

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Методичні вказівки

до розрахунку установки кондиціонування повітря
(для студентів гірничих і механічних спеціальностей)

Розглянуто на засіданні кафедри
«Енергомеханічні системи»
Протокол № від 2011 р.

Затверджено на засіданні
навчально-видавничої ради ДонНТУ
Протокол № від 2011 р.

Донецьк ДонНТУ 2011

УДК 622.413.1 : 621.5

Методичні вказівки до розрахунку установки кондиціонування повітря (для студентів гірничих і механічних спеціальностей)/ Укладачі: В.М.Оверко, А.С.Холоша.- Донецьк: ДонНТУ, 2011. - 54 с.

Містить необхідні методичні матеріали для розрахунку установки кондиціонування повітря, наведені варіанти завдань і необхідні довідкові дані.

Укладачі:

В.М. Оверко

А.С. Холоша

Рецензент

А.П. Кононенко

Відповідальний
за випуск

М.Г. Бойко

ЗМІСТ

ВСТУП	4
1. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ГІРНИЧИХ ВИРОБОК.....	5
1.1. Шахтні стволи	5
1.2. Тепловий розрахунок горизонтальних і похилих виробок.....	7
1.3 Тепловий розрахунок лав.....	11
2. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧІВ.....	13
2.1. Загальні відомості	13
2.2. Розрахунок повітроохолоджувачів.....	13
2.3 Визначення необхідної холодопродуктивності холодильної машини.....	17
2.4. Тепловий розрахунок випарника.....	18
2.5 Розрахунок водоохолоджувача.....	20
2.6. Тепловий розрахунок конденсатора	21
3 ПРИКЛАДИ ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКІВ.....	23
3.1. Визначення температури повітря в різних пунктах шахти	23
3.2. Приклад розрахунку повітроохолоджувача	28
3.3 Розрахунок апаратів холодильної машини й водоохолоджувачів.....	31
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	35
ДОДАТКИ.....	36

ВСТУП

Дані методичні вказівки можуть бути використані при дипломному проектуванні, при виконанні курсових робіт і проектів, а також розрахунково-графічних робіт і контрольних завдань.

Ціль роботи - закріплення отриманих теоретичних знань і придбання навичок проектування шахтних установок кондиціонування повітря.

Об'єкт проектування - шахтна установка кондиціонування повітря, що має підземне розташування холодильної машини й системи водоохолодження. Її завдання - забезпечити комфортні умови робітникам очисного вибою, що досягається подачею до місць роботи повітря, що має встановлену санітарно-гігієнічними нормами температуру й вологість.

Розрахункова робота виконується в зошиті або на аркушах формату А4 з дотриманням основних вимог єдиної системи конструкторської документації. Всі формули пишуться в буквенному варіанті, потім з підставленими числами й результат з розмірністю. Всі застосовані позначення повинні бути розшифровані.

При виконанні розрахункової роботи варто приділити увагу тому, що при розрахунку застосовуються позасистемні одиниці виміру, що обумовлено історично сформованими особливостями даного розрахунку і як наслідок відсутністю довідкового матеріалу в системі СІ.

Завдання вибирається з додатка Е за двома останніми цифрами студентського квитка.

1. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ГІРНИЧИХ ВИРОБОК

За специфікою тепло- і вагообмінних процесів гірничі виробки можна розділити на п'ять груп: шахтні стволи, капітальні виробки, щойнопродені виробки, лави й тупикові виробки.

1.1. Шахтні стволи

Температура повітря в навколоствольному дворі t_2 при відносній вологості повітря від 70 до 100% визначається за наступними формулами:

- при глибині ствола менше 900 м

$$t_2 = -K_1 + \sqrt{K_1^2 + \frac{1}{l} \left(i_1 + \frac{H}{427} - m \right)}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1)$$

- при глибині ствола більше 900 м

$$t_2 = -(K_1 + K_2 A_1) + \left\{ (K_1 + K_2 A_1)^2 + \frac{1}{l} \left[i_1 + A_1 \epsilon_{n.c.p.} - 0,5t_1 \right] \frac{H}{427} + \frac{\sum Q_m}{G} - m \right\}^{\frac{1}{2}}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2)$$

де K_1, K_2, l, m и n — коефіцієнти, визначаються відповідно інтервалу зміни температури повітря в стволі, барометричного тиску B и відносної вологості в розрахунковій крапці; t_1 — температура за Цельсієм на вході у вертикальний шахтний ствол, H — абсолютна глибина ствола, м; ентальпія повітря на вході в ствол

$$i_1 = m + nt_1 + lt_1^2, \text{ ккал/кг;} \quad (3)$$

ентальпія повітря в навколоствольному дворі

$$i_2 = m + nt_2 + lt_2^2, \text{ ккал/кг,} \quad (4)$$

$$A_1 = \frac{k_\tau F}{G}, \text{ ккал/(кг } ^\circ\text{C);} \quad (5)$$

k_τ - коефіцієнт нестационарного теплообміну, ккал/(год м² °C); F — площа поверхні стінок виробки, м²; G — витрата повітря, кг/год; $t_{n.c.p.}$ — середня температура порід, °C.

$$t_{n.c.p} = t_n^0 + 0,5\sigma(H - h_{n.c}) \quad (6)$$

де: t_n^0 — температура порід нейтрального шару, $t_n^0 = 7,5^\circ\text{C}$; σ — геотермічний градієнт, що для умов Донбасу можна приймати в межах (0,028 ... 0,035) $^\circ\text{C}/\text{м}$; $h_{n.c}$ — глибина нейтрального шару від абсолютної відмітки земної поверхні, $h_{n.c} = 25$ м; ΣQ_M — сума тепловиделень місцевих джерел, наявних у стволі, ккал/год.

Середньомісячні розрахункові значення температури t_l і відносної вологості ϕ_1 зовнішнього повітря для умов Донецького басейну, отримані шляхом апроксимації змін середньомісячних температур і відносних вологостей гармонійними кривими, наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 - Середньомісячні розрахункові значення температури і відносної вологості зовнішнього повітря

Місяць	Донецьк			Макіївка			Красноармійськ		
	Температура t_l , $^\circ\text{C}$	Відносна вологість ϕ_1 , %		Температура t_l , $^\circ\text{C}$	Відносна вологість ϕ_1 , %		Температура t_l , $^\circ\text{C}$	Відносна вологість ϕ_1 , %	
Січень	- 6,0	90		- 7,3	90		- 6,6	87	
Лютий	- 5,4	88		- 6,5	88		- 5,8	86	
Березень	- 0,4	84		- 1,0	84		- 0,7	83	
Квітень	8,6	67		7,6	67		8,0	67	
Травень	16,2	58		15,6	58		15,5	58	
Червень	19,7	60		19,3	59		18,8	62	
Липень	22,3	57		22,4	57		21,4	60	
Серпень	21,5	59		21,1	59		20,2	60	
Вересень	15,6	63		15,7	63		14,6	64	
Жовтень	8,4	76		7,9	76		7,8	76	
Листопад	1,4	86		0,9	86		1,2	85	
Грудень	- 3,4	91		- 4,5	91		- 4,0	88	

При розрахунку температури в навіколоствольному дворі інтервал зміни температури вибирають таким чином, щоб його нижня границя наближалася до вихідного значення температури повітря t_x і при цьому була нижче її. Величиною відносної вологості ϕ_2 повітря в навіколоствольному дворі задаються, виходячи з експериментальних даних про її зміну при русі

вентиляційного струменя в шахтах даного району при тієї ж обводненості гірничих виробок.

Відносна вологість повітря на земній поверхні при визначенні температури в навколоствольному дворі t_2 приймається за табл. 1, а при визначенні t_x — рівної 0,95. Якщо прийняте в розрахунку значення відносної вологості не збігається точно з тим її значенням, для якого обчислені коефіцієнти K_1, K_2, l, m и n , останні знаходять шляхом інтерполяції. При цьому використовують два найближчі значення відносної вологості.

Показниками барометричного тиску повітря на поверхні служать результати багаторічних метеорологічних спостережень в даному районі. Барометричний тиск в навколоствольному дворі визначається за наступними формулами:

для літніх місяців

$$B_2 = B_1 + 0,092H, \text{ мм рт. ст.}; \quad (7)$$

для зимових місяців

$$B_2 = B_1 + 0,098H, \text{ мм. рт. ст.} \quad (8)$$

Площа поверхні стінок ствола й виробки розраховується за формулою:

$$F = UH, \text{ м}^2, \quad (9)$$

де U — периметр ствола (виробки), м.

Коефіцієнт нестационарного теплообміну k_r для стволів можна прийняти рівним $0,2$ ккал/(год м^2 $^\circ\text{C}$), тепловиділення місцевих джерел у стволі рахуються за тиском повітря й визначаються за формулою:

$$Q_{сж} = \frac{Gl \sin \psi}{427}, \text{ ккал/год}, \quad (10)$$

де l — довжина похилої ділянки виробки, м; ψ - кут нахилу виробки (ствола).

1.2. Тепловий розрахунок горизонтальних і похилих виробок

Температура повітря наприкінці горизонтальних виробок, провітрюваних більше одного року (капітальних), при постійній витраті повітря в них визначається за формулою:

$$t_2 = -(K_1 + K_2 A_1) + \left\{ (K_1 + K_2 A_1)^2 + \frac{1}{l} \left[i_1 + A_1 \left(t_n - 0,5 t_1 \right) + \frac{\sum Q_m + q_0 F_0}{G} - m \right] \right\}^{\frac{1}{2}}, \text{ } ^\circ \text{C} \quad (11)$$

де t_n - температура гірничих порід на глибині H (м) розташування виробки від абсолютної відмітки земної поверхні, $^\circ\text{C}$;

$$t_{n.c.p} = t_n^0 + \sigma (H - h_{n.c.}), \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (12)$$

q_0 - питома тепловиділення при окислюванні, приймається 4 ккал/(м^2 год); F_0 - площа поверхні, на якій відбувається низькотемпературне окислювання, м^2 .

Розрахунок і визначення інших розрахункових величин і коефіцієнтів проводиться так само, як і в п. 1.1. При розрахунку варто врахувати, той факт, що якщо повітря прохолоджується на вході в виробку, то його відносна вологість при розрахунку температури t приймається рівній 0,95.

Коефіцієнт нестационарного теплообміну для горизонтальних і похилих виробок визначається за формулою:

$$k_\tau = \frac{1}{1 + D} \left[\frac{\lambda}{2R_0} + \frac{b_1}{2\sqrt{\tau} (+ D)} \right], \text{ ккал}/(\text{год } \text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}); \quad (13)$$

де:

$$D = \frac{\lambda}{2\alpha R_0},$$

b_1 – коефіцієнт теплоусвоєння масиву, ккал/(год^{0,5} м^2 $^\circ\text{C}$);

$$b_1 = 2\sqrt{\frac{\lambda c \gamma}{\pi}}, \text{ ккал}/(\text{год}^{0,5} \text{ м}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$$

λ – коефіцієнт теплопровідності, приймається 1,5 ккал/(год м $^\circ\text{C}$); c – питома теплоємність породи, приймається середня для умов Донбасу $c = 0,3$ ккал/(кг $^\circ\text{C}$); R_0 – наведений радіус виробки, $R_0 = 0,564 f^{0,5}$, м; f – площа поперечного переріза виробки, м^2 ; τ – термін служби виробки, годин; γ – щільність породного масиву (2300-2600) $\text{кг}/\text{м}^3$; α - коефіцієнт тепловіддачі виробок:

$$\alpha = \frac{5G^{0,8}U^{0,2}}{f}, \text{ ккал/(год} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{°C)}, \quad (14)$$

тут витрату повітря G варто брати в кг/с.

Температура повітря наприкінці капітальних похилих виробок, при постійній витраті повітря в них визначається за формулою:

$$t_2 = -(K_1 + K_2 A_1) + \left(\frac{K_1 + K_2 A_1}{2} \right)^2 + \frac{1}{l} \left[i_1 + A_1 t_{n.cp} - 0,5 t_1 \pm \frac{L \sin \psi}{427} + \frac{\sum Q_M + q_0 UL}{G} - m \right]^{\frac{1}{2}}, \text{ °C} \quad (15)$$

де

$$t_{n.cp} = t_{n.1} \pm \frac{L \sin \psi}{2}, \text{ °C}, \quad (16)$$

$H_1, t_{n.1}$ - глибина (м) і температура породи (°C) на початку виробки; ψ - кут нахилу виробки, градус.

Знак «+» ставиться до випадку спадного провітрювання, (ухил), знак «-» - до висхідного провітрювання (бремсберг). При цьому барометричний тиск повітря наприкінці виробки визначається за залежністю:

$$B_2 = B_1 \pm 0,092 L \sin \psi, \text{ мм рт. ст.} \quad (17)$$

Температура повітря наприкінці виробки визначається за формулою

$$t_2 = \frac{1 - e^{-\Gamma \Phi}}{\Gamma} \left(T + \frac{t_1 \Gamma}{e^{\Gamma \Phi} - 1} + \frac{q_0 UL + \sum Q_M}{G c_p} \right), \text{ °C} \quad (18)$$

де Γ - фактор теплообміну, розраховується при відсутності теплообміну з трубопроводами, що гріють або прохолоджують, за наступною формулою:

$$\Gamma = \frac{k_{\tau} UL}{G c_p}; \quad (19)$$

Φ - фактор вологості, визначається за наступними формулами:

- при змінній відносній вологості:

$$\Phi = \frac{\ln\left(1 + \frac{B\Delta\varphi}{1 + B\varphi_1}\right)}{B\Delta\varphi}; \quad \Delta\varphi = \varphi_2 - \varphi_1; \quad (20)$$

- при незмінній відносній вологості:

$$\Phi = \frac{1}{1 + B\varphi}; \quad (20')$$

T - температурний фактор, визначається при відсутності теплообміну із трубопроводами, що гріють або прохолоджують за формулою:

$$T = \frac{k_{\tau}UL}{Gc_p}t_n. \quad (21)$$

c_p - питома теплоємність, ккал/кг; B — коефіцієнт вологості, що визначається за формулою:

$$B = \frac{n}{B - p_{cp}}. \quad (22)$$

Значення n , ε , p , c_p для різних діапазонів температур наведені в таблиці 2.

Температура повітря на початку виробки t_1 , яка необхідна для забезпечення заданої температури t_2 визначається за формулою:

$$t_1 = \frac{e^{\Gamma\Phi} - 1}{\Gamma} \left(\frac{t_2\Gamma}{1 - e^{-\Gamma\Phi}} - T - \frac{q_0UL + \sum Q_M}{Gc_p} \right), \text{ } ^\circ\text{C} \quad (23)$$

Таблиця 2 - Значення коефіцієнтів для різних діапазонів температур

$t, \text{ } ^\circ\text{C}$	n	$n/1500$	ε	p_{cp}	$t, \text{ } ^\circ\text{C}$	n	$n/1500$	ε	p_{cp}
0-10	705	0,47	-9,8	5,7	16—26	1725	1,15	4,5	16,3
2-12	795	0,53	-7,5	6,5	18—28	1915	1,23	6,3	18,5
4- 14	885	0,59	-5,9	7,5	20—30	2120	1,43	8,1	20,5
6-16	990	0,66	-4,3	8,5	22—32	2370	1,58	9,7	23,0
8- 18	1105	0,74	-2,5	9,5	24—34	2630	1,75	11,6	26,0
10- 20	1240	0,83	-0,8	11,0	26—36	2880	1,92	13,1	29,0
12-22	1410	0,94	1,2	12,5	28—38	3200	2,14	15,0	32,0
14- 24	1575	1,05	2,8	14,5	30—40	3480	2,32	16,5	36,0
$t, \text{ } ^\circ\text{C}$	n	$n/1500$	ε	p_{cp}	$t, \text{ } ^\circ\text{C}$	n	$n/1500$	ε	p_{cp}
0-5	592,5	0,395	-11,4	5,6	26-30	2400	1,6	10,3	27,8
6-10	795	0,53	-7,3	7,9	31-35	3070	2,075	14,8	37,0
11-15	1072	0,715	-2,8	11,0	36-40	3880	2,65	19,2	49,0
16-20	1420	0,945	1,6	15,2	41- 45	4930	3,28	23,2	64,0
21-25	1890	1,26	6,2	20,0					

Температура повітря наприкінці ухилу визначається за формулою

$$t_2 = \frac{1 - e^{-\Gamma\Phi}}{\Gamma} \left(T \pm Y + \frac{t_1\Gamma}{e^{\Gamma\Phi} - 1} + \frac{q_0UL + \sum Q_M}{Gc_p} \right), ^\circ C \quad (24)$$

Температура повітря на початку ухилу визначається за формулою

$$t_1 = \frac{e^{\Gamma\Phi} - 1}{\Gamma} \left(\frac{t_2\Gamma}{1 - e^{-\Gamma\Phi}} - T \pm Y - \frac{q_0UL + \sum Q_M}{Gc_p} \right), ^\circ C, \quad (25)$$

тут

$$Y = \frac{k_\tau UL}{Gc_p} \sigma L \left[\frac{1}{\left(1 + \frac{B\Delta\Phi}{\Gamma}\right) \left(-e^{-\Gamma\Phi}\right)} - \frac{1 - B\phi_1}{\Gamma \left(1 + \frac{B\Delta\Phi}{\Gamma}\right)} \right] \sin \psi. \quad (26)$$

У випадку, якщо $\Delta\Phi = 0$, це вираження приймає вид:

$$Y = \frac{k_\tau UL}{Gc_p} \sigma L \left(\frac{1}{1 - e^{-\Gamma\Phi}} - \frac{1 - B\phi_1}{\Gamma} \right) \sin \psi.$$

При визначенні T величина t_n є температурою у верхній частині ухилу.

При розрахунку ухилів висотою $\Delta H = (H_2 - H_1)$ більше 100 м величину $\sum Q_M$ варто зменшити на втрати тепла, пов'язані з охолодженням повітря при його розширенні $\Delta Q_{расш} \approx 0,0025G\Delta H$ ккал/ч.

1.3 Тепловий розрахунок лав.

Температура повітря наприкінці лави t_2 визначається за формулою

$$t_2 = \frac{1 - e^{-\Gamma\Phi}}{\Gamma} \left(T + \frac{t_1\Gamma}{e^{\Gamma\Phi} - 1} + \frac{q_0UL + \sum Q_M}{Gc_p} \right), ^\circ C \quad (27)$$

Температура повітря на початку лави t_1 , необхідна для забезпечення заданої температури t_2 , розраховується за формулою

$$t_1 = \frac{e^{\Gamma\Phi} - 1}{\Gamma} \left(\frac{t_2\Gamma}{1 - e^{-\Gamma\Phi}} - T - \frac{q_0UL + \sum Q_M}{Gc_p} \right), ^\circ C \quad (28)$$

де Φ — фактор вологості, визначається за формулою (20); Γ — фактор теплообміну лав,

$$T = \frac{k_{\tau}UL + G_y c_y I_y + G_{\theta} c_{\theta} + K_x U_x L}{G c_p}, \quad (29)$$

T — температурний фактор лави,

$$T = \frac{(k_{\tau}UL + G_y c_y I_y) t_n + G_{\theta} c_{\theta} t_{\theta} + K_x U_x L t_x}{G c_p} \quad (30)$$

Позначення величин у формулах (27)—(30): q_o — питоме тепловиділення від окислювання, ккал/(год м² °С); G_y — видобуток вугілля, кг/год; c_y — теплоємність вугілля, ккал/(кг °С); I_y — коефіцієнт, що залежить від швидкості транспортування вугілля з лави, при проектних розрахунках приймається $I_y = 1$; t_n — температура неохолоджених порід на даній глибині, °С; G_{θ} — приплив у лаві шахтної води з температурою t_{θ} і теплоємністю c_{θ} , кг/год; G - витрата повітря, кг/год; K_x — коефіцієнт теплопередачі трубопроводу, що охолоджує, ккал/(год м² °С); U_x — периметр трубопроводу, що охолоджує, м; t_x — температура холодоносія, °С.

Інші позначення аналогічні раніше прийнятими. При відсутності трубопроводів, що охолоджують, у цих формулах $K_x = 0$.

2. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧІВ.

2.1. Загальні відомості

Параметри повітря перед охолоджувачем, визначені на підставі теплового розрахунку шахти, й параметри повітря, необхідні для підтримки заданих умов в очисних вибоях є вихідними при розрахунку повітроохолоджувальних і водоохолоджуючих пристроїв, циркуляційних систем, холодильних машин і допоміжного устаткування.

При розрахунку повітроохолоджувальних пристроїв визначаються: необхідна температура охолоджувальної води, витрата холоду, розміри повітроохолоджувача й на основі цих даних вибираються допоміжні пристрої.

При розрахунку водоохолоджуючих пристроїв визначається ступінь охолодження води, що циркулює між водоохолоджувачем і конденсатором холодильної машини, розміри водоохолоджувача і його допоміжних пристроїв.

По температурі холодоносія, що охолоджує конденсатори, і витраті холоду, отриманою у результаті розрахунку температури нагрівання й охолодження холодоносіїв у циркуляційних трубопроводах, розраховуються параметри холодильних агрегатів.

2.2. Розрахунок повітроохолоджувачів.

Повітроохолоджувач розташований перед лавою

Вихідні дані: глибини H_1 і H_2 , довжина лави L і периметр U , площа перетину f ; R_0 ; тепловиділення місцевих джерел ΣQ_m ; G ; w ; G_y ; c_y ; приплив води G_B при температурі t ; середня температура породи t_n ; q_0 .

Вихідними даними також є отримані в результаті теплового розрахунку лави температура повітря й відносна вологість наприкінці відкаточного штреку. Температура повітря за повітроохолоджувачем, розміщеним перед лавою, визначається з допущення, що температура повітря t_2 наприкінці лави буде

дорівнювати припустимій величині при відносній вологості $\varphi_2 = 0,9$, а відносна вологість повітря на виході з повітроохолоджувача $\varphi_1 = 0,95 \dots 1,0$

Розрахункові величини, необхідні для визначення температури повітря на початку ділянки: коефіцієнт тепловіддачі α ; коефіцієнт нестационарного теплообміну k_r .

Фактор теплообміну Γ и температурний фактор лави T беруться з теплового розрахунку лави.

Фактор вологості визначаємо для інтервалу температури $18\text{—}28^\circ\text{C}$, для якого n і p_{cp} береться за таблицею 2 при заданому B .

За формулою (22) визначаємо коефіцієнт вологості:

$$B = \frac{n}{B - p_{cp}},$$

$$\Delta\varphi = \varphi_2 - \varphi_1.$$

За формулою (20) знаходимо фактор вологості:

$$\Phi = \frac{\ln\left(1 + \frac{B\Delta\varphi}{1 + B\varphi_1}\right)}{B\Delta\varphi}.$$

Визначаємо за формулою (23) температуру повітря за повітроохолоджувачем:

$$t_1 = \frac{e^{\Gamma\Phi} - 1}{\Gamma} \left(\frac{t_2\Gamma}{1 - e^{-\Gamma\Phi}} - T - \frac{q_0UL + \sum Q_M}{Gc_p} \right), ^\circ\text{C}.$$

Повітроохолоджувач розташований на початку відкаточного штреку

Вихідні дані, постійні коефіцієнти й частина розрахункових величин приймаються із прямого теплового розрахунку відкаточного штреку.

Температура наприкінці штреку й відносна вологість беруться зі зворотного розрахунку лави.

Коефіцієнт вологості визначається за формулою (22):

$$B = \frac{n}{B - p_{cp}}.$$

Значення n і p_{cp} вибираються з таблиці 2 для певного інтервалу температури, наприклад, 18—28° С. За формулою (20) визначається фактор вологості:

$$\Phi = \frac{\ln\left(1 + \frac{B\Delta\varphi}{1 + B\varphi_1}\right)}{B\Delta\varphi};$$

$$\Delta\varphi = \varphi_2 - \varphi_1;$$

Значення величин Γ , T , q_0 , U , L , c_p , G приймаються із прямого розрахунку відкаточного штреку.

Температура повітря на початку відкаточного штреку визначається за формулою (23):

$$t_1 = \frac{e^{\Gamma\Phi} - 1}{\Gamma} \left(\frac{t_2\Gamma}{1 - e^{-\Gamma\Phi}} - T - \frac{q_0UL + \sum Q_M}{Gc_p} \right), ^\circ C$$

Розрахунок повітроохолоджувача

Вихідними даними є: параметри повітря перед повітроохолоджувачем, отримані з теплового розрахунку шахти t' , φ_1 (із прямого теплового розрахунку відкаточного штреку); параметри повітря за повітроохолоджувачем t'' , φ_2 (зі зворотного теплового розрахунку лави); тиск повітря B и витрата повітря G .

За допомогою i — d діаграми або таблиць по t' і φ_1 визначається ентальпія i_1 , а по t'' і φ_2 — ентальпія i_2 .

За таблицею 3 приймається швидкість повітря в повітроохолоджувачі w , ступінь зрошення z , конструктивна характеристика повітроохолоджувача K (наприклад, камера трьохрядна; $d = 4$ мм; $\mu = 20$ м⁻²).

Ентальпія повітря при температурі води, що виходить із повітроохолоджувача, при $\varphi = 100\%$ визначається за формулою:

$$i_6 = i_1 - \frac{i_1 - i_2}{Kw^{-0,5}z^{0,9}} = i_1 - \frac{i_1 - i_2}{\varepsilon}, \text{ ккал/кг} \quad (31)$$

тут K – коефіцієнт, що характеризує конструкцію повітроохолоджувача, що залежить від діаметра вихідного отвору форсунки, числа форсунок і числа їхніх рядів (див. таблицю 3); w - швидкість руху повітря в повітроохолоджувачі,

м/с (1,2 – 4,0); z – ступінь зрошення, вимірювана кількістю води, що доводиться на 1 кг охолодженого повітря, кг/кг (1 – 3,5); ε - коефіцієнт ефективності повітроохолоджувача.

Таблиця 3 - Значення коефіцієнта K

Тип камери	Щільність форсунок, $\mu, \text{м}^{-2}$	Діаметр отвору форсунки, мм		
		2	4	6
Однорядна	6,7	-	0,770	0,550
	13,3	-	0,610	0,390
	20,0	-	-	0,320
Дворядна	6,7	-	0,560	-
	13,3	0,970	0,460	0,300
	20,0	0,820	-	-
Трьохрядна	6,7	0,975	0,475	0,325
	13,3	0,720	0,330	0,267
	20,0	0,570	0,370	0,255

По $i-d$ діаграмі за розрахованим значенням i_B при $\varphi = 1$ визначається кінцеву температуру води, що охолоджує, t_2 .

Початкова температура води визначається за формулою:

$$t_1 = t_2 - \frac{i_1 - i_2}{z}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (32)$$

Площа поперечного перерізу камери $F = \frac{G}{3600 w \gamma}$.

Витрата води через форсунку знаходимо за формулою:

$$q = \frac{G_e}{n}, \text{ кг / год}, \quad (33)$$

де витрата води в повітроохолоджувачі $G_e = z G$; G - витрата повітря в повітроохолоджувачі, кг/год; n – число форсунок у повітроохолоджувачі.

Тиск води перед форсунками визначаємо за графіком (рис. 1).

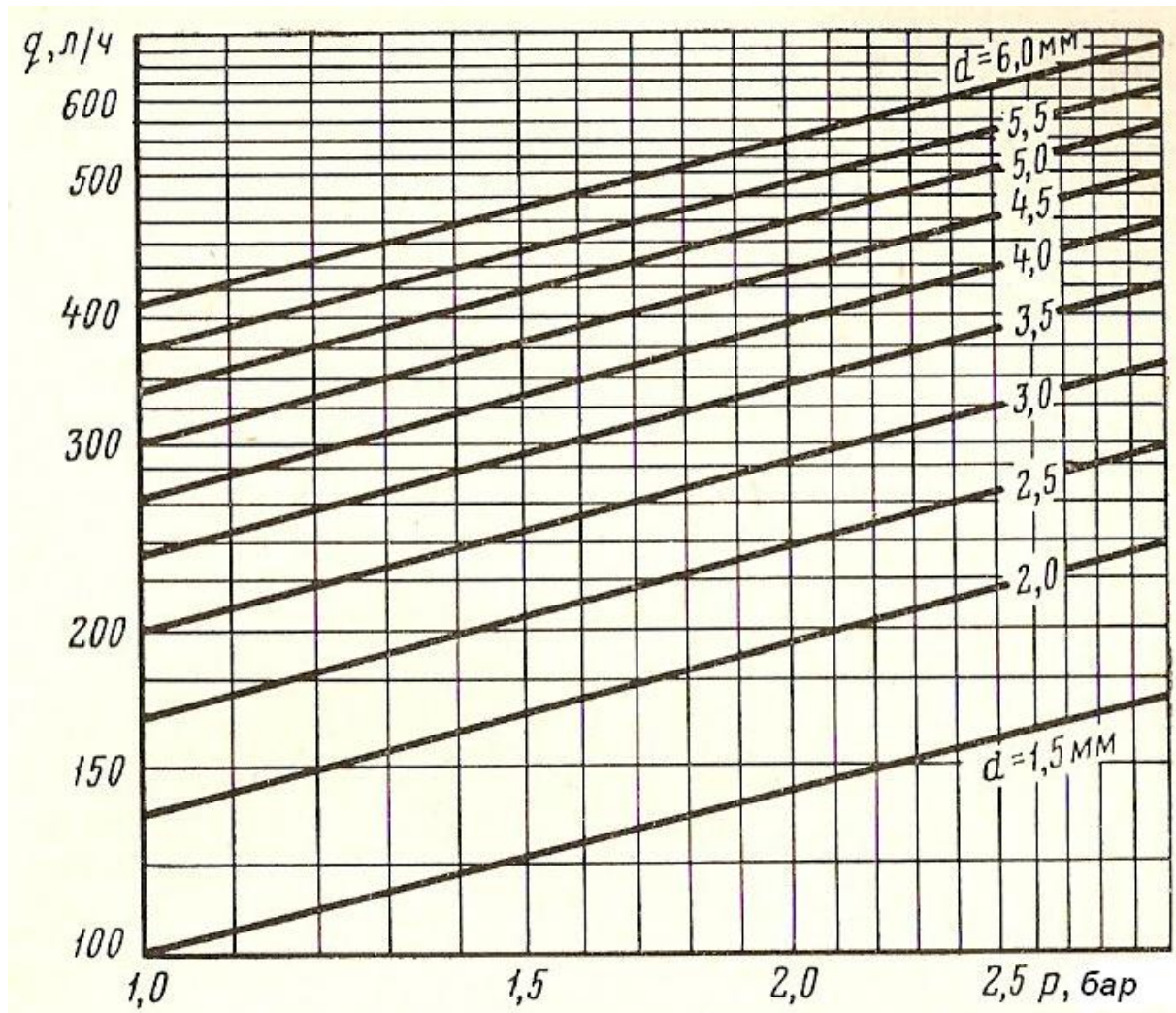


Рисунок 1 – Залежність витрати води від тиску та діаметру форсунки

2.3 Визначення необхідної холодопродуктивності холодильної машини

Вихідні дані: довжина трубопроводів - L ; зовнішній діаметр - d ; площа поверхні одного трубопроводу $F = \pi dL$.

Розрахунок коефіцієнта теплопередачі до охолоджуючих трубопроводів при відсутності теплоізоляції може проводитися за формулою для трубопроводів, що підводять і відводять воду від повітроохолоджувача:

$$K_x = \alpha_n + \beta_n \frac{\Phi P_{в.н} - P_{н.ст}}{t_в - t_{ст}}, \text{ ккал}/(\text{год} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}), \quad (34)$$

де α_n – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішнього повітря до стінки трубопроводу, $\alpha_n = 5$ ккал/(год м^2 $^\circ\text{C}$); β_n – коефіцієнт вологовіддачі, $\beta_n = 12,5$

ккал/(год м² мм. рт. ст.). Для трубопроводів, які охолоджують, чисельно можна приймати $\beta_n = 2,5 \alpha_n$; $p_{в.н}, p_{н.см}$ – парціальні тиски насиченої пари повітря при середніх температурах повітря, стінки трубопроводу (ізоляції); $t_{в}, t_{см}, t_x$ – відповідно середні температури повітря, стінки труби й холодоносія (при неізольованому трубопроводі $t_{см} \approx t_x$).

Середній температурний напір між повітрям і охолоджуючими трубопроводами, що підводять:

$$\Delta t'_{cp} = \frac{(t_1 - t'_{cm}) - (t_2 - t'_{cm})}{\ln \frac{t_1 - t'_{cm}}{t_2 - t'_{cm}}}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (35)$$

що відводять:

$$\Delta t''_{cp} = \frac{(t_1 - t''_{cm}) - (t_2 - t''_{cm})}{\ln \frac{t_1 - t''_{cm}}{t_2 - t''_{cm}}}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (36)$$

Тут t_1, t_2 – температури повітря перед і після повітроохолоджувача, $^\circ\text{C}$; $t'_{см}, t''_{см}$ – температури стінок трубопроводів, що підводять і відводять, $^\circ\text{C}$.

Необхідна холодопродуктивність установки визначається за формулою:

$$Q_x = G(i_1 - i_2) + \sum K_x F \Delta t_{cp} \text{ ккал/ год}, \quad (37)$$

де G — кількість повітря, охолодженого в повітроохолоджувачі кг/год; i_1 і i_2 — початкова й кінцева ентальпії охолоджуваного й осушуваного в повітроохолоджувачі повітря, ккал/кг; K_x — коефіцієнт теплопередачі до охолодних циркуляційних трубопроводів, визначається з урахуванням дифузії й конденсації пар повітря. Якщо трубопроводи або їхня ізоляція обмивається повітрям при $\phi = 90 \dots 100\%$ (нижче крапки роси), то ізоляція повинна мати водонепроникне покриття; Δt_{cp} — середній (логарифмічний або арифметичний) температурний напір між повітрям і холодною водою.

2.4. Тепловий розрахунок випарника

Температура випару хладогенту пов'язана з поверхнею теплообміну випарника й холодопродуктивність залежністю:

$$Q_x = F_u K_u \Delta t, \text{ ккал/год}, \quad (38)$$

де

$$\Delta t = \frac{(t_2 - t_u) - (t_1 - t_u)}{\ln \frac{t_2 - t_u}{t_1 - t_u}}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (39)$$

F_u — площа поверхні теплообміну випарника, м^2 ; K_u — коефіцієнт теплопередачі у випарнику; t_1 — температура охолодженої води, $^\circ\text{C}$; t_2 — температура охолоджуваної води, $^\circ\text{C}$.

Величини t_1 і t_2 визначаються за даними розрахунку повітроохолоджувача з урахуванням нагрівання в трубопроводах:

$$t_1 = t_{B1}^2 - \frac{K_x F_x \Delta t}{G_B c_B}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_2 = t_{B2}^2 + \frac{K_x F_x \Delta t}{G_B c_B}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (40)$$

де t_2 і t_{B1} — кінцева й початкова температури холодні води в повітроохолоджувачі, $^\circ\text{C}$; G_B — витрата води, кг/год ; $c = 1 \text{ ккал}/(\text{кг } ^\circ\text{C})$.

Коефіцієнт теплопередачі у випарнику визначається за формулою

$$K_u = \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} - \frac{F_n}{F_{вн}} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_u} \right)^{-1}, \text{ ккал}/(\text{год м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}), \quad (41)$$

де $\alpha_{вн}$ — коефіцієнт тепловіддачі від стінки до холодної води, що протікає в трубах,

$$\alpha = 55 \frac{(\gamma_w)^{0,8}}{d^{0,2}}, \text{ ккал}/(\text{год м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}), \quad (42)$$

F_n , $F_{вн}$ — площі зовнішньої й внутрішньої поверхні, м^2 ; $\sum \gamma/\lambda$ — термічний опір труб і осілих на них забруднень, $\sum \gamma/\lambda \approx 0,001 \text{ год м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{ккал}$; α_i — коефіцієнт теплопередачі при випарі фреону-12,

$$\alpha_u = 385 (q_F / 1000)^{0,7}, \text{ ккал}/(\text{год м}^2),$$

$$q_F = \frac{Q_x}{F_u}, \text{ ккал}/\text{м}^2.$$

При оребрених трубах замість a_u варто приймати a'_u – наведену величину, що враховує термічний опір оребрення. Коефіцієнт теплопередачі для кожухотрубних випарників приймаємо $K_u = 500$ ккал/(год м² °С).

2.5 Розрахунок водоохолоджувача

Температура конденсації приймається $t = 50^\circ \text{C}$; температура води на виході з конденсатора $t_{2K} = 48^\circ \text{C}$. Початкові параметри охолоджуючого повітря: t , ϕ_1 і V . Температура води перед водоохолоджувачем (з урахуванням охолодження в трубопроводі) $t_1 = 47^\circ \text{C}$.

Тепло, яке потрібно відвести з конденсатора,

$$Q_K = 1,3 Q_x, \text{ ккал/год.}$$

Температура нагрівання води в конденсаторі $\Delta t_g = (8 \dots 10) \text{C}$, тоді витрата води

$$G_B = \frac{Q_K}{\Delta t_g c_g}, \text{ кг / год.}$$

Температура води перед конденсатором $t_{1K} = t_{2K} - \Delta t_g, ^\circ \text{C}$.

Температура води за повітроохолоджувачем t_2 приймається на пів градуса нижче, ніж t_{1K} .

Ступінь охолодження води у водоохолоджувачі $\Delta t = t_1 - t_2, ^\circ \text{C}$.

Визначаємо необхідний ступінь зрошення за формулою:

$$z = \left(\frac{wK^{0,4} (p_{e1} - p')^{0,8}}{\Delta t} \right)^{3,33}, \quad (43)$$

де p_{e1} , p' - тиск насичених пар при температурі води перед водоохолоджувачем і $\phi = 1$ та при початкових параметрах повітря, відповідно, мм рт. ст.

За таблицями вологого повітря (або діаграмами додатка В) за t' і ϕ_1 визначаємо i_1 . Кінцеву ентальпію повітря знаходимо за формулою:

$$i_2 = i_1 + \rho c_g \Delta t, \text{ ккал/кг,} \quad (44)$$

де c_g – теплоємність води, $c_g = 1$ ккал (кг °С).

Кінцева температура повітря t'' при $\phi_2 = 1$ і i_2 визначається по діаграмах.

Витрата повітря

$$G = \frac{G_6}{z}, \text{ кг / год.}$$

Площа поперечного переріза камери

$$F = \frac{G}{3600 w \gamma}, \text{ м}^2$$

Число форсунок $n = \mu j F$. (j – число рядів форсунок у камері).

Витрата води через одну форсунку

$$q = \frac{G_6}{n}, \text{ кг / год.}$$

Тиск води перед форсунками визначаємо за графіком (рис.1).

2.6. Тепловий розрахунок конденсатора

Температура конденсації t_k пов'язана з температурами води, що охолоджує, t_1 і t_2 , а також теплом конденсації Q_k залежністю

$$Q_k = F_k K_k \frac{(t_k - t_1) - (t_k - t_2)}{\ln \frac{t_k - t_1}{t_k - t_2}}, \text{ ккал / год}, \quad (45)$$

де t_1 і t_2 — початкова й кінцева температури охолоджуючої води, визначаються розрахунком водоохолоджувача з урахуванням охолодження води в циркуляційних трубах. При охолодженні шахтною водою величина t_1 вибирається за дослідним значенням температури шахтної води, t_2 визначається за можливою витратою шахтної води

$$t_2 = t_1 + \frac{Q_k}{G_{ш} c_{ш}}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

де $G_{ш}$ — витрата шахтної води, кг/год; $c_{ш} = 1$ ккал/(кг $^\circ\text{C}$) — теплоємність шахтної води.

Коефіцієнт теплопередачі визначається за залежністю (40). При цьому коефіцієнт тепловіддачі до охолоджуючої води розраховується за формулою

$$\alpha_{\text{вн}} = 7,5 \frac{(\gamma_w)^{0,8}}{\alpha^{0,2}}, \text{ ккал}/(\text{год м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}). \quad (46)$$

Коефіцієнт тепловіддачі до фреону, що конденсується, можна приймати приблизно рівним 2000 ккал/(год м² °C).

Перерахування холодопродуктивності машини з розрахункових на стандартні умови.

Холодопродуктивність машини при розрахункових умовах визначена раніше. Перерахування холодопродуктивності машини на стандартні умови проводиться по наступній формулі:

$$Q_{0(A)} = Q_{0(B)} \frac{q_{v(A)} \lambda_{0(A)}}{q_{v(B)} \lambda_{0(B)}}, \text{ ккал}/\text{год} \quad (47)$$

Об'ємна холодопродуктивність фреону-12 при $t_u = -15^\circ\text{C}$ и $t_k = 30^\circ\text{C}$ при стандартних умовах $q_{v(A)}$, ккал/м³, при розрахункових умовах $q_{v(B)}$, = 400...450 ккал/м³. Коефіцієнти подачі компресора: при стандартних умовах ($t_u = 1^\circ\text{C}$, $t = 50^\circ\text{C}$) $\lambda_{0(A)} = 0,65$; при розрахункових умовах $\lambda_{0(B)} = 0,55$.

За отриманим значенням холодопродуктивності вибирають холодильну машину.

3 ПРИКЛАДИ ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКІВ

3.1. Визначення температури повітря в різних пунктах шахти

Спрощена схема руху вентиляційного струменя свіжого повітря представлена на рис. 2.

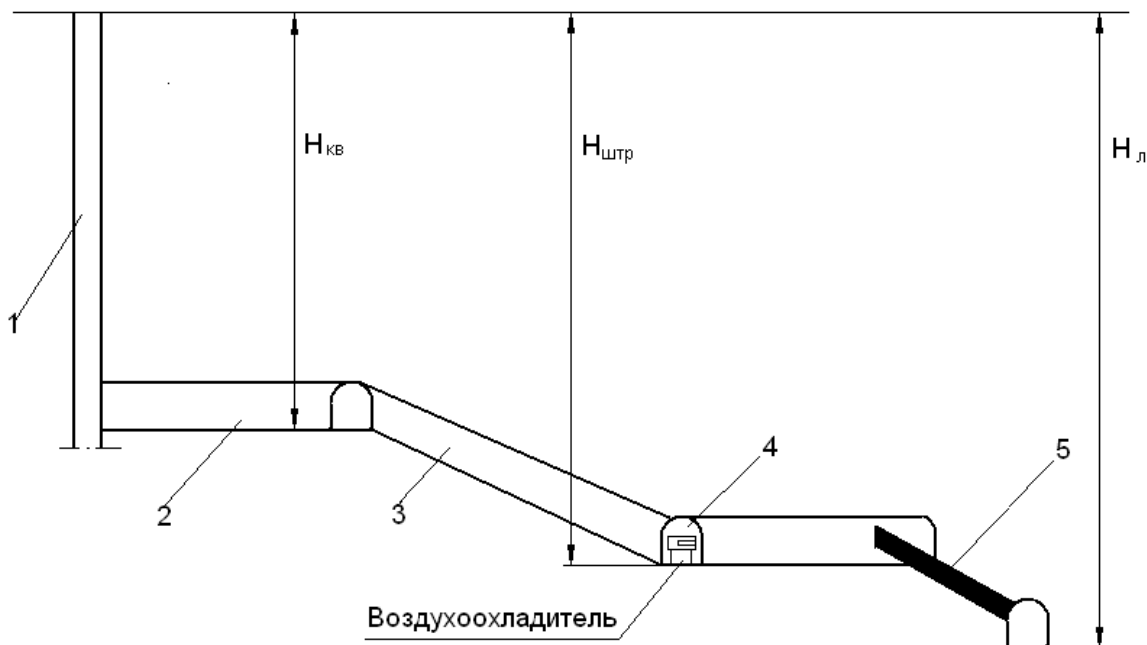


Рисунок 2- Схема шахти:

1 - ствол; 2 - квершлаг; 3 - допоміжний ухил; 4 - відкаточний штрек; 5 - лава.

Повітряподавальний ствол

Вихідні дані: глибина ствола $H_{сте} = H_{кв} = 900$ м; температура повітря на поверхні шахти $t = 20$ °С; відносна вологість повітря на поверхні шахти $\phi_1 = 0,6$; відносна вологість повітря в навколоствольному дворі $\phi_2 = 0,8$; барометричний тиск повітря на поверхні $B_1 = 740$ мм рт. ст.

Приймаємо, що зміна температури повітря в стволі відбувається в інтервалі температур 15—25° С.

Барометричний тиск повітря в навколоствольному дворі визначаємо за формулою:

$$B_2 = 740 + 0,092 \cdot 900 = 822,8 \text{ мм рт. ст.}$$

За додатком А знаходимо для поверхні $m = 2,4$; $n = 0,194$; $l = 0,0099$; $l/l = 101,2$; $K_1 = 9,82$; $K_2 = 25,3$.

За формулою (3) визначаємо i_1 :

$$i_1 = 2,4 + 0,194 \cdot 20 + 0,0099 \cdot 20^2 = 10,24 \text{ ккал/кг.}$$

За формулою (2) знаходимо температуру t_2 :

$$t_2 = -9,82 + \sqrt{9,82^2 + \frac{1}{0,0099} \left(10,24 + \frac{900}{427} - 2,4 \right)} = 23,3^\circ \text{C.}$$

За додатком А знаходимо для навколоствольного двору $m = 1,025$; $n = 0,184$; $l = 0,0098$; $l/l = 102,2$; $K_1 = 9,38$; $K_2 = 25,56$.

$$i_2 = 1,025 + 0,184 \cdot 23,3 + 0,0098 \cdot 23,3^2 = 10,63 \text{ ккал/кг.}$$

Квершлаг

Вихідні дані $H = 900$ м; $f = 16$ м²; $U = 15$ м; $L = 200$ м; $\sigma = 1/29,4^\circ$ С/м; $G = 360\,000$ кг/год; $\varphi_2 = 0,85$; $F = UL = 3000$ м²; $\Sigma Q_M = 45\,000$ ккал/год; $\tau = 10$ років; $B = 825$ мм рт. ст. Питомі тепловиділення від окислювання $q_0 = 4$ ккал/(год м²).

Наведений радіус виробки, $R_0 = 0,564 \cdot 16^{0,5} = 2,256$ м.

Коефіцієнт тепловіддачі виробок

$$\alpha = \frac{5 \cdot 100^{0,8} \cdot 15^{0,2}}{16} = 21,38 \text{ ккал/(год} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C)},$$

Коефіцієнт нестационарного теплообміну для капітальних виробок визначається за формулою (48).

$$D = \frac{\lambda}{2 \cdot a \cdot R_0}, D = \frac{1,5}{2 \cdot 21,38 \cdot 2,256} = 0,0155,$$

$$b_1 = 2 \sqrt{\frac{\lambda \cdot c \cdot \gamma}{\pi}},$$

$$b_1 = 2 \sqrt{\frac{1,5 \cdot 0,3 \cdot 2450}{\pi}} = 37,4 \text{ ккал/(год}^{0,5} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C)}$$

$$k_{\tau} = \frac{1}{1+D} \left[\frac{\lambda}{2 \cdot R_0} + \frac{b_1}{2\sqrt{\tau} \llcorner + D} \right], \text{ккал}/(\text{год} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \quad (48)$$

$$k_{\tau} = \frac{1}{1+0,0155} \left[\frac{1,5}{2 \cdot 2,256} + \frac{37,4}{2\sqrt{85440} \llcorner + 0,0155} \right] = 0,389 \text{ккал}/(\text{год} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

За додатком A було знайдено раніше $m = 1,025$; $n = 0,184$; $I = 0,0098$; $K_1 = 9,38$; $K_2 = 25,56$; $I/I = 102,2$.

Температуру t_n гірничих порід визначаємо за формулою (6):

$$t_n = 7,5 + 0,033(900 - 25) = 36,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

За формулою (5) знаходимо

$$A_1 = 0,389 \cdot 3000 / 360000 = 0,00324 \text{ ккал}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}).$$

Визначаємо температуру наприкінці квершлягу за формулою (11):

$$t_2 = -(9,38 + 25,56 \cdot 0,00324) + \{(9,38 + 25,56 \cdot 0,00324)^2 + 102,2 [10,63 + 0,00324(36,4 - 0,5 \cdot 23,3) + (45000 + 4 \cdot 3000) / 360000 - 1,025]\}^{0,5} = 24,9 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Ухил

Вихідні дані: $H_1 = 900$ м; $H_2 = 1085$ м; кут нахилу $\psi = 16^\circ$; $\sin \psi = 0,274$; $L = 675$ м; $U = 10$ м; $UL = 6750 \text{ м}^2$; $f = 6,3 \text{ м}^2$; $\tau = 61300$ год; $G = 84240$ кг/год; $t_t = 24,9 \text{ } ^\circ\text{C}$; $\varphi_2 = 0,85$; $\Sigma Q_M = 30\,000$ ккал/год; $B_1 = 825$ мм рт. ст.

Наведений радіус виробки, $R_0 = 0,564 \cdot 6,3^{0,5} = 1,42$ м.

Коефіцієнт тепловіддачі виробок

$$\alpha = \frac{5 \cdot 23,4^{0,8} 10^{0,2}}{6,3} = 15,66 \text{ккал}/(\text{год} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

За формулою (16) визначаємо температуру порід $t_{n.cp}$:

$$t_{n.cp} = 36,4 + (0,033 \cdot 675 \cdot 0,274) / 2 = 39,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Коефіцієнт нестационарного теплообміну розраховуємо за формулою

$$D = \frac{1,5}{2 \cdot 15,66 \cdot 1,42} = 0,0337,$$

$$b_1 = 2 \sqrt{\frac{1,5 \cdot 0,3 \cdot 2450}{\pi}} = 37,4 \text{ккал}/(\text{год}^{0,5} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}),$$

$$k_{\tau} = \frac{1}{1+0,0337} \left[\frac{1,5}{2 \cdot 1,42} + \frac{37,4}{2\sqrt{61300} \cdot (+0,0337)} \right] = 0,582 \text{ ккал}/(\text{год} \cdot \text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}).$$

За додатком А знаходимо $m = 1,025$; $n = 0,184$; $l = 0,0098$; $1/l = 102,24$; $K_1 = 9,38$; $K_2 = 25,56$.

Визначаємо ентальпію повітря за формулою (3):

$$i_1 = 1,025 + 0,184 \cdot 24,9 + 0,0098 \cdot 24,9^2 = 11,68 \text{ ккал/кг.}$$

обчислюємо величину A_2 за формулою (5):

$$A_1 = 0,582 \cdot 6750 / 84240 = 0,00466 \text{ ккал}/(\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C}).$$

За формулою (11) визначаємо температуру t_2 наприкінці ухили:

$$t_2 = -(9,38 + 25,56 \cdot 0,00466) + \{(9,38 + 25,56 \cdot 0,00466)^2 + 102,2 [11,68 + 0,00466(39,4 - 0,5 \cdot 24,9) + (30000 + 4 \cdot 6750) / 84240 - 1,025]\}^{0,5} = 26,5^{\circ}\text{C}.$$

Барометричний тиск в ухилі

$$B = 740 + 0,092 \cdot 1085 = 840 \text{ мм рт. ст.}$$

Відкаточний штрек

Вихідні дані: $H = 1085$ м; $L = 500$ м; $U = 12,2$ м; $UL = 6100$ м²; $f = 10$ м²; $R_0 = 2,78$ м; $\tau = 4400$ ч; $G = 50\,000$ кг/год; $t_i = 26,5^{\circ}\text{C}$; $t_n = 39,4^{\circ}\text{C}$; $\varphi_1 = 0,91$; $\varphi_2 = 0,9$; $c_p = 0,25$ ккал/кг; $\Sigma Q_M = 20\,000$ ккал/год.

$$\alpha = \frac{5 \cdot 13,9^{0,8} 12,2^{0,2}}{10} = 6,77 \text{ ккал}/(\text{год} \cdot \text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}).$$

За таблицею 2 для інтервалу температури 26—36° С знаходимо $n = 2880$ і $P_{cp} = 29$ мм рт. ст.

Коефіцієнт вологості розраховуємо за формулою (22):

$$B = \frac{2880}{840 - 29} = 3,55.$$

Фактор вологості визначаємо за формулою (20):

$$\Phi = \frac{\ln\left(1 + \frac{-3,55 \cdot 0,01}{1 + 3,55 \cdot 0,91}\right)}{-3,55 \cdot 0,01} = 0,237,$$

$$\Delta\varphi = 0,90 - 0,91 = -0,01.$$

Фактор теплообміну розраховуємо за формулою (19):

$$\Gamma = \frac{0,6 \cdot 6100}{70000 \cdot 0,25} = 0,209.$$

Температурний фактор визначаємо за формулою (21):

$$T = \frac{0,6 \cdot 6100}{70000 \cdot 0,25} 39,4 = 8,2$$

Визначаємо за формулою (18) температуру повітря наприкінці відкаточного, штреку:

$$t_2 = \frac{1 - e^{-0,209 \cdot 0,237}}{0,209} \left(8,2 + \frac{26,5 \cdot 0,209}{e^{0,209 \cdot 0,237} - 1} + \frac{4 \cdot 6100 + 20000}{70000 \cdot 0,25} \right) = 27,5^\circ \text{C}$$

Лави

Вихідні дані: $H_1 = 1085$ м; $H_2 = 1150$ м; $L = 230$ м; $U = 6,6$ м; $f = 2,3$ м²; $R_0 = 0,8$ м; $G_y = 31\,500$ кг/год; $c_y = 0,3$ ккал/(кг °С); $G_B = 1000$ кг/год; $t = 30^\circ \text{C}$; $\Sigma Q_M = 33\,800$ ккал/год; $G = 45\,720$ кг/год; $q_0 = 13$ ккал/(год м²); розрахунковий термін служби виробки $\tau = 8$ год; $t_1 = 27,5^\circ \text{C}$; $\varphi_1 = 0,90$; $\varphi_2 = 0,87$.

Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha = \frac{5 \cdot 12,7^{0,8} 6,6^{0,2}}{2,3} = 24,22 \text{ ккал}/(\text{год} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C}).$$

Середня температура порід у лаві:

$$t_{n.cp} = (t'_n + t''_n) : 2 = (42,48 + 44,62) : 2 = 43,55^\circ \text{C};$$

де t'_n — температура на горизонті 1085 м

$$t'_n = 7,5 + 0,033(1085 - 25) = 42,48^\circ \text{C};$$

t''_n — на горизонті 1150 м

$$t''_n = 7,5 + 0,033(1150 - 25) = 44,62^\circ \text{C}.$$

За формулою (22) знаходимо

$$B = \frac{4930}{846 - 64} = 6,3;$$

де $n = 4930$; $p_{cp} = 64$ (для інтервалу температур 41—45° С за таблицею 2); тиск на горизонті 1150 м

$$B = 740 + 0,092 \cdot 1150 = 846 \text{ мм рт. ст.}$$

Фактор вологості визначаємо за формулою (20):

$$\Phi = \frac{\ln\left(1 + \frac{-6,3 \cdot 0,03}{1 + 6,3 \cdot 0,87}\right)}{-6,3 \cdot 0,03} = 0,157.$$

$$\Delta\Phi = \Phi_2 - \Phi_1;$$

Фактор теплообміну лав розраховуємо за формулою (29):

$$G = \frac{5,6 \cdot 6,6 \cdot 230 + 31\,500 \cdot 0,3 \cdot 1 + 1000 \cdot 1 + 0}{45720 \cdot 0,25} = 1,65.$$

Температурний фактор лави визначаємо за формулою (30):

$$T = \frac{(5,6 \cdot 6,6 \cdot 230 + 31\,500 \cdot 0,3 \cdot 1)43,55 + 1000 \cdot 1 \cdot 30 + 0}{45720 \cdot 0,25} = 71.$$

Температуру повітря наприкінці лави розраховуємо за формулою (27):

$$t_2 = \frac{1 - e^{-1,65 \cdot 0,157}}{1,65} \left(71 + \frac{27,5 \cdot 1,65}{e^{1,65 \cdot 0,157} - 1} + \frac{13 \cdot 6,6 \cdot 230 + 33800}{45720 \cdot 0,25} \right) = 32,1^\circ \text{C}$$

3.2. Приклад розрахунку повітроохолоджувача

Повітроохолоджувач розташований перед лавою

У результаті теплового розрахунку лави отримана температура повітря наприкінці відкаточного штреку й кінці лави. Визначимо температуру повітря за повітроохолоджувачем, розміщеним перед лавою, за умови, що температура повітря t_2 наприкінці лави буде дорівнюєвати припустимій величині, наприклад 27°C при відносній вологості $\Phi_2 = 0,9$, а відносна вологість повітря на виході з повітроохолоджувача $\Phi_1 = 0,95 \dots 1,0$.

Вихідні дані беруться з розрахунку лави. З формули (23) температура повітря за повітроохолоджувачем:

$$t_1 = \frac{e^{1,65 \cdot 0,305} - 1}{1,65} \left(\frac{27 \cdot 1,65}{1 - e^{-1,65 \cdot 0,305}} - 71 - \frac{13 \cdot 6,6 \cdot 230 + 33800}{45720 \cdot 0,25} \right) = 15^\circ \text{C}.$$

$$B = \frac{1915}{840 - 18,5} = 2,33;$$

$$\Delta\phi = 0,90 - 0,95 = - 0,05;$$

$$\Phi = \frac{\ln\left(1 + \frac{-2,33 \cdot 0,05}{1 + 2,33 \cdot 0,95}\right)}{-2,33 \cdot 0,05} = 0,305 .$$

Повітроохолоджувач розташований на початку відкаточного штреку

Вихідні дані, постійні коефіцієнти й частина розрахункових величин беремо із прямого теплового розрахунку відкаточного штреку.

Температура наприкінці штреку й відносна вологість береться зі зворотного розрахунку лави.

Коефіцієнт вологості визначаємо за формулою (22):

$$B = \frac{1575}{840 - 14,5} = 1,9.$$

Тут n і p_{cp} узяті з таблиці 2 для інтервалу температури 14 - 24° С. За формулою (20) визначаємо фактор вологості:

$$\Phi = \frac{\ln\left(1 + \frac{-1,9 \cdot 0,05}{1 + 1,9 \cdot 0,95}\right)}{-1,9 \cdot 0,05} = 0,955 .$$

Значення величі Γ , T , q_0 , U , L , c_p , G беремо із прямого розрахунку відкаточного штреку.

Температура повітря на початку відкаточного штреку(23):

$$t_1 = \frac{e^{0,209 \cdot 0,955} - 1}{0,209} \left(\frac{15 \cdot 0,209}{1 - e^{-0,209 \cdot 0,955}} - 8,2 - \frac{4 \cdot 12,2 \cdot 500 + 20000}{50000 \cdot 0,25} \right) = 5,7^\circ C$$

Розрахунок повітроохолоджувача

Параметри повітря перед повітроохолоджувачем отримані з теплового розрахунку шахти $t'=27,5$ °С, $\phi_1 = 0,9$ (із прямого теплового розрахунку відкаточного штреку); параметри повітря за повітроохолоджувачем $t''=15^\circ$ С, $\phi_2 = 0,95$ (зі зворотного теплового розрахунку лави); тиск повітря B и витрата повітря G відомі, $K = 0,315$ (камера трьохрядна, $\mu = 20$ м⁻²).

За $i-d$ діаграмою додатка В (або таблицям) по t' і ϕ_1 визначаємо ентальпію $i_1 = 17$ ккал/кг, а по t'' і ϕ_2 — ентальпію $i_2 = 9$ ккал/кг.

$$i_g = i_1 - \frac{i_1 - i_2}{K_w^{-0,5} z^{0,9}} = 17 - \frac{17 - 9}{0,315 \cdot 2^{-0,5} \cdot 3^{0,9}} = 3,7 \text{ ккал/кг}$$

За $i-d$ діаграмою додатка В по розрахованому i_B при $\phi = 1$ визначаємо кінцеву температуру охолоджуючої води $t_2 = 4^\circ \text{C}$.

Початкову температуру охолоджуючої води визначимо за формулою (32):

$$t_1 = 4 - \frac{17 - 9}{3} = 1,3^\circ \text{C}.$$

Витрата води

$$G_g = 3 \cdot 45720 = 137200 \text{ кг/год.}$$

$$F = 45720 / (3600 \cdot 2 \cdot 1,16) = 5,47 \text{ м}^2.$$

Число форсунок

$$n = 3 \cdot 5,47 \cdot 20 = 328.$$

Витрата води через форсунку

$$q = 137200 / 328 = 418 \text{ кг/год} \approx 7 \text{ л/хв.}$$

Тиск води перед форсунками визначаємо за рисунком 1 $p = 1,2$ бари.

Визначення необхідної холодопродуктивності холодильної машини

Довжина трубопроводів - $L=500$ м; зовнішній діаметр - $d = 0,15$ м; площа поверхні одного трубопроводу $F = 3,14 \cdot 0,15 \cdot 500 = 235 \text{ м}^2$; $\alpha_n = 5$ ккал/(год м^2 $^\circ\text{C}$); $\beta_n = 12,5$ ккал/(год м^2 мм рт. ст.); $p'_{в.н} = 27$ мм рт. ст., $p'_{н.ст} = 5$ мм рт. ст., $p''_{н.ст} = 6,2$ мм рт. ст., $t_g = 27^\circ\text{C}$, $t'_{ст} = 1^\circ\text{C}$, $t''_{ст} = 4^\circ\text{C}$.

Для трубопроводів, що підводять

$$K'_x = 5 + 12,5 \frac{0,925 \cdot 27 - 5}{27 - 1} = 17 \text{ ккал/(год м}^2 \text{ }^\circ\text{C)}.$$

Для трубопроводів, що відводять

$$K''_x = 5 + 12,5 \frac{0,925 \cdot 27 - 6,2}{27 - 4} = 15,2 \text{ ккал/(год м}^2 \text{ }^\circ\text{C)}.$$

Середній температурний напір між повітрям і трубопроводами, що підводять:

$$\Delta t'_{cp} = (27,5 - 1) / 2 + (15 - 1) / 2 = 20,25^\circ\text{C};$$

ЩО ВІДВОДИТЬ:

$$\Delta t''_{cp} = (27,5 - 4) / 2 + (15 - 4) / 2 = 17,25 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$Q_x = 45720 (17-9) + 17 \cdot 235 \cdot 20,25 + 15,2 \cdot 235 \cdot 17,25 = 508000 \text{ ккал/год.}$$

3.3 Розрахунок апаратів холодильної машини й водоохолоджувачів

Розрахунок випарника

Розрахунок води, що охолоджує, та її температури перед повітроохолоджувачем-конденсатором і за ним визначені при розрахунку повітроохолоджувача, а коефіцієнти теплопередачі й температурних напорів при визначенні холодопродуктивності холодильної машини. Температуру води, що циркулює у випарнику, розраховуємо по формулах (40).

$$t_2 = 4 + \frac{15,2 \cdot 235 \cdot 17,25}{137200 \cdot 1} = 4,5^\circ \text{C},$$

$$t_1 = 1,3 - \frac{17 \cdot 235 \cdot 20,25}{137200 \cdot 1} = 0,6^\circ \text{C},$$

Приймаємо температуру випару фреону $t_u = 0,5^\circ \text{C}$. Температурний напір у випарнику визначаємо за формулою (39).

$$\Delta t_{cp} = \frac{(4,5 - 0,5) - (0,6 - 0,5)}{\ln \frac{4,5 - 0,5}{0,6 - 0,5}} = 1,06^\circ \text{C}.$$

Коефіцієнт теплопередачі для кожухотрубних випарників приймаємо $K_u = 500 \text{ ккал/(год м}^2 \text{ } ^\circ\text{C)}$.

Площа поверхні випарника

$$F_u = \frac{508000}{500 \cdot 1,06} = 958 \text{ м}^2.$$

Розрахунок водоохолоджувача

Температура конденсації приймається $t = 50^\circ \text{C}$; температура води на виході з конденсатора $t_{2K} = 48^\circ \text{C}$. Початкові параметри охолоджуючого повітря $t' = 28^\circ \text{C}$; $\varphi_1 = 0,9$; $B = 800 \text{ мм рт. ст.}$.

Температура води перед водоохолоджувачем з урахуванням охолодження в трубопроводі $t_l = 47^\circ \text{C}$.

Тепло, яке потрібно відвести з конденсатора,

$$Q_K = 1,3 \cdot 508000 = 660000 \text{ ккал/год.}$$

Приймаємо температуру нагрівання води в конденсаторі $\Delta t_g = 10^\circ \text{C}$, тоді витрата води

$$G_B = \frac{660000}{10 \cdot 1} = 66000 \text{ кг/год}$$

Температура води перед конденсатором

$$t_{IK} = 48 - 10 = 38^\circ \text{C.}$$

Температура води за повітроохолоджувачем з урахуванням охолодження в трубопроводі приймається $t_2 = 37,5^\circ \text{C}$.

$$\Delta t = 47 - 37,5 = 9,5^\circ \text{C.}$$

За таблицями для $B = 800$ мм рт. ст. по t_I і $\varphi = 1$ визначаємо $p_{BI} = 79,6$ мм рт. ст.; по t' і $\varphi_1 = 0,9$ знаходимо $p' = 25,514$ мм рт. ст.

Приймаємо $w = 2$ м/с; $K = 0,325$ (камера трьохрядна, $d = 6$ мм; $\mu = 6,7 \text{ м}^2$).

Визначаємо необхідний ступінь зрошення за формулою (43):

$$z = \left(\frac{2^{0,4} 0,325 (79,6 - 25,514)^{0,8}}{9,5} \right)^{3,33} = 1,37,$$

По таблицях по t' і φ_1 визначаємо $i_I = 19,2$ ккал/кг.

Кінцеву ентальпію повітря знаходимо за формулою (44):

$$i = 19,2 + 1,37 \cdot 1 \cdot 9,5 = 32^\circ \text{C.}$$

Кінцева температура повітря при $\varphi_2 = 1$ і $i_2 = 32$ ккал/кг $t'' = 36^\circ \text{C}$.

Витрата повітря

$$G = 66000 / 1,37 = 48175 \text{ кг/год.}$$

Площа поперечного переріза камери

$$F = 48175 / (3600 \cdot 2 \cdot 1,16) = 5,77 \text{ м}^2.$$

Число форсунок $n = 3 \cdot 6,7 \cdot 5,77 = 116$.

Витрата води через одну форсунку

$$q = 66000 / 116 = 570 \text{ кг/год.}$$

Тиск води перед форсунками визначаємо за рисунком 1.

$$p = 2,2 \text{ бар.}$$

Вентиляційним відкаточним штреком проходить достатня кількість повітря, необхідного для охолодження води. Тому водоохолоджувач розташовуємо у вентиляційному штреку.

Розрахунок конденсатора

Середній температурний напір:

$$\Delta t_{\text{к.ср}} = \frac{(50 - 38) - (50 - 48)}{\ln \frac{50 - 38}{50 - 48}} = 5,6^\circ \text{C.}$$

Коефіцієнт теплопередачі для конденсатора можна прийняти $K_u = 650$ ккал/(год м^2 $^\circ\text{C}$).

Площа поверхні конденсатора:

$$F_{\text{к}} = 660000 / (650 \cdot 5,6) = 181 \text{ м}^2.$$

Перерахування холодопродуктивності машини з розрахункових на стандартні умови.

Холодопродуктивність машини при розрахункових умовах визначена раніше.

Об'ємну холодопродуктивність фреону-12 при $t_u = -15^\circ \text{C}$ и $t_k = 30^\circ \text{C}$ знаходимо за додатком Б при стандартних умовах $q_{v(A)} = 305,6$ ккал/ м^3 .

При розрахункових умовах ($t_u = 1^\circ \text{C}$, $t = 50^\circ \text{C}$) за додатком Б вибираємо $q_{v(B)} = 469,7$ ккал/ м^3 .

Коефіцієнти подачі компресора приймаємо:

при стандартних умовах $\lambda_{0(A)} = 0,65$;

при розрахункових умовах $\lambda_{0(B)} = 0,55$.

Перераховуємо холодопродуктивність машини на стандартні умови за формулою (47):

$$Q_0 \text{ (к)} = 508000 \frac{305,6 \cdot 0,65}{469,7 \cdot 0,55} = 390000 \text{ ккал/год}$$

За отриманим значенням холодопродуктивності вибираємо холодильну машину.

Розрахунок наведений для шахти, де штучне охолодження повітря потрібно тільки в одній лаві. При необхідності охолодження повітря в декількох лавах теплові розрахунки повинні проводитися для кожної лави окремо.

ПЕРЕЛІК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Проектирование и эксплуатация шахтных систем кондиционирования воздуха. / Под ред. Цейтлин Ю.А. - М.: Недра, 1985.
2. Черниченко В.К., Дрига Я.И., Яковенко А.К. Устройство, монтаж и эксплуатация шахтных холодильных установок. - М.: Недра, 1987.
3. Щербань А.Н., Ягельский А.Н. Кондиционирование рудничного воздуха. – М.: Углетехиздат, 1956
4. Щербань А.Н. и др. Справочное руководство по тепловым расчетам шахт и проектированию установок для охлаждения рудничного воздуха. – М.: Недра, 1964

ДОДАТКИ

Додаток А

Таблиця А1. Чисельні значення величин, що входять у розрахункові формули

$t, ^\circ\text{C}$	m	n	l	$\frac{1}{l}$	K_1	K_2
1	2	3	4	5	6	7

$B = 740$ мм рт. ст.; $\varphi = 0,4$

0—10	0,920	0,306	0,0029	340,13	51,96	85,03
5—15	0,966	0,292	0,0039	259,06	37,79	64,77
10—20	1,140	0,263	0,0050	199,20	26,17	49,8
15—25	1,560	0,214	0,0064	155,76	16,64	38,94
20—30	2,460	0,133	0,0082	121,65	8,07	30,41
25—35	4,080	0,0139	0,0104	96,34	0,67	24,08
30—40	6,936	-0,163	0,0131	76,34	-6,22	19,08
35—45	11,780	-0,422	0,0166	60,39	-12,75	15,1
40—50	19,196	-0,773	0,0207	48,36	-18,68	12,09
45—55	31,436	-1,289	0,0261	38,28	-24,68	9,57
50—60	51,016	-2,037	0,00332	30,08	-30,64	7,52

$B = 740$ мм рт. ст.; $\varphi = 0,45$

0—10	1,035	0,314	0,0033	301,20	47,23	75,3
5—15	1,088	0,298	0,0044	228,31	33,98	57,08
10—20	1,277	0,266	0,0056	177,3	23,60	44,33
15—25	1,769	0,209	0,0073	137,36	14,34	34,34
20—30	2,769	0,119	0,0093	107,75	6,40	26,94
25—35	4,659	-0,0198	0,0118	84,75	-0,84	21,19
30—40	7,956	-0,224	0,0149	66,93	-7,49	16,73
35—45	13,528	-0,522	0,0189	52,85	-13,81	13,21
40—50	22,276	-0,936	0,0238	42,05	-19,67	10,51
45—55	36,676	-1,554	0,0302	33,13	-25,57	8,28
50—60	60,271	-2,444	0,0388	25,80	-31,53	6,45

$B = 740$ мм рт. ст.; $\varphi = 0,5$

0—10	1,151	0,322	0,0037	271,73	43,75	67,93
5—10	1,120	0,304	0,0049	205,76	31,31	51,44
10—20	1,429	0,268	0,0063	158,22	21,19	39,56
15—25	1,969	0,205	0,0081	123,15	12,61	30,79
20—30	3,109	0,102	0,0104	96,153	4,91	24,04
25—35	5,239	-0,054	0,0132	75,53	-2,04	18,88
30—40	8,956	-0,284	0,0168	59,59	-8,47	14,9
35—45	15,37	-0,628	0,0214	46,82	-14,69	11,7
40—50	25,52	-1,107	0,027	37,04	-20,5	9,26
45—55	42,44	-1,821	0,0345	28,97	-26,38	7,24
50—60	39,895	-1,322	0,0046	218,34	-44,36	34,59

Продовження табл. А1

$t, ^\circ\text{C}$	m	n	l	$\frac{1}{l}$	K_1	K_2
1	2	3	4	5	6	7

$B = 740$ мм рт. ст.; $\varphi = 0,55$

0—10	1,266	0,330	0,0041	246,30	40,68	61,58
5—15	1,330	0,311	0,0053	187,26	29,13	46,82
10—20	1,576	0,270	0,0070	143,26	19,35	35,82
15—25	2,182	0,199	0,0090	111,11	11,08	27,78
20—30	3,432	0,087	0,0115	86,96	3,78	21,74
25—35	5,817	-0,088	0,0147	68,12	-2,99	17,03
30—40	10,08	-0,352	0,0187	53,36	-9,39	13,34
35—45	17,248	-0,736	0,0239	41,91	-15,42	10,48
40—50	28,912	-1,287	0,0303	32,96	-21,20	8,24
45—55	48,442	-2,111	0,0390	25,63	-27,05	6,41
50—60	81,002	-3,355	0,0509	19,66	-32,98	4,92

$B = 740$ мм рт. ст.; $\varphi = 0,6$

0—10	1,381	0,339	0,0044	226,24	38,31	56,56
5—15	1,454	0,317	0,0059	170,06	26,94	42,52
10—20	1,712	0,274	0,0076	131,57	18,01	32,89
15—25	2,396	0,194	0,0099	101,21	9,82	25,3
20—30	3,776	0,0698	0,0126	79,11	2,76	19,78
25—35	6,431	-0,125	0,0162	61,80	-3,86	15,45
30—40	11,135	-0,416	0,0207	48,40	-10,07	12,1
35—45	19,311	-0,854	0,0265	37,74	-16,12	9,43
40—50	32,451	-1,475	0,0338	29,59	-21,81	7,4
45—55	54,861	-2,421	0,0438	22,85	-27,66	5,71
50—60	92,701	-3,866	0,0575	17,39	-33,60	4,35

$B = 740$ мм рт. ст.; $\varphi = 0,95$

0—10	2,192	0,397	0,0071	140,84	27,94	35,21
5—15	2,311	0,361	0,0095	105,48	19,04	26,37
10—20	2,743	0,289	0,0124	80,91	11,69	20,23
15—25	3,901	0,154	0,0162	61,65	4,74	15,41
20—30	6,301	-0,062	0,0210	47,57	-1,48	11,89
25—35	11,041	-0,409	0,0273	36,58	-7,49	9,14
30—40	19,861	-0,956	0,0357	27,98	-13,37	6,99
35—45	35,737	-1,806	0,0471	21,24	-19,18	5,31
40—50	63,133	-3,099	0,0623	16,05	-24,88	4,01
45—55	112,95	-5,203	0,0844	11,84	-30,81	2,96
50—60	204,36	-8,693	0,118	8,498	-36,94	2,12

Продовження табл. А1

$t, ^\circ\text{C}$	m	n	l	$\frac{1}{l}$	K_1	K_2
1	2	3	4	5	6	7

$B = 825$ мм рт. ст.; $\varphi = 0,7$

0—10	1,446	0,343	0,00468	213,67	36,62	53,42
5—15	1,518	0,321	0,00612	163,39	26,24	40,85
10—20	1,800	0,274	0,00800	125,00	17,14	31,25
15—25	2,508	0,192	0,0104	96,53	9,25	24,13
20—30	3,968	0,0602	0,0133	75,30	2,27	18,83
25—35	6,773	-0,146	0,0170	58,75	-4,27	14,69
30—40	11,750	-0,454	0,0218	45,96	-10,42	11,49
35—45	20,49	-0,922	0,028	35,71	-16,46	8,93
40—50	34,49	-1,583	0,0358	27,95	-22,12	6,99
45—55	58,70	-2,605	0,0465	21,49	-27,99	5,37
50—60	99,510	-4,163	0,0614	16,29	-33,91	4,07

$B = 825$ мм рт. ст.; $\varphi = 0,75$

0—10	1,549	0,351	0,00498	200,80	35,21	50,20
5—15	1,630	0,326	0,0066	151,51	24,73	37,88
10—20	1,927	0,277	0,0086	116,55	16,14	29,14
15—25	2,701	0,187	0,0112	89,61	8,36	22,40
20—30	4,271	0,0453	0,0143	69,93	1,58	17,48
25—35	7,346	-0,180	0,0184	54,35	-4,90	13,59
30—40	12,806	-0,518	0,0236	42,37	-10,98	10,59
35—45	22,326	-1,028	0,0304	32,89	-16,91	8,22
40—50	38,058	-1,771	0,0391	25,55	-22,63	6,39
45—55	64,923	-2,905	0,0511	19,58	-28,44	4,89
50—60	93,138	-3,983	0,0613	16,30	-32,46	4,08

$B = 825$ мм рт. ст.; $\varphi = 0,8$

0—10	0,066	0,323	0,0041	245,09	39,63	61,27
5—15	0,003	0,305	0,0053	187,26	28,51	46,82
10—20	0,252	0,262	0,00704	142,04	18,61	35,51
15—25	0,90	0,186	0,0092	108,69	10,13	27,17
20—30	2,27	0,0631	0,0119	83,75	2,64	20,94
25—35	4,85	-0,126	0,0154	65,02	-4,10	16,25
30—40	9,47	-0,412	0,0198	50,56	-10,42	12,64
35—45	17,394	-0,837	0,0254	39,31	-16,44	9,83
40—50	30,93	-1,476	0,0330	30,34	-22,39	7,58
45—50	52,40	-2,382	0,0425	23,53	-28,02	5,88
50—60	92,71	-3,921	0,0572	17,49	-34,30	4,37

$B = 825$ мм рт. ст.; $\varphi = 0,85$

0—10	0,005	0,329	0,0043	230,41	37,87	57,60
5—15	0,071	0,309	0,0057	176,67	27,29	44,17
10—20	0,353	0,262	0,0075	132,62	17,37	33,16
15—25	1,025	0,184	0,0098	102,24	9,38	25,56
20—30	2,505	0,0503	0,0127	78,49	1,97	19,62
25—35	5,280	-0,153	0,0164	60,83	-4,66	15,21
30—40	10,299	-0,464	0,0212	47,13	-10,93	11,78
35—45	18,84	-0,921	0,0273	36,60	-16,86	9,15
40—50	33,60	-1,618	0,0355	28,15	-22,78	7,04
45—55	57,49	-2,627	0,0461	21,67	-28,47	5,42
50—60	97,809	-4,167	0,0608	16,45	-34,26	4,11

Продовження табл. А1

$t, ^\circ\text{C}$	m	n	l	$\frac{1}{l}$	K_1	K_2
1	2	3	4	5	6	7

$B = 825$ мм рт. ст.; $\varphi = 0,9$

0—10	0,077	0,334	0,0046	217,39	36,28	54,35
5—15	0,149	0,312	0,0060	165,56	25,84	41,39
10—20	0,437	0,264	0,00796	125,62	16,60	31,41
15—25	1,175	0,178	0,0104	95,97	8,55	23,99
20—30	2,745	0,037	0,0136	73,75	1,36	18,44
25—35	5,70	-0,180	0,0175	57,142	-5,14	14,29
30—40	11,097	-0,514	0,0226	44,17	-11,35	11,04
35—45	20,421	-1,014	0,0293	34,13	-17,30	8,53
40—50	36,33	-1,765	0,0381	26,22	-23,14	6,55
45—55	62,43	-2,87	0,0497	20,104	-28,82	5,03
50—60	107,64	-4,59	0,0662	15,11	-34,70	3,78

$B = 825$ мм рт. ст.; $\varphi = 0,95$

0—10	0,148	0,339	0,0049	205,76	34,89	51,44
5—15	0,224	0,316	0,0064	156,73	24,79	39,18
10—20	0,530	0,265	0,0084	118,76	15,75	29,69
15—25	1,316	0,174	0,011	90,58	7,86	22,64
20—30	2,986	0,0233	0,0144	69,54	0,81	17,39
25—35	6,151	-0,209	0,0186	53,76	-5,61	13,44
30—40	11,905	-0,565	0,0241	41,53	-11,73	10,38
35—45	21,99	-1,105	0,0313	31,97	-17,66	7,99
40—50	39,27	-1,92	0,0409	24,46	-23,50	6,12
45—55	67,705	-3,122	0,0535	18,68	-29,16	4,67
50—60	63,91	-2,98	0,0521	19,18	-28,55	4,79

$B = 850$ мм рт. ст.; $\varphi = 0,7$

0—10	1,403	0,340	0,00452	221,23	37,61	55,31
5—15	1,474	0,319	0,0059	168,35	26,83	42,09
10—20	1,747	0,273	0,0078	128,86	17,60	32,22
15—25	2,419	0,195	0,01	100,00	9,74	25,00
20—30	3,869	0,0643	0,0129	77,52	2,49	19,38
25—35	6,524	-0,130	0,0164	60,83	-3,97	15,21
30—40	11,38	-0,431	0,0211	47,48	-10,23	11,87
35—45	19,635	-0,873	0,0270	37,90	-16,19	9,27
40—50	33,17	-1,512	0,0345	29,00	-21,93	7,25
45—55	56,17	-2,483	0,0447	22,37	-27,78	5,59
50—60	94,941	-3,964	0,0588	17,01	-33,71	4,25

$B = 850$ мм рт. ст.; $\varphi = 0,75$

0—10	1,504	0,347	0,0049	204,91	35,53	51,23
5—15	1,580	0,324	0,0064	156,25	25,31	39,06
10—20	1,865	0,277	0,0083	120,48	16,66	30,12
15—25	2,609	0,190	0,01078	92,76	8,80	23,19
20—30	4,169	0,0493	0,0139	71,94	1,77	17,99
25—35	7,064	-0,163	0,0178	56,31	-4,59	14,08
30—40	12,36	-0,491	0,0228	43,86	-10,76	10,96
35—45	21,512	-0,981	0,0293	34,08	-16,72	8,52
40—50	36,416	-1,685	0,0376	26,58	-22,39	6,65
45—55	62,111	-2,7698	0,0490	20,39	-28,24	5,10
50—60	106,111	-4,450	0,0650	15,38	-34,21	3,84

Продовження табл. А1

$t, ^\circ\text{C}$	m	n	l	$\frac{1}{l}$	K_1	K_2
1	2	3	4	5	6	7

$B = 825 \text{ мм рт. ст.}; \varphi = 0,9$

0—10	0,077	0,334	0,0046	217,39	36,28	54,35
5—15	0,149	0,312	0,0060	165,56	25,84	41,39
10—20	0,437	0,264	0,00796	125,62	16,60	31,41
15—25	1,175	0,178	0,0104	95,97	8,55	23,99
20—30	2,745	0,037	0,0136	73,75	1,36	18,44
25—35	5,70	-0,180	0,0175	57,142	-5,14	14,29
30—40	11,097	-0,514	0,0226	44,17	-11,35	11,04
35—45	20,421	-1,014	0,0293	34,13	-17,30	8,53
40—50	36,33	-1,765	0,0381	26,22	-23,14	6,55
45—55	62,43	-2,87	0,0497	20,104	-28,82	5,03
50—60	107,64	-4,59	0,0662	15,11	-34,70	3,78

$B = 825 \text{ мм рт. ст.}; \varphi = 0,95$

0—10	0,148	0,339	0,0049	205,76	34,89	51,44
5—15	0,224	0,316	0,0064	156,73	24,79	39,18
10—20	0,530	0,265	0,0084	118,76	15,75	29,69
15—25	1,316	0,174	0,011	90,58	7,86	22,64
20—30	2,986	0,0233	0,0144	69,54	0,81	17,39
25—35	6,151	-0,209	0,0186	53,76	-5,61	13,44
30—40	11,905	-0,565	0,0241	41,53	-11,73	10,38
35—45	21,99	-1,105	0,0313	31,97	-17,66	7,99
40—50	39,27	-1,92	0,0409	24,46	-23,50	6,12
45—55	67,705	-3,122	0,0535	18,68	-29,16	4,67
50—60	63,91	-2,98	0,0521	19,18	-28,55	4,79

$B = 850 \text{ мм рт. ст.}; \varphi = 0,7$

0—10	1,403	0,340	0,00452	221,23	37,61	55,31
5—15	1,474	0,319	0,0059	168,35	26,83	42,09
10—20	1,747	0,273	0,0078	128,86	17,60	32,22
15—25	2,419	0,195	0,01	100,00	9,74	25,00
20—30	3,869	0,0643	0,0129	77,52	2,49	19,38
25—35	6,524	-0,130	0,0164	60,83	-3,97	15,21
30—40	11,38	-0,431	0,0211	47,48	-10,23	11,87
35—45	19,635	-0,873	0,0270	37,90	-16,19	9,27
40—50	33,17	-1,512	0,0345	29,00	-21,93	7,25
45—55	56,17	-2,483	0,0447	22,37	-27,78	5,59
50—60	94,941	-3,964	0,0588	17,01	-33,71	4,25

$B = 850 \text{ мм рт. ст.}; \varphi = 0,75$

0—10	1,504	0,347	0,0049	204,91	35,53	51,23
5—15	1,580	0,324	0,0064	156,25	25,31	39,06
10—20	1,865	0,277	0,0083	120,48	16,66	30,12
15—25	2,609	0,190	0,01078	92,76	8,80	23,19
20—30	4,169	0,0493	0,0139	71,94	1,77	17,99
25—35	7,064	-0,163	0,0178	56,31	-4,59	14,08
30—40	12,36	-0,491	0,0228	43,86	-10,76	10,96
35—45	21,512	-0,981	0,0293	34,08	-16,72	8,52
40—50	36,416	-1,685	0,0376	26,58	-22,39	6,65
45—55	62,111	-2,7698	0,0490	20,39	-28,24	5,10
50—60	106,111	-4,450	0,0650	15,38	-34,21	3,84

Продовження табл. А1

$t, ^\circ\text{C}$	m	n	l	$\frac{1}{l}$	K_1	K_2
1	2	3	4	5	6	7
$B = 850 \text{ мм рт. ст.}; \varphi = 0,8$						
0—10	1,604	0,355	0,0052	193,79	34,36	48,45
5—15	1,688	0,329	0,0068	146,19	24,08	36,55
10—20	2,00	0,277	0,0089	112,10	15,55	28,03
15—25	2,786	0,186	0,0115	86,66	8,05	21,66
20—30	4,466	0,0345	0,0149	67,114	1,16	16,78
25—35	7,631	-0,198	0,0191	52,301	-5,17	13,08
30—40	13,34	-0,551	0,0246	40,72	-11,22	10,18
35—45	23,423	-1,091	0,0318	31,49	-17,18	7,87
40—50	39,88	-1,868	0,0409	24,45	-22,84	6,11
45—55	68,45	-3,075	0,054	18,66	-28,68	4,66
50—60	117,95	-4,965	0,0716	13,97	-34,67	3,49
$B = 850 \text{ мм рт. ст.}; \varphi = 0,85$						
0—10	1,705	0,362	0,0055	181,81	32,88	45,45
5—15	1,794	0,335	0,0073	137,36	23,01	34,34
10—20	2,127	0,280	0,0095	105,26	14,71	26,32
15—25	2,985	0,179	0,0124	80,91	7,26	20,23
20—30	4,745	0,021	0,0159	62,97	0,66	15,74
25—35	8,21	-0,233	0,0205	48,78	-5,69	12,20
30—40	14,384	-0,615	0,0264	37,91	-11,66	9,48
35—45	25,36	-1,203	0,0342	29,22	-17,58	7,31
40—50	43,576	-2,064	0,0443	22,55	-23,27	5,64
45—55	34,036	-1,661	0,0401	24,94	-20,71	6,23
50—60	45,6973	-1,745	16,65	0,0601	-52,42	0,015
$B = 850 \text{ мм рт. ст.}; \varphi = 0,9$						
0—10	0,039	0,331	0,0045	224,21	37,12	56,05
5—15	0,108	0,310	0,0058	171,23	26,58	42,81
10—20	0,393	0,263	0,0077	129,19	16,98	32,30
15—25	1,095	0,181	0,0101	99,21	8,98	24,80
20—30	2,615	0,044	0,0131	76,22	1,68	19,05
25—35	5,495	-0,167	0,0170	58,96	-4,92	14,74
30—40	10,64	-0,486	0,022	45,75	-11,10	11,44
35—45	19,57	-0,964	0,028	35,41	-17,07	8,85
40—50	34,91	-1,688	0,037	27,20	-22,96	6,80
45—55	59,75	-2,737	0,048	20,92	-28,63	5,23
50—60	102,04	-4,352	0,0632	15,83	-34,44	3,96
$B = 850 \text{ мм рт. ст.}; \varphi = 0,95$						
0—10	0,108	0,336	0,0047	211,86	35,61	52,97
5—15	0,180	0,315	0,0062	162,33	25,54	40,58
10—20	0,486	0,264	0,0082	121,95	16,07	30,49
15—25	1,218	0,178	0,0106	93,98	8,37	23,50
20—30	2,878	0,0288	0,01396	71,63	1,03	17,91
25—35	5,893	-0,192	0,0180	55,62	-5,35	13,90
30—40	11,437	-0,536	0,0233	42,99	-11,51	10,75
35—45	21,125	-1,055	0,0302	33,13	-17,47	8,28
40—50	37,61	-1,833	0,0393	25,42	-23,30	6,35
45—55	64,75	-2,98	0,051	19,46	-28,98	4,86
50—60	73,328	-3,306	0,0545	18,34	-30,32	4,59

Продовження табл. А1

$t, ^\circ\text{C}$	m	n	l	$\frac{1}{l}$	K_1	K_2
1	2	3	4	5	6	7

$B = 875$ мм рт. ст.; $\varphi = 0,7$

0—10	1,363	0,337	0,0044	227,27	38,30	56,82
5—15	1,431	0,317	0,0058	173,61	27,48	43,40
10—20	1,695	0,273	0,0075	132,97	18,13	33,24
15—25	2,355	0,196	0,0097	102,88	10,06	25,72
20—30	3,735	0,071	0,0125	80,13	2,86	20,03
25—35	6,315	-0,118	0,0159	62,81	-3,70	15,70
30—35	10,977	-0,406	0,0204	49,12	-9,98	12,28
35—45	18,957	-0,834	0,0261	38,37	-15,99	9,59
40—50	31,881	-1,444	0,033	30,08	-21,72	7,52
45—55	53,841	-2,371	0,043	23,26	-27,57	5,81
50—60	90,75	-3,781	0,056	17,72	-33,50	4,43

$B = 875$ мм рт. ст.; $\varphi = 0,75$

0—10	1,461	0,344	0,0047	210,97	36,26	52,74
5—15	1,534	0,322	0,0062	161,29	25,95	40,32
10—20	1,816	0,275	0,0081	123,76	17,00	30,94
15—25	2,524	0,192	0,0104	95,79	9,20	23,95
20—30	4,024	0,057	0,0134	74,40	2,13	18,60
25—35	6,859	-0,151	0,0172	58,07	-4,38	14,52
30—40	11,92	-0,464	0,022	45,37	-10,53	11,34
35—45	20,712	-0,935	0,028	35,31	-16,51	8,83
40—50	35,00	-1,609	0,0363	27,58	-22,20	6,89
45—55	59,484	-2,644	0,047	21,21	-28,04	5,30
50—60	101,34	-4,24	0,062	16,04	-34,01	4,83

$B = 875$ мм рт. ст.; $\varphi = 0,8$

0—10	1,558	0,351	0,0050	198,11	34,82	49,60
5—15	1,637	0,327	0,0066	151,05	24,72	37,76
10—20	1,940	0,277	0,0086	115,74	16,02	28,94
15—25	2,714	0,187	0,0112	89,13	8,31	22,28
20—30	4,304	0,043	0,0144	69,44	1,51	17,36
25—35	7,394	-0,183	0,0185	53,995	-4,95	13,499
30—40	12,875	-0,523	0,0237	42,12	-11,0	10,53
35—45	22,54	-1,040	0,0306	32,64	-16,97	8,16
40—50	38,303	-1,785	0,039	25,38	-22,65	6,35
45—55	65,57	-2,94	0,052	19,41	-28,49	4,85
50—60	112,27	-4,719	0,069	14,60	-34,44	3,65

$B = 875$ мм рт. ст.; $\varphi = 0,85$

0—10	1,656	0,358	0,0054	186,56	33,40	46,64
5—15	1,741	0,333	0,0071	141,64	23,55	35,41
10—20	2,062	0,279	0,0092	108,69	15,16	27,17
15—25	2,896	0,182	0,012	83,47	7,58	20,87
20—30	4,596	0,029	0,0154	65,02	0,93	16,25
25—35	7,941	-0,217	0,0198	50,40	-5,46	12,60
30—40	13,88	-0,585	0,026	39,22	-11,46	9,80
35—45	24,38	-1,147	0,033	30,30	-17,38	7,58
40—50	41,84	-1,972	0,043	23,42	-23,09	5,85
45—55	71,59	-3,227	0,056	17,88	-28,86	4,47
50—60	124,44	-5,25	0,075	13,31	-34,90	3,33

Продовження табл. А1

$t, ^\circ\text{C}$	m	n	l	$\frac{1}{t}$	K_1	K_2
1	2	3	4	5	6	7

$B = 900$ мм рт. ст.; $\varphi = 0,8$

0—10	0,161	0,317	0,0037	268,81	42,55	67,20
5—15	0,103	0,299	0,0049	204,91	30,66	51,23
10—20	0,131	0,260	0,0064	155,27	20,20	38,82
15—25	0,719	0,192	0,0084	119,04	11,40	29,76
20—30	1,959	0,080	0,0109	91,911	3,69	22,98
25—35	4,269	-0,894	0,0140	71,63	-3,2	17,91
30—40	8,448	-0,348	0,0179	55,74	-9,7	13,94
35—45	15,532	-0,728	0,023	43,48	-15,82	10,87
40—50	27,38	-1,290	0,0296	33,81	-21,75	8,45
45—55	46,321	-2,087	0,038	26,315	-27,46	6,58
50—60	78,056	-3,299	0,0495	20,19	-33,29	5,046

$B = 900$ мм рт. ст.; $\varphi = 0,85$

0—10	0,096	0,321	0,0040	252,52	40,58	63,13
5—15	0,0350	0,303	0,0052	193,05	29,26	48,26
10—20	0,220	0,261	0,0069	145,34	18,94	36,34
15—25	0,838	0,189	0,0089	111,85	10,54	27,96
20—30	2,168	0,069	0,0116	86,21	2,97	21,55
25—35	4,673	-0,115	0,0149	66,93	-3,85	16,73
30—40	9,146	-0,392	0,0192	52,08	-10,20	13,02
35—45	16,76	-0,801	0,0247	40,55	-16,25	10,138
40—50	29,822	-1,417	0,0319	31,35	-22,21	7,84
45—55	50,52	-2,291	0,0411	24,33	-27,87	6,08
50—60	85,502	-3,626	0,054	18,58	-33,69	4,65

$B = 900$ мм рт. ст.; $\varphi = 0,9$

0—10	-0,3	0,064	0,0304	32,87	1,05	8,22
5—15	-1,93	0,634	-0,0076	-131,57	-41,72	-32,89
10—20	0,301	0,262	0,0073	137,36	18,01	34,34
15—25	0,967	0,185	0,0095	105,26	9,71	26,32
20—30	2,397	0,0558	0,0124	80,91	2,26	20,23
25—35	5,037	-0,138	0,0159	62,97	-4,34	15,74
30—40	9,888	-0,438	0,0205	48,78	-10,69	12,20
35—45	18,15	-0,881	0,0264	37,88	-16,68	9,47
40—50	32,152	-1,542	0,0342	29,26	-22,56	7,31
45—55	54,97	-2,505	0,0443	22,56	-28,26	5,64
50—60	93,577	-3,98	0,0584	17,14	-34,09	4,28

$B = 900$ мм рт. ст.; $\varphi = 0,95$

0—10	-1,566	0,276	0,0061	164,47	22,68	41,12
5—15	-1,717	0,321	0,0031	326,79	52,47	81,70
10—20	-1,303	0,252	0,0058	171,82	21,66	42,96
15—25	-0,739	0,186	0,0077	129,87	12,10	32,47
20—30	0,441	0,0801	0,0101	99,403	3,98	24,85
25—35	2,706	-0,086	0,0131	76,45	-3,29	19,11
30—40	6,696	-0,333	0,0169	59,24	-9,86	14,81
35—45	13,56	-0,701	0,0218	45,91	-16,08	11,48
40—50	25,076	-1,245	0,0282	35,49	-22,08	8,87
45—55	43,98	-2,043	0,0366	27,34	-27,92	6,83
50—60	74,281	-3,200	0,0476	21,01	-33,61	5,25

Додаток Б

Таблиця Б1- Об'ємна холодопроизводительность q_v фреону-12, ккал/м³

Температура кипіння, °З	Температура повітря перед регулюючим вентилем, °З						
	35	37	40	42,5	45	47,5	50
-20	239,7	256,7	228,6	222,9	217,3	211,6	206,0
-17,5	265,7	259,6	253,5	247,3	241,3	235,0	235,0
-15	292,5	285,9	279,2	272,5	265,8	259,0	252,3
-12,5	322,2	314,9	307,7	300,4	293,0	285,7	278,3
-10	354,4	346,6	338,7	330,7	322,7	314,7	306,7
-7,5	388,9	380,3	371,8	363,0	354,4	345,7	337,0
-5	426,0	410,7	407,5	398,0	388,6	379,2	369,8
-2,5	465,6	455,9	445,8	435,6	425,4	415,2	405,0
0	508,5	497,6	486,8	475,8	464,7	453,7	442,7
+2,5	554,2	542,5	530,8	518,9	507,0	495,0	483,1
+5	603,6	591,0	578,4	565,5	552,7	539,8	527,0
+7,5	656,2	642,5	628,9	615,1	601,2	587,2	573,6
+10	711,3	696,7	682,1	667,2	652,3	637,5	622,6

Таблиця Б2- Об'ємна холодопроизводительность q_v фреону-12, ккал/м³

Температура кипіння, °З	Температура повітря перед регулюючим вентилем, °З					
	20	22,5	25	27,5	30	32,5
-20	272,1	266,8	261,4	256,0	250,6	245,2
-17,5	300,6	294,8	288,9	283,0	277,1	271,1
-15	331,2	324,9	318,5	312,0	305,6	299,1
-12,5	364,3	357,4	350,4	343,4	336,3	329,3
-10	400,4	392,8	385,3	377,6	369,9	362,2
-7,5	438,6	430,4	422,2	413,8	405,5	397,2
-5	479,9	470,8	462,1	453,1	444,0	435,0
-2,5	524,2	514,6	505,0	495,2	485,4	475,6
0	571,7	561,3	550,9	540,3	529,7	519,1
+2,5	622,6	611,4	600,1	588,7	577,3	565,8
+5	677,6	665,4	653,3	641,0	628,6	616,3
+7,5	735,4	722,4	709,3	696,0	682,8	669,5
+10	796,6	782,6	768,6	754,3	740,0	725,7

Додаток В

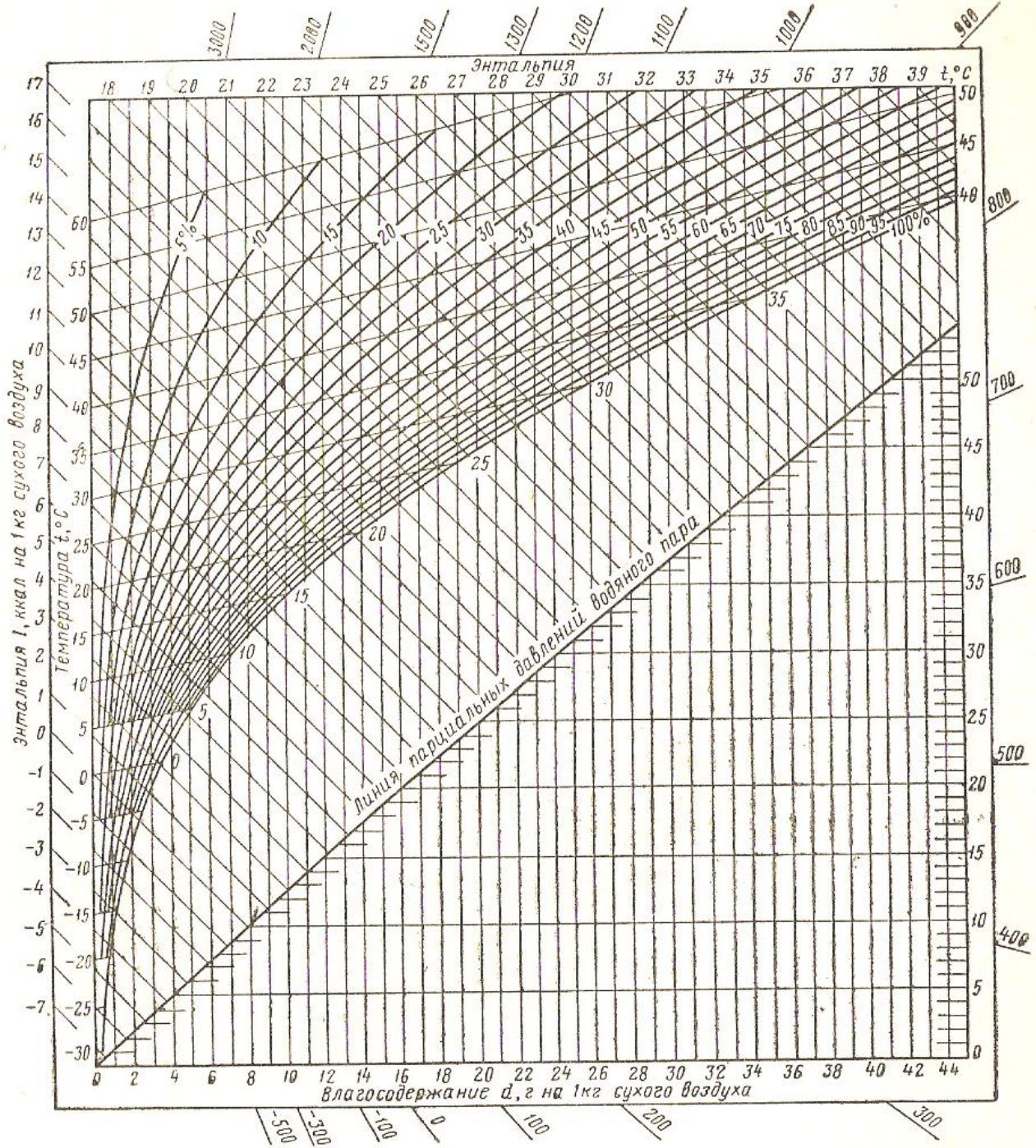


Рисунок В1 - $i - d$ діаграма вологого повітря при тиску 800 мм рт.ст.

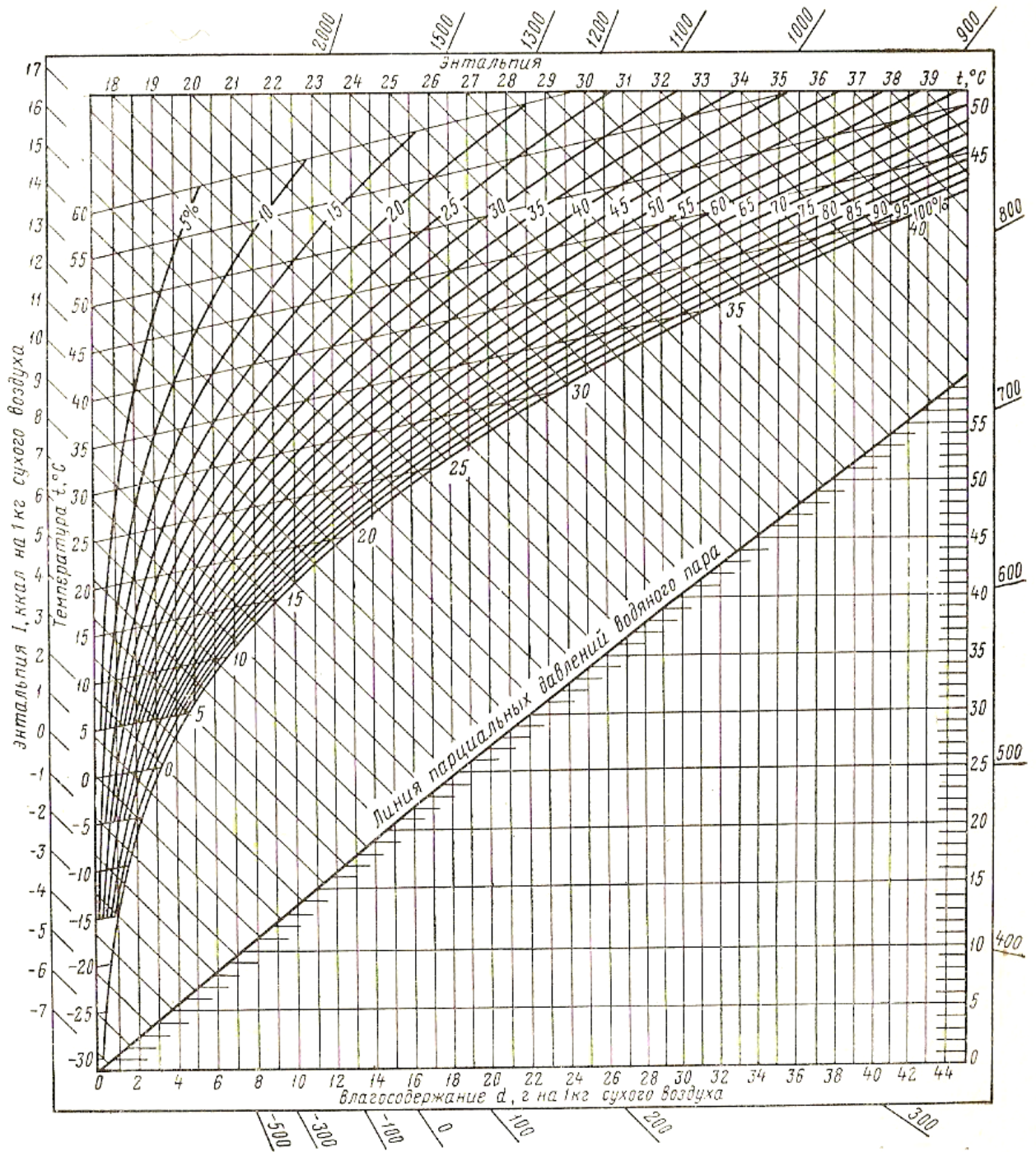


Рисунок В2 - $i - d$ діаграма вологого повітря при тиску 850 мм рт.ст.

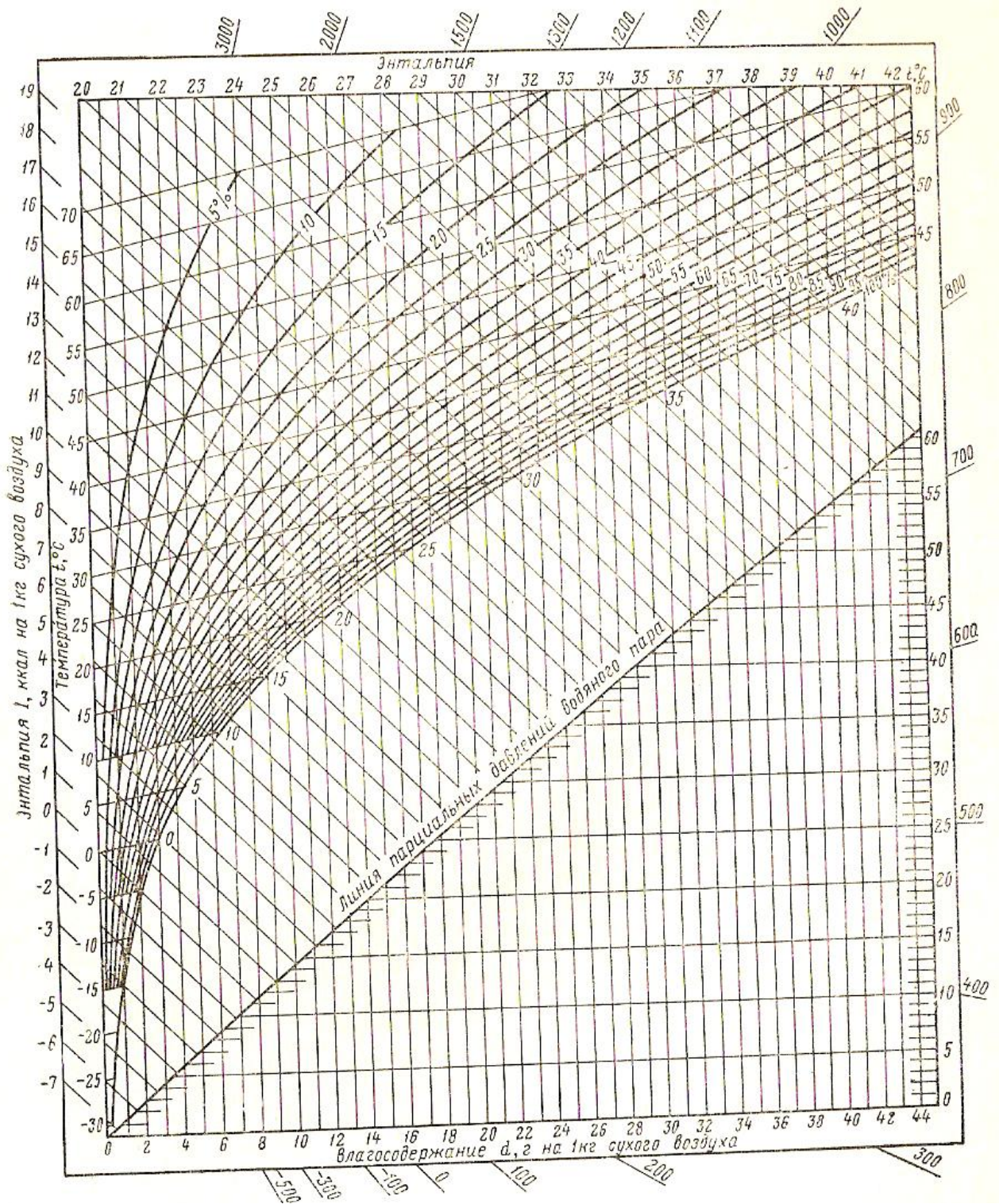


Рисунок В3 - $i - d$ діаграма вологого повітря при тиску 900 мм рт.ст.

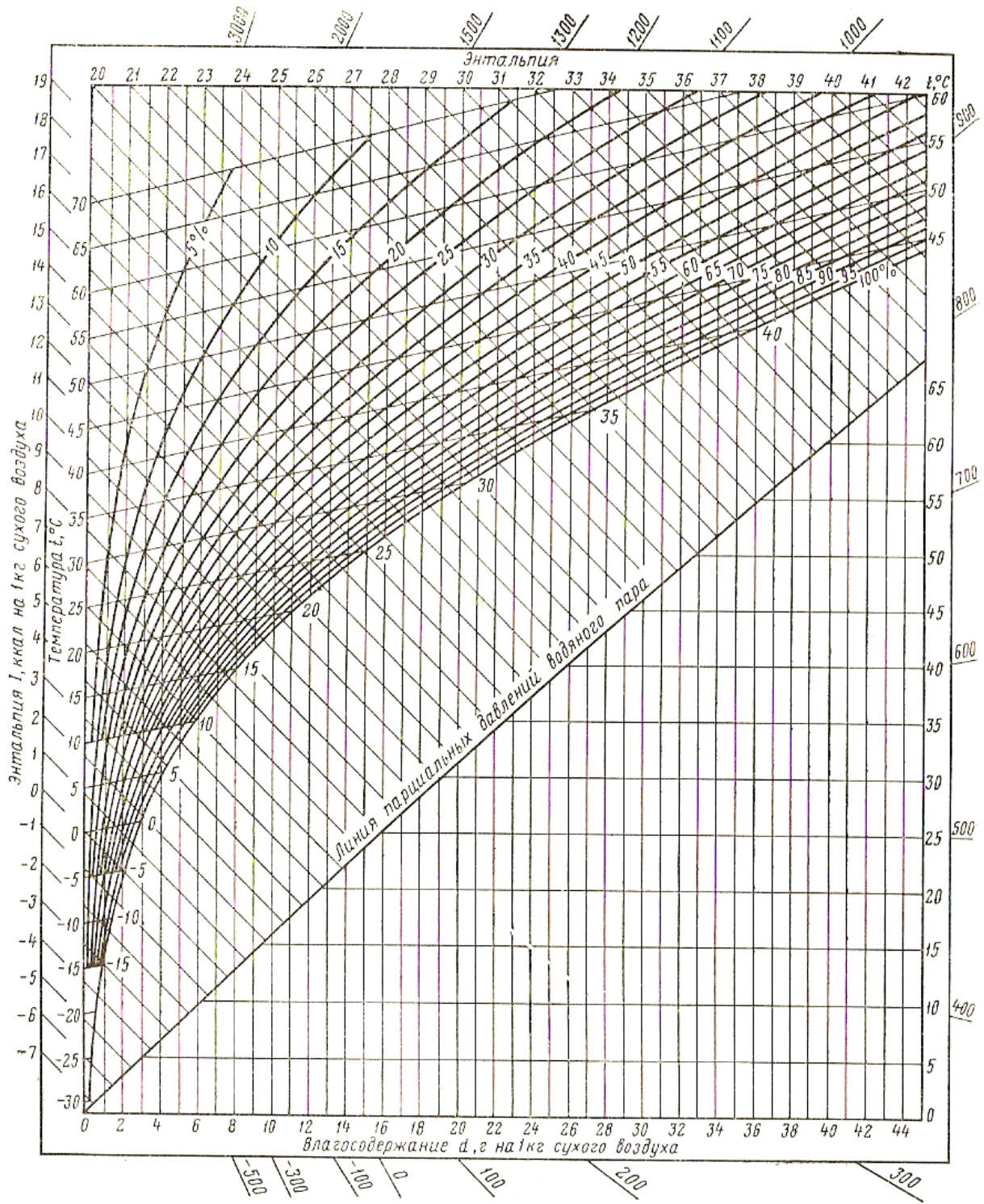


Рисунок В4 - $i - d$ діаграма вологого повітря при тиску 1000 мм рт.ст.

Таблиця Д1 Технічна характеристика стаціонарних холодильних машин

Показники	МФ220- -1РШ	ШХТМ- -1300	2ТХМВ- -2000-2	ХТМФ- -235М-2000	ХТМФ- -248-4000	МХРВ-1-У5
Температури, °С: випару конденсації	+1...+7 до 50	+1...+5 до 55	+1...+5 до 50	-10...+5 35...45	-5...+5 30...40	+3 25...33
Холодильна потужність, кВт	400...470	1160...1630	2200...2600	1570...2600	2300...5100	1000
Номінальний режим:						
температура випару, °С	+5	+2	+2	+2	+2	+3
температура конденсації, °С	+40	+55	+50	+40	+35	+32
потужність хо- лодильна, кВт	470	1510	2442	2440	4500	1000
потужність споживана, кВт	130	630	900	635	1300	350
Установлена потужність, кВт	160	800	1000	800	1600	380
Напруга, В	660/380	6000	6000	6000	6000	6000
Холодоагент, тип	R22	R12	R12	R12	R12	R22
кількість, кг	500	1000	1500	1500	2500	500
Масило	ХМ 35 або ПФГОС-4	Т-30	КП-8 або Т-30	КП-8 або Т-30	КП-8 або Т-30	ХС-40
кількість, кг	50	300	250	400	600	290
Витрати, м ³ /год.:						
холодоносія	70	140	190	350...450	800...1200	70...80
охолодної води	90	150	250	400...600	900...1300	100...150
Маса, кг	8000	31860	33500	32300	74680	16625

Додаток Е

Завдання для виконання розрахункової роботи

Параметр	Передостання цифра номера шифру									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Відкаточний штрек										
H , м	700	750	800	820	840	860	880	900	920	940
L , м	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	800	700	600
U , м	11	12,2	14	11	12,2	14	11	12,2	14	11
f , м ²	9	10	12	9	10	12	9	10	12	9
τ , діб.	90	140	200	240	300	340	400	440	180	100
G , т/год	30	40	50	35	45	55	40	50	60	40
t_1 , °С	24	25	26	27	24	25	26	27	24	25
ΣQ_M , тис.ккал/год	16	18	20	22	24	26	28	15	14	13
φ_1 , %	91	91	91	91	91	91	91	91	91	91
φ_2 , %	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90

Параметр	Остання цифра номера шифру									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Лава										
L , м	200	180	160	140	120	100	220	240	260	280
ψ , град.	10	12	14	16	18	20	22	24	25	26
U , м	5	7	6	5	7	6	5	7	6	5
f , м ²	2,5	3,5	3,0	2,5	3,5	3,0	2,5	3,5	3,0	2,5
τ , год	10	9	8	7	6	5	10	11	12	13
G_B , т/год	1	0,9	0,95	1,05	1,1	0,95	0,9	1	1	1,05
t_6 , °С	30	28	29	31	30	31	28	27	29	27
ΣQ_M , тис.ккал/год	51	63	59	68	70	55	65	75	60	72
G_v , т/год	31	35	28	30	32	29	33	34	27	36
G , т/год	90% від витрати повітря у відкаточному штреку									
t_1 , °С	дорівнює t_2 з розрахунку відкаточного штреку									
φ_1 , %	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90
φ_2 , %	87	87	87	87	87	87	87	87	87	87

Примітка: значення величин, які не надані у завданні слід приймати такими ж самими як у прикладі розрахунків

