

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**Національний університет «Запорізька політехніка»**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**  
до контрольної роботи з дисципліни «Холодильна техніка та  
кондиціонування»  
Розрахунок аміачної парокомпресійної холодильної установки  
для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика»  
(освітня програма «Промислова і комунальна теплоенергетика»)  
усіх форм навчання

Методичні вказівки до контрольної роботи з дисципліни «Холодильна техніка та кондиціонування» «Розрахунок аміачної парокомпресійної холодильної установки» для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» (освітня програма «Промислова і комунальна теплоенергетика») усіх форм навчання. / Укл.: Кузьменко А.А., Назаренко І.А., Каюков Ю.М., Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2023. 47с.

Укладачі: Кузьменко А.А., старш. викл.;  
Назаренко І.А., доц. канд. техн. наук;  
Каюков Ю.М., доц. канд. техн. наук.

Відповідальний  
за випуск Лапкіна С.О., ас.

Затверджено  
на засіданні кафедри  
«Електричні машини»  
Протокол №6  
від 26.01.2023 р.

Рекомендовано до видання  
НМК Електротехнічного  
факультету  
Протокол №  
від 23.02.2023 р.

## ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Розрахунок циклу аміачної парокомпресійної холодильної установки.....	6
1.1 Визначення параметрів стану основних точок циклу. Побудова циклу в t-s діаграмі.....	6
1.2 Визначення основних енергетичних показників роботи холодильної установки.....	10
2 Тепловий розрахунок горизонтального кожухотрубного конденсатора з гладких труб.....	16
2.1 Розрахунок теплопередаючої поверхні конденсатора.....	16
2.2 Теплове навантаження конденсатора.....	16
2.3 Розрахунок температурного напору.....	17
2.4 Коефіцієнт теплопередачі для неоребреної теплопередаючої поверхні труб.....	20
2.5 Графоаналітичний метод розрахунку конденсатора.....	20
2.6 Вибір деяких конструктивних розмірів конденсатора.....	23
Перелік посилань.....	28
Додаток А.....	29
Додаток Б.....	30
Додаток В.....	31
Додаток Г.....	32
Додаток Д.....	33
Додаток Е.....	34
Додаток Ж.....	35
Додаток К.....	36
Додаток Л.....	38
Додаток М.....	39
Додаток Н.....	41
Додаток П.....	43
Додаток Р.....	45

## ВСТУП

Обов'язковою умовою вивчення дисципліни «Холодильна техніка та кондиціонування» є виконання студентами індивідуального завдання - контрольної роботи. Також ці методичні вказівки можуть бути використанні при самостійному вивченні курсу та при виконанні практичних завдань.

Метою цих робіт є детальніше засвоєння лекційного матеріалу; набуття практичних навичок в розрахунках холодильних установок; перевірка ступеня засвоєння теоретичного матеріалу; формування у студентів передбачених робочою програмою вмінь, які необхідні для інженера - теплоенергетика.

Методика розрахунку циклу аміачної пароконденсійної холодильної установки та частини його обладнання, а саме горизонтального кожухотрубного конденсатора з гладких труб, є основою розрахунку будь - яких сучасних холодильних установок та теплових насосів.

Титульний лист контрольної роботи оформлюють за формою, що наведена в Додатку А.

Кожний студент одержує у викладача завдання, що містить початкові дані для розрахунку параметрів циклу (Додаток Б):

- холодопродуктивність установки  $Q_0$  (кількість теплоти, яка повинна бути відведена від охолоджуваного об'єкту), кВт;
- температура охолоджуваного об'єкту  $T_{в2}$  (температура холодоносія на виході з випарника), К;
- передбачуваний район роботи холодильної установки;
- джерело отримання технічної води (річкова, оборотна);
- температура води, що подається на переохолодження рідкого холодоагенту  $T_{w1}^n$ , К.

Здобувачу вищої освіти потрібно:

- провести розрахунок холодильного циклу і вирішити, скільки повинно бути ступенів стискання і дроселювання холодоагенту для даних температурних рівнів;
- вибрати і зобразити схему установки;
- зобразити цикл в T-S діаграмі (послідовність станів холодоагенту в установці);

- визначити потужність, споживану як кожним компресором, так і всіма компресорами;
- вибрати компресор (або компресори);
- визначити питому витрату електроенергії на одиницю холоду, що виробляється, і холодильний коефіцієнт;
- визначити коефіцієнт корисної дії холодильної установки.

# 1 РОЗРАХУНОК ЦИКЛУ АМІАЧНОЇ ПАРОКОМПРЕСІЙНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

## 1.1 Визначення параметрів стану основних точок циклу. Побудова циклу в T-S діаграмі

Одержавши завдання, студент повинен повторити по конспекту або підручнику розділ курсу про теоретичні і дійсні холодинні цикли.

По заданих температурах охолоджуваного об'єкту і повітря в районі роботи установки необхідно вибрати температуру кипіння холодоагенту у випарнику і температуру конденсації стислого холодоагенту, задати різницю температур в переохолоджувачі, і потім зобразити цикл в координатах температура-ентропія (на T-S діаграмі станів аміаку). Одиниці вимірювання величин повинні відповідати тільки системі СІ.

Розрахунок ведуть в наступному порядку:

### а) Визначають температуру кипіння холодоагенту $T_v$ , К

При цьому виходять з того, що різниця між температурою охолоджуваного об'єкту (холодоносія на виході з випарника)  $T_{в2}$  і температурою кипіння холодоагенту  $T_v$  звичайно складає  $\Delta T_{v \min} = 3$  К.

### б) Визначають температуру охолоджуючої води $T_{w1}$ , К

Якщо вода річкова, то її температуру приймають на (6...8) К нижче розрахункової температури повітря  $T_v$  в даній місцевості. Установка повинна забезпечувати термостатування охолоджуваного об'єкту, навіть у несприятливих умовах. Тому, як розрахункову температуру навколишнього повітря, приймають найвищу температуру повітря для заданої місцевості. Цю температуру можна визначити по таблиці В.1 в Додатку В. В цій таблиці приведені (для різних місцевостей) значення середньої температури повітря за чотири найтепліші п'ятиденки за період 25 років, а також відповідні значення відносної вологості цього повітря.

Якщо вода оборотна, то її температуру приймають на (3...4) К вище за температуру мокрого термометра  $T_{MT}$ , відповідній також максимальній розрахунковій температурі  $T_v$  і відносній вологості повітря в заданій місцевості. Для визначення величини  $T_{MT}$  можна використовувати h-d діаграму вологого повітря, приведену в Додатку Г.

**в) Визначають температуру конденсації стислого холодоагенту  $T_K$ , К**

Вона, звичайно, приймається на (4...5) К вище за температуру  $T_{w2}$  охолоджуючої води, що виходить з конденсатора.

Нагрів води в конденсаторах звичайно, виходячи з економічності, приймають:

- (4...5) К в горизонтальних;
- 6 К у вертикальних кожухотрубних;
- (2...3) К в зрошувальних конденсаторах.

**г) Визначають тиск кипіння холодоагенту у випарнику  $P_B$  і тиск конденсації холодоагенту в конденсаторі  $P_K$ , МПа**

На T-S діаграмі холодоагенту значення  $P_B$  і  $P_K$  відповідають точкам перетину ізотерм  $T_B$  і  $T_K$  з граничною лінією  $x=1$ .

**д) Визначають ступінь стиснення холодоагенту в циклі**

$$\varepsilon = \frac{P_K}{P_B}. \quad (1.1)$$

При  $\varepsilon < 8$  приймають одноступеневе стиснення холодоагенту.

Якщо  $\varepsilon > 8$ , то слід приймати двоступеневе стиснення холодоагенту.

**е) Визначають температуру переохолодження рідкого холодоагенту** на виході з переохолоджувача, К, яку, звичайно, приймають на (3...5) К вище за температуру  $T_{w1}^n$  води, що подається в переохолоджувач. Нагрів води в переохолоджувачі слідусе прийняти рівним 5 К.

**ж)** Для безпечної роботи компресора (щоб виключити «мокрый хід» компресора і попадання в циліндр компресора рідкого холодоагенту) на всмоктування компресора подається не насичена пара холодоагенту, а перегріта пара на (5...15) К (рис. 1.1; 1.2; точка 2).

**з) У разі двоступеневого циклу визначають проміжний тиск, МПа**

$$P_{PP} = (P_K \cdot P_B)^{0.5}, \quad (1.2)$$

де  $P_K$  - тиск конденсації стислого холодоагенту в конденсаторі, МПа;

$P_B$  - тиск кипіння холодоагенту у випарнику, МПа.

к) Якщо вибрано цикл із зміювиком в проміжному посуді, то температура переохолодження рідкого холодоагенту (після охолодження в зміювику проміжного посуду) приймається на (3...5) К вище за температуру кипіння холодоагенту в проміжному посуді (при тиску  $P_{пр}$ ).

л) Далі слід зобразити:

- принципову схему установки;

- процес роботи установки на T-S діаграмі. Приклад зображення процесу роботи одноступеневої і двоступеневої установок на діаграмі T-S приведений на рисунках 1.1 та 1.2.

м) **Параметри холодоагенту** (тиск, температуру, питомий об'єм) визначають у всіх вузлових точках циклу за допомогою термодинамічних таблиць або діаграм стану холодоагенту.

Для визначення параметрів стану пари (холодоагенту) в кінці процесу його стискання в компресорі визначають спочатку параметри холодоагенту в точці 3' і в точці 5', виходячи з допущення, що стискання здійснюється ізоентропно. Приймаючи індикаторний ККД компресора  $\eta_i=0,8$ , визначають ентальпію холодоагенту на виході з компресора, кДж/кг:

**для першого ступеня:**

$$h_3 = h_2 + \frac{l'_a}{\eta_i} = h_2 + \frac{(h'_3 - h_2)}{\eta_i}, \quad (1.3)$$

де  $l'_a$  - робота адіабатного (ізоентропного) стискання, кДж/кг;

$h_2$  - ентальпія холодоагенту на вході в компресор, кДж/кг;

**для другого ступеня:**

$$h_5 = h_4 + \frac{l''_a}{\eta_i} = h_4 + \frac{(h'_5 - h_4)}{\eta_i}, \quad (1.4)$$

де  $h_4$  - ентальпія холодоагенту на вході в компресор другого ступеня, кДж/кг;

$l''_a$  - робота адіабатного (ізоентропного) стискання другого ступеня, кДж/кг.



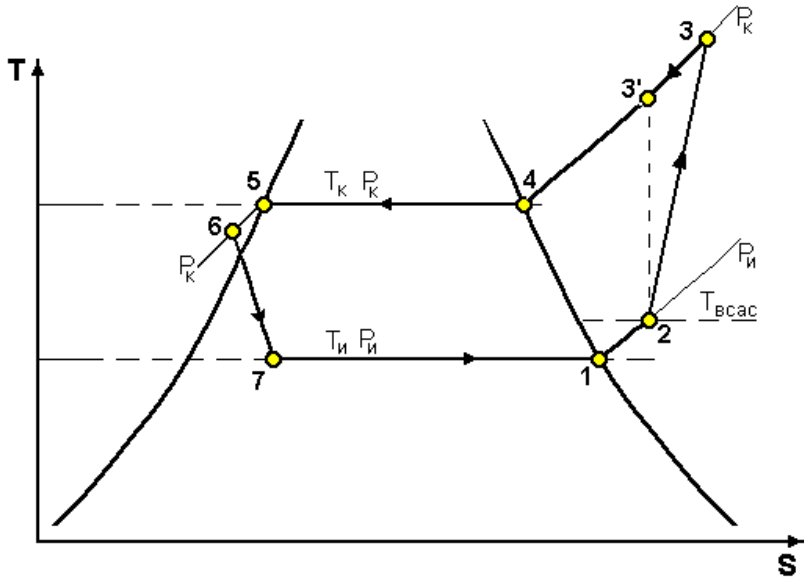


Рисунок 1.1 - Цикл одноступеневої холодильної установки

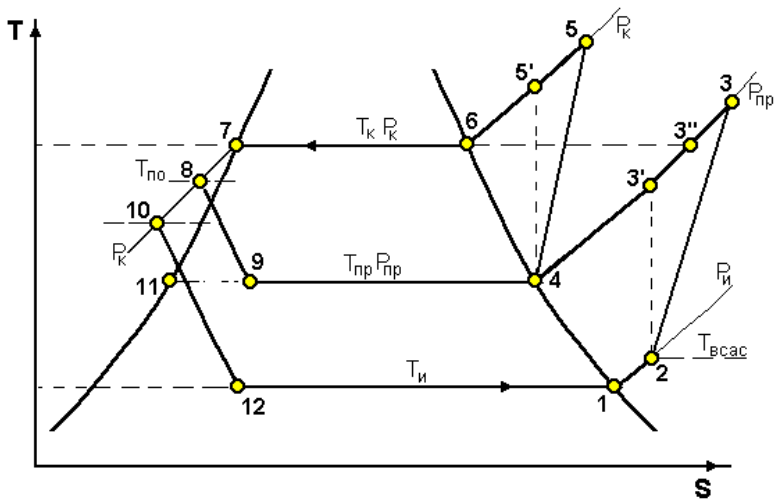


Рисунок 1.2 - Цикл двоступеневої холодильної установки

За визначеним таким чином значенням ентальпій холодоагенту в кінці процесів стискання в обох ступенях ( $h_3$  і  $h_5$ ) і по визначеним вище значенням проміжного тиску ( $P_{пр}$ ) і тиску в конденсаторі ( $P_K$ ) визначають решту параметрів холодоагенту в точках 3 і 5. Всі одержані параметри характерних точок циклу зводяться в таблицю.

## 1.2 Визначення основних енергетичних показників роботи холодильної установки

Розрахунок ведуть в наступному порядку:

**а) Визначають питоме теплове навантаження випарника** (холодопродуктивність 1 кг холодоагенту), кДж/кг :

- при одноступеневому стисканні

$$q_0 = h_1 - h_7 = h_1 - h_6, \quad (1.6)$$

де  $h_1$  - ентальпія холодоагенту на виході з випарника, кДж/кг;

$h_7 = h_6$  - ентальпія холодоагенту на вході у випарник (на виході з переохолоджувача), кДж/кг;

- при двоступеневому стисканні (для циклу з теплообмінником в проміжному сосуді)

$$q_0 = h_1 - h_{12} = h_1 - h_{10}, \quad (1.7)$$

де  $h_{12} = h_{10}$  - ентальпія холодоагенту на вході у випарник (на виході з теплообмінника проміжного сосууду), кДж/кг.

**б) Масова витрата холодоагенту через випарник і компресор першого ступеня, кг/с**

$$G = \frac{Q_0}{q_0}, \quad (1.8)$$

де  $Q_0$  - задана холодопродуктивність установки, кВт ;

$q_0$  - питома холодопродуктивність холодоагенту в розрахункових умовах (кількість теплоти, що сприйнята у випарнику 1 кг циркулюючого через нього холодоагенту), кДж/кг.

**в) Об'ємна продуктивність компресора першого ступеня, м<sup>3</sup>/с**

$$V_{lcm} = G \cdot v_2, \quad (1.9)$$

де  $v_2$  - питомий об'єм всмоктуваної в компресор пари, м<sup>3</sup>/кг.

**г) Об'єм, описуваний поршнем компресора, м<sup>3</sup>/с**

$$V_{пор}^{1ст} = \frac{V^{1ст}}{\lambda^{1ст}} \quad (1.10)$$

де  $\lambda^{1ст}$ - коефіцієнт подачі компресора даного ступеня (залежність коефіцієнтів подачі від ступеню стискання в ступені компресора для різних видів компресорів приведена в Додатку Д).

**д) Підбирають компресор або декілька компресорів для першого ступеня** (по сумарній продуктивності) за літературними джерелами або за каталогами сучасного холодильного устаткування.

**е) Питома внутрішня робота компресора першого ступеня**  $l_B^{1ст}$  (виходячи з прийнятого  $\eta_i=0,8$ ), кДж/кг

$$l_B^{1ст} = h_3 - h_2, \quad (1.11)$$

**ж) Питома витрата електроенергії на стискання 1 кг холодоагенту в компресорі першого ступеня, кДж/кг**

$$l_k^{1ст} = \frac{l_B^{1ст}}{\eta_{ем}} = \frac{h_3 - h_2}{\eta_{ем}}, \quad (1.12)$$

де  $\eta_{ем}$ - електромеханічний ККД компресора ( $\eta_{ем} = 0,9$ ).

**з) Електрична потужність компресора першого ступеня, кВт**

$$N_e^{1ст} = l_k^{1ст} \cdot G, \quad (1.13)$$

### **к) Визначення масової витрати холодоагенту через компресор другого ступеня**

Вже було визначено, що в контурі першого ступеня циркулює  $G$ , кг/с, холодоагенту.

При одноступеневому стисканні (рис. 1.1) пари холодоагенту в стані, відповідному точці 3, поступають в конденсатор, де газоподібний холодоагент охолоджується, перетворюючись потім в рідину, і в стані, відповідному точці 5, поступає в переохолоджувач. В переохолоджувачі температура рідкого холодоагенту знижується до значення, відповідного його стану в точці 6. При цьому тепло конденсації і переохолодження передається охолоджуючій воді.

При двоступеневому стисканні компресор другого ступеня стискає більшу кількість холодоагенту, ніж компресор першого ступеня. І, отже, через конденсатор і переохолоджувач другого ступеню проходить також більша кількість холодоагенту. При двоступеневому стисканні пари холодоагенту після компресора першого ступеня, звичайно, поступають у водоаміачний теплообмінник для охолодження до температури на  $(3...5)$  К вище за температуру охолоджуючої води (точка 3", рис. 1.2). Потім холодоагент поступає в проміжний посуд, де охолоджується від стану 3" до стану 4.

Таким чином, компресору другого ступеня доводиться стискати:

- пари, які поступили з першого ступеня;
- пари, які утворилися при дроселюванні холодоагенту із стану 8 до стану 9;
- пари, які утворилися в проміжному посуді при охолодженні рідкого стислого холодоагенту від стану 8 до стану 10, при схемі з вмонтованим в проміжний посуд теплообмінником (рис. 1.2);
- пари, які утворилися при випаровуванні рідкого холодоагенту в проміжному посуді в процесі охолодження пари після компресора першого ступеня від стану 3" до стану 4.

Якщо температура в точці 3 мало перевищує, або не перевищує температуру охолоджуючої води, то водяний теплообмінник не встановлюється і охолодження в проміжному посуді здійснюється від  $T_3$  до  $T_4$ .

Кількість пари холодоагенту, яку повинен стискати компресор другого ступеня (для циклу з теплообмінником в проміжному посуді), кг/с

$$G'' = G \frac{h''_3 - h_{10}}{h_4 - h_9} = G \frac{h''_3 - h_{10}}{h_4 - h_8}, \quad (1.14)$$

де  $h_{10}$  - ентальпія рідкого холодоагенту на виході з теплообмінника проміжного сосу́ду (перед дросельним вентилям), кДж/кг;

$h_4$ - ентальпія сухої насиченої пари холодоагенту в проміжному сосу́ді, кДж/кг;

$h_9 = h_8$  - ентальпія холодоагенту на вході в проміжний сосу́д (після переохолодження), кДж/кг.

Вся решта розрахунків для вибору компресора (або компресорів) другого ступеня і визначення їх потужності аналогічна розрахункам, описаним для компресорів першого ступеня.

#### **л) Питома витрата тепла на одиницю витрати робочого агента в окремих апаратах установки**

Питоме відведення теплоти в конденсаторі, кДж/кг

- при одноступеневому стисканні

$$q_k' = h_3 - h_5, \quad (1.15)$$

де  $h_5$ - ентальпія холодоагенту на виході з конденсатора, кДж/кг;

- при двоступеневому стисканні

$$q_k'' = h_5 - h_7, \quad (1.16)$$

де  $h_7$ - ентальпія холодоагенту на виході з конденсатора, кДж/кг.

Питоме відведення теплоти в переохолоджувачі, кДж/кг

- при одноступеневому стисканні

$$q_{по}' = h_5 - h_8, \quad (1.17)$$

- при двоступеневому стисканні

$$q_{\text{по}}'' = h_7 - h_8 , \quad (1.18)$$

### м) Розрахункове теплове навантаження окремих апаратів

Розрахункове теплове навантаження конденсатора, кВт

- при одноступеневому стисканні

$$Q_k' = q_k' \cdot G , \quad (1.19)$$

- при двоступеневому стисканні

$$Q_k'' = q_k'' \cdot G , \quad (1.20)$$

Розрахункове теплове навантаження переохолоджувача, кВт:

- при одноступеневому стисканні

$$Q_{\text{по}}' = q_{\text{по}}' \cdot G , \quad (1.21)$$

- при двоступеневому стисканні

$$Q_{\text{по}}'' = q_{\text{по}}'' \cdot G'' , \quad (1.22)$$

### н) Перевірка збіжності енергетичного балансу установки

$$Q = Q_0 + \sum N_i = Q_k + Q_{\text{по}} \quad (1.23)$$

$$\text{де } \sum N_i = l_{\text{в}}^{1\text{ст}} \cdot G + l_{\text{в}}^{2\text{ст}} \cdot G''$$

### п) Холодильний коефіцієнт при розрахунковому режимі роботи

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{N_e^{1\text{ст}} + N_e^{2\text{ст}}} \quad (1.24)$$

**р) Коефіцієнт корисної дії установки при розрахунковому режимі роботи**

$$\eta_y = \frac{e_n \cdot Q_0}{N_e^{1\text{ст}} + N_e^{2\text{ст}}}, \quad (1.25)$$

де  $e_n = \frac{T_{\text{нс}}}{T_{\text{н}}} - 1$  - питома витрата роботи в ідеальному циклі, віднесена до одиниці теплоти, відведеної від нижнього джерела.

Як температура нижнього джерела  $T_{\text{н}}$ , К, приймається температура холодоносія (розсолу) на виході з випарника.

Як температура навколишнього середовища  $T_{\text{нс}}$ , К, приймається температура води на вході в конденсатор.

## 2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ГОРИЗОНТАЛЬНОГО КОЖУХОТРУБНОГО КОНДЕНСАТОРА З ГЛАДКИХ ТРУБ

### 2.1 Розрахунок теплопередаючої поверхні конденсатора

Для розрахунку теплопередаючої поверхні  $F$  конденсатора використовують рівняння

$$Q_k = k \cdot F \cdot \Delta T_{cp}, \quad (2.1)$$

де  $Q_k$  - теплове навантаження на конденсатор, Вт;

$k$  - коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup>К);

$F$  - теплопередаюча поверхня, м<sup>2</sup>;

$\Delta T_{cp}$  - середня логарифмічна різниця між температурою конденсації і температурою охолоджуючої води (температурний напір), К.

З формули (2.1) поверхня конденсатора, м<sup>2</sup>

$$F = \frac{Q_k}{k \cdot \Delta T_{cp}}, \quad (2.2)$$

Основні початкові дані для розрахунку поверхні конденсатора одержані або прийняті при розрахунку холодильного циклу (частина 1 розрахунку).

### 2.2 Теплове навантаження конденсатора

Теплове навантаження конденсатора, Вт

$$Q_k = Q_{кп} + Q_{кк} \quad (2.3)$$

де  $Q_{кп}$  - теплове навантаження зони відведення теплоти перегріву, Вт;

$Q_{кк}$  - теплове навантаження зони відведення теплоти конденсації, Вт.

Звичайно, при розрахунку теплове навантаження зони відведення теплоти перегріву  $Q_{кп}$  і зони конденсації  $Q_{кк}$  об'єднують в одне (2.1). Це викликано тим, що температура поверхні теплообміну з



боку робочого тіла в зоні відведення теплоти перегріву майже завжди нижча за температуру конденсації, і тому на поверхні теплообміну відбувається конденсація, хоча пара, дещо віддалена від поверхні теплообміну, залишається перегрітою.

### 2.3 Розрахунок температурного напору

Температурний напір, звичайно, підраховується як середньоарифмічний за формулою, К

$$\Delta T_{cp} = \frac{T_{w2} - T_{w1}}{\ln \frac{T_k - T_{w1}}{T_k - T_{w2}}} \quad (2.4)$$

де  $T_{w1}$ - температура води на вході в конденсатор, К;

$T_{w2}$  - температура води на виході з конденсатора, К;

$T_k$ - температура конденсації, К.

### 2.4 Коефіцієнт теплопередачі для неоребреної теплопередаючої поверхні труб

Коефіцієнт теплопередачі для неоребреної теплопередаючої поверхні труб, віднесеної до внутрішньої їх поверхні, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$k_{F_{BH}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} \frac{d_{BH}}{d_3} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_w}} \quad , \quad (2.5)$$

де  $\alpha_a$ - коефіцієнт тепловіддачі з боку робочого тіла, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$d_{BH}$  - внутрішній діаметр труби, м;

$d_3$ - зовнішній діаметр труби, м;

$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$  - сума термічних опорів стінки і забруднень, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\alpha_w$ - коефіцієнт тепловіддачі з боку води, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

2.4.1 Коефіцієнт тепловіддачі при плівковій конденсації на зовнішній поверхні пучка горизонтальних труб визначається за формулою, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_a = 0,72 \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot d_3}} \Theta_a^{-1/4} \cdot m^{-1/6}, \quad (2.6)$$

де  $r$  - теплота пароутворення (конденсації), кДж/кг;

$\rho$  - густина рідкого холодоагенту, кг/м<sup>3</sup>;

$\lambda$  - коефіцієнт теплопровідності рідкого холодоагенту, Вт/(м·К);

$\mu$  - коефіцієнт динамічної в'язкості рідкого холодоагенту, Па·с;

$g$  - прискорення сили тяжкості, м<sup>2</sup>/с;

$m$  - число рядів труб по вертикалі для коридорного розташування і половина рядів для шахового пучка;

$\Theta_a$  - різниця температур конденсації і поверхні стінки, на якій відбувається конденсація, що є частиною температурного напору.

Значення величин  $r$ ,  $\rho$ ,  $\lambda$ ,  $\mu$  для аміаку і фреону-12 приведені в Додатках Е, Ж, З, І).

Різниця температур конденсації і поверхні стінки, на якій відбувається конденсація, що є частиною температурного напору

$$\Theta_a = T_k - T_{ст},$$

де  $T_{ст}$  – середня температура зовнішньої поверхні труби, К.

Оскільки коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_a$  залежить від  $\Theta_a$  і  $m$ , то розрахунок проводиться методом послідовних наближень.

Труби в трубних решітках, звичайно, розташовані шестикутниками, тому виходить шахове розташування труб по вертикалі. При цьому число  $m$  можна приймати рівним числу рядів шестикутників. Залежно від холодопродуктивності установки для першого розрахунку можна прийняти  $m = (7 \dots 20)$ .

Після визначення поверхні теплообміну уточнюється число рядів труб і розрахунок повторюється.

При  $\Delta T_{cp} \approx (5 \dots 8) \text{ К}$  значення  $\theta_a \approx (1 \dots 2) \text{ К}$ .

Для правильного визначення поверхні теплообміну проводиться декілька розрахунків методом послідовних наближень або частіше користуються графоаналітичним методом, ґрунтуючись на рівності теплових потоків від холодоагенту, що конденсується, до стінки труби і від стінки труби до охолоджуючої рідини (води). Пояснення графоаналітичного методу розрахунку будуть дані в розділі 2.5.

Якщо в конденсатор поступає перегріта пара, то замість  $r$  у формулу (2.6) підставляється умовна величина, Дж/кг

$$r' = i_{\text{п}} - i'$$

де  $i_{\text{п}}$  – ентальпія перегрітої пари на вході в конденсатор, Дж/кг;

$i'$  – ентальпія киплячої рідини, Дж/кг.

2.4.2 Термічні опори в аміачних конденсаторах  $\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$  складаються з опору шару масла  $\delta_{\text{м}} = (0,05 \dots 0,08) \text{ мм}$  при  $\lambda_{\text{м}} = 0,12 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ ; опору шару водяного каменю  $\delta_{\text{вк}} = (0,5 \dots 1,0) \text{ мм}$  при  $\lambda_{\text{вк}} = 1,5 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  та термічного опору стінки труби. Товщина стінки труби вибирається з умов міцності по ДСТУ, а коефіцієнт теплопровідності - залежно від властивостей матеріалу труб.

Звичайно, термічним опором стінки труби нехтують унаслідок його малої величини в порівнянні з термічним опором масла і водяного каменя.

2.4.3 Коефіцієнт тепловіддачі при турбулентному режимі від стінки труби до води  $\alpha_w$  визначається за формулою

$$Nu_p = 0,021 \cdot Re_p^{0,8} \cdot Pr_p^{0,43} \cdot \varepsilon_l, \quad (2.7)$$

де  $\varepsilon_l$  - коефіцієнт, залежний від відношення довжини труби до діаметру, при  $\frac{\ell}{d} > 50$  значення  $\varepsilon_l = 1$ .

Індекс  $p$  указує на те, що фізичні властивості води беруться по її середній температурі між виходом і входом)

У горизонтальних кожухотрубних конденсаторах типа КТГ, що випускаються промисловістю,  $\frac{\ell}{d} > 50$ .

Всі необхідні для розрахунку теплофізичні властивості води беруться з Додатку К.

У зв'язку з тим, що коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води  $\alpha_w$  менше, ніж коефіцієнт тепловіддачі від холодоагенту, що конденсується,  $\alpha_a$ , значення коефіцієнту теплопередачі  $K$  в значній мірі визначається величиною  $\alpha_w$ .

При визначенні  $\alpha_w$  велике значення має вибір швидкості руху води  $W$ . Високі швидкості руху охолоджуючої води збільшують  $\alpha_w$ , а, отже, при цьому зростає коефіцієнт тепловіддачі і зменшується необхідна поверхня охолодження конденсатора  $F$ . Разом з тим підвищення швидкості води приводить до зростання гідравлічного опору конденсатора, і, як наслідок, зростає витрата енергії на привід насосів. Оптимальне значення  $W$  визначається техніко-економічними розрахунками. Практично в більшості експлуатованих конденсаторів швидкість охолоджуючої води (0,5...2,5) м/с.

При виборі величини  $W$  слід враховувати умови експлуатації. При використанні забрудненої води малі швидкості її сприяють осадженню зважених частинок на внутрішній поверхні труб, в результаті цього різко знижується коефіцієнт теплопередачі.

При забрудненій охолоджуючій воді рекомендується  $W$  приймати не менше 2 м/с. В одноходових конденсаторах можуть бути допущені великі швидкості охолоджуючої води, ніж в багатоходових, оскільки із збільшенням числа ходів зростає гідравлічний опір конденсатора.

## 2.5 Графоаналітичний метод розрахунку конденсатора

Графоаналітичний метод розрахунку різниці температур конденсації і поверхні стінки  $\Theta_a$  ґрунтується на тому, що при стаціонарному процесі кількість теплоти, що передана від робочого тіла, що конденсується, до поверхні труби, рівно теплоті, що пройшла через стінку і передана воді.

Питомий тепловий потік від робочого тіла до стінки труби, на якій відбувається конденсація, віднесений до внутрішньої поверхні труби, визначають за формулою

$$q_{a,F_{\text{ВН}}} = \alpha_a (T_k - T_{\text{СТ}}) \frac{d_3}{d_{\text{ВН}}} = \alpha_a \theta_a \frac{d_3}{d_{\text{ВН}}}, \quad (2.8)$$

Графічна ілюстрація графоаналітичного методу наведена на рисунку 2.1.

Якщо в рівняння (2.8) підставити конкретне значення  $\alpha_a$  з виразу (2.6), де  $\alpha_a$  також залежить від  $\theta_a$ , то рівняння (2.8) має вигляд

$$q_{a,F_{\text{ВН}}} = 0,72 \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot d_3}} \theta_a^{3/4} \cdot m^{-1/6} \frac{d_3}{d_{\text{ВН}}}, \quad (2.9)$$

Питомий тепловий потік від стінки труби до води з урахуванням термічного опору забруднення, віднесений до внутрішньої поверхні

$$q_{w,F_{\text{ВН}}} = \frac{T_{\text{СТ}} - T_{w,cp}}{\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_w}} = \frac{\theta_w}{\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_w}}, \quad (2.10)$$

де  $\theta_w$  - середня різниця температур стінки і охолоджуючої води, К.

Враховуючи, що  $T_{\text{СТ}}$ , а отже,  $\theta_a$  і  $\theta_w$  на початку теплового розрахунку невідомі, рівняння (2.9) і (2.10) можна вирішити графічно.

Задаючись декількома значеннями  $\theta_a$  і  $\theta_w$  (у межах від 0 до  $\Delta T_{\text{CP}}$ ), визначають відповідні їм значення  $q_{a,F_{\text{ВН}}}$  і  $q_{w,F_{\text{ВН}}}$  і будують залежності  $q_{a,F_{\text{ВН}}} = f(\theta_a)$  і  $q_{w,F_{\text{ВН}}} = f_2(\theta_w)$  (рис. 2.1).

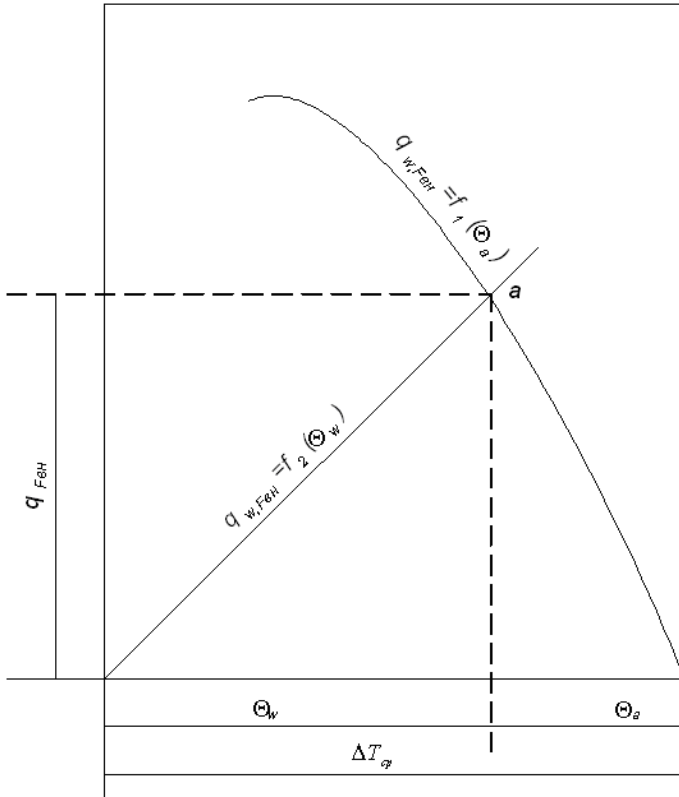


Рисунок 2.1 - Графоаналітичний метод визначення теплових потоків і різниць температур  $\Theta_a$ ,  $\Theta_w$  в кондексаторі

Величина  $a_w$ , звичайно, не залежить від величини  $\theta_w$  і тому рівняння (2.10) є рівнянням прямої. Для її побудови достатньо задатися двома значеннями  $\theta_w$ , наприклад,  $\theta_w = 0$  і  $\theta_w = 0.5\Delta T_{cp}$ .

Величина  $a_a$  залежить від величини  $\theta_a$  і, отже, залежність  $q_{a,FBH} = f_1(\theta_a)$  не буде прямою лінією, і для її побудови вимагається визначити декілька значень  $q_{a,FBH}$ .

Оскільки в кожному випадку сума  $\theta_a + \theta_w = \Delta T_{cp}$ , то при побудові графіків значення  $\theta_a$  і  $\theta_w$  відкладають з протилежних сторін відрізка  $\Delta T_{cp}$ .

Крапка а- перетин графіків  $q_{a,F_{BH}} = f_1(\theta_a)$  і  $q_{w,F_{BH}} = f_2(\theta_w)$  дає значення істинного питомого теплового потоку в конденсаторі.

Відрізки, які відсікає на осі абсцис перпендикуляр, опущений з крапки а, відповідають значенням  $\theta_a$  і  $\theta_w$

У цьому випадку коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$k_{a,F_{BH}} = \frac{q_{F_{BH}}}{\Delta T_{cp}}, \quad (2.11)$$

Коефіцієнт тепловіддачі від робочого тіла до стінки труби може бути визначений за рівнянням (2.6) при підстановці в нього значення  $\theta_a$ , знайденого графічно.

Коефіцієнт теплопередачі і питомий тепловий потік, що віднесені до зовнішньої поверхні гладких труб, визначаються відповідно за формулами, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$k_{F_3} = k_{F_{BH}} \frac{d_{BH}}{d_3}, \quad (2.12)$$

$$q_{F_3} = q_{F_{BH}} \frac{d_{BH}}{d_3}, \quad (2.13)$$

Після знаходження величин  $k_{F_3}$  і  $q_{F_3}$  методом послідовних наближень або графоаналітичним методом визначається поверхня конденсатора  $F_{BH}$  за рівнянням (2.3) або за формулою, м<sup>2</sup>

$$F_{BH} = \frac{Q_k}{q_{F_{BH}}}, \quad (2.14)$$

## 2.6 Вибір деяких конструктивних розмірів конденсатора

### 2.6.1 Загальна довжина труб в апараті, м

$$L = \frac{F_{BH}}{\pi d_{BH}}, \quad (2.15)$$

Для максимального використання об'єму конденсатора і зменшення його габаритів і маси, а також маси води, що знаходиться в ньому, застосовують труби малого діаметру (звичайно 25 x 2,5 мм і 20

х 3 мм). При цьому в заданому об'ємі конденсатора можна розмістити велику поверхню охолодження. Але для заданої поверхні охолодження при малому діаметрі труб збільшується їх число, а разом з цим число кріплень і ущільнень труб в трубних решітках. Крім того, труби малого діаметру швидше засмічуються, їх доводиться частіше чистити, що призводить до збільшення експлуатаційних витрат. Тому, для забрудненої води рекомендується використовувати труби більшого діаметру.

Оскільки

$$L = l \cdot n \cdot Z \quad \text{або} \quad Z = \frac{L}{l \cdot n}, \quad (2.16)$$

де  $l$  - довжина труб, рівна відстані між трубними решітками, м;  
 $n$  - число труб в одному ході, од.;  
 $Z$  - число ходів, од.

Величини  $l$  і  $Z$  взаємозв'язані. Визначають число труб  $n$  в одному ході, а потім задаються відстанню між трубними решітками  $l$  і визначають число ходів  $Z$  (або задаються  $Z$  і визначають  $l$ ).

2.6.2 При визначенні числа труб в одному ході задаються різницею температур води, К

$$\Delta T_w = T_{w1} - T_{w2}.$$

Для економічності нагрів води в конденсаторі звичайно приймають  $\Delta T_w = (4 \dots 5)K$ .

Витрата охолоджуючої води визначається за формулою, кг/с

$$G_w = \frac{Q_k}{\Delta T_w \cdot C_w}, \quad (2.17)$$

де  $Q_k$  - теплове навантаження конденсатора, Вт;

$C_w$  - теплоємність води.

Знаючи витрату, можна знайти число труб в одному ході, од



$$n = \frac{4G_w}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot W \cdot \rho_w}, \quad (2.18)$$

де  $W$  – швидкість води в трубах (приймається, як було вказано), м/с;

$\rho_w$  – густина води, кг/м<sup>3</sup>.

Загальне число труб в апараті, од.

$$n_k = n \cdot Z, \quad (2.19)$$

### 2.6.3 Компоновка пучка труб

Розміщення труб в трубних решітках проводиться найчастіше по сторонах правильних шестикутників (рис. 2.2).

Якщо труби розміщуються в просторі між кожухом і зовнішнім шестикутником, то таке заповнення називається розміщенням труб по сторонах правильних шестикутників з повним заповненням трубних решіток. Додаткова кількість труб при повному заповненні рівна (10...18) % основного. В кожухотрубних конденсаторах і випарниках холодильних установок, як правило, таке додаткове розміщення труб (особливо по висоті) не здійснюють.

При числі труб  $m_D$ , розташованих по більшій діагоналі шестикутника, і при відстані між крайньою трубою, що лежить на діагоналі, і стінкою кожуха, рівній  $S/2$ , внутрішній діаметр кожуха, м

$$D_{\text{вн}} = m_D \cdot S, \quad (2.20)$$

де  $S$  – відстань між центрами труб, м.

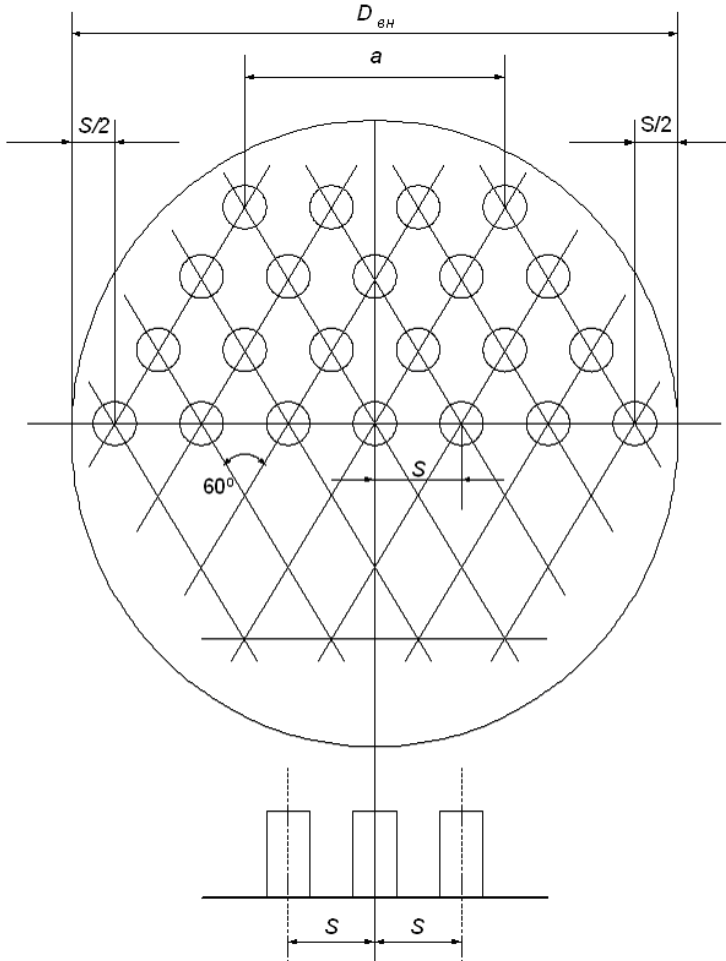


Рисунок 2.2 – Схема розміщення труб в трубних ґратах по сторонах правильних шестикутників

Крок  $S$  між трубами визначається допустимим за умов міцності розміром між краями отворів, він залежить від типу кріплення труб в трубних решітках. Труби кріпляться в основному розвальцюванням їх в отворах трубних решіток.

Мінімальний розмір кроку ,м

$$S_{\text{мін}} = 1,3 \cdot d_3.$$

2.2 Загальне число труб в пучку, од., розташованих згідно рисунку

$$n_{\text{к}} = \frac{3}{4}(m^2_D - 1) + 1, \quad (2.19)$$

Таким чином, знаючи загальне число труб  $n_{\text{к}}$  в апараті, можна визначити число труб  $m_D$ , розташованих по великій діагоналі шестикутника, яке рівне числу рядів труб в апараті по вертикалі.

Набуте значення числа рядів труб порівнюється з прийнятими  $\alpha_a$  при розрахунку за формулою (2.5), і, якщо набуто значення відрізняється від прийнятого, розрахунок повторюється.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Чумак І.Г, Чепурненко В.П., Лар'яновський С.Ю. Холодильні установки: підручник - Одеса: Рефпринтінфо, 2006. - 550 с.
2. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов: учебник - Одесса: Студия «Негоциант», 2016. - 712 с.
3. Мацевитый Ю.М., Братута Э.Г., Харлампида Д.Х., Тарасова В.А. Системно-структурный анализ парокompрессорных термотрансформаторов. Харьков: НТУ «ХПИ», 2014. - 269 с.
4. Бодак М.П., Сирохман І.В. Холодильна технологія та технічні засоби її забезпечення. Львів: Львівс.торг.-екон.ун-т, 2018. - 412 с. іл..
5. Ялпачик В.Ф., Стручаєв М.І., Ялпачик Ф.Ю. Холодильне устаткування: навч.посіб. - Мелітополь: Тавр. держ. агротехн. ун-т, 2014. -111с.
6. Степанов Д.В., Степанова Н.Д. Холодильна техніка та технологія: навч.посіб. - Вінниця: ВНТУ, 2008. - 95 с.
7. Правила устройства и безопасной эксплуатации аммиачных холодильных установок. - Киев: Основа, 2009. - 144 с.
8. Правила устройства и безопасной эксплуатации фреоновых холодильных установок. - Киев: Основа, 2009. - 96 с.
9. Правила експлуатації, обслуговування та ремонту аміачного холодильного обладнання, будівель та споруд холодильників на підприємствах Держкомрезерву України П7-001-96/ Український науково-дослідний і проектно-вишукувальний ін-т проблем зберігання матеріалів і товарів. - Київ: [б.в.], 1996. - 54 с.

**Додаток А**

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний університет «Запорізька політехніка»

Кафедра Електричних машин

Контрольна робота  
з дисципліни

«Холодильна техніка та кондиціонування»  
Розрахунок ам'ячної парокомпресійної холодильної установки

Виконав ст. гр. ....

Дата здачі на перевірку .....

Оцінка .....

Перевірив .....

Запоріжжя 202\_\_\_

**Додаток Б**  
 Національний університет «Запорізька політехніка»

Кафедра Електричних машин  
**ЗАВДАННЯ**  
 на контрольну роботу з дисципліни «Холодильна техніка та  
 кондиціонування»

ТЕМА: «Тепловий розрахунок аміачної холодильної установки»

Студенту \_\_\_\_\_ групи \_\_\_\_\_

Спеціальність 144 «ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА»

1. Провести розрахунок параметрів стану основних точок циклу; привести принципову схему установки і зображення циклу в T-S діаграмі; визначити основні енергетичні показники роботи холодильної установки.

2. Провести розрахунок горизонтального кожухотрубного конденсатору.

**ПОЧАТКОВІ ДАНІ**

1. Передбачуваний район роботи установки \_\_\_\_\_
2. Холодопродуктивність  $Q_0$ , кВт \_\_\_\_\_
3. Температура охолоджуваного об'єкту (холодоносія) на виході з випарника,  $T_{i2,K}$  \_\_\_\_\_
4. Джерело отримання охолоджуючої води для конденсатора і компресора \_\_\_\_\_
5. Температура охолоджуючої води для переохолоджувача холодоагенту,  $T_{w1}^n, K$  \_\_\_\_\_
6. Решта необхідних для виконання роботи параметрів прийняти самостійно (довільно).

Дата видачі завдання « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 202\_\_ р.

Дата захисту роботи « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 202\_\_ р.

Завдання склав \_\_\_\_\_

## Додаток В

Кліматологічні дані - середня температура і відносна вологість повітря за чотири найтепліші п'ятиденки за період 25 років для різних місцевостей

Таблиця В.1 – Кліматологічні дані

Місцевість	Температура, °С	Відносна вологість, %
1	2	3
Ашхабад	40	22
Баку	33	22
Вільнюс	28	60
Дербент	30	67
Дніпро	32	47
Душанбе	39	21
Єреван	36	33
Житомир	30	58
Київ	31	55
Кишинів	32	48
Луганськ	33	43
Одеса	30	58
Полтава	31	50
Ріга	28	61
Самарканд	25	26
Ташкент	37	27
Тбілісі	33	40
Херсон	34	46

## Додаток Г

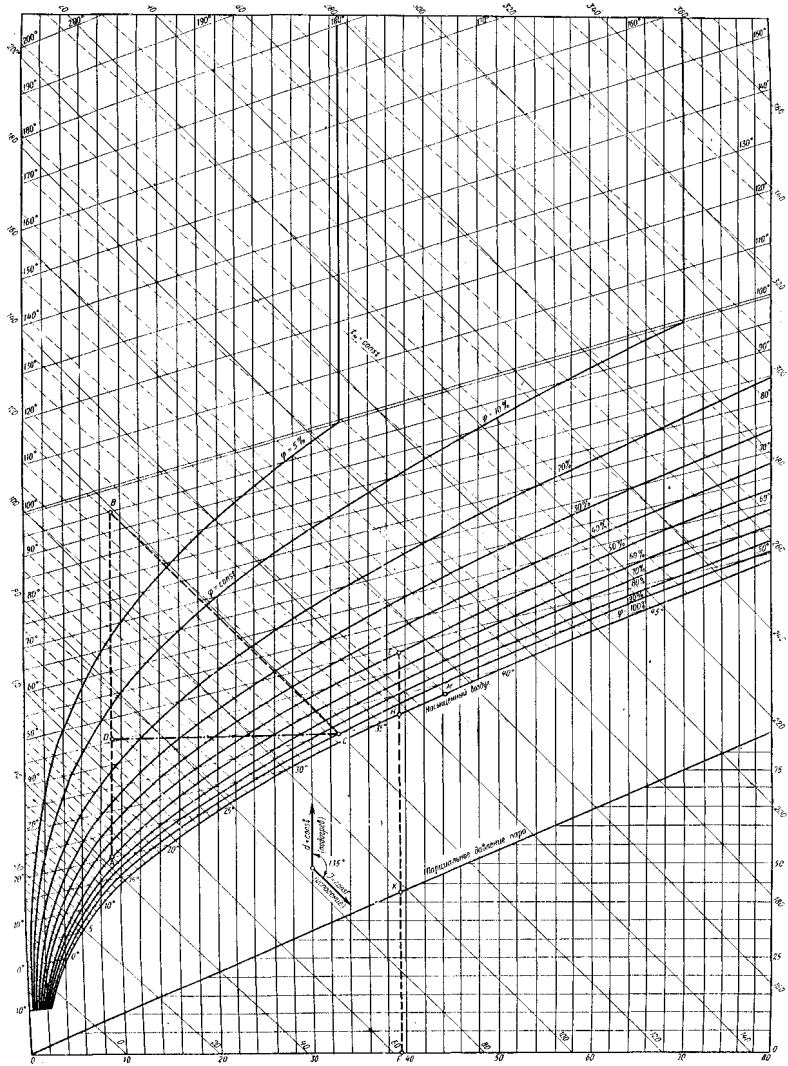
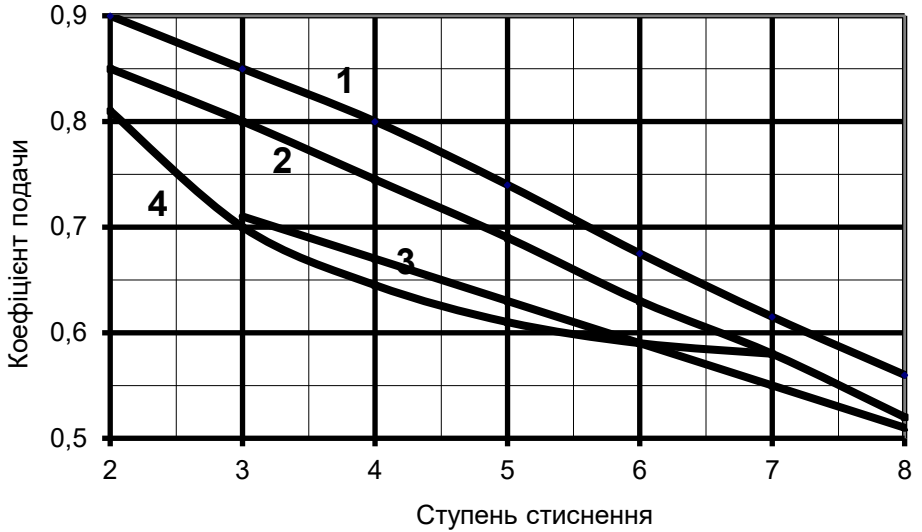


Рисунок Г.1 – h-d діаграма вологого повітря



## Додаток Д



- 1 - безкрейцкопфні (АВ, АУ, АУУ);
- 2 - опозитні (АТ);
- 3 - ротаційні бустер-компресори (РАБ);
- 4 - поршневі бустер-компресори.

Рисунок Д.1 – Залежність коефіцієнту подачі від ступеню стиснення для різних типів компресорів

## Додаток Е

Таблиця Е.1- Теплофізичні властивості рідкого аміаку на лінії насичення [3]

t, °C	$p \cdot 10^{-5}$ , Па	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$C_p$ , кДж (кг·К)	$\lambda$ , Вт (м·К)	$\alpha \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$\mu \cdot 10^4$ , Н·с/м <sup>2</sup>	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$\sigma \cdot 10^3$ , Н/м	$P_r$
-75	0,0751	731,0	4,32	0,550	0,174	6,30	0,862	56,9	4,95
-70	0,1094	725,4	4,34	0,550	0,175	5,20	0,717	54,9	4,10
-60	0,2186	713,9	4,37	0,550	0,176	3,80	0,532	51,4	3,02
-50	0,4076	702,2	4,40	0,550	0,178	3,20	0,456	48,1	2,56
-40	0,7159	690,1	4,44	0,550	0,179	2,80	0,406	44,8	2,26
-30	1,194	677,8	4,47	0,549	0,181	2,50	0,369	41,6	2,04
-20	1,904	665,1	4,51	0,547	0,182	2,30	0,346	38,4	1,90
-10	2,911	652,1	4,55	0,544	0,183	2,10	0,322	35,3	1,76
0	4,302	638,6	4,60	0,539	0,184	1,90	0,298	32,3	1,62
10	6,164	624,6	4,65	0,531	0,183	1,70	0,272	29,3	1,49
20	8,592	610,1	4,72	0,520	0,181	1,54	0,252	26,4	1,40
30	11,690	595,0	4,80	0,506	0,177	1,40	0,235	23,4	1,33
40	15,567	579,2	4,90	0,490	0,173	1,26	0,218	20,6	1,26
50	20,338	562,5	5,02	0,474	0,168	1,14	0,203	17,7	1,21
60	26,127	544,8	5,15	0,453	0,161	1,03	0,189	14,9	1,17
70	33,068	525,8	5,32	0,431	0,154	0,922	0,175	12,2	1,14
80	41,309	505,2	5,53	0,404	0,145	0,826	0,164	9,7	1,13

## Додаток Ж

Таблиця Ж.1 - Теплофізичні властивості насиченої пари аміаку

[3]

t, °C	$\rho \cdot 10^{-5}$ , Па	$\rho''$ , кг/м <sup>3</sup>	$C_p$ , кДж (кг·К)	$\lambda$ , Вт (м·К)	$\alpha \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$\mu \cdot 10^6$ , Н·с м <sup>2</sup>	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	r, кДж кг	P <sub>r</sub>
-75	0,0751	0,078	2,084	0,0167	102,56	6,528	83,69	1473,9	0,816
-70	0,1094	0,111	2,078	0,0169	73,50	6,723	60,62	1463,4	0,825
-60	0,2186	0,216	2,079	0,0176	39,88	7,112	33,54	1441,0	0,841
-50	0,4076	0,380	2,098	0,0183	22,98	7,501	19,75	1416,7	0,859
-40	0,7159	0,643	2,135	0,0191	13,94	7,852	12,27	1390,0	0,881
-30	1,194	1,038	2,192	0,0200	8,807	8,245	7,592	1360,8	0,906
-20	1,902	1,607	2,271	0,0210	5,760	8,860	5,400	1329,0	0,938
-10	2,911	2,402	2,374	0,0221	3,876	9,078	3,779	1294,5	0,975
0	4,302	3,480	2,504	0,0232	2,668	9,482	2,724	1257,4	1,021
10	6,164	4,910	2,665	0,0245	1,874	9,892	2,014	1217,8	1,075
20	8,592	6,770	2,862	0,0259	1,337	10,31	1,523	1175,9	1,139
30	11,690	9,149	3,102	0,0274	0,966	10,74	1,174	1131,8	1,215
40	15,567	12,176	3,391	0,0291	0,705	11,19	0,921	1085,5	1,306
50	20,338	15,921	3,742	0,0309	0,518	11,66	0,732	1037,1	1,413
60	26,127	20,611	4,171	0,0329	0,383	12,14	0,589	986,2	1,538
70	33,068	26,445	4,704	0,0352	0,283	12,66	0,479	932,2	1,693
80	41,309	33,734	5,386	0,0379	0,208	13,24	0,392	873,9	1,885

## Додаток К

Таблиця 3.1- Теплофізичні властивості рідкого фреону -12 на лінії насичення

t, °C	$p \cdot 10^{-5}$ , Па	$\rho'$ , кг/м <sup>3</sup>	г, кДж/кг	Ср, кДж/(кг·К)	$\lambda$ , Вт/(м·К)
-80	0,0616	1626	185,83	0,833	0,1076
-70	0,1226	1600	182,10	0,844	0,1039
-60	0,2262	1574	178,29	0,858	0,1003
-50	0,3919	1546	174,35	0,870	0,0966
-40	0,643	1518	170,26	0,884	0,0929
-30	1,006	1489	166,00	0,900	0,0893
-20	1,513	1459	161,58	0,915	0,0856
-10	2,196	1428	156,92	0,930	0,0820
0	3,091	1396	156,06	0,944	0,0783
10	4,235	1362	146,92	0,960	0,0746
20	5,669	1327	141,46	0,979	0,0710
30	7,435	1291	135,64	1,000	0,0673
40	9,577	1252	129,32	1,028	0,0637
50	12,14	1210	122,40	1,064	0,0600
60	15,19	1165	114,65	1,108	0,0563
70	18,77	1114	105,78	1,173	0,0527
80	22,95	1058	95,27	1,271	0,0490

Таблиця 3.2 - Теплофізичні властивості рідкого фреону -12 на лінії насичення

$t, ^\circ\text{C}$	$\alpha \cdot 10^7, \text{ м}^2/\text{с}$	$\mu \cdot 10^4, \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2}$	$\nu \cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$	$\sigma \cdot 10^3, \frac{\text{Н}}{\text{м}}$	$\beta \cdot 10^4, 1/\text{К}$	$P_r$
-80	0,794	7,70	0,474	24,1	16,3	5,96
-70	0,769	6,31	0,394	22,6	16,7	5,12
-60	0,743	5,43	0,345	21,1	17,3	4,64
-50	0,718	4,69	0,303	19,6	17,8	4,22
-40	0,692	4,075	0,268	18,1	18,4	3,88
-30	0,666	3,60	0,242	16,7	19,4	3,63
-20	0,641	3,164	0,217	15,2	20,5	3,38
-10	0,617	2,77	0,194	13,8	21,8	3,14
0	0,594	2,446	0,175	12,4	23,3	2,95
10	0,571	2,19	0,161	11,0	25,0	2,82
20	0,546	1,98	0,149	9,7	27,0	2,73
30	0,521	1,77	0,137	8,4	29,4	2,63
40	0,495	1,59	0,127	7,1	32,6	2,57
50	0,466	1,43	0,118	5,8	36,4	2,54
60	0,436	1,29	0,111	4,6	40,9	2,44
70	0,403	1,13	0,101	3,5	48,2	2,52
80	0,364	1,024	0,096	2,4	58,5	2,64

## Додаток Л

Таблиця І.1 - Теплофізичні властивості насиченої пари фреону - 12 [3]

t, °C	$p \cdot 10^{-5}$ , Па	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$C_p$ , кДж/ (кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$ , Вт/ (м·К)	$\alpha \cdot 10^4$ , м <sup>2</sup> /с	$\mu \cdot 10^6$ , Н·с/м <sup>2</sup>	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	r, кДж/ кг	$P_r$
-80	0,0616	0,4668	0,456	0,558	0,262	9,71	20,8	185,83	0,79
-70	0,1226	0,8857	0,469	0,593	0,143	10,18	11,5	182,10	0,80
-60	0,2262	1,566	0,486	0,628	0,0825	10,41	6,65	176,29	0,81
-50	0,3919	2,608	0,498	0,663	0,0510	10,41	4,12	174,35	0,81
-40	0,6430	4,131	0,519	0,698	0,0326	10,99	2,66	170,26	0,82
-30	1,006	6,268	0,536	0,733	0,0218	11,28	1,80	166,00	0,82
-20	1,513	9,169	0,557	0,779	0,0152	11,64	1,27	161,58	0,84
-10	2,196	12,00	0,582	0,837	0,0111	11,96	0,92	156,92	0,83
0	3,091	17,96	0,603	0,896	0,00827	12,39	0,69	152,06	0,83
10	4,235	24,28	0,636	0,977	0,00633	12,87	0,53	146,92	0,84
20	5,569	32,20	0,670	1,070	0,00496	13,52	0,42	141,46	0,85
30	7,435	42,08	0,712	1,175	0,00392	14,31	0,34	135,64	0,87
40	9,577	54,34	0,741	1,268	0,00315	14,67	0,27	129,32	0,86
50	12,14	69,58	0,787	1,384	0,00253	15,31	0,22	122,40	0,87
60	15,19	88,63	0,850	1,535	0,00204	16,84	0,19	114,65	0,93

## Додаток М

Таблиця К.1 - Теплофізичні властивості води на лінії насичення

[4]

t, °C	$p \cdot 10^{-5}$ , Па	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	i, кДж/ кг	$C_p$ , кДж/ (кг·К)	$\lambda$ , Вт/ (м·К)
0	1,013	999,9	0	4,212	0,560
10	1,013	999,7	42,04	4,191	0,580
20	1,013	998,2	83,91	4,183	0,597
30	1,013	995,7	125,7	4,174	0,612
40	1,013	992,2	167,5	4,174	0,627
50	1,013	988,1	209,3	4,174	0,640
60	1,013	983,1	251,1	4,179	0,650
70	1,013	977,8	293,0	4,187	0,662
80	1,013	971,8	335,0	4,195	0,669
90	1,013	965,3	377,0	4,208	0,676
100	1,013	958,4	419,1	4,220	0,684
110	1,43	951,0	461,4	4,233	0,685
120	1,98	943,1	503,7	4,250	0,686
130	2,70	934,8	546,4	4,266	0,686
140	3,61	926,1	588,1	4,287	0,685
150	4,76	917,0	632,2	4,313	0,684
160	6,18	907,4	675,4	4,346	0,681

Таблиця К.2 - Теплофізичні властивості води на лінії насичення  
[4]

$t$ , °C	$\alpha \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$\mu \cdot 10^6$ , Н·с/ м <sup>2</sup>	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$\sigma \cdot 10^4$ , Н/м	$\beta \cdot 10^4$ , 1/К	$P_r$
0	13,2	1788	1,789	756,4	-0,63	13,5
10	13,8	1306	1,306	741,6	0,70	9,45
20	14,3	1004	1,006	726,9	1,82	7,03
30	14,7	801,5	0,805	712,2	3,21	5,45
40	15,1	653,3	0,659	696,5	3,87	4,36
50	15,5	549,4	0,556	676,9	4,49	3,59
60	15,8	469,9	0,478	662,2	5,11	3,03
70	16,1	406,1	0,415	643,5	5,70	2,28
80	16,3	355,1	0,365	625,9	6,32	2,23
90	16,5	314,9	0,326	607,2	6,95	1,97
100	16,8	282,5	0,295	588,6	7,52	1,75
110	17,0	259,0	0,272	569,0	8,08	1,60
120	17,1	237,4	0,252	548,4	8,64	1,47
130	17,3	217,8	0,233	528,8	9,19	1,35
140	17,2	201,1	0,217	507,2	9,72	1,26
150	17,3	186,4	0,203	486,6	10,3	1,17
160	17,8	173,6	0,191	466,0	10,7	1,10



## Додаток Н

Таблиця Л.1 - Густина розчинів хлористого натрію,  $кг/м^3$  [3]

$\xi$ , %	t, °C					
	+15	0	-5	-10	-15	-20
NaCl						
10	1075	1078	1079	-	-	-
11	1082	1086	1087	-	-	-
12	1089	1093	1095	-	-	-
13	1098	1101	1102	-	-	-
14	1103	1108	1110	-	-	-
15	1111	1116	1117	1119	-	-
16	1119	1124	1125	1125	-	-
17	1127	1133	1134	1135	-	-
18	1134	1141	1142	1144	-	-
19	1141	1147	1148	1149	1151	-
20	1151	1158	1160	1162	1163	-
21	1160	1165	1168	1169	1171	-
22	1168	1174	1176	1178	1180	-
23	1174	1181	1183	1185	1187	1188
24	1183	1191	1194	1196	1198	-
25	1193	1199	1202	1204	-	-

Таблиця Л.1 - Густина розчинів хлористого кальцію,  $кг/м^3$  [3]

$\xi$ , %	t, °C					
	+15	0	-10	-20	-30	-40
<i>CaCl<sub>2</sub></i>						
15	1132	1137	1140	-	-	-
16	1142	1147	1150	-	-	-
17	1151	1157	1160	-	-	-
18	1151	1167	1170	-	-	-
19	1171	1177	1180	-	-	-
20	1181	1187	1190	-	-	-
21	1191	1197	1201	1205	-	-
22	1201	1207	1211	1215	-	-
23	1211	1217	1222	1226	-	-
24	1222	1228	1238	1237	-	-
25	1232	1239	1244	1248	-	-
26	1243	1250	1266	1259	1263	-
27	1252	1261	1277	1270	1275	-
28	1254	1272	1288	1282	1287	-
29	1275	1283	1289	1293	1298	1303
30	1286	1294	1298	1304	1310	1315

## Додаток II

Таблиця М.1 - Теплофізичні властивості розчину хлористого натрію [3]

$\xi$ , %	$t_3$ , °C	$\rho_{15}$ , кг/м <sup>3</sup>	$t$ , °C	$C$ , кДж/(кг·К)	$\lambda$ , Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^3$ , Н·с/м <sup>3</sup>	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$\alpha \cdot 10^7$ , м <sup>2</sup> /с	$P_r$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
7	-4,4	1050	20	3,843	0,593	1,08	1,03	1,48	6,9
			10	3,835	0,576	1,41	1,34	1,43	9,4
			0	3,827	0,559	1,87	1,78	1,39	12,7
			-4	3,818	0,556	2,16	2,06	1,39	14,8
11	-7,5	1080	20	3,697	0,593	1,15	1,06	1,48	7,2
			10	3,684	0,570	1,52	1,41	1,43	9,9
			0	3,676	0,556	2,02	1,87	1,40	13,4
			-5	3,672	0,549	2,44	2,26	1,38	16,4
			-7,5	3,672	0,545	2,65	2,45	1,38	17,8
13,6	-9,8	1100	20	3,609	0,593	1,23	1,12	1,50	7,4
			10	3,601	0,568	1,62	1,47	1,43	10,3
			0	3,588	0,554	2,15	1,95	1,41	13,9
			-5	3,584	0,547	2,61	2,37	1,39	17,1
			-9,8	3,580	0,540	3,43	3,13	1,37	22,9
16,2	-12,2	1120	20	3,534	0,573	1,31	1,20	1,45	8,3
			10	3,525	0,569	1,73	1,57	1,44	10,9
			-5	3,508	0,544	2,83	2,58	1,39	18,6
			-10	3,504	0,535	3,49	3,18	1,37	23,2
			-12,2	3,500	0,533	4,22	3,84	1,36	28,3
18,8	-15,1	1140	20	3,462	0,582	1,43	1,26	1,48	8,5
			10	3,454	0,566	1,85	1,63	1,44	11,4
			0	3,442	0,550	2,56	2,25	1,40	16,1
			-5	3,433	0,542	3,12	2,74	1,39	19,8
			-10	3,429	0,533	3,87	3,40	1,37	24,8
			-15	3,425	0,524	4,78	4,19	1,35	31,0

Продовження таблиці М.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
21,2	-18,2	1160	20	3,335	0,579	1,55	1,33	1,46	9,1
			10	3,383	0,563	2,01	1,73	1,44	12,1
			0	3,374	0,547	2,82	2,44	1,40	17,5
			-5	3,366	0,538	3,44	2,96	1,38	21,4
			-10	3,362	0,530	4,30	3,70	1,36	27,1
			-15	3,358	0,522	5,28	4,55	1,35	33,9
			-18	3,358	0,518	6,08	5,24	1,33	39,4
23,1	-21,2	1175	20	3,345	0,565	1,67	1,42	1,47	9,6
			10	3,333	0,549	2,16	1,84	1,40	13,1
			0	3,324	0,544	3,04	2,59	1,39	18,6
			-5	3,320	0,536	3,75	3,20	1,38	23,3
			-10	3,312	0,528	4,71	4,02	1,36	29,5
			-15	3,308	0,520	5,75	4,90	1,34	36,5
			-21	3,303	0,514	7,75	6,60	1,32	50,0

## Додаток Р

Таблиця Н.1 - Теплофізичні властивості розчину хлористого кальцію [3]

$\xi, \%$	$t_3, ^\circ\text{C}$	$\rho_{15}, \text{кг/м}^3$	$t, ^\circ\text{C}$	$C, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\mu\cdot 10^3, \text{Н}\cdot\text{с/м}^2$	$\nu\cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\alpha\cdot 10^7, \text{м}^2/\text{с}$	$P_r$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
9,4	-5,2	1180	20	3,642	0,584	1,24	1,15	1,49	7,8
			10	3,634	0,570	1,55	1,44	1,45	9,9
			0	3,626	0,556	2,16	2,00	1,42	14,1
			-5	3,601	0,549	2,55	2,36	1,41	16,7
14,7	-10,2	1130	20	3,362	0,578	1,49	1,32	1,52	8,7
			10	3,349	0,563	1,86	1,64	1,49	11,0
			0	3,328	0,549	2,56	2,27	1,46	15,6
			-5	3,316	0,542	3,04	2,70	1,44	18,7
			-10	3,308	0,534	4,06	3,60	1,43	25,3
18,9	-15,7	1140	20	3,148	0,572	1,80	1,54	1,56	9,9
			10	3,140	0,558	2,24	1,91	1,52	12,6
			0	3,128	0,544	2,99	2,56	1,49	17,2
			-5	3,098	0,537	3,43	2,94	1,48	19,8
			-10	3,086	0,529	4,67	4,00	1,47	27,3
			-15	3,065	0,523	6,15	5,27	1,47	35,9
20,9	-19,2	1190	20	3,077	0,569	2,00	1,68	1,55	10,9
			10	3,056	0,555	2,45	2,06	1,53	13,4
			0	3,044	0,542	3,28	2,76	1,49	18,5
			-5	3,014	0,535	3,82	3,22	1,49	21,5
			-10	3,014	0,527	5,07	4,25	1,47	28,9
			-15	3,014	0,521	6,59	5,53	1,45	38,2

## Продовження таблиці Н.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
23,8	-	25,7	1220	20	2,973	0,565	2,35	1,94	1,56	12,8
				10	2,952	0,551	2,87	2,35	1,53	15,4
				0	2,931	0,538	3,81	3,12	1,51	20,8
				-5	2,910	0,513	4,41	3,63	1,49	24,4
				-10	2,910	0,523	5,92	4,87	1,48	33,0
				-15	2,910	0,518	7,55	6,20	1,46	42,5
				-20	2,889	0,510	9,47	7,77	1,44	53,8
				-25	2,889	0,504	11,57	9,48	1,43	66,5
25,7	-	31,2	1240	20	2,889	0,562	2,63	2,12	1,57	13,5
				10	2,889	0,548	3,22	2,51	1,53	16,5
				0	2,868	0,535	4,26	3,43	1,51	22,7
				-10	2,847	0,521	6,68	5,40	1,48	36,6
				-15	2,847	0,514	8,36	6,75	1,46	46,3
				-20	2,805	0,508	10,56	8,52	1,46	58,5
				-25	2,805	0,501	12,90	10,40	1,44	72,0
				-30	2,763	0,494	14,81	12,00	1,44	83,0
27,5	-	38,6	1260	20	2,847	0,558	2,93	2,33	1,56	14,9
				10	2,826	0,545	3,61	2,87	1,53	18,8
				0	2,809	0,531	4,80	3,81	1,50	25,3
				-10	2,784	0,519	7,52	5,97	1,48	40,3
				-20	2,763	0,506	11,87	9,45	1,46	65,0
				-25	2,742	0,499	14,71	11,70	1,44	80,7
				-30	2,742	0,492	17,16	13,60	1,42	95,5
				-35	2,721	0,486	21,57	17,10	1,42	120,0

## Продовження таблиці Н.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
28,5	-43,5	1270	20	2,805	0,557	3,14	2,47	1,56	15,8
			0	2,780	0,529	5,12	4,02	1,50	26,7
			-10	2,763	0,518	8,02	6,32	1,48	42,7
			-20	2,721	0,505	12,65	10,0	1,46	68,8
			-25	2,721	0,500	15,98	12,6	1,44	87,5
			-30	2,700	0,491	18,83	14,9	1,43	103,5
			-35	2,700	0,484	24,52	19,3	1,42	136,5
			-40	2,680	0,478	30,40	24,0	1,41	171,0
29,4	-50,1	1280	20	2,805	0,555	3,33	2,65	1,55	17,2
			0	2,755	0,528	5,49	4,30	1,50	28,7
			-10	2,721	0,516	8,63	6,75	1,49	45,4
			-20	2,680	0,504	13,83	10,8	1,47	73,4
			-30	2,659	0,490	21,28	16,6	1,44	115,0
			-35	2,638	0,483	25,50	19,9	1,43	139,0
			-40	2,638	0,477	32,36	25,3	1,42	179,0
			-45	2,617	0,470	40,21	34,4	1,40	223,0
-50	2,617	0,464	49,03	38,3	1,30	295,0			
29,9	-55	1286	20	2,784	0,554	3,51	2,75	1,55	17,8
			0	2,738	0,528	5,69	4,43	1,50	29,5
			-10	2,700	0,515	9,04	7,04	1,48	47,5
			-20	2,680	0,502	14,42	11,23	1,46	77,0
			-30	2,659	0,488	22,56	17,60	1,43	123,0
			-35	2,638	0,483	28,44	22,10	1,42	156,5
			-40	2,638	0,476	35,30	27,50	1,40	196,0
			-45	2,617	0,470	43,15	33,50	1,39	240,0
-50	2,617	0,463	50,99	39,70	1,38	290,0			
-55	2,596	0,456	64,72	50,20	1,36	368,0			