obtained results of CFD computational modelling studies provide the motivation for the development of innovative and effective approaches to eliminate dangerous backdraft phenomena in chimneys.

Keywords: chimney; backdraft; ANSYS CFD; atmospheric turbulence.

УДК 693:[628.8:628.9]

к.т.н., доц. **Микола Кізієв**,
m.d.kizieiev@nuwm.edu.ua, ORCID: 0000-0002-1491-1695,
к.т.н., доц. **Ольга Новицька**,
o.s.novytska@nuwm.edu.ua, ORCID: 0000-0001-7286-9731,
к.т.н., доц. **Наталія Кравченко**,
n.v.kravchenko@nuwm.edu.ua, ORCID: 0000-0003-1336-4893,
к.т.н., доц. **Сергій Проценко**,
s.b.protsenko@nuwm.edu.ua, ORCID: 0000-0002-1292-0651,
Національний університет водного господарства та природокористування

АНАЛІЗ ЗАХОДІВ З ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ НАВЧАЛЬНИХ КОРПУСІВ НАЦІОНАЛЬНОГО УНІВЕРСИТЕТУ ВОДНОГО ГОСПОДАРСТВА ТА ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ

Проаналізовано заходи з підвищення енергоефективності навчальних корпусів НУВГП, які заплановано впровадити в рамках спільного Проєкту Міністерства освіти і науки України та Європейського інвестиційного банку «Вища освіта України. Енергоефективність та сталий розвиток», а саме: влаштування теплової ізоляції фасадів, покриття, підлоги по ґрунту та нижніх поверхів, заміна вікон і дверей на сучасні герметичні конструкції, влаштування теплової ізоляції трубопроводів, модернізація автоматизованих вузлів регулювання теплової енергії (АВРТЕ), систем освітлення та опалення, впровадження систем енергетичного моніторингу та диспетчеризації, влаштування системи вентиляції з рекуперацією теплоти витяжного повітря. Заходами, що здатні окупитися якнайшвидше, є теплова ізоляція трубопроводів, модернізація АВРТЕ й освітлення, впровадження систем енергомоніторингу та диспетчеризації. Найбільш тривалого терміну окупності потребуватиме запровадження рекуперації теплоти витяжного вентиляційного повітря, проте цей захід є необхідним з огляду на суттєве зменшення витрат теплової енергії на підігрівання зовнішнього припливного повітря в холодний період року. Впровадження запропонованих заходів дозволить знизити споживання енергії та відповідних витрат на 60 %, а саме – на 6 232 тис. кВт·год/рік (порівняно з базовим рівнем витрат на енергоспоживання 10 286 тис. кВт·год/рік), при одночасному підвищенні функціональності та комфортності будівель (з приведенням умов мікроклімату у приміщеннях у відповідність до нормативних вимог). Впровадження енергоефективних заходів також призведе до зменшення викиду парникових газів на 50 %, а саме – на 1648 т/рік.

Ключові слова: енергоефективність будівель; термомодернізація; енергоефективні заходи; економія енергоресурсів; викиди парникових газів.

Вступ. У рамках проєкту «Вища освіта України» низка університетів нашої країни отримує спільну фінансову підтримку від Європейського інвестиційного банку (ЄІБ) та інших фінансових інститутів Європейського Союзу (ЄС) для підвищення енергоефективності будівель університетів, економії енергоресурсів зі зниженням викидів парникових газів та з одночасним покращенням якості навчання, соціальної і науково-дослідної бази, а також зі зниженням видатків на їх утримання [1].

ЄІБ є основним інвестором у комплексну термомодернізацію переважної частини українських університетів у межах проєкту «Вища освіта України». Дещо меншу частину університетів-учасників Проєкту співфінансує Північно-екологічна фінансова корпорація (НЕФКО) [1]. Крім того, до фінансування Проєкту додатково залучено грант Фонду Східноєвропейського партнерства з енергоефективності та довкілля (E5P).

У 2018 році Національний університет водного господарства та природокористування (НУВГП) був обраний Міністерством освіти і науки України (МОН) учасником Проєкту разом ще з 10-ма університетами, фінансування (кредитування) яких взяв на себе ЄІБ і розпочав активну працю за етапами цього Проєкту. Була створена робоча група реалізації Субпроєкту для НУВГП, обрані учасники тендерного комітету від НУВГП і проведено їхнє навчання. Паралельно із цим були підготовлені всі необхідні вихідні документи і дані для проведення повноцінного комплексного енергоаудиту всіх будівель НУВГП та організовано проведення його частини з обстеженням на об'єктах університету в м. Рівне.

Актуальність дослідження. Аналіз заходів з підвищення енергоефективності навчальних корпусів НУВГП є актуальним, оскільки практично з кожним роком зростають тарифи на енергоносії (електричну та теплову енергію і послуги гарячого водопостачання), а стан та теплотехнічні характеристики зовнішніх огорожувальних конструкцій будівель та їх інженерних систем дедалі гіршає, що призводить до щорічного збільшення видатків на тепло- та електропостачання навчальних корпусів НУВГП.

Останні дослідження та публікації. НУВГП активно працює в галузі енергоефективності більше ніж 20 років [2], впроваджуючи на власних об'єктах (будівлях навчальних корпусів, гуртожитків, зовнішніх та внутрішніх інженерних мережах та системах) різні сучасні заходи та технології економії теплової й електричної енергії. За вказаний період виконані теплоізоляційні роботи на фасадах навчальних корпусів № 8 та № 4, встановлені автоматизовані вузли регулювання теплової енергії (АВРТЕ) в корпусі № 8 та в житловому блоці (на 36 квартир) гуртожитку № 8 (2006 р.) та ще 15 АВРТЕ в інших гуртожитках і навчальних корпусах № 1-7, у допоміжних будівлях студмістечка (2012 р.),

проведено реконструкцію і введення в експлуатацію котельні студмістечка на біомасі (відходи деревообробки) у 2016 році, встановлено рекуператор теплової енергії викидного повітря в системі вентиляції відділу оцифрування нової і старої літератури наукової бібліотеки (2016 р.), проведена реконструкція ділянки мереж теплопостачання і гарячого водопостачання (ГВП) студмістечка (2022 р.), змонтовано і введено в експлуатацію систему ГВП гуртожитків № 7 та № 8 на базі теплового насоса (2022 р.) тощо.

Реалізація вказаної низки заходів з енергоефективності свідчить про широкий діапазон науково-дослідних і освітніх інтересів викладачів НУВГП, які беруть участь в енергоефективних проєктах на різних етапах їхнього розроблення та впровадження. Переважна більшість заходів попередньо проходить апробацію на рівні студентських наукових і кваліфікаційних робіт з їх подальшим суттєвим удосконаленням досвідченими фахівцями-керівниками.

Формулювання цілей статті. Метою даної роботи є аналіз заходів з підвищення енергоефективності навчальних корпусів НУВГП, визначених під час виконання енергоаудитів, з метою оцінки їхньої значимості для зменшення споживання енергоресурсів та викидів парникових газів.

Основна частина. Будівлі НУВГП розташовані в різних частинах м. Рівне та Рівненського району. Переважна їхня частина (двадцять одна будівля різних років побудови) знаходиться на території студентського містечка НУВГП. До складу комплексу будівель студмістечка університету входять навчальні корпуси № 2-8 і спортивний корпус, гуртожитки № 1-6, їдальня, кафе та будівлі допоміжного призначення.

В рамках спільного Проєкту МОН та ЄІБ «Вища освіта України» для всіх навчальних корпусів і гуртожитків НУВГП, що розташовані на території студентського містечка, а також для навчального корпусу № 1 і гуртожитків № 7 та 8, що розташовані за його межами на території міста, були проведені енергоаудити ТОВ "ЕСКО Україна" [3]. Будівлі корпусів № 1-7 (табл. 1) були відібрані МОН для фінансування їхньої термомодернізації в рамках кредитного Проєкту [1] з метою покращення їх енергоефективності.

Таблиця 1. Загальні дані щодо навчальних корпусів

Показники	Навчальні корпуси НУВГП						
	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7
Рік введення в експлуатацію	1959	1971	1962	1961	1959	1976	1986
Кількість поверхів	4	4	3	4	3	6	3
Опалювана площа, м ²	6890	7212	3902	6812	2537	7081	12804
Опалюваний об'єм, м ³	25374	25374	16197	25940	8139	24941	49254

Відповідно до рекомендацій звітів з енергоаудиту навчальних корпусів були запропоновані заходи з підвищення їх енергоефективності [3], що описані нижче. Також були визначені потенціал економії теплової й електричної енергії порівняно з базовим рівнем її споживання та період окупності цих заходів (табл. 2).

1. *Теплоізоляція стін, даху та підлоги.* Загалом конструкції зовнішніх стін будівель не відповідають чинним стандартам щодо забезпечення нормативних опорів теплопередачі [4]. Для підвищення енергоефективності будівель необхідно здійснити теплоізоляцію всіх зовнішніх стін з використанням негорючого теплоізоляційного матеріалу. Для деяких корпусів необхідно утеплити плити перекриття горища та забезпечити належну гідроізоляцію для запобігання протікання води в теплоізоляційний шар і будівельні конструкції. Для деяких корпусів необхідно виконати теплоізоляцію підлог нижніх поверхів.

2. *Заміна вікон і дверей.* Наявні вікна та двері знаходяться переважно у незадовільному стані та мають низькі показники енергоефективності, тому запропонована їхня заміна. Більша частина віконних отворів обладнана застарілими віконними конструкціями (у вигляді подвійного скління в дерев'яних рамах), що потребують заміни. Необхідно також замінити встановлені металопластикові вікна з однокамерними склопакетами, теплоізоляційні характеристики яких не відповідають чинним вимогам щодо мінімального опору теплопередачі [4].

3. *Модернізація автоматизованих вузлів регулювання теплової енергії.* Запропоновано модернізувати існуючі АВРТЕ. Модернізація індивідуальних теплових пунктів з автоматичним регулюванням температури теплоносія буде мати значний енергоощадний ефект [5]. Таке рішення дозволить адаптувати обсяги постачання тепла до будівель відповідно до фактичного його споживання. Модернізовані АВРТЕ повинні також дозволяти програмувати зниження температури теплоносія у вихідні та святкові дні, в неробочий час або згідно з іншим необхідним робочим графіком.

4. *Теплоізоляція трубопроводів.* Основні трубопроводи опалення прокладені в опалюваному просторі будівель. Під частиною будівель є неопалювані підвали, де знаходиться ввід мережі теплопостачання в будівлю та частково прокладені трубопроводи системи опалення, що потребують заміни. В даний час трубопроводи знаходяться у незадовільному стані та мають зношену теплову ізоляцію. Запропоновано теплоізолювати трубопроводи в неопалюваних приміщеннях для запобігання втратам теплової енергії [5]. Водночас частина трубопроводів перебуває в незадовільному стані та потребує заміни. Запірно-регульовальна арматура великих діаметрів потребує спеціальної теплової ізоляції у вигляді кожухів.

5. *Модернізація системи опалення.* Існуючі опалювальні прилади (радіатори) зношені та знаходяться в незадовільному стані. На них впливають корозія, утворення накипу та відкладень, що знижує їхню теплову ефективність. Системи опалення корпусів гідравлічно незбалансовані, через що розподілення теплоносія в них є нерівномірним. Запропоновано провести промивання системи опалення, виконати встановлення термостатичних і балансувальних клапанів, що дозволить підтримувати температуру повітря в приміщенні відповідно до заданої, здійснити гідравлічне балансування системи [5].

6. *Влаштування системи вентиляції з рекуперацією теплоти витяжного повітря.* Після утеплення стін та встановлення нових герметичних вікон рівень інфільтрації повітря у приміщення знизиться, а вентиляція будівлі необхідна для забезпечення нормативного повітрообміну. Для досягнення необхідного рівня вентиляції в будівлях запропоновано встановити децентралізовані вентиляційні системи з блоками утилізації тепла викидного вентиляційного повітря. Установки утилізації тепла повинні мати сезонний ККД не нижче 70 %. Автоматичне управління у вентиляційній системі повинно підтримувати необхідну температуру припливного повітря. Графік роботи вентиляторів має відповідати режиму роботи приміщень, що ними обслуговуються. Повітроводи повинні мати теплоізоляцію, яка відповідає сучасним вимогам [5].

7. *Модернізація системи освітлення.* Існуючі системи освітлення будівель включають переважно люмінесцентні світильники. Запропоновано виконати їхню заміну на світильники з LED лампами.

8. *Впровадження систем енерго-моніторингу та диспетчеризації.* Наразі для будівель не створено системи моніторингу споживання енергії. Моніторинг споживання енергії – це систематичні процедури для щотижневої реєстрації та контролю споживання енергії й експлуатаційних умов у будівлях. Порівнюючи щотижня вимірюване споживання з розрахунковими показниками, працівники, що відповідають за експлуатацію та обслуговування, матимуть можливість забезпечити оптимальну роботу технічних установок будівель. Впровадження системи енергомоніторингу дасть змогу верифікувати рівень досягнутої економії від інших енергозберігаючих заходів. Водночас запровадження системи диспетчеризації забезпечить можливість оперативного контролю джерела теплопостачання та АВРТЕ.

Таблиця 2. Потенціал річної економії енергії (ЕЕ) та період окупності (ПО) заходів з енергоефективності

Рекомендовані заходи з енергоефективності	Навчальні корпуси НУВГП					
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5	№ 6
	в чисельнику – ЕЕ, кВт·год, у знаменнику – ПО, років					
Теплоізоляція стін	<u>99402</u> 16,2	<u>244371</u> 13,7	<u>223812</u> 12,7	<u>314525</u> 13,9	<u>111861</u> 11,7	<u>346531</u> 15
Теплоізоляція покрівлі	<u>46135</u> 24,0	<u>105834</u> 26,1	<u>101347</u> 25,5	<u>148784</u> 22,5	<u>42250</u> 39,2	-
Теплоізоляція підлоги нижніх поверхів	<u>20805</u> 24,3	-	<u>18475</u> 21	-	-	-
Заміна вікон і дверей	<u>147375</u> 12,4	<u>151771</u> 10,7	<u>103710</u> 11,8	<u>121190</u> 12,4	<u>74658</u> 10,3	<u>228526</u> 10
Модернізація АВРТЕ	<u>36930</u> 3,4	<u>104298</u> 1,3	<u>52067</u> 2,6	<u>106062</u> 1,3	<u>34116</u> 3,9	<u>73299</u> 1,8
Теплоізоляція трубопроводів	<u>20314</u> 3,1	<u>19051</u> 0,5	<u>13715</u> 2,9	-	<u>17916</u> 2,3	<u>66008</u> 1,9
Модернізація системи опалення	<u>30472</u> 25,7	<u>28577</u> 28,2	<u>20572</u> 24,5	<u>35911</u> 32,6	<u>26874</u> 12,9	<u>99012</u> 13,5
Влаштування системи вентиляції з рекуперацією теплоти витяжного повітря	<u>77049</u> 93,5	<u>68606</u> 87,8	<u>45786</u> 97	<u>82659</u> 79,5	<u>29623</u> 94,4	<u>76528</u> 91
Модернізація системи освітлення	<u>8677</u> 12,2	<u>22246</u> 18,5	<u>7571</u> 7,3	<u>24194</u> 3,9	<u>10958</u> 3,6	<u>15728</u> 11,6
Впровадження системи енергомоніторингу і системи диспетчеризації	<u>24620</u> 5,1	<u>125098</u> 1,6	<u>22757</u> 7,6	<u>146203</u> 1	<u>17932</u> 8,2	<u>34568</u> 4,2
Всього	<u>511779</u> 23,7	<u>869853</u> 16,5	<u>610082</u> 19,3	<u>979529</u> 16,4	<u>366188</u> 18,5	<u>940200</u> 16,5

Було проаналізоване енергоспоживання до та після впровадження заходів з енергоефективності навчальних корпусів [3, 6, 7] та визначена прогнозована економія енергетичних ресурсів після впровадження цих заходів (рис. 1). При виконанні порівняння враховано базовий рівень енергоспоживання, що був розрахований за умови дотримання нормативних вимог щодо кратності повітрообміну та внутрішньої температури повітря в приміщеннях [8]. Потенціал

економії теплової та електричної енергії, порівняно з фактичним енергоспоживанням, становить 28-54 % (табл. 3), та порівняно з базовим рівнем – 51-72 %. Після впровадження описаних заходів прогнозується підвищення класу енергоефективності навчальних корпусів (табл. 3). Всі навчальні корпуси після впровадження заходів з енергоефективності досягнуть класу енергоефективності А, крім 7-го корпусу, який на даний момент має клас енергоефективності G.

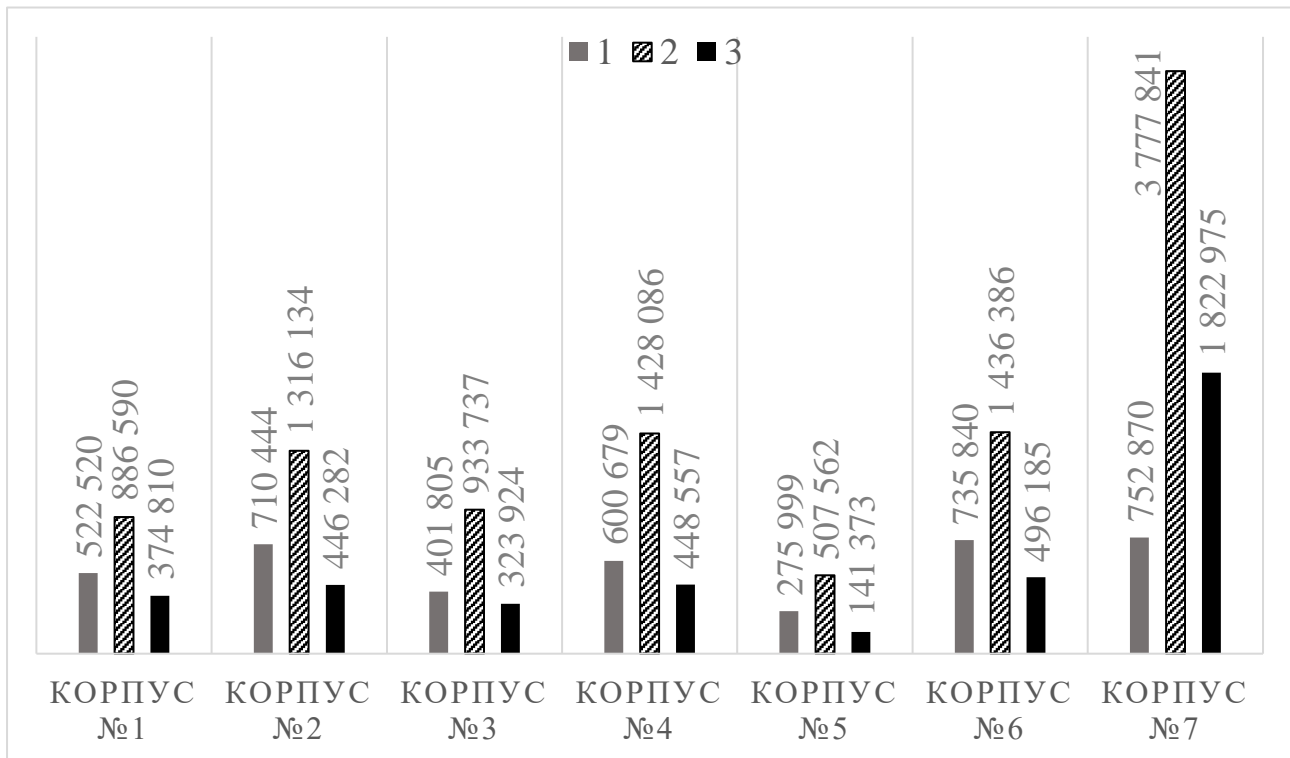


Рис. 1. Порівняння енергоспоживання навчальними корпусами НУВГП, кВт·год/рік:

- 1, 2 – фактичні значення та базовий рівень енергоспоживання до впровадження заходів з енергоефективності;
 3 – розраховані значення енергоспоживання після впровадження заходів з підвищення енергоефективності

Згідно з [9, п. 4] рекомендації з енергозбереження містять в основному високовитратні заходи (капітальна модернізація енергетичних установок та інженерних систем, заходи з термомодернізації зовнішніх конструкцій огороження, встановлення комплексних систем керування, утилізація теплоти витяжного повітря).

Таблиця 3. Величини скорочення обсягу споживання теплової та електричної енергії після впровадження енергоефективних заходів порівняно з фактичним та базовим рівнями споживання

	Корпус № 1	Корпус № 2	Корпус № 3	Корпус № 4	Корпус № 5	Корпус № 6	Корпус № 7
Загальна економія енергії після впровадження заходів (від фактичного споживання), %	28,3	43	29,3	34,6	54,5	42,7	-
Загальна економія енергії після впровадження заходів (від базового споживання), %	57,7	66,1	65,3	68,6	72,1	65,5	51,7
Клас енергоефективності до впровадження енергоефективних заходів	B	C	E	D	E	D	G
Клас енергоефективності після впровадження енергоефективних заходів	A	A	A	A	A	A	B

У разі проведення окремих енергоефективних заходів за таким критерієм ранжування, як період окупності, для навчальних корпусів початковими є такі заходи:

- корпус № 1 та № 2 – теплоізоляція трубопроводів, модернізація АВРТЕ, впровадження системи енергомоніторингу та системи диспетчеризації;
- корпус № 3 – модернізація АВРТЕ, теплоізоляція трубопроводів, модернізація системи освітлення;
- корпус № 4 – впровадження системи енергомоніторингу та системи диспетчеризації, модернізація АВРТЕ, модернізація системи освітлення;
- корпус № 5 – теплоізоляція трубопроводів, модернізація системи освітлення, модернізація АВРТЕ;
- корпус № 6 – модернізація АВРТЕ, теплоізоляція трубопроводів, впровадження системи енергомоніторингу та системи диспетчеризації;
- корпус № 7 – впровадження системи енергомоніторингу та системи диспетчеризації, влаштування теплової ізоляції покриття, зовнішніх стін та модернізація системи опалення разом з модернізацією АВРТЕ та влаштуванням теплової ізоляції трубопроводів опалення.

Такий енергоефективний захід, як встановлення системи вентиляції з рекуперацією повітря, потребуватиме найбільше часу для своєї окупності.

Перевагу слід надавати не впровадженню окремих заходів з

енергоефективності, а комплексним рішенням, що дозволить забезпечити більший і триваліший ефект. Однак, слід враховувати, що при виборі комплексних рішень не можна робити простого арифметичного додавання показників, що наведені в табл. 2. За даними [10], комплексне впровадження енергоефективних заходів дозволяє отримати загальне скорочення споживання теплової енергії від 30 до 70 %, залежно від переліку обраних заходів, технічних рішень та початкового стану будівлі.

Впровадження енергоефективних заходів у навчальних корпусах НУВГП також призведе до зменшення викиду парникових газів від 38 до 63 % (табл. 4).

Таблиця 4. Зменшення викидів парникових газів після впровадження заходів з енергоефективності

Викиди парникових газів (CO ₂)	Навчальні корпуси НУВГП						
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5	№ 6	№ 7
Базовий рівень викидів CO ₂ , т/рік	326	458	297	425	155	447	1231
Рівень викидів CO ₂ після впровадження енергоефективних заходів, т/рік	201	227	138	166	56	200	703
Зменшення викидів парникових газів, %	38,3	50,4	53,5	60,9	63,9	55,3	42,1

Висновки. Проаналізовано заходи з підвищення енергоефективності навчальних корпусів НУВГП, які заплановано впровадити в рамках спільного Проекту МОН України та ЄІБ «Вища освіта України», основними з яких є влаштування теплової ізоляції зовнішніх стін, конструкції покрівлі, підлоги нижніх поверхів, заміна вікон і дверей, влаштування теплової ізоляції трубопроводів опалення, модернізація АВРТЕ, систем освітлення та опалення, впровадження систем енергомоніторингу та диспетчеризації, влаштування системи вентиляції з рекуперацією тепла витяжного повітря. Заходами, що мають найкоротший термін окупності, є влаштування теплоізоляції трубопроводів, здійснення модернізації АВРТЕ та освітлення, впровадження систем енергомоніторингу та диспетчеризації. Такий енергоефективний захід, як влаштування системи вентиляції з рекуперацією теплоти витяжного повітря, потребуватиме найбільш тривалого часу для своєї окупності, проте він дозволить значно зменшити витрати теплової енергії на підігрівання зовнішнього припливного повітря в холодний період року.

Впровадження описаних заходів дозволить знизити споживання енергії та відповідних витрат на 60 %, а саме – на 6 232 тис. кВт·год/рік (порівняно з базовим рівнем витрат на енергозабезпечення 10 286 тис. кВт·год/рік), а також

одночасно підвищити функціональність та комфортність будівель (привести умови мікроклімату у приміщеннях у відповідність до нормативних вимог). Впровадження енергоефективних заходів у навчальних корпусах НУВГП також призведе до зменшення викиду парникових газів на 50 %, а саме на 1648 т/рік.

Перспективи подальших досліджень. Терміни та зміст реалізації заходів Проєкту змінюються постійно, що пов'язано з останніми подіями в Україні. Також на фінансування заходів з енергоефективності вплинуть зміни вимог до деяких теплотехнічних параметрів будівель, які за період 2020-2023 років набули чинності [4] і стали більш жорсткими з точки зору енергоефективності, а, отже, і більш вартісними, що також потрібно врахувати. Крім того, за час, що минув з моменту подання заявки на участь у Проєкті (5 років), з'явилася потреба в заміні мереж теплопостачання і гарячого водопостачання, що живляться від котельні студмістечка, які набули вже аварійного стану і не були включені в перелік заходів Субпроєкту від НУВГП. З метою врахування змін у фінансуванні заходів з енергоефективності для Субпроєктів закладів вищої освіти і визначення остаточного зменшення енергоспоживання будівлями навчальних корпусів студмістечка, після реалізації цих заходів заплановано гідравлічне моделювання теплових мереж з уточненням діаметрів нових трубопроводів теплових мереж і гарячого водопостачання. Це дозволить значно зекономити на реконструкції теплових мереж у недалекому майбутньому (з невеликим терміном окупності) і підготувати більш актуальну проєктно-кошторисну документацію для можливого включення в Проєкт «Вища освіта України» для додаткового фінансування або в інший кредитний чи грантовий Проєкти.

References

1. "Ministerstvo osvity i nauky Ukrainy - Za pidtrymky YeIB ta YeS ukrainski universytety pidvyshchat enerhoefektyvnist ta onovliat navchalni budivli y hurtozhytky." Holovna. Ministerstvo osvity i nauky Ukrainy, mon.gov.ua/ua/news/za-pidtrimki-yeib-ta-yes-ukrayinski-universiteti-pidvishat-energoefektivnist-ta-onovlyat-navchalni-budivli-j-gurtozhitki. Accessed 20 August 2023.
2. Kizyeyev M., Soroka V., Dovbenko V., Novytska O., Protsenko S. "Energy auditing, certification and thermo-modernization of NUWEE buildings". Budownictwo o Zoptymalizowanym Potencjale Energetycznym, т. 10, № 2/2020, 2020, с. 95-102, doi:10.17512/bozpe.2020.2.12.
3. Zvity z enerhetychnoho audytu navchal'nykh korpusiv № 1-6, TOV "ESKO Ukraina", 2020. (in Ukrainian)
4. Teplova izolyatsia ta enerhoefektyvnist' budivel'. DBN V.2.6-31:2021, Ukrarkhbudinformat, 2022. (in Ukrainian)
5. Opalennia, ventyliatsiia ta kondytsionuvannia. DBN V.2.5-67:2013,

Ukrarkhbudininform, 2013. (in Ukrainian)

6. Enerhetychna efektyvnist' budivel'. Metod rozrakhunku enerhospozhyvannya pid chas opalennya, okholodzhennya, ventylyatsii, osvitlennya ta haryachoho vodopostachannia. DSTU 9190:2022, DP «UkrNDNTS», 2022. (in Ukrainian)

7. Opys subproyektu «Vyshcha osvita Ukrainy» dlya Natsional'noho universytetu vodnoho hospodarstva ta pryrodokorystuvannya, TOV «ESKO Ukraina», 2020. (in Ukrainian)

8. Zaklady osvity. Budynky i sporudy. DBN V.2.2-3:2018, Ministerstvo rehional'noho rozvytku, budivnytstvata zhytlovo-komunal'noho hospodarstva Ukrainy, 2018. (in Ukrainian)

9. Metodyka obstezhennya inzhenernykh system budivnytstva. Nakaz Minrehionu Ukrainy vid 11 lypnya 2018 roku № 173 (potochna redaktsia — Redaktsia vid 07.05.2021) Rezhym dostupu: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0826-18#n14>. Accessed 20 August 2023. (in Ukrainian)

10. Metodychni rekomendatsiyi dlya spivvlasnykiv bahatokvartyrnykh budynkiv: rozrobka enerhoefektyvnykh proektiv. Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GmbH, 2016. (in Ukrainian)

UDC 693:[628.8:628.9]

PhD, Assoc. Prof. **Mykola Kizyeyev**,

m.d.kizieiev@nuwm.edu.ua, ORCID: 0000-0002-1491-1695,

PhD, Assoc. Prof. **Olha Novytska**,

o.s.novytska@nuwm.edu.ua, ORCID: 0000-0001-7286-9731,

PhD, Assoc. Prof. **Nataliia Kravchenko**,

n.v.kravchenko@nuwm.edu.ua, ORCID: 0000-0003-1336-4893,

PhD, Assoc. Prof. **Serhii Protsenko**,

s.b.protsenko@nuwm.edu.ua, ORCID: 0000-0002-1292-0651,

National University of Water and Environmental Engineering

ANALYSIS OF MEASURES TO INCREASE THE ENERGY EFFICIENCY OF EDUCATIONAL BUILDINGS OF THE NATIONAL UNIVERSITY OF WATER AND ENVIRONMENTAL ENGINEERING

The implementation of energy-efficient measures at the National University of Water and Environmental Engineering (NUWEE) was started since 2000. The buildings of NUWEE are located in different parts of Rivne city and Rivne region. Buildings № 1-7 were selected by the Ministry of Education and Science of Ukraine for financing their thermal modernization as part of the loan project "Higher Education of Ukraine. Energy efficiency and sustainable development" with the aim of

increasing their energy efficiency. The authors analyzed the measures to increase the energy efficiency of the educational buildings of the NUWEE, namely, the installation of thermal insulation of facades, roofs, floors on the ground and first surfaces, replacement of windows and doors, installation of thermal insulation of pipelines, modernization of automated thermal energy regulation units (ATERU), heating system and lighting, implementation of the energy monitoring and dispatching system, installation of the ventilation system with exhaust air heat recovery. Implementation of the proposed measures will reduce energy consumption and related costs by 60 %, namely by 6,232 MWh/year (compared to the baseline level of energy consumption of 10,286 MWh/year). It will result increasing of the buildings' comfort and functionality. After the implementation of the described measures, the increase of the energy efficiency class of educational buildings is predicted. The implementation of energy-efficient measures will also lead to the reduction of greenhouse gas emissions by 50 %, namely by 1,648 t/year. Measures that can pay off as soon as possible are the implementation of thermal insulation of pipelines, modernization of ATERU and lighting, implementation of energy monitoring and dispatching systems. The longest payback period will require the installation of ventilation air heat recovery, but this measure is necessary in view of the current reduction in heat energy costs for heating the external supply air in the cold period of the year.

Keywords: energy efficiency of buildings; thermal modernization; energy efficiency measures; saving energy resources; greenhouse emissions.

УДК 622.807

к.т.н., доц. **Олександр Любарець**,
apl_knuba@ukr.net, ORCID: 0000-0003-1905-9283,
аспір. **Максим Микитенко**,
maxim305@ukr.net, ORCID: 0000-0003-2891-6136,
Київський національний університет будівництва і архітектури

АНАЛІЗ СКЛАДОВИХ ЧИННИКІВ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА СТАН ЗНЕПИЛЕННЯ АСПІРАЦІЙНИХ ВИКИДІВ

Значну частину промисловості займає технологія, яка задіяна в процесах виготовлення продукції, наприклад завод санітарно-технічних виробів, ливарство, хімічна чи цукрова промисловість. На таких підприємствах утворюється велика кількість запиленого повітря, яке поступає від різноманітних технологічних процесів. Для очищення запиленого повітря використовують пилогазозловлювальні апарати. В залежності від стану запилення пилогазоповітряного потоку, його фракції, дисперсності пилу та способу вловлення використовують різні аспіраційні апарати. Аспіраційні апарати поділяють за способом вловлення пилу на мокрі чи сухі. Кожен з цих типів аспіраційних апаратів має свої переваги та недоліки які розглядаються у даній статті, таких як підвищений аеродинамічний чи гідравлічний опір, регенерація апарату, розмір вловлювальної фракції, необхідність використання промивної рідини та ін. Класифікація типів установок для підбору до певного технологічного процесу чи потреб залежить від найбільш ефективного способу вловлення, дисперсності часток та енергоефективності пиловловлювального апарату. Мокрі пиловловлювачі мають більш різноманітні форми, конструкції виконання та способи застосування ніж сухі. Мокрі пиловловлювальні апарати ділять на групи залежно від стану фази рідини (апарати у яких осадження пилу відбувається на плівку рідини, пінні апарати, турбулентні пиловловлювачі чи конденсаційні апарати) та від способу диспергування рідини (форсуночні скрубери, апарати у яких дроблення здійснюється за рахунок енергії газоповітряного потоку чи динамічні газопромивачі). У даній статті розглядаються конструкції та особливості роботи різноманітних мокрих пиловловлювальних апаратів кожної з цих груп відповідно з їх характеристиками по уловленню пилу, витраті рідини та недоліками в конструкціях. На основі робіт низки дослідників графічно наведена характеристика фракційного ступеня очищення повітря від пилу для визначення найбільш ефективного апарату для уловлення дрібних фракцій. Виконані висновки та поставлені подальші задачі та плани по проведенню необхідних дослідів та аналізу даних робіт вчених.

Ключові слова: пилогазоочистка; пиловловлювальні апарати; аспірація; аспіраційні апарати; аспіраційні викиди; мокрі пиловловлювачі.

Вступ. Ефективним способом захисту навколишнього середовища від пилу та шкідливих газів, що викидаються в атмосферу промисловими чи іншими підприємствами, є освоєння більш досконалих технологічних процесів та енергетичних установок, що запобігають шкідливим викидам.

Попри впровадження технологічних процесів, що дозволяють знизити кількість шкідливих викидів, все ж таки на різноманітних підприємствах вентиляційні викиди характеризуються великими концентраціями пилу після технологічних процесів.

Очищення повітря займає один із важливих заходів щодо створення сприятливих санітарно-гігієнічних умов праці, а для низки виробництв є радикальним засобом підвищення якості продукції та надійності роботи обладнання.

Комплекси пиловловлювальних апаратів, що застосовуються в наш час, при правильній їх експлуатації дозволяють отримувати задовільний ефект очищення. За способами пиловловлення розділяють сухий та мокрий способи.

Так для сухого способу пиловловлення розроблені різні типи оригінальних апаратів з тканинних матеріалів, ступінь очищення в яких забезпечується до 99 % для дрібнодисперсного пилу.

Застосування сухого очищення газів від пилу тканинними фільтрами в ряді випадків обмежене через властиві їм недоліки: високий аеродинамічний опір, обмежений термін служби, складність регенерації, необхідність попереднього очищення при високих початкових концентраціях пилу, значні капітальні та експлуатаційні витрати. Найбільш поширеними є інерційні апарати сухого очищення - циклони, мало ефективні для очищення від дрібнодисперсного пилу діаметром частинок менше $10 \cdot 10^{-6}$ м.

У ряді випадків ефективним способом пиловловлення є мокрий спосіб. Серед способів мокрого пиловловлення суттєвими перевагами володіє фільтрація запиленних потоків через високошвидкісний факел водяних крапель, що формується дисковими розпилювачами рідини [1].

У статті викладено аналіз вітчизняних та закордонних досліджень мокрих пиловловлювачів, а також дано характеристику основних технічних засобів уловлювання пилу з газів та звернуто особливу увагу аналізу механізму взаємодії пилогазового потоку з дисперговою рідиною.

Мета і методи. Основними джерелами забруднення атмосфери на підприємствах будівельної індустрії є пил, що утворюється в процесі приготування будівельних сумішей та при проведенні інших технологічних

процесів, пов'язаних з термічним та механічним впливом на частки сировини.

Особливо інтенсивним пилоутворенням супроводжуються процеси сушіння, помелу, просіювання, транспортування та змішування окремих компонентів сумішей. Велика кількість пилу утворюється при обробці виробів на абразивних, повстяних та матер'яних колах, у галтувальних барабанах і дробоструминних камерах та ряду інших операцій. Для кожного виду пилу, які відрізняються своїм складом, дисперсністю та способом вловлення використовують різні пиловловлювальні установки. Відомо, що очищення пилу є достатньо енерговитратною та коштовною, тому для визначення найбільш ефективних апаратів слід проаналізувати їхні конструкції, принципи дії та ефективність пилогазоочистки.

Попередні дослідження говорять про те що найбільш ефективними є апарати мокрого очищення з розпиленням розчину, що дозволяють використовувати отримані розчини вловлених речовин для повернення їх у виробництво будівельних матеріалів. Разом з тим, ці апарати (пиловловлювачі) є одними з найбільш енерговитратних. Витрата енергії в цих апаратах залежить від способу розпилення рідини та часу контакту фаз в апараті, що потребує значних швидкостей запиленого потоку для отримання інерційної складової часток з метою їх подальшого контакту з мікрокраплями води.

Розгляд цих питань дозволить визначитись з перспективними конструкціями апаратів мокрого очищення.

Сучасна водяна криза ставить задачу про використання у апаратах не чистої а вже відпрацьованої води яка містить домішки. Це може впливати на диспергацію (розпилення) рідини і на ефективність пиловловлення.

Для аналітичного опису процесу пиловловлювання з метою підвищення його ефективності в перспективних конструкціях пиловловлювачів слід проаналізувати існуючі роботи вчених з даного питання.

Для найбільшого розуміння процесу пиловловлення аналізують процеси осадження частинок на краплях розпиленої рідини. В даній статті розглянуто основні конструкції різноманітних пиловловлювальних апаратів, розглянуто їх конструкції, характеристики, принцип роботи та недоліки. Необхідно проаналізувати конструктивні рішення пиловловлювальних апаратів. На основі цих даних слід поставити задачі по майбутнім дослідженням з детальним аналізом робіт вчених та дослідників. Також необхідно розглянути, проаналізувати та запропонувати вдосконалення існуючих конструкцій пиловловлювачів для усунення їх недоліків.

Результати і пояснення. Для кожного виду пилу, які відрізняються своїм складом, дисперсністю та способом вловлення використовують різні пиловловлювальні установки.

Дисперсний склад пилу є однією з найважливіших характеристик твердої фази аерозолів. Більші частинки є продуктом механічного винесення сировинної суміші, дрібніші частинки утворюються при конденсації лужних та інших сполук, що виганяються в зоні високих температур. Дисперсність пилу вкрай непостійна та залежить від технологічного режиму.

Пил що виділяється від різних промислових процесів має різні фізико-хімічні властивості. Залежно від джерела забруднення, складу пилу та дисперсності його можна розділити на наступні групи:

- а) аерозолі, що утворюються при дробленні та транспортуванні (при пересипанні) матеріалів, які характеризуються високою дисперсністю твердої фракції (зміст фракції, розміром менше ніж 5 мкм до 65 %) при вмісті вологи і температурі навколишнього середовища;
- б) аерозолі сушильних барабанів для піску та добавок, що містять як великі, так і дрібні частинки і мають температуру (від 70 до 150°C) при підвищеному вмісті вологи газу (до 110 г/кг ц.р.);
- в) аерозолі, що виділяються при очищенні чавунних виробів, які характеризуються наявністю як великих, так і дрібних частинок, сажистих і металевих включень і продуктів зкріплювачів, що розклалися;
- г) аерозолі, що виділяються при емальюванні чавунних та сталевих виробів;
- д) аерозолі, що виділяються при шліфуванні та поліруванні виробів, які відрізняються наявністю волокнистого пилу при вологовмісті та температурі навколишнього середовища;
- е) аерозолі, що утворюються в процесі фарбування виробів (є пожежо- та вибухонебезпечними).

Дисперсний склад пилу, що містяться у вентиляційних викидах ливарних цехів чавуноливарних заводів та складових цехів скляної промисловості, представлений на рис.1.1. Розташування кривих дисперсного складу пилу у III та IV зоні класифікаційної номограми [2] показує, що вони належать до середньо- та дрібнодисперсного пилу. Характерно, що за хімічним складом понад 50 % становить двоокис кремнію. Цей пил є силікоzoneбезпечними і становить значні технічні труднощі при уловлюванні.

Дуже ефективними апаратами для уловлювання дрібнодисперсного силікоzoneбезпечного пилу (рис. 1) є мокрі пиловловлювачі.

Серед наявних апаратів для очищення повітря від пилу мокрі пиловловлювачі відрізняються найбільшою різноманітністю конструкцій та форм виконання. Наявність великої кількості модифікацій цих апаратів пояснюється різноманіттям поєднань конструктивних форм пиловловлювача та станів рідкої фази. Рідка фаза при цьому може бути в апараті у вигляді плівки, піни, крапель або у вигляді поєднання різних її станів. Залежно від стану фази

рідини пиловловлювальні апарати можна розділити на групи:

- 1) апарати, у яких осадження пилу відбувається на плівку рідини;
- 2) пінні апарати;
- 3) турбулентні пиловловлювачі, в яких частинки пилу взаємодіють з краплями рідини;
- 4) конденсаційні апарати.

У більшості пиловловлювачів поряд з будь-яким основним ефектом використовуються також інші (допоміжні), тому наведена класифікація є умовною. У всіх апаратах основним механізмом пиловловлення є інерційний.

Апарати першої групи (у яких осадження пилу відбувається на плівку рідини) можна розділити на дві підгрупи:

- а) апарати, у яких розвиток поверхні водяної плівки здійснюється шляхом насадок;
- б) апарати, у яких водяна плівка створюється на криволінійній поверхні корпусу апарату.

Характерною особливістю апаратів підгрупи «а» є процес осадження аерозолів на змочені поверхні в результаті численних поворотів пилогазового потоку при русі через насадки. До них відносяться конструкції скрубєрів з різними насадками (з рейок, гравію, кілець Рашига) ударно-змивні апарати типу УСД-ЛІОТ та ін.

У скрубєрах з насадкою газу зазвичай вводяться знизу, а промивна рідина зверху. За експериментальними даними [3] каоліновий пил з 42-х процентним вмістом частинок розміром $5 \cdot 10^{-6}$ м уловлюється на 76 %. При швидкостях газу близько 0,8-1,25 м/с апарати громіздкі, а гідравлічний опір сягає 800 Па.

Пиловловлювач ударно-змивної дії УСД-ЛІОТ вловлює пил внаслідок використання інерції частинок, що рухаються прямолінійно, і відцентрових сил, що виникають при різких поворотах повітряного потоку між поверхнями, покритими водяною плівкою, що безперервно змінюється. Апарат ефективно вловлює пил більший за $10 \cdot 10^{-6}$ м при питомій витраті води 0,26-0,51 кг/м³ [4]. Аеродинамічний опір пиловловлювача становить 440-640 Па.

У скрубєрах з псевдозрідженою кульовою насадкою взаємодія газів з рідиною і порожнистими кулями відбувається дуже інтенсивно, бо насадка, що циркулює в робочому об'ємі, турбулізує його та сприяє кращому контакту фаз при багаторазовому онов-ленні міжфазної поверхні [5]. Ефективність у цих апаратах досягає 99 % при уловлю-ванні частинок пилу розміром $2 \cdot 10^{-6}$ м. Однак, ці апарати мають значний гідравлічний опір порядку 1500-2000 Па.

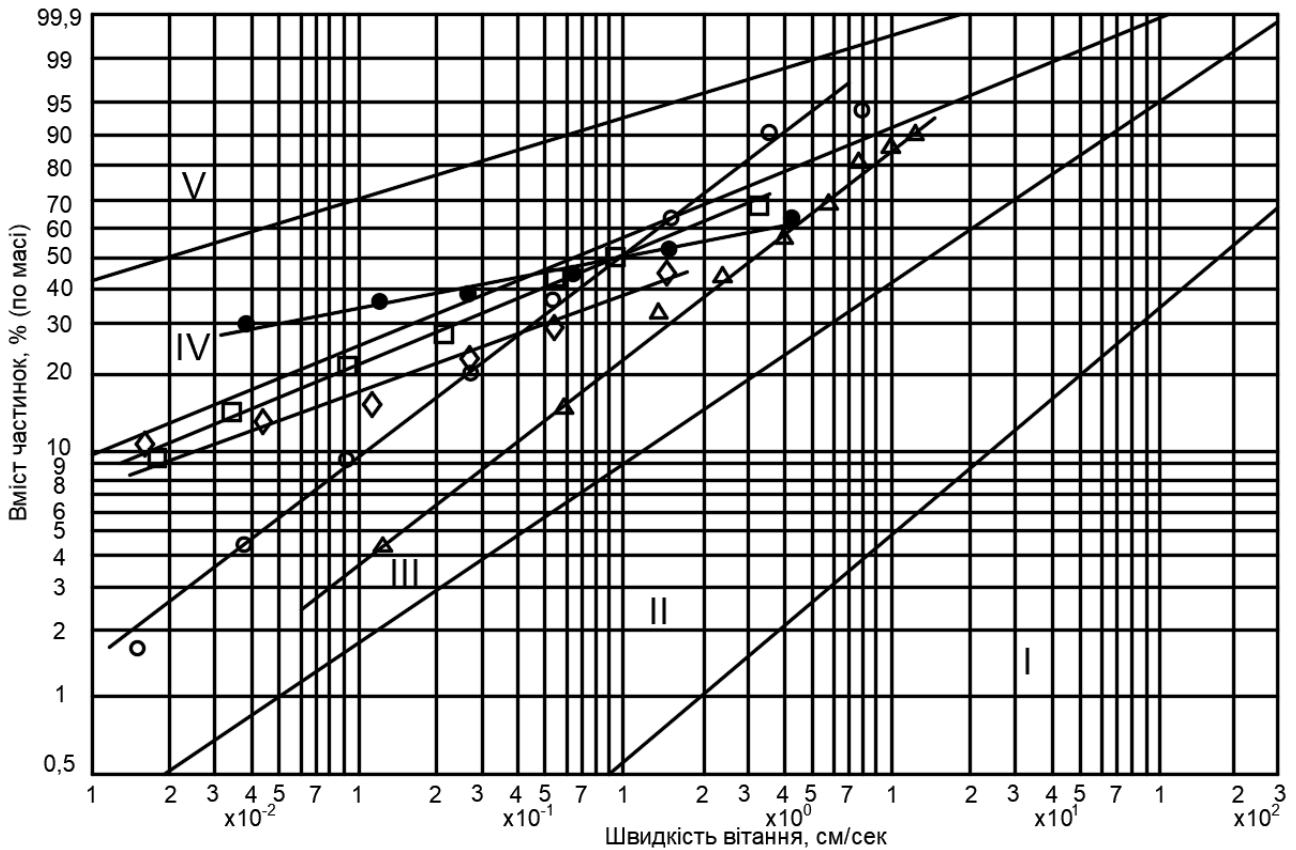


Рис. 1. Класифікаційна номограма (I-V групи пилу по їх дисперсності):
 Δ - ливарний пил в викидах заводу "Кайтра"; ○ - пил кварцевого піску в
 вентиляційних викидах Львівського мехсклозаводу; ◇, ● - пил у зоні
 обслуговування ваг та змішувача шихти на Львівському мехсклозаводі; □ - пил
 обпаленого доломіту у викидах Київського механізованого склотарного заводу.

До підгрупи "б" відносяться апарати, в яких використовується відцентровий ефект ви-ділення пилу з пилоповітряного потоку на криволінійну поверхню, змочену водою. Характерними представниками даного типу пиловловлювачів є циклон ЛІОТ з водяною плівкою, відцентровий скруббер ВТІ-Промбудпроект, циклон-промивач СІОП та ін., які широко поширені на заводах промисловості санітарно-технічного обладнання та ливарства.

Циклони ЛІОТ з водяною плівкою ефективно вловлюють частинки з діаметром по-над $10 \cdot 10^{-6}$ м та з гідравлічним опором 400-840 Па.

Більш ефективним є циклон ЛІОТ з підвищеною швидкістю, але водночас має вищий гідравлічний опір - 840-2060 Па [6].

Крім циклону з водяною плівкою відомі інші конструкції мокрих відцентрових пиловловлювачів, які називаються мокрими відцентровими скруберами. Відцентрові скрубери, що застосовуються на практиці, конструктивно можна розділити на два види: апарати з тангенціальним підведенням газів (скруббер ВТІ) та апарати, в яких обертання газового потоку

здійснюється за допомогою спеціальних напрямних лопаток.

За конструктивним виконанням відцентровий скруббер ВТІ аналогічний конструкції циклону ЛЮТ з водяною плівкою.

Відмінна особливість циклону-промивача СЮП полягає в тому, що пиловловлення частково збільшується шляхом промивання повітря водою, що розпорошується повітряним потоком. Ефективність очищення аспіраційних викидів, що містять пил з медіанним діаметром частинок $5 \cdot 10^{-6}$ м, при номінальній витраті повітря за даними [7] становить 90 %. Аеродинамічний опір апарату при цьому досягає 1300 Па.

Однак, у циклоні-промивачі СЮТ при дробленні води повітряним потоком виходять крупнодисперсні краплі.

Другу групу апаратів складають пиловловлювачі різних конструктивних модифікацій, в яких як фільтрувальний шар використовується рухома водяна піна. Ці апарати мають значний гідравлічний опір, який у барботажних досягає 2900 Па при витраті води $0,4-1,0$ кг/м³ повітря, що очищається [9].

До недоліків пінних апаратів слід віднести велику металомісткість і значний бризок.

Пінні пиловловлювачі, що широко застосовуються для технологічного очищення га-зів, та широкого поширення на заводах промисловості санітарно-технічного обладнання та ливарства не отримали.

Залежно від способу диспергування рідини пиловловлювальні апарати 3-ї групи можна розділити на три підгрупи:

- а) форсуночні скрубери, де диспергування здійснюється за допомогою форсунок, за рахунок енергії рідини;
- б) апарати, у яких дроблення рідини здійснюється за рахунок енергії газоповітряного потоку;
- в) динамічні газопромивачі, де диспергування рідини здійснюється за рахунок механічної енергії ротора-розпилювача, що обертається.

Характерними представниками підгрупи «а» є: форсуночні скрубери різних модифікацій (відцентровий мокрий пиловловлювач [10], мокрий пиловловлювач конструкції “Центрогіпрошахт”, порожнистий скруббер конструкції “Гипроцветмету”, циклонний зрошувальний скруббер “Піз-Антоні” та ін.

У форсуночних скруберах (рис. 2 а, б) до-сить ефективно вловлюються частинки пилу розміром більше $10 \cdot 10^{-6}$ м. Частинки свинцевого пилу розміром $2 \cdot 10^{-6}$ м уловлюються на 60 % [11]. Скрубери набули широкого поширення переважно для охолодження та зволоження газу, необхідних для подальшого тонкого очищення газу.

У циклонному зрошувальному скрубери “Піз-Антоні” (рис. 2 г) ступінь очищення промислових викидів підвищується за рахунок використання

відцентрових сил обертового потоку. За даними Уайта П. і Сміта С. [12] ступінь очищення газу від пилу з $b_{50}=4 \cdot 10^{-6}$ м становила 92 %. Гідравлічний опір апарату досягав 500-1500 Па при питомій витраті води 0,4-1,3 кг/м³ газу, що очищається. Недоліком скрубєрів зрошувального типу є:

- а) недосконалість якості розпилу рідини;
- б) засмічення форсунок, за наявності рідини механічних домішок.

До підгрупи «б» пиловловлювальних апаратів можна віднести такі: барботажно-вихрові пиловловлювачі (барботажно-вихровий пиловловлювач [13], мокрий пиловловлювач [14]), пиловловлювач з повітроочисним каналом ПВМ, ротоклон типу N, оміврон "Шнакенберг", скрубєр ФРН [15], скрубєр Вентурі та ін, конструктивні варіанти яких наведені на рис. 3.

У поширених барботажно-вихрових пиловловлювачах пилогазова суміш прориває шар води, дробить при цьому частину рідини на краплі, разом з якими рухається далі каналами складної форми. Ступінь очищення газу, що досягається до 99 % [11], наприклад, у ротоклоні типу "N" (рис. 3 г), визначається швидкістю газів у каналі, яка не перевищує 15 м/с. Рідина, захоплена газовим потоком, переміщається вздовж каналу як турбульованого шару. Розмір крапель, що утворюються при цьому, становить $(300-400) \cdot 10^{-6}$ м при витраті води 0,3 кг/м³ газу, що очищається.

Всі пиловловлювачі цієї підгрупи характеризуються наявністю в їх конструкції ємності, заповненої водою. Повітря, що очищається, контактує з водою, насичуючи її пилом. Шлам, що накопичується в нижній частині ємності, видаляється механічним транспортером або зливається періодично.

У промисловості санітарно-технічного обладнання застосовуються пиловловлювачі типу Оміврон. Апарати цієї підгрупи мають значний гідравлічний опір порядку 1500 Па [16] і металоємністю, яка в Омівроні, наприклад, становить 350 кг на 1000 м³/год повітря, що очищається [12].

Особливо слід зазначити турбулентні промивачі скрубєри Вентурі (рис. 4.). Широке застосування в інших галузях промисловості пояснюється високим ступенем очищення газу навіть за уловлюванням дуже дрібних частинок. У конфузорі та горловині труби Вентурі відбувається дроблення води газовим потоком великої швидкості (60-150 м/с) на дрібні крапельки $(1-10) \cdot 10^{-6}$ м, швидкість переміщення яких менша за швидкість руху частинок пилу. Різниця швидкостей частинок пилу та крапель рідини, а також висока турбулентність потоку сприяє зіткненню частинок пилу з краплями та їх інтенсивної коагуляції.

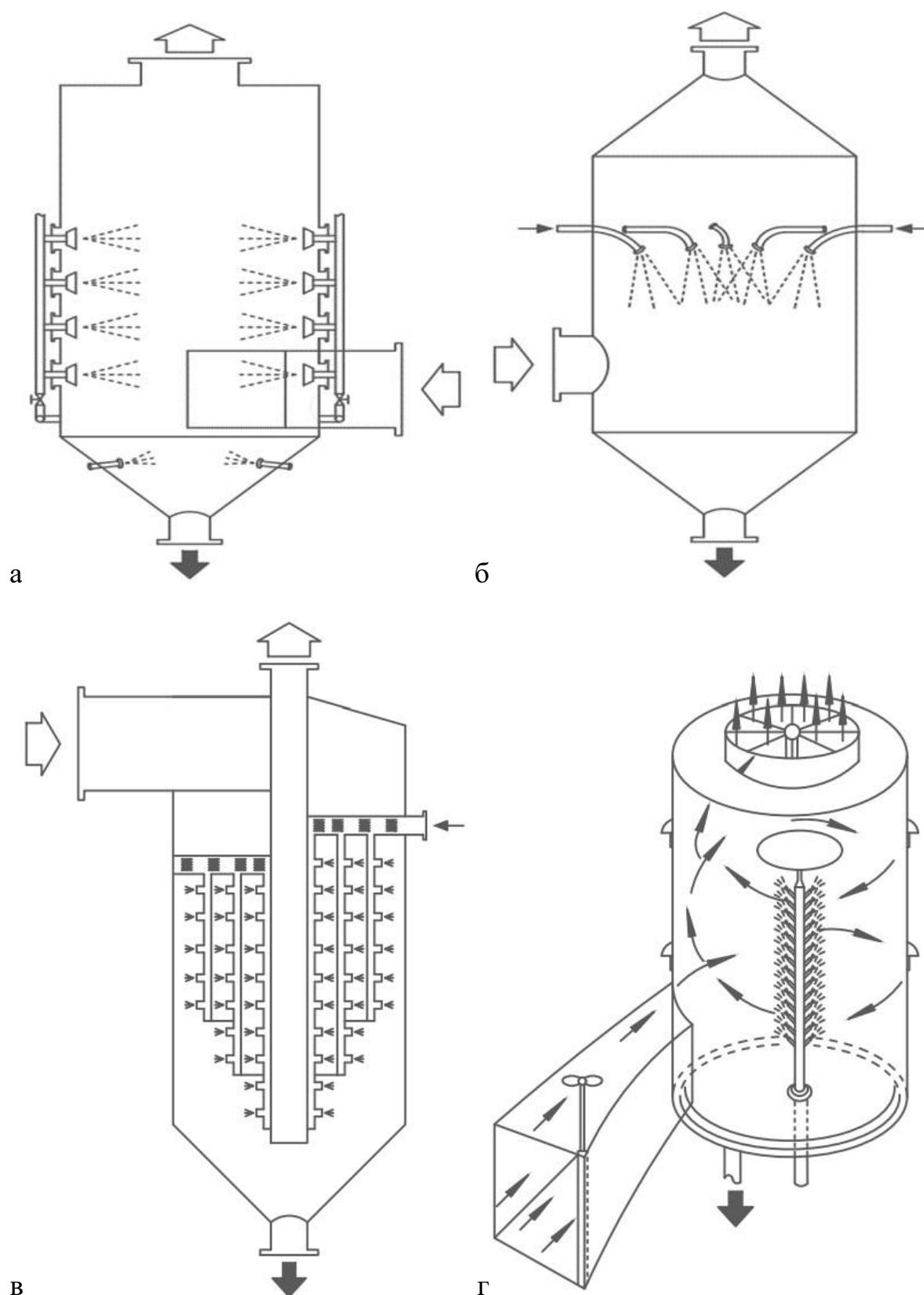


Рис. 2. Апарати з форсунковим диспергуванням рідини:
а - форсуночний скруббер з вертикальним розпилем рідини; б - скруббер з бічним розташуванням форсунок; в - відцентровий мокрий пиловловлювач; г - циклонний зрошувальний скруббер "Пиз-Антони".

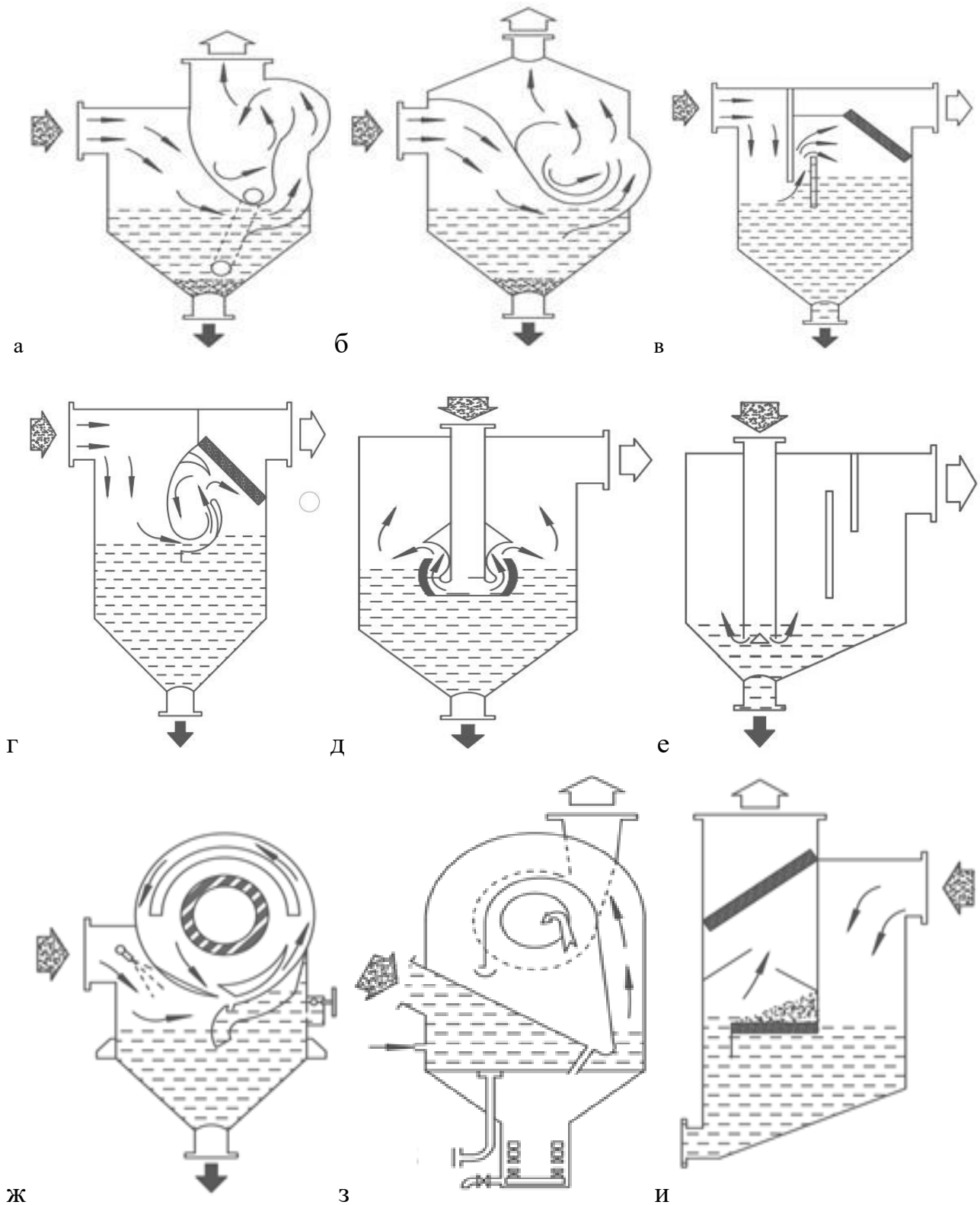


Рис. 3. Конструктивні варіанти барботажно-вихрових пиловловлювачів:
а - барботажно-вихровий пиловловлювач; б - мокрий пиловловлювач; в - пиловловлювач ПВМ; г - ротоклон; д - "Омікрон"; е - скруббер Дойля;
ж - скруббер ФРГ; з - пиловловлювач "Fluomix" (Франція); и - пиловловлювач Гінцветмета.

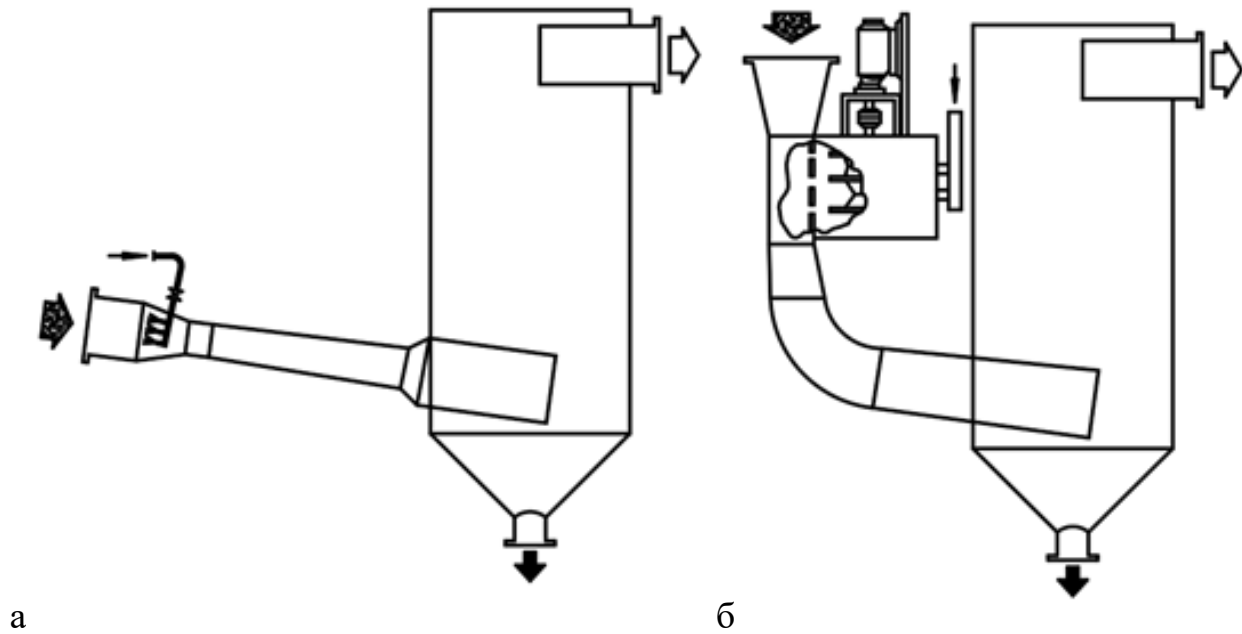


Рис.1.4. Конструктивні схеми скруберів Вентурі:
 а - труба Вентурі з краплевловлювачем; б - труба Вентурі з дисковим розпилювачем та краплевловлювачем.

Особливо слід зазначити турбулентні промивачі скрубери Вентурі (рис. 4). Широке застосування в інших галузях промисловості пояснюється високим ступенем очищення газу навіть за уловлюванням дуже дрібних частинок. У конфузорі та горловині труби Вентурі відбувається дроблення води газовим потоком великої швидкості (60-150 м/с) на дрібні крапельки $(1-10) \cdot 10^{-6}$ м, швидкість переміщення яких менша за швидкість руху частинок пилу. Різниця швидкостей частинок пилу та крапель рідини, а також висока турбулентність потоку сприяє зіткненню частинок пилу з краплями та їх інтенсивної коагуляції.

Скрубери Вентурі характеризуються високим ступенем очищення газу (рис.1.4 а), великими гідравлічними втратами до 15000 Па [11] та необхідністю встановлення краплевловлювачів. Через велику енергоємність скрубери Вентурі не знайшли застосування в промисловості санітарно-технічного обладнання чи ливарства.

Турбулентні газопромивачі застосовуються, головним чином, для очищення промислових викидів від мікронного та субмікронного пилу. Менш енергоємні труби Вентурі з дисковими розпилювачами [17] (рис 4 б) поширені на асфальтобетонних заводах.

Дану підгрупу складають апарати, в яких диспергування здійснюється механічними розпилювачами: вентиляторні мокрі пиловловлювачі (вентиляторні пиловловлювачі ВМП ЛІОТ, ротоклон W (США), дезінтегратори), і апарати з поверхнею контакту фаз, що утворюється у вільному обсязі.

Відмінною рисою вентиляторних апаратів є застосування для

пилловловлювання зрошуваних водою лопатей колеса вентилятора або дезінтегратора, що обертаються, і вплив на частинки пилу коріюлісових сил, які за своєю величиною можуть бути зрівнянні з відцентровими силами.

Гідравлічний опір пилловловлювача ВМП-ЛПОТ залежить від швидкості повітря на вході у вентилятор і коливається в межах 200-500 Па [18].

Недоліком таких пилловловлювачів є швидке зношування колеса при роботі з абразивним пилом.

У закордонній практиці (США) знепилювання широко застосовується вентиляторний мокрий скруббер (ротоклон W із зволоженням) [19]. Під дією відцентрової сили частинки пилу відкидаються з відігнутої частини лопатей і вловлюються плівками рідини, що стікають по них, а потім відводяться в відстійник. Витрата рідини становить 0,13-0,2 кг/м³ газів. Споживана електроенергія для обробки 1000 м³/год газів становить 0,8 кВт/год. Ефективність очищення за даними [12] досягає 85 % для часток пилу діаметром $2,5 \cdot 10^{-6}$ м. Гідравлічний опір ротоклону становить 1600-2300 Па.

Ефективність дезінтеграторів за даними [20] досягає 90-95 % при уловлюванні частинок розміром $10 \cdot 10^{-6}$ м та питомій витраті води 0,5-1,5 кг/м² газу. Однак, для досягнення очищення із залишковою концентрацією пилу $50 \cdot 10^{-6}$ кг/м³ в дезінтегратор необхідно подавати охолоджений до 60 °С газ із вмістом пилу не більше $2 \cdot 10^{-3}$ кг/м³.

Широке поширення знайшли апарати з поверхнею контакту фаз, що утворюється у вільному обсязі, конструктивні варіанти представлені на рис. 5.

У хімічній промисловості, наприклад, знайшли широке застосування ряд конструкцій абсорберів з розпилювачами, що обертаються (абсорбери Фельда і Сафріна, див. рис. 5 а, б) [21], призначених як очищення газів від газових домішок, так охолодження і очищення доменних газів [22]. У таких апаратах було отримано високі коефіцієнти масопередачі при абсорбції вуглекислого газу та ацетону.

Конструкція фільтра для очищення газового потоку від пилу (рис. 6 а) [23] дозволяє диспергувати рідину, що містить тверді домішки. Однак, суттєвим недоліком є великодисперсний розпил, що спричиняє зниження ступеня очищення газового потоку від пилу та збільшує каплевинос (витрату води).

У вентиляційній техніці перші дослідження з інженерними рішеннями питань використання фільтрувальної можливості смолоскипа розпиленої рідини для очищення вентиляційних викидів з температурою до 40 °С виконані С.І. Прийомовим [24].

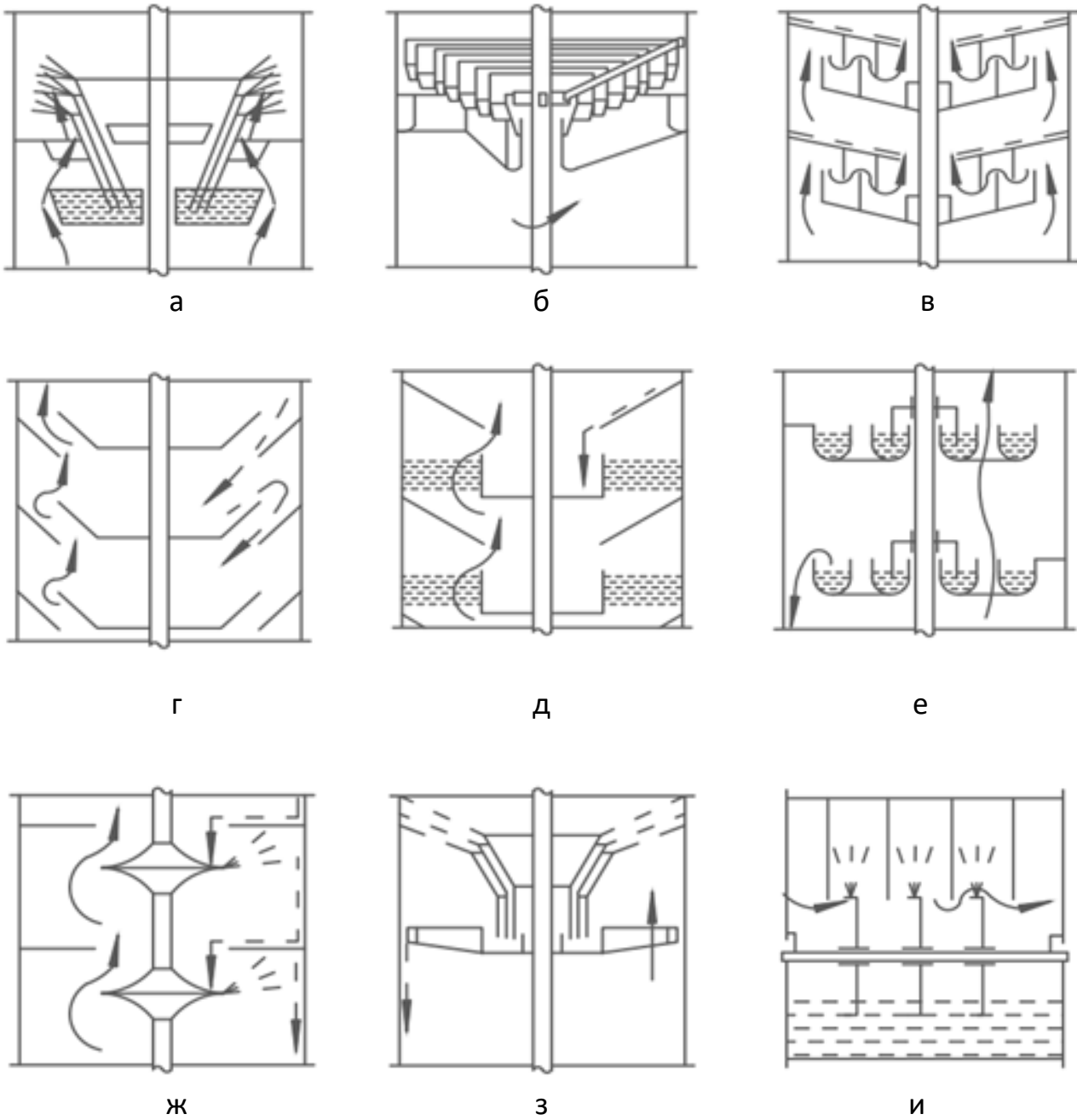


Рис. 5. Конструктивні схеми апаратів з поверхнею контакту фаз у вільному об'ємі:

а - абсорбер Фельда з занурювальним конусом, що обертається; б - абсорбер Сафріна з занурювальним конусом, що обертається; в - роторний апарат системи В.С. Ніколаєва; г - апарат з обертовими та нерухомими перегородками; д - апарат з обертовими корзинами та нерухомими перегородками; е - ударно-розпилювальний контактний пристрій Кіршбаумана та Штора; ж - апарат з дисками, що обертаються; з - апарат з тарілками, що обертаються; и - апарат з мішалками, що обертаються.

У пиловловлювачі з дисковим розпилювачем (рис. 6 б) здійснено перехресний струм взаємодіючих середовищ. При очищенні аспіраційних викидів з температурою понад 50 °С ступінь очищення в таких пиловловлювачах недостатня через короткий період перебування частинок у факелі розпилу.

Мокрий пиловловлювач [25, 26] (рис. 6 в), що знайшов застосування переважно на цукровій промисловості, неможливо з таким же успіхом поширювати в промисловості будівельних матеріалів за експлуатаційними умовами: по-перше, через схильність до засмічення отворів у конічній частині розпилювача при наявності в оборотній воді механічних домішок (що викликає нерівномірність розпилу) і, по-друге, при витраті рідини близько 5 м³/год дисперсність факела розпилу зменшується і внаслідок цього знижується ступінь очищення.

Пиловловлювач з сіткою, що обертається [27] можна застосувати для очищення промислових викидів підприємств з виробництва санітарно-технічного обладнання. Однак, він має недолік, що полягає в можливості засмічення сітки та форсунок під час роботи на оборотній воді. Крім того, відбувається знос сітки, що фільтрує. Поруч із продуктивність даного апарату лімітується окружною швидкістю обертання сітки (рис. 6 г).

Особливу четверту групу складають пиловловлювачі, в яких використовується ефект конденсації парів на частинках пилу. Внаслідок цього частинки пилу укрупнюються до таких розмірів, що можуть бути легко виловлені під впливом інерційних чи гравітаційних сил. У режимі конденсації можуть працювати також пінні, турбулентні та ряд інших пиловловлювачів.

При виборі пиловловлювачів для очищення вентиляційних викидів від пилу особливе значення має здатність апаратів уловлювати найдрібніші силікозонебезпечні фракції пилу. У зв'язку з є цим роботи низки дослідників [6, 7], у яких порівнюються ефективності очищення мокрих пиловловлювачів за однакових умов. Слід зазначити, що найбільш повно характеризує той чи інший пиловловлювач, фракційний ступінь очищення. З рис. 7 фракційного ступеня очищення повітря від пилу видно, що найбільш ефективним апаратом для уловлювання дрібних фракцій є скруббер Вентурі. Поряд з цим слід особливо відзначити що в свою чергу, скруббер Вентурі має найбільший гідравлічний опір (до 15000 Па), від величини його залежать витрати електроенергії при експлуатації пиловловлювальної установки. Серйозним недоліком пиловловлювачів труб Вентурі, так само як і пінних, є велика витрата води, що досягає до 1-2 л/м³ повітря, що очищається. Внаслідок контакту із запиленним повітрям вода забруднюється пилом.

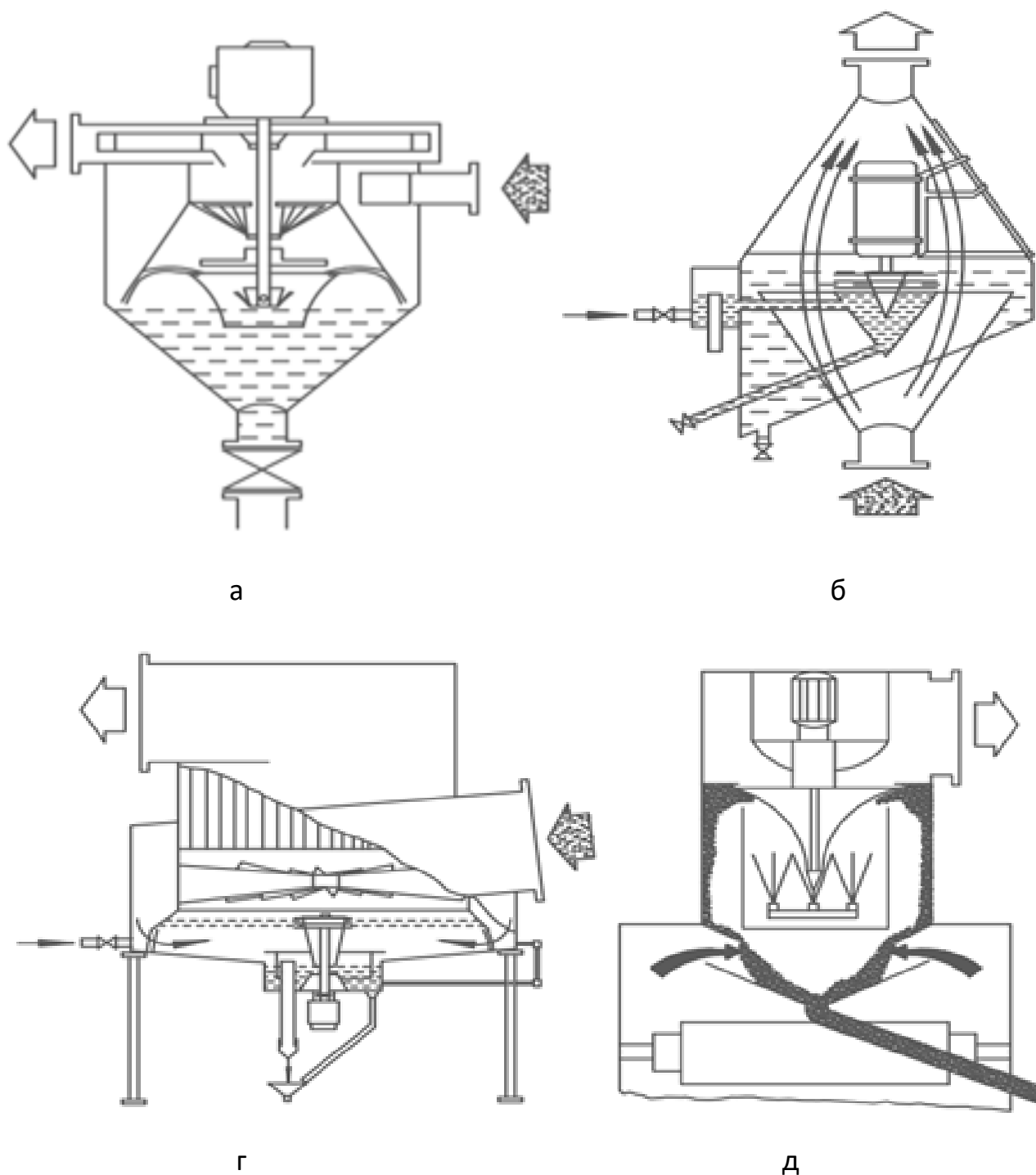


Рис. 6. Конструктивні схеми пиловловлювачів з розпилом рідини:
а - фільтр для очистки газового потоку від пилу; б - пиловловлювач з
перехрестною взаємодією контактуючих фаз; в - мокрий пиловловлювач; г -
пиловловлювач з сіткою що обертається.

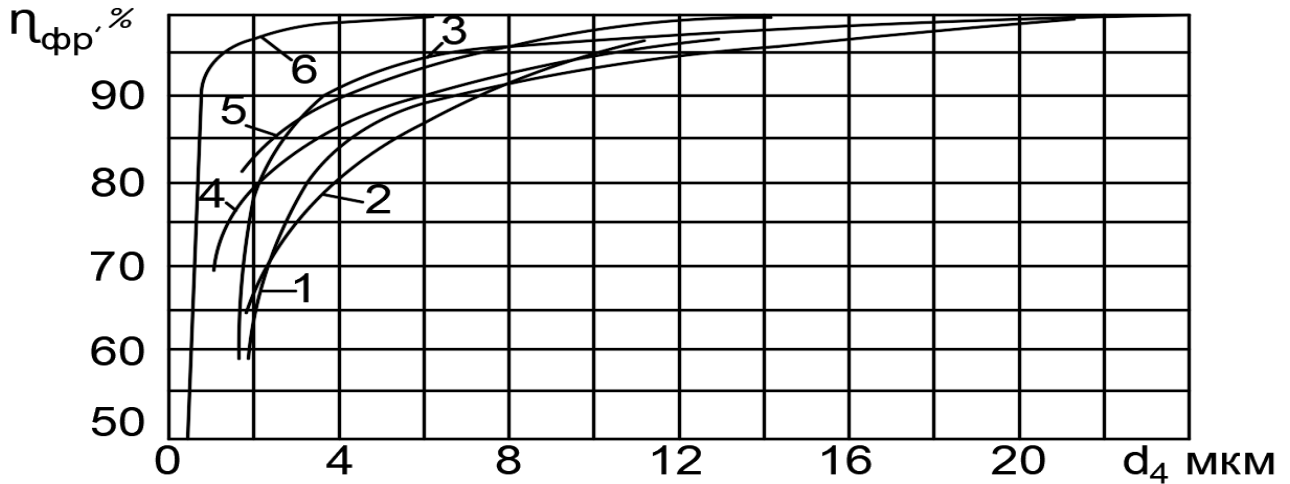


Рис. 1.7. Пофракційна ефективність очищення повітря від пилу в пиловловлювачах:

1 - пінний апарат; 2 - циклон-промивач СІОТ; 3 - ротоклон типу "N"; 4 - пиловловлювач прямогочного типу з дисковим розпилувачем; 5 - вентиляційний мокрий пиловловлювач ВМП-ЛІОТ; 6 - скрубери Вентурі.

Велика кількість забрудненої води фільтрується з метою повторного використання для пиловловлювання, це вимагає встановлення пристрою системи оборотного водопостачання з очищенням води. Якщо в ротоклонах і подібних до пиловловлювачів наявність механічних домішок в оборотній воді мало впливає на надійність їх роботи, то в пиловловлювачах іншого принципу дії це відіграє істотну роль.

Так для нормальної роботи пиловловлювальних установок (відцентрових скрубери ВТІ, циклонів-промивачів СІОТ, циклонів ЛІОТ з водяною плівкою, скрубери Вентурі та ін.) залишкова концентрація механічних домішок після очищення у водоочисних спорудах не повинна перевищувати 100-400 мг/л.

З іншого боку, як свідчать дослідження В.Н. Ужова, А.Ю. Вальдберга [11] та В.А. Орлова [28], наявність механічних домішок в оборотній воді до 4000 мг/л підвищує ступінь очищення.

Для подальшого визначення необхідного пиловловлювального апарату необхідно розрахувати та проаналізувати процес осадження пилових частинок, їх швидкість в потоці та діаметр частинок.

Висновки та рекомендації. Аналіз конструктивних рішень пиловловлюючих апаратів показав, що мокрі пиловловлювачі мають нижчу вартість ніж тканинні та електричні. У мокрих пиловловлювачах усувається небезпека займання деяких пилів, вторинний пиловинос і одночасно з твердими частинками вловлюються паро- і газоподібні компоненти. Поряд з цим у пиловловлювачі необхідно подавати відносно чисту воду (з вмістом механічних домішок до 400 мг/л) з метою запобігання засміченню зрошувальних пристроїв.

Це призводить до необхідності обробки стічних вод і, отже, до подорожчання процесу очищення повітря.

Систематизований аналіз теоретичних та експериментальних досліджень осадження аерозолів краплями розпиленої рідини призводить до висновку про перспективність використання високорозвиненої поверхні крапель рідини та великих відносних швидкостей крапель рідини та порошин з метою підвищення ступеня очищення промислових викидів.

Існуючі пиловловлювачі типу скрубера Вентурі, в яких використовується принцип високорозвиненої поверхні крапель, дуже енергоємні.

Ступінь очищення промислових викидів з підвищеною температурою в апаратах з перехресним факелом рідини, що диспергується, і частинок пилу недостатня через нетривалий період контакту.

При аналізі осадження аерозолів краплями розпиленої рідини встановлено, що немає вичерпних відомостей про вплив механічних домішок у воді на ефективність пиловловлення.

Відсутність рівнянь, що описують турбулентний рух пилоповітряних потоків у циклонних камерах при взаємодії з факелом розпиленої рідини не дозволяє теоретично вирішити багатофакторні залежності щодо визначення ефективності пиловловлення. Отже, розкриття функцій щодо визначення ефективності пиловловлення слід здійснювати методом експериментальних досліджень.

Основними завданнями майбутній досліджень та аналізів є:

- дослідження дисперсності крапель розпиленої рідини, що містить механічні домішки;
- дослідження впливу вмісту вологи, вмісту запилених потоків і механічних домішок в оборотній воді на ступінь очищення;
- дослідження впливу на процес пиловловлювання гідродинамічних умов роботи пиловловлювачів з дисковими розпилювачами.

References

1. Petrychenko N.Y., Tkachuk A.Ya., Pryemov S.Y., Senko P.M. "Raspyilitel zhidkosti" Patent of USSR 266182. 01 november 1968. (in Russian)
2. Riabov A.V. Ventyliatsiia vyrobnychych prymishchen, Astroprint, 2002. (in Ukrainian)
3. Solodovnikova E.N., Semenov V.S., Senko P.M. "O tselesoobraznosti primeneniya kontaknyih vodyanyih ekonomayzerov na predpriyatiyah stroitelnyih materialov". Sanitarnaya tehnika, Kiev, Budivelnik, Iss. 8, 1969, pp. 86-89. (in Russian)
4. Ratushniak H.S., Lialiuk O.H. Zasoby ochyshchennia hazovykh vykydiv. IVNVKP «Ukrheliotekh», 2009. (in Ukrainian)
5. American Conference of Governmental Industrial Hygienists, Inc. Industrial Ventilation: A Manual of Recommended Practice for Operation and Maintenance, 2nd Edition. Cincinnati, Ohio, USA, 2020.
6. Neil R. MacIntyre, Richard D. Branson. Mechanical Ventilation, Elsevier Canada, 2008.
7. Howard D. Goodfellow, Yi Wang. Industrial Ventilation Design Guidebook, Academic Press, Canada 2021.
8. Zynych P. L. Ventyliatsiia hromadskykh budivel: navch. posib. KNUBA, 2002. (in Ukrainian)
9. Bondar S. Yu., Hordiienko A. S., Mykhailov V. O., Nimych H. V. Avtomatyzatsiia system ventyliatsii ta kondytsiuvannia povitria, Kyiv: TOV "Vydavnychi budynok "Avanpost-Prym"", 2005. (in Ukrainian)
10. Patent of Germany 1232178, 1969. (in German)
11. Chen, Building and environment. United Kingdom, 2009.
12. P.A.F. White, S.E. Smith, High-Efficiency Air Filtration, Butterworths, London, 1964.
13. I.Z. London, S.V. Morozov. "Barbotazhno-vihrevoy pyileulovitel" Patent of USSR 174938. 01 january 1965. (in Russian)
14. N.F. Duloladov. "Mokryiy pyileulovitel" Patent of USSR 233634. 01 january 1969. (in Russian)
15. Patent of Germany 1287042, 1969. (in German)
16. Hadzhyiev E.N., Varlamov Ye.M. Dyspersiinyi analiz pylu v systemakh aspiratsii pid chas vyrobnytstva teploizoliatsiinykh materialiv iz zastosuvanniam udoskonalenoj eksperymentalnoi ustanovky, Ukrainskyi naukovo-doslidnyi instytut ekolohichnykh problem, Kharkiv, 2017. (in Ukrainian)
17. L.N. Chesnokov i dr. "Ustroystvo dlya ulavlivaniya pyili" Patent of USSR 584880. 07 august 1985. (in Russian)
18. Kouzov P.A., Savina A.A. Ventilyatornyiy pyileulovitel, LIOT, 1964. (in Russian)
19. Type W. Roto-Clone Dynamic Precipitator, American Air Filter Bulletin 274-F, Louisville, Kentucky, 1965.
20. Rice O.R., Bigelow C.G. Desentegrators for Fine Cleaning Blast Furnace Gas. Am. Inst. Mining Memall., Feb., 1950.

21. Sager T.M. et al. Improved method to disperse nanoparticles for in vitro and in vivo investigation of toxicity. *Nanotoxicology*. 2007. V. 1. №. 2. P. 118–129.
22. Ordonez A. et al. Distribution of heavy metals in the street dusts and soils of an industrial city in Northern Spain. *Archives of Environmental Contamination and Toxicology*. V. 44. №. 2. 2003.
23. Kalejaiye O. et al. Effectiveness of dust dispersion in the 20-L Siwek chamber. *Journal of loss prevention in the process industries*. V. 23. №. 1. P. 46–59. 2010.
24. Priemov S.I. Issledovanie raboty mokrogo pyileulovitelya s diskovym raspylitelem pri ochistke ventilyatsionnyih vyibrosov. Diss. Kyiv National University of Construction and Architecture, 1971. (in Ukrainian)
25. P.A. Lyubarets. I.I. Prilutskiy, “Pyileulovitel. Vsesoyuznnyiy nauchno-issledovatel'skiy institut saharnoy promyishlennosti” Patent of USSR 599829. 30 march 1978. (in Russian)
26. P.A. Lyubarets. I.I. Prilutskiy, “Mokryiy pyileulovitel” Patent of USSR 1044317. 30 september 1983. (in Russian)
27. N.F. Dudoladov, B. Ya. Kruglyak, V.R. Harkov, V.F. Lyubeznov, “Filtr dlya ochistki gazovogo potoka ot pyili” Patent of USSR 192175. 06 november 1967. (in Russian)
28. Sateri J., Heikkinen J. and Pallari M., "Feasibility of Ventilation Heat Recovery in Retrofitting Multi-Family Buildings", in *Proceedings: Implementing the Results of Ventilation Research*, 16 th, Air Infiltration and Ventilation Centre Conference, Palm Springs, USA, September 19-22, 1995.

UDC 622.807

PhD, Assoc. Prof. **Aleksandr Liubarets**,
apl_knuba@ukr.net, ORCID: 0000-0003-1905-9283,
PG. Maksym Mykytenko,
maxim305@ukr.net, ORCID: 0000-0003-2891-6136,
Kyiv national University of Construction and Architecture

ANALYSIS OF CONSTITUENT FACTORS AFFECTING THE STATE OF DEDUSTING OF ASPIRATION EMISSIONS

A significant part of industry is occupied by technology that is involved in the processes of manufacturing products, for example, sanitary ware factory, foundry, chemical or sugar industry. At such enterprises a large amount of dusty air is generated, which comes from various technological processes. Dust and gas collecting devices are used to purify dusty air. Depending on the state of dust and air flow, its fraction, dust dispersion and the method of collection, different aspiration devices are used. Aspiration devices are divided by the method of dust collection into wet or dry. Each of these types of aspiration devices has its own advantages and disadvantages, which are discussed in this article, such as increased aerodynamic or hydraulic resistance, regeneration of the device, the size of the trapped fraction, the need to use flushing fluid, etc. The classification of plant types for selection to a specific process or needs depends on the most efficient method of collection, particle dispersion and energy efficiency of the dust collector. Wet dust collectors have more diverse forms, designs and applications than dry dust collectors. Wet dust collectors are divided into groups depending on the state of the liquid phase (devices in which dust deposition occurs on a film of liquid, foam devices, turbulent dust collectors or condensation devices) and on the method of dispersion of the liquid (nozzle scrubbers, devices in which crushing is carried out due to the energy of the gas-air flow or dynamic gas washers). In this article, the designs and operating features of various wet dust collectors of each of these groups are considered in accordance with their characteristics of dust collection, liquid flow rate and design shortcomings. On the basis of the works of a number of researchers, the characteristics of the fractional degree of air purification from dust are graphically presented to determine the most effective apparatus for capturing fine fractions. The conclusions are made and further tasks and plans for conducting the necessary experiments and analysis of the data of scientists' works are set.

Keywords: dust and gas cleaning; dust collection devices; aspiration; aspiration devices; aspiration emissions; wet dust collectors.

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЗБІРНИК

Випуск 46

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/>).

Підписано до друку 29.09.2023. Формат 60×84 1/16
Друк офсетний. Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman.
Умов. друк. арк. 6,34. обл. вид. арк. 6,63.
Наклад 100 прим. Замовлення № 161404

