

М.М. Чепурний, С.Й. Ткаченко

**РОЗРАХУНКИ
ТЕПЛОМАСООБМІННИХ
АПАРАТІВ**

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

М.М. Чепурний, С.Й. Ткаченко

РОЗРАХУНКИ ТЕПЛОМАСООБМІННИХ АПАРАТІВ

Затверджено Вченою радою Вінницького національного технічного університету як навчальний посібник для студентів напрямку підготовки 0905 – “Енергетика”. Протокол № 12 від 29 червня 2006 р.

Рецензенти :

А.Ф. Пономарчук, доктор технічних наук, професор

Д.В. Степанов, кандидат технічних наук, доцент

Є.С. Корженко, кандидат технічних наук

Рекомендовано до видання Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України

Чепурний М.М., Ткаченко С.Й.

Ч44 **Розрахунки тепломасообмінних апаратів.** Навчальний посібник.
- Вінниця: ВНТУ, 2006. – 130 с.

Розглянуто деякі теоретичні питання з теорії тепло- і масообміну та розрахунків теплообмінників.

Наведено приклади теплових і гідравлічних розрахунків тепло- і масообмінних апаратів різних типів і конструкцій, які найчастіше використовуються в процесі курсового і дипломного проектування для спеціальності “Теплоенергетика”.

УДК 621.181.7

ЗМІСТ

Передмова.....	4
1 Розрахунки рекуперативних теплообмінних апаратів.....	5
1.1 Теплові розрахунки.....	5
1.2 Конструктивні розрахунки.....	7
1.3 Характеристики деяких оребрених поверхонь.....	13
1.4 Гідравлічні розрахунки ТА.....	17
1.5 Показники ефективності теплообмінників.....	19
2 Приклади розрахунків теплообмінних апаратів.....	22
3 Тепло- і масообмін в термовологісних процесах.....	68
3.1 Загальні положення.....	68
3.2 Тепломасообмін між поверхнею води і вологим повітрям.....	72
3.3 Процеси випарного охолодження води в градирнях.....	73
3.4 Теплообмінні процеси в скруберах.....	75
4 Приклади розрахунків в тепломасообмінних апаратах.....	77
Література.....	94
Додатки.....	96

ПЕРЕДМОВА

Теплообмінні апарати (ТА) – пристрої для передачі теплоти від гріючого середовища до нагріваного. В тепломасообмінних апаратах (ТМА) крім теплоти переноситься і маса. Такі апарати використовуються в різних галузях промисловості. Робочі середовища в ТА (теплоносії) розрізняються як за хімічним складом, так і за агрегатним станом та структурою. Робочі тиски і температури теплоносіїв можуть змінюватись в широких межах. Різноманітність їх початкових і кінцевих значень визначають основні вимоги до ТА і ТМА.

До цих вимог належать: висока теплова продуктивність і економічність роботи із забезпеченням заданих технологічних умов; компактність і мала маса; зручність монтажу; простота і дешевина конструкції; надійність і тривалий термін роботи до ремонту; технічна та естетична відповідність часу. Кожна з цих вимог досягається певними методами та заходами. Висока продуктивність визначається багатьма факторами і, в першу чергу, інтенсивними процесами тепло- і масообміну, підтриманням оптимального режиму роботи і чистоти поверхонь нагріву. Економічність роботи досягається за рахунок зменшення витрат енергії на прокачування теплоносіїв і втрат технологічного продукту. Підтримання заданих технологічних умов досягається правильним вибором оптимальних температур і швидкостей теплоносіїв. Зручність і надійність в роботі визначаються, в основному, вдалою конструкцією апарата. Зазначені основні вимоги не вичерпують багато інших факторів. Максимально можливе виконання цих (інколи суперечливих) вимог складає основу раціонального конструювання тепло- і масообмінних апаратів. Оптимальна конструкція і тип ТА і ТМА визначаються тільки за результатами багатоваріантного аналізу. Досконалість апаратів залежить від високої точності розрахунків, які базуються на сучасних досягненнях науки в галузях гідрогазодинаміки, тепломасообміну і технічної естетики.

1 РОЗРАХУНКИ РЕКУПЕРАТИВНИХ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

1.1 Теплові розрахунки

Перед розрахунками складають або уточнюють теплову схему роботи ТА. В основу розрахунків покладені рівняння теплового балансу:

$$Q_1 = Q_2 \cdot \eta; \quad (1.1)$$

$$Q_1 = G_1(h'_{t1} - h''_{t1}) = G_1 \cdot \bar{C}_{p1} (t'_1 - t''_1), \quad (1.2)$$

$$Q_2 = G_2(h''_{t2} - h'_{t2}) = G_2 \cdot \bar{C}_{p2} (t''_2 - t'_2), \quad (1.3)$$

де Q_1 і Q_2 – теплова потужність, яка віддана більш нагрітим (“гарячим”) теплоносієм і сприйнята менш нагрітим (“холодним”) теплоносієм, відповідно;

η – коефіцієнт корисної дії (ККД) апарата;

G_1, G_2 – масові витрати теплоносіїв;

$\bar{C}_{p1}, \bar{C}_{p2}$ – середні масові ізобарні теплоємності;

h'_{t1}, h''_{t1} – початкове і кінцеве значення ентальпії гарячого теплоносія;

h'_{t2}, h''_{t2} – початкове і кінцеве значення ентальпії холодного теплоносія;

t'_1, t''_1 – значення температур на вході в ТА і на виході з нього гарячого теплоносія;

t'_2, t''_2 – значення температур на вході в ТА і на виході з нього холодного теплоносія.

В рівняннях (1.2) і (1.3) величини $G_1 \cdot \bar{C}_{p1} = W_1, G_2 \cdot \bar{C}_{p2} = W_2$ називають водяними еквівалентами теплоносіїв. Тоді на підставі (1.2) і (1.3) можна записати

$$\frac{(t'_1 - t''_1)\eta}{t''_2 - t'_2} = \frac{\delta t_1 \cdot \eta}{\delta t_2} \approx \frac{W_2}{W_1}. \quad (1.4)$$

Із останнього співвідношення випливає, що відношення зміни температур в ТА обернено пропорційне відношенню їх водяних еквівалентів. Далі вибирають напрям руху теплоносіїв, віддаючи перевагу протитечійному руху. Якщо за технологічними, конструктивними або компоновальними умовами такий рух здійснити неможливо, необхідно намагатись здійснити багатоперехресний рух. Напрямок руху не має суттєвого значення в разі зміни агрегатного стану хоча б одного із теплоносіїв, наприклад, в разі теплообміну при конденсації. Середній температурний напір визначається за формулою:

$$\Delta t_{cp} = (\Delta t_6 - \Delta t_m) / \ln(\Delta t_6 / \Delta t_m), \quad (1.5)$$

де Δt_6 і Δt_m – більша і менша різниці температур між теплоносіями в початковому або кінцевому перерізах ТА.

Якщо $\Delta t_6/\Delta t_m < 1,7$, то середній температурний напір можна визначати як середньоарифметичний

$$\Delta t_{cp} = 0,5(\Delta t_6 + \Delta t_m). \quad (1.6)$$

Для ТА з перехресним і змішаним рухом теплоносіїв визначення Δt_{cp} здійснюється за допомогою спеціальних графіків (додаток К). Для цього спочатку за (1.5) визначають середньологарифмічний температурний напір як для протитечієвого руху теплоносіїв. Далі обчислюють допоміжні величини:

$$P = (t'_2 - t'_2)/(t'_1 - t'_2) = \delta t_2/(t'_1 - t'_2), \quad (1.7)$$

$$R = (t'_1 - t'_1)/(t'_2 - t'_2) = \delta t_1/\delta t_2. \quad (1.8)$$

За значеннями P і R із графіків в додатку К визначається поправка $\varepsilon_{\Delta t}$ на яку помножується значення Δt_{cp} , що обчислене за (1.5).

Коефіцієнти тепловіддачі для теплоносіїв обчислюються за рекомендованими формулами, які наведені в додатку И. В тому разі, коли невідомі швидкості теплоносіїв, орієнтовні їх значення можна вибрати із табл.1.1.

Таблиця 1.1 – Середні значення швидкостей теплоносіїв

Теплоносії	Швидкість руху, м/с
В'язкі рідини	≤ 1
Малов'язкі рідини і вода	1–3
Запилені гази	6–10
Чисті гази	12–16
Насичена пара	30–50
Перегріта пара	50–75

В кожухотрубчастих ТА тільки один теплоносієй може мати оптимальну швидкість, як правило, усередині труб. Швидкість другого теплоносія (в міжтрубному просторі) визначається залежно від способу розміщення труб у трубній решітці. В процесі визначення коефіцієнтів тепловіддачі теплофізичні характеристики теплоносіїв визначаються за даними таблиць [1] для середньої температури. Доцільніше спочатку визначати середню температуру холодного (нагріваного) теплоносія, оскільки його температура змінюється в меншому інтервалі, ніж гарячого (грійного). В багатьох випадках з невеликою похибкою ця температура визначається як середньоарифметична, тобто

$$\bar{t}_2 = 0,5(t'_2 + t''_2). \quad (1.9)$$

Тоді середня температура грійного теплоносія дорівнюватиме

$$\bar{t}_1 = \Delta t_{cp} + \bar{t}_2. \quad (1.10)$$

Середня температура стінки між двома теплоносіями може визначатись за формулою

$$\bar{t}_{\text{ст}} = 0,25(t'_1 + t'_2 + t''_1 + t''_2). \quad (1.11)$$

Термічний опір поверхні теплообміну разом із шарами забруднень на обох боках стінки складає

$$\delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}} + \sum \delta_{\text{зб}}/\lambda_{\text{зб}} = R_{\text{ст}} + R_{\text{зб}}, \quad (1.12)$$

де $\delta_{\text{ст}}$ і $\delta_{\text{зб}}$ – товщина стінки і шару забруднень, відповідно;

$\lambda_{\text{ст}}$ і $\lambda_{\text{зб}}$ – коефіцієнти теплопровідності матеріалу стінки і шару забруднень.

Коефіцієнти теплопередачі обчислюються за формулами:

$$K = (1/\alpha_1 + R_{\text{ст}} + R_{\text{зб}} + 1/\alpha_2)^{-1} \quad (1.13)$$

для плоскої стінки і

$$K = \{d_{\text{ср}} [1/(\alpha_1 \cdot d_3) + \ln(d_3/d_{\text{в}})/(2\lambda_{\text{ст}}) + 1/(\alpha_2 \cdot d_{\text{в}})] + R_{\text{зб}} - 1\} \quad (1.14)$$

для циліндричної стінки.

Тут позначено: α_1 і α_2 – коефіцієнти тепловіддачі від гріючого теплоносія до стінки і від стінки до нагріваного теплоносія, відповідно;

$d_{\text{ср}}$ – середній діаметр;

d_3 і $d_{\text{в}}$ – зовнішній та внутрішній діаметри труби, відповідно.

Для визначення $d_{\text{ср}}$ користуються правилами: $d_{\text{ср}} = d_3$, коли $\alpha_1 > \alpha_2$; $d_{\text{ср}} = 0,5(d_3 + d_{\text{в}})$, коли $\alpha_1 = \alpha_2$; $d_{\text{ср}} = d_{\text{в}}$, коли $\alpha_1 < \alpha_2$.

Необхідну площу поверхні нагріву теплообмінного апарата визначають з рівняння теплопередачі

$$F = Q/(K \cdot \Delta t_{\text{ср}}). \quad (1.15)$$

1.2 Конструктивні розрахунки

Метою конструктивних розрахунків є визначення конструкції теплообмінної поверхні нагріву та геометричних розмірів окремих елементів ТА певної теплової потужності, параметрів теплоносіїв та їх фізичних властивостей. Конструктивні розрахунки ТА здійснюються в кількох варіантах. При цьому для заданої витрати G або V задаються кількома значеннями рекомендованих швидкостей руху теплоносіїв w або діаметрами труб $d_3/d_{\text{в}}$.

Для заданої витрати нагріваного теплоносія визначається попередня кількість труб в апараті

$$n = V/(f_{\text{тр}} \cdot w) = G/(\rho \cdot f_{\text{тр}} \cdot w), \quad (1.16)$$

де $f_{\text{тр}} = 0,785 \cdot d_{\text{в}}^2$ – площа для проходження теплоносія в трубі.

Після визначення площі поверхні нагріву ТА за (1.15) визначається загальна довжина труб в апараті

$$L = F / (\pi \cdot d_3 \cdot n) . \quad (1.17)$$

Довжина однієї труби в ТА, як правило, береться в межах 2...4 м, тобто $\ell = 2...4$ м. За взятим значенням ℓ перевіряється кількість труб в теплообмінних апаратах

$$n' = L / \ell . \quad (1.18)$$

Значення n' округлюється до цілого числа. Якщо n' ненабагато відрізняється від n , то вважається, що $n' = n$. Якщо $n' > n$, то величину n' корегують, приймаючи іншу довжину труби ℓ . У випадках, коли n' набагато більше n , конструюють багатоходові ТА з кількістю ходів z і корегуванням n за значенням ℓ . Кількість ходів z бажано брати парною, щоб вхідний і вихідний патрубки теплоносія були розташовані на одній кришці. У випадках, коли $\ell > 4$, $z > 6-8$, треба задаватись меншою швидкістю руху w або меншим діаметром труб.

Далі виконують компоновальний розрахунок ТА. Труби кожухотрубчастих апаратів з циліндричними корпусом розташовують в трубних решітках по гранях шестикутників або по концентричних колах (рис.1.1).

Відстань між центрами труб (крок) S беруть за умовами міцності трубної решітки не менше як $1,3 \cdot d_3$. Рекомендовані значення S наведені в табл.1.2.

Таблиця 1.2 – Рекомендовані значення кроків S

d_3	17	22	25	32	38	44	51	57	63,5	77
S	27	32	35	44	50	58	66	74	81	93

Для одноходового ТА з ромбічною розбивкою труб по шестикутниках (рис.1.1, а) з кількістю вписаних шестикутників m загальна кількість труб (з урахуванням центральної труби) дорівнює

$$n = 1 + 6(1 + 2 + 3 + \dots + m) = 1 + 3m + 3m^2 . \quad (1.19)$$

Кількість шестикутників для розміщення труб

$$m = (\sqrt{12n - 3} - 3) / 6 . \quad (1.20)$$

Кількість труб по діагоналі найбільшого шестикутника

$$k = 2m + 1 . \quad (1.21)$$

У випадках, коли $m > 6$, бажано заповнювати трубами сегменти між краєм трубної решітки та гранями зовнішнього шестикутника.

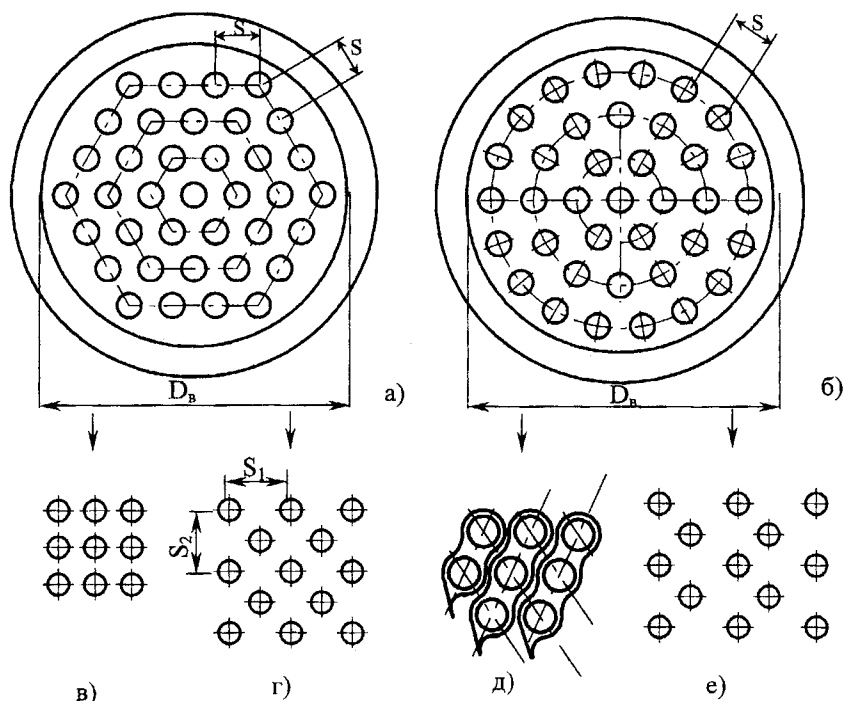


Рисунок 1.1 – Схеми розташування труб у трубному пучку:

а) по гранях шестикутників; б) по концентричних колах; в) коридорний пучок; г) шаховий пучок; д) пучок Жинабо; е) пучок з нерівномірним поперечним кроком.

Розміщення труб за концентричними колами здійснюється таким чином, щоб був витриманий радіальний крок, тобто відстань між колами і приблизно такий самий крок між трубами по колу. Якщо радіальний крок S , то радіуси кіл будуть $r_1 = S$; $r_2 = 2S$; $r_3 = 3S$ і т.д. Кількість труб в колах з кроком S буде складати $n_1 = 2\pi \cdot S/S = 6,28 \approx 6$; $n_2 = 4\pi \cdot S/S = 12,56 \approx 12$; $n_3 = 6\pi \cdot S/S = 18,84 \approx 18$ і т.д. Для зручності кількість труб, розташованих і шестикутниках і концентричних колах, наведена в табл.1.3.

Для нагрівання середовищ гарячими газами застосовують ТА з коридорним або шаховим розташуванням труб (рис.1.1 в), г), е). Гази омивають пучки труб в поперечному напрямку, здійснюючи один або кілька ходів. Кожух (корпус) таких ТА має прямокутну форму і облаштовується камерами для повороту потоку газів. В шахових пучках теплообмін інтенсивніший завдяки більшій турбулізації потоку.

Таблиця 1.3

Кількість шестикутників або кіл	Розбивка по шестикутниках							Розбивка по колах	
	Кількість труб по діагоналі	Загальна кількість труб без врахуван- ня сегментів	Кількість труб			Кількість труб у всіх сегментах	Загальна кількість труб в апараті, шт.	Кількість труб по зовнішньому колу	Загальна кількість труб в апараті, шт.
			В 1-му ряді сегменту	В 2-му ряді сегменту	В 3-му ряді сегменту				
1	3	7	-	-	-	-	7	6	7
2	5	19	-	-	-	-	19	12	19
3	7	37	-	-	-	-	37	18	37
4	9	61	-	-	-	-	61	25	62
5	11	91	-	-	-	-	91	31	93
6	13	127	-	-	-	-	127	37	130
7	15	169	3	-	-	18	187	43	173
8	17	217	4	-	-	24	241	50	223
9	19	271	5	-	-	30	301	56	279
10	21	331	6	-	-	36	367	62	341
11	23	397	7	-	-	42	439	69	410
12	25	469	8	3	-	48	517	75	485
13	27	547	9	4	-	66	613	81	566
14	29	631	10	5	-	90	721	87	653
15	31	721	11	6	-	102	823	94	747
16	33	817	12	7	-	114	931	100	847
17	35	919	13	8	-	126	1045	106	953
18	37	1027	14	9	-	138	1165	113	1066
19	39	1141	15	12	-	162	1303	119	1185
20	41	1261	16	13	4	198	1459	125	1310
21	43	1387	17	14	7	228	1615	131	1441
22	45	1519	18	15	8	246	1865	138	1579
23	47	1657	19	16	9	264	1921	144	1723

В разі компонування змійовикових ТА для прийнятих або заданих діаметрів змійовика $D_{зм}$ і відстані між змійовиками $S_{зм}$ довжина одного змійовика обчислюється за формулою

$$\ell_1 = (\pi \cdot D_{зм} + S_{зм}^3)^{0,5}, \quad (1.22)$$

а загальна довжина змійовиків складає

$$L = F/(\pi \cdot d_3). \quad (1.23)$$

Зрозуміло, що кількість змійовиків дорівнюватиме

$$n_{зм} = L/\ell_1. \quad (1.24)$$

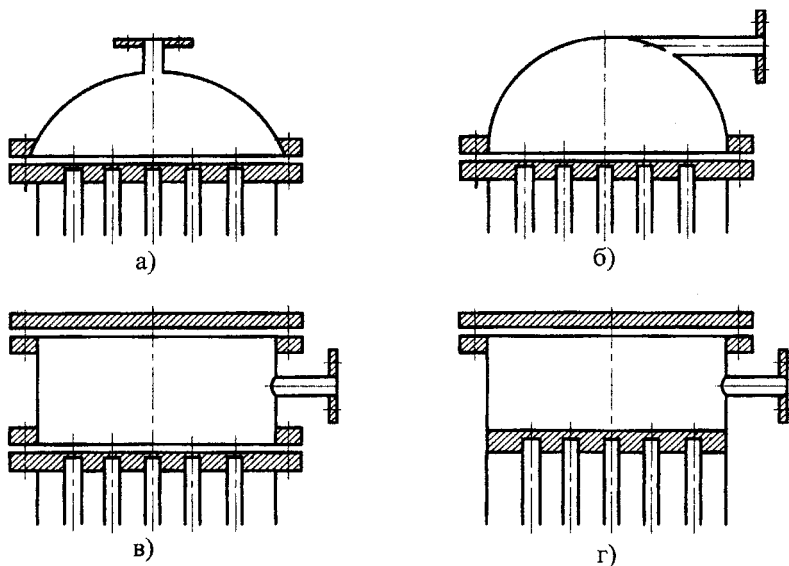


Рисунок 1.2 – Типи з'єднання кришки з корпусом ТА і трубопроводами: а) кришка з осовим патрубком; б) кришка з боковим патрубком; в) знімне днище кришки-колектора; г) кришка з одним рознімним з'єднанням

Кришки ТА можуть бути різних конструкцій з різними місцями приєднання патрубків (рис.1.2). Діаметри патрубків обчислюють за формулою

$$D_{\pi} = 1,13 \sqrt{G / (\rho \cdot w_{\pi})} = 1,13 \sqrt{V / w_{\pi}}, \quad (1.25)$$

де w_{π} – прийнята швидкість руху теплоносія в трубопроводі.

Внутрішній діаметр корпусу ТА обчислюється за співвідношеннями:

– для одноходового

$$D_{\text{в}} = 1,13 \cdot S \sqrt{n}; \quad (1.26)$$

– для багатоходового

$$D_{\text{в}} = 1,13 \cdot S \sqrt{n / \varphi}. \quad (1.27)$$

В (1.27) φ – коефіцієнт заповнення трубної решітки, який дорівнює відношенню площі труб до повної площі решітки. Для одноходового ТА $\varphi = 1$; для двоходового $\varphi = 0,7-0,85$; для чотирьохходового $\varphi = 0,6-0,8$.

Площа міжтрубного простору в ТА без перегородок складає

$$F_{\text{мт}} = 0,785 (D_{\text{в}}^2 - n \cdot d_3^2). \quad (1.28)$$

За допомогою поперечних перегородок в ТА досягається збільшення швидкості теплоносія і перехресне омивання труб (рис.1.3), тобто підвищення коефіцієнта теплопередачі.

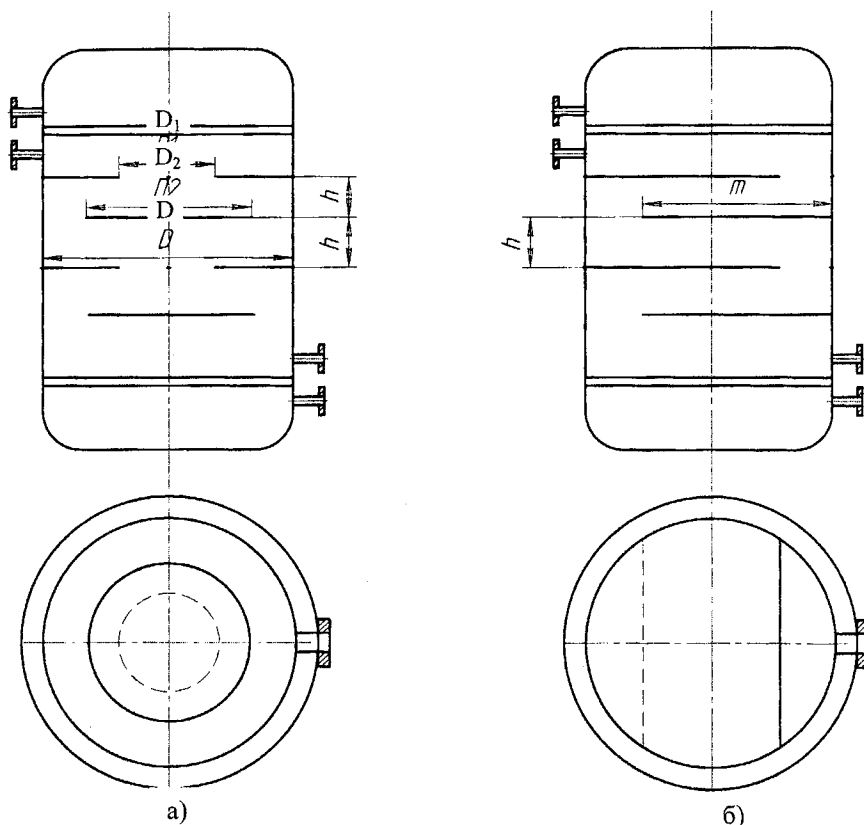


Рисунок 1.3 – До розрахунків поперечних перегородок:
а) кільцеві перегородки; б) сегментні перегородки

Площа кільцевого зазору між корпусом і диском

$$F_{\text{кз}} = 0,785(D_2^2 - D_1^2). \quad (1.29)$$

Площа прохідного перерізу у вертикальному циліндрі з середнім діаметром $D_o = 0,5(D_1 + D_2)$ між кільцем і диском становить (рис.1.3, а)

$$F_{\text{кд}} = \pi \cdot D_o \cdot h(1 - d_3/S). \quad (1.30)$$

Для ромбічного компонування пучка площа, яку займає пучок труб

$$F_n = 0,866 \cdot n \cdot S^2 / \varphi = 0,785 \cdot D_2^2. \quad (1.31)$$

Ступінь заповнення трубами отвору в кільці

$$\psi = 0,91 \varphi (d_3/S)^2, \quad (1.32)$$

а площа прохідного перерізу для теплоносія в кільці буде

$$F_{np} = 0,785 \cdot D_1^2 (1 - \psi). \quad (1.33)$$

Для заданої витрати G і швидкості w визначають

$$F_{mt} = F_{k3} = F_{kl} = F_{np} = G / (\rho w). \quad (1.34)$$

Далі за (1.31) визначають D_2 , а за (1.29) – величину D . Після цього за (1.33) обчислюють D_1 , а за (1.30) – значення h . Якщо відстань між перегородками $h < 0,8$ м, потрібно взяти менше значення швидкості теплоносія.

Поперечні перегородки у вигляді дисків з обрізаними сегментами (рис.1.3, б) обчислюють на підставі таких початкових даних. Якщо сегменти обрізані паралельно діагоналі шестикутника, то вільну площу перерізу між перегородками, розташованими на відстані h , визначають за формулою

$$F_{mt} = D \cdot (1 - d_3/S). \quad (1.35)$$

Якщо сегменти відрізані перпендикулярно діагоналі шестикутника, то

$$F_{mt} = D \cdot h (1 - 0,578 d_3/S). \quad (1.36)$$

За допомогою (1.35) і (1.36) обчислюють величину h . Ширину перегородки беруть в межах (0,6-0,8) D .

1.3 Характеристики деяких oreбrenих поверхонь

Оребрення поверхонь теплообміну застосовується як для зменшення габаритів ТА, так і для вирівнювання термічних опорів та інтенсифікації теплопередачі в цілому. Оребрення здійснюють з боку теплоносія з меншим значенням коефіцієнта тепловіддачі. Виготовляються оребрені поверхні різними способами. В одних випадках вони є суцільною відливкою з чавуна, в інших – ребра виготовляються окремо, а потім кріпляться до відповідної гладкої поверхні. В останньому випадку ребра можна виготовляти із більш легкого і теплопровідного матеріалу. Тоді конструкція ТА може бути менш металоемною. Щільний контакт між стінкою і ребрами здійснюється шляхом насадження ребер у гарячому стані з наступним припаюванням. Площина ребра, як правило, має бути спрямована за рухом теплоносія, а в разі вільної конвекції – вертикально. Ребра можуть мати плоский або трапецієподібний профіль і бути круглої (рис.1.4), квадратної, прямокутної, трикутної форми. Для пучків труб застосовують також суцільне пластинчасте оребрення (рис.1.5).

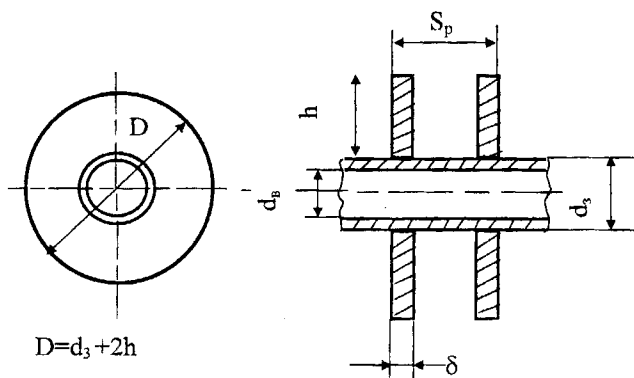


Рисунок 1.4 – Труба з круглими ребрами

Для круглих ребер використовують умовну висоту ребра

$$h' = h[(1 + 0,35 \cdot \ln(D/d_3))]. \quad (1.37)$$

Характеристики поверхонь на один погонний метр труби [2].
Внутрішня поверхня труб

$$F_{\text{вн}} = \pi \cdot d_3 \cdot \ell_1 \cdot 1 = \pi \cdot d_3. \quad (1.38)$$

Зовнішня поверхня без ребер

$$F_3 = \pi \cdot d_3. \quad (1.39)$$

Поверхня ребер

$$F_p = [0,5\pi(D^2 - d_3^2) + \pi \cdot D \cdot \delta] / S_p. \quad (1.40)$$

Поверхня міжреберних ділянок

$$F_{\text{мр}} = \pi \cdot d_3(S_p - \delta) / S_p. \quad (1.41)$$

Повна площа оребреної поверхні

$$F_{\text{ор}} = F_p + F_{\text{мр}}. \quad (1.42)$$

Коефіцієнт оребрення

$$\beta = F_{\text{ор}} / F_{\text{вн}}. \quad (1.43)$$

Ступінь зовнішнього оребрення

$$\varphi = F_{\text{ор}} / F_3. \quad (1.44)$$

Ступінь зовнішнього оребрення, що віднесений до поверхні міжреберних ділянок

$$\varphi' = F_{\text{ор}} / F_{\text{мр}}. \quad (1.45)$$

Визначальний розмір в критеріях подібності

$$\ell_o = d_3/\varphi' (1 - 1/\varphi')[0,785(D^2 - d_3^2)]^{0,5}. \quad (1.46)$$

Показник степеня критерію Рейнольдса

$$n = 0,6 \cdot \varphi'^{0,07}. \quad (1.47)$$

Параметр

$$m = (2\alpha/\lambda \cdot \delta)^{0,5}. \quad (1.48)$$

Коефіцієнт ефективності ребра

$$E = \text{th}(mh')/(mh'). \quad (1.49)$$

Коефіцієнт, який враховує нерівномірність тепловіддачі по висоті ребра

$$\Psi = 1 - 0,058 \cdot mh'. \quad (1.50)$$

Коефіцієнт тепловіддачі оребреного пучка труб, приведений до повної (зовнішньої) поверхні труби

$$\alpha_{\text{пр}} = \alpha/F_{\text{оп}}(F_p \cdot E \cdot \Psi + F_{\text{мр}}). \quad (1.51)$$

Для прямокутних ребер

$$h' = 0,5d_3(\rho - 1)(1 + 0,805 \lg \rho); \quad (1.52)$$

$$\rho = 1,28(B/A)(A/B - 2)^{0,5};$$

де A і B – більша і менша сторони прямокутника, відповідно.

Для прямокутних поверхонь площа поверхонь ребер складає

$$F = [A \cdot B - 0,785 \cdot d_3^2 + 2(A+B)\delta]/S_p. \quad (1.53)$$

Для суцільного пластинчастого оребрення пучків труб (рис.1.5) характерним параметром є

$$\rho_o = 1,15 \cdot S_1/d_3. \quad (1.54)$$

Умовна висота ребра

$$h' = d_3(\rho_o - 1)(1 + 0,35 \cdot \ln \rho_o)/2. \quad (1.55)$$

Коефіцієнт оребрення

$$\beta = [2(S_1 \cdot S_2 - 0,785 \cdot d_3^2) + \pi \cdot d_3(S_p - \delta)]/(\pi \cdot d_3 \cdot S_p). \quad (1.56)$$

Еквівалентний діаметр для проходження теплоносія

$$d_e = 2(S_1 - d_3)(S_p - \delta)/[(S_1 - d_3) + (S_p - \delta)]. \quad (1.57)$$

Ступінь оребрення

$$\varphi' = [2(S_1 \cdot S_2 - 0,785 \cdot d_3^2) + \pi \cdot d_3(S_p - \delta)]/[\pi \cdot d_3(S_p - \delta)]. \quad (1.58)$$

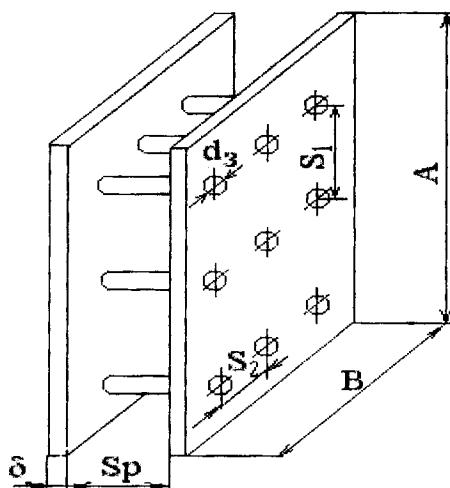


Рисунок 1.5 – Суцільне пластинчасте оребрення коридорного пучка труб

Параметр оребрення [4]

$$\sigma = S_p \cdot S_1 \cdot \delta \cdot \beta / (d_3^2 \cdot d_e). \quad (1.59)$$

Коефіцієнт ефективності оребреної поверхні

$$E_{op} = 0,75 \cdot E + (1 - 0,75 \cdot E) / \phi'. \quad (1.60)$$

Площа внутрішньої поверхні

$$F_{вн} = \pi \cdot d_3 (S_p + \delta) n \cdot z, \quad (1.61)$$

де n – кількість труб;

z – кількість пластин.

Площа оребреної поверхні

$$F_{op} = F_{вн} \cdot \beta. \quad (1.62)$$

Довжина труб в одному ряду

$$L_1 = F_{вн} / (2\pi \cdot d_v \cdot n). \quad (1.63)$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_{пр} = \alpha \cdot E_{op} \cdot \beta. \quad (1.64)$$

Наведені характеристики оребрених поверхонь використовують для теплових і гідродинамічних розрахунків ТА. Характеристики інших оребрених поверхонь наведені в додатках (И.7) та (И.8).

1.4 Гідравлічні розрахунки ТА

Метою гідравлічних розрахунків є визначення гідравлічних опорів ΔP під час руху теплоносіїв в ТА. Величина ΔP є визначальною для обчислення витрат потужності на прокачування теплоносіїв. Повний гідравлічний опір - це сума опорів: опору на тертя в каналах теплообмінної поверхні ΔP_{τ} ; місцевих опорів ΔP_m ; опору на прискорення потоку внаслідок зміни густини теплоносіїв $\Delta P_{пр}$; опору на подолання підйомних сил (самотяги) у вертикальних каналах ΔP_c , тобто

$$\Delta P = \Delta P_{\tau} + \Delta P_m + \Delta P_{пр} + \Delta P_c. \quad (1.65)$$

Гідравлічний опір тертя в кожному елементі ТА, як відомо, визначається за формулою

$$\Delta P_{\tau} = \xi \cdot \ell / d_e (\rho \cdot w^2 / 2), \quad (1.66)$$

де ξ – коефіцієнт тертя;

ℓ і d_e – довжина і еквівалентний діаметр каналу, який дорівнює $d_e = 4f/P$;

f – площа перерізу для проходження теплоносія;

P – периметр каналу;

ρ і w – густина і швидкість руху теплоносія, відповідно.

Під час руху теплоносія в прямих каналах коефіцієнт ξ є функцією критерія Рейнольдса. Для ламінарної течії ($Re \leq 2300$)

$$\xi = A/Re, \quad (1.67)$$

де стала A залежить від форми каналу: для труб $A = 64$; для квадратного перерізу $A = 57$; для рівнобічного трикутника $A = 53$; для кільцевих каналів $A = 96$.

Для турбулентної течії $Re = 3 \cdot 10^3 - 10^5$.

$$\xi = 0,3164/Re^{0,25}. \quad (1.68)$$

Формула (1.68) справедлива для течії в гідравлічно гладких трубах. Шорсткість стінок каналу з висотою виступів δ зумовлює утворення вихорів і додаткової втрати енергії під час руху. Тому $\xi = f(Re, \delta/d_e)$. За умови $Re \cdot \delta/d_e < 500$ коефіцієнт тертя обчислюється за формулою

$$\xi = 0,11(\delta/d_e + 68/Re)^{0,25}. \quad (1.69)$$

За умови $Re \cdot \delta/d_e > 500$ $\xi = f(\delta/d_e)$ і величина ξ визначається за співвідношенням

$$\xi = 0,11(\delta/d_e)^{0,25}. \quad (1.70)$$

В разі омивання пучків труб вздовж осі коефіцієнт тертя обчислюється за формулами для прямих труб.

Втрати напору в місцевих опорах зумовлені зміною конфігурації потоку (звуження, розширення, повороти тощо). Картина гідродинамічних явищ в місцевих опорах дуже складна, тому визначення цих опорів обмежується наближеною оцінкою за середньою швидкістю руху теплоносія. Значення деяких коефіцієнтів місцевих опорів наведені в табл.1.4 [5].

Втрати напору в місцевих опорах обчислюються за формулою

$$\Delta P_m = \sum \xi_m (\rho \cdot w^2 / 2). \quad (1.71)$$

В разі омивання поперечних пучків труб коефіцієнт тертя може розглядатись як сума місцевих опорів звуження і розширення, а значення ξ визначаються за співвідношеннями:

– для шахових пучків, коли $S_1/d < S_2/d$

$$\xi = (4 + 6,6 \cdot m) Re^{-0,28}, \quad (1.72)$$

– для шахових пучків, коли $S_1/d > S_2/d$

$$\xi = (5,4 + 3,4 \cdot m) Re^{-0,28}, \quad (1.73)$$

– для коридорних пучків

$$\xi = (6 + 9m)(S_1/d)^{-0,23} \cdot Re^{-0,26}, \quad (1.74)$$

де m – кількість рядів в пучку в напрямку руху.

Внаслідок неізотермічності (нагрівання або охолодження теплоносія) рух стає нерівномірним за рахунок зміни густини, а, отже, і масової швидкості $\rho \cdot w$. Це викликає додаткову втрату тиску на прискорення, яка дорівнює

$$\Delta P_{пр} = \rho_2 \cdot w^2_2 - \rho_1 \cdot w^2_1, \quad (1.75)$$

де індексами “1” і “2” позначені величини, що віднесені до температури в початковому і кінцевому перерізах каналу, відповідно. У випадках нагрівання $\Delta P_{пр}$ додатне, а у випадках охолодження – від’ємне.

Крім того, для неізотермічної течії має враховуватись опір самотяги, який виникає внаслідок того, що під час вимушеного руху теплоносія на низхідних ділянках каналу виникає підйомна сила, яка діє в протилежному напрямку. Величина цієї сили, яка визначає опір самотяги, обчислюється за співвідношенням

$$\Delta P_c = \pm g(\rho_n - \rho_x)z, \quad (1.76)$$

де ρ_n , ρ_x – середня густина нагріваного теплоносія і навколишнього середовища, відповідно;

z – висота вертикального каналу.

Для низхідного руху нагрітого теплоносія величина ΔP_c додатна, а для висхідного – від’ємна.

Таблиця 1.4 – Значення місцевих опорів

Характер місцевих опорів	ξ_m
Вхідна і вихідна камери	1,5
Поворот на 180° між секціями	2,5
Вхід в трубний простір і вихід із нього	1
Вхід в міжтрубний простір	1,5
Поворот в U-подібних трубах	0,5
Поворот на 180° в міжтрубному просторі	1,5
Поворот на 180° в колінах	2
Поворот на 90° в міжтрубному просторі	1
Поворот в круглому змійовику	0,5
Перехідний конус $d = 2d_3$	5
Перехідний конус $d = 0,5d_3$	0,2
Вихід із труб під рівень	1
Дисковий клапан	0,1
Засувка	0,125
Різні крани	5

1.5 Показники ефективності теплообмінників

Показником теплової ефективності (досконалості) теплообмінників є співвідношення

$$\eta = Q/Q_{\max}, \quad (1.77)$$

де Q – теплова потужність, яка передана від грійного теплоносія нагріваному;

$Q_{\max}$ – максимально можлива теплова потужність ТА.

Величина $Q_{\max}$ залежить від початкових температур і водяних еквівалентів теплоносіїв. Вона може бути визначена як добуток меншого водяного еквіваленту на різницю початкових температур теплоносіїв, тобто

$$Q_{\max} = W_{\min} \cdot \Delta t_{\max} = W_{\min} (t'_1 - t'_2). \quad (1.78)$$

За фізичним змістом величина η - це відношення теплової потужності Q , що передана в даному ТА, до теплової потужності, яка може бути передана в протитечійному ТА з необмежено великою поверхнею теплообміну

$$\left. \begin{aligned} \eta &= \delta t_1 / \Delta t_{\max} && \text{для } W_1 = W_{\min}; \\ \eta &= \delta t_2 / \Delta t_{\max} && \text{для } W_2 = W_{\min}; \\ \eta &= K \cdot F \cdot \Delta t / (W_{\min} \Delta t_{\max}), \end{aligned} \right\} \quad (1.79)$$

де K – коефіцієнт теплопередачі;
 F – площа поверхні теплообміну;
 Δt – середній температурний напір в ТА.
 Величину

$$K \cdot F / W_{\min} = N \quad (1.80)$$

називають числом одиниць переносу [15]. Вона пов'язана з величиною η рівняннями:

– для прототечійного та протитечійного руху теплоносіїв

$$\eta = 1 - \exp(-N), \text{ коли } (W_{\min} / W_{\max}) \rightarrow 0; \quad (1.81)$$

– для прототечійного руху

$$\eta = 0,5[1 - \exp(-2N)], \text{ коли } (W_{\min} / W_{\max}) = 1; \quad (1.82)$$

– для протитечійного руху

$$\eta = N / (1 + N), \text{ коли } (W_{\min} / W_{\max}) = 1. \quad (1.83)$$

Зв'язок між η і N для інших значень $W_{\min} / W_{\max}$ та інших схем руху теплоносіїв наведених в [15].

Теплогідродинамічна досконалість ТА оцінюється енергетичним показником

$$E = Q / N_{\text{пр}}, \quad (1.84)$$

де $N_{\text{пр}} = N_{\text{пр1}} + N_{\text{пр2}}$; $N_{\text{пр}}$ – потужність, яка витрачається на прокачування теплоносіїв в ТА.

Однак проста залежність (1.84) не отримала поширення. Головним її недоліком є неоднозначність E залежно від швидкостей і температур теплоносіїв. Значення E можна підвищити за рахунок збільшення температурного напору без зміни інтенсивності теплообміну.

Коефіцієнт E можна перетворити

$$E_o = Q / N_o = \alpha_1 \cdot F \cdot \Delta t_1 / (V \cdot \Delta P_1) = \alpha_1 \cdot \Delta t_1 / N_o, \quad (1.85)$$

де $N_o = N_{\text{пр}} / F$.

Якщо прийняти, що $\Delta t_1 = 1^\circ\text{C}$, то E_o – безрозмірна величина, а $\alpha_o = E_o \cdot N_o$.

Для промислових ТА можна записати

$$E = Q / N_{\text{пр}} = K \cdot F \cdot \Delta t / (N_{\text{пр1}} + N_{\text{пр2}}) \quad (1.86)$$

або

$$E_o = K \cdot \Delta t / N_o, \quad (1.87)$$

де $N_o = N_{\text{пр1}} / F + N_{\text{пр2}} / F$.

Рівняння (1.87) можна віднести до коефіцієнта теплопередачі у вигляді

$$E_k = K/N_o^m. \quad (1.88)$$

Показник ступеня в (1.88) дорівнює [13]

$$m = n/(3 - p), \quad (1.89)$$

де n – показник ступеня в критеріальному рівнянні теплообміну;

p – показник ступеня в рівнянні гідравлічного опору.

Наприклад, для турбулентного руху теплоносія $Nu \sim Re^{0,8}$, а $\xi \sim Re^{0,25}$.
Тоді $m = 0,8/(3 - 0,25) = 0,29$.

Вибір оптимальної конструкції визначається за допомогою техніко-економічного порівняння кількох типорозмірів ТА, які працюють в однакових умовах. Основними показниками є: теплова ефективність; компактність Ψ , яка є відношенням поверхні теплообміну до об'єму ТА; відносна вартість 1 м^2 поверхні, яка залежить від діаметра і довжини теплообмінної поверхні.

Слід мати на увазі, що зі збільшенням кількості труб зростає імовірність погіршення щільності їх закріплення в трубній решітці. У випадках використання труб меншого діаметра покращуються умови їх забруднення і ускладнюються умови їх очистки.

Вибираючи тип теплообмінника, можна скористатись загальними рекомендаціями. Для ТА типу “рідина – рідина” доцільно вибирати секційні апарати, які можуть бути одно-або багатоходовими. Для ТА типу “пара-вода” рекомендується застосовувати багатоходові теплообмінники з подачею пари в міжтрубний простір. Для ТА типу “газ-рідина” доцільно застосовувати трубчаторебристі або пластинчасті теплообмінники з гофрами з боку газів. В усіх випадках необхідно прагнути вибирати ТА найпростішої конструкції з найдешевших матеріалів.

Технічний рівень характеризує ступінь досконалості ТА порівняно з рівнем кращих зразків теплообмінників як вітчизняних, так і закордонних. Технічний рівень характеризується експлуатаційними показниками, кількість яких має бути мінімальною.

Довговічність і надійність – один з найважливіших показників якості. Довговічність – властивість ТА зберігати продуктивність з якомога меншими перервами для ремонтів. Основними показниками довговічності є ресурс і термін роботи. Технічний ресурс – сумарна наробка за період експлуатації. Термін роботи – календарна тривалість до першого капітального ремонту. Він лімітується фізичним і моральним зносом.

Надійність – це властивість ТА, яка визначається безвідмовністю і ремонтпридатністю ТА.

Імовірність безвідмовної роботи – імовірність того, що за певних умов в межах заданої тривалості не виникає відмов у роботі.

2 ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКІВ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

Приклад 2.1.

Визначити необхідну площу поверхні нагріву і основні розміри вертикального пароводяного ТА, в якому вода з витратою 54 т/год. підігрівається від 60 до 100°C. Труби латунні U-подібні з діаметрами 16/13 мм. Швидкість води в трубах 1,6 м/с. Грійний теплоносіє – суха насичена пара з тиском 0,2 МПа. Тепловими втратами знехтувати.

Розв'язування:

Середня температура води, °C

$$t'_B = 0,5(t'_B + t''_B) = 0,5(60 + 100) = 80.$$

Теплофізичні характеристики води для середньої температури (додаток Б): $\rho_B = 971 \text{ кг/м}^3$; $C_{PB} = 4,191 \text{ кДж/(кг·K)}$; $\lambda_B = 0,674 \text{ Вт/(м·K)}$; $\nu_B = 0,365 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $Pr_B = 2,21$.

Секундна витрата води, кг/с

$$G = 54/3,6 = 15.$$

Теплова потужність ТА, кВт

$$Q = G \cdot C_{PB} (t''_B - t'_B) = 15 \cdot 4,191(100 - 60) = 2514,6.$$

Параметри пари і води на лінії насичення (додаток А): $t_n = 120,23^\circ\text{C}$; $h'' = 2707 \text{ кДж/кг}$; $h' = 504,8 \text{ кДж/кг}$; $\rho'' = 1,129 \text{ кг/м}^3$.

Витрата грійної пари, кг/с

$$D_n = Q/(h'' - h') = 2514,6/(2707 - 504,8) = 1,142.$$

Різниця температур між теплоносіями, °C:

$$\text{— більша} \quad \Delta t_6 = t_n - t'_B = 120,23 - 60 = 60,23;$$

$$\text{— менша} \quad \Delta t_m = t_n - t''_B = 120,23 - 100 = 20,23.$$

Середній температурний напір, °C

$$\Delta t_{cp} = (\Delta t_6 - \Delta t_m)/\ln((\Delta t_6/\Delta t_m)) = (60,23 - 20,23)/\ln(60,23/20,23) = 36,6.$$

Орієнтовна температура зовнішньої стінки труби, °C

$$t_{c3} = t_n - \Delta t_{cp}/2 = 120,23 - 36,6/2 \approx 102.$$

Різниця температур між парою і зовнішньою стінкою, °C

$$\Delta t_1 = t_n - t_{c3} = 120,23 - 102 \approx 18.$$

Комплекси А і В (додаток И.5):

$$A = 70,3 \text{ (м·K)}^{-1}; \quad B = 10,35 \cdot 10^{-3} \text{ м/Вт}.$$

Беремо середню висоту U-подібної труби $H = 2,5$ м.

Приведена довжина труб

$$Z = \Delta t_1 \cdot H \cdot A = 18 \cdot 2,5 \cdot 70,3 = 3163,5.$$

Оскільки $Z > 2300$, то течія плівки конденсату турбулентна. В цьому випадку рівняння теплообміну має вираз

$$\alpha \cdot \ell_d / \lambda = \frac{400}{Z} \left[1 + 0,625 \text{Pr}^{0,25} \cdot (Z/Z_{\text{кр}} - 1) \right]^{4/3} \quad (2.1)$$

Із додатка Б визначаємо теплофізичні властивості плівки конденсату для $t_n = 120,23^\circ\text{C}$: $\rho' = 943,1$ кг/м³; $\lambda = 0,686$ Вт/(м·К); $\nu = 0,252 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\text{Pr} = 1,47$.

Значення комплексу ℓ_d

$$\begin{aligned} \ell_d &= \left\{ \nu^2 / g[\rho' / (\rho' - \rho'')] \right\}^{1/3} = \\ &= \left\{ (0,252 \cdot 10^{-6})^2 / 9,81[943,1 / (943,1 - 1,129)] \right\}^{1/3} = 1,865 \cdot 10^{-5}. \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі до зовнішньої стінки труби за (2.1), Вт/(м²·К)

$$\alpha_3 = \left\{ \frac{400 \cdot 0,686}{3163,5 \cdot 1,865 \cdot 10^{-5}} \left[1 + 0,625 \sqrt{1,47} \left(\frac{3163,5}{2300} - 1 \right) \right] \right\}^{4/3} = 6485.$$

Критерій Рейнольдса для потоку води в трубах

$$\text{Re}_B = w_B \cdot d_B / \nu_B = 1,6 \cdot 0,013 / (0,365 \cdot 10^{-6}) = 5,7 \cdot 10^4.$$

Температуру внутрішньої стінки труби беремо орієнтовно на 1°C меншою за температуру зовнішньої стінки, тобто, $^\circ\text{C}$

$$t_{\text{св}} = t_{\text{сз}} - 1 = 102 - 1 = 101.$$

Критерій Прандтля для $t_{\text{св}} = 101^\circ\text{C}$ $\text{Pr}_{\text{ст}} = 1,75$ (додаток Б).

Критерій Нуссельта для води

$$\begin{aligned} \text{Nu}_B &= 0,021 \cdot \text{Re}_B^{0,8} \cdot \text{Pr}_B^{0,43} (\text{Pr}_B / \text{Pr}_{\text{ст}})^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot (5,7 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 2,21^{0,43} (2,21 / 1,75)^{0,25} = 199,685. \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої стінки труби до води, Вт/(м²·К)

$$\alpha_B = \text{Nu} \cdot \lambda_B / d_B = 199,685 \cdot 0,674 / 0,013 = 10353.$$

Коефіцієнт теплопровідності латуні (додаток Ж)

$$\lambda_d = 93 \text{ Вт/(м·К)}.$$

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К)

$$K = (1/\alpha_3 + \delta_{ст}/\lambda_{ст} + 1/\alpha_в)^{-1} = (1/6485 + 1,5 \cdot 10^{-3}/93 + 1/10353) = 3987.$$

Питомий тепловий потік, кВт/м²

$$q = K \cdot \Delta t_{ср} \cdot 10^{-3} = 3987 \cdot 36,6 \cdot 10^{-3} = 145,9.$$

Площа поверхні нагріву ТА, м²

$$F = Q/q = 2514,6/145,9 = 17,23.$$

Загальна кількість U-подібних труб для заданої висоти і середнього діаметра $d_{ср} = 0,5(d_3 + d_в) = 0,5(16 + 13) = 14,5$ мм

$$n = F/(2 \cdot H \cdot \pi \cdot d_{ср}) = 17,23/(2 \cdot 2,5 \cdot 3,14 \cdot 0,0145) = 75.$$

Площа поперечного перерізу труби для проходження води, м²

$$f_в = 0,785 \cdot d_в^2 = 0,785 \cdot 0,013^2 = 1,32665 \cdot 10^{-4}.$$

Загальна кількість труб для проходження води

$$n = G/(\rho_в \cdot w_в \cdot f_в) = 15/(971 \cdot 1,6 \cdot 1,32665 \cdot 10^{-4}) = 73.$$

Оскільки похибка менше 3%, уточнення розрахунків можна не виконувати. Визначимо гідродинамічний опір ТА. Товщину трубних дощок беремо $\delta = 5$ мм.

Повна довжина U-подібної трубки, м

$$L = 2(H + \delta) = 2(2,5 + 0,005) = 5,01.$$

Оскільки $Re_в = 5,7 \cdot 10^4 < 10^5$, то коефіцієнт тертя визначається за формулою (1.68)

$$\xi = 0,3164/Re_в^{0,25} = 0,3164/(5,7 \cdot 10^4)^{0,25} = 0,02047.$$

Втрати напору через тертя, Па

$$\Delta P_T = \xi \cdot \ell \cdot \rho_в \cdot w_в^2 / (2 d_в) = 0,02047 \cdot 5,01 \cdot 971 \cdot 1,6^2 / (2 \cdot 0,013) = 9785.$$

Коефіцієнти місцевих опорів в ТА беремо за даними табл.1.4:

поворот U-подібних труб на 180°С	$\xi_U = 0,5;$
поворот в камерах	$\xi_{\Pi} = 2,5;$
вхід в камеру та вихід із неї	$\xi_{вк} = 1,5;$
вхід в труби та вихід із них	$\xi_{вт} = 1,0.$

Сума коефіцієнтів місцевих опорів в ТА

$$\sum \xi = \xi_U + 2\xi_{\Pi} + 2\xi_{вк} + 2\xi_{вт} = 0,5 + 2 \cdot 2,5 + 2 \cdot 1,5 + 2 \cdot 1 = 10,5.$$

Втрати напору в місцевих опорах, Па

$$\Delta P_M = \sum \xi \cdot \rho_в \cdot w_в^2 / 2 = 10,5 \cdot 971 \cdot 1,6^2 / 2 = 13050.$$

Втрати напору на прискорення потоку, Па

$$\Delta P_{\text{пр}} = w_{\text{в}}^2(\rho'_{\text{в}} - \rho''_{\text{в}}) = 1,6^2(983,2 - 958,4) = 63,48.$$

В зв'язку з тим, що в U-подібній трубі є низхідна і висхідна течія втрати напору на самотягу мають різні знаки і в сумі дорівнюють нулю.

Загальні втрати напору в ТА, Па

$$\Delta P = \Delta P_{\text{т}} + \Delta P_{\text{м}} + \Delta P_{\text{пр}} = 9785 + 13050 + 63,48 = 22898,48$$

або $\Delta P \approx 22,9$ кПа або 0,229 бар.

Приклад 2.2

Пластинчастий теплообмінник, призначений для підігрівання повітря від 20 до 80°C димовими газами, являє собою суміжні щільові канали розмірами $a \times b = 5 \times 10$ мм і висотою 1,3 м. Рух теплоносіїв протитечійний. Швидкість руху повітря і газів становить 12 м/с. Визначити необхідну площу поверхні теплообміну і кількість ходів, якщо кількість спарених каналів в одному ході 5, товщина стінки каналу 1,5 мм, початкова температура газів $t'_1 = 230^\circ\text{C}$, а кількість паралельних рядів каналів 4.

Розв'язання:

Схема теплообмінного апарата показана на рис.2.1, де також наведені позначення основних розмірів і температур теплоносіїв.

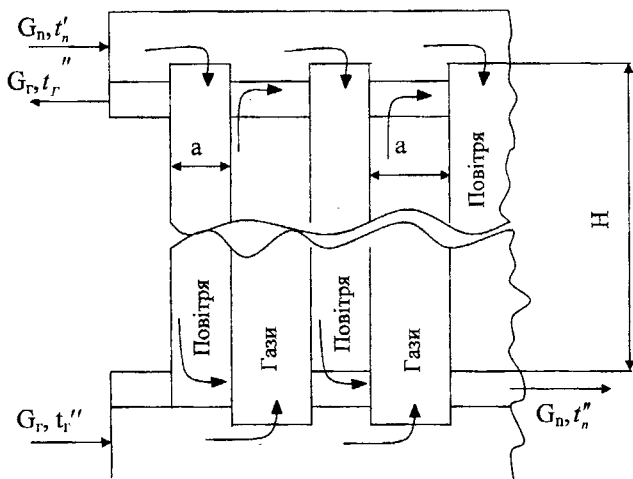


Рисунок 2.1- Принципова схема пластинчастого протитечійного теплообмінника

Середня температура повітря, °C

$$\bar{t}_{\text{п}} = 0,5(t'_{\text{п}} + t''_{\text{п}}) = 0,5(20 + 80) = 50.$$

Теплофізичні властивості повітря для середньої температури (додаток Г):
 $\rho_n = 1,093 \text{ кг/м}^3$; $C_{pn} = 1,005 \approx 1 \text{ кДж/(кг·К)}$; $\lambda_n = 0,02896 \text{ Вт/(м·К)}$;
 $\nu_n = 17,95 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $Pr_n = 0,698$.

Площа поперечного перерізу для проходження теплоносіїв, м^2

$$f = a \cdot b = 0,005 \cdot 0,01 = 5 \cdot 10^{-5}.$$

Загальна кількість паралельних каналів в одному ході

$$n = 5 \cdot 4 = 20.$$

Масова витрата повітря, кг/с

$$G_n = \rho_n \cdot f \cdot w_n \cdot n = 1,093 \cdot 5 \cdot 10^{-5} \cdot 12 \cdot 20 = 0,0131.$$

Теплова потужність ТА, кВт

$$Q = G_n \cdot C_{pn} (t'_n - t''_n) = 0,0131 \cdot 1 (80 - 20) = 0,787.$$

Беремо орієнтовно температуру газів на виході із ТА рівною 150°C .
 Тоді середня температура газів дорівнюватиме, $^\circ\text{C}$

$$\bar{t}_r = 0,5(t'_r + t''_r) = 0,5(230 + 150) = 190.$$

Густина і теплоємність газів для середньої температури (таблиці додатка Е): $\rho_r = 0,765 \text{ кг/м}^3$; $C_{pr} = 1,092 \text{ кДж/(кг·К)}$.

Масова витрата газів, кг/с

$$G_r = \rho_r \cdot f \cdot w_r \cdot n = 0,765 \cdot 5 \cdot 10^{-5} \cdot 12 \cdot 20 = 0,00918.$$

Перевіряємо значення температури газів на виході з ТА із рівняння теплового балансу

$$t''_r = t'_r - Q / (G_r \cdot C_{pr}) = 230 - 0,787 / (0,00918 \cdot 1,092) = 151.$$

Отже, уточнювати значення t''_r не потрібно.

Інші теплофізичні константи для середньої температури газів (додаток Е): $\lambda_r = 3,922 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м·К)}$; $\nu_r = 31,674 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $Pr_r = 0,672$.

Різниця температур між теплоносіями, $^\circ\text{C}$:

$$\text{— більша} \quad \Delta t_6 = t'_r - t''_n = 230 - 80 = 150;$$

$$\text{— менша} \quad \Delta t_m = t''_r - t'_n = 150 - 20 = 130.$$

Оскільки $\Delta t_6 / \Delta t_m < 1,6$, то середній температурний напір буде, $^\circ\text{C}$

$$\Delta t_{cp} = 0,5(\Delta t_6 + \Delta t_m) = 0,5(150 + 130) = 140.$$

Еквівалентний діаметр каналу, м

$$d_e = 4f/\pi = 4 \cdot 5 \cdot 10^{-5} / [2(0,005 + 0,010)] = 0,0133.$$

Критерій Рейнольдса для потоків повітря і газів

$$Re_n = w_n \cdot d_c / \nu_n = 12 \cdot 0,0133 / (17,95 \cdot 10^{-6}) = 8,89 \cdot 10^3;$$

$$Re_r = w_r \cdot d_c / \nu_r = 12 \cdot 0,0133 / (31,674 \cdot 10^{-6}) = 5,04 \cdot 10^3.$$

Оскільки режим течії перехідний, то визначаємо поправкові коефіцієнти $\epsilon_n = 0,98$; $\epsilon_r = 0,9$ (додаток И.2).

Критерії Нуссельта для теплоносіїв

$$Nu_n = 0,021 \cdot Re_n^{0,8} \cdot Pr_n^{0,43} \cdot \epsilon_n = 0,21 \cdot (8,89 \cdot 10^3)^{0,8} \cdot 0,698^{0,43} \cdot 0,98 = 25,43;$$

$$Nu_r = 0,021 \cdot Re_r^{0,8} \cdot Pr_r^{0,43} \cdot \epsilon_r = 0,21 \cdot (5,04 \cdot 10^3)^{0,8} \cdot 0,672^{0,43} \cdot 0,98 = 14,594.$$

Коефіцієнти тепловіддачі від газів і до повітря, Вт/(м²·К)

$$\alpha_r = Nu_r \cdot \lambda_r / d_b = 14,594 \cdot 3,922 \cdot 10^{-2} / 0,0133 = 43;$$

$$\alpha_n = Nu_n \cdot \lambda_n / d_b = 25,43 \cdot 0,02896 / 0,0133 = 55,37.$$

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К)

$$K = 1 / [(1/\alpha_r + \delta_{cr}/\lambda_{cr} + 1/\alpha_n)] = 1 / [(1/43 + 1,5 \cdot 10^{-3}/45 + 1/55,37)] = 24.$$

Необхідна площа поверхні теплообміну, м²

$$F = Q / (K \cdot \Delta t_{cp}) = 0,787 \cdot 10^3 / (24 \cdot 140) = 0,234.$$

Площа поверхні теплообміну одного ходу, м²

$$f_1 = v \cdot H \cdot (n - 1) = 0,01 \cdot 1,3(20 - 1) = 0,247.$$

Таким чином, для підігріву повітря вистачає одного ходу пластинчастих каналів ТА.

Коефіцієнт гідравлічного тертя в каналах

$$\xi_n = 0,3164 / Re_n^{0,25} = 0,3164 / 8890^{0,25} = 0,03258;$$

$$\xi_r = 0,3164 / Re_r^{0,25} = 0,3164 / 5040^{0,25} = 0,0375.$$

Втрати напору по довжині каналу, Па

$$\Delta P_{nn} = \xi_n \cdot H / d_c (\rho_n \cdot w_n^2 / 2) = 0,03258 \cdot 1,3 / 0,01333 (1,093 \cdot 12^2 / 2) = 250;$$

$$\Delta P_{rr} = \xi_r \cdot H / d_c (\rho_r \cdot w_r^2 / 2) = 0,0375 \cdot 1,3 / 0,01333 (0,765 \cdot 12^2 / 2) = 202.$$

Коефіцієнти місцевих опорів визначаємо із табл.1.4:

вхід в камеру і вихід з неї $\xi_{vx}^{кам} = \xi_{vix}^{кам} = 1,5;$

вхід в канали і вихід із них $\xi_{vx}^{кан} = \xi_{vix}^{кан} = 1,0;$

поворот потоку на 90°С $\xi_{пов} = 1,0.$

Сума коефіцієнтів місцевих опорів

$$\sum \xi_m = \xi_{vx}^{кам} + \xi_{vix}^{кам} + \xi_{vx}^{кан} + \xi_{vix}^{кан} + z_{пов} \cdot \xi_{пов} = 1,5 + 1,5 + 1 + 1 = 7.$$

Втрати напору в місцевих опорах, Па

$$\Delta P_{\text{м}}^{\text{п}} = \sum \xi_{\text{м}} \cdot \rho_{\text{п}} \cdot w_{\text{п}}^2 / 2 = 7,1,093 \cdot 12^2 / 2 = 474;$$

$$\Delta P_{\text{м}}^{\text{г}} = \sum \xi_{\text{м}} \cdot \rho_{\text{г}} \cdot w_{\text{г}}^2 / 2 = 7,0,765 \cdot 12^2 / 2 = 332.$$

Втрати на самотягу під час руху газового потоку, Па

$$\Delta P_{\text{сг}} = g(\rho'_{\text{г}} - \rho''_{\text{г}})H = 9,81(0,849 - 0,7087)1,3 = 1,79.$$

Сумарний гідравлічний опір теплоносіїв, Па

$$\Delta P_{\text{п}} = \Delta P_{\text{тп}} + \Delta P_{\text{м}}^{\text{п}} = 250 + 474 = 724;$$

$$\Delta P_{\text{г}} = \Delta P_{\text{тг}} + \Delta P_{\text{м}}^{\text{г}} + \Delta P_{\text{сг}} = 202 + 332 + 1,79 = 535,79.$$

Приклад 2.3

Визначити площу поверхні нагріву і кількість секцій протитечійного секційного маслоохолодника типу “труба в трубі” (рис.2.2). Трансформаторне масло з витратою 1,8 т/год. рухається у внутрішній сталевій трубі діаметрами 36/32 і охолоджується від 50 до 30°C. Охолодна вода з витратою 3,8 т/год. і початковою температурою 10°C рухається протитечією в міжтрубному кільцевому каналі, утвореному зовнішньою трубою з внутрішнім діаметром 50 мм. Довжина секції 3,5 мм.

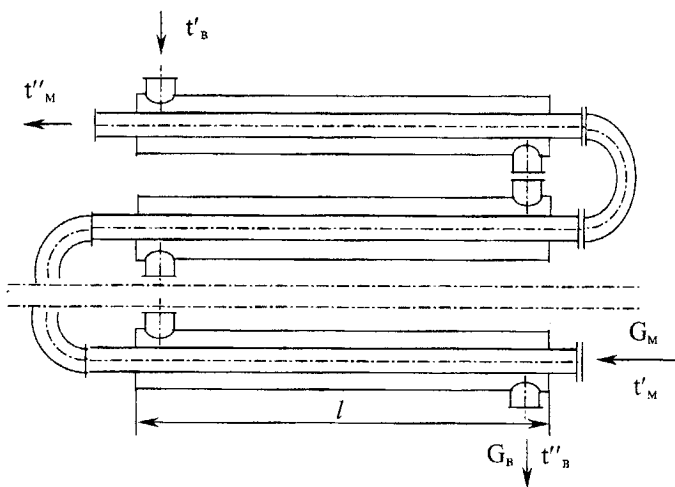


Рисунок 2.2 – Схема секційного протитечійного маслоохолодника типу “труба в трубі”

Розв'язування:

Середня температура масла, °C

$$\bar{t}_m = 0,5(t'_m + t''_m) = 0,5(50 + 30) = 40.$$

Теплофізичні характеристики трансформаторного масла (додаток Ж) для середньої температури: $\rho_m = 868,2 \text{ кг/м}^3$; $C_{pm} = 1,787 \text{ кДж/(кг·К)}$; $\lambda_m = 0,109 \text{ Вт/(м·К)}$; $\nu_m = 10,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $Pr_m = 146$; $\beta = 7 \cdot 10^{-4} \text{ 1/К}$.

Об'ємна витрата масла, $\text{м}^3/\text{с}$

$$V = G_m / (3,6 \cdot \rho_m) = 1,8 / (3,6 \cdot 868,2) = 5,76 \cdot 10^{-4}.$$

Теплова потужність маслоохолодника, кВт

$$Q = G_m \cdot C_{pm} (t'_m - t''_m) / 3,6 = 1,8 \cdot 4,19 (50 - 30) / 3,6 = 17,87.$$

Температура води на виході з ТА, °C

$$t'_v = t'_v + 3,6 \cdot Q / (G_v \cdot C_{pv}) = 10 + 17,8 \cdot 3,6 / (3,8 - 4,19) = 14.$$

Середня температура води в ТА, °C

$$\bar{t}_v = 0,5(t'_v + t''_v) = 0,5(10 + 14) = 12.$$

Теплофізичні характеристики води для середньої температури (додаток Б): $\rho_v = 998,85 \text{ кг/м}^3$; $C_{pv} = 4,186 \text{ кДж/(кг·К)}$; $\lambda_v = 0,586 \text{ Вт/(м·К)}$; $\nu_v = 1,16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $Pr_v = 8,2$.

Об'ємна витрата води, $\text{м}^3/\text{с}$

$$V_v = G_v / (3,6 \cdot \rho_v) = 3,8 / (3,6 \cdot 998,85) = 1,067 \cdot 10^{-3}.$$

Площі поперечного перерізу для проходження теплоносіїв, м^2

$$f_m = 0,785 \cdot d_b^2 = 0,785 \cdot 0,032^2 = 8,038 \cdot 10^{-4};$$

$$f_v = 0,785 \cdot (D^2 - d_3^2) = 0,785 \cdot (0,05^2 - 0,036^2) = 9,45 \cdot 10^{-4}.$$

Швидкості руху теплоносіїв, м/с

$$w_m = V_m / f_m = 5,76 \cdot 10^{-4} / 8,038 \cdot 10^{-4} = 0,71;$$

$$w_v = V_v / f_v = 1,067 \cdot 10^{-3} / 9,45 \cdot 10^{-4} = 1,129.$$

Еквівалентний діаметр для проходження води, м

$$d_c = D - d_b = 0,05 - 0,036 = 0,014.$$

Критерії Рейнольдса для потоків теплоносіїв

$$Re_m = w_m \cdot d_c / \nu_m = 0,71 \cdot 0,032 / (10,3 \cdot 10^{-6}) = 2205,8;$$

$$Re_v = w_v \cdot d_c / \nu_v = 1,129 \cdot 0,014 / (1,16 \cdot 10^{-6}) = 13625,8.$$

Різниці температур між теплоносіями, °C:

– більша $\Delta t_6 = t'_m - t'_b = 50 - 14 = 36$;

– менша $\Delta t_m = t''_m - t'_b = 30 - 10 = 20$.

Середній температурний напір, °C

$$\Delta t_{cp} = (\Delta t_6 - \Delta t_m) / \ln(\Delta t_6 / \Delta t_m) = (36 - 20) / \ln(36/20) = 27,2.$$

Оскільки температура зовнішньої стінки труби невідома, беремо її в першому наближенні $t_{sc} = 12,5^\circ\text{C}$. Для цієї температури величина $Pr_{cb} = 9$ (додаток Б).

Критерій Нуссельта для води

$$\begin{aligned} Nu_b &= 0,021 \cdot Re_b^{0,8} \cdot Pr_b^{0,43} \cdot (Pr_b / Pr_{cb})^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 13625,8^{0,8} \cdot 8,2^{0,43} \cdot (8,2/9)^{0,25} = 102,93; \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води, Вт/(м²·K)

$$\alpha_d = Nu_d \cdot \lambda_d / d_b = 102,93 \cdot 0,586 / 0,014 = 4308.$$

Критерій Нуссельта для масла (додаток И)

$$\begin{aligned} Nu_m &= 1,4 \cdot (Re_m \cdot d_b / \ell)^{0,4} \cdot Pr_m^{0,33} \cdot (Pr_m / Pr_{cm})^{0,25} = \\ &= 1,4 \cdot (2205,8 \cdot 0,032 / 3,5)^{0,4} \cdot 146^{0,33} \cdot (146/202)^{0,25} = 22,23. \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від масла до стінки труби, Вт/(м²·K)

$$\alpha_m = Nu_m \cdot \lambda_b / d_b = 22,23 \cdot 0,109 / 0,032 = 75,72.$$

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·K)

$$K = 1 / [(1/\alpha_b + \delta_{ct}/\lambda_{ct} + 1/\alpha_m)] = 1 / [(1/4308 + 1 \cdot 10^{-3} / 45 + 1/75,72)] = 74,29.$$

Питомий тепловий потік, Вт/м²

$$q = K \cdot \Delta t_{cp} = 74,29 \cdot 27,2 = 2020,7.$$

Необхідна площа поверхні теплообміну, м²

$$F = Q/q = 17,87 \cdot 10^3 / 2020,7 = 8,84.$$

Необхідна кількість секцій

$$n = F / (\pi \cdot d_3 \cdot \ell) = 8,84 / (3,14 \cdot 0,036 \cdot 3,5) = 22.$$

Перевіримо правильність вибору температури зовнішньої стінки труби, °C

$$t_{c3} = \bar{t}_b + q / \alpha_b = 12 + 2020,7 / 4308 \approx 12,47.$$

Отже, уточнень розрахунків не потрібно.

Середній діаметр труб, м

$$d_{cp} = 0,5(d_3 + d_4) = 0,5(0,036 + 0,032) + 0,034.$$

Беремо радіус вигину колін $R = 5d_{cp} = 5 \cdot 0,034 = 0,017$.

Довжина коліна, м

$$\ell_k = \pi \cdot R = 3,14 \cdot 0,017 = 0,05338.$$

Загальна довжина труби, м

$$\ell_{тр} = n \cdot \ell + n \cdot \ell_k = n(\ell + \ell_k) = 22(3,5 + 0,05338) = 77,66.$$

Коефіцієнт гідравлічного тертя для масла

$$\xi_m = 64/Re = 64/2205,8 = 0,029.$$

Втрати напору по довжині каналу, кПа

$$\Delta P_{\Gamma} = \xi \cdot \ell_{тр} \cdot \rho_m \cdot \xi_{пов} \cdot w_m^2 / (2d_b) = 0,029 \cdot 77,66 \cdot 868,2 \cdot 0,71^2 \cdot 10^{-3} / (2 \cdot 0,032) = 15,676.$$

Коефіцієнти місцевих опорів визначаємо із табл.1.4:

вхід в трубу та вихід із труби $\xi_{вх} = \xi_{вих} = 1$;

поворот на 180° в колінах $\xi_k = 2$.

Сума коефіцієнтів місцевих опорів

$$\sum \xi = z_{вх} \cdot \xi_{вх} + z_{вих} \cdot \xi_{вих} + z_k \cdot \xi_k = 1 \cdot 1 + 1 \cdot 1 + 22 \cdot 2 = 46.$$

Втрати напору через місцеві опори, кПа

$$\Delta P_m = \sum \xi \cdot \rho_m \cdot w_m^2 / 2 = 46 \cdot 868,2 \cdot 0,71^2 \cdot 10^{-3} / 2 = 10,066.$$

Втрати напору на прокачування масла, кПа

$$\Delta P_{пр.м} = \Delta P_{\Gamma} + \Delta P_m = 15,676 + 10,066 = 25,742.$$

Беремо відстань між центрами патрубків для проходження води $\ell_{п} = 3$ м. Тоді загальна довжина міжтрубного простору дорівнюватиме, м

$$\ell_{пм} = n \cdot \ell_{п} = 22 \cdot 3 = 66.$$

Коефіцієнт гідравлічного тертя для води

$$\xi_b = 0,3164/Re_b^{0,25} = 0,3164/13625,8^{0,25} = 0,0293.$$

Втрати напору через тертя води, кПа

$$\Delta P_{\Gamma} = \xi \cdot \ell_{пм} \cdot \rho_b \cdot w_b^2 \cdot 10^{-3} / (d_c \cdot 2) = 0,0293 \cdot 66 \cdot 998,85 \cdot 1,129^2 \cdot 10^{-3} / (2 \cdot 0,014) = 87,9.$$

Коефіцієнти місцевого опору складаються із опорів входу в міжтрубний простір та виходу з нього:

$$\sum \xi_m = n(\xi_{вх} + \xi_{вих}) = 22(1+1) = 44.$$

Втрати напору в місцевих опорах, кПа

$$\Delta P_M = \sum \xi_M \cdot \rho_B \cdot w_B^2 / 2 = 44 \cdot 998,85 \cdot 1,129^2 \cdot 10^{-3} / 2 = 28.$$

Загальні втрати напору на прокачування води, кПа

$$\Delta P_{пр.в} = \Delta P_T + \Delta P_M = 87,9 + 28 = 115,9.$$

Отже втрати напору на прокачування води значно перевищують втрати напору на прокачування трансформаторного масла.

Приклад 2.4

Теплообмінник змійовикового типу (рис.2.3) призначений для охолодження 10 т/год. перегрітої пари від 470 до 430°C. Змійовик з радіусом вигину 200 мм виготовлений із сталевих труб діаметрами 38/32 мм. У середині змійовика тече охолодна вода, яка підігрівається від 100 до 150°C. В міжтрубному просторі рухається пара з тиском 4 МПа зі швидкістю 8 м/с. Визначити площу поверхні теплообміну ТА і кількість змійовиків.

Розв'язування:

Ентальпія пари на вході в ТА і на виході з нього із h-S діаграми водяної пари, кДж/кг

$$h'_n = 3375; h''_n = 3300.$$

Середня температура пари, °C

$$\bar{t}_n = 0,5(t'_n + t''_n) = 0,5(470 + 430) = 450.$$

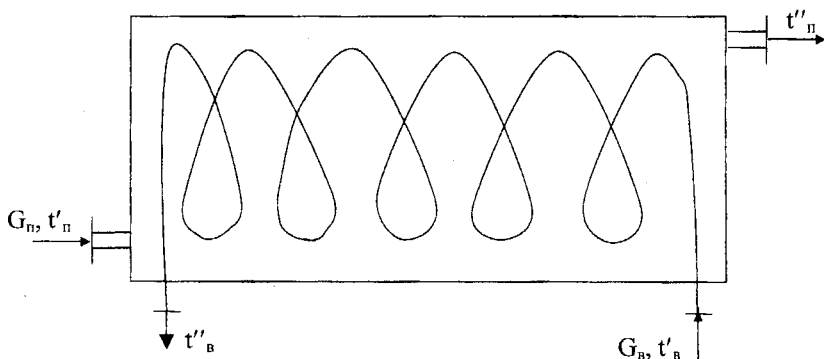


Рисунок 2.3 Схема змійовикового пароохолодника

Теплофізичні характеристики пари для середньої температури за [6]:
 $\rho_n = 12,5 \text{ кг/м}^3$; $\lambda_n = 0,0648 \text{ Вт/(м·К)}$; $\nu_n = 21,44 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $Pr_n = 9,53$.

Середня температура води, °C

$$\bar{t}_в = 0,5(t'_в + t''_в) = 0,5(100 + 150) = 125.$$

Теплофізичні характеристики води для середньої температури (додаток Б): $\rho_v = 937 \text{ кг/м}^3$; $C_{pv} = 4,26 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$; $\lambda_v = 0,6859 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$; $\nu_v = 0,24325 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\text{Pr}_v = 1,464$.

Різниця температур між теплоносіями, $^{\circ}\text{C}$:

$$\text{-- більша} \quad \Delta t_6 = t''_n - t'_v = 430 - 100 = 330;$$

$$\text{-- менша} \quad \Delta t_m = t'_n - t''_v = 470 - 150 = 320.$$

Середній температурний напір, $^{\circ}\text{C}$

$$\Delta t_{cp} = 0,5(\Delta t_6 + \Delta t_m) = 0,5(330 + 320) = 325.$$

Теплова потужність ТА, кВт

$$Q = G_n \cdot (h'_n - h''_n) / 3,6 = 10(3375 - 3300) / 3,6 = 208,33.$$

Витрата охолодної води, кг/с

$$G_v = Q / [C_{pv}(t''_v - t'_v)] = 208,33 / [4,26(150 - 100)] = 0,978.$$

Об'ємна витрата води, $\text{м}^3/\text{с}$

$$V_v = G_v / \rho_v = 0,978 / 937 = 1,0438 \cdot 10^{-3}.$$

Площа поперечного перерізу труби для проходження води, м^2

$$f_{tr} = 0,785 \cdot d_v^2 = 0,785 \cdot 0,032^2 = 0,8038 \cdot 10^{-3}.$$

Швидкість води в змійовику, м/с

$$w_v = V_v / f_{tr} = 1,0438 \cdot 10^{-3} / (0,8038 \cdot 10^{-3}) = 1,3.$$

Критерій Рейнольдса для води

$$\text{Re}_v = w_v \cdot d_v / \nu_v = 1,3 \cdot 0,032 / (0,24325 \cdot 10^{-6}) = 1,71 \cdot 10^5.$$

Значення характерних критеріїв за [7]

$$\text{Re}' = 16,4(d_v/R)^{0,5} = 16,4(0,032/0,2)^{0,5} = 6,56;$$

$$\text{Re}'' = 18500(d_v/D)^{0,28} = 18500(0,032/0,4)^{0,28} = 9120,8.$$

Оскільки $\text{Re}' > \text{Re}''$, то поправковий коефіцієнт до критеріального рівняння теплообміну буде

$$\epsilon_{зм} = 1 + 1,8 \cdot d_v / R = 1 + 1,8 \cdot 0,032 / 0,2 = 1,288.$$

Температуру внутрішньої стінки труби беремо в першому наближенні 137°C . Критерій Прандтля для цієї температури $\text{Pr}_{стн} = 1,365$ (додаток Б).

Критерій Нуссельта для потоку води

$$\text{Nu}_v = 0,021 \cdot \text{Re}_v^{0,8} \cdot \text{Pr}_v^{0,43} (\text{Pr}_v / \text{Pr}_{стн})^{0,25} \cdot \epsilon_{зм} =$$

$$= 0,21 \cdot (1,71 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot 1,464^{0,43} (1,464/1,365)^{0,25} \cdot 1,288 = 490.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до води, Вт/(м²·К)

$$\alpha_B = Nu_B \cdot \lambda_B / d_B = 490 \cdot 0,6859 / 0,032 = 10491.$$

Критерій Рейнольдса для потоку пари

$$Re_n = w_n \cdot d_3 / \nu_n = 8 \cdot 0,038 / (21,44 \cdot 10^{-6}) = 1,418 \cdot 10^4.$$

Оскільки $10^3 < Re_n < 2 \cdot 10^5$, то згідно з [8] критеріальне рівняння теплообміну відповідає рівнянню для поперечного обтікання багаторядного коридорного пучка в разі змішаного режиму обтікання, тобто

$$Nu_n = 0,27 \cdot Re_n^{0,63} \cdot Pr_n^{0,36} = 0,27 \cdot (14180^4)^{0,63} \cdot 9,53^{0,36} = 250,84.$$

Коефіцієнт тепловіддачі до зовнішньої стінки труби від пари, Вт/(м²·К)

$$\alpha_n = Nu_n \cdot \lambda_n / d_3 = 250,84 \cdot 0,0648 / 0,038 = 427,74.$$

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К)

$$K = 1 / [(1/\alpha_B + \delta_{cr}/\lambda_{cr} + 1/\alpha_n)] = 1 / [(1/10491) + (3 \cdot 10^{-3}/45) + (1/427,74)] = 400.$$

Питомий тепловий потік, кВт

$$q = K \cdot \Delta t_{cp} = 400 \cdot 325 \cdot 10^{-3} = 130.$$

Температура внутрішньої стінки труби, °С

$$t_{вст} = \bar{t}_B + q / \alpha_B = 125 + 130 \cdot 10^3 / 10491 = 137,4.$$

Отже, різниця між взятою і розрахунковою температурами складає 0,4°С. Тому уточнення розрахунків не потрібне.

Необхідна площа поверхні теплообміну, м²

$$F = Q / (K \cdot \Delta t_{cp}) = 208,33 \cdot 10^3 / (400 \cdot 325) = 1,6.$$

Площа зовнішньої поверхні одного витка, м²

$$f_B = \pi \cdot d_3 \cdot \ell_B = \pi \cdot d_3 \cdot \pi \cdot D = \pi^2 \cdot d_3 \cdot D = 3,14^2 \cdot 0,038 \cdot 0,4 = 0,15.$$

Необхідна кількість витків змійовика

$$n_B = F / f_B = 1,6 / 0,15 = 10,66.$$

Беремо $n_B = 11$.

Коефіцієнт гідравлічного тертя для течії води за умови $Re_B > 10^5$ визначається за (2.69), а величина шорсткості вибирається за [5]. У даному випадку $\delta = 0,15$ мм. Тоді

$$\xi = 0,11 [0,15/32 + 68/(1,71 \cdot 10^5)] \approx 0,0294.$$

Довжина труби змійовика, м

$$\ell_3 = \pi \cdot D \cdot n = 3,14 \cdot 0,4 \cdot 11 = 13,82.$$

Втрати напору на тертя, кПа

$$\Delta P_T = \xi \cdot \ell_3 \cdot \rho_B \cdot w_B^2 \cdot 10^{-3} / (2 \cdot d_B) = 0,0294 \cdot 13,82 \cdot 937 \cdot 1,3^2 / (2 \cdot 0,032) = 10,05.$$

Коефіцієнти місцевих опорів в ТА беремо за даними табл.1.4:

вхід в труби та вихід із неї $\xi_{вх} = \xi_{вих} = 1;$

поворот в круглому змійовику $\xi_3 = 0,5.$

Сума коефіцієнтів місцевих опорів

$$\sum \xi = z_{вх} \cdot \xi_{вх} + z_{вих} \cdot \xi_{вих} + z_{пов} \cdot \xi_{пов} = 1 \cdot 1 + 1 \cdot 1 + 11 \cdot 0,5 = 7,5.$$

Втрати напору в місцевих опорах, кПа

$$\Delta P_M = \sum \xi \cdot \rho_B \cdot w_B^2 / 2 = 7,5 \cdot 937 \cdot 1,3^2 / 2 = 5,94.$$

Втрати напору в змійовику, кПа

$$\Delta P_3 = \Delta P_T + \Delta P_M = 10,05 + 5,94 = 15,99 \approx 16.$$

Приклад 2.5

Визначити площу поверхні нагріву і основні розміри вертикального трубчастого двоходового ТА, призначеного для підігрівання води з витратою 10,8 т/год. від 30 до 90°C. Швидкість води в латунних трубах діаметрами 15/12 мм складає 1,4 м/с. Труби обігріваються сухою насиченою парою з тиском 0,128 МПа.

Розв'язування:

Середня температура води, °C

$$\bar{t}_B = 0,5(t'_B + t''_B) = 0,5(30 + 90) = 60.$$

Теплофізичні характеристики води для середньої температури (додаток Б): $\rho_B = 983 \text{ кг/м}^3$; $C_{рв} = 4,178 \text{ кДж/(кг·K)}$; $\lambda_B = 0,659 \text{ Вт/(м·K)}$; $\nu_B = 0,478 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $Pr_B = 2,98.$

Теплова потужність ТА, кВт

$$Q = G_B \cdot C_{рв} (t''_B - t'_B) / 3,6 = 10,8 \cdot 4,178 (90 - 30) / 3,6 = 752.$$

Критерій Рейнольдса для потоку води в трубах

$$Re_B = w_B \cdot d_B / \nu_B = 1,4 \cdot 0,012 / (0,478 \cdot 10^{-6}) = 3,51 \cdot 10^4.$$

Температуру внутрішньої стінки труби беремо в першому наближенні $t_{вн} = 75^\circ\text{C}$. Значення критерію Прандтля $Pr_{ст} = 2,15$ (додаток Б).

Критерій Нуссельта для води

$$\begin{aligned}Nu_b &= 0,021 \cdot Re_b^{0,8} \cdot Pr_b^{0,43} (Pr_b/Pr_{ст.})^{0,25} = \\&= 0,21 \cdot (3,5 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 2,98^{0,43} (2,98/2,15)^{0,25} = 158,26.\end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої стінки труби до води, $Вт/(м^2 \cdot К)$;

$$\alpha_b = Nu_b \cdot \lambda_b / d_b = 158,26 \cdot 0,659 / 0,012 = 8691,4.$$

Параметри пари (додаток А): $t_n = 107^\circ C$; $h'' = 2685$ кДж/кг; $r = 2238$ кДж/кг; $h' = 447$ кДж/кг.

Теплофізичні властивості конденсату для температури насичення $t_n = 107^\circ C$ (додаток Б): $\rho_k = 953$ кг/м³; $\lambda_k = 0,683$ Вт/(м·К); $\nu_k = 0,28 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $Pr = 1,65$.

Різниця температур між теплоносіями, $^\circ C$:

$$\text{— більша} \quad \Delta t_6 = t_n - t'_b = 107 - 30 = 77;$$

$$\text{— менша} \quad \Delta t_m = t_n - t''_b = 107 - 90 = 17.$$

Середній температурний напір, $^\circ C$

$$\Delta t_{cp} = (\Delta t_6 - \Delta t_m) / \ln((\Delta t_6 / \Delta t_m)) = (77 - 17) / \ln(77/17) = 39,7.$$

Температуру зовнішньої стінки труби в першому наближенні беремо на $10^\circ C$ більше внутрішньої, тобто $t_{3n} = t_{2n} + 10 = 75 + 10 = 85^\circ C$. Критерій Прандтля конденсату для цієї температури (додаток Б): $Pr_{стк} = 2,06$.

Різниця температур, $^\circ C$

$$\Delta t_1 = t_n - t_{3n} = 107 - 86,5 = 20,5.$$

Висоту труб в першому наближенні беремо $H = 1,9$ м.

Визначаємо комплекс (додаток І): $A = 57,95$ 1/м; $B = 6,7 \cdot 10^{-3}$ м/Вт.

Приведена висота труб

$$Z = \Delta t_1 \cdot H \cdot A = 57,95 \cdot 20,5 \cdot 1,9 = 2257.$$

Оскільки $Z < 2300$, то течія плівки конденсату ламінарна і розрахунки теплообміну здійснюємо за (ІІ.28)

$$Re_n = 3,8 \cdot Z^{0,78} = 3,8 \cdot 2257^{0,78} = 1569.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від пари до зовнішньої стінки труби, $Вт/(м^2 \cdot К)$

$$\alpha_n = Re_n / (\Delta t_1 \cdot H \cdot B) = 1569 / (20,5 \cdot 1,9 \cdot 6,7 \cdot 10^{-3}) = 6012.$$

Коефіцієнт теплопередачі, $Вт/(м^2 \cdot К)$

$$K = 1 / [(1/\alpha_b + \delta_{ст}/\lambda_n + 1/\alpha_n)^{-1}] = 1 / [(1/8691,4 + 1,5 \cdot 10^{-3}/104 + 1/6012)] = 3380.$$

Питомий тепловий потік, кВт/м²

$$q = K \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 3380 \cdot 39,7 \cdot 10^{-3} = 134,2.$$

Площа поверхні нагріву ТА, м²

$$F = Q/q = 752/134,2 = 5,6.$$

Загальна кількість труб в ТА

$$n = F/(\pi \cdot d_3 \cdot H) = 5,6/(3,14 \cdot 0,015 \cdot 1,9) = 63.$$

Беремо парну кількість труб $n = 64$.

Кількість труб в одному ході

$$n_1 = n/2 = 64/2 = 32.$$

Перевіряємо значення температур на поверхнях труб, °C

$$t_{3n} = t_n - q/\alpha_n = 107 - 134,2 \cdot 10^3/6012 = 84,6$$

$$t_{вн} = t_в + q/\alpha_в = 60 + 134,2 \cdot 10^3/8691,4 = 75,44.$$

Таким чином, раніше взяті значення температур не суттєво відрізняються від розрахункових і уточнювати розрахунки не потрібно.

Приклад 2.6

Газовий повітропідігрівник - це шаховий пучок сталевих труб діаметрами 30/28 мм, на які насаджені круглі ребра діаметрами $D = 60$ мм і товщиною 1 мм (рис.2.4). Повздовжній і поперечний кроки між трубами $S_1 = S_2 = D$. Повітря з витратою 35000 м³/год. і швидкістю 12,5 м/с омиває труби в поперечному напрямку. Гази зі швидкістю 14 м/с рухаються всередині труб, охолоджуючись від 360 до 140°C.

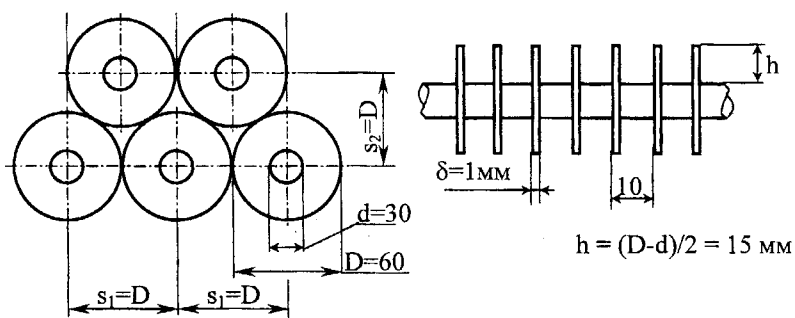


Рисунок 2.4 – Схема ребреного пучка труб.

Визначити необхідну площу поверхні теплообміну і кількість труб довжиною 2 м, якщо повітря з початковою температурою 20°C має нагріватись на 100°C.

Розв'язування:

Середня температура повітря

$$\bar{t}_n = 0,5(t'_n + t''_n) = 0,5(20 + 120) = 70.$$

Теплофізичні властивості повітря для середньої температури (додаток Г):

$$\rho_n = 1,029 \text{ кг/м}^3; C_{pn} = 1 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}; \lambda_n = 0,03129 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}; \nu_n = 20 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$Pr_n = 0,694.$$

Масова витрата повітря, кг/с

$$G_n = 3500 \cdot \rho_n / 3600 = 3500 \cdot 1,029 / 3600 = 10.$$

Теплова потужність ТА, кВт

$$Q = G_n \cdot C_{pn} (t''_n - t'_n) = 10 \cdot 1 (120 - 20) = 1000.$$

Різниця температур між теплоносіями, °C:

$$\text{— більша } \Delta t_6 = t'_r - t''_n = 360 - 120 = 240;$$

$$\text{— менша } \Delta t_m = t''_r - t'_n = 140 - 20 = 120.$$

Середній температурний напір для протитечії, °C

$$\Delta t_{np} = (\Delta t_6 - \Delta t_m) / \ln(\Delta t_6 / \Delta t_m) = (240 - 120) / \ln(240 / 120) = 173.$$

Параметри для перехресної течії:

$$P = (t''_n - t'_n) / (t'_r - t'_n) = (120 - 20) / (360 - 20) = 0,286;$$

$$R = (t'_r - t''_r) / (t''_n - t'_n) = (360 - 140) / (120 - 20) = 2,2.$$

Із додатка К визначаємо поправковий коефіцієнт $\epsilon_{\Delta t} = 0,98$.

Температурний напір в ТА, °C

$$\Delta t = \Delta t_{np} \cdot \epsilon_{\Delta t} = 173 \cdot 0,98 = 169,5.$$

Критерій Рейнольдса повітряного потоку

$$Re_n = w_n \cdot d_3 / \nu_n = 12,5 \cdot 0,003 / (20 \cdot 10^{-6}) = 1,875 \cdot 10^4.$$

Висота ребра, м

$$h = (D - d_3) / 2 = (0,06 - 0,03) / 2 = 0,015.$$

Критерії Нуссельта для повітря за (И.5)

$$\begin{aligned} Nu_n &= 0,23 \cdot Re_n^{0,65} (d_3 / S_p)^{-0,54} \cdot (h / S_p)^{-0,14} \cdot C_S \cdot C_z = \\ &= 0,23 \cdot (1,875 \cdot 10^4)^{0,65} \cdot (30 / 10)^{-0,54} \cdot (15 / 10)^{-0,14} \cdot 1 \cdot 1 = 72. \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі до повітря, Вт/(м²·K)

$$\alpha_o = Nu_n \cdot \lambda_n / d_3 = 72 \cdot 0,03129 / 0,003 = 75.$$

Коефіцієнт тепловіддачі α_0 не враховує термічного опору теплопровідності в ребрах. Характеристики оребреної поверхні на один погонний метр за (1.41) – (1.42).

Поверхня ребер, $\text{м}^2/\text{м}$

$$F_p = [0,5\pi(D^2 - d_3^2) + \pi \cdot D \cdot \delta] / S_p = \\ = [0,5 \cdot 3,14(0,06^2 - 0,03^2) + 3,14 \cdot 0,06 \cdot 0,001] / 0,01 = 0,445.$$

Поверхня міжреберних ділянок, $\text{м}^2/\text{м}$

$$F_{\text{мр}} = \pi \cdot d_3(S_p - \delta) / S_p = 3,14 \cdot 0,003[0,01 - 0,001] / 0,01 \approx 0,085.$$

Повна площа оребреної поверхні, $\text{м}^2/\text{м}$

$$F_{\text{ор}} = F_p + F_{\text{мр}} = 0,445 + 0,085 = 0,53.$$

Умовна висота ребра за (1.38), м

$$h' = h[1 + 0,35\ln(D/d_3)] = 0,015[1 + 0,35\ln(60/30)] = 0,0186.$$

Параметр, $1/\text{м}$

$$m = (2\alpha/\lambda \cdot \delta)^{0,5} = (2 \cdot 75 / (45 \cdot 0,001))^{0,5} = 57,73.$$

Коефіцієнт ефективності ребра

$$E_p = \text{th}(mh') / (mh') = \text{th}(57,73 \cdot 0,0186) / (57,73 \cdot 0,0186) = 0,75.$$

Ефективність повної оребреної поверхні

$$\eta_{\text{ор}} = 1 - F_p / F_{\text{ор}}(1 - E_p) = 1 - 0,445 / 0,53(1 - 0,75) = 0,79.$$

Коефіцієнт, що враховує нерівномірність тепловіддачі по висоті ребра

$$\psi = 1 - 0,058 \cdot mh' = 1 - 0,058 \cdot 57,73 \cdot 0,0186 = 0,9377.$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі від оребреної поверхні до повітря, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$\alpha_{\text{пр}} = \alpha_0 \cdot \eta_{\text{ор}} \cdot \Psi = 75 \cdot 0,79 \cdot 0,9377 = 55,56.$$

Середня температура димових газів, $^{\circ}\text{C}$

$$\bar{t}_r = 0,5(t'_r + t''_r) = 0,5(360 + 140) = 250.$$

Теплофізичні характеристики газів для середньої температури (додаток Е): $\rho_r = 0,6825 \text{ кг}/\text{м}^3$; $C_{pr} = 1,11 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; $\lambda_r = 0,0442 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\nu_r = 39,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $Pr_r = 0,66$.

Критерій Рейнольдса для потоку газів

$$Re_r = w_r \cdot d_3 / \nu_r = 14 \cdot 0,03 / (39,2 \cdot 10^{-6}) = 1,071 \cdot 10^4.$$

Критерій Нуссельта для газів

$$Nu_r = 0,021 \cdot Re_r^{0,8} \cdot Pr_r^{0,43} = 0,021 \cdot (1,071 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 0,66^{0,43} = 29,42.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки труб

$$\alpha_r = Nu_r \cdot \lambda_r / d_b = 29,42 \cdot 0,0442 / 0,028 = 46,44.$$

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К)

$$K = (1/\alpha_{пр} + 1/\lambda_r)^{-1} = (1/55,56 + 1/46,44) = 25,3.$$

Необхідна площа оребреної поверхні, м²

$$F = Q/(K \cdot \Delta t_{cp}) = 1000 \cdot 10^3 / (25,3 \cdot 169,5) = 233.$$

Загальна довжина труб, м

$$L = F/F_{op} = 233/0,53 = 439,6.$$

Необхідна кількість труб

$$n = L/\ell_{тр} = 439,6/2,2 = 200.$$

Беремо $m = 10$ рядів труб по 20 труб в одному ряді. Для шахових пучків в межах $S/d_3 = 2$ і $10^4 < Re < 6 \cdot 10^4$ критерій Ейлера за [9] обчислюється за формулою

$$\begin{aligned} Eu &= 1,35 \cdot m(h/d_3)^{0,45} (S_p/d_3)^{-0,72} \cdot Re_n^{-0,24} = \\ &= 1,35 \cdot 10(15/30)^{0,45} (10/30)^{-0,72} (1,875 \cdot 10^4)^{-0,24} = 2,05. \end{aligned}$$

Втрати напору на тертя, кПа

$$\Delta P_T = Eu \cdot \rho_n \cdot w_n^2 = 2,05 \cdot 1,029 \cdot 12,5^2 \cdot 10^{-3} = 0,3297.$$

Коефіцієнти місцевих опорів визначаємо із табл.1.4:

$$\begin{aligned} \text{вхід в камеру і вихід з неї} \quad \xi_{вх}^k &= \xi_{вих}^k = 1,5; \\ \text{вхід в трубку систему і вихід із неї} \quad \xi_{вх}^{tc} &= \xi_{вих}^{tc} = 1,0. \end{aligned}$$

Сумарне значення коефіцієнтів місцевих опорів

$$\sum \xi_m = z \cdot \xi_{вх}^k + z \cdot \xi_{вих}^k + z \cdot \xi_{вх}^{tc} + z \cdot \xi_{вих}^{tc} = 2 \cdot 1 + 2 \cdot 1 + 2 \cdot 1,5 + 2 \cdot 1,5 = 8.$$

Втрати напору в місцевих опорах, кПа

$$\Delta P_M = \sum \xi_m \cdot \rho_n \cdot w_n^2 / 2 = 8 \cdot 1,029 \cdot 12,5^2 \cdot 10^{-3} / 2 = 0,6431.$$

Загальні гідравлічні втрати на прокачування повітря в ТА, кПа

$$\Delta P = \Delta P_T + \Delta P_M = 0,3297 + 0,6431 = 0,9728.$$

Приклад 2.7

Визначити необхідну площу поверхні нагріву водонагрівника-акумулятора для нагрівання 10,8 т/год води від 10 до 70°C. Грійна вода з витратою 5,4 т/год і початковою температурою 90°C циркулює в сталевих тру-

бах діаметрами 25/21 мм. Визначити також зміну потужності водонагрівника за часом, якщо термін нагрівання води до кінцевої температури складає 5 год. Грійні труби розташовані горизонтально. Зміною теплоємності знехтувати. Товщина забруднень на поверхні труб $\delta = 0,5$ мм, а теплопровідність забруднень $\lambda_3 = 2$ Вт/(м·К).

Розв'язування:

Середня температура нагріваної води, °C

$$\bar{t}_r = 0,5(t'_1 + t''_2) = 0,5(70 + 10) = 40.$$

Водяні еквіваленти теплоносіїв, кВт/К

$$W_1 = G_1 \cdot C_{p1} = 5,4 \cdot 4,19/3,6 = 6,285;$$

$$W_2 = G_2 \cdot C_{p2} = 10,8 \cdot 4,19/3,6 = 12,57.$$

Співвідношення водяних еквівалентів

$$W^* = W_2/W_1 = 12,57/6,285 = 2.$$

Значення k·F за [14,21], кВт/К

$$\begin{aligned} k \cdot F &= W_1 \cdot \ln \left[\frac{1}{1 - W^* / \tau \cdot \ln(t'_1 - t'_2) / (t'_1 - t''_2)} \right] = \\ &= 6,285 \ln \left[\frac{1}{1 - 2/5 \cdot \ln(90 - 10) / (90 - 70)} \right] = 5,082. \end{aligned}$$

Середня температура грійної води на виході з ТА за [21], °C

$$\bar{t}''_1 = \bar{t}_2 + (t'_1 - \bar{t}_2) \exp(-k \cdot F / W_1) = 40 + (90 - 40) \exp(-5,082/6,285) = 62.$$

Середня температура грійної води, °C

$$\bar{t}_1 = 0,5(t'_1 + t''_2) = 0,5(90 + 62) = 76.$$

Теплофізичні властивості грійної води для середньої температури (додаток Б): $\lambda_1 = 0,671$ Вт/(м·К); $\nu_1 = 0,3876$ м²/с; $Pr_1 = 2,365$.

Беремо швидкість руху води в трубах $w_1 = 0,5$ м/с. Тоді критерій Рейнольдса дорівнюватиме

$$Re_1 = w_1 \cdot d_B / \nu_1 = 0,5 \cdot 0,021 / 0,3876 \cdot 10^{-6} = 2,71 \cdot 10^4.$$

Температуру стінки труби беремо в першому наближенні $t_c = 62^\circ\text{C}$ з подальшим уточненням. Критерій Прандтля для взятої температури (додаток Б): $Pr_c = 2,87$.

Критерій Нуссельта для потоку води

$$\text{Nu}_1 = 0,021 \cdot \text{Re}_1^{0,8} \cdot \text{Pr}_1^{0,43} \cdot (\text{Pr}_1/\text{Pr}_c)^{0,25} = \\ = 0,21 \cdot (2,71 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 2,365^{0,43} \cdot (2,365/2,87)^{0,25} = 102.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від грійної води до стінки труби, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$\alpha_1 = \text{Nu}_1 \cdot \lambda_1 / d_в = 102 \cdot 0,671 / 0,021 = 3259.$$

Середня температура прикордонного шару біля поверхні теплообміну, $^{\circ}\text{C}$

$$\bar{t}_{\text{ш}} = 0,5(\bar{t}_2 + t_c) = 0,5(40 + 62) = 51.$$

Теплофізичні властивості води в прикордонному шарі (додаток Б):

$$\lambda = 0,65 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \nu = 0,565 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \text{Pr} = 3,63; \beta = 4,5 \cdot 10^{-4} \text{ 1/К}.$$

Критерій Грасгофа

$$\text{Gr} = g \cdot \beta \cdot d^3 \cdot \Delta t / \nu^2 = 9,81 \cdot 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 0,025^3 (62 - 40) / (0,565 \cdot 10^{-6})^2 = 3,6 \cdot 10^6.$$

Критерій Релєя

$$\text{Ra} = \text{Gr} \cdot \text{Pr} = 3,6 \cdot 10^6 \cdot 3,63 = 13,07 \cdot 10^6.$$

Критерій Нуссельта за (И.1)

$$\text{Nu}_2 = 0,535 \cdot \text{Ra}^{0,25} \cdot (\text{Pr}/\text{Pr}_c)^{0,25} = 0,535 \cdot (13,07 \cdot 10^6)^{0,25} \cdot (3,65/2,87)^{0,25} = 34.$$

Коефіцієнт тепловіддачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$\alpha_2 = \text{Nu}_2 \cdot \lambda_2 / d_3 = 34 \cdot 0,65 / 0,025 = 884.$$

Коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$K = 1 / [(1/\alpha_1 + (\delta/\lambda)_{\text{ж}} + 1/\alpha_2)] = 1 / [(1/3259 + 2 \cdot 10^{-3} / 45 + 0,5/884)] = 580.$$

Перевіряємо значення взятої температури стінки, $^{\circ}\text{C}$

$$t'_c = \bar{t}_2 + \frac{K \cdot \Delta t}{\alpha_2} = 40 + \frac{580(76 - 40)}{884} = 62,3.$$

Отже, уточнювати розрахунки не потрібно.

Необхідна площа поверхні нагріву ТА, м^2

$$F = k \cdot F / K = 5,082 \cdot 10^3 / 580 = 8,76.$$

Об'єм теплообмінника, м^3

$$V = G_2 / \rho_2 = 10,8 \cdot 10^3 / 992,2 = 10,88.$$

Беремо довжину ТА $\ell = 4 \text{ м}$. Тоді діаметр теплообмінника дорівнюватиме, м

$$D = \sqrt{V / (0,785\ell)} = \sqrt{10,88 / (0,785 \cdot 4)} = 1,86.$$

Кількість грійних труб

$$n = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot w_1 \cdot 0,785 \cdot d_g^2 \cdot 3,6} = \frac{5,4}{992 \cdot 0,5 \cdot 0,785 \cdot 0,021^2 \cdot 3,6} = 8,7.$$

Беремо $n = 9$.

Загальна довжина труб, м

$$\ell_{\text{тр}} = F / (\pi \cdot d_3) = 8,76 / (3,14 \cdot 0,025) = 111,6.$$

Поточні значення температур на виході з теплообмінника визначаємо за формулами, °C

$$t''_2 = t'_1 - (t'_1 - t''_2) \exp(-B),$$

$$t''_1 = t''_2 - (t'_1 - t''_2) \exp(-A),$$

де $A = k \cdot F / W_1$; $B = W_1 \cdot \tau / W_2 [1 - \exp(-A)]$; τ – час нагрівання.

Поточна теплова потужність ТА визначається за співвідношенням, кВт

$$Q = W_1(t'_1 - t''_1).$$

Результати обчислень величин t''_1 , t''_2 і Q наведені на рис.2.5.

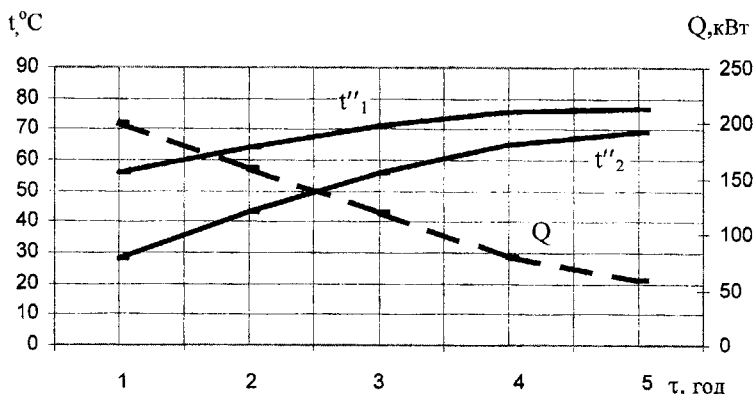


Рисунок 2.5 – Поточні значення кінцевих температур теплоносіїв і теплової потужності теплообмінника

Приклад 2.8

Визначити необхідну площу поверхні теплообміну, а також довжину труб і кількість ходів конденсатора турбіни, в якому конденсується насичена водяна пара з параметрами: $P = 0,005$ МПа, $x = 0,9$ і витратою 10,8 т/год. Охолодна вода з початковою температурою 10°C рухається в шахових пучках горизонтальних сталевих труб діаметрами 22/18 мм зі швидкістю 1,5 м/с. Величина недогріву води становить $\theta = 3^\circ\text{C}$.

Розв'язування:

Параметри сухої насиченої пари (додаток А):

$$t_n = 33^\circ\text{C}; h'' = 2561 \text{ кДж/кг}; h' = 138 \text{ кДж/кг}; r = 2423 \text{ кДж/кг}.$$

Ентальпія насиченої пари, кДж/кг

$$h_x = h'(1 - x) + h'' \cdot x = 138(1 - 0,9) + 2561 \cdot 0,9 = 2318,7.$$

Теплова потужність конденсатора, кВт

$$Q = G_n(h_x - h')/3,6 = 10,8(2318,7 - 138)/3,6 = 6542,1.$$

Температура води на виході з конденсатора, $^\circ\text{C}$

$$t''_b = t_n - \theta = 33 - 3 = 30.$$

Середня температура води, $^\circ\text{C}$

$$\bar{t}_b = 0,5(t'_b + t''_b) = 0,5(10 + 30) = 20.$$

Теплофізичні характеристики води для середньої температури (додаток Б): $\rho_b = 998,2 \text{ кг/м}^3$; $C_{pb} = 4,183 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$; $\lambda_b = 0,599 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$; $\nu_b = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $Pr_b = 7,02$.

Масова витрата охолодної води, кг/с

$$G_b = Q/[C_{pb}(t''_b - t'_b)] = 6542,1/[4,183(30 - 10)] = 78,2.$$

Площа поперечного перерізу труби, м^2

$$f_{tr} = 0,785 \cdot d_b^2 = 0,785 \cdot 0,018^2 = 2,543 \cdot 10^{-4}.$$

Кількість труб в одному ході, яка необхідна для проходження води, шт.

$$n_1 = G_b/(\rho_b \cdot w_b \cdot f_b) = 78,2/(998,2 \cdot 2,543 \cdot 10^{-4} \cdot 1,5) = 205.$$

Різниця температур між теплоносіями, $^\circ\text{C}$:

$$\text{— більша} \quad \Delta t_6 = t_n - t'_b = 33 - 10 = 23;$$

$$\text{— менша} \quad \Delta t_m = t_n - t''_b = 33 - 30 = 3.$$

Середній температурний напір, $^\circ\text{C}$

$$\Delta t_{cp} = (\Delta t_6 - \Delta t_m)/\ln(\Delta t_6/\Delta t_m) = (23 - 3)/\ln(23/3) = 9,82.$$

Теплофізичні властивості конденсату пари для температури насичення (додаток Б): $\rho_k = 994,2 \text{ кг/м}^3$; $\lambda_k = 0,617 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$; $\nu_k = 0,82 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $Pr_k = 5,6$.

Орієнтовна середня температура стінки труби, $^\circ\text{C}$

$$t_{ct} = t_n - \Delta t/2 = 33 - 9,82/2 \approx 28.$$

Беремо кількість рядів труб в пучку $n = 4$.

Коефіцієнт тепловіддачі до зовнішньої стінки труби за [14,17],
 $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$\alpha_k = 0,728 \left[\frac{\lambda_k^3 \cdot \rho_k \cdot g \cdot r}{\nu_k (t_H - t_{CT}) d_3} \right]^{0,25} \cdot \epsilon_n =$$

$$= 0,728 \left[\frac{0,617^3 \cdot 994,4 \cdot 9,8 \cdot 2423 \cdot 10^3}{0,82 \cdot 10^{-6} (33 - 28) 0,022} \right]^{0,25} \cdot 0,96 = 11008.$$

Критерій Рейнольдса для води

$$\text{Re}_B = w_B \cdot d_B / \nu_B = 1,5 \cdot 0,018 / 10^{-6} = 2,7 \cdot 10^4.$$

Критерій Нуссельта для води

$$\text{Nu}_B = 0,021 \cdot \text{Re}_B^{0,8} \cdot \text{Pr}_B^{0,43} (\text{Pr}_B / \text{Pr}_{CT})^{0,25} =$$

$$= 0,021 \cdot (2,7 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 7,02^{0,43} (7,02 / 5,8)^{0,25} = 178,28.$$

Коефіцієнт тепловіддачі до води, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$\alpha_n = \text{Nu}_B \cdot \lambda_B / d_B = 178,28 \cdot 0,599 / 0,018 = 5933.$$

Коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$K = 1 / [(1/\alpha_B + \delta_{CT} / \lambda_{CT} + 1/\alpha_k)] = 1 / [(1/5933 + 2 \cdot 10^{-3} / 45 + 1/11008)] = 3291.$$

Необхідна площа поверхні теплообміну, м^2

$$F = Q \cdot 10^3 / (K \cdot \Delta t) = 6542,1 \cdot 10^3 / (3291 \cdot 9,82) = 202,4.$$

Площа поверхні труб в одному ході, м^2

$$F_1 = \pi \cdot d_3 \cdot \ell \cdot n_1 = 3,14 \cdot 0,022 \cdot \ell \cdot 205 = 14,16 \cdot \ell.$$

Якщо взяти двоходовий ТА, то довжина труби складатиме, м

$$\ell_2 = F / (z \cdot F_1) = 202,4 / (2 \cdot 14,16) = 7,14,$$

що значно перевищує рекомендовану довжину $\ell_p = 4$ м.

Тому беремо чотириходовий ТА з довжиною труб

$$\ell_4 = F / (z \cdot F_1) = 202,4 / (4 \cdot 14,16) = 3,57.$$

Остаточно беремо довжину труби $\ell = 3,6$.

Загальна кількість труб в конденсаторі

$$n = n_1 \cdot z = 205 \cdot 4 = 820.$$

Крок між трубами згідно з табл.1.2 беремо 32 мм. Внутрішній діаметр конденсатора визначаємо за (1.29), м

$$D_k = 1,13 \cdot S \cdot \sqrt{n / \varphi} = 1,13 \cdot 0,032 \cdot \sqrt{820 / 0,75} = 1,2.$$

Загальна довжина труб, м

$$L = z \cdot \ell_4 = 4 \cdot 3,6 = 14,4.$$

Коефіцієнт гідравлічного тертя

$$\xi = 0,3164 / \text{Re}_B^{0,25} = 0,3164 / (2,7 \cdot 10^4)^{0,25} = 0,02468.$$

Втрати напору на тертя, Па

$$\Delta P_T = \xi \cdot L \cdot \rho_B \cdot w_B^2 / (2d_B) = 0,02468 \cdot 14,4 \cdot 998,2 \cdot 1,5^2 / (2 \cdot 0,018) = 22174,6$$

або $\Delta P_T = 22,1746$ кПа.

Коефіцієнти місцевих опорів визначаємо із табл.1.4:

вхід в камеру і вихід з неї $\xi_{\text{кам}} = 1,5;$

поворот на 180°С між секціями $\xi_c = 2,5;$

вхід в трубний простір і вихід з нього $\xi_{\text{тр}} = 1,0.$

Сумарний коефіцієнт місцевих опорів

$$\sum \xi_m = z \cdot \xi_{\text{кам}} + z \cdot \xi_c + z \cdot \xi_{\text{тр}} = 4 \cdot 1,5 + 4 \cdot 2,5 + 4 \cdot 1 = 20.$$

Втрати напору в місцевих опорах, кПа

$$\Delta P_M = \sum \xi_m \cdot \rho_B \cdot w_B^2 / 2 = 20 \cdot 998,2 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} / 2 = 22,4595.$$

Загальні втрати напору в конденсаторі, кПа

$$\Delta P = \Delta P_T + \Delta P_M = 22,1746 + 22,4595 = 44,664.$$

Приклад 2.9

Визначити необхідну площу поверхні теплообміну пароперегрівника для парогенератора паровидатністю 110 т/год., якщо параметри перегрітої пари $P = 9,8$ МПа, $t_n = 510^\circ\text{C}$. Пара зі швидкістю 20 м/с рухається в змійовиках із сталевих труб діаметрами 32/28 мм. Димові гази з початковою температурою 1000°C поперечно обтікають коридорні пучки змійовиків зі швидкістю 12 м/с. Поперечний і повздовжній крок змійовиків: $S_1 = 2,5d_3$, $S_2 = 3d_3$, а кінцева температура газів 800°C . Теплопровідність матеріалу труб $25 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$, а променистий коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{\text{пр}} = 20 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$.

Розв'язування:

Із таблиці додатка А визначаємо температуру і ентальпію насиченої пари: $t_n = 309^\circ\text{C}$; $h_n = 2728 \text{ кДж}/\text{кг}$. За допомогою h -S діаграми визначаємо ентальпію перегрітої пари $h_n = 3400 \text{ кДж}/\text{кг}$.

Теплова потужність пароперегрівника, кВт

$$Q = G_n(h_n - h_n)/3,6 = 110(3400 - 2728)/3,6 = 20533.$$

Середня температура пари, $^\circ\text{C}$

$$\bar{t}_n = 0,5(t_n + t'_n) = 0,5(309 + 510) = 410.$$

Теплофізичні властивості пари за [6]:

$$\rho_n = 36,5 \text{ кг/м}^3; \lambda_n = 0,071 \text{ Вт/(м·К)}; \nu_n = 0,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \text{Pr}_n = 1,1.$$

Критерій Рейнольдса для потоку пари

$$\text{Re}_n = w_n \cdot d_n / \nu_n = 20 \cdot 0,028 / 0,7 \cdot 10^{-6} = 7,95 \cdot 10^5.$$

Критерій Нуссельта для пари

$$\text{Nu}_n = 0,021 \cdot \text{Re}_n^{0,8} \cdot \text{Pr}_n^{0,43} = 0,021 \cdot (7,95 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot 1,1^{0,43} = 1103.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої стінки труби до пари, $\text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$

$$\alpha_n = \text{Nu}_n \cdot \lambda_n / d_n = 1103 \cdot 0,071 / 0,028 = 2779.$$

Середня температура димових газів, $^{\circ}\text{C}$

$$\bar{t}_r = 0,5(t'_r + t''_r) = 0,5(1000 + 800) = 900.$$

Теплофізичні властивості газів для середньої температури (додаток Е):

$$\lambda_r = 0,1 \text{ Вт/(м·К)}; \nu_r = 152,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \text{Pr}_r = 0,59; C_{pr} = 1,29 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Критерій Рейнольдса для потоку газів

$$\text{Re}_r = w_r \cdot d_3 / \nu_r = 12 \cdot 0,032 / 152,5 \cdot 10^{-6} = 2518.$$

Оскільки кількість рядів труб у пучку невідома, розрахунки здійснюємо для третього ряду за формулою (И.11)

$$\text{Nu}_r = 0,27 \cdot \text{Re}_r^{0,63} \cdot \text{Pr}_r^{0,33} (S_2/d)^{-0,15} = 0,27 \cdot 2518^{0,63} \cdot 0,59^{0,33} \cdot 3^{-0,15} = 26,67.$$

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі від газів, $\text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$

$$\alpha_{kr} = \text{Nu}_r \cdot \lambda_r / d_3 = 26,67 \cdot 0,1 / 0,032 = 83,35.$$

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газів, $\text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$

$$\alpha_r = \alpha_{kr} + \alpha_{np} = 83,35 + 20 = 103,35.$$

Коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$

$$K_o = 1 / [(1/\alpha_n + \delta_{ст}/\lambda_{ст} + 1/\alpha_r)] = 1 / [(1/2779 + 2 \cdot 10^{-3} / 25 + 1/103,35)] = 98,85.$$

З урахуванням забруднення труб значення K буде

$$K = K_o \cdot \epsilon_{зб} = 98,85 \cdot 0,85 = 84.$$

Різниця температур між теплоносіями для протитечійного руху, $^{\circ}\text{C}$:

$$\text{— більша} \quad \Delta t_6 = t'_r - t''_n = 1000 - 510 = 490;$$

$$\text{— менша} \quad \Delta t_m = t''_r - t'_n = 800 - 309 = 491.$$

Оскільки $\Delta t_6 \approx \Delta t_m$, то $\Delta t = \Delta t_6 = \Delta t_m = 490^\circ\text{C}$.

Параметри:

$$P = (t''_n - t'_n)/(t'_r - t'_n) = (510 - 309)/(1000 - 309) \approx 0,29,$$

$$R = (t''_n - t'_n)/(t'_r - t''_r) = (510 - 309)/(1000 - 800) = 1,04.$$

Із додатка К поправка $\epsilon_t = 1$. Отже, остаточно $\Delta t = 490^\circ\text{C}$.

Площа поверхні нагріву пароперегрівника, м^2

$$F = Q \cdot 10^3 / (K \cdot \Delta t) = 20533 \cdot 10^3 / (84 \cdot 490) = 499.$$

Площа поперечного перерізу труби для проходження пари, м^2

$$f = 0,785 \cdot d_{\text{в}}^2 = 3,785 \cdot 0,028^2 = 6,154 \cdot 10^{-4}.$$

Необхідна кількість змійовиків, шт.

$$n = G_n / (\rho_n \cdot w_n \cdot f \cdot 3,6) = 110 / (36,5 \cdot 20 \cdot 6,154 \cdot 10^{-4} \cdot 3,6) = 68.$$

Довжина кожного змійовика, м

$$\ell = F / (\pi \cdot d_3 \cdot n) = 499 / (3,14 \cdot 0,032 \cdot 68) = 73.$$

Приклад 2.10

В двоходовому трубчастому ТА повітря з витратою 21,5 кг/с має підігріватись від 30 до 260°C . Грійним теплоносієм є гарячі димові гази з витратою 29,6 $\text{м}^3/\text{с}$, які зі швидкістю 14 м/с рухаються в сталевих трубах з діаметрами 53/50 мм. Визначити необхідну площу поверхні повітропідігрівника, кількість труб, що розташовані вздовж і поперек потоку повітря, якщо розташування труб шахове, швидкість повітря поперек трубного пучка 8 м/с, а температура газів на вході в підігрівник $t'_r = 380^\circ\text{C}$.

Розв'язування:

Середня температура повітря

$$\bar{t}_n = 0,5(t'_n + t''_n) = 0,5(20 + 120) = 70.$$

Теплофізичні властивості повітря для $\bar{t}_n$ (додаток Г): $\rho_n = 0,844 \text{ кг/м}^3$; $C_{pn} = 1,01 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$; $\lambda_n = 0,03129 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$; $\nu_n = 28,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $Pr_n = 0,684$.

Теплова потужність повітропідігрівника, кВт

$$Q = G_n \cdot C_{pn}(t''_n - t'_n) = 21,5 \cdot 1,01(260 - 30) = 5000.$$

Критерій Рейнольдса для потоку повітря

$$Re_n = w_n \cdot d_3 / \nu_n = 8 \cdot 0,053 / (28,3 \cdot 10^{-6}) = 15000.$$

Критерії Нуссельта для поперечного омивання пучків труб

$$Nu_n = 0,41 \cdot Re_n^{0,6} \cdot Rr^{0,33} = 0,41 \cdot (1,5 \cdot 10^4)^{0,6} \cdot 0,684^{0,33} = 115.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до повітря, Вт/(м²·К)

$$\alpha_n = Nu_n \cdot \lambda_n / d_{zn} = 115 \cdot 0,0352 / 0,053 = 76,2.$$

Оскільки кінцева температура димових газів невідома, а, отже, невідомі теплофізичні властивості газів та їх витрата, вважаємо в першому наближенні $t''_r = 150^\circ\text{C}$. Тоді середня температура газів, $^\circ\text{C}$

$$\bar{t}_r = 0,5(t'_r + t''_r) = 0,5(380 + 150) = 265.$$

Із додатка Е визначаємо теплофізичні властивості газів для середньої температури: $\rho_r = 0,6628 \text{ кг/м}^3$; $C_{pr} = 1,11 \text{ кДж/(кг·К)}$; $\lambda_r = 0,0454 \text{ Вт/(м·К)}$; $v_r = 41,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $Rr_r = 0,66$.

Масова витрата димових газів, кг/с

$$G_r = V_r \cdot \rho_r = 29,6 \cdot 0,6628 = 19,62.$$

Середня теплоємність газів із рівняння теплового балансу, кДж/(кг·К)

$$\bar{C}_{pr} = Q/[G_r(t'_r - t''_r)] = 5000/[19,62(380 - 150)] = 1,082.$$

Оскільки різниця між значеннями C_{pr} не перевищує 3%, подальших уточнень не потрібно.

Критерій Рейнольдса для потоку газів

$$Re_r = w_r \cdot d_n / v_r = 14 \cdot 0,05 / (41,2 \cdot 10^{-6}) = 17000.$$

Критерій Нуссельта для газів

$$Nu_r = 0,021 \cdot Re_r^{0,8} \cdot Rr_r^{0,43} = 0,021 \cdot (1,7 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 0,66^{0,43} = 43,5.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від газів до внутрішньої стінки труби, Вт/(м²·К)

$$\alpha_r = Nu_r \cdot \lambda_r / d_n = 43,5 \cdot 0,0454 / 0,05 = 39,5.$$

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К)

$$K = 1/[(1/\alpha_n + \delta_{ст}/\lambda_{ст} + 1/\alpha_r)] = 1/[(1/76,2 + (1,5 \cdot 10^{-3})/45 + 1/39,5)] = 26.$$

Різниці температур між теплоносіями, $^\circ\text{C}$:

$$\text{— більша} \quad \Delta t_6 = t'_r - t''_n = 380 - 260 = 120;$$

$$\text{— менша} \quad \Delta t_m = t''_r - t'_n = 150 - 30 = 120.$$

Оскільки $\Delta t = \Delta t_m$, то середній температурний напір для протитечійного руху: $\Delta t_{np} = 120^\circ\text{C}$.

Параметри для поперечного потоку:

$$P = (t''_n - t'_n) / (t'_r - t'_n) = (260 - 30) / (380 - 30) = 0,658;$$

$$R = (t'_r - t''_n) / (t''_n - t'_n) = (380 - 150) / (260 - 30) = 1.$$

Із додатка К визначаємо поправковий коефіцієнт $\epsilon_{\Delta t} = 0,9$.

Температурний напір для поперечної течії, $^{\circ}\text{C}$

$$\Delta t = \Delta t_{\text{пр}} \cdot \epsilon_{\Delta t} = 120 \cdot 0,9 = 108.$$

Необхідна площа поверхні теплообміну, м^2

$$F = Q \cdot 10^3 / (K \cdot \Delta t) = 5000 \cdot 10^3 / (26 \cdot 108) = 1780.$$

Площа поперечного перерізу труби для проходження газів, м^2

$$f_r = 0,785 \cdot d_g^2 = 3,785 \cdot 0,05^2 = 1,962 \cdot 10^{-3}.$$

Необхідна кількість труб

$$n = G_r / (\rho_r \cdot w_r \cdot f_r) = 19,62 / (0,6628 \cdot 1,962 \cdot 10^{-3} \cdot 14) = 1078.$$

Висота труб в одному ході, м

$$z_1 = F / (2\pi \cdot d_{\text{зн}} \cdot n) = 1780 / (2 \cdot 3,14 \cdot 0,05 \cdot 1078) = 5,25.$$

Площа перерізу для проходження повітря, м^2

$$f_n = G_n / (\rho_r \cdot w_r) = 21,5 / (0,844 \cdot 8) = 3,2.$$

Кількість труб, що розташовані поперек потоку

$$n_1 = f_n / [\alpha_1 (S_1 - d_{\text{зн}})] = 3,2 / [5,25 (1,3 \cdot 0,053 - 0,053)] = 38.$$

Кількість труб, які розташовані вздовж потоку

$$n_2 = n / z_1 = 1078 / 38 = 28,37.$$

Беремо $n_2 = 29$. Тоді загальна кількість труб в ТА буде

$$n = n_1 \cdot n_2 = 38 \cdot 29 = 1102.$$

Приклад 2.11

Визначити необхідну площу поверхні теплообміну, кількість пластин в пакеті та кількість пакетів пластинчастого газозводного теплообмінника потужністю 1 МВт, в якому вода має підігріватись від 40 до 90°C (рис.2.6).

Теплообмінний апарат виготовлений із сталевих пластин розмірами 710×450 мм, які мають гофри “в ялинку”. Нагрівана вода рухається в каналі, що утворений двома суміжними пластинами. Ширина каналу для проходження води становить 5 мм. Пластини з двох боків обігріваються димовими газами, які охолоджуються від 450 до 150°C . Рух теплоносіїв протитечій-

ний. Ширина каналу для проходження газів становить 15 мм, а швидкість газу в каналах – 14 м/с. Корисна площа теплообміну однієї пластини 0,3 м², а товщина пластин 1,5 мм.

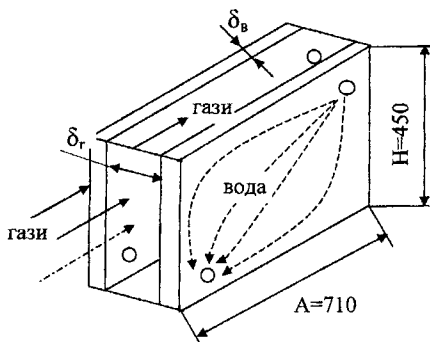


Рисунок 2.6 – Схема пластичного теплообмінника (гофри умовно не показані)

Розв'язування:

Середня температура газів, °C

$$\bar{t}_g = 0,5(t'_g + t''_g) = 0,5(450 + 150) = 300.$$

Теплофізичні властивості газів для середньої температури (додаток Е):

$$\rho_g = 0,617 \text{ кг/м}^3; C_{pg} = 1,122 \text{ кДж/(кг·К)}; \lambda_g = 0,0484 \text{ Вт/(м·К)}; \\ v_g = 28,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; Pr_g = 0,65.$$

Середня температура води, °C

$$\bar{t}_b = 0,5(t'_b + t''_b) = 0,5(40 + 90) = 65.$$

Теплофізичні властивості води (додаток Б): $\rho_b = 982,1 \text{ кг/м}^3$;

$$C_b = 4,19 \text{ кДж/(кг·К)}; \lambda_b = 0,66275 \text{ Вт/(м·К)}; v_b = 0,45 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; Pr_b = 2,787.$$

Різниця температур між теплоносіями, °C:

$$\text{– більша} \quad \Delta t_6 = t''_n - t'_b = 450 - 90 = 360;$$

$$\text{– менша} \quad \Delta t_m = t'_n - t''_b = 150 - 40 = 110.$$

Середній температурний напір, °C

$$\Delta t = (\Delta t_6 - \Delta t_m) / \ln(\Delta t_6 / \Delta t_m) = (360 - 110) / \ln(360 / 110) = 211.$$

Об'ємна витрата грійних газів, м³/с

$$V_r = Q \cdot 10^3 / [\rho_r \cdot C_{pr} (t'_r - t''_r)] = 1 \cdot 10^3 / [0,617 \cdot 1,122(450 - 150)] = 4,815.$$

Необхідна площа для проходження газів, м²

$$f_r = V_r / w_r = 4,815 / 14 = 0,344.$$

Площа для проходження газів між пластинами, м²

$$f_{r1} = H \cdot \delta_r = 4,815 \cdot 0,015 = 6,75 \cdot 10^{-3}.$$

Кількість пластин в пакеті для проходження газів

$$z_r = f_r / f_{r1} = 0,344 / 6,75 \cdot 10^{-3} \approx 51.$$

Кількість міжпластинчастих каналів для проходження води

$$z_b = (z_r - 1) = 51 - 1 = 50.$$

Об'ємна витрата води, м³/с

$$V_b = Q \cdot 10^3 / [\rho_b \cdot C_{pb} (t''_b - t'_b)] = 1 \cdot 10^3 / [982,1 \cdot 4,19(90 - 40)] = 4,86 \cdot 10^{-3}.$$

Площа перерізу міжпластинчастого каналу для проходження води, м²

$$f_b = H \cdot \delta_d = 0,45 \cdot 0,05 = 2,25 \cdot 10^{-3}.$$

Швидкість води в міжпластинчастих каналах, м/с

$$w_b = V_b / (f_b \cdot z_b) = 4,86 \cdot 10^{-3} / (2,25 \cdot 10^{-3} \cdot 50) = 0,0432.$$

Еквівалентний діаметр для потоку води, м

$$d_{cb} = 2\delta_b = 2 \cdot 0,005 = 0,01.$$

Критерій Рейнольдса для потоку води

$$Re_b = W_b \cdot d_{cb} / \nu_b = 0,432 \cdot 0,01 / 0,45 \cdot 10^{-6} = 960.$$

Згідно з [13] для $50 < Re < 2 \cdot 10^4$ критеріальне рівняння теплообміну буде

$$Nu_b = 0,1 \cdot Re_b^{0,73} \cdot Pr_b^{0,43} \cdot (Pr_b / Pr_{ст.})^{0,25}$$

Орієнтовна температура стінки, °C

$$\bar{t}_{ст} = 0,5(\Delta t_6 + \Delta t_m) = 0,5(360 + 110) = 235.$$

Критерій Прандтля для $\bar{t} = 235^\circ\text{C}$ (додаток Б): $Pr_{ст} = 0,885$.

Значення Nu_b

$$Nu_b = 0,1 \cdot 960^{0,73} \cdot 2,787^{0,43} \cdot (2,787 / 0,885)^{0,25} = 31,1.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до води, Вт/(м²·K)

$$\alpha_b = Nu_b \cdot \lambda_b / d_{cb} = 31,1 \cdot 0,66275 / 0,01 = 2619.$$

Еквівалентний діаметр для проходження газів, м

$$d_{er} = 2\delta_r = 2 \cdot 0,015 = 0,03.$$

Критерій Рейнольда для проходження газів

$$Re_r = w_r \cdot d_{er} / \nu_r = 14 \cdot 0,03 / (28,2 \cdot 10^{-6}) = 1,49 \cdot 10^4.$$

Критерій Нуссельта для газів

$$Nu_r = 0,1 \cdot Re_r^{0,73} \cdot Pr_r^{0,43} = 0,1 \cdot (1,49 \cdot 10^4)^{0,73} \cdot 0,65^{0,43} = 92,44.$$

Коефіцієнт тепловіддачі до стінки пластини, Вт/(м²·К)

$$\alpha_r = Nu_r \cdot \lambda_r / d_{er} = 92,44 \cdot 0,0484 / 0,03 = 149,14.$$

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К)

$$K = 1 / [(1/\alpha_b + \delta_{cr}/\lambda_{cr} + 1/\alpha_r)] = 1 / [(1/2619) + (1,5 \cdot 10^{-3}/45) + (1/149,14)] = 141.$$

Необхідна площа поверхні теплообміну, м²

$$F = Q \cdot 10^6 / (K \cdot \Delta t_{cp}) = 1 \cdot 10^6 / (141 \cdot 211) = 33,6.$$

Площа поверхні теплообміну однієї спареної пластини, м²

$$f_1 = 2f_{пл} = 2 \cdot 0,030 = 0,6.$$

Розрахункова площа пластин в пакеті, м²

$$f_{пак}^p = f_1 \cdot z_b = 0,6 \cdot 50 = 30.$$

Отже, площа поверхні одного пакету трохи менша площі поверхні теплообміну. Тому збільшимо кількість пластин в пакеті $z'_b = 56$. Тоді

$$F = f_1 \cdot z'_b = 0,6 \cdot 56 = 33,6 \text{ м}^2.$$

В разі $F \gg f_{пак}^p$ треба збільшити кількість пакетів до цілого числа $z_b = 2,3,4...$, корегуючи кількість пластин в пакеті.

Коефіцієнт гідравлічного тертя за [13]

$$\xi = 22,4 / Re_r^{-0,25} = 22,4 / (1,49 \cdot 10^4)^{-0,25} = 2,027.$$

Втрати на тертя газового потоку, кПа

$$\Delta P_\tau = \xi \cdot A \cdot \rho_H \cdot w_r^2 / (2d_{er}) = 2,027 \cdot 0,71 \cdot 14^2 \cdot 10^{-3} / (2 \cdot 0,03) = 2,9.$$

Сумарний коефіцієнт місцевих втрат опору складається із втрат входу і виходу в камеру та входу і виходу в міжпластинчастий простір. Із табл.1.4 визначаємо: $\xi_{вх}^k = \xi_{вих}^k = 1,5$; $\xi_{вх}^{мп} = \xi_{вих}^{мп} = 1,5$.

$$\begin{aligned} \Delta P_M &= (\xi_{вх}^k + \xi_{вих}^k + \xi_{вх}^{мп} + \xi_{вих}^{мп}) \rho_H \cdot w_r^2 / 2 = \\ &= (1,5 + 1,5 + 1,5 + 1,5) 0,617 \cdot 14^2 \cdot 10^{-3} = 0,363. \end{aligned}$$

Загальні втрати напору в пластинчастому ТА, кПа

$$\Delta P = \Delta P_T + \Delta P_H = 2,9 + 0,363 = 3,263.$$

Приклад 2.12

Теплова потужність, яка необхідна для опалення промислового цеху, дорівнює 10 кВт. Опалювальний прилад - це змійовик із горизонтальних труб діаметрами 44/40 мм, на які насаджені круглі сталеві ребра висотою 20 мм і товщиною 0,5 мм. Крок між трубами становить 180 мм, а крок між ребрами – 10 мм. В сталевих трубах тече вода зі швидкістю 0,5 м/с, яка охолоджується від 60 до 40°C. Визначити необхідну площу поверхні теплообміну і загальну довжину труб за умови, що температура повітря в приміщенні цеху має бути 20°C.

Розв'язування:

Середня температура грійної води, °C

$$\bar{t}_B = 0,5(t'_B + t''_B) = 0,5(60 + 40) = 50.$$

Теплофізичні властивості води для $\bar{t}_B = 50^\circ\text{C}$ (додаток Б):

$$\rho_B = 987,7 \text{ кг/м}^3; C_{pB} = 4,176 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}; \lambda_B = 0,6465 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}; \\ \nu_B = 0,5685 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; Pr_B = 3,645.$$

Різниця температур, °C:

$$\text{— більша} \quad \Delta t_B = t''_B - t'_{пв} = 60 - 20 = 40;$$

$$\text{— менша} \quad \Delta t_M = t'_B - t'_{пв} = 40 - 20 = 20.$$

Середній температурний напір, °C

$$\Delta t = 0,5(\Delta t_B + \Delta t_M) / \ln((\Delta t_B / \Delta t_M)) = (40 - 20) / \ln(40/20) = 29.$$

Орієнтовна середня температура стінки труби, °C

$$\bar{t}_B = 0,5(\Delta t_M + \Delta t_B) = 0,5(40 + 20) = 30.$$

Критерій Прандтля води для $\bar{t}_{ст} = 30^\circ\text{C}$ (додаток Б): $Pr_{ст} = 5,665$.

Критерій Рейнольдса для потоку води

$$Re_B = w_B \cdot d_B / \nu_B = 0,5 \cdot 0,04 / 0,5685 \cdot 10^{-6} = 3,518 \cdot 10^4.$$

Критерій Нуссельта віднесений до внутрішньої поверхні труби

$$Nu_{B0} = 0,021 \cdot Re_B^{0,8} \cdot Pr_B^{0,43} \cdot (Pr_B / Pr_{ст})^{0,25} = \\ = 0,021 \cdot (3,518 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 3,645^{0,43} \cdot (3,645 / 5,665)^{0,25} = 142,2.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від води до внутрішньої стінки труби, Вт/(м²·K)

$$\alpha_{\text{вo}} = \text{Nu}_{\text{вo}} \cdot \lambda_{\text{в}} / d_{\text{в}} = 142,2 \cdot 0,6465 / 0,04 = 2298,38.$$

Коефіцієнт об'ємного розширення повітря, 1/К

$$\beta = 1/T = 1/293 = 3,41 \cdot 10^{-3}.$$

Теплофізичні властивості повітря (додаток Г):

$$\lambda_{\text{п}} = 0,02675 \text{ Вт/(м·К)}; \nu_{\text{п}} = 15,08 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \text{Pr}_{\text{п}} = 0,703.$$

Критерій Грасгофа, віднесений до зовнішньої поверхні труб

$$\text{Gr}_d = g \cdot \beta \cdot d^3 \cdot \Delta t / \nu_{\text{п}}^2 = 9,81 \cdot 3,41 \cdot 10^{-3} \cdot 0,044^3 (25-20) / (15,08 \cdot 10^{-6})^2 = 6,26 \cdot 10^4,$$

де температура зовнішньої стінки труби орієнтовно взята 25°C.

Критерій Нуссельта згідно з даними табл.И.1

$$\text{Nu}_d = 0,535 (\text{Gr}_d \cdot \text{Pr}_{\text{п}})^{0,25} = 0,535 (6,26 \cdot 10^4 \cdot 0,703)^{0,25} = 7,749.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні труб, Вт/(м²·К)

$$\alpha_d = \text{Nu}_d \cdot \lambda_{\text{п}} / d_{\text{в}} = 7,749 \cdot 0,02675 / 0,044 = 4,56.$$

Умовна висота ребра, м

$$h' = h [1 + 0,35 \ln(D/d_3)] = 20 [1 + 0,35 \ln(84/44)] \cdot 10^{-3} = 0,0245.$$

Коефіцієнт, 1/м

$$m = [2\alpha_d / (\delta_{\text{р}} \cdot \lambda_{\text{р}})]^{0,5} = [2 / (0,0005 \cdot 45)]^{0,5} = 20,13.$$

Добуток

$$mh' = 20,13 \cdot 0,0245 = 0,493.$$

Коефіцієнт ефективності одного метра оребрених труб

$$E = \text{th}(mh') / (mh') = \text{th } 0,493 / 0,493 = 0,93.$$

Характеристики одного погонного метра оребрених труб:

Площа внутрішньої поверхні, м²/м

$$F_{\text{вн}} = \pi \cdot d_{\text{в}} \cdot l = 3,14 \cdot 0,04 = 0,1256.$$

Площа зовнішньої поверхні, м²/м

$$F_{\text{зн}} = \pi \cdot d_3 \cdot l = 3,14 \cdot 0,044 = 0,13816.$$

Площа ребер, м²/м

$$F_{\text{р}} = [0,5\pi(D^2 - d_3^2) + \pi \cdot D \cdot \delta] / S_{\text{р}} = \\ = [0,5 \cdot 3,14 (0,084^2 - 0,044^2) + 3,14 \cdot 0,084 \cdot 0,0005] / 0,01 = 0,817.$$

Площа поверхні міжреберних ділянок, м²/м

$$F_{\text{мр}} = \pi \cdot d_3 (S_p - \delta) / S_p = 3,14 \cdot 0,044 (0,01 - 0,0005) / 0,01 = 0,131.$$

Площа оребреної поверхні, $\text{м}^2/\text{м}$

$$F_{\text{ор}} = F_p + F_{\text{мр}} = 0,817 + 0,131 = 0,948.$$

Коефіцієнт оребрення

$$\beta = F_{\text{ор}} / F_3 = 0,948 / 0,13816 = 6,86.$$

Коефіцієнт тепловіддачі, приведений до зовнішньої поверхні, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$\alpha_{\text{пр.з}} = \alpha_d (F_p \cdot E / F_{\text{зн}} + F_{\text{мр}} / F_{\text{зн}}) =$$

$$= 4,56 (0,817 \cdot 0,93 / 0,13816 + 0,131 / 0,13816) = 29,43.$$

Коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$K = 1 / [(1/\alpha_v + \delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}}) \cdot F_{\text{зн}}/F_{\text{вн}} + 1/\alpha_{\text{пр.з}}] = 1 / [(1/2298,38 +$$

$$+ 2 \cdot 10^{-3} / 45) (0,13816 / 0,1256) + 1/29,43] = 28,98.$$

Необхідна площа зовнішньої поверхні труб, м^2

$$F_{\text{нз}} = Q \cdot 10^3 / (k \cdot \Delta t) = 10 \cdot 10^3 / (28,98 \cdot 29) = 11,9$$

Загальна довжина труб, м

$$L = F_{\text{нз}} / F_{\text{зн}} = 11,9 / 0,13816 = 86.$$

Беремо до установаження 6 радіаторів ($z_p=6$), а в кожному радіаторі по 4 оребрених труби ($z_{\text{тр}}=4$). Тоді довжина однієї труби в радіаторі буде, м

$$\ell_1 = L / (z_p \cdot z_{\text{тр}}) = 86 / (6 \cdot 4) = 3,6.$$

Повна оребрена площа поверхні радіатора, м^2

$$F_p = F_{\text{ор}} \cdot \ell_1 \cdot z_{\text{тр}} = 0,948 \cdot 3,6 \cdot 4 = 13,65.$$

Питомий тепловий потік до оребреної поверхні радіатора, $\text{Вт}/\text{м}^2$

$$q_p = Q \cdot 10^3 / (z_p \cdot F_p) = 10 \cdot 10^3 / (6 \cdot 13,65) = 122,1.$$

Перевіряємо температуру зовнішньої поверхні стінки, $^{\circ}\text{C}$

$$t_{\text{ст}} = t_n + q_p / \alpha_{\text{пр.з}} = 20 + 122,1 / 29,43 = 24,5.$$

Оскільки різниця між взятою і розрахунковою температурою стінки складає $0,5^{\circ}\text{C}$, то розрахунки можна не уточнювати.

Приклад 2.13

Необхідна потужність газоводяного випарника (ГВВ) складає 10 кВт. ГВВ має генерувати водяну пару з тиском 0,1 МПа. Поверхня теплообміну

складається із плоских трубок з внутрішнім оребренням (рис.2.7). Вода на вході в ГВВ нагріта до температури насичення. Грійним теплоносієм є димові гази з температурою $t'_r = 320^\circ\text{C}$, які охолоджуються в ГВВ до температури 230°C . Характеристики поверхні теплообміну: матеріал трубок – нержавіюча сталь з коефіцієнтом теплопровідності $16,4 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$; товщина стінок трубки $\delta_{\text{ст}} = 0,12 \text{ мм}$; товщина гофра $\delta = 0,1 \text{ мм}$; площа “живого” перерізу трубки $f_{\text{ж}} = 1,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; еквівалентний діаметр $d_e = 3,1 \text{ мм}$; коефіцієнт оребрення $\beta = 2,1$; периметр трубки $\Pi = 95 \text{ мм}$; відношення поверхні ребер до повної оребреної поверхні $F_p / F_{\text{оп}} = 0,5$.

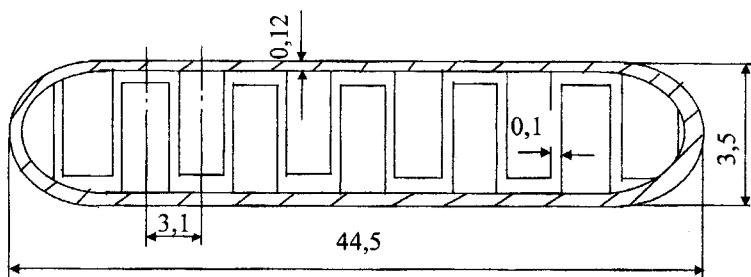


Рисунок 2.7 – Елемент поверхні теплообміну

Розв'язування:

Середня температура димових газів, $^\circ\text{C}$

$$t_r = 0,5(t'_r + t''_r) = 0,5(320 + 230) = 275.$$

Теплофізичні властивості газів для середньої температури газів (додаток Е): $\rho_r = 0,65 \text{ кг/м}^3$; $C_{pr} = 1,11 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$; $\lambda_r = 0,0622 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$; $\nu_r = 3,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $Pr_r = 0,66$.

Масова витрата газового теплоносія, кг/с

$$G_r = Q/[C_{pr}(t'_r - t''_r)] = 10/[1,11(320 - 230)] = 0,1.$$

Водяний еквівалент газового теплоносія, кВт/К

$$W_r = C_{pr} \cdot G_r = 1,11 \cdot 0,1 = 0,111.$$

Беремо швидкість газів $w_r = 15 \text{ м/с}$ [8,13].

Критерій Рейнольдса для потоку газів

$$Re_r = w_r \cdot d_e / \nu_r = 15 \cdot 3,1 \cdot 10^{-3} / (36 \cdot 10^{-6}) = 1290.$$

Значення коефіцієнтів [7,14]:

$$\epsilon_n = 1,44 - 0,0044 \ell / d_e = 1,44 - 0,0044 \cdot 80 / 3,1 = 1,32;$$

$$\varepsilon_{\Phi} = 1 + 0,03(3,5 - 2 \cdot 0,12)/3,1 = 1,03.$$

Тут довжина трубки ℓ в першому наближенні взята $\ell = 80$ мм.

Критерій Нуссельта за [7,14]

$$Nu = 1,55(Re_r \cdot Pr_r \cdot d_e / \ell)^{1/3} \cdot \varepsilon_{\Phi} = 1,55(1290 \cdot 0,66 \cdot 3,1/80)^{1/3} \cdot 1,32 \cdot 1,03 = 6,5.$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку газів, Вт/(м²·К)

$$\alpha_r = Nu \cdot \lambda_r / d_e = 6,5 \cdot 0,0622 / 0,0031 = 131.$$

Коефіцієнт

$$m = [2\alpha_r / (\delta_{ст} \cdot \lambda)]^{0,5} = [2 \cdot 131 / (16,4 \cdot 0,1 \cdot 10^{-4})]^{0,5} = 1264.$$

Добуток

$$mh = 1264(3,5 - 2 \cdot 0,12)10^{-3}/2 = 2,06.$$

Коефіцієнт ефективності ребра

$$E_p = th(mh)/(mh) = th(2,06)/(2,06) = 0,47.$$

Коефіцієнт ефективності оребреної поверхні

$$\eta_{op} = 1 - F_p/F_{op}(1 - E_p) = 1 - 0,5(1 - 0,47) = 0,74.$$

Коефіцієнт тепловіддачі в разі бульбашкового кипіння орієнтовно беремо з подальшим уточненням $\alpha_k = 2200$ Вт/(м²·К).

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К)

$$K = 1 / [(1/\alpha_r \cdot \eta_{op} \cdot \beta + 1/\alpha_k)] = 1 / [(1/131 \cdot 0,74 \cdot 2,1) + (1/2200)] = 186.$$

Температура насиченої пари для $P = 0,1$ МПа, $t_n \approx 100^\circ\text{C}$.

Коефіцієнт ефективності теплообмінника

$$\varepsilon = Q/[w_r(t'_r - t_n)] = 10/[0,111(320 - 100)] \approx 0,41.$$

Число одиниць переносу за (1.81)

$$N = \ln[1/(1 - \varepsilon)] = \ln[1/(1 - 0,41)] = 0,527.$$

Площа поверхні теплообміну, м²

$$F = N \cdot W_r / K = 0,527 \cdot 0,111 \cdot 10^3 / 186 = 0,3145.$$

З урахуванням запасу беремо $F = 0,325$ м².

Питомий тепловий потік, Вт/м²

$$q = Q/F = 10 \cdot 10^3 / 0,325 = 30769.$$

Перевіряємо взяті значення коефіцієнта тепловіддачі в разі бульбашкового кипіння, Вт/(м²·К) за [14]

$$\alpha'_k = \frac{3,4 \cdot P^{0,18} \cdot q^{2/3}}{1 - 0,045 \cdot P} = \frac{3,4 \cdot 0,1^{0,18} \cdot 30769^{2/3}}{1 - 0,045 \cdot 0,1} = 2200.$$

Отже, $\alpha_k \approx \alpha'_k$ і уточнювати розрахунки не потрібно.
Температура стінки випарника, °C

$$\bar{t}_{ст} = \bar{t}_r - \frac{Q}{\alpha_r \cdot \eta_{оп} \cdot F \cdot \beta} = 285 - \frac{10 \cdot 10^3}{131 \cdot 0,757 \cdot 0,325 \cdot 2,1} = 123.$$

Температурний напір між стінкою і водою, °C

$$\Delta t = \bar{t}_{ст} - t_n = 123 - 100 = 23.$$

Температурний напір початку кипіння за [14], °C

$$\Delta t_{пк} = 10,25 \cdot P_n^{-1/3} = 10,25 \cdot 0,1^{-1/3} = 22.$$

Оскільки $\Delta t > \Delta t_{пк}$, то у випарнику підтримується режим бульбашкового кипіння, тобто він працює ефективно.

Площа “живого” перерізу для проходження газів, м²

$$F_r = G_r / (\rho_r \cdot w_r) = 0,1 / (0,65 \cdot 15) = 1,025 \cdot 10^{-2}.$$

Необхідна кількість трубок, шт.

$$n = F_r / f_r = 1,025 \cdot 10^{-2} / 1,4 \cdot 10^{-4} = 73.$$

Приклад 2.14

Визначити необхідну кількість труб і площу поверхні теплообміну плівкового випарного апарата, призначеного для упарювання цукрового розчину від початкової концентрації 15% до кінцевої 25%. Розчин з витратою $G_p = 35$ кг/с і температурою кипіння 124°C стікає тонкою плівкою у середині сталевих труб діаметрами 33/30 мм. Зовні труби обігріваються сухою насиченою паром з температурою 136°C. Коефіцієнт забруднення поверхні нагріву за [11] $\Psi_3 = 0,85$.

Розв'язування:

Теплофізичні властивості розчину для $t_n = 124^\circ\text{C}$ і $S_1 = 15\%$ за [22]:
 $\rho'_p = 1035$ кг/м³; $C'_p = 3,953$ кДж/(кг·K); $\lambda'_p = 0,636$ Вт/(м·K); $\nu'_p = 0,3 \cdot 10^{-6}$ м²/с;
 $\sigma'_p = 0,064$ Н/м; $Pr'_p = 2,04$.

Теплофізичні властивості упареного розчину ($S_2 = 25\%$) за [22]:
 $\rho''_p = 1137$ кг/м³; $C''_p = 3,79$ кДж/(кг·K); $\lambda''_p = 0,612$ Вт/(м·K);
 $\nu''_p = 0,387 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\sigma''_p = 0,057$ Н/м; $Pr''_p = 1,9$.

Середня концентрація розчину в апараті, %

$$\bar{S} = 0,5(S_1 + S_2) = 0,5(15 + 25) = 20.$$

Теплофізичні властивості розчину для середньої концентрації за [22]:
 $\bar{\rho}_p = 1086 \text{ кг/м}^3$; $\bar{C}_p = 3,87 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$; $\bar{\lambda}_p = 0,624 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$; $\bar{v}_p = 0,343 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;
 $\bar{\sigma}_p = 0,0605 \text{ Н/м}$; $\text{Pr}_p = 2$.

Теплота пароутворення (додаток А), кДж/кг:

– вторинної пари (випару) $r_v = 2194$;

– грійної пари $r_n = 2151$.

Густина пари (додаток А), кг/м^3 : вторинної пари $\rho_v = 1,26$; грійної пари $\rho_n = 1,75$.

Кількість випару, кг/с

$$G_v = G_p(1 - S_1/S_2) = 35(1 - 15/25) = 14.$$

Необхідна потужність випарного апарата, МВт

$$Q = G_v \cdot r_v / \eta_v = 14 \cdot 2194 \cdot 10^{-3} / 0,98 = 31,34.$$

Необхідна витрата грійної пари, кг/с

$$D = Q / (h_n - h_v) = Q / r_n = 31,34 \cdot 10^3 / 2151 = 14,57.$$

Мінімальна величина масового зрошення вертикальних труб, $\text{кг/(м}\cdot\text{с)}$,
за [11]

$$\Gamma_{\min} = \rho_p'' \cdot v_p'' \left[\sigma_p'' / (v_p'' \cdot g)^{1/3} \cdot \rho_p'' \right]^{0,625} =$$

$$= 1137 \cdot 0,387 \cdot 10^{-6} \left\{ 0,057 / [(0,387 \cdot 10^{-6})^{1/3}] \right\} = 0,125.$$

Мінімальне значення критерію Рейнольдса

$$\text{Re}_{\min} = 4\Gamma_{\min} / (\rho_p'' \cdot v_p'') = 4 \cdot 0,125 / (1137 \cdot 0,387 \cdot 10^{-6}) = 1143.$$

Величина масового зрошення на вході в трубу

$$\Gamma_{\text{вх}} = \Gamma_{\min}(2 - S_1/S_2) = 0,125(2 - 15/25) = 0,175.$$

Критерій Рейнольдса плівки на вході в трубу

$$\text{Re}_{\text{вх}} = 4\Gamma_{\text{вх}} / (\rho_p'' \cdot v_p'') = 4 \cdot 0,175 / (1035 \cdot 0,3 \cdot 10^{-6}) = 2254.$$

Середнє значення критерію Рейнольдса плівок

$$\text{Re}_p = 0,5(\text{Re}_{\min} + \text{Re}_{\text{вх}}) = 0,5(1143 + 2254) = 1698.$$

Оскільки $\text{Re}_p > 1600$, то режим течії турбулентний.

Середня величина масового зрошення труб, $\text{кг/(м}\cdot\text{с)}$

$$\Gamma = \text{Re}_p \cdot v_p \cdot \bar{\rho}_p / 4 = 1698 \cdot 0,346 \cdot 10^{-6} \cdot 1086 / 4 = 0,159.$$

Середня масова витрата розчину в одній трубі, кг/с

$$G_1 = \Gamma \cdot \pi \cdot d_b = 0,159 \cdot 3,14 \cdot 0,03 = 0,01497.$$

Необхідна кількість труб за умови забезпечення зрошення, шт.

$$n = G_p / G_1 = 35 / 0,01497 = 2337.$$

Площа поперечного перерізу труби, м²

$$f_1 = 0,785 \cdot d_b^2 = 0,785 \cdot 0,03^2 = 7,065 \cdot 10^{-4}.$$

Орієнтовна швидкість вторинної пари в трубі, м/с

$$w_b = G_b / (\rho_b \cdot n \cdot f_1) = 14 / (1,26 \cdot 2337 \cdot 7,065 \cdot 10^{-4}) = 7.$$

Оскільки $w_b < 12$, то крапельного виносу з плівки рідини немає, тобто суцільність плівки зберігається. В разі $w_b \geq 12$ необхідно збільшувати кількість труб [23].

В першому наближенні беремо довжину труби $\ell_1 = 3,5$ м.

Площа поверхні нагріву з боку грійної пари (зовнішня), м²

$$F_{zn} = \pi \cdot d_3 \cdot \ell_1 \cdot n = 3,14 \cdot 0,033 \cdot 3,5 \cdot 2337 = 847,56.$$

Питомий тепловий потік до зовнішньої поверхні, кВт/м²

$$q_{zn} = Q / F_{zn} = 31,34 \cdot 10^3 / 847,56 = 36,97.$$

Площа внутрішньої поверхні нагріву, м²

$$F_{вн} = F_{zn} \cdot d_b / d_3 = 847,56 \cdot 30 / 33 = 770,5.$$

Питомий тепловий потік від внутрішньої поверхні труб, кВт/м²

$$q_{вн} = Q / F_{вн} = 31,34 \cdot 10^3 / 770,5 = 40,67.$$

Приведена товщина плівки розчину [11], м

$$\ell^* = (\bar{v}_p^2 / g)^{1/3} = [(0,343 \cdot 10^{-6})^2 / 9,81]^{1/3} = 2,29 \cdot 10^{-5}.$$

Критерій Нуссельта в разі випаровування плівки рідини [22]

$$Nu_n = 0,286 \cdot Re_p^{0,23} \cdot Pr_p^{0,5} = 0,286 \cdot 1698^{0,23} \cdot 2,3^{0,5} = 0,25.$$

Коефіцієнт тепловіддачі до плівки розчину, Вт/(м²·К)

$$\alpha_n = Nu_n \cdot \bar{\lambda}_p / \ell^* = 0,25 \cdot 0,624 / (2,29 \cdot 10^{-5}) = 6812.$$

Капілярна стала для розчину, м

$$\ell_k = \left\{ \bar{\sigma}_p / [(\bar{\rho}_p - \rho_b)g] \right\}^{0,5} = \{0,0605 / [(1086 - 1,26)9,81]\}^{0,5} = 2,385 \cdot 10^{-3}.$$

Коефіцієнт, кДж/м³

$$B_1 = r_p \cdot \rho_p = 2194 \cdot 1,26 = 2758.$$

Коефіцієнт, Н/м^2

$$B_2 = [\bar{\sigma}_p \cdot g(\rho_p - \rho_v)]^{0,5} = [0,0605 \cdot 9,81(1086 - 1,26)]^{0,5} = 25,36.$$

Критерій K_t

$$K_t = B_1^2 / (\bar{C}_p \cdot T_n \cdot \rho_p \cdot B_2) = 2758^2 / (3,87 \cdot 387 \cdot 1086 \cdot 25,36) = 0,18.$$

Критерій Рейнольдса для бульбашкового кипіння [23]

$$\text{Re}_k = 9,4 \cdot \text{Re}_p / (K_t \cdot \text{Pr})^{1/3} = 9,4 \cdot 1698 / (0,18 \cdot 2,3)^{1/3} = 21338.$$

Значення питомого теплового потоку, який відповідає початку бульбашкового кипіння в плівці [23], Вт/м^2

$$q_k = \text{Re}_k \cdot B_1 \cdot \bar{\nu}_p / \ell^* = 21338 \cdot 2758 \cdot 0,343 \cdot 10^{-6} / (2,385 \cdot 10^{-3}) = 8463.$$

Якщо $q_k \geq q_{\text{вн}}$, то $\alpha_k = \alpha_{\text{п}}$. Оскільки $q_k < q_{\text{вн}}$, то за [23] визначаємо

$$Z_p = 0,543 [R_k \cdot K_t \cdot \text{Pr}_p / \text{Re}_p]^{0,7} = 0,543 [21338 \cdot 0,18 \cdot 2,3 / 1698]^{0,7} = 1,17.$$

Коефіцієнт тепловіддачі до плівки розчину в разі бульбашкового кипіння [23], $\text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$

$$\alpha_{\text{пк}} = \alpha_{\text{п}} \cdot Z_p = 6812 \cdot 1,17 = 7970.$$

Термічний опір тепловіддачі до плівки, $\text{м}^2 \cdot \text{К/Вт}$

$$R_{\text{пк}} = 1 / \alpha_{\text{пк}} = 1 / 7970 = 1,2547 \cdot 10^{-4}.$$

Температура внутрішньої стінки труби, $^{\circ}\text{C}$

$$t_{\text{вн}} = t_p + q_{\text{вн}} \cdot R_{\text{пк}} = 124 + 40,67 \cdot 1,2547 \cdot 10^{-4} = 129,5.$$

Термічний опір стінки труби, $\text{м}^2 \cdot \text{К/Вт}$

$$R_{\text{ст}} = 0,5(d_3 - d_0) \cdot 10^{-3} / \lambda_{\text{ст}} = 0,5(33 - 30) \cdot 10^{-3} / 45 = 0,333 \cdot 10^{-4}.$$

Температура зовнішньої стінки труби, $^{\circ}\text{C}$

$$t_{\text{зн}} = t_{\text{вн}} + q_{\text{вн}} \cdot R_{\text{ст}} = 129,5 + 40,67 \cdot 0,333 \cdot 10^{-4} = 131.$$

Середня температура плівки конденсату грієної пари, $^{\circ}\text{C}$

$$t_{\text{пл}} = 0,5(t_{\text{п}} + t_{\text{зн}}) = 0,5(136 + 131) = 133,5.$$

Середня різниця температур між плівкою конденсату і зовнішньою стінкою труби, $^{\circ}\text{C}$

$$\Delta t_1 = t_{\text{пл}} - t_{\text{зн}} = 133,5 - 131 = 2,5.$$

Теплофізичні властивості плівки конденсату для середньої температури (додаток Б): $\rho_{\text{пл}} = 930 \text{ кг/м}^3$; $C_{\text{пл}} = 4,275 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$; $\lambda_{\text{пл}} = 0,685 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; $\nu_{\text{пл}} = 0,226 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\text{Pr}_{\text{пл}} = 1,32$.

Комплекси А і В для плівки конденсату (таблиці додатка И.2):
 $A = 85,6 \text{ (м} \cdot ^\circ\text{C)}^{-1}$; $B = 8,716 \cdot 10^{-3} \text{ м/Вт}$.

Величина Z за (И.26)

$$Z = A \cdot \ell_1 \cdot \Delta t_1 = 85,6 \cdot 3,5 \cdot 2,5 = 749.$$

Критерій Рейнольдса для плівки конденсату за умови, що $Z < 2300$ за (И.27)

$$Re_{пл} = 3,8 \cdot Z^{0,78} = 3,8 \cdot 749^{0,78} = 663,56.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від плівки конденсату до зовнішньої стінки труби, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$\alpha_{zn} = Re_{пл} / (\ell_1 \cdot \Delta t_1 \cdot B) = 663,56 / (3,5 \cdot 2,5 \cdot 8,716 \cdot 10^{-3}) = 8700.$$

Термічний опір тепловіддачі до зовнішньої стінки труби, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$

$$R_{zn} = 1/\alpha_{zn} = 1/8700 = 1,149 \cdot 10^{-4}.$$

Термічний опір теплопередачі у випарному апараті, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$

$$\Sigma R = R_{вн} + R_{ст} + R_{zn} = 1,2547 \cdot 10^{-4} + 0,333 \cdot 10^{-4} + 1,149 \cdot 10^{-4} = 2,7367 \cdot 10^{-4}.$$

Коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$K_o = 1/\Sigma R = 1/2,7367 \cdot 10^{-4} = 3654.$$

Коефіцієнт теплопередачі з урахуванням забруднення поверхні теплообміну

$$K = K_o \cdot \psi_3 = 3654 \cdot 0,85 = 3106.$$

Теплова потужність випарника за рівнянням теплопередачі, МВт

$$Q_k = K \cdot (t_n - t_p) F_{zn} \cdot 10^{-6} = 3106 (136 - 124) \cdot 847,56 \cdot 10^{-6} = 31,59.$$

Відхил теплової потужності, %

$$\Delta Q = [(Q - Q_k)/Q] 100 = [(31,34 - 31,59)/31,34] \cdot 100 = 0,8.$$

Оскільки $\Delta Q < \pm 2\%$ розрахунки можна не уточнювати.

Приклад 2.15

Здійснити розрахунки одноступінчастого випарника на ТЕЦ, який подає споживачам $8,33 \text{ кг/с}$ вторинної пари з температурою насичення $t_{нг} = 175^\circ\text{C}$. Випарник обігрівается сухою насиченою парою з відбору турбіни з температурою 190°C . Грійна секція випарника (рис.2.8) виготовлена із сталевих труб довжиною $3,5 \text{ м}$ і діаметрами $d_3/d_a = 38/33 \text{ мм}$. Труби розвальцовані в трубних дошках товщиною $\delta_d = 40 \text{ мм}$. Товщина зварного корпусу грійної секції $\delta_k = 20 \text{ мм}$. Крок між трубами в секції $S_{тр} = 48 \text{ мм}$. Кільцевий зазор між корпусом випарника і корпусом грійної секції $e = 185 \text{ мм}$. Випарник заживлений водою з хімводоочистки, яка підігріта до температури 173°C . Вода надходить на дірчастий лист, необхідний для “промивання”

вторинної пари. Опускним контуром циркуляції є зазор між корпусом випарника і грійної секції. Для рівномірного розподілу грійної пари секція обладнана перегородкою.

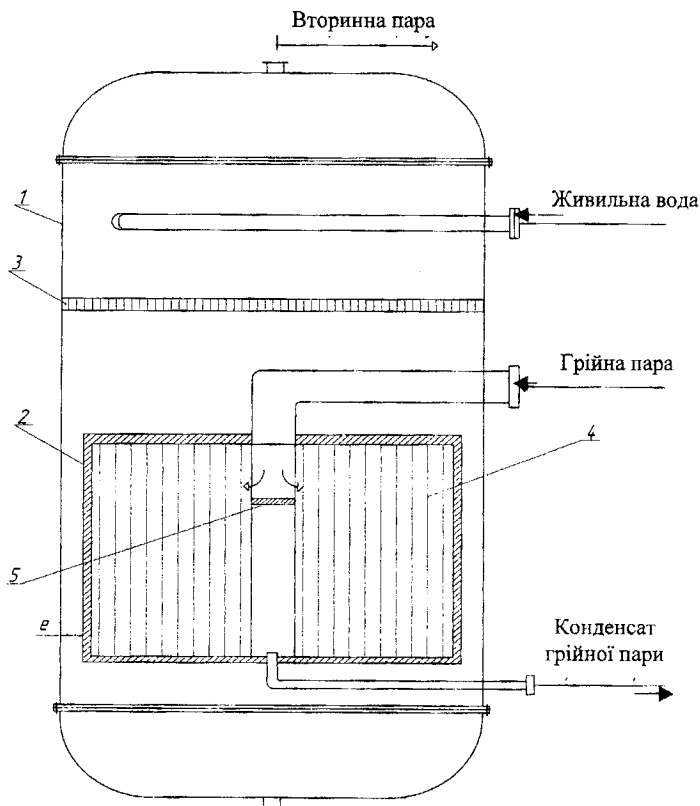


Рисунок 2.8 – Принципова схема випарника: 1 – корпус; 2 – корпус грійної секції; 3 – дірчастий лист; 4 – випарні труби; 5 – напрямна перегородка

Розв'язування:

Теплота пароутворення для первинної (грійної) та вторинної пари (додаток А): $r_1 = 1978,8 \text{ кДж/кг}$; $r_2 = 2015,2 \text{ кДж/кг}$.

Теплова потужність випарника, МВт

$$Q = D_2 \cdot r_2 / \eta = 8,33 \cdot 2015 \cdot 10^{-3} / 0,98 = 17,13,$$

де η_v = ККД випарника.

Оскільки конденсація грійної пари та пароутворення вторинної пари відбувається за умови сталих температур ($t_{н1} = \text{const}$ і $t_{н2} = \text{const}$), то температурний напір у випарнику дорівнює [28], °C

$$\Delta t_{cp} = \varepsilon_t(t_{н1} - t_{н2}) = 0,9(190 - 175) = 13,5,$$

де ε_t – коефіцієнт, що враховує зміну температурного напору по довжині труби.

За рекомендаціями [28] беремо з подальшим уточненням значення коефіцієнта теплопередачі – $K = 2,3 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Необхідна площа поверхні теплообміну, м^2

$$F = Q \cdot 10^3 / (K \cdot \Delta t_{cp}) = 17,13 \cdot 10^3 / (2,3 \cdot 13,5) = 552.$$

Беремо площу поверхні нагріву з п'ятивідсотковим запасом, тобто, м^2

$$F = 1,05 \cdot F_n = 1,05 \cdot 552 = 580.$$

Кількість випарних труб у секції

$$n = F / (\pi \cdot d_3 \cdot H_A) = 580 / (3,14 \cdot 0,038 \cdot 3,42) = 1421,$$

де активна висота труб дорівнює

$$H_A = H - 2\delta_d = 3,5 - 2 \cdot 0,04 = 3,42.$$

Діаметр трубних дощок, м

$$D_d = 1,1 \cdot S_T (n/\phi)^{0,5} = 1,1 \cdot 0,048 (1421/0,7)^{0,5} = 2,38,$$

де ϕ – коефіцієнт заповнення трубами трубних дощок (див.п.1.2).

Зовнішній діаметр грійної камери, м

$$D_{зк} = D_d + 2\delta_k = 2,38 + 2 \cdot 0,02 = 2,42.$$

Внутрішній діаметр корпусу випарника, м

$$D_{вк} = D_{зк} + 2 \cdot e = 2,42 + 2 \cdot 0,185 \approx 2,8.$$

Для здійснення перевірного теплового розрахунку випарника необхідно знати швидкість циркуляції води в ньому w_o . Значення w_o доцільно визначати графоаналітичним методом. Для цього треба задатись не менше як трьома значеннями w_o , для яких визначити рушійний напір і загальний гідродинамічний опір за формулами гідродинаміки.

Для рівномірного теплового навантаження теплових труб рівняння циркуляції має вигляд:

$$H - \frac{w_o(H - H_A)}{w_o + \Delta w_{np}} - \frac{H_A w_o}{\Delta w_{np}} \ln\left(1 + \frac{\Delta w_{np}}{w_o}\right) = \frac{\Delta w_{np} \cdot w_o + \Sigma \Delta P}{2g} \quad (2.2)$$

тут $\Delta w_{\text{тр}} = \frac{D_{\text{вт}}}{f} \left(\frac{1}{\rho''} - \frac{1}{\rho'} \right)$ – прискорення швидкості внаслідок пароутворення;

$f = 0,785 \cdot d_a^2$ – площа перерізу кип'ятильної труби;

ρ', ρ'' – густина рідини і пари, відповідно;

$\sum \Delta P_c$ – сумарний гідродинамічний опір контуру циркуляції.

Ліва частина (2.2) – це величина рушійного напору, а права – сума гідравлічних опорів.

Гідравлічні опори складаються із величин, Па:

- втрати напору на вході в трубу

$$\Delta P_{\text{вх.т}} = \xi_{\text{вх}} \cdot \rho' \cdot w_0^2 / 2, \quad (2.3)$$

де $\xi_{\text{вх}} = 0,5$;

- втрати напору на виході із труби

$$\Delta P_{\text{вих.т}} = \xi_{\text{вих}} \cdot \rho' \cdot w_0^2 / 2 [1 + w / (2w_0)(1 - \rho'' / \rho')], \quad (2.4)$$

де $\xi_{\text{вих}} = 1$; $w_{\text{вих}} = Q / (r_{\text{вт}} n \rho'' f)$;

- втрати напору на тертя в трубах

$$\Delta P_{\text{тр}} = \xi \cdot H / d_n (\rho' \cdot w_0^2 / 2), \quad (2.5)$$

де ξ визначається із табл.1.4.

Втрати напору в кільцевому зазорі, який виконує функцію опускних труб, Па

$$\Delta P_{\text{кз}} = \xi_{\text{кз}} (H / d_c) \rho' \cdot w_{\text{кз}} / 2, \quad (2.6)$$

де $w_{\text{кз}} = f \cdot n / F_{\text{кз}}$; $F_{\text{кз}} = 0,785(D_{\text{вк}}^2 - D_{\text{зк}}^2)$; $d_c = 4F_{\text{кз}} / \Pi$; $\Pi = \pi(D_{\text{вк}} - D_{\text{зк}})$.

Втрати напору на вхід в кільцевий зазор і на вихід із нього, Па

$$\Delta P_{\text{вкз}} = (\xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вих}}) \rho' \cdot w_{\text{кз}} / 2 = 1,5 \rho' \cdot w_{\text{кз}} / 2. \quad (2.7)$$

Сумарні гідравлічні втрати, Па

$$\sum \Delta P = \Delta P_{\text{вт}} + \Delta P_{\text{вихт}} + \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{кз}} + \Delta P_{\text{вкз}}. \quad (2.8)$$

Розрахунки циркуляції за зазначеними вище формулами для різних значень w_0 зводимо в табл.2.1.

За даними табл.2.1 будуємо графік залежностей $\Delta P_p = f(w_0)$ і $\Delta P = f_1(w_0)$, який наведений на рис.2.9. Точка перетину цих залежностей дає шукану швидкість циркуляції $w_0 = 1,30$ м/с.

Питома теплова потужність на зовнішній поверхні випарних труб, кВт/м²

$$q_{\text{зн}} = K \cdot \Delta t = 2,3 \cdot 13,5 = 31,05.$$

Питомий тепловий потік усередині труб, кВт/м²

$$q_{\text{вн}} = q_{\text{зн}} \cdot d_3/d_b = 31,05 \cdot 38/33 = 35,75.$$

Таблиця 2.1 – Дані розрахунків циркуляційного контуру випарника

Найменування величин	Формула	Чисельні значення для різних w_0		
		1	1,8	2,4
Прирошення швидкості, м/с	Див. (2.2)	1,35	1,35	1,35
Рушійний напір, м	(2.2)	1,028	0,677	0,578
Втрати на прискорення, м	$w_0 \cdot m/2g$	0,063	0,115	0,153
Втрати на вході в труби, Па	(2.3)	222	718	1280
Втрати на виході з труб, Па	(2.4)	710	1920	3180
Втрати на тертя в трубах, Па	(2.5)	1900	6150	10950
Швидкість води в кільцевому зазорі, м/с	Див. (2.6)	0,795	1,43	1,9
Коефіцієнт тертя в кільцевому зазорі	(2.6)	0,2	0,2	0,2
Втрати на тертя в кільцевому зазорі, Па	(2.7)	312	1000	1780
Місцеві втрати в кільцевому зазорі, Па	(2.8)	670	2170	3850
Сумарні втрати напору, Па	(2.8)	3814	11958	21010
Сумарні втрати напору, м.вод.ст.		0,436	1,37	2,41
Сума опорів (права частина (2.2))	(2.2)	0,5	1,48	2,56

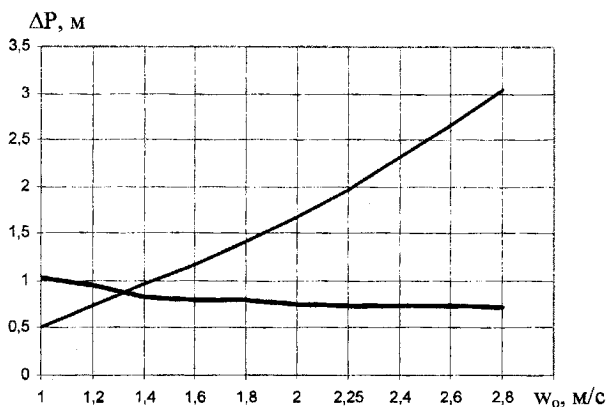


Рисунок 2.9 – Графічні залежності циркуляції $\Delta P = f_1(w_0)$

Визначаємо теплофізичні властивості води для $t_{\text{нв}} = 175^\circ\text{C}$ (додаток Б):
 $\rho' = 892 \text{ кг/м}^3$; $C'_p = 4,36 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$; $\lambda' = 0,676 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$; $\nu' = 0,1775 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;
 $Pr = 1,025$.

Густина вторинної пари (додаток А) – $\rho''_2 = 4,64 \text{ кг/м}^3$.

Середня температура плівки конденсату грійної пари, $^\circ\text{C}$

$$\bar{t}_{пл} = 0,5(t_{н} + t_{зн}) = 0,5(190 + 182,7) = 186,35.$$

Різниця температур між плівкою конденсату і зовнішньою стінкою труби, °C

$$\Delta t_1 = \bar{t}_{пл} - t_{зн} = 186,35 - 182,7 = 3,65.$$

Із додатка И.5 для $\bar{t}_{пл} = 186,35$ визначаємо комплекси: $A = 160,2 \text{ 1/м}$; $B = 13,57 \text{ м/Вт}$.

Приведена висота труби

$$Z = A \cdot H_a \cdot \Delta t_1 = 160,2 \cdot 3,42 \cdot 3,65 = 2000.$$

Критерій Рейнольдса плівки конденсату

$$Re_1 = 3,8 \cdot Z^{0,78} = 3,8 \cdot 2000^{0,78} = 1427,5.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від плівки конденсату до зовнішньої стінки труби за умови чистої поверхні, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$\alpha_n = Re_1 / (H_a \cdot B \cdot \Delta t_1) = 1427,5 / (3,42 \cdot 13,57 \cdot 10^{-3} \cdot 3,65) = 8427.$$

Коефіцієнт тепловіддачі з урахуванням термічного опору оксидної плівки, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$\alpha_1 = (\alpha_{10}^{-1} + R_{оп})^{-1} = (8427^{-1} + 0,775 \cdot 10^{-4})^{-1} = 5100.$$

Коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$K = 1 / [(1/\alpha_1 + 1/\alpha_2 + \delta_{ст}/\lambda_{ст})] = 1 / [(1/5100 + 1/5486 + 2,5 \cdot 10^{-3}/45)] = 2307,6.$$

Оскільки розрахункове значення K від взятого відрізняється лише на 0,3%, уточнювати розрахунки немає потреби. Якщо різниця між розрахунковим і взятим значенням K складає більше $\pm 2,5\%$, то треба задатись іншим значенням K і розрахунки повторити.

3 ТЕПЛО- І МАСООБМІН В ТЕРМОВОЛОГІСНИХ ПРОЦЕСАХ

3.1 Загальні положення

Під час безпосереднього контакту між рідким і газоподібним середовищами поряд з теплообміном відбувається і масообмін, що обумовлюється процесами теплопровідності та дифузії в примежовому шарі [1]. “Сухий” теплообмін виникає за рахунок температурного напору, а масообмін – за рахунок різниці парціальних тисків:

$$\Delta P = P_n - P''_p, \quad (3.1)$$

де P_n – парціальний тиск водяної пари в газоподібному середовищі;

P''_p – парціальний тиск водяної пари біля самої поверхні рідини, який вважається рівним тиску насичення пари для певної температури t_n .

Якщо за різницю потенціалів для масообміну замість парціальних тисків взяти різницю вологовмістів, то рівняння масообміну буде

$$Q_{\text{вл}} = \sigma (d_{\text{п}} - d''_{\text{вл}}) \cdot r \cdot F, \quad (3.2)$$

де σ – коефіцієнт випаровування;

$d_{\text{п}}$ і $d''_{\text{вл}}$ – вологовміст в потоці газу біля поверхні та в рідині, відповідно;

r – теплота пароутворення;

F – площа поверхні тепломасообміну.

Рівняння “сухого” теплообміну, як відомо, [1,7,14] має вигляд

$$Q_{\text{сх}} = \alpha (t_{\text{п}} - t_{\text{н}}) F, \quad (3.3)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі.

Формальна схожість рівнянь теплопровідності та дифузії [1] показує, що подібність градієнтів температур і концентрацій буде в разі виконання умови

$$Le = D/a = 1, \text{ або } Pr = Pr_{\text{д}}, \quad (3.4)$$

де D і a – коефіцієнт дифузії та температуропровідності, відповідно;

$Pr_{\text{д}}$ – дифузійний критерій Прандтля.

Для атмосферного тиску коефіцієнт дифузії повітря визначають за формулою

$$D = 2,31 \cdot 10^{-5} (T/273)^{1,8} (P_{\text{ат}}/P), \quad (3.5)$$

де T – абсолютна температура газу;

$P_{\text{ат}}$ – атмосферний тиск.

Якщо вважати, що в примежовому шарі теплообмін здійснюється теплопровідністю, а вологообмін – дифузією, то одержимо

$$\alpha = \lambda / \delta_{\text{т}},$$

$$\sigma = D \cdot \rho / \delta_{\text{д}}, \quad (3.6)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності;

$\delta_{\text{т}}$ і $\delta_{\text{д}}$ – товщина теплового і дифузійного примежового шару, відповідно.

В разі подібності поля температур і вологовмістів $\delta_{\text{т}} = \delta_{\text{д}}$. Тоді на підставі (3.6) і (3.4) одержимо так зване число Льюїса

$$\alpha / \sigma = a / D \cdot C_{\text{вл}} = C_{\text{вл}} / Le, \quad (3.7)$$

де $C_{\text{вл}}$ – теплоємність вологого повітря, яка визначається за [25]

$$C_{\text{вл}} = 1 + 1,9 \cdot d_{\text{п}}. \quad (3.8)$$

З урахуванням (3.2), (3.3) і (3.7) загальний тепловий потік в процесах тепломасообміну складатиме (рівняння Меркеля)

$$Q = Q_{\text{сх}} + Q_{\text{вл}} = F \cdot \sigma [(h_{\text{п}} - h''_{\text{вл}}) - C_{\text{вл}} (d_{\text{п}} - d''_{\text{вл}}) t_{\text{н}}], \quad (3.9)$$

де ентальпія вологого повітря за [25] дорівнює

$$h_n = 1 \cdot t_n + (2500 + 1,9 t_n) d_n. \quad (3.10)$$

Другий доданок в правій частині (3.9) має дуже мале значення порівняно з першим. Тому його можна враховувати поправковим коефіцієнтом, тобто

$$Q = A \cdot F \cdot \sigma (h_n - h''_{вл}) \quad (3.11)$$

$$\text{де } A = 1 - [(d_n - d''_{вл}) / (h_n - h''_{вл})] = 1 - (C_{вл} t_n / \epsilon); \quad (3.12)$$

$\epsilon = \Delta d / \Delta h$ – тепловологісне відношення процесу [25].

Для розрахунків повітроохолодників можна брати $A = 1$, а для розрахунків градирень і випарних конденсаторів значення A наведені в табл.3.1.

Таблиця 3.1 – Значення коефіцієнтів A

$t_{вл}, ^\circ\text{C}$	10	15	20	25	30	35	40	45	50
A	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93	0,92	0,91

Залежно від температури води t_v , повітря, що контактує з цією водою, змінює свій стан. В процесах охолодження і осушення повітря в повітроохолодниках ентальпія і вологовміст зменшуються. В процесах охолодження і зволоження у вентиляційних камерах ентальпія повітря зменшується, а вологовміст збільшується. В разі адиабатного зволоження повітря в установках вентиляції та кондиціонування ентальпія повітря практично залишається сталою, а вологовміст зростає. В процесах нагрівання і зволоження повітря в градирнях, випарних конденсаторах, зволожувальних камерах у зимовий період ентальпія і вологовміст повітря збільшуються. Детально термовологісні процеси з повітрям викладені в [25]. Температура точки роси t_R є межею між процесами зволоження і осушення повітря. Температура вологого термометра $t_{вл}$ є межею між процесами з підведенням і відведенням теплоти.

Для усталених процесів потоки теплоти і вологи дорівнюють:

$$Q = A \cdot F \cdot \sigma (h_n - h''_n), \quad (3.13)$$

$$W = F \cdot \sigma (d'_n - d''_{вл}), \quad (3.14)$$

звідки виходить

$$Q/W = \epsilon = A(h_n - h''_n) / (d'_n - d''_{вл}), \quad (3.15)$$

тобто тепловологісне відношення - це кутовий коефіцієнт процесу на h - d діаграмі вологого повітря, який зображується прямою лінією.

В реальних тепломасообмінних апаратах кінцеві значення повітря завжди визначаються з рівнянь теплового і вологісного балансів:

$$h_2 = h_1 \pm Q/G; d_2 = d_1 \pm W/\sigma, \quad (3.16)$$

де G – витрата повітря.

Додатний або від'ємний знак в (3.16) відповідають напрямку процесів (зволоження або осушення). Процеси тепло- і масообміну можна обчислювати за рівняннями “сухого” теплообміну за допомогою коефіцієнта вологовипадіння

$$\xi = Q/Q_{\text{ex}} = (h_1 - h_2)/[C_B(t_1 - t_2)]. \quad (3.17)$$

Тоді загальний тепловий потік можна визначати із виразу

$$Q = \alpha \cdot \xi \cdot \Delta t \cdot F. \quad (3.18)$$

Коефіцієнт ξ дозволяє визначити формулу для “сухого” теплообміну в розрахунках масообміну

$$W = (\xi - 1)\alpha \cdot \Delta t \cdot F/r. \quad (3.19)$$

Зв'язок між коефіцієнтами ξ і ε визначається за співвідношеннями:

$$\xi = \varepsilon/(\varepsilon - r); \quad \varepsilon = r \cdot \xi/(\xi - 1). \quad (3.20)$$

Таким чином, коефіцієнт вологовипадіння, як і тепловологісний коефіцієнт - це кут нахилу кривої процесу на h - d діаграмі волого повітря.

У випадках, коли $t_n < 0^\circ\text{C}$, на поверхнях повітроохолодників випадає шар інію, термічний опір якого треба враховувати в розрахунках теплопередачі. За даними [26] величину цього термічного опору можна обчислювати за формулою

$$R_{\text{ин}} = 0,026\varphi \cdot w_{\text{п}}^{-0,27} \cdot C_t^{-2} \cdot \tau^{0,15}, \quad (3.21)$$

де $w_{\text{п}}$ і φ – швидкість і відносна вологість повітря в апараті ($\varphi \leq 1$);

$C_t = T_a/T_{\text{п}}$; T_a і $T_{\text{п}}$ – абсолютні температури холодоагенту і повітря, відповідно;

τ – час роботи повітроохолодника, год.

Наводимо ще деякі формули, необхідні для розрахунків тепловологісних процесів. Середньологарифмічна різниця ентальпій у випарних конденсаторах

$$\Delta h_{\text{ср}} = (h_2 - h_1)/[\ln(h''_{\text{вл}} - h_1)/(h''_{\text{вл}} - h_2)], \quad (3.22)$$

де h_1 , h_2 і $h''_{\text{вл}}$ – ентальпія повітря на вході, виході з апарата і біля поверхні води, відповідно.

Коефіцієнт вологовипадіння в процесах осушування повітря

$$\xi_{\text{ос}} = Q_o/(Q_o - 2500 \cdot W_o), \quad (3.23)$$

де Q_o і W_o – холодовидатність і осушувальна здатність апарата.

Температурний та ентальпійний коефіцієнти ефективності в зрошувальних апаратах

$$E_t = (t_1 - t_2)/(t_1 - t_{вл}). \quad (3.24)$$

$$E_h = (h_2 - h_1)/(h''_{вл} - h_1). \quad (3.25)$$

3.2 Тепломасообмін між поверхнею води та вологим повітрям

Під час руху повітря вздовж поверхні води насамперед, як правило, необхідно визначати кількість води, що випаровується в повітря G_v . Кількість випару можна визначити двома способами: за допомогою рівняння подібності для масообміну; за допомогою співвідношення Льюїса. З'ясовувати методику розрахунків G_v краще за все на конкретному прикладі.

Нехай температура поверхні води становить 15°C , а температура повітря, що рухається зі швидкістю $w_n = 3,1$ м/с подалі від поверхні, 20°C . Визначити кількість випареної води з площі 1 м^2 за одну секунду, якщо відносна вологість повітря $\phi = 0,35$, а довжина поверхні в напрямку руху повітря $\ell = 0,1$ м, атмосферний тиск $P = 100$ кПа.

Розв'язування:

За першим способом.

Критерій Рейнольдса для потоку повітря

$$\text{Re}_n = w_n \cdot \ell / \nu_n = 8,1 \cdot 0,1 / (15,06 \cdot 10^{-6}) = 20600;$$

де ν_n – визначено з додатка Г для $t_n = 20^\circ\text{C}$.

Коефіцієнт дифузії за (3.5), $\text{м}^2/\text{с}$

$$D = 2,31 \cdot 10^{-5} (T_n/273)^{1,8} (P_{\text{ат}}/P) = 2,31 \cdot 10^{-5} \cdot (293/273)^{1,8} \cdot (100/100) = 2,63 \cdot 10^{-5}.$$

Дифузійний критерій Прандтля

$$\text{Pr}_D = \nu/D = 15,06 \cdot 10^{-6} / (2,63 \cdot 10^{-5}) = 0,575.$$

Оскільки $\text{Re}_n < 10^5$, то режим течії в примезовому шарі ламінарний. Тому критеріальне рівняння теплообміну має вигляд [7]

$$\text{Nu} = 0,66 \cdot \text{Re}_n^{0,5} \cdot \text{Pr}^{0,33}.$$

Тоді дифузійний критерій Нуссельта

$$\text{Nu}_D = 0,66 \cdot \text{Re}_n^{0,5} \cdot \text{Pr}_D^{0,33} = 0,66 \cdot 20600^{0,5} \cdot 0,575^{0,33} = 78,6.$$

Коефіцієнт масообміну

$$\beta = \text{Nu}_D \cdot D / \ell = 78,6 \cdot 2,63 \cdot 10^{-5} / 0,1 = 2,07 \cdot 10^{-2}.$$

Із додатка Б визначимо парціальні тиски водяної пари для $t_n = 15^\circ\text{C}$ і $t_n = 20^\circ\text{C}$: $P''_n = 1,71$ кПа; $P''_n = 2,33$ кПа.

Тиск пари в повітрі для $t_n = 20^\circ\text{C}$, кПа

$$P_n = P''_n \cdot \varphi = 2,33 \cdot 0,35 = 0,815.$$

Кількість води, що випаровується з поверхні води, кг/(м²·с)

$$G_v = \beta \left(\frac{P''_n}{T_n \cdot R_{\text{пар}}} - \frac{P_n}{T_n \cdot R_{\text{пар}}} \right) = \frac{2,07 \cdot 10^{-2}}{0,462} \left(\frac{1,71}{288} - \frac{0,815}{293} \right) = 1,41 \cdot 10^{-4}.$$

За другим способом.

Теплофізичні властивості повітря для $t_n = 20^\circ\text{C}$ (додаток Д):
 $\lambda_n = 0,026 \text{ Вт/(м·К)}$; $Pr_n = 0,703$.

Критерій Нуссельта для теплообміну

$$Nu = 0,66 \cdot Re_n^{0,5} \cdot Pr_n^{0,33} = 0,66 \cdot 20600^{0,5} \cdot 0,703^{0,33} = 83,4.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від повітря до поверхні води, Вт/(м²·К)

$$\alpha = Nu \cdot \lambda_n / \ell = 83,4 \cdot 0,026 / 0,1 = 21,9.$$

Із h-d діаграми визначаємо вологовміст повітря для $t_n = 20^\circ\text{C}$ і $\varphi_n = 0,35$ та вологовміст насиченого повітря для $t_n = 15^\circ\text{C}$: $d_n = 5,2 \cdot 10^{-3} \text{ кг/кг}$; $d''_n = 10,8 \cdot 10^{-3} \text{ кг/кг}$.

Теплоємність вологого повітря, кДж/(кг·К)

$$C_{pn} = C_{\text{рсп}} + 1,9d = 1 + 1,9 \cdot 10^{-3} = 1,014.$$

Коефіцієнт випаровування за Льюїсом, кг/(м²·с)

$$\sigma = \alpha / (C_{pn} \cdot 10^3) = 21,9 / (1,014 \cdot 10^3) = 21,5 \cdot 10^{-3}.$$

Кількість випареної вологи, кг/(м²·с)

$$G_v = \sigma (d''_n - d) = 21,5 \cdot 10^{-3} \cdot (10,8 - 5,2) \cdot 10^{-3} = 1,19 \cdot 10^{-4}.$$

Отже, розбіжність між результатами розрахунків G_v за першим і другим способом складає 13%.

3.3 Процеси випарного охолодження води в градирнях

Градирні призначені для охолодження оборотної технічної води на промислових підприємствах і ТЕЦ. В градирнях вода розбризкується і стікає плівкою по стінках стільникових насадок, які мають прямокутну або трикутну форму (рис.3.1). Насустріч воді рухається повітря. Внаслідок контакту повітря з водою здійснюється тепломасообмін між речовинами. Частина води випаровується, внаслідок чого температура води зменшується, а вологовміст повітря збільшується.

Балансові рівняння градирень

$$G_v C_{pv} (t'_v - t''_v) = G_{пв} (h_{2п} - h_{1п}) - G_{\text{вип}} C_{pv} t''_v \quad (3.26)$$

де $G_v, G_{пв}, G_{вип}$ – витрата води, повітря і випару, відповідно;
 $t'_в, t''_в$ – температура води на вході в градирню і на виході з неї;
 $h_{1п}, h_{2п}$ – ентальпії повітря на вході в градирню і на виході з неї.
 Рівняння теплового балансу

$$G_{вип}(h'_в - h''_в) = Q_k + Q_{\beta}, \quad (3.27)$$

де $Q_{\beta} \approx G_{вип} \cdot r$ – потужність масообміну;
 Q_k – потужність конвективної тепловіддачі;
 $h'_в$ і $h''_в$ – ентальпія води на вході в градирню і на виході з неї, відповідно.
 Питома величина зрошення, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$

$$g_{зр} = G_v / F_{зр} = G_v / (n \cdot a \cdot b), \quad (3.28)$$

де n – кількість елементів насадки.

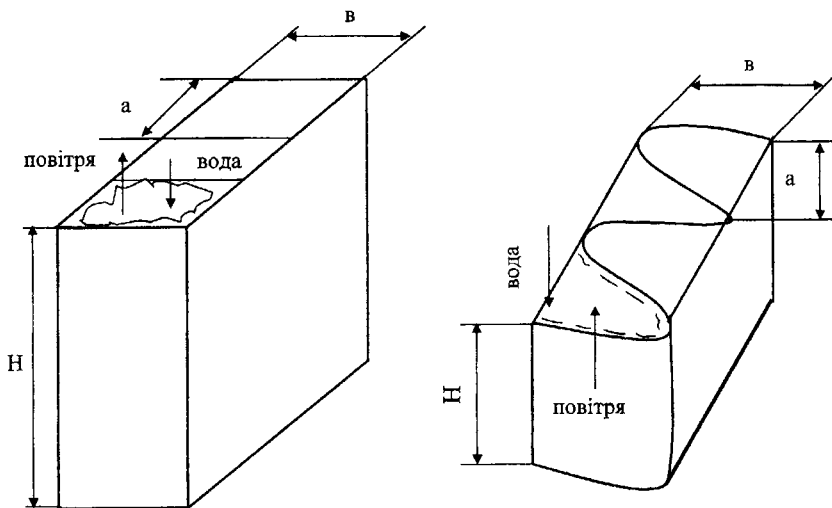


Рисунок 3.1 – Типи стільникових насадок у градирнях

Швидкість повітря в градирнях береться не більше 5 м/с, що відповідає вільному стіканню плівки води.

Інтенсивність зрошення, що віднесена до 1 м периметра, визначається за формулою, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$

$$G_{п} = (\rho_{пв} \cdot w_{пв}) 10^{-3} \cdot \mu \cdot a \cdot b / [2(a+b)], \quad (3.29)$$

де $\mu = G_v / G_{пв}$ – коефіцієнт зрошення ($\mu \approx 1$).

Середньологарифмічний ентальпійний напір, $\text{кДж}/\text{кг}$

$$\Delta h = (\Delta h_6 - \Delta h_m) / \ln(\Delta t_6 / \Delta h_m), \quad (3.30)$$

де $\Delta h_6 = h'_b - h_{2п}$; $\Delta h_m = h''_b - h_{1п}$.

Необхідна площа поверхні тепломасообміну градирні, m^2

$$F = Q / (\sigma \cdot \Delta h). \quad (3.31)$$

Для визначення σ можна використовувати емпіричну формулу

$$\sigma = 0,284(\rho_n \cdot w_n)^{0,57} \cdot g_n^{0,29} \cdot (H/d_e)^{-0,515}, \quad (3.32)$$

де d_e – еквівалентний діаметр елемента насадки.

3.4 Тепломасообмінні процеси в скруберах

В скруберах, як правило, відбувається конденсація пари із газової фази. При цьому відбувається осушення і охолодження газу та нагрівання рідини, яка контактує з газом. Вологий газ надходить в скрубер з температурою t'_r і вологовмістом d_1 . Витрата газу дорівнює $G'_r = G(1 + d_1)$, де G – витрата сухого газу. Рідина в апарат надходить з витратою W' і температурою t'_p . Внаслідок процесів тепло- і масообміну газ охолоджується до температури t''_r , а його вологовміст зменшується до значення d_2 , яке відповідає стану насичення газу. Витрата газу на виході зі скрубера складатиме $G''_r = G(1 + d_2)$. Рідина нагрівається до температури t''_p і виходить із апарата з витратою

$$W'' = W' + G(d_1 - d_2). \quad (3.33)$$

Тепловий баланс скрубера можна записати у вигляді

$$G(h'_r + d_1 \cdot h'_n) + W' \cdot h'_p = G(h''_r + d_2 \cdot h''_n) + [W' + G(d_1 - d_2)]h''_p, \quad (3.34)$$

де h'_r і h''_r – ентальпія газу на вході в скрубер і на виході з нього;

h'_n і h''_n – початкова і кінцева ентальпії пари рідини;

h'_p і h''_p – початкова і кінцева ентальпії рідини.

Витрата рідини на вході в апарат складатиме

$$W' = G[(h'_r - h''_r) + d_1(h'_n - h''_p) - d_2(h''_n - h''_p)] / (h''_p - h'_p). \quad (3.35)$$

Витрату рідини на виході зі скрубера можна визначити за формулою

$$W'' = G[(h''_r - h'_r) + d_1(h'_n - h'_p) - d_2(h''_n - h'_p)] / (h''_p - h'_p). \quad (3.36)$$

Відомо [19], що на виході зі скрубера температура води не може перевищувати температуру “морого” термометра t_m . Оптимальна температура t''_p береться нижчою за t_m на кілька градусів. Ця температура може бути обчислена за емпіричною формулою Г.К.Філоненка

$$t''_p = t_m (1 - 0,1 W' / G). \quad (3.37)$$

Теплова потужність, яка передана газом рідині

$$Q = W''' \cdot h''_p - W' \cdot h'_p = G(H' - H''), \quad (3.38)$$

де $H = h_r + h_p \cdot d$.

Питомий тепловий потік, віднесений до одиничної витрати газу

$$q = Q/G = H' - H''. \quad (3.39)$$

Теплову потужність Q можна визначити також з рівняння теплопередачі

$$Q = k_F \cdot F_3 \cdot \Delta t = k_V \cdot V_3 \cdot \Delta t, \quad (3.40)$$

де k_F – умовний коефіцієнт теплообміну між газом і рідиною, віднесений до одиниці поверхні насадки;

k_V – умовний коефіцієнт теплообміну, віднесений до об'єму насадки;

Δt – середній температурний напір.

Величину Δt визначають за формулою

$$\Delta t = (\Delta t_6 - \Delta t_m) / \ln(\Delta t_6 / \Delta t_m), \quad (3.41)$$

де для протитечійних скрубєрів

$$\Delta t_6 = t'_r - t''_p; \Delta t_m = t''_r - t'_p,$$

а для прямотечійних

$$\Delta t_6 = t'_r - t'_p; \Delta t_m = t''_r - t''_p.$$

Для скрубєрів з насадками коефіцієнт k_F визначають за емпіричною формулою, Вт/(м²·К)

$$k_F = \frac{6,052 \cdot 10^{-6} \cdot \lambda_r \cdot w_o^{0,8} (3600 \cdot u)^{0,7}}{f^{0,5} \cdot V_n^{0,3} \cdot v_r^{0,8} \cdot v_p^{0,7}}. \quad (3.42)$$

де λ_r , v_r – коефіцієнти теплопровідності та кінематичної в'язкості газу для середньої температури;

f – питома площа поверхні насадки;

V_n – вільний об'єм насадки;

w_o – швидкість газу в пустому перерізі скрубєра;

u – питома зрошення;

v_p – кінематична в'язкість рідини для середньої температури.

Значення f і V_n визначають із додатка Л в залежності від типу насадки. Швидкість w_o не повинна перевищувати 3 м/с. Величина u береться в межах $1,4 \cdot 10^{-3} \leq u \leq 2,8 \cdot 10^{-3}$, м³/(м²·с).

Площа перерізу скрубєра

$$S = W' / (\rho_p \cdot u). \quad (3.43)$$

Швидкість газу в пустому перерізі

$$w_0 = V/S, \quad (3.44)$$

де V – об'ємна витрата газу.

Площа поверхні насадки

$$F_n = Q/(k_F \Delta t). \quad (3.45)$$

Об'єм насадки

$$V_n = F_n/f. \quad (3.46)$$

Висота насадки

$$z = V_n/S. \quad (3.47)$$

Діаметр корпусу

$$D = 1,13 \sqrt{S}. \quad (3.48)$$

4 ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКІВ ТЕПЛОМАСООБМІННИХ АПАРАТІВ

Приклад 4.1

Визначити необхідну площу зовнішньої поверхні теплообміну автономного кондиціонера (АК) з тепловою потужністю 20 кВт і осушною здатністю 0,003 кг/с. Кондиціонер виготовлений із мідних труб діаметрами 12/11 мм, на які насаджені суцільні пластинчасті ребра із алюмінію товщиною 0,3 мм. Крок між ребрами $S_p = 2,5$ мм, а кроки між трубами $S_1 = S_2 = 30$ мм. В горизонтальних трубах кипить холодоагент (ХА) з фізичними властивостями: $C_p = 0,88$ кДж/(кг·К); $\rho' = 1520$ кг/м³; $\lambda = 0,094$ Вт/(м·К); $\rho'' = 2,8$ кг/м³; $Pr = 4,62$; $\sigma = 0,0205$ Н/м; $r = 189$ кДж/кг. Масова швидкість повітря на вході $(\rho \cdot w)_n = 5,6$ кг/(м²·с), а його параметри: $t_{n1} = 22^\circ\text{C}$; $\phi_{n1} = 0,6$. Кількість рядів труб $z = 4$, а коефіцієнт термічної ефективності АК – 0,7. Визначити також температуру кипіння ХА в трубах, якщо тиск становить 0,05 МПа.

Розв'язування:

Тепловологісне відношення процесу зміни стану повітря в АК, яке характеризує кут нахилу лінії процесу на h-d діаграмі (рис.4.1), кДж/кг

$$\epsilon_0 = Q_0/W_0 = 20/(0,003) = 6,666 \cdot 10^3.$$

На h-d діаграмі вологого повітря визначаємо початкову точку процесу кондиціонування і параметри вологого повітря: $h_1 = 47,5$ кДж/кг; $d_1 = 0,01$ кг/кг.

Із точки 1 проводимо лінію з кутовим коефіцієнтом ϵ_0 [25] до перетину з кривою насичення (точка R на діаграмі) і визначаємо температуру точки роси $t_R = 7^\circ\text{C}$.

Із виразу (3.24) визначаємо температуру повітря на виході з АК, $^\circ\text{C}$

$$t_{n2} = t_{n1} - E_t(t - t_R) = 22 - 0,7(22 - 7) = 11,5.$$

Точку 2 визначаємо на перетині ізотерми t_{n2} з лінією 1-R. Параметри повітря в точці 2: $h_2 = 30,5$ кДж/кг; $d_2 = 0,0082$ кг/кг.

Масова витрата повітря, кг/с

$$G_n = Q_o/(h_1 - h_2) = 20/(47,5 - 30,5) = 1,176.$$

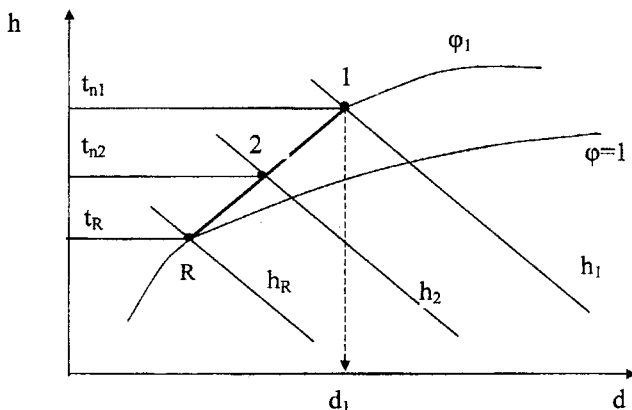


Рисунок 4.1 – Процес кондиціювання повітря на h-d діаграмі.

Перевіряємо осушну здатність АК, кг/с

$$W_o = G_n (d_1 - d_2)/E_t = 1,176(0,01 - 0,0082)/0,7 = 0,003.$$

Густина сухого повітря за [25], кг/м³

$$\rho_{cp} = P_n/(R_n \cdot T_n) = 100/[0,287(22 + 273)] = 1,197.$$

Густина вологого повітря за [25], кг/м³

$$\rho_{вп} = \rho_{cp}(1 + d_1)/(1 + 1,61d_1) = 1,197(1 + 0,01)/(1 + 1,61 \cdot 0,01) = 0,994.$$

Швидкість повітря в АК, м/с

$$w_n = (\rho \cdot w)/\rho_{вп} = 5,6/0,994 = 5,63.$$

Середня температура повітря в АК, °C

$$\bar{t}_n = 0,5(t'_{n1} + t''_{n2}) = 0,5(22 + 11,5) = 15,75.$$

Теплофізичні властивості повітря для середньої температури (додаток Д):
 $\lambda_n = 0,0257$ Вт/(м·К); $\nu_n = 17,9 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $Pr_n = 0,697$.

Еквівалентний діаметр для проходження повітря за [16], мм

$$d_e = 2(S_1 - d_{зн})(S_p - \delta)/[(S_1 - d_{зн}) + (S_p - \delta)] =$$

$$= 2(30 - 12)(2,5 - 0,3)/[(30 - 12) + (2,5 - 0,3)] = 4.$$

Критерій Рейнольдса для потоку повітря

$$Re_n = w_n \cdot d_e / \nu_n = 5,63 \cdot 0,004 / (17,9 \cdot 10^{-6}) = 1235,7.$$

Коефіцієнт оребрення за [16]

$$\beta = [2(S_1 \cdot S_2 - 0,785 \cdot d_{zn}^2) + \pi \cdot d_{zn}(S_p - \delta)] / \pi \cdot d_{zn} \cdot S_p = \\ = [2(30 \cdot 30 - 0,785 \cdot 12^2) + 3,14 \cdot 12(2,5 - 0,3)] / (3,14 \cdot 12 \cdot 2,5) = 20,3.$$

Параметр оребрення за [4]

$$\sigma_p = \delta \cdot S_p \cdot S_1 \cdot \beta / (d_{zn}^2 \cdot d_e) = 0,3 \cdot 2,5 \cdot 30 \cdot 20,3 / (12^2 \cdot 4) = 0,78.$$

Критерій Нуссельта для потоку повітря за [4]

$$Nu_n = 0,011 \cdot \sigma_p^{0,4} \cdot Re_n^{0,62} \cdot Pr_n^{0,4} = 0,011 \cdot 0,78^{0,4} \cdot 1235,7^{0,62} \cdot 0,697^{0,4} = 8,22.$$

Коефіцієнт тепловіддачі до повітря, Вт/(м²·К)

$$\alpha_n = Nu_n \cdot \lambda_n / d_e = 8,22 \cdot 0,0257 / 0,004 = 52,8.$$

Характеристики для поверхонь із суцільними ребрами за [16]:

$$\rho_o = 1,15 \cdot S_1 / d_{zn} = 1,15 \cdot 30 / 12 = 2,875;$$

– умовна висота ребра, мм

$$h' = d_{zn}(\rho_o - 1)(1 + 0,35 \ln \rho_o) / 2 = 12(2,875 - 1)(1 + 0,35 \ln 2,875) / 2 = 15,4;$$

– коефіцієнт вологовипадіння

$$\xi = Q_o / (Q_o - r \cdot W_o) = 20 / (20 - 2500 \cdot 0,003) = 1,6;$$

– параметр, 1/м

$$m = [2 \cdot \alpha_n \cdot \xi / (\lambda_n \cdot \delta)]^{0,5} = [2 \cdot 52,8 \cdot 1,6 / (204 \cdot 0,003)]^{0,5} = 51;$$

– величина

$$mh' = 51 \cdot 0,0154 = 0,785.$$

Коефіцієнт ефективності ребер

$$E_p = th(mh') / (mh') = th(0,785) / 0,785 = 0,83.$$

Ступінь оребрення за [16]

$$\phi' = [2 \cdot (S_1 \cdot S_2 - 0,785 d_{zn}^2) + \pi \cdot d_{zn}(S_p - \delta)] / [\pi \cdot d_{zn}(S_p - \delta)] = \\ = [2(30 \cdot 30 - 0,785 \cdot 12^2) + 3,14 \cdot 12(2,5 - 0,3)] / [3,14 \cdot 12(2,5 - 0,3)] = 19,97 \approx 20.$$

Коефіцієнт ефективності оребреної поверхні [16]

$$E_{op} = 0,75 \cdot E_p + (1 - 0,75 \cdot E_p) / \phi' = 0,75 \cdot 0,83 + (1 - 0,75 \cdot 0,83) / 20 = 0,64.$$

Різниця температур, °С:

$$\Delta t_n = t_{n1} - t_{n2} = 22 - 11,5 = 10,5;$$

$$\Delta t_{R1} = t_{n1} - t_R = 22 - 7 = 15;$$

$$\Delta t_{R2} = t_{n2} - t_R = 11,5 - 7 = 4,5.$$

Середній температурний напір між повітрям і охолодною поверхнею, °C

$$\Delta t = \Delta t_n / [\ln(t_{R1}/\Delta t_{R2})] = 10,5 / [\ln(15/4,5)] = 8,6.$$

Площа зовнішньої (оребреної) поверхні АК, м²

$$F_{op} = Q_o / (\alpha_n \cdot \xi \cdot \Delta t) = 20 \cdot 10^3 / (52,8 \cdot 1,6 \cdot 8,6) = 27,5.$$

Площа внутрішньої поверхні, м²:

$$F_{вн} = F_{оп} / \beta = 27,5 / 20,3 = 1,36.$$

Площі поверхні одного ряду труб, м²
– зовнішньої

$$F_{зн1} = F_{оп} / z = 27,5 / 4 = 6,875;$$

– внутрішньої

$$F_{вн1} = F_{вн} / z = 1,36 / 4 = 0,34.$$

Сумарна довжина труб в одному ряді, м

$$\ell_1 = F_{вн1} / (\pi \cdot d_{вн}) = 0,34 / (3,14 \cdot 0,011) = 9,85.$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі від повітря до зовнішньої поверхні, Вт/(м²·K)

$$\alpha_{пр} = \alpha_n \cdot \xi \cdot E_{оп} \cdot \beta = 52,8 \cdot 1,6 \cdot 0,64 \cdot 20,3 = 1097.$$

Критерій Нуссельта для бульбашкового кипіння холодоагентів в горизонтальних трубах за [27]

$$Nu_k = 0,25 \left(\frac{Q_o \cdot d_{вн} \cdot C_{ра}}{r \cdot \lambda \cdot F_{вн}} \right)^{0,69} \left(\frac{P \cdot d_{вн}}{\sigma} \right)^{0,31} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right)^{0,31} =$$

$$0,25 \left(\frac{20 \cdot 0,011 \cdot 0,88}{189 \cdot 0,094 \cdot 1,36} \right)^{0,69} \left(\frac{50 \cdot 10^3 \cdot 0,011}{0,025} \right)^{0,31} \left(\frac{1520}{2,8} - 1 \right)^{0,31} = 283,78.$$

Коефіцієнт тепловіддачі до внутрішньої стінки труби від киплячого холодоагента, Вт/(м²·K)

$$\alpha_a = Nu_k \cdot \lambda / d_{вн} = 283,78 \cdot 0,011 = 2425.$$

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до внутрішньої поверхні, Вт/(м²·K)

$$K_{\text{вн}} = \frac{1}{(1/\alpha_{\text{пр}}) + (1/\alpha_a)} = \frac{1}{(1/1097) + (1/2425)} = 755,3.$$

Питомий тепловий потік до внутрішньої поверхні, Вт/м²

$$q_{\text{вн}} = Q_0/F_{\text{вн}} = 20 \cdot 10^3/1,36 = 14705.$$

Температурний напір, °C

$$\Delta t_{\text{вн}} = q_{\text{вн}}/K_{\text{вн}} = 14705/755,3 = 19,5.$$

Температура кипіння холодоагента, °C

$$t_a = \bar{t}_{\text{шп}} - \Delta t_{\text{вн}} = 15,75 - 19,5 = -3,75.$$

Приклад 4.2

Вентиляторна градирня з регулярно циліндричною насадкою $a \times b = 2 \times 25$ мм має висоту 300 мм (рис.4.2). Теплова потужність градирні $Q = 220$ кВт. Початкові параметри повітря на вході в градирню: $t_1 = 30^\circ\text{C}$; $\phi_1 = 40\%$, а ентальпійний коефіцієнт охолодження $\eta_h = 0,8$. Визначити необхідну площу поверхні тепломасообміну, якщо витрата води 36 т/год, а швидкість повітря 4,1 м/с. Атмосферний тиск 100 кПа.

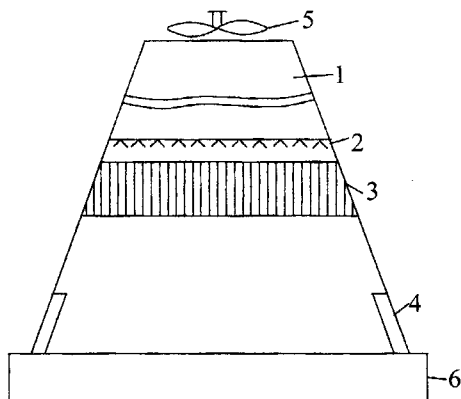


Рисунок 4.2 – Схема вентиляторної градирні: 1 – корпус; 2 – розбризкувальні форсунки; 3 – насадка; 4 – вікна; 5 – вентилятор; 6 – басейн

Розв'язування:

Парціальний тиск водяної пари в повітрі для $t_1 = 30^\circ\text{C}$ (додаток Б):
 $P''_1 = 4$ кПа.

Вологовміст повітря на вході в градирню, кг/кг

$$d_1 = 0,622 \cdot P_1'' \cdot \varphi_1 / (P - P_1'' \cdot \varphi_1) = 0,622 \cdot 4 \cdot 0,4 / (100 - 4 \cdot 0,4) = 0,01.$$

Ентальпія вологого повітря на вході в градирню, кДж/кг

$$h_1 = C_p \cdot t_1 + (C_{pv} \cdot t_1 + r) d_1 = 1 \cdot 30 + (1,9 \cdot 30 + 2500) 0,01 = 55,5.$$

Беремо за рекомендаціями п.3.3 коефіцієнт зрошування $\mu = 1$.

Витрата повітря, кг/с

$$G_{pv} = G_v / (3,6 \cdot \mu) = 36 / (3,6 \cdot 1) = 10.$$

Ентальпія повітря на виході з градирні, кДж/кг

$$h_2 = h_1 + Q / G_{pv} = 55,5 + 220 / 10 = 77,5.$$

Ентальпія повітря біля поверхні води з виразу ентальпійного коефіцієнта зрошування, кДж/кг

$$h'' = h_1 + (h_2 - h_1) / \eta_h = 55,5 + (77,5 - 55,5) / 0,8 = 83.$$

Для визначеного h'' із таблиць властивостей вологого повітря (додаток Д) визначаємо середню температуру води $t_b = 26,5^\circ\text{C}$.

Перепад температур води в градирні, $^\circ\text{C}$

$$\Delta t_b = Q / (C_{pv} \cdot G_v) = 220 / (4,19 \cdot 10) = 5,25.$$

Температура води на вході в градирню, $^\circ\text{C}$

$$t_{b1} = t_b + 0,5 \cdot \Delta t_b = 26,5 + 0,5 \cdot 5,25 = 29,1.$$

Кінцева температура води, $^\circ\text{C}$

$$t_{b2} = t_b - 0,5 \cdot \Delta t_b = 26,5 - 0,5 \cdot 5,25 = 23,8.$$

Із таблиць вологого повітря (додаток Д) визначаємо ентальпії насиченого повітря, які відповідають температурам води t_{b1} і t_{b2} , $h_{n1} = 95,5$ кДж/кг; $h_{n2} = 72$ кДж/кг.

Ентальпійні напори, кДж/кг:

$$\text{більший} \quad \Delta h_b = h_{n1} - h_2 = 95,5 - 77,5 = 18;$$

$$\text{менший} \quad \Delta h_m = h_{n2} - h_1 = 72 - 55,5 = 16,5.$$

Середньологарифмічний ентальпійний напір, кДж/кг

$$\Delta h_{cp} (\Delta h_b - \Delta h_m) / \ln(\Delta h_b / \Delta h_m) = (18 - 16,5) / \ln(18 / 16,5) = 17,2.$$

Густина сухого повітря на вході в градирню, кг/м³

$$\rho_c = P / (R_p \cdot T_1) = 100 / (0,287 \cdot 303) = 1,15.$$

Густина вологого повітря на вході в градирню, кг/м³

$$\rho_1 = \rho_c (1 + d_1) / (1 + 1,61 \cdot d_1) = 1,15 (1 + 0,01) / (1 + 1,61 \cdot 0,01) = 1,143.$$

Масова швидкість повітря, м/с

$$(\rho_o \cdot w_o)_n = \rho_1 \cdot w = 1,143 \cdot 4,1 = 4,686.$$

Інтенсивність зрошування, що приведена до 1 м периметра, кг/(м·с)

$$g_n = (\rho \cdot w)_n \cdot a \cdot b / [2(a + b)] = 4,686 \cdot 2 \cdot 25 / [2(2 + 25)] \cdot 10^{-3} = 4,34 \cdot 10^{-3}.$$

Еквівалентний діаметр насадки, мм

$$d_e = 2 \cdot a \cdot b / (a + b) = 2 \cdot 2 \cdot 25 / (2 + 25) = 3,7.$$

Відношення висоти до еквівалентного діаметра насадки

$$H^* = H / d_e = 300 / 3,7 = 81.$$

Коефіцієнт масообміну за (3.32), кг/(м²·с)

$$\sigma = 0,284 \cdot (\rho \cdot w)_n^{0,57} \cdot g_n^{0,29} \cdot H^{*-0,515} = 0,284 \cdot 4,7^{0,57} (4,34 \cdot 10^{-3})^{0,29} \cdot 81^{-0,515} = 0,0147.$$

Площа тепломасообмінної поверхні градирні, м²

$$F = Q / (\sigma \cdot \Delta h_{cp}) = 220 / (0,0147 \cdot 17,2) = 870.$$

Площа для зрошування однієї чарунки, м²

$$f_1 = 2(H \cdot a + H \cdot b) = 2H(a + b) = 2 \cdot 0,3(0,002 + 0,025) = 0,0162.$$

Загальна кількість чарунок в градирні

$$z = F / f_1 = 870 / 0,0162 = 53704.$$

Гідрравлічний опір насадки визначаємо за методикою [19].

Критерій Жаворонкова:

$$T = B_1(1 - B_2 \cdot A) = 0,118(1 - 1,22 \cdot 0,3)^3 = 0,03,$$

де значення A, B₁, B₂ визначені із таблиць для відповідного типу насадки.

Гідрравлічний опір насадки, Па

$$\Delta P = \rho_b \cdot g \cdot H \cdot T = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,3 \cdot 0,03 = 88,5.$$

Приклад 4.3

В скрубєрі димові гази з витратою $G_r = 4,25$ кг/с і початковими параметрами: $t_{1r} = 200^\circ\text{C}$; $\rho_{1r} = 1,32$ кг/м³; $d_1 = 0,1$ кг/кг охолоджуються водою до температури $t_{2r} = 40^\circ\text{C}$. Насадка скрубєра – керамічні кільця Рашига з розмірами $50 \times 50 \times 5$ мм, питомою площею $f = 110$ м²/м³ і вільним об'ємом $V = 0,735$ м³/м³. Визначити витрату охолодної води і основні розміри скрубєра за умови, що початкова температура охолодної води $t_{1в} = 10^\circ\text{C}$, теплоємність газу взяти рівною теплоємності повітря.

Розв'язування:

Приведений діаметр насадки, м

$$d_{np} = 4V/f = 4 \cdot 0,735 / 110 = 0,027.$$

Парціальний тиск пари для кінцевої температури газів (додаток Б):
 $P_n'' = 7,5 \text{ кПа}$.

Кінцевий вологовміст газів, кг/кг

$$d_2 = 0,622 \cdot P_n'' / (P - P_n'') = 0,622 \cdot 7,5 / (100 - 7,5) = 0,05.$$

Беремо орієнтовно з подальшим уточненням температуру “мокрого” термометра $t_m = 60^\circ\text{C}$ і визначаємо парціальний тиск пари для цієї температури (додаток Б): $P_n = 20 \text{ кПа}$.

Вологовміст для $t_m = 60^\circ\text{C}$, кг/кг

$$d_m = 0,622 \cdot P_n / (100 - P_n) = 0,622 \cdot 20 / (100 - 20) = 0,156.$$

Якщо температура рідини досягає температури “мокрого” термометра, то сумарна теплота складається із теплоти, що вноситься газом в апарат, і теплоти пари, яка утворюється під час випаровування рідини, тобто

$$C_{pr} \cdot t_m + d_m (r + 1,96 \cdot t_m) = C_{pr} \cdot t_{1r} + d_1 (r + 1,96 \cdot t_{1r}) + (d_m - d_1) t_m. \quad (4.1)$$

Значення лівої частини (4.1), кДж/кг

$$1 \cdot 60 + 0,156(2500 + 1,96 \cdot 60) = 468,34.$$

Значення правої частини (4.1), кДж/кг

$$1 \cdot 200 + 0,1(2500 + 1,96 \cdot 200) + (0,156 - 0,1)60 = 492,56.$$

Якщо права частина (4.1) більше лівої, то це свідчить про те, що температура “мокрого” термометра нижче дійсної температури. Уточнюємо значення t_m , беручи його 61°C . Тоді парціальний тиск пари дорівнюватиме $P_n = 21 \text{ кПа}$ (додаток Б).

Вологовміст для $t_m = 61^\circ\text{C}$, кг/кг

$$d_m = 0,622 \cdot 21 / (100 - 21) = 0,165.$$

Значення лівої частини (4.1), кДж/кг

$$1 \cdot 61 + 0,165(2500 + 1,91 \cdot 61) = 493.$$

Значення правої частини (4.1), кДж/кг

$$1 \cdot 200 + 0,1(2500 + 1,96 \cdot 200) + (0,165 - 0,1) 61 = 493,16.$$

Тепер небаланс складає $0,16 \text{ кДж/кг}$, тобто $0,3\%$ і уточнювати значення t_m не потрібно.

Кінцева температура води на виході зі скрубера береться на $3\text{--}5^\circ\text{C}$ нижчою температури “мокрого” термометра. Тоді

$$t_{2в} = t_m - 3 = 61 - 3 = 58^\circ\text{C}.$$

Ентальпія насиченої пари для температур газу на вході в скрубери і на виході визначається із таблиць додатка А:

$$h_{1н} = 2793 \text{ кДж/кг}; h_{2н} = 2577 \text{ кДж/кг}.$$

Ентальпія води на виході зі скрубера, кДж/кг

$$h_{2в} = C_{рв} \cdot t_{2в} = 4,19 \cdot 58 = 243.$$

Кількість води, що надходить в скруббер, кг/с

$$G_{1в} = \frac{G_r [C_{пр}(t_{1г} - t_{2г}) + d_1(h_{1н} - h_{2в})]}{C_{рв}(t_{2в} - t_{1в})} =$$

$$= \frac{4,25[1(200 - 40) + 0,1(2793 - 243) - 0,05(2577 - 243)]}{4,19(58 - 10)} = 6,4.$$

Ентальпія вологого газу на вході в скруббер і на виході з нього, кДж/кг

$$h_1 = C_{пр} \cdot t_{1г} + d_1 (r + 1,96 \cdot t_{1г}) = 1 \cdot 200 + 0,1(2500 + 1,96 \cdot 200) = 489;$$

$$h_2 = C_{пр} \cdot t_{2г} + d_2 (r + 1,96 \cdot t_{2г}) = 1 \cdot 40 + 0,05(2500 + 1,96 \cdot 40) = 169.$$

Теплова потужність, яка передана від газів до води, кВт

$$Q = G_r(h_{1г} - h_{2г}) = 4,25(489 - 169) = 1360.$$

Середня температура газів, °C

$$\bar{t}_г = 0,5(t_{1г} + t_{2г}) = 0,5(200 + 40) = 120.$$

Середній вологовміст газів, кг/кг

$$\bar{d} = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5(0,1 + 0,05) = 0,075.$$

Середня об'ємна витрата газів, м³/с

$$V_r = G_r / \rho_{1г} (1 + \rho_{1г} \cdot \bar{d} / 0,805) (273 + \bar{t}_г) \cdot 273 =$$

$$= 4,25 / 1,32 (1 + 1,32 \cdot 0,075 / 0,805) (273 + 120) / 273 = 5,18.$$

Величину питомого зрошення скрубера беремо за рекомендаціями в п.3.4, тобто $u = 2,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / (\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

Площа перерізу скрубера, м²

$$S = G_{1в} / (\rho_v \cdot u) = 6,4 / (1000 \cdot 2,8 \cdot 10^{-3}) = 2,286.$$

Швидкість газів в пустому перерізі апарата, м/с

$$w_r = V_r / S = 5,18 / 2,286 = 1,66.$$

Оскільки $w_r < 3 \text{ м/с}$, то швидкість газів є допустимою і уточнювати розрахунки не потрібно.

Середня температура води, °C

$$\bar{t}_в = 0,5(t_{1в} + t_{2в}) = 0,5(10 + 58) = 34.$$

Кінематична в'язкість води для $\bar{t}_в = 34^\circ\text{C}$ із таблиць (додаток Б): $\nu_v = 0,73 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Теплофізичні властивості газів для середньої температури (додаток Е): $\lambda = 0,032 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\mu_r = 22 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$; $\rho_r = 1,069 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Коефіцієнт теплообміну в скрубєрі за (3.42), Вт/(м²·К)

$$k_F = \frac{6,052 \cdot 10^{-6} \cdot \lambda_r (\rho_r \cdot w_r)^{0,8} (U \cdot 3,6 \cdot 10^3)^{0,7}}{f^{0,5} \cdot V^{0,3} \cdot \mu_r^{0,8} \cdot \nu_b^{0,7}} =$$
$$= \frac{6,052 \cdot 10^{-6} \cdot 0,032 (1,069 \cdot 1,66)^{0,8} (2,8 \cdot 3,6 \cdot 10^3)^{0,7}}{110^{0,5} \cdot 0,735^{0,3} (22 \cdot 10^{-6})^{0,8} (0,73 \cdot 10^{-6})^{0,7}} = 17,43.$$

Різниця температур між теплоносіями, °С:

– більша $\Delta t_6 = t_{1r} - t'_{2b} = 200 - 58 = 142;$

– менша $\Delta t_m = t_{2r} - t_{1b} = 40 - 10 = 30.$

Середньологарифмічний температурний напір, °С

$$\Delta t = (\Delta t_6 - \Delta t_m) / \ln((\Delta t_6 / \Delta t_m)) = (142 - 30) / \ln(142/30) = 72.$$

Площа поверхні насадки, м²

$$F_n = Q \cdot 10^3 / (k_F \cdot \Delta t) = 1360 \cdot 10^3 / (17,43 \cdot 72) = 1084.$$

Об'єм насадки, м³

$$V_n = F_n / f = 1084 / 110 = 9,86.$$

Висота насадки, м

$$z_n = V_n / S = 9,86 / 2,286 = 4,3.$$

Діаметр скрубєра, м

$$D = 1,13 \sqrt{S} = 1,13 \sqrt{2,286} = 1,7.$$

Питоме навантаження, кВт/м³

$$Q_v = Q / V_n = 1360 / 9,86 = 137,9.$$

Приклад 4.4

Випарний конденсатор (рис.4.3) потужністю 150 кВт виконаний із сталевих труб діаметрами 38/33 мм. Усередині труб конденсується суха насичена пара R12 з температурою 35°С. Зовнішня поверхня коридорних змійовиків довжиною 2,2 м зрошується водою з витратою 2,875 кг/с.

Супроти руху води рухається потік повітря з витратою 6 кг/с і початковими параметрами: $t_1 = 20^\circ\text{C}$; $\phi_1 = 75\%$. Визначити необхідну площу поверхні теплообміну конденсатора.

Розв'язування:

Орієнтовно беремо температуру води на виході з конденсатора $t_b'' = 30^\circ\text{C}$. Теплофізичні властивості води для заданої температури (додаток Б): $\rho_b = 998,2 \text{ кг/м}^3$; $C_{pb} = 4,176 \text{ кДж/(кг·К)}$; $\lambda_b = 0,6165 \text{ Вт/(м·К)}$; $\nu_b = 0,8295 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $Pr = 5,665$.

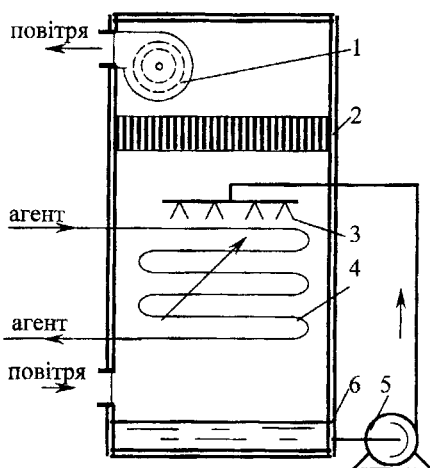


Рисунок 4.3 – Схема випарного конденсатора: 1 – вентилятор; 2 – сепаратор; 3 – форсунки; 4 – охолодний змійовик; 5 – насос; 6 – водяний бак

Кількість паралельно включених змійовиків труб $z = 10$.

Питома величина зрошення, $\text{кг}/(\text{м} \cdot \text{с})$

$$\Gamma = G / (2 \cdot \ell \cdot z) = 2,875 / (2 \cdot 2,2 \cdot 10) = 0,0653.$$

Товщина плівки води на трубах за [2], м

$$\delta = 0,91 (v_w \cdot \Gamma / \rho_w)^{1/3} = 0,91 (0,8295 \cdot 10^{-6} \cdot 0,0653 / 998,2)^{1/3} = 3,47 \cdot 10^{-4}$$

або $\delta = 3,47 \text{ мм}$.

Швидкість плівки, $\text{м}/\text{с}$

$$w = \Gamma / (\rho_w \cdot \delta) = 0,0653 / (998,2 \cdot 3,47 \cdot 10^{-4}) = 0,188.$$

Критерій Рейнольдса для плівки за [2,11,12]

$$\text{Re} = 4w \cdot \delta / \nu = 4 \cdot 0,188 \cdot 3,47 \cdot 10^{-4} / 0,8295 \cdot 10^{-6} = 314,56.$$

Критерій Нуссельта за [12]

$$\text{Nu} = 0,0245 \cdot \text{Re}^{0,73} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,0245 \cdot 314,56^{0,73} \cdot 5,665^{0,4} = 3,26.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої стінки труби до зрошувальної води

$$\alpha_1 = \text{Nu} \cdot \lambda / (4\delta) = 3,26 \cdot 0,6166 / (4 \cdot 3,47 \cdot 10^{-4}) = 1450.$$

Середню різницю між температурами R12 і стінкою труби беремо з подальшим уточненням: $\Delta t_2 = 2^\circ\text{C}$. Із додатка 24 в [2] визначаємо значенням комплексів для R12 для температури $t_n = 35^\circ\text{C}$:

$$r^{1/4} = 19,5; \quad v = (\rho \cdot \lambda^3 \cdot g/v)^{1/4} = 65.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від холодоагента до внутрішньої стінки труби за [2], Вт/(м²·К)

$$\alpha_2 = 0,555 \cdot r^{1/4} \cdot v / (d_a \cdot \Delta t_2)^{1/4} = 0,555 \cdot 19,5 \cdot 65 / (0,033 \cdot 2)^{1/4} = 1380.$$

Коефіцієнт теплопередачі від R12 до води, Вт/(м²·К)

$$K = 1 / [(1/\alpha_2 + \delta/\lambda)(d_3/d_a) + 1/\alpha_1]^{-1} = \\ = 1 / [(1/1380) + (0,025/45)(38/33) + (1/1450)]^{-1} = 631,6.$$

Температуру повітря орієнтовно беремо $\bar{t}_{пв} = 25^\circ\text{C}$. Теплофізичні властивості повітря (додаток Г): $\lambda_{пв} = 0,0263$ Вт/(м·К); $v_{пв} = 15,33 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $Pr_{пв} = 0,705$. Швидкість повітря в конденсаторі не повинна перевищувати 5 м/с. Тому вважаємо $w = 4,5$ м/с.

Критерій Рейнольдса для потоку повітря

$$Re_{пв} = w \cdot d_3 / v_{пв} = 4,5 \cdot 0,038 / (15,33 \cdot 10^{-6}) = 11011.$$

Критерій Нуссельта за (И.11)

$$Nu_{пв} = 0,27 \cdot Re_{пв}^{0,63} \cdot Pr_{пв}^{0,33} = 0,27 \cdot 11011^{0,63} \cdot 0,705^{0,33} = 84,65.$$

Коефіцієнт тепловіддачі до повітря, Вт/(м²·К)

$$\alpha_{пв} = Nu_{пв} \cdot \lambda / d_3 = 84,65 \cdot 0,0263 / 0,038 = 58,6.$$

Коефіцієнт масообміну за Льюїсом, кг/(м²·с)

$$\sigma = \alpha_{пв} / C_{пв} = 58,6 / 1 = 58,6.$$

Початкова ентальпія повітря із побудови точки 1 на h-d діаграмі $h_1 = 49$ кДж/кг.

Ентальпія повітря на виході з конденсатора за (3.16), кДж/кг

$$h_2 = h_1 + Q/G_a = 49 + 150/2,875 = 74.$$

Різниця ентальпій повітря, кДж/кг

$$\Delta h = h_2 - h_1 = 74 - 49 = 25.$$

Для усталеного теплового режиму роботи конденсатора теплові потоки від R12 до води і від води до повітря мають бути однаковими:

$$Q = K_2 \cdot F(t_n - \bar{t}_b) = \sigma \cdot F \cdot \Delta h_{ср} \quad (4.2)$$

де $\Delta h_{ср}$ – визначається за (3.22), тобто

$$\Delta h_{ср} = \Delta h / \ln(h''_{вл} - h_1) / (h''_{вл} - h_2), \quad (4.3)$$

а ентальпія повітря біля поверхні води $h''_{вл}$ визначається із h-d діаграми на кривій $\phi = 100\%$ для певної температури t_w .

Розрахунки площі поверхні теплообміну конденсатора здійснюємо графо-аналітичним методом, а результати розрахунків зводимо в табл.4.1.

Таблиця 4.1 – Розрахунки площі поверхні нагріву

Величина	Формула та її визначення	Температура, t_w , °C		
		28	30	32
$h''_{вл}$	Із h-d діаграми	91	101	120
Δh_{cp}	За (4.3)	27,8	38	49
F_1	$Q/[K_2(t_n - t_w)]$	34	48	79
F_2	$Q/(\sigma \cdot \Delta h_{cp})$	92	67	52

За даними табл.4.1 будемо залежності $F_1 = f(t_w)$; $F_2 = f_1(t_w)$, які наведені на рис.4.4. В точці перетину зазначених залежностей визначимо: $F = 60 \text{ м}^2$, $t_w = 31^\circ\text{C}$.

Значення питомого теплового потоку, кВт/м^2

$$q = Q/F = 150/60 = 2,5.$$

Різниця температур між холодоагентом і стінкою труби, °C

$$\Delta t_2 = q/\alpha_2 = 2560/1380 = 1,81,$$

що близько до взятої.

Довжина труб в конденсаторі, м

$$L = F/(\pi \cdot d_3) = 60/(3,14 \cdot 0,038) = 503.$$

Кількість труб в одній секції

$$n_1 = L/(\ell \cdot z) = 503/(2,2 \cdot 10) = 22,86.$$

Беремо $n_1 = 23$.

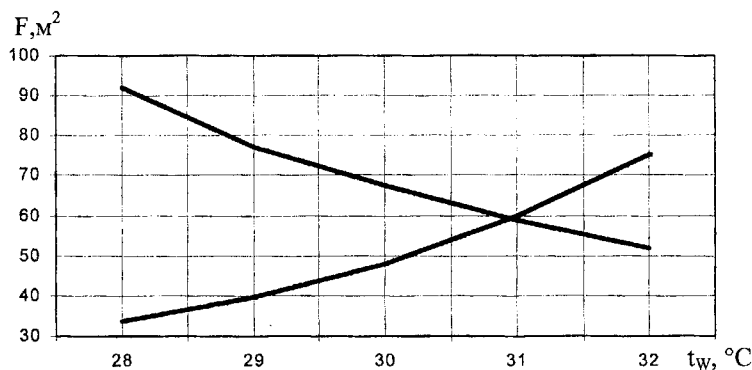


Рисунок 4.4 – Графічні залежності для визначення площі поверхні випарного конденсатора

Довжина змійовика, м

$$\ell_{зм} = n_1 \cdot \ell = 23 \cdot 2,2 = 50,6.$$

Приклад 4.5

Виконати розрахунки контактного економайзера (КЕ), який призначений для утилізації теплоти продуктів згорання (димових газів) і схема якого показана на рис.4.5. КЕ має регулярну насадку жалюзійного типу [30], фрагменти якої наведені на рис.4.6. Товщина насадки, яка виготовлена із сталевих листів, становить $\delta_n = 1,5$ мм. Нагрівана вода з температурою 20°C розбризкується форсунками і далі у вигляді тонкої плівки стікає по стінках насадки, контактуючи з газами, які рухаються в протилежному напрямку. Витрата сухих димових газів складає $3,6$ кг/с, температура 120°C , а вологовміст $0,173$ кг/кг. Температура води і газів на виході – 50 і 40°C , відповідно. Барометричний тиск – 100 кПа. Газова стала продуктів згорання $0,47$ кДж/(кг·К).

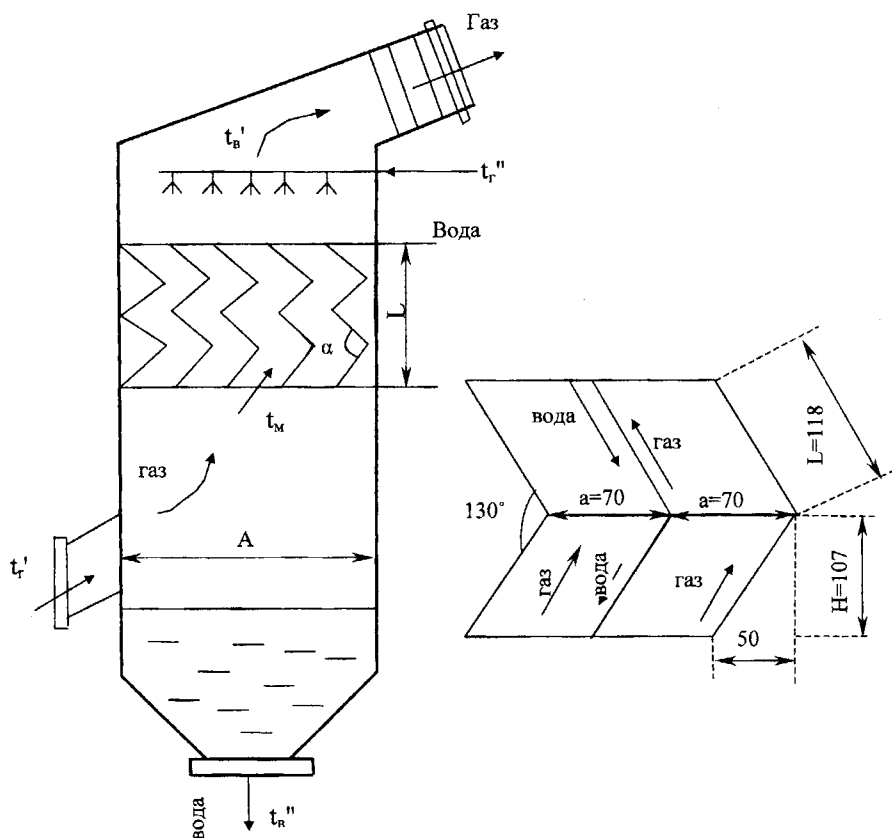


Рисунок 4.4 – Схема контактної економайзера з жалюзійною насадкою [30]

Розв'язування:

Співвідношення між газовими сталими

$$R^* = R_{\text{пв}}/R_{\text{г}} = 0,287/0,47 = 0,61.$$

Густина і теплоємність сухих газів на вході в КЕ (додаток Е):
 $\rho_{\text{сг}} = 0,9096 \approx 0,91 \text{ кг/м}^3$; $C_{\text{рсг}} = 1,074 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$.

Ентальпія газів на вході в КЕ, кДж/кг

$$h'_{\text{г}} = C_{\text{рсг}} \cdot t'_{\text{г}} + (r + 1,96 \cdot t'_{\text{г}})d_1 = 1,074 \cdot 120 + (2500 + 1,96 \cdot 120)0,173 = 602.$$

Беремо з подальшим уточненням температуру “мокрого” термометра
 $t_{\text{м}} = 65^{\circ}\text{C}$.

Парціальний тиск пари (додаток А): $P_{\text{п}} = 25 \text{ кПа}$.

Вологовміст газів для $t_{\text{м}} = 65^{\circ}\text{C}$, кг/кг

$$d_{\text{м}} = R^* \cdot P_{\text{п}} / (P_{\text{атм}} - P_{\text{п}}) = 0,61 \cdot 25 / (100 - 25) = 0,203.$$

Густина і теплоємність сухих газів (додаток Е) для $t_{\text{м}} = 65^{\circ}\text{C}$:
 $\rho_{\text{сг}} = 1,088 \text{ кг/м}^3$; $C_{\text{рсг}} = 1,076 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$.

Ентальпія газів для $t_{\text{м}} = 65^{\circ}\text{C}$, кДж/кг

$$h_{\text{м}} = C_{\text{рсг}} \cdot t_{\text{м}} + (r + C_{\text{рп}} \cdot t_{\text{м}})d_{\text{м}} = 1,076 \cdot 65 + (2500 + 1,96 \cdot 65)0,203 = 602.$$

Оскільки $h_{\text{м}} = h'_{\text{г}}$, то температуру $t_{\text{м}}$ взято правильно і уточнювати значення $t_{\text{м}}$ не потрібно.

Густина газів для $t_{\text{м}} = 65^{\circ}\text{C}$, кг/м³

$$\rho_{\text{м}} = \rho_{\text{сг}}(1 + d_{\text{м}})/(1 + 1,61 \cdot d_{\text{м}}) = 1,088(1 + 0,203)/(1 + 1,61 \cdot 0,203) = 0,986.$$

Парціальний тиск пари для $t'_{\text{г}} = 40^{\circ}\text{C}$ (додаток А): $P_{\text{п}} = 7,5 \text{ кПа}$.

Вологовміст газів на виході з КЕ, кг/кг

$$d_2 = R^* \cdot P_{\text{п}} / (100 - P_{\text{п}}) = 0,61 \cdot 7,5 / (100 - 7,5) = 0,0495.$$

Густина і теплоємність сухих газів для $t''_{\text{г}} = 40^{\circ}\text{C}$ (додаток Е):
 $\rho_{\text{сг}} = 1,157 \text{ кг/м}^3$; $C_{\text{рсг}} = 1,05 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$.

Густина відхідних газів, кг/м³

$$\rho'' = \rho_{\text{сг}}(1 + d_2)/(1 + 1,61 d_2) = 1,157(1 + 0,0495)/(1 + 1,61 \cdot 0,0495) = 1,124.$$

Ентальпія газів на виході з КЕ, кДж/кг

$$h'' = C_{\text{рсг}} \cdot t''_{\text{г}} + (r + 1,96 t''_{\text{г}})d_2 = 1,05 \cdot 40 + (2500 + 1,96 \cdot 40)0,0495 = 169,6.$$

Середні значення густини, вологовмісту і ентальпії в КЕ:

$$\rho_{\text{ср}} = 0,5(\rho' + \rho'') = 0,5(1,076 + 1,124) = 1,1 \text{ кг/м}^3;$$

$$d_{\text{ср}} = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5(0,173 + 0,0495) = 0,111, \text{ кг/кг};$$

$$h_{\text{ср}} = 0,5(h' + h'') = 0,5(602 + 169,6) = 385,8.$$

Витрата газів в КЕ, кг/с

$$G_r = G_{cr}(1 + d_{cp}) = 3,6(1 + 0,111) = 4.$$

Об'ємна витрата газів, м³/с

$$V_r = G_r / \rho_{cp} = 4/1,1 = 3,63.$$

Середня температура газів, °С

$$\bar{t}_r = 0,5(t'_r + t''_r) = 0,5(120 + 40) = 80.$$

Середня теплоємність сухих газів (додаток Е): $\bar{C}_{pr} = 1,0628$ кДж/(кг·К).

Середня теплоємність газів для $\bar{t}_r = 80^\circ\text{C}$, кДж/(кг·К)

$$\bar{C}_{pr} = \bar{C}_{prg} + 1,96 \cdot \bar{d}_{cp} = 1,0627 + 1,96 \cdot 0,111 = 1,28.$$

Тепловий потік від газів до води, кВт

$$Q = G_{cr}(h'_r - h''_r) = 3,6(602 - 169,6) = 1556,64.$$

Витрата води в економайзері, кг/с

$$G_v = Q / [C_{pv}(t''_v - t'_v)] = 1556,64 / [4,19(50 - 20)] = 12,38.$$

Відношення водяних еквівалентів

$$W_* = G_v \cdot C_{pv} / (G_r \cdot \bar{C}_{pr}) = 12,38 \cdot 4,19 / (3,6 \cdot 1,28) = 8,8.$$

Коефіцієнт випаровування

$$K_v = (d_n - d_2)r / [C(t_m - t'_v)] = (0,203 - 0,0495)2500 / [1,28(65 - 20)] = 6,66.$$

Термічний показник якості передавання теплоти [30]

$$E_t = 1 - (t''_v - t''_r) / (t_m - t'_v) = 1 - (50 - 40) / (65 - 20) = 0,777.$$

Відносне значення критерію Рейнольдса

$$\begin{aligned} Re_* &= 2,278(1,025 \cdot E_t + 0,036 \cdot W_* - 0,072 \cdot K_v) = \\ &= 2,278(1,025 \cdot 0,777 + 0,036 \cdot 8,8 - 0,072 \cdot 6,66) = 0,6337. \end{aligned}$$

Середнє значення критерію Рейнольдса в КЕ

$$Re = Re_* \cdot Re_{pr} = 0,6337 \cdot 39201 = 24841,$$

де $Re_{pr} = 412,15 \cdot 130 - 14424 = 39201$ – граничне значення Re для насадки з кутом 130° [30].

Кінематична в'язкість газів для середньої температури (додаток Е):
 $\nu = 19,67 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Середня швидкість газів в КЕ, м/с

$$w = Re \cdot \nu / d_e = 24841 \cdot 19,67 \cdot 10^{-6} / (2 \cdot 0,07) = 3,49 < 5.$$

Площа поперечного перерізу насадки, м^2

$$f_n = \bar{V}_r / w = 3,63 / 3,49 = 1,04.$$

Гідравлічний опір в насадці береться в межах 100-130 Па [30]:

$$\Delta P = 115 \text{ Па}.$$

Значення критерію Ейлера

$$Eu = \Delta P / (\bar{\rho}_r \cdot w) = 115 / (1,1 \cdot 3,49^2) = 8,58.$$

Кількість вертикальних рядів насадки [30]

$$z = Eu / (1,357 \cdot Re_*^{0,7} \cdot W_*^{-0,078} \cdot K_*^{0,13}) =$$
$$= 8,58 / (1,357 \cdot 0,6337^{0,7} \cdot 8,8^{-0,078} \cdot 6,66^{0,13}) = 8.$$

Загальна висота насадки (див.рис.4.4), м

$$L = H \cdot z = 8 \cdot 0,107 = 0,856.$$

Вважаємо, що глибина насадки $B = 1$ м. Тоді площа поперечного перерізу однієї чарунки насадки, м^2

$$f_q = a \cdot B = 0,07 \cdot 1 = 0,07.$$

Кількість чарунок в поперечному ряді

$$n = f / f_q = 1,04 / 0,07 = 14,85 \approx 15.$$

Ширина внутрішнього корпусу КЕ, м

$$A = (n + 1)(a + \delta_n) = (15 + 1)(0,07 + 0,0015) = 1,144.$$

Загальна площа поверхні насадки, м^2

$$F_n = n \cdot z \cdot \ell \cdot B = 15 \cdot 8 \cdot 2 \cdot 0,118 \cdot 1 = 28,32.$$

ЛІТЕРАТУРА

1. Чепурний М.М., Ткаченко С.Й., Бужинський В.В. Застосування теорії подібності для розв'язання задач тепломасообміну. – Вінниця: ВДТУ, 2001. – 110 с.
2. Данилова Г.Н., Филаткин В.Н., Щербов М.Г. Сборник задач по процессам теплообмена в пищевой и холодильной промышленности. – М.: Агропромиздат, 1986. – 287 с.
3. Юдин В.Ф. Теплообмен поперечно-оребрённых труб. – Л.: Машиностроение, 1982. – 189 с.
4. Cherpurnoy M.N., Lomakin V.N. For calculation of outside heat change and aerodynamics resistance of finned air coolers//Journ.Eng. Phys., 1984. – № 3. – P. 368-372.
5. Справочник по гидравлическим расчетам/Под ред. П.Г.Киселева. – М.: Энергия, 1984. – 308 с.
6. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М.: Физматиз, 1972. – 702 с.
7. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергия, 1981. – 417 с.
8. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. – М.: Наука, 1982. – 472 с.
9. Петровский Ю.В., Фастовский В.Г. Современные эффективные теплообменники. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1972. – 256 с.
10. Ройзен Л.И., Дулькин И.М. Тепловой расчет оребренных поверхностей. – М.: Энергия, 1977. – 256 с.
11. Тананайко Ю.М., Воронцов Е.В. Методы расчета и исследования пленочных процессов. – К.: Техника, 1975. – 312 с.
12. Cherpurnoy M.N., Bercuta A.D. Heat transfer in turbulent flow of liquid films over vertical surface//Heat Transfer, 1976. – V.8. – № 1. – P. 150-155.
13. Коваленко Л.М., Глушков А.Ф. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 238 с.
14. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергоиздат, 1977. – 366 с.
15. Керн Д., Краус А. Развитие поверхности теплообмена. – М.: Энергия, 1977. – 462 с.
16. Данилова Г.Н., Богданов С.Н., Иванов О.П. Теплообменные аппараты холодильных установок. – Л.: Машиностроение, 1983. – 328 с.
17. Лебедев П.Ю., Щукин А.А. Промышленная теплотехника. – М.: Госэнергоиздат, 1966. – 384 с.
18. Краснощеков В.А., Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче. – М.: Энергия, 1975. – 278 с.

19. Бакластов А.М., Горбенко В.А., Удыма П.Г. Проектирование, монтаж и эксплуатация тепломасообменных установок. – М.: Энергоиздат, 1981. – 336 с.
20. Андреев Е.И. Расчет тепло- и массообмена в контактных аппаратах. – Л.: Энергоатомиздат, 1985. – 192 с.
21. Лебедев П.Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки. – М.: Энергия, 1972. – 319 с.
22. Колесников В.А., Нечаев Ю.Г. Тепловое хозяйство сахарных заводов. – М.: Пищевая промышленность, 1980. – 391 с.
23. Чепурний М.М., Пінчук О.Ю. Теплообмін під час кипіння в турбулентних рідинних плівках//Вісник ВП, 1995. – № 2. – С.49-52.
24. Чепурний М.М., Ткаченко С.Й. Закономірності хвильової течії та теплообміну при турбулентному стіканні плівок рідини//Вісник ВП, 1995. – № 3. – С.38-41.
25. Чепурний М.М., Ткаченко С.Й. Основи технічної термодинаміки. – Вінниця: Поділля-2000, 2004. – 351 с.
26. Чепурний М.М., Ларюшкін Є.П. Дослідження закономірностей нагрівання інію в повітроохолодниках//Вісник ВП, 1996. – № 1. – С.54-56.
27. Теплофизические основы получения холода. Справочник. – М.: Пищевая промышленность, 1980. – 220 с.
28. Гиршфельд В.Я., Князев А.В., Куликов В.Е. Расчет станционных теплообменников. – М.: МЭИ, 1984. – 108 с.
29. Кутепов А.М., Стерман Л.С., Стюшин Н.Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании. – М.: Высшая школа, 1977. – 352 с.
30. Бужинский В.В. Регулярная насадка для контактных экономайзеров//Теплоэнергетика, 1995. – № 1. – С.62-67.

Додатки

Додаток А

Таблиця А.1 – Параметри сухої насиченої пари і води за тиском

P , МПа	t , °C	v'' , м³/кг	v'' , м³/кг	ρ'' , кг/м³	h' , кДж/кг	h'' , кДж/кг	i , кДж/кг	S' , кДж/(кг·К)	S'' , кДж/(кг·К)
0,0010	6,920	0,0010001	129,9	0,00770	29,32	2513	2484	0,1054	8,875
0,0015	13,038	0,0010007	87,90	0,01138	54,75	2525	2470	0,1958	8,827
0,0020	17,514	0,0010014	66,47	0,01493	73,52	2533	2459	0,2609	8,722
0,0025	21,094	0,0010021	54,24	0,01843	88,50	2539	2451	0,3124	8,642
0,0030	24,097	0,0010028	45,66	0,02190	101,4	2545	2444	0,3546	8,576
0,0035	26,692	0,0010035	39,48	0,02533	11,86	2550	2438	0,3908	8,521
0,0040	28,979	0,0010041	34,81	0,02873	121,42	2554	2433	0,4225	8,473
0,0050	32,88	0,0010053	28,19	0,03541	137,83	2561	2423	0,4761	8,393
0,0060	36,18	0,0010064	23,74	0,04212	151,50	2567	2415	0,5207	8,328
0,0070	39,03	0,0010075	20,53	0,04871	163,43	2572	2409	0,5591	8,274
0,0080	41,54	0,0010085	18,10	0,05525	173,9	2576	2402	0,5927	8,227
0,0090	43,79	0,0010094	16,20	0,06172	183,3	2580	2397	0,6225	8,186
0,010	45,84	0,0010103	14,68	0,06812	191,9	2584	2392	0,6492	8,149
0,012	49,45	0,0010119	12,35	0,08097	207,0	2591	2384	0,6966	8,085
0,014	52,58	0,0010133	10,69	0,09354	220,1	2596	2376	0,7368	8,031
0,016	55,34	0,0010147	9,429	0,1060	231,7	2601	2369	0,7722	7,984
0,018	57,82	0,0010159	8,444	0,1185	241,9	2605	2363	0,8038	7,944
0,020	60,08	0,0010171	7,647	0,1308	251,4	2609	2358	0,8321	7,907
0,025	64,99	0,0010199	6,202	0,1612	272,0	2618	2346	0,8934	7,830
0,030	69,12	0,0010222	5,226	0,1913	289,3	2625	2336	0,9441	7,769
0,040	75,88	0,0010264	3,994	0,2504	317,7	2634	2318	1,0261	7,670
0,050	81,35	0,0010299	3,239	0,3087	340,6	2645	2304	1,0910	7,593
0,060	85,95	0,0010330	2,732	0,3661	360,0	2653	2293	1,1453	7,531
0,070	89,97	0,0010359	2,364	0,4230	376,8	2660	2283	1,1918	7,479
0,080	93,52	0,0010385	2,087	0,4792	391,8	2665	2273	1,2330	7,434
0,090	96,72	0,0010409	1,869	0,5350	405,3	2670	2265	1,2696	7,394
0,10	99,64	0,0010432	1,694	0,5903	417,4	2675	2258	1,3026	7,360
0,12	104,81	0,0010472	1,429	0,6999	439,4	2683	2244	1,3606	7,298
0,14	109,33	0,0010510	1,236	0,8088	458,5	2690	2232	1,4109	7,246

Продовження таблиці А.1

$P, 10^5$ бар	$t, ^\circ\text{C}$	$v'',$ $\text{м}^3/\text{кг}$	$v'',$ $\text{м}^3/\text{кг}$	$\rho'',$ $\text{кг}/\text{м}^3$	$h',$ $\text{кДж}/\text{кг}$	$h'',$ $\text{кДж}/\text{кг}$	$\Gamma,$ $\text{кДж}/\text{кг}$	$S',$ $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	$S'',$ $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$
0,16	113,32	0,0010543	1,091	0,9164	475,4	2696	2221	1,4550	7,202
0,18	116,94	0,0010575	0,9773	1,023	490,7	2702	2211	1,4943	7,163
0,20	120,23	0,0010605	0,8854	1,129	504,8	2707	2202	1,5302	7,124
0,22	123,27	0,0010633	0,8098	1,235	517,8	2711	2193	1,5630	7,096
0,24	126,09	0,0010659	0,7465	1,340	529,8	2715	2185	1,5929	7,067
0,26	128,73	0,0010685	0,6925	1,444	540,9	2719	2178	1,621	7,040
0,28	131,20	0,0010709	0,6461	1,548	551,4	2722	2171	1,647	7,015
0,30	133,54	0,0010733	0,6057	1,651	561,4	2725	2164	1,672	6,992
0,35	138,88	0,0010736	0,4624	2,163	604,7	2738	2133	1,777	9,941
0,40	143,62	0,0010786	0,5241	2,288	584,5	2732	2148	1,728	6,897
0,45	147,92	0,0010883	0,4139	2,416	623,4	2744	2121	1,821	6,857
0,50	151,84	0,0010927	0,3747	2,669	640,1	2749	2109	1,860	6,822
0,60	158,84	0,0011007	0,3156	3,169	670,5	2757	2186	1,931	6,761
0,70	164,96	0,0011081	0,2728	3,666	697,2	2764	2067	1,992	6,709
0,80	170,42	0,0011149	0,2403	4,161	720,9	2769	2048	2,046	6,663
0,90	175,35	0,0011213	0,2149	4,654	742,8	2774	2031	2,094	6,623
1,0	179,88	0,0011273	0,1946	5,139	762,7	2778	2015	2,138	6,587
1,1	184,05	0,0011331	0,1775	5,634	781,1	2781	2000	2,179	6,554
1,2	187,95	0,0011385	0,1633	6,124	798,3	2785	1987	2,216	6,523
1,3	191,06	0,0011438	0,1512	6,614	814,5	2787	1973	2,251	6,495
1,4	195,04	0,0011490	0,1408	7,103	830,0	2790	1960	2,284	6,469
1,5	198,28	0,0011539	0,1317	7,593	844,6	2792	1947	2,314	6,445
1,6	201,36	0,0011586	0,1238	8,080	858,3	2793	1935	2,344	6,442
1,7	204,30	0,0011632	0,1167	8,569	871,6	2795	1923	2,371	6,400
1,8	207,10	0,0011678	0,1104	9,058	884,4	2796	1912	2,397	6,379
1,9	209,78	0,0011722	0,1047	9,549	896,6	2798	1901	2,422	6,359
2,0	212,37	0,0011766	0,09958	10,041	908,5	2799	1891	2,447	6,340
2,2	217,24	0,0011851	0,09068	11,03	930,9	2801	1870	2,492	6,305
2,4	221,77	0,0011932	0,08324	12,01	951,8	2802	1850	2,534	6,272
2,6	226,03	0,0012012	0,07688	13,01	971,7	2803	1831	2,573	6,242

Продовження таблиці А.1

$P, 10^5$ бар	$t, ^\circ\text{C}$	$v'',$ $\text{м}^3/\text{кг}$	$v''',$ $\text{м}^3/\text{кг}$	$\rho'',$ $\text{кг}/\text{м}^3$	$h',$ $\text{кДж}/\text{кг}$	$h'',$ $\text{кДж}/\text{кг}$	$i',$ $\text{кДж}/\text{кг}$	$S',$ $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	$S'',$ $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$
2,8	230,04	0,0012088	0,07141	14,00	990,4	2803	1813	2,611	6,213
3,0	233,83	0,0012163	0,06665	15,00	1008,3	2804	1796	2,646	6,186
3,5	242,54	0,0012345	0,05704	17,53	1049,8	2803	1753	2,725	6,125
4,0	250,33	0,0012520	0,04977	20,09	1087,5	2801	1713	2,796	6,070
4,5	257,41	0,0012690	0,04404	22,71	1122,1	2798	1676	2,862	6,020
5,0	263,91	0,0012857	0,03944	25,35	1154,4	2794	1640	2,921	5,973
5,5	269,94	0,0013021	0,03564	28,06	1184,9	2790	1604,6	2,976	5,930
6,0	274,56	0,0013185	0,03243	30,84	1213,9	2785	1570,8	3,027	5,890
6,5	280,83	0,0013347	0,02937	33,64	1241,3	2779	1537,5	3,076	5,851
7,0	285,80	0,0013510	0,02737	36,54	1267,4	2772	1504,9	3,122	5,814
7,5	290,50	0,0013673	0,02532	39,49	1292,7	2766	1472,8	3,166	5,779
8,0	294,98	0,0013838	0,02352	42,52	1317,0	2758	1441,1	3,208	5,745
8,5	299,24	0,0014005	0,02192	45,62	1340,8	2751	1409,8	3,248	5,711
9,0	303,32	0,0014174	0,02048	48,83	1363,7	2743	1379,3	3,287	5,678
9,5	307,22	0,0014345	0,01919	52,11	1385,9	2734	1348,4	3,324	5,646
10	310,96	0,0014512	0,01803	55,46	1407,7	2725	1317,0	3,360	5,615
11	318,04	0,001489	0,01598	62,58	1450,2	2705	1255,4	3,430	5,553
12	324,63	0,001527	0,01426	70,13	1491,1	2685	1193,5	3,496	5,492
13	330,81	0,001567	0,01277	78,30	1531,5	2662	1130,8	3,561	5,432
14	336,63	0,001611	0,01149	87,03	1570,8	2638	1056,9	3,623	5,372
15	342,11	0,001658	0,01035	96,62	1610	2611	1001,1	3,684	5,310
16	347,32	0,001710	0,009318	107,3	1650	2582	932,0	3,746	5,247
18	356,96	0,001837	0,007504	133,2	1732	2510	778,2	3,871	5,107
20	365,71	0,00204	0,00585	170,9	1827	2410	583	4,015	4,928
22	373,70	0,00273	0,00367	272,5	2016	2198	182	4,303	4,591

Додаток Б

Теплофізичні властивості води на лінії насичення

$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{ бар}$	$\rho, \text{ кг/м}^3$	C_p $\text{кДж/(кг}\cdot\text{град)}$	$\lambda,$ $\text{Вт/(м}\cdot\text{град)}$	$a, 10^7$ $\text{м}^2/\text{с}$	$\mu, 10^{-6},$ $\text{Н}\cdot\text{с/м}^2$	$\nu, 10^{-6},$ $\text{м}^2/\text{с}$	$\beta, 10^{-4}$ $1/\text{град}$	$\sigma, 10^{-4}$ кГ/м	P_r
0	1,01	999,9	4,212	0,551	1,31	1787,8	1,789	-0,63	77,1	13,6 7
10	1,01	999,7	4,191	0,574	1,37	1305,3	1,306	+0,7	75,6	9,52
20	1,01	998,2	4,183	0,599	1,43	1004,2	1,0006	1,82	74,1	7,02
40	1,01	992,2	4,174	0,634	1,53	653,2	0,659	3,87	71,0	4,31
60	1,01	983,2	4,178	0,659	1,60	468,8	0,478	5,11	67,5	2,98
80	1,01	971,8	4,195	0,674	1,66	355,0	0,365	6,32	63,8	2,21
100	1,01	958,4	4,220	0,683	1,69	383,4	0,295	7,52	60,0	1,75
120	1,99	943,1	4,25	0,686	1,71	237,3	0,252	8,64	55,9	1,47
140	3,62	926,1	4,287	0,685	1,72	201,0	0,217	9,72	51,7	1,26
160	6,18	907,4	4,346	0,683	1,73	173,6	0,191	10,7	47,5	1,10
180	10,03	886,9	4,417	0,674	1,72	153,0	0,173	11,9	43,1	1,00
200	15,55	863,0	4,505	0,663	1,70	136,3	0,158	13,3	38,4	0,93
220	23,20	840,3	4,614	0,646	1,66	124,6	0,148	14,8	33,8	0,89
240	33,48	813,6	4,756	0,628	1,62	114,7	0,141	16,8	29,1	0,87
260	46,59	784,0	4,949	0,605	1,56	105,9	0,135	19,7	24,2	0,87
280	64,20	750,7	5,229	0,574	1,46	98,1	0,131	23,7	19,5	0,90
300	85,92	712,5	5,736	0,540	1,32	91,2	0,128	29,2	14,7	0,97
320	112,90	667,1	6,573	0,506	1,15	85,3	0,128	38,2	10,0	1,11
340	146,08	610,1	8,164	0,457	0,92	77,5	0,127	53,4	5,78	1,39
360	186,81	528,0	13,98	0,396	0,54	66,7	0,126	109,0	2,06	2,35
370	210,54	450,5	40,42	0,337	0,18	56,9	0,126	264,0	0,48	6,79

Додаток В

Теплофізичні властивості водяної пари на лінії насичення

$t, ^\circ\text{C}$	$P, 10^5$ бар	$\rho'', \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$\gamma'', \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$\gamma', \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	C_p $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$	$\lambda, 10^2$ $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}$	$a, 10^{-6}$ $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	$\mu, 10^{-6}$ $\frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2}$	$\nu, 10^{-6}$ $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	Pr
100	1,013	0,598	2675,9	2256,8	2,135	2,372	18,58	11,97	20,02	1,08
110	1,43	0,826	2691,4	2230,0	2,177	2,489	13,83	12,46	15,07	1,09
120	1,98	1,121	2706,5	2202,8	2,206	2,593	10,50	12,85	11,46	1,09
130	2,7	1,496	2720,7	2174,3	2,257	2,686	7,972	13,24	8,85	1,11
140	3,61	1,966	2734,1	2145,0	2,315	2,791	6,130	13,54	6,89	1,12
150	4,76	2,547	2746,7	2114,4	2,395	2,884	4,728	13,93	5,47	1,16
160	6,18	3,258	2758,0	2082,6	2,479	3,012	3,722	14,32	4,39	1,18
170	7,92	4,122	2768,9	2049,5	2,583	3,128	2,939	14,72	3,57	1,21
180	10,03	5,157	2778,5	2015,2	2,709	3,268	2,339	15,11	2,93	1,25
190	12,55	6,394	2786,4	1978,8	2,856	3,419	1,872	15,60	2,44	1,30
200	15,55	7,862	2793,1	1940,7	3,023	3,547	1,492	15,99	2,03	1,36
210	19,08	9,588	2798,2	1900,5	3,199	3,722	1,214	16,38	1,71	1,41
220	23,20	11,62	2801,5	1857,8	3,408	3,896	0,983	16,87	1,45	1,47
230	27,98	13,99	2803,2	1813,0	3,634	4,094	0,806	17,36	1,24	1,54
240	33,48	16,76	2803,2	1765,6	3,881	4,291	0,658	17,76	1,06	1,61
250	39,78	19,98	2801,1	1715,8	4,158	4,512	0,544	18,25	0,913	1,68
260	46,94	23,72	2796,5	1661,4	4,468	4,803	0,453	18,84	0,794	1,75
270	55,05	28,09	2789,8	1604,4	4,815	5,106	0,378	19,32	0,688	1,82
280	64,19	33,19	2779,7	1542,9	5,234	5,489	0,317	19,91	0,600	1,90
290	74,45	39,15	2766,4	1476,3	5,694	5,827	0,261	20,60	0,526	2,01
300	85,92	46,21	2749,2	1404,3	6,280	6,268	0,216	21,29	0,461	2,13
310	98,70	54,58	2727,4	1325,2	7,118	6,838	0,176	21,97	0,403	2,29
320	112,90	64,72	2700,2	1238,1	8,206	7,513	0,141	22,86	0,353	2,50
330	128,65	77,10	2665,9	1139,7	9,881	8,257	0,108	23,94	0,310	2,86
340	146,08	92,76	2621,9	1027,1	12,35	9,304	0,0811	25,21	0,272	3,35
350	165,37	113,6	2564,5	893,1	16,24	10,70	0,0580	26,58	0,234	4,03
360	186,74	144,0	2481,2	719,7	23,03	10,79	0,0386	29,14	0,202	5,23
370	210,53	203,0	2330,9	438,4	56,52	17,10	0,0150	33,75	0,166	11,1

Додаток Г
Теплофізичні властивості сухого повітря за умови нормального
атмосферного тиску

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$C_p, \text{кДж/кг}^\circ\text{C}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/м}^\circ\text{C}$	$a \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Н} \cdot \text{с/м}^2$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
-50	1,548	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	212	13,8	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,803	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	44,8	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	188,8	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	46,7	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	316,5	53,5	233,7	0,724

Додаток Д

Таблиця Д.1 – Термодинамічні властивості вологого повітря
($p = 100 \text{ кПа} = 750 \text{ мм рт.ст.}$)

$t, ^\circ\text{C}$	$P_{\text{н}}, \text{Па}$	d'' , г/кг	$c_{p, \text{в}}$ кДж/(кг·К)	$c_{p, \text{г}}$ кДж/(кг·К)	$i_{\text{с}}$ кДж/кг	$i'_{\text{в}}$ кДж/кг	i' кДж/кг	$\rho_{\text{с}}$ кг/м ³
-30	37,330	0,2323	1,006	1,0064	-30,18	0,5680	-29,61	1,434
-29	41,463	0,2580	1,006	1,0065	-29,17	0,6313	-28,54	1,428
-28	45,996	0,2862	1,006	1,0065	-28,17	0,7008	-27,47	1,422
-27	51,062	0,3178	1,006	1,0066	-27,16	0,7788	-26,38	1,416
-26	56,395	0,3510	1,006	1,0067	-26,16	0,8608	-25,30	1,411
-25	62,795	0,3908	1,006	1,0067	-25,15	0,9591	-24,19	1,405
-24	69,461	0,4324	1,006	1,0068	-24,14	1,062	-23,08	1,399
-23	76,794	0,4780	1,006	1,0069	-23,14	1,175	-21,96	1,394
-22	84,793	0,5279	1,006	1,0069	-22,13	1,298	-20,83	1,388
-21	93,459	0,5818	1,006	1,0071	-21,13	1,432	-19,69	1,383
-20	102,925	0,6408	1,006	1,0072	-20,12	1,579	-18,54	1,377
-19	113,324	0,7057	1,006	1,0073	-19,11	1,740	-17,37	1,372
-18	124,656	0,7763	1,006	1,0075	-18,11	1,915	-16,19	1,366
-17	136,922	0,8528	1,006	1,0076	-17,10	2,106	-15,00	1,361
-16	150,387	0,9368	1,006	1,0078	-16,10	2,315	-13,78	1,356
-15	165,053	1,028	1,006	1,0079	-15,09	2,542	-12,55	1,351
-14	180,918	1,127	1,006	1,0081	-14,08	2,789	-11,30	1,345
-13	198,117	1,235	1,006	1,0083	-13,08	3,059	-10,02	1,340
-12	216,915	1,352	1,006	1,0085	-12,07	3,351	-8,72	1,335
-11	237,313	1,480	1,006	1,0088	-11,07	3,671	-7,40	1,330
-10	259,445	1,618	1,006	1,0090	-10,06	4,016	-6,04	1,325
-9	283,309	1,767	1,006	1,0093	-9,05	4,390	-4,66	1,320
-8	309,440	1,931	1,006	1,0096	-8,05	4,800	-3,25	1,315
-7	337,571	2,107	1,006	1,0099	-7,04	5,242	-1,80	1,310
-6	368,102	2,298	1,006	1,0103	-6,04	5,722	-0,31	1,305
-5	401,033	2,504	1,006	1,0107	-5,03	6,239	1,21	1,300
-4	436,763	2,729	1,006	1,0111	-4,02	6,805	2,78	1,295
-3	475,426	2,971	1,006	1,0116	-3,02	7,414	4,40	1,290
-2	517,156	3,233	1,006	1,0120	-2,01	8,074	6,06	1,286
-1	562,086	3,516	1,006	1,0126	-1,01	8,787	7,78	1,281
0	610,8	3,823	1,006	1,0131	0	9,561	9,56	1,276
1	656,6	4,111	1,006	1,0127	1,01	10,289	11,30	1,272
2	705,4	4,419	1,006	1,0143	2,01	11,068	13,08	1,267
3	757,5	4,748	1,006	1,0149	3,02	11,901	14,92	1,262
4	812,9	5,098	1,006	1,0155	4,02	12,788	16,81	1,258
5	871,8	5,470	1,006	1,0162	5,03	13,732	18,76	1,253
6	934,6	5,868	1,006	1,0170	6,04	14,742	20,78	1,249
7	1001,2	6,290	1,006	1,0178	7,04	15,814	22,86	1,244
8	1072,1	6,741	1,006	1,0186	8,05	16,960	25,01	1,240
9	1147,3	7,219	1,006	1,0195	9,05	18,176	27,23	1,236
10	1227,1	7,727	1,006	1,0205	10,06	19,470	29,53	1,231

Продовження таблиці Д.1

$t, ^\circ\text{C}$	$P_{\text{л}}, \text{Па}$	$d'', \text{г/кг}$	$c_p, ^\circ\text{C}$ $\text{кДж}/$ $(\text{кг}\cdot\text{K})$	$c_p,$ $\text{кДж}/$ $(\text{кг}\cdot\text{K})$	$i_c,$ кДж/кг	$i_{\text{л}},$ кДж/кг	$i,$ кДж/кг	$\rho_c,$ кг/м^3
11	1311,8	8,268	1,006	1,0215	11,07	20,848	31,93	1,227
12	1401,5	8,841	1,006	1,0225	12,07	22,310	34,38	1,223
13	1496,7	9,451	1,006	1,0237	13,08	23,867	36,95	1,218
14	1597,4	10,097	1,006	1,0249	14,08	25,517	39,60	1,214
15	1704,1	10,783	1,006	1,0268	15,09	27,271	42,36	1,210
16	1817,0	11,511	1,006	1,0275	16,10	29,133	45,23	1,206
17	1936,4	12,282	1,006	1,0290	17,10	31,108	48,21	1,201
18	2062,6	13,100	1,006	1,0305	18,11	33,204	51,31	1,197
19	2196,0	13,966	1,006	1,0322	19,11	35,425	54,54	1,193
20	2336,8	14,883	1,006	1,0339	20,12	37,779	57,90	1,189
21	2485,5	15,854	1,006	1,0357	21,13	40,273	61,40	1,185
22	2642,4	16,882	1,0061	1,0379	22,13	42,916	65,05	1,181
23	2807,9	17,970	1,0061	1,0398	23,14	45,716	68,86	1,177
24	2982,4	19,121	1,0061	1,0416	24,15	48,680	72,83	1,173
25	3166,3	20,338	1,0061	1,0435	25,15	51,816	76,97	1,169
26	3360,0	21,626	1,0061	1,0472	26,16	55,138	81,30	1,165
27	3563,9	22,987	1,0061	1,0491	27,16	58,651	85,82	1,161
28	3778,5	24,425	1,0061	1,0510	28,17	62,366	90,54	1,158
29	4004,3	25,946	1,0062	1,0548	29,18	66,298	95,48	1,154
30	4241,7	27,552	1,0062	1,0586	30,19	70,453	100,64	1,150
31	4491,3	29,250	1,0062	1,0604	31,19	74,850	106,04	1,146
32	4753,6	31,043	1,0062	1,0642	32,20	79,496	111,69	1,142
33	5029,0	32,937	1,0063	1,0680	33,21	84,408	117,61	1,139
34	5318,2	34,927	1,0063	1,0718	34,21	89,599	123,81	1,135
35	5621,7	37,050	1,0063	1,0755	35,22	95,087	130,31	1,131
36	5940,1	39,281	1,0063	1,0792	36,23	100,886	137,11	1,128
37	6274,0	41,637	1,0064	1,0849	37,24	107,015	144,25	1,124
38	6624,0	44,124	1,0064	1,0883	38,24	113,49	151,73	1,120
39	6990,7	46,750	1,0064	1,0937	39,25	120,33	159,58	1,117

Додаток Е

Теплофізичні властивості димових газів

(B=760 мм рт.ст. $\approx 0,01 \cdot 10^5$ Па; $\bar{p}(\text{CO}_2) = 0,13$; $\bar{p}(\text{H}_2\text{O}) = 0,11$; $\bar{p}(\text{N}_2) = 0,76$)

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\lambda, 10^{-2} \text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\alpha, 10^{-6} \text{м}^2/\text{с}$	$\mu, 10^{-6} \text{Па}\cdot\text{с}$	$\nu, 10^{-6} \text{м}^2/\text{с}$	Pr
0	1,295	1,042	2,28	16,9	15,8	12,20	0,72
100	0,950	1,068	3,13	30,8	20,4	21,54	0,69
200	0,748	1,097	4,01	48,9	24,5	32,80	0,67
300	0,617	1,122	4,84	69,9	28,2	45,81	0,65
400	0,525	1,151	5,70	94,3	31,7	60,38	0,64
500	0,457	1,185	6,56	121,1	34,8	76,30	0,63
600	0,405	1,214	7,42	150,9	37,9	93,61	0,62
700	0,363	1,239	8,27	183,8	40,7	112,1	0,61
800	0,330	1,264	9,15	219,7	43,4	131,8	0,60
900	0,310	1,290	10,0	258,0	45,9	152,5	0,59
1000	0,275	1,306	10,90	303,4	48,4	174,3	0,58
1100	0,257	1,323	11,75	345,5	50,7	197,1	0,57
1200	0,240	1,340	12,62	392,4	53,0	221,0	0,56

Додаток Ж

Теплофізичні властивості деяких мастильних матеріалів, металів і сплавів

Таблиця Ж.1 - Теплофізичні властивості трансформаторного масла

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\nu, 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$	$\alpha, 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$	$\beta, 10^{-4} \text{ 1/K}$	Pr
10	886,4	1,62	0,111	37,9	7,83	6,85	484
20	880,3	1,666	0,11	22,5	7,55	6,9	298
30	874,2	1,729	0,1092	14,7	7,27	6,95	202
40	868,2	1,787	0,1089	10,3	7,027	7	146
50	862,1	1,846	0,108	7,58	6,8	7,05	111
60	856	1,905	0,107	5,78	6,58	7,1	87,8
70	850	1,963	0,106	4,54	6,36	7,15	71,3
80	843,9	2,026	0,1056	3,66	6,16	7,2	59,3
90	837,8	2,095	0,1046	3,03	6,0	7,25	50,5
100	831,8	2,14	0,1038	2,56	5,83	7,3	43,9
110	825,7	2,2	0,103	2,2	5,66	7,35	38,8
120	819	2,25	0,1022	1,92	5,33	7,4	34,9

Таблиця Ж.2 – Теплофізичні властивості масла МС-20

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\mu, 10^4 \text{ Н}\cdot\text{с/м}^2$	$\nu, 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$	$\alpha, 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$	$\beta, 10^{-4} \text{ 1/K}$	Pr
10	911,0	1,645	0,1510	35414	3883	9,94	8,56	39000
20	903,0	1,712	0,1485	18560	1514	9,58	8,64	15800
30	894,5	1,758	0,1461	6180	691,2	9,28	8,71	7450
40	887,5	1,804	0,1437	3031	342,0	8,97	8,79	3810
50	879,0	1,851	0,1413	1638	186,2	8,69	8,86	2140
60	871,5	1,897	0,1389	961,4	110,6	8,39	8,95	1320
70	846,0	1,943	0,1363	603,3	69,3	8,14	9,03	858
80	856,0	1,989	0,1340	399,3	46,6	7,89	9,12	591
90	848,0	2,035	0,1314	273,7	32,3	7,61	9,20	424
100	840,7	2,081	0,1290	202,1	24,0	7,33	9,28	327
110	838,0	2,127	0,1264	145,2	17,4	7,11	9,37	245
120	825,0	2,173	0,1240	110,4	13,4	6,92	9,46	193,5
130	817,0	2,219	0,1214	87,31	10,7	6,69	9,54	160,0
140	809,2	2,265	0,1188	70,34	8,70	6,53	9,65	133,3
150	801,6	2,311	0,1168	56,90	7,10	6,25	9,73	113,5

Таблиця Ж.3 – Теплопровідність деяких матеріалів

Матеріал	λ , Вт / (м · К)
Алюміній	204
Азбест	0,151
Азбозурит	0,213
Азбослюда	0,208
Бетон	1,28
Бронза	64
Вата мінеральна	0,052
Вермикуліт	0,328
Вермикулітні плити	0,186
Вініпласт	0,165
Діатоміт молотий	0,314
Цегла :	
діатомітна	0,25
динасова	0,35
червона	0,76
силікатна	0,82
шамотна	1,14
Латунь	93
Лід	2,23
Масляний шар забруднень	0,15
Мідь	384
Накип	1,75
Новоазбозурит	0,175
Ньювель	0,11
Пінопласт	0,05
Піношамот	0,29
Поліетилен	0,29
Пористі відкладення, просочені нафтопродуктами	0,1
Пробкові плити	0,047
Резина	0,16
Іржа	1,15
Сажа	0,09
Сніг ущільнений	0,46
Совеліт	0,09
Сосна поперек волокон	0,151
Сталь вуглецева	45
Сталь нержавіюча	18
Скловата	0,047
Скло звичайне	0,745
Титан	15
Чавун	90
Шлаковата	0,16
Фарфор	1,04

Таблиця Ж.4 – Міра чорноти деяких матеріалів

Матеріал	t, °C	ε
Алюміній :		
полірований	50 – 500	0,04 – 0,06
шорсткий	50	0,055
окислений	200 – 500	0,11 – 0,19
Бронза	50	0,1
Вольфрам	250 – 2500	0,053 – 0,31
Вольфрамова нитка	3000	0,39
Залізо :		
необроблене	700 – 1000	0,52 – 0,56
поліроване	400 – 1000	0,145 – 0,378
Жерсть стара	20 – 50	0,28
Латунь:		
полірована	250 – 500	0,028 – 0,032
прокатна	50	0,06
окислена	200 – 600	0,51 – 0,69
Мідь:		
полірована	50 – 100	0,02
окислена	200 – 600	0,55 – 0,57
Ніхром	200 – 400	0,92 – 0,96
Сталь:		
прокат листовий	500 – 1000	0,52 – 0,61
окислена	200 – 600	0,79
дуже окислена	50 – 500	0,98
Чавун :		
полірований	200	0,21
окислений	200 – 600	0,64 – 0,78
дуже окислений	50 – 250	0,95
Азбест	20 – 30	0,96
Цегла:		
червона	50	0,93
вогнетривка	1000	0,8 – 0,9
шамотна	1000	0,75
Сажа	50	0,93
Скло	400	0,95
Штукатурка	10 - 90	0,91

Додаток И – Деякі рівняння для розрахунків процесів тепло- і масообміну

И.1 Теплообмін в умовах вільної конвекції

В необмеженому просторі

$$Nu = C \cdot Ra^n (Pr/Pr_{ст})^{0,25}, \quad (И.1)$$

де значення C і n наведено в табл.И.1.

Таблиця И.1 – Значення сталих в рівнянні (И.1)

Умови теплообміну	C	n
Вертикальні поверхні		
Ламінарний режим ($10^3 < Ra < 10^9$)		
$Pr = 0,1$	0,389	0,25
$Pr = 1$	0,535	0,25
$Pr = 10$	0,616	0,25
$Pr = 100$	0,655	0,25
Турбулентний режим ($10^9 < Ra < 10^{13}$)	0,15	0,333
Горизонтальні труби:		
$10^3 < Ra < 10^5$	1,18	1,25
$10^5 < Ra < 10^8$	0,5	0,25

Для теплообміну в обмеженому просторі вводиться поправка за допомогою коефіцієнта конвекції ϵ_k :

$$\epsilon_k = \lambda_{св}/\lambda \quad (\lambda_{св} = q \cdot \delta / \Delta t); \text{ для } (Gr \cdot Pr) = Ra < 10^3 \cdot \epsilon_k = 1$$

для $Ra > 10^3$ $\epsilon_k = 0,18 Ra^{0,25}$.

И.2 Теплообмін в разі вимушеної конвекції

Обтікання плоскої поверхні

Ламінарний режим $Re = w \cdot \ell / \nu < 10^5$

$$Nu = \frac{\alpha \cdot \ell}{\lambda} = 0,66 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,43} (Pr/Pr_{ст})^{0,25}. \quad (И.2)$$

Турбулентний режим $Re < 10^5$

$$Nu = 0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,8} \cdot (Pr/Pr_{ст})^{0,25}. \quad (И.3)$$

Теплообмін в трубах

Ламінарний режим

$$Nu = \alpha \cdot d / \nu = 0,037 \cdot Re^{0,33} \cdot Pr^{0,33} \cdot Ra^{0,1} \cdot (Pr/Pr_{ст})^{0,25} \cdot \epsilon_\ell. \quad (И.4)$$

Множник $Ra^{0,1}$ вводиться, коли $Ra < 8 \cdot 10^5$; поправковий коефіцієнт ϵ_ℓ визначається з табл.И.2.

Таблиця И.2 – Значення коефіцієнта ϵ_ℓ

ℓ/d_b	1	2	5	10	15	20	30	40	50
ϵ_ℓ	1,9	1,7	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1

Турбулентний режим

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} (Pr/Pr_{ct})^{0,25} \cdot \epsilon_\ell (0,7 < Pr < 2). \quad (И.5)$$

Якщо $Pr > 2$ стала в правій частині (И.4) дорівнює 0,023. Значення ϵ_ℓ наведено в табл.И.3.

Таблиця И.3 – Значення ϵ_ℓ в формулі (И.5)

Re	L/d _{вн}								
	1	2	5	10	15	20	30	40	50
10000	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1,00
20000	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1,00
50000	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1,00
100000	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1,00
1000000	1,4	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1,00

Перехідний режим ($2300 < Re < 10^4$)

В формулу (И.3) вноситься поправка ϵ_n , яка наведена на рис.И.1

Теплообмін в кільцевих каналах

$$Nu = w \cdot d_e / \nu = 0,017 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot (D/d_3)^{0,18} \cdot (Pr/Pr_{ct})^{0,25}. \quad (И.6)$$

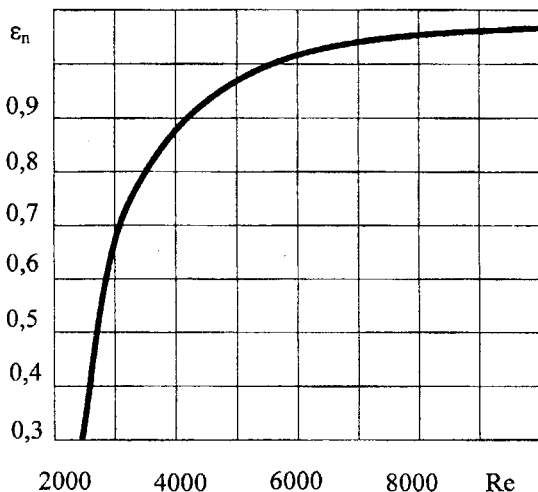


Рисунок И.1 – Крива для визначення значень ϵ_n

За визначальний лінійний розмір береться еквівалентний діаметр $d_e = D - d_3$, D і d_3 – діаметр більшої та меншої труби.

Теплообмін у зігнутих трубах і змійовиках

У формули (И.2)–(И.4) вводиться поправка

$$\epsilon_R = 1 + 1,77 \cdot d_w / R,$$

де R – радіус вигину труби (змійовика);

$$\epsilon_R = 1, \text{ коли } Re < 1,5 \cdot 10^4 (d_g / R)^{0,3}.$$

Теплообмін в трубах зі штучною шорсткістю

$$Nu = 0,022 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,47} (Pr / Pr_{ct})^{0,25} \cdot \epsilon_{ш}, \quad (\text{И.7})$$

де $\epsilon_{ш} = \exp [0,85(S/\delta_{\text{опт}})/(S/\delta)]$, коли $S/\delta > (S/\delta)_{\text{опт}}$;

$\epsilon_{ш} = \exp [0,85(S/\delta)(S/\delta)_{\text{опт}}]$, коли $S/\delta < (S/\delta)_{\text{опт}}$;

$(S/\delta_{\text{опт}}) = 13$;

S – відстань між сусідніми нерівностями;

δ – висота нерівностей.

Гідродинамічна аналогія процесів теплообміну

$$Nu = (\xi / 8) Re \cdot Pr \cdot E, \quad (\text{И.8})$$

де $E = [1 + 12(Pr^{2/3} - 1)] / (\xi / 8)^{0,5}$;

ξ – коефіцієнт гідравлічного тертя.

Теплообмін в спеціальних трубах

Профільно-виті труби

Визначальний лінійний розмір

$$S_* = (S^2 + d^2)^{0,5};$$

$$Nu = \frac{Nu_{\text{гл}} [1 + 592h/S_* + 7053(h/S_*)^2]}{Re \cdot 0,94(h/S_*)^{0,34}}, \quad (\text{И.9})$$

де $Nu_{\text{гл}}$ – критерій Нуссельта для гладких труб;

h – висота виступів;

d – зовнішній діаметр труби;

S – крок між виступами (навивкою)

И.3 Теплообмін в разі обтікання труб і пучків труб

Повздовжнє обтікання труб

У відповідні формули теплообміну додається множник

$$A = (S_1 \cdot S_2 / d_3^2)^{0,18}; \text{ де } S_1 \text{ і } S_2 - \text{повздовжній і поперечний крок між трубами.}$$

Поперечне обтікання труб

$$Nu_d = C \cdot Re^n \cdot Pr^{0,36} (Pr / Pr_{ст})^{0,25}, \quad (И.10)$$

де $C = 0,56$; $n = 0$, коли $Re < 10^3$;

$C = 0,28$; $n = 0,6$, коли $10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$;

$C = 0,023$; $n = 0,8$, коли $2 \cdot 10^5 < Re < 2 \cdot 10^6$.

Поперечне обтікання пучків труб

$$Nu_d = C \cdot Re^n \cdot Pr^{0,33} \epsilon_c \cdot \epsilon_z \cdot \epsilon_\phi, \quad (И.11)$$

де значення C і n визначають з табл.И.4.

Таблиця И.4 – Значення сталих в рівнянні (И.11)

Режим обтікання	C	n	S_1/S_2
Коридорні пучки			
Ламінарний ($Re < 10^3$)	0,52	0,5	
Турбулентний ($Re > 2 \cdot 10^5$)	0,021	0,84	
Перехідний ($10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$)	0,27	0,63	
Шахові пучки			
Ламінарний ($Re < 10^3$)	0,6	0,5	
Турбулентний ($Re > 2 \cdot 10^5$)	0,021	0,84	
Перехідний ($10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$)	$0,035 \cdot (S_1/S_2)^{0,2}$ 0,4	0,6 0,6	<2 >2

Значення коефіцієнта ϵ_c :

для коридорних пучків $\epsilon_c = (S_2 / d_{3n})^{-0,15}$;

для шахових пучків $\epsilon_c = (S_1/S_2)^{1/6}$, якщо $S_1/S_2 < 2$, $\epsilon_c = 1,12$, якщо $S_1/S_2 > 2$.

Значення поправкового коефіцієнта, що враховує кут "атаки" ϕ визначається з табл.И.5.

Таблиця И.5 – Значення коефіцієнта ϵ_ϕ

ϕ	90	80	70	60	50	40	30	20	10
ϵ_ϕ	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

Поправковий коефіцієнт ϵ_z враховує зниження тепловіддачі в першому і другому рядах труб порівняно з наступними. Для $z \geq 3$ $\epsilon_z = 1$; для першого ряду труб ($z = 1$) $\epsilon_{z1} = 0,6$, для $z = 2$ $\epsilon_{z2} = 0,7$ для шахового пучка і $\epsilon_{z2} = 0,9$ для коридорного пучка.

Середнє значення ε_z визначається за формулою

$$\varepsilon_z = [\varepsilon_{z_1} + \varepsilon_{z_2} + (z - 2)]/z. \quad (\text{И.12})$$

Поперечне обтікання оребренных пучків

$$\text{Nu}_d = C \cdot \text{Re}^n \cdot (d_3 / S_p)^{-0,14} \cdot C_s \cdot C_z. \quad (\text{И.13})$$

Для коридорних пучків $C = 0,105$, $n = 0,72$, а для шахових $C = 0,23$; $n = 0,65$;

h – висота ребра;

S_p – крок між ребрами.

Для шахових пучків $C_s = [(S_1 - d_3) / (S_2 - d_3)]^{0,2}$, а для коридорних пучків C_s визначаються з табл.И.6.

Таблиця И.6 – Значення C_s для коридорних пучків

S_2/d_3	1,4	1,5	1,6	1,8	$2i > 2$
C_s	0,85	0,88	0,92	0,96	1

Значення C_z визначають із табл.И.7.

Таблиця И.7 – Значення C_z

Для шахових пучків						
Z	1	2	4	6	8	10
C_z	0,8	0,9	0,95	0,98	0,99	1
Для коридорних пучків						
Z	1	3	2	$4i > 4$		
C_z	1,6	1,3	1,1	1		

Для оребренных пучків труб визначають приведений коефіцієнт тепловіддачі оребренной поверхні

$$\alpha_{\text{пр}} = \alpha \cdot \eta_{\text{ор}} \cdot \psi, \quad (\text{И.14})$$

де $\eta_{\text{ор}} = 1 - F_p / F_{\text{ор}} (1 - E_p)$; $\psi = 1 - 0,058 \text{ mh}'$;

$E_p = \text{th}(\text{mh}') / (\text{mh}')$; $m = (2\lambda / \delta)^{0,5}$;

h' – умовна висота ребра (див. п.1.3).

Обтікання пластинчато-ребристих поверхонь з коридорними пучками труб

$$Nu_{de} = 0,11 \cdot \sigma_p^{0,4} \cdot Re^{0,72} \quad (И.15)$$

де $\sigma_p = S_1 \cdot S_p \cdot \beta \cdot \delta_p / (d_e \cdot d_3^2)$;

$$\beta = F_{3n} / F_{вн};$$

$$d_e = 1,6 \cdot S_p;$$

β – коефіцієнт оребрення (див.п.1.3).

И.4 Теплообмін в разі кипіння

Бульбашкове кипіння у великому об'ємі [14]

$$Nu_* = 0,125 \cdot Re_*^{0,65} \cdot Pr^{1/3}, \text{ коли } Re_* \geq 0,01, \quad (И.16)$$

$$Nu_* = 0,0625 \cdot Re_*^{0,5} \cdot Pr^{1/3}, \text{ коли } Re_* < 0,01. \quad (И.17)$$

В формулах (И.16) та (И.17) позначено

$$Nu_* = \alpha \cdot \ell_* / \lambda; Re_* = W_* \cdot \ell_* / \nu = q \cdot \ell_* / (\rho'' \cdot r \cdot \nu);$$

$$\ell_* = \sigma \cdot T_n \cdot \rho' \cdot C_p / (\rho'' \cdot r^2).$$

Ці формули в залежності від температурного напору Δt будуть мати вигляд

$$Nu_* = 2,63 \cdot 10^{-3} \cdot [\lambda \cdot \Delta t / (\rho'' \cdot r \cdot \nu)]^{1,86} \cdot Pr^{0,952} \quad (И.18)$$

$$Nu_* = 3,91 \cdot 10^{-3} \cdot [\lambda \cdot \Delta t / (\rho'' \cdot r \cdot \nu)] \cdot Pr^{2/3}. \quad (И.19)$$

Для води значення комплексів ℓ_* і $\lambda / (\rho'' \cdot r \cdot \nu)$ наведені в табл.И.8.

Для води може бути запропонована більш проста формула

$$\alpha = \frac{3,14 \cdot P_n^{0,8} \cdot q^{2/3}}{1 - 0,0045 \cdot P_n}, \quad (И.20)$$

де P_n – в барах; q , Вт/м².

Таблиця И.8 – Значення комплексів ℓ_* і $\lambda/(\rho'' \cdot r \cdot v)$ в залежності від температури насичення

$t_{\text{н}}, ^\circ\text{C}$	$\ell_* \cdot 10^6, \text{м}$	$[\ell_*/(\rho'' \cdot r \cdot v)] \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{Вт}$	$[\lambda/(\rho'' \cdot r \cdot v)] \cdot 10^2, 1/^\circ\text{C}$
30	16450	276870	1040
40	5950	73345	782
50	2305	20894	587
60	960	6543	450
70	423	2201	347
80	197	798	273
90	96,0	304	216
100	48,7	122,4	172
110	25,9	51,8	138
120	14,2	22,8	110
130	8,05	10,7	96,0
140	4,70	5,13	75,0
150	2,82	2,58	60,5
160	1,73	1,33	52,6
170	1,08	0,710	44,5
180	0,715	0,396	37,5
190	0,450	0,216	32,2
200	0,296	0,123	27,5
210	0,200	0,0718	23,5
220	0,136	0,0426	20,2
230	0,0938	0,0254	17,3
240	0,0646	0,0155	15,1
250	0,0451	0,00989	13,6
260	0,0318	0,00593	11,4
270	0,0224	0,00373	9,80
280	0,0158	0,00243	8,80
290	0,0114	0,00153	7,47
300	0,00800	0,000911	6,16
310	0,00565	0,000609	5,64
320	0,00398	0,000388	4,93
330	0,00278	0,000249	4,34
340	0,00192	0,000158	3,77
350	0,00126	0,0000989	3,36

Критичне значення теплового потоку

$$q_{кр} = 0,14 \cdot r \sqrt{\rho''} \cdot [\sigma \cdot g(\rho' - \rho'')]^{0,25}. \quad (\text{И.21})$$

Теплообмін за умови плівкового кипіння у великому об'ємі та на горизонтальних трубах

$$\alpha = 0,62 \left[\frac{\lambda'^3 (\rho' - \rho'') \cdot g \cdot r_*}{\nu'' \cdot d \cdot (t_{ст} - t_n)} \right]^{0,25}, \quad (\text{И.22})$$

де $r_* = r + 0,5C_p(t_{ст} - t_n)$.

На поверхні вертикальних труб

$$\alpha = 0,25 \left[\frac{\lambda'^2 \cdot C_p \cdot (\rho' - \rho'') \cdot g}{\nu''} \right]^{1/3}. \quad (\text{И.23})$$

В разі кипіння за умови вимушеного руху рідини в трубах

Значення безрозмірного комплексу за [29]

$$A = \frac{q}{r \cdot \rho'' \cdot w} \cdot \left(\frac{\rho''}{\rho'} \right)^{1,45} \cdot \left(\frac{r}{C_p \cdot T_n} \right)^{0,33}. \quad (\text{И.24})$$

Якщо $A \leq 0,4 \cdot 10^{-5}$ коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулами конвективного теплообміну для вимушеного руху.

Якщо $A > 0,4 \cdot 10^{-5}$ значення α визначається за формулою

$$Nu_k = Nu_{бк} \cdot 6150 A^{0,7}, \quad (\text{И.25})$$

де $Nu_{бк}$ – значення Nu , визначене за умови вимушеної конвекції.

Кипіння в стічних плівках рідини

Ламінарна течія плівки

$$Nu_* = \alpha (\nu^{12}/g)^{1/3} / \lambda' = 0,71 (0,25 Re)^{-0,282}, \quad (\text{И.26})$$

де $Re = G / (\pi \cdot d \cdot z) = 4 w_{пл} \cdot \delta_{пл} / \nu'$ для вертикальних труб і $Re = G / (2 \cdot \ell \cdot Z)$ для горизонтальних труб;

G – масова витрата рідини;

ℓ – довжина труб;

d і z – діаметр і кількість труб.

Турбулентна течія плівки

$$Nu_* = 0,023 \cdot Re^{0,25} \cdot Pr^{0,5} \quad [11]; \quad (И.27)$$

$$Nu_* = 0,0286 \cdot Re^{0,23} \cdot Pr^{0,4} \quad [12]. \quad (И.28)$$

И.5 Теплообмін в разі конденсації пари

На вертикальних поверхнях

Визначальною температурою є температура насичення, а визначальним лінійним розміром – $\ell_* = (v^2 / g)^{1/3}$.

Приведена довжина поверхні (число Грігуля)

$$Z = A \cdot H(t_n - t_{ст}) = A \cdot H \cdot \Delta t, \quad (И.29)$$

де $A = \lambda / (\ell_* \cdot r \cdot \rho \cdot v)$;

H – висота поверхні.

Критерій Рейнольдса

$$Re = 4\alpha \cdot H \cdot \Delta t / (\rho \cdot r \cdot v) = \alpha \cdot B \cdot H \cdot \Delta t, \quad (И.30)$$

де $B = 4 / (\rho \cdot r \cdot v)$, м/Вт.

Значення комплексів A і B для водяної пари наведено в табл.И.9.

Таблиця И.9 – Значення A і B у формулах (И.29), (И.30)

$T_s, ^\circ\text{C}$	$A, 1/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$	$B \cdot 10^3, \text{м/Вт}$	$t_s, ^\circ\text{C}$	$A, 1/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$	$B \cdot 10^3, \text{м/Вт}$
1	2	3	4	5	6
20	5,16	1,62	170	136	12,04
30	7,88	2,54	180	150	12,90
40	11,4	2,06	190	167	14,02
50	15,6	3,06	200	182	15,05
60	20,9	3,62	210	197	16,08
70	27,1	4,22	220	218	17,63
80	34,5	4,88	230	227	18,40
90	42,7	5,57	240	246	19,78
100	51,5	6,28	250	264	21,32
110	60,7	6,95	260	278	22,70
120	70,3	7,65	270	296	24,42
130	82,0	8,47	280	312	26,31
140	94,0	9,29	290	336	28,72
150	107	10,15	300	354	31,21
160	122	11,09			

Для ламінарного режиму течії плівки

$$Re < 1600 \text{ і } Z < 2300$$

$$Re = 3,8 \cdot Z^{0,78}; \quad (И.31)$$

$$\alpha = Re / (H \cdot B \cdot \Delta t). \quad (И.32)$$

За умови $Z > 2300$ (змішана течія)

$$\alpha = Re' / (H \cdot B \cdot \Delta t),$$

$$\text{де } Re' = 1600 \left[1 + 0,625 Pr^{1,5} (Z/2300 - 1) \right]^{4/3} \quad (И.33)$$

$$\text{або } Nu_* = \alpha \cdot \ell_* / \lambda = 400 / Z \left[1 + 0,625 \cdot Pr^{0,5} (Z/2300 - 1) \right]^{4/3}. \quad (И.34)$$

Для течії, коли $Z \gg 2300$

$$Nu_* = 0,025 \cdot Re^{0,25} \cdot Pr^{0,5}. \quad (И.35)$$

На горизонтальних поверхнях

$$Z = \pi \cdot \Delta t \cdot \ell \cdot A; \quad (И.36)$$

$$Re = \alpha \cdot \pi \cdot \ell \cdot \Delta t \cdot B; \quad (И.37)$$

$$Re = 3,25 \cdot Z^{0,75}; \quad (И.38)$$

$$\alpha = Re / (\pi \cdot \ell \cdot \Delta t \cdot B) \cdot \epsilon_n, \quad (И.39)$$

де ϵ_n – поправковий коефіцієнт, який враховує кількість рядів труб у пучках і визначається із рис.И.3;

ℓ – довжина труб.

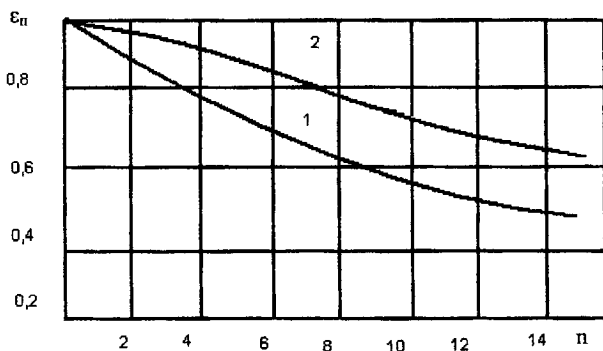


Рисунок И.3 – Криві для визначення значення ϵ_n : 1 – коридорний пучок; 2 – шаховий

И.6 Теплообмін в стічних плівках рідини

На горизонтальних поверхнях

$$Nu = 4 \alpha \cdot \delta / \lambda = 0,0245 \cdot Re^{0,73} \cdot Pr^{0,4}, \quad (И.40)$$

де $Re = 4w \cdot \delta / \nu$; $\delta = 0,91 (\Gamma \cdot \nu / \rho)^{1/3}$; $w = \Gamma / (\rho \delta)$;

$\Gamma = G / (2 \cdot \ell \cdot z)$ – питоме зрошення, кг/(мс);

ℓ – довжина поверхні (труби);

z – кількість паралельно під'єднаних труб;

G – масова витрата рідини.

На вертикальних трубах

$$Nu = 0,67 \cdot (Ga^2 \cdot Pr^3 \cdot Re)^{1/9} \quad (Re < 2000); \quad (И.41)$$

$$Nu = 0,01 (Ga \cdot Pr \cdot Re)^{1/3} \quad (Re > 2000), \quad (И.42)$$

де $Nu = 4 \alpha \cdot d / \lambda$; $Re = 4 \Gamma / (\rho \cdot \nu)$; $\Gamma = G / (\pi \cdot d \cdot z)$; $Ga = g \cdot d^3 / \nu^2$.

В разі кипіння в плівках

Для ламінарної течії плівки [11]

$$Nu = \alpha \cdot (\nu^2 / g)^{1/3} / \lambda = 0,71 (Re/4)^{-0,282} \quad (И.43)$$

$$\text{або } Nu = 0,9 \cdot (Re/4)^{-0,33}. \quad (И.44)$$

Для турбулентної течії [12]

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,25} \cdot Pr^{0,5} \quad (И.45)$$

$$\text{або } Nu = 0,0286 \cdot Re^{0,23} \cdot Pr^{0,4}. \quad (И.46)$$

И.7 Теплообмін в оребрених поверхнях

Таблиця И.10 – Геометричні характеристики пластинчастих поверхонь теплообміну з гладкими ребрами

№	Крок між пластинами, S_n , мм	Коефіцієнт компактності, Ψ_k , м ² /м ³	Товщина ребра, δ_r , мм	Відношення площі поверхні ребер до площі оребреної поверхні, F_r/F_{op}	Еквівалентний діаметр, d_e , мм
Ребра трикутного профілю					
1	1	5215	0,05	0,616	0,53
2	3,26	1945	0,1	0,658	1,82
3	4,1	1715	0,1	0,717	1,94
4	6	1400	0,1	0,78	2,05
5	7	1160	0,15	0,78	2,94
6	3	3000	0,1	0,78	0,91
Ребра прямокутного профілю					
7	2	1400	0,3	0,288	1,95
8	4	1390	0,15	0,64	2,44
9	4	860	0,2	0,418	3,7
10	7,8	1100	0,3	0,769	2,94
Жалюзійні ребра					
11	3,2	1755	0,1	0,64	1,73
12	2,5	1515	0,1	0,39	2
13	7	1160	0,15	0,75	2,94
14	6,14	790	0,15	0,57	4,4

Критерії Нуссельта для газових теплоносіїв і поверхонь з трикутним профілем оребрення визначаються за співвідношеннями:

1. Для області $200 < Re < 1500$:

$$Nu = 1,55(Re \cdot Pr \cdot d_e/l)^{1/3} \cdot \epsilon_n, \quad (\text{И.47})$$

де $\epsilon_n = 1,44 - 0,0044 \cdot \ell / d_e$ ($20 < \ell / d_e < 100$)

$\epsilon_n = 1$ ($\ell / d_e > 100$).

2. Для області $1500 < Re < 3000$:

$$Nu = C(Re/1500)^{3,32 \lg C/B}, \quad (\text{И.48})$$

де $C = 17,67(Pr \cdot d_e / \ell) \epsilon_n$; $B = 11,6 \cdot Pr^{0,6} \cdot \epsilon_\tau \cdot \psi_t$;

$$\epsilon_\tau = \frac{(\ell / d_e)^2 - 328(\ell / d_e)}{(\ell / d_e)^2 - 356(\ell / d_e) + 2000}; \quad \psi_t = (T_{ст}/T_{ср})^{-0,5} \text{ в разі нагрівання}$$

газу і $\psi_t = 1$ в разі охолодження; для $\ell / d_e > 70$ $\epsilon_\tau = 1$.

3. Для області $Re > 3000$:

$$Nu = 0,0193 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,6} \cdot \psi_t \cdot \epsilon_\tau. \quad (\text{И.49})$$

Для поверхонь з прямокутним профілем оребрення

1. В разі $200 < Re < 2000$:

$$Nu = 1,55(Re \cdot Pr \cdot d_e / \ell)^{1/3} \cdot \epsilon_n \cdot \epsilon_\phi, \quad (\text{И.50})$$

де $\epsilon_\phi = 1 + 0,03 a/b$; де a і b – розміри прямокутника.

2. Для $2000 < Re < 7000$:

$$Nu = C(Re/2000)^{1,84 \lg C/B}, \quad (\text{И.51})$$

де $C = 19,5 \cdot \epsilon_n \cdot \epsilon_\phi (Re \cdot Pr \cdot d_e / \ell)^{1/3}$;

$B = 25,8 \cdot \epsilon_\tau \cdot \psi_t \cdot Pr^{0,6}$.

3. Для $Re > 7000$:

$$Nu = 0,0215 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,6} \cdot \psi_t \cdot \epsilon_\tau. \quad (\text{И.52})$$

Для поверхонь із жалюзійним трикутним оребренням

$$Nu = 0,0844 \cdot Re^{0,687} \cdot Pr^{0,6}. \quad (\text{И.53})$$

Для поверхні № 11 в табл.И.10

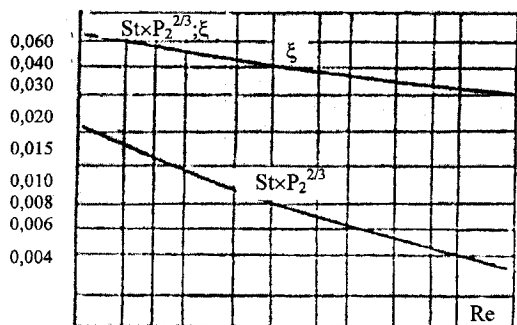
$$Nu = 0,107 \cdot Re^{0,687} \cdot Pr^{0,6}. \quad (\text{И.54})$$

Поверхні теплообміну у вигляді круглих і плоских труб із зовнішнім оребренням застосовуються, коли один теплоносіє - газ, а другий - рідина. В табл.И.11 наведені геометричні характеристики оребрених труб, а на рис.И.4 – графічні залежності для визначення коефіцієнтів тепловіддачі та гідравлічного опору.

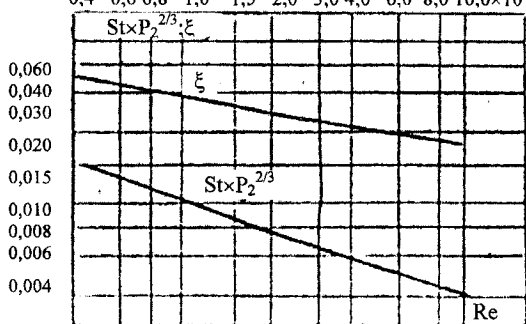
Таблиця И.11 – Геометричні характеристики трубчастих поверхонь теплообміну із зовнішнім оребренням

№ поверхні	d, мм	D, мм	d _е , мм	δ _р , мм	σ	ψ, м ² /м ³	β	F _p /F _{ор}	S ₁ , мм	S ₂ , мм
1	9,2	23,4	4,76	0,46	0,538	459	4,52	0,9	24,8	20,3
2	10,2	-	3,64	0,33	0,534	585	5,83	0,834	10,2	22
3	-	-	4,21	0,1	0,788	735	5,16	0,813	14	20,9

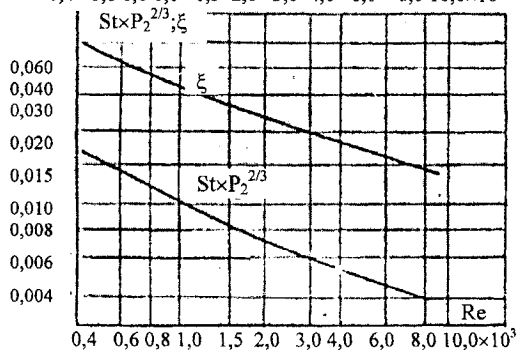
Тут: поверхня №1 стосується круглих трубок з безперервними спіральними ребрами шахових пучків; поверхня № 2 – суцільних ребер з круглими трубками; поверхня № 3 – плоских трубок з суцільними ребрами; d – діаметр труб; D – діаметр ребер; d_е – еквівалентний діаметр; δ_р – товщина ребра; σ – коефіцієнт живого перерізу; β – коефіцієнт оребрення; S₁ і S₂ – повздовжній і поперечний крок труб, відповідно.



а)



б)



в)

Рисунок И.4 – Залежності критерію Стентона і коефіцієнта гідравлічного опору від числа Рейнольдса для оребрених труб: а) – поверхня № 1; б) – поверхня № 2; в) – поверхня № 3 в таблиці И.11

Додаток К Поправкові коефіцієнти для розрахунків температурного напору

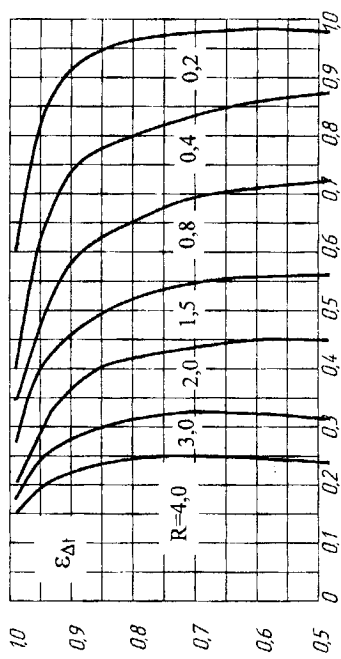


Рисунок К.1

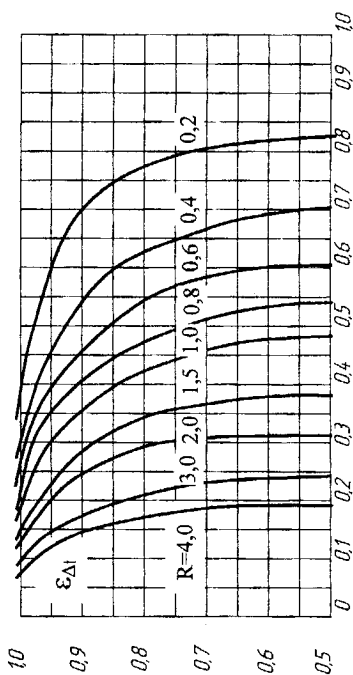
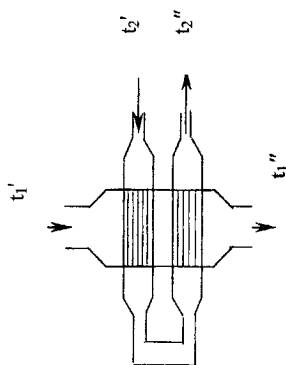
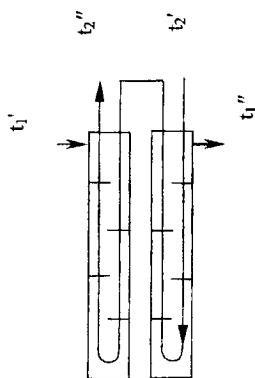


Рисунок К.2



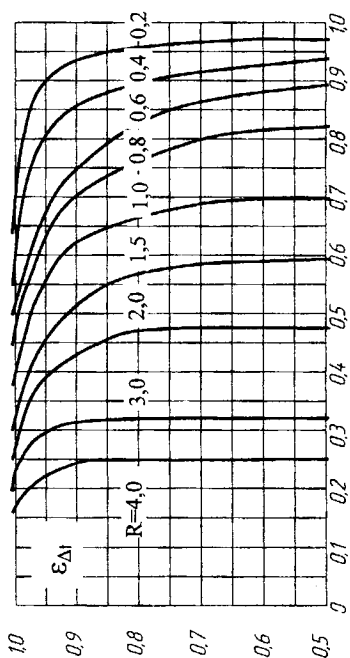


Рисунок К.3

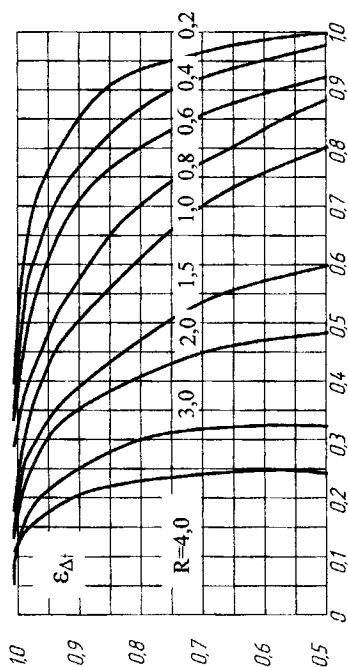
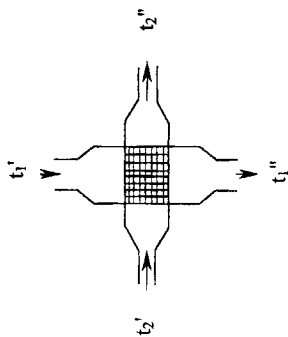
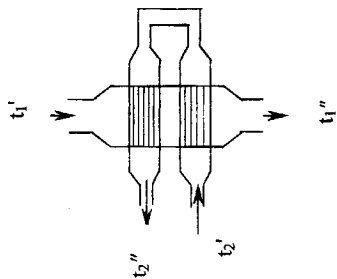


Рисунок К.4



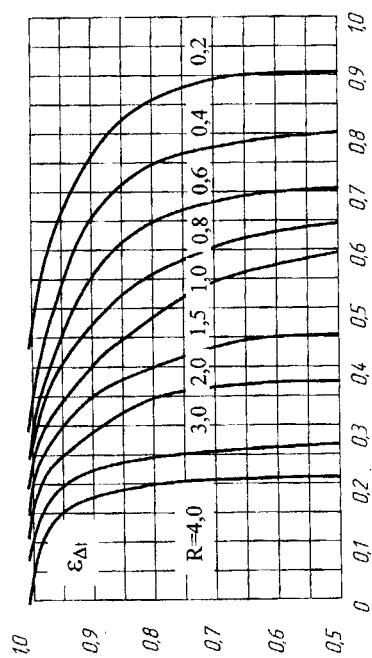


Рисунок К.5

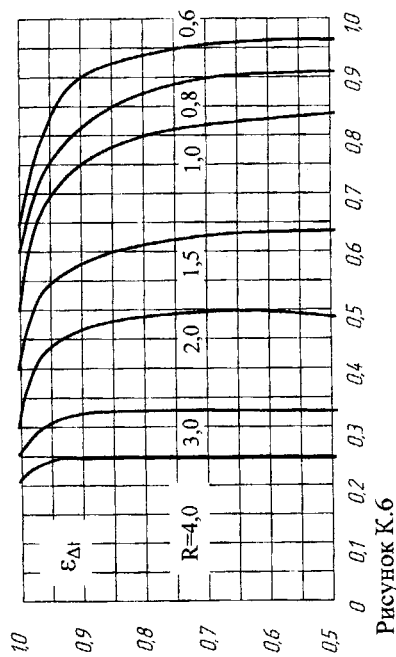
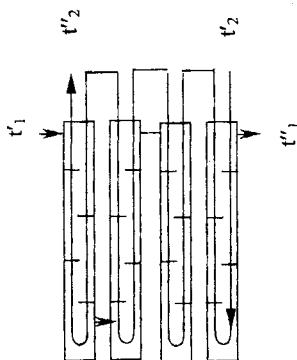
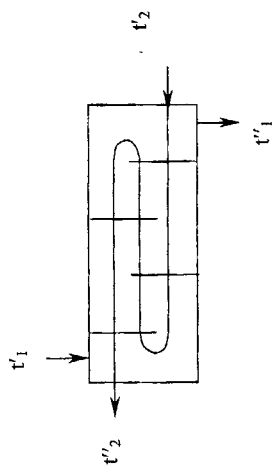


Рисунок К.6



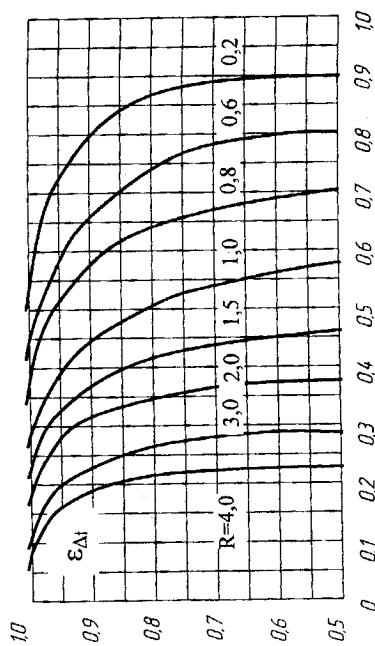


Рисунок К.7

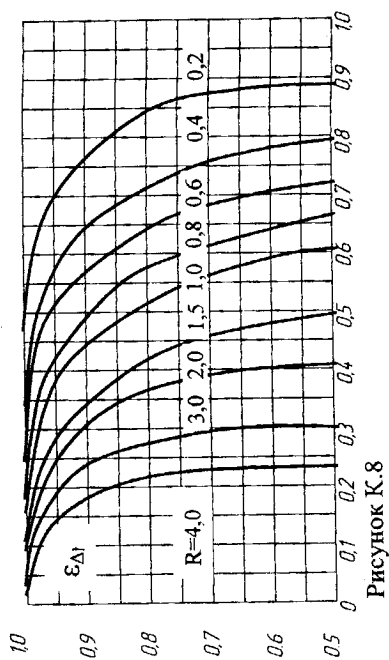
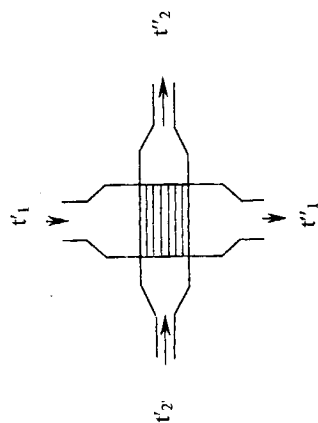
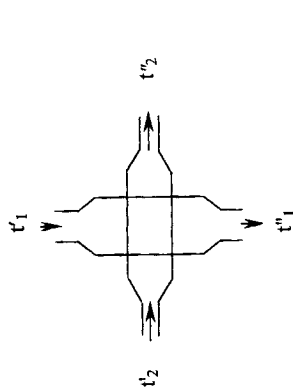


Рисунок К.8



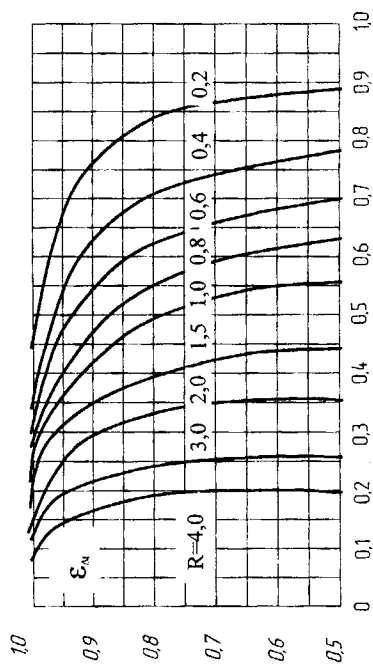


Рисунок К.9

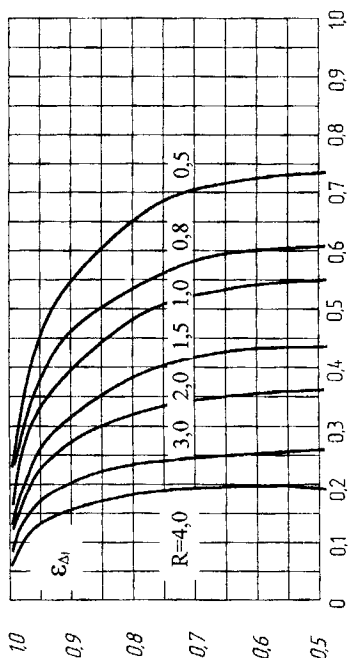
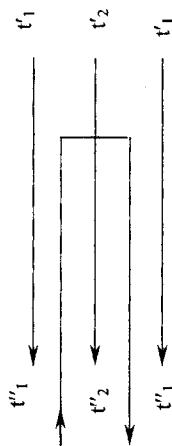
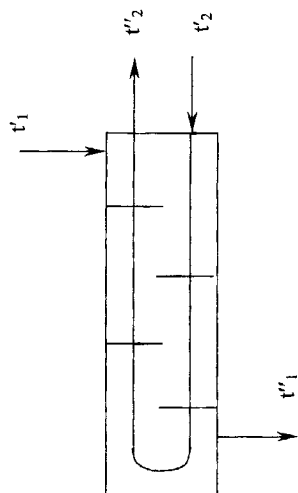


Рисунок К.10



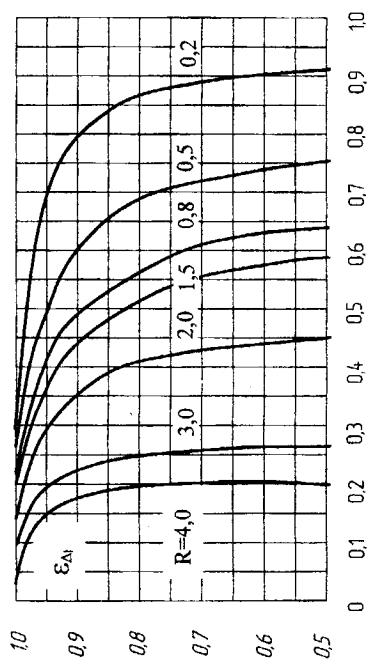
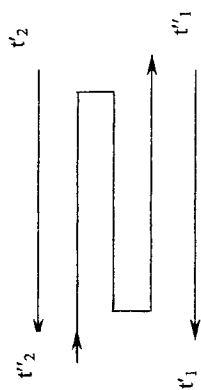


Рисунок К.11



Додаток Л
Характеристики насадок

Типи і розміри насадок, мм	Питома поверхня	Вільний об'єм, V, м ³ /м ³	Об'ємна вага, кг/м ³	Приведений діаметр, d _{пр} =4V/f, м
Кільця Рашига керамічні(укладені безладно):				
15×15×2	330	0,7	690	0,0085
25×25×3	200	0,74	530	0,015
35×35×4	140	0,78	505	0,022
50×50×4	90	0,785	530	0,035
Кільця Рашига керамічні (правильно укладені):				
50×50×5	110	0,735	650	0,027
80×80×8	80	0,72	670	0,036
100×100×10	60	0,72	670	0,048
Кокс, розмір кусків, мм:				
25	120	0,53	600	0,018
40	85	0,55	590	0,026
75	42	0,58	550	0,055
Кварц, розмір кусків, мм:				
25	120	0,37	1600	0,012
40	85	0,43	1450	0,02
75	42	0,46	1380	0,044
Хордова насадка, 10х100:				
t = 10	100	0,55	210	0,022
t = 20	65	0,68	145	0,042
t = 30	48	0,77	110	0,063
Керамічні кільця Палля (укладені безладно)				
25×25×3	220	0,74	610	0,013
35×35×4	165	0,76	540	0,018
50×50×5	120	0,78	520	0,026
Стальні кільця Палля (укладені безладно)				
15×15×0,4	380	0,9	525	0,009
25×25×0,6	235	0,9	490	0,015
35×35×0,8	170	0,9	455	0,021
Сідла Берля із кераміки (укладені безладно):				
12,5	460	0,68	720	0,006
25	260	0,69	670	0,011
35	165	0,7	670	0,017

Навчальне видання

Марко Миколайович Чепурний

Станіслав Йосипович Ткаченко

РОЗРАХУНКИ ТЕПЛОМАСООБМІННИХ АПАРАТІВ

Навчальний посібник

Оригінал-макет підготовлено Чепурним М.М.

Редактор Т.О. Старічек

Науково-методичний відділ ВНТУ
Свідоцтво Держкомінформу України
серія ДК № 746 від 25.12.2001
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ВНТУ

Підписано до друку 16.04.2007 р.	Гарнітура Times New Roman
Формат 29,7х42¼	Папір офсетний
Друк різнографічний	Ум. друк. арк. 7.28
Тираж 75 прим.	
Зам. № 2007-064	

Віддруковано в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі
Вінницького національного технічного університету
Свідоцтво Держкомінформу України
серія ДК № 746 від 25.12.2001
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95.