



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
"КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ"

**Л.Г.Воронін, А.Р.Степанюк, Л.І. Ружинська**

**ОСНОВНІ ЗАЛЕЖНОСТІ ТА ПРИКЛАДИ  
РОЗРАХУНКІВ ТЕПЛООБМІННИХ  
АПАРАТІВ**

**Навчальний посібник**

КИЇВ 2011

Основні залежності та приклади розрахунків теплообмінних апаратів. [Електронний ресурс]: навчальний посібник для студентів, які навчаються за напрямком „Машинобудування” спеціальність "Обладнання хімічних виробництв та підприємств будівельних матеріалів"/ НТУУ „КПІ”; уклад. Л.Г. Воронін, А.Р. Степанюк, Л.І. Ружинська,. - Київ : НТУУ „КПІ”, 2011. - 68 с.

*Гриф надано Методичною радою НТУУ „КПІ”  
(Протокол № 5 від « 03 » лютого 2011р.)*

Для студентів інженерно-хімічного факультету.

Табл. 15. Бібліогр. назв. 16

Відповідальний редактор: Зубрій Олег Григорович доцент, к.т.н.

Рецензенти:

Сокольський Олександр Леонідович, доцент, к.т.н.

Троценко Лариса Миколаївна, старший науковий співробітник, к.т.н.

*Навчальне видання*

Воронін Леонід Григорович,  
Степанюк Андрій Романович,  
Ружинська Людмила Іванівна

## **ОСНОВНІ ЗАЛЕЖНОСТІ ТА ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКІВ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ**

**НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК**

## ЗМІСТ

Вступ	4
1 ОСНОВНІ ЗАЛЕЖНОСТІ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛООБМІННИКІВ	5
1.1 Вибір напрямку руху теплоносіїв	5
1.2 Визначення теплового навантаження апарата	6
1.3 Визначення середньої різниці температур і середніх температур теплоносіїв	7
1.4 Визначення площі поверхні теплообміну	5
1.5 Коефіцієнт тепловіддачі в трубному просторі	10
1.6 Коефіцієнт тепловіддачі при обтіканні пучка труб	12
1.8 Коефіцієнт тепловіддачі при зрошенні зовнішньої поверхні труб	14
1.9 Коефіцієнт тепловіддачі при кипінні	15
1.10 Коефіцієнт тепловіддачі при конденсації насиченої водяної пари на зовнішній поверхні труб	16
1.11 Коефіцієнт тепловіддачі в каналах пластинчастих теплообмінників	17
1.12 Коефіцієнти тепловіддачі для оребрених теплообмінників	21
1.13 Визначення коефіцієнта теплопередачі	26
1.14 Конструктивний розрахунок теплообмінних апаратів	27
2 ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ НАФТОПРОДУКТІВ	33
2.1 Визначення густини	33
2.2 Визначення характеристичного фактора	34
2.3 Визначення молекулярної маси	35
2.4 Тиск насичених парів	35
2.5 Визначення питомої теплоємності	37
2.6 Визначення ентальпії	38
2.7 Визначення теплопровідності	38
3 ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКІВ ТЕПЛООБМІННИКІВ	40
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	65
ДОДАТКИ	67

## **ВСТУП**

Сучасна нафтопереробна промисловість характеризується широким використанням різноманітного теплообмінного обладнання. Тому поставлена в цьому навчальному посібнику мета – узагальнити методики розрахунку теплообмінних апаратів є актуальною.

Наведені далі методи розрахунків базуються на сучасному уявленні про закономірності гідромеханіки та теплообміну. Викладені методики дозволяють не тільки оволодіти технікою розрахунків апаратів, але і провести аналіз впливу різноманітних факторів на основні характеристики апаратів.

У першому розділі викладено основні залежності для розрахунку теплообмінників для різних випадків процесу теплообміну.

У другому розділі наведено залежності для визначення теплофізичних властивостей різноманітних фракцій нафтопродуктів.

У третьому розділі наведено приклади розрахунків основних типів теплообмінників.

# 1. ОСНОВНІ ЗАЛЕЖНОСТІ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛООБМІННИКІВ

## 1.1 Вибір напрямку руху теплоносіїв

Для теплообмінників виконують проектний або перевірочний розрахунки [1-5]. Проектний розрахунок здійснюють при проектуванні теплообмінника для відомих або заданих теплоносіїв і їх технологічних параметрів на вході та виході з теплообмінника. При цьому розраховують площу поверхні теплообміну, витрату одного з теплоносіїв, що нагріває або охолоджує, основні геометричні розміри теплообмінника заданої конструкції та його гідравлічний опір.

Перевірочні розрахунки виконують для визначення відповідності існуючих або стандартних теплообмінників заданим технологічним вимогам.

Теплові розрахунки доповнюють гідравлічними та конструктивними розрахунками, і на основі цих розрахунків підбирають стандартні або нормалізовані конструкції теплообмінних апаратів. Обрана конструкція повинна забезпечити інтенсивний теплообмін, низьку капітальну вартість, надійність, дешевизну та зручність в експлуатації.

При проведенні розрахунку трубчастих теплообмінників необхідно встановити доцільність подачі одного з теплоносіїв у трубний, а іншого - у міжтрубний простір апарата. Рекомендується в трубний простір направляти теплоносій, що:

1) має менші витрати, тому що швидкість його вище, ніж у міжтрубному просторі;

2) містить тверді суспензії та забруднення, або схильний до утворення інкрустацій (твердих осадів);

3) має підвищений надлишковий тиск (з міркувань механічної міцності апарата);

4) агресивний і вимагає виготовлення труб з корозійностійкого матеріалу, тому що поверхня трубного простору менша міжтрубного.

Окрім того, при русі теплоносія, що нагріває, в трубах зменшуються втрати тепла в навколишнє середовище.

Приймаючи напрямок взаємного руху теплоносіїв, враховують перевагу протипотоку при теплообміні без зміни агрегатного стану, а також доцільність співпадання напрямків вимушеного й вільного рухів теплоносію (наприклад, при русі середовища, що нагрівається, знизу вгору та навпаки, середовища, що охолоджується зверху вниз).

Швидкості теплоносіїв в обраному апараті повинні забезпечувати сприятливе співвідношення інтенсивного переносу тепла й помірної витрати енергії для переміщення теплоносіїв. При цьому бажано, щоб теплообмін відбувався в умовах розвиненого турбулентного руху теплоносіїв ( $Re > 10^4$ ) або близького до нього.

## 1.2. Визначення теплового навантаження апарата

Теплове навантаження теплообмінника визначається з рівняння теплового балансу.

Для гарячого теплоносія, Вт:

$$Q = G_1 \cdot c_{p1} (t_{1n} - t_{1k}); \quad (1.1)$$

для холодного теплоносія, Вт:

$$Q = G_2 \cdot c_{p2} (t_{2n} - t_{2k}). \quad (1.2)$$

Рівняння (1.1) та (1.2) можна застосовувати в тому випадку, якщо теплоносій не змінює свого агрегатного стану.

При зміні агрегатного стану (процеси кипіння та конденсації) теплове навантаження визначається з рівняння, Вт:

$$Q = G_1 \cdot r_1; \quad (1.3)$$

$$Q = G_2 \cdot r_2. \quad (1.4)$$

Для визначення теплового навантаження можна запропонувати більш загальне рівняння, Вт:

$$Q = G_1 (i_{1k} - i_{1n}); \quad (1.5)$$

$$Q = G_2(i_{2к} - i_{2н}). \quad (1.6)$$

У вищенаведених формулах індекс "1" відповідає гарячому теплоносієві, "2" - холодному.

Індекси "П", "К" - визначають значення параметрів на вході й виході з теплообмінника,

$G$  – витрати теплоносія, кг/с,

$c_p$ - питома теплоємність, Дж/(кгК),

$r$ - питома теплота фазового переходу, Дж/кг,

$i$ - ентальпія теплоносія, Дж/кг.

### 1.3 Визначення середньої різниці температур і середніх температур теплоносіїв

При протитечії та прямотечії за умови  $\Delta t_{\delta}/\Delta t_m > 2$  середню різницю температур визначають як середньо-логарифмічну з більшої й меншої різниці температур теплоносіїв на кінцях теплообмінника:

$$\Delta t_{сep} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}}. \quad (1.7)$$

За умови  $\Delta t_{\delta}/\Delta t_m < 2$  середню різницю температур визначають як середньо-арифметичну з більшої й меншої різниці температур теплоносіїв на кінцях теплообмінника:

$$\Delta t_{сep} = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_m}{2}. \quad (1.7)$$

При прямотоці значення  $\Delta t_{\delta}$  і  $\Delta t_m$  визначаються по залежностях:

$$\begin{aligned} \Delta t_{\delta} &= t_{1н} - t_{2н}, \\ \Delta t_m &= t_{1к} - t_{2к}. \end{aligned} \quad (1.8)$$

При протитоці  $\Delta t_{\delta}$  і  $\Delta t_m$  визначаються залежно від співвідношення добутоків,  $G_2 \cdot c_{p2}$  і  $G_1 \cdot c_{p1}$ :

а) для  $G_2 \cdot c_{p2} = G_1 \cdot c_{p1}$ :

$$\Delta t_{cp} = \Delta t_{\bar{\theta}} = \Delta t_m; \quad (1.9)$$

б) для  $G_2 \cdot c_{p2} < G_1 \cdot c_{p1}$ :

$$\Delta t_{\bar{\theta}} = t_{1к} - t_{2н}; \quad (1.10)$$

$$\Delta t_m = t_{1н} - t_{2к};$$

в) для  $G_2 \cdot c_{p2} > G_1 \cdot c_{p1}$ :

$$\Delta t_{\bar{\theta}} = t_{1н} - t_{2к}; \quad (1.11)$$

$$\Delta t_m = t_{1к} - t_{2н}.$$

У розрахунковій практиці рекомендується середню температуру теплоносія з меншим перепадом температур по довжині апарата визначати як середньо-логіфімічну, а середню температуру іншого теплоносія - по відомій величині  $\Delta t_{cp}$  користуючись співвідношенням:

$$\Delta t_{cp} = \Delta t_{cp1} - \Delta t_{cp2}$$

#### 1.4 Визначення площі поверхні теплообміну

Поверхня теплообміну розраховується виходячи з основного рівняння теплопередачі,  $m^2$ :

$$F_{op} = \frac{Q}{K_{op} \cdot \Delta t_{cp}} \quad (1.12)$$

де  $F_{op}$  - орієнтовна поверхня теплообміну,  $m^2$ ;

$K_{op}$  - орієнтовний коефіцієнт теплопередачі  $\frac{B_T}{m^2 \cdot K}$ ;

$\Delta t_{cp}$  - середня різниця температур теплоносія, К.

У таблиці 1.1 наведено рекомендовані орієнтовні середні значення коефіцієнту теплопередачі в залежності від виду теплообміну.



Таблиця 1.1 – Рекомендовані орієнтовні середні значення коефіцієнту теплопередачі

№ п/п	Вид теплообміна	Вимушений рух	Вільний рух
1.	Від газу до газу (при низьких тисках)	10-40	4-12
2.	Від газу до рідини (газові холодильники)	10-60	6-20
3.	Від газу що конденсується до газу (повітронагрівачі)	10-60	6-12
4.	Від рідини до рідини (вода)	800-1700	140-40
5.	Від рідини до рідини (вуглеводні, мастила)	120-270	30-60
6.	Від пару, який конденсується до води (конденсатори, водонагрівачі)	800-3500	300 - 1200
7.	Від пару, який конденсується органічною рідиною, (нагрівачі)	120-340	60- 170
8.	Від пари, яка конденсується до води (конденсатори)	300 - 800	230 - 460

У таблиці 1.2 наведено рекомендовані орієнтовні середні значення коефіцієнту теплопередачі й теплового навантаження.

Для уточнених розрахунків при визначенні коефіцієнта теплопередачі  $K$  необхідно попередньо розрахувати коефіцієнти тепловіддачі від гарячого теплоносія до стінки  $\alpha_1$  та від стінки до холодного теплоносія  $\alpha_2$ , а також термічний опір самої стінки, на якій у процесі експлуатації теплообмінника утворюється з однієї або двох сторін шар забруднень. Коефіцієнти тепловіддачі визначаються за критерієм Нусельта. Критерій Нусельта у трубному просторі розраховують залежно від умов тепловіддачі по одному з рівнянь наведених у таблиці 1.3.

Таблиця 1.2 – Орієнтовні значення коефіцієнтів теплопередачі

	$K_{op}$ , $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$q$ (Вт/м <sup>2</sup> ) при $t_k - t_n$ (К)			
		8-15	15-20	20-40	40-75
Охолодження рідини	17-37	до 470	470-700	700-1000	1000-1750
Охолодження газів	9-30	290—350	350-480	480-700	870—2100
Конденсація перегрітих парів - холодоагентів	14-30	130— 230	230-350	350-640	750-1000
Конденсація насичених парів	32-42	---	До 700	700-870	---
Охолодження парогазової суміші з конденсацією одного або декількох компонентів	21-32	---	400-580	580-750	---

### 1.5 Коефіцієнт тепловіддачі в трубному просторі

Для практичних розрахунків коефіцієнтів тепловіддачі при протіканні рідини в середині труб застосовуються критеріальні рівняння отримані в результаті експериментальних досліджень процесу.

Таблиця 1.3 – Критеріальні рівняння для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі в трубному просторі

Границі застосування формул			Розрахункова формула
Значення Re та розташування труб	Значення $Gr \cdot Pr$	Значення $Pe \frac{d}{L}$	
Re > 10000 будь-яке	—	—	$Nu = 0.021 \cdot Re^{0.8} Pr^{0.43} \left( \frac{Pr}{Pr_{CT}} \right)^{0.25}$
Re > 3500 горизонтальне	$Gr \cdot Pr < 13 \cdot 10^6$	—	$Nu = 0,022 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \left( \frac{\mu}{\mu_{cm}} \right)^n$ де $n=0,14$ – при нагріванні; $n=0,25$ – при охолодженні.
Re < 3500 горизонтальне	$Gr \cdot Pr < 13 \cdot 10^6$	$20 < Pe \frac{d}{L} < 120$	$Nu = 0,8 \left( Pe \frac{d}{L} \right)^{0.4} \left( Gr Pr \right)^{0,1} \left( \frac{\mu}{\mu_{cm}} \right)^{0,14}$
		$Pe \frac{d}{L} \leq 10$	$Nu = 0.5 \cdot \left( Pe \frac{d}{L} \right)$
Re < 2300 будь-яке	$Gr \cdot Pr < 8 \cdot 10^5$	$20 \leq Pe \frac{d}{L}$	$Nu = 1.55 \cdot \left( Pe \frac{d}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu}{\mu_{CT}} \right)^{0.14}$
		$Pe \frac{d}{L} < 20$	<b><math>Nu = 3.66</math></b>
2300 < Re < 10000 вертикальне вимушена та вільна конвекція не співпадає	$1,5 \cdot 10^6 < Gr \cdot Pr < 12 \cdot 10^6$	—	$Nu = 0,037 Re^{0.75} Pr^{0.4} \left( \frac{\mu}{\mu_{cm}} \right)^n$ де $n=0,14$ – при нагріванні; $n=0,25$ – при охолодженні.

Середні коефіцієнти тепловіддачі на внутрішній стінці при турбулентному режимі течії газів і крапельних рідин у каналах кільцевого поперечного перерізу можна розрахувати по залежності [3, 8]:

$$Nu = 0.017 \cdot Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}}\right)^{0.25} \left(\frac{D_1}{d_2}\right)^{0.18} \quad (1.13)$$

Визначальна температура в цьому рівнянні є середня температура рідини в каналі, визначальний розмір  $d_e = d_1 - d_2$ , де  $d_1$  - внутрішній діаметр зовнішньої труби, м,  $d_2$  - зовнішній діаметр внутрішньої труби, м.

Теплообмін при низьких значеннях числа Рейнольдса ( $2300 < Re < 10^4$ ) описується критеріальними рівняннями виду:

$$Nu = \frac{(1.82 \cdot \lg Re - 1.64)^{-2} \cdot 18 \cdot (Re - 1000) \cdot Pr \cdot \left[1 + \left(\frac{d_e}{2}\right)^{\frac{2}{3}}\right] \cdot 0.86 \cdot \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^{0.16}}{1 + 1.27 \sqrt{\frac{1}{(1.82 \cdot \lg Re - 1.64)^2 \cdot 8} \cdot Pr^{\frac{2}{3} - 1}}} \quad (1.14)$$

Границі застосування рівняння (1.14)  $0.6 < Pr < 2000$ ,  $0 < d_2/d_1 < 1$ .

Для розвиненого ламінарного режиму руху рідини в кільцевих каналах можна рекомендувати формулу:

$$Nu = 3.66 + 1.2 \left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \left[1 + 0.14 \cdot \left(\frac{d_2}{d_1}\right)\right] \cdot \left\{ \frac{0.19 \cdot \left[Pe \cdot \frac{d_e}{L}\right] \cdot 0.8}{1 + 0.117 \left[Pe \left(\frac{d_e}{L}\right)\right]^{0.46}} \right\} \quad (1.15)$$

Формулу (1.15) можна застосовувати в межах:  $Re < 230$ ,  $0.1 < Pr < 10^3$ ,  $0 < d_2/d_1 < 1$ .

В наведених формулах визначальний розмір – еквівалентний діаметр, визначальна температура – середня температура теплоносія.

## 1.6 Коефіцієнт тепловіддачі при обтіканні пучка труб

В залежності від режиму руху рідини критерій Нусельта визначається по наступних залежностях [15]:

при  $Re < 1000$  для коридорного та шахового розташування пучків:

$$Nu = 0,56 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_{ct}} \right)^{0,25}, \quad (1.16)$$

при  $Re > 1000$  для коридорного розташування пучків:

$$Nu = 0,22 \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_{ct}} \right)^{0,25}, \quad (1.17)$$

для шахового розташування пучків:

$$Nu = 0,4 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_{ct}} \right)^{0,25}. \quad (1.18)$$

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі використовують формулу:

$$\alpha_{ef} = \frac{Nu \cdot \lambda}{\alpha} \cdot \varepsilon_{\varphi} \quad (1.19)$$

де  $\varepsilon_{\varphi}$  – поправочний коефіцієнт, який враховує вплив кута атаки на зменшення рушійної сили, в порівнянні з протитечією.

Для визначення поправочного коефіцієнта  $\varepsilon_{\varphi}$  спочатку знаходять допоміжні величини  $P$  та  $R$ :

$$R = \frac{t'_1 - t''_1}{t''_2 - t'_2}, \quad P = \frac{t''_2 - t'_2}{t'_1 - t'_2}, \quad (1.20)$$

а далі, по рисунках А1...А11 [13] знаходиться поправочний коефіцієнт  $\varepsilon_{\varphi}$ .

Визначальна температура – середня температура рідини, визначальний розмір – зовнішній діаметр труби.

Швидкість визначається за формулою:

$$\omega = \frac{V}{S_{c.p.}}, \quad (1.21)$$

де  $S_{c.p.}$  – прохідна площа міжтрубного перетину, береться з довідників.

Для газів при нагріванні та охолодженні співвідношення  $\frac{Pr}{Pr_{cm}} = 1$ , а величина критерія  $Pr$  залежить лише від кількості атомів газу, тому для повітря при  $Re > 1000$  для шахового розташування пучків труб:

$$Nu = 0,35 \cdot \varepsilon_{\varphi} \cdot Re^{0,6}. \quad (1.22)$$

Поперечні перегородки розташовують у міжтрубному просторі на такій відстані одна від одної, щоб живий перетин поздовжнього потоку в сегментному вирізі перегородки був рівний живому перетину поперечного потоку на краю перегородки. При виконанні цієї умови для стрілки сегмента  $b = 0,25 \cdot D_{en}$  відстань між перегородками буде:

$$1 = \frac{b}{1,415\psi}, \quad (1.23)$$

де  $\psi$  – коефіцієнт, що залежить від зовнішнього діаметра та кроку труб.

$$\psi = \frac{1 - \left(\frac{D}{t}\right)}{1 - 0,9 \cdot \left(\frac{D}{t}\right)^2}. \quad (1.24)$$

### 1.8 Коефіцієнт тепловіддачі при зрошенні зовнішньої поверхні труб

У зрошувальних теплообмінниках плівка води може стікати з труби на трубу ламінарно, ламінарно з хвилеутворенням або ж турбулентно. Ці режими характеризуються відповідним плівковим числом Рейнольдса  $Re_{nl}$ :

- для ламінарного режиму  $Re_{nl} < 20 \dots 120$ ;
- для ламінарного режиму з хвилеутворенням  $Re_{nl} \cong (20 \dots 120) \dots 1600$ ;
- для турбулентного режиму  $Re_{nl} > 1600$ .

Плівкове число Рейнольдса розраховується по критерію:

$$Re_{nl} = \frac{4\Gamma}{\mu_{\varepsilon}}, \quad (1.25)$$

де  $\mu_{\varepsilon}$  – динамічна в'язкість води, Па·с;

$\Gamma$  – щільність зрошення, кг/м·с.

Звідси щільність зрошення буде, кг/м·с:

$$\Gamma = \frac{Re_{nl} \cdot \mu}{4}. \quad (1.26)$$

Прийmemo, що плівка стікає в ламінарному режимі з хвилеутворенням, такому режиму відповідає щільність зрошення  $\Gamma \cong (0,004..0,025)..0,34$  кг/м·с.

Для цього режиму критеріальне рівняння, яке описує процес тепловіддачі має вид [14], Вт/м<sup>2</sup>·К:

$$\alpha = 245 \cdot (1 + 0,004 \cdot \bar{t}_{nl}) \frac{\Gamma^{0,23}}{d_3^{0,83}}, \quad (1.27)$$

де  $d_3$  – зовнішній діаметр труби, м.

### 1.9 Коефіцієнт тепловіддачі при кипінні

Коефіцієнт тепловіддачі для бульбашкового режиму кипіння у великому об'ємі можна визначити з наступної залежності, запропонованої Кружиліним, Вт/м<sup>2</sup>·К:

$$\alpha = 7,77 \cdot 10^{-2} \left( \frac{\rho_n r}{\rho_p - \rho_n} \right)^{0,033} \left( \frac{\rho_p}{\sigma} \right)^{0,33} \frac{\lambda_p^{0,75}}{\mu_p^{0,45} c_{p,p}^{0,12} T_s^{0,37}} \cdot q^{0,7}, \quad (1.28)$$

де  $\rho_n, \rho_p$  – відповідно густини парової і рідинної фаз, кг/м<sup>3</sup>;

$r$  – теплота пароутворення, Дж/кг;

$\sigma$  – поверхневий натяг на границі розділу між рідиною і паром, Н/м або кг/с<sup>2</sup>;

$\lambda_p$  – теплопровідність рідини, Вт/(м·К);

$\mu_p$  – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини, Па·с;

$c_{p,p}$  – теплоємність рідини, Дж/(кг·К);

$T_s$  – температура кипіння, К;

$q$  – теплове навантаження поверхні нагріву, Вт/м<sup>2</sup>.

Всі фізичні параметри в формулі визначаються при температурі кипіння рідини.

## Коефіцієнт тепловіддачі при конденсації насиченої водяної пари на зовнішній поверхні труб

Коефіцієнти тепловіддачі при конденсації насиченої водяної пари на зовнішній поверхні труби визначається із критеріального рівняння [3] типу:

$$Nu = f(Ga, Pr, \Pi), \quad (1.29)$$

де:  $Ga = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2}$  - критерій Галілея;

$Pr = \mu \cdot C_p$  - критерій Прандтля;

$\Pi = \frac{r}{C_p \cdot \Delta t}$  - критерій фазового переходу.

Для вертикальної поверхні рівняння має вигляд:

$$\begin{aligned} Ga \cdot Pr \cdot \Pi < 10^{15} & \quad (1.30) \\ Ga \cdot Pr \cdot \Pi > 10^{15} & \quad Nu = 1.15 \cdot (Ga \cdot Pr \cdot \Pi)^{0.25}; \\ & \quad Nu = 0.0646 \cdot (Ga \cdot Pr \cdot \Pi)^{0.33}. \end{aligned}$$

Визначальний розмір - висота труби.

Для горизонтального розташування труб:

$$Nu = 0,72 \cdot (Ga \cdot Pr \cdot \Pi)^{0,25}. \quad (1.31)$$

Визначальний розмір - зовнішній діаметр труби, визначальна температура - середня температура плівки конденсату.

Середнє значення коефіцієнта тепловіддачі при плівковій конденсації на поверхні вертикального пучка труб, висотою  $H$ :

$$\alpha = 1,15 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^2 g r}{\mu \Delta t H}}. \quad (1.32)$$

де значення  $\lambda, \rho, r, \mu$  береться при  $t_{пл} = 0,5 t_{конд} - t_{ст}$  в одиницях Сі.

Середнє значення коефіцієнта тепловіддачі при плівковій конденсації на поверхні горизонтального пучка  $n$  труб, довжиною  $L$ , діаметром  $d$ :



$$\alpha = 0,728 \cdot \varepsilon \cdot \varepsilon_t \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^2 g r}{\mu \Delta t d}} \quad (1.33)$$

де значення  $\lambda, \rho, r, \mu$  береться при  $t_{\text{конд}}$  в одиницях Сі, величину поправки  $\varepsilon$ , що враховує вплив числа труб, береться з графіка рисунок 1.1, для води  $\varepsilon_t = 1$ .

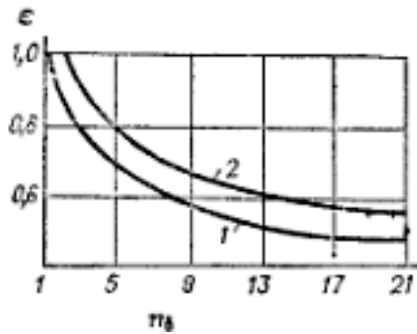


Рисунок 1.1 – Залежність поправки  $\varepsilon$  від числа труб для коридорного (1) та шахматного розташування труб.

### 1.11 Коефіцієнт тепловіддачі в каналах пластинчастих теплообмінників

При інженерних розрахунках пластинчастих теплообмінників коефіцієнти тепловіддачі можна розраховувати за спрощеними формулами без врахування напрямку теплового потоку [9].

Пластинчасті розбірні теплообмінники з площею поверхні від 3 до 320 м<sup>2</sup> працюють при тисках до 1 МПа в межах температур від -20 до + 140 °С. Основні параметри пластинчастих теплообмінників наведено у таблиці 1.6.

Площа теплопередачі для різних виконань пластинчастого теплообмінника при різній кількості пластин наведена у таблиці 1.4.

При ламінарному режимі течії рідини ( $Re < 50$ ) критерій Нусельта визначається з залежності:

$$Nu = 0.6 Re^{0.33} Pr^{0.33} \quad (1.34)$$

При турбулентному режимі ( $50 < Re < 20\,000$ ):

$$Nu = 0.135 Re^{0.73} Pr^{0.43} \quad (1.35)$$

Таблиця 1.4 – Площа теплопередачі пластинчастого теплообмінника

F <sub>1</sub>	F	N	F <sub>1</sub>	F	n	F <sub>1</sub>	F	n
Виконання I			Виконання II			Виконання III		
0,3	3	12	0,3	12,5	44	0,5	140	236
	4	16		16	56		150	252
	5	20		20	70		160	272
	6,3	24		25	86		180	304
	8	30		31,5	62		200	340
0,5	10	36	0,5	40	78	-	220	372
	10	20		50	98		250	420
	12,5	24		63	122		280	470
	16	32		80	154		300	504
	20	40		100	194		320	540
	25	48		110	212			
				125	242			
				140	270	-	-	-
				150	290			
				160	310			
Примітка. F <sub>1</sub> -площа поверхні теплообміну однієї пластини, м <sup>2</sup>								

Швидкість теплоносія в каналах теплообмінника, м/с:

$$\omega = V / (m f_k), \quad (1.36)$$

де  $V$  – об'ємна витрата теплоносія, м<sup>3</sup>/с;

$f_k$  – площа перетину одного каналу [4], м<sup>2</sup>;

$m$  – кількість каналів в одному пакеті, що розраховується з наступних співвідношень:

$$m = m_i / z_i; m_1 = n / 2 + 1; m_2 = n / 2, \quad (1.37)$$

де  $m_i$  – загальна кількість каналів для одного з теплоносіїв;

$n$  – кількість пластин у теплообміннику [4];

$z_i$  – кількість пакетів (ходів) для одного з теплоносіїв.

Кількість послідовно з'єднаних пакетів орієнтовно визначається за величиною допустимого опору теплообмінника, використовуючи наступну залежність:

$$z \leq 0.01 \left( \frac{\Delta p_{\text{доп}} f_k^2 n^2}{V^2} \right)^{1/3} \quad (1.38)$$

При конденсації пари у пластинчастому теплообміннику коефіцієнт тепловіддачі розраховується по формулі (1.33), при цьому в якості визначального лінійного розміру приймається приведена довжина каналу [4].

Канали, в яких конденсується пара, збираються в один пакет.

Гідрравлічний опір теплообмінника визначається за формулою:

$$\Delta p = \lambda_{mp} \frac{l_k}{d_e} \frac{\rho \omega^2}{2} z \quad (1.39)$$

де  $\lambda_{mp}$  – приведений коефіцієнт гідрравлічного опору;

$\omega$  – швидкість теплоносія в каналах теплообмінника, м/с;

$l_k$  – приведена довжина каналу, м;

$d_e$  – еквівалентний діаметр каналу, м;

$z$  – кількість послідовно з'єднаних пакетів.

Приведений коефіцієнт опору враховує тертя рідини по поверхні пластин, зміну напрямку потоку при огинанні гофр, а також звуження потоку в приєднувальних штуцерах:

$$\lambda_{mp} = \frac{A}{\text{Re}}, \text{ при } \text{Re} \leq 50; \quad (1.40)$$

$$\lambda_{mp} = \frac{B}{\text{Re}^{0.25}}, \text{ при } \text{Re} > 50.$$

Коефіцієнти А і В залежно від типу пластин наведено у таблиці 1.5.

Таблиця 1.5 – Значення коефіцієнтів А і В

Тип пластини	Пв-0,3	Пр-0,5Е	Пр 1-0,5М
А	425	485	324
Б	19,3	22,4	15

Якщо швидкість рідини в штуцерах  $\omega > 2,5 \text{ м/с}$ , то їх опір враховується додатково додаванням до  $\Delta p$ , розрахованого за формулою (1.38).

Більше точний розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі в каналах утворених гофрованими пластинами виконується по формулах [4]:

а) у випадку ламінарного режиму руху теплоносія:

$$Nu = a \cdot Re^{0.3} \cdot Pr^{0.33} \left( \frac{Pr}{Pr_{cr}} \right)^{0.25}, \quad (1.41)$$

де  $a$  – коефіцієнт, що залежить від площі пластини, значення критеріїв Рейнольдса і Прандтля (таблиця 1.6).

Таблиця 1.6– Значення коефіцієнта  $a$

Тип, площа пластини	$a$	Re не більше	Pr, не менше
0,2 К	0,5	100	20
0,3 м <sup>2</sup>	0,6	100	50
0,5 Е	0,63	50	80
0,5 Г	0,46	200	50

При турбулентному режимі руху теплоносія коефіцієнт тепловіддачі знаходять за рівнянням:

$$Nu = a \cdot Re^b \cdot Pr^{0.43} \left( \frac{Pr}{Pr_{cr}} \right)^{0.25} \quad (1.42)$$

де  $a$  і  $b$  – коефіцієнти, що залежать від площі пластини (таблиця 1.7).

Таблиця 1.7 – Значення коефіцієнтів  $a$  і  $b$

Тип, площа пластини	$a$	$b$	Re, не більше	Pr, не менше
0,2 м <sup>2</sup> (0,2 К)	0,086	0,7	100 ÷ 30000	0,7 ÷ 20
0,3 м <sup>2</sup>	0,1	0,73	100 ÷ 30000	0,7 ÷ 50
0,5 м <sup>2</sup> (0,5 Е)	0,135	0,73	100 ÷ 30000	0,7 ÷ 80
0,5 м <sup>2</sup> (0,5 Г)	0,165	0,65	200 ÷ 50000	0,7 ÷ 50

Конденсація пари на гофрованій поверхні пластин у пластинчастих теплообмінниках визначається за розрахунковими формулами залежно від різниці температур насичення пари й температури поверхні пластин з боку пари:

при  $\Delta t = t_{\text{с}} - t_{\text{СТ1}} \geq 10$  коефіцієнт тепловіддачі визначається по формулі:

$$\alpha = a \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda_{\text{к}}^3 \cdot p_{\text{к}}^2 \cdot r \cdot g}{\mu_{\text{к}} \cdot \Delta t \cdot l}}, \quad (1.43)$$

де  $l$  – приведена висота каналу, м.

При  $\Delta t > 10$  коефіцієнт теплопередачі розраховується по критеріальному рівнянню:

$$Nu = a \cdot Re^b \cdot Pr^{0.4} \quad (1.44)$$

де  $a$  і  $b$  – коефіцієнти, що визначаються в залежності від типу пластин (таблиця 1.8).

Таблиця 1.8 – Значення коефіцієнтів  $a$  і  $b$

Тип, площа пластини	$a$	$b$
0,2 м <sup>2</sup> (0,2 К)	0,086	0,7
0,3 м <sup>2</sup>	0,1	0,73
0,5 м <sup>2</sup> (0,5 Е)	0,135	0,73
0,5 м <sup>2</sup> (0,5 Г)	0,165	0,65

## 1.12 Коефіцієнт тепловіддачі для оребрених теплообмінників

Одним зі способів інтенсифікації процесу теплообміну є збільшення поверхні теплообміну шляхом оребрення. Поверхню нагрівання оребрених теплообмінників набирають із труб з поперечними, поздовжніми, стрижневими й іншими ребрами.

При обтіканні пучка оребрених труб з круглими та квадратними ребрами визначальний критерій Нусельта розраховують за рівнянням, [7]:

$$Nu = C \text{Re}^n \left( \frac{d_0}{S_p} \right)^{-0,54} \left( \frac{h}{S_p} \right)^{-0,14} \psi, \quad (1.45)$$

де  $C$  і  $n$  – коефіцієнти, наведені у таблиці 1.9.

$d_0$  – зовнішній діаметр несучої труби, м;

$S_p$  – крок між ребрами, м;

$h$  – висота ребра, м;

$D$  – діаметр ребра, м;

$\psi$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність тепловіддачі по висоті ребра,  $\psi = 0,85$ .

Тоді приведений орієнтовний коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_{np\ op} = \alpha_k \left( \frac{F_p}{F_{np}} E_p + \frac{F_{mp}}{F_{np}} \right), \quad (1.46)$$

де  $\alpha_k$  - коефіцієнт конвективного теплообміну з боку оребреної поверхні; Вт/(мК);

$F_p$  – площа поверхні ребер, м<sup>2</sup>;

$F_{mp}$  – площа поверхні міжреберного простору, м<sup>2</sup>;

$F_{np}$  – приведена площа поверхні, м<sup>2</sup>;

$E_p$  – ефективність ребра.

Таблиця 1.9 – Значення коефіцієнтів  $C$  і  $n$

Пучок	Ребра	$C$	$n$
Коридорний	Круглі	0,104	0,72
	Квадратні	0,096	0,72
Шахматний	Круглі	0,233	0,65
	Квадратні	0,205	0,65

Значення ефективності ребра можна розрахувати за залежністю:

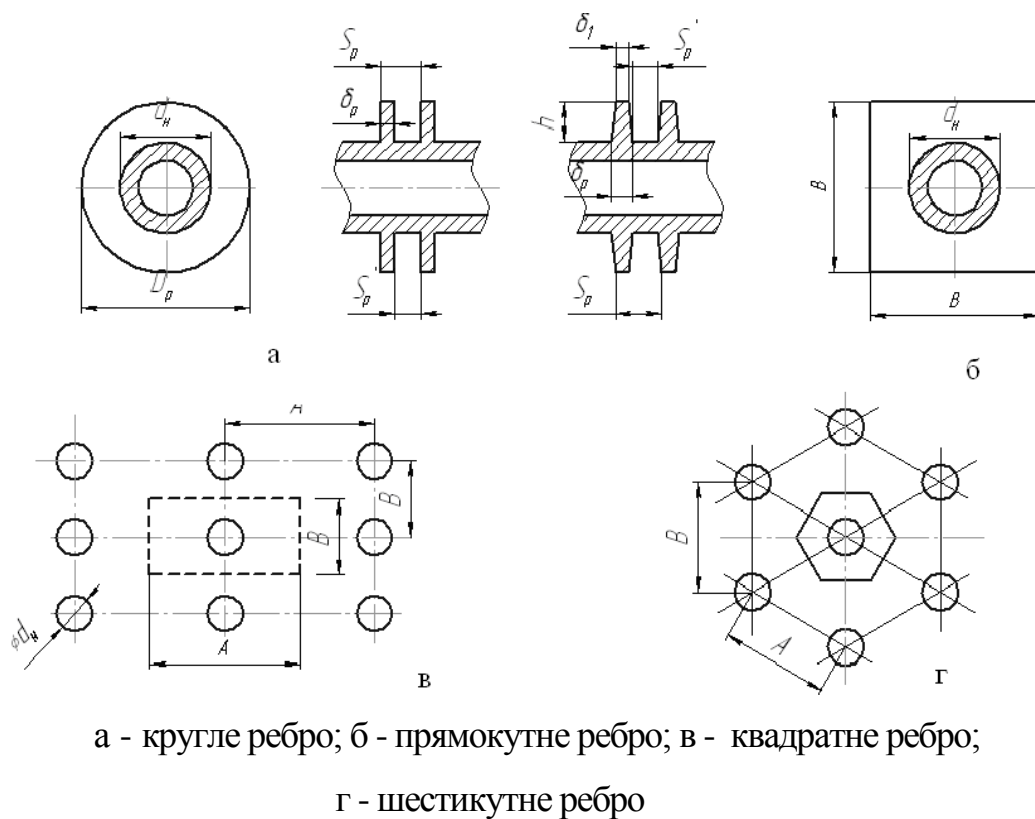
$$E_p = \frac{th \left( \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_k}{\lambda_p \cdot \delta_p} \cdot h_p^*} \right)}{\sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_k}{\lambda_p \cdot \delta_p} \cdot h_p^*}} \quad (1.47)$$

де  $\lambda_p$  - коефіцієнт теплопровідності матеріалу ребра;

$\delta_p$  - товщина ребра, м;

$h_p^*$  - ефективна висота ребра, залежить від форми і розмірів, м.

На рисунку 1.2 наведено ребра різної конфігурації і вказані їх розміри. Формули для визначення  $h_p^*$  наведено в таблиці 1.10.



а - кругле ребро; б - прямокутне ребро; в - квадратне ребро;

г - шестикутне ребро

Рисунок 1.2 – Конфігурація ребер в розрахункових розмірах

Для розрахунку гіперболічного тангенса скористаємося рівнянням:

$$thx = \frac{e^x - e^{-x}}{e^x + e^{-x}} \quad (1.48)$$

Для визначення величина  $a$  [1], часто необхідно знати температуру стінки  $t_{CT}(K)$  або питомих теплове навантаження  $q$  ( $Вт/м^2$ ), значення яких, в свою чергу, залежать від величини  $a$ . В таких випадках коефіцієнти тепловіддачі розраховують методом послідовних наближень або

використовують методику, по якій проводять розрахунок два рази, задавшись температурою стінки  $t_{cm}$  з боку холодного теплоносія. Температуру стінки приймають на 3-15 K нижче температури гарячого теплоносія: один раз - біля її крайнього нижнього значення, другий - біля верхнього. Потім за графіком визначають  $q_{дійсне}$ , що відповідає дійсному тепловому навантаженню.

Таблиці 1.10 – Формули для визначення  $h^*$  та  $\rho$ .

Ребро	Елементи ребер (див. рисунок 1.1)	Формули для знаходження	
		$h^*$	інших величин
Кругле	а	$h^* = h \left( +0,35 \ln \rho \right)$	$\rho = D_p, h = 0,5(D_p - d_H)$
Прямокутне	б	$h^* = 0,5d_H \left( \Phi - 1 \right) \cdot \left( +0,35 \ln \rho \right)$	$\rho = 1,28 \left( \frac{B}{d_H} \right) \cdot \sqrt{\frac{A}{B}} - 0.2$
	в		$\rho = 1,15 \cdot \frac{B}{d_H}$
Шестикутне	г		$\rho = 1,27 \cdot \frac{B}{d_H} \cdot \sqrt{\frac{A}{B}} - 0.3$

Задавшись температурою стінки у першому наближенні  $t_{cm1}$ , визначають теплове навантаження  $q_1$  з боку гарячого теплоносія:

$$q_1 = \alpha_1 \cdot \left( t_1 - t_{cm1} \right), \quad (1.49)$$

де  $t_1$  — середня температура гарячого теплоносія, K.

За величиною термічного опору стінки  $\delta_{CT} / \lambda_{CT}$  розраховують температуру стінки з боку холодного теплоносія:

$$t_{cm2} = t_{cm1} - q_1 \cdot \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}}. \quad (1.50)$$

Визначають  $\alpha_2$  і  $q_2$  з боку холодного теплоносія, де  $t_2$  - середня температура холодного теплоносія. Для цього попередньо визначають режим руху холодного теплоносія залежно від умов теплообміну й конструкції теплообмінника.



Порівнюють значення  $q_1$  і  $q_2$ . У випадку їхньої нерівності задаються новим значенням температури стінки. Повторюють всі розрахунки та знову одержують інші значення:  $q'_1$  і  $q'_2$ . Якщо вони також не рівні, то будують графік залежності  $q$  від  $t_{ст}$  (рисунок 1.3), по якому визначають дійсну температуру стінки  $t_{ст.д}$  і дійсне теплове навантаження  $q_d$ . Знаючи  $q_d$ , визначають коефіцієнт теплопередачі  $K$ :

$$K = \frac{q_d}{\Delta t_{ст}} \quad (1.51)$$

Обчисливши  $K$ , знаходять величину поверхні теплообміну  $F_p$  із основного рівняння теплопередачі:

$$F_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{ст}} \quad (1.52)$$

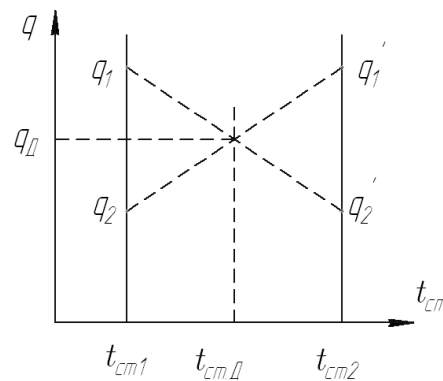


Рисунок 1.3 – Графік залежності теплового навантаження  $q$  від температури стінки  $t_{ст}$

Якщо розрахункова поверхня теплопередачі  $F$  більше поверхні обраного раніше теплообмінника  $F_T$  (теоретичного), то необхідно задатися новим теплообмінником з більшою поверхнею.

Розраховують запас поверхні:

$$Z = \frac{F_p - F_T}{F_T} \cdot 100\% \quad (1.53)$$

Коефіцієнт запасу  $z$  повинен лежати в межах  $0 < Z < 40 \%$ . При недотриманні цієї умови необхідно вибрати схожий теплообмінник з меншою площею й повторити розрахунок заново.

### 1.13 Визначення коефіцієнта теплопередачі

Коефіцієнт теплопередачі  $K$  знаходимо по рівнянню,  $Bm/m^2 \cdot K$ :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + r_1 + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + r_2 + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (1.54)$$

де  $\alpha_1$  – коефіцієнт тепловіддачі від рідини, що охолоджується до внутрішньої поверхні труби,  $Bm/m^2 \cdot K$ ;

$\alpha_2$  – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні труби до стікаючої плівки води,  $Bm/m^2 \cdot K$ ;

$\delta_{cm}$  – товщина стінки труби,  $m$ ;

$\lambda_{cm}$  – коефіцієнт теплопровідності стінки, приймаємо для сталі  $\lambda_{cm} = 0,57 Bm/m \cdot K$ .

$r_1, r_2$  – термічний опір забруднень з обох сторін труби,  $(m^2 \cdot K)/Bm$ , (таблиця 1.11).

Таблиця 1.11 – Орієнтовні величини термічних опорів забруднень для різних теплоносіїв.

Теплоносій	$r, (m^2 \cdot K)/Bm$
Повітря	0,0002 – 0,0004
Димові гази	0,0005 – 0,0007
Холодоагент, ропа, органічні теплоносії	0,0002 - 0,0004
Вода, нафтові дистилляти	0,0002 – 0,0006
Нафта, мазут	0,0005 – 0,0012
Гудрон, крекінг, залишок	0,002 – 0,010
Водяний пар	$\sim 0,0001$

## 1.14 Конструктивний розрахунок теплообмінних апаратів

До основних елементів кожухотрубних апаратів прийнято відносити:

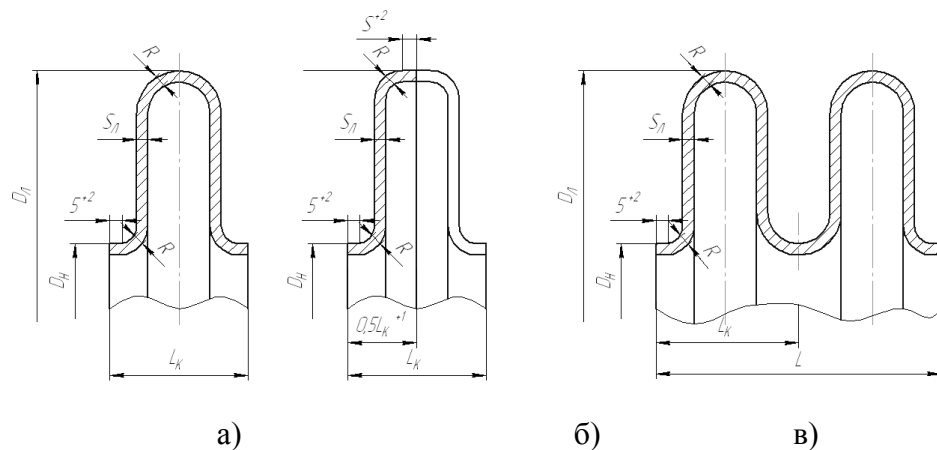
1. Кожух.
2. Труби.
3. Трубчаті плити (решітки).
4. Розподільні камери.
5. Лінзові компенсатори.

Кожух теплообмінника складається з окремих циліндричних обичайок, які зварюються між собою в стик.

Труби кріпляться в трубних решітках, які, в свою чергу, приварюються до корпусу.

Для ізолювання трубного простору з торців теплообмінників встановлюють кришки (розподільчі камери).

При значній різниці температур теплоносіїв у трубках і корпусі виникають температурні напруження. Для компенсації температурних напружень на корпусі встановлюють лінзові компенсатори. Конструкції гнучких елементів лінзових компенсаторів наведено на рисунку 1.5.



а) - лінза; б) - напівлінза; в) - багатолінзовий елемент.

Рисунок 1.5 – Конструкції гнучких елементів лінзових компенсаторів

При конструктивному розрахунку теплообмінників вихідними даними служить поверхня теплообміну, що визначена з теплового розрахунку, а також витрати теплоносіїв.

При конструктивному розрахунку кожухотрубних теплообмінників наперед задаються схемою розташування труб у трубних решітках.

Найпоширеніша схема розміщення труб по сторонах правильних шестикутників. Схема такого розташування показана на рисунку 1.6.

Число труб у пучку визначається за формулою [3]:

$$n = 3a(a-1) + 1, \quad (1.55)$$

де  $a$  - кількість труб на одній стороні найбільшого шестикутника.

Кількість труб на діагоналі найбільшого шестикутника буде:

$$v = 2a - 1 \quad (1.56)$$

Внутрішній діаметр кожуха визначається по формулі:

$$D = t(v-1) + d_H + 2(t-d), \quad (1.57)$$

де  $t$  – крок між осями трубок, вибирають залежно від схеми кріплення трубок.

Найпоширеніші схеми кріплення трубок показані на рисунку 1.7. Труби в з'єднаннях г, д та ж розвальцьовують відступивши від звареного шва на 5...8мм.

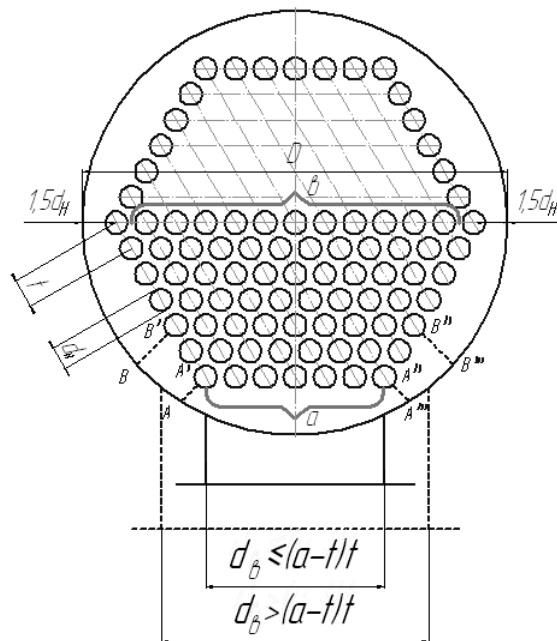
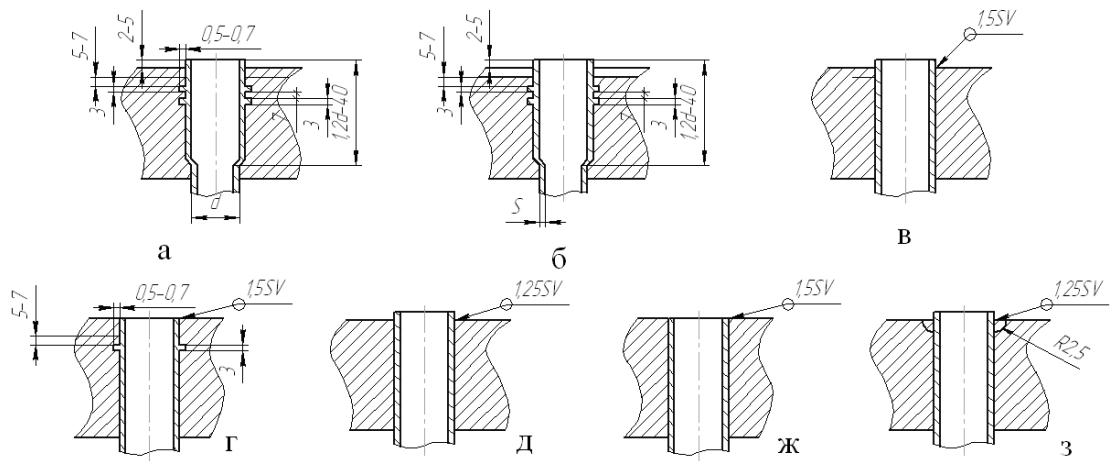


Рисунок 1.6 – Схема розміщення трубок у трубних решітках по вершинах правильного трикутника



а - з розвальцьовуванням у двох каналах; б – те ж в плиті з двошарової сталі; в - з обварюванням; г, д, ж та з - з обварюванням і розвальцьовуванням.

Рисунок 1.7 – Конструкції з'єднань труб у трубних плитах

Мінімальний крок між трубками можна визначити з таблиці 1.12.

Таблиця 1.12 – Мінімальний крок між трубками

$d_H$	мм	$\leq 14$	14-20	20-30	$>30$
$t$	мм	$1,4 d_H$	$1,35 d_H$	$1,3 d_H$	$1,25 d_H$

При виборі кроку варто враховувати, що залежно від засобу кріплення труб і товщини стінки трубки  $S$  мінімальна відстань між зовнішньою поверхнею труб  $t - d_H$  повинна бути:

при розвальцьовуванні  $t - d_H \geq 5$  мм;

при припайці  $t - d_H \geq 4$  мм;

при приварюванні  $t - d_H \geq 6$  мм для  $s \leq 2$  мм;

$t - d_H \geq 3 S$  для  $s > 2$  мм.

Товщина трубних решіток вибирається з умов надійного закріплення труб при розвальцьовуванні та збереження форми труби після розвальцьовування. Крім того повинна забезпечуватись міцність решіток при дії на неї тиску середовища і температурних деформацій. При розрахунку трубних решіток варто враховувати можливу корозію метала при дії агресивних середовищ.

Для сталевих трубних решіток товщину рекомендують визначати по формулі:

$$S_{TP} = \frac{d_H}{8} + 5 \quad (1.58)$$

Конструктивний розрахунок спіральних теплообмінників складається з розрахунку кроку зовнішньої й внутрішньої спіралей, радіусів піввитків, числа піввитків спіралей і діаметра апарата. Схема розташування спіралей показана на рисунку 1.6.

Кроки внутрішньої й зовнішньої спіралі визначають за рівняннями:

$$t_1 = B_1 + \delta; \quad (1.59)$$

$$t_2 = B_2 + \delta; \quad (1.60)$$

де  $B_1, B_2$  - ширина каналу, м;

$\delta$  - товщина листів, з яких навиті спіралі, м.

Спіралі всередині теплообмінника кріпляться до перегородки, що називається керном. Товщину керна вибирають у межах  $\delta = (1.5 \dots 2.0)$  мм, висота керна  $h_K$  на 200 ... 300 мм менше ширини листа спіралі.

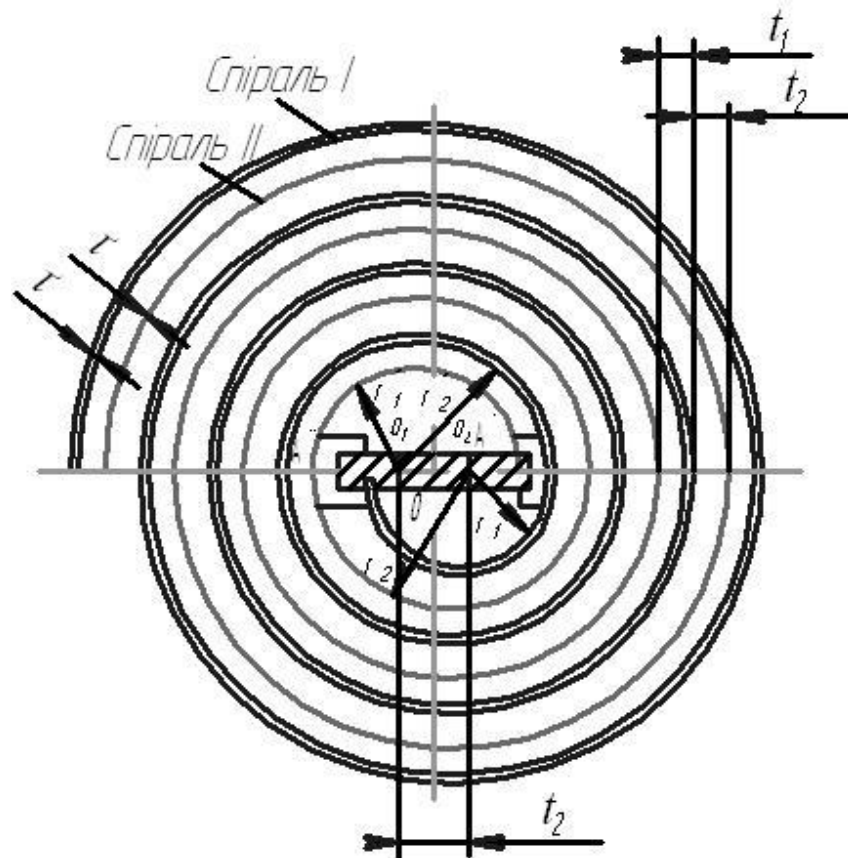


Рисунок 1.7 – Схема розташування спіралей теплообмінника

Центри радіусів напіввитків внутрішньої й зовнішньої спіралі зміщені щодо центру керн. Радіус першого напіввитка вибирають конструктивно в межах  $r = 150-200$  мм.

Розрахункова ширина керн визначається по формулі:

$$e_p = 2r'_1 - t_1. \quad (1.61)$$

Вісь апарата ділить керн на дві рівні частини

$$OA' = 2r'_1 - \frac{t_1}{2}, \quad (1.62)$$

$$OA'' = e_p - OA'. \quad (1.63)$$

Радіуси напіввитків спіралей розраховуються по залежностях:

Номер напіввитка	Спіраль 1	Спіраль 2
1-й	$r'_1$	$r''_1 = r'_1 + t_2 - t_1$
2-й	$r'_2 = r'_1 + t_2$	$r''_2 = r'_1 + 2t_2 - t_1$
3-й	$r'_3 = r'_1 + 2t_2$	$r''_3 = r'_1 + 3t_2 - t_1$
4-й	$r'_4 = r'_1 + 3t_2$	$r''_4 = r'_1 + 4t_2 - t_1$
5-й	$r'_n = r'_1 + (n-1)t_2$	$r''_n = r'_1 + nt_2 - t_1$

Довжина витків спіралі при ширині листа  $h$ :

$$l = \frac{F}{2h}. \quad (2.64)$$

Кількість напіввитків визначається із співвідношення:

$$l = \pi r_{cp} \cdot n, \quad (1.65)$$

враховуючи, що :

$$r_{cp} = 0,5(r_1 + r_n). \quad (1.66)$$

Для першої спіралі:

$$l_1 = \pi n \left[ r'_1 + 0,5(n-1)t_2 \right]. \quad (1.67)$$

Для другої спіралі:

$$l_2 = \pi n'' [r_1' + 0,5(n' - 1)t_2 - t_1]. \quad (1.68)$$

Діаметр апарата визначається за рівнянням:

$$D = 2 \left[ r_1' + n'' t_2 - t_1 \right]. \quad (1.67)$$

Конструктивний розрахунок змієвикового теплообмінника полягає у визначенні числа витків змієвика, висоти змієвика та діаметру апарата. У випадку використання декількох змієвиків розраховують діаметр колектора.

Довжина труби для навивки змієвика:

$$L = \frac{F}{\pi \cdot D_{3M} \cdot m}, \quad (1.70)$$

де  $m$  – число витків змієвика;

$D_{3M}$  – діаметр змієвика.

Висота змієвика:

$$H_{3M} = t_{3M} \cdot (n - 1) + d_H, \quad (1.71)$$



## 2 ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ НАФТОПРОДУКТІВ

Розділ наведено у відповідності з [12].

### 2.1 Визначення густини

Формула М. Кусакова, для знаходження коефіцієнта  $\gamma$ :

$$\gamma = 0,001838 - 0,00132\rho_4^{20}. \quad (2.1)$$

Для нафти і нафтових фракцій  $\gamma$  змінюється в межах 0,005 - 0,0009.

Прийнявши в середньому  $\gamma \approx 0,0007$  одержимо наближену формулу,  $\text{кг/м}^3$ :

$$\rho_{15}^{15} \approx \rho_4^{20} + 0,0035. \quad (2.2)$$

Густина, при будь-якій температурі ( $t, ^\circ\text{C}$ ) визначається за значенням  $\rho_4^{20}$  яке відомо,  $\text{кг/м}^3$ :

$$\rho_t = 1000 \left[ \rho_4^{20} + \gamma (t - 20) \right] \quad (2.3)$$

Густина, ( $\rho_t, \text{кг/м}^3$ ) або об'єм ( $V, \text{м}^3$ ) будь-яких газів і пари залежно від тиску ( $p, \text{кПа}$ ) і температури ( $T, \text{К}$ ) визначаються співвідношення:

$$\rho = \frac{G}{V} = \frac{M\rho}{zRT} = \frac{M}{z \cdot 22,4} \frac{273}{T} \frac{p}{101,3}, \quad (3'4)$$

де  $G$  – маса газу або пари,  $\text{кг}$ ;

$M$  – молекулярна маса (для сумішей середня молекулярна маса);

22,4 – об'єм 1 моля ідеального газу при нормальних умовах ( $T = 273\text{К}$ ,  $p = 101,3\text{кПа}$ ), ( $\text{м}^3/\text{моль}$ );

$R = 8,314$  – газова постійна,  $\text{Дж}/(\text{моль} \cdot \text{град})$ , ;

$z$  - коефіцієнт стиснення. Для ідеального газу  $z = 1$ . Для реальних газів і парів при низьких тисках ( $p \leq 0,5\text{МПа}$ ) приймають  $z \approx 1$ .

З підвищенням температури на 1 К (при  $P = \text{const МПа}$ ) відносно збільшення об'єму ( $\text{м}^3$ ) називається коефіцієнтом об'ємного розширення. При

підвищенні температури від  $t_0$  до  $t$ , середній коефіцієнт об'ємного розширення можна знайти з рівняння  $K^{-1}$ ,

$$\beta = \frac{V - V_0}{V_0 (t - t_0)} \quad (2.5)$$

де  $V$  і  $V_0$  – об'єми при  $t_0$  і  $t$  відповідно.

Зазвичай за початкову температуру  $t_0$  приймають  $273 \text{ K}$ .

## 2.2 Визначення характеристичного фактора

Вплив хімічної природи нафти і нафтових фракцій на їх фізико – хімічні властивості враховують за допомогою так званого характеристичного фактору,  $K$  :

$$K = \frac{1,216 \sqrt{T_{cp}}}{\rho_{15}^{15}} \quad (2.6)$$

де  $T_{cp}$  - середньо молярна температура кипіння,  $^{\circ}\text{C}$ .

Характеристичний фактор можна визначити з графіка (рисунок 2.1)

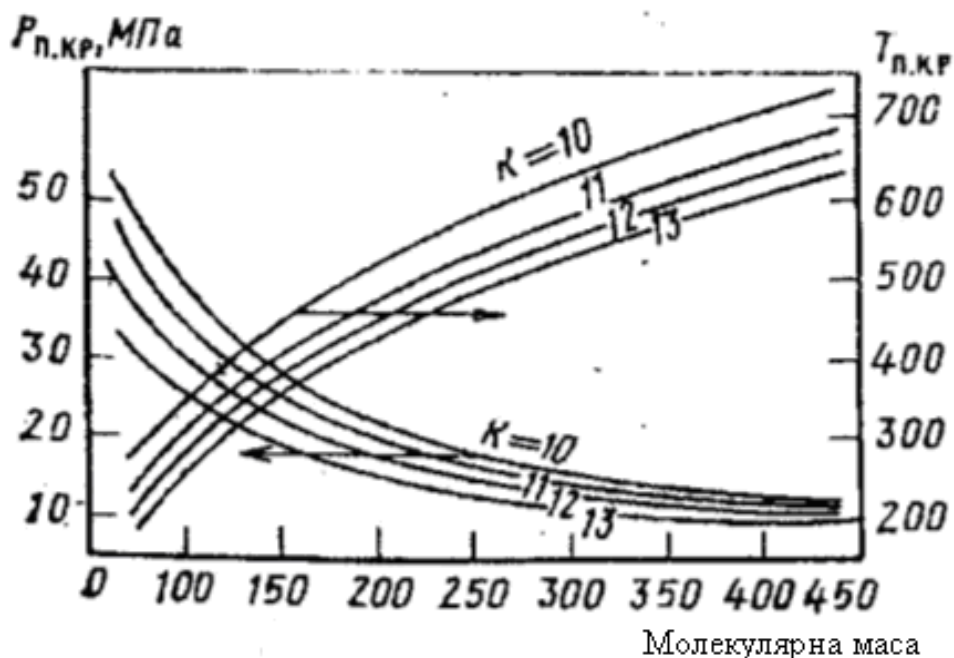


Рисунок 2.1 – Діаграма визначення характеристичного фактора

## 2.3 Визначення молекулярної маси

Формула Воїнова для вузьких нафтових фракцій парафінової фракції:

$$M = 60 + 0,3t + 0,001t^2. \quad (2.7)$$

Формула Воїнова, що враховує характеристичний фактор,  $^{\circ}\text{C}$ :

$$M = \left[ K - 21,5 \right] + \left[ 0,76 - 0,04K \right] t + \left[ 0,0003K - 0,00245 \right] t^2. \quad (2.8)$$

У наведених вище формулах  $t$  – середня молярна температура кипіння,  $^{\circ}\text{C}$ .

Формула Крега для визначення молекулярної маси нафтових фракцій:

$$M = \frac{44,29\rho_{15}^{15}}{1,03 - \rho_{15}^{15}}. \quad (2.9)$$

В'язкість рідин і газів залежить від температури. Помірні тиски (до 5 МПа) на динамічну в'язкість практично не впливають. Відношення динамічної в'язкості ( $\mu$ , Па·с) до густини ( $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>) називається кінематичною в'язкістю ( $\nu$ , м<sup>2</sup>/с):

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \quad (2.10)$$

Для нафти і рідких нафтових фракцій температурна залежність кінематичної в'язкості при високих температурах досить добре описується формулою Гросса:

$$\lg\left(\frac{\nu_1}{\nu_2}\right) = k \lg\left(\frac{t_2}{t_1}\right). \quad (2.11)$$

При низьких температурах рекомендується формула Філоненко:

$$\lg\left(\frac{\nu_1}{\nu_2}\right) = k \left[ t_2 - t_1 \right]. \quad (2.12)$$

## 2.4 Тиск насичених парів

Умовою кипіння будь-яких рідин є рівність:

$$P = p,$$

де  $p$  – зовнішній тиск, який діє на рідину, Па;

$P$  – тиск насиченої пари рідини, який залежить від складу рідини та температури, Па.

Для вузьких нафтових фракцій в області невисокого тиску використовують емпіричну формулу Ашворта:

$$\lg \frac{P}{101,3} = 2,68 \left[ 1 - \frac{f(t)}{f(t_0)} \right], \quad (2.13)$$

де  $t_0$  – середня температура ( $^{\circ}\text{C}$ ) кипіння фракції при  $p = 101,3$  кПа;

$P$  – тиск насиченої пари (кПа) фракції при будь-якій температурі  $t$  ( $^{\circ}\text{C}$ );

$f(t)$  та  $f(t_0)$  – функції температур, які визначаються в залежності від  $t$  і  $t_0$  по таблиці 2.1.

Таблиця 2.1– Залежності функції температур від температур для вузьких нафтових фракцій

$t, ^{\circ}\text{C}$	$f$	$t, ^{\circ}\text{C}$	$f$	$t, ^{\circ}\text{C}$	$f$	$t, ^{\circ}\text{C}$	$f$
-40	12,12	90	5,866	220	3,387	350	2,15
-30	11,36	100	5,595	230	3,263	360	2,082
-20	10,67	110	5,343	240	3,144	370	2,015
-10	10,03	120	5,107	250	3,031	380	1,952
0	9,448	130	4,885	260	2,924	390	1,891
10	8,914	140	4,677	270	2,821	400	1,832
20	8,421	150	4,48	280	2,724	410	1,776
30	7,967	160	4,297	290	2,63	420	1,721
40	7,548	170	4,124	300	2,542	430	1,668
50	7,16	180	3,959	310	2,456	440	1,618
60	6,8	190	3,804	320	2,375	450	1,569
70	6,466	200	3,658	330	2,297	460	1,521
80	6,155	210	3,519	340	2,222	470	1,476

Для перерахунку температур кипіння вузьких нафтових фракцій з одного тиску на інший можна використовувати номограму, рисунок 2.2.

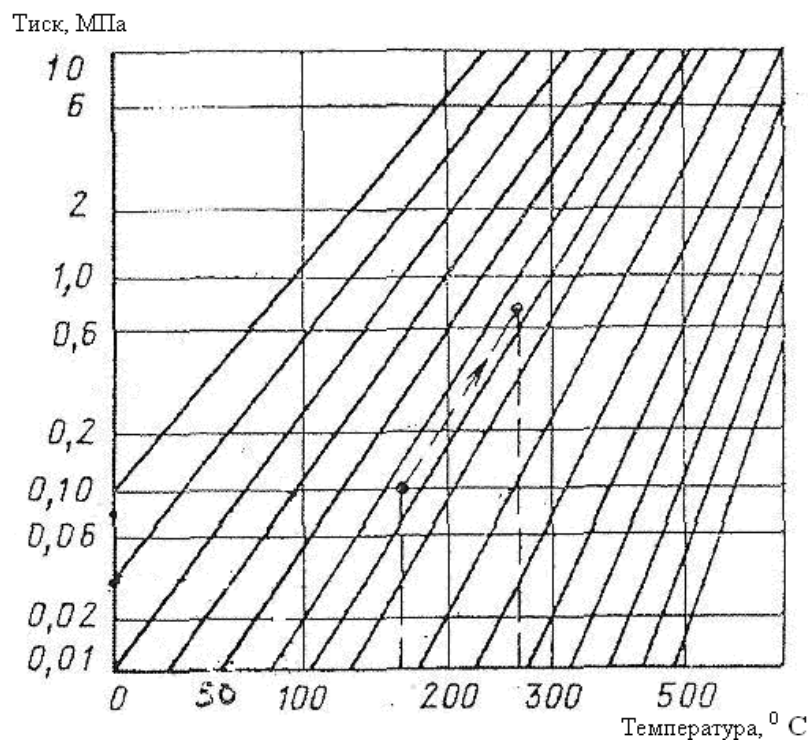


Рисунок 2.2 – Номограма для перерахунку температур кипіння вузьких нафтових фракцій з одного тиску на інший

## 2.5 Визначення питомої теплоємності

Для розрахунку питомої теплоємності рідких нафтопродуктів в температурних межах від 0 до 400 °С наводимо емпіричну формулу Крега, кДж/(кг·К):

$$c = \frac{1,687 + 0,00339t}{\sqrt{\rho_{15}^{15}}}, \quad (2.14)$$

Формула Бальке и Кі для дійсної питомої теплоємності парів парафіністих нафтопродуктів при постійному тиску, близькому до атмосферного, кДж/(кг·К):

$$c = \frac{4 - \rho_{15}^{15}}{1541} (1,8t + 702), \quad (2.15)$$

## 2.6 Визначення ентальпії

Для рідких та пароподібних нафтових фракцій умовно прийнято, що їх ентальпія при 0 °С дорівнює нулю.

Для рідких нафтових фракцій залежність питомої ентальпії від температури ( $t$ , °С) описується емпіричною формулою Крега, кДж/кг:

$$i = \frac{1,687t + 0,0017t^2}{\sqrt{\rho_{15}^{15}}}. \quad (2.16)$$

Для нафтових фракцій в пароподібному стані і тиску, близькому до атмосферного, питому ентальпію зазвичай розраховують за формулою Уіра та Іттона, кДж/кг:

$$I = (210,3 + 0,456t + 0,00058t^2)(4 - \rho_{15}^{15}) - 309 \quad (2.17)$$

## 2.7 Визначення теплопровідності

Емпірична формула для теплопровідності рідких нафтових фракцій за Крегом має вигляд, Вт/(м·К):

$$\lambda = \frac{0,422 - 0,000228t}{\rho_{15}^{15}}. \quad (2.18)$$

Теплопровідність газів та пари при помірному тиску залежить практично тільки від температури. За Ейкеном, Вт/(м·К):

$$\lambda = (2,25 - 1,25/k)c_p\mu, \quad (2.19)$$

де  $k=c_p/c_v$  – показник адіабати;

$c_p$  – теплоємність при постійному тиску, Дж/(кг·К);

$c_v$  – теплоємність при сталому об'ємі, Дж/(кг·К);

$\mu$  – динамічна в'язкість, Па·с.

Бретшнайдер наводить методику та приклад наближеного розрахунку теплопровідності газів при будь-якій температурі, за однією відомою точкою:

$$\frac{\lambda}{\lambda_1} = \left( \frac{T_1}{T_2} \right)^{1.8}, \quad (2.21)$$

де  $\lambda$  та  $\lambda_1$  – коефіцієнти теплопровідності.

Для наближеного розрахунку теплопровідності асоційованих рідин використовується формула Вебера, Вт/(м·К):

$$\lambda = 3,583 \cdot 10^{-8} c_p \sqrt[3]{\rho/M}. \quad (2.22)$$

### 3 ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКІВ ТЕПЛОБМІННИКІВ

**Приклад 1.** Визначити основні розміри кип'ятильника. Склад суміші газів наведено у таблиці 3.2. Тиск суміші  $P=1,4$  МПа, температура суміші на вході,  $t_1'=375$  К, температура суміші на виході,  $t_2'=383$  К, температура водяної пари  $t_1=443$  К, зовнішній діаметр трубки,  $d=0,025$  м.

Схема кип'ятильника зображена на рисунку 3.1.

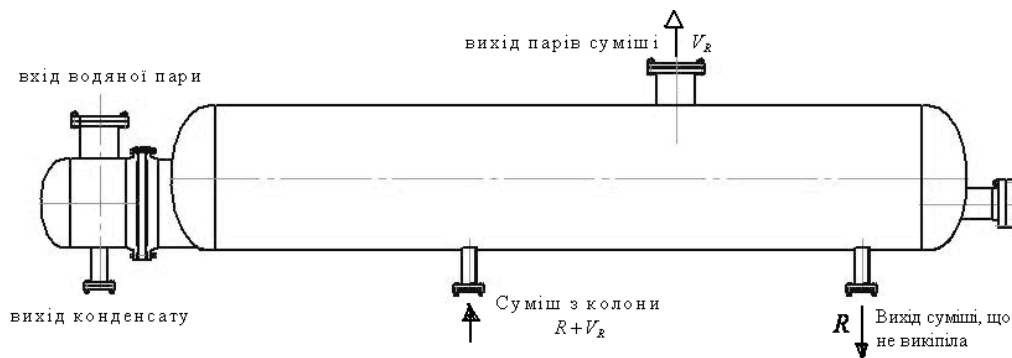


Рисунок 3.1 – Схема кип'ятильника

Таблиця 3.2 – Склад суміші газів

Потік	Позначення на рисунку 3.1	Склад		Т, К
		компоненти	Мольна доля С	
1	2	3	4	5
Флегма з колони в кип'ятильник	$R+V_R$	$C_3H_8$	0,081	375
		$C_4H_{10}$	0,718	
		$C_5H_{12}$	0,199	
Нижній продукт колони	$R$	$C_3H_8$	0,040	383
		$C_4H_{10}$	0,6726	
		$C_5H_{12}$	0,2873	
Пари з кип'ятильника в колону	$V_R$	$C_3H_8$	0,11	383
		$C_4H_{10}$	0,749	
		$C_5H_{12}$	0,139	



Методика проведення даного розрахунку складена згідно [16].

### Розв'язок.

Теплове навантаження теплообмінника.

Ця величина визначається з рівняння теплового балансу теплообмінника:

$$(R + V_R) q_{T_1}^p + Q_p' = R \cdot q_{T_2}^p + V_R q_{T_2}^n,$$

де  $Q_p'$  — витрати теплоти у теплообміннику (теплове навантаження),

кДж на 100 кмоль сировини;

$R$  та  $V_R$  — кількість потоків, кмоль на 100 кмоль сировини (таблиця 3.2);

$q_{T_1}^p$ ,  $q_{T_2}^p$ ,  $q_{T_2}^n$  — ентальпії потоків при відповідних температурах

кДж/кмоль.

Попередньо знайдемо середні молекулярні маси потоків (таблиця 3.2):

$$M_{R+V_R} = M_{C_3H_8} \cdot C_{C_3H_8} + M_{C_4H_{10}} \cdot C_{C_4H_{10}} + M_{C_5H_{12}} \cdot C_{C_5H_{12}} =$$

$$44 \cdot 0,081 + 58 \cdot 0,718 + 72 \cdot 0,199 = 59,54$$

$$M_R = 44 \cdot 0,040 + 58 \cdot 0,6726 + 72 \cdot 0,2873 = 61,46.$$

$$M_{V_R} = 44 \cdot 0,11 + 58 \cdot 0,749 + 72 \cdot 0,139 = 58,29.$$

По графіку знаходимо ентальпію потоків:

$$q_{T_1}^p = q_{375}^p = (8 \cdot 4,187) \cdot 59,6 = 24436 \text{ кДж/кмоль},$$

$$q_{T_2}^p = q_{383}^p = (02 \cdot 4,187) \cdot 61,46 = 26248 \text{ кДж/кмоль}.$$

$$q_{T_2}^n = q_{383}^n = (61 \cdot 4,187) \cdot 58,73 = 39300 \text{ кДж/кмоль}.$$

Тоді:

$$Q_p' = 86,46 \cdot 33453 + 66,26 \cdot 26248 - 150 \cdot 18644 = 1,75 \cdot 10^6 \text{ кДж на 100 кмоль сировини}.$$

Число молів сировини, що подається до колони:

$$G_1 = \frac{G}{M_c} = \frac{10000}{55} = 182 \text{ кмоль/год}.$$

Годинна витрата теплоти у випарнику:

$$Q_p = Q_p' \frac{G_1}{100} = 1,75 \cdot 10^6 \frac{182}{100} = 886 \text{ кВт}.$$

Витрати гріючої пари

В якості гарячого теплоносія у теплообміннику використовується водяна пара.

Суміш газів, яка поступає у теплообмінник, нагрівається від  $T_1 = 375$  К до  $T_2 = 383$  К і частково випарюється за рахунок теплоти конденсації водяної пари. На основі даних промислової експлуатації аналогічних випарників і з метою забезпечення достатнього температурного напору при теплопередачі від водяної пари, що конденсується. Схема відгінної до киплячої суміші газів приймаємо частини колони наступні параметри гріючої пари: тиск  $P = 758 \cdot 10^3$  Па; температура  $T'_s = 443$  К; теплота конденсації  $r = 2049,5$  кДж/кг.

Витрати пари визначимо з наступної рівності:

$$z = \frac{Q_p}{r\eta_T},$$

де  $Z$  — витрати гріючої пари, кг/год;

$\eta_T$  — коефіцієнт утримання теплоти.

З урахуванням коефіцієнта утримання теплоти ( в середньому для теплообмінників  $\eta_T = 0,95$  ) отримаємо:

$$Z = \frac{886 \cdot 10^3 \cdot 3,6}{2049,5 \cdot 0,95} = 1640 \text{ кг/год} = 0,46 \text{ кг/с.}$$

Температурний напір по поверхні нагріву теплообмінника

Температура гарячого теплоносія — водяної пари що конденсується — залишається незмінною і рівною  $T'_s = 443$  К. Відповідно, температурний напір у теплообміннику буде однаковий по всій його поверхні і рівним

$$\Delta T = T'_s - T_2 = 443 - 383 = 60 \text{ К.}$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку киплячої суміші газів.

Для бульбашкового режиму кипіння у великому об'ємі  $\alpha_2$  [в Вт/(м<sup>2</sup>·К)]

можна визначити з наступної залежності, запропонованої Кружилінім:

$$\alpha_2 = 7,77 \cdot 10^{-2} \left( \frac{\rho_n r}{\rho_p - \rho_n} \right)^{0,033} \left( \frac{\rho_p}{\sigma} \right)^{0,33} \frac{\lambda_p^{0,75}}{\mu_p^{0,45} c_{p_p}^{0,12} T_s^{0,37}} \cdot q^{0,7},$$

де  $\rho_n, \rho_p$  — відповідно густини парової і рідинної фаз, кг/м<sup>3</sup>;

$r$  — теплота пароутворення, Дж/кг;

$\sigma$  — поверхневий натяг на границі розділу між рідиною і паром, Н/м або кг/с<sup>2</sup>;

$\lambda_p$  — теплопровідність рідини, Вт/(м·К);

$\mu_p$  — коефіцієнт динамічної в'язкості рідини, Па·с;

$c_{p_p}$  — теплоємність рідини, Дж/(кг·К);

$T_s$  — температура кипіння флегми, К;

$q$  — теплонапруження поверхні нагріву, Вт/м<sup>2</sup>.

Всі фізичні параметри в формулі визначаються при температурі кипіння флегми  $T_s = T_2 = 383$  К.

Густину парової фази визначимо з рівняння Менделєєва - Клапейрона:

$$\rho_n = \rho_0 \frac{T_0}{T_s} \cdot \frac{\pi}{\pi_0},$$

де  $\rho_0$  — густина пари при нормальних умовах, кг/м<sup>3</sup>;

$\pi = 1,396 \cdot 10^6$  Па — тиск у випарнику;

$$\pi_0 = 98,1 \cdot 10^3 \text{ Па.}$$

Маємо:

$$\rho_0 = \frac{M_{V_R}}{22,4} = \frac{58,3}{22,4} = 2,6 \text{ кг/м}^3.$$

Після підстановки всіх величин у формулу отримаємо:

$$\rho_n = 2,6 \frac{273}{383} \cdot \frac{1,396 \cdot 10^6}{98,1 \cdot 10^3} = 26 \text{ кг/м}^3.$$

Відносну густину рідини (залишку) можна визначити за формулою Мамедова:

$$\rho_{277}^{293} = \frac{0,590M_R - 6,479}{0,693M_R + 7,581},$$

де  $M_R = 61,46$  (визначена вище).

Отримаємо:

$$\rho_{277}^{293} = \frac{0,590 \cdot 61,46 - 6,479}{0,693 \cdot 61,46 + 7,581} = 0,6.$$

Після цього за відомими формулами або графікам неважко визначити густину залишку при температурах:

$$T_2 = 383 \text{ К} \quad \rho_{\text{ж}} \text{ кг/м}^3,$$

$$T = 288 \text{ К} \quad \rho_p = 0,602 \text{ кг/м}^3.$$

Теплоту пароутворення знайдемо як різницю ентальпій парової і рідинної фаз:

$$r = q_{T_2}^{\text{п'}} - q_{T_2}^{\text{р'}} = 674 - 427 = 247 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}.$$

Поверхневий натяг (в Н/м) на межі розділу пара–рідина визначимо за формулою Етвіша:

$$\sigma = \frac{21,2 \cdot 10^{-6}}{\left(\frac{M}{\rho_p}\right)^{2/3}} \left( T_{\text{кр}} - T_s - \delta \right),$$

де  $M = M_R = 61,46$  – середня молекулярна маса залишку;

$\rho_p = 528 \text{ кг/м}^3$  – густина залишку при температурі  $T_2 = 383 \text{ К}$ ;

$T_{\text{кр}}$  – критична температура залишку, К;

$\delta$  – постійна, рівна 7 К.

Знайдемо псевдокритичну температуру залишку по критичним температурам компонентів і їх мольним долям в залишку:

Значення  $x_1, x_2, x_3$  – мольних долей компонентів в залишку наведені в таблиці 3.2.

$$T_{\text{кр}} = T_{\text{кр}1} \cdot x_1 + T_{\text{кр}2} \cdot x_2 + T_{\text{кр}3} \cdot x_3 = 0,04 \cdot 368,6 + 0,6726 \cdot 426 + 0,2873 \cdot 470,2 \text{ К}.$$

Підставляючи знайдені величини у формулу Етвіша, отримаємо:

$$\sigma = \frac{21,2 \cdot 10^{-6}}{\left(\frac{61,46}{528}\right)^{2/3}} \left( 36,4 - 383 - 7 \right) = 4,13 \cdot 10^{-3} \text{ Н/м}.$$

Коефіцієнт теплопровідності рідини (залишку) обчислимо за формулою:

$$\lambda_p = \frac{0,1346}{\rho_{288}^{288}} \left( -0,00047 \cdot T_2 \right) = \frac{0,1346}{0,602} \left( -0,00047 \cdot 383 \right) = 0,182 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Коефіцієнт динамічної в'язкості рідини (залишку) як для суміші неасоційованих рідин можна визначити за формулою:

$$\lg \mu_s = x_1' \lg \mu_1 + x_2' \lg \mu_2 + x_3' \lg \mu_3,$$

де  $\mu_1, \mu_2, \mu_3$  — коефіцієнти динамічної в'язкості компонентів рідини (залишку).

Попередньо знайдемо для кожного з компонентів залишку значення  $\mu$  при 383 К.

Для пропану ( $C_3H_8$ ) при двох доволіно взятих температурах:

$$T' = 320 \text{ К} \quad \mu' = 8 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81 = 78,5 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с},$$

$$T'' = 340 \text{ К} \quad \mu'' = 7 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81 = 68,6 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}.$$

Для подальших розрахунків використаємо формулу:

$$\lg \frac{\mu'}{\mu''} = C \left( \frac{1}{T'} - \frac{1}{T''} \right).$$

де  $C$  — деяка постійна величина, яку легко можна знайти із цієї залежності:

$$C = \frac{T' T'' \lg \frac{\mu'}{\mu''}}{T'' - T'} = \frac{320 \cdot 340 \lg \frac{78,5 \cdot 10^{-6}}{68,6 \cdot 10^{-6}}}{340 - 320} = 315.$$

Користуючись цією ж формулою, визначимо  $\mu_1$  при  $T_2 = 383$  К:

$$\lg \frac{78,5 \cdot 10^{-6}}{\mu_1} = 315 \left( \frac{1}{320} - \frac{1}{383} \right) = 0,162,$$

звідки  $\mu_1 = 54 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$ .

З того ж графіка [16 с. 482] маємо для бутану ( $C_4H_{10}$ ):

$$\text{при } 290 \text{ К} \quad \mu' = 18 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81 = 176,5 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с},$$

$$\text{при } 310 \text{ К} \quad \mu'' = 15 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81 = 147 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с},$$

Розрахунки, аналогічно зроблені для пропану, дають:

$$C = 366 \quad \mu_2 = 8,1 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81 = 89,3 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с},$$

Для пентану ( $C_5H_{12}$ ) отримаємо:

$$\text{при } 290 \text{ К} \quad \mu' = 24 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81 = 235 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с},$$

$$\text{при } 308 \text{ К} \quad \mu'' = 20 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81 = 196 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с},$$

$$C = 390 \quad \mu''' = 11,3 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81 = 111 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}.$$

Тепер за формулою, наведеною вище, знайдемо коефіцієнт динамічної в'язкості для рідкого залишку у випарнику при  $T_2 = 383$  К:

$$\lg \mu_s = 0,04 \lg 54 \cdot 10^{-6} + 0,655 \lg 89,3 \cdot 10^{-6} + 0,295 \lg 111 \cdot 10^{-6}.$$

Звідки:

$$\mu_s = 92,7 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}.$$

Теплоємність рідкої фази знайдемо по формулі:

$$c_{p_p} = \frac{1}{\sqrt{\rho_{288}^{288}}} 0,762 + 0,0034T_2 = \frac{1}{\sqrt{0,602}} 0,762 + 0,0034 \cdot 383 = 2662 \text{ Дж}/(\text{г}\cdot\text{К}).$$

г·К).

Підставляючи всі знайдені вище значення в формулу для  $\alpha_2$ , отримаємо:

$$\alpha_2 = 7,77 \cdot 10^{-2} \left( \frac{20 \cdot 247 \cdot 10^3}{528 - 28} \right)^{0,033} \left( \frac{528}{4,15 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,33} \frac{0,182^{0,175}}{92,7 \cdot 10^{-6} \cdot 0,45^{0,45} \cdot 2662^{0,12} \cdot 383^{0,37}} \times q^{0,7} = 12,88q^{0,7}$$

Таким чином, в залежності від теплонапруги поверхні нагріву випарника коефіцієнт тепловіддачі [в Вт/ (м<sup>2</sup>·К)] з боку флегми буде виражатися формулою:

$$\alpha_2 = 12,82q^{0,7}.$$

Вище, при визначенні значення коефіцієнта тепловіддачі за рідку фазу приймається залишок  $R$ , а не суміш газів  $(V_R + R)$ , так як при температурі у випарнику  $T_2 = 383 \text{ К}$  саме залишок  $R$  знаходиться в рівновазі з парою  $V_R$ .

Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_1$  з боку водяної пари що конденсується

Для випадку конденсації водяної пари всередині горизонтальних труб запропоновано рівняння :

$$Nu = c \cdot Re_k^{0,5} \Pi_\sigma^{0,3} \Pi_\gamma^{0,3} \left( \frac{l}{d_e} \right)^{0,33},$$

яке в робочому вигляді записується так:

$$\alpha_1 = 1,36A \cdot q^{0,5} l^{0,35} d_e^{-0,25},$$

де  $A = \varphi \cdot c_{cp}$  — коефіцієнт, який залежить від середньої температури конденсату і визначається з графіка або залежності:  $A = -0,0333 \cdot T_{cp} + 20,833$ ;  $q$  —

теплова напруга поверхні нагріву випарника, Вт/м<sup>2</sup>;  $l$  – довжина труби, м;  $d_6$  – внутрішній діаметр труби, м.

Середня температура конденсату рівна:

$$T_{cp} = 0,5(T'_s + T_{\omega 1}).$$

де  $T'_s$  – температура насиченої пари, К;  $T_{\omega 1}$  – температура стінки з боку пари що конденсується, К.

Температура  $T_{\omega 1}$ , як правило, мало відрізняється від  $T'_s$ , тому без великої похибки можна приймати  $T_{cp} \approx T'_s \approx T_{\omega 1}$ .

При  $T_{cp} = 443$  К  $A = 6,2$ . Тоді

$$\alpha_1 = 1,36 \cdot 6,2q^{0,5} 6^{0,35} 0,02^{-0,25} = 42q^{0,5} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт теплопередачі

З урахуванням опору стінки і забруднення її з обох поверхонь коефіцієнт теплопередачі визначимо з рівняння:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

де  $\delta_{cm} = 0,0025$  м – товщина стінки труби;

$\lambda_{cm} = 33,53$  Вт/(м·К) – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки труби;

$\frac{\delta_1}{\lambda_1} = 0,000215$  (м<sup>2</sup>·К)/Вт – тепловий опір – приймається як середнє значення для

водяної пари і м'якої води;

$\frac{\delta_2}{\lambda_2} = 0,0006$  (м<sup>2</sup>·К)/Вт – тепловий опір забруднення зовнішньої поверхні труби, –

приймається як для світлого нафтопродукту.

Тоді:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{0,0025}{33,53} + 0,000215 + 0,0006 + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + 0,00089}.$$

Так як  $\alpha_1$  та  $\alpha_2$  є функціями теплонапруги  $q$ , величина якої невідома, то розрахунок  $k$  проводимо методом поступового наближення. Приймаємо різні

значення  $q$  і для кожного з них знаходимо  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $k$  та  $\Delta T_{cp}$ . Результати розрахунку зводимо до таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Результати розрахунку

Величини	Результати розрахунків		
	1	2	3
$q$ , Вт/м <sup>2</sup> (приймається)	30000	50000	70000
$\alpha_1 = 42q^{0.5}$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	7266	9408	11088
$\alpha_2 = 4,24q^{0.7}$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	5766	8226	10473
$k$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	833	895	930
$\Delta T_{cp} = \frac{q}{k}$ , К	36	56	75

Будуємо графік залежності  $\Delta T_{cp} = F(q)$  (рисунок 3.2), вибираємо за необхідною різницею  $\Delta T_{cp} = 60\text{К}$  величину теплового навантаження  $q$ . після чого визначаємо поверхню теплообміну кип'ятильника.

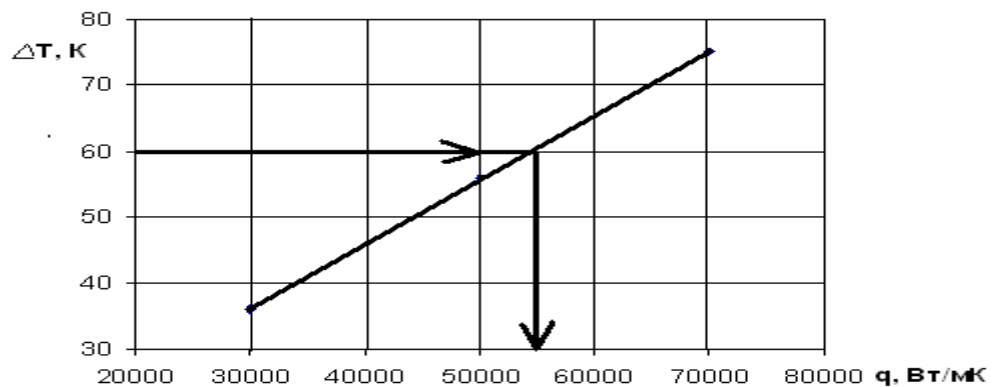


Рисунок 3.2 – Залежність  $\Delta T_{cp}$  від  $q$

Розрахункова поверхня теплообміну:

$$F_p = \frac{Q_p}{q} = \frac{886000}{59000} = 15 \text{ м}^2.$$



Приймаємо теплообмінник з діаметром корпусу 500 мм. Цей апарат має поверхню теплообміну  $F_p = 15 \text{ м}^2$ , трубний пучок з 32 трубок діаметром 0,025 мм та довжиною 2,5 м.

Температура на внутрішній поверхні труби

Температура  $T_s = 443 \text{ К}$ ,

$$\alpha_1 = 42 * q^{0.5} = 42 * (4.5 * 10^3)^{0.5} = 9828 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}),$$

$$\frac{\delta_1}{\lambda_1} = 0.000215 \text{ (м}^2 \text{ К)}/\text{Вт}.$$

$$\text{Звідки: } T_{w1} = 443 - 54.5 * 10^3 \left( \frac{1}{9825} + 0.000215 \right) \approx 425 \text{ К},$$

Тому середня різниця температур конденсату  $T_{cp} = 0.5(443 + 427) = 435 \text{ К}$ . При визначенні коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha_1$  значення  $A$  було взято при температурі  $T_s = 443 \text{ К}$ . Тобто  $T_{cp} < T_s$  на 2%, що знаходиться у межах технічного розрахунку.

Висновок: приймаємо кип'ятильник з діаметром 0,5 м, поверхню теплообміну  $F_p = 15 \text{ м}^2$ , трубний пучок з 32 трубок діаметром 0,025 мм та довжиною 2,5 м.

**Приклад 2.** Визначити площу поверхні теплообміну та вибрати нормалізовану конструкцію теплообмінного апарата, яка задовольняє заданим технологічним умовам. Схема теплообмінника представлена на рисунку 3.3.

Вихідні данні: витрати гідроокису літію  $G_2 = 4,0 \text{ кг/с}$ ; початкова температура гідроокису літію  $T_2'' = 298 \text{ К}$ ; кінцева температура гідроокису літію  $T_2' = 320 \text{ К}$ ; початкова температура води  $T_1' = 268 \text{ К}$ ; кінцева температура води  $T_1'' = 340 \text{ К}$ .

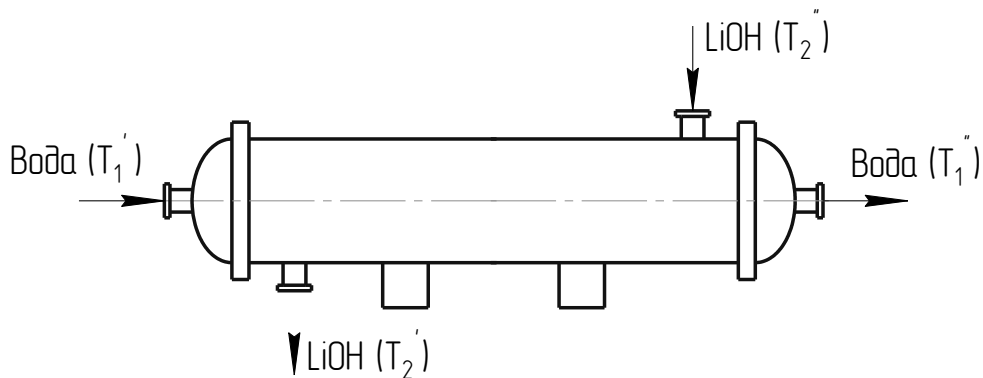


Рисунок.3.3 – Розрахункова схема теплообмінника

### Розв'язок.

Розрахунок здійснюємо за методикою, викладеною в [15].

Більша різниця температур на кінцях теплообмінника:

$$\Delta T_{\theta} = T_1' - T_2'' = 363 - 298 = 65 \text{ К}$$

Менша різниця температур на кінцях теплообмінника:

$$\Delta T_{\text{м}} = T_1'' - T_2' = 341 - 323 = 18 \text{ К}$$

де  $\varepsilon_{\Delta t}$  – поправочний коефіцієнт для змішаного току,  $\varepsilon_{\Delta t} = 0,86$  [13].

Середньо логарифмічна різниця температур дорівнює:

$$\Delta T_c = \frac{\Delta T_{\theta} - \Delta T_{\text{м}}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{\theta}}{\Delta T_{\text{м}}}\right)} \varepsilon_{\Delta t} = \frac{65 - 18}{\ln\left(\frac{65}{18}\right)} 0,86 = 31,55 \text{ К}$$

Середня температура води визначається так:

$$T_{c1} = \frac{T_1' + T_1''}{2} = \frac{363 + 341}{2} = 352 \text{ К}$$

Тоді середня температура гідроксиду літію дорівнює:

$$T_{c2} = T_{c1} - \Delta T_c = 352 - 31,55 = 320,45 \text{ К}$$

За цією температурою знаходять теплофізичні властивості гідроксиду літію: теплоємність  $c_2$ ,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ ; кінематична в'язкість  $\nu_2$ ,  $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$ .

Теплове навантаження  $Q$  визначається з рівнянь теплового балансу теплообмінника:

Кількість теплоти, яку віддає гідроксид літію при нагріванні, дорівнює:

$$Q = 1,05 G_2 c_2 (T_2' - T_2'') = 1,05 \cdot 3,8 \cdot 4230 \cdot 323 - 298 = 421942 \text{ Вт},$$

де  $c_2$  – питома теплоємність при середній температурі гідроксиду літію,  $c_2=4230$  Дж/(кг·К).

Тоді загальна витрата води:

$$G_1 = \frac{Q}{c_1 T_1' - T_1''} = \frac{421942}{4190 \cdot 363 - 341} = 4,58 \text{ кг/с}.$$

де  $c_1$  – теплоємність води при середній температурі,  $c_1 = 4190$  Дж/(кг·К).

Об'ємна витрата води:

$$V_1 = \frac{G_1}{\rho_1} = \frac{4,58}{972,6} = 0,0047 \text{ м}^3/\text{с}$$

де  $\rho_1$  – густина води при середній температурі,  $\rho_1 = 972,6$  кг/м<sup>3</sup>

Орієнтовно визначаємо максимальну величину площі теплообміну. Приймаємо мінімальне значення коефіцієнта тепловіддачі як для теплообміну

від рідини до рідини:  $K_{\min} = 120 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$

При цьому:

$$F_{\max} = \frac{Q}{K_{\min} \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = 111,4 \text{ м}^2.$$

Режим течії рідини в трубах може бути ламінарним, перехідним та турбулентним. Ламінарна течія характеризується низькою інтенсивністю тепловіддачі, для перехідного режиму відсутні надійні розрахункові залежності, оскільки течія рідини в цьому випадку є нестабільною. Тому для стійкої роботи теплообмінник повинен працювати при турбулентному русі рідини ( $Re > 10000$ ).

Попередньо приймаємо критерій Рейнольдса,  $Re' = 10000$ .

Швидкість води в трубному просторі визначається за формулою:

$$W_1' = \frac{10000 \mu_1}{d_g \rho_1} = \frac{10000 \cdot 360,1 \cdot 10^{-6}}{0,021 \cdot 972,6} = 0,176 \text{ м/с}.$$

де  $\mu_1$  – динамічна в'язкість води,  $\mu_1 = 360,1 \cdot 10^{-6}$  Па·с;

$d_g$  – внутрішній діаметр теплообмінних труб,  $d_g = 0,021$  м;

$\rho_1$  – густина води при середній температурі,  $\rho_1 = 972,6$  кг/м<sup>3</sup>.

Розрахункова кількість труб з діаметром  $25 \times 2$  мм, що будуть забезпечувати об'ємну витрату води при  $Re' = 10000$ :

$$n_1' = \frac{V_1}{0,785 d_1^2 W_1'} = \frac{0,0047}{0,785 \cdot 0,021^2 \cdot 0,176} = 77,14.$$

Вибираємо за [15] теплообмінник з наступними параметрами:

внутрішній діаметр кожуха, м, $D_{вн}$	0,325;
кількість труб, $n$	61;
кількість ходів, $z$	1;
довжина труб, м, $L$	6;
площа поверхні теплообміну, $m^2$ , $F$	19;
зовнішній діаметр теплообмінних труб, м, $d_3$	0,025;
внутрішній діаметр теплообмінних труб, м, $d_8$	0,021.

Уточнюємо значення швидкості в трубному просторі:

$$W_1 = W_1' \cdot \frac{n_1'}{n} = 0,176 \cdot \frac{77,14}{61} = 0,22 \text{ м/с}.$$

Уточнюємо значення критерію Рейнольдса:

$$Re_1 = 10000 \frac{n_1'}{n} = 10000 \frac{77,14}{61} = 12645,9.$$

Комплекс  $A_1$  знаходиться за формулою:

$$A_1 = \frac{K}{\alpha_1}.$$

Для першої ітерації цими величинами необхідно задатися.

Температуру стінок труби з боку води визначаємо методом послідовних наближень за формулами:

$$T_{cm1} = T_{c1} + A_1 \Delta T_c = 352 + 0,5 \cdot 31,55 = 367,775 \text{ К},$$

де  $A_1$  – комплекс, приймаємо  $A_1 = 0,5$ .

Критерій Прандтля для води при середній температурі:

$$Pr_1 = \frac{c_1 \mu_1}{\lambda_1} = \frac{4190 \cdot 360,1 \cdot 10^{-6}}{66,87 \cdot 10^{-2}} = 2,256.$$

де  $\lambda_1$  – коефіцієнт теплопровідності води при середній температурі,

$$\lambda_1 = 66,87 \cdot 10^{-2} \frac{Вт}{м \cdot К}$$

При тепловіддачі при розвиненому турбулентному русі в прямих каналах та трубах застосовується розрахункова формула для знаходження критерія Нуссельта:

$$\begin{aligned} Nu_1 &= 0,021 \cdot \varepsilon_l \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_1}{Pr_{cm.1}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 1 \cdot 12645,9 \cdot 2,256^{0,43} \cdot \left( \frac{2,256}{2,84} \right)^{0,25} = 53,8 \end{aligned}$$

де  $Pr_1$  – критерій Прандтля,  $Pr_1=2,256$ ; [15]

$Pr_{cm}$  – критерій Прандтля визначений при температурі стінки труби,  $Pr_{cm}=2,84$  [6];

$\varepsilon_l$  – поправочний коефіцієнт, який враховує вплив на  $\alpha$  відношення довжини труби  $l$  до її діаметра  $d$ ,  $\varepsilon_l=1$  [15].

Тоді коефіцієнт тепловіддачі при течії води в трубному просторі визначиться:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \lambda_1}{d_1} = \frac{53,8 \cdot 66,87 \cdot 10^{-2}}{0,021} = 1713 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

Міжтрубний простір. Розмір стрілки сегмента:

$$b = \frac{D_{\text{вн}}}{2} - h_1 = \frac{325}{2} - 55 = 107,5 \text{ мм}$$

де  $h_1$  - відстань від діагоналі до хорди сегмента,  $h_1=0,05$  м.

Відстань між перегородками:

$$\begin{aligned} l &= \frac{b}{1,415\psi} = \frac{107,5}{1,415 \cdot 0,485} = 156,6 \text{ мм} \\ \psi &= \frac{1 - \left( \frac{d}{t} \right)}{1 - 0,9 \left( \frac{d}{t} \right)^2} = \frac{1 - \left( \frac{25}{32} \right)}{1 - 0,9 \left( \frac{25}{32} \right)^2} = 0,485 \end{aligned}$$

де  $\psi$  – коефіцієнт, який залежить від зовнішнього діаметра  $d_3$  та кроку  $t$  труб.

$t$  - крок між теплообмінними трубами,  $t = 0,032$  м.

Швидкість руху гідрооксиду літію в міжтрубному просторі визначається за формулою:

$$W_2 = \frac{V_2}{S_{с.ж.}} = \frac{0,00246}{1,4 \cdot 10^{-2}} = 0,1757 \text{ м/с}$$

де  $S_{с.п.}$  – площа прохідного перерізу міжтрубного простору  $S_{с.п.} = 0,014 \text{ м}^2$  [15].

Для стандартних теплообмінників в стандартах наведені площі прохідних перерізів, залежно від діаметру апарата.

Критерій Рейнольдса в цьому випадку знаходиться за формулою:

$$Re_2 = \frac{\omega_2 d_2 \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,1757 \cdot 0,025 \cdot 1634}{0,38 \cdot 10^{-3}} = 18887$$

де  $\rho_2$  – густина гідрооксиду літію при середній температурі,  $\rho_2 = 1634 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$  [15];

$\mu_2$  – динамічна в'язкість гідрооксиду літію при середній температурі,

$$\mu_2 = 4,91 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с} [15].$$

Для випадку поперечного обтікання пучка гладких труб розрахункова формула вибирається залежно від значення критерію Рейнольдса.

Комплекс  $A_2$  знаходиться за формулою:

$$A_2 = \frac{K}{\alpha_2}.$$

Для першої ітерації цими величинами необхідно задатися.

Температуру стінок труби з боку гідрооксиду літію визначаємо методом послідовних наближень за формулами:

$$T_{ст2} = T_{с2} + A_2 \Delta T_c = 320,45 + 0,5 \cdot 31,55 = 336,225 \text{ К},$$

де  $A_1$  – комплекс, приймаємо  $A_1 = 0,5$ .

Критерій Прандтля для гідрооксиду літію при середній температурі:

$$Pr_2 = \frac{c_2 \mu_2}{\lambda_2} = \frac{4230 \cdot 0,38 \cdot 10^{-3}}{0,58} = 2,77$$

де  $\lambda_2$  – коефіцієнт теплопровідності гідрооксиду літію при середній температурі,  $\lambda_2 = 0,58 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ .

Розрахункова формула для знаходження критерія Нуссельта:

$$\begin{aligned} Nu_2 &= 0,4 \cdot Re_2^{0,6} \cdot Pr_2^{0,36} \cdot \left( \frac{Pr_2}{Pr_{cm,2}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_\varphi = \\ &= 0,4 \cdot 18887^{0,6} \cdot 2,77^{0,36} \cdot \left( \frac{2,77}{2,83} \right)^{0,25} \cdot 0,7 = 146 \end{aligned}$$

де  $Pr_{cm}$  – критерій Прантля визначений при температурі стінки труби,  $Pr_{cm} = 2,83$  [6];

$\varepsilon$  – коефіцієнт, який враховує обтікання труб,  $\varepsilon = 0,7$ .

Коефіцієнт тепловіддачі при течії гідрооксиду літію в міжтрубному просторі визначається:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d_2} = \frac{146 \cdot 0,58}{0,025} = 3387 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

де  $\lambda_2$  – коефіцієнт теплопровідності гідрооксиду літію при середній температурі,  $\lambda_2 = 0,58 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$  [8].

Коефіцієнт теплопередачі:

$$\begin{aligned} K &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \\ &= \frac{1}{\frac{1}{1713} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{3387}} = 833,3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \end{aligned}$$

де  $\delta$  – товщина стінки теплообмінної труби,  $\delta = 0,002$  м;

$\lambda_{cm}$  – теплопровідність матеріалу стінки труби,  $\lambda_{cm} = 46,5 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ .

Знаходимо питоме теплове навантаження:

$$q = K \Delta T_c = 833,3 \cdot 31,55 = 25290 \text{ Вт/м}^2$$

Після чого потрібно визначити відношення  $\left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}$  і знайти розбіжності

між розрахованими і попередньо прийнятими величинами:

Знаходимо середню зміну температури води:

$$\Delta t_1 = \frac{q}{\alpha_1} = \frac{26290}{3387} = 7,7^\circ C .$$

При цьому температура стінки:

$$t_{cm1} = 47,45 + 7,7 = 55,15^\circ C .$$

Критерій Прандтля для води:

$$Pr_{cm1} = \frac{c_1 \mu_1}{\lambda_1} = \frac{4236 \cdot 0,37 \cdot 10^{-3}}{0,56} = 2,8 .$$

Коефіцієнт тепловіддачі для води:

$$\alpha_1 = 3387 \left( \frac{0,99}{0,997} \right) = 3363 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К} .$$

Знаходимо середню зміну температури гідроксиду літію:

$$\Delta t_2 = \frac{q}{\alpha_2} = \frac{26290}{1713} = 15,3^\circ C$$

При цьому температура стінки:

$$t_{cm2} = 79 + 15,3 = 63,7^\circ C$$

Критерій Прандтля для гідроксиду літію:

$$Pr_{cm2} = \frac{c_2 \mu_2}{\lambda_2} = \frac{4184 \cdot 446,3 \cdot 10^{-6}}{66,2 \cdot 10^{-2}} = 2,82 .$$

Коефіцієнт тепловіддачі для гідроксиду літію:

$$\alpha_2 = 1713 \left( \frac{0,944}{0,945} \right) = 1711 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К} .$$

При цьому коефіцієнт теплопередачі дорівнює:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{3363} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{1711}} = 769,2 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К}$$

$$\varepsilon = \frac{833,3 - 769,2}{769,2} = 8,3\%$$

Розбіжність не повинна перевищувати 10%.

Знаходимо питоме теплове навантаження:

$$q = K \Delta T_c = 769,2 \cdot 31,55 = 24268 \text{ Вт} / \text{м}^2$$

Необхідну поверхню теплообміну розраховують із основного рівняння теплопередачі:



$$F_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta T_c} = \frac{421942}{24268} = 17,38 \text{ м}^2$$

Необхідна довжина труб визначається за формулою:

$$L = \frac{F}{\pi d_{cp} n \cdot z} = \frac{40,04}{3,14 \cdot 0,021 \cdot 49 \cdot 2} = 6,06 \text{ м.}$$

Поверхня теплообміну по середньому діаметру труб:

$$F = \pi d_{cp} L n = 3,14 \cdot 0,023 \cdot 4 \cdot 61 = 17,62 \text{ м}^2$$

де  $d_{cp}$  - діаметр теплообмінних труб по середньому діаметру,  $d_{cp} = 0,023 \text{ м}$ .

Потрібно знайти запас площі поверхні:

$$\Delta = \frac{F_c - F}{F} = \frac{17,62 - 17,38}{17,38} = 1,38\%$$

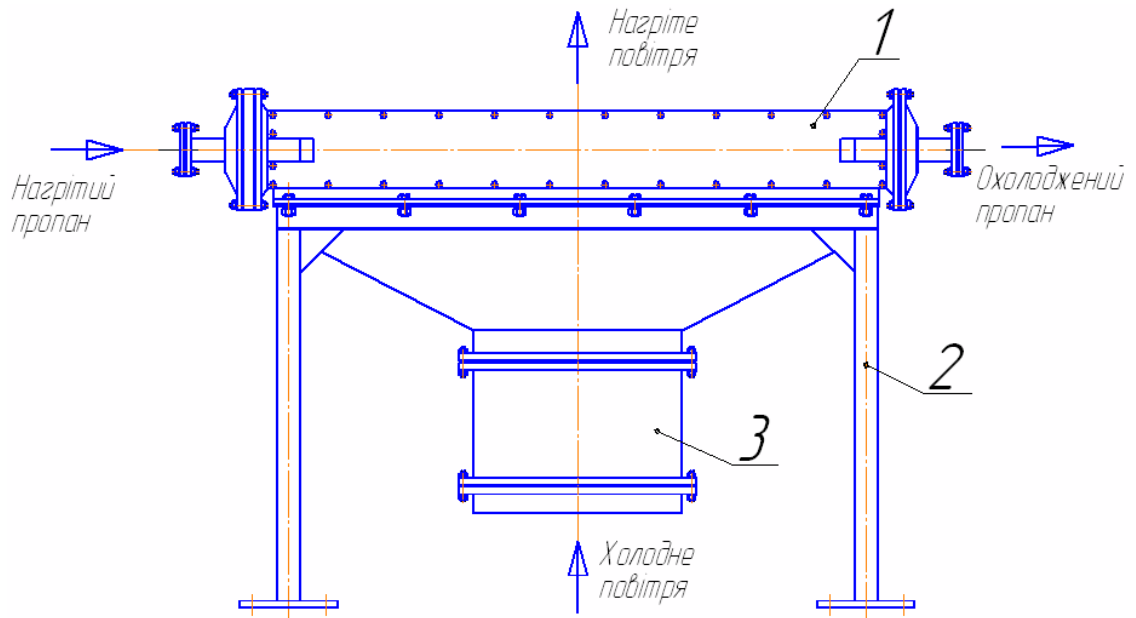
Запас площі теплообміну достатній.

Висновок: приймаємо одноходовий теплообмінник з такими розмірами:

поверхня теплообміну, м <sup>2</sup>	17,62;
діаметр, м	0,023;
довжина труб, м	6,06;
кількість труб	49;
зовнішній діаметр труб, м	0,025
внутрішній діаметр теплообмінних труб, м	0,021.

**Приклад 3.** Визначити основні розмірів холодильника повітряного охолодження. Склад суміші газів наведено у таблиці 3.3. Вихідні дані: кількість пропану  $G_1 = 0,92 \text{ кг/с}$ , що охолоджується; початкова температура пропану  $T_1' = 321 \text{ К}$ ; кінцева температура пропану  $T_1'' = 314 \text{ К}$ ; початкова температура повітря  $T_2' = 296 \text{ К}$ ; кінцева температура повітря  $T_2'' = 308 \text{ К}$ ; тиск в корпусі і трубах 1,6 МПа.

Схема холодильника повітряного охолодження зображена на рисунку 3.4.



1 – корпус в якому знаходяться теплообмінні труби,  
 2 – опора, 3 – корпус з вентилятором та приводом

Рисунок 3.4 – Холодильник повітряного охолодження

### Розв'язок.

Методика проведення даного розрахунку складена згідно норм [16].

Теплове навантаження холодильника

Теплове навантаження визначаємо за формулою:

$$Q_1 = G_1 (q_{T_1'}^p - q_{T_1''}^p)$$

де  $Q_1$  – кількість теплоти, від пропану, що віднімається в холодильнику, Вт;

$q_{T_1'}^p, q_{T_1''}^p$  – ентальпія пропану відповідно при температурі  $T_1' = 321$  К та

$T_1'' = 314$  К, яка визначається за формулою Крега:

$$q_T^p = \frac{1}{\sqrt{\rho_{288}^{288}}} (0,762T + 0,0017T^2 - 334,253)$$

де  $T$  – відповідна ( $T_1'$  та  $T_1''$ ) температура пропану;

$\rho_{288}^{288}$  – відносна густина пропану при 288 К.

Знаходимо:

$$q_{T_1'}^p = q_{321}^p = \frac{1}{\sqrt{1,58}} (0,762 \cdot 321 + 0,0017 \cdot 321^2 - 334,253) = 68 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$$

$$q_{T_1''}^p = q_{317}^p = \frac{1}{\sqrt{1,58}} (0,762 \cdot 314 + 0,0017 \cdot 314^2 - 334,253) = 57 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$$

$$Q_1 = G_1(q_{T_1'}^p - q_{T_1''}^p) = 3300 \cdot (68 - 57) = 36,3 \cdot 10^3 \text{ кДж/год} = 10,1 \text{ кВт}$$

Масові та об'ємні витрати повітря

З рівняння теплового балансу холодильника

$$G_1(q_{T_1'}^p - q_{T_1''}^p) = G_2(c_p''T_2'' - c_p'T_2')$$

знайдемо:

$$G_2 = \frac{G_1(q_{T_1'}^p - q_{T_1''}^p)}{c_p''T_2'' - c_p'T_2'} = \frac{Q_1}{c_p''T_2'' - c_p'T_2'} =$$

$$= \frac{36,3 \cdot 10^3}{1,008 \cdot 10^3 \cdot 308 - 1,005 \cdot 10^3 \cdot 296} = 2796,0 \text{ кг/год}$$

де  $G_2$  – кількість повітря, кг/год;

$c_p''$ ,  $c_p'$  – середні теплоємності (при постійному тиску) повітря відповідно при його кінцевій та початковій температурах, кДж/(кг·К).

Знайдемо густину повітря при його початковій температурі  $T_2' = 296 \text{ К}$  та барометричному тиску, рівному нормальному  $P_0 = 101308 \text{ Па}$ , з рівняння:

$$\rho_B = \frac{\rho_0 T_0}{T_2'} = \frac{1,293 \cdot 273}{296} = 1,19 \text{ кг/м}^3$$

де  $\rho_0$  – густина повітря при нормальних умовах, кг/м<sup>3</sup>.

Секундна розрахункова витрата повітря:

$$V_B = \frac{G_2}{3600 \rho_B} = \frac{2796}{3600 \cdot 1,19} = 0,65 \text{ м}^3/\text{с}$$

Для апарату, проектується вибираємо осьовий вентилятор ЦАГИ УК-2М, з регулюємим кутом установки лопатей.

В залежності від кута нахилу лопатей вентилятора його аеродинамічна характеристика змінюється в межах: продуктивність по повітрю 18–80 м<sup>3</sup>/с; повний тиск 42–403 Па; потужність, що використовується 3,9·10<sup>3</sup>–53·10<sup>3</sup> Вт.

Коефіцієнт тепловіддачі з боку пропану

Визначимо фізичні властивості пропану при його середній температурі в холодильнику:

$$T_{cp.1} = \frac{T_1' + T_1''}{2} = \frac{321 + 314}{2} = 317,5 \text{ К}$$

Коефіцієнт теплопровідності:

$$\lambda_{cp.1} = \frac{0,1346}{\rho_{288}^{288}} (1 - 0,00047 T_{cp.1}) = \frac{0,1346}{1,58} (1 - 0,00047 \cdot 319) = 0,0724 \text{ Вт/(м·К)}$$

Теплоємність:

$$\begin{aligned} c_{cp.1} &= \frac{1}{\sqrt{\rho_{288}^{288}}} (0,762 - 0,00034 T_{cp.1}) = \\ &= \frac{1}{\sqrt{1,58}} (0,762 - 0,00034 \cdot 319) = 0,52 \text{ Дж/(кг·К)} \end{aligned}$$

Відносна густина:

$$\rho_{277}^{T_{cp.1}} = \rho_{277}^{293} - \alpha (T_{cp.1} - 293) = 1,549 - 0,000765 \cdot (317,5 - 293) = 1,53 \text{ кг/м}^3$$

де  $\alpha$  – середня температурна поправка на 1К.

Кінематичну в'язкість пропану при  $T_{cp.1} = 317,5 \text{ К}$  приймаємо по практичним даним:  $\nu_{cp.1} = 0,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ .

Визначимо мінімальну лінійну швидкість руху пропану в трубах холодильника, при якій буде забезпечуватись стійкий турбулентний потік, тобто при якій  $Re_{\min} = 10^4$

$$Re = 10^4 = \frac{\omega_{\min} d_1}{\nu_{cp.1}}$$

Звідки:

$$\omega_{\min} = \frac{\nu_{cp.1} 10^4}{d_1} = \frac{10^4 \cdot 0,6 \cdot 10^{-6}}{0,021} = 0,28 \text{ м/с}$$

Як правило при розрахунку теплообмінників швидкість рідини всередині труб приймають від 0,5 до 2,5 м/с. Для холодильника, що проектується приймаємо швидкість пропану  $\omega = 1,5 \text{ м/с} > \omega_{\min}$ . Тоді:

$$\text{Re} = \frac{1,5 \cdot 0,021}{0,6 \cdot 10^{-6}} = 52500$$

При  $\text{Re} \geq 10^4$  для визначення коефіцієнта тепловіддачі з боку пропану скористаємося формулою :

$$\alpha_1 = 0,021 \frac{\lambda_{cp,1}}{d_1} \text{Re}_{cp,1}^{0,8} \text{Pr}_{cp,1}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_{cp,1}}{\text{Pr}_{\omega,1}} \right)^{0,25} \varepsilon_l$$

де  $\text{Pr}_{cp,1}$  – критерій Прандтля при температурі  $T_{cp,1} = 319 \text{ К}$ ;

$\text{Pr}_{\omega,1}$  – критерій Прандтля при температурі стінки труби з боку пропану  $T_{\omega,1}$ ;

$\varepsilon_l$  – поправочний коефіцієнт, який враховує відношення довжини труби  $L$  до її діаметра, в нашому випадку рівний одиниці.

Знайдемо критерій Прандтля при температурі  $T_{cp,1} = 317,5 \text{ К}$ :

$$\text{Pr}_{cp,1} = \frac{v_{cp,1} c_{p,cp,1} \rho_{cp,1}}{\lambda_{cp,1}} = \frac{0,6 \cdot 10^{-6} \cdot 0,52 \cdot 1100 \cdot 3600}{0,258} = 4,79$$

Попередньо приймаємо (з наступною перевіркою) температуру стінки труби з боку пропану  $T_{\omega,1} = 317 \text{ К}$ . Знаходимо також, як це зроблено вище, фізичні параметри пропану при цій температурі:  $\nu_{\omega,1} = 0,65 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $\rho_{\omega,1} = 1,1$ ;  $\lambda_{\omega,1} = 0,258 \text{ кДж}/(\text{м} \cdot \text{ч} \cdot \text{К})$ ;  $c_{p,\omega,1} = 0,5 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$

Тоді критерій Прандтля при  $T_{\omega,1} = 317 \text{ К}$

$$\text{Pr}_{\omega,1} = \frac{0,65 \cdot 10^{-6} \cdot 0,5 \cdot 1100 \cdot 3600}{0,258 \cdot 10^{-6}} = 4,98$$

і коефіцієнт тепловіддачі з боку пропану:

$$\alpha_1 = 0,021 \frac{0,0724}{0,021} \cdot 52500^{0,8} \cdot 4,79^{0,43} \left( \frac{4,79}{4,98} \right)^{0,25} \cdot 1 = 840 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коефіцієнт теплопередачі для пучка оребрених труб

Для оребрених металевих труб та забрудненої поверхні теплообміну (внутрішньої та зовнішньої) цей коефіцієнт визначається за формулою:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{з.в} + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_л + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_а + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{з.н} \cdot \frac{F_{cm}}{F_n} + \frac{1}{\alpha_k}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{840} + 0,00035 + 0,000022 + 0,000073 + 0,00060 + \frac{0,088}{0,821} \cdot \frac{1}{74,5}} = 160 \text{ Вт/} \left( \text{м}^2 \text{ К} \right)$$

де  $\left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{з.в}$  – тепловий опір внутрішнього шару забруднення [приймаємо для прямогочного пропану рівним  $0,00035 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$  [3];

$\left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_л = \frac{0,002}{91,9} = 0,000022 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$  – тепловий опір латунної стінки труби при  $\delta = 0,002 \text{ м}$  та  $\lambda = 91,9 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  [3];

$\left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_а = \frac{0,0015}{205} = 0,000073 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$  – тепловий опір алюмінієвого шару труби при  $\delta = 0,0015 \text{ м}$  та  $\lambda = 205 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  [3];

$\left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{з.н}$  – тепловий опір зовнішнього шару забруднення – вибираємо в межах  $0,00017 - 0,00086$ , для подальших розрахунків ця величина прийнята рівною  $0,00060 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$  [3];

$F_{cm}$  - площа поверхні 1м гладкої труби,  $\text{м}^2 / \text{м}$ ;

$F_n$  - повна площа поверхні 1м. оребрених труб,  $\text{м}^2 / \text{м}$ .

Площа поверхні 1м. гладкої труби знаходиться за формулою:

$$F_{cm} = \pi \cdot d_3 \cdot 1 = 3,14 \cdot 0,028 \cdot 1 = 0,088 \text{ м}^2 / \text{м}$$

Повна площа поверхні 1м. оребрених труб знаходиться за формулою:

$$F_n = F_p + F_{mp} = 0,761 + 0,06 = 0,821 \text{ м}^2 / \text{м},$$

де  $F_p$  - площа поверхні ребер 1м труб,  $\text{м}^2 / \text{м}$ ;

$F_{mp}$  - площа поверхні частин 1м. труби, яка вільна від ребер,  $\text{м}^2 / \text{м}$ .

Площа поверхні ребер 1м труб знаходиться по формулі:

$$F_p = \pi \cdot x \left( 2 \cdot \frac{d_4^2 - d_3^2}{4} + d_4 \delta_p \right) = 3,14 \cdot 186 \left( 2 \cdot \frac{0,049^2 - 0,028^2}{4} + 0,049 \cdot 0,00085 \right) = 0,761 \text{ м}^2 / \text{м}$$

де  $x=286$  – кількість спіральних витків на 1 м труби (приймаємо конструктивно).

Площа поверхні частин 1м труби, яка вільна від ребер знаходиться за формулою:

$$F_{mp} = \pi \cdot d_3 (1 - x \cdot \delta_p) = 3,14 \cdot 0,028 (1 - 286 \cdot 0,00085) = 0,06 \text{ м}^2 / \text{м}$$

Середній температурний напір

При багатогодовому потоці теплоносія в трубному просторі холодильника (в нашому випадку – пропан) і одноходовому потоці теплоносія в міжтрубному просторі (повітря) середній температурний напір визначається за методом Белокопя:

$$\Delta T_{cp} = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2,3 \lg \frac{\tau_{\max}}{\tau_{\min}}}$$

де  $\Delta T_{cp}$  – середній температурний напір, К;

$\tau_{\max}, \tau_{\min}$  – відповідно більша та менша різниця температур, яка визначається за формулами:

$$\tau_{\max} = \theta + 0,5 \Delta T$$

$$\tau_{\min} = \theta - 0,5 \Delta T$$

де  $\theta$  – різниця середньоарифметичних температур гарячого та холодного теплоносіїв

$$\theta = \frac{T_1' + T_1''}{2} - \frac{T_2' + T_2''}{2}$$

а  $\Delta T$  – характеристична різниця температур.

Розрахуємо  $\Delta T$  за формулою:

$$\Delta T = \sqrt{(\Delta T_1 + \Delta T_2)^2 - 4 P \Delta T_1 \Delta T_2}$$

де  $\Delta T_1 = T_1' - T_1''$  – перепад температур в гарячому потоці;

$\Delta T_2 = T_2' - T_2''$  – перепад температур в холодному потоці;

$P$  – індекс протитоку. В нашому випадку  $P = 0,98$  .

Маємо:

$$\Delta T_1 = 321 - 314 = 7 \text{ К}$$

$$\Delta T_2 = 308 - 296 = 12 \text{ К}$$

$$\Delta T = \sqrt{(7 + 12)^2 - 4 \cdot 0,98 \cdot 7 \cdot 12} = 5,63 \text{ К}$$

$$\theta = \frac{321 + 314}{2} - \frac{296 + 308}{2} = 15,5 \text{ К}$$

$$\tau_{\max} = 15,5 + 0,5 \cdot 5,63 = 18,31 \text{ К}$$

$$\tau_{\min} = 15,5 - 0,5 \cdot 5,63 = 12,69 \text{ К}$$

Тоді:

$$\Delta T_{cp} = \frac{18,31 - 12,69}{2,3 \lg \frac{18,31}{12,69}} = 15,3 \text{ К}$$

Перевіримо температуру стінки труби.

Температуру стінки труби з боку пропану знайдемо за формулою:

$$T_{\omega,1} = T_{cp,1} - \frac{k \Delta T_{cp}}{\alpha_1} = 317,5 - \frac{160 \cdot 15,3}{840} = 314,5 \text{ К}$$

Знайдена температура близька до раніше прийнятої  $T_{\omega,1} = 317 \text{ К}$ .

Поверхня теплообміну холодильника та компоновка труб у ньому

Знаходимо поверхню теплообміну:

$$F = \frac{Q_1}{k \Delta T_{cp}} = \frac{36,3 \cdot 10^3}{160 \cdot 15,3} = 12,5 \text{ м}^2$$

Кількість труб:

$$N = \frac{F}{F_1} = \frac{12,5}{0,352} = 36$$

де  $F_1 = 3,14 \cdot 0,028 \cdot 4 = 0,352 \text{ м}^2$  – поверхня теплообміну однієї труби.

Висновок: В результаті розрахунку визначена площа поверхні теплообміну  $F = 12,5 \text{ м}^2$ , кількість труб приймаємо 40. За цими даними вибираємо нормалізований теплообмінник АПО-9,8-Ж-0,6М1-В/6-6-4,94-У1



ТУ3612-0,87-00220302-2004 – апарат повітряного охолодження пропану, горизонтальний теплообмінник з повітряним охолодженням. Апарат призначений для використання на відкритому повітрі в мікрокліматичних районах з помірним кліматом, з середньою температурою повітря в продовж 5 діб підряд в найбільш холодний період не нижче мінус 40 °С

Тиск в корпусі і трубах 1,6 МПа, з оребреними теплообмінними трубами внутрішнім діаметром 21 мм і довжиною 4 метрів.

## Перелік посилань

1. Промышленная технология лекарств. / Под ред. проф. В.И Нускова, Изд. УкрФА, Харьков, - 1999, - 559 стр.
2. Проектирование процессов и аппаратов пищевых производств. / Под ред. Проф. Стабникова В.Н., Вища школа., К.: - 1982, - 199 с.
3. Машины и аппараты химических производств. / Под ред. д-ра техн. наук., проф. И.И.Чернобыльского, изд. 3-е перераб. и доп. М. Машиностроение, -1974,-456 с.
4. Дытнерский Ю.И. Основные процессы и аппараты химической технологии. Пособие по курсовому проектированию. М.: Химия, - 1983, - 272с.
5. Домашнее А.Е. Конструирование и расчет химических аппаратов - М.: Государственное политехническое издательство машине строительной литературы, - 1961, - 464 с.
6. Лацинский А.А. Конструирование сварных химических аппаратов. Справочник - Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, -1981, - 382 с.
7. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков АА. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Л.: Химия, - 1981|, - 560 с.
8. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. Справочное пособие. М: Энергоиздат, - 1990, - 367 с.
9. Машины и аппараты химических производств: примеры и задачи. Под общей ред. В.Н. Соколова. Л.: Литература машиностроения. Ленинградское отделение. - 1982, - 384 с.
10. Райзен ПИ, Дулькин Й.П. Тепловой расчет ребренных поверхностей. М: Энергия, - 1977, - 267 с.
11. Теплообменные аппараты холодильных установок. Под общ. Ред. Г.Н. Даниловой. М.: Машиностроение, - 1986, - 203 с.
- 12.Эмирджанов Р.Т. Лемберанский Р.А., основы технологических расчетов нефтепереработке и нефтехимии. – М. Химия, - 1989. – 192 с.
13. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. Изд. 2-е стереотип. М., «Энергия» 1977. 344 с.

14. Татанайко Ю.М., Воронцов Е.Г. Методы расчета и исследования пленочных процессов. – Киев: Техніка. 1975. -312 с.

15. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А., Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. – М. –Л. Химия, 1971, - 444 с.

16. Кузнецов А.А., Кагерманов С.М., Судаков Е.И. Расчеты процессов и аппаратов нефтеперерабатывающей промышленности. Изд. 2-е пер. и доп. Л., «Химия», 1974. 344 с.

Дадаток А. Графіки для визначення поправочних коефіцієнтів  $P$  і  $R$

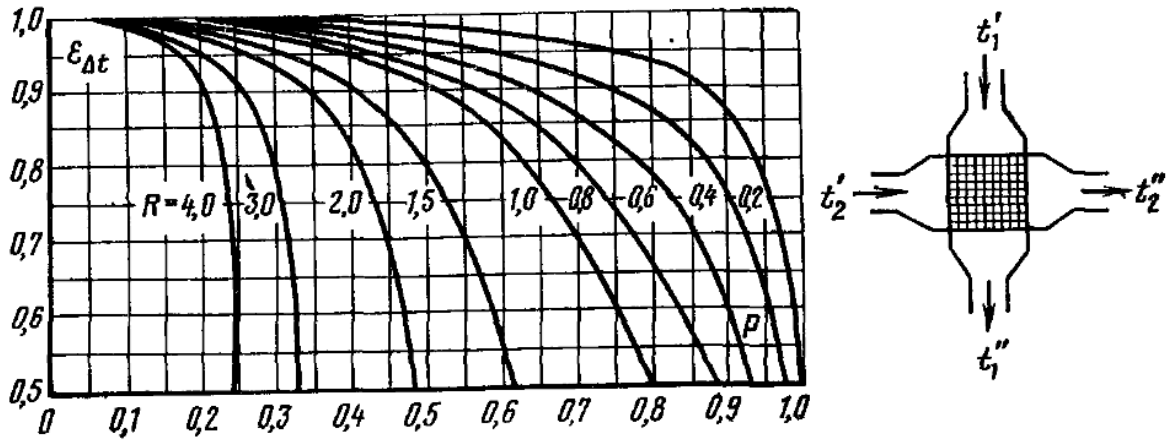


Рисунок А1 – Поправка  $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$

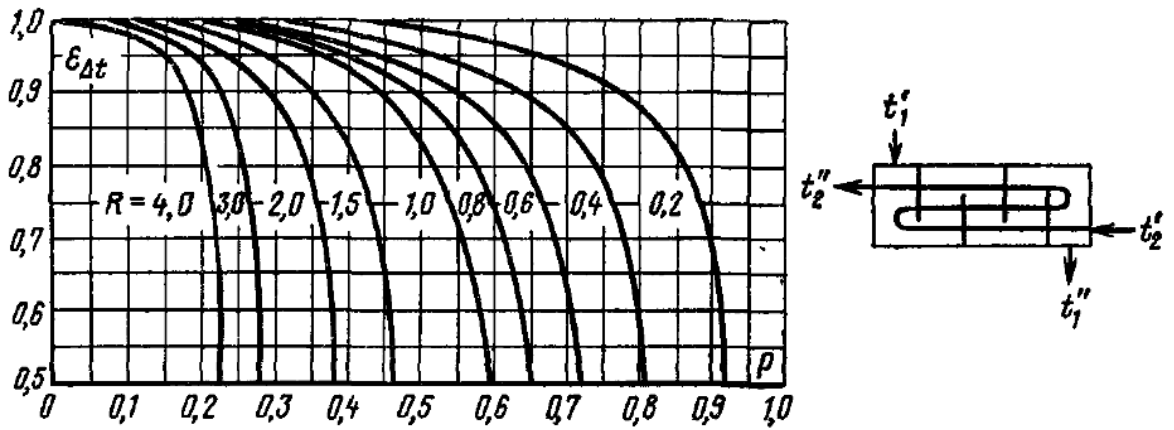


Рисунок А2 – Поправка  $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$

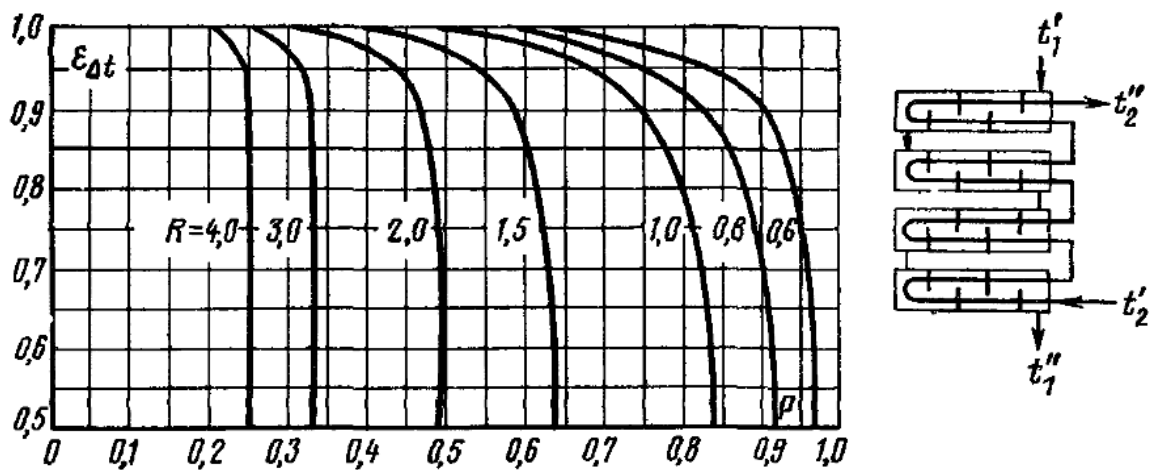


Рисунок А3 – Поправка  $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$

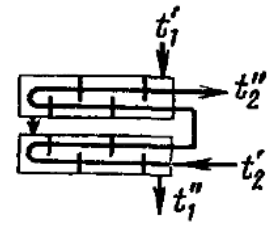
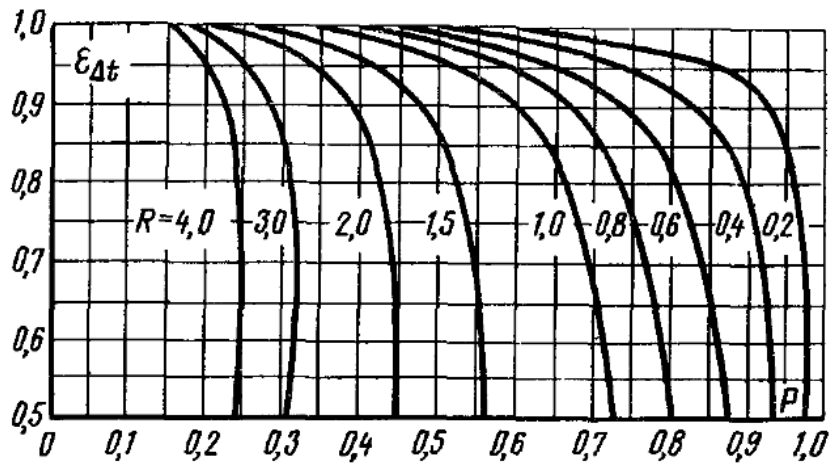


Рисунок А4 – Поправка  $\epsilon_{\Delta t} = f(P, R)$

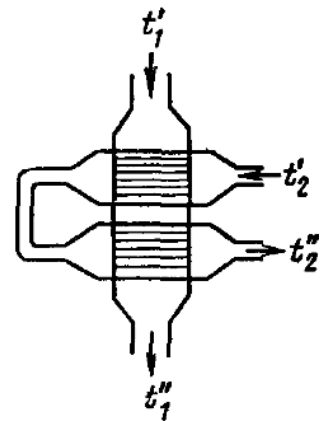
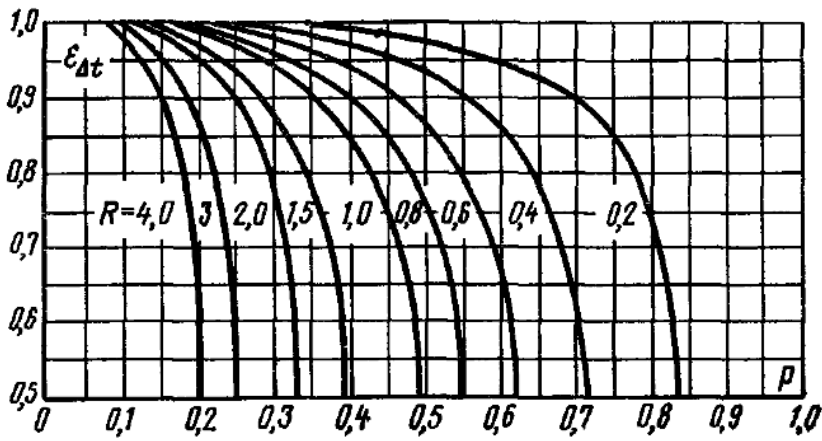


Рисунок А5 – Поправка  $\epsilon_{\Delta t} = f(P, R)$

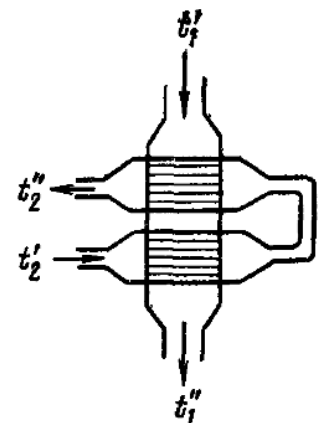
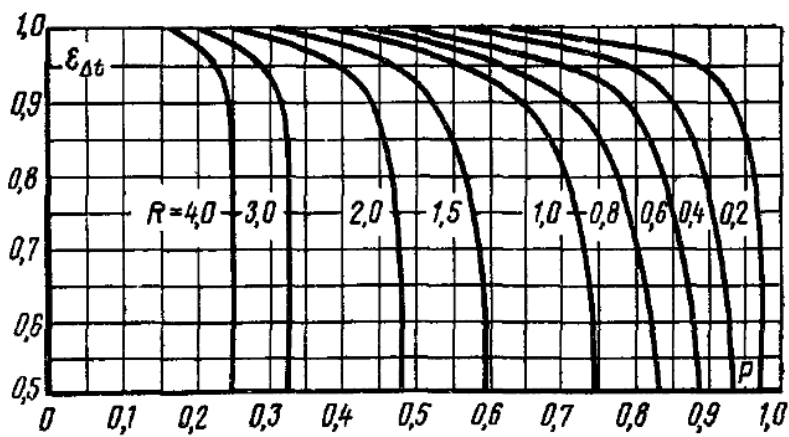


Рисунок А6 – Поправка  $\epsilon_{\Delta t} = f(P, R)$

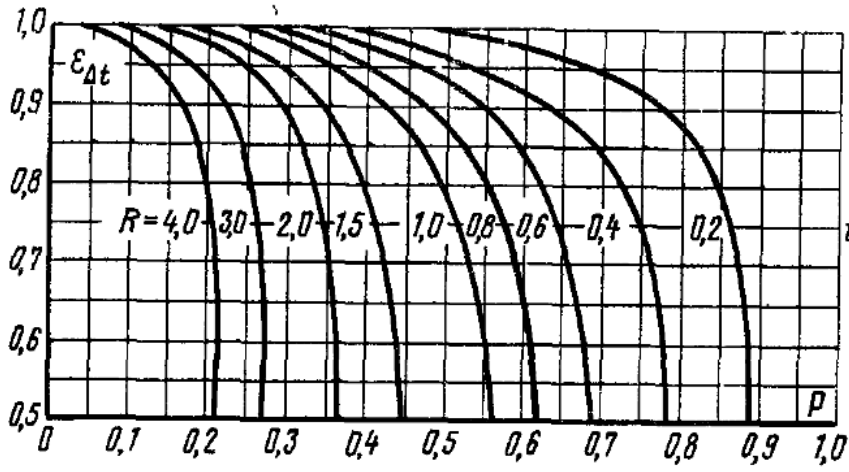


Рисунок А7 – Поправка  $\varepsilon_{\Delta t} = f(p, R)$

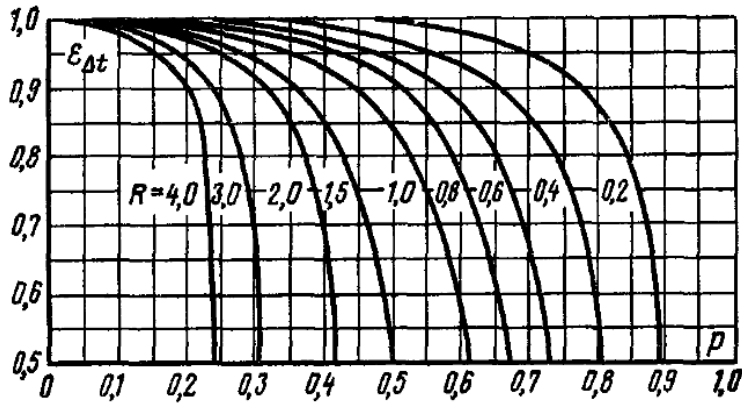


Рисунок А8 – Поправка  $\varepsilon_{\Delta t} = f(p, R)$

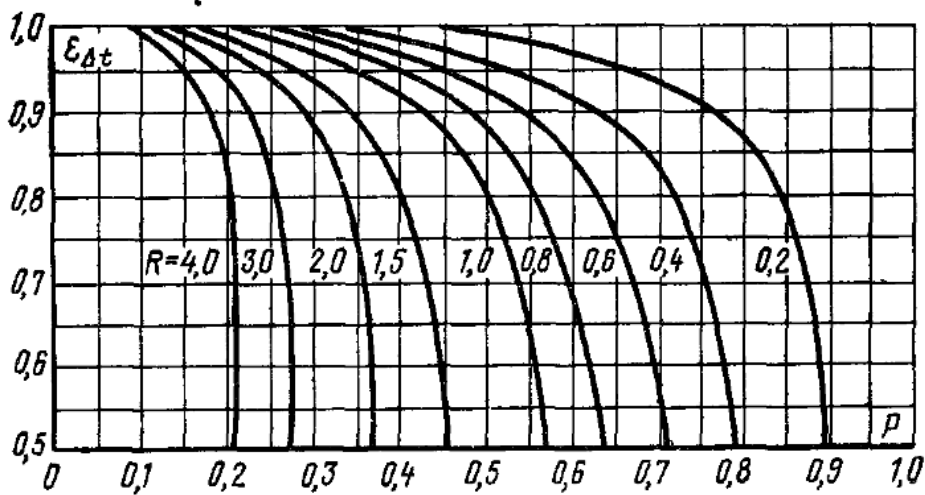


Рисунок А9 – Поправка  $\varepsilon_{\Delta t} = f(p, R)$

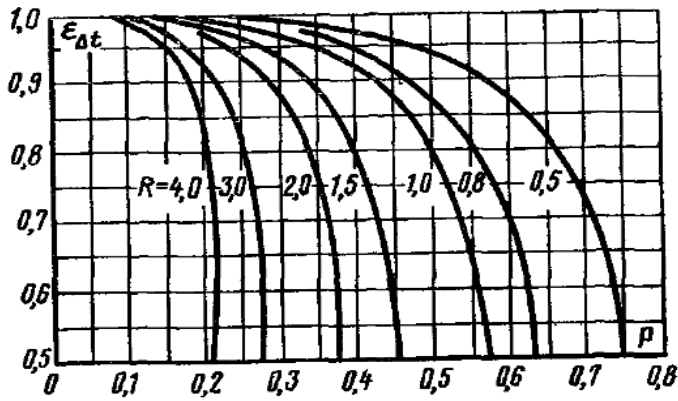


Рисунок А10 – Поправка  $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$

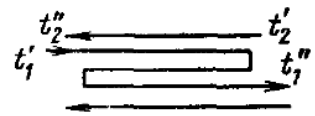
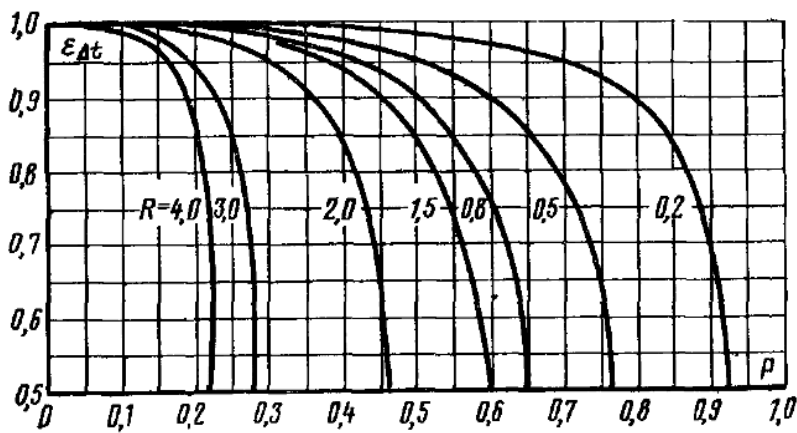


Рисунок А11 – Поправка  $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$

Додаток Б. Фізичні властивості насиченої водяної пари

Температура	Абсолютний тиск	Густина	Питома теплота пароутворення
t, К, (°С)	p, МПа	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	r, кДж/кг
373, (100)	0,1013	0,598	2256,8
383, (110)	0,1430	0,826	2230,0
393, (120)	0,1980	1,121	2202,8
403, (130)	0,2700	1,496	2174,3
413, (140)	0,3610	1,966	2145,0
423, (150)	0,4760	2,547	2114,4

Додаток В. Фізичні властивості димових газів

$$P_B = 760 \text{ мм рт. ст.} \approx 1,01 \cdot 10^5 \text{ Па}; \overline{P_{\text{CO}_2}} = 0,13; \overline{P_{\text{H}_2\text{O}}} = 0,11; \overline{P_{\text{N}_2}} = 0,76$$

$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$\rho, \text{ кг/м}^3$	$c_p,$ кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^3,$ кДж/(кг·К)	$a \cdot 10^6,$ м <sup>2</sup> /с	$\mu \cdot 10^6,$ Па·с	$\nu \cdot 10^6,$ м <sup>2</sup> /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	0,301	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 Г. Фізичні властивості води

Темпе- ратура	Густина	Питома масова теплоємність	Коефіцієнт теплопровідності	Кінематична в'язкість	Коефіцієнт об'ємного розширення
t, К, (°С )	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	c, Дж/(кг·К)	$\lambda$ , Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$\beta \cdot 10^3$ , К <sup>-1</sup>
273, (0)	999,6	4212	0,551	1,789	-0,06
283, (10)	999,7	4191	0,575	1,306	0,08
293, (20)	998,2	4183	0,599	1,006	0,21
303, (30)	995,7	4174	0,618	0,805	0,30
313, (40)	992,2	4174	0,634	0,659	0,39
323, (50)	988,1	4174	0,648	0,556	0,43
333, (60)	983,2	4179	0,659	0,478	0,53
343, (70)	977,8	4187	0,668	0,415	0,58
353, (80)	971,8	4195	0,675	0,365	0,63
363, (90)	965,3	4208	0,680	0,326	0,69
373, (100)	958,4	4220	0,683	0,285	0,75

Додаток Д. Показники деяких конструкцій теплообмінників

Тип теплообмінника	Ефективність			Технологічність			Працездатність			Компактність і металоємкість		
	здійснення декількох ходів по межтрубному просторі	Можливість здійснення чистого проти-току	Можливість одержання більш швидкостей поза трубами	Можливість одержання більш швидкостей у трубах	Можливість виготовлення із чавуну та легких матеріалів	Зручність і можливість виготовлення зі сталі й пластичних матеріалів	Доступність для чистки міжтрубного простору	Доступність для ремонту труб	Доступність для чистки труб	Вага на 1 м <sup>2</sup> поверхні	Поверхня на одиниці об'єму в м <sup>2</sup> /м <sup>3</sup>	Витрата матеріалу на одиницю тепла, що передається
Зрошувальні	■	▼	□	□	■	■	□	■	■	3-6	45-60	0,5-2
Труба в трубі (не рознімні)	■	■	■	□	■	□	□	□	□	4-15	175	1,5-3
Труба в трубі (рознімні)	■	■	■	□	■	■	■	■	■	4-10	200	2-4,5
Кожухотрубні жосткі та з лізовими компенсаторами	■	▼	▼	▼	■	□	■	□	▼	18-40	35-80	1
Кожухотрубні з пучком, що витягаються	■	▼	▼	▼	■	▼	■	■	▼	18-40	30-50	1
Спиральні	■	■	■	□	■	▼	□	□	▼	34-72		0,2-0,9

1. Позначення примітки:

2. У графах "компактність і металоємкість" наведені дані В.М. Рамма [2], (витрати металу на кожухотрубні теплообмінники приймаються рівними одиниці).

■ - повністю задовольняють умовам, ▼ - частково задовольняють умовам, □ - не відповідають конструктивним умовам

Додаток Е. Теплообмінники типу "труба в трубі"

Основні параметри	Апарат				
	Розбірні одно і дво- поточні малогаба- ритні	Нероз- бірні одно- поточні мало- габаритні	Розбірні однопоточні	Нерозбірні одно- поточні	Розбірні багато- поточні
Зовнішній діаметр теплообмінних труб, мм	25; 38; 48; 57		76; 89; 108;133; 169		38; 48; 57
Зовнішній діаметр кожухових труб, мм	57; 76;89; 108		108; 133 159; 219		89;108
Довжина кожухових труб, мм	1,5; 3,0; 6,0; 4,5		4,5; 6,0; 9,0	6,0; 9,0; 12,0	3,0; 6,0; 9,0
Поверхня теплообміну, м <sup>2</sup>	0,5 - 5,0	0,1 - 1,0	5,0-18,0	1,5- 6,0	5,0-93,0
Прохідні розрізи, м <sup>2</sup> · 10 <sup>4</sup>					
Всередині теплообмінних труб	2,5-35,0	2,5-17,5	5,0- 170	45 – 170	35-400
Зовні теплообмінних труб	6,0- 100	6,0- 60	50-195	50 - 195	150- 1000
Умовний тиск, МПа					
Всередині теплообмінних труб	6,4; 10,0; 16,0	6,4; 10,04 16,0	1,6; 4,0	1,6; 4,0; 6,4; 10,0; 16,0	1,6; 4,0
Зовні теплообмінних труб	1,6; 4,0; 6,4	4,0; 6,4; 10,0; 16,4	1,64 4,0	1,6; 4,0; 6,4; 10,0	1,6; 4,0

Додаток Є. Параметри та характеристики апаратів повітряного охолодження апаратів типу АВГ 35 (число трубних секцій в апараті  $n_c = 3$  )

Число рядів труб в секції	Число ходів по трубам $n_x$	Коефіцієнт «ореб – рення» $\phi$	Число труб		Повна зовнішня «оребрена» поверхня апарата $F, \text{ м}^2$		Сумарна площа найбільш вузького міжтрубного перетину $S, \text{ м}^2$	
			в секції	в апараті	Довжина труб (l, м)			
					4	8	4	8
4	1, 2, 4	9	94	282	875	1770	5,35	11,02
		14,6	82	246	1250	2500	5,55	11,40
6	1. 2, 3, 6	9	141	423	1320	2640	5,35	11,02
		14,6	123	369	1870	3800	5,3	11,40
8	1, 2, 4, 8	9	188	564	1740	3500	5,3	11,02
		14,6	164	492	2500	5100	5,3	11,40

Додаток Ж. Параметри та характеристики апаратів повітряного охолодження типу АВЗ ( число труб  $n_c = 6$ , довжина труб  $l = 6$  м)

Число рядів труб	Коефіцієнт оребрення труб	Загальне число труб	Поверхня теплообміну при різному внутрішньому діаметрі $d_{вн}, \text{ м}^2$					
			повна	Внутрішня		повна	Внутрішня	
				$d_{вн} = 21 \text{ мм}$	$d_{вн} = 22 \text{ мм}$		$d_{вн} = 21 \text{ мм}$	$d_{вн} = 22 \text{ мм}$
			Довжина труб 4000 мм			Довжина труб 8000 мм		
4	9	94/282	32/97	25/75	26/78	66/197	50/150	52/156
			(290/875)			(590/1770)		
	14,6	82/246	28/85	22/66	23/70	57/170	43/130	45/135
			(415/1250)			(830/2500)		
6	9	141/423	49/147	37/111	39/117	98/285	74/222	78/234
			(440/1320)			(880/2640)		
	14.6	123/369	43/129	32/96	34/102	85/285	65/195	67/202
			(620/1870)			(1260/3800)		

Додаток 3. Орієнтовні значення коефіцієнтів теплопередачі й теплового навантаження

Вид охолодження	$K$	$q$ (Вт/м <sup>2</sup> ) при $t_k - t_n$ (K)			
		8-15	15-20	20-40	40-75
Охолодження рідин	17-37	До 470	470-700	700-1000	1000-1750
Охолодження газів	9-30	290 - 350	350-480	480-700	--
Конденсація перегрітої пари холодоагентів	14-30	130-230	230-350	350-640	--
Конденсація насиченої пари	32-42	--	До 700	700-870	870-2100
Охолодження парогазової суміші з конденсацією одного або декількох компонентів	21-32	--	400-580	580-750	750-1000

Додаток К. Параметри пластинчастих теплообмінників

Параметр теплообмінника	Тип пластини		
	Пр-0,3	Пр-0,5Е	Пр1-0,5М
Розміри пластин, мм			
Довжина $L$ , мм	1370,00	1380,00	1380,0
Ширина $B$ , мм	300,00	500,00	500,0
Площа поверхні теплообміну однієї пластини $F_1$ , м <sup>2</sup>	0,30	0,50	0,5
Еквівалентний діаметр каналу $d_e \cdot 10^3$ , м	8,00	8,00	9,6
Площа перерізу каналу $f_k \cdot 10^3$ , м <sup>2</sup>	1,10	1,80	2,4
Приведена довжина каналу $l_k$ , м	1,12	1,05	1,0
Товщина пластини, мм	1,00	1,00	1,0
Діаметр штуцера, що приєднується $d_u$ , мм	50,00	150,00	150,0

## Додаток Д

Поверхня теплообміну (по  $d_{зov}$ ) випарника ИН і ИК і конденсаторів ИК та КК з трубами 25×2 мм за ГОСТ 15119-79 і ГОСТ 15121-79

Діаметр кожуха (внутрішній), мм	Число труб		Довжина труб				Типи апаратів
	загальне	на один хід	2	3	4	5	
			Площа поверхні теплообміну м <sup>2</sup> (по $d_{зov}$ )				
<b>Одноходові</b>							
600	261	261	40	61	81	-	Випарники ИН, ИК
800	473	473	74	112	150	-	
1000	783	783	121	182	244	-	
1200	1125	1125	-	260	348	-	
1400	1549	1549	-	358	480	-	
<b>Двоходові</b>							
600	244	122	-	57	76	114	Конденсатори ИК, КК
800	450	225	-	106	142	212	
1000	754	377	-	175	234	353	
1200	1090	545	-	-	338	509	
1400	1508	754	-	-	-	706	
<b>Чотирьохходові</b>							
600	210	52,5	-	49	65	98	Конденсатори ИК, КК
800	408	102	-	96	128	193	
1000	702	175,5	-	163	218	329	
1200	1028	257	-	-	318	479	
1400	1434	358,5	-	-	-	672	
<b>Шестихходові</b>							
600	198	33	-	46	62	93	Конденсатори ИК, КК
800	392	65,3	-	93	123	185	
1000	678	113	-	160	213	319	
1200	1000	166,6	-	-	314	471	
1400	1400	233,3	-	-	-	659	

## Додаток Е

Кількість ходів по трубах  $K$ , загальне число труб  $n$ , площа прохідних перетинів одного ходу по трубах  $S_T$  і перерізі перегородки  $S_{С.ж.}$  відстані по діагоналі до хорди сегменту  $h_1$  та допустима різниця температур кожуха ( $t_K$ ) і труб ( $t_T$ ) при  $P_y \leq 1,0$  МПа і  $t_T \leq 250$  °С для труб 25×2 мм з кроком 32 мм для Сталі 10 і 20.

Діаметр кожуха (внутрішній), мм	$K$	$n$	$S_T$	$S_{С.ж.}$	$h_1$	$(t_K - t)_{\text{макс}}, K$ (для ТН, ХН, КН, ИН)
150	1	13	0,4	0,5	25	Для ХН 20 Для ТН 30
259	1	37	1,4	1,3	40	
325	1	61	2,1	1,4	55	
	2	52	0,9			
400	1	111	3,8	2,2	68	30
	2	100	1,7			
600	1	261 (279)	9,0	4,9	111	40
	2	244 (262)	4,2			
	4	210 (228)	1,8			
	6	198 (216)	1,14		166	
800	1	473 (507)	16,7	7,7	166	
	2	450 (484)	7,8			
	4	408 (442)	3,1			
	6	392 (426)	2,2		194	
1000	1	783 (813)	27,0	12,1	194	50 Для ТН 60
	2	754 (784)	13,1			
	4	702 (732)	6,0			
	6	678 (708)	3,8		250	
1200	1	1125 (1175)	39,0	16,8	222	60
	2	1090 (1140)	13,9			
	4	1028 (1078)	8,5			
	6	1000 (1050)	5,7		305	

Примітка: 1. У дужках вказано загальна кількість труб для випадку, коли немає відбійників і труби добавлено з двох сторін див. ГОСТ 15118-79.

2. Значення  $h$ , приведено для теплообмінників і холодильників.

### Додаток 3

Основні характеристики теплообмінників ТН і ТК; Холодильників ХН і ХК з трубами 25x2 мм (ГОСТ 15118-79, ГОСТ 15120-79, 15122-79)  $n_p$  – число рядів труб по вертикалі для горизонтальних апаратів - по ГОСТ 15118-79;  $h$  – відстань між перегородками

Діаметр кожуха внутрішній D, мм	Число труб n	Довжина труб l, м							Прохідний переріз, м <sup>2</sup>			$n_p$	h, мм
		1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	$S_T \cdot 10^2$	$S_M \cdot 10^2$	$S_{B,П} \cdot 10^2$		
		Поверхня теплообміну F, м <sup>2</sup>											
1	2	3							4	5	6	7	8
Одноходові													
159*	13	1,0	1,5	2,0	3,0	-	-	-	0,5	0,8	0,4	5	100
273*	37	3,0	4,5	6,0	9,0	-	-	-	1,3	1,1	0,9	7	130
325*	62	-	7,5	10,0	14,5	19,5	-	-	2,1	2,9	1,3	9	180
400	111	-	-	17	26	35	52	-	3,8	3,1	2,0	11	250
600	257	-	-	40	61	81	121	-	8,9	5,3	4,0	17	300
800	465	-	-	73	109	146	219	329	16,1	7,9	6,9	23	350
1000	747	-	-	-	176	235	352	528	25,9	14,3	10,6	29	520
1200	1083	-	-	-	-	340	510	765	37,5	17,9	16,4	35	550
Двохходові													
325*	56	-	6,5	9,0	13,0	17,5	-	-	1,0	1,5	1,3	8	180
400	100	-	-	16,0	24,0	31,0	47	-	1,7	2,5	2,0	10	250
600	240	-	-	38	57	75	113	-	4,2	4,5	4,0	16	300
800	442	-	-	69	104	139	208	312	7,7	7,0	6,5	22	350
1000	718	-	-	-	169	226	338	507	12,4	13,0	10,6	28	520
1200	1048	-	-	-	-	329	492	740	17,9	16,5	16,4	34	550
Трьохходові													
600	206	-	-	32	49	65	97	-	1,8	4,5	4,0	14	300
800	404	-	-	63	95	127	190	285	3,0	7,0	6,5	20	350
1000	666	-	-	-	157	209	314	471	5,5	13,0	10,6	26	520
1200	986	-	-	-	-	310	464	697	8,4	16,5	16,4	32	550
Чотирьохходові													
600	196	-	-	31	46	61	91	-	1,1	4,5	3,7	14	300
800	384	-	-	60	90	121	181	271	2,2	7,0	7,0	20	350
1000	642	-	-	-	151	202	302	454	3,6	13,0	10,2	26	520
1200	958	-	-	-	-	301	451	677	5,2	16,5	14,2	32	550



## Додаток К

Застосування кожухотрубних теплообмінних апаратів із сталевими трубами  $P_{\text{раб}}$  – граничний робочий тиск, що залежить від характеристики і температури середовища;  $1 \text{ кгс/см}^2 \approx 0,1 \text{ МПа}$ .

Тип апарату	Застосування і норми	
	В кожусі	В трубах
Теплообмінники ТН і ТК (ГОСТ 151122-79)	Нагрів і охолодження рідких та газоподібних середовищ	
	Температура теплообмінних середовищ від -70 до +350 °С	
	$p_{\text{усл}}$ для ТН від 6 до 25 $\text{кгс/см}^2$	$p_{\text{умовн}}$ від 6 до 16 $\text{кгс/см}^2$
	$p_{\text{умовн}}$ для ТК від 6 до 16 $\text{кгс/см}^2$	
Конденсатори КН и КК (ГОСТ 151121-79)	Середовище, що конденсується	Охолоджуюче середовище
	Температура від 0 до +350 °С	Вода, чи інша нетоксична, не вибухо- і не пожежонебезпечне середовище
	$p_{\text{умовн}}$ для КН від 6 до 25 $\text{кгс/см}^2$	
	$p_{\text{умовн}}$ для КК від 6 до 16 $\text{кгс/см}^2$	
Холодильники ХН і ХК (ГОСТ 151120-79)	Охолоджуюче середовище	Температура від -20 до +60 °С
	Температура від -20 до +300 °С	
	$p_{\text{умовн}}$ для ХН від 6 до 40 $\text{кгс/см}^2$	$p_{\text{умовн}}$ до 6 $\text{кгс/см}^2$
	$p_{\text{умовн}}$ для ХК від 6 до 16 $\text{кгс/см}^2$	
Випарники ИН і ИК (ГОСТ 151119-79)	Гріюче середовище	Середовище, що випарюється
	Температура гріючого середовища і середовища, що випарюється від -30 до +350 °С	
	$p_{\text{умовн}}$ для ИН від 6 до 40 $\text{кгс/см}^2$	$p_{\text{умовн}}$ від 6 до 10 $\text{кгс/см}^2$
	$p_{\text{умовн}}$ для ИК від 6 до 16 $\text{кгс/см}^2$	