

МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра вагонів

Методичні вказівки

**до виконання курсової роботи
з дисципліни**

***“ Кліматичні системи вагонів
та їх технічне обслуговування ”***

Харків – 2017

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до

друку на засіданні кафедри вагонів 13 лютого 2017 р.,
протокол № 5.

Укладачі:

проф. І. Е. Мартинов,
доц. А. В. Труфанова,
асист. В. О. Шовкун,
асист. В. В. Репко

Рецензент:

проф. А. П. Фалендиш

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсової роботи

з дисципліни
*“ КЛІМАТИЧНІ СИСТЕМИ ВАГОНІВ
ТА ЇХ ТЕХНІЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ ”*

Відповідальний за випуск Шовкун В. О.

Редактор Буранова Н. В.

Підписано до друку 30.03.17 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк. арк. 2,00. Тираж 50. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Українська державна академія залізничного
транспорту,

61050, Харків-50, майдан Фейербаха, 7.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Визначення площі теплопередавальних поверхонь.....	6
2 Визначення приведенного коефіцієнта теплопередачі кузова вагона.....	8
3 Визначення теплонадходжень до приміщення вагона, яке охолоджується.....	12
4 Визначення необхідної холодопродуктивності холодильної машини.....	19
4.1 Визначення параметрів вологого повітря у вантажному приміщенні рефрижераторного вагона.....	19
4.2 Визначення параметрів вологого повітря у пасажирському приміщенні вагона.....	22
5 Побудова холодильного циклу та визначення параметрів холодильної машини вагона.....	26
6 Підбір компресорів для холодильних машин вагонів за енергетичними характеристиками.....	29
7 Розрахунок та підбір теплообмінних апаратів.....	31
8 Розрахунок трубопроводів.....	31
Список літератури.....	32
Додаток А.....	34
Додаток Б.....	36
Додаток В.....	39
Додаток Г.....	41
Додаток Д.....	42

ВСТУП

Курсове проектування є одним з найважливіших видів самостійної роботи студентів і спрямоване на закріплення та конкретизацію теоретичних знань з дисципліни, що вивчається. У процесі проектування студенти мають розвивати навички користування спеціальною літературою та набувати досвіду застосування своїх знань для розв'язання інженерних питань, пов'язаних з теплотехнічними розрахунками рефрижераторних та пасажирських вагонів, розрахунком та підбором холодильного обладнання, його розміщенням та компонованням у вагоні, а також з питаннями технічної експлуатації холодильного обладнання.

Особливу увагу в процесі проектування слід приділити аналізу сучасних конструкцій рефрижераторних та пасажирських вагонів з кондиціонування повітря, останнім досягненням науки і техніки у цій галузі та розробленню на цій основі вузлів, які можуть бути рекомендовані до практичного впровадження при побудові, модернізації, ремонті та експлуатації ізотермічних і пасажирських вагонів.

Курсова робота складається з розрахунково-пояснювальної записки і графічної частини. Розрахунково-пояснювальна записка складається з двох частин: загальної частини та індивідуального завдання. В загальній частині визначаються теплонадходження до приміщень, що охолоджуються, виконується теплотехнічний розрахунок та підбір усіх основних вузлів холодильної установки. Індивідуальне завдання полягає в уточненому теплотехнічному розрахунку та конструюванні різноманітних теплообмінних апаратів, розрахунку системи вентиляції пасажирського вагона, системи охолодження конденсатора тощо (згідно з завданням, що видане викладачем).

Означені вище питання викладаються студентом у графічній частині та пояснювальній записці.

Графічна частина курсової роботи складається з двох аркушів креслень формату А1 (або іншого формату за домовленістю з викладачем):

- загальний вигляд вагона, який проектується, з розміщенням елементів холодильної установки або установки кондиціонування повітря;

- загальний вигляд вузла, що проектується, в необхідній кількості проєкцій).

Розрахунково-пояснювальна записка до курсової роботи має містити 25-30 аркушів. Вона має складатися з таких основних розділів:

1 Вступ, у якому необхідно дати стисло технічну характеристику проєктованого вагона, системи охолодження повітря та вентиляції, що застосовуються у вагоні, відзначити особливості технічної експлуатації, переваги і недоліки обраної конструкції холодильного обладнання.

2 Розрахунок площі теплопередавальної поверхні огорожень кузова вагона.

3 Розрахунок приведенного коефіцієнта теплопередачі кузова вагона.

4 Розрахунок теплонадходжень до приміщення вагона, яке охолоджується.

5 Визначення необхідної холодопродуктивності холодильної машини.

6 Опис принципової схеми прийнятої холодильної машини.

7 Побудова холодильного циклу та визначення параметрів холодильної машини вагона.

8 Визначення об'ємних та енергетичних коефіцієнтів компресора.

9 Розрахунок основних параметрів і підбір конструкції та типу компресора.

10 Розрахунок трубопроводів.

11 Розрахунок та підбір теплообмінних апаратів (індивідуальне завдання).

12 Техніко-економічні обґрунтування прийнятих рішень.

13 Основні вимоги охорони праці при експлуатації прийнятої системи охолодження.

14 Висновок (стислі висновки і пропозиції щодо конструкції холодильної установки рефрижераторного вагона або установки кондиціонування повітря, що проєктувалася).

15 Список використаної літератури.

Усі розрахунки у пояснювальній записці мають супроводжуватися рисунками і схемами. Основні з них такі:

- схема огорожень теплопередавальних поверхонь;

- процес обробки вологого повітря у діаграмі $I-d$;
- план вагона з розташуванням машинного відділення та вантажного приміщення;
- робочий цикл холодильної машини у координатах $Lg P-i$;
- принципова схема холодильної машини.

Усі креслення, рисунки і схеми, текстова частина пояснювальної записки виконуються з дотриманням вимог ЄСКД та Студентської навчальної звітності. Усі величини, прийняті у розрахунках, мають бути з посиланнями на джерело, з якого вони взяті. Особливу увагу необхідно звернути на застосування у розрахунках **єдиної системи одиниць**, щоб виключити помилки.

1 ВИЗНАЧЕННЯ ПЛОЩІ ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНИХ ПОВЕРХОНЬ

Сумарна площа теплопередавальних поверхонь кузова вагона визначається як сума площ елементів, що її складають (рисунок 1.1).

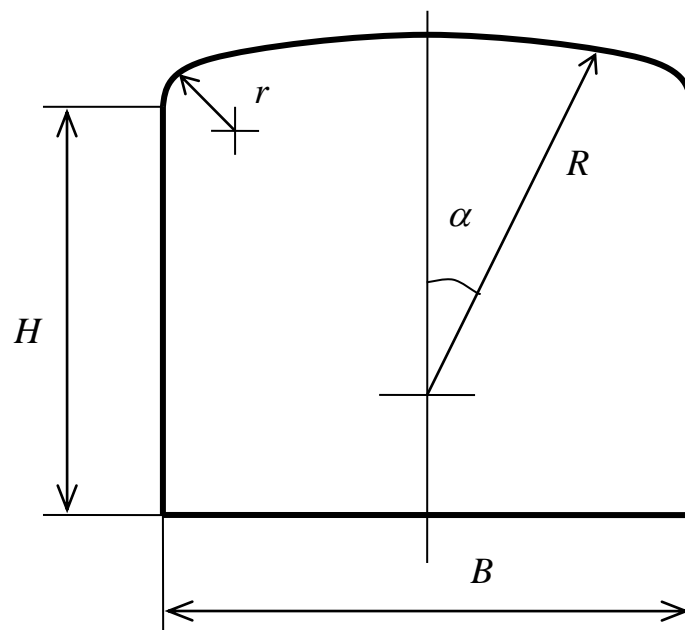


Рисунок 1.1 – Основні розміри перерізу кузова вагона

Площа підлоги, m^2 ,

$$F_n = B \cdot L, \quad (1.1)$$

де B – ширина вагона, м;
 L – довжина вагона, м.

Площа бокової стіни, м²,

$$F_{бок} = H \cdot L, \quad (1.2)$$

де H – висота прямокутної частини бокової стіни, м.

Площа даху вагона, м²,

$$F_{даху} = l \cdot L, \quad (1.3)$$

де l – довжина дуги даху, м;

$$l = \frac{2\pi \cdot r}{360} \cdot 2 \cdot (90 - \alpha) + \frac{2\pi \cdot R}{360} \cdot 2\alpha, \quad (1.4)$$

де r – радіус сполучення торцевої стіни, м;
 R – радіус даху, м;
 α – кут, що обмежує дугу, град.

$$\alpha = \arcsin \left(\frac{\frac{B}{2} - r}{R - r} \right). \quad (1.5)$$

Площа торцевої стіни, м²,

$$F_{мс} = B \cdot H + \frac{\pi \cdot r^2}{360} \cdot 2 \cdot (90 - \alpha) + \frac{\pi \cdot R^2}{360} \cdot 2\alpha - \left(\frac{B}{2} - r \right) (R - r) \cos \alpha. \quad (1.6)$$

Площа вікон, м²,

$$F_{вік} = \sum_{i=1}^n a_i \cdot b_i, \quad (1.7)$$

де a – довжина вікна, м;
 b – ширина вікна, м;
 n – кількість вікон у вагоні.

У розрахунках необхідно враховувати, що в пасажирських вагонах застосовуються різні типи вікон, причому їх кількість неоднакова у вагонах різних типів. Тому необхідно обчислювати площу вікон окремо по кожній стороні вагона.

Для обчислення теплонадходжень у внутрішнє приміщення вагона необхідно також обчислити окремо площу бокової стіни без площі вікон, що на ній розташовані.

Загальна площа теплопередавальних поверхонь дорівнює сумі площ теплопередавальних поверхонь елементів вагона, m^2 ,

$$F_{ваг} = F_n + F_{даху} + 2F_{бок} + 2F_{мс}. \quad (1.8)$$

2 ВИЗНАЧЕННЯ ПРИВЕДЕНОГО КОЕФІЦІЄНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ КУЗОВА ВАГОНА

Основним показником теплотехнічних якостей кузова вагона є коефіцієнт теплопередачі його огорожень.

Коефіцієнт теплопередачі характеризується кількістю тепла, що проходить в одиницю часу через $1 m^2$ площі огорожень, якщо різниця температур по її сторонах складає $1 ^\circ C$. Він має вимірність $кДж/(m^2 \cdot K \cdot год)$ або $Вт/(m^2 \cdot K)$ і позначається буквою K_T .

Коефіцієнт теплопередачі можна визначити за формулою:

$$K_T = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{зов}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_в}}, \quad (2.1)$$

де $\alpha_{зов}$, $\alpha_в$ – коефіцієнти тепловіддачі відповідно від зовнішнього повітря зовнішній стінці і від повітря всередині вагона до внутрішньої стінки, $кДж/(m^2 \cdot K \cdot год)$;

λ_i – коефіцієнт теплопровідності i -го шару обшивки, $кДж/(м \cdot K \cdot год)$;

δ_i – товщина i -го шару обшивки, м.

Коефіцієнт тепловіддачі являє собою кількість теплоти, передану від теплоносія до одиниці поверхні стінки за одиницю часу при різниці температур рідкого теплоносія і поверхні стінки в $1 ^\circ C$, $кДж/(m^2 \cdot K \cdot год)$ або $Вт/(m^2 \cdot K)$.

Величина $\alpha_{зов}$ залежить від швидкості і характеру руху повітряного потоку, що обдуває зовнішню поверхню. Чим більша швидкість, тим більша маса повітря, що вступає в теплообмін з поверхнею стін, і тим більше значення $\alpha_{зов}$. Характер потоку – спокійний (ламінальний), при якому струмені повітря рівнобіжні, або із завихреннями (турбулентний) – залежить від його кута в напрямку до поверхні, що обдувається, від характеру самої поверхні і її площі. При більшому куті напрямку потоку і при нерівній (шорсткій із частинами, що виступають) поверхні утворюються завихрення, велика частина повітря входить у зіткнення з поверхнею і значення $\alpha_{зов}$ збільшується. Якщо поверхня рівна, то, чим більша її площа (точніше, довжина в напрямку потоку), тим спокійніший характер потоку і менше значення $\alpha_{зов}$.

Для вагонів напрямком потоку повітря і поверхні вагона, що обдувається, часто збігається, або трапляється так, що потік є під невеликим кутом до більшої частини поверхні – бокових стін, даху і підлоги. Конфігурація і характер пасажирських та рефрижераторних вагонів, для яких визначаються значення коефіцієнта K_T , приблизно однакові, тому для визначення значення $\alpha_{зов}$ можна скористатися емпіричною формулою, у якій змінними величинами є лише швидкість руху вагона і його довжина:

$$\alpha_{зов} = 34,5 + \frac{2,94 \cdot (v + 15)}{L^{0,2}}, \quad (2.2)$$

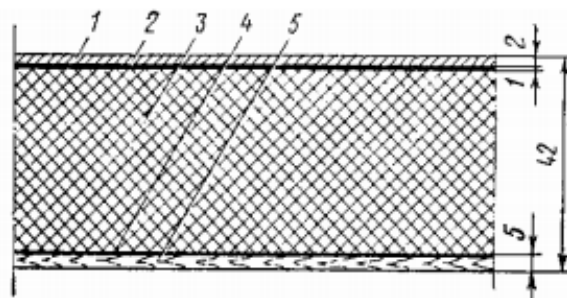
де v – швидкість руху потяга, км/год, згідно з типом вагона;

L – довжина кузова, м.

Величина α_e залежить від тих самих показників і параметрів, що і $\alpha_{зов}$. Але швидкості руху повітря всередині вагона значно менші за швидкості атмосферного повітря, а конвективні швидкості в результаті теплообміну між внутрішніми поверхнями і повітрям у вагоні сильно гальмуються внутрішнім устаткуванням. Тому величина α_e менше величини $\alpha_{зов}$ навіть у вагоні, що не рухається. Для поверхонь стін і даху слід приймати $\alpha_e=24$ кДж/(м²·К·год), а для підлоги – $\alpha_e=21$ кДж/(м²·К·год).

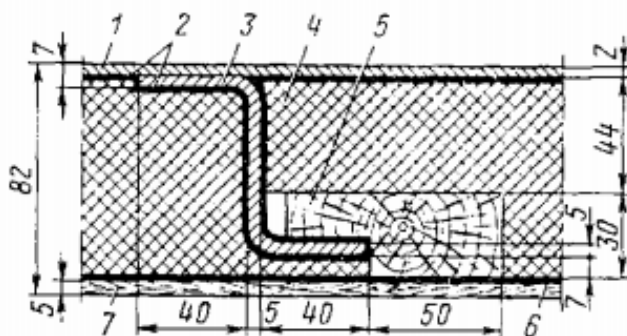
Для теплотехнічних розрахунків потрібні дані щодо товщини шарів різних ділянок поверхонь вагона, площі цих ділянок і фізичних констант матеріалів шарів. Тепловологий захист та герметичність кузова визначаються конструкцією поверхонь, а також теплоізоляційними матеріалами.

Конструкція поверхонь сучасного пасажирського вагона є багат шарова стіна. Елементи поверхонь кузова пасажирського вагона наведені на рисунках 2.1 і 2.2.



1 – сталевий лист зовнішньої обшивки; 2 – шар антикорозійної протишумової мастики; 3 – теплоізоляція; 4 – вологозахисна плівка; 5 – фанерна внутрішня обшивка

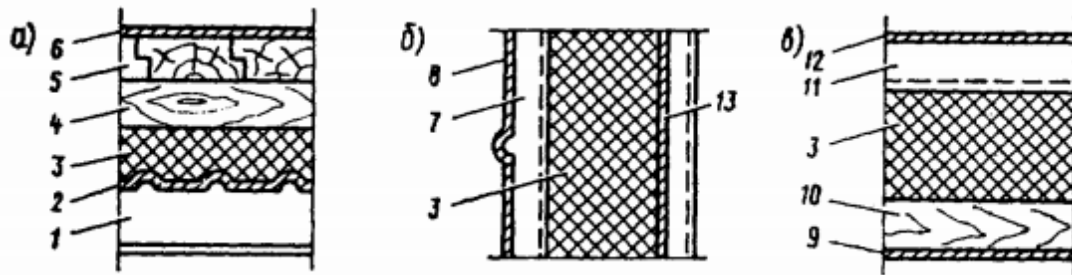
Рисунок 2.1 – Багат шарова однорідна стіна (зона суцільної ізоляції даху пасажирського вагона)



1 – сталевий лист зовнішньої обшивки; 2 – шар антикорозійної протишумовою мастики; 3 – сталевий прокатний профіль (дуга); 4 – теплоізоляція; 5 – дерев'яний брусок; 6 – вологозахисна плівка; 7 – фанерна внутрішня обшивка

Рисунок 2.2 – Багат шарова неоднорідна стіна (зона дуги даху пасажирського вагона)

Кузов рефрижераторного вагона складається з каркаса зовнішньої і внутрішньої металевих обшивок, шарів тепло- і гідроізоляційних матеріалів (рисунки 2.3).



1 – поперечна балка рами вагона; 2 – металевий гофрований лист; 3 – теплоізоляція; 4 – дерев'яна поперечна балка; 5 – верхній настил підлоги; 6 – оцинкований лист; 7 – вертикальний стояк стіни; 8 – зовнішня сталева обшивка; 9 – обшивка стелі; 10 – дерев'яна стельова дуга; 11 – сталева стельова дуга; 12 – сталева обшивка даху; 13 – сталева внутрішня обшивка з вертикальними гофрами

Рисунок 2.3 – Елементи поверхонь рефрижераторних вагонів: підлоги (а); стіни (б); даху (в)

Товщина шарів поверхонь та їх матеріали для вагонів різних типів наведені у таблиці А.1.

Для пасажирських вагонів слід врахувати, що бокові стіни містять вікна різного розміру залежно від моделі вагона, відомості про розмір і кількість вікон для різних типів вагонів містяться у таблиці А.2.

Товщина скла вікон $\delta_{\text{в}}=5$ мм, товщина повітряного прошарку між стеклами $\delta_{\text{п}}=25$ мм.

Значення коефіцієнта теплопровідності різних матеріалів, які використовуються у конструкції поверхонь пасажирських і рефрижераторних вагонів, наведені у таблиці А.3.

При розрахунках величини $K_{\text{т}}$ передбачається, що тепло спрямоване перпендикулярно до площини стінки. Це цілком справедливо для однорідних стінок. У стінках із неоднорідною ізоляцією напрямок теплового потоку більш складний. Це ускладнює одержання точних результатів теплових розрахунків. Тому для спрощених розрахунків використовується наступна формула:

$$K_T = \frac{\sum_{i=1}^n K_i \cdot F_i}{F_{ваг}}. \quad (2.3)$$

Враховуючи зроблені допущення відносно прямолінійності теплового потоку, тобто відсутність додаткових потоків тепла через зони ізоляції через включення металевих та дерев'яних елементів (так звані теплові місточки), збільшимо значення K_T на 10÷15 %. Отже,

$$K_{cp} = (1,1 \div 1,15) \cdot K_T. \quad (2.4)$$

3 ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОНаДХОДЖЕНЬ ДО ПРИМІЩЕННЯ ВАГОНА, ЯКЕ ОХОЛОДЖУЄТЬСЯ

Розрахунок теплонадходжень до вагона влітку виконується для визначення продуктивності системи охолодження.

У загальному випадку до вагона влітку тепло надходить:

- через огороження кузова внаслідок перепаду температур повітря зовні та всередині вагона;
- внаслідок інфільтрації повітря;
- від сонячної радіації;
- тепло, що надходить від пасажирів;
- від роботи встановленого у вагоні устаткування;
- біологічне тепло, яке виділяють вантажі, що перевозяться;
- теплонадходження при попередньому охолодженні вантажу.

Крім того, до пасажирських вагонів надходить ще і волога, що виділяється пасажирями.

Теплонадходження, кДж/год, крізь огороження кузова визначається за формулою

$$Q_1 = F \cdot K \cdot (t_{зов} - t_в), \quad (3.1)$$

де $t_{зов}$ – температура повітря зовні вагона;

$t_в$ – температура повітря всередині вагона.

Для пасажирських вагонів температура повітря у пасажирському приміщенні встановлюється санітарними нормами

і перебуває в межах $22 \div 26$ °С (рекомендується приймати 24 °С). Але якщо температура зовнішнього повітря перевищує 38 °С, температура повітря всередині вагона має бути менше температури навколишнього середовища на 12 °С. Інакше пасажирів, що входять у вагон, через запізнення терморегуляції організму будуть відчувати тимчасове переохолодження. Це може призвести до захворювань.

Для рефрижераторних вагонів температура повітря у вантажному приміщенні визначається родом вантажу, що перевозиться. Студенту необхідно самостійно вибрати вантаж і за таблицею Б.1 визначити оптимальну температуру перевезення.

Теплонадходження від інфільтрації повітря залежить від різниці між температурами повітря всередині та зовні вагона і частоти відкривання дверей. Інфільтрація через невеликі нещільності огорожень не враховується, оскільки при працюючій системі вентиляції та підпорі повітря, що утвориться при цьому, зовнішнє повітря через ці нещільності майже не проходить.

Для літнього періоду, коли пасажирів досить часто виходять на станціях, теплонадходження з інфільтраційним повітрям

$$Q_2 = 0,3 \cdot Q_1 . \quad (3.2)$$

Для рефрижераторних вагонів розрахунок теплонадходжень з інфільтраційним повітрям не виконується. Це питання буде розглянуто в наступному розділі.

Теплонадходження від сонячної радіації крізь непрозорі огороження, кДж/год, прямо пропорційне інтенсивності сонячної радіації I , коефіцієнту теплопоглинання опроміненої поверхні A , коефіцієнту теплопередачі K_T огороження, що опромінюється, площі огороження F та обернено пропорційне коефіцієнту тепловіддачі від зовнішньої поверхні огороження зовнішньому повітрю $\alpha_{зов}$.

Розрахунок теплонадходжень від сонячної радіації через непрозорі огороження виконується за формулою

$$Q_3 = \frac{I \cdot A \cdot K_T \cdot F}{\alpha_{зов}} . \quad (3.3)$$

Коефіцієнт теплопоглинання поверхні, що опромінюється, залежить від роду матеріалу, кольору і стану поверхні. Для металевих порівняно гладких поверхонь значення A приймають залежно від кольору фарбування: білого – $0,2 \div 0,4$; сірого і темно-сірого – $0,4 \div 0,5$; зеленого, коричневого і червоного – $0,5 \div 0,7$; синього – $0,7 \div 0,8$; темно-синього і чорного – $0,8 \div 0,9$.

Розрахункова формула теплонадходжень від сонячної радіації через вікна має вигляд:

$$Q_{\text{звікна}} = I \cdot K_{\text{пр}} \cdot F, \quad (3.4)$$

де $K_{\text{пр}}$ – коефіцієнт пропускання сонячних променів. Він залежить від ступеня засклення вікна, наявності штор та ступеня забруднення скла.

Коефіцієнт пропускання променів вікнами залежить від габариту віконних прорізів та способу скління (двокамерне або однокамерне), ступеня забруднення скла. Крім того, необхідно врахувати і наявність штор на сонячній стороні, що перешкоджають проникненню сонячних променів. У розрахунках коефіцієнт пропускання можна прийняти рівним $K_{\text{пр}}=0,5 \div 0,6$.

Теплова енергія сонячної радіації, що досягає земної поверхні, вноситься, головним чином, променями видимої та інфрачервоної області спектра. Основним поглиначем ультрафіолетових променів є озон. Пил, що міститься в атмосфері, викликає сильне поглинання променів короткохвильової частини спектра від ультрафіолетових до синіх. Інфрачервона радіація з довжинами хвиль від $0,9$ до 3 мкм помітно поглинається парами води, що міститься в повітрі.

Спектральний склад сонячної радіації, що досягає земної поверхні, залежить від висоти сонця над обрієм. Чим вище сонце, тим меншу товщу атмосфери проходить сонячна радіація.

Інтенсивність сонячної радіації залежить також від географічної широти місцевості, пори року, години дня. Крім того, вона набуває різних значень для горизонтальних (дах) і вертикальних (вікна і стіни) поверхонь вагона.

Повний вплив сонячної радіації складається з прямого опромінення сонцем (пряма сонячна радіація) і опромінення з

боку атмосфери, що розсіює сонячні промені (розсіяна сонячна радіація).

Інтенсивність прямої сонячної радіації, кДж/(м²·год), на поверхню, перпендикулярну до напрямку променів, можна визначити за формулою

$$I_n = 4900 \frac{\sin h}{\sin h + \frac{1-\rho}{\rho}}, \quad (3.5)$$

де 4900 – сонячна стала;

h – висота Сонця, град або рад;

ρ – коефіцієнт прозорості атмосфери, що змінюється в межах від 0,7 до 0,8.

Висота Сонця h обчислюється за формулою

$$\sin h = \sin \varphi \cdot \sin \delta + \cos \varphi \cdot \cos \delta \cdot \cos \gamma, \quad (3.6)$$

де φ – географічна широта;

δ – схилення Сонця; 22 червня воно складатиме 23,4°, а 22 липня – приблизно 20°;

γ – годинний кут.

Оскільки 1 годині відповідає поворот Землі навколо осі на $\frac{2\pi}{24}$ рад (15°), то $\gamma = \frac{2\pi}{24} \tau_1$ рад, або $\gamma = 15 \tau_1$ град, де τ_1 – місцевий час у годинах, який відлічується після півдня.

Інтенсивність прямої сонячної радіації на горизонтальних і вертикальних поверхнях плоских конструкцій огороження, до яких можуть бути віднесені дахи і стіни вагонів, виражаються відповідно формулами:

$$I_{\text{дах}}^{np} = I^{np} \cdot \sin h, \quad (3.7)$$

$$I_{\text{ст}}^{np} = I^{np} \cdot \cos h \cdot \sin |\alpha_c - x|, \quad (3.8)$$

де α_c – це азимут Сонця;

x – кут, що визначає положення вертикальної поверхні відносно меридіана.

$$\sin \alpha_c = \frac{\cos \delta \cdot \sin \gamma}{\cos h}. \quad (3.9)$$

Для визначення інтенсивності повної сонячної радіації необхідно скласти інтенсивності прямої і розсіяної радіації. Інтенсивність розсіяної сонячної радіації, кДж/м²·год, що діє на горизонтальну поверхню, можна визначити за формулою:

$$I_{\text{дах}}^p = 260 - 200 \cdot e^{-0,026h}. \quad (3.10)$$

Інтенсивність розсіяної сонячної радіації, що діє на вертикальну поверхню, приймається рівною половині інтенсивності розсіяної сонячної радіації, що діє на горизонтальну поверхню,

$$I_{\text{ст}}^p = 0,5 \cdot I_{\text{дах}}^p. \quad (3.11)$$

Теплонадходження від сонячної радіації обчислюються лише для частини огорожень, що опромінюються прямими сонячними променями, оскільки величина теплонадходжень із тіньової сторони відносно невелика. Не приймаються до розрахунку і торцеві стіни, які не сполучаються безпосередньо з пасажирським приміщенням. Тобто необхідно обчислити теплонадходження від сонячної радіації, що діє на дах вагона і на одну бокову стіну.

Тепловиділення пасажирів визначаються за емпіричною формулою

$$Q_4 = q \cdot n, \quad (3.12)$$

де n – кількість пасажирів та провідників у вагоні;

q – сумарне (сухе і вологе) тепло, що виділяється одним пасажиром, кДж/год.

Величина q залежить характеру діяльності людини та параметрів зовнішнього повітря. Середні значення тепловіддачі організму дорослої людини, яка перебуває у стані спокою або

легкої діяльності, при різних температурах повітря подано у таблиці Б.2.

Теплонадходження від встановленого у вагоні устаткування Q_5 дорівнюють сумарній потужності постійно працюючих споживачів електроенергії. Для пасажирських вагонів ця величина не перевищує 2 кВт.

$$Q_5 = 3600 \cdot N, \quad (3.13)$$

де N – потужність встановленого у вагоні устаткування, кВт.

При розрахунку теплонадходжень у рефрижераторні вагони, крім зазначених вище факторів, необхідно враховувати також, що біологічно активні вантажі (свіжі овочі та фрукти) виділяють тепло. Кількість останнього можна обчислити за формулою

$$Q_6 = V_{ван} \cdot \rho_{ван} \cdot q_{ван} \cdot (1 - \varphi), \quad (3.14)$$

де $\rho_{ван}$ – густина завантаження, $\text{кг}/\text{м}^3$. Вона залежить від особливостей вантажу та його упаковки. Для попередніх розрахунків рекомендується приймати $\rho_{ван} = 280 \text{ кг}/\text{м}^3$;

φ – частина упаковки в загальній масі вантажу. Вона також залежить від особливостей вантажу та його упаковки. Рекомендується приймати $\varphi = 0,15$;

$q_{ван}$ – біологічне тепло, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{год})$ або $\text{Вт}/\text{кг}$. Рекомендовані значення $q_{ван}$ залежно від роду вантажу наведені у таблиці Б.3;

$V_{ван}$ – об'єм вантажу, який залежить від висоти завантаження плодоовочів (таблиця Б.4).

Значна частина вантажів завантажуються у вантажне приміщення рефрижераторних вагонів у неохоложеному стані. Це вимагає значних витрат потужності холодильних машин на доведення вантажу до стану перевезення. Кількість тепла, що в цьому випадку має відводитися від вантажу, обчислюється за формулою

$$Q_7 = \frac{V_{ван} \cdot \rho_{ван} [C_{ван} \cdot (1 - \varphi) + C_m \cdot \varphi] \cdot (t_{зов} - t_e)}{3,6 \cdot \tau}, \quad (3.15)$$

де $C_{ван}$ – питома теплоємність вантажу (нетто), приймаємо усереднене значення 3,56 кДж/кг;

C_m – питома теплоємність упаковки (тари), приймаємо усереднене значення 2,72 кДж/кг;

τ – тривалість охолодження. Вона перебуває в межах від 60 до 72 годин.

Циркуляція повітря у вантажному приміщенні вагона здійснюється вентиляторами, електродвигуни яких виділяють певну кількість тепла:

$$Q_8 = 3600 \cdot N \cdot n \cdot \psi, \quad (3.16)$$

де N – потужність, що споживається електродвигунами, кВт;

n – кількість вентиляторів у вагоні;

ψ – коефіцієнт, що враховує тривалість роботи вентиляторів на добу.

Як правило, у вантажному приміщенні використовуються 1÷2 вентилятори, потужність електродвигунів кожного не перевищує 1÷1,5 кВт.

Величина ψ обчислюється за формулою

$$\psi = \frac{t_p}{t}, \quad (3.17)$$

де t_p – тривалість роботи вентиляторів протягом доби, $t_p=22$ год.

$$\psi = \frac{22}{24} = 0,917.$$

Крім тепла, людина в процесі життєдіяльності виділяє також водяну пару.

Тоді сумарна кількість водяної пари, кг/год,

$$W = n \cdot \omega \cdot 10^{-3}, \quad (3.18)$$

де n – кількість пасажирів разом з провідниками;

ω – кількість водяної пари, що виділяє одна людина, г/год, (таблиця Б.2).

Сумарні теплонадходження до вагона складають:

$$Q = \sum_{i=1}^n Q_i . \quad (3.19)$$

4 ВИЗНАЧЕННЯ НЕОБХІДНОЇ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

Для процесів обробки вологого повітря у системі кондиціонування повітря вантажного рефрижераторного вагона та пасажирського вагона необхідно застосовувати *I-d* діаграму (рисунок В.1).

4.1 Визначення параметрів вологого повітря у вантажному приміщенні рефрижераторного вагона

Відома середня температура повітря $t_{\bar{e}}$ у вантажному вагоні в місці розташування контрольного термометра (точка В, рисунок 4.1). У різних точках вагона температура буде неоднаковою. Найнижча температура буде на виході з повітроохолоджувача (точка С, рисунок 4.1). Пройшовши через робочу зону вагона, повітря асимілює всю теплоту, що надійшла до вагона. При цьому воно нагріється. Тому найбільш висока температура буде на вході до повітроохолоджувача (точка Д, рисунок 4.1). Коливання температури на вході (точка А, рисунок 4.1) та виході (точка Б, рисунок 4.1) з робочої зони вагона складатимуть близько 4÷6 °С. Якщо задати означену різницю температур $t_{\bar{e}} - t_a$, можна знайти температуру повітря на вході і виході з робочої зони вагона:

$$t_a = t_{\bar{e}} - \frac{t_{\bar{e}} - t_a}{2} , \quad (4.1)$$

$$t_{\bar{o}} = t_e + \frac{t_{\bar{o}} - t_a}{2}. \quad (4.2)$$

Навіть до цілком справного вагона при закритих шиберах вентиляційної системи під час руху надходить інфільтраційне повітря. З практики відомо, що його об'єм складає до 50 м³/год. Для зручності розрахунків приймаємо, що половина інфільтраційного повітря домішується безпосередньо перед повітроохолоджувачем, а друга половина безпосередньо за ним. Вважаємо, що вологість повітря на вході до вагона складатиме $\varphi = 85 \div 95$ % і вантаж під час руху вологи не виділяє.

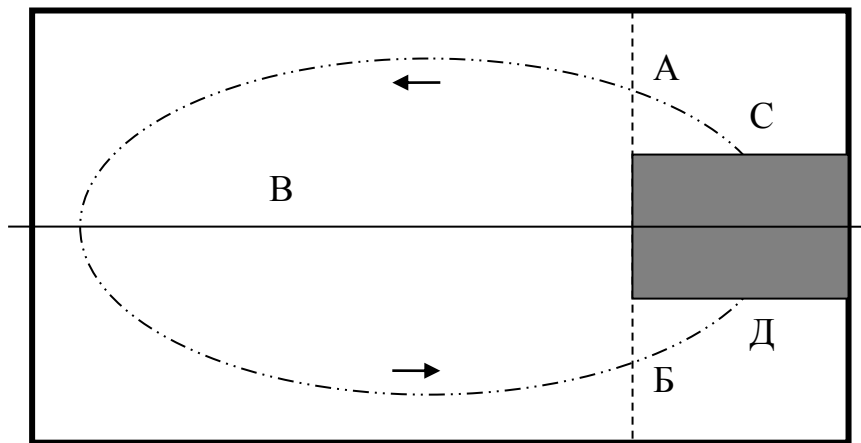


Рисунок 4.1 – Схема циркуляції повітря у вантажному приміщенні

Тоді за відомими значеннями температури і відносної вологості зовнішнього повітря $t_{зов}$ та $\varphi_{зов}$ наносимо на $I-d$ діаграмі точку $З$, яка відповідає параметрам зовнішнього повітря. На точці перетину ізотерми $t_a = const$ і лінії, рівної відносній вологості $\varphi = 85 \div 95$ % наносимо точку $А$, яка характеризує параметри повітря на вході у робочу зону вагона. Процес нагрівання повітря у вагоні відбувається без зміни вмісту вологи. Тому з точки $А$ необхідно провести лінію $d = const$ до перетину з ізотермою $I_{\bar{o}} = const$. Таким чином, буде знайдене положення точки $Б$, що характеризує параметри повітря на виході з робочої зони вагона. На шляху до повітроохолоджувача домішується інфільтраційне повітря. Отже, точка $Д$, яка відповідає параметрам повітря на

вході до повітроохолоджувача, буде розташовуватися на відрізку $БЗ$ (рисунок 4.2), причому довжина відрізка $БД$ знайдеться, як

$$БД = БЗ \cdot \frac{\frac{1}{2}L_{инф}}{L}, \quad (4.3)$$

де L – кількість повітря, що проходить охолоджувач; визначаємо за формулою

$$L = \frac{Q}{I_{\delta} - I_a}, \quad (4.4)$$

де I_{δ} – ентальпія у точці $Б$;
 I_a – ентальпія у точці $А$.

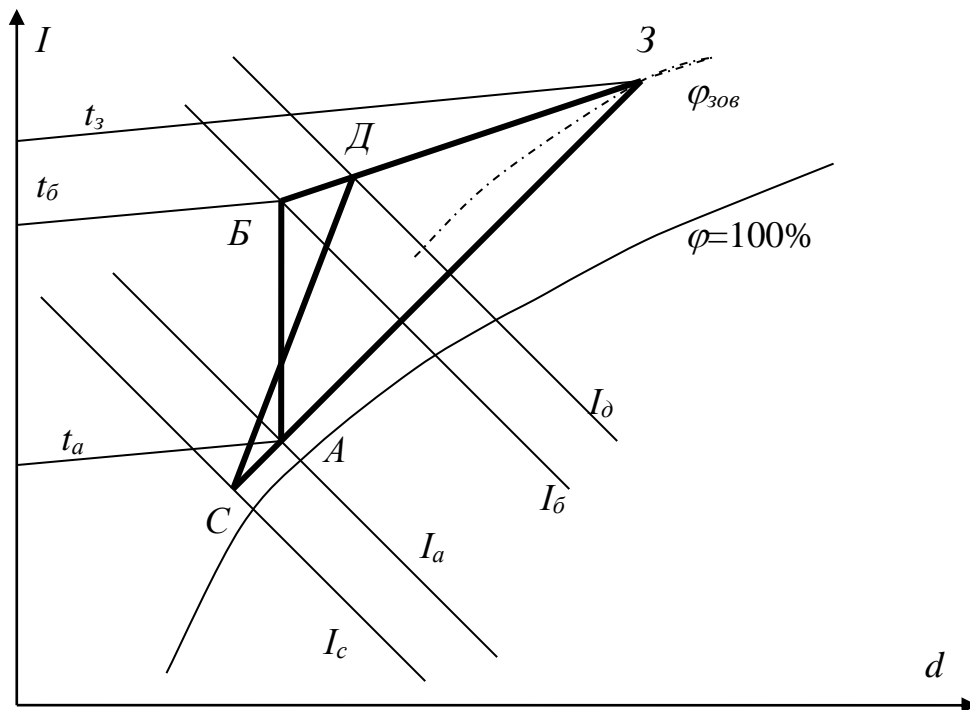


Рисунок 4.2 – Процес обробки вологого повітря у рефрижераторному вагоні

Така сама кількість повітря, що пройшла охолоджувач, залишає вагон. Параметри, які відповідають точці $А$, забезпечуються домішуванням повітря, що охолоджується, в кількості $L - \frac{1}{2}L_{инф}$ та $\frac{1}{2}L_{инф}$ теплого повітря.

Тоді точка C з параметрами повітря безпосередньо за повітроохолоджувачем буде розташовуватися на прямій ZA , а відрізок AC визначається із співвідношенні

$$AC = \frac{AZ}{L - \frac{1}{2}L_{\text{инф}}} \cdot \frac{1}{2}L_{\text{инф}}. \quad (4.5)$$

Тоді корисна холодопродуктивність

$$Q'_0 = L \cdot (I_d - I_c). \quad (4.6)$$

У рефрижераторних вагонах завжди встановлюють по дві холодильні машини так, щоб кожна з них мала холодопродуктивність не менше 75 % від загальної. Таким чином, холодопродуктивність однієї холодильної машини складатиме

$$Q_0 = 0,75Q'_0. \quad (4.7)$$

На виході з випаровувача повітря повинно мати температуру t_c . Отже, у випаровувачі температура кипіння холодоагенту має бути ще нижче. Як правило, її приймають такою:

$$t_0 = t_c - (10 \div 15). \quad (4.8)$$

4.2 Визначення параметрів вологого повітря у пасажирському приміщенні вагона

Для визначення процесів обробки вологого повітря у системі кондиціонування повітря пасажирського вагона необхідно знати температуру та відносну вологість зовнішнього повітря (згідно із завданням). Температура і відносна вологість повітря на виході з робочої зони вагона визначається санітарними нормами (див. розділ 1). На $I-d$ діаграмі наносимо точки Z і B (рисунок 4.3), які відповідають параметрам зовнішнього повітря і повітря всередині вагона.

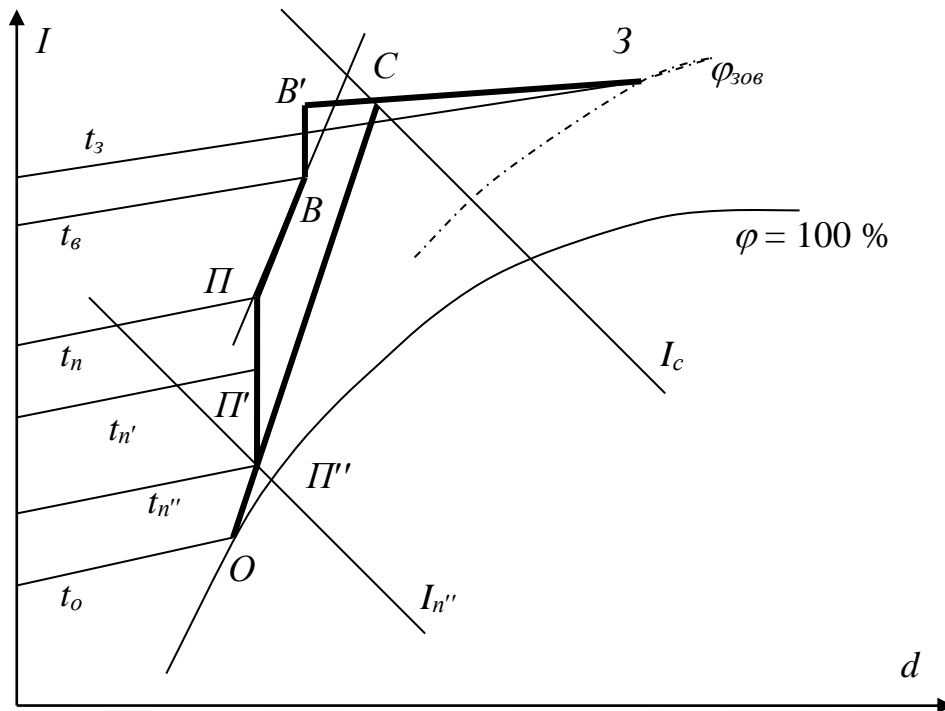


Рисунок 4.3 – Процес обробки повітря у системі кондиціонування повітря пасажирського вагона

Означені точки розташовані на перетині ліній рівної відносної вологості φ_{30v} і φ_v та відповідних ізотерм t_{30v} і t_b . За відомим тепло- і вологонадходженням у вагон знаходимо кутівий коефіцієнт процесу зміни параметрів повітря у робочій зоні вагона, кДж/кг вологи,

$$\varepsilon = \frac{Q}{W}. \quad (4.9)$$

Як правило, величина ε лежить у межах від 10000 до 20000. Для полегшення роботи на $I-d$ діаграмі нанесені відрізки з різними ε – від $-\infty$ до $+\infty$. З точки B проводимо промінь, який відповідає даному процесу. Точка Π , яка відповідає параметрам повітря на вході до вагона, буде обов'язково лежати на даному промені, тому що лише в цьому випадку буде витримане необхідне співвідношення між асимільованим теплом і вологою. За санітарними нормами різниця температур на вході та виході з вагона не має перевищувати 4°C (тобто $\Delta t_{\text{ваг}} \leq 4^\circ\text{C}$).

Тоді температура повітря на вході у вагон t_n буде дорівнювати різниці температур t_e і $\Delta t_{\text{ваг}}$:

$$t_n = t_e - \Delta t_{\text{ваг}}. \quad (4.10)$$

Точка $П$ розташована на перетині ізотерми $I_n = \text{const}$ і променя процесу. Загальна витрата повітря крізь вагон складатиме

$$L = \frac{Q}{I_e - I_n}. \quad (4.11)$$

Кількість свіжого повітря, що надходить до камери змішування, за санітарними нормами приймається рівною $25 \text{ м}^3/\text{год}$ на одну людину. Тобто

$$L_{\text{зов}} = V_0 \cdot n \cdot \rho, \quad (4.12)$$

де n – число пасажирів разом з провідниками;
 $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$ – густина зовнішнього повітря.

Тоді кількість рециркуляційного повітря складатиме

$$L_p = L - L_{\text{зов}}. \quad (4.13)$$

На шляху з вагона до камери змішування повітря нагрівається від стінок рециркуляційного повітропроводу. Нагрів оцінюється в $0,5 \div 1,5 \text{ }^\circ\text{C}$. Процес нагрівання зображується відрізком BB' з урахуванням того, що вміст вологи при цьому не змінюється ($d_e = \text{const}$). У камері змішування перемішуються дві маси повітря з параметрами у точках $З$ та B' . Отже, точка $С$, яка відповідає параметрам суміші, буде лежати на прямій $B'З$ та ділити цей відрізок обернено пропорційно масам порцій повітря, що змішуються,

$$B'C = B'З \cdot \frac{L_{\text{зов}}}{L}. \quad (4.14)$$

Проходячи через повітроохолоджувач, повітря охолоджується та осушується. Але необхідно врахувати, що на

шляху до робочої зони вагона повітря додатково підігрівається від стінок повітропроводу, який розміщений під гарячим дахом. Крім того, кінетична енергія, яка передана повітрю вентилятором, при гальмуванні перейде у теплову. Нагрівання від стінок повітропроводу оцінюється в $1 \div 1,5$ °С, підігрів за рахунок гальмування – в $0,5 \div 1$ °С. Тоді з точки *П* необхідно відкласти вниз відрізки *ПП'*, *ПП''*, що відповідає підігріву повітря на шляху від повітроохолоджувача до робочої зони вагона. Отже, процес охолодження повітря у вагоні відобразиться на діаграмі відрізком *СП''*.

Корисна холодопродуктивність холодильної машини

$$Q'_0 = L \cdot (I_c - I_{n''}). \quad (4.15)$$

Повна холодопродуктивність холодильної машини приймається на $10 \div 25$ % більше, ніж корисна:

$$Q_0 = (1,1 \div 1,25) \cdot Q'_0. \quad (4.16)$$

На підставі проведених креслень і розрахунків можна отримати температуру кипіння холодоагенту у випаровувачі холодильної машини. При цьому необхідно врахувати, що струм повітря перебуває у контакті з поверхнею повітроохолоджувача протягом дуже короткого часу (не більше 0,05 с). Для спрощення розрахунків умовно приймаємо, що частина повітря, яка міститься у пристінковому просторі, охолоджується та осушується так, що її відносна вологість стає рівною 100 %, а температура – рівною температурі стін охолоджувача.

Інша частина повітря, що міститься в центрі охолоджувача, взагалі не змінює своїх параметрів. Таким чином, повітря з параметрами точки *П''* отримується в результаті змішування охолодженої і неохолодженої частин повітря. Точка *О*, яка відповідає параметрам повітря у пристінковому просторі, розташовується на перетині продовження променя процесу у повітроохолоджувачі *СП''* і кривої, рівної відносній вологості $\varphi = 100$ %.

Температура кипіння холодоагенту у повітроохолоджувачі має бути ще нижче на $10 \div 15$ °С.

5 ПОБУДОВА ХОЛОДИЛЬНОГО ЦИКЛУ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ ВАГОНА

Метою побудови холодильного циклу є визначення основних параметрів холодильної машини вагона. Холодильний цикл будується за параметрами вузлових точок за допомогою діаграми $LgP-i$ (рисунок В.2) для застосованого хладону (побудова холодильного циклу подана на прикладі хладону R12).

Вихідні дані для розрахунку:

- холодопродуктивність холодильної машини;
- температура кипіння холодоагенту у випаровувачі (отримана раніше в результаті побудови процесів обробки вологого повітря в $I-d$ діаграмі).

Для охолодження холодоагенту у конденсаторі використовується зовнішнє повітря. Тому температура конденсації холодоагенту має бути більшою на $10\div 15$ °С.

На підставі відомої температури у випаровувачі t_0 знаходимо тиск в останньому P_0 , за відомою температурою конденсації t_k знаходимо тиск конденсації P_k (рисунок 5.1). Проводимо на діаграмі ізобари $P_0=const$ та $P_k=const$. Оскільки у випаровувачі холодоагент кипить, то на виході з нього пара буде вогкою (тобто міститиме у собі частки не випарованого холодоагенту). Тому точка 1', яка відповідає параметрам пари на виході з випарника, є на перетині ізобари $P_0=const$ та лінії міри сухості $X_1=const$ (X_1 – ступінь сухості парів холодоагенту на виході з випаровувача, звичайно $X_1=0,96\div 0,98$).

На шляху від випаровувача до компресора пара холодоагенту нагрівається і стає сухою, перегрітою. Величина перегрівання Δt_{nep} залежить від місця розташування випаровувача і складає $3\div 5$ °С. Тоді точка 1, яка характеризує параметри холодоагенту на вході у компресор, буде на перетині ізобари $P_0=const$ та ізотерми $t_1=t_0+\Delta t_{nep}$. Стиск пари холодоагенту в компресорі приймаємо адіабатним ($S=const$). Точка 2, відповідна параметрам холодоагенту на виході з компресора (тобто на вході у конденсатор), буде на перетині адіабати, проведеної з точки 1 та ізобари $P_k=const$. У конденсаторі при незмінному тиску пара холодоагенту охолоджується і, як тільки її температура

дорівнюватиме температурі конденсації (точка 2'), почнеться перетворення пари у рідину аж до повної конденсації (точка 3'). Для отримання сталої рідинної фази конденсатори проектують таким чином, щоб на виході з останнього холодоагент мав температуру завжди нижчу за температуру конденсації (але завжди вищу за температуру зовнішнього повітря), $t_3 = t_{306} + (4 \div 5)$.

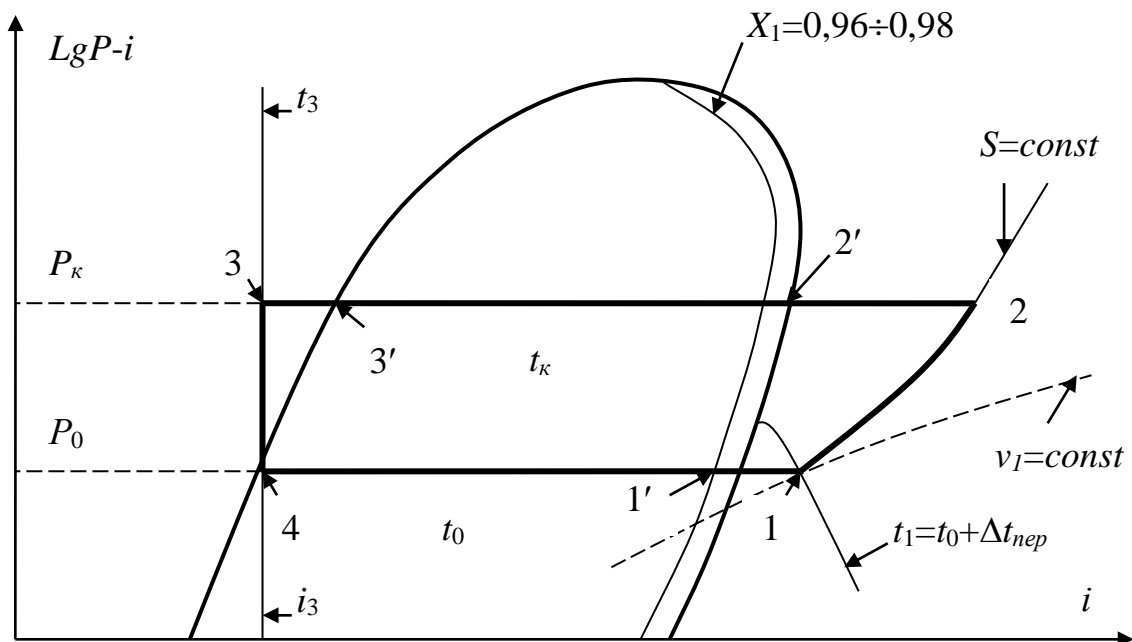


Рисунок 5.1 – Цикл ПКХМ у $LgP-i$ діаграмі

Точка 3, яка відповідає параметрам холодоагенту на виході з конденсатора, є на перетині ізобари $P_k = const$ та ізотерми $t_3 = const$. Процес дроселювання йде без зміни тепловмісту холодоагенту, тому точка 4, яка відповідає параметрам холодоагенту на вході до випаровувача, розташована на перетині ізобари $P_0 = const$ та ізоентальпи $i_3 = const$.

На підставі побудованого циклу знаходимо такі дані, що необхідні для розрахунку елементів холодильної машини:

- питома холодопродуктивність 1 кг пари холодоагенту, кДж/кг,

$$q_0 = i_1 - i_4 ; \quad (5.1)$$

- кількість холодоагенту, що циркулює в системі, кг/год,

$$M_{xa} = \frac{Q_0}{q_0}; \quad (5.2)$$

- питомий об'єм холодоагенту на вході в компресор v_{xa1} прочитати на діаграмі;

- об'єм холодоагенту, що всмоктується в компресор за одиницю часу, м³/год,

$$V_{xa} = M_{xa} \cdot v_{xa1}; \quad (5.3)$$

- питома холодопродуктивність 1 м³ холодоагенту, кДж/м³,

$$q_v = \frac{q_0}{v_{xa1}}; \quad (5.4)$$

- питома робота стиску в компресорі, кДж/кг,

$$l_k = i_2 - i_1; \quad (5.5)$$

- корисна потужність приводу компресора, кВт,

$$N_{\text{дв}} = \frac{l_k \cdot M_{xa}}{3600}; \quad (5.6)$$

- питоме теплове навантаження на конденсатор та переохолоджувач, кДж/кг,

$$q_k = i_2 - i_3; \quad (5.7)$$

- ефективність роботи холодильної машини оцінюється холодильним коефіцієнтом:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{q_k}. \quad (5.8)$$

6 ПІДБІР КОМПРЕСОРІВ ДЛЯ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН ВАГОНІВ ЗА ЕНЕРГЕТИЧНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Порівняно з теоретичною величиною об'єму холодоагенту, що всмоктується у компресор в одиницю часу, V_{xa} , дійсний об'єм має бути більшим (щоб врахувати втрати під час роботи компресора холодильної машини вагона). Для цього запроваджують ряд робочих коефіцієнтів, що відображають факти, невраховані для теоретичного циклу компресора.

Об'ємний коефіцієнт λ_c , що є основним з усіх коефіцієнтів, являє собою відношення об'єму усмоктуваної пари до об'єму, що описується поршнем у циліндрі.

Значення об'ємного коефіцієнта низькі і залежать від умов роботи компресора. Основним фактором, що визначає значення коефіцієнта, є величина шкідливого простору, який складає 2÷5 % від обсягу циліндра компресора.

Крім того, об'ємний коефіцієнт залежить від тиску конденсації P_k та кипіння P_0 . Найчастіше об'ємний коефіцієнт обчислюють за формулою

$$\lambda_c = 1 - C \cdot \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right], \quad (6.1)$$

де C – відносна величина шкідливого простору (залежно від величини та типу компресора $C=0,02\div0,05$);

m – значення показника політропи, для аміакових компресорів приймають рівним 1,1 і для хладонових 1,0.

Коефіцієнт дроселювання λ_{dp} враховує об'ємні втрати, що викликані опором у всмоктувальному та нагнітальному клапанах.

Для температури кипіння до -30°C приймають $\lambda_{dp}=0,93\div0,97$.

Коефіцієнт підігріву λ_n характеризує вплив теплообміну пари зі стінками циліндра, поршнем і клапанами. Із збільшенням ступеня стиску теплообмін зростає, а з підвищенням швидкості обертання вала зменшується, що сприяє підвищенню коефіцієнта підігріву. Останній можна приблизно визначити за формулою

$$\lambda_n = \frac{T_0}{T_k}, \quad (6.2)$$

де T_0 і T_k – відповідно температура кипіння та конденсації, °К.

Коефіцієнт щільності $\lambda_{щіль}$ враховує пропуск холодоагенту через нещільності у поршневих кільцях і клапанах. Його приймають рівним 0,96÷0,98.

Сумарний коефіцієнт подачі компресора дає загальну оцінку втрат дійсного компресора та являє собою добуток:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{др} \cdot \lambda_n \cdot \lambda_{щіль}. \quad (6.3)$$

Тоді дійсний об'єм, що описується поршнями компресора,

$$V_d = \frac{V_{xa}}{\lambda}. \quad (6.4)$$

Холодопродуктивність та необхідна потужність компресора залежать від температур кипіння, конденсації і переохолодження. Тому порівняння машин за холодопродуктивністю проводять за певних температурних умов (так званих стандартних умов).

Для вибору компресора необхідно роботу холодопродуктивність брутто за заданих температурних умов перерахувати на стандартну холодопродуктивність згідно зі стандартними умовами. Для хладону R12 вони такі:

- температура кипіння –15 °С;
- температура всмоктування пари +15 °С;
- температура конденсації +30 °С;
- температура переохолодження +25 °С.

Тоді стандартна холодопродуктивність розраховується за формулою

$$Q_{0ст} = Q_{0роб} \cdot \frac{q_v^{cm} \lambda^{cm}}{q_v^p \lambda^p}, \quad (6.5)$$

де $Q_{0ст}$, $Q_{0роб}$ – холодопродуктивність відповідно за стандартних і робочих умов;

q_v^{cm} , q_v^p – питома холодопродуктивність 1 м³ холодоагенту відповідно за стандартних і робочих умов;

λ^{cm} , λ^p – коефіцієнт подачі компресора відповідно за стандартних і робочих умов.

Після цього за каталогами, наведених у посібниках [11, 12], потрібно вибрати необхідний компресор відповідно до холодопродуктивності холодильної машини вагона за стандартних умов роботи.

7 РОЗРАХУНОК ТА ПІДБІР ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

Теплообмінні апарати забезпечують можливість реалізації циклу холодильної машини. Вони призначені для відведення тепла з приміщення, що охолоджується, і передачі його навколишньому середовищу. Ці агрегати мають бути простими і компактними за конструкцією, зручними в експлуатації та ремонті, мати високий коефіцієнт теплопередачі, малий гідравлічний і аеродинамічний опір, великий моторесурс.

Розрахунок та підбір теплообмінних апаратів ведеться згідно із завданням за методичними вказівками [22].

8 РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВОДІВ

Трубопроводи для холодильних установок підбирають за внутрішнім діаметром, який визначається за формулою

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot M_{xa} \cdot v}{\pi \cdot \omega \cdot 3600}}, \quad (8.1)$$

де M_{xa} – кількість холодоагенту, що прямує по трубопроводу, кг/год;

v – питомий обсяг холодоагенту, м³/г; для холодоагенту приймають: у напірному трубопроводі – за діаграмою $P-i$; у всмоктувальному та рідинному трубопроводах за таблицею Г.1;

ω – швидкість руху циркулюючого холодильного агенту, її приймають для хладону R12:

- у напірному трубопроводі 15÷18 м/с;
- у всмоктувальному трубопроводі 12÷15 м/с;
- у рідинному трубопроводі 0,5÷1 м/с.

Після цього за довідником [17] необхідно підібрати труби відповідного діаметра.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Алексюткин, Б. А. Холодильное оборудование и кондиционирование воздуха [Текст]: методические указания для курсового и дипломного проектирования / Б. А. Алексюткин, П. А. Устич. – М.: МИИТ, 1991. – 61 с.

2 Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя [Текст] / В. И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 1973.

3 Бакрадзе, Ю. М. Ремонт рефрижераторных вагонов [Текст] / Ю. М. Бакрадзе, Б. С. Акимов, Ю. О. Фаерштейн. – М.: Транспорт, 1984.

4 Бартош, Е. Т. Энергетика изотермического подвижного состава [Текст] / Е. Т. Бартош. – М.: Транспорт, 1976. – 303 с.

5 Демьянков, Н. В. Холодильные машины и установки [Текст]: учебник / Н. В. Демьянков. – М.: Транспорт, 1976. – 360 с.

6 Екимовский, И. П. Эксплуатация и техническое обслуживание рефрижераторного подвижного состава [Текст] / И. П. Екимовский. – М.: Транспорт, 1983.

7 Зворыкин, М. А. Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах [Текст]: учебник / М. А. Зворыкин, В. М. Черкез. – М.: Транспорт, 1977. – 286 с.

8 Комаров, Н. С. Справочник холодильщика [Текст] / Н. С. Комаров. – М.: Транспорт, 1962. – 419 с.

9 Китаев, Б. Н. Теплообменные процессы при эксплуатации вагонов [Текст] / Б. Н. Китаев. – М.: Транспорт, 1984. – 184 с.

10 Кошкин, Н. Н. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин [Текст] / Н. Н. Кошкин. – Л.: 1976. – 328 с.

11 Мартинов, І. Е. Холодильные обладнання вагонів [Текст]: навч. посібник / І. Е. Мартинов, В. М. Іщенко, А. В. Труфанова. – Харків: УкрДАЗТ, 2013. – 154 с.

12 Мартинов, І. Е. Холодильні установки рефрижераторного рухомого складу [Текст]: навч. посібник / І. Е. Мартинов, А. В. Труфанова, В. М. Іщенко, Н. С. Брайковська, В. М. Ільчишин. – Харків: УкрДАЗТ, 2013. – 134 с.

13 Мартинов, І. Е. Розрахунок теплообмінних апаратів [Текст]: методичні вказівки до виконання курсової роботи з дисципліни «Холодильне обладнання вагонів» / І. Е. Мартинов, В. М. Іщенко, А. В. Труфанова. – Харків: УкрДАЗТ, 2009. – 33 с.

14 Маханько, М. Г. Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах и локомотивах [Текст] / М. Г. Маханько – М.: Транспорт, 1981. – 254 с.

15 Организация и технология ремонта рефрижераторных вагонов [Текст] – М.: Транспорт, 1973. – 289 с.

16 Осадчук, Г. И. Холодильное оборудование вагонов и кондиционирование воздуха [Текст]: учебник / Г. И. Осадчук, Е. С. Фарафонов. – М.: Транспорт, 1974. – 304 с.

17 Правила перевозки грузов [Текст] – М.: Транспорт, 1986. – 439 с.

18 Сидоров, Ю. Л. Основы кондиционирования воздуха на предприятиях ж.-д. транспорта и подвижном составе [Текст] / Ю. Л. Сидоров. – М.: Транспорт, 1984. – 199 с.

19 Фаерштейн, Ю. О. Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах [Текст]: учебник / Ю. О. Фаерштейн, Б. Н. Китаев. – М.: Транспорт, 1984. – 345 с.

20 Фарафонов, Е. С. Ремонт компрессоров пассажирских вагонов [Текст] / Е. С. Фарафонов, Н. Ким. – М.: Транспорт, 1973. – 127 с.

21 Холодильные компрессоры [Текст]: справочник. – М.: Транспорт, 1981. – 279 с.

22 Чернин, И. Л. Расчет, подбор и эксплуатация рефрижераторного подвижного состава [Текст]: учеб. пособие / И. Л. Чернин. – Гомель: БелИИЖТ, 1984. – Ч. 1. – 45 с.

ДОДАТОК А

Таблиця А.1 – Матеріали і товщини шарів поверхонь різних типів вагонів

Тип вагона	Підлога	Бокова стіна	Торцева стіна	Дах
1	2	3	4	5
12-вагонна секція	$\delta_i=2$ мм оцинк. сталь	$\delta_i=2,5$ мм сталь	$\delta_i=3$ мм сталь	$\delta_i=2,5$ мм сталь
	$\delta_i=48$ мм дерево	$\delta_i=193$ мм міпора	$\delta_i=193$ мм міпора	$\delta_i=236$ мм міпора
	$\delta_i=2$ мм міпора	$\delta_i=2$ мм сталь	$\delta_i=2$ мм сталь	$\delta_i=2$ мм повітря
	$\delta_i=2$ мм сталь			$\delta_i=2$ мм сталь
5-вагонна секція (БМЗ)	$\delta_i=4$ мм гума	$\delta_i=2$ мм сталь	$\delta_i=2$ мм сталь	$\delta_i=2$ мм сталь
	$\delta_i=45$ мм дерево	$\delta_i=217$ мм ПСБ-С	$\delta_i=290$ мм ПСБ-С	$\delta_i=234$ мм ПСБ-С
	$\delta_i=185$ мм ПСБ-С	$\delta_i=2$ мм АМГ-6	$\delta_i=2$ мм АМГ-6	$\delta_i=135$ мм повітря
	$\delta_i=2$ мм сталь			$\delta_i=4$ мм ДВП
Рефрижераторний автономний	$\delta_i=2$ мм гума	$\delta_i=2$ мм сталь	$\delta_i=2$ мм сталь	$\delta_i=2$ мм сталь
	$\delta_i=2$ мм дерево	$\delta_i=2$ мм ПСБ-С	$\delta_i=2$ мм ПСБ-С	$\delta_i=2$ мм ПСБ-С
	$\delta_i=2$ мм ПСБ-С	$\delta_i=2$ мм оцинк. сталь	$\delta_i=2$ мм оцинк. сталь	$\delta_i=2$ мм повітря
	$\delta_i=2$ мм сталь			$\delta_i=2$ мм столяр. плита
Пасажирські всі типи	$\delta_i=2$ мм лінолеум	$\delta_i=2$ мм сталь	$\delta_i=1,5$ мм сталь	$\delta_i=1,5$ мм сталь
	$\delta_i=19$ мм столяр. плита	$\delta_i=65$ мм ПСБ-С	$\delta_i=65$ мм ПСБ-С	$\delta_i=65$ мм ПСБ-С
	$\delta_i=80$ мм ПСБ-С	$\delta_i=19$ мм столяр. плита	$\delta_i=10$ мм фанера	$\delta_i=3$ мм фанера
	$\delta_i=2$ мм сталь	$\delta_i=2$ мм пластик	$\delta_i=2$ мм пластик	$\delta_i=283$ мм повітря
				$\delta_i=2$ мм пластик

Таблиця А.2 – Розміри і кількість вікон у пасажирських вагонах на боковій стіні (з одного боку)

Тип вагона	Широке вікно			Вузьке вікно		
	ширина, м	висота, м	кіль., шт.	ширина, м	висота, м	кіль., шт.
Пасажирський м'який (18 місць)	0,96	0,955	9	0,77	0,955	4
Пасажирський м'який (36 місць)	0,96	0,955	9	0,77	0,955	3
Пасажирський жорсткокупейний (38 місць)	1,06	0,955	9	0,86	0,955	4
Пасажирський відкритого типу (56 місць)	1,06	0,955	9	0,86	0,955	4
Пасажирський міжобласний (68 місць)	1,06	0,955	9	0,86	0,955	4

Таблиця А.3 – Коефіцієнт теплопровідності для різних матеріалів поверхні вагона

Найменування матеріалів	Коефіцієнт теплопровідності λ , Вт/(м °К)
Лінолеум	0,174
Столярна плита	0,22
Міпора	0,025÷0,035
Полістирол ПСБ-С	0,038
Пінополіетилен	0,028÷0,06
Гума	0,197
Сталь	58,0
Пластик	0,174
Фанера	0,29÷0,41
Алюмінієвий лист АМГ-6	142,68
Деревоволокниста плита ДВП	0,22
Дерево	0,232
Повітря	0,023
Скло віконне	0,754

ДОДАТОК Б

Таблиця Б.1 – Температурний режим та вентилявання швидкопсувних вантажів при перевезенні у рефрижераторних вагонах

Найменування вантажу	Температурний режим, °С		Необхідність вентилявання
	від	до	
1	2	3	4
Заморожені, морожені вантажі, що мають температуру не вище -18 °С	-17	-20	не вентиляють
Заморожені, морожені вантажі, що мають температуру від -10 до -18 °С	-9	-12	не вентиляють
Заморожені, морожені вантажі, що мають температуру від -6 до -9 °С включно	-6	-9	не вентиляють
М'ясо підморожене, м'ясо охолоджене, м'ясокопченості сирокоччені, бекон, шпик, ковбаси напівкопчені, варенокопчені, риба охолоджена, ікра різних риб, риба холодного копчення океанська (крім оселедця івасі), оселедець пряного посолу і маринований у герметичній упаковці та інші вантажі з температурою від 0 до 6 °С	0	-3	не вентиляють
Дріжджі хлібопекарські пресовані	+5	-3	не вентиляють
Молоко непастеризоване та молочні продукти, йогурти, яйця курячі харчові, а також інші охолоджені вантажі, які мають температуру від 0 до +6 °С	+5	+2	не вентиляють
Картопля, виноград, ягоди, цитрусові плоди, яблука, груші та інші плодовоовочі	+5	+2	при опаленні вентиляють, при охолодженні – ні
Томати стиглі, огірки, баклажани, перець солодкий, дині, гарбуз, ананаси, лимони	+9	+6	вентиліують при опаленні
Банани	+14	+12	вентиліують при охолодженні та опаленні

Продовження таблиці Б.1

1	2	3	4
Солоні та квашені овочі, в тому числі капуста квашена, квашені плоди і ягоди в бочках, солоні і мариновані гриби в бочках	+5	+2	не вентилують
Сири, пиво непастеризоване та інші охолоджені вантажі з температурою від +7 до +9 °С	+9	+6	не вентилують
Маргарин, жири кондитерські та кулінарні, молоко стерилізоване, вина, в тому числі ігристі і шипучі, біопрепарати та інші, не зазначені вище вантажі, що мають температуру вище +9 °С	+15	+9	не вентилують

Таблиця Б.2 – Кількість теплоти і вологи, що виділяється людиною

Внутрішня температура $t, ^\circ\text{C}$	Тепло, що виділяється однією людиною, кДж/год		Волога, що виділяється однією людиною, $\omega, \text{г/год}$
	$q_{\text{сухе}}$	$q_{\text{вологе}}$	
15	390	78	31,1
18	356	81,3	32,4
21	316	111	45,4
24	279	148,5	55,7
27	232	195	77,8
30	174	237	94

Таблиця Б.3 – Інтенсивність теплонадходжень від плодів та овочів при перевезенні та зберіганні

Фрукти та овочі	Теплонадходження, Вт/т, при температурі, °С				
	0	+2	+5	+15	+20
Абрикоси	18	27	50	154	199
Смородина чорна	33	54	71	350	360
Лимони	9	13	20	46	58
Апельсини	11	13	19	56	69
Персики	19	22	42	131	181
Груші	20	27	46	161	278
Яблука	19	21	31	92	121
Сливи	21	35	65	184	232
Виноград	9	17	24	49	78
Лук	20	21	26	-	58
Капуста	33	36	51	121	195
Картопля	20	22	24	36	44
Морква	28	34	38	87	135
Огірки	20	24	34	121	175
Салат	38	44	51	188	340
Шпинат	83	119	199	524	900

Таблиця Б.4 – Технічні характеристики вантажних вагонів РРС

Характеристики	ЦВ-12	ZB-5	5БМЗ	АРВ
Довжина кузова, м	17	21	21	21
Ширина кузова, м	3	3,1	3,1	3,1
Довжина вантажного приміщення, м:				
повна	16	17	18	17
навантажувальна	15	17	17	17
Ширина вантажного приміщення, м:				
повна	2,5	2,7	2,5	2,7
навантажувальна	2,4	2,6	2,5	2,6
Висота вантажного приміщення, м:				
по боковій стелі	2,2	2,3	2,6	2,3
по середині вагона	2,9	2,6	2,8	2,6
навантажувальна	2,0	2,2	2,4	2,2
Повний об'єм вантажного приміщення вагона (пересічний), м ³	112	113	136	113
Навантажувальний об'єм вантажного приміщення вагона, м ³	78	100	108	100
Вантажопідйомність, т	36	41	42	40
Маса тари вагона, т	46	42	40	44

ДОДАТОК В

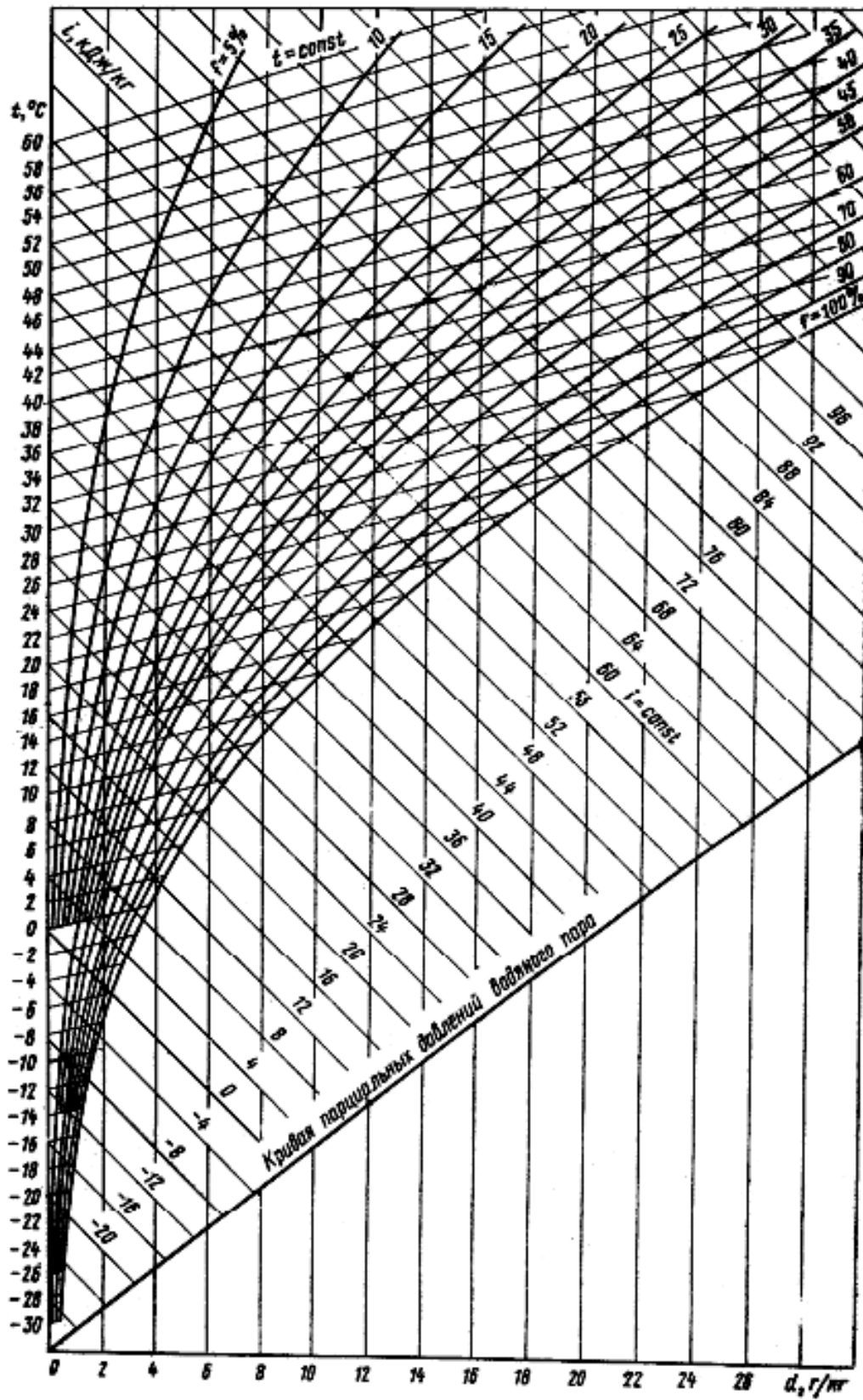


Рисунок В.1 – Диаграмма $I-d$ влажного воздуха

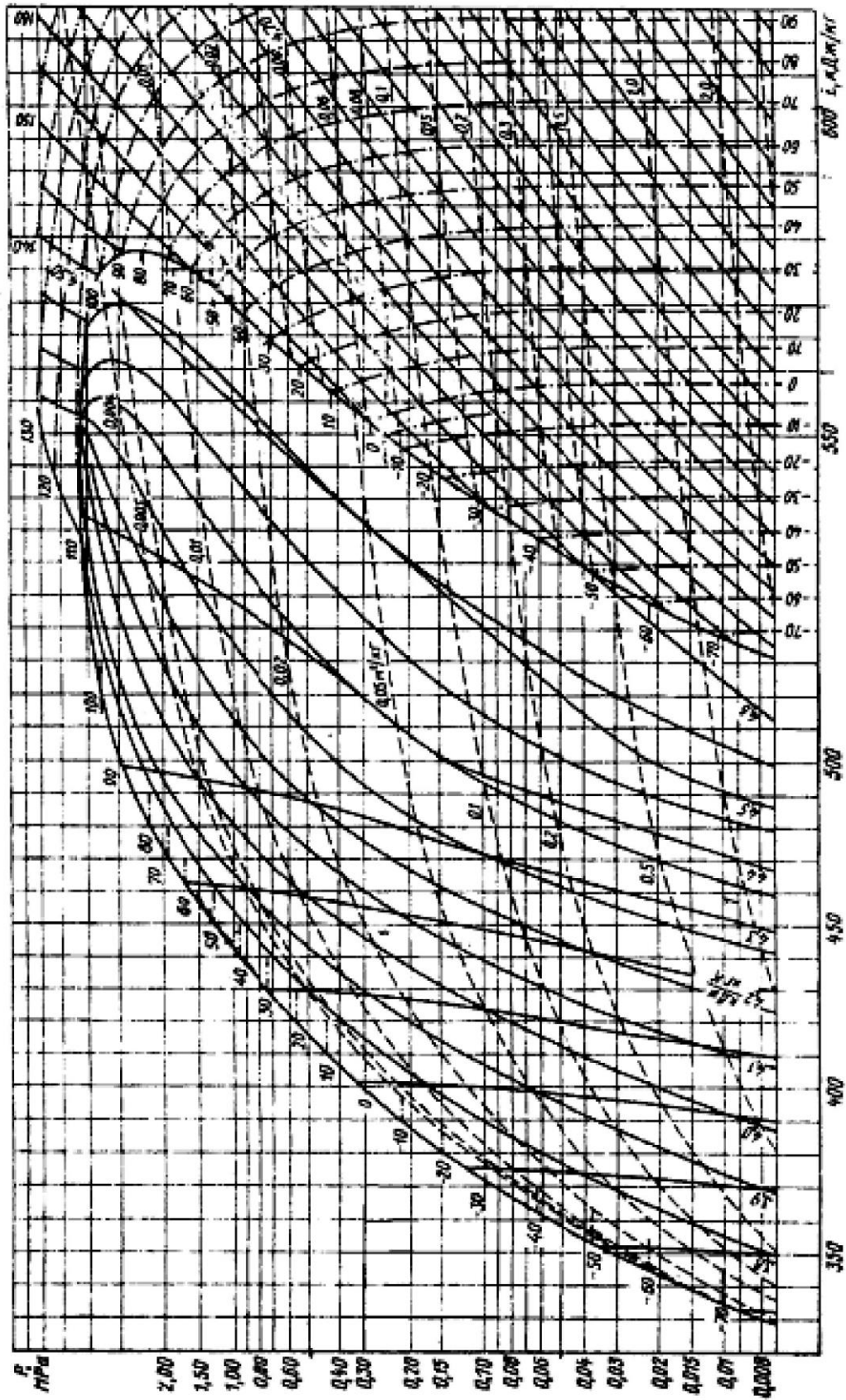


Рисунок В.2 – Діаграма $LgP-i$ для хладону R-12

ДОДАТОК Г

Таблиця Г.1 – Щільність холодоагенту при різних температурних режимах

Температура, °С	Абсолютний тиск, мПа	Щільність		Ентальпія	
		рідини, м ³ /кг	пари', м ³ /кг	рідини <i>i'</i> , кДж/кг	пари <i>i''</i> , кДж/кг
-15	0,4743	1227,9	17,5	177,9	421,3
-10	0,5651	1209,1	20,7	185,1	423,8
-5	0,6690	1191,2	24,5	192,5	426,1
0	0,7872	1171,9	28,8	200,0	428,3
5	0,9211	1151,8	33,7	207,7	430,2
10	1,0719	1130,8	39,3	215,7	432,0
15	1,2410	1108,9	45,7	223,9	433,6
20	1,4299	1085,8	53,1	232,5	434,8
25	1,6399	1061,4	61,6	241,3	435,8
30	1,8725	1035,6	71,4	250,5	436,4
35	2,1293	1007,9	82,8	260,2	436,6
40	2,4116	978,0	96,0	270,4	436,2
45	2,7211	945,4	111,7	281,2	435,2
50	3,0592	909,2	130,5	292,8	433,4

ДОДАТОК Д

Таблиця Д.1 – Одиниці СІ та їх співвідношення з іншими одиницями

Величина	Позначення	Одиниця СІ	Співвідношення між одиницями
Тиск	P	Па (паскаль)	$1 \text{ Па} = 0,102 \text{ кгс/м}^2 = 1 \text{ Н/м}^2 = 7,52 \cdot 10^{-3} \text{ мм рт. ст.}$
			$1 \text{ кгс/см}^2 = 9,8 \cdot 10^4 \text{ Па} = 0,098 \text{ мПа}$
			$1 \text{ Бар} = 10^5 \text{ Па} = 10^5 \text{ Н/м}^2 = 1,02 \text{ кгс/см}^2$
			$1 \text{ кгс/м}^2 = 9,8 \text{ Па}$
			$1 \text{ Н} = 0,10197 \text{ кгс} \approx 0,102 \text{ кгс}$
			$1 \text{ кгс} = 9,80665 \text{ Н}$
Робота	L	Дж (джоуль) 1 Дж = 1 Нм	$1 \text{ Дж} = 0,102 \text{ кгсм} = 0,239 \text{ кал} = 0,239 \cdot 10^{-3} \text{ ккал}$
			$1 \text{ кВт} \cdot \text{год} = 3,6 \cdot 10^6 \text{ Дж} = 860 \cdot 10^3 \text{ кал}$
			$1 \text{ кал} = 4,1868 \text{ Дж}$
			$1 \text{ кгсм} = 9,81 \text{ Дж}$
Потужність	N	Вт (ватт)	$1 \text{ Вт} = 0,102 \text{ кгсм/с} = 1 \text{ Дж/с} = 3,6 \text{ кДж/год}$
Холодопродуктивність	Q	Вт (ватт)	$1 \text{ Вт} = 0,86 \text{ ккал/год} = 3,6 \text{ кДж/год}$
			$1 \text{ ккал/год} = 1,163 \text{ Вт}$
Коефіцієнт тепловіддачі та теплопередачі	α K_T	Вт/(м ² ·°К)	$1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°К)} = 0,86 \text{ ккал/(год} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{°К)} = 3,6 \text{ кДж/(год} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{°К)}$
Теплопровідність	λ	Вт/(м·°К)	$1 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°К)} = 0,86 \text{ ккал/(год} \cdot \text{м} \cdot \text{°К)} = 3,6 \text{ кДж/(год} \cdot \text{м} \cdot \text{°К)}$
Питома теплоємність	c	Дж/(кг·°К)	$1 \text{ кДж/кг} = 0,239 \text{ ккал/кг}$
Питомий об'єм	v_1	м ³ /кг	
Густина (об'ємна маса)	ρ	кг/м ³	