

Одеса - 2026

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інститут	<u>Навчально–науковий інститут холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім.В.С. Мартиновського</u>
Кафедра	<u>Холодильних установок і кондиціонування повітря</u>
Ступінь вищої освіти	<u>Бакалавр</u>
Спеціальність	<u>142 «Енергетичне машинобудування»</u>
Освітня програма	<u>"Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря"</u>

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри ХУКП _____

_____ М. Хмельнюк

“ 01 ” березня 2026 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Циганов Максим Ігорович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Розробка системи кондиціонування повітря для центру обробки даних площею 470 м² у м. Херсон з оптимізацією енергоефективності»

Затверджена наказом ОНТУ від “26” вересня 2025 року наказ № 499-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 31.05.2026 р.

3. Вихідні дані роботи:

Системи кондиціонування повітря для центру обробки даних. Площа ЦОД - 470 м². Температура у серверному залі $t_{\text{вн}} = +20^{\circ}\text{C}$, відносна вологість повітря $\phi_{\text{вн}} = 0,4$. Тип СКП ЦОД: CRAN + Chiller.

4. Перелік питань, які потрібно розробити.

Реферат. Вступ. 1. Техніко-економічне обґрунтування проекту. 2. Підвищення ефективності системи кондиціонування ЦОД. 3. Розрахунок ізоляції у серверних залах ЦОД. 4. Розрахунок теплового навантаження на СКП ЦОД. 5. Особливості роботи системи кондиціонування ЦОД типу CRAN + Chiller 6. Тепловий розрахунок і підбір АБХМ. 7. Опис принципової схеми АБХМ BROAD непрямого нагріву. 8. Розрахунок теплообмінника CRAN модуля. 9. Розрахунок і підбір плівкової вентиляторної градирні. 10. Охорона праці. Висновки. Інформаційні джерела.

5. Перелік графічного матеріалу: (з точним зазначенням обов'язкових креслень). План серверного залу. Принципової схеми АБХМ BROAD непрямого нагріву. Розведення водяних трубопроводів та повітроводів системи кондиціонування ЦОД Плівкова вентиляторна градирня. Презентація в PowerPoint.

6. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	Проф. Хмельнюк М.Г.	01.03.2026р.	30.05.26 р.

7. Дата видачі завдання 01.03.2025 р. _____

Керівник _____ Хмельнюк М.Г.

Завдання прийняв до виконання _____ Циганов М.І.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Вступ. Техніко-економічне обґрунтування проекту.	20.03.2026 р.	
	Підвищення ефективності системи кондиціонування		
	ЦОД.		
	Розрахунок ізоляції у серверних залах ЦОД.		
2	Розрахунок теплового навантаження на СКП ЦОД.	10.04.2026 р.	
	Особливості роботи системи кондиціонування ЦОД		
	типу CRAN + Chiller.		
	Тепловий розрахунок і підбір АБХМ.		
3	Опис принципової схеми АБХМ BROAD непрямого	01.05.2026 р.	
	нагріву.		
	Розрахунок теплообмінника CRAN модуля.		
4	Розрахунок і підбір плівкової вентиляторної градирні.	20.05.2026 р.	
	Охорона праці. Висновки. Реферат		
5	Оформлення пояснювальної записки	31.05.2026 р.	

Здобувач - дипломник _____ Циганов М.І.

Керівник роботи _____ Хмельнюк М.Г.

Несу відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів кваліфікаційної роботи, даю згоду на обробку персональних даних та не заперечую проти розміщення кваліфікаційної роботи на офіційних web-ресурсах ОНТУ.

Підтверджую, що в кваліфікаційної роботи відсутні порушення норм академічної доброчесності.

Здобувач - дипломник Циганов М.І.
ПІБ _____ Підпис _____

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ

ВСТУП.....	6
1. Техніко-економічне обґрунтування проекту	8
2. Підвищення ефективності системи кондиціювання центра обробки даних...	27
3. Розрахунок ізоляції у серверних залах ЦОД	33
4. Розрахунок теплового навантаження на СКП ЦОД	40
5. Особливості роботи системи кондиціювання ЦОД типу CRAN + Chiller.....	45
6. Тепловий розрахунок і підбір АБХМ.....	50
7. Опис принципової схеми АБХМ BROAD непрямого нагріву.....	55
8. Розрахунок теплообмінника CRAN модуля	58
9. Розрахунок і підбір плівкової вентиляторної градирні	65
10. Охорона праці	70
ВИСНОВКИ.....	84
ІНФОРМАЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА.....	85
ДОДАТКИ.....	87

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10.				
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розробка системи кондиціювання повітря для центру обробки даних площею 470 м² у м. Херсон з оптимізацією енергоефективності	Літ.	Арк.	Акрушіє	
Розроб.		Циганов М.І.							
Перевір.		ХмельнюкМ.Г.					4		
						ОНТУ гр. ЕН-141а			
Н. Контр.									
Затверд.									

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота складається з: 90 сторінок друкованого тексту, 15 рисунків, 7 таблиць, 16 посилань на літературні джерела. В кваліфікаційній роботі вирішено задачу розробки системи кондиціонування повітря для центру обробки даних площею 470 м².

Запропонована система кондиціонування ЦОД з використанням CRAH модуля, абсорбційної холодильної машини та плівкової вентиляторної градирні забезпечує комплексне підвищення енергоефективності, зниження експлуатаційних витрат і підвищення надійності роботи центру обробки даних. Для забезпечення стійкої роботи системи кондиціонування ЦОД були підібрані АБХМ фірми BROAD BDH-75 та градирня фірми MITA Cooling Technologies.

Ключові слова: система кондиціонування – центр обробки даних – CRAH модуль - абсорбційна холодильна машина - градирня.

ABSTRACT

The qualification work consists of 90 pages of printed text, 18 figures, 6 tables, and 16 references. The work addresses the task of developing an air conditioning system for a data center with an area of 470 m².

The proposed data center air conditioning system, based on a CRAH module, an absorption chiller, and a film-type cooling tower, ensures improved energy efficiency, reduced operating costs, and enhanced reliability of data center operation. To ensure stable operation of the air conditioning system, an absorption chiller model BDH-75 manufactured by BROAD and a cooling tower manufactured by MITA Cooling Technologies were selected.

Keywords: air conditioning system; data center; CRAH module; absorption chiller; cooling tower.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10</i>	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

У сучасних умовах розвитку інформаційних технологій центри обробки даних (ЦОД) відіграють важливу роль у забезпеченні функціонування телекомунікаційних систем, корпоративних мереж та цифрових сервісів. Безперервна та надійна робота центрів обробки даних значною мірою залежить від стабільності параметрів мікроклімату, що забезпечуються системами кондиціонування повітря (СКП). Саме тому проєктування ефективних систем кондиціонування для таких об'єктів є актуальним інженерним завданням.

Обладнання, що розміщується в центрах обробки даних, характеризується значними тепловиділеннями та підвищеними вимогами до температури і вологості повітря. Порушення встановлених параметрів може призвести до зниження продуктивності серверного обладнання, виникнення аварійних ситуацій та збільшення витрат на експлуатацію. У зв'язку з цим система кондиціонування повітря повинна забезпечувати точне регулювання мікроклімату, мати високий рівень надійності та можливість безперервної роботи.

В умовах зростання вартості енергоресурсів та посилення вимог до екологічної безпеки особливої актуальності набуває питання оптимізації енергоефективності інженерних систем. Системи кондиціонування ЦОД є одними з найбільших споживачів електроенергії, тому застосування сучасних енергоощадних технологій, таких як використання вискоелективних холодильних машин, систем вільного охолодження (free cooling), інверторного керування та автоматизованих систем моніторингу, дозволяє суттєво знизити експлуатаційні витрати та підвищити загальну ефективність об'єкта.

Актуальність теми дипломної роботи також обумовлена необхідністю зниження енергоспоживання інженерних систем. Системи кондиціонування є одними з основних споживачів електроенергії в центрах обробки даних, тому оптимізація їх енергоефективності дозволяє суттєво зменшити експлуатаційні витрати. Застосування сучасних технічних рішень, енергоощадного обладнання

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

та автоматизованих систем керування сприяє підвищенню ефективності роботи системи кондиціювання в цілому.

Особливе значення при проєктуванні систем кондиціювання має врахування кліматичних умов регіону розташування об'єкта. Місто Херсон характеризується високими температурами зовнішнього повітря в літній період, що створює додаткові навантаження на систему охолодження. Тому вибір оптимальних технічних рішень з урахуванням місцевих кліматичних умов є важливим етапом розробки системи кондиціювання для центру обробки даних площею 470 м².

Метою дипломної роботи є розробка системи кондиціювання повітря для центру обробки даних площею 470 м² у місті Херсон з оптимізацією енергоефективності. Для досягнення поставленої мети в роботі необхідно вирішити такі основні завдання:

- проаналізувати нормативні вимоги до мікроклімату центрів обробки даних;
- визначити теплові навантаження приміщення;
- обґрунтувати вибір типу та параметрів системи кондиціювання повітря;
- розглянути заходи з підвищення енергоефективності системи.

Практичне значення роботи полягає в можливості використання отриманих результатів при проєктуванні та експлуатації систем кондиціювання центрів обробки даних аналогічного призначення.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. Техніко-економічне обґрунтування проекту

Інформаційні технології (наприклад, штучний інтелект, 5G та хмарні обчислення) в останні роки пережили стрімкий розвиток, що підкреслило важливість, високий попит та високу продуктивність центрів обробки даних (ЦОД).

ЦОД - це енергоємні та вуглеродомісткі об'єкти, які включають не тільки обчислювальні та інші допоміжні системи (наприклад, системи зберігання та зв'язку), але й резервні системи безпеки (наприклад, канали передачі даних, системи моніторингу, блоки управління навколишнім середовищем та пристрої безпеки) [4, 5].

Будучи централізованими сховищами, ЦОД повинні забезпечувати збирання, зберігання, обробку, передачу та обмін даними, метою яких є створення безпечного, стабільного, ефективного та безперебійного мережевого середовища та послуг. Важливість ЦОД неможливо переоцінити і вони відіграють першорядну роль у всіх аспектах нашого життя.

ЦОД мають характеристики цілодобової роботи, 365 днів на рік і дуже великі глобальні масштаби, що щорічно призводить до значного споживання енергії. Згідно зі статистикою 2024 року, на центри обробки даних припадало приблизно 1- 1,5% світового споживання електроенергії та майже 0,5 % викидів парникових газів згідно з оцінками Міжнародного енергетичного агентства (це частка «combustion emissions» — викидів від спалювання енергії, що живить ЦОДи).

Прогнозується [6], що до 2030 року глобальний попит на енергію для дата-центрів може подвоїтися порівняно з серединою 2020-х років — до ~945 TWh на рік, що складе близько 3 % світового споживання електроенергії у 2030 році, а викиди вуглецю, пов'язані з ЦОД, становитимуть ще менше 1,5 % усіх енергетичних викидів, вони зростають одними з найшвидших серед великих секторальних джерел. Основним драйвером зростання є штучний інтелект (AI)

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

та великі обчислювальні задачі, що можуть збільшити частку «AI-серверів» у загальному споживанні.

Тому дуже важливо підвищити енергоефективність та знизити енергоспоживання у центрах обробки даних.+

Одним із головних обмежувальних факторів подальшого розвитку ЦОД стала проблема ефективного тепловідведення, оскільки майже вся споживана електрична енергія перетворюється на тепло.

Еволюція теплових навантажень у центрах обробки даних (ЦОД) тісно пов'язана з розвитком обчислювальних технологій, зростанням щільності розміщення обладнання та зміною характеру навантажень. Упродовж останніх п'ятнадцяти років серверна інфраструктура зазнала суттєвих змін, що призвели до різкого збільшення енергоспоживання та, відповідно, тепловиділення на рівні окремих серверів, стійок і залів ЦОД.

Історично, приблизно у 2010 році, типовою вважалася серверна стійка з установленою потужністю в межах 3–5 кВт [7].. Такі значення відповідали архітектурам з переважанням одно- або двопроцесорних серверів, відносно низькою кількістю ядер та обмеженим використанням прискорювачів. Теплові навантаження за цих умов ефективно компенсувалися традиційними системами повітряного охолодження з подачею холодного повітря через фальшпідлогу та організацією гарячих і холодних коридорів.

У період 2015–2020 років спостерігалось поступове зростання потужності серверних стійок до 8–10 кВт. Це було зумовлено переходом до багатоядерних процесорів, збільшенням обсягів оперативної пам'яті, активнішим використанням твердотільних накопичувачів та початком масового впровадження графічних прискорювачів для задач машинного навчання та віртуалізації. Хоча повітряне охолодження все ще залишалося домінуючим, його ефективність дедалі частіше ставала обмежуючим фактором, особливо в умовах високої щільності розміщення обладнання.

Ситуація кардинально змінилася після 2020 року, а особливо — у 2025 році, коли стрімке поширення кластерів штучного інтелекту,

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

високопродуктивних обчислень (HPC) та хмарних сервісів нового покоління призвело до різкого стрибка теплових навантажень. Середня потужність серверної стійки у сучасних II-кластерах становить 40–70 кВт, а в інфраструктурах гіперскейлерів і спеціалізованих HPC-центрів може досягати 100 кВт і більше на одну стійку. Такі значення є на порядок вищими за показники, характерні для традиційних корпоративних ЦОД.

Особливої уваги потребує аналіз теплових навантажень на рівні окремих компонентів. Сучасні графічні процесори (GPU), що використовуються для навчання та інференсу нейронних мереж, мають надзвичайно високу щільність теплового потоку. Для передових моделей цей показник досягає 100–300 Вт/см², що значно перевищує фізичні можливості класичного повітряного охолодження. За таких умов виникають локальні перегріву, знижується надійність обладнання та зростають ризики аварійних відмов.

Унаслідок зростання теплових навантажень змінюються й вимоги до інженерної інфраструктури ЦОД. Повітряні системи охолодження стають енергетично неефективними, займають значні об'єми та не забезпечують необхідної тепловідвідної здатності. Це стимулює перехід до альтернативних підходів, зокрема рідинного охолодження на рівні чипів, холодних пластин та повного занурення серверів у діелектричні рідини.

Таким чином, еволюція теплових навантажень є одним із ключових факторів, що визначає сучасні тенденції розвитку центрів обробки даних. Подальше зростання обчислювальної щільності та поширення II-рішень робить проблему тепловідведення критичною та вимагає впровадження нових, більш ефективних технологій охолодження.

Будівля ЦОД одноповерхова з підвалом на всю площу та плоскою світлою (відбивною) покрівлею без горища. Сітка колон 6 × 12 м.

Це забезпечує:

мінімальну вібрацію та кращу стійкість до сейсмічних впливів;

кращу організацію машинного залу — жодних обмежень по висоті;

простіший доступ до інженерних систем;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

можливість модульних та швидких добудов;
зручність розміщення чилерів/генераторів зовні.

Висота машинних залів центру обробки даних повинна забезпечувати вільну організацію повітряних потоків, можливість розміщення стійок серверного обладнання та інженерних систем у верхній і нижній зоні приміщення.

Згідно з рекомендаціями ASHRAE TC 9.9 та BICSI 002, оптимальна висота машинного залу становить 3,2–3,6 м, при використанні фальшпідлоги – 3,5–4,0 м.

У даному проєкті приймається висота залу **3,5 м**, що забезпечує коректну роботу систем кондиціонування, доступність інженерних мереж і можливість подальшої модернізації.

Аналіз варіантів систем кондиціонування для ЦОД площею 470 м²

Система кондиціонування є одним із ключових елементів інженерної інфраструктури центру обробки даних, оскільки саме вона забезпечує відведення теплових навантажень від серверного обладнання та підтримання нормативних параметрів мікроклімату. Для ЦОД площею **470 м²**, орієнтованого на розміщення високощільних серверних стійок та відповідність вимогам рівня надійності Tier III, необхідно застосовувати перевірені та відмовостійкі рішення з можливістю резервування і подальшого масштабування. Повітряне охолодження

Повітряні системи кондиціонування, зокрема CRAC (Computer Room Air Conditioner) та CRAH (Computer Room Air Handler), упродовж тривалого часу залишалися базовим стандартом для більшості центрів обробки даних. Їх широке застосування було зумовлене відносною простотою реалізації, зрілими технологіями та наявністю великого досвіду експлуатації. Однак у **2025 році**, в умовах стрімкого зростання обчислювальної щільності та поширення високопродуктивних обчислень, повітряне охолодження дедалі частіше виявляється недостатньо ефективним і має низку критичних обмежень.

Однією з ключових проблем є низька теплоємність повітря. Для відведення значних теплових потоків необхідно прокачувати великі об'єми повітря, що

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вимагає використання потужних вентиляторів та призводить до зростання енергоспоживання. Зі збільшенням теплового навантаження швидкість повітряних потоків зростає непропорційно, що негативно впливає як на енергоефективність системи, так і на рівень шуму в серверному залі.

Суттєвим недоліком повітряних систем є великі витрати електроенергії на роботу вентиляторів і компресорів. За високих навантажень значна частка загального енергоспоживання ЦОД припадає саме на систему кондиціювання, що погіршує показник PUE та збільшує експлуатаційні витрати. Навіть за умови використання сучасних чилерів із free cooling, ефективність повітряного охолодження залишається обмеженою фізичними властивостями теплоносія.

Ще однією характерною проблемою є утворення локальних зон перегріву. У реальних умовах розміщення серверних стійок навантаження в ЦОД розподіляються нерівномірно, а повітряні потоки часто змішуються через неідеальну ізоляцію холодних і гарячих коридорів. Це призводить до виникнення «гарячих точок», які складно виявити та усунути без суттєвого перевищення загальної холодопродуктивності системи.

Крім того, повітряні системи мають обмежені можливості масштабування у разі переходу до високощільних навантажень. Зі зростанням потужності серверних стійок виникає потреба у збільшенні об'ємів подачі повітря, що не завжди можливо через конструктивні обмеження фальшпідлоги, висоти приміщення або пропускної здатності повітряних каналів. У результаті подальше нарощування обчислювальної щільності стає технічно складним або економічно невиправданим.

Практичний досвід експлуатації ЦОД показує, що повітряне охолодження є ефективним лише до рівня 15–20 кВт на одну серверну стійку. Після перевищення цього порогу різко зростають капітальні та експлуатаційні витрати, а також ризики порушення теплового режиму обладнання. У таких умовах досягнення необхідної надійності вимагає значного резервування та перевищення проєктної холодопродуктивності.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

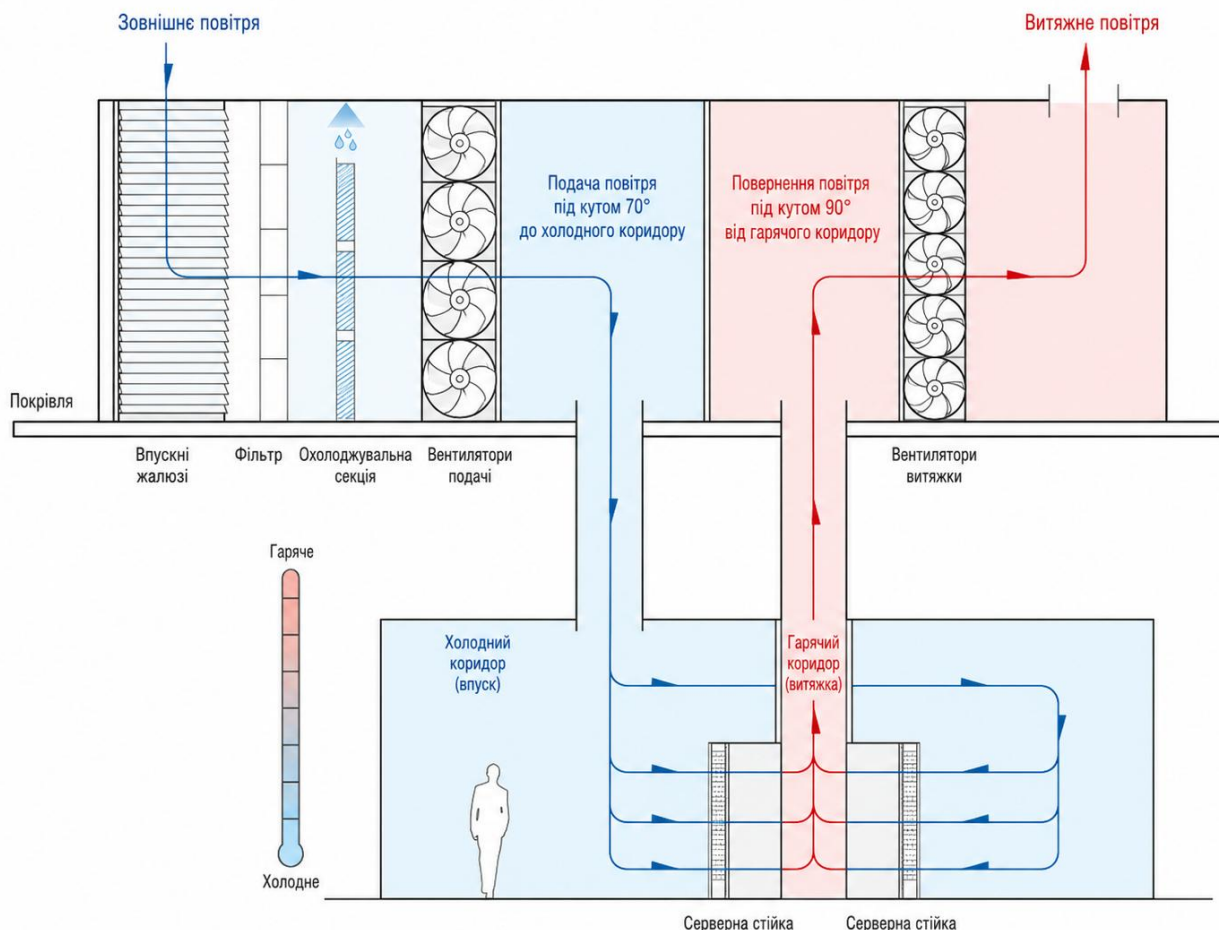


Рис. 1. Циркуляція потоків при повітряном охолодженні ЦОД

Таким чином, у сучасних ЦОД повітряне охолодження дедалі частіше розглядається як рішення для низько- та середньощільних навантажень або як складова комбінованих систем. Для II-кластерів, НРС-інфраструктур і серверних залів з високою щільністю тепловиділень його застосування без використання додаткових технологій стає малоефективним. Це зумовлює перехід до альтернативних підходів, зокрема локального повітряного охолодження (InRow) та рідинних систем, здатних забезпечити стабільну роботу обладнання в умовах зростаючих теплових навантажень.

Одним із найбільш поширених і технологічно зрілих рішень є класична схема кондиціювання на базі CRAH-агрегатів у поєднанні з чилерною холодильною станцією.

Даний варіант передбачає використання CRAH (Computer Room Air Handler) — прецизійних повітрообробних установок, які здійснюють циркуляцію та охолодження повітря в серверному залі за рахунок холодоносія (охолодженої води або водно-гліколевої суміші), що подається від зовнішньої чилерної установки.

Для ЦОД площею 470 м² із середньою щільністю тепловиділень прийнята сумарна холодопродуктивність системи на рівні приблизно 1,3 МВт. Це значення враховує тепловиділення ІТ-обладнання, втрати від електроживлення, освітлення та забезпечує необхідний експлуатаційний запас.

Система будується за схемою N+1, що означає наявність одного резервного елемента для кожної групи основного обладнання. Такий підхід є обов'язковою вимогою для ЦОД рівня **Tier III**, оскільки дозволяє виконувати регламентні роботи без зупинки сервісів і забезпечує стійкість до відмов окремих компонентів.

У серверному залі реалізується концепція холодних і гарячих коридорів з ізоляцією, яка значно підвищує ефективність повітряного охолодження.

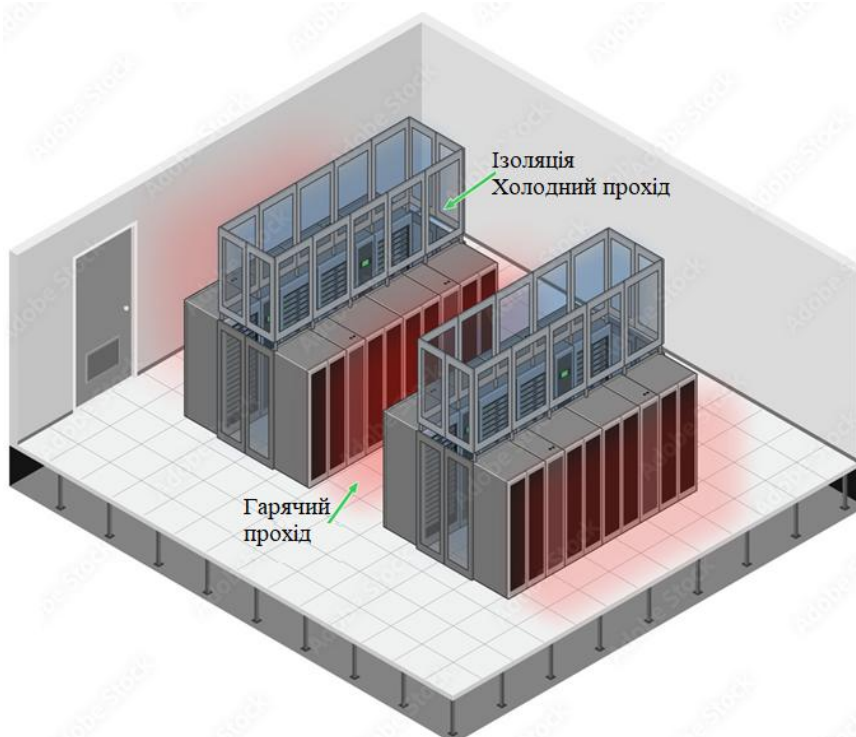


Рис. 2. Технологія холодних і гарячих коридорів для охолодження ЦОД

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

Холодне повітря подається безпосередньо в холодні коридори перед серверними стійками, проходить через обладнання та відводить тепло, після чого гаряче повітря збирається в ізольованих гарячих коридорах і повертається до CRAN-агрегатів.

Ізоляція коридорів мінімізує змішування повітряних потоків, дозволяє підвищити температуру подачі без ризику локальних перегрівів і, відповідно, зменшити енергоспоживання всієї системи кондиціонування.

Охолоджена вода для CRAN-агрегатів виробляється чилерною холодильною станцією, розташованою поза межами серверного приміщення. Для підвищення енергоефективності та зниження експлуатаційних витрат у проєкті передбачено використання чилерів із функцією free cooling.

Free cooling дозволяє частково або повністю відмовитися від компресорного охолодження в холодний період року, використовуючи низьку температуру зовнішнього повітря для охолодження теплоносія. Для кліматичних умов більшості регіонів України це забезпечує суттєве скорочення споживання електроенергії протягом значної частини року та зниження показника PUE (Power Usage Effectiveness) ЦОД.

Переваги варіанту CRAN + чилери.

Основною перевагою класичної схеми є її висока надійність. Компоненти системи добре відомі, широко застосовуються у світовій практиці та мають прогнозовані експлуатаційні характеристики. Завдяки схемі N+1 система здатна витримувати відмову окремих агрегатів без порушення теплового режиму серверного залу.

Ще однією важливою перевагою є добра масштабованість. У разі зростання теплових навантажень можливе поетапне додавання CRAN-агрегатів або збільшення потужності чилерної станції без кардинальної перебудови всієї інфраструктури.

Крім того, даний варіант повністю відповідає вимогам Tier III, що робить його придатним для критично важливих інформаційних систем, хмарних платформ і корпоративних ЦОД із високими вимогами до доступності.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Недоліки класичної схеми.

Основним недоліком системи CRAC + чилери є вища початкова вартість у порівнянні з альтернативними рішеннями, такими як DX-системи або модульні кондиціонери прямого випаровування. Значні капітальні витрати пов'язані з необхідністю встановлення чилерної станції, насосних груп, трубопроводів та систем автоматизації.

Також варто зазначити, що система потребує окремої холодильного машинного залу або зовнішнього майданчика, що збільшує вимоги до площі та складність проектування. Обслуговування чилерної інфраструктури вимагає кваліфікованого персоналу та регулярного технічного супроводу.

Другий варіанта. Система InRow Cooling є сучасним підходом до кондиціювання центрів обробки даних, орієнтованим на обслуговування середньо- та високощільних серверних стійок. На відміну від класичних централізованих систем повітряного охолодження, InRow-рішення реалізують принцип локального (точкового) відведення тепла безпосередньо в зоні його утворення, що дозволяє суттєво підвищити ефективність охолодження та зменшити втрати холодного повітря.

InRow-кондиціонери встановлюються безпосередньо між серверними стійками, як правило, в холодному або гарячому коридорі. Така конфігурація забезпечує мінімальну відстань між джерелом тепла та охолоджувальним обладнанням. Повітря забирається з гарячої зони, проходить через теплообмінник InRow-агрегату та повертається в холодний коридор уже з необхідними температурними параметрами.

Завдяки розміщенню між стійками система практично не потребує використання фальшпідлоги або складної системи розподілу повітря, що спрощує планування серверного залу та зменшує ризик нерівномірного охолодження обладнання.

Системи InRow Cooling оптимально підходять для серверних стійок із тепловими навантаженнями 10–15 кВт на одну стійку, а в деяких реалізаціях — і більше за умови використання ізольованих коридорів. Саме в цьому діапазоні

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

класичні CRAH-системи часто втрачають ефективність через обмеження повітряних потоків і зростання паразитного змішування холодного та гарячого повітря.

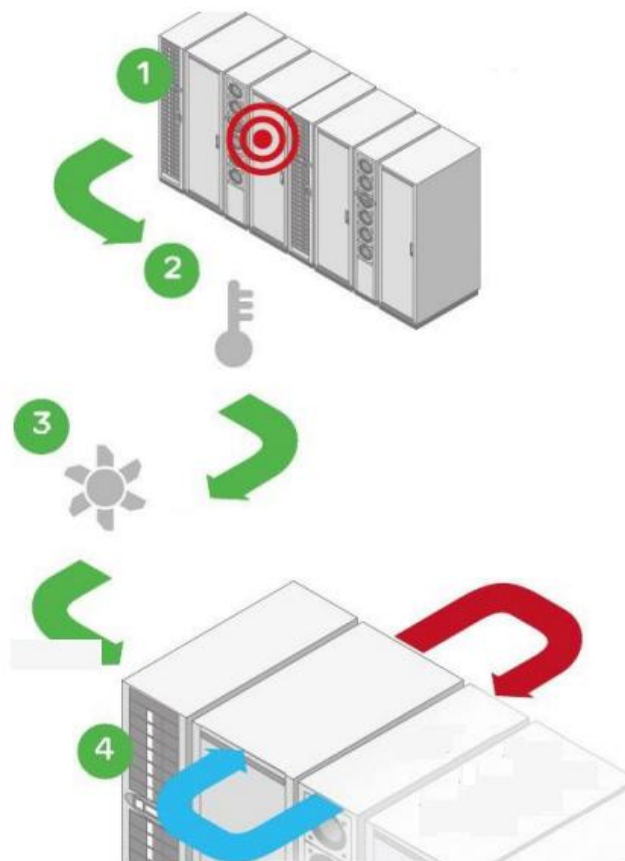


Рис. 3. Технологія охолодження InRow Cooling: 1 – зміна температури, коли повітря потрапляє в ІТ-обладнання; 2 -температурні датчики InRow виявляють зміни та надсилають сигнал до контролера; 3 -контролер регулює потужність охолодження відповідно до навантаження; 4 - активні системи керування забезпечують підтримку належної температури ІТ-обладнання цілодобово

InRow-кондиціонери можуть працювати як у складі систем із охолодженою водою (чилерні рішення), так і у варіантах із прямим випаровуванням (DX), що забезпечує гнучкість під час проєктування та адаптації до конкретних умов ЦОД.

Переваги точкового охолодження

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Однією з головних переваг InRow Cooling є висока енергоефективність. Завдяки мінімальній довжині повітряного шляху значно знижуються втрати тиску, а також зменшується потреба в надлишковій подачі холодного повітря. Це дозволяє підвищити температуру подачі без шкоди для надійності обладнання та знизити загальне енергоспоживання системи кондиціонування.

Ще однією важливою перевагою є зменшення втрат повітря та практично повна відсутність «гарячих точок». Оскільки кожен InRow-агрегат обслуговує обмежену кількість стійок, система легко адаптується до нерівномірного розподілу теплових навантажень у серверному залі.

InRow Cooling характеризується простим і поетапним масштабуванням. У разі збільшення кількості серверних стійок або зростання їх тепловиділення можливо встановлювати додаткові InRow-агрегати без зупинки роботи існуючої інфраструктури. Такий підхід особливо зручний для ЦОД, що розвиваються поступово або працюють у режимі змінних навантажень.

Крім того, система добре підходить для зонування серверного залу, коли різні ділянки мають різну щільність навантажень і потребують індивідуального підходу до охолодження.

Недоліки та обмеження InRow Cooling.

Попри численні переваги, системи InRow Cooling мають і низку недоліків. Перш за все, це вища вартість у порівнянні з класичними CRAC-рішеннями, особливо при масштабному впровадженні на великій площі серверного залу. Витрати зростають за рахунок більшої кількості агрегатів, складнішої системи управління та інтеграції.

Ще одним суттєвим недоліком є підвищена складність обслуговування. Оскільки InRow-агрегати розташовані безпосередньо між серверними стійками, доступ до них для технічного обслуговування може бути обмеженим. Це потребує ретельного планування проходів, резервування простору та чітких регламентів експлуатації.

Висновок. InRow Cooling є ефективним і технологічно прогресивним рішенням для ЦОД із середньо- та високощільними навантаженнями. Система

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

забезпечує точне керування температурою, знижує втрати енергії та дозволяє гнучко масштабувати інфраструктуру відповідно до зростання обчислювальних потреб.

Водночас її доцільно розглядати як оптимальний варіант для спеціалізованих зон або ЦОД із прогнозованим зростанням щільності навантажень, тоді як для великих залів із відносно рівномірними тепловими потоками класичні CRAC-системи можуть залишатися економічно вигіднішими.

Імерсійне охолодження є одним із найбільш перспективних і технологічно прогресивних методів тепловідведення в сучасних центрах обробки даних. Даний підхід полягає у повному або частковому зануренні серверного обладнання в спеціальну діелектричну рідину, яка не проводить електричний струм і безпечна для електронних компонентів. На відміну від повітряних та комбінованих систем, тепло відводиться безпосередньо від усіх компонентів одночасно, включаючи процесори, графічні прискорювачі, пам'ять, накопичувачі та елементи живлення.

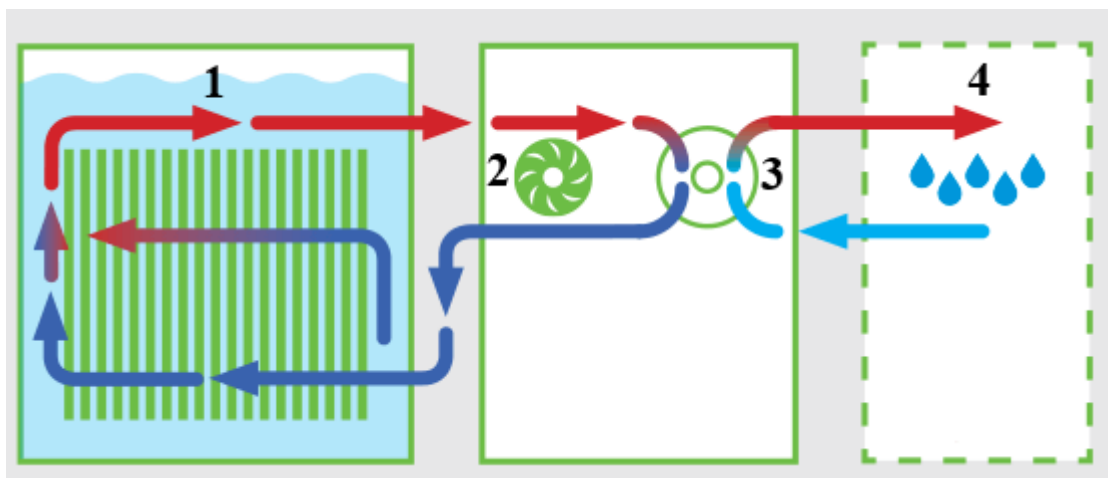


Рис. 4. Технологія імерсійного охолодження: 1 - серверні стійки, які заповнені рідким теплоносієм; 2 - циркуляційний насос; 3 – теплообмінник; 4 –градирня

Основною перевагою імерсійного охолодження є надзвичайно висока теплоємність рідини порівняно з повітрям. Це дозволяє ефективно відводити теплові потоки навіть за екстремально високої щільності навантажень. Сучасні імерсійні системи здатні стабільно працювати з тепловими навантаженнями

понад 100 кВт на одну стійку, що робить їх особливо привабливими для П-кластерів, НРС-центрів та спеціалізованих обчислювальних платформ.

Існує два основних типи імерсійного охолодження: однофазне та двофазне. У однофазних системах рідина циркулює в рідкому стані, передаючи тепло через теплообмінники до зовнішнього контуру охолодження. У двофазних системах рідина кипить безпосередньо на поверхні компонентів, а конденсат повертається назад у ванну, забезпечуючи ще вищу ефективність тепловідведення. Обидва підходи дозволяють практично повністю відмовитися від вентиляторів у серверах, що додатково знижує енергоспоживання та рівень шуму.

Ще однією важливою перевагою імерсійного охолодження є значне зниження загального енергоспоживання ЦОД. Відсутність потужних повітряних потоків і мінімізація механічних компонентів дозволяють досягати надзвичайно низьких значень показника PUE, у деяких випадках близьких до 1,05. Крім того, тепло, що відводиться рідиною, має вищий температурний потенціал, що спрощує його повторне використання для систем опалення або технологічних потреб.

Водночас імерсійне охолодження має й певні обмеження. Основними недоліками є висока початкова вартість, обмежена сумісність зі стандартним серверним обладнанням та необхідність зміни підходів до технічного обслуговування. Процедури ремонту й заміни компонентів потребують спеціальної підготовки персоналу та адаптованих регламентів. Незважаючи на це, з огляду на зростання теплових навантажень, імерсійне охолодження дедалі частіше розглядається як стратегічне рішення для ЦОД нового покоління.

Порівняння основних способів охолодження ЦОД

Для сучасних центрів обробки даних застосовуються чотири основні підходи до охолодження, кожен з яких має власну область доцільного використання.

Повітряне охолодження (CRAC / CRAH) є найбільш традиційним і технологічно зрілим рішенням. Воно добре підходить для низько- та

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

середньощільних навантажень, однак обмежене рівнем 15–20 кВт на стійку та характеризується високими енергетичними витратами при зростанні щільності.

InRow Cooling є розвитком повітряного охолодження з локальним відведенням тепла. Цей підхід забезпечує вищу ефективність і краще масштабується в діапазоні 10–15 кВт на стійку, проте має вищу вартість і складніше обслуговування порівняно з класичними CRAN-системами.

Рідинне охолодження типу direct-to-chip (охолодження через холодні пластини) дозволяє відводити тепло безпосередньо від найгарячіших компонентів, зокрема CPU та GPU. Воно ефективне для високощільних навантажень і часто використовується як гібридне рішення разом із повітряним охолодженням для допоміжних компонентів.

Імерсійне охолодження забезпечує максимальну теплову ефективність і практично не має обмежень за щільністю навантажень. Воно є найбільш перспективним для II-кластерів і HPC, однак потребує значних початкових інвестицій та адаптації інфраструктури.

Таким чином, вибір системи охолодження ЦОД повинен базуватися на щільності теплових навантажень, вимогах до енергоефективності, надійності та можливостях масштабування. Якщо повітряні системи залишаються актуальними для традиційних ЦОД, то майбутнє високопродуктивних обчислень дедалі більше пов'язується з рідинними та імерсійними технологіями охолодження.

Незважаючи на вищу вартість і складність реалізації, класичний варіант кондиціонування на базі CRAN і чилерів є оптимальним рішенням для ЦОД площею 470 м², орієнтованого на високу щільність навантажень та відповідність стандартам Tier III. Він забезпечує баланс між надійністю, енергоефективністю та довгостроковою гнучкістю розвитку інфраструктури.

Як чилер для системи охолодження ЦОД вибираємо абсорбційну холодильну машину (АХМ).

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В абсорбційних холодильних машинах (АХМ) застосовуються природні холодоагенти, які утворюють робочі пари з абсорбентами. Основними робочими парами є:

- $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr} \rightarrow$ вода (R718) + бромід літію (абсорбент);
- $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O} \rightarrow$ аміак (R717) + вода (абсорбент).

Ці пари використовуються залежно від необхідного температурного режиму охолодження.

Переваги води як холодоагенту (R718) у парі $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$: екологічна безпека ($\text{ODP} = 0$, $\text{GWP} = 0$), нетоксичність, негорючість, висока теплота пароутворення (~ 2450 кДж/кг), висока енергоефективність, стабільність властивостей, довговічність систем.

Недоліки: неможливість отримання температур нижче $+4^\circ\text{C}$, необхідність глибокого вакууму, ризик кристалізації розчину LiBr, підвищені вимоги до герметичності.

Таблиця 1. Характеристики природних холодоагентів АБХМ

Параметр	Вода (R718)	Аміак (R717)
Хімічна формула	H_2O	NH_3
ODP	0	0
GWP	0	0
Токсичність	Відсутня	Токсичний
Горючість	Ні	Так (обмежена)
Температура кипіння при 101,3 кПа, $^\circ\text{C}$	+100	-33,3
Тмін застосування, $^\circ\text{C}$	+4	-60
Робочий тиск у випарнику, кПа	~ 1	200–400
Питома теплота пароутворення, кДж/кг	~ 2450	≈ 1370
Об'ємна холодопродуктивність	Низька	Висока
ККД (COP)	Середній	Високий
Корозійна активність	Низька	Висока (до Cu)
Вартість	Дуже низька	Низька

Типові області застосування	АБХМ, ЦОД, HVAC	Промислове холодопостачання, морозильники, склади
-----------------------------	-----------------	---

Переваги аміаку як холодоагенту (R717) у парі $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$: дуже високий COP, висока об'ємна холодопродуктивність, екологічна безпека ($\text{ODP} = 0$, $\text{GWP} = 0$), можливість отримання **низьких температур**.

Недоліки: токсичність, горючість, корозійна активність до міді, жорсткі вимоги до безпеки та персоналу.

У таблиці наведено порівняння характеристик природних холодоагентів АХМ.

Для ЦОД та систем кондиціювання оптимальним є використання пари $\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$, тоді як $\text{NH}_3-\text{H}_2\text{O}$ доцільно застосовувати в промисловому холодопостачанні та морозильних системах.



Рис. 5. Абсорбційна бромисто-літєва холодильна машина

Абсорбційна бромисто-літієва холодильна машина використовує теплову енергію замість електричної як основне джерело для створення холоду. Генератор АБХМ працює від гарячої води температурою 80–110°C (одноступінчасті машини) або від пари 170–180°C (двоступінчасті машини), що дозволяє ефективно утилізувати скидну теплоту когенераційних установок або серверного обладнання.

Для ЦОД це є особливо актуальним, оскільки:

- сервери генерують значну кількість тепла;
- на об'єктах часто використовуються газопоршневі електростанції (когенерація);
- існує постійна потреба в холоді 24/7.

Використання АБХМ дозволяє істотно зменшити електроспоживання компресійних чилерів, що підвищує загальний енергетичний ККД ЦОД.

Абсорбційні машини споживають у 5–10 разів менше електроенергії, ніж компресійні чилери, знижують навантаження на систему електроживлення ЦОД. Це критично важливо для дата-центрів, де стабільність електропостачання є ключовим фактором безперервності роботи, а кожен мегават електричної потужності має високу вартість.

Абсорбційні чилери не мають рухомих механічних компресорів і працюють практично безшумно та без вібрацій, мають високий ресурс роботи та низькі витрати на технічне обслуговування.

Для ЦОД це дає підвищену експлуатаційну надійність, зменшення ризику аварійних зупинок, покращені умови для серверного обладнання.

АБХМ ідеально поєднується з газопоршневими електростанціями, міні-ТЕЦ, тригенераційними системами (електроенергія + тепло + холод).

Це дозволяє створити високоефективну тригенераційну схему, де електроенергія використовується для живлення серверів, тепло - для живлення АБХМ, холод - для охолодження серверних залів.

Таким чином досягається максимальна утилізація енергії палива та зниження експлуатаційних витрат.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для охолодження води конденсатора абсорбційної холодильної машини АБХМ доцільно обрати плівкову вентиляторну градирню, оскільки вона забезпечує високу ефективність тепло- і масообміну за рахунок формування тонкої водяної плівки на поверхні зрошувального насадження. Така конструкція сприяє інтенсивному випаровувальному охолодженню та дозволяє досягати низьких температур охолодженої води, що особливо важливо для стабільної роботи АБХМ.

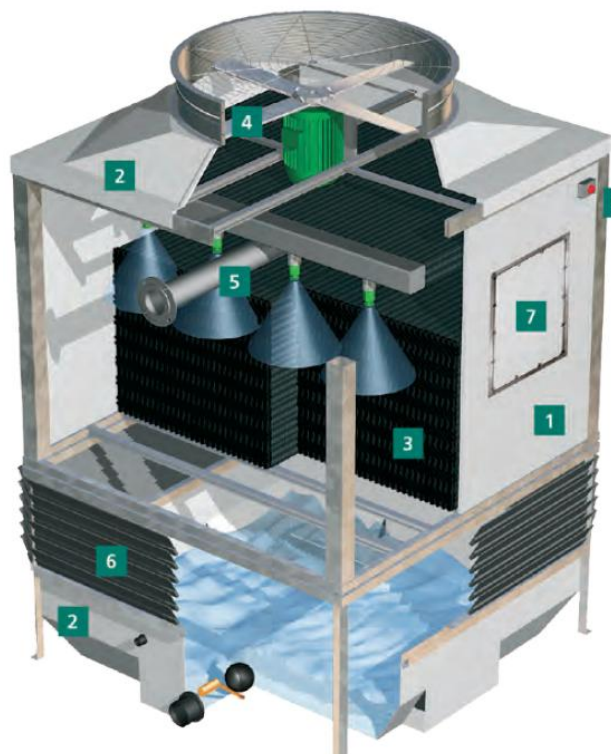


Рис.6 Плівкова вентиляторна градирня:

1 — корпус градирні; 2 — повітрязабірні жалюзі; 3 — плівковий наповнювач; 4 — вентилятор з електродвигуном; 5 — система водорозподілу (розпилювальні форсунки); 6 — водозбірний басейн; 7 — люк обслуговування.

Плівкові вентиляторні градирні відзначаються компактністю та меншими габаритами порівняно з крапельними або бризкальними типами, що спрощує їх розміщення на обмежених площах, зокрема на покрівлях або технічних майданчиках. Крім того, вони характеризуються більш рівномірним розподілом води, що підвищує ефективність використання теплообмінної поверхні та зменшує втрати води.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

Важливою перевагою є також можливість точного регулювання режимів роботи за допомогою вентиляторів, що дозволяє підтримувати необхідну температуру конденсації в різних кліматичних умовах та при змінному тепловому навантаженні. Це підвищує енергоефективність усієї холодильної системи.

Окрім цього, плівкові вентиляторні градирні мають відносно низький рівень шуму (при використанні сучасних вентиляторів), економне водоспоживання завдяки ефективному зрошенню та можливість автоматизації процесів експлуатації, включаючи контроль температури, витрати води та стану обладнання.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. Підвищення ефективності системи кондиціонування центра обробки даних

Центри обробки даних є одними з найбільших споживачів електроенергії серед інженерних інфраструктур сучасної цифрової економіки. Значна частка енергоспоживання припадає саме на системи охолодження серверного обладнання, які забезпечують підтримання температурних і вологісних параметрів у допустимих межах. Зростання щільності тепловиділення серверних стояків, розвиток високопродуктивних обчислень і хмарних сервісів призводять до постійного підвищення теплових навантажень, що робить питання підвищення ефективності систем охолодження одним із ключових напрямів модернізації ЦОД.

Енергоефективність центрів обробки даних традиційно оцінюється показником PUE (Power Usage Effectiveness), який визначається як відношення загального енергоспоживання об'єкта до енергоспоживання ІТ-обладнання. Зменшення енергоспоживання систем охолодження безпосередньо призводить до зниження PUE, що є основною метою оптимізації інженерних систем ЦОД.

Оптимізація організації повітряних потоків.

Одним із найбільш ефективних і економічно доцільних способів підвищення ефективності охолодження є правильна організація повітряних потоків у серверних приміщеннях. Неправильне перемішування холодного та гарячого повітря призводить до втрати холодопродуктивності системи, збільшення енергоспоживання вентиляторів і компресорного обладнання.

Основними технічними рішеннями є:

- організація «гарячих» та «холодних» коридорів (Hot/Cold Aisle);
- застосування систем повної або часткової ізоляції коридорів (containment systems);
- використання заглушок (blanking panels) у вільних місцях серверних стояків;
- герметизація технологічних прорізів у підлозі та кабельних каналах;
- оптимальне розміщення перфорованих плит підлогового простору.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділення потоків дозволяє підвищити температуру подачі холодного повітря без ризику перегріву серверів, що дає змогу зменшити витрати енергії холодильних машин та вентиляторів.

Використання енергоефективних холодильних технологій.

Суттєве зниження енергоспоживання можливе за рахунок застосування сучасних технологій охолодження.

Free cooling. Технологія free cooling базується на використанні низької температури зовнішнього повітря або зовнішніх джерел холодної води для охолодження без роботи компресорів. Розрізняють:

- прямий повітряний фрікулінг (air-side);
- непрямий повітряний фрікулінг;
- водяний фрікулінг (water-side).

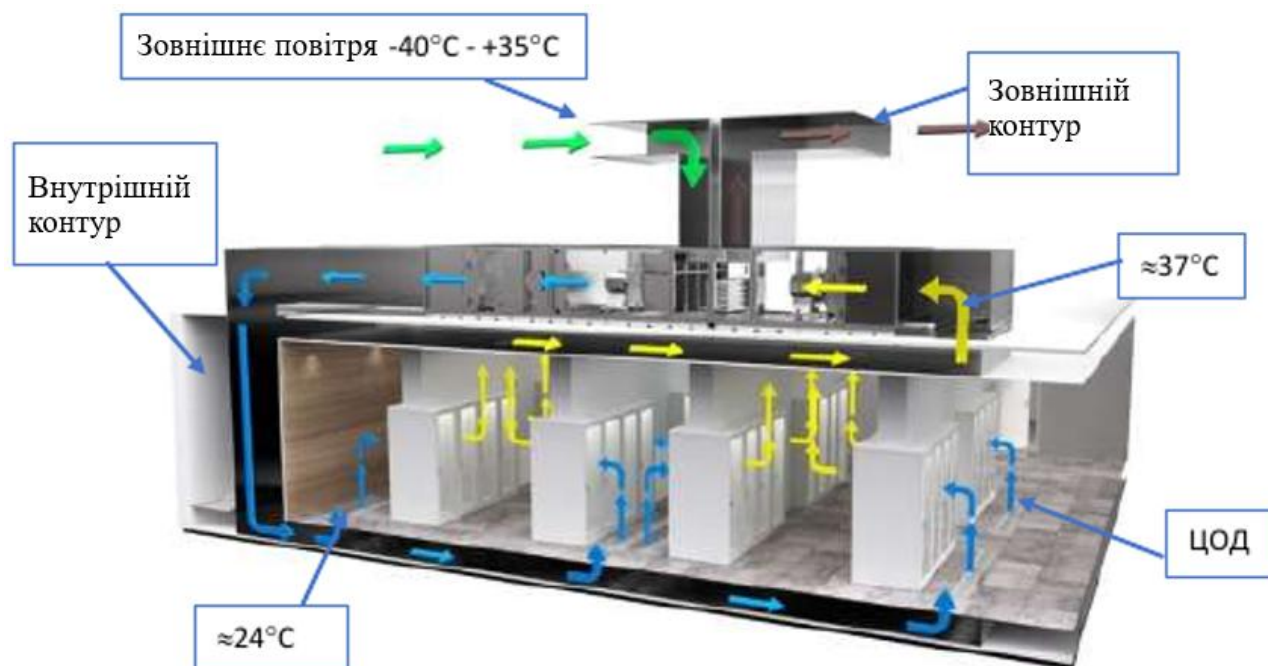


Рис. 7. Схема системи free cooling

У кліматичних умовах помірних широт використання фрікулінгу може забезпечити роботу холодильних систем без компресорів до 50–70 % часу протягом року.

Адіабатичне попереднє охолодження. Випарне або адіабатичне охолодження дозволяє знижувати температуру повітря перед теплообмінниками конденсаторів або драйкулерів, що підвищує їх ефективність і зменшує споживання електроенергії компресорами.

Високоєфективні холодильні машини. Сучасні чилери з інверторним регулюванням компресорів, магнітними підшипниками та високоєфективними теплообмінниками забезпечують значно нижчі значення питомого енергоспоживання (кВт/кВт холоду). Важливим є також застосування природних холодоагентів або холодоагентів із низьким потенціалом глобального потепління.

Перехід до рідинного охолодження серверного обладнання.

Зі збільшенням теплової щільності серверів традиційні повітряні системи охолодження стають менш ефективними. Альтернативою є рідинні системи охолодження:

- пряме рідинне охолодження чипів. при якому холодоносії подається безпосередньо до найбільш тепловиділяючих компонентів сервера — процесорів (CPU), графічних процесорів (GPU), інколи пам'яті;
- повітряно-рідинний теплообмінник, який встановлюється замість або на місце задніх дверей серверної стійки;
- занурювальне охолодження, технологія, при якій сервери розміщують у спеціальних ваннах з діелектричної рідиною, яка безпосередньо відводить тепло.

Рідинні технології дозволяють відводити тепло безпосередньо від джерела його утворення, що значно зменшує витрати енергії на переміщення повітря і забезпечує підвищення щільності розміщення обладнання в серверних стійках.

Автоматизація та цифрове управління системами охолодження.

Сучасні ЦОД активно використовують системи **BMS, SCADA та DCIM**, які забезпечують постійний моніторинг температурних параметрів, витрат холодоносія, електроспоживання та стану обладнання.

Основні функції автоматизованих систем:

- адаптивне регулювання температури подачі холодоносія;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- оптимізація роботи чилерів за принципом мінімального енергоспоживання;
- регулювання швидкості вентиляторів за допомогою частотних перетворювачів;
- балансування повітряних і водяних потоків;
- прогнозування навантаження та оптимізація режимів роботи.

Цифровізація систем охолодження дозволяє реалізувати концепцію **інтелектуального енергоменеджменту**, яка забезпечує зниження експлуатаційних витрат і підвищення надійності роботи ЦОД.

Оптимізація теплообмінного обладнання та гідравлічних систем.

Ефективність систем охолодження значною мірою залежить від технічного стану теплообмінників і гідравлічних контурів. Основними заходами підвищення ефективності є:

- використання теплообмінників з підвищеним коефіцієнтом теплопередачі;
- оптимізація швидкостей руху повітря і води в теплообмінниках;
- регулярне очищення поверхонь теплообміну від забруднень;
- балансування гідравлічних мереж;
- використання насосів з частотним регулюванням.

Зменшення гідравлічних втрат і оптимізація температурних графіків дозволяють істотно знизити споживання електроенергії насосним обладнанням.

Використання систем акумулювання холоду та рекуперації теплоти.

Додаткове підвищення енергоефективності можливе за рахунок застосування систем акумулювання холоду (TES — Thermal Energy Storage), які дозволяють:

- зменшити пікові електричні навантаження;
- працювати холодильним машинам у більш ефективних режимах;
- використовувати нічні періоди з нижчими тарифами електроенергії.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рекуперація теплоти від серверного обладнання може використовуватись для систем опалення будівель, технологічних потреб або підігріву вентиляційного повітря, що підвищує загальну енергетичну ефективність інфраструктури.

Комплексний підхід до підвищення ефективності/

Найбільшого ефекту можна досягти лише при комплексному підході, який включає:

- оптимізацію архітектури серверних залів;
- впровадження енергоефективного холодильного обладнання;
- цифрове управління та моніторинг;
- використання альтернативних технологій охолодження;
- системи акумулювання та рекуперації енергії.

Комплексна модернізація дозволяє знизити енергоспоживання систем охолодження на 20–40 %, а в окремих випадках — до 50 %, що істотно зменшує експлуатаційні витрати і підвищує конкурентоспроможність центрів обробки даних.

Direct-to-Chip Cooling (пряме рідинне охолодження чипів)

Це тип рідинного охолодження, при якому холодоносії подається безпосередньо до найбільш тепловиділяючих компонентів сервера, таких як процесори та графічні прискорювачі.

Процес роботи базується на встановленні спеціальних водоблоків (cold plates) на CPU та GPU, через які циркулює вода або водно-гліколева суміш. Тепло відводиться напряду від кристала чипа до теплообмінника, після чого воно передається у вторинний контур або систему утилізації.

Особливістю такої системи є те, що вона знімає від 60 до 80% тепловиділення сервера, залишаючи повітряне охолодження лише для другорядних компонентів.

Головними перевагами є надзвичайно висока ефективність тепловідведення, суттєве зменшення енергоспоживання вентиляторів та можливість підтримки теплових щільностей понад 50–80 кВт на одну стійку.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Водночас рішення має певні недоліки, зокрема ускладнення гідравлічної системи та підвищені вимоги до надійності й герметичності всіх з'єднань.

Rear-Door Heat Exchanger — це повітряно-рідинний теплообмінник, який встановлюється замість або поверх задніх дверей серверної стійки. Принцип його роботи полягає в тому, що гаряче повітря, яке виходить із серверів, проходить крізь теплообмінник із циркулюючою холодною водою. Завдяки цьому повітря охолоджується до нейтральної або кімнатної температури ще до того, як потрапити в загальний зал ЦОД.

Важливою особливістю системи є те, що сервери залишаються стандартними та не потребують жодних модифікацій, а сама конструкція працює як «локальний кондиціонер» для кожної окремої стійки. Головними перевагами рішення є простота впровадження без зміни обладнання, значне зниження навантаження на загальнозальні системи кондиціонування (CRAH/CRAC) та придатність для модернізації вже існуючих дата-центрів. Серед недоліків варто виділити обмежену максимальну потужність, яка зазвичай не перевищує 30–50 кВт на стійку, а також необхідність підведення гідравлічної інфраструктури безпосередньо в серверний зал.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. Розрахунок ізоляції у серверних залах ЦОД

Кліматична характеристика району м. Херсон:

Розрахункова географічна широта - 48 град. с.ш.

Барометричне тиск 1010 гПа

Розрахункові параметри зовнішнього повітря для теплого періоду року:

Категорія А:

Температура - 29 °С.

Питома ентальпія - 57,8 кДж/кг.

Швидкість вітру – 1 м/с.

Категорія Б:

Температура – 30,6 °С.

Питома ентальпія – 61,5 кДж/кг.

Швидкість вітру – 1 м/с.

Середньодобова амплітуда температури повітря – 12,7 °С

Приймаємо внутрішню температуру в приміщеннях центру обробки даних 20 °С, та відносну вологість 45% [1, 2, 3, 7].

Встановлення температури повітря у центрі обробки даних на рівні 20 °С є оптимальним компромісом між вимогами виробників серверного обладнання, енергоефективністю систем кондиціонування та забезпеченням стабільних умов експлуатації.

Це відповідає міжнародним стандартам. Рекомендації ASHRAE [15]. (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) класифікують допустимий діапазон температури для серверного обладнання класу А1 у межах 18–27 °С. Значення 20 °С знаходиться в нижній частині цього діапазону, що:

- зменшує ймовірність перегріву обладнання при пікових навантаженнях;
- забезпечує додатковий температурний запас на випадок локальних аномалій у повітряному потоці.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При температурі, близькій до 20 °С, забезпечуються оптимальні умови для:

- ефективного охолодження процесорів і блоків живлення;
- запобігання прискореному зносу компонентів через термічні коливання;
- підвищення надійності роботи жорстких дисків, SSD та мережевого обладнання.

Низька та стабільна температура рідше викликає термальне дроселювання процесорів, що прямо впливає на продуктивність.

Хоча підвищення температури до 24–27 °С може зменшити витрати на охолодження, це збільшує ризики перегріву при різких підвищеннях навантаження. Температура 20 °С дозволяє:

- застосовувати енергоефективні стратегії охолодження (free-cooling);
- зменшити роботу кондиціонерів у форсованому режимі;
- забезпечити оптимальне співвідношення між витратами та надійністю.

Вибір відносної вологості 45 % базується на вимогах до запобігання електростатичним розрядам та уникненню конденсації в серверному обладнанні.

Стандарт ASHRAE [15] рекомендує підтримувати відносну вологість у межах 40–60 % для серверних приміщень. Значення 45 % знаходиться у центральній частині цього діапазону, що:

- знижує ризик електростатичних розрядів (ESD);
- забезпечує комфортні умови для роботи охолодження та фільтрації повітря.

При надто низькій вологості (< 35 %) різко зростає накопичення статичного заряду на поверхнях, що може:

- пошкодити мікросхеми;
- викликати збої у роботі мережевого обладнання;
- спровокувати вихід з ладу чутливих електронних компонентів.

Вологість 45 % суттєво знижує цей ризик.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При вологості вище 60 % зростає вірогідність утворення конденсату при коливаннях температури, що:

- призводить до корозії;
- підвищує ризик короткого замикання;
- погіршує тепловідвід з поверхонь компонентів.

Рівень 45 % дозволяє утримувати конденсацію нижче критичних значень.

Оптимальна вологість запобігає:

- розсиханню полімерних матеріалів кабелів;
- деградації ізоляції;
- зменшенню гнучкості та механічних напружень у з'єднаннях.

При визначенні розрахункової літньої температури керуємося чинними в Україні стандартами.

ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 «Будівельна кліматологія» [1] - це ключовий стандарт для отримання чисельних значень літніх розрахункових температур по регіонах України.

Цей стандарт є основним для встановлення кліматичних характеристик зовнішнього повітря по Україні при проектуванні будівель та інженерних систем (опалення, вентиляція, кондиціонування тощо). Він містить таблиці місячних і багаторічних значень температури зовнішнього повітря по кліматичних пунктах України (середні, максимальні, мінімальні), що використовуються для розрахункових параметрів літнього та зимового періодів.

ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування» [2] - ці Державні будівельні норми дають методичні вказівки, як саме використовувати стандартизовані кліматичні параметри (в т.ч. з ДСТУ-Н Б В.1.1-27) для вибору розрахункових температур зовнішнього повітря при проектуванні кондиціонування, вентиляції та теплового проектування.

На його основі визначають зокрема розрахункову температуру для найжаркішої (літньої) п'ятиденки з певною забезпеченістю, яку застосовують у проектуванні систем кондиціонування та охолодження.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Херсон — південний регіон України з субтропічним кліматом. За статистикою кліматичних довгострокових даних, максимальні добові літні температури в Херсоні часто досягають $\sim 33\text{--}35\text{ }^{\circ}\text{C}$ або вище на піках теплових хвиль. Таке значення характерне для регіону півдня України в липні-серпні.

Середні максимальні температури липня-серпня в Херсоні — $\sim 29\text{--}30\text{ }^{\circ}\text{C}$.

За статистикою максимальних добових значень — в окремі роки температура досягає $\sim 33\text{--}35\text{ }^{\circ}\text{C}$. Фактичні максимальні температури повітря в літній період неодноразово перевищують $+35\text{ }^{\circ}\text{C}$.

З урахуванням вимог ДБН В.2.5-67:2013 [3] про забезпеченість 0,98, розрахункова літня температура зовнішнього повітря для ЦОД може бути прийнята $\approx 35\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Фактичні максимальні температури повітря в літній період неодноразово перевищують $+35\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Розрахункову температуру зовнішнього повітря в теплий період року прийнято рівною $+35\text{ }^{\circ}\text{C}$ з таких причин:

Вимоги до безперервності роботи об'єкта. Система кондиціонування призначена для обслуговування Центру обробки даних, який належить до об'єктів з безперервним (24/7) режимом роботи та підвищеними вимогами до надійності інженерних систем.

Запас надійності системи. Прийняття температури $+38\text{ }^{\circ}\text{C}$ забезпечує резерв холодопродуктивності обладнання та запобігає зниженню ефективності системи кондиціонування в пікові літні періоди.

Відповідність міжнародним рекомендаціям. Прийняте значення узгоджується з рекомендаціями ASHRAE [15] щодо проектування систем охолодження для критичної IT-інфраструктури.

Таким чином, прийнята розрахункова температура $+35\text{ }^{\circ}\text{C}$ гарантує стабільну роботу системи кондиціонування за реальних та екстремальних кліматичних умов експлуатації.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Державні будівельні норми України [1, 2, 3] визначають теплотехнічні вимоги до огорожувальних конструкцій (в т.ч. стін, покрівлі) і застосовуються при проектуванні та будівництві будівель з метою забезпечення енергоефективності.

Таблиця 2. Значення коефіцієнтів теплопередачі [16]

Конструкція	Норматив k , Вт/(м ² ·К)	Рекомендуємо k для ЦОД, Вт/(м ² ·К)
Зовнішні стіни	0,20–0,30	0,18–0,22
Покрівля	0,15–0,25	0,12–0,18

Приймаємо:

для зовнішньої стінки $k_{зс} = 0,22$ Вт/(м²·К);

для покрівлі $k_{пок} = 0,18$ Вт/(м²·К).

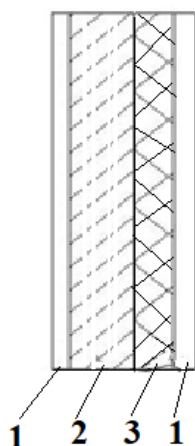


Рис. 8. Зовнішня стінка

Таблиця 3. Характеристики матеріалів зовнішньої стінки

1. Зовнішня штукатурка	0,02	0,7	0,84
2. Кладка з газобетонних блоків	0,2	0,41	0,41
3. Плити екструдованого полістиролу	-	0,029	1,65
4. Внутрішня штукатурка	0,02	0,76	0,84

Розрахунок теплоізоляції зовнішньої стінки робимо за формулою:

$$\delta_{iz} = \lambda_{iz} \left[\frac{1}{k} - \left(\frac{1}{\alpha_{зов}} + \sum_{i=1}^{i=n} \left(\frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) + \frac{1}{\alpha_{вн}} \right) \right], \text{ м}$$

де: δ_{iz} - товщина теплоізоляції, м;

$k = 0,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; - коефіцієнт теплопередачі огороження, табл.8.2 [16]

λ_{iz} , λ_i - коефіцієнти теплопровідності ізоляційного й будівельного матеріалів, що становлять конструкцію огороження, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;

$\alpha_{зовн} = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $\alpha_{вн} = 9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ - коефіцієнти тепловіддачі із зовнішньої й внутрішньої сторін огорожень; δ_i - товщина окремих шарів конструкцій огорожень (крім шару теплоізоляції), м

$$\delta_{iz} = 0,029 \cdot \left[\frac{1}{0,22} - \left(\frac{1}{23} + \frac{0,02}{0,7} + \frac{0,2}{0,41} + \frac{0,02}{0,76} + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,112 \text{ м}$$

Передбачаємо два шари плит товщиною 0,06 м, т.е дійсна товщина теплової ізоляції $\delta_{iz} = 0,12 \text{ м}$.

Визначимо відхилення прийнятої товщини ізоляції від розрахункової:

$$\Delta = [(0,12 - 0,112) / 0,112] \cdot 100 = 7,1\% < 10\%,$$

тому коефіцієнт теплопередачі зовнішньої стінки неперераховуємо



Рис. 9. Покрівля

Таблиця 4. Характеристики матеріалів покрівлі

Матеріал шару	Товщина шару, δ , м.	Питома теплопровідність, λ_i , $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$
1. Покрівельний рулонний килим	0,012	0,3
2. Бетонна стяжка	0,04	1,2
3. Пароізоляція	0,001	0,15
4. Плити екструдованого полістиролу	-	0,029
5. Залізобетонна плита	0,22	1,5

Визначимо товщину ізоляції за формулою

$$\delta_{\text{из}} = \lambda_{\text{из}} \left[\frac{1}{k} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн}}} + \sum_{i=1}^{i=n} \left(\frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) + \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} \right) \right] =$$

$$= 0,029 \cdot \left[\frac{1}{0,18} - \left(\frac{1}{23} + \frac{0,012}{0,3} + \frac{0,04}{1,2} + \frac{0,001}{0,15} + \frac{0,22}{1,5} + \frac{1}{7} \right) \right] = 0,150 \text{ м.}$$

де $k = 0,18 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$; - коефіцієнт теплопередачі покрівлі, табл. ;

$\alpha_{\text{зовн}} = 23 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, $\alpha_{\text{вн}} = 7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ - коефіцієнти тепловіддачі із зовнішньої й внутрішньої сторін огорожень.

Передбачаємо два шари плит товщиною 0,06 м та один шар плит товщиною 0,03 м, т.е дійсна товщина теплової ізоляції $\delta_{\text{из}} = 0,15 \text{ м}$.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Розрахунок теплового навантаження на СКП ЦОД

Задачею теплового розрахунку є визначення тепловологісної характеристики і побудова в d,h- діаграмі процесів кондиціонування повітря для теплового періодів року.

Теплове навантаження приміщення визначимо за формулою:

$$Q = Q_{огр} + Q_{инф} + Q_t, \text{ Вт},$$

де $Q_{огр}$ - теплоприпливи через зовнішні огороження;

$Q_{инф}$ - теплоприпливи з інфільтрацією;

Q_t - витрати теплоти на технологічні потреби.

Теплоприпливи через зовнішні огороження визначимо за формулою:

$$Q_{огор} = Q_{п} + Q_{з.ст} + Q_{в.} + Q_{зас.п}, \text{ Вт},$$

де $Q_{п}$ – кількість теплоти, що надходить крізь покрівлю, Вт;

$Q_{з.ст}$ – кількість теплоти, що надходить крізь зовнішні стіни, Вт

$Q_{в.}$ – кількість теплоти, що надходить крізь внутрішні огороження, Вт;

$Q_{зас.п}$ – кількість теплоти, що надходить крізь засклені поверхні (вікна), Вт.

За загальними вимогами вікна у центр обробки даних зазвичай не передбачаються взагалі.

Теплопритоки через покрівлю та зовнішні стіни складаються з теплопритоків, за рахунок різниці температур Q_1' і сонячної радіації Q_1'' .

$$Q_1 = Q_1' + Q_1'',$$

де Q_1' - теплопритоки через огороження, спричинені різницею температур:

$$Q_1' = k_d \cdot F \cdot (t_{зп} - t_{вн}),$$

де k_d – дійсний коефіцієнт теплопередачі для огороження, Вт/м²·К;

F – площа поверхні огороження, м²;

$t_{зп}$ - розрахункова температура зовнішнього повітря, прийнята за довідковими даними, °С, для м. Херсон $t_{зовн} = 35$ °С;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$t_{\text{вн}}$ - температура у приміщенні ЦОД, $t_{\text{вн}} = +20\text{ }^{\circ}\text{C}$;

Q_1'' – теплопритоки від сонячної радіації:

$$Q_1'' = k_d \cdot F \cdot \Delta t_c,$$

де Δt_c – надмірна різницю температур від впливу прямого сонячного випромінювання на дану огорожу, $^{\circ}\text{C}$.

Для стін із газобетонних блоків: Δt_c – південних - $7,8\text{ }^{\circ}\text{C}$; Δt_c – східних - $11\text{ }^{\circ}\text{C}$; Δt_c – західних - $13,2\text{ }^{\circ}\text{C}$; Δt_c – північних - $0\text{ }^{\circ}\text{C}$; для плоскої покрівлі світлого кольору $\Delta t_c = 14,9\text{ }^{\circ}\text{C}$ [16].

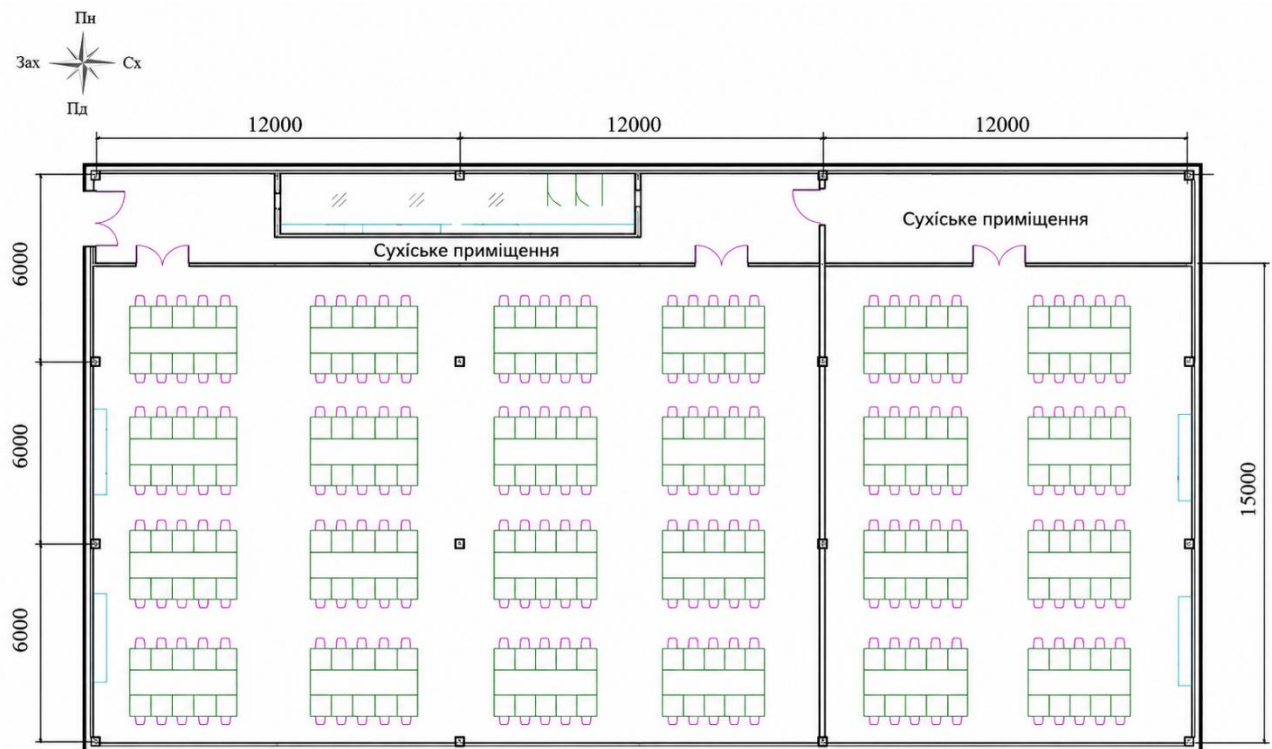


Рис. 10. План ЦОД

Температура в суміжних приміщеннях, які не кондиціонуються, приймається:

$$t_{\text{сум.п}} = 0,5 \cdot (t_{\text{зп}} + t_{\text{вн}}) = 0,5 \cdot (35 + 20) = 28^{\circ}\text{C}.$$

Площа покрівлі:

$$F_{\text{покр}} = 15 \cdot 36 = 540\text{ м}^2.$$

Площа зовнішньої південної стінки та північної перегородки із суміжним приміщенням:

$$F_{\text{ст1}} = 36 \cdot 4 = 144\text{ м}^2.$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

Площа зовнішньої західної та східної стінок:

$$F_{\text{ст2}} = 15 \cdot 4 = 60 \text{ м}^2.$$

Розрахунок теплопритоків через покрівлю та зовнішні стіни зведемо до таблиці .

Таблиця 5. Розрахунок теплоприток через покрівлю та зовнішні стіни

Найменування огородження	F, м ²	k _д , Вт/м ² * К	t _{вн} , °C	t _{зп} , °C	Δt, °C	Δt _с , °C	Q _i ', кВт	Q _i ' , кВт	Q ₁ , кВт
Стіна зовн. західна	60	0,22,	20	35	15	13,2	198	174	372
Перегородка із сум. пр.	144	0,22	20	22	8	-	253	-	253
Стіна зовн. східна	60	0,22	20	35	15	11	198	145	343
Стіна зовн. південна	144	0,22	20	35	15	7,8	475	247	722
Покрівля	540	0,18	20	35	15	14,9	1458	1448	2906
Разом				35					4596

За загальними вимогами вікна у центри обробки даних за загальними вимогами зазвичай не передбачаються взагалі. Це пов'язано з такими причинами:

- через вікно простіше здійснити несанкціонований доступ;
- додаткове нагрівання вікон від сонячного тепла збільшує навантаження на систему охолодження;
- вікна можуть бути слабким місцем герметичності та вогнестійкості стін;
- для підтримання точних температурних і вологісних параметрів вікна небажані.

Тому Q_{зас.п} = 0, та Q_{огор} = 4596 Вт.

Розрахунок втрат теплоти на технологічні потреби

Вихідні дані для розрахунку

Площа машинного залу: **470 м²**

Для сучасного ЦОД без високощільних навантажень приймаємо рівень надійності Tier III, для якого питоме навантаження складе 2,0 кВт/м²

Загальна потужність ІТ-обладнання визначиться:

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

$$Q_{\text{обл}} = 2 \cdot 470 = 940 \text{ кВт.}$$

У таблиці 2 наведено основне ІТ-обладнання центра обробки даних та його енергоспоживання.

Таблиця 6. Основне ІТ-обладнання ЦОД та його енергоспоживання

№ п/п	Найменування обладнання	Кількість	Потужність одиниці, кВт	Загальна потужність, кВт
1	Стійкові сервери 1U/2U	1130	0,6	678
2	Комутатори ToR	384	0,15	58
3	Системи зберігання (NAS/SAN)	40	2,0	80
4	Blade-шасі	30	4,0	120
5	Мережеве ядро (Core)	4 стійки	3,0	12
6	Системи безпеки (Firewall/IPS/DDoS)	1 стійка	1,0	1
7	Резервні/незаповнені стійки	17	—	—
8	KVM, сервісне обладнання	—	—	6
	Разом ІТ-навантаження			955 кВт

У серверних залах ЦОД практично 100% електроспоживання ІТ-обладнання перетворюється на теплове навантаження, яке має бути повністю відведене системою кондиціонування

Для систем охолодження ЦОД рівня надійності та доступності Tier III враховується коефіцієнт запасу та неефективності (через N+1 та підвищену надійність), якій складає 1,35.

Проектне ІТ-навантаження на СКП складе:

$$Q_T = 955 \cdot 1.35 = 1289 \text{ кВт.}$$

З урахуванням теплоприток через огороження холодопродуктивність системи кондиціонування повітря приймаємо:

$$Q_o = 1300 \text{ кВт.}$$

У дата-центрах зазвичай використовуються прецизійні кондиціонери – CRAC (DX-охолодження) або CRAH (охолодження через chillers/чиллер-машини).

У якості системи кондиціювання для ЦОД обираємо рішення на базі CRAH (Computer Room Air Handler) у зв'язці з чилерним контуром, що включає всі ключові компоненти та повну логіку теплообміну між повітряним і водяним сегментами системи.

Як чилер для системи охолодження використовується одноступінчаста абсорбційна бромистолітєва холодильна машина (АБХМ) Broad, що працює на гарячій воді. Такий тип обладнання забезпечує стабільну, високоефективну та економічну роботу, дозволяє утилізувати надлишкове тепло від інших інженерних систем і суттєво знижує загальне електроспоживання ЦОД.

Для забезпечення проектної холодопродуктивності передбачається встановлення двох машин Broad у робочому режимі та однієї додаткової резервної одиниці. Резервний агрегат виконує функцію аварійно-підмінного обладнання та гарантує безперервність роботи системи охолодження при відмові або плановому технічному обслуговуванні будь-якої з робочих машин, що відповідає вимогам рівня надійності Tier III та забезпечує відповідний рівень доступності охолодження.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5. Особливості роботи системи кондиціонування ЦОД типу CRAN + Chiller

CRAN (Computer Room Air Handler) — це повітряний обробник, який охолоджує повітря в ЦОД за допомогою холодної води, що подається від абсорбційного чиллера китайської фірми BROAD через зовнішній контур.

На відміну від системи CRAC (Computer Room Air Conditioner), CRAN не використовує фреоновий контур усередині серверної, а працює через гідравлічний водяний контур та зовнішню холодну машину.

Основні компоненти CRAN + Chiller системи.

У системі охолодження ЦОД (рис. 11) застосовується двоконтурна схема циркуляції теплоносія, що розділяє первинний контур АБХМ і вторинний контур подачі холодної води на CRAN-обробники.

Абсорбційний чилер виробляє холодну воду в інтервалі температур 7–12 °С, яку насоси вторинного контуру подають через гідравлічний роздільник у CRAN-обробники повітря.

CRAN модуль включає охолоджуючий водяний теплообмінник, вентилятори для подачі повітря, фільтри, датчики температури та вологості та клапани регулювання подачі холодної води.

Серверні ряди формують гарячі й холодні коридори. Серверні стійки забирають охолоджене повітря спереду з холодного коридору з температурою 14 °С та викидають розігріте повітря назад у гарячий коридор. Температура гарячого повітря 20 °С, але може бути і більше, залежно від щільності навантаження.

Вентилятори CRAN всмоктують тепле повітря з гарячої зони та подають його у охолоджувальний теплообмінник.

У теплообміннику циркулює холодна вода з чиллера із температурою 7 °С на вході і ~12 °С на виході.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

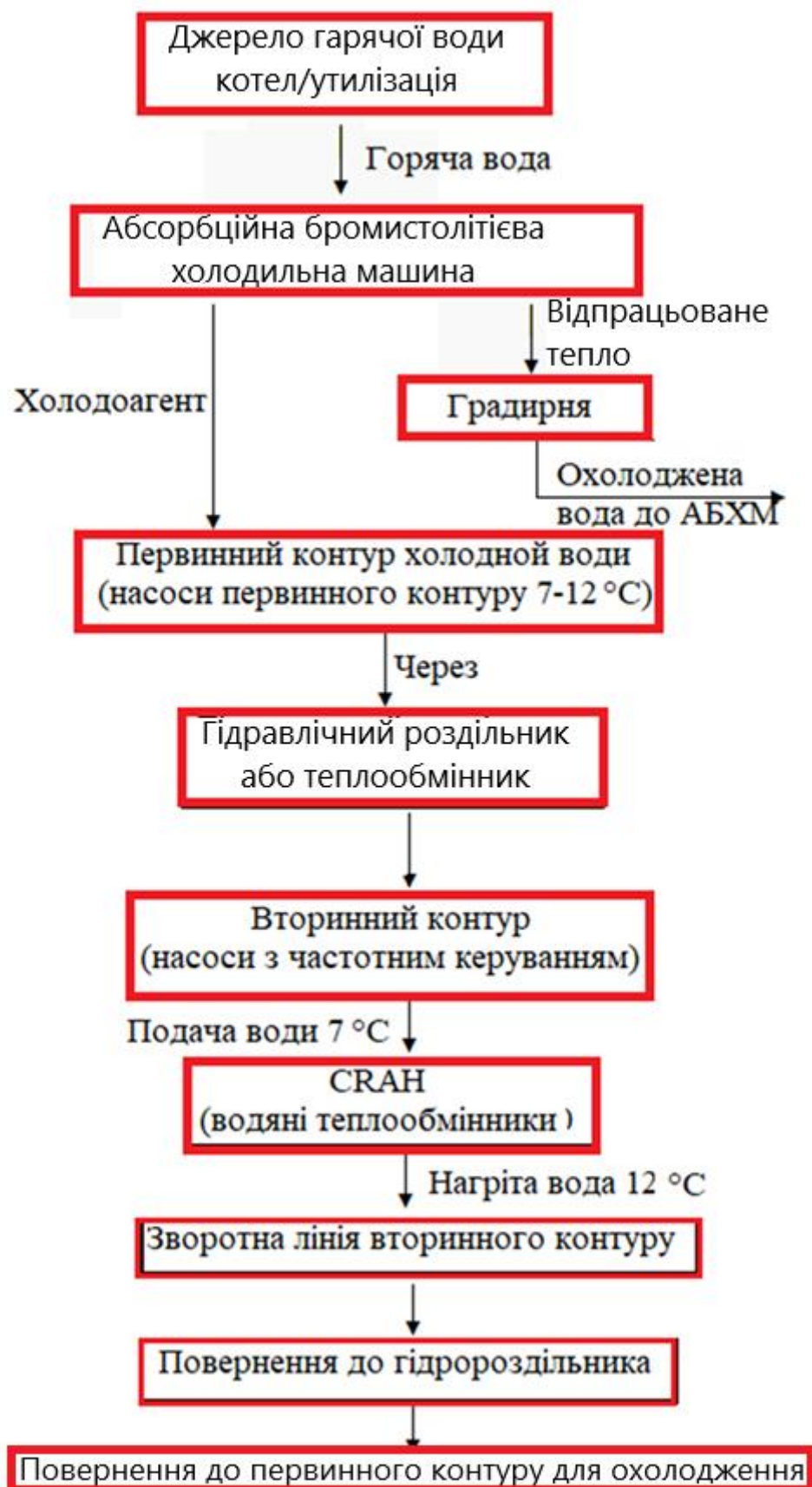


Рис. 11. Схема системи охолодження ЦОД на базі АБХМ Broad + CRAH

Теплообмін відбувається так: Гаряче повітря проходить крізь теплообмінник, холодна вода поглинає тепло і нагрівається. Повітря охолоджується до 18 °С.

Регулювання температури здійснюється:

- клапаном подачі холодної води (2-ходовим або 3-ходовим)
- швидкістю вентиляторів (ЕС-модулі)

Це дозволяє забезпечувати точний контроль мікроклімату.

Охолоджене повітря повертається до серверних рядів. Схема руху повітря у серверному залі наведено на рис. 12.



Рис. 12. Схема руху повітря у серверному залі

Система повітророзподілу в серверному залі ЦОД базується на принципі розділення холодних та гарячих повітряних потоків з використанням:

- CRAH-модулів,
- фальшпідлоги, яка виконує функцію припливного надстельового простору,

організованих холодних і гарячих коридорів.

Метою системи є забезпечення 100 % подачі охолодженого повітря до серверного обладнання, мінімізація рециркуляції повітря та підвищення енергоефективності ЦОД (зниження показника PUE).

Гаряче повітря з температурою 28 °С та відносною вологістю близько 40 % виходить із серверних стійок з тилової сторони та накопичується в гарячих коридорах, які виконані з частковою ізоляцією. Із гарячих коридорів повітря піднімається у верхню зону серверного залу та повертається до CРАН-модулів через зворотний надстельовий простір (return plenum).

CРАН-модулі засмоктують гаряче повітря, яке проходить через водяний теплообмінник, де охолоджується до температури 18 °С. Оскільки процес охолодження відбувається в режимі sensible cooling (без осушення), абсолютна вологість повітря не змінюється, а відносна вологість охолодженого повітря підвищується приблизно до 60 %.

Охолоджене повітря з CРАН подається під фальшпідлогу, яка працює як припливний plenum-простір. У plenum підтримується помірний надлишковий тиск у межах 5–20 Па. Висота фальшпідлоги становить 800 мм, а швидкість повітря у припливному просторі не перевищує 1.5 м/с, що забезпечує рівномірний розподіл повітря.

Подача повітря з фальшпідлоги здійснюється через перфоровані плити виключно в холодні коридори, які виконані з повною ізоляцією (Cold Aisle Containment). Швидкість повітря перед фронтальною частиною серверних стійок становить 0.3–0.5 м/с.

Серверне обладнання забирає холодне повітря з фронтальної сторони. Проходячи через сервери, повітря нагрівається приблизно на 10 К, при цьому його відносна вологість зменшується без зміни абсолютного вологовмісту.

Таке фізичне відокремлення холодних і гарячих повітряних потоків запобігає їх змішуванню, підвищує температуру зворотного повітря, дозволяє CРАН-модулям працювати з більшим температурним перепадом (ΔT), а також зменшує витрати повітря та енергоспоживання всієї системи охолодження.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Після теплообмінника нагріта вода має температуру 12 °С. Вона повертається по трубопроводу в чиллер, де знову охолоджується.

Чиллер відводить тепло у зовнішнє середовище. Конденсатор АБХМ олоджується водою з вентиляторної градирні (cooling tower). Водяне охолодження в порівнянні із повітряним має такі переваги:

- більша енергоефективність;
- можливість фрі-кулінгу.

При низькій температурі навколишнього повітря (зазвичай нижче 5–10 °С) чиллер може працювати в **free-cooling mode**:

- тепло віддати без роботи компресора;
- холодна вода генерується за рахунок зовнішнього повітря;
- економія енергії 40–70%.

Це дуже важливо для ЦОД, які працюють 24/7 і мають високий Power Usage Effectiveness (PUE).

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6. Тепловий розрахунок і підбір АБХМ

Вихідні дані:

Холодопродуктивність АБХМ $Q_{ol} = Q_o / 2 = 1300 / 2 = 650$ кВт.

Температура води, що охолоджує $t_w = 35$ °С.

Температура джерела, що гріє $t_h = 98$ °С.

Температура об'єкта, що охолоджується, $t_z = 7$ °С.

Температура води, що охолоджує, дорівнює найвищій температурі охолоджуючої води, що виходить з градирні для Південного регіону України та м. Херсон

Основні умови роботи для BDH:

1. Номінальна температура вхідної/вихідної гріючої води для одноступеневих АБХМ на гарячій воді: 98 °С/85 °С.
2. Номінальна температура вихідної/вхідної охолодженої води (на ВКВ): 7°С/12°С.
3. Номінальна температура вихідної/вхідної охолодої води (на градирню): 37°С/30°С.
4. Мінімальна температура охолодженої води: 4 °С
5. Мінімальна температура охолодної води на вході до АБХМ: 10 °С.
6. Діапазон регулювання витрати охолодженої води: 80% ~ 120%.
7. Граничний тиск для охолодженої та охолоджуючої води: 0,8 МПа (крім спеціального виконання)
8. Діапазон регулювання холодильної потужності: 5% ~ 115%.
9. Ступінь забруднення для охолодженої та охолодної води: 0,086 м²К/кВт.
10. Концентрація розчину броміду літію: 52%.
11. Номінальний холодильний коефіцієнт одноступінчастої АБХМ на гарячій воді: 0.75.
12. Термін служби: 25 років.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок

Найбільша температура в кінці процесу кипіння розчину в генераторі:

$$t_4 = t_h - \Delta t_h = 98 - 10 = 88 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

де $\Delta t_h = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$ - різниця температур між гріючим середовищем і киплячим розчином

Температура конденсації водяної пари

$$t_k = t_w + \Delta t_w = 35 + 8 = 43 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

де $\Delta t_w = 8 \text{ }^{\circ}\text{C}$ - різниця температур між охолоджуючим середовищем і температурою конденсації

Тиск конденсації пари

$$p_h = p_k = 6,2 \text{ кПа}.$$

Температура розчину наприкінці процесу адсорбції

$$t_2 = t_w + \Delta t_a = 35 + 8 = 43 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

$\Delta t_a = 8 \text{ }^{\circ}\text{C}$ - різниця температур в адсорбері .

Температура випаровування

$$t_o = t_3 - \Delta t_3 = 7 - 3 = 4 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

де $\Delta t_3 = 3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ - різниця температур в випарни.

Тиск пари в адсорбері

$$p_a = p_o - \Sigma \Delta p = 0,83 - 0,133 = 0,697 \text{ кПа},$$

де $p_o = 0,83 \text{ кПа}$ тиск парі у випарнику;

$\Sigma \Delta p = 0,133 \text{ кПа}$ – сумарні гідравлічні опори на всіх ділянках руху пари з випарника в адсорбер.

Теоретичне значення концентрації міцного та слабкого розчину

$$\xi_r^* = 61,5\%, \quad \xi_a^* = 56,5\%.$$

Справжнє значення концентрації міцного розчину з урахуванням недовипарювання

$$\xi_r = \xi_r^* - \Delta \xi_r = 61,5 - 0,7 = 60,8\%,$$

де $\xi_r^* = 61,5\%$ - теоретичне значення концентрації міцного розчину;

$\Delta \xi_r = 0,7$ - різниця концентрації при недовипаровуванні.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Справжнє значення концентрації слабкого розчину з урахуванням недонасичення

$$\xi_a = \xi_a^* + \Delta\xi_a = 56,5 + 0,5 = 57\%,$$

де $\xi_a^* = 56,5\%$ - теоретичне значення концентрації слабкого розчину;

$\Delta\xi_a = 0,5\%$ - різниця концентрації при недонасиченні.

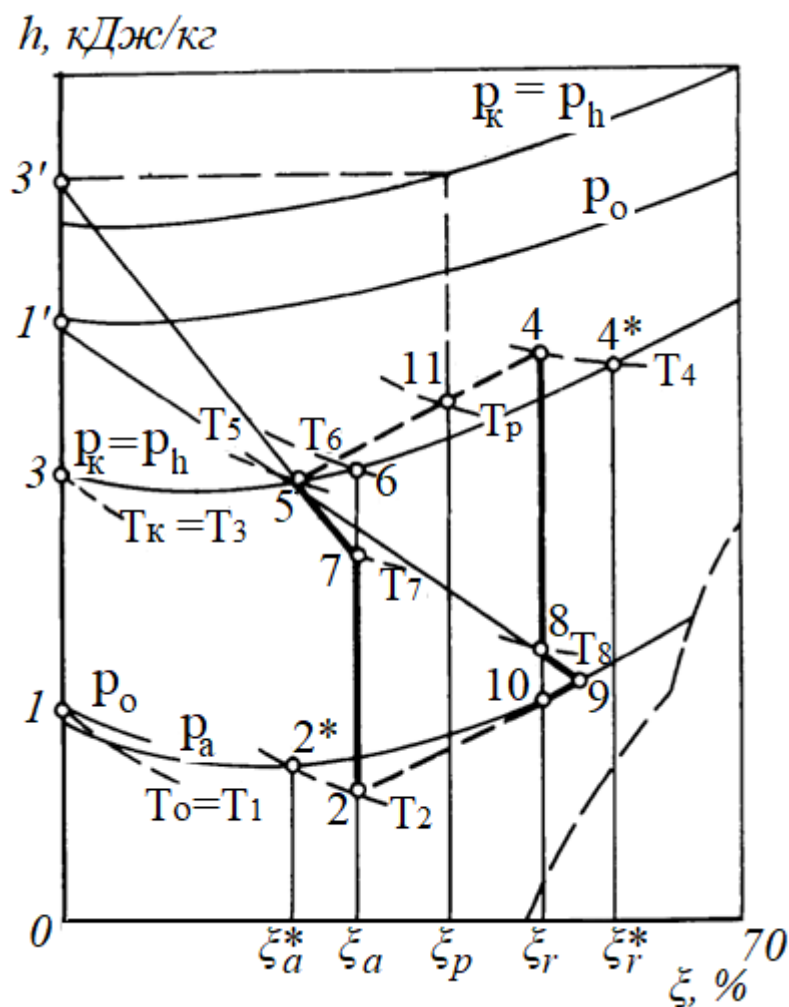


Рис. 13. Робочі процеси бромід-літєвої холодильної машини: 2-7 - нагрівання слабкого розчину в теплообміннику розчинів; 7-5 - адіабатно-ізобарна десорбція пари робочої речовини; 5-4 - кипіння розчину в генераторі при суміщеному тепломасопереносі; 4-8 - охолодження міцного розчину теплообміннику розчинів; 8-9 - адіабатно-ізобарна абсорбція пари робочої речовини; 9-2 - абсорбція пари робочої речовини при поєднаному тепломасопереносі в абсорбері; 3'-3 - відведення теплоти перегріву та конденсація пари робочої речовини в конденсатор; 1-1' - кипіння робочої речовини у випарнику.

Справжнє значення концентрації слабкого розчину з урахуванням недонасичення

$$\xi_a = \xi_a^* + \Delta\xi_a = 56,5 + 0,5 = 57\%,$$

де $\xi_a^* = 56,5\%$ - теоретичне значення концентрації слабкого розчину;

$\Delta\xi_a = 0,5\%$ - різниця концентрації при недонасиченні.

Температура міцного розчину на виході з теплообмінника

$$t_8 = t_2 + \Delta t_p = 43 + 15 = 58\text{ }^\circ\text{C},$$

де - $t_2 = 43\text{ }^\circ\text{C}$ - температура слабкого розчину наприкінці процесу адсорбції;

$\Delta t_p = 15\text{ }^\circ\text{C}$ - різниця температур на холодному боці теплообмінника

Кратність циркуляції розчину

$$f = \xi_r / (\xi_r - \xi_a) = 60,8 / (60,8 - 57) = 16,$$

де $\xi_r = 60,8\%$ - справжнє значення концентрації міцного розчину з урахуванням недовипарювання;

$\xi_a = 57\%$ - справжнє значення концентрації слабкого розчину з урахуванням недонасичення.

Питома теплота, яка відведена у теплообміннику

$$q_T = (f - 1) \cdot (h_4 - h_8) = (16 - 1) \cdot (363,5 - 200) = 2453\text{ кДж/кг.}$$

Ентальпія слабкого розчину після теплообмінника

$$h_7 = h_2 + q_T / f = 180 + 2453 / 16 = 333\text{ кДж/кг,}$$

де $h_2 = 180\text{ кДж/кг}$ - ентальпія слабкого розчину наприкінці процесу адсорбції.

Середні значення параметрів

$$T_{cp} = 340\text{ }^\circ\text{C},\quad t_{cp} = (t_w + t_h) / 2 = (35 + 98) / 2 = 43\text{ }^\circ\text{C},$$

Питоме теплове навантаження генератора

$$q_h = h_{3'} + (f - 1) \cdot h_4 - f \cdot h_7 = 3070 + (16 - 1) \cdot 397 - 16 \cdot 333 = 3697\text{ кДж/кг}$$

Питоме теплове навантаження випарника

$$q_o = h_{1'} - h_1 = 3010 - 430 = 2580\text{ кДж/кг}$$

Питоме теплове навантаження конденсатора

$$q_k = h_{3'} - h_3 = 3070 - 520 = 2550\text{ кДж/кг}$$

Питоме теплове навантаження адсорбера

$$q_a = h_{1'} + (f - 1) \cdot h_8 - f \cdot h_2 = 3010 + (16 - 1) \cdot 240 - 16 \cdot 180 = 3726\text{ кДж/кг}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тепловий баланс машини

$$q_h + q_o = q_k + q_a,$$

$$3697 + 2580 = 2550 + 3726, \text{ або } 6277 \approx 6276.$$

Втрати холодоагенту

$$D = Q_o / q_o = 650 / 2580 = 0,252 \text{ кг/с.}$$

Теплове навантаження генератора

$$Q_h = D \cdot q_h = 0,252 \cdot 3697 = 931,6 \text{ кВт.}$$

Теплове навантаження конденсатора

$$Q_k = D \cdot q_k = 0,252 \cdot 2550 = 642,6 \text{ кВт.}$$

Теплове навантаження адсорбера

$$Q_a = D \cdot q_a = 0,252 \cdot 3726 = 931,5 \text{ кВт.}$$

Рівняння теплового балансу машини

$$Q_h + Q_o = Q_k + Q_a,$$

$$931,6 + 650 = 642,6 + 931,5,$$

$$\text{або } 1581,6 \approx 1574,1.$$

Тепловий коефіцієнт

$$\zeta = Q_o / Q_h = 650 / 931,6 = 0,7.$$

В результаті розрахунку було визначено теплові навантаження на основні апарати АБХМ – генератор, конденсатор, випарник та абсорбер. Це дозволяє підібрати за каталогом фірми "BROAD" [13] АБХМ BDH-75.

Технічні характеристики АБХМ BROAD BDH-75

Холодопродуктивність 767 кВт.

Витрата охолодженої води 132 м³/год

Перепад тисків охолодженої води - 25 кПа

Витрата охолодної води 220 м³/год

Перепад тисків охолодної води - 60 кПа

Витрата гарячої води 88,1 м³/год

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7. Опис принципової схеми АБХМ BROAD непрямого нагріву

Абсорбційна бромісто-літієва холодильна машина BROAD непрямого нагріву призначена для виробництва холоду за рахунок використання теплової енергії гарячої води. На відміну від компресійних холодильних машин, у даній установці практично не використовується електроенергія для створення холоду — основним рушійним фактором процесу є тепло. Це дозволяє ефективно застосовувати АБХМ у системах кондиціювання повітря та холодопостачання промислових і громадських будівель, особливо при наявності вторинних або низькопотенційних джерел тепла.

Робочим тілом машини є водяна пара, яка виконує роль холодоагенту, та водний розчин броміду літію (LiBr), що використовується як абсорбент. Робота АБХМ ґрунтується на циклі випаровування, абсорбції, десорбції та конденсації холодоагенту у вакуумних умовах.

Принципова схема абсорбційний бромісто-літієвий холодильній машини BROAD непрямого нагріву наведена на рис. 14. На схемі показані основні вузли установки та напрямки руху холодоагенту, абсорбенту, нагрівальної, охолоджувальної та охолоджуваної води.

Під впливом джерела тепла вода з розчину броміду літію випаровується у генераторі. Утворена водяна пара переміщується до конденсатора, де конденсується, переходячи у рідкий стан. Далі рідкий холодоагент надходить у випарник — посудину з глибоким вакуумом, де при низькому тиску інтенсивно випаровується, поглинаючи тепло з охолоджуваної води.

Пари холодоагенту з випарника надходять до абсорбера, де поглинаються концентрованим розчином LiBr з виділенням теплоти. Розведений розчин за допомогою насоса подається до низькотемпературного генератора, де знову нагрівається, і цикл повторюється.

У випарник надходить вода з температурою близько 12 °С із системи кондиціювання повітря. Вона протікає всередині мідних трубок теплообмінника.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Зовні трубок у вакуумному просторі розпилюється холодоагент — вода з температурою близько 4 °С.

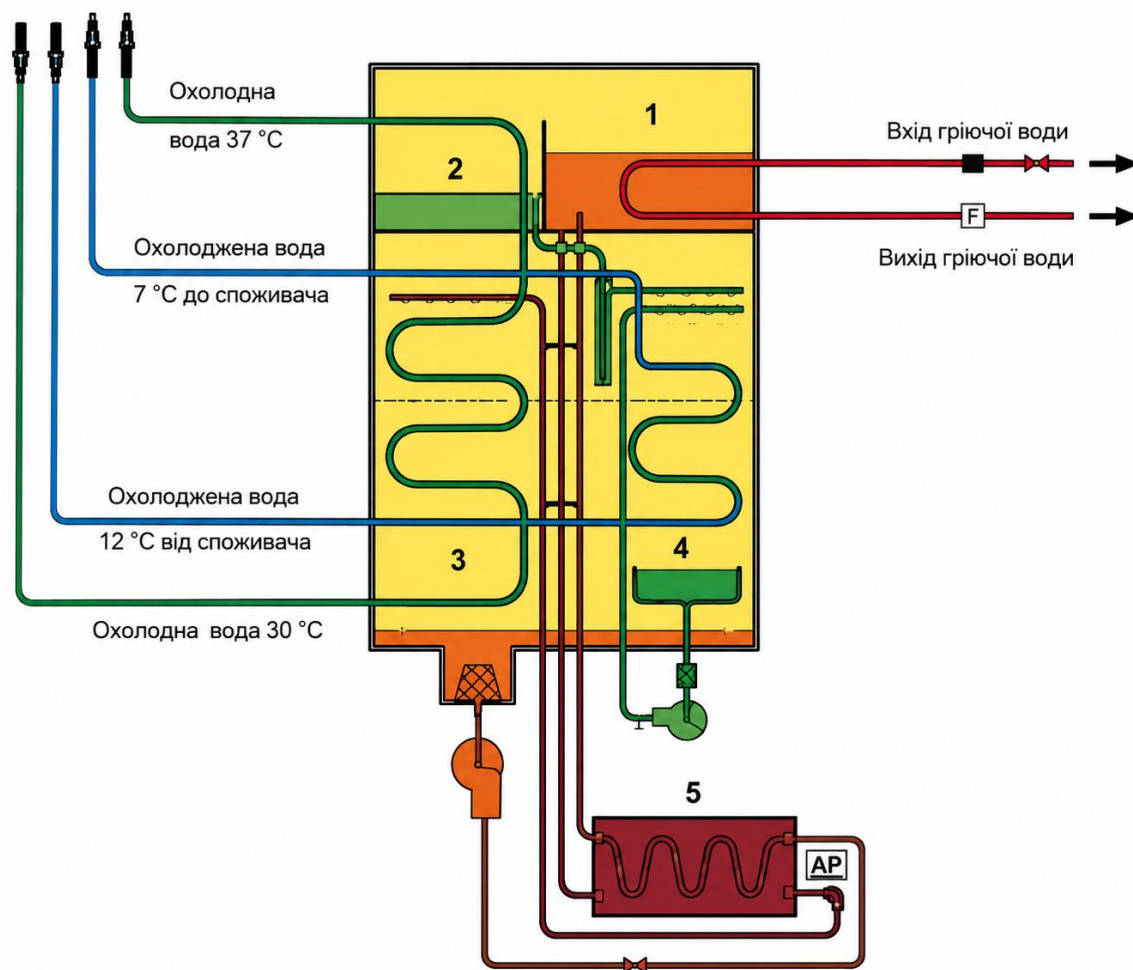


Рис. 14. Принципова схема одноступеневий АБХМ на гарячій воді:

1 - низькотемпературний генератор, 2 - конденсатор, 3 - абсорбер, 4 – випарник, 5 – низькотемпературний теплобмінник, АР – насос абсорбера

Внаслідок інтенсивного випаровування холодоагенту вода в трубках охолоджується до температури приблизно 7 °С. Поглинаючи тепло з системи кондиціонування, холодоагент переходить у парову фазу і спрямовується до абсорбера.

В абсорбері концентрований 60 % розчин броміду літію з температурою близько 41 °С активно поглинає водяну пару, що надходить з випарника. Під час цього процесу виділяється значна кількість теплоти, внаслідок чого температура

розчину підвищується, а міцний розчин поступово стає розведеним (близько 53 %).

Для відведення теплоти використовується охолоджувальна вода з градирні, яка циркулює всередині мідних трубок абсорбера та відводить тепло в навколишнє середовище. Випарник і абсорбер розташовані в одній вакуумній зоні з тиском близько 6 мм рт. ст. (≈ 800 Па).

Розведений розчин з абсорбера подається в низькотемпературний генератор, де нагрівається гарячою водою, що протікає всередині теплообмінних труб НТГ. Температура розчину підвищується до приблизно 90 °С.

У результаті нагріву з розчину випаровується вода, яка у вигляді пари надходить до конденсатора, а концентрація розчину зростає з 53 % до 60 %. Після цього концентрований розчин повертається в абсорбер для повторного циклу роботи.

У конденсаторі водяна пара, що надійшла з НТГ, конденсується на зовнішній поверхні теплообмінних труб. Усередині труб циркулює охолоджувальна вода, яка відводить тепло конденсації та передає його далі в градирню.

Після процесу конденсації рідкий холодоагент надходить у випарник, замикаючи холодильний цикл. НТГ і конденсатор працюють в одній зоні з тиском близько 57 мм рт. ст. (≈ 760 Па).

У низькотемпературному теплообміннику відбувається рекуперація теплоти між потоками міцного і розведеного розчинів. Концентрований розчин з НТГ при температурі близько 90 °С передає тепло розведеному розчину з абсорбера, який має температуру близько 38 °С.

Унаслідок теплообміну температура розведеного розчину підвищується, а температура міцного знижується до приблизно 41 °С перед його надходженням в абсорбер. Застосування низькотемпературного теплообмінника дозволяє суттєво зменшити теплове навантаження на низькотемпературний генератор. Це є одним із ключових енергозберігаючих факторів роботи АБХМ та забезпечує підвищення загального коефіцієнта корисної дії установки.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8. Розрахунок теплообмінника CRAIN модуля

Теплообмінник (ТО) призначений для охолодження повітря в серверних приміщеннях за допомогою холодної води. Конструкція представляє собою оребрену батарею виготовлену із мідних труб $d \times \delta = 9,52 \times 0,35$ мм, які розташовані коридорно з алюмінієвим пластинчастим оребренням.

Вихідні дані:

Теплове навантаження $Q_o = 45$ кВт

Температура води на вході $t_{в1} = + 7$ °С.

Температура на виході: $t_{в2} = + 12$ °С.

$\Delta t_b = 5$ °С.

Температура повітря на вході $t_{п1} = 20$ °С

Відносна вологість повітря 40 %

Температура повітря на виході $t_{п2} = 14$ °С.

$\Delta t_n = 6$ °С.

Крок труб:

по фронту $S_1 = 0,025$ м;

по руху повітря $S_2 = 0,025$ м.

товщина ребра $\delta_p = 0,00025$ м;

крок ребер $S_p = 0,0025$ м,

Кількість труб по фронту ТО $n_1 = 60$.

Довжина оребреної труби $= 1,5$ м.

Процес охолодження повітря у теплообміннику зображений в $d - h$ діаграмі на рис. 15.

Середня температура води

$t_{вср} = (t_{в1} + t_{в2}) / 2 = (7 + 12) / 2 = 9,5$ °С.

Фізичні параметри води при $t_{вср} = 9,5$ °С:

коефіцієнт кінематичної в'язкості води: $\nu_b = 1,33 \cdot 10^{-6}$ м²/с;

коефіцієнт теплопровідності: $\lambda_b = 0,572$ Вт/м·К;

щільність: $\rho_b = 1000$ кг/м³;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

питома теплоємність $C_B = 4,194 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

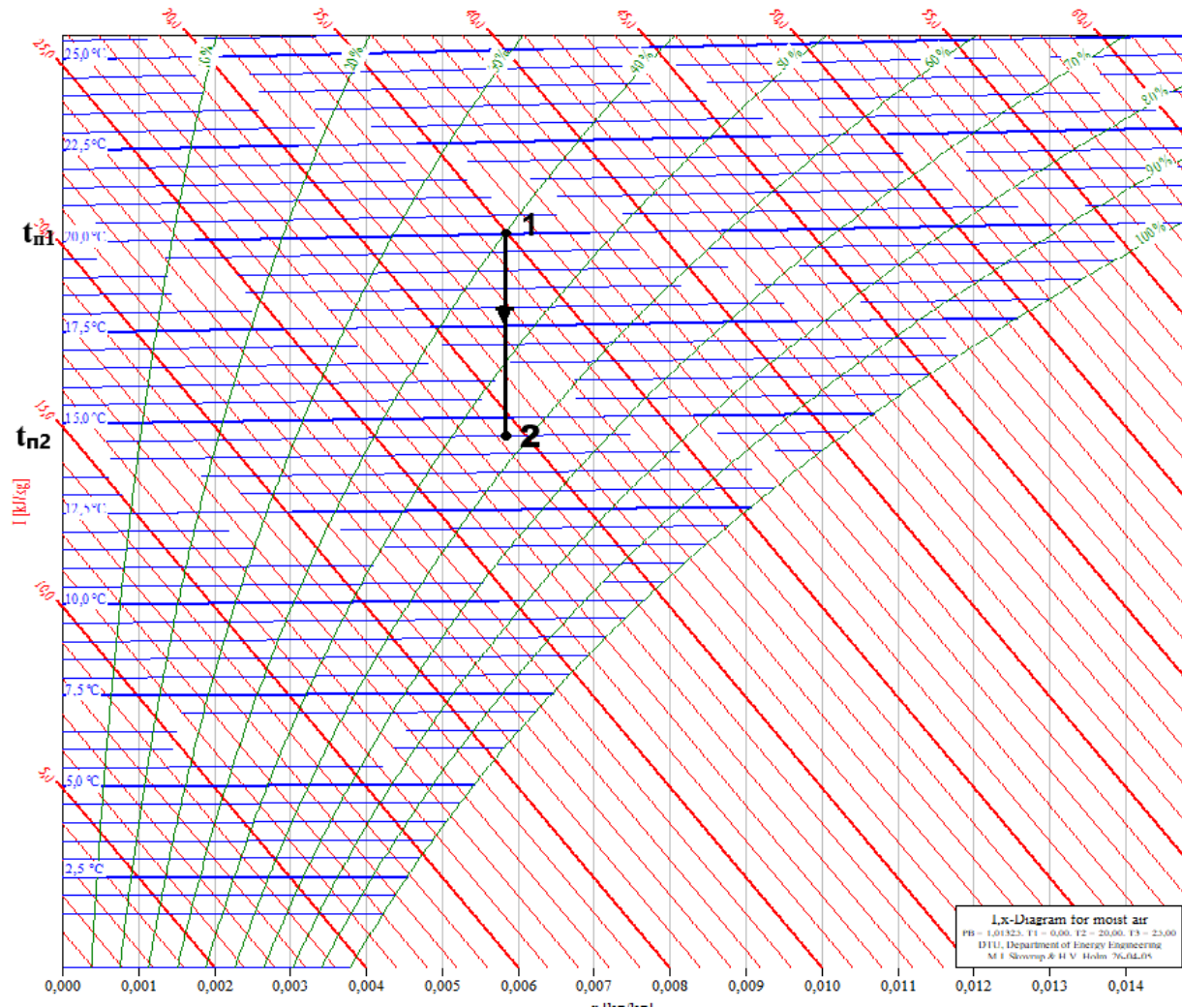


Рис.15. Процес охолодження повітря в CРАН модулі

Середня температура повітря

$$t_{\text{ср}} = (t_{\text{п1}} + t_{\text{п2}})/2 = (20 + 14)/2 = 17 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Фізичні параметри повітря при $t_{\text{ср}} = 17 \text{ }^{\circ}\text{C}$:

коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря: $\nu_{\text{п}} = 14,79 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

коефіцієнт теплопровідності: $\lambda_{\text{п}} = 0,0257 \text{ Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$;

щільність: $\rho_{\text{п}} = 1,218 \text{ кг}/\text{м}^3$;

питома теплоємність $C_{\text{п}} = 1,006 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Визначимо масову витрату води:

$$G_B = Q_o / C_B \cdot \Delta t_B = 45 / (4,194 \cdot 5) = 2,146 \text{ кг}/\text{с}$$

Об'ємна витрата води

$$V_B = G_B / \rho_B = 2,146/1000 = 0,002146 \text{ м}^3/\text{с} = 7,725 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Визначимо масову витрату повітря:

$$G_{\pi} = Q_o / C_{\pi} \cdot \Delta t_{\pi} = 45 / (1,006 \cdot 6) = 7,455 \text{ кг/с.}$$

Об'ємна витрата повітря

$$V_{\pi} = G_{\pi} / \rho_{\pi} = 7,455 / 1,218 = 6,12 \text{ м}^3/\text{с} = 22035 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Визначимо середньологаріфмічний температурний натиск. Характер зміни температур води та повітря наведено на рис. 1.

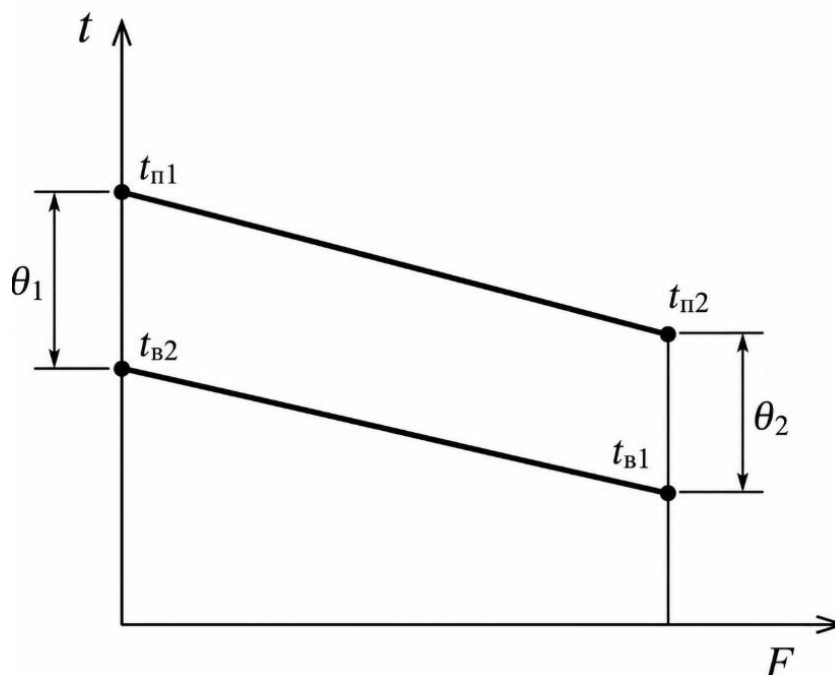


Рис.16. Зміна температур по довжині теплообмінника

$$\theta_m = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}} = \frac{8 - 7}{\ln \frac{8}{7}} = 7,48 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

де $\theta_1 = t_{\pi 1} - t_{B 2} = 20 - 12 = 8 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\theta_2 = t_{\pi 2} - t_{B 1} = 14 - 7 = 7 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Приймаємо температуру зовнішньої поверхні теплообмінника

$$t_{\text{зов}} = t_{\text{вср}} + 4 = 9,5 + 4 = 13,5^{\circ}\text{C.}$$

Приймаємо: для кількості трубок по фронту ТО $\pi_1 = 60$ шт, кількість заходів трубок $\pi_{\text{зт}} = 30$. Тоді висота фронтального перерізу:

$$H = \pi_1 \cdot S_1 = 60 \cdot 0,025 = 1,5 \text{ м.}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

Визначимо площу зовнішньої поверхні теплообмінника 1 метра довжини орребеної труби.

Поверхня ребер 1 м труби:

$$F_p = 2 \cdot (S_1 \cdot S_2 - 0,785 \cdot d_n^2) \cdot \frac{1}{S_p} =$$

$$= 2 \cdot (0,025 \cdot 0,025 - 0,785 \cdot 0,00952^2) \cdot \frac{1}{0,0025} = 0,443 \text{ м}^2$$

Зовнішня, вільна від ребер поверхня 1 м труби

$$F_{mp} = \pi \cdot d_{зов} \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{S_p}\right) = 3,14 \cdot 0,00952 \cdot \left(1 - \frac{0,00025}{0,0025}\right) = 0,0269 \text{ м}^2$$

Повна поверхня 1 м орребеної трубки:

$$F_{op} = F_p + F_{mp} = 0,443 + 0,0269 = 0,4712 \text{ м}^2$$

Внутрішня поверхня 1 м труби:

$$F_{вн} = \pi \cdot d_{вн} = 3,14 \cdot 0,00882 = 0,0277 \text{ м}^2,$$

де $d_{вн}$ - внутрішній діаметр трубки:

$$d_{вн} = 9,52 - 2 \cdot 0,35 = 8,82 \text{ мм} = 0,00882 \text{ м}.$$

Коефіцієнт орребіння:

$$\beta = \frac{F_{op}}{F_{вн}} = \frac{0,4712}{0,0277} = 17,01.$$

Площа живого перерізу ТО:

$$F_{жп} = F_{фр} - (F_{тр} + F_p) = 2,25 - (0,363 + 0,225) = 1,254 \text{ м}^2,$$

де $F_{фр} = L \cdot H = 1,5 \cdot 1,5 = 2,25 \text{ м}^2$ - площа фронтального перерізу ТО,

$F_{тр}$ - площа фронтального перерізу, зайнятого міжреберними ділянками трубок:

$$F_{тр} = d_{зов} \cdot n_p \cdot (1 - \delta_p \cdot n_p) = 0,00952 \cdot 60 \cdot (1 - 0,00025 \cdot 600) = 0,771 \text{ м}^2,$$

де n_p кількість ребер на 1 трубi,

$$n_p = \frac{1}{S_p} = \frac{1,5}{0,0025} = 600 \text{ (шт);}$$

F_p - площа фронтального перерізу, зайнятого ребрами:

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_p = n_1 \cdot n_p \cdot S_1 \cdot \delta_p = 60 \cdot 600 \cdot 0,025 \cdot 0,00025 = 0,225 \text{ м}^2.$$

Швидкість повітря в живому перетині ТО

$$\omega_{\Pi} = \frac{V_{\Pi}}{F_{\text{жп}}} = \frac{6,12}{1,254} = 4,88 \text{ м/с.}$$

Еквівалентний діаметр умовного каналу, утвореного рядами трубок і ребрами:

$$d_{\text{ек}} = \frac{2 \cdot (S_1 - d_{\text{зов}}) \cdot (S_p - \delta_p)}{(S_1 - d_{\text{зов}}) + (S_p - \delta_p)} = \frac{2 \cdot (0,025 - 0,00952) \cdot (0,0025 - 0,00025)}{(0,025 - 0,00952) + (0,0025 - 0,00025)} = 0,00393 \text{ м.}$$

Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega_{\Pi} \cdot d_{\text{ек}}}{\nu_{\Pi}} = \frac{4,88 \cdot 0,00393}{14,79 \cdot 10^{-6}} = 1297.$$

Критерій Нусельта

$$Nu = C \cdot C_z \cdot C_s \left(\frac{d_{\text{зов}}}{S_p} \right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_p}{S_p} \right)^{-0,14} \cdot Re^n \cdot K =$$

$$= 0,105 \left(\frac{0,00952}{0,0025} \right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,00774}{0,0025} \right)^{-0,14} \cdot 1297^{0,72} \cdot 0,92 = 6,98,$$

де $C=0,105$; $n=0,72$ – для коридорного пучка; $C_z=1$, так як $n_2=6>4$;

$C_s=1$, так як $S_1 / d_{\text{зов}} = 25/9,52 = 2,63 > 2$; $h_p = (S_1 - d_{\text{зов}})/2 = (25 - 9,52)/2 = 7,74 \text{ мм}$;

$K=0,92$ – для трубок з квадратними ребрами.

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі від оребреної поверхні до повітря

$$\alpha_n = \frac{Nu \cdot \lambda_n}{d_{\text{екв}}} = \frac{6,98 \cdot 0,0257}{0,00393} = 45,6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коефіцієнт ефективності ребра:

$$E_p = \frac{\text{th}(m \cdot h')}{m \cdot h'} = \frac{\text{th}(0,554)}{0,554} = 0,502/0,554 = 0,906,$$

де

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{\Pi}}{\lambda_p \cdot \delta_p}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 45,6}{210 \cdot 0,00025}} = 41,68,$$

де $\lambda_p = 210 \text{ (Вт/(м} \cdot \text{К))}$ – питома теплопровідність алюмінію;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

h' - умовна висота ребра:

$$h' = 0,5 \cdot d_{\text{зоб}} \cdot (\rho - 1) \cdot (1 + 0,35 \cdot \ln \rho) = \\ = 0,5 \cdot 0,00952 \cdot (3,02 - 1) \cdot (1 + 0,35 \cdot \ln 3,02) = 0,0133 \text{ м}$$

де
$$\rho = 1,15 \cdot \frac{S_1}{d_{\text{зоб}}} = 1,15 \cdot \frac{0,025}{0,00952} = 3,02 ;$$

$$m \cdot h' = 41,68 \cdot 0,0133 = 0,554.$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі, віднесений до всієї зовнішньої поверхні

$$\alpha_{\text{пр}} = \alpha_{\text{п}} \cdot \left(\frac{F_{\text{р}}}{F_{\text{ор}}} \cdot E_{\text{р}} + \frac{F_{\text{мп}}}{F_{\text{ор}}} \right) = 45,6 \cdot \left(\frac{0,443}{0,4712} \cdot 0,906 + \frac{0,0269}{0,4712} \right) = 40,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Визначимо коефіцієнт тепловіддачі збоку води.

Швидкість води у трубках:

$$\omega_{\text{в}} = V_{\text{в}} / (\pi_{\text{зт}} \cdot f_{\text{вн}}) = 0,002146 / (30 \cdot 6,11 \cdot 10^{-5}) = 1,17 \text{ м/с.}$$

де $f_{\text{вн}}$ - площа внутрішнього поперечного перерізу трубки:

$$f_{\text{вн}} = 0,785 \cdot d_{\text{вн.тр}}^2 = 0,785 \cdot 0,00882^2 = 6,11 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2.$$

Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega_{\text{в}} \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_{\text{в}}} = \frac{1,17 \cdot 0,00882}{1,33 \cdot 10^{-6}} = 7759 .$$

Режим руху води перехідний, для якого критерій Нусельта визначимо за формулою:

$$Nu = 0,008 \cdot Re^{0,9} \cdot Pr^{0,43} = 0,008 \cdot 7759^{0,9} \cdot 9,73^{0,43} = 67,4,$$

де $Pr = 9,73$ – критерій Прандтля для води при $t_{\text{вср}} = 9,5$ °С.

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі від води до стінки трубки

$$\alpha_{\text{с}} = \frac{Nu \cdot \lambda_{\text{с}}}{d_{\text{вн}}} = \frac{67,4 \cdot 0,572}{0,00882} = 4370 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

итоме теплове навантаження, яке віднесене до внутрішньої теплопередаючої поверхні

$$q_{F_{\text{вн}}} = \alpha_{\text{с}} \cdot (t_{\text{нсп}} - t_{\text{зоб}}) \cdot \beta = 40,6 \cdot (17 - 13,25) \cdot 17,01 = 2909 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт теплопередачі повітроохолоджувача без урахування термічного опору забруднень та стінки труби

$$k_n = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{npn}} + \frac{\beta}{\alpha_e}} = \frac{1}{\frac{1}{40,6} + \frac{17,01}{4370}} = 35,06 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Питоме теплове навантаження, яке віднесене до зовнішньої теплопередаючої поверхні

$$q_{F_{зовн}} = k \cdot (t_{зов} - t_{вср}) = 35,06 \cdot (13,5 - 9,5) = 140,2 \frac{Вт}{м^2}$$

Прийнята різниця температур між повітрям та поверхнею ТО

$$\Delta t_1 = t_{п} - t_{зов} = 17 - 13,5 = 3,5 \text{ град.}$$

Розрахункова різниця температур між повітрям та поверхнею ТО

$$\Delta t_2 = \frac{q_{F_{зовн}}}{\alpha_{n.пр}} = \frac{140,2}{40,6} = 3,45 \text{ град}$$

Відносна похибка, що у межах допустимих норм

$$\Delta = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\Delta t_1} \cdot 100\% = \frac{3,5 - 3,45}{3,5} \cdot 100 = 1,43\%$$

Площа зовнішньої поверхні повітроохолоджувача

$$F_{зовн} = \frac{Q_0}{q_{F_{зовн}}} = \frac{45000}{140,2} = 321 \text{ м}^2$$

Довжина труб ТО

$$L = F_{зовн} / F_{ор} = 321 / 0,4712 = 681,2 \text{ м.}$$

Кількість труб по руху повітря

$$n_2 = \frac{L}{n_1 \cdot l} = \frac{681,2}{60 \cdot 1,5} = 7,57$$

З урахуванням запасу 5,6 % теплообмінної поверхні теплообмінника приймаємо $n_2 = 8$.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

9. Розрахунок і підбір плівкової вентиляторної градирні

Градирня - це теплообмінний апарат, призначений для охолодження нагрітої води (або іншої рідини) за рахунок випарного теплообміну з атмосферним повітрям.

Вентиляторна градирня - це різновид градирні, в якій рух повітря створюється механічно за допомогою вентилятора.

Плівкова вентиляторна градирня - це різновид вентиляторної градирні, що відрізняється способом розподілу води та теплообміну. У плівковій градирні вода не падає краплями, а розтікається тонким шаром (плівкою) спеціальними пластиковими касетами (зрошувачами). Це дає:

- максимальний контакт води з повітрям;
- більш інтенсивне випаровування;
- найкраще охолодження при тих же габаритах.

Плівкові вентиляторні градирні являють собою конструкції з каркасом, обшивкою, вентилятором, водорозподільною системою, плівковим зрошувачем та краплеуловлювачем.

Основні елементи плівкової вентиляторної градирні з нагнітанням повітря показано на рис. 1.

Типова конструкція такої градирні включає міцний несучий каркас, обшитий листовим матеріалом, який забезпечує механічну стійкість споруди, її герметичність та захист внутрішніх елементів від впливу зовнішнього середовища.

Підвідний трубопровід подає нагріту в процесі виробництва воду на охолодження та рівномірно розподіляє її по всій площі водорозподільної системи.

Водорозподільна система призначена для поступового та рівномірного розподілу води по поверхні зрошувача, що забезпечує оптимальні умови тепло- і масообміну між водою та потоком повітря.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для запобігання втратам води та зменшення виносу крапель у навколишнє середовище передбачено капеуловлювач, який ефективно затримує дрібні водяні краплі та повертає їх у циркуляційний контур.

Вентилятор створює та підтримує необхідний рух повітряного потоку крізь градирню, забезпечуючи інтенсивний контакт повітря з водою та стабільний режим охолодження незалежно від зовнішніх погодних умов.

Плівковий зрошувач, який розташований безпосередньо під водорозподільною системою, сприяє рівномірному стіканню води тонким шаром по його поверхні, значно збільшуючи площу випаровування та інтенсифікуючи процес тепловіддачі.

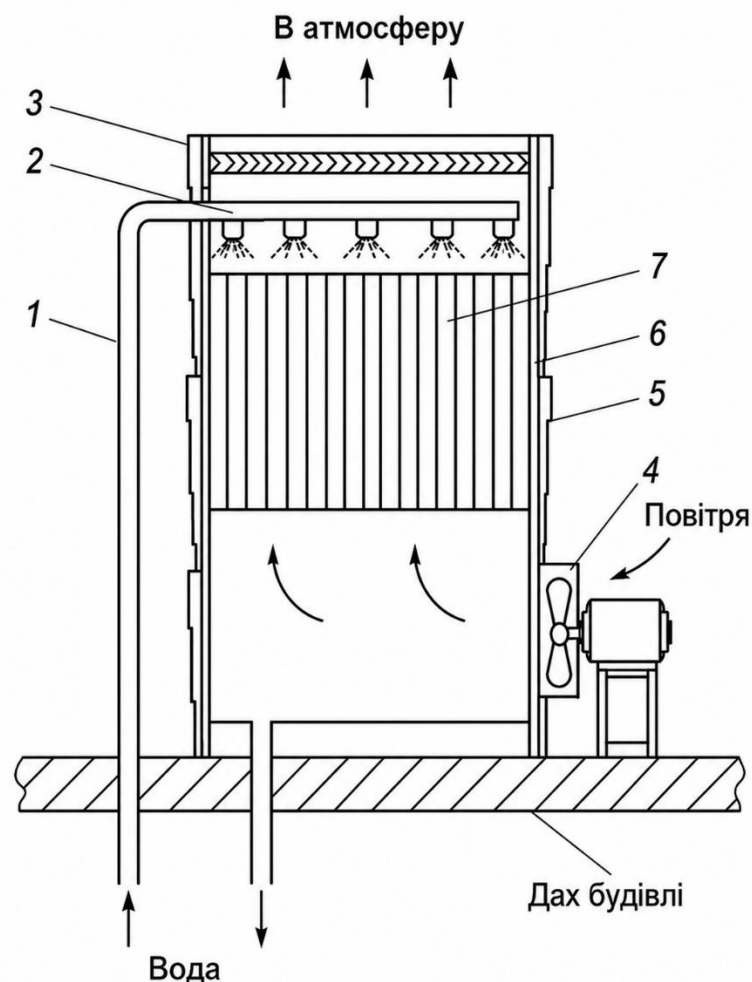


Рис. 17. Плівкова вентиляторна градирня: 1 -підвідний трубопровід;
2 – водорозподільна система; 3 – краплеуловлювач, 4 – вентилятор;
5 – обшивка; 6 – корпус градирні; 7 – зрошувач

Для ефективної та стабільної роботи плівкових градирень щільність зрошення зазвичай становить 8–12 м³/год, що забезпечує оптимальне співвідношення між витратою води, інтенсивністю випаровування та досягненням необхідного рівня охолодження.

Розрахунок

Вихідні дані

Тепловий потік $Q_k = 642,6$ кВт.

Температура води, що надходить до градирні $t_{w1} = 37$ °С

Температура води, що йде з градирні $t_{w2} = 30$ °С.

Параметри зовнішнього повітря:

температура $t_{zn} = 35$ °С;

відносна вологість $\phi_{zn} = 45$ %.

Визначимо масову витрату води

$$G_w = Q_k / (C_w \cdot \Delta t_w) = 642,6 / (4,186 \cdot 7) = 21,9 \text{ кг/с.}$$

Приймаємо відносну витрату повітря $\lambda = 2$ [9].

Швидкість руху повітря в зрошувальному пристрої визначимо за формулою:

$$\omega_{зр} = \omega_{п} + \omega_{пл} = 3 + 0,2 = 3,2 \text{ м/с,}$$

де $\omega_{п}$ – швидкість повітря, приймаємо $\omega_{п} = 3$ м/с;

$\omega_{пл}$ – швидкість плівки води, задаємося величиною питомого гідравлічного навантаження на 1 м. щита $g_L = 0,04$ кг/(м·с) та по графіку залежно від величини g_L та середньої температури води знаходимо $\omega_{пл} = 0,2$ м/с.

Визначимо ентальпію повітря на виході з градирні

$$h_2 = h_1 + (C_w \cdot \Delta t_w) / (A \cdot \lambda) = 76 + (4,186 \cdot 7) / (0,938 \cdot 2) = 91,7 \text{ кДж/кг.}$$

де $h_1 = 76$ кДж/кг – ентальпія зовнішнього повітря

$A = 0,938$ поправочний множник [9].

Визначимо середню температуру води

$$t_{wc} = (t_{w1} + t_{w2}) / 2 = (37 + 30) / 2 = 33,5 \text{ °С.}$$

Визначимо ентальпію насиченого повітря при $t_{wc} = 33,5$ °С.

$$h''_{wc} = 127 \text{ кДж/кг.}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Температура повітря на виході з градирні

$$t_2 = t_1 + (t_{wc} - t_1) \cdot (h_2 - h_1) / (h''_{wc} - h_1) = 35 + (33,5 - 35) \cdot (91,7 - 76) / (127 - 76) = 35,46^\circ\text{C}.$$

Для умов протитечії визначимо середню логарифмічну різницю ентальпій

$$\Delta h_m = (\Delta h_1 - \Delta h_2) / \ln (\Delta h_1 / \Delta h_2) = (50,3 - 23) / \ln (50,3 / 23) = 34,9 \text{ кДж/кг},$$

де $\Delta h_1 = h''_1 - h_2 = 142 - 91,7 = 50,3 \text{ кДж/кг}$,

$h''_1 = 142 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія насиченого повітря при температурі входу води 37°C ,

$$\Delta h_2 = h''_2 - h_1 = 99 - 76 = 23 \text{ кДж/кг},$$

де $h''_2 = 99 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія насиченого повітря при $t_{w2} = 30^\circ\text{C}$.

Визначимо суму вологовміст при повному насиченні та при даної відносної вологості повітря на вході та виході повітря:

$$\Sigma d = d''_1 + d''_2 + d_1 + d_2 = 0,041 + 0,027 + 0,0159 + 0,0201 = 0,104 \text{ кг/кг},$$

де $d_1 = 0,0159 \text{ кг/кг}$, $d_2 = 0,0201 \text{ кг/кг}$, $d''_1 = 0,041 \text{ кг/кг}$, $d''_2 = 0,027 \text{ кг/кг}$.

Визначимо коефіцієнт масовіддачі по рис.8.4 [9].

$$\beta_p' = 0,15 \cdot 10^{-6} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{Па)}$$

Відстань між щитами $b = 0,032 \text{ м}$, відношення: $h/b = 50$,

де h – висота щитів,

$\delta = 0,008 \text{ м}$ – товщина щитів.

Находимо по рис.8.4 [9] поправочні коефіцієнти: $a_1 = 1,1$; $a_2 = 0,97$; $a_3 = 0,92$

З урахуванням поправок отримаємо:

$$\beta_p = \beta_p' \cdot a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 = 0,15 \cdot 10^{-6} \cdot 1,1 \cdot 0,97 \cdot 0,92 = 0,147 \cdot 10^{-6} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{Па)}$$

Площу поверхні охолодження визначимо за формулою:

$$F = G_w \cdot C_w \cdot \Delta t_w \cdot (1 + 0,8 \cdot \Sigma d) / (1,61 \cdot p_6 \cdot A \cdot \beta_p \cdot \Delta h_m) = 21,9 \cdot 4,186 \cdot 7 \cdot (1 + 0,8 \cdot 0,104) / (1,61 \cdot 10^5 \cdot 0,938 \cdot 0,147 \cdot 10^{-6} \cdot 34,9) = 897,2 \text{ м}^2.$$

де $p_6 = 10^5 \text{ Па}$ – барометричний тиск.

Визначимо площу живого перерізу зрошувача

$$F_{\text{ж}} = G_w \cdot \lambda / (\rho_{\text{п}} \cdot \omega_{\text{зр}}) = 21,9 \cdot 2 / (1,14 \cdot 3,2) = 12,0 \text{ м}^2.$$

Загальну висоту зрошувача (щитів) розрахуємо за формулою

$$h_{\text{зр}} = a_h \cdot F \cdot b / (2 \cdot F_{\text{ж}}) = 1,2 \cdot 897,2 \cdot 0,032 / (2 \cdot 12) = 1,435 \text{ м}.$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

де $a_h = 1,2$ – коефіцієнт обліку впливу нерівномірності розподілу води та повітря;

Активна площа зрошувача визначення за формулою

$$F_{зр} = a_f \cdot F_{ж} \cdot (b + \delta) / b = 1,1 \cdot 12 \cdot (0,032 + 0,008) / 0,032 = 16,5 \text{ м}^2,$$

де $a_f = 1,1$ - коефіцієнт обліку площі, яка зайнята під стійками, колонами та іншими елементами будівельної конструкції.

Перевіримо величину питомого гідравлічного навантаження g_L

$$g_L = G_w \cdot h_{зр} / (a_h \cdot F) = 21,9 \cdot 1,435 / (1,1 \cdot 897,2) = 0,0318 \text{ кг/(м} \cdot \text{с)}.$$

Умова правильності розрахунку конструкції виконується, оскільки вона повинна бути більшою $0,02 \text{ кг/(м} \cdot \text{с)}$.

Повний гідравлічний опір градирні складається з опору на вході в градирню, опору насадки, що зрошується, опору вентиляторів, поворотів, звужень і т.д. Величина кожного з місцевих опорів визначається формулою:

$$\Delta p = g \cdot \rho_n \cdot \omega_n^2 / 2.$$

Скористаємось [9], звідки визначимо коефіцієнт опору градирні g .

$$\Delta p = 30 \cdot 1,14 \cdot 3^2 / 2 = 154 \text{ Па}.$$

Продуктивність вентилятора визначимо за формулою

$$V_{вт} = G_w \cdot \lambda / \rho_n = 21,9 \cdot 2 / 1,14 = 38,4 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Потужність вентиляторів визначимо за формулою

$$N_{вт} = V_{вт} \cdot \Delta p / \eta_{вт} = 38,4 \cdot 154 / 0,7 = 8,448 \text{ Вт} = 8,45 \text{ кВт},$$

де $\eta_{вт} = 0,7$ - ККД вентилятора.

За каталогом підбираємо градирню італійської фірми MITA Cooling Technologies, модель MITA PME 2053 E K12.

Технічні характеристики:

Паспортна потужність: 830 кВт.

Кількість вентиляторів: 1.

Габарити: $2400 \times 2100 \times 3700 \text{ мм}$.

Тип: протиточна, плівкова.

Матеріал: склопластик (FRP).

Вентилятор: Ziehl-Abegg (Німеччина).

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10. Охорона праці

Характеристика холодильного агента. Холодоагентна пара $\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$ (вода – бромід літію) широко застосовується в абсорбційних холодильних машинах (АБХМ), особливо для кондиціювання та технологічного охолодження. Холодоагент: вода (H_2O), а абсорбент: бромід літію (LiBr). Принцип роботи базується на здатності LiBr інтенсивно поглинати водяну пару.

Система $\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$ вважається однією з найбезпечніших серед холодильних систем, оскільки: вода є нетоксичною і негорючою; бромід літію не леткий і не утворює вибухонебезпечних сумішей; відсутні високі тиски (робота у вакуумі).

У бромисто-літієвих холодильних машинах вода виконує роль основного холодоагенту, що випаровується при низькому тиску та створює холодильний ефект. Основні фізико-теплотехнічні параметри води як холодоагенту наведено у таблиці 1.

Висока теплота пароутворення води забезпечує значний холодильний ефект навіть при невеликій масовій витраті.

Вода ефективно працює як холодоагент лише в умовах глибокого вакууму, оскільки при атмосферному тиску її температура кипіння занадто висока. Для типових режимів Для типових режимів при температурі кипіння $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$ тиск пари буде $0,87\text{ кПа}$, при $+7\text{ }^{\circ}\text{C}$ тиск пари буде $1,0\text{ кПа}$, при $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$ тиск пари буде $1,23\text{ кПа}$. Саме тому абсорбційні холодильні машини працюють при тиску $<1,5\text{ кПа}$.

Переваги води як холодоагенту. Вода як холодоагент характеризується високою екологічною безпекою, оскільки має нульовий потенціал руйнування озонового шару (ODP) та нульовий потенціал глобального потепління (GWP), не є токсичною та є повністю біологічно безпечною для людини і довкілля. Вона також є пожежо- та вибухонебезпечною речовиною, оскільки не горить, не утворює вибухонебезпечних сумішей і є безпечною для використання як у громадських, так і в промислових будівлях.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Крім того, вода має високі теплотехнічні характеристики, зокрема дуже велику теплоту випаровування, високий коефіцієнт теплопередачі та низький гідравлічний опір, що забезпечує ефективність теплообмінних процесів. Важливою перевагою є також її доступність і низька вартість, що обумовлено практично необмеженими природними ресурсами, мінімальною собівартістю та простотою поповнення в системі.

Недоліки та обмеження. Разом із перевагами вода як холодоагент має низьку обмежень. Зокрема, вона не дозволяє отримувати низькі температури нижче приблизно $+4^{\circ}\text{C}$, що пов'язано з ризиком замерзання та різким зростанням необхідного вакууму при зниженні температури кипіння. У зв'язку з цим вода не застосовується в морозильних системах.

Суттєвим недоліком є також потреба в роботі під глибоким вакуумом, що вимагає високої герметичності обладнання, використання складних вакуумних систем і зумовлює підвищену чутливість до підсосу повітря.

Ще однією особливістю є великі об'ємні витрати водяної пари через її низьку густину, що призводить до необхідності використання трубопроводів великих діаметрів і габаритних теплообмінників.

Вода як холодоагент знаходить застосування в абсорбційних бромистолітєвих холодильних машинах, вакуумних чилерах, системах кондиціонування повітря великих будівель, центрах обробки даних, а також у теплоелектроцентралях і тригенераційних установках.

Концентрований розчин бромистого літію (LiBr) чинить хімічний вплив на організм людини, зокрема може викликати подразнення шкіри та очей, а при тривалому контакті — дерматити; при потраплянні всередину він є токсичним, оскільки належить до солей літію. З метою зниження небезпеки необхідно застосовувати засоби індивідуального захисту, зокрема рукавички та захисні окуляри, забезпечувати герметичність системи та своєчасно локалізувати можливі витіки.

Розчин LiBr також характеризується корозійною активністю, яка особливо посилюється за наявності кисню, що може призводити до пошкодження

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

обладнання та підвищення ризику витоків. Для запобігання цим негативним наслідкам застосовують інгібітори корозії, здійснюють постійний контроль складу розчину та проводять регулярні технічні огляди обладнання.

Крім того, при порушенні робочих режимів можливе випадання кристалів LiBr, що створює додаткові експлуатаційні ризики. Це може спричинити закупорку трубопроводів, аварійну зупинку системи та пошкодження насосного обладнання. Для уникнення таких ситуацій впроваджують автоматичний контроль концентрації та температури розчину, а також передбачають аварійні алгоритми для розчинення кристалів.

В генераторі АБХМ використовуються підвищені температури (до 150–180°C), що створює небезпеку термічних опіків та перегріву обладнання.

Використання відкритих водяних систем, зокрема градирень, пов'язане з певними експлуатаційними ризиками. До основних небезпек належать біологічні загрози, зокрема розвиток мікроорганізмів, таких як збудники легіонельозу, утворення ковзких поверхонь, а також поширення водяних аерозолів у повітрі.

З метою мінімізації зазначених ризиків необхідно здійснювати регулярну дезінфекцію системи, забезпечувати постійний контроль якості води, а також дотримуватися вимог вентиляції та санітарних норм.

Класифікація виробництва за ступенем вибухової, вибухопожежної та пожежної небезпеки.

Виробництва по вибухопожежної і пожежній небезпеці, згідно із національним стандартом України ДСТУ Б В.1.1-36:2016 діляться на категорії А, Б, В, Г и Д.

По вибухонебезпеці машинні і апаратні відділення абсорбційних бромисто-літієвих холодильних машинах відносяться до категорії Д. По пожежонебезпеці всі приміщення абсорбційних бромисто-літієвих холодильних машинах відносяться до категорії Д, за винятком холодильних камер з температурою більшою 10°C, що відносяться до категорії В. По мірі небезпеки поразки електричним струмом холодильні камери і машинні відділення

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

абсорбційних бромисто-літієвих холодильних машинах відносяться до категорії приміщень з підвищеною небезпекою.

Для безпечної експлуатації устаткування повинне строго дотримуватися правил і інструкцій заводів-виготовлювачів по експлуатації холодильного устаткування, а також «Правил технічної експлуатації і правила техніки безпеки при експлуатації повітряних ліній електропередач, розподільних електромереж і вибухонебезпечних електроустановок».

Вимоги до контрольно-вимірювальних приладів і запобіжних клапанів.

Для управління роботою судини і забезпечення безпечної її експлуатації кожна судина обладнується приладами для виміру тиску та температури, запобіжними пристроями, замочною арматурою і показниками рівня рідини.

Судини, ресивери повинні мати справні візуальні показники рівня рідини, в якості яких повинні застосовуватися плоскі (рефлекторні) стекла. Показники рівня повинні бути устатковані запірними пристосуваннями для їх відключення у разі поломки стекол.

Манометри, що встановлюються на висоті від 2 до 5 м від рівня обслуговування, повинні бути діаметром не менше 150 мм. Манометр повинен вибиратися з такою шкалою, щоб межа вимірювання робочого тиску знаходилась в другій третині шкали.

Між манометром і апаратом (посудиною) повинен бути встановлений трьохходовий кран або штуцер з запірним органом для приєднання другого манометра. При наявності можливості перевірити манометр у встановлені терміни, знявши його з посудини, установка трьохходового крана або заміна його пристроєм не обов'язкова. Манометри повинні бути класу не нижче 2,5 і встановлюватися так, щоб їх свідчення були чітко видні. Циферблат повинен бути розташований у вертикальній площині або з нахилом вперед до 30 °.

Манометр не допускається до застосування у випадках, коли відсутня пломба або клеймо, прострочений термін повірки, стрілка манометра при його вимиканні не повертається на нульову позначку шкали, розбите скло або є інші

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

пошкодження, які можуть відбитися на правильності його показань.

Класифікація приміщення за ступенем небезпеки поразки електричним струмом

Згідно з Правилами улаштування електроустановок (ПУЕ) всі електричні установки діляться на дві групи залежно від напруги: до 1000 В і вище 1000 В.

На підприємствах холодительної промисловості, а також в харчовій промисловості і в торгівлі знаходяться в експлуатації установки лише першої групи.

Виробничі приміщення всіх видів в залежності від міри небезпеки поразки електричним струмом діляться на три категорії:

- приміщення без підвищеної небезпеки — сухі, з підлогами з струмонепровідних матеріалів, без струмопровідного пилу і без великої кількості заземлених металевих предметів (адміністративні, конторські, учбові приміщення);

- приміщення з підвищеною небезпекою — сирі, з відносною вологістю повітря понад 75 %, температурою повітря більше 30 °С; з підлогами з струмопровідних матеріалів (металеві, , бетонні), з одночасного дотику до металевих корпусів електрообладнання і заземленим металообладнанням (вентиляційні камери, механічні майстерні, камери холодильників і ін.);

- особливо небезпечні приміщення — особливо сирі, з відносною вологістю повітря, близькою до 100 %, наявністю хімічно активного середовища і два і більш за ознаки, що характеризують приміщення з підвищеною кислотністю.

Машинні і апаратні зали абсорбційних бромисто-літієвих холодильних машинах відносяться до категорії приміщення з підвищеною небезпекою.

Розрахунок заземлювального пристрою.

Захисному заземленню та зануленню підлягають металеві струмоведучі частини електрообладнання, які через несправність ізоляції можуть опинитися

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

під напругою. На нашому підприємстві до них відносяться: корпуси компресорів і вентиляторів.

Вихідні дані:

Напруга I – 380 В, тому опір нового заземлювального контуру має бути $[R] \leq 4(\text{Ом})$.

Умова розрахунку: ґрунт – чорнозем, для якого питомий опір $\rho_0 = 30$ (Ом·м).

Заземлювач виконаний з труби (труба $d_0 = 0,03$ м і довжиною $l_0 = 2$ (м), діаметр і довжина одиночного стержня). Труби між собою з'єднані сталевією смугою шириною $b_i = 0,04$ (м). Труби забиті так, щоб верхній край був нижче рівня землі на глибину $H_0 = 0,05$ (м), $t_0 = 0,5$ (м) – на цій же глибині розміщена смуга.

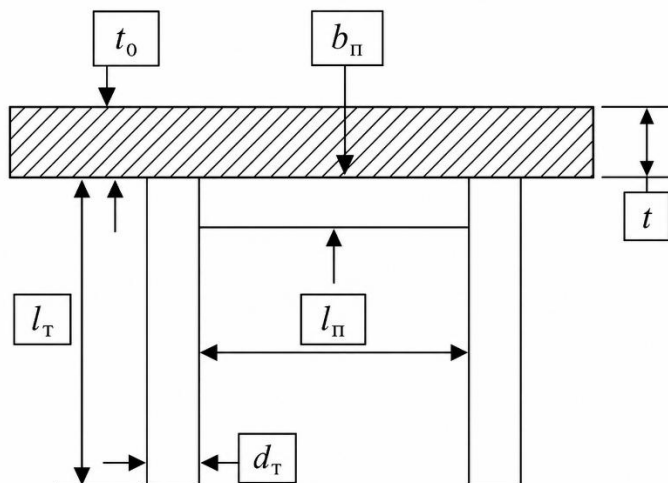


Рис. 18. Заземлюючий пристрій

Опір одного стержня заземлювача:

$$R = \frac{\rho}{2 \cdot \pi \cdot l_0} \cdot \left(\ln \frac{2 \cdot l_0}{d_0} + \frac{1}{2} \cdot \ln \frac{4 \cdot t + l_0}{4 \cdot t - l_0} \right), (\text{Ом})$$

$$R = \frac{45}{2 \cdot 3,14 \cdot 2} \cdot \left(\ln \frac{2 \cdot 2}{0,03} + \frac{1}{2} \cdot \ln \frac{4 \cdot 1,5 + 2}{4 \cdot 1,5 - 2} \right) = 18,8 \text{ Ом},$$

де: ρ – питомий опір ґрунту:

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		75

$$\rho = \rho_0 \cdot \psi = 30 \cdot 1,5 = 45 \text{ Ом} \cdot \text{мм},$$

де ψ – кліматичний коефіцієнт враховує сезонні коливання опору ґрунту, приймаємо $\psi = 1,5$; [12];

d_0 – зовнішній діаметр труби;

t – глибина центру труби:

$$t = 0,5 \cdot l_0 + t_0 = 0,5 \cdot 2 + 0,5 = 1,5 \text{ м.}$$

Приймаємо відстань між стрижнями заземлювачів, довжину одної смуги:

$$l_r = 2 \cdot l_0 = 2 \cdot 2 = 4 \text{ м.}$$

Кількість вертикальних заземлювачів:

$$n = \frac{R}{[R]} = \frac{18,8}{4} = 4,7 \text{ шт.}$$

Округлимо отримане значення до найближчого стандартного значення 2, 4, 6, 20 .

Приймаються $n = 4$ шт.

Опір системи вертикальних заземлювачів:

$$R_{o.v} = \frac{R}{n \cdot \eta_0} = \frac{18,8}{4 \cdot 0,83} = 5,66 \text{ Ом},$$

де η_0 – коефіцієнт використання вертикального заземлення, приймаємо $\eta_0 = 0,83$; [12].

Довжина горизонтального заземлювача:

$$L = l_r \cdot (n - 1), (\text{м})$$

$$L = 4 \cdot (4 - 1) = 12 \text{ м.}$$

Опір горизонтального заземлювача:

$$R_{o.r} = \frac{\rho}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot \eta_r} \cdot \ln \frac{2 \cdot L^2}{b_i \cdot t_0}, (\text{Ом})$$

$$R_{o.r} = \frac{45}{2 \cdot 3,14 \cdot 12 \cdot 0,89} \cdot \ln \frac{2 \cdot 12^2}{0,04 \cdot 0,5} = 6,41 \text{ Ом},$$

де η_r – коефіцієнт використання горизонтального заземлення, приймаємо $\eta_r = 0,89$; [12].

Опір групових заземлювачів:

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$R_{03} = \frac{R_{0.B} \cdot R_{0.G}}{R_{0.B} + R_{0.G}}, (Om)$$

$$R_{03} = \frac{5,66 \cdot 6,41}{5,66 + 6,41} = 3,006 (Om)$$

Що менше допустимого $[R] = 4 (Om)$.

Висновок: заземлення контуру складається з чотирьох труб довжиною 2 м забитих на відстані один від одного 4 м на глибину від верхнього рівня землі на 0,5 м, і у верхній частині мають підключення смугою шириною 0,04 (м).

Розрахунок виробничого освітлення.

Правильно спроектоване й виконане освітлення на будь – якому підприємстві забезпечує можливість правильної виробничої діяльності. Стан нервової системи, зберігання зору людини й безпека на виробництві значною мірою залежить від умов освітлення. Із цієї причини необхідно зробити розрахунок системи штучного освітлення приміщення, у якому перебувають робітники, що стежать за роботою устаткування у машинному відділенні.

Розрахунок системи штучного освітлення проводимо при наступних вихідних даних:

Довжина $A = 18$ м.

Ширина $B = 6$ м.

Висота приміщення $H = 5$ м.

Висота підвісу світильника $h_{п} = 2$ м.

Напруга в мережі $V = 220$ В.

До початку розрахунку необхідно зробити вибір джерел світла, тип світильників, систему освітлення. Вибираємо як джерело світла газорозрядні лампи. Система освітлення – загальна. Вибираємо світильники типу ПВЛП. Далі розподіляємо світильники й визначаємо їхню кількість.

Забезпечення рівномірного розподілу джерела досягається в тому випадку, якщо відношення відстані між центрами світильників (L) до висоти їхнього підвісу над робочою поверхнею (H_p) становить певне число для типу світильників.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У цьому випадку приймаємо $L/H_p = 1,5$

$$H_p = H - h_{\text{п}} - h_{\text{рп}} = 5 - 2 - 0,75 = 2,25 \text{ (м)}$$

де $h_{\text{рп}}$ – висота робочої поверхні, приймаємо $h_{\text{рп}} = 0,75 \text{ (м)}$

$$L = 1,5 \cdot H_p = 1,5 \cdot 2,25 = 3,38 \text{ (м)}$$

Визначаємо кількість необхідних світильників:

$$N = \frac{A \cdot B}{L^2} = \frac{18 \cdot 6}{3,38^2} = 9,44 \approx 10 \text{ світильників.}$$

Визначаємо світловий потік ламп світильника:

$$\Phi = \frac{E_n \cdot S \cdot k \cdot z \cdot 100}{N \cdot \eta}, \text{ (лм)}$$

де E_n – мінімально нормоване освітлення, приймаємо $E_n = 150 \text{ (лк)}$ [12];

S – площа приміщення, $S = 108 \text{ м}^2$;

k – коефіцієнт запасу, що враховує старіння ламп, $k = 1,3$; [12];

z – коефіцієнт мінімальної нерівномірності освітленості ($1,1 \div 1,5$),
приймаємо $z = 1,1$; [12];

η – коефіцієнт використання, залежний від забарвлення стін, стелі і так далі $\eta = 29,65$ (підбираємо по $i = 1,14$), [12].

Визначимо індекс приміщення:

$$i = \frac{A \cdot B}{H_p \cdot (A + B)} = \frac{18 \cdot 6}{2,25 \cdot (18 + 6)} = 2$$
$$\Phi = \frac{150 \cdot 108 \cdot 1,3 \cdot 1,1 \cdot 100}{10 \cdot 29,65} = 7813,2 \text{ (лм)}$$

Вибираємо світильник із двома лампами ЛД 80 потужність лампи зі світловим потоком 4070 (лм).

Загальна потужність світильників:

$$N_{\text{св}} = N \cdot n \cdot P, \text{ (Вт)}$$

де n – кількість ламп у світильнику, приймаємо $n = 2$ (шт);

P – потужність лампи, $P = 80 \text{ Вт}$, [12].

$$N_{\text{св}} = 10 \cdot 2 \cdot 80 = 1600 \text{ Вт.}$$

Відхилення дійсного світлового потоку від розрахункового

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta = \frac{\Phi_d - \Phi_p}{\Phi_d} \cdot 100\% = \frac{8140 - 7813,2}{8140} \cdot 100\% = 4,01\%.$$

Пожежна профілактика

Протипожежні вимоги до конструкції будівлі і ступінь вогнестійкості, його залежність від категорії виробництва по вибухопожежонебезпеці.

Всі будівлі і конструкції по вогнестійкості підрозділяються на 8 ступеней (ДБН В.1.1-7:2016). Цим документом також регламентуються мінімальні межі вогнестійкості будівельних конструкцій і максимальні межі поширення вогню по них.

Засоби пожежної автоматичної сигналізації. Система пожежної сигналізації складається з пожежних сповіщувачів (пристроїв для формування сигналу про пожежу), які включені у сигнальну лінію (шлейф), приймально – контрольного приладу, ліній зв'язку.

Пожежні сповіщувачі перетворюють прояви пожежі (тепло, світло, полум'я, дим) в електричний сигнал, який по лініях зв'язку надходить до контрольно – приймального приладу. Контрольно – приймальний прилад здійснює приймання інформації від пожежних сповіщувачів, виробляє сигнал про виникнення пожежі чи несправності, передає цей сигнал та видає команди на інші пристрої (наприклад, включає автоматичні установки пожежогасіння чи димовидалення).

Системи автоматичного пожежогасіння і первинні засоби пожежогасіння (пожежний інвентар).

Автоматичні системи пожежогасіння.

Приміщення, обладнані стаціонарними установками автоматичного пожежо- гасіння, комплектуються вогнегасниками на 50% їх розрахункової кількості.

Для гасіння великих загорянь у приміщеннях категорій А, Б, В застосовують стаціонарні установки водяного, газового, хімічного та повітряно – пінного гасіння.

До розповсюджених стаціонарних засобів гасіння пожежі відносять

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

спринклерні та дренчерні установки. Вони являють собою розгалужену мережу трубопроводів зі спринклерними або дренчерними головками і розташовуються під стелею приміщення, яке потрібно захистити або в інших місцях – залежно від типу і властивостей вогнегасячих речовин.

Є також автоматичні вуглекислотні установки гасіння пожежі.

Первинні засоби пожежогасіння.

Для ліквідації невеликих осередків пожеж, а також для гасіння пожеж у початковій стадії їх розвитку силами персоналу об'єктів застосовуються первинні засоби пожежогасіння. До них відносяться: вогнегасники, пожежний інвентар (покривала з негорючого теплоізоляційного полотна або повсті, ящики з піском, бочки з водою, пожежні відра, совкові лопати), пожежний інструмент (гаки, ломы, сокири тощо). Їх застосовують для ліквідації невеликих загорянь до приведення в дію стаціонарних та пересувних засобів гасіння пожежі або до прибуття пожежної команди. Кожне приміщення, відділення, цех, транспортні засоби повинні бути забезпечені такими засобами у відповідності з нормами. Фарбування первинних засобів гасіння пожежі та їх розташування виконуються згідно вимогам ДБН В.1.1-7:2016. Як правило, первинні засоби пожежогасіння розміщуються на пожежних щитах або стендах, які встановлюються на території об'єкта з розрахунку один щит (стенд) на площу 5000 м².

Розрахунок пожежного водоймища. Розрахунок недоторканого запасу води в резервуарі виходить з можливості кількості одночасних пожеж, розрахункової продуктивності їх і витрати води в період пожежі:

$$V = \tau \cdot g \cdot n, (\text{м}^3)$$

де: τ – розрахункова тривалість пожежі, для будівель категорії Д дорівнює 3 години, [12];

g – витрата води на 1 м² приміщення; $g = 10 \div 30$ м³/с, приймаємо $g = 10$ м³/с [12];

n – кількість одночасних пожеж, приймаємо $n = 1$ [13];

$$V = \frac{3 \cdot 3600 \cdot 10 \cdot 1}{1000} = 108 \text{ м}^3.$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Виробнича санітарія.

Під час роботи на працюючих впливають різні шкідливі фактори виробничого середовища. Шкідливі фактори за характером свого впливу поділяються на фізичні, хімічні, біологічні та психофізіологічні.

До фізичних факторів належать параметри повітря в приміщенні (температура, вологість, швидкість руху повітря), вібрація, шум, нетоксичний пил, пара, різні види випромінювань, освітленість тощо. До хімічних факторів відносяться токсичні пил, пара і газ. Біологічними факторами вважають вплив мікроорганізмів, бактерій.

До психофізіологічних факторів відносяться фізичні та нервово – психічні перевантаження, які пов'язані з тяжкою, монотонною працею. Кожен з цих факторів впливає на організм людини, викликає у ньому функціональні зміни, професійні захворювання або отруєння.

Виробнича санітарія – це система організаційних та технічних заходів, які спрямовані на усунення потенційно небезпечних факторів і запобігання професійних захворювань та отруєнь.

Розрахунок вентиляції

Об'єм приміщення машинного відділення

$$V=L \cdot B \cdot H=18 \cdot 6 \cdot 5=540 \text{ м}^3.$$

Продуктивність витяжного вентилятора

$$L_{\text{вит}}=V \cdot 2=540 \cdot 2=1080 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Продуктивність припливного вентилятора

$$L_{\text{прит}}=V \cdot 2=540 \cdot 2=1080 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Продуктивність аварійного вентилятора

$$L_{\text{авар}}=V \cdot 8=540 \cdot 8=4320 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Встановлена потужність електродвигуна

$$N = \frac{K \cdot L \cdot H \cdot 10^{-6}}{3.6 \cdot \eta_B \cdot \eta_n}; \text{ кВт}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де K – коефіцієнт запасу $K=1,3$; L – повітрообмін, $\text{м}^3/\text{год}$; H – тиск вентилятора, Па; $H=300$ Па; η_B – к.п.д. вентилятора[14]; $=0,8$; - к.п.д. приводу; $\eta_n = 0,95$.

Потужність припливного вентилятора

$$N_{\text{прит}} = \frac{1,3 \cdot 1080 \cdot 300 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,8 \cdot 0,95} = 0,23 \text{ кВт.}$$

Потужність витяжного вентилятора

$$N_{\text{вит}} = \frac{1,3 \cdot 1080 \cdot 300 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,8 \cdot 0,95} = 0,23 \text{ кВт}$$

Потужність аварійного вентилятора

$$N_{\text{авар}} = \frac{1,3 \cdot 3179 \cdot 300 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,8 \cdot 0,95} = 0,725 \text{ кВт}$$

Долікарська допомога.

Заходи першої медичної допомоги потерпілому від електричного струму залежать від його стану. Якщо потерпілий у свідомості, але до цього був в непритомності або тривалий час знаходився під струмом, йому необхідно забезпечити повний спокій до прибуття лікаря або терміново доставити до лікувальної установи.

За відсутності свідомості, але диханні, що збереглося, і роботі серця потрібно рівно і зручно укласти постраждалого на м'яку підстилку, розстебнути пояс і одяг, забезпечити притоку свіжого повітря. Слід давати нюхати нашатирний спирт, окропляти потерпілого холодною водою, розтирати і зігрівати тіло.

Якщо постраждалий погано дихає або якщо дихання поступово погіршується, тоді як у всіх цих випадках продовжується нормальна робота серця, необхідно робити штучне дихання. За відсутності ознак життя треба робити штучне дихання і зовнішній масаж серця.

При потрапленні бромистого літію або його водного розчину на шкіру необхідно негайно зняти забруднений одяг і взуття та ретельно промити уражену ділянку великою кількістю води протягом не менше 10–15 хвилин. Під час

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

промивання допускається використання мила без інтенсивного механічного тертя. У разі появи подразнення, почервоніння або ознак хімічного опіку слід звернутися до лікаря.

При потраплянні речовини в очі необхідно негайно розпочати промивання чистою водою або фізіологічним розчином протягом 15–20 хвилин, утримуючи повіки відкритими для повного промивання слизової оболонки. За наявності контактних лінз їх слід обережно зняти. Після надання першої допомоги потерпілий повинен бути терміново направлений до лікаря-офтальмолога.

У разі вдихання аерозолю або парів бромистого літію постраждалого необхідно негайно вивести на свіже повітря, забезпечити йому спокій і тепло та послабити тісний одяг. При утрудненому диханні слід забезпечити подачу кисню за наявності такої можливості.

У разі проковтування бромистого літію необхідно прополоскати ротову порожнину водою та дати потерпілому випити 1–2 склянки води. За можливості допускається застосування активованого вугілля. Викликати блювання заборонено. Потерпілий повинен бути негайно направлений до лікаря для надання кваліфікованої медичної допомоги.

Бромистий літій та його водні розчини можуть спричиняти подразнення шкіри, очей і слизових оболонок, а також викликати нудоту, блювання, слабкість і запаморочення. При значному впливі можливі прояви інтоксикації, пов'язані з дією літію на нервову систему. У всіх випадках потрапляння речовини в очі, при проковтуванні або при виражених симптомах ураження необхідно обов'язково звернутися за медичною допомогою.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

1. Центри обробки даних є енергоємними об'єктами, де ключову роль відіграє ефективне тепловідведення, особливо в умовах зростання теплових навантажень, обумовлених розвитком ІТ-технологій та впровадженням П-кластерів,

2. Для ЦОД площею 470 м² оптимальною є система CRAN + чилери, яка забезпечує надійність, резервування (N+1) та можливість масштабування.

3. Енергоефективність системи кондиціювання підвищується завдяки ізоляції холодних і гарячих коридорів, використанню free cooling та оптимізації повітряних потоків.

4. Застосування абсорбційної холодильної машини (H₂O–LiBr) дозволяє ефективно утилізувати теплову енергію, зменшити електроспоживання та підвищити екологічність системи.

5. Запропонована система кондиціювання ЦОД з використанням CRAN модуля, АБХМ та плівкової вентиляторної градирні забезпечує комплексне підвищення енергоефективності, зниження експлуатаційних витрат і підвищення надійності роботи центру обробки даних.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ІНФОРМАЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА

1. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 «Будівельна кліматологія».
2. ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування».
3. ДБН В.2.6-31:2021 «Теплова ізоляція та енергоефективність будівель».
4. A I-driven cooling technologies for high-performance data centres: state-of-the-art review and future directions // *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 2025. – Режим доступу:
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S221313882500342X>
5. Data centers cooling: A critical review of techniques, challenges, and energy saving solutions // *International Journal of Refrigeration*, 2024. – Режим доступу:
<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0140700724000458>
6. Gooding M. Chilling out in 2025: A year in data center cooling // *Data Center Dynamics*, 2026. – Режим доступу:
<https://www.datacenterdynamics.com/en/analysis/chilling-out-in-2025-a-year-in-data-center-cooling/>
7. The ASHRAE Technical Committee TC 9.9's "Thermal Guidelines for Data Processing Environments, 5th Edition" (2021). March 2021.
8. Жихарєва Н.В. Методичні вказівки на тему: «Підбір системи кондиціонування повітря» за курсом «Моделювання систем кондиціонування повітря». Одеса. – 27 с.
9. Чумак И.Г., Лагутин А.Ю., Чепуренко В.П., Проектування холодильних установок., 3-тє вид., перероблене та доповнене, Одеса., “Друк”., 2007. – 480 с.
10. Хмельнюк М.Г., Подмазко О.С., Холодильні установки спеціального призначення., Херсон., “Грін”., 2013. - 488 с.
11. Основи охорони праці [Текст] : навч. посіб. / В. В. Березуцький, Т. С. Бондаренко, Г. Г. Валенко, Л. А. Васьковець ; за заг. ред. В. В. Березуцького; Нац. техн. ун-т "ХПІ". — 2-ге вид., пер.. і доп. - Харків : Факт, 2008. — 480 с.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		85

12. Охорона праці та цивільний захист : підручник для студ. техн. спец. вищ. навч. закл. / [К. Н. Ткачук, М. О. Халімовський, В. В. Зацарний та ін.] ; за ред. К. Н. Ткачука. – Київ : Основа, 2017. – 448 с.

13. Broad-Absorption-chiller-catalogUS. – Режим доступу:
https://www.broadusa.net/en/wp-content/uploads/2015/03/Broad-Absorption-chiller-catalogUS.pdf?utm_source=chatgpt.com

14. PMM [Cooling towers](https://pdf.directindustry.com/pdf/mita-cooling-technologies-srl/pmm/224329-939096.html?utm_source=chatgpt.com) engineered for large systems cooling technologies. – Режим доступу: https://pdf.directindustry.com/pdf/mita-cooling-technologies-srl/pmm/224329-939096.html?utm_source=chatgpt.com

15. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. *ASHRAE Handbook – HVAC Applications*. – Atlanta: ASHRAE, 2023. – понад 1000 с. – Режим доступу: <https://www.ashrae.org/technical-resources/ashrae-handbook>

16. Свердлов Г.З., Явнель Б.К., Курсове та дипломне проектування холодильних установок і систем кондиціонування повітря., - 2-ге видання., перероблене та доповнене. -1978. – 263 с.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10	Арк.
						86
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДОДАТКИ

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.1.10</i>	Арк.
						87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

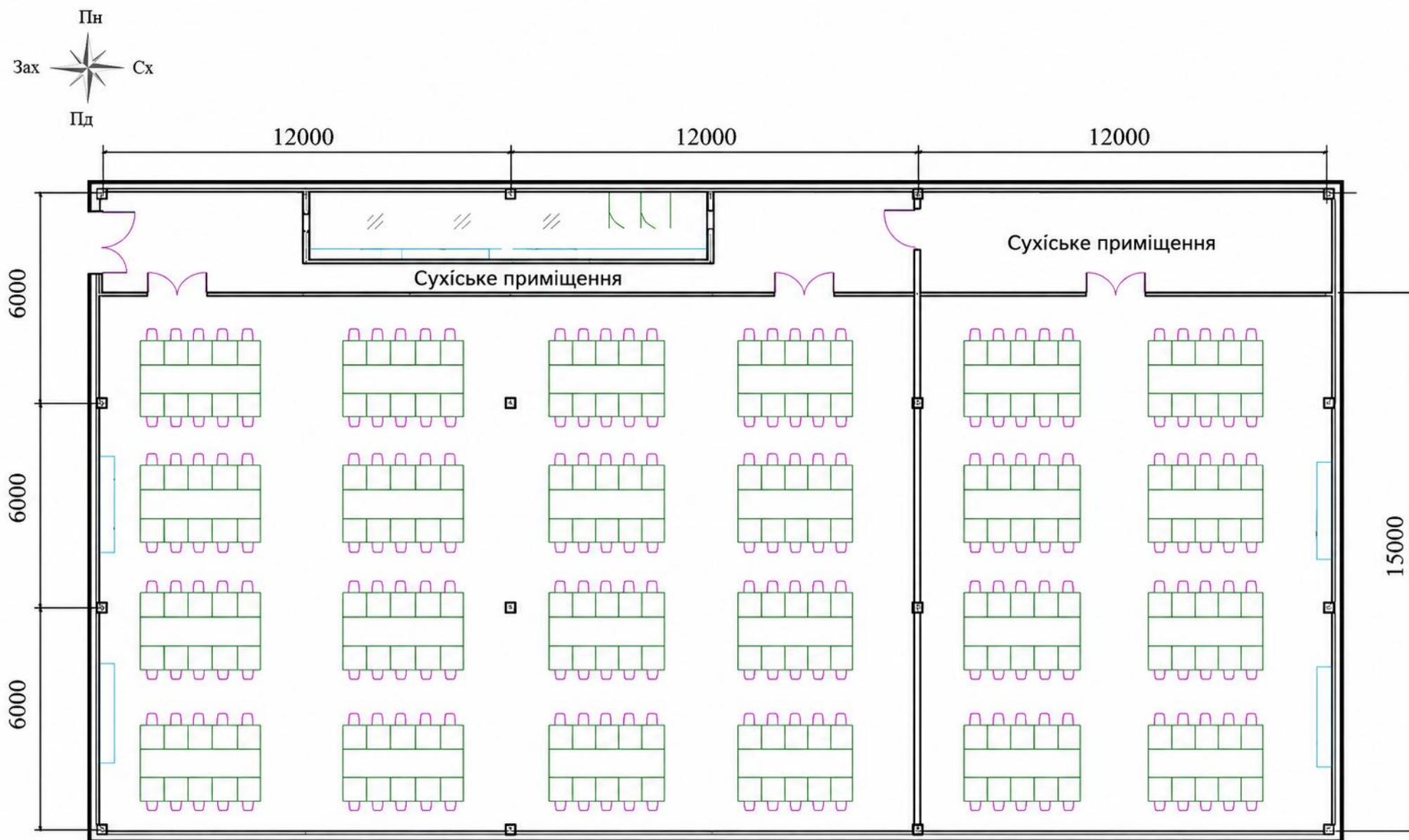


Рис. А1. План серверних залів ЦОД

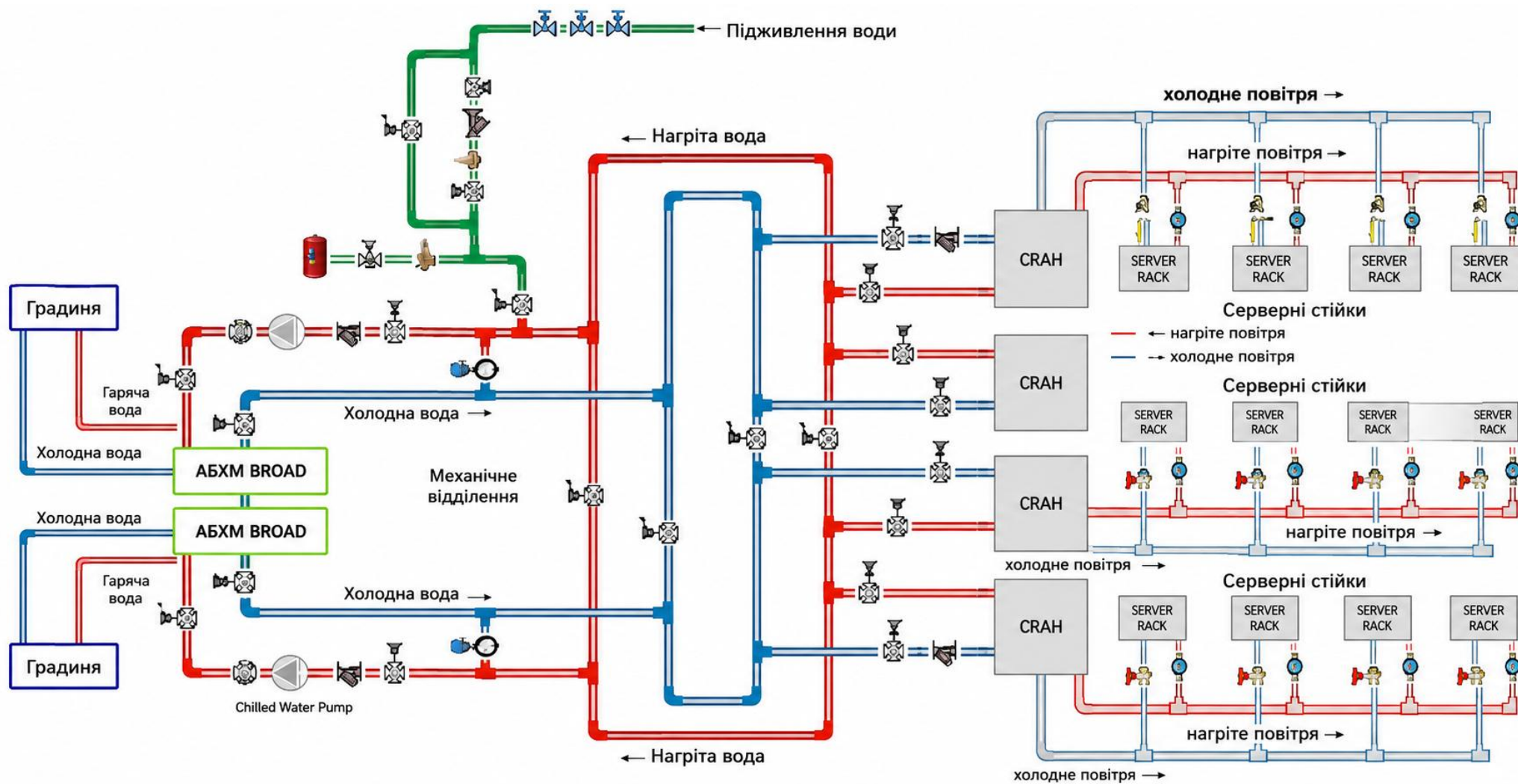


Рис. А2. Розведення водяних трубопроводів та повітроводів системи охолодження ЦОД

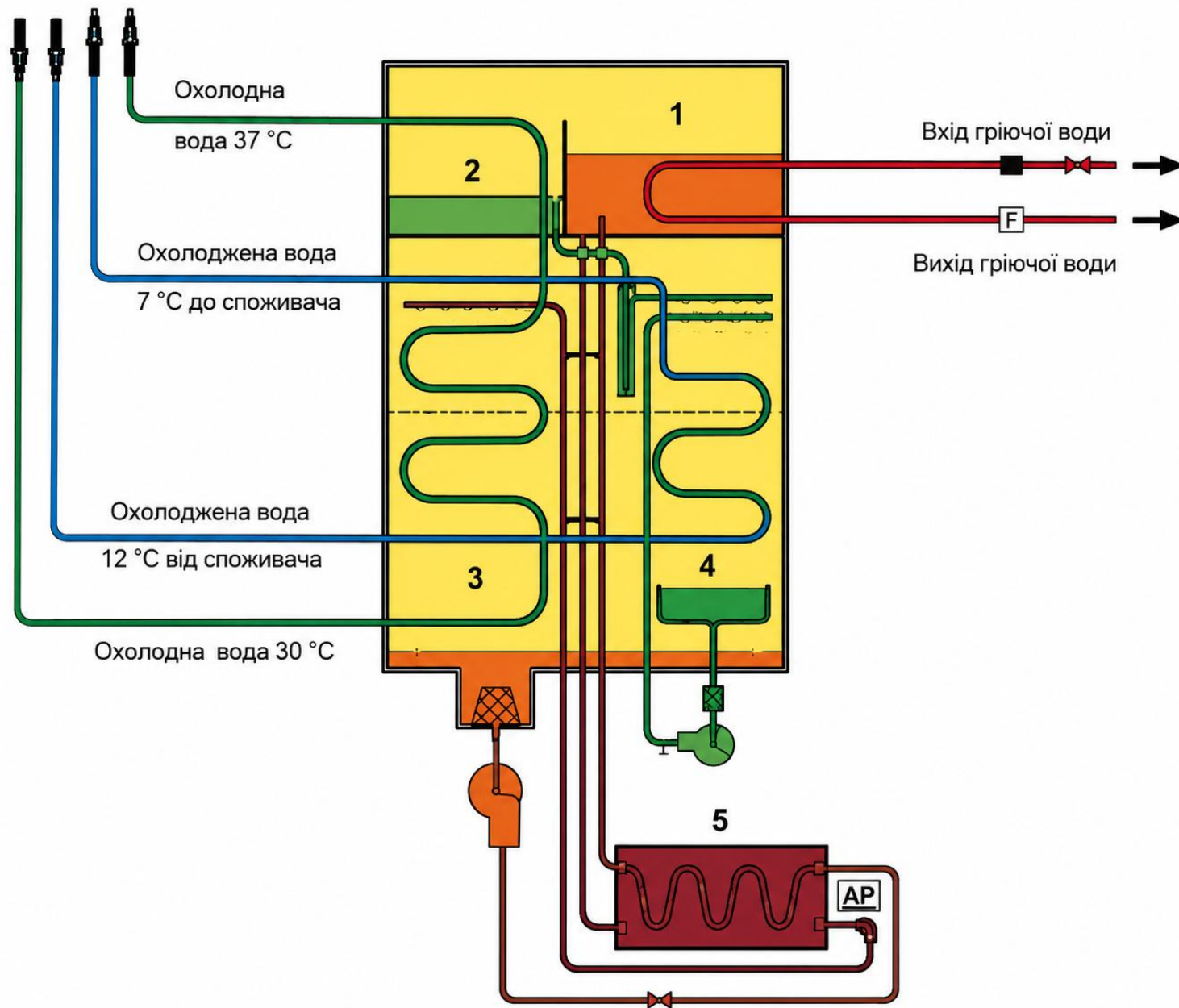


Рис. А3. . Принципова схема одноступеневий АБХМ BROAD на гарячій воді: 1 - низькотемпературний генератор, 2 – конденсатор, 3 - абсорбер, 4 – випарник, 5 – низькотемпературний теплобмінник, АР – насос абсорбера

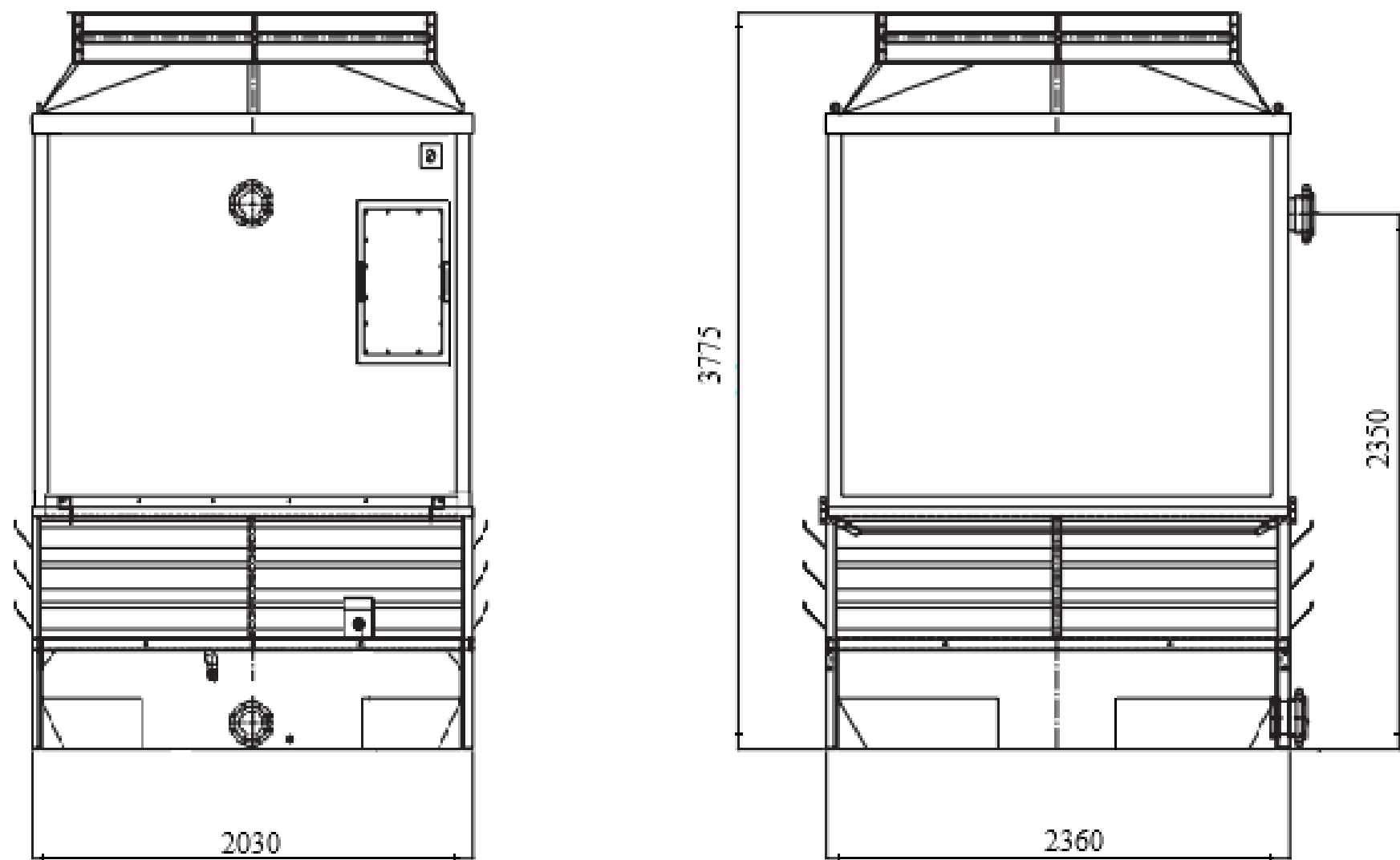


Рис. А4. Плівкова вентиляторна градирня