

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

А. С. Соломаха, В. В. Серета

ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

*Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як навчальний посібник для студентів,
які навчаються за спеціальністю 144 «Теплоенергетика»,
спеціалізацією «Промислова та муніципальна теплоенергетика та
енергозбереження»*

Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2020

Рецензент: *Сірий Олександр Анатолійович, к.т.н., доцент*

Відповідальний редактор *Барабаш Петро Олексійович, к.т.н., доцент*

Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського (протокол № 10 від 18.06.2020 р.) за поданням Вченої ради Теплоенергетичного факультету (протокол № 10 від 25.05.2020 р.)

Електронне мережне навчальне видання

*Соломаха Андрій Сергійович, канд. техн. наук, доц.
Середа Володимир Володимирович, канд. техн. наук, доц.*

ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ЛАБОРАТОРНИЙ ПРАКТИКУМ

Енергоефективні системи кондиціонування повітря. Лабораторний практикум [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 144 «Теплоенергетика», спеціалізації «Промислова та муніципальна теплоенергетика та енергозбереження» / А. С. Соломаха, В. В. Середа ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 2,9 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 53 с.

Наведено загальні теоретичні відомості та практичні дані щодо виконання лабораторних робіт з дисципліни «Енергоефективні системи кондиціонування повітря». Запропоновано методику виконання трьох робіт для лабораторного стенду побутового кондиціонера. Наведено тепловий розрахунок абсорбційної та теплонасосної установок.

© А. С. Соломаха, В. В. Середа, 2020

ЗМІСТ

Вступ.....	5
Об'єкт дослідження.....	6
Заходи безпеки.....	6
1. Лабораторна робота №1: Дослідження процесу охолодження повітря в побутовому кондиціонері HISENSE.....	7
Контрольні запитання.....	13
2. Лабораторна робота №2: Дослідження парокомпресорного холодильного циклу в побутовому кондиціонері HISENSE.....	14
Контрольні запитання.....	20
3. Лабораторна робота №3: Дослідження роботи кондиціонера HISENSE в режимі теплового насосу.....	21
Контрольні запитання.....	28
4. Тепловий розрахунок абсорбційних установок.....	29
4.1. Вибір холодоагента.....	29
4.2. Використання абсорбційних установок.....	29
4.3. Принцип роботи абсорбційних установок.....	30
4.4. Послідовність теплового розрахунку.....	33
5. Тепловий розрахунок теплонасосних установок.....	39
5.1. Загальні відомості.....	39
5.2. Принцип роботи теплонасосної установки.....	39
5.3. Цикл теплонасосної установки в T-S координатах.....	40
5.4. Послідовність теплового розрахунку.....	42
5.5 Питання до самостійної роботи.....	45
Список рекомендованої літератури.....	46
Додаток 1. Основні технічні характеристики кондиціонера HISENSE...	47

Додаток 2. Технічні характеристики анемометра.....	49
Додаток 3. Основні фізичні характеристики повітря при барометричному тиску 101кПа	50
Додаток 4. h,d – діаграма вологого повітря.....	52
Додаток 5. p,h – діаграма фреону R410a.....	53

ВСТУП

Автономні кондиціонери знаходять широке застосування для створення комфортного мікроклімату. Перш за все, це пояснюється невеликими витратами на їх придбання і відносно простим монтажем, а також низьким рівнем шуму, компактністю, різноманітністю конструкцій і споживчих функцій. Конструктивно кондиціонери можуть бути виконані у вигляді моноблока або декількох окремих блоків (так звані спліт- або мультиспліт-системи). Зазвичай такі кондиціонери можуть не тільки охолоджувати повітря, але і нагрівати, осушувати, а в деяких випадках і зволожувати його.

Холодо- і теплопродуктивність різних моделей зазвичай знаходиться в діапазоні 2-10 кВт. За способом регулювання холодопродуктивності кондиціонери поділяються на стандартні (двопозиційне регулювання включенням і вимкненням компресора) та інверторні (плавне регулювання за рахунок зміни частоти обертання валу компресора і вентиляторів).

Сучасні кондиціонери найчастіше інверторні, що дозволяє підтримувати більш комфортні умови в приміщеннях та економити електроенергію. Вони є складними технічними виробами з мікропроцесорною автоматикою і високим тиском в холодильному контурі. Розрахунковий термін служби (10-12 років), що заявляється більшістю виробників, може бути забезпечений лише за умови грамотного монтажу і проведенні в подальшому їх технічного (сервісного) обслуговування.

В розділах 4 і 5 наведені приклади теплового розрахунку абсорбційної та теплонасосної установок, які дозволяють поглибити і практично закріпити отримані при виконанні лабораторних робіт навички. Такі установки можуть використовуватися в якості високоефективного енергозберігаючого обладнання для тепло-холодопостачання різноманітних об'єктів комунального господарства і промисловості. Ці установки також можуть використовуватися, як технічні засоби для утилізації вторинних енергоресурсів.

ОБ'ЄКТ ДОСЛІДЖЕННЯ

Об'єктом досліджень для всіх лабораторних робіт є інверторна спліт-система фірми HISENSE з настінним внутрішнім блоком (AS-....), що працює на хладоні R410a. Основні технічні характеристики кондиціонера і його продуктивність при стандартних умовах наведено в Додатку 1.

ЗАХОДИ БЕЗПЕКИ

1. До виконання лабораторної роботи на стенді допускаються тільки студенти, які ознайомилися з правилами безпеки, отримали протокол до лабораторної роботи.
2. Робота виконується тільки під керівництвом викладача.
3. Без дозволу викладача не дозволяється включати лабораторну установку, порушувати цілісність систем установки, змінювати режими, працювати з приладами.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 1

Дослідження процесу охолодження повітря в побутовому кондиціонері HISENSE

Мета роботи:

1. Закріплення на практиці теоретичних знань з відповідних лекційних курсів;
2. Набуття практичних навичок випробування кондиціонерів та вимірювання параметрів вологого повітря;
3. Побудова і аналіз процесу охолодження повітря в h,d - діаграмі;
4. Розрахунок продуктивності кондиціонера та оцінка ефективності його роботи.

Порядок виконання роботи

1. **Студенти повинні** заздалегідь ознайомитися з особливостями роботи кондиціонера, порядком проведення лабораторної роботи, вимірювальними приладами, місцями вимірювання і підготувати необхідне обладнання: лінійку, анемометр, психрометр, термометри і т.ін.

2. **Перед включенням** кондиціонера в режимі охолодження необхідно забезпечити температуру 20 °С або вище в приміщенні, де встановлений внутрішній блок спліт-системи.

Для подачі електроживлення на кондиціонер необхідно включити відповідний автоматичний вимикач в силовому щиті.

Після запуску кондиціонера на дисплеї його пульта керування потрібно встановити наступні параметри: MODE – режим охолодження; FAN – вибір швидкості обертів вентилятора у наступній послідовності автоматична, найвища, висока, середня, низька, найнижча.

Таким чином, вибором швидкості вентилятора можна задавати різні варіанти виконання роботи.



Параметри:

MODE – охолодження;

FAN – вибір швидкості обертів вентилятора (різні варіанти для виконання лабораторної роботи).

Після включення кондиціонера на охолодження потрібно періодично вимірювати температуру повітря, що виходить з внутрішнього блоку, і при її стабілізації одночасно зняти параметри, зазначені в табл. 1.

3. Зняття характеристик.

Температури повітря та відносна вологість повітря вимірюють як на вході, так і на виході внутрішнього блоку кондиціонера.

Швидкість повітря на виході з внутрішнього блоку вимірюється крильчатим анемометром (див. додаток 2) по довжині вихідного отвору. В процесі вимірювання необхідно, щоб напрямок потоку повітря співпадав із стрілкою на приладі. Вимірюючи швидкість повітря на виході з кондиціонера, слід підносити прилад впритул до жалюзі, але не торкатися їх, так як зсув жалюзі впливає на витрату повітря через внутрішній блок.

Потужність, що споживається кондиціонером зчитується з дисплея електролічильника. Результати вимірювань заносяться в табл. 1.

4. Виключення кондиціонера:

а) Направити пульт на внутрішній блок і натиснути кнопку ON / OFF.

б) Після зупинки вентилятора зовнішнього блоку вимкнути автоматичний вимикач подачі живлення (див. п.2).

Обробка результатів вимірювань

Всі виміряні дані заносяться в таблицю 1. Виконується побудова процесу охолодження повітря в h, d -діаграмі.

Порядок розрахунку:

1. За вимірними температурами сухого і мокрого термометрів нанести в h, d -діаграмі відповідні ізотерми, побудувати точки стану повітря на вході і виході внутрішнього блоку кондиціонера і графічним або аналітичним способом знайти параметри повітря ($\varphi_{\text{вх}}$, $\varphi_{\text{вих}}$, $h_{\text{вх}}$, $h_{\text{вих}}$). Побудувати процес охолодження повітря.
2. Порівняти температуру повітря на виході з теплообмінника внутрішнього блоку з температурою точки роси для визначення ймовірності випадання конденсату в процесі охолодження.
3. Обчислити середнє арифметичне значення швидкості повітря $w_{\text{вих}}$ і його об'ємну витрату $V_{\text{вих}}$ на виході з внутрішнього блоку з урахуванням довжини і висоти випускного прямокутного отвору. Визначити густину повітря на виході з внутрішнього блоку за додатком 3.
4. По різниці ентальпій, густині і об'ємній витраті повітря на виході з внутрішнього блоку розрахувати холодильну потужність кондиціонера.
5. Обчислити холодильний коефіцієнт (EER) як відношення корисного ефекту (холодопродуктивність) до електричної потужності.
6. Порівняти холодильну та електричну потужності кондиціонера, розраховані в пунктах 4 і 5, з даними з каталогу виробника (додаток 1).
7. Зробити висновки по проведеній роботі.

Формули для розрахунку характеристик кондиціонера

Об'ємна витрата повітря на виході з внутрішнього блоку, $\text{м}^3 / \text{с}$:

$$V_{\text{вих}} = F_{\text{вих}} \cdot w_{\text{вих}},$$

де $w_{\text{вих}}$ - середньоарифметична швидкість повітря на виході з внутрішнього блоку;

F - площа вихідного отвору.

Вологовміст повітря на вході (виході) внутрішнього блоку, кг/кг :

$$d = \varphi \cdot d_{\text{н}},$$

де φ – відносна вологість повітря на вході (виході) внутрішнього блоку;

d_n – вологовміст насиченого повітря при вимірній температурі повітря на вході (виході), кг/кг (додаток 3).

Ентальпія повітря на вході (виході), кДж/кг

$$h = 1 \cdot t + (2500 + 1,86 \cdot t) \cdot d,$$

де t – температура вологого повітря на вході (виході), °С;

«1» – питома теплоємність сухого повітря, Дж/(кг·К);

«2500» – питома теплота пароутворення води, кДж/кг;

«1,86» – питома теплоємність парів води, Дж/(кг·К).

Повна теплота, відведена кондиціонером в режимі охолодження, кВт:

$$Q_{\Pi} = m_{\text{вих}} \cdot (h_{\text{вх}} - h_{\text{вих}}) = \rho \cdot V_{\text{вих}} \cdot (h_{\text{вх}} - h_{\text{вих}}),$$

де ρ – густина повітря на виході з блоку, кг/м³;

$m_{\text{вих}}$ – масова витрата повітря на виході з блоку, кг/с;

$h_{\text{вх}}$, $h_{\text{вих}}$ - ентальпії повітря на вході і виході з внутрішнього блоку (в режимі охолодження), кДж/кг.

Явна теплота, відведена кондиціонером в режимі охолодження, кВт:

$$Q_{\text{я}} = c_{\text{пов}} \cdot \rho \cdot V_{\text{вих}} \cdot (t_{\text{вх}} - t_{\text{вих}}),$$

де $c_{\text{пов}} = 1,005$ Дж / (кг · град) – теплоємність повітря;

$t_{\text{вх}}$, $t_{\text{вих}}$ – температури повітря по сухому термометру на вході та виході з внутрішнього блоку, °С.

Кількість вологи, що конденсується з одного кілограма охолодженого повітря, кг/кг:

$$\Delta d = d_{\text{вх}} - d_{\text{вих}},$$

де $d_{\text{вх}}$ та $d_{\text{вих}}$ – відповідно вологовміст повітря на вході та виході з внутрішнього блоку кондиціонера.

Прихована теплота, відведена кондиціонером в режимі охолодження, Вт:

$$Q_{\text{пр}} = 2500 \cdot m_{\text{вих}} \cdot \Delta d,$$

де 2500 – теплота фазового переходу води, кДж/кг.

Перевірка:

$$Q_{\Pi} = Q_{\text{пр}} + Q_{\text{я}}.$$

Холодильний коефіцієнт:

$$\text{EER} = Q_{\Pi} / N,$$

де N – загальна електрична потужність, що споживається кондиціонером, кВт.

Таблиця 1 – Обробка дослідних даних

Визначення середньої швидкості повітря										
Точка	1	2	3	4	5	6	7	8	w_{cp}	
Швидкість повітря										
Параметри, що вимірюються										
$t_{вх}, ^\circ C$	$\varphi_{вх}, \%$		$t_{вих}, ^\circ C$		$\varphi_{вих}, \%$		$F_{вих}, м^2$		$N, Вт$	
Параметри, що розраховуються										
$V_{вих}, м^3/с$	$\rho_{вих}, кг/м^3$	$m_{вих}, кг/с$	$d_{вих}, кг/кг$	$h_{вих}, кДж/кг$	$d_{вих}, кг/кг$	$h_{вих}, кДж/кг$	$Q_{п}, кВт$	$Q_{я}, кВт$	$Q_{пр}, кВт$	EER

Висновки

Робота вважається зарахованою, якщо студент брав у ній безпосередню участь, самостійно виконав обробку результатів і відповів на контрольні запитання викладача.

Контрольні запитання.

1. Якими параметрами визначається кількість водяної пари у вологому повітрі.
2. Як називається маса водяної пари (кг), що міститься в одному кубічному метрі вологого повітря.
3. Як називається маса водяної пари (г), що міститься у вологому повітрі, суха частина якого дорівнює 1 кг.
4. Яка кількість теплоти, необхідна для нагрівання 1 кг сухого повітря на 1 К.
5. Яка називається теплота, що додається або відводиться від повітря без зміни агрегатного стану пари.
6. Як називається теплота, що йде на зміну агрегатного стану речовини без зміни його температури.
7. Чому дорівнює питома теплоємність повітря.
8. Чому дорівнює маса 1 м^3 сухого повітря при температурі $25\text{ }^\circ\text{C}$, кг.
9. Яку масу водяної пари може поглинути 1 кг сухого повітря при температурі $20\text{ }^\circ\text{C}$.
10. Яка питома теплоємність водяної пари.
11. Яке співвідношення між кВт і ккал / с.
12. Яку температуру вимірює термометр, встановлений в приміщенні.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 2

Дослідження парокомпресорного холодильного циклу в побутовому кондиціонері HISENSE

Мета роботи:

1. Закріплення на практиці теоретичних знань з відповідних лекційних курсів;
2. Набуття практичних навичок випробувань кондиціонерів і вимірювання основних параметрів холодильного контуру;
3. Побудова і аналіз холодильного циклу в p,h-діаграмі;
4. Розрахунок продуктивності кондиціонера та оцінка ефективності його роботи.

Порядок виконання роботи

1. **Студенти повинні** заздалегідь ознайомитися з особливостями роботи кондиціонера, порядком проведення лабораторної роботи, вимірювальними приладами, місцями вимірювання і підготувати необхідне обладнання.

2. **Перед включенням** кондиціонера в режимі охолодження необхідно забезпечити температуру 20 °С або вище в приміщенні, де встановлений внутрішній блок спліт-системи.

Для подачі електроживлення на кондиціонер необхідно включити відповідний автоматичний вимикач в силовому щиті.

Після запуску кондиціонера на дисплеї його пульта керування потрібно встановити наступні параметри: MODE – режим охолодження; FAN – вибір швидкості обертів вентилятора у наступній послідовності автоматична, найвища, висока, середня, низька, найнижча.

Таким чином, вибором швидкості вентилятора можна задавати різні варіанти виконання роботи.



Параметри:

MODE – охолодження;

FAN – вибір швидкості обертів вентилятора (різні варіанти для виконання лабораторної роботи).



Після включення кондиціонера потрібно почекати виходу системи на режим і при стабілізації всіх параметрів системи одночасно зняти параметри, зазначені в табл. 2.

3. Зняття характеристик.

Одночасно, з дисплеїв на стенді передачі даних зчитуються температури поверхонь теплообмінників, температура нагнітання компресора і потужність, що споживається кондиціонером. Потужність кондиціонера визначається з дисплея електролічильника. Результати вимірювань заносяться в табл. 2.

4. Вимкнення кондиціонера:

а) Направити пульт на внутрішній блок і натиснути кнопку ON / OFF.

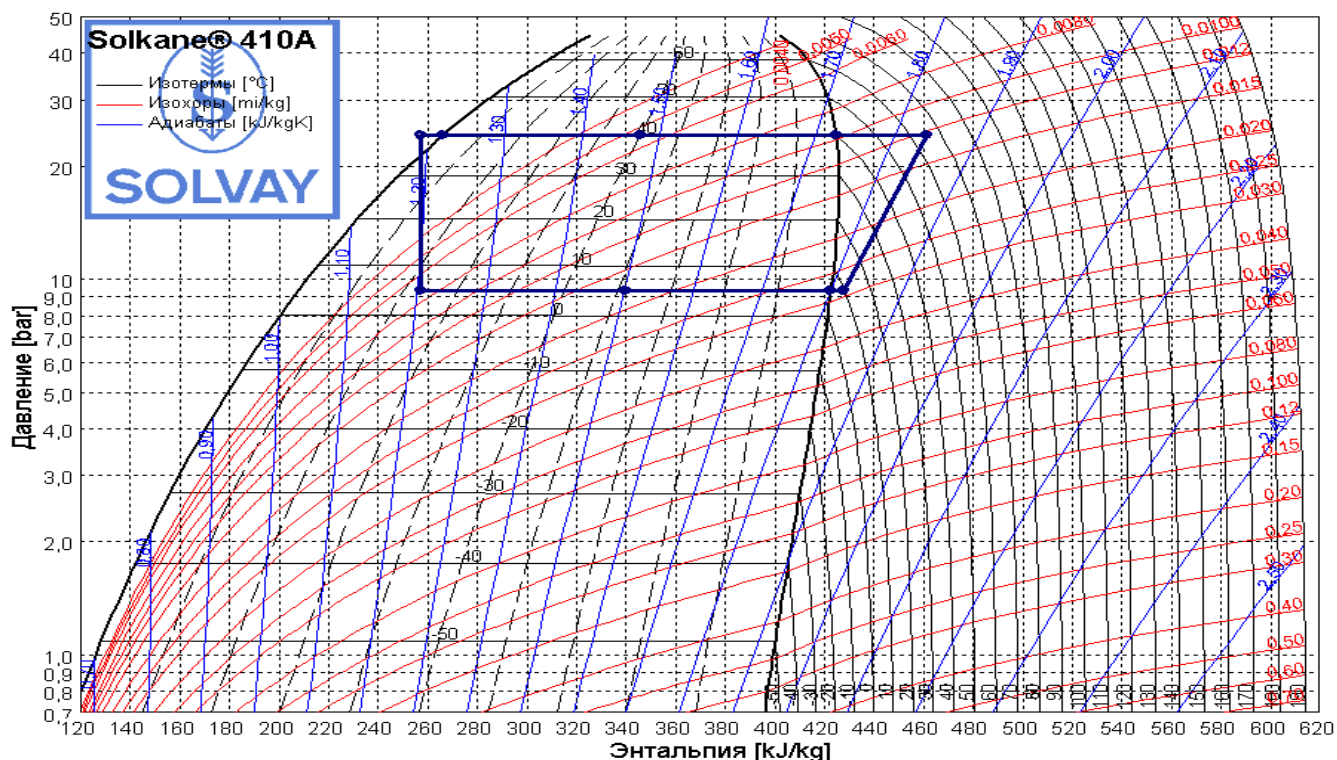
б) Після зупинки вентилятора зовнішнього блоку вимкнути автоматичний вимикач подачі живлення (див. п.2).

Обробка результатів вимірювань

Всі виміряні дані заносяться в таблицю 2. Виконується побудова холодильного циклу в p,h -діаграмі.

Порядок розрахунку:

1. За вимірними температурами та тисками нанести на p,h -діаграмі відповідні точки та побудувати холодильний цикл, що реалізується кондиціонером (див.рис).



2. Порівняти температуру на виході з випарника (t_1) з температурою насичення при заданому робочому циклу (t'_1). Визначити наявний перегрів.

3. Порівняти температуру на виході з конденсора (t_3) з температурою насичення при заданому робочому циклу (t'_3). Визначити наявне переохолодження.

4. За знайденими ентальпіями розрахувати питому холодопродуктивність кондиціонера; питому теплоту, що відводиться в конденсорі; питому потужність, що споживається компресором. Розрахувати цикл холодильної установки.

5. Обчислити холодильний коефіцієнт (EER) як відношення корисного ефекту (питома холодопродуктивність) до питомої потужності компресора.

6. Порівняти реальну температуру на виході з компресора з випадком ізоентропного стиснення. Розрахувати відносний внутрішній коефіцієнт корисної дії компресора.

7. Визначити масову витрату фреону в контурі установки.

8. Порівняти холодильну та електричну потужності кондиціонера, розраховані в пунктах 5 і 7, з даними з каталогу виробника (додаток 1).

8. Зробити висновки по проведеній роботі.

Формули для розрахунку характеристик кондиціонера

Перегрів фреону на виході з випарника, °С:

$$\Delta t_{sh} = t_1 - t'_1.$$

де t_1 – температура фреону на виході з випарника, °С;

t'_1 – температура насичення фреону при заданому тиску у випарнику, °С.

Переохолодження фреону на виході з конденсора, °С:

$$\Delta t_{sc} = t'_3 - t_3.$$

де t_3 – температура фреону на виході з конденсора, °С;

t'_3 – температура насичення фреону при заданому тиску у конденсорі, °С.

Питома холодопродуктивність кондиціонера, кДж/кг:

$$q_{хол} = h_1 - h_4,$$

де h_1 – ентальпія фреону на виході з випарника, кДж/кг;

h_4 – ентальпія фреону на вході у випарник, кДж/кг.

Питома теплота, що відводиться в конденсорі, кДж/кг:

$$q_{гар} = h_2 - h_3,$$

де h_2 – ентальпія фреону на вході в конденсор, кДж/кг;

h_3 – ентальпія фреону на виході з конденсора, кДж/кг.

Питома потужність компресора, кДж/кг:

$$l_k = h_2 - h_1.$$

Перевірка:

$$q_{\text{гар}} = l_k + q_{\text{хол}}.$$

Холодильний коефіцієнт (без врахування роботи вентиляторів):

$$\text{EER} = q_{\text{хол}} / l_k.$$

Відносний внутрішній коефіцієнт корисної дії компресора:

$$\eta_{oi} = l_{k(s)} / l_k = (h_{2(s)} - h_1) / (h_2 - h_1)$$

де $l_{k(s)}$ – питома технічна робота ізоентропного стиснення, кДж/кг;

$h_{2(s)}$ – питома ентальпія на виході з компресора при ізоентропному стисненні, кДж/кг.

Масова витрата фреону, кг/с:

$$m = Q_{\text{п}} / q_{\text{хол}},$$

де $Q_{\text{п}}$ – повна теплота, відведена кондиціонером в режимі охолодження (див. лабораторну роботу №1), кВт;

Наближено масову витрату можна знайти із спожитої електричної потужності, кг/с:

$$m = N \cdot \varepsilon / l_k,$$

де N – загальна електрична потужність, що споживається кондиціонером, кВт;

ε – коефіцієнт, що враховує долю електричної енергії, що споживається вентиляторами.

Таблиця 2 – Обробка дослідних даних

Параметри, що вимірюються							
Температура, °С				Тиск, МПа		Потужність, що споживає кондиціонер	
Вихід з випарника	Вхід в конденсор	Вихід з конденсора	Вхід у випарник	випарник	конденсор		
t_1	t_2	t_3	t_4	$p_{\text{вип}}$	$p_{\text{конд}}$	N , Вт	
Параметри з діаграми							
h_1 , кДж/кг	h_2 , кДж/кг	h_3 , кДж/кг	h_4 , кДж/кг	t'_1 , °С	t'_3 , °С	$h_{2(s)}$, кДж/кг	
Параметри, що розраховуються							
Δt_{sh} , °С	Δt_{sc} , °С	$q_{\text{хол}}$, кДж/кг	$q_{\text{гар}}$, кДж/кг	$l_{\text{к}}$, кДж/кг	EER	η_{oi}	m , кг/с

Висновки

Робота вважається зарахованою, якщо студент брав у ній безпосередню участь, самостійно виконав обробку результатів і відповів на контрольні запитання викладача.

Контрольні запитання.

1. Для чого необхідний перегрів пари фреону, і який допустимий діапазон перегріву.
2. Як впливає величина переохолодження на холодопродуктивність системи.
3. Яка температура конденсації холодоагенту прийнята для систем кондиціонування типу «повітря - повітря».
4. За яких умов визначається номінальна холодопродуктивність кондиціонера, записана в технічних даних.
5. Чому холодопродуктивність кондиціонера менше, ніж кількість теплоти, що відводиться в конденсорі.
6. Яка температура кипіння холодоагенту прийнята для систем кондиціонування типу «повітря - повітря».
7. Яким чином регулюється продуктивність теплообмінників в системах кондиціонування.
8. Чому при роботі кондиціонера в режимі охолодження утворюється конденсат.
9. Як визначається температура конденсації холодоагенту.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 3

Дослідження роботи кондиціонера HISENSE в режимі теплового насосу

Мета роботи:

1. Закріплення на практиці теоретичних знань з відповідних лекційних курсів;
2. Набуття практичних навичок випробувань кондиціонеру і вимірювання його основних параметрів в режимі роботи теплового насосу;
3. Побудова і аналіз циклу теплового насосу в p,h-діаграмі ;
4. Розрахунок продуктивності теплового насосу та оцінка ефективності його роботи.

Порядок виконання роботи

1. **Студенти повинні** заздалегідь ознайомитися з особливостями роботи кондиціонера, порядком проведення лабораторної роботи, вимірювальними приладами, місцями вимірювання і підготувати необхідне обладнання.

2. **Перед включенням** кондиціонера в режимі нагріву необхідно забезпечити температуру 25 °С або нижче в приміщенні, де встановлений внутрішній блок спліт-системи.

Для подачі електроживлення на кондиціонер необхідно включити відповідний автоматичний вимикач в силовому щиті.

Після запуску кондиціонера на дисплеї його пульта керування потрібно встановити наступні параметри: MODE – режим нагріву; FAN – вибір швидкості обертів вентилятора у наступній послідовності автоматична, найвища, висока, середня, низька, найнижча.

Таким чином, вибором швидкості вентилятора можна задавати різні варіанти виконання роботи.



Параметри:

MODE – охолодження;

FAN – вибір швидкості обертів вентилятора (різні варіанти для виконання лабораторної роботи).



Після включення кондиціонера потрібно почекати виходу системи на режим і при стабілізації всіх параметрів системи одночасно зняти параметри, зазначені в табл. 3.

3. Зняття характеристик.

Одночасно, з дисплеїв на стенді передачі даних зчитуються температури поверхонь теплообмінників, температура нагнітання компресора, температура і вологість повітря на вході та виході внутрішнього блоку, і потужність, що споживається кондиціонером. Результати вимірювань заносяться в табл. 3.

4. Вимкнення кондиціонера:

а) Направити пульт на внутрішній блок і натиснути кнопку ON / OFF.

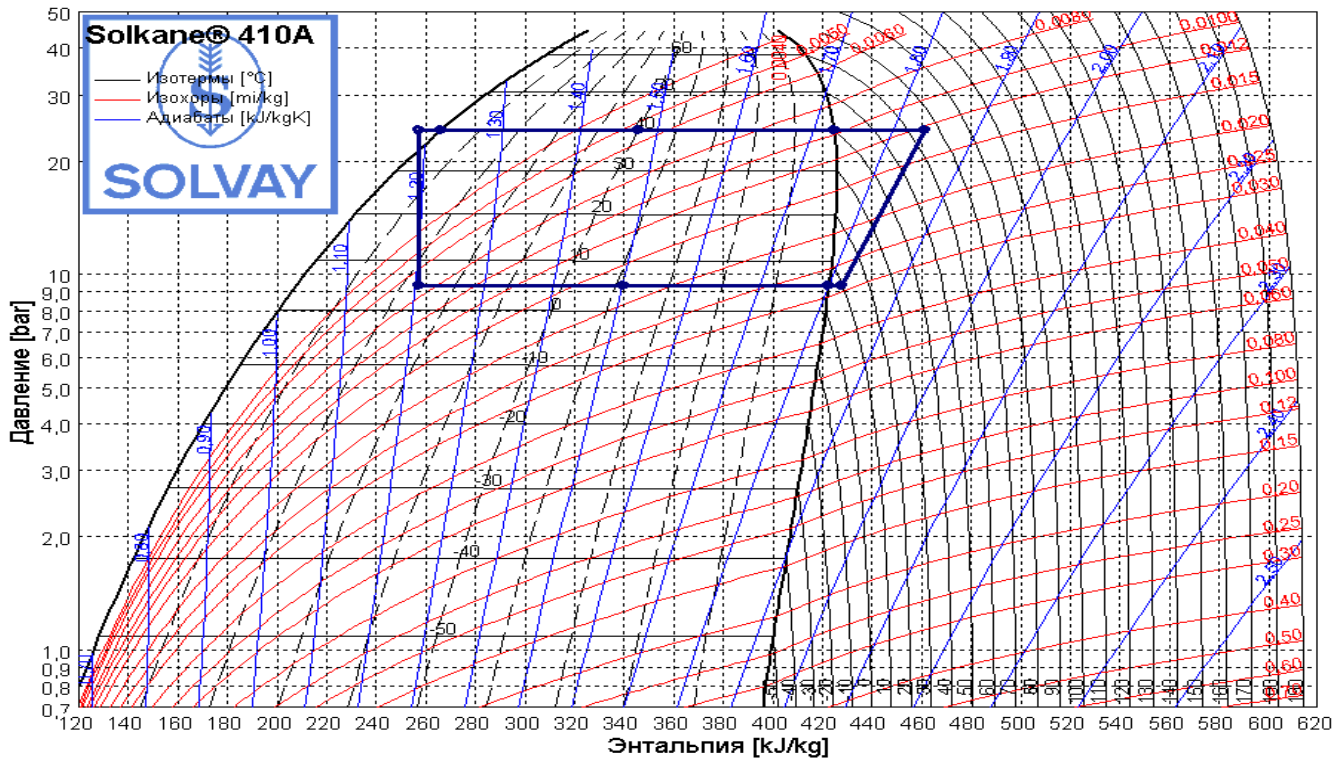
б) Після зупинки вентилятора зовнішнього блоку вимкнути автоматичний вимикач подачі живлення (див. п.2).

Обробка результатів вимірювань

Всі вимірні дані заносяться в таблицю 2. Виконується побудова циклу теплового насосу в p,h -діаграмі та процесу нагріву повітря в h,d -діаграмі.

Порядок розрахунку:

1. За вимірними температурами та тисками нанести на p,h -діаграмі відповідні точки та побудувати цикл теплового насосу (див.рис).



2. Порівняти температуру на виході з випарника (t_1) з температурою насичення при заданому робочому циклі (t'_1). Визначити наявний перегрів.

3. Порівняти температуру на виході з конденсора (t_3) з температурою насичення при заданому робочому циклі (t'_3). Визначити наявне переохолодження.

4. За знайденими ентальпіями розрахувати питому кількість теплоти, що відводиться в конденсорі (внутрішній блок); питому теплоту, що підводиться у випарнику (зовнішній блок); питому потужність, що споживається компресором. Розрахувати цикл теплового насосу.

5. Обчислити опалювальний коефіцієнт (COP) як відношення корисного ефекту (питома кількість теплоти, що відводиться у внутрішньому блоці) до питомої потужності компресора.

6. Порівняти реальну температуру на виході з компресора з випадком ізоентропного стиснення. Розрахувати відносний внутрішній коефіцієнт корисної дії компресора.

7. За вимірними температурами та відносною вологістю повітря побудувати в h,d -діаграмі відповідні точки стану повітря на вході і виході внутрішнього блоку кондиціонера і графічним способом знайти всі необхідні параметри повітря. Побудувати процес нагріву повітря.

8. Обчислити середнє арифметичне значення швидкості повітря $w_{\text{вих}}$ і його об'ємну витрату $V_{\text{вих}}$ на виході з внутрішнього блоку з урахуванням довжини і висоти випускного прямокутного отвору. Визначити густину повітря на виході з внутрішнього блоку за додатком 3.

9. По різниці ентальпій, густині і об'ємній витраті повітря на виході з внутрішнього блоку розрахувати теплову потужність кондиціонера.

10. Визначити масову витрату фреону в контурі установки.

11. Обчислити опалювальний коефіцієнт (COP) як відношення корисного ефекту (теплова потужність) до електричної потужності.

12. Порівняти отримані результати з даними з каталогу виробника (додаток 1).

13. Зробити висновки по проведеній роботі.

Формули для розрахунку характеристик кондиціонера

Перегрів фреону на виході з випарника, °C:

$$\Delta t_{\text{sh}} = t_1 - t'_1.$$

де t_1 – температура фреону на виході з випарника, °C;

t'_1 – температура насичення фреону при заданому тиску у випарнику, °C.

Переохолодження фреону на виході з конденсора, °C:

$$\Delta t_{\text{sc}} = t'_3 - t_3.$$

де t_3 – температура фреону на виході з конденсора, °C;

t'_3 – температура насичення фреону при заданому тиску у конденсорі, °C.

Питома теплота, що підводиться у випарнику кондиціонера, кДж/кг:

$$q_{\text{хол}} = h_1 - h_4,$$

де h_1 – ентальпія фреону на виході з випарника, кДж/кг;

h_4 – ентальпія фреону на вході у випарник, кДж/кг.

Питома теплота, що відводиться в конденсорі, кДж/кг:

$$q_{\text{гар}} = h_2 - h_3,$$

де h_2 – ентальпія фреону на вході в конденсор, кДж/кг;

h_3 – ентальпія фреону на виході з конденсора, кДж/кг.

Питома потужність компресора, кДж/кг:

$$l_{\text{к}} = h_2 - h_1.$$

Перевірка:

$$q_{\text{гар}} = l_{\text{к}} + q_{\text{хол}}.$$

Відносний внутрішній коефіцієнт корисної дії компресора:

$$\eta_{oi} = l_{\text{к(s)}} / l_{\text{к}} = (h_{2(s)} - h_1) / (h_2 - h_1)$$

де $l_{\text{к(s)}}$ – питома технічна робота ізоентропного стиснення, кДж/кг;

$h_{2(s)}$ – питома ентальпія на виході з компресора при ізоентропному стисненні, кДж/кг.

Об'ємна витрата повітря на виході з внутрішнього блоку, м³ / с:

$$V_{\text{вих}} = F_{\text{вих}} \cdot w_{\text{вих}},$$

де $w_{\text{вих}}$ - середньоарифметична швидкість повітря на виході з внутрішнього блоку;

F - площа вихідного отвору.

Теплова потужність теплового насосу, кВт:

$$Q_{\text{п}} = m_{\text{вих}} \cdot (h_{\text{вх}} - h_{\text{вих}}) = \rho \cdot V_{\text{вих}} \cdot (h_{\text{вх}} - h_{\text{вих}}),$$

де ρ – густина повітря на виході з блоку, кг/м³;

$m_{\text{вих}}$ – масова витрата повітря на виході з блоку, кг/с;

$h_{\text{вх}}, h_{\text{вих}}$ - ентальпії повітря на вході і виході з внутрішнього блоку (в режимі нагріву), кДж/кг.

Масова витрата фреону, кг/с:

$$m = Q_{\text{гар}} / q_{\text{гар}}.$$

Опалювальний коефіцієнт:

$$\text{COP} = Q_{\text{гар}} / N_{\text{к}}.$$

Таблиця 3 – Обробка дослідних даних

Параметри, що вимірюються							
Температура, °С				Тиск, МПа		Потужність, що споживає кондиціонер	
Вихід з випарника	Вхід в конденсор	Вихід з конденсора	Вхід у випарник	випарник	конденсор		
t_1	t_2	t_3	t_4	$p_{\text{вип}}$	$p_{\text{конд}}$	$N, \text{Вт}$	
Параметри з діаграми							
$h_1, \text{кДж/кг}$	$h_2, \text{кДж/кг}$	$h_3, \text{кДж/кг}$	$h_4, \text{кДж/кг}$	$t'_1, \text{°С}$	$t'_3, \text{°С}$	$h_{2(s)}, \text{кДж/кг}$	
Параметри, що розраховуються							
$\Delta t_{\text{sh}}, \text{°С}$	$\Delta t_{\text{sc}}, \text{°С}$	$q_{\text{хол}}, \text{кДж/кг}$	$q_{\text{гап}}, \text{кДж/кг}$	$l_{\text{к}}, \text{кДж/кг}$	EER	η_{oi}	$m, \text{кг/с}$

Висновки

Робота вважається зарахованою, якщо студент брав у ній безпосередню участь, самостійно виконав обробку результатів і відповів на контрольні запитання викладача.

Контрольні запитання.

1. Для чого необхідний перегрів пари фреону, і який допустимий діапазон перегріву.
2. Як впливає величина переохолодження на холодопродуктивність системи.
3. Яка температура конденсації холодоагенту прийнята для систем кондиціонування типу «повітря - повітря».
4. За яких умов визначається номінальна холодопродуктивність кондиціонера, записана в технічних даних.
5. Чому холодопродуктивність кондиціонера менше, ніж кількість теплоти, що відводиться в конденсорі.
6. Яка температура кипіння холодоагенту прийнята для систем кондиціонування типу «повітря - повітря».
7. Яким чином регулюється продуктивність теплообмінників в системах кондиціонування.
8. Чому при роботі кондиціонера в режимі охолодження утворюється конденсат.
9. Як визначається температура конденсації холодоагенту.

4. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК АБСОРБЦІЙНИХ УСТАНОВОК

4.1. ВИБІР ХОЛОДОАГЕНТА

В якості робочого тіла в абсорбційних установках (АБУ) використовують розчини, що складаються з двох компонентів: холодоагента і поглинача (абсорбента).

До робочого тіла висувають такі вимоги: висока абсорбційна здатність; низький тиск парів; нетоксичність; вогне- та вибухобезпечність, повна взаємна розчинність компонентів, значна відмінність величин температур кипіння компонентів.

В даний час на практиці використовуються в основному два види робочих тіл абсорбційних установок:

- розчин «вода-аміак», де аміак є холодоагентом, а вода – абсорбентом;
- розчин «вода-бромистий літій», де вода є робочим агентом, а бромистий літій – абсорбентом.

Фізичні властивості цих розчинів наведені в [5].

Водоамічний розчин має невелику різницю температур кипіння $\Delta t = 1...3^{\circ}\text{C}$, тому в парах аміаку завжди буде знаходитись деяка кількість абсорбенту. Це може призвести до корозії та утворення льоду в дреселі. Для запобігання цього необхідно встановлювати ректифікаційні пристрої, що ускладнює установку, збільшує капіталовкладення та втрати тепла. Аміак – сильнодіюча отруйна речовина, яка робить установку хімічно небезпечною.

Розчин води із сіллю бромистого літію має значну різницю температур кипіння $\Delta t \approx 12^{\circ}\text{C}$, тому ректифікація тут не потрібна. Це значно спрощує установку. Також перевагами цього розчину є нетоксичність та вибухобезпечність. А його недоліком є агресивність по відношенню до металів. Для запобігання руйнування металу до розчину додають спеціальні присадки, або ж забезпечують повну відсутність повітря в системі. Бромистий літій використовується в установках для отримання холодної води з температурою $+5...+8^{\circ}\text{C}$.

4.2. ВИКОРИСТАННЯ АБСОРБЦІЙНИХ УСТАНОВОК

Основною особливістю АБУ є те, що вони використовують теплоту замість електроенергії. Саме тому в якості гріючого середовища економічно вигідно використовувати вторинні, або ж нетрадиційні енергоресурси. Схеми АБУ для утилізації скидної теплоти наведені в [6]. Використання АБУ дозволяє збільшити енергетичну ефективність системи вироблення холоду майже в 2

рази. Крім того, використання скидної теплоти забезпечує охорону навколишнього середовища.

Абсорбційні бромисто-літієві холодильні установки також використовуються для систем кондиціонування повітря громадських і виробничих будівель. У 70% японських будівель кондиціонери працюють, використовуючи холод, отриманий з тепла в абсорбційних бромисто-літієвих холодильних установках (АБХУ).

АБУ можуть використовуватися і для отримання гарячої води. При цьому загальні приведені витрати (включаючи капітальні витрати, затрати на пусконаладжувальні роботи, експлуатаційні витрати), нижче, ніж витрати при використанні окремих холодильної машини і бойлера.

Перевагами АБУ є:

- знижений шум при роботі обладнання, відсутність вібрацій;
- відсутність високого тиску в системі;
- відсутність масивних рухомих частин;
- висока надійність установок;
- низька вартість обслуговування.

Використання таких систем охолодження дозволяє підвищити надійність систем кліматизації, оскільки в цьому випадку працездатність системи холодопостачання менше залежить від надійності єдиного джерела електропостачання. Доцільно також застосування АБУ в якості резервного джерела холодопостачання.

4.3. Принцип роботи АБУ

Розглянемо принцип роботи АБУ на основі геліоабсорбційного бромистолітієвого термотрансформатора (див. рис.4.1). В літній час холод потрібний для охолодження повітря, а тепло відводиться в ґрунтовий акумулятор. В зимовий час це тепло може використовуватись на підігрів повітря для вентиляції приміщень, або на підігрів гарячої води.

Установка включає в себе наступні апарати: абсорбер-випарник, генератор-конденсатор, теплообмінники «розчин-розчин» і «розчин-етиленгліколь», віддільник повітря, насоси, гідравлічні затвори і розширювальні баки. В якості абсорбенту використовується водний розчин бромистого літію $\text{LiBr-H}_2\text{O}$, а холодоагентом є вода.

Установка працює наступним чином. Вода охолоджується в трубному просторі випарника 1. Зовнішня поверхня труб зрошується водою, що кипить під вакуумом при температурі 282 К (9°C). Пари холодоагенту надходять до абсорбера 2, де вони поглинаються водосольовим розчином, який стікає тонкою

плівкою по зовнішній поверхні охолоджуючих труб абсорбера. Тепло, яке виділяється при абсорбції, відводиться етиленгліколем до ґрунтового акумулятора. Слабкий розчин з нижньої частини абсорбера насосом подається через регенеративний теплообмінний апарат розчинів 6 на регенерацію. В теплообміннику слабкий розчин підігрівається зустрічним потоком гарячого міцного розчину. Міцний розчин при цьому охолоджується перед надходженням до абсорбера 2.

Після теплообмінника нагрітий слабкий розчин подається в генератор 4, де розділяється на пару і міцний розчин. Пароутворення відбувається за рахунок підведення гарячої води від геліонагрівача 5. Міцний розчин відводиться в теплообмінник «розчин-розчин» 6, а пара надходить в конденсатор 3. В конденсаторі за рахунок відведення теплоти пара конденсується. Тепло яке відводиться етиленгліколем надходить в ґрунтовий акумулятор. Конденсат надходить у випарник 1 і цикл замикається.

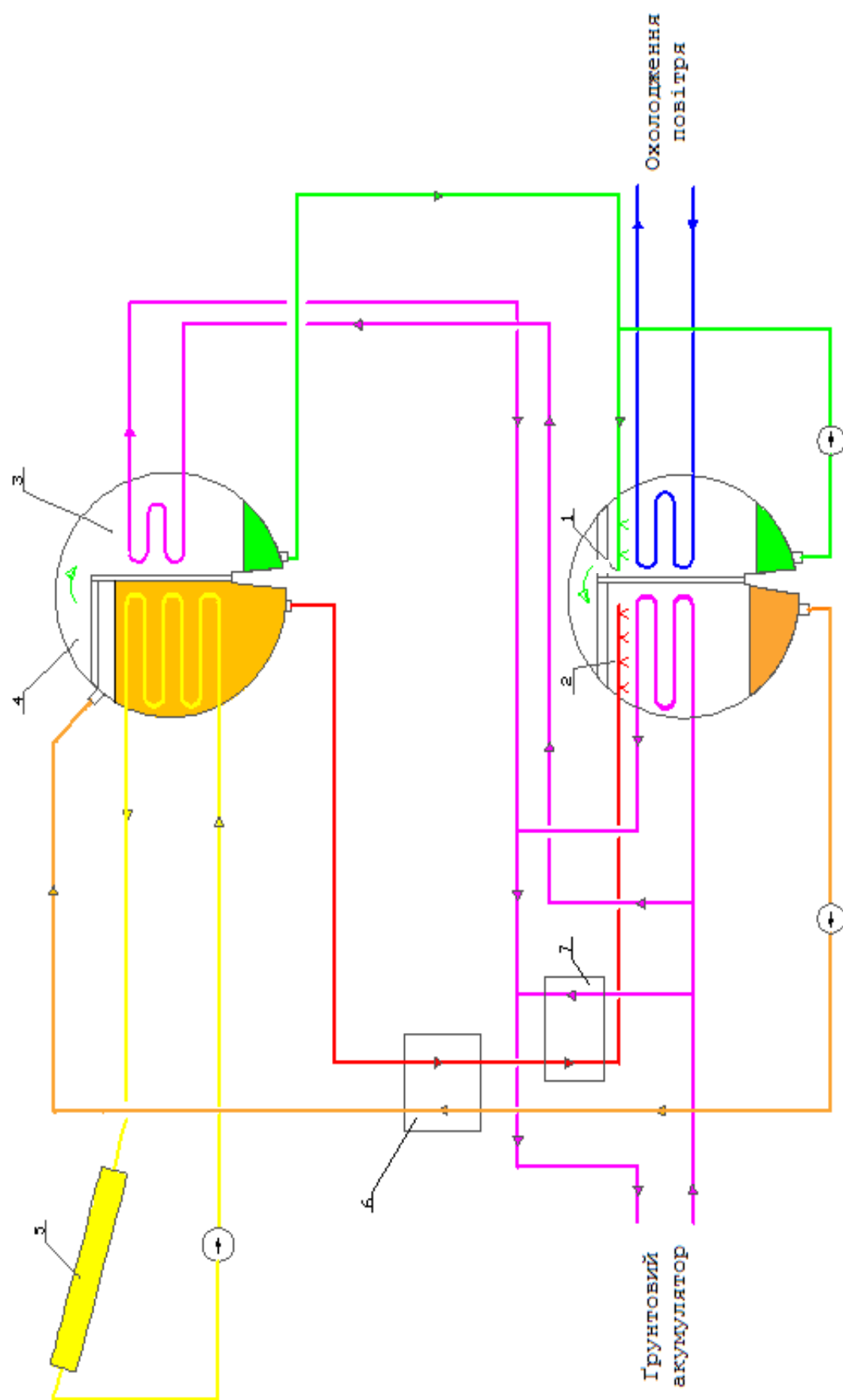


Рис.1.1 Принципова схема установки

- 1 - випарник; 2 - абсорбер; 3 - конденсатор; 4 - генератор; 5 - теплообмінник "розчин-розчин"; 6 - теплообмінник "розчин-етиленгліколь"; 7 - теплообмінник "розчин-етиленгліколь".

4.4. ПОСЛІДОВНІСТЬ ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ

Для виконання теплового розрахунку АБУ необхідно визначити наступні параметри: тип розчину, якій буде використовуватись в установці; температура гріючого джерела (теплоносія на вході у генератор); температура охолоджуючого джерела (теплоносія на вході у конденсатор і абсорбер) і температура об'єкта охолодження (теплоносія на виході із випарника).

За заданими параметрами зовнішніх джерел, використовуючи h - ξ діаграми [7] и таблиці термодинамічних параметрів рівнозважених фаз розчинів [5], будують цикл установки в діаграмі та визначають термодинамічні параметри робочого агента і абсорбента у вузлових точках циклу; розраховують питомі теплові потоки в апаратах і складають тепловий баланс установки; знаходять значення теплового і холодильного коефіцієнтів, які характеризують енергетичну ефективність циклу і схеми установки.

Розглянемо послідовність виконання теплового розрахунку АБУ, яка показана на рис. 4.1 і описана в розділі 4.3.

Вихідні дані:

- а) Температура гріючої води $t_h=80$ °С.
- б) Температура етиленгліколю:
 - на вході в абсорбер $t_{e1}=26$ °С;
 - на виході із конденсатора $t_{e2}=32$ °С.
- в) Температура води, яка подається на охолодження $t_c=16$ °С.
- г) Необхідна холодопродуктивність $Q_0=52,4$ кВт.

4.4.1. Визначення параметрів в точках циклу

1. Температура кипіння води у випарнику:

$$t_o = t_c - \Delta t_c, \quad (1)$$

де Δt_c – різниця температур охолодженої води, $\Delta t_c=7$ °С.

$$t_o = 16 - 7 = 9$$
°С.

2. Тиск та ентальпію водяної пари у випарнику визначаємо з h - s діаграми при $t_o = 9$ °С:

$$P_o = 1148 \text{ Па}; \quad h_o = 2517,4 \text{ кДж / кг.}$$

3. Температура конденсації:

$$t_3 = t_{e1} + \Delta t_e, \quad (2)$$

де Δt_e – різниця температур охолоджуючої води, $\Delta t_e=7$ °С.

$$t_3 = 26 + 7 = 33$$
°С.

4. Тиск та ентальпія води у конденсаторі при $t_к=33$ °С:

$$P_3 = 5036 \text{ Па}; \quad h_3 = 138,3 \text{ кДж/кг}.$$

5. Тиск в генераторі:

$$P_4 = P_k + \sum \Delta P, \quad (3)$$

де $\sum \Delta P$ – сумарні гідравлічні втрати тиску, $\sum \Delta P = 133 \text{ Па}$.

$$P_4 = 5036 + 133 = 5169 \text{ Па}.$$

6. Температура міцного розчину на виході з генератора:

$$t_4 = t_h - \Delta t_h, \quad (4)$$

де $\Delta t_h = 10^\circ\text{C}$ – різниця температур в системі геліонагрівача.

$$t_4 = 80 - 10 = 70^\circ\text{C}.$$

7. Побудуємо цикл роботи АБУ в h - ξ діаграмі (див. рис.2) і визначимо ентальпію та концентрацію міцного розчину бромистого літію:

$$h_4 = 320,8 \text{ кДж/кг}, \quad \xi_M = 58,5\%.$$

8. Температура слабкого розчину на виході з абсорбера:

$$t_2 = t_{e1} + \Delta t_a, \quad (5)$$

де Δt_a – різниця температур слабкого розчину та етиленгліколю, $\Delta t_a = 8^\circ\text{C}$.

$$t_2 = 26 + 8 = 34^\circ\text{C}.$$

9. Тиск в абсорбері визначаємо з врахуванням сумарних гідравлічних втрат:

$$P_2 = P_0 - \sum \Delta P, \quad (6)$$

$$P_2 = 1148 - 133 = 1015 \text{ Па}.$$

10. Ентальпію та концентрацію слабкого розчину визначаємо з h - ξ діаграми (див. рис.2):

$$h_2 = 254,2 \text{ кДж/кг}, \quad \xi_{cl} = 53,5\%.$$

11. Температура міцного розчину після теплообмінника «розчин-розчин»:

$$t_8 = t_2 + \Delta t_p, \quad (7)$$

де Δt_p – різниця температур міцного розчину після теплообмінника та слабкого розчину після абсорбера, приймаємо $\Delta t_p = 11^\circ\text{C}$.

$$t_8 = 34 + 11 = 46^\circ\text{C}.$$

12. Температура міцного розчину після теплообмінника «розчин-етиленгліколь»:

$$t_{12} = t_{e1} + \Delta t_e, \quad (8)$$

де $\Delta t_e = 10^\circ\text{C}$ – різниця температур міцного розчину після теплообмінника та етиленгліколя на вході.

$$t_{12} = 26 + 10 = 36^\circ\text{C}.$$

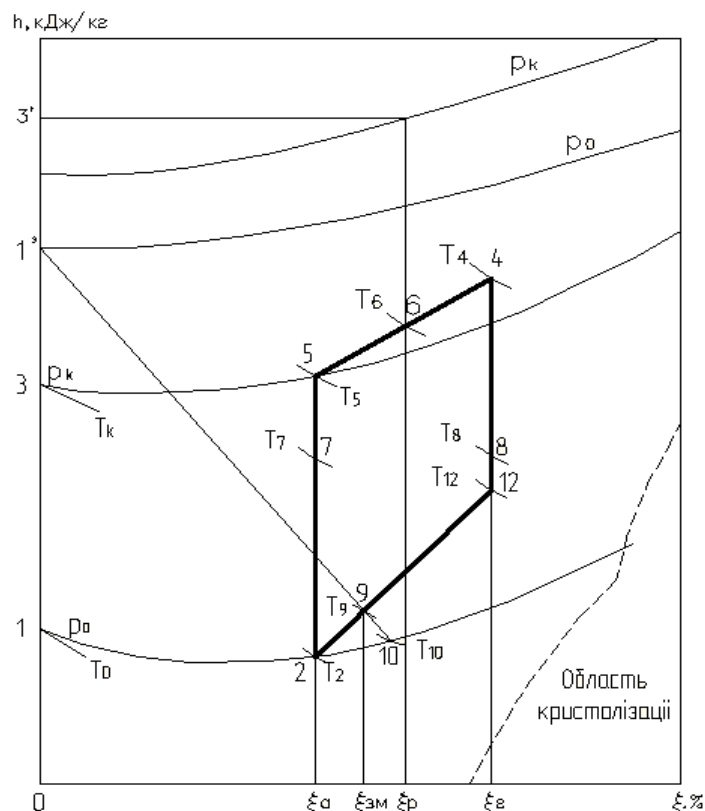


Рис. 4.2. Цикл абсорбційного термотрансформатора:

- 2-7 – підігрів слабкого розчину в теплообміннику «розчин-розчин»; 7-5 – підігрів слабкого розчину в генераторі;
- 5-4 – кипіння слабкого розчину; 4-8 – охолодження міцного розчину в теплообміннику «розчин-розчин»; 8-12 – охолодження міцного розчину в теплообміннику «розчин - етиленгліколь»;
- 12-2 – абсорбція водяної пари міцним розчином

13. Кратність циркуляції розчину:

$$f = \frac{\xi_{міц}}{\xi_{міц} - \xi_{сл}}, \quad (9)$$

$$f = \frac{58,5}{58,5 - 53,5} = 11,7 \frac{кг}{кг}.$$

14. Питома теплота віддана в теплообміннику «розчин-етиленгліколь» визначається за формулою:

$$q^{p-e} = (f - 1) \cdot (h_8 - h_{12}), \quad (10)$$

$$q^{p-e} = (11,7 - 1) \cdot (275 - 256,3) = 200 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

15. Теплота сприйнята в теплообміннику «розчин-розчин» визначається за формулою:

$$q^{p-p} = (f - 1) \cdot (h_4 - h_8), \quad (11)$$

$$q^{p-p} = (11,7 - 1) \cdot (320,8 - 275) = 490 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

16. Ентальпія слабкого розчину на виході з теплообмінника «розчин-розчин»:

$$h_7 = h_2 + q^{p-p} / f, \quad (12)$$

$$h_7 = 254,2 + 490 / 11,7 = 296,1 \text{ кДж / кг.}$$

17. Температуру слабкого розчину після теплообмінника визначаємо з h-ξ діаграми (див. рис.2):

$$t_7 = 58^\circ\text{C.}$$

18. Визначаємо температуру розчину на початку процесу кипіння в генераторі при $\xi_{cl} = 53,5\%$ та $P_4 = 5169 \text{ Па}$: $t_5 = 62^\circ\text{C}$.

19. Середня температура розчину в генераторі:

$$t_6 = (t_4 + t_5) / 2, \quad (13)$$

$$t_6 = (70 + 58) / 2 = 64^\circ\text{C.}$$

20. Ентальпія та концентрація розчину в генераторі при температурі $t_6 = 64^\circ\text{C}$ становить:

$$h_6 = 311,4 \text{ кДж/кг}; \quad \xi_6 = 55\%.$$

21. Ентальпія перегрітої пари на виході з генератора при відомих $\xi_6 = 55\%$ та $P_4 = 5169 \text{ Па}$ визначається з діаграми:

$$h'_3 = 3041,7 \text{ кДж / кг.}$$

22. Концентрація змішаного розчину

$$\xi_{зм} = \xi_{cl} + \Delta\xi_{зм}, \quad (14)$$

де $\Delta\xi_{зм}$ - різниця концентрацій змішаного і слабкого розчинів, приймають в межах 1-1,5%. Приймаємо $\Delta\xi_{зм} = 1\%$. Тоді:

$$\xi_{зм} = 53,5 + 1 = 54,5\%.$$

23. З діаграми при $\xi_{зм} = 54,5\%$ визначаємо температуру змішаного розчину: $t_9 = 37^\circ\text{C}$.

24. Вища температура на початку процесу абсорбції становить $t_{10} = 36^\circ\text{C}$.

4.4.2. Визначення питомого теплового навантаження на основні елементи системи

1. Питома кількість теплоти, яка сприймається в генераторі:

$$q_2 = h'_3 + (f - 1) \cdot h_4 - f \cdot h_7, \quad (15)$$

$$q_2 = 3041,7 + (11,7 - 1) \cdot 320,8 - 11,7 \cdot 296,1 = 3010 \text{ кДж / кг.}$$

2. Питома холодопродуктивність:

$$q_0 = h'_1 - h_3, \quad (16)$$

$$q_0 = 2940 - 456,7 = 2483,3 \text{ кДж / кг.}$$

3. Питома кількість теплоти, яка відводиться з конденсатора:

$$q_k = h'_3 - h_3, \quad (17)$$

$$q_k = 3041,7 - 456,7 = 2585 \text{ кДж / кг.}$$

4. Питома кількість теплоти, яка відводиться з абсорбера:

$$q_a = h_1' + (f - 1) \cdot h_8 - f \cdot h_2, \quad (18)$$

$$q_a = 2940 + (11,7 - 1) \cdot 275 - 11,7 \cdot 254,2 = 2908,4 \text{ кДж/кг.}$$

5. Підведена теплота:

$$\sum q_{\text{підв}} = q_2 + q_0 = 3010 + 2483,3 = 5493,3 \text{ кДж/кг.}$$

Відведена теплота:

$$\sum q_{\text{відв}} = q_k + q_a = 2585 + 2908,4 = 5493,4 \text{ кДж/кг.}$$

Відповідно тепловий баланс:

$$\sum q_{\text{підв}} = \sum q_{\text{відв}} = 5493,3 \text{ кДж/кг.}$$

4.4.3. Визначення витрат розчинів

1. Годинна витрата пари, кг/с:

$$D = \frac{Q_0}{q_0}, \quad (19)$$

де Q_0 – холодопродуктивність установки, Вт; q_0 – питома холодопродуктивність, Дж/кг.

$$D = \frac{52400}{2483,3 \cdot 10^3} = 0,021 \frac{\text{кВт}}{\text{с}} = 75,6 \frac{\text{кВт}}{\text{год}}.$$

2. Кількість циркулюючого слабкого розчину, кг/с:

$$G_{\text{сл}} = f \cdot D, \quad (20)$$

де f – кратність циркуляції розчину; D – витрата холодоагента, який випаровується, кг/с.

$$G_{\text{сл}} = 11,7 \cdot 0,021 = 0,246 \text{ кг/с} = 885,6 \text{ кг/год}.$$

Витрата міцного розчину, кг/с:

$$G_{\text{міц}} = G_{\text{сл}} - D, \quad (21)$$

$$G_{\text{міц}} = 0,246 - 0,021 = 0,225 \text{ кг/с} = 810 \text{ кг/год}.$$

4.4.4. Визначення теплового навантаження на основні елементи системи

1. Теплове навантаження на генератор, Вт:

$$Q_2 = D \cdot q_2, \quad (22)$$

$$Q_2 = 0,021 \cdot 3010 \cdot 10^3 = 63210 \text{ Вт.}$$

2. Теплове навантаження на теплообмінник розчинів, Вт:

$$Q_m^{p-p} = \frac{G_{\text{сл}} \cdot q^{p-p}}{f}, \quad (23)$$

$$Q_m^{p-p} = \frac{0,246 \cdot 490 \cdot 10^3}{11,7} = 10303 \text{ Вт.}$$

3. Теплове навантаження на теплообмінник «розчин-етиленгліколь», Вт:

$$Q_m^{p-6} = \frac{G_{\text{міц}} \cdot q^{p-6}}{f}, \quad (24)$$

$$Q_m^{p-6} = \frac{0,225 \cdot 200 \cdot 10^3}{11,7} = 3846 \text{ Вт}.$$

4. Теплове навантаження на абсорбер, Вт:

$$Q_a = 0,021 \cdot 2908,4 \cdot 10^3 = 61076,4 \text{ Вт}.$$

5. Теплове навантаження на конденсатор, Вт:

$$Q_\kappa = D \cdot (h'_6 - h_3), \quad (25)$$

де h'_6 - ентальпія пари в конденсаторі визначаємо з h-s діаграми для водяної пари, $h'_6 = 2619,9 \text{ кДж/кг}$.

$$Q_\kappa = 0,021 \cdot (2619900 - 138300) = 52113,6 \text{ Вт}.$$

4.4.5. Визначення коефіцієнтів установки

1. Коефіцієнт трансформації теплоти становить:

$$M = (q_a + q_\kappa) / q_h, \quad (26)$$

$$M = (2908,4 + 2585) / 3010 = 1,825.$$

2. Значення холодильного коефіцієнта установки дорівнює:

$$\varepsilon_o = \frac{Q_o}{Q_c}, \quad (27)$$

$$\varepsilon_o = \frac{52400}{63210} = 0,83.$$

5. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛОНАСОСНИХ УСТАНОВОК

5.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

На сучасному етапі розвитку цивілізації все більше уваги приділяється використанню поновлюваних джерел енергії для промислових та побутових потреб. Для використання низькопотенційної теплової енергії навколишнього середовища були розроблені теплонасосні установки (ТНУ) або теплові насоси. Принцип роботи теплового насосу відображений в циклі Карно, опублікованому в 1824 р. у його дисертації. Практичну теплонасосну систему запропонував лорд Кельвін у 1852 р. під назвою «примножувач тепла».

Основи і методологія розрахунку теплонасосних установок з використанням сучасних методів прикладної термодинаміки викладені в [8].

Питання особливостей використання в теплових насосах різних джерел енергії та ефективності застосування теплонасосних технологій як в системах тепlopостачання, так і в промислових технологіях розглянуті в [9,10].

Схеми ТНУ із використанням сонячної енергії для сучасних систем тепlopостачання показані в [11].

5.2. ПРИНЦИП РОБОТИ ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ

Найбільшого поширення набули парокомпресійні ТНУ, де робочими агентами є фреони або їх суміші. Принципову схему компресійної ТНУ показано на рис.5.1.

ТНУ складається з:

- теплообмінника передачі тепла низького потенціалу внутрішньому контуру (випарник);
- компресора;
- теплообмінника передачі тепла внутрішнього контуру системі опалювання (конденсатор);
- дросельного пристрою для пониження тиску (регульоване сопло або отвір чи капілярна трубка).

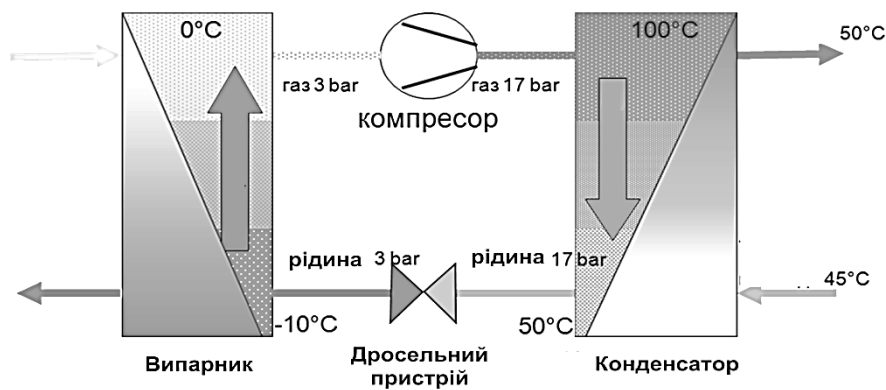


Рис. 5.1. Принципова схема теплонасосної установки рисунок замінити на більш загальний без параметрів

ТНУ працює за таким принципом: робоче тіло циркулює у контурі. Робочі тіла (фреони) підбираються таким чином, щоб вони мали температуру кипіння менше 0°C при атмосферному тиску. Рідкий фреон, відбираючи тепло від низькопотенційного джерела нагрівається і переходить в газоподібний стан. Далі, газоподібний фреон надходить до компресора, де його тиск підвищується (на рис.5.1 з 3 до 17 бар). При такому стискуванні його температура різко збільшується.

Це найважливіший етап роботи теплового насоса. Саме на цьому етапі відбувається перетворення енергії великого об'єму газу з низькою температурою в малий об'єм газу з високою температурою (до $75\dots 100^{\circ}\text{C}$). Теплова енергія газу (фреон), в конденсаторі передається споживачу (наприклад, в систему опалення і гарячого водопостачання будинку). Передача тепла відбувається внаслідок охолодження фреону і переходу його з газоподібного в рідкий стан, при цьому теплоносій опалювального контуру нагрівається до необхідної температури. На виході з конденсатора фреон як і раніше знаходиться під високим тиском (17 бар). Потім відбувається зниження тиску до тиску в випарнику (3 бар) – процес дроселюванн. В результаті падіння тиску відбувається значне охолодження фреону (ефект, зворотний підвищенню температури при збільшенні тиску). Він охолоджується до $0\dots 3^{\circ}\text{C}$. І з такою температурою знову потрапляє у випарник. У випарнику під дією підведеної до нього низькопотенційної теплоти фреон переходить у газоподібний стан. Цикл повторюється.

В якості основного показника ефективності ТНУ застосовується коефіцієнт перетворення μ або опалювальний коефіцієнт, рівний відношенню теплової потужності ТНУ до потужності компресора.

Процес 3-4 – це процес дроселювання. Однак, як відомо, перед дроселюванням завжди вигідно переохолодити фреон. Процес переохолодження зображений лінією 3-3', і він майже співпадає з граничною кривою.

При застосуванні переохолодження процес дроселювання відбувається по лінії 3'-4. В результаті на вході у випарник ми отримуємо фреон із меншим ступенем сухості, що призводить до збільшення питомої потужності випарника (q_x на рисунку 5.2), і, як наслідок, до зростання загальної ефективності установки.

Дроселювання забезпечує пониження тиску без зміни ентальпії. Це необоротний процес (тертя), який іде із збільшенням питомої ентропії. Тому лінія процесу дроселювання іде з нахилом (лінія 3'-4).

5.4. ПОСЛІДОВНІСТЬ ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ

При розрахунку задаємося джерелом тепла низького потенціалу – річковою водою з температурою на вході у випарник $t_{н1}=10^{\circ}C$, а на виході з нього – $t_{н2}=6^{\circ}C$. Температура води на вході в охолодник $t_{но}=35^{\circ}C$, а на виході з конденсатора – $t_{с1}=70^{\circ}C$. Теплопродуктивність теплового насоса $Q_m=46,5$ кВт. Робочий агент – хладон R-410a.

1. Приймаємо кінцеву різницю температур у випарнику

$$t_{кін.в.} = t_{н2} - t_0 = 2,5^{\circ}C. \quad (28)$$

2. Знаходимо температуру випаровування:

$$t_0 = t_{н2} - t_{кін.в.};$$

$$t_0 = 6 - 2,5 = 3,5^{\circ}C. \quad (29)$$

3. Задаємося кінцевою різницею температур в конденсаторі:

$$t_{кін.} = t_{с1} - t_к = 5^{\circ}C. \quad (30)$$

4. Визначаємо температуру конденсації.

$$t_к = t_{с1} - t_{кін.};$$

$$t_к = 70 + 5 = 75^{\circ}C. \quad (31)$$

5. За допомогою p,h-діаграми (див. додаток 5) знаходимо параметри робочого агента в наступних характерних точках циклу:

точка 1: $t_1 = t_0 = 3,5^{\circ}C$, $p_1 = 0,08$ МПа, $h_1 = 665$ кДж/кг, $v_1 = 0,275$ м³/кг;

точка 2: $p_2 = 0,78$ МПа, $h_2 = 724$ кДж/кг, $t_2 = 110^{\circ}C$;

точка 3: $t_3 = 75^{\circ}C$, $p_3 = 0,78$ МПа, $h_3 = 506$ кДж/кг;

точка 4: $t_4 = t_{но} + t_{н1} = 35 + 10 = 45^{\circ}C$, $p_4 = 0,78$ МПа, $h_4 = 468$ кДж/кг;

точка 5: $t_5 = 3,5^{\circ}C$, $p_5 = 0,08$ МПа, $h_5 = 468$ кДж/кг.

6. Ентальпія робочого агенту на виході з компресора при внутрішньому ККД компресора $\eta_k = 0,8$.

$$h_2 = h_1 + h_2' / \eta_k; \quad (32)$$

$$h_2 = 665 + (724 - 665) / 0,8 = 739 \text{ кДж} / \text{кг}$$

7. Питома робота стиснення становить:

$$L_k = h_2 - h_1; \quad (33)$$

$$L_k = 739 - 665 = 74 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

8. Питоме теплове навантаження випарника:

$$q_0 = h_1 - h_5; \quad (34)$$

$$q_0 = 665 - 468 = 233 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

9. Питоме теплове навантаження конденсатора:

$$q_k = h_2 - h_3; \quad (35)$$

$$q_k = 739 - 506 = 38 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

10. Питоме теплове навантаження охолоджувача:

$$q_{no} = h_3 - h_4; \quad (36)$$

$$q_{no} = 506 - 468 = 38 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

11. Енергетичний баланс теплового насоса:

$$q = L_k + q_0 = q_k + q_{no}; \quad (37)$$

$$q = 74 + 197 = 233 + 38 = 271 \text{ кДж} / \text{кг}$$

12. Визначаємо масу робочого агенту:

$$G = Q_T / (q_k + q_{no}); \quad (38)$$

$$G = 46,5 / (233 + 38) = 0,172 \text{ кг} / \text{с}.$$

13. Об'ємна продуктивність компресора:

$$V_1 = 0,172 \cdot 0,275 = 0,0473 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

14. Розрахункове теплове навантаження випарника:

$$Q_0 = q_0 \cdot G; \quad (39)$$

$$Q_0 = 197 \cdot 0,172 = 34 \text{ кВт}.$$

15. Розрахункове теплове навантаження охолоджувача:

$$Q_{no} = q_{no} \cdot G; \quad (40)$$

$$Q_{no} = 38 \cdot 0,172 = 6,8 \text{ кВт}.$$

Приймаючи електромеханічний ККД компресора $\eta_{ем} = 0,9$, визначаємо питому роботу компресора:

$$L_{км} = L_k / \eta_{ем}; \quad (41)$$

$$L_{км} = 74 / 0,9 = 82,2 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

16. Питома витрата електроенергії на одиницю виробленого тепла:

$$\varepsilon_{тн} = L_{км} / (q_k + q_{no}); \quad (42)$$

$$\varepsilon_{mn} = 82,2 / (233 + 38) = 0,304.$$

17. Електрична потужність компресора:

$$Ne = L_{км} \cdot G; \quad (43)$$

$$Ne = 82,2 \cdot 0,172 = 4,2 \text{ кВт}.$$

18. Коефіцієнт трансформації становитиме:

$$\mu = (q_k + q_{no}) / L_{км} = 1 / \eta_{mm}; \quad (44)$$

$$\mu = 1 / 0,34 = 3,3.$$

19. Середня температура низькотемпературного тепловіддавача:

$$T_{н.ср.} = (10 + 6) / 2 + 273 = 281 \text{ К}.$$

20. Середня температура отриманого тепла:

$$T_{в.ср.} = (70 + 35) / 2 + 273 = 325,5 \text{ К}.$$

21. Коефіцієнт працездатності тепла з потенціалом $T_{в.ср.}$:

$$(\tau_q)_e = 1 - (293 / 325,5) = 1 - 0,9 = 0,1.$$

22. Ексергетичний коефіцієнт корисної дії теплонасосної установки:

$$\eta_e = (q_k + q_{no}) \cdot (\tau_q)_e / L_{км}; \quad (45)$$

$$\eta_e = (233 + 38) \cdot 0,1 / 82,2 = 0,33 (33\%).$$

5.5. ПИТАННЯ ДО САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ, [8]

1. Об'ємні та енергетичні коефіцієнти компресорів, с.237-244.
2. Класифікація та основні характеристики компресорів, с.244-246.
3. Основні схеми двоступеневих холодильних машин, с.353-371.
4. Каскадні холодильні машини, с.411-424.
5. Повітряні холодильні машини, с.474-482.
6. Ежекторні холодильні машини, с.552-559, 567-571.
7. Абсорбційні холодильні машини, с.572-582.
8. Адсорбційні холодильні машини, с.647-662.
9. Теплові насоси для систем тепlopостачання, с.665-694.

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Липа А. И. Кондиционирование воздуха. Основы теории. Современные технологии обработки воздуха. Изд. второе, перераб., доп., Одесса: ОГАХ, издательство ВМВ, 2010. - 607 с., ил.
2. Справочное пособие АВОК «Влажный воздух», - М.: АВОК - ПРЕСС, 2004 - 46
3. ГОСТ 12.3.018.-79 «Методы аэродинамических испытаний».
4. Thermodynamic properties of DuPont Suva R410a.
5. Богданов С.Н., Бурцев С.И., Иванов О.П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ: Справ. / Под ред. Богданова С.Н. 4-е изд., перераб. и доп. – СПб: СПбГАХПТ (Санкт-Петербургская государственная академия холода и пищевых технологий), 1999. – 320 с.
6. Горшков В.Г., Мухин Д.Г. «Абсорбционные бромисто-литиевые термотрансформаторы и некоторые технологии их использования для утилизации сбросной теплоты». Научно-техническая конференция «Теплонасосные технологии в Украине. Состояние и перспективы внедрения» (23-25 мая 2012, г.Киев), Сборник тезисов докладов Киев-2012, с.45-66.
7. Сайт <https://www.thermodynamics.hs-zigr.de>
8. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712 с. (с приложением).
9. Безродний М.К. Теплові насоси та їх використання: навч. посіб. / М.К. Безродний, І.І. Пуховий, Д.С. Кутра. – К.: НТУУ «КПІ», 2013. – 312с. – Бібліогр.: С.292-311. – 115 пр.
10. Пісарєв В.Є. Теплові насоси та холодильні установки: Навч. посібник. – Київ: КНУБА, 2002. – 124с.
11. Сайт <http://www.viessmann.ua>

ДОДАТОК 1

Основні технічні характеристики кондиціонера

Model No.		AS-07 UR4SYDDK02	AS-09 UR4SYDDK01C	AS-12 UR4SYDDK01C
Type		T1, INVERTER	T1, INVERTER	T1, INVERTER
Performance				
Pdesign Cooling	W		2600	3200
Pdesign Heating Average	W		2650	3250
Cooling Capacity	W		2600(900~3000)	3200(900~3550)
Heating Capacity	W		2650(900~3000)	3250(900~3550)
Rated Input-Cooling	W		810(280~1230)	995(280~1350)
Rated Input-Heating	W		730(230~1200)	900(230~1300)
SEER			4.22/C	4.21/C
SCOP			3.29/B	3.15/B
Energy Class	Cooling		A	A
Energy Class	Heatling Average		A	A
EER for Cooling	W/W		3,21	3,22
COP for Heating	W/W		3,63	3,61
Moisture Removal	L/H.r		0,8	1,2
Air Circulation	m3/h		550	580
Refrigerant			R410A	R410A
Refrigerant charge volume	g		540	640
Indoor Unit Noise Level - Sound Power	dB (A)		50	51
indoor Sound Pressure(H/M/L/silence)	dB (A)		38/35/33/26	39/35/33/26
Outdoor Unit Noise Level - Sound Power	dB (A)		63	64
outdoor Sound pressure	dB (A)		51	52
Voltage, Frequency, Phase	V		220-240V~, 50Hz, 1P	220-240V~, 50Hz, 1P
Rated Current	Cooling (A)		3,7	4,5
	Heating (A)		3,3	4,0
annual power consumption KW*h	Cooling		216	266
	Heatling Average		1128	1444
System				
Compressor type			Rotary	Rotary
Compressor Model No.			GS089MBB	GS089MBB
Compressor MFG			LG	LG
Compressor L.R.A	A		-	-
IDU Fan motor			DG13G1-16	DG13G1-16
ODU Fan motor			DG13Z1-60	DG13Z1-60
Expansion Device			Capillary	Capillary
Evaporator material			Copper tube and Aluminum Fin	Copper tube and Aluminum Fin
Condenser material			Copper tube and Aluminum	Copper tube and Aluminum

Model No.		AS-07 UR4SYDDK02	AS-09 UR4SYDDK01C	AS-12 UR4SYDDK01C
Type		T1, INVERTER	T1, INVERTER	T1, INVERTER
Performance				
			Fin	Fin
Connecting Pipe Diameter				
Liquid Pipe	inch		1/4	1/4
Gas Pipe	inch		3/8	3/8
Features				
Display on Front Panel			LED	LED
LCD Wireless Remote Controller			Yes	Yes
Removable and washable Panel			Yes	Yes
Washable PP Filter			Yes	Yes
24 Hours Timer			Yes	Yes
3 Speed and Auto Indoor Fan Control			Yes	Yes
Vertical Auto Swing Louver			Yes	Yes
Horizontal Auto Swing Louver			RC	RC
Sleep Operation			Yes	Yes
Smart Function			Yes	Yes
Super Function			Yes	Yes
Auto Restart			Yes	Yes
Silent Mode			Yes	Yes
Dimmer			Yes	Yes
2 Ways Draining Connection (Left or Right)			Yes	Yes
Other				
Net Dimensions WxHxD (mm)	Indoor Unit		745×270×214	745×270×214
	Outdoor Unit		660×482×240	660×482×240
Net Weight (Kg)	Indoor Unit		7,7	7,9
	Outdoor Unit		22,9	23,2
Packing Dimensions WxHxD (mm)(With piple)	Indoor Unit		800×335×265	800×335×265
	Outdoor Unit		780×530×315	780×530×315
Gross Weight (Kg)	Indoor Unit		9,2	9,4
	Outdoor Unit		24,9	25,2
Loading Capacity with piple(20'/40'/40'HC)			146/308/343	146/308/343
Loading Capacity NO piple(20'/40'/40'HC)			155/326/366	155/326/366
Test Standard			EN 14511-2007	EN 14511-2007
Approvals			CE	CE
advantage or exclusive feature				
Low temprature cooling protection			Yes	Yes
Quiet			RC	RC

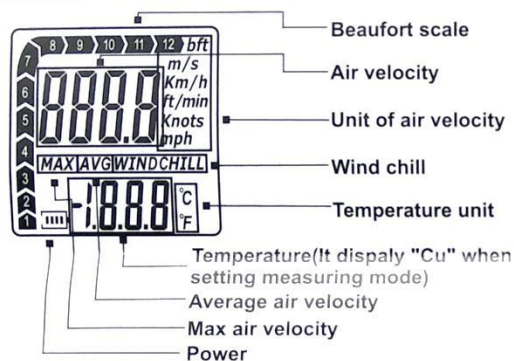
ДОДАТОК 2

Технічні характеристики анемометра

A. FUNCTION

1. Air Velocity & Temperature Measurement;
2. Max/Average/Current air velocity measurement;
3. °C/°F Temperature unit selection;
4. Five units of air velocity:
M/s, Km/h, ft/min, Knots, mph
5. Beaufort scale;
6. Backlight display;
7. Manual/Auto power shut off;
8. Wind chill indication;
9. Low battery indication.

B. LCD Display



C. Operation

1. **Turn on:** Press "MODE" button for 2 seconds to turn on the unit. LCD will display Air velocity, temperature and battery icon. LCD backlight will last for 12 seconds.
2. **Set unit of air velocity and measuring mode:** Press "MODE" button more than 3 seconds until "m/s" starts to blink. Press "SET" button to select desired air velocity unit. To confirm the unit, press "MODE" button. For setting MAX/AVG/CU mode, press "SET" button again and again until CU/MAX/AVG blink, then press "MODE" button to confirm.
 - 1). The setting will be stored when turn off the unit. But if you change the battery, the setting will go back to the factory preset.
 - 2). **Unit of Air velocity:** m/s, Km/hr, ft/min, Knots, mph
 - 3). **Measuring mode:** CU: current air velocity
MAX: max air velocity AVG: average air velocity

3. Set temperature unit:

Temperature switch key (°C/°F) conceal in the rear cabinet, please use a little push-pin to press the key for °C/°F conversion.

4. Backlight display:

The backlight will be activated for 12 seconds by press any key

5. Measurement:

when the wind vane (impeller) turns, LCD will instant display wind speed, temperature and. beaufort scale. When temperature below 0 °C, "WIND CHIU" will be shown on the LCD.

6. Turn off: Press "MODE" + "SET" buttons at the same time to turn off the unit.

The unit will be shut off without any operation for 14 minutes

8. Change battery:

When the symbol "⊖" shown on the LCD, please change the battery.

D. Specification

A. Air velocity				
Unit	Range	Resolution	Threshold	Accuracy
M/s	0~30	0.1	0.1	±5%
Ft/min	0~5860	19	39	
Knots	0~55	0.2	0.1	
Km/hr	0~90	0.3	0.3	
Mph	0~65	0.2	0.2	
B. Temperature				
Unit	Range	Resolution	Accuracy	
°C	-10°C~+45°C	0.2	±2°C	
°F	14°F~113°F	0.36	±3.6°F	
Battery		6F22 9V (Included)		
Thermometer		NTC thermometer		
Operating temperature		-10°C~+45°C(14°F~113°F)		
Operating humidity		Less than 90%RH		
Store temperature		-40°C~+60°C(-40°F~140°F)		
Current consumption		Approx. 3mA		
Weight		136g(Including battery)		
Dimension		160x52.5x35.5mm		

Specific Declarations:

Our company shall hold no any responsibility resulting from using output from this product as an direct or indirect evidence. We reserves the right to modify product design and specification without notice.



ДОДАТОК 3

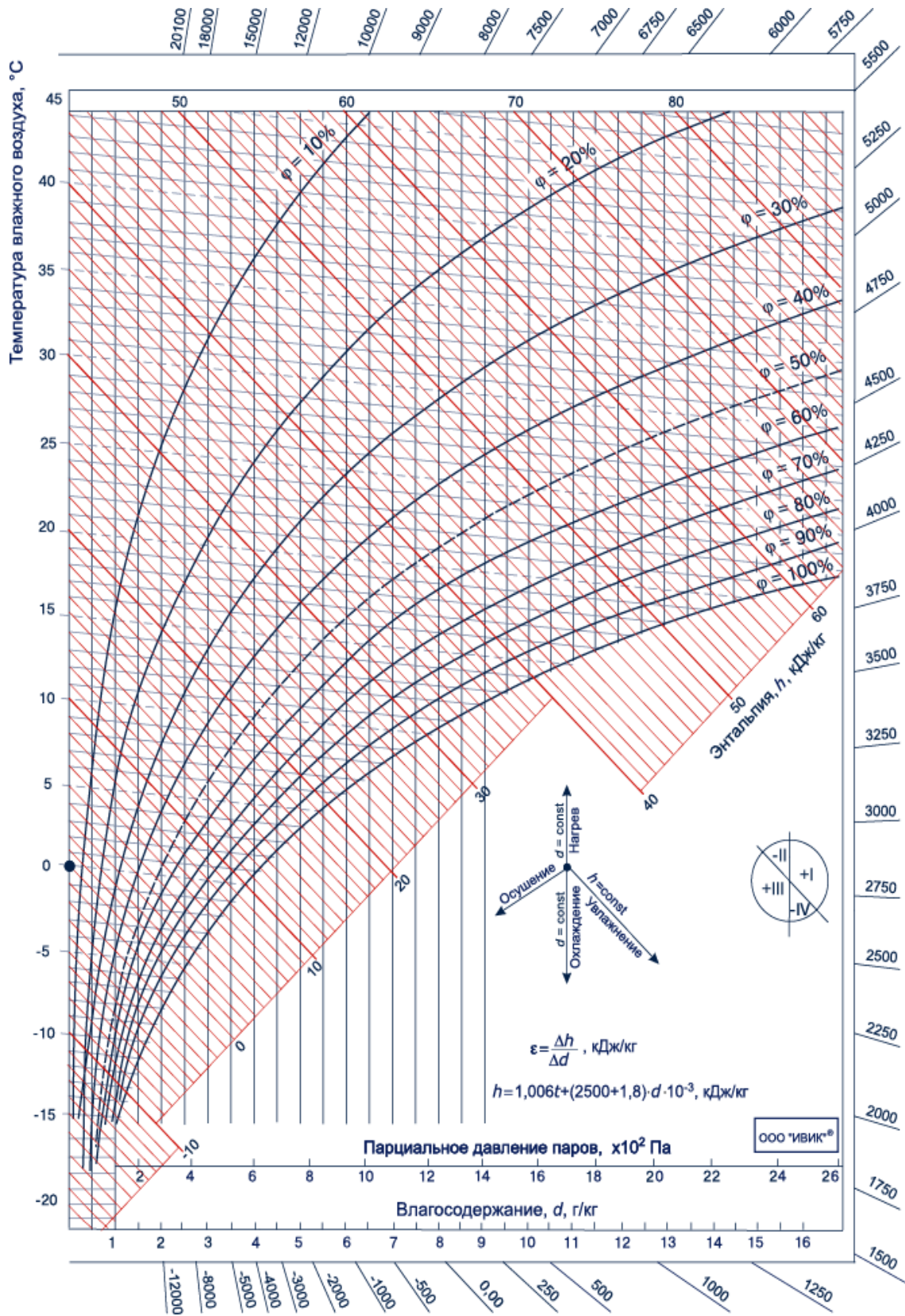
Основні фізичні характеристики повітря при барометричному тиску 101кПа

Температура повітря, °С	1 м ³ сухого повітря			Парціальний тиск водяних парів в насиченому повітрі Па	Вміст водяних парів при повному насиченні повітря		
	маса, кг	при 0°С утворює при t°С об'єм, м ³	при t°С утворює при 0°С об'єм, м ³		в 1 м ³ пароповітряної суміші, кг	в 1 кг пароповітряної суміші, кг	в 1 кг сухого повітря, г
-20	1,396	0,927	1,079	125	0,0011	0,0008	0,77
-19	1,39	0,93	1,075	135	0,0012	0,0008	0,86
-18	1,385	0,934	1,071	149	0,0013	0,0009	0,93
-17	1,379	0,938	1,066	161	0,0014	0,001	1,04
-16	1,374	0,941	1,062	175	0,0015	0,0011	1,11
-15	1,368	0,945	1,058	191	0,0016	0,0012	1,2
-14	1,363	0,949	1,054	207	0,0017	0,0013	1,3
-13	1,358	0,952	1,05	225	0,0019	0,0014	1,4
-12	1,353	0,956	1,046	243	0,002	0,0015	1,5
-11	1,348	0,959	1,042	264	0,0022	0,0016	1,65
-10	1,342	0,963	1,038	286	0,0023	0,0017	1,79
-9	1,337	0,967	1,034	309	0,0025	0,0019	1,93
-8	1,332	0,971	1,03	335	0,0027	0,002	2,08
-7	1,327	0,974	1,026	362	0,0029	0,0022	2,25
-6	1,322	0,978	1,023	390	0,0031	0,0024	2,4
-5	1,317	0,982	1,019	421	0,0034	0,0026	2,6
-4	1,312	0,985	1,015	454	0,0036	0,0028	2,8
-3	1,308	0,989	1,011	489	0,0039	0,003	3,1
-2	1,303	0,993	1,007	527	0,0042	0,0032	3,28
-1	1,298	0,996	1,004	567	0,0045	0,0035	3,58
0	1,293	1	1	610	0,0049	0,0038	3,8
+1	1,288	1,004	0,996	657	0,0052	0,0041	4,15
2	1,284	1,007	0,993	706	0,0056	0,0043	4,48
3	1,279	1,011	0,989	758	0,006	0,0047	4,77
4	1,275	1,015	0,986	813	0,0064	0,005	5,1
5	1,27	1,018	0,982	871	0,0068	0,0054	5,4
6	1,265	1,022	0,979	935	0,0073	0,0057	5,78
7	1,261	1,026	0,975	1002	0,0077	0,0061	6,21
8	1,256	1,029	0,972	1073	0,0083	0,0066	6,65
9	1,252	1,033	0,968	1148	0,0088	0,007	7,13
10	1,248	1,037	0,965	1228	0,0094	0,0075	7,64
11	1,243	1,04	0,961	1312	0,01	0,008	8,15
12	1,239	1,044	0,958	1402	0,0107	0,0086	8,75
13	1,235	1,048	0,955	1497	0,0113	0,0092	9,35
14	1,23	1,051	0,951	1598	0,0121	0,0098	9,97
15	1,226	1,055	0,948	1705	0,0128	0,0105	10,62
16	1,222	1,059	0,945	1818	0,0136	0,0112	11,4
17	1,217	1,062	0,941	1937	0,0145	0,0119	12,11
18	1,213	1,066	0,938	2063	0,0154	0,0127	12,93
19	1,209	1,070	0,935	2197	0,0163	0,0135	13,80
20	1,205	1,073	0,932	2338	0,0173	0,0144	14,71
21	1,201	1,077	0,929	2486	0,0183	0,0153	15,60
22	1,197	1,081	0,925	2643	0,0194	0,0163	16,80
23	1,193	1,084	0,922	2809	0,0206	0,0173	17,70
24	1,189	1,088	0,919	2983	0,0218	0,0184	18,81
25	1,185	1,092	0,916	3167	0,0230	0,0195	20,10
26	1,181	1,095	0,913	3361	0,0244	0,0207	21,40
27	1,177	1,099	0,910	3565	0,0258	0,0220	22,65
28	1,173	1,103	0,907	3780	0,0272	0,0234	24,00
29	1,169	1,106	0,904	4005	0,0288	0,0248	25,60
30	1,165	1,110	0,901	4243	0,0304	0,0263	27,23

Температура повітря, °С	1 м ³ сухого повітря			Парціальний тиск водяних парів в насиченому повітрі Па	Вміст водяних парів при повному насиченні повітря		
	маса, кг	при 0°С утворює при t°С об'єм, м ³	при t°С утворює при 0°С об'єм, м ³		в 1 м ³ пароповітряної суміші, кг	в 1 кг пароповітряної суміші, кг	в 1 кг сухого повітря, г
31	1,161	1,114	0,989	4528	0,0320	0,0278	28,80
32	1,157	1,117	0,895	4755	0,0338	0,0295	30,61
33	1,154	1,121	0,892	5030	0,0357	0,0312	32,50
34	1,150	1,125	0,889	5319	0,0376	0,0331	34,43
35	1,146	1,128	0,886	5623	0,0396	0,0350	36,63
36	1,142	1,132	0,884	5941	0,0417	0,0370	38,08
37	1,139	1,136	0,881	6275	0,0439	0,0392	41,10
38	1,135	1,139	0,878	6625	0,0462	0,0414	43,55
39	1,132	1,148	0,875	6992	0,0486	0,0438	46,10
40	1,128	1,147	0,872	7376	0,0511	0,0463	49,00
41	1,124	1,150	0,869	7778	0,0538	0,0489	51,70
42	1,121	1,154	0,867	8199	0,0565	0,0516	54,80
43	1,117	1,158	0,864	8639	0,0594	0,0545	58,00
44	1,114	1,161	0,861	9101	0,0623	0,0575	61,31
45	1,110	1,165	0,858	9583	0,0654	0,0607	65,26
46	1,107	1,169	0,856	10086	0,0687	0,0640	68,91
47	1,103	1,172	0,853	10612	0,0720	0,0675	72,80
48	1,100	1,176	0,850	11160	0,0756	0,0711	77,00
49	1,096	1,180	0,848	11735	0,0792	0,0750	81,51
50	1,093	1,183	0,845	12334	0,0831	0,0790	86,69

ДОДАТОК 4

h,d – діаграма вологого повітря



ДОДАТОК 5

p,h – діаграма фреону R410a

